现代机械设计师手册

下册

闻邦椿　主编

机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

现代机械设计师手册

闻邦椿　主编

机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

《现代机械设计师手册》篇目

篇次	章　　名
上　　册	
第 1 篇 机械设计基础资料	1. 常用设计资料　2. 机械制图　3. 极限与配合、几何公差及表面结构　4. 机械工程材料
第 2 篇 机构分析与设计	1. 机构的组成原理与分析方法　2. 平面连杆机构设计　3. 凸轮机构设计　4. 步进机构　5. 机械系统运动方案设计与机构选型
第 3 篇 连接与弹簧	1. 螺纹与螺纹连接　2. 轴毂连接与销连接　3. 焊接、铆接与粘接　4. 弹簧
第 4 篇 机械传动	1. 摩擦轮传动与螺旋传动　2. 带传动　3. 链传动　4. 渐开线圆柱齿轮传动　5. 圆弧齿轮传动　6. 锥齿轮传动　7. 蜗杆传动　8. 减速器与无级变速器
第 5 篇 轴系零件与轴承	1. 轴　2. 滑动轴承　3. 滚动轴承　4. 联轴器、离合器与制动器
下　　册	
第 6 篇 润滑与密封	1. 润滑　2. 密封
第 7 篇 起重机零部件和操作件	1. 起重机零部件　2. 操作件
第 8 篇 流体传动	1. 液压传动　2. 气压传动
第 9 篇 机电一体化设计、电动机与常用电器	1. 机电一体化设计　2. 电动机与常用电器
第 10 篇 现代设计方法	1. 创新设计　2. 有限元设计　3. 优化设计　4. 机械系统的振动设计　5. 疲劳强度设计　6. 可靠性设计　7. 机械产品造型与人机工程设计　8. 数字化设计　9. 机械产品系统化设计

现代机械设计师手册

下　册

主　编　闻邦椿
副主编　张义民　鄂中凯　孙志礼
陈良玉　宋锦春

机 械 工 业 出 版 社

《现代机械设计师手册》是与《机械设计手册》（第5版、6卷本）配套编写的，是《机械设计手册》的缩编本。它既编入了《机械设计手册》的最主要内容，又大量缩减了篇幅，更加简便、实用。它与《机械设计手册》，既相互独立又可配合使用。

《现代机械设计师手册》涵盖了常规设计与现代设计方法的精华，它的特点是篇幅小、体系新、内容新、系统、全面、可靠、实用，便于查阅和携带。

全书共10篇，分上下两册出版。上册包括机械设计基础资料，机构分析与设计，连接与弹簧，机械传动，轴系零件与轴承；下册包括润滑与密封，起重机零部件和操作件，流体传动，机电一体化设计、电动机与常用电器，现代设计方法。

本书供从事机械设计、维护及有关工程技术人员作为工具书使用，也可供大专院校有关专业的教师、学生参考使用。

图书在版编目（CIP）数据

现代机械设计师手册. 下册/闻邦椿主编. —北京：机械工业出版社，2012.6
ISBN 978-7-111-38331-4

Ⅰ.①现… Ⅱ.①闻… Ⅲ.①机械设计－技术手册 Ⅳ.①TH122－62

中国版本图书馆CIP数据核字（2012）第094745号

机械工业出版社（北京市百万庄大街22号 邮政编码100037）
策划编辑：曲彩云 责任编辑：曲彩云
版式设计：霍永明 责任校对：刘秀丽 任秀丽
封面设计：姚 毅 责任印制：杨 曦
北京京丰印刷厂印刷
2012年9月第1版第1次印刷
184mm×260mm·88.25印张·4插页·2699千字
0 001—4 000册
标准书号：ISBN 978-7-111-38331-4
定价：248.00元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务		网络服务	
社服务中心：	（010）88361066	教材网：	http://www.cmpedu.com
销售一部：	（010）68326294	机工官网：	http://www.cmpbook.com
销售二部：	（010）88379649	机工官博：	http://weibo.com/cmp1952
读者购书热线：	（010）88379203	**封面无防伪标均为盗版**	

前　言

为顺应现代机械设计发展趋势，根据新编内容将《新编机械设计师手册》改名为《现代机械设计师手册》。

《现代机械设计师手册》与《机械设计手册》（第5版、6卷本）配套编写，是《机械设计手册》的缩编本。它既编入了《机械设计手册》的最主要内容，又大量缩减了篇幅，更加简便实用。它与《机械设计手册》既相互独立又可配合使用，从而形成了机械设计工具书的完整体系。

本手册的编写中贯彻科学性、先进性、实用性、可靠性的编写原则。根据编写原则，为更好地适应现代机械设计的发展潮流，着力在以下方面作了修订和充实。

一、在采用和贯彻新标准方面

本手册采用了2011年12月以前出版发行的相关国家新标准和相关的国际新标准，标准更新率达66%以上，其中2008年到2010年的新标准超过200个。例如焊缝的表达及标注，圆柱齿轮精度制、平面二次包络蜗杆减速器及滚动轴承座等都是2008年颁布的新国家标准；极限与配合，球墨铸铁、铸钢、流体传动系统及元件图形符号等都是2009年颁布的新国家标准，灰铸铁、可锻铸铁、重要用途碳素弹簧钢丝等6种材料及Y系列（IP23）等8个系列的三相异步电动机等都是2010年颁布的新国家标准。

本版手册重视贯彻国家标准，例如对几何公差——形状、方向、位置和跳动公差标注（GB/T 1182—2008），表面结构的表达法（GB/T 131—2006）等，本版手册的所有插图都是按新国家标准标注的，可以作为范例，供读者参考。

二、在新材料、新元件、新产品方面

（1）编入了新的工程材料钛及钛合金，充实了不锈钢、耐热钢材料和新型复合材料的内容。

（2）机构分析与设计篇中编入了新型的并行机构与欠驱动机构的图例。减速器与无级变速器章中编入了新型金属带式无级变速器。流体传动篇中的内容、元件和产品作了大幅度的更新，例如编入新出现的具有广泛应用前景的螺纹插装阀。

三、在新的设计计算方法方面

按照国家标准GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》、GB/T 10062—2003《锥齿轮承载能力计算方法》重新构建了实用、合理的齿轮设计体系。对圆柱齿轮和锥齿轮按照初步确定齿轮尺寸的简化计算、简化疲劳强度校核计算和一般疲劳强度校核计算编排了三种设计计算方法，以满足不同场合不同要求的齿轮设计要求。

按照最新国家标准GB/T 17587.4—2008《滚珠丝杠副　第4部分：轴向静刚度》、GB/T 17587.5—2008《滚珠丝杠副　第5部分：轴向静载荷和动载荷及使用寿命》，在国内首次整理更新了滚珠丝杠传动选用、评估的计算方法和计算实例。

在机构分析与设计篇中新编了机械系统运动方案设计与机构型式选择一章，这有利于对机构进行综合和便于读者选用机构。

四、在机电一体化设计方面

机械技术与电子技术相结合已成为当前装备制造业的主流和发展趋向，机电一体化是现代机械技术的重要特征。为适应机电一体化技术的发展需要，本版手册专辟一篇机电一体化设计、电动机与常用电器。机电一体化设计部分主要从实用出发编入了机电一体设计及机电控制的有关内容，并编入多个大型应用实例作为设计范例。

五、在精选现代设计方法方面

近年来出现了很多现代设计方法，为了使其有序可循，本手册对其进行了分类，在此基础上着眼于实用精选了9种现代设计方法，按照新的分类依次编入手册。

(1) 创新设计是现代机电产品提高竞争力的重要技术和方法。在这一章中，在概要介绍创新设计的基本理论、创新思维、创新技法的基础上，基于国际上著名的发明问题解决理论（TRIZ），就情景分析、理想设计、创新设计中的技术进化和技术预测、冲突以及冲突解决原理、物质——场模型方法等介绍了创新设计的系统化方法。介绍了29种创新思维方法，30种创新技术，40条发明创造原理，并通过大量应用实例开拓创新设计思路。

(2) 在第1版的基础上，本着简明化、实用化的原则，本版手册对有限元设计、优化设计、机械系统的振动设计、疲劳强度设计、可靠性设计、机械产品的造型与人机工程设计等比较成熟的现代设计方法，做了全面修订和充实，吸收了最新研究成果，增加了系列应用实例。

(3) 随着机械产品设计由传统设计模式向现代设计模式的转变，数字化设计已成为现代化大型机械产品设计必备的设计工具。为此，本版手册开辟专章编写数字化设计。该章全面编入了数字化设计的流程、数字化设计的几何建模技术、数字化样机设计技术、数字化设计中的KBE技术、数字化仿真与分析技术、基于逆向工程的数字化设计，协同设计等。本章还编入了现代化大型的全断面掘进机及新型摩托车的数字化设计实例作为数字化设计的范例。

(4) 开辟专章编入机械产品系统化设计。该系统化设计是一种基于系统工程的产品深层次的系统化设计理论和方法。它以产品功能设计、性能设计、产品质量检验和评估为基本目标，将产品设计过程分为准备阶段、规划阶段、实施阶段和设计质量检验阶段等四个阶段，以准备阶段的3I调研、规划阶段的7D规划、实施阶段的深层次1+3+X系统化设计和设计质量检验阶段的3A检验为基本要点构成系统化设计的新体系，它是由闻邦椿院士在国际上首次提出并建立，已经在我国京沪高速列车动车及压缩机等工程中成功应用并获得重大社会效益和重大经济效益。手册中对该系统化设计法作了系统论述，并给出了大型综合应用实例，对我国大型、复杂、现代化机械产品的设计具有指导和示范作用。

本版手册主编闻邦椿，副主编张义民、鄂中凯、孙志礼、陈良玉、宋锦春。

参加编写的人员有：鄂中凯（第1篇第1章），黄英、李小号（第1篇第2、3章），巩云鹏、张伟华（第1篇第4章、第4篇第4、5章、第5篇第1章），李树军、孟祥志（第2篇第1、2、3、4、5章），吴自通（第3篇第1、2、3章），孙德志、刘炜丽（第3篇第4章，第4篇第3章），陈良玉（第4篇第1、6、7章），修世超（第4篇第2章、第6篇第2章），程乃士、刘温、程越（第4篇第8章），孙志礼、闫玉涛、杨强（第5篇第2、4章，第10篇第6章部分内容），王金、李贵华（第5篇第3章），丁津原、陈卓君（第6篇第1章），郑夕健、鄂晓宇、谢正义（第7篇第1、2章），宋锦春、陈建文、张志伟（第8篇第1、2章），刘杰、李允公、刘宇、戴丽（第9篇第1章），史家顺、朱立达、孙晓巍

（第9篇第2章），赵新军、孙晓枫、钟莹（第10篇第1章），韩清凯、翟敬宇（第10篇第2章），宋桂秋（第10篇第3章），闻邦椿、刘树英（第10篇第4、9章），张义民（第10篇第6章部分内容），刘洋、任宏（第10篇第7章），王宛山、郭钢、于天彪、李虎、杨建宇、朱立达（第10篇第8章）。

审稿人员有：闻邦椿、王宛山、张义民、鄂中凯、孙志礼、陈良玉、宋锦春、刘杰、宋桂秋、巩云鹏、王德俊、丁津原、王金、吴自通、程乃士、修世超、韩清凯、巩亚东、李树军、黄英、郑夕健、郝永平、于天彪、刘洋、张志伟、陈建文。

在本手册出版之际，向著名机械学家、《新编机械设计师手册》主编徐灏教授、副主编蔡春源教授致以崇高的敬意。向参加本手册的编写单位和人员表示衷心感谢，向在手册编写、出版过程中给予大力支持的单位和社会各界朋友们表示衷心感谢，特别感谢机械科学研究总院、郑州机械研究所、沈阳铝镁设计研究院、北方重工集团沈阳重型机械集团有限责任公司和沈阳矿山机械集团有限责任公司、沈阳机床集团有限责任公司、沈阳鼓风机集团有限责任公司，国家标准馆辽宁分馆及沈阳分馆等单位的大力支持。

由于水平有限，手册难免有一些不尽人意之处，殷切希望广大读者批评指正。

主编　闻邦椿

目　　录

前言

上　　册

第 1 篇　机械设计基础资料

第 1 章　常用设计资料 …… 1 – 3
1　常用字母与标准代号 …… 1 – 3
1.1　常用字母 …… 1 – 3
1.2　国内和国外部分标准代号 …… 1 – 4
2　常用数据 …… 1 – 5
2.1　金属硬度与强度换算 …… 1 – 5
2.2　常用材料的物理性能 …… 1 – 9
2.3　常用材料及物体的摩擦因数 …… 1 – 13
2.4　机械传动效率的概略值 …… 1 – 16
2.5　常用物理量常数 …… 1 – 17
3　计量单位和单位换算 …… 1 – 17
3.1　国际单位制（SI）单位 …… 1 – 17
3.2　可与国际单位制单位并用的我国法定计量单位 …… 1 – 19
3.3　常用物理量符号及其法定单位 …… 1 – 20
3.4　常用计量单位换算 …… 1 – 22
4　常用几何公式及截面的力学特性公式 …… 1 – 24
4.1　常用几何体公式 …… 1 – 24
4.2　截面几何及力学特性公式 …… 1 – 26
5　一般标准和金属切削加工零件的设计规范 …… 1 – 30
5.1　标准尺寸 …… 1 – 30
5.2　机器轴高 …… 1 – 32
5.3　机器轴伸 …… 1 – 33
5.4　棱体的角度与斜度 …… 1 – 36
5.5　圆锥的锥度与锥角系列 …… 1 – 37
5.6　中心孔 …… 1 – 40
5.7　零件的倒圆、倒角 …… 1 – 41
5.8　圆形零件自由表面过渡圆角半径和静配合连接轴用倒角 …… 1 – 42
5.9　球面半径 …… 1 – 43
5.10　燕尾槽 …… 1 – 43
5.11　T 形槽 …… 1 – 43
5.12　弧形槽端部半径 …… 1 – 45
5.13　砂轮越程槽 …… 1 – 45
5.14　刨切、插切、珩磨越程槽 …… 1 – 46
5.15　退刀槽 …… 1 – 46
5.16　插齿、滚齿退刀槽 …… 1 – 47
5.17　滚花 …… 1 – 48
5.18　分度盘和标尺刻度 …… 1 – 48
5.19　锯缝尺寸 …… 1 – 48
6　铸件的设计规范 …… 1 – 49
6.1　铸件的最小壁厚和最小铸孔尺寸 …… 1 – 49
6.2　铸造斜度 …… 1 – 50
6.3　铸造圆角半径 …… 1 – 50
6.4　铸件壁厚的过渡与壁的连接形式及尺寸 …… 1 – 51
6.5　铸件加强肋的尺寸 …… 1 – 53
6.6　压铸件设计的基本参数 …… 1 – 54
7　锻件的设计规范 …… 1 – 54
7.1　模锻件的锻造斜度和最小内外圆角半径 …… 1 – 54
7.2　模锻件肋的高宽比和最小距离 …… 1 – 55
7.3　模锻件的凹腔和冲孔连皮尺寸 …… 1 – 55
7.4　锻件腹板上冲孔的限制 …… 1 – 56
8　冲压件的设计规范 …… 1 – 56
8.1　冲裁件的设计规范 …… 1 – 56
8.2　弯曲件的设计规范 …… 1 – 58
8.3　拉延伸件的设计规范 …… 1 – 61
8.4　成型件的设计规范 …… 1 – 62
9　塑料件的设计规范 …… 1 – 64
9.1　壁厚、高度和最小壁厚 …… 1 – 64
9.2　脱膜斜度、圆角及加强肋的尺寸 …… 1 – 64
9.3　孔的最小直径、孔深及孔的尺寸关系 …… 1 – 65
9.4　用成型型芯制出通孔的孔深和孔径 …… 1 – 65

9.5 螺纹孔的尺寸关系与螺纹成型部分退刀尺寸 …… 1-66
9.6 滚花的推荐尺寸 …… 1-66
第2章 机械制图 …… 1-67
1 国家标准《技术制图》与《机械制图》的基本规定 …… 1-67
1.1 图纸幅面和格式 …… 1-67
1.2 标题栏和明细栏 …… 1-68
1.3 绘图比例 …… 1-69
1.4 图线 …… 1-69
1.5 剖面符号 …… 1-71
2 尺寸注法 …… 1-71
2.1 尺寸标注的基本规定 …… 1-71
2.2 尺寸标注的常用符号和常用结构的注法 …… 1-74
2.3 图样中尺寸公差的注法 …… 1-77
3 常用结构规定画法 …… 1-78
3.1 螺纹及螺纹紧固件的规定画法和标记方法 …… 1-78
3.2 花键画法 …… 1-81
3.3 齿轮画法 …… 1-82
3.4 弹簧画法 …… 1-83
3.5 滚动轴承画法 …… 1-85
3.6 动密封圈表示法 …… 1-86
3.7 标准中心孔表示法 …… 1-89
4 机构运动简图符号 …… 1-90
第3章 极限与配合、几何公差及表面结构 …… 1-98
1 极限与配合 …… 1-98
1.1 标准公差 …… 1-98
1.2 基本偏差 …… 1-100
1.3 极限偏差 …… 1-100
1.3.1 公称尺寸至500mm轴的极限偏差 …… 1-100
1.3.2 公称尺寸至500mm孔的极限偏差 …… 1-110
1.3.3 公称尺寸>500~3150mm轴和孔的极限偏差 …… 1-118
1.4 一般公差 …… 1-122
1.5 极限与配合的选择 …… 1-122
1.5.1 孔、轴常用公差带的选择 …… 1-122
1.5.2 轴的各种基本偏差的应用 …… 1-122
1.5.3 公称尺寸至500mm的基孔制优先和常用配合 …… 1-122
1.5.4 公称尺寸至500mm的基轴制优先和常用配合 …… 1-122
1.5.5 常用、优先配合特性及应用举例 …… 1-122
1.6 圆锥公差 …… 1-128
1.6.1 圆锥公差项目及给定方法 …… 1-128
1.6.2 圆锥公差的数值及选取 …… 1-128
2 几何公差 …… 1-131
2.1 几何公差的分类、几何特征、符号及附加符号 …… 1-131
2.2 几何公差标注方法 …… 1-132
2.3 几何公差常用项目的注出公差值 …… 1-134
3 表面结构 …… 1-139
3.1 粗糙度轮廓的主要评定参数 …… 1-139
3.2 表面结构的符号和代号 …… 1-139
3.3 表面结构代号在图样上的标注 …… 1-141
3.4 表面结构要求的新旧标准对照 …… 1-144
3.5 表面粗糙度参数值的选用参考 …… 1-145
第4章 机械工程材料 …… 1-152
1 金属材料的主要力学性能名称和符号 …… 1-152
2 钢铁材料（黑色金属） …… 1-153
2.1 铸铁 …… 1-153
2.1.1 灰铸铁 …… 1-153
2.1.2 可锻铸铁 …… 1-155
2.1.3 球墨铸铁 …… 1-156
2.1.4 蠕墨铸铁 …… 1-157
2.1.5 抗磨白口铸铁 …… 1-157
2.1.6 耐热铸铁 …… 1-158
2.2 铸钢 …… 1-159
2.2.1 一般工程用铸钢 …… 1-159
2.2.2 焊接结构用碳素铸钢 …… 1-159
2.2.3 合金铸钢 …… 1-160
2.2.4 奥氏体锰钢铸件 …… 1-161
2.2.5 耐热铸钢 …… 1-161
2.3 钢 …… 1-162
2.3.1 碳素结构钢 …… 1-162
2.3.2 优质碳素结构钢 …… 1-163
2.3.3 低合金高强度结构钢 …… 1-166
2.3.4 合金结构钢 …… 1-168
2.3.5 弹簧钢 …… 1-179
2.3.6 工具钢 …… 1-180
2.3.7 不锈钢 …… 1-184
2.3.8 耐热钢 …… 1-189
2.3.9 滚动轴承钢 …… 1-192

2.4 钢材 …… 1－193
2.4.1 热轧圆钢、方钢、六角和八角钢 …… 1－193
2.4.2 冷拉圆钢、方钢和六角钢 …… 1－196
2.4.3 热轧等边角钢 …… 1－198
2.4.4 热轧不等边角钢 …… 1－201
2.4.5 热轧槽钢 …… 1－205
2.4.6 热轧工字钢 …… 1－206
2.4.7 冷拔无缝方形钢管 …… 1－208
2.4.8 冷拔无缝矩形钢管 …… 1－209
2.4.9 无缝钢管 …… 1－214
2.4.10 焊接钢管 …… 1－216
2.4.11 冷轧钢板和钢带及热轧钢板和钢带 …… 1－217
2.4.12 不锈钢冷轧、热轧钢板和钢带 …… 1－219
2.4.13 耐热钢板和钢带 …… 1－221
2.4.14 合金结构钢热轧厚钢板 …… 1－222
2.4.15 优质碳素结构钢热轧厚钢板和钢带 …… 1－222
2.4.16 弹簧钢丝 …… 1－222
2.4.17 钢丝 …… 1－226
3 非铁材料（有色金属） …… 1－229
3.1 铜与铜合金 …… 1－229
3.1.1 加工铜与铜合金 …… 1－229
3.1.2 铸造铜合金 …… 1－233
3.1.3 铜棒 …… 1－235
3.1.4 铜管 …… 1－237
3.2 铝与铝合金 …… 1－239
3.2.1 铸造铝合金 …… 1－239
3.2.2 变形铝与铝合金 …… 1－241
3.2.3 铝及铝合金挤压棒材 …… 1－243
3.2.4 铝及铝合金冷拉、冷轧管材 …… 1－244
3.3 钛及钛合金 …… 1－245
3.3.1 铸造钛及钛合金 …… 1－245
3.3.2 钛及钛合金型材 …… 1－245
3.3.3 钛及钛合金板材 …… 1－246
3.3.4 钛及钛合金管材 …… 1－249
3.4 铸造轴承合金 …… 1－250
4 非金属材料 …… 1－251
4.1 橡胶及橡胶制品 …… 1－251
4.1.1 工程常用橡胶的性能及应用 …… 1－251
4.1.2 橡胶管 …… 1－255
4.1.3 工业用橡胶板 …… 1－257
4.2 石棉制品 …… 1－258
4.3 工程塑料 …… 1－260
4.3.1 常用工程塑料的性能特点和应用 …… 1－260
4.3.2 常用工程塑料的技术性能 …… 1－264
4.3.3 塑料管材 …… 1－268
4.3.4 塑料棒材与板材 …… 1－271
4.4 其他非金属材料 …… 1－272
4.4.1 工业有机玻璃 …… 1－272
4.4.2 工业用毛毡 …… 1－273
4.4.3 软钢纸板 …… 1－276
4.4.4 常用密封填料 …… 1－276
5 复合材料 …… 1－277
5.1 金属基复合材料 …… 1－277
5.1.1 钛-铜复合棒 …… 1－277
5.1.2 不锈钢复合钢板 …… 1－278
5.1.3 铜-钢复合钢板 …… 1－279
5.1.4 钛-钢复合钢板 …… 1－279
5.2 塑料基复合材料 …… 1－280
5.2.1 碳纤维增强热塑料 …… 1－280
5.2.2 玻璃纤维增强塑料 …… 1－281
5.3 纤维增强金属基复合材料 …… 1－283
5.3.1 碳（石墨）纤维增强铝复合材料 …… 1－283
5.3.2 碳纤维增强铅复合材料 …… 1－283
5.3.3 碳纤维增强铜复合材料 …… 1－283
5.4 塑料-金属基复合材料 …… 1－284
5.4.1 塑料-青铜-钢背三层复合板材 …… 1－284
5.4.2 塑覆铜管 …… 1－284
参考文献 …… 1－285

第 2 篇 机构分析与设计

第 1 章 机构的组成原理与分析方法 … 2－3
1 机构 …… 2－3
1.1 运动副 …… 2－3
1.2 机构简图 …… 2－3
1.3 机构的自由度 …… 2－4
1.3.1 平面机构的自由度 …… 2－4
1.3.2 空间机构的自由度 …… 2－5

2　平面机构组成原理…… 2－5
2.1　基本杆组法…… 2－5
2.2　机架变换与主动件的选择…… 2－6
2.3　运动副的同性异构演化…… 2－6
2.4　平面高副与低副的等效替代…… 2－7
2.5　机构的分解…… 2－8
3　平面机构的运动分析…… 2－9
3.1　Ⅱ级机构的运动分析…… 2－9
3.2　Ⅱ级机构的运动分析举例 …… 2－12
4　平面机构的动态静力分析 …… 2－13
4.1　机械工作过程中所受的力 …… 2－13
4.2　Ⅱ级机构的动态静力分析 …… 2－14
4.3　Ⅱ级机构的动态静力分析举例 …… 2－15
第 2 章　平面连杆机构设计…… 2－17
1　平面连杆机构设计的基本问题和方法 …… 2－17
1.1　平面连杆机构设计的基本问题 …… 2－17
1.2　平面连杆机构的设计方法 …… 2－17
2　导引机构设计 …… 2－17
2.1　点的平面曲线导引 …… 2－18
2.1.1　四杆机构的连杆曲线 …… 2－18
2.1.2　谢尔维司特仿图仪 …… 2－19
2.1.3　罗伯茨—切贝舍夫定理 …… 2－19
2.1.4　四杆机构的对称连杆曲线 …… 2－19
2.1.5　凸轮连杆曲线导引机构 …… 2－21
2.2　刚体导引机构 …… 2－21
2.2.1　图解法 …… 2－21
2.2.2　解析法 …… 2－21
2.2.3　刚体的平行导引机构 …… 2－25
2.2.4　刚体转动的导引机构 …… 2－25
3　函数机构设计 …… 2－27
3.1　按预期主、从动件一对对应转角或位移设计四杆机构 …… 2－27
3.1.1　只按主、从动件同向或反向摆过预定角度的设计 …… 2－27
3.1.2　给定对应转角且从动件处于两个极限位置的设计 …… 2－28
3.1.3　按给定转角和从动件位移设计四杆机构 …… 2－28
3.1.4　按给定主动件位移和从动件转角设计四杆机构 …… 2－28
3.1.5　按滑块两极限位置设计曲柄滑块机构 …… 2－29
3.2　按给定主、从动件两对对应转角或位移设计四杆机构 …… 2－30
3.2.1　给定两对对应转角设计铰接四杆机构 …… 2－30
3.2.2　按两对对应转角设计导杆机构 …… 2－30
3.2.3　按给定两对对应转角、位移设计 …… 2－30
3.3　按给定主、从动件三对对应转角设计四杆机构 …… 2－31
3.4　局部区间内近似等传动比传动机构设计 …… 2－32
3.4.1　串接导杆机构实现局部近似等传动比传动 …… 2－32
3.4.2　串接回转导杆机构驱动正弦机构 …… 2－33
3.4.3　串接双曲柄机构驱动曲柄滑块机构 …… 2－33
3.5　带有停歇工作段的传动机构设计 …… 2－34
3.5.1　一个极限位置停歇的函数机构 …… 2－34
3.5.2　往复行程两个极限位置近似停歇机构 …… 2－38
3.5.3　在往复行程中间有停歇的机构 …… 2－41
4　轨迹机构的设计 …… 2－41
4.1　按连杆曲线与给定曲线近似地重合设计平面四杆机构 …… 2－41
4.1.1　铰链四杆机构设计 …… 2－41
4.1.2　曲柄滑块机构设计 …… 2－42
4.2　利用连杆曲线设计输出杆近似停歇的平面四杆机构 …… 2－42
4.3　直线轨迹机构设计 …… 2－43
4.3.1　精确的直线轨迹机构 …… 2－43
4.3.2　近似直线轨迹机构 …… 2－43
第 3 章　凸轮机构设计 …… 2－49
1　常用凸轮机构的类型 …… 2－49
2　从动件的运动规律 …… 2－50
2.1　无因次运动参量 …… 2－50
2.2　荐用从动件运动规律及其选用原则 …… 2－51
2.3　通用凸轮从动件运动曲线 …… 2－53
3　凸轮机构的压力角、凸轮的基圆半径及凸轮廓线的曲率半径 …… 2－55
3.1　压力角 …… 2－55
3.2　凸轮的基圆半径 …… 2－56

3.3 凸轮廓线的曲率半径 …… 2-58
4 凸轮的理论廓线、实际廓线及刀具中心轨迹 …… 2-58
4.1 用作图法求凸轮廓线 …… 2-59
4.2 用计算法求凸轮廓线 …… 2-59
5 凸轮和滚子的结构、材料、强度、精度和工作图 …… 2-61
5.1 凸轮和滚子的结构 …… 2-61
5.1.1 凸轮结构举例 …… 2-61
5.1.2 滚子结构举例 …… 2-61
5.2 凸轮和从动件常用材料 …… 2-62
5.3 凸轮机构强度计算 …… 2-62
5.4 凸轮精度 …… 2-63
5.5 凸轮工作图 …… 2-63
第4章 步进机构 …… 2-65
1 棘轮机构 …… 2-65
2 槽轮机构 …… 2-68
2.1 单销槽轮机构 …… 2-68
2.2 多销槽轮机构 …… 2-69
2.3 改进动力学性能的槽轮机构 …… 2-69
2.3.1 外槽轮机构 …… 2-69
2.3.2 内槽轮机构 …… 2-70
3 齿轮—连杆步进机构 …… 2-71
3.1 对心曲柄滑块机构控制差动轮系 …… 2-71
3.2 用行星轮驱动铰接四杆机构或导杆机构 …… 2-72
4 不完全齿轮机构 …… 2-73
第5章 机械系统运动方案设计与机构选型 …… 2-76
1 机械系统运动方案设计 …… 2-76
1.1 机械系统组成及其方案设计流程 …… 2-76
1.2 机构的选择及相互协调配合 …… 2-77
1.2.1 执行构件的运动形式和运动参数 …… 2-77
1.2.2 各执行构件运动的协调配合关系 …… 2-79
1.2.3 工作循环图 …… 2-79
1.3 原动机及传动机构的选择 …… 2-80
1.3.1 原动机的类型及应用 …… 2-80
1.3.2 传动机构的类型 …… 2-80
1.4 机械系统运动方案设计实例 …… 2-81
1.4.1 蜂窝煤成型机的功能 …… 2-81
1.4.2 技术原理 …… 2-81
1.4.3 运动循环图 …… 2-82
1.4.4 机械系统运动方案的构思 …… 2-82
1.4.5 方案分析 …… 2-83
2 机构选型参考图例 …… 2-83
2.1 等传动比机构 …… 2-83
2.1.1 传动效率高的增、减速机构 …… 2-83
2.1.2 具有很大传动比的减速机构 …… 2-84
2.1.3 传动比等于1的传动机构 …… 2-86
2.1.4 机器人操作手的手腕机构 …… 2-87
2.2 周期变传动比传动机构 …… 2-88
2.2.1 连杆机构 …… 2-88
2.2.2 齿轮连杆机构和齿轮凸轮机构 …… 2-89
2.3 变速和调速机构 …… 2-90
2.3.1 有级变速机构 …… 2-90
2.3.2 无级变速机构 …… 2-91
2.4 往复运动机构 …… 2-92
2.4.1 连续转动变换为往复移动 …… 2-92
2.4.2 连续转动变换为往复摆动 …… 2-93
2.5 行程放大和可调节机构 …… 2-95
2.5.1 行程放大机构 …… 2-95
2.5.2 运动参数可调节机构 …… 2-96
2.6 增力及夹持机构 …… 2-97
2.6.1 斜面及螺旋式增力机构 …… 2-97
2.6.2 增力夹持机构 …… 2-98
2.7 步进机构 …… 2-99
2.8 轨迹机构 …… 2-100
2.9 差动机构 …… 2-101
2.9.1 差动螺旋机构 …… 2-101
2.9.2 差速齿轮机构 …… 2-101
2.9.3 连杆和柔性构件组成的差速机构 …… 2-103
2.10 换向机构 …… 2-104
2.11 伸缩机构 …… 2-105
2.12 并联机构 …… 2-106
2.13 机械自适应机构 …… 2-107
2.13.1 变机架机构 …… 2-107
2.13.2 欠驱动机构 …… 2-107
2.13.3 变胞机构 …… 2-108
参考文献 …… 2-110

第3篇　连接与弹簧

第1章　螺纹与螺纹连接 …… 3－3
1　螺纹及螺纹零件的结构要素 …… 3－3
1.1　螺纹 …… 3－3
1.1.1　螺纹的种类、特点和应用 …… 3－3
1.1.2　普通螺纹 …… 3－4
1.1.3　管螺纹 …… 3－11
1.1.4　梯形螺纹 …… 3－19
1.1.5　锯齿形（3°、30°）螺纹 …… 3－26
1.1.6　矩形螺纹 …… 3－33
1.2　螺纹零件结构要素 …… 3－33
1.2.1　普通螺纹收尾、肩距、退刀槽和倒角 …… 3－33
1.2.2　紧固件用沉孔 …… 3－34
1.2.3　螺栓和螺钉通孔 …… 3－36
1.2.4　地脚螺栓孔和凸台 …… 3－36
1.2.5　扳手空间 …… 3－37
2　螺纹连接 …… 3－38
2.1　螺纹紧固件连接的主要类型及其应用 …… 3－38
2.2　螺纹连接常用的防松方法 …… 3－38
2.3　螺栓组连接受力分析及强度计算 …… 3－43
2.3.1　螺栓组连接受力分析 …… 3－43
2.3.2　螺栓强度计算 …… 3－45
2.4　螺纹连接紧固件机械性能和材料 …… 3－47
2.5　螺纹连接的标准元件及挡圈 …… 3－52
2.5.1　螺栓和螺柱 …… 3－52
2.5.2　螺钉 …… 3－67
2.5.3　螺母 …… 3－77
2.5.4　垫圈 …… 3－89
2.5.5　挡圈 …… 3－97
第2章　轴毂连接与销连接 …… 3－106
1　键与花键连接 …… 3－106
1.1　键连接 …… 3－106
1.1.1　键和键连接的类型、特点和应用 …… 3－106
1.1.2　键的选择和键连接的强度校核 …… 3－107
1.1.3　键连接的标准元件 …… 3－108
1.2　花键连接 …… 3－117
1.2.1　花键连接的类型、特点及应用 …… 3－117
1.2.2　花键连接的强度计算 …… 3－118
1.2.3　矩形花键尺寸及公差 …… 3－125
2　销连接 …… 3－127
2.1　销的类型、特点和应用 …… 3－127
2.2　销的选择和销连接的强度校核 …… 3－129
2.3　销的标准件 …… 3－130
3　过盈连接 …… 3－140
3.1　过盈连接的类型、特点及应用 …… 3－140
3.2　圆柱面过盈连接计算 …… 3－141
4　胀紧连接 …… 3－147
4.1　胀紧连接套的形式与基本尺寸 …… 3－147
4.2　胀紧连接套的选用和设计 …… 3－155
4.3　胀紧连接套安装和拆卸的一般要求 …… 3－157
第3章　焊接、铆接与粘接 …… 3－158
1　焊接 …… 3－158
1.1　焊接方法分类及选用 …… 3－158
1.2　焊条及金属材料的焊接性 …… 3－162
1.2.1　焊条 …… 3－162
1.2.2　金属材料的焊接性 …… 3－163
1.3　焊接接头的基本形式、坡口及其选择 …… 3－166
1.4　焊接接头的静载强度计算 …… 3－170
1.4.1　电弧焊接头的静载强度计算 …… 3－170
1.4.2　电阻焊接头的静载强度计算 …… 3－173
1.5　焊缝在图样上的表达及标注 …… 3－174
1.6　焊件设计中一般应注意的问题 …… 3－186
1.7　焊接结构的一般尺寸公差和几何公差 …… 3－190
2　铆接 …… 3－191
2.1　概述 …… 3－191
2.2　铆缝设计 …… 3－192
2.3　铆钉 …… 3－194
2.3.1　常用铆钉的形式及应用 …… 3－194
2.3.2　铆钉标准元件 …… 3－195
2.4　盲铆钉 …… 3－199
3　粘接 …… 3－202
3.1　概述 …… 3－202
3.1.1　粘接特点 …… 3－202
3.1.2　粘接设计要点 …… 3－202
3.2　胶粘剂的选择 …… 3－202

3.2.1 胶粘剂的分类 …… 3－202
3.2.2 胶粘剂的选择 …… 3－202
3.3 粘接接头的结构型式 …… 3－207
3.4 粘接与胶补实例 …… 3－211
第4章 弹簧 …… 3－214
1 螺旋弹簧 …… 3－214
1.1 圆柱螺旋弹簧的型式、代号及参数系列 …… 3－214
1.2 弹簧的材料、载荷类型及许用应力 …… 3－216
1.3 压缩、拉伸弹簧的设计 …… 3－223
1.3.1 弹簧结构和载荷—变形图 …… 3－223
1.3.2 设计计算 …… 3－224
1.3.3 弹簧强度和稳定性校核 …… 3－229
1.3.4 组合弹簧的设计计算 …… 3－229
1.4 圆柱螺旋扭转弹簧的设计 …… 3－230
1.4.1 弹簧结构和载荷—变形图 …… 3－230
1.4.2 圆柱螺旋扭转弹簧基本计算公式 …… 3－230
1.4.3 弹簧疲劳强度校核 …… 3－231
1.5 圆柱螺旋弹簧技术要求 …… 3－231
1.5.1 弹簧特性和尺寸的极限偏差 …… 3－231
1.5.2 弹簧的热处理和其他技术要求 …… 3－235
1.6 设计计算例题 …… 3－235
1.7 圆锥螺旋压缩弹簧的设计计算 …… 3－239
2 碟形弹簧 …… 3－241
2.1 碟形弹簧的结构和尺寸系列 …… 3－241
2.2 碟形弹簧的设计计算 …… 3－244
2.2.1 单片碟形弹簧的计算 …… 3－244
2.2.2 组合碟形弹簧的计算 …… 3－245
2.3 碟形弹簧的许用应力和疲劳极限 …… 3－247
2.4 碟形弹簧的技术要求 …… 3－247
2.5 计算例题 …… 3－248
2.6 碟形弹簧工作图 …… 3－250
3 环形弹簧 …… 3－250
3.1 环形弹簧的结构、特点和应用 …… 3－250
3.2 环形弹簧的设计计算 …… 3－251
3.2.1 应力和变形量的计算 …… 3－251
3.2.2 设计参数的选择和几何尺寸的计算 …… 3－251
3.3 环形弹簧的材料及许用应力 …… 3－252
3.4 环形弹簧的技术要求 …… 3－252
4 橡胶弹簧 …… 3－252
4.1 橡胶弹簧的特性 …… 3－252
4.2 橡胶材料的静弹性特性 …… 3－253
4.3 橡胶材料的动弹性特性 …… 3－254
4.4 橡胶弹簧的设计计算 …… 3－254
4.5 橡胶弹簧的材料和使用寿命 …… 3－257
4.5.1 材料的选择 …… 3－257
4.5.2 使用寿命 …… 3－258
参考文献 …… 3－259

第4篇 机械传动

第1章 摩擦轮传动与螺旋传动 …… 4－3
1 摩擦轮传动 …… 4－3
1.1 摩擦轮传动原理、特点及类型 …… 4－3
1.1.1 摩擦轮传动原理及特点 …… 4－3
1.1.2 摩擦轮传动的类型 …… 4－3
1.2 定传动比摩擦轮传动设计 …… 4－3
1.2.1 主要失效形式 …… 4－3
1.2.2 设计计算 …… 4－3
1.2.3 摩擦轮传动的滑动 …… 4－3
1.2.4 摩擦轮传动的效率 …… 4－5
1.3 摩擦轮的材料、润滑剂 …… 4－5
1.4 摩擦轮传动加压装置 …… 4－6
2 螺旋传动 …… 4－6
2.1 螺旋传动的种类和应用 …… 4－6
2.2 滑动螺旋传动 …… 4－7
2.2.1 滑动螺旋副的螺纹 …… 4－7
2.2.2 滑动螺旋传动的受力分析 …… 4－8
2.2.3 滑动螺旋传动的设计计算 …… 4－8
2.2.4 滑动螺旋副的材料和精度 …… 4－11
2.2.5 滑动螺旋传动设计举例 …… 4－11
2.2.6 螺杆、螺母工作图 …… 4－12
2.3 滚动螺旋传动 …… 4－14
2.3.1 工作原理和结构形式 …… 4－14
2.3.2 滚动螺旋的几何尺寸 …… 4－15
2.3.3 滚动螺旋的代号和标注 …… 4－16
2.3.4 滚动螺旋的选择计算 …… 4－17
2.3.5 材料及热处理 …… 4－20
2.3.6 精度 …… 4－20
2.3.7 预紧 …… 4－22
2.3.8 设计中应注意的问题 …… 4－22
第2章 带传动 …… 4－23

1　传动带的种类及其选择 …… 4－23
1.1　带和带传动的形式 …… 4－23
1.2　带传动设计的一般内容 …… 4－24
2　V带传动 …… 4－24
2.1　尺寸规格、结构 …… 4－25
2.2　V带传动的设计 …… 4－27
2.2.1　主要失效形式 …… 4－27
2.2.2　设计计算 …… 4－27
2.3　带轮 …… 4－42
2.3.1　带轮设计的要求 …… 4－42
2.3.2　带轮材料 …… 4－42
2.3.3　带轮的结构 …… 4－42
2.3.4　带轮的技术要求 …… 4－46
2.4　V带传动设计中应注意的问题 …… 4－46
2.5　设计实例 …… 4－46
3　平带传动 …… 4－47
3.1　平带传动的失效形式 …… 4－47
3.2　平型传动带的尺寸与公差 …… 4－48
3.3　胶帆布平带 …… 4－49
3.3.1　规格 …… 4－49
3.3.2　设计计算 …… 4－49
3.4　聚酰胺片基平带 …… 4－51
3.4.1　结构 …… 4－51
3.4.2　设计计算 …… 4－52
3.5　高速带传动 …… 4－52
3.5.1　规格 …… 4－53
3.5.2　设计计算 …… 4－53
3.6　带轮 …… 4－54
4　同步带传动 …… 4－56
4.1　同步带传动常用术语 …… 4－56
4.2　一般传动用同步带的类型和标记 …… 4－56
4.3　梯形同步带传动设计 …… 4－57
4.3.1　梯形同步带的规格 …… 4－57
4.3.2　梯形齿同步带的选型和基准额定功率 …… 4－59
4.3.3　梯形齿同步带传动设计方法 …… 4－64
4.3.4　梯形齿同步带带轮 …… 4－66
4.3.5　设计实例 …… 4－68
5　带传动的张紧 …… 4－69
5.1　张紧方法 …… 4－69
5.2　张紧力的控制 …… 4－70
5.2.1　V带的预紧力 …… 4－70
5.2.2　平带的预紧力 …… 4－71
5.2.3　同步带的预紧力 …… 4－71
第3章　链传动 …… 4－73
1　链传动的类型、特点和应用 …… 4－73
2　滚子链的基本参数和尺寸 …… 4－74
3　滚子链传动的设计 …… 4－77
3.1　滚子链传动选择指导 …… 4－77
3.2　滚子链传动的设计计算 …… 4－77
3.3　润滑范围选择 …… 4－80
3.4　滚子链的静强度计算 …… 4－80
4　滚子链链轮 …… 4－81
4.1　基本参数和主要尺寸 …… 4－81
4.2　齿槽形状 …… 4－81
4.3　轴向齿廓 …… 4－83
4.4　链轮结构 …… 4－84
4.5　链轮公差 …… 4－86
4.6　链轮材料及热处理 …… 4－86
5　链传动的布置、张紧与润滑方式 …… 4－87
5.1　链传动的布置 …… 4－87
5.2　链传动的张紧 …… 4－88
5.3　链传动的润滑方式 …… 4－90
6　滚子链传动设计计算示例 …… 4－91
第4章　渐开线圆柱齿轮传动 …… 4－93
1　渐开线圆柱齿轮传动的类型、特点、性能和应用举例 …… 4－93
2　渐开线圆柱齿轮基本齿廓和模数系列 …… 4－93
3　渐开线圆柱齿轮的齿形修缘 …… 4－94
4　渐开线圆柱齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－95
4.1　标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－95
4.1.1　外啮合标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－95
4.1.2　内啮合标准圆柱齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－95
4.2　变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－95
4.2.1　变位齿轮传动的特点与功用 …… 4－95
4.2.2　外啮合圆柱齿轮传动的变位系数选择 …… 4－98
4.2.3　内啮合圆柱齿轮传动的干涉及变位系数选择 …… 4－101
4.2.4　外啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－106

4.2.5 内啮合变位圆柱齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4-108
5 渐开线圆柱齿轮齿厚的测量与计算 …… 4-115
5.1 齿厚测量方法的比较和应用 …… 4-115
5.2 公法线长度 …… 4-115
5.2.1 公法线长度计算公式 …… 4-115
5.2.2 公法线长度数值表 …… 4-115
5.3 分度圆弦齿厚 …… 4-121
5.3.1 分度圆弦齿厚计算公式 …… 4-121
5.3.2 分度圆弦齿厚数值表 …… 4-122
5.4 固定弦齿厚 …… 4-125
5.4.1 固定弦齿厚计算公式 …… 4-125
5.4.2 固定弦齿厚数值表 …… 4-126
5.5 量柱（球）测量跨距 …… 4-127
5.5.1 量柱（球）测量跨距计算公式 …… 4-127
5.5.2 量柱（球）测量跨距数值表 …… 4-127
6 渐开线圆柱齿轮传动的设计计算 …… 4-128
6.1 圆柱齿轮传动的作用力计算 …… 4-128
6.2 主要参数的选择 …… 4-128
6.3 主要尺寸的初步确定 …… 4-129
6.4 齿面接触疲劳强度与齿根弯曲疲劳强度校核计算 …… 4-130
6.5 齿轮传动设计与强度校核计算中各参数的确定 …… 4-132
6.5.1 分度圆上的圆周力 F_t …… 4-132
6.5.2 使用系数 K_A …… 4-132
6.5.3 动载系数 K_v …… 4-133
6.5.4 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$、$K_{F\beta}$ …… 4-136
6.5.5 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$、$K_{F\alpha}$ …… 4-140
6.5.6 轮齿刚度 c'、c_γ …… 4-141
6.5.7 节点区域系数 Z_H …… 4-142
6.5.8 弹性系数 Z_E …… 4-143
6.5.9 接触强度计算的重合度系数 Z_ε、螺旋角系数 Z_β 及重合度与螺旋角系数 $Z_{\varepsilon\beta}$ …… 4-143
6.5.10 小齿轮及大齿轮单对齿啮合系数 Z_B、Z_D …… 4-144
6.5.11 试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim} …… 4-145
6.5.12 接触强度计算的寿命系数 Z_{NT} …… 4-145
6.5.13 润滑油膜影响系数 Z_L、Z_V、Z_R …… 4-148
6.5.14 工作硬化系数 Z_W …… 4-149
6.5.15 接触强度计算的尺寸系数 Z_X …… 4-149
6.5.16 最小安全系数 S_{Hmin}、S_{Fmin} …… 4-150
6.5.17 齿形系数 Y_F …… 4-150
6.5.18 应力修正系数 Y_S …… 4-152
6.5.19 复合齿形系数 Y_{FS} …… 4-153
6.5.20 弯曲强度计算的重合度系数 Y_ε、螺旋角系数 Y_β 及重合度与螺旋角系数 $Y_{\varepsilon\beta}$ …… 4-153
6.5.21 齿轮材料的弯曲疲劳强度基本值 σ_{FE} …… 4-154
6.5.22 弯曲强度计算的寿命系数 Y_{NT} …… 4-155
6.5.23 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_x …… 4-156
6.5.24 相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta relT}$ …… 4-157
6.5.25 相对齿根表面状况系数 Y_{RrelT} …… 4-158
6.6 齿轮静强度校核计算 …… 4-159
6.7 变载荷作用下的齿轮强度校核计算 …… 4-160
6.8 开式齿轮传动的计算 …… 4-161
7 齿轮的材料 …… 4-161
8 圆柱齿轮的结构 …… 4-164
9 渐开线圆柱齿轮精度 …… 4-168
9.1 齿轮偏差的定义和代号 …… 4-168
9.2 精度等级及其选择 …… 4-171
9.3 齿轮的检验 …… 4-172
9.4 齿轮偏差数值表和齿轮偏差计算公式 …… 4-172
9.5 齿厚与侧隙 …… 4-178
9.5.1 齿厚 …… 4-178
9.5.2 关于侧隙的术语和定义 …… 4-179
9.5.3 最小法向侧隙 …… 4-179
9.5.4 齿厚的公差与偏差 …… 4-180
9.5.5 公法线长度偏差 …… 4-181
9.5.6 量柱（球）测量跨距偏差 … 4-181
9.6 齿轮坯的精度 …… 4-182
9.7 齿面粗糙度 …… 4-185
9.8 中心距公差 …… 4-186
9.9 轴线平行度偏差 …… 4-186

9.10　接触斑点 …… 4－187
9.11　图样标注 …… 4－188
10　渐开线圆柱齿轮传动设计计算示例及零件工作图 …… 4－188
10.1　设计示例 …… 4－188
10.2　渐开线圆柱齿轮零件工作图 …… 4－191
第5章　圆弧齿轮传动 …… 4－193
1　圆弧齿轮传动的类型、特点和应用 …… 4－193
1.1　单圆弧齿轮传动 …… 4－193
1.2　双圆弧齿轮传动 …… 4－194
2　圆弧齿轮传动的啮合特性 …… 4－195
2.1　单圆弧齿轮传动的啮合特性 …… 4－195
2.2　双圆弧齿轮传动的啮合特性 …… 4－195
2.2.1　同一工作齿面上两个同时接触点间的轴向距离 q_{TA} …… 4－196
2.2.2　多点啮合系数 …… 4－196
2.2.3　多对齿啮合系数 …… 4－196
2.2.4　齿宽 b 的确定 …… 4－196
3　圆弧齿轮的基本齿廓及模数系列 …… 4－197
3.1　单圆弧齿轮的基本齿廓 …… 4－197
3.2　双圆弧齿轮的基本齿廓 …… 4－197
3.3　圆弧齿轮的法向模数系列 …… 4－198
4　圆弧齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－198
5　圆弧齿轮传动基本参数的选择 …… 4－201
5.1　齿数 z 和模数 m_n …… 4－201
5.2　重合度 ε_β …… 4－201
5.3　螺旋角 β …… 4－202
5.4　齿宽系数 ϕ_d、ϕ_a …… 4－202
6　圆弧齿轮的强度计算 …… 4－202
6.1　圆弧齿轮传动的强度计算公式 …… 4－202
6.2　各参数符号的意义及各系数的确定 …… 4－204
7　圆弧圆柱齿轮的精度 …… 4－209
7.1　误差的定义和代号 …… 4－209
7.2　精度等级及其选择 …… 4－209
7.3　侧隙 …… 4－213
7.4　推荐的检验项目 …… 4－213
7.5　图样标注 …… 4－213
7.6　圆弧齿轮精度数值表 …… 4－214
7.7　极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式 …… 4－217
8　圆弧圆柱齿轮设计计算实例及零件工作图 …… 4－218
8.1　设计计算实例 …… 4－218
8.2　圆弧圆柱齿轮零件工作图 …… 4－220
第6章　锥齿轮传动 …… 4－224
1　概述 …… 4－224
1.1　分类、特点和应用 …… 4－224
1.2　基本齿制 …… 4－225
1.3　模数 …… 4－225
1.4　锥齿轮的变位 …… 4－226
1.4.1　切向变位 …… 4－226
1.4.2　径向变位（高变位） …… 4－227
2　锥齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－227
2.1　直齿锥齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－227
2.2　斜齿锥齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－229
2.3　弧齿锥齿轮传动和零度弧齿锥齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－229
2.4　奥利康锥齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－235
2.5　克林根贝尔格锥齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－241
2.6　准双曲面齿轮传动的几何尺寸计算 …… 4－247
3　锥齿轮传动的设计计算 …… 4－254
3.1　轮齿受力分析 …… 4－254
3.2　主要尺寸的初步确定 …… 4－255
3.3　锥齿轮传动的疲劳强度校核计算 …… 4－257
3.3.1　锥齿轮传动的当量齿轮参数计算 …… 4－257
3.3.2　锥齿轮传动齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度的校核计算公式 …… 4－259
3.3.3　疲劳强度校核计算中参数的确定 …… 4－259
3.3.4　开式锥齿轮传动的强度计算 …… 4－267
3.4　锥齿轮传动设计举例 …… 4－267
4　锥齿轮的结构 …… 4－274
5　锥齿轮的精度 …… 4－275
5.1　术语和定义 …… 4－275
5.2　精度等级 …… 4－277
5.3　锥齿轮的检验组和公差 …… 4－278
5.3.1　锥齿轮的检验组 …… 4－278
5.3.2　锥齿轮的公差 …… 4－278
5.4　锥齿轮副的检验和公差 …… 4－278
5.4.1　齿轮副的检验项目 …… 4－278

5.4.2 齿轮副的检验组 …… 4-278
5.4.3 齿轮副的公差 …… 4-278
5.5 锥齿轮副的侧隙 …… 4-279
5.6 图样标注 …… 4-279
5.7 应用示例 …… 4-280
5.8 齿坯的要求 …… 4-280
5.9 锥齿轮精度数值表 …… 4-281
5.10 锥齿轮极限偏差及公差与齿轮几何参数的关系式 …… 4-291
6 锥齿轮工作图例 …… 4-292
第7章 蜗杆传动 …… 4-295
1 概述 …… 4-295
2 普通圆柱蜗杆传动 …… 4-297
2.1 普通圆柱蜗杆传动的主要参数 …… 4-297
2.2 普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算 …… 4-300
2.3 普通圆柱蜗杆传动的承载能力计算 …… 4-302
2.3.1 齿上受力分析和滑动速度计算 …… 4-302
2.3.2 普通圆柱蜗杆传动的强度和刚度计算 …… 4-302
2.3.3 蜗杆、蜗轮的材料和许用应力 …… 4-303
2.3.4 蜗杆传动的效率和散热计算 …… 4-304
2.4 提高圆柱蜗杆传动承载能力的方法 …… 4-306
2.5 蜗杆、蜗轮的结构 …… 4-307
2.6 普通圆柱蜗杆传动的设计实例 …… 4-308
2.7 圆柱蜗杆、蜗轮精度 …… 4-310
2.7.1 术语定义和代号 …… 4-310
2.7.2 精度等级 …… 4-314
2.7.3 齿坯的要求 …… 4-314
2.7.4 蜗杆、蜗轮的检验和公差 …… 4-314
2.7.5 蜗杆传动副的检验和公差 …… 4-314
2.7.6 蜗杆传动副的侧隙规定 …… 4-314
2.7.7 工作图上的标注 …… 4-315
2.7.8 装配图上的标注 …… 4-315
2.7.9 公差数值表 …… 4-315
2.7.10 误差与相关关系式 …… 4-321
3 圆弧圆柱蜗杆传动 …… 4-323
3.1 轴向圆弧齿圆柱蜗杆（ZC_3）传动 …… 4-323
3.1.1 基本齿廓 …… 4-323
3.1.2 ZC_3 蜗杆传动的参数及其匹配 …… 4-323
3.1.3 ZC_3 蜗杆传动的几何尺寸计算 …… 4-325
3.1.4 ZC_3 蜗杆传动强度计算及其他 …… 4-326
3.2 环面包络圆柱蜗杆（ZC_1）传动 …… 4-326
3.2.1 基本齿廓 …… 4-326
3.2.2 ZC_1 蜗杆传动的参数及其匹配 …… 4-326
3.2.3 ZC_1 蜗杆传动的几何尺寸计算 …… 4-329
3.2.4 ZC_1 蜗杆传动承载能力计算 …… 4-329
3.2.5 ZC_1 蜗杆传动设计实例 …… 4-332
4 环面蜗杆传动 …… 4-334
4.1 环面蜗杆的形成原理 …… 4-334
4.1.1 直廓环面蜗杆（TSL 型） …… 4-334
4.1.2 平面包络环面蜗杆 …… 4-334
4.2 环面蜗杆的修形 …… 4-334
4.2.1 直廓环面蜗杆的修形 …… 4-334
4.2.2 平面二次包络环面蜗杆的修形 …… 4-335
4.3 环面蜗杆传动的基本参数选择和几何尺寸计算 …… 4-336
4.4 环面蜗杆传动承载能力计算 …… 4-340
4.5 环面蜗杆传动设计算例 …… 4-341
4.6 环面蜗杆、蜗轮工作图 …… 4-343
4.7 环面蜗杆、蜗轮的精度 …… 4-346
4.7.1 直廓环面蜗杆、蜗轮精度 …… 4-346
4.7.2 平面二次包络环面蜗杆、蜗轮精度 …… 4-349
第8章 减速器与无级变速器 …… 4-353
1 一般减速器设计资料 …… 4-353
1.1 常用减速器的类型、特点和应用 …… 4-353
1.2 减速器的基本参数 …… 4-355
1.2.1 圆柱齿轮减速器的基本参数 …… 4-355
1.2.2 圆柱蜗杆减速器的基本参数 …… 4-356
1.3 减速器传动比的分配 …… 4-356
1.4 齿轮、蜗杆减速器箱体结构尺寸 …… 4-357

1.5　减速器附件及其结构尺寸 …… 4－362
1.6　典型减速器结构图示例 …… 4－365
1.6.1　装配图 …… 4－365
1.6.2　箱体零件工作图 …… 4－373
2　标准减速器 …… 4－379
2.1　硬齿面圆柱齿轮减速器 …… 4－379
2.1.1　型式和标记方法 …… 4－379
2.1.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－379
2.1.3　承载能力 …… 4－382
2.1.4　选用方法 …… 4－386
2.2　起重机用三支点减速器 …… 4－387
2.2.1　型式和标记方法 …… 4－387
2.2.2　减速器外形尺寸 …… 4－387
2.2.3　承载能力 …… 4－387
2.2.4　选用方法 …… 4－387
2.3　起重机底座式减速器 …… 4－395
2.4　双圆弧圆柱齿轮减速器 …… 4－397
2.4.1　标记方法 …… 4－397
2.4.2　装配型式和尺寸 …… 4－397
2.4.3　承载能力 …… 4－397
2.4.4　选用方法 …… 4－397
2.5　运输机械用减速器（锥齿轮-圆柱齿轮减速器） …… 4－405
2.5.1　型式和标记方法 …… 4－405
2.5.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－405
2.5.3　承载能力 …… 4－405
2.5.4　选用方法 …… 4－408
2.6　NGW 型行星齿轮减速器 …… 4－412
2.6.1　型式与标记方法 …… 4－412
2.6.2　公称传动比和实际传动比 …… 4－412
2.6.3　型式和尺寸 …… 4－412
2.6.4　承载能力 …… 4－416
2.6.5　选用方法 …… 4－416
2.7　摆线针轮减速器 …… 4－421
2.7.1　型号和标记方法 …… 4－421
2.7.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－421
2.7.3　承载能力 …… 4－422
2.7.4　选用方法 …… 4－422
2.8　谐波传动减速器 …… 4－424
2.8.1　标记方法 …… 4－424
2.8.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－424
2.8.3　承载能力 …… 4－425
2.9　圆弧圆柱蜗杆减速器 …… 4－428
2.9.1　型式和标记方法 …… 4－428
2.9.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－428
2.9.3　承载能力 …… 4－429
2.9.4　选用方法 …… 4－431
2.10　平面二次包络环面蜗杆减速器 …… 4－432
2.10.1　型式和标记方法 …… 4－432
2.10.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－433
2.10.3　承载能力 …… 4－437
2.10.4　选用方法 …… 4－443
2.10.5　润滑 …… 4－445
3　机械无级变速器 …… 4－445
3.1　常用机械无级变速器的类型、特性及选用 …… 4－445
3.1.1　机械无级变速器的类型、特性及应用举例 …… 4－445
3.1.2　机械无级变速器的选用 …… 4－447
3.2　齿链式无级变速器 …… 4－448
3.2.1　型式和标记方法 …… 4－448
3.2.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－449
3.2.3　性能参数 …… 4－451
3.2.4　选用方法 …… 4－455
3.3　行星锥盘式无级变速器 …… 4－456
3.3.1　型式和标记方法 …… 4－456
3.3.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－457
3.3.3　性能参数 …… 4－460
3.4　多盘式无级变速器 …… 4－461
3.4.1　型式和标记方法 …… 4－461
3.4.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－461
3.4.3　性能参数 …… 4－463
3.5　四相并列连杆脉动无级变速器 …… 4－464
3.5.1　型式和标记方法 …… 4－464
3.5.2　外形尺寸和安装尺寸 …… 4－464
3.5.3　性能参数 …… 4－465
3.6　金属带式无级变速器 …… 4－466
参考文献 …… 4－468

第5篇 轴系零件与轴承

第1章 轴 …… 5-3
1 概述 …… 5-3
1.1 轴的分类 …… 5-3
1.2 轴的设计特点和步骤 …… 5-3
1.3 轴的常用材料 …… 5-3
2 轴的结构设计 …… 5-6
2.1 轴上零件的布置 …… 5-6
2.2 轴上零件的定位与固定 …… 5-6
2.3 提高轴疲劳强度的结构措施 …… 5-10
2.4 轴的结构工艺性 …… 5-11
3 轴的强度计算 …… 5-12
3.1 按转矩估算轴径 …… 5-12
3.2 按当量弯矩近似计算轴的强度 …… 5-12
3.3 轴安全系数的精确校核计算 …… 5-14
3.3.1 轴的疲劳强度安全系数校核 …… 5-14
3.3.2 轴的静强度安全系数校核 …… 5-17
3.4 轴的强度计算实例 …… 5-21
4 轴的刚度校核 …… 5-23
4.1 轴的弯曲刚度校核 …… 5-23
4.1.1 能量法 …… 5-24
4.1.2 当量直径法 …… 5-24
4.2 轴的扭转刚度校核 …… 5-27
4.3 轴的刚度计算实例 …… 5-28
5 钢丝软轴 …… 5-30
5.1 软轴的结构形式和规格 …… 5-30
5.1.1 钢丝软轴的结构与规格 …… 5-32
5.1.2 软管的结构与规格 …… 5-32
5.1.3 软轴的接头及连接 …… 5-34
5.1.4 软管的接头及连接 …… 5-34
5.1.5 防逆转装置 …… 5-35
5.2 软轴的选择和使用 …… 5-36
5.2.1 软轴的选择 …… 5-36
5.2.2 软轴使用时的注意事项 …… 5-36
第2章 滑动轴承 …… 5-37
1 概述 …… 5-37
1.1 滑动轴承的特点和分类 …… 5-37
1.2 滑动轴承的类型选择 …… 5-37
1.2.1 滑动轴承性能比较 …… 5-37
1.2.2 滑动轴承类型选择的特性曲线 …… 5-39
2 非液体摩擦滑动轴承 …… 5-39
2.1 径向轴承 …… 5-39
2.1.1 结构形式的选用 …… 5-39
2.1.2 轴颈与轴瓦的配合 …… 5-39
2.1.3 轴承的验算 …… 5-39
2.2 平面推力轴承 …… 5-43
2.2.1 常用结构型式 …… 5-43
2.2.2 轴承的验算 …… 5-43
2.2.3 常用滑动轴承材料的性能和许用值 …… 5-43
3 液体动压滑动轴承 …… 5-44
3.1 径向轴承 …… 5-44
3.1.1 性能计算 …… 5-44
3.1.2 参数选择 …… 5-48
3.2 推力轴承 …… 5-50
3.2.1 固定瓦推力轴承 …… 5-50
3.2.2 可倾瓦推力轴承 …… 5-54
4 含油轴承 …… 5-56
4.1 粉末冶金含油轴承 …… 5-56
4.1.1 滑动轴承烧结轴套的尺寸和公差 …… 5-56
4.1.2 参数选择 …… 5-56
4.1.3 润滑 …… 5-59
4.1.4 使用安装 …… 5-60
4.2 青铜石墨含油轴承 …… 5-60
5 轴套与轴瓦 …… 5-62
5.1 轴套 …… 5-62
5.1.1 卷制轴套 …… 5-62
5.1.2 整体轴套 …… 5-65
5.1.3 轴套的固定 …… 5-68
5.2 轴瓦 …… 5-69
5.2.1 厚壁轴瓦 …… 5-69
5.2.2 薄壁轴瓦 …… 5-70
5.3 推力垫圈 …… 5-74
5.4 润滑孔和润滑槽 …… 5-75
5.4.1 润滑孔 …… 5-75
5.4.2 润滑槽 …… 5-76
5.5 滑动轴承间隙与配合的选择 …… 5-77
6 滑动轴承的润滑 …… 5-80
7 滑动轴承座 …… 5-82
7.1 整体滑动轴承 …… 5-82
7.2 对开式滑动轴承 …… 5-83
第3章 滚动轴承 …… 5-86
1 滚动轴承的分类、代号 …… 5-86
1.1 通用滚动轴承的分类 …… 5-86

1.2　通用滚动轴承代号 …… 5－87
1.2.1　基本代号 …… 5－87
1.2.2　滚针轴承基本代号 …… 5－89
1.2.3　基本代号编制规则 …… 5－89
1.2.4　通用轴承类型、结构及基本代号 …… 5－89
1.2.5　前置、后置代号 …… 5－91
1.2.6　滚动轴承代号示例 …… 5－95
2　滚动轴承的选择与计算 …… 5－95
2.1　滚动轴承的选择 …… 5－95
2.1.1　滚动轴承类型选择 …… 5－95
2.1.2　滚动轴承公差等级选择 …… 5－99
2.1.3　滚动轴承游隙选择 …… 5－99
2.2　滚动轴承的计算 …… 5－102
2.2.1　滚动轴承的寿命计算 …… 5－102
2.2.2　滚动轴承的静载荷计算 …… 5－105
2.2.3　滚动轴承的极限转速 …… 5－106
2.2.4　推力轴承需要的最小轴向载荷 …… 5－106
2.2.5　例题 …… 5－107
3　常用滚动轴承主要尺寸和性能表 …… 5－107
3.1　深沟球轴承 …… 5－107
3.2　调心球轴承 …… 5－115
3.3　角接触球轴承 …… 5－122
3.4　四点接触球轴承 …… 5－126
3.5　圆柱滚子轴承 …… 5－128
3.6　调心滚子轴承 …… 5－141
3.7　圆锥滚子轴承 …… 5－147
3.8　成套滚针轴承 …… 5－159
3.9　推力轴承 …… 5－161
3.10　滚动轴承附件及滚动轴承座 …… 5－168
3.10.1　滚动轴承附件（紧定套、退卸衬套、止推环） …… 5－168
3.10.2　滚动轴承座 …… 5－174
4　滚动轴承的组合设计 …… 5－179
4.1　支承结构的基本形式 …… 5－179
4.2　滚动轴承的配合 …… 5－181
4.3　滚动轴承的轴向紧固 …… 5－184
4.4　滚动轴承的游隙调整与预紧 …… 5－185
4.4.1　轴向游隙的调整 …… 5－185
4.4.2　轴承的预紧 …… 5－186
4.5　滚动轴承的润滑 …… 5－188
4.5.1　润滑脂的选择 …… 5－189
4.5.2　润滑油的选择 …… 5－189
4.5.3　固体润滑 …… 5－190
4.6　滚动轴承的密封 …… 5－190
4.7　滚动轴承的装拆 …… 5－192
4.8　滚动轴承组合的典型结构 …… 5－192
第4章　联轴器、离合器与制动器 …… 5－195
1　联轴器 …… 5－195
1.1　常用联轴器的类型、性能、特点及应用 …… 5－195
1.2　机械式联轴器的选择 …… 5－198
1.2.1　联轴器类型的选择 …… 5－198
1.2.2　联轴器型号的选择 …… 5－198
1.3　固定式刚性联轴器 …… 5－200
1.3.1　套筒联轴器 …… 5－200
1.3.2　凸缘联轴器 …… 5－200
1.4　可移式刚性联轴器 …… 5－204
1.4.1　滑块联轴器 …… 5－204
1.4.2　齿式联轴器 …… 5－205
1.4.3　滚子链联轴器 …… 5－214
1.5　十字轴式万向联轴器 …… 5－215
1.5.1　WS型和WSD型十字轴式万向联轴器 …… 5－215
1.5.2　SWP型、SWP型（G型）剖分轴承座十字轴式万向联轴器 …… 5－218
1.6　弹性联轴器 …… 5－222
1.6.1　弹性套柱销联轴器 …… 5－222
1.6.2　弹性柱销联轴器 …… 5－225
1.6.3　弹性柱销齿式联轴器 …… 5－228
1.6.4　梅花形弹性联轴器 …… 5－231
1.6.5　芯型弹性联轴器 …… 5－235
1.6.6　轮胎式联轴器 …… 5－237
1.6.7　H型弹性块联轴器 …… 5－238
1.6.8　多角形橡胶联轴器 …… 5－240
1.6.9　膜片联轴器 …… 5－240
1.6.10　蛇形弹簧联轴器 …… 5－249
2　离合器 …… 5－251
2.1　常用离合器的类型、性能、特点与应用 …… 5－251
2.2　离合器的选用与计算 …… 5－254
2.2.1　离合器的型式与结构选择 …… 5－254
2.2.2　离合器的选用计算 …… 5－254
2.3　嵌合式离合器 …… 5－255
2.3.1　牙嵌离合器 …… 5－255
2.3.2　齿式离合器 …… 5－261
2.4　摩擦离合器 …… 5－262
2.4.1　圆盘摩擦片离合器 …… 5－262

2.4.2 圆锥摩擦离合器 …… 5-264
2.5 电磁离合器 …… 5-264
2.5.1 DLY0 系列牙嵌式电磁离合器 …… 5-265
2.5.2 DLY5 系列牙嵌式电磁离合器 …… 5-265
2.5.3 DLM0 系列有滑环湿式多片电磁离合器 …… 5-267
2.5.4 DLM5 系列有滑环湿式多片电磁离合器 …… 5-267
2.5.5 DLM10(EKE) 系列有滑环湿(干)式多片电磁离合器 …… 5-269
2.5.6 DLM2 系列有滑环干式多片电磁离合器 …… 5-270
2.5.7 DLM3 系列无滑环湿式多片电磁离合器 …… 5-271
2.5.8 DLM9 (ERD) 系列无滑环湿式多片电磁离合器 …… 5-272
2.6 超越离合器 …… 5-273
2.6.1 滚柱式超越离合器 …… 5-273
2.6.2 楔块式超越离合器 …… 5-275
2.7 离心离合器 …… 5-280
2.7.1 无弹簧闸块离心离合器 …… 5-280
2.7.2 带弹簧闸块离心离合器 …… 5-284
2.8 安全离合器 …… 5-286
2.8.1 安全离合器的性能及计算 …… 5-286
2.8.2 剪销式安全离合器 …… 5-288
2.8.3 牙嵌式安全离合器 …… 5-289
2.8.4 钢球式安全离合器 …… 5-290
2.8.5 摩擦式安全离合器 …… 5-291
3 制动器 …… 5-292
3.1 制动器的功能、分类、特点与应用 …… 5-292
3.2 制动器的选择与设计 …… 5-292
3.2.1 制动器的类型选择 …… 5-292
3.2.2 制动器的设计计算 …… 5-293
3.2.3 摩擦材料 …… 5-296
3.3 外抱块式制动器 …… 5-298
3.3.1 结构型式 …… 5-298
3.3.2 外抱块式制动器的类型、特点和应用 …… 5-301
3.3.3 外抱块式制动器的性能参数及主要尺寸 …… 5-302
3.4 带式制动器 …… 5-307
3.4.1 普通型带式制动器 …… 5-307
3.4.2 短行程带式制动器 …… 5-310
3.5 盘式制动器 …… 5-311
3.5.1 钳盘式制动器 …… 5-311
3.5.2 全盘式制动器 …… 5-316
3.5.3 锥盘式制动器 …… 5-316
3.5.4 载荷自制盘式制动器 …… 5-316
参考文献 …… 5-323

下 册

第6篇 润滑与密封

第1章 润滑 …… 6-3
1 润滑油 …… 6-3
1.1 润滑油的主要质量指标 …… 6-3
1.2 润滑油的组成 …… 6-5
1.3 各种润滑剂的性能比较 …… 6-5
1.4 润滑油品的选用 …… 6-6
1.4.1 内燃机油 …… 6-6
1.4.2 齿轮油 …… 6-7
1.4.3 液压油 …… 6-9
1.4.4 压缩机油 …… 6-9
1.4.5 常用润滑油的主要质量指标和应用 …… 6-11
2 润滑脂 …… 6-17
2.1 润滑脂的主要质量指标 …… 6-17
2.2 润滑脂的选用 …… 6-18
2.2.1 润滑部位的工作温度 …… 6-18
2.2.2 润滑部位的负载 …… 6-18
2.2.3 润滑部位的速度 …… 6-18
2.2.4 润滑部位的环境及接触的介质 …… 6-18
2.2.5 润滑脂加注方法 …… 6-19
2.3 常用润滑脂的主要质量指标及应用 …… 6-19
3 固体润滑剂 …… 6-21
3.1 固体润滑剂应具备的基本性能 …… 6-21
3.2 常用的固体润滑剂 …… 6-21

3.2.1 石墨 …… 6-21
3.2.2 聚四氟乙烯（PTFE） …… 6-22
3.2.3 三聚氰胺—氰尿酸络合物（MCA） …… 6-23
3.3 固体润滑剂的选用 …… 6-24
4 润滑方法和润滑装置 …… 6-25
4.1 润滑方法及润滑装置的分类及应用 …… 6-25
4.2 润滑件 …… 6-26
4.2.1 油杯 …… 6-26
4.2.2 油枪 …… 6-28
4.2.3 油标 …… 6-28
4.3 稀油集中润滑系统的设计 …… 6-29
4.3.1 稀油集中润滑系统设计的任务 …… 6-29
4.3.2 稀油集中润滑系统设计步骤 …… 6-29
4.4 稀油集中润滑系统的主要设备 …… 6-30
4.4.1 润滑油泵及油泵装置 …… 6-30
4.4.2 稀油润滑装置 …… 6-34
4.5 润滑脂集中润滑系统的设计 …… 6-38
4.5.1 润滑脂集中润滑系统的设计步骤 …… 6-39
4.5.2 自动润滑脂集中润滑站能力的确定 …… 6-40
4.6 润滑脂集中润滑系统的主要设备 …… 6-40
4.7 油雾润滑 …… 6-43
4.7.1 油雾润滑的工作原理 …… 6-43
4.7.2 油雾润滑系统和装置 …… 6-44
4.8 油气润滑 …… 6-44
4.8.1 油气润滑的工作原理 …… 6-46
4.8.2 油气润滑系统 …… 6-46
4.8.3 油气润滑装置 …… 6-47
4.8.4 油气润滑与稀油循环式润滑的比较 …… 6-48
4.8.5 油气润滑与油雾润滑的比较 …… 6-49
第2章 密封 …… 6-51
1 密封的分类、特点及应用 …… 6-51
1.1 密封的分类 …… 6-51
1.2 密封的选型 …… 6-51
1.3 常用密封材料 …… 6-52
2 垫密封 …… 6-53
2.1 垫密封的泄漏 …… 6-53
2.2 密封垫的选用 …… 6-53
2.3 常用垫片类型及应用 …… 6-54
3 胶密封 …… 6-62
3.1 聚硫橡胶密封胶 …… 6-63
3.2 硅橡胶密封胶 …… 6-63
3.3 非硫化型密封胶 …… 6-64
3.4 液态密封胶 …… 6-64
3.4.1 液态密封胶的种类 …… 6-64
3.4.2 液态密封胶的性能和选用 …… 6-65
3.5 厌氧胶 …… 6-66
3.6 密封胶的应用 …… 6-67
4 填料密封 …… 6-68
4.1 软填料密封 …… 6-68
4.1.1 软填料的结构型式和材料选用 …… 6-68
4.1.2 填料腔结构设计 …… 6-70
4.2 硬填料密封 …… 6-71
4.3 O形橡胶密封圈 …… 6-73
4.4 往复运动用密封圈 …… 6-81
5 油封与防尘密封 …… 6-91
5.1 用做油封的旋转轴唇形密封圈 …… 6-91
5.2 毡圈油封 …… 6-92
5.3 防尘密封 …… 6-92
6 液体迷宫密封 …… 6-96
参考文献 …… 6-97

第7篇 起重机零部件和操作件

第1章 起重机零部件 …… 7-3
1 起重机机构的分级 …… 7-3
1.1 起重机机构的使用等级 …… 7-3
1.2 起重机机构的载荷状态、级别 …… 7-3
1.3 起重机机构的工作级别 …… 7-3
2 钢丝绳 …… 7-5
2.1 钢丝绳的标记 …… 7-5
2.2 钢丝绳选用计算 …… 7-7
2.2.1 *C* 系数法 …… 7-7
2.2.2 最小安全系数法 …… 7-7
2.3 重要用途钢丝绳 …… 7-8
2.4 一般用途钢丝绳 …… 7-18
2.5 电梯用钢丝绳 …… 7-31
2.6 平衡用扁钢丝绳 …… 7-36
3 绳具 …… 7-38
3.1 钢丝绳夹 …… 7-38
3.2 钢丝绳用楔形接头 …… 7-39
3.3 钢丝绳用普通套环 …… 7-41

3.4 钢丝绳用重型套环 …… 7-41
4 卷筒 …… 7-42
4.1 卷筒的类型 …… 7-42
4.2 卷筒的几何尺寸 …… 7-43
4.3 卷筒槽形 …… 7-45
4.4 起重机用铸造卷筒的型式、尺寸和技术条件 …… 7-46
4.5 钢丝绳在卷筒上的固定 …… 7-48
4.6 钢丝绳用压板 …… 7-49
4.7 钢丝绳在卷筒上用压板固定的计算 …… 7-50
4.8 卷筒强度计算 …… 7-50
5 滑轮 …… 7-51
5.1 滑轮结构和材料 …… 7-51
5.2 滑轮的主要尺寸 …… 7-51
5.3 滑轮直径与钢丝绳直径的匹配关系 …… 7-52
5.4 滑轮型式 …… 7-53
6 起重链和链轮 …… 7-54
6.1 起重链条的选择 …… 7-54
6.2 起重用短环链 …… 7-54
6.3 焊接链轮 …… 7-55
7 吊钩 …… 7-56
7.1 吊钩的分类 …… 7-56
7.2 吊钩的力学性能 …… 7-56
7.3 吊钩的起重量 …… 7-57
7.4 吊钩的尺寸 …… 7-58
7.5 吊钩材料 …… 7-58
7.6 吊钩的应力计算 …… 7-59
7.7 吊钩附件 …… 7-61
8 车轮和轨道 …… 7-62
8.1 车轮 …… 7-62
8.2 踏面形状和尺寸与钢轨的匹配 …… 7-62
8.3 技术要求 …… 7-63
8.3.1 材料的力学性能 …… 7-63
8.3.2 热处理 …… 7-63
8.3.3 精度 …… 7-63
8.3.4 成品车轮的表面质量 …… 7-63
8.4 车轮计算 …… 7-63
8.4.1 允许轮压的计算 …… 7-63
8.4.2 等效工作轮压计算 …… 7-65
8.5 CD、MD 电动葫芦用钢轮 …… 7-65
8.6 轨道 …… 7-65
9 缓冲器 …… 7-67
9.1 弹簧缓冲器 …… 7-67
9.2 起重机橡胶缓冲器 …… 7-69
第 2 章 操作件 …… 7-71
1 手柄 …… 7-71
2 手轮 …… 7-80
3 把手 …… 7-82
参考文献 …… 7-86

第 8 篇 流 体 传 动

第 1 章 液压传动 …… 8-3
1 常用基础标准 …… 8-3
1.1 流体传动系统及元件图形符号 …… 8-3
1.2 常用液压标准 …… 8-12
1.2.1 流体传动系统及元件的公称压力系列 …… 8-12
1.2.2 液压泵及马达公称排量系列 …… 8-12
1.2.3 液压油口螺纹连接系列 …… 8-12
1.2.4 液压系统用硬管外径系列和软管内径系列 …… 8-12
1.2.5 液压缸内径及活塞杆外径尺寸系列 …… 8-13
1.2.6 液压缸行程系列 …… 8-13
1.2.7 液压阀油口、底板、控制装置和电磁铁的标识 …… 8-13
1.3 常用液压公式 …… 8-14
2 液压基本回路 …… 8-14
2.1 概述 …… 8-14
2.2 液压源回路 …… 8-14
2.2.1 定量泵—溢流阀液压源回路 …… 8-14
2.2.2 变量泵—安全阀液压源回路 …… 8-15
2.2.3 高低压双泵液压源回路 …… 8-15
2.2.4 多泵并联供油液压源回路 …… 8-16
2.2.5 闭式系统液压源回路 …… 8-16
2.2.6 辅助泵供油液压源回路 …… 8-16
2.2.7 辅助循环泵液压源回路 …… 8-17
2.3 压力控制回路 …… 8-17
2.3.1 调压回路 …… 8-17
2.3.2 减压回路 …… 8-17
2.3.3 增压回路 …… 8-18
2.3.4 保压回路 …… 8-18
2.3.5 卸荷回路 …… 8-18
2.3.6 平衡回路 …… 8-19
2.3.7 缓冲回路 …… 8-20

2.3.8　卸压回路 …… 8－20
2.4　速度控制回路 …… 8－21
2.4.1　节流调速回路 …… 8－21
2.4.2　容积式调速回路 …… 8－22
2.4.3　容积节流调速回路 …… 8－22
2.4.4　增速回路 …… 8－23
2.4.5　减速回路 …… 8－24
2.4.6　二次进给回路 …… 8－25
2.4.7　比例阀调速回路 …… 8－25
2.5　同步控制回路 …… 8－25
2.5.1　机械同步回路 …… 8－25
2.5.2　流量控制同步回路 …… 8－26
2.5.3　容积控制同步回路 …… 8－27
2.6　方向控制回路 …… 8－28
2.6.1　换向回路 …… 8－28
2.6.2　锁紧回路 …… 8－29
2.6.3　顺序动作回路 …… 8－30
2.7　液压马达回路 …… 8－31
2.7.1　液压马达制动回路 …… 8－31
2.7.2　液压马达浮动回路 …… 8－31
3　液压传动系统设计计算 …… 8－32
3.1　液压系统的设计流程 …… 8－32
3.1.1　明确设计要求 …… 8－32
3.1.2　进行工况分析、确定液压系统的主要参数 …… 8－32
3.1.3　制定基本方案和绘制液压系统图 …… 8－35
3.1.4　液压元件的选择与专用件设计 …… 8－36
3.1.5　液压系统性能验算 …… 8－37
3.1.6　设计液压装置，编制技术文件 …… 8－40
3.2　液压系统设计计算实例——250g塑料注射机液压系统设计计算 …… 8－40
3.2.1　250g 塑料注射机液压系统设计要求及有关设计参数 …… 8－40
3.2.2　液压执行元件负载和负载转矩计算 …… 8－41
3.2.3　液压系统主要参数计算 …… 8－41
3.2.4　制定系统方案和拟定液压系统图 …… 8－43
3.2.5　液压元件的选择 …… 8－44
3.2.6　液压系统性能验算 …… 8－46
4　液压泵 …… 8－48
4.1　液压泵的分类 …… 8－48
4.2　液压泵的主要技术参数和计算公式 …… 8－48
4.2.1　液压泵的主要技术参数 …… 8－48
4.2.2　液压泵的常用计算公式 …… 8－48
4.3　典型液压泵的工作原理及主要结构特点 …… 8－48
4.4　液压泵的技术性能和参数选择 …… 8－49
4.4.1　各类液压泵的技术性能和应用范围 …… 8－49
4.4.2　液压泵参数的选择 …… 8－50
4.5　齿轮泵产品 …… 8－50
4.5.1　齿轮泵产品技术参数概览 …… 8－50
4.5.2　CBF-E 型齿轮泵 …… 8－52
4.5.3　CBF-F 型齿轮泵 …… 8－54
4.6　叶片泵产品 …… 8－57
4.6.1　叶片泵产品技术参数概览 …… 8－57
4.6.2　YB_1 型叶片泵 …… 8－57
4.6.3　PV2R 型叶片泵 …… 8－59
4.6.4　V4 型变量叶片泵 …… 8－65
4.7　柱塞泵产品 …… 8－66
4.7.1　柱塞泵产品技术参数概览 …… 8－66
4.7.2　CY14-1B 型柱塞泵 …… 8－67
4.7.3　A4V 型柱塞泵 …… 8－72
5　液压缸 …… 8－78
5.1　液压缸的基本尺寸参数 …… 8－78
5.1.1　液压缸内径及活塞杆外径尺寸系列 …… 8－78
5.1.2　液压缸行程系列 …… 8－78
5.1.3　液压缸活塞杆螺纹型式和尺寸系列 …… 8－78
5.2　液压缸的设计计算 …… 8－79
5.2.1　液压缸设计计算步骤 …… 8－79
5.2.2　液压缸性能参数的计算 …… 8－79
5.2.3　液压缸主要几何尺寸的计算 …… 8－79
5.2.4　液压缸结构参数的计算 …… 8－81
5.2.5　液压缸的连接计算 …… 8－84
5.2.6　活塞杆稳定性计算 …… 8－87
5.3　液压缸系列 …… 8－89
5.3.1　工程液压缸系列 …… 8－89
5.3.2　冶金设备用标准液压缸系列 …… 8－101
5.3.3　伸缩式套筒液压缸 …… 8－110
6　液压马达 …… 8－112
6.1　液压马达的分类 …… 8－112
6.2　液压马达的主要技术参数和计

算公式 …… 8－112
6.2.1 液压马达的主要技术参数 …… 8－112
6.2.2 液压马达主要参数的计算公式 …… 8－112
6.3 液压马达主要技术参数概览 …… 8－113
6.4 液压马达的选择 …… 8－113
6.5 液压马达产品 …… 8－114
6.5.1 GM5 型齿轮马达 …… 8－114
6.5.2 YM-F-E 型叶片马达 …… 8－115
6.5.3 BMR 轴线配油摆线液压马达 …… 8－116
6.5.4 EPM 型低速大转矩液压马达 …… 8－118
6.5.5 NJM 型柱塞马达 …… 8－120
6.5.6 1JMD 型径向柱塞马达 …… 8－123
7 液压控制阀 …… 8－124
7.1 液压控制阀概述 …… 8－124
7.1.1 液压控制阀的分类 …… 8－124
7.1.2 液压阀的基本参数 …… 8－125
7.1.3 液压阀的选择 …… 8－125
7.1.4 液压控制阀部分产品汇总 …… 8－126
7.2 压力控制阀 …… 8－129
7.2.1 直动式溢流阀及远程调压阀 …… 8－129
7.2.2 先导式溢流阀、电磁溢流阀、卸荷溢流阀 …… 8－135
7.2.3 减压阀 …… 8－145
7.2.4 顺序阀 …… 8－154
7.2.5 平衡阀（FD 型平衡阀） …… 8－161
7.2.6 压力继电器 …… 8－166
7.3 流量控制阀 …… 8－170
7.3.1 节流阀和单向节流阀 …… 8－170
7.3.2 调速阀 …… 8－172
7.3.3 分流集流阀(FL、FDL、FJL 型分流集流阀） …… 8－178
7.4 方向控制阀 …… 8－179
7.4.1 单向阀及液控单向阀 …… 8－179
7.4.2 电磁换向阀 …… 8－187
7.4.3 WEH 电液换向阀及 WH 液控换向阀 …… 8－198
7.4.4 WMM 型手动换向阀 …… 8－211
7.4.5 WM 型行程（滚轮)换向阀 …… 8－215
7.5 叠加阀 …… 8－217
7.5.1 叠加式压力控制阀 …… 8－217
7.5.2 叠加式单向阀 …… 8－222
7.5.3 叠加式流量阀（力士乐系列叠加单向节流阀） …… 8－224
7.6 插装阀 …… 8－227
7.6.1 插装阀的工作原理及特点 …… 8－227
7.6.2 K 系列二通盖板式插装阀 …… 8－227
8 液压辅件 …… 8－234
8.1 蓄能器 …… 8－234
8.1.1 蓄能器的种类及特点 …… 8－234
8.1.2 蓄能器在系统中的应用 …… 8－235
8.1.3 各种蓄能器的性能及用途 …… 8－235
8.1.4 蓄能器的容量计算 …… 8－236
8.1.5 蓄能器使用注意事项 …… 8－236
8.1.6 NXQ 型气囊式蓄能器 …… 8－237
8.1.7 HXQ 型活塞式蓄能器 …… 8－239
8.2 过滤器 …… 8－240
8.2.1 过滤器的主要性能参数 …… 8－240
8.2.2 过滤器的名称、用途、安装位置、类别、型式及效果 …… 8－240
8.2.3 推荐液压系统的清洁度和过滤精度 …… 8－241
8.2.4 过滤器的选择及计算 …… 8－241
8.2.5 WU 型网式吸油过滤器 …… 8－242
8.2.6 ZU-H、QU-H 系列高压过滤器 …… 8－242
8.2.7 DRLF 型大流量回油过滤器 …… 8－249
8.3 换热器 …… 8－250
8.3.1 冷却器的种类及特点 …… 8－250
8.3.2 冷却器的选择及计算 …… 8－251
8.3.3 GL※型列管式冷却器 …… 8－251
8.3.4 BR 型板式冷却器 …… 8－253
8.3.5 加热器的选择计算 …… 8－254
8.3.6 SRY 型加热器 …… 8－255
8.3.7 SRY 型套筒式油用电加热器 …… 8－255
8.4 温度仪表（WS※型双金属温度计） …… 8－256
8.5 压力仪表 …… 8－257
8.5.1 Y 系列压力表 …… 8－257
8.5.2 YTXG 型磁感式电接点压力表 …… 8－258
8.5.3 压力表开关（KF 型压力表开关） …… 8－259
8.6 空气过滤器 …… 8－259
8.6.1 QUQ 型空气过滤器 …… 8－259
8.6.2 EF 型空气过滤器 …… 8－260

8.7　液位仪表 …… 8－261
8.7.1　YWZ 型液位计 …… 8－261
8.7.2　YKZQ 型液位控制器 …… 8－262
9　液压泵站、油箱、管路及管件 …… 8－262
9.1　液压泵站 …… 8－262
9.1.1　液压泵站概述 …… 8－262
9.1.2　液压泵站的结构型式 …… 8－262
9.2　油箱 …… 8－262
9.2.1　油箱的设计要点 …… 8－263
9.2.2　油箱容量的计算 …… 8－264
9.3　管路 …… 8－264
9.3.1　管道 …… 8－264
9.3.2　管道内径的计算 …… 8－264
9.3.3　金属管壁厚的计算 …… 8－265
9.3.4　胶管的选择及注意事项 …… 8－265
9.4　管接头 …… 8－267
9.4.1　管接头的类型及特点 …… 8－267
9.4.2　管接头的种类及应用 …… 8－268
9.4.3　焊接式管接头规格 …… 8－269
9.4.4　卡套式管接头规格 …… 8－279
9.4.5　扩口式管接头规格 …… 8－298
9.4.6　螺塞 …… 8－306
第 2 章　气压传动 …… 8－309
1　常用气动基础标准 …… 8－309
1.1　气动元、辅件图形符号 …… 8－309
1.2　常用气动标准 …… 8－309
1.2.1　流体传动系统及元件公称压力系列 …… 8－309
1.2.2　液压气动系统及元件　气缸内径及活塞杆外径 …… 8－309
1.2.3　液压气动系统及元件　气缸活塞行程系列 …… 8－310
1.2.4　液压气动系统及元件　活塞杆螺纹型式和尺寸系列 …… 8－310
1.2.5　液压气动系统用硬管外径和软管内径 …… 8－310
1.2.6　气动连接　气口和螺柱端 …… 8－311
1.2.7　气动元件及系统用空气介质质量等级 …… 8－311
2　气源装置及气动辅助元件 …… 8－311
2.1　气源装置 …… 8－311
2.1.1　滑片式压缩机 …… 8－311
2.1.2　活塞式压缩机 …… 8－313
2.2　气动辅助元件 …… 8－315
2.2.1　分水滤气器（二次过滤器） …… 8－315
2.2.2　油雾器 …… 8－318
2.2.3　气源调节装置 …… 8－319
2.2.4　其他气动辅件 …… 8－322
2.2.5　气动 PU 管、尼龙管用接头 …… 8－324
3　气缸 …… 8－330
3.1　气缸的分类及工作原理 …… 8－330
3.1.1　气缸的分类 …… 8－330
3.1.2　气缸的工作原理 …… 8－332
3.2　气缸的设计与计算 …… 8－340
3.2.1　气缸的设计步骤 …… 8－340
3.2.2　气缸的基本参数 …… 8－340
3.2.3　气缸有关计算 …… 8－340
3.3　气缸主要零部件的结构、材料及技术要求 …… 8－347
3.3.1　气缸筒 …… 8－347
3.3.2　气缸盖 …… 8－347
3.3.3　缸筒与缸盖的连接 …… 8－348
3.3.4　活塞 …… 8－349
3.3.5　活塞杆 …… 8－349
3.3.6　气缸的密封 …… 8－350
3.4　气缸产品 …… 8－352
3.4.1　气缸产品概览 …… 8－352
3.4.2　普通活塞杆气缸 …… 8－352
3.4.3　摆动气缸 …… 8－356
4　气马达 …… 8－358
4.1　气马达的分类、工作原理及特点 …… 8－358
4.1.1　气马达的分类 …… 8－358
4.1.2　气马达的工作原理 …… 8－358
4.1.3　气马达的特点 …… 8－359
4.2　气马达的典型产品 …… 8－360
4.2.1　叶片式气马达 …… 8－360
4.2.2　活塞式气马达 …… 8－364
5　气动控制阀 …… 8－372
5.1　压力控制阀 …… 8－372
5.1.1　减压阀 …… 8－372
5.1.2　过滤减压阀 …… 8－376
5.1.3　单向压力顺序阀 …… 8－379
5.1.4　安全阀 …… 8－380
5.2　方向控制阀 …… 8－382
5.2.1　电磁换向阀 …… 8－382
5.2.2　气控阀 …… 8－401
5.2.3　多种流体、多用途换向阀 …… 8－406
5.3　流量控制阀 …… 8－408

5.3.1 QLA 系列单向节流阀…… 8-408
5.3.2 QLA（J）系列接头式单向节流阀…… 8-410
5.3.3 KLP、KLPX 系列排气节流阀与排气消声节流阀…… 8-411
6 气动系统的设计及计算…… 8-411
6.1 气动回路…… 8-412
6.1.1 气动基本回路…… 8-412
6.1.2 常用回路…… 8-417
6.2 气动系统设计的主要内容及设计程序…… 8-419
6.2.1 明确工作要求…… 8-419
6.2.2 设计气控回路…… 8-419
6.2.3 选择、设计执行元件…… 8-419
6.2.4 选择控制元件…… 8-419
6.2.5 选择气动辅件…… 8-419
6.2.6 确定管道直径、计算压力损失…… 8-419
6.2.7 快速估算气动阀类元件、气源调节装置（三联件）、管道等通径的方法…… 8-420
6.2.8 选择空气压缩机(空压机) …… 8-421
参考文献 …… 8-424

第 9 篇 机电一体化设计、电动机与常用电器

第 1 章 机电一体化设计 …… 9-3
1 机电一体化概述…… 9-3
1.1 机电一体化基本概念…… 9-3
1.1.1 机电一体化的内涵…… 9-3
1.1.2 机电一体化系统的构成…… 9-3
1.1.3 机电一体化的意义…… 9-3
1.2 机电一体化技术的分类…… 9-4
1.2.1 机电一体化技术的分类依据…… 9-4
1.2.2 机械制造过程的机电一体化…… 9-4
1.2.3 机电产品的机电一体化…… 9-6
1.3 机电一体化的相关技术…… 9-6
1.4 机电一体化设计方法…… 9-7
1.4.1 模块化设计方法…… 9-7
1.4.2 柔性化设计方法…… 9-7
1.4.3 取代设计方法…… 9-7
1.4.4 融合设计方法…… 9-8
1.4.5 优化设计方法…… 9-8
1.5 机电一体化系统的设计流程…… 9-8
2 基于工业控制机的控制器及其设计…… 9-9
2.1 工业控制机的组成原理与类型…… 9-9
2.1.1 工业控制机组成原理…… 9-9
2.1.2 工业控制机的分类 …… 9-11
2.2 工业控制机的总线 …… 9-12
2.2.1 总线概述 …… 9-12
2.2.2 STD 总线 …… 9-12
2.2.3 ISA 总线 …… 9-13
2.2.4 PCI 总线 …… 9-14
2.2.5 cPCI 总线 …… 9-16
2.2.6 现场总线 …… 9-16
2.3 工业控制机常用 I/O 模板及选择…… 9-18
2.3.1 模拟量输入输出模板 …… 9-19
2.3.2 数字量输入输出模板 …… 9-20
2.3.3 远程 I/O 模块 …… 9-20
2.3.4 通信模板 …… 9-21
3 可编程序控制器 …… 9-21
3.1 可编程序控制器的特点及应用 …… 9-21
3.1.1 PLC 的主要特点 …… 9-22
3.1.2 可编程序控制器与其他工业控制系统的比较 …… 9-22
3.1.3 PLC 的应用范围 …… 9-23
3.2 可编程序控制器的基本组成和工作原理 …… 9-23
3.2.1 可编程序控制器的基本组成…… 9-23
3.2.2 可编程序控制器的工作原理…… 9-25
3.2.3 输入/输出接口模块…… 9-26
3.2.4 智能模块 …… 9-29
3.2.5 远程 I/O …… 9-31
3.2.6 可编程序控制器的编程语言…… 9-32
3.3 可编程序控制器的主要生产厂家及产品介绍 …… 9-34
3.3.1 德国西门子(SIEMENS)公司 …… 9-34
3.3.2 美国罗克韦尔公司的 AB PLC …… 9-35
3.3.3 日本立石(OMRON，欧姆龙)公司 …… 9-35
3.4 可编程序控制器应用系统设计 …… 9-35
3.4.1 PLC 应用系统设计的内容和步骤 …… 9-35
3.4.2 PLC 应用系统的硬件设计 …… 9-36
3.4.3 PLC 的应用软件设计 …… 9-36
4 基于单片机的控制器及其设计 …… 9-36

4.1　单片机的硬件结构 …… 9－36
4.1.1　单片机的基本结构 …… 9－36
4.1.2　单片机的微处理器 …… 9－37
4.1.3　MCS-51 的存储器 …… 9－38
4.1.4　MCS-51 的并行口和串行口 …… 9－38
4.1.5　MCS-51 的定时器 …… 9－39
4.1.6　MCS-51 的中断系统及其控制 …… 9－40
4.2　常用单片机的厂家及产品介绍 …… 9－41
4.2.1　4 位单片机 …… 9－41
4.2.2　8 位单片机 …… 9－41
4.2.3　16 位单片机 …… 9－43
4.2.4　32 位单片机 …… 9－43
4.3　单片机的编程语言 …… 9－44
4.3.1　单片机编程语言的分类 …… 9－44
4.3.2　MCS-51 单片机指令系统 …… 9－44
4.3.3　PIC 单片机指令系统简介 …… 9－45
4.4　控制器的硬件系统设计 …… 9－47
4.4.1　单片机存储器的扩展 …… 9－47
4.4.2　单片机常用并行接口电路 …… 9－50
4.4.3　单片机的人机接口设计 …… 9－52
5　传感器及其选择 …… 9－55
5.1　传感器概述 …… 9－55
5.1.1　传感器的组成 …… 9－55
5.1.2　传感器的特性和技术指标 …… 9－55
5.2　几类传感器的主要性能及优缺点 …… 9－57
5.3　机电一体化中常用传感器 …… 9－61
5.3.1　位置传感器 …… 9－61
5.3.2　位移、角度、距离测量传感器 …… 9－61
5.3.3　速度和加速度测量传感器 …… 9－63
5.3.4　力和力矩测量传感器 …… 9－64
5.3.5　视觉传感器 …… 9－65
5.4　传感器的选用原则及注意事项 …… 9－66
6　常用的传动部件与执行机构 …… 9－66
6.1　机械传动部件及其功能要求 …… 9－66
6.1.1　齿轮传动 …… 9－67
6.1.2　滚珠螺旋传动 …… 9－71
6.1.3　挠性传动 …… 9－75
6.2　导向支承部件的结构型式选择 …… 9－77
6.2.1　导轨副的组成、种类及设计要求 …… 9－77
6.2.2　滑动导轨 …… 9－78
6.2.3　滚动导轨 …… 9－80
6.3　轴系部件的设计与选择 …… 9－82
6.4　常用执行机构 …… 9－82
6.4.1　连杆机构 …… 9－82
6.4.2　凸轮机构 …… 9－82
6.4.3　间歇机构 …… 9－83
6.4.4　机器人的典型机构 …… 9－85
7　常用控制用电动机及其驱动 …… 9－86
7.1　对控制用电动机的基本要求 …… 9－86
7.2　控制用电动机的种类、特点及选用 …… 9－87
7.3　直流伺服（DC）电动机与驱动 …… 9－87
7.3.1　直流电动机调速原理及调速特性 …… 9－87
7.3.2　永磁直流电动机伺服系统 …… 9－88
7.3.3　直流伺服电动机驱动 …… 9－88
7.4　交流伺服电动机与驱动 …… 9－90
7.4.1　交流异步电动机 …… 9－91
7.4.2　交流同步电动机 …… 9－94
7.4.3　交流伺服电动机常用电力电子器件 …… 9－99
7.5　步进电动机与驱动 …… 9－100
7.5.1　步进电动机分类 …… 9－100
7.5.2　步进电动机工作原理 …… 9－100
7.5.3　步进电动机驱动与控制 …… 9－101
8　机电一体化设计实例 …… 9－101
8.1　振幅定值控制电磁振动给料机 …… 9－101
8.1.1　电磁振动给料机的工作原理 …… 9－101
8.1.2　溜槽式固体流量计工作原理 …… 9－102
8.1.3　对控制系统的技术要求 …… 9－102
8.1.4　电磁振动定量给料控制系统的方案确定 …… 9－102
8.2　电子传送带配料秤 …… 9－104
8.2.1　传送带配料秤的工作原理 …… 9－104
8.2.2　传送带配料秤监控仪的技术要求 …… 9－104
8.2.3　监控仪的硬件结构及其组成电路 …… 9－104
8.2.4　系统软件设计 …… 9－105
8.3　电动喷砂机器人 …… 9－106
8.3.1　机器人机构原理 …… 9－106
8.3.2　控制系统 …… 9－106
8.3.3　机器人参数规格 …… 9－108
8.3.4　控制算法简介 …… 9－108
第 2 章　电动机与常用电器 …… 9－110

1 常用交直流电动机 …… 9－110
1.1 概述 …… 9－110
1.1.1 电动机的工作制、安装型式和外壳防护代号 …… 9－110
1.1.2 常用电动机的特点及用途 …… 9－113
1.1.3 常用电动机的选择 …… 9－116
1.2 一般异步电动机 …… 9－123
1.2.1 Y 系列（IP44）三相异步电动机 …… 9－123
1.2.2 Y 系列（IP23）三相异步电动机 …… 9－133
1.2.3 YR 系列（IP44）三相异步电动机 …… 9－137
1.2.4 YH 系列高转差率三相异步电动机 …… 9－141
1.2.5 YEJ 系列电磁制动三相异步电动机 …… 9－142
1.3 变速和减速异步电动机 …… 9－144
1.3.1 YD 系列（IP44）变极多速三相异步电动机 …… 9－144
1.3.2 YCJ 系列齿轮减速三相异步电动机 …… 9－149
1.3.3 YCT、YCTD 系列电磁调速三相异步电动机 …… 9－158
1.4 YZ、YZR 系列起重及冶金用三相异步电动机 …… 9－162
1.4.1 YZ 系列起重及冶金用三相异步电动机 …… 9－162
1.4.2 YZR 系列起重及冶金用绕线转子三相异步电动机 …… 9－165
1.5 YB2 系列隔爆型三相异步电动机 …… 9－166
1.6 小功率电动机 …… 9－174
1.7 Z4 系列直流电动机 …… 9－178
2 控制电动机 …… 9－190
2.1 MINAS A4 系列交流伺服电动机 …… 9－190
2.2 步进电动机 …… 9－201
2.2.1 百格拉三相混合式步进电动机 …… 9－201
2.2.2 U2、U3 系列步进电动机系统 …… 9－203
3 常用电器 …… 9－212
3.1 行程开关 …… 9－212
3.1.1 LXK3 系列行程开关 …… 9－212
3.1.2 LXW6 系列微动开关 …… 9－213
3.1.3 AZD1 系列行程开关 …… 9－218
3.1.4 AZ7 系列小巧型行程开关 …… 9－220
3.2 接近开关 …… 9－224
3.2.1 E2E 系列电感式圆柱形接近开关 …… 9－224
3.2.2 PR 系列圆柱形接近开关 …… 9－233
3.3 光电传感器 …… 9－237
3.3.1 BM 系列光电传感器 …… 9－237
3.3.2 BR 系列光电传感器 …… 9－240
参考文献 …… 9－243

第 10 篇 现代设计方法

第 1 章 创新设计 …… 10－3
1 创新的基本理论 …… 10－3
1.1 创新的基本概念 …… 10－3
1.2 创新理论及其应用 …… 10－3
1.2.1 创新设计 …… 10－3
1.2.2 创新理论 …… 10－3
1.2.3 创新理论应用 …… 10－4
2 创新思维的基本方法 …… 10－5
2.1 创新思维方法 …… 10－5
2.1.1 主要的创新思维方法 …… 10－5
2.1.2 主要的创新思维方法应用实例 …… 10－8
2.2 创新技法简介 …… 10－9
2.3 创新技法的运用 …… 10－10
3 创新设计的分析与描述 …… 10－11
3.1 创新设计的资源分析与描述 …… 10－11
3.1.1 直接利用资源 …… 10－11
3.1.2 导出资源 …… 10－11
3.1.3 差动资源 …… 10－11
3.2 创新设计的理想化描述 …… 10－12
3.2.1 创新设计的理想化概述 …… 10－12
3.2.2 利用理想化思想实现发明创造 …… 10－13
3.3 创新设计的情境分析与描述 …… 10－16
3.4 创新设计的实例分析——汽车驾驶杆的抖振分析 …… 10－17
4 创新设计中的技术系统进化理论分析 …… 10－17
4.1 技术进化过程中创新设计实例分析 …… 10－18

4.2　创新设计中技术系统进化模式…… 10－18
4.2.1　技术系统进化模式…… 10－18
4.2.2　技术系统各进化模式分析…… 10－19
4.3　创新设计中技术成熟度预测方法…… 10－28
4.4　创新设计中技术系统进化工程实例分析…… 10－28
4.4.1　超声波焊接技术成熟度预测分析…… 10－28
4.4.2　车轮的发明及其技术进化过程分析…… 10－30
5　创新设计中的技术冲突及其解决原理…… 10－32
5.1　创新设计中的物理冲突及其解决原理…… 10－33
5.1.1　物理冲突的概念及类型…… 10－33
5.1.2　物理冲突的解决原理…… 10－33
5.1.3　分离原理及实例分析…… 10－34
5.2　创新设计中的技术冲突及其解决原理…… 10－35
5.2.1　技术冲突的概念及工程实例…… 10－35
5.2.2　技术冲突的一般化处理…… 10－35
5.2.3　技术冲突的解决原理…… 10－36
5.3　利用冲突矩阵实现创新设计…… 10－46
5.3.1　冲突矩阵的简介…… 10－46
5.3.2　利用冲突矩阵创新…… 10－47
5.4　实例分析——汽车侧向安全气囊概念设计…… 10－49
第2章　有限元设计…… 10－52
1　弹性理论与有限元法的基本原理…… 10－52
1.1　弹性力学基本概念…… 10－52
1.1.1　理想弹性体基本假设…… 10－52
1.1.2　弹性理论的基本概念…… 10－52
1.1.3　应力平衡微分方程…… 10－53
1.1.4　几何方程…… 10－53
1.1.5　物理方程…… 10－53
1.2　有限元法的一般格式…… 10－54
1.2.1　有限元法的基本步骤…… 10－54
1.2.2　广义坐标下的有限元格式…… 10－54
2　平面问题和空间问题的有限元…… 10－55
2.1　平面问题的基本概念…… 10－55
2.2　平面问题的三角形单元…… 10－55
2.3　轴对称问题的三角形单元…… 10－57
2.4　空间问题的四面体单元…… 10－59
3　等参元的基本原理…… 10－61
3.1　平面八节点四边形等参元…… 10－61
3.2　一维等参元…… 10－62
3.3　平面矩形等参元…… 10－63
3.4　平面三角形等参元…… 10－65
3.5　三维等参元…… 10－65
4　杆梁问题的有限元…… 10－66
4.1　杆单元…… 10－66
4.1.1　轴力杆单元…… 10－66
4.1.2　扭转杆单元…… 10－67
4.2　平面梁单元…… 10－67
4.3　空间梁单元…… 10－68
4.3.1　空间梁单元的自由度定义…… 10－68
4.3.2　空间梁单元的坐标变换…… 10－69
4.3.3　空间梁单元的单元刚度矩阵…… 10－70
5　薄板弯曲问题的有限元…… 10－71
5.1　线弹性薄板理论…… 10－71
5.1.1　薄板弯曲的几何方程…… 10－71
5.1.2　薄板弯曲的物理方程…… 10－71
5.1.3　薄板弯曲的内力矩平衡方程…… 10－71
5.2　三角形薄板单元…… 10－72
5.3　用面积坐标表示的三角形板单元…… 10－73
5.4　四边形薄板单元…… 10－74
5.5　用局部坐标表示的四边形板单元…… 10－75
5.6　考虑剪切的明德林（Mindlin）板单元…… 10－76
6　壳体问题的有限元…… 10－77
6.1　基于薄壳理论的轴对称壳体单元…… 10－77
6.1.1　轴对称薄壳理论的基本公式…… 10－77
6.1.2　薄壳截锥单元…… 10－78
6.2　位移和转动各自独立插值的轴对称壳体单元…… 10－79
6.2.1　基本公式…… 10－79
6.2.2　截锥单元…… 10－80
6.2.3　曲边单元…… 10－80
6.3　轴对称超参数壳体单元…… 10－81
6.3.1　几何形状的规定…… 10－81
6.3.2　位移函数…… 10－81
6.3.3　应力和应变的确定…… 10－81

6.3.4 刚度矩阵的计算 …… 10－82
7 动力学问题的有限元 …… 10－82
7.1 单元的动力学方程 …… 10－82
7.2 单元质量矩阵和阻尼矩阵 …… 10－83
7.3 机械结构的动力学有限元方程 …… 10－83
7.4 机械结构固有特性的有限元分析 …… 10－84
7.5 求解动力响应问题 …… 10－84
7.5.1 振动响应的振型叠加法 …… 10－84
7.5.2 振动响应的时域积分法 …… 10－85
7.6 减缩动力系统自由度的方法 …… 10－85
8 非线性问题的有限元 …… 10－86
8.1 非线性方程组的数值解法 …… 10－87
8.1.1 直接迭代法 …… 10－87
8.1.2 牛顿-拉富生(Newton-Raphson)方法 …… 10－87
8.1.3 修正的 N-R 方法 …… 10－87
8.1.4 增量法 …… 10－87
8.1.5 加速收敛方法 …… 10－88
8.2 材料非线性问题的有限元分析 …… 10－89
8.2.1 塑性力学基本法则 …… 10－89
8.2.2 弹塑性应力应变关系 …… 10－89
8.2.3 弹塑性增量有限元分析 …… 10－90
8.2.4 与时间相关的材料非线性问题分析 …… 10－90
8.3 几何非线性问题的有限元分析 …… 10－91
8.3.1 几何非线性问题的应变与应力度量 …… 10－91
8.3.2 几何非线性问题的有限元表达 …… 10－93
8.3.3 结构屈曲的稳定性分析 …… 10－94
8.4 接触问题的有限元分析 …… 10－94
9 有限元分析实例 …… 10－95
9.1 平面应力问题算例 …… 10－95
9.2 等参元应用算例 …… 10－97
9.3 杆梁问题的算例 …… 10－99
9.4 水泵泵体的有限元分析 …… 10－100
第 3 章 优化设计 …… 10－102
1 优化设计算法原理 …… 10－102
1.1 优化设计概述 …… 10－102
1.1.1 优化设计基本概念 …… 10－102
1.1.2 优化设计数学模型 …… 10－102
1.1.3 优化设计的算法原理及终止准则 …… 10－102
1.1.4 优化设计算法分类 …… 10－103
1.2 一维无约束优化方法 …… 10－103
1.2.1 确定搜索区间的进退算法 …… 10－103
1.2.2 切线法（牛顿法） …… 10－104
1.2.3 黄金分割法（0.618 法） …… 10－104
1.2.4 二次插值法（抛物线插值法） …… 10－104
1.3 多维无约束优化方法 …… 10－105
1.3.1 坐标轮换法 …… 10－105
1.3.2 共轭方向法（Powell 法） …… 10－105
1.3.3 梯度法（最速下降法） …… 10－106
1.3.4 共轭梯度法 …… 10－106
1.3.5 牛顿法 …… 10－106
1.3.6 变尺度法 …… 10－107
1.4 罚函数法 …… 10－107
1.4.1 内点法 …… 10－107
1.4.2 外点法 …… 10－108
1.4.3 混合法 …… 10－109
1.5 遗传算法 …… 10－109
1.6 神经网络算法 …… 10－111
1.6.1 神经网络优化方法基本思路 …… 10－111
1.6.2 神经网络优化方法的类型 …… 10－111
2 机构优化设计 …… 10－113
2.1 机构优化设计概述 …… 10－113
2.2 连杆机构优化设计 …… 10－113
2.3 凸轮机构优化设计 …… 10－116
2.4 机构多目标优化设计 …… 10－117
3 机械零件优化设计 …… 10－120
3.1 机械零件优化设计概述 …… 10－120
3.2 齿轮传动优化设计 …… 10－120
3.3 弹簧优化设计 …… 10－122
3.4 液压动压滑动轴承优化设计 …… 10－124
4 模糊优化设计 …… 10－125
4.1 模糊优化设计概述 …… 10－125
4.1.1 机械设计中的模糊性影响因素 …… 10－125
4.1.2 隶属函数 …… 10－126
4.1.3 数学模型 …… 10－126
4.1.4 模糊优化求解的基本思想 …… 10－127
4.2 对称型模糊优化设计 …… 10－127
4.2.1 对称模糊优化模型的直接解法 …… 10－127
4.2.2 对称模糊优化模型的迭代解法 …… 10－127
4.2.3 模糊约束下非模糊目标优

化的求解 …… 10－128
4.3 非对称型模糊优化设计 …… 10－128
4.3.1 模糊约束下函数的条件极值 …… 10－128
4.3.2 非对称型模糊优化的数学模型 …… 10－128
4.3.3 非对称型模糊优化的水平截集解法 …… 10－129
4.4 三级斜齿圆柱齿轮减速器的模糊优化设计 …… 10－129
4.5 简支梁的模糊优化设计 …… 10－132
5 结构优化设计 …… 10－133
5.1 结构优化设计概述 …… 10－133
5.2 结构优化设计的准则法 …… 10－133
5.2.1 满应力法 …… 10－134
5.2.2 单位移约束准则法 …… 10－134
5.2.3 多位移约束准则法 …… 10－135
5.3 结构优化设计的齿行法 …… 10－135
5.3.1 结构优化设计齿行法简介 …… 10－135
5.3.2 杆结构优化的齿行法 …… 10－135
5.3.3 梁结构优化的齿行法 …… 10－136
5.3.4 悬臂梁的结构优化设计 …… 10－136
6 形状优化设计 …… 10－137
6.1 形状优化设计概述 …… 10－137
6.1.1 形状优化的几何建模 …… 10－137
6.1.2 形状敏度分析 …… 10－137
6.1.3 有限元网络自动重划分 …… 10－137
6.1.4 自适应有限元分析 …… 10－137
6.1.5 自适应误差估计 …… 10－137
6.1.6 形状优化算法 …… 10－137
6.1.7 集成形状优化软件 …… 10－138
6.2 形状优化敏度分析 …… 10－138
6.2.1 位移敏度计算 …… 10－138
6.2.2 应力敏度计算 …… 10－139
6.2.3 形状敏度分析实现 …… 10－140
6.3 形状优化的自适应分析技术 …… 10－140
6.3.1 误差估计 …… 10－140
6.3.2 h 自适应法 …… 10－141
6.3.3 p 自适应法 …… 10－141
6.4 自适应分析形状优化设计 …… 10－143
6.5 连杆形状优化设计 …… 10－144
6.6 起重吊钩的自适应形状优化设计 …… 10－145
第 4 章　机械系统的振动设计 …… 10－146
1 线性系统的振动 …… 10－146
1.1 单自由度振动系统 …… 10－146
1.1.1 单自由度自由振动系统的力学模型及其响应 …… 10－146
1.1.2 单自由度系统的受迫振动 …… 10－148
1.2 多自由度振动系统 …… 10－151
1.2.1 多自由度自由振动系统的力学模型及其响应 …… 10－151
1.2.2 二自由度受迫振动系统的振幅和相位差角的计算公式 …… 10－151
1.3 扭转振动系统 …… 10－153
1.3.1 扭转振动与直线振动的比较 …… 10－153
1.3.2 传递矩阵法 …… 10－155
1.4 共振 …… 10－156
1.5 回转机械起动和停机过程中的振动 …… 10－157
1.5.1 起动过程的振动 …… 10－157
1.5.2 停机过程的振动 …… 10－157
2 非线性振动和随机振动 …… 10－157
2.1 非线性振动 …… 10－157
2.1.1 概述 …… 10－157
2.1.2 求解非线性振动的常用方法 …… 10－165
2.1.3 自激振动 …… 10－166
2.2 随机振动 …… 10－172
2.2.1 平稳随机振动描述 …… 10－172
2.2.2 单自由度线性系统的传递函数及动态特性 …… 10－175
2.2.3 单自由度线性系统的随机响应 …… 10－175
2.2.4 多自由度线性系统的随机响应 …… 10－176
3 振动的利用 …… 10－177
3.1 概述 …… 10－177
3.1.1 振动机械的组成 …… 10－177
3.1.2 振动的用途及工艺特性 …… 10－180
3.1.3 振动机械的频率特性及结构特征 …… 10－181
3.1.4 振动利用的方法步骤 …… 10－182
3.2 利用振动的机械系统 …… 10－182
3.2.1 常用的振动系统 …… 10－182
3.2.2 振动系统的一般分析方法 …… 10－182
3.3 振动系统中物料的运动学与动力学 …… 10－182

3.3.1 物料的运动学 …… 10-182
3.3.2 物料的动力学 …… 10-184
3.4 常用的振动机械 …… 10-186
3.4.1 振动机械的分类 …… 10-186
3.4.2 常用振动机械的计算 …… 10-187
3.5 振动机械动力参数设计示例 …… 10-193
3.5.1 远超共振惯性振动机的动力参数设计示例 …… 10-193
3.5.2 弹性连杆式振动机的动力参数设计示例 …… 10-194
第5章 疲劳强度设计 …… 10-196
1 概述 …… 10-196
1.1 疲劳强度设计分类 …… 10-196
1.2 疲劳载荷 …… 10-197
1.2.1 随机载荷的循环计数 …… 10-197
1.2.2 累积频数曲线 …… 10-198
1.2.3 载荷谱编制 …… 10-198
1.3 疲劳强度设计的一般步骤 …… 10-199
2 金属材料疲劳性能及影响疲劳强度因素 …… 10-199
2.1 金属材料疲劳极限 …… 10-199
2.2 常用金属材料的 S—N 曲线 …… 10-200
2.3 影响疲劳强度因素 …… 10-205
2.3.1 应力集中的影响 …… 10-205
2.3.2 尺寸的影响 …… 10-212
2.3.3 表面状况的影响 …… 10-213
2.3.4 载荷状况的影响 …… 10-214
3 常规疲劳强度设计 …… 10-216
3.1 概述 …… 10-216
3.2 疲劳安全系数 …… 10-216
3.3 疲劳累积损伤理论 …… 10-216
3.3.1 基本概念 …… 10-216
3.3.2 线性疲劳累积损伤理论 …… 10-217
3.3.3 相对迈因纳（Miner）法则 …… 10-218
3.4 无限疲劳寿命设计 …… 10-218
3.4.1 单向应力时的无限疲劳寿命设计 …… 10-218
3.4.2 多向应力时的无限疲劳寿命设计 …… 10-220
3.5 有限疲劳寿命设计 …… 10-220
3.5.1 安全系数计算公式 …… 10-220
3.5.2 寿命估算 …… 10-220
3.5.3 随机疲劳寿命估算 …… 10-220
3.5.4 算例 …… 10-221
4 现代疲劳强度设计 …… 10-222
4.1 概述 …… 10-222
4.2 低周疲劳 …… 10-222
4.2.1 低周疲劳曲线（ε—N 曲线） …… 10-222
4.2.2 循环应力—应变（σ—ε）曲线 …… 10-225
4.2.3 应变—寿命曲线的获得 …… 10-229
4.2.4 低周疲劳寿命估算 …… 10-230
4.3 局部应力应变法 …… 10-232
4.3.1 预备知识 …… 10-232
4.3.2 局部应力—应变分析 …… 10-233
4.3.3 裂纹形成寿命的估算 …… 10-234
4.3.4 算例 …… 10-235
4.4 裂纹扩展寿命估算 …… 10-237
4.4.1 应力强度因子和断裂韧度 …… 10-237
4.4.2 疲劳裂纹扩展速率 …… 10-240
4.4.3 疲劳裂纹扩展寿命估算 …… 10-244
4.4.4 算例 …… 10-245
5 腐蚀疲劳强度 …… 10-246
5.1 腐蚀疲劳的 S—N 曲线 …… 10-246
5.2 腐蚀疲劳极限 …… 10-249
5.3 影响腐蚀疲劳的因素 …… 10-249
5.4 腐蚀疲劳寿命的估算 …… 10-253
6 提高零构件疲劳强度措施 …… 10-254
6.1 合理选材 …… 10-254
6.2 改进结构和工艺 …… 10-254
6.2.1 改进结构 …… 10-254
6.2.2 改进工艺 …… 10-256
6.3 表面强化 …… 10-256
6.3.1 表面热处理 …… 10-257
6.3.2 表面化学处理 …… 10-257
6.3.3 表面冷作强化 …… 10-258
6.4 表面防护 …… 10-260
6.5 合理操作与定期检修 …… 10-260
第6章 可靠性设计 …… 10-261
1 概述 …… 10-261
1.1 可靠性的概念 …… 10-261
1.2 可靠性设计程序和手段 …… 10-261
1.3 可靠性设计的目标值 …… 10-261
1.4 可靠性设计方法 …… 10-262
1.5 常用的概率分布 …… 10-263
1.6 可靠性特征量 …… 10-267
1.6.1 可靠度 …… 10-267

1.6.2 累积失效概率 …… 10－267
1.6.3 平均寿命、可靠寿命和中位寿命 …… 10－267
1.6.4 失效率和失效率曲线 …… 10－268
1.6.5 可靠性特征量间的关系 …… 10－268
1.6.6 维修性特征量 …… 10－269
1.6.7 有效性特征量 …… 10－270
2 机械零件的可靠性设计 …… 10－271
2.1 应力-强度干涉模型与可靠度计算方法 …… 10－271
2.1.1 应力-强度干涉模型 …… 10－271
2.1.2 可靠度计算的一般公式 …… 10－272
2.1.3 可靠度计算的数值积分法 …… 10－272
2.1.4 可靠度计算的极限状态法 …… 10－273
2.2 可靠度的近似计算法 …… 10－275
2.2.1 可靠安全系数 …… 10－275
2.2.2 随机变量函数的均值和标准差的近似计算 …… 10－276
2.3 机械零件可靠性设计所需的部分数据和资料 …… 10－277
2.3.1 几何尺寸 …… 10－277
2.3.2 材料的强度特性 …… 10－278
2.4 静强度可靠性设计 …… 10－286
2.4.1 正态分布设计法 …… 10－286
2.4.2 非正态分布设计法 …… 10－287
2.4.3 零件静强度的可靠性设计应用举例 …… 10－288
2.5 疲劳强度可靠性设计 …… 10－289
2.5.1 变应力和变载荷的类型 …… 10－289
2.5.2 部分材料的 *p*-*S*-*N* 曲线 …… 10－290
2.5.3 零件的疲劳极限 …… 10－298
2.5.4 用疲劳曲线线图计算零件的可靠度 …… 10－300
2.5.5 用疲劳极限线图计算零件的可靠度 …… 10－302
2.5.6 用等效应力计算零件的可靠度 …… 10－303
2.5.7 受复合应力时零件的可靠度计算 …… 10－304
2.5.8 零件疲劳强度可靠度计算的应用举例 …… 10－304
2.5.9 零件疲劳寿命的可靠性预计 …… 10－309
2.6 其他失效型式时可靠性设计 …… 10－311
2.6.1 断裂韧性的可靠性设计 …… 10－311
2.6.2 刚度的可靠性设计 …… 10－312
2.6.3 磨损和腐蚀的可靠性设计 …… 10－314
2.6.4 摩擦传动的可靠性设计 …… 10－316
3 机械系统的可靠性分析 …… 10－317
3.1 不可修复系统的可靠性分析 …… 10－317
3.1.1 系统可靠性模型 …… 10－317
3.1.2 常用系统的可靠度和平均寿命 …… 10－318
3.2 可修复系统的可靠性 …… 10－319
3.3 可靠性预计 …… 10－321
3.3.1 可靠性预计的目的 …… 10－321
3.3.2 可靠性预计的方法 …… 10－321
3.4 可靠性分配 …… 10－321
3.4.1 可靠性分配的原则 …… 10－321
3.4.2 可靠性分配的方法 …… 10－322
3.5 失效模式、效应及危害度分析 …… 10－323
3.5.1 基本概念 …… 10－323
3.5.2 分析的过程和方法 …… 10－323
3.6 故障树分析 …… 10－325
3.6.1 基本概念 …… 10－325
3.6.2 故障树的建立 …… 10－326
3.6.3 故障树的定性分析 …… 10－328
3.6.4 故障树的定量分析 …… 10－329

第 7 章　机械产品造型与人机工程设计 …… 10－330
1 机械产品造型设计 …… 10－330
1.1 机械产品造型设计的艺术表现法则 …… 10－330
1.1.1 机械产品造型的形态比例 …… 10－330
1.1.2 机械产品形态的均衡与稳定 …… 10－333
1.1.3 机械产品形态的统一与变化 …… 10－335
1.2 机械产品造型的构成手法 …… 10－339
1.2.1 造型形态要素及其型式心理 …… 10－339
1.2.2 造型形态构成的基本法则 …… 10－341
1.2.3 机械产品造型设计的错视与校正 …… 10－344
1.3 机械产品的色彩设计 …… 10－347
1.3.1 色彩的性质与要素 …… 10－347
1.3.2 常用色彩属性 …… 10－348
1.3.3 机械产品色彩设计的指导性原则 …… 10－349

1.3.4 色彩与材质的情感联想及应用方法 …… 10-349
1.4 机械产品的线条装饰与方法 …… 10-350
2 人机工程设计 …… 10-351
2.1 人体尺寸 …… 10-351
2.1.1 人体尺寸数据的使用目的 …… 10-351
2.1.2 人体尺寸数据来源 …… 10-351
2.1.3 采用人体数据百分位的建议与尺寸数值计算 …… 10-351
2.1.4 机械产品设计中的产品尺寸设计类型 …… 10-352
2.1.5 以身高为基准的机械产品用具尺寸 …… 10-352
2.1.6 人体尺寸与作业空间 …… 10-354
2.2 人的感觉与显示装置 …… 10-356
2.2.1 人的视野 …… 10-356
2.2.2 显示装置的型式与排列方式 …… 10-357
2.2.3 仪表的零点位置 …… 10-358
2.2.4 显示装置的色彩选择 …… 10-358
2.2.5 图形符号的设计 …… 10-359
2.3 操纵装置的设计选择 …… 10-360
2.4 操纵与显示的相合性 …… 10-362
2.5 工作环境设计 …… 10-363
2.5.1 光环境设计 …… 10-363
2.5.2 声环境设计 …… 10-363
2.5.3 小气候环境设计 …… 10-364
2.6 工作环境的安全防护设计 …… 10-364
2.6.1 常用安全防护设计 …… 10-364
2.6.2 防护装置设计要求 …… 10-364
2.7 通用设计的内涵和基本原则 …… 10-366
2.7.1 通用设计的内涵 …… 10-366
2.7.2 通用设计的基本原则 …… 10-366
第8章 数字化设计 …… 10-368
1 数字化设计技术 …… 10-368
1.1 概述 …… 10-368
1.1.1 产品设计特点与数字化设计技术 …… 10-368
1.1.2 数字化设计技术的内涵和体系结构 …… 10-368
1.1.3 数字化设计流程 …… 10-370
1.2 数字化设计的几何建模技术 …… 10-371
1.2.1 几何变换与图形处理 …… 10-371
1.2.2 几何建模技术 …… 10-380
1.2.3 数据交换标准 …… 10-385
1.3 数字样机设计技术 …… 10-389
1.3.1 数字样机设计技术概述 …… 10-389
1.3.2 数字样机设计技术的体系结构 …… 10-389
1.3.3 数字样机设计技术应用 …… 10-389
1.4 数字化设计中的 KBE 技术 …… 10-391
1.4.1 KBE 技术的定义和内涵 …… 10-391
1.4.2 KBE 的关键技术 …… 10-392
1.4.3 KBE 系统开发方法 …… 10-392
1.4.4 KBE 系统二次开发 …… 10-393
1.5 数字化设计应用实例 …… 10-395
2 数字化仿真与分析技术 …… 10-397
2.1 数字化仿真与分析技术概述 …… 10-397
2.2 数字化仿真技术 …… 10-397
2.2.1 数字化仿真的内涵及作用 …… 10-397
2.2.2 数字化仿真的发展历史及现状 …… 10-398
2.2.3 数字化仿真的一般过程 …… 10-400
2.2.4 数字化仿真与分析相关软件 …… 10-401
2.3 数字化分析技术 …… 10-403
2.3.1 数字化分析技术内涵及其软件 …… 10-403
2.3.2 几何仿真分析技术 …… 10-404
2.3.3 物理仿真分析技术 …… 10-404
2.4 数字化仿真与分析应用实例（全断面掘进机刀具和刀盘系统数字化仿真分析） …… 10-406
2.4.1 刀具和刀盘系统的运动学和动力学仿真分析 …… 10-407
2.4.2 全断面掘进机的刀具模态仿真分析 …… 10-410
3 基于逆向工程的数字化设计 …… 10-414
3.1 逆向工程设计概述 …… 10-414
3.1.1 逆向工程的研究对象 …… 10-415
3.1.2 逆向工程的主要方法 …… 10-415
3.1.3 逆向工程的主要研究内容 …… 10-416
3.1.4 逆向工程的工作流程 …… 10-417
3.2 逆向工程设计的关键技术 …… 10-417
3.2.1 数据采集技术 …… 10-417
3.2.2 数据处理技术 …… 10-419
3.2.3 曲面重构技术 …… 10-422
3.3 逆向工程设计应用实例 …… 10-435
4 协同设计 …… 10-437
4.1 协同设计的概述 …… 10-437

4.1.1 协同设计产生背景 …… 10－437
4.1.2 协同设计定义及特点 …… 10－437
4.1.3 协同设计技术现状 …… 10－438
4.2 协同设计的关键技术 …… 10－440
4.2.1 协同设计数据交换与共享技术 …… 10－440
4.2.2 协同设计中的任务协同 …… 10－442
4.2.3 协同设计冲突协调机制 …… 10－443
4.2.4 协同设计交互技术 …… 10－444
4.2.5 协同设计集成技术 …… 10－445
4.2.6 协同设计安全技术 …… 10－447
4.3 协同设计体系结构及主要功能 …… 10－448
4.3.1 协同设计体系结构 …… 10－448
4.3.2 协同设计关系建立 …… 10－450
4.3.3 协同设计管理 …… 10－451
4.3.4 协同设计产品配置工具 …… 10－451
4.3.5 协同设计三维视频协同会议 …… 10－452
4.3.6 协同设计数据集成管理 …… 10－452
4.4 数字化协同设计应用实例 …… 10－453
第9章 机械产品系统化设计 …… 10－459
1 概论 …… 10－459
1.1 实施基于系统工程的产品系统化设计的目的与意义 …… 10－459
1.2 基于系统工程的产品系统化设计的内容与方法 …… 10－459
1.3 机械产品设计工作过程的四个阶段 …… 10－459
1.3.1 现代机械产品设计的第一阶段——调研阶段 …… 10－460
1.3.2 现代机械产品设计的第二阶段——规划阶段 …… 10－461
1.3.3 现代机械产品设计的第三阶段——实施阶段 …… 10－465
1.3.4 现代机械产品设计的第四阶段——检验阶段 …… 10－468
2 产品功能与性能的内涵及质量的定义 …… 10－468
2.1 现代机械产品的基本功能与辅助功能 …… 10－468
2.1.1 产品的基本功能与辅助功能 …… 10－468
2.1.2 产品功能的主要特性及要求 …… 10－468
2.2 机械产品的综合性能 …… 10－470
2.2.1 产品综合性能的分类 …… 10－470
2.2.2 产品综合性能的内涵 …… 10－470
2.3 现代机械产品设计质量的内涵 …… 10－471
2.4 机械产品的质量与设计质量的定义 …… 10－473
2.5 产品质量组成元素公式与产品质量方程 …… 10－474
2.5.1 产品质量元素公式及各元素在系统中的作用 …… 10－474
2.5.2 系统组成元素的量与质 …… 10－474
2.5.3 各组成元素对产品质量的贡献率 …… 10－474
2.5.4 产品的质量与设计质量公式 …… 10－474
3 机械产品的功能及功能设计 …… 10－475
3.1 概述 …… 10－475
3.2 产品功能分析 …… 10－476
3.2.1 功能的种类 …… 10－476
3.2.2 产品基本功能和辅助功能的内涵 …… 10－476
3.2.3 产品功能的分解 …… 10－477
3.3 实现产品主辅功能的工作系统设计 …… 10－478
3.3.1 物质输送系统设计方案的要点 …… 10－478
3.3.2 物件夹持系统设计方案的要点 …… 10－478
3.3.3 运动传递系统设计方案的要点 …… 10－479
3.3.4 机器操纵系统设计方案的要点 …… 10－479
3.3.5 动力传输系统设计方案的要点 …… 10－480
3.3.6 信息传输和处理系统设计方案的要点 …… 10－483
3.4 产品功能需求的四类参数 …… 10－484
3.5 产品功能设计示例 …… 10－485
4 机械产品的结构性能及动态设计 …… 10－487
4.1 结构性能优化设计的目标、内容与方法及其关联性方程式 …… 10－487
4.1.1 动态设计的主要目标、内容与方法 …… 10－487
4.1.2 动态设计的主要目标、内容与方法的关联方程式 …… 10－487
4.2 动态设计的内涵 …… 10－488

4.2.1 动态设计的种类和含义 …… 10－488
4.2.2 一般动态设计法 …… 10－488
4.2.3 深层次动态设计法 …… 10－490
4.3 动态设计的步骤和方法 …… 10－491
4.4 应用举例 …… 10－491
5 机械产品的使用性能及控制系统设计 …… 10－495
5.1 控制系统设计的目标、内容与方法 …… 10－495
5.1.1 控制系统设计的内涵 …… 10－495
5.1.2 控制系统设计的主要目标、内容和方法 …… 10－495
5.2 机械产品的操纵系统 …… 10－495
5.3 机械产品的监测系统 …… 10－496
5.4 机械产品的控制系统 …… 10－496
5.4.1 机械产品工艺参数的控制 …… 10－496
5.4.2 多机传动机械系统运动学状态的控制 …… 10－497
5.4.3 机械产品动力学状态的控制 …… 10－498
5.4.4 机械产品工作过程的控制 …… 10－498
5.5 机械产品的诊断系统 …… 10－500
6 机械产品的制造性能及可视化设计 …… 10－500
6.1 产品可视化设计的主要目标、内容和方法 …… 10－500
6.2 可视化设计法的理论框架 …… 10－500
6.2.1 可视化设计法的主要内容 …… 10－500
6.2.2 可视化设计法的技术流程 …… 10－500
6.2.3 可视化设计法的关键技术 …… 10－503
6.3 加工过程可视化 …… 10－503
6.3.1 研究内容及目标 …… 10－503
6.3.2 研究方法及实施过程 …… 10－503
6.4 装配（拆卸）过程可视化 …… 10－505
6.4.1 研究内容及目标 …… 10－505
6.4.2 研究方法及实施过程 …… 10－505
6.5 运动学可视化 …… 10－506
6.5.1 研究内容及目标 …… 10－506
6.5.2 研究方法与步骤 …… 10－506
6.6 动力学可视化 …… 10－507
6.6.1 研究内容及目标 …… 10－507
6.6.2 研究方法与步骤 …… 10－507
6.7 工作过程可视化 …… 10－508
6.7.1 研究内容及目标 …… 10－508
6.7.2 研究方法与步骤 …… 10－508
6.8 控制过程可视化 …… 10－509
6.8.1 研究内容及目标 …… 10－509
6.8.2 研究方法及步骤 …… 10－509
7 机械产品设计质量的检验与评估 …… 10－510
7.1 产品设计质量的评估及检验模型 …… 10－510
7.2 产品设计质量评价指标的内涵 …… 10－510
7.3 评价指标的加权系数 …… 10－510
7.4 产品设计质量评价方法的种类 …… 10－511
7.5 通过样机试验检验产品设计质量 …… 10－514
7.6 通过用户使用检验产品设计质量 …… 10－515
参考文献 …… 10－515

第 6 篇

润滑与密封

第1章　润　　滑

1　润滑油

1.1　润滑油的主要质量指标（见表 6.1-1）

表 6.1-1　润滑油主要质量指标

质量指标	说　　明
粘度	粘度就是液体的内摩擦。是润滑油受到外力作用而发生相对移动时，油分子之间产生的阻力，其阻力的大小称为粘度。它是润滑油的主要技术指标；绝大多数润滑油的牌号，是根据其粘度确定的，粘度是各种机械设备选油的主要依据 粘度的度量方法，分为绝对粘度和相对粘度两大类。绝对粘度分为动力粘度、运动粘度两种；相对粘度有恩氏粘度、赛氏粘度和雷氏粘度等几种表示方法
粘度指数	润滑油的粘度，随着温度的升高而变小，随着温度的降低而增大，这就是润滑油的粘温特性 评价油品的粘温特性，普遍采用粘度指数（VI）来表示，这也是润滑油的一项重要指标。粘度指数高，表示润滑油的粘温性能好
酸值（总酸值、中和值）	润滑油的酸值，是表征润滑油中有机酸总含量（在大多数情况下，油品不含无机酸）的质量指标。中和 1g 石油产品，所需的氢氧化钾毫克数称为酸值，单位是 mgKOH/g 润滑油酸值大小，对润滑油的使用有很大的影响。润滑油酸值大，表示润滑油中的有机酸含量高，有可能对机械零件造成腐蚀，尤其是有水存在时，这种腐蚀作用可能更明显。另外，润滑油在贮存和使用过程中，会氧化变质，酸值也会逐渐增大，常用酸值变化的大小来衡量润滑油的氧化安定性，或作为换油指标
总碱值	在规定的条件下滴定时，中和 1g 试样中全部碱性组分所需高氯酸的量，以相当的氢氧化钾毫克数表示，称为润滑油或添加剂的总碱值。总碱值表示试样中含有有机和无机碱、氨基化合物、弱酸盐（如皂类）、多元酸的碱性盐和重金属的盐类。内燃机油的总碱值则可间接表示所含清净分散添加剂的多少，一般以总碱值作为内燃机油的重要质量指标。在内燃机油的使用过程中，经常取样分析其总碱值的变化，可以反映出润滑油中添加剂的消耗情况
水溶性酸和碱	用一定体积的中性蒸馏水和润滑油，在一定温度下相混合、振荡，使蒸馏水将润滑油中的水溶性酸和碱抽出来，然后测定蒸馏水溶液的酸性和碱性，称为润滑油的水溶性酸和碱 润滑油的水溶性酸，是指润滑油中溶于水的低分子有机酸和无机酸等，润滑油中的水溶性碱，是指润滑油中溶于水的碱和碱性化合物。润滑油水溶性酸和碱不合格，将腐蚀机械设备
闪点	在规定的条件下，加热润滑油，当油温达到某温度时，润滑油的蒸气和周围空气的混合气，一旦与火焰接触即发生闪火现象，最低的闪火温度，称为该润滑油的闪点 润滑油的闪点是润滑油的贮存、运输和使用的一个安全指标，同时也是润滑油的挥发性指标。闪点低的润滑油，挥发性高，容易着火，安全性较差 石油产品的安全性是根据其闪点的高低而分类的：闪点在 45℃以下的产品是易燃品，闪点在 45℃以上的产品为可燃品
倾点和凝点	油品在标准规定的条件下冷却，能够继续流动的最低温度称为倾点。油品在规定的试验条件下，冷却到液面不移动时的最高温度，称为凝点 润滑油的凝点和倾点，是润滑油的低温流动性能的重要质量指标。倾点或凝点高的润滑油，不能在低温下使用，否则由于润滑油在低温下失去流动性，堵塞油路，不能保证润滑。对于低温下使用的机械设备，选用润滑油时，要考虑润滑油的倾点或凝点

（续）

质量指标	说　　明
机械杂质	润滑油中不溶于汽油或苯的沉淀和悬浮物，经过滤而分出的杂质，称为机械杂质 润滑油的机械杂质，主要是润滑油在使用、贮存和运输中，混入外来物，如灰尘、泥沙、金属碎屑、金属氧化物和锈末等 润滑油中机械杂质的存在，将加速机械零件的研磨、拉伤和划痕等磨损，而且堵塞油路油嘴和滤油器，造成润滑失效。变压器油中有机械杂质，会降低其绝缘性能
灰分	润滑油的灰分，是润滑油在规定的条件下完全燃烧后，剩下的残留物（不燃物），以质量分数表示 润滑油的灰分主要是润滑油完全燃烧后生成的金属盐类和金属氧化物所组成。含有添加剂的润滑油的灰分较高 润滑油中灰分的存在，使润滑油在使用中积炭增加，润滑油的灰分过高时，将造成机械零件的磨损
水分	水分表示油品中含水量的多少，用质量分数表示。油品中应不含水分 润滑油中有水分存在，将破坏润滑油膜，使润滑效果变差，加速油中有机酸对金属的腐蚀作用。水分还造成对机械设备的锈蚀，并导致润滑油的添加剂失效，使润滑油的低温流动性变差，甚至结冰，堵塞油路，妨碍润滑油的循环及供油。水分存在时，润滑油乳化的可能性加大。当温度高到一定程度时，水分将汽化形成气泡，不但破坏油膜，危及润滑，而且还因气阻，影响润滑油的循环和供油。对于变压器油，水分存在，使变压器油的耐电压急剧下降，危害更大。因此，润滑油在使用前，必须检查有无水分，如有，必须设法脱水
抗乳化性	测定油品与水分离的能力称为抗乳化性试验 抗乳化性好的润滑油，遇水后，虽经搅拌振荡，也不易形成乳化液，或虽然形成乳化液但是不稳定，易于迅速分离 润滑油的抗乳化性与其洁净度关系较大，若润滑油中的机械杂质较多，或含有皂类、酸类及生成的油泥等，在有水存在的情况下，润滑油就容易乳化而生成乳化液。抗乳化性差的油品，其抗氧化安定性也差 抗乳化性，是汽轮机油的一个重要质量指标
抗泡性	润滑油在实际使用中，由于受到振荡、搅动等作用，使空气进入润滑油中，以致形成气泡。因此，要求评定油品生成泡沫的倾向及泡沫的稳定性 抗泡性也是润滑油的一项重要使用性能，如果油品的抗泡性不好，在润滑油系统中形成了很多泡沫，而且不能迅速破除，则将影响润滑油的润滑性，加速它的氧化速度，导致润滑油的损失，而且阻碍润滑油在循环系统中的传送，使供油中断，妨碍润滑，对液压油则影响其压力传递
蒸发度（蒸发损失）	所有液体在受热时都会蒸发。液体的蒸发度，是表示在给定的压力和温度条件下的蒸发程度和速度。润滑油在使用过程中蒸发，造成润滑系统中润滑油量逐渐减少，使粘度增大，影响供油。液压液体在使用中蒸发，还会产生气穴现象和效率下降，可能给液压泵造成损害。因此，必须对润滑油和液压液的蒸发度进行控制
腐蚀性	腐蚀试验，是测定油品在一定温度下对金属的腐蚀作用 腐蚀是在氧（或其他腐蚀性物质）和水分同时与金属表面作用时发生的。因此，防止腐蚀的目的，在于防止这些物质侵蚀金属表面。除了防止由外部条件（如潮湿，海上运输等）引起的腐蚀外，还必须防止来自机械本身的腐蚀，如发动机的腐蚀，首先是来自酸性的氧化产物和燃烧产物；来自含铅汽油中的氯化物和溴化物等
氧化安定性	润滑油在加热和在金属的催化作用下，抵抗氧化变质的能力，称为润滑油的抗氧化安定性。润滑油的抗氧化安定性，是反映润滑油在实际使用、贮存和运输中，氧化变质或老化倾向的重要特性 润滑油的抗氧化安定性，主要决定于其化学组成。此外，也与使用条件如温度、氧压、接触金属、接触面积、氧化时间等有关。因而评价各种润滑油的抗氧化安定性的氧化试验条件各不相同，均须根据所试润滑油的使用情况，来选择合适的试验条件 任何润滑油的氧化安定性，都是至关重要的质量指标 一般将润滑油的氧化安定性，作为润滑油使用寿命或老化程度的一个衡量指标

（续）

质量指标	说 明
苯胺点	试管中同体积的油和苯胺，互溶成单一液体的最低温度称为苯胺点 苯胺点，是用以测量润滑油中芳香烃的含量。因为芳香烃溶解橡胶，会使橡胶密封件胀大、变质。所以，苯胺点越高越好
承载能力（四球法）	评定润滑剂的承载能力，包括最大无卡咬负载 P_B（又称临界负载或 P_K 点）、烧结负载 P_D、综合磨损值 ZMZ（又称平均赫兹负荷、负荷磨损指数）三项指标
承载能力（Timken 法）	评定润滑油的抗擦伤能力，用 OK 值作为评定指标，所谓 OK 值：是在试验机，钢制试件的纯滑动摩擦面上，不出现擦伤时，负荷杠杆砝码盘上所加的最大负荷
承载能力（FZG 法）	在试验机上，可测定润滑油的抗胶合能力，分为正常试验法和特殊试验法。评定润滑油承载能力为 12 级，级数越大，表明润滑油的抗胶合能力越高

1.2 润滑油的组成

绝大多数润滑油，是由基础油与添加剂调制而成。下面介绍一下基础油的种类。

基础油有两种：一种是经过炼制和精制的天然矿物油，另一种是合成油。

（1）矿物油基础油

矿物基础油，由常规的Ⅰ类油，向非常规的Ⅱ类和Ⅲ类发展；其目的是满足润滑油升级换代的需要。Ⅱ/Ⅲ类基础油的质量，优于Ⅰ类基础油，主要体现在：

1）粘度指数高。现代润滑油，要求在保持粘度大致稳定的同时，还能在较宽的温度范围内充分发挥润滑功能。实现这个要求的最好方法，就是选用高粘度指数基础油，替代对粘度指数改进剂的依赖。

2）低硫/无硫。过去认为基础油中的硫，是一种天然的极压添加剂和抗氧剂。现在认识到，硫与添加剂会相互作用，会使添加剂配方难以优化。因此，不希望基础油中含硫。而且，硫对催化转化器脱除尾气中的污染物有负面影响。

3）挥发性低。润滑油的挥发性与延长换油期及控制排放直接有关。基础油挥发性小，有利于选用粘度级别较低的基础油，降低发动机油粘度，从而减少流体摩擦，降低运动部件摩擦的能量消耗；基础油挥发性小，还能长期保持油品具有稳定的粘度，满足延长换油期的要求。

4）粘度低。降低粘度，有助于提高发动机的燃料效率。此外，要求润滑油有较好的冷流动性质，也必然要降低粘度。因此，低粘度基础油是发展趋势。

5）氧化安定性好。延长润滑油寿命，延长换油期、降低油消耗量都要求基础油有良好的氧化安定性。根据经验，提高氧化安定性就成了基础油升级的重要指标之一。

6）环境友好。使用基础油的前提条件，就是要进一步降低芳烃特别是稠环芳烃含量。还要求在基础油生产和润滑油再生过程中，不会对人体健康造成危害。对全损耗润滑油和在环境敏感地区使用的润滑油，除要求在水中和地上无毒外，还要求能生物降解。

（2）天然气合成油（GTL）

由天然气经过费—托合成工艺生产的基础油。由天然气生产合成气（CO 和 H_2 的混合物）；合成气采用低温法合成液体烃；由合成液体烃加工成润滑油基础油产品和其他石化产品。从生物降解性能看，天然气合成油Ⅲ类基础油大于石油基Ⅲ、Ⅱ、Ⅰ类基础油。

（3）合成润滑油

根据合成润滑油基础油的化学结构，已工业化生产的合成润滑油，分为下列 6 大类：

1）有机酯，包括：双酯、多元醇酯、复酯；

2）合成烃，包括：聚 α-烯烃、烷基苯、聚异丁烯、合成环烷烃；

3）聚醚（又名聚亚烷基醚，聚乙二醇醚）；

4）聚硅氧烷（硅油），包括：甲基硅油、乙基硅油、甲基苯基硅油、甲基氯苯基硅油；

5）含氟油，包括：氟碳、氟氯碳、全氟聚醚、氟硅油；

6）磷酸酯。

每类合成油，都有其独特的化学结构，特定的原材料和制备工艺、特殊的性能和应用范围。

1.3 各种润滑剂的性能比较（见表 6.1-2）

表 6.1-2　各种润滑剂的性能比较

性能	矿物油	双酯	多元醇酯	聚醚	聚 α-烯烃	硅油	氟油	磷酸酯
粘温特性（Ⅵ）	4	2	2	2	2	1	4	1
低温特性（倾点）	5	1	2	3	1	1	3	1
液体范围	4	2	2	3	2	1	1	3
氧化稳定性	4	2～3	2	3	2	2	1	4
热稳定性	4	3	2	3	4	2	1	3
蒸发损失（挥发性）	5	1	1	3	2	2	1	2
抗燃性（闪点）	1	4	4	4	5	3	1	1～2
水解稳定性	1	4	4	3	1	3	1	3
抗腐蚀性	3	4	4	3	1	3	5	4
密封材料相容性	1	4	4	3	2	3	1	5
涂料和漆相容性	1	4	4	4	1	3	2	5
与矿物油混溶性	—	2	2	5	1	5	5	4
添加剂溶解度	1	2	2	4	2	5	5	1
润滑性，承载能力	3	2	2	2	3	5	1	3
毒性	3	3	3	3	1	1	1	4～5
生物可降解性	4	1～2	1～2	1～2	5	5	5	2
相对矿物油价格	1	4～10	4～10	6～10	3～5	30～100	500	5～10

注：1—优良；2—很好；3—好；4—一般；5—差。

1.4　润滑油品的选用

1.4.1　内燃机油

内燃机油应具备的主要性能应为：适当的粘度和良好的粘温性能；较强的热安定性和抗高温氧化安定性；优异的高温清净分散性和低温油泥分散性；良好的高温状态下的抗磨损性；良好的防腐和抗锈蚀性。

（1）内燃机油粘度牌号的选择

粘度是划分内燃机油牌号的重要依据。粘度的选用要根据发动机工作环境温度、热负载、机械负载而加以选用，其中环境温度是最重要的依据。选择原则见表6.1-3。

表 6.1-3　环境温度与粘度牌号的选择

气温范围/℃	SAE 粘度等级
－30～－25	5W
－30～30	5W－20 或 5W－30
－25～－20	10W
－25～30	10W－30
－20～－15	15W
－20～20	15W－20
－20～30	15W－30
－15～－5	20W
－15～30	20W－30
－10～30	20
0～30	30
10～50	40

（2）柴油机油的选用

1）依据柴油机的单位容积负载和受热状况用强化系数 K 和第一环槽温度选油。

$$K = p_e C_m Z$$

式中　p_e——平均有效压力（$N \cdot cm^{-2}$）；

C_m——活塞平均速度（$m \cdot s^{-1}$）；

Z——冲程系数（四冲程机 $Z = 0.5$；二冲程机 $Z = 1.0$）。

强化系数小于30为普通柴油机，其上部活塞区的温度一般在230～250℃时，可用CC级柴油机油。

强化系数30~50的柴油机，其上部活塞环区的温度一般在230~250℃时，可使用CC级柴油机油。

强化系数大于50，活塞平均速度大于9m·s^{-1}的是高强度柴油机，上部活塞区温度高于250℃，可使用CD级柴油机油。

2）依据柴油机油容量大小选油。柴油机油容量越小，油品受热强度较高，对油品要求相应苛刻。例如法国进口内燃机车，强化系数达85左右，增压压力0.29MPa。由于柴油机油量很大，一次装油达646L，所以可以选用CC级柴油机油。

3）依据燃油质量好坏选油。柴油质量差，含硫高，对内燃机油的质量要求就苛刻。例如规定可以使用某级柴油机油的轻负载柴油机，若使用含硫的质量分数0.5%以上的柴油时，要改用高级柴油机油。

（3）汽油机油的选用

汽油发动机汽车要选用汽油机油。它的质量等级主要根据汽油发动机的压缩比，曲轴箱是否装有正压通风装置，是否有废气再循环装置，是否装有涡轮增压废气催化转化器等为主要考虑依据。发动机压缩比提到7.0左右，并装有曲轴箱正压通风装置，可选择SE级以上质量级别的汽油机油。一般轿车发动机的压缩比大于8，可选SF级以上质量级别的汽油机油。若压缩比在8.5以上，则发动机功率大、体积小、工作条件更苛刻，应选SG以上质量级别的汽油机油。如果汽车装有废气再循环装置及废气催化转化器，为防止催化剂中毒，同时还要求油中的磷含量不超过0.14%。电子点火燃油喷射发动机，应该选择SH或SJ、SL、SM等更高质量级别的汽油机油。

汽车或发动机制造商，在用户使用手册中注明了该车型或发动机的用油要求，用户要严格按照所推荐的质量规格，来选择汽油机油的质量等级。

二冲程汽油机油与四冲程汽油机油相比，一些主要性能要求高得多，如高温清洁性和分散性等，另一些性能可能要求低一些，还有一些特有的要求，如混溶性等。所以一般四冲程汽油机油，用于二冲程汽油机润滑是不恰当的，会影响发动机的正常运转及使用寿命，因此必须用专用的二冲程汽油机油。

表6.1-13列出我国各种汽油机油、柴油机油和专用的二冲程汽油机油主要性能。

1.4.2 齿轮油

齿轮齿面的接触应力非常高，一些载重机械的减速器齿轮的齿面应力可达400~1000MPa，而双曲线齿轮的齿面应力可达1000~4000MPa。在高应力条件下，边界润滑实质上处在极压状态。为防止油膜破坏，在齿轮油中要加入极压抗磨剂，以便在苛刻运行条件下，放出的活性元素与金属反应生成低熔、高塑性薄膜，保证齿面间的正常润滑。

（1）按油温、环境温度及齿轮负载的分类（见表6.1-4~6.1-5）

表6.1-4 油温、环境温度的分类（℃）

温度分类	温 度
更低温	< -34
低温	-34 ~ -16
正常温度	-16 ~ 70
中等温度	70 ~ 100
高温	100 ~ 120
更高温	>120

表6.1-5 齿轮负载的分类

载荷分类	齿面接触应力/MPa	v_g/v	说 明
轻载	<500	<0.3	当齿轮工作条件为齿面接触应力小于500MPa，而且齿轮表面最大滑动速度与节圆线速度之比小于1/3时，这样的载荷水平称为轻载
重载	≥500	>0.3	当齿轮工作条件为齿面接触应力大于或等于500MPa，而且齿轮表面最大滑动速度与节圆线速度之比大于或等于1/3时，这样的载荷水平称为重载

注：v_g为齿轮表面最大滑动速度；v为齿轮节圆线速度。

（2）齿轮油应具备的主要性能

1）具有适宜的粘度和流动性。粘度是液体润滑剂的最重要的性能之一，因此选择润滑剂时首先考虑粘度是否合适。高粘度易于形成动压油膜，油膜较厚，能支承较大负载，防止磨损。但粘度太大，流体内摩擦大，会造成摩擦热增加，摩擦面温度升高，而且在低温下不易流动，不利于低温起动。低粘度时，摩擦阻力小，能耗低，机械运行稳定，温升不高。但如果粘度太低，则油膜太薄，承受负载的能力小，容易造成磨损，且易渗漏流失，还容易渗入疲劳裂纹，加速疲劳扩展，加速疲劳磨损，降低齿轮使用寿命。

2）具有良好的极压抗磨性能。齿轮传动在处于边界润滑状态时，润滑油的粘度作用不大，主要靠边界膜强度支承载荷，因此要求润滑剂具有良好的极压性，以保证在边界润滑状态下，如低速重负载及高速重负载起动时，仍有良好的润滑作用。

3）具有良好的氧化安定性和热稳定性。使润滑油不氧化、不变粘、不变质及不堵塞油路。润滑剂生产、运输、销售、储存到使用有一个过程，要求润滑剂具有良好的氧化安定性和热稳定性，不易被氧化、分解变质。对某些特殊用途的润滑剂要求耐强化学介质和耐辐射。另外，对在较高温度下工作的齿轮油，其氧化安定性及热稳定性应更好一些。

4）具有优良的抗乳化性。在有水部位工作的齿轮，要求使用抗乳化性、油水分离性好的齿轮润滑油。因为润滑油中的极压添加剂、基础油中的极性物质或油中的氧化物都是表面活性物质。当水混入油中时，上述表面活性物质会起乳化作用。若油品被乳化后或其抗乳化性差，会丧失油的流动性和损失润滑性，也会引起金属腐蚀和磨损。

5）具有良好的抗泡性能。良好的抗泡性能使混入油中的空气顺利地逸出，否则油中的气泡使摩擦表面供油不足导致磨损。在循环润滑系统中，抗泡性差的润滑油，会引起油的流量减少，降低散热效果。

6）具有较好的防锈性能。防锈性主要是具有保护齿面不生锈的性能。

7）具有较好的抗腐蚀性。润滑剂的腐蚀性主要来源于油中酸性物质，这些物质对金属具有腐蚀性，所以齿轮润滑剂应具有良好的抗腐蚀性。

8）满足环保的要求。齿轮润滑剂应能生物降解，无毒性。对人体无害。

（3）工业齿轮油

1）工业闭式齿轮传动润滑油种类的选择（见表6.1-6、表6.1-14）。

2）工业闭式齿轮传动润滑油粘度及种类的选择（见表6.1-7、表6.1-14）。

3）蜗轮蜗杆油和工业开式齿轮润滑剂（见表6.1-14）。

表6.1-6　工业闭式齿轮油种类的选择

齿面接触应力 σ_H /MPa	条　件 齿轮使用工况	推荐使用的工业闭式齿轮油
<350	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油（L-CKB）
350～500（轻负载齿轮）	一般齿轮传动	抗氧防锈工业齿轮油（L-CKB）
	有冲击的齿轮传动	中负载工业齿轮油（L-CKC）
500～1100①（中负载齿轮）	矿井提升机、露天采掘机、水泥磨、化工机械、水力电力机械、冶金矿山机械、船舶海港机械等的齿轮传动	中负载工业齿轮油（L-CKC）
>1100（重负载齿轮）	冶金轧钢、井下采掘、高温有冲击、含水部位的齿轮传动等	重负载工业齿轮油（L-CKD）
<500	在更低的、低的或更高的环境温度和轻负载下运转的齿轮传动	极温工业齿轮油（L-CKS）
≥500	在更低的、低的或更高的环境温度和重负载下运转的齿轮传动	极温重负载工作齿轮油（L-CKT）

① 在计算出的齿面接触应力略小于1100MPa时，若齿轮工况为高温、有冲击或含水等，为安全计，应选用重负载工业齿轮油。

表6.1-7　工业闭式齿轮传动装置润滑油粘度等级的选择

平行轴及锥齿轮传动低速级齿轮节圆圆周速度②/m·s^{-1}	环境温度/℃			
	－40～－10	－10～10	10～35	35～55
	润滑油粘度等级①，ν_{40}/mm^2·s^{-1}			
≤5	100（合成型）	150	320	680
>5～15	100（合成型）	100	220	460
>15～25	68（合成型）	68	150	320
>25～80③	32（合成型）	46	68	100

（续）

① 当齿轮节圆圆周速度≤25m·s^{-1}时，表中所选润滑油粘度等级为工业闭式齿轮油。当齿轮节圆圆周速度>25m·s^{-1}时，表中所选润滑油粘度等级为汽轮机油。当齿轮传动承受严重冲击负载时，可适当增加一个粘度等级。

② 锥齿轮传动节圆圆周速度是指锥齿轮齿宽中点的节圆圆周速度。

③ 当齿轮节圆圆周速度大于80m·s^{-1}时，应由齿轮装置制造者特殊考虑并具体推荐一合适的润滑油。

表 6.1-8 根据工作环境和工矿条件选择系统的液压油

环境/工况	压力 7.0MPa 以下 50℃以下	压力 7～14.0MPa， 温度 50℃以下	压力 7～14.0MPa， 温度 50～80℃	压力 14.0MPa 以上， 温度 80～100℃
室内固定液压设备	HL	HL 或 HM	HM	HM
露天寒区和严寒区	HV 或 HS	HV 或 HS	HV 或 HS	HV 或 HS
地下、水上	HL	HL 或 HM	HL 或 HM	HM
高温热源或旺火附近	HFAE HFAS	HFB HFC	HFDR	HFDR

1.4.3 液压油

根据工作环境和工矿条件选择液压油的品种，可参照表 6.1-8、表 6.1-14 进行。在选用液压设备所使用的液压油时，应从工作压力、温度、工作环境、液压系统及元件结构和材质、经济性等几个方面综合考虑和判断。

工作压力主要对液压油的润滑性即抗磨性提出要求。高压系统的液压元件特别是液压泵中处于边界润滑状态的摩擦副，由于正压力加大，速度高而使摩擦磨损条件较为苛刻，必须选择润滑性（即抗磨性）、极压性优良的 HM 油。按液压系统和油泵工作压力选用液压油，压力＜8MPa 用 HH、HL（叶片泵则用 L-HM），压力 8～16MPa 用 HL、HM、HV，压力＞16MPa 用 HM、HV 液压油。液压系统的工作压力一般以其主油泵额定或最大压力为标志。

工作温度是指液压系统液压油在工作时的温度，其主要对液压油的粘温性和热安定性提出要求，工作温度 －10～90℃用 HH、HL、HM 液压油，低于 －10℃用 HR、HV、HS。环境温度和操作温度（指没有冷却控温的液压设备）一般关系为：液压设备在车间厂房，正常工作温度比环境温度高 15～25℃；液压设备在温带室外，高 25～38℃；在热带室外日照下，高 40～50℃。

液压油的粘度选择主要取决于系统起动的工作温度和所用泵的类型。中、低固定液压系统的工作温度通常在环境温度以上 40～50℃。在此温度下，液压油应具有 13～16$mm^2 \cdot s^{-1}$的粘度。高压系统中，压力≥30.0MPa，粘度为 25$mm^2 \cdot s^{-1}$，选用合适的粘度也是非常重要的，粘度太大，液压系统能量损失大，系统故障低，油泵吸油困难；粘度太小，油泵内渗漏量大，容积损失增加，同样降低系统效率。根据著名的液压泵制造商 Denison 和 Vickers 公司设计和试验结果，在容积效率与机械效率之间求得最佳平衡，建议在使用温度下的最低粘度为 13$mm^2 \cdot s^{-1}$，最高粘度为 54$mm^2 \cdot s^{-1}$。不同类型泵满足运行的粘度界限（见表 6.1-9）。

表 6.1-9 不同类型泵满足运行的粘度界限（参考） （$mm^2 \cdot s^{-1}$）

泵型	最高粘度	最低粘度
齿轮泵	2000	20
柱塞泵	1000	8
叶片泵	500～700	12

1.4.4 压缩机油

压缩机油的基础油可分为矿物油型和合成油型两大类。各种数据见表 6.1-10～表 6.1-12 及表 6.1-14。

表 6.1-10 压缩室有油润滑的往复式空气压缩机用油

负载	用油品种代号 L-	操作条件	
轻	DAA	间断运转	每次运转周期之间有足够的时间进行冷却 ——压缩机开停频繁 ——排气量反复变化
		连续运转	（1）排气压力≤1000kPa，排气温度≤160℃，级压力比＜3∶1 或 （2）排气压力＞1000kPa，排气温度≤140℃，级压力比≤3∶1
中	DAB	间断运转 连续运转	每次运转周期之间有足够的时间进行冷却 （1）排气压力≤1000 kPa，排气温度＞160℃或 （2）排气压力＞1000 kPa，排气温度＞140℃，但≤160℃或 （3）级压力比＞3∶1

（续）

负载	用油品种代号 L-	操　作　条　件	
重	DAC	间断运转或连续运转	当达到上述中负载使用条件，而预期用中负载油（DAB）在压缩机排气系统严重形成积炭沉淀物的，则应选用重负载油（DAC）

表 6.1-11　喷油回转式空气压缩机用油

负载	用油品种代号 L-	操　作　条　件
轻	DAG	空气和空气-油排出温度＜90℃，空气排出压力＜800kPa
中	DAH	空气和空气-油排出温度＜100℃，空气排出压力 800～1500kPa 或空气和空气-油排出温度 100～110℃，空气排出压力＜800kPa
重	DAJ	空气和空气-油排出温度＞100℃，空气排出压力＜800 kPa 或空气和空气-油排出温度≥100℃，空气排出压力 800～1500 kPa 或空气排出压力＞1500 kPa

注：在使用条件较缓和情况下，轻负载（DAG）油可以用于空气排出压力大于 800kPa 的场合。

表 6.1-12　各种制冷压缩机用冷冻机油的粘度选择

制冷压缩机类型		致　冷　剂	蒸发温度/℃	适用粘度(40℃)/$mm^2 \cdot s^{-1}$
活塞式	开　式	氨	－35 以上	46～68
			－35 以下	22～46
		R12	－40 以上	56
		R22	－40 以下	32
	封闭式	R12	－40 以下	10～32
		R22	－40 以下	22～68
	斜板式	R12	冷气、空调	56～100
回转式	螺杆式	氨	－50 以下	56
		R12	－50 以下	100
		R22	－50 以下	56
	转子式	R12	一般空调	32～68
		R22		32～100
离　心　式		R11	一般空调	32（汽轮机油）
		其他氟里昂		56
		氯甲烷		56

矿物油型压缩机油的生产，一般经溶剂精制、溶剂脱蜡、加氢或白土补充精制等工艺得到基础油，再加入多种添加剂调和而成。

压缩机油的基础油，一般要占成品油的 95% 以上，因此基础油的质量优劣直接关系到压缩机油的质量水平。基础油的质量，与其精制深度有直接关系。精制深度深的基础油，其重芳烃、胶质含量少，残炭低，对抗氧剂的感受性好；在压缩机系统使用中，积炭倾向小，油水分离性好，使用寿命相对较长。

合成油型的基础油，是以化学合成的方法得到的有机液体，基础油再经过调配或加入多种添加剂制成的润滑油。其基础油大部分是聚合物或高分子有机化

合物。合成油的种类很多，用作压缩机油的合成油，主要有合成烃（聚α-烯烃）、有机酯（双酯）、聚亚烷基二醇、氟硅油和磷酸酯五种。合成油型压缩机油的价格，要比矿物油型压缩机油昂贵得多，但合成油的综合经济效益，仍超过使用普通矿物油。它具有氧化安定性好，积炭倾向小，适用温度高，使用寿命长，可以满足一般矿物油型压缩机油所不能承受的使用要求。

1.4.5 常用润滑油的主要质量指标和应用（见表6.1-13、表6.1-14）

表6.1-13 常用润滑油的主要质量指标和应用（一）

名称与牌号		粘度等级	运动粘度（100℃）/$mm^2 \cdot s^{-1}$	粘度指数 ≥	闪点（开口）/℃ ≥	倾点/℃ ≤	主要性能及应用
汽油机油（摘自GB 11121—2006）	SE	5W-30	9.3～<12.5	—	200	-35	具有良好的高温抗氧化性及锈蚀和腐蚀的防护性。可减少低温油泥、积炭少。适用于轿车及某些卡车的汽油发动机，如桑塔纳、五十铃、马自达、红旗CA-770A/B等车辆
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	-30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	-23	
		30	9.3～<12.5	75	220	-15	
		40	12.5～<16.3	80	225	-10	
	SF	5W-30	9.3～<12.5	—	200	-35	具有良好的高温清净性、抗腐蚀性和抗磨性，可明显减少发动机缸套和活塞的磨损。适用于轿车及某些卡车的汽油发动机，如奥迪、尼桑、捷达等车辆
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	-30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	-23	
		30	9.3～<12.5	75	220	-15	
		40	12.5～<16.3	80	225	-10	
	SG	5W-30	9.3～<12.5	—	200	-35	具有良好的高温润滑性和低温分散性，有效降低磨损延长发动机寿命，适用于轿车、客车和轻型卡车的汽油发动机，如宝马、林肯、卡迪拉克等车辆
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	-30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	-23	
		30	9.3～<12.5	75	220	-15	
		40	9.3～<12.5	80	225	-10	
	SH	5W-30	9.3～<12.5	—	200	-35	具有良好的抗磨、清净、缓蚀等性能，适用于各种苛刻条件下行驶的各类进口及国产高级轿车和赛车，如奔驰、林肯、卡迪拉克、别克等车辆
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	-30	
		15W-40	9.3～<12.5	—	215	-25	
		30	9.3～<12.5	75	220	-15	
		40	12.5～<16.3	80	225	-10	
	GF-1	5W-30	9.3～<12.5	—	200	-35	具有优异的抗磨性、防腐性、润滑性，有效降低磨损，延长发动机使用寿命。适用于进口和国产豪华轿车、小轿车、客车，可替代SG、SF、SE汽油机油
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	-30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	-25	
		30	9.3～<12.5	75	220	-15	
		40	12.5～<16.3	80	225	-10	
	SJ	5W-30	9.3～<12.5	—	200	-35	具有良好的减磨效果，可以减少零件间摩擦，节油保证发动机在低温活动性，高温稳定性，抗氧化性及清净性优异。为含涡轮增压器及多气阀的发动机提供较好的保护。适用于宝马、奔驰、凌志、雪铁龙等高档轿车
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	-30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	-25	
		30	9.3～<12.5	75	220	-15	
		40	12.5～<16.3	80	225	-10	

（续）

名称与牌号		粘度等级	运动粘度（100℃）/$mm^2 \cdot s^{-1}$	粘度指数 ≥	闪点（开口）/℃ ≥	倾点/℃ ≤	主要性能及应用
汽油机油（摘自 GB 11121—2006）	GF-2	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有优良的热安定性，抗氧性、清净分散性，缓蚀性和抗磨节能性。节约燃料，降低磨损。适用于高级轿车，如劳斯莱斯、卡迪拉克、奔驰、宝马、沃尔沃、林肯、凌志、红旗、奥迪等
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－25	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	
	GF-3	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有节能性和节能耐久性，能满足更加严格的排放标准。适用于2001年以后生产的新型高档轿车及赛车，如宝马、奔驰、法拉利等
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－25	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	
	SL	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有优异的减磨性能。延长发动机寿命，增强发动机动力。适用于奔驰、沃尔沃、克莱斯勒、福特、宝马、本田、尼桑、大众、别克等
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－25	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	
二冲程汽油机油（摘自 GB/T 20420—2006）	EGB	—	≥6.5	—	70	－20	具有优良的润滑性及清净性，适用于嘉陵、雅马哈、铃木、幸福、本田、川崎等摩托车，以及链锯、割草机、雪橇等
	EGC	—	≥6.5	—	70	—	
	EGD	—	≥6.5	—	70	－20	
柴油机油（摘自 GB 11122—2006）	CC	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有良好的清净分散性，润滑性和抗磨性，可保持发动机清洁，减少磨损，延长发动机使用寿命。适用于公路运输车、农用车辆、船舶等设备上使用的自然吸气或低增压柴油发动机，如解放、东风、五十铃、日野、日产等
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－23	
		20W-40	12.5～<16.3	—	215	－18	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	
	CD	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有优良高温清净性、润滑性、抗氧性、抗腐蚀及抗磨性，可有效控制高温沉积物的形成。可用于各种运输车辆、大型客车、工程机械、采矿设备、发电机组
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－23	
		20W-40	12.5～<16.3	—	215	－18	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	
	CF	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有优异的热稳定性，抗氧化性和高温清净分散性。低温活动性和粘温性能良好。可节省燃料，降低油耗。适用于重型卡车、大型集装箱运输车辆，推土机、挖掘机、矿山设备、工程机械等
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－25	
		20W-40	12.5～<16.3	—	215	－20	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	

（续）

名称与牌号		粘度等级	运动粘度（100℃）/$mm^2 \cdot s^{-1}$	粘度指数 ≥	闪点（开口）/℃ ≥	倾点/℃ ≤	主要性能及应用
柴油机油（摘自 GB 11122—2006）	CF-4	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有优良的润滑性、抗磨性、剪切安定性、清净分散性和热稳定性。适用于无功率超重负荷的直喷柴油发电机，如豪华大客车、集装箱车辆、矿山及建筑工地等进口重负荷、大功率、增压直喷柴油发动机和机具的润滑
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－25	
		20W-40	12.5～<16.3	—	215	－20	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	
	CH-4	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有比 CF-4 更好的热稳定性及清净分散性，更长的换油期和更高的抗磨损性能。可用于大型超重负荷集装箱运输车辆及苛刻工况下作业的推土机、挖掘机，采矿设备、发电机组等
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－25	
		20W-40	12.5～<16.3	—	215	－20	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	
	CI-4	5W-30	9.3～<12.5	—	200	－35	具有更好的分散性和耐烟炱磨损性能，可满足新型发动机技术对润滑油提出的更苛刻的要求，适用于高速重负荷四冲程柴油发动机车辆
		10W-30	9.3～<12.5	—	205	－30	
		15W-40	12.5～<16.3	—	215	－25	
		20W-40	12.5～<16.3	—	215	－20	
		30	9.3～<12.5	75	220	－15	
		40	12.5～<16.3	80	225	－10	
农用柴油机油（摘自 GB 20419—2006）		10W-30	9.3～<12.5	—	195	－30	适用于以单缸柴油机为动力的二轮汽车、手扶变型运输机、小型拖拉机、发动机的润滑，还可用于以单缸柴油机为动力的小型农机具，如抽水机、发电机等
		15W-30	9.3～<12.5	—	200	－23	
		15W-40	12.5<16.3	—	205	－23	
		30	9.3～<12.5	60	210	－12	
		40	12.5～<16.3	60	215	－3	
		50	17.0～<21.9	60	220	0	
普通车辆齿轮油（摘自 SH0350—1992）		80W-90	15～19	—	170	－28	具有良好的润滑性和抗磨性，有良好的低温流动性，适用于中等速度、负荷较苛刻的手动变速器及螺旋锥齿轮的润滑，不适用于双曲线齿轮润滑
		85W-90	15～19	—	180	－18	
		90	15～19	90	190	－10	
中负荷车辆齿轮油		75W	>4.1	—	150	—	具有很好的流动性能。抗擦伤、抗腐蚀和承载能力，适用于要求使用 GL-4 质量水平低速大扭矩、高速低扭矩下传动的各种齿轮，特别是客车和其他各种车辆的准双曲面齿轮传动。如北京 BJ130、东风 EQ140 等
		80W-90	13.5～24.0	—	170	—	
		85W-90	13.5～24.0	—	180	—	
		85W-140	24.0～41.0	—	180	—	
		90	13.5～24.0	90	180	—	
重负荷车辆齿轮油（摘自 GB13895—1992）		75W	>4.1	报告	150	报告	具有良好的流动性、抗擦伤性能、抗蚀性及高的承载能力。适用于高速冲击负荷、高速低扭矩和低速大扭矩工况下使用的车辆齿轮。尤其是使用双曲线齿轮车辆的润滑
		80W-90	13.5～24.0	报告	170	报告	
		85W-90	13.5～24.0	报告	180	报告	
		85W-140	24.0～41.0	报告	180	报告	
		90	13.5～24.0	75	180	报告	
		140	24.0～41.0	75	200	报告	

表 6.1-14　常用润滑油的主要质量指标和应用（二）

名称与牌号		粘度等级	运动粘度（40℃）/$mm^2 \cdot s^{-1}$	粘度指数 ≥	闪点（开口）/℃ ≥	倾点/℃ ≤	主要性能及应用
工业闭式齿轮油（摘自 GB 5903—1995）	CKB	100	90～110	90	180	－8	具有良好的抗氧、抗磨、缓蚀。抗乳性和抗泡性，适用于齿面应力小于500MPa、最大滑动速度与速度比 $v_g/v<1/3$、一般负荷的螺旋齿轮、斜齿轮，在70℃以下的齿轮和低速低负荷的蜗杆传动润滑
		150	135～165	90	200	－8	
		220	198～242	90	200	－8	
		320	288～352	90	200	－8	
	CKC	68	61.2～74.8	90	180	－8	具有在重负荷、冲击负荷下，能保持良好的润滑性、热氧化安定性、缓蚀性和抗乳性。适用于中等负荷、冲击负荷下齿轮传动的润滑。如矿山、化工、机械和建材行业的齿轮传动润滑
		100	90～110	90	200	－8	
		150	135～165	90	200	－8	
		220	198～242	90	200	－8	
		320	288～242	90	200	－8	
		460	414～506	90	200	－8	
		680	612～748	90	200	－5	
	CKD	100	90～110	90	180	－8	具有良好的抗磨、抗氧、抗乳化、抗腐蚀、缓蚀性。适用于重负荷、反复冲击负荷的齿轮传动。如冶金、电力、矿山、化纤、化肥、水泥等设备
		150	135～165	90	200	－8	
		220	198～242	90	200	－8	
		320	288～352	90	200	－8	
		460	414～506	90	200	－8	
		680	612～748	90	200	－5	
蜗轮蜗杆油（摘自 SH 0094—1991）	CKE	220	198～242	90	200	－6	为复合型蜗杆油，适用于铜-钢配副的圆柱型等；承受轻负荷、无冲击负荷和蜗杆传动，包括其轴承等部位的润滑
		320	288～352	90	200	－6	
		460	414～506	90	220	－6	
		680	612～748	90	220	－6	
		1000	900～1100	90	220	－6	
	CKE/P	220	198～242	90	200	－12	为极压型蜗杆油，适用于铜-钢配副的圆柱型，承受重负荷、传动木有推动和冲击负荷的蜗杆传动。以及其它部位的润滑
		320	288～352	90	200	－12	
		460	414～506	90	220	－12	
		680	612～748	90	220	－12	
		1000	900～1100	90	220	－12	
普通开式齿轮油（摘自 SH/T 0363—1992）	CKH	68	60～75	—	200	—	具有良好的粘着性。抗水性和氧化安定性、防护性和润滑性。适用于冶金、采矿、化工、建筑工业及野外工程机械的各种开式齿轮传动。如粉碎机、球磨机、提升机、挖掘机、齿圈、齿条、钢丝绳的润滑
		100	90～110	—	200	—	
		150	135～165	—	200	—	
		220	200～245	—	210	—	
		320	290～350	—	210	—	

（续）

名称与牌号		粘度等级	运动粘度（40℃）/$mm^2 \cdot s^{-1}$	粘度指数 ≥	闪点（开口）/℃ ≥	倾点/℃ ≤	主要性能及应用
重负荷开式齿轮油（摘自 Q/AHY22—2001）	CKJ	68	60～75	—	200	—	具有良好的氧化安定性、剪切安定性和抗磨损抗擦伤性。有很强的黏附能力和保持能力。适用于冶金、矿山、化工、建材等行业的大型开式齿轮润滑，如大型球磨机、破碎机、搅拌机、挖掘机、打桩机、起重机、链轮、链条及钢丝绳的润滑
		100	90～110	—	200	—	
		150	135～165	—	200	—	
		220	200～245	—	210	—	
		320	290～350	—	210	—	
液压油（摘自 GB 11118.1—1994）	HM	15	13.5～16.5	95	140	－18	适用于中、高压且温度为50～100℃的液压系统
		22	19.8～24.2	95	140	－15	
		32	28.8～35.2	95	160	－15	
		46	41.4～50.6	95	180	－9	
		68	61.2～74.8	95	180	－9	
	HV	22	19.8～24.2	150	140	－33	HV是在HM油的基础上改善其粘温性。适用于环境温度变化大和工作条件较差的低、中、高压液压系统。也可用于其他不负荷机械的润滑。使用温度在－30℃以上
		32	28.8～35.2	150	160	－33	
		46	41.4～50.6	150	160	－30	
		68	61.2～74.8	150	160	－21	
		100	90.0～110.0	150	160	GB/T 3535	
	HS	10	9.0～11.0	130	100	－45	具有更好的低温流动性，可用于北方寒季（－40℃以上）野外液压设备，也可以全国四季通用
		15	13.5～16.5	130	120	－45	
		22	19.8～24.2	150	140	－45	
		32	28.8～35.2	150	160	－45	
		46	41.4～50.6	150	160	－39	
空气压缩机油（摘自 GB12691—1990）	DAA	32	28.8～35.2	—	175	－9	适用于有油润滑的往复式和滴油回转式轻负荷空气压缩机的润滑与密封，也可用于滴油润滑的轻负荷螺杆式压缩机和叶片式压缩机
		46	41.6～50.6	—	185	－9	
		68	61.2～74.8	—	195	－9	
		100	90.0～110.0	—	205	－9	
		150	135～165	—	215	－3	
	DAB	32	28.8～35.2	—	175	－9	具有良好的氧化安定性和热稳定性，抗腐蚀性和缓蚀性。适用于中、高负荷的往复式空气压缩机也可用于滴油润滑的轻、中负荷回转式空气压缩机
		46	41.6～50.6	—	185	－9	
		68	61.2～74.8	—	195	－9	
		100	90.0～110.0	—	205	－9	
		150	135～165	—	215	－3	

（续）

名称与牌号		粘度等级	运动粘度（40℃）/$mm^2 \cdot s^{-1}$	粘度指数 ≥	闪点（开口）/℃ ≥	倾点/℃ ≤	主要性能及应用
冷冻机油（摘自 GB/T 16630—1996）	DRA/A	15	13.5～16.5	—	150	－35	具有良好的低温流动性和氧化安定性，润滑性能和密封性能。适用于开启式普通冷冻机，以氨为工作介质的冷冻机气缸、活塞等部位的润滑
		22	19.8～24.2	—	150	－35	
		32	28.8～35.2	—	160	－30	
		46	41.4～50.6	—	160	－30	
		68	61.2～74.8	—	170	－25	
	DRA/B	15	13.5～16.5	—	150	－35	具有良好和低温流动性、热安定性和润滑性能，与制冷剂共存时，具有良好的相溶性和化学稳定性。适用于制冷剂为氨、CFCs、HCFCs 和以 HCFCs 为主的冷冻机气缸、活塞等部位的润滑
		22	19.8～24.2	—	150	－35	
		32	28.8～35.2	—	160	－30	
		46	41.4～50.6	—	160	－30	
		68	61.2～74.8	—	170	－25	
		100	90～110	—	170	－20	
		150	135～165	—	210	－10	
		220	198～242	—	225	－10	
		320	288～352	—	225	－10	
	DRB/A	15	13.5～16.5	报告	150	－42	具有优异的热氧化安定性，长期使用不会产生有害的沉渣，防腐性良好。在特别低温状态下，油仍能保持良好的流动性。适用于电冰箱、低温箱、空调等
		22	19.8～24.2	报告	160	－42	
		32	28.8～35.2	报告	165	－39	
		46	41.4～50.6	报告	170	－33	
		68	61.2～74.8	报告	175	－27	
	DRB/B	15	13.5～16.5	报告	150	－45	具有优良的低温流动性、热安定性和润滑性能，与制冷剂共存时具有良好的相溶性和化学稳定性。适用于以氟里昂（R12）为制冷剂的封闭式压缩机
		22	19.8～24.2	报告	160	－45	
		32	28.8～35.2	报告	165	－42	
		46	41.4～50.6	报告	170	－39	
		68	61.2～74.8	报告	175	－36	
轴承油（摘自 SH 0017—1990）	FC	2	1.98～2.24	—	—	－18	FC 轴承油属于抗氧缓蚀型。适用于 60℃以下和一般负荷的轴承润滑。也用于有关离合器锭子、汽轮机、无抗磨性能要求的液压系统等设备的润滑
		3	2.28～3.52	—	—	－18	
		5	4.16～5.06	—	—	－18	
		7	6.12～7.48	报告	115	－18	
		10	9.00～11.0	报告	140	－18	
		15	13.5～16.5	报告	140	－12	
		22	19.8～24.2	报告	140	－12	
		32	28.8～35.2	报告	160	－12	
		46	41.4～50.6	报告	180	－12	
		68	61.2～74.8	报告	180	－12	
		100	90～110	报告	180	－6	

（续）

名称与牌号		粘度等级	运动粘度（40℃）/$mm^2 \cdot s^{-1}$	粘度指数 ≥	闪点（开口）/℃ ≥	倾点/℃ ≤	主要性能及应用
轴承油（摘自SH 0017—1990）	FD	2	1.98～2.42	—	—	－12	具有良好的抗氧性、缓蚀性和抗磨性。适用于精密机床主轴轴承的润滑以及其他以循环、油浴、喷雾润滑的高速轴承或精密滚动轴承
		3	2.88～3.52	—	—	－12	
		5	4.14～5.06	—	—	－12	
		7	6.12～7.48	报告	115	－12	
		10	9.00～11.0	报告	140	－12	
		15	13.5～16.5	报告	140	－12	
		22	19.8～24.2	报告	140	－12	
导轨油（摘自SH/T 0361—1998）	L-G	32	28.8～35.2	报告	150	－9	具有良好的抗磨性、氧化安定性、缓蚀性，无腐蚀性，粘着性及防爬性。其中32适用于镗床、坐标镗床、磨床、万能工具磨床。68适用于内圆磨床、万能磨床、滚齿机床、坐标镗床。100适用于光学坐标镗床。150适用于坐标镗床、落地镗床
		46	41.4～50.6	报告	160	－9	
		68	61.2～74.8	报告	180	－9	
		100	90～110	报告	180	－9	
		150	135～165	报告	180	－9	
		220	198～242	报告	180	－3	
		320	288～352	报告	180	－3	
矿物型真空泵油（摘自SH 0528—1992）		46	41.4～50.6	90	215	－9	具有低蒸发性和良好的真空性、氧化安定性、抗乳化性和抗泡沫性等。适用于各类型的玻璃和金属扩散泵作工作液，也适用于真空冶炼
		68	61.2～74.8	90	225	－9	
		100	90～110	90	240	－9	
全损耗系统用油（摘自GB443—1989）	L-AN	5	4.41～5.06	—	80	－5	适用于各种场合，如机床、纺织机械、中小型电动机、风机、水泵等各种设备的变速箱、手动加油转动部位、轴承等一般润滑点或润滑系统，及对润滑油无特殊要求的全损耗润滑系统、不适用于全循环润滑系统
		7	6.12～7.48	—	110	－5	
		10	9.00～11.00	—	130	－5	
		15	13.5～16.5	—	150	－5	
		22	19.8～24.2	—	150	－5	
		32	28.8～35.2	—	150	－5	
		46	41.4～50.6	—	160	－5	
		68	61.2～74.8	—	160	－5	
		100	90～110	—	180	－5	
		150	135～165	—	180	－5	

2 润滑脂

基础油加添加剂调配成润滑油（成品油），在润滑油的基础上，用稠化剂稠化，改变其形态，得到油膏状的润滑脂。稠化剂对润滑脂的性能影响很大，稠化剂是润滑脂的重要组成部分。

2.1 润滑脂的主要质量指标（见表6.1-15）

表6.1-15 润滑脂主要质量指标

质量指标	说明			
锥入度	锥入度是衡量润滑脂的稠度（即软硬程度）的指标。 润滑脂等级及其锥入度			
	等 级	锥入度范围/1/10mm	等 级	锥入度范围/1/10mm
	000	445～475	3	220～250
	00	400～430	4	175～205
	0	355～385	5	130～160
	1	310～340	6	85～115
	2	265～295		

（续）

质量指标	说　　明
滴点	润滑脂在规定的条件下加热，润滑脂随温度升高而变软，从脂杯中滴下第一滴的温度称滴点。润滑脂的滴点，可大致地用来衡量其最高使用温度
粘度	润滑脂的运动阻力，随温度和剪切速度变化而变化。确定润滑脂的粘度，必须指出测定时的温度 t 和剪切速度 $\overline{D}$。所以润滑脂的粘度，称为相似粘度 相似粘度标记为：$\eta_{t0}^{\overline{D}}$（Pa·s）
分油	润滑脂在贮存和使用过程中，有产生分油的倾向，质量较好的润滑脂分油较少
蒸发度	润滑脂的蒸发度，是衡量润滑脂在使用和贮存过程中，由于基础油的蒸发导致润滑脂变干的倾向 润滑脂，经过长期蒸发后，引起稠度变稠、滴点降低、分油减少，影响其使用寿命，所以要求润滑脂的蒸发度越小越好
机械安定性	所谓润滑脂的机械安定性，是指润滑脂受到机械力作用后，其抵抗结构被破坏、抗稠度变化的能力。润滑脂的机械安定性是用其受剪切前后的锥入度变化值来表示 润滑脂的机械安定性的好坏，同使用紧密相关。尤其在铰链、平面支承和滑动轴承中更为重要，因为在这些部位的润滑脂，几乎全部参加工作，若用机械安定性不好的润滑脂，其结构受到严重破坏时，去掉剪切负荷仍不能恢复原有性状，润滑脂就会从这些部位流失，导致摩擦表面很快磨损破坏 由于润滑脂的机械安定性差，受剪后稠度很快降低，在高速运转的润滑部位，受离心力的作用，润滑脂会被甩出去，造成摩擦表面润滑不良，很快磨损破坏 润滑脂的机械安定性，是一项重要的质量指标
氧化安定性	氧化安定性系指贮存和使用过程中，抗氧化能力称为氧化安定性 氧化安定性是影响润滑脂使用寿命的重要性能之一。尤其是对长期在高温下使用的润滑脂，更具有重要意义
机械杂质	机械杂质系指稠化剂和固体添加剂以外的固体物质（如：砂粒、尘土、铁锈和金属屑等）。它会引起摩擦表面的磨损，促使润滑脂氧化等

2.2　润滑脂的选用

选用润滑脂，除了需要了解各种润滑脂的特性之外，还必须了解使用部位的工作条件（温度、负载、转速、接触介质等）、润滑方式、换油周期等。

2.2.1　润滑部位的工作温度（见表6.1-16）

润滑部位的工作温度，是选择润滑脂的重要依据。

表6.1-16　按最高温度选择润滑脂的类型　　（℃）

最高温度	稠化剂类型	基础油类型
40～50	钙皂、锂皂	矿物油
100～120	锂皂、复合皂	矿物油
约150	复合锂、复合铝、复合钡	矿物油、聚α-烯烃
180～200	复合锂、聚脲、膨润土、酰胺盐	酯类油、聚α-烯烃、烷基硅油
250	脲类有机物、含氟化合物	苯基硅油、全氟聚醚
300	氮化硼、硅胶等	高苯基硅油

2.2.2　润滑部位的负载

在负载大的部位选用润滑脂必须考虑其极压抗磨性能。

2.2.3　润滑部位的速度

速度对润滑脂的轴承寿命影响很大。因此在选用润滑脂时，一定要考虑润滑部位的速度。

2.2.4　润滑部位的环境及接触的介质

润滑部位所处的环境及接触的介质，对润滑脂的性能有较大的影响，在选用时应慎重。

潮湿或与水接触的部位，不宜选用钠基润滑脂，甚至不选用锂基润滑脂。应选用复合铝基脂或脲基

脂。

与酸或酸性气体接触的部位，不宜选用锂基脂或复合钙、复合铝和膨润土润滑脂。应选用复合钡基或脲基润滑脂。

同海水或食盐水接触的部位，应选用复合铝基脂。

2.2.5 润滑脂加注方法

加注方法有人工加注和泵集中加注。采用人工加注时，主要考虑润滑脂的稠度，一般选1～3号稠度脂，最好选用2号脂。

采用集中加注时，为了加注方便，不致使泵压力过大，一般选用0～1号稠度脂，最好选用0号脂。

2.3 常用润滑脂的主要质量指标及应用（见表6.1-17）

表6.1-17 常用润滑脂的主要质量指标及应用

名称	牌号	工作锥入度/(1/10mm)	滴点/℃ ≥	水分(%) ≤	主要性能及应用
钙基润滑脂（摘自GB/T 491—2008）	1号	310～340	80	1.5	适用于冶金、纺织等机械设备和拖拉机等农用机械的润滑与防护。使用温度范围为－10～60℃
	2号	265～295	85	2.0	
	3号	220～250	90	2.5	
	4号	175～205	95	3.0	
钠基润滑脂（摘自GB 492—1989）	ZN-2	265～295	140	0.4	适用于中等负荷机械设备的润滑，但不适用于与水相接触部位的润滑。使用温度范围为－10～110℃
	ZN-3	220～250	140	0.4	
	ZN-4	175～205	150	0.4	
通用锂基润滑脂（摘自GB7324—2010）	1号	310～340	170	—	具有良好的抗水性、机械安定性和氧化安定性。适用于工作温度－20～120℃范围内各种机械设备的滚动轴承和滑动轴承及其他摩擦部位的润滑
	2号	265～295	175	—	
	3号	220～250	180	—	
汽车通用锂基润滑脂（摘自GB/T 5671—1995）	—	265～295	180	—	具有抗氧、缓蚀性能，适用于工作温度在－30～120℃范围的汽车轮毂轴承、底盘、水泵和发电机等摩擦部位的润滑
极压锂基润滑脂（摘自GB/T 7323—2008）	00号	400～430	165	—	具有良好的机械安定性、抗水性、缓蚀性、极压抗磨性和泵送性。适用于轧机、锻造机、传送辊等高负荷机械设备及齿轮和轴承的润滑，适用温度为－20～120℃
	0号	355～385	170	—	
	1号	310～340	175	—	
	2号	265～295	175	—	
极压复合锂基润滑脂（摘自SH/T 0535—1993）	1号	310～340	260	—	具有良好的抗水性。粘附性、缓蚀性、机械安定性和胶体安定性。适用于冶金行业连铸机、连轧机、烧结机、出钢辊道及印染、大型电动机、空车等高温、重负荷设备的润滑。使用温度范围为－20～160℃
	2号	265～295	260	—	
	3号	220～250	260	—	
二硫化钼极压锂基润滑脂（摘自SH/T 0587—1994）	0号	355～385	170	—	具有良好的耐高温、抗磨、密封和修补等性能。适用于各种机械设备的润滑，尤其是在苛刻条件下工作的重负荷、高温、高速的机械润滑部位
	1号	310～340	170	—	
	2号	265～295	175	—	
脲基润滑脂	7201	62（1/4锥入度）	250	—	具有良好的耐高温性能、氧化安全性、抗水性、抗酸性气体介质能力。适用于高低温潮湿环境下的中、重负荷滚动轴承和滑动轴承的长期润滑，特别适用于集中润滑系统。适用温度为－40～150℃

（续）

名称	牌号	工作锥入度/(1/10mm)	滴点/℃ ≥	水分(%) ≤	主要性能及应用
高温润滑脂	7014-1	60（1/4 锥入度）	300	—	具有良好的高低温性能，润滑性和长的使用寿命。适用于各种高温设备的各种滚动、滑动轴承和齿轮润滑。适用温度范围为－40℃～200℃，短期可达250℃
长城特高温润滑脂	1 号	326	—	—	具有良好的极压抗磨性、高温性、氧化安定性和抗水性。适用于水泥、玻璃、纺织、钢铁等行业的高温高负荷摩擦部位的润滑。使用温度范围为－20～800℃，短期使用至1000℃
	2 号	GB/T 269	—	—	
	T2 号	255	—	—	
极压复合铝基润滑脂（摘自 SH/T 0534—1992）	0 号	355～385	235	—	具有优良的极压抗磨性、耐高温性、具有良好的抗水性、黏附性、缓蚀性、机械安定性、胶体安定性和独特的热可逆性、泵送性。适用于冶金行业、印染、h 型电机、空车等高温、重负荷设备的润滑。使用温度范围－20～160℃
	1 号	310～340	240	—	
	2 号	265～295	240	—	
膨润土润滑脂（摘自 SH/T 0536—1993）	1 号	310～340	270	—	具有良好的机械安定性、抗水性及氧化安定性。滴点高，耐高温性能好。适用于采矿、冶金、铸造、轧钢、塑胶、印染等及其他中低速设备的润滑
	2 号	265～295	270	—	
	3 号	220～250	270	—	
复合钙基润滑脂（摘自 SH/T 0370—1995）	1 号	310～340	200	—	具有较好的机械安定性和胶体安定性。适用于较高温度和潮湿条件下，重负荷设备的润滑，最高使用温度：1 号为120℃，2 号为140℃，3 号为160℃
	2 号	265～295	210	—	
	3 号	220～250	230	—	
7412 半流体齿轮润滑脂	0 号	368	259	—	适用于各种低、中速（线速度小于15m/s）重负荷齿轮传动或蜗杆传动系统及 P 型链式变速器的润滑。对闭式全寿命齿轮箱的润滑较为适宜
	00 号	421	225	—	
	000 号	457	210	—	
	0000 号	490	209	—	
复合磺酸钙基润滑脂	—	295（60 次）	300	—	具有优良的高、低温性能、机械安定性、胶体安定性、氧化安定性、抗水性、缓蚀性等。广泛应用于各行业，如冶炼、造纸、航运、铁道、发电、采矿、汽车、建筑等行业的高温、极压条件下的润滑
MoS_2 齿轮润滑油膏	—	300～350	—	痕迹	具有很强的抗水性、粘着性、抗极压性（P_B 值为1200N），抗磨减摩性，以及良好的润滑性、机械安定性和胶体安定性 适合中、轻型齿轮设备、各类型的推土机、挖掘机、卷扬机的齿轮与回转牙盘和各种球磨机、筒磨机的开式齿轮
特种 MoS_2 油膏	—	330～370	—	痕迹	具有极强的金属附着性、抗压性高（P_B 值达1200N 以上），在－20～120℃使用时具有良好的润滑性和胶体安定性，长期存放不分油、不干裂。机械安定性稳定、抗压、抗击，剪切性强。耐水性好，不乳化、在酸、碱介质下保持良好的润滑性和极好的附着性 可用于各式中、重型减速器齿轮、开式齿轮、冲击大和往复频繁的电铲齿轮及回转大牙盘、以及大型球磨机的开式齿轮

3 固体润滑剂

一般认为，凡是能保护相对运动表面不受损伤，能降低摩擦与磨损的任何粉末或薄膜，均可称为固体润滑剂。固体润滑剂，可以在摩擦副接触表面上形成稳定、连续的硬质或软质保护膜，从而防止摩擦副破坏，满足某些特殊工况条件下的润滑需要。

常用的固体润滑剂大多为非油溶性，并可在润滑油中悬浮、分散的固体微粒，如石墨、二硫化钼（MoS_2）、聚四氟乙烯（PTFE）、三聚氰尿酸络合物（MCA）等。此外，铅、银等软金属，氧化物、氟化物、有机钼化合物，以及多种固体润滑膜和自润滑复合材料，亦具有良好的固体润滑剂的功能。

固体润滑，突破了液体润滑的限制，可广泛应用于高温（900～1000℃）、超低温（－253℃）、超高真空、强氧化或还原、强辐射、高负载等条件下的润滑和微型机械等的润滑；能够满足各种恶劣工况环境下运转的齿轮机构、谐波齿轮传动减速器、轴承和丝杠等的润滑需要。目前，固体润滑剂和固体润滑技术，业已广泛应用于机械制造、冶炼、轧钢、采矿到纺织、印刷、造纸、食品工业、卫星、宇宙飞船、空间站、导弹、核装置等领域，表现出液体润滑所无法比拟的优越性。

3.1 固体润滑剂应具备的基本性能

（1）与摩擦表面能牢固地附着，有保护表面的功能　润滑剂只有与摩擦表面牢固地吸附，才能长时间保留在摩擦系统中，才有可能防止相对运动表面之间，产生严重的熔焊或金属的相互转移。

（2）抗剪强度低　润滑剂要具有较低的抗剪强度。因为只有固体润滑剂的抗剪强度低，才能使摩擦副的摩擦因数小，不产生不必要的动力损失和温升。而且，它的低抗剪强度应在宽的温度范围内不发生变化，使其具有宽广的应用范围。

（3）稳定性好，不产生腐蚀及其他有害作用　润滑剂要具有良好的稳定性，包括物理热稳定、化学热稳定、时效稳定和不产生腐蚀及其他有害的作用。

（4）有较高的承载能力　固体润滑膜比润滑油脂膜有较高的承载能力，尤其在低速、高负载时希望使用固体润滑剂，所以，固体润滑剂就必须具有较高承载能力。

固体润滑剂的使用温度范围见表6.1-18。

表6.1-18　固体润滑剂的使用温度范围

固体润滑剂	使用温度范围/℃	备　注
石墨	－270～1000（～2500）	熔点3500℃，450～500℃时氧化，中间温度有时不起作用
二硫化钼	－270～350（～900）	熔点1250℃，380～450℃时氧化
二硫化钨	－270～450（～900）	熔点1200℃，红热温度时氧化
聚四氟乙烯	－270～260	
氟化石墨	～400	约400℃时分解
酞菁	～500	500℃升华
氮化硼	500～800	熔点2700℃，700℃时氧化，低温时难起作用
氧化铅（PbO）	200～650	熔点850℃，370～480℃时变为Pb_3O_4，550℃以上仍为PbO，低温时无效
氟化钙系混合物	250～900	低温时无效
氧化物-石墨混合物	－270～600	应用时加入石墨防氧化剂
氧化铜（CuO）	500℃以上	低温时无效
钼酸盐	500℃以上	低温时无效
银	150～500	
原位生成润滑反应膜	～800	根据材料综合选择

3.2 常用的固体润滑剂

3.2.1 石墨（见表6.1-19～表6.1-21）

石墨外观呈黑色有脂肪质的滑腻感。具有明显的层状六方晶体结构，且结构稳定。密度为2.2～2.3g·cm^{-3}，熔点为3527℃。石墨的分子结构，使同一层内的碳原子牢固地结合在一起，不易破坏；而层与层之间的结合力较弱，受剪切力作用后容易滑移，满

足固体润滑剂的要求。通常，石墨的摩擦因数为0.05～0.19。

石墨在空气中短时间使用的最高温度可达1000℃。

石墨的粘着性很好，而且是热和电的良导体，在真空下的蒸发性低，因而可用在宇航设备等特殊机械的润滑上。

石墨的化学稳定性好，不溶于药品和溶剂，且无毒性。同时，石墨具有优良的抗辐射性能，它有很强的抗α射线和中子射线的能力，即使受到10^{20}个/cm^2这样强的中子射线辐射，也不发生可检测的变化。

石墨另一个特点，是可以与水共存，即使是以水为冷却剂载体使用石墨，其润滑特性也不会像MoS_2的那样变差。在水中分散特性良好的胶体石墨已经商品化。

表6.1-19　胶体石墨粉剂

项　　目	代　　号				主要用途
	1号	2号	3号	特2号	
颗粒度/μm	4	15	30	8～10	（1）耐高温润滑剂基材 （2）耐腐蚀润滑剂基材 （3）提高塑料的耐磨性、抗压性 （4）制成导电材料（包括干膜） （5）金属合金或粉末冶金原料
灰分（%）　≤	1.0	1.5	2	1.5	
灰分中不溶于盐酸的含量（%）　≤	0.8	1.0	1.5	1.0	
通过250目上的筛余物（%）　≤	0.5	0.5	—	0.5	
通过230目上的筛余物（%）　≤	—	—	5	—	
水分含量（%）　≤	0.5	0.5	0.5	0.5	

注：表中%为质量分数。

表6.1-20　胶体石墨油剂

代　　号	石墨含量（%）≥	石墨灰分（%）≤	颗粒度/μm	水分（%）≤	主要用途
0号	24	1.5	2.5	0.1	（1）金属零件的减摩润滑剂 （2）高速转动零件的润滑剂 （3）航空润滑脂基料 （4）锌铝合金压铸模脱模剂
1号		1.5	4		
2号		2	15		

注：表中%为质量分数。

表6.1-21　石墨悬浮液浓度及用途

悬浮载体	石墨含量（质量分数,%）	主　要　用　途
水	20～30	（1）模具润滑剂、脱模剂、橡胶润滑、电导被膜
矿物油	10	（2）模具润滑剂、脱模剂、工具润滑剂
蓖麻油	35～40	（3）金属锻冶润滑剂、抗粘结剂
异丙醇	10	（4）天然橡胶造模或脱模剂
	10～20	（5）干膜造模和脱模剂
白油	50	（6）抗粘接剂、脱模剂、高温润滑剂
聚乙二醇	10～20	（7）极高温润滑剂

3.2.2　聚四氟乙烯（PTFE）（见表6.1-22～表6.1-24）

在运动过程中，PTFE能在极短的时间内即可在对偶表面上形成转移膜，使摩擦副变成PTFE对PTFE的内部摩擦，得到很低的摩擦因数，一般为0.04～0.05，在高负载下，摩擦因数可达0.016。在高分子润滑材料中，PTFE是应用最多的一种材料。

对偶面的材料及其表面粗糙度，对PTFE的润滑

作用影响较大。对偶材料的材质不同，PTFE 在其表面形成转移膜的粘着强度也不同，PTFE 的磨损率也不相同。

表 6.1-22 对偶材料对 PTFE 磨损的影响

对偶材料	相对磨损率
碳钢	1
铸铁	1～2
青铜	1～2
不锈钢	1.5～5
镀硬铬表面	10～20
铝合金	20～50

表 6.1-23 PTFE 及其复合材料的摩擦数据

组成（质量分数,%）	静摩擦因数	动摩擦因数	磨损因数
纯 PTFE	0.16	0.12	5900
含 20% 玻璃纤维，5% 石墨	0.18	0.16	18
含 15% 玻璃纤维	0.22	0.14	12
含 15% 玻璃纤维，5% MoS_2	0.16	0.14	8
含 25% 玻璃纤维	0.18	0.16	9
含 60% 青铜粉	0.18	0.14	6

表 6.1-24 PTFE 的填料对摩擦磨损性能的影响

组成（质量分数,%）	磨损率/mg·h^{-1}	摩擦因数
纯 PTFE	320	0.35
含 30% 极性石墨	0.28	0.4～0.5
含 30% 极性石墨，10% Pb_3O_4	1.15	0.41～0.45
含 30% CuS	3.2	0.33

3.2.3 三聚氰胺—氰尿酸络合物（MCA）

新型固体润滑剂，三聚氰胺—氰尿酸络合物（简称 MCA），具有作为固体润滑材料的各种性质，如摩擦因数低（0.04～0.05）、减摩性能好、与其他物质有协同效应。可以以粉末、固体润滑膜和复合材料等型式使用。

粉末，主要用作润滑添加剂，如在食品机械、纺织机械、缝纫机等，要求无毒、无污染的场合下使用的润滑脂；在航空发动机与船舶上，密封堵漏用的润滑脂；或大型落砂机械、机床及微型汽车用的润滑脂中应用。它还可用于铁路机车轮缘与曲线钢轨之间的润滑，也可作为水基润滑剂的添加剂使用。

MCA 的涂膜，可以作为防锈润滑膜，钢材拉丝、冲压的脱模剂，以及普通机械传动部件的润滑膜。同时，MCA 可以与 PTFE、酚醛树脂、环氧树脂、聚苯硫醚树脂等组成复合材料，应用于有特殊要求的润滑材料中。其摩擦性能见表 6.1-25。

表 6.1-25 MCA 固体润滑膜的摩擦性能

序号	膜厚/μm	负载/N	摩擦因数	耐磨寿命/min
1	23	500	0.08～0.10	231
2	18	500	0.15～0.20	180
3	16	500	0.15～0.25	165
4	13	500	0.13～0.25	123

注：摩擦速度为 1.32m/s。

3.3　固体润滑剂的选用（见表6.1-26）

表6.1-26　固体润滑剂选用

工作条件	说　明
在高接触应力条件下	接触表面接触应力高，而润滑油脂的极压性能有限，油膜易破裂。一旦油膜压破，表面发生磨损，造成机件失效。而层状结构的固体润滑材料，抗压强度高，尤其是二硫化钼更为突出，能保持接触表面的正常润滑。如使用在某些重型机械、钢管冷挤压和拉丝机械等
在高温条件下	温度升高，润滑油脂的粘度会降低，或锥入度值增高，油膜变薄，油膜承载能力降低。压力超过油膜强度，则油膜破裂，接触表面产生磨损。当温度升高到一定程度，润滑油脂就会产生热分解和氧化，促使油脂变质，或产生杂质沉淀，或导致酸值增大，引起腐蚀，若过度蒸发，引起胶合发生。固体润滑材料的高温性能好，从低温到高温没有粘性的变化，具有从240～1100℃广泛的高温使用范围，如二硫化钼在400℃以下，石墨在540℃以下，氧化温度以前，它们的摩擦因数随温度升高而降低。它能在高温下，应用在炼钢厂的某些轴承、喷气发动机燃烧室和反应堆支架等
在低温条件下	温度过低，润滑油粘度增大，摩擦因数增大，一旦固化，造成干摩擦，加快磨损，导致胶合。固体润滑材料没有粘度变化，二硫化钼能在低温（－180℃）下润滑，PTFE复合材料可在低温（－215℃）润滑，PPS干膜润滑剂，可在低温（－250℃）润滑。在低温条件下，使用在液氢、液氨输送泵等
在低速条件下	滑动速度低时，润滑油膜不易形成，载荷较大时，油膜易破坏，产生胶合。固体润滑材料能在低速条件下，与金属表面形成牢固的润滑膜，避免胶合的产生，如使用在低速导轨面上，光栅刻度丝杆上等
在高速重载条件下	在高速重载情况下，润滑油脂膜易破坏，使润滑失效。而固体润滑材料，如二硫化钼有随着速度和负载的增加，而摩擦因数会降低的特点。同样在高速轻载情况下，润滑效果也很好，如使用在纺织机的纱锭等处
在有液、气体冲刷的条件下	润滑油脂用在有液体或气体冲刷的部位上，很容易被冲洗、流失或脱落。造成干摩擦，导致产生磨损。固体润滑材料，尤其是复合固体润滑材料，就具有不被冲刷、流失或脱落的特点。如用在汽轮机叶片、喷嘴和潜水电泵上等
在有粉尘泥砂的条件下	在有粉尘泥砂沾染的场合，摩擦表面又不能完全密封，使用的润滑油脂会被污染，而这些杂物又是研磨剂，会促使机件的磨损。如使用不会吸附粉尘泥砂等杂物的固体润滑材料，则润滑会改善。例如尼龙件用在挖泥斗销、拖拉机、坦克的平衡衬套上和农业机械上等
在要求没有油污清洁卫生条件下	固体润滑材料本身不带油，更具有不吸附有研磨或腐蚀作用的尘埃。因此要求没有油污、清洁卫生的场合，如食品加工机械、医疗、制药和印染纺织机械，可用固体自润件。各类减速器如出现漏油、污染设备和环境，可使用二硫化钼减速器润滑剂
在有腐蚀条件下	润滑油脂使用在有腐蚀介质的环境中，能和这些介质起反应，如强酸、碱、燃料、溶剂、液态氧等，它们均能与润滑油脂发生化学反应，使润滑油脂失去润滑作用。而某些固体润滑材料对上述介质是不活泼的，如石墨有很强的化学抵抗能力，二硫化钼除不抗王水、热浓硫酸、盐酸、硝酸外，能抗大多数酸、碱腐蚀，可用在化工机械设备上
某些特殊工况条件下	用于开动机器后不可能再次加油的部位；用于非金属表面的润滑，如木制品、玻璃、橡胶、塑料等的润滑；卫星、宇宙飞船、空间站、导弹、核装置的润滑；在超高真空工作下的机械，如宇宙间的工作机械、月球车等；在强辐照和放射线条件下工作机械的润滑；在人不便于接近的部位，如原子反应堆。上述各种工况均可用固体润滑材料润滑

4 润滑方法和润滑装置

润滑的目的，是在机械设备摩擦副相对运动的表面间，加入润滑剂，以降低摩擦阻力和能源消耗；减少表面磨损，延长使用寿命，保证设备正常运转。合理地选择和设计润滑方法和装置对保证设备的良好润滑状态和工作性能是十分必要的。

4.1 润滑方法及润滑装置的分类及应用（见表6.1-27）

表6.1-27 润滑方法及润滑装置的分类及应用

润滑方法		润滑装置	润滑原理	适用范围
稀油润滑		油池	油池润滑即飞溅润滑，是由装在密封机壳中的零件所作的旋转运动来实现的	主要是用来润滑减速器内的齿轮装置，齿轮圆周速度不应超过12～14m·s^{-1}
	强制润滑	柱塞式油泵	装在机壳中的柱塞油泵，靠它的往复运动来实现供油	要求油压在10MPa以下，润滑油需要量不大和支承相当大载荷的摩擦副
		叶片式油泵	叶片泵可装在机壳中，也可与被润滑的机械分开。靠转子和叶片转动来实现供油	要求油在0.3MPa以下，润滑油需要量不太多的摩擦副、变速器等
		齿轮泵	齿轮泵可装在机壳中，也可与被润滑的机械分开，靠齿轮旋转时供油	要求油压在1MPa以下，润滑油需要量多少不等的摩擦副
	喷射润滑	油泵、喷射阀	采用油泵直接加压实现喷射	当圆周速度大于12～14m·s^{-1}用飞溅润滑效率较低时的闭式齿轮
	油雾润滑	油雾发生器凝缩嘴	以压缩空气为能源，借油雾发生器将润滑油形成油雾，随压缩空气经管道、凝缩嘴送至润滑点，实现润滑。油雾颗粒1～3μm	适用高速度的滚动轴承、滑动轴承、齿轮、蜗轮、链轮及滑动导轨等各种摩擦副上
	油气润滑	油泵、分配器、喷嘴	用压缩空气将油沿管内壁吹到润滑部位，经喷嘴喷到润滑点，油的颗粒尺寸为50～100μm	适用于润滑封闭的齿轮、链条滑板、导轨及高速重载滚动轴承等
润滑脂润滑	间歇压力润滑	安装在同一块板上的压注油杯	用油枪将油脂压入摩擦副	布置在加油不方便的地方的各种摩擦副
	压力润滑	手动润滑脂站	利用储油器中的活塞，将润滑脂压入油泵中。当摇动手柄时，油泵的柱塞即挤压润滑脂到给油器，并输送到润滑点	用于给单独设备的轴承及其他摩擦副供送润滑脂
	连续压力润滑	电动润滑脂站	柱塞泵通过电动机、减速器带动，将润滑脂从储油器中吸出，经换向阀，顺着给油主管向各给油器压送。给油器在压力作用下开始动作，向各润滑点供送润滑脂	润滑各种轧机的轴承及其他摩擦元件。此外也可以用于高炉、铸钢、破碎、烧结、吊车、电铲以及其他重型机械设备中
		风动润滑脂站	用压缩空气作能源，驱动风泵，将润滑脂从储油器中吸出，经电磁换向阀，沿给油主管向各给油器压送润滑脂，给油器在具有压力的润滑脂的挤压作用下动作，向各润滑点供送润滑脂	用途范围与电动润滑脂站一样。尤其在大型企业如冶金工厂，具有压缩空气管网设施的厂矿，或在用电源不方便的地方等可以考虑使用
		多点润滑脂泵	由传动机构（电动机、齿轮、蜗杆蜗轮）带动凸轮，通过凸轮偏心距的变化使柱塞进行径向往复运动，不停顿地定量输送润滑脂到润滑点（可以不用给油器等其他润滑元件）	用于重型机械和锻压设备的单机润滑，直接向设备的轴承座及各种摩擦副自动供送润滑脂

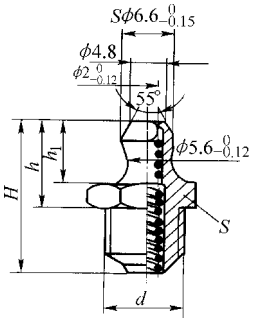
（续）

润滑方法		润滑装置	润滑原理	适用范围
固体润滑	整体润滑	不需要任何润滑装置，靠材料本身实现润滑。主要材料有石墨、尼龙、聚四氟乙烯、聚酰亚胺、聚对羟基苯甲酸、氮化硼、氮化硅等。主要用于不宜使用润滑油、脂或温度很高（可达1000℃）或低温、深冷以及耐腐蚀等部位		
	覆盖膜润滑	用物理或化学方法将石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯、聚对羟基苯甲酸等材料，以薄膜型式覆盖于其他材料上，实现润滑		
	组合、复合材料润滑	用石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯、聚对羟基苯甲酸、氟化石墨等与其他材料作成组合或复合材料，实现润滑		
	粉末润滑	把石墨、二硫化钼、二硫化钨、聚四氟乙烯等材料的微细粉末，直接涂敷于摩擦表面或盛于密闭容器（减速器壳体、汽车后桥齿轮包）内，靠搅动使粉末飞扬撒在摩擦表面实现润滑，也可用气流将粉末送入摩擦副。后者既能润滑又能冷却。这些粉末也可均匀地分散于润滑油、脂中，提高润滑效果，也可作成糊膏状或块状使用		
气体润滑	强制供气润滑	用洁净的压缩空气或其他气体，作为润滑剂润滑摩擦副，如气体轴承等。其特点为提高运动精度		

4.2　润滑件

4.2.1　油杯（见表6.1-28～表6.1～32）

表6.1-28　直通式压注油杯基本型式与尺寸（摘自JB/T 7940.1—1995）　　（mm）

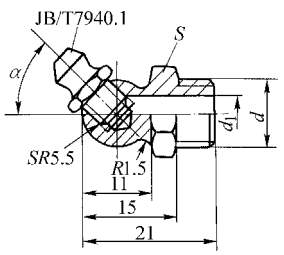


标记示例：d 为M10×1直通式压注油杯

油杯　M10×1　JB/T 7940.1—1995

d	H	h	h_1	S 基本尺寸	S 极限偏差	钢球（GB/T 308—2002）
M6	13	8	6	8	0 −0.22	3
M8×1	16	9	6.5	10		
M10×1	18	10	7	11		

表6.1-29　接头式压注油杯基本型式与尺寸（摘自JB/T 7940.2—1995）　　（mm）

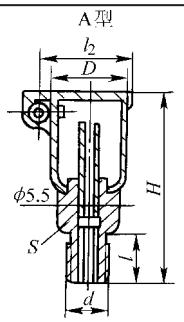


标记示例：d 为M10×1 45°接头式压注油杯

油杯　45°　M10×1 JB/T 7940.2—1995

d	d_1	α	S 基本尺寸	S 极限偏差	直通式压注油杯（按JB/T 7940.1—1995）
M6	3	45°，90°	11	0 −0.22	M6
M8×1	4				
M10×1	5				

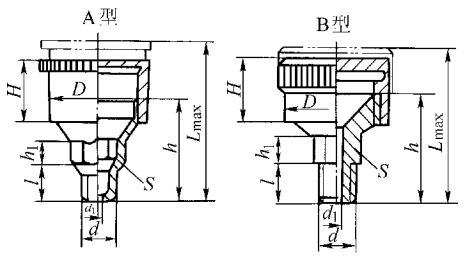
表 6.1-30 弹簧盖油杯基本型式与尺寸（摘自 JB/T 7940.5—1995） （mm）



标记示例：最小容量 3cm³ A 型弹簧盖油杯
油杯 A3 JB/T 7940.5—1995

最小容量 /cm³	d	H ≤	D ≤	l_2 ≈	l	S 基本尺寸	S 极限偏差
1	M8×1	38	16	21	10	10	0 −0.22
2		40	18	23			
3	M10×1	42	20	25		11	0 −0.27
6		45	25	30			
12	M14×1.5	55	30	36	12	18	
18		60	32	38			
25		65	35	41			
50		68	45	51			

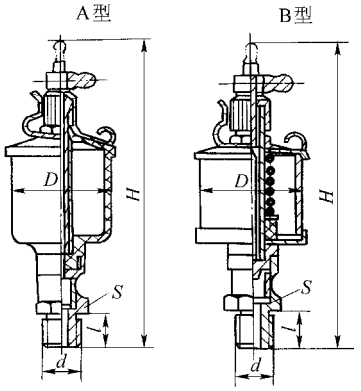
表 6.1-31 旋盖式油杯基本型式与尺寸（摘自 JB/T 7940.3—1995） （mm）



标记示例：最小容量 25cm³ A 型
油杯 A25 JB/T 7940.3—1995

最小容量 /cm³	d	l	H	h	h_1	d_1	D A型	D B型	L max	S 基本尺寸	S 极限偏差
1.5	M8×1	8	14	22	7	3	16	18	33	10	0 −0.22
3	M10×1		15	23	8	4	20	22	35	13	0 −0.27
6			17	26			26	28	40		
12	M14×1.5	12	20	30	10	5	32	34	47	18	
18			22	32			36	40	50		
25			24	34			41	44	55		
50	M16×1.5		30	44			51	54	70	21	0 −0.33
100			28	52			68	68	85		
200	M24×1.5	16	48	64	16	6	—	86	105	30	—

表 6.1-32 针阀式注油杯（摘自 JB/T 7940.6 — 1995） （mm）

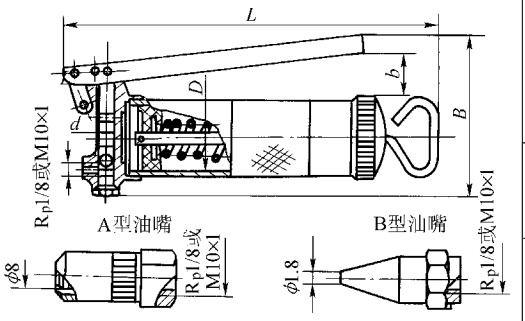


标记示例：最小容量 25cm³ A 型针阀式油杯
油杯 A25 JB/T 7940.6—1995

最小容量 /cm³	d	l	H	D	S 基本尺寸	S 极限偏差	螺母（按 GB/T6172—2000）
16	M10×1	12	105	32	13	0 −0.27	M8×1
25	M14×1.5		115	36	18		M10×1
50			130	45			
100			140	55			
200	M16×1.5	14	170	70	21	0 −0.33	
400			190	85			

4.2.2　油枪（见表6.1-33、表6.1-34）

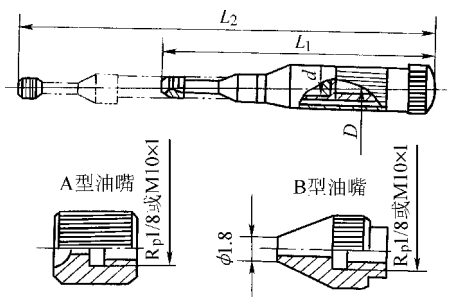
表6.1-33　压杆式油枪（摘自 JB/T 7942.1—1995）　　（mm）



标记示例：储油量为200cm³，带A型注油嘴的压杆式油枪
油枪　A200　JB/T 7942.1—1995

储油量/cm³	公称压力/MPa	出油量/cm³	推荐尺寸 D	L	B	b	d	备注
100	16	0.6	35	255	90	30	8	A型仅用于JB/T 7940.1—1995 JB/T 7940.2—1995 规定的油杯
200		0.7	42	310	96			
400		0.8	53	385	125		9	

表6.1-34　手推式油枪（摘自 JB/T 7942.2—1995）　　（mm）



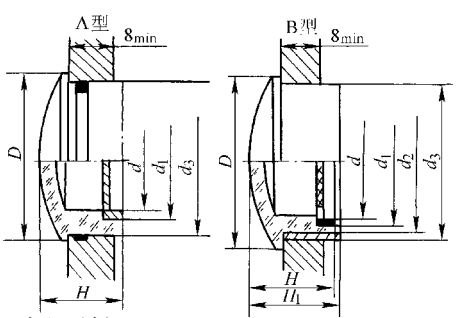
标记示例：
储油量为50cm³，带A型油嘴的手推式油枪
油枪　A50　JB/T 7942.2—1995

储油量/cm³	公称压力/MPa	出油量/cm³	D	L_1	L_2	d
50	6.3	0.3	33	230	330	5
100		0.5				6

注：1. A型油嘴仅用于压注润滑脂。
2. 公称压力指压注润滑脂的给定压力。
3. D、L_1、L_2、d 尺寸为推荐尺寸，R_p1/8 尺寸允许采用 M10×1 或 M8×1。

4.2.3　油标（见表6.1-35、表6.1-36）

表6.1-35　压配式圆形油标（摘自 JB/T 7941.1—1995）　　（mm）

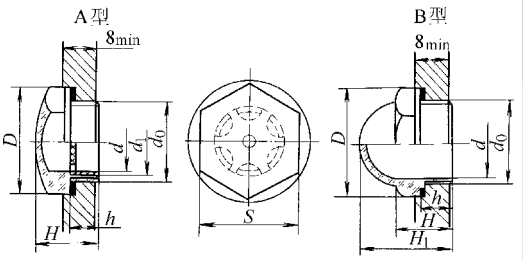


标记示例
视孔 d=32mm　A型：
油标　A32　JB/T 7941.1—1995

d	D	d_1 基本尺寸	d_1 极限偏差	d_2 基本尺寸	d_2 极限偏差	d_3 基本尺寸	d_3 极限偏差	H	H_1	密封圈（GB/T 3452.1—2005）
12	22	12	−0.050 −0.160	17	−0.050 −0.160	20	−0.065 −0.195	14	16	15×2.65
16	27	18		22	−0.065 −0.195	25				20×2.65
20	34	22	−0.065 −0.195	28		32	−0.080 −0.240	16	18	25×3.55
25	40	28		34	−0.080 −0.240	38				31.5×3.55
32	48	35	−0.080 −0.240	41		45		18	20	38.7×3.55
40	58	45		51	−0.100 −0.290	55	−0.100 −0.290			48.7×3.55
50	70	55	−0.100 −0.290	61		65		22	24	—
63	85	70		76		80				

注：1. 与 d_1 相配合的孔极限偏差按 H11。
2. A型用O形橡胶密封圈沟槽尺寸按 GB/T 3452.3—1988，B型用密封圈由制造厂设计选用。

表 6.1-36 旋入式圆形油标（摘自 JB/T 7941.2—1995）



标记示例：

视孔 $d=32$mm，A 型旋入式圆形油标

油标 A32 JB/T 7941.2—1995

d	d_0	D 基本尺寸	D 极限偏差	d_1 基本尺寸	d_1 极限偏差	S	H	H_1	h
10	M16×1.5	22	−0.065 −0.195	12	−0.050 −0.160	21	15	22	8
20	M27×1.5	36	−0.080 −0.240	22	−0.065 −0.195	32	18	30	10
32	M42×1.5	52	−0.100 −0.290	35	−0.080 −0.240	46	22	40	12
50	M60×2	72		55	−0.100 −0.290	65	26	—	14

4.3 稀油集中润滑系统的设计

4.3.1 稀油集中润滑系统设计的任务

根据机械设备总体设计中各机构和摩擦副的润滑要求、工况和环境条件，进行集中润滑系统的技术设计，并确定合理的润滑系统，包括润滑系统的型式确定、计算及选定组成系统的各种润滑元件及装置的性能、规格、数量，系统中各管路的尺寸及布局等。

4.3.2 稀油集中润滑系统设计步骤

（1）确定润滑系统的方案 围绕润滑系统设计要求、工况和环境条件，收集必要的参数，确定润滑系统的方案。其中几何参数有：最高、最低及最远润滑点的位置尺寸，润滑点范围，摩擦副有关尺寸等；工况参数：速度、载荷及温度等；环境条件：温度、湿度、砂尘、水气等。另外，还有力能参数和运动性质参数。在此基础上确定润滑系统方案。对于精密、重要部件如机床主轴轴承的润滑方案，要进行特别的分析和比较。

（2）计算各润滑点所需润滑油的总消耗量 根据初步拟定的润滑系统方案，计算出带走摩擦副在运转中产生的热量所需的油量，再加上形成润滑油膜，达到液体润滑作用所需油量，即为润滑油的总消耗量。但后者消耗油量较前者少得多，故可省略不计。

（3）计算及选择润滑泵 根据系统所消耗的润滑油总量，可确定润滑泵的最大流量 Q、工作压力 p、润滑泵的类型和相应的电动机。

（4）确定定量分配系统 根据各润滑点的耗油量，确定每个摩擦副上安置几个润滑点，选用哪种类型的润滑系统，然后选择相应的润滑泵及定量分配器。

在设计时，首先按润滑点数量、位置、集结程度按尽量就近接管原则将润滑系统划分为若干个润滑点群，每个润滑点群设置 1～2 个片组，按片组数初步确定分油级数。在同一片组分配器中的一片循环次数确定后，则其他各片也按相同循环次数给油。每组分配器的流量必须相互平衡，这样才能连续供油。另外，还要考虑到阀件的间隙、油的可压缩性损耗（可估算为 1% 容量）等。然后就可确定标准分配器的种类、型号、规格。对供油量大的润滑点，可选用大规格分配器或采用油口并联的方法。

（5）油箱的设计和选择

1）油箱的容量。油箱除了要容纳设备运转时所必需储存的油量以外，还必须留有一定裕度（一般为油箱容积的 1/5～1/4）。为了将油中所含杂质和水分沉淀下来并消除泡沫，须让循环油停留在油箱内一定时间，故油箱容量将以润滑泵每分钟流量乘以停留时间的倍数来表示，即

$$V=\frac{4}{3}\times\frac{Q_{泵}t}{1000} \tag{6.1-1}$$

式中 V——油箱容积（m^3）；

$Q_{泵}$——油泵的额定流量（$L\cdot min^{-1}$）；

t——油停留在油箱内的时间（min），参看表 6.1-37。

2）油箱组件。在油箱最低处装设泄油或排污油塞或阀，加油口设有粗滤网，油箱内加设挡板，一般设有通风装置或空气过滤器、油面指示器、温度计、压力表等。

（6）冷却器和热油器的设计及选择

1）冷却器。根据相关公式计算出冷却面积，选择冷却器。对于油冷却器的实际冷却面积应比计算值大 10%～15%，或选用规格略大于计算值的一种冷却器。

2）热油器。在高寒地区的冬季，环境温度常在

0℃以下，润滑油如不加热，则油的粘度增大，使机械设备得不到充分润滑而不能起动。将油加热的设备，称为热油器。通常利用电加热器或蒸汽盘管装在箱内对润滑油进行短期加热。

表 6.1-37　典型油循环系统

设备类别	润滑零件	油的粘度（40℃）/$mm^2 \cdot s^{-1}$	油泵类型	在油箱中停留时间/min	过滤器过滤精度/μm
冶金机械	轴承、齿轮	150～460 68～680	齿轮泵	20～60	150
造纸机械	轴承、齿轮	150～220	齿轮泵	40～60	120
汽轮机及大型旋转机械	轴承	32	齿轮泵及离心泵	5～10	5
电动机	轴承	32～68	齿轮泵	5～10	50
往复空压机	外部零件、活塞、轴承	68～165		1～8	
高压鼓风机				4～14	
飞机	轴承、齿轮、控制装置	10～32	齿轮泵	0.5～1	5
液压系统	泵、轴承、阀			3～5	5～100
机床	轴承、齿轮	4～165	齿轮泵	3～8	10～100

（7）油管直径的选择　根据油的流量和流速的大小，可按式（6.1-2）计算油管的直径 d（mm）

$$d \geqslant 4.6\sqrt{\frac{Q}{v}} \qquad (6.1\text{-}2)$$

式中　Q——流量（$L \cdot min^{-1}$）；

v——流速（$m \cdot s^{-1}$）。

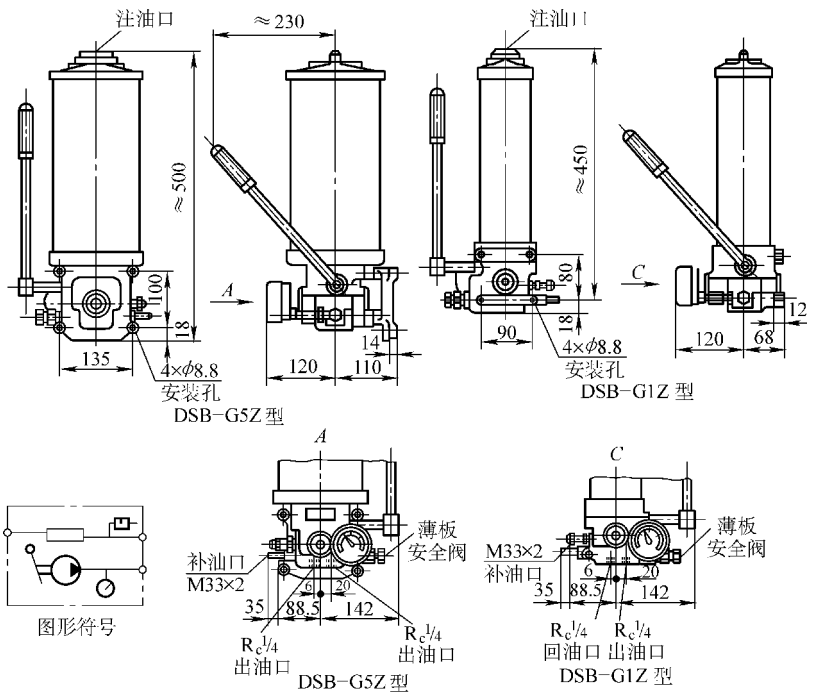
根据使用要求不同，推荐油的流速：送油管取1～5$m \cdot s^{-1}$；支油管取1～2$m \cdot s^{-1}$；吸油管取1～2$m \cdot s^{-1}$；回油管取0.3～1$m \cdot s^{-1}$。

管路沿程损失可取0.05～0.06MPa。

4.4　稀油集中润滑系统的主要设备

4.4.1　润滑油泵及油泵装置（见表6.1-38～表6.1-41）

表 6.1-38　DSB 型手动润滑油泵



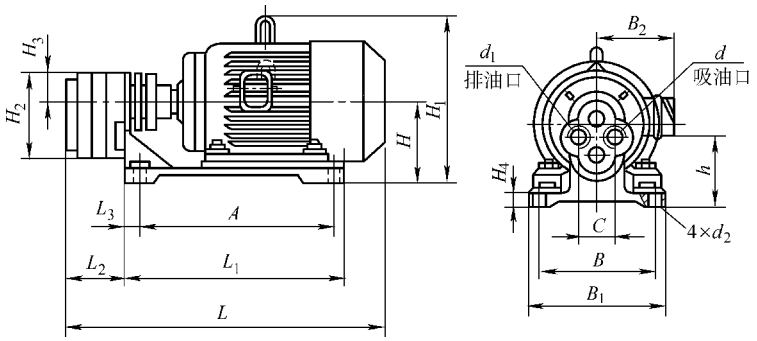
型号	①	DSB-G1Z
	②	DSB-G5Z
每往复一次的给油量/mL		2.6
最大使用压力/MPa		10
薄板安全阀爆破压力/MPa		10
储油器容积/L		①1.5
		②5
润滑油粘度/$mm^2 \cdot s^{-1}$		22～460
质量/kg		①9.5
		②24

本泵与递进式分配器组合，可用于给油频率较少的递进式集中润滑系统，或向小型机器的各润滑点供油

生产厂：太原市兴科机电研究所

表 6.1-39 卧式齿轮油泵装置（摘自 JB/ZQ 4590—2006）

外形图



标记示例：

公称流量 125L/min 的卧式齿轮油泵装置，标记为

WBZ2-125 齿轮油泵装置 JB/ZQ 4590—2006

适用于粘度值 32～460mm²/s 的润滑油或液压油，温度 50℃ ±5℃

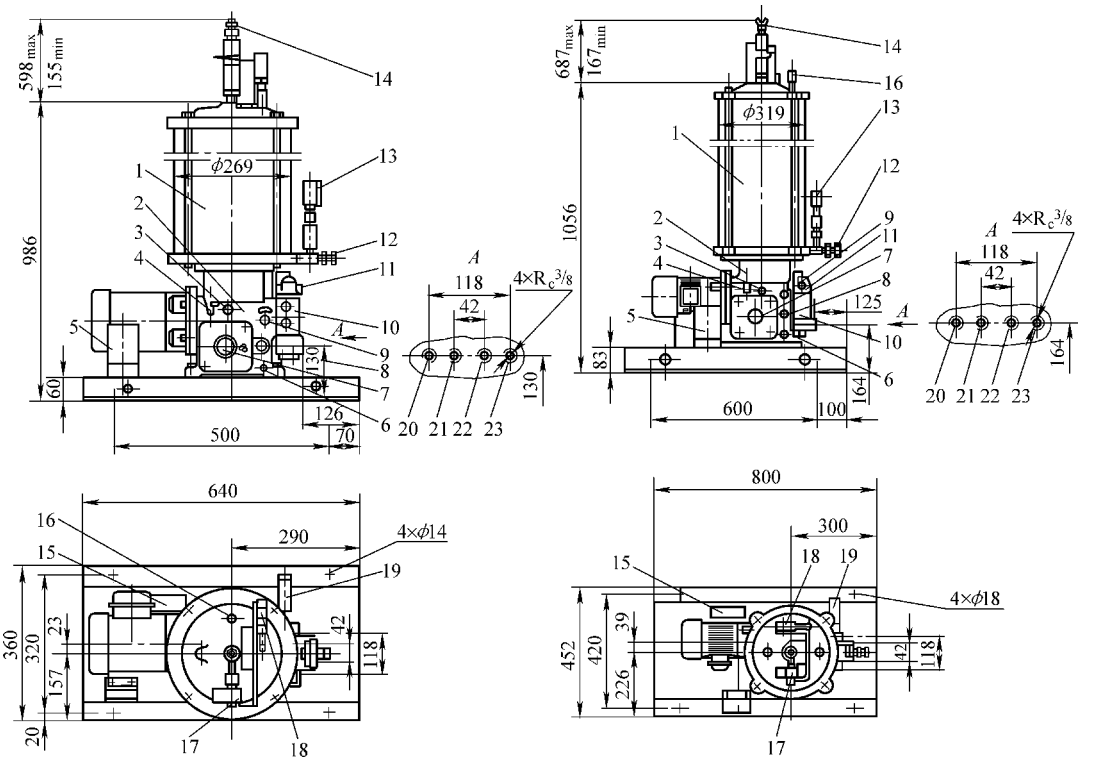
参数、外形尺寸/mm

型号	公称压力/MPa	齿轮油泵			电动机			质量/kg
		型号	公称流量/L·min⁻¹	吸入高度/mm	型号	功率/kW	转速/r·min⁻¹	
WBZ2-16	0.63	CB-B16	16	500	Y90S-4-B_3	1.5	1410	55
WBZ2-25		CB-B25	25					56
WBZ2-40		CB-B40	40		$Y100L_2$-4-B_3	3	1430	80
WBZ2-63		CB-B63	63		Y112M-4-B_3	4	1440	100
WBZ2-100		CB-B100	100		Y132S-4-B_3	5.5	1440	118
WBZ2-125		CB-B125	125		Y132M-4-B_3	7.5	1450	146

型号	L ≈	L_1	L_2	L_3	A	B	B_1	B_2 ≈	C	H	H_1 ≈	H_2	H_3	H_4	h	d	d_1	d_2
WBZ2-16	448	360	76	27	310	160	220	155	50	130	240	128	43	30	109	G¾	G¾	15
WBZ2-25	456		84															
WBZ2-40	514	406	92	25	360	215	250	180	55	142	265	152	50		116	G1	G¾	15
WBZ2-63	546	433	104		387	244	290	210		162	345				136			
WBZ2-100	660	485	119	27	433	250	300	210	65	172	355	185	60	40	140	G1¼	G1	19
WBZ2-125	702	500	126		448	280	330	220		200	410				168			

生产厂：太原矿山机器润滑液压设备有限公司，南通市南方润滑液压设备有限公司，启东市南方润滑液压设备有限公司，启东润滑设备有限公司，启东江海液压润滑设备厂，四川川润股份有限公司，太原宝太润液设备有限公司，启东中冶润滑设备有限公司。

表 6.1-40　电动润滑泵外形尺寸及参数



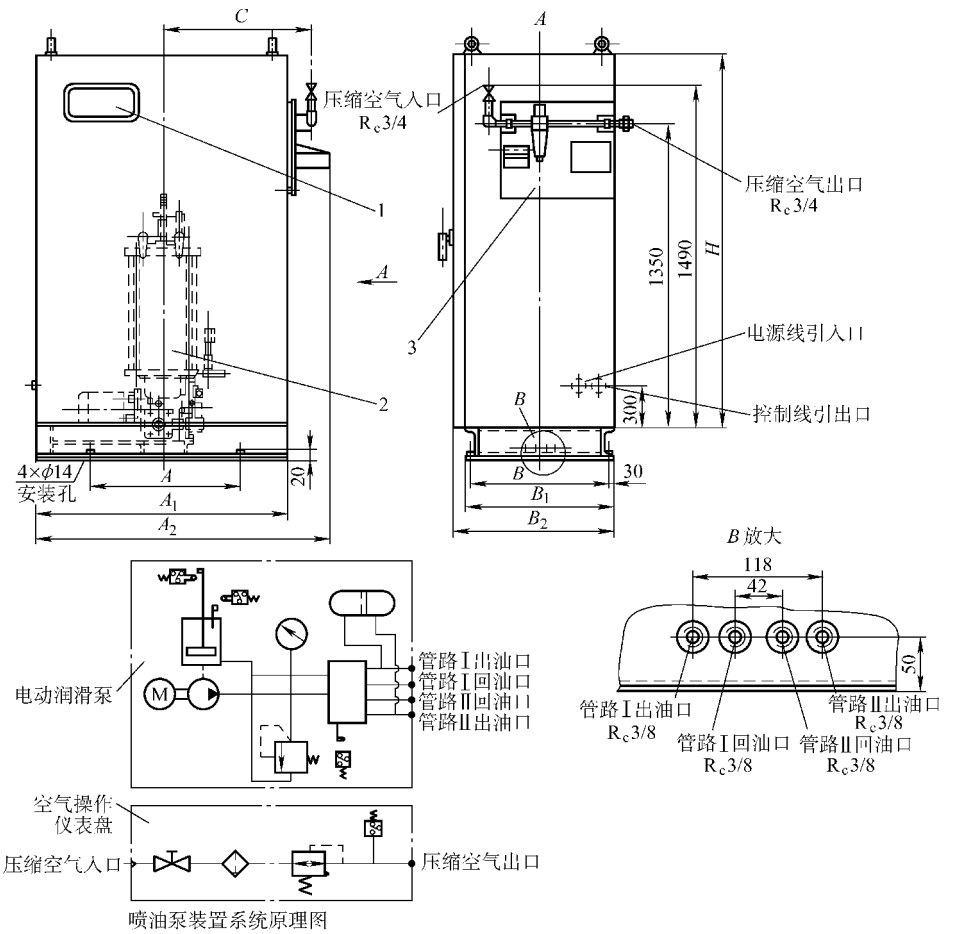
1—储油器　2—泵体　3—放气塞　4—润滑油注入口　5—接线盒　6—放油螺塞 R¼　7—油位计　8—润滑油补给口 M33×2-6g　9—液压换向阀调节螺栓　10—液压换向阀　11—安全阀　12—排气阀（出油口）　13—压力表　14—排气阀（储油器活塞下部空气）　15—蓄能器　16—排气阀（储油器活塞上部空气）　17—储油器低位开关　18—储油器高位开关　19—液压换向阀限位开关　20—管路Ⅰ出油口 R_c⅜　21—管路Ⅰ回油口 R_c⅜　22—管路Ⅱ回油口 R_c⅜　23—管路Ⅱ出油口 R_c⅜

型号	公称流量 /mL·min^{-1}	公称压力 /MPa	转速 /r·min^{-1}	储油器容积/L	减速器润滑油量 /L	电动机功率 /kW	减速比	配管方式	蓄能器容积 /mL	质量 /kg	适用范围：
DRB-J60Y-H	60	10（J）	100	16	1	0.37	1:15	环式	50	140	1. 双线式喷射集中润滑系统中的电动润滑泵 2. 粘度值不小于 120mm^2·s^{-1} 的润滑油
DRB-J195Y-H	195		75	26	2	0.75	1:20			210	

生产厂：太原矿山机器润滑液压设备有限公司，启东市南方润滑液压设备有限公司，南通市南方润滑液压设备有限公司，太原宝太润液设备有限公司，启东江海液压润滑设备厂，启东润滑设备有限公司，启东中冶润滑设备有限公司。

表 6.1-41 电动喷油泵装置

装置简图、系统原理图



1—电气装置 2—DRB-J60Y-H 电动润滑泵 3—空气操作仪表盘

标记示例：公称压力 10MPa，公称流量 60mL·min^{-1}，配管方式为环式的喷油泵装置，标记为 PBZ-J60H 喷油泵装置

参数、外形尺寸/mm

型号	公称流量/mL·min^{-1}	公称压力/MPa	转速/r·min^{-1}	储油器容积/L	电动机功率/kW	减速比	配管方式	蓄能器容积/mL	输入空气压力/MPa	空气耗量/L·min^{-1}	质量/kg
PBZ-J60H	60	10（J）	100	16	0.37	1:15	环式	50	0.8～1	1665	314
PBZ-J195H	195		75	25	0.75	1:20				2665	400

型号	A	A_1	A_2	B	B_1	B_2	C	H	压缩空气入口	压缩空气出口
PBZ-J60H	600	1000	1165	550	610	650	558.4	1650	$R_c3/4$	$R_c3/4$
PBZ-J195H	800	1260	1410	642	702	742	724.4	1760	R_c1	R_c1

注：1. 本装置为双线式喷射润滑系统；使用空气压力 0.8～1MPa；适用于粘度不小于 120$mm^2 \cdot s^{-1}$的润滑油；使用电压 380V、50Hz。

2. 生产厂：太原矿山机器润滑液压设备有限公司，太原市兴科机电研究所，太原宝太润液设备有限公司。

4.4.2　稀油润滑装置（见表6.1-42～表6.1-44）

适用于冶金、矿山、电力、石化、建材、轻工等行业机械设备的稀油循环润滑系统。

XHZ-6.3～XHZ-125型稀油润滑装置外形尺寸及原理（见图6.1-1）。

表6.1-42　稀油润滑装置（摘自JB/ZQ 4586—2006）

型　号	公称压力/MPa	公称流量/L·min^{-1}	油箱容量/m^3	电动机		过滤面积/m^2	换热面积/m^2	冷却水管通径/mm	冷却水耗量/m^3·h^{-1}	电加热器功率/kW	蒸汽管通径/mm	蒸汽耗量/kg·h^{-1}	压力罐容量/m^3	出油口通径/mm	回油口通径/mm	质量/kg
				功率/kW	极数 P											
XHZ-6.3	≥0.63（泵口压力）0.5（供油口压力）	6.3	0.25	0.75	6	0.05	1.3	25	0.6	3	—	—	—	15	40	320
XHZ-10		10														
XHZ-16		16	0.5	1.1	6	0.13	3	25	1.5	6	—	—	—	25	50	980
XHZ-25		25														
XHZ-40		40	1.25	2.2	6	0.20	6	32	2.0	12	—	—	—	32	65	1520
XHZ-63		63														
XHZ-100		100	2.5	5.5	6	0.40	11	32	2.5	18	—	—	—	40	80	2850
XHZ-125		125														
XHZ-160A		160	5	7.5	4.6	0.52	20	65	20	—	25	40	—	60	125	4570
XHZ-160																3950
XHZ-200A		200														4570
XHZ-200																3950
XHZ-250A		250	10	11	4.6	0.83	35	100	30	—	25	65	—	80	150	5660
XHZ-250																5660
XHZ-315A		315														6660
XHZ-315																5660
XHZ-400A		400	16	15	4.6	1.31	50	100	45	—	32	90	—	100	200	8350
XHZ-400																7290
XHZ-500A		500														8350
XHZ-500																7290
XHZ-630		630	20	18.5	6	1.31	60	100	55	—	32	120	—	100	250	8169
XHZ-630A$_1$													2			10140
XHZ-630A																10160
XHZ-800		800	25	22	6	2.2	80	125	70	—	40	140	—	125	250	11550
XHZ-800A$_1$													2.5			13610
XHZ-800A																13780
XHZ-1000		1000	31.5	30	6	2.2	100	125	90	—	50	180	—	125	300	13315
XHZ-1000A$_1$													31.5			15500
XHZ-1000A																15500

注：1. 本系列尚有1250、1250A$_1$、1250A、1600、1600A$_1$、1600A、2000、2000A$_1$、2000A型号等，本表从略。

2. 过滤精度：低粘度介质为0.08mm；高粘度介质为0.12mm。

3. 冷却水温度小于等于30℃、压力小于等于0.4MPa；当冷却器进油温度为50℃时，润滑油降温大于等于8℃；加热用蒸汽时，压力为0.2～0.4MPa。

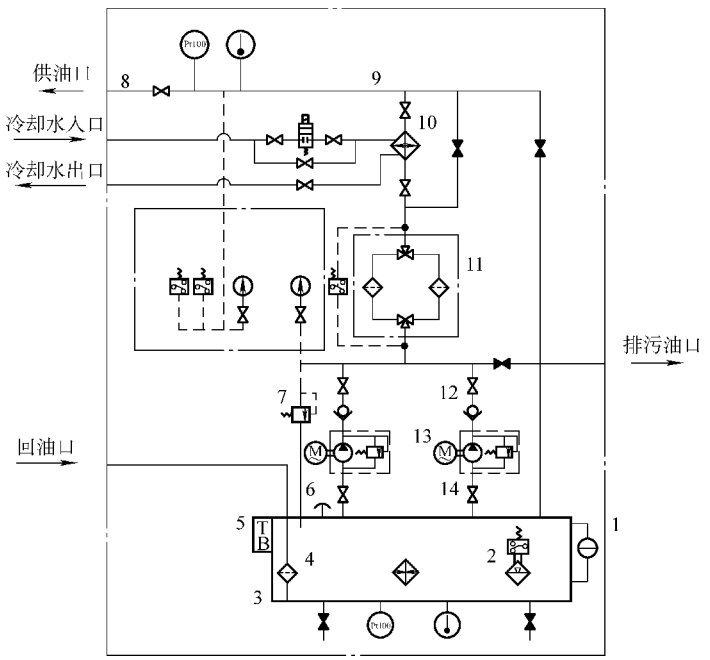
4. 适用于粘度值为22～460mm^2·s^{-1}的润滑油。

5. XHZ-160～XHZ-500润滑装置，除油箱外所有元件均安装在一个公共的底座上；XHZ-160A～XHZ-500A润滑装置的所有元件均直接安装在地面上；XHZ-630A～XHZ-1000A润滑装置带压力罐正方形布置；XHZ-630A$_1$～XHZ-1000A$_1$润滑装置带压力罐，长方形布置。

6. 生产厂：太原矿山机器润滑液压设备有限公司，启东市南方润滑液压设备有限公司，南通市南方润滑液压设备有限公司，启东江海液压润滑设备厂，中国重型机械研究院机械装备厂，启东润滑设备有限公司，四川川润股份有限公司，常州市华立液压润滑设备有限公司，上海润滑设备厂。

表 6.1-43 XHZ-6.3～XHZ125 型稀油润滑装置外形尺寸 （mm）

型 号	A	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	B	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5
XHZ-6.3	1100	1640	410	70	70	350	700	980	110	235	190	90
XHZ-10												
XHZ-16	1400	1935	400	80	0	420	850	1250	140	200	0	112
XHZ-25												
XHZ-40	1800	2400	380	100	35	490	1200	1610	150	300	200	130
XHZ-63												
XHZ-100	2400	2980	350	100	100	680	1400	1800	150	450	200	130
XHZ-125												
型 号	B_6	B_7	B_8	H	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	H_7	H_8
XHZ-6.3	150	80	430	590	1240	715	490	230	270	220	290	510
XHZ-10												
XHZ-16	125	200	495	650	1300	800	550	250	280	290	360	683
XHZ-25												
XHZ-40	160	200	600	890	1540	1060	780	280	400	395	380	775
XHZ-63												
XHZ-100	100	70	495	1040	1690	1330	920	380	400	370	610	980
XHZ-125												



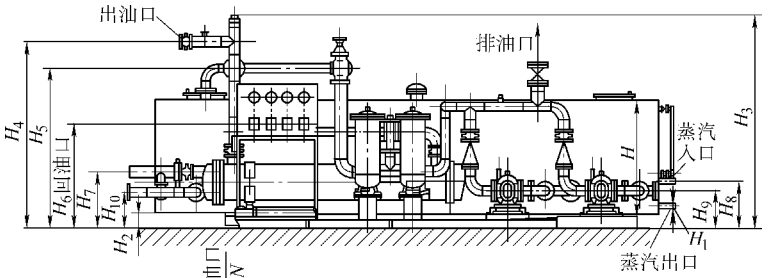
1—油液指示器 2—油位控制器 3—油箱 4—回油过滤器 5—电气模线盒 6—空气过滤器
7—安全阀 8—截断阀 9—二位二通电磁阀 10—冷却器 11—双筒过滤器 12—单向阀
13—带安全阀的齿轮油泵 14—压差开关

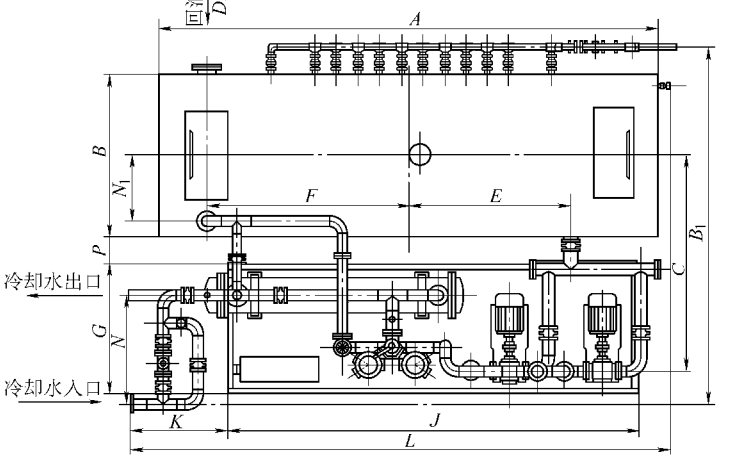
XHZ-6.3～XHZ-125 型稀油润滑装置原理图

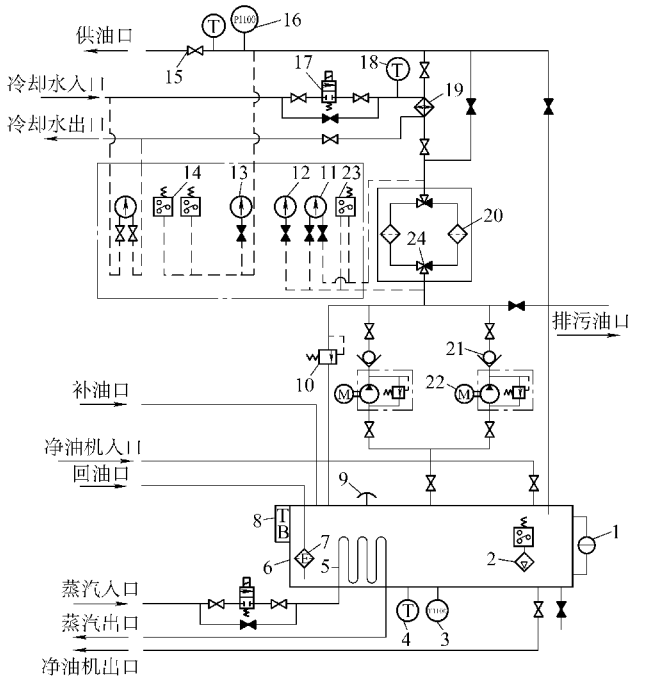
注：1. 回油口法兰连接尺寸按 JB/T 81《凸面板式平焊钢制管法兰》（PN=1MPa）的规定。

2. 上列稀油润滑装置均无地脚螺栓孔，就地放置即可。

表 6.1-44　XHZ-160～XHZ-500 型稀油润滑装置原理图及外形尺寸　　（mm）







1—油液指示器　2—油位控制器　3，4，12—电接触式温度计　5—加热器　6—油箱　7—回油过滤器　8—电气模线盒　9—空气过滤器　10—安全阀　11，13—压力计　14—压力继电器　15—截断阀　16—温度开关　17—二位二通电磁阀　18—温度计　19—冷却器　20—双筒过滤器　21—单向阀　22—带安全阀的齿轮油泵　23—压差开关　24—过滤器切换阀

XHZ-160～XHZ-500 型稀油润滑装置原理图

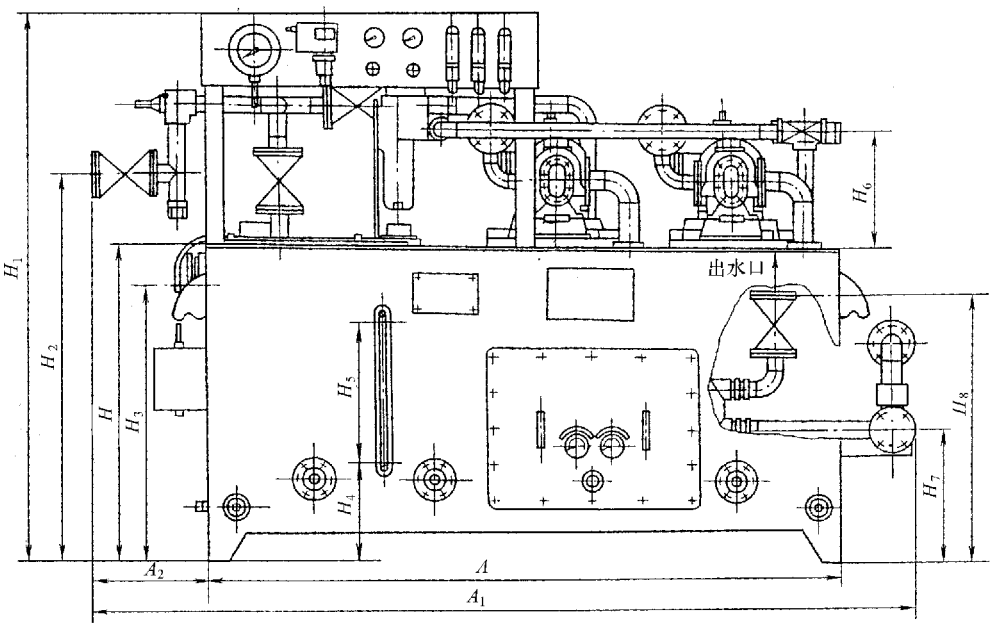
型号	XHZ-160	XHZ-200	XHZ-250	XHZ-400
			XHZ-315	XHZ-500
A	3840		5200	6100
B	1700		1800	2000
B_1	3870		4463	4665
C	2250		2575	2800
E	1150		1875	2250
F	1900		2325	2770
G	1300		1500	1600
H	1040		1350	1600
H_1	390		410	430
H_2	140		160	180
H_3	1950	1860	2200	2900
H_4	1688		1960	2340
H_5	1400		1650	2000
H_6	1250		1220	1400
H_7	622		610	737
H_8	818		838	858
H_9	400		440	480
H_{10}	422		375	502
J	4200		4500	5000
K	700		760	1200
L	4900		5750	6640
N	1150		1400	1325
N_1	600		650	750
P	500		500	500
DN	125		150	200

标记示例：

公称流量 500L·min^{-1}，油箱以外的所有零件均装在一个公共底座上的稀油润滑装置，标记为

XHZ-500 稀油润滑装置　JB/ZQ 4586—2006

注：所有法兰连接尺寸均按 JB/T 81—1994《凸面板式平焊钢制管法兰》（PN=1MPa）的规定。



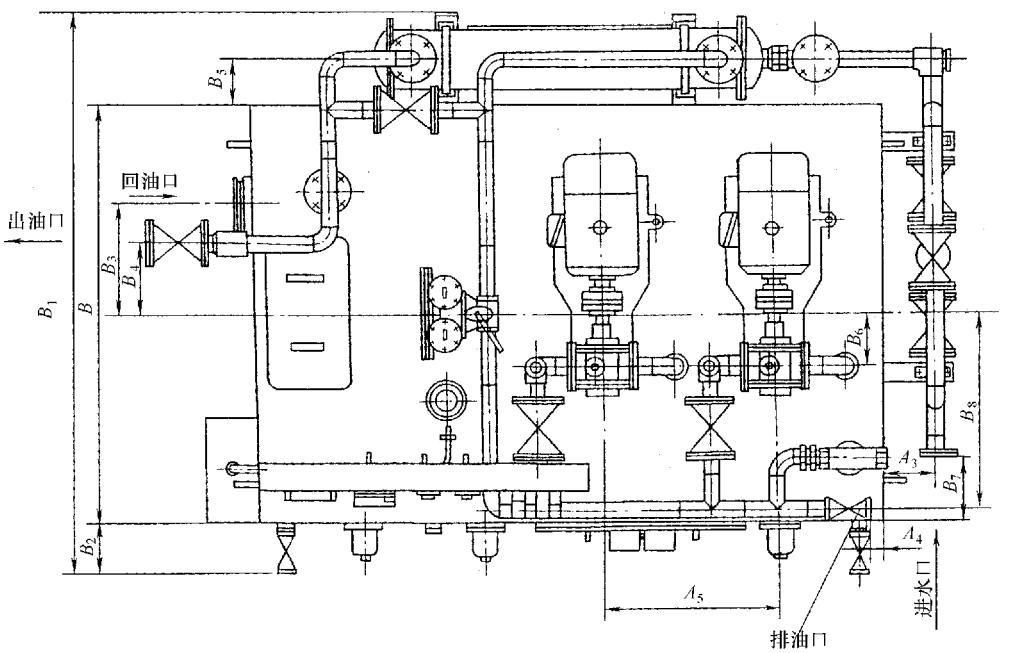
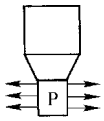
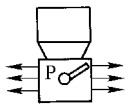
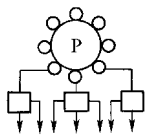
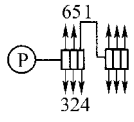
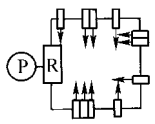
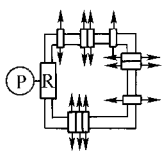
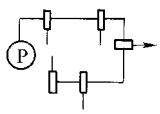
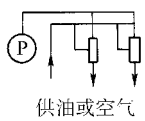
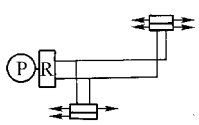


图 6.1-1 XHZ-6.3～XHZ-125 型稀油润滑装置外形尺寸及原理图

4.5　润滑脂集中润滑系统的设计（见表6.1-45）

表6.1-45　集中润滑系统的类型

类型		简　图	运　转	驱动	适用的锥入度/（1/10mm）	管路标准压力/MPa	调整与管长限度
直接供脂式	单独的活塞泵		由凸轮或斜圆盘使各活塞泵P顺序工作	电动机 机械 手动	>265	0.7～2.0	在每个出口调整冲程9～15m
	阀分配系统		利用阀把一个活塞泵的输出量依次供给每条管路	电动机 机械 手动	>220 <265	0.7～2.0	由泵的速度控制输出25～60m
	分支系统		每个泵的输出量由分配器分至各处	电动机 机械	>220	0.7～2.8	在每个输出口调整或用分配阀组调整 泵到分配阀 18～54m 分配阀到支承 6～9m
间接供脂递进式	单线式		第一阀组按1、2、3……顺序输出。其中的一个阀用来使第二阀组工作。以后的阀组照此顺序工作	电动机 机械 手动	>265	14.0～20.0	用不同容量的计量阀，否则靠循环时间调整；干线 150mm（视脂和管子口径）到支承的支线 6～9mm
	单线式反向		回动阀R每动作一次各阀依次工作			1.4～2.0	
	双线式		脂通过一条管路按顺序运送到占总数一半的出口。回动阀R随后动作，消除第一条管路压力，把脂送到另一条管路，供给其余半数出口				
间接供脂并列式	单线式		由泵上的装置使管路交替加压、卸压，有两种系统；利用管路压力作用在阀的活塞上射出脂；利用弹簧压力作用在阀的活塞上射出脂	电动机 手动	>310	≈17.0 ≈8.0	工作频率能调整，输出量由脂的特性决定 120m
	油或气调节的单线式		泵使管路或阀工作，用油压或气压操纵阀门	电动机	>220	≈40.0	用周期定续分配阀调整 600m
	双线式		润滑脂压力在一条管路上同时操纵占总数一半的排出口。然后R阀反向，消除此条管路压力，把脂导向另一条管路，使其余一半排出口工作	电动机 手动	>265	≈40.0	用周期定续分配阀调整 自动120m 手动60m

4.5.1 润滑脂集中润滑系统的设计步骤

（1）计算润滑脂的消耗量，选择给油器的型式和大小

每个润滑点消耗润滑脂的定额（即每平方米的摩擦表面积，每小时所需要的润滑脂量）为

$$q = 11k_1k_2k_3k_4k_5 \qquad (6.1\text{-}3)$$

式中 q——每小时每平方米摩擦表面所需润滑脂量［$cm^3 \cdot (m^2 \cdot h)^{-1}$］；

11——轴承直径在100mm或100mm以下，转速不超过100$r \cdot min^{-1}$的最低消耗定额［$cm^3 \cdot (m^2 \cdot h)^{-1}$］；

k_1——轴承直径对润滑脂的影响系数，由表6.1-46中选取；

k_2——轴承转速对润滑脂消耗系数的影响系数，由表6.1-47中选取；

k_3——表面情况系数，一般的取$k_3 \approx 1.3$，表面光滑可取$k_3 = 1.0 \sim 1.05$；

k_4——轴承温度工作系数，当轴承温度$t < 75℃$取$k_4 = 1$，$t = 75 \sim 150℃$取$k_4 = 1.2$；

k_5——负载系数，一般取$k_5 = 1.1$。

表6.1-46 系数k_1值

轴承类型	直径/mm				
	100	200	300	400	500
滑动轴承	1	1.4	1.8	2.2	2.5
滚动轴承	1	1.1	1.2	1.25	1.3

表6.1-47 系数k_2值

转速n/$r \cdot min^{-1}$	100	200	300	400
k_2	1	1.4	1.8	2.2

根据计算出的q值，计算各个润滑点在工作循环时间内所需润滑脂总量选择给油器。每个润滑点所需给油器的供脂量

$$V_{总} = qAT \qquad (6.1\text{-}4)$$

式中 $V_{总}$——给油器每一个工作柱塞，每次动作供给润滑点润滑脂的总容量（cm^3）；

q——润滑点的单位消耗定额（cm^3）；

T——润滑周期，即前后两次供脂的间隔时间（h）；

A——新润滑摩擦副的理论摩擦面积，即：$A = \pi D_y L_y$，D_y、L_y分别为推算的轴承直径与长度，参考表6.1-49计算。

由以上的数据选择合适的给油器。

（2）确定润滑周期

润滑周期或干油站工作循环时间（油泵工作时间加上油泵的停歇时间），通常决定了摩擦表面的特点和工作条件（如工作温度，载荷，速度，周围环境是否有水落入，受腐蚀介质影响，潮湿，多灰尘）等。

对于手动润滑脂站：$T \geqslant 4h$；

对于自动润滑脂站：参考表6.1-48。

（3）选择润滑站的型式、大小和数量

当润滑点为30～40个，输脂主管延伸长度的范围（区间半径）为2～15m时，若选用手动润滑脂集中润滑站，其数量可按下式计算

$$n = \frac{24\sum n_i Q_i}{1000aTQ_c} \qquad (6.1\text{-}5)$$

式中 24——每昼夜工作时间（h）；

n_i——各种给油器的个数（个）；

Q_i——各种给油器单位给脂量（cm^3）；

T——给脂周期，参考表6.1-48；

a——油站利用系数，一般取$a = 0.8 \sim 0.9$；

Q_c——手动润滑脂润滑站储脂筒的容积，国产SGZ型手动润滑脂站储脂容积$Q_c = 3.5L$。

选择润滑站时应考虑如下因素：

1）润滑点的数目 润滑点数不多，供脂量不大，润滑周期较长（如某些单机设备），可采用手动润滑站或多点润滑脂泵；润滑点在500个以上，或润滑点虽不多，但机器工作繁重，应考虑采用自动润滑站。

2）机器润滑点的分布情况 若分布在一条直线上（如辊道），可采用流出式；若分布比较集中或邻近的，可采用环式。

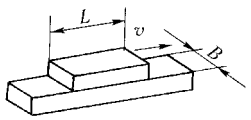
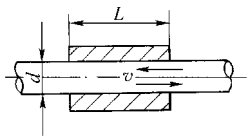
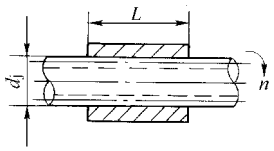
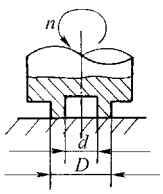
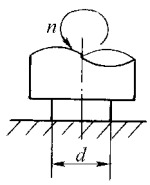
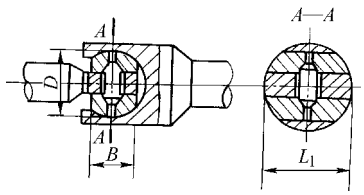
3）润滑脂的总容积 其包括给油器的总容积和管道的总容积。

表6.1-48 润滑脂集中润滑站的润滑周期

序号	初 轧 机	润滑周期
1	受料辊道、前后工作辊道、输出辊道、回转台、导板、切头推出机、剪切机、移动挡板和辊道、初轧开坯和板坯落下辊道、挡板、叠板装置等	2～4h
2	工作机架、推床、翻钢机、剪切机等	1～2h
	钢轨钢梁轧机	
1	冷床的辊道和冷却台，矫直机前的冷床和辊道链条输送机等	2～4h
2	剪切机前辊道，移动挡板，落下挡板，辊道和输送机	2～4h
3	升降台、推床、辊道、工作机架附近的辊道、推送机、翻钢机输出辊道、剪切机连接轴等	2～4h
4	加热炉辊道（出钢侧）、工作机架、翻钢机、推钢机	1～2h

注：使用此表时，应从实际出发，结合现场经验，确定润滑周期。尤其是润滑脂新产品性能改进后，润滑周期的确定也应随之改变。

表 6.1-49　*H* 轴承理论摩擦面积 *A* 计算表

平面滑动		圆柱面		螺杆和螺母	
					
直径 D_y	长度 L_y	直径 D_y	长度 L_y	直径 D_y	长度 L_y
$\frac{L}{\pi}$	B	$\frac{L}{\pi}$	πd	d_j	$2L$
环状轴颈（空心）		实心轴颈		万向节轴头	
					
直径 D_y	长度 L_y	直径 D_y	长度 L_y	直径 D_y	长度 L_y
$\frac{D+d}{2}$	$\frac{D-d}{2}$	$\frac{d}{2}$	$\frac{d}{2}$	一个平面用	
				B/π	L_1
				两个平面用	
				$2B/\pi$	L_1

注：d_1 为螺纹中径。

4.5.2　自动润滑脂集中润滑站能力的确定

自动润滑脂集中润滑站，润滑点可达500多个，润滑范围（区间半径）可在5～120m之间，供脂能力 $Q_{自}$（$cm^3 \cdot min^{-1}$）可按下式计算

$$Q_{自} \geqslant \frac{\sum n_i Q_i}{t\eta}$$

式中　t——每个周期电动机工作时间（min）。

计算应按机械的具体工作频繁程度、受载情况、温度、周围环境等条件，预选工作循环时间 t。当工作循环周期 T 较长时，则电动机每次工作时间（即油泵压送润滑脂时间）t 可以长些；反之，可短些，这样求出的 $Q_{自}$ 更为合理。

η——油站利用效率，$\eta \approx 0.75 \sim 0.90$。

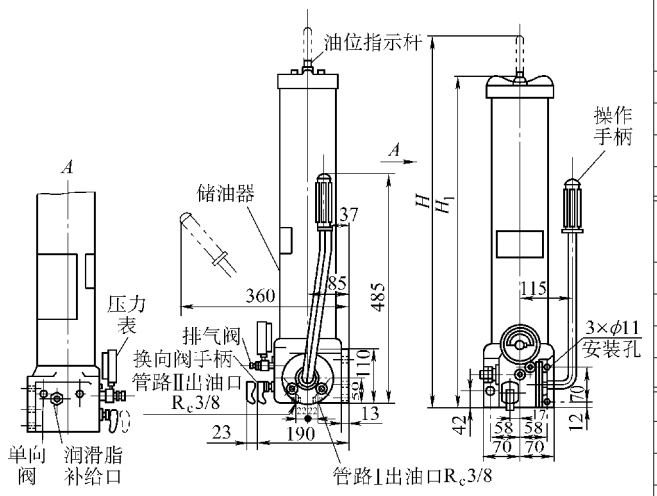
一般根据选好的润滑脂站［$Q_{自}$］，校正电动机的工作时间 $t_{实}$。

计算输脂管路中的压力损失，一般总压力损失应小于4～6MPa。

润滑脂集中润滑站的润滑周期（见表6.1-48）。

4.6　润滑脂集中润滑系统的主要设备（见表6.1-50～表6.1-53）

表 6.1-50 SRB 手动润滑泵（摘自 JB/ZQ 4557—2006）



型 号	给油量/mL·/循环	公称压力/MPa	储油筒容积/L	最多给油点数
SRB-J7Z-2	7	10	2	80
SRB-J7Z-5			5	
SRB-L3.5Z-2	3.5	20	2	50
SRB-L3.5Z-5			5	

型 号	配管通径/mm	配管长度/m	质量/kg
SRB-J7Z-2	20	50	18
SRB-J7Z-5			21
SRB-L3.5Z-2	12	50	18
SRB-L3.5Z-5			21

型 号	H	H_1
SRB-J7Z-2 SRB-L3.5Z-2	576	370
SRB-J7Z-5 SRB-L3.5Z-5	1196	680

标记示例：

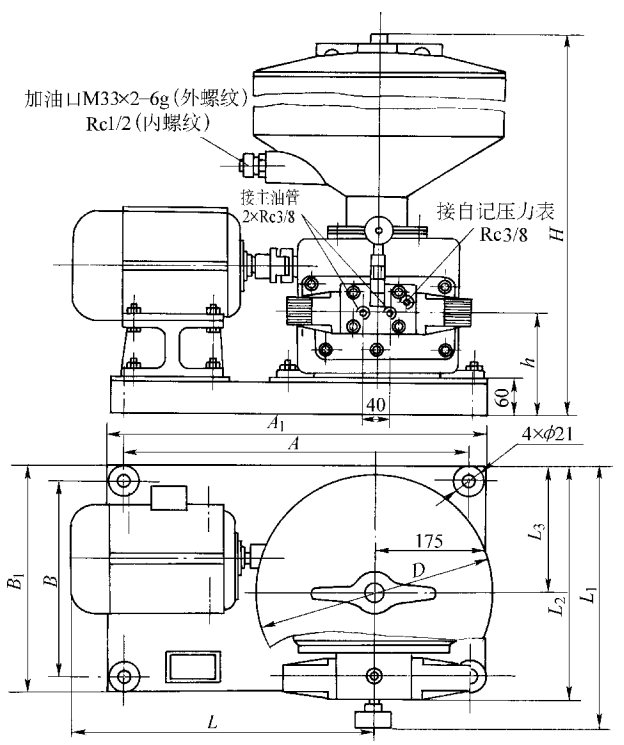
公称压力20MPa，给油量3.5mL/循环，使用介质为润滑脂，储油器容积5L的手动润滑泵，标记为

SRB-L3.5Z-5 润滑泵 JB/ZQ 4557—2006

1. 本泵与双线式分配器、喷射阀等组成双线式或双线喷射润滑脂集中润滑系统，用于给油频率较低的中小机械设备或单独的机器上。工作时间一般为2～3min，工作寿命可达50万个工作循环
2. 适用介质为锥入度310～385（25℃，150g）/10mm的润滑脂

生产厂：南通市南方润滑液压设备有限公司，启东市南方润滑液压设备有限公司，太原宝太润液设备有限公司，上海润滑设备厂，太原矿山机器润滑液压设备有限公司，四川川润股份有限公司，启东润滑设备有限公司，启东江海液压润滑设备厂，温州市龙湾润滑液压设备厂。

表 6.1-51 电动润滑泵装置的型式与尺寸（摘自 JB/T 2304—2001） （mm）



1. 适用于集中润滑系统
2. 适用于锥入度为250～350/10mm的润滑脂

（续）

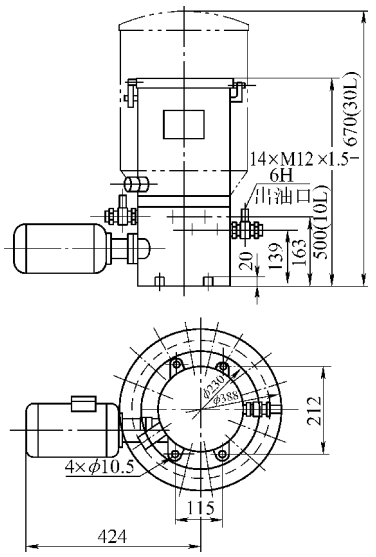
型　号	A	A_1	B	B_1	h	D	$L\approx$	$L_1\approx$	L_2	L_3	$H\approx$	
											最高	最低
DRZ-L100	460	510	300	350	151	408	406	414	368	200	1330	925
DRZ-L315	550	600	315	365	167		474	434	392	210	1770	1165
DRZ-L630						508	489				1820	1215

型号	给油能力 /mL·min^{-1}	公称压力 /MPa	贮油器容积 /L	电动机			电磁铁电压 /V	质量 /kg
				型号	功率 /kW	转速 /r·min^{-1}		
DRZ-L100	100	20（L）	50	Y801-4-B_3	0.55	1390	220	191
DRZ-L315	315		75	Y90S-4-B_3	1.1	1400		196
DRZ-L630	630		120	Y90L-4-B_3	1.5	1400		240

注：1. 型号中“L”表示压力级，L级，20MPa。

2. 生产厂：太原矿山机器润滑液压设备有限公司，启东市南方润滑液压设备有限公司，南通市南方润滑液压设备有限公司，太原市兴科机电研究所，太原宝太润液设备有限公司。

表 6.1-52　多点润滑泵型式与尺寸（摘自 JB/T 8810.3—1998）



公称压力 /MPa	出油口数	每出油口额定给油量 /mL·min^{-1}	储油器容积 /L	电动机		质量 /kg
				功率 /kW	电压 /V	
31.5（N）	1～14	0～1.8 0～3.5 0～5.8 0～10.5	10，30	0.18	380	43

1. 适用于锥入度（25℃，150g）不低于265/10mm的润滑脂

2. 适用于粘度大于46（mm^2·s^{-1}）的润滑油

3. 工作环境温度－20～80℃

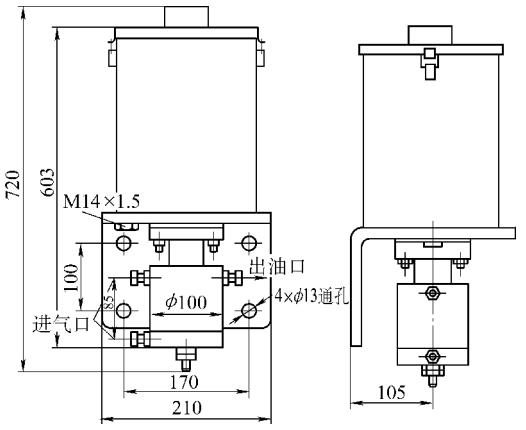
4. 标记示例：

公称压力31.5MPa，出油口数6个，每出油口额定给油量0～5.8mL·min^{-1}，储油器容积10L的多点润滑泵，标记为

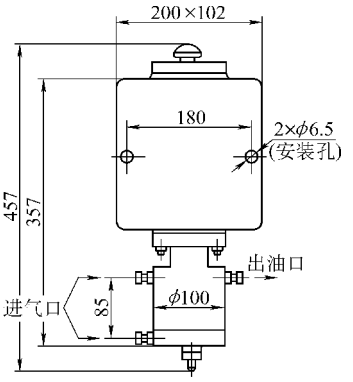
6DDRB-N5　8/10　多点泵　JB/T 8810.3—1998

生产厂：启东市南方润滑液压设备有限公司，南通市南方润滑液压设备有限公司，启东江海液压润滑设备厂，启东润滑设备有限公司，上海润滑设备厂，温州市龙湾润滑液压设备厂，启东中冶润滑设备有限公司。

表 6.1-53 QRB 型气动润滑泵（16MPa）



QRB－K10Z型气动润滑泵



QRB－K5Z型
QRB－K5Y型 气动润滑泵

标记示例：

供油压力 16MPa，储油器容积 5L，使用介质为润滑脂的气动润滑泵，标记为

QRB-K5Z 润滑泵

供油压力 16MPa，储油器容积 5L，使用介质为润滑油的气动润滑泵，标记为

QRB-K5Y 润滑泵

型号	出口压力 /MPa	进气压力 /MPa	出油量（可调） /mL·次$^{-1}$	储油器容积 /L	进气口 螺纹	出油口 螺纹
QRB-K10Z	16	0.63	0～6	10	M10×1—6H	M14×1.5—6H
QRB-K5Z				5		
QRB-K5Y						

型号	油位监控装置	最大电源电压 /V	最大允许电流 /mA	润滑介质	质量 /kg
QRB-K10Z	有	220	500	润滑脂	39.10
QRB-K5Z	无	—	—		13.26
QRB-K5Y		—	—	润滑油	12.81

注：适用于锥入度（25℃，150g）为 250～350/10mm 的润滑脂或粘度值 46～150mm^2·s^{-1}的润滑油。

生产厂：启东江海液压润滑设备厂，启东润滑设备有限公司，启东中冶润滑设备有限公司。

4.7 油雾润滑

油雾润滑装置以压缩空气作动力，使油液雾化。粒度约在 2μm 以下的干燥油雾，经过管路输送到润滑部位。在油雾进入润滑点之前，还需通过凝缩嘴使油雾变成大的、湿润的油粒子，再投向摩擦表面进行润滑。

油雾润滑，适用于封闭的齿轮、蜗轮、链条、滑板、导轨以及各种轴承的润滑。目前，油雾润滑装置在大型、高速、重载的滚动轴承中使用较为普遍。

选用油雾润滑装置时，应注意以下问题：

1）在排出的压缩空气中，含有少量的浮悬油粒，污染环境，对操作人员健康不利。所以需增设抽风排雾装置。

2）不宜用在电动机轴承上。因为油雾侵入电动机绕组将会降低绝缘性能，缩短电动机使用寿命。

3）油雾的输送距离不宜太长，一般在 30m 以内较为可靠，最长不得超过 80m。

4）必须具备一套压缩空气系统。

4.7.1 油雾润滑的工作原理

油雾润滑工作原理如图 6.1-2 所示。当电磁阀 5 通电接通后，压缩空气经分水滤气器 2 过滤，进入调

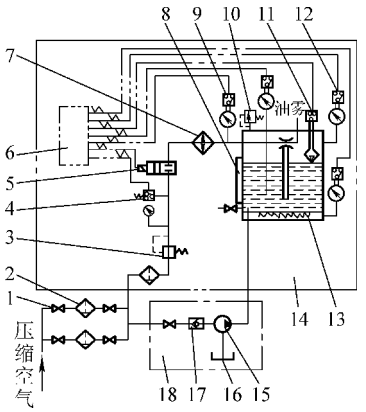


图 6.1-2　油雾润滑装置系统原理图

1—阀　2—分水滤气器　3—调压阀　4—气压控制器　5—电磁阀　6—电控箱　7—空气加热器　8—油位计　9—温度控制器　10—安全阀　11—油位控制器　12—雾压控制器　13—油加热器　14—油雾润滑装置　15—加油泵　16—贮油桶　17—单向阀　18—加油系统

压阀3减压，使压力达到工作气压，减压后的压缩空气经电磁阀5、空气加热器7进入油雾发生器，在发生器内，高速流动的气流产生文氏效应，将油吸入发生器雾化室进行雾化，油雾经油雾装置出口排出，通过系统管路、凝缩嘴送至润滑点。

4.7.2　油雾润滑系统和装置

如图6.1-3所示，一个完整的油雾润滑系统应包括：分水滤气器1、电磁阀2、调压阀3、油雾发生器4、油雾输送管道5、凝缩嘴6以及控制检测仪表等。分水滤气器用来过滤压缩空气中的机械杂质和分离其中的水分，以便得到纯净、干燥的气源；调压阀用来控制和稳定压缩空气的压力，使供给油雾发生器的空气压力不受压缩空气网路上压力波动的影响。为了保证油雾润滑系统的正常工作，在贮油器内还设有油温自动控制器、液位信号装置、电加热器和油雾压力继电器。其他参数见表6.1-54、表6.1-55。

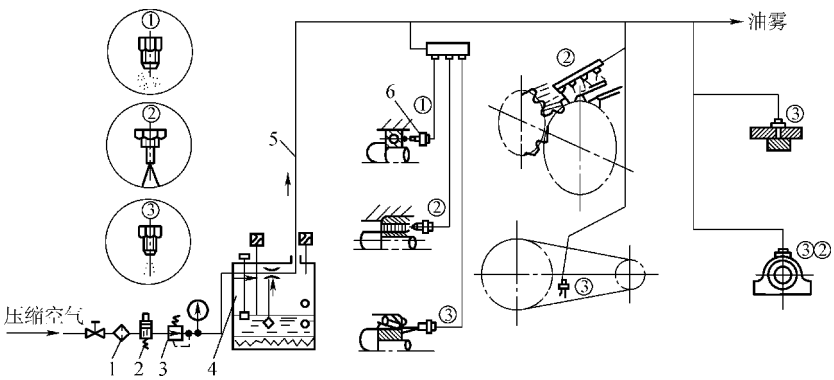


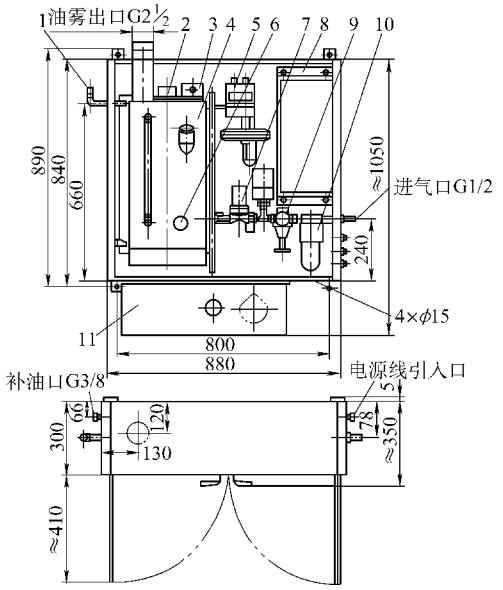
图 6.1-3　油雾润滑系统图

1—分水滤气器　2—电磁阀　3—调压阀　4—油雾发生器　5—油雾输送管道　6—凝缩嘴　①～③—各工况下用凝缩嘴情况

4.8　油气润滑

油气润滑，是最近几年才发展起来的一种润滑方式，它与油雾润滑相似，但又不同于油雾润滑。油气润滑与油雾润滑，都是以压缩空气为动力，将稀油输送到润滑部位，其不同之处是油气润滑并不将油撞击为细雾，而是利用压缩空气的流动，把油沿管路输送到润滑部位，因此，不再需要凝缩嘴；凡是能流动的液体都可以输送，不受粘度的限制。空气输送的压力较高，3×10^5 Pa左右。轴承箱内的气压也较高，在0.3×10^5 Pa左右。正常运行时，轴承箱内保持一定的润滑油液位，所以给油量根据实际消耗量确定，润滑油是间歇供给，压缩空气连续吹。在润滑点较多的情况，要想把油气混合体均匀地分别输送到各个轴承，由于存在Coanda效应（附壁效应），不易分匀，在几年前还是一个难题。现在德国的瑞波斯（REBS）公司和中国澳瑞特公司发明了油气分配器，解决了这个难题，使得油气润滑得以迅速发展，并且获得令人满意的效果。

表 6.1-54 油雾润滑装置（摘自 JB/ZQ 4710—2006）



1—安全阀 2—液位信号器 3—发生器 4—油箱 5—压力控制器 6—双金属温度计 7—电磁阀 8—电控箱 9—调压阀 10—分水滤气器 11—空气加热器

标记示例：工作气压为 0.25～0.50MPa，油雾量为 $40m^3 \cdot h^{-1}$ 的油雾润滑装置，标记为

WHZ4-40 油雾润滑装置 JB/ZQ 4710—2006

生产厂：启东江海液压润滑设备厂、太原矿山机器润滑液压设备有限公司。

型号	公称压力/MPa	工作气压/MPa	油雾量/$m^3 \cdot h^{-1}$	耗气量/$m^3 \cdot h^{-1}$	油雾浓度/$g \cdot m^{-3}$	最高油温/℃	最高气温/℃	油箱容积/L	重量/kg	说明
WHZ4-C6	0.16	0.25～0.5	6	6	3～12	80	80	17	120	1. 油雾量是在工作气压 0.3MPa，油温、气温均为 20℃时测得的 2. 油雾浓度是在工作气压 0.3MPa，油温、气温均为 20～80℃之间变化时测得的 3. 电气参数：50Hz、220V、2.5kW 4. 适用于粘度 22～100$mm^2 \cdot s^{-1}$ 的润滑油 5. 过滤精度不低于 20μm
WHZ4-C10			10	10						
WHZ4-C16			16	16						
WHZ4-C25			25	25						
WHZ4-C40			40	40						
WHZ4-C63			63	63						

生产厂：启东江海液压润滑设备厂、太原矿山机器润滑液压设备有限公司。

表 6.1-55 OMLD-I 型油雾润滑装置参数

型号	OMLD-I-10Y	OMLD-I-15Y	OMLD-I-20Y	OMLD-I-25Y	OMLD-I-30Y	OMLD-I-35Y	OMLD-I-40Y	OMLD-I-45Y
油雾量/$m^3 \cdot h^{-1}$	1～15	10～20	15～25	20～30	25～35	30～40	35～45	40～50
油雾压力/kPa	2～20				5～40			
工作压力/MPa	0.3～0.5							
油雾浓度/$g \cdot m^{-3}$	5～15							

（续）

型号	OMLD-I-10Y	OMLD-I-15Y	OMLD-I-20Y	OMLD-I-25Y	OMLD-I-30Y	OMLD-I-35Y	OMLD-I-40Y	OMLD-I-45Y
油雾粒径/μm	1～5							
环境温度/℃	－20～＋40							
电源电压/V	220							
功率/kW	2.2	3.3	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
油箱容积/L	60	100	160	200	240	240	240	240
重量/kg	260	350	500	700	800	800	800	800
防爆等级	Exd（ia）ⅡBT4							

生产厂：沈阳佳益油雾技术有限公司。

适用粘度 22～100mm^2·s^{-1}。

4.8.1　油气润滑的工作原理

油气润滑的喷嘴，是由步进式给油器，定时、定量间歇地供给润滑油；用（3～4）×10^{5}Pa 的压缩空气，沿着油管内壁将油吹向润滑点，使油品准确地供给到最需要的润滑部位。油气润滑机理如图 6.1-4 所示。

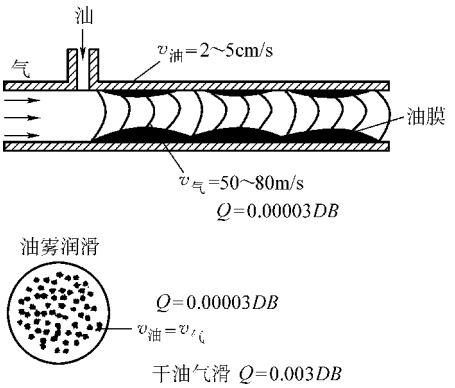


图 6.1-4　油气润滑机理

$v_{油}$—油速度　$v_{气}$—气速度　Q—供油量

D—轴承直径　B—轴承宽度

油气润滑与油雾润滑，在流体性质上截然不同。油雾润滑时，油被雾化成 0.5～2μm 的雾粒，雾化后的油，随空气前进，二者的流速相等。油气润滑时，油不被雾化，油以连续油膜的方式被导入润滑点。在油气润滑中，润滑油的流速为 2～5cm·s^{-1}；而空气的速度为 30～80m·s^{-1}，特殊情况可高达 150～200m·s^{-1}。

油气润滑与油雾润滑不同，几乎不受油的粘度限制，可以输送粘度高达 7500mm^2·s^{-1}的油品。因此，不仅稀油，半流动润滑脂，甚至，添加了高比例固体颗粒的润滑剂，都能顺利输送。

油气润滑，对油品的清洁度要求不高，NAS9 级即可。

油气润滑，要求压缩空气的工作压力在 0.3～0.4MPa 左右，在润滑点数目很多时，可以适当提高工作压力；润滑点少时，0.2MPa 也能使用，但低于 0.2MPa 时，不易形成稳定连续的油膜。

油气润滑系统中，压缩气体的消耗量，受多种因素的影响。如：压缩空气的压力及流速、轴承的大小、密封的松紧度、润滑点的多少等。一般而言，平均每个润滑点消耗量为 1.5m^3·h^{-1}。油气管的内径，一般为 ϕ2～ϕ8mm；油气管路最短为 0.5mm，最长可达 100m。

在油气润滑系统中，由于耗油量很少，因此，采用的是间歇性供油，根据设定的工作周期，每隔一定时间供送一定量的油。但压缩空气的供给，却是连续的（在某些系统，如火车轮缘的油气喷射系统，其压缩空气的供给，也不是连续的，喷射时才供给）。由于压缩空气的连续作用，间歇供给的油，才能在管道中形成连续的油膜，保证润滑点处不断地得到润滑剂，每时每刻都可以得到新鲜的润滑油。

4.8.2　油气润滑系统

图 6.1-5 是四辊轧钢机轴承（均为四列圆锥轴承）油气润滑的润滑系统图。

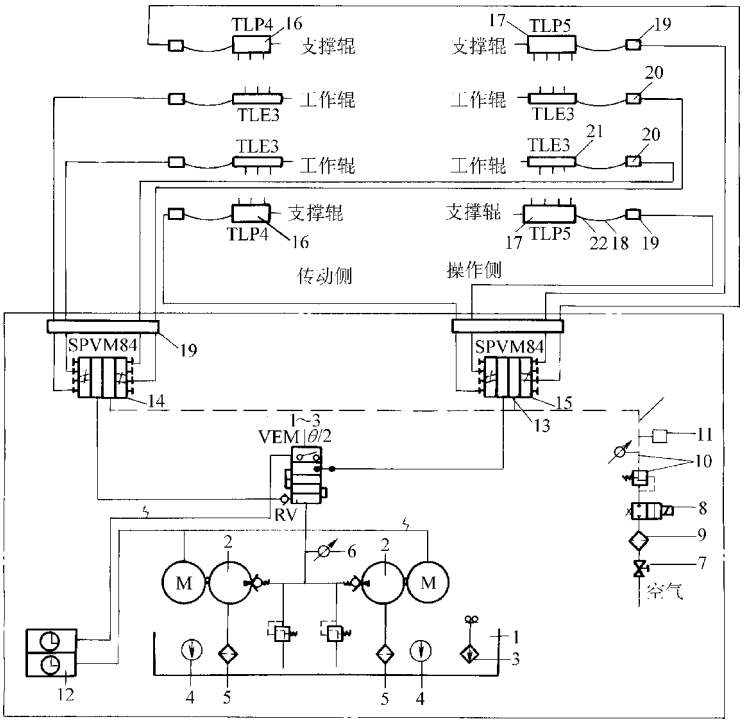
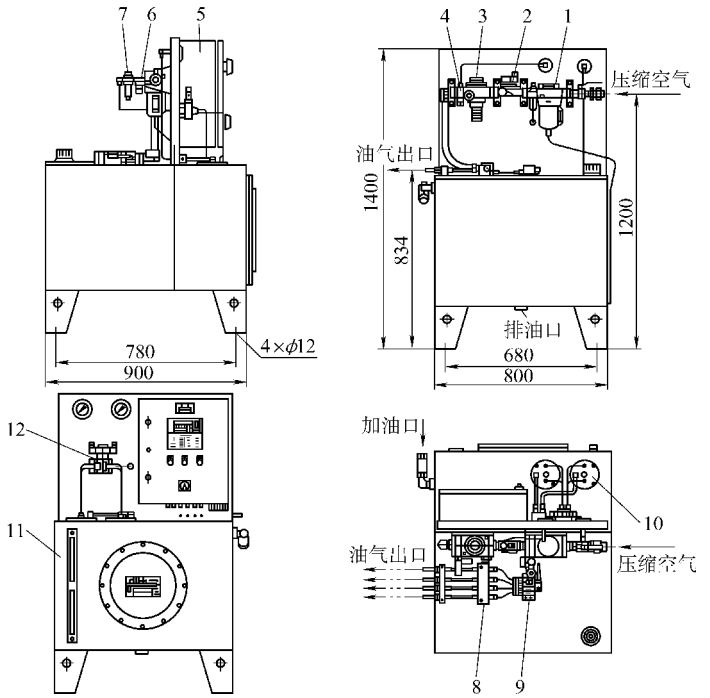


图 6.1-5 四辊轧钢机轴承油气润滑系统

1—油箱 2—油泵 3—油位控制器 4—油位镜 5—过滤器 6—压力计 7—阀 8—电磁阀 9—过滤器 10—减压阀 11—压力监测器 12—电子监控装置 13—步进式给油器 14、15—油气混合器 16、17—油气分配器 18—软管 19、20—阀 21、22—软管接头

4.8.3 油气润滑装置（见表 6.1-56）

表 6.1-56 油气润滑装置（摘自 JB/ZQ 4738—2006）

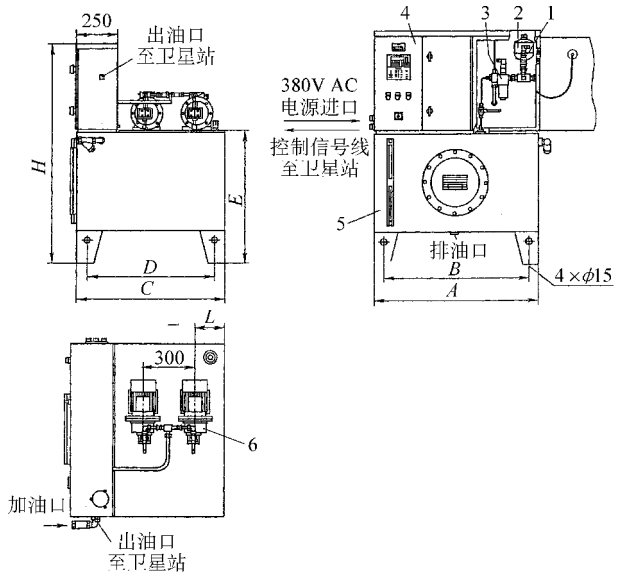


MS1 型气动式油气润滑装置简图
1—空气过滤器 2—二位二通电磁阀 3—空气减压阀 4—压力开关 5—PLC 电气控制装置 6—调压阀 7—油雾器 8—油气混合块 9—递进式分配器 10—气动泵 11—油箱 12—二位五通电磁阀

标记示例：供油量 3mL/行程，油箱容积 400L 的气动式油气润滑装置

MS1/400-3 油气润滑装置 JB/ZQ 4738—2006

（续）



MS2 型电动式油气润滑装置
1—压力继电器　2—蓄能器
3—过滤器　4—PLC 电气
控制装置　5—油箱
6—齿轮泵装置

标记示例：供油量 1.4mL·min^{-1}，油箱容积 800L 的电动式油气润滑装置

MS2/800-1.4 油气润滑装置　JB/ZQ 4738—2006

型号	最大工作压力/MPa	油箱容积/L	供油量/L·min^{-1}	*A*	*B*	*C*	*D*	*E*	*H*	*L*
MS2/500-1.4	10	500	1.4	1000	880	900	780	807	1412	170
MS2/800-1.4		800		1100	980	1100	980	907	1512	270
MS2/1000-1.4		1000		1200	1080	1200	1080	1007	1680	320
MS1/400-2	10（空气压力为0.4MPa时，空气压力范围为0.4～0.6MPa）	400	2	MS1 型：用于 200 个润滑点以下的场合 MS2 型：用于 200 个润滑点以上的场合，并与卫星站配合使用，最多可带 10 个卫星站、润滑点可达到 1600 个 生产厂有上海澳瑞特润滑设备有限公司，南通市南方润滑液压设备有限公司，启东市南方润滑液压设备有限公司，太原矿山机器润滑液压设备有限公司						
MS1/400-3			3							
MS1/400-4			4							
MS1/400-5			5							
MS1/400-6			6							

4.8.4　油气润滑与稀油循环式润滑的比较（见表 6.1-57）

表 6.1-57　油气润滑与稀油循环式润滑的比较

比较项目	稀　油　润　滑	油　气　润　滑
流体型式	液相流体	典型气液两相流体
输送润滑剂的压力	0.3～1MPa	油压 3～10MPa；气压 0.2～1MPa
润滑剂	粘度为 100～680mm^2·s^{-1}（40℃）的稀油	适用于绝大多数油品，粘度高达 7500mm^2·s^{-1}、半流动干油或添加有高比例固体颗粒的油品都可以输送

（续）

比较项目	稀 油 润 滑	油 气 润 滑
润滑剂到达润滑点的方式	连续地到达润滑点	源源不绝地、连续地到达润滑点
加热	需对润滑剂进行加热	不对润滑剂进行加热
润滑剂的利用方式	集中循环型	集中消耗型或集中循环型
对润滑剂的利用率	真正起润滑作用的润滑剂不到2%，大部分润滑剂用于起冷却作用，所有油品使用一段时间之后就得全部更换	润滑剂100%被利用
耗油量	由于漏损及使用一段时间之后油品需全部更换，因此实际耗油量是油气润滑的10～30倍	耗油量只是稀油润滑漏损掉的油量中的一小部分
给油的准确性及调节能力	能实现定时定量给油；可以在一定范围内对给油量进行调节	可实现定时定量给油，要多少给多少；可在极宽的范围内对给油量进行调节
从轴承座排放的润滑剂量	部分润滑剂从轴承座的密封处排出	由于耗油量极小，只有很少量的油从轴承座排出，是所有润滑方式中排放量最小的；如果做成循环型（带回油收集）系统，可实现零排放
用于轴承时轴承座内的正压	轴承座内基本没有正压，外界脏物、水或有化学危害性的流体会侵入轴承座并危害轴承	0.03～0.08MPa；可防止外界脏物、水或有化学危害性的流体侵入轴承座并危害轴承
在恶劣工况下的适用性	适用于高速（或极低速）、重载场合，对高温环境的适应性差，不适用于轴承座受脏物、水及有化学危害性的流体侵蚀的场合	适用于高速（或极低速）、重载、高温和轴承座受脏物、水及有化学危害性的流体侵蚀的场合
系统监控性能	好	所有动作元件和流体均能实现监控
管道走向	有限制	没有限制
体积	很大	小
相关费用	相关费用多且高，如运输费、用于安装条件的花费、安装费	相关费用少
轴承使用寿命	一般	很长，是使用稀油润滑的3～6倍
投资收益	基本没有投资收益；消耗大，成本高	税后回报达50%以上
环保	部分稀油从轴承座中溢出并污染环境或其他介质（水、乳化液等）	油不被雾化，也不和空气真正融合，对人体健康无害；是所有润滑方式中排放量最小的；如果做成循环型（带回油收集）系统，可实现零排放

4.8.5 油气润滑与油雾润滑的比较（见表6.1-58）

表6.1-58 油气润滑与油雾润滑的比较

比较项目	油 雾 润 滑	油 气 润 滑
流体型式	一般型气液两相流体	典型气液两相液体
输送润滑剂的气压	0.004～0.006MPa	0.2～1MPa

（续）

比较项目	油　雾　润　滑	油　气　润　滑
气流速	2～5m·s^{-1}（润滑剂和空气紧密融合成油雾气，气流速＝润滑剂流速）	30～80m·s^{-1}（润滑剂没有被雾化，气流速远远大于润滑剂流速），特殊情况下可高达150～200m·s^{-1}
润滑剂流速	2～5m·s^{-1}（润滑剂和空气紧密融合成油雾气，气流速＝润滑剂流速）	2～5cm·s^{-1}（润滑剂没有被雾化，气流速远远大于润滑剂流速）
加热与凝缩	对润滑剂进行加热与凝缩	不对润滑剂进行加热与凝缩
对润滑剂粘度的适应性	仅仅可适应于较低粘度（150mm^2·s^{-1}（40℃以下））的润滑剂，对高粘度的润滑剂雾化率很低	适应于几乎任何粘度的油品，粘度大于680mm^2·s^{-1}（40℃）或添加有高比例固体颗粒的油品都能顺利输送
在恶劣工况下的适用性	在高速、高温和轴承座受脏物、水及有化学危害性的流体侵蚀的场合适用性差；不适用于重载场合	适用于高速（或极低速）、重载、高温和轴承座受脏物、水及有化学危害性的流体侵蚀的场合
对润滑剂的利用率	因润滑剂粘度大小的不同而雾化率不同，对润滑剂的利用率只有约60%	润滑剂100%被利用
耗油量	是油气润滑的10～12倍	是油雾润滑的1/10～1/12
给油的准确性及调节能力	加热温度、环境温度以及气压的变化和波动均会使给油量受到影响，不能实现定时定量给油；对给油量的调节能力极其有限	可实现定时定量给油，要多少给多少；可在极宽的范围内对给油量进行调节
附壁效应：Coanda	受Coanda效应的影响，无法实现油雾气多点平均分配或按比例分配	REBS专有的TURBOLUB分配器可实现油气多点平均分配或按比例分配
管道布置	管道必须布置成向下倾斜的坡度以使油雾顺利输送；油雾管的长度一般不大于20m	对管道的布置没有限制，油气可向下或克服重力向上输送，中间管道有弯折或呈盘状及中间连接接头的应用均不会影响油气正常输送；油气管可长达100m
用于轴承时轴承座内的正压	≤0.002MPa；不足以阻止外界脏物、水或有化学危害性的流体侵入轴承座并危害轴承	0.03～0.08MPa；可防止外界脏物、水或有化学危害性的流体侵入轴承座并危害轴承
可用性	因危害人身健康及污染环境，其可用性受到质疑	可用
系统监控性能	弱	所有动作元件和流体均能实现监控
轴承使用寿命	适中	很长，是使用油雾润滑的2～4倍
投资收益	税后回报小于20%	税后回报达50%以上
环保	雾化时有20%～50%的润滑剂通过排气进入外界空气中成为可吸入油雾，对人体肺部极其有害并污染环境。油雾润滑在工业发达国家中已不再使用	油不被雾化，也不和空气真正融合，对人体健康无害，也不污染环境

第 2 章　密　　封

密封的功能是阻止泄漏。造成泄漏的原因主要有两方面：一是密封面上有间隙；二是密封两侧有压力差。消去或减小任一因素都可以阻止或减小泄漏。但就一般设备而言，减小或消除间隙是阻止泄漏的主要途径。密封的作用就是将结合面间的间隙封住或切断泄漏通道，增加泄漏通道中的阻力，或者在通道中加设小型作功元件，对泄漏物质造成压力，与引起泄漏的压差部分抵消或完全平衡，以阻止泄漏。

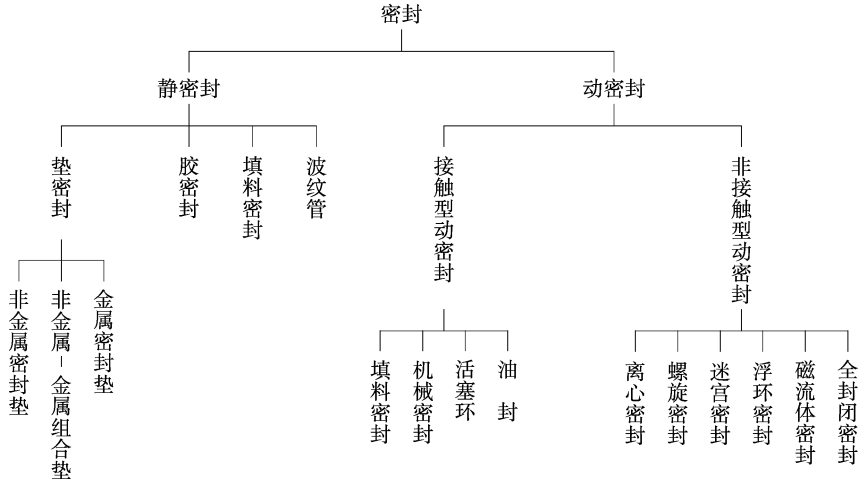
此外，还可以通过适当的密封结构，将泄漏的流体引向无害的方向或使流回贮槽，以防止泄漏。

1　密封的分类、特点及应用

1.1　密封的分类

根据密封结构的类型、密封机理、密封形状和材料等，密封可按表 6.2-1 分类。

表 6.2-1　密封的分类



1.2　密封的选型

密封结构种类繁多，所采用的密封机理也各不相同。因而，对于任何具体应用，都必须进行细致的衡量，然后作出选择。选择时必须考虑压力、温度、速度、腐蚀环境及材料等因素。要作出正确的选择，其首要条件是正确地认识所要解决的密封问题。

各种型式的密封，均有其特点和使用范围，设计密封时应先进行分析比较。表 6.2-2 中列出了各种常用密封方法的特征，可供参考。

表 6.2-2　常用密封方法的特征

密封类型	使用条件		耐压性	耐高速性	耐热性	耐寒性	耐久性	用　途	备　注
	往复运动	转动							
填料密封	良	良	良	良	良	可	可	泵、水轮机、阀、高压釜	可用缠绕填料、编织填料或成型填料
机械密封	×	优	优	优	优	优	优	泵、水轮机、高压釜、压气机、搅拌机	可用不同的材料组合，包括金属波纹管密封
O 形圈密封	良	可	良	可-良	可-良	可	可	活塞密封	可广泛用作静密封，此时耐久性良好

（续）

密封类型	使用条件		耐压性	耐高速性	耐热性	耐寒性	耐久性	用　途	备　注
	往复运动	转动							
唇形圈密封	优	×	优	良	良-可	可	可	活塞密封	有时作静密封
油封	（可）	优	可	优	良-可	可	可	轴承密封	或与其他密封并用，防尘
分瓣滑环密封	可	良	优	优	优	优	优	水轮机、汽轮机	多用石墨作滑环
浮动环密封	可	良	优	优	优	优	优	泵、压气机	
迷宫式密封	优	优	优	优	优	优	优	汽轮机、泵、压气机	往复用时，宜高速；低速不用
离心密封和螺旋密封	×	优	良	良	良	良	优	泵	
磁流体密封	×	优	可	优	良	优	优	压气机	只用于气体介质

1.3　常用密封材料

密封材料应满足密封功能的要求。由于被密封的介质不同，以及设备的工作条件不同，要求密封材料具有不同的适应性。对密封材料的要求一般是：①材料致密性好，不易泄漏介质；②有适当的机械强度和硬度；③压缩性和回弹性好，永久性变形小；④高温下不软化、不分解，低温下不硬化、不脆裂；⑤抗腐蚀性能好，在酸、碱、油等介质中能长期工作，其体积和硬度变化小，且不粘附在金属表面上；⑥摩擦因数小，耐磨性好；⑦具有与密封面贴合的柔软性；⑧耐老化性好，经久耐用；⑨加工制造方便，价格便宜，取材容易。显然，任何一种材料要完全满足上述要求是不可能的，但具有优异密封性能的材料能够满足上述大部分要求。

橡胶是最常用的密封材料，品种有丁腈橡胶、氯丁橡胶、硅橡胶、氟橡胶和聚氨酯橡胶等。应当指出的是，在选择密封材料时，不宜笼统地采用某类耐酸橡胶或耐油橡胶，因为不论是酸或油（或其他介质）种类都很多，特性也有明显的差异，即使是同一种酸，浓度不同时特性也不同，耐浓酸的橡胶不一定耐稀酸。故应根据介质的具体情况，有针对性地选择合适的材料。除橡胶外，适合于做密封材料的还有石墨带、聚四氟乙烯以及各种密封胶等。表6.2-3列出了密封材料的分类和用途。

表6.2-3　常用密封材料分类和用途

类　别			材　料	用　途
纤维	植物纤维		棉、麻、纸、软木	垫片、软填料、防尘密封件、夹布橡胶密封件
	动物纤维		毛、毡、皮革	垫片、软填料、成型填料、油封、防尘密封件
	矿物纤维		石棉	垫片、软填料、停车密封
	人造纤维		有机合成纤维、玻璃纤维、石墨纤维、陶瓷纤维、金属纤维	垫片、夹布橡胶密封件、无油润滑密封件
弹塑性体	橡胶		合成橡胶、天然橡胶	垫片、成型填料、油封、软填料、防尘密封件、全封闭密封件、机械密封、停车密封
	塑料		氟塑料、尼龙、聚乙烯、酚醛塑料、氯化聚醚、聚苯醚、聚苯硫醚	垫片、成型填料、油封、软填料、硬填料、活塞环、机械密封、防尘密封件、全封闭密封件
	柔性石墨		柔性石墨板材、带材、填料环、缠绕带	垫片、软填料、成型填料
非弹塑性体	无机材料	碳石墨	焙烧碳、电化石墨、硅化石墨	机械密封、硬填料、间隙密封
		工程陶瓷	氧化铝瓷、滑石瓷、金属陶瓷、氮化硅、硼化铬、碳化硅、碳化硼、微晶玻璃	机械密封

（续）

类别			材料	用途
非弹塑性体	金属	有色金属	铜、铝、铅、锌、锡及其合金	垫片、软填料、机械密封、迷宫密封、硬填料、间隙密封
		黑色金属	碳钢、铸铁、不锈钢、堆焊硬合金、涂喷粉末、高弹性合金	垫片、机械密封、硬填料、活塞环、间隙密封、动力密封、防尘密封件、全封闭密封件、成型填料
		硬质合金	钨钴及钨钴钛硬质合金、钢结硬质合金、镍基耐腐蚀硬质合金	机械密封
		磁性材料	马氏体磁钢、铝镍钴磁钢、铁氧体磁钢、稀土钴磁钢	磁流体密封、磁传动
		贵金属	金、银、铑、钯、汞、镓	高真空密封、高压密封、低温密封、磁流体密封
液体	密封胶		液态密封胶、厌氧胶	垫片、接头、螺纹、中分面密封
	胶粘剂		有机胶粘剂、无机胶粘剂	无压堵漏、带压堵漏
	磁流体		磁微粉、非金属或金属载体、表面活性剂	磁流体密封
	油大类		水、油、脂、酯	密封系统、液封、软填料浸渍
气体	气体与蒸汽		惰性气体、水蒸气	气封、密封系统、迷宫系统

2 垫密封

垫密封广泛用于管道、压力容器以及各种壳体的接合面密封中。密封垫有非金属密封垫、非金属与金属组合密封垫和金属密封垫三大类。其常用材料有橡胶、皮革、石棉、软木、聚四氟乙烯、铁、钢、铝、铜和不锈钢等。

2.1 垫密封的泄漏

垫密封的泄漏有三种型式：界面泄漏、渗透泄漏和破坏性泄漏。其中以前二者为主要的出现型式。

产生界面泄漏的原因有：结合面粗糙和变形；密封垫没有压紧；压紧结合面的螺栓变形、伸长；密封垫发生塑性变形；密封垫材料老化、龟裂、变质等。界面泄漏常占总泄漏量的80%～90%。

用棉、麻、石棉、皮革、纸等纤维材质制成的密封垫，其组织疏松，致密性差，纤维间具有微缝隙，很容易被介质浸透。在压力作用下，介质从高压侧通过这些微缝隙渗透到低压侧，形成渗透泄漏，它占总泄漏的10%～20%。减少渗透泄漏的办法，可将密封作浸渍处理，常用的浸渍材料有油脂、橡胶及合成树脂等。橡胶也会发生渗透泄漏，其中以异丁橡胶的渗透泄漏最少，用异丁橡胶作的密封垫，可用在1.33×10^{-6}Pa的真空下。氯丁橡胶、丁腈橡胶可用在1.33×10^{-1}Pa的真空中。

2.2 密封垫的选用

密封垫的选用原则是：对于要求不高的场合，可凭经验来选取，不合适时再更换。但对那些要求严格的场合，例如易爆、剧毒和可燃性气体以及强腐蚀的液体设备、反应罐和输送管道系统等，则应根据工作压力、工作温度、密封介质的腐蚀性及结合密封面的型式来选用。

一般来讲，在常温低压时，选用非金属软密封垫；中压高温时，选用非金属与金属组合密封垫或金属密封垫；在温度、压力有较大波动时，选用弹性好的或自紧式密封垫；在低温、腐蚀性介质或真空条件下，应考虑密封垫的特殊性能。这里特别需要说明的是法兰情况对垫片选择的影响。

（1）法兰型式的影响

光滑面法兰一般只用于低压，配软质的密封垫；在高压下，如果法兰的强度足够，也可以用光滑面法兰，但应该用厚软质垫，或者用带内加强环或外加强环的缠绕密封垫。在这种场合，金属垫片也不适用，因为这时要求的压紧力过大，导致螺栓较大的变形，使法兰不易封严。

（2）法兰表面粗糙度的影响

法兰表面粗糙度对密封效果影响很大。例如，车削法兰的刀纹是螺旋线，使用金属垫片时，如果粗糙度值较大，垫片就不能堵死刀纹所形成的这条螺旋槽，在压力作用下，介质就会顺着这条沟槽泄漏出来。软质密封垫对法兰面的光洁程度要求低得多。这是因为它容易变形，能够堵死加工刀纹，从而防止了泄漏。对软质垫片，法兰面过于光滑反而不利，因为此时发生界面泄漏的阻力变小了。所以，垫片不同，所要求的法兰表面粗糙度也不相同。表6.2-4列出了

各种密封垫所要求的法兰表面粗糙度的经验数据。

表 6.2-4　法兰密封面的表面粗糙度　　（μm）

垫片类别	垫片名称	表面粗糙度 *Ra*	备　注
金属密封垫	环形垫片	<0.8	自紧式密封垫希望表面越光越好
	锯齿形垫片	<1.6	
半金属密封垫	金属包垫片	<1.6	
	缠绕垫片	<12.5	
	缠绕垫片	<3.2	气体密封时
石棉橡胶板		<12.5	
石棉布密封垫		<25	
聚四氟乙烯密封垫	聚四氟乙烯板垫片	<12.5	
	聚四氟乙烯包垫片	<12.5	
橡胶板		<25	
有机物密封垫	油封	<25	
皮革密封垫		<25	
纸垫		<25	

（3）法兰与垫片的硬度差　使用垫片的目的在于使垫片产生弹性或塑性变形以填满法兰面的微小凸凹不平，阻止泄漏发生。因此，应使垫片材料的硬度低于法兰材料的硬度，二者之间相差越大，实现密封就越容易。当使用金属垫片时，为了保证实现密封，应尽可能选用较软的材料，使金属垫片的硬度比法兰硬度低40HBW以上为宜。

2.3　常用垫片类型及应用

常用垫片的种类实际上是对管法兰用垫片进行合理分类，按其材料和结构特征共分3大类，每种类型的使用条件、应用范围见表6.2-5。

表 6.2-5　标准垫片的选用

垫片型式		垫片材料		使用条件		适用密封面型式	用　途
				p/MPa	*t*/℃		
非金属平垫片	石棉橡胶垫片	XB450		≤6.0	≤450	全平面 突面 凹凸面 榫槽面	用于水、蒸汽、空气、氨（气态或液态）及惰性气体
		NY400		≤4.0	≤400	全平面 突面 凹凸面 榫槽面	用于油品、液化石油气、溶剂、石油化工原料等介质。对于汽油及航空汽油不适用
	聚四氟乙烯包覆垫片	包覆层：聚四氟乙烯 嵌入层：石棉橡胶板		≤4.0	≤150	突面	用于各种腐蚀性介质及有清洁要求的介质
金属复合垫片	缠绕式垫片	填充带材料	特制石棉	≤26.0	≤500	突面 凹凸面 榫槽面	用于各种液体及气体介质。若用于氢氟酸介质，应采用石墨带配蒙乃尔合金钢带材料
			聚四氟乙烯		－200～260		
			柔性石墨		≤600（对于非氧化性介质≤800）		

（续）

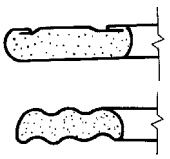
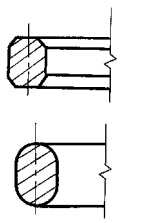
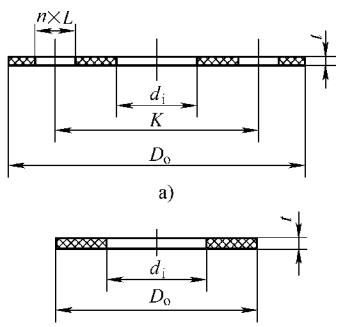
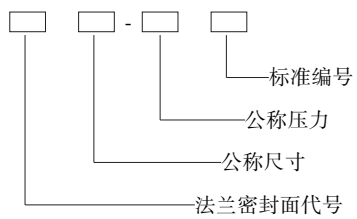
垫片型式		垫片材料		使用条件		适用密封面型式	用 途
				p/MPa	t/℃		
金属复合垫片	柔性石墨复合垫片	芯板材料	低碳钢	≤6.3	≤450	突面 凹凸面 榫槽面	用于蒸汽及各种腐蚀性介质。不适于有洁净要求的管线
			06Cr19Ni10		≤650		
	 金属包覆垫片	包覆层材料	纯铝板 1050A	≤11.0	≤200	突面	用于蒸汽、煤气、油品、汽油、溶剂及一般工艺介质
			纯铜板 T3		≤300		
			低碳钢		≤400		
			不锈钢		≤500		
	金属齿形组合垫片	齿形环和覆盖层材料	10 和 08/柔性石墨	≤26.0	≤450	突面 凹凸面	用于中、高压力管道
			06Cr13/柔性石墨		≤540		
			06Cr19Ni10 柔性石墨		≤650		
			06Cr19Ni10/聚四氟乙烯		≤200		
			06Cr17Ni12Mo2/聚四氟乙烯				
金属垫片	金属齿形垫片	08 或 10		≤16.0	≤450	突面 凹凸面	用于高温、高压管道
		06Cr13			≤540		
		06Cr19Ni10			≤600		
		06Cr17Ni12Mo2			≤600		
	 环形垫片	08 或 10		≤42.0	≤450	环连接面	用于高温、高压管道
		06Cr13			≤540		
		06Cr19Ni10			≤600		
		022Cr17Ni12Mo2			≤600		

图 6.2-1 为管法兰用非金属平垫片结构型式，其中图 6.2-1a 为全平面（FF 型）管法兰用垫片结构型式，图 6.2-1b 为凸面（RF 型）、凹凸面（MF 型）及榫槽面（TG 型）管法兰用垫片的结构型式。表 6.2-6a～d 为管法兰用非金属平垫片尺寸（摘自 GB/T 9126—2008），标记方法见图 6.2-1。

表 6.2-7 为钢制管法兰用金属环垫尺寸。



标记方式



标记示例

公称尺寸 DN50，公称压力 PN10 的全平面管法兰用非金属平垫片，其标记为：

非金属平垫片 FF DN50-PN10 GB/T 9126

图 6.2-1 管法兰用非金属平垫片结构型式

表 6.2-6a　全平面（FF）管法兰用垫片尺寸（摘自 GB/T 9126—2008）　　（mm）

公称尺寸 DN	垫片内径 d_i	公称压力																						垫片厚度 t
		PN2.5				PN6				PN10				PN16				PN25				PN40				
		垫片外径 D_o	螺栓孔中心圆直径 K	螺栓孔径 L	螺栓孔数 n	垫片外径 D_o	螺栓孔中心圆直径 K	螺栓孔径 L	螺栓孔数 n	垫片外径 D_o	螺栓孔中心圆直径 K	螺栓孔径 L	螺栓孔数 n	垫片外径 D_o	螺栓孔中心圆直径 K	螺栓孔径 L	螺栓孔数 n	垫片外径 D_o	螺栓孔中心圆直径 K	螺栓孔径 L	螺栓孔数 n	垫片外径 D_o	螺栓孔中心圆直径 K	螺栓孔径 L	螺栓孔数 n	
10	18	使用 PN6 的尺寸				75	50	11	4	使用 PN40 的尺寸				使用 PN40 的尺寸				使用 PN40 的尺寸				90	60	14	4	0.8～3.0
15	22					80	55	11	4													95	65	14	4	
20	27					90	65	11	4													105	75	14	4	
25	34					100	75	11	4													115	85	14	4	
32	43					120	90	14	4													140	100	18	4	
40	49					130	100	14	4													150	110	18	4	
50	61					140	110	14	4													165	125	18	4	
65	77					160	130	14	4													185	145	18	8	
80	89					190	150	18	4													200	160	18	8	
100	115					210	170	18	4	使用 PN16 的尺寸				220	180	18	8					235	190	22	8	
125	141					240	200	18	8					250	210	18	8					270	220	26	8	
150	169					265	225	18	8					285	240	22	8					300	250	26	8	
200	220					320	280	18	8	340	295	22	8	340	295	22	12	360	310	26	12	375	320	30	12	
250	273					375	335	18	12	395	350	22	12	405	355	26	12	425	370	30	12	450	385	33	12	
300	324					440	395	22	12	445	400	22	12	460	410	26	12	485	430	30	16	515	450	33	16	
350	356					490	445	22	12	505	460	22	16	520	470	26	16	555	490	33	16	580	510	36	16	
400	407					540	495	22	16	565	515	26	16	580	525	30	16	620	550	36	16	660	585	39	16	
450	458					595	550	22	16	615	565	26	20	640	585	30	20	670	600	36	20	685	610	39	20	
500	508					645	600	22	20	670	620	26	20	715	650	33	20	730	660	36	20	755	670	42	20	
600	610					755	705	26	20	780	725	30	20	840	770	36	20	845	770	39	20	890	795	48	20	
700	712	—				—				895	840	30	24	910	840	36	24	960	875	42	24	—				
800	813									1015	950	33	24	1025	950	39	24	1085	990	48	24					
900	915									1115	1050	33	28	1125	1050	39	28	1185	1090	48	28					
1000	1016									1230	1160	36	28	1255	1170	42	28	1320	1210	56	28					
1200	1220									1455	1380	39	32	1485	1390	48	32	1530	1420	56	32					
1400	1420									1675	1590	42	36	1685	1590	48	36	1755	1640	62	36					
1600	1620									1915	1820	48	40	1930	1820	56	40	1975	1860	62	40					
1800	1820									2115	2020	48	44	2130	2020	56	44	2195	2070	70	44					
2000	2020									2325	2230	48	48	2345	2230	62	48	2425	2300	70	48					

表 6.2-6b 突面（RF）管法兰用垫片尺寸（摘自 GB/T 9126—2008） （mm）

公称尺寸 DN	垫片内径 d_i	公称压力						垫片厚度 t
		PN2.5	PN6	PN10	PN16	PN25	PN40	
		垫片外径 D_o						
10	18	使用 PN6 的尺寸	39	使用 PN40 的尺寸	使用 PN40 的尺寸	使用 PN40 的尺寸	46	0.8～3.0
15	22		44				51	
20	27		54				61	
25	34		64				71	
32	43		76				82	
40	49		86				92	
50	61		96				107	
65	77		116				127	
80	89		132				142	
100	115		152	162	162		168	
125	141		182	192	192		194	
150	169		207	218	218		224	
(175)①	141		182	192	192	194	—	
200	220		262	273	273	284	290	
(225)①	194		237	248	248	254	—	
250	273		317	328	329	340	352	
300	324		373	378	384	400	417	
350	356		423	438	444	457	474	
400	407		473	489	495	514	546	
450	458		528	539	555	564	571	
500	508		578	594	617	624	628	
600	610		679	695	734	731	747	
700	712		784	810	804	833	—	
800	813		890	917	911	942		
900	915		990	1017	1011	1042		
1000	1016		1090	1124	1128	1154		
1200	1220	1290	1307	1341	1342	1364		
1400	1420	1490	1524	1548	1542	1578		
1600	1620	1700	1724	1772	1764	1798		
1800	1820	1900	1931	1972	1964	2000		
2000	2020	2100	2138	2182	2168	2230		
2200	2220	2307	2348	2384	—	—		
2400	2420	2507	2558	2594				
2600	2620	2707	2762	2794				
2800	2820	2924	2972	3014				
3000	3020	3124	3172	3228				
3200	3220	3324	3382	—				
3400	3420	3524	3592	—				
3600	3620	3734	3804	—				
3800	3820	3931	—	—				
4000	4020	4131	—	—				

① 为船舶法兰专用垫片尺寸。

表 6.2-6c　凹凸面（MF）管法兰用垫片尺寸（摘自 GB/T 9126—2008）　　（mm）

公称尺寸 DN	垫片内径 d_i	公称压力					垫片厚度 t
		PN10	PN16	PN25	PN40	PN63	
		垫片外径 D_o					
10	18	34	34	34	34	34	0.8～3.0
15	22	39	39	39	39	39	
20	27	50	50	50	50	50	
25	34	57	57	57	57	57	
32	43	65	65	65	65	65	
40	49	75	75	75	75	75	
50	61	87	87	87	87	87	
65	77	109	109	109	109	109	
80	89	120	120	120	120	120	
100	115	149	149	149	149	149	
125	141	175	175	175	175	175	
150	169	203	203	203	203	203	
(175)①	194	—	—	—	—	233	
200	220	259	259	259	259	259	
(225)①	245	—	—	—	—	286	
250	273	312	312	312	312	312	
300	324	363	363	363	363	363	
350	356	421	421	421	421	421	
400	407	473	473	473	473	473	
450	458	523	523	523	523	523	
500	508	575	575	575	575	575	
600	610	675	675	675	675		
700	712	777	777	777	—	—	1.5～3.0
800	813	882	882	882			
900	915	987	987	987			
1000	1016	1092	1092	1092			

① 为船舶法兰专用垫片尺寸。

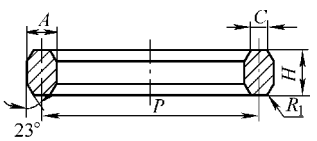
表 6.2-6d　榫槽面（TG）管法兰用垫片尺寸（摘自 GB/T 9126—2008）　　（mm）

公称尺寸 DN	垫片内径 d_i	公称压力					垫片厚度 t
		PN10	PN16	PN25	PN40	PN63	
		垫片外径 D_o					
10	24	34	34	34	34	34	0.8～3.0
15	29	39	39	39	39	39	
20	36	50	50	50	50	50	
25	43	57	57	57	57	57	

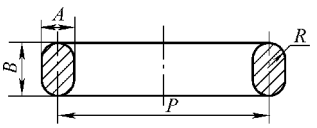
（续）

公称尺寸 DN	垫片内径 d_i	公称压力					垫片厚度 t
		PN10	PN16	PN25	PN40	PN63	
		垫片外径 D_o					
32	51	65	65	65	65	65	0.8～3.0
40	61	75	75	75	75	75	
50	73	87	87	87	87	87	
65	95	109	109	109	109	109	
80	106	120	120	120	120	120	
100	129	149	149	149	149	149	
125	155	175	175	175	175	175	
150	183	203	203	203	203	203	
200	239	259	259	259	259	259	
250	292	312	312	312	312	312	
300	343	363	363	363	363	363	
350	395	421	421	421	421	421	
400	447	473	473	473	473	473	
450	497	523	523	523	523	—	
500	549	575	575	575	575		
600	649	675	675	675	675		
700	751	777	777	777			1.5～3.0
800	856	882	882	882	—		
900	961	987	987	987			
1000	1061	1092	1092	1092			

表 6.2-7 钢制管法兰用金属环垫尺寸（GB/T 9128—2003） （mm）



八角形环



椭圆形环

$R = A/2$

$R_1 = 1.6\text{mm}(A \leqslant 22.3\text{mm})$

$R_1 = 2.4\text{mm}(A > 22.3\text{mm})$

标记示例：

环号为20，材料为06Cr19Ni10的八角形金属环垫片，其标记为：

八角垫 R.20-06Cr19Ni10 GB/T 9128

注：垫片的技术条件见GB/T 9130

（续）

公称通径 DN					环号	平均节径 P	环宽 A	环高		八角形环的平面宽度 C
PN20	PN50 及 PN110	PN150	PN260	PN420				椭圆形 B	八角形 H	
—	15	—	—	—	R. 11	34. 13	6. 35	11. 11	9. 53	4. 32
—	—	15	15	—	R. 12	39. 69	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	20	—	—	15	R. 13	42. 86	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	—	20	20	—	R. 14	44. 45	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
25	—	—	—	—	R. 15	47. 63	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	25	25	25	20	R. 16	50. 80	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
32	—	—	—	—	R. 17	57. 15	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	32	32	32	25	R. 18	60. 33	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
40	—	—	—	—	R. 19	65. 09	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	40	40	40	—	R. 20	68. 26	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	—	—	—	32	R. 21	72. 24	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
50	—	—	—	—	R. 22	82. 55	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	50	—	—	40	R. 23	82. 55	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	50	50	—	R. 24	95. 25	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
65	—	—	—	—	R. 25	101. 60	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	65	—	—	50	R. 26	101. 60	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	65	65	—	R. 27	107. 95	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	—	—	65	R. 28	111. 13	12. 70	19. 05	17. 47	8. 66
80	—	—	—	—	R. 29	114. 30	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	80①	—	—	—	R. 30	117. 48	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	80②	80	—	—	R. 31	123. 83	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	—	—	80	R. 32	127. 00	12. 70	19. 05	17. 46	8. 66
—	—	—	80	—	R. 35	136. 53	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
100	—	—	—	—	R. 36	149. 23	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	100	100	—	—	R. 37	149. 23	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	—	—	100	R. 38	157. 16	15. 88	22. 23	20. 64	10. 49
—	—	—	100	—	R. 39	161. 93	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
125	—	—	—	—	R. 40	171. 45	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	125	125	—	—	R. 41	180. 98	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	—	—	125	R. 42	190. 50	19. 05	25. 40	23. 81	12. 32
150	—	—	—	—	R. 43	193. 68	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	—	—	125	—	R. 44	193. 68	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	150	150	—	—	R. 45	211. 14	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	—	150	—	R. 46	211. 14	12. 70	19. 05	17. 46	8. 66
—	—	—	—	150	R. 47	228. 60	19. 05	25. 40	23. 81	12. 32
200	—	—	—	—	R. 48	247. 65	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	200	200	—	—	R. 49	269. 88	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	—	200	—	R. 50	269. 88	15. 88	22. 23	20. 64	10. 49

（续）

公称通径 DN					环号	平均节径 *P*	环宽 *A*	环高		八角形环的平面宽度 *C*
PN20	PN50 及 PN110	PN150	PN260	PN420				椭圆形 *B*	八角形 *H*	
—	—	—	—	200	R. 51	279. 40	22. 23	28. 58	26. 99	14. 81
250	—	—	—	—	R. 52	304. 80	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	250	250	—	—	R. 53	323. 85	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	—	250	—	R. 54	323. 85	15. 88	22. 23	20. 64	10. 49
—	—	—	—	250	R. 55	342. 90	28. 58	36. 51	34. 93	19. 81
300	—	—	—	—	R. 56	381. 00	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	300	300	—	—	R. 57	381. 00	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	—	300	—	R. 58	381. 00	22. 23	28. 58	26. 99	14. 81
350	—	—	—	—	R. 59	396. 88	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	—	—	—	300	R. 60	406. 40	31. 75	39. 69	38. 10	22. 33
—	350	—	—	—	R. 61	419. 10	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	350	—	—	R. 62	419. 10	15. 88	22. 23	20. 64	10. 49
—	—	—	350	—	R. 63	419. 10	25. 40	33. 34	31. 75	17. 30
400	—	—	—	—	R. 64	454. 03	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	400	—	—	—	R. 65	469. 90	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	400	—	—	R. 66	469. 90	15. 88	22. 23	20. 64	10. 49
—	—	—	400	—	R. 67	469. 90	28. 58	36. 51	34. 93	19. 81
450	—	—	—	—	R. 68	517. 53	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	450	—	—	—	R. 69	533. 40	11. 11	17. 46	15. 88	7. 75
—	—	450	—	—	R. 70	533. 40	19. 05	25. 40	23. 81	12. 32
—	—	—	450	—	R. 71	533. 40	28. 58	36. 51	34. 93	19. 81
500	—	—	—	—	R. 72	558. 80	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	500	—	—	—	R. 73	584. 20	12. 70	19. 05	17. 46	8. 66
—	—	500	—	—	R. 74	584. 20	19. 05	25. 40	23. 81	12. 32
—	—	—	500	—	R. 75	584. 20	31. 75	36. 69	38. 10	22. 33
—	550	—	—	—	R. 81	635. 00	14. 29	—	19. 10	9. 60
—	650	—	—	—	R. 93	749. 30	19. 10	—	23. 80	12. 30
—	700	—	—	—	R. 94	800. 10	19. 10	—	23. 80	12. 30
—	750	—	—	—	R. 95	857. 25	19. 10	—	23. 80	12. 30
—	800	—	—	—	R. 96	914. 40	22. 20	—	27. 00	14. 80
—	850	—	—	—	R. 97	965. 20	22. 20	—	27. 00	14. 80
—	900	—	—	—	R. 98	1022. 35	22. 20	—	27. 00	14. 80
—	—	—	—	—	R. 100	749. 30	28. 60	—	34. 90	19. 80
—	—	650	—	—	R. 101	800. 10	31. 70	—	38. 10	22. 30
—	—	700	—	—	R. 102	857. 25	31. 70	—	38. 10	22. 30
—	—	750	—	—	R. 103	914. 40	31. 70	—	38. 10	22. 30
—	—	800	—	—	R. 104	965. 20	34. 90	—	41. 30	24. 80
—	—	850	—	—	R. 105	1022. 35	34. 90	—	41. 30	24. 80

（续）

公称通径 DN					环号	平均节径 P	环宽 A	环高		八角形环的平面宽度 C
PN20	PN50 及 PN110	PN150	PN260	PN420				椭圆形 B	八角形 H	
600	—	900	—	—	R. 76	673. 10	7. 94	14. 29	12. 70	5. 23
—	600	—	—	—	R. 77	692. 15	15. 88	22. 23	20. 64	10. 49
—	—	600	—	—	R. 78	692. 15	25. 40	33. 34	31. 75	17. 30
—	—	—	600	—	R. 79	692. 15	34. 93	44. 45	41. 28	24. 82

① 仅适用于环连接密封面对焊环带颈松套钢法兰。

② 用于除对焊环带颈松套钢法兰以外的其他法兰。

3　胶密封

用密封胶涂敷在接合面上，由它产生的粘合力（或施以外力）将两接合面胶接在一起，从而堵塞泄漏缝隙，这种措施称为胶密封。密封胶在施工时具有流动性或塑性，在施工后有良好的成膜性，对结构的接缝、缺口或孔洞能起密封作用，并能承受额定的压力和振动。

密封胶的主要成分为有机或无机高分子材料。有机高分子材料有聚硫橡胶、硅橡胶、丁基橡胶、聚异丁烯橡胶、聚氨酯橡胶及顺丁二烯橡胶等。无机高分子材料有硅酸盐和聚硅酸酯等。密封胶成分中还有各种增粘剂如环氧树脂、酚醛树脂、硅树脂或聚苯硫醚树脂等，各种补强剂如二氧化硅、炭黑和石棉等。

密封胶有硫化型和不硫化型两大类。硫化型密封胶还加有硫化剂和促进剂等。

密封胶的施工方法可根据其状态选用。膏状密封胶可用刮刀刮涂或注射枪注射施工；液状密封胶采用刷子刷涂或喷涂施工；膜状密封胶用铺贴方法施工。在施工前都应对被密封的部位认真除油、除污及用溶剂擦净装配表面。密封胶施工的标准环境条件是温度（23±2）℃，相对湿度 50%±5%，双组分或多组分密封胶的各个组分分别包装，一定要准确称量，否则不仅会影响其活性期，还会影响胶的性能。

活性期是指密封胶混合后到适于涂敷的时间，超过这段时间密封胶即失去必要的流动性。施工期是指密封胶仍保持一定的粘性和塑性并适于进行铆接和修整的时间，通常为活性期的两倍。硫化时间是指密封胶配制以后至能达到相应标准所规定的力学性能的时间。

密封胶按其主要成分的分类见表 6. 2-8。

表 6. 2-8　密封胶的分类

名称		工作温度/℃	特　性	应用举例
聚硫橡胶密封胶		－60～110	具有较好的耐油性，耐老化性，耐水性，以及对其他材料具有的粘接性，使用寿命较长	飞机油箱、座舱、空气导管、电器及仪表的密封
硅橡胶密封胶		－70～230	具有优良的耐热空气、臭氧、光和大气老化，以及防潮和电绝缘性能，但耐燃油和润滑性能较差	飞机发动机高温区、导管接头防火墙等的密封
非硫化型密封胶		<70	耐老化性能较好，对其他材料有一定粘接性，密封工艺较简单	结构的结合面密封和沟槽密封
液态密封胶	有机高分子材料基	<120	具有较好的耐老化性和对其他材料粘接性	发动机机壳、润滑油泵一类的接合面的密封
	无机高分子材料基	<750	具有较高的耐热性及耐压强度，不易燃，易于装拆	发动机、高压压气机后机壳和高压润滑油轴承等部件的接合面密封
厌氧胶		<120	具有良好的流动性，在隔绝空气的条件下，可自行固化	大量用于螺纹连接件锁固密封，平面结合面的密封，可代替密封垫片

3.1 聚硫橡胶密封胶

室温硫化型聚硫橡胶密封胶是飞机制造业中应用广泛的密封胶，常用的是双组分或多组分室温硫化型密封胶。其常用牌号密封胶见表6.2-9。

表6.2-9 常用室温硫化聚硫橡胶密封胶

牌号	工作温度/℃	特 性	应用举例	生产单位
XM15	－55～110	外观为深黑色，可用有机溶剂稀释成均匀稳定的胶液，在标准环境下的活性期为2～6h。耐大气老化，耐水浸泡，流平性好	飞机整体油箱结构的密封	沈阳油漆厂
XM16	－50～110	外观为深黑色，可用有机溶剂稀释成均匀稳定的胶液，在标准环境下的活性期为2～6h。有优良的耐湿热，耐水和耐航空燃料浸泡的性能	刚性大的防水渗漏结构，飞机机身和座舱的密封	沈阳油漆厂
XM18	－50～135	外观为深黑色，可用有机溶剂稀释成均匀稳定的胶液，在标准环境下的活性期为2～6h，在室温下能硫化成弹性体。有良好的扯断拉伸率和耐热空气老化性能，耐湿热和耐水性能较差	飞机座舱盖玻璃、风挡玻璃与边缘连接件的密封，座舱内壁、地板表面及机身的气密密封	沈阳油漆厂
XM23	－50～110	外观为深黑色，可用有机溶剂稀释成均匀稳定的胶液，在标准环境条件下活性期为2～15h，在室温下能硫化成弹性体。耐湿热和耐淡水浸泡	飞机座舱窗玻璃、风挡玻璃与边缘联接件的密封，座舱内壁、地板表面及机身的气密密封	北京航空材料研究所
XM33	－55～120	按活性期分XM33-1，XM33-2，XM33-4，XM33-6四个品级，各品级具有驼色、绿色和咖啡色。在室温下可硫化成弹性体	飞机座舱、客货轮的密封	北京航空材料研究所

3.2 硅橡胶密封胶

室温硫化硅橡胶密封胶是一类高耐热性的密封胶，工作温度范围比较宽。常用的室温硫化硅橡胶密封胶见表6.2-10。

表6.2-10 室温硫化硅橡胶密封胶

牌 号	工作温度/℃	特 性	应用举例	生产单位
XM31（按颜色分为红色XM31-1、橙色XM31-5、棕色XM31-6三个牌号）	－60～230	基料可溶解于汽油中制成胶液，在室温下可硫化成弹性体，耐大气老化，耐水浸泡，耐湿热，耐盐雾	飞机及发动机高温部位的密封	北京航空材料研究所
XM35	－60～200	外观为绿色，基料可溶于汽油中制成胶液，在室温下能硫化成弹性体。具有防止霉菌生长，耐水浸泡，耐湿热、耐大气老化和耐盐雾的特性	电子元件及电子计算机磁芯板的密封	北京航空材料研究所
SF3	－60～250	外观为砖红色膏状物，用刮板进行刮抹，具有良好的耐低温、高湿和耐老化性能	高温部件的隔热密封	上海橡胶制品研究所
SDL1-41	－60～200	外观为乳白色膏状物，施工方法为灌封，具有优良的耐水、耐大气老化、耐臭氧的性能，还有良好的化学稳定性和介电性能	电子和电器元件的防潮、防腐和防振灌封	晨光化工总厂二分厂
XJ55	－60～300	外观为红色膏状物，用刮刀刮涂，具有良好的耐压性和耐高温性能	发动机结合面的密封	南方动力机械公司

3.3　非硫化型密封胶

非硫化型密封胶只有单组分一种，又称非硫化型腻子。腻子成块状打包供应。腻子可通过炼胶机加工成各种形状的腻子条或片。把腻子经有机溶剂溶解稀释成胶液后，用涂布法涂于细布上制成腻子布，腻子布成卷供应。用腻子垫片或腻子布时，需密封的零部件事先要进行预装，包括钻孔、划窝、去毛刺和表面清洗，然后根据密封部件的尺寸和形状，把腻子或腻子布制成所需要的形状，按螺钉或铆钉孔位置在腻子带上穿孔，进行铺贴，并用钢钎校正孔位。腻子布的连接缝应避开螺钉孔，并将腻子布剪成30°～45°斜角进行对接。腻子和腻子布铺贴后应立即进行装配 。

非硫化型密封胶（腻子）见表6.2-11。

表6.2-11　非硫化型密封胶

牌号	工作温度/°C	特　　性	应　用　举　例	生产单位
XM17密封腻子（XM17密封腻子布）	－55～100	可保持不硫化状态，密封工艺性能好，可拆卸	在歼击机，水上轰炸机上使用	重庆长江橡胶厂
XM24密封垫片	－50～150	具有良好的热老化性，耐寒性和密封性。以片材供应。可拆卸	与硫化型密封剂配合，可用于歼击机座舱玻璃硬固定边缘的密封	北京航空材料研究所
XM30密封腻子 XM30密封腻子布	－54～200	具有优良的耐高温，耐低温，耐烧蚀、电绝缘性能，以及良好的密封工艺性能	用于防弹玻璃的边缘密封和运载火箭发动机的密封	北京航空材料研究所
XM34密封腻子	－54～130	是一种注射型单组分密封腻子，具有良好的耐航空喷气燃料和密封性、与金属良好的粘附性和重新注射性	飞机整体油箱沟槽注射密封	北京航空材料研究所
CH102腻子（CH102腻子布）	－35～80	具有良好的耐湿热，耐臭氧老化、耐大气老化、耐航空燃料浸泡性能。便于拆卸	飞机座窗盖框架，座舱、机身气密结构的密封，气密铆接缝和螺栓孔的密封	重庆长江橡胶厂
JLN100腻子（JLN100腻子布）	－35～80	具有良好的耐湿热、耐臭氧老化，耐大气老化，耐航空燃料浸泡性能。便于拆卸	飞机座窗盖框架，座舱机身气密结构的密封，气密铆接缝和螺栓孔的密封	锦石化工研究院
1601密封腻子（1601密封腻子布）	－50～70	腻子能保持不硫化状态，便于拆卸，密封工艺性能好	飞机座舱缝内的密封	沈阳第四橡胶厂

3.4　液态密封胶

在诸多的密封胶中，其中液态密封胶发展较为迅速，品种较为繁多。目前国内液态密封胶已形成了通用型体系、厌氧型体系、无溶剂硅铜型体系。液态密封胶密封性能良好，密封工艺简单，广泛用于机械、车辆、航空、造船、建筑、仪表、电子电器设备等连接部位的密封。

3.4.1　液态密封胶的种类

按照液态密封胶使用时胶层的最终形态可以分为两大类：

1）非干性。其最终形态为不干性粘性。

2）半干性或干性。其最终形态具有一定的粘性及弹性。

液态密封胶的技术要求见表6.2-12。

表6.2-12　液态密封胶的技术要求

项　　目	不干性	半干性或干性
粘度/mPa·s	＞5000	＞1000
相对密度	＞0.8	＞0.8
不挥发物（%）	＞65.0	＞20.0

（续）

项 目		不干性	半干性或干性
耐压性/MPa	室温	8.83	7.85
	80°C ±5°C	6.86	6.86
	150°C ±5°C	3.92	6.86
冷热交换耐压性/MPa		4.90	4.90
耐介质性（%）	蒸馏水	−5 ~ +5	−5 ~ +5
	L-AN32 全损耗系统用油	−5 ~ +5	−5 ~ +5
	90 号无铅汽油	−5 ~ +5	−5 ~ +5
腐蚀性	45 钢	无	无
	HT200	无	无
	H62 黄铜	无	无
		无	无

3.4.2 液态密封胶的性能和选用

1）液态密封胶可单独使用，也可以与垫片配合使用，应根据使用条件选用适当类型的液态密封胶。不同类型密封胶的性能见表6.2-13。

表6.2-13 液态密封胶性能比较

使用条件＼胶类		不干粘接型	半干粘弹型	干可剥型	干粘着型	厌氧型
耐热性		良	可	可	优	良
耐压性		良	可	可	优	良
耐振动		优	可	良	劣	优
剥离性		可	可	优	劣	劣
间隙较大		良	可	可	优	不可
适用部位	平面	优	优	优	优	优
	螺栓	优	可	劣	优	良
	嵌入	优	良	劣	优	良
	滑动	可	劣	劣	劣	良
与密封垫组合使用时的耐热耐压性		优	优	优	良	优

2）液态密封胶选用原则。目前国内所提供性能较好的液态密封胶性能见表6.2-14，其选择原则是：

①对结合面间隙的估计。结合面在涂胶前先用量具测量间隙。当间隙小于0.1mm时，可单独使用液态密封胶；如果间隙在0.1~0.3mm之间，液态密封胶必须与固体垫片并用才能达到良好的密封效果；当间隙超过0.3mm，如果试验条件不苛刻，使用温度和工作压力都不高时，采用液态密封胶与固体垫片共用也能达到满意的密封效果，否则，二者并用后仍将会产生泄漏或渗漏。

②经常拆卸的部位，如设备紧急维修或产品装配流水作业需要密封时，应选用不干粘接型和半干粘弹型密封胶。

③振动性和冲击性较大的部位，应选用不干粘接型、半干粘弹型和干可剥型液态密封胶。

④接合面间隙较大的部位，应选用干可剥型、不干粘接型或半干粘弹型密封胶加固体垫片并用。

⑤接合面有坡度或垂直部位，应选用不干可剥型或半干粘弹型密封胶。

⑥管接头等螺纹密封，优先考虑选用聚四氟乙烯生料带和厌氧性液态密封胶。在螺纹管道间隙较小，使用工作压力和温度要求不高的情况下，也可选用不干粘接型和半干粘弹型液态密封胶，但不能选用干粘着型和干可剥型密封胶。因为干型液态密封胶含有大量溶剂，溶剂挥发后形成的皮膜残留在螺纹管道上，易堵塞管道而影响工作。

液态密封胶应用的场合相当多，使用时应注意以下几点：

①预处理：将封面上的油污水、灰尘或锈除去。单独使用时，两密封面间隙应不大于0.1mm。

②涂敷：涂敷厚度视密封的加工精度、平整度、间隙大小等具体情况而定，一般在两密封面上各涂敷0.06~0.1mm厚度即可。

③干燥：溶剂型液态密封胶需干燥，干燥时间视所用溶剂种类和涂敷厚度而定，一般为3~7mm。

④紧固：紧固方法与使用垫片相同，不可错动密封面。

表6.2-14 国产液态密封胶性能

序号	液态密封胶名称	外观形态			粘度/mPa·s	相对密度	不挥发物含量（%）	耐压性/MPa			冷热交换耐压性/MPa
		颜色	类型	有无弹性				室温	80°C	150°C	
1	M-3-1 密封胶	黄色	非干	无	$1.5\sim2.0\times10^5$	1.3	99	9.32	8.83	7.85	7.85
2	M-3-3 密封胶	黄色	非干	无	$1.5\sim2.0\times10^5$	1.5	99	9.32	8.34	7.85	7.35
3	M-1 密封胶（液体尼龙密封垫料）	棕黄色	半干	无	$0.7\sim1.5\times10^4$	1.1	58	8.83	7.85	6.86	6.86
4	CMF 耐油密封胶	棕褐色	半干	无	$0.5\sim1.0\times10^4$	1.0	67	8.83	7.85	7.35	7.35

（续）

序号	液态密封胶名称	外观形态			粘度/mPa·s	相对密度	不挥发物含量（%）	耐压性/MPa			冷热交换耐压性/MPa
		颜色	类型	有无弹性				室温	80°C	150°C	
5	601 液态密封胶	米灰色	半干	有	$3.0\sim4.0\times10^4$	1.2	89	8.83	7.85	6.86	7.35
6	603 液态密封胶	蓝色	非干	无	$0.5\sim1.0\times10^4$	1.2	99	8.83	7.85	6.86	6.86
7	604 液态密封胶	红棕色	非干	无	$0.5\sim1.0\times10^5$	1.5	99	8.83	7.85	6.86	6.86
8	605 液态密封胶	黄灰色	非干	无	$1.5\sim2.0\times10^5$	1.2	98	8.83	7.85	6.86	6.86
9	609 液态密封胶	米色	干性	有	$0.5\sim1.0\times10^4$	1.1	37	8.83	8.34	7.35	7.35
10	LG-31 高分子液态密封胶	浅灰色	半干	有	$1.0\sim1.5\times10^4$	1.2	41	8.83	7.85	6.86	7.35
11	WS-Ⅰ不干性密封胶	黄褐色	非干	无	$2.5\sim3.0\times10^4$	1.1	80	8.83	7.35	6.37	5.88
12	WS-Ⅱ不干性密封胶	棕褐色	非干	无	$2.0\sim3.0\times10^4$	1.0	97	8.83	7.35	5.88	5.88
13	1104 液体密封胶（+）	黄褐色	干性	有	$5.0\sim10\times10^3$	1.2	40	8.83	7.85	6.86	7.35
14	MF-84 耐油防锈密封胶	黄褐色	半干	有	$0.7\sim1.0\times10^4$	1.2	38	8.83	7.85	6.86	6.86
15	DM-1 油空功能性密封胶	深灰色	非干	无	$2.5\sim3.0\times10^5$	1.2	98	9.32	8.83	7.35	6.86
16	MF-1 非干性密封胶	灰红色	非干	无	$2.0\sim2.5\times10^5$	1.4	95	8.83	7.85	6.86	6.37
17	MF-2 非干性密封胶	浅黄色	非干	无	$2.0\sim2.5\times10^6$	1.5	98	9.32	8.82	7.35	7.85
18	MF-3 半干性密封胶	浅灰色	半干	有	$0.7\sim1.2\times10^4$	1.3	48	8.83	7.85	6.86	7.35
19	MF-4 厌氧性液态密封胶	浅棕色	厌氧	无	$0.6\sim1.0\times10^4$	1.1	99	>12	>12	≥10	≥10
20	MF-6 干性密封胶	褐色	干性	有	$0.5\sim1.4\times10^4$	1.1	45	8.83	7.85	7.35	7.35
21	MF-G11 硅酮密封胶	暗灰色	半干	有	$0.5\sim1.4\times10^4$	1.1	98	12	12	12	12
22	MF-G12 硅酮密封胶	白色	半干	有	$0.7\sim1.0\times10^4$	1.1	99	12	12	12	12
23	MF-G13 硅酮密封胶	灰色	半干	有	$0.6\sim0.9\times10^5$	1.2	99	12	12	12	12

序号	液态密封胶名称	耐介质性（%）			可拆性	垂直流动性/cm·min^{-1}	热分解温度/°C	使用温度范围/°C	供胶单位
		水	全损耗系统用油	70号汽油					
1	M-3-1 密封胶	−3.49	−0.24	+0.36	易	0.4	322	−40～200	黑龙江省化工研究所实验厂
2	M-3-3 密封胶	−13.7	−0.76	+1.02	易	0.8	324	−40～200	
3	M-1 密封胶（液体尼龙密封垫料）	−9.05	−3.01	−2.19	较易	16.0	316	−50～150	
4	CMF 耐油密封胶	−9.47	−2.88	−4.24	较难	2.5	310	−40～150	
5	601 液态密封胶	−1.17	+0.39	+1.45	较易	1.5	315	−40～150	上海新光化工厂
6	603 液态密封胶	−1.41	−2.09	<−15	易	3.9	220	−40～140	
7	604 液态密封胶	−0.61	<−15	<−15	易	4.5	324	−30～250	
8	605 液态密封胶	<−15	+1.59	<−15	易	2.4	195	−30～150	
9	609 液态密封胶	−2.98	+3.39	+1.75	较难	4.7	319	−40～180	
10	LG-31 高分子液体密封胶	−0.65	−4.45	−119	较难	6.2	316	−40～150	湖北省襄樊胶粘技术研究所
11	WS-Ⅰ不干性密封胶	−3.16	+0.04	<−15	较易	10.1	283	−40～150	
12	WS-Ⅱ不干性密封胶	−6.32	−6.88	<−15	易	12.1	306	−40～150	
13	1104 液体密封胶（+）	−0.95	+4.11	−6.76	较难	5.3	315	−40～150	大连橡胶二厂
14	MF-84 耐油防锈密封胶	−0.38	+1.02	+1.36	较易	12.4	310	−40～150	河北阜城友谊化工厂
15	DM-1 油空功能性密封胶	−1.11	+0.52	<−15	较易	0.3	230	−40～150	浙江奉化胶粘剂厂
16	MF-1 非干性密封胶	+4.79	+6.96	<−15	易	3.2	230	−30～120	广州机床研究所
17	MF-2 非干性密封胶	+2.87	+4.76	<−15	易	1.6	270	−40～150	广州机床研究所、黄岩萤光化学厂
18	MF-3 半干性密封胶	−0.35	−3.49	−11.6	较难	10.1	265	−40～150	广州机床研究所
19	MF-4 厌氧性液态密封胶				较难	20	300	−40～150	广州机床研究所
20	MF-6 干性密封胶	−1.44	−1.51	−4.15	较易	6.8	315	−40～180	广州机床研究所
21	MF-G11 硅铜密封胶	+0.07	+3.58	−6.29	较难	0～7.0	340	−60～250	无锡胶粘剂厂
22	MF-G12 硅酮密封胶	+0.09	+7.18	−6.92	较难	0.2	325	−60～250	广州机床研究所
23	MF-G13 硅酮密封胶	+0.08	+4.70	−5.70	较易	0～0.2	340	−60～250	广州机床研究所

3.5　厌氧胶

厌氧胶是单组分室温固化密封胶。它在室温下为粘稠液体，流动性很好。使用时只需把胶液滴到需要密封的表面上，它就能渗入机械零件的细小缝隙中，粘合密封面，使之隔绝空气。在室温下不需要加入任何固化剂，胶液会自行固化。它广泛地用于螺纹连接孔密封，管螺纹密封，法兰面、机械箱体接合面等的密封。常用厌氧胶性能及使用条件见表6.2-15。表6.2-16为厌氧胶与液态密封胶使用性能比较。

表 6.2-15 厌 氧 胶

牌 号	基本组成	特 性	工作温度/°C	室温静抗剪强度/MPa	室温破坏转矩/N·m	生产单位
Y-82	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	为茶黄色液体，属中强度厌氧胶，较易拆卸	<100	9.0（对钢）	12.75（M10 钢螺栓）	大连第二有机化工厂
Y-150	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	用于振动条件下螺纹紧固防松和密封防漏	－55～150	15（对钢）	20.0（M10 钢螺栓）	大连第二有机化工厂
GY-168	聚氨酯型甲基丙烯酸酯、催化剂、增稠剂、填料	为紫色和茶色膏状物，耐大气老化、耐水、耐油，用于平面接合面密封，可取代垫片	－55～120	6.47	8.73	大连第二有机化工厂 广州粘合剂化工厂
GY-210	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	为紫色膏状物，属低强度级，适用于螺纹件（M12 以下）的紧固与密封防漏	－55～120	5.6（对钢）	5.5～11.5	广州粘合剂化工厂
GY-230	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	为茶色或蓝色膏状物，属中强度级	－55～120	10.0（对钢）	10.0～22.5	广州粘合剂化工厂
GY-240	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	为茶色或蓝色膏状物，属中强度级，适用于 M36 以下螺纹件的锁固与密封，锁固后可用力拆开	－55～120	8.5	10.0～22.55（M10 钢螺栓）	广州粘合剂化工厂 大连第二有机化工厂
GY-250	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	为红色膏状物，属高强度级	－55～120	16.7	20.0～30.0	广州粘合剂化工厂
GY-260	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	为红色膏状物，属高强度级，适用于 M56 以下螺纹件的锁固与密封，需费大力或加热至 200 °C 下才能拆开	－55～120	19.0	20.0～40.0（M10 钢螺栓）	广州粘合剂化工厂 大连第二有机化工厂
GY-280	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	为绿色透明液体，低粘度渗入型胶，适用于 0.125mm 以下间隙或孔隙的渗入填充，也可作为铸件、焊缝、砂眼、气孔的填充及平面和螺纹件的固定	－55～150	12.0	2.5～11.5	广州粘合剂化工厂 大连第二有机化工厂
GY-340	双甲基丙烯酸多缩乙二醇酯	为茶色或绿色液体，适用于各种轴上零件（如轴承、键及工艺孔塞等）的装配，也可用于不常拆卸的螺纹件（M20 以下）的锁固与密封	－55～150	15.7	>23.5	广州粘合剂化工厂 大连第二有机化工厂
HH-Y-5	E-51 环氧树脂甲基丙烯酸酯、聚氨酯树脂甲基丙烯酸羟丙酯、过氧化物、促进剂、稳定剂	为红色液体，属高强度型胶，适用于螺纹连接的紧固和密封，管材的套接胶接、板材的搭接胶接	－55～150	19.6～23.9（20 号单搭接）	34.0～42.0（松动）	黄河机器制造厂

表 6.2-16 厌氧胶与液态密封胶使用性能比较

项 目	胶 种	
	厌氧胶	液态密封胶
结合强度	较大，拆卸较困难	较小，拆卸方便
耐压性	适用于中压或高压	适用于低压或中压
使用部位	螺纹，管接头、轴承	平面法兰
间隙	≤0.3mm（有些胶<0.1mm）	≤0.1mm（大于 0.1mm 时要与垫片结合）
价格	较高	较低

3.6 密封胶的应用

根据具体使用要求选用密封胶类型，液态密封胶可单独使用或与固体垫片并用（密封面间间隙大于 0.1mm 时）。

厌氧胶的选用主要根据使用条件、密封介质特性、密封面的状态、密封件的材料及涂敷工艺等要求综合考虑。一般情况下，承受冲击载荷的场合，应选

用强度较高的胶；温差变化很大时，应选用韧性好的胶；密封气体时，选用成膜性更好的胶；密封液体时，要注意胶与介质两者不得互相溶解；间隙较大或表面粗糙时，选用粘度较大的胶；密封面积大或表面光滑时，选用粘度较小的胶；密封件材料为非金属时，可选用低强度胶；金属材料则用高强度胶。

使用胶密封时，应仔细清除密封面上的水、油污、灰尘、铁锈、漆皮等。清洗剂可选用煤油、丙酮、香蕉水、醋酸乙酯、碳酸钠、偏硅酸钠、稀氢氧化钠等，还可采用三氯乙烯蒸汽清理密封面。

两个密封面必须彼此贴合，间隙维持在0.1～0.2mm，最大不超过0.8mm。

密封胶需涂刷均匀，不得有漏涂之处。

固化型密封胶在室温固化，通常需要24h。加热固化，缩短为1～3h。对于厌氧胶，需进行24h室温固化。若在厌氧胶内加入固化促进剂，则在数分钟内可固化。

多组分密封胶需按规定配比，现用现配，在规定期内用完。

密封胶不得作为承受载荷的连接手段。凡有载荷之处，需另外配备连接紧固件。

4　填料密封

填料密封是用填料堵塞泄漏通道，阻止泄漏的一种古老的密封型式。填料密封主要用于动密封，也可用于静密封。它广泛地用于离心泵、真空泵、压缩机、搅拌机、活塞泵、制冷机等的往复运动动密封，以及各种阀门、阀杆的旋转密封。

4.1　软填料密封

4.1.1　软填料的结构型式和材料选用

软填料常制成圆形、长方形、楔形等多种形状。典型软填料密封结构见图6.2-2a～k。

软填料密封在材料上可分为金属材料、纤维织物填料、橡胶与塑料填料、复合材料4大类型。各种工作条件用软填料密封材料见表6.2-17。

从填料与被密封流体的适应性来选择填料时，可参考表6.2-17。

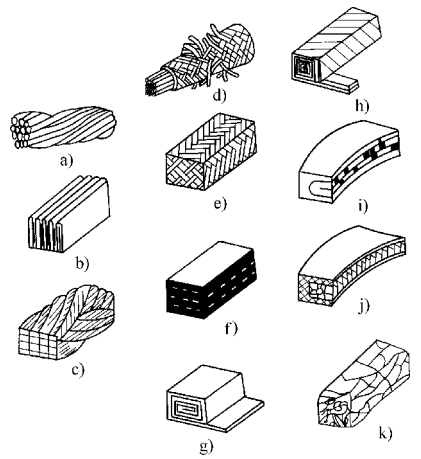


图6.2-2　典型软填料密封结构

从填料的使用工况（工作压力、工作温度、转速等）选择填料时，可参考表6.2-18和图6.2-3。

表6.2-17　各种工作条件用软填料密封材料

流体介质	工作条件			
	往复运动轴	旋转轴	活塞式气缸	阀杆
酸和碱	油浸石棉及聚四氟乙烯石棉 金属盘根 塑料（柔韧） 半金属盘根 PTFE 树脂和线绳	油浸石棉及聚四氟乙烯石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 TFE氟碳化合物 树脂和线绳 石棉绳	PTFE 树脂	油浸石棉及聚四氟乙烯石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根及金属盘根 PTFE 树脂和线绳 石棉绳
空气	油浸石棉及聚四氟乙烯石棉 金属盘根 塑料（柔韧） 半金属盘根	油浸石棉及聚四氟乙烯石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 PTFE	皮革 金属盘根 PTFE	油浸石棉及石墨石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 PTFE
氢	帆布和橡胶 金属盘根 半金属盘根	石棉 半金属盘根	帆布和橡胶 PTFE	石棉 帆布和橡胶 半金属盘根

（续）

流体介质	工作条件			
	往复运动轴	旋转轴	活塞式气缸	阀杆
气体	油浸石棉及聚四氟乙烯石棉 金属盘根 半金属盘根	油浸石棉及聚四氟乙烯石棉 半金属盘根 PTFE	皮革 金属盘根 PTFE	油浸石棉及聚四氟乙烯石棉 半金属盘根 PTFE
冷汽油和油	油浸石棉及石墨石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 PTFE	油浸石棉及石墨石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 PTFE	皮革 PTFE	油浸石棉及石墨石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 PTFE
热汽油和油	石墨石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根	石墨石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 石棉绳	石墨石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 石棉绳	石墨石棉 塑料（柔韧） 半金属盘根 石棉绳
低压蒸汽	油浸石棉及石墨石棉 帆布和橡胶 金属盘根 塑料（柔韧） 半金属盘根	油浸石棉及石墨石棉 金属盘根 塑料（柔韧） 半金属盘根	轻帆布和橡胶 金属盘根 PTFE	油浸石棉和石墨石棉 帆布和橡胶 塑料（柔韧） 半金属盘根
高压蒸汽	石墨石棉及聚四氟乙烯石棉 金属盘根 塑料（柔韧） 半金属盘根	油浸石棉及石墨石棉 金属盘根 塑料（柔韧） 半金属盘根	金属盘根 PTFE	石墨石棉 金属盘根 塑料（柔韧） 半金属盘根
冷水	帆布和橡胶 油麻、亚麻和大麻 油浸石棉及石墨石棉 PTFE	油浸石棉及石墨石棉 棉花和人造纤维 大麻、亚麻或黄麻 PTFE	帆布和橡胶 PTFE	油浸石棉及 帆布和橡胶 油麻和棉花 塑料（柔韧） PTFE

表 6.2-18 根据 *pv* 值选择填料

压力 p /MPa		转速 /r·min^{-1}		pv 值① /MPa·m·s^{-1}		工作温度 /℃	棉填料	麻填料	塑性填料	白石棉填料	蓝石棉填料	铅填料	铝填料	聚四氟乙烯浸渍石棉填料	聚四氟乙烯浸渍蓝石棉填料	铜填料	铅塑性填料	铝塑性填料	铜塑性填料	铜石棉填料	聚四氟乙烯纤维填料	石棉塑性填料	碳纤维填料
下限	上限	下限	上限	下限	上限																	
0	3.5	100	1750	0	16.4	20～65	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△
						65～260			△	△		△	△	△	△	△				△		△
						260～330②			△	△			△			△						△
						330～400②			△	△			△			△						△
3.5	7	1750	3600	17	67	20～65	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△	△			△		△
						65～260			△	△		△	△	△	△	△	△			△		△
						260～330②				△			△			△			△			△
						330～400②				△			△			△		△	△		△	
7	12.2	1750	3600	33	117	26～65			△	△	△	△	△	△	△	△	△				△	△
						65～260				△		△		△	△		△				△	△
						260～330②				△												△
						330～400②				△			△									

（续）

压力 p /MPa		转速 /r·min^{-1}		pv 值① /MPa·m·s^{-1}		工作温度 /℃	棉填料	麻填料	塑性填料	白石棉填料	蓝石棉填料	铅填料	铝填料	聚四氟乙烯浸渍石棉填料	聚四氟乙烯浸渍蓝石棉填料	铜填料	铅塑性填料	铝塑性填料	铜塑性填料	铜石棉填料	聚四氟乙烯纤维填料	石棉塑性填料	碳纤维填料
下限	上限	下限	上限	下限	上限																	
12.2	17.6	1750	3600	57	168	26～65			△	△	△	△		△	△		△			△		△
						65～260				△		△		△	△		△			△		△
						260～330②							△			△						
						330～400②							△			△						

注：△为可选用材料。

① 取 ϕ50mm 的轴计算周速 v，p 为填料腔中的压力（一般以出口压力的 2/3 计算）。

② 亦可满足 15MPa、3600r·min^{-1} 和 260 ℃以上的使用条件。

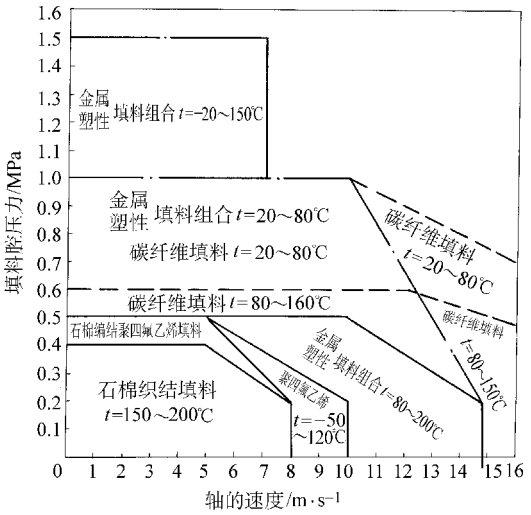


图 6.2-3　填料选用图

4.1.2　填料腔结构设计

（1）常用填料腔的结构

常用填料腔的结构见表 6.2-19。

（2）填料腔尺寸的确定

密封填料的根数查阅表 6.2-20，填料腔的宽度尺寸选择见图 6.2-4，其他各部分尺寸见表 6.2-21。

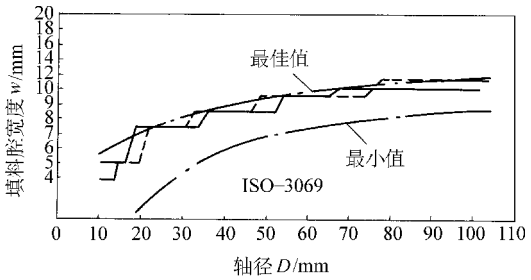
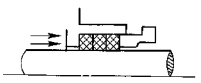
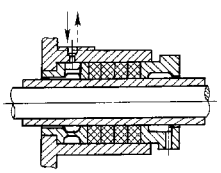


图 6.2-4　填料腔的宽度尺寸选择

表 6.2-19　常用填料腔的结构

类　型	简　图	特点与应用
简单的填料腔		无液封环，无冷却室，仅用于转速不高，结构最简单，介质腐蚀性不大的常温泵类、阀门和搅拌机等
有液封环的填料腔		设有液封环，在腔壁上对应设有注液孔，或注入润滑油，或与机械本身的高压介质相连通。当介质中含有纤维物和沉淀物时，则与洁净的冲洗液相连通 适用于常温介质，尤其适用于各种离心泵

（续）

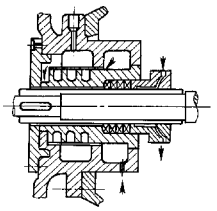
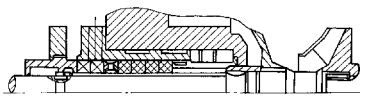
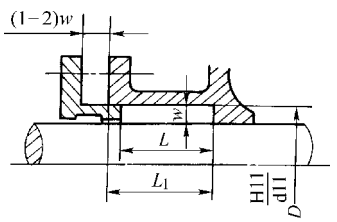
类 型	简 图	特点与应用
有冷却室的填料腔		设有冷却室，腔外有冷却液进行循环，为了防止热量通过轴传入轴承，填料压盖也进行冷却 适用于高温介质的密封，在热油泵、锅炉给水泵和搅拌机中最常见
复杂填料腔		填料部位用注冷却液进行冷却和循环，不允许有泄漏的液体或气体 适用于高温高压介质，以泵、压缩机、搅拌机中应用为最多

表 6.2-20 密封填料根数的选择

密封类型	介质压力/MPa	填料的根数	密封类型	介质压力/MPa	填料的根数
旋转轴密封	1～5	3～4	往复轴密封	10以下	3～4
	5～10	4～5		10～35	4～5
	10～40	6		35～70	5～6
	40～64	7		70～100	6～7
	64～105	8		100以上	7～8

表 6.2-21 填料腔尺寸的确定

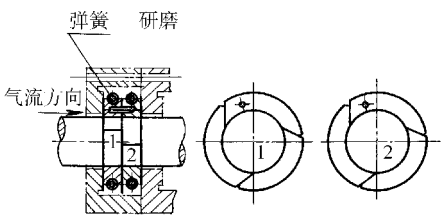
简 图	各部分尺寸的计算			
	填料腔宽度 w	填料腔内径 D	填料总宽度 L	填料腔深度 L_1
	见图6.2-4	$D=d+2w$ （d 为轴径）	$L=nw$ （n 为填料根数）	无封液时： $L_1=nw+(5\sim10)$mm 或 $L_1=1.2nw$ 有封液时： $L_1=(n+2)w+(5\sim10)$mm
	填料腔内壁的表面粗糙度 $Ra=6.3\sim3.2\mu$m 与压盖配合取 H11/d11 或 H8/f9			

4.2 硬填料密封

以金属、石墨等非弹性体制成的硬填料密封，具有较弹塑性体密封更高的耐热、耐压和高速性能，广泛应用于压缩机、高压釜等往复密封和旋转密封。

硬填料密封多作成能补偿磨损和追随轴的跳动的分瓣环、开口环或唇形环的结构型式。分瓣环是以不同的方式将环剖切开，环内圆磨损后各片可以沿切口滑移，使内孔收缩。分瓣环对轴是浮动装配的，轴向、径向均有间隙，预紧力由弹簧提供，自紧力决定于压差。其结构型式见表6.2-22。开口环借环本身的弹性变形补偿磨损，其结构型式见表6.2-23。金属唇形密封环的补偿能力较小，其结构型式见表6.2-24。硬填料密封的应用范围见表6.2-25。

表 6.2-22 分瓣式平面密封环

名 称	结 构 简 图	特 点
三瓣斜口密封环		坚固，工艺性好，结构简单，适用于低压压缩机

（续）

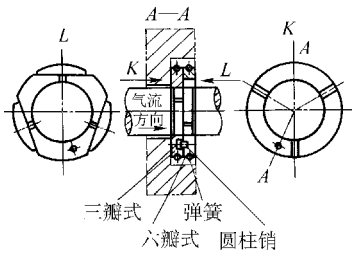
名　称	结构简图	特　点
三六瓣密封环		工艺性好，是平面密封环的标准设计，工作压力＜10MPa

表 6.2-23　弹性开口环

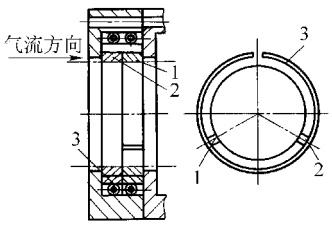
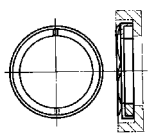
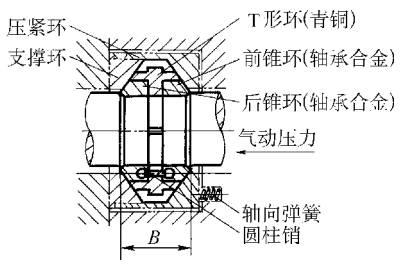
名　称	简　图	特　点
活塞环式		内圈1、2为锡锑合金、青铜或填充四氟制成，外圈3为弹力环。三环为一组，使用时切口错开
平面紧缩式		外圈弹力环为角铁型截面，可遮断内切口间隙。结构简单，但密封性较差
锥形		外锥环用青铜制，内锥环用巴氏合金，尼龙制成。轴向预紧，适用于小型高压压缩机

表 6.2-24　金属唇形密封环

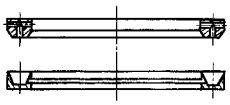
名称	简　图	特　点
三角形		用轴承合金、青铜等制作 主要用于机械搅拌式高压斧和高压泵
U形		蓄油能力和补偿能力较好，密封性优于三角形环。用途、材料同三角形环

表 6.2-25　硬填料密封的应用范围

填料类型	压力/MPa	温度/℃	速度/$m \cdot s^{-1}$	润滑方式	应　用
金属平面填料	50	200	5	滴注	活塞式压缩机
填充四瓣开口环	15	100	3	无油	氧气压缩机
金属三角形填料	3	400	3	热油	热油泵
石墨圆周密封	1	350	110	少油	航空发动机
金属U形填料	20	200	1	压力供油	搅拌釜

4.3 O形橡胶密封圈

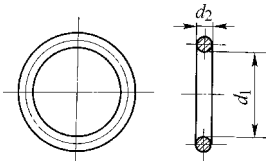
O形橡胶密封圈属于一种成形填料密封。

O形橡胶密封圈有良好的密封性，它是一种压缩性密封圈，同时又具有自封能力，所以使用范围很宽，密封压力从 1.33×10^{-5} Pa 到 400MPa 的高压（动密封可达 35MPa）。如果材料选择适当，温度范围为 －60～200℃。O形圈结构简单，成本低廉，使用方便，密封性不受运动方向的影响，因此，得到了广泛应用。

1）GB/T 3452.1—2005《液压气动用O形橡胶密封圈 第1部分：尺寸系列及公差》中一般应用的O形橡胶密封圈的尺寸系列及公差（G系列）见表6.2.26，航空及类似应用的O形橡胶密封圈尺寸系列及公差（A系列）见表6.2-27。O形橡胶密封圈规格及应用范围见表6.2-28。

表6.2-26 一般应用的O形圈内径、截面直径尺寸和公差（G系列）

（摘自 GB/T 3452.1—2005）（mm）



标记示例：

$d_1=7.5$mm，$d_2=1.8$mm，一般应用O形圈（G系列），等级代号为S。其标记为：

O形圈 7.5×1.8-G-S-GB/T 3452.1—2005

注：等级代号定义见 GB/T 3452.2

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
1.8	0.13	×				
2	0.13	×				
2.24	0.13	×				
2.5	0.13	×				
2.8	0.13	×				
3.15	0.14	×				
3.55	0.14	×				
3.75	0.14	×				

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
4	0.14	×				
4.5	0.15	×				
4.75	0.15	×				
4.87	0.15	×				
5	0.15	×				
5.15	0.15	×				
5.3	0.15	×				
5.6	0.16	×				
6	0.16	×				
6.3	0.16	×				
6.7	0.16	×				
6.9	0.16	×				
7.1	0.16	×				
7.5	0.17	×				
8	0.17	×				
8.5	0.17	×				
8.75	0.18	×				
9	0.18	×				
9.5	0.18	×				
9.75	0.18	×				
10	0.19	×				
10.6	0.19	×	×			
11.2	0.20	×	×			
11.6	0.20	×	×			
11.8	0.19	×	×			
12.1	0.21	×	×			
12.5	0.21	×	×			
12.8	0.21	×	×			
13.2	0.21	×	×			
14	0.22	×	×			
14.5	0.22	×	×			
15	0.22	×	×			
15.5	0.23	×	×			
16	0.23	×	×			
17	0.24	×	×			

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
18	0.25	×	×	×		
19	0.25	×	×	×		
20	0.26	×	×	×		
20.6	0.26	×	×	×		
21.2	0.27	×	×	×		
22.4	0.28	×	×	×		
23	0.29	×	×	×		
23.6	0.29	×	×	×		
24.3	0.30	×	×	×		
25	0.30	×	×	×		
25.8	0.31	×	×	×		
26.5	0.31	×	×	×		
27.3	0.32	×	×	×		
28	0.32	×	×	×		
29	0.33	×	×	×		
30	0.34	×	×	×		
31.5	0.35	×	×	×		
32.5	0.36	×	×	×		
33.5	0.36	×	×	×		
34.5	0.37	×	×	×		
35.5	0.38	×	×	×		
36.5	0.38	×	×	×		
37.5	0.39	×	×	×		
38.7	0.40	×	×	×		
40	0.41	×	×	×	×	
41.2	0.42	×	×	×	×	
42.5	0.43	×	×	×	×	
43.7	0.44	×	×	×	×	
45	0.44	×	×	×	×	
46.2	0.45	×	×	×	×	
47.5	0.46	×	×	×	×	
48.7	0.47	×	×	×	×	
50	0.48	×	×	×	×	
51.5	0.49		×	×	×	
53	0.50		×	×	×	

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
54.5	0.51		×	×	×	
56	0.52		×	×	×	
58	0.54		×	×	×	
60	0.55		×	×	×	
61.5	0.56		×	×	×	
63	0.57		×	×	×	
65	0.58		×	×	×	
67	0.60		×	×	×	
69	0.61		×	×	×	
71	0.63		×	×	×	
73	0.64		×	×	×	
75	0.65		×	×	×	
77.5	0.67		×	×	×	
80	0.69		×	×	×	
82.5	0.71		×	×	×	
85	0.72		×	×	×	
87.5	0.74		×	×	×	
90	0.76		×	×	×	
92.5	0.77		×	×	×	
95	0.79		×	×	×	
97.5	0.81		×	×	×	
100	0.82		×	×	×	
103	0.85		×	×	×	
106	0.87		×	×	×	
109	0.89		×	×	×	×
112	0.91		×	×	×	×
115	0.93		×	×	×	×
118	0.95		×	×	×	×
122	0.97		×	×	×	×
125	0.99		×	×	×	×
128	1.01		×	×	×	×
132	1.04		×	×	×	×
136	1.07		×	×	×	×
140	1.09		×	×	×	×
142.5	1.11		×	×	×	×

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
145	1.13		×	×	×	×
147.5	1.14		×	×	×	×
150	1.16		×	×	×	×
152.5	1.18			×	×	×
155	1.19			×	×	×
157.5	1.21			×	×	×
160	1.23			×	×	
162.5	1.24			×	×	×
165	1.26			×	×	×
167.5	1.28			×	×	×
170	1.29			×	×	×
172.5	1.31			×	×	×
175	1.33			×	×	×
177.5	1.34			×	×	×
180	1.36			×	×	×
182.5	1.38			×	×	×
185	1.39			×	×	×
187.5	1.41			×	×	×
190	1.43			×	×	×
195	1.46			×	×	×
200	1.49			×	×	×
203	1.51				×	×
206	1.53				×	×
212	1.57				×	×
218	1.61				×	×
224	1.65				×	×
227	1.67				×	×
230	1.69				×	×
236	1.73				×	×
239	1.75				×	×
243	1.77				×	×
250	1.82				×	×
254	1.84				×	×
258	1.87				×	×
261	1.89				×	×

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
265	1.91				×	×
268	1.92				×	×
272	1.96				×	×
276	1.98				×	×
280	2.01				×	×
283	2.03				×	×
286	2.05				×	×
290	2.08				×	×
295	2.11				×	×
300	2.14				×	×
303	2.16				×	×
307	2.19				×	×
311	2.21				×	×
315	2.24				×	×
320	2.27				×	×
325	2.30				×	×
330	2.33				×	×
335	2.36				×	×
340	2.40				×	×
345	2.43				×	×
350	2.46				×	×
355	2.49				×	×
360	2.52				×	×
365	2.56				×	×
370	2.59				×	×
375	2.62				×	×
379	2.64				×	×
383	2.67				×	×
387	2.70				×	×
391	2.72				×	×
395	2.75				×	×
400	2.78				×	×
406	2.82					×
412	2.85					×
418	2.89					×

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
425	2.93					×
429	2.96					×
433	2.99					×
437	3.01					×
443	3.05					×
450	3.09					×
456	3.13					×
462	3.17					×
466	3.19					×
470	3.22					×
475	3.25					×
479	3.28					×
483	3.30					×
487	3.33					×
493	3.36					×
500	3.41					×
508	3.46					×
515	3.50					×
523	3.55					×
530	3.60					×
538	3.65					×
545	3.69					×
553	3.74					×
560	3.78					×
570	3.85					×
580	3.91					×
590	3.97					×
600	4.03					×
608	4.08					×
615	4.12					×
623	4.17					×
630	4.22					×
640	4.28					×
650	4.34					×
660	4.40					×
670	4.47					×

注：表中“×”表示包括的规格。

表 6.2-27　航空及类似应用的 O 形圈内径、截面直径尺寸和公差（A 系列）

（摘自 GB/T 3452.1—2005）（mm）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
1.8	0.10	×				
2	0.10	×				
2.24	0.11	×				
2.5	0.11	×				
2.8	0.11	×				
3.15	0.11	×				
3.55	0.11	×				
3.75	0.11	×				
4	0.12	×				
4.5	0.12	×	×			
4.87	0.12	×				
5	0.12	×				
5.15	0.12	×				
5.3	0.12	×	×			
5.6	0.13	×				
6	0.13	×	×			
6.3	0.13	×				
6.7	0.13	×				
6.9	0.13	×	×			
7.1	0.14	×				
7.5	0.14	×				
8	0.14	×	×			
8.5	0.14	×				
8.75	0.15	×				
9	0.15	×	×			
9.5	0.15	×	×			
10	0.15	×	×			
10.6	0.16	×	×			
11.2	0.16	×	×			
11.8	0.16	×	×			
12.5	0.17	×	×			
13.2	0.17	×	×			
14	0.18	×	×	×		
15	0.18	×	×	×		
16	0.19	×	×	×		
17	0.20	×	×	×		

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
18	0.20	×	×	×		
19	0.21	×	×	×		
20	0.21	×	×	×		
21.2	0.22	×	×	×		
22.4	0.23	×	×	×		
23.6	0.24	×	×	×		
25	0.24	×	×	×		
25.8	0.25		×	×		
26.5	0.25	×	×	×		
28	0.26	×	×	×		
30	0.27	×	×	×		
31.5	0.28	×	×	×		
32.5	0.29	×	×	×		
33.5	0.29	×	×	×		
34.5	0.30	×	×	×		
35.5	0.31	×	×	×		
36.5	0.31	×	×	×		
37.5	0.32	×	×	×	×	
38.7	0.32	×	×	×	×	
40	0.33	×	×	×	×	
41.2	0.34	×	×	×	×	
42.5	0.35	×	×	×	×	
43.7	0.35	×	×	×	×	
45	0.36	×	×	×	×	
46.2	0.37		×	×	×	
47.5	0.37	×	×	×	×	
48.7	0.38		×	×	×	
50	0.39	×	×	×	×	
51.5	0.40		×	×	×	
53	0.41	×	×	×	×	
54.5	0.42		×	×	×	
56	0.42	×	×	×	×	
58	0.44		×	×	×	
60	0.45	×	×	×	×	
61.5	0.46		×	×	×	
63	0.46	×	×	×	×	
65	0.48		×	×	×	
67	0.49	×	×	×	×	
69	0.50		×	×	×	

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
71	0.51	×	×	×	×	
73	0.52		×	×	×	
75	0.53	×	×	×	×	
77.5	0.55			×	×	
80	0.56	×	×	×	×	
82.5	0.57			×	×	
85	0.59	×	×	×	×	
87.5	0.60			×	×	
90	0.62	×	×	×	×	
92.5	0.63			×	×	
95	0.64	×	×	×	×	
97.5	0.66			×	×	
100	0.67	×	×	×	×	
103	0.69			×	×	
106	0.71	×	×	×	×	
109	0.72			×	×	×
112	0.74	×	×	×	×	×
115	0.76			×	×	×
118	0.77	×	×	×	×	×
122	0.80			×	×	×
125	0.81	×	×	×	×	×
128	0.83			×	×	×
132	0.85		×	×	×	×
136	0.87			×	×	×
140	0.89		×	×	×	×
145	0.92		×	×	×	×
150	0.95		×	×	×	×
155	0.98		×	×	×	×
160	1.00		×	×	×	×
165	1.03		×	×	×	×
170	1.06		×	×	×	×
175	1.09		×	×	×	×
180	1.11		×	×	×	×
185	1.14		×	×	×	×
190	1.17		×	×	×	×
195	1.20		×	×	×	×
200	1.22		×	×	×	×
206	1.26				×	×
212	1.29		×		×	×

（续）

d_1		d_2				
尺寸	公差 ±	1.8 ± 0.08	2.65 ± 0.09	3.55 ± 0.10	5.3 ± 0.13	7 ± 0.15
218	1.32		×		×	×
224	1.35		×		×	×
230	1.39		×		×	×
236	1.42		×		×	×
243	1.46				×	×
250	1.49		×		×	×
258	1.54		×		×	×
265	1.57		×		×	×
272	1.61				×	×
280	1.65		×		×	×
290	1.71		×		×	×
300	1.76		×		×	×
307	1.80		×		×	×
315	1.84		×		×	×
325	1.90				×	×
335	1.95		×		×	×
345	2.00				×	×
355	2.05		×		×	×
365	2.11				×	×
375	2.16				×	×
387	2.22				×	×
400	2.29				×	×

注：表中“×”表示包括的规格。标记方式同表6.2-26。

表6.2-28　O形圈规格及应用范围

O形圈规格范围/mm		应用范围					
		活塞密封			活塞杆密封		
d_2	d_1	液压动密封	气动动密封	静密封	液压动密封	气动动密封	静密封
1.80	3.75～4.50				▲	▲	▲
	4.87		▲		▲	▲	▲
	5.00～13.2	▲	▲	▲	▲	▲	▲
	14.0～50.0			▲			▲
2.65	10.6～22.4	▲	▲	▲	▲	▲	▲
	23.6～150			▲			▲
3.55	18.0～41.2	▲	▲	▲	▲	▲	▲
	42.5～200			▲			▲
5.30	40.0～115	▲	▲	▲	▲	▲	▲
	118～400			▲			▲
7.00	109～250	▲	▲	▲	▲	▲	▲
	258～670			▲			▲

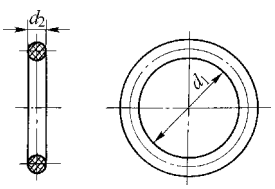
注：“▲”为推荐使用密封型式。

2）气动用O形橡胶密封圈。根据气动机械设备的气体工作介质易泄漏、速度快、易产生噪声等特点，密封质量要求更高。为了保证气动机械的密封质量，气动行业特设计了气动机械专用密封圈，并制定了标准。

该密封圈尺寸系列和公差见表6.2-29，其规格及适用范围见表6.2-30。

表6.2-29　气动用O形橡胶密封圈尺寸系列和公差（摘自JB/T 6659—2007）

（mm）



标记示例：

d_1 = 7.5mm，d_2 = 1.8mm，气动用O形橡胶密封圈（G系列），等级代号为S。其标记为：

O形圈 7.5×1.8-G-S-JB/T 6659—2007

d_1		d_2					
内径	极限偏差	1.00 ± 0.05	1.22 ± 0.06	1.50 ± 0.06	1.80 ± 0.06	2.00 ± 0.08	2.65 ± 0.09
1.50	±0.10	*	*	*	*		
1.80		*	*	*	*		
2.00		*	*	*	*		
2.24		*	*	*	*		
2.50		*	*	*	*		
2.80		*	*	*	*		
3.00		*	*	*	*		
3.15		*	*	*	*		
3.55		*	*	*	*		
3.75		*	*	*	*		
4.00		*	*	*	*		
4.50	±0.13	*	*	*	*	*	
4.87		*	*	*	*	*	
5.00		*	*	*	*	*	
5.15		*	*	*	*	*	
5.30		*	*	*	*	*	
5.60		*	*	*	*	*	
6.00		*	*	*	*	*	

（续）

d_1		d_2					
内径	极限偏差	1.00±0.05	1.22±0.06	1.50±0.06	1.80±0.06	2.00±0.08	2.65±0.09
6.30		*	*	*	*	*	
6.70		*	*	*	*	*	
6.90		*	*	*	*	*	
7.10		*	*	*	*	*	*
7.50		*	*	*	*	*	*
8.00	±0.14	*	*	*	*	*	*
8.50		*	*	*	*	*	*
8.75		*	*	*	*	*	*
9.00		*	*	*	*	*	*
9.50		*	*	*	*	*	*
10.0		*	*	*	*	*	*
10.6		*	*	*	*	*	*
11.2		*	*	*	*	*	*
11.8		*	*	*	*	*	*
12.5		*	*	*	*	*	*
13.2		*	*	*	*	*	*
14.0	±0.17	*	*	*	*	*	*
15.0		*	*	*	*	*	*
16.0		*	*	*	*	*	*
17.0		*	*	*	*	*	*
18.0		*	*	*	*	*	*
19.0		*	*	*	*	*	*
20.0		*	*	*	*	*	*
21.2		*	*	*	*	*	*
22.4		*	*	*	*	*	*
23.0		*	*	*	*	*	*
23.6	±0.22			*	*	*	*
25.0				*	*	*	*
25.8				*	*	*	*
26.5				*	*	*	*
28.0				*	*	*	*
30.0				*	*	*	*
31.5				*	*	*	*
32.5				*	*	*	*
33.5				*	*	*	*
34.5				*	*	*	*
35.5				*	*	*	*
36.5				*	*	*	*
37.5				*	*	*	*
38.7				*	*	*	*
40.0	±0.30			*	*	*	*
41.2				*	*	*	*
42.5				*	*	*	*
43.7				*	*	*	*
45.0				*	*	*	*
46.2				*	*	*	*
47.5				*	*	*	*
48.7				*	*	*	*
50.0				*	*	*	*
51.5						*	*
53.0						*	*
54.5						*	*
56.0						*	*
58.0						*	*
60.0						*	*
61.5						*	*
63.0						*	*
65.0	±0.45					*	*
67.0						*	*
69.0						*	*
71.0						*	*
73.0						*	*
75.0						*	*
77.5							
80.0							*

（续）

d_1		d_2					
内径	极限偏差	1.00±0.05	1.22±0.06	1.50±0.06	1.80±0.06	2.00±0.08	2.65±0.09
82.5							
85.0							*
87.5							
90.0							*
92.5							
95.5							*
97.5							
100	±0.65						*
103							
106							*
109							
112							*
115							
118							*
122							
125							*
128							
132							*
136							
140							*
145	±0.90						
150							*
155							
160							*
165							
170							*
175							
180							*

注：“*”为推荐使用O形圈的截面直径。

表 6.2-30 气动用 O 形圈规格及适用范围

（摘自 JB/T 6658—2007）

O形圈规格/mm		应用			
		活塞密封		活塞杆密封	
d_2	d_1	动密封	静密封	动密封	静密封
1.00	1.50～23		▲		▲
1.22	1.50～23		▲		▲
1.50	1.50～23		▲		▲
	23.6～50		▲		▲
1.80	3.75～4.50		▲	▲	▲
	4.87	▲	▲	▲	▲
	5.00～13.2	▲	▲	▲	▲
	14.0～50.0		▲		▲
2.00	4.5～18.0		▲		▲
	19.0～75		▲		▲
2.65	7.10～22.4	▲	▲	▲	▲
	23.6～180		▲		▲

注：“▲”为推荐使用密封型式。在可以选用几种截面O形圈的情况下，应优先选用较大截面的O形圈。

3）液压气动用O形橡胶密封圈沟槽型式及尺寸计算见表6.2-31。沟槽和配合偶件的表面粗糙度按表6.2-32选取。径向和轴向密封沟槽尺寸及公差分别见表6.2-33和表6.2-34。

表 6.2-31　液压气动用 O 形橡胶密封圈沟槽型式及尺寸计算（GB/T 3452.3—2005）

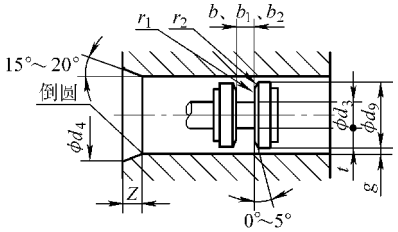
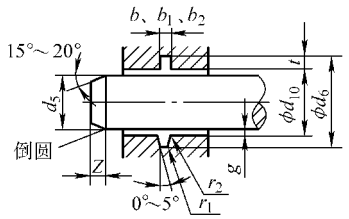
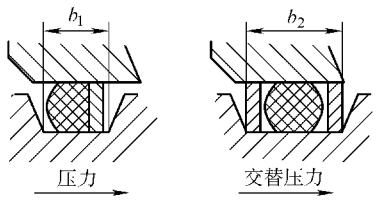
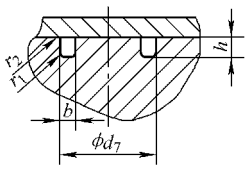
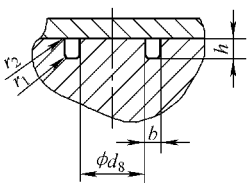
密封类别		沟槽形式	尺寸计算
径向密封	活塞密封沟槽		$d_{3\max}=d_{4\min}-2t$ 式中　$d_{3\max}$—d_3 的公称尺寸加上极限偏差（mm） $d_{4\min}$—d_4 的公称尺寸加下极限偏差（mm） 注：根据 d_4 的公称尺寸查表 6.2-26 和表 6.2-27 得到适用的 O 形圈规格
	活塞杆密封沟槽		$d_{6\min}=d_{5\max}+2t$ 式中　$d_{6\min}$—d_6 的公称尺寸加下极限偏差（mm） $d_{5\max}$—d_5 的公称尺寸加上极限偏差（mm） 注：根据 d_5 的公称尺寸查表 6.2-26～表 6.2-30 得到适用的 O 形圈规格；查表 6.2-33 确定 t，再按公式计算 $d_{6\min}$
	带挡圈的沟槽		工作压力超过 10MPa 时需采用带挡圈的结构型式 径向密封沟槽尺寸应符合表 6.2-33 的规定
轴向密封	受内部压力的沟槽		轴向密封沟槽尺寸应符合表 6.2-33 的规定 d_7（公称尺寸）$\leqslant d_1$（公称尺寸）$+2d_2$（公称尺寸） 式中　d_1—O 形圈内径（mm） d_2—O 形圈截面直径（mm）
	受外部压力的沟槽		d_8（公称尺寸）$\geqslant d_1$（公称尺寸） 式中　d_1—O 形圈内径（mm）

表 6.2-32　沟槽和配合偶件的表面粗糙度

（摘自 GB/T 3452.3—2005）　　（μm）

表　面	应用情况	压力状况	表面粗糙度	
			Ra	*Rz*
沟槽的底面和侧面	静密封	无交变、无脉冲	3.2（1.6）	12.5（6.3）
		交变或脉冲	1.6	6.3
	动密封		1.6（0.8）	6.3（3.2）

（续）

表 面	应用情况	压力状况	表面粗糙度	
			Ra	*Rz*
配合表面	静密封	无交变、无脉冲	1.6（0.8）	6.3（3.2）
		交变或脉冲	0.8	3.2
	动密封		0.4	1.6
导角表面			3.2	12.5

注：括号内的数值为要求精度较高的场合应用。

表 6.2-33 径向和轴向密封沟槽尺寸（GB/T 3452.3—2005） （mm）

O形圈截面直径 d_2			1.80		2.65		3.55		5.30		7.00	
			径向	轴向	径向	轴向	径向	轴向	径向	轴向	径向	轴向
沟槽宽度	气动动密封		2.2	2.6	3.4	3.8	4.6	5.0	6.9	7.3	9.3	9.7
	液压动密封或静密封	b	2.4		3.6		4.8		7.1		9.5	
		b_1	3.8		5.0		6.2		9.0		12.3	
		b_2	5.2		6.4		7.6		10.9		15.1	
沟槽深度 t（h）	活塞密封（计算 d_3 用）	液压动密封	1.35	1.28	2.10	1.97	2.85	2.75	4.35	4.24	5.85	5.72
		气动动密封	1.40		2.15		2.95		4.5		6.1	
		静密封	1.32		2.0		2.9		4.31		5.85	
	活塞杆密封（计算 d_6 用）	液压动密封	1.35		2.10		2.85		4.35		5.85	
		气动动密封	1.40		2.15		2.95		4.5		6.1	
		静密封	1.32		2.0		2.9		4.31		5.85	
最小导角长度 Z_{min}			1.1	—	1.5	—	1.8	—	2.7	—	3.6	—
槽底圆角半径 r_1			0.2～0.4				0.4～0.8				0.8～1.2	
槽棱圆角半径 r_2			0.1～0.3									

表 6.2-34 径向和轴向密封沟槽尺寸公差

（摘自 GB/T 3452.3—2005）（mm）

O形圈截面直径 d_2	1.8	2.65	3.55	5.30	7.00
轴向密封时沟槽深度 h	$^{+0.05}_{0}$			$^{+0.10}_{0}$	
缸内径 d_4	H8				
沟槽槽底直径（活塞密封）d_3	h9				
活塞直径 d_9	f7				
活塞杆直径 d_5	f7				
沟槽槽底直径（活塞杆密封）d_6	H9				
活塞杆配合孔直径 d_{10}	H8				
轴向密封时沟槽外径 d_7	H11				
轴向密封时沟槽内径 d_8	H11				
O形圈沟槽宽度 b、b_1、b_2	$^{+0.25}_{0}$				

注：1. 为适应特殊应用需要，d_3、d_4、d_5、d_6 的公差范围可以改变。

2. 沟槽的同轴度公差。

直径 d_{10} 和 d_6、d_9 和 d_3 之间的同轴度公差应满足下列要求：

直径小于或等于 50mm 时，不得大于 ϕ0.025mm；直径大于 50mm 时，不得大于 ϕ0.050mm。

4.4 往复运动用密封圈

往复运动用密封圈又称径向唇形密封圈，密封圈受压面呈唇状，使唇缘与密封面充分接触产生密封作用，用于液压缸活塞和活塞杆动密封。

（1）单向密封橡胶圈（摘自 GB/T 10708.1—2000）

单向密封橡胶圈使用条件见表 6.2-35。密封沟槽用 Y 形橡胶密封圈结构型式、尺寸见表 6.2-36～表 6.2-41。

（2）双向密封橡胶圈（摘自 GB/T 10708.2—2000）

该密封圈适用于安装在液压缸活塞上起双向密封作用。

1）双向密封橡胶密封圈使用条件见表 6.2-42。

2）密封圈结构型式和尺寸见表 6.2-43。

表 6.2-35　单向密封橡胶圈使用条件

密封圈结构型式	往复运动速度/m·s^{-1}	间隙 f/mm	工作压力范围/MPa	说　明
Y形橡胶密封圈	0.5	0.2	0～15	GB/T 10708.1—2000 标准适用于安装在液压缸活塞和活塞杆上起单向密封作用的橡胶密封圈 材料：见 HG/T 2810—2008
		0.1	0～20	
	0.15	0.2		
		0.1	0～25	
蕾形橡胶密封圈	0.5	0.3		
		0.1	0～45	
	0.15	0.3	0～30	
		0.1	0～50	
V形组合密封圈	0.5	0.3	0～20	
		0.1	0～40	
	0.15	0.3	0～25	
		0.1	0～60	

注：1. 活塞用密封圈的标记方法以“密封圈代号、$D\times d\times L_1$（L_2、L_3）、制造厂代号”表示。

密封沟槽外径 $D=80$mm，密封沟槽内径 $d=65$mm，密封沟槽轴向长度 $L_1=9.5$mm 的活塞用 Y 形圈，标记为

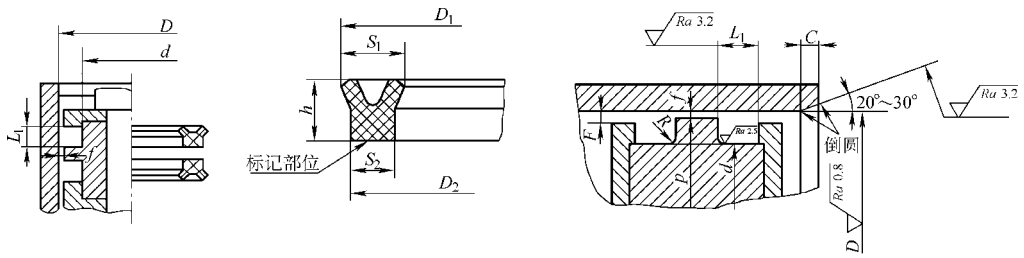
Y80×65×9.5　××　GB/T 10708.1—2000

2. 活塞杆用密封圈的标记方法以“密封圈代号、$d\times D\times L_1$（L_2、L_3）、制造厂代号”表示。

密封沟槽内径 $d=70$mm，密封沟槽外径 $D=85$mm，密封沟槽轴向长度 $L_1=9.5$mm 的活塞杆用 Y 形圈，标记为

Y70×85×9.5　××　GB/T 10708.1—2000

表 6.2-36　活塞 L_1 密封沟槽用 Y 形橡胶密封圈结构型式、尺寸和公差　（mm）



尺寸 f 及标记方法见表 6.2-35，尺寸 $p=D-2f$

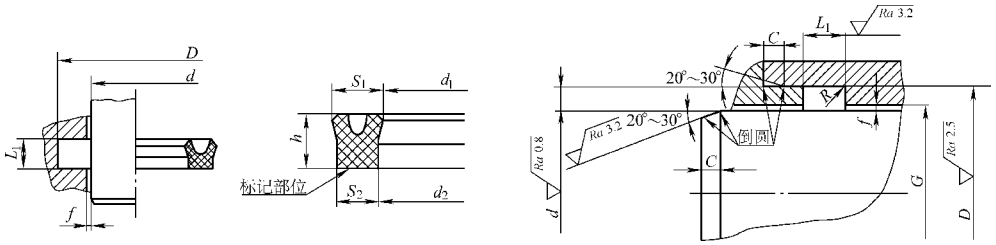
D	d	$L_1{}^{+0.25}_{0}$	外径			宽度			高度		C	R	F
			D_1	D_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差	≥	≤	
12	4	5	13	11.5	±0.20	5	3.5	±0.15	4.4	±0.20	2	0.3	0.5
16	8		17	15.5									
20	12		21.1	19.4	±0.25								
25	17		26.1	24.4									
32	24		33.1	31.4									
40	32		41.1	39.4									
20	10	6.3	21.2	19.4		6.2	4.4		5.6		2.5	0.3	0.5
25	15		26.2	24.4									
32	22		33.2	31.4									
40	30		41.2	39.4									
50	40		51.2	49.4	±0.35								
56	46		57.5	55.4									
63	53		64.2	62.4									
50	35	9.5	51.5	49.2		9	6.7		8.5		4	0.4	1
56	41		57.5	55.2									
63	48		64.5	62.2									

（续）

D	d	$L_1{}^{+0.25}_{0}$	外径			宽度			高度		C	R	F
			D_1	D_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差	≥	≤	
70	55	9.5	71.5	69.2	±0.35	9	6.7	±0.15	8.5	±0.20	4	0.4	1
80	65		81.5	79.2									
90	75		91.5	89.2									
100	85		101.5	99.2									
110	95		111.5	109.2									
70	50	12.5	71.8	69		11.8	9		11.3		5	0.6	1
80	60		81.8	79									
90	70		91.8	89									
100	80		101.8	99									
110	90		111.8	109									
125	105		126.8	124	±0.45								
140	120		141.8	139									
160	140		161.8	159									
180	160		181.8	179	±0.60								
125	100	16	127.2	123.8	±0.45	14.7	11.3		14.8		6.5	0.8	1.5
140	115		142.2	138.8									
160	135		162.2	158.8									
180	155		182.2	178.8	±0.60								
200	175		202.2	198.8									
220	195		222.2	218.8									
250	225		252.2	248.8									
200	170	20	202.8	198.5		17.8	13.5	±0.20	18.5	±0.25	7.5	0.8	1.5
220	190		222.8	218.5									
250	220		252.8	248.5									
280	250		282.8	278.5	±0.90								
320	290		322.8	318.5									
360	330		362.8	358.5									
400	360	25	403.5	398	±1.40	23.3	18		23		10	1.0	2
450	410		453.5	448									
500	460		503.5	498									

注：滑动面公差配合推荐 H9/f8，但在液压缸使用条件不苛刻的情况下，滑动面公差配合也可采用 H10/f9。

表 6.2-37 活塞杆 L_1 密封沟槽用 Y 形橡胶密封圈结构型式、尺寸和公差 （mm）



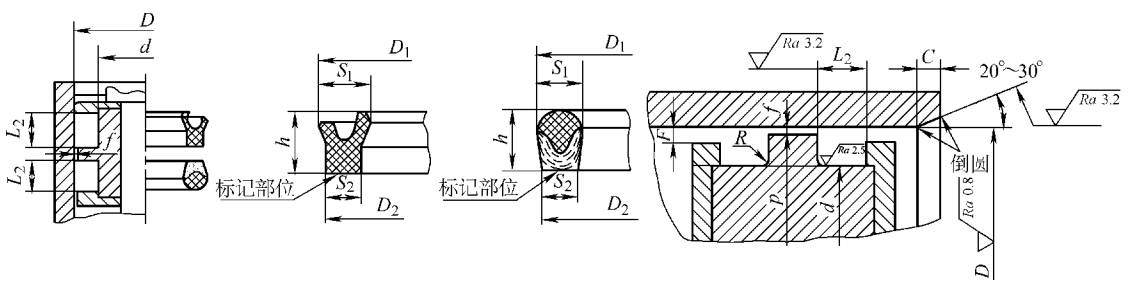
尺寸 f 及标记方法见表 6.2-35，尺寸 $G=d+2f$

（续）

d	D	$L_1{}^{+0.25}_{0}$	内径			宽度			高度		C ≥	R≤
			d_1	d_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差		
6	14	5	5	6.5	±0.20	5	3.5	±0.15	4.6	±0.20	2	0.3
8	16		7	8.5								
10	18		9	10.5								
12	20		11	12.5								
14	22		13	14.5								
16	24		15	16.5	±0.25							
18	26		17	18.5								
20	28		19	20.5								
22	30		21	22.5								
25	33		24	25.5								
28	38	6.3	26.8	28.6		6.2	4.4		5.6		2.5	0.3
32	42		30.8	32.6								
36	46		34.8	36.6								
40	50		38.8	40.6								
45	55		43.8	45.6								
50	60		48.8	50.6								
56	71	9.5	54.5	56.8		9	6.7		8.5		4	0.4
63	78		61.5	63.8								
70	85		68.5	70.8	±0.35							
80	95		78.5	80.8								
90	105		88.5	90.8								
100	120	12.5	98.2	101		11.8	9		11.3		5	0.6
110	130		108.2	111	±0.45							
125	145		123.2	126								
140	160		138.2	141								
160	185	16	157.8	161.2		14.7	11.3		14.8		6.5	0.8
180	205		177.8	181.2	±0.60							
200	225		197.8	201.2								
220	250	20	217.2	221.5		17.8	13.5		18.5		7.5	0.8
250	280		247.2	251.5								
280	310		277.2	281.5	±0.90							
320	360	25	316.7	322		23.3	18	±0.20	23	±0.25	10	1.0
360	400		356.7	362								

注：滑动面公差配合推荐 H9/f8，但在液压缸使用条件不苛刻的情况下，滑动面公差配合也可采用 H10/f9。

表 6.2-38　活塞 L_2 密封沟槽的密封结构型式及 Y 形圈、蕾形圈尺寸和公差　（mm）



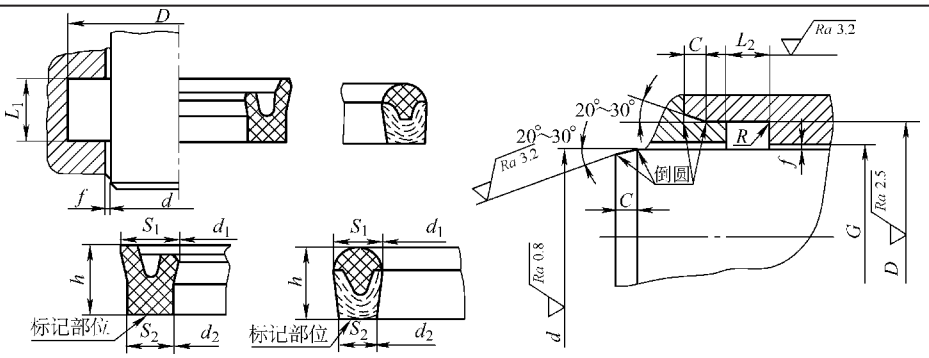
尺寸 f 及标记方法见表 6.2-35，尺寸 $p = D - 2f$

（续）

D	d	L_2 $^{+0.25}_{0}$	Y形圈									蕾形圈								C ≥	R ≤	F
			外径			宽度			高度			外径			宽度			高度				
			D_1	D_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差		D_1	D_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差			
12	4	6.3	13	11.5	±0.20	5	3.5	±0.15	5.8	±0.20		12.7	11.5	±0.18	4.7	3.5	±0.15	5.6	±0.20	2	0.3	0.5
16	8		17	15.5								16.7	15.5									
20	12		21	19.5	±0.25							20.7	19.5	±0.22								
25	17		26	24.5								25.7	24.5									
32	24		33	31.5								32.7	31.5									
40	32		41	39.5								40.7	39.5									
20	10	8	21.2	19.4		6.2	4.4		7.3			20.8	19.4		5.8	4.4		7		2.5	0.3	0.5
25	15		26.2	24.4								25.8	24.4									
32	22		33.2	31.4								32.8	31.4									
46	30		41.2	39.4								40.8	39.4									
50	40		51.2	49.4								50.8	49.4									
56	46		57.2	55.4								56.8	55.4									
63	53		64.2	62.4								63.8	62.4									
50	35	12.5	51.5	49.2		9	6.7		11.5			51	49.1		8.5	6.6		11.3		4	0.4	1
56	41		57.5	55.2								57	55.1									
63	48		64.5	62.2								64	62.1									
70	55		71.5	69.2	±0.35							71	69.1	±0.28								
80	65		81.5	79.2								81	79.1									
90	75		91.5	89.2								91	89.1									
100	85		101.5	99.2								101	99.1									
110	95		111.5	109.2	±0.45							111	109.1	±0.35								
70	50	16	71.8	69	±0.35	11.8	9	±0.15	15	±0.20		71.2	68.6	±0.28	11.2	8.6	±0.15	14.5	±0.20	5	0.6	1
80	60		81.8	79								81.2	78.6									
90	70		91.8	89								91.2	88.6									
100	80		101.8	99								101.2	98.6									
110	90		111.8	109	±0.45							111.2	108.6	±0.35								
125	105		126.8	124								126.2	123.6									
140	120		141.8	139								141.2	138.6									
160	140		161.8	159								161.2	158.6									
180	160		181.8	179	±0.60							181.2	178.6	±0.45								
125	100	20	127.2	123.8	±0.45	14.7	11.3		18.5			126.3	123.2	±0.35	13.8	10.7		18		6.5	0.8	1.5
140	115		142.2	138.8								141.3	138.2									
160	135		162.2	158.8								161.3	158.2									
180	155		182.2	178.8	±0.60							181.3	178.2	±0.45								
200	175		202.2	198.8								201.3	198.2									
220	195		222.2	218.8								221.3	218.2									
250	225		252.2	248.8								251.3	248.2									
200	170	25	202.8	198.5	±0.60	17.8	13.5	±0.20	23	±0.25		201.4	198	±0.45	16.4	12.7	±0.20	22.5	±0.25	7.5	0.8	1.5
220	190		222.8	218.5								221.4	218									
250	220		252.8	248.5								251.4	248									
280	250		282.8	278.5	±0.90							281.4	278	±0.60								
320	290		322.8	318.5								321.4	318									
360	330		362.8	358.5								361.4	358									
400	360	32	403.3	398	±1.40	23.3	18		29			401.8	397	±0.90	21.8	17		28.5		10	1.0	2
450	410		453.3	448								451.8	447									
500	460		503.3	498								501.8	497									

注：滑动面公差配合推荐 H9/f8，但在液压缸使用条件不苛刻的情况下，滑动面公差配合也可采用 H10/f9。

表 6.2-39　活塞杆 L_2 密封沟槽结构型式及 Y 形圈、蕾形圈尺寸和公差　　（mm）



尺寸 f 及标记方法见表 6.2-35，尺寸 $G=d+2f$

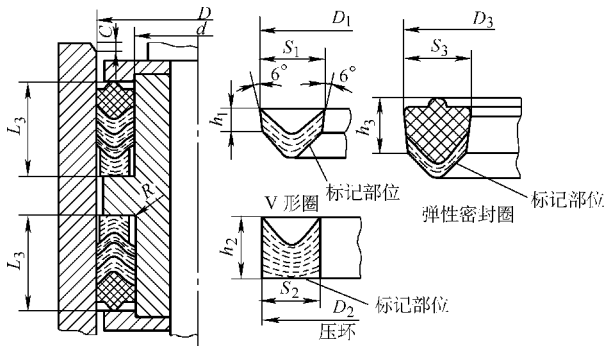
d	D	$L_2{}^{+0.25}_{0}$	Y形圈								蕾形圈								C ≥	R ≤
			内径			宽度			高度		内径			宽度			高度			
			d_1	d_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差	d_1	d_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差		
6	14	6.3	5	6.5	±0.20	5	3.5	±0.15	5.8	±0.20	5.3	6.5	±0.18	4.7	3.5	±0.15	5.5	±0.20	2	0.3
8	16		7	8.5							7.3	8.5								
10	18		9	10.5							9.3	10.5								
12	20		11	12.5							11.3	12.5								
14	22		13	14.5							13.3	14.5								
16	24		15	16.5							15.3	16.5								
18	26		17	18.5							17.3	18.5								
20	28		19	20.5							19.3	20.5								
22	30		21	22.5	±0.25						21.3	22.5	±0.22							
25	33		24	25.5							24.3	25.5								
10	20	8	8.8	10.6	±0.20	6.2	4.4		7.3		9.2	10.6	±0.18	5.8	4.4		7		2.5	0.3
12	22		10.8	12.6							11.2	12.6								
14	24		12.8	14.6							13.2	14.6								
16	26		14.8	16.6							15.2	16.6								
18	28		16.8	18.6							17.2	18.6								
20	30		18.8	20.6							19.2	20.6								
22	32		20.8	22.6	±0.25						21.2	22.6	±0.22							
25	35		23.8	25.6							24.2	25.6								
28	38		26.8	28.6							27.2	28.6								
32	42		30.8	32.6							31.2	32.6								
36	46		34.8	36.6							35.2	36.6								
40	50		38.8	40.6							39.2	40.6								
45	55		43.8	45.6							44.2	45.6								
50	60		48.8	50.6							49.2	50.6								
28	43	12.5	26.5	28.8	±0.25	9	6.7		11.5		27	28.9	±0.22	8.5	6.6		11.3		4	0.4
32	47		30.5	32.8							31	32.9								
36	51		34.5	36.8							35	36.9								
40	55		38.5	40.8							39	40.9								
45	60		43.5	45.8							44	45.9								
50	65		48.5	50.8							49	50.9								
56	71		54.5	56.8							55	56.9								
63	78		61.5	63.8	±0.35						62	63.9	±0.28							
70	85		68.5	70.8							69	70.9								
80	95		78.5	80.8							79	80.9								
90	105		88.5	90.8							89	90.9								
56	76	16	54.2	57	±0.25	11.8	9		15		54.8	57.4	±0.22	11.2	8.6		14.5		5	0.6
63	83		61.2	64							61.8	64.4								
70	90		68.2	71	±0.35						68.8	71.4	±0.28							
80	100		78.2	81							78.8	81.4								
90	110		88.2	91							88.8	91.4								
100	120		98.2	101							98.8	101.4								
110	130		108.2	111	±0.45						108.8	111.4	±0.35							
125	145		123.2	126							123.8	126.4								

（续）

d	D	$L_2{}^{+0.25}_{0}$	Y形圈								蕾形圈								C ≥	R ≤
			内径			宽度			高度		内径			宽度			高度			
			d_1	d_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差	d_1	d_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h	极限偏差		
140	160	16	138.2	141	±0.45	11.8	9	±0.15	15	±0.20	138.8	141.4	±0.35	11.2	8.6	±0.15	14.5	±0.20	5	0.6
100	125	20	97.8	101.2		14.7	11.3		18.5		98.7	101.8		13.8	10.7		18		6.5	0.8
110	135		107.8	111.2							108.7	111.8								
125	150		122.8	126.2							123.7	126.8								
140	165		137.8	141.2							138.7	141.8								
160	185		157.8	161.2							158.7	161.8								
180	205		177.8	181.2	±0.60						178.7	181.8	±0.45							
200	225		197.8	201.2							198.7	201.8								
160	190	25	157.2	161.5		18.5	13.5	±0.20	23	±0.25	158.6	162		16.4	13	±0.20	22.5	±0.25	7.5	0.8
180	210		177.2	181.5							178.6	182								
200	230		197.2	201.5							198.6	202								
220	250		217.2	221.5							218.6	222								
250	280		247.2	251.5							248.6	252								
280	310		277.2	281.5	±0.90						278.6	282								
320	360	32	317.7	322		23.3	18		29		318.2	323	±0.60	21.8	17		28.5		10	1.0
360	400		357.7	362							358.2	363								

注：滑动面公差配合推荐 H9/f8，但在液压缸使用条件不苛刻的情况下，滑动面公差配合也可采用 H10/f 9。

表 6.2-40 活塞 L_3 密封沟槽用 V 形组合密封圈结构型式、尺寸和公差 （mm）



标记方法见表 6.2-35

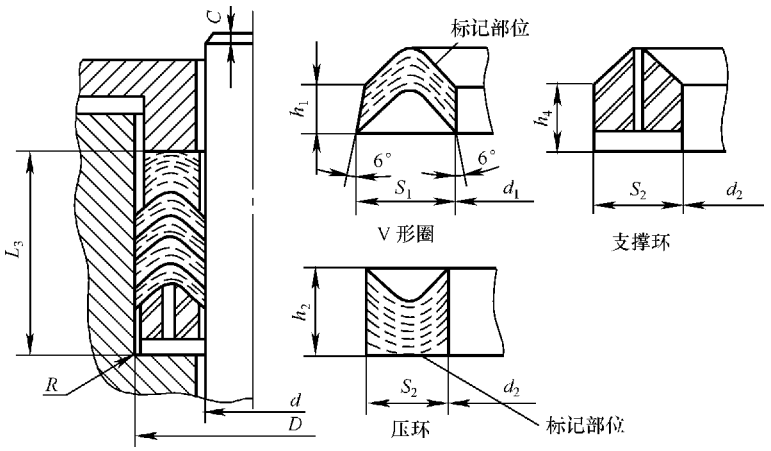
D	d	$L_3{}^{+0.25}_{0}$	外径				宽度				高度				V形圈数量	R ≤	C ≥
			D_1	D_2	D_3	极限偏差	S_1	S_2	S_3	极限偏差	h_1	h_2	h_3	极限偏差			
20	10	16	20.6	19.7	20.8	±0.22	5.6	4.7	5.8	±0.15	3	6	6.5	±0.20	1	0.3	2.5
25	15		25.6	24.7	25.8												
32	22		32.6	31.7	32.8												
40	30		40.6	39.7	40.8												
50	40		50.6	49.7	50.8												
56	46		56.6	55.7	56.8												
63	53		63.6	62.7	63.8												
50	35	25	50.7	49.5	51.1		8.2	7	8.6		4.5	7.5	8		2	0.4	4
56	41		56.7	55.5	57.1												
63	48		63.7	62.5	64.1												
70	55		70.7	69.5	71.1	±0.28											
80	65		80.7	79.5	81.1												
90	75		90.7	89.5	91.1												
100	85		100.7	99.5	101.1												
110	95		110.7	109.5	111.1												

（续）

D	d	$L_3{}^{+0.25}_{0}$	外径				宽度				高度				V形圈数量	R ≤	C ≥
			D_1	D_2	D_3	极限偏差	S_1	S_2	S_3	极限偏差	h_1	h_2	h_3	极限偏差			
70	50	32	70.8	69.4	71.3	±0.28	10.8	9.4	11.3	±0.15	5	10	11	±0.20	2	0.6	5
80	60		80.8	79.4	81.3												
90	70		90.8	89.4	91.3												
100	80		100.8	99.4	101.3												
110	90		110.8	109.4	111.3	±0.35											
125	105		125.8	124.4	126.3												
140	120		140.8	139.4	141.3												
160	140		160.8	159.4	161.3												
180	160		180.8	179.4	181.3												
125	100	40	126	124.4	126.6	±0.45	13.5	11.9	14.1		6	12	15			0.8	6.5
140	115		141	139.4	141.6												
160	135		161	169.4	161.6												
180	155		181	179.4	181.6												
200	175		201	199.4	201.6	±0.60	16.3	14.2	16.8		6.5		17.5		3	0.8	7.5
220	195		221	219.4	221.6												
250	225		251	249.4	251.6												
200	170	50	201.3	199.2	201.9												
220	190		221.3	219.2	221.9												
250	220		251.3	249.2	251.9												
280	250		281.3	279.2	281.9												
320	290		321.3	319.2	321.9												
360	330		361.3	359.2	361.9												
400	360	63	401.6	399	402.1	±0.90	21.6	19	22.1	±0.20	7	14	26.5	±0.25		1.0	10
450	410		451.6	449	452.1												
500	460		501.6	499	502.1												

注：滑动面公差配合推荐 H9/f8，但液压缸使用条件不苛刻的情况下，滑动面公差配合也可采用 H10/f9。

表 6.2-41　活塞杆 L_3 密封沟槽结构型式及 V 形圈、压环、支承环尺寸和公差　（mm）



标记方法见表 6.2-35

（续）

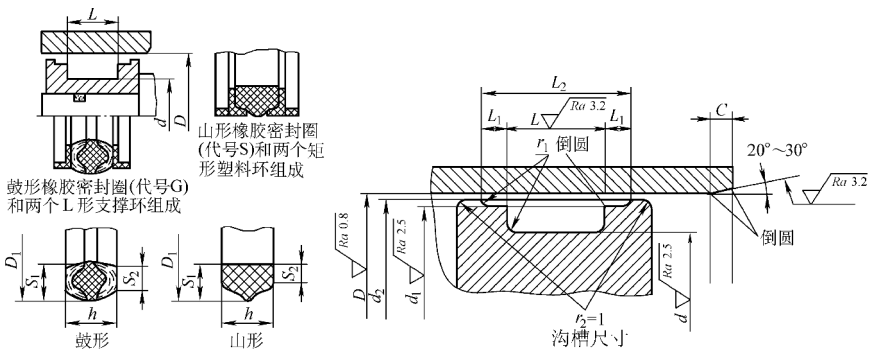
d	D	$L_3{}^{+0.25}_{0}$	内径			宽度			高度				V形圈数量	R ≤	C ≥
			d_1	d_2	极限偏差	S_1	S_2	极限偏差	h_1	h_2	h_4	极限偏差			
6	14	14.5	5.5	6.3	±0.18	4.5	3.7	±0.15	2.5	6	3	±0.20	2	0.3	2
8	16		7.5	8.3											
10	18		9.5	10.3											
12	20		11.5	12.3											
14	22		13.5	14.3											
16	24		15.5	16.3											
18	26		17.5	18.3	±0.22										
20	28		19.5	20.3											
22	30		21.5	22.3											
25	33		24.5	25.3											
10	20	16	9.4	10.3		5.6	4.7		3	6.5			2	0.3	2.5
12	22		11.4	12.3											
14	24		13.4	14.3											
16	26		15.4	16.3											
18	28		17.4	18.3											
20	30		19.4	20.3											
22	32		21.4	22.3											
25	35		24.4	25.3											
28	38		27.4	28.3											
32	42		31.4	32.3											
36	46		35.4	36.3											
40	50		39.4	40.3											
45	55		44.4	45.3											
50	60		49.4	50.3											
28	43	25	27.3	28.5		8.2	7		4.5	8			3	0.4	4
32	47		31.3	32.5											
36	51		35.3	36.5											
40	55		39.3	40.5											
45	60		44.3	45.5											
50	65		49.3	50.5											
56	71		55.3	56.6											
63	78		62.3	63.6											
70	85		69.3	70.5	±0.28										
80	95		79.3	80.5											
90	105		89.3	90.5											
56	76	32	55.2	56.6	±0.22	10.8	9.4		6	10			3	0.6	5
63	83		62.2	63.6											
70	90		69.2	70.6	±0.28										
80	100		79.2	80.6											
90	110		89.2	90.6											
100	120		99.2	100.6											
110	130		109.2	110.6											
125	145		124.2	125.6	±0.35										
140	160		139.2	140.6											
100	125	40	99	100.6		13.5	11.9			12			4	0.8	6.5
110	135		109	110.6	±0.35										
125	150		124	125.6											
140	165		139	140.6											
160	185		159	160.6											
180	205		179	180.6	±0.45										
200	225		199	200.6											
160	190	50	158.8	160.8	±0.35	16.2	14.2	±0.20	6.5	14		±0.25	5	0.8	7.5
180	210		178.8	180.8	±0.45										
200	230		198.8	200.8											
220	250		218.8	220.8											
250	280		248.8	250.8											
280	310		278.8	280.8	±0.60										
320	360	63	318.4	321		21.6	19	±0.25	7	15.5	4		6	1.0	10
360	400		358.4	361											

注：滑动面公差配合推荐 H9/f8，但在液压缸使用条件不苛刻的情况下，滑动面公差配合也可采用 H10/f9。

表 6.2-42　双向密封橡胶密封圈使用条件

密封圈结构型式	往复运动速度/m·s^{-1}	工作压力范围/MPa	密封圈结构型式	往复运动速度/m·s^{-1}	工作压力范围/MPa
鼓形橡胶密封圈	0.5	0.10～40	山形橡胶密封圈	0.5	0～20
	0.15	0.10～70		0.15	0～35

表 6.2-43　鼓形圈和山形圈的尺寸和公差　　（mm）



标记示例：

示例1：D = 100mm，d = 85mm，L = 20mm 的鼓形橡胶密封圈，标记为

密封圈　G100×85×20 GB/T 10708.2—2000

示例2：D = 180mm，d = 155mm，L = 32mm 的山形橡胶密封圈，标记为

密封圈　S180×155×32 GB/T 10708.2—2000

D H9	d h9	$L^{+0.35}_{+0.10}$	外径 D_1	外径极限偏差	高度 h	高度极限偏差	宽度 鼓形 S_1	宽度 鼓形 S_2	宽度 鼓形极限偏差	宽度 山形 S_1	宽度 山形 S_2	宽度 山形极限偏差	$L_1{}^{+0.1}_{0}$	L_2	d_1 h9	d_2 h11	r_1	C ≥
25	17	10	25.6	±0.22	6.5	±0.20	4.6	3.4	±0.15	4.7	2.5	±0.15	4	18	22	24	0.4	2
32	24		32.6												29	31		
40	32		40.6												37	39		
25	15	12.5	25.7		8.5		5.7	4.2		5.8	3.2		4	20.5	22	24	0.4	2.5
32	22		32.7												29	31		
40	30		40.7												37	39		
50	40		50.7												47	49		
56	46		56.7												53	55		
63	53		63.7												60	62		
50	35	20	50.9	±0.28	14.5		8.4	6.5		8.5	4.5		5	30	46	48.5	0.4	4
56	41		56.9												52	54.5		
63	48		63.9												59	61.5		
70	55		70.9												66	68.5		
80	65		80.9												76	78.5		
90	75		90.9												86	88.5		
100	85		100.9												96	98.5		
110	95		110.9												106	108.5		
80	60	25	81	±0.35	18		11	8.7		11.2	5.5		6.3	37.6	75	78	0.8	5
90	70		91												85	88		
100	80		101												95	98		
110	90		111												105	108		
125	105		126												120	123		
140	120		141												135	138		
160	140		161												155	158		
180	160		181												175	178		
125	100	32	126.3	±0.45	24		13.7	10.8		13.9	7		10	52	119	123	0.8	6.5
140	115		141.3												134	138		
160	135		161.3												154	158		
180	155		181.3												174	178		
200	170	36	201.5	±0.60	28	±0.25	16.5	12.9	±0.20	16.7	8.6	±0.20	12.5	61	192	197	0.8	7.5
220	190		221.5												212	217		
250	220		251.5												242	247		
280	250		281.5												272	277		
320	290		321.5												312	317		
360	330		361.5												352	357		
400	360	50	401.8	±0.90	40		21.8	17.5		22	12		16	82	392	397	1.2	10
450	410		451.8												442	447		
500	460		501.8												492	497		

注：塑料支撑环（J形环、矩形环和L形环）尺寸见参考文献［4］。

5 油封与防尘密封

油封和防尘密封也是一种唇形密封，并具有明显的特点，品种规格繁多，且大都已经标准化。

5.1 用做油封的旋转轴唇形密封圈

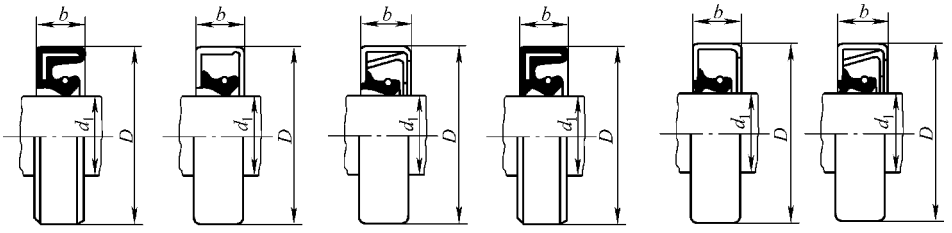
用做油封的旋转轴唇形密封圈分类及特点见表6.2-44。旋转轴唇形密封圈的公称尺寸见表6.2-45。其他结构和尺寸可查阅标准GB/T 9877—2008。

表6.2-44 旋转轴唇形密封圈分类及特点

分类	特 点
内包骨架	该密封圈应用广泛，但在定位准确性和同轴度、骨架散热性方面不如外露骨架旋转轴唇形密封圈。该密封圈结构型式有无副唇形（B型）和有副唇形（FB型）两种。适用于安装在设备的旋转轴端，在压力不超过0.05MPa的条件下，对流体和润滑脂起密封作用
外露骨架	密封圈结构型式有无副唇形（W型）和有副唇形（FW型）两种。该密封圈定位准确，同轴度高，安装方便，骨架散热性好。适用于安装在设备的旋转轴端，在压力不超过0.05MPa的条件下，对流体和润滑脂起密封作用
装配式	密封圈有无副唇（Z型）和有副唇（FZ型）两种。该密封圈适用于安装在大型、精密设备中的旋转轴端。在压差不超过0.3MPa的条件下，对流体及润滑脂起密封作用

与密封圈配合的旋转轴轴端的导入倒角见表6.2-46，并且倒角上不应有毛刺、尖角和粗糙的机械加工痕迹。轴的直径公差按GB/T 1800.2—2009的要求，不得超过h11。与密封圈唇口接触的轴表面应磨削加工至符合GB/T 1031—2009的表面粗糙度 $Ra = 0.2 \sim 0.63\mu m$，$Rz = 0.8 \sim 2.5\mu m$，且不应有机械加工的痕迹。在某些要求较低的场合，表面粗糙度要求可适当放宽。

表6.2-45 密封圈的公称尺寸（摘自GB/T 13871.1—2007） （mm）



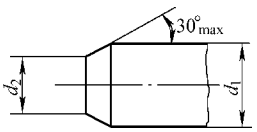
类型1 (B型) 内包骨架型　类型2 (W型) 外露骨架型　类型3 (Z型) 装配型　类型4 (FB型) 带副唇内包骨架型　类型5 (FW型) 带副唇外露骨架型　类型6 (FZ型) 带副唇装配型

d_1	D	b	d_1	D	b	d_1	D	b	d_1	D	b
6	16	7	25	52	7	50	68	8	120	150	12
6	22	7	28	40	7	50①	70	8	130	160	12
7	22	7	28	47	7	50	72	8	140	170	15
8	22	7	28	52	7	55	72	8	150	180	15
8	24	7	30	42	7	55①	75	8	160	190	15
9	22	7	30	47	7	55	80	8	170	200	15
10	22	7	30①	50	7	60	80	8	180	210	15
10	25	7	30	52	7	60	85	8	190	220	15
12	24	7	32	45	8	65	85	10	200	230	15
12	25	7	32	47	8	65	90	10	220	250	15
12	30	7	32	52	8	70	90	10	240	270	15
15	26	7	35	50	8	70	95	10	250	290	15
15	30	7	35	52	8	75	95	10	260	300	20
15	35	7	35	55	8	75	100	10	280	320	20
16	30	7	38	55	8	80	100	10	300	340	20
16①	35	7	38	58	8	80	110	10	320	360	20
18	30	7	38	62	8	85	110	12	340	380	20
18	35	7	40	55	8	85	120	12	360	400	20
20	35	7	40①	60	8	90①	115	12	380	420	20
20	40	7	40	62	8	90	120	12	400	440	20
20①	45	7	42	55	8	95	120	12			
22	35	7	42	62	8	100	125	12			
22	40	7	45	62	8	105①	130	12			
22	47	7	45	65	8	110	140	12			
25	40	7									
25	47	7									

注：由于密封圈由不同的制造商生产或是在设计细节上的某些变化，所示结构仅仅是作为6种基本类型代表示例。

① 为国内用到而ISO 6194—1:1982中没有的规格。

表 6.2-46　轴导入倒角　（mm）

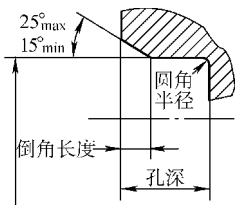


轴直径 d_1	$d_1-d_2$①	轴直径 d_1	$d_1-d_2$①
$d_1\leqslant10$	1.5	$50<d_1\leqslant70$	4.0
$10<d_1\leqslant20$	2.0	$70<d_1\leqslant95$	4.5
$20<d_1\leqslant30$	2.5	$95<d_1\leqslant130$	5.5
$30<d_1\leqslant40$	3.0	$130<d_1\leqslant240$	7.0
$40<d_1\leqslant50$	3.5	$240<d_1\leqslant400$	11.0

① 若轴端采用倒圆倒入导角，则倒圆的圆角半径不小于表中的 d_1-d_2 之值。

安装密封圈的腔体内孔应有倒角，不允许有毛刺，腔体内孔的尺寸见表6.2-47。当腔体内孔用黑色金属整体加工成刚性件时，其尺寸公差按 GB/T 1800.2—2009 的规定，不应超过 H8。腔体内孔的表面粗糙度按 GB/T 1031—2009 的规定，$Ra=1.6\sim3.2\mu m$，$Rz=6.3\sim12.5\mu m$。当采用外露骨架型密封圈时，内孔表面粗糙度可考虑采用更低的数值。

表 6.2-47　腔体的内孔尺寸　（mm）

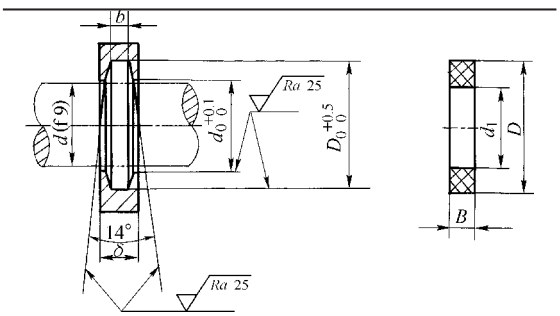


密封圈公称总宽度 b	腔体内孔深度	倒角长度	腔体内孔最大圆角半径
≤10	$b+0.9$	0.70～1.00	0.50
>10	$b+1.2$	1.20～1.50	0.75

5.2　毡圈油封（JB/ZQ 4606—1986）

毡圈为带状半粗羊毛毡和细羊毛毡倾斜结合而成，适用速度 $v<5m\cdot s^{-1}$，温度低于90℃，工作压力小于0.1MPa。毡圈油封和沟槽尺寸见表6.2-48。

表 6.2-48　毡圈油封和沟槽尺寸　（mm）



标记示例

轴径 $d=40$mm 的毡圈记为：

毡圈 40

（续）

d 公称轴径	毡圈 D	毡圈 d_1	毡圈 B	毡圈 质量/kg	沟槽 D_0	沟槽 d_0	沟槽 b	沟槽 δ_{min} 用于钢	沟槽 δ_{min} 用于铸铁
16	29	14	6	0.0010	28	16	5	10	12
20	33	19		0.0012	32	21			
25	39	24	7	0.0018	38	26	6	12	15
30	45	29		0.0023	44	31			
35	49	34		0.0023	48	36			
40	53	39		0.0026	52	41			
45	61	44	8	0.0040	60	46	7		
50	69	49		0.0054	68	51			
55	74	53		0.0060	72	56			
60	80	58		0.0069	78	61			
65	84	63		0.0070	82	66			
70	90	68		0.0079	88	71			
75	94	73		0.0080	92	77			
80	102	78	9	0.011	100	82	8	15	18
85	107	83		0.012	105	87			
90	112	88		0.012	110	92			
95	117	93	10	0.014	115	97			
100	122	98		0.015	120	102			
105	127	103		0.016	125	107			
110	132	108		0.017	130	112			
115	137	113		0.018	135	117			
120	142	118		0.018	140	122			
125	147	123		0.018	145	127			
130	152	128	12	0.030	150	132	10	18	20
135	157	133		0.030	155	137			
140	162	138		0.032	160	143			
145	167	143		0.033	165	148			
150	172	148		0.034	170	153			
155	177	153		0.035	175	158			
160	182	158		0.035	180	163			
165	187	163		0.037	185	168			
170	192	168		0.038	190	173			
175	197	173		0.038	195	178			
180	202	178		0.038	200	183			
185	207	183		0.039	205	188			
190	212	188		0.039	210	193			
195	217	193	14	0.041	215	198	12	20	22
200	222	198		0.042	220	203			
210	232	208		0.044	230	213			
220	242	213		0.046	240	223			
230	252	223		0.048	250	233			
240	262	238		0.051	260	243			

注：粗毛毡适用于速度 $v\leqslant3m\cdot s^{-1}$，优质细毛毡适用于 $v\leqslant10m\cdot s^{-1}$。

5.3　防尘密封

油封可以作防尘密封件使用，但是在粉尘严重或为了保护其他密封件时，常常使用专门的防尘密封。

该密封圈适用于安装在液压缸活塞杆导向套上起防尘密封作用。

（1）密封圈的分类

密封圈的分类见表6.2-49。

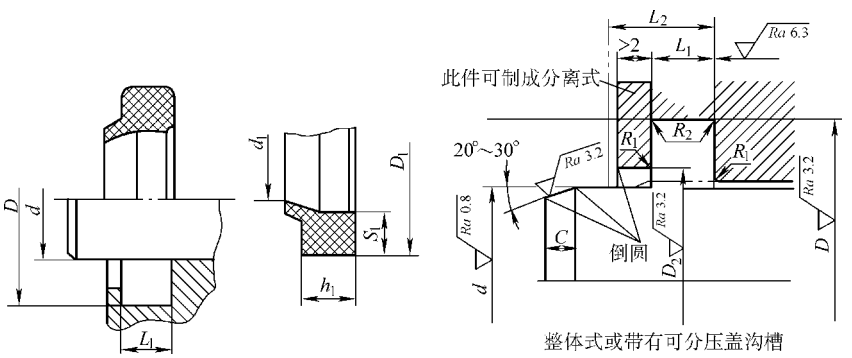
（2）防尘圈型式与尺寸

防尘密封圈的型式和尺寸系列（摘自GB/T 10708.3—2000）见表6.2-50～表6.2-52。

表6.2-49 密封圈的分类

类型	特点与应用
A	单唇无骨架橡胶密封圈，适于在A型密封结构型式内安装，起防尘作用
B	单唇带骨架橡胶密封圈，适于在B型密封结构型式内安装，起防尘作用
C	双唇密封垫圈，适于在C型密封结构型式内安装，起防尘作用

表6.2-50 A型防尘圈型式和尺寸 （mm）



标记示例：

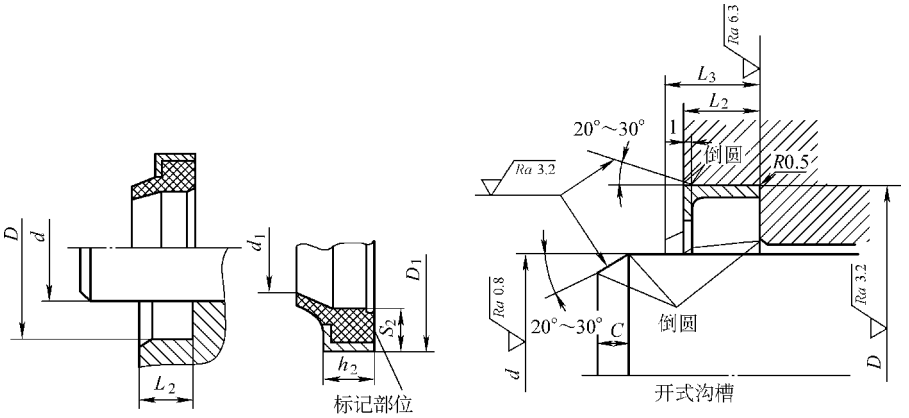
A型防尘密封圈、密封腔体，内径100mm，外径115mm，密封腔体轴向长度9.5mm，标记为

防尘密封圈 FA100 × 115 × 9.5 GB/T 10708.3—2000

B型防尘密封圈用FB表示；C型防尘密封圈用FC表示

d	D		L_1		d_1		D_1		S_1		h_1		D_2		L_2 ≤	R_1 ≤	R_2 ≤	C ≥
	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差				
6	14	+0.110 0	5	+0.2 0	4.6	±0.15	14	±0.15	3.5	±0.15	5	0 −0.30	11.5	+0.110 0	8	0.3	0.5	2
8	16				6.6		16						13.5					
10	18				8.6		18						15.5					
12	20				10.6		20						17.5					
14	22	+0.130 0			12.5	±0.25	22						19.5	+0.130 0				
16	24				14.5		24						21.5					
18	26				16.5		26						23.5					
20	28				18.5		28						25.5					
22	30				20.5		30						27.5					
25	33	+0.160 0			23.5		33						30.5	+0.160 0				
28	36				26.5		36						33.5					
32	40				30.5		40						37.5					
36	44				34.5		44						41.5					
40	48				38.5		48						45.5					
45	53	+0.190 0			43.5		53						50.5	+0.190 0				
50	58				48.5		58						55.5					
56	66		6.3		53		66	±0.35	4.3		6.3		63		10	0.4		2.5
60	70				58		70						67					
63	73				61		73						70					
70	80				68	±0.35	80						77					
80	90	+0.220 0			78		90						87	+0.220 0				
90	100				88		100						97					
100	115		9.5	+0.3 0	97.5	±0.45	115	±0.45	6.5		9.5		110		14	0.6		4
110	125				107.5		125						120					
125	140	+0.250 0			122.5		140						135	+0.250 0				
140	155				137.5		155						150					
160	175				157.5		175						170					
180	195	+0.290 0			167.5	±0.60	195	±0.60					190	+0.290 0				
200	215				197.5		215						210					
220	240	+0.320 0	12.5		217		240		8.7		12.5		233.5	+0.320 0	18	0.8	0.9	5
250	270				247		270						263.5					
280	300				277	±0.90	300	±0.90					293.5					
320	340	+0.360 0			317		340						333.5	+0.360 0				
360	380				357		380						373.5					

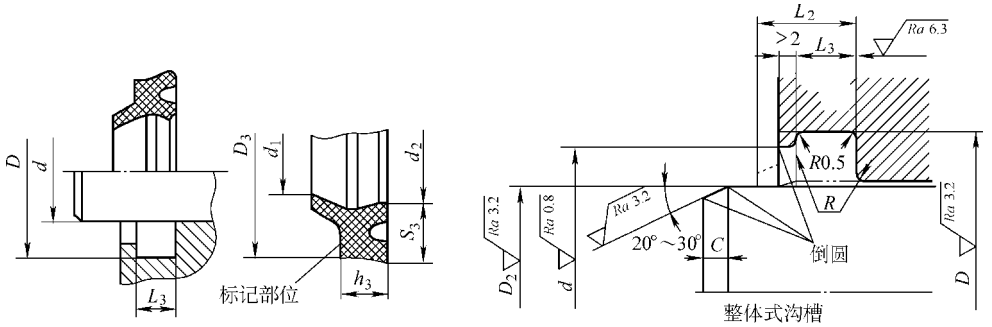
表 6.2-51　B 型防尘圈型式和尺寸　　（mm）



标记示例见表 6.2-50

d	D		$L_2{}^{+0.5}_{0}$	d_1		D_1		S_2		h_2		L_3	C
	公称尺寸	极限偏差		公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	≤	≥
6	14	+0.027 0	5	4.6	±0.15	14	S7	3.5	±0.15	5	0 −0.30	8	2
8	16			6.6		16							
10	18			8.6		18							
12	22	+0.033 0	7	10.5	±0.25	22		4.3		7		11	2.5
14	24			12.5		24							
16	26			14.5		26							
18	28			16.5		28							
20	30			18.5		30							
22	32	+0.039 0		20.5		32							
25	35			23.5		35							
28	38			26.5		38							
32	42			30		42							
36	46			34		46							
40	50			38		50							
45	55	+0.046 0		43		55							
50	60			48		60							
56	66			54		66							
60	70			58		70							
63	73			61		73							
70	80	+0.054 0		68	±0.35	80							
80	90			78		90							
90	100			88		100							
100	115	+0.063 0	9	97.5	±0.45	115		6.5		9	0 −0.35	13	4
110	125			107.5		125							
125	140			122.5		140							
140	155			137.5		155							
160	175			157.5		175							
180	195	+0.072 0		177.5	±0.60	195							
200	215			197.5		215							
220	240	+0.081 0	12	217	±0.90	240		8.7		12	0 −0.40	16	5
250	270			247		270							
280	300	+0.089 0		277		300							
320	340			317		340							
360	380			357		380							

表 6.2-52 C 型防尘圈型式和尺寸 （mm）



标记示例见表 6.2-50

d	D		L_3		d_1 和 d_2			D_3		S_3		h_3		D_2		L_2 ≤	R ≤	C ≥
	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	d_1	d_2	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差			
6	12	+0.110 0	4	±0.2 0	4.8	5.2	±0.20	12	+0.10 −0.25	4.2	±0.15	4	0 −0.30	8.5	+0.090 0	7	0.3	2
8	14				6.8	7.2		14						10.5	+0.110 0			
10	16				8.8	9.2		16						12.5				
12	18				10.8	11.2		18						14.5				
14	20	+0.130 0			12.8	13.2		20						16.5				
16	22				14.8	15.2		22						18.5	+0.130 0			
18	24				16.8	17.2		24						20.5				
20	26				18.8	19.2		26						22.5				
22	28				20.8	21.2		28						24.5				
25	33	+0.160 0	5		23.5	24	±0.25	33	+0.10 −0.35	5.5		5		28		8		2.5
28	36				26.5	27		36						31	+0.160 0			
32	40				30.5	31		40						35				
36	44				34.5	35		44						39				
40	48				38.5	39		48						43				
45	53	+0.190 0			43.5	44		53						48	+0.190 0			
50	58				48.5	49		58						53				
56	66		6		54.2	54.8		66		6.8		6		59		9.7		
60	70				58.2	58.8		70						63				
63	73				61.2	61.8		73						66				
70	80				68.2	68.8	±0.35	80	+0.10 −0.40					73				
80	90	+0.220 0			78.2	78.8		90						83	+0.220 0			
90	100				88.2	88.8		100						93				

（续）

d	D		L_3		d_1 和 d_2			D_3		S_3		h_3		D_2		L_2 ≤	R ≤	C ≥
	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	d_1	d_2	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差			
100	115	+0.220 0	8.5	+0.3 0	97.8	98.4	±0.45	115	+0.10 −0.50	9.8	±0.15	8.5	0 −0.30	104	+0.220 0	13	0.4	4
110	125				107.8	108.4		125						114				
125	140	+0.250 0			122.8	123.4		140						129	+0.250 0			
140	155				137.8	138.4		155						144				
160	175				157.8	158.4		175						164				
180	195	+0.290 0			177.8	178.4	±0.60	195	+0.10 −0.65					184	+0.290 0			
200	215				197.8	198.4		215						204				
220	240		11		217.4	218.2		240		13.2		11		225		16.5	0.5	5
250	270	+0.320 0			247.4	248.2		270						255	+0.320 0			
280	300				277.4	278.2	±0.90	300	+0.20 −0.90					285				
320	340	+0.360 0			317.4	318.2		340						325	+0.360 0			
360	380				357.4	358.2		380						365				

6　液体迷宫密封

迷宫密封是在旋转部件与静止部件之间设置迷宫间隙，利用流体流经环形密封齿与轴形成的一系列节流间隙与膨胀空腔，产生节流效应而达到阻漏目的。

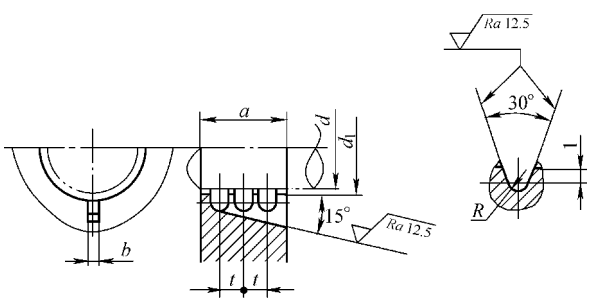
迷宫密封具有结构简单、无磨损、功耗少、使用寿命长、不需润滑和维修方便等优点。迷宫密封可用于高温、高压、高转速和大尺寸条件下的气体密封，亦可用于液体密封。广泛用于汽轮机、离心压缩机、鼓风机、涡轮膨胀机等机器的轴端和级间密封。

迷宫密封的缺点是加工精度要求高，难于装配，间隙过小，机器长期运转磨损后使密封性能大大下降，但是其优点是其他密封难以取代的。

液体迷宫密封可用于各种回转机器中密封润滑油或润滑脂，如齿轮传动装置、轴承等密封。它与毡圈式及油封相比具有密封零件不易损坏、要求保养条件不高、轴的圆周速度不受限制等优点，常见的液体迷宫密封结构型式及尺寸见表6.2-53～表6.2-55。轴向迷宫密封在因热而伸长的轴上一般不能使用，可用在负载较重的轴承密封上。

迷宫密封与其他密封联合使用时，密封效果更为可靠，在重载以及对密封要求高的工作条件下常用联合式密封装置，见表6.2-55。

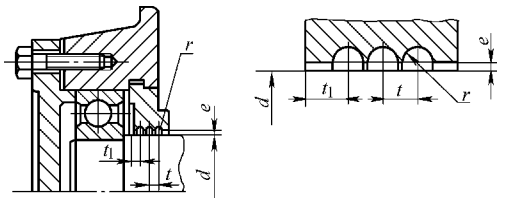
表6.2-53　迷宫式密封槽（摘自 JB/ZQ 4245—2006）　（mm）



轴径 d	R	t	b	a_{min}	d_1	n（槽数）
25～80	1.5	4.5	4	$nt+R$	$d+1$	一般 $n=2～4$ 常用 $n=3$
>80～120	2	6	5			
>120～180	2.5	7.5	6			
>180	3	9	7			

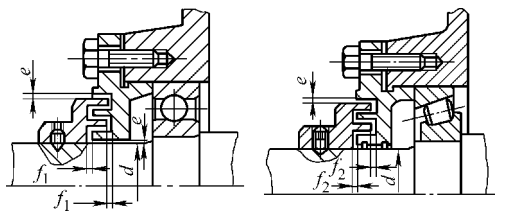
注：在个别情况下，R、t、b 可不按轴径选用。

表 6.2-54 径向密封槽 （mm）



d	10～50	50～80	80～110	110～180	>180
r	1	1.5	2	2.5	3
e	0.2	0.3	0.4	0.5	0.5
t	$t=3r$				
t_1	$t_1=2r$				

表 6.2-55 轴向密封槽及联合式迷宫密封 （mm）



d	e	f_1	f_2
10～50	0.2	1	1.5
>50～80	0.3	1.5	2.5
>80～110	0.4	2	3
>110～180	0.5	2.5	3.5

参 考 文 献

[1] 闻邦椿. 机械设计手册：第3卷［M］. 5版. 北京：机械工业出版社，2010.

[2] 徐灏. 新编机械设计师手册［M］. 北京：机械工业出版社，1995.

[3] 机械设计手册编委会. 机械设计手册：第2卷［M］. 新版. 北京：机械工业出版社，2004.

[4] 成大先. 机械设计手册：第3卷［M］. 5版. 北京：化学工业出版社，2008.

[5] 吴宗泽. 机械设计师手册［M］. 2版. 北京：机械工业出版社，2009.

[6] 吴宗泽. 机械设计实用手册［M］. 3版. 北京：化学工业出版社，2010.

[7] 徐灏. 密封［M］. 北京：冶金工业出版社，1999.

[8] 张剑，等. 现代润滑技术［M］. 北京：冶金工业出版社，2008.

[9] 颜志光. 润滑材料与润滑技术［M］. 北京：中国石化出版社，2000.

[10] 王毓民，等. 润滑材料与润滑技术［M］. 北京：化学工业出版社，2005.

[11] 朱廷彬. 润滑脂技术大全［M］. 北京：中国石化出版社，2006.

[12] 王先会. 润滑油脂选用与营销指南［M］. 北京：中国石化出版社，2008.

第7篇

起重机零部件和操作件

第 1 章　起重机零部件

1　起重机机构的分级

1.1　起重机机构的使用等级

机构的设计预期寿命，是指设计预设的该机构从开始使用起到预期更换或最终报废为止的总运转时间，它只是该机构实际运转小时数累计之和，而不包括工作中此机构的停歇时间。机构的使用等级是将该机构的总运转时间分成 10 个等级，以 T_0、T_1、T_2、…、T_9 表示，见表 7.1-1。

表 7.1-1　机构的使用等级（摘自 GB/T 3811—2008）

使用等级	总使用时间 t_T/h	机构运转频繁情况
T_0	$t_T \leqslant 200$	很少使用
T_1	$200 < t_T \leqslant 400$	
T_2	$400 < t_T \leqslant 800$	
T_3	$800 < t_T \leqslant 1600$	
T_4	$1600 < t_T \leqslant 3200$	不频繁使用
T_5	$3200 < t_T \leqslant 6300$	中等频繁使用
T_6	$6300 < t_T \leqslant 12500$	较频繁使用
T_7	$12500 < t_T \leqslant 25000$	频繁使用
T_8	$25000 < t_T \leqslant 50000$	
T_9	$t_T > 50000$	

1.2　起重机机构的载荷状态、级别

机构的载荷状态级别表明了机构所受载荷的轻重情况。在表 7.1-2 中，列出了机构载荷谱系数 K_m 的 4 个范围值，它们各代表了机构一个相对应的载荷状态级别。

表 7.1-2　机构的载荷状态级别及载荷谱系数（摘自 GB/T 3811—2008）

载荷状态级别	机构载荷谱系数 K_m	说　明
L1	$K_m \leqslant 0.125$	机构很少承受最大载荷，一般承受较小载荷
L2	$0.125 < K_m \leqslant 0.25$	机构较少承受最大载荷，一般承受中等载荷
L3	$0.25 < K_m \leqslant 0.500$	机构有时承受最大载荷，一般承受较大载荷
L4	$0.500 < K_m \leqslant 1.000$	机构经常承受最大载荷

机构的载荷谱系数 K_m 可用式（7.1-1）求得

$$K_m = \sum \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^m \right] \qquad (7.1\text{-}1)$$

式中　K_m——机构载荷谱系数；

t_i——与机构承受各个大小不同等级载荷的相应持续时间（h），$t_i = t_1, t_2, t_3, \cdots, t_n$；

t_T——机构承受所有大小不同等级载荷的时间总和（h），$t_T = \sum_{i=1}^{n} t_i = t_1 + t_2 + t_3 + \cdots + t_n$；

P_i——能表征机构在服务期内工作特征的各个大小不同等级的载荷（N），$P_i = P_1, P_2, P_3, \cdots, P_n$；

P_{max}——机构承受的最大载荷（N）；

m——幂指数，约定取 $m = 3$。

1.3　起重机机构的工作级别

机构工作级别的划分，是将各单个机构分别作为一个整体进行的关于其载荷大小程度及运转频繁情况总的评价，它并不表示该机构中所有的零部件都有与此相同的受载及运转情况。

根据机构的 10 个使用等级和 4 个载荷状态级别，机构单独作为一个整体进行分级的工作级别划分为 M1 ~ M8 共 8 级，见表 7.1-3。关于桥式和门式起重机各机构单独作为整体分类举例见表 7.1-4。

表 7.1-3　机构的工作级别（摘自 GB/T 3811—2008）

载荷状态级别	机构载荷谱系数 K_m	机构的使用等级									
		T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
L1	$K_m \leqslant 0.125$	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	$0.125 < K_m \leqslant 0.250$	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	$0.250 < K_m \leqslant 0.500$	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	$0.500 < K_m \leqslant 1.000$	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

表 7.1-4　桥式和门式起重机各机构单独作为整体分级举例（摘自 GB/T 3811—2008）

序　号	起重机的类别	起重机的使用情况	起重机整机的工作级别	机构使用等级			机构载荷状态			机构工作级别		
				H	D	T	H	D	T	H	D	T
1	人力驱动的起重机（含手动葫芦起重机）	很少使用	A1	T_2	T_2	T_2	L1	L1	L1	M1	M1	M1
2	车间装配用起重机	较少使用	A3	T_2	T_2	T_2	L2	L1	L2	M2	M1	M2
3（a）	电站用起重机	很少使用	A3	T_2	T_2	T_3	L2	L1	L2	M2	M1	M3
3（b）	维修用起重机	较少使用	A3	T_2	T_2	T_2	L2	L1	L2	M2	M1	M2
4（a）	车间用起重机（含车间用电动葫芦起重机）	较少使用	A3	T_4	T_3	T_4	L1	L1	L1	M3	M2	M3
4（b）	车间用起重机（含车间用电动葫芦起重机）	不频繁、较轻载使用	A4	T_4	T_3	T_4	L2	L2	L2	M4	M3	M4
4（c）	较繁忙车间用起重机（含车间用电动葫芦起重机）	不频繁、中等载荷使用	A5	T_5	T_3	T_5	L2	L2	L2	M5	M3	M5
5（a）	货场用吊钩起重机（含货场用电动葫芦起重机）	较少使用	A3	T_4	T_3	T_4	L1	L1	L2	M3	M2	M4
5（b）	货场用抓斗或电磁盘起重机	较频繁中等载荷使用	A6	T_5	T_5	T_5	L3	L3	L3	M6	M6	M6
6（a）	废料场吊钩起重机	较少使用	A3	T_4	T_3	T_4	L2	L2	L2	M4	M3	M4
6（b）	废料场抓斗或电磁盘起重机	较频繁中等载荷使用	A6	T_5	T_5	T_5	L3	L3	L3	M6	M6	M6
7	桥式抓斗卸船机	频繁重载使用	A8	T_7	T_6	T_5	L3	L3	L3	M8	M7	M6
8（a）	集装箱搬运起重机	较频繁中等载荷使用	A6	T_5	T_5	T_5	L3	L3	L3	M6	M6	M6
8（b）	岸边集装箱起重机	较频繁重载使用	A7	T_6	T_6	T_5	L3	L3	L3	M7	M7	M6
9	冶金用起重机											
9（a）	换轧辊起重机	很少使用	A2	T_3	T_2	T_3	L3	L3	L3	M4	M3	M4
9（b）	料箱起重机	频繁重载使用	A8	T_7	T_5	T_7	L4	L4	L4	M8	M7	M8
9（c）	加热炉起重机	频繁重载使用	A8	T_6	T_6	T_6	L3	L4	L3	M7	M8	M7
9（d）	炉前兑铁液铸造起重机	较频繁重载使用	A6～A7	T_7	T_5	T_5	L3	L3	L3	M7～M8	M6	M6
9（e）	炉后出钢液铸造起重机	较频繁重载使用	A7～A8	T_7	T_6	T_6	L4	L3	L3	M8	M7	M6～M7

2　钢丝绳

2.1　钢丝绳的标记（见表 7.1-5、表 7.1-6）

表 7.1-5　钢丝绳特性代号及标记方法（摘自 GB/T 8706—2006）

钢丝绳特性代号	标　记　方　法
（1）横截面形状代号 1）钢丝横截面形状代号 圆形钢丝　无代号 三角形钢丝　V 矩形钢丝　R 梯形钢丝　T 椭圆形钢丝　Q Z 形钢丝　Z H 形钢丝　H 2）股横截面形状代号 圆形股　无代号 三角形股　V 组合芯股①　B 椭圆形股　Q 扁形或带形股　P 压实形股②　K 3）钢丝绳横截面形状代号 圆形钢丝绳　无代号 压实形钢丝绳②　K 编织形钢丝绳　BR 扁形钢丝绳　P ——单线缝合　PS ——双线缝合　PD ——铆钉铆接　PN （2）股结构类型代号 1）普通类型的股结构代号及示例	钢丝绳主要特性的标记应按尺寸、钢丝绳结构、芯结构、钢丝绳级别、钢丝表面状态、捻制类型及方向的顺序排列 （1）尺寸 圆钢丝绳和编制钢丝绳公称直径应以 mm 表示，扁钢丝绳公称尺寸（宽度×厚度）应标明并以 mm 表示 对于包覆钢丝绳应标明两个值：外层尺寸和内层尺寸。对于包覆固态聚合物的圆股钢丝绳，外径和内径用斜线（/）分开，如 13.0/11.5 （2）钢丝绳结构 1）多股钢丝绳结构应按下列顺序标记 ① 单层钢丝绳：外层股数×每个外层股中钢丝的数量及相应股的标记-芯的标记　示例：6×36WS-IWRC ② 平行捻密实钢丝绳：外层股数×每个外层股中钢丝的数量及相应股的标记-表明平行捻外层股经过密实加工的绳芯的标记　示例：8×19S-PWRC ③ 阻旋转钢丝绳 a. 十个或十个以上外层股：钢丝绳中除中心组件外的股的总数，或当中心组件和外层股相同时，钢丝绳中股的总数（当股的层数超过二层时，内层股的捻制类型标记在括号中）×每个外层股中钢丝的数量及相应股的标记-中心组件的标记 示例：18×7-WSC 或 19×7 b. 八个或九个外层股：外层股数×每个外层股中钢丝的数量及相应股的标记（表示反向捻芯）示例：8×25F-IWRC 2）单捻钢丝绳结构应按下列顺序标记 ① 单捻钢丝绳：1×股中钢丝的数量　示例：1×61 ② 密封钢丝绳（根据其用途） a. 半密封钢丝绳： HLGR—导向用钢丝绳 HLAR—架空索道用钢丝绳 b. 全密封钢丝绳： FLAR—架空索道（或承载）用钢丝绳 LHR—提升用钢丝绳 FLSR—结构用钢丝绳 3）扁钢丝绳结构应按下列附加代号标记 HR—提升用钢丝绳 CR—补偿（或平衡）用钢丝绳 （3）芯结构 芯、平行捻密实钢丝绳中心和阻旋转钢丝绳中心组件按下列代号标记：

结构类型	代　号	股结构示例
单捻	无代号	6 即（1—5） 7 即（1—6）
平行捻 西鲁式 瓦林吞式 填充式	 S W F	 17S 即（1—8—8） 19S 即（1—9—9） 19W 即（1—6—6+6） 21F 即（1—5—5F—10） 25F 即（1—6—6F—12） 29F 即（1—7—7F—14） 41F 即（1—8—8—8F—16）
组合平行捻	WS	26WS 即（1—5—5+5—10） 31WS 即（1—6—6+6—12） 36WS 即（1—7—7+7—14） 41WS 即（1—8—8+8—16） 47WS 即（1—6/8—8+8—16） 46WS 即（1—9—9+9—18）
多工序捻（圆股） 点接触捻 复合捻③	 M N	 19M 即（1—6/12） 37M 即（1—6/12/18） 35WN 即（1—6—6+6/16）

（续）

钢丝绳特性代号	标　记　方　法

2）当股标记用字母不能充分准确地反映股结构时，详细的股结构可以用从中心钢丝或股芯开始的数字表示，即从中心钢丝逐层向外层标识，且平行捻的各层钢丝之间用“—”号隔开，多工序捻（点接触）的各捻制工序钢丝层用“/”号隔开，同一层不同尺寸的钢丝用“+”号隔开。示例如下：

根据股中钢丝数确定股的标记示例

具体的股结构	股的标记
圆股-平行捻	
1—6—6F—12—12	37FS
1—7—7F—14—14	43FS
1—7—7—7F—14—14	50SFS
1—8—8F—16—16	49FS
1—6/8—8F—16—16	55FS
1—8—8—8+8—16	49SWS
1—6/8—8—8+8—16	55SWS
1—9—9—9+9—18	55SWS
1—6/9—9F—18—18	61FS
1—9—9—9F—18—18	64SFS
圆股-复合捻	
1—7—7+7—14/20—20	76WSNS
1—9—9—9+9—18/24—24	103SWSNS
三角股	
V—8	V9
V—9	V10
V—12/12	V25
BUC—12/12（组合芯）	V25B
BUC-12/15	V28B
带纤维芯的股（如采用压实/锻打的3股和4股钢丝绳）	
FC—9/15（股芯为12×P6；3×Q24FC的椭圆股）	Q24FC
FC—12—12（纤维芯）	24FC
FC—15—15	30FC
FC—9/15—15	39FC
FC—8—8+8—16	40FC
FC—12/15—15	42FC
FC—12/18—18	48FC

（3）导线代号

导线代号应用字母D而且该代号应放在组件标记之前，例如DC表示多股钢丝绳股的中心

单层钢丝绳

纤维芯	FC
天然纤维芯	NFC
合成纤维芯	SFC
固态聚合物芯	SPC
钢芯	WC
钢丝股芯	WSC
独立钢丝绳芯	IWRC
压实股独立钢丝绳芯	IWRC（K）
聚合物包覆独立绳芯	EPIWRC
平行捻密实钢丝绳	
平行捻钢丝绳芯	PWRC
压实股平行捻钢丝绳芯	PWRC（K）
填充聚合物的平行捻钢丝绳芯	PWRC（EP）
阻旋转钢丝绳	
中心构件	
纤维芯	FC
钢丝股芯	WSC
密实钢丝股芯	KWSC

（4）钢丝绳级别

当需要给出钢丝绳的级别时，应标明钢丝绳破断拉力级别，如1770、1370/1770

（5）钢丝表面状态

钢丝的表面状态（外层钢丝）应用下列字母代号标记：

光面或无镀层	U
B级镀锌	B
A级镀锌	A
B级锌合金镀层	B（Zn/Al）
A级锌合金镀层	A（Zn/Al）

对于其他的表面状态的标识应保证所选用的字母代号的含义是明确的

（6）捻制类型和捻制方向

1）单捻钢丝绳　捻制方向应用下列字母代号标记：

右捻	Z
左捻	S

2）多股钢丝绳　捻制类型和捻制方向应用下列字母代号标记：

右交互捻	SZ
左交互捻	ZS
右同向捻	ZZ
左同向捻	SS
右混合捻	aZ
左混合捻	aS

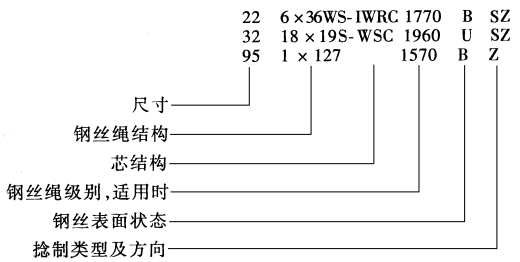
交互捻和同向捻类型中的第一个字母表示钢丝在股中的捻制方向，第二个字母表示股在钢丝绳中的捻制方向。混合捻类型的第二个字母表示股在钢丝绳中的捻制方向。股捻向用大写字母“Z”或“S”表示，钢丝绳的捻向用大写字母“Z”或“S”表示

① 代号B表示股芯由多根钢丝组合而成并紧接在股形状代号之后，例如一个由25根钢丝组成的带组合芯的三角股的标记为V25B。

② 代号K表示股和钢丝绳结构成形经过一个附加的压实加工工艺，例如一个由26根钢丝组成的西瓦式压实圆股的标记为K26WS。

③ N是一个附加代号并放在基本类型代号之后，例如复合西鲁式为SN，复合瓦林吞式为WN。

钢丝绳标记系列示例（该系列列出了描述钢丝绳所要求的最少信息量）



注：本示例及本标准其他部分各特性之间的间隔在实际应用中通常不留空间。

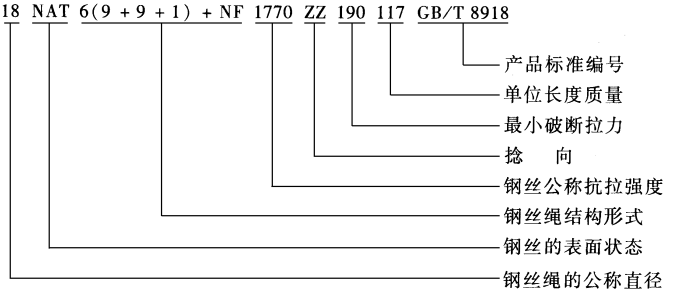
表 7.1-6　钢丝绳特性代号及标记方法（摘自 GB/T 8706—2006）

具体的股结构	股的标记	具体的股结构	股的标记
圆股-平行捻		三角股	
1—6—6F—12—12	37FS	V—8	V9
1—7—7F—14—14	43FS	V—9	V10
1—7—7—7F—14—14	50SFS	V—12/12	V25
1—8—8F—16—16	49FS	BUC—12/12（组合芯）	V25B
1—6/8—8F—16—16	55FS	BUC—12/15	V28B
1—8—8—8 +8—16	49SWS	带纤维芯的股（如采用压实/锻打的 3 股和 4 股钢丝绳）	
1—6/8—8—8 +8—16	55SWS	FC—9/15（股芯为 12 × P6；3 × Q24FC 的椭圆股）	Q24FC
1—9—9—9 +9—18	55SWS	FC—12—12（纤维芯）	24FC
1—6/9—9F—18—18	61FS	FC—15—15	30FC
1—9—9—9F—18—18	64SFS	FC—9/15—15	39FC
圆股—复合捻		FC—8—8 +8—16	40FC
1—7—7 +7—14/20—20	76WSNS	FC—12/15—15	42FC
1—9—9—9 +9—18/24—24	103SWSNS	FC—12/18—18	48FC

钢丝绳标记举例

1）全称标记示例

例 1　18 NAT 6(9 +9 +1) +NF 1770 ZZ 190 117 GB/T 8918



例 2　18ZAA6（9 +9 +1） +SF1770ZS GB/T 8918

2）简化标记示例

18NAT6 ×19S + NF1770ZZ190

18ZBB6 ×19W + NF1770ZZ

18NAT6 ×19Fi + IWR1770

18ZAA6 ×19S + NF

2.2　钢丝绳选用计算

2.2.1　*C* 系数法

本方法只适用运动绳。

$$d_{\min} = C\sqrt{S} \qquad (7.1\text{-}2)$$

式中　$d_{\min}$——钢丝绳的最小直径（mm）；

C——钢丝绳选择系数（$mm/\sqrt{N}$）；

S——钢丝绳最大工作静拉力（N）。

钢丝绳选择系数 C 的取值与钢丝的公称抗拉强度和机构工作级别有关，见表 7.1-7。

当钢丝绳的 k' 和 R_m 值与表 7.1-7 中不同时，则可根据工作级别从表 7.1-7 中选择安全系数 n 值并根据所选择钢丝绳的 k' 和 R_m 值按式（7.1-3）换算出适合的钢丝绳选择系数 C，然后再按式（7.1-2）选择绳径。

$$C = \sqrt{\frac{n}{k'R_m}} \qquad (7.1\text{-}3)$$

式中　n——钢丝绳的最小安全系数，按表 7.1-7；

k'——钢丝绳最小破断拉力系数，见表 7.1-7 注；

R_m——钢丝的公称抗拉强度（MPa）。

2.2.2　最小安全系数法

本方法对运动绳和静态绳都适用。此法按与钢丝绳所在机构工作级别有关的安全系数选择钢丝绳直径。所选钢丝绳的整绳最小破断拉力应满足

$$F_0 \geqslant Sn \qquad (7.1\text{-}4)$$

式中　F_0——钢丝绳的整绳最小破断拉力（kN）。

其他符号同前。

表 7.1-7　钢丝绳的选择系数 C 和安全系数 n

	机构工作级别	选择系数 C 值							安全系数 n	
		钢丝公称抗拉强度 R_m/N·mm^{-2}								
		1470	1570	1670	1770	1870	1960	2160	运动绳	静态绳
纤维芯钢丝绳	M1	0.081	0.078	0.076	0.073	0.071	0.070	0.066	3.15	2.5
	M2	0.083	0.080	0.078	0.076	0.074	0.072	0.069	3.35	2.5
	M3	0.086	0.083	0.080	0.078	0.076	0.074	0.071	3.55	3
	M4	0.091	0.088	0.085	0.083	0.081	0.079	0.075	4	3.5
	M5	0.096	0.093	0.090	0.088	0.085	0.083	0.079	4.5	4
	M6	0.107	0.104	0.101	0.098	0.095	0.093	0.089	5.6	4.5
	M7	0.121	0.117	0.114	0.110	0.107	0.105	0.100	7.1	5
	M8	0.136	0.132	0.128	0.124	0.121	0.118	0.112	9	5
钢芯钢丝绳	M1	0.078	0.075	0.073	0.071	0.069	0.067	0.064	3.15	2.5
	M2	0.080	0.077	0.075	0.073	0.071	0.069	0.066	3.35	2.5
	M3	0.082	0.080	0.077	0.075	0.073	0.071	0.068	3.55	3
	M4	0.087	0.085	0.082	0.080	0.078	0.076	0.072	4	3.5
	M5	0.093	0.090	0.087	0.085	0.082	0.080	0.076	4.5	4
	M6	0.103	0.100	0.097	0.094	0.092	0.090	0.085	5.6	4.5
	M7	0.116	0.113	0.109	0.106	0.103	0.101	0.096	7.1	5
	M8	0.131	0.127	0.123	0.120	0.116	0.114	0.108	9	5

注：1. 对于吊运危险物品的起重用钢丝绳，一般应按比设计工作级别高一级的工作级别选择表中的钢丝绳选择系数 C 和钢丝绳最小安全系数 n 值。对起升机构工作级别为 M7、M8 的冶金起重机和港口集装箱起重机等，在使用过程中能监控钢丝绳劣化损伤发展进程，保证安全使用。在保证一定寿命和及时更换钢丝绳的前提下，允许按稍低的工作级别选择钢丝绳；对冶金起重机最低安全系数不应小于7.1，港口集装箱起重机主起升钢丝绳和小车曳引钢丝绳的最低安全系数不应小于6。伸缩臂架用的钢丝绳，安全系数不应小于4。

2. C 值是根据起重机常用的钢丝绳 6×19W（S）型的最小破断拉力系数 k'、且只针对运动绳的安全系数计算而得。对纤维芯（NF）钢丝绳，$k'=0.330$，对金属丝绳芯（IWR）或金属丝股芯（IWS）钢丝绳，$k'=0.356$。

2.3　重要用途钢丝绳（摘自 GB 8918—2006）

（1）适用范围

重要用途钢丝绳适用于矿井提升、高炉卷扬、大型浇铸、石油钻井、大型吊装、繁忙起重、索道、地面缆车、船舶和海上设施等用途的圆股及异形股钢丝绳。

重要用途钢丝绳主要用途推荐见表 7.1-8。

表 7.1-8　重要用途钢丝绳主要用途推荐

用　途	名　称	结　构	备　注
立井提升	三角股钢丝绳	6V×37S　6V×37　6V×34　6V×30　6V×43　6V×21	
	线接触钢丝绳	6×19S　6×19W　6×25Fi　6×29Fi　6×26WS　6×31WS 6×36WS　6×41WS	推荐同向捻
	多层股钢丝绳	18×7　17×7　35W×7　24W×7	用于钢丝绳罐道的立井
		6Q×19+6V×21　6Q×33+6V×21	
开凿立井提升（建井用）	多层股钢丝绳及异形股钢丝绳	6Q×33+6V×21　17×7　18×7　34×7　36×7 6Q×19+6V×21　4V×39S　4V×48S　35W×7　24W×7	
立井平衡绳	钢丝绳	6×37S　6×36WS　4V×39S　4V×48S	仅适用于交互捻
	多层股钢丝绳	17×7　18×7　34×7　36×7　35W×7　24W×7	仅适用于交互捻

（续）

用　途		名　称	结　构	备　注
斜井提升（绞车）		三角股钢丝绳	6V × 18　6V × 19	
		钢丝绳	6 × 7　6 × 9W	推荐同向捻
钢绳牵引胶带运输机、索道及地面缆车		线接触钢丝绳	6 × 19S　6 × 19W　6 × 25Fi　6 × 29Fi　6 × 26WS 6 × 31WS　6 × 36WS　6 × 41WS	推荐同向捻 6 × 19W 不适合索道
高炉卷扬		三角股钢丝绳	6V × 37S　6V × 37　6V × 30　6V × 34　6V × 43	
		线接触钢丝绳	6 × 19S　6 × 25Fi　6 × 29Fi　6 × 26WS　6 × 31WS 6 × 36WS　6 × 41WS	
立井罐道及索道		三角股钢丝绳	6V × 18　6V × 19	
		多层股钢丝绳	18 × 7　17 × 7	推荐同向捻
露天斜坡卷扬		三角股钢丝绳	6V × 37S　6V × 37　6V × 30　6V × 34　6V × 43	
		线接触钢丝绳	6 × 36WS　6 × 37S　6 × 41WS　6 × 49SWS　6 × 55SWS	推荐同向捻
石油钻井		线接触钢丝绳	6 × 19S　6 × 19W　6 × 25Fi　6 × 29Fi　6 × 26WS 6 × 31WS　6 × 36WS	也可采用钢芯
挖掘机（电铲卷扬）		线接触钢丝绳	6 × 19S + IWR　6 × 25Fi + IWR　6 × 19W + IWR 6 × 29Fi + IWR　6 × 26WS + IWR　6 × 31WS + IWR 6 × 36WS + IWR　6 × 55SWS + IWR 6 × 49SWS + IWR　35W × 7　24W × 7	推荐同向捻
		三角股钢丝绳	6V × 30　6V × 34　6V × 37　6V × 37S　6V × 43	
起重机	大型浇铸吊车	线接触钢丝绳	6 × 19S + IWR　6 × 19W + IWR　6 × 25Fi + IWR 6 × 36WS + IWR　6 × 41WS + IWR	
	港口装卸、水利工程及建筑用塔式起重机	多层股钢丝绳	18 × 19S　18 × 19W　34 × 7　36 × 7　35W × 7　24W × 7	
		四股扇形股钢丝绳	4V × 39S　4V × 48S	
	繁忙起重及其他重要用途	线接触钢丝绳	6 × 19S　6 × 19W　6 × 25Fi　6 × 29Fi　6 × 26WS 6 × 31WS　6 × 36WS　6 × 37S　6 × 41WS　6 × 49SWS 6 × 55SWS　8 × 19S　8 × 19W　8 × 25Fi　8 × 26WS 8 × 31WS　8 × 36WS　8 × 41WS　8 × 49SWS　8 × 55SWS	
		四股扇形股钢丝绳	4V × 39S　4V × 48S	
热移钢机（轧钢厂推钢台）		线接触钢丝绳	6 × 19S + IWR　6 × 19W + IWR　6 × 25Fi + IWR 6 × 29Fi + IWR　6 × 31WS + IWR　6 × 37S + IWR 6 × 36WS + IWR	
船舶装卸		线接触钢丝绳	6 × 19W　6 × 25Fi　6 × 29Fi　6 × 31WS　6 × 36WS　6 × 37S	镀锌
		多层股钢丝绳	18 × 19S　18 × 19W　34 × 7　36 × 7　35W × 7　24W × 7	
		四股扇形股钢丝绳	4V × 39S　4V × 48S	
拖船、货网		钢丝绳	6 × 31WS　6 × 36WS　6 × 37S	镀锌
船舶张拉桅杆吊桥		钢丝绳	6 × 7 + IWS　6 × 19S + IWR	镀锌
打捞沉船		钢丝绳	6 × 37S　6 × 36WS　6 × 41WS　6 × 49SWS　6 × 31WS 6 × 55SWS　8 × 19S　8 × 19W　8 × 31WS 8 × 36WS　8 × 41WS　8 × 49SWS　8 × 55SWS	镀锌

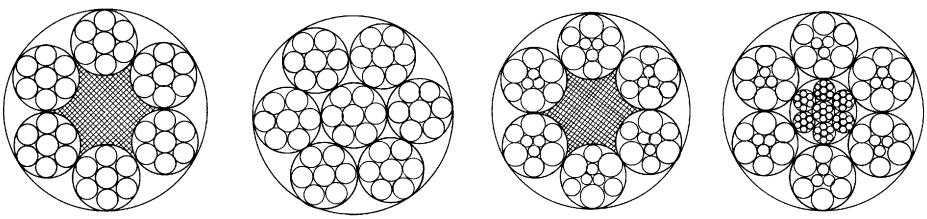
注：1. 腐蚀是主要报废原因时，应采用镀锌钢丝绳。

2. 钢丝绳工作时，终端不能自由旋转，或虽有反拨力，但对不能相互纠合在一起的工作场合，应采用同向捻钢丝绳。

（2）常用类型重要用途钢丝绳力学性能（见表7.1-9～表7.1-16）

表7.1-9　第1组6×7类力学性能

第1组　6×7类

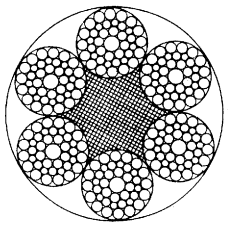


钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
					1570		1670		1770		1870		1960	
					钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
8		22.5	22.0	24.8	33.4	36.1	35.5	38.4	37.6	40.7	39.7	43.0	41.6	45.0
9		28.4	27.9	31.3	42.2	45.7	44.9	48.6	47.6	51.5	50.3	54.4	52.7	57.0
10		35.1	34.4	38.7	52.1	56.4	55.4	60.0	58.8	63.5	62.1	67.1	65.1	70.4
11		42.5	41.6	46.8	63.1	68.2	67.1	72.5	71.1	76.9	75.1	81.2	78.7	85.1
12		50.5	49.5	55.7	75.1	81.2	79.8	86.3	84.6	91.5	89.4	96.7	93.7	101
13		59.3	58.1	65.4	88.1	95.3	93.7	101	99.3	107	105	113	110	119
14		68.8	67.4	75.9	102	110	109	118	115	125	122	132	128	138
16	+5	89.9	88.1	99.1	133	144	142	153	150	163	159	172	167	180
18	0	114	111	125	169	183	180	194	190	206	201	218	211	228
20		140	138	155	208	225	222	240	235	254	248	269	260	281
22		170	166	187	252	273	268	290	284	308	300	325	315	341
24		202	198	223	300	325	319	345	338	366	358	387	375	405
26		237	233	262	352	381	375	405	397	430	420	454	440	476
28		275	270	303	409	442	435	470	461	498	487	526	510	552
30		316	310	348	469	507	499	540	529	572	559	604	586	633
32		359	352	396	534	577	568	614	602	651	636	687	666	721
34		406	398	447	603	652	641	693	679	735	718	776	752	813
36		455	446	502	676	730	719	777	762	824	805	870	843	912

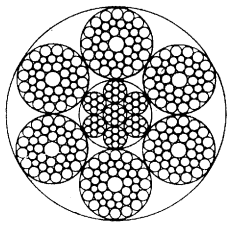
注：钢丝绳公称抗拉强度仅表示钢丝绳的强度等级，下同。

表 7. 1-10　第 2 组 6 × 19 类力学性能

第2组　6×19类

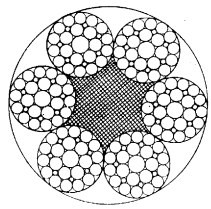


6×19S+FC

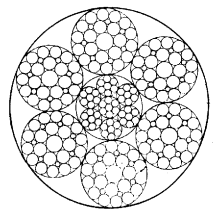


6×19S+IWR

直径 :12~36mm



6×19W+FC



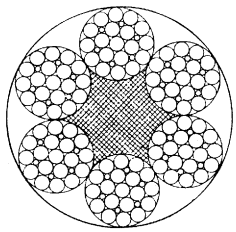
6×19W+IWR

直径 :12~40mm

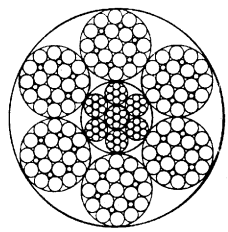
钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量 /kg · (100m)$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
					1570		1670		1770		1870		1960	
					钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差 (%)	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
12		53. 1	51. 8	58. 4	74. 6	80. 5	79. 4	85. 6	84. 1	90. 7	88. 9	95. 9	93. 1	100
13		62. 3	60. 8	68. 5	87. 6	94. 5	93. 1	100	98. 7	106	104	113	109	118
14		72. 2	70. 5	79. 5	102	110	108	117	114	124	121	130	127	137
16		94. 4	92. 1	104	133	143	141	152	150	161	158	170	166	179
18		119	117	131	168	181	179	193	189	204	200	216	210	226
20		147	144	162	207	224	220	238	234	252	247	266	259	279
22		178	174	196	251	271	267	288	283	304	299	322	313	338
24	+5	212	207	234	298	322	317	342	336	363	355	383	373	402
26	0	249	243	274	350	378	373	402	395	426	417	450	437	472
28		289	282	318	406	438	432	466	458	494	484	522	507	547
30		332	324	365	466	503	496	535	526	567	555	599	582	628
32		377	369	415	531	572	564	609	598	645	632	682	662	715
34		426	416	469	599	646	637	687	675	728	713	770	748	807
36		478	466	525	671	724	714	770	757	817	800	863	838	904
38		532	520	585	748	807	796	858	843	910	891	961	934	1010
40		590	576	649	829	894	882	951	935	1010	987	1070	1030	1120

表 7. 1-11　钢丝绳第 2 组 6 ×19 类和第 3 组 6 ×37 类力学性能

第2组　6×19类

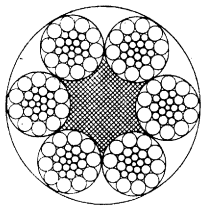


6×25Fi+FC

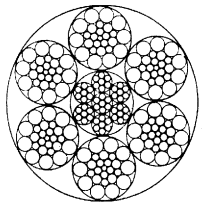


6×25Fi+IWR

直径:12~44mm

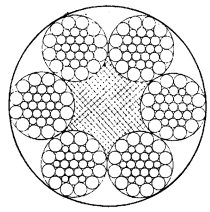


6×26 WS+FC

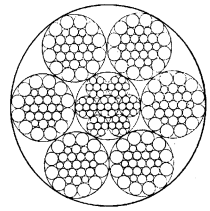


6×26 WS+IWR

直径:20~40mm



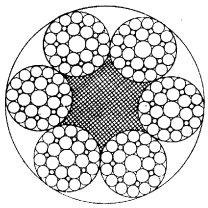
6×31WS+FC



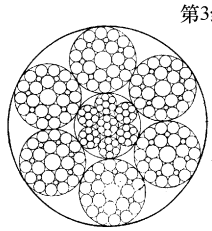
6×31WS+IWR

直径:22~46mm

第3组　6×37类

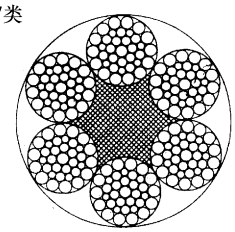


6×29Fi+FC

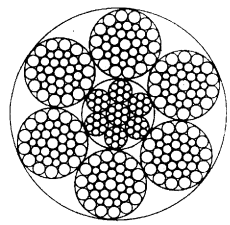


6×29Fi+IWR

直径 :14~44mm

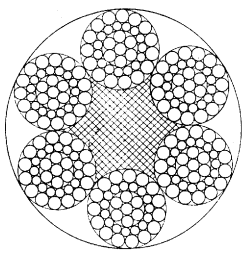


6×36WS+FC

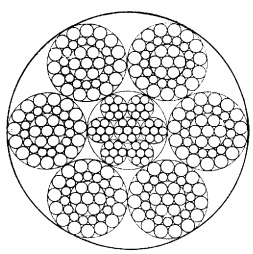


6×36 WS+IWR

直径 :18~60mm

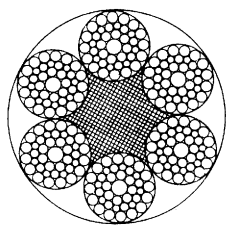


6×37S+FC

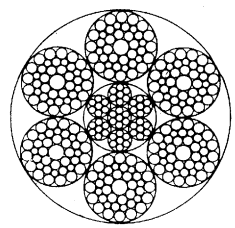


6×37S+IWR

直径 :20~60mm

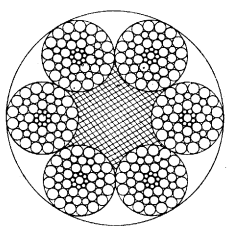


6×41WS+FC

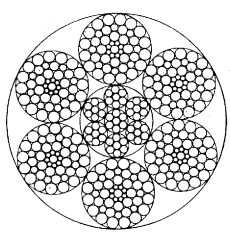


6×41WS+IWR

直径 :32~56mm

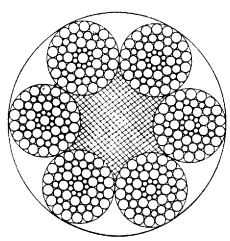


6×49SWS+FC

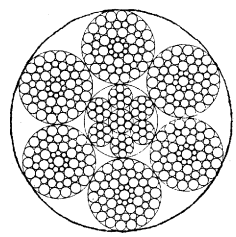


6×49SWS+IWR

直径:36~60mm



6×55SWS+FC



6×55SWS+IWR

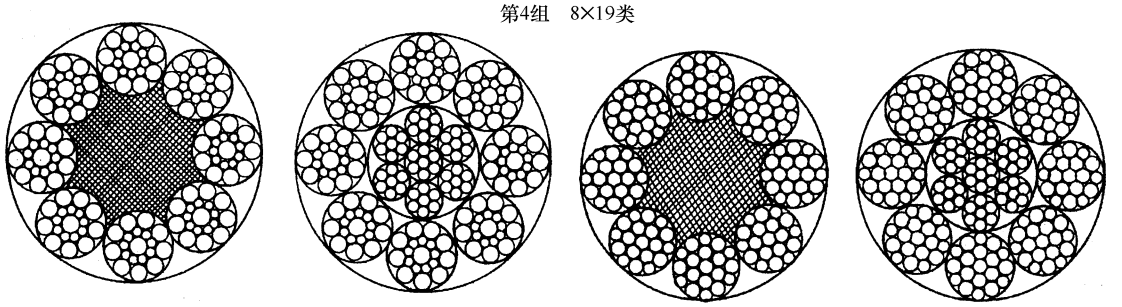
直径:36~64mm

（续）

钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
					1570		1670		1770		1870		1960	
					钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
12		54.7	53.4	60.2	74.6	80.5	79.4	85.6	84.1	90.7	88.9	95.9	93.1	100
13		64.2	62.7	70.6	87.6	94.5	93.1	100	98.7	106	104	113	109	118
14		74.5	72.7	81.9	102	110	108	117	114	124	121	130	127	137
16		97.3	95.0	107	133	143	141	152	150	161	158	170	166	179
18		123	120	135	168	181	179	193	189	204	200	216	210	226
20		152	148	167	207	224	220	238	234	252	247	266	259	279
22		184	180	202	251	271	267	288	283	305	299	322	313	338
24		219	214	241	298	322	317	342	336	363	355	383	373	402
26		257	251	283	350	378	373	402	395	426	417	450	437	472
28		298	291	328	406	438	432	466	458	494	484	522	507	547
30		342	334	376	466	503	496	535	526	567	555	599	582	628
32		389	380	428	531	572	564	609	598	645	632	682	662	715
34	+5	439	429	483	599	646	637	687	675	728	713	770	748	807
36		492	481	542	671	724	714	770	757	817	800	863	838	904
38	0	549	536	604	748	807	796	858	843	910	891	961	934	1010
40		608	594	669	829	894	882	951	935	1010	987	1070	1030	1120
42		670	654	737	914	986	972	1050	1030	1110	1090	1170	1140	1230
44		736	718	809	1000	1080	1070	1150	1130	1220	1190	1290	1250	1350
46		804	785	884	1100	1180	1170	1260	1240	1330	1310	1410	1370	1480
48		876	855	963	1190	1290	1270	1370	1350	1450	1420	1530	1490	1610
50		950	928	1040	1300	1400	1380	1490	1460	1580	1540	1660	1620	1740
52		1030	1000	1130	1400	1510	1490	1610	1580	1700	1670	1800	1750	1890
54		1110	1080	1220	1510	1630	1610	1730	1700	1840	1800	1940	1890	2030
56		1190	1160	1310	1620	1750	1730	1860	1830	1980	1940	2090	2030	2190
58		1280	1250	1410	1740	1880	1850	2000	1960	2120	2080	2240	2180	2350
60		1370	1340	1500	1870	2010	1980	2140	2100	2270	2220	2400	2330	2510
62		1460	1430	1610	1990	2150	2120	2290	2250	2420	2370	2560	2490	2680
64		1560	1520	1710	2120	2290	2260	2440	2390	2580	2530	2730	2650	2860

表 7.1-12　钢丝绳第 4 组 8×19 类力学性能

第4组　8×19类



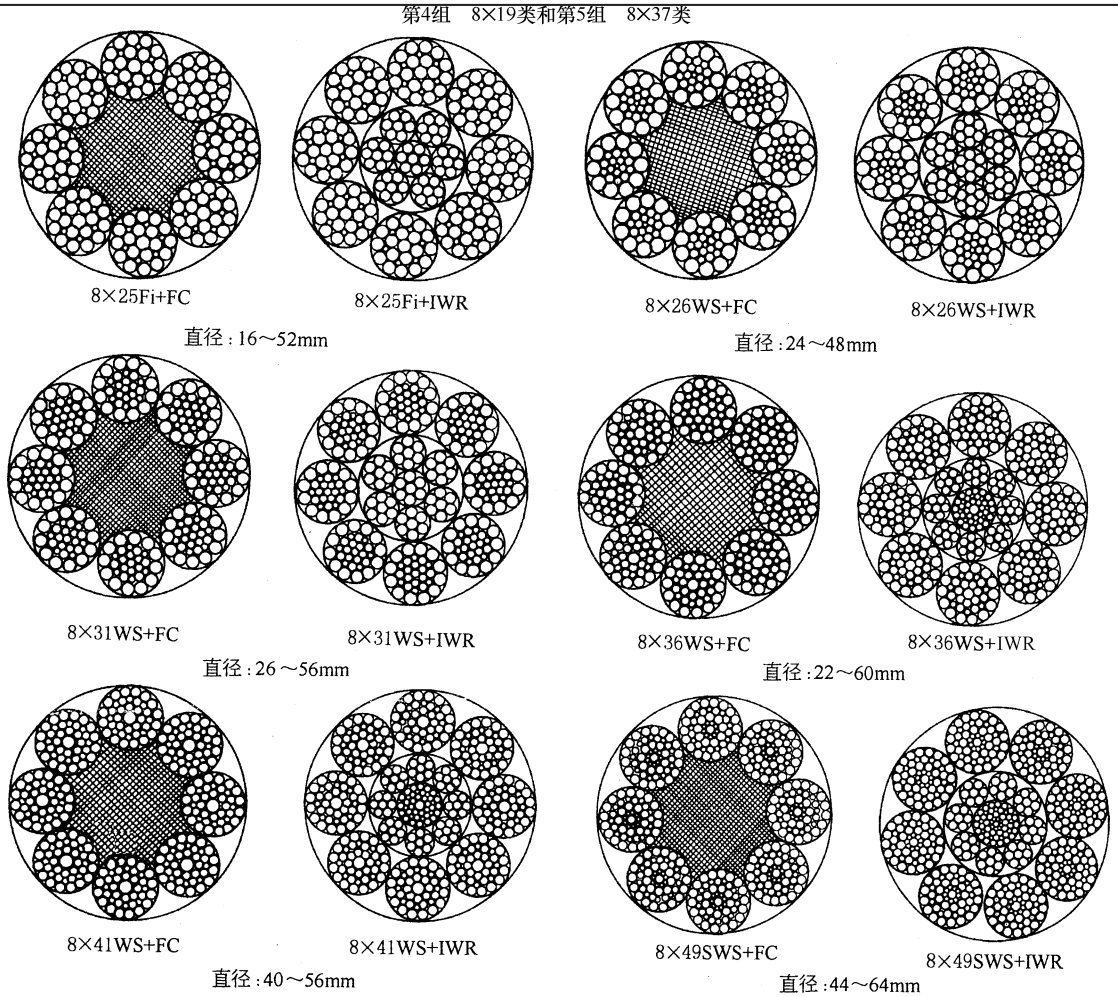
钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
					1570		1670		1770		1870		1960	
					钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
18	+5	112	108	137	149	176	159	187	168	198	178	210	186	220
20	0	139	133	169	184	217	196	231	207	245	219	259	230	271

（续）

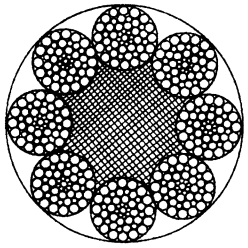
钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
					1570		1670		1770		1870		1960	
					钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
22		168	162	204	223	263	237	280	251	296	265	313	278	328
24		199	192	243	265	313	282	333	299	353	316	373	331	391
26		234	226	285	311	367	331	391	351	414	370	437	388	458
28		271	262	331	361	426	384	453	407	480	430	507	450	532
30		312	300	380	414	489	440	520	467	551	493	582	517	610
32	+5	355	342	432	471	556	501	592	531	627	561	663	588	694
34	0	400	386	488	532	628	566	668	600	708	633	748	664	784
36		449	432	547	596	704	634	749	672	794	710	839	744	879
38		500	482	609	664	784	707	834	749	884	791	934	829	979
40		554	534	675	736	869	783	925	830	980	877	1040	919	1090
42		611	589	744	811	958	863	1020	915	1080	967	1140	1010	1200
44		670	646	817	891	1050	947	1120	1000	1190	1060	1250	1110	1310
46		733	706	893	973	1150	1040	1220	1100	1300	1160	1370	1220	1430
48		798	769	972	1060	1250	1130	1330	1190	1410	1260	1490	1320	1560

表 7.1-13　第 4 组 8×19 类和第 5 组 8×37 类力学性能

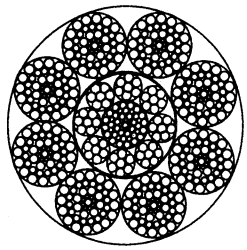
第4组　8×19类和第5组　8×37类



（续）



8×55SWS+FC

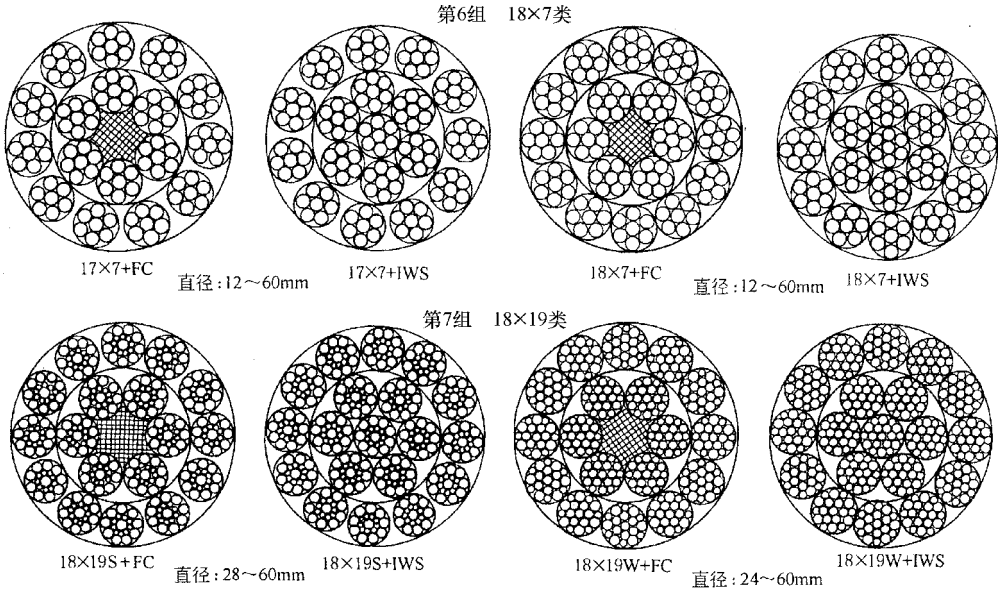


8×55SWS+IWR

直径：44～64mm

钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量 /kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
					1570		1670		1770		1870		1960	
					钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
16		91.4	88.1	111	118	139	125	148	133	157	140	166	147	174
18		116	111	141	149	176	159	187	168	198	178	210	186	220
20		143	138	174	184	217	196	231	207	245	219	259	230	271
22		173	166	211	223	263	237	280	251	296	265	313	278	328
24		206	198	251	265	313	282	333	299	353	316	373	331	391
26		241	233	294	311	367	331	391	351	414	370	437	388	458
28		280	270	341	361	426	384	453	407	480	430	507	450	532
30		321	310	392	414	489	440	520	467	551	493	582	517	610
32		366	352	445	471	556	501	592	531	627	561	663	588	694
34		413	398	503	532	628	566	668	600	708	633	748	664	784
36	+5	463	446	564	596	704	634	749	672	794	710	839	744	879
38	0	516	497	628	664	784	707	834	749	884	791	934	829	979
40		571	550	696	736	869	783	925	830	980	877	1040	919	1090
42		630	607	767	811	958	863	1020	915	1080	967	1140	1010	1200
44		691	666	842	891	1050	947	1120	1000	1190	1060	1250	1110	1310
46		755	728	920	973	1150	1040	1220	1100	1300	1160	1370	1220	1430
48		823	793	1000	1060	1250	1130	1330	1190	1410	1260	1490	1320	1560
50		892	860	1090	1150	1360	1220	1440	1300	1530	1370	1620	1440	1700
52		965	930	1180	1240	1470	1320	1560	1400	1660	1480	1750	1550	1830
54		1040	1000	1270	1340	1580	1430	1680	1510	1790	1600	1890	1670	1980
56		1120	1080	1360	1440	1700	1530	1810	1630	1920	1720	2030	1800	2130
58		1200	1160	1460	1550	1830	1650	1940	1740	2060	1840	2180	1930	2280
60		1290	1240	1570	1660	1960	1760	2080	1870	2200	1970	2330	2070	2440
62		1370	1320	1670	1770	2090	1880	2220	1990	2350	2110	2490	2210	2610
64		1460	1410	1780	1880	2230	2000	2370	2120	2510	2240	2650	2350	2780

表 7.1-14　第 6 组 18×7 类和第 7 组 18×19 类力学性能



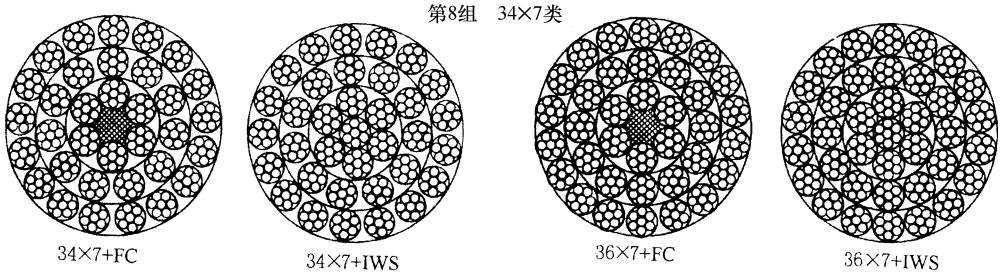
钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$		钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
				1570		1670		1770		1870		1960	
				钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
12		56.2	61.9	70.1	74.2	74.5	78.9	79.0	83.6	83.5	88.3	87.5	92.6
13		65.9	72.7	82.3	87.0	87.5	92.6	92.7	98.1	98.0	104	103	109
14		76.4	84.3	95.4	101	101	107	108	114	114	120	119	126
16		99.8	110	125	132	133	140	140	149	148	157	156	165
18		126	139	158	167	168	177	178	188	188	199	197	208
20		156	172	195	206	207	219	219	232	232	245	243	257
22	+5	189	208	236	249	251	265	266	281	281	297	294	311
24	0	225	248	280	297	298	316	316	334	334	353	350	370
26		264	291	329	348	350	370	371	392	392	415	411	435
28		306	337	382	404	406	429	430	455	454	481	476	504
30		351	387	438	463	466	493	494	523	522	552	547	579
32		399	440	498	527	530	561	562	594	594	628	622	658
34		451	497	563	595	598	633	634	671	670	709	702	743
36		505	557	631	667	671	710	711	752	751	795	787	833
38		563	621	703	744	748	791	792	838	837	886	877	928

（续）

钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$		钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
				1570		1670		1770		1870		1960	
				钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
40		624	688	779	824	828	876	878	929	928	981	972	1030
42		688	759	859	908	913	966	968	1020	1020	1080	1070	1130
44		755	832	942	997	1000	1060	1060	1120	1120	1190	1180	1240
46		825	910	1030	1090	1100	1160	1160	1230	1230	1300	1290	1360
48	+5	899	991	1120	1190	1190	1260	1260	1340	1340	1410	1400	1480
50	0	975	1080	1220	1290	1290	1370	1370	1450	1450	1530	1520	1610
52		1050	1160	1320	1390	1400	1480	1480	1570	1570	1660	1640	1740
54		1140	1250	1420	1500	1510	1600	1600	1690	1690	1790	1770	1870
56		1220	1350	1530	1610	1620	1720	1720	1820	1820	1920	1910	2020
58		1310	1450	1640	1730	1740	1840	1850	1950	1950	2060	2040	2160
60		1400	1550	1750	1850	1860	1970	1980	2090	2090	2210	2190	2310

表 7.1-15　第 8 组 34×7 类力学性能

第8组　34×7类



直径：16～60mm　　直径：16～60mm

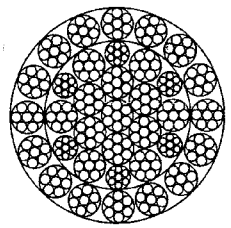
钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$		钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
				1570		1670		1770		1870		1960	
				钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
16		99.8	110	124	128	132	136	140	144	147	152	155	160
18		126	139	157	162	167	172	177	182	187	193	196	202
20		156	172	193	200	206	212	218	225	230	238	241	249
22		189	208	234	242	249	257	264	272	279	288	292	302
24	+5	225	248	279	288	296	306	314	324	332	343	348	359
26	0	264	291	327	337	348	359	369	380	389	402	408	421
28		306	337	379	391	403	416	427	441	452	466	473	489
30		351	387	435	449	463	478	491	507	518	535	543	561
32		399	440	495	511	527	544	558	576	590	609	618	638
34		451	497	559	577	595	614	630	651	666	687	698	721
36		505	557	627	647	667	688	707	729	746	771	782	808

（续）

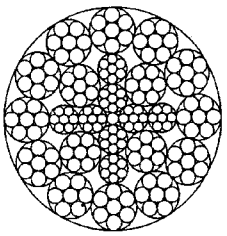
钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$		钢丝绳公称抗拉强度/MPa									
				1570		1670		1770		1870		1960	
				钢丝绳最小破断拉力/kN									
D/mm	极限偏差（%）	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
38		563	621	698	721	743	767	787	813	832	859	872	900
40		624	688	774	799	823	850	872	901	922	951	966	997
42		688	759	853	881	907	937	962	993	1020	1050	1060	1100
44		755	832	936	967	996	1030	1060	1090	1120	1150	1170	1210
46	+5	825	910	1020	1060	1090	1120	1150	1190	1220	1260	1280	1320
48	0	899	991	1110	1150	1190	1220	1260	1300	1330	1370	1390	1440
50		975	1080	1210	1250	1290	1330	1360	1410	1440	1490	1510	1560
52		1050	1160	1310	1350	1390	1440	1470	1520	1560	1610	1630	1690
54		1140	1250	1410	1460	1500	1550	1590	1640	1680	1730	1760	1820
56		1220	1350	1520	1570	1610	1670	1710	1770	1810	1860	1890	1950
58		1310	1450	1630	1680	1730	1790	1830	1890	1940	2000	2030	2100
60		1400	1550	1740	1800	1850	1910	1960	2030	2070	2140	2170	2240

表 7.1-16　第 9 组 35W×7 类力学性能

第9组　35W×7类



35W×7



24W×7

直径：16～60mm

钢丝绳公称直径		钢丝绳参考质量/kg·（100m）$^{-1}$	钢丝绳公称抗拉强度/MPa				
D/mm	极限偏差（%）		1570	1670	1770	1870	1960
			钢丝绳最小破断拉力/kN				
16		118	145	154	163	172	181
18		149	183	195	206	218	229
20		184	226	240	255	269	282
22		223	274	291	308	326	342
24		265	326	346	367	388	406
26		311	382	406	431	455	477
28		361	443	471	500	528	553
30		414	509	541	573	606	635
32		471	579	616	652	689	723
34		532	653	695	737	778	816
36	+5	596	732	779	826	872	914
38	0	664	816	868	920	972	1020
40		736	904	962	1020	1080	1130
42		811	997	1060	1120	1190	1240
44		891	1090	1160	1230	1300	1370
46		973	1200	1270	1350	1420	1490
48		1060	1300	1390	1470	1550	1630
50		1150	1410	1500	1590	1680	1760
52		1240	1530	1630	1720	1820	1910
54		1340	1650	1750	1860	1960	2060
56		1440	1770	1890	2000	2110	2210
58		1550	1900	2020	2140	2260	2370
60		1660	2030	2160	2290	2420	2540

2.4　一般用途钢丝绳（摘自 GB/T 20118—2006）

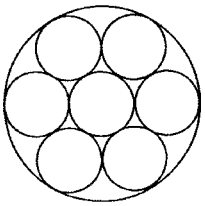
（1）适用范围

一般用途钢丝绳适用于机械、建筑、船舶、渔业、林业、矿业、货运索道等行业使用的各种圆股钢丝绳。

（2）常用类型一般用途钢丝绳力学性能（见表 7.1-17～表 7.1-28）

表 7.1-17　第 1 组 1×7 单股绳类力学性能

第1组　单股绳类

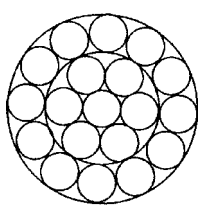


钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·(100m)$^{-1}$	钢丝绳公称抗拉强度/MPa			
		1570	1670	1770	1870
		钢丝绳最小破断拉力/kN			
0.6	0.19	0.31	0.32	0.34	0.36
1.2	0.75	1.22	1.30	1.38	1.45
1.5	1.17	1.91	2.03	2.15	2.27
1.8	1.69	2.75	2.92	3.10	3.27
2.1	2.30	3.74	3.98	4.22	4.45
2.4	3.01	4.88	5.19	5.51	5.82
2.7	3.80	6.18	6.57	6.97	7.36
3	4.70	7.63	8.12	8.60	9.09
3.3	5.68	9.23	9.82	10.4	11.0
3.6	6.77	11.0	11.7	12.4	13.1
3.9	7.94	12.9	13.7	14.5	15.4
4.2	9.21	15.0	15.9	16.9	17.8
4.5	10.6	17.2	18.3	19.4	20.4
4.8	12.0	19.5	20.8	22.0	23.3
5.1	13.6	22.1	23.5	24.9	26.3
5.4	15.2	24.7	26.3	27.9	29.4
6	18.8	30.5	32.5	34.4	36.4
6.6	22.7	36.9	39.3	41.6	44.0
7.2	27.1	43.9	46.7	49.5	52.3
7.8	31.8	51.6	54.9	58.2	61.4
8.4	36.8	59.8	63.6	67.4	71.3
9	42.3	68.7	73.0	77.4	81.8
9.6	48.1	78.1	83.1	88.1	93.1
10.5	57.6	93.5	99.4	105	111
11.5	69.0	112	119	126	134
12	75.2	122	130	138	145

注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 ×1.111。

表 7.1-18　第 1 组 1×19 单股绳类力学性能

第1组　单股绳类



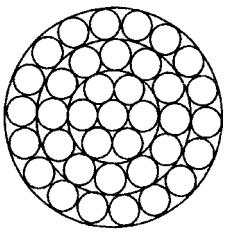
钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·(100m)$^{-1}$	钢丝绳公称抗拉强度/MPa			
		1570	1670	1770	1870
		钢丝绳最小破断拉力/kN			
1	0.51	0.83	0.89	0.94	0.99
1.5	1.14	1.87	1.99	2.11	2.23
2	2.03	3.33	3.54	3.75	3.96
2.5	3.17	5.20	5.53	5.86	6.19
3	4.56	7.49	7.97	8.44	8.92
3.5	6.21	10.2	10.8	11.5	12.1
4	8.11	13.3	14.2	15.0	15.9
4.5	10.3	16.9	17.9	19.0	20.1
5	12.7	20.8	22.1	23.5	24.8
5.5	15.3	25.2	26.8	28.4	30.0
6	18.3	30.0	31.9	33.8	35.7
6.5	21.4	35.2	37.4	39.6	41.9
7	24.8	40.8	43.4	46.0	48.6
7.5	28.5	46.8	49.8	52.8	55.7
8	32.4	56.6	56.6	60.0	63.4
8.5	36.6	60.1	63.9	67.8	71.6
9	41.1	67.4	71.7	76.0	80.3
10	50.7	83.2	88.6	93.8	99.1
11	61.3	101	107	114	120
12	73.0	120	127	135	143
13	85.7	141	150	159	167
14	99.4	163	173	184	194
15	114	187	199	211	223
16	130	213	227	240	254

注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 ×1.111。

表 7.1-19　第 1 组 1×37 单股绳类力学性能

钢丝绳公称直径/mm	参考质量 /kg·（100m）$^{-1}$	钢丝绳公称抗拉强度/MPa			
		1570	1670	1770	1870
		钢丝绳最小破断拉力/kN			
1.4	0.98	1.51	1.60	1.70	1.80
2.1	2.21	3.39	3.61	3.82	4.04
2.8	3.93	6.03	6.42	6.80	7.18
3.5	6.14	9.42	10.0	10.6	11.2
4.2	8.84	13.6	14.4	15.3	16.2
4.9	12.0	18.5	19.6	20.8	22.0
5.6	15.7	24.1	25.7	27.2	28.7
6.3	19.9	30.5	32.5	34.4	36.4
7	24.5	37.7	40.1	42.5	44.9
7.7	29.7	45.6	48.5	51.4	54.3
8.4	35.4	54.3	57.7	61.2	64.7
9.1	41.5	63.7	67.8	71.8	75.9
9.8	48.1	73.9	78.6	83.3	88.0
10.5	55.2	84.8	90.2	95.6	101
11	60.6	93.1	99.0	105	111
12	72.1	111	118	125	132
12.5	78.3	120	128	136	143
14	98.2	151	160	170	180
15.5	120	185	197	208	220
17	145	222	236	251	265
18	162	249	265	281	297
19.5	191	292	311	330	348
21	221	339	361	382	404
22.5	254	389	414	439	464

第1组　单股绳类

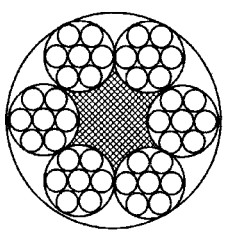


1×37

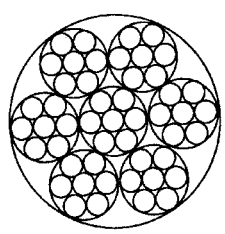
注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力×1.176。

表 7.1-20　第 2 组 6×7 类力学性能

第2组　6×7类

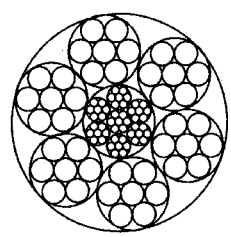


6×7+FC

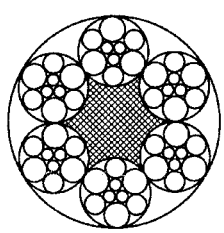


6×7+IWS

直径：1.8～36mm

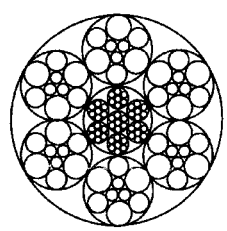


6×7+IWR



6×9W+FC

直径：14～36 mm



6×9W+IWR

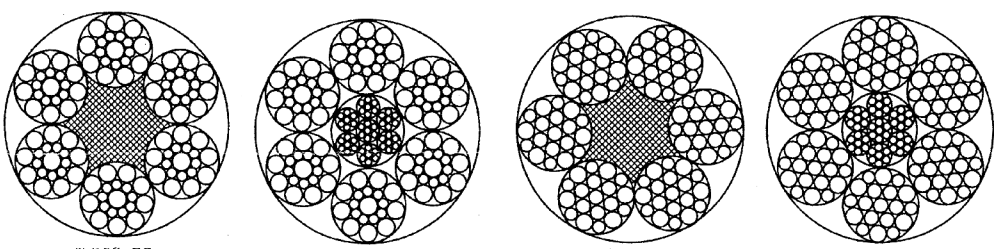
（续）

钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa							
				1570		1670		1770		1870	
				钢丝绳最小破断拉力/kN							
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
1.8	1.14	1.11	1.25	1.69	1.83	1.80	1.94	1.90	2.06	2.01	2.18
2	1.40	1.38	1.55	2.08	2.25	2.22	2.40	2.35	2.54	2.48	2.69
3	3.16	3.10	3.48	4.69	5.07	4.99	5.40	5.29	5.72	5.59	6.04
4	5.62	5.50	6.19	8.34	9.02	8.87	9.59	9.40	10.2	9.93	10.7
5	8.78	8.60	9.68	13.0	14.1	13.9	15.0	14.7	15.9	15.5	16.8
6	12.6	12.4	13.9	18.8	20.3	20.0	21.6	21.2	22.9	22.4	24.2
7	17.2	16.9	19.0	25.5	27.6	27.2	29.4	28.8	31.1	30.4	32.9
8	22.5	22.0	24.8	33.4	36.1	35.5	38.4	37.6	40.7	39.7	43.0
9	28.4	27.9	31.3	42.2	45.7	44.9	48.6	47.6	51.5	50.3	54.4
10	35.1	34.4	38.7	52.1	56.4	55.4	60.0	58.8	63.5	62.1	67.1
11	42.5	41.6	46.8	63.1	68.2	67.1	72.5	71.1	76.9	75.1	81.2
12	50.5	49.5	55.7	75.1	81.2	79.8	86.3	84.6	91.5	89.4	96.7
13	59.3	58.1	65.4	88.1	95.3	93.7	101	99.3	107	105	113
14	68.8	67.4	75.9	102	110	109	118	115	125	122	132
16	89.9	88.1	99.1	133	144	142	153	150	163	159	172
18	114	111	125	169	183	180	194	190	206	201	218
20	140	138	155	208	225	222	240	235	254	248	269
22	170	166	187	252	273	268	290	284	308	300	325
24	202	198	223	300	325	319	345	338	366	358	387
26	237	233	262	352	381	375	405	397	430	420	454
28	275	270	303	409	442	435	470	461	498	487	526
30	316	310	348	469	507	499	540	529	572	559	604
32	359	352	396	534	577	568	614	602	651	636	687
34	406	398	447	603	652	641	693	679	735	718	776
36	455	446	502	676	730	719	777	762	824	805	870

注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 × 1.134（纤维芯）或 1.214（钢芯）。

表 7.1-21　第 3 组 6 × 19（a）类力学性能

第3组　6×19(a)类



直径:6～36mm　　直径:6～40mm

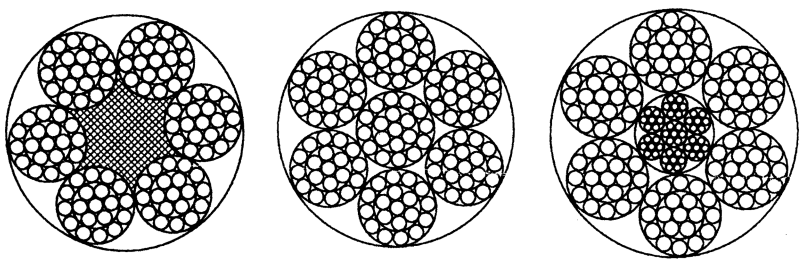
（续）

钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa											
				1570		1670		1770		1870		1960		2160	
				钢丝绳最小破断拉力/kN											
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
6	13.3	13.0	14.6	18.7	20.1	19.8	21.4	21.0	22.7	22.2	24.0	23.3	25.1	25.7	27.7
7	18.1	17.6	19.9	25.4	27.4	27.0	29.1	28.6	30.9	30.2	32.6	31.7	34.2	34.9	37.7
8	23.6	23.0	25.9	33.2	35.8	35.3	38.0	37.4	40.3	39.5	42.6	41.4	44.6	45.6	49.2
9	29.9	29.1	32.8	42.0	45.3	44.6	48.2	47.3	51.0	50.0	53.9	52.4	56.5	57.7	62.3
10	36.9	36.0	40.6	51.8	55.9	55.1	59.5	58.4	63.0	61.7	66.6	64.7	69.8	71.3	76.9
11	44.6	43.5	49.1	62.7	67.6	66.7	71.9	70.7	76.2	74.7	80.6	78.3	84.4	86.2	93.0
12	53.1	51.8	58.4	74.6	80.5	79.4	85.6	84.1	90.7	88.9	95.9	93.1	100	103	111
13	62.3	60.8	68.5	87.6	94.5	93.1	100	98.7	106	104	113	109	118	120	130
14	72.2	70.5	79.5	102	110	108	117	114	124	121	130	127	137	140	151
16	94.4	92.1	104	133	143	141	152	150	161	158	170	166	179	182	197
18	119	117	131	168	181	179	193	189	204	200	216	210	226	231	249
20	147	144	162	207	224	220	238	234	252	247	266	259	279	285	308
22	178	174	196	251	271	267	288	283	305	299	322	313	338	345	372
24	212	207	234	298	322	317	342	336	363	355	383	373	402	411	443
26	249	243	274	350	378	373	402	395	426	417	450	437	472	482	520
28	289	282	318	406	438	432	466	458	494	484	522	507	547	559	603
30	332	324	365	466	503	496	535	526	567	555	599	582	628	642	692
32	377	369	415	531	572	564	609	598	645	632	682	662	715	730	787
34	426	416	469	599	646	637	687	675	728	713	770	748	807	824	889
36	478	466	525	671	724	714	770	757	817	800	863	838	904	924	997
38	532	520	585	748	807	796	858	843	910	891	961	934	1010	1030	1110
40	590	576	649	829	894	882	951	935	1010	987	1070	1030	1120	1140	1230

注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 ×1.214（纤维芯）或 1.308（钢芯）。

表 7.1-22　第 3 组 6×19（b）类力学性能

第3组　6×19(b)类



6×19+FC　　6×19+IWS　　6×19+IWR

直径:3～46mm

钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa							
				1570		1670		1770		1870	
				钢丝绳最小破断拉力/kN							
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
3	3.16	3.10	3.60	4.34	4.69	4.61	4.99	4.89	5.29	5.17	5.59
4	5.62	5.50	6.40	7.71	8.34	8.20	8.87	8.69	9.40	9.19	9.93
5	8.78	8.60	10.0	12.0	13.0	12.8	13.9	13.6	14.7	14.4	15.5

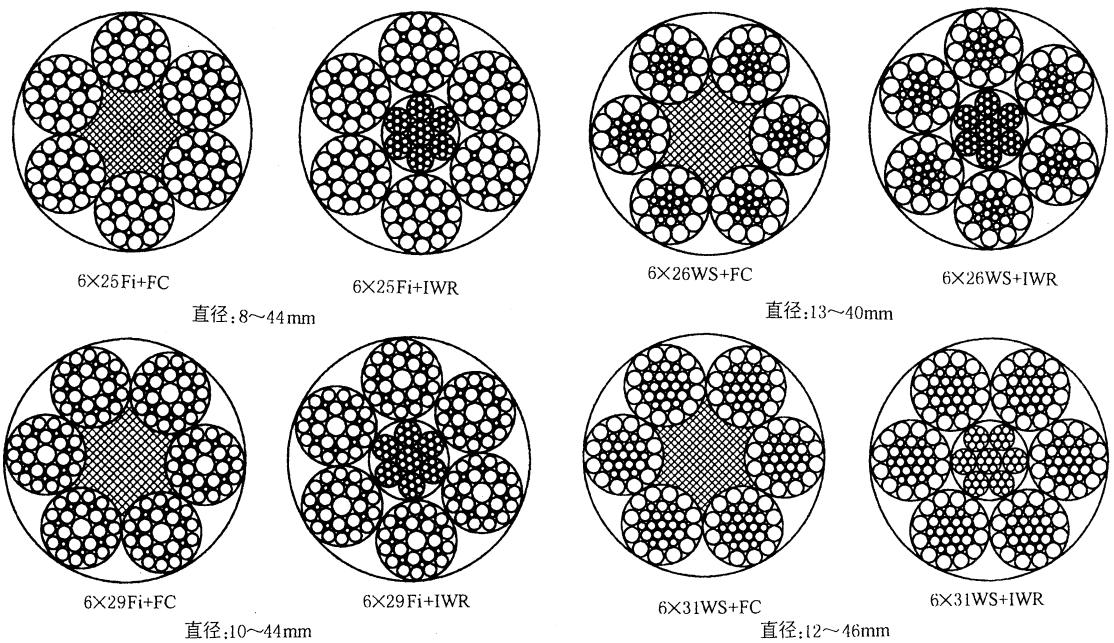
（续）

钢丝绳公称直径/mm	参考质量 /kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa							
				1570		1670		1770		1870	
				钢丝绳最小破断拉力/kN							
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
6	12.6	12.4	14.4	17.4	18.8	18.5	20.0	19.6	21.2	20.7	22.4
7	17.2	16.9	19.6	23.6	25.5	25.1	27.2	26.6	28.8	28.1	30.4
8	22.5	22.0	25.6	30.8	33.4	32.8	35.5	34.8	37.6	36.7	39.7
9	28.4	27.9	32.4	39.0	42.2	41.6	44.9	44.0	47.6	46.5	50.3
10	35.1	34.4	40.0	48.2	52.1	51.3	55.4	54.4	58.8	57.4	62.1
11	42.5	41.6	48.4	58.3	63.1	62.0	67.1	65.8	71.1	69.5	75.1
12	50.5	50.0	57.6	69.4	75.1	73.8	79.8	78.2	84.6	82.7	89.4
13	59.3	58.1	67.6	81.5	88.1	86.6	93.7	91.8	99.3	97.0	105
14	68.8	67.4	78.4	94.5	102	100	109	107	115	113	122
16	89.9	88.1	102	123	133	131	142	139	150	147	159
18	114	111	130	156	169	166	180	176	190	186	201
20	140	138	160	193	208	205	222	217	235	230	248
22	170	166	194	233	252	248	268	263	284	278	300
24	202	198	230	278	300	295	319	313	338	331	358
26	237	233	270	326	352	346	375	367	397	388	420
28	275	270	314	378	409	402	435	426	461	450	487
30	316	310	360	434	469	461	499	489	529	517	559
32	359	352	410	494	534	525	568	557	602	588	636
34	406	398	462	557	603	593	641	628	679	664	718
36	455	446	518	625	676	664	719	704	762	744	805
38	507	497	578	696	753	740	801	785	849	829	896
40	562	550	640	771	834	820	887	869	940	919	993
42	619	607	706	850	919	904	978	959	1040	1010	1100
44	680	666	774	933	1010	993	1070	1050	1140	1110	1200
46	743	728	846	1020	1100	1080	1170	1150	1240	1210	1310

注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 ×1.226（纤维芯）或 1.321（钢芯）。

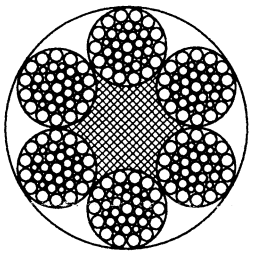
表 7.1-23　第 3 组和第 4 组 6 ×19（a）和 6 ×37（a）类力学性能

第3组和第4组　6×19(a)和6×37(a)类

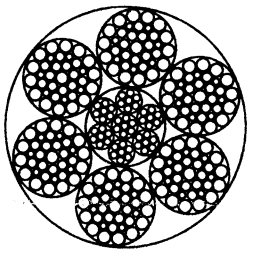


（续）

第3组和第4组　6×19(a)和6×37(a)类

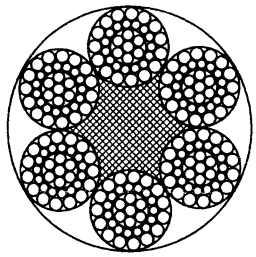


6×36WS+FC

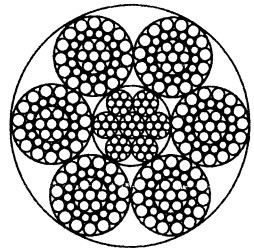


6×36WS+IWR

直径:12～60mm

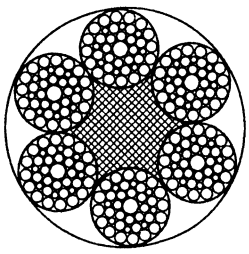


6×37S+FC

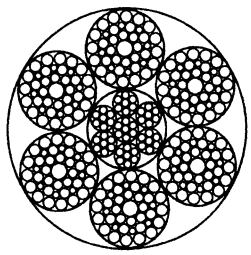


6×37S+IWR

直径:10～60mm

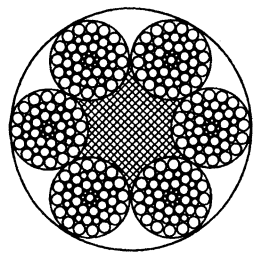


6×41WS+FC

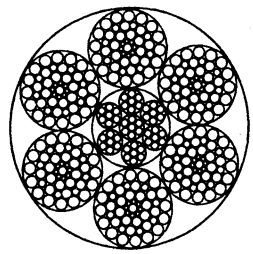


6×41WS+IWR

直径:32～60mm

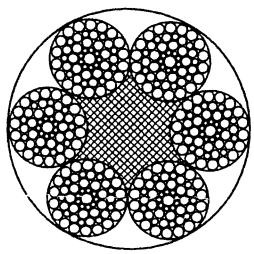


6×49SWS+FC

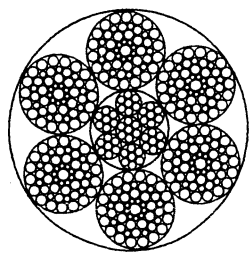


6×49SWS+IWR

直径:36～60mm



6×55SWS+FC



6×55SWS+IWR

直径:36～60mm

钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·(100m)$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa											
				1570		1670		1770		1870		1960		2160	
				钢丝绳最小破断拉力/kN											
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
8	24.3	23.7	26.8	33.2	35.8	35.3	38.0	37.4	40.3	39.5	42.6	41.4	44.7	45.6	49.2
10	38.0	37.1	41.8	51.8	55.9	55.1	59.5	58.4	63.0	61.7	66.6	64.7	69.8	71.3	76.9
12	54.7	53.4	60.2	74.6	80.5	79.4	85.6	84.1	90.7	88.9	95.9	93.1	100	103	111
13	64.2	62.7	70.6	87.6	94.5	93.1	100	98.7	106	104	113	109	118	120	130
14	74.5	72.7	81.9	102	110	108	117	114	124	121	130	127	137	140	151

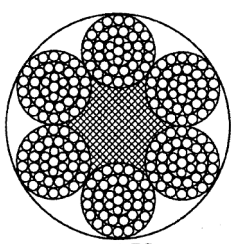
（续）

钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa											
				1570		1670		1770		1870		1960		2160	
				钢丝绳最小破断拉力/kN											
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
16	97.3	95.0	107	133	143	141	152	150	161	158	170	166	179	182	197
18	123	120	135	168	181	179	193	189	204	200	216	210	226	231	249
20	152	148	167	207	224	220	238	234	252	247	266	259	279	285	308
22	184	180	202	251	271	267	288	283	305	299	322	313	338	345	372
24	219	214	241	298	322	317	342	336	363	355	383	373	402	411	443
26	257	251	283	350	378	373	402	395	426	417	450	437	472	482	520
28	298	291	328	406	438	432	466	458	494	484	522	507	547	559	603
30	342	334	376	466	503	496	535	526	567	555	599	582	628	642	692
32	389	380	428	531	572	564	609	598	645	632	682	662	715	730	787
34	439	429	483	599	646	637	687	675	728	713	770	748	807	824	889
36	492	481	542	671	724	714	770	757	817	800	863	838	904	924	997
38	549	536	604	748	807	796	858	843	910	891	961	934	1010	1030	1110
40	608	594	669	829	894	882	951	935	1010	987	1070	1030	1120	1140	1230
42	670	654	737	914	986	972	1050	1030	1110	1090	1170	1140	1230	1260	1360
44	736	718	809	1000	1080	1070	1150	1130	1220	1190	1290	1250	1350	1380	1490
46	804	785	884	1100	1180	1170	1260	1240	1330	1310	1410	1370	1480	1510	1630
48	876	855	963	1190	1290	1270	1370	1350	1450	1420	1530	1490	1610	1640	1770
50	950	928	1040	1300	1400	1380	1490	1460	1580	1540	1660	1620	1740	1780	1920
52	1030	1000	1130	1400	1510	1490	1610	1580	1700	1670	1800	1750	1890	1930	2080
54	1110	1080	1220	1510	1630	1610	1730	1700	1840	1800	1940	1890	2030	2080	2240
56	1190	1160	1310	1620	1750	1730	1860	1830	1980	1940	2090	2030	2190	2240	2410
58	1280	1250	1410	1740	1880	1850	2000	1960	2120	2080	2240	2180	2350	2400	2590
60	1370	1340	1500	1870	2010	1980	2140	2100	2270	2220	2400	2330	2510	2570	2770

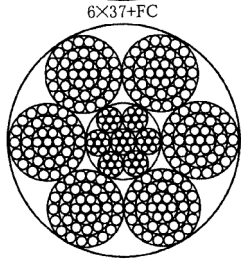
注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 × 1.226（纤维芯）或 1.321（钢芯），其中 6 × 37S 纤维芯为 1.191，钢芯为 1.283。

表 7.1-24　第 4 组 6 × 37（b）类力学性能

第4组　6×37(b)类



6×37+FC

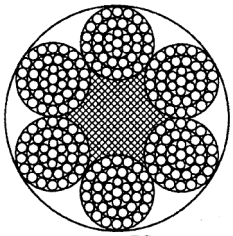
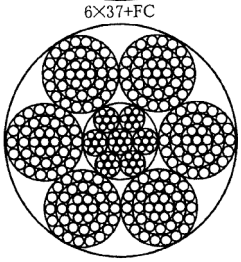


6×37+IWR

直径：5～60mm

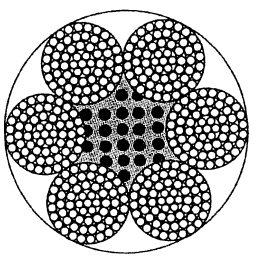
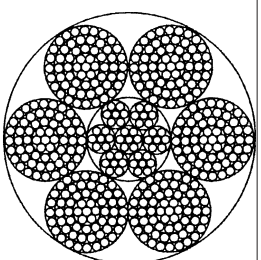
钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa							
				1570		1670		1770		1870	
				钢丝绳最小破断拉力/kN							
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
5	8.65	8.43	10.0	11.6	12.5	12.3	13.3	13.1	14.1	13.8	14.9
6	12.5	12.1	14.4	16.7	18.0	17.7	19.2	18.8	20.3	19.9	21.5
7	17.0	16.5	19.6	22.7	24.5	24.1	26.1	25.6	27.7	27.0	29.2
8	22.1	21.6	25.6	29.6	32.1	31.5	34.1	33.4	36.1	35.3	38.2
9	28.0	27.3	32.4	37.5	40.6	39.9	43.2	42.3	45.7	44.7	48.3
10	34.6	33.7	40.0	46.3	50.1	49.3	53.3	52.2	56.5	55.2	59.7
11	41.9	40.8	48.4	56.0	60.6	59.6	64.5	63.2	68.3	66.7	72.2
12	49.8	48.5	57.6	66.7	72.1	70.9	76.7	75.2	81.3	79.4	85.9
13	58.5	57.0	67.6	78.3	84.6	83.3	90.0	88.2	95.4	93.2	101
14	67.8	66.1	78.4	90.8	98.2	96.6	104	102	111	108	117
16	88.6	86.3	102	119	128	126	136	134	145	141	153
18	112	109	130	150	162	160	173	169	183	179	193
20	138	135	160	185	200	197	213	209	226	221	239

（续）

第4组　6×37(b)类	钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa							
					1570		1670		1770		1870	
					钢丝绳最小破断拉力/kN							
		天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
 6×37+FC	22	167	163	194	224	242	238	258	253	273	267	289
	24	199	194	230	267	288	284	307	301	325	318	344
	26	234	228	270	313	339	333	360	353	382	373	403
	28	271	264	314	363	393	386	418	409	443	432	468
	30	311	303	360	417	451	443	479	470	508	496	537
	32	354	345	410	474	513	504	546	535	578	565	611
	34	400	390	462	535	579	570	616	604	653	638	690
	36	448	437	518	600	649	638	690	677	732	715	773
	38	500	487	578	669	723	711	769	754	815	797	861
	40	554	539	640	741	801	788	852	835	903	883	954
	42	610	594	706	817	883	869	940	921	996	973	1050
	44	670	652	774	897	970	954	1030	1010	1090	1070	1150
	46	732	713	846	980	1060	1040	1130	1100	1190	1170	1260
	48	797	776	922	1070	1150	1140	1230	1200	1300	1270	1370
	50	865	843	1000	1160	1250	1230	1330	1300	1410	1380	1490
 6×37+IWR	52	936	911	1080	1250	1350	1330	1440	1410	1530	1490	1610
	54	1010	983	1170	1350	1460	1440	1550	1520	1650	1610	1740
	56	1090	1060	1250	1450	1570	1540	1670	1640	1770	1730	1870
	58	1160	1130	1350	1560	1680	1660	1790	1760	1900	1860	2010
直径：5～60mm	60	1250	1210	1440	1670	1800	1770	1920	1880	2030	1990	2150

注：最小钢丝破断拉力总和＝钢丝绳最小破断拉力×1.249（纤维芯）或1.336（钢芯）。

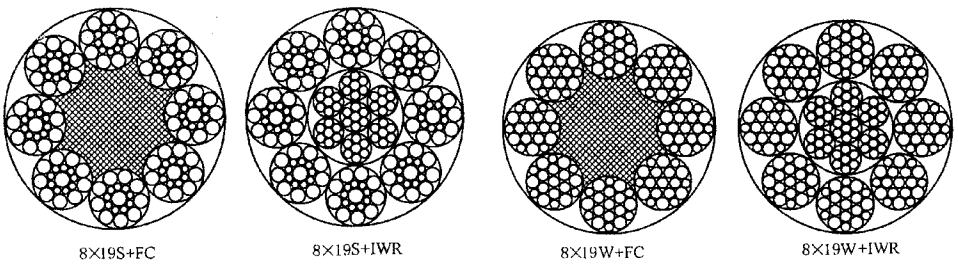
表 7.1-25　第 5 组 6×61 类力学性能

第5组　6×61类	钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa							
					1570		1670		1770		1870	
					钢丝绳最小破断拉力/kN							
		天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
 6×61+FC	40	578	566	637	711	769	756	818	801	867	847	916
	42	637	624	702	784	847	834	901	884	955	934	1010
	44	699	685	771	860	930	915	989	970	1050	1020	1110
	46	764	749	842	940	1020	1000	1080	1060	1150	1120	1210
	48	832	816	917	1020	1110	1090	1180	1150	1250	1220	1320
	50	903	885	995	1110	1200	1180	1280	1250	1350	1320	1430
	52	976	957	1080	1200	1300	1280	1380	1350	1460	1430	1550
	54	1050	1030	1160	1300	1400	1380	1490	1460	1580	1540	1670
	56	1130	1110	1250	1390	1510	1480	1600	1570	1700	1660	1790
 6×61+IWR	58	1210	1190	1340	1490	1620	1590	1720	1690	1820	1780	1920
直径：40～60mm	60	1300	1270	1430	1600	1730	1700	1840	1800	1950	1910	2060

注：最小钢丝破断拉力总和＝钢丝绳最小破断拉力×1.301（纤维芯）或1.392（钢芯）。

表 7. 1-26　第 6 组 8 × 19 类力学性能

第6组　8×19类

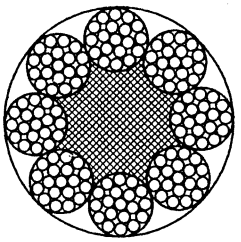


钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·(100m)$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa											
				1570		1670		1770		1870		1960		2160	
				钢丝绳最小破断拉力/kN											
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
10	34. 6	33. 4	42. 2	46. 0	54. 3	48. 9	57. 8	51. 9	61. 2	54. 8	64. 7	57. 4	67. 8	63. 3	74. 7
11	41. 9	40. 4	51. 1	55. 7	65. 7	59. 2	69. 9	62. 8	74. 1	66. 3	78. 3	69. 5	82. 1	76. 6	90. 4
12	49. 9	48. 0	60. 8	66. 2	78. 2	70. 5	83. 2	74. 7	88. 2	78. 9	93. 2	82. 7	97. 7	91. 1	108
13	58. 5	56. 4	71. 3	77. 7	91. 8	82. 7	97. 7	87. 6	103	92. 6	109	97. 1	115	107	126
14	67. 9	65. 4	82. 7	90. 2	106	95. 9	113	102	120	107	127	113	133	124	146
16	88. 7	85. 4	108	118	139	125	148	133	157	140	166	147	174	162	191
18	112	108	137	149	176	159	187	168	198	178	210	186	220	205	242
20	139	133	169	184	217	196	231	207	245	219	259	230	271	253	299
22	168	162	204	223	263	237	280	251	296	265	313	278	328	306	362
24	199	192	243	265	313	282	333	299	353	316	373	331	391	365	430
26	234	226	285	311	367	331	391	351	414	370	437	388	458	428	505
28	271	262	331	361	426	384	453	407	480	430	507	450	532	496	586
30	312	300	380	414	489	440	520	467	551	493	582	517	610	570	673
32	355	342	432	471	556	501	592	531	627	561	663	588	694	648	765
34	400	386	488	532	628	566	668	600	708	633	748	664	784	732	864
36	449	432	547	596	704	634	749	672	794	710	839	744	879	820	969
38	500	482	609	664	784	707	834	749	884	791	934	829	979	914	1080
40	554	534	675	736	869	783	925	830	980	877	1040	919	1090	1010	1200
42	611	589	744	811	958	863	1020	915	1080	967	1140	1010	1200	1120	1320
44	670	646	817	891	1050	947	1120	1000	1190	1060	1250	1110	1310	1230	1450
46	733	706	893	973	1150	1040	1220	1100	1300	1160	1370	1220	1430	1340	1580
48	798	769	972	1060	1250	1130	1330	1190	1410	1260	1490	1320	1560	1460	1720

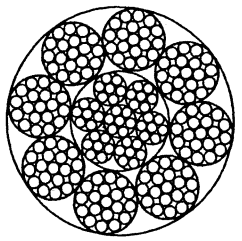
注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 × 1. 214（纤维芯）或 1. 360（钢芯）。

表 7.1-27　第 6 组和第 7 组 8×19 和 8×37 类力学性能

第6组和第7组　8×19和8×37类

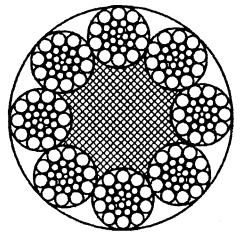


8×25Fi+FC

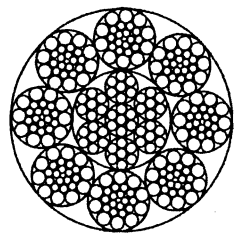


8×25Fi+IWR

直径：18～52mm

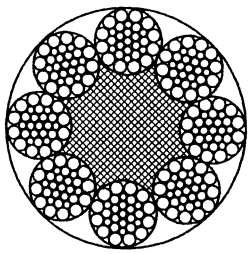


8×26WS+FC

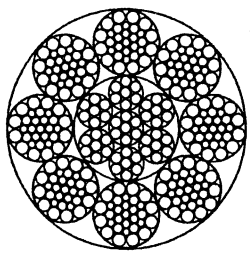


8×26WS+IWR

直径：16～48mm

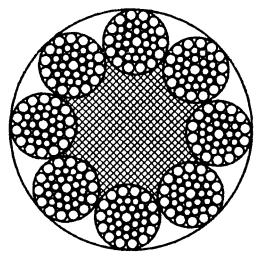


8×31WS+FC

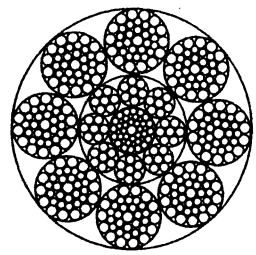


8×31WS+IWR

直径：14～56mm

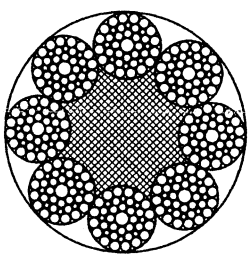


8×36WS+FC

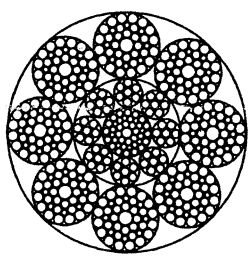


8×36WS+IWR

直径：14～60mm

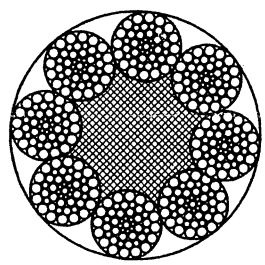


8×41WS+FC

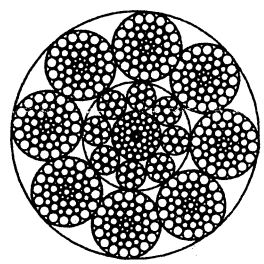


8×41WS+IWR

直径：40～60mm

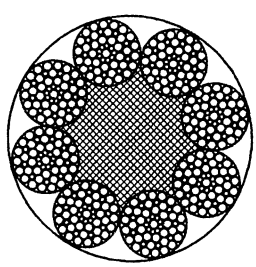


8×49SWS+FC

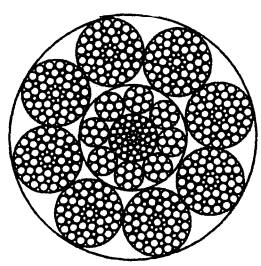


8×49SWS+IWR

直径：44～60mm



8×55SWS+FC



8×55SWS+IWR

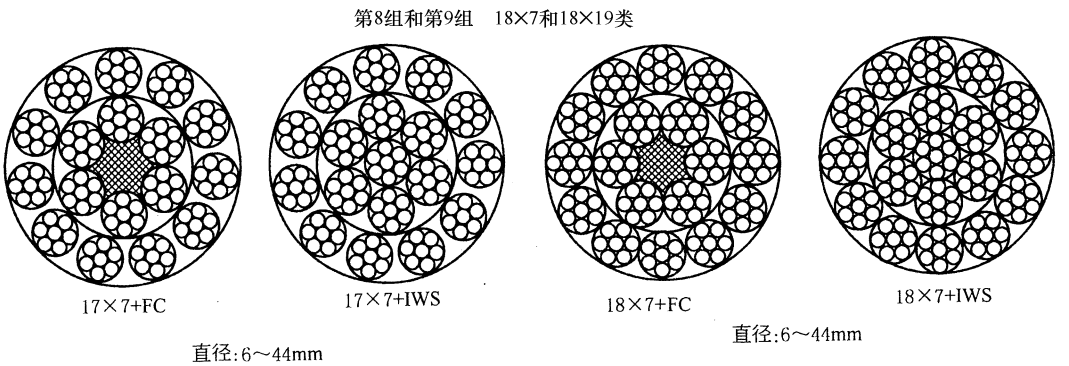
直径：44～60mm

（续）

钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$			钢丝绳公称抗拉强度/MPa											
				1570		1670		1770		1870		1960		2160	
				钢丝绳最小破断拉力/kN											
	天然纤维芯钢丝绳	合成纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
14	70.0	67.4	85.3	90.2	106	95.9	113	102	120	107	127	113	133	124	146
16	91.4	88.1	111	118	139	125	148	133	157	140	166	147	174	162	191
18	116	111	141	149	176	159	187	168	198	178	210	186	220	205	242
20	143	138	174	184	217	196	231	207	245	219	259	230	271	253	299
22	173	166	211	223	263	237	280	251	296	265	313	278	328	306	362
24	206	198	251	265	313	282	333	299	353	316	373	331	391	365	430
26	241	233	294	311	367	331	391	351	414	370	437	388	458	428	505
28	280	270	341	361	426	384	453	407	480	430	507	450	532	496	586
30	321	310	392	414	489	440	520	467	551	493	582	517	610	570	673
32	366	352	445	471	556	501	592	531	627	561	663	588	694	648	765
34	413	398	503	532	628	566	668	600	708	633	748	664	784	732	864
36	463	446	564	596	704	634	749	672	794	710	839	744	879	820	969
38	516	497	628	664	784	707	834	749	884	791	934	829	979	914	1080
40	571	550	696	736	869	783	925	830	980	877	1040	919	1090	1010	1230
42	630	607	767	811	958	863	1020	915	1080	967	1140	1010	1200	1120	1320
44	691	666	842	890	1050	947	1120	1000	1190	1060	1250	1110	1310	1230	1450
46	755	728	920	973	1150	1040	1220	1100	1300	1160	1370	1220	1430	1340	1580
48	823	793	1000	1060	1250	1130	1330	1190	1410	1260	1490	1320	1560	1460	1720
50	892	860	1090	1150	1360	1220	1440	1300	1530	1370	1620	1440	1700	1580	1870
52	965	930	1180	1240	1470	1320	1560	1400	1660	1480	1750	1550	1830	1710	2020
54	1040	1000	1270	1340	1580	1430	1680	1510	1790	1600	1890	1670	1980	1850	2180
56	1120	1080	1360	1440	1700	1530	1810	1630	1920	1720	2030	1800	2130	1980	2340
58	1200	1160	1460	1550	1830	1650	1940	1740	2060	1840	2180	1930	2280	2130	2510
60	1290	1240	1570	1660	1960	1760	2080	1870	2200	1970	2330	2070	2440	2280	2690

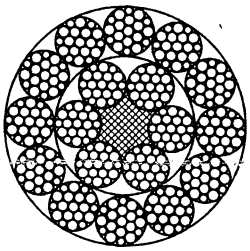
注：最小钢丝破断拉力总和 = 钢丝绳最小破断拉力 × 1.226（纤维芯）或 1.374（钢芯）。

表 7.1-28　第 8 组和第 9 组 18 ×7 和 18 ×19 类力学性能

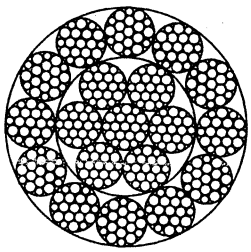


（续）

第8组和第9组　18×7和18×19类

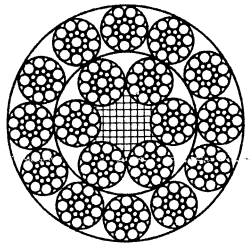


18×19W+FC

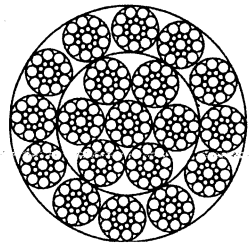


18×19W+IWS

直径：14～44mm

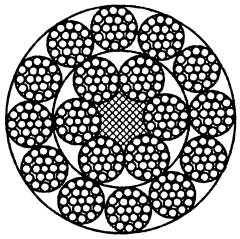


18×19S+FC

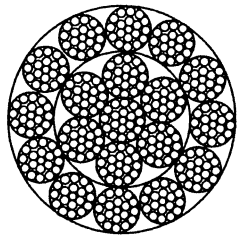


18×19S+IWS

直径：14～44mm



18×19+FC



18×19+IWS

直径：10～44mm

钢丝绳公称直径/mm	参考质量/kg·（100m）$^{-1}$		钢丝绳公称抗拉强度/MPa											
			1570		1670		1770		1870		1960		2160	
			钢丝绳最小破断拉力/kN											
	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳	纤维芯钢丝绳	钢芯钢丝绳
6	14.0	15.5	17.5	18.5	18.6	19.7	19.8	20.9	20.9	22.1	21.9	23.1	24.1	25.5
7	19.1	21.1	23.8	25.2	25.4	26.8	26.9	28.4	28.4	30.1	29.8	31.5	32.8	34.7
8	25.0	27.5	31.1	33.0	33.1	35.1	35.1	37.2	37.1	39.3	38.9	41.1	42.9	45.3
9	31.6	34.8	39.4	41.7	41.9	44.4	44.4	47.0	47.0	49.7	49.2	52.1	54.2	57.4
10	39.0	43.0	48.7	51.5	51.8	54.8	54.9	58.1	58.0	61.3	60.8	64.3	67.0	70.8
11	47.2	52.0	58.9	62.3	62.6	66.3	66.4	70.2	70.1	74.2	73.5	77.8	81.0	85.7
12	56.2	61.9	70.1	74.2	74.5	78.9	79.0	83.6	83.5	88.3	87.5	92.6	96.4	102
13	65.9	72.7	82.3	87.0	87.5	92.6	92.7	98.1	98.0	104	103	109	113	120
14	76.4	84.3	95.4	101	101	107	108	114	114	120	119	126	131	139
16	99.8	110	125	132	133	140	140	149	148	157	156	165	171	181
18	126	139	158	167	168	177	178	188	188	199	197	208	217	230
20	156	172	195	206	207	219	219	232	232	245	243	257	268	283
22	189	208	236	249	251	265	266	281	281	297	294	311	324	343
24	225	248	280	297	298	316	316	334	334	353	350	370	386	408
26	264	291	329	348	350	370	371	392	392	415	411	435	453	479
28	306	337	382	404	406	429	430	455	454	481	476	504	525	555
30	351	387	438	463	466	493	494	523	522	552	547	579	603	638
32	399	440	498	527	530	561	562	594	594	628	622	658	686	725
34	451	497	563	595	598	633	634	671	670	709	702	743	774	819
36	505	557	631	667	671	710	711	752	751	795	787	833	868	918
38	563	621	703	744	748	791	792	838	837	886	877	928	967	1020
40	624	688	779	824	828	876	878	929	928	981	972	1030	1070	1130
42	688	759	859	908	913	966	968	1020	1020	1080	1070	1130	1180	1250
44	755	832	942	997	1000	1060	1060	1120	1120	1190	1180	1240	1300	1370

注：最小钢丝破断拉力总和＝钢丝绳最小破断拉力×1.283，其中17×7为1.250。

2.5　电梯用钢丝绳（摘自 GB8903—2005）

国家标准 GB 8903—2005《电梯用钢丝绳》适用于载客电梯或载货电梯的曳引用钢丝绳、补偿用钢丝绳和限速器用钢丝绳，以及在导轨中运行的人力升降机等。不适用于建筑工地升降机、矿井升降机以及不在永义性导轨中间运行的临时升降机用钢丝绳。

单强度钢丝绳指外层绳股的外层钢丝具有和内层钢丝相同的抗拉强度。双强度钢丝绳指外层绳股的外层钢丝的抗拉强度比内层钢丝低，如外层钢丝为 1370MPa，内层钢丝为 1770MPa。

标记示例：结构为 8 × 19 西鲁式、绳芯为纤维芯，公称直径为 13mm，钢丝公称抗拉强度为 1370/1770（1500）MPa，表面状态光面，双强度配制，捻制方法为右交互捻的电梯用钢丝绳，标记为：

电梯用钢丝绳：13NAT8 × 19S + FC-1500（双）ZS-GB 8903—2005。

表 7.1-29 给出表 7.1-30 ~ 表 7.1-34 五种电梯用钢丝绳的适用场合。

电梯钢丝绳的公称长度参考质量 m［kg·(100m)$^{-1}$］按下式计算

$$m = Wd^2 \qquad (7.1\text{-}5)$$

公称金属截面积 A（mm^2）按式（7.1-6）计算

$$A = Cd^2 \qquad (7.1\text{-}6)$$

式中　W——经润滑的钢丝绳的单位长度参考质量系数；

C——公称金属截面积系数；

d——钢丝绳的公称直径（mm）。

W、C 的下标 1 表示纤维芯钢丝绳，下标 2 表示钢芯钢丝绳，W、C 的值由表 7.1-30 ~ 表 7.1-34 中查得。

表 7.1-30 ~ 表 7.1-34 为普通类别、直径和抗拉强度级别钢丝绳的最小破断拉力值表。

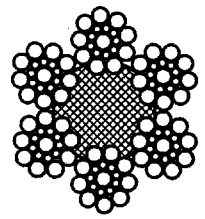
表 7.1-29　几种电梯用钢丝绳的适用场合（GB 8903—2005）

钢丝绳种类	表 7.1-30	表 7.1-31	表 7.1-32	表 7.1-33	表 7.1-34
曳引用钢丝绳和液压电梯用悬挂钢丝绳	△	△	△		
限速器用钢丝绳	△	△			
补偿用钢丝绳	△	△		△	△

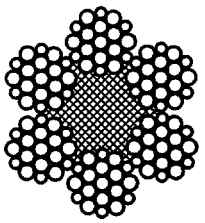
注：有△的表示推荐使用。

表 7.1-30　光面钢丝、纤维芯、结构为 6 × 19 类别的电梯用钢丝绳

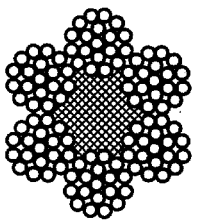
截面结构实例



6×19S+FC



6×19W+FC



6×25Fi+FC

钢丝绳结构		股结构	
项　目	数　量	项　目	数　量
股数	6	钢丝	19 ~ 25
外股	6	外层钢丝	9 ~ 12
股的层数	1	钢丝层数	2
钢丝绳钢丝	114 ~ 150		

典型例子		外层钢丝的数量		外层钢丝系数①
钢丝绳	股	总数	每股	a
6 × 19S	1 + 9 + 9	54	9	0.080
6 × 19W	1 + 6 + 6/6	72	12	0.0738
			6	0.0556
6 × 25Fi	1 + 6 + 6F + 12	72	12	0.064

最小破断拉力系数	$K_1 = 0.330$
单位质量系数①	$W_1 = 0.359$
金属截面积系数①	$C_1 = 0.384$

（续）

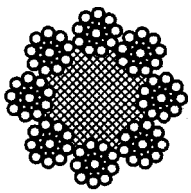
钢丝绳公称直径/mm	参考质量①/kg·(100m)$^{-1}$	最小破断拉力/kN						
		双强度/MPa				单强度/MPa		
		1180/1770等级	1320/1620等级	1370/1770等级	1570/1770等级	1570等级	1620等级	1770等级
6	12.9	16.3	16.8	17.8	19.5	18.7	19.2	21.0
6.3	14.2	17.9	—	—	21.5	—	21.2	23.2
6.5②	15.2	19.1	19.7	20.9	22.9	21.9	22.6	24.7
8②	23.0	28.9	29.8	31.7	34.6	33.2	34.2	37.4
9	29.1	36.6	37.7	40.1	43.8	42.0	43.3	47.3
9.5	32.4	40.8	42.0	44.7	48.8	46.8	48.2	52.7
10②	35.9	45.2	46.5	49.5	54.1	51.8	53.5	58.4
11②	43.4	54.7	54.3	59.9	65.5	62.7	64.7	70.7
12	51.7	65.1	67.0	71.3	77.9	74.6	77.0	84.1
12.7	57.9	72.9	75.0	79.8	87.3	83.6	86.2	94.2
13②	60.7	76.4	78.6	83.7	91.5	87.6	90.3	98.7
14	70.4	88.6	91.2	97.0	106	102	105	114
14.3	73.4	92.4	—	—	111	—	—	119
15	80.8	102	—	111	122	117	—	131
16②	91.9	116	119	127	139	133	137	150
17.5	110	138	—	—	166	—	—	179
18	116	146	151	160	175	168	173	189
19②	130	163	168	179	195	187	193	211
20	144	181	186	198	216	207	214	234
20.6	152	192			230			248
22②	174	219	225	240	262	251	259	283

① 只作参考。

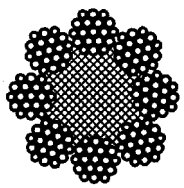
② 对新电梯的优先尺寸。

表 7.1-31　光面钢丝、纤维芯、结构为 8×19 类别的电梯用钢丝绳

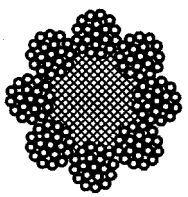
截面结构实例



8×19S+FC



8×19W+FC



8×25Fi+FC

钢丝绳结构		绳股结构	
项　目	数　量	项　目	数　量
股数	8	钢丝	19～25
外股	8	外层钢丝	9～12
股的层数	1	钢丝层数	2
钢丝绳钢丝	152～200		

典型例子		外层钢丝的数量		外层钢丝系数①
钢丝绳	股	总数	每股	a
8×19S	1+9+9	72	9	0.0655
8×19W	1+6+6/6	96	12　6	0.0606
			6	0.0450
8×25Fi	1+6+6F+12	96	12	0.0525

最小破断拉力系数	$K_1=0.293$
单位质量系数①	$W_1=0.340$
金属截面积系数①	$C_1=0.349$

（续）

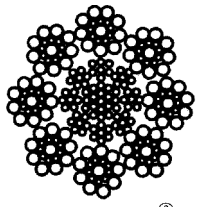
钢丝绳公称直径/mm	参考质量①/kg·(100m)$^{-1}$	最小破断拉力/kN						
		双强度/MPa				单强度/MPa		
		1180/1770等级	1320/1620等级	1370/1770等级	1570/1770等级	1570等级	1620等级	1770等级
8②	21.8	25.7	26.5	28.1	30.8	29.4	30.4	33.2
9	27.5	32.5	—	35.6	38.9	37.3	—	42.0
9.5	30.7	36.2	37.3	39.7	43.6	41.5	42.8	46.8
10②	34.0	40.1	41.3	44.0	48.1	46.0	47.5	51.9
11②	41.1	48.6	50.0	53.2	58.1	55.7	57.4	62.8
12	49.0	57.8	59.5	63.3	69.2	66.2	68.4	74.7
12.7	54.8	64.7	66.6	70.9	77.5	74.2	76.6	83.6
13②	57.5	67.8	69.8	74.3	81.2	77.7	80.2	87.6
14	66.6	78.7	81.0	86.1	94.2	90.2	93.0	102
14.3	69.5	82.1	—	—	98.3	—	—	—
15	76.5	90.3	—	98.9	108	104	—	117
16②	87.0	103	106	113	123	118	122	133
17.5	104	123	—	—	147	—	—	—
18	110	130	134	142	156	149	154	168
19②	123	145	149	159	173	166	171	187
20	136	161	165	176	192	184	190	207
20.6	144	170	—	—	204	—	—	—
22②	165	194	200	213	233	223	230	251

① 只作参考。

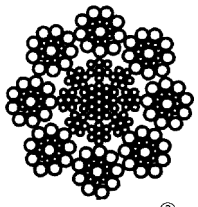
② 对新电梯的优先尺寸。

表 7.1-32　光面钢丝、钢芯、8×19 结构类别的电梯用钢丝绳

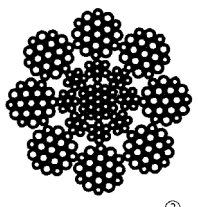
截面结构实例



8×19S+IWR③



8×19W+IWR③



8×25Fi+IWR③

钢丝绳结构		股结构	
项　目	数　量	项　目	数　量
股数	8	钢丝	19～25
外股	8	外层钢丝	9～12
股的层数	1	钢丝层数	2
外股钢丝数	152～200		

典型例子		外层钢丝的数量		外层钢丝系数①
钢丝绳	股	总数	每股	a
8×19S	1+9+9	72	9	0.0655
8×19W	1+6+6/6	96	12　6	0.0606
			6	0.0450
8×25Fi	1+6+6F+12	96	12	0.0525

最小破断拉力系数	$K_2=0.356$
单位质量系数①	$W_2=0.407$
金属截面积系数①	$C_2=0.457$

（续）

钢丝绳公称直径/mm	参考质量①/kg·(100m)$^{-1}$	最小破断拉力/kN				
		双强度/MPa			单强度/MPa	
		1180/1770等级	1370/1770等级	1570/1770等级	1570等级	1770等级
8②	26.0	33.6	35.8	38.0	35.8	40.3
9	33.0	42.5	45.3	48.2	45.3	51.0
9.5	36.7	47.4	50.4	53.7	50.4	56.9
10②	40.7	52.5	55.9	59.5	55.9	63.0
11②	49.2	63.5	67.6	79.1	67.6	76.2
12	58.6	75.6	80.5	85.6	80.5	90.7
12.7	65.6	84.7	90.1	95.9	90.1	102
13②	68.8	88.7	94.5	100	94.5	106
14	79.8	102	110	117	110	124
15	91.6	118	126	134	126	142
16②	104	134	143	152	143	161
18	132	170	181	193	181	204
19②	147	190	202	215	202	227
20	163	210	224	238	224	252
22②	197	254	271	288	271	305

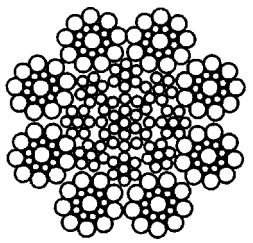
① 只作参考。

② 对新电梯的优先尺寸。

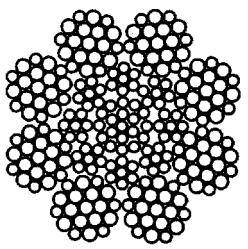
③ 钢丝绳外股与钢丝绳芯分层捻制。

表 7.1-33　光面钢丝、钢芯、8×19 结构类别的钢丝绳

截面结构实例



8×19S+IWR③



8×19W+IWR③

钢丝绳结构		股结构	
项　目	数　量	项　目	数　量
股数	8	钢丝	19～25
外股	8	外层钢丝	9～12
股的层数	1	钢丝层数	2
外股钢丝数	152～200		

典型例子		外层钢丝的数量		外层钢丝系数①
钢丝绳	股	总数	每股	a
8×19S	1+9+9	72	9	0.0655
8×19W	1+6+6/6	96	12	0.0606
			6	0.0450
8×25Fi	1+6+6F+12	96	12	0.0525
最小破断拉力系数	$K_2=0.405$			
单位质量系数①	$W_2=0.457$			
金属截面积系数①	$C_2=0.488$			

（续）

钢丝绳公称直径/mm	参考质量① /kg·(100m)$^{-1}$	最小破断拉力/kN				
		双强度/MPa			单强度/MPa	
		1180/1770 等级	1370/1770 等级	1570/1770 等级	1570 等级	1770 等级
8	29.2	38.2	40.7	43.3	40.7	45.9
9	37.0	48.4	51.5	54.8	51.5	58.1
9.5	41.2	53.9	57.4	61.0	57.4	64.7
10②	45.7	59.7	63.6	67.6	63.6	71.7
11②	55.3	72.3	76.9	81.8	76.9	86.7
12	65.8	86.0	91.6	97.4	91.6	103
12.7	73.7	96.4	103	109	103	116
13②	77.2	101	107	114	107	121
14	89.6	117	125	133	125	141
15	103	134	143	152	143	161
16②	117	153	163	173	163	184
18	148	194	206	219	206	232
19②	165	216	230	244	230	259
20	183	239	254	271	254	287
22②	221	289	308	327	308	347

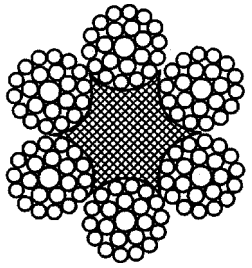
① 只作参考。

② 对新电梯的优先尺寸。

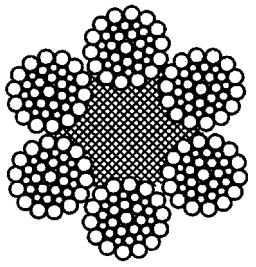
③ 钢丝绳外股与钢丝绳芯一次平行捻制。

表 7.1-34　光面钢丝、大直径的补偿用钢丝绳

截面结构实例



6×29Fi+FC



6×36WS+FC

钢丝绳结构		股结构	
项　目	数　量	项　目	数　量
股数	6	钢丝	25 ~ 41
外股	6	外层钢丝	12 ~ 16
股的层数	1	钢丝层数	2 ~ 3
钢丝绳钢丝数	150 ~ 246		

典型例子		外层钢丝的数量		外层钢丝系数①
钢丝绳	股	总数	每股	a
6×29Fi 6×36WS	1+7+7F+14 1+7+7/7+14	84	14	0.056

钢丝绳类别：6×36	
最小破断拉力系数	$K_1=0.330$
单位质量系数①	$W_1=0.367$
金属截面积系数①	$C_1=0.393$

（续）

钢丝绳公称直径/mm	参考质量①/kg·(100m)$^{-1}$	钢丝绳类别	最小破断拉力/kN		
			1570MPa等级	1770MPa等级	1960MPa等级
24	211	6×36类别（包括6×36WS和6×29Fi）	298	336	373
25	229		324	365	404
26	248		350	395	437
27	268		378	426	472
28	288		406	458	507
29	309		436	491	544
30	330		466	526	582
31	353		498	561	622
32	376		531	598	662
33	400		564	636	704
34	424		599	675	748
35	450		635	716	792
36	476		671	757	838
37	502		709	800	885
38	530		748	843	934

① 仅作参考。

2.6 平衡用扁钢丝绳（摘自GB/T 20119—2006，见表7.1-35）

（1）适用范围

平衡用扁钢丝绳适用于竖井提升设备平衡用的扁钢丝绳（简称扁钢丝绳）。

（2）订货内容

订货的合同应包括：标准号、产品名称、结构（标记代号）、公称尺寸、表面状态、公称抗拉强度、数量（长度）、是否涂油、（需方提出的）其他要求。

（3）标记

扁钢丝绳的标记方法按GB/T 8706—2006的规定。

如图7.1-1是由6条子绳，每条子绳4股，每股（1+6）丝制成的双纬绳平衡用扁钢丝绳，其全称标记示例为：

PD6［4（1+6）+FC］

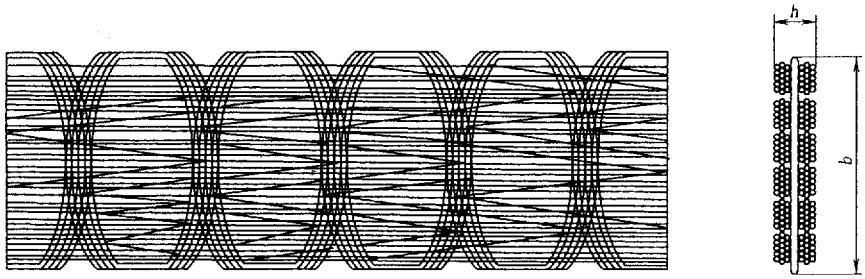
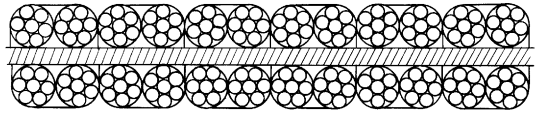
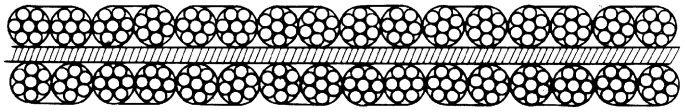
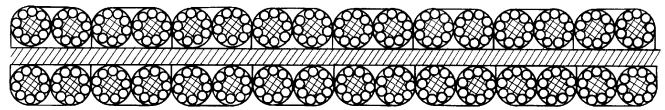
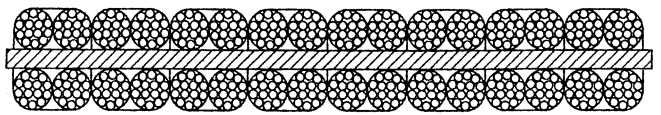
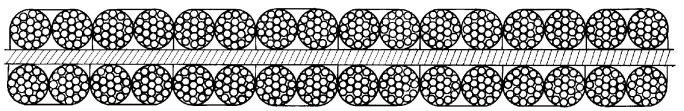


图7.1-1　PD6［4（1+6）+FC］平衡用扁钢丝绳

表 7.1-35 扁钢丝绳典型结构、公称尺寸

断面图	公称尺寸 宽×厚 $b\times h$	子绳钢丝公称直径	子绳钢丝断面积总和	扁钢丝绳参考质量	扁钢丝绳公称抗拉强度/MPa			编织方式
					1370	1470	1570	
					最小钢丝破断拉力总和			
	mm		mm^2	$kg\cdot(100m)^{-1}$	kN			
 PD6×4×7 扁钢丝绳断面图	扁钢丝绳典型结构 6×4×7,子绳股结构(1+6)							
	58×13	1.3	223	210	306	328	350	双纬绳两侧各2条
	62×14	1.4	258	240	353	379	405	
	67×15	1.5	297	280	407	437	466	
	71×16	1.6	338	320	463	497	531	
	75×17	1.7	381	360	522	560	598	
 PD8×4×7 扁钢丝绳断面图	扁钢丝绳典型结构 8×4×7,子绳股结构(1+6)							
	88×15	1.5	396	370	543	582	622	双纬绳两侧各2条
	94×16	1.6	450	420	616	662	706	
	100×17	1.7	508	470	696	747	798	
	107×18	1.8	570	530	781	838	895	
	113×19	1.9	635	580	870	933	997	
	119×20	2	703	650	963	1030	1100	
 PD8×4×9 扁钢丝绳断面图	扁钢丝绳典型结构 8×4×9,子绳股结构(FC+9)							
	132×21	1.7	653	700	895	960	1030	双纬绳两侧各4条
	139×23	1.8	732	770	1000	1080	1150	
	143×24	1.85	774	800	1060	1140	1220	
	147×24	1.9	816	840	1120	1200	1280	
	155×26	2	904	940	1240	1330	1420	
	163×27	2.1	997	1050	1370	1470	1570	
	170×28	2.2	1090	1160	1490	1600	1710	
 PD8×4×14 扁钢丝绳断面图	扁钢丝绳典型结构 8×4×14,子绳股结构(4+10)							
	145×24	1.7	1020	960	1400	1500	1600	双纬绳两侧各4条
	154×25	1.8	1140	1080	1560	1680	1790	
	158×26	1.85	1200	1140	1640	1760	1880	
	162×27	1.9	1270	1190	1740	1870	1990	
	171×28	2	1410	1330	1930	2070	2210	
	180×30	2.1	1550	1480	2120	2280	2430	
	188×31	2.2	1700	1610	2330	2500	2670	
 PD8×4×19 扁钢丝绳断面图	扁钢丝绳典型结构 8×4×19,子绳股结构(1+6+12)							
	148×24	1.5	1070	980	1470	1570	1680	双纬绳两侧各4条
	157×25	1.6	1220	1120	1670	1790	1920	
	166×26	1.7	1380	1260	1890	2030	2170	
	177×28	1.8	1550	1420	2120	2280	2430	
	187×29	1.9	1720	1560	2360	2530	2700	
	196×31	2	1910	1740	2620	2810	3000	
	206×33	2.1	2100	1950	2880	3090	3300	
	216×34	2.2	2310	2120	3160	3400	3630	

注：1. 子绳钢丝公称直径允许在 ±0.20mm 范围内调整。

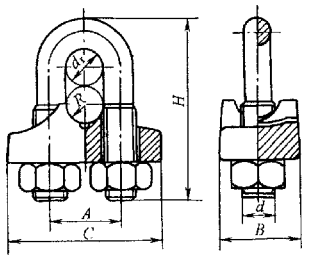
2. 若纬绳钢丝损坏是钢丝绳报废的主要原因时，纬绳可以用其他构件代替，但应按标准的规定进行检验与验收。

3. 表中钢丝绳的参考质量为未涂油的质量，涂油钢丝绳的单位长度质量应双方协议。

3　绳具

3.1　钢丝绳夹（见表7.1-36、表7.1-37）

表7.1-36　钢丝绳夹（摘自 GB/T 5976—2006）



标记示例：

钢丝绳为右捻6股，规格为20mm（钢丝绳公称直径 d_r > 18～20mm），夹座材料为 KTH350-10 的钢丝绳夹，标记为：

绳夹 GB/T 5976—20KTH

钢丝绳为左捻6股时，标记为：

绳夹 GB/T 5976—20 左 KTH

绳夹规格 d_r（钢丝绳公称直径）/mm	适用钢丝绳公称直径 d_r/mm	尺寸/mm					螺　母（GB/T 41—2000）d	单组质量/kg
		A	B	C	R	H		
6	6	13.0	14	27	3.5	31	M6	0.034
8	>6～8	17.0	19	36	4.5	41	M8	0.073
10	>8～10	21.0	23	44	5.5	51	M10	0.140
12	>10～12	25.0	28	53	6.5	62	M12	0.243
14	>12～14	29.0	32	61	7.5	72	M14	0.372
16	>14～16	31.0	32	63	8.5	77	M14	0.402
18	>16～18	35.0	37	72	9.5	87	M16	0.601
20	>18～20	37.0	37	74	10.5	92	M16	0.624
22	>20～22	43.0	46	89	12.0	108	M20	1.122
24	>22～24	45.5	46	91	13.0	113	M20	1.205
26	>24～26	47.5	46	93	14.0	117	M20	1.244
28	>26～28	51.5	51	102	15.0	127	M22	1.605
32	>28～32	55.5	51	106	17.0	136	M22	1.727
36	>32～36	61.5	55	116	19.5	151	M24	2.286
40	>36～40	69.0	62	131	21.5	168	M27	3.133
44	>40～44	73.0	62	135	23.5	178	M27	3.470
48	>44～48	80.0	69	149	25.5	196	M30	4.701
52	>48～52	84.5	69	153	28.0	205	M30	4.897
56	>52～56	88.5	69	157	30.0	214	M30	5.075
60	>56～60	98.5	83	181	32.0	237	M36	7.921

注：适用于起重机、矿山运输、船舶和建筑业等重型工况中使用的 GB/T 8918—2006 和 GB/T 20118—2006 中圆股钢丝绳的绳端固定或连接。

表7.1-37　钢丝绳夹零件材料

零件名称		材　料
夹座	锻造	GB/T 700—2006 规定的 Q235B
	铸造	GB/T 1348—2009 规定的 QT450-10
		GB/T 9440—2010 规定的 KTH350-10
		GB/T 11352—2009 规定的 ZG270-500
U形螺栓		GB/T 700—2006 规定的 Q235-B
螺母		GB/T 41—2006 规定的性能等级5级

注：1. 允许采用性能不低于表中的材料代用。

2. 当绳夹用于起重机上时，夹座材料推荐采用 Q235B 钢或 ZG270-500 制造。

钢丝绳夹使用方法

（1）钢丝绳夹的布置

钢丝绳夹应把夹座扣在钢丝绳的工作段上，U形螺栓扣在钢丝绳的尾段上。钢丝绳夹不得在钢丝绳上交替布置。

（2）钢丝绳夹的数量

对于符合本标准规定的适用场合，每一连接处所需钢丝绳夹的最少数量推荐见表7.1-38。

（3）钢丝绳夹间的距离

钢丝绳夹间的距离 A 等于6～7倍钢丝绳直径。

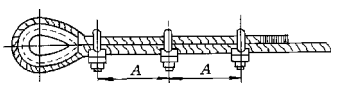
（4）绳夹固定处的强度

按上述固定方法正确布置和夹紧，固定处的强度至少为钢丝绳自身强度的80%。

（5）钢丝绳夹的紧固方法

紧固绳夹时必须考虑每个绳夹的合理受力，离套环最远处的绳夹不得首先单独紧固。离套环最近处的绳夹（第一个绳夹）应尽可能地靠紧套环，但仍必须保证绳夹的正确拧紧，不得损坏钢丝绳的外层钢丝。

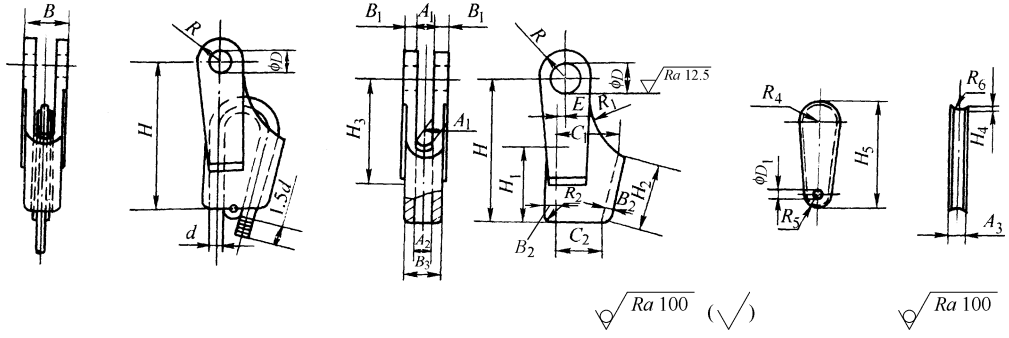
表7.1-38　钢丝绳夹最少数量推荐见表



绳夹规格（钢丝绳公称直径 d_r）/mm	钢丝绳夹的最少数量/组
≤18	3
>18～26	4
>26～36	5
>36～44	6
>44～60	7

3.2 钢丝绳用楔形接头（见表7.1-39）

表7.1-39 钢丝绳用楔形接头（摘自 GB/T 5973—2006）



材料：楔套 不低于 ZG 270-500　楔 不低于 HT 200

标记示例

规格为20mm（钢丝绳公称直径 $d>18\sim20$mm）的楔形接头，标记为：楔形接头　GB/T 5973—20；

楔套，标记为：楔套　GB/T 5973—20；楔，标记为：楔　GB/T 5973—20

规格（钢丝绳公称直径 d）/mm	适用钢丝绳公称直径 d/mm	楔套 /mm																				单件质量/kg
		A_1		A_2		B	B_1	B_2	B_3	C_1		C_2		ϕD（H10）	E	H	H_1	H_2	H_3	R	R_1	R_2	
		公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差					公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差										
6	6	13	+1.0 0	11	+1.0 0	29	8	7	25	30	+1.0 0	20.5	+1.0 0	16	3.0	105	45	43.0	60	16	40	2	0.452
8	>6～8	15		13		31	8	7	27	39		27.0		18	3.5	125	55	51.0	80	25	50	2	0.623
10	>8～10	18		16		38	10	8	30	49		32.5		20	4.5	150	75	71.0	100	25	60	3	0.802
12	>10～12	20		18		44	12	10	36	58		40.5		25	5.5	180	80	75.0	110	30	70	3	1.309
14	>12～14	23		21		51	14	13	41	69		50.5		30	6.5	185	85	79.0	140	35	80	3	1.708
16	>14～16	26	+1.5 0	24	+1.5 0	60	17	15	48	77	+1.5 0	56.5	+1.5 0	34	7.5	195	95	88.0	140	42	90	4	2.379
18	>16～18	28		26		64	18	17	52	87		65.5		36	8.5	195	100	92.0	150	44	100	4	2.948
20	>18～20	30		28		72	21	18	58	93		68.0		38	9.5	220	115	107.0	160	50	110	4	3.939
22	>20～22	32		29		76	22	22	64	104		80.0		40	10.5	240	115	107.0	180	52	120	5	4.571
24	>22～24	35		32		83	24	24	71	112		86.5		50	11.5	260	120	109.0	200	60	130	5	5.928
26	>24～26	38		35		92	27	25	76	120		92.5		55	12.5	280	130	118.0	210	65	140	6	7.153
28	>26～48	40		36		94	27	25	78	119		83.0		55	13.5	320	165	154.0	230	70	155	6	9.906
32	>28～32	44	+2.0 0	40	+2.0 0	110	33	27	84	146	+2.0 0	104.0	+2.0 0	65	15.0	360	190	180.0	270	77	175	7	12.948
36	>32～36	48		44		122	37	32	96	166		120.5		70	17.0	390	210	195.0	280	85	195	7	16.848
40	>36～40	55		51		145	45	32	103	184		125.5		75	19.0	470	260	246.0	340	90	210	8	23.665

（续）

规格（钢丝绳公称直径 d）/mm	适用钢丝绳公称直径 d/mm	楔/mm								断裂载荷/kN	许用载荷/kN	组件质量/kg
		A_3	H_4	H_5	R_4	R_5	R_6	ϕD_1	单件质量/kg			
6	6	9	2	65	12	6.5	3.5	2	0.133	12	4	0.59
8	>6～8	11		79	15	8.0	4.5		0.179	21	7	0.80
10	>8～10	12	3	98	18	9.5	5.5		0.242	32	11	1.04
12	>10～12	14		111	21	11.5	6.5		0.421	48	16	1.73
14	>12～14	15	4	120	24	14.0	7.5	3.2	0.632	66	22	2.34
16	>14～16	17		136	26	14.5	9.0		0.889	85	28	3.27
18	>16～18	19	5	142	30	18.5	10.0		1.045	108	36	4.00
20	>18～20	21		161	31	17.0	11.0		1.513	135	45	5.45
22	>20～22	23		166	35	22.0	12.0	4	1.794	168	56	6.37
24	>22～24	25	6	180	37	22.0	13.0		2.387	190	63	8.32
26	>24～26	28		192	39	23.0	14.0		3.011	215	75	10.16
28	>26～28	30	7	229	42	21.5	15.0		4.064	270	90	13.97
32	>28～32	34		259	47	24.5	17.5	5	4.992	336	112	17.94
36	>32～36	38	8	286	54	29.5	19.5		6.178	450	150	23.03
40	>36～40	42		341	58	26.5	21.5		8.689	540	180	32.35

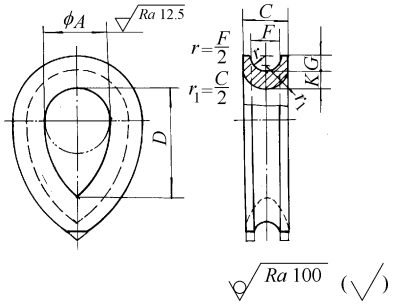
注：1. 本标准适用于各类起重机上使用的符合 GB/T 8918—2006、GB/T 20118—2006 的圆股钢丝绳的绳端固定或连接。

2. 表中许用载荷和断裂载荷是楔套材料采用 GB/T 11352—2009 中规定的 ZG270-500 铸钢件、楔的材料采用 GB/T 9439—2010 中规定的 HT200 灰铸铁件确定的。

3. 楔形接头与钢丝绳的连接方法如表图所示。

3.3　钢丝绳用普通套环（见表 7.1-40）

表 7.1-40　钢丝绳用普通套环（摘自 GB/T 5974.1—2006）



推荐材料：Q235B，15，35；抗拉强度不低于 375～530MPa，伸长率不小于 20%

标记示例：

规格为 16mm（钢丝绳公称直径 $d>14\sim16$mm）的普通套环，标记为：

套环　GB/T 5974.1—16

套环规格（钢丝绳公称直径）d/mm	尺寸/mm										单件质量/kg
	F	C		A		D		G min	K		
		公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差		公称尺寸	极限偏差	
6	6.7±0.2	10.5	0 −1.0	15	+1.5 0	27	+2.7 0	3.3	4.2	0 −0.1	0.032
8	8.9±0.3	14.0	0 −1.4	20	+2.0 0	36	+3.6 0	4.4	5.6	0 −0.2	0.075
10	11.2±0.3	17.5		25		45		5.5	7.0		0.150
12	13.4±0.4	21.0		30		54		6.6	8.4		0.250
14	15.6±0.5	24.5		35		63		7.7	9.8		0.393
16	17.8±0.6	28.0	0 −2.8	40	+4.0 0	72	+7.2 0	8.8	11.2	0 −0.4	0.605
18	20.1±0.6	31.5		45		81		9.9	12.6		0.867
20	22.3±0.7	35.0		50		90		11.0	14.0		1.205
22	24.5±0.8	38.5		55		99		12.1	15.4		1.563
24	26.7±0.9	42.0	0 −3.4	60	+4.8 0	108	+8.6 0	13.2	16.8	0 −0.6	2.045
26	29.0±0.9	45.5		65		117		14.3	18.2		2.620
28	31.2±1.0	49.0		70		126		15.4	19.6		3.290
32	35.6±1.2	56.0		80		144		17.6	22.4		4.854
36	40.1±1.3	63.0	0 −4.4	90	+6.0 0	162	+11.3 0	19.8	25.2	0 −0.8	6.972
40	44.5±1.5	70.0		100		180		22.0	28.0		9.624
44	49.0±1.6	77.0		110		198		24.2	30.8		12.808
48	53.4±1.8	84.0		120		216		26.4	33.6		16.595
52	57.9±1.9	91.0	0 −5.5	130	+7.8 0	234	+14.0 0	28.6	36.4	0 −1.1	20.945
56	62.3±2.1	98.5		140		252		30.8	39.2		26.310
60	66.8±2.2	105.0		150		270		33.0	42.0		31.396

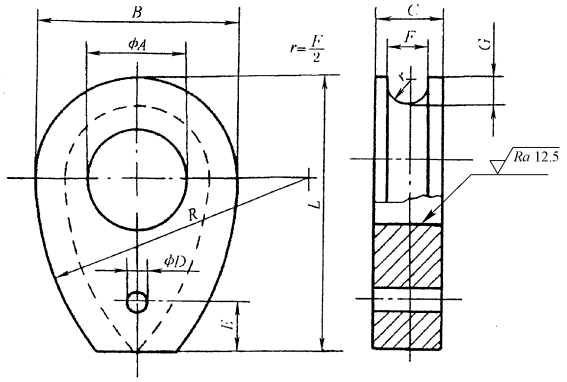
注：1. 适用于 GB/T 8918—2006、GB/T 20118—2006 规定的圆股钢丝绳。

2. 套环的最大承载能力应不低于公称抗拉强度为 1770MPa 的圆股钢丝绳最小破断拉力的 32%。

3. 套环所采用的销轴直径不得小于钢丝绳直径的 2 倍。

3.4　钢丝绳用重型套环（见表 7.1-41）

表 7.1-41　钢丝绳用重型套环（摘自 GB/T 5974.2—2006）



标记示例：

规格为 16（钢丝绳公称直径 $d>14\sim16$mm），由可锻铸铁制成的重型套环，标记为：

套环 GB/T 5974.2—16KTH

$\sqrt{Ra\ 100}$ $(\sqrt{})$

套环规格(钢丝绳公称直径) d/mm	尺寸/mm														单件质量/kg	材料		
	F	C		A		B		L		R		G min	D	E		可锻铸铁	球墨铸铁	铸钢
		公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差	公称尺寸	极限偏差					不低于		
8	8.9±0.3	14.0	0 −1.4	20	+0.149 +0.065	40	±2	56	±3	59	+3 0	6.0	5	20	0.08	KTH370-12	—	—
10	11.2±0.3	17.5		25		50		70		74		7.5			0.17			
12	13.4±0.4	21.0		30		60		84		89		9.0			0.32			
14	15.6±0.5	24.5		35		70		98		104		10.5			0.50			
16	17.8±0.6	28.0	0 −2.8	40	+0.180 +0.080	80	±4	112	±6	118	+6 0	12.0			0.78			
18	20.1±0.6	31.5		45		90		126		133		13.5			1.14			
20	22.3±0.7	35.0		50		100		140		148		15.0	10	30	1.41			
22	24.5±0.8	38.5		55		110		154		163		16.5			1.96			
24	26.7±0.9	42.0	0 −3.4	60	+0.220 +0.100	120	±6	168	±9	178	+9 0	18.0			2.41			
26	29.0±0.9	45.5		65		130		182		193		19.5			3.46			
28	31.2±1.0	49.0		70		140		196		207		21.0			4.30			
32	35.6±1.2	56.0		80		160		224		237		24.0			6.46			
36	40.1±1.3	63.0	0 −4.4	90	+0.260 +0.120	180	±9	252	±13	267	+13 0	27.0			9.77	—	QT450-10	ZG270-500
40	44.5±1.5	70.0		100		200		280		296		30.0			12.94			
44	49.0±1.6	77.0		110		220		308		326		33.0	15	45	17.02			
48	53.4±1.8	84.0		120		240		336		356		36.0			22.75			
52	57.9±1.9	91.0	0 −5.5	130	+0.305 +0.145	260	±13	364	±18	385	+19 0	39.0			28.41			
56	62.3±2.1	98.0		140		280		392		415		42.0			35.56			
60	66.8±2.2	105.0		150		300		420		445		45.0			48.35			

注：1. 适用于 GB/T 8918—2006、GB/T 20118—2006 中规定的圆股钢丝绳。

2. 套环的最大承载能力应不低于公称抗拉强度为 1870MPa 圆股钢丝绳的最小破断拉力。

4　卷筒

4.1　卷筒的类型

卷筒的类型较多，最常用的是齿轮联结盘式和周边大齿轮式两种，其结构特点是卷筒轴不受转矩，只承受弯矩。尤其是前者是目前标准型桥式起重机典型结构，分组性好，为封闭式传动。缺点是检修时需沿轴向外移卷筒。带周边大齿轮的卷筒多用于传动速比大，转速低的卷筒。周边大齿轮，一般均为开式传动。

以上两种结构类型按 JB/T9006.2—1999 规定分为4种结构类型。图7.1-2为A型；图7.1-3为B型；图7.1-4为C型；图7.1-5为D型。推荐优先采用A、B型。

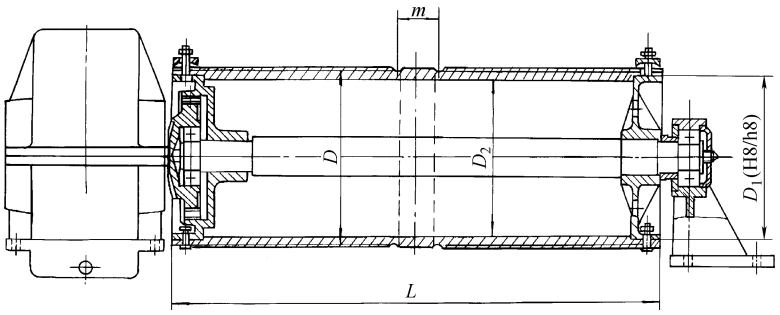


图 7.1-2　A 型卷筒结构

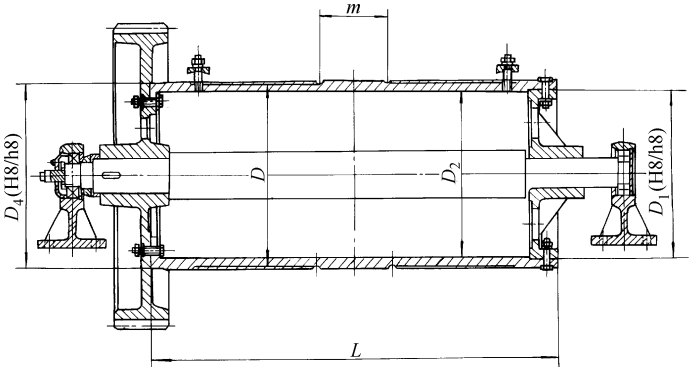


图 7.1-3　B 型卷筒结构

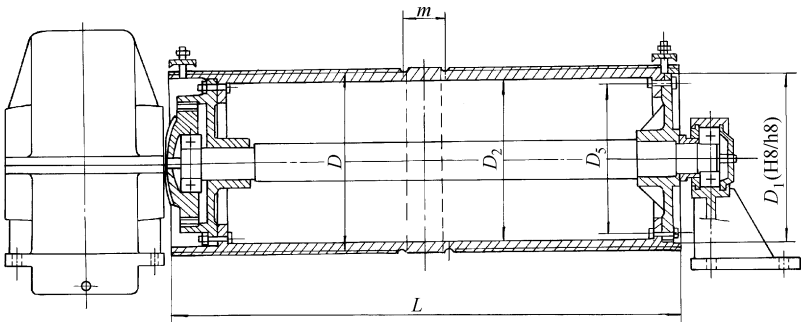


图 7.1-4　C 型卷筒结构

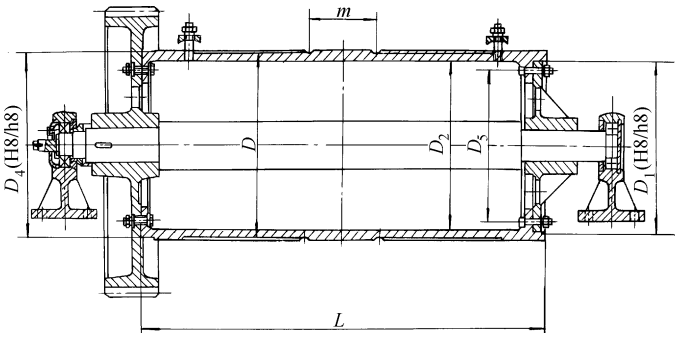


图 7.1-5　D 型卷筒结构

4.2　卷筒的几何尺寸

卷筒有单层卷绕单联卷筒、单层卷绕双联卷筒。

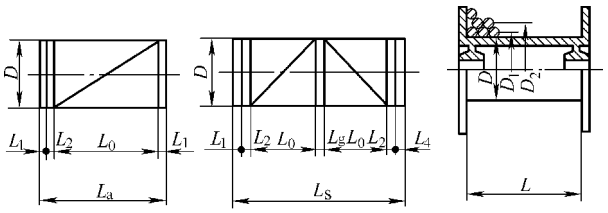
卷筒表面带有导向螺旋槽，钢丝绳进行单层卷绕。一般情况都采用标准槽，只有当钢丝绳有脱槽危险时（例如抓斗起重机的卷筒和工作中振动较大者）

才采用深槽。

在起重高度较高时，为了缩小卷筒尺寸，可采用表面带导向螺旋槽或光面卷筒，进行多层卷绕，但钢丝绳磨损较快。这种卷筒适用于慢速和工作类型较轻的起重机。如汽车起重机，多采用不带螺旋槽的光面卷筒，钢丝绳可以紧密排列。但实际作业时，钢丝绳排列凌乱，互相交叉挤压，钢丝绳寿命降低。目前，多层卷绕卷筒大多数制成带有绳槽。第一层钢丝绳卷绕入卷筒螺旋槽，第二层钢丝绳以相同的螺旋方向卷绕入内层钢丝绳形成的螺旋沟，钢丝绳的接触情况大为改善，延长了使用寿命。多层卷绕卷筒两端设挡边，以防钢丝绳脱出筒外。其挡边高度应比最外层钢丝绳高出（1～1.5）d。

关于卷筒几何尺寸见表7.1-42。

表7.1-42　卷筒的几何尺寸　　（mm）



名　称		公　式	符号意义
卷筒名义直径		$D_1 = hd$	d—钢丝绳直径 h—与机构工作级别和钢丝绳结构有关的系数，按表7.1-43选取 D_1—按钢丝绳中心计算的卷筒最小直径 D—卷筒绳槽底径
绳槽半径		$R = (0.53 \sim 0.56)\ d$	
绳槽深度	标准槽	$H_1 = (0.25 \sim 0.4)\ d$	
	深　槽	$H_2 = (0.6 \sim 0.9)d$	
绳槽节距	标准槽	$P_1 = d + (2 \sim 4)$mm	
	深　槽	$P_2 = d + (6 \sim 8)$mm	
卷筒厚度	钢卷筒	$\delta \approx d$	
	铸铁卷筒	$\delta \approx 0.02D + (6 \sim 10)$mm $\geqslant$12mm	

名　称		公　式		符号意义
单层绕卷筒长度	单联卷筒	$L_d = L_0 + 2L_1 + L_2$	$L_0 = \left(\dfrac{H_{max}m}{\pi D_1} + Z_1\right)P$	L_0—卷筒有螺纹槽部分长度 L_1—无绳槽的卷筒端部尺寸，按需要定 L_2—固定绳尾所需长度，$L_2 \approx 3P$ L_g—中间光滑部分长度，根据钢丝绳允许偏斜角确定 H_{max}—最大起升高度 m—滑轮组倍率 Z_1—钢丝绳安全圈数，$Z_1 \geqslant 1.5 \sim 3$ P—绳槽节距或绳索卷绕的螺旋节距 D_1，D_2，D_3，…，D_n—各层直径 Z—每层圈数 n—卷绕层数 l—卷筒总卷绳长度，$l = H_{max}m$
	双联卷筒	$L = 2(L_0 + L_1 + L_2) + L_g$		
多层卷绕卷筒长度 L		$l = Z\pi(D_1 + D_2 + D_3 + \cdots + D_n)$ $D_1 = D + d$ $D_2 = D + 3d$ $D_3 = D + 5d$ ⋮ $D_n = D + (2n-1)\ d$ 则 $l = Z\pi n(D + nd)$ $Z = \dfrac{l}{\pi n(D + nd)}$ 考虑钢丝绳在卷筒上排列可能不均匀，应将卷筒长度增加10%，即 $L = 1.1ZP = \dfrac{1.1lP}{\pi n(D + nd)}$ $P = (1.1 \sim 1.2)\ d$		

关于表7.1-42中 h 值见表7.1-43。

表7.1-43　系数 h_1、h_2、h_3 的值

（摘自 GB/T 3811—2008）

机构工作级别	卷筒 h_1	滑轮 h_2	平衡滑轮 h_3
M1	11.2	12.5	11.2
M2	12.5	14	12.5
M3	14	16	12.5
M4	16	18	14
M5	18	20	14
M6	20	22.4	16
M7	22.4	25	16
M8	25	28	18

注：1. 采用抗扭转钢丝绳时，h 值按比机构工作级别高一级的值选取。

2. 对于流动式起重机及某些水工工地用的臂架起重机，建议 $h_1 = 16$，$h_2 = 18$，与工作级别无关。

3. 臂架伸缩机构滑轮的 h_2 值，可选为卷筒的 h_1 值。

4. 桥式和门式起重机，取 h_3 等于 h_2。

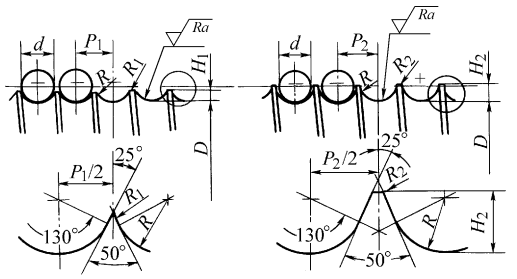
5. 用2.2给出的方法求出的最小钢丝绳直径并由此确定了卷筒和滑轮的最小直径后，只要实际采用的钢丝绳直径不大于原算得的最小直径的25%、钢丝绳实际的拉力不超过原计算钢丝绳最小直径时用的最大工作静拉力 S 值，则新选的钢丝绳仍可以与算得的卷筒和滑轮的最小直径配用。

6. 本表的 h 值不能限制或代替钢丝绳制造厂和起重机制造厂之间的协议，当考虑采用不同柔性的新型钢丝绳时尤其如此。

4.3　卷筒槽形（表 7.1-44）

卷筒槽形分为标准槽形和加深槽形两种。槽形表　　面粗糙度分为两级：1 级 $Ra6.3\mu m$；2 级 $Ra12.5\mu m$。

表 7.1-44　卷筒槽形（摘自 JB/T 9006．1—1999）　　（mm）



标准槽形　　加深槽形

标记示例：

卷筒槽形的槽底半径 $R=10mm$，槽距 $P_1=20mm$，表面粗糙度为 1 级的标准槽形，标记为：

槽形　$10\times20-1$　JB/T 9006．1—1999

卷筒槽形的槽底半径 $R=10mm$，槽距 $P_2=24mm$，表面粗糙度为 2 级的加深槽形，标记为：

深槽形　$10\times24-2$　JB/T 9006．1—1999

钢丝绳直径	槽底半径		标准槽形			加深槽形		
d	R	极限偏差	P_1	H_1	R_1	P_2	H_2	R_2
5～6	3.3	+0.1 0	7.0	2.3	0.5	—	—	0.3
>6～7	3.8		8.0	2.7		—	—	
>7～8	4.3		9.0	3.0		11	5.0	
>8～9	5.5		10.5	3.5		12	5.5	
>9～10	5.5	+0.2 0	11.5	4.0	0.8	13	6.0	0.5
>10～11	6.0		13.0	4.5		15	7.0	
>11～12	6.5		14.0			16	7.5	
>12～13	7.0		15.0	5.0		18	8.0	
>13～14	7.5		16.0	5.5		19	8.5	
>14～15	8.2		17.0	6.0		20	9.0	
>15～16	9.0		18.0			21	9.5	
>16～17	9.5		19.0	6.5		23	10.5	
>17～18	10.0		20.0	7.0		24	11.0	
>18～19	10.5		21.0	7.5		25	11.5	
>19～20	11.0		22.0			26	12.0	
>20～21	11.5		24.0	8.0		28	13.0	
>21～22	12.0		25.0	8.5		29	13.5	
>22～23	12.5		26.0	9.0		31	14.0	
>23～24	13.0		27.0			32	14.5	
>24～25	13.5		28.0	9.5		33	15.0	
>25～26	14.0		29.0	10.0		34	16.0	
>26～27	15.0		30.0	10.5		36	16.5	
>27～28			31.0			37	17.0	
>28～29	16.0		33.0	11.0	1.3	38	17.5	0.8
>29～30			34.0	11.5		39	18.0	
>30～31	17.0	+0.4 0	35.0	12.0		41	18.5	
>31～32			36.0			42	19.0	
>32～33	18.0		37.0	12.5		44	20.0	
>33～34			38.0	13.0				
>34～35	19.0		39.0	13.5		46	21.0	
>35～36			40.0			47		
>36～37	20.0		41.0	14.0		48	22.0	
>37～38			42.0	14.5	1.6	50	23.0	1.3
>38～39	21.0		44.0	15.0		52	24.0	
>39～40								

（续）

钢丝绳直径	槽底半径		标准槽形			加深槽形		
d	R	极限偏差	P_1	H_1	R_1	P_2	H_2	R_2
>40～41	22.0	+0.4 0	45.0	15.5	1.6	54	25.0	1.3
>41～42	23.0		47.0	16.0		55		
>42～43			48.0	16.5		56	26.0	
>43～44	24.0		49.0			58		
>44～45			50.0	17.0	2	60	27.0	1.6
>45～46	25.0		52.0	17.5		62	28.0	
>46～47			53.0	18.5		63		
>47～48	26.0		54.0			64	29.0	
>48～50	27.0		56.0	19.0		65	30.0	
>50～52	28.0		58.0	19.5				
>52～54	29.0		60.0	21.0				
>54～56	30.0		63.0		25			
>56～58	31.0		65.0	22.0				
>58～60	32.0		67.0	23.0	3.0			

注：1. 本标准规定的槽形除多层缠绕和电动葫芦用卷筒外，适用于所有起重机的钢丝绳铸造卷筒和焊接卷筒。

2. 本标准的槽底半径 R 是以钢丝绳直径 d 的最大允许偏差为 +7% 确定的。钢丝绳绕进或绕出卷筒时，其偏离螺旋槽每一侧的角度应不大于4°。

4.4　起重机用铸造卷筒的型式、尺寸和技术条件

（1）应用范围

起重机用铸造卷筒主要适用于桥式起重机和门式起重机所用的钢丝绳铸造卷筒（以下简称卷筒），其他起重机所用的卷筒也可参照采用。

（2）型式和尺寸

卷筒的结构型式分A、B、C、D型4种。推荐优先采用A、B型。卷筒尺寸应分别符合表7.1-45、表7.1-46的规定。卷筒组装结构示例见图7.1-2～图7.1-5。

（3）技术要求

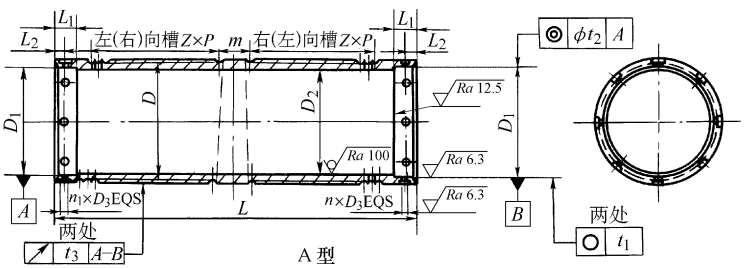
1）材料　铸造卷筒的材料应采用不低于GB/T 9439—2010中规定的HT200灰铸铁，或GB/T 11352—2009中规定的ZG 270-500铸钢。铸铁件需经时效处理以消除内应力，铸钢件应进行退火处理。

2）表面质量　卷筒不得有裂纹。成品卷筒的表面上不得有影响使用性能和有损外观的显著缺陷（如气孔、疏松、夹渣等）。

3）尺寸公差和表面粗糙度　同一卷筒上左右螺旋槽的底径（即卷筒直径 D）差，不得超过GB/T 1801—2009中规定的h12。

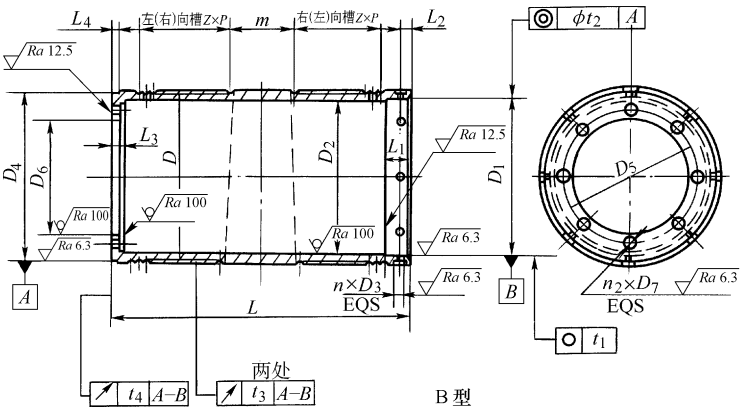
加工表面未注公差尺寸的公差等级应按GB/T 1804—2000中的m级（中等级）。

表7.1-45　A型和B型卷筒（摘自JB/T 9006.2—1999、JB/T 9006.3—1999）　（mm）



A型

（续）



标记示例：

卷筒直径 $D=500$mm，长度 $L=1500$mm；槽底半径 $R=10$mm，标准槽形槽距 $P_1=20$mm；起升高度 $H=12$m，滑轮倍率 $\alpha=4$；靠近减速器一端的卷筒槽向为左的 A 型卷筒，标记为：

卷筒　A500×1500-10×20-12×4-左　JB/T 9006.2—1999

卷筒直径 $D=800$mm，长度 $L=3000$mm；槽底半径 $R=15$mm；标准槽形槽距 $P_1=31$mm；起升高度 $H=16$m，滑轮倍率 $\alpha=5$；靠近减速器一端的卷筒槽向为右的 B 型卷筒，标记为：

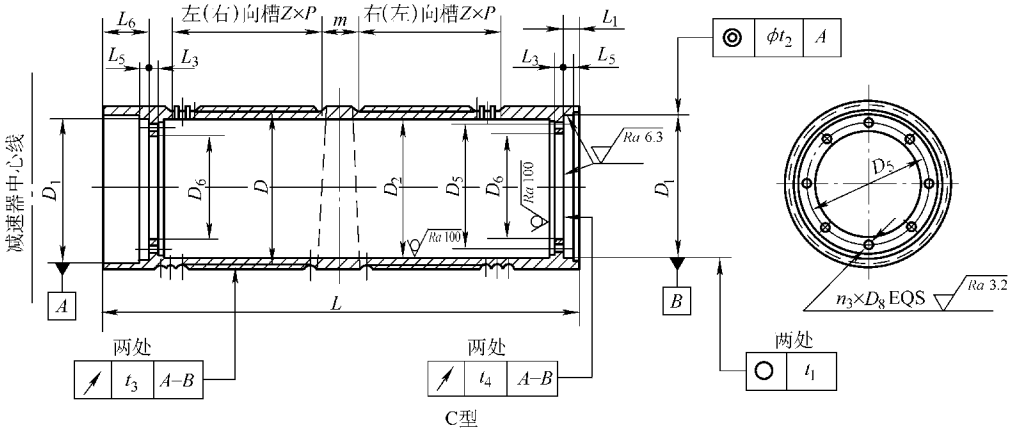
卷筒　B800×3000-15×31-16×5-右 JB/T 9006.2—1999

	D h12	D_1 H8	D_2	D_3 H8	n	n_1	L_1	L_2	D h12	D_1 H8	D_2	D_3 H8	n	n_1	L_1	L_2
A	315	290	285	17	6	6	60	20	800	740	730	28	8	8	120	50
	400	370	360				70	28	900	830	820	32			160	70
	500	465	455		8	8	90	40	1000	925	915				180	80
型	630	580	570	25			100	45	1120	1050	1040					
	710	660	650				120	50	1250	1170	1160				200	100

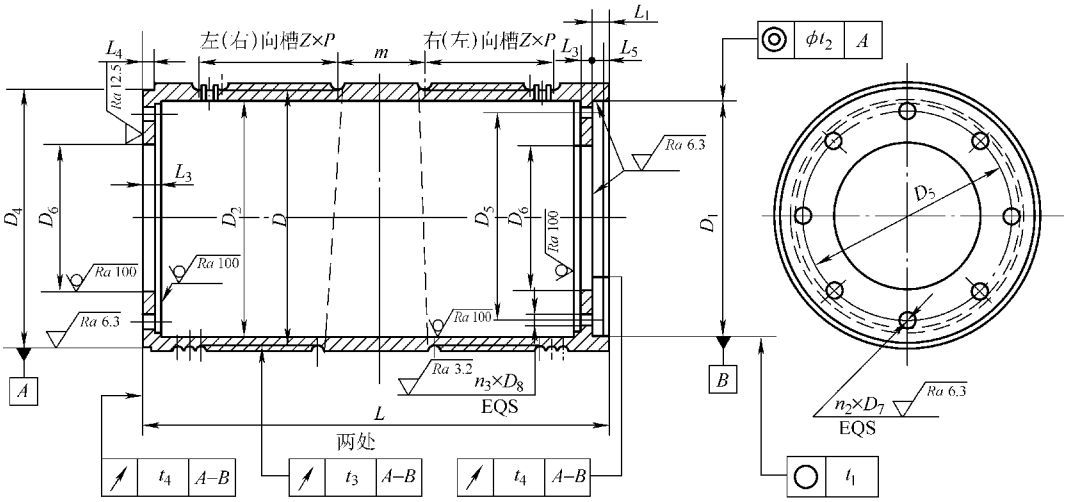
	D h12	D_1 H8	D_2	D_3 H8	D_4 h8	D_5	D_6	D_7 H7	n	n_2	L_1	L_2	L_3	L_4
B	800	740	730	28	810	660	550	50	8	8	120	50	40	30
	1000	925	915	32	1015	810	660	56			180	80	45	
	1120	1050	1040		1135	920	750	60					50	
	1250	1170	1160		1265	1050	870				200	100		
型	1400	1320	1310		1415	1200	1010							
	1600	1520	1510		1615	1400	1200				220	120		
	1800	1720	1710		1815	1600	1400							

注：D_2 按铸铁材料确定，根据起重量和材料的变化允许作适当变动。

表 7.1-46　C 型和 D 型卷筒（摘自 JB/T 9006.2—1999、JB/T 9006.3—1999）　（mm）



（续）



D型

标记示例：

卷筒直径 $D=500$mm，长度 $L=1500$mm；槽底半径 $R=10$mm，标准槽形槽距 $P_1=20$mm；起升高度 $H=12$m，滑轮倍率 $\alpha=4$；靠近减速器一端的卷筒槽向为左的 C 型卷筒，标记为：

卷筒　C500×1500-10×20-12×4-左　JB/T 9006.2—1999

卷筒直径 $D=800$mm，长度 $L=3000$mm；槽底半径 $R=15$mm，标准槽形槽距 $P_1=31$mm；起升高度 $H=16$m，滑轮倍率 $\alpha=5$；靠近减速器一端的卷筒槽向为右的 D 型卷筒，标记为：

卷筒　D800×3000-15×31-16×5-右　JB/T 9006.2—1999

	D h12	D_1 H8	D_2	D_5	D_6	D_8 H7	n_3	L_1	L_3	L_5	L_6
C	315	285	285	250	200		6	32	25	20	30
	400	360	360	315	250	17					80
	500	465	455	430	350						
型	630	580	570	520	440	21	8	42	30	30	145
	710	660	650	580	500	25					138
	800	740	730	660	580	28		50	40	35	206

	D h12	D_1 H8	D_2	D_4 h8	D_5	D_6	D_7 H7	D_8 H7	n_2	n_3	L_1	L_3	L_4	L_5
D	800	740	730	810	660	550	50	28			50	40		35
	1000	925	915	1015	810	660	56				60	45		40
	1120	1050	1040	1135	920	750								
型	1250	1170	1160	1265	1050	870	60	32	8	8	65	50	30	45
	1400	1320	1310	1415	1200	1010								
	1600	1520	1510	1615	1400	1200								

注：D_2 按铸铁材料确定，根据起重量大小和材料的变化允许作适当变动。

未注加工表面粗糙度 Ra 值应按 GB/T 1031—2009 中的 12.5μm。

4）形位公差　卷筒上配合圆（D_1）的圆度公差 t_1、同轴度公差 ϕt_2、左右螺旋槽的径向圆跳动公差 t_3 以及端面圆跳动公差 t_4，不得大于 GB/T 1184—1996 中的下列值：

$$t_1 \leqslant \frac{D_1 \text{ 孔的公差带}}{2};$$

ϕt_2 不低于 8 级；

$$t_3 = \frac{D}{1000} \leqslant 1.0;$$

t_4 不低于 8 级。

5）压板用螺孔　钢丝绳压板用的螺孔必须完整，螺纹不得有破碎、断裂等缺陷。

6）焊缝　对于必须施焊的铸钢卷筒，其重要焊缝不得有裂纹和未熔合等缺陷。其焊缝质量应符合 GB/T 3323—2005 中的Ⅱ级质量要求。

4.5　钢丝绳在卷筒上的固定

绳端在卷筒上的固定必须安全可靠。压板固定是最常用的方法，见图 7.1-6a。它的构造简单，检查拆装方便，但不能用于多层卷绕卷筒。多层卷绕卷筒采用楔块固定见图 7.1-6b。它的结构复杂。另一种方法

也适用于多层卷绕卷筒，将钢丝绳引入卷筒内部或端部，再用压板固定，如图 7.1-6c 所示。它的结构比较简单。

钢丝绳用的压板按表 7.1-47 选取。这种压板适用于各种圆股钢丝绳的绳端固定，不宜用于电动葫芦和多层卷绕的起重机的卷筒。

压板的材料为 Q235A，压板表面应光滑平整、无毛刺、瑕疵、锐边和表面粗糙不平等缺陷。

4.6　钢丝绳用压板（见表 7.1-47）

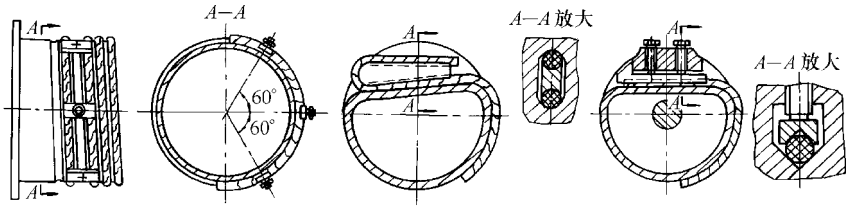
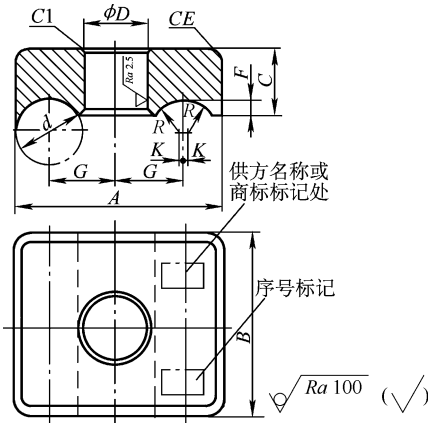


图 7.1-6　钢丝绳端部固定方法

a）压板固定　b）楔块固定　c）卷筒端部压板固定

表 7.1-47　钢丝绳用压板（摘自 GB/T 5975—2006）



材料：不低于 Q235B

标记示例：

序号为 4（钢丝绳公称直径 $d>14\sim17$mm）的标准槽压板，标记为：

压板　GB/T 5975—4

序号为 4（钢丝绳公称直径 $d>14\sim17$mm）的深槽压板，标记为：

压板　GB/T 5975—4 深

压板序号	尺寸/mm														单件质量/kg	
	适用钢丝绳公称直径 d	A		B	C	D	E	F	G		K	R		压板螺栓直径		
		标准槽	深槽						标准槽	深槽		基本尺寸	极限偏差		标准槽	深槽
1	6～8	25	29	25	8	9	1	2.0	8.0	10.0	1.0	4.0	+0.1 0	M8	0.03	0.04
2	>8～11	35	39	35	12	11	1	3.0	11.5	13.5	1.5	5.5		M10	0.10	0.12
3	>11～14	45	51	45	16	15	2	3.5	14.5	17.5	1.5	7.0		M14	0.22	0.25
4	>14～17	55	66	50	18	18	2	4.0	17.5	21.5	1.5	8.5	+0.2 0	M16	0.32	0.37
5	>17～20	65	73	60	20	22	3	5.0	21.0	25.0	1.0	10.0		M20	0.48	0.55
6	>20～23	75	85	60	20	22	4	6.0	24.5	29.5	1.5	11.5		M20	0.55	0.65
7	>23～26	85	95	70	25	26	4	6.5	28.0	33.0	1.0	13.0		M24	0.91	1.05
8	>26～29	95	105	70	25	30	5	7.0	31.5	36.5	1.5	14.5	+0.3 0	M27	0.99	1.12
9	>29～32	105	117	80	30	33	5	8.0	34.5	40.5	1.5	16.0		M30	1.52	1.75
10	>32～35	115	129	90	35	33	6	9.0	38.0	45.0	1.0	17.5		M30	2.23	2.58
11	>35～38	125	141	90	35	39	6	10.0	40.5	48.5	1.5	19.0		M36	2.29	2.69
12	>38～41	135	153	100	40	45	8	11.0	44.0	53.0	1.0	20.5		M42	3.17	3.74
13	>41～44	145	163	110	40	45	8	12.0	47.5	56.5	1.5	22.0		M42	3.82	4.44
14	>44～47	155	175	110	50	45	8	13.0	51.5	61.5	1.5	23.5		M42	5.25	6.12
15	>47～52	170	189	125	50	52	10	13.0	56.0	65.0	2.0	26.0		M48	6.69	7.57
16	>52～56	180	—	135	50	52	10	14.0	60.0	—	2.0	28.0		M48	8.10	—
17	>56～60	190	—	145	55	52	10	15.0	64.0	—	2.0	30.0		M48	9.20	—

注：本标准适用于起重机卷筒上所使用的 GB 8918—2006、GB/T 20118—2006 中规定的圆股钢丝绳的绳端固定。

4.7　钢丝绳在卷筒上用压板固定的计算（见表7.1-48）

表7.1-48　压板固定计算

名　称	钢丝绳固定处拉力	压板对钢丝绳的压紧力		固定螺栓的合成应力
		压板槽为半圆形	压板槽为梯形	
公　式	$F=\dfrac{\varphi_2 S}{e^{\mu\alpha}}$	$N=\dfrac{n_0 F}{2\mu}$	$N=\dfrac{n_0 F}{\mu+\mu_1}$	$\sigma=\dfrac{4N}{Z\pi d_1^2}+\dfrac{\mu' Nl}{0.1Zd_1^3}\leqslant\sigma_{tp}$

符号意义：

φ_2—起升载荷动载系数

d_1—固定螺栓的螺纹内径（mm）

S—钢丝绳最大静拉力（N）

μ—钢丝绳与卷筒和压板间的摩擦因数，按摩擦面有无油脂，取$\mu=0.12\sim0.16$

α—安全圈（通常为1.5～3圈）在卷筒上的包角（rad）

e—自然对数的底数，e=2.718282

μ_1—压板与钢丝绳间的换算摩擦因数，$\mu_1=\dfrac{\mu}{\sin\beta}$

n_0—安全系数，一般取$n_0\geqslant1.5$

μ'—垫圈与压板间的摩擦因数，$\mu'\approx0.16$

σ_{tp}—螺栓许用拉应力（MPa），$\sigma_{tp}=\dfrac{\sigma_s}{1.5}$（$\sigma_s$为螺栓材料的屈服点）

β—压板槽的斜面角，一般$\beta=45°$

Z—螺栓数量，$Z\geqslant2$

l—摩擦力$\mu' N$作用的力臂（mm）

起升载荷动载系数 φ_2

工作类型	额定起升速度 v/m·min^{-1}	≤5	≤10	≤15	≤20	≤30	≤40	≤50	≤60	>60
工作类型	轻级	1.10	1.13	1.16	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45
	中级	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60
	重级	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60	1.65	1.70
	特重级	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60	1.65	1.70	1.75	1.80

注：钢丝绳进出卷筒的偏斜角本表未列计算，可按《起重机设计规范》GB/T 3811—2008选取。

（1）钢丝绳绕进或绕出卷筒时钢丝绳偏离螺旋槽两侧的角度推荐不大于3.5°。

（2）对于光卷筒和多层缠绕卷筒，钢丝绳偏离与卷筒轴垂直的平面的角度推荐不大于2°。

4.8　卷筒强度计算（见表7.1-49）

表7.1-49　卷筒强度计算

		卷筒壁内表面最大压应力	由弯矩产生的拉应力
强度计算	应　力		
	条　件	$L\leqslant3D$	$L>3D$
	公　式	$\sigma_c=A_1A\dfrac{S}{\delta P}\leqslant\sigma_{cp}$	$\sigma_b=\dfrac{M_{umax}}{W}\leqslant\sigma_{bp}$
	符号意义	A—与卷绕层数有关的系数 卷筒层数 n：1 / 2 / 3 / ≥4 / ≥5 系数 A：1 / 1.75 / 2.0 / 2.25 / 2.5 A_1—应力减小系数，一般取$A_1=0.75$ S—钢丝绳最大静拉力（N） P—钢丝绳卷绕节距（mm） δ—卷筒壁厚（mm） σ_{cp}—许用压应力（MPa） 钢：$\sigma_{cp}=\dfrac{R_{eL}}{1.5}$，$R_{eL}$—屈服强度（MPa） 铸铁：$\sigma_{cp}=\dfrac{R_{mc}}{4.25}$，$R_{mc}$—抗压强度（MPa）	M_{umax}—由钢丝绳最大拉力引起卷筒的最大弯矩（N·mm） W—抗弯截面模数（mm^3），$W=\dfrac{0.1(D^4-D_0^4)}{D}$ D—卷筒绳槽底径（mm） D_0—卷筒内径（mm） σ_{bp}—许用拉应力（MPa） 钢：$\sigma_{bp}=\dfrac{R_{eL}}{2}$，$R_{eL}$—屈服强度（MPa） 铸铁：$\sigma_{bp}=\dfrac{R_m}{2}$，$R_m$—抗拉强度（MPa）
	合成应力	当$L\leqslant3D$时，弯曲和扭应力合成应力不超过10%的压应力，只计算压应力即可	$\sigma=\sigma_b+\dfrac{\sigma_{bp}}{\sigma_{cp}}\sigma_c\leqslant\sigma_{bp}$
稳定性验算	条　件	$D\geqslant1200$mm，$L>2D$的大尺寸卷筒，必须对卷筒壁进行稳定性验算	
	失去稳定时的临界压力	钢卷筒：$F_w=52500\dfrac{\delta^3}{R^3}$	铸铁卷筒：$F_w=(25000\sim32500)\dfrac{\delta^3}{R^3}$
	卷筒壁单位压力	$p_r=\dfrac{2S}{DP}$	
	稳定性系数	$K=\dfrac{F_w}{p_r}\geqslant1.3\sim1.5$	
	符号意义	$R=\dfrac{D}{2}$—卷筒绳槽底半径（mm），其他符号同强度计算的符号	

5　滑轮

5.1　滑轮结构和材料

滑轮一般用来导向和支承，以改变绳索及其传递拉力的方向或平衡绳索分支的拉力。

承受载荷不大的小尺寸滑轮（$D \leqslant 350$mm）一般制成实体滑轮，用 Q235A 或铸铁（如 HT150）制造。承受载荷大的滑轮一般采用球铁（如 QT420-10）或铸钢（如 ZG230-450、ZG270-500 或 ZG35Mn 等）、铸成带筋和孔或轮辐的结构。大型滑轮（$D > 800$mm）一般用型钢和钢板的焊接结构。

受力不大的滑轮直接装于心轴；受力较大的滑轮则装在滑动轴承（轴套材料采用青铜或粉末冶金材料等）或滚动轴承上，后者一般用在转速较高，载荷大的工况。轮毂长与轴套的直径比一般为 1.5 ~ 1.8。

5.2　滑轮的主要尺寸

绳槽半径 R 是根据钢丝绳直径 d 的最大允许偏差为 +7% 确定的。

钢丝绳绕进或绕出滑轮槽时偏斜的最大角度（即钢丝绳中心线和与滑轮轴垂直的平面之间的角度）应不大于 4°。

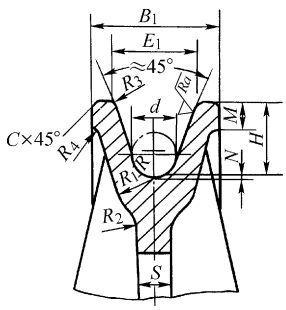
绳槽表面的精度分为两级：

1 级：表面粗糙度 Ra6.5μm；

2 级：表面粗糙度 Ra12.5μm。

滑轮的主要尺寸见表 7.1-50。

表 7.1-50　滑轮绳槽断面尺寸（摘自 JB/T 9005.1—1999）　　（mm）



标记示例：

滑轮绳槽半径 R = 13.5mm，表面粗糙度为 2 级的绳槽断面，标记为：

绳槽断面　13.5-2　JB/T 9005.1—1999

钢丝绳直径 d	公称尺寸							参考尺寸						
	R			H	B_1	E_1	C	R_1	R_2	R_3	R_4	M	N	S
	尺寸	极限偏差 1 级	极限偏差 2 级											
5 ~ 6	3.3	+0.1 0	+0.2 0	12.5	22	15	0.5	7	5	1.5	2.0	4	0	6
>6 ~ 7	3.8			15.0	26	17	0.5	8	6	2.0	2.5	5	0	7
>7 ~ 8	4.3					18								
>8 ~ 9	5.0			17.5	32	21	1.0	10	8	2.0	2.5	6	0	8
>9 ~ 10	5.5					22								
>10 ~ 11	6.0	+0.2 0	+0.3 0	20.0	36	25	1.0	12	10	2.5	3.0	8	0	9
>11 ~ 12	6.5													
>12 ~ 13	7.0			22.5	40	28	1.0	13	11	2.5	3.0	8	0	10
>13 ~ 14	7.5			25.0	45	31	1.0	15	12	3.0	4.0	10	0	11
>14 ~ 15	8.2													
>15 ~ 16	9.0		+0.4 0	27.5	50	35	1.5	16	13	3.0	4.0	10	0	12
>16 ~ 17	9.5			30.0	53	38	1.5	18	15	3.0	5.0	12	0	12
>17 ~ 18	10.0													
>18 ~ 19	10.5			32.5	56	41	1.5	18	15	3.0	5.0	12	0	12
>19 ~ 20	11.0			35.0	60	44	1.5	20	16	3.0	5.0	14	0	14
>20 ~ 21	11.5													
>21 ~ 22	12.0				63	45	1.5	20	16	3.0	5.0	14	2.0	14
>22 ~ 23	12.5					46								
>23 ~ 24	13.0			37.5	67	48	1.5	20	16	4.0	6.0	16	2.5	16
>24 ~ 25	13.5			40.0	71	51	1.5	22	18	4.0	6.0	16	3.0	16
>25 ~ 26	14.0					52								
>26 ~ 28	15.0				75	53	1.5	25	20	4.0	6.0	16	3.0	18

（续）

钢丝绳直径 d	基本尺寸							参考尺寸						
	R			H	B_1	E_1	C	R_1	R_2	R_3	R_4	M	N	S
	尺寸	极限偏差												
		1级	2级											
>28～30	16.0			45.0	85	59	2.0	25	20	5.0	6.0	18	4.0	18
>30～32	17.0					61								
>32～34	18.0			50.0	90	66	2.0	28	22	5.0	6.0	18	4.0	20
>34～36	19.0			55.0	100	72	2.5	32	25	5.0	8.0	20	4.0	20
>36～38	20.0					73								
>38～40	21.0			60.0	105	78	2.5	36	28	5.0	8.0	22	5.0	22
>40～41	22.0					79								
>41～43	23.0			65.0	115	84	2.5	36	28	6.0	8.0	25	5.0	24
>43～45	24.0	+0.4 0	+0.8 0			86								
>45～46	25.0			67.5	120	90	2.5	40	32	6.0	8.0	25	5.0	24
>46～47				70.0	125	92	3.0	40	32	6.0	8.0	28	6.0	26
>47～48.5	26.0					94								
>48.5～50	27.0			72.5	130	96	3.0	45	36	6.0	10.0	28	6.0	26
>50～52	28.0			75.0		99								
>52～54.5	29.0			77.5	140	103	4.0	45	36	6.0	10.0	32	6.0	28
>54.5～56	30.0			80.0		106								
>56～58	31.0			82.5	150	110	4.0	50	40	8.0	10.0	32	8.0	30
>58～60.5	32.0			85.0		114								

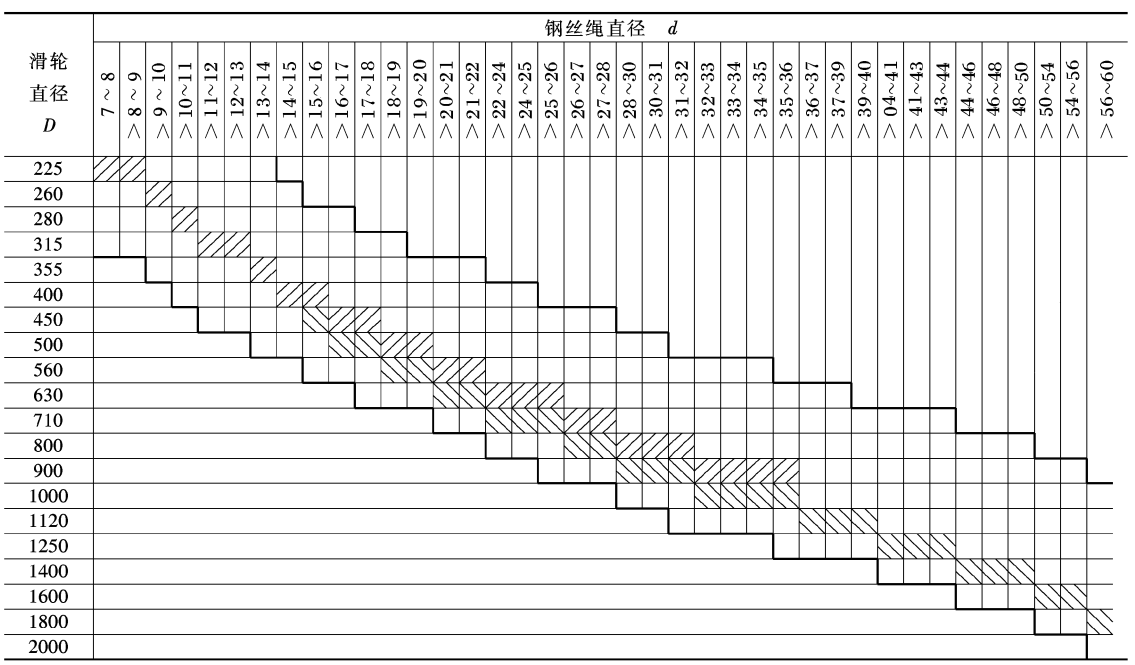
注：1. 对于冶金起重机推荐用1级精度。

2. 绳槽断面允许按 JB/T 9005.2—1999 匹配，将同一直径的滑轮按最大绳径做成一种。

3. 参考尺寸是按铸铁滑轮提出的。

5.3　滑轮直径与钢丝绳直径的匹配关系（见表7.1-51）

表7.1-51　直径的选用系列与匹配（摘自 JB/T9005.2—1999）　　（mm）



注：在滑轮轴上并列安装2个滑轮时，推荐按阴影区选用；当并列安装4个和4个以上滑轮，以及用于冶金起重机的滑轮时，推荐按阴影区选用。

5.4　滑轮型式

按 JB/T 9005.3—1999 标准，滑轮共分 A、B、C、D、E、F 6 种型式，如图 7.1-7 所示。结构比较好而密封严密的为 A 型和 B 型。

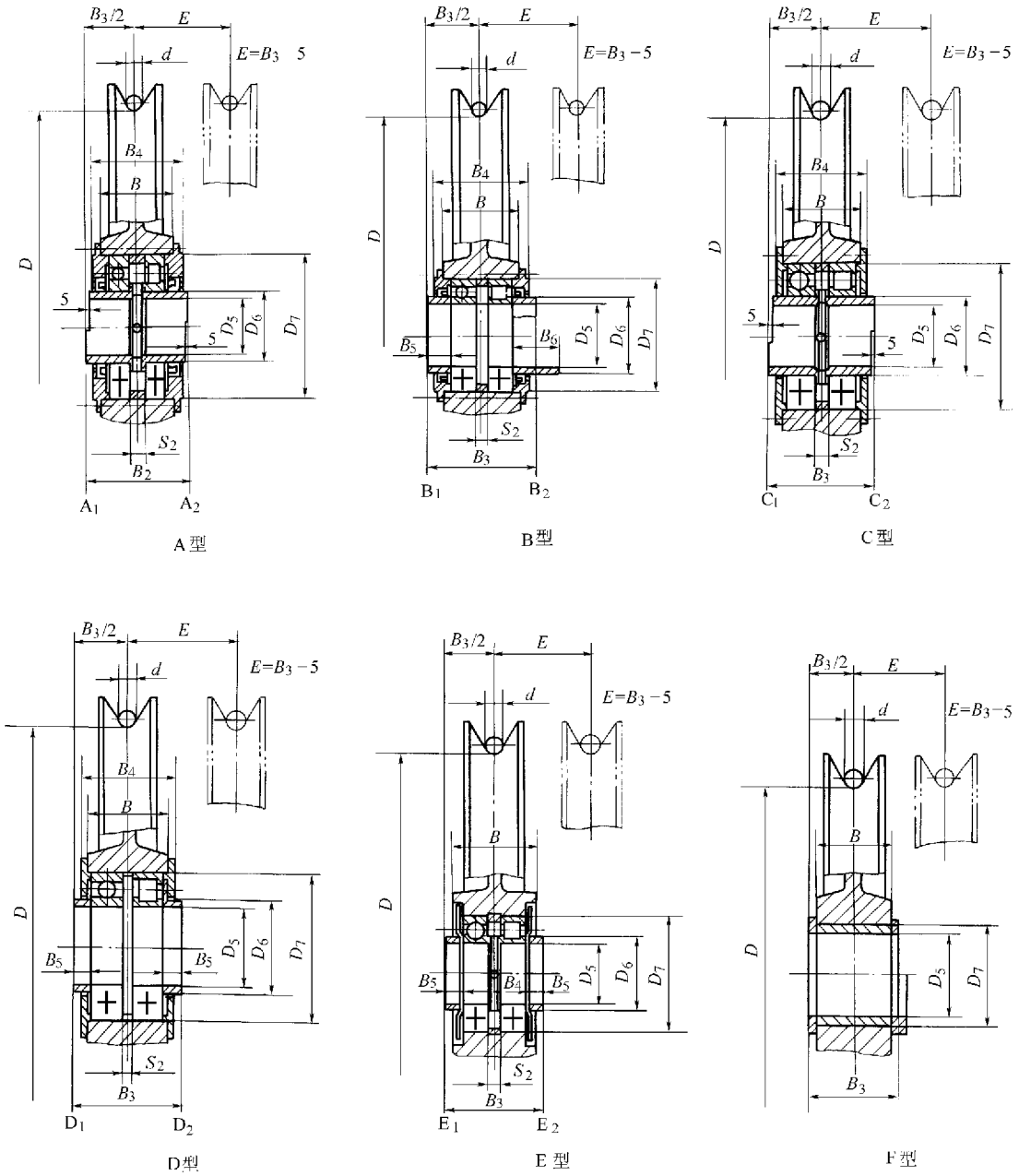


图 7.1-7　A、B、C、D、E、F 型滑轮结构

A 型—带滚动轴承（严密密封），有内轴套　D 型—带滚动轴承（较严密封）无内轴套；
B 型—带滚动轴承（严密密封），无内轴套　E 型—带滚动轴承（一般密封）无内轴套；
C 型—带滚动轴承（较严密封），有内轴套　F 型—带滑动轴承

6　起重链和链轮

起重链条有环形焊接链和片式关节链。焊接链与钢绳相比，优点是挠性大，链轮齿数可以很少，因而直径小，结构紧凑，其缺点是对冲击的敏感性大，突然破断的可能性大，磨损也较快。

另外，不能用于高速，通常速度 $v<0.1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$（用于星轮）或 $v<1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$（用于光卷筒）。

片式关节链的优点：挠性较焊接链更好，比较可靠，运动较平稳，$v\leqslant 0.25\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$（可达 $1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$）。缺点：有方向性，横向无挠性，比钢丝绳重，与焊接链质量差不多。成本高，对灰尘和锈蚀较敏感。

起重链用于起重量小、起升高度小、起升速度低的起重机械。

为了携带和拆卸方便，链条的端部链节用可拆卸链环。

片式关节链是由薄钢片以销轴绞接而成的一种链条。焊接链和片式关节链选择计算方法相同。

6.1　起重链条的选择

根据最大工作载荷及安全系数计算链条的破坏载荷 F_p，以 F_p 来选择链条

$$F_p \geqslant F_{max}S \qquad (7.1\text{-}7)$$

式中　F_p——破断载荷（N）；

F_{max}——链条最大工作载荷（N）；

S——安全系数，按表7.1-52选取。

表7.1-52　安全系数 S 值

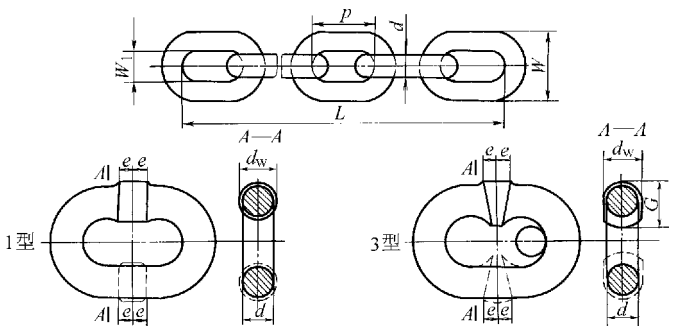
链条种类	焊接链						片式链	
用途	光滑卷筒或滑轮		链轮		捆绑物品	吊钩用（带小钩，小环等）	速度 $v/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	
驱动方式	手动	机动	手动	机动			<1	1～1.5
S	3	6	4	8	6	5	6	8

6.2　起重用短环链

起重用短环链经过精确校准用于葫芦和类似设备的承载链。

短环链应采用力学性能不低于YB/T 5211—1993中的20Mn2钢制造。钢材的晶粒度按照GB/T 6394—2002进行测定，应达到奥氏体晶粒度5级以上。链条制造过程中的试验力检验之前，应进行淬火和回火处理。焊接影响长度 $e\leqslant 0.6d_n$（见表7.1-53）。

表7.1-53　起重用短环链　（mm）



公称直径 d_n	直径公差（$d-d_n$）	焊缝处最大公差		优选节距（内长）p（$3d_n$）	单链环节距公差（取正值）	优选外宽 W（$3.25d_n$）	非焊缝处的外宽公差（取正值）（$0.075d_n$）	最小破断力 F_{mmin}/kN	极限工作载荷 F_p/kN
		1和3型（d_W-d）	3型（$G-d$）						
T（8）级校准链尺寸									
4	+0.08 −0.24	0.32	0.7	12	0.23	13	0.30	20.2	50
5	+0.10 −0.30	0.4	0.85	15	0.29	17	0.38	31.6	80
5.6	+0.11 −0.34	0.45	0.95	17	0.33	19	0.42	39.6	100
6.3	+0.13 −0.38	0.5	1.05	19	0.37	21	0.48	50	125
7.1	+0.14 −0.43	0.57	1.2	21	0.41	23	0.54	63.4	160
8	+0.16 −0.48	0.64	1.35	24	0.46	26	0.60	80.6	200

（续）

公称直径 d_n	直径公差（$d-d_n$）	焊缝处最大公差		优选节距（内长）p（$3d_n$）	单链环节距公差（取正值）	优选外宽 W（$3.25d_n$）	非焊缝处的外宽公差（取正值）（$0.075d_n$）	最小破断力 F_{mmin}/kN	极限工作载荷 F_p/kN
		1 和 3 型（d_W-d）	3 型（$G-d$）						
T（8）级校准链尺寸									
9	$^{+0.18}_{-0.54}$	0.72	1.55	27	0.52	30	0.68	102	250
10	$^{+0.20}_{-0.60}$	0.8	1.7	30	0.58	33	0.75	126	320
11.2	$^{+0.22}_{-0.67}$	0.9	1.9	34	0.66	37	0.84	158	400
12.5	$^{+0.25}_{-0.75}$	1.0	2.15	38	0.73	41	0.94	198	500
14	$^{+0.28}_{-0.84}$	1.12	2.4	42	0.81	46	1.05	248	630
16	$^{+0.32}_{-0.96}$	1.28	2.7	48	0.93	52	1.2	322	800
18	±0.90	1.44	3.05	54	1.04	59	1.35	408	1000
20	±1.0	1.6	3.4	60	1.16	65	1.5	504	1250
T（8）级校准链暂用附加尺寸									
6	$^{+0.12}_{-0.36}$	0.48	1.0	18	0.35	20	0.45	45.4	110
7	$^{+0.14}_{-0.42}$	0.56	1.2	21	0.41	23	0.53	61.6	150
8.7	$^{+0.17}_{-0.52}$	0.7	1.5	26	0.50	29	0.66	95.2	240
9.5	$^{+0.19}_{-0.57}$	0.76	1.6	29	0.56	31	0.72	114	280
10.3	$^{+0.21}_{-0.62}$	0.32	1.75	31	0.60	34	0.78	134	330
11	$^{+0.22}_{-0.66}$	0.88	1.85	33	0.64	36	0.83	154	380
12	$^{+0.24}_{-0.72}$	0.96	2.05	36	0.69	39	0.90	182	460
13	$^{+0.26}_{-0.78}$	1.04	2.2	39	0.75	43	0.98	214	540
13.5	$^{+0.27}_{-0.81}$	1.08	2.3	41	0.79	44	1.02	230	580
16.7	$^{+0.33}_{-1.00}$	1.34	2.85	50	0.97	55	1.26	352	890
19	±0.95	1.52	3.25	57	1.10	62	1.43	454	1150

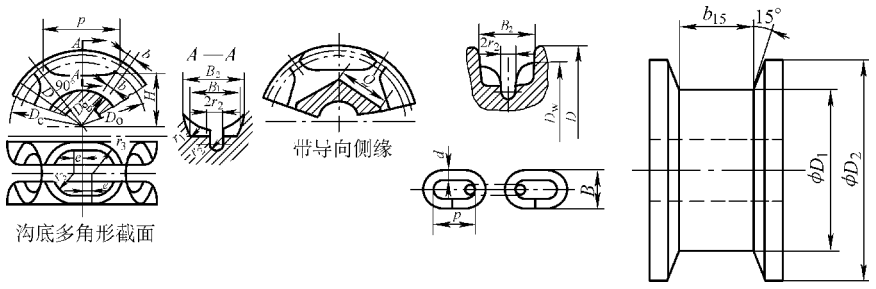
注：1. 表中所列的暂用附加尺寸作为选择链条的过渡措施。

2. $W_1 \geqslant 1.25d_n$，L 为从链条承载面到承载面测得 N 个链环的内长总和。

6.3　焊接链轮

焊接链轮的计算与画法见表 7.1-54。

表 7.1-54　焊接链轮的计算与画法　　（mm）



（续）

参数名称	代号	计算公式	参数名称	代号	计算公式
链轮上窝眼数	z	最少窝眼数不少于4	导向侧缘直径	D	$D=D_W+1.2B$
中心夹角的半角	α	$\alpha=\frac{180°}{z}$	窝眼槽底宽度	B_1	$B_1=1.1B$
链轮节距	p'	$p'=D_0\sin\alpha$	窝眼槽顶宽度	B_2	$B_2=(1.2\sim1.3)\ B$
链轮节圆直径	D_0	$D_0=\sqrt{\left(\frac{p}{\sin\frac{\alpha}{2}}\right)^2+\left(\frac{d}{\cos\frac{\alpha}{2}}\right)^2}$	齿根宽	b_1	$b_1=p-2.2d$
			齿顶宽	b_2	$b_2=p-2.5d$
			齿根半径	r_1	$r_1=0.5d$
		$D_0=\frac{p}{\sin\frac{\alpha}{2}}$（$z\geqslant12$ 时）	沟底半径	r_2	$r_2=0.6d$
			窝眼槽半径	r_3	$r_3=0.5B_1$
			r_3 圆心位置	e	$e=0.45\ (p+2d-B)$
沟底圆直径	D_g	$D_g=D_0-(1.2\sim1.25)\ B$	窝眼槽底平面到中心距离	H	$H=0.5\left(p\cot\frac{\alpha}{2}-d\tan\frac{\alpha}{2}\right)-0.5d$
沟底多角形边长	Q	$Q=D_g\tan\alpha$			
链轮外径	D_W	$D_W=D_0-(1\sim1.3)\ d$ $D_W=D_0+0.5d$ （用于滑车组链轮）			$H=0.5\left[\sqrt{D_0^2-(p+d)^2}-d\right]$ （$z\geqslant12$ 时）
齿顶圆直径	D_C	$D_C=D_0+0.6d$			

注：1. D_0、H 及 p' 计算精确度达0.1mm，其余尺寸可圆整到标准直径或长度尺寸。

2. $z>4$ 的链轮，窝眼槽半径 r_3 在距链轮中心 H 的地方。

3. $z>12$ 的链轮，窝眼槽底平面可做成圆弧面，圆弧面半径 $R=H$。

4. 链轮窝眼数：一般 $z=7\sim23$，亦可选用

$z=18$，20，23，26，28，30，32，34，36，38，40，42，44，46，48，50，52。

7　吊钩

7.1　吊钩的分类

直柄单钩的结构型式分为4种：LM型、LMD型、LY型及LYD型。标记方法为：

□　□　□　□-□

- 强度等级 M·P·S·T·V
- 钩号 006 ~ 250
- 带凸耳 D；不带凸耳不表示
- 模锻 M；自由锻 Y
- 螺纹柄 L

标记示例：

钩号006强度等级为M不带凸耳模锻直柄单钩标记为：

直柄单钩 LM006-M　GB/T 10051.5—2010

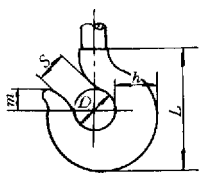
钩号250强度等级为T的带凸耳自由锻直柄单钩标记为：

直柄单钩 LYD250-T　GB/T 10051.5—2010。

7.2　吊钩的力学性能

吊钩按其力学性能分为5个等级，见表7.1-55共5个等级为M、P、(S)、T和（V）。

表7.1-55　吊钩的力学性能（摘自 GB/T 10051.1—2010）



（续）

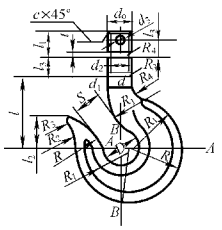
强度等级	结构钢					合金钢		
	上屈服强度 R_{eH} 或延伸强度 $R_{p0.2}$ /MPa	冲击吸收功 A_{KV}（ISO-V）/J				上屈服强度 R_{eH} 或延伸强度 $R_{p0.2}$ /MPa	冲击吸收功 A_{KV}（ISO-V）/J	
		+20℃		-20℃			+20℃	-20℃
		纵向	横向	纵向	横向		纵向	纵向
M	235	（55）	（31）	39	21	—	—	—
P	315					—	—	—
（S）	390					390	（35）	27
T	—	—				490	（35）	27
（V）	—	—				620	（30）	27

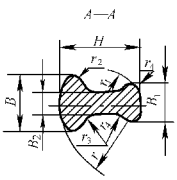
注：1. 冲击功试验应在 -20℃下进行，括号中所给的冲击吸收功值仅供参考。

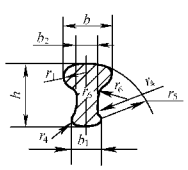
2. 尽量避免采用括号内的强度等级。

7.3　吊钩的起重量（见表 7.1-56）

表 7.1-56　吊钩起重量（摘自 GB/T 10051.1—2010）







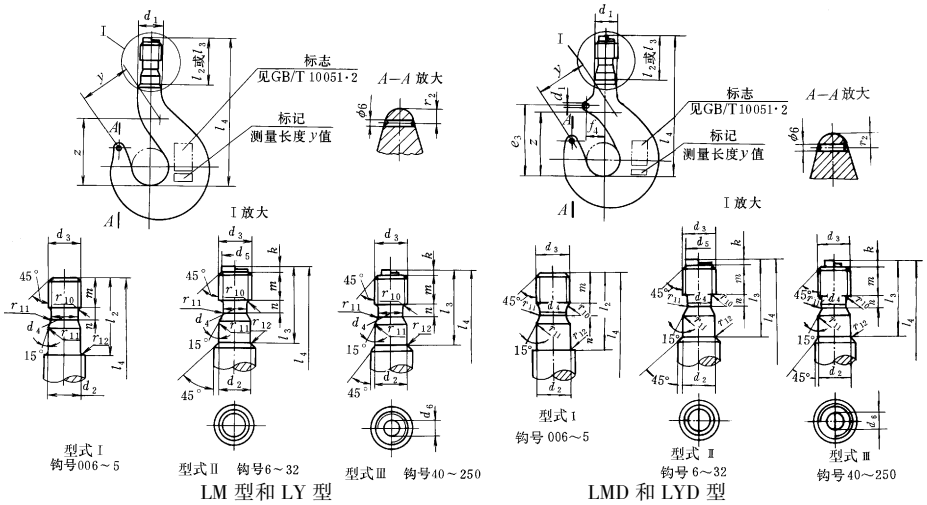
强度等级	机构工作级别（按 GB/T 3811—2008）										强度等级
M	—	—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M
P	—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	P
（S）	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	—	（S）
T	—	M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	T
（V）	M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	—	（V）
钩　号	起　重　量　/t										钩　号
006	0.32	0.25	0.2	0.16	0.125	0.1					006
010	0.5	0.4	0.32	0.25	0.2	0.16	0.125	0.1			010
012	0.63	0.5	0.4	0.32	0.25	0.2	0.16	0.125	0.1		012
020	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.32	0.25	0.2	0.16	0.125	020
025	1.25	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.32	0.25	0.2	0.16	025
04	2	1.6	1.25	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.32	0.25	04
05	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.32	05
08	4	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.63	0.5	08
1	5	4	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	0.8	0.63	1
1.6	8	6.3	5	4	3.2	2.5	2	1.6	1.25	1	1.6
2.5	12.5	10	8	6.3	5	4	3.2	2.5	2	1.6	2.5
4	20	16	12.5	10	8	6.3	5	4	3.2	2.5	4
5	25	20	16	12.5	10	8	6.3	5	4	3.2	5
6	32	25	20	16	12.5	10	8	6.3	5	4	6
8	40	32	25	20	16	12.5	10	8	6.3	5	8
10	50	40	32	25	20	16	12.5	10	8	6.3	10
12	63	50	40	32	25	20	16	12.5	10	8	12
16	80	63	50	40	32	25	20	16	12.5	10	16
20	100	80	63	50	40	32	25	20	16	12.5	20
25	125	100	80	63	50	40	32	25	20	16	25
32	160	125	100	80	63	50	40	32	25	20	32
40	200	160	125	100	80	63	50	40	32	25	40
50	250	200	160	125	100	80	63	50	40	32	50
63	320	250	200	160	125	100	80	63	50	40	63
80	400	320	250	200	160	125	100	80	63	50	80
100	500	400	320	250	200	160	125	100	80	63	100
125		500	400	320	250	200	160	125	100	80	125
160			500	400	320	250	200	160	125	100	125
200				500	400	320	250	200	160	125	200
250					500	400	320	250	200	160	250

注：1. 机构工作级别低于 M3 的按 M3 考虑。

2. T、V 级强度等级的吊钩不推荐用于冶金起重机。

7.4　吊钩的尺寸（见表7.1-57）　　7.5　吊钩材料（见表7.1-58）

表7.1-57　吊钩的尺寸（摘自 GB/T 10051.5—2010）　　（mm）



钩号	d_1	d_2	普通螺纹 GB/T 196		梯形圆螺纹			d_6	d_7	e_3	f_4	l_2	l_3	l_4	m	n	k	r_{10}	r_{11}	r_{12}	y	z
			d_3	d_4	d_3	d_4	d_5															
006	14	10	M10	7.5	—	—	—	—	3.2	52	11.5	30.5	—	97.5	9	4.5	—	1	2.5	2	—	—
010	16	12	M12	9	—	—	—	—	3.2	60	13	32.5	—	106	11	5	—	1.2	3	2	—	—
012										63	14	32.5	—	112	11	5	—	1.2	3	2	—	—
020	20	16	M16	12.5	—	—	—	—	4.2	70	16	41.5	—	135.5	15	6	—	1.2	3	2	—	—
025										74	17	41.5	—	141.5	15	6	—	1.2	3	2	—	—
04	24	20	M20	16	—	—	—	—	5.2	83	19	46	—	152.5	18	7.5	—	1.6	4	2	—	—
05										89	20	46	—	164	18	7.5	—	1.6	4	2	—	—
08	30	24	M24	19.5	—	—	—	—	6.2	100	22	55	—	183	22	9	—	2	5	3	—	—
1										105	23	55	—	194	22	9	—	2	8	3	—	—
1.6	36	30	M30	24.5	—	—	—	—	6.2	118	26	68	—	221	27	10	—	2	10	3	—	—
2.5	42	36	M36	30	—	—	—	—	10.2	132	30	83	—	250	32	10	—	2	10	3	—	—
4	48	42	M42	35.5	—	—	—	—	10.2	148	33	93	—	281.5	36	15	—	3	10	3	—	—
5	53	45	M45	38.5	—	—	—	—	10.2	165	37	103	—	314.5	40	15	—	3	10	3	—	—
6	60	50	—	—	TY50×6	42	43.4	—	10.2	185	41	—	112	375	45	20	10	4	14	3	130	160
8	67	56	—	—	TY56×6	48	49.4	—	12.2	210	46	—	122	413	50	20	10	4	16	3	145	180
10	75	64	—	—	TY64×8	54	55.2	—	12.2	221	34	—	135	446	56	25	10	4	18	3	160	200
12	85	72	—	—	TY72×8	62	63.2	—	16.2	252	37	—	157	504.5	63	25	12	4	20	3	180	220
16	95	80	—	—	TY80×10	68	69	—	16.2	280	42	—	170	576	71	30	12	6	22	3	200	250
20	106	90	—	—	TY90×10	78	79	—	20.2	330	48	—	187	645	80	30	12	6	25	3	225	280
25	118	100	—	—	TY100×12	85	86.8	—	20.2	360	54	—	207	716	90	40	12	6	28	3	255	315
32	132	110	—	—	TY110×12	95	96.8	—	20.2	400	60	—	232	788	100	40	12	6	32	3	290	350
40	150	125	—	—	TY125×14	108	109.6	80	25.3	447	68	—	257	885	112	45	12	8	36	3	320	395
50	170	140	—	—	TY140×16	120	122.4	90	25.3	485	75	—	280	969	125	50	12	10	40	5	355	445
63	190	160	—	—	TY160×18	138	140.2	100	25.3	550	83	—	322	1100	140	55	12	10	45	5	400	495
80	212	180	—	—	TY180×20	156	158	120	25.3	598	88	—	357	1245	160	60	12	12	50	5	450	565
100	236	200	—	—	TY200×22	173	175.8	140	30.3	688	100	—	402	1388	180	70	12	12	56	5	505	635
125	265	225	—	—	TY225×24	196	198.6	160	30.3	750	108	—	465	1565	200	80	15	12	63	5	570	710
160	300	250	—	—	TY250×28	217	219.2	180	30.3	825	117	—	510	1761	225	90	15	15	70	5	640	800
200	335	280	—	—	TY280×32	242	244.8	200	30.3	900	124	—	613	2012	250	100	15	18	80	5	720	900
250	375	320	—	—	TY320×36	278	280.4	240	30.3	980	134	—	690	2272	280	110	15	20	90	5	810	1015

注：TY 为梯形圆螺纹代号。

表 7.1-58　吊钩材料（摘自 GB/T 10051.1—2010）

钩号	柄部直径 d_1/mm	强度等级				
		M	P	(S)	T	(V)
006	14	Q345qD	Q345qD	Q420qD 或 35CrMo	35CrMo	35CrMo
010	16					
012						
020	20					
025						
04	24					
05						
08	30					
1						
1.6	36					34Cr2Ni2Mo
2.5	42					
4	48					
5	53					
6	60					
8	67					
10	75					
12	85					
16	95					
20	106					
25	118					
32	132					
40	150					
50	170		Q420qD	35CrMo	34Cr2Ni2Mo	30Cr2Ni2Mo
63	190					
80	212					
100	236					
125	265					
160	300					
200	335					
250	375					

7.6　吊钩的应力计算（GB/T 10051.1—2010）

1）直柄单钩的应力计算　计算的断面按图 7.1-8，其计算公式

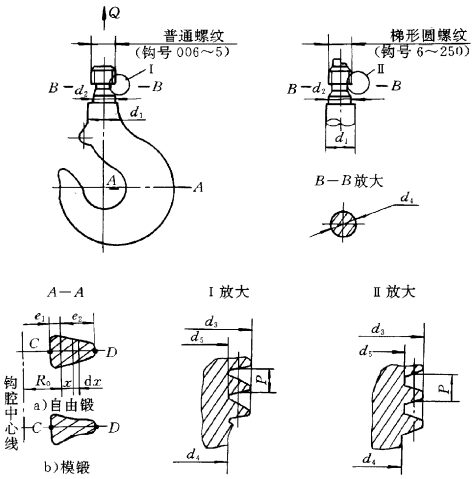


图 7.1-8　直柄单钩结构

d_1—毛坯直径　d_2—配合直径　d_3—外螺纹大径

d_4—颈部直径　d_5—外螺纹小径　P—螺距

$$\sigma_C = \frac{Q}{FK_B} \times \frac{e_1}{R_0 - e_1} \tag{7.1-8}$$

$$\sigma_D = \left| -\frac{Q}{FK_B} \times \frac{e_2}{R_0 + e_2} \right| \tag{7.1-9}$$

式中　σ_C——C 点拉应力（MPa）；

σ_D——D 点压应力（MPa）；

Q——按表 7.1-56 的起重量算出的拉力（N）；

F——截面面积（mm^2）；

e_1——截面重心至内缘距离（mm）；

e_2——截面重心至外缘距离（mm）；

K_B——依截面形状定的曲梁系数；

$$K_B = -\frac{1}{F}\int_{-e_2}^{e_1} \frac{x}{R_0 + x} dF$$

x——计算 K_B 的自变量值；

R_0——截面重心轴线至曲率中心点距离（mm）。

2）直柄双钩的应力计算　计算双钩的断面按图 7.1-9，其计算公式

$$\sigma_C = \frac{Q}{2FK_B} \times \frac{e_1}{R_0 - e_1} \tag{7.1-10}$$

$$\sigma_D = \left| -\frac{Q}{2FK_B} \times \frac{e_2}{R_0 + e_2} \right| \tag{7.1-11}$$

式中符号同前。

3）单、双钩柄部应力计算

最小截面 B—B 的拉应力

$$\sigma_E = \frac{4Q}{\pi d_4^2} \qquad (7.1\text{-}12)$$

式中　σ_E——拉应力（MPa）；

其余符号同前。

4）螺纹切应力

$$\tau = \frac{Q}{\pi d_5 p} \qquad (7.1\text{-}13)$$

式中　τ——切应力（MPa）。

按式（7.1-8）和式（7.1-9）计算的单钩应力值如图 7.1-10 所示。

双钩应力按式（7.1-10）、式（7.1-11）计算值如图 7.1-11 所示。柄部应力按式（7.1-12）、式（7.1-13）计算值如图 7.1-12 所示。

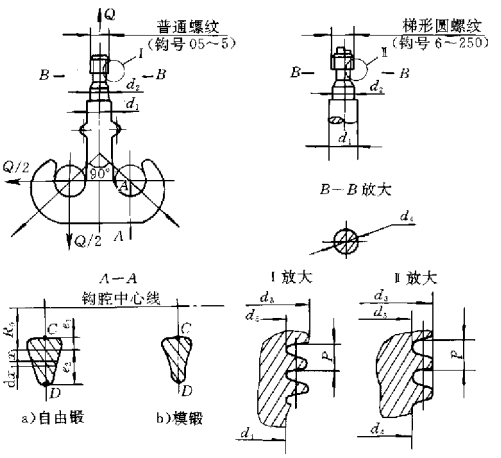


图 7.1-9　直柄双钩结构

d_1—毛坯直径　d_2—配合直径　d_3—外螺纹大径

d_4—颈部直径　d_5—外螺纹小径　P—螺距

机械工作级别										强度等级
—	—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M
—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	P
—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	—	(S)
—	M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	T
M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	—	(V)
630	500	400	315	250	200	160	125	100	80	
500	400	315	250	200	160	125	100	80	63	
400	315	250	200	160	125	100	80	63	50	
315	250	200	160	125	100	80	63	50	40	
250	200	160	125	100	80	63	50	40	31.5	
200	160	125	100	80	63	50	40	31.5	25	
160	125	100	80	63	50	40	31.5	25	20	
125	100	80	63	50	40	31.5	25	20	16	
100	80	63	50	40	31.5	25	20	16	12.5	
80	63	50	40	31.5	25	20	16	12.5	10	

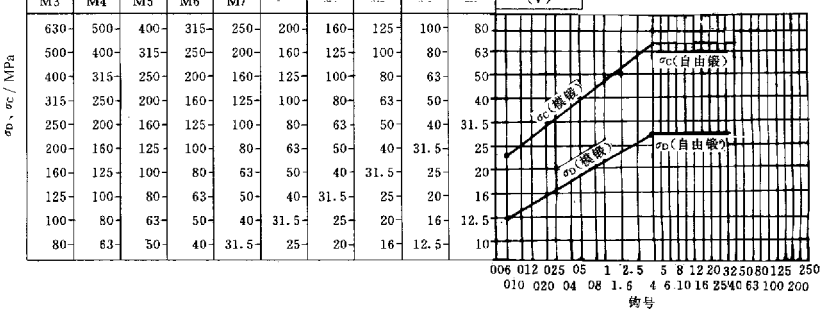


图 7.1-10　单钩应力 σ_C 和 σ_D

机构工作级别										强度等级
—	—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M
—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	P
—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	—	(S)
—	M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	T
M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	—	(V)
630	500	400	315	250	200	160	125	100	80	
500	400	315	250	200	160	125	100	80	63	
400	315	250	200	160	125	100	80	63	50	
315	250	200	160	125	100	80	63	50	40	
250	200	160	125	100	80	63	50	40	31.5	
200	160	125	100	80	63	50	40	31.5	25	
160	125	100	80	63	50	40	31.5	25	20	
125	100	80	63	50	40	31.5	25	20	16	

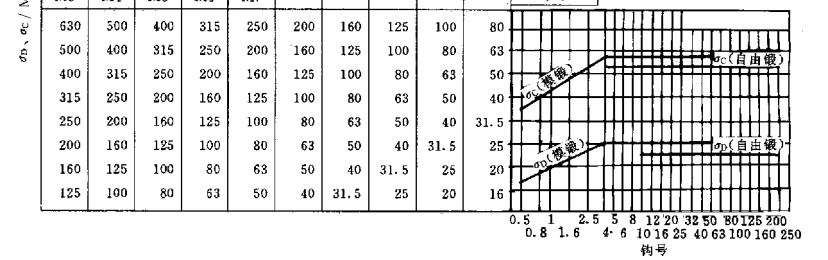


图 7.1-11　双钩应力 σ_C 和 σ_D

机构工作级别										强度等级
—	—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M
—	—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	P
—	—	M3	M4	M5	M6	M7	M8	—	—	(S)
—	M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	T
M3	M4	M5	M6	M7	—	—	—	—	—	(V)
500	400	315	250	200	160	125	100	80	63	
400	315	250	200	160	125	100	80	63	50	
315	250	200	160	125	100	80	63	50	40	
250	200	160	125	100	80	63	50	40	31.5	
200	160	125	100	80	63	50	40	31.5	25	
160	125	100	80	63	50	40	31.5	25	20	
125	100	80	63	50	40	31.5	25	20	16	
100	80	63	50	40	31.5	25	20	16	12.5	
80	63	50	40	31.5	25	20	16	12.5	10	
63	50	40	31.5	25	20	16	12.5	10	8	
50	40	31.5	25	20	16	12.5	10	8	6.3	
40	31.5	25	20	16	12.5	10	8	6.3	5	

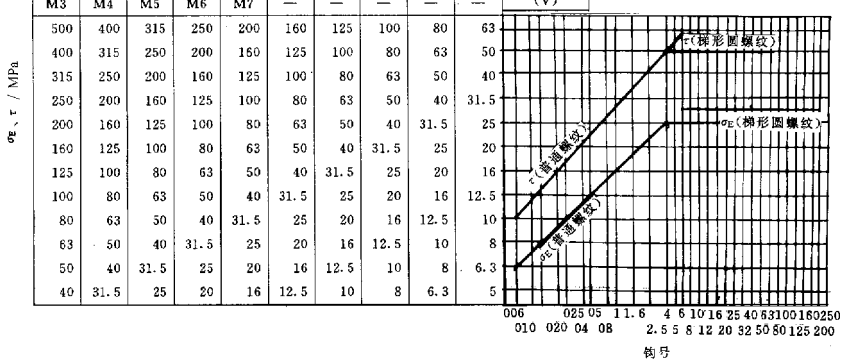
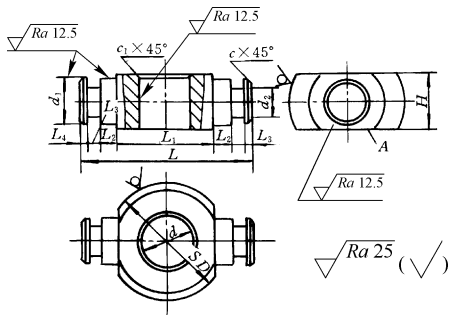


图 7.1-12　柄部应力 σ_E 和 τ

7.7　吊钩附件（见表 7.1-59、表 7.1-60）

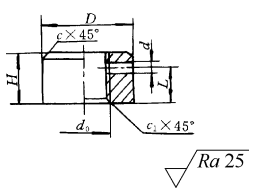
表 7.1-59　横　　梁　　(mm)



材料 20 钢　正火处理，硬度≤156HBW

代　　号	起重量/t	d (H11)	d_1 (h11)	d_2	D (球)	L	L_1 (h10)	L_2	L_3	L_4	H	c	c_1
H0.5×1G-1	0.5	13	12	8	30	46.7	24.5	4.6	3.5	3	15	0.5	0.5
H1×1G-1	1	17	16	11	41	58.7	30.5	6.1	4	4	20	1	1
H2×1G-1	2	23	20	15	50	65.5	36.5	6.5			25		1.5
H3×1G-1	3	28	26	19	60	81.5	42.5	8.5	5	6	30		
H5×1G-1	5	34	30	23	75	88.5	50.5	8.5	5	5.5	36	1.5	1.5
H8×1G-1	8	43	40	31	90	108	60	10.4	6	8	44		2
H10×1G-1	10	46	44	35	100	116	66	11.4		7.4	50	2	
H16×1G-1	16	53	52	41	116	144	79.5	15.3	7	10	58		
H20×1G-1	20	61	56	45	130	151.5	87.5	15.2	7.1	9.7	66		

表 7.1-60　吊 钩 螺 母　　(mm)



材料 20 钢

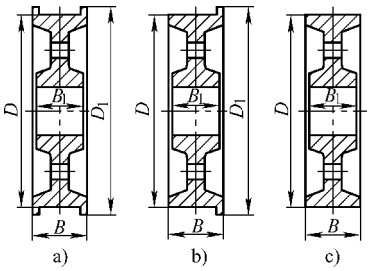
代　号	起重量/t	D	d_0	d	H	L	c	c_1	质量/kg
H6-0.5	0.5	22	M12×1.25	3	13	9	1.5	0.8	0.059
H6-1	1	28	M16×1.5	4	17	12	2	1.0	0.117
H6-2	2	34	M22×1.5	5	23	17	2.5	1.0	0.214
H6-3	3	40	M27×2	6	28	20	3	1.2	0.337
H6-5	5	48	M33×2	8	35	25	3.5	1.2	0.606
H6-8	8	58	M42×2	10	45	32	4.5	2.0	1.019
H6-10	10	64	M45×3	12	47	34	4.5	2.0	1.418
H6-16	16	76	M52×3	13	56	40	5	2.0	2.290
H6-20	20	85	M60×4	14	61	42	5.5	2.5	3.270

8　车轮和轨道

8.1　车轮

车轮代号与尺寸见表7.1-61。

表7.1-61　车轮代号与尺寸（摘自 JB/T 6392—2008）　　（mm）



车轮型号表示方法

车轮型号表示如下：

□-□×□　JB/T 6392

- 车轮宽度，B
- 车轮直径，D
- 车轮代号

示例：

——直径 $D=710$mm，轮宽 $B=155$mm 的双轮缘车轮，标记为：车轮 SL—710×155　JB/T 6392

——直径 $D=315$mm，轮宽 $B=110$mm 的单轮缘车轮，标记为：车轮 DL—315×110　JB/T 6392

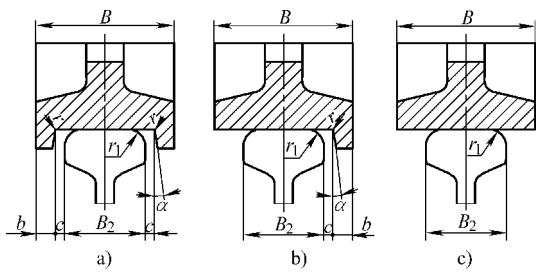
——直径 $D=630$mm，轮宽 $B=145$mm 的无轮缘车轮，标记为：车轮 WL—630×145　JB/T 6392

公称尺寸			
D	D_1	B	B_1
100	130	80～100	95～100
125	140	80～100	95～100
160	190	90～100	95～100
200	230	95～100	95～100
250	280	95～140	95～140
315	350	95～210	95～210
400	440	105～210	105～210
500	540	105～210	105～210
630	680	120～210	120～210
710	760	140～210	140～210
800	850	140～210	140～210
900	950	145～220	140～220
1000	1060	145～220	140～220
（1250）	1310	145～220	140～220

注：本表中的基本参数（除括号内）宜优先使用。

8.2　踏面形状和尺寸与钢轨的匹配（见表7.1-62）

表7.1-62　踏面形状和尺寸与钢轨的匹配（摘自 JB/T 6392—2008）　　（mm）



双轮缘车轮的踏面形状和尺寸与钢轨的匹配见图a

单轮缘车轮的踏面形状和尺寸与钢轨的匹配见图b

无轮缘车轮的踏面形状和尺寸与钢轨的匹配见图c

a）双轮缘车轮：代号为 SL

b）单轮缘车轮：代号为 DL

c）无轮缘车轮：代号为 WL

（续）

$B\geqslant$	90/95	95/100	100/105	110/110	120/120	135/145	135/145	135/145	140/150	140/150	135/145	155/160	185/190	205/210
B_2	32. 1	38. 1	42. 86	50. 8	60. 33	68	70	70	73	75	70	80	100	120
$c\geqslant$	7. 5/9. 5	7. 5/9. 5	7. 5/9. 5	7. 5/9. 5	7. 5/9. 5	7. 5/12. 5	7. 5/12. 5	7. 5/12. 5	7. 5/12. 5	7. 5/12. 5	7. 5/12. 5	7. 5/15	12. 5/15	12. 5/15
$b\geqslant$	20	20	20	20	20	25	25	25	25	25	25	25/30	25/30	25/30
α	6°	6°	6°	6°	6°	6°	6°	6°	6°	6°	10°	10°	10°	10°
$r\leqslant$	5	5	5	5	5	10	10	10	10	10	5	5	5	5
r_1	6. 35	6. 35	7. 94	7. 94	7. 94	13	13	13	13	15	6	8	8	8
轨道	9 kg·m^{-1}	12 kg·m^{-1}	15 kg·m^{-1}	22 kg·m^{-1}	30 kg·m^{-1}	38 kg·m^{-1}	43 kg·m^{-1}	50 kg·m^{-1}	60 kg·m^{-1}	75 kg·m^{-1}	QU70	QU80	QU100	QU120

注：1. 表中 B 值和 c 值分子用于小车车轮，分母用于大车车轮。

2. 9kg·m^{-1}、12kg·m^{-1}、15kg·m^{-1}、22kg·m^{-1}、30kg·m^{-1}轻轨按照 GB/T 11264—1989 选取。

3. 38kg·m^{-1}、43kg·m^{-1}、50kg·m^{-1}、60kg·m^{-1}、75kg·m^{-1}热轧钢轨按照 GB 2585—2007 选取。

4. QU70、QU80、QU100、QU120 起重机钢轨按照 YB/T 5055—1993 选取。

5. 钢轨可以采用方钢，方钢顶部宽度为 B_2，边缘圆角为 r_1 时，对于车轮则 $B=B_2+2\ (b+c)$，$r=r_1-2$，$r\geqslant 2$。

8. 3　技术要求（JB/T 6392—2008）

8. 3. 1　材料的力学性能

1）轧制车轮应选用力学性能不低于 GB/T 699—1999 中规定的 60 钢的材料。

2）踏面直径不大于 400mm 的锻造车轮应选用力学性能不低于 GB/T 699—1999 中规定的 55 钢的材料；直径大于 400mm 的锻造车轮应选用力学性能不低于 60 钢的材料。

3）铸钢车轮应选用力学性能不低于 GB/T 11352—2009 中规定的 ZG340-640 钢的材料。

8. 3. 2　热处理

1）任何加工方法制造的车轮都应进行消除内应力（譬如，影响使用性能的热应力）处理。铸钢车轮在机加工之前应进行退火以消除内应力，并要清砂、切割浇、冒口，检查质量缺陷。

2）轮辋应进行表面淬火，淬火前进行细化组织处理。热处理后，车轮表面状态宜符合表 7. 1-63 的规定。

表 7. 1-63　（摘自 JB/T 6392—2008）

车轮踏面直径/mm	踏面和轮缘内侧面硬度 HBW	淬硬层 260HBW 处深度/mm
100 ~ 200	300 ~ 380	≥5
>200 ~ 400		≥15
>400		≥20

注：根据起重机具体使用工况，允许选用硬度更高或更低的车轮。

8. 3. 3　精度

1）车轮踏面直径的尺寸偏差不应低于 GB/T 1801—2009 中规定的 h9。轴孔直径的尺寸偏差不应低于 H7。

2）车轮踏面和基准端面（其上加工出深 1. 5mm 的 V 形沟槽作标记）相对于孔轴线的径向及轴向圆跳动不应低于 GB/T 1184—1996 中规定的 8 级。

8. 3. 4　成品车轮的表面质量

1）车轮的表面不应有目测可见的裂纹。

2）铸造车轮表面的砂眼、气孔、夹渣等缺陷应符合表 7. 1-64 的规定。

表 7. 1-64　（摘自 JB/T 6392—2008）　（mm）

缺陷位置	缺陷当量直径	缺陷深度	缺陷数量	缺陷间距
端面及非切削加工面	≤5	≤δ/5 最大为 10	≤4	≥10
踏面及轮缘内侧面	$D\leqslant 500$: ≤1	≤3	≤3	≥50
	$D>500$: ≤1. 5			

注：δ 为缺陷处壁厚，D 为车轮踏面直径。

3）车轮踏面和轮缘内侧面的表面粗糙度按 GB/T 1031—2009 的规定为 $Ra6.3$，轴孔表面粗糙度为 $Ra3.2\mu m$。

4）车轮踏面和轮缘内侧面上的缺陷不允许焊补。

5）车轮的切削加工表面应涂防锈油，其他表面均应涂防锈漆。

8. 4　车轮计算（摘自 GB/T 3811—2008）

8. 4. 1　允许轮压的计算

$$P_L = kDlC \qquad (7.1\text{-}14)$$

式中　P_L——正常工作起重机车轮或滚轮的允许轮压（N）；

k——车轮或滚轮的许用比压（MPa），钢质

车轮或滚轮按表7.1-65选取；

注：对于具有凸起承压面的轨道或车轮（滚轮），许用比压 k 可增加10%，因为这能改善轮轨的接触。

D——车轮或滚轮的踏面直径（mm）；

l——车轮或滚轮与轨道承压面的有效接触宽度，$l=b-2r$；

b——轨顶宽度（mm）；

r——轨顶倒角圆半径（mm）；

C——计算系数：

进行车轮或滚轮踏面疲劳校验时，$C=C_1C_2$；

进行车轮或滚轮强度校验时，$C=C_{max}$；

C_1——转速系数，按表7.1-66或表7.1-67选取；

C_2——车轮所在机构的工作级别系数，按表7.1-68选取

$C_{max}=C_{1max}C_{2max}$，取 $C_{max}=1.9$。

表7.1-65　车轮与滚轮的许用比压 k

（摘自 GB/T 3811—2008）

车轮与滚轮材料的抗拉强度 R_m/MPa	轨道材料最小抗拉强度/MPa	许用比压 k/MPa
$R_m>500$	350	5.0
$R_m>600$	350	5.6
$R_m>700$	510	6.5
$R_m>800$	510	7.2
$R_m>900$	600	7.8
$R_m>1000$	700	8.5

注：R_m 为车轮或滚轮材料未热处理时的抗拉强度。

表7.1-66　车轮转速系数 C_1

（摘自 GB/T 3811—2008）

车轮转速 n/r·min^{-1}	C_1
200	0.66
160	0.72
125	0.77
112	0.79
100	0.82
90	0.84
80	0.87
71	0.89
63	0.91
56	0.92
50	0.94
45	0.96
40	0.97
35.5	0.99
31.5	1.00
28	1.02
25	1.03
22.4	1.04
20	1.06
18	1.07
16	1.09
14	1.10
12.5	1.11
11.2	1.12
10	1.13
8	1.14
6.3	1.15
5.6	1.16
5	1.17

表7.1-67　车轮直径、运行速度与转速系数 C_1（摘自 GB/T 3811—2008）

车轮直径/mm	运行速度/m·min^{-1}														
	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—	—	—
250	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—	—
315	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—
400	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66
500	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72
630	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77
710	—	1.16	1.14	1.13	1.12	1.1	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84	0.79
800	—	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82
900	—	—	1.16	1.14	1.13	1.12	1.1	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84
1000	—	—	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87

表7.1-68　工作级别系数 C_2

（摘自 GB/T 3811—2008）

车轮所在机构工作级别	C_2
M1、M2	1.25
M3、M4	1.12
M5	1.00
M6	0.90
M7、M8	0.80

（续）

8.4.2　等效工作轮压计算

$$P_{\text{mean}\,\text{Ⅰ、Ⅱ}} = \frac{P_{\text{min}\,\text{Ⅰ、Ⅱ}} + 2P_{\text{max}\,\text{Ⅰ、Ⅱ}}}{3} \qquad (7.1\text{-}15)$$

式中　$P_{\text{mean}\,\text{Ⅰ}}$——无风正常工作起重机的等效工作轮压（N）；

$P_{\text{mean}\,\text{Ⅱ}}$——有风正常工作起重机的等效工作轮压（N）；

$P_{\text{min}\,\text{Ⅰ、Ⅱ}}$——载荷情况Ⅰ（无风正常工作情况）的载荷组合，或按载荷情况Ⅱ（有风正常工作情况）起重机空载确定的所验算车轮的最小轮压（N）；

$P_{\text{max}\,\text{Ⅰ、Ⅱ}}$——载荷情况Ⅰ（无风正常工作情况）的载荷组合，或按载荷情况Ⅱ（有风正常工作情况）起重机满载确定的所验算车轮的最大轮压（N）。

按车轮的疲劳强度要求

$$P_{\text{mean}} \leqslant P_{\text{L}} \qquad (7.1\text{-}16)$$

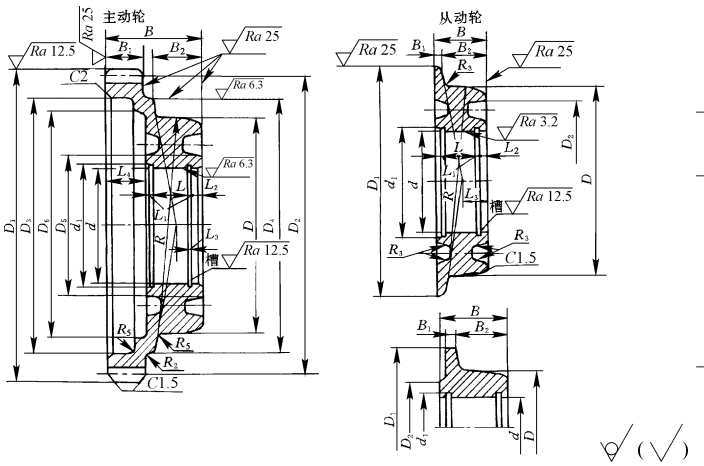
按车轮静强度要求

$$P_{\text{max}} \leqslant 1.9kDlC \qquad (7.1\text{-}17)$$

P_{max}——最大轮压是指载荷情况Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ（特殊载荷作用情况）中取最大值（N）。

8.5　CD、MD 电动葫芦用钢轮（表 7.1-69）

表 7.1-69　CD、MD 电动葫芦用钢轮　　（mm）



齿　的　参　数

电动葫芦吨位系列	m	z	α	ξ	刀具移位量 x
0.1～1	3	53		—	—
2～3	3	59	20°	−0.4	−1.2
5～10	4	49		−0.4	−1.6

材料：45

调质硬度 235～260HBW

主　　动　　轮

电动葫芦吨位系列	D	D_1（h10）	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	d（K7）	d_1	B	B_1	B_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4	R	质量/kg
0.5～1	113.5	162.6	159	137	130	75	115	62	65	50	20	26	19 +0.28	2.2 +0.25	3.8	15	20	125	2.1
2～3	134	180.6	177	155	155	117	140	100	103.5	57	22	30	27 +0.28	3.2 +0.25	3	18	17	144	2.95
5～10	154	200.8	196	165	180	—	—	110	114	70	28	37	29 +0.28	4.2 +0.3	3.8	23	25	167	4.5

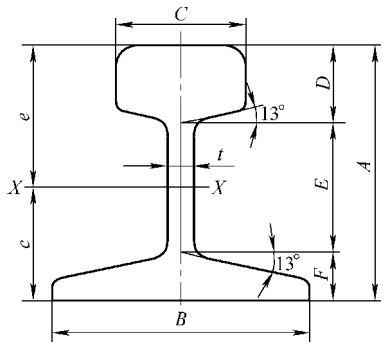
从　　动　　轮

电动葫芦吨位系列	D	D_1	D_2	d（K7）	d_1	B	B_1	B_2	L	L_1	L_2	L_3	R	质量/kg
0.1～0.25	83	100	76	62	37	25	4	20	12 +0.43	1.6 +0.2	2	12.5	91.5	0.55
0.5～1	113.5	130	—	62	65	30	4	26	19 +0.28	2.2 +0.25	3.8	15	125	1.0
2～3	134	155	117	100	103.5	40	7	30	27 +0.28	3.2 +0.25	3	18	144	2.2
5～10	154	180	—	110	114	45	8	37	29 +0.28	4.2 +0.25	3.8	23	167	3.45

8.6　轨道

中小型起重机的小车常采用轻型铁路钢轨，详见表 7.1-70。大型起重机常采用起重机钢轨，详见表 7.1-71。

表 7.1-70　轻轨的尺寸规格（摘自 GB/T 11264—1989）

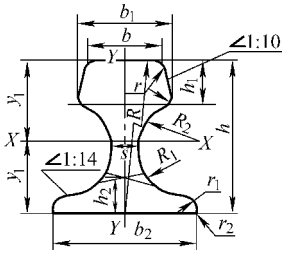


型号 \ 项目	截面尺寸/mm						
	轨高	底宽	头宽	头高	腰高	底高	腰厚
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*t*
9	63.50	63.50	32.10	17.48	35.72	10.30	5.90
12	69.85	69.85	38.10	19.85	37.70	12.30	7.54
15	79.37	79.37	42.86	22.22	43.65	13.50	8.33
22	93.66	93.66	50.80	26.99	50.00	16.67	10.72
30	107.95	107.95	60.33	30.95	57.55	19.45	12.30

型号 \ 项目	截面面积	理论质量	截面特性参数				
			重心位置		惯性矩	截面系数	惯性半径
	A/cm^2	m/kg·m^{-1}	c/cm	e/cm	I/cm^4	W/cm^3	i/cm
9	11.39	8.94	3.09	3.26	62.41	19.10	2.33
12	15.54	12.20	3.40	3.59	98.82	27.60	2.51
15	19.33	15.20	3.89	4.05	156.10	38.60	2.83
22	28.39	22.30	4.52	4.85	339.00	69.60	3.45
30	38.32	30.10	5.21	5.59	606.00	108.00	3.98

注：表中理论质量按密度为7.85g·cm^{-3}计算。

表 7.1-71　起重机钢轨的尺寸规格（摘自 YB/T 5055—1993）　　（mm）



型　　号	b	b_1	b_2	s	h	h_1	h_2	R	R_1	R_2	r	r_1	r_2
QU70	70	76.5	120	28	120	32.5	24	400	23	38	6	6	1.5
QU80	80	87	130	32	130	35	26	400	26	44	8	6	1.5
QU100	100	108	150	38	150	40	30	450	30	50	8	8	2
QU120	120	129	170	44	170	45	35	500	34	56	8	8	2

型号	截面积/cm^2	理论质量/kg·m^{-1}	参考数值						
			重心距离		惯性矩		截面系数		
			y_1	y_2	I_x	I_y	$W_1=\frac{I_x}{y_2}$	$W_2=\frac{I_x}{y_2}$	$W_3=\frac{I_y}{b_2/2}$
			cm		cm^4		cm^3		
QU70	67.30	52.80	5.93	6.07	1081.99	327.16	182.46	178.12	54.53
QU80	81.13	63.69	6.43	6.57	1547.40	482.39	240.65	235.52	74.21
QU100	113.32	88.96	7.60	7.40	2864.73	940.98	376.94	387.12	125.45
QU120	150.44	118.10	8.43	8.57	4923.79	1694.83	584.08	574.54	199.39

注：1. 钢轨的牌号为U71Mn，抗拉强度不小于900MPa。

2. 钢轨标准长度为9m，9.5m，10m，10.5m，11m，11.5m，12m，12.5m。

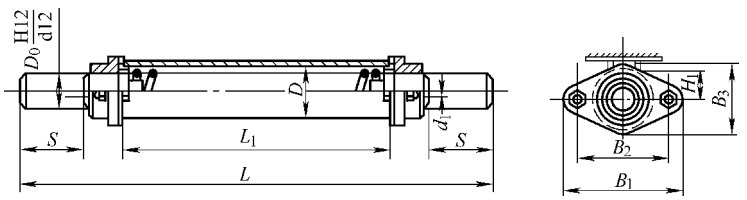
9　缓冲器

缓冲器的作用是为了减轻起重机行走机构相碰时的动载荷。因此,在桥式起重机中大车和小车以及门式起重机中都应装有缓冲器。当运行速度 $v \leqslant 0.67 m \cdot s^{-1}$,并有终点行程开关时,可不设缓冲器,但要安设挡止铁。

9.1　弹簧缓冲器

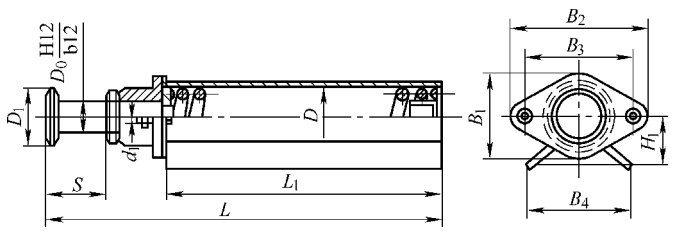
弹簧缓冲器具有结构简单、维修方便、对环境无污染的特点。有关各种缓冲器见表 7.1-72 ~ 表 7.1-76。

表 7.1-72　HT1 型焊接式弹簧缓冲器（摘自 JB/T 8110.1—1999）



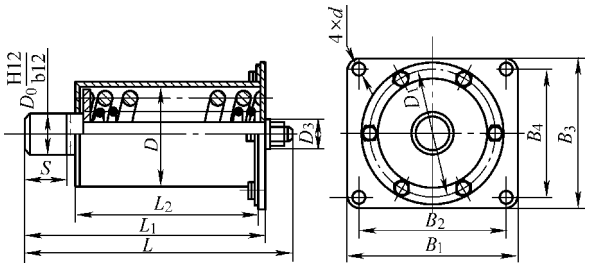
型号 \ 参数	缓冲容量 W/kN·m	缓冲行程 S/mm	缓冲力 F/kN	主要尺寸/mm									质量/kg
				L	L_1	B_1	B_2	B_3	H_1	D_0	D	$d_1 \times l$	
HT1-16	0.16	80	5	435	220	160	120	85	35	40	70	M20×50	≈12.6
HT1-40	0.40	95	8	720	370	170	130	90	38	45	76	M20×50	≈17
HT1-63	0.63	115	11	850	420	190	145	100	45	45	89	M20×60	≈26
HT1-100	1.00	115	18	880	450	220	170	125	57	55	114	M24×60	≈34

表 7.1-73　HT2 型底座焊接式弹簧缓冲器（摘自 JB/T 8110.1—1999）



型号 \ 参数	缓冲容量 W/kN·m	缓冲行程 S/mm	缓冲力 F/kN	主要尺寸/mm											质量/kg
				L	L_1	B_1	B_2	B_3	B_4	D_0	D	D_1	H_1	$d_1 \times l$	
HT2-100	1.00	135	15	630	400	165	265	215	200	70	146	100	90	M20×60	≈31.5
HT2-160	1.60	145	20	750	520	160	265	215	200	70	140	100	90	M20×60	≈41.3
HT2-250	2.50	125	37	800	575	165	265	215	200	80	146	110	90	M20×60	≈53.1
HT2-315	3.15	150	45	820	575	215	320	265	230	80	194	110	115	M20×60	≈78.6
HT2-400	4.00	135	57	710	475	265	375	320	280	100	245	130	140	M24×70	≈92.2
HT2-500	5.00	145	66	860	610	245	345	290	255	100	219	130	135	M24×70	≈97.7
HT2-630	6.30	150	88	870	610	270	375	320	280	100	245	130	140	M24×70	≈122.7

表 7.1-74　HT3 型端部安装式弹簧缓冲器（摘自 JB/T 8110.1—1999）



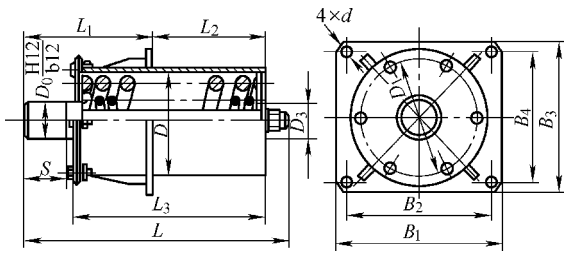
（续）

型号 \ 参数	缓冲容量 W/kN·m	缓冲行程 S/mm	缓冲力 F/kN	主要尺寸/mm												质量/kg
				L	L_1	L_2	B_1	B_2	B_3	B_4	D_0	D	D_1	D_3	d	
HT3-630	6.3	150	88	885	810	615	420	350	375	305	90	245	305	105	35	≈145.8
HT3-800	8.0	143	108	900	820	620	520	450	380	310	110	273	345	135	35	≈176.9
HT3-1000	10.0	135	131	830	750	560	520	450	450	390	120	325	395	135	35	≈204.6
HT3-1250①	12.5	135	165	830	750	560	520	450	450	390	120	325	395	135	42	≈231.3
HT3-1600②	16.0	120	273	980	900	730	780	700	480	400	120	325	395	135	42	≈338.0
HT3-2000②	20.0	150	293	1140	1050	820	780	700	480	400	120	325	395	135	42	≈393.8

① 由内外弹簧组成。

② 内外弹簧由两段串联而成。

表 7.1-75　HT4 型中部安装式弹簧缓冲器（摘自 JB/T 8110.1—1999）



型号意义

标记示例

缓冲容量 W=8.0kN·m，结构型式为4型的弹簧缓冲器，标记为：

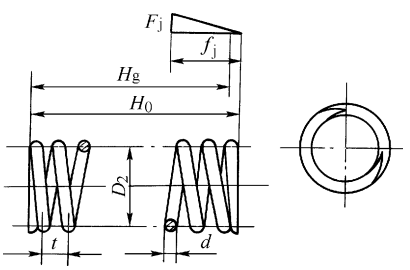
缓冲器 HT4-800JB/T 8110.1—1999

型号 \ 参数	缓冲容量 W/kN·m	缓冲行程 S/mm	缓冲力 F/kN	主要尺寸/mm													质量/kg
				L	L_1	L_2	L_3	B_1	B_2	B_3	B_4	D_0	D	D_1	D_3	d	
HT4-800	8.0	143	108	910	400	430	640	520	450	380	310	110	273	313	135	35	≈180.9
HT4-1000	10.0	135	131	840	400	360	580	520	450	450	390	120	325	365	135	35	≈208.6
HT4-1250①	12.5	135	165	840	400	360	580	520	450	450	390	120	325	365	135	42	≈235.3
HT4-1600②	16.0	120	273	1010	400	530	750	780	700	480	400	120	325	365	135	42	≈342.0
HT4-2000②	20.0	150	293	1140	450	600	840	780	700	480	400	120	325	365	135	42	≈397.8

① 由内外弹簧组成。

② 内外弹簧由两段串联而成。

表 7.1-76　缓冲器弹簧性能与尺寸



注：1. H_g—预紧后的弹簧高度（弹簧工作高度）；L—弹簧展开长度；D_{Xmax}—最大允许心轴直径；D_{Tmin}—最小允许套筒直径。

2. 弹簧的技术要求应符合 GB/T 1239.2—2009 中规定的3级精度

3. 弹簧的材料应采用不低于 GB/T 1222—2007 中规定的60Si2Mn钢

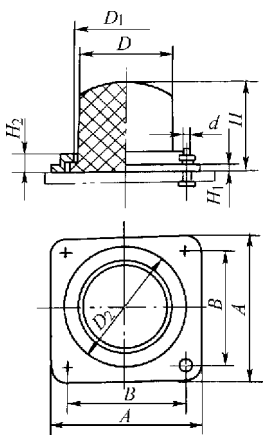
缓冲器型号	主要尺寸/mm									弹簧刚度 k/N·mm^{-1}	有效圈数 n	旋向	单件质量/kg	备注
	d	D_2	H_0	H_g	F_j	$t\approx$	D_{Xmax}	D_{Tmin}	L					
HT1-16	10	45	220	215	65	14.5	31	59	2273	75	14.5	右	1.4	

（续）

缓冲器型号	主要尺寸/mm									弹簧刚度 k/N·mm^{-1}	有效圈数 n	旋向	单件质量/kg	备注
	d	D_2	H_0	H_g	F_j	$t\approx$	D_{Xmax}	D_{Tmin}	L					
HT1-40	12	50	370	360	105	17	34	66	3553	79	21	右	3.2	
HT1-63	14	60	420	410	126	20.3	41	79	4081	89	20	右	5.4	
HT1-100	18	75	450	440	126	25.4	52	98	4382	146	17	右	8.6	
HT2-100	18	100	380	370	144	33.3	76	124	3770	100	10.5	右	7.5	
HT2-160	20	95	500	490	154	31.9	69	121	4775	129	14.5	右	11.7	
HT2-250	25	100	550	540	135	35	69	131	5027	269	14.5	右	19.7	
HT2-315	30	140	550	540	161	47.2	103	177	5278	281	10.5	右	29.3	
HT2-400	35	180	450	440	145	60	136	224	4524	396	6.5	右	34.2	
HT2-500	35	150	580	570	155	51.5	108	192	5655	423	10.5	右	42.7	
HT2-630 HT3-630	40	170	580	570	160	56.8	121	219	5905	548	9.5	右	58.0	
HT3-800 HT4-800	45	190	580	570	153	62.9	135	245	5999	703	8.5	右	74.5	
HT3-1000 HT4-1000	50	220	520	510	145	72.3	159	281	5556	903	6.5	右	85.2	
HT3-1250	50	220	520	510	145	72.3	159	281	5556	903	6.5	右	85.2	内外弹簧组合式
HT4-1250	25	110	500	490	163	38	79	141	4864	235	12.5	左	18.6	
HT3-1600	60	220	335	330	65	78.5	150	305	3479	3477	3.5	右	7.58	内外弹簧组合串联式
HT4-1600	30	120	320	315	69.8	42	84	156	3016	721	6.5	左	16.7	
HT3-2000	60	220	380	375	80	80	150	305	3839	3042	4	右	83.5	
HT4-2000	30	120	360	355	80.1	42	84	156	3393	625	7.5	左	18.8	

9.2　起重机橡胶缓冲器（见表 7.1-77、表 7.1-78）

表 7.1-77　橡胶缓冲器（摘自 JB/T 8110.2—1999）



标记示例：

缓冲容量　$W=0.40$kN·m 的橡胶缓冲器：

缓冲器 HX-40　JB/T 8110.2—1999

型号意义：

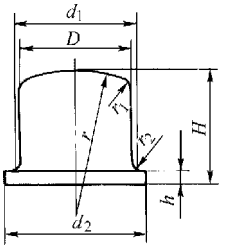
HX－40
- 40：缓冲容量，（以 kN·cm 表示）
- HX：橡胶缓冲器

型　号	缓冲容量 W/kN·m	缓冲行程 S/mm	缓冲力 F/kN	主要尺寸/mm								螺栓规格 $d\times L$	质量/kg ≈
				D	D_1	D_2	H	H_1	H_2	A	B		
HX-10	0.10	22	16	50	56	71	50	5	8	80	63	M6×20	0.36
HX-16	0.16	25	19	56	62	80	56	5	10	90	71	M6×20	0.48

（续）

型　号	缓冲容量 W/kN·m	缓冲行程 S/mm	缓冲力 F/kN	主要尺寸/mm								螺栓规格 $d\times L$	质量/kg ≈
				D	D_1	D_2	H	H_1	H_2	A	B		
HX-25	0.25	28	28	67	73	90	67	6	12	100	80	M6×20	0.70
HX-40	0.40	32	40	80	87	112	80	6	14	125	100	M10×30	1.34
HX-63	0.63	40	50	90	99	125	90	6	16	140	112	M10×30	2.13
HX-80	0.80	45	63	100	109	140	100	8	18	160	125	M12×35	2.70
HX-100	1.00	50	75	112	122	160	112	8	20	180	140	M12×35	3.68
HX-160	1.60	56	95	125	136	180	125	8	22	200	160	M16×40	5.00
HX-250	2.50	63	118	140	153	200	140	8	25	224	180	M16×40	6.50
HX-315	3.15	71	160	160	174	224	160	10	28	250	200	M16×45	9.18
HX-400	4.00	80	200	180	194	250	180	10	32	280	224	M16×45	12.00
HX-630	6.30	90	250	200	215	280	200	10	36	315	250	M20×50	16.18
HX-1000	10.00	100	300	224	242	315	224	12	40	355	280	M20×50	25.00
HX-1600	16.00	112	425	250	269	355	250	12	45	400	315	M20×50	34.00
HX-2000	20.00	125	500	280	300	400	280	12	50	450	355	M20×50	48.20
HX-2500	25.00	140	630	315	335	450	315	12	56	500	400	M20×50	64.80

表 7.1-78　橡胶弹性体结构型式、尺寸及技术要求



技术条件：

1. 在环境温度为－30～55°C时，缓冲器应能正常工作
2. 橡胶弹性体不应与油、酸、碱及其他有害化学物品接触
3. 橡胶弹性体选用的胶料，其物理力学性能应符合下列指标：
   扯断强度≥1800MPa　　扯断伸长率≥450%
   邵尔A型硬度67±3　　扯断永久变形≤20%
   热空气老化系数70°C×72h≥0.80
4. 橡胶弹性体不得有离层、裂纹、海绵状、缺胶、欠硫等现象，其表面不应有气泡、明疤、凹痕等影响使用性能和美观的缺陷

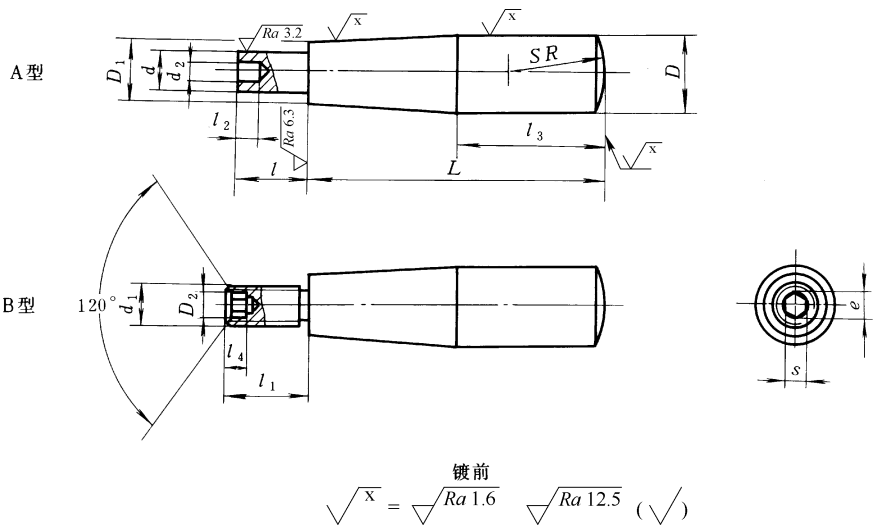
型　号	尺　寸　/mm								质量/kg ≈	
	D	d_1	d_2	H	h	r	r_1	r_2		
HX-10	50	52	63	50	5	63	3	2	0.14	
HX-16	56	58	71	56	6	71	4	2	0.20	
HX-25	67	69	80	67	7	80	5	2	0.33	
HX-40	80	83	100	80	8	100	6	2	0.56	
HX-63	90	93	112	90	10	112	7	3	0.80	
HX-80	100	103	125	100	12	125	8	3	1.12	
HX-100	112	116	140	112	14	140	9	3	1.59	
HX-160	125	130	160	125	16	160	10	3	2.23	
HX-250	140	145	180	140	18	180	12	4	3.20	
HX-315	160	166	200	160	20	200	14	4	4.60	
HX-400	180	186	224	180	22	224	16	4	6.56	
HX-630	200	207	250	200	25	250	18	4	7.74	
HX-1000	224	232	280	224	28	280	20	5	12.19	
HX-1600	250	259	315	250	32	315	22	5	17.72	
HX-2000	280	290	355	280	36	355	25	5	24.70	
HX-2500	315	325	400	315	40	400	28	5	34.96	
橡胶弹性体允许偏差/mm	尺寸偏差	≤10 ±0.50	>10 ～20 ±0.60	>20 ～30 ±0.80	>30 ～50 ±1.00	>50 ～80 ±1.20	>80 ～120 ±1.40	>120 ～180 ±1.80	>180 ～250 ±2.40	>250 尺寸的 ±1%

第2章 操 作 件

各种最常用的操作件有手柄、手轮和把手以及与它们有关的零件，其图形和尺寸详见表 7.2-1 ~ 表 7.2-24。

1 手柄（见表 7.2-1 ~ 表 7.2-16）

表 7.2-1 手柄（摘自 JB/T 7270.1—1994） （mm）



标记示例：

A 型 $d=6$mm $L=50$mm $l=10$mm 35 钢喷砂镀铬手柄的标记为：手柄 6×50×10 JB/T 7270.1

B 型 $d_1=$M6 $L=50$mm 35 钢喷砂镀铬手柄的标记为：手柄 BM6×50 JB/T 7270.1

d		d_1	L	l					l_1	D	D_1	D_2	d_2	l_2	l_3	l_4	e	s	SR	每件质量/kg ≈
公称尺寸	极限偏差 js7																			
4	±0.006	M4	32	—	—	6	8	10	8	9	7	2.5	2.5	3	16	2	2.3	2	12	0.015
5		M5	40			8	10	12	10	11	8	3.1	3.5	4	20	2.5	2.9	2.5	14	0.025
6		M6	50		10	12	14	16	12	13	10	4	4		25	3	3.5	3	16	0.047
8	±0.007	M8	63	12	14	16	18	20	14	16	12	5	5.5		32	4	4.6	4	20	0.087
10		M10	80	16	18	20	22	25	16	20	15	6.3	7	5	40	5	5.8	5	25	0.175
12	±0.009	M12	100	20	22	25	28	32	18	25	18	7.5	9	6	50	6	6.9	6	32	0.262
16		M16	112	22	25	28	32	36	20	32	22	9.8	12	8	56	8	9.2	8	40	0.492

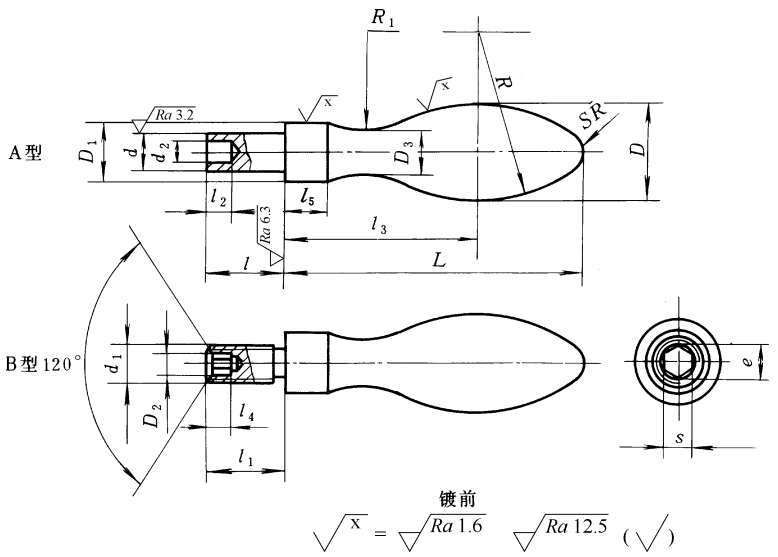
注：1. 材料：35 钢；Q235A。

2. 表面处理：喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・L_3Cr）；氧化（H・Y）。

3. 经供需双方协商，B 型手柄顶端可不制出内六角。

4. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-2　曲面手柄(摘自 JB/T 7270.2—1994)　　(mm)



标记示例：

A 型　$d=6$mm　$L=50$mm　$l=12$mm　35 钢，喷砂镀铬曲面手柄的标记为：手柄 6×50×12　JB/T 7270.2

B 型　$d_1=$M6　$L=50$mm　35 钢，喷砂镀铬曲面手柄的标记为：手柄 BM6×50　JB/T 7270.2

d		d_1	L	l					l_1	D	D_1	D_2	D_3	d_2	l_2	$l_3\approx$	l_4	l_5	e	s	R	R_1	SR	每件质量/kg
公称尺寸	极限偏差 js7																							
4	±0.006	M4	32		—	6	8	10	8	10	7	2.5	5	2.5	3	20	2	4	2.3	2	20	9.5	2	0.012
5		M5	40	—		8	10	12	10	13	8	3.1	6.5	3.5		25	2.5	5	2.9	2.5	24	14.5	2.5	0.027
6		M6	50		10	12	14	16	12	16	10	4	8	4	4	32	3	7	3.5	3	28	19	3	0.049
8	±0.007	M8	63	12	14	16	18	20	14	20	12	5	10	5.5		39	4	8	4.6	4	41	21	3	0.085
10		M10	80	16	18	20	22	25	16	25	15	6.3	13	7	5	49	5	10	5.8	5	50	29	4	0.18
12	±0.009	M12	100	20	22	25	28	32	18	32	18	7.5	16	9	6	60	6	13	6.9	6	63	40	4.5	0.36
16		M16	112	22	25	28	32	36	20	36	22	9.8	18	12	8	70	8	14	9.2	8	68	41	7	0.51

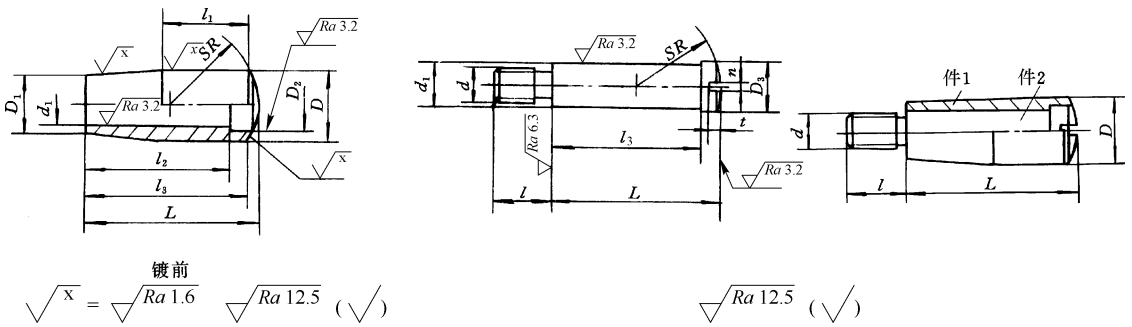
注：1. 材料：35 钢；Q235A。

2. 表面处理：喷砂镀铬(PS/D・Cr)；镀铬抛光(D・L_3Cr)；氧化(H・Y)。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

4. 经供需双方协商，B 型手柄顶端可不制出内六角。

表 7.2-3　转动小手柄(摘自 JB/T 7270.4—1994)　　(mm)



标记示例：

$d=$M8　$L=40$mm　35 钢，氧化转动小手柄的标记为：手柄 M8×40　JB/T 7270.4

$d=$M8　$L=40$mm　塑料，转动小手柄的标记为：手柄 M8×40-塑　JB/T 7270.4

（续）

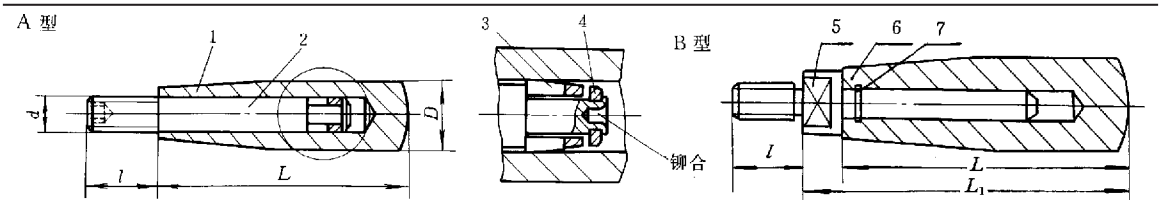
d	L	l	D	D_1	D_2	D_3	l_1	l_2	l_3	n	t	SR	d_1			每件质量 /kg≈	
													公称尺寸	件1 极限偏差 H11	件2 极限偏差 d11	钢	塑 料
M5	25	10	12	10	8	8	12	20	21	1.2	2	14	6	$^{+0.075}_{0}$	$^{-0.030}_{-0.105}$	0.020	0.009
M6	32	12	14	12	10	10	16	27	28	1.6	2.5	16	8	$^{+0.090}_{0}$	$^{-0.040}_{-0.130}$	0.036	0.016
M8	40	14	16	14	12	12	20	34	35	2	3	20	10			0.068	0.031
M10	50	16	20	16	16	16	25	43	44	2.5	3.5	25	12	$^{+0.110}_{0}$	$^{-0.050}_{-0.160}$	0.109	0.057

注：1. 材料：转套：35 钢；Q235A；ZL102；塑料。螺钉：35 钢。

2. 表面处理：转套：钢件氧化（H・Y）；喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・L_3Cr）；ZL102 阳极氧化（D・Y）。螺钉：氧化（H・Y）。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-4 转动手柄（摘自 JB/T 7270.5—1994） （mm）



1、6—手柄套 2—手柄杆 3—弹性套 4—垫圈 5—B 型手柄杆 7—孔用钢丝挡圈

标记示例：

A 型 d = M6，L = 50mm，35 钢，喷砂镀铬转动手柄的标记为：手柄 M6×50 JB/T 7270.5

B 型 d = M6，L = 50mm， 塑料，转动手柄的标记为：手柄 BM6×50-塑 JB/T 7270.5

主要尺寸					件号	1	2,5	3	4	7	每套质量 /kg≈	
					名 称	手柄套 A、B	手柄杆 A、B	弹性套	平垫圈	钢丝挡圈		
d	L	L_1	l	D	标准号	—	—	—	GB/T 97.1	GB/T 895.1	钢	塑 料
M6	50	—	12	16	规格	50	M6	4	2	—	0.069	0.020
M8	63	71	14	18		63	M8	5	2.5	7	0.113	0.036
M10	80	90	16	22		80	M10	6	3	8	0.205	0.067
M12	100	112	18	25		100	M12	8	4	10	0.269	0.102
M16	112	126	20	32		112	M16	10	6	14	0.505	0.184

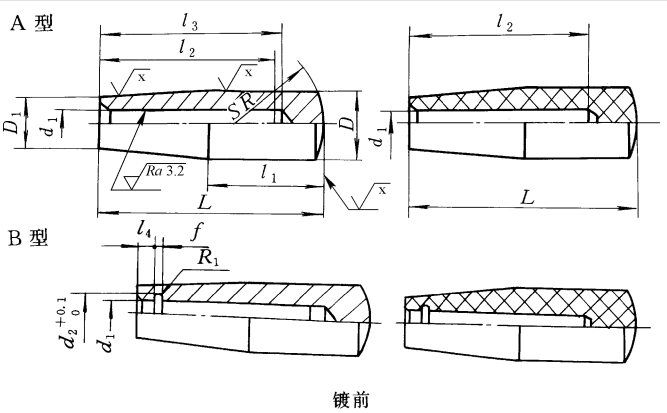
注：1. 材料：手柄套 A、B：35；Q235A；塑料。手柄杆 A、B：35。弹性套：65Mn。

2. 表面处理：手柄套 A、B：钢件喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・L_3Cr）；氧化（H・Y）。手柄杆 A：氧化（H・Y）。手柄杆 B：d_8 处喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・L_3Cr）；氧化（H・Y）。

3. 热处理：弹性套：42HRC。

4. 其他技术条件按 JB/T7277—1994 的规定。

表 7.2-5 手柄套（摘自 JB/T 7270.5—1994） （mm）



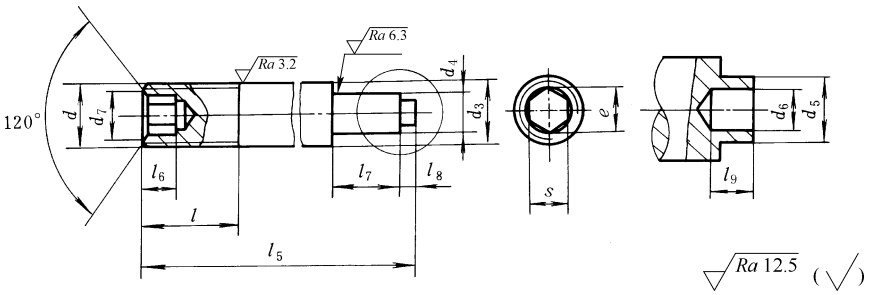
（续）

L	D	D_1	d_1(H11)		d_2	l_1	l_2		l_3		l_4	f	R_1	SR
			A 型	B 型			A 型	B 型	A 型	B 型				
50	16	12	$6^{+0.075}_{0}$	—	—	25	40	—	42	—	—	—	—	20
63	18	14	$8^{+0.090}_{0}$	$7^{+0.090}_{0}$	7.4	32	50	45	52	50	3	0.8	0.4	25
80	22	16	$10^{+0.090}_{0}$	$8^{+0.090}_{0}$	8.5	40	60	55	65	60	3.5	0.8	0.4	28
100	25	18	$12^{+0.110}_{0}$	$10^{+0.090}_{0}$	10.5	50	75	65	80	70	4.5	0.8	0.4	32
112	32	22	$16^{+0.110}_{0}$	$14^{+0.110}_{0}$	14.6	60	85	80	90	85	5.5	1	0.5	40

注：1. 材料：35；Q235A；塑料。

2. 表面处理：钢件喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・Cr）；氧化（H・Y）。

表 7.2-6　A 型手柄杆（摘自 JB/T 7270.5—1994）　　（mm）

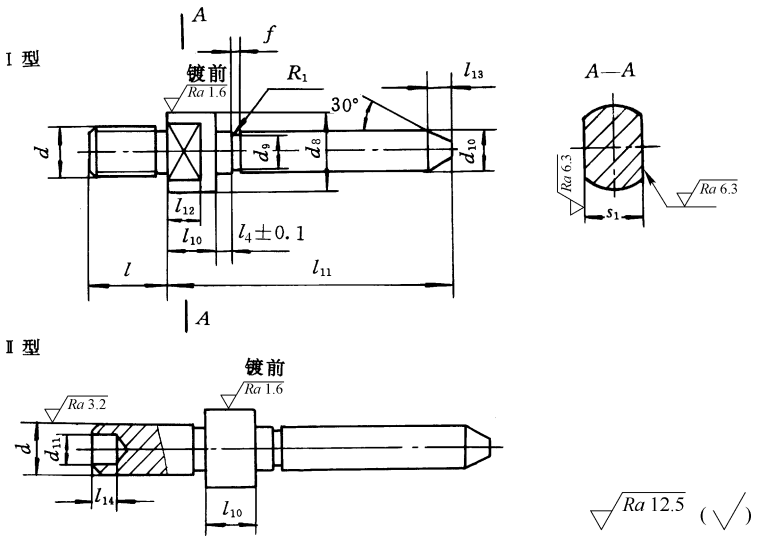


d	l	d_3(d11)	d_4	d_5	d_6	d_7	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	e	s
M6	12	$6^{-0.030}_{-0.105}$	3.5	2	1	4	50	3	7	1.5	1	3.5	3
M8	14	$8^{-0.040}_{-0.130}$	4.5	2.5	1.5	5	60	4	9		1.5	4.6	4
M10	16	$10^{-0.040}_{-0.130}$	5.5	3	2	6.3	70	5	11	2	2	5.8	5
M12	18	$12^{-0.050}_{-0.160}$	7.5	4	2.5	7.5	90	6	13		2.5	6.9	6
M16	20	$16^{-0.050}_{-0.160}$	9.5	6	4.5	9.8	100	8	15	2.5	4.5	9.2	8

注：1. 材料：35 钢。

2. 表面处理：氧化（H・Y）。

表 7.2-7　B 型手柄杆（摘自 JB/T 7270.5—1994）　　（mm）



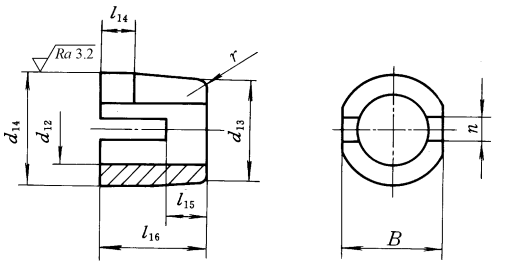
（续）

d(js7) Ⅰ型	d(js7) Ⅱ型	d_8	d_9	d_{10}(d11)	d_{11}	l Ⅰ型	l Ⅱ型	l_4	l_{10}	l_{11}	l_{12}	l_{13}	l_{14}	f	R_1	s_1 (h13)
M8	8 ±0.007	13	5.4	$7^{-0.040}_{-0.130}$	5.5	14	20	3	8	50	6	4	4	0.8	0.4	$10^{0}_{-0.220}$
M10	10 ±0.007	15	6.4	$8^{-0.040}_{-0.130}$	7	16	25	3.5	10	60	8	5	5			$13^{0}_{-0.270}$
M12	12 ±0.009	18	8.4	$10^{-0.040}_{-0.130}$	9	18	32	4.5	12	75	10		6	1		$16^{0}_{-0.270}$
M16	—	21	12	$14^{-0.050}_{-0.160}$	—	20	—	5.5	14	92	12		—		0.5	$16^{0}_{-0.270}$

注：1. 材料：35 钢。

2. 表面处理：d_8 处喷砂，镀铬(PS/D・Cr)；镀铬抛光(D・L_3Cr)；氧化(H・Y)。

表 7.2-8 弹性套（摘自 JB/T 7270.5—1994） （mm）



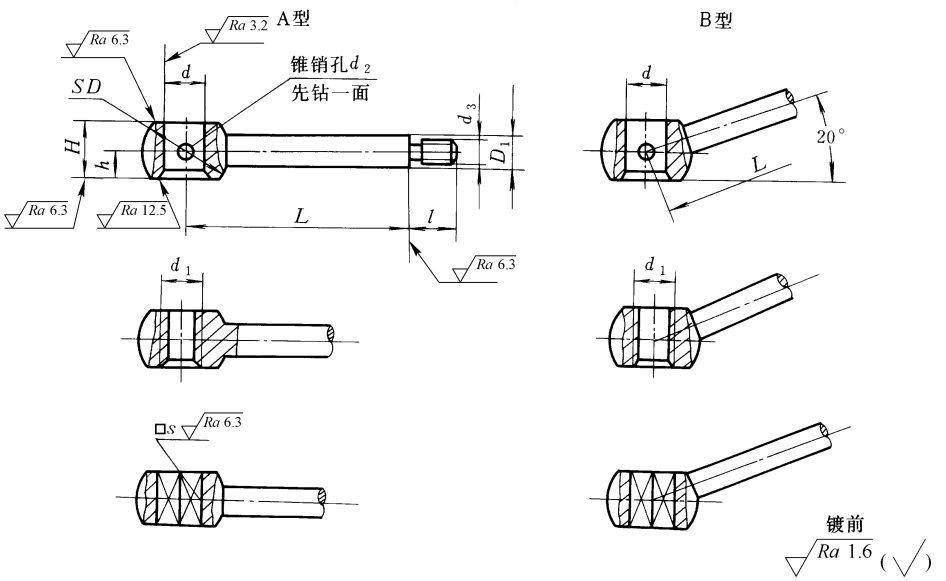
Ra 6.3 (√)

d_{12}	d_{13}	d_{14}(h11)	B	l_{15}	l_{16}	n	r
4	6	$6.20^{0}_{-0.090}$	5.5	2	6	1	0.5
5	8	$8.25^{0}_{-0.090}$	7.5		8		
6	10	$10.25^{0}_{-0.110}$	9.5	3	10	1.2	1
8	12	$12.30^{0}_{-0.110}$	11.5		12		
10	16	$16.30^{0}_{-0.110}$	14.5		14	1.5	

注：1. 材料：65Mn。

2. 热处理：42HRC。

表 7.2-9 球头手柄（摘自 JB/T 7270.8—1994） （mm）



（续）

标记示例：

A 型，$d=8$mm，$L=50$mm，35 钢，喷砂镀铬球头手柄的标记为：手柄 8×50　JB/T 7270.8

A 型，$d_1=$M8，$L=50$mm，35 钢，喷砂镀铬球头手柄的标记为：手柄 M8×50　JB/T 7270.8

A 型，$s=5.5$mm，$L=50$mm，35 钢，喷砂镀铬球头手柄的标记为：手柄 5.5×5.5×50　JB/T 7270.8

B 型，$d=8$mm，$L=50$mm，35 钢，喷砂镀铬球头手柄的标记为：手柄 B8×50　JB/T 7270.8

B 型，$d_1=$M8，$L=50$mm，35 钢，喷砂镀铬球头手柄的标记为：手柄 BM8×50　JB/T 7270.8

B 型，$s=5.5$mm，$L=50$mm，35 钢，喷砂镀铬球头手柄的标记为：手柄 B5.5×5.5×50　JB/T 7270.8

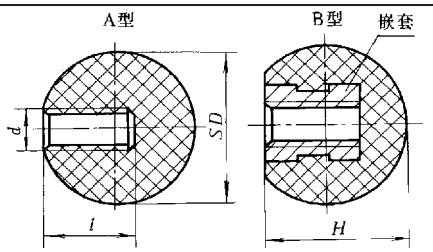
d		d_1	s		L	SD	D_1	d_2	d_3	l	H	h	每件质量/kg≈
公称尺寸	极限偏差 H8		公称尺寸	极限偏差 H13									
8	+0.022	M8	5.5	+0.18 0	50	16	6	3	M5	8	11	5	0.022
10	0	M10	7	+0.22 0	63	20	8		M6	10	14	6.5	0.046
12	+0.027	M12	8		80	25	10	4	M8	12	18	8.5	0.091
16	0	M16	10		100	32	12	5	M10	14	22	10	0.170
20	+0.033	M20	13	+0.27 0	125	40	16	6	M12	16	28	13	0.353
25	0	M24	18		160	50	20	8	M16	20	36	17	0.742

注：1. 材料：35 钢；Q235A。

2. 表面处理：喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・L_3Cr）。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-10　手柄球（摘自 JB/T 7271.1—1994）　　（mm）



d	SD	H	l	嵌套 JB/T 7275	每件质量/kg≈ A 型	B 型
M5	16	14	12	BM5×12	0.003	0.006
M6	20	18	14	BM6×14	0.006	0.012
M8	25	22.5	16	BM8×16	0.012	0.020
M10	32	29	20	BM10×20	0.024	0.043
M12	40	36	25	BM12×25	0.046	0.086
M16	50	45	32	BM16×32	0.063	0.135
M20	63	56	40	BM20×36	0.092	0.198

标记示例：

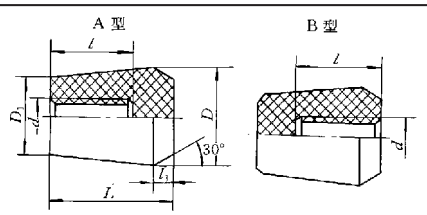
A 型，$d=$M10，$SD=32$mm，黑色手柄球的标记为：手柄球 M10×32　JB/T 7271.1

B 型，$d=$M10，$SD=32$mm，红色手柄球的标记为：手柄球 BM10×32（红）　JB/T 7271.1

注：1. 材料：塑料。

2. 其他技术要求按 JB/T 7277 的规定。

表 7.2-11　手柄套（摘自 JB/T 7271.3—1994）　　（mm）



d	L	D	D_1	l	l_1	每件质量/kg≈
M5	16	12	9	12	3	0.002
M6	20	16	12	14		0.004
M8	25	20	15	16	4	0.007
M10	32	25	20	20	5	0.015
M12	40	32	25	25	6	0.030
M16	50	40	32	32	7	0.062
M20	63	50	40	40	8	0.085

标记示例：

A 型，$d=$M12，$L=40$mm，黑色手柄套的标记为：手柄套 M12×40　JB/T 7271.3

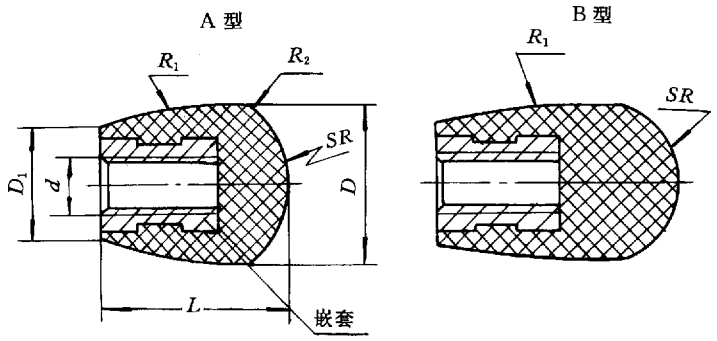
A 型，$d=$M12，$L=40$mm，红色手柄套的标记为：手柄套 M12×40（红）　JB/T 7271.3

B 型，$d=12$mm，$L=40$mm，黑色手柄套的标记为：手柄套 BM12×40　JB/T 7271.3

注：1. 材料：塑料。

2. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-12 椭圆手柄套(摘自 JB/T 7271.4—1994) (mm)



标记示例： A 型，d = M8，L = 25mm，黑色椭圆手柄套的标记为：手柄套 M8 × 25 JB/T 7271.4

A 型，d = M8，L = 25mm，红色椭圆手柄套的标记为：手柄套 M8 × 25(红) JB/T 7271.4

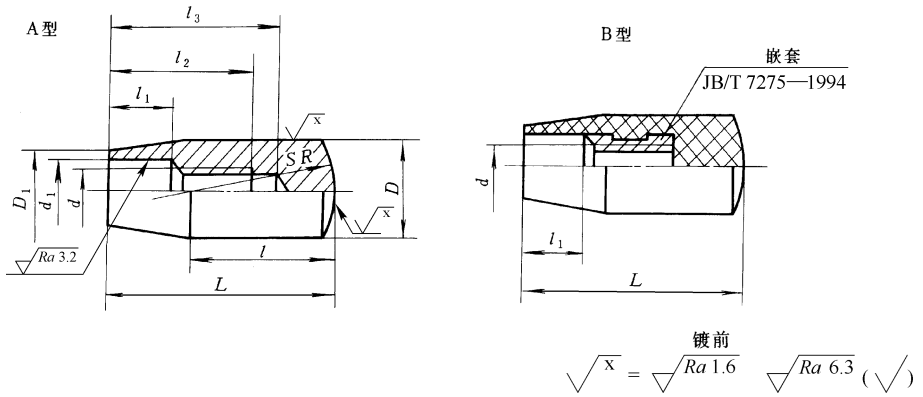
B 型，d = M8，L = 32mm，黑色椭圆手柄套的标记为：手柄套 BM8 × 32 JB/T 7271.4

d	L		D	D_1	SR		R_1		R_2	嵌 套 JB/T 7275	每件质量 /kg≈
	A 型	B 型			A 型	B 型	A 型	B 型			
M5	16	20	15	12	10	7.5	40	60	3	BM5 × 12	0.006
M6	20	25	17	14	12	8.5	45	110	4	BM6 × 14	0.012
M8	25	32	20	16	14	10	50	120	5	BM8 × 16	0.020
M10	32	40	25	20	16	12.5	70	170	6	BM10 × 20	0.043
M12	40	50	32	25	18	16	90	200	8	BM12 × 25	0.086
M16	50	63	40	30	22	20	110	220	12	BM16 × 32	0.135
M20	63	80	48	35	30	24	130	230	16	BM20 × 36	0.198

注：1. 材料：塑料。

2. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-13 长手柄套(摘自 JB/T 7271.5—1994) (mm)



标记示例： A 型，d = M8，L = 40mm，35 钢，喷砂镀铬长手柄套的标记为：手柄套 M8 × 40 JB/T 7271.5

B 型，d = M8，L = 40mm，35 钢，喷塑料长手柄套的标记为：手柄套 BM8 × 40 JB/T 7271.5

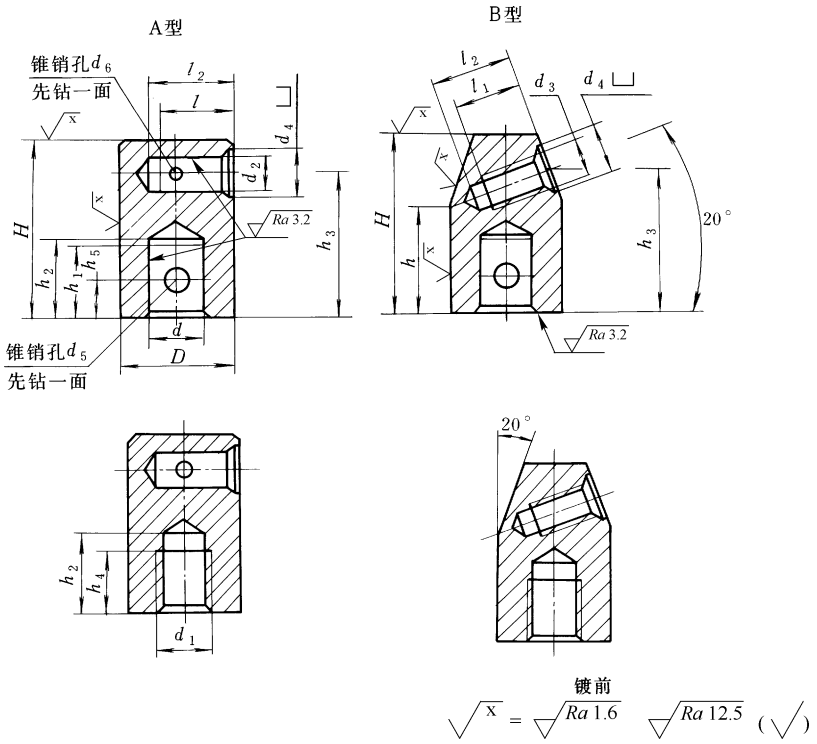
d	L	D	D_1	d_1	l	l_1	l_2	l_3	SR	嵌 套 JB/T 7275	每件质量 /kg≈	
											A 型	B 型
M5	32	14	10	7	16	8	20	24	16	BM5 × 12	0.029	0.009
M6	36	16	12	9	20	10	22	27	20	BM6 × 14	0.042	0.014
M8	40	18	14	11	25	12	26	31	25	BM8 × 16	0.059	0.020
M10	50	22	16	13	32	14	32	39	28	BM10 × 20	0.100	0.039
M12	60	28	22	18	36	18	36	45	36	BM12 × 25	0.175	0.075
M16	70	32	26	22	40	22	45	55	40	BM16 × 32	0.300	0.132
M20	80	40	32	28	45	28	56	68	50	BM20 × 36	0.513	0.209

注：1. 材料：35 钢；Q235A；塑料。

2. 表面处理：钢件喷砂镀铬(PS/D · Cr)；镀铬抛光(D · L_3Cr)。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-14　手柄座(摘自 JB/T 7272.1—1994)　　(mm)



标记示例：

A 型，d = 20mm，D = 40mm，35 钢，喷砂镀铬手柄座的标记为：手柄座 20×40　JB/T 7272.1

A 型，d_1 = M20，D = 40mm，35 钢，喷砂镀铬手柄座的标记为：手柄座 M20×40　JB/T 7272.1

B 型，d = 20mm，D = 40mm，35 钢，喷砂镀铬手柄座的标记为：手柄座 B20×40　JB/T 7272.1

B 型，d_1 = M20，D = 40mm，35 钢，喷砂镀铬手柄座的标记为：手柄座 BM20×40　JB/T 7272.1

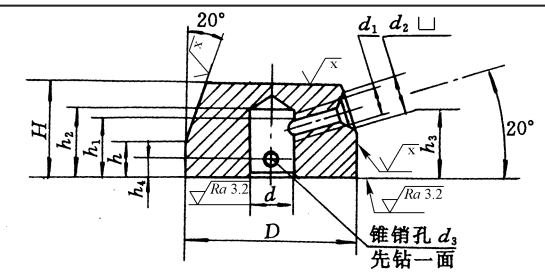
d	公称尺寸	12	16	20	25
	极限偏差 H8	$^{+0.027}_{0}$		$^{+0.033}_{0}$	
d_1		M12	M16	M20	M24
D		25	32	40	50
d_2	公称尺寸	8	10	12	16
	极限偏差 H8	$^{+0.022}_{0}$		$^{+0.027}_{0}$	
H		40	50	63	76
d_3		M8	M10	M12	M16
d_4		11	13	17	21
d_5		5	6		8
d_6		3		4	5
l；h_1		16	20	25	32
l_1；h_4		14	18	22	28
l_2；h_2		19	24	29	36
h		24	30	38	50
h_3		32	40	50	63
h_5		8	10	12	16
每件质量/kg	A 型	0.121	0.227	0.465	0.937
	B 型	0.104	0.195	0.417	0.835

注：1. 材料：35 钢；Q235A。

2. 表面处理：喷砂镀铬(PS/D・Cr)；镀铬抛光(D・L_3Cr)；氧化(H・Y)。

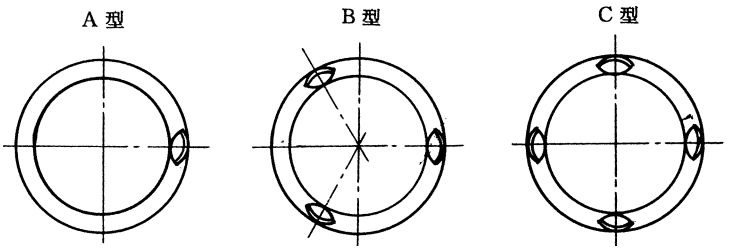
3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-15 圆盘手柄座(摘自 JB/T 7272.3—1994) (mm)



镀前

$\sqrt{\ }^{X} = \sqrt{Ra\,1.6}$ $\sqrt{Ra\,12.5}$ ($\sqrt{\ }$)



标记示例：

A 型，d = 10mm，D = 40mm，HT200，喷砂镀铬圆盘手柄座的标记为：手柄座 10×40 JB/T 7272.3

B 型，d = 10mm，D = 40mm，HT200，喷砂镀铬圆盘手柄座的标记为：手柄座 B10×40 JB/T 7272.3

C 型，d = 10mm，D = 40mm，HT200，喷砂镀铬圆盘手柄座的标记为：手柄座 C10×40 JB/T 7272.3

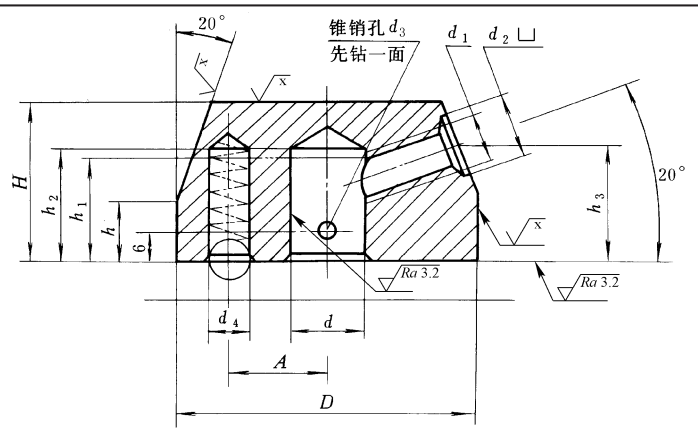
d	公称尺寸	10	12	16	18	22
	极限偏差 H8	+0.022 0	+0.027 0			+0.033 0
D		40	50	60	70	80
H		22	26	32		36
d_1		M6	M8	M10		M12
d_2		9	11	13		17
d_3		4	5		6	
h		8	11	13		
h_1		14	18	21		24
h_2		16	20	23		26
h_3		15	19	23		25
h_4		4	6			
每件质量 /kg≈		0.173	0.331	0.581	0.724	1.081

注：1. 材料：HT200；35 钢；Q235A。

2. 表面处理：喷砂镀铬(PS/D・Cr)；镀铬抛光(D・L_3Cr)；氧化(H・Y)。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-16 定位手柄座(摘自 JB/T 7272.4—1994) (mm)



镀前

$\sqrt{\ }^{X} = \sqrt{Ra\,1.6}$ $\sqrt{Ra\,12.5}$ ($\sqrt{\ }$)

标记示例：

d = 16mm，D = 60mm，HT200，喷砂镀铬定位手柄座的标记为：手柄座 16×60 JB/T 7272.4

（续）

d 公称尺寸	d 极限偏差 H8	D	A	H	d_1	d_2	d_3	d_4	h	h_1	h_2	h_3	每件质量/kg	钢球 GB/T 308	压缩弹簧 GB/T 2089
12	$+0.027\ 0$	50	16	26	M8	11	5	6.7	11	18	20	19	0.326	6.5	0.8×5×25
16		60	20	32	M10	13		8.5	13	21	23	23	0.570	8	1.2×7×35
18		70	25				6						0.713		
22	$+0.033\ 0$	80	30	36	M12	17						25	1.070		

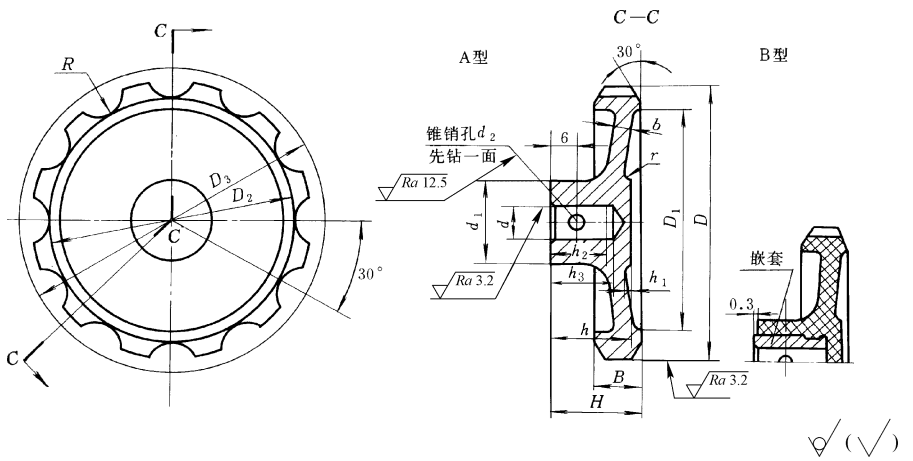
注：1. 材料：HT200；35钢，Q235A。

2. 表面处理：喷砂镀铬（PS/D·Cr）；镀铬抛光（D·L_3Cr）；氧化（H·Y）。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

2　手轮（见表7.2-17、表7.2-18）

表7.2-17　小波纹手轮（摘自 JB/T 7273.1—1994）　　（mm）



标记示例：

A型，d = 10mm，D = 80mm，ZL102，阳极氧化小波纹手轮的标记为：手轮 10×80　JB/T 7273.1

B型，d = 10mm，D = 80mm，塑料小波纹手轮的标记为：手轮 B10×80　JB/T 7273.1

$\sqrt{}$（$\sqrt{}$）

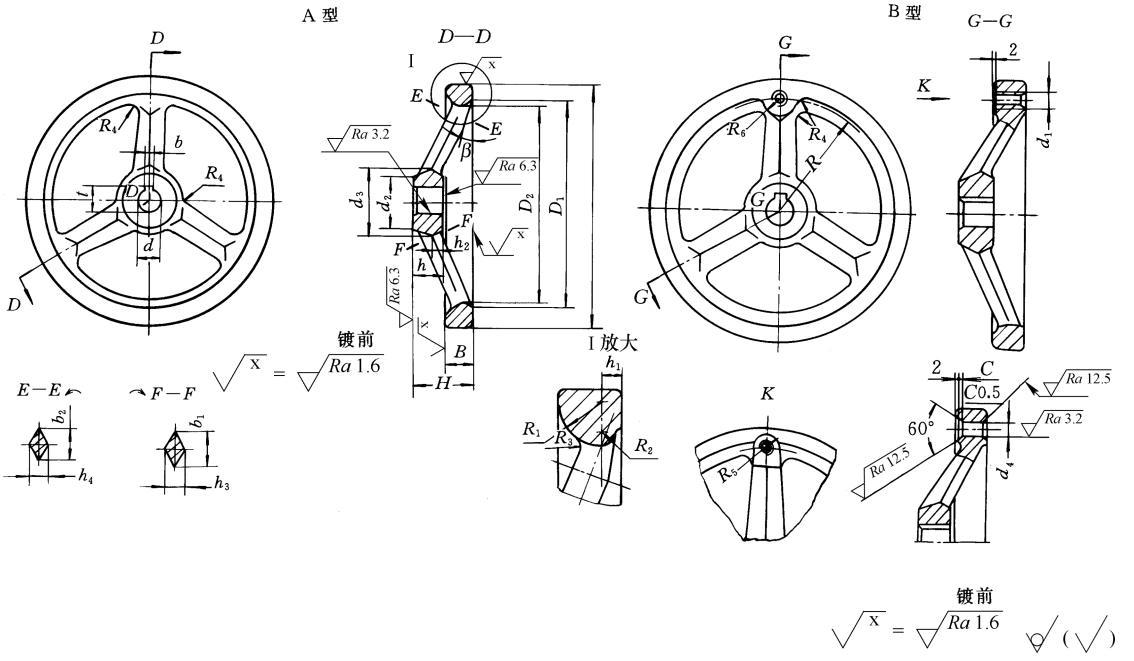
d（H8）	D	D_1	D_2	D_3	d_1	d_2	H	h	h_1	h_2	h_3	R	B	b	嵌套 JB/T 7275	每件质量/kg≈ 铝合金	每件质量/kg≈ 塑料
$6^{+0.018}_{0}$	50	40	45	58	16	2	16	15	1	10	12	6	8	3	6×12	0.055	0.039
$8^{+0.022}_{0}$	63	50	55	68	20	3	20	19	1.6	12	14		10	4	8×14	0.071	0.059
$10^{+0.022}_{0}$	80	63	70	88	22		24	21		14	16	8	12		10×16	0.099	0.082
$12^{+0.027}_{0}$	100	80	90	112	28	4	28	23	2	16	18	10	14	5	12×18	0.234	0.194
$12^{+0.027}_{0}$	125	100	112	140	32		32	25		18	20	12	16		12×20	0.414	0.250

注：1. 材料：ZL102；塑料。

2. 表面处理：ZL102 为阳极氧化（D·Y）。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-18 手轮(摘自 JB/T 7273.3—1994) (mm)



标记示例：

A 型，d = 16mm，D = 160mm，喷砂镀铬手轮的标记为：手轮 16 × 160 JB/T 7273.3

B 型，d = 16mm，D = 160mm，喷砂镀铬手轮的标记为：手轮 B16 × 160 JB/T 7273.3

C 型，d = 16mm，D = 160mm，喷砂镀铬手轮的标记为：手轮 C16 × 160 JB/T 7273.3

d	公称尺寸	12	14	16	18	22	25	28
	极限偏差 H8	+0.027 0				+0.033 0		
D		100	125	160	200	250	320	
D_1		86	107	138	176	222	288	
D_2		76	97	128	164	210	276	
d_1		M6	M8	M10		M12		
d_2		22	28	32	36	45	55	
d_3		30	38	42	48	58	72	
d_4	公称尺寸	6	8	10		12		
	极限偏差 H8	+0.018 0	+0.022 0			+0.027 0		
R		40	52	68	88	110	145	
R_1		9	11	13	14	16	18	
R_2		4			5			
R_3		5		6		8	10	
R_4		3	4	5		6		
R_5		5	6	8		10		
R_6		7	8	10		12		
C		1				1.5		
H		32	36	40	45	50	55	

（续）

h	公称尺寸	18		20	25	28	32	
	极限偏差 h13	0 −0.270		0 −0.330			0 −0.390	
h_1		5			6			
h_2		6		7	8	9	10	
h_3		10	11	12	14	18	20	
h_4		9	10	11	12	14	16	
B		14	16	18	20	22	24	
b_1		16	18	22	26	30	35	
b_2		14	16	18	20	24	28	
b(JS9)		4 ±0.015	5 ±0.015		6 ±0.015		8 +0.018	
t		$13.8^{+0.1}_{0}$	$16.3^{+0.1}_{0}$	$18.3^{+0.1}_{0}$	$20.8^{+0.1}_{0}$	$24.8^{+0.1}_{0}$	$28.3^{+0.2}_{0}$	$31.3^{+0.2}_{0}$
β		15°		10°			5°	
每件质量/kg≈		0.425	0.660	1.160	1.806	2.805	5.730	

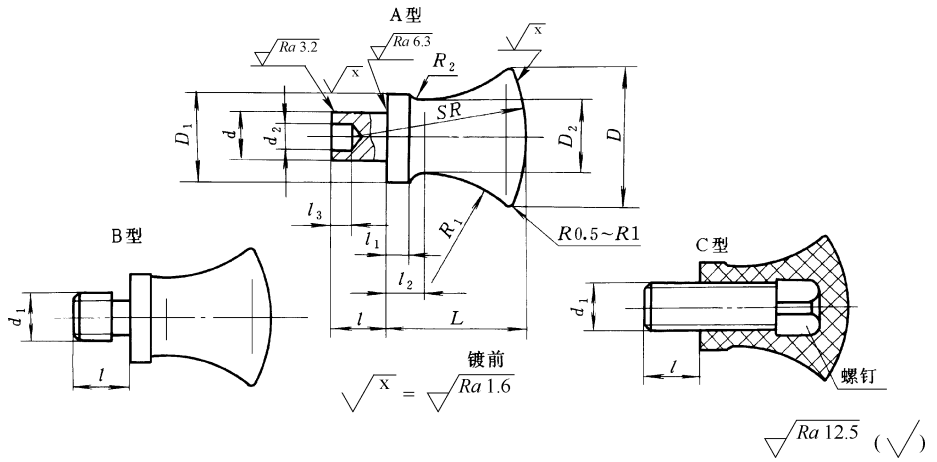
注：1. 材料：HT200。

2. 表面处理：喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・L_3Cr）。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

3　把手（见表 7.2-19 ~ 表 7.2-24）

表 7.2-19　把手（摘自 JB/T 7274.1—1994）　　（mm）



标记示例　A 型，d = 8mm，D = 25mm，35 钢，喷砂镀铬把手的标记为：把手 8×25 JB/T 7274.1

B 型，d_1 = M8，D = 25mm，35 钢，喷砂镀铬把手的标记为：把手 BM8×25 JB/T 7274.1

C 型，d_1 = M8，D = 25mm，塑料把手的标记为：把手 CM8×25 JB/T 7274.1

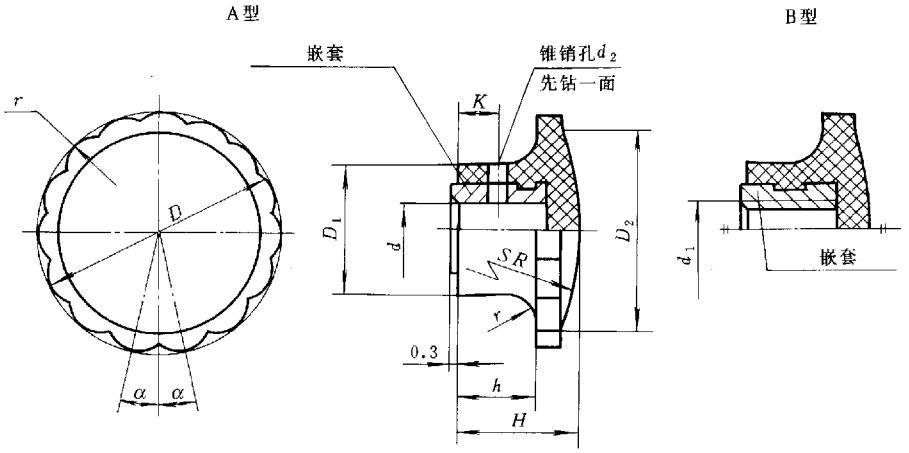
d(js7)	d_1	D	L	l	D_1	D_2	d_2	l_1	l_2	l_3	SR	R_1	R_2	螺钉 GB/T 821	每件质量/kg≈ 钢	每件质量/kg≈ 塑料
5 ±0.006	M5	16	16	6	10	8	3.5	3	5	3	20	12	1	M5×12	0.018	0.001
6 ±0.006	M6	20	20	8	12	10	4		6	4	25	15		M6×16	0.025	0.007
8 ±0.007	M8	25	25	10	16	13	5.5	4	7		32	20	1.5	M8×25	0.050	0.015
10 ±0.007	M10	32	32	12	20	16	7	5	10	5	40	24	2	M10×30	0.100	0.027
12 ±0.009	M12	40	40	16	25	20	9	6	13	6	50	28	2.5	M12×40	0.200	0.056

注：1. 材料：35 钢；塑料。

2. 表面处理：钢件喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・L_3Cr）；氧化（H・Y）。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-20 压花把手(摘自 JB/T 7274.2—1994) (mm)



标记示例

A 型,d = 10mm,D = 40mm 的压花把手的标记为:把手 10 × 40 JB/T 7274.2

B 型,d_1 = M10,D = 40mm 的压花把手的标记为:把手 M10 × 40 JB/T 7274.2

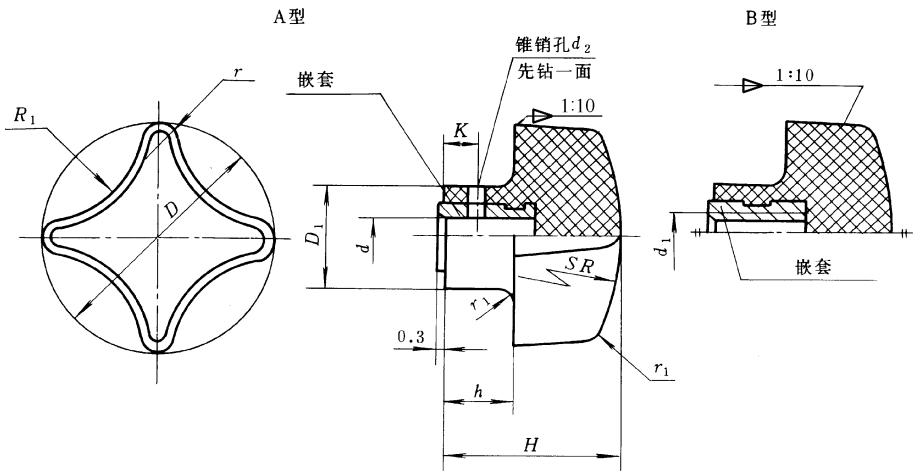
d		d_1	D	D_1	d_2	H	D_2	h	SR	r	K	α	嵌套 JB/T 7275		每件质量 /kg≈
公称尺寸	极限偏差 H8												A 型	B 型	
6	+0.018 0	M6	25	16	2	16	22	10	40	3	5	15°	6 × 12	BM6 × 12	0.007
8	+0.022 0	M8	32	18	3	18	28	12	50	4	6		8 × 14	BM8 × 14	0.018
10		M10	40	22		20	35	14	60	5	7	12°	10 × 16	BM10 × 16	0.032
12	+0.027 0	M12	50	28		25	45	16	80		8	10°	12 × 20	BM12 × 20	0.048

注:1. 材料:塑料。

2. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

3. 嵌套尺寸见表 7.2-23。

表 7.2-21 十字把手(摘自 JB/T 7274.3—1994) (mm)



（续）

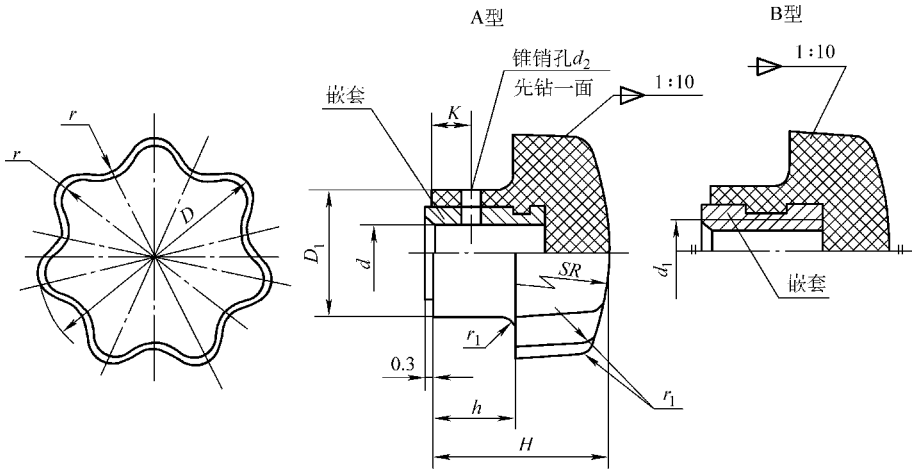
d 公称尺寸	d 极限偏差 H8	d_1	d_2	D	D_1	H	h	SR	R_1	r	r_1	K	嵌套 JB/T 7275 A型	嵌套 JB/T 7275 B型	每件质量/kg≈
4	+0.018 0	M4	2	20	12	18	8	25	8	2	1.6	4	4×10	BM4×10	0.005
5		M5		25	14	20		32	10	2.5			5×10	BM5×10	0.008
6		M6		32	16	25	10	40	12	3		5	6×12	BM6×12	0.015
8	+0.022 0	M8	3	40	18	30	12	50	16	3.5	2	6	8×16	BM8×16	0.022

注：1. 材料：塑料。

2. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

3. 嵌套尺寸见表 7.2-23。

表 7.2-22　星形把手（摘自 JB/T 7274.4—1994）　　（mm）



d 公称尺寸	d 极限偏差 H8	d_1	D	D_1	d_2	H	h	SR	r	r_1	K	嵌套 JB/T 7275 A型	嵌套 JB/T 7275 B型	每件质量/kg≈
6	+0.018 0	M6	25	16	2	20	10	32	4	1.6	5	6×12	BM6×12	0.015
8	+0.022 0	M8	32	18	3	25	12	40	5	2	6	8×16	BM8×16	0.024
10		M10	40	22		30	14	50	6		7	10×20	BM10×20	0.035
12	+0.027 0	M12	50	28		35	16	60	8		8	12×25	BM12×25	0.069
16		M16	63	32	4	40	18	80	10	2.5	10	16×30	BM16×30	0.111

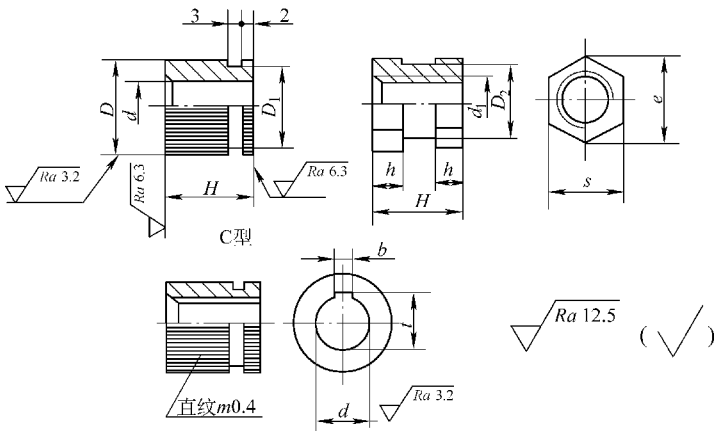
注：1. 材料：塑料。

2. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

3. 嵌套尺寸见表 7.2-23。

表 7.2-23 嵌套(摘自 JB/T 7275—1994) (mm)

A型 B型



标记示例： A 型，$d=12$mm，$H=20$mm 的嵌套标记为：12×20 JB/T 7275

B 型，d_1 = M12，$H=20$mm 的嵌套标记为：BM12×20 JB/T 7275

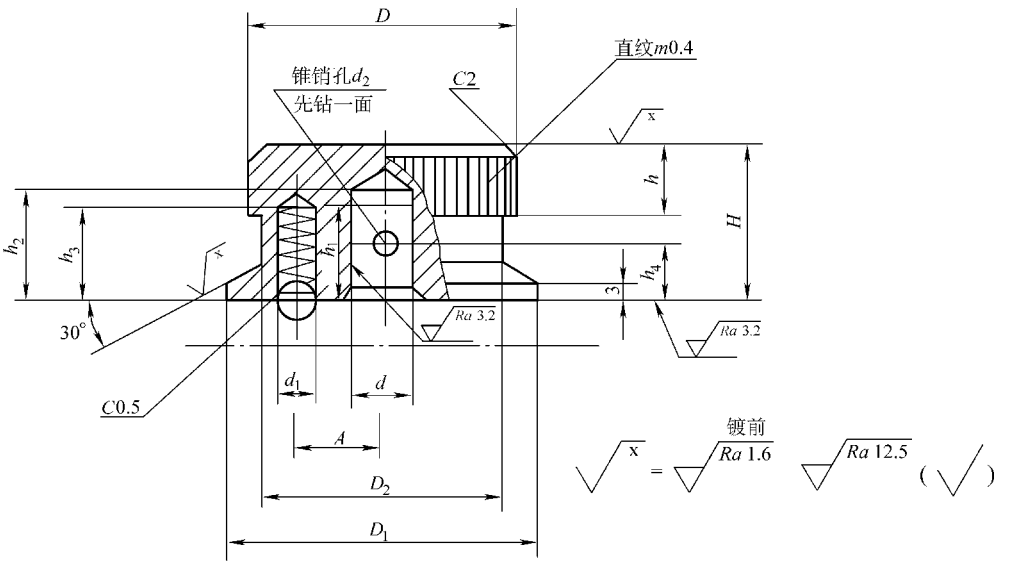
C 型，$d=12$mm，$H=20$mm 的嵌套标记为：C12×20 JB/T 7275

d	公称尺寸	4	5	6	8	10	12	16	18	—	22	25	28	32
	极限偏差 H8	+0.018 0			+0.022 0		+0.027 0			—	+0.033 0			+0.039 0
d_1		M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	—	M20	—			
D		6	6	10	12	16	20	25	28	—	32	36	40	45
D_1		5	8	9	10	14	18	22	25	—	30	34	38	42
D_2		5.5	7	8	10	14	17	22	—	27	—			
e		6.3	8.1	9.2	11.5	16.2	19.6	25.4	—	31.2	—			
s		5.5	7	8	10	14	17	22	—	27	—			
H	h	每 件 质 量/kg≈												
10	3	0.001	0.002											
12	4		0.003	0.005										
14	4.5			0.006	0.007									
16	5				0.008	0.015								
18	6					0.017	0.028							
20	6.5					0.019	0.032	0.045	0.057	0.062	0.067	0.083	0.0101	0.124
25	8						0.040	0.057	0.071	0.077	0.083	0.104	0.126	0.155
28	9							0.064	0.079	0.086	0.093	0.116	0.141	0.173
30	10							0.068	0.085	0.094	0.100	0.124	0.151	0.186
32	11							0.070	0.087	0.096	0.105	0.129	0.157	0.191
36	12								0.098	0.108	0.118	0.145	0.177	0.216
b	公称尺寸	—		2		3	4	5	6	—	6	8		10
	极限偏差(JS9)			±0.0125			±0.015					±0.018		
t	公称尺寸	—		7	9	11.4	13.8	18.3	20.8	—	24.8	28.3	31.3	35.3
	极限偏差			+0.1 0								+0.2 0		

注：1. 材料：Q235A。

2. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

表 7.2-24　定位把手（摘自 JB/T 7274.5—1994）　　（mm）



标记示例：

$d=12\text{mm}$，$D=50\text{mm}$　HT200

喷砂镀铬定位把手的标记为：把手 12×50 JB/T 7274.5

d 公称尺寸	d 极限偏差 H8	D	D_1	D_2	d_1	d_2	H	h	h_1	h_2	h_3	A	h_4	每件质量/kg≈	钢　球 GB/T 308	压缩弹簧 GB/T 2089
10	+0.022 0	40	48	38	6.7	4	26	12	14	18	18	14	10	0.295	6.5	0.8×5×25
12	+0.027 0	50	58	45		5	30	14	18	20		16	11	0.495		
16		60	68	55	8.5		32	16	21	23	21	20		0.800	8	1.2×6×35
18		70	78	65		6	34	18				25		1.105		

注：1. 材料：HT 200；35 钢；Q235A。

2. 表面处理：喷砂镀铬（PS/D・Cr）；镀铬抛光（D・L_3Cr）。

3. 其他技术要求按 JB/T 7277—1994 的规定。

参 考 文 献

[1] 闻邦椿. 机械设计手册：第3卷[M]. 5版. 北京：机械工业出版社，2010.

[2] 成大先. 机械设计手册：第2卷[M]. 5版. 北京：化学工业出版社，2008.

[3] 吴宗泽. 简明机械零件设计手册[M]. 北京：中国电力出版社，2011.

[4] 杨长骅，傅东明. 起重机械[M]. 北京：机械工业出版社，1992.

[5] 张质文，虞和谦，王金诺，等. 起重机设计手册[M]. 北京：中国铁道出版社，1998.

[6] 起重机设计手册编写组. 起重机设计手册[M]. 北京：机械工业出版社，1987.

[7] 罗又新. 起重运输机械[M]. 北京：冶金工业出版社，1993.

第 8 篇

流体传动

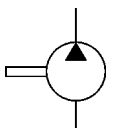
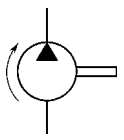
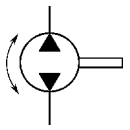
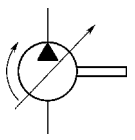
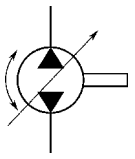
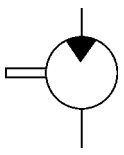
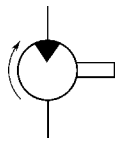
第1章　液压传动

1　常用基础标准

1.1　流体传动系统及元件图形符号（摘自GB/T 786.1—2009/ISO 1219—1:2006）（见表8.1-1）

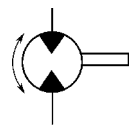
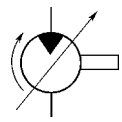
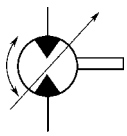
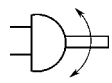
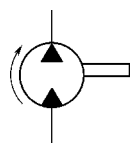
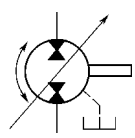
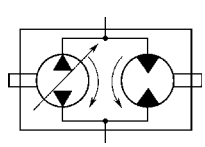
表8.1-1　流体传动系统及元件图形符号

液压泵、液压马达和液压缸

名称		符号	用途或符号解释
液压泵	液压泵		一般符号
	单向定量液压泵		单向旋转、单向流动、定排量
	双向定量液压泵		双向旋转，双向流动，定排量
	单向变量液压泵		单向旋转，单向流动，变排量
	双向变量液压泵		双向旋转，双向流动，变排量
液压马达	液压马达		一般符号
	单向定量液压马达		单向流动，单向旋转

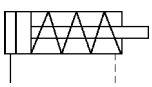
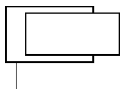
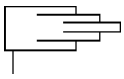
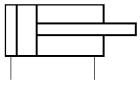
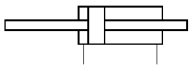
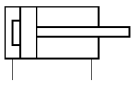
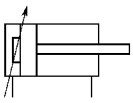
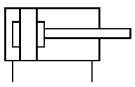
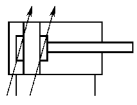
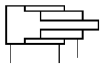
（续）

液压泵、液压马达和液压缸

名称		符号	用途或符号解释
液压马达	双向定量液压马达		双向流动，双向旋转，定排量
	单向变量液压马达		单向流动，单向旋转，变排量
	双向变量液压马达		双向流动，双向旋转，变排量
	摆动马达		双向摆动，定角度
泵马达	定量液压泵—马达		单向流动，单向旋转，定排量
	变量液压泵—马达		双向流动，双向旋转，变排量，外部泄油
	液压整体式传动装置		单向旋转，变排量泵，定排量马达

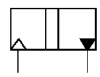
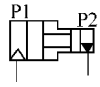
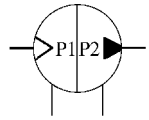
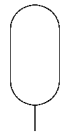
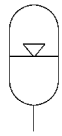
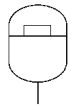
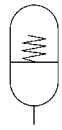
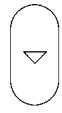
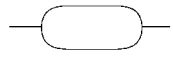
（续）

液压泵、液压马达和液压缸

名称		符号	用途或符号解释
单作用缸	单活塞杆液压缸		详细符号
	单活塞杆液压缸（带弹簧复位）		详细符号
	柱塞缸		
	伸缩缸		
双作用缸	单活塞杆缸		详细符号
	双活塞杆缸		详细符号
	不可调单向缓冲缸		详细符号
	可调单向缓冲缸		详细符号
	不可调双向缓冲缸		详细符号
	可调双向缓冲缸		详细符号
	伸缩缸		

（续）

液压泵、液压马达和液压缸

名称		符号	用途或符号解释
压力转换器	气-液转换器		单程作用
			连续作用
	增压器		单程作用
			连续作用
蓄能器	蓄能器		一般符号
	气体隔离式		
	重锤式		
	弹簧式		
辅助气瓶			
气罐			

（续）

液压泵、液压马达和液压缸

名	称	符	号	用途或符号解释
动力源	液压源			一般符号
	气压源			一般符号
	电动机			
	原动机			电动机除外

控制机构和控制方法

名	称	符	号	用途或符号解释
机械控制件	杆			箭头可省略
	旋转运动的轴			箭头可省略
	定位装置			
	锁定装置			* 为开锁的控制方法，符号表示在矩形内
	弹跳机构			
机械控制	顶杆式			
	可变行程控制式			
	弹簧控制式			

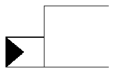
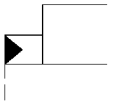
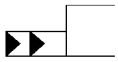
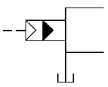
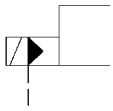
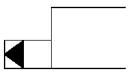
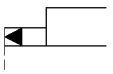
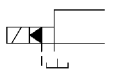
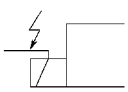
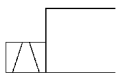
（续）

控制机构和控制方法

名	称	符	号	用途或符号解释
机械控制	滚轮式			两个方向操作
	单向滚轮式			仅在一个方向上操作，箭头可省略
人力控制	人力控制			一般符号
	按钮式			
	拉钮式			
	按-拉式			
	手柄式			
	踏板式			单方向控制
	双向踏板式			双方向控制
直接压力控制	加压或卸压控制			
	差动控制			
	内部压力控制			控制通路在元件内部
	外部压力控制			控制通路在元件外部

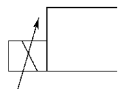
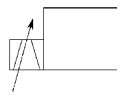
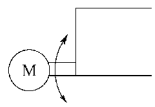
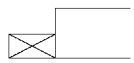
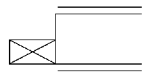
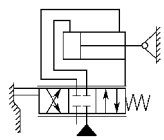
（续）

控制机构和控制方法

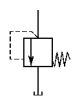
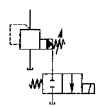
名称		符号	用途或符号解释
先导压力控制	液压先导控制		内部压力控制
	液压先导控制		外部压力控制
	液压二级先导控制		内部压力控制，内部泄油
	气-液先导控制		气压外部控制，液压内部控制，外部泄油
	电-液先导控制		液压外部控制，内部泄油
	液压先导控制		内部压力控制，内部泄油
			外部压力控制（带遥控泄放口）
	电-液先导控制		电磁铁控制、外部压力控制，外部泄油
	先导型压力控制阀		带压力调节弹簧，外部泄油，带遥控泄放口
	先导型比例电磁式压力控制阀		先导级由比例电磁铁控制，外部泄油
电气控制	单作用电磁铁		电气引线可省略，斜线也可向右下方
	双作用电磁铁		

（续）

控制机构和控制方法

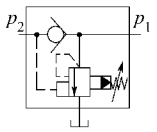
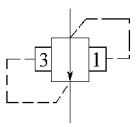
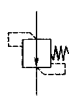
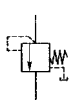
名称		符号	用途或符号解释
电气控制	单作用可调电磁操纵（比例电磁铁，力矩马达等）		
	双作用可调电磁操纵（力矩马达）		
	旋转运动电气控制装置		
反馈控制	反馈		一般符号
	电反馈		电位器、差动变压器等位置检测器
	机械反馈		随动阀仿形控制回路

压力控制阀

名称		符号	用途或符号解释
溢流阀	溢流阀		一般符号或直动型溢流阀
	先导型溢流阀		
	先导型电磁溢流阀		常闭
	直动式比例溢流阀		

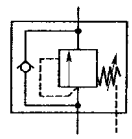
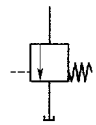
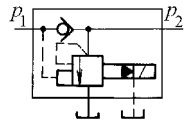
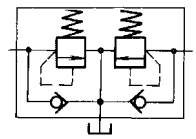
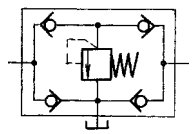
（续）

压力控制阀

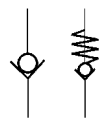
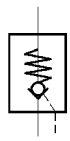
名称		符号	用途或符号解释
溢流阀	先导比例溢流阀		
	卸荷溢流阀		$p_2 > p_1$ 时卸荷
	双向溢流阀		直动型，外部泄油
减压阀	减压阀		一般符号或直动型减压阀
	先导型减压阀		
	溢流减压阀		
	先导型比例电磁式溢流减压阀		
	定比减压阀		减压比 1/3
	定差减压阀		
顺序阀	顺序阀		一般符号或直动型顺序阀
	先导型顺序阀		

（续）

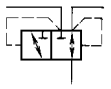
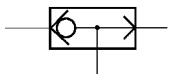
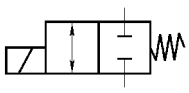
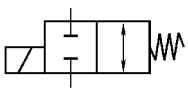
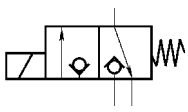
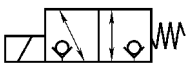
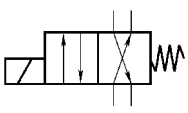
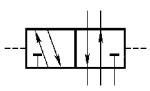
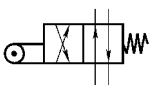
压力控制阀

名称		符号	用途或符号解释
顺序阀	平衡阀（单向顺序阀）		
卸荷阀	卸荷阀		一般符号或直动型卸荷阀
	先导型电磁卸荷阀		$p_1 > p_2$
制动阀	制动阀		
	溢流油桥制动阀		

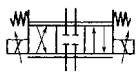
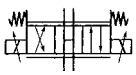
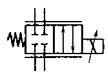
方向控制阀

名称	符号	用途或符号解释
单向阀		简化符号（弹簧可省略）
液控单向阀		简化符号（弹簧可省略）

（续）

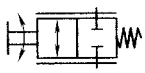
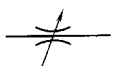
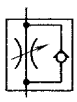
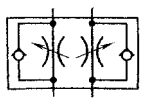
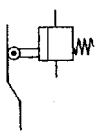
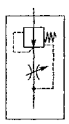
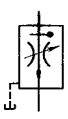
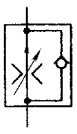
方向控制阀			
名称		符号	用途或符号解释
液控单向阀	双液控单向阀（液压锁）		
梭阀	或门型		详细符号
			简化符号
换向阀	二位二通电磁阀		常断
			常通
	二位三通电磁球阀		
	二位三通电磁球阀		
	二位四通电磁阀		
	二位五通液动阀		
	二位四通机动阀		

（续）

方向控制阀			
名称		符号	用途或符号解释
换向阀	三位四通电磁阀		
	三位四通电液阀		简化符号（内控外泄）
	三位六通手动阀		
	三位五通电磁阀		
	三位四通电液阀		外控内泄（带手动应急控制装置）
	三位四通比例阀		节流型，中位正遮盖
	三位四通比例阀		中位负遮盖
	二位四通比例阀		
	四通伺服阀		
	四通电液伺服阀		二级
			带电反馈三级

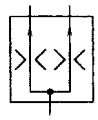
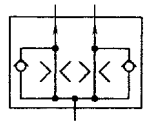
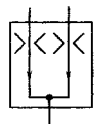
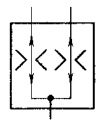
（续）

流量控制阀

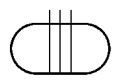
名称		符号	用途或符号解释
节流阀	可调节流阀		详细符号
			简化符号
	不可调节流阀		一般符号
	单向节流阀		
	双单向节流阀		
	截止阀		
	滚轮控制节流阀（减速阀）		
调速阀			详细符号
			简化符号
	旁通型调速阀		简化符号
	温度补偿型调速阀		简化符号
	单向调速阀		简化符号

（续）

流量控制阀

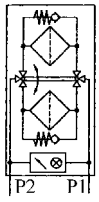
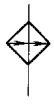
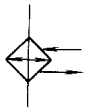
名称		符号	用途或符号解释
同步阀	分流阀		
	单向分流阀		
	集流阀		
	分流集流阀		

油箱

名称		符号	用途或符号解释
通大气式	管端在液面以上		
	管端在液面以下		带空气过滤器
油箱	管端连接在油箱底部		
	局部泄油或回油		
加压油箱或密闭油箱			三条管路

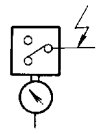
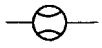
（续）

流体调节器

名称		符号	用途或符号解释
过滤器	过滤器		一般符号
	带光学阻塞指示器的过滤器		
	磁性过滤器		
	带旁路单向阀的过滤器		
	双筒过滤器		P1：进油 P2：回油
空气过滤器			
温度调节器			
热交换器	冷却器		一般符号
	带冷却剂管路的冷却器		
	加热器		一般符号

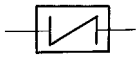
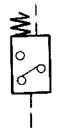
（续）

检测器、指示器

名称		符号	用途或符号解释
压力检测器	压力指示器		
	压力计（表）		
	电接点压力表（压力显控器）		
	压差计		
液面计（液位计）			
流量检测器	检流计（液流指示器）		
	流量计		
	累计流量计		
温度计			
转速仪			
转矩仪			

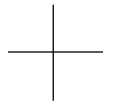
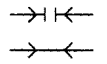
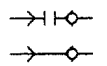
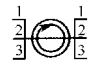
（续）

其他辅助元器件

名称		符号	用途或符号解释
压力继电器（压力开关）			详细符号
			一般符号
行程开关			详细符号
			一般符号
联轴器	联轴器		一般符号
	弹性联轴器		
压差开关			
传感器	传感器		一般符号
	压力传感器		
	温度传感器		
放大器			

（续）

管路、管路连接口和接头

名称		符号	用途或符号解释
管路	管路		压力管路、回油管路
	连接管路		两管路相交连接
	控制管路		表示泄油管路、或表示控制油管路
	交叉管路		两管路交叉不连接
	柔性管路		
	单向放气装置（测压接头）		
快换接头	不带单向阀快换接头		
	带单向阀快换接头		
旋转接头	单通路旋转接头		
	三通路旋转接头		

1.2　常用液压标准

1.2.1　流体传动系统及元件的公称压力系列(GB/T 2346—2003)(见表8.1-2)

表8.1-2　流体传动系统及元件的公称压力系列　　(MPa)

0.010	0.016	0.025	0.040	0.063	0.10	0.16	(0.20)	0.25	0.40	0.63	(0.80)	1.0	1.6	2.5
4.0	6.3	(8.0)	10.0	12.5	16.0	20.0	25.0	31.5	40.0	50.0	63.0	80.0	100	

注：1. 括号内公称排量值为非优先用值。

2. 超出本系列100MPa时，应按GB/T 321—2005《优先数和优先数系》中R10数系选用。

1.2.2　液压泵及马达公称排量系列(GB/T 2347—1980)(见表8.1-3)

表8.1-3　液压泵及马达公称排量系列　　($mL \cdot r^{-1}$)

0.1	0.16	0.25	0.4	0.63	1.0	1.25	1.6	2.0	2.5	3.15
4.0	5.0	6.3	8.0	10	12.5	(14)	16	(18)	20	(22.4)
25	(28)	31.5	(35.5)	40	(45)	50	(56)	63	(71)	80
(90)	100	(112)	125	(140)	160	(180)	200	(224)	250	(280)
315	(355)	400	(450)	500	(560)	630	(710)	800	(900)	1000
(1120)	1250	(1400)	1600	(1800)	2000	(2240)	2500	(2800)	3150	(3550)
4000	(4500)	5000	(5600)	6300	(7100)	8000	(9000)	—	—	—

注：1. 括号内公称排量值为非优先用值。

2. 超出本系列9000mL·r^{-1}时，公称排量应按GB/T 321—2005《优先数和优先数系》中R10数系选用。

1.2.3　液压油口螺纹连接系列(GB/T 2878—1993)(见表8.1-4)

表8.1-4　液压油口螺纹连接系列

M5×0.8	M8×1	M10×1	M12×1.5	M14×1.5	M16×1.5	M18×1.5
M20×1.5	M22×1.5	M27×2	M33×2	M42×2	M50×2	M60×2

1.2.4　液压系统用硬管外径系列和软管内径系列(摘自GB/T 2351—2005)(见表8.1-5、表8.1-6)

表8.1-5　硬管外径系列　　(mm)

4	5	6	8	10	12	14①	15	16	18	20
22	25	28	30	32	34①	35	38	40①	42	50

① 不适用于新设计。

表8.1-6　软管内径系列　　(mm)

3.2	5	6.3	8	10	12.5	16	19①	20
25	31.5	38①	40	50	51①			

① 仅用于液压系统。

1.2.5 液压缸内径及活塞杆外径尺寸系列(摘自 GB/T 2348—1993)(见表 8.1-7、表 8.1-8)

表 8.1-7 液压缸内径尺寸系列(mm)

8	40	125	(280)
10	50	(140)	320
12	63	160	(360)
16	80	(180)	400
20	(90)	200	(450)
25	100	(220)	500
32	(110)	250	

注：圆括号内的尺寸为非优先选用尺寸。

表 8.1-8 液压缸的活塞杆外径尺寸系列

(mm)

4	20	56	160
5	22	63	180
6	25	70	200
8	28	80	220
10	32	90	250
12	36	100	280
14	40	110	320
16	45	125	360
18	50	140	

1.2.6 液压缸行程系列(摘自 GB/T 2349—1980)(见表 8.1-9～表 8.1-11)

表 8.1-9 液压缸活塞行程第一系列 (mm)

25	50	80	100	125	160	200	250	320	400
500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000

表 8.1-10 液压缸活塞行程第二系列 (mm)

	40			63		90	110	140	180
220	280	360	450	550	700	900	1100	1400	1800
2200	2800	3600							

表 8.1-11 液压缸活塞行程第三系列 (mm)

240	260	300	340	380	420	480	530	600	650
750	850	950	1050	1200	1300	1500	1700	1900	2100
2400	2600	3000	3400	3800					

活塞行程 > 4000mm 时，按 GB/T 321—2005《优先数和优先数列》中 R10 数系选用，如不能满足要求时，允许按 R40 数系选用。

1.2.7 液压阀油口、底板、控制装置和电磁铁的标识(摘自 GB/T 17490—1998)(见表 8.1-12)

表 8.1-12 标识规则总汇

主油口数			2		3	4
阀的类型			溢流阀	其他阀	流量控制阀	方向控制阀和功能块
标识符号	主油口	进油口	P	P	P	P
		第1出油口	—	A	A	A
		第2出油口	—	—	—	B
		回油箱油口	T	—	T	T
	辅助油口	第1液控油口	—	X	—	X
		第2液控油口	—	—	—	Y
		液控油口(低压)	V	V	V	—
		泄油口	L	L	L	L
		取样点油口	M	M	M	M

注：1. 主级或先导级的电磁铁应该用与靠它们的动作而有压力的油口一致的标识。

2. 本表格不适用于 GB/T 8100—2006、GB/T 8098—2003 和 GB/T 8101—2002 中标准化的元件。

1.3　常用液压公式

$$P=\frac{\psi p_N q_N}{10^3\eta_P} \tag{8.1-1}$$

式中　p_N——液压泵的额定压力（Pa）；

q_N——液压泵的额定流量（$m^3\cdot s^{-1}$）；

η_P——液压泵的总效率，从规格表中查出；

ψ——转换系数，一般液压泵，$\psi=p_{max}/p_N$；恒功率变量液压泵，$\psi=0.4$；限压式变量叶片泵，$\psi=0.85p_{max}/p_N$；

P——电动机驱动功率（kW）。

$$q_P=\frac{K}{T}\sum_{i=1}^{z}V_i \tag{8.1-2}$$

式中　q_P——液压泵的流量（$m^3\cdot s^{-1}$）；

T——工作循环周期时间（s）；

Z——工作周期中需要系统供液进行工作的执行元件数；

V_i——第 i 个执行元件在周期中的耗油量（m^3）；

K——系统泄漏系数，$K=1.1\sim1.2$。

$$\Delta p=\left(\Sigma l_i\rho\frac{A}{A_i}+\frac{m}{A}\right)\frac{\Delta v}{t} \tag{8.1-3}$$

式中　Δp——冲击时压力增大值（Pa）；

l_i——第 i 段管道的长度（m）；

ρ——液体密度（$kg\cdot m^{-3}$）；

A_i——第 i 段管道的截面积（m^2）；

A——液压缸活塞面积（m^2）；

m——活塞及连动部件的质量（kg）；

Δv——活塞速度变化量（$m\cdot s^{-1}$）；

t——活塞速度变化 Δv 所需的时间（s）。

2　液压基本回路

2.1　概述

任何液压系统都是由一些基本回路组成的。基本回路是由各类元件或辅件组成的。参照典型基本回路设计液压系统，可以收到事半功倍的效果。同一基本功能，可以有多种实现方法，只有充分了解主机对液压系统的要求，对基本回路进行分析比较，然后选择适合工况要求的基本回路，才能设计出既简单又合理的液压系统。

液压基本回路包括液压源回路、压力控制回路、速度控制回路、同步控制回路、方向控制回路、液压马达回路等多种。以下将依次介绍这些回路的基本型式和应用。

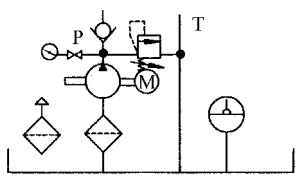
液压基本回路原理图可用简化示意的方法来表示，凡与该回路作用原理无关紧要的一些元件和附件，有些可省略不画。用图形符号画出的各种液压元件应符合国家标准 GB/T 786.1—2009 的规定。

2.2　液压源回路

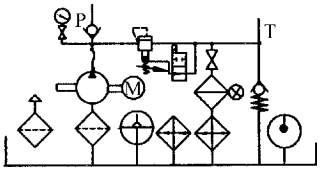
液压源回路也可称为动力源回路。是液压系统中最基本且不可缺少的部分，液压源回路的功能是向液压系统提供满足执行机构需要的压力和流量。液压源回路是由油箱、油箱附件、液压泵、电动机（发动机）、安全阀、过滤器、单向阀等组成的。在设计液压源时要考虑系统所需流量和压力，使用的工况、作业的环境以及液压介质的污染控制和温度控制等。表 8.1-13 列出了一些常用的液压源回路，可依据液压系统对液压源的要求、参考相应的回路、进行液压源的回路设计。

2.2.1　定量泵—溢流阀液压源回路（见表 8.1-13）

表 8.1-13　定量泵-溢流阀液压源回路

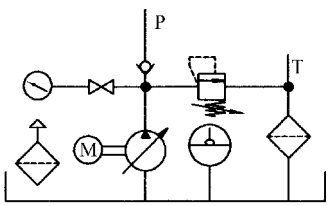
分类	回路图形	说明
简化回路		回路结构简单，使用广泛，是开式液压回路中最常用的液压源回路。缺点是有溢流损失。液压泵的出口压力近似为常数。为防止异物进入液压泵，在泵的吸入侧设置过滤器进行保护，单向阀是为了防止负载变化引起的倒流而设置的，液位计及空气过滤器是液压源必备的附件

（续）

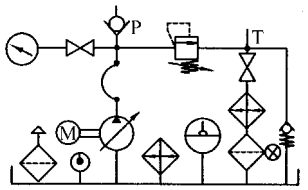
分类	回路图形	说　明
一般回路		在简化回路的基础上，增设了加热器和冷却器进行油温调节。冷却器一般设在回油管路中，为防止因回油压力上升，冲击冷却器此回路中设置了旁通阀，为了保持油箱内油液的清洁度，设置了回油过滤器。当过滤器污物指示器发出信号后可在不停车的情况下关闭截止阀进行更换。回油将通过旁通阀注入油箱，电磁溢流阀可实现无负荷起动及卸荷等功能，泵出口设置的胶管可降低系统振动

2.2.2　变量泵—安全阀液压源回路（见表8.1-14）

表8.1-14　变量泵—安全阀液压源回路

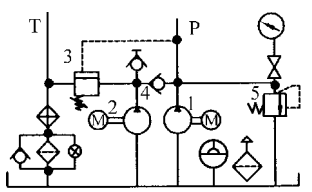
分类	回路图形	说　明
简化回路		变量泵在运转过程中可以实现排量调节。为安全起见，一般都在泵出口接一个溢流阀作为安全阀。这种液压源回路具有性能好，效率高等优点。本回路所用变量泵指限压式、恒功率、恒压、恒流量、伺服变量泵等，不包括手动变量泵

（续）

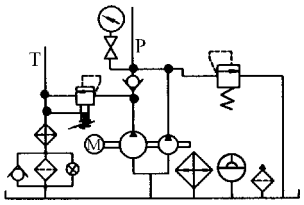
分类	回路图形	说　明
一般回路		在简化回路的基础上可根据实际需要增设不同附件，满足主机对液压系统各种要求。如增设加热器、冷却器及温度仪表可对液压源中工作介质温度进行控制。旁通阀、截止阀及高压胶管等是为安全、维护、减振等功能所设置的

2.2.3　高低压双泵液压源回路（见表8.1-15）

表8.1-15　高低压双泵液压源回路

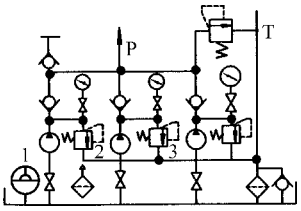
分类	回路图形	说　明
双泵回路		1为高压小流量泵，2为低压大流量泵。溢流阀5控制泵1的供油压力，它是根据系统所需的最大工作压力调定的。卸荷阀3的调定压力比溢流阀5的调定压力低，但要比液压系统所需的最低工作压力高。当系统中的执行机构所克服的负载较小而要求运动速度较快时，泵2和泵1同时向系统供油，当外负载增加而要求执行机构运动速度较慢时，系统工作压力升高，卸荷阀3打开，泵2卸荷，系统由泵1单独供油

（续）

分类	回路图形	说　明
双联泵回路		此回路工作原理与双泵回路相同，回路中采用双联复合泵及先导式卸荷阀，动作过程相同

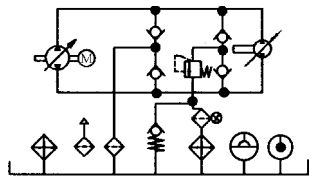
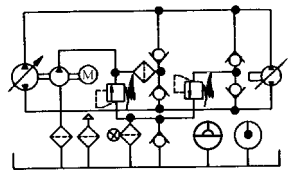
2.2.4　多泵并联供油液压源回路（见表8.1-16）

表8.1-16　多泵并联供油液压源回路

分类	回路图形	说　明
简化回路		多泵并联供油回路中泵的数量依据系统流量需要而确定。或根据长期连续运转工况，要求液压系统设置备用泵，一旦发现故障及时起动备用泵或采用多泵轮换工作制延长液压源使用和维护周期。各泵出口的溢流阀也可采用电磁溢流阀，使泵具有卸荷功能，各泵调定压力应该相同，单向阀可以起到使不工作的泵不受压力油的作用，系统压力由主油路溢流阀设定，各泵口的溢流阀调定压力要高于系统压力

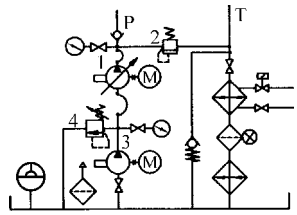
2.2.5　闭式系统液压源回路（见表8.1-17）

表8.1-17　闭式系统液压源回路

分类	回路图形	说　明
闭式回路		在双流向变量泵闭式油源回路中，泵的输出流量供给执行机构，来自执行机构的回油接到泵的吸油侧。高压侧压力由溢流阀进行控制，经单向阀向吸油侧补充油液
补油泵回路		在闭式回路中，一般设置补油泵向吸油侧进行升压补油。有的补油泵复合在柱塞泵内部。在补油泵的出口设置了管路过滤器，对油液进行净化

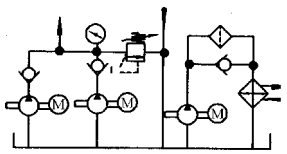
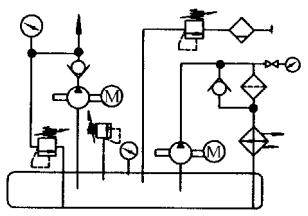
2.2.6　辅助泵供油液压源回路（见表8.1-18）

表8.1-18　辅助泵供油液压源回路

分类	回路图形	说　明
简化回路		有时为达到液压系统所要求的较高性能，选取了自吸能力很低的高压泵，故采用辅助泵供油来保证主泵可靠吸油。图中1为主泵，3为辅助泵。溢流阀4调定辅助泵供油压力，压力大小以保证主泵可靠吸油为原则，一般为0.5MPa左右。要求辅助泵自吸性好，流量脉动小

2.2.7 辅助循环泵液压源回路（见表 8.1-19）

表 8.1-19 辅助循环泵液压源回路

分类	回路图形	说明
一般回路		为了提高对系统污染度及温度的控制，该液压源采用了独立的过滤、冷却循环回路。即使主系统不工作，采用这种结构，同样可以对系统进行过滤和冷却，主要用于对液压介质的污染度和温度要求较高且较重要的场合
带压力油箱回路		该回路用于水下作业或环境条件恶劣的场合。油箱采用全封闭式设计，由充气装置向油箱提供经过滤的压缩空气，使箱内压力大于环境压力，防止传动介质被污染并可改善液压泵吸油状况。充气压力可根据环境条件来确定

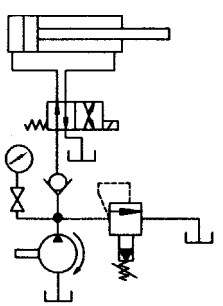
2.3 压力控制回路

压力控制回路是以控制系统及各支路压力，使之完成特定功能的回路。

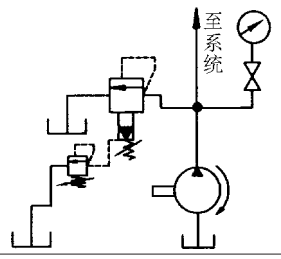
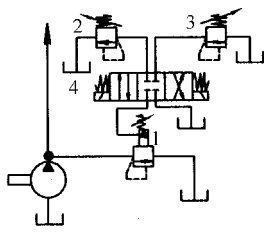
2.3.1 调压回路

调压回路（见表 8.1-20）是指控制整个液压系统或系统局部支路油液压力，使之保持恒定或限制其最高值。

表 8.1-20 调 压 回 路

分类	回路图形	说明
压力调定回路		压力调定回路是最基本的调压回路。溢流阀的调定压力应该大于液压缸的最大工作压力，其中包含液压管路上各种压力损失

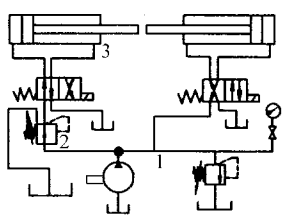
（续）

分类	回路图形	说明
远程调压回路		将远程调压阀 2 接在主溢流阀 1 的遥控口上，调节阀 2 即可调节系统工作压力。主溢流阀 1 用来调定系统的安全压力值
多级调压回路		当液压系统需要多级压力控制时，可采用此回路。图中主溢流阀 1 的遥控口通过三位四通电磁阀 4 分别与远程调压阀 2 和 3 相接。换向阀中位时，系统压力由溢流阀 1 调定。换向阀左位得电时，系统压力由阀 2 调定，右位得电时由阀 3 调定。因而系统可设置三种压力值。注意，远程调压阀 2、3 的调定压力必须低于主溢流阀 1 的调定压力

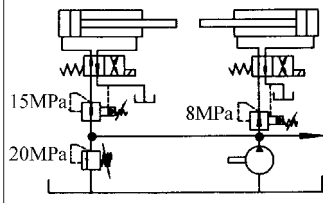
2.3.2 减压回路

减压回路（见表 8.1-21）的作用是使系统中部分支路得到比油源供油压力低的稳定压力。

表 8.1-21 减 压 回 路

分类	回路图形	说明
一级减压回路		在液压系统中，当某个支路所需要的工作压力低于油源设定的压力值时，可采用一级减压回路。液压泵的最大工作压力由溢流阀 1 调定，液压缸 3 的工作压力则由减压阀 2 调定。一般情况下，减压阀的调定压力要在 0.5MPa 以上，但又要低于溢流阀 1 的调定压力 0.5MPa 以上，这样可使减压阀出口压力保持在一个稳定的范围内

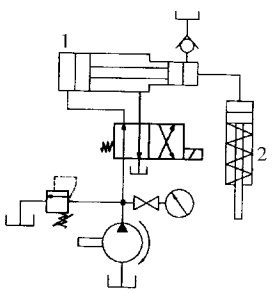
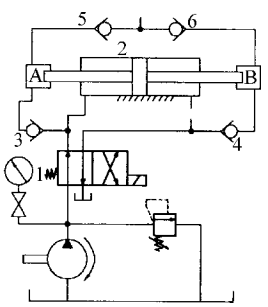
（续）

分类	回路图形	说明
多级减压回路		在同一液压源供油的系统里可以设置多个不同工作压力的减压回路。图示：两个缸分别以15MPa和8MPa工作时可分别用各自的减压阀进行控制

2.3.3　增压回路

增压回路（见表8.1-22）用来提高系统中某支路中的压力，使支路中的压力远高于油源的工作压力。

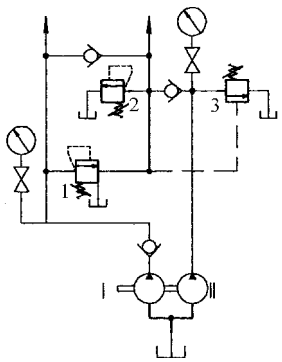
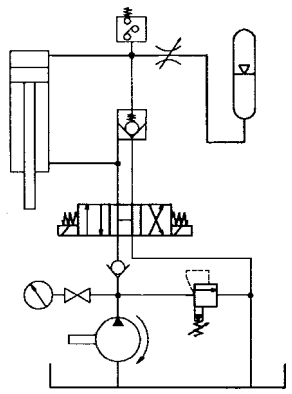
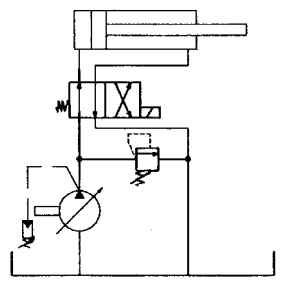
表8.1-22　增压回路

分类	回路图形	说明
单作用增压回路		一般适用于液压缸单向需很大的力和行程较短的场合。增压器1的活塞左移时，高压腔经单向阀从高位油箱内补油，缸2活塞在弹簧作用下回程。增压器活塞右移时，输出高压油，使缸2输出较大的力
双作用增压回路		增压器2的活塞右行，其高压腔B经单向阀6输出高压油，反之，当电磁阀通电时，增压器的高压腔A经单向阀5输出高压油。只要电磁阀1不断地切换，双作用增压器2就能不断地输出高压油

2.3.4　保压回路

机器工作循环中的某一阶段、要求执行机构保持工况规定的压力时需采用保压回路（见表8.1-23）。

表8.1-23　保压回路

分类	回路图形	说明
用辅助泵保压回路		夹紧回路中，夹紧缸移动时，小泵Ⅰ和大泵Ⅱ同时供油。夹紧后，小泵Ⅰ压力升高，打开顺序阀1，使夹紧缸夹紧并保压。此后进给缸快进，泵Ⅰ和Ⅱ同时供油。慢进时，油压升至阀3所调压力，阀3打开，泵Ⅱ卸荷，泵Ⅰ单独供油，供油压力由阀2调节
蓄能器保压回路		当回路压力上升到设定压力时，电磁阀复位，使泵卸荷运行。此时靠蓄能器来补充液压缸无杆腔中的内泄并保持压力、蓄能器容量要根据内泄漏量的大小及保压时间的长短而定
压力补偿变量泵保压回路		在夹紧装置或液压机等需要保压的油路中，采用压力补偿变量泵保压，可使压力稳定，而且效率较高。这是因为，压力补偿变量泵具有流量随工作压力的升高而自动减小的特性。保压时液压泵的输出流量能满足系统的泄漏量，并能长时间保持液压缸中的压力

2.3.5　卸荷回路

卸荷回路（见表8.1-24）的作用是使液压泵处于无载荷运转状态，以达到减少动力消耗和降低系统发热的目的。

表 8.1-24 卸荷回路

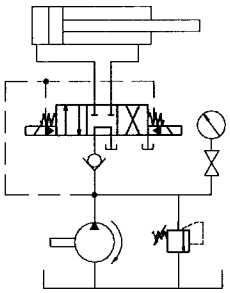
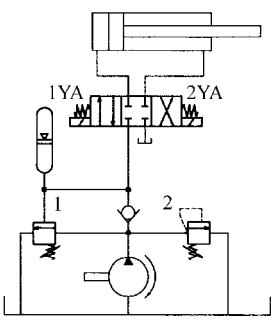
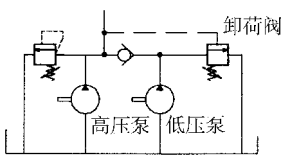
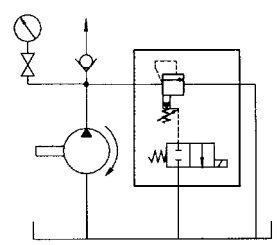
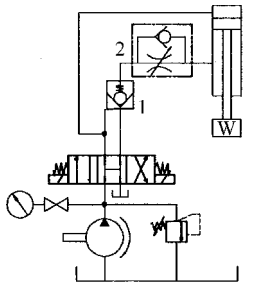
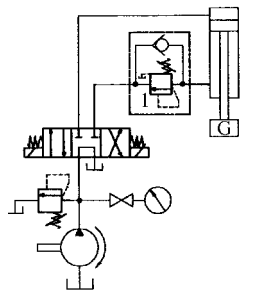
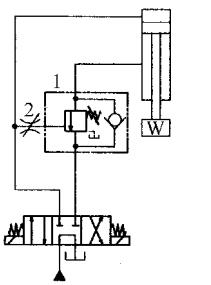
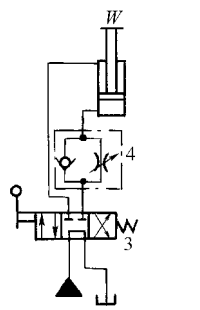
分类	回路图形	说明
用换向阀卸荷回路		该回路简单，适用于流量较小的系统。图中所示为用三位四通M型换向阀进行卸荷的回路。也可用H型、K型，均能达到卸荷目的。本回路不适用于一泵驱动多个液压缸的多支路场合
卸荷阀卸荷回路		电磁铁1YA得电，泵和蓄能器同时向液压缸供油，当压力升到卸荷阀1的调定值时，液压泵通过阀1卸荷，系统压力用蓄能器保持。蓄能器压力降低到允许的最小值时，卸荷阀关闭，液压泵重新向蓄能器和液压缸供油
		回路中，执行机构快速运动时，高、低压泵同时供油；当系统压力升高，慢速、加压或保压功能时卸荷阀动作，低压泵卸荷
电磁溢流阀卸荷回路		回路中，当液压执行机构停止运动时，可控制电磁溢流阀使液压泵卸荷

表 8.1-25 平衡回路

分类	回路图形	说明
用液控单向阀的平衡回路		液压缸停止运动时，依靠液控单向阀的反向密封性，能锁紧运动部件，防止自行下滑。回路通常都串入单向节流阀2，起到控制活塞下行速度的作用。以防止液压缸下行时产生的冲击及振荡
直控平衡阀的平衡回路		调整直控平衡阀1的开启压力，使其稍大于液压缸活塞及其工作部件的自重在下腔所产生的背压。即可防止活塞及其工作部件的自行下滑。当液压缸活塞下行时，回油腔有一定的背压，所以运动平稳，但功率损耗较大
远控平衡阀的平衡回路		该回路适用于平衡重量变化较大的液压机械，如液压起重机、升降机等。但它也存在平衡性较差甚至产生振荡的可能，调整节流阀2可在一定程度上避免产生振荡
用单向节流阀的平衡回路		回路是用单向节流阀4和换向阀3组成的平衡回路。液压缸活塞杆上的外载荷 W，换向阀处于左位时，回油路上的节流阀处于调速状态。适当调节单向节流阀4节流口，就可防止超速下降。换向阀处于中位时，液压缸进出口被封死，活塞可停住。但这种回路受载荷大小影响，使下降速度不稳定。如将阀4用单向调速阀代替，效果明显提高。这种平衡回路常用于对速度稳定性及锁紧要求不高、功率不大或功率虽然较大但工作不频繁的定量泵油路中。例如用于货轮舱口盖的启闭、铲车的升降、电梯及升降平台的升降等液压系统中

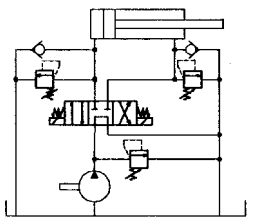
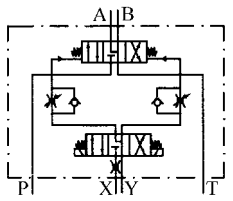
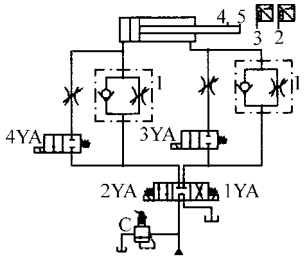
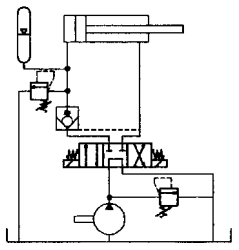
2.3.6 平衡回路

平衡回路（见表8.1-25）作用是在下降机构中，为了防止超速下降，并能使之在任何位置上停止、起到安全保护功能。

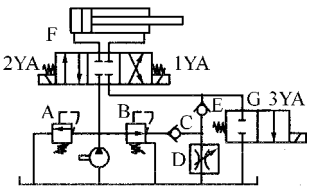
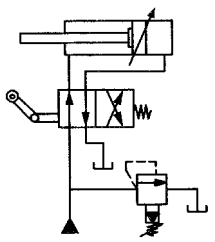
2.3.7　缓冲回路

当执行机构质量较大、运行速度较高时，若突然换向或停止时，会产生很大的冲击和振动。为了减少或消除冲击，除了对执行机构本身采取一些措施外，就是在液压系统上采取一些办法实现，这种回路称为缓冲回路（见表8.1-26）。

表8.1-26　缓 冲 回 路

分类	回路图形	说　明
溢流阀的缓冲回路		在液压缸的两侧管路上设置直动式溢流阀（作为安全阀使用）以减缓或消除液压缸活塞换向时产生的液压冲击。图中的单向阀起补油作用
电液换向阀缓冲回路		调节主阀与先导换向阀之间的双单向节流阀开口量，限制流入主阀控制腔的流量。延长主阀芯换向时间，达到缓冲目的
用节流阀缓冲回路		节流缓冲回路是将节流阀1安装在进出油口的支路上，因活塞杆上有凸块4或5，当其运动时碰到行程开关2或3时，电磁阀3YA或4YA断电，单向节流阀开始节流，实现液压缸的缓冲，根据要求调整行程开关的安放位置，可实现液压缸在往复行程时的缓冲
蓄能器缓冲回路		蓄能器用于吸收因外负载突然变化使液压缸发生位移而产生的液压冲击。当冲击太大蓄能器吸收容量有限时，可由安全阀消除

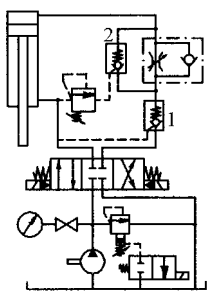
（续）

分类	回路图形	说　明
采用调速阀的缓冲回路		当液压缸运动停止前，活塞杆碰行程开关，使3YA断电，调速阀D投入工作，活塞减速，达到缓冲目的。两位二通换向阀G是为了使活塞快速运动而设置。调速阀由于减压阀作用预先处于工作状态，从而起到了避免液压缸活塞前冲的作用
用液压缸缓冲回路		用缓冲液压缸组成的缓冲回路，对液压回路没有特殊的要求，缓冲动作可靠，但对缓冲液压缸的行程设计要求严格，不容易变换，适合于缓冲行程位置固定的工作场合，故限制了适用的范围。其缓冲效果由缓冲液压缸的缓冲装置调整

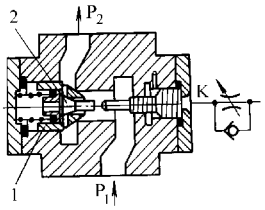
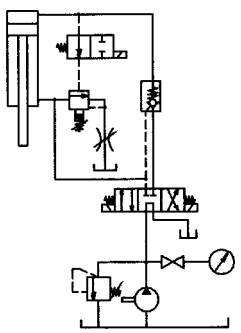
2.3.8　卸压回路

卸压回路（见表8.1-27）的作用在于使执行元件高压腔中的压力缓慢地释放、避免突然释放所引起的振动和冲击。

表8.1-27　卸 压 回 路

分类	回路图形	说　明
节流阀卸压回路		泄压时先使换向阀左位接通，液压缸有杆腔升压，首先使阀1开启，液压缸上腔经节流阀泄压，当压力达到顺序阀调定压力时，阀2开启，主缸活塞回程。泄压速度取决于节流阀开度大小及顺序阀调定压力值大小

（续）

分类	回路图形	说明
先导式液控单向阀卸压回路		在先导式液控单向阀中主阀芯内又复合一个小单向阀芯2，当控制油进入K口时控制活塞左行首先推开小单向阀芯2，使P2腔内高压油卸压，活塞继续左行推开主阀芯1，使主油路接通。调整控制油路上的单向节流阀开口量，可延长小单向阀芯的卸压时间，达到缓慢卸压目的
采用顺序阀的卸压回路		此种卸压回路应用较广。卸压时先使三位换向阀左位接通，使油液经过顺序阀和节流阀回油。调整节流阀，使其产生的背压只能推开先导式液控单向阀的先导卸压装置，使主缸上腔卸压。当主缸上腔压力低于顺序阀设定压力时，顺序阀切断油路，系统压力升高打开液控单向阀主阀芯，主缸活塞回程

2.4 速度控制回路

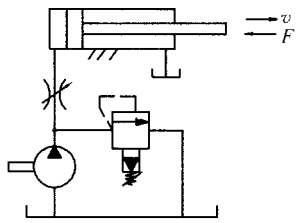
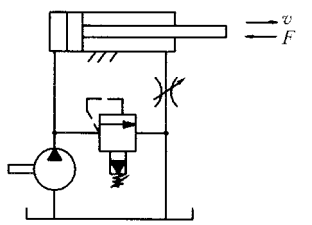
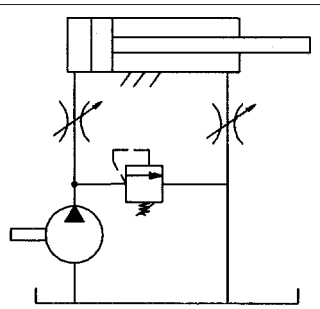
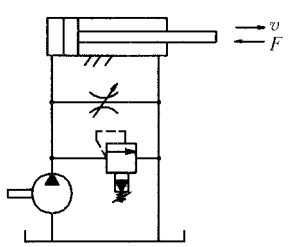
在液压系统中，一般液压源是共用的，要调节各执行元件的不同速度，常用速度控制回路。

2.4.1 节流调速回路

节流调速装置简单（见表8.1-28），都是通过改变节流口的大小来控制流量，故调速范围大，但由节流引起的能量损失大、效率低、容易引起油液发热。如外负载发生变化、工作稳定性较差。

以节流元件安放在油路上的位置不同，分为进口节流调速、出口节流调速、旁路节流调速及双向节流调速。由于出口节流调速在回油路上产生节流背压，工作平稳，在负的载荷下仍可工作。而进口和旁路节流调速背压为零，工作稳定性差。

表8.1-28 节流调速回路

分类	回路图形	说明
进油节流调速回路		进油节流调速回路使用普遍，但由于执行元件的回油不受限制，所以不宜用在超越负载（负载力方向与运动方向相同）的场合。节流阀应安装在液压执行元件的进油路上，多用于轻载、低速场合。对速度稳定性要求不高时，可采用节流阀；对速度稳定性要求较高时，应采用调速阀。该回路效率低，功率损失大
回油节流调速回路		节流阀安装在执行元件的回油路上。其特性与进油节流调速回路相同，但回油节流调速回路可以承受负性载荷，速度稳定性好，可用于低速运动的场合。出口节流使执行元件产生背压，使执行元件的输出力减小
进、回油复合节流调速回路		为了提高回路综合性能，实践中常采用进、回油复合节流调速回路，因而兼有两种回路的优点
旁路节流调速回路		泵供油的一部分经旁通流量控制阀回油箱，从而调节进入执行元件的流量。常用于速度较高、载荷较大，负载变动较小的场合。其速度稳定性较低，不宜用在超越负载的场合，效率较进（回）油节流调速回路高

2.4.2　容积式调速回路

在液压传动系统中，为了达到液压泵输出流量与负载所需流量相一致而无溢流损失的目的，往往采取改变液压泵或改变液压马达或同时改变其有效工作容积进行调速。这种调速回路称为容积调速回路（见表8.1-29）。

这类回路无节流和溢流能量损失，所以系统不易发热，效率较高，在功率较大的液压传动系统中得到广泛应用。

容积调速回路有定量泵-变量马达、变量泵-定量马达（或液压缸）、变量泵-变量马达回路。如果按油路的型式可分为开式调速回路和闭式调速回路。

在定量泵-变量马达的液压回路中，用变量马达调速。由于液压马达在排量很小时不能正常运转，变量机构不能通过零点。为此，只能采用开式回路。

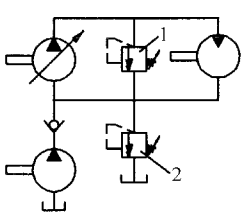
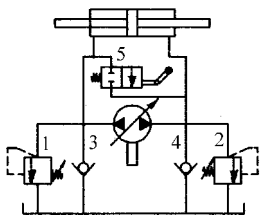
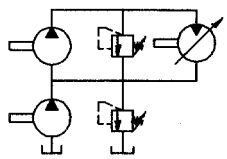
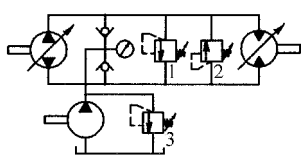
在变量泵-定量马达的液压回路中，用变量泵调速，变量机构可通过零点实现换向。因此，多应用在闭式回路中。在变量泵-变量马达回路中，可用变量泵换向和调速，以变量马达作为辅助调速，多数采用在闭式回路中。

在变量泵-定量马达、定量泵-变量马达回路中，可分别采用恒功率变量泵和恒功率变量马达实现恒功率调节。对大功率的变量泵和变量马达或调节性能要求较高时，则采用手动伺服或电动伺服调节。

变量泵-定量马达、液压缸容积式调速回路，随着载荷的增加，使工作部件产生进给速度不稳定状况。因此，只适用于载荷变化不大的液压系统中。当载荷变化较大，速度稳定性要求又高时可采用容积节流调速回路。

表8.1-29　容积调速回路

（续）

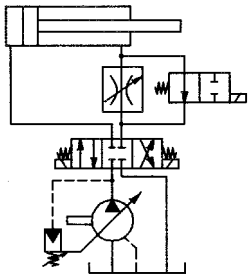
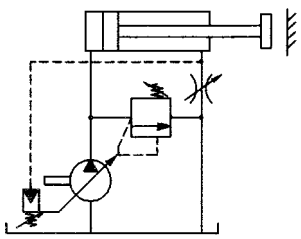
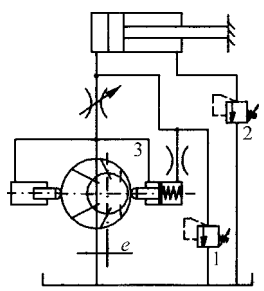
分类	回路图形	说明
变量泵-定量马达容积调速回路		该回路通过调节变量泵的排量，达到调节液压马达输出转速的目的。在负载转矩一定的条件下，回路输出转矩恒定。阀1为安全阀，限定系统最高压力；阀2调节补油压力。系统效率高，发热少，多用于大功率系统中
变量泵和液压缸容积调速回路		该容积调速回路，通过改变泵的排量，改变液压缸的运动速度。两个溢流阀分别用做安全阀，两个单向阀则分别用于自吸补油，而手动换向阀5则可使液压泵卸荷，或使液压缸处于浮动状态
定量泵-变量马达容积调速回路		定量泵和变量马达构成的容积调速回路，是通过调节液压马达的排量，达到改变液压马达输出转速的目的。在负载转矩一定的条件下，该回路具有输出功率恒定的特性
变量泵-变量马达容积调速回路		变量泵和变量马达组成的容积调速回路，是通过调节变量泵、变量马达的排量，达到改变液压马达输出转速的目的。图中溢流阀1、2为安全阀，用于限定系统最高压力；溢流阀3用于调节补油压力

2.4.3　容积节流调速回路

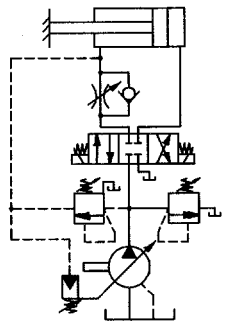
容积节流调速回路（见表8.1-30）是由变量泵与节流阀或调速阀配合进行调速的回路。

采用变量泵与节流阀或调速阀相配合就可以提高其速度的稳定性。即实现执行元件（液压缸或液压马达）的速度不随载荷的变化而变化。因此，适用于对速度稳定性要求较高的场合。

表 8.1-30 容积节流调速回路

分类	回路图形	说明
限压式变量泵-调速阀容积节流调速回路		当液压缸快进时，变量泵处于最大输出流量；当液压缸工进时，其工进速度由调速阀确定，且泵的供油压力和流量在工作进给和快速行程时能自动变换，以减少功率消耗和系统的发热。要保证该回路正常工作，必须使液压泵的工作压力满足调速阀工作时所需的压力降
压力反馈式变量泵-节流阀容积节流调速回路		压力反馈式变量柱塞泵和节流阀构成的容积节流调速回路。当液压缸工进时，工进速度由节流阀调定，压力反馈式变量柱塞泵的输出流量与液压缸速度相适应。系统压力随载荷而变化，系统效率较高（溢流阀作为安全阀使用油缸回程需另加换向阀，此图仅表示工进状态）
差压变量泵-节流阀容积节流调速回路		差压式变量叶片泵和节流阀组成的容积节流调速回路，当液压缸工进时，工进速度由节流阀调定，差压式变量泵的输出流量与液压缸速度相适应。系统压力随载荷而变化，该系统效率高。图中阀2为背压阀，用于提高输出速度的稳定性

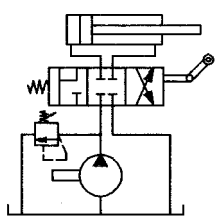
（续）

分类	回路图形	说明
压力补偿变量泵和流量阀调速回路		本回路采用压力补偿泵与节流阀联合调速。变量泵的变量机构与节流阀的油口相连。液压缸向右为工作行程，油口压力随着节流阀开口量小而增加，泵的流量亦自动减小，并与通过节流阀的流量相适应。如果快进时，油口压力趋于零，则泵的流量最大。泵输出压力随载荷而变化，泵的流量基本上与载荷无关

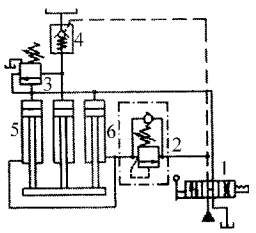
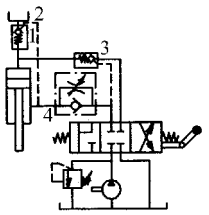
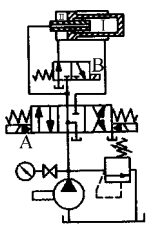
2.4.4 增速回路

增速回路（见表 8.1-31）是指不加大液压泵的流量，而使执行元件速度增加的回路。一般采用增速缸、差动缸、蓄能器、液压缸充液等方法来实现。

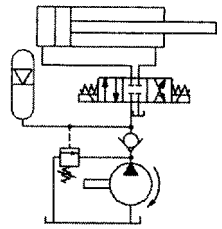
表 8.1-31 增 速 回 路

分类	回路图形	说明
差动连接增速回路		当手动换向阀处于左位时，液压缸为差动连接，活塞快速向右运行。设液压泵供给液压缸的流量为 q_v，液压缸无杆腔和有杆腔的有效作用面积分别为 A_1 和 A_2，则液压缸活塞的运动速度为 $v=q_v/(A_1-A_2)$

（续）

分类	回路图形	说明
助缸增速回路		此回路在大中型液压机液压系统中普遍使用。当三位四通手动阀1处于右位时，压力油直接进入有效作用面积较小的辅助缸5和6的上腔，（因快速运动时，负载压力较小，因而顺序阀3关闭），使主缸和辅助缸的活塞同时快速下降。主缸上腔经液控单向阀4自高位油箱自吸补油。当接触工件后，工作压力升高到顺序阀3的设定压力时，顺序阀打开，压力油同时进入主缸和辅助缸，实现慢速压制工况
自重补油增速回路		换向阀处右位时，若活塞下降所需流量大于液压泵的供油量，液压缸上腔呈现负压，阀1打开，辅助油箱2里的油液补入液压缸上腔，活塞快速下行。当接触工件后。液压缸上腔压力升高，液控单向阀1关闭，开始工作行程。用单向节流阀4来调节活塞快速下行时的速度
增速缸的增速回路		当换向阀A处于左位时，液压泵只向增速缸的Ⅰ腔供油，活塞快速向右运动。此时，液压缸的Ⅱ腔经阀B从油箱补油。当活塞运动到设定位置时，使阀B通电，液压泵输出的液压油同时进入Ⅰ、Ⅱ腔，此时，Ⅱ腔活塞的有效作用面积大，实现工进

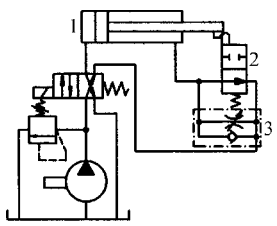
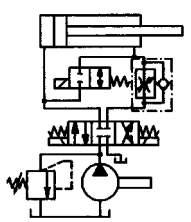
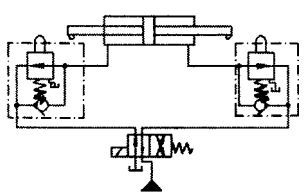
（续）

分类	回路图形	说明
蓄能器增速回路		电磁换向阀处于中位时，蓄能器充油；当换向阀处于左位时，液压泵和蓄能器同时向液压缸供油，实现快进

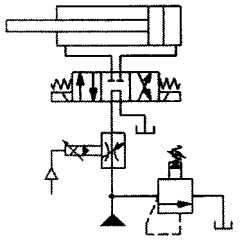
2.4.5　减速回路

减速回路（见表8.1-32）是使执行元件由额定速度平缓地降低速度，以达到减速的目的。

表8.1-32　减速回路

分类	回路图形	说明
用行程阀和调速阀的减速回路		当二位四通电磁阀通电时，在活塞杆右端的撞块压下行程阀之前，液压缸活塞快速向右运动。当行程阀2的阀芯被压下后，液压缸右腔的油只能经调速阀3流出，实现减速。当二位四通电磁阀断电时，活塞快速退回
电磁阀和调速阀的减速回路		当三位电磁阀左位时，若两位电磁阀通电，液压缸差动快速右移。当液压缸活塞向右快进到设定位置时，可使两位两通电磁阀断电，调速阀投入工作，活塞减速，转为工进
用行程节流阀的减速回路		用两个行程节流阀可实现液压缸双向减速的目的。前进时活塞杆上的撞块碰到行程阀时，行程阀内的通流阀口逐渐减小，达到逐渐减速的目的

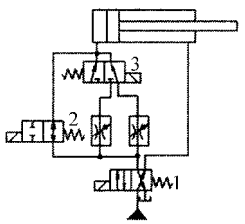
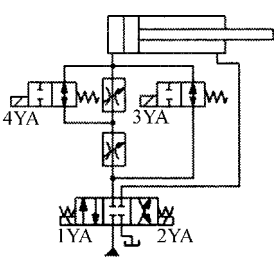
（续）

分类	回路图形	说明
用比例调速阀组成的减速回路		通过比例调速阀控制油缸活塞减速。根据减速行程的要求，通过发信装置，使输入比例阀的电流减小，比例阀的开口量随之关小，活塞运行的速度降低。这种减速回路，速度变换平稳，并适合远程控制

2.4.6 二次进给回路

二次进给回路（见表8.1-33）是指第一进给速度和第二进给速度分别用各自的调速阀由电磁阀来进行速度切换。

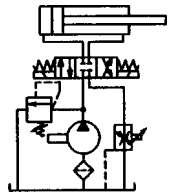
表8.1-33 二次进给回路

分类	回路图形	说明
调速阀并联的二次进给回路		调速阀并联的二次进给回路是指第一进给速度和第二进给速度分别用各自的调速阀。若二位四通电磁换向阀1和二位二通电磁阀2均处于左位、二位三通阀3处于右位时，液压缸活塞以一种工进速度右行；若二位三通阀3处于左位时，液压缸活塞以另一种工进速度右行，完成两种工进速度的转换。这种回路中的两个调速阀互不影响，其缺点是，当由第一进给速度转换为第二进给速度时，会出现工作部件的前冲现象
调速阀串联的二次进给回路		当电磁铁1YA和3YA得电时，液压缸活塞以第一进给速度运动。运行过程中，若使4YA通电，则油流需先后流经两个调速阀才进入液压缸的无杆腔，并且第二个调速阀的节流口比第一个调速阀的节流口调得小，从而实现了第二进给速度

2.4.7 比例阀调速回路

由比例调速阀组成的调速回路（见表8.1-34），往往在对速度变化频繁的液压系统中应用。

表8.1-34 比例阀调速回路

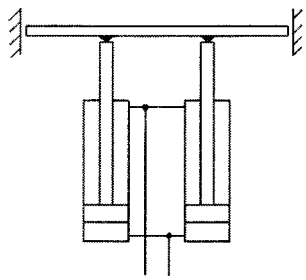
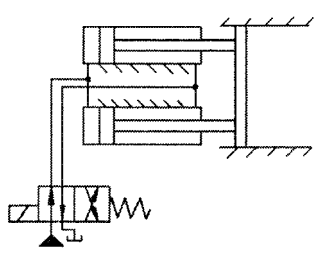
分类	回路图形	说明
比例调速回路		采用比例调速阀组成的速度控制回路，可实现对执行机构的连续或程序化速度控制

2.5 同步控制回路

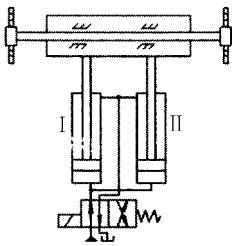
在液压系统中要求两个或多个液压执行元件以相同的位移或相同的速度（或固定的速度比）同步运行时，就需用同步回路。在同步回路的设计中，还必须考虑到执行元件所受到载荷不均衡，摩擦阻力不相同，泄漏量有差别，制造上的差异等都会影响同步精度。为了弥补上述影响，应采取必要的措施。

2.5.1 机械同步回路（见表8.1-35）

表8.1-35 机械同步回路

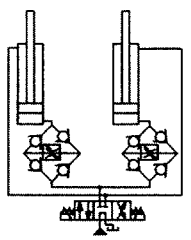
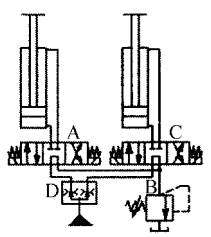
分类	回路图形	说明
机械连接同步回路		液压缸机械连接方式同步回路，采用刚性梁、齿条、齿轮等将液压缸连接起来。该回路简单，工作可靠，但只适用于两缸载荷相差不大的场合，连接件应具有良好的导向结构和刚性，否则，会出现卡死现象
滑道式同步回路		用刚性梁将两个液压缸活塞杆刚性连接，使梁具有较合理的刚性及导向长度，在光滑具有较小间隙的刚性滑道中运动，实现液压缸的位移同步。多用于负载较大的金属打包机系统中

（续）

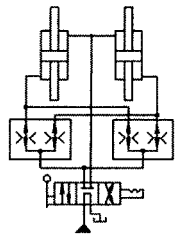
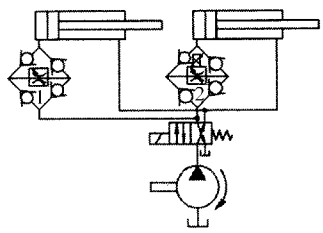
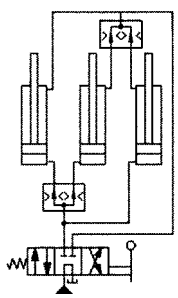
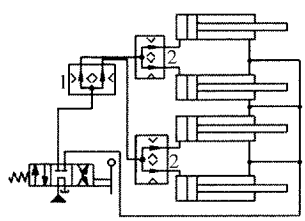
分类	回路图形	说明
齿轮齿条式同步回路		用刚性梁、齿条、齿轮将两个液压缸活塞杆刚性连接的同步回路，可实现液压缸的位移同步。这种回路简单、方便、可靠，但同步精度较低，不能用于负载较大的系统

2.5.2　流量控制同步回路（见表8.1-36）

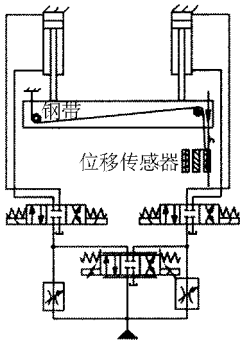
表8.1-36　流量控制同步回路

分类	回路图形	说明
调速阀同步回路		图中采用了四个单向阀组成的流量调整板，不管液压缸的活塞伸出还是缩回，液流始终单方向流经调速阀，图中，活塞伸出为进油节流调速，下降时为回油节流调速。调节调速阀的开度，可使两液压缸保持同步，同步精度一般可达5%～10%左右
分流阀同步回路		当换向阀A和C均为左位时，液压泵输出的液压油流经分流阀后被分成两股相等的流量，又因两液压缸活塞面积相同，所以两缸的活塞保持同步上升。换向阀A和C均为右位时，则两缸活塞同步下降。同步精度一般可达2%～5%左右

（续）

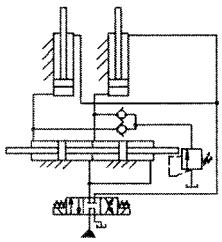
分类	回路图形	说明
分流集流阀同步回路		该回路可实现两缸往返同步。使用分流集流阀，只能保证速度同步，同步精度一般为2%～5%。图中采用两个并联的分流集流阀，是为了满足两个液压缸流量的需要。该回路因阀内压降较大，一般不宜使用在低压系统中
电液比例调速阀同步回路		每个液压缸与流量调整板相连，由电液比例调速阀控制速度跟踪另一液压缸的速度使双缸位移同步。其位置同步精度通常可达0.5mm
三缸同步回路		使用两个规格适宜的分流集流阀，按图示连接，可以保持三只液压缸的速度同步，它利用该阀分流和集流流量一致的特性。该回路同步精度仅为5%～10%左右，功率损耗较大
四缸同步回路		三个分流集流阀按图示连接，阀1通过的流量是阀2流量的两倍，在阀1分流基础上再经过阀2分流并分别控制四只液压缸的同步。该回路压力损失大，只适用于中高压系统，同步精度仅为6%～12%左右

（续）

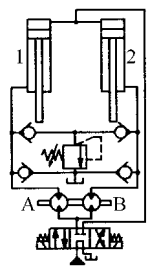
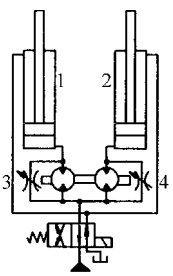
分类	回路图形	说明
伺服阀同步回路		用位移传感器来检测两个缸的位置误差，用伺服阀控制纠正误差调整所需的流量，这是一种带反馈的闭环同步控制回路，液压缸的位置误差会产生活动部件倾斜，用位移传感器检测钢带活动端位置 h 值的变化，经过放大器比较后再反馈到伺服阀，实现缸的位置同步，这种带反馈的闭环同步控制回路可以得到很高的同步精度

2.5.3 容积控制同步回路（见表8.1-37）

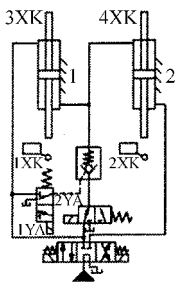
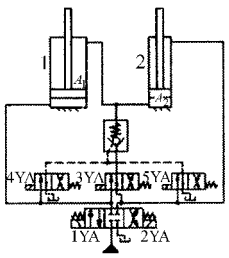
表8.1-37 容积控制同步回路

分类	回路图形	说明
同步缸同步回路		同步缸缸径及两个活塞的尺寸完全相同并共用一个活塞杆。当同步缸工作时，出入同步缸的流量相等，可同时向两个液压缸供油，实现位移同步。图中同步缸容积大于液压缸容积，两个单向阀和背压阀是为了提高同步精度的放油装置，其同步精度可达2%～5%。同步精度主要取决于缸的加工精度及密封性能

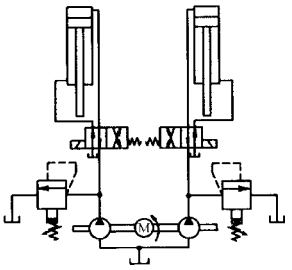
（续）

分类	回路图形	说明
并联马达同步回路		将两个同轴等排量马达分别与两个有效作用面积相同的液压缸相连，以实现液压缸1和2双向位移同步，用单向阀和溢流阀组成的安全补油回路可在行程终点消除位置误差。如两个液压缸的活塞上升时，若缸1的活塞先到达终点，则流经马达A的压力油可经单向阀和溢流阀（作安全阀用）流回油箱，使缸2的活塞也能到达终点。若液压缸下降时，如缸1先到终点，则马达A可通过单向阀从油箱自吸补油，缸2排出的油则流经马达B，使缸2也能到达终点。其同步精度可达到2%～5%
		将两个节流阀分别与两个排量相等的马达并联在一起。用以消除两个液压缸在行程终点的位置误差。可实现液压缸1和2的双向同步。如两缸活塞上升时，若缸1的活塞先到达终点，则两个马达都将停止运动，液压泵输出的压力油可经节流阀4继续供给液压缸2，使其也到达终点。下降时，消除位置误差的原理同上

（续）

分类	回路图形	说明
液压缸串联同步回路		两只规格相同的双活塞杆液压缸，串联相接，因液压缸作用面积、工作容腔均相等。当三位四通阀左侧得电时，缸1下腔排出的油液，进入缸2的上腔，两液压缸同步下行，当三位四通阀右侧得电时，液压缸1、液压缸2同步上行，当两缸同步产生误差时，依靠四只行程开关及1YA、2YA电磁阀可消除累积误差。因液压缸串联，其推力减小
		两只行程相同的液压缸，缸1的有杆腔有效面积 A_1 等于缸2无杆腔有效面积 A_2 时，将其按图示串联相接，可组成容积控制同步回路，当1YA得电，缸1上腔排出的油液进入缸2的下腔。两液压缸同步上行。当2YA、3YA同时得电，两液压缸同步下行。当两缸同步产生误差时，依靠四只行程开关及3个二位四通电磁阀，可以消除累积误差。因液压缸串联，故推力减小

（续）

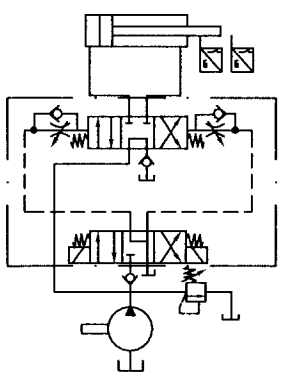
分类	回路图形	说明
用泵同步回路		采用两个等排量的泵，同轴连接，分别向两个液压缸供油，实现两缸同步运行。在要求同步运行时，两个换向阀应同时动作；当需要消除液压缸终点位置误差时，两个换向阀可单独动作。本回路的精度取决于两个泵的容积效率，排量差异及两缸载荷不同等因素。一般采用容积效率稳定的柱塞泵

2.6　方向控制回路

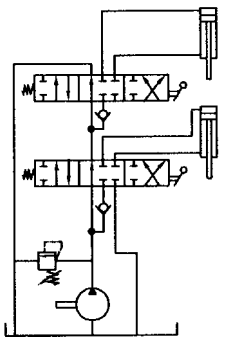
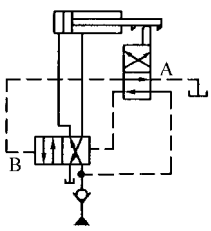
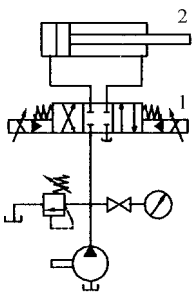
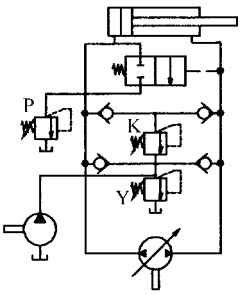
控制执行元件的启动、停止或改变运动方向或控制液流通断或改变方向均需采用方向控制回路。实现方向控制的基本方法有阀控主要是采用方向控制阀分配液流；泵控是采用双向定量泵或双向变量泵改变液流的方向和流量；执行元件控制是采用双向液压马达来改变液流的方向。

2.6.1　换向回路（见表8.1-38）

表8.1-38　换向回路

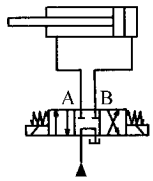
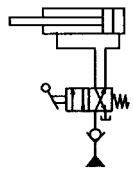
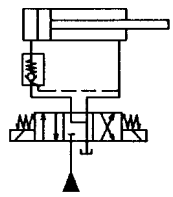
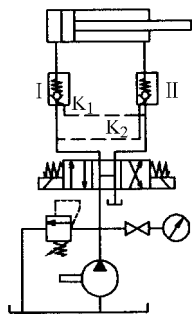
分类	回路图形	说明
换向阀换向回路		换向阀的控制方式和中位机能依据主机需要及系统组成的合理性等因素来选择。该回路采用三位四通电液换向阀，主换向阀在右位或在左位时，液压缸活塞向左或向右运动，主换向阀处于中位时，液压缸活塞停止运动，液压泵可依靠阀中位机能实现卸荷功能

（续）

分类	回路图形	说明
多路阀换向回路		本回路为采用多路换向阀组成的串联换向回路，各换向阀进油路串联。上游阀不在中位时，下游阀的进油口被切断，这种组合阀总是只有一个阀在工作，实现了阀之间的互锁
液控换向回路		液压缸活塞移动时，当先导行程阀A的顶杆与活塞杆上的凸轮接触，A阀换向，控制主阀B换向。其特点：可实现远距离操纵，对电气控制有危险的地点，也能可靠工作
比例方向阀换向回路		用比例电液换向阀1控制液压缸2的运动方向和速度，改变比例电液阀电磁铁的通电、断电状态，就可以改变液压缸的运动方向，改变输入比例电液阀电磁铁的电流大小，就可以改变液压缸的运行速度
双向泵换向回路		当双向液压泵左侧油口排油时，液压缸活塞右行，通过调节变量机构（使斜盘倾斜方向或偏心方向改变），使双向液压泵右侧油口排油时，液压缸活塞左行。图中阀K为安全阀，Y为补油泵溢流阀，P为背压阀

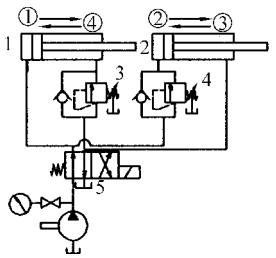
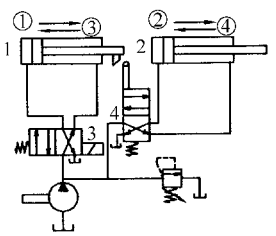
2.6.2 锁紧回路（见表8.1-39）

表8.1-39 锁 紧 回 路

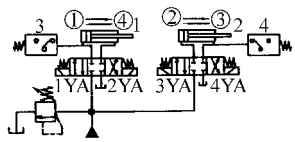
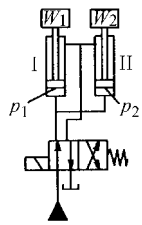
分类	回路图形	说明
用换向阀锁紧的回路		因受换向阀内泄漏的影响，采用换向阀锁紧，锁紧精度较低
用单向阀锁紧的回路		当液压泵停止工作时，液压缸活塞向右方向的运动被单向阀锁紧，向左方向则可以运动。只有当活塞向左移动到极限位置时，才能实现双向锁紧。这种回路的锁紧精度也受换向阀内泄漏量的影响
液控单向阀锁紧回路		当换向阀处于中位时，使液控单向阀进口及控制油口与油箱相通，液控单向阀迅速封闭，液压缸活塞向左方向的运动被液控单向阀锁紧，向右方向则可以运动，故仅能实现单向锁紧
双液控单向阀锁紧回路		在工程机械液压系统中常用此类锁紧回路。当三位四通电磁换向阀处于中位时，两个液控单向阀进油及控制油口都与油箱相通，使两个液控单向阀迅速关闭，可实现对液压缸的双向锁紧

2.6.3　顺序动作回路（见表8.1-40）

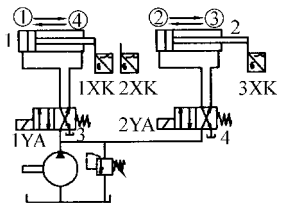
表8.1-40　顺序动作回路

分类	回路图形	说明
顺序阀控制的顺序动作回路		靠顺序阀压力来控制液压缸按1→2→3→4的顺序动作，当电磁换向阀5未通电时，缸1活塞右行至终点；系统压力上升至顺序阀4开启压力时，缸2活塞右行。当电磁换向阀通电时，缸2活塞左行，缸2活塞左行至终点；系统压力上升至顺序阀3开启压力时，缸1活塞左行。为了保证动作顺序的可靠性，顺序阀的调定压力应比前一个动作所需压力高出1MPa左右。该回路增加了功率损失
行程阀控制的顺序动作回路		在图示状态时首先使电磁阀3通电，则液压缸1的活塞向右运动。当活塞杆上的挡块压下行程阀4时，行程阀4换向，使缸2的活塞向右运动。电磁阀3断电后，液压缸1的活塞向左运动，当行程阀4复位后，液压缸2的活塞也退回到左端。完成所要求的顺序动作采用行程阀的顺序动作回路，具有顺序动作可靠，但想改变动作顺序较困难

（续）

分类	回路图形	说明
压力继电器控制的顺序动作回路		工作循环开始时，1YA通电，缸1活塞右行至终点；当压力升高到压力继电器3的调定压力时，3YA通电，缸2活塞右行至终点；3YA断电、4YA通电，缸2活塞左行至终点；当压力升高到压力继电器4的调定压力时，1YA断电、2YA通电，缸1活塞退回原位。为了确保动作顺序的可靠性，压力继电器的调定压力应比前一动作液压缸所需最大工作压力高出0.5MPa以上
负载压力决定的顺序动作回路		W_1和W_2分别为液压缸Ⅰ和Ⅱ的负载，p_1和p_2分别为它们的负载压力。若$p_1 < p_2$，则在图示情况下，必然是缸Ⅰ的活塞首先上升，其行程结束时，系统压力升高，上升到p_2时，液压缸Ⅱ的活塞才开始上升。这种顺序动作回路突出的优点是简单，但受负载变化的影响大。当两缸负载压力差较小时，不能实现可靠的顺序动作

（续）

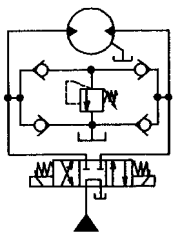
分类	回路图形	说明
行程开关控制的顺序动作回路		工作循环开始时，1YT 通电，缸 1 活塞右行；当机械挡块压下行程开关 2XK 时，使 2YT 通电，缸 2 活塞右行；当行程开关 3XK 被挡块压下时，1YT 断电，缸 1 活塞左行，当挡块压下行程开关 1XK 时，2YT 断电，缸 2 活塞左行，完成预定的工作循环。这种顺序动作回路可通过变更电气线路改变动作顺序。该回路顺序动作可靠，所以在液压系统中应用很广

2.7 液压马达回路

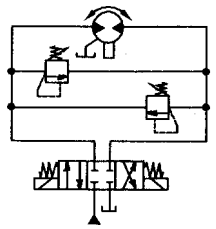
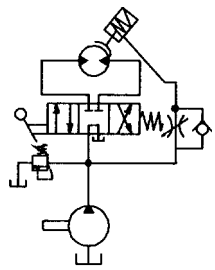
2.7.1 液压马达制动回路

由于运动部件具有惯性，为使执行元件平稳地由运动状态转换成静止状态，为防止冲击需采用制动回路（见表 8.1-41）。

表 8.1-41 液压马达制动回路

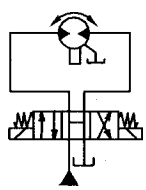
分类	回路图形	说明
溢流桥制动回路		当换向阀回中位时，液压马达在惯性作用下有继续转动的趋势，此时所排出的油经单向阀由溢流阀限压，另一侧经单向阀从油箱吸油

（续）

分类	回路图形	说明
溢流阀双向制动回路		当换向阀回中位时，马达在惯性的作用下，使一侧压力升高，此时由每侧的溢流阀限压，减缓液压冲击。马达制动过程中另一侧呈负压状态，由溢流阀限压时溢流出的油液进行补充，从而实现马达制动
制动器制动回路		制动器一般都采用常闭式，即向制动器供压力油时，制动器打开，反之，则在弹簧力作用下使马达制动。本回路在液压泵的出口和制动缸之间接有单向节流阀。当换向阀在左位和右位时，压力油需经节流阀进入制动缸，故制动器缓慢打开，使液压马达平稳起动。当需要刹车时，换向阀置于中位，制动缸里的油经单向阀排回油箱，故可实现快速制动

2.7.2 液压马达浮动回路（见表 8.1-42）

表 8.1-42 液压马达浮动回路

分类	回路图形	说明
中位机能浮动回路		所谓浮动，就是把液压马达两腔短接起来，两腔没有压差，在外负载的作用下，只需克服马达内部零件之间的摩擦阻力即可使马达转动。液压马达浮动是利用换向阀 H 型中位机能来实现的

3　液压传动系统设计计算

液压传动系统是液压机械的组成部分，液压传动系统的设计要同主机的总体设计同时进行。着手设计时，必须从实际情况出发，有机地结合各种传动型式，充分发挥液压传动的优点，力求设计出结构简单、工作可靠、成本低、效率高、操作简单、维修方便的液压传动系统。

3.1　液压系统的设计流程

液压系统的设计流程并无严格的顺序，各步骤间往往要相互穿插进行。一般来说，在明确设计要求之后，设计流程如下：

1）确定液压执行元件的型式。

2）进行工况分析，确定系统的主要参数。

3）制定基本方案，拟定液压系统原理图。

4）选择液压元件。

5）液压系统的性能验算。

6）绘制工作图，编制技术文件。

3.1.1　明确设计要求

设计要求是进行每项工程设计的依据。在制定基本方案并进一步着手液压系统各部分设计之前，必须把设计要求以及与该设计内容有关的其他方面了解清楚。

1）主机的概况：用途、性能、工艺流程、作业环境、总体布局等。

2）液压系统要完成哪些动作，动作顺序及彼此联锁关系如何。

3）液压驱动机构的运动型式，运动速度。

4）各动作机构的负载大小及其性质。

5）对调速范围、运动平稳性、转换精度等性能方面的要求。

6）自动化程度、操作控制方式的要求。

7）对防尘、防爆、防寒、噪声、安全可靠性的要求。

8）对效率、成本等方面的要求。

3.1.2　进行工况分析、确定液压系统的主要参数

通过工况分析，可以看出液压执行元件在工作过程中速度和负载的变化情况，为确定系统及各执行元件的参数提供依据。

液压系统的主要参数是压力和流量，它们是设计液压系统、选择液压元件的主要依据。压力决定于外负载。流量取决于液压执行元件的运动速度和结构尺寸。

（1）负载分析计算

1）液压缸负载分析计算

以图8.1-1为例，F_W 是作用在活塞杆上的外部负载，F_m 是活塞与缸壁以及活塞杆与导向套之间的摩擦阻力。

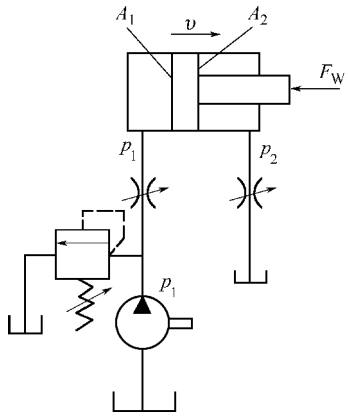


图8.1-1　液压系统计算简图

作用在活塞杆上的外部负载包括工作负载 F_g、导轨的摩擦力 F_f 和由于速度变化而产生的惯性力 F_a。

①工作负载 F_g。常见的工作负载有作用于活塞杆轴线上的切削力、挤压力等。其作用方向与活塞运动方向相同时为负负载或称超越负载，与活塞运动方向相反为正负载。

②导轨摩擦负载 F_f

对于平导轨

$$F_f = \mu(G + F_N) \tag{8.1-4}$$

对于V形导轨

$$F_f = \mu(G + F_N)/\sin\frac{\alpha}{2} \tag{8.1-5}$$

式中　G——运动部件所受的重力(N)；

F_N——外载荷作用于导轨上的正压力(N)；

μ——摩擦因数，见表8.1-43；

α——V形导轨的夹角，一般为90°。

③惯性载荷 F_a

$$F_a = m\frac{\Delta v}{\Delta t} \tag{8.1-6}$$

式中　Δv——速度变化量($m \cdot s^{-1}$)；

Δt——起动或制动时间(s)。一般机械 Δt = 0.1～0.5s，对轻载低速运动部件取小值，对重载高速部件取大值。行走机械一般取 $\frac{\Delta v}{\Delta t} = 0.5 \sim 1.5 m \cdot s^{-2}$。

表 8.1-43 摩擦因数 μ

导轨类型	导轨材料	运动状态	摩擦因数
滑动导轨	铸铁对铸铁	起动时	0.15~0.20
		低速($v<0.16m\cdot s^{-1}$)	0.1~0.12
		高速($v>0.16m\cdot s^{-1}$)	0.05~0.08
滚动导轨	铸铁对滚柱(珠)		0.005~0.02
	淬火钢导轨对滚柱		0.003~0.006
静压导轨	铸铁		0.005

以上三种载荷之和称为液压缸的外载荷 F_W。

起动加速时 $F_W = F_g + F_f + F_a$ (8.1-7)

稳态运动时 $F_W = F_g + F_f$ (8.1-8)

减速制动时 $F_W = F_g + F_f - F_a$ (8.1-9)

除外载荷 F_W 外，作用于活塞上的载荷 F 还包括液压缸密封处的摩擦阻力 F_m，由于各种缸的密封材质和密封型式不同，密封阻力难以精确计算，一般估算为

$$F_m = (1-\eta_m)F \quad (8.1\text{-}10)$$

式中 η_m——液压缸的机械效率，一般取0.90~0.95。

$$F = \frac{F_W}{\eta_m} \quad (8.1\text{-}11)$$

2）液压马达负载分析计算

①工作负载力矩 T_g。常见的负载力矩有被驱动轮的阻力矩、液压卷筒的阻力矩等。

②轴颈摩擦力矩 T_f

$$T_f = \mu G r \quad (8.1\text{-}12)$$

式中 G——旋转部件施加于轴颈上的径向力(N)；

μ——摩擦因数，参考表8.1-43选用；

r——旋转轴的半径(m)。

3）惯性力矩 T_a

$$T_a = J\varepsilon = J\frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (8.1\text{-}13)$$

式中 ε——角加速度($rad\cdot s^{-2}$)；

$\Delta\omega$——角速度变化量($rad\cdot s^{-1}$)；

Δt——起动或制动时间(s)；

J——回转部件的转动惯量($kg\cdot m^2$)。

起动加速时

$$T_W = T_g + T_f + T_a \quad (8.1\text{-}14)$$

稳定运行时

$$T_W = T_g + T_f \quad (8.1\text{-}15)$$

减速制动时

$$T_W = T_g + T_f - T_a \quad (8.1\text{-}16)$$

计算液压马达负载转矩 T 时还要考虑密封摩擦力矩，一般情况下，液压马达的机械效率 η_m(η_m = 0.9~0.99)。

$$T = \frac{T_W}{\eta_m} \quad (8.1\text{-}17)$$

根据液压缸或液压马达各阶段的负载，绘制出执行元件的负载循环图，以便进一步选择系统工作压力和确定其他有关参数。

(2) 初选系统工作压力

压力的选择要根据负载大小和设备类型而定。还要考虑执行元件的安装空间、经济条件及元件供应情况等的限制。在负载一定的情况下，工作压力选低，执行元件的结构尺寸加大；压力选得太高，元件成本增加，特殊情况下可能造成元件选择采购方面的困难。一般来说，对于不同应用场合的液压系统工作压力的选择可参考表8.1-44和表8.1-45。

表 8.1-44 按负载选择工作压力

负载/kN	<5	5~10	10~20	20~30	30~50	>50
工作压力/MPa	<0.8~1	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	≥5

表 8.1-45 各种机械常用的系统工作压力

机械类型	机床				农业机械	液压机
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床	小型工程机械 建筑机械 液压凿岩机	大中型挖掘机 重型机械 起重运输机械
工作压力/MPa	0.8~2	3~5	2~8	8~10	10~18	20~32

（3）计算液压缸的主要结构尺寸和液压马达的排量

1）计算液压缸的主要结构尺寸

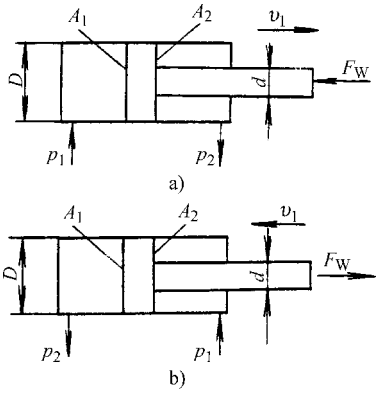


图 8.1-2　液压缸主要设计参数

液压缸主要设计参数见图 8.1-2。图 a 为活塞杆工作在受压状态，图 b 为活塞杆工作在受拉状态。

活塞杆受压时　$F=\dfrac{F_W}{\eta_m}=p_1A_1-p_2A_2$　　(8.1-18)

活塞杆受拉时　$F=\dfrac{F_W}{\eta_m}=p_1A_2-p_2A_1$　　(8.1-19)

式中　$A_1=\dfrac{\pi}{4}D^2$——无杆腔活塞有效作用面积(m^2)；

A_2——有杆腔活塞有效作用面积(m^2)，$A_2=\dfrac{\pi}{4}(D^2-d^2)$；

p_1——液压缸工作腔压力(Pa)；

p_2——液压缸回油腔压力，即背压(Pa)，其值根据回路的具体情况而定，初算时可参照表 8.1-46取值，差动连接时要另行考虑；

D——活塞直径(m)；

d——活塞杆直径(m)。

表 8.1-46　执行元件背压

系统类型	背压/MPa
简单系统或轻载节流调速系统	0.2～0.5
回油路带调速阀的系统	0.4～0.6
回油路设置有背压阀的系统	0.5～1.5
用补油泵的闭式回路	0.8～1.5
回油路较复杂的工程机械	1.2～3
回油路较短，且直接回油箱	可忽略不计

一般，液压缸在受压状态下工作，其活塞面积为

$$A_1=\frac{F+p_2A_2}{p_1}\qquad(8.1\text{-}20)$$

运用式(8.1-20)须先确定 A_1 与 A_2 的关系，或是活塞杆径 d 与活塞直径 D 的关系，一般可根据液压缸速度比 $\varphi=\dfrac{v_2}{v_1}=\dfrac{D^2}{D^2-d^2}$ 进行计算，其比值可按表 8.1-81 选取。

$$D=\sqrt{\frac{4F}{\pi\left(p_1-\dfrac{p_2}{\varphi}\right)}}\qquad(8.1\text{-}21)$$

采用差动连接，如要求往返速度相同时，应取 $d=0.71D$。

对行程与活塞杆直径比 $l/d>10$ 的受压柱塞或活塞杆，还要做压杆稳定性验算。

当工作速度很低时，还需按最低速度要求验算液压缸尺寸

$$A\geqslant\frac{q_{V\min}}{v_{\min}}$$

式中　A——液压缸有效工作面积(m^2)；

$q_{V\min}$——系统最小稳定流量($m^3\cdot s^{-1}$)，在节流调速中取决于回路中所设调速阀或节流阀的最小稳定流量，容积调速中决定于变量泵或变量马达的最小稳定流量；

$v_{\min}$——运动机构要求的最小工作速度($m\cdot s^{-1}$)。

如果液压缸的有效工作面积 A 不能满足最低稳定速度的要求，则应按最低稳定速度确定液压缸的结构尺寸。

液压缸直径 D 和活塞杆直径 d 的计算值要按国家标准规定的液压缸的有关标准进行圆整，选用标准液压缸。常用液压缸内径及活塞杆外径见表 8.1-7 和表 8.1-8。

2）计算液压马达的排量

液压马达的排量为

$$V=\frac{2\pi T}{\Delta p}$$

式中　T——液压马达的负载转矩(N·m)；

Δp——液压马达的进出口压差(Pa)，$\Delta p=p_2-p_1$。

液压马达的排量也应满足最低转速要求

$$V\geqslant\frac{q_{V\min}}{n_{\min}}$$

式中　$q_{V\min}$——通过液压马达的最小流量；

$n_{\min}$——液压马达工作时的最低转速。

（4）计算液压缸或液压马达所需流量

1）液压缸工作时所需流量

$$q_V=Av\qquad(8.1\text{-}22)$$

式中　A——液压缸有效作用面积(m^2)；

v——活塞与缸体的相对速度($m \cdot s^{-1}$)。

2）液压马达的流量

$$q_V = Vn_m \tag{8.1-23}$$

式中　V——液压马达排量($m^3 \cdot r^{-1}$)；

n_m——液压马达的转速($r \cdot s^{-1}$)。

(5）绘制液压系统工况图

工况图包括压力循环图、流量循环图和功率循环图。它们是调整系统参数、选择液压元件的依据。

1）压力循环图——p-t 图。通过最后确定的液压执行元件的结构尺寸，再根据实际负载，计算出液压执行元件在动作循环各阶段的工作压力，绘制成p-t图。

2）流量循环图——q_V-t 图。根据已确定的液压缸有效工作面积或液压马达的排量，结合其运动速度算出工作循环中各阶段的流量，绘制成 q_V-t 图。若系统中有多个液压执行元件同时工作，要把各自的流量图叠加起来绘出总的流量循环图。

3）功率循环图——P-t 图。绘出压力循环图和总流量循环图后，根据 $P = pq_V$，即可绘出系统的功率循环图。

3.1.3　制定基本方案和绘制液压系统图

(1）制定基本方案

1）制定调速方案

速度控制通过改变液压执行元件输入或输出的流量或者利用密封空间的容积变化来实现。相应的调速方式有节流调速、容积调速以及二者的结合——容积节流调速。

节流调速一般采用定量泵供油，用流量控制阀改变输入或输出液压执行元件的流量来调节速度。此种调速方式结构简单，由于这种系统必须用溢流阀，故效率低，发热量大，多用于功率不大的场合。

容积调速是靠改变液压泵或液压马达的排量来达到调速的目的。其优点是没有溢流损失和节流损失，效率较高。但为了散热和补充泄漏，需要有辅助泵。此种调速方式适用于功率大、流量大的液压系统。

容积节流调速一般是用变量泵供油，用流量控制阀调节输入或输出液压执行元件的流量。此种调速回路效率较高，速度稳定性较好，但其结构比较复杂。

2）制定压力控制方案

一般在节流调速系统中，通常由定量泵供油，用溢流阀调节所需压力，并保持恒定。在容积调速系统中，用变量泵供油，用安全阀起安全保护作用。在有些液压系统中，有时需要流量不大的高压油，这时可考虑用增压回路得到高压，而不用单设高压泵。液压执行元件在工作循环中，某段时间不需要供油，而又不便停泵的情况下，需考虑选择卸荷回路。

在系统的某个局部，工作压力需低于主油源压力时，要考虑采用减压回路来获得所需的工作压力。

3）制定顺序动作方案

主机各执行机构的顺序动作，根据设备类型不同，有的按固定程序运行，有的不然。工程机械的操纵机构多为手动，一般用手动多路换向阀控制。加工机械的各执行机构的顺序动作多采用行程控制，当工作部件移动到一定位置时，通过电气行程开关等发出电信号给电磁铁推动电磁阀或直接压下行程阀来控制连续的动作。行程开关安装比较方便，而用行程阀需连接相应的油路，因此只适用于管路连接比较方便的场合。

另外还有时间控制、压力控制等。例如液压泵空载起动，经过一段时间，当泵正常运转后，使卸荷阀关闭，建立起正常的工作压力。压力控制多用在带有液压夹具的机床、挤压机、压力机等场合。当某一执行元件完成预定动作时，回路中的压力达到一定值，通过压力继电器等元件发出信号或打开顺序阀使压力油通过，起动下一个动作。

4）选择液压动力源

液压系统的工作介质完全由液压源来提供。在无其他辅助油源的情况下，节流调速系统液压泵的供油量要大于系统的需油量，多余的油经溢流阀流回油箱，溢流阀同时起到控制并稳定油源压力的作用。容积调速系统多用变量泵供油，用安全阀限定系统的最高压力。

为提高效率，液压泵的供油量要尽量与系统所需流量相匹配。

(2）绘制液压系统图

整机的液压系统图由拟定好的控制回路及液压源组合而成。各回路相互组合时要去掉重复多余的元件，力求系统结构简单。注意各元件间的联锁关系，避免误动作发生。要尽量减少能量损失环节。提高系统的工作效率。

为便于液压系统的维护和监测，在系统中的主要管段要设置必要的检测元件(如压力表、压力传感器、温度计等)。

大型设备的关键部位，要有备用操作机构，以便意外事件发生时能迅速更换，保证主机连续工作。

各液压元件尽量采用通用标准型号，在图中要按国家标准规定的液压元件职能符号的常态位置绘制。对于自行设计的非标准元件可用结构原理图绘

制。

系统图中应注明各液压执行元件的名称和动作，注明各液压元件的序号以及各电磁铁的代号，并附有电磁铁、行程阀及其他控制元件的动作表。

3.1.4　液压元件的选择与专用件设计

（1）液压泵的选择

1）确定液压泵的最大工作压力 p_p

$$p_p \geqslant p_1 + \sum \Delta p \tag{8.1-24}$$

式中　p_1——液压缸或液压马达最大工作压力(MPa)；

$\sum \Delta p$——从液压泵出口到液压缸或液压马达入口之间总的管路损失。

$\sum \Delta p$ 的准确计算要待元件选定并绘出管路图时才能进行，初算时可按经验数据选取：管路简单、流速不大的，取 $\sum \Delta p = 0.2 \sim 0.5$MPa；

管路复杂，串联有调速阀的，取 $\sum \Delta p = 0.5 \sim 1.5$MPa。

2）确定液压泵的流量 q_{Vp}。多液压缸或液压马达同时工作时，液压泵的输出流量应为

$$q_{Vp} \geqslant K(\sum q_{Vmax}) \tag{8.1-25}$$

式中　K——系统泄漏系数，一般取 $K = 1.1 \sim 1.3$；

$\sum q_{Vmax}$——同时动作的液压缸或液压马达的最大总流量，可从 q_V-t 图上查得。对于在工作过程中用节流调速的系统，还须加上溢流阀的最小溢流量，一般取 $0.5 \times 10^{-4}\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$。

系统使用蓄能器作辅助动力源时

$$q_{Vp} \geqslant \sum_{i=1}^{z} \frac{V_i K}{T} \tag{8.1-26}$$

式中　K——系统泄漏系数，一般取 $K = 1.2$；

T——液压设备工作周期(s)；

V_i——每一个液压缸或液压马达在工作周期中的总耗油量(m^3)；

z——液压缸或液压马达的个数。

3）确定液压泵的型号。根据以上求得的 p_p 和 q_{Vp} 值，按系统中拟定的液压泵的型式，从产品样本或本手册中选择相应的液压泵。为使液压泵有一定的压力储备，所选泵的额定压力一般要比最大工作压力大25%～60%。

4）确定液压泵的驱动功率。在工作循环中，如果液压泵的压力和流量比较恒定，即 p-t 图、q_V-t 图变化较平缓，则

$$P = \frac{p_p q_{Vp}}{\eta_P} \tag{8.1-27}$$

式中　p_p——液压泵的最大工作压力(Pa)；

q_{Vp}——液压泵的流量($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)；

η_P——液压泵的总效率，参考表8.1-47选择。

表8.1-47　液压泵的总效率

液压泵类型	齿轮泵	螺杆泵	叶片泵	柱塞泵
总效率	0.6～0.7	0.65～0.80	0.60～0.75	0.80～0.85

限压式变量叶片泵的驱动功率，可按流量特性曲线拐点处的流量、压力值计算。一般情况下，可取 $p_p = 0.8 p_{pmax}$，则

$$P = \frac{0.8 p_{pmax} q_{VN}}{\eta_P} \tag{8.1-28}$$

式中　p_{pmax}——液压泵的最大工作压力(Pa)；

q_{VN}——液压泵的额定流量($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)。

在工作循环中，如果液压泵的流量和压力变化较大，即 p-t 图、q_V-t 图曲线起伏变化较大，则须分别计算出各个动作阶段内所需功率，驱动功率取其平均功率

$$P_{PC} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \cdots + P_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \cdots + t_n}} \tag{8.1-29}$$

式中　t_1、t_2、…、t_n——一个循环中每一动作阶段内所需的时间(s)；

P_1、P_2、…、P_n——一个循环中每一动作阶段内所需的功率(W)。

按平均功率选出电动机功率后，还要验算一下每一阶段内电动机超载量是否都在允许范围内。电动机允许的短时间超载量一般为25%。

（2）液压阀的选择

根据系统的工作压力和实际通过该阀的最大流量，选择相应型号的阀。溢流阀按液压泵的最大流量选取；选择节流阀和调速阀时，要考虑最小稳定流量应满足执行机构最低稳定速度的要求。阀的流量一般要选得比实际通过的流量大一些，必要时也允许有120%以内的短时间过流量。

从产品样本或本手册中选择相应的液压阀，有的阀型号中参数较多，应逐项落实，以免造成安装调试与使用中的不便。

（3）蓄能器的选择

根据蓄能器在液压系统中的作用，确定其主要参数和型号。

1）液压执行元件短时间快速运动，由蓄能器来补充供油，其有效工作容积为

$$\Delta V = \sum A_i l_i K - q_{VP} t \tag{8.1-30}$$

式中　A_i——液压缸有效作用面积(m^2)；

l_i——液压缸行程(m)；

K——油液损失系数，一般取 $K=1.2$；

q_{VP}——液压泵流量($m^3 \cdot s^{-1}$)；

t——动作时间(s)。

2）作应急能源，其有效工作容积为

$$\Delta V = \sum A_i l_i K \tag{8.1-31}$$

式中 $A_i l_i$——要求应急动作液压缸总的工作容积(m^3)。

有效工作容积算出后，根据有关蓄能器的相应计算公式，求出蓄能器的容积，再根据其他性能要求，参照样本或本手册选定蓄能器规格型号。

(4）管道尺寸的确定

1）管道内径计算

$$d = \sqrt{\frac{4q_V}{\pi v}} \tag{8.1-32}$$

式中 q_V——通过管道内的流量($m^3 \cdot s^{-1}$)；

v——管内允许流速($m \cdot s^{-1}$)，见表8.1-48。

计算出内径 d 后，按标准系列选取相应的管子。

表8.1-48 允许流速推荐值

管 道	推荐流速/$m \cdot s^{-1}$
液压泵吸油管道	0.5～1.5，一般常取1以下
液压系统压油管道	3～6，压力高、管道短、粘度小时取大值
液压系统回油管道	1.5～2.6

2）管道壁厚 δ 的计算

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]} \tag{8.1-33}$$

式中 p——管道内最高工作压力(Pa)；

d——管道内径(m)；

$[\sigma]$——管道材料的许用应力(Pa)，$[\sigma]=\frac{R_m}{n}$；

R_m——管道材料的抗拉强度(Pa)；

n——安全系数，对于钢管，$p<7$MPa 时，取 $n=8$；$p<17.5$MPa 时，取 $n=6$；$p>17.5$MPa 时，取 $n=4$。

(5）油箱容量的确定

初步设计时，先按经验公式(8.1-34)确定油箱的容量，待系统确定后，再按散热的要求进行校核。

油箱容量的经验公式为

$$V = aq_V \tag{8.1-34}$$

式中 q_V——液压泵每分钟排出压力油的容积(m^3)；

a——经验系数，见表8.1-49。

表8.1-49 经验系数 a

系统类型	行走机械	低压系统	中压系统	锻压机械	冶金机械
a	1～2	2～4	5～7	6～12	10

在确定油箱尺寸时，一方面要满足系统供油的要求，还要保证执行元件全部排油时，油箱中油液不能溢出，以及系统中最大可能充满油时，油箱的油位不低于最低限度。

3.1.5 液压系统性能验算

液压系统初步设计是在某些估计参数情况下进行的，当各回路型式、液压元件及连接管路等完全确定后，应当对系统进行性能验算，计算液压回路各段压力损失、容积损失、系统效率、压力冲击和发热温升等。如果某项参数达不到设计要求，就要对设计进行调整或采取相应措施，保证系统能够可靠地正常工作。

(1）液压系统压力损失计算

液压系统压力损失包括管路的沿程损失 Δp_1、管路的局部压力损失 Δp_2 和阀类元件的局部损失 Δp_3，总的压力损失为

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \tag{8.1-35}$$

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \tag{8.1-36}$$

$$\Delta p_2 = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \tag{8.1-37}$$

式中 l——管道的长度(m)；

d——管道内径(m)；

v——液流平均速度($m \cdot s^{-1}$)；

ρ——液压介质密度($kg \cdot m^{-3}$)；

λ——沿程阻力系数；

ζ——局部阻力系数。

λ、ζ 的具体值可参考流体力学方面的有关资料。

$$\Delta p_3 = \Delta p_n \left(\frac{q_V}{q_{VN}}\right)^2 \tag{8.1-38}$$

式中 q_V——通过阀的实际流量($m^3 \cdot s^{-1}$)；

q_{VN}——阀的额定流量($m^3 \cdot s^{-1}$)；

Δp_n——阀的额定压力损失(MPa)。

对于泵到执行元件间的压力损失，如果计算出的 Δp 比选泵时估计的管路损失大很多时，应该重新调整泵及其他有关元件的规格尺寸等参数。

系统的调整压力

$$p_T \geqslant p_1 + \Delta p \tag{8.1-39}$$

式中　p_1——液压缸或液压马达最大工作压力(MPa)；

p_T——液压泵的工作压力或支路的调整压力(MPa)。

(2) 液压系统的发热温升计算

1) 计算液压系统的发热功率

液压系统工作时，除执行元件驱动外负载输出有效功率外，其余功率损失全部转化为热量，使油温升高。液压系统的功率损失主要有以下几种型式：

①液压泵的功率损失

$$P_{h1} = \frac{1}{T_t}\sum_{i=1}^{z} P_{ri}(1-\eta_{Pi})t_i \tag{8.1-40}$$

式中　T_t——工作循环周期(s)；

z——投入工作液压泵的台数；

P_{ri}——液压泵的输入功率(W)；

η_{Pi}——各台液压泵的总效率；

t_i——第 i 台泵工作时间(s)。

②液压执行元件的功率损失

$$P_{h2} = \frac{1}{T_t}\sum_{j=1}^{M} P_{rj}(1-\eta_j)t_j \tag{8.1-41}$$

式中　M——液压执行元件的数量；

P_{rj}——液压执行元件的输入功率(W)；

η_j——液压执行元件的效率；

t_j——第 j 个执行元件工作时间(s)。

③溢流阀的功率损失

$$P_{h3} = p_y q_{Vy} \tag{8.1-42}$$

式中　p_y——溢流阀的调整压力(Pa)；

q_{Vy}——经溢流阀流回油箱的流量($m^3 \cdot s^{-1}$)。

④油液流经阀或管路的功率损失

$$P_{h4} = \Delta p q_V \tag{8.1-43}$$

式中　Δp——通过阀或管路的压力损失(Pa)；

q_V——通过阀或管路的流量($m^3 \cdot s^{-1}$)。

由以上各种损失构成了整个系统的功率损失，即液压系统的发热功率

$$P_{hr} = P_{h1} + P_{h2} + P_{h3} + P_{h4} \tag{8.1-44}$$

式(8.1-44)适用于回路比较简单的液压系统，对于复杂系统，为方便计算可用式(8.1-45)计算发热功率

$$P_{hr} = P_r - P_c \tag{8.1-45}$$

式中，P_r 是液压系统的总输入功率；P_c 是输出的有效功率。

$$P_r = \frac{1}{T_t}\sum_{i=1}^{z}\frac{p_i q_{Vi} t_i}{\eta_{Pi}} \tag{8.1-46}$$

$$P_c = \frac{1}{T_t}\left(\sum_{i=1}^{n} F_{Wi}s_i + \sum_{j=1}^{m} T_{Wj}\omega_j t_j\right) \tag{8.1-47}$$

式中　T_t——工作周期(s)；

z、n、m——液压泵、液压缸、液压马达的数量；

p_i、q_{Vi}、η_{Pi}——第 i 台泵的实际输出压力、流量、效率；

t_i——第 i 台泵工作时间(s)；

T_{Wj}、ω_j、t_j——液压马达的负载转矩(N·m)、转速(rad·s^{-1})、工作时间(s)；

F_{Wi}、s_i——液压缸负载(N)及驱动此负载的行程(m)。

2) 计算液压系统的散热功率

液压系统的散热主要靠油箱表面，如果管路较长，用式(8.1-44)计算发热功率时，也应考虑管路散热。

$$P_{hc} = (K_1 A_1 + K_2 A_2)\Delta T \tag{8.1-48}$$

式中　K_1——油箱散热系数，见表8.1-50；

K_2——管道散热系数，见表8.1-51；

A_1、A_2——油箱、管道的散热面积(m^2)；

ΔT——油温与环境温度之差(℃)。

表8.1-50　油箱散热系数 K_1

[W·(m^2·℃)$^{-1}$]

冷却条件	K_1
通风条件很差	8～9
通风条件良好	15～17
用风扇冷却	23
循环水强制冷却	110～170

表8.1-51　管道散热系数 K_2

[W·(m^2·℃)$^{-1}$]

风速/m·s^{-1}	管道外径/m		
	0.01	0.05	0.1
0	8	6	5
1	25	14	10
5	69	40	23

若系统达到热平衡，则 $P_{hr} = P_{hc}$，油温不再升高，此时最大温差为

$$\Delta T = \frac{P_{hr}}{K_1 A_1 + K_2 A_2} \tag{8.1-49}$$

环境温度为 T_0，则油温 $T = T_0 + \Delta T$。如果计算出的油温超过该液压设备允许的最高油温(各种机械允许油温见表8.1-52)，就要设法增大散热面积，如

果油箱的散热面积不能加大，或加大一些也无济于事时，需要配置冷却器。冷却器的散热面积

$$A=\frac{P_{hr}-P_{hc}}{K\Delta t_m} \tag{8.1-50}$$

式中 K——冷却器的散热系数；

Δt_m——平均温升(℃)，$\Delta t_m=\frac{T_1+T_2}{2}-\frac{t_1+t_2}{2}$；

T_1、T_2——液压油入口和出口温度；

t_1、t_2——冷却水或风的入口和出口温度。

表 8.1-52 各种机械允许油温 (℃)

液压设备类型	正常工作温度	最高允许温度
数控机床	30～50	55～70
一般机床	30～55	55～70
机车车辆	40～60	70～80
船舶	30～60	80～90
冶金机械、液压机	40～70	60～90
工程机械、矿山机械	50～80	70～90

3）根据散热要求计算油箱容量

式(8.1-49)是在初步确定油箱容积的情况下，验算其散热面积是否满足要求。当系统的发热量确定之后，可根据散热的要求计算油箱的容量。

由式(8.1-49)可得油箱的散热面积为

$$A_1=\frac{\frac{P_{hr}}{\Delta T}-K_2A_2}{K_1} \tag{8.1-51}$$

如不考虑管路的散热，式(8.1-51)可简化为

$$A_1=\frac{P_{hr}}{\Delta TK_1} \tag{8.1-52}$$

油箱主要设计参数如图 8.1-3 所示。一般油面的高度为油箱高 h 的 0.8 倍，与油直接接触的表面为全散热面，与油不直接接触的表面为半散热面，图示油箱的有效容积和散热面积分别为

$$V=0.8abh \tag{8.1-53}$$

$$A_1=1.8h(a+b)+1.5ab \tag{8.1-54}$$

若 A_1 求出，再根据结构要求确定 a、b、h 的比例关系，即可确定油箱的主要结构尺寸。

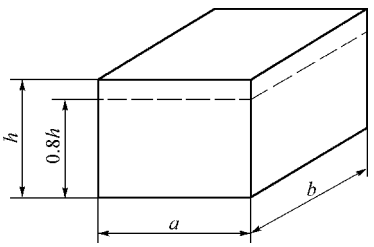


图 8.1-3 油箱结构尺寸

如按散热要求计算出的油箱容积过大，远超出用油量，且又受空间尺寸的限制，则应适当缩小油箱尺寸，增设其他散热措施。

（3）计算液压系统冲击压力

压力冲击是由于管道液流速度急剧改变而形成的。例如液压执行元件在高速运动中突然停止，换向阀的迅速开启和关闭，都会产生远高于静态值的冲击压力。不仅产生振动和噪声，而且会因过高的冲击压力而使管路、液压元件遭到破坏。对系统影响较大的压力冲击常为以下两种型式：

1）当迅速打开或关闭液流通路时，在系统中产生的冲击压力。

直接冲击(即 $t<\tau$)时，管道内压力增大值

$$\Delta p=a_c\rho\Delta v \tag{8.1-55}$$

间接冲击(即 $t>\tau$)时，管道内压力增大值

$$\Delta p=a_c\rho\Delta v\frac{\tau}{t} \tag{8.1-56}$$

式中 ρ——液体密度($kg\cdot m^{-3}$)；

Δv——关闭或开启液流通道前后管道内流速之差($m\cdot s^{-1}$)；

t——关闭或打开液流通道的时间(s)；

τ——管道长度为 l 时，冲击波往返所需的时间(s)，$\tau=\frac{2l}{a_c}$；

a_c——管道内液流中冲击波的传播速度($m\cdot s^{-1}$)。

若不考虑粘性和管径变化的影响，冲击波在管内的传播速度

$$a_c=\frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1+\frac{E_0d}{E\delta}}} \tag{8.1-57}$$

式中 E_0——液压介质的体积弹性模量(Pa)，其推荐值为 $E_0=700MPa$；

δ、d——管道的壁厚和内径(m)；

E——管道材料的弹性模量(Pa)，常用管道材料弹性模量：钢 $E=2.1\times10^{11}Pa$，纯铜 $E=1.18\times10^{11}Pa$。

2）液压缸运动速度急剧变化时，由于液体及运动机构的惯性作用而引起的压力冲击，其压力的增大值为

$$\Delta p=\left(\sum l_i\rho\frac{A}{A_i}+\frac{M}{A}\right)\frac{\Delta v}{t} \tag{8.1-58}$$

式中 l_i——液流第 i 段管道的长度(m)；

A_i——第 i 段管道的截面积(m^2)；

A——液压缸活塞面积(m^2)；

M——与活塞连动的运动部件质量(kg)；

Δv——液压缸的速度变化量($m \cdot s^{-1}$)；

t——液压缸速度变化 Δv 所需时间(s)。

计算出冲击压力后，此压力与管道的静态压力之和即为此时管道的实际压力。实际压力若比初始设计压力大得多时，要重新校核一下相应部位管道的强度及阀件的承压能力，如不满足，要重新调整。

3.1.6　设计液压装置，编制技术文件

(1) 液压装置总体布局

液压系统总体布局有集中式、分散式。

集中式结构是将整个设备液压系统的油源、控制阀部分独立设置于主机之外或安装在地下，组成液压站。如冷轧机、锻压机、电弧炉等有强烈热源和烟尘污染的冶金设备，一般都是采用集中供油方式。

分散式结构是把液压系统中液压泵、控制调节装置分别安装在设备上适当的地方。机床、工程机械等可移动式设备一般都采用这种结构。

(2) 液压阀的配置型式

1) 板式配置　板式配置是把板式液压元件用螺钉固定在平板上，板上钻有与阀口对应的孔，通过管接头连接油管而将各阀按系统图接通。这种配置可根据需要灵活改变回路型式。

2) 集成式配置　目前液压系统大多数都采用集成型式。它是将液压阀件安装在集成块上，集成块一方面起安装底板作用，另一方面起内部油路作用。这种配置结构紧凑、安装方便。

(3) 集成块设计

1) 块体结构　集成块的材料一般为锻钢或热轧钢及铸铁，低压固定设备可用铸铁，高压强振场合要用锻钢。块体加工成长方体或正方体。块体内部按系统图的要求，钻有沟通各阀的孔道。

2) 集成块结构尺寸的确定　外形尺寸要满足阀件的安装、孔道布置及其他工艺要求。各通油孔的内径要满足允许流速的要求，参照式(8.1-32)确定孔径。一般来说，与阀直接相通的孔径应等于所装阀的油口通径。

油孔之间的壁厚 δ 不能太小，防止因使用过程中压力冲击而击穿，并可防止加工误差造成的误通。对于中低压系统，δ 不得小于 3.5mm，高压系统应更大些。

(4) 绘制正式工作图，编写技术文件

液压系统确定后，要绘规范的液压系统图。包括动作循环表和元件的规格型号明细表。图中各元件一般按系统停止位置表示，如特殊需要，也可以按某时刻运动状态画出，但要加以说明。

其他图样资料包括专用零部件(如阀块)图、泵站装配图、管路布置图、操纵机构装配图、电气系统图等。

技术文件包括设计任务书、设计说明书和设备的使用、维护说明书等。

3.2　液压系统设计计算实例——250g 塑料注射机液压系统设计计算

该塑料注射机的工作过程是：粒状塑料通过料斗进入螺旋推进器中，螺杆转动，将料向前推进，同时，因螺杆外装有电加热器，而将料熔化成粘液状态。在此之前，合模机构已将模具闭合，当物料在螺旋推进器前端形成一定压力时，注射机构开始将液状料高压快速注射到模具型腔之中，经一定时间的保压冷却后，开模，把成型的塑料制品顶出。

塑料注射机的工作循环为：

合模—注射—保压—冷却—开模—顶出

螺杆预塑进料

其中合模的动作又分为：快速合模、慢速合模、锁模。锁模时间较长，到开模前都是锁模阶段。

3.2.1　250g 塑料注射机液压系统设计要求及有关设计参数

(1) 对液压系统的要求

1) 合模运动要平稳，两片模具闭合时不应有冲击。

2) 当模具闭合后，合模机构应保持闭合压力，防止注射时将模具冲开。注射后，注射机构应保持注射压力，使塑料充满型腔。

3) 预塑进料时，螺杆转动，料被推到螺杆前端，这时螺杆同注射机构一起向后退，为使螺杆前端的塑料有一定的密度，注射机构必须有一定的后退阻力。

4) 为保证安全生产，系统应设有安全联锁装置。

(2) 液压系统设计参数

250g 塑料注射机液压系统设计参数如下：

螺杆直径	40mm
螺杆行程	200mm
最大注射压力	153MPa
螺杆驱动功率	5kW
螺杆转速	$60r \cdot min^{-1}$
注射座行程	230mm

注射座最大推力	27kN
最大合模力(锁模力)	900kN
开模力	49kN
动模板最大行程	350mm
快速闭模速度	0.1m·s^{-1}
慢速闭模速度	0.02m·s^{-1}
快速开模速度	0.13m·s^{-1}
慢速开模速度	0.03m·s^{-1}
注射速度	0.07m·s^{-1}
注射座前进速度	0.06m·s^{-1}
注射座后移速度	0.08m·s^{-1}

3.2.2 液压执行元件负载和负载转矩计算

(1) 各液压缸的负载计算

1) 合模缸的负载 主要是动模及其连动部件的起动惯性力和导轨的摩擦力。

锁模时，其负载就是给定的锁模力。开模时，液压缸要克服给定的开模力及运动部件的摩擦阻力。

2) 注射座移动缸的负载 注射座移动缸在推进和退回的过程中，同样要克服摩擦阻力和惯性力，只有当喷嘴接触模具时，才须满足注射座最大推力。

3) 注射缸负载 注射缸的负载在整个注射过程中是变化的，计算时，须求出最大负载，即

$$F_W = \frac{\pi}{4} d^2 p$$

式中 d——螺杆直径，由给定参数知：$d = 0.04\text{m}$；

p——喷嘴处最大注射压力，已知 $p = 153\text{MPa}$。

可得 $F_W = 192\text{kN}$。

取液压缸机械效率 0.9，求得作用于活塞上的负载，列于表 8.1-53 中。

表 8.1-53 各液压缸的负载

液压缸名称	工况	液压缸负载 F_W/kN	活塞上负载 F/kN
合模缸	合模	90	100
	锁模	900	1000
	开模	49	55
注射座移动缸	移动	2.7	3
	顶紧	27	30
注射缸	注射	192	213

(2) 进料液压马达负载转矩计算

$$T_W = \frac{P_c}{2\pi n} = \frac{5 \times 10^3}{\frac{2 \times 3.14 \times 60}{60}}\text{N·m} = 796\text{N·m}$$

取液压马达的机械效率为 0.95，则其负载转矩

$$T = \frac{T_W}{\eta_m} = \frac{796}{0.95}\text{N·m} = 838\text{N·m}$$

3.2.3 液压系统主要参数计算

(1) 初选系统工作压力

锁模时负载最大，此时由增压缸供油，其他工况负载都不高，由表 8.1-44 初选系统工作压力为 6.5MPa。

(2) 计算液压缸的主要结构尺寸

1) 确定合模缸的活塞及活塞杆直径 合模缸最大负载时，为锁模工况，其负载力为 1000kN，工作在活塞杆受压状态。按式(8.1-21)计算活塞直径

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi\left(p_1 - \frac{p_2}{\varphi}\right)}}$$

此时 p_1 是由增压缸提供的增压后的进油压力，初定增压比为 5，则 $p_1 = 5 \times 6.5\text{MPa} = 32.5\text{MPa}$。锁模工况时，回油流量极小，故 $p_2 \approx 0$，求得合模缸的活塞直径为

$$D_h = \sqrt{\frac{4 \times 100 \times 10^4}{3.14 \times 32.5 \times 10^6}}\text{m} = 0.198\text{m}$$

取 $D_h = 0.2\text{m}$，按表 8.1-81 取 $\varphi = 2$，即 $d = 0.71D$，则活塞杆直径 $d_h = 0.71 \times 0.2\text{m} = 0.142\text{m}$，取 $d_h = 0.15\text{m}$。

为设计简单、加工方便，将增压缸的缸体与合模缸体做成一体(见图 8.1-4)，增压缸的活塞直径也为 0.2m。其活塞杆直径按增压比为 5，求得

$$d_z = \sqrt{\frac{D_h^2}{5}} = \sqrt{\frac{0.2^2}{5}}\text{m} = 0.089\text{m}$$

取 $d_z = 0.09\text{m}$。

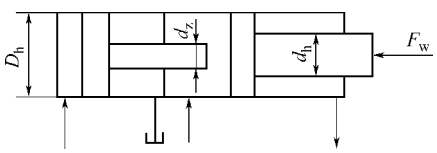


图 8.1-4 合模缸

2) 注射座移动缸的活塞和活塞杆直径 注射座移动缸最大负载为其顶紧之时，此时缸的回油流量虽经节流阀，但流量极小，故背压为零，则其活塞直径

为

$$D_y=\sqrt{\frac{4F}{\pi p_1}}=\sqrt{\frac{4\times3\times10^4}{\pi\times6.5\times10^6}}\text{m}=0.076\text{m}$$

取 $D_y=0.1\text{m}$。

由给定参数知，注射座往复速比为 0.08/0.06=1.33，查表 8.1-81 得 $d/D=0.5$，则活塞杆直径为

$$d_y=0.5\times0.1\text{m}=0.05\text{m}$$

3）确定注射缸的活塞及活塞杆直径　当液态塑料充满模具型腔时，注射缸的负载达到最大值213kN，此时注射缸活塞移动速度也近似等于零，回油量极小，故背压力可以忽略不计，这样

$$D_s=\sqrt{\frac{4F}{\pi p}}=\sqrt{\frac{4\times21.3\times10^4}{\pi\times6.5\times10^6}}\text{m}=0.204\text{m}$$

取 $D_s=0.22\text{m}$，活塞杆的直径一般与螺杆外径相同，取 $d_s=0.04\text{m}$。

（3）计算液压马达的排量

液压马达是单向旋转的，其回油直接回油箱，视其出口压力为零，机械效率为 0.95，则

$$q_v=\frac{2\pi T_W}{p_1\eta_m}=\frac{2\times3.14\times796}{65\times10^5\times0.95}\text{m}^3\cdot\text{r}^{-1}=0.0008\text{m}^3\cdot\text{r}^{-1}$$

（4）计算液压执行元件实际工作压力

按确定的液压缸结构尺寸和液压马达排量，计算工况液压执行元件实际工作压力，见表 8.1-54。

表 8.1-54　液压执行元件实际工作压力

工　况	执行元件名称	载　荷	背压 p_2/MPa	工作压力 p_1/MPa	计算公式
合模行程	合模缸	100kN	0.3	3.3	$p_1=\dfrac{F+p_2A_2}{A_1}$
锁模	增压缸	1000kN	—	6.4	
座前进	注射座移动缸	3kN	0.5	0.76	
座顶紧		30kN	—	3.8	
注射	注射缸	213kN	0.3	5.9	
预塑进料	液压马达	838N·m	—	6.0	$p_1=\dfrac{2\pi T}{q}$

（5）计算液压执行元件实际所需流量

根据最后确定的液压缸的结构尺寸或液压马达的排量及其运动速度或转速，计算出各液压执行元件实际所需流量，见表 8.1-55。

表 8.1-55　液压执行元件实际所需流量

工　况	执行元件名称	运动速度	结构参数	流量/L·s^{-1}	计算公式
慢速合模	合模缸	0.02m·s^{-1}	$A_1=0.03\text{m}^2$	0.6	$q=A_1v$
快速合模		0.1m·s^{-1}		3	
座前进	注射座移动缸	0.06m·s^{-1}	$A_1=0.008\text{m}^2$	0.48	
座后退		0.08m·s^{-1}	$A_2=0.006\text{m}^2$	0.48	$q=A_2v$
注射	注射缸	0.07m·s^{-1}	$A_1=0.038\text{m}^2$	2.7	$q=A_1v$
预塑进料	液压马达	60r·min^{-1}	$v=0.873\text{L}\cdot\text{r}^{-1}$	0.87	$q=vn$
慢速开模	合模缸	0.03m·s^{-1}	$A_2=0.014\text{m}^2$	0.42	$q=A_2v$
快速开模		0.13m·s^{-1}		1.8	

3.2.4　制定系统方案和拟定液压系统图

（1）制定系统方案

1）执行机构的确定　本执行机构除螺杆是单向旋转外，其他机构均为直线往复运动。

各直线运动机构均采用单活塞杆双作用液压缸直接驱动，螺杆则用液压马达驱动。

从给定的设计参数可知，锁模时所需的力最大，为900kN。为此设置增压液压缸，得到锁模时的局部高压来保证锁模力。

2）合模缸动作回路　合模缸要求其实现快速、慢速、锁模、开模动作。其运动方向由电液换向阀直接控制。快速运动时，需要有较大流量供给。慢速合模只要有小流量供给即可。锁模时，由增压缸供油。

3）液压马达动作回路　螺杆不要求反转，所以液压马达单向旋转即可，由于其转速要求较高，而对速度平稳性无过高要求，故采用旁路节流调速方式。

4）注射缸动作回路　注射缸运动速度较快，平稳性要求不高，故也采用旁路节流调速方式。由于预塑时有背压要求，在无杆腔出口处串联背压阀。

5）注射座移动缸动作回路　注射座移动缸采用回油节流调速回路。工艺要求其不工作时，处于浮动状态，故采用*Y*型中位机能的电磁换向阀。

6）安全联锁措施　本系统为保证安全生产，设置了安全门。在安全门下端装一个行程阀，用来控制合模缸的动作。将行程阀串在控制合模缸换向的液动阀控制油路上，安全门没有关闭时，行程阀不能被压下，液动换向阀不进控制油，电液换向阀不能换向，合模缸也不能合模。只有操作者离开，将安全门关闭，压下行程阀，合模缸才能合模，从而保障了人身安全。

7）液压源的选择　该液压系统在整个工作循环中需油量变化较大，另外，闭模和注射后又要求有较长时间的保压，所以选用双泵供油系统。液压缸快速动作时，双泵同时供油，慢速动作或保压时由小泵单独供油，这样可减少功率损失，提高系统效率。

（2）拟定液压系统图

液压系统图见图8.1-5。其动作循环表见表8.1-56。

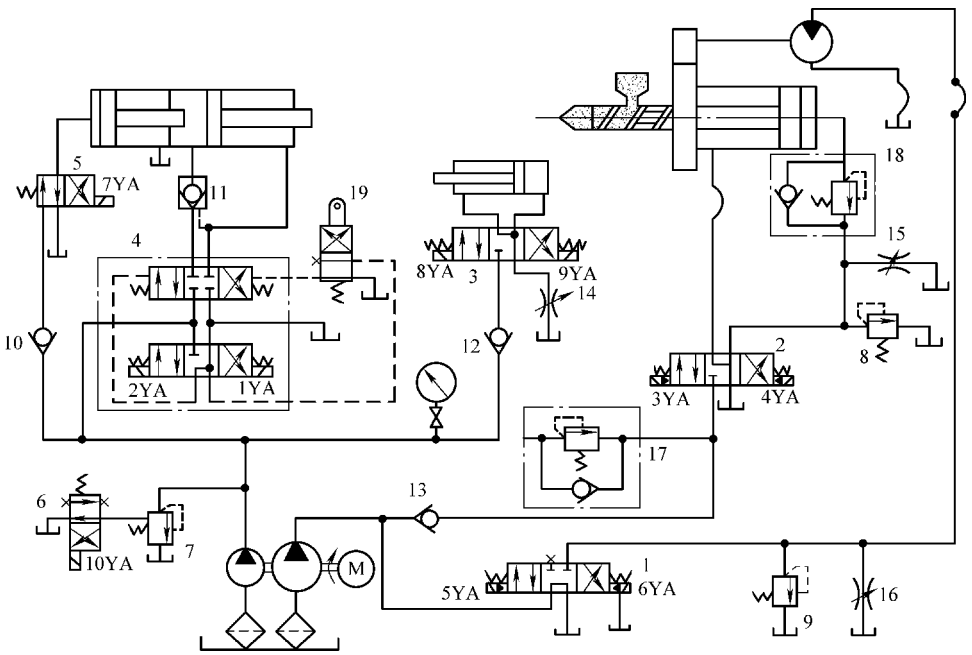


图8.1-5　250g塑料注射机液压系统原理图

注：各元件名称见表8.1-57。

表 8.1-56　电磁铁动作表

磁铁 / 动作	1YA	2YA	3YA	4YA	5YA	6YA	7YA	8YA	9YA	10YA
快速合模	+				+					+
慢速合模	+									+
增压锁模	+						+			+
注射座前进							+		+	+
注射				+	+		+		+	+
注射保压				+			+		+	+
减压(放气)		+							+	+
再增压	+						+		+	+
预塑进料						+	+		+	+
注射座后退								+		+
慢速开模		+								+
快速开模		+			+					+
系统卸荷										

3.2.5　液压元件的选择

（1）液压泵的选择

1）液压泵工作压力的确定

$$p_P \geqslant p_1 + \sum \Delta p$$

式中，p_1 是液压执行元件的最高工作压力，即增压缸锁模时的入口压力，$p_1 = 6.4\text{MPa}$。$\sum \Delta p$ 是泵到执行元件间总的管路损失。由系统图 8.1-5 可见，泵到增压缸间有一个单向阀和一个换向阀，取 $\sum \Delta p = 0.5\text{MPa}$。

液压泵工作压力为

$$p_P = (6.4 + 0.5)\text{MPa} = 6.9\text{MPa}$$

2）液压泵流量的确定

$$q_{VP} \geqslant K(\sum q_{max})$$

由表 8.1-55 知，系统最大流量发生在快速合模工况，$\sum q_{max} = 3\text{L} \cdot \text{s}^{-1}$。取泄漏系数 K 为 1.2，求得液压泵流量为

$$q_{VP} = 3.6\text{L} \cdot \text{s}^{-1} = 216\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$$

选用 YYB-BC171/488 型双联叶片泵，当压力为 7MPa 时，大泵流量为 $157.3\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$，小泵流量为 $44.1\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$。

（2）电动机功率的确定

注射机在整个动作循环中，系统的压力和流量都是变化的，所需功率变化较大，为满足整个工作循环的需要，按较大功率段来确定电动机功率。

快速注射工况系统的压力和流量均较大，此时，大小泵同时参加工作，小泵排油除保证锁模压力外，还通过顺序阀将压力油供给注射缸，大小泵出油汇合推动注射缸前进。

前面的计算已知，小泵供油压力为 $p_{P1} = 6.9\text{MPa}$，考虑大泵到注射缸之间的管路损失，大泵供油压力应为 $p_{P2} = (5.9 + 0.5)\text{MPa} = 6.4\text{MPa}$，取泵的总效率 $\eta_P = 0.8$，泵的总驱动功率为

$$P = \frac{p_{P1}q_{V1} + p_{P1}q_{V1}}{\eta_P}$$

$$= \frac{6.9 \times 10^6 \times 44.1 + 6.4 \times 10^6 \times 157.3}{10^3 \times 0.8 \times 60 \times 10^3}\text{kW}$$

$$= 27.313\text{kW}$$

考虑到注射时间较短，不过 3s，而电动机一般允许短时间超载 25%，这样电动机功率还可降低一些，即

$$P = 27.313 \times \frac{100}{125}\text{kW} = 21.85\text{kW}$$

其他工况液压泵驱动功率均小于此值。查样本，选用 22kW 的电动机。

（3）液压阀的选择

选择液压阀主要根据是阀的工作压力和通过阀的流量。本系统所选阀的规格型号见表 8.1-57。

表 8.1-57 250g 塑料注射机液压阀明细表

序 号	名 称	实际流量 /L·s^{-1}	选 用 规 格
1	三位四通电液换向阀	2.62	4WEH25G-50/6EG24NETZ5L/P4.5
2	三位四通电液换向阀	3.36	4WEH25J-50/6EG24NETZ5L
3	三位四通电磁换向阀	0.50	4WE6J-50/CG24NZ5L
4	三位四通电液换向阀	3.36	4WEH25E-50/6EG24NETZ5L
5	二位四通电磁换向阀	<0.74	4WE10E-31/6CG24NZ5L
6	二位四通电磁换向阀	<0.50	4WE6D-50/CG24NZ5L
7	溢流阀	0.74	DB10-1-30/200
8	溢流阀	2.62	DB20-1-30/200
9	溢流阀	2.62	DB20-1-30/200
10	单向阀	0.74	RVP10-10
11	液控单向阀	3.36	SV20PA1-30
12	单向阀	0.50	RVP8-10
13	单向阀	2.62	RVP20-10
14	节流阀	0.65	DVP10-10
15	调速阀	<0.70	2FRM10-21/50L
16	调速阀	<1.70	2FRM16-21/100L
17	单向顺序阀	0.74	DZ25130/210
18	单向顺序阀	2.70	DZ10-1-30/210Y
19	行程滑阀	<0.50	4WMR6C50B

（4）液压马达的选择

在3.2.3（3）中已求得液压马达的排量为0.8L·r^{-1}，系统工作压力为7MPa，输出转矩796N·m。

选SZM0.9双斜盘轴向柱塞式液压马达。其理论排量0.873L·r^{-1}，额定压力20MPa，额定转速为8～100r·min^{-1}，最高转矩3057N·m，机械效率大于90%。

（5）油管内径计算

本系统管路较为复杂，取其主要几条(其余略)，按式(8.1-32)计算，结果见表8.1-58。

表 8.1-58 主要管路内径

管路名称	通过流量 /L·min^{-1}	允许流速 /m·s^{-1}	管路内径 /m	实际取值 /m
大泵吸油管	2.62	0.85	0.063	0.065
小泵吸油管	0.735	1	0.031	0.032
大泵排油管	2.62	4.5	0.027	0.032
小泵排油管	0.735	4.5	0.014	0.015
双泵并联后管路	3.36	4.5	0.031	0.032
注射缸进油管路	2.66	4.5	0.028	0.032

（6）确定油箱的有效容积

按式(8.1-34)来初步确定油箱的有效容积

$$V = aq_V$$

已知所选泵的总流量为201.4L·min^{-1}，这样，液压泵每分钟排出压力油的体积为0.2m^3。参照表8.1-49取$a=5$，算得有效容积为

$$V = 5 \times 0.2\text{m}^3 = 1\text{m}^3$$

3.2.6　液压系统性能验算

（1）验算回路中的压力损失

本系统较为复杂，有多个液压执行元件动作回路，其中环节较多，管路损失较大的要算注射缸动作回路，故主要验算由泵到注射缸这段管路的损失。

1）沿程压力损失

主要是注射缸快速注射时进油管路的压力损失。此管路长5m，管内径0.032m，快速时通过流量2.7L·s^{-1}，选用L-HM32液压油，正常运转后油的运动粘度$\nu=27\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$，油的密度$\rho=918\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$。

油在管路中的实际流速为

$$v = \frac{q_V}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{2.7\times10^{-3}}{\frac{\pi}{4}\times0.032^2}\text{m}\cdot\text{s}^{-1} = 3.36\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{3.36\times0.032}{2.7\times10^{-5}} = 3982 > 2300$$

油在管路中呈紊流流动状态，其沿程阻力系数为

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$

按式$\Delta p_1 = \lambda \frac{l}{d}\frac{\rho v^2}{2}$求得沿程压力损失为

$$\Delta p_1 = \frac{0.3164\times5\times3.36^2\times918}{3981^{0.5}\times0.032\times2\times10^6}\text{MPa} = 0.03\text{MPa}$$

2）局部压力损失

局部压力损失包括通过管路中弯管和管接头等处的管路局部压力损失Δp_2，以及通过控制阀的局部压力损失Δp_3。其中管路局部压力损失相对来说小得多，故主要计算通过控制阀的局部压力损失。

参看图8.1-5，从小泵出口到注射缸进油口，要经过单向顺序阀17、电液换向阀2及单向顺序阀18。

单向顺序阀17的额定流量为50L·min^{-1}，额定压力损失为0.4MPa；电液换向阀2的额定流量为190L·min^{-1}，额定压力损失0.3MPa；单向顺序阀18的额定流量为150L·min^{-1}，额定压力损失0.2MPa。

通过各阀的局部压力损失之和为

$$\Delta p_{3,1} = \left[0.4\left(\frac{44.1}{50}\right)^2 + 0.3\left(\frac{157.3+44.1}{190}\right)^2 + 0.2\left(\frac{162}{150}\right)^2\right]\text{MPa} = 0.88\text{MPa}$$

从大泵出油口到注射缸进油口要经过单向阀13、电液换向阀2和单向顺序阀18。单向阀13的额定流量为250L·min^{-1}，额定压力损失为0.2MPa。

通过各阀的局部压力损失之和为

$$\Delta p_{3,2} = \left[0.2\times\left(\frac{157.3}{250}\right)^2 + 0.34 + 0.23\right]\text{MPa} = 0.65\text{MPa}$$

由以上计算结果可求得快速注射时小泵到注射缸之间总的压力损失为

$$\Delta p_1 = (0.03 + 0.88)\text{MPa} = 0.91\text{MPa}$$

大泵到注射缸之间总的压力损失为

$$\Delta p_2 = (0.03 + 0.65)\text{MPa} = 0.68\text{MPa}$$

小泵出口压力：

$$p_{\text{P1}} = (5.9 + 0.91)\text{MPa} = 6.81\text{MPa}$$

大泵出口压力：

$$p_{\text{P2}} = (5.9 + 0.68)\text{MPa} = 6.58\text{MPa}$$

由计算结果看，大小泵的实际出口压力距泵的额定压力还有一定的裕度，所选泵是适合的。

综合考虑各工况的需要，确定系统的最高工作压力(即溢流阀7的调定压力)为6.8MPa。

（2）液压系统发热温升计算

1）计算发热功率　液压系统的功率损失全部转化为热量。按式(8.1-45)计算其发热功率。

$$P_{\text{hr}} = P_{\text{r}} - P_{\text{c}}$$

对本系统来说，P_{r}是整个工作循环中双泵的平均输入功率，即

$$P_{\text{r}} = \frac{1}{T_t}\sum_{i=1}^{z}\frac{p_i q_{Vi} t_i}{\eta_{Pi}}$$

具体的p_i、q_{Vi}、t_i值见表8.1-60。这样，可算得双泵平均输入功率$P_{\text{r}}=15.3\text{kW}$。

系统总输出功率

按式(8.1-47)求系统的输出有效功率为

$$P_{\text{c}} = \frac{1}{T_{\text{t}}}\left[\sum_{i=1}^{n} F_{\text{W}i}S_i + \sum_{j=1}^{m} T_{\text{W}j}\omega_j t_j\right]$$

由前面给定参数及计算结果可知：

合模缸的负载为90kN，行程0.35m；

注射缸的负载为192kN，行程0.2m；

预塑螺杆有效功率5kW，工作时间15s；

开模时负载为49kN，行程0.35m。

表 8.1-59 各工况双泵输入功率

工 况	泵工作状态		出口压力/MPa		总输入功率/kW	工作时间/s	说 明
	小泵	大泵	小泵	大泵			
慢速合模	+	－	3.68	0.3	6	1	小泵额定流量：$q_{P1}=0.74\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$，大泵额定流量：$q_{P2}=2.62\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$，泵的总效率： 正常工作时：$\eta_P=0.8$ 卸荷时：$\eta_P=0.3$
快速合模	+	+	4	4.16	17.3	2	
增压锁模	+	－	6.8	0.3	8.9	0.5	
注射	+	+	6.8	6.58	27.8	3	
保压	+	－	6.8	0.3	8.9	16	
进料	+	+	6.8	6.3	26.9	15	
冷却	+	－	6.8	0.3	8.9	15	
快速开模	+	+	4.2	4.4	18.3	1.5	
慢速开模	+	－	3.9	0.3	6.2	1	

注：表中(＋)表示正常工作，(－)表示卸荷。

注射机输出有效功率主要是以上这些。

$$P_c=\frac{1}{55}(1.39\times10^5\times0.35+1.92\times10^5\times0.2+5\times10^3\times15)\text{W}=2946.36\text{W}\approx3\text{kW}$$

总的发热功率为

$$P_{hr}=(15.3-3)\text{kW}=12.3\text{kW}$$

2）计算散热功率 前面初步求得油箱的有效容积为 1m^3，按 $V=0.8abh$ 求得油箱各边之积：

$$abh=\frac{1}{0.8}\text{m}^3=1.25\text{m}^3$$

取 a 为 1.25m，b、h 分别为 1m。

根据式(8.1-54)求得油箱散热面积为

$$A_t=1.8h(a+b)+1.5ab=(1.8\times1\times(1.25+1)+1.5\times1.25)\text{m}^2=5.9\text{m}^2$$

油箱的散热功率为

$$P_{hc}=K_1A_t\Delta T$$

式中 K_1——油箱散热系数，查表 8.1-50，K_1 取 $16\text{W}/(\text{m}^2\cdot℃)$；

ΔT——油温与环境温度之差，取 $\Delta T=35℃$。

$$P_{hc}=(16\times5.9\times35)\text{kW}=3.3\text{kW}<P_{hr}=12.3\text{kW}$$

由此可见，油箱的散热远远满足不了系统散热的要求，管路散热是极小的，需要另设冷却器。

3）冷却器所需冷却面积的计算

冷却面积为

$$A=\frac{P_{hr}-P_{hc}}{K\Delta t_m}$$

式中 K——传热系数，用管式冷却器时，取 $K=116\text{W}/(\text{m}^2\cdot℃)$；

Δt_m——平均温升，$\Delta t_m=\frac{T_1+T_2}{2}-\frac{t_1+t_2}{2}$。

取油进入冷却器的温度 $T_1=60℃$，油流出冷却器的温度 $T_2=50℃$，冷却水入口温度 $t_1=25℃$，冷却水出口温度 $t_2=30℃$。则

$$\Delta t_m=\left(\frac{60+50}{2}-\frac{25+30}{2}\right)℃=27.5℃$$

所需冷却器的散热面积为

$$A=\frac{(12.3-3)\times10^3}{116\times27.5}\text{m}^2=2.8\text{m}^2$$

考虑到冷却器长期使用时，设备腐蚀和油垢、水垢对传热的影响，冷却面积应比计算值大 30%，实际选用冷却器散热面积为

$$A=1.3\times2.8\text{m}^2=3.6\text{m}^2$$

4　液压泵

液压泵是能量转换装置，它是将原动机的机械能转换为液压能的能量转换元件，液压泵作为液压元件向液压系统提供具有压力和流量的流体，即液压能。

4.1　液压泵的分类（见图 8.1-6）

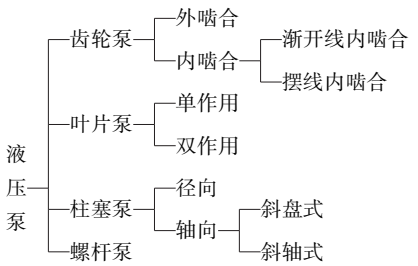


图 8.1-6　液压泵分类

4.2　液压泵的主要技术参数和计算公式

4.2.1　液压泵的主要技术参数

（1）泵的排量（$mL \cdot r^{-1}$）　泵每旋转一周，所能排出的液体体积。

（2）泵的理论流量（$L \cdot min^{-1}$）　在额定转数时，用计算方法得到的单位时间内泵能排出的最大流量。

（3）泵的额定流量（$L \cdot min^{-1}$）　在正常工作条件下，保证泵长时间运转所能输出的最大流量。

（4）泵的额定压力（MPa）　在正常工作条件下，保证泵能长时间运转的最高压力。

（5）泵的最高压力（MPa）　允许泵在短时间超过额定压力运转时的最高压力。

（6）泵的额定转速（$r \cdot min^{-1}$）　在额定压力下，保证长时间正常运转的最高转速。

（7）泵的最高转速（$r \cdot min^{-1}$）　在额定压力下，允许泵在短时间内超过额定转速运转时的最高转速。

（8）泵的容积效率（%）　泵的实际输出流量与理论流量的比值。

（9）泵的总效率（%）　泵输出的液压功率与输入的机械功率的比值。

（10）泵的驱动功率（kW）　在正常工作条件下能驱动液压泵的机械功率。

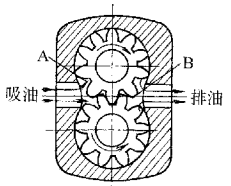
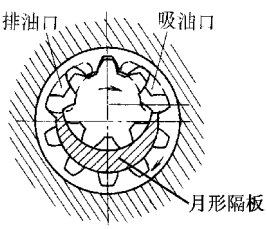
4.2.2　液压泵的常用计算公式（见表 8.1-60）

表 8.1-60　液压泵的常用计算公式

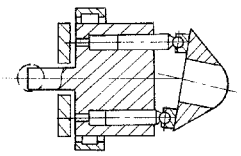
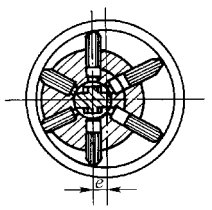
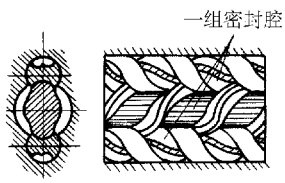
参数名称	计 算 公 式	符 号 说 明
流量	$q_0 = V \cdot n \cdot 10^{-3}$ $q = V \cdot \pi \cdot \eta_0 \cdot 10^{-3}$	V—排量（$mL \cdot r^{-1}$） n—转速（$r \cdot min^{-1}$） q_0—理论流量（$L \cdot min^{-1}$） q—实际流量（$L \cdot min^{-1}$）
输入功率	$P_i = 2\pi Tn/600$	P_i—输入功率（kW） T—转矩（N·m）
输出功率	$P_0 = pq/60$	P_0—输出功率（kW） p—输出压力（MPa）
容积效率	$\eta_0 = \frac{q}{q_0} \times 100$	η_0—容积效率（%）
机械效率	$\eta_m = \frac{1000Pq_0}{2\pi Tn} \times 100$	η_m—机械效率（%）
总效率	$\eta = \frac{P_0}{P_i} \times 100$	η—总效率（%）

4.3　典型液压泵的工作原理及主要结构特点（见表 8.1-61）

表 8.1-61　典型液压泵的工作原理及主要结构特点

类型	结构、原理示意图	工 作 原 理	结 构 特 点
外啮合齿轮泵		当齿轮旋转时，在 A 腔，由于轮齿脱开使容积逐渐增大，形成真空将油液吸入，随着齿轮的旋转充满在齿槽内的油被带到 B 腔，在 B 腔，由于轮齿啮合，容积逐渐减小，油液被压出	利用齿和泵壳形成的封闭容积的变化，完成泵的功能，不需要配流装置，不能变量 结构最简单、价格低、径向载荷大
内啮合齿轮泵		当传动轴带动外齿轮旋转时，与此相啮合的内齿轮也随着旋转。吸油腔由于轮齿脱开而吸油，经隔板后，油液进入压油腔，压油腔由于轮齿啮合而排油	典型的内啮合齿轮泵主要有内齿轮、外齿轮及隔板等组成。利用齿和齿圈形成的容积变化，完成泵的功能，不能变量 尺寸比外啮合式略小，价格比外啮合式略高，径向载荷大

（续）

类型	结构、原理示意图	工作原理	结构特点
叶片泵		转子旋转时，叶片在离心力和压力油的作用下，尖部紧贴在定子内表面上。这样两个叶片与转子和定子内表面所构成的工作容积，先由小到大吸油后再由大到小排油，叶片旋转一周时，完成两次吸油和两次排油	利用插入转子槽内的叶片间容积变化，完成泵的作用。在轴对称位置上布置有两组吸油口和排油口，径向载荷小，噪声较低流量脉动小
柱塞泵		柱塞泵由缸体与柱塞构成，柱塞在缸体内作往复运动，在工作容积增大时吸油，工作容积减小时排油。采用端面配油	径向载荷由缸体外周的大轴承所平衡，以限制缸体的倾斜 利用配流盘配流 传动轴只传递转矩、轴径较小。由于存在缸体的倾斜力矩，制造精度要求较高，否则易损坏配流盘
径向柱塞泵		当每个柱塞在转子套内伸出及缩入时，产生容积变化，转子旋转时，由于转子与定子环存在有偏心 e，所以柱塞在沿定子环内圆滑动的同时，柱塞伸出或缩入。伸出时容积增大，形成局部真空，将油液吸入；缩入时容积减小，将油液压出	其吸油腔及压油腔由输出轴（配流轴）上的配流槽配流
螺杆泵		一根主动螺杆与两根从动螺杆相互啮合，三根螺杆的啮合线把螺旋槽分割成若干个密封容积。当螺杆旋转时，这个密封容积沿轴向移动而实现吸油和排油	利用螺杆槽内容积的移动，产生泵的作用 不能变量 无流量脉动 径向载荷较双螺杆式小、尺寸大，重量大

4.4 液压泵的技术性能和参数选择

4.4.1 各类液压泵的技术性能和应用范围（见表8.1-62）

表8.1-62 各种液压泵的技术性能和应用范围

类型 / 性能参数	齿轮泵			螺杆泵	叶片泵		柱塞泵				
	外啮合	内啮合			单作用	双作用	轴向			径向轴配流	卧式轴配流
		楔块式	摆线转子式				直轴端面配流	斜轴端面配流	阀配流		
压力范围/MPa	≤25.0	≤30.0	1.6～16.0	2.5～10.0	≤6.3	6.3～32.0	≤10.0	≤40.0	≤70.0	10.0～0.0	≤40.0
排量范围/mL·r^{-1}	0.3～650	0.8～300	2.5～150	25～1500	1～320	0.5～480	0.2～560	0.2～3600	≤420	20～720	1～250
转速范围/r·min^{-1}	300～7000	1500～2000	1000～4500	1000～2300	500～2000	500～4000	600～2200	600～1800	≤1800	700～1800	200～2200
最大功率/kW	120	350	120	390	30	320	730	2660	750	250	260

（续）

类型 / 性能参数	齿轮泵			螺杆泵	叶片泵		柱塞泵				
	外啮合	内啮合			单作用	双作用	轴向			径向轴配流	卧式轴配流
		楔块式	摆线转子式				直轴端面配流	斜轴端面配流	阀配流		
容积效率(%)	70～95	≤96	80～90	70～95	85～92	80～94	88～93	88～93	90～95	80～90	90～95
总效率(%)	63～87	≤90	65～80	70～85	64～81	65～82	81～88	81～88	83～88	81～83	83～88
功率质量比/kW·kg^{-1}	中	大	中	小	小	中	大	大	大	中	中
最高自吸能力/kPa	50	40	40	63.5	33.5	33.5	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5
流量脉动(%)	11～27	1～3	≤3	<1	≤1	≤1	1～5	1～5	<14	<2	≤14
噪声	中	小	小	小	中	中	大	大	大	中	中
污染敏感度	小	中	中	小	中	中	大	中大	小	中	小
变量能力	不能				能		好				
价格	最低	中	低	高	中	中低	高	高	高	高	高
应用范围	机床、工程机械、农业机械、航空、船舶、一般机械			精密机床、精密机械、食品、化工、石油、纺织等机械	机床、注塑机、液压机、起重运输机械、工程机械、飞机		工程机械、锻压机械、运输机械、矿山机械、冶金机械、船舶、飞机等				

4.4.2　液压泵参数的选择

泵的基本参数是压力、流量、转速和效率。一般应根据系统的实际工况来选择，为了提高系统的可靠性，延长泵的使用寿命，一般在固定设备中液压系统的正常工作压力可选择为泵额定压力的70%～80%，车辆用液压系统工作压力可选择为泵额定压力的50%～60%。选择泵的第二个最重要的因素是泵的流量或排量，泵的流量与工况有关，选择的泵的流量须大于液压系统工作时的最大流量。泵的效率值是泵质量好坏的体现，一般来说，应使主机的常用工作参数处在泵效率曲线的高效区域。另外，泵的最高压力与最高转速不宜同时使用，以延长泵的使用寿命。产品说明书中往往提供了较详细的泵技术参数图表，在选择时，应严格遵照产品说明书中的规定。

转速的选择应严格按照产品技术规格表中规定的数据，不得超过最高转速值。至于其最低转速，在正常使用条件下，并没有严格的限制。

4.5　齿轮泵产品

4.5.1　齿轮泵产品技术参数概览（见表8.1-63）

表8.1-63　齿轮泵产品技术参数概览

类别	型号	排量/mL·r^{-1}	压力/MPa		转速/r·min^{-1}		容积效率(%)	生产厂
			额定	最高	额定	最高		
外啮合齿轮泵	CB	32、50、100	10	12.5	1450	1650	≥90	四川长江液压件有限公司 合肥液压件二厂
	CB-C	10～32	10	14	1800	2400	≥90	四平市力士德液压机械有限公司
	CB-D	32～70						
	CB-E	70～210	10	12.5	1800	2400	≥90	榆次液压件有限公司
	CB-F_A	10～40	14	17.5	1800	2400	≥90	
	CB-F_C	10～40	16	20	2000	3000	≥90	

（续）

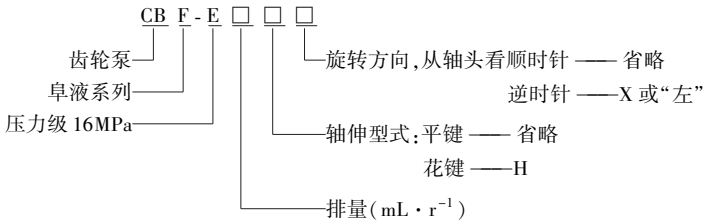
类别	型号	排量/mL·r^{-1}	压力/MPa		转速/r·min^{-1}		容积效率（%）	生产厂
			额定	最高	额定	最高		
外啮合齿轮泵	CB-G	16～200	12.5	16	2000	2500	≥91	四川长江液压件有限公司 阜新液压件厂
	CB-H_B	51.76～101.5	16	20	1800	2400	≥91～92	榆次液压件有限公司
	CB-L	40～200	16	20	2000	2500	≥90	四川长江液压件有限公司 阜新液压件厂
	CB-Q	20～63	20	25	2500	3000	≥91～92	合肥液压件二厂 栖霞液压件厂
	CB-S	10～140	16	20	2000	2500	≥91～93	阜新液压件厂
	CB-X	10～40	20	25	2000	3000	≥90	四川长江液压件有限公司
	CB-Y	10.18～100.7	20	25	2500	3000	≥90	
	GB300	6～14	14～16	17.5～20	2000	3000	≥90	武汉液压件厂
	CB*-E	4～125	16	20	2000	3000	≥91～93	阜新液压件厂
	CB*-F	4～20	20	25	2000	3000	≥90	
	CBF-E	10～140	16	20	2500	3000	≥90～95	
	CBF-F	10～100	20	25	2000	2500	≥90～95	
	CBG	18～160	12.5～16	16～20	2000	2500～3000	≥91	四川长江液压件有限公司 阜新液压件厂
	GBN-E	16～63	16	20	2000	2500	≥91～93	武汉液压件厂
	CBQ-F5	20～63	20	25	2500	3000	≥92～96	阜新液压件厂
	CBT-E3	4～25	16		2000		≥80	天津双华液压
	CBT-F4	10～32	20	25	2500	3000	≥92～93	合肥长源液压件厂
	CBZ2	32～100.6	16～26	20～31.5	2000	2500	≥94	济南液压件厂
	BBXQ	12,16	3,5	6	1500	2000	≥90	南京液压机械制造厂有限公司
	G5	5～25	16～25			2800～4000	≥90	四川长江液压件有限公司
	G20	23～87	14～23			2300～3600	≥87～90	四川长江液压件有限公司
	G30	58～161	14～23			2200～3000	≥90	
	GPA	1.76～63.6	10		2000～3000		≥90	上海机床有限公司
	GPC4	20～80	18～25		2300～3300		≥80	四川长江液压件有限公司 天津津联液压件厂
	P*	15～200	23	28	2400	—	—	泊姆克天津公司
外啮合双联齿轮泵	CBG2	40.6/40.6～140.3/140.3	16	20	2000	3000	≥91	四川长江液压件有限公司 阜新液压件厂
	CBG3	126.4/126.4～200.9/200.9	12.5～16	16～20	2000	2200	≥91	四川长江液压件有限公司 阜新液压件厂 济南液压件厂 武汉液压件厂

（续）

类别	型号	排量/mL·r^{-1}	压力/MPa		转速/r·min^{-1}		容积效率（%）	生　产　厂
			额定	最高	额定	最高		
外啮合双联齿轮泵	CBL	40.6/40.6～200.9/200.9	16	20	2000	2500	≥90	四川长江液压件有限公司
	CBY	10.18/10.18～100.7/100.7	20	25	2000	3000	≥90	四川长江液压件有限公司 济南液压件厂
	CBQL	20/20～63/32	16～20	20～25		3000	≥90	合肥液压件二厂
	CBZ	32.1/32.1～80/80～250	25	31.5	2000	2500	≥94	济南液压件厂
内啮合齿轮泵	NB	10～250	25	32	1500～2000	3000	≥83	上海航空发动机制造厂
	BB-B	4～125	2.5		1500		≥80～90	上海机床有限公司

4.5.2　CBF-E 型齿轮泵

（1）型号说明



（2）技术规格（见表 8.1-64）

表 8.1-64　技 术 规 格

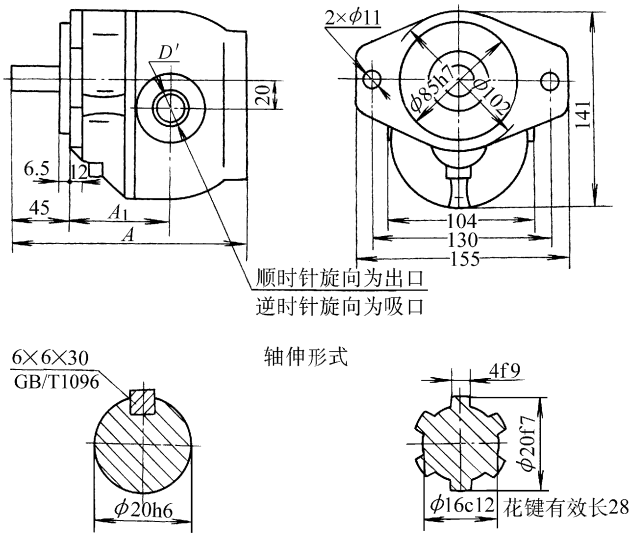
型　　号	排量/mL·r^{-1}	压力/MPa		转速/r·min^{-1}		容积效率(%)不小于	总效率(%)不小于	驱动功率/kW	质量/kg
		额定	最高	额定	最高				
CBF-E10	10	16	20	2500	3000	91	82	8.5	3.6
CBF-E16	16							13.0	3.8
（CBF-E18）	18							14.5	
CBF-E25	25					92	84	19.5	4.0
CBF-E32	32			2000		93	83	25.0	4.3
CBF-E40	40							25.0	4.7
CBF-E50	50				2500	91	82	32.0	8.5
CBF-E63	63							40.0	8.8
（CBF-E71）	71					92	84	44.5	9.0
CBF-E80	80							50.0	9.3
（CBF-E90）	90							56.0	9.6
CBF-E100	100					93	85	61.0	9.8
（CBF-E112）	112							68.0	10.1
CBF-E125	125							76.0	10.5
（CBF-E140）	140							85.5	11.0

注：括号内产品不优先选用。

（3）外形尺寸（见表 8.1-65）

表 8.1-65 CBF-E 型齿轮泵外形尺寸 （mm）

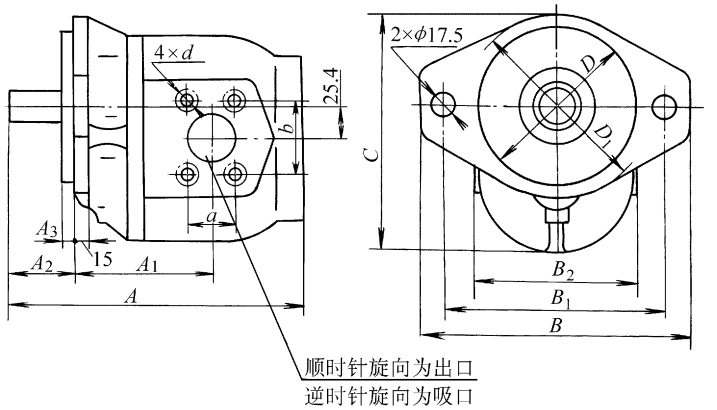
CBF-E10～40



型号	A	A_1	油口	
			吸口	出口
CBF-E10	160.5	68.5	M22×1.5	M18×1.5
CBF-E16	166.5	74.5	M27×2	M22×1.5
CBF-E18	168	76		
CBF-E25	175	74	M33×2	M27×2
CBF-E32	181.5	80.5		
CBF-E40	187.5	88.5		

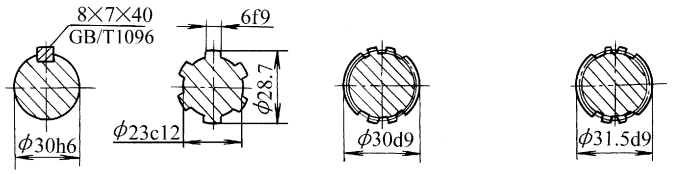
轴伸形式

CBF-E50～140



渐开线花键参数	
模数	2
齿数	14
分度圆直径	28
压力角	30°
径节(DP)	12
齿数	14
分度圆直径	29.63
压力角	30°

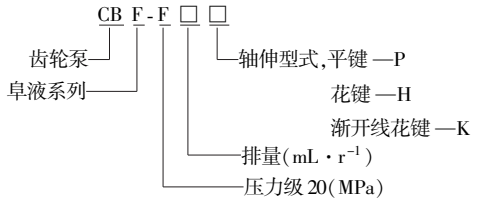
轴伸形式

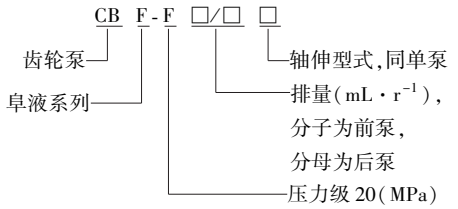


型号	A	A_1	A_2	A_3	B	B_1	B_2	C	D	D_1	吸口				出口			
											a	b	D'	d	a	b	D'	d
CBF-E50	212	91	57	8	200	160	146	185	φ80	φ142	30	60	φ32	M10	26	52	φ25	M8
CBF-E63	217	96																
CBF-E71	221	94									36		φ36		36	60	φ28	M10
CBF-E80	225	98																
CBF-E90	229	102											φ40				φ32	
CBF-E100	234	107		6.5	215	180		189	φ127	φ150								
CBF-E112	239	112																
CBF-E125	243	110	55				133				43	78	φ50	M12	30	59	φ35	
CBF-E140	252	119																

4.5.3　CBF-F 型齿轮泵

（1）型号说明





（2）技术规格（见表 8.1-66）

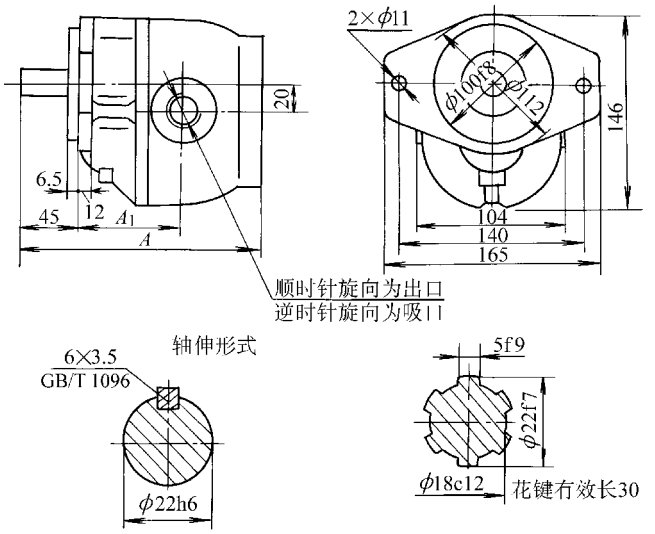
表 8.1-66　技 术 规 格

型　　号	排量/mL·r⁻¹	压力/MPa		转速/r·min⁻¹		容积效率(%)不小于	总效率(%)不小于	驱动功率/kW	质量/kg
		额定	最高	额定	最高				
CBF-F10	10	20	25	2500	3000	89	80	10.8	3.7
CBF-F16	16					90	81	17.2	3.9
CBF-F25	25					91	82	26.8	4.1
CBF-F32	32					92	83	34.3	4.4
CBF-F40	40								4.8
CBF-F50	50			2000	2500	90	81	42.9	8.5
CBF-F63	63							54.0	8.8
CBF-F80	80					92	83	61.0	9.0
(CBF-F90)	90					93	84	68.6	9.3
CBF-F100	100							77.2	9.6
CBF-F50/10	60					91	82	85.8	9.8
CBF-F50/16	66							53.7	12.0
CBF-F50/25	75							60.1	12.2
								69.7	12.4
CBF-F50/32	82							77.2	12.7
CBF-F50/40	90								13.1
CBF-F63/10	73							64.8	12.3
CBF-F63/16	79							71.2	12.5
CBF-F63/25	88							80.8	12.7
CBF-F63/32	95							88.3	13.0
CBF-F63/40	103								13.4
CBF-F71/10	81							71.8	12.5
CBF-F71/16	87							78.2	12.7
CBF-F71/25	96							87.8	12.9
CBF-F71/32	103							95.3	13.2
CBF-F71/40	111								13.6
CBF-F80/10	90							79.4	12.8
CBF-F80/16	96	20	25	2000	2500	91	82	85.8	13.0
CBF-F80/25	105							95.4	13.2
CBF-F80/32	112							102.9	13.5
CBF-F80/40	120								13.9
CBF-F90/10	100							88.0	13.1
CBF-F90/16	106							94.4	13.3
CBF-F90/25	115							104	13.5
CBF-F90/32	122							111.5	13.8
CBF-F90/40	130								14.2
CBF-F100/10	110							96.6	13.3
CBF-F100/16	116							103	
CBF-F100/25	125							112.6	13.7
CBF-F100/32	132							120.1	14.0
CBF-F100/40	140								14.4

（3）外形尺寸（见表8.1-67）

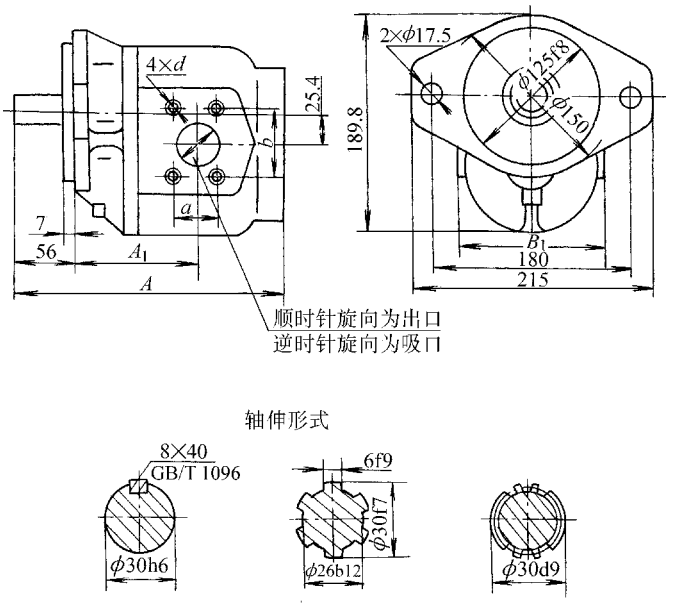
表8.1-67 CBF-F型齿轮泵外形尺寸 （mm）

CBF-F10～40



型号	A	A_1	油口	
			吸口	出口
CBF-F10	160.5	68.5	M22×1.5	M18×1.5
CBF-F16	166	74	M27×2	M22×1.5
CBF-F25	175		M33×2	M27×2
CBF-F32	181.5	80.5	M33×2	M27×2
CBF-F40	189.5	88.5		

CBF-F50～100



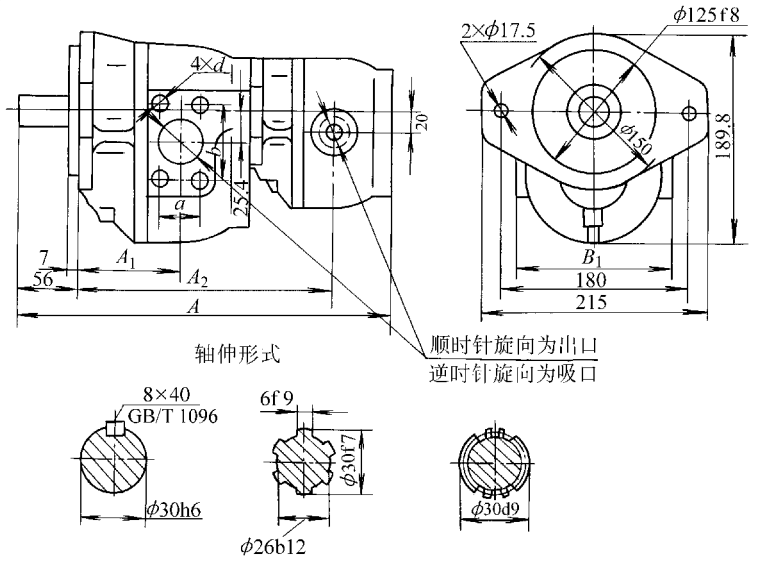
型号	A	A_1	B_1	油口	
				吸口	出口
CBF-F50	211.5	91	146	φ32	φ25
CBF-F63	216.5	94			
CBF-F71	220	96	150	φ35	φ28
CBF-F80	224	98			
CBF-F90	228	102		φ40	φ32
CBF-F100	233	107			

相应吸出口径的有关连接尺寸

口径	a	b	d
φ25	26.2	52.4	M10
φ28 φ32	30.2	58.8	
φ35 φ40	35.7	69.9	M12

（续）

CBF-F50～100/10～40



型　　号	A	A_1	A_2	B_1		吸　　口		出　　口	
				前泵	后泵	前泵	后泵	前泵	后泵
CBF-F50/10	325	91	222	146	104	ϕ32	M22×1.5	ϕ25	M18×1.5
CBF-F50/16	330.5		227.5				M27×2		M22×1.5
CBF-F50/25	339.5						M33×2		M27×2
CBF-F50/32	346		234						
CBF-F50/40	354		242						
CBF-F63/10	330	94	227				M22×1.5		M18×1.5
CBF-F63/16	335.5		232.5				M27×2		M22×1.5
CBF-F63/25	344.5						M33×2		M27×2
CBF-F63/32	351		239						
CBF-F63/40	359		247						
CBF-F71/10	333.5	96	230.5	150		ϕ35	M22×1.5	ϕ28	M18×1.5
CBF-F71/16	339		236				M27×2		M22×1.5
CBF-F71/25	348						M33×2		M27×2
CBF-F71/32	354.5		242.5						
CBF-F71/40	362.5		250.5						
CBF-F80/10	337.5	98	234.5				M22×1.5		M18×1.5
CBF-F80/16	343		240				M27×2		M22×1.5
CBF-F80/25	352						M33×2		M27×2
CBF-F80/32	358.5		246.5						
CBF-F80/40	366.5		254.5						
CBF-F90/10	341.5	102	238.5			ϕ40	M22×1.5	ϕ32	M18×1.5
CBF-F90/16	347		244				M27×2		M22×1.5
CBF-F90/25	356						M33×2		M27×2
CBF-F90/32	362.5		250.5						
CBF-F90/40	370.5		258.5						
CBF-F100/10	346.5	107	243.5				M22×1.5		M18×1.5
CBF-F100/16	352		249				M27×2		M22×1.5
CBF-F100/25	361						M33×2		M27×2
CBF-F100/32	367.5		255.5						
CBF-F100/40	375.5		263.5						

4.6 叶片泵产品

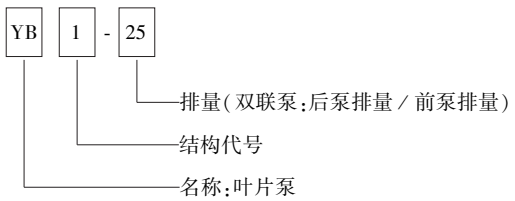
4.6.1 叶片泵产品技术参数概览（见表8.1-68）

表8.1-68 叶片泵技术参数概览

类别	型 号	排量/mL·r^{-1}	压力/MPa	转速/r·min^{-1}	生 产 厂
定量叶片泵	YB_1	2.5～100 2.5/2.5～100/100	6.3	960～1450	上海液压件有限公司 阜新液压件厂 武汉液压件厂
	YB	6.4～194	7	1000～1500	榆次液压件有限公司 大连液压工业有限责任公司
		10～114	10.5	1500	
	YB-D	6.3～100	10	600～2000	上海液压件有限公司
	YB-E	6～80 10/32～50/100	16	600～1500	南京液压机械制造厂有限公司 广东广液实业股份有限公司
	YB_1-E	10～100	18	600～1800	上海液压件有限公司 广东广液实业股份有限公司
	YB_2-E	10～200	16	600～2000	榆次液压件有限公司
	PV2R	6～237 6/26～116/287	14～16	750～1800	阜新液压件厂
	T6	10～214	24.5～28	600～1800	湧镇液压
	YZB	6～194	14	600～1200	榆次液压件有限公司 大连液压工业有限责任公司
	PFE	16.5～129.2 16.5/29.3～85.3/150.2	21	800～2000	榆次液压件有限公司
	YYB	6/6～194/113	7	600～2000	榆次液压件有限公司 大连液压工业有限责任公司
变量叶片泵	VPVC	6.7～22.2	7	800～1800	湧镇液压
	HVPVC	16.7～47.8	14	800～1800	
	V4	20～50	16	1450	大连液压工业有限责任公司
	YBN	20,40	7	600～1800	榆次液压件有限公司 大连液压工业有限责任公司
	YBX	16,25,40	6.3	600～1500	阜新液压件厂 邵阳维克液压股份有限公司
	YBP	10～63	6.3～10	600～150	南京液压机械制造厂有限公司
	YBP-E	20～125	16	1000～1500	广东广液实业股份有限公司 大连液压工业有限责任公司

4.6.2 YB_1 型叶片泵

（1）型号说明



（2）技术规格（表8.1-69）

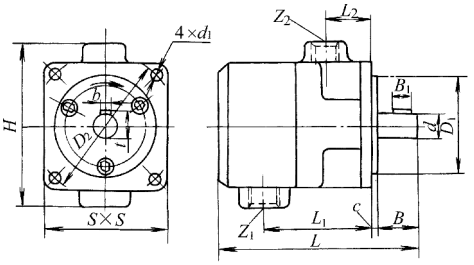
表 8.1-69　技 术 规 格

型　　号	排量/mL·r^{-1}	额定压力/MPa	转速/r·min^{-1}	驱动功率/kW	质量/kg
YB_1-2.5	2.5	6.3	1450	0.6	5.3
YB_1-4	4			0.8	
YB_1-6	6			1.5	
YB_1-10	10			2.2	
YB_1-12	12	6.3	960	2	8.7
YB_1-16	16			2.2	
YB_1-25	25			4	
YB_1-32	32			5	16.0
YB_1-40	40			5.5	
YB_1-50	50			7.5	
YB_1-63	63			10	20.0
YB_1-80	80			12	
YB_1-100	100			13	

（3）外形尺寸（见表 8.1-70）

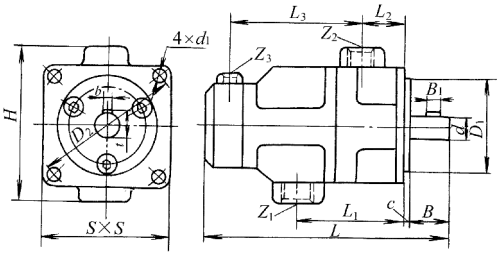
表 8.1-70　YB_1 型叶片泵外形尺寸　　（mm）

YB_1 型单叶片泵



型　　号	L	L_1	L_2	L_3	B	B_1	H	S	D_1	D_2	d	d_1	c	t	b	Z_1	Z_2
YB_1-2.5、4、6.3、10	149	80	36		36	16	114	90	ϕ75f7	ϕ100	ϕ15h6	ϕ9	5	17	5	Z3/8	Z1/4
YB_1-16、20、25	184	98	38		45	20	140	110	ϕ90f7	ϕ128	ϕ20h6	ϕ11	5	22	5	Z1	Z3/4
YB_1-32、40、50	210	110	45		50	25	170	130	ϕ90f7	ϕ150	ϕ25h6	ϕ13	5	28	8	Z1	Z1
YB_1-63、80、100	224	118	49		50	30	200	150	ϕ90f7	ϕ175	ϕ30h6	ϕ13	5	33	8	Z1¼	Z1

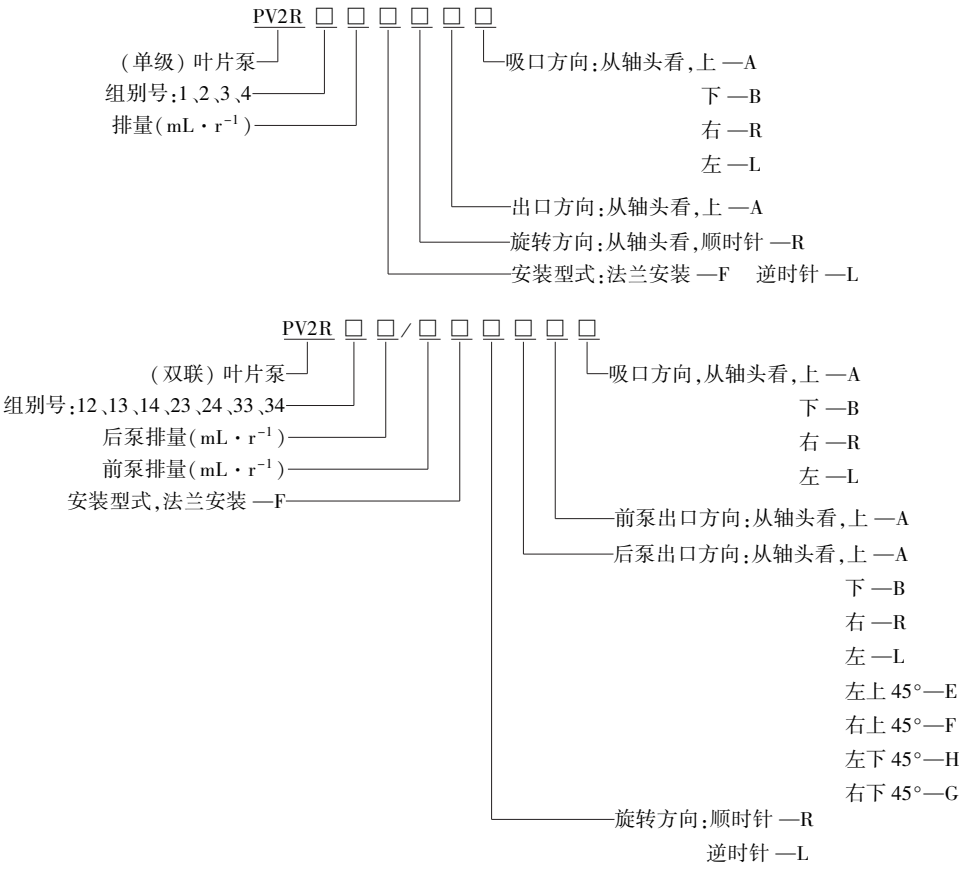
YB_1 型双联叶片泵



型　　号	L	L_1	L_2	L_3	B	B_1	H	S	D_1	D_2	d	d_1	c	t	b	Z_1	Z_2	Z_3
YB_1-2.5～10/2.5～10	218	98	36	128	36	19	119	90	ϕ75f7	ϕ100	ϕ15h6	ϕ9	5	17	5	Z3/4	Z1/4	Z1/4
YB_1-2.5～10/16～25	248	105	38	136	45	19	142	110	ϕ90f7	ϕ128	ϕ20h6	ϕ11	5	22	5	Z1	Z3/4	Z1/4
YB_1-2.5～10/32～50	278	119	45	166	50	30	175	130	ϕ90f7	ϕ150	ϕ25h6	ϕ13	5	28	8	Z1¼	Z1	Z1/4
YB_1-2.5～10/63～100	303	150	49	178	50	30	200	150	ϕ90f7	ϕ175	ϕ30h6	ϕ13	5	33	8	Z1½	Z1	Z1/4
YB_1-16～25/16～25	276	122	38	166	45	19	142	110	ϕ90f7	ϕ128	ϕ20h6	ϕ11	5	22	5	Z1	Z3/4	Z3/4
YB_1-16～25/32～50	304	121	45	183	50	30	175	130	ϕ90f7	ϕ150	ϕ25h6	ϕ13	5	28	8	Z1¼	Z1	Z3/4
YB_1-16～25/63～100	320	144	49	194	50	50	205	150	ϕ90f7	ϕ175	ϕ30h6	ϕ13	5	33	8	Z1½	Z1	Z3/4
YB_1-32～50/32～50	316	139	45	190	50	30	175	130	ϕ90f7	ϕ150	ϕ25h6	ϕ13	5	28	8	Z1¼	Z1	Z1
YB_1-32～50/63～100	337	128	49	207	50	30	205	150	ϕ90f7	ϕ175	ϕ30h6	ϕ13	5	33	8	Z2	Z1	Z1
YB_1-63～100/63～100	348	158	49	218	50	30	205	150	ϕ90f7	ϕ175	ϕ30h6	ϕ13	5	33	8	Z2	Z1	Z1

4.6.3 PV2R 型叶片泵

（1）型号说明



（2）技术规格（见表 8.1-71）

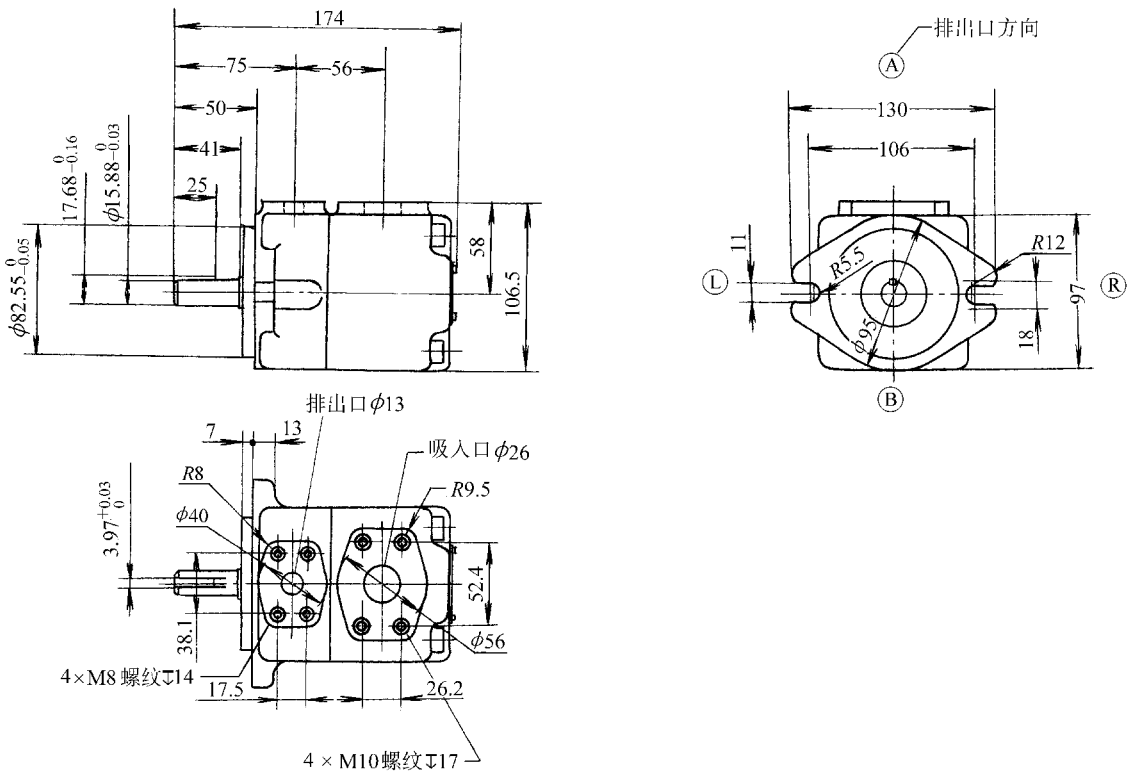
表 8.1-71 技 术 规 格

型 号	排量/mL·r⁻¹	压力/MPa	转速/r·min⁻¹		质量/kg
			最高	最低	
PV2R1-6	6	16	1000	750	7.8
PV2R1-8	8.2				
PV2R1-10	9.7				
PV2R1-12	12.6				
PV2R1-14	14.1				
PV2R1-17	17.1				
PV2R1-19	19.1				
PV2R1-23	23.4				
PV2R1-26	26.6	14		600	17.7
PV2R2-33	33.3				
PV2R2-41	41.3				
PV2R2-47	47.2				
PV2R3-52	52.2				36.7
PV2R3-60	59.6				
PV2R3-66	66.3				
PV2R3-76	76.4		1800		

（续）

型　　号	排量/mL·r^{-1}	压力/MPa	转速/r·min^{-1}		质量/kg
			最高	最低	
PV2R3-94	93.6	14	1800	600	36.7
PV2R3-116	115.6				
PV2R4-136	136				70
PV2R4-153	153				
PV2R4-184	184				
PV2R4-200	201				
PV2R4-237	237				
PV2R12-6～23/26～47	32.6～60.6			750	28
PV2R13-6～23/52～116	58.2～139				43.6
PV2R14-6～23/136～237	142～260.4				75
PV2R23-26～47/52～116	78.8～162.8			600	53
PV2R24-26～47/136～237	162.6～284.2				78
PV2R33-52～116/52～116	104.4～231.2				84
PV2R34-52～116/136～237	188.2～352.6				98

（3）外形尺寸（见图8.1-6）



a)

图8.1-6　PV2R型叶片泵外形尺寸（mm）

a）PV2R1型

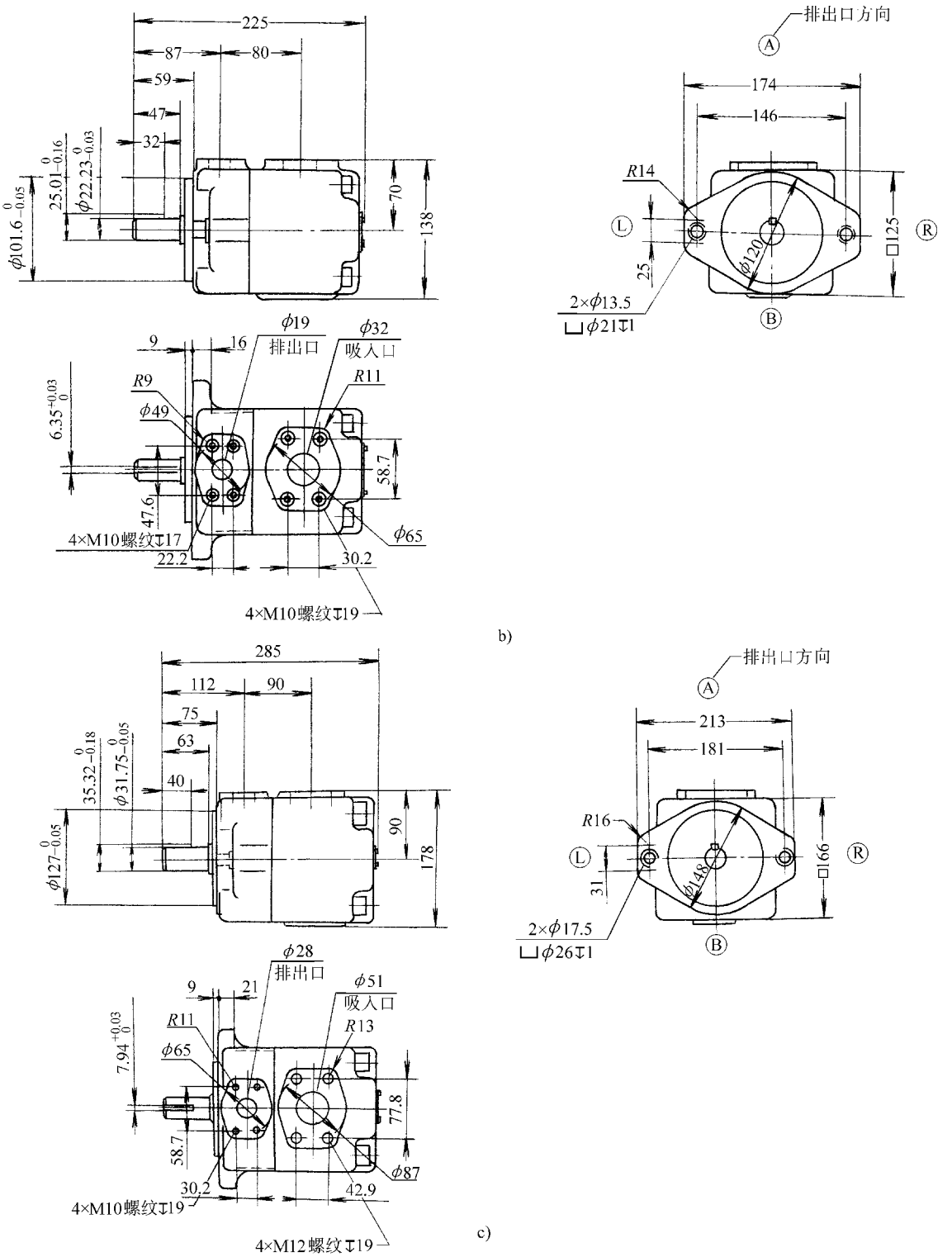


图 8.1-6 PV2R 型叶片泵外形尺寸（mm）（续一）

b）PV2R2 型 c）PV2R3 型

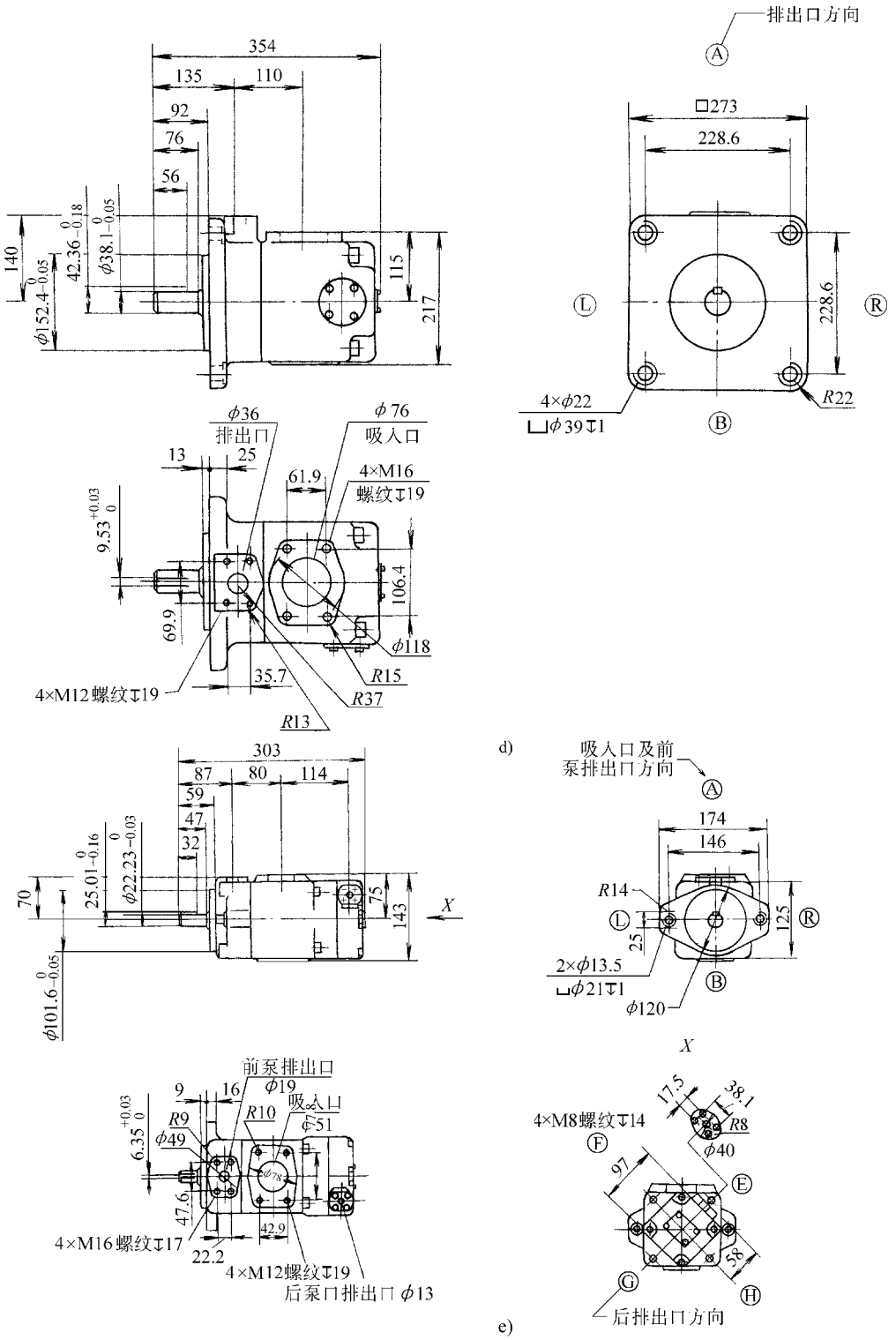
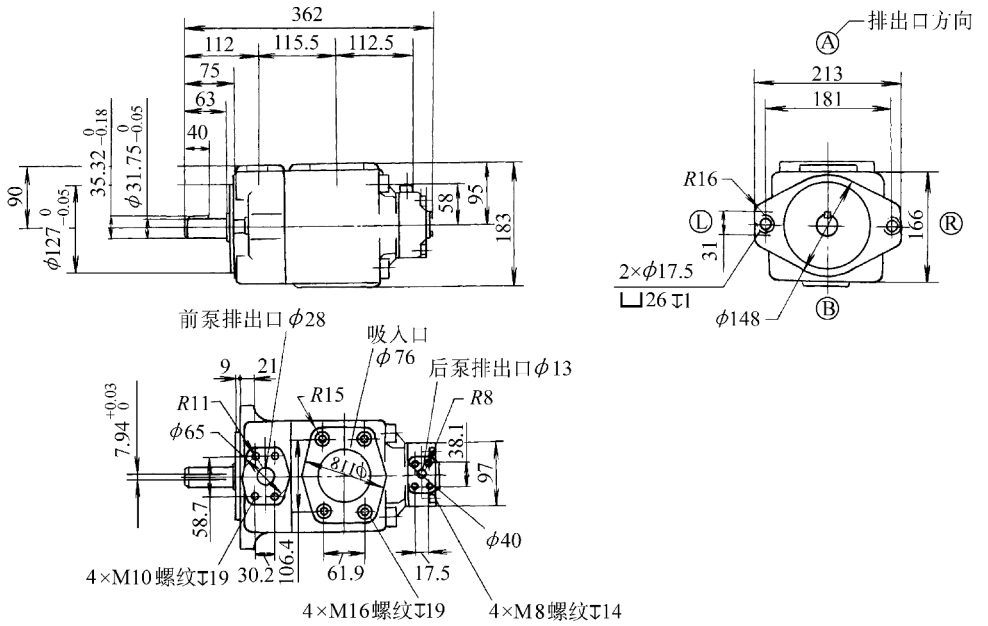
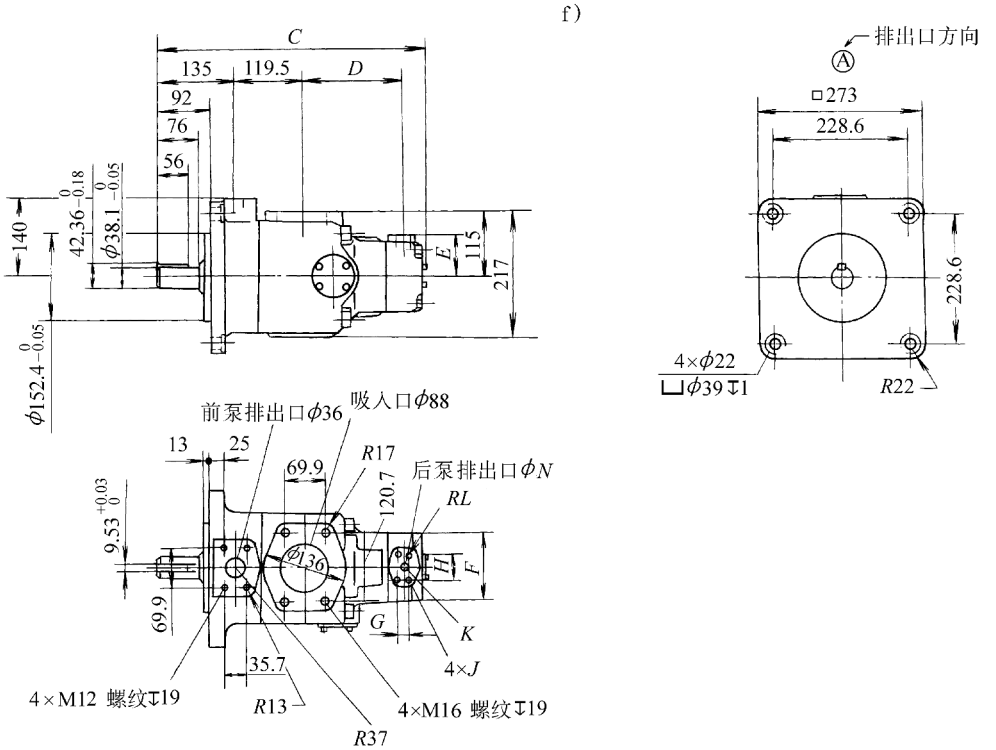


图 8.1-6　PV2R 型叶片泵外形尺寸（mm）（续二）

d）PV2R4 型　e）PV2R12 型



f)

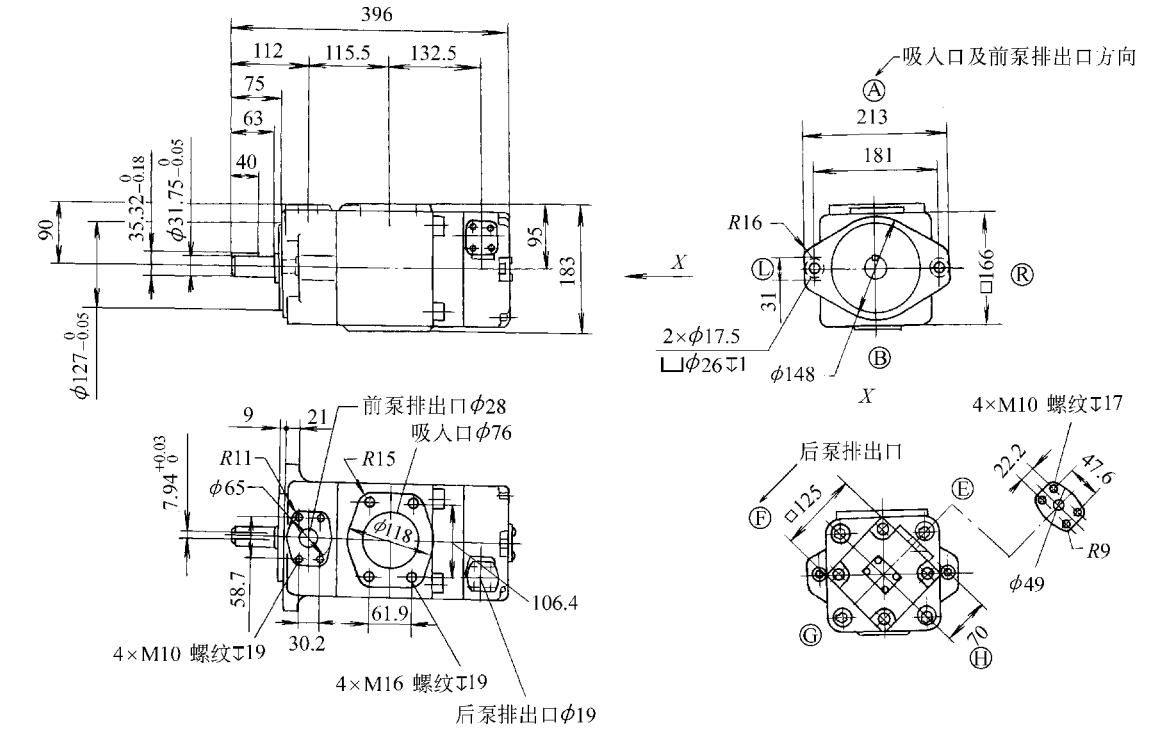


产品型号	C	D	E	F	G	H	J	K	L	N
PV2R14	42.3	146.5	58	97	17.5	38.1	M8 螺纹深 14	40	8	13
PV2R24	462	171.5	70	125	22.2	47.6	M10 螺纹深 17	49	9	19

g)

图 8.1-6 PV2R 型叶片泵外形尺寸（mm）（续三）

f）PV2R13 型 g）PV2R14/PV2R24 型



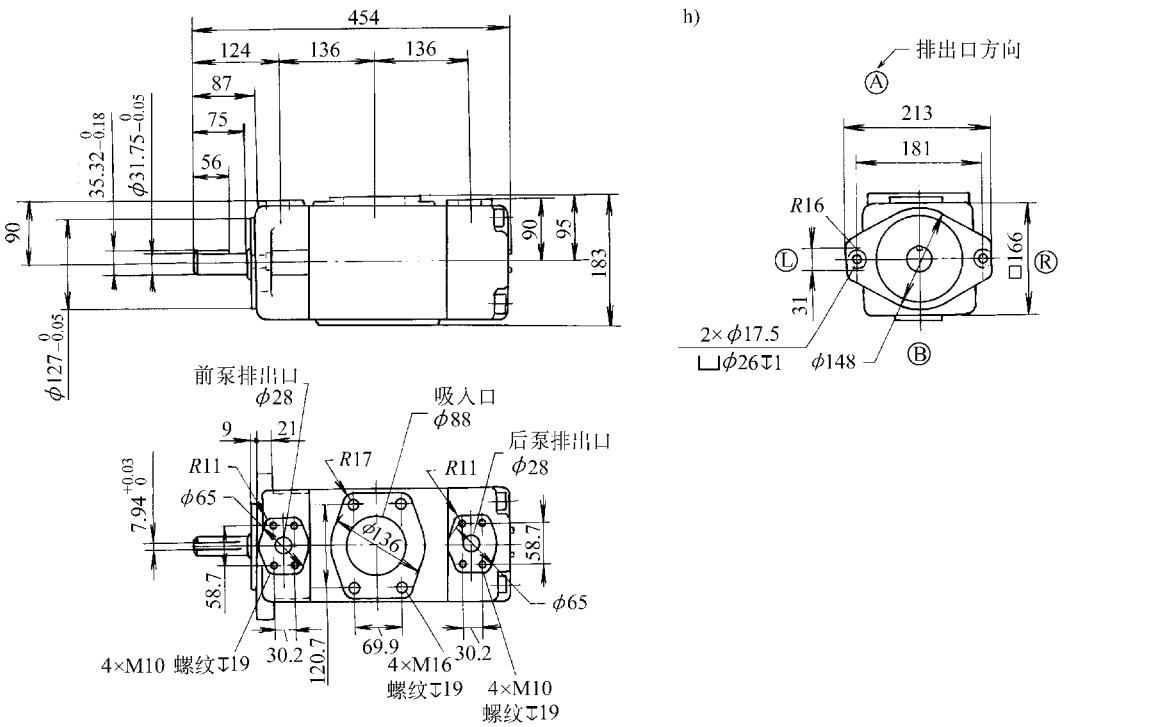


图 8.1-6　PV2R 型叶片泵外形尺寸（mm）（续四）

h）PV2R23 型　i）PV2R33 型

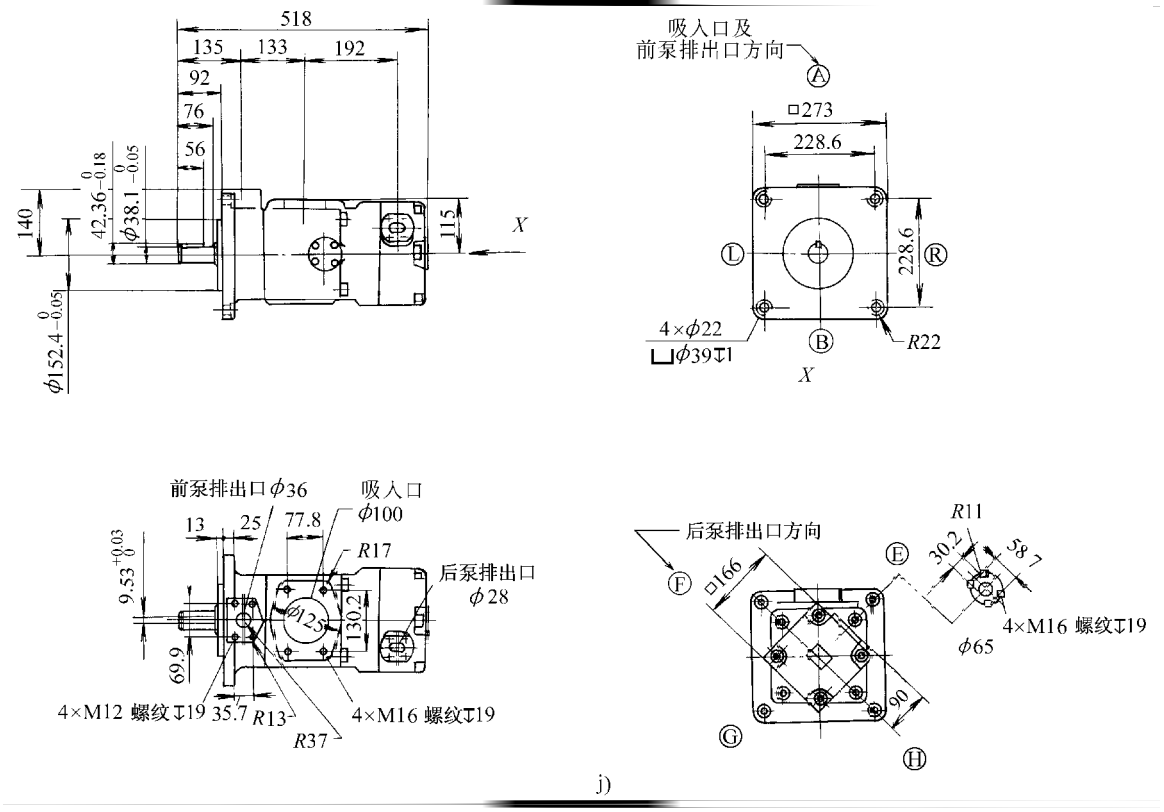
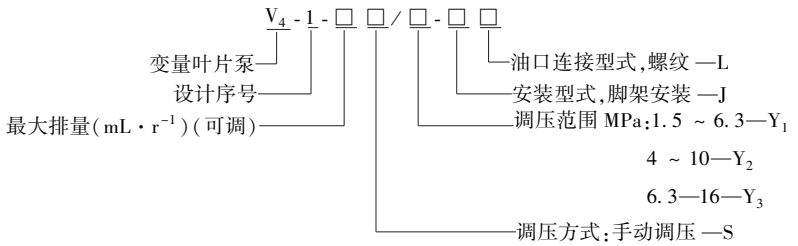


图 8.1-6 PV2R 型叶片泵外形尺寸（mm）（续五）

j）PV2R34 型

4.6.4 V4 型变量叶片泵

（1）型号说明



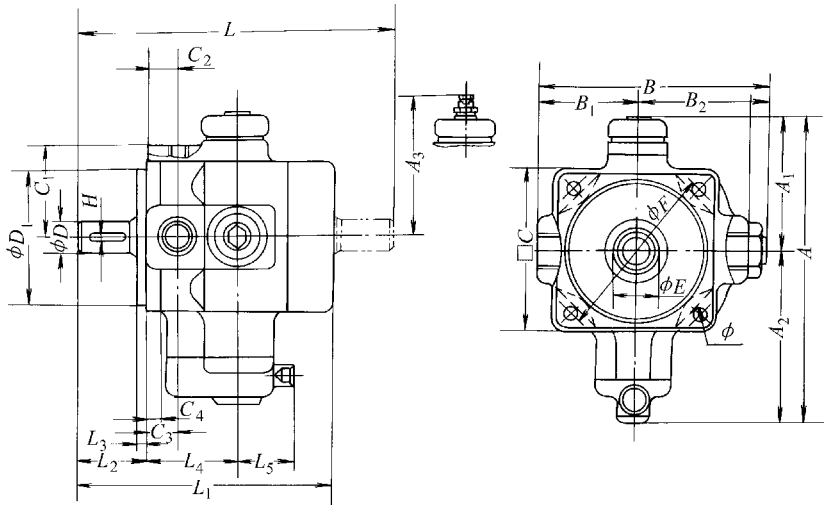
（2）技术规格（见表 8.1-72）

表 8.1-72 技 术 规 格

型 号	排量/mL·r⁻¹	压力/MPa						转速/r·min⁻¹		质量/kg
		额定	调节范围	额定	调节范围	额定	调节范围	最高	最低	
V_4-1-20S/Y-JL	20	6.3	1.5～6.3	10	4～10	16	6.3～16	2000		23.5
V_4-1-32S/Y-JL	32								750	31
V_4-1-50S/Y-JL	50							1800	1000	42.8

（3）外形尺寸（见表 8.1-73）

表 8.1-73　V_4 型变量叶片泵外形尺寸　　(mm)



型号＼尺寸	A	A_1	A_2	A_3	B	B_1	B_2	C	C_1	C_2	C_3
V_4-1-20S/Y-JL	298	148	151	149	178	79	99	120	100	17	28
V_4-1-32S/Y-JL	292	130	162	147	211	93	108	152	83	21	32
V_4-1-50S/Y-JL	335	141	172	163	221	92	115	150	77	17.5	36.5

型号＼尺寸	C_4	ϕD	ϕD_1	ϕE	ϕF	H	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	ϕ
V_4-1-20S/Y-JL	9	28	100	30.9	125	8	259	215	52	9	82	73	12
V_4-1-32S/Y-JL	12	32	125	35.3	160	10	309	238	69	10	86		14
V_4-1-50S/Y-JL	12.5	38		41			342	283	69	9	108	82	

4.7　柱塞泵产品

4.7.1　柱塞泵产品技术参数概览（见表 8.1-74）

表 8.1-74　柱塞泵产品技术参数概览

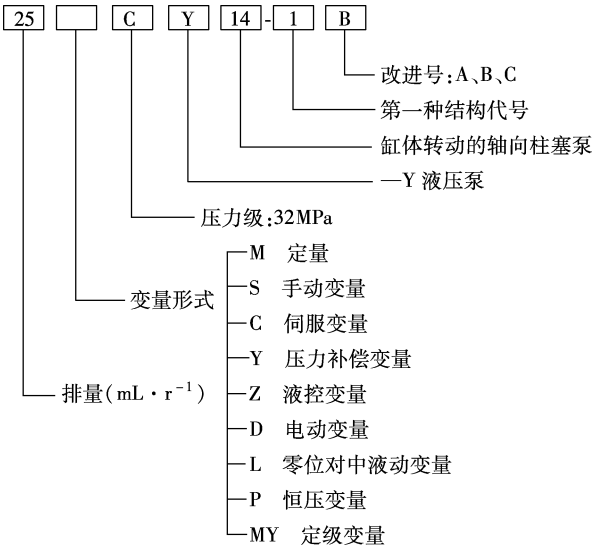
类别		型　号	排量/mL·r^{-1}	压力/MPa	转数/r·min^{-1}	变量形式	生产厂
轴向柱塞泵	斜盘式轴向柱塞泵	CY14-1B	2.5～400	31.5	1000～1500	有定量、手动、伺服、液控变量、恒功率、恒压、电动、比例等	启东市东方高压油泵厂 邵阳维克液压有限责任公司 天津市天高液压件有限公司
		XB※	9.5～227	28	1500～4000	有定量、手动伺服、液控、恒压、恒功率、比例、电动等	上海电气液压气动有限公司液压泵厂 湖南液压件厂
		PVB※	10.55～61.6	21	1000～1800	有恒压、手轮、手柄等	邵阳维克液压有限责任公司
		TDXB	31.8～97.5	31.5	1500～1800	有定量、手动、恒功率、恒压、电液比例、负载敏感等	济南第七三一三工厂
		CY-Y	10～250	31.5	1000～1500	有定量、手动、恒压、恒功率等	邵阳维克液压有限责任公司
		A4V	40～125	40	500～3700		贵州力源液压公司
		A10V	28～71	28	2200～3000		贵州力源液压公司

（续）

类别		型 号	排量/mL·r^{-1}	压力/MPa	转数/r·min^{-1}	变量形式	生 产 厂
轴向柱塞泵	斜轴式轴向柱塞泵	A7V	20～500	35	1200～4100	有恒功率、液控、恒压、手动等	北京华德液压泵分公司 贵州力源液压公司 上海电气液压气动有限公司液压泵厂
		A2F	9.4～500	35	1200～5000	定量泵	
		A8V	28.1～500	35	190～4750	手动、液控、高压自动变量等	
		Z※B	106.7～481.4	16	970～1450	有定量、恒功率、手动伺服等	上海高压油泵厂有限公司
		ZB750	915	32	970	有定量、恒功率等	
		A2V	28.1～225	32	4750		上海电气液压气动有限公司液压泵厂
径向柱塞泵		JB-G	57～121	25	1000		上海电气液压气动有限公司液压泵厂
		JB-H	17.6435.5	31.5	1000		
		BFW01	26.6	20	1500		天津市天高液压件有限公司
		BFW01A	16.7	40	1500		
		JBP	10～250	32	1500		兰州华世泵业科技股份有限公司
其他泵		RK	1.76～9.4	22.5～100	1500	有单排、双排结构，能输出多种压力和流量组合的超高压小流量泵	德州液压机具厂
		SYB-1/2		70		手动轴向柱塞泵，体积小，压力高	
		DYB-1A		30		小流量，高压电动泵，体积小，通用性强	
		DYB-3		30		低压泵组合而成，通用性强	
		DBD0.8		40～80		小流量、高压柱塞泵、通用性强	
		PV	16～180	42	300～2750		湧镇液压
		SB	12.5～60	4～25			江苏盐城马沟液压件厂

4.7.2 CY14-1B 型柱塞泵

（1）型号说明



（2）技术规格（见表8.1-75）

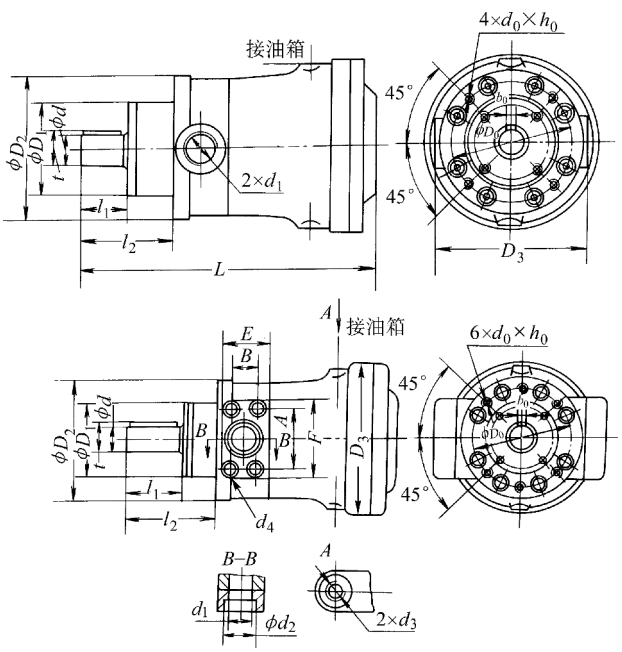
表8.1-75　技 术 规 格

型号		排量/mL·r^{-1}	压力/MPa	转速/r·min^{-1}	容积效率(%)	驱动功率/kW	质量/kg
2.5	MCY14-1B	2.5	31.5	1500	≥92	6	4.5
10	MCY14-1B	10				10	16
	SCY114-1B						19
	YCY14-1B						24
	CCY14-1B						20
25	MCY14-1B	25				24.6	27
	SCY14-1B						34
	YCY14-1B						36
	CCY14-1B						
	MYCY14-1B						
63	MCY14-1B	63				59.2	56
	SCY14-1B						65
	YCY14-1B						71
	CCY14-1B						60
	MYCY14-1B						
160	MCY14-1B	160	31.5	1000	≥92	94.5	140
	SCY14-1B						155
	YCY14-1B						160
	CCY14-1B						147
250	MCY14-1B	250				148	210
	SCY14-1B						240
	YCY14-1B						255
	CCY14-1B						249
400	SCY14-1B	400				250	
	YCY14-1B						

（3）外形尺寸（见表8.1-76）

表8.1-76　CY14-1B型柱塞泵外形尺寸　　（mm）

MCY14-1B

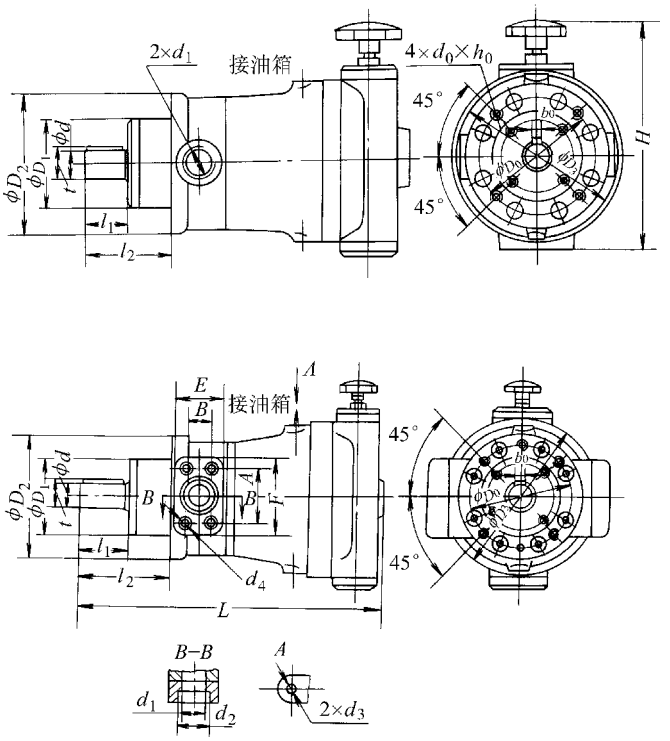


（续）

型 号		ϕd	d_1	ϕd_2	d_3	d_4	ϕD_0	ϕD_1
2.5	MCY-1B	14	M18×1.5	—	M10×1	—	80	52
10		25	M22×1.5		M14×1.5		100	75
25		30	M33×2				125	100
63		40	M42×2		M18×1.5		155	120
160		55	50	64	M22×1.5	M20	198	150
250		60	55	76		M30	230	180

型 号		ϕD_2	D_3	11	12	A	B	E	F	b_0(h8)	t	L	$d_0\times h_0$
2.5	MCY14-1B	78	92	26	63	—	—	—	—	5	16	171	M8×20
10		125	150	41	86					8	27.5	253	M10×25
25		150	170	54	104						32.5	308	
63		190	225	62	122					12	42.5	390	M12×25
160		240	300	110	180	120	50	90	160	16	58.5	525	M16×35
250		280	360	112	210	125	55	110	180		63.5	679	M20×45

SCY14-1B

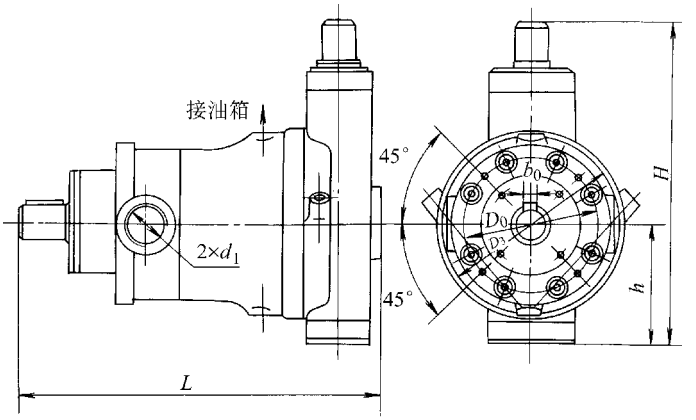


（续）

型号＼尺寸		ϕd	d_1	d_2	d_3	d_4	ϕD_0	ϕD_1
10	SCY14-1B	25	M22×1.5	—	M14×1.5	—	100	75
25		30	M33×2				125	100
63		40	M42×2		M18×1.5		155	120
160		55	50	64	M22×1.5	M20	198	150
250		60	55	76		M30	230	180

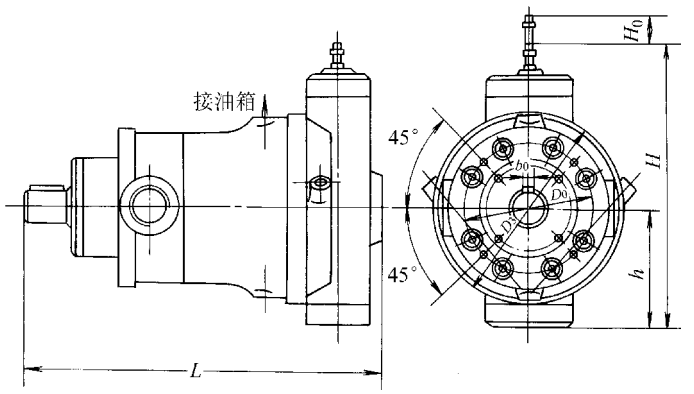
型号＼尺寸		ϕD_2	ϕD_3	l_1	l_2	A	B	E	F	H	b_0（h8）	t	L	$d_0 \times h_0$
10	SCY14-1B	125	150	41	86	—	—	—	—	231	8	27.5	295	M10×25
25		150	170	54	104					266		32.5	362	
63		190	225	62	122					315	12	42.5	438	M12×25
160		240	300	110	180	120	50	90	160	405	16	58.5	585	M16×35
250		280	360	112	210	125	55	110	180	456		63.5	679	M20×45

YCY14-1B



型号＼尺寸		D_3	H	h	L
10	YCY14-1B	175	302	109	299
25		195	337	136	362
63		250	368	157	439
160		322	460	191	585
250		382	571	236	691

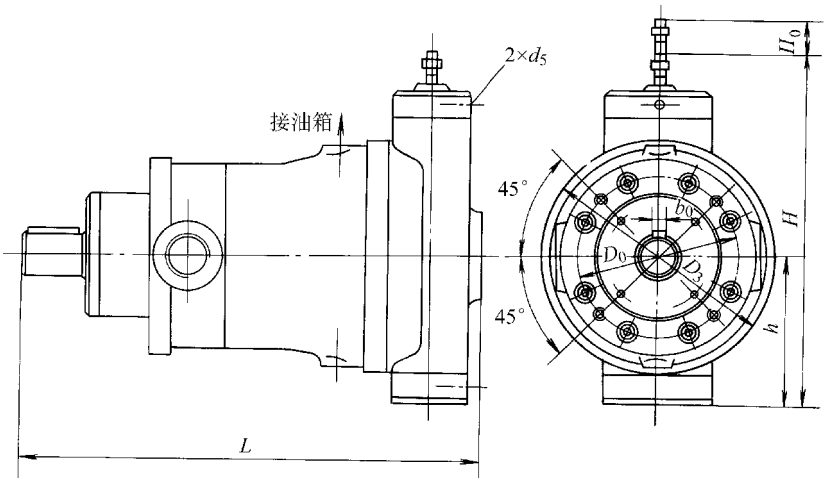
CCY14-1B



型号＼尺寸		D_3	H	H_0	h	L
10	CCY14-1B	175	247	27	103	299
25		195	305	36.4	123	362
63		250	337	43.4	138	439
160		322	397	45	178	585
250		382	452	60	208	691

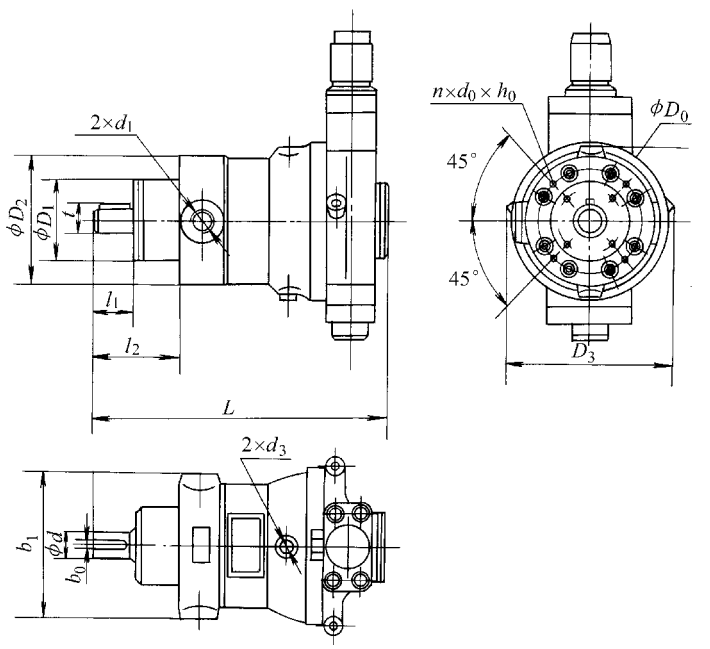
（续）

ZCY14-1B



型　号	D_3	H	H_0	h	L	d_5
25ZCY14-1B	172	283	34.6	123	362	M18×1.5
63ZCY14-1B	200	315	41.4	143	446	M18×1.5
160ZCY14-1B	340	421	45	184	594	M18×1.5
250ZCY14-1B	420	478	58.6	208	690	M22×1.5

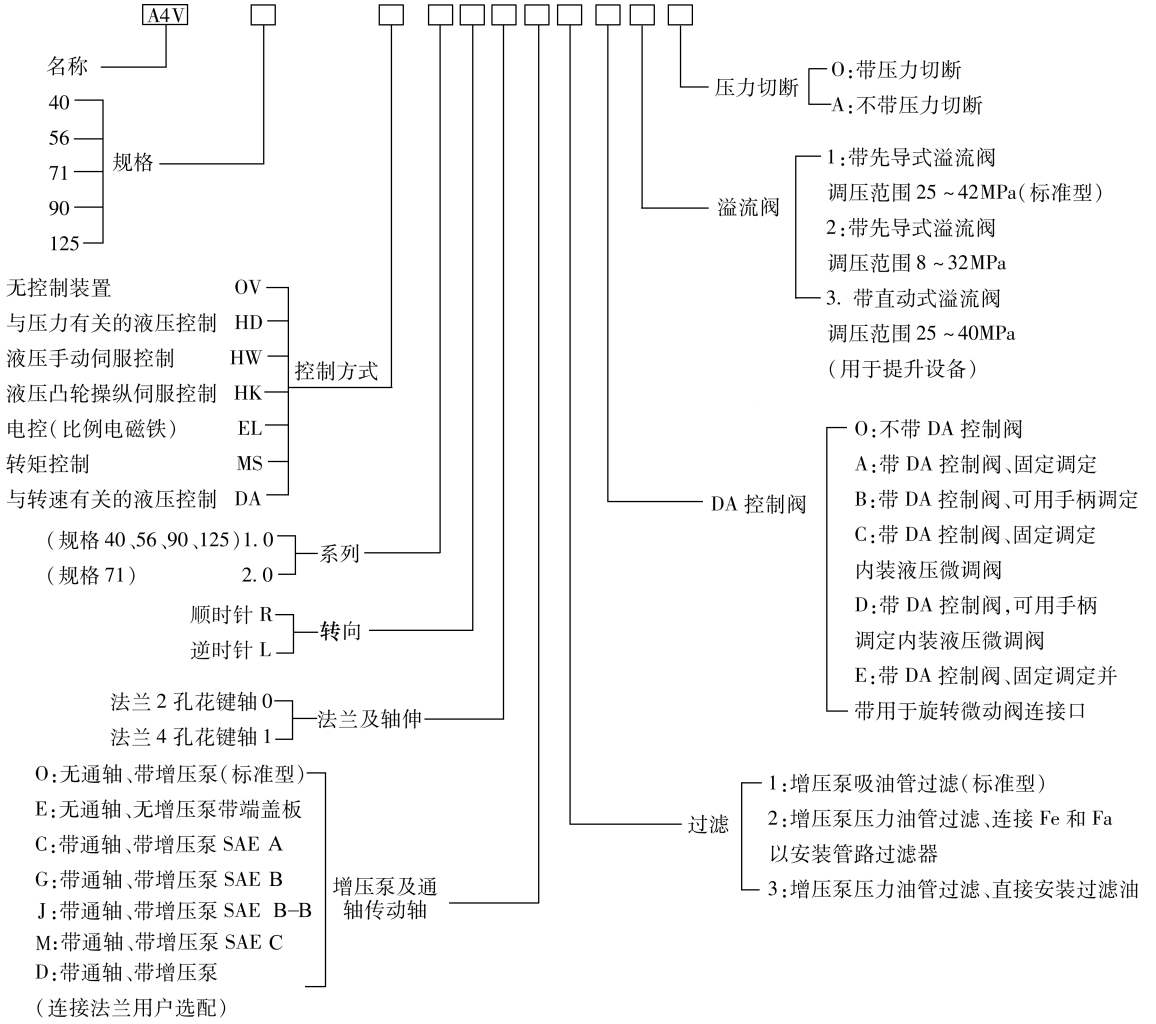
MYCY14-1B



型号＼尺寸		ϕd	d_1	d_3	ϕD_0	ϕD_1	ϕD_2	D_3	l_1	l_2	b_0（h8）	t	L	$d_0\times h_0$
10	MYCY14-1B	25	M22×1.5	M14×1.5	100	75	125	170	40	86	8	27.5	295	M10×25
25		30	M33×2		125	100	150	195	52	104		32.5	362	
63		40	M42×2	M18×1.5	155	120	190	250	60	122	12	42.5	438	M12×25

4.7.3　A4V 型柱塞泵

（1）型号说明



（2）技术规格（见表 8.1-77）

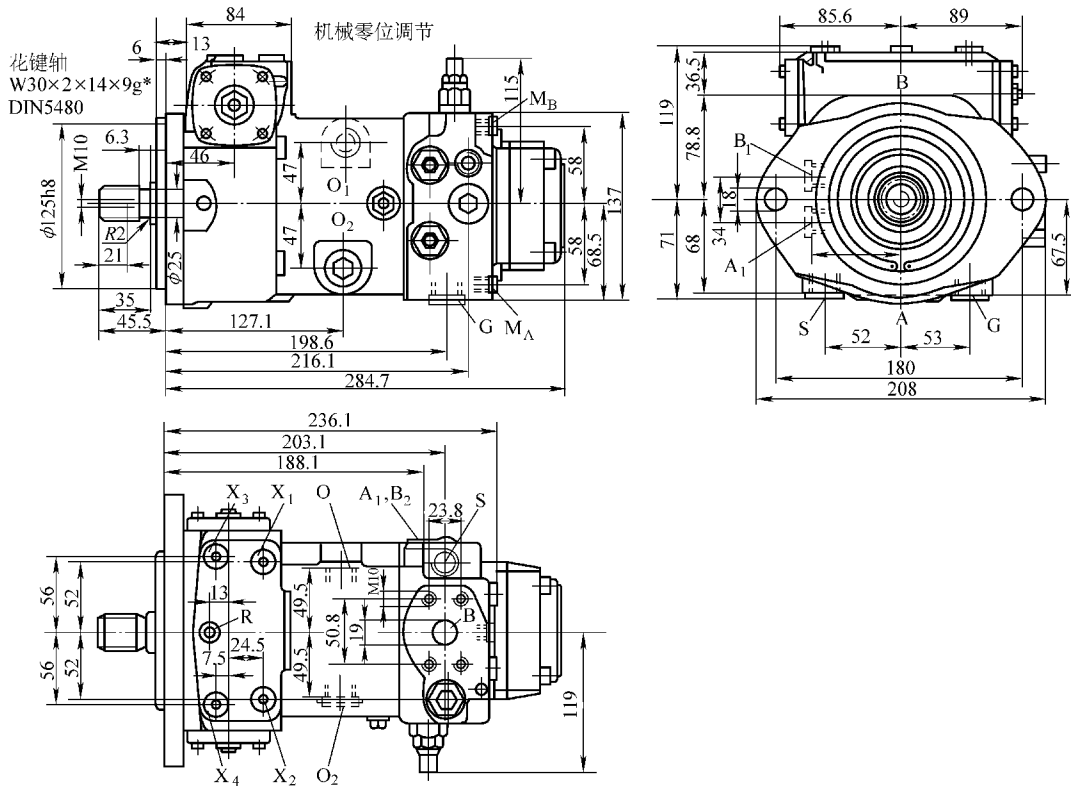
表 8.1-77　技 术 规 格

型　号	排量/mL·r^{-1}		压力/MPa				转速/r·min^{-1}		功率/kW (n=1450r·min^{-1})		质量/kg
	主泵	增压泵	主泵		增压泵		最低	最高	主泵	增压泵	
			额定	最大	额定	最大					
A4V40	40	8.4	40	45	2.5	4	500	3700	39	0.5	30
A4V56	56	11.4						3400	54	0.7	37
A4V71	71	19.0						3200	69	1.1	54
A4V90	90	19.0						2900	87	1.1	54
A4V125	125	26.4						2600	121	1.0	75

（3）外形尺寸（见表 8.1-78）

表 8.1-78 A4V 型柱塞泵外形尺寸 （mm）

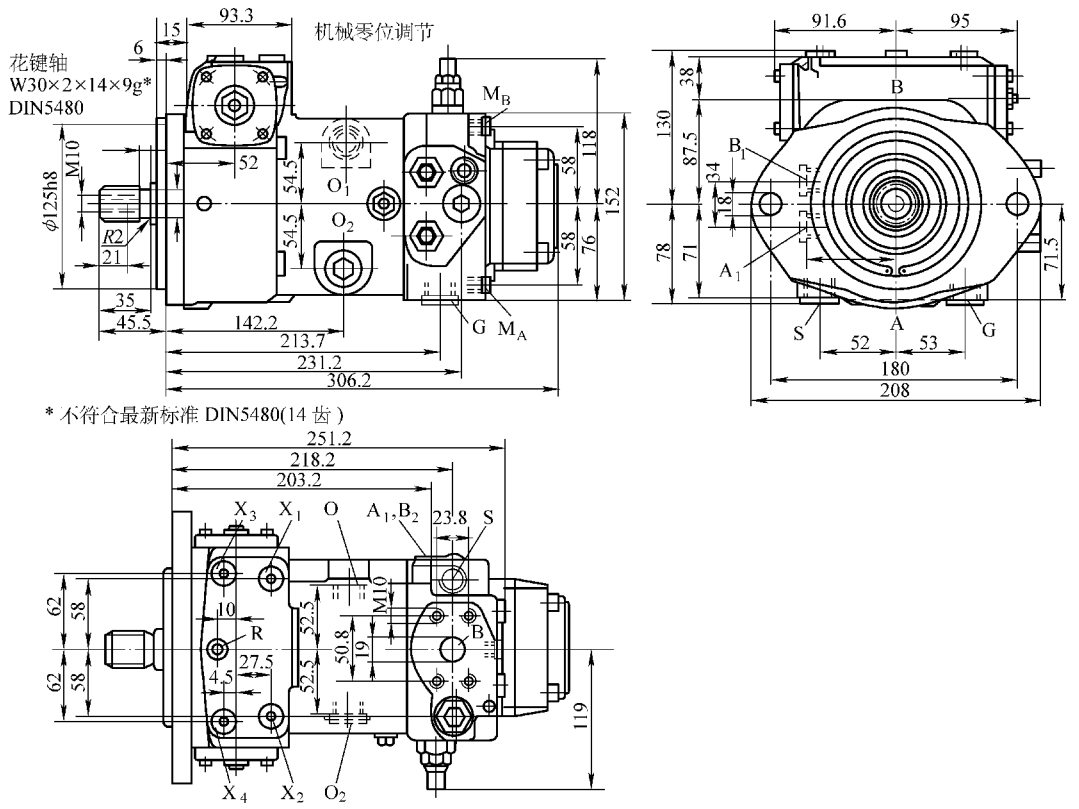
A4V40 OV 型（无控制装置）



油口代号	油口名称	接口尺寸
A,B	工作口	SAE3/4in,42MPa
A_1,A_1	旁通口	M18×1.5 深12
G	供油压力口	M22×1.5 深14
O_1	漏油泄油口	M22×1.5 深14
O_2	漏油泄油口	M22×1.5 深14
M_A	压力表接口,工作管A	M12×1.5 深12
M_B	压力表接口,工作管B	M12×1.5 深12
R	排气口	M12×1.5 深12
S	供油吸油管	M22×1.5 深14
X_1,X_2	控制压力口(节流前)	M12×1.5 深12
X_3,X_4	控制压力口(控制腔压力)	M12×1.5 深12

（续）

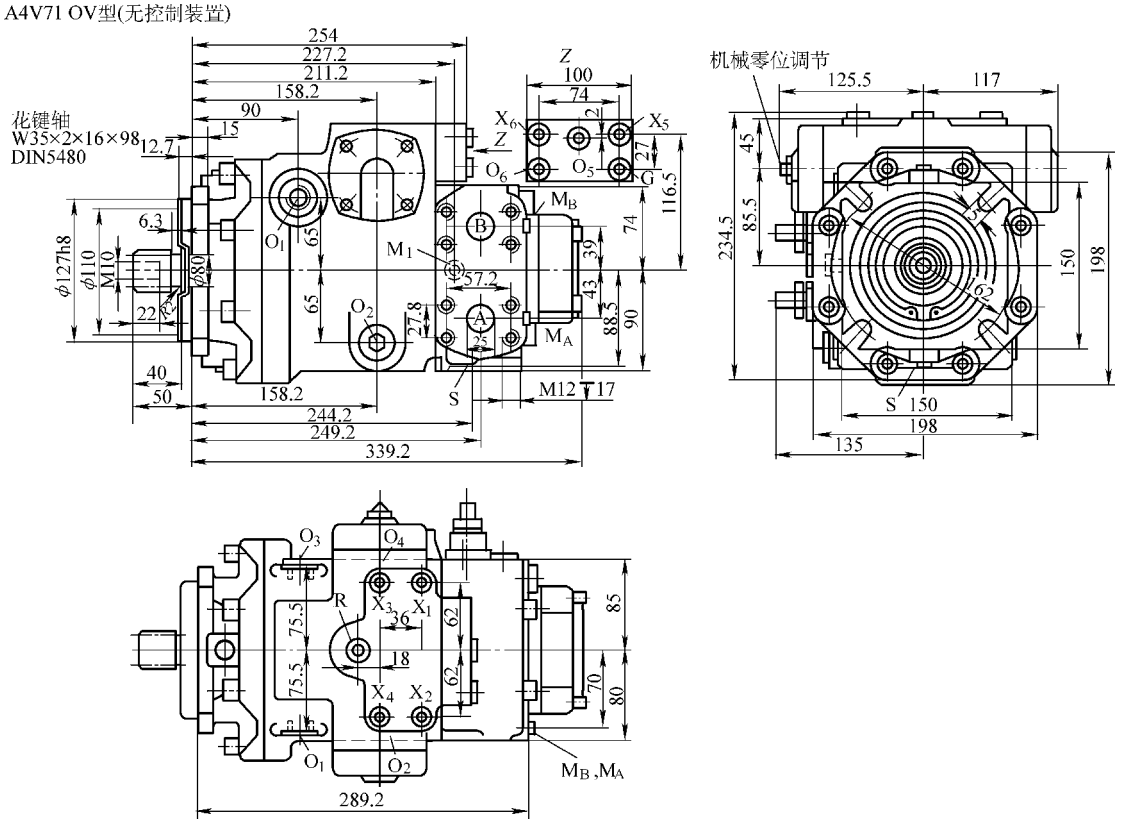
A4V56 OV 型（无控制装置）



油口代号	油口名称	油口尺寸
A,B	工作口	SAE3/4in,42MPa
A_1,B_1	旁通口	M18×1.5　深12
G	供油压力口	M22×1.5　深14
O_1	漏油灌油口	M22×1.5　深14
O_2	漏油泄油口	M22×1.5　深14
M_A	压力表接口,工作管A	M12×1.5　深12
M_B	压力表接口,工作管B	M12×1.5　深12
R	排气口	M12×1.5　深12
S	供油吸油管	M22×1.5　深14
X_1,X_2	控制压力口(节流前)	M12×1.5　深12
X_3,X_4	控制压力口(控制腔压力)	M12×1.5　深12

（续）

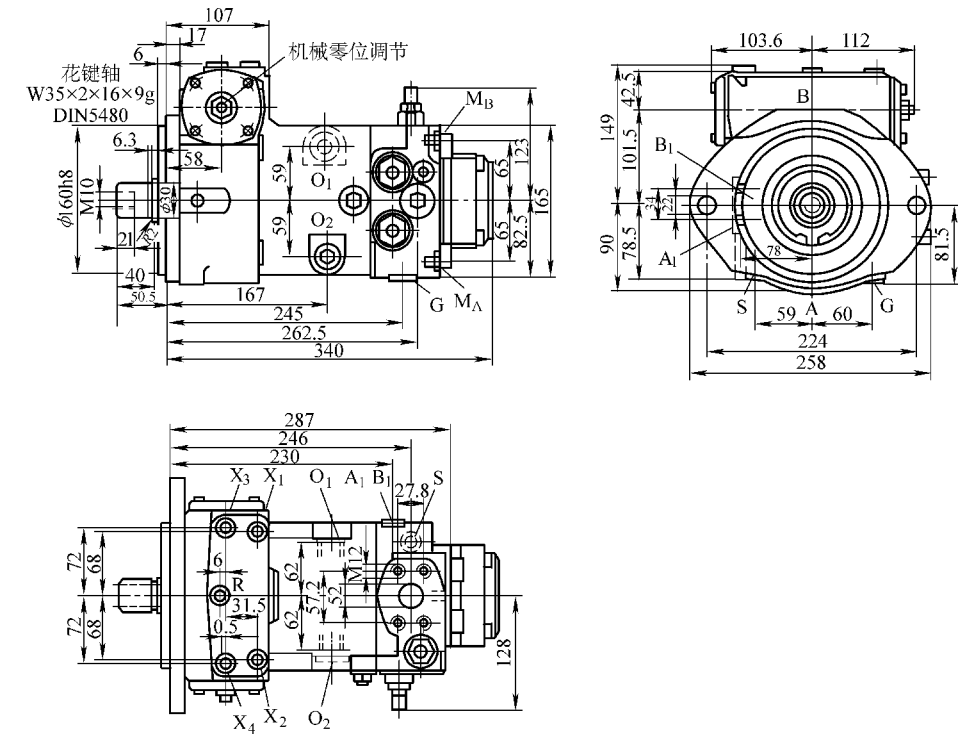
A4V71 OV型(无控制装置)



油口代号	油口名称	油口尺寸
A,B	工作口	SAE1in,42MPa
G	供油压力口	M26×1.5 深16
O_1	漏油灌油口	M26×1.5 深16
$O_{2/3/4}$	漏油泄油口	M14×1.5 深12
$O_{5/6}$	先导油回油口	M8×1.8 深8
M_A	压力表接口,工作管A	M8×1.8 深8
M_B	压力表接口,工作管B	M12×1.5 深15
M_1	压力表接口,供油	M12×1.5 深16
R	排气口	M42×2 深18.5
S	供油吸油管	M12×1.5 深11.5
X_1,X_2	控制压力口(节流前)	M12×14 深14
X_3,X_4	控制压力口(控制腔压力)	M14×1.5 深12
X_5,X_6	取代工作压力先导口	M14×1.5 深12

（续）

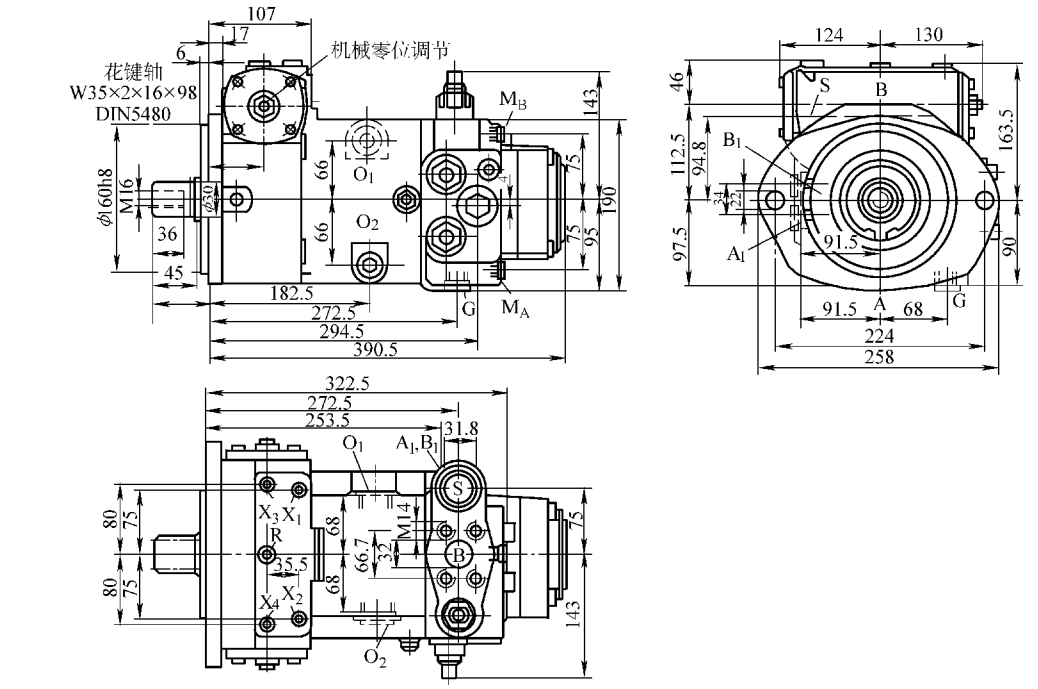
A4V90 OV型(无控制装置)



油口代号	油口名称	油口尺寸
A,B	工作口	SAE1in,42MPa
A_1,B_1	旁通口	M18×1.5　深12
G	供油压力口	M22×1.5　深14
O_1	漏油灌油口	M26×1.5　深16
O_2	漏油泄油口	M26×1.5　深16
M_A	压力表接口,工作管A	M12×1.5　深12
M_B	压力表接口,工作管B	M12×1.5　深12
R	排气口	M12×1.5　深12
S	供油吸油管	M26×1.5　深16
X_1,X_2	控制压力口(节流前)	M12×1.5　深12
X_3,X_4	控制压力口(控制腔压力)	M12×1.5　深12

（续）

A4V125 OV(无控制装置)



油口代号	油口名称	油口尺寸
A,B	工作口	SAE11/4,42MPa
A_1,B_1	旁通口	M18×1.5 深12
G	供油压力口	M22×1.5 深14
O_1	漏油灌油口	M33×2 深18
O_2	漏油泄油口	M33×2 深18
M_A	压力表接口,工作管A	M12×1.5 深12
M_B	压力表接口,工作管B	M12×1.5 深12
R	排气口	M12×1.5 深12
S	供油吸油管	M24×2 深20
X_1,X_2	控制压力口(节流前)	M12×1.5 深12
X_3,X_4	控制压力口(控制腔压力)	M12×1.5 深12

5　液压缸

5.1　液压缸的基本尺寸参数

5.1.1　液压缸内径及活塞杆外径尺寸系列

液压缸缸筒内径尺寸系列见表8.1-7。

液压缸活塞杆外径尺寸系列见表8.1-8。

5.1.2　液压缸行程系列

液压缸行程系列见表8.1-9～表8.1-11。

当活塞行程＞4000mm时，按GB/T 321—2005《优先数和优先数系》中R10数系选用，如不能满足要求时，允许按R40数系选用。

5.1.3　液压缸活塞杆螺纹型式和尺寸系列

（1）活塞杆螺纹型式

活塞杆螺纹有三种型式分别如图8.1-7～图8.1-9所示。

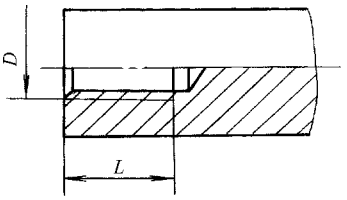


图8.1-7　内螺纹

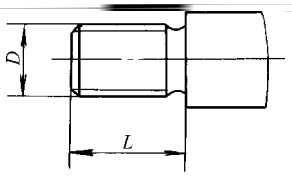


图8.1-8　外螺纹（带肩）

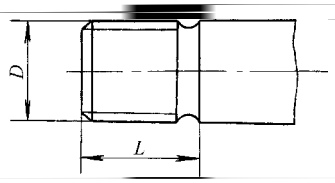


图8.1-9　外螺纹（无肩）

（2）活塞杆螺纹尺寸系列（见表8.1-79）

表8.1-79　液压缸气缸活塞杆螺纹尺寸系列

（mm）

直径与螺距 $D\times l$	螺纹长 L	
	短　型	长　型
M3×0.35	6	9
M4×0.5	8	12
M4×0.7*	8	12
M5×0.5	10	15
M6×0.75	12	16
M6×1*	12	16
M8×1	12	20
M8×1.25*	12	20
M10×1.25	14	22
M12×1.25	16	24
M14×1.5	18	28
M16×1.5	22	32
M18×1.5	25	36
M20×1.5	28	40
M22×1.5	30	44
M24×2	32	48
M27×2	36	54
M30×2	40	60
M33×2	45	66
M36×2	50	72
M42×2	56	84
M48×2	63	96
M56×2	75	112
M64×3	85	128
M72×3	85	128
M80×3	95	140
M90×3	106	140
M100×3	112	
M110×3	112	
M125×4	125	
M140×4	140	
M160×4	160	
M180×4	180	
M200×4	200	
M220×4	220	
M250×6	250	
M280×6	280	

注：1. 螺纹长度 L：内螺纹时，是指最小尺寸；外螺纹时，是指最大尺寸。

2. 当需要用锁紧螺母时，采用长型螺纹长度。

3. 带＊号的螺纹尺寸，为气缸专用。

5.2 液压缸的设计计算

5.2.1 液压缸设计计算步骤

（1）根据机构运动和结构要求，确定液压缸的类型和安装方式。

（2）根据主机的动力分析和运动分析，确定液压缸的性能参数。如液压缸的输出力、速度、作用时间、内径与行程等。

（3）根据选定的工作压力和往复运动速度比，确定液压缸的缸径、活塞杆直径，并按标准尺寸系列选择适当尺寸；根据工作压力及材料，进行液压缸结构尺寸设计，如缸体壁厚、缸盖结构、密封型式、排气与缓冲等。

（4）液压缸性能的验算。

（5）选择适当的密封结构。

5.2.2 液压缸性能参数的计算（见表8.1-80）

5.2.3 液压缸主要几何尺寸的计算

液压缸的主要几何尺寸，包括液压缸的内径 D，活塞杆直径 d 和液压缸行程 s 等。计算公式参见表8.1-81。

表8.1-80 液压缸性能参数计算

（续）

参数	计算公式	说明
液压缸的输出力	单杆活塞式液压缸和柱塞式液压缸活塞（或柱塞）外伸时的推力 F_1 为 $F_1 = pA_1 \times 10^6$ 单杆活塞式液压缸的拉力 F_2 为 $F_2 = pA_2 \times 10^6$ 单杆活塞式液压缸差动连接时，液压缸的推力 F_3 为 $F_3 = pA_3 \times 10^6$	F_1—液压缸推力（N） F_2—液压缸拉力（N） F_3—液压缸差动时推力（N） p—工作压力（MPa） A_1—活塞或柱塞的作用面积（m^2），$A_1 = \frac{\pi}{4}D^2$ A_2—液压缸有杆腔作用面积（m^2），$A_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ A_3—液压缸差动时的作用面积（m^2），$A_3 = \frac{\pi}{4}d^2$ D—活塞或柱塞直径（m） d—活塞杆直径（m）
	双杆活塞式液压缸推（拉）力为 $F = pA \times 10^6$	F—液压缸推（拉）力（N） A—液压缸作用面积（m^2），$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$
液压缸的阻力	液压缸工作时，液压缸阻力为 $F = F_1 \pm F_2 \pm F_3 \pm F_4 \pm F_5 \pm F_6$	F_1—作用在活塞杆上的工作阻力（N） F_2—液压缸在起动、制动或换向时的惯性阻力（N），加速起动时取正值，减速制动时取负值，等速运动时 $F_2 = 0$。F_2 的计算式为：$F_2 = Ma$ M—活塞及运动部件的总质量（kg） a—加速度（$m \cdot s^{-2}$） F_3—运动部件摩擦阻力（N） F_4—运动部件的重力（N），对于立式设备，上行时取正值，下行时则取负值 F_5—液压缸的密封摩擦阻力（N），通常用液压缸的机械效率来反映，一般取 $\eta_m = 0.95$ F_6—回油背压阻力（N）
液压缸的输出速度	单杆活塞式液压缸和柱塞式液压缸活塞（或柱塞）外伸时的速度 v_1 为 $v_1 = \frac{q_V}{A_1}$ 单杆活塞式液压缸活塞缩入时的速度 v_2 为 $v_2 = \frac{q_V}{A_2}$ 单杆活塞式液压缸差动连接时，活塞的外伸速度 v_3 为 $v_3 = \frac{q_V'}{A_3}$	v_1—活（柱）塞外伸速度（$m \cdot s^{-1}$） v_2—活塞的缩入速度（$m \cdot s^{-1}$） v_3—液压缸差动速度（$m \cdot s^{-1}$） q_V—入（出）液压缸流量（$m^3 \cdot s^{-1}$） q_V'—液压泵流量（$m^3 \cdot s^{-1}$） A_1—活塞的作用面积（m^2），$A_1 = \frac{\pi}{4}D^2$ A_2—液压缸有杆腔作用面积（m^2），$A_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ A_3—液压缸差动时的作用面积（m^2），$A_3 = \frac{\pi}{4}d^2$ D—活塞（或液压缸）直径（m） d—活塞杆直径（m）
	双杆活塞式液压缸的输出速度 v 为 $v = \frac{q_V}{A}$	v—双杆活塞液压缸速度（$m \cdot s^{-1}$） q_V—入（出）液压缸流量（$m^3 \cdot s^{-1}$） A—活塞作用面积（m^2），$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$

（续）

参数	计算公式	说明
液压缸的输出功率	液压缸的输出功率 P 为 $P=Fv$	P—液压缸的输出功率(W) F—液压缸的输出力(N) v—液压缸的输出速度(m·s^{-1})

（续）

参数	计算公式	说明
液压缸的储油量	液压缸的储油量 V 为 $V=As$	V—液压缸储油量(m^3) A—液压缸作用面积(m^2) $A=\frac{\pi}{4}D^2$ s—液压缸的行程(m)

表 8.1-81　液压缸主要几何尺寸的计算

参数名称	计算公式	说明
液压缸内径 D	根据载荷力和选定的系统压力计算液压缸内径 $D=1.13\times10^{-3}\sqrt{\frac{F}{p}}$	D—液压缸内径(m) F—液压缸推力(N) p—选定的工作压力(MPa) q_V—进入(或流出)液压缸的流量(m^3·s^{-1}) v—液压缸输出速度(m·s^{-1}) 设计时,无论采用哪种方法,计算出的液压缸内径 D 均应按表8.1-7给出的液压缸内径尺寸系列圆整成标准值
	根据执行机构的速度和选定的液压泵流量计算液压缸内径 $D=1.13\sqrt{\frac{q_V}{v}}$	
活塞杆直径 d	根据速度比的要求来计算活塞杆直径 d 为 $d=D\sqrt{\frac{\varphi-1}{\varphi}}$	d—活塞杆直径(m) D—液压缸直径(m) φ—速度比,$\varphi=\frac{v_2}{v_1}=\frac{D^2}{D^2-d^2}$ v_2—活塞杆的缩入速度(m·s^{-1}) v_1—活塞杆的伸出速度(m·s^{-1}) 液压缸的往复运动速度比,一般有2、1.46、1.33、1.25和1.15等几种。下表给出了不同速度比时活塞杆直径 d 和液压缸内径 D 的关系

φ	1.15	1.25	1.33	1.46	2
d	0.36D	0.45D	0.5D	0.56D	0.71D

设计中,根据工作压力的大小,选速度比时可参考下表

工作压力 p/MPa	≤10	12.5～20	>20
φ	1.33	1.46;2	2

	根据强度要求来计算活塞杆直径 d,当活塞杆在稳定状态下,仅承受轴向载荷时,活塞杆直径按简单拉、压强度计算。此时 $d\geqslant3.57\times10^{-2}\sqrt{\frac{F}{[\sigma]}}$	$[\sigma]$—活塞杆材料的许用应力(MPa),当活塞杆为碳钢时,$[\sigma]$=100～120MPa 如果活塞杆受到较大弯矩,则应按压(拉)弯联合强度计算 $\sigma=\frac{F}{A}+\frac{Fy_{max}}{W}\leqslant[\sigma_c]$ 式中　σ—活塞杆应力(Pa) F—活塞杆输出力(N) A—活塞杆面积(m^2),对于实心活塞杆,则为 $A=\frac{\pi}{4}d^2$

（续）

参数名称	计 算 公 式	说 明
活塞杆直径 d	根据强度要求来计算活塞杆直径 d，当活塞杆在稳定状态下，仅承受轴向载荷时，活塞杆直径按简单拉、压强度计算。此时 $d \geqslant 3.57\times10^{-2}\sqrt{\dfrac{F}{[\sigma_c]}}$	d—活塞杆直径(m) y_{max}—活塞杆最大挠度(m) W—活塞杆断面的抗弯模量(m^3)，对实心圆活塞杆 $W=\dfrac{\pi}{32}d^3$ $[\sigma_c]$—活塞杆材料的许用压应力(Pa)，$[\sigma_c]=\dfrac{R_{eL}}{n}$ R_{eL}—活塞杆材料的下屈服强度(Pa) n—安全系数，一般 $n\geqslant1.4$ 设计时，无论采用哪种方法，计算出的活塞杆直径 d 均应按表8.1-8给出的活塞杆外径尺寸系列圆整成标准值
液压缸行程 s		液压缸行程 s，主要根据执行机构实际工作的最大行程确定。但为了简化工艺和降低成本，应尽量采用表8.1-9～表8.1-11中给出的标准系列值

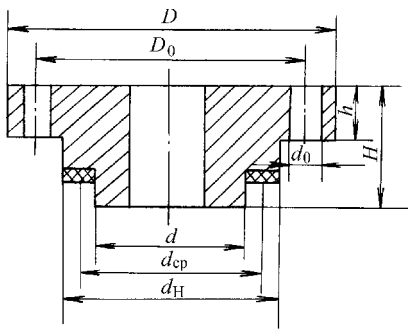
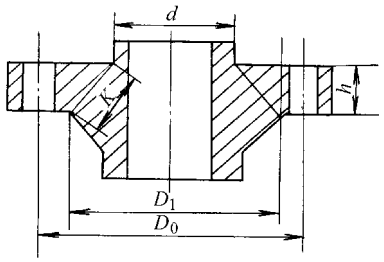
5.2.4 液压缸结构参数的计算

液压缸的结构参数，主要包括缸筒壁厚、油口直径、缸底厚度和缸头厚度等。计算公式参见表8.1-82。

表8.1-82 液压缸结构参数的计算

参数名称	计 算 公 式	说 明
缸筒壁厚	对于低压系统或当$\dfrac{D}{\delta}\geqslant16$时，液压缸缸筒厚度一般按薄壁筒计算，此时 $\delta\geqslant\dfrac{p_yD}{2[\sigma]}$	δ—液压缸缸筒厚度(m) p_y—试验压力(MPa)，工作压力 $p\leqslant16$MPa 时 $p_y=1.5p$；工作压力 $p\geqslant16$MPa 时，$p_y=1.25p$ D—液压缸内径(m) $[\sigma]$—缸体材料的许用应力(MPa)，$[\sigma]=\dfrac{[R_m]}{n}$ R_m—缸体材料的抗拉强度(MPa) n—安全系数，$n=3.5\sim5$，一般取 $n=5$ 对于：锻钢$[\sigma]=100\sim120$MPa；铸钢$[\sigma]=100\sim110$MPa 钢管$[\sigma]=100\sim110$MPa；铸铁$[\sigma]=60$MPa
	当$3.2\leqslant\dfrac{D}{\delta}\leqslant16$时，液压缸缸筒属于中等壁厚，此时 $\delta=\dfrac{p_yD}{(2.3[\sigma]-p_y)\psi}+c$	ψ—强度系数，对于无缝钢管，$\psi=1$ c—计入壁厚公差及腐蚀的附加厚度，通常圆整到标准厚度值
	中高压系统或当$\dfrac{D}{\delta}<3.2$时，缸筒厚度一般按厚壁筒计算 当缸体由塑性材料制造时，缸筒厚度应按第四强度理论计算 $\delta\geqslant\dfrac{D}{2}\left(\sqrt{\dfrac{[\sigma]}{[\sigma]-1.73p_y}}-1\right)$ 当缸体由脆性材料制造时，缸筒厚度应按第二强度理论计算 $\delta\geqslant\dfrac{D}{2}\left(\sqrt{\dfrac{[\sigma]+0.4p_y}{[\sigma]-1.3p_y}}-1\right)$	当选用无缝钢管为缸筒时，计算的壁厚值应圆整为符合有关标准的壁厚值

（续）

参数名称	计 算 公 式	说　　明
缸体外径	缸体外径的计算公式为　$D_1 = D + 2\delta$	D_1—缸体外径(m)，其有关标准见表8.1-83～表8.1-85
液压缸油口直径	根据活塞最高运动速度 v 和油口最高液流速度 v_0 计算 $d_0 = 0.13D\sqrt{\frac{v}{v_0}}$	d_0—液压缸油口直径(m) D—液压缸内径(m) v—液压缸最大输出速度($m \cdot min^{-1}$) v_0—油口液流速度($m \cdot s^{-1}$)
缸底厚度	平形缸底，当缸底无油孔： $h = 0.433D\sqrt{\frac{p_y}{[\sigma]}}$ 当缸底有油孔 $h = 0.433D\sqrt{\frac{p_y D}{(D-d_0)[\sigma]}}$	h—缸底厚度(m) D—液压缸内径(m) p_y—试验压力(MPa) $[\sigma]$—缸底材料的许用应力(MPa) d_0—缸底油孔直径(m)
缸头厚度	螺钉连接法兰式缸头如下图所示  计算公式为 $h = \sqrt{\frac{3F(D_0 - d_{cp})}{\pi d_{cp}[\sigma]}}$	h—法兰厚度(m) F—法兰受力总和(N)，$F = \frac{\pi}{4}d^2p + \frac{\pi}{4}(d_H^2 - d^2)q$ d—密封环内径(m) d_H—密封环外径(m) p—系统工作压力(Pa) q—附加密封力(Pa)，对于金属材料密封，q 值取其下屈服强度 D_0—螺钉孔分布圆直径(m) d_{cp}—密封环平均直径(m) $[\sigma]$—法兰材料的许用应力(Pa)
	整体法兰式缸头如下图所示  计算公式为：$h = \sqrt{\frac{3F(D_0 - D_1)}{\pi D_1[\sigma]}}$	D_1—法兰根部直径(m) 其他符号意义同螺钉连接法兰式缸头计算公式

（续）

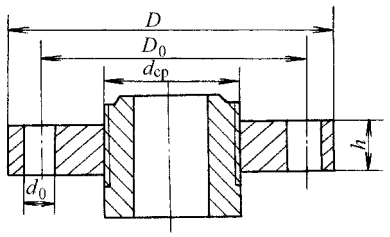
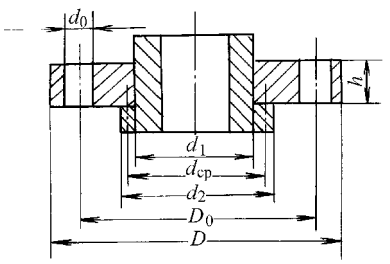
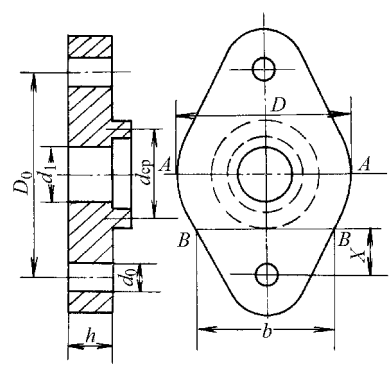
参数名称	计 算 公 式	说 明
缸头厚度	整体螺纹连接法兰式缸头如下图所示  计算公式为：$h=\sqrt{\dfrac{3F(D_0-d_{cp})}{\pi(D-d_{cp}-2d_0)[\sigma]}}$	D—法兰外径(m) d_{cp}—螺纹中径(m) d_0—螺栓孔直径(m) 其他符号意义同螺钉连接法兰缸头计算公式
	活套法兰式缸头如下图所示  计算公式为：$h=\sqrt{\dfrac{3F(D_0-d_{cp})}{\pi(D-d_1-2d_0)[\sigma]}}$	d_{cp}—支承面平均直径(m)，$d_{cp}=\dfrac{d_1+d_2}{2}$ d_1—法兰内径(m) d_2—活套外径 其他符号意义同螺钉连接法兰式缸头计算公式
	椭圆形法兰式缸头如下图所示  计算公式为：$h=\sqrt{\dfrac{3FX}{b[\sigma]}}$	F—作用在两个螺钉上的总拉力(N) X—B—B 断面的弯曲力臂(m) b—B—B 断面长度(m) $[\sigma]$—法兰材料的许用应力(Pa)

表 8.1-83 工程机械用液压缸外径系列

（续）

缸径/mm	液压缸外径/mm			
	$p\leqslant16$MPa	20	25	31.5
40	50	50	50	54
50	60	60	60	63.5
63	76	76	83	83
80	95	95	102	102
90	108	108	108	114
100	121	121	121	127
110	133	133	133	140
125	146	146	152	152
140	168	168	168	168
160	194	194	194	194
180	219	219	219	219
200	245	245	245	245

注：1. 缸体为无缝钢管。
2. 工作压力 $p\leqslant16$MPa 时，无缝钢管材料为 20 钢；其余压力下，无缝钢管材料为 45 钢。

表 8.1-84　重型机械用液压缸外径系列

（mm）

缸内径	32	40	50	60	80	100	125	150	180	200
缸外径	52	60	75	85	105	120	150	180	215	240

注：1. 液压缸工作压力 $p \leqslant 16$MPa。

2. 液压缸缸体材料为45钢的无缝钢管。

表 8.1-85　运输机械用液压缸外径系列

（mm）

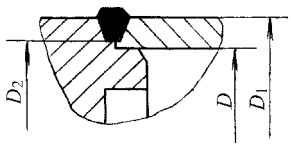
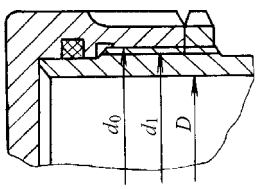
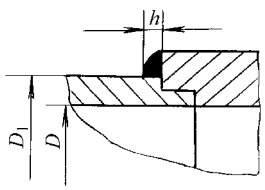
缸内径	40	50	60	80	90	100	110	125	140	180	200	220
缸外径	50	63.5	70	95	102	114	127	140	159	200	219	245

注：1. 液压缸工作压力 $p \leqslant 10$MPa。

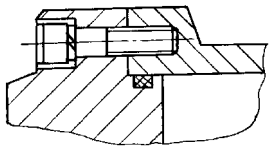
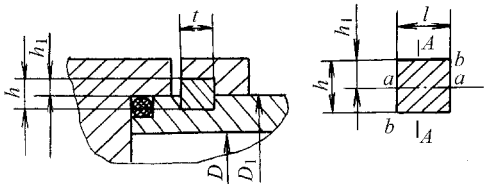
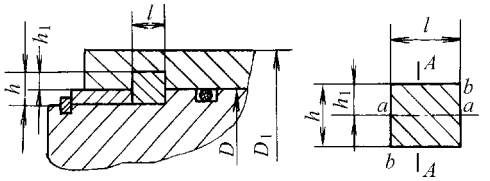
2. 液压缸缸体材料为35钢的无缝钢管。

5.2.5　液压缸的连接计算（见表8.1-86）

表 8.1-86　液压缸的连接计算

参数名称	计 算 公 式	说　　明
缸盖连接	液压缸缸底采用对焊时，如下图所示  焊缝的拉应力为 $$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)\eta}$$ 若缸头采用角焊时，如下图所示  焊缝应力为 $$\sigma = \frac{\sqrt{2}F}{xD_1h\eta}$$	F—液压缸输出的最大推力(N)，$F = \frac{\pi}{4}D^2p$ D—液压缸直径(m) p—系统最大工作压力(Pa) D_1—液压缸外径(m) D_2—焊缝底径(m) η—焊接效率，通常取 $\eta = 0.7$ h—焊角宽度(m)
	缸体与缸盖用螺纹连接时，如下图所示  缸体螺纹处的拉应力为 $$\sigma = \frac{KF}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - D^2)}$$ 螺纹处的切应力为 $$\tau = \frac{K_1KFd_0}{0.2(d_1^3 - D^3)}$$ 合成应力为 $$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leqslant [\sigma]$$	σ—螺纹处的拉应力(Pa) K—螺纹拧紧系数，静载时取 $K = 1.25 \sim 1.5$；动载时，取 $K = 2.5 \sim 4$ K_1—螺纹内摩擦系数，一般取 $K_1 = 0.12$ d_0—螺纹外径(m) d_1—螺纹内径(m)，当采用普通螺纹时 $d_1 = d_0 - 1.0825t$ t—螺纹螺距(m) D—液压缸内径(m) τ—螺纹处的切应力(Pa) $[\sigma]$—螺纹材料的许用应力(Pa)；$[\sigma] = \frac{R_{eL}}{n}$ R_{eL}—螺纹材料的下屈服强度(Pa) n—安全系数，通常取 $n = 1.5 \sim 2.5$ σ_n—合成应力(Pa) F—缸体螺纹处所受的拉力

（续）

参数名称	计 算 公 式	说 明
缸盖连接	缸体与缸盖采用螺栓连接时，如下图所示  螺纹处的拉应力为 $\sigma=\dfrac{KF}{\dfrac{\pi}{4}d_1^2Z}$ 螺纹处的切应力为 $\tau=\dfrac{K_1KFd_0}{0.2d_1^3Z}$ 合成应力为 $\sigma_n=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}\approx1.3\sigma\leqslant[\sigma]$	Z—螺栓数 其他符号同螺纹连接时的计算公式
	当缸体与缸盖用外半环连接时，如下图所示  外半环 a-a 截面上的切应力为 $\tau=\dfrac{pD}{4l}$ 外半环 a-b 侧面上的挤压应力为 $\sigma_c=\dfrac{pD^2}{h(2D-h)}$ 缸筒危险截面（A-A）上的拉应力为 $\sigma=\dfrac{pD_1^2}{(D-h)^2-D^2}$ 当采用内半环连接时，如下图所示  内半环 a-a 截面上的切应力为 $\tau=\dfrac{pD}{4l}$ 内半环 $a-b$ 侧面上的挤压应力为 $\sigma_c=\dfrac{pD^2}{h(2D-h)}$ 缸筒危险截面 A-A 上的拉应力为 $\sigma=\dfrac{pD^2}{D_1^2-(D+h)^2}$	h—半环厚度（m） l—半环宽度（m） 其他符号同焊接连接时的计算公式

（续）

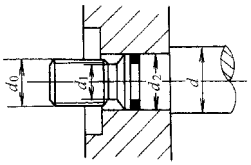
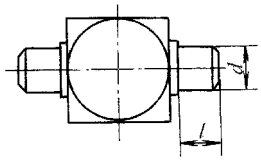
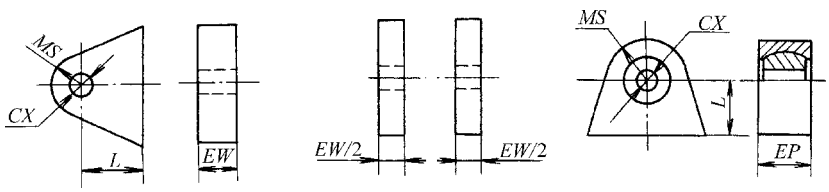
参数名称	计 算 公 式	说　　明
活塞与活塞杆连接	活塞与活塞杆采用螺纹连接时，如下图所示  活塞杆危险截面（螺纹退刀槽）处的拉应力为 $\sigma=\dfrac{KF_1}{\dfrac{\pi}{4}d_1^2}$ 切应力为 $\tau=\dfrac{K_1KF_1d_0}{0.2d_1^3}$ 合成应力为 $\sigma_n=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}\leqslant[\sigma]$	F_1—液压缸输出拉力（N），$F_1=\dfrac{\pi}{4}(D^2-d^2)p$ d—活塞杆直径（m） $[\sigma]$—活塞杆材料的许用应力（Pa）；$[\sigma]=\dfrac{R_{eL}}{n}$ 通常 $n=2.5\sim5$ 其他符号同螺纹连接计算公式
	活塞杆与活塞肩部表面的压应力 $\sigma_c=\dfrac{pD^2}{(d-0.002)^2-(d_2+2C)^2}\leqslant[\sigma_c]$	d_2—活塞上的孔径（m） C—活塞上孔的倒角尺寸（m） 0.002—活塞杆上的倒角尺寸（m） $[\sigma_c]$—活塞（或活塞杆）材料的许用压应力（Pa）
销轴、耳环连接	销轴长度 l，应根据结构及耳环宽度 EW 来确定。下图所示的销轴型液压缸的销轴，其长度一般为：$l=d$  销轴双面受剪（特殊安装除外），其直径 d 按下式计算 $d=\sqrt{\dfrac{0.64F}{[\tau]}}$	d—销轴直径（m） F—液压缸输出的最大推力（N） $[\tau]$—销轴材料的许用切应力（Pa），对于 45 钢 $[\tau]=70$MPa
	耳环宽度为 $EW=\dfrac{F}{d[\sigma_c]}$ 耳环的其他有关尺寸，按照不同情况，推荐按表8.1-87选取	d—销轴直径（m） EW—耳环宽度（m） $[\sigma_c]$—耳环材料的许用应力（Pa），通常取 $[\sigma_c]=(0.2\sim0.25)R_m$ R_m—耳环材料的抗拉强度（Pa）

表 8.1-87　耳 环 尺 寸　　（mm）

单耳型　　双耳型

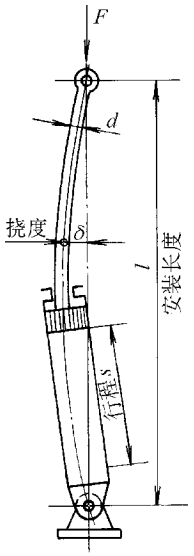


参　数	EW		MS			L
尺寸值	$6.3<p<16$MPa	$16<p<31.5$MPa	无衬套	带衬套	带球绞	$1.2d$
	$1.2d$	$1.4d$	d	$1.2d$	$1.4d$	

注：d 为销轴直径。

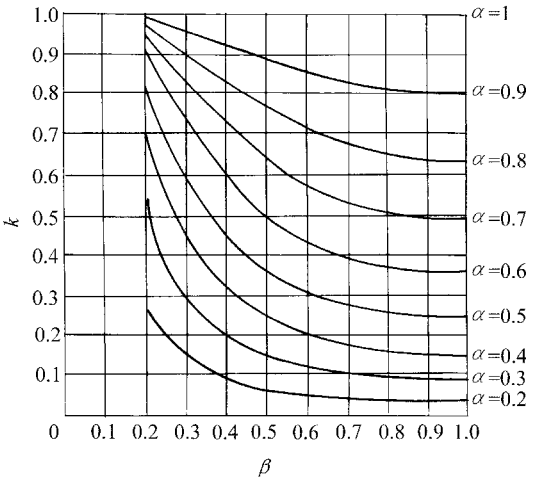
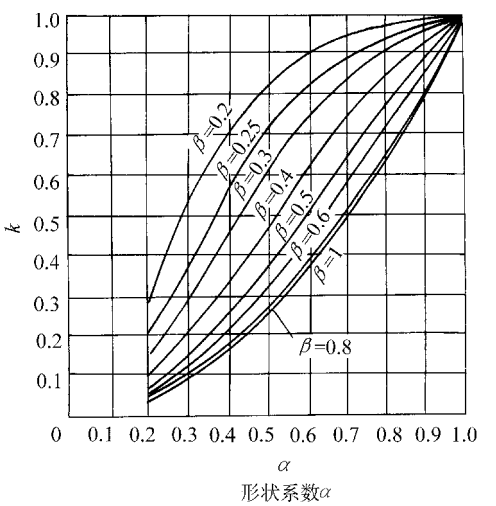
5.2.6 活塞杆稳定性计算（见表8.1-88）

表8.1-88 活塞杆稳定性计算

参数名称	计算公式	说明
无偏心载荷	液压缸承受轴向压缩载荷时，如下图所示，当活塞杆直径 d 与活塞杆的计算长度 l 之比大于10时，即 $\frac{l}{d}>10$，应校核活塞杆的纵向抗弯强度或稳定性  由材料力学知，受压细长杆，当载荷力接近某一临界值时，杆将产生纵向弯曲。且其挠度值随压缩载荷的增加而急剧增大，以至屈曲破坏。对于没有偏心载荷的细长杆，其纵向弯曲强度的临界值，可按等截面法和非等截面计算。首先介绍等截面计算法 当细长比 $\frac{l}{i}\geqslant m\sqrt{n}$ 时，可按欧拉公式计算临界载荷 F_k。此时 $$F_k=\frac{n\pi^2EI}{l^2}$$ 若活塞杆为实心杆，并用钢铁材料制造时，上式可以简为 $$F_k=\frac{1.02nd^4}{l^2}\times10^{11}$$ 当活塞杆细长比 $\frac{l}{i}<m\sqrt{n}$ 时，用戈登—兰金公式计算临界载荷 F_k，此时 $$F_k=\frac{f_cA}{1+\frac{a}{n}\left(\frac{l}{i}\right)^2}$$ 当活塞杆细长比 $\frac{l}{i}<20$ 时，可按纯压缩计算	F_k—活塞杆纵向弯曲破坏的临界载荷(N) n—末端条件系数，见表8.1-89 E—活塞杆材料的弹性模量，对于钢，取 $E=2.1\times10^{11}$ Pa I—活塞杆截面的惯性矩(m^4) 实心活塞杆，$I=\frac{\pi d^4}{64}$ 空心活塞杆，$I=\frac{\pi}{64}(d_1^4-d_2^4)$ d—活塞杆直径(m) d_1—空心活塞杆外径(m) d_2—空心活塞杆内径(m) l—活塞杆计算长度，即活塞杆在最大伸出时，活塞杆端支点和液压缸安装点间的距离(m) i—活塞杆断面的惯性半径(m) 实心活塞杆，$i=\sqrt{\frac{I}{A}}=\frac{d}{4}$ 空心活塞杆，$i=\frac{1}{4}\sqrt{d_1^2+d_2^2}$ A—活塞杆截面积(m^2) 实心活塞杆，$A=\frac{\pi}{4}d^2$ 空心活塞杆，$A=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_2^2)$ m—柔性系数，见下表 f_c—材料强度实验值，见下表 a—实验常数，见下表

材料	铸铁	锻钢	低碳钢	中碳钢
f_c/MPa	560	250	340	490
a	1/1600	1/9000	1/7500	1/5000
m	80	110	90	85

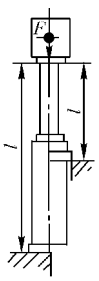
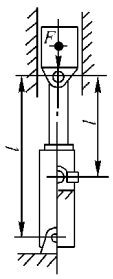
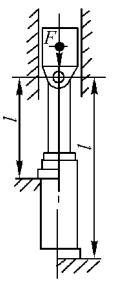
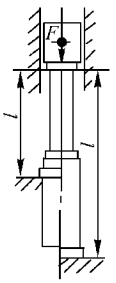
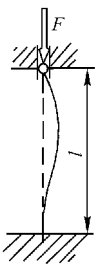
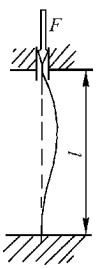
（续）

参数名称	计算公式	说明
无偏心载荷	等截面计算法是把缸筒的惯性矩看成与活塞杆相同，这与实际情况差别较大，因而这种计算方法得到的 F_k 值趋于保守。采用非等截面计算法得到的 F_k 值，与实际情况接近。其计算公式为 $$F_k = k\frac{\pi^2 EI}{l^2}$$ 一般在实际使用时，为了保证活塞杆不产生纵向弯曲，活塞杆实际承受的压缩载荷要远小于极限载荷。即 $$F = \frac{F_k}{n_k}$$	k—形状系数，可由下图查出，图中 $a = \sqrt{\frac{I_1}{I_2}}$，$\beta = \frac{l_1}{l}$  形状系数 β  形状系数 α I_1—活塞杆的惯性矩（m^4）；I_2—缸筒的惯性矩（m^4） l_1—活塞杆的伸出长度（m）；l—液压缸安装长度（m） n_k—安全系数，一般取 $n_k = 2 \sim 4$

（续）

参数名称	计 算 公 式	说 明
承受偏心载荷	液压缸由于结构或安装上的原因，活塞杆往往承受一定的偏心载荷。此时 $F_k=\dfrac{R_{eL}A}{1+8\dfrac{e}{d}\sec\theta}$	F_k—临界载荷力(N)；R_{eL}—活塞杆材料的屈服强度(Pa) A—活塞杆截面积(m^2)；e—载荷偏心量(m) d—活塞杆直径(m)；θ—挠度，$\theta=C\sqrt{\dfrac{F_k}{EA}}\left(\dfrac{l}{i}\right)$ C—系数，见表8.1-89；E—活塞杆材料的弹性模数(Pa) l—活塞杆的计算长度(m)；i—活塞杆截面的惯性半径(m)
临界应力	活塞杆在临界载荷作用下的应力称为临界应力，用 σ_k 表示 $\sigma_k=\dfrac{F_k}{A}=n\pi^2E\left(\dfrac{i}{l}\right)^2$	

表8.1-89 末端条件系数

类型	一端固定，一端自由	两端铰接	一端固定，一端铰接	两端固定
示意图				
安装形式				
n	$\frac{1}{4}$	1	2	4
l_s	$2l$	l	$\frac{\sqrt{2}}{2}l$	$\frac{l}{2}$
C	1	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$

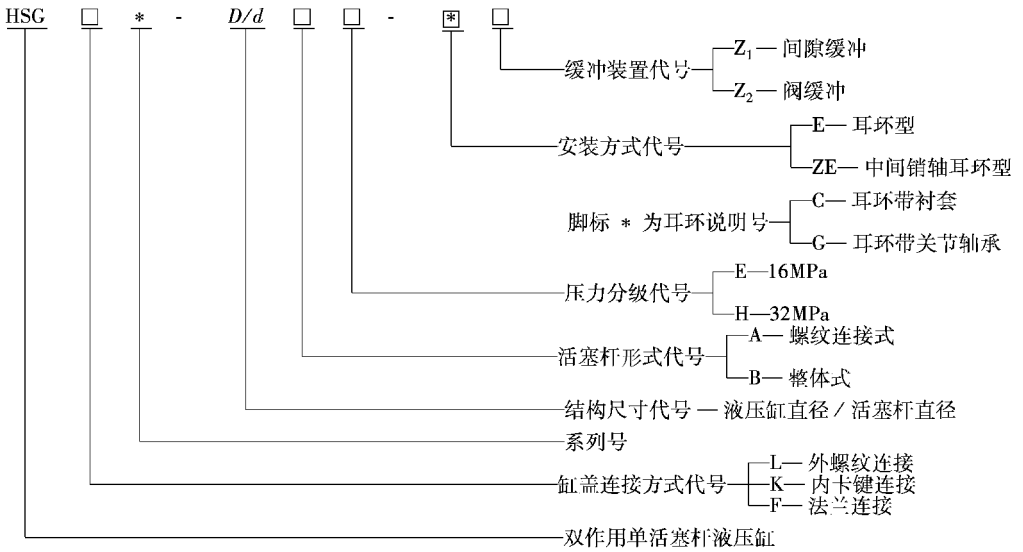
注：若液压缸实际安装型式如表图左半部时，式中的 l 取左部 l 值；若液压缸实际安装型式如表图右半部时，式中的 l 则应该取右边 l 值。

5.3 液压缸系列

5.3.1 工程液压缸系列

工程液压缸指主要用于工程机械、重型机械、起重机械及矿山机械等液压系统中的液压缸，但又并不仅限于上述方面。工程液压缸为双作用、单活塞杆液压缸；安装方式多采用耳环型，按缸盖与缸体连接方式的不同可分为外螺纹连接、内卡键连接及法兰连接，其结构见图8.1-10。

（1）型号说明



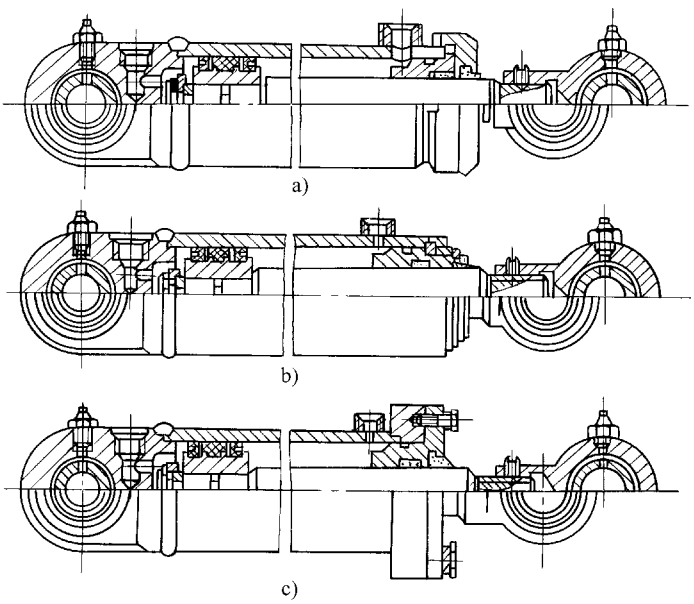


图 8.1-10　工程液压缸的结构

a）外螺纹连接式　b）内卡键连接式　c）法兰连接式

（2）技术规格(见表 8.1-90)

表 8.1-90　工程液压缸的技术规格

缸径 D /mm	活塞杆直径 d/mm			工作压力 16MPa				最大行程 s /mm
	速度比 φ			推力 /kN	拉力/kN			
	1.33	1.46	2		$\varphi=1.33$	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	
40	25	22	25	20.11	15.08	14.02	12.25	500
50	25	28	32	31.42	23.56	21.56	18.55	600
63	32	35**	45	49.88	37.01	34.48	24.43	800

（续）

缸径 D /mm	活塞杆直径 d/mm 速度比 φ			工作压力 16MPa 推力 /kN	拉力/kN			最大行程 s /mm
	1.33	1.46	2		$\varphi=1.33$	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	
80	40	45	55**	80.42	60.32	54.98	42.41	2000
（90）	45	50	63	101.79	76.34	70.37	51.91	2000
100	50	55**	70	125.66	94.25	87.65	64.08	4000
（100）	55**	63	80	152.05	114.04	102.18	71.63	4000
125	63	70	90	196.35	146.47	134.77	94.56	4000
（140）	70	80	100	246.30	184.73	165.88	120.64	4000
150**	75**	85**	105**	282.74	212.06	191.95	144.20	4000
160	80	90	110	321.70	241.27	219.91	169.65	4000
（180）	90	100	125	407.15	305.36	281.49	210.80	4000
200	100	110	140	502.65	376.99	350.60	256.35	4000
（220）	110	125	160	608.21	456.16	411.86	286.51	4000
250	125	140	180	785.40	589.05	539.10	378.25	4000

注：1. 各种结构，缸径相同，其推力、拉力均相同。

2. 速度比 φ 为活塞两侧有效面积 A_1 与 A_2 之比，即

$$\varphi=\frac{A_1}{A_2}=\frac{D^2}{D^2-d^2}=\frac{1}{1-\left(\frac{d}{D}\right)^2}$$

3. 表中带（ ）的缸径尺寸为符合 GB/T 2348—1993，但非优先选用者。表中带 ** 的缸径、杆径尺寸，为不符合 GB/T 2348—1993 规定者。

（3）外形尺寸

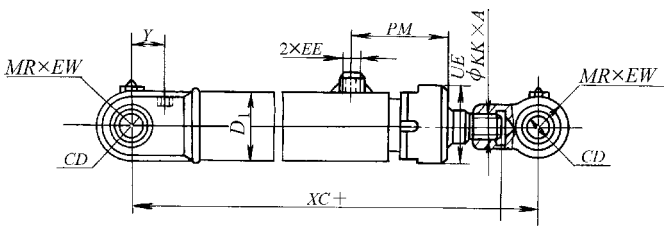
1）缸盖为外螺纹连接式液压缸安装连接尺寸　外螺纹连接式工程液压缸的型号为：HSGL—$D/d\frac{\mathrm{A}}{\mathrm{B}}$E—Ec。其安装及连接尺寸见表 8.1-91。

2）缸盖为内卡键连接式液压缸安装连接尺寸　内卡键连接式液压缸的型号为：HSGL—$D/d\frac{\mathrm{A}}{\mathrm{B}}$E—Ec。其安装及连接尺寸见表 8.1-92。

3）缸盖为法兰连接式液压缸安装连接尺寸　法兰连接式液压缸的型号为：HSGF—$D/d\frac{\mathrm{A}}{\mathrm{B}}$E—Ec。其安装及连接尺寸见表 8.1-93。

4）活塞杆为外螺纹式液压缸的安装连接尺寸　活塞杆为外螺纹式液压缸的型号为：HSG＊01-D/dE-＊。其安装及连接尺寸见表 8.1-94。

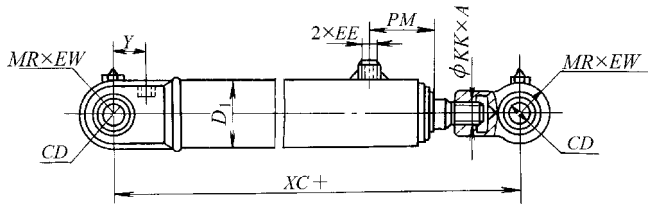
表 8.1-91　HSGL 型液压缸安装及连接尺寸　（mm）



缸径 D	D_1	CD	Y	PM	$XC+$	$MR\times EW$	$2\times EE$	$\phi KK\times A$（长）
63	76	30	40	77	310+s	35×35	M22×1.5	M27×2-35
80	95	40	45	77	365+s	45×45	M22×1.5	M33×2-45

注：表中 s 为活塞行程，后面的表同。

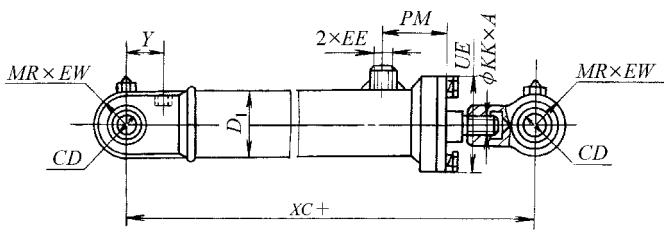
表 8.1-92　HSGK 型液压缸安装及连接尺寸　　(mm)



缸径 D	D_1	CD	Y	PM	XC+	MR×EW	2×EE	φKK×A(长)
80	95	40	45	65	365+s	45×45	M22×1.5	M33×2-45
(90)	108	40	45	65	370+s	45×45	M22×1.5	M36×2-50
100	121	50	55	65	430+s	60×60	M33×2	M42×2-55
(110)	133	50	55	70	440+s	60×60	M33×2	M48×2-60
125	152	50	55	82	455+s	60×60	M33×2	M52×2*-65
(140)	168	60	65	87	500+s	70×70	M33×2	M60×2*-70
160	194	60	65	95	515+s	70×70	M42×2	M68×2*-75
(180)	219	70	75	100	590+s	80×80	M42×2	M76×3*-85
200	245	80	85	105	630+s	90×90	M42×2	M85×3*-95
(220)	273	90	90	110	690+s	100×100	M48×2	M95×3*-110
250	299	100	100	120	730+s	110×110	M48×2	M100×3-120

注：表中带＊尺寸，为不符合 GB/T 2350—1980 规定者。

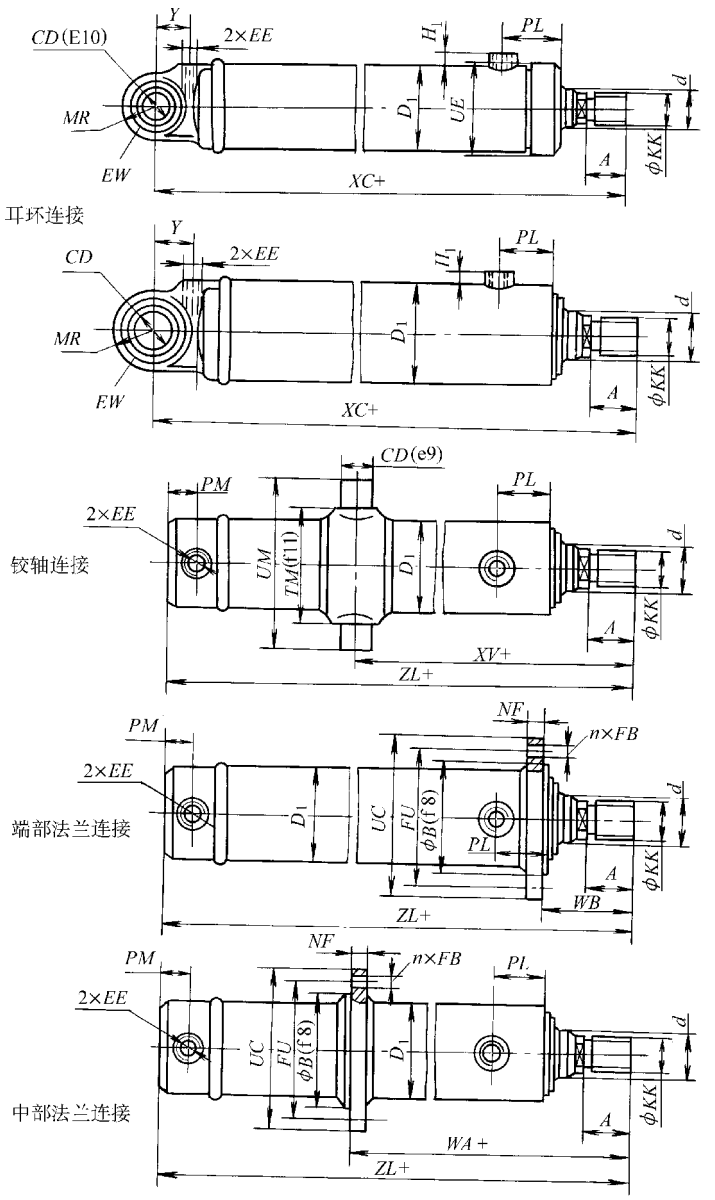
表 8.1-93　HSGF 型液压缸安装及连接尺寸　　(mm)



缸径 D	D_1	UE	CD	Y	PM	XC+	MR×EW	2×EE	φKK×A(长)
80	95	120	40	45	65	365+s	45×45	M22×1.5	M33×2-45
(90)	108	140	40	45	65	370+s	45×45	M22×1.5	M36×2-50
100	121	150	50	55	65	430+s	60×60	M33×2	M42×2-55
(110)	133	165	50	55	70	440+s	60×60	M33×2	M48×2-60
125	152	185	50	55	82	455+s	60×60	M33×2	M52×2*-65
(140)	168	200	60	65	87	500+s	70×70	M33×2	M60×2*-70
160	194	220	60	65	95	515+s	70×70	M42×2	M68×2*-75
(180)	219	250	70	75	100	590+s	80×80	M42×2	M76×3*-85
200	245	270	80	85	105	630+s	90×90	M42×2	M85×3*-95
(220)	273	300	90	90	110	690+s	100×100	M48×2	M95×3*-110
250	299	330	100	100	120	730+s	110×110	M48×2	M100×3-120

注：表中带＊的尺寸为不符合 GB/T 2350—1980 规定者。

表 8.1-94 活塞杆为外螺纹式液压缸的安装连接尺寸 （mm）



缸径 D	D_1	CD	MR	EW	ϕKK	A	Y	PL	$XC+$	$2\times EE$	H_1	UE	TM
40	57	20	25	25	M16×1.5	30	30	65	255+s	M14×1.5	15	65	
50	68	30	35	35	M22×1.5	35	40	65	243+s	M18×1.5	15	75	
63	83	30	35	35	M27×1.5*	40	40	65	258+s	M18×1.5	15	90	
80	102	40	45	45	M33×1.5*	45	50	75	300+s	M22×1.5	18	110	125
								△65					
(90)	114	40	45	45	M36×2	45	50	66	305+s	M22×1.5	18		140
								▲76	▲325+s				
100	127	50	60	60	M42×2	50	60	72	340+s	M27×2	20		155
								▲82	▲360+s				
(110)	140	50	60	60	M48×2	55	60	77	360+s	M27×2	20		170

（续）

缸径 D	D_1	CD	MR	EW	ϕKK	A	Y	PL	$XC+$	$2\times EE$	H_1	UE	TM
								▲87	▲380 + s				
125	152	50	60	60	M52 × 2 *	60	60	78	370 + s	M27 × 2	20		185
（140）	168	60	70	70	M60 × 2 *	65	70	85	405 + s	M27 × 2	20		200
								▲95	▲425 + s				
150 **	180	60	70	70	M64 × 2 *	70	75	92	420 + s	M33 × 2	22		215
								▲102	▲440 + s				
160	194	60	70	70	M68 × 2 *	75	70	100	435 + s	M33 × 2	22		230
（180）	219	70	80	80	M76 × 3 *	85	89	107	480 + s	M42 × 2	24		255
200	245	80	95	90	M85 × 3 *	95	100	110	510 + s	M42 × 2	24		285
（220）	273	90	105	100	M95 × 3 *	105	110	120	560 + s	M42 × 2	25		320
250	299	100	120	110	M105 × 3 *	115	122	135	614 + s	M42 × 2	25		350

缸径 D	UM	$ZL+$	PM	ϕB	FC	UC	NF	WB	$n\times FB$	$XV+$	$WA+$	s
80	185	275 + s	25	115	145	175	20	81	8 × ϕ13.5	> 215 < 160 + s	> 200 < 190 + s	55
（90）	200	280 + s ▲300 + s	25	130	160	190	20	82 ▲92	8 × ϕ15.5	> 225 < 165 + s	> 210 < 195 + s	60
100	230	310 + s ▲330 + s	30	145	180	210	20	88 ▲98	8 × ϕ18	> 250 < 170 + s	> 230 < 210 + s	80
110	245	330 + s ▲350 + s	30	160	195	225	22	95 ▲105	8 × ϕ18	> 260 < 190 + s	> 240 < 225 + s	70
125	260	340 + s	30	175	210	240	22	98	10 × ϕ18	> 255 < 200 + s	> 235 < 240 + s	55
（140）	290	370 + s ▲390 + s	35	190	225	260	24	108 ▲118	10 × ϕ20	> 290 < 210 + s	> 265 < 250 + s	80
150 **	305	385 + s ▲405 + s	35	205	245	285	26	114 ▲124	10 × ϕ22	> 305 < 225 + s	> 285 < 265 + s	80
160	320	400 + s	35	220	260	300	28	119	10 × ϕ22	> 310 < 240 + s	> 290 < 280 + s	70
（180）	360	440 + s	42	245	285	325	30	130	10 × ϕ24	> 345 < 255 + s	> 320 < 300 + s	90
200	405	460 + s	40	275	320	365	32	143	10 × ϕ26	> 365 < 265 + s	> 340 < 315 + s	100
（220）	455	503 + s	53	305	355	405	34	156	10 × ϕ29	> 395 < 285 + s	> 365 < 340 + s	100
250	500	547 + s	55	330	390	450	36	171	12 × ϕ32	> 430 < 315 + s	> 395 < 375 + s	105

注：1. 带▲者仅为速度比 $\varphi=2$ 时的连接尺寸；带△者仅为 ϕ80 缸卡键式尺寸。

2. 销轴和中法兰连接的行程不得小于表中 s 值。

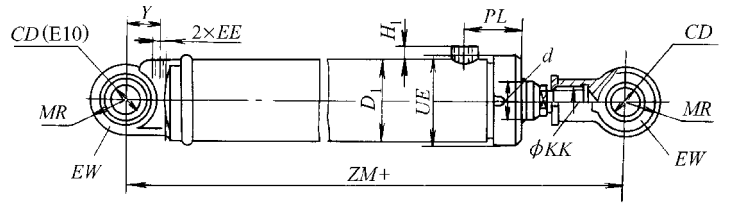
3. * 见表 8.1-92 注，** 见表 8.1-90 注 3。

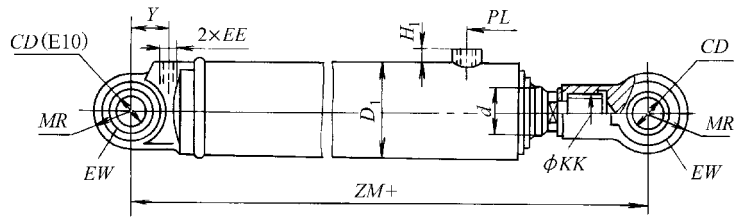
5）活塞杆端为外螺纹、杆头为耳环连接的安装连接尺寸见表 8.1-95。

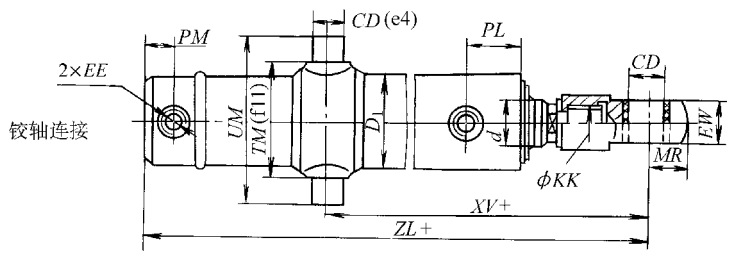
6）活塞杆端为内螺纹连接式液压缸的安装连接尺寸见表 8.1-96。

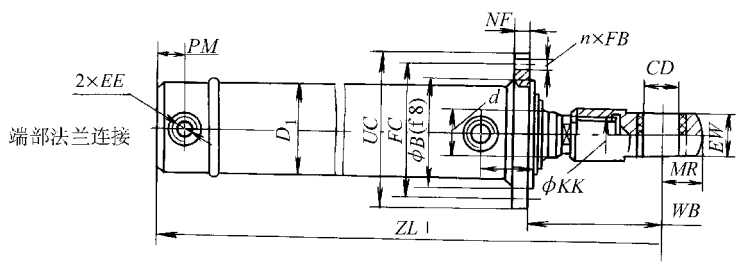
7）活塞杆端为内螺纹、杆头为耳环连接式液压缸的安装连接尺寸见表 8.1-97。

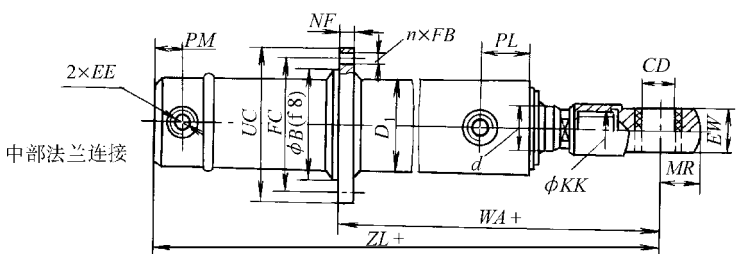
表 8.1-95 杆端外螺纹杆头耳环式液压缸的安装连接尺寸 （mm）











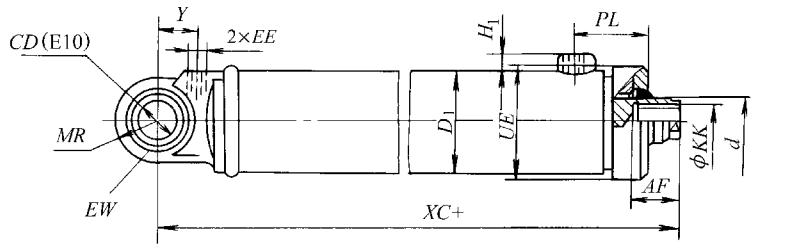
（续）

缸径 D	D_1	CD	MR	EW	ϕKK	Y	PL	$ZM+$	$2\times EE$	H_1	UE	TM
40	57	20	25	25	M16×1.5	30	65	255+s	M14×1.5	15	65	
50	68	30	35	35	M22×1.5	40	65	280+s	M18×1.5	15	75	
63	83	30	35	35	M27×1.5*	40	65	295+s	M18×1.5	15	90	
80	102	40	45	45	M33×1.5*	50	75 △65	347+s	M22×1.5	18	110	125
(90)	114	40	45	45	M36×2	50	66 ▲76	357+s ▲377+s	M22×1.5	18		140
100	127	50	60	60	M42×2	60	72 ▲82	402+s ▲422+s	M27×2	20		155
(110)	140	50	60	60	M48×2	60	77 ▲87	422+s ▲442+s	M27×2	20		170
125	152	50	60	60	M52×2*	60	78	452+s	M27×2	20		185
(140)	168	60	70	70	M60×2*	70	85 ▲95	498+s ▲518+s	M27×2	20		200
150**	180	60	70	70	M64×2*	75	92 ▲102	513+s ▲533+s	M33×2	22		215
160	194	60	70	70	M68×2*	70	100	533+s	M33×2	22		230
(180)	219	70	80	80	M76×3*	89	107	588+s	M42×2	25		255
200	245	80	95	90	M85×3*	100	110	628+s	M42×2	25		285
(220)	273	90	105	100	M95×3*	110	120	690+s	M42×2	25		320
250	299	100	120	110	M105×3*	122	135	754+s	M42×2	25		350

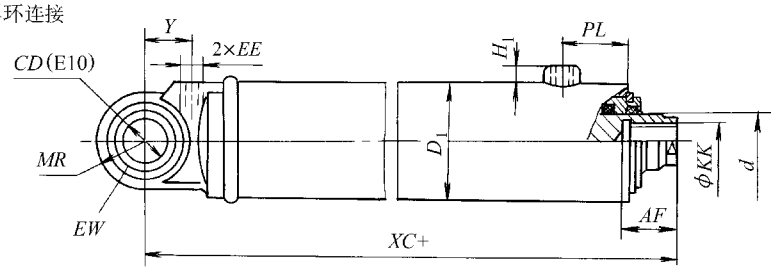
缸径 D	UM	$ZL+$	PM	ϕB	FC	UC	NF	WB	$n\times FB$	$XV+$	$WA+$	s
40												
50												
63												
80	185	322+s	25	115	145	175	20	128	8×ϕ13.5	>260 <205+s	>245 <235+s	55
(90)	200	322+s ▲352+s	25	130	160	190	20	134 ▲144	8×ϕ15.5	>275 <215+s	>260 <245+s	60
100	230	372+s ▲392+s	30	145	180	210	20	150 ▲160	8×ϕ18	>310 <230+s	>290 <270+s	80
110	245	392+s ▲412+s	30	160	195	225	22	157 ▲167	8×ϕ18	>320 <250+s	>300 <285+s	70
125	260	422+s	30	175	210	240	22	180	10×ϕ18	>335 <280+s	>315 <320+s	55
(140)	290	463+s ▲483+s	35	190	225	260	24	201 ▲211	10×ϕ20	>385 <305+s	>360 <345+s	80
150**	305	478+s ▲498+s	35	205	245	285	26	207 ▲217	10×ϕ22	>400 <320+s	>380 <360+s	80
160	320	498+s	35	220	260	300	28	217	10×ϕ22	>410 <340+s	>390 <380+s	70
(180)	360	548+s	42	245	285	325	30	238	10×ϕ24	>455 <365+s	>430 <410+s	90
200	405	578+s	40	275	320	365	32	261	10×ϕ26	>485 <385+s	>460 <435+s	100
(220)	455	633+s	53	305	355	405	34	285	10×ϕ29	>525 <415+s	>495 <470+s	100
250	500	687+s	55	330	390	450	36	311	12×ϕ32	>570 <455+s	>535 <515+s	105

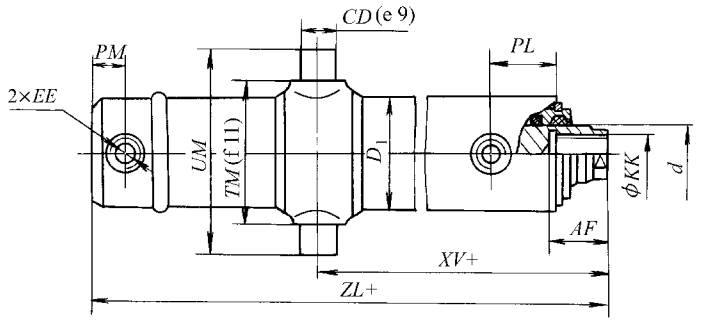
注：* 见表8.1-92注，** 见表8.1-90注3；▲、△见表8.1-94注1。

表 8.1-96 活塞杆端为内螺纹连接式液压缸的安装连接尺寸 （mm）

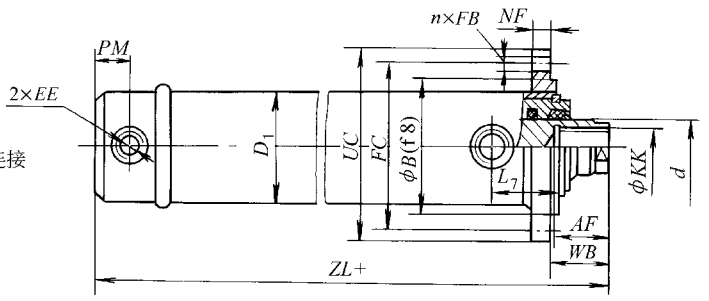


耳环连接

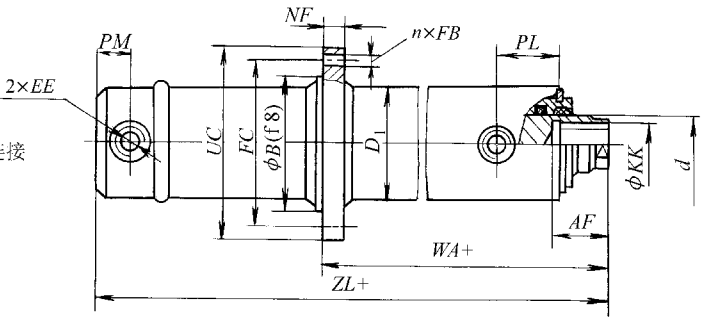




铰轴连接



端部法兰连接



中部法兰连接

（续）

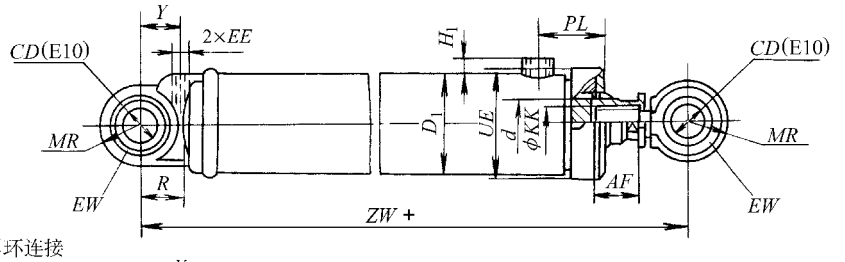
缸径 D	D_1	CD	MR	EW	ϕKK	AF	Y	PL	$XC+$	$2\times EE$	H_1	UE
63	83	30	35	35	M27×1.5*	35	40	65	218+s	M18×1.5	15	90
80	102	40	45	45	M33×1.5*	40	50	75 △65	255+s	M22×1.5	18	110
(90)	114	40	45	45	M36×2	50	50	66 ▲76	260+s ▲280+s	M22×1.5	18	
100	127	50	60	60	M42×2	55	60	72 ▲82	290+s ▲310+s	M27×2	20	
(110)	140	50	60	60	M48×2	60	60	77 ▲87	305+s ▲325+s	M27×2	20	
125	152	50	60	60	M52×2*	65	60	78	310+s	M27×2	20	
(140)	168	60	70	70	M60×2*	70	70	85 ▲95	340+s ▲360+s	M27×2	20	
150**	180	60	70	70	M64×2*	75	75	92 ▲102	350+s ▲370+s	M33×2	22	
160	194	60	70	70	M68×2*	80	70	100	360+s	M33×2	22	
(180)	219	70	80	80	M76×3*	90	89	107	395+s	M42×2	24	
200	245	80	95	90	M85×3*	100	100	110	415+s	M42×2	24	
(220)	273	90	105	100	M95×3*	110	110	120	455+s	M42×2	25	
250	299	100	120	110	M105×3*	120	122	135	499+s	M42×2	25	

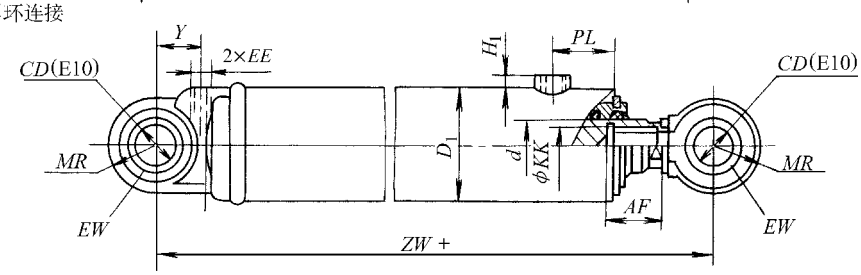
缸径 D	TM	UM	$ZL+$	PM	ϕB	FC	UC	NF	WB	$n\times FB$	$XV+$	$WA+$	s
80	125	185	230+s	25	115	145	175	20	36	8×ϕ13.5	>170 <115+s	>155 <145+s	55
(90)	140	200	235+s ▲255+s	25	130	160	190	20	37 ▲47	8×ϕ15.5	>180 <120+s	>165 <150+s	60
100	155	230	260+s ▲280+s	30	145	180	210	20	38 ▲48	8×ϕ18	>200 <120+s	>180 <160+s	80
(110)	170	245	275+s ▲295+s	30	160	195	225	22	40 ▲50	8×ϕ18	>205 <135+s	>185 <170+s	70
125	185	260	280+s	30	175	210	240	22	38	10×ϕ18	>195 <140+s	>175 <180+s	55
(140)	200	290	305+s ▲325+s	35	190	225	260	24	43 ▲53	10×ϕ20	>225 <145+s	>200 <185+s	80
150**	215	305	315+s ▲335+s	35	205	245	285	26	44 ▲54	10×ϕ22	>235 <155+s	>315 <195+s	80
160	230	320	325+s	35	220	260	300	28	44	10×ϕ22	>235 <165+s	>215 <205+s	70
(180)	255	360	355+s	42	245	285	325	30	45	10×ϕ24	>260 <170+s	>235 <215+s	90
200	285	405	365+s	40	275	320	365	32	48	10×ϕ26	>270 <170+s	>245 <200+s	100
(220)	320	455	398+s	53	305	355	405	34	51	10×ϕ29	>290 <180+s	>260 <235+s	100
250	350	500	432+s	55	330	390	450	36	56	12×ϕ32	>315 <200+s	>280 <260+s	105

注：* 见表8.1-92注，** 见表8.1-90注3，▲、△见表8.1-94注1。

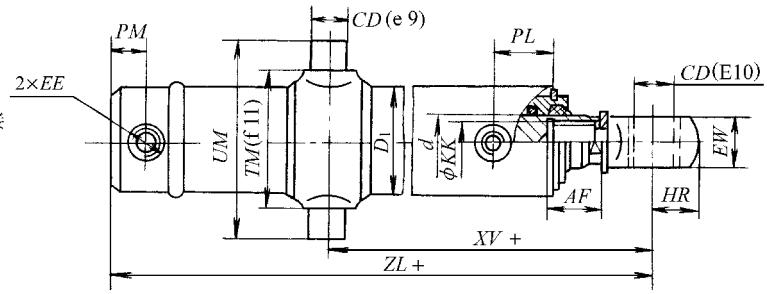
表 8.1-97 杆端内螺纹杆头耳环式液压缸的安装连接尺寸 （mm）

耳环连接

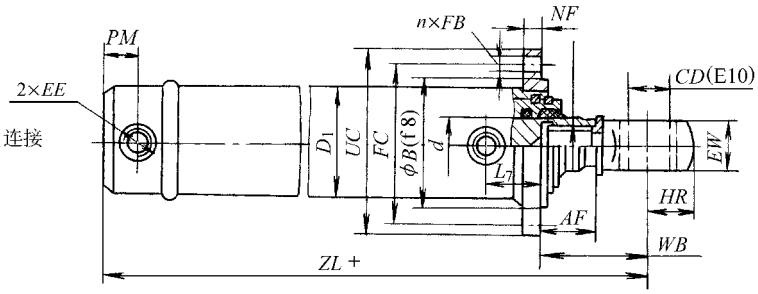




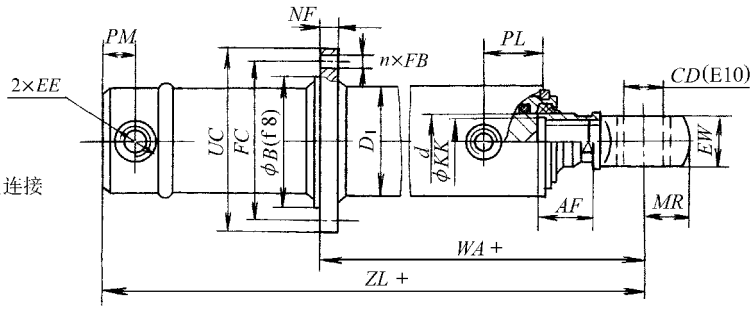
铰轴连接



端部法兰连接



中部法兰连接



（续）

缸径 D	D_1	CD	MR	EW	ϕKK	AF	Y	PL	$ZM+$	$2\times EE$	H_1	UE
40	57	20	25	25			30	65	218 + s	M14 × 1.5	15	65
50	68	30	35	35			40	65	240 + s	M18 × 1.5	15	75
63	83	30	35	35	M27 × 1.5 *	35	40	65	270 + s	M18 × 1.5	15	90
80	102	40	45	45	M33 × 1.5 *	40	50	75 △65	317 + s	M22 × 1.5	18	110
(90)	114	40	45	45	M36 × 2	50	50	66 ▲76	312 + s ▲332 + s	M22 × 1.5	18	
100	127	50	60	60	M42 × 2	55	60	72 ▲82	357 + s ▲377 + s	M27 × 2	20	
(110)	140	50	60	60	M48 × 2	60	60	77 ▲87	372 + s ▲392 + s	M27 × 2	20	
125	152	50	60	60	M52 × 2 *	65	60	78	377 + s	M27 × 2	20	
(140)	168	60	70	70	M60 × 2 *	70	70	85 ▲95	418 + s ▲438 + s	M27 × 2	20	
150 **	180	60	70	70	M64 × 2 *	75	75	92 ▲102	428 + s ▲448 + s	M33 × 2	22	
160	194	60	70	70	M68 × 2 *	80	70	100	438 + s	M33 × 2	22	
(180)	219	70	80	80	M76 × 3 *	90	89	107	483 + s	M42 × 2	24	
200	245	80	95	90	M85 × 3 *	100	100	110	513 + s	M42 × 2	24	
(220)	273	90	105	100	M95 × 3 *	110	110	120	565 + s	M42 × 2	25	
250	299	100	120	110	M105 × 3 *	120	122	135	624 + s	M42 × 2	25	

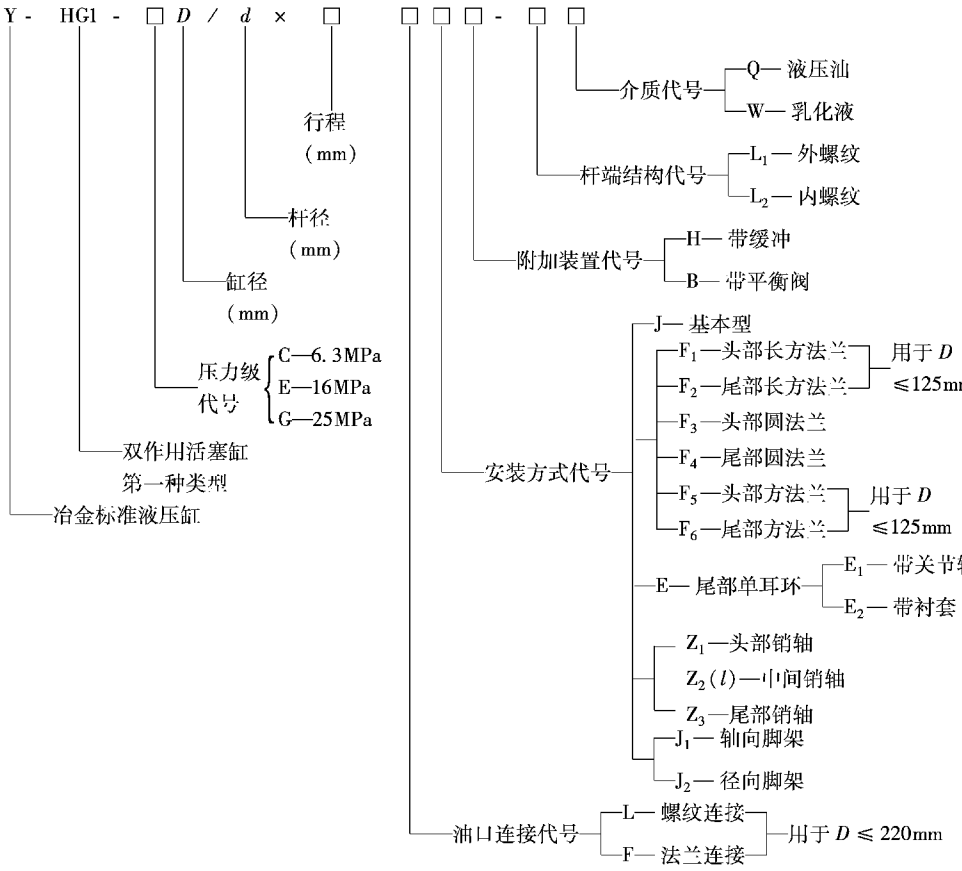
缸径 D	TM	UM	$ZL+$	PM	ϕB	FC	UC	NF	WB	$n\times FB$	$XV+$	$WA+$	s
40													
50													
63													
80	125	185	292 + s	25	115	145	175	20	98	8 × ϕ13.5	> 230 < 175 + s	> 215 < 205 + s	55
(90)	140	200	287 + s ▲307 + s	25	130	160	190	20	89 ▲99	8 × ϕ15.5	> 230 < 170 + s	> 215 < 200 + s	60
100	155	230	327 + s ▲347 + s	30	145	180	210	20	105 ▲115	8 × ϕ18	> 265 < 185 + s	> 245 < 225 + s	80
(110)	170	245	342 + s ▲362 + s	30	160	195	225	22	107 ▲117	8 × ϕ18	> 270 < 200 + s	> 250 < 235 + s	70
125	185	260	347 + s	30	175	210	240	22	105	10 × ϕ18	> 260 < 205 + s	> 240 < 245 + s	55
(140)	200	290	383 + s ▲403 + s	35	190	225	260	24	121 ▲131	10 × ϕ20	> 305 < 225 + s	> 280 < 265 + s	80
150 **	215	305	393 + s ▲413 + s	35	205	245	285	26	122 ▲132	10 × ϕ22	> 315 < 235 + s	> 295 < 275 + s	80
160	230	320	403 + s	35	220	260	300	28	122	10 × ϕ22	> 315 < 245 + s	> 295 < 285 + s	70
(180)	255	360	443 + s	42	245	285	325	30	133	10 × ϕ24	> 350 < 260 + s	> 325 < 305 + s	90
200	285	405	463 + s	40	275	320	365	32	146	10 × ϕ26	> 370 < 220 + s	> 345 < 320 + s	100
(220)	320	455	508 + s	53	305	355	405	34	160	10 × ϕ29	> 400 < 290 + s	> 370 < 345 + s	100
250	350	500	557 + s	55	330	390	450	36	181	12 × ϕ32	> 440 < 325 + s	> 405 < 385 + s	105

注：* 见表 8.1-92 注，** 见表 8.1-90 注 3，▲、△见表 8.1-94 注 1。

5.3.2 冶金设备用标准液压缸系列

冶金设备用标准液压缸有多种规格和品种。缸径一般在40～320mm范围内，工作压力≤16MPa，可用液压油、机械油和乳化液等工作介质，使用温度范围为－40～80°C，其安装方式有法兰、耳环、销轴等型式。

（1）型号说明



（2）技术规格（见表8.1-98、表8.1-99）

表8.1-98 冶金设备标准液压缸技术规格

缸径 D /mm	活塞杆直径/mm 速度比 φ 1.46	活塞杆直径/mm 速度比 φ 2	工作压力16MPa 推力/kN	工作压力16MPa 拉力/kN $\varphi=1.46$	工作压力16MPa 拉力/kN $\varphi=2$	油口尺寸/mm 通径	油口尺寸/mm 连接螺纹
40	22	28	20.11	14.02	10.25	10	M18×1.5
50	28	36	31.42	21.56	15.13	10	M18×1.5
63	36	45	49.88	33.59	24.43	15	M27×2
80	45	56	80.42	54.98	41.02	15	M27×2
(90)	50	63	101.79	70.37	51.91	15	M27×2
100	56	70	125.66	86.26	64.08	20	M33×2
(110)	63	80	152.05	102.18	71.63	20	M33×2
125	70	90	196.35	134.77	94.56	20	M33×2
(140)	80	100	246.30	165.88	120.64	25	M42×2
150**	85**	105**	282.74	191.95	144.20	25	M42×2
160	90	110	321.70	219.91	169.65	25	M42×2
(180)	100	125	407.15	281.49	210.80	32	M48×2
200	110	140	502.65	350.60	256.35	32	M48×2
(220)	125	160	608.21	411.86	286.51	32	M48×2
250	140	180	785.40	539.10	378.25	40	—
(280)	160	200	985.20	663.50	482.55	40	—
320	180	220	1286.80	879.65	678.58	40	—

注：1. 表中带（ ）的缸径尺寸符合GB/T 2348—1993，但不能优先选用。表中带**的缸径、杆径尺寸，为不符合GB/T 2348—1993规定者。

2. 选用液压缸时，考虑管道阻力损失和机构中的摩擦损失，应将计算力增加10%。

表 8.1-99　冶金液压缸最大行程系列　　(mm)

缸径 D	最大行程											
	H_1		H_2		H_3		H_4		H_5		H_6	
	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	1.46	2	1.46	2	1.46	2	1.46	2	1.46	2
40	540	960	115	260	190	420	90	170	140	290	350	650
50	730	1360	180	390	300	620	130	240	210	430	480	920
63	990	1640	260	490	430	750	180	300	290	520	560	1120
80	1240	1990	330	600	550	920	230	360	370	640	830	1360
(90)	1370	2080	370	620	600	960	250	380	450	660	910	1420
100	1550	2320	420	700	680	1070	280	420	470	740	1040	1580
(110)	1700	2660	470	800	760	1240	310	480	520	860	1140	1830
125	1850	2980	520	920	830	1390	340	540	570	970	1250	2050
(140)	2150	3130	620	970	970	1460	390	560	670	1020	1460	2150
150**	2280	3160	660	990	1030	1500	410	580	720	1040	1550	2200
160	2330	3210	670	1000	1050	1510	420	590	730	1050	1580	2220
(180)	2560	3610	740	1110	1160	1680	470	650	800	1170	1740	2480
200	2780	4120	800	1270	1250	1920	510	740	870	1340	1880	2830
(220)	3240	4660	940	1440	1470	2180	590	840	1020	1520	2210	3210
250	3590	4860	1040	1490	1630	2270	650	880	1130	1580	2440	3340
(280)	3810	5210	1100	1590	1720	2420	690	940	1190	1690	2580	3570
320	4600	5800	1350	1780	2100	2700	840	1050	1460	1880	3130	3980

注：1. 表中数字是按稳定性计算的最大行程。

2. 选择液压缸行程时，应考虑 GB/T 2349—1980 标准中的选用优先次序。

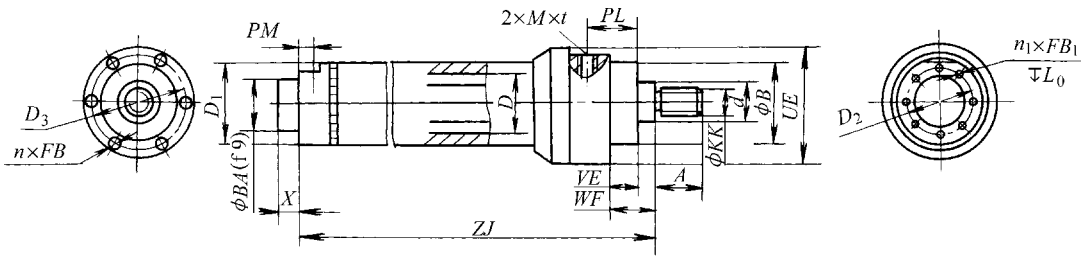
3. $H_1 \sim H_6$ 为不同安装方式下的最大行程，其中：

H_1—头部法兰或轴向肢架安装，杆端带耳环；H_2—头部法兰或轴向脚架安装；杆端不带耳环；H_3—尾部法兰安装，杆端带耳环；H_4—尾部法兰安装，杆端不带耳环；H_5—尾部销轴或尾部单耳环安装，杆端带耳环；H_6—头部销轴安装，杆端带耳环。

4. ** 见表 8.1-90 注 3。

(3) 外形尺寸　　1) 普通型液压缸安装连接尺寸见表 8.1-100。

表 8.1-100　普通型液压缸安装连接尺寸　　(mm)



缸径 D	杆端螺纹 ϕKK		d		ϕB	ϕBA	D_2	D_3	D_1
	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	1.46	2					
40	M16×1.5	M20×1.5	22	28	48	20	42	66	54
50	M20×1.5	M27×2	28	36	55	30	50	75	63.5
63	M27×2	M33×2	36	45	70	38	60	90	76
80	M33×2	M42×2	45	56	86	55	75	112	95
(90)	M42×2	M48×2	56	63	100	55	80	132	108
100	M42×2	M48×2	56	63	118	68	95	150	121
(110)	M48×2	M48×2	63	63	132	60	95	165	133
125	M48×2	M64×3	63	85	150	80	115	184	152
(140)	M48×2	M80×3	63	95	165	95	132	200	168
150**	M64×3	M80×3	85	95	175	105	140	215	180
160	M64×3	M80×3	85	95	190	110	150	230	194

（续）

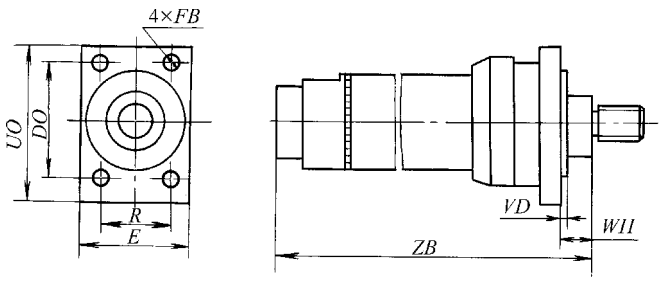
缸径	杆端螺纹 ϕKK		d		ϕB	ϕBA	D_2	D_3	D_1
D	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	1.46	2					
（180）	M80×3	M80×3	95	95	200	110	160	250	219
200	M80×3	M100×3	95	112	215	120	170	280	245
（220）	M100×3	M100×3	112	112	240	140	200	310	273
250	M100×3	M125×4	112	125	280	160	220	340	299
280**	M125×4	M125×4	125	125	300	180	240	370	325
320	M125×4	M160×4	125	160	360	200	280	430	377

缸径 D	UE	VE	WF	ZJ	X	PM	PL	L_0	$n_1\times FB_1$	$n\times FB$
40	80	19	32	190	8	26	44	12	8×M6	6×M8
50	90	24	38	205	8	18	61	12	8×M6	6×M8
63	108	29	45	224	10	25	52	12	8×M8	6×M10
80	134	36	54	250	10	36	58	13	8×M10	6×M12
（90）	158	36	55	270	10	43	63	17	8×M12	6×M16
100	175	37	57	300	10	47	69	18	8×M12	8×M16
（110）	195	37	57	310	10	50	73	22	8×M16	8×M16
125	212	37	60	325	10	50	85	22	8×M16	8×M16
（140）	230	37	62	335	10	53	74	22	8×M16	8×M16
150**	245	41	64	350	10	54	85	22	8×M16	8×M16
160	265	41	66	370	10	59	91	26	8×M20	8×M20
（180）	280	41	70	410	15	65	98	27	8×M20	8×M20
200	310	45	75	450	15	65	115	27	8×M20	8×M20
（220）	340	45	80	490	20	75	123	36	8×M24	12×M20
250	380	64	96	550	25	80	145	36	8×M24	12×M24
280**	410	64	100	600	30	80	162	36	8×M24	12×M24
320	470	71	108	660	35	80	190	36	12×M24	16×M24

注：** 见表8.1-90 注3。

2）头部长方法兰型液压缸安装连接尺寸见表8.1-101。

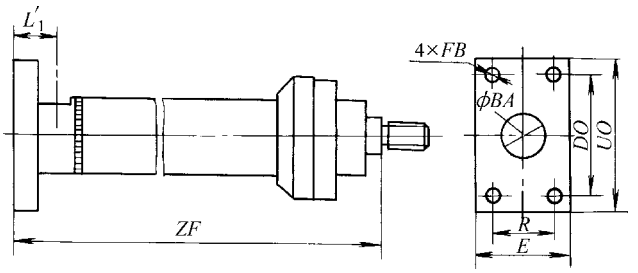
表8.1-101 头部长方法兰型液压缸安装连接尺寸 （mm）



缸径 D	WH	ZB	R	DO	VD	UO	E	FB
40	16	198	40.6	98	3	120	86	9
50	18	213	48.2	116.4	4	140	95	11
63	20	234	55.5	134	4	165	115	13.5
80	22	260	63.1	152.5	4	190	140	17.5
（90）	23	280	70	168	4	210	170	22
100	25	310	76.5	184.8	5	230	185	22
（110）	25	320	83	200	5	245	205	22
125	28	335	90.2	217.1	5	260	225	22

3）尾部长方法兰型液压缸的安装连接尺寸见表8.1-102。

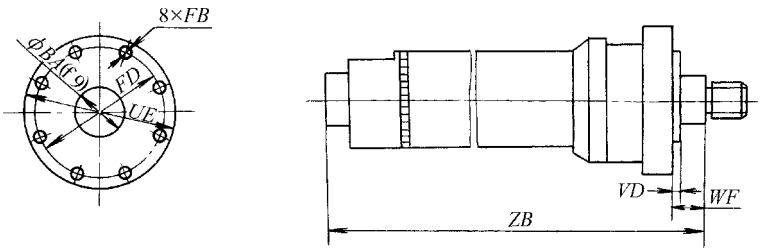
表8.1-102　尾部长方法兰型液压缸的安装连接尺寸　　（mm）



缸径 D	ZF	R	DO	UO	E	L_1'	φBA	FB
40	206	40.6	98	120	65	42	20	9
50	225	48.2	116.4	140	75	38	30	11
63	249	55.5	134	164	85	50	38	13.5
80	282	63.1	152.5	200	100	68	55	17.5
(90)	302	70	168	210	115	75	55	22
100	332	76.5	184.8	230	120	79	68	22
(110)	342	83	200	245	130	82	60	22
125	357	90.2	217.1	260	155	82	80	22

4）头部圆法兰型液压缸的安装连接尺寸见表8.1-103。

表8.1-103　头部圆法兰型液压缸的安装连接尺寸　　（mm）

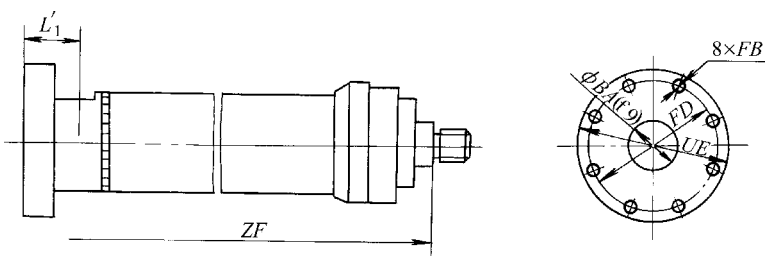


缸径 D	ZB	VD	WF	UE	FD	FB	φBA	缸径 D	ZB	VD	WF	UE	FD	FB	φBA
40	198	3	16	126	106	9	20	150**	360	5	28	310	265	22	105
50	213	4	18	150	126	11	30	160	380	5	30	325	280	22	110
63	234	4	20	175	145	13.5	38	(180)	425	5	34	360	310	26	110
80	260	4	22	200	165	17.5	55	200	465	5	35	390	340	26	120
(90)	280	4	23	228	185	22	55	(220)	510	5	40	435	380	33	140
100	310	5	25	245	200	22	68	250	575	8	40	475	420	33	160
(110)	320	5	25	260	215	22	60	(280)	630	8	44	525	470	39	180
125	335	5	28	280	235	22	80	320	695	8	45	585	520	39	200
(140)	345	5	30	300	255	22	95								

注：** 见表8.1-90 注3。

5）尾部圆法兰型液压缸的安装连接尺寸见表8.1-104。

表8.1-104　尾部圆法兰型液压缸的安装连接尺寸　　（mm）



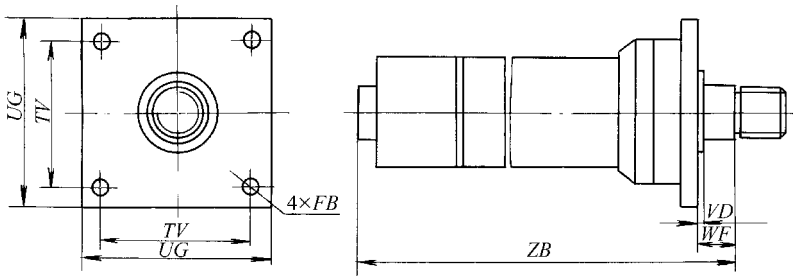
（续）

缸径 D	ZF	UE	FD	ϕBA	L_1'	FB	缸径 D	ZF	UE	FD	ϕBA	L_1'	FB
40	206	126	106	20	42	9	150**	386	310	265	105	90	22
50	225	150	126	30	38	11	160	406	325	280	110	95	22
63	249	175	145	38	50	13.5	(180)	450	360	310	110	105	26
80	282	200	165	55	68	17.5	200	490	390	340	120	105	26
(90)	302	228	185	55	75	22	(220)	535	435	380	140	120	33
100	332	245	200	68	79	22	250	606	475	420	160	136	33
(110)	342	260	215	60	82	22	280**	660	525	470	180	140	39
125	357	280	235	80	82	22	320	723	585	520	200	143	39
(140)	370	300	255	95	88	22							

注：** 见表8.1-90 注3。

6）头部方法兰型液压缸的安装连接尺寸见表8.1-105。

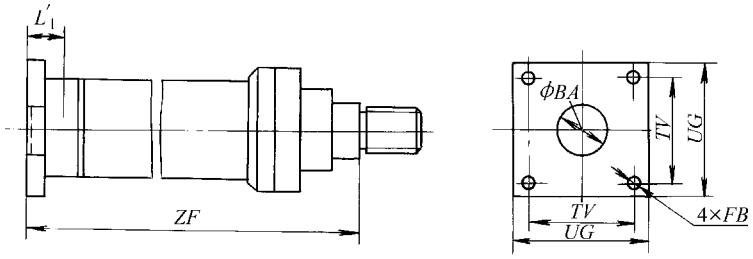
表8.1-105 头部方法兰型液压缸的安装连接尺寸 （mm）



缸径 D	ZB	TV	UG	FB	WF	VD
40	198	95	115	9	16	3
50	213	115	140	11	18	4
63	234	132	160	13.5	20	4
80	260	155	190	17.5	22	4
(90)	280	170	210	22	23	4
100	310	190	230	22	25	5
(110)	320	215	255	22	25	5
125	335	224	265	22	28	5

7）尾部方法兰型液压缸的安装连接尺寸见表8.1-106。

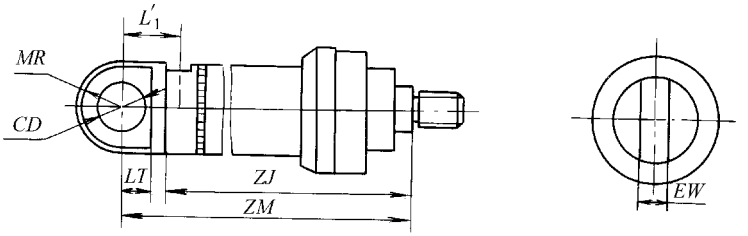
表8.1-106 尾部方法兰型液压缸的安装连接尺寸 （mm）



缸径 D	ZF	TV	UG	L_1'	ϕBA	FB
40	206	65	90	42	20	9
50	225	80	110	38	30	11
63	249	95	130	50	38	13.5
80	282	110	150	68	55	17.5
(90)	302	120	165	75	55	22
100	332	135	180	79	68	22
(110)	342	145	190	82	60	22
125	357	160	205	82	80	22

8）尾部单耳环型液压缸的安装连接尺寸见表8.1-107。

表8.1-107　尾部单耳环型液压缸的安装连接尺寸　　（mm）

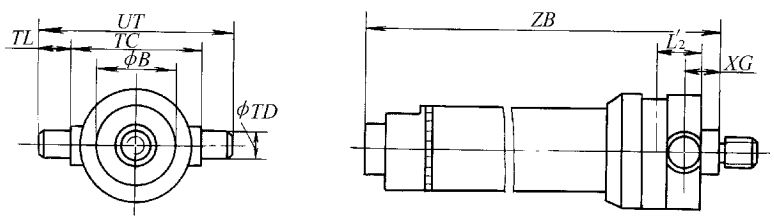


缸径 D	ZJ	ZM	L_1'	LT	EW	MR	CD
40	190	231	67	25	18	27	20
50	205	257	70	32	22	32	25
63	224	289	90	40	26	38	30
80	250	332	118	50	30	47.5	40
(90)	270	360	133	58	35	54	45
100	300	395	142	63	38	60.5	50
(110)	310	405	145	67	38	66.5	50
125	325	428	153	71	50	76	60
(140)	335	445	163	78	58	84	70
150**	350	475	179	84	58	90	70
160	370	505	194	90	62	97	80
(180)	410	550	205	100	68	109.5	90
200	450	615	230	112	72	122.5	100
(220)	490	670	255	140	72	136.5	110
250	550	773	303	160	88	149.5	120
(280)	600	845	325	175	88	162.5	140
320	660	930	350	200	92	188.5	160

注：** 见表8.1-90 注3。

9）头部销轴型液压缸的安装连接尺寸见表8.1-108。

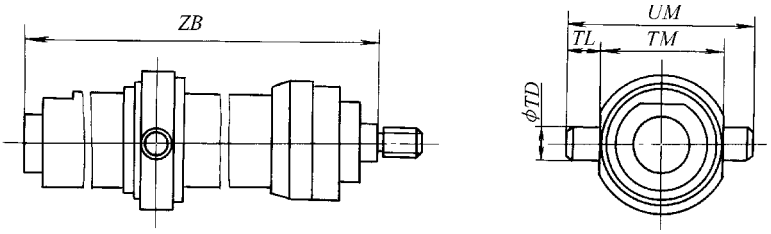
表8.1-108　头部销轴型液压缸的安装连接尺寸　　（mm）



缸径 D	ZB	XG	L_2'	UT	TC	TL	ϕB	ϕTD
40	198	19.5	50	122	90	16	48	20
50	213	23	67	145	105	20	55	25
63	234	27	59	170	120	25	70	32
80	260	31.5	67	199	135	32	86	40
(90)	280	30	77	217	145	36	100	45
100	310	29.5	87	240	160	40	118	50

10）中间销轴型液压缸的安装连接尺寸见表8.1-109。

表 8.1-109 中间销轴型液压缸的安装连接尺寸 (mm)

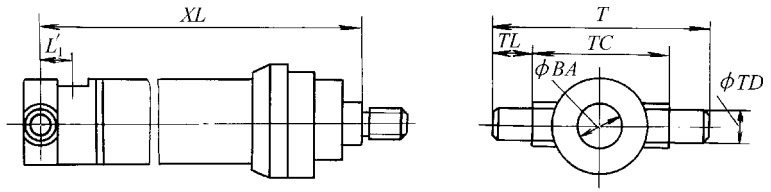


缸径 D	ZB	UM	TM	TL	φTD	缸径 D	ZB	UM	TM	TL	φTD
40	198	122	90	16	20	150**	360	345	225	60	75
50	213	145	105	20	25	160	380	366	240	63	80
63	234	170	120	25	32	(180)	425	405	265	70	90
80	260	199	135	32	40	200	465	455	295	80	100
(90)	280	217	145	36	45	(220)	510	510	330	90	110
100	310	240	160	40	50	250	575	570	370	100	125
(110)	320	265	175	45	55	(280)	630	640	420	110	140
125	335	295	195	50	63	320	695	720	470	125	160
(140)	345	320	210	55	70						

注：** 见表 8.1-90 注 3。

11）尾部销轴型液压缸的安装连接尺寸见表 8.1-110。

表 8.1-110 尾部销轴型液压缸的安装连接尺寸 (mm)

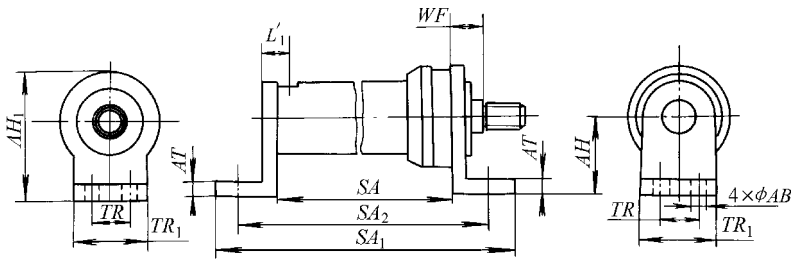


缸径 D	XL	L_1'	T	TC	TL	φBA	φTD
40	202.5	38.5	122	90	16	20	20
50	220	33	145	105	20	30	25
63	242	43	170	120	25	38	32
80	272.5	58.5	199	135	32	55	40
(90)	295	68	217	145	36	55	45
100	327.5	74.5	240	160	40	68	50
(110)	340	80	265	175	45	60	55
125	350	84	295	195	50	80	63
(140)	372.5	90.5	320	210	55	95	70
150**	390	94	345	225	60	105	75
160	412.5	101.5	366	240	63	110	80
(180)	457.5	112.5	405	265	70	110	90
200	502.5	117.5	455	295	80	120	100
(220)	547.5	132.5	510	330	90	140	110
250	615	145	570	370	100	160	125
(280)	672.5	152.5	640	420	110	180	140
320	742.5	162.5	720	470	125	200	160

注：** 见表 8.1-90 注 3。

12）轴向脚架型液压缸的安装连接尺寸(见表 8.1-111)

表 8.1-111　轴向脚架型液压缸的安装连接尺寸　　(mm)

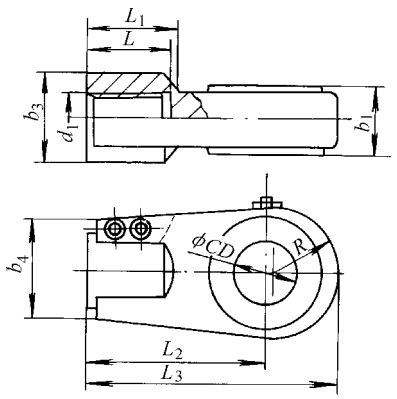


缸径 D	SA_1	SA	SA_2	WF	L_1'	TR	TR_1	AH	AT	AH_1	ϕAB
40	268	158	228	32	42	45	80	60	18	100	13.5
50	287	167	247	38	38	55	90	70	22	115	13.5
63	329	179	279	45	50	70	110	85	28	140	17.5
80	366	196	316	54	68	90	134	105	35	172	17.5
(90)	405	215	345	55	75	100	158	116	35	195	22
100	433	243	373	57	79	125	175	125	35	213	22
(110)	443	253	383	57	82	145	195	135	35	233	22
125	485	265	415	60	82	155	212	150	35	256	26
(140)	503	273	433	62	88	170	230	155	40	270	26
150**	516	286	446	64	90	185	245	165	40	290	26
160	564	304	484	66	95	190	260	175	40	305	33
(180)	610	340	530	70	105	200	280	190	45	330	33
200	645	375	565	75	105	220	310	205	45	360	33
(220)	710	410	620	80	120	250	340	225	50	395	39
250	774	454	684	98	136	300	380	255	60	445	39
(280)	850	500	750	100	140	320	410	275	65	480	45
320	952	552	832	108	143	370	470	310	70	545	52

注：** 见表 8.1-90 注 3。

13）头部耳环型液压缸的安装连接尺寸(见表 8.1-112)

表 8.1-112　头部耳环型液压缸的安装连接尺寸　　(mm)



（续）

缸径 D	d_1		b_1	b_3		b_4		ϕCD
	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$		$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	
40	M16×1.5	M20×1.5	18	26	30	36	40	20
50	M20×1.5	M27×2	22	30	37	40	47	25
63	M27×2	M33×2	26	37	45	47	63	30
80	M33×2	M42×2	30	45	56	63	72	40
(90)	M42×2	M48×2	35	56	70	66	75	45
100	M42×2	M48×2	38	56	70	72	78	50
(110)	M48×2	M48×2	38	70	70	75	94	50
125	M48×2	M64×3	50	70	90	78	104	60
(140)	M48×2	M80×3	58	70	110	94	122	70
150**	M64×3	M80×3	58	90	110	98	116	70
160	M64×3	M80×3	62	90	110	104	130	80
(180)	M80×3	M80×3	68	110	110	122	140	90
200	M80×3	M100×3	72	110	140	130	160	100
(220)	M100×3	M100×3	72	140	140	160	160	110
250	M100×3	M125×4	88	140	165	160	185	120
(280)	M125×4	M125×4	88	165	165	185	200	140
320	M125×4	M160×4	92	165	220	185	220	160

缸径 D	L		L_1		L_2		L_3		R	
	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$	$\varphi=1.46$	$\varphi=2$
40	23	29	34	40	60	65	88	98	25	30
50	29	37	40	48	72	80	105	118	30	35
63	37	46	48	60	80	100	118	150	35	45
80	46	57	60	70	110	120	160	182.5	45	57.5
(90)	57	64	70	80	128	136	181	201	50	60
100	57	64	70	80	133	143	195.5	213	57.5	65
(110)	64	64	80	80	147	147	212	229	60	75
125	64	87	80	105	151	176	221	271	65	85
(140)	64	97	80	117	158	195	240	300	75	95
150**	87	97	105	117	190	200	277	287	80	80
160	87	97	105	117	195	207	290	327	85	110
(180)	97	97	117	117	220	220	325	350	95	120
200	97	114	117	140	230	252	350	392	110	130
(220)	114	114	140	140	280	280	410	440	120	130
250	114	127	140	170	300	330	440	510	130	170
(280)	127	127	170	170	345	345	505	505	150	150
320	127	162	170	210	370	410	505	590	170	170

注：1. 耳环图号 E 包含 E_1、E_2 两种型式，其安装尺寸相同。

2. 选用头部耳环型液压缸时，头部耳环应单独定货。

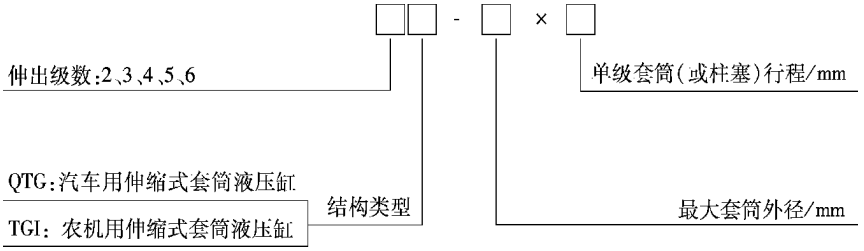
3. ** 见表 8.1-90 注 3。

5.3.3　伸缩式套筒液压缸

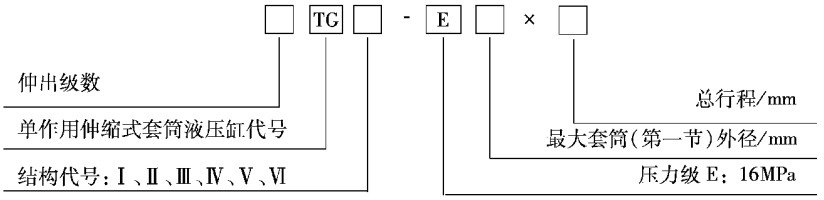
TG系列单作用多级伸缩式套筒液压缸，具有尺寸小、行程大等优点，可作载重车、农用车等车辆的倾车斗举升缸。

（1）型号说明

1）通用型伸缩液压缸：

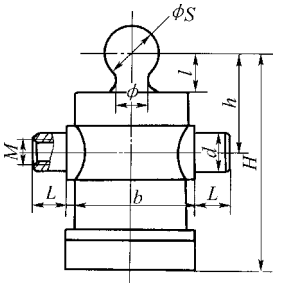


2）临清专用汽车制造厂生产的TG型液压缸型号：



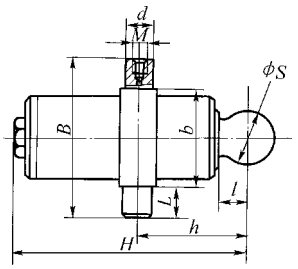
（2）技术参数及外形、安装尺寸(见表8.1-113～表8.1-115)

表8.1-113　QTG型液压缸　　(mm)



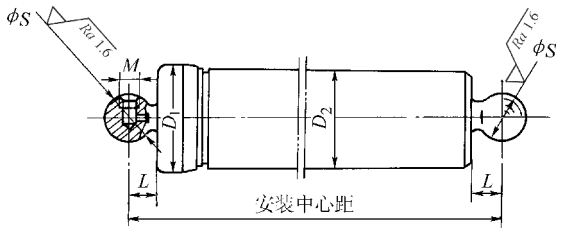
型　　号	H	h	b	L	l	φS	φ	d	M	额定压力/MPa	最高压力/MPa	总行程	额定理论推力/kN	
													首级	末级
5QTG-140×160	300	115	190	50	30	50	30	50	M27×2	16	20	800	246.17	44.50
4QTG-140×160												640		80.43
5QTG-140×200	350	125										1000		44.50
4QTG-140×200												800		80.43
5QTG-140×250	405	130										1250		44.50
4QTG-140×250												1000		80.43
5QTG-140×320	480	135										1600		44.50
4QTG-140×320												1280		80.43
5QTG-220×250	434	145	304	80	45	70	40	30	M32×2			1250	607.90	180.86
4QTG-110×200	350	125	152	50	30	50	30	50	M20×1.5			800	151.97	31.40

表 8.1-114 TGI 型通用液压缸 （mm）



型号	额定压力/MPa	最高压力/MPa	总行程	外形尺寸（长×宽×高）	额定理论推力/kN		h	B	b	L	d	φS	M	l	H≤ 单级行程		
					首级	末级									250	300	340
2TGI-60×250	16	20	500	455×157×93	44.50	20.11	140	157	97	30	30	50	M20×1.5	30	430	490	540
2TGI-70×250				455×169×105	61.60	31.41		169	109								
2TGI-80×250				455×200×116	80.43	44.50		200	120	40	40						
2TGI-80×300			600	505×200×116													
2TGI-90×300				505×212×128	101.79	61.60		212	132								
2TGI-90×340			680	565×212×128													
3TGI-90×250			750	455×212×128		31.41											
3TGI-90×300			900	505×212×128													
3TGI-100×300				505×240×136	125.66	44.50		240	140	50	50						
3TGI-100×340			1020	565×240×136													
3TGI-110×250			750	455×252×148	152.05	61.60		252	152								
3TGI-110×340			1020	565×252×148													

表 8.1-115 TG 型液压缸 （mm）



型号	伸出套筒外径	总行程	安装中心距	额定压力/MPa	理论最大推力/kN		D_1	D_2	φS	L	M
					首级	末级					
3TG-E100×※	100/80/60	660～1500	440～754	16	123.6	44.13	150	125	60	40	M22×1.5
3TG-E125×※	125/100/80	660～1500	440～745		193.2	78.45	175	150	60	40	
4TG-E125×※	125/100/80/60	880～2000	440～745		193.2	44.13	175	150	60	40	
3TG-E150×※	150/125/100	660～1500	450～755		277.5	123.6	200	175	70	45	M27×2
4TG-E150×※	150/125/100/80	880～2000	450～755		277.5	78.45	200	175	70	45	
5TG-E150×※	150/125/100/80/60	1100～2500	450～755		277.5	44.13	200	175	70	45	
4TG-E180×※	180/150/125/100	880～2000	470～775		400	123.6	245	215	80	55	
5TG-E180×※	180/150/125/100/80	1100～2500	470～775		400	78.45	245	215	80	55	

6　液压马达

6.1　液压马达的分类(见图 8.1-11)

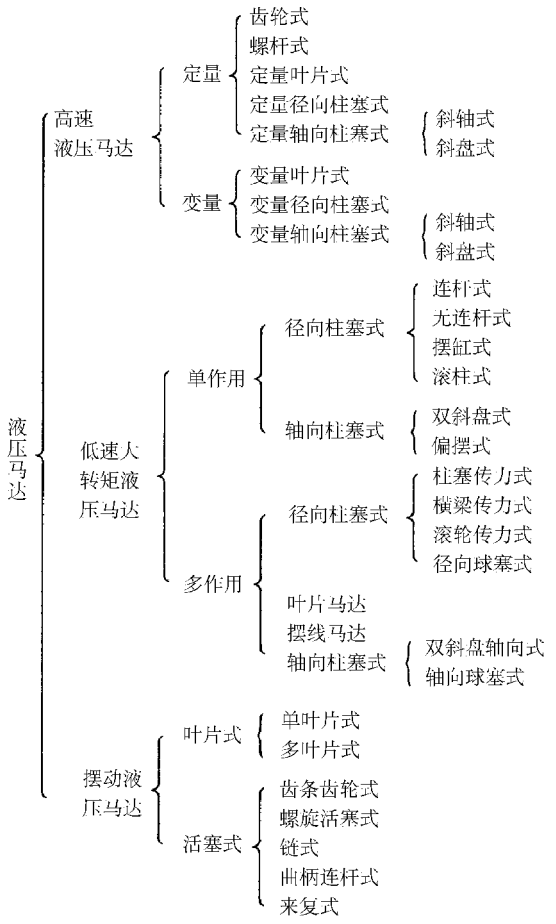


图 8.1-11　液压马达的分类

6.2　液压马达的主要技术参数和计算公式

6.2.1　液压马达的主要技术参数

1）排量(mL·r^{-1})　马达轴每旋转一转所需输入的液体体积。

2）额定压力(MPa)　在额定转速范围内连续运转，能达到设计寿命的最高输入压力。

3）最高压力(MPa)　允许短暂运行的最高压力。

4）背压(MPa)　液压马达运转时出油口侧的压力。能保证马达稳定运转时最低出油口侧的压力称为最低背压。

5）额定转速(r·min^{-1})　在额定压力、规定背压条件下，能够连续运转并能达到设计寿命的最高转速。

6）最低转速(r·min^{-1})　在额定压力下能稳定运转的最低转速。

7）额定转矩(N·m)　在额定压力作用下液压马达输出的转矩。

8）最大转矩(N·m)　允许短暂运行的最高压力输入马达后所产生的转矩。

9）功率(kW)　液压马达输出轴上输出的机械功率。

10）容积效率(%)　液压马达理论流量与实际流量的比值。

11）总效率(%)　液压马达的输出功率与输入功率的比值。

6.2.2　液压马达主要参数的计算公式(见表 8.1-116)

表 8.1-116　液压马达主要参数计算公式

参数名称	单位	计算公式	符号说明
流量	L·min^{-1}	$q_0 = Vn \times 10^{-3}$ $q = \frac{Vn}{\eta_V} \times 10^{-3}$	V—排量(mL·r^{-1}) n—转速(r·min^{-1}) q_0—理论流量(L·min^{-1}) q—实际流量(L·min^{-1})
输出转矩	N·m	$T = \frac{\Delta pV}{6.28}\eta_m$	T—输出转矩(N·m)
功率	kW	$P_0 = \frac{\Delta pq}{61.2}\eta_t$ $P_i = \frac{\Delta pq}{61.2}$	Δp—入口压力和出口压力之差(MPa) P_0—输出功率(kW) P_i—输入功率(kW)
容积效率	%	$\eta_V = \frac{q_0}{q} \times 100$	η_V—容积效率(%)
机械效率	%	$\eta_m = \frac{\eta_t}{\eta_V} \times 100$	η_m—机械效率(%)
总效率	%	$\eta_t = \frac{P_0}{P_i} \times 100$	η_t—总效率(%)

6.3 液压马达主要技术参数概览(见表8.1-117)

表8.1-117 液压马达主要技术参数概览

类型	型号	额定压力/MPa	转速/r·min^{-1}	排量/mL·r^{-1}	输出转矩/N·m	生 产 厂 家
齿轮马达	BM-E	11.5～14	125～320	312～797	630～1260	上海飞机液压件有限公司
	BM※	10	125～400	80～600	100～750	南京液压件三厂
	BYM	12	180～300	80～320	105～420	镇江液压件厂
	CM4	20	150～2000	40～63	115～180	天津机械厂
	CMG	16	500～2500	40.6～161.1	101.0～402.1	四川长江液压件有限公司
	CMG4	16	150～2000	40～100	94～228	阜新液压件厂
	CMZ	12.5～20	150～2000	32.1～100	102～256	济南液压泵厂
	GM5	16～21	550～4000	5.1～25	16.5～63.7	天津天机液压机械有限公司
叶片马达	M系列	15.5	100～4000	31.5～317.1	77.5～883.7	大连液压工业有限责任公司
	M2系列	5.5	50～2200	23.9；35.9	16.2～24.5	大连液压工业有限责任公司
	YM	6	100～2000	16.3～93.5	11～72	榆次液压件有限公司
	YM-F-E	16	200～1200	100～200	215～490	阜新液压件厂
柱塞马达	1JMD	16	10～400	201～6140	47～1430	太原矿山机器厂
	1JM-F	20	100～500	200～4000	68.6～16010	太原矿山机器厂
	EPM	14～22.5	150～1515	49.5～396	79～590	湧镇液压
	GFD	21	1000～3000	6～30	—	
	HTM	25～31.5	420～600	280	1001～1262	沈阳液压件制造有限公司
	JM	10～16	5～1250	63～6300	42～18713	昆山液压件厂
	NJM	20～25	12～100	700～4500	2500～18030	沈阳液压件制造有限公司
	PJM	16～25	2～600	63～360	63～5763	
	QJM	10～20	1～800	100～16000	215～42183	宁波中意液压马达有限公司
	SXM	16～20	5～300	250～1600	740～5770	沈阳工程机械厂
	XM	10～25	80～600	40～3150	90～11269	沈阳液压件制造有限公司
摆动马达	BMR	17.5	5～830	34～389	60～360	宁波中意液压马达有限公司
	BM3	17.5～20	5～810	80.5～389	175～415	
	YMD	14	0°～270°	30～7000	71～20000	无锡江宁机械厂
	YMS	14	0°～90°	60～7000	142～20000	温州鹿城长征液压机械厂 温州市低噪声液压泵厂

6.4 液压马达的选择

选择液压马达时需考虑的因素较多，如：转矩、转速、工作压力、排量、外形及连接尺寸、容积效率、总效率等。

液压马达的种类较多，可针对不同的工况，选择合适的液压马达。表8.1-118为各类液压马达适用工况与应用范围。

低速运转工况可选低转速马达，也可以采用高速马达加减速机装置。在两种方案的选择上，应根据结构及

空间情况、设备成本、驱动转矩是否合理等进行选择。确定所采用马达的种类后，可根据液压马达产品的技术参数概览表选出几种规格，然后进行综合分析，分析中应优先考虑既满足转矩要求又使系统流量较小，压力较低，降低制造成本。其次对同类产品应选择总效率高的，压降低的，最终选择一个较合适的产品。

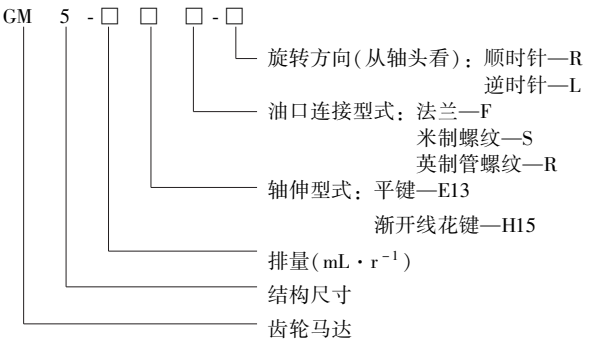
表 8.1-118　各种液压马达的适用工况与应用范围

马 达 类 型	适 用 工 况	应 用 范 围
齿轮马达	结构简单，制造容易，但转速脉动性较大，齿轮马达负载转矩不大，速度平稳性要求不高，噪声限制不严，适用于高转速低转矩情况下	钻床，通风设备
叶片马达	结构紧凑，外形尺寸小，运动平稳，噪声小，负载转矩较小	磨床回转工作台，机床操纵机构
摆线马达	负载速度中等，体积要求小	塑料机械、煤矿机械、挖掘机
轴向柱塞马达	结构紧凑，径向尺寸小，转动惯量小，转速较高负载大，有变速要求，负载转矩较小，低速平稳性要求高	起重机、铰车、铲车、内燃机车、数控机床行走机械
径向柱塞马达	负载转矩较大，速度中等，径向尺寸大	塑料机械，行走机械等
内曲线径向马达	负载转矩很大，转速低，平稳性高的场合	挖掘机、拖拉机、起重机、采煤机等

6.5　液压马达产品

6.5.1　GM5 型齿轮马达

（1）型号说明



（2）技术规格(见表 8.1-119)

表 8.1-119　技 术 规 格

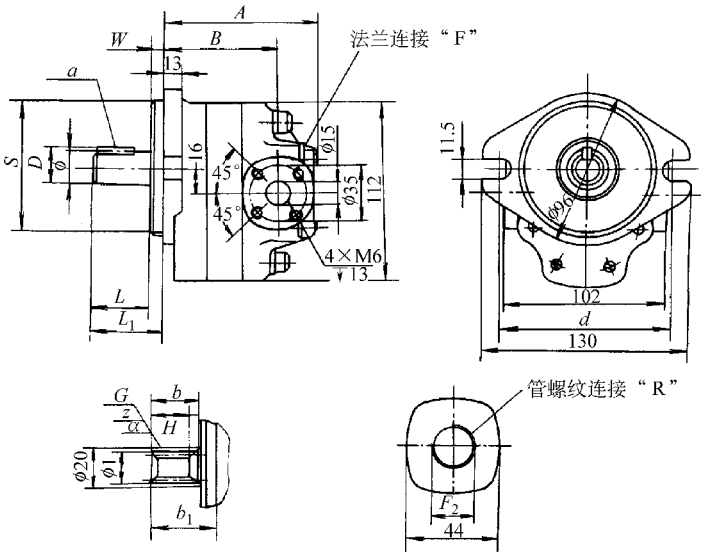
型号	排量 /mL·r⁻¹	压力 /MPa	转速 /r·min⁻¹ 额定	转速 /r·min⁻¹ 最低	输出转矩 /N·m	质量 /kg
CM5-5	5.1	20	4000	900	16.5	1.9
CM5-6	6.4	21		700	21.4	2.0
GM5-8	8.1				27.1	2.1
GM5-10	10			600	33.4	2.2

（续）

型号	排量 /mL·r⁻¹	压力 /MPa	转速 /r·min⁻¹ 额定	转速 /r·min⁻¹ 最低	输出转矩 /N·m	质量 /kg
GM5-12	12.6	21	3600	550	42.1	2.3
GM5-16	15.9		3300		53.2	2.4
GM5-20	19.9	20	3100	500	63.4	2.5
GM5-25	25	16	2800		63.7	2.7

（3）外形尺寸(见表 8.1-120)

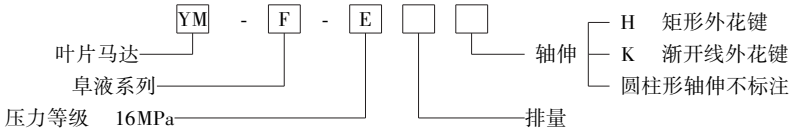
表 8.1-120 GM5 型齿轮马达外形尺寸 (mm)



型号	A	B	S	d	D	ϕ	ϕ_1	L	L_1	a	H	b	b_1	G	z	α	W	F_2
GM5-5	84	59	80	109	22.5	20	15.4	36	44	A6×32	18	36	44	m:1.5	12	30°	7	M22×1.5
GM5-6	86	61																
GM5-8	88.5	63.5																
GM5-10	91.5	66.5																
GM5-12	95.5	70.5																
GM5-16	100.5	75.5																
GM5-20	106.5	81.5																
GM5-25	114.5	89.5																

6.5.2 YM-F-E 型叶片马达

(1) 型号说明



(2) 技术规格(见表 8.1-121)

表 8.1-121 技 术 规 格

型 号	排量 /mL·r^{-1}	压力/MPa		转速/r·min^{-1}		额定转矩 /N·m	容积效率 (%)	总效率 (%)
		额 定	最 高	最 低	最 高			
YM-F-E125	125	16	20	200	1200	284	88	78
YM-F-E160	160	16	20	200	1200	363	89	79
YM-F-E200	200	16	20	200	1200	461	90	80

（3）外形尺寸（见图 8.1-12）

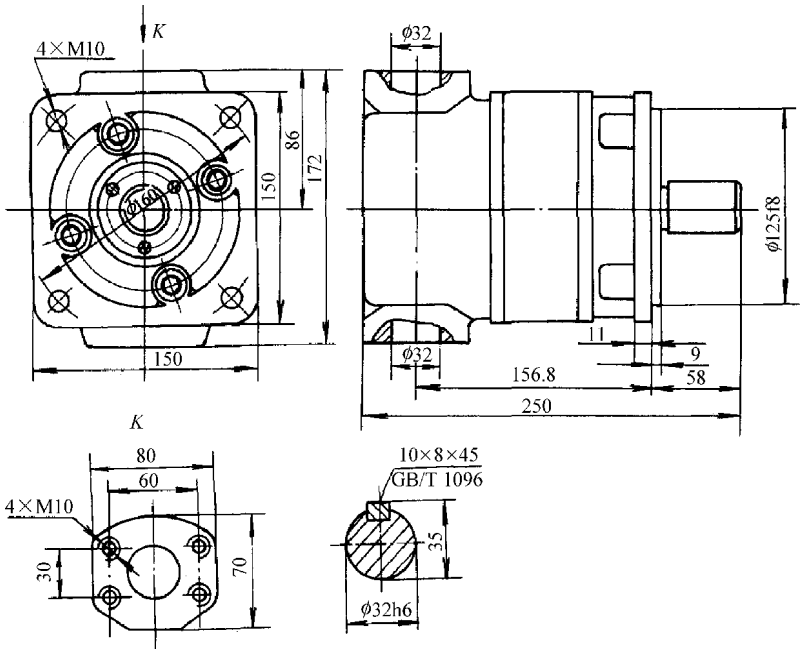


图 8.1-12　YM-F-E 型马达外形尺寸

6.5.3　BMR 轴线配油摆线液压马达

（1）型号说明

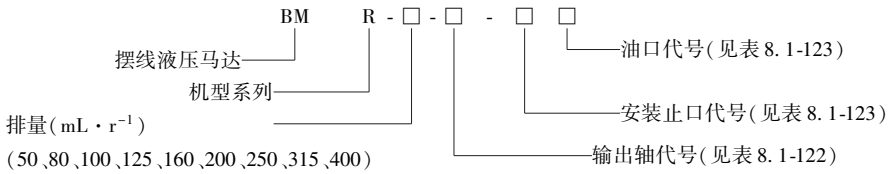


表 8.1-122　输出轴代号　　（mm）

代号	名　称	轴外径 ϕC_2	键　参　数	L_2	L_4	花键有效长
P1	平键	ϕ25h7	8×32	43	28.2	—
P2		ϕ30h7	8×32	43	33.2	—
P3		ϕ25.4h7	6.35×32	43	28.4	—
P11		ϕ25h7	8×32	38	28.2	—
H1	矩形花键	ϕ30h7	6-30×25b12×6d10	43	—	32
H2		ϕ25h7	6-25×21b12×5d10	43	—	32

注：输出转向：A 腔进油为顺时针旋转，B 腔进油为逆时针旋转（从轴端看）。

表 8.1-123　安装止口与油口代号　　（mm）

安装止口代号	止口 ϕC_1	L_3	安装止口代号	止口 ϕC_1	L_3	油口代号	进出油口尺寸
A	ϕ82.5h8	11.3	AⅡ	ϕ82.5h8	11.3*	Y	G1/2*
A1	ϕ80h8	11.3	A1Ⅱ	ϕ80h8	11.3	Y1	M18×1.5
A10	ϕ82.5h8	6.5	A10Ⅱ	ϕ82.5h8	6.5	Y2	M22×1.5
A11	ϕ80h8	6.5	A11Ⅱ	ϕ80h8	6.5	Y5	7/8-14UNF
AⅣ	ϕ82.5h8	11.3	AⅢ	ϕ100h8	11.3	Y8	NPT 1/2

注：1. 带“*”为标准型，优先考虑。

2. G1/2、NPT1/2 的单位为 in。

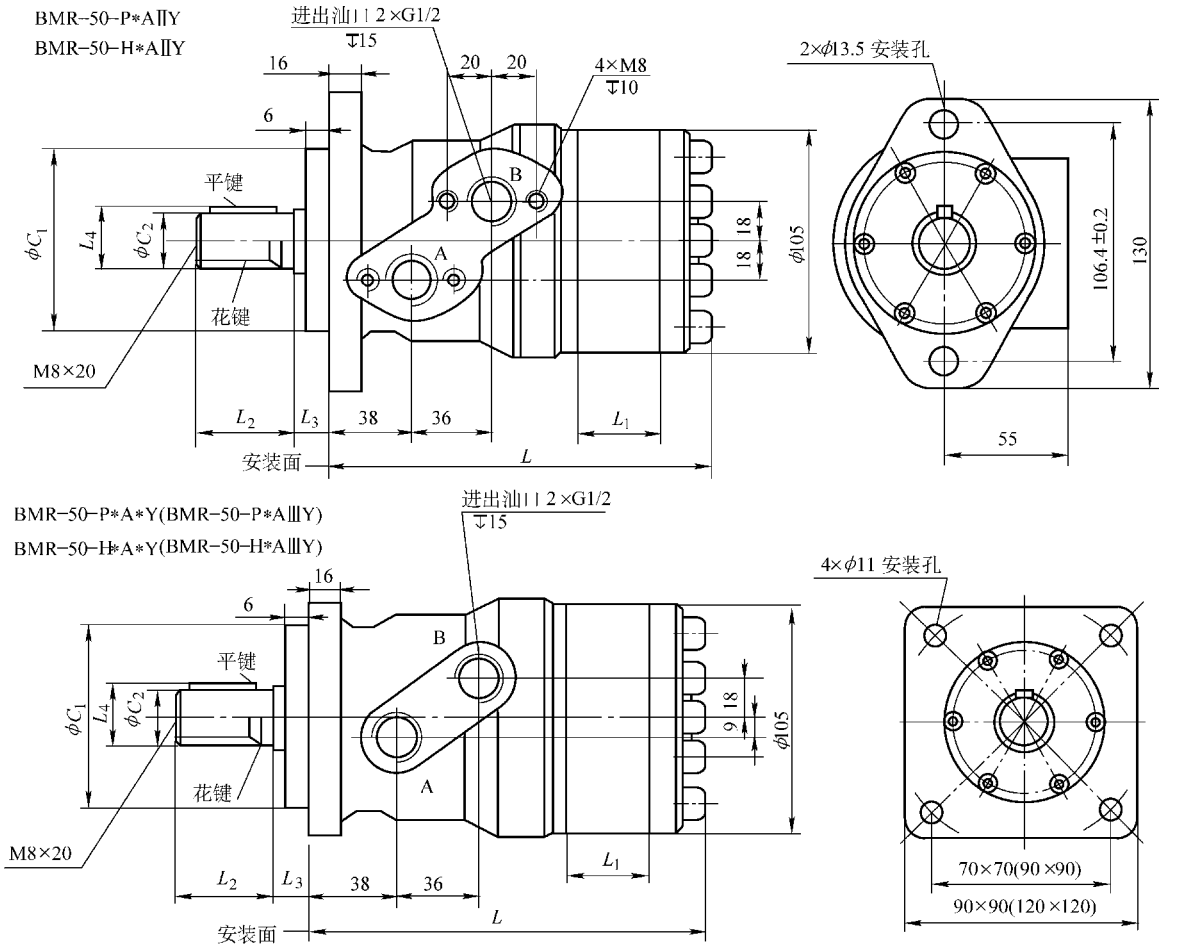
（2）技术规格（见表 8.1-124）

表 8.1-124 技 术 规 格

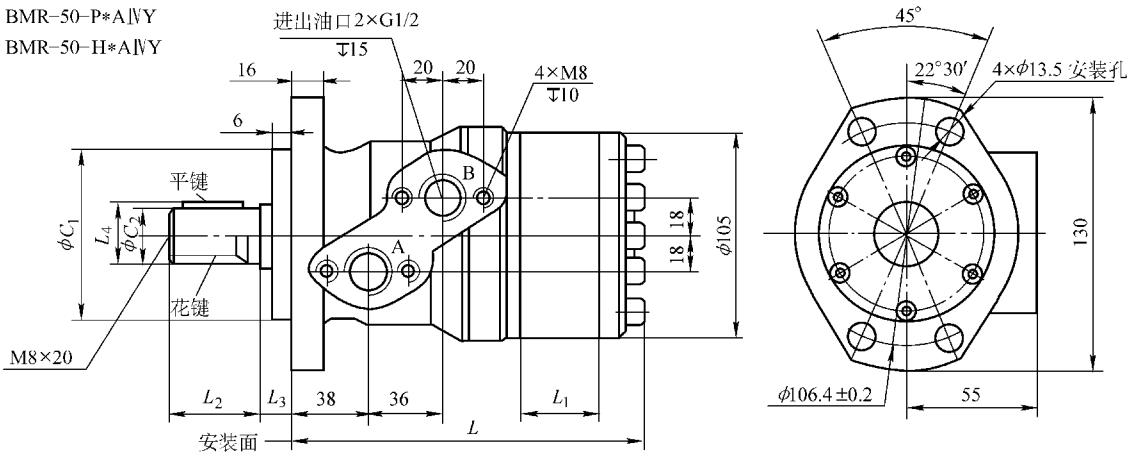
型 号		BMR-36	BMR-50	BMR-80	BMR-100	BMR-125	BMR-160	BMR-200	BMR-250	BMR-315	BMR-400
排量/mL·r^{-1}		34	50	80.5	100	125.7	159.7	200	250	314.9	389
最大压降(连续)/MPa		14	14	14	14	14	14	14	11	9	7
最大转矩(连续)/N·m		60	93	152	194	237	310	369	380	380	360
转速范围(连续)/r·min^{-1}		10～830	10～775	10～750	10～600	9～475	7～375	5～300	5～240	5～190	5～160
最大流量(连续)/L·min^{-1}		30	40	60	60	60	60	60	60	60	60
最大输出功率(连续)/kW		5	7	10	10	10	10	8	6	5	4
进油口最大压力(连续)/MPa		17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5
质量/kg		6.3	6.5	6.9	7.0	7.3	7.5	8.0	8.5	9.0	11
长度/mm	L_1	6	9	14	17.5	22	28	35	44	56	70
	L	136	139	144	147.5	152	158	165	174	186	200

（3）外形尺寸(见表 8.1-125)

表 8.1-125 BMR 轴线配油摆线液压马达外形尺寸

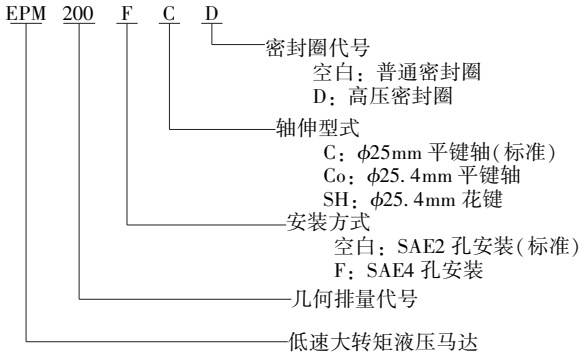


（续）



6.5.4　EPM 型低速大转矩液压马达

（1）型号说明



（2）技术规格(见表8.1-126)

表8.1-126　技 术 规 格

型　　号		排量 /mL·r^{-1}	最高转速 /r·min^{-1}		最大转矩/N·m			最大输出功率/kW		最大压降/MPa			最大流量 /L·min^{-1}		最高输入压力 /MPa		
			持续	间歇	持续	间歇	峰值	持续	间歇	持续	间歇	峰值	持续	间歇	持续	间歇	峰值
EPM50 **		49.5	1210	1515	79	119	140	8.5	12.5	12.0	17.5	22.5					
EPM80 **		79.2	755	945	j32	195	220	8.5	12.5	12.0	17.5	22.5					
EPM100 **		99	605	755	164	237	270	8.5	12.5	12.0	17.5	22.5					
EPM125 **		123.8	486	605	205	298	365	8.5	12.5	12.0	17.5	22.5					
EPM160 **		158.4	378	472	264	378	420	8.5	12.5	12.0	14.0	22.5					
EPM200	C/Co	198	303	378	265	326	530	8.5	11.2	10.0	14.0	22.5					
	SH				300	365	530	9.5	12.5	11.5	14.0	22.5	60	75	14.0	17.5	22.5
EPM250	C/Co	247.5	242	303	276	355	540	7	11.5	8.5	11.0	18.0					
	SH				330	405	540	6	12.5	10.0	12.5	18.0					
EPM315	C/Co	316.8	190	236	290	366	590	4	5.5	7.0	9.0	16.0					
	SH				347	402	590	5.5	6	8.5	10.0	16.0					
EPM400	C/Co	396	150	189	285	360	590	3	5	5.5	7.0	13.0					
	SH				335	410	590	4.5	6.5	6.5	8.0	13.0					

（续）

型号		最高泄油压力或不带泄油管的最高回油压力/MPa				带泄油管的最高回油压力/MPa			无负载时最高起动压力/MPa	最低起动转矩/N·m		最低转速/r·min⁻¹	质量/kg
		0～100/r·min⁻¹	100～300/r·min⁻¹	>300/r·min⁻¹	0～MAX/r·min⁻¹					最高持续压降时	最高间歇压降时		
		持续	持续	持续	间歇	持续	间歇	峰值					
EPM50 **		7.5	5.0	2.5	7.5	14.0	17.5	22.5	1.0	66	100	10	5.8
EPM80 **									1.0	120	168		5.9
EPM100 **									1.0	144	210		6.1
EPM125 **									0.9	180	260		6.2
EPM160 **									0.9	240	350		6.4
EPM200	C/Co								0.5	241	313		6.6
	SH								0.5	285	341		6.6
EPM250	C/Co								1.0	265	340		6.8
	SH								1.0	315	94		6.8
EPM315	C/Co								1.0	265	340		7.1
	SH								1.0	326	380		7.1
EPM400	C/Co								0.9	265	340		7.6
	SH								0.9	316	390		7.6

注：1. 间歇值时间每分钟不得超过10%。

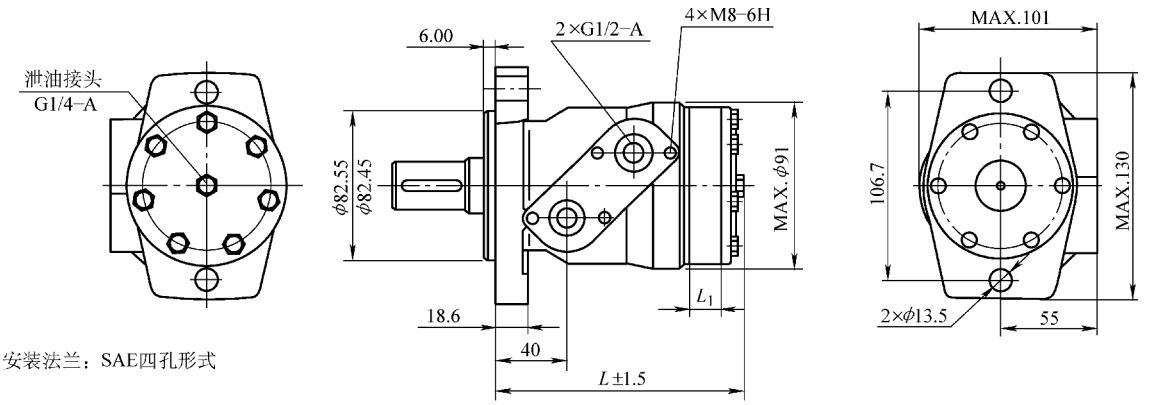
2. 峰值时间每分钟不得超过1%。

3. 间歇压力和间歇转速不得同时出现。

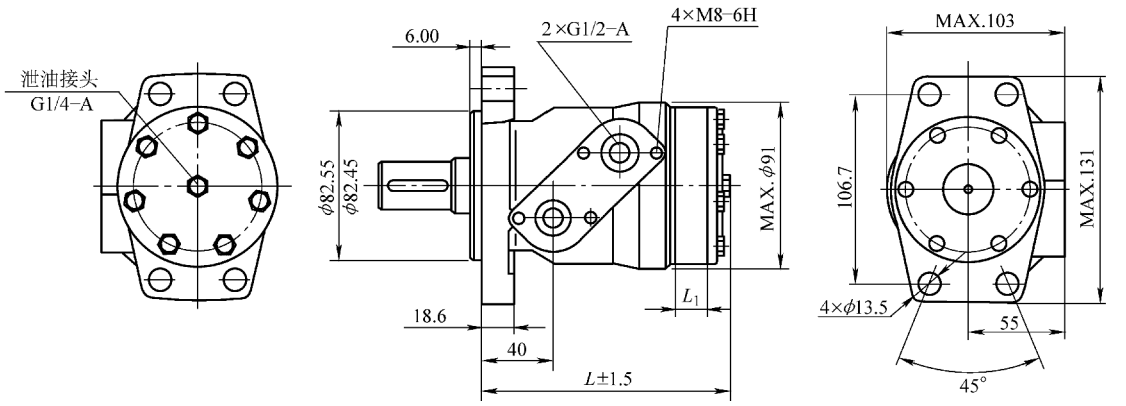
（3）外形尺寸（见表8.1-127）

表8.1-127 EPM低速大转矩液压马达外形尺寸

安装法兰：SAE两孔型式



安装法兰：SAE四孔形式

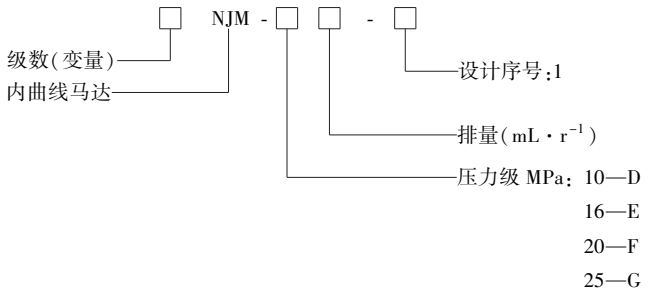


（续）

型　　号	L/mm	L_1/mm	型　　号	L/mm	L_1/mm
EPM50	136.9	6.67	EPM200	156.9	26.67
EPM80	140.9	10.67	EPM250	163.6	33.33
EPM100	143.6	15.33	EPM315	172.9	42.67
EPM125	146.9	16.67	EPM400	182.6	53.33
EPM160	151.6	21.33			

6.5.5　NJM 型柱塞马达

（1）型号说明



（2）技术规格(见表 8.1-128)

表 8.1-128　技 术 规 格

型　　号	排量 /mL·r^{-1}	压力/MPa		转速/r·min^{-1}		转矩/N·m		功率 /kW	质量 /kg
		额　定	最　高	额　定	最　高	额　定	最　高		
NJM-G0.7	0.7	25	31.5	150	175	2500	3150	36	85
NJM-G1.3	1.3			100	125	4650	5950	45	145
NJM-G1.25	1.25			100	125	4471	5634	43	250
NJM-G2	2			63	75	7155	8729	43.8	345
NJM-G2.84	2.84			40	50	10160	12801	39	219.5
NJM-G2.84-1	28.4								223
NJM-G4	4					14310	18030	55.6	420
2NJM-G4	2/4			63/40	75/50	7155/14310	8129/18030	43.8/55.6	425
NJM-F4-1	4.5	20	25	130	150	12879	16098	162.5	450

（3）外形尺寸(见图 8.1-13～图 8.1～21)

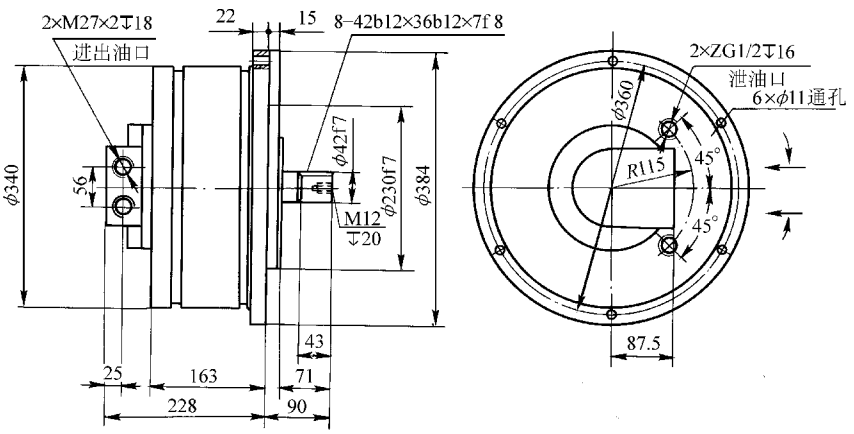


图 8.1-13　NJM-G0.7 型马达外形尺寸

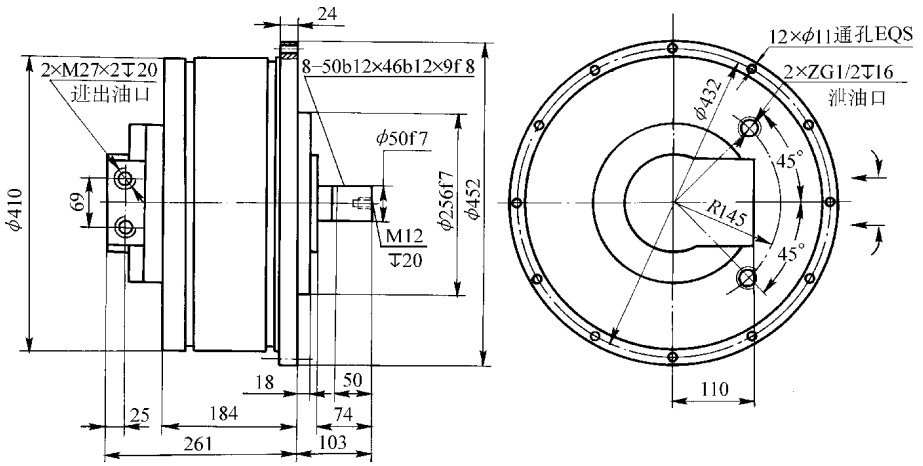


图 8. 1-14 NJM-G1. 3 型马达外形尺寸

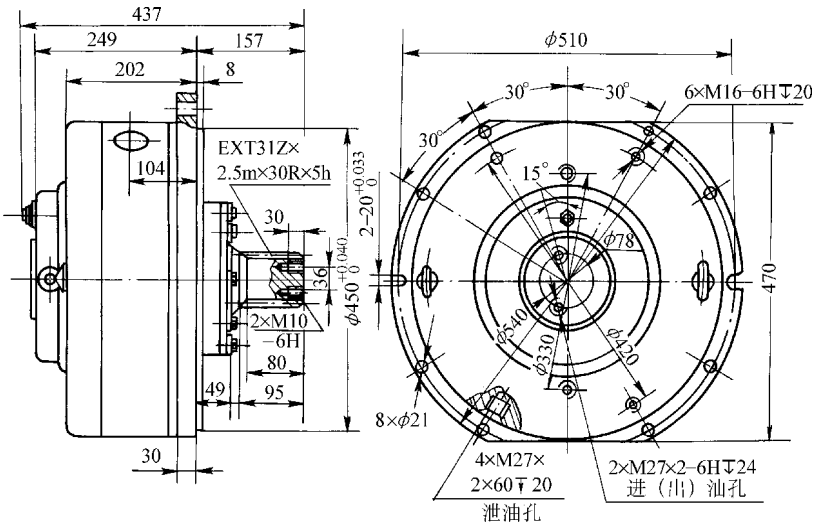


图 8. 1-15 NJM-G1. 25 型马达外形尺寸

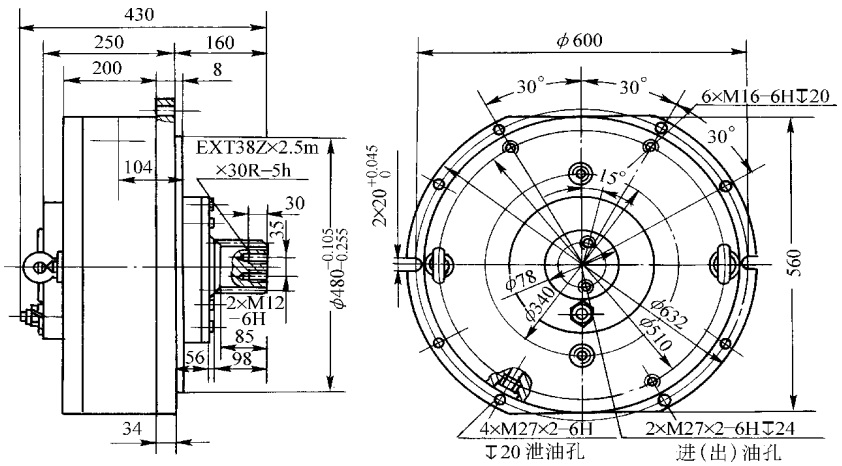


图 8. 1-16 NJM-G2 型马达外形尺寸

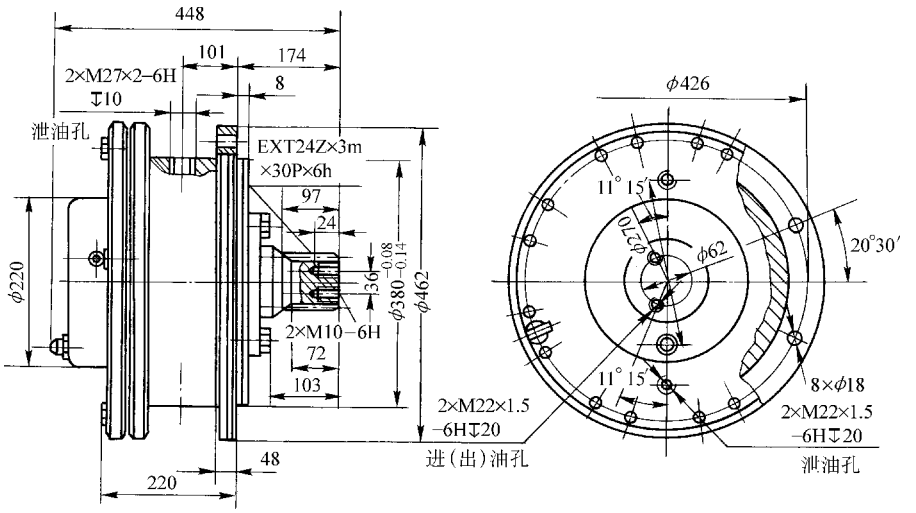


图 8.1-17　NJM-G2.84 型马达外形尺寸

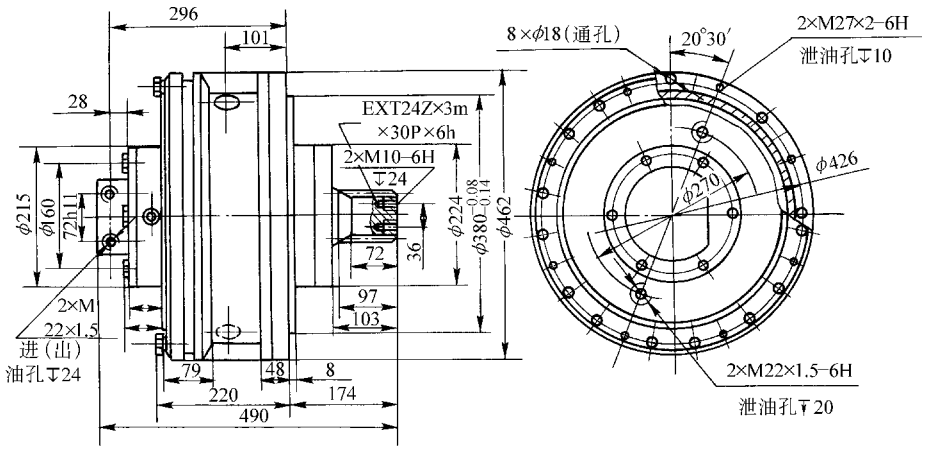


图 8.1-18　NJM-G2.84-1 型马达外形尺寸

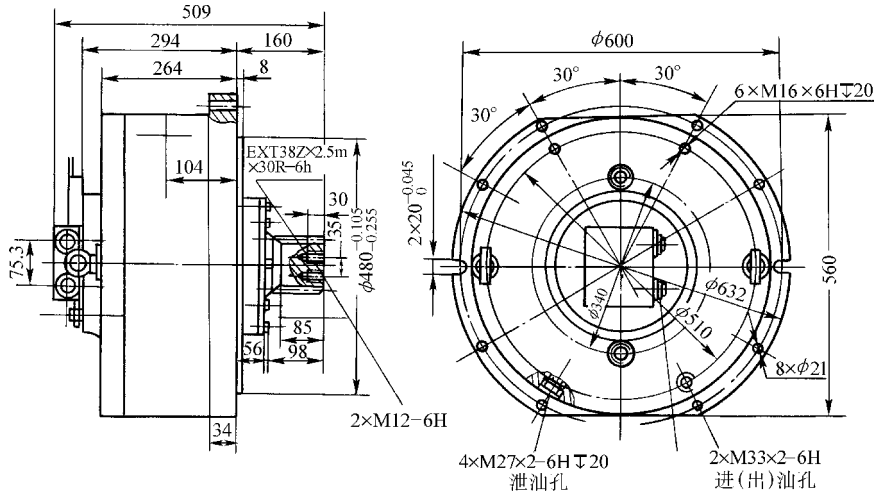


图 8.1-19　NJM-G4 型马达外形尺寸

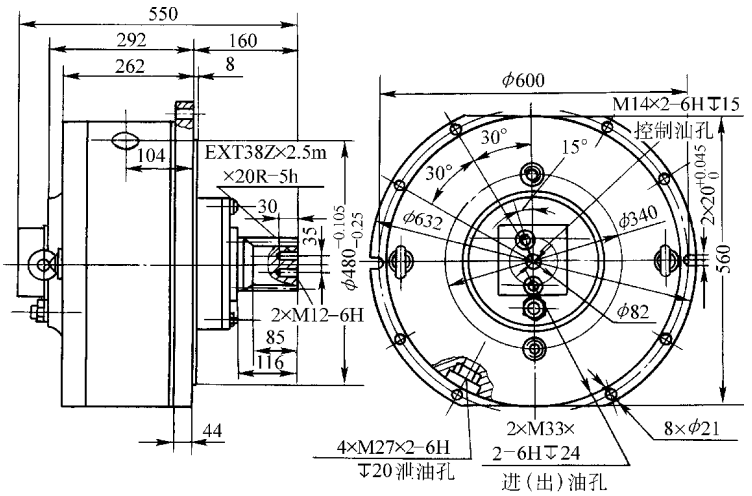


图 8.1-20 2NJM-G4 型马达外形尺寸

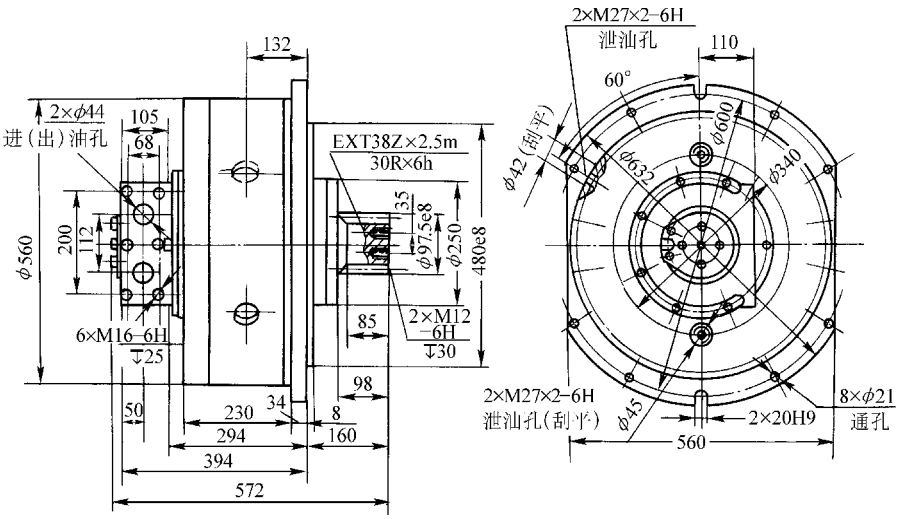
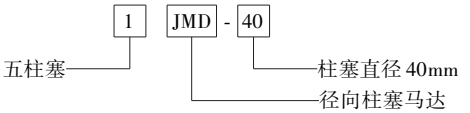


图 8.1-21 NJM-F4-1 型马达外形尺寸

6.5.6 1JMD 型径向柱塞马达

（1）型号说明



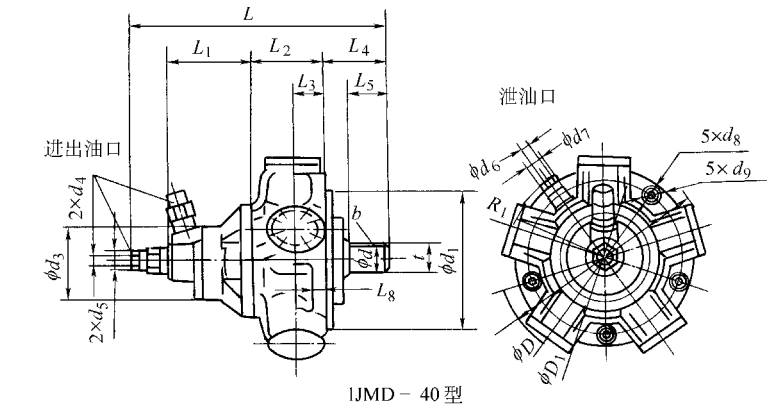
（2）技术规格(见表 8.1-129)

表 8.1-129 技 术 规 格

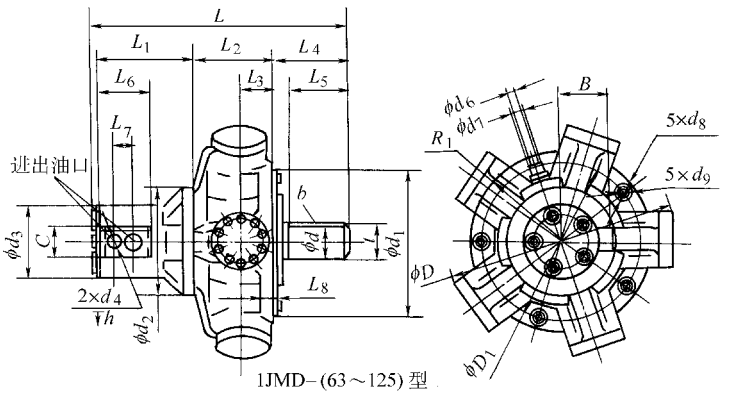
型 号	排量	转速	压力/MPa		转矩/kN·m		功率/kW		机械效率	偏心矩	质量
	/mL·r^{-1}	/r·min^{-1}	额定	最大	额定	最大	额定	最大	(%)	/mm	/kg
1JMD-40	0.201	10～400	16	22	0.47	0.645	19.2	26.4	≥91.5	16	44.5
1JMD-63	0.780	10～200	16	22	1.815	2.50	37.2	51.2	≥91.5	25	107
1JMD-80	1.608	10～150	16	22	3.75	5.16	57.8	79.2	≥91.5	32	160.4
1JMD-100	3.140	10～100	16	22	7.35	10.07	75.3	103	≥91.5	40	257
1JMD-125	6.140	10～75	16	22	14.30	19.70	110	151	≥91.5	50	521

（3）外形尺寸(见表 8.1-130)

表 8.1-130　1JMD 型径向柱塞马达外形尺寸　　（单位：mm）



1JMD－40型



1JMD－(63～125)型

型　号	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	B	b	C	ϕD	ϕD_1	ϕd
1JMD-40	395	121	106	42	108	65			18		12		320	235	40h6
1JMD-63	470	180	148	55	132	90	115	45	23	104	18	70	420	295	60h6
1JMD-80	582	194	176	70	175	130	115	45	30	115	20	70	544	360	75h6
1JMD-100	645	222.5	205	84	241	200	124	50	30	118	24	76	658	440	80h6
1JMD-125	820	269	285	130	240	200	130	60	35	140	32	95	830	580	120h6

型　号	ϕd_1	ϕd_2	ϕd_3	d_4	d_5	ϕd_6	ϕd_7	ϕd_8	ϕd_9	t	R_1	h
1JMD-40	205h8		115	20	13	14	12	14	32	42.8	145	
1JMD-63	260h8		140	M33×1.5		14	12	18	38	65.5	168	18
1JMD-80	330h8		160	M33×1.5		14	12	21	40	79.2	200	18
1JMD-100	380h8	252h8	170	M33×1.5		14	12	22	38	85	235	24
1JMD-125	510h8	320h8	190	M42×2		14	12	34	56	126.5	290	25

7　液压控制阀

7.1　液压控制阀概述

液压阀的作用是控制液压系统中的流体压力、方向和流量，从而控制整个液压系统的全部功能，如系统的工作压力，执行机构的动作程序，工作部件的运动速度、方向，以及变换频率、输出力或力矩等。

7.1.1　液压控制阀的分类

液压控制阀按照功能主要分为压力控制阀、流量

控制阀和方向控制阀等。

1）压力控制阀主要控制执行机构输出力或输出转矩的大小，并确定液压泵及整个液压系统的工作负载，在过载时起到保护系统的作用。它的主要品种有溢流阀、减压阀、卸荷阀、顺序阀、压力继电器等。

2）流量控制阀的主要用途，是根据执行机构运动速度的要求供给所需的流量。它的主要品种有节流阀、调速阀及分流集流阀等。

3）方向控制阀控制油流的通、断或改变油流的方向，以控制执行机构的运动方向等。它的主要品种有单向阀、液控单向阀、电磁换向阀、电液换向阀、手动换向阀、多路换向阀、截止阀等。

以上三类阀还可以互相组合，成为复合阀，以减少管路的连接，使结构更为紧凑。

7.1.2 液压阀的基本参数

液压阀的基本参数包括液压阀的规格、工作压力范围、允许通过的流量等。

目前我国中低压液压阀的规格是以通过阀的公称流量来表示，高压阀大多用“公称通径”来表示。为了与连接管路的规格相对应，液压阀的公称通径采用管路公称通径的系列参数。管路的公称通径指管路的名义内径；液压阀的公称通径，指进出油口的名义尺寸，它并不是进出油口的实际尺寸。这是因为公称通径仅仅是为了决定阀规格的大小，而进出油口的实际尺寸却受油流速度及其他设计参数要求的限制，或受结构特点的影响。

液压阀的公称压力，表示液压阀在额定工作状态下的名义压力。

公称流量通常是指液压阀在额定工作状态下通过的名义流量。目前液压阀的流量指标规定了在能够保证正常工作的条件下所允许通过的最大流量值，同时给出了在最大流量值下，各种不同流量通过时，有关性能参数改变的特性曲线，如通过流量与启闭灵敏度关系曲线，通过流量与压力损失关系曲线等。这样对使用者更为方便，同时，对于反映液压阀的工作特性也更为确切。

7.1.3 液压阀的选择

选择合适的液压阀，使液压传动系统的设计合理，性能优良，安装简便，维修容易，是保证该系统正常工作的重要条件。除按系统功能需要选择各种类型的液压控制阀以外，还需考虑额定压力、额定流量、安装型式、动作方式、性能特点等因素。

1）液压阀额定压力的选择：可根据系统设计的工作压力选择相应压力级的液压阀，并应使系统工作压力适当低于产品标明的额定压力值。高压系列的液压阀，一般都能适用于该额定压力以下的所有工作压力范围。当然，高压液压元件在额定压力条件下制订的某些技术指标，在不同工作压力情况下会有所不同，使有些指标会变得更好。

系统实际工作压力，如果稍高于液压阀所标明的额定压力值，一般来说，在短时期内也是允许的。但如果长期处在这种状态下工作，将会影响产品的正常寿命，也将影响某些性能指标。

2）对液压阀流量参数的选择：可依产品标明的额定流量为根据。如果产品能提供通过不同流量时的有关性能曲线，则对元件的选择使用就更为方便了。

3）液压阀安装方式的选择：是指液压阀与系统管路或其他阀进出油口的连接型式。一般有四种：管式螺纹连接型、板式连接型、法兰连接型和螺纹插装型。安装方式的选择，要根据所选择的液压阀的规格、系统的简繁及布置特点而定。

螺纹连接型，是液压阀的各进出油口直接靠螺纹管接头与系统管道或其他阀的进出油口相连。适合系统较简单，元件较少，安装位置又较宽畅场合。

板式连接型是先将板式液压阀安装在专用的连接底板上，再在连接板的底面或侧面用螺纹管接头与外部管道相连。适合系统较复杂，元件较多，且安装位置较紧凑的场合。

法兰连接型一般用于大口径的阀，阀与管道之间用法兰连接。

螺纹插装型一般适合于要求结构紧凑、原理成熟及有一定批量的场合中使用。

4）液压阀控制方式的选择：有手动控制、机械控制、液压控制或电气控制等多种类型，可根据系统的操纵需要和电气系统的配置能力进行选择。如小型的和不常用的系统，工作压力的调整可直接靠人工调节溢流阀进行；如果溢流阀的安装位置离操作位置较远，直接调节不方便，则可加装远程调压阀，以进行远距离控制；如果液压泵启闭频繁，则可选择电磁溢流阀，以便采用电气控制，还可选择初始或中间位置能使液压泵卸荷的换向阀，以获得同样的要求。

在许多场合，采用电磁换向阀，容易与电气系统组合，以提高系统的自动化程度。而某些场合，为简化电气控制系统，并使操作简便，则宜选用手动换向阀等。

5）液压阀结构型式的选择：液压系统性能要求

的不同，对所选择的液压阀的性能要求也不同，而许多性能又受到结构特点的影响，如用于保护系统的安全阀，要求反应灵敏，压力超调量小，以避免大的冲击压力，且能吸收换向阀换向时产生的冲击。这就必须选择能满足上述性能要求的元件。

对换向速度要求快的系统，一般选择交流型电磁铁的换向阀；反之，对换向速度要求慢的系统，则可选择直流型电磁铁的换向阀。

如液压系统中对阀芯复位和对中性能要求特别严格，可选择液压对中型结构。

如果一般的流量阀由于温度或压力的变化，而不能满足执行机构运动的精度要求时，则要选择带压力补偿装置或温度补偿装置的调速阀。

如使用液控单向阀，且反向出油背压较高，但控制压力又不可能提得很高的场合，则应选择外泄式或先导式结构。

6）经济性方面的选择：在满足工作要求的前提下，应尽可能地简化系统，降低造价，以提高主机的经济指标。

对一个液压系统的设计者来说，应对国内外液压阀的生产情况有较全面的了解，尤其是对国内液压阀的生产品种，各类液压阀的性能，新老产品的更换，同类产品的代用或改用等，才能在选择使用时更正确合理。

7.1.4　液压控制阀部分产品汇总（见表 8.1-131）

表 8.1-131　液压控制阀产品汇总表

类别		型　　号	压力范围 /MPa	额定流量 /L·min^{-1}	额定通径 /mm	生 产 厂 家	备　　注
压力控制阀	溢流阀	DBD 型直动式溢流阀	2.5～63	330	6～30	北京华德液压集团有限公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		DB/DBW 型先导式溢流阀	10～31.5	330	8～30		
		D 系列直动式溢流阀 B 系列直动式溢流阀 低噪声溢流阀	0.7～25 0.7～25 0.7～25	16 400 400		榆次油研液压公司	油研系列
		C-175 型溢流阀	7～21	12	8	榆次液压件有限公司	威格士系列
		ECT/G-06/10 型溢流阀	7～25	200～380	20、32		
		ECT/G5-06/10 型电磁溢流阀					
		RF 型直动式溢流阀 RF 型先导式溢流阀 SRF 型电磁溢流阀	7～25 7～25 7～25	2～16 100～400 100～400	3～6 10～32 10～32	湧镇(HP)实业 股份有限公司	
	减压阀	DR 型先导式减压阀	10～31.5	80～300	8～32	北京华德液压阀分公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		R 系列减压阀及 RC 系列单向减压阀	～21	40～250	10、20、30	榆次油研液压公司	油研系列
		XCT/G-03/06/10 型减压阀	7～20	26～284	10、20、30	榆次液压件有限公司	威格士系列
		PRV 型减压阀 PRCV 型单向减压阀	7～25	50～250	10、20、32	湧镇(HP)实业 股份有限公司	

（续）

类别		型号	压力范围/MPa	额定流量/L·min^{-1}	额定通径/mm	生产厂家	备注
压力控制阀	顺序阀	DZ型先导式顺序阀	0.3～21	150～450	10、25、32	北京华德液压阀分公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		XF型直动式顺序阀和XDF型直动式单向顺序阀	0.5～32	20～300	10、20、30	榆次液压件有限公司 南通液压件厂	
	卸荷阀	DA/DAW型先导式卸荷溢流阀	8～31.5	40～250	10、25、32	北京华德液压阀分公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		EURT/G-06-10型卸荷溢流阀	7～21	75～246	20、32	榆次液压件有限公司	威格士系列
		HUR型卸荷溢流阀 HSUR型电磁卸荷溢流阀	7～25	100～200	10、20	湧镇(HP)实业 股份有限公司	
		HY型卸荷溢流阀	6～31.5	40～200	10、20、32	上海液压件二厂	
	平衡阀	FD型平衡阀	～31.5	80～560	12～32	北京华德液压阀分厂 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
	压力继电器	HED1型压力继电器	5～50			北京华德液压阀分公司 上海液压件二厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		HED2型压力继电器	2.5～40				
		HED3型压力继电器	2.5～40				
		HED4型压力继电器	5～35				
		PS型机械式压力继电器	0.5～42			涌镇(HP)实业 股份有限公司	
流量控制阀	节流阀	SR系列节流阀及SRC型单向节流阀	～25	30～230	10、20、30	榆次油研液压件公司	油研系列
		MG型节流阀及MK型单向节流阀	～31.5	15～400	6～30	北京华德液压阀分公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		DV型节流截止阀和DRV型单向节流截止阀	35	14～375	6～30		
		TV型节流阀 TCV型单向节流阀	250	30～200	10、20、32	涌镇(HP)实业 股份有限公司	
		FB型溢流节流阀	1～25	1～500	3、6、10		
	调速阀	2FRM型调速阀	10～31.5	15～160	5～16	北京华德液压阀分公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		MSA型调速阀	～21	160～300	30		
		2FRW型电磁调速阀	7～20	26～284	10、20、30		
		Z4S型流向调整板	～31.5	15～160	5～16		
		FCG-03型调速阀	～21	38～106	10(3/8)	榆次液压件有限公司	威格士系列
		FRG-03型溢流节流阀	7～21				
	分流集流阀	FJL型分流集流阀、FL型分流阀 FDL型单向分流阀	～32	40～100	10～20	上海液压件二厂	
		3FL型分流集流阀	7～32	23～63		四平液压件厂	
		3FJLK型可调式分流集流阀	21	10～50			

（续）

类别		型　　号	压力范围/MPa	额定流量/L·min^{-1}	额定通径/mm	生 产 厂 家	备　　注
方向控制阀	单向阀及液控单向阀	S 型单向阀	8 ~ 31	40 ~ 250	10、25、32	北京华德液压阀分公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		CR 系列直角单向阀	7 ~ 21	75 ~ 246	20、32	榆次油研液压件公司	油研系列
		C 型单向阀	21	12 ~ 380	76 ~ 50	榆次液压件有限公司	威格士系列
		CP 系列液控单向阀	25	150 ~ 300	10、25	榆次油研液压件公司	油研系列
		SV/SL 型液控单向阀	~ 31.5	80 ~ 580	12 ~ 32	北京华德液压阀分公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		4CT/G*-03/06/10 型液控单向阀	~ 21	45 ~ 284	10、20、32	榆次液压件有限公司	威格士系列
		PC(D)V 型液控单向阀	~ 25	60 ~ 450	10、20、32	涌镇(HP)实业股份有限公司	
	电磁换向阀	WE 型电磁换向阀	21 ~ 31.5	14 ~ 75	5、6、10	北京华德液压阀分公司 上海立新液压件厂 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		SE 型球式电磁换向阀	31.5 ~ 63	6 ~ 44	5 ~ 12		
		DSG 系列电磁换向阀	31.5(25)	40 ~ 120	6、10	榆次油研液压件公司	油研系列
		DG4V-3 型电磁换向阀	~ 35	18 ~ 38	6	榆次液压件有限公司	威格士系列
		DG4S4U-01 型电磁换向阀	~ 21	45 ~ 100			
		SW 型电磁换向阀	~ 25	40 ~ 100	6	涌镇(HP)实业股份有限公司	
		QDF6 型球式电磁换向阀	31.5	16	6		
	电液换向阀	WEH 型电液换向阀	28 ~ 35	180 ~ 1100	16、25、32	北京华德液压阀分公司 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		DSHG 系列电液换向阀	28 ~ 35	40 ~ 1100	10	榆次油研液压件公司	油研系列
	手动及行程换向阀	WMM 型手动换向阀	~ 32	40 ~ 100	6、10、16	北京华德液压阀分公司 沈阳液压件制造有限公司	力士乐系列
		DM 型手动换向阀	31.5(25,21)	200 ~ 1100	10、16	榆次油研液压件公司	油研系列
		S 型手动换向阀	~ 31.5	40 ~ 500	10 ~ 50	邵阳液压件厂	
		WM 型行程换向阀	~ 32	40 ~ 100	6、10	沈阳液压件制造有限公司 北京华德液压阀分公司	力士乐系列
		HD 型手动换向阀 DC 型机械式换向阀	~ 21 ~ 5	40 ~ 1100 30 ~ 100	6 ~ 20 6、10	涌镇(HP)实业股份有限公司	
		DC 型凸轮操作换向阀	~ 21	20 ~ 100	6、10	榆次油研液压件公司	油研系列
	多路换向阀	ZFS 型多路换向阀	~ 14	30 ~ 130	10 ~ 25	榆次油研液压件公司	油研系列
		ZFS-L20H 型多路换向阀	~ 16	80	20	锦州液压件厂 大连液压件厂	
		ZS1 型多路换向阀	~ 16	40 ~ 160	10、15、20	锦州液压件厂 四川长江液压件有限公司	

（续）

类别		型 号	压力范围/MPa	额定流量/L·min^{-1}	额定通径/mm	生产厂家	备 注
叠加阀	压力控制阀	ZDB 型溢流阀	~31.5	~100	6、10	北京华德液压工业集团公司	力士乐系列
		MB* 系列溢流阀	~25	~70	6、10	榆次油研有限公司	油研系列
		DGMC 型溢流阀	~31.5	~120		大连液压工业有限公司	威格士系列
		MRF 型溢流阀	~25	~300	6、10、16、20	湧镇(HP)实业股份有限公司	HP 系列
		ZDR 型减压阀	~21	~50	6、10	北京华德液压工业集团公司	力士乐系列
		MR* 系列减压阀	~25	~250	6、10、20、32	榆次油研有限公司	油研系列
	方向控制阀	Z1S 型单向阀	~31.5	~100	6、10	北京华德液压工业集团公司	力士乐系列
		MC* 系列单向阀	~25	~70	6、10	榆次油研有限公司	油研系列
		DGMDC 型单向阀	~31.5	~120		大连液压工业有限公司	威格士系列
		MPC 型液控单向阀	~31.5	~300	6、10、16、20	湧镇(HP)实业股份有限公司	HP 系列
		Z2S 型液控单向阀	~31.5	~360	6、10、16、22	北京华德液压工业集团公司	力士乐系列
		MP* 系列液控单向阀	~25	~250		榆次油研有限公司	油研系列
	流量阀	Z2FS 型单向节流阀	~31.5		6、10、16、22	北京华德液压工业集团公司	力士乐系列
		MST* 系列节流阀	~25	~250		榆次油研有限公司	油研系列
		DGMFN 型节流阀	~31.5	~120		大连液压工业有限公司	威格士系列
		MTC 型单向节流阀	~31.5	~300	6、10、16、20	湧镇(HP)实业股份有限公司	HP 系列
		MFC 型单向调速阀	~25	~45	6、10	湧镇(HP)实业股份有限公司	HP 系列
插装阀	螺纹插装阀	1AR 型溢流阀	~40	~150	~25	IH 公司(英国)	北京精海仪机电设备有限公司
		1PA 型减压阀	~35	~150	~25		
		2CR 型节流阀	~35	~30	~25		
		1PSC 型单向阀	~35	~150	~40		
		4CK 型单向阀	~35	~90	~25		
		S200(500)型电磁换向阀	~25	~300	~25		
		S270(570)型电磁换向阀	~21	~35	~15		
	二通盖板插装阀	K 系列插装阀	~31.5	~6300	10~100		
		L 系列插装阀	~31.5		16~160	北京华德液压工业集团公司	力士乐系列
		TJ 系列插装阀	~31.5	~16000	16~160	上海第 704 研究所	704 所系列
		Z 系列插装阀	~31.5	~6500	10~100	济南铸造锻压研究所	铸锻所系列

7.2 压力控制阀

控制油液压力高低的液压阀统称为压力控制阀。

压力控制阀按功能和用途可分为溢流阀(包括远程调压阀)、减压阀、顺序阀、压力继电器及压力表开关等。它们的共同特点是利用油液作用力与弹簧力相平衡的原理进行工作。溢流阀可与小型电磁换向阀组成电磁溢流阀，也可与单向阀组合成卸荷溢流阀；减压阀和顺序阀也可以与单向阀分别组合成单向减压阀和单向顺序阀等。

7.2.1 直动式溢流阀及远程调压阀

7.2.1.1 DBD 型直动式溢流阀

(1) 结构原理

图 8.1-22 是 DBD 型直动式溢流阀的结构原理图，其图形符号如图 8.1-123 所示。进油口的压力油通过阻尼活塞作用在其底部，形成了一个与弹簧力相

抗衡的液压力。当此液压力小于调压弹簧的弹簧力时，锥阀关闭，此阀不起调压作用。随着进油口压力的不断提高，当液压力大于弹簧力时，锥阀开启，多余的油液溢回油箱，使进油口压力稳定在调定值上。

阻尼活塞的作用：一是在锥阀开启或闭合时起阻尼作用，用来提高阀的调压稳定性；二是对锥阀起导向作用，以提高阀的密封性能。

偏流盘的作用：偏流盘上开有环形槽，用以改变锥阀出油口的液流方向，于是偏流盘受到了一个液动力，此液动力与弹簧力的作用方向相反，并随溢流量的增加而增大。当溢流量增加时，由于锥阀开口增大，引起弹簧力增加。但由于液动力也同时增加，结果抵消了弹簧力的增量。因此这种阀的进口压力不受流量变化的影响，其 p-q 特性曲线比较理想，启闭特性好，有利于提高阀的额定流量。

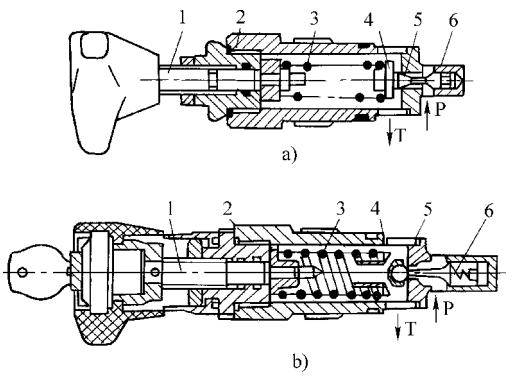


图 8.1-22　DBD 型直动式溢流阀结构原理图

a）至 40MPa 阀的结构　b）至 63MPa 阀的结构
1—调节螺杆　2—阀体　3—调压弹簧
4—偏流盘　5—锥阀　6—阻尼活塞

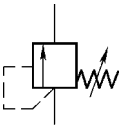


图 8.1-23　直动式溢流阀图形符号

（2）型号说明

（3）技术规格及特性曲线（见表 8.1-132）

DBD | | | | 10 | / | *

调节方式
带保护罩的调节螺栓　=S
调节手柄　=H
带锁的调节手柄（只用于通径 6.8 和 10）=A

连接方式	G	K	P
G1/4（M14×1.5）	6	6	6
G3/8（M18×1.5）	8		
G1/2（M22×1.5）	10	10	10
G3/4（M27×2）	15		
G1（M33×2）	20	20	20
G1¼（M42×2）	25		
G1½（M48×2）	30	30	30

通径

连接方式：插入式阀 = K
管式阀 = G
板式阀 = P

附加说明

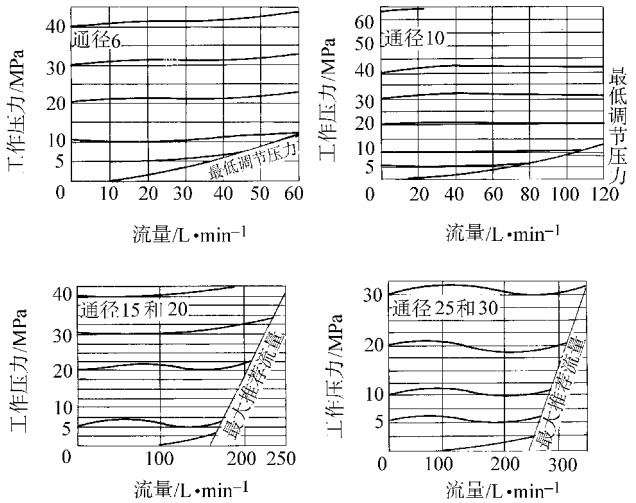
压力级（MPa）	NG10	NG6至20	NG25和30
	2.5	2.5	2.5
	5.0	5.0	5.0
	10	10	10
	20	20	20
	31.5	31.5	31.5
	40	40	
	63		

系列数：　10 = 10 系列（10 ~ 19 系列内部结构和连接尺寸相同）

表 8.1-132　技术规格及特性曲线

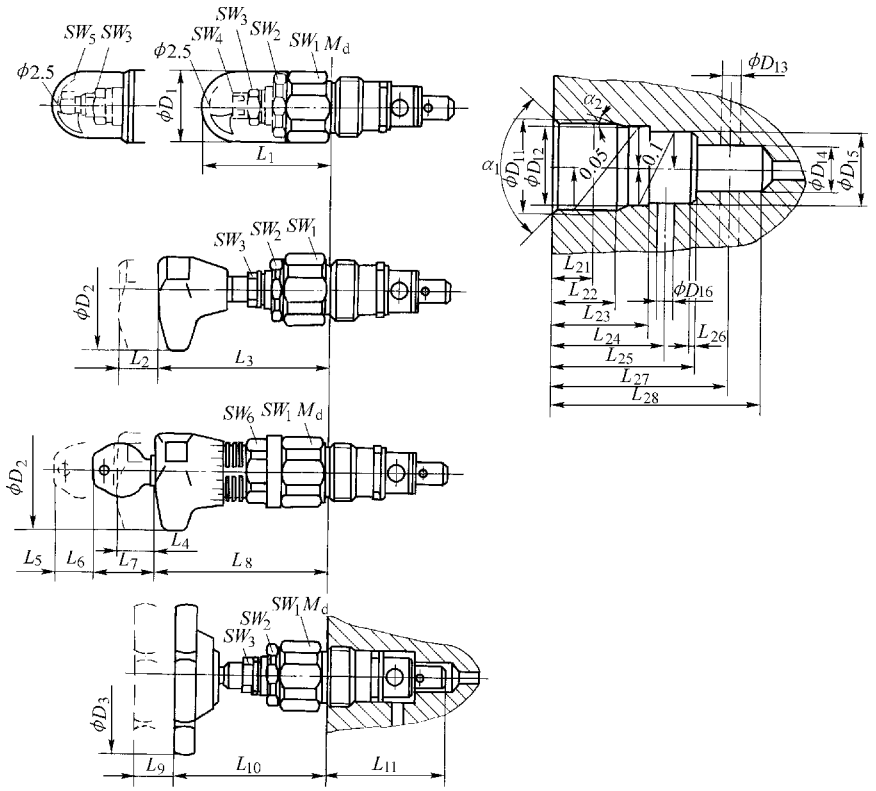
介　质	矿物质液压油	通径/mm ＼ 工作压力	10	6 ~ 20	25，30
介质粘度范围/$mm^2 \cdot s^{-1}$	2.8 ~ 380	进油口/MPa	~63	~40	~31.5
介质温度范围/℃	-20 ~ 70	出油口/MPa	~31.5		

（续）



（4）外形尺寸（见表 8. 1-133 ~ 表 8. 1-135）

表 8. 1-133 插入式连接外形尺寸 （mm）



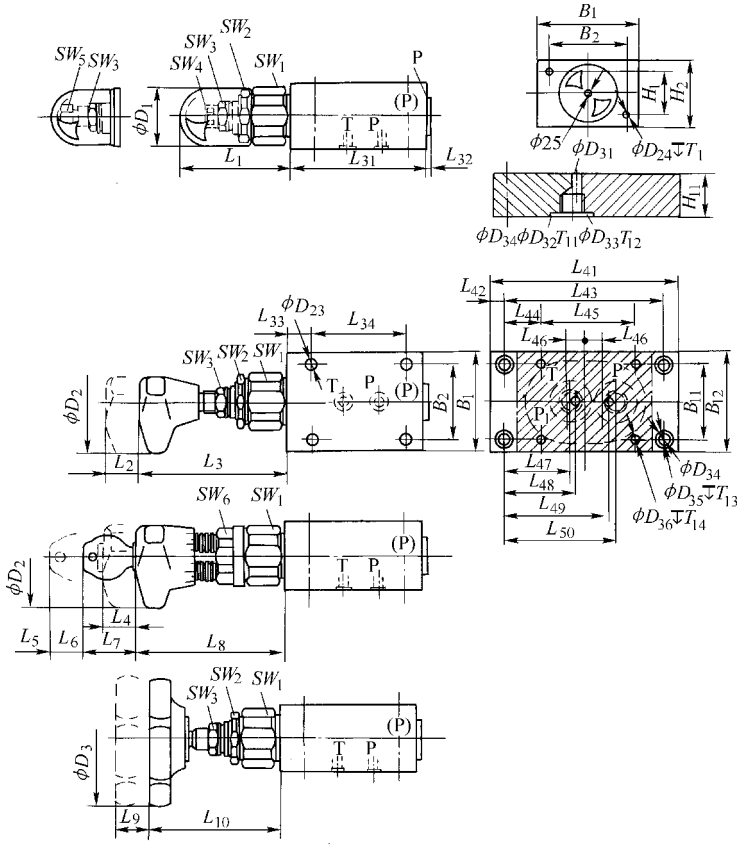
（续）

通径	质量/kg	ϕD_1	ϕD_2	ϕD_3	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9
6	≈0.4	34			72		83	11	20	11	30	83	
10	≈0.5	38	60	—	68	11	79					79	—
20	≈1	48			65		77	—	—	—	—	—	
30	≈2.2	63	—	80	83	—	—						11

通径	L_{10}	L_{11}	M_d/N·m	ϕD_{11}	ϕD_{12}	ϕD_{13}	ϕD_{14}	ϕD_{15}	ϕD_{16}	L_{21}	L_{22}	L_{23}	L_{24}
6		64	≈120	M28×1.5	25H9	6	15	24.9	6	15	19	30	35
10	—	75	≈140	M35×1.5	32H9	10	18.5	31.9	10	18	23	35	41
20		106	≈170	M45×1.5	40H9	20	24	39.9	20	21	27	45	54
30	56	131	≈200	M60×2	55H9	30	38.75	54.9	30	23	29		60

通径	L_{25}	L_{26}	L_{27}	L_{28}	α_1	α_2	SW_1	SW_2	SW_3	SW_4	SW_5	SW_6
6	45		56.5±5.5	65		15°	32	30				30
10	52	0.5×	67.5±7.5	80	90°		36		19	6	—	
20	70	45°	91.5±8.5	110		20°	46	36				—
30	84		113.5±11.5	140			60	46		—	13	

表 8.1-134　板式连接外形尺寸　　（mm）



通径	质量/kg	B_1	B_2	ϕD_1	ϕD_2	ϕD_3	ϕD_{23}	ϕD_{24}	H_1	H_2	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9
6	≈1.5	60	45	34	60		6.6	M6	25	40	72		83					83	
(8)，10	≈3.7	80	60	38		—	9	M8	40	60	68	11	78	11	20	11	30	79	—
(15)，20	≈6.4	100	70	48	—				50	70	65		77	—	—		—	—	
(25)，30	≈13.9	130	100	63		80	11	M10	60	90	89	—	—						11

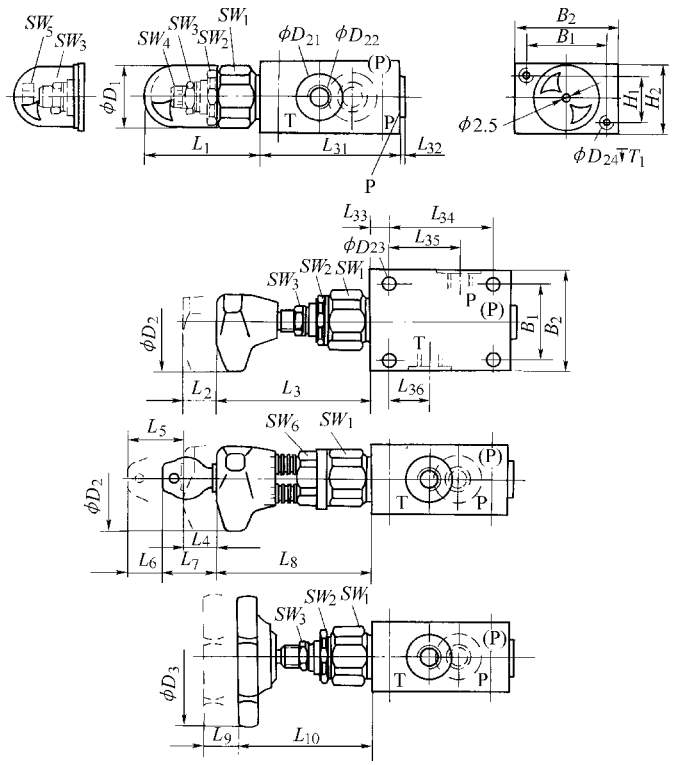
（续）

通径	质量/kg	L_{10}	L_{31}	L_{32}	L_{33}	L_{34}	SW_1	SW_2	SW_3	SW_4	SW_5	SW_6	T_1
6	≈1.5	—	80	2	15	55	32	30	19	6	—	30	10
(8)，10	≈3.7		100	(2)，3	20	70	36						20
(15)，20	≈6.4		135	(3)，4		100	46	36				—	
(25)，30	≈13.9	56	181	4	25	180	60	46		—	13		25

通径	型号	质量/kg	B_{11}	B_{12}	ϕD_{31}	ϕD_{32}	ϕD_{33}	ϕD_{34}	ϕD_{35}	ϕD_{36}
6	G300/1	1.5	46	60	6	25	G¼″	7	11	M6
(8)，10	(G301/1)，G302/1	2	60	80	10	(28)，34	(G⅜″)，G½″			M8
(15)，20	(G303/1)，G304/1	5.5	70	100	(15)，20	(42)，47	(G¾″)，G1″	11.5	17.5	
(25)，30	(G305/1)，G306/1	8	100	130	30	(56)，61	(G1¼″)，G1½″			M10

通径	H_{11}	L_{41}	L_{42}	L_{43}	L_{44}	L_{45}	L_{46}	L_{47}	L_{48}	L_{49}	L_{50}	T_{11}	T_{12}
6	25	110	8	94	22	55	10	39	42	62	65	1	15
(8)，10		135	10	115	27.5	70		40.5	48.5	72.5	80.5		(15)，16
(15)，20	40	170	15	140	20	100	20	(45)，42	54	85	(94)，97		20
(25)，30		190	12.5	165	17.5	130	22.5	42	52.5	102.5	(113)，117		24

表 8.1-135 管式连接外形尺寸 （mm）



通径	质量/kg	B_1	B_2	ϕD_1	ϕD_2	ϕD_3	ϕD_{21}	ϕD_{22}		ϕD_{23}	ϕD_{24}
6	≈1.5	45	60	34	60	—	25	G¼	M14×1.5	6.6	M6
(8)，10	≈3.7	60	80	38			(28)34	(G⅜)G½	(M18×1.5)M22×1.5	9	M8
(15)，20	≈6.4	70	100	48			(42)47	(G¾)G1	(M27×2)M33×2		
(25)，30	≈13.9	100	130	63	—	80	(56)61	(G1¼) G1½	(M42×2)M48×2	11	M10

（续）

通径	H_1	H_2	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8
6	25	40	72		83	11	20			83
(8)，10	40	60	88	11	79			11	30	79
(15)，20	50	70	65		77					77
(25)，30	60	90	83	—	—			—	—	—

通径	L_9	L_{10}	L_{31}	L_{32}	L_{33}	L_{34}	L_{35}	L_{36}	T_1	SW_1	SW_2	SW_3	SW_4	SW_5	SW_6
6			80	2	15	55	40	20	10	32	30				30
(8)，10	—	—	100	(2)3	20	70	49	21	20	36		19	6	—	
(15)，20			135	(3)4		100	65	34		46	36				—
(25)，30	11	56	180	4	25	130	85	35	25	60	46		—	13	

7.2.1.2　DBT/DBWT 型遥控溢流阀

（1）结构原理

图 8.1-24 是 DBT 型遥控溢流阀的结构原理图。锥阀靠弹簧力固定在阀座上，通过调节机构调整弹簧来无级调节压力。压力油从 P 口进入阀内，作用在锥阀上，当达到调定压力时，压力油克服弹簧力将锥阀抬起，压力油流向 T 口。

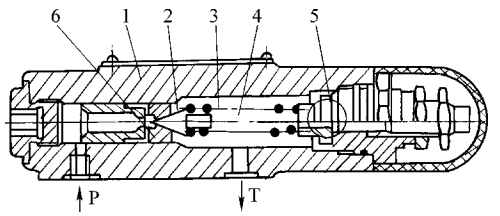


图 8.1-24　DBT 型遥控溢流阀结构原理图

1—阀体　2—锥阀　3—调压弹簧
4—弹簧腔　5—控制回油路　6—阀座

图 8.1-25 是 DBWT 型遥控溢流阀的结构原理图。它借助于电磁换向阀实现卸荷作用。

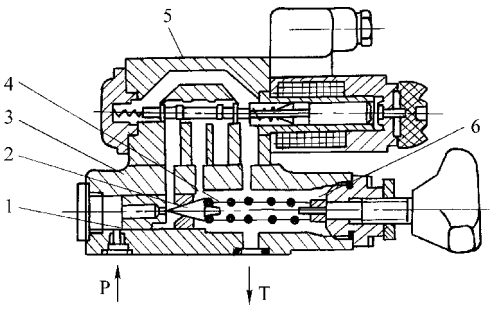


图 8.1-25　DBWT 型遥控溢流阀结构原理图

1—进油通道　2—锥阀　3—阀体　4—调压弹簧
5—电磁换向阀　6—弹簧腔

（2）型号说明

DB□T□□-30/□□□□□□

带电磁铁换向阀：W
不带电磁铁换向阀：无标记

电磁换向阀机能：A—常闭；B—常开

调节方式：1—调节手柄；2—带保护罩调节螺栓；
3—带锁紧手柄

系列号：30 系列(30～39 系列连接尺寸
和内部结构不变)

调压范围/MPa：1～10MPa；3.15～31.5MPa

附加说明

介质：无标记—矿物液压油
V—磷酸酯液

Z4—小方形电线插头；Z5—大方形电线插头；
Z5L—带指示灯的电线插头

故障显示：无标记—不带故障显示按钮；
N—带故障显示按钮

电磁铁电源：W220-50—交流电源 220V，50Hz；
G24—直流电源 24V；
W220—R 本整型电磁铁交流 220V

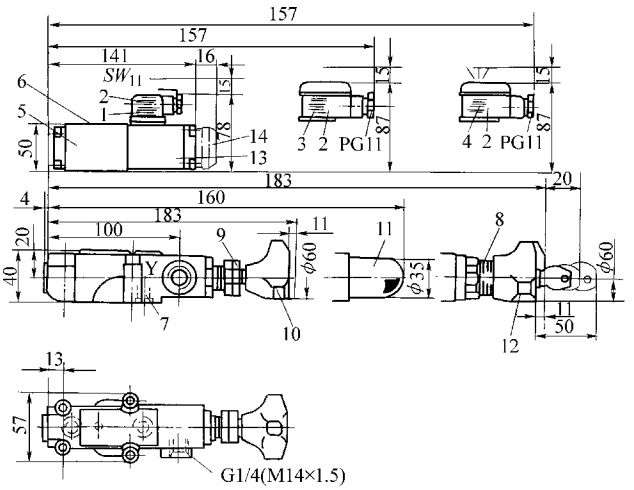
（3）技术规格(见表 8.1-136)

表 8.1-136　技 术 规 格

型　　号	最大流量/L·min^{-1}	工作压力/MPa	背压/MPa	最高调节压力/MPa
DBT	3	31.5	～31.5	10、31.5
DBWT	3	31.5	交流，～10　直流，～16	10、31.5

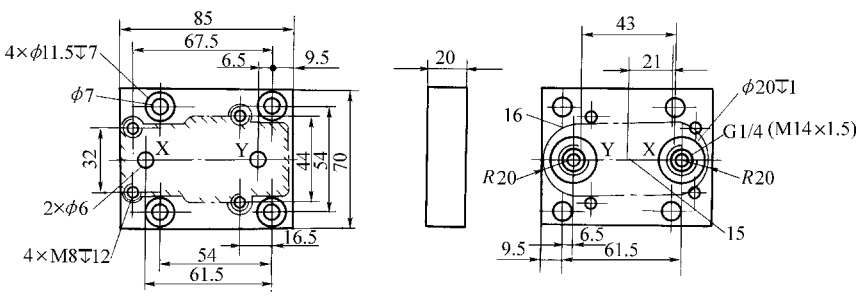
（4）外形尺寸（见表 8. 1-137）

表 8. 1-137 DBT/DBWT 型遥控溢流阀外形尺寸及安装底板 （mm）



1—“Z4”型插头 2—插头颜色：灰色 3—“Z5”型插头 4—“Z5L”型插头 5—5 通径电磁阀
6—标牌 7—控制油外排口 Y 8—刻度套 9—螺母（只用于 31. 5MPa） 10—调节方式“1”
11—调节方式“2” 12—调节方式“3” 13—电磁铁“a” 14—故障检查按钮

型 号	阀的固定螺栓必须单独外购	扭矩/N·m	质量/kg
G51/1	4×M8×40GB/T 70. 1	31	1



15—安装连接板的切口轮廓中心点 16—安装连接板的切口轮廓

7. 2. 2 先导式溢流阀、电磁溢流阀、卸荷溢流阀

7. 2. 2. 1 DB/DBW 型先导式溢流阀、电磁溢流阀（5X 系列）

（1）结构原理

图 8. 1-26 是 DB 型先导式溢流阀的结构原理图。DB 型阀是先导控制式的溢流阀，用来控制液压系统的压力，主要由先导阀和主阀组成。其图形符号见表 8. 1-138。

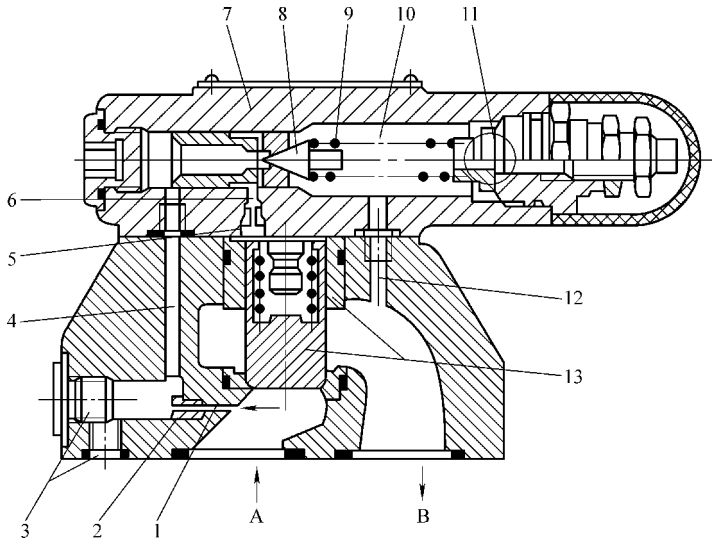


图 8.1-26　DB 型先导式溢流阀结构原理图

1、4、6—控制油道　2、5—阻尼器　3—外供油口　7—先导阀
8—锥阀　9—调压弹簧　10—弹簧腔　11、12—控制回油道　13—主阀芯

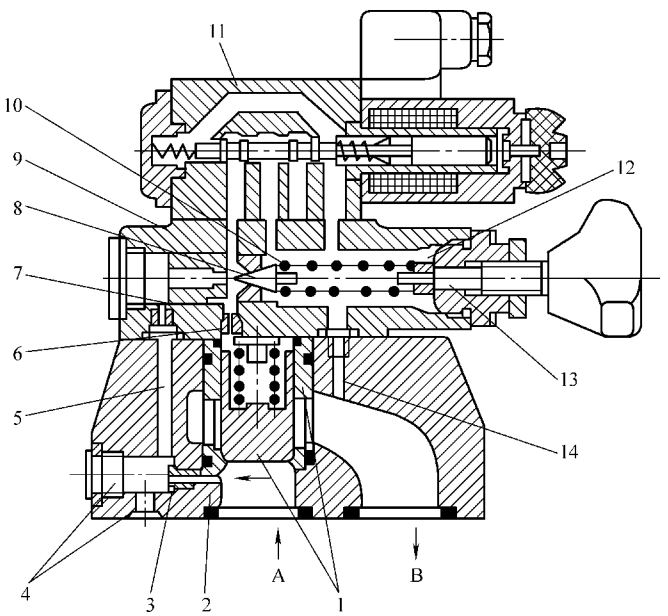


图 8.1-27　DBW 型先导式电磁溢流阀结构原理图

1—主阀芯　2、5、7—控制油道　3、6—阻尼器　4—外供油口　8—锥阀
9—先导阀　10—调压弹簧　11—电磁换向阀　12—弹簧腔　13、14—控制回油道

DB 型先导式溢流阀的工作原理：A 腔的压力油在作用于主阀芯 13 下端的同时，通过阻尼器 2、5 和控制油道 1、4、6 作用在主阀芯上端和先导阀 7 的锥阀 8 上。当系统压力超过弹簧 9 的调定值时，锥阀 8 被打开。同时主阀芯上端的压力油通过阻尼器 5，控制油道 6，弹簧腔 10 及控制回油道 12 流回 B 腔(控制油内排型)，或通过外排油口 11 流回油箱(控制油外排型)。这样，由于压力油通过阻尼器 2、5，在主

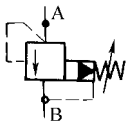
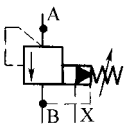
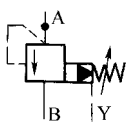
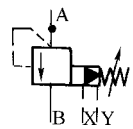
阀芯13上产生了一个压力差，主阀芯在这个压差的作用下打开，压力油从A腔溢流到B腔，从而使A腔保持调定的工作压力。

图8.1-27是DBW型先导式电磁溢流阀的结构原理图。DBW型阀是先导控制式的电磁溢流阀，除控制液压系统的压力外，还能使系统卸荷，主要由电磁换向阀、先导阀和主阀组成。

DBW型先导式电磁溢流阀的工作原理：此阀调压原理与DB型阀相同。当用该阀使系统卸荷时，可通过安装在先导阀上的电磁换向阀11，使主阀芯1上腔与B腔相通(控制油内排型)，或与外排口13相通(控制油外排型)，这样A腔油液只需很小的压力，就能把主阀芯抬起最大高度，使A腔与B腔相通，实现系统低压卸荷。

DB/DBW型阀均设有控制油内部供油道和内部排油道；控制油外供口(X)和外排口(Y)。根据控制油供给和排出的方式不同，可以组合成内供内排、外供内排、内供外排和外供外排四种型式以适应于各种不同要求的系统。

表8.1-138 图 形 符 号

型号：DB...–...	型号：DB..X...	型号：DB..Y...	型号：DB..XY...
			

(2) 型号说明

DB □ □ □ □ □ □-□/□ □ □ □ □ □ □ □ □ □ □

其他细节用文字说明

无标记—丁腈橡胶，适合矿物油(DIN51524)；
V—氟橡胶，适合于磷酸酯液

Z4—直角插头；
Z5—大号直角插头；
Z5L—大号直角插头带指示灯

无符号—不带应急操纵按钮；
N—带应急操纵按钮

W220—50—交流220V，50Hz；
G24—直流24V；W220R—220V直流电磁铁，带内装整流器与频率无关(电压≥110V，仅用Z5插头)

无符号—不带换向阀；6A—带6通径换向阀；6B—带6通径换向阀(高性能电磁铁)，仅用于35MPa压力级

无符号—标准型；U—最低设定压力见工作曲线

无标记—内控内排；X—外控内排；
Y—内控外排；XY—外控外排

无符号—不带换向阀；W—带换向阀

先导式阀：无符号；
先导式不带主阀芯插装件(不注明规格)：C；
先导式不带主阀芯插装件(注明阀规格DB10或30)：C

规格	阀适用于				
	底板安装 无标记	螺纹连接G			
		订货型号			
10	10	10	G½	M22×1.5	通径
15		15	G¾	M27×2	
20	20	20	G1	M33×2	
25		25	G1¼	M42×2	
32	30	32	G1½	M48×2	

A—常闭；B—常开

无标记—底板安装；G—螺纹连接

调节装置：1—手轮；2—带外六角和保护罩的设定螺钉；3—带锁手柄

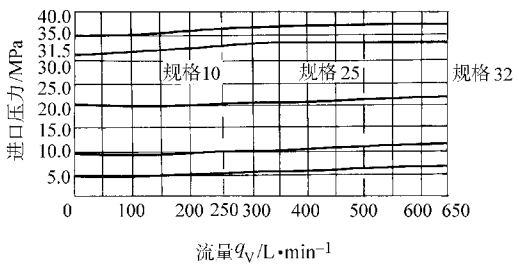
5X—50～59系列(50～59安装和连接尺寸保持不变)

设定压力：0.5—5.0MPa；1.0—10.0MPa；
2.0—20.0MPa；3.15—31.5MPa；3.5—35.0MPa(只有DB型)

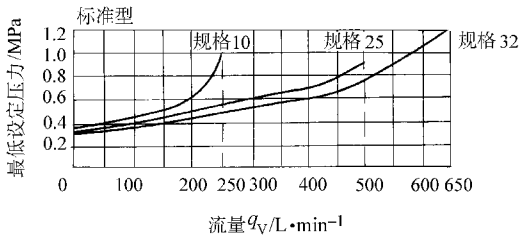
（3）技术规格及特性曲线（见表 8. 1-139）

表 8. 1-139　技术规格及特性曲线

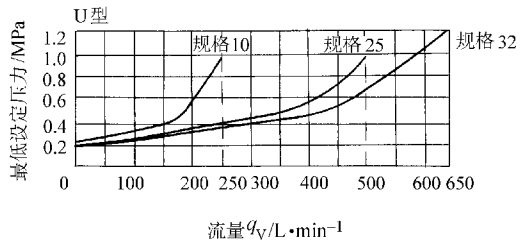
通径/mm			10	15	20	25	32
最大流量/L·min^{-1}		板式	250	—	500	650	
		管式	250	500	500	500	650
工作压力油口 A、B、X/MPa			≤35. 0				
背压/MPa	DB		≤31. 5				
	DBW 6A（标准电磁铁）		交流：10　直流：16				
	DBW 6B（大功率电磁铁）		交(直)流：16				
调节压力/MPa		最低	与流量有关，见特性曲线				
		最高	5、10、20、31. 5、35				
过滤精度			NAS1638　9 级				
质量 kg	板式	DB	2. 6	—	3. 5	—	4. 4
		DBW	3. 8	—	4. 7	—	5. 6
	管式	DB	5. 3	5. 2	5. 1	5. 0	4. 8
		DBW	6. 5	6. 4	6. 3	6. 2	6. 0



a)



b)



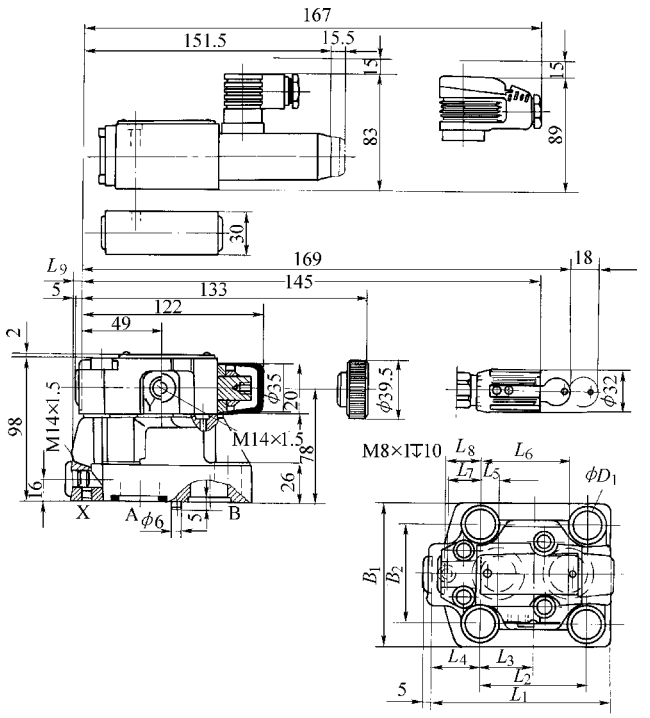
c)

a）工作压力与流量的关系曲线　b）最低设定压力与流量的关系曲线（标准型）

c）最低设定压力与流量的关系曲线（U 型）

（4）外形尺寸（见表 8. 1-140 ~ 表 8. 1-142）

表 8.1-140 DB/DBW-5X 系列先导式溢流阀外形尺寸(板式连接) (mm)

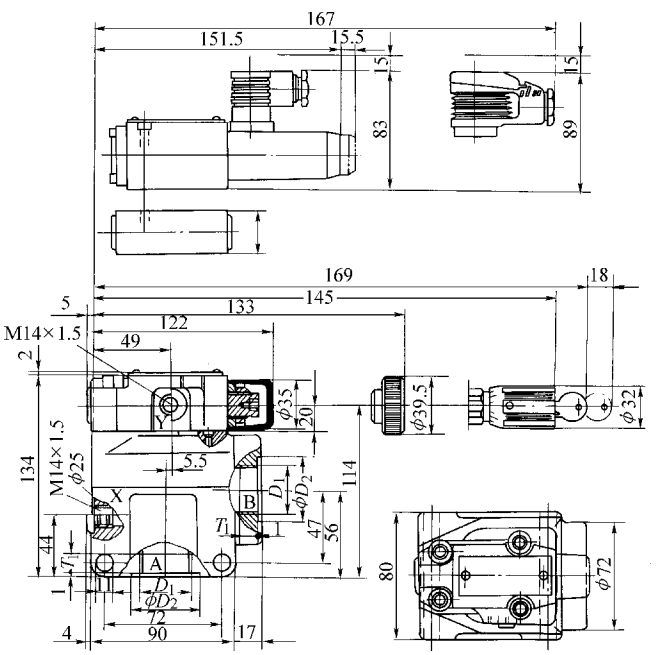


型 号	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6
DB/DBW10	91	53.8	22.1	27.5	22.1	47.5
DB/DBW20	116	66.7	33.4	33.3	11.1	55.6
DB/DBW30	147.5	88.9	44.5	41	12.7	76.2

型 号	L_7	L_8	L_9	B_1	B_2	ϕD_1
DB/DBW10	0	25.5	2	78	53.8	14
DB/DBW20	23.8	22.8	10.5	100	70	18
DB/DBW30	31.8	20	21	115	82.6	20

型 号	油口 A、B	油口 Y
DB/DBW10	17.12×2.62	9.25×1.78
DB/DBW20	28.17×3.53	9.25×1.78
DB/DBW30	34.52×3.53	9.25×1.78

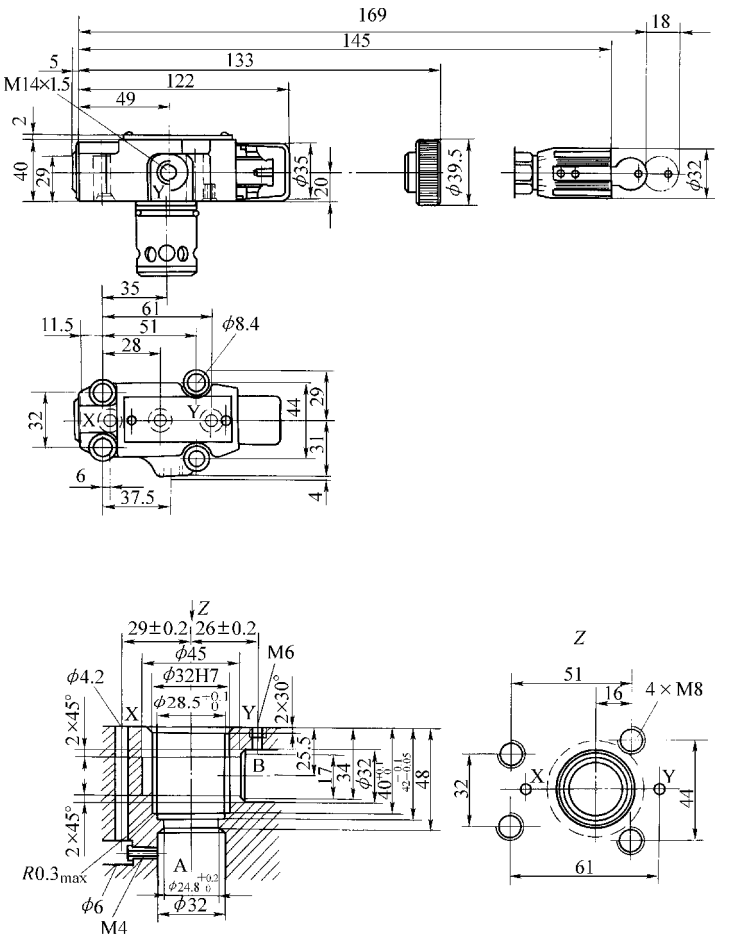
表 8.1-141 DB/DBW-5X 系列先导式溢流阀外形尺寸(管式连接) (mm)



（续）

型　　号	D_1	ϕD_2	T_1
DB(DBW)10G	G½(M22×1.5)	34	14
DB(DBW)15G	G¾(M27×2)	42	16
DB(DBW)20G	G1(M33×2)	47	18
DB(DBW)25G	G1¼(M42×2)	58	20
DB(DBW)32G	G1½(M48×2)	65	22

表 8.1-142　DB/DBW-5X 系列先导式换向阀外形尺寸(插入式连接)



7.2.2.2 DA 型先导式卸荷溢流阀/DAW 电磁卸荷溢流阀

（1）结构原理

图 8.1-28 是 DA 型先导式卸荷阀的结构原理图。图 8.1-29 是 DAW 型先导式卸荷阀的结构原理图。

DA 型阀主要由先导阀、带主阀芯的主阀和单向阀组成，而 DAW 型阀还在先导阀上装有电磁阀。通径 10mm 的先导式卸荷阀的单向阀在主阀体内；而通径 25mm 和 32mm 的先导式卸荷阀的单向阀在主阀底下的连接板内。

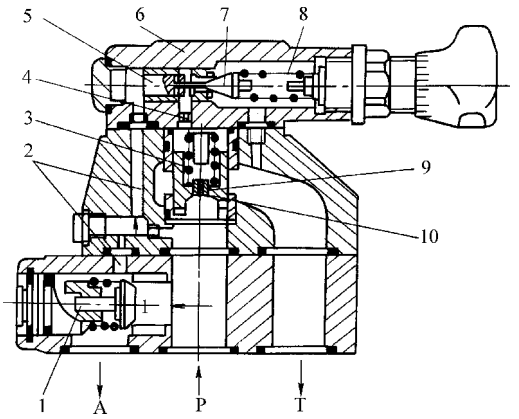


图 8.1-28 DA 型先导式卸荷阀结构原理图

1—单向阀 2—通道 3—主阀弹簧 4、9—阻尼器 5—活塞 6—先导阀 7—锥阀 8—调压弹簧 10—主阀

DA/DAW 型阀应用于有蓄能器的液压系统中时，主要作用是给蓄能器补油；应用于高、低压双泵系统中时，可使低压泵卸荷。而 DAW 型阀利用其上的电磁阀，还可以在任何压力下使系统卸荷。

下面以 DA 型阀为例，说明它们的工作原理（图 8.1-28）。液压泵输出的压力油进入 P 腔，经单向阀 1 流到 A 腔，实现泵向系统供油。这时 A 腔压力油又经通道 2 作用到活塞 5 上；P 腔油经阻尼器 9 流到主阀 10 上腔，又经阻尼器 4 作用在锥阀 7 上。一旦系统压力达到先导阀 6 调定的卸荷压力时，把锥阀 7 打开，控制油经阻尼器 9、4 和锥阀 7 排到 T 腔。由于在阻尼器 9 和 4 上的压力损失，使主阀 10 上腔压力小于 P 腔压力，主阀 10 在上下腔压力差的作用下打开，压力油从 P 腔流到 T 腔。这时由于 A 腔的压力油作用在活塞 5 和单向阀 1 上，使得锥阀 7 打开和单向阀关闭，P→T，实现液压泵的卸荷。

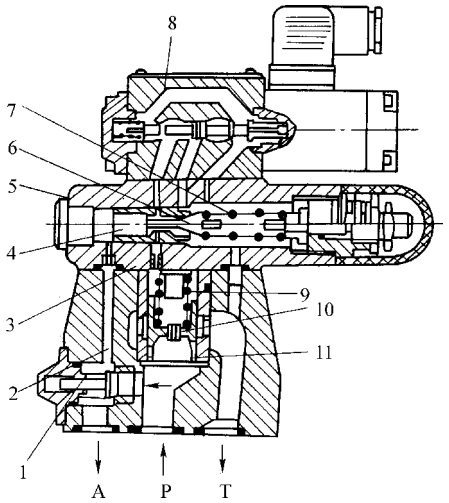


图 8.1-29 DAW 型先导式卸荷阀结构原理图

1—阀 2—通道 3、10—阻尼器 4—活塞 5—先导阀 6—锥阀 7—调压弹簧 8—电磁换向阀 9—主阀弹簧 11—主阀芯

由于活塞 5 的面积比锥阀 7 的有效面积大 17%，所以活塞上的作用力也比锥阀上的作用力大 17%。若 A 腔的油液压力低于它相对应的切换压力差时，弹簧 8 将锥阀 7 关闭。这样主阀 10 上腔建立起压力，使主阀 10 关闭，泵输出的液流重新经过单向阀进入液压系统。

（2）图形符号（见图 8.1-30）

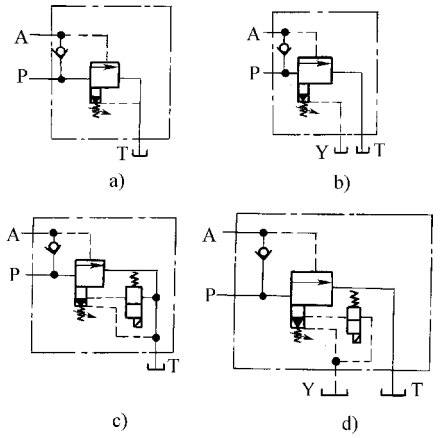
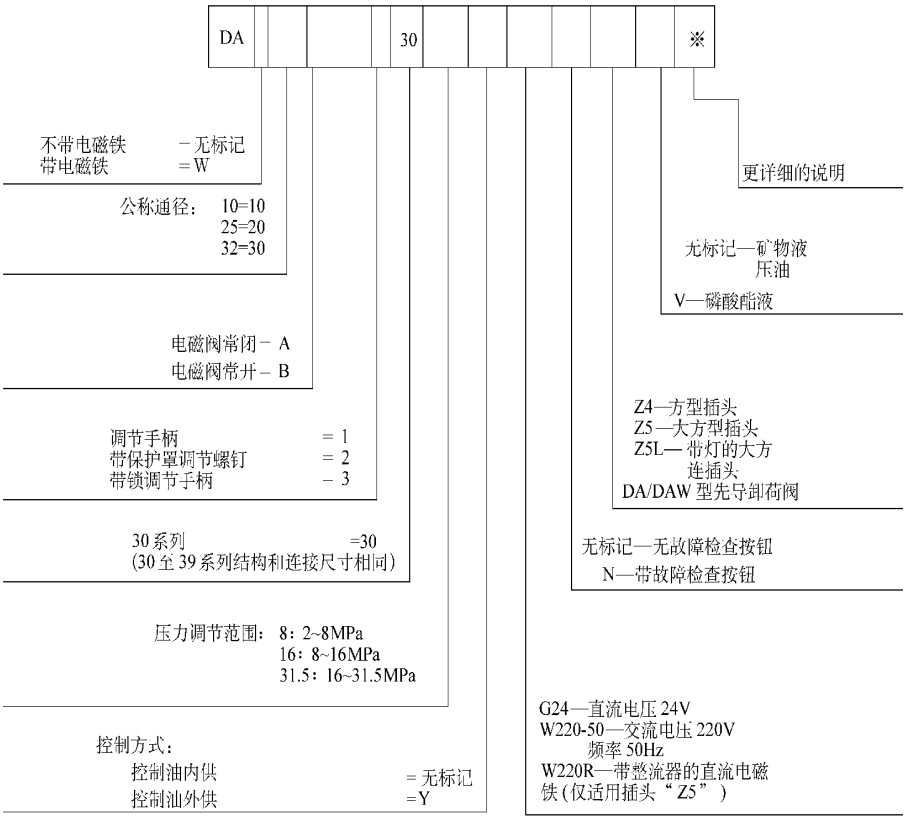


图 8.1-30 DA/DAW 型先导式卸荷阀图形符号

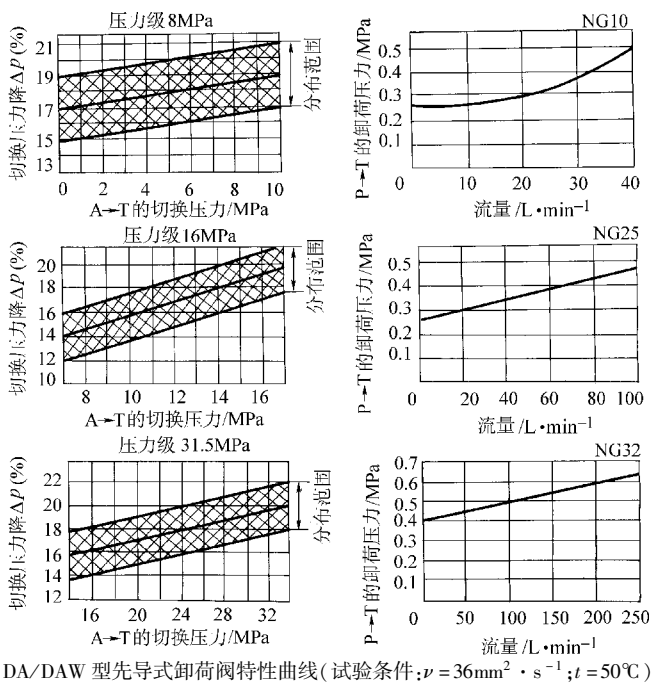
a）DA…30/…型 b）DA…30/…Y…型 c）DAW…30/…型 d）DAW…30/…Y…型

（3）型号说明



(4) 技术规格及特性曲线(见表8.1-143)

表8.1-143　技术规格及特性曲线



DA/DAW型先导式卸荷阀特性曲线(试验条件：$\nu=36mm^2\cdot s^{-1}$；$t=50℃$)

通径/mm	10	25	32
介质	矿物质液压油；磷酸酯液压液		
介质温度范围/℃	-20~70		
介质粘度范围/$mm^2\cdot s^{-1}$	2.8~380		
最大流量/$L\cdot min^{-1}$	40	100	250
从T腔到A腔切换压力范围	一般17%以内		
A腔的最大工作压力(P→T卸荷)/MPa	~31.5		
质量/kg　DA型	3.8	7.7	13.4
质量/kg　DAW型	4.9	8.8	14.5

（5）外形尺寸（见图 8. 1-31 ~ 图 8. 1-33）

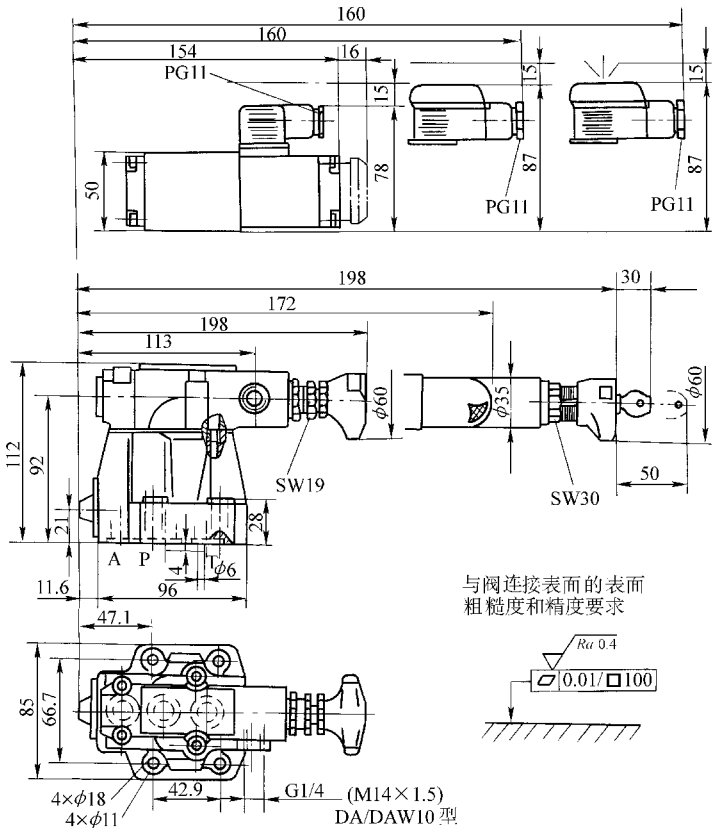


图 8. 1-31　DA/DAW 型先导式卸荷阀（板式连接）外形尺寸图（一）

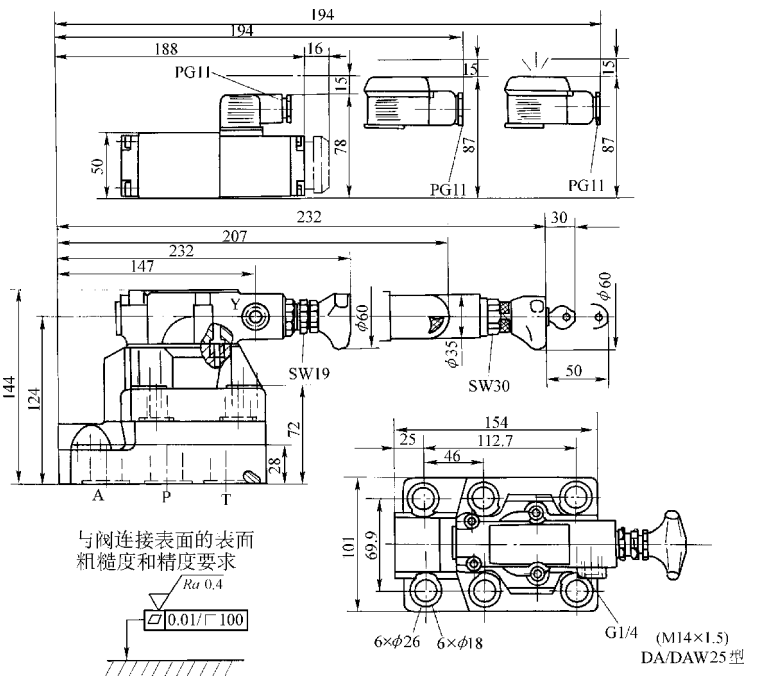


图 8. 1-32　DA/DAW 型先导式卸荷阀（板式连接）外形尺寸图（二）

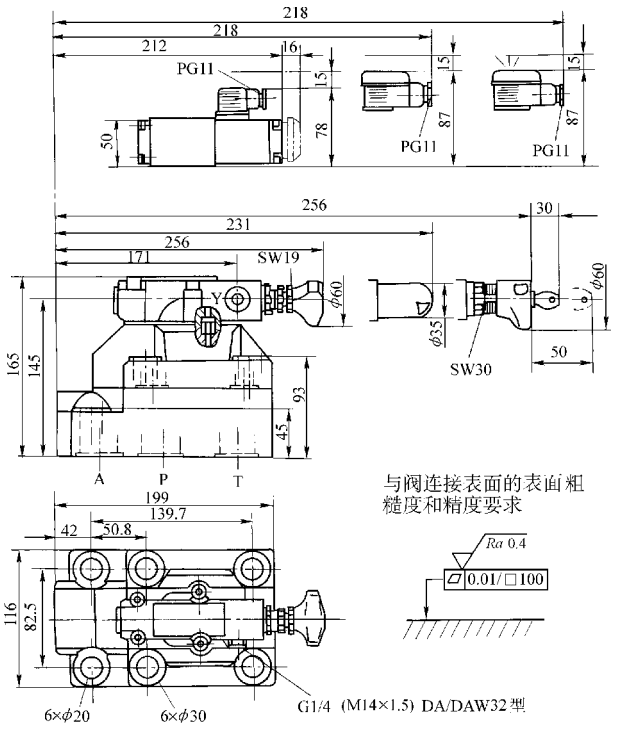
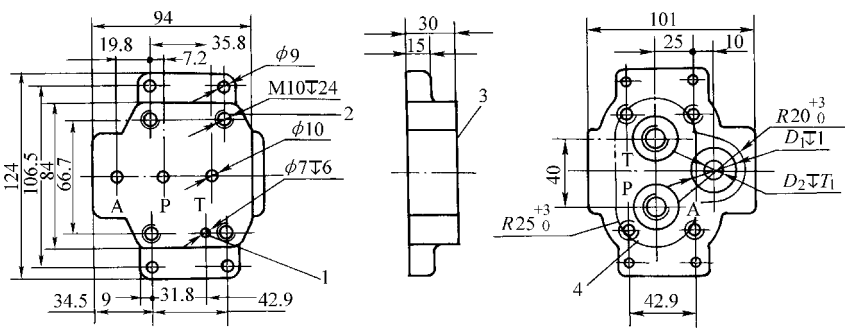


图 8. 1-33　DA/DAW 型先导式卸荷阀(板式连接)外形尺寸图(三)

(6) 安装底板(见表 8. 1-144)

表 8. 1-144　安 装 底 板　　(mm)

通径	型号	D_1	D_2	T_1	阀安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
10	G467/1	28	G3/8	12	4 个 M10×50	69	1. 7
	G468/1	34	G1/2	14			



7.2.3 减压阀

7.2.3.1 DR※DP型直动式减压阀

DR※DP型直动式减压阀是三通减压阀，其次级回路有溢流。

（1）型号说明

□ DR □ D P □-□/□ □ □ □ □

安装方式：
无标记—底板安装；
F—面板安装

名称：减压阀

通径：5，6，10

控制形式：D—直动式

P—底板连接

调节方式：1—手轮；2—带保护罩
和外六角的设定螺钉；3—带锁手柄

系列号：10—10系列（规格5）；50—50系列（规格6）；
40—40系列（规格10）

最大出口压力：0.25—2.5MPa；0.75—7.5MPa；
1.50—15MPa；2.10—21MPa；3.15—31.5MPa

控制油形式：Y—内部先导供油，外部先导泄油；
XY—外部先导供油，外部先导泄油（仅规格5）

单向阀标记：无标记—带单向阀；
M—无单向阀

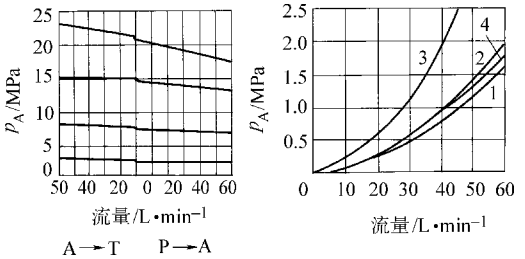
工作介质：无标记—HLP矿物液压油
（按DIN51525）；V—磷酸酯液

附加说明

（2）技术规格及特性曲线（见表8.1-145）

表8.1-145 技术规格及特性曲线

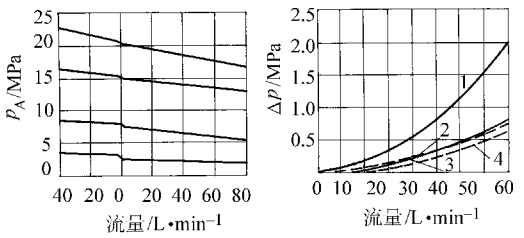
规 格	5	6	10
输入压力（油口P）/MPa	≤31.5	≤31.5	≤31.5
输出压力（油口A）/MPa	≤21.0/不带单向阀≤31.5	≤2.5、7.5、15、21	≤2.5、7.5、15、21
背压（油口Y）/MPa	≤6.0	≤16	≤16
最大流量/L·min^{-1}	≤15	≤60	≤80
液压油	矿物油（DIN51524），磷酸酯液		
油温范围/℃	–20～70	–20～80	
粘度范围/mm^2·s^{-1}	2.8～380	10～800	
过滤精度	NAS1638 9级		
质量/kg		≈1.2	≈1.2



DR6DP型直动式减压阀特性曲线

1—P→A（最小压降） 2—A→T（Y）（最小压降） 3—只经单向阀的压降
4—经单向阀和全开的主阀芯的压降

（续）



DR10DP 型直动式减压阀特性曲线

1—压降/流量曲线 A 至 Y 经单向阀　2—压降/流量曲线 B 至 A　3—只经单向阀的压降

4—经单向阀和阀芯的压降

（3）外形尺寸（见图 8. 1-34 ~ 图 8. 1-36）

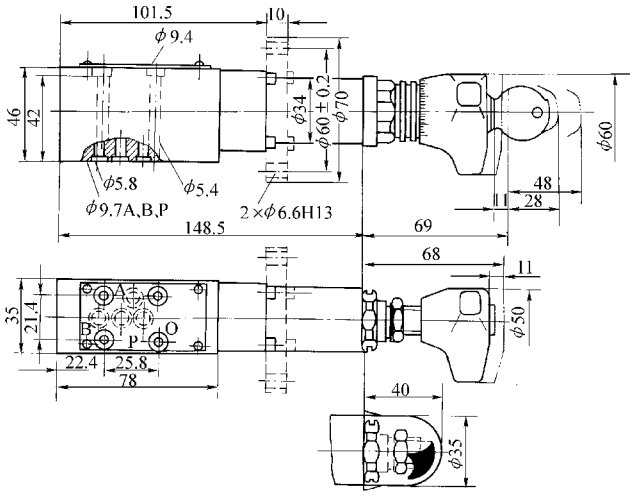


图 8. 1-34　DR5DP 型直动式减压阀外形尺寸

底板：G115/01（G¼）、G96/01（G¼）

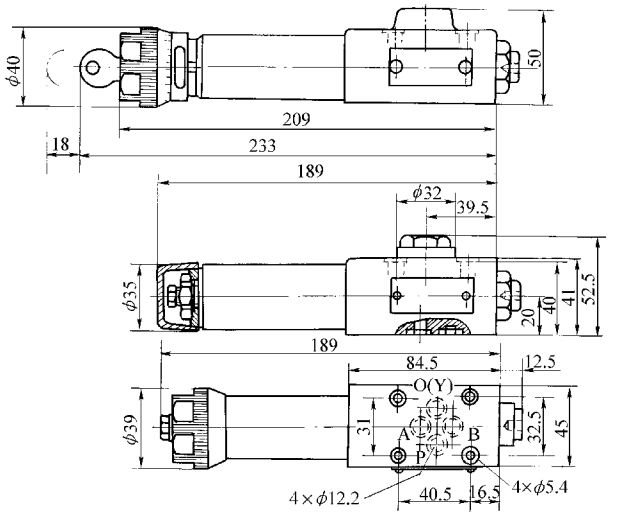


图 8. 1-35　DR6DP 型直动式减压阀外形尺寸

底板：G341/01（G¼）、G342/01（G⅜）

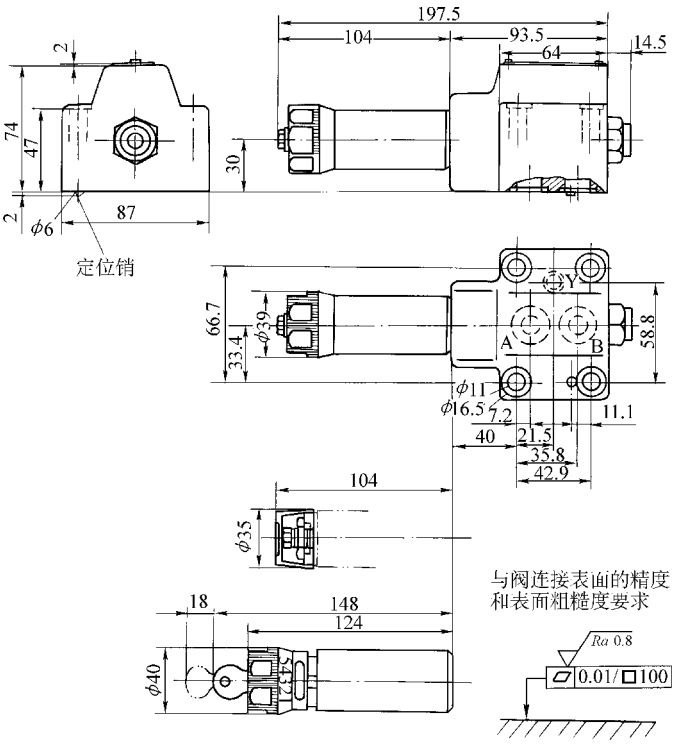


图 8.1-36 DR10DP 型直动式减压阀外形尺寸

底板：G341/01(G¼)、G342/01(G⅜)

7.2.3.2 DR 型先导式减压阀

该阀主要由先导阀、主阀和单向阀组成。可将液压系统分成不同压力的油路，以使不同的执行机构产生不同的工作力。

(1) 结构原理

图 8.1-37 是 DR10-2-30/…Y…型先导式减压阀的结构原理图。该阀的作用是降低液压系统的压力，它主要由先导阀、主阀和单向阀(也可以不带单向阀)组成。

DR 型先导式减压阀在不工作时是常开的，一次压力油从 B 腔经主阀芯 1 流到 A 腔，A 腔的压力油称二次压力油。同时 A 腔的压力油通过阻尼器 4、6 和控制通道 5、7 流到主阀芯 1 的上端，并作用在锥阀 8 上。当 A 腔的压力超过调压弹簧 9 的调定压力时，锥阀 8 被打开。这时主阀芯上端的油液经阻尼器 6、调压弹簧腔 10 流到 Y 口，在主阀芯上形成一个压力差，在这个压力差的作用下主阀芯向上移动，使开口减小，起到减压作用，在调压弹簧 9 的作用下使主阀芯保持在一定的位置上，即保持 A 腔压力的恒定。如果需要压力油从 A 流向 B，可选用带单向阀的结构，这就是单向减压阀。

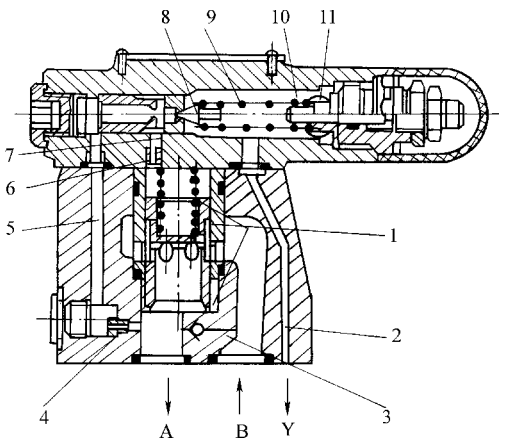


图 8.1-37 DR10-2-30/…Y…型先导式减压阀

1—主阀芯 2、11—通道(Y) 3—单向阀
4、6—阻尼器 5、7—通道 8—锥阀
9—调压弹簧 10—调压弹簧腔

图 8.1-38 是 DR20-3-30/…Y…、DR30-3-30/…Y…型先导式减压阀的结构原理图。DR20 型和 DR30

型先导式减压阀与 DR10 型结构原理基本相同，所不同的是 DR20 和 DR30 型用一次压力油控制。B 腔的一次压力油经通道 6，进入固定节流器 7，当一次压力油压力升高时，可直接把锥阀 8 打开，控制油流向 Y 口，这时主阀芯上端压力下降，主阀芯抬起，主阀节流口变小，使 A 腔压力保持恒定。主阀芯上装有一个过载阀 4，它是一个单向阀，用于过载保护。如果二次压力油压力升高时，过载阀 4 被打开，一部分二次压力油经主阀芯 1 的上端作用在锥阀 8 上，当此压力超过调压弹簧 10 的调定压力时，锥阀打开，主阀芯 1 抬起，减小节流口，降低二次压力。如当流量 $q=0$ 时，过载阀可防止 A 腔压力的异常升高。

其图形符号见图 8. 1-39。

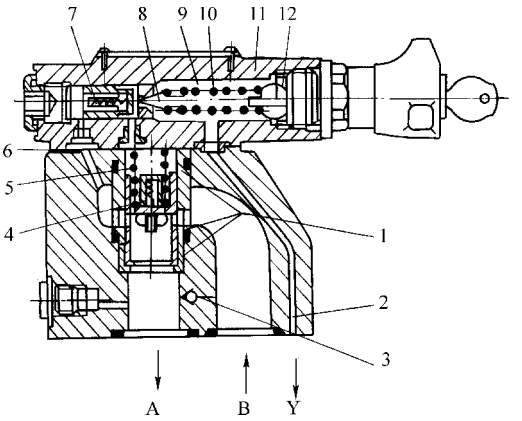


图 8. 1-38　DR20-3-30/…Y…、DR30-3-30/…Y…型先导式减压阀结构原理图

1—主阀芯　2、12—通道(Y)　3—单向阀　4—过载阀　5—弹簧　6—通道　7—固定节流器　8—锥阀　9—调压弹簧腔　10—调压弹簧　11—先导阀

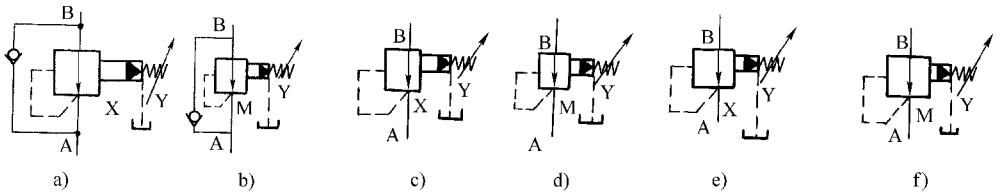
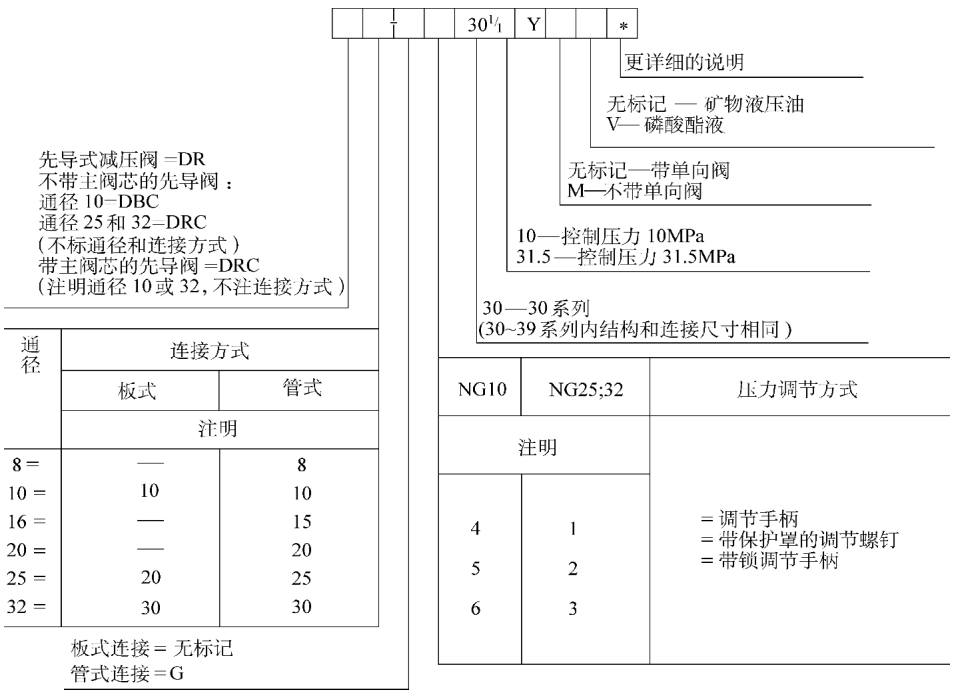


图 8. 1-39　DR 型先导式减压阀图形符号

a) DR10…-30/…Y…型　b) DR^{20}_{30}…-30/…Y…型(用于板式)　c) DR10…-30/…YM 型(用于板式)

d) DR^{20}_{30}…-30/…YM 型　e) DR^{8}_{10}…-30/…Y…型(用于管式)　f) DR^{15}_{30}…-30/…Y…型(用于管式)

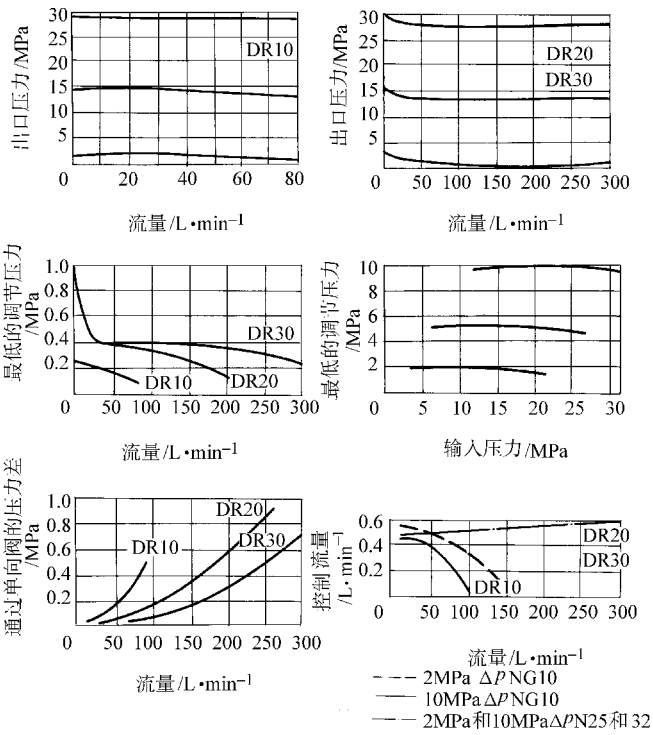
(2) 型号说明



（3）技术规格及特性曲线（见表 8. 1-146）

表 8. 1-146 技术规格及特性曲线

通径/mm	8	10	16	20	25	32
液体	矿物质液压油，磷酸酯液					
液体温度范围/℃	–20～70					
液体粘度范围/$mm^2 \cdot s^{-1}$	2. 8～380					
工作压力/MPa	～10 或～31. 5					
进口压力（连接口 B）/MPa	～31. 5					
出口压力（连接口 A）/MPa	0. 3～31. 5	1. 0～31. 5				
背压（连接口 Y）/MPa	～31. 5					
流量 板式连接/$L \cdot min^{-1}$	—	80	—	—	200	300
流量 管式连接/$L \cdot min^{-1}$	80	80	200	200	200	300



DR 型先导式减压阀特性曲线图

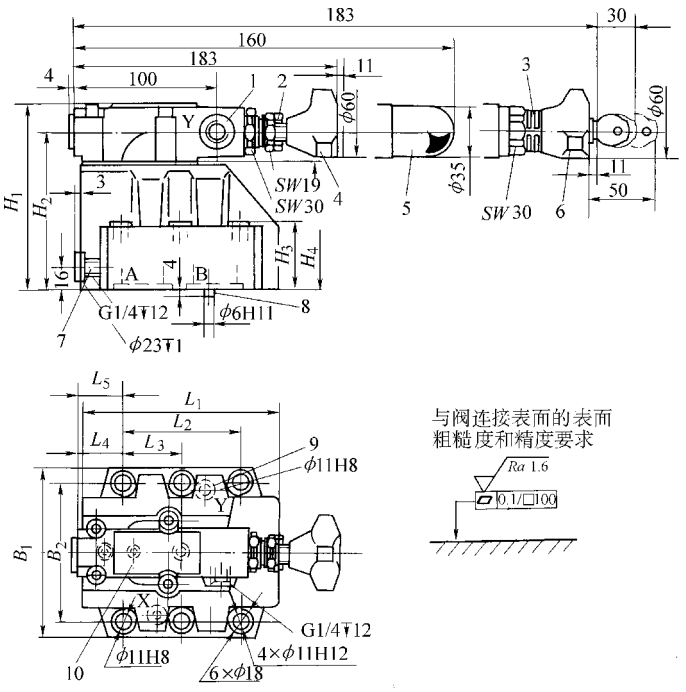
（试验条件：$\nu = 36mm^2 \cdot s^{-1}$；$t = 50℃$）

（4）外形尺寸（见表 8. 1-147～表 8. 1-150）

表 8. 1-147 板式连接外形尺寸 （mm）

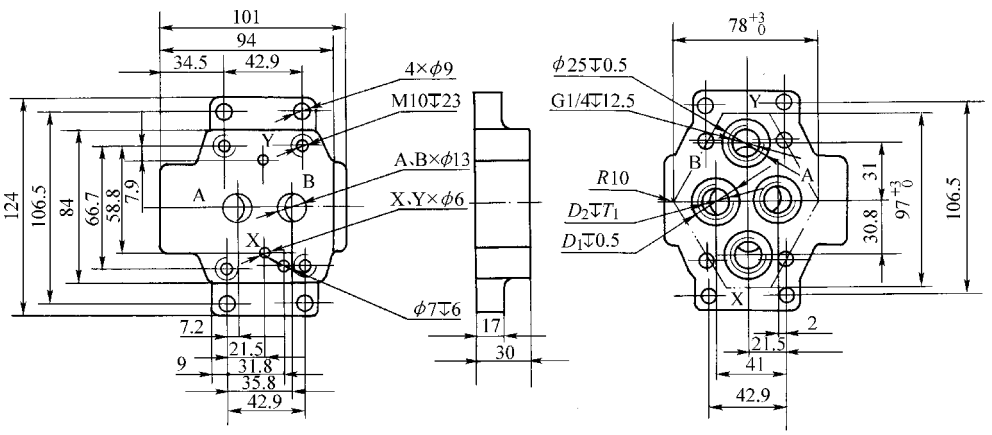
通径	B_1	B_2	H_1	H_2	H_3	H_4	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	O 形 圈		质量/kg
												用于 X、Y 口	用于 A、B 口	
10	85	66. 7	112	92	28	72	90	42. 9	—	35. 5	34. 5	9. 25×1. 78	17. 12×2. 62	3. 6
25	102	79. 4	122	102	38	82	112	60. 3	—	33. 5	37	9. 25×1. 78	28. 17×3. 53	5. 5
32	120	96. 8	130	110	46	90	140	84. 2	42. 1	28	31. 3	9. 25×1. 78	34. 52×3. 53	8. 2

（续）



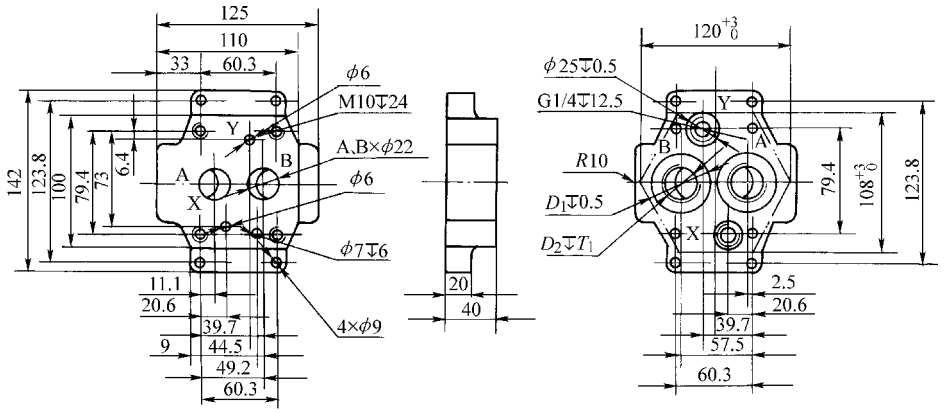
1—连接口 Y(可作为控制油回油口或遥控口)　2—锁紧螺母(只有 31.5MPa 的使用)
3—调节刻度套　4—压力调节方式“1”　5—压力调节方式“2”　6—压力调节方式“3”
7—通径 10 的遥控口(X 口)，通径 25 和 32 的压力表接口　8—定位销　9—Y 口
(控制油回油口)　10—标牌

表 8.1-148　连接板尺寸　　(mm)

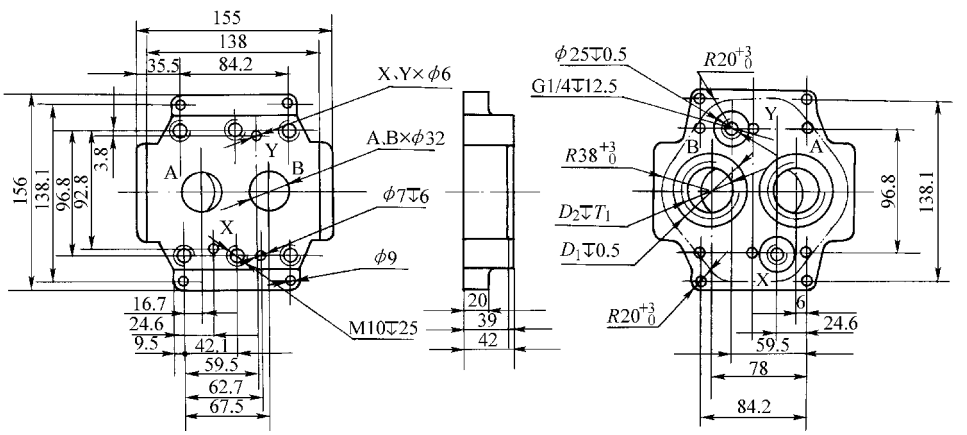


（续）

通 径	型 号	D_1	D_2	T_1	阀安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
10	G460/1	28	G3/8	12.5	4个 M10×40（须单独订货）	69	1.7
	G461/1	34	G1/2	14.5			



通 径	型 号	D_1	D_2	T_1	阀安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
25	G412/1	42	G3/4	16.5	4个 M10×50（须单独订货）	69	3.3
	G413/1	47	G1	19.5			



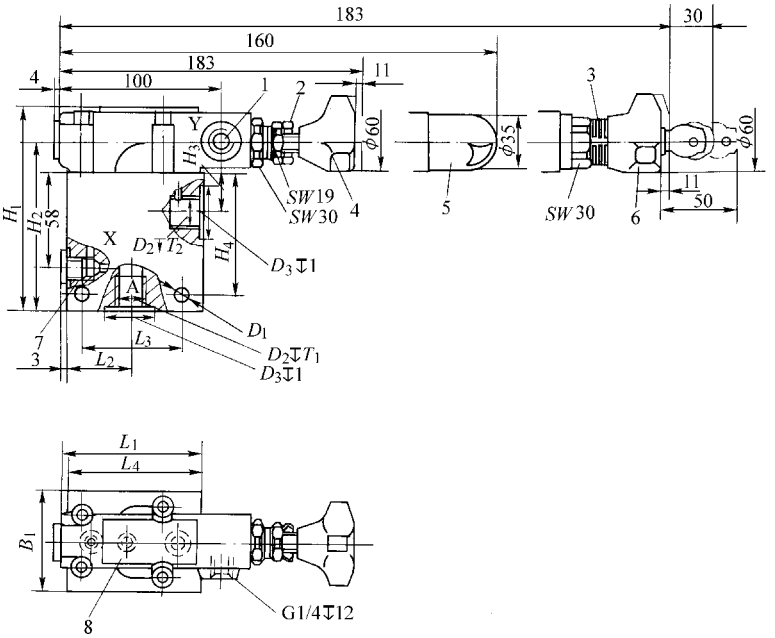
通 径	型 号	D_1	D_2	T_1	阀安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
32	G414/1	56	G1¼	20.5	6个 M10×60（须单独订货）	69	5
	G415/1	61	G1½	22.5			

表 8.1-149 管式连接外形尺寸 （mm）

通径	B_1	D_1	D_2		D_3	H_1	H_2	H_3	H_4	L_1	L_2	L_3	L_4	T_1	质量/kg
8	63	9	G3/8	M18×1.5	28	125	105	23	75	85	40	62	90	12	4.3
10			G1/2	M22×1.5	34									14	
16			G3/4	M27×2	42									16	6.8
20			G1	M33×2	47			28						18	

（续）

通径	B_1	D_1	D_2		D_3	H_1	H_2	H_3	H_4	L_1	L_2	L_3	L_4	T_1	质量/kg
25	63	9	G1¼	M42 ×2	56	138	118	34	85	100	46	72	99	20	10.2
32	70	11	G1½	M48 ×2	61									22	

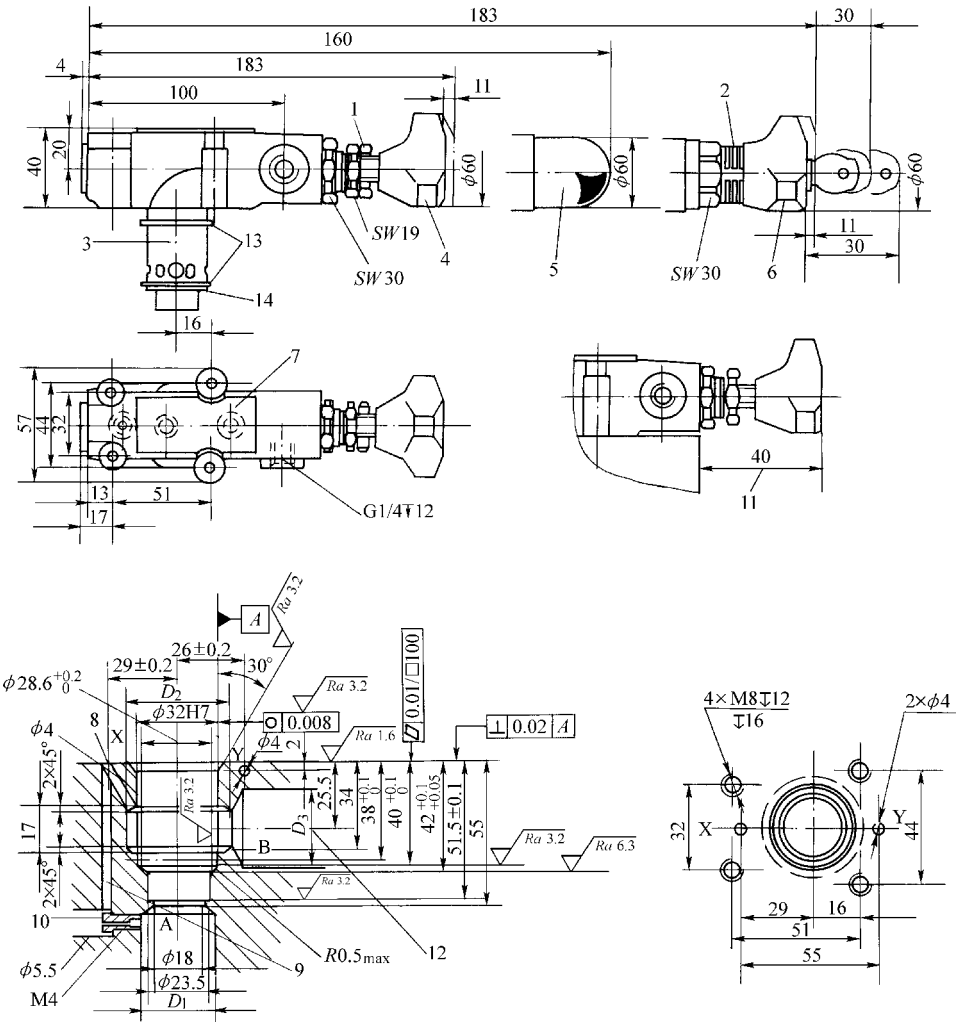


1—Y 口（控制油回油口或遥控口）　2—锁紧螺母（只有 31.5MPa 的使用）
3—调节刻度套　4—压力调节方式“1”　5—压力调节方式“2”
6—压力调节方式“3”　7—通径 10 的遥控口（X 口）　8—标牌

表 8.1-150　插入式连接外形尺寸　　（mm）

通径	D_1	D_2	D_3	质量/kg	阀的固定螺栓	转矩/N·m	丁腈橡胶零件号	氟橡胶零件号
10	10	40	10	1.4	4 个 M8 ×40	31	301　199	301　358
25	25	40	25				301　200	301　359
32	32	45	32					

（续）



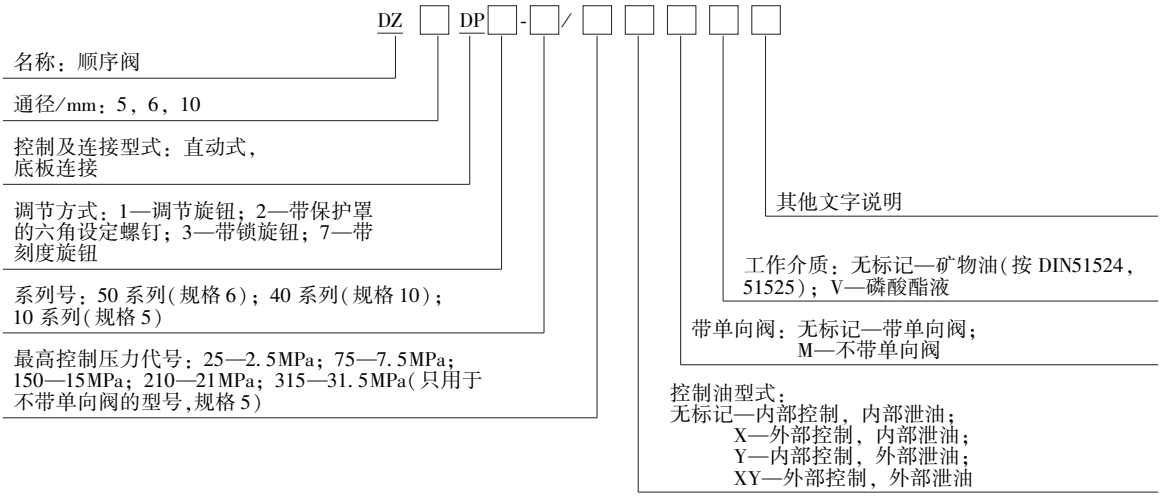
1—锁紧螺母(只有31.5MPa的使用) 2—调节刻度套 3—插入式主阀芯
4—压力调节方式“1” 5—压力调节方式“2” 6—压力调节方式“3”
7—标牌 8—通径25和32的控制油进油路 9—通
径10的控制油进油路
10—通径10的阻尼器 11—使用“1”或“3”调节方式时，距主阀体的
最小距离 12—孔 D_3 与 D_2 允许在任何位置相通，但不能破坏连接螺
孔和控制油路X 13—O形圈
27.3×2.4 14—密封挡圈32/28.4×0.8

7.2.4　顺序阀

7.2.4.1　DZ※DP 型直动式顺序阀

DZ※DP 型直动式顺序阀以设定压力向次级压力系统供油。

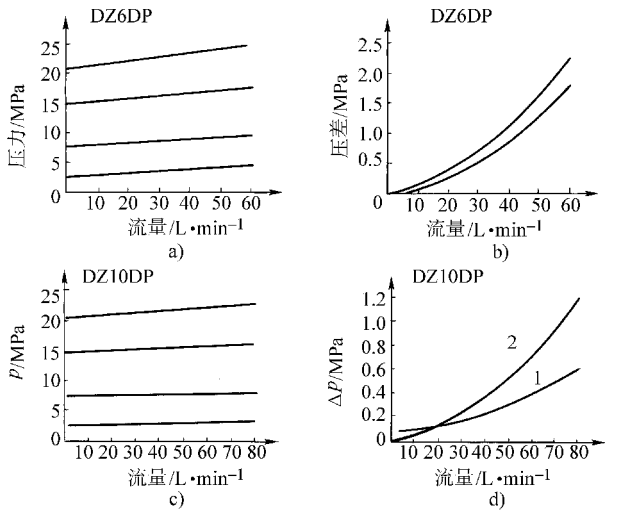
（1）型号说明



（2）技术规格及特性曲线(见表 8.1-151)

表 8.1-151　技术规格及特性曲线

通径/mm	5	6	10
输入压力，油口 P，B(X)/MPa	≤21.0 不带单向阀 ≤31.5	≤31.5	≤31.5
输出压力，油口 A/MPa	≤31.5	≤21.0	≤21.0
背压，油口(Y)/MPa	≤6.0	≤16.0	≤16.0
液压油	矿物油(DIN51524)磷酸酯液		
油温范围/℃	-20～70	-20～80	-20～80
粘度范围/$mm^2 \cdot s^{-1}$	2.8～380	10～380	10～380
过滤精度	NAS1638-9 级		
最大流量/$L \cdot min^{-1}$	15	60	80



（3）外形尺寸（见图 8. 1-40 ~ 图 8. 1-42）

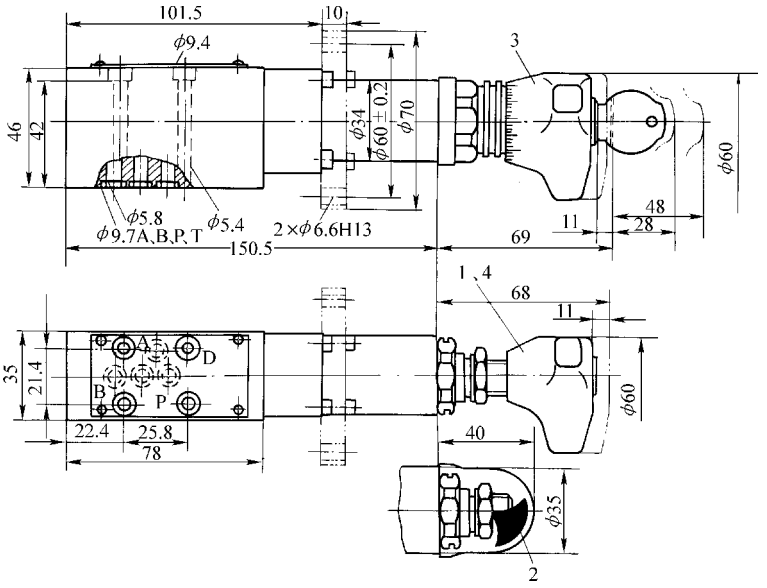


图 8. 1-40　DZ5DP 型直动式顺序阀外形尺寸

1—“1”型调节件　2—“2”型调节件　3—“3”型调节件

4—重复设定刻度和刻度环

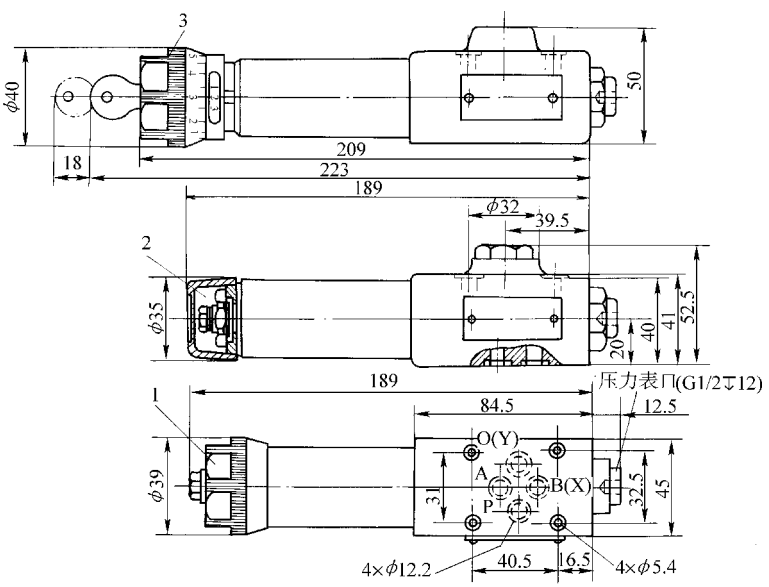


图 8. 1-41　DZ6DP 型直动式顺序阀外形尺寸

1—调节方式“1”　2—调节方式“2”　3—调节方式“3”

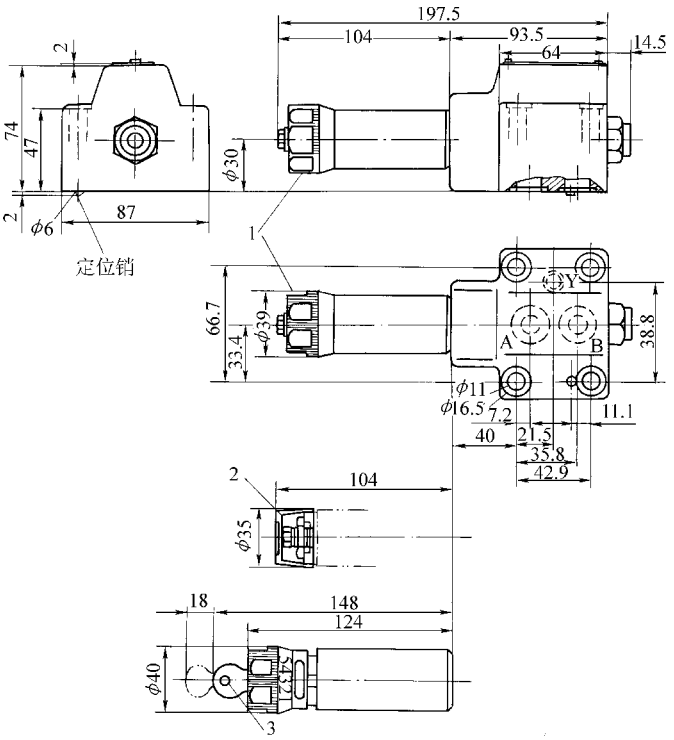


图 8.1-42　DZ10DP 型直动式顺序阀外形尺寸

1—调节方式“1”　2—调节方式“2”　3—调节方式“3”

7.2.4.2　DZ 型先导式顺序阀

该阀利用油路本身压力来控制液压缸或液压马达的先后动作顺序，以实现油路系统的自动控制。改变控制油和泄漏油的连接方法，该阀还可作为卸荷阀和背压阀(平衡阀)使用。

(1) 结构原理

图 8.1-43 是 DZ···-30/210 型先导式顺序阀作背压阀用的结构原理图。A 腔的压力油由通道 1 通过阻尼器 5 作用在先导阀 7 的先导控制活塞 6 上；同时 A 腔的压力油通过阻尼器 11 作用在主阀芯 2 的上腔。当 A 腔压力升高超过调压弹簧 9 的调定值时，先导控制活塞朝调压弹簧 9 的方向移动。此时由 A 腔经阻尼器 11 进入主阀芯 2 上腔的油再通过阻尼器 4、控制边 8 和通道 3 流到 B 腔。这样在主阀芯 2 上形成的压力差使主阀芯打开，把 A 腔与 B 腔接通。在调压弹簧 9 的作用下可保持 A 腔压力为调定值。控制活塞上的泄漏油通过内部通道 10 流到 B 腔。若从 B 腔向 A 腔回油，可选择带有内装单向阀的结构。

图 8.1-44 是 DZ···-30/210X 型先导式顺序阀作背压阀的结构原理图。这种阀的工作原理与 DZ···-30/210 型相同，只是控制油输入方式不同。DZ···-30/210X 型阀的控制油是通过通道 1 从外部输入的。

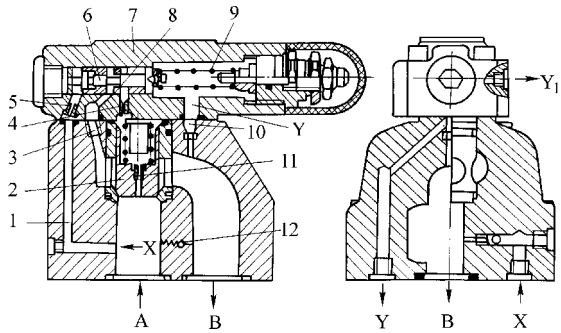


图 8.1-43　DZ···-30/210 型先导式顺序阀结构原理图(作背压阀用,内供内排)

1、3、10—通道　2—主阀芯　4、5、11—阻尼器
6—先导控制活塞　7—先导阀　8—控制边
9—调压弹簧　12—单向阀

图 8.1-45 是 DZ···-30/210Y 型先导式顺序阀作顺序阀的结构原理图。这种阀的工作原理与 DZ···-30/210 型相同，只是控制活塞处泄漏油排出的方式不同。因顺序阀 A 腔和 B 腔都通压力油，所以控制活塞处的泄漏油必须由通道 1 或者 12 在无背压的情况下排回油箱。主阀芯上腔的控制油经过通道 7 排到 B 腔。

图 8.1-46 是 DZ···-30/210XY 型先导式顺序阀作卸荷阀的结构原理图。外来的控制压力油由 X 腔经过通道5、阻尼器7作用在先导阀10的控制活塞8

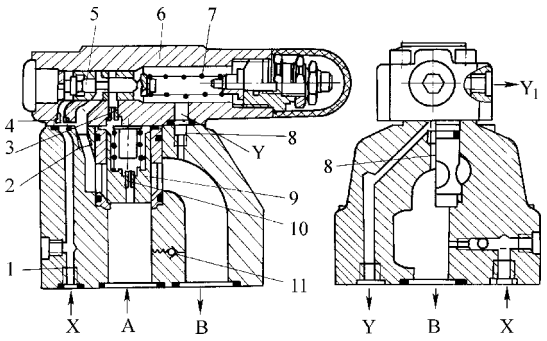


图 8.1-44 DZ…-30/210X 型先导式顺序阀结构原理图(作背压阀用,外供内排)

1、2、8—通道 3、4、10—阻尼器 5—先导控制活塞 6—先导阀 7—调压弹簧 9—主阀芯 11—单向阀

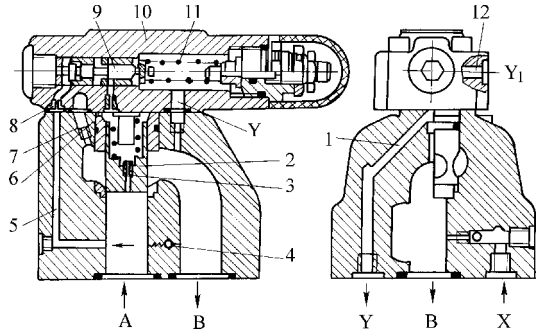


图 8.1-45 DZ…-30/210Y 型先导式顺序阀结构原理图(作顺序阀用,内供外排)

1、5、7、12—通道 2—主阀芯 3、6、8—阻尼器 4—单向阀 9—先导控制活塞 10—先导阀 11—调压弹簧

上;同时 A 腔的压力油通过阻尼器 1 作用在主阀芯 2 的上腔。当 X 腔的压力升高并超过调压弹簧 12 的调定值时,使先导控制活塞朝调压弹簧 12 的方向移动。由于先导控制活塞 8 的移动,使主阀芯上腔的油通过阻尼器 6 和孔道 9 流到先导阀 10 的弹簧腔 11,而弹簧腔 11 的油在无背压的情况下从通道 3 或 13 排到油箱。这样就使压力油在几乎没有压力损失的情况下从 A 腔流到 B 腔,从而达到卸荷的目的。若要使压力油从 B 腔向 A 腔流动,可选择带有内装单向阀的结构。

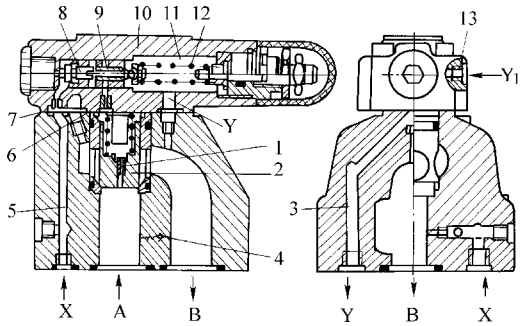
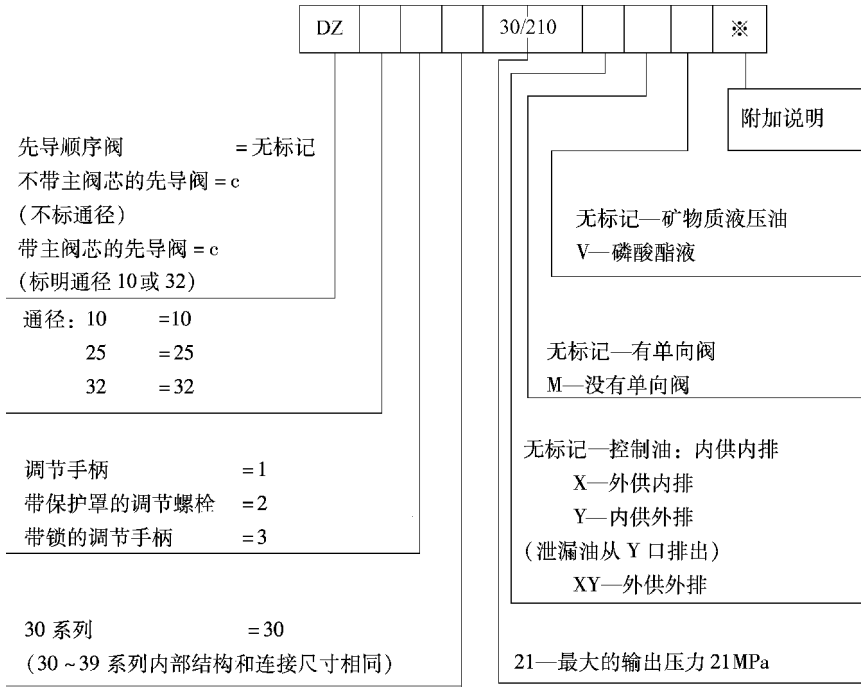


图 8.1-46 DZ…-30/210XY 型先导式顺序阀结构原理图(作卸荷阀用,外供外排)

1、6、7—阻尼器 2—主阀芯 3、5、13—通道 4—单向阀 8—先导控制活塞 9—孔道 10—先导阀 11—弹簧腔 12—调压弹簧

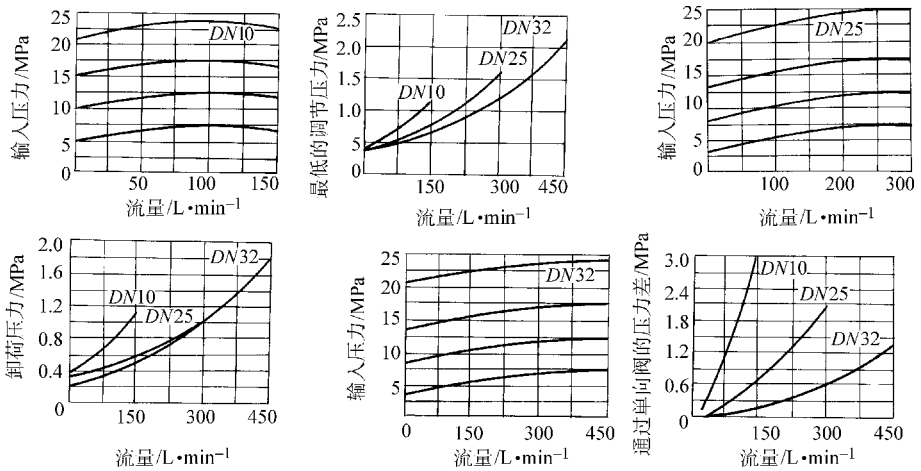
(2) 型号说明



（3）技术规格及特性曲线（见表 8. 1-152）

表 8. 1-152　技术规格及特性曲线

通径/mm	10	25	32	通径/mm	10	25	32
介质	矿物液压油、磷酸酯液			连接口 Y 的背压/MPa	≤31. 5		
介质温度范围/℃	-20 ~ 70			顺序阀动作压力/MPa	0. 3（与流量有关）~21		
介质粘度范围/$mm^2 \cdot s^{-1}$	2. 8 ~ 380			流量/$L \cdot min^{-1}$	≈150	≈300	≈450
油口 A、B、X 的工作压力/MPa	≤31. 5						

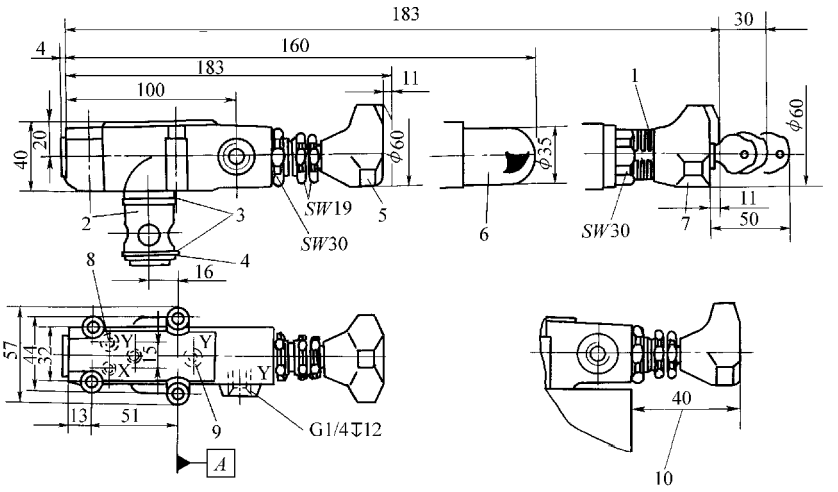


试验条件：$\nu = 36 \times 10 mm^2/s$；$t = 50℃$；曲线适用于控制油无背压外部回油的工况，当控制油内排时，输入压力大于输出压力

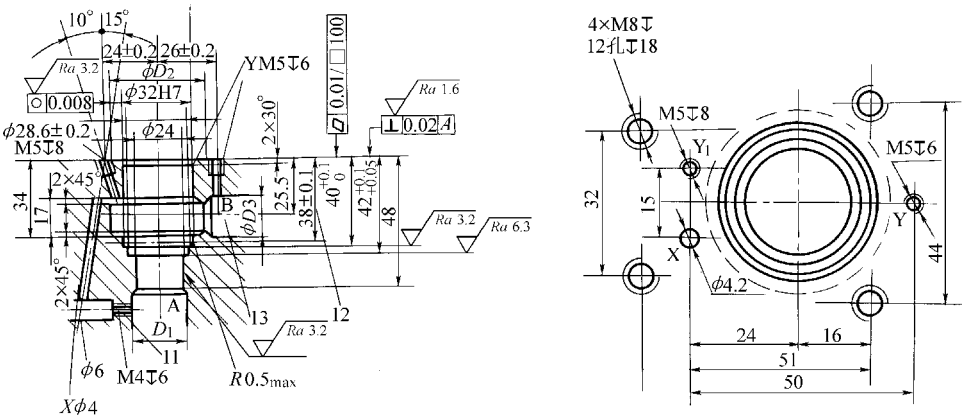
（4）外形尺寸（见表 8. 1-153 ~ 表 8. 1-155）

表 8. 1-153　插入式连接外形尺寸　　（mm）

通径	D_1	ϕD_2	ϕD_3	质量/kg	阀的安装螺栓（须单独订货）	转矩/N · m	丁腈橡胶（零件号）
10	10	40	10	1. 4	4 个　M8 ×40	31	303 385
25	25	45	25	1. 4			
32	32	45	32	1. 4			



（续）

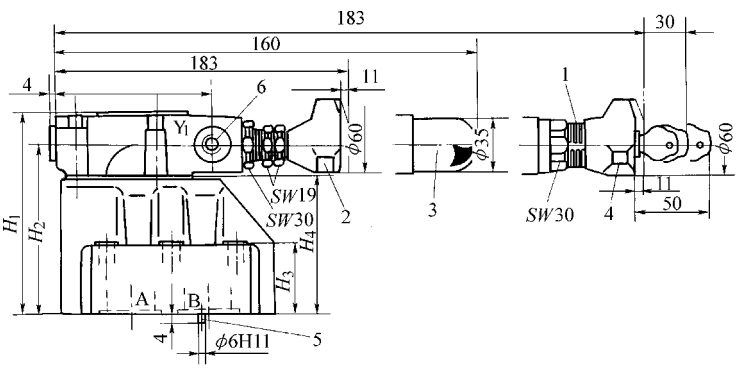


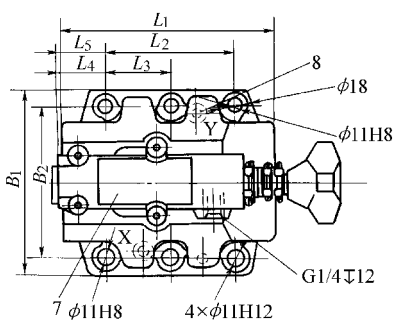
1—调节刻度套 2—插入式主阀芯 3—O 形圈 27.3×2.4 4—密封挡圈 32/28.4×0.8 5—调压方式“1” 6—调节方式“2” 7—调节方式“3” 8—油口 Y_1（作为背压阀或顺序阀时的控制油外排口） 9—油口 Y（作为卸荷阀或顺序阀时弹簧腔的控制油外排口） 10—使用调节方式“1”、“3”时手柄到阀体的最小尺寸 11—作为卸荷阀使用时此孔堵住 12—装配深度 13—D_3 孔

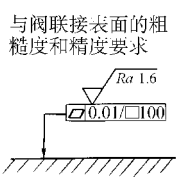
允许在 D_2 孔的任何位置相通，但是不能损坏控制油口 X 和固定用螺孔

表 8.1-154 板式连接外形尺寸 （mm）

通径	B_1	B_2	H_1	H_2	H_3	H_4	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	O 形圈 X、Y 口	O 形圈 A、B 口	质量/kg
10	85	66.7	112	92	28	72	90	42.9	—	35.5	34.5	9.25×1.78	17.12×2.62	3.6
25	102	79.4	122	102	38	82	112	60.3	—	33.5	37	9.25×1.78	28.17×3.53	5.5
32	120	96.8	130	110	46	90	140	84.2	42.1	28	31.3	9.25×1.78	34.52×3.53	8.2



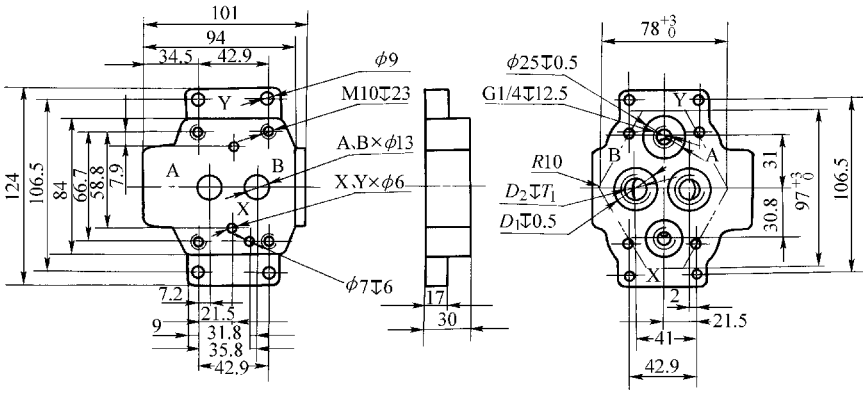




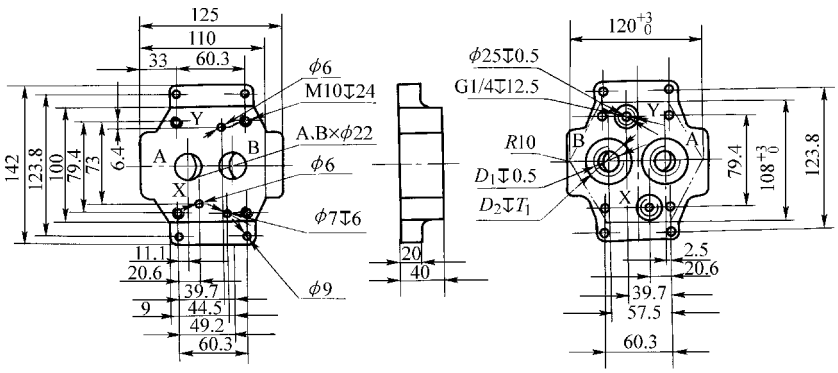
1—调节刻度套 2—调节方式“1” 3—调节方式“2” 4—调节方式“3” 5—定位销 6—油口 Y_1（作为背压阀或顺序阀时的控制油外排口） 7—标牌 8—油口 Y（作为卸荷阀或顺序阀时弹簧腔的控制油外排口）

表 8. 1-155　连接板尺寸　　（mm）

通径	型号	D_1	D_2	T_1	阀的安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
10	G460/1	28	G3/8	12. 5	4 个 M10 ×50（须预先订货）	69	1. 7
	G461/1	34	G1/2	14. 5			

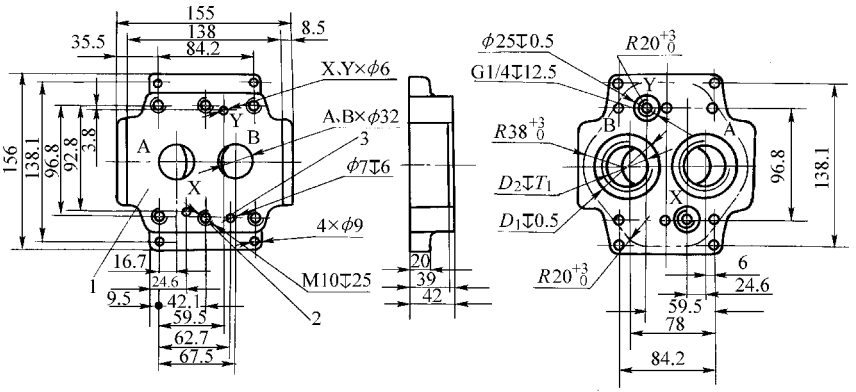


通径	型号	D_1	D_2	T_1	阀的安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
25	G412/1	42	G3/4	16. 5	4 个 M10 ×60（须预先订货）	69	3. 3
	G413/1	47	G1	19. 5			



通径	型号	D_1	D_2	T_1	阀的安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
32	G414/1	56	G1¼	20. 5	6 个 M10 ×70（须预先订货）	69	5
	G415/1	61	G1½	22. 5			

（续）



1—阀安装面 2—阀安装螺孔 3—定位孔

7.2.5 平衡阀（FD 型平衡阀）

FD 型平衡阀主要用在起重液压系统中，使液压马达和液压缸运动速度不受载荷变化的影响，保持稳定。它附加的单向阀功能，密封性好，在管路损坏或制动失灵时，可防止重物自由下落造成事故。

FD 型平衡阀还具有旁路阀的功能，反向油流可快速退回；用法兰连接时，还可附加二次溢流。

图 8.1-47 是 FD 型平衡阀的结构原理图。

（1）型号说明

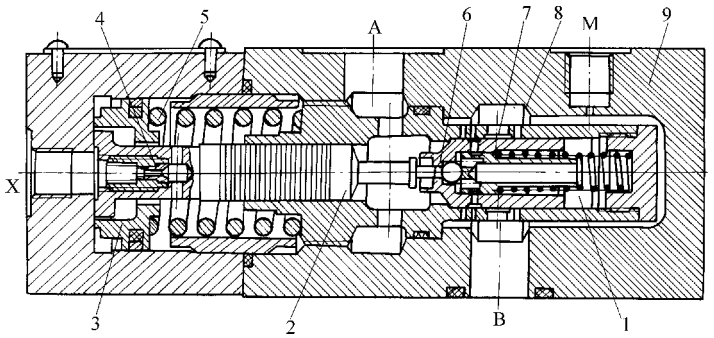
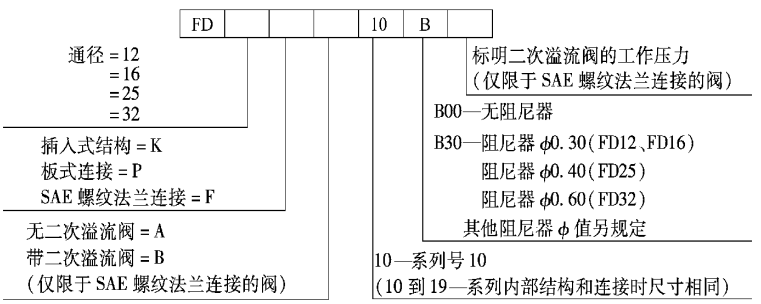


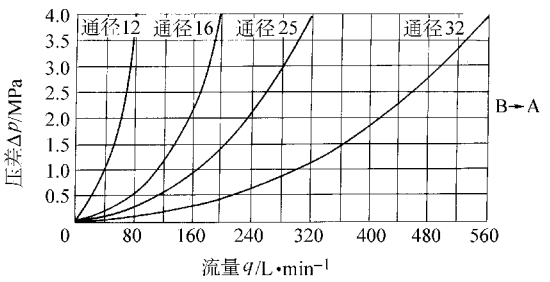
图 8.1-47 FD 型平衡阀结构原理图

1—压力油腔 2—先导阀芯 3—活塞 4—缓冲调节器 5—弹簧
6—主阀 7—辅助阀芯 8—负载腔 9—阀体

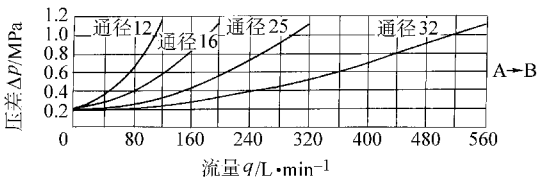


（2）技术规格及特性曲线（见表 8.1-156）

表 8.1-156　技术规格及特性曲线



B→A为通过节流阀时的压差与流量的关系曲线
（节流全开p_x=6MPa）



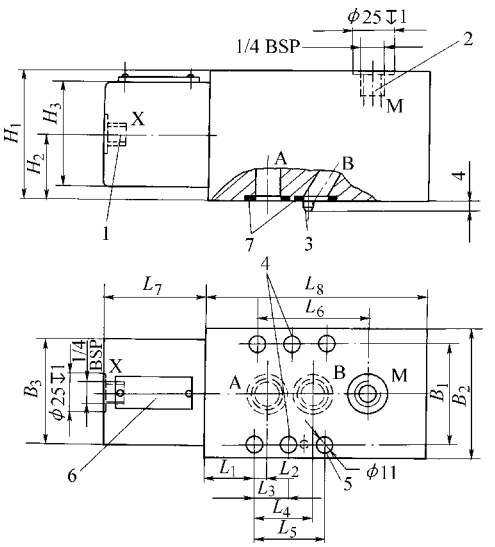
A→B 为通过单向阀时的压差与流量的关系曲线

工作压力 A、X、D　/MPa	31.5
工作压力 B、D　/MPa	42
控制压力 X、D（控制流量范围）　/MPa	最小 2 ~ 3.5，最大 31.5
开启压力 A→B　/MPa	0.2
二次溢流阀的调节压力　/MPa	40
流量/L · min⁻¹	80（通径 12）;200（通径 16）;320（通径 25）;560（通径 32）
开启面积比	球阀座面积/开启活塞面积 = 1/20
介质	矿物质液压油
介质温度范围/℃	–20 ~ 70
介质粘度范围/mm² · s⁻¹	2.8 ~ 380

（3）外形尺寸（见表 8.1-157 ~ 表 8.1-161）

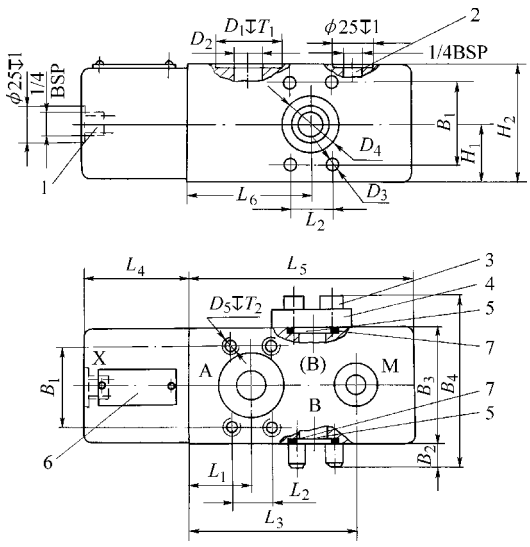
表 8.1-157　FD * PA 型平衡阀板式连接外形尺寸　　（mm）

型　号	B_1	B_2	B_3	H_1	H_2	H_3	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	质量/kg	O 形圈
FD12PA10	66.5	85	70	85	42.5	70	32	7		35.5	43	73	65	140	9	21.3 ×2.4
FD16PA10																
FD25PA10	79.5	100	80	100	50	80	39	11		49	60.5	109	75	200		29.82 ×2.62
FD32PA10	97	120	95	120	60	95	35.5	16.5	42	67.5	84	119.5	94	215		38 ×3



1—控制口　2—监测口　3—定位销　4—通径 12、16、25 时无此孔　5—安装孔
（12、16、25 通径 4 孔，32 通径 6 孔）　6—标牌　7—O 形圈

表 8.1-158 FD * FA 型平衡阀法兰连接外形尺寸 （mm）



1—控制口 2—监测口 3—法兰固定螺钉
4—盲孔板 5—可选择的 B 孔 6—标牌
7—O 形圈(用于二次溢流阀的 SAE 螺纹法兰连接)

型号	B_1	B_2	B_3	B_4	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	H_1	H_2
FD12FA10 FD16FA10	50.8	16.5	72	110	43	18	10.5	18	M10	36	72
FD25FA10	57.2	14.5	90	132	50	25	13.5	25	M12	45	90
FD32FA10	66.7	20	105	154	56	30	15	30	M14	50	105

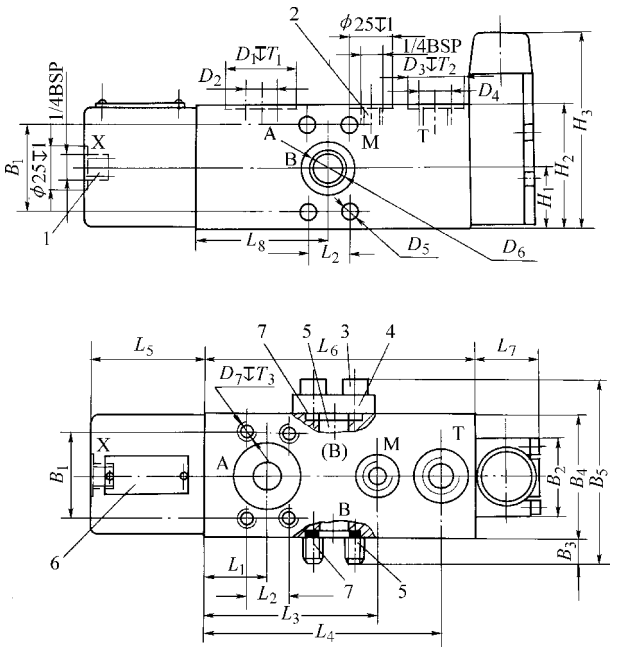
型号	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	T_1	T_2	质量/kg	O 形圈
FD12FA10 FD16FA10	39	23.8	105	65	140	78	0.2	15	7	25 × 3.5
FD25FA10	50	27.8	148	75	200	105	0.2	18		32.92 ×3.53
FD32FA10	52	31.6	155	94	215	115	0.2	21	21	37.7 ×3.53

表 8.1-159 FD * FB 型平衡阀法兰连接外形尺寸 （mm）

型 号	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	H_1	H_2
FD12FB10 FD16FB10	50.8	47	16.5	72	110	43	18	34	R1/2	10.5	18	M10	36	72
FD25FB10	57.2	80	14.5	90	132	50	25	42	R3/4	13.5	25	M12	45	90
FD32FB10	66.7	80	20	105	154	56	30	42	R3/4	15	30	M14	50	105

型 号	H_3	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	T_1	T_2	T_3	质量/kg	O 形圈
FD12FB10 FD16FB10	118	39	23.8	105	14.5	65	162	38	78	0.2	1	15	9	25 ×3.5
FD25FB10	145	50	27.8	148	198	75	225	50	105	0.2	1	18		32.92 ×3.53
FD32FB10	145	52	31.6	155	215	94	240	50	115	0.2	1	21	24	37.7 ×3.52

（续）



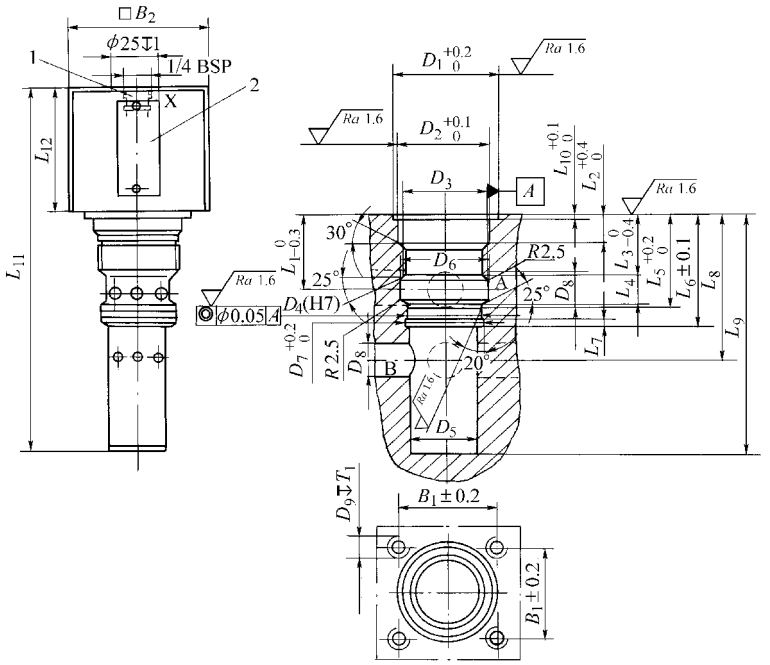
1—控制口　2—监测口　3—法兰固定螺钉　4—盲孔板　5—可选择的 B 孔　6—标牌
7—O 形圈(用于二次溢流阀的 SAE 螺纹法兰连接)

表 8.1-160　FD＊KA 型平衡阀插入式连接外形尺寸　（mm）

型　号	B_1	B_2	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9	T_1	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6
FD12KA10	48	70	54	46	M42×2	38	34	46	38.6	16	M10	16	39	16	32	15.5	50.6	60
FD16KA10																		
FD25KA10	56	80	60	54	M52×2	48	40	60	48.6	25	M12	19	50	19	39	22	65	80
FD32KA10	66	95	72	65	M64×2	58	52	74	58.6	30	M16	23	52	19	40	25	71	85

型　号	L_7	L_8	L_9	L_{10}	L_{11}	L_{12}	阀安装螺钉	转矩/N·m
FD12KA10	3	78	128	2.3	191	65	4×M10×70	69
FD16KA10								
FD25KA10	4	105	182	2.3	253	75	4×M12×80	120
FD32KA10	4	115	198	2.3	289	94	4×M16×100	295

（续）

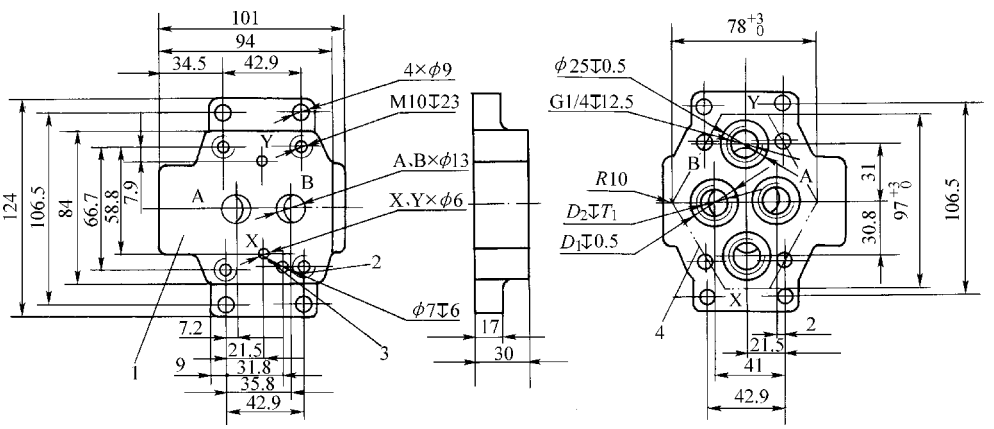


1—控制口 2—标牌

油口 A 和 B 位置可以选择；插入式阀安装孔不得有缺陷

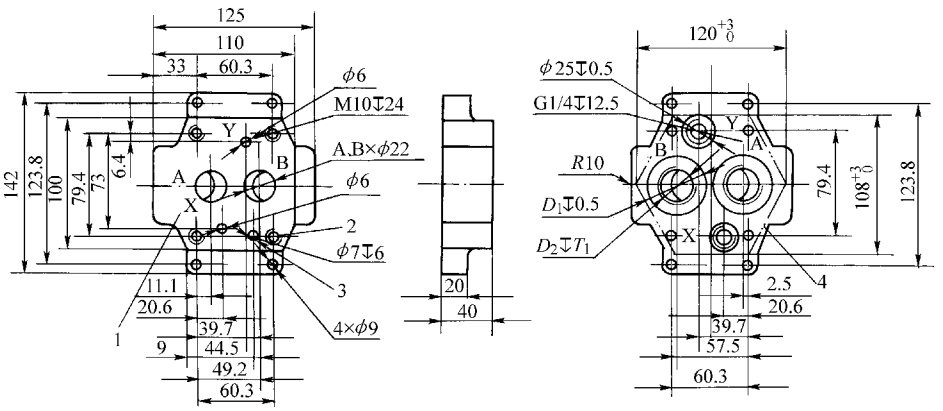
表 8.1-161 FD 型安装底板外形尺寸 （mm）

通径	型号	D_1	D_2	T_1	阀安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
12、16	G460/1	28	G3/8	12.5	4×M10×50	69	1.7
	G461/1	34	R1/2	14.5			

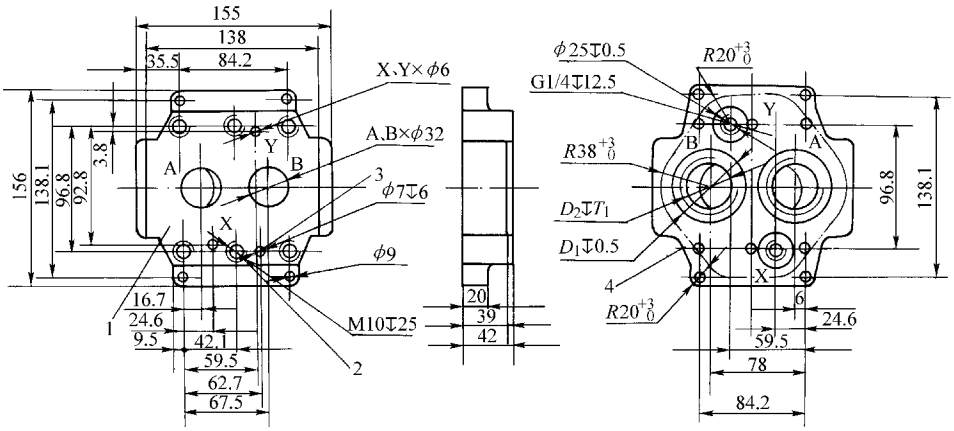


通径	型号	D_1	D_2	T_1	阀安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
25	G412/1	42	R3/4	16.5	4×M10×60	69	3.3
	G413/1	47	R1	19.5			

（续）



通径	型号	D_1	D_2	T_1	阀安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
32	G414/1	56	R1¼	20.5	6×M10×70	69	5
	G415/1	61	R1½	22.5			



1—阀安装面　2—阀安装孔　3—定位孔　4—与阀连接的切口轮廓

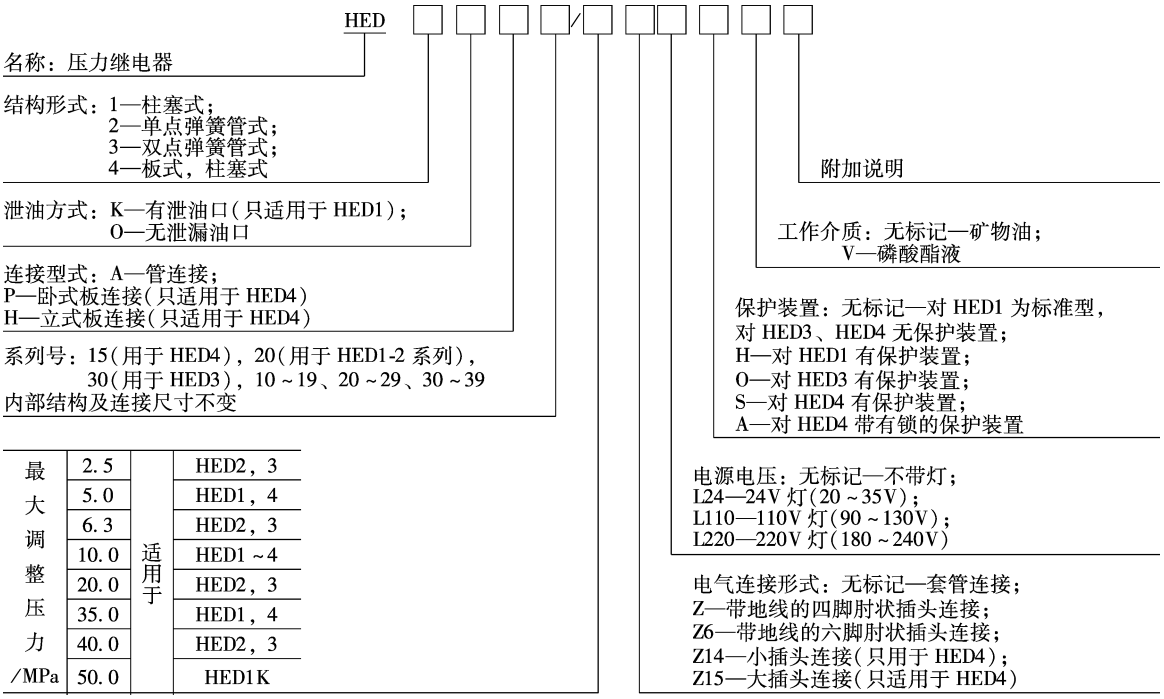
7.2.6　压力继电器

7.2.6.1　HED 型压力继电器

压力继电器是将某一定值的液体压力信号转变为电气信号的元件。HED1、4 型压力继电器为柱塞式结构，当作用在柱塞上的液体压力达到弹簧调定值时，柱塞产生位移，使推杆压缩弹簧，并压下微动开关，发出电信号，使电器元件动作，实现回路自动程序控制和安全保护。

HED2、3 型压力继电器是弹簧式结构，弹簧管在压力油作用下产生变形，通过杠杆压下微动开关，发出电信号，使电器元件动作，实现回路自动程序控制和安全保护。

（1）型号说明



(2) 技术规格(见表 8.1-162)

表 8.1-162 技 术 规 格

型 号	额定压力/MPa	最高工作压力短时间/MPa	复原压力/MPa		动作压力/MPa		切换频率/次·min^{-1}	切换精度
			最高	最低	最高	最低		
HED1K	10.0	60	0.3	9.2	0.6	10	300	小于调压的±2%
	35.0	60	0.6	32.5	1	35		
	50.0	60	1	46.5	2	50		
HED1O	5	5	0.2	4.5	0.35	5	50	小于调压的±1%
	10	35	0.3	8.2	0.8	10		
	35	35	0.6	29.5	2	35		
HED2O	2.5	3	0.15	2.5	0.25	2.55	30	小于调压的±1%
	6.3	7	0.4	6.3	0.5	6.4		
	10	11	0.6	10	0.75	10.15		
	20	21	1	20	1.4	20.4		
	40	42	2	40	2.6	40.6		
HED3O	2.5	3	0.15	2.5	0.25	2.6	30	小于调压的±1%
	6.3	7	0.4	6.3	0.6	6.5		
	10	11	0.6	10	0.9	10.3		
	20	21	1	20	1.8	20.8		
	40	42	2	40	3.2	41.2		
HED4O	5	5	0.2	4.6	0.4	5	20	小于调压的±1%
	10	35	0.3	8.9	0.8	10		
	35	35	0.6	32.2	2	35		

(3) 外形尺寸(见图 8.1-48)

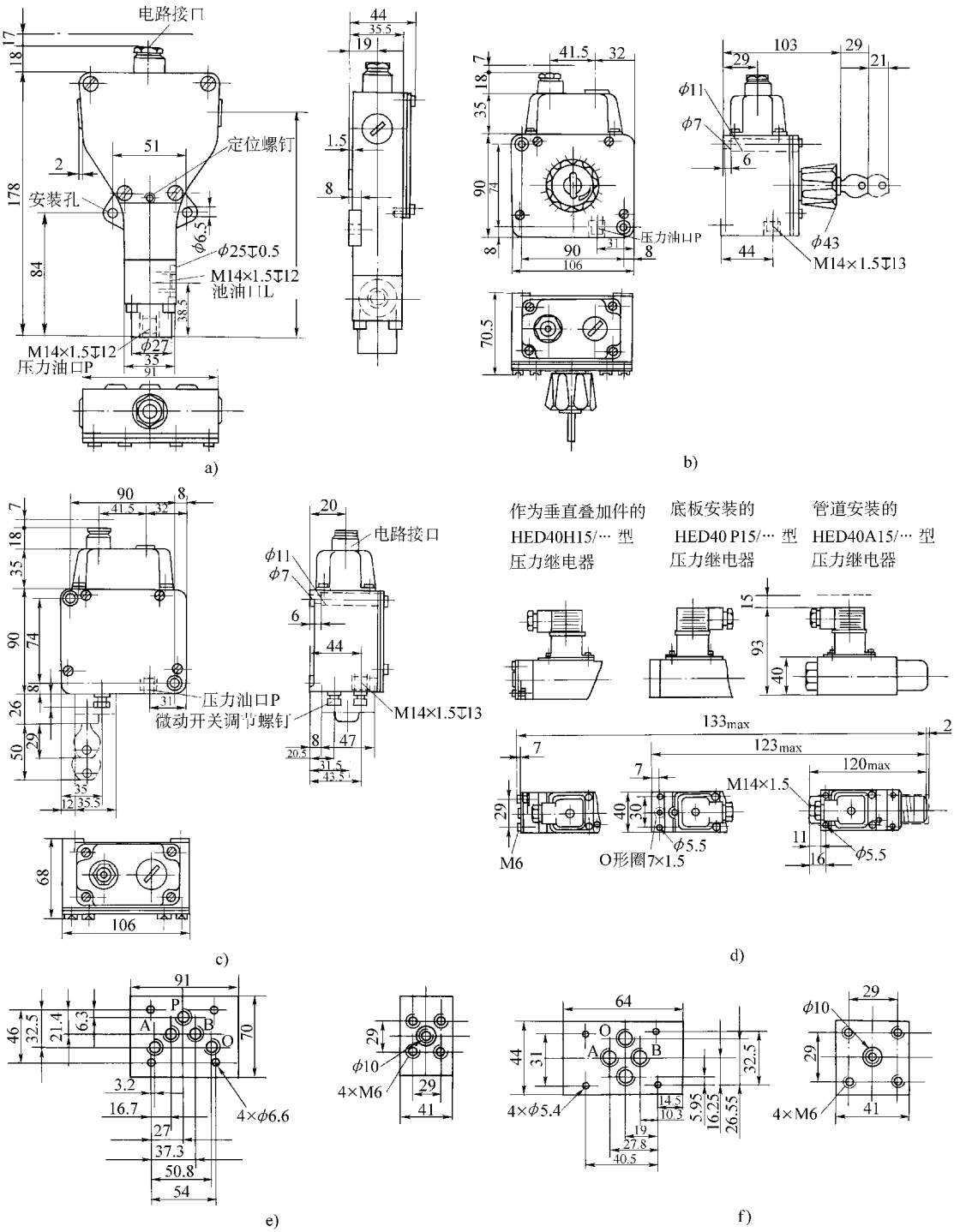


图 8. 1-48　HED 型压力继电器外形尺寸及叠加板尺寸

a）HED1 型压力继电器外形尺寸　b）HED2 型压力继电器外形尺寸　c）HED3 型压力继电器外形尺寸
d）HED4 型压力继电器外形尺寸　e）用于作为垂直叠加件的压力继电器的规格 10 的叠加板
f）用于作为垂直叠加件的压力继电器的规格 6 的叠加板

7.2.6.2 S型压力继电器

（1）型号说明

S □ - □ - □ - 2※

名称：S型压力继电器

连接型式：T— 管式；G— 板式

通径代号：02- 8

系列号：2※ 系列
（20 ~ 29 系列安装、连接尺寸相同）

调压范围：B—0.7 ~ 7MPa；
C—3.5 ~ 14MPa；H—7 ~ 21MPa；
K—10.5 ~ 35MPa

（2）技术规格（见表8.1-163）

表8.1-163 技 术 规 格

型 号	ST-02-*-20	SG-02-*-20
最大工作压力/MPa	35	35
介质粘度/$mm^2 \cdot s^{-1}$	15 ~ 400	
介质温度/℃	–20 ~ 70	
质量/kg	4.5	4.5

微型开关参数			
负载条件	交流电		直流电
	常闭触点	常开触点	
阻抗负载	125V，15A 或 250V，15A		125V，05A 或 250V，0.25A
感应负载	125V，4.5A 或 250V，3A	125V，2.5A 或 250V，1.5A	125V，0.5A 或 250V，0.03A
电动机，白炽电灯，电磁铁负载			—

（3）外形尺寸（见图8.1-49）

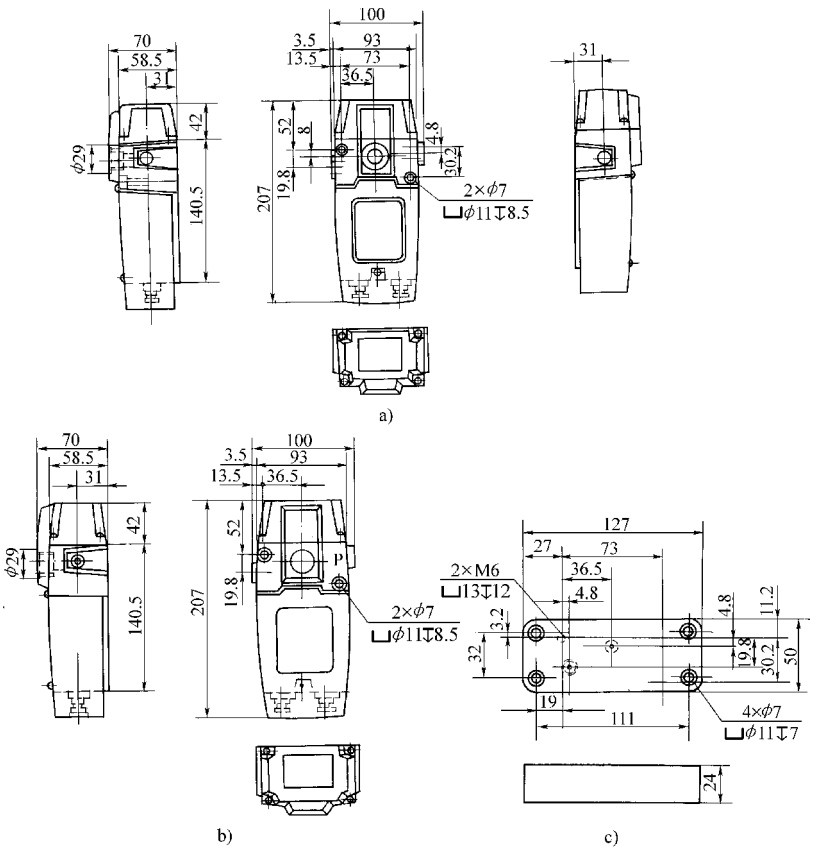


图8.1-49 S型压力继电器外形尺寸

a）ST-02型 b）SG-02型 c）连接底板

7.3　流量控制阀

液压系统中执行机构运动速度的大小，由输入执行机构油液流量的大小来确定。控制油液流量的液压阀统称为流量控制阀。

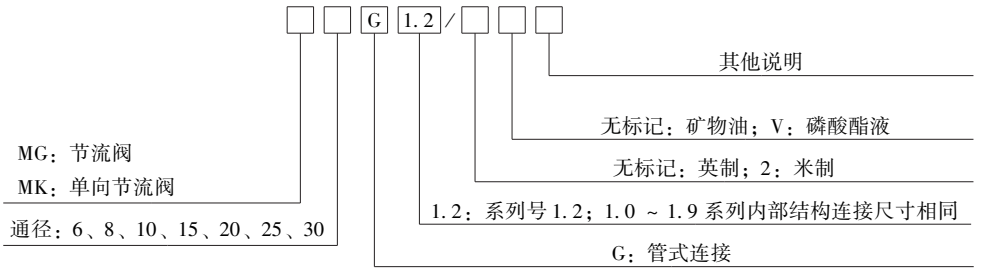
流量控制阀按其功能和用途，可分为节流阀、调速阀、分流-集流阀等。它们工作的共同特点是利用改变阀中节流口的过流面积，来调节油液流过节流口时所受到的局部阻力大小，从而实现对流量的控制。流量控制阀经常在定量泵系统中与溢流阀一起组成节流调速系统，以调节执行机构的运动速度。

7.3.1　节流阀和单向节流阀

7.3.1.1　MG 型节流阀/MK 型单向节流阀

MG/MK 型节流阀是直接安装在管路上的管式节流阀/单向节流阀，该阀节流口采用轴向三角槽结构，用于控制执行元件速度。

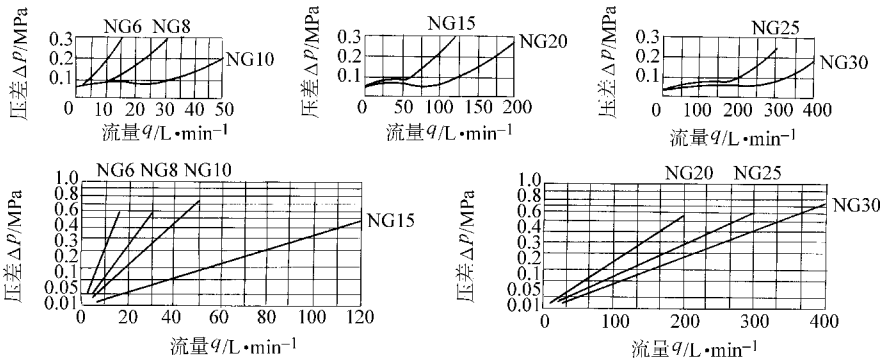
（1）型号说明



（2）技术规格及特性曲线（见表 8.1-164）

表 8.1-164　技术规格及特性曲线

通径/mm	6	8	10	15	20	25	30	开启压力/MPa	0.05（MK 型）
流量/L·min^{-1}	15	30	50	140	200	300	400	介质	矿物液压油、磷酸酯液
最大压力/MPa	31.5							介质温度/℃	–20 ~ 70
								介质粘度/mm^2·s^{-1}	2.8 ~ 380

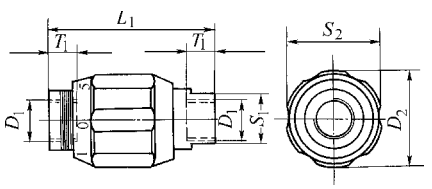


MG 节流阀/MK 单向节流阀特性曲线

节流阀关闭，油通过单向阀时的 Δp-q 特性曲线

（3）外形尺寸（见表 8.1-165）

表 8.1-165　MG 节流阀、MK 单向节流阀外形尺寸　　（mm）



通径	D_1		D_2	L_1	S_1	S_2	T_1	质量/kg
6	G1/4	M14×1.5	34	65	19	32	12	0.3
8	G3/8	M18×1.5	38	65	22	36	12	0.4
10	G1/2	M22×1.5	48	80	27	46	14	0.7
15	G3/4	M27×2	58	100	32	55	16	1.1
20	G1	M33×2	72	110	41	70	18	1.9
25	G1$^1/_4$	M42×2	87	130	50	85	20	3.2
30	G1$^1/_2$	M48×2	93	150	60	90	22	4.1

7.3.1.2 DV 型节流截止阀/DRV 型单向节流截止阀 止阀。

DV/DRV 型节流阀是一种简单而又精确地调节执行元件速度的流量控制阀，完全关闭时它又是截

（1）型号说明

（2）技术规格(见表 8.1-166)

□□□□□-10/□□□

DV：节流截止阀
DRV：单向节流截止阀

无标志：螺纹连接；P：板式连接

通径 6、8、10、12、16、20、25、30、40

1：钢；2：黄铜；3：不锈钢

—：管道直接安装；S：面板安装

10 系列(10 ~ 19:安装和连接尺寸不变)

无标记：矿物油；V：磷酸酯液

管式连接 — 无标记：管螺纹；
2：普通螺纹

其他细节用文字说明

表 8.1-166 技 术 规 格

通径/mm	6	8	10	12	16	20	25	30	40	介质	矿物液压油，磷酸酯液
流量/L·min^{-1}	14	60	75	140	175	200	300	400	600	介质粘度/mm^2·s^{-1}	2.8 ~ 380
工作压力/MPa	~35									介质温度/℃	–20 ~ 100
单向阀开启压力/MPa	0.05									安装位置	任意

（3）外形尺寸(见表 8.1-167、表 8.1-168)

表 8.1-167 DV/DRV 型节流阀外形尺寸 （mm）

通径	B	ϕD_1	ϕD_2	D_3		D_4	H_1	H_2	H_3	L_1		L_2		SW
										DV	DRV	DV	DRV	
6	15	16	24	G1/8	M10×1	M12×1.25	8	50	55	19	26	38	45	
8	25	19	29	G1/4	M14×1.5	M18×1.5	12.5	65	72	24	33.5	48	45	
10	30	19	29	G3/8	M18×1.5	M18×1.5	15	67	74	29	41	58	65	
12	35	23	38	G1/2	M22×1.5	M22×1.5	17.5	82	92	34	44	68	73	
16	45	23	38	G3/4	M27×2	M22×1.5	22.5	96	106	39	57	78	88	
20	50	38	49	G1	M33×2	M33×1.5	25	128	145	54	77	108	127	19
25	60	38	49	G1 1/4	M42×2	M33×1.5	30	133	150	54	93	108	143	19
30	70	38	49	G1 1/2	M48×2	M33×1.5	35	138	155	54	108	108	143	19
40	90	38	49	G2		M33×1.5	45	148	165		130		165	19

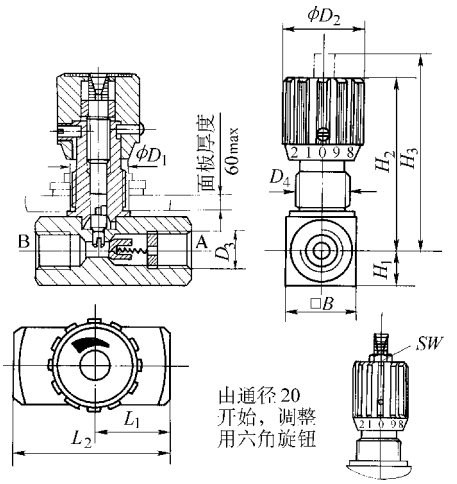
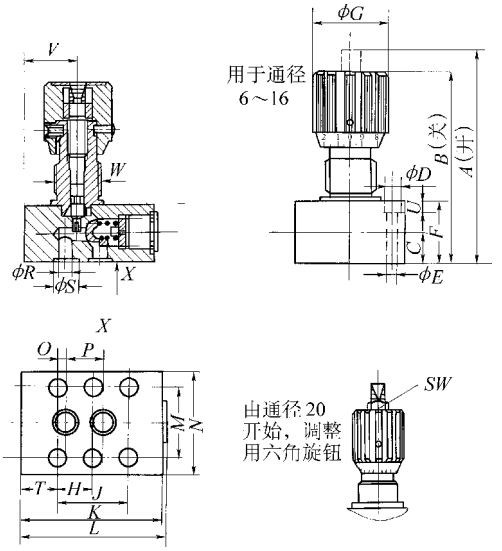


表 8.1-168　DRVP 型节流阀外形尺寸　　（mm）

型　号	*A*	*B*	*C*	*φD*	*φE*	*F*	*φG*	*H*	*J*	*K*	*L*
DRVP-6	63	58	8	11	6.6	16	24	—	19	41.5	43
DRVP-8	79	72	10	11	6.6	20	29	—	35	63.5	65
DRVP-10	84	77	12.5	11	6.6	25	29	—	33.5	70	72
DRVP-12	106	96	16	11	6.6	32	38	—	38	80	84
DRVP-16	128	118	22.5	14	9	45	38	38	76	104	107
DRVP-20	170	153	25	14	9	50	49	47.5	95	127	131
DRVP-25	175	150	27	18	11	55	49	60	120	165	169
DRVP-30	195	170	37.5	20	14	75	49	71.5	143	186	190
DRVP-40	220	203	50	20	14	100	49	67	133.5	192	196

型　号	*M*	*N*	*O*	*P*	*φR*	*φS*	*T*	*U*	*V*	*W*	*SW*	质量/kg
DRVP-6	28.5	41.5	1.6	16	5	9.8	6.4	7	13.5	M14×1.5	—	0.26
DRVP-8	33.5	46	4.5	25.5	7	12.7	14.2	7	31	M18×1.5	—	0.50
DRVP-10	38	51	4	25.5	10	15.7	18	7	29.5	M18×1.5	—	0.80
DRVP-12	44.5	57.5	4	30	13	18.7	21	7	36.5	M22×1.5	—	1.10
DRVP-16	54	70	11.4	54	17	24.5	14	9	49	M22×1.5	—	2.50
DRVP-20	60	76.5	19	57	22	30.5	16	9	49	M33×2	19	3.90
DRVP-25	76	100	20.6	79.5	28.5	37.5	15	11	77	M33×2	19	6.70
DRVP-30	92	115	23.8	95	35	43.5	15	13	85	M33×2	19	11.0
DRVP-40	111	140	25.5	89	47.5	57.5	16	13	64	M33×2	19	17.5

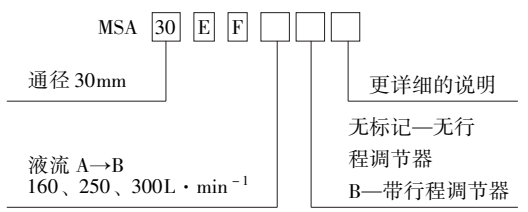


7.3.2　调速阀

7.3.2.1　MSA 型调速阀

本元件为二通流量控制阀，由减压阀和节流阀串联组成。调速不受负载压力变化的影响，保持执行元件工作速度稳定。

（1）型号说明



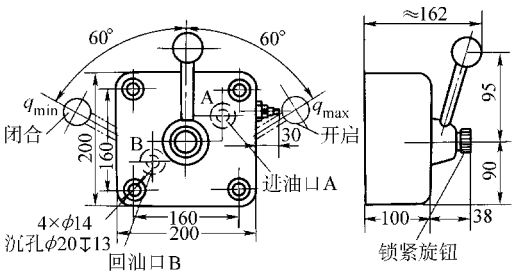
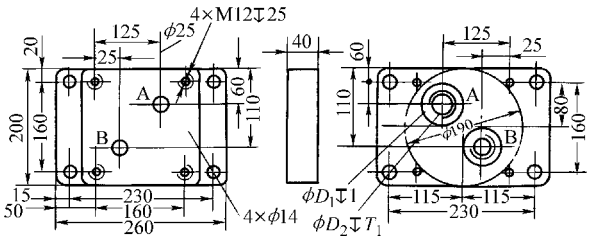
（2）技术规格（见表 8.1-169）

表 8.1-169 技 术 规 格

工作压力/MPa	21	介质	矿物质液压油
流量调节	与压力无关	介质温度/℃	20 ~ 70
最小压差/MPa	0.5 ~ 1(与 Q_{max} 有关)	介质粘度/$mm^2 \cdot s^{-1}$	2.8 ~ 380

(3) 外形尺寸(见表 8.1-170)

表 8.1-170 外 形 尺 寸 (mm)

调速阀		通径	30	
		底板型号	G138/1	G139/1
		D_1	56	61
		D_2	G1¼	G1½
安装底板		T_1	21	23
		阀安装螺钉	4×M12×110 GB/T 70.1—2000	
		力矩/N·m	75	

7.3.2.2 2FRM 型调速阀/Z4S 型流向调整板

2FRM 型调速阀是二通的流量控制阀。该元件是由减压阀和节流阀串联构成的，由于减压阀对节流阀进行了压力补偿，所以调速阀的流量不受负载变化的影响，保持稳定。同时节流窗口设计成薄刃状，流量受温度变化很小。调速阀与单向阀并联时，油流能反向回流。

若要求通过调速阀两个方向(A→B、B→A)都有稳定的流量，可以选择 Z4S 型整流板装在调速阀下。

(1) 结构原理

图 8.1-50 是 2FRM5-30 型调速阀的结构原理图。图 8.1-51 是 2FRM10-20 及 2FRM16-20 型调速阀的结构原理图。它们的结构原理相同。2FRM 型调速阀是由减压阀和节流阀串联构成的。压力油从 A 腔进入调速阀后，先经减压阀 1 减压，再由节流阀节流，由 B 腔流出调速阀。由于减压阀 1 对节流阀进行了压力补偿，所以调速阀的流量不受载荷变化的影响，而保持稳定。同时节流窗口设计成薄刃状，流量受油粘度变化的影响很小。2FRM 型阀是单向调速阀。

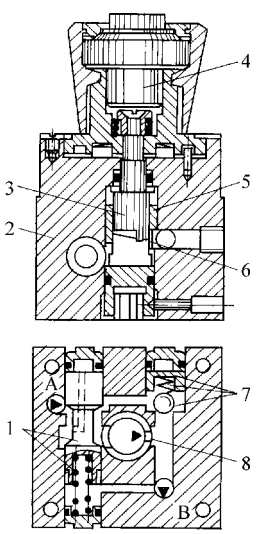


图 8.1-50 2FRM5-30 型调速阀结构原理图

1—减压阀 2—阀体 3—节流杆 4—调节元件 5—薄刃孔 6—节流窗口 7—单向阀 8—节流孔

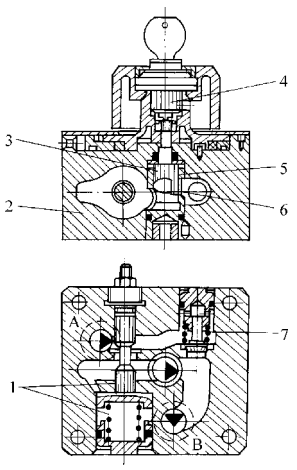


图 8.1-51　2FRM10-20 及 2FRM16-20 型调速阀结构原理图

1—减压阀　2—阀体　3—节流杆　4—调节元件
5—薄刃孔　6—节流窗口　7—单向阀

该阀在减压阀处装有可选择的行程调节器。调速阀未工作时，减压阀的减压口开度最大，这时不起减压作用。若调速阀突然投入工作，通过调速阀的流量会出现一个峰值，这叫做流量的跳跃现象。为了防止或减轻这种跳跃现象的发生，在调速阀未工作时，利用装在减压阀无弹簧端的行程调节器，使减压阀芯预调至接近于正常工作的位置。

图形符号见图 8.1-52。

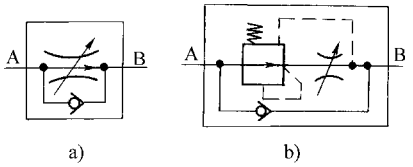
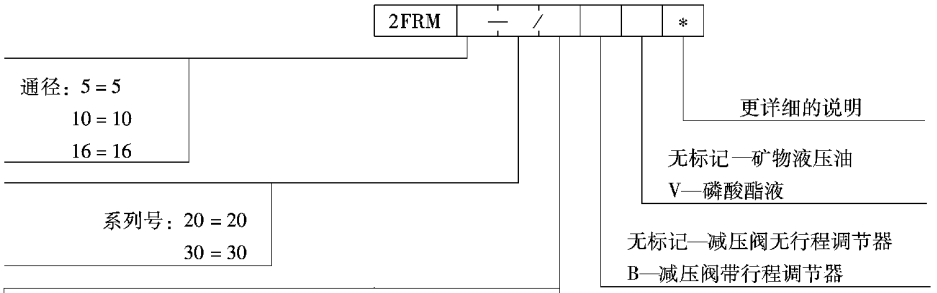


图 8.1-52　2FRM 型调速阀的图形符号

a）简化符号　b）详细符号

（2）型号说明



流量调节范围(A → B)		
通径 = 5	通径 = 10	通径 = 16
0.2L·min^{-1}= 0.2L	10L·min^{-1}= 10L	60L·min^{-1}= 60L
0.6L·min^{-1}= 0.6L	16L·min^{-1}= 16L	100L·min^{-1}= 100L
1.2L·min^{-1}= 1.2L	25L·min^{-1}= 25L	160L·min^{-1}= 160L
3L·min^{-1}= 3L	50L·min^{-1}= 50L	
6L·min^{-1}= 6L		
10L·min^{-1}= 10L		
15L·min^{-1}= 15L		

（3）技术规格及特性曲线(见表 8.1-171、图 8.1-53 ~ 图 8.1-55)

表 8.1-171　2FRM 型调速阀技术规格

介　　质	矿物质液压油，磷酸酯液													
介质温度/℃	-20 ~ 70													
介质粘度/mm^2·s^{-1}	2.8 ~ 380													
项　　目	通径/mm													
	5							10				16		
最大流量/L·min^{-1}	0.2	0.6	1.2	3	6	10	15	10	16	25	50	60	100	160
压力差 Δp(B→A 回流)/MPa	0.05	0.05	0.06	0.09	0.18	0.36	0.67	0.2	0.25	0.36	0.6	0.28	0.43	0.73

（续）

项 目		通径/mm					
		5				10	16
流量稳定范围（% q_{max}）	随温度变化	±5	±3	±2		±2	
	液压差 Δp 变化/MPa	±2（Δp =21）			±4（Δp =21）	±2（Δp =31.5）	
工作压力（A 口）/MPa		~21				~31.5	
最低工作压力/MPa		0.3 ~0.5			0.6 ~0.8	0.3 ~0.7	0.5 ~0.12
过滤精度/μm		25（q <5L/min）			10（q <0.5 L/min）		
质量/kg		1.6				5.6	11.3

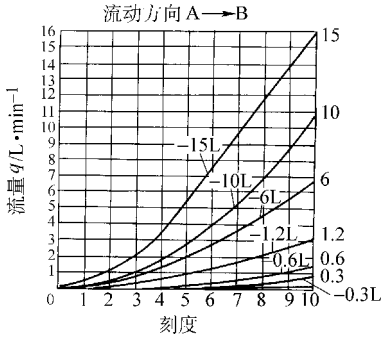


图 8.1-53 2FRM5 型调速阀特性曲线

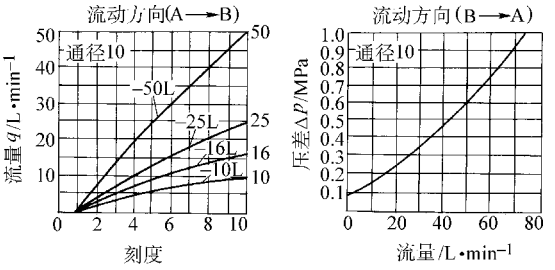


图 8.1-54 2FRM10 型调速阀特性曲线

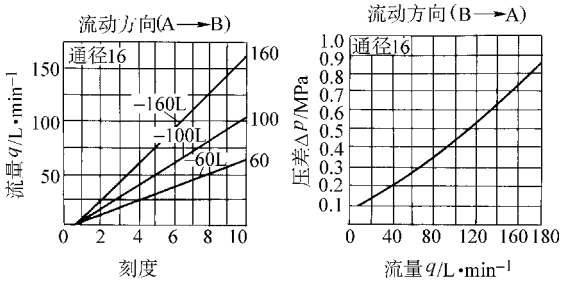


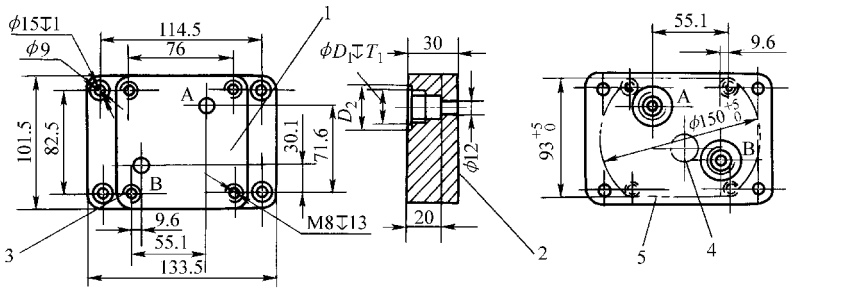
图 8.1-55 2FRM16 型调速阀特性曲线

（4）外形尺寸（见表 8.1-172、表 8.1-173）

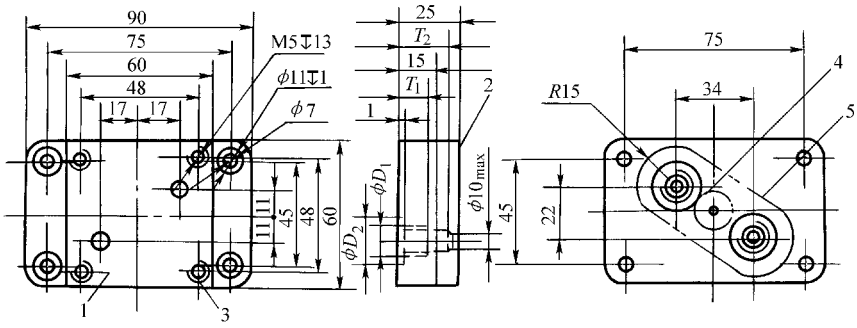
表 8.1-172 2FRM 型调速阀连接底板尺寸 （mm）

通径	底板型号	ϕD_1/in	D_2	T_1	T_2	阀安装螺钉	转矩/N·m	质量/kg
5	G44/1 G45/1	1/4BSP 1/2BSP	25 32	12 14	17 20	4×M5×50	6	0.9
10	G27901 G28001	1/2BSP 3/4BSP	34 42	15 17		4×M8×50	35	2.3
16	G28101 G28201	1BSP 1¼BSP	47 56	19 21		4×M10×80	70	4

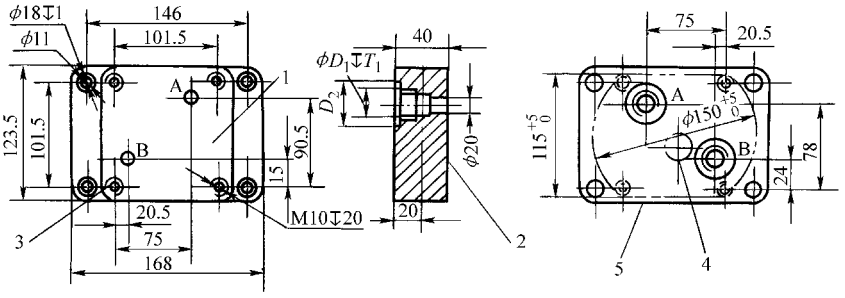
（续）



2FRM5 型调速阀连接底板尺寸



2FRM10 型调速阀连接底板尺寸



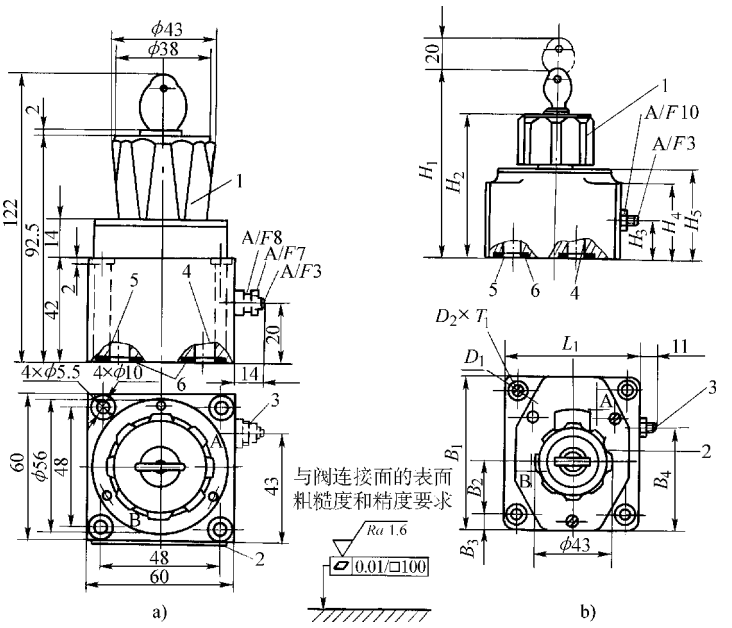
2FRM16 型调速阀连接底板尺寸

1—安装面　2—底面　3—安装孔　4—对通径 5、10 在 φ20mm 范围内不得有此孔，对通径 16 在 φ30mm 范围内不得有此孔　5—与阀连接的切口轮廓

表 8.1-173　2FRM 型调速阀外形尺寸　（mm）

通径	B_1	B_2	B_3	B_4	D_1	D_2	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	L_1	T_1
10	101.5	35.5	9.5	68	9	15	125	95	26	51	60	95	13
16	123.5	41.5	11	81.5	11	18	147	117	34	72	82	123.5	12

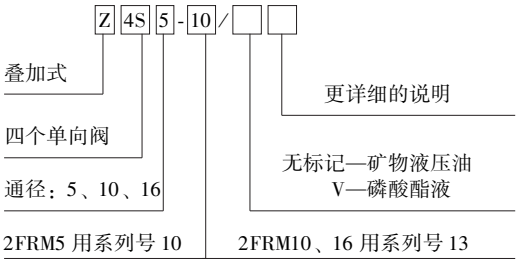
（续）



a）2FRM5 型调速阀外形尺寸 b）2FRM10 和 2FRM16 型调速阀外形尺寸

1—带锁调节手柄 2—标牌 3—减压阀行程调节器 4—进油口 A 5—回油口 B 6—O 形圈

（5）流向调整板型号说明



图形符号见图 8.1-56。

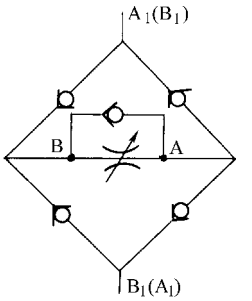


图 8.1-56 图形符号

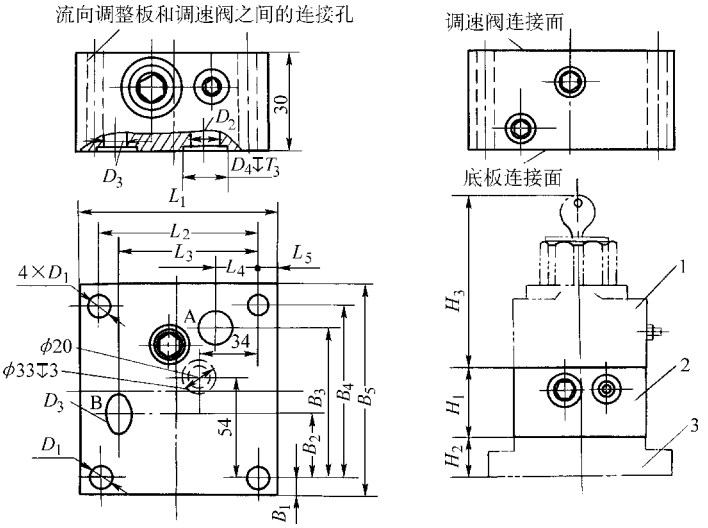
（6）外形尺寸（见表 8.1-174）

表 8.1-174 Z4S 型流向调整板外形尺寸 （mm）

通径	连接底板和调速阀间的连接螺钉	H_1	H_2	H_3 调速阀型号					
				FRM	FRH	FR F/P	FRW	FRW F/P	FRE
5	4×M5×80	30	25	122	—	—	—	—	—
10	4×M8×100	50	30	125	124	203	190	203	199
16	M10×160	85	40	147	126	225	212	225	207

通径	连接底板和调速阀间的连接螺钉	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	D_1	D_2	D_3	D_4	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	T_3	质量/kg
5	4×M5×80	6	15	36	48	60	5.8	6	6	17	60	48	41	10	6	1.8	0.6
10	4×M8×100	9.5	30	71.5	82.5	101.5	9	15	13	22	95	76	66.5	21	9.5	2.3	3.2
16	M10×160	11	17	88	101.5	123.5	11	20	20	33	123.5	101.5	81	26.5	11	2.3	9.3

（续）



1—调速阀　2—流向调整板　3—连接底板

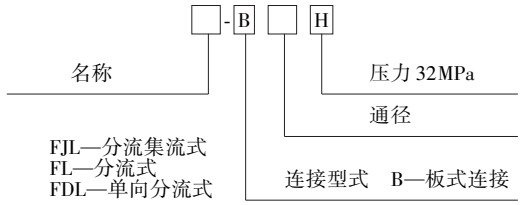
7.3.3　分流集流阀（FL、FDL、FJL 型分流集流阀）

FL、FDL、FJL 型分流集流阀又称同步阀，内部设有压力反馈机构，在液压系统中可使由同一台泵供油的 2 ~ 4 只液压缸或液压马达，不论负载怎样变化，基本上能达到同步运行。该阀具有结构紧凑、体积小、维护方便等特点。

FL 型分流阀按固定比例自动将油流分成两个支流，使执行元件一个方向同步运行。FDL 型单向分流阀在油流反向流动时，油经单向阀流出，可减少压力损失。FJL 型分流集流阀按固定比例自动分配或集中两股油流，使执行元件双向同步运行。

这种阀安装时应尽量保持阀芯轴线在水平位置，否则会影响同步精度，不许阀芯轴线垂直安装。当使用流量大于阀的额定流量时，流经阀的能量损失增大，但速度同步精度有所提高，若低于额定流量则能量损失减小，但速度同步精度降低。

（1）型号说明

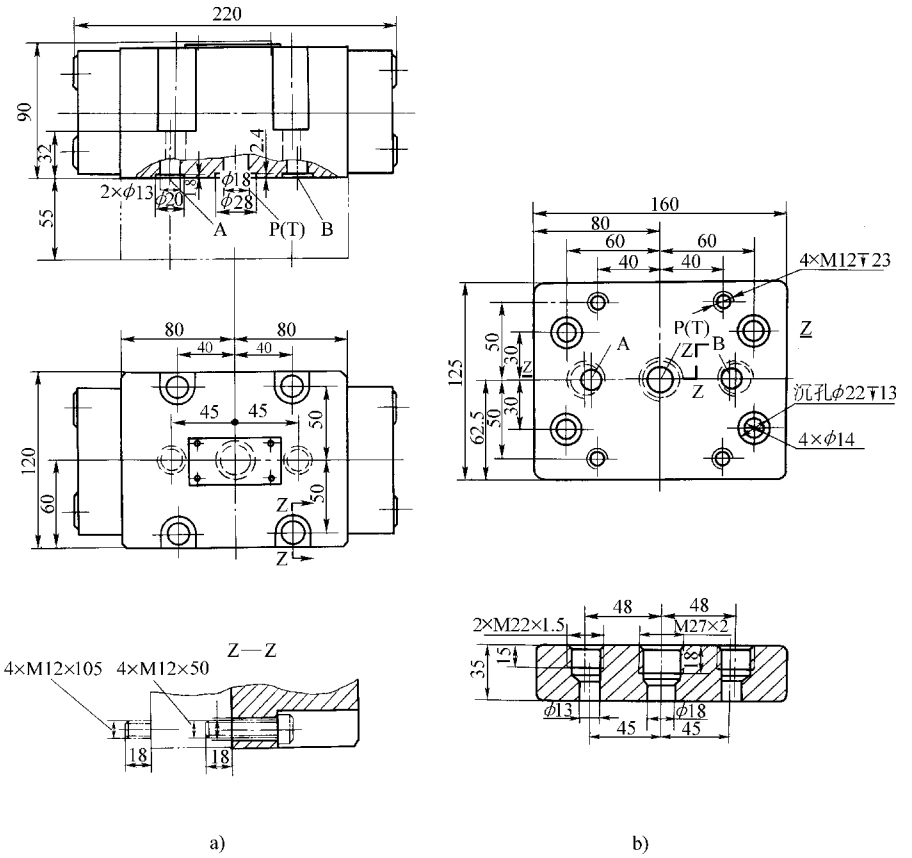


（2）技术规格（见表 8.1-175）

（3）外形尺寸（见图 8.1-57）

表 8.1-175　技 术 规 格

名　称	型　号	通径/mm	流量/L·min^{-1}		压力/MPa		速度同步误差(%)≤				质量/kg
			P、O	A、B	最高	最低	A、B 口压差/MPa				
							≤1	≤6.3	≤20	≤30	
分流-集流式同步阀	FJL-B10H	10	40	20	32	0.2	0.7	1	2	3	13.8
	FJL-B15H	15	63	31.5							
	FJL-B20H	20	100	50							
分流式同步阀	FL-B10H	10	40	20							13.5
	FL-B15H	15	63	31.5							
	FL-B20H	20	100	50							
单向分流式同步阀	FDL-B10H	10	40	20							14
	FDL-B15H	15	63	31.5							
	FDL-B20H	20	100	50							



a) b)

图 8.1-57 外形尺寸及连接底板

a）外形尺寸 b）连接底板

7.4 方向控制阀

方向控制阀简称方向阀。按其用途可分为单向阀和换向阀两大类。单向阀主要控制油流单方向流动，而换向阀主要起改变油液方向的作用。

7.4.1 单向阀及液控单向阀

7.4.1.1 S型/RVP型单向阀

单向阀常被安置在液压泵的出油口，可防止系统压力异常升高时损坏液压泵。另外拆卸泵时系统中的油不会流失。单向阀还可作保压阀用，对开启压力大的单向阀，还可作背压阀用。

（1）结构原理

单向阀又称止回阀或逆止阀。它的作用是使油流只能沿一个方向通过，而不能反向流动。单向阀有直通式和直角式两种。连接型式有管式、板式及法兰式。

图8.1-58是S型直通单向阀的结构原理图。另外，还有S型插入式直通和直角单向阀。开启压力大于0.3MPa的单向阀可作背压阀使用。RVP型单向阀原理同S型直通单向阀。

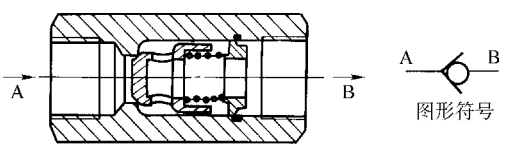


图 8.1-58 S型直通单向阀结构原理图及图形符号

（2）型号说明

S □ □ □ O / □ □ □

- 单向阀
- 通径：6、8、10、15、20、25、30、40 50、63、80、100、125、150
- 连接型式：A—管式；P—板式；K—插装式；F—法兰式
- 开启压力：0—无弹簧；1—0.05MPa；2—0.15MPa 3—0.3MPa；5—0.5MPa
- 系列号
- 无标志—矿物油；V—磷酸酯液
- 螺纹型式(仅A型)：无标志—圆柱管螺纹 2—米制
- 附加说明

R VP — □ — 1 — 0 / □

- 单向阀
- 板式连接
- 通径：6、8、10、12、16、20、25、30、40
- 钢质材料
- 系列号
- 开启压力：0.05和0.45MPa

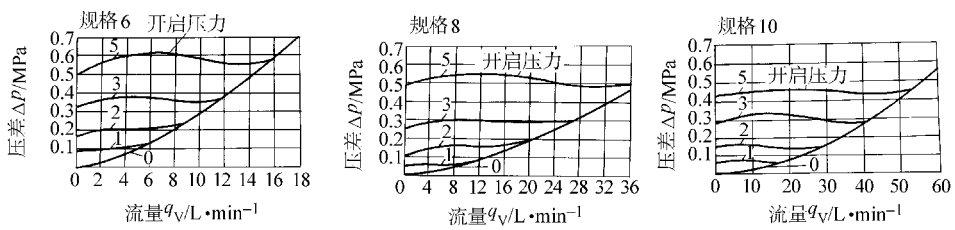
(3) 技术规格及特性曲线(见表8.1-176)

表8.1-176　技术规格及特性曲线

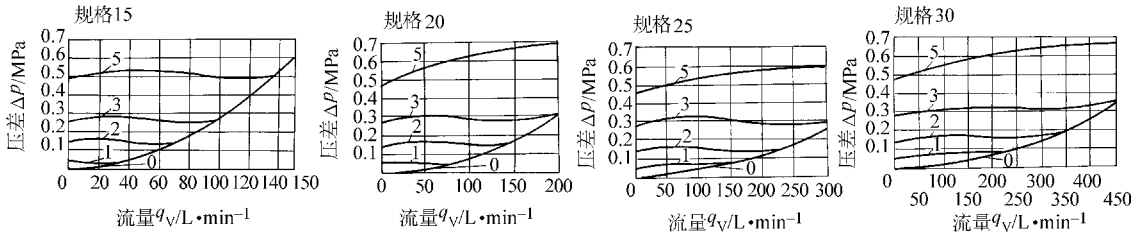
连接型式＼通径/mm		6	8	10	12	15	16	20	25	30	40	最大工作压力/MPa	31.5
S型	管式	✓	✓	✓	—	✓	—	✓	✓	—	—	最大流量/L·min^{-1}	18～15000(见特性曲线)
	板式	—	—	✓	—	—	—	✓	—	✓	—		
	插入式	✓	✓	✓	—	✓	—	✓	✓	—	—		
RVP型	板式	✓	✓	✓	✓	—	✓	✓	✓	✓	✓	介质粘度/mm^2·s^{-1}	2.8～380
连接型式＼通径/mm		40	50	63	80	100	125	150					
S型	法兰式	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓				介质温度/℃	-30～80

注：标记—为无此产品

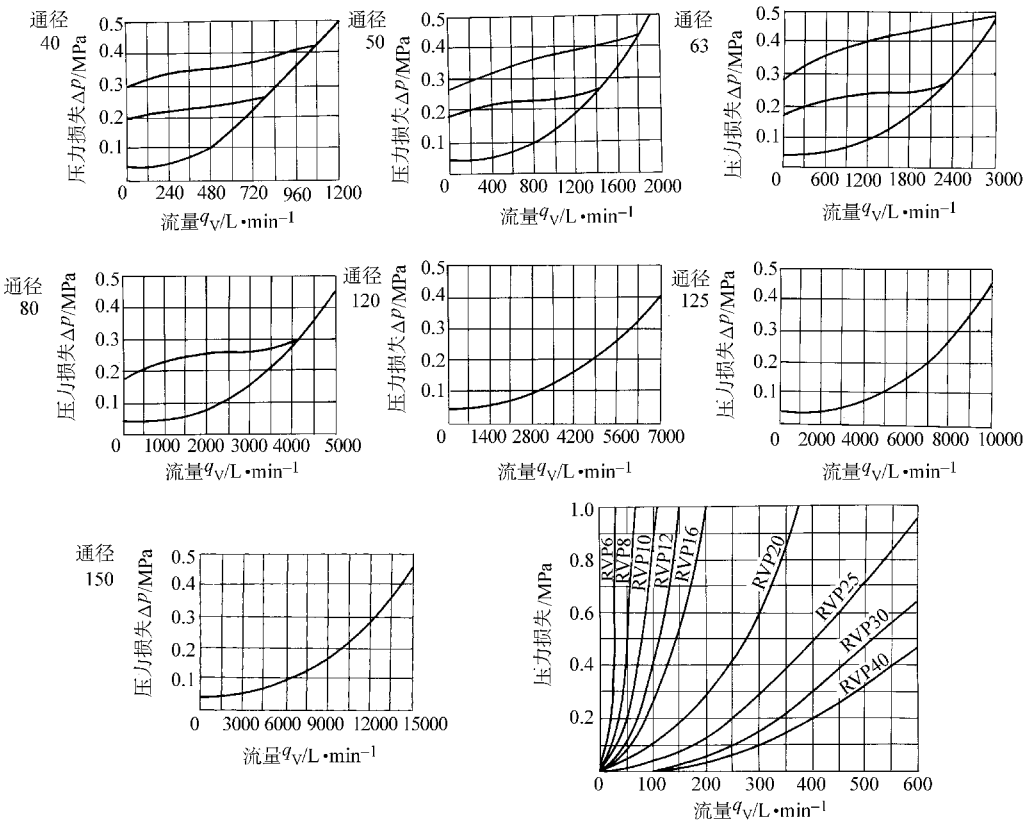
工作曲线(在 $\nu=41\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$ 及 $t=50℃$ 时测得)



（续）



S型单向阀流量-压力特性曲线

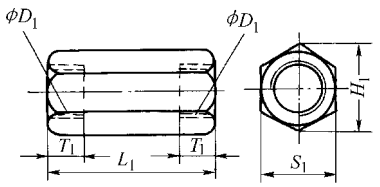


RVP型单向阀流量-压力特性曲线

（4）外形尺寸（见表8.1-177）

表8.1-177 外形尺寸 （mm）

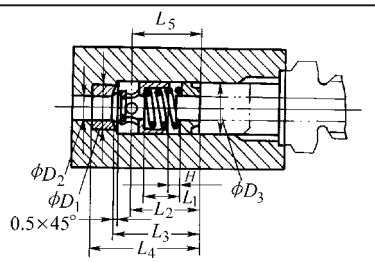
管式连接



通径	D_1 米制	D_1 管制	H_1	L_1	T_1	S_1	质量/kg
6	M14×1.5	G1/4	22	58	12	19	0.1
8	M18×1.5	G3/8	28	58	12	24	0.2
10	M22×1.5	G1/2	34.5	72	14	30	0.3
15	M27×2	G3/4	41.5	85	16	36	0.5
20	M33×2	G1	51.9	98	18	45	1.0
25	M42×2	G1¼	69	120	20	60	2.0
30	M48×2	G1½	72.7	132	22	63	2.5

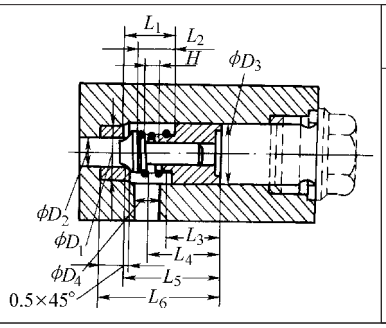
（续）

插装式直通单向阀



通径	D_1（H7）	D_2	D_3（H8）	H	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	质量/kg
6	10	6	11	4	9.5	19	21.8	29.8	18	0.06
8	13	8	14	4	9.5	18	22.8	32.8	18	0.06
10	17	10	18	4	11.5	21	28.8	38.8	23	0.06
15	22	15	24	5	14.5	27	36.4	48.4	28	0.10
20	28	20	30	5	16	29	44	59	33	0.20
25	36	25	38	7	24.5	39	55	73	41	0.25
30	42	30	45	7	25	42	63	83	47	0.80

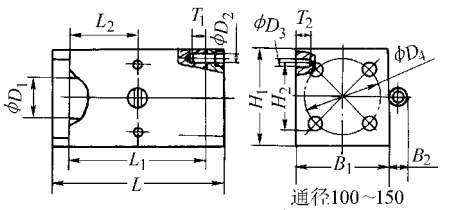
插管式直角单向阀



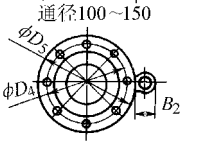
通径	D_1（H7）	D_2	D_3（H8）	D_4	H	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	质量/kg
6	10	6	11	6	4	11.2	9.5	10	16.5	20.5	28.5	0.06
8	13	8	14	8	4	11.9	9.5	16	21.5	26.5	36.5	0.06
10	17	10	18	10	4	14.3	11.5	16	23.5	29.5	39.5	0.06
15	22	15	24	15	5	18	14.5	18	25.5	34	46	0.10
20	28	20	30	20	5	18.8	16	23	30	40.5	55.5	0.20
25	36	25	38	25	7	28.5	24.5	31	43	57.5	75.5	0.25
30	42	30	44	30	7	28.5	25	37	47.5	63.5	83.5	0.30

法兰连接

通径 40～80

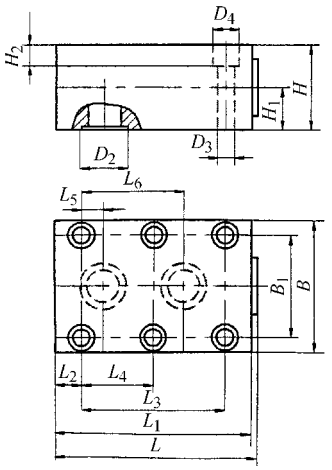


通径100～150



通径	B_1	B_2	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	H_1	H_2	L	L_1	L_2	T_1	T_2	质量/kg
40	98	—	40	M16	M10	98	—	100	80	205.5	135.5	135.5	30	15	
50	118	—	50	M20	M10	118	—	120	100	235.5	165.5	165.5	35	15	
63	148	36	63	M20	M8	145	—	150	120	278	202	202	40	20	
80	178	36	80	M30	M10	175	—	180	150	332	244	244	50	25	
100	—	52	100	M24	—	200	250	—	—	392.5	280.5	—	40	—	
125	—	52	125	M30	—	245	300	—	—	470.5	350.5	—	50	—	
150	—	70	150	M36	—	290	360	—	—	641	510	—	60	—	

RVP型板式连接



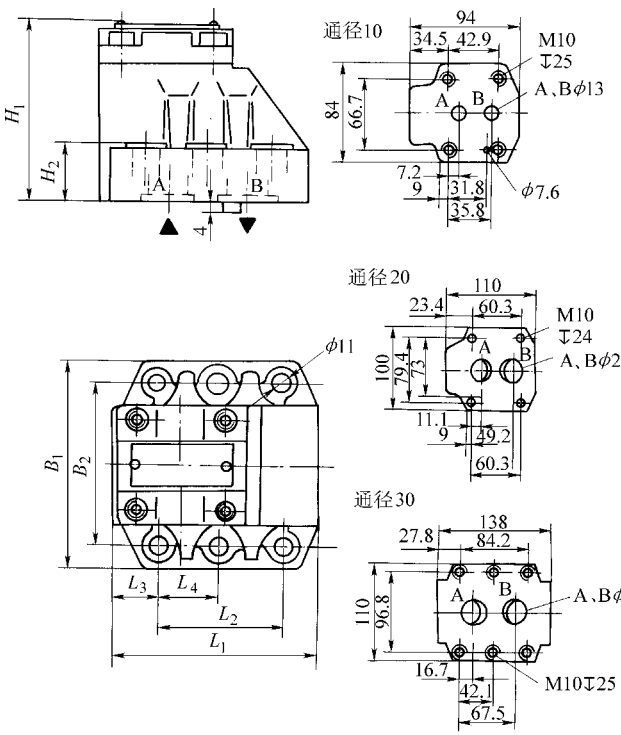
（续）

RVP型板式连接

通径	B	B_1	D_2	D_3	D_4	H	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	O形圈（GB/T 3452.1）	阀固定螺钉（GB/T 70）
6	41.5	28.5	10.5	6.6	12	23	11.5	7	46	41.5	6.4	19	—	1.6	16	6.9×1.8	M6×25
8	46	33.5	13.1	6.6	11	25	12.5	9	65	63.5	14.2	35	—	4.5	25.5	9.5×1.8	M6×25
10	51	38	16.1	6.6	11	25	12.5	9	72	70	18	33.5	—	4	25.5	12.5×1.8	M6×25
12	58	44.5	18.6	6.6	12	32	16	7	84	80	21	38	—	4	30	15×1.8	M6×25
16	70	54	24.3	9	14	45	22.5	11	107	104	14	76	38	11.4	54	21.2×2.65	M8×45
20	76.5	60	31.8	9	14	50	25	12	131	127	16	95	47.5	19	57	26.5×2.65	M8×50
25	100	76	37.8	11	18	55	37.5	11	169	165	15	120.5	60	20.6	79.5	32.5×2.65	M10×60
30	115	92	45.3	14	20	75	37.5	15	190	186	15	143	71.5	23.8	95	40×2.65	M12×80
40	140	111	56.8	14	20	100	50	15	198	192	16	133.5	67	25.5	89	51.5×2.65	M12×100

S型板式单向阀外形尺寸

底板连接面尺寸



通径	B_1	B_2	L_1	L_2	L_3	L_4	H_1	H_2
10	85	66.7	78	42.9	19.7	—	65	21
20	102	79.4	101	60.3	23.4	—	93.5	31.5
30	120	96.8	128	84.2	27.8	42.1	120	46

连 接 板

NG10：G460/1（G3/8） G461/1（G1/2）；NG20：G412/1（G3/4） G413/1（G1）；

NG30：G414/1（G11/4） G415/1（G11/2）

7.4.1.2　SV/SL 型液控单向阀

液控单向阀的应用范围很广，如利用液控单向阀的锁紧回路、防止自重下落回路、充液阀回路、旁通放油阀回路、蓄能器供油回路等。

（1）结构原理

液控单向阀亦称液压操纵单向阀或单向闭锁阀。它是在普通单向阀上增加液控部分，SV 型和 SL 型液控单向阀的结构原理图及图形符号见图 8.1-59 和图 8.1-60。当油液沿 A 向 B 方向流动时，与普通单向阀的功能完全一致，当油液从 B 向 A 方向流动时，由于阀芯锥面紧压阀体内孔上而使油流不能通过，此时，可通过控制口 X 处接入控制压力油将控制活塞顶起，并将锥阀芯强迫顶开，而使油流从 B 腔到 A 腔反向流动。SV 型和 SL 型这两种结构的区别是泄漏油的回油方式不同，SV 型为内部回油，SL 型为外部回油，此外液控单向阀又根据反向进油压力高低，分为带卸荷阀芯和不带卸荷阀芯两种型式。

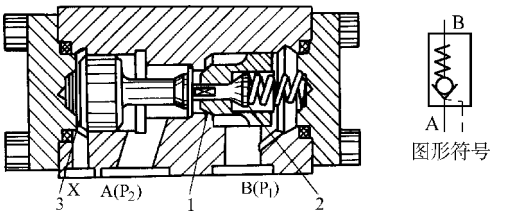


图 8.1-59　SV 型液控单向阀结构原理图及图形符号

1—锥阀芯　2—卸荷阀芯　3—控制活塞

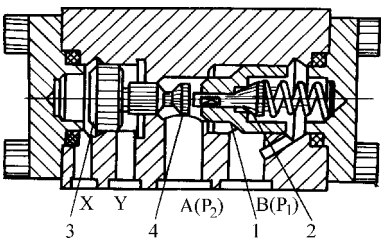


图 8.1-60　SL 型液控单向阀结构原理图

1—锥阀芯　2—卸荷阀芯　3—控制活塞　4—顶杆

（2）型号说明

S □ □ □ □ □ 30 / □ □ □

不带泄油口　=V
带泄油口　=L

型号	SV		SL	
油口	G	P	G	P
通径：10	10	10	10	10
通径：15	15	—	15	—
通径：20	20	20	20	20
通径：25	25	—	25	—
通径：30	30	30	30	30

连接型式：管式　=G
板式　=P

带先导阀　=A
不带先导阀　=B

开启压力：1～0.3MPa；2～0.5MPa；3～0.7MPa

系列号

无标志—矿物油；V—磷酸酯液

螺纹型式（仅 A 型）：无标志—圆柱管螺纹
2—米制

附加说明

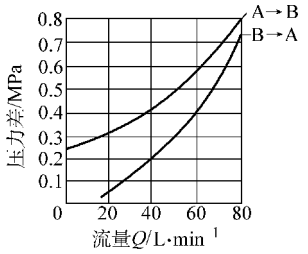
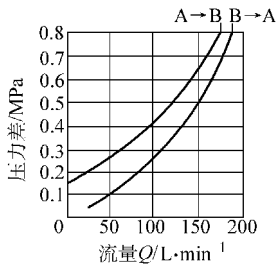
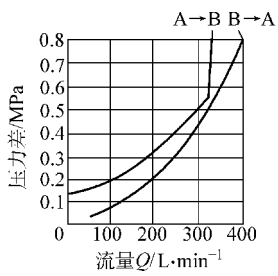
（3）技术规格及特性曲线（见表 8.1-178、表 8.1-179）

表 8.1-178　技 术 规 格

型　　号	SV10	SL10	SV15 和 SV20	SL15 和 SL20	SV25 和 SV30	SL25 和 SL30
X 口控制容积/cm^3	2.2		8.7		17.5	
Y 口控制容积/cm^3	—	1.9	—	7.7	—	15.8
液流方向	A 至 B 自由流通，B 至 A 自由流通（先导控制时）					
工作压力/MPa	~31.5					
控制压力/MPa	0.5～31.5					
液压油	矿物油 磷酸酯液					
油温范围/℃	-30～70					
粘度范围/$mm^2 \cdot s^{-1}$	2.8～380					

质量/kg	SV10，SL10	SV15，SV20	SL15，SL20	SV25，SL25	SV30，SL30
	2.5	4.0	4.5	8.0	

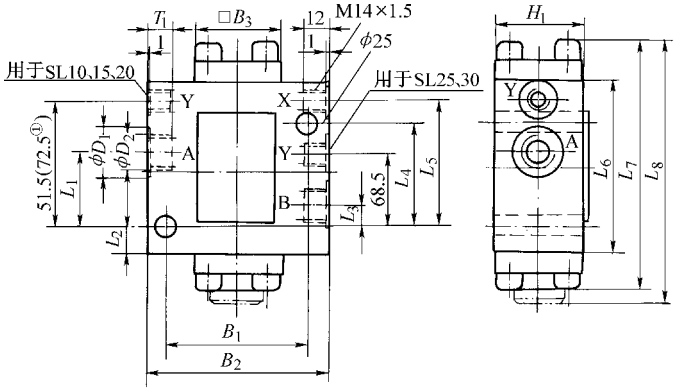
表 8.1-179 特 性 曲 线

SL10，SV10	SV15，SV20	SL15、SL20、SL25、SV30
		

（4）外形尺寸（见表 8.1-180、表 8.1-181）

表 8.1-180 外 形 尺 寸 （mm）

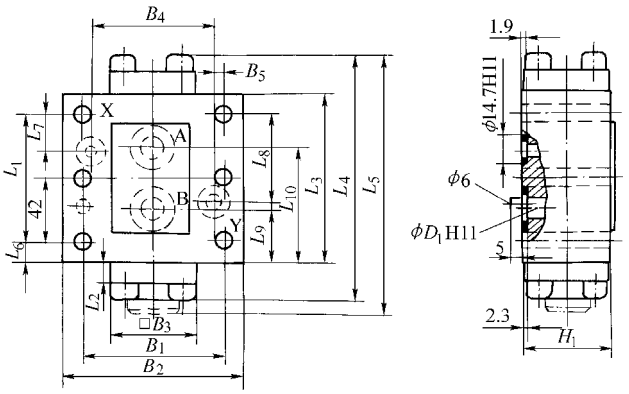
	尺寸 / 阀型号		B_1	B_2	B_3	D_1	D_2 米制	D_2 管式	H_1	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	T_1	备注
螺纹连接	SV	10	66.5	85	40	34	M22×1.5	G1/2	42	27.5	18.5	10.5	33.5	49	80	116	116	14	1. 尺寸 L_7 只适用于开启压力 1 和 2 的阀 2. 尺寸 L_8 只适用于开启压力 3 的阀
		15	79.5	100	55	42	M27×2	G3/4	57	36.7	17.3	13.3	50.5	67.5	95	135	146	16	
		20	79.5	100	55	47	M33×2	G1	57	36.7	17.3	13.3	50.5	67.5	95	135	146	18	
		25	97	120	70	58	M42×2	G1¼	75	54.5	15.5	20.5	73.5	89.5	115	173	179	20	
		30	97	120	70	65	M48×2	G1½	75	54.5	15.5	20.5	73.5	89.5	115	173	179	22	
	SL	10	66.5	85	40	34	M22×1.5	G1/2	42	22.5	18.5	10.5	33.5	49	80	116	116	14	
		15	79.5	100	55	42	M27×2	G3/4	57	30.5	17.5	13	50.5	72.5	100	140	151	16	
		20	79.5	100	55	47	M33×2	G1	57	30.5	17.5	13	50.5	72.5	100	140	151	18	
		25	97	120	70	58	M42×2	G1¼	75	54.5	15.5	20.5	84	99.5	125	183	189	20	
		30	97	120	70	65	M48×2	G1½	75	54.5	15.5	20.5	84	99.5	125	183	189	22	



SV/SL 型液控单向阀外形尺寸图（螺纹连接） ①—括号中尺寸为 SL15、SL20

	尺寸 / 阀型号		B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	D_1	H_1	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	L_{10}	备注
板式安装	SV	10	66.5	85	40	58.8	—	20.6	42	43	10	80	116	116	18.5	21.5	—	25.75	54.25	1. 尺寸 L_4 只适于开启压力 1 或 2 的阀 2. 尺寸 L_5 只适于开启压力 3 的阀
		20	79.5	100	55	73	—	29.4	57	60.5	10	95	135	146	17.3	20.6	—	30.5	66.5	
		30	97	120	70	92.8	—	39.2	75	84	17	115	173	179	15.5	24.6	—	35	83	
	SL	10	66.5	85	40	58.8	7.9	20.6	42	43	10	80	116	116	18.5	21.5	21.5	25.75	54.25	
		20	79.5	100	55	73	6.4	29.4	57	60.5	10	100	140	151	17.3	20.6	39.7	30.5	66.5	
		30	97	120	70	92.8	3.8	39.2	75	84	17	125	183	189	15.5	24.6	59.5	35	83	

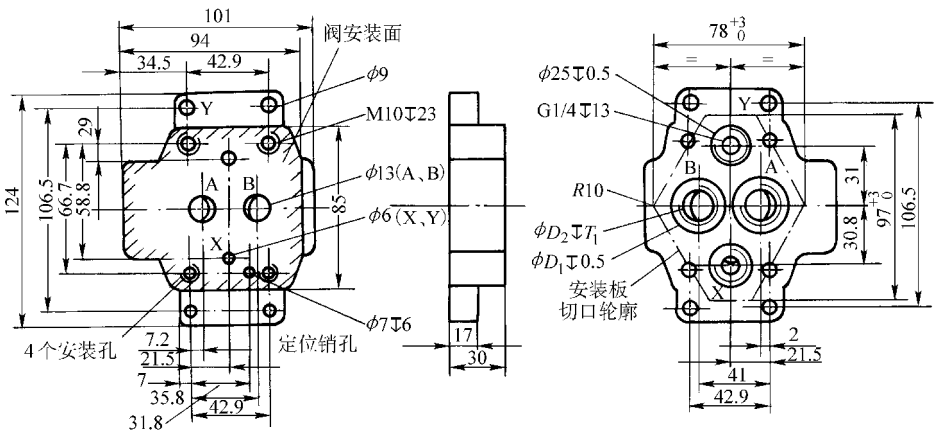
（续）



SV/SL 型液控单向阀外形尺寸图（板式安装）

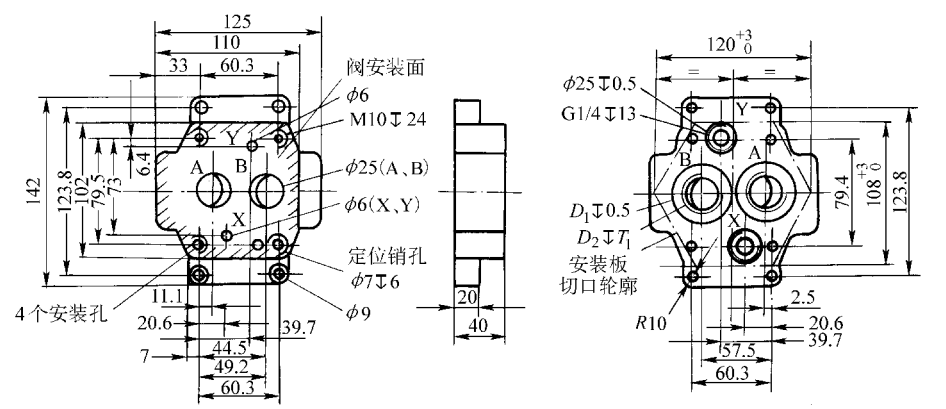
表 8.1-181　安 装 底 板　　（mm）

通径 10



通　径	型　号	D_1	D_2/in	T_1	阀安装螺钉	紧固力矩/N·m	质量/kg
10	G460/1	28	G3/8	13	4-M10×60	69	1.7
	G461/1	34	G1/2	15		69	1.7

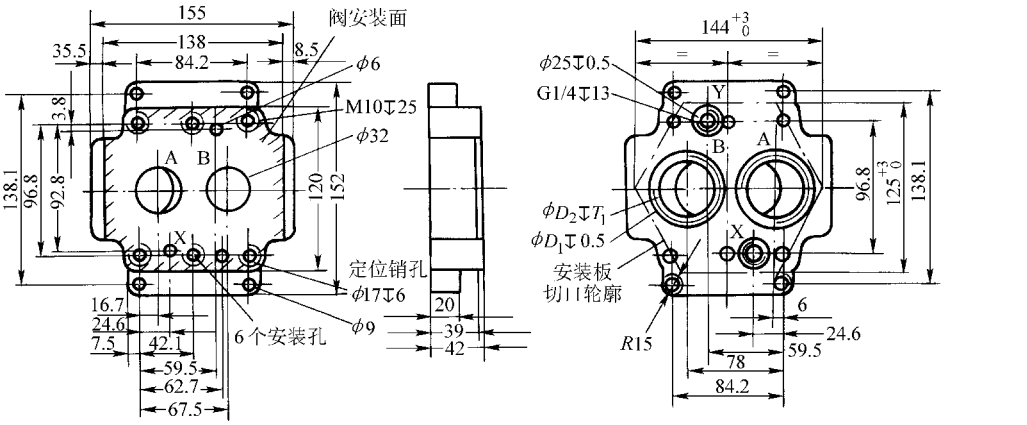
通径 20



通　径	型　号	D_1	D_2/in	T_1	阀安装螺钉	紧固力矩/N·m	质量/kg
20	G412/1	42	G3/4	17	4-M10×80	69	3.3
	G413/1	47	G1	20		69	3.3

（续）

通径30



通　径	型　号	D_1	D_2/in	T_1	阀安装螺钉	紧固力矩/N·m	质量/kg
30	G414/1 G415/1	56 61	G1¼ G1½	21 23	6×M10×90	69 69	5.0 5.0

7.4.2 电磁换向阀

电磁换向阀在液压系统中的作用是用来实现液压油路的换向、顺序动作及卸荷等。由于电磁铁的推力有限，电磁换向阀应用在流量不大的液压系统中。

7.4.2.1 WE型电磁换向阀

（1）结构原理

电磁换向阀是液压控制系统和电器控制系统的转换元件。它由液压机械中电器控制系统的按钮开关、限位开关、行程开关、压力继电器等电气元件发出信号，使电磁铁通电吸合或断电释放，从而直接控制阀芯移位，来实现油流的沟通、切断和方向变换，来操纵各种执行机构的动作。若推动故障检查按钮可使滑阀阀芯手动移动。

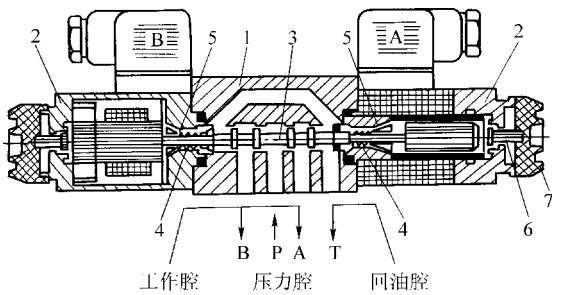


图 8.1-61 WE5型电磁换向阀结构原理图

1—阀体 2—电磁铁(左为交流电磁铁,右为直流电磁铁)
3—滑阀 4—复位弹簧 5—推杆
6—故障检查按钮 7—橡胶保护罩

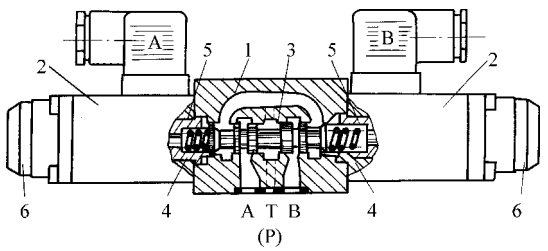


图 8.1-62 WE6型电磁换向阀结构原理图

1—阀体 2—电磁铁 3—滑阀 4—复位弹簧
5—推杆 6—故障检查按钮

图8.1-61～图8.1-64分别是不同的通径的WE型电磁换向阀的结构原理。

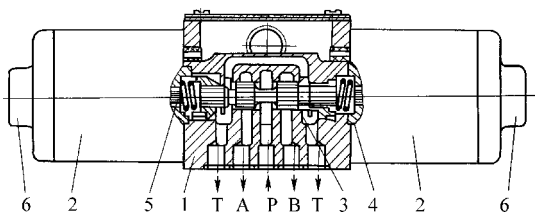


图 8.1-63 4WE10E10/A型湿式电磁换向阀结构原理图

1—阀体 2—湿式电磁铁 3—滑阀
4—复位弹簧 5—推杆
6—故障检查按钮

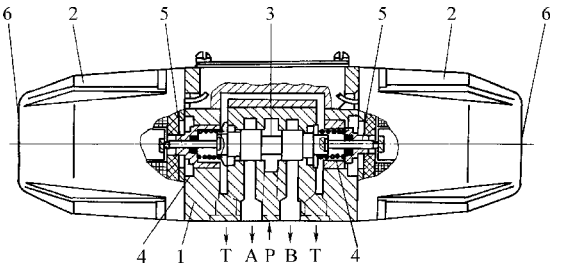


图 8.1-64　4WE10E10/L…型干式交流电磁换向阀结构原理图

1—阀体　2—干式电磁铁　3—滑阀
4—复位弹簧　5—推杆
6—故障检查按钮

WE 型电磁换向阀有 4 种电磁铁供用户选用：①湿式直流电磁铁；②湿式交流电磁铁；③干式直流电磁铁；④干式交流电磁铁。WE5 型和 WE6 型电磁换向阀只有湿式直流和交流电磁铁，而 WE10 型电磁换向阀 4 种电磁铁都有。

湿式电磁铁具有使用寿命长、散热性能好等优点。直流电磁铁的优点是换向频率高、换向特性好；对低电压、短时超电压、超载和机械卡住反应不敏感，工作可靠性好；用内装整流器的 Z5 型插头，可直接使用交流电源。交流电磁铁的优点是动作时间短，电气控制线路简单，不需特殊的触头保护。

（2）型号说明

□ WE □ □ □ / □ □ □ □ □ □ □ □

3—二位三通；4—二位四通；三位四通

电磁换向阀

通径(mm)：5，6，10

滑阀机能(见表 8.1-183)

通径 5 6.0—6.0 系列；通径 6 50—50 系列；通径 10 20—20 系列

D—不带复位弹簧，不带定位器；OF—不带复位弹簧，带定位器；无标记—标准型，带复位弹簧

A—湿式标准电磁铁；B—大功率电磁铁(仅限于通径 6)

G24—直流电 24V；W220—50—交流电 220V，50Hz；
W220R—本整型直流电磁铁使用交流电压 220V；
W110R—直流电磁铁使用 Z5 型插头可连(仅限于通径 6、10)

附加说明
(对于 5 通径：如果工作压力超过 6MPa，A 和 B 型阀的 T 腔必须作为泄漏腔使用)

无标记—矿物液压油；
V—磷酸酯液

无标记—无插入式阻尼器；B08—阻尼器节流孔直径 ϕ0.8mm；B10—阻尼器节流孔直径 ϕ1.0mm；
B12—阻尼器节流孔直径 ϕ1.2mm
(此项仅限于通径 6、10)

电气连接型式
通径 5 Z4—方形插头；Z5—大方形插头；
Z5L—带指示灯的大方形插头
通径 6、10 连接型式见样本

无标记—无故障检查按钮；N—带故障检查按钮

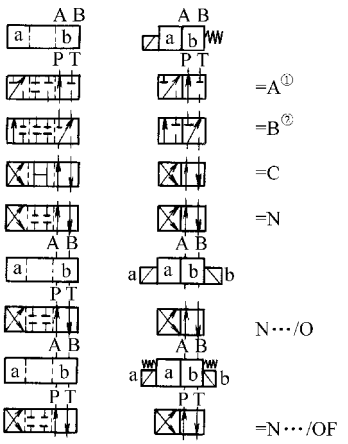
（3）技术规格及特性曲线(见表 8.1-182 ~ 表 8.1-184)

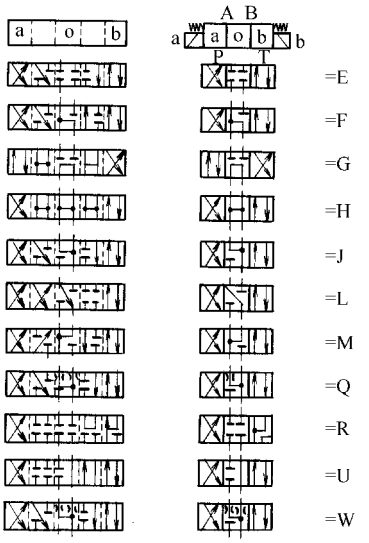
表 8.1-182　技 术 规 格

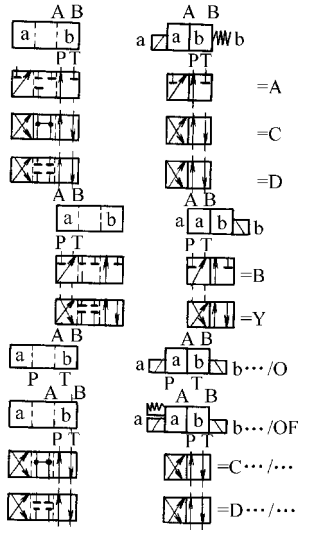
通　　径			5	6	10
介质			矿物油	矿物油、磷酸酯液	矿物油、磷酸酯液
介质温度/℃			-30 ~ 80	-30 ~ 80	-30 ~ 80
介质粘度/$mm^2 \cdot s^{-1}$			2.8 ~ 380	2.8 ~ 380	2.8 ~ 380
工作压力/MPa	A、B、P 腔		≤25	31.5	31.5
	T 腔		≤6	16(直流)、10(交流)	16
额定流量/$L \cdot min^{-1}$			15	60	100
质量/kg			1.4	1.6	4.2 ~ 6.6
电源电压/V	交流	50Hz	110、220	110、220	110、220
		60Hz	120、220	120、220	120、220
	直流		12、24、110	12、24、110	12、24、110
流量截面(中间位置)			W 型机能为额定断面的 3%	W 型机能为额定断面的 3%	W 型机能为额定断面的 3%
			Q 型机能为额定断面的 6%	Q 型机能为额定断面的 6%	Q 型机能为额定断面的 6%
消耗功率/W			26(直流)	26(直流)	35(直流)
吸合功率/V·A			46(交流)	46(交流)	65(交流)
启动功率/V·A			130(交流)	130(交流)	480(交流)
接通时间/ms			40(直流)、25(交流)	45(直流)、30(交流)	
断开时间/ms			30(直流)、20(交流)	20	60(直流)、25(交流)
最高环境温度/℃			50	50	50
最高线圈温度/℃			150	150	150
开关频率/(次/h)			1500(直流)、7200(交流)	1500(直流)、7200(交流)	1500(直流)、7200(交流)

表 8.1-183 滑 阀 机 能

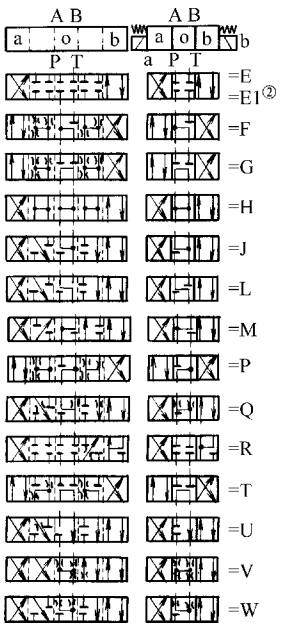
过渡状态机能	工作位置机能	过渡状态机能	工作位置机能	过渡状态机能	工作位置机能
WE5 型				WE6 型	

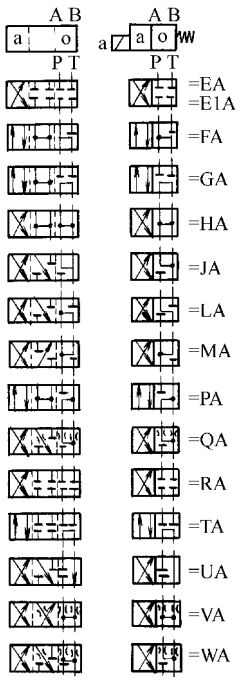


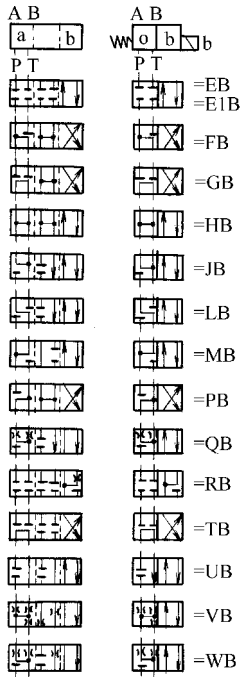




过渡状态机能	工作位置机能	过渡状态机能	工作位置机能	过渡状态机能	工作位置机能
WE6 型					



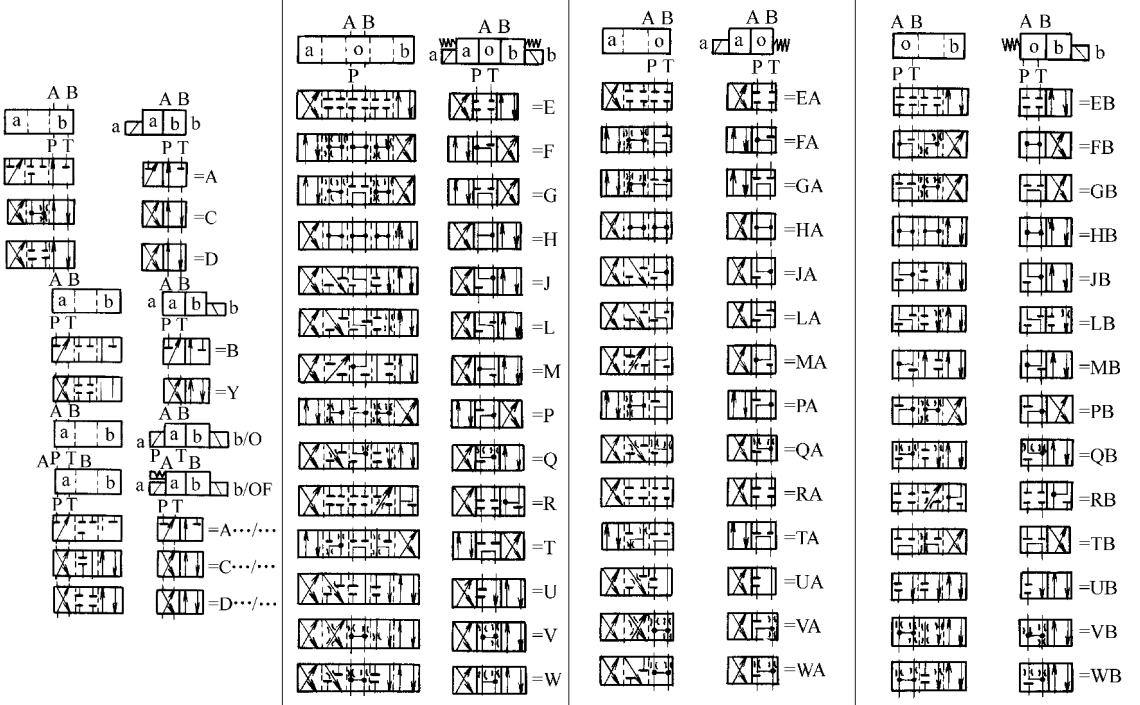




（续）

过渡状态机能	工作位置机能	过渡状态机能	工作位置机能	过渡状态机能	工作位置机能	过渡状态机能	工作位置机能

WE10 型



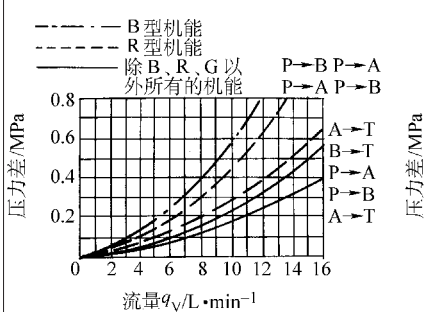
① 表示如果工作压力超过 6MPa，A 和 B 型阀的 T 腔必须作为泄漏腔使用。

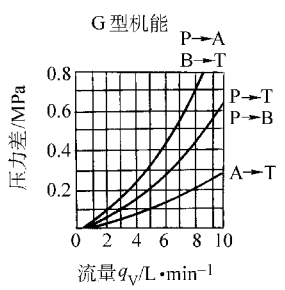
② 表示 E1 型机能相当于 P→A，B 常开，E1 和系列之间必须加一横线。

表 8.1-184　特 性 曲 线

试验条件：$\nu = 41 \times 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$，$t = 50℃$

WE5 型





功率极限			
流量/L·min^{-1} 滑阀机能	工作压力/MPa		
	5	10	25
A、B、C、N、E、F、H、J、L、M、Q、R、U、W	14	14	12
G	10	10	9

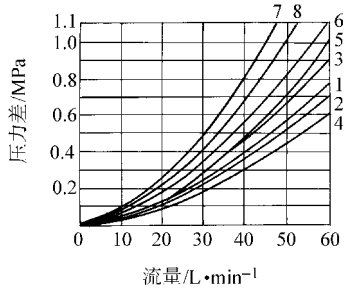
（续）

试验条件：$\nu=41\times10^{-6}m^2\cdot s^{-1}$，$t=50℃$

WE6型

7—R 型机能在工作位置 A→B

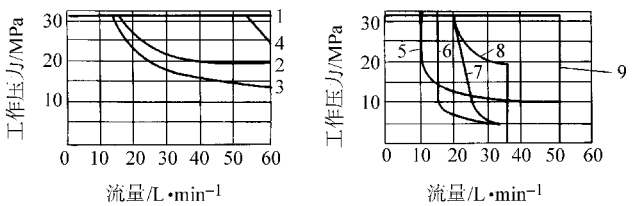
8—G 型机能在中间位置 P→T



机能 \ 曲线号	流动方向 P—A	B—T	P—B	A—T
A	3	—	3	—
B	3	—	3	—
C	1	1	1	3
D	5	3	5	3
E	3	1	3	1
F	2	5	3	3
G	5	6	3	6
H	2	2	4	2
J	1	1	1	2
L	1	2	1	2

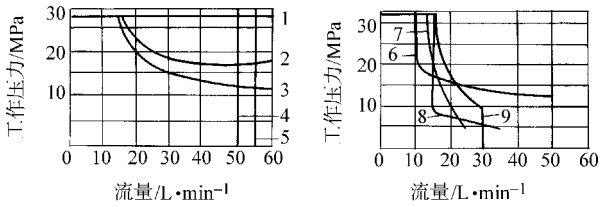
机能 \ 曲线号	流动方向 P—A	B—T	P—B	A—T
M	2	3	4	3
P	2	5	3	3
Q	1	1	1	2
R	5	—	5	4
T	5	6	3	6
U	3	3	1	3
V	1	1	2	1
W	1	2	1	2
Y	5	3	5	3

直流电磁铁的阀



1	E1[①]，D/O，C/O，M
2	E
3	J，L，Q，U，W
4	C，D，Y
5	A，B
6	V
7	F，P
8	G，T，R
9	H

交流电磁铁的阀



1	E1[①]，D/O，C/O
2	E
3	J，L，Q，U，W
4	C，D，H，Y
5	M
6	A，B
7	F，P
8	V
9	G，T，R

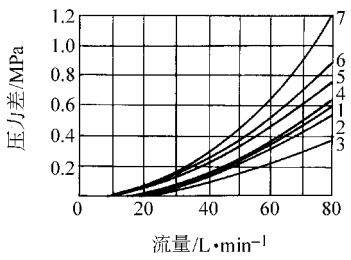
阀的切换特性与过滤器的粘附效应有关。为达到所推荐的最大流量值，建议在系统中使用25μm的过滤器。作用在阀内部的液动力也影响阀的通流能力，因此不同的机能有着不同的功率极限特性曲线。在只有一个通道的情况下，如四通阀堵住其A腔或B腔作为三通阀使用时，其功率极限差异较大，这个功率极限是电磁铁在热态和降低10%电压的情况下测定的

电气连接必须接地

WE10型

6—G 和 T 型机能在中间位置 P—T

7—R 型机能在工作位置 A—B



机能 \ 曲线号	流动方向 P—A	B—T	P—B	A—T
A	1	—	1	—
B	1	—	1	—
C	1	5	1	5
D	1	5	1	5
E	2	6	2	6
F	2	4	2	4
G	1	6	1	6
H	3	5	3	5
J	2	5	2	5
L	1	6	1	5

机能 \ 曲线号	流动方向 P—A	B—T	P—B	A—T
M	3	6	3	6
P	2	4	2	4
Q	1	5	1	5
R	2	—	6	5
T	5	6	5	5
U	1	6	1	5
V	2	5	2	5
W	2	5	2	5
Y	1	5	1	5

（续）

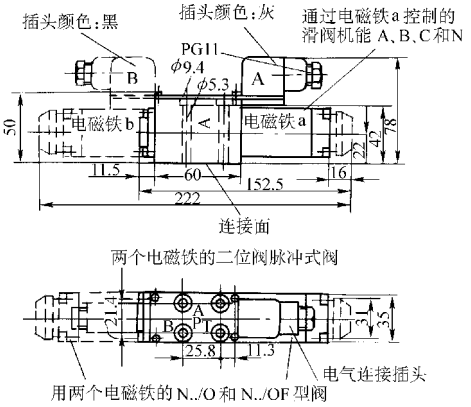
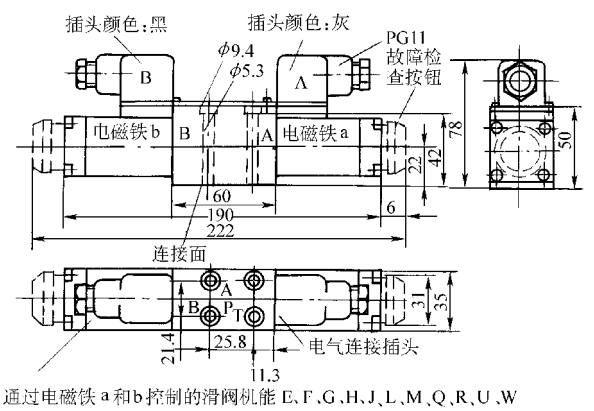
试验条件：$\nu = 41 \times 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$，$t = 50℃$

	流量/L·min⁻¹ 滑阀机能	压力级/MPa			
		5	10	21	
WE10型	E，H，M，C/O，D/O，D，Y，V	75	70	60	阀的切换特性与过滤器的粘附效应有关。为达到所推荐的最大流量值，建议在系统中使用25μm的过滤器。作用在阀内部的液动力也影响阀的通流能力，因此不同的机能有着不同的功率极限特性曲线 在只有一个通道的情况下，如四通阀堵住其A腔或B腔，作为三通阀使用时，其功率极限差异较大。这个功率极限是电磁铁在热态和降低10%电压的情况下测定的
	J，C，L，Q，W，U	75	65	45	
	G，R，F，P，T	50	50	45	
	A，B，A/O	45	35	25	

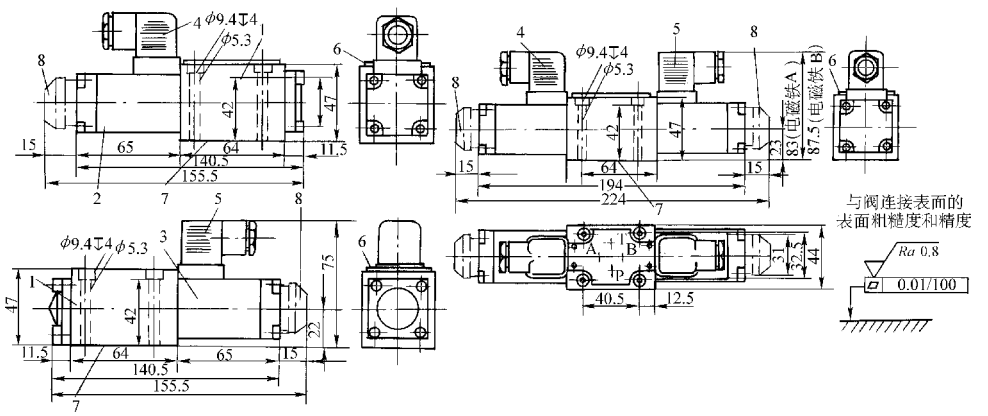
① E1型机能相当于P—A、B常开。

（4）外形尺寸（见表8.1-185、表8.1-186）

表8.1-185　外 形 尺 寸

通径5：二位阀	通径5：三位阀
	

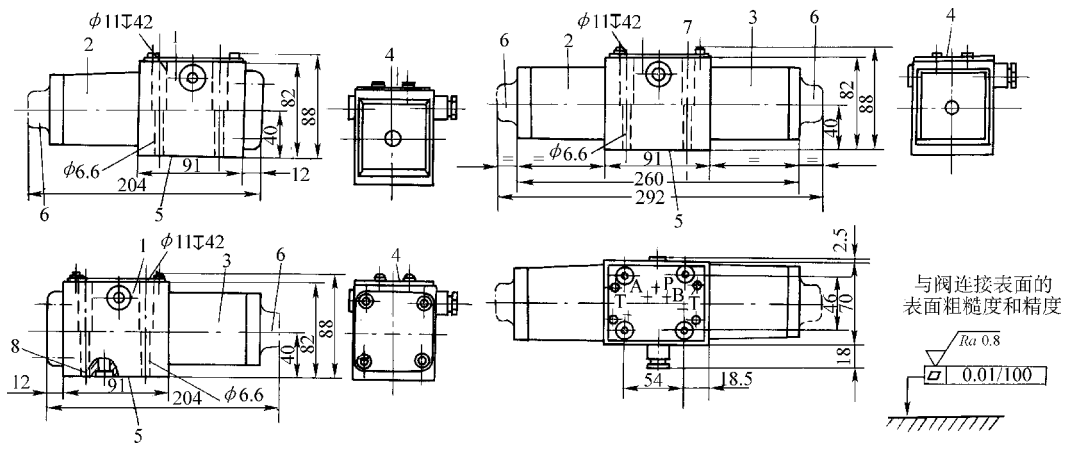
通径6



1—用1个电磁铁的2位阀　2—电磁铁a　3—电磁铁b　4—灰色插头　5—黑色插头　6—标牌
7—连接面　8—故障检查按钮

（续）

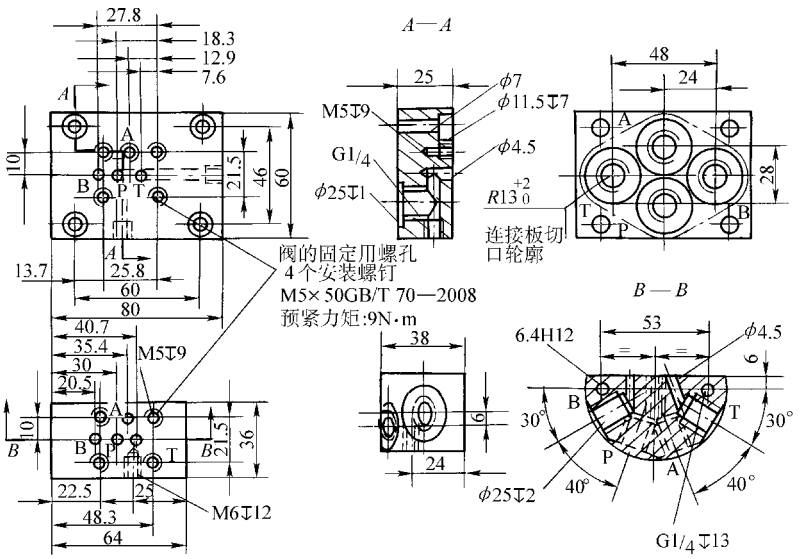
通径10



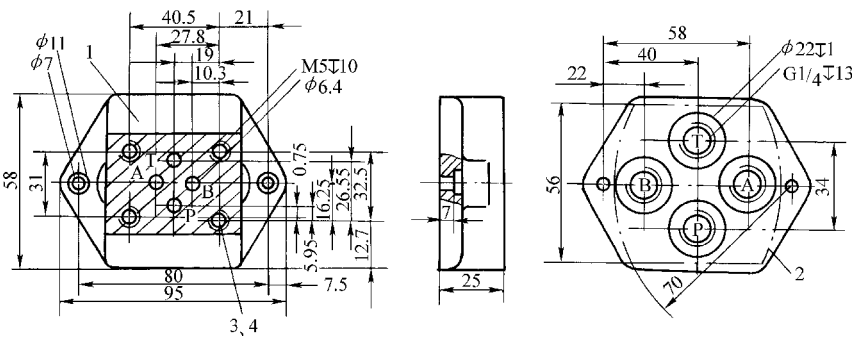
1—用1个电磁铁的2位阀　2—电磁铁a　3—电磁铁b　4—标牌　5—连接面　6—故障检查按钮
7—用2个电磁铁的二位阀和三位阀　8—O形圈12.5×1.8

表8.1-186　安装底板　（mm）

通径5　G115/1　G96/1



通径6　G341/01（G1/4）

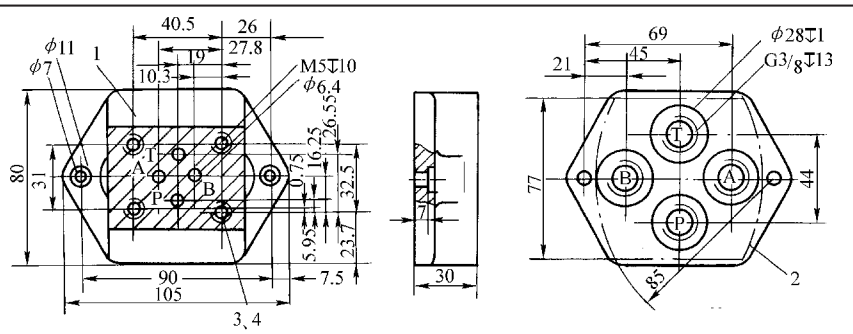


1—阀的连接面
2—固定连接板的切口轮廓
3—阀的固定用螺孔
4—阀固定螺栓4-M5×50，GB/T 70—2008，扭矩9N·m

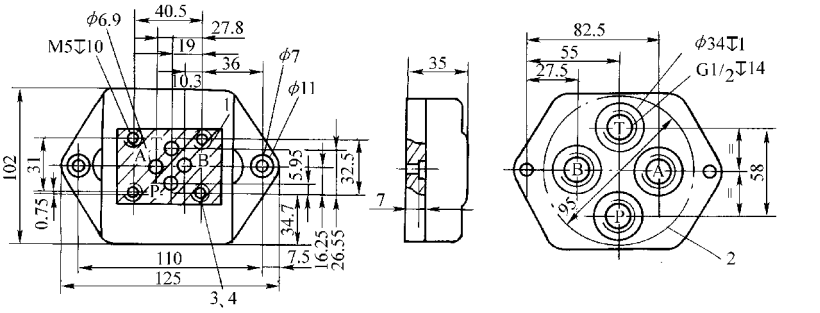
（续）

通径6

G342/01（G3/8）



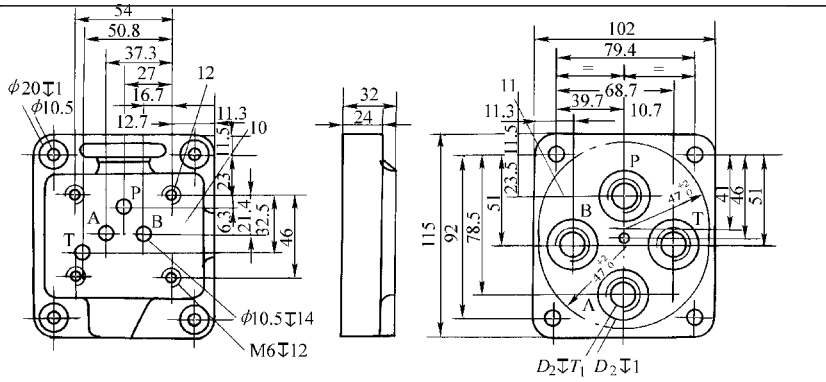
G502/01（G1/2）



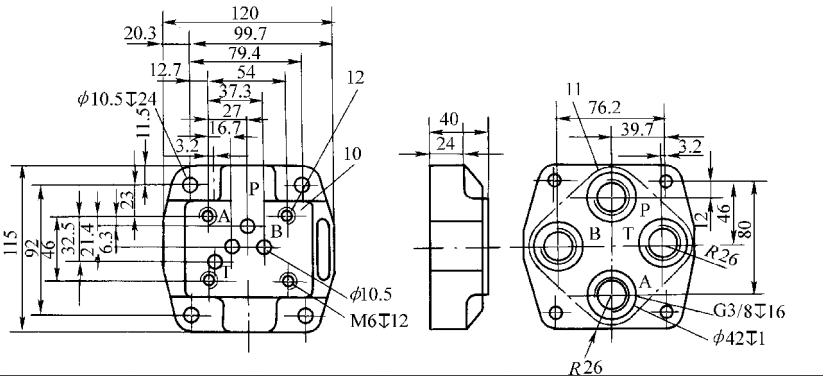
1—阀的连接面
2—固定连接板的切口轮廓
3—阀的固定用螺孔
4—阀固定螺栓 4-M5 × 50，GB/T 70—2008，力矩 9N · m

通径10

G66/01，G67/01



G534/01



10—阀的连接面
11—固定连接板的加工轮廓
12—阀的安装螺孔

型　号	质量/kg	D_1	D_2	T_1	阀的固定螺栓	力矩/N · m
G66/01	约 2.3	G3/8	28	12	4-M6 × 50，GB/T 70—2008	15
G67/01		G1/2	34	14		
G534/01	约 2.5	G3/4	42	16	4-M6 × 50，GB/T 70—2008	15

7.4.2.2 SE 型球式电磁换向阀

（1）结构原理

SE 型球式电磁换向阀是以钢球作为阀芯的一种座阀式电磁换向阀。图 8.1-65 是二位三通常开式球式电磁换向阀(单球式)的结构原理图。当电磁铁 8 断电时，P 口的压力油除通过右阀座孔作用在球阀 5 的右边外，还经过阀体上的通道 a 进入推杆 3 的空腔，作用在球阀 5 的左边，以保证球阀 5 两边承受的液压力平衡。这样球阀 5 只受弹簧 7 的弹簧力作用而被压向左阀座 4，使油口 P 和 A 连通，A 和 T 被切断。当电磁铁 8 通电后，通过杠杆 1 和推杆 3 给球阀 5 一个向右的力，该力克服右边弹簧 7，将球阀 5 压向右阀座 6，使油口 P 和 A 断开，A 和 T 连通，实现油路换向。

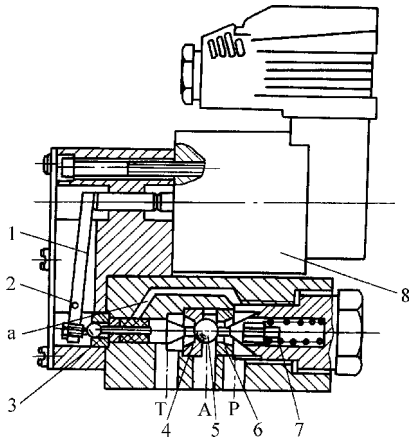


图 8.1-65 SE 型二位三通常开式球式电磁换向阀(单球式)结构原理图

1—杠杆 2—支点 3—推杆 4—左阀座 5—球阀 6—右阀座 7—弹簧 8—电磁铁

图 8.1-66 是二位三通常闭式球式电磁换向阀(双球式)的结构原理图。该阀与常开式换向换向阀不同的是它有两个球阀，电磁铁不带电时，P 口封闭，A 口与 T 口通；电磁铁带电时，T 口封闭，P 口与 A 口通，实现常闭式机能。

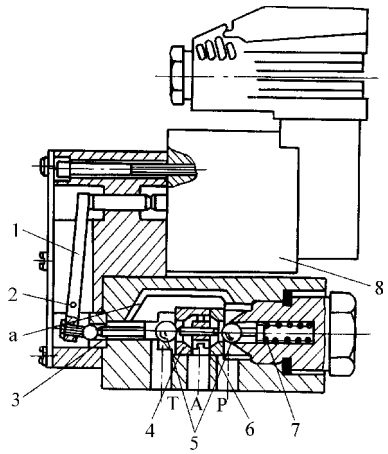
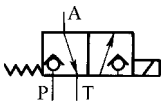
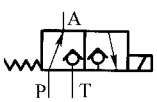
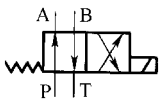
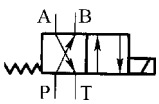


图 8.1-66 二位三通常闭式球式电磁换向阀(双球式)结构原理图

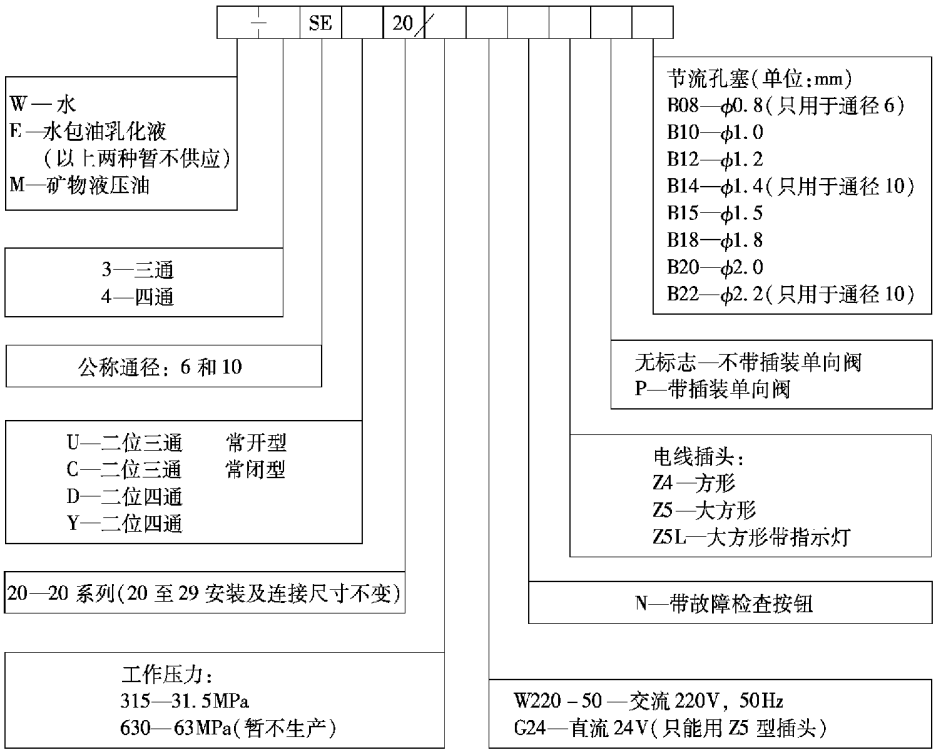
1—杠杆 2—支点 3—推杆 4—左阀座 5—球阀 6—右阀座 7—弹簧 8—电磁铁

二位三通球式电磁换向阀为基本结构型式，在 A 口的管路上接单向阀构成二位二通阀；加附加阀板构成二位四通阀(见表 8.1-187)。

表 8.1-187 SE 型球式电磁换向阀系列

名称	型式	图形符号	球阀机能	球阀数	型号
二位三通	常闭		C	双球阀	$3SE^{6}_{10}C20/315^{G24}_{W220\text{-}50}$
	常开		U	单球阀	$3SE^{6}_{10}U20/315^{G24}_{W220\text{-}50}$
二位四通	正向		D	带附加阀板的单球阀	$4SE^{6}_{10}D20/315^{G24}_{W220\text{-}50}$
	反向		Y	带附加阀板的双球阀	$4SE^{6}_{10}Y20/315^{G24}_{W220\text{-}50}$

（2）型号说明



（3）技术规格及特性曲线（见表8.1-188、表8.1-189）

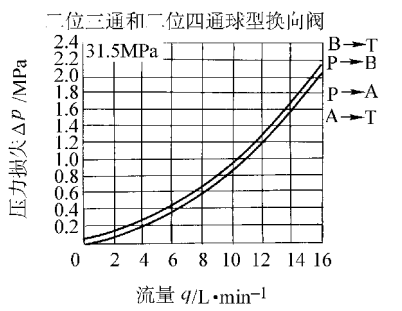
表8.1-188　技术规格

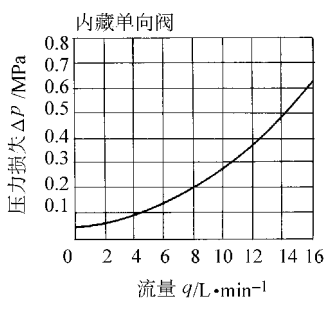
型号		SE6＊20/315…	SE10＊20/315…	额定流量/L·min^{-1}	C、Y型	12	24
公称通径/mm		6	10		U、D型		30
额定压力/MPa		31.5		介质	种类	矿物油	
允许背压（T口）/MPa		10	5		温度范围/℃	10～60	
工作压力/MPa	P口	31.5			粘度范围/mm^2·s^{-1}	17～38	
	A口						
	B口						

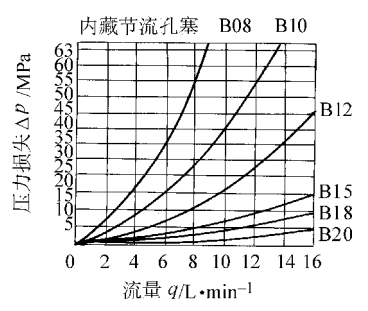
注：为使球阀可靠工作，各油口压力必须满足P≥A≥T条件。

表8.1-189　特性曲线

SE6型

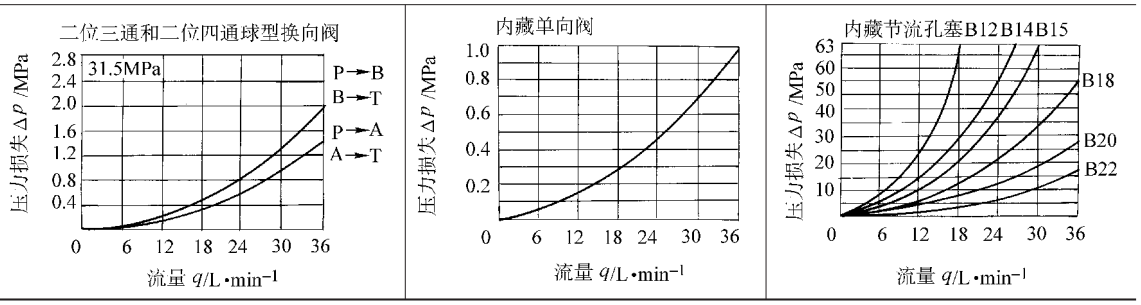






（续）

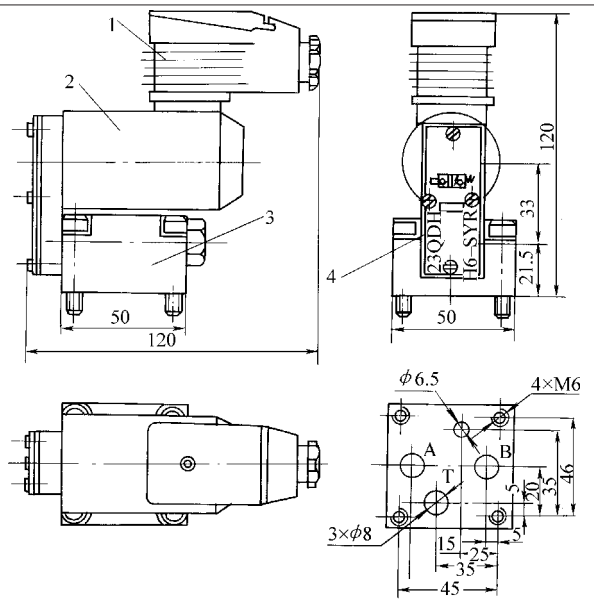
SE10 型



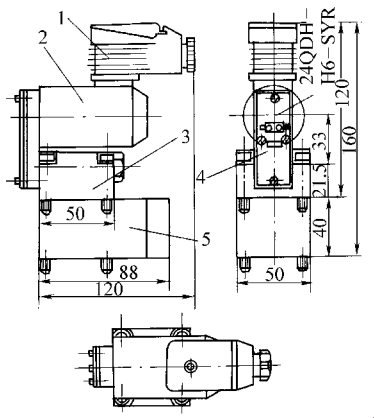
（4）外形尺寸（见表 8. 1-190）

表 8. 1-190 外 形 尺 寸

3SE6U20/315

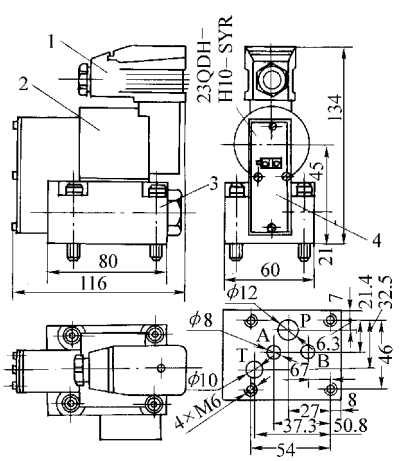


4SE6D20/315

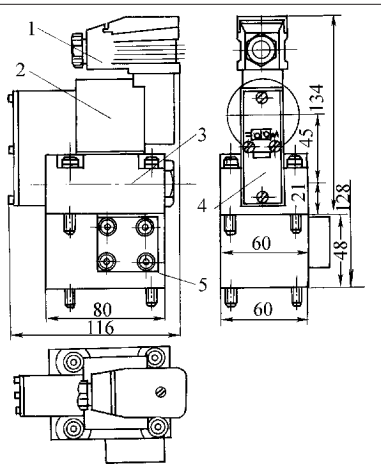


1—插头 Z4、Z5、Z5L
2—电磁铁
3—二位三通阀
4—标牌
5—附加盖板

3SE10U20/315



4SE10D20/315



1—插头 Z4、Z5、Z5L
2—电磁铁
3—二位三通阀
4—标牌
5—附加盖板

7.4.3　WEH 电液换向阀及 WH 液控换向阀

（1）结构原理

WEH 型电液换向阀是用电磁阀作为先导控制的滑阀式换向阀，用于控制液流的通断和流动方向。

该阀主要由主阀体、主阀芯、一个(或二个)复位弹簧和带一个(或二个)电磁铁的先导电磁阀组成。该阀有许多不同的性能和附加装置可供选择。先导控制的电磁阀有湿式交流或直流；带或不带故障检查按钮；电气连接型式有单独式和集中式；主阀采用弹簧对中和弹簧复位或液压对中和液压复位；带或不带换向时间调节器；带或不带主阀行程限制器或者主阀芯终端位置指示器；带或不带主阀终端位置开关；在主阀 P 腔内可装预压阀；可安装插入式阻尼器；在工作压力超过 25MPa 时可安装减压阀。这种阀共有 19 种标准型机能。

弹簧对中式的三位四通电液换向阀(如 4WEH25…50/…型)。图 8.1-67 是这种型式阀的结构原理图。主阀芯 8 是靠两个复位弹簧 2 保持中位，两个弹簧腔通过先导电磁阀(简称导阀)与油箱相通。控制油经油道 3 进入到导阀 6 中。当导阀换向时，控制压力油作用在主阀芯两端中的一个端面上，推动主阀芯移动，接通相应的油口，从而改变液流的流动方向。当电磁铁断电时，导阀芯回到初始位置上(脉冲式阀除外)，在弹簧力的作用下主阀芯 8 回到中位。弹簧腔中的油经导阀通过外排口 Y 或内部通道 T 排出。

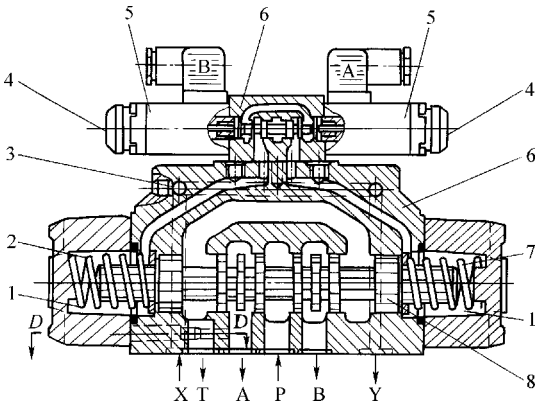


图 8.1-67　WEH 型弹簧对中式的电液换向阀结构原理图

1—弹簧腔　2—复位弹簧　3—控制油进油道
4—故障检查按钮　5—电磁铁　6—先导电磁阀
7—主阀体　8—主阀芯

（2）型号说明

□□□□□□/□6□□□□□□/□□□□□*

- 工作压力：无标记—28MPa；H—35MPa
- WEH—电液阀；WH—液控阀
- 通径：10、16、25、32
- H—主阀液压复位或对中；无标记—主阀弹簧复位或对中
- 滑阀机能，见滑阀机能符号图
- 10—20 系列(NG10)(20～29 系列内部结构和连接尺寸相同)；50—50 系列(NG16、25、32)(50～59 系列内部结构和连接尺寸相同)
- 当导阀是用两个电磁铁的二位阀(脉冲式阀)，主阀是液压复位　O—导阀没有复位弹簧；OF—没有复位弹簧，有定位器(WH 无此项)
- A—普通电磁铁；E—螺纹连接电磁铁
- G24—直流电压 24V；W220-50—交流电压 220V，频率 50Hz；用直流电磁铁，使用与频率无关的交流电压　W110R*—110V；W220R*—220V　(*：只能用 Z5 型带内装式整流器的插头)　其他电压见电气参数表(WH 无此项)
- 无标记—不带故障检查按钮；N—带故障检查按钮(WH 无此项)
- 控制油结构形式：无标记—外供外排型；E—内供外排型；ET—内供内排型；T—外供内排型
- 无标记—没有换向时间调节器；S—有换向时间调节器；进口节流；S_2—有换向时间调节器；出口节流
- 电器连接形式(见电器连接尺寸图)(WH 无此项)
- 附加装置号(见附加装置位置图)
- 无标记—不带插入式阻尼器；B08—阻尼器节流孔直径 0.8mm；B10—阻尼器节流孔直径 1.0mm；B12—阻尼器节流孔直径 1.2mm；B15—阻尼器节流孔直径 1.5mm；(WH 无此项)
- 无标记—不带预压阀；P4.5—带预压阀，开启压力 0.45MPa
- 无标记—不带定比减压阀；DI—定比减压阀(减压比 1∶0.66)
- 无标记—矿物质液压油；V—磷酸酯液压液
- 其他细节用文字说明

（3）技术规格及特性曲线（见表 8.1-191 ~ 表 193 ~ 表 8.1-195）8.1-192、图 8.1-68 ~ 图 8.1-71），机能符号（见表 8.1-

表 8.1-191 技 术 规 格

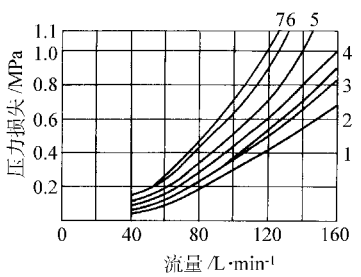
通径/mm			10	16		22		25	32	
型 号	电液动换向阀		4WEH	4WEH	H-4WEH	4WEH	H-4WEH	4WEH	4WEH	H-4WEH
最大允许工作压力/MPa	A. B. P 口		28	28	35	28	35	35	28	35
	T 口	外泄	25							
		内泄	直流电磁铁 16 交流电磁铁 10							
	Y 口 外泄		直流电磁铁 16 交流电磁铁 10							
最小控制压力/MPa	三位弹簧对中		1.0	1.2		1.05	1.25	1.3	0.85	
	三位液压对中		—	1.2		—		1.8	0.85	
	二位弹簧复位		1.0	1.2		1.1	1.4	1.3	1.0	
	二位液压复位		0.7	1.2		0.8		0.8	0.5	
	压力插装件		0.45	（用于滑阀机能 C. F. G. H. P. T. V. Z. S）						
最大控制压力/MPa			25	25		21		25	25	
流量/L·min^{-1}			160	300		450		650	1100	
质量/kg			6.4	8.3		11.5		17.6	40.5	
			6.8	8.6		11.9		19	41	
			0.8	0.8		0.8		0.8	0.8	
			0.5	0.5		0.5		0.5	0.5	

表 8.1-192 电 气 规 格

电压类别	直 流 电 压	交 流 电 压
电压/V	12、24、42、60、96、110、180、195、220	42、110、127、220/50Hz 110/120/220/50Hz
消耗功率/W	26	—
吸合功率/V·A	—	46
启动功率/V·A	—	130
运行状态	连续	
环境温度/℃	50	
最高线圈温度/℃	50	
保护装置	IP65，符合 DIN40050	

滑阀机能	中位		
	A→T	B→T	P→T
F	3	–	6
G	–	–	7
H	1	3	5
P	–	7	5

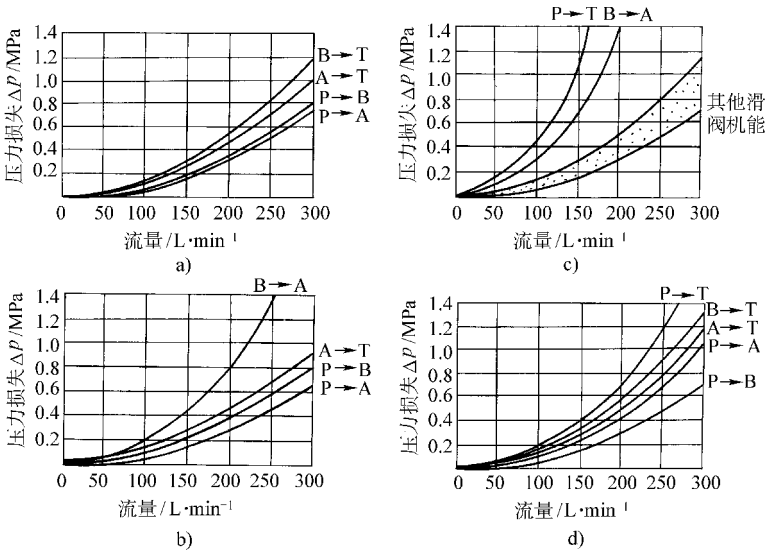
滑阀机能	中位		
	A→T	B→T	P→T
T	–	–	7
L	3	–	–
U	–	4	–



油流方向 滑阀机能	切换位置			
	P→A	P→B	A→T	B→T
E	1	2	4	5
F	1	4	1	4
G	4	2	2	6
H	4	4	1	4
J	1	2	1	3
L	2	3	1	4
M	4	4	3	4
P	4	1	3	4
Q	2	2	3	5
R	2	3	3	5
U	3	3	3	4
V	2	2	3	5
W	2	2	3	5
T	4	2	2	6

试验条件：41mm^2/s，t=50℃

图 8.1-68 4WEH10 型特性曲线



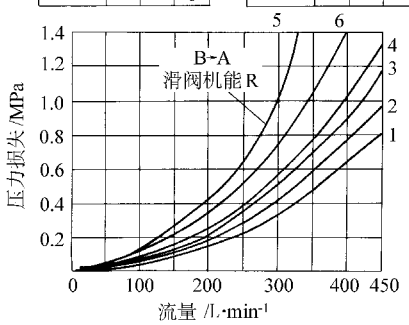
试验条件：$\nu=41\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$，$t=50℃$

图 8.1-69　4WEH16 型特性曲线

a）E 型机能　b）R 型机能　c）S 型机能　d）G 和 T 型机能

滑阀机能	零位		
	A→T	B→T	P→T
F	–	–	4
G	–	–	6
H	–	–	2
P	–	–	6

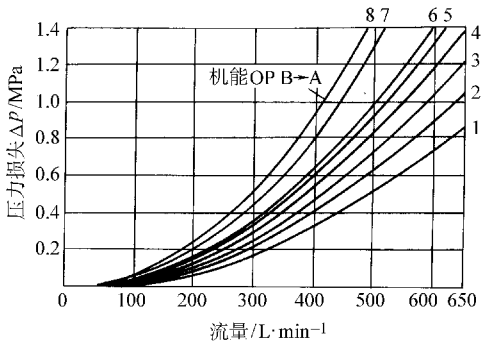
滑阀机能	零位		
	A→T	B→T	P→T
T	–	–	5
L	4	–	–
U	–	6	–



滑阀机能 \ 曲线号	切换位置			
	P→A	P→B	A→T	B→T
E	2	2	1	4
F	1	2	1	2
G	2	2	2	4
H	2	2	1	3
J	2	2	1	3
L	2	2	1	2
M	2	2	1	4
P	2	2	1	4
Q	2	2	1	4
R	1	2	1	–
U	2	2	1	4
V	2	2	1	4
W	2	2	1	3
T	2	2	2	4

试验条件：$\nu=41\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$，$t=50℃$

图 8.1-70　4WEH22 型特性曲线



4WEH25 型特性曲线

试验条件：$\nu=41\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$，$t=50℃$

7—G 型机能中间位置　P→T

8—T 型机能中间位置　P→T

滑阀机能 \ 曲线号	切 换 位 置			
	P→A	B→T	P→B	A→T
E	1	3	1	1
F	1	3	4	3
G	3	4	1	2
H	4	4	4	3
J	2	5	2	3
L	2	3	2	3
M	4	4	4	1
P	4	5	1	1
Q	2	5	2	3
R	2	—	1	1
T	3	4	1	2
U	2	6	1	1
V	4	6	4	3
W	1	3	1	1

a)

图 8.1-71　4WEH25 及 4WEH32 特性曲线

a）4WEH25 型特性曲线

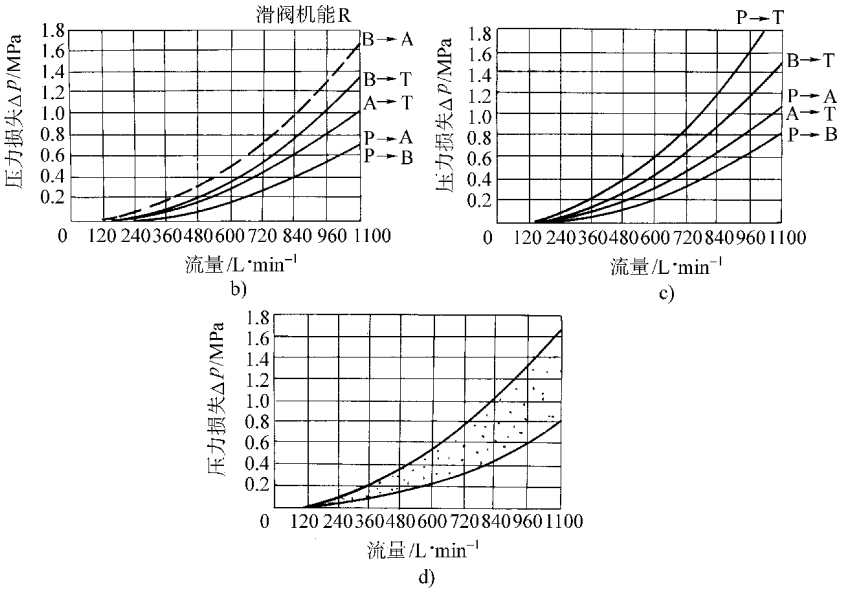


图 8.1-71 4WEH25 及 4WEH32 特性曲线(续)

b) 4WEH32E、R 和 W 型机能 c) 4WEH32G 和 T 型机能 d) 4WEH32 除 W、T、R、G 和 E 型外的其余机能 b)、c)、d)的试验条件：$\nu = 36mm^2 \cdot s^{-1}$，$t = 50℃$

表 8.1-193 三位阀简化的机能符号

(符合 DIN24300)

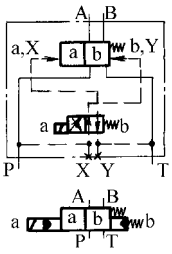
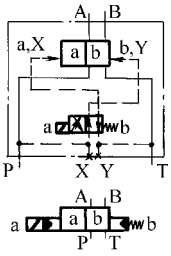
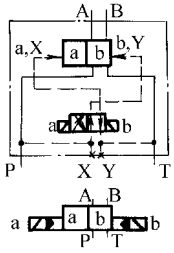
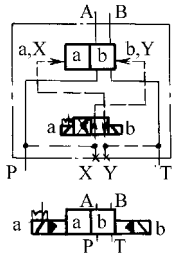
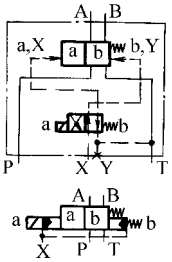
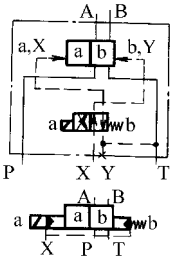
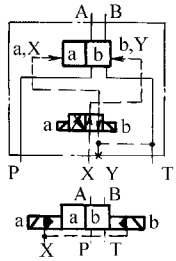
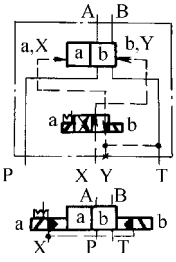
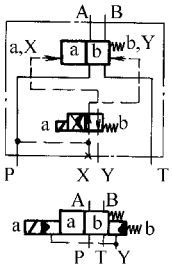
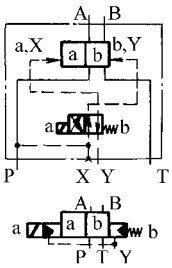
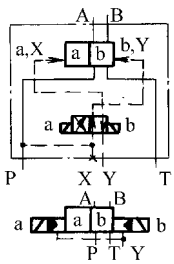
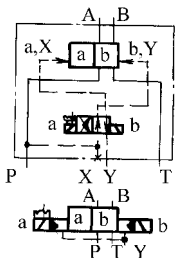
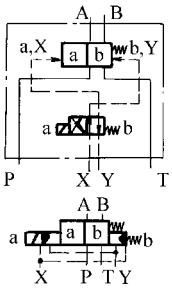
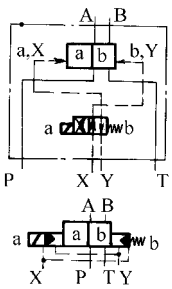
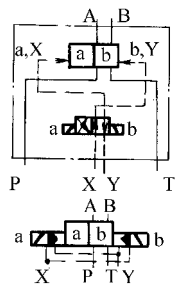
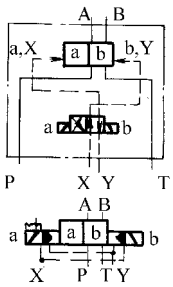
弹簧对中式型号	滑阀机能	机能符号	过渡机能符号
4WEH …E…/…	E	a b	
4WEH …F…/…	F		
4WEH …G…/…	G		
4WEH …H…/…	H		
4WEH …J…/…	J		
4WEH …L…/…	L		
4WEH …M…/…	M		
4WEH …P…/…	P		

(续)

弹簧对中式型号	滑阀机能	机能符号	过渡机能符号
4WEH …Q…/…	Q		
4WEH …R…/…	R		
4WEH …S…/…	S		
4WEH …T…/…	T		
4WEH …U…/…	U		
4WEH …V…/…	V		
4WEH …W…/…	W		

注：WEH25 和 WEH32 型换向阀没有“S”型机能。

表 8.1-194　二位阀的详细符号和简化符号

	4WEH…/…ET型	4WEH…H…/…ET型	4WEH…H…/O…ET型	4WEH…H…/OF…ET型
X = 内部 Y = 内部				
X = 外部 Y = 内部	4WEH…/…T 型	4WEH…H…/…T 型	4WEH…H…/O…T 型	4WEH…H…/OF…T 型
				
X = 内部 Y = 外部	4WEH…/…E 型	4WEH…H…/…E 型	4WEH…H…/O…E 型	4WEH…H…/OF…E 型
				
X = 外部 Y = 外部	4WEH…/…型	4WEH…H…/…型	4WEH…H…/O…型	4WEH…H…/OF…型
				

…H…/O 和…H…/OF 不用于 Y 型滑阀

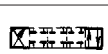
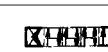
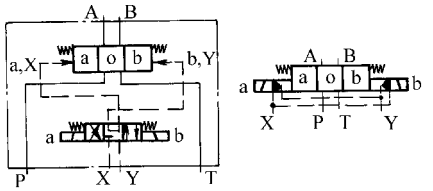
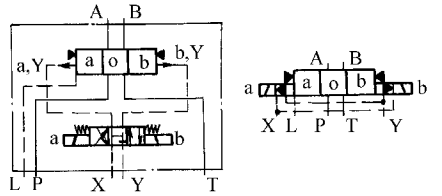
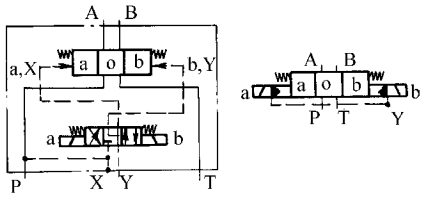
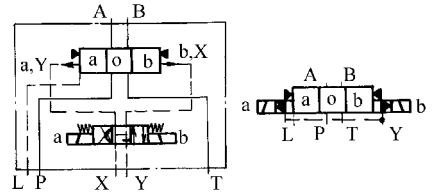
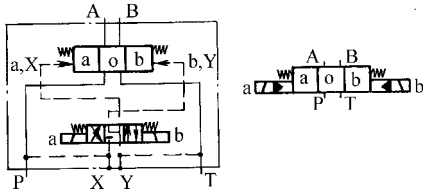
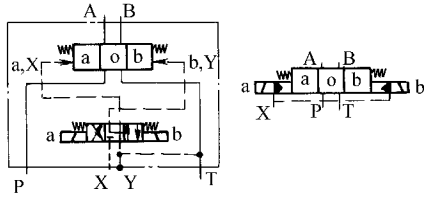
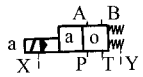
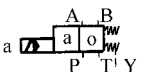
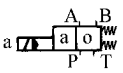
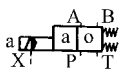
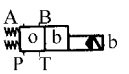
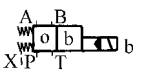
滑阀机能	C	D	K	Z	Y
符号(切换特性)					
带过渡位置符号					

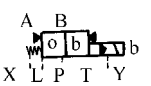
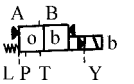
表 8.1-195 三位换向阀的详细符号和简化符号

	弹 簧 对 中	液 压 对 中
X = 外部 Y = 外部	4WEH…/…型 	4WEH…H…/…型 
X = 内部 Y = 外部	4WEH…/…E…型 	4WEH…H…/…E…型 
X = 内部 Y = 内部	4WEH…/…ET…型 	4WEH…H…/…ET 型和 4WEH…H…/…T 型 没有三位阀
X = 外部 Y = 内部	4WEH…/…T…型 	

4WEHA50/…、4WEHA50/…(弹簧复位简化符号)

4WEH…A50/…型 	4WEH…A50/…E 型 	4WEH…B50/…型 	4WEH…B50/…型
4WEH…A50/…ET 型 	4WEH…A50/…T 型 	4WEH…B50/…ET 型 	4WEH…B50/…T 型 

4WEH H A50/…、4WEH H B50/…(液压复位简化符号)

4WEH…HA50/…型 	4WEH…HA50/…E 型 	4WEH…HB50/…型 	4WEH…HB50/…型 

(4) 外形尺寸(见图 8.1-72 ~ 图 8.1-76,表 8.1-196)

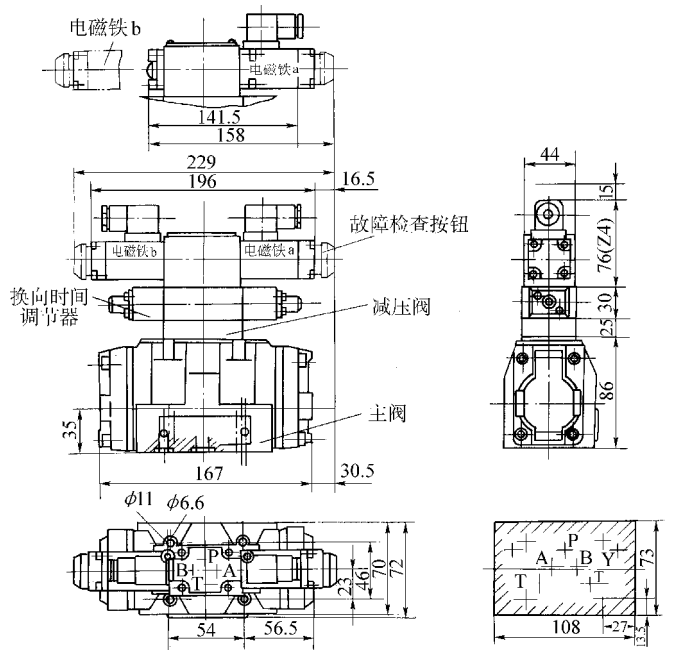


图 8.1-72　4WEH10 型电液换向阀外形尺寸图

连接板：G535/01(G3/4)；G536/01(G1)；534/01(G3/4)

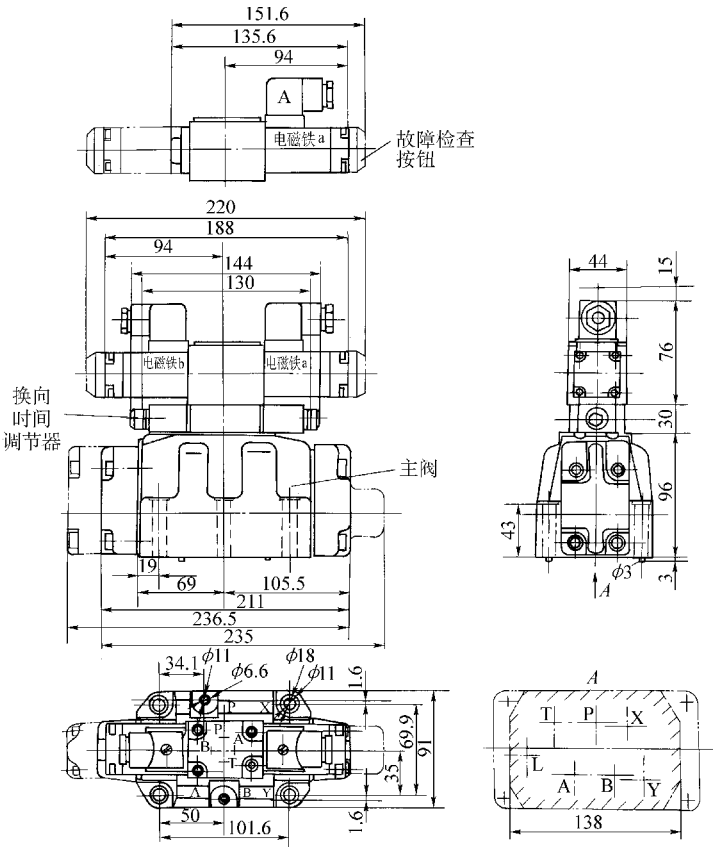


图 8.1-73　4WEH16 型电液换向阀外形尺寸图

连接板：G172/01(G3/4)；G172/02(M27×2)；G174/01(G1)；G174/02(M33×2)；G174/08

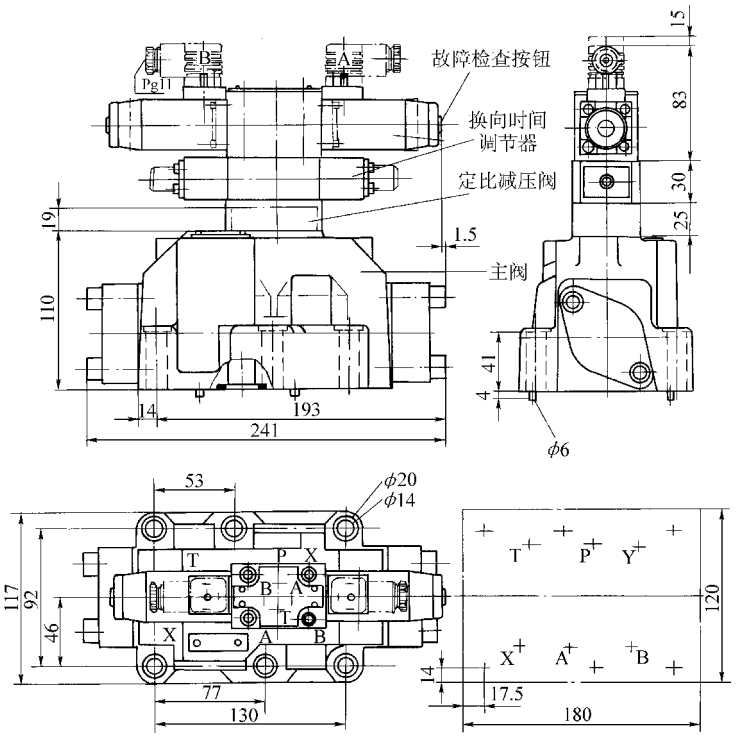


图 8.1-74 4WEH22 型电液换向阀外形尺寸

连接板：1G151/01(G1)；G154/01(G11/4)；G156/01(G11/2)

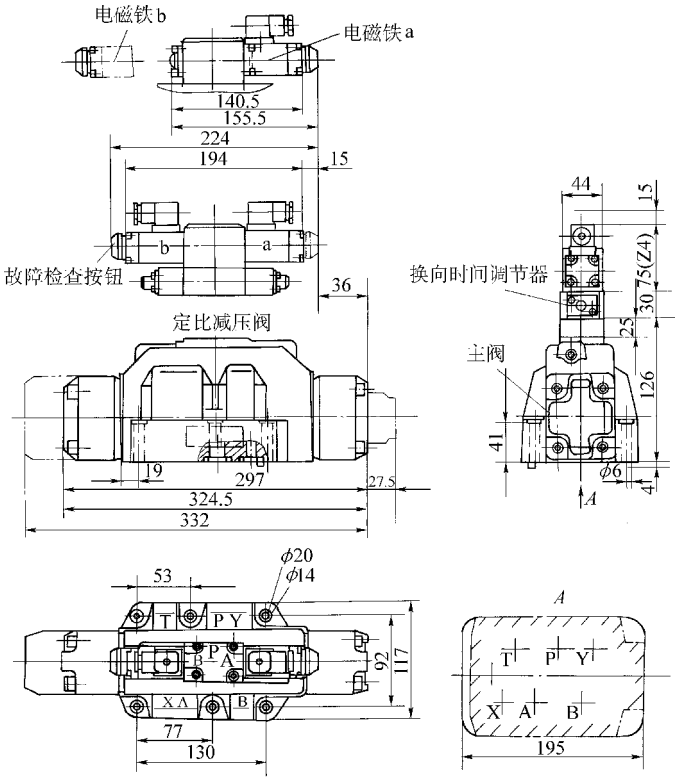


图 8.1-75 4WEH25 型电液换向阀外形尺寸图

连接板：G151/01(G1)；G153/01(G1)；G154/01(G11/4)；G156/01(G11/2)；G154/08

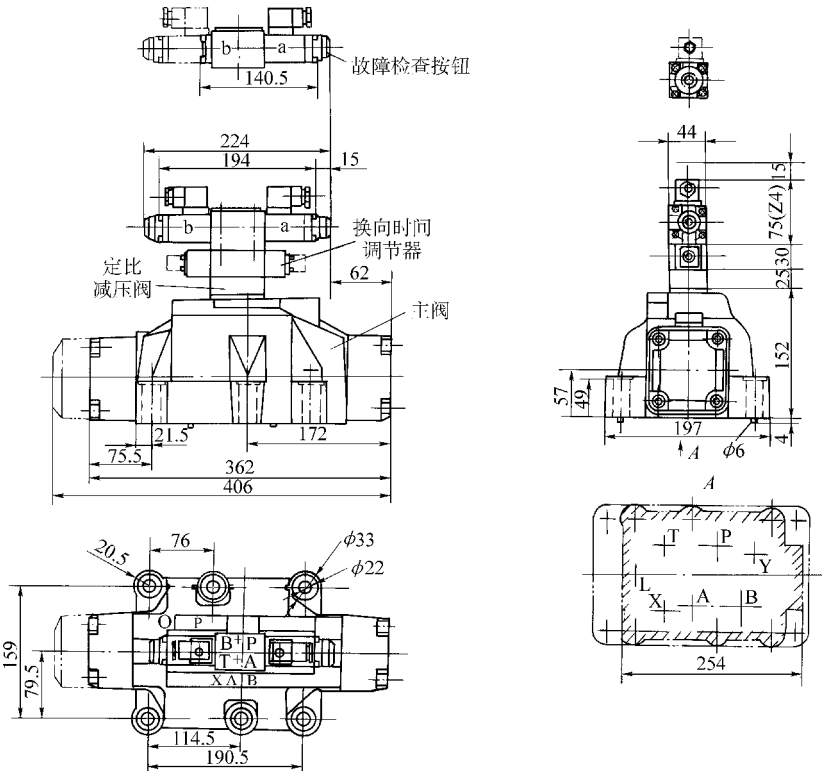


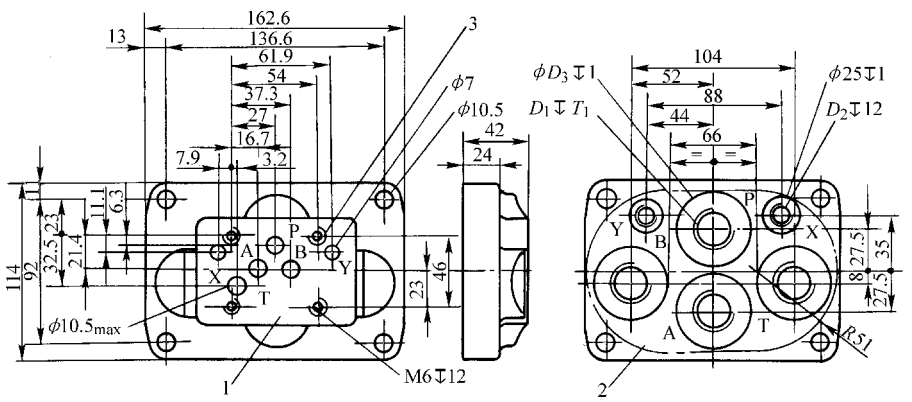
图 8.1-76　4WEH32 型电液换向阀外形尺寸图

连接板：G157/01(G11/2)；G157/02(M48×2)；G158/10

表 8.1-196　安 装 底 板　　(mm)

通径 10

G535/01
G535/02
G536/01
G536/02



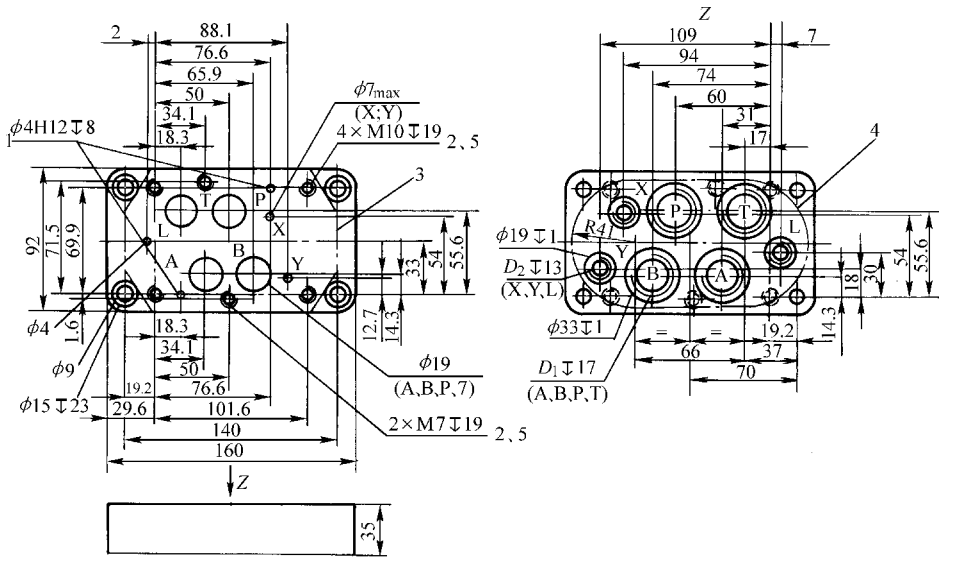
型　　号	D_1	D_2	ϕD_3	T_1	阀固定螺钉	质量/kg
G535/01	G3/4	G1/4	42	16	4 个螺钉 M6-10.9 级内六角螺钉	3.6
G535/02	M27×2	M14×1.5	42	16		
G536/01	G1	G1/4	47	18		
G536/02	M33×2	M14×1.5	47	18		

1—阀安装面　2—前面板开口　3—阀固定孔

（续）

通径16

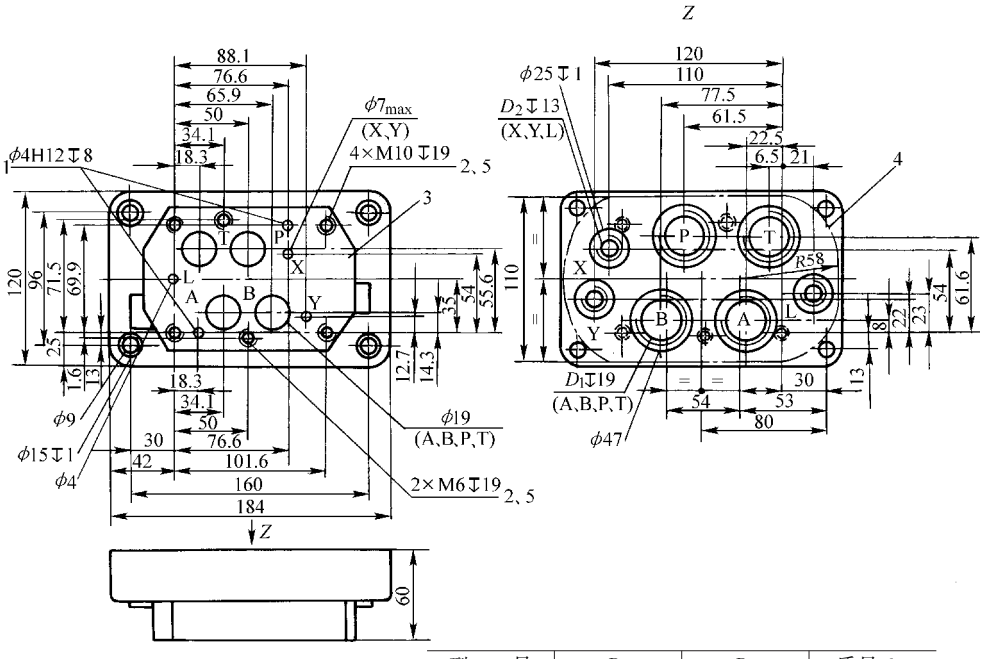
G172/01
G172/02



型　　号	D_1	D_2	质量/kg
G172/01	G3/4	G1/4	2.8
G172/02	M27×2	M14×1.5	

1—定位销孔
2—阀固定孔
3—阀安装面
4—前面板阀口
5—阀固定螺钉
4个M10—10.9级
2个M7—10.9级

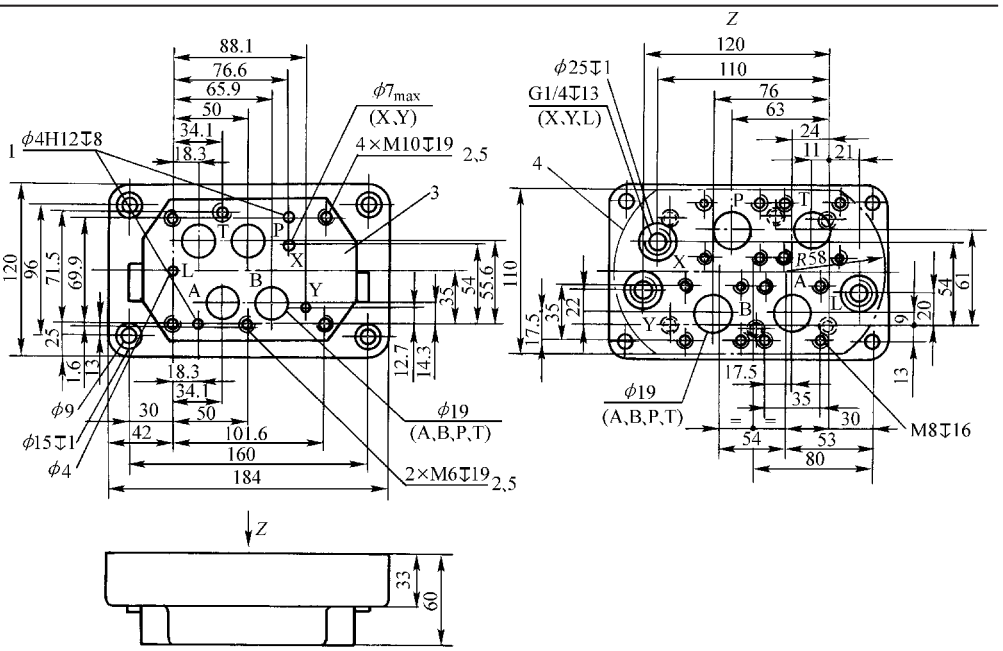
G174/01
G174/02



型　　号	D_1	D_2	质量/kg
G174/01	G1	G1/4	5.5
G174/02	M33×2	M14×1.5	

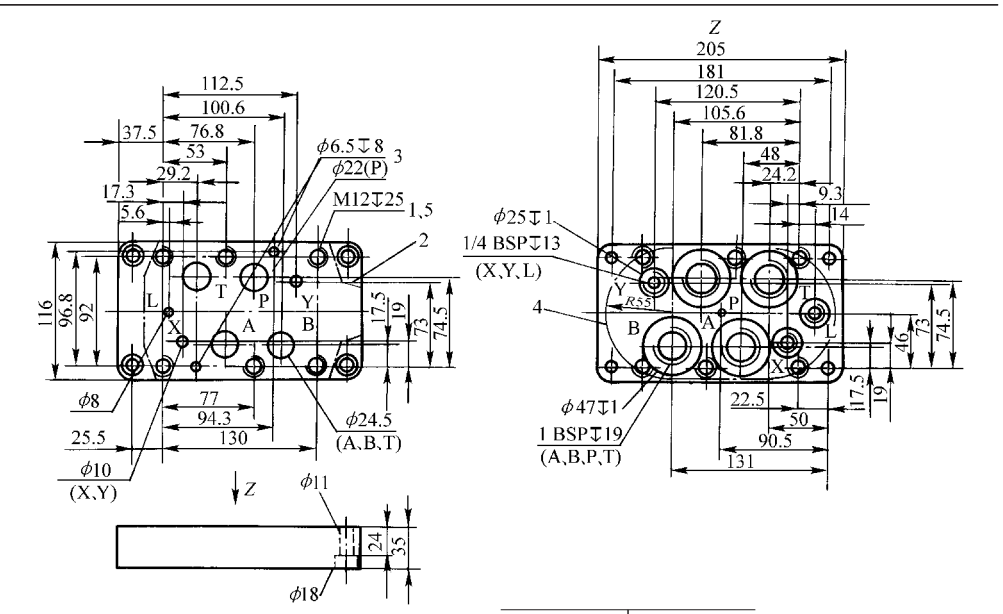
1—定位销孔
2—阀固定孔
3—阀安装面
4—前面板阀口
5—阀固定螺钉
4个M10—10.9级
2个M6—10.9级

（续）

通径16	G174/08	

型　　号	连接法兰	质量/kg
G174/08		5.5

1—定位销孔　　3—阀安装面　　5—阀固定螺钉
2—阀固定孔　　4—前面板阀口　　4个M10—10.9级
2个M6—10.9级

通径22 通径25	G151/01 G153/01	

型　　号	质量/kg
G151/01	5
G153/01①	

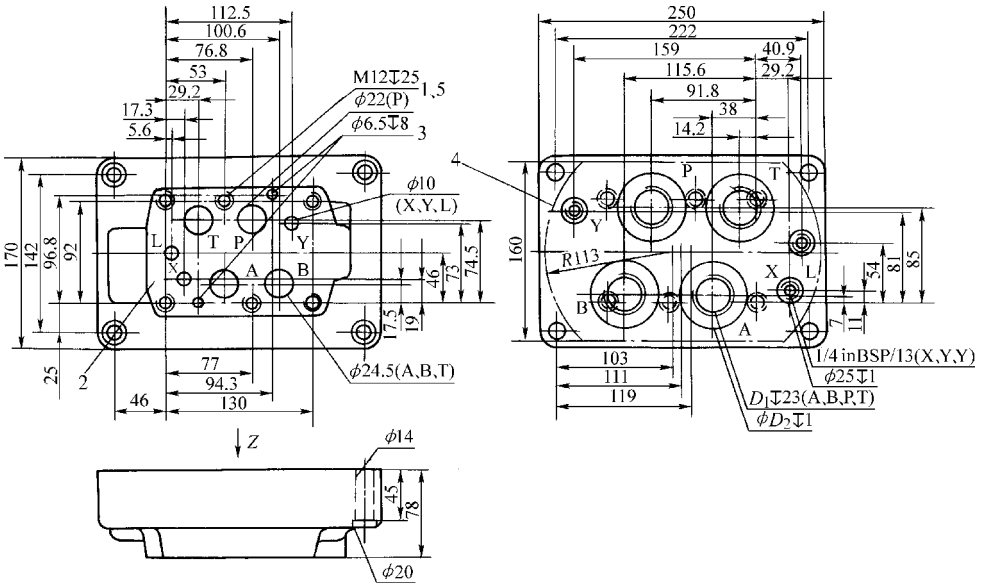
①用于压力对中的阀

1—定位销孔　　3—阀安装面　　5—阀固定螺钉
2—阀固定孔　　4—前面板阀口

（续）

通径22

G154/01
G156/01

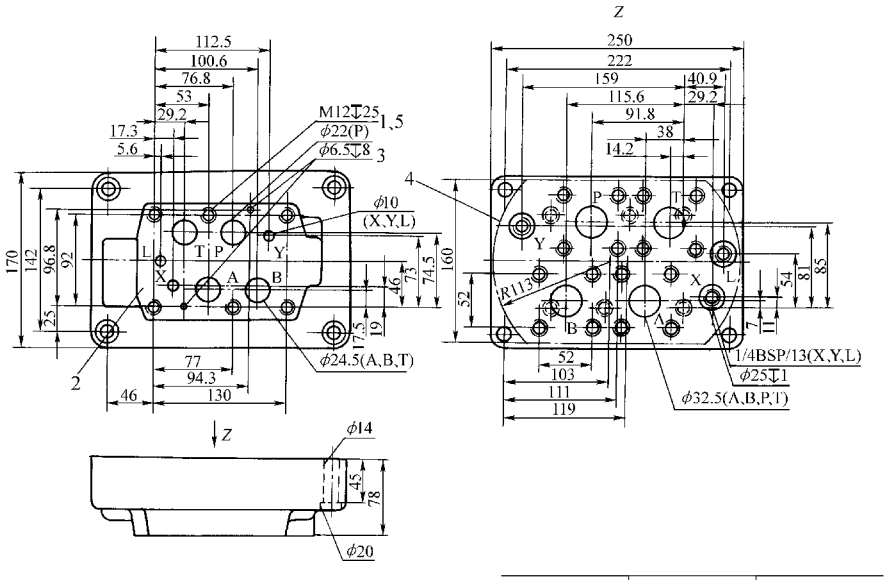


型　　号	D_1	ϕD_2	质量/kg
G154/01	G1¼	58	16
G156/01	G1/2	65	

1—定位销孔　　3—阀安装面　　5—阀固定螺钉
2—阀固定孔　　4—前面板阀口　　6 个 M12—10.9 级

通径25

G154/08



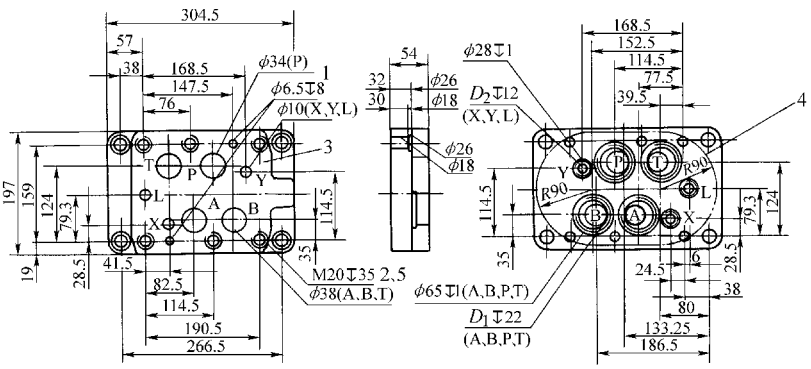
型　　号	连接法兰	质量/kg
G154/08		16

1—定位销孔　　3—阀安装面　　5—阀固定螺钉
2—阀固定孔　　4—前面板阀口　　6 个 M12—10.9 级

（续）

通径32

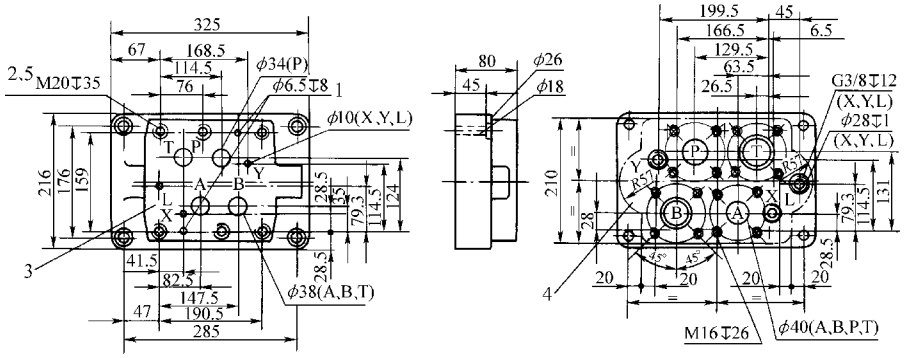
G157/01
G157/02



型　　号	D_1	D_2	质量/kg
G157/01	G1½	G3/8	18
G157/02	M48×2	M18×1.5	

1—定位销孔　　3—阀安装面　　5—阀固定螺钉
2—阀固定孔　　4—前面板阀口　　6 个 M20—10.9 级

G158/10



型　　号	连接法兰	质量/kg
G172/01		30.5

1—定位销孔　　3—阀安装面　　5—阀固定螺钉
2—阀固定孔　　4—前面板阀口　　6 个 M20—10.9 级

7.4.4 WMM 型手动换向阀

（1）结构原理

手动换向阀是利用手动杠杆来操纵的方向控制阀。该阀根据定位方式的不同，有弹簧复位式和钢球定位式两种结构。

图 8.1-77 是 WMM 型弹簧复位式手动换向阀的结构原理图。该阀是三位四通的，当操纵手柄 2 的外力取消后，复位弹簧 4 把阀芯 3 推回到中位，故又称弹簧对中式。对二位四通弹簧复位式手动换向阀，当操纵手柄的外力取消后，复位弹簧把阀芯推回到初始位置。

钢球定位式是当操纵手柄的外力取消后，阀芯依靠钢球定位保持在换向位置。

（2）型号说明

□WMM □ □ □ / □ □ □ □

- 通数：3—三通；4—四通
- 手动换向阀
- 通径(mm)：6、10、16
- 滑阀机能
- 设计号：50—50 系列(50～59 系列尺寸与结构不变)，适用 NG610—10 系列(10～19 系列尺寸与结构不变)，适用 NG10
- 复位型式：无标记—弹簧复位；F—带定位装置
- 缓冲阻尼器：无标记—无插装节流孔；B08—节流孔 ϕ0.8mm；B10—节流孔 ϕ1.0mm；B12—节流孔 ϕ1.2mm
- 介质：无标记—HLP 矿物液压油；V—磷酸酯液
- 其他说明

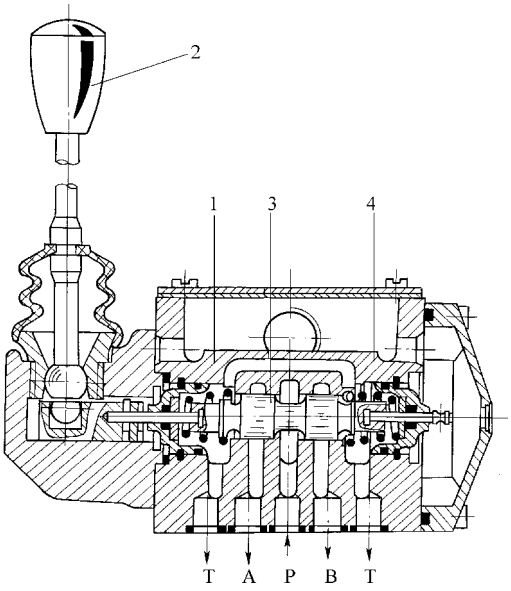


图 8.1-77 WMM 型弹簧复位式手动换向阀结构原理图

1—阀体 2—手柄 3—阀芯 4—复位弹簧

滑阀机能见图 8.1-78。

（3）技术规格及特性曲线（见表 8.1-197、表 8.1-198）

（4）外形尺寸（见表 8.1-199）

表 8.1-197 技 术 规 格

通径/mm		6	10	16
最高工作压力/MPa	油口 A、B、P	31.5	31.5	35
	油口 T	16	15	25
流量/L·min^{-1}		60	100	300
介质		HLP-矿物液压油，磷酸酯液		
介质温度/℃				－30～70
介质粘度/mm^2·s^{-1}		2.8～380		
操纵力/N	带定位装置	16～23	无回油压力	约 20
	带复位弹簧	20～27	有回油压力(16MPa)	约 30
质量/kg		1.4	4	8

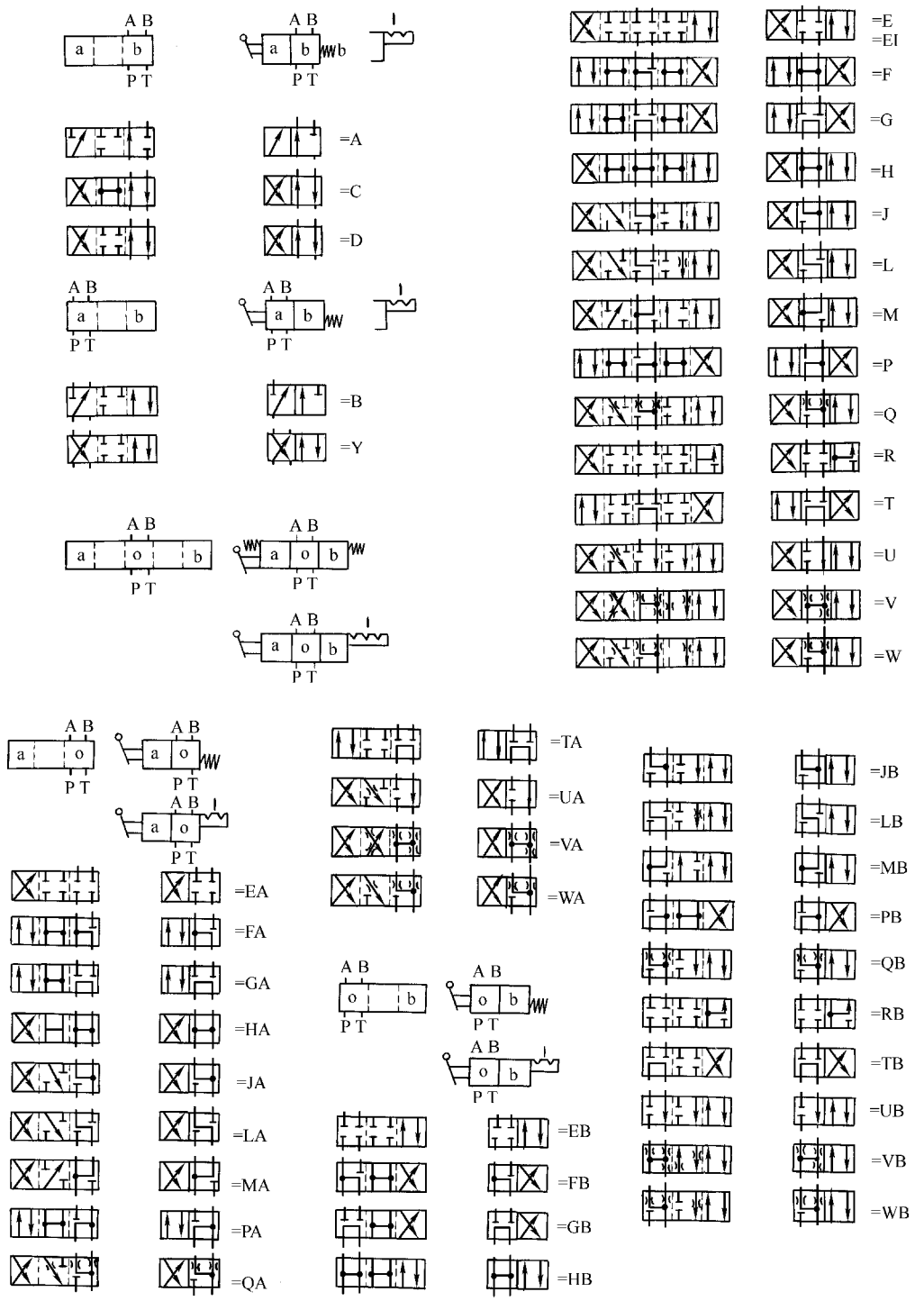
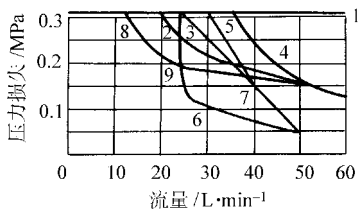
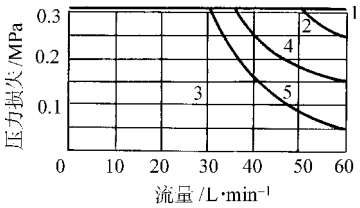

A B
a b
P T
=A
=C
=D
=B
=Y
o
=E
=EI
=F
=G
=H
=J
=L
=M
=P
=Q
=R
=T
=U
=V
=W
=EA
=FA
=GA
=HA
=JA
=LA
=MA
=PA
=QA
=TA
=UA
=VA
=WA
=EB
=FB
=GB
=HB
=JB
=LB
=MB
=PB
=QB
=RB
=TB
=UB
=VB
=WB

图 8.1-78　滑阀机能

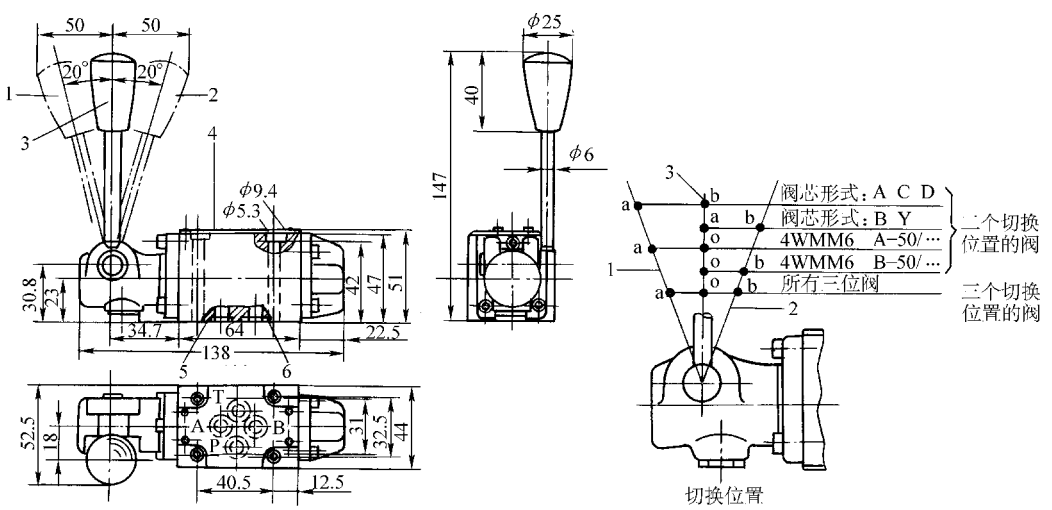
表 8.1-198 特性曲线规格

WMM-带定位器	WMM-弹簧复位
	

滑阀机能对应曲线号		滑阀机能对应曲线号
1 E1 M H C D Y	6 V	1 E E1 M J L Q U W C D Y G H R
2 E J Q L U W	7 P	2 A B
3 A B	8 R	3 V
4 G	9 T	4 F P
5 F		5 T

表 8.1-199 外 形 尺 寸

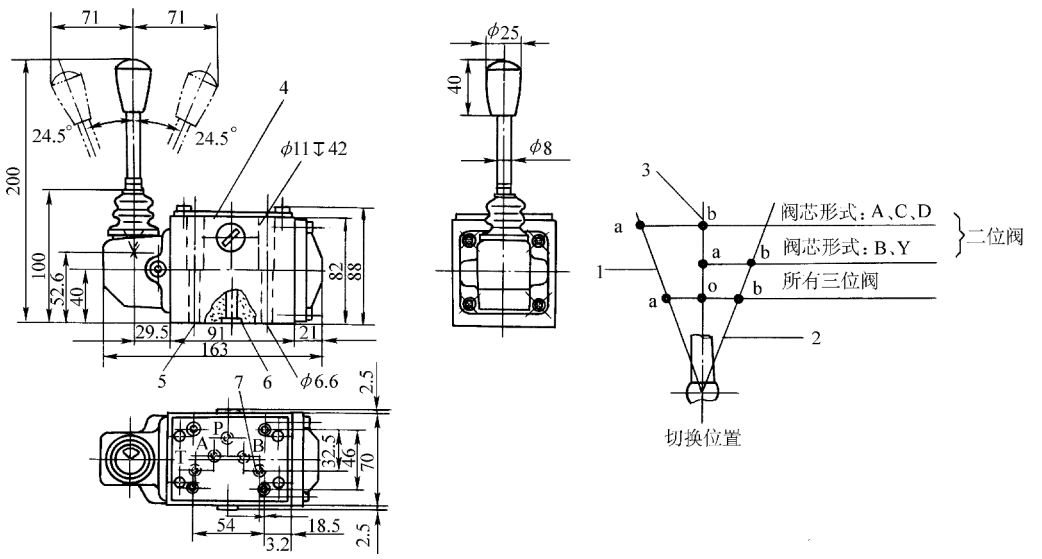
WMM6 型



阀型号	底板型号	连接螺纹	
WMM6*	G341/01	G1/4	尺寸见 WE6 底板
	G342/01	G3/8	
	G502/01	G1/2	

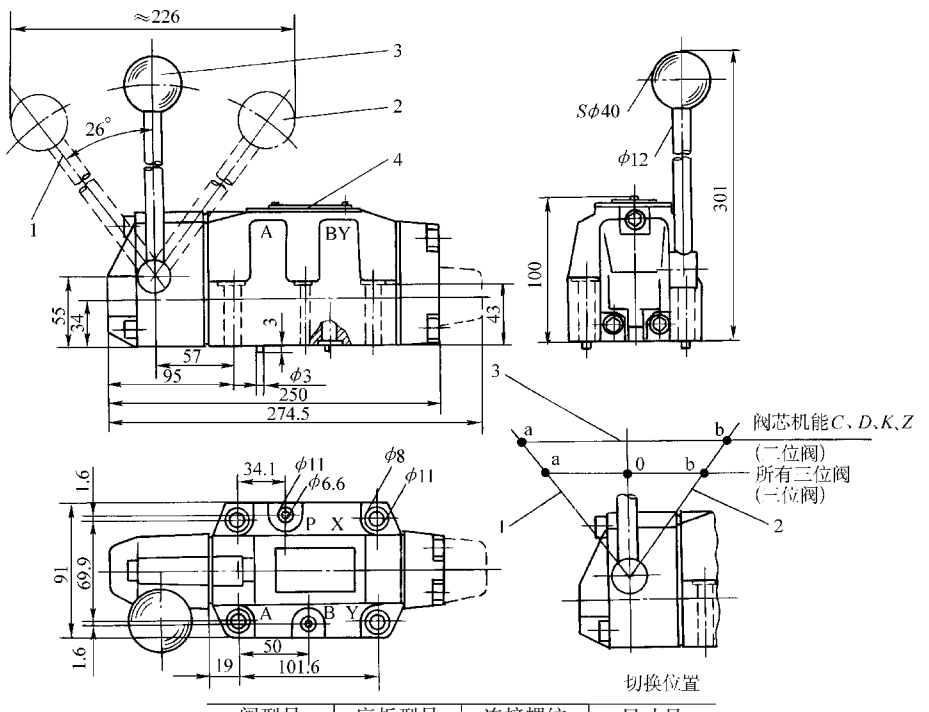
（续）

WMM10型



阀型号	底板型号	连接螺纹	尺寸见
WMM10*	G66/01	G3/8	WE10 底板
	G67/01	G1/2	

WMM16型

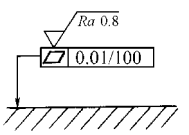


阀型号	底板型号	连接螺纹	尺寸见
WMM16*	G534/01	G3/4	WEH16 底板

说明

1—切换位置 a　2—切换位置 b　3—切换位置 0、a、b(二位阀上 a 和 b)　4—标牌　5—连接面　6—用于 A、B、P、T 口的 O 形圈 9.25×1.78（WMM6 型）、12×2(WMM10 型)　7—用控制块时，可用做辅助回油口

与阀连接表面的表面粗糙度和精度要求



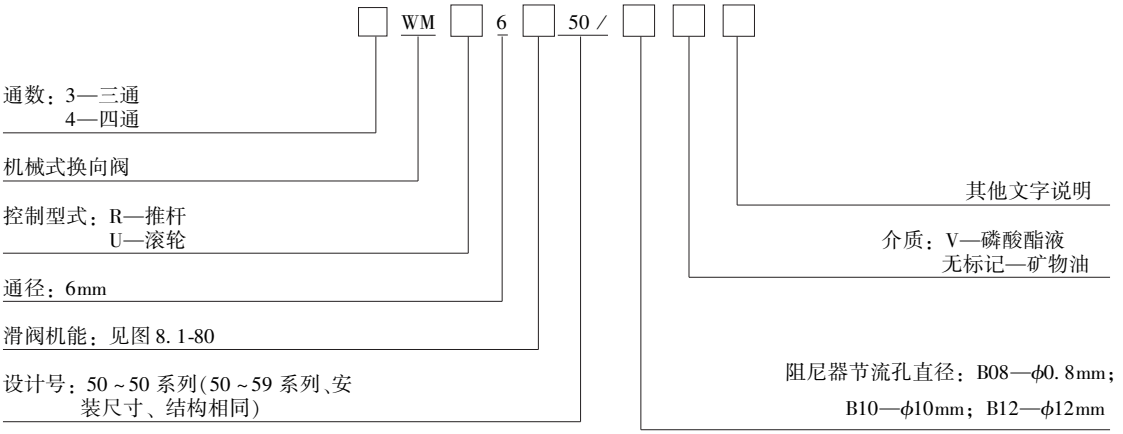
7.4.5 WM 型行程（滚轮）换向阀

行程（滚轮）换向阀是利用滚轮来操纵阀芯换向的方向控制阀。

（1）结构原理

图 8.1-79 是该阀的原理图。该阀换向原理与电磁换向阀是相同的，只是它的换向是靠滚轮的移动来控制的。

（2）型号说明



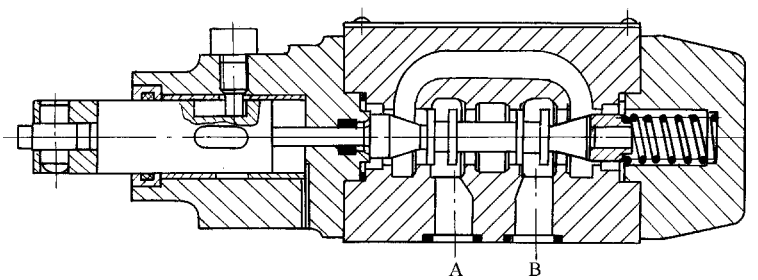


图 8.1-79 WMR6＊50/型换向阀工作原理图

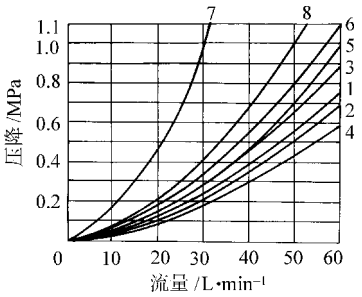
（3）技术规格、特性曲线（见表 8.1-200、表 8.1-201）及滑阀机能（见图 8.1-80）

（4）外形尺寸（见图 8.1-81）

表 8.1-200 技 术 规 格

工作压力/MPa	油口 A、B、P	31.5	油口 T	6
	对于 A 和 B 型，若工作压力超过最高回油压力，则油口 T 必须用做泄油口			
流量/L·min^{-1}		60	介质	矿物质液压油、磷酸酯液
介质温度/℃		－30～70	介质粘度/mm^2·s^{-1}	2.8～380
质量/kg		阀约 1.4，底板 G341 约 0.7，G342 约 1.2，G502 约 1.9		
工作压力(油口 A、B、P)/MPa		10	20	31.5
滚轮、推杆上的操纵力/N	无回油压力	约 100	约 112	约 121
	有回油压力	约 184	约 196	约 205
	p_T = 6MPa(max)	= 回油压力×1.4N		

表 8.1-201　特 性 曲 线

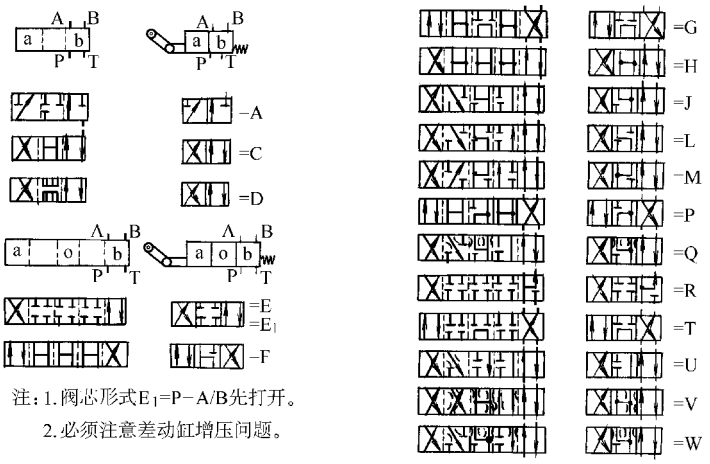


（试验条件：$\nu=360mm^2\cdot s^{-1}$，$t=50℃$）

阀芯型式	流动方向				阀芯型式	流动方向			
	P→A	P→B	A→T	B→T		P→A	P→B	A→T	B→T
A	3	3	—	—	M	2	4	3	3
B	3	3	—	—	P	2	3	3	5
C	1	1	3	1	O	1	1	2	1
D	5	5	3	3	R	5	5	4	
E	3	3	1	1	T	5	3	6	6
F	2	3	3	5	U	3	1	3	3
G	5	3	6	6	V	1	2	1	1
H	2	4	2	2	W	1	1	2	2
J	1	1	2	1	Y	5	5	3	3
L	1	1	2	2					

7 阀芯型式“R”，切换位置 B—A

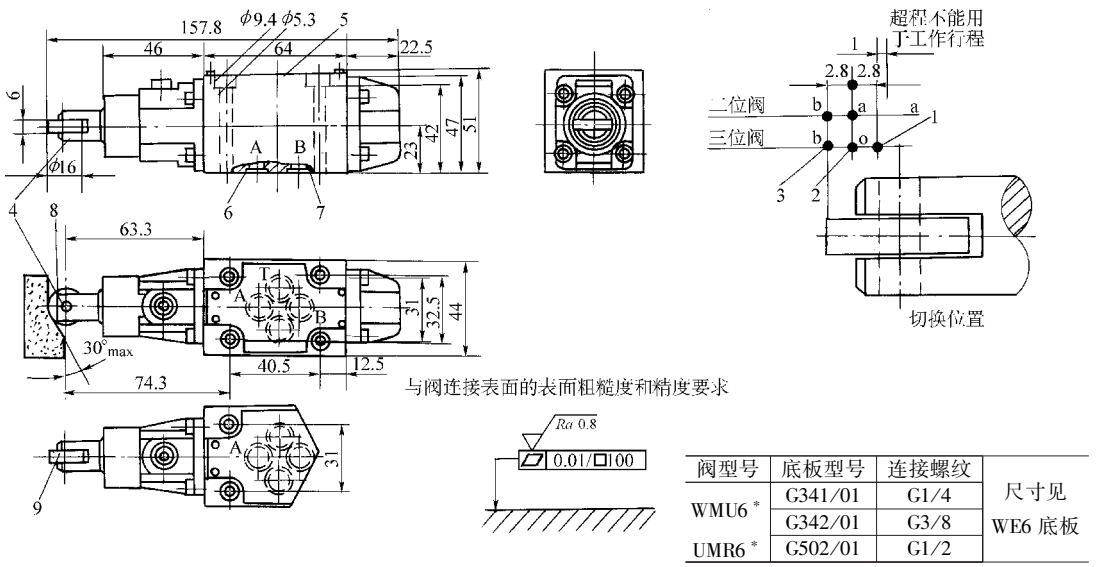
8 阀芯型式“G”，切换位置 P—T



注：1. 阀芯形式E_1=P—A/B先打开。

2. 必须注意差动缸增压问题。

图 8.1-80　滑阀机能



与阀连接表面的表面粗糙度和精度要求

阀型号	底板型号	连接螺纹	
WMU6*	G341/01	G1/4	尺寸见 WE6 底板
	G342/01	G3/8	
UMR6*	G502/01	G1/2	

图 8.1-81　外形尺寸

1—切换位置 a　2—切换位置 0 和 a（a 属于二位阀）　3—切换位置 b　4—液轮推杆能转 90°　5—标牌　6—连接面　7—用于 A、B、P、T 口的 O 形圈 9.25×1.78　8—WMR 型订货型号为“R”　9—WMU 型订货型号为“U”

7.5 叠加阀

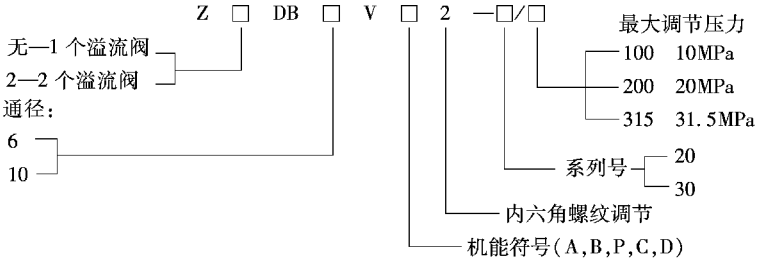
叠加阀可根据其不同的功能组成不同的叠加阀系统。

由叠加阀组成的液压系统其优点有：标准化、通用化、集成化程度高，设计、加工、装配周期短，结构紧凑、体积小、重量轻、占地面积小。当液压系统改变而需增减元件时，将其重新组装方便迅速。叠加阀可集中配置在液压站上，也可分散安装在设备上，配置型式灵活。叠加阀系统是无管连接结构，消除了因油管、管接头等引起的漏油、振动和噪声。叠加阀系统使用安全可靠，维修容易，外观整齐美观。其缺点是回路型式较少，通径较小，不能满足较复杂和大功率的液压系统需要。

7.5.1 叠加式压力控制阀

7.5.1.1 力士乐系列叠加式溢流阀

（1）型号说明



（2）图形符号

力士乐系列叠加式溢流阀机能，其符号见图8.1-82。

（3）技术规格

力士乐系列叠加溢流阀的技术规格见表8.1-202。

（4）特性曲线（见图8.1-83、图8.1-84）

（5）外形尺寸（见图8.1-85、图8.1-86）

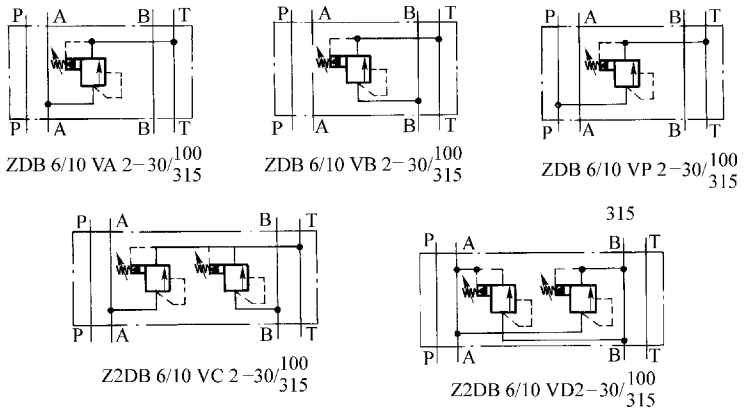


图 8.1-82 力士乐系列叠加溢流阀图形符号

表 8.1-202 叠加溢流阀的技术规格

通径/mm	6	10
型式	A，B，P，C，D	A，B，P，C，D
工作压力/MPa	31.5	31.5
调节压力/MPa	10 31.5	10 31.5

（续）

通径/mm	6	10
最大流量 /L·min^{-1}	60	100
质量/kg	ZDB 1.0 Z2DB 1.2	ZDB 2.4 Z2DB 2.6

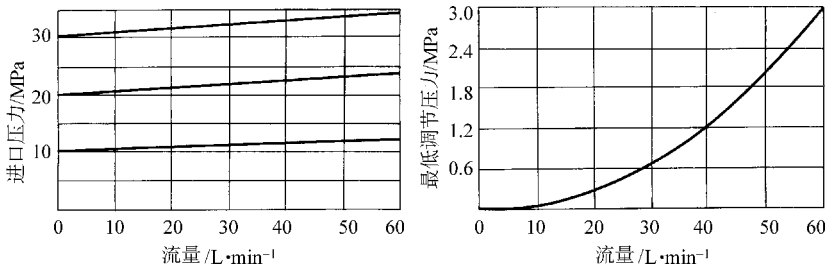


图 8.1-83　Z（2）DB-6 型溢流阀的特性曲线

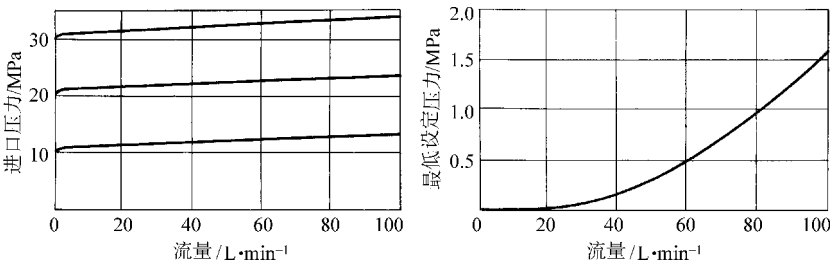


图 8.1-84　Z（2）DB-10 型溢流阀的特性曲线

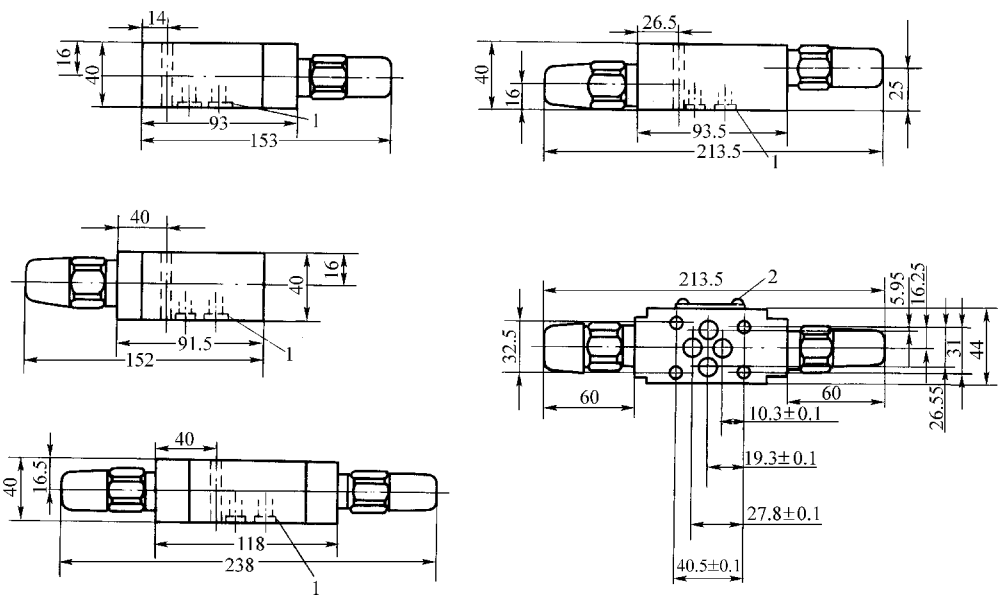


图 8.1-85　Z（2）DB-6 型溢流阀外形尺寸

1—O 形圈（GB/T 3452.1—2005）8.75×1.8　2—标牌

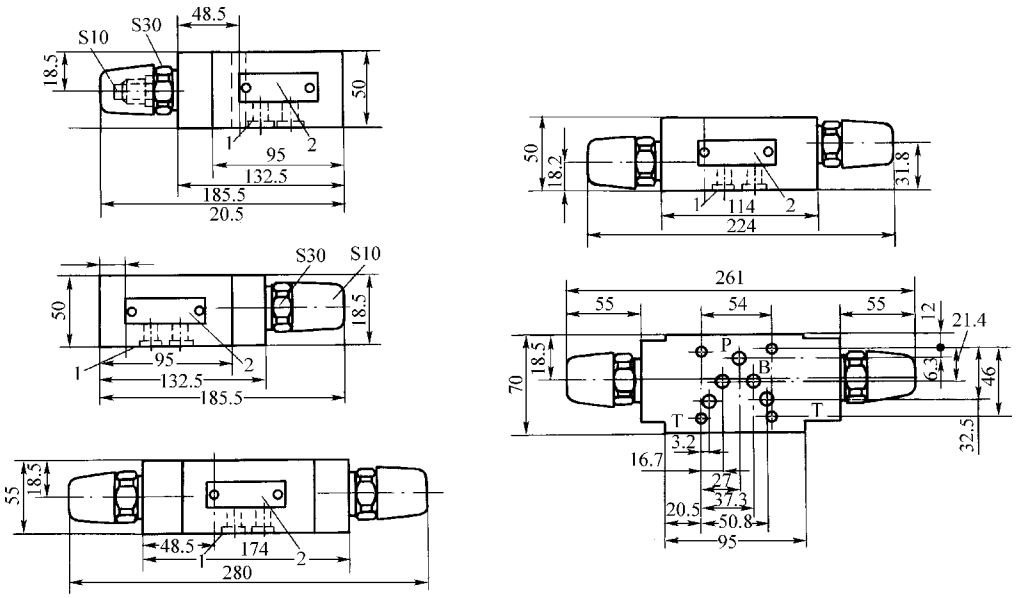
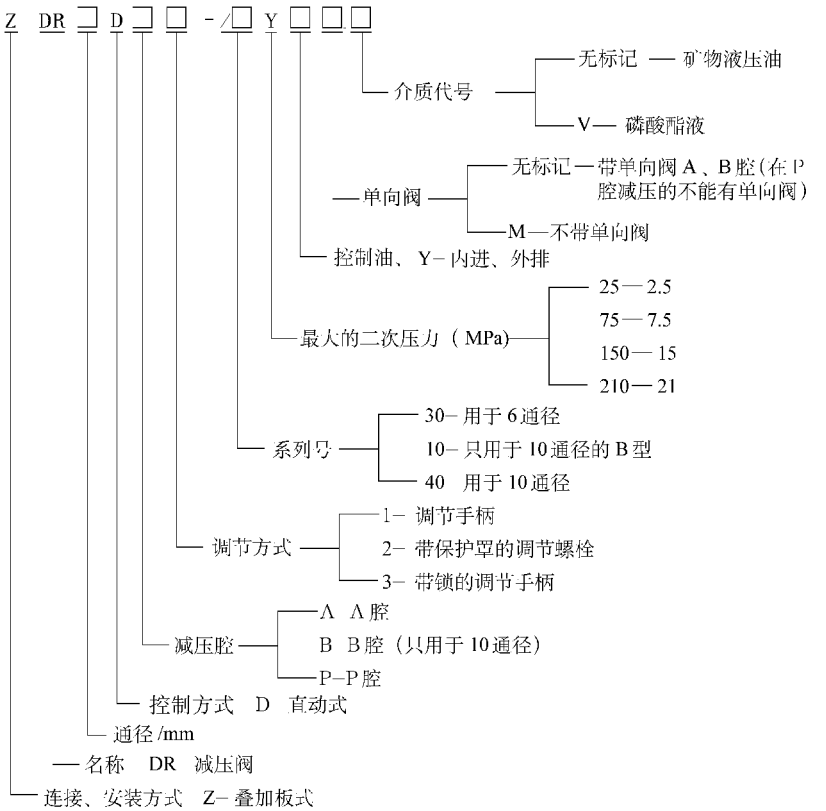


图 8.1-86 Z（2）DB-10 型溢流阀外形尺寸

1—O 形圈（GB/T 3452.1—2005）12.5×1.8 2—标牌

7.5.1.2 力士乐系列叠加式减压阀

（1）型号说明



（2）图形符号

力士乐系列叠加减压阀有5种机能，其符号见图8.1-87。

（3）技术规格

力士乐叠加减压阀的技术规格见表8.1-203。

（4）外形尺寸（见图8.1-88～图8.1-90）

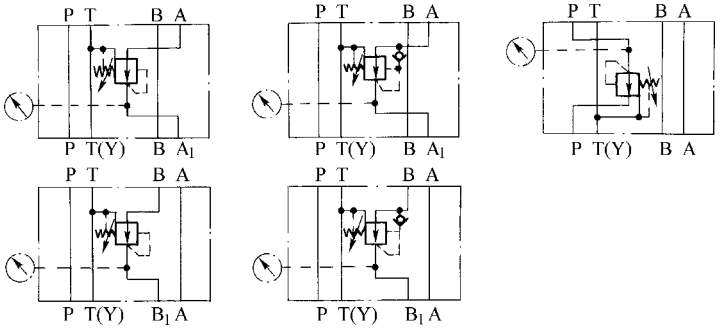


图8.1-87　力士乐叠加减压阀图形符号

表8.1-203　叠加减压阀的技术规格

通　　径	6	10
型式	DA/YM，DA/Y，DP/YM	DA/YM，DA/Y，DP/YM，DB/YM，DB/Y
工作压力/MPa	21	21
出口压力/MPa	～21	～21
最大流量/L·min^{-1}	30	50
质量/kg	1.2	—

（续）

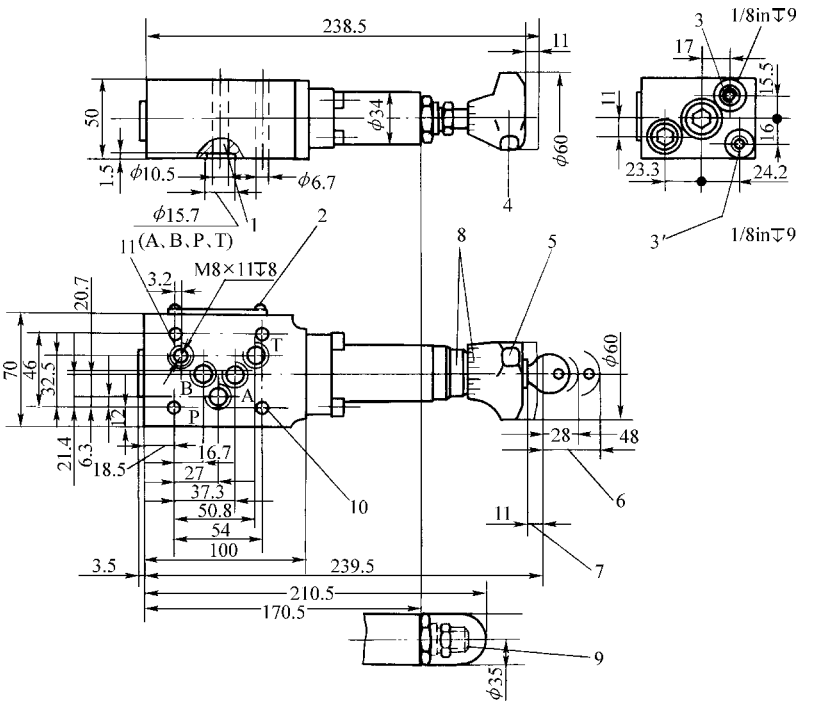


图8.1-88　ZDR10DA及ZDR10DP型外形尺寸

1—密封圈　2—标牌　3—压力表接口（ZDR10DP）　3′—压力表接口（ZDR10DA）　4—压力调节型式“1”
5—压力调节型式“3”　6—钥匙拔出尺寸　7—行程　8—调节刻度套　9—压力调节型式“2”
10—安装孔　11—2.5MPa压力级时此孔堵死，7.5、15、21MPa时此孔作泄漏孔

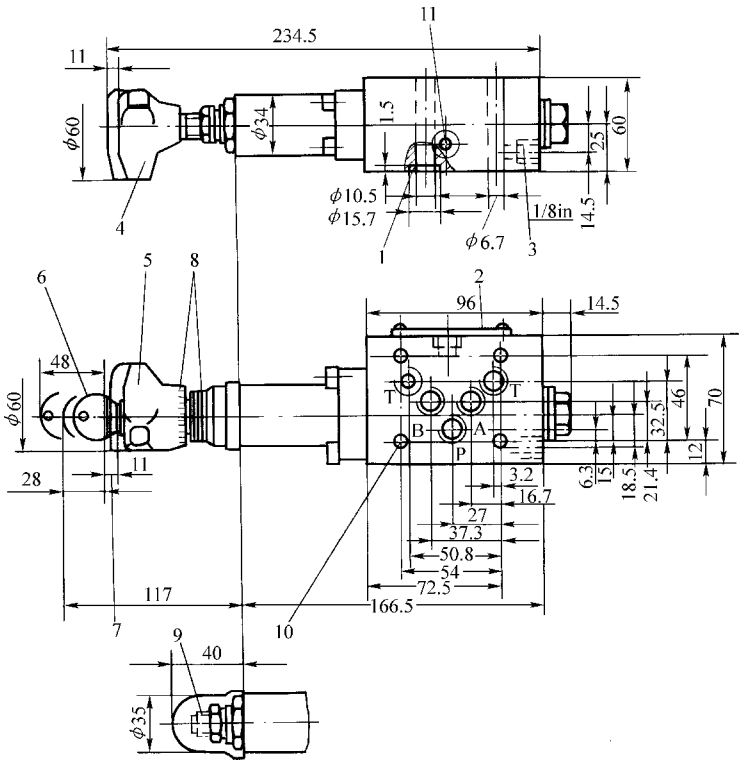


图 8.1-89 ZDR10DB 型外形尺寸

1—密封圈 2—标牌 3—压力表接口（ZDR10DP） 4—压力调节型式“1” 5—压力调节型式“3”
6—钥匙拔出尺寸 7—行程 8—调节刻度套 9—压力调节型式“2” 10—安装孔 11—单向阀

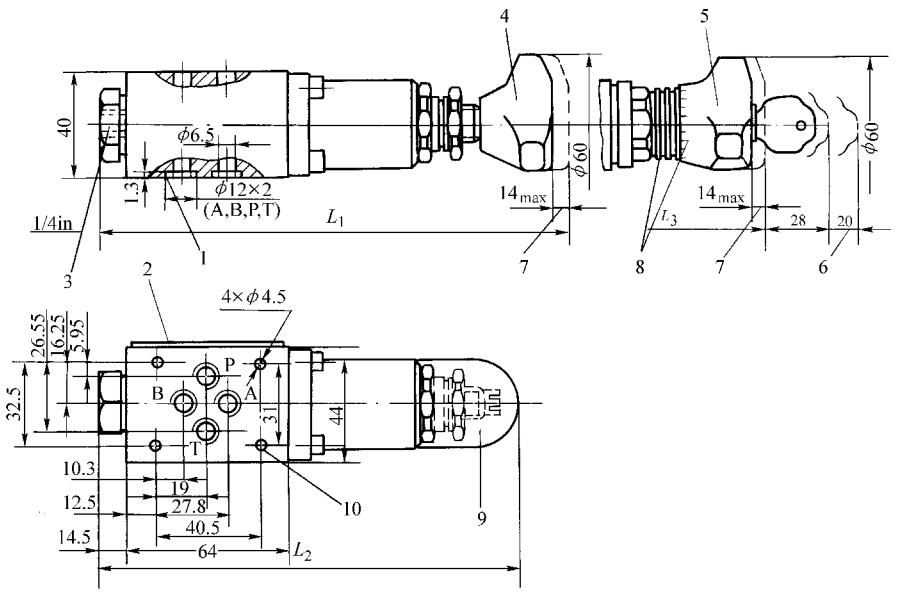


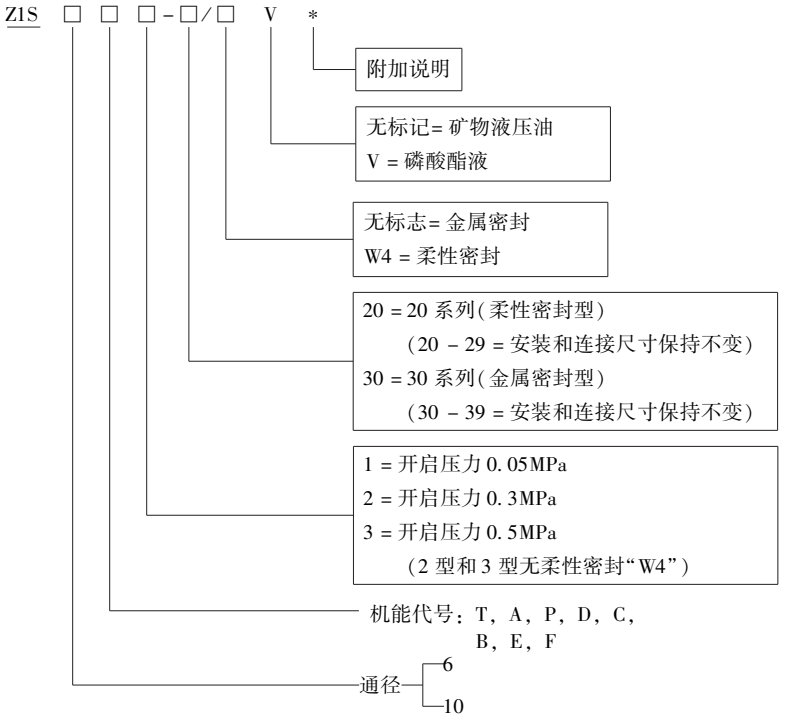
图 8.1-90 ZDR6 型外形尺寸

1—密封圈 2—标牌 3—压力表接口 4—压力调节型式“1” 5—压力调节型式“3”
6—钥匙拔出尺寸 7—行程 8—调节刻度套 9—压力调节型式“2” 10—安装孔
注：生产厂：沈阳液压件制造有限公司；北京华德液压集团有限公司；上海立新液压件公司

7.5.2　叠加式单向阀

7.5.2.1　力士乐系列叠加单向阀

（1）型号说明



（2）图形符号

各种机能的叠加式单向阀见图 8.1-91。

（3）技术规格（见表 8.1-204）

（4）外形尺寸（见图 8.1-92、图 8.1-93）

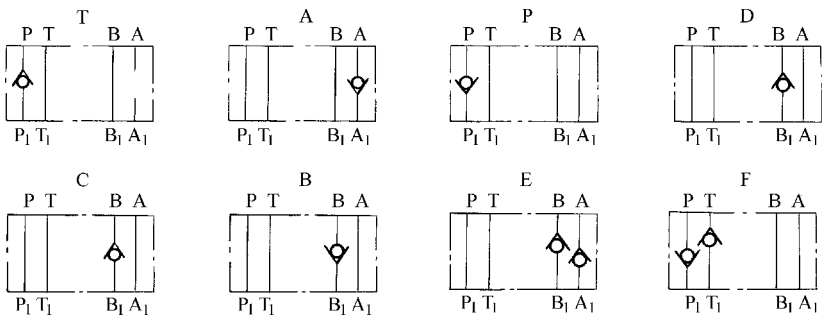


图 8.1-91　叠加式单向阀图形符号

表 8.1-204　叠加式单向阀的技术规格

通　　径	6	10
型式	T，A，P，D，C，B，E，F	T，A，P，D，C，B，E，F
工作压力/MPa	31.5	31.5
开启压力/MPa	—	0.05，0.3，0.5
最大流量/L·min^{-1}	40	100
质量/kg	0.8	2.7

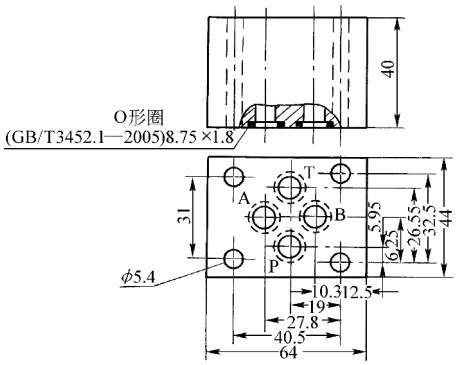


图 8.1-92 6 通径叠加式单向阀外形尺寸

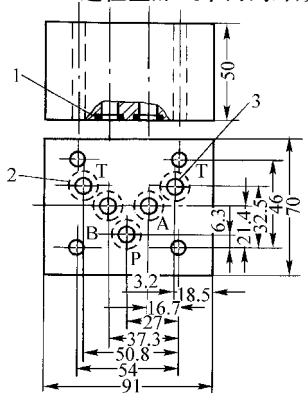


图 8.1-93 10 通径单向阀外形尺寸

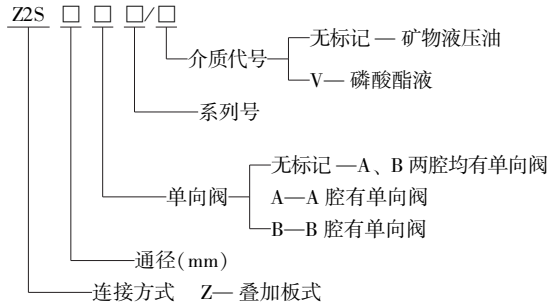
1—O 形圈（GB/T 3452.1—2005）8.75×1.8

2—Z1S10T 和 F 型中的油口 T 被封闭 3—在 T 和 F 型中，单向阀安装在此油道上

注：生产厂：沈阳液压件制造有限公司；北京华德液压集团有限公司；上海立新液压件公司

7.5.2.2 力士乐系列叠加液控单向阀

（1）型号说明



（2）图形符号

力士乐叠加式液控单向阀机能符号见图 8.1-94。

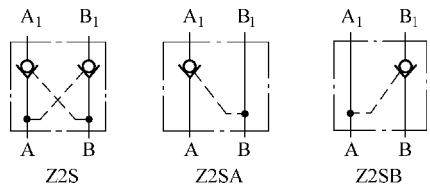


图 8.1-94 液控单向阀图形符号

（3）技术规格

力士乐叠加式液控单向阀的技术规格见表 8.1-205。

（4）外形尺寸（见图 8.1-95～图 8.1-98）

表 8.1-205 力士乐叠加式液控单向阀的技术规格

通径	6	10	16	22
型式	Z2S，Z2S…A，Z2S…B			
工作压力/MPa	31.5			
流动方向开启压力/MPa	1 型：0.15 2 型：0.3 3 型：0.7	1	1	2.5
面积比	$\frac{A_1}{A_2}=\frac{1}{3}$	$\frac{A_1}{A_2}=\frac{1}{2.78}$ $\frac{A_3}{A_2}=\frac{1}{16}$	$\frac{A_1}{A_2}=\frac{1}{11.88}$ $\frac{A_3}{A_2}=\frac{1}{2.77}$	$\frac{A_1}{A_2}=\frac{1}{12.3}$ $\frac{A_3}{A_2}=\frac{1}{2.78}$
最大流量/L·min^{-1}	60	80	200	360
质量/kg	0.8	2	11.7	11.7

注：北京华德液压工业集团有限公司生产的新 50、60 系列可使最大流量达到 450L·min^{-1}。

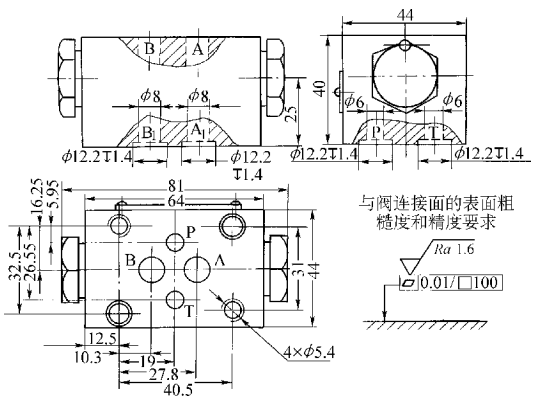


图 8.1-95　Z2S-6 型叠加式液控单向阀的外形尺寸

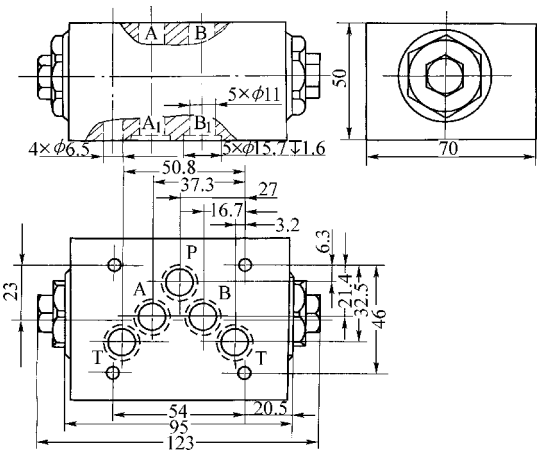


图 8.1-96　Z2S-10 型叠加式液控单向阀的外形尺寸

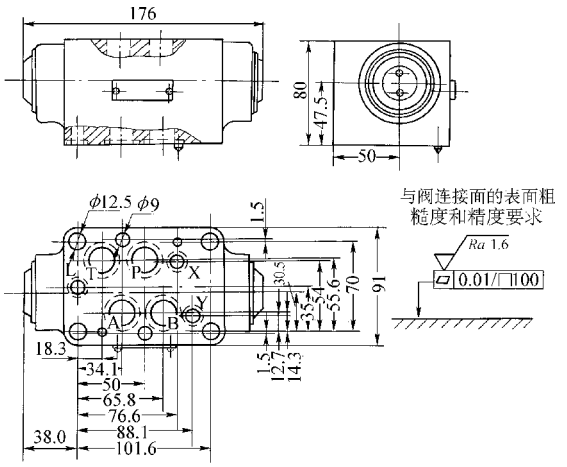


图 8.1-97　Z2S-16 型叠加式液控单向阀的外形尺寸

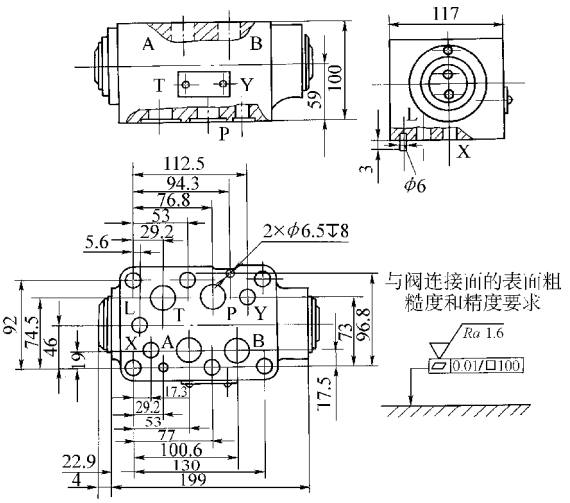
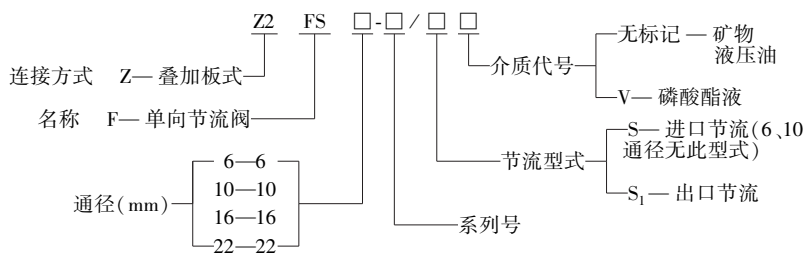


图 8.1-98　Z2S-22 型叠加式液控单向阀的外形尺寸

7.5.3　叠加式流量阀（力士乐系列叠加单向节流阀）

（1）型号说明



力士乐系列的叠加式单向节流阀全部是双单向节流阀。

（2）图形符号（见图 8.1-99）

（3）技术规格

叠加双单向节流阀的技术规格（见表 8.1-206）。

（4）外形尺寸

各种型号阀的外形尺寸见图 8.1-100 ~ 图 8.1-103。

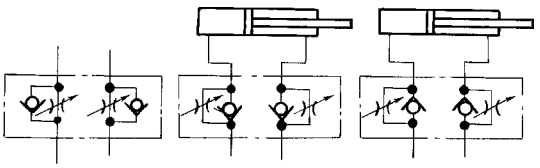


图 8.1-99 叠加双单向节流阀图形符号

表 8.1-206 叠加式双单向节流阀的技术规格

通径/mm	6	10	16	22
工作压力/MPa	31.5	31.5	31.5	31.5
质量/kg	0.8	0.8	—	—

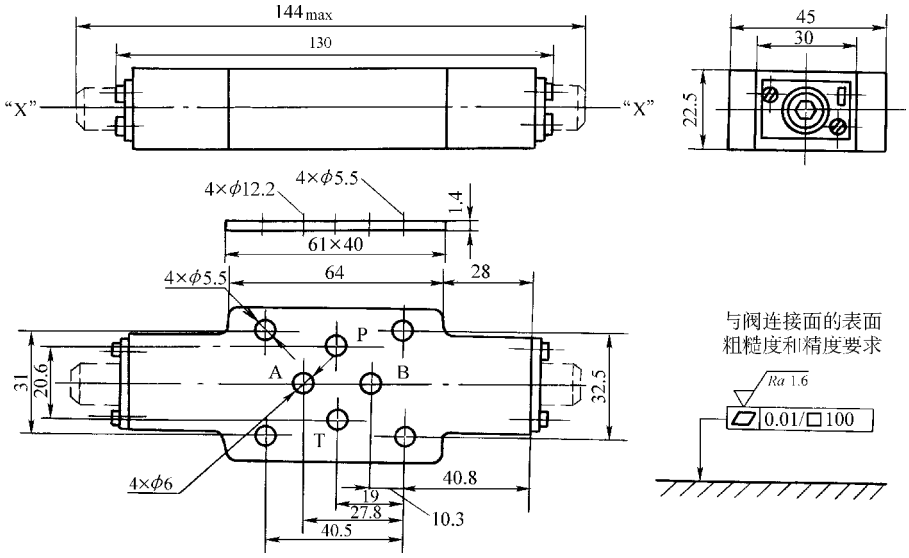


图 8.1-100 Z2FS6 型叠加式节流阀的外形尺寸

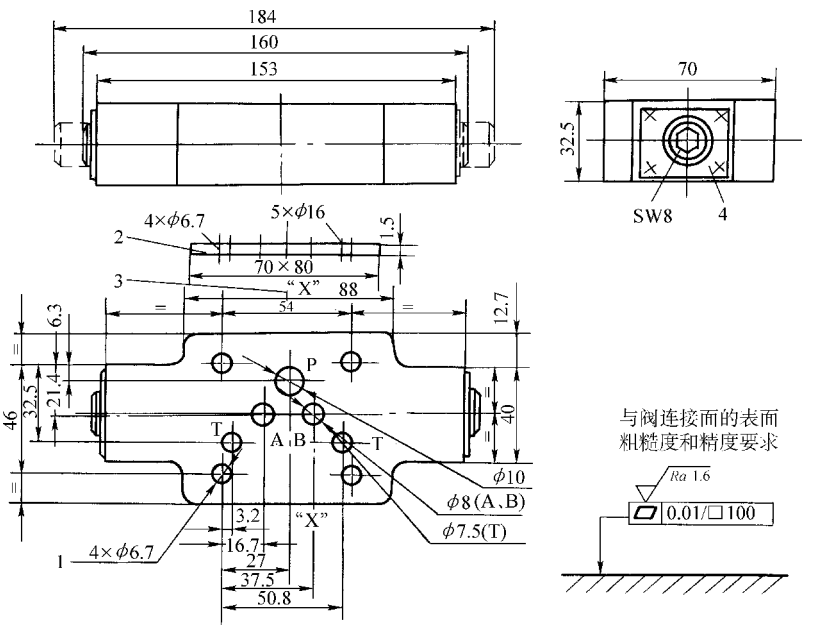


图 8.1-101 Z2FS10 型叠加式节流阀的外形尺寸

A、B、P、T—油口 1—安装孔 2—密封圈隔板 3—将进口节流改为出口节流时，把阀绕“X-X”轴旋转180°即可 4—标牌

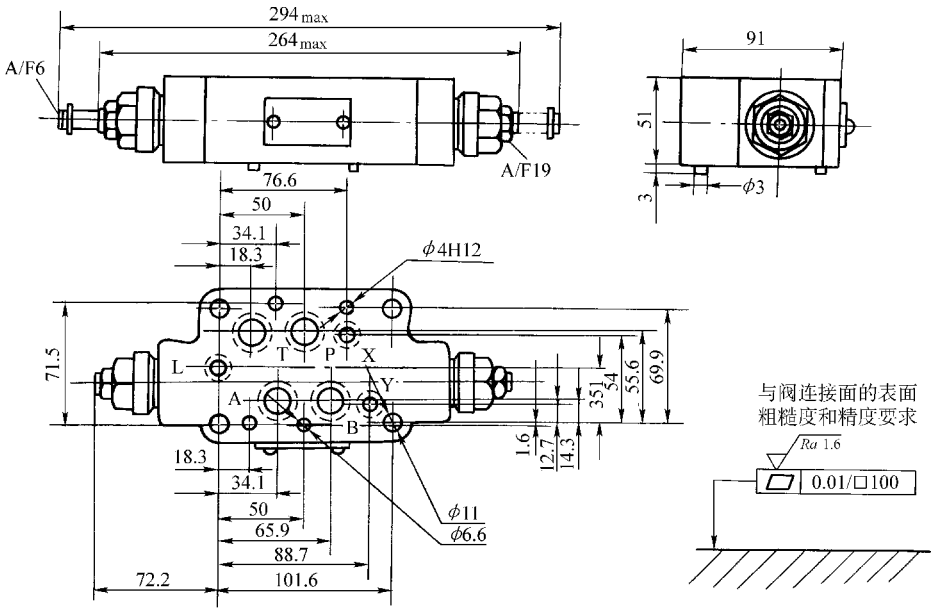


图 8.1-102　Z2FS16 型叠加式节流阀的外形尺寸

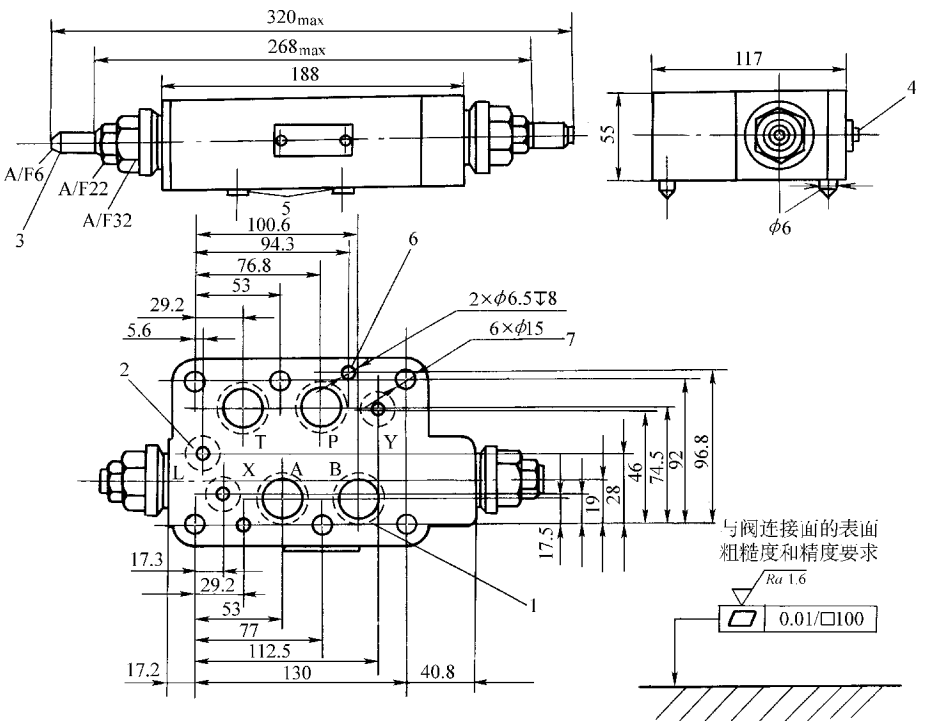


图 8.1-103　Z2FS22 型叠加式节流阀的外形尺寸

1—用于油口 A、B、P、T 的 O 形密封圈　2—用于油口 X、Y、L 的 O 形密封圈　3—调节螺栓，左旋时，节流口关小　4—标牌　5—两个定位销　6—定位销孔　7—6 个安装孔

注：生产厂家：北京华德液压集团有限公司；上海立新液压件公司

7.6 插装阀

7.6.1 插装阀的工作原理及特点

插装阀是一种用小流量控制油来控制大流量工作油液的开关式阀。它是把作为主控元件的锥阀插装于油路块中，故得名插装阀。

插装阀发展到现在主要分两类：第一类是传统的盖板式插装阀，出现于20世纪70年代，主要用于高压大流量场合，不适合用于16通径以下的小流量场合。插装阀不仅能实现普通液压阀的各种功能，而且具有流动阻力小、通流能力大、动作速度快、密封性好、制造简单、工作可靠等优点。第二类是在工程机械多路阀中安全阀基础上，迅速发展起来的螺纹式插装阀，正好弥补了盖板式插装阀不适应用于小流量的不足，主要用于小流量场合。螺纹插装阀具有各种控制功能，单个元件以螺纹型式插入控制块体，结构非常小巧紧凑。除了流量范围的区别外，几乎具有盖板式插装阀的所有优点，可广泛应用于小流量的各种需要液压控制的领域。

由于插装阀结构简单、工作可靠、标准化程度高，因此适宜液压系统集成化，大量减少了管道连接件及由管道引起的泄漏、振动、噪声等故障，对于大流量、高压力、较复杂的液压系统可以显著地减小尺寸和质量。

二通盖板式插装阀的典型结构如图8.1-104所示，由插入元件、控制盖板、通道块三大部分组成。插入元件由阀芯、阀套、弹簧和密封件组成；控制盖板上根据插装阀的不同控制功能，安装有相应的先导控制级元件；通道块既是嵌入插入元件及安装控制盖板的基础阀体，又是主油路和控制油路的连通体。

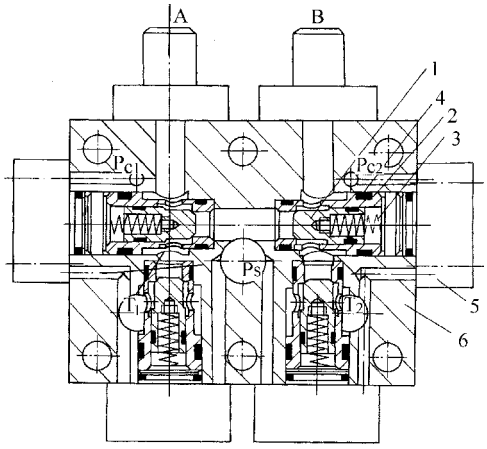


图8.1-104 插装阀结构图

1—阀芯 2—阀套 3—弹簧 4—密封件 5—控制盖板 6—通道块 Ps T_1、T_2—主油路 P_{C1}、P_{C2}—控制油路 A、B—出口管路

7.6.2 K系列二通盖板式插装阀

（1）插入元件

1）插入元件是插装阀的基本核心元件，由阀套、阀芯、弹簧和密封件组成。其外形安装尺寸是标准化的，可以插装到通道块的安装孔中，然后盖以不同控制功能的控制盖板。

2）结构图和图形符号图8.1-105。

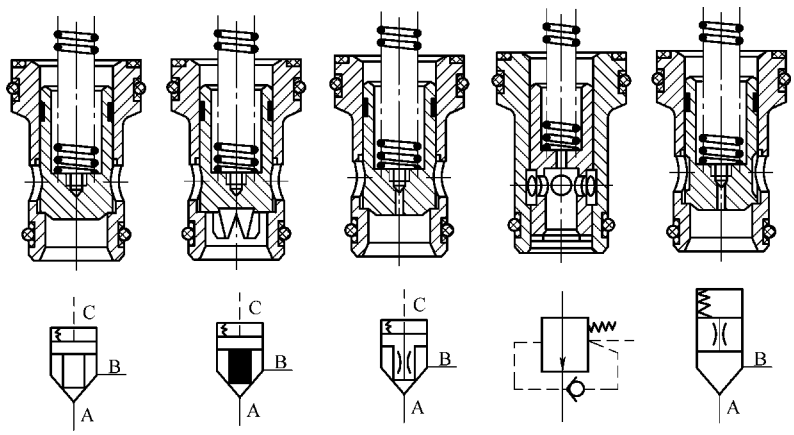
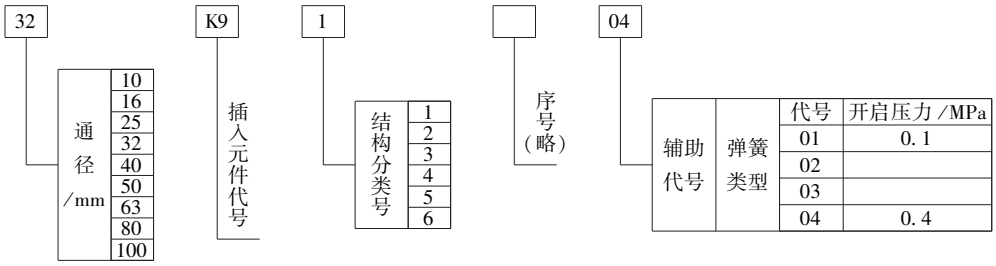


图8.1-105 插入元件结构图和图形符号

3）型号说明如下：



例32K9104为通径32mm的插入元件，阀芯结构型式1类标准阀芯，开启压力0.4MPa。

4）结构分类见表8.1-207。

表8.1-207　结 构 分 类

分类号	面积比（*FB/FC*）	阀芯结构型式	用　　途
1	50%	标准阀芯	换向
2	50%	带缓冲节流口阀芯	换向、节流
3	7%	标准阀芯	压力阀、换向
4	7%	带阻尼孔	压力阀
5	100%	常开式	减压阀
6	100%	带阻尼孔	压力阀

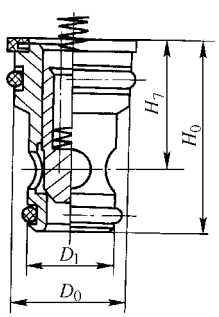
5）技术规格见表8.1-208。

表8.1-208　技 术 规 格

公称通径 D_g/mm	工作压力/MPa	额定流量/L·min^{-1}（阀口压降 $\Delta p=0.5$MPa）	
		带缓冲节流口	标准阀芯
10	31.5	40	60
16	31.5	100	160
25	31.5	250	400
32	31.5	400	630
40	31.5	630	1000
50	31.5	1000	1600
63	31.5	1600	2500
80	31.5	2500	4000
100	31.5	4000	6300

6）外形尺寸见表8.1-209。

表8.1-209　外 形 尺 寸



型　　号	插入元件外形尺寸/mm			
	D_0	D_1	H_0	H_7
10K9※※※	ϕ24	ϕ18	40—0.1	27
16K9※※※	ϕ32	ϕ25	56—0.1	36.5
25K9※※※	ϕ45	ϕ34	72—0.1	44
32K9※※※	ϕ60	ϕ45	85—0.1	59
40K9※※※	ϕ75	ϕ55	105—0.1	68
50K9※※※	ϕ90	ϕ68	122—0.1	79
63K9※※※	ϕ120	ϕ90	155—0.1	104
80K9※※※	ϕ45	ϕ110	205—0.1	140
100K9※※※	ϕ180	ϕ135	245—0.1	155

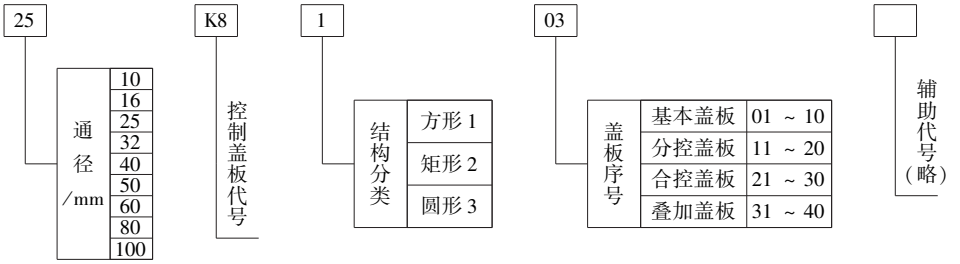
（2）控制盖板

1）控制盖板的作用有二，一是当插入元件装入通道块的安装孔后，控制盖板作为安装盖子；二是控制盖板作为各种先导控制元件的安装体。

控制盖板的外形尺寸符合国家标准GB/T 2877—2007的规定。控制盖板采用方形结构（D_g10～

63mm）和圆形结构（D_g80～100mm），特殊需要采用矩形结构。

2）型号说明：



3）序号、名称和图形符号见表8.1-210。

4）插装阀控制盖板的外形尺寸见表8.1-211、图8.1-106。

表8.1-210 盖板代号、名称、图形

盖板代号	盖板名称	图形符号	盖板外形图
基本盖板			
01	单向换向盖板	X Z C W Y	见图8.1-106a
02	单向换向盖板	X Z C W Y	
03	单向换向盖板	X Z C W Y	
04	单向换向盖板	X Z C W Y	
05	节流盖板	X Z C W Y	见图8.1-106b
06	合控节流盖板	X Z C W Y	
07	合控自锁盖板	X W C Z Y	见图8.1-106a
08	自锁盖板	X W C Z Y	
09	反相基本盖板	X W C Z Y	
基本盖板			
10	调压基本盖板	X Z C W Y	见图8.1-106c
电磁阀分控盖板			
11	分控换向盖板	P A T X Z C W Y	见图8.1-106d
12	自锁换向盖板	P A T X Z C W Y	
13	切换盖板	A T X Z C W Y	
14	分控单向盖板	P A T X Z C W Y	
15	限压卸荷盖板	A T X Z C W Y	见图8.1-106c
电磁阀合控盖板			
21	合控换向盖板	F A T X Z C W Y	见图8.1-106e

（续）

盖板代号	盖板名称	图形符号	盖板外形图	盖板代号	盖板名称	图形符号	盖板外形图
电磁阀合控盖板				叠加盖板			
22	调压主盖板	P A T X Z C W Y	见图8.1-106e	31	限压卸荷盖板	A T P A T	见图8.1-106e
23	自锁单向盖板	P A T X Z C W Y		32	背压叠加盖板	P A T P A T	
24	合控限压盖板	P B A T X Z C W Y	见图8.1-106c	33	合控叠加盖板	P A T P A B T	
25	合控背压盖板	P A T X Z C W Y		34	合控背压叠加盖板	P A B T P A B T	
说明	C—与插装元件控制腔相通　X—控制口入口　Y—控制口出口　W、Z—备用控制口　P—压力油口　T—低压回油口　A—换向控制口						

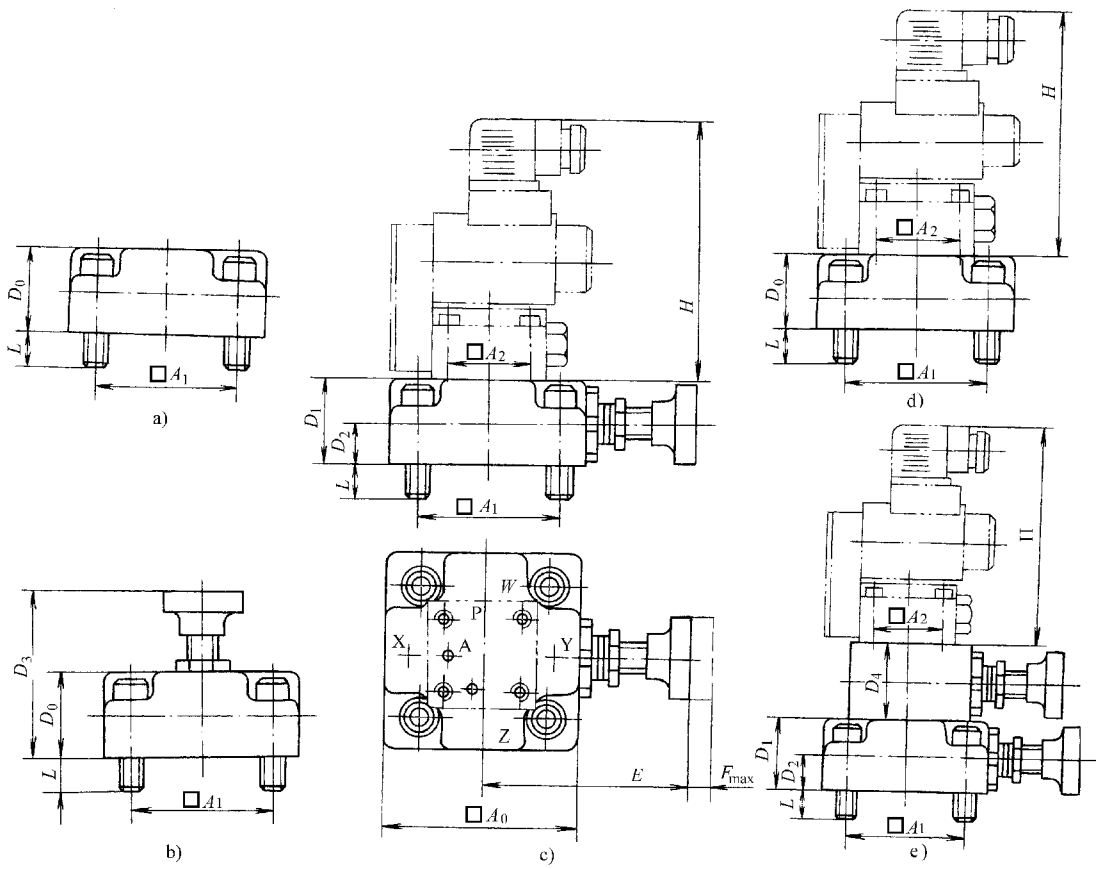


图 8.1-106　控制盖板外形图

表 8.1-211 盖板外形尺寸

型 号	尺 寸 /mm												
	□A_0	□A_1	□A_2	D_0	D_1	D_2	D_3	D_4	E	F_{max}	H	L	螺钉
10K81 **	56	40	40	30	50		24				112	10	M6
16K81 **	65	46	40	45	50	25	26		128	8	112	12	M8
25K81 **	85	58	40	50	50	25	32		130	8	112	17	M12
32K81 **	102	70	40	55	55	32	38		121	8	112	25	M16
40K81 **	125	85	40	60	60		40				112	30	M20
50K81 **	140	100		65	65		45				120	30	M20
63K81 **	180	125		75	75	45	50		158	10	120	45	M30

5）技术规格见表 8.1-212。

（3）通道块

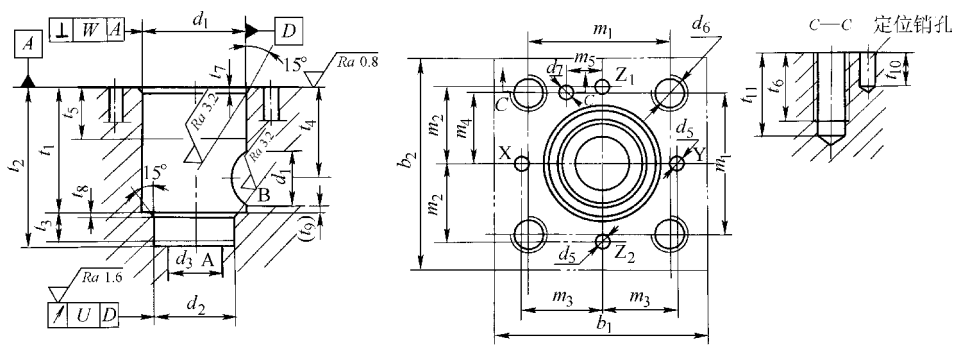
1）通道块是嵌入插装元件、安装控制盖板及与外部管道连接的基础阀体。通道块中有：按技术标准加工的插入元件的插入孔；主油路孔道和控制油路孔道。通道块加工平面有：安装控制盖板的加工平面；安装外部管道的加工平面；通道块安装平面等。通道块可以选用厂家生产的标准件，也可根据使用者的特殊需要设计非标准件。

2）通道块上的插入元件的插入孔尺寸见表 8.1-213。

表 8.1-212 技 术 规 格

公称通径 D_g/mm	工作压力/MPa	先导控制元件通径/mm	控制油路通径/mm
10	31.5	D_g6	4
16			6
25			
32			8
40			
50		D_g10	10
63			12
80		D_g10，或用二级先导控制 D_g6+D_g16	16
100			20

表 8.1-213 插入孔安装尺寸 （mm）



（续）

通　　径		16	25	32	40	50	63
$b_1$①		65	85	102	125	140	180
$b_2$①		65	85	102	125	140	180
d_1 （H8）		32	45	60	75	90	120
d_2 （H8）		25	34	45	55	68	90
d_3		16	25	32	40	50	63
$d_4$②	最小	16	25	32	40	50	63
	最大	25	32	40	50	63	80
d_5 最大		4	6	8	10	10	12
d_6		*M*8	*M*12	*M*16	*M*20	*M*20	*M*30
d_7 H13		4	6	6	6	8	8
m_1 ±0.2		46	58	70	85	100	125
m_2 ±0.2		25	33	41	50	58	75
m_3 ±0.2		25	33	41	50	58	75
m_4 ±0.2		23	29	35	42.5	50	62.5
m_5 ±0.2		10.5	16	17	23	30	38
t_1 $^{+0.1}_{0}$		43	58	70	87	100	130
t_2 $^{+0.1}_{0}$		56	72	85	105	122	155
t_3		11	12	13	15	17	20
$t_4$②	按 d_4 最小	34	44	52	64	72	95
	按 d_4 最大	29.5	40.5	48	59	65.5	86.5
t_5		20	30	30	30	35	40
t_6		20	25	35	45	45	65
t_7		2	2.5	2.5	3	4	4
t_8		2	2.5	2.5	3	3	4
t_9		0.5	1.0	1.5	2.5	2.5	3
t_{10}		10	10	10	10	10	10
t_{11}		25	31	42	53	53	75
U		0.03	0.03	0.03	0.05	0.05	0.05
W		0.05	0.05	0.1	0.1	0.1	0.2

① 先导阀和调节部分可以超出 b_1、b_2 规定的尺寸。

② 工作口 B 可以在（$t_1 \sim t_5$）和（$t_1 \sim t_9$）的深度范围内，围绕工作口 A 的轴线任意布置。

（4）集成阀块

1）集成阀块分类及中位机能见表 8.1-214、表 8.1-215。

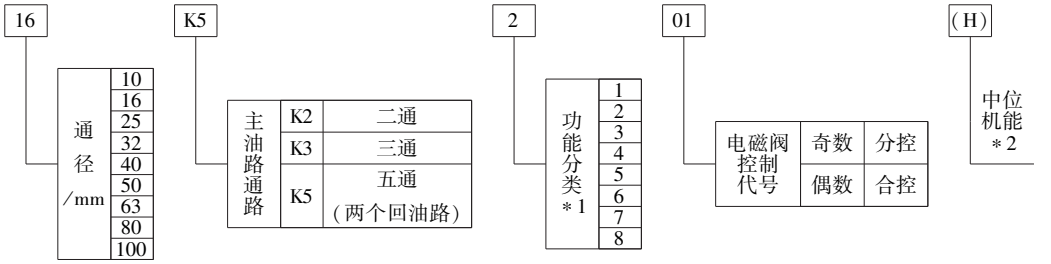
表 8.1-214　插装阀集成阀块功能分类

功能分类号	插装阀集成阀块控制功能
1	换向
2	换向-调压
3	换向-背压
4	换向-调压-背压
5	换向-节流
6	换向-节流-调压
7	换向-节流-背压
8	换向-节流-调压-背压

表 8.1-215 插装阀集成阀块中位机能

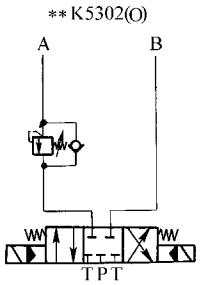
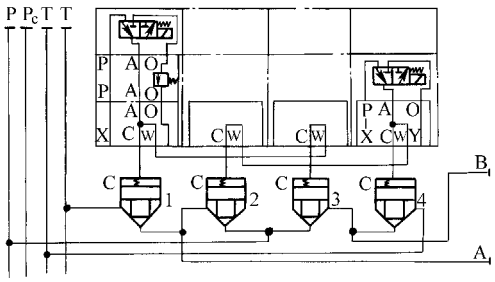
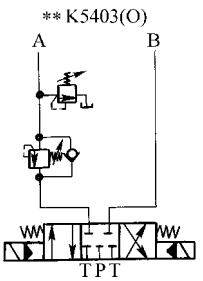
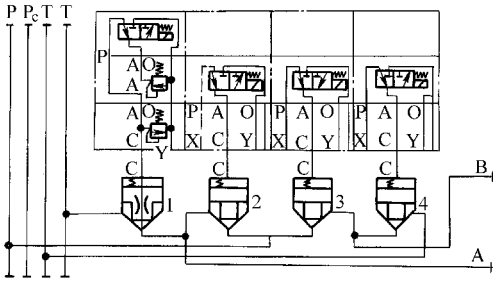
机能代号		A	B	C	H	J	K	N	O	P	R	Y	Z
机能图形符号	二通												
	三通												
	四通（二回油四通）												

2）集成阀块型号说明：



3）集成阀块油路原理图见表 8.1-216。

表 8.1-216 集成阀块油路原理图

普通（滑阀型）液压原理图	插装阀集成阀块油路原理图	说 明
		通径为＊＊（mm）的五通集成阀块，中位为O机能，具有合控的换向-背压控制功能的油路原理图
		通径为＊＊（mm）的五通集成阀块，中位为O机能，具有分控的换向-调压-背压控制功能的油路原理图

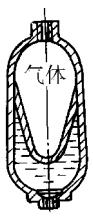
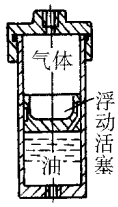
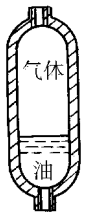
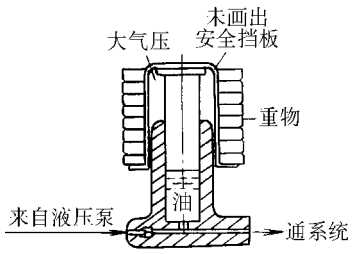
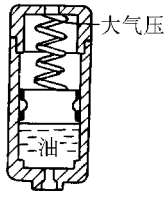
8　液压辅件

8.1　蓄能器

蓄能器在液压系统中是用来储存、释放能量的装置。其主要用途为：可作为辅助液压源在短时间里提供一定数量的压力介质，满足系统对速度、压力的要求，如：可实现某支路液压缸的增速、保压、缓冲、吸收液压冲击、减小系统驱动功率等。

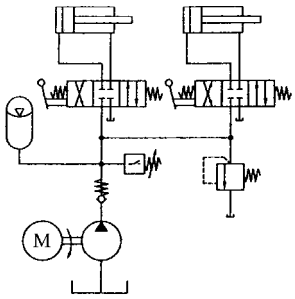
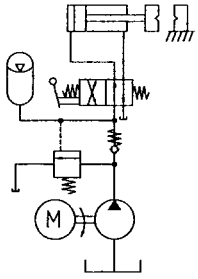
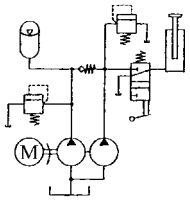
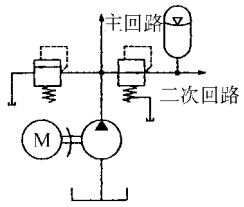
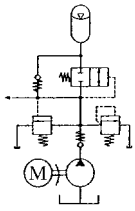
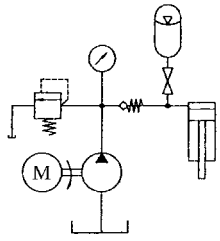
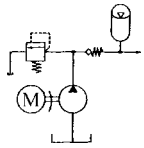
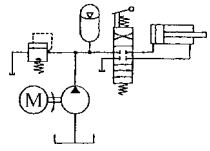
8.1.1　蓄能器的种类及特点（见表8.1-217）

表8.1-217　蓄能器的种类及特点

种类		结构简图	特点	用途	安装要求
气体加载式	气囊式		油气隔离，油不易氧化，油中不易混入气体，反应灵敏，尺寸小，重量轻；气囊及壳体制造较困难，橡胶气囊要求温度范围－20～70℃	折合型气囊容量大，适于蓄能；波纹型气囊用于吸收冲击	一般充不活泼气体（如氮气）。油口应向下垂直安装。管路之间应设置开关（为充气、检查、调节时使用）
	活塞式		油气隔离，工作可靠，寿命长，尺寸小；但反应不灵敏，缸体加工和活塞密封性能要求较高，有定型产品	蓄能、吸收脉动	
	气瓶式		容量大，惯性小，反应灵敏，占地小，没有摩擦损失；但气体易混入油内，影响液压系统运行的平稳性，必须经常灌注新气；附属设备多，一次投资大	适用于需大流量中、低压回路的蓄能	
重锤式			结构简单，压力稳定；体积大，笨重，运动惯性大，反应不灵敏，密封处易漏油，有摩擦损失	仅作蓄能用，在大型固定设备中采用。轧钢设备中仍广泛采用（如轧辊平衡等）	柱塞上升极限位置应设安全装置或信号指示器，应均匀地安置重物
弹簧式			结构简单，容量小，反应较灵敏；不宜用于高压，不适于循环频率较高的场合	仅供小容量及低压（$p \leqslant 1 \sim 12$MPa）系统作蓄能及缓冲用	应尽量靠近振动源

8.1.2 蓄能器在系统中的应用（见表8.1-218）

表8.1-218 蓄能器在系统中的应用

用途		系统图	用途	系统图
储蓄液压能用	（1）对于间歇负载，能减少液压泵的传动功率 当液压缸需要较多油量时，蓄能器与液压泵同时供油；当液压缸不工作时，液压泵给蓄能器充油，达到一定压力后液压泵停止运转		（4）保持系统压力：补充液压系统的漏油，或用于液压泵长时期停止运转而要保持恒压的设备上	
	（2）在瞬间提供大量压力油		（5）驱动二次回路：机械在由于调整检修等原因而使主回路停止时，可以使用蓄能器的液压能来驱动二次回路	
	（3）紧急操作：在液压装置发生故障和停电时，作为应急的动力源		（6）稳定压力：在闭锁回路中，由于油温升高而使液体膨胀，产生高压可使用蓄能器吸收，对容积变化而使油量减少时，也能起补偿作用	
缓和冲击及消除脉动用				
（1）吸收液压泵的压力脉动			（2）缓和冲击：如缓和阀在迅速关闭和变换方向时所引起的水锤现象	

注：1. 缓和冲击的蓄能器，应选用惯性小的蓄能器，如气囊式蓄能器、弹簧式蓄能器等。

2. 缓和冲击的蓄能器，一般尽可能安装在靠近发生冲击的地方，并垂直安装，油口向下。如实在受位置限制，垂直安装不可能时，再水平安装。

3. 在管路上安装蓄能器，必须用支板或支架将蓄能器固定，以免发生事故。

4. 蓄能器应安装在远离热源的地方。

8.1.3 各种蓄能器的性能及用途（见表8.1-219）

表8.1-219 各种蓄能器的性能及用途

形式				性能						用途		
				响应	噪声	容量的限制	最大压力/MPa	漏气	温度范围/℃	蓄能用	吸收脉动冲击用	传递异性液体用
气体加载式	隔离式	可挠型	气囊式	良好	无	有(480L左右)	35	无	－10～120	可	可	可
			隔膜式	良好	无	有(0.95～11.4L)	7	无	－10～70	可	可	可
			直通气囊式	好	无	有	21	无	－10～70	不可	很好	不可
			金属波纹管式	良好	无	有	21	无	－50～120	可	可	不可

（续）

形式				性能						用途		
				响应	噪声	容量的限制	最大压力/MPa	漏气	温度范围/℃	蓄能用	吸收脉动冲击用	传递异性液体用
气体加载式	隔离式	非可挠型	活塞式	不太好	有	可作成较大容量	21	小量	－50～120	可	不太好	可
			差动活塞式	不太好	有	可作成较大容量	45	无	－50～120	可	不太好	不可
	非隔离式			良好	无	可作成大容量	5	有	无特别限制	可	不太好	不可
重力加载式				不好	有	可作成较大容量	45		－50～120	可	不好	不可
弹簧加载式				不好	有	有	1.2	—	－50～120	可	不太好	可

8.1.4　蓄能器的容量计算（见表8.1-220）

表8.1-220　蓄能器的容量计算

应用场合	容积计算公式	说明
作辅助动力源	$V_0=\dfrac{V_x(p_1/p_0)^{\frac{1}{n}}}{1-(p_1/p_2)^{\frac{1}{n}}}$	V_0—所需蓄能器的容积(m^3) p_0—充气压力(Pa)，按$0.9p_1>p_0>0.25p_2$充气 V_x—蓄能器的工作容积(m^3) p_1—系统最低压力(Pa) p_2—系统最高压力(Pa) n—指数；等温时取$n=1$；绝热时取$n=1.4$
吸收泵的脉动	$V_0=\dfrac{AkL(p_1/p_0)^{\frac{1}{n}}\times10^3}{1-(p_1/p_2)^{\frac{1}{n}}}$	A—缸的有效面积(m^2) L—柱塞行程(m) k—与泵的类型有关的系数： 泵的类型　系数k 单缸单作用　0.60 单缸双作用　0.25 双缸单作用　0.25 双缸双作用　0.15 三缸单作用　0.13 三缸双作用　0.06 p_0—充气压力，按系统工作压力的60%充气
吸收冲击	$V_0=\dfrac{m}{2}v^2\left(\dfrac{0.4}{p_0}\right)\left[\dfrac{10^3}{\left(\dfrac{p_2}{p_0}\right)^{0.285}-1}\right]$	m—管路中液体的总质量(kg) v—管中流速($m\cdot s^{-1}$) p_0—充气压力(Pa)，按系统工作压力的90%充气

注：1. 充气压力按应用场合选用。

2. 蓄能器工作循环在3min以上时，按等温条件计算，其余均按绝热条件计算。

8.1.5　蓄能器使用注意事项

蓄能器属于压力容器，在使用中应注意下列事项：

1）不能在使用时进行焊接、铆焊或机械加工。

2）蓄能器应安放在便于检查和维修的位置，并远离热源。

3）蓄能器绝对禁止充氧气，以免引起爆炸。

4）必须将蓄能器牢固地固定安装在托架或基础上，从而防止蓄能器从固定部位脱开时发生飞起伤人事故。

5）蓄能器铭牌应置于醒目的位置。

6）用作降低噪声、吸收脉动和液压冲击的蓄能器应尽可能靠近振动源处。

7）在蓄能器与液压泵之间应装设单向阀，以防止泵停止工作时蓄能器中的压力油倒灌。

8）蓄能器与系统之间应装设截止阀，截止阀供

充气、检查、维修或较长时间停机时使用。

9）不能拆卸在充油状态下的蓄能器。

10）非隔离式蓄能器及气囊式蓄能器的安装，原则上应该油口向下，充气阀朝上垂直装设。

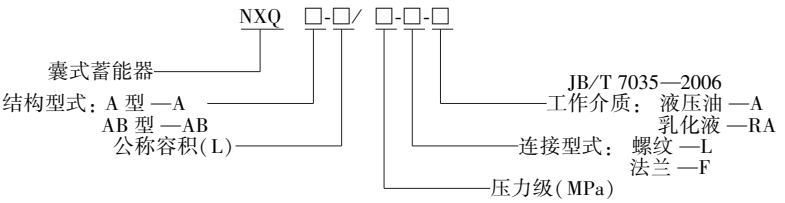
11）检查蓄能器充气压力的方法：将压力表装在蓄能器油口附近，用泵向蓄能器注满油液，然后使泵停止，让压力油通过与蓄能器相接的阀慢慢从蓄能器流出。在排油过程中观察压力表，压力表指针慢慢下降，达到蓄能器充气压力值时，蓄能器中的提升阀就关闭，所以压力表指针迅速降到零。在压力表迅速下降之前压力表上的读数，即为蓄能器的充气压力。此外，还可以利用充气工具直接检查充气压力，由于每检查一次都要放掉一点气体，所以这种方法不宜用于容量很小的蓄能器。

12）长期零压搁置有时会缩短橡胶气囊的使用寿命，故应注意。

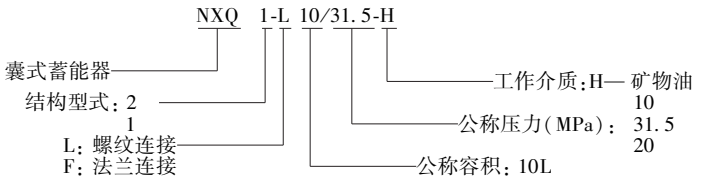
8.1.6 NXQ型气囊式蓄能器

（1）型号说明

1）标准型号

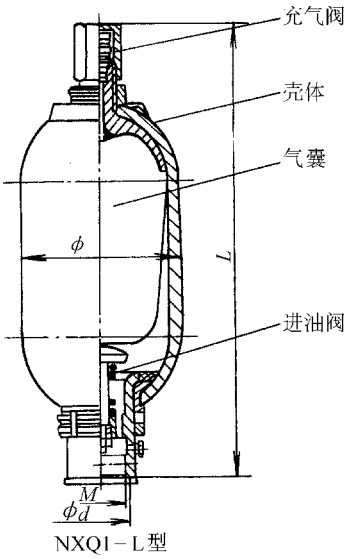


2）奉化液压件厂型号

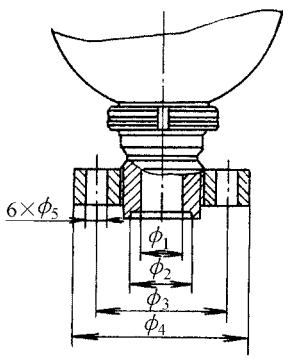


（2）规格及外形尺寸（见表8.1-221）

表8.1-221 规格及外形尺寸 （mm）



NXQ1－L型



NXQ1－F型

（续）

型　　号	压力/MPa	容积/L	基本尺寸									质量/kg
			M	ϕd	ϕ_1	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_5	L	ϕ	
NXQ1-L0.25/*-H		0.25	M22×1.5							260	56	2
NXQ1-L0.4/*-H		0.4								260		3
NXQ1-L0.63/*-H		0.63	M27×2							320	89	3.5
NXQ1-L1/*-H		1								330	114	5.5
NXQ△-$\frac{L}{F}$1.6/*-H		1.6								365		12.5
NXQ△-$\frac{L}{F}$2.5/*-H		2.5	M42×2	50	42	50	97	130	17	430		15
NXQ△-$\frac{L}{F}$4/*-H		4								540	152	18.5
NXQ△-$\frac{L}{F}$6.3/*-H		6.3								710		25.5
NXQ△-$\frac{L}{F}$10/*-H	*:10	10								650		42
NXQ△-$\frac{L}{F}$16/*-H	20	16	M60×2	70	50	65	125	160	21	860		57
NXQ△-$\frac{L}{F}$25/*-H	31.5	25								1160	219	77
NXQ△-$\frac{L}{F}$40/*-H		40								1680		113
NXQ△-$\frac{L}{F}$40/*-H		40								1050		127
NXQ△-$\frac{L}{F}$63/*-H		63								1470		167
NXQ△-$\frac{L}{F}$80/*-H		80	M72×2	80	70	80	150	200	26	1810	299	208
NXQ△-$\frac{L}{F}$100/*-H		100								2190		250
NXQ△-$\frac{L}{F}$150/*-H		150	M80×3	90	80	90	170	230	28	2450	351	445

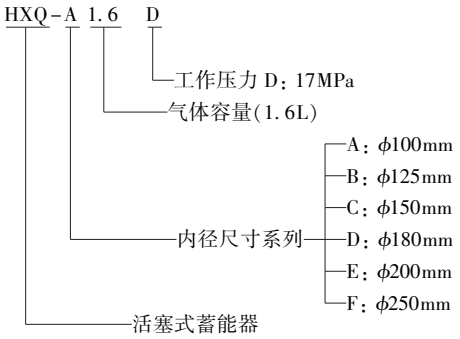
注：1.“△”为结构型式1、2。

2. 生产厂：奉化奥莱尔液压公司、四平液压件厂。

8.1.7 HXQ 型活塞式蓄能器

HXQ 型活塞式蓄能器是隔离式液压能蓄贮装置，可用来稳定压力，以消除油路系统中压力的脉动冲击；也可用作液压能的蓄贮及补给装置，利用蓄能器在短时间内释放出工作油液，以补充泵供油量的不足，可使用泵周期限卸荷。该蓄能器具有使用寿命较长，油气隔离，油液不易氧化等优点。缺点是活塞上有摩擦损失。

（1）型号说明



（2）技术规格（见表 8.1-222）

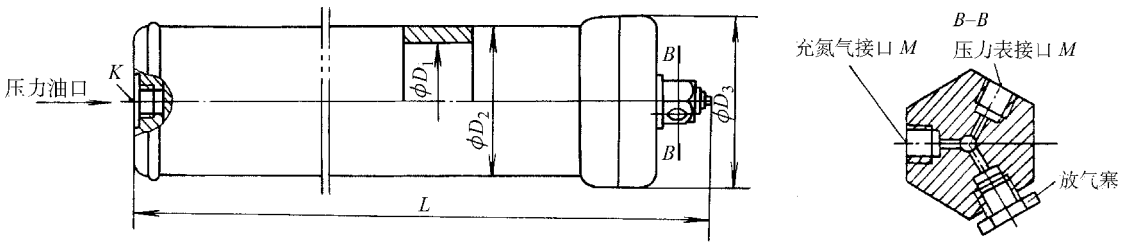
表 8.1-222 技 术 规 格

型 号	气体容积/L	压力/MPa		质量/kg
		最高工作压力	耐压	
HXQ-A1.0D	1	17.0	25.5	18
HXQ-A1.6D	1.6			20
HXQ-A2.5D	2.5			24
HXQ-B4.0D	4			42
HXQ-B6.3D	6.3			51
HXQ-B10	10			67
HXQ-C16D	16			110
HXQ-C25D	25			147
HXQ-C39D	39			208
HXQ-D16Z	16	20	27	149
HXQ-D25Z	25			176
HXQ-D40Z	40			222
HXQ-E40Z	40			279
HXQ-E63Z	63			358
HXQ-F63Z	63			382
HXQ-F80Z	80			428
HXQ-F100Z	100			483

（3）外形尺寸（见表 8.1-223）

表 8.1-223 活塞式蓄能器外形尺寸 （mm）

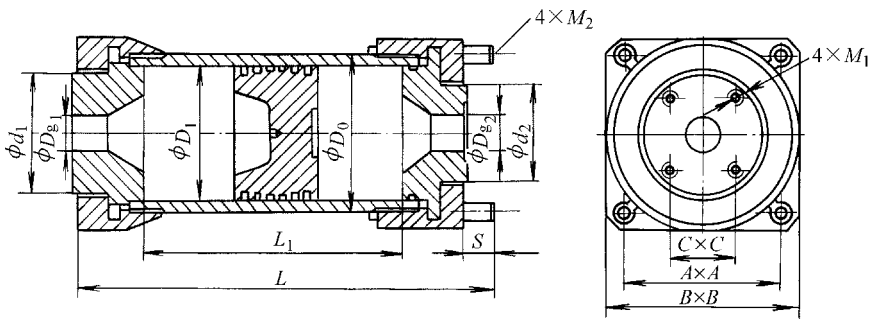
1）管式连接



型 号	公称通径/mm	ϕD_1	ϕD_2	ϕD_3	L	K	M	备 注
HXQ-A1.0D	20	100	127	145	327① 324②	3/4in① M27×2②	M12×1.25	①榆次液压有限公司的产品数据 ②四平液压件厂的产品数据
HXQ-A1.6D					402① 399②			
HXQ-A2.5D		100	127	145	517① 514②	3/4in① M27×2②		
HXQ-B4.0D	25	125	152①	185	557① 562②	1in① M33×2②		
HXQ-B6.3D					747① 752②			
HXQ-B10D			159②		1057① 1062②			
HXQ-C16D		150	194	220	1177			
HXQ-C25D					1687			
HXQ-C39D					2480			

（续）

2）法兰连接



型　　号	ϕD_1	ϕD_0	L	L_1	M_1	M_2	S	A	B	C	ϕd_1	ϕd_2	ϕD_{g1}	ϕD_{g2}
HXQ-D16Z	180	212	948	834	M16	M24	28.2	190	260	73	145	140	30	40
HXQ-D25Z			1302	1188										
HXQ-D40Z			1892	1778										
HXQ-E40Z	200	240	1618	1494	M16	M24	33	230	290	73	150	140	50	50
HXQ-E63Z			2350	2226										
HXQ-F63Z	250	292	1668	1544	M20	M30	43	250	340	103	200	160	65	65
HXQ-F80Z			2014	1890									80	80
HXQ-F100Z			2424	2300										

生产厂：奉化奥莱尔液压公司。

8.2　过滤器

过滤器的功能是清除液压系统工作介质中的固体污染物，使工作介质保持清洁，延长元器件的使用寿命，保证液压元件工作性能可靠。液压系统故障的75%左右是由介质的污染所造成的。因此过滤器对液压系统来说是不可缺少的重要辅件。

8.2.1　过滤器的主要性能参数

1）过滤精度：也称绝对过滤精度，是指油液通过过滤器时，能够穿过滤芯的球形污染物的最大直径（即过滤介质的最大孔口尺寸数值）（μm）。

2）过滤能力：也叫通流能力，指在一定压差下允许通过过滤器的最大流量。

3）纳垢容量：是过滤器在压力降达到规定值以前，可以滤除并容纳的污染物数量。过滤器的纳垢容量越大，使用寿命越长。一般来说，过滤器面积越大，其纳垢容量也越大。

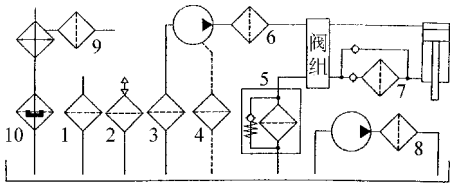
4）工作压力：不同结构型式的过滤器允许的工作压力不同，选择过滤器时应考虑允许的最高工作压力。

5）允许压力降：油液经过过滤器时，要产生压力降，其值与油液的流量、粘度和混入油液的杂质数量有关。为了保持滤芯不破坏或系统的压力损失不致过大，要限制过滤器最大允许压力降。过滤器最大允许压力降取决于滤芯的强度。

8.2.2　过滤器的名称、用途、安装位置、类别、型式及效果（见表8.1-224）

表 8.1-224 过滤器的名称、用途、安装位置、类别、型式及效果

名 称	用 途	安装位置(见图中标号)	精度类别	滤材形式	效 果
吸油过滤器	保护液压泵	3	粗过滤器	网式、线隙式滤芯	特精过滤器：能滤掉1～5μm颗粒
高压过滤器	保护泵下游元件不受污染	6	精过滤器	纸质、不锈钢纤维滤芯	精过滤器：能过滤掉5～10μm颗粒
回油过滤器	降低油液污染度	5	普通过滤器	纸质、纤维滤芯	普通过滤器：能滤掉10～100μm颗粒
离线过滤器	连续过滤保持清洁度	8	精过滤器	纸质、纤维滤芯	粗过滤器：能滤掉100μm以上的颗粒
泄油过滤器	防止污染物进入油箱	4	普通过滤器	网式滤芯	
安全过滤器	保护污染抵抗力低的元件	7	特精过滤器	纸质、纤维滤芯	
空气滤清器	防止污染物随空气侵入	2	普通过滤器	多层叠加式滤芯	
注油过滤器	防止注油时侵入污染物	1	粗过滤器	网式滤芯	
磁性过滤器	清除油液中的铁屑	10	粗过滤器	磁性体	
水过滤器	清除冷却水中的杂质	9	粗过滤器	网式滤芯	



8.2.3 推荐液压系统的清洁度和过滤精度（见表8.1-225）

表 8.1-225 推荐液压系统的清洁度和过滤精度

工作类别	系统举例	油液清洁度		要求过滤精度/μm
		ISO 4406	NAS 1638	
极关键	高性能伺服阀、航空航天实验室、导弹、飞船控制系统	12/9 13/10	3 4	1 1～3
关键	工业用伺服阀、飞机、数控机床、液压舵机、位置控制装置、电液精密液压系统	14/11 15/12	5 6	3 3～5
很重要	比例阀、柱塞泵、注塑机、潜水艇、高压系统	16/13	7	10
重要	叶片泵、齿轮泵、低速马达、液压阀、叠加阀、插装阀、机床、油压机、船舶等中高压工业用液压系统	17/14 18/15	8 9	10～20 20
一般	车辆、土方机械、物料搬运液压系统	19/16	10	20～30
普通保护	重型设备、水压机、低压系统	20/17 21/16	11 12	30 30～40

8.2.4 过滤器的选择及计算

选择过滤器时应考虑如下几个方面：

1）根据使用目的（用途）选择过滤器的种类，根据安装位置情况选择过滤器的安装型式。

2）过滤器应具有足够大的通油能力，一般应大于实际通过流量的2倍以上并且压力损失要小。

3）过滤精度应满足液压系统或元件所需清洁要求。

4）滤芯使用的滤材应满足所使用工作介质的要求，并且有足够的强度。

5）过滤器的强度及压力损失是选择时需重点考虑的因素，安装过滤器后会对系统造成局部压降或产生背压。

6）滤芯的更换及清洗应方便。

7）应根据系统需要考虑选择合适的滤芯保护附

件（如带旁通阀的定压开启装置及滤芯污染情况指示器或发信器等）。

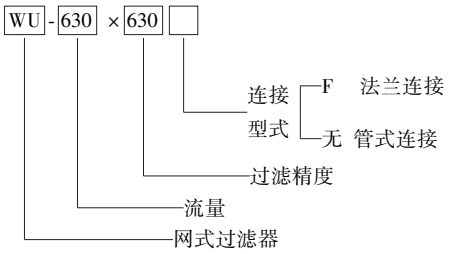
8）结构尽量简单、紧凑，安装型式合理。

9）价格合理。

8.2.5　WU型网式吸油过滤器

网式过滤器一般安装在液压泵吸油管端部，起保护泵的作用，具有结构简单，通油能力大，阻力小，易清洗等优点；缺点是过滤精度低。

（1）型号说明



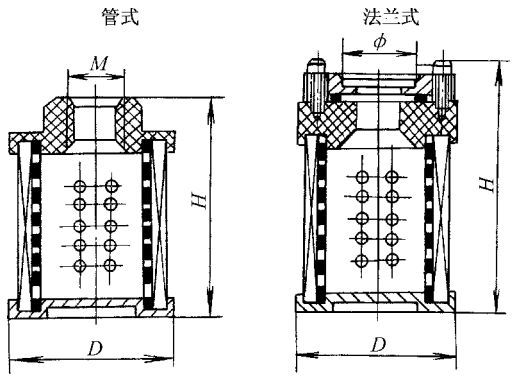
（2）技术规格（见表8.1-226）

表8.1-226　技 术 规 格

型　　号	过滤精度/μm	压力损失/MPa	流量/L·min^{-1}	通径/mm	连接型式
WU-16×180	180	≤0.01	16	12	螺纹连接
WU-25×180			25	15	
WU-40×180			40	20	
WU-63×180			63	25	
WU-100×180			100	32	
WU-160×180			160	40	
WU-250×180F			250	50	法兰连接
WU-400×180F			400	65	
WU-630×180F			630	80	

（3）外形尺寸（见表8.1-227）

表8.2-227　外 形 尺 寸　（mm）

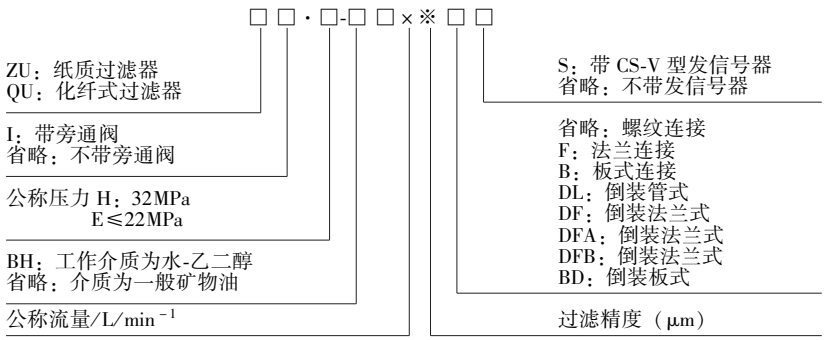


型　　号	M	φ	H	D
WU-16×＊J	M18×1.5	—	84	35
WU-25×＊J	M22×1.5		104	43
WU-40×＊J	M27×2		124	
WU-63×＊J	M33×2		103	70
WU-100×＊J	M42×2		153	
WU-160×＊J	M48×2		200	82
WU-250×＊FJ	—	50	203	88
WU-400×＊FJ		65	250	105
WU-630×＊FJ		80	302	113

生产厂：黎明液压有限公司、上海高行液压件总厂、沈阳六玲过滤机器有限公司。

8.2.6　ZU-H、QU-H系列高压过滤器

（1）型号说明



（2）液压原理图（见图8.1-107）

（3）技术规格（见表8.1-228）

（4）外形尺寸（见表8.1-229）

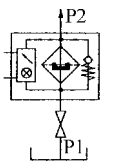


图8.1-107　液压原理图

表 8.1-228 技 术 规 格

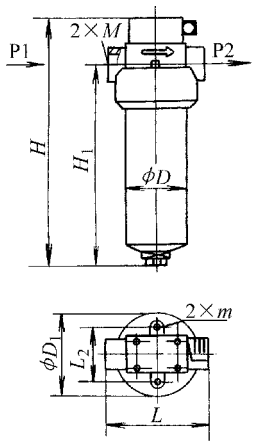
型 号	通径/mm	公称流量/L·min^{-1}	过滤精度/μm	公称压力/MPa	压力损失/MPa		发信器功率/W	质量/kg	滤芯型号	连接方式
					原始	最大				
ZQU-H10×※	15	10	1 3 5 10 20 30 40	32	0.08	0.35	DC：24V/48W AC：220V/50W	5.7	HX-10×※#	螺纹
ZQU-H25×※		25						7.0	HX-25×※#	
ZQU-H40×※Q	20	40			0.1			11.5	HX-40×※#	
ZQU-H63×※		63						13.2	HX-63×※#	
ZQU-H100×※	25	100						15.0	HX-100×※#	
ZQU-H160×※	32	160			0.15			21.4	HX-160×※#	
ZQU-H250×※	40	250						25.7	HX-250×※#	法兰
ZQU-H400×※	50	400			0.2			38.0	HX-400×※#	
ZQU-H630×※	55	630						42.3	HX-630×※#	
ZQU-H10×※B	15	10			0.08			5.7	HBX-10×※	板式
ZQU-H25×※B		25						7.0	HBX-25×※	
ZQU-H40×※B	20	40			0.1			11.5	HBX-40×※	
ZQU-H63×※B		63						13.2	HBX-63×※	
ZQU-H100×※B	25	100						15.0	HBX-100×※	
ZQU-H160×※B	32	160			0.15			21.4	HBX-160×※	
ZQU-H250×※B	40	250						25.7	HBX-250×※	
ZQU-H400×※B	50	400			0.2			38.0	HBX-400×※	
ZQU-H630×※B		630						42.3	HBX-630×※	
ZQU-H10×※DL	15	10			0.08			8.5	HDX-10×※	倒装管式
ZQU-H25×※DL		25						9.9	HDX-25×※	
ZQU-H40×※DL	20	40			0.1			16.4	HDX-40×※	
ZQU-H63×※DL		63						18.9	HDX-63×※	
ZQU-H100×※DL	25	100						22.5	HDX-100×※	
ZQU-H160×※DL	32	160			0.15			33.4	HDX-160×※	
ZQU-H10×※DF	15	10			0.08			8.6	HDX-10×※	倒装法兰式
ZQU-H25×※DF		25						10.0	HDX-25×※	
ZQU-H40×※DF	20	40			0.1			16.6	HDX-40×※	
ZQU-H63×※DF		63						19.2	HDX-63×※	
ZQU-H100×※DF	25	100						22.9	HDX-100×※	
ZQU-H160×※DF	32	160			0.15			34.0	HDX-160×※	
ZQU-H250×※DF	40	250						41.9	HDX-250×※	
ZQU-H400×※DF	50	400			0.2			57.6	HDX-400×※	
ZQU-H630×※DF	55	630						62.4	HDX-630×※	
ZQU-H10×※DFA	15	10			0.08			8.6	HDX-10×※	倒装法兰式A型
ZQU-H25×※DFA		25						10.0	HDX-25×※	
ZQU-H40×※DFA	20	40			0.1			16.6	HDX-40×※	
ZQU-H63×※DFA		63						19.2	HDX-63×※	

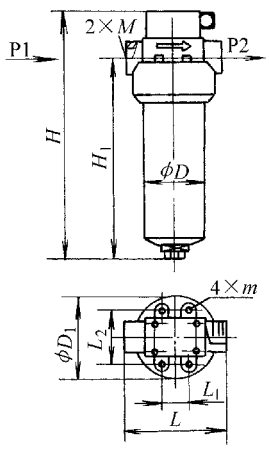
（续）

型　　号	通径/mm	公称流量/L·min^{-1}	过滤精度/μm	公称压力/MPa	压力损失/MPa		发信器功率/W	质量/kg	滤芯型号	连接方式
					原始	最大				
ZQU-H160×※DFA	32	160	1 3 5 10 20 30 40	32	0.15	0.35	DC：24V/48W AC：220V/50W	34.0	HDX-160×※	倒装法兰式A型
ZQU-H250×※DFA	40	250						41.9	HDX-250×※	
ZQU-H400×※DFA	50	400			0.2			57.6	HDX-400×※	
ZQU-H630×※DFA	55	630						62.4	HDX-630×※	
ZQU-H10×※DFB	15	10			0.08			8.6	HDX-10×※	倒装法兰式B型
ZQU-H25×※DFB		25						10.0	HDX-25×※	
ZQU-H40×※DFB	20	40			0.1			16.6	HDX-40×※	
ZQU-H63×※DFB		63						19.2	HDX-63×※	
ZQU-H100×※DFB	25	100						22.9	HDX-100×※	
ZQU-H160×※DFB	32	160			0.15			34.0	HDX-160×※	
ZQU-H250×※DFB	40	250						41.9	HDX-250×※	
ZQU-H400×※DFB	50	400			0.2			57.6	HDX-400×※	
ZQU-H630×※DFB	55	630						62.4	HDX-630×※	
ZQU-H10×※BD	15	10			0.08			8.4	HDX-10×※	倒装板式
ZQU-H25×※BD		25						9.8	HDX-25×※	
ZQU-H40×※BD	20	40			0.1			16.3	HDX-40×※	
ZQU-H63×※BD		63						18.9	HDX-63×※	
ZQU-H100×※BD	25	100						22.5	HDX-100×※	
ZQU-H160×※BD	40	160			0.15			33.6	HDX-160×※	
ZQU-H250×※BD	40	250						41.3	HDX-250×※	
ZQU-H400×※BD	50	400			0.2			57.0	HDX-400×※	
ZQU-H630×※BD	50	630						61.8	HDX-630×※	

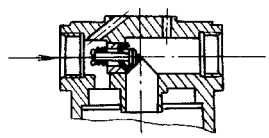
表 8.1-229　外形尺寸　　（mm）

管式连接





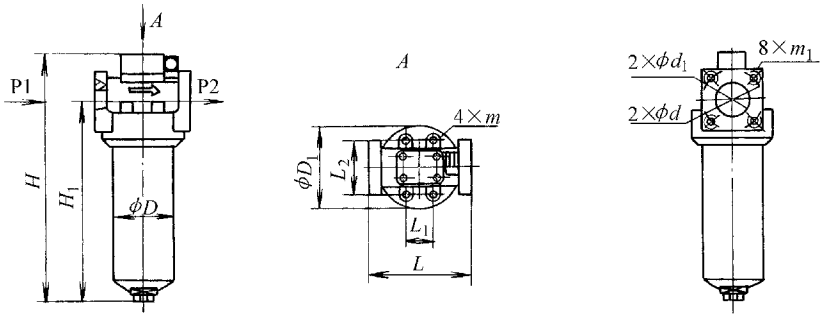
带旁通阀的结构图



（续）

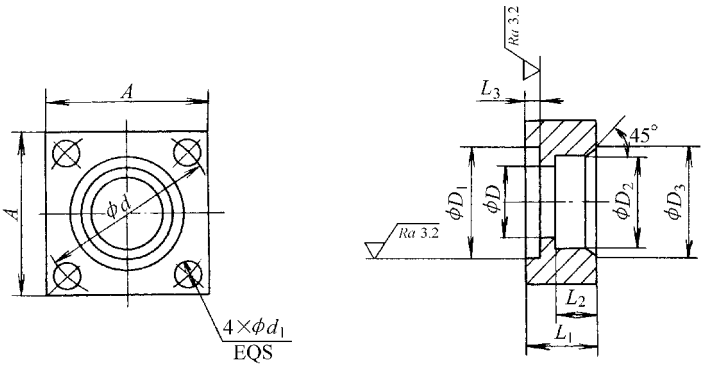
型　　号	H	H_1	L	L_1	L_2	ϕD_1	ϕD	m	M
$\frac{Z}{Q}$U-H10×※	188	130	118	—	70	88	73	M6	M27×2
$\frac{Z}{Q}$U-H25×※	278	220							
$\frac{Z}{Q}$U-H40×※	240	179	128	44	86	124	102	M10	M33×2
$\frac{Z}{Q}$U-H63×※	308	247							
$\frac{Z}{Q}$U-H100×※	379	314							M42×2
$\frac{Z}{Q}$U-H60×※	420	347	166	60	100	146	121		M48×2

法兰连接



型　　号	H	H_1	L	L_1	L_2	ϕD_1	ϕD	ϕd	ϕd_1	m	m_1
$\frac{Z}{Q}$U-H250×※	493	415	166	60	100	146	121	98	40	M10	M16
$\frac{Z}{Q}$U-H400×※	530	446	206		123	170	146	118	50	M12	M20
$\frac{Z}{Q}$U-H630×※	632	548			128			145	55		

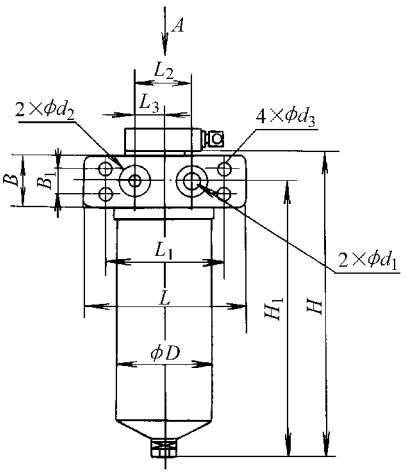
连接法兰尺寸

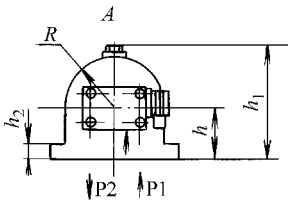


型　　号	A	L_1	L_2	L_3		ϕD	ϕD_1		ϕD_2		ϕD_3	ϕd	ϕd_1	法兰用O形圈	法兰用螺钉
$\frac{Z}{Q}$U-H250×※F	100	30	18	2.4	0 −0.1	40	50	+0.2 0	52	+0.2 0	60	98	17	φ55×3.1	M16×45
$\frac{Z}{Q}$U-H400×※F	123	36	20	4.5		52	73		65		73	118	22	φ73×5.7	M20×60
$\frac{Z}{Q}$U-H630×※F	142	42	22			55	80		77		85	145		φ80×5.7	M20×65

（续）

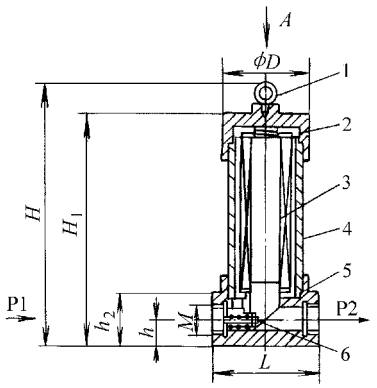
板式连接

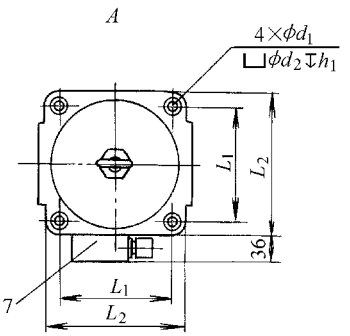




型　　号	H	H_1	R	ϕD	B	B_1	L	L_1	L_2	L_3	h	h_1	h_2	ϕd_1	ϕd_2	ϕd_3
ZQU-H10×※B	200	132	46	73	60	30	158	128	40	20	50	110	22	15	24	13
ZQU-H25×※B	290	222														
ZQU-H40×※B	254	184	62	102	64	32	190	160	50	25	65	138	25	25	32	15
ZQU-H63×※B	322	252														
ZQU-H100×※B	384	314														
ZQU-H160×※B	411	338	73	121	72	40	212	180	60	30	77	164	30	32	40	17
ZQU-H250×※B	492	414			80	48							30	40	50	
ZQU-H400×※B	539	446	85	146	110	60	275	225	80	40	92	194	40	50	65	26
ZQU-H630×※B	639	546														

倒装管式



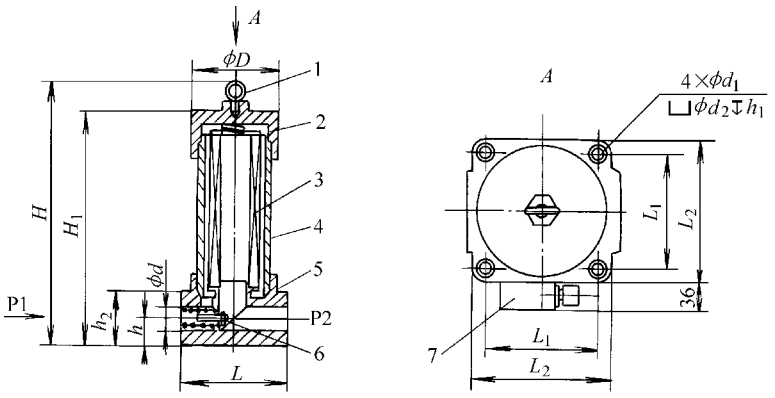


1—吊环螺钉　2—顶盖　3—滤芯　4—壳体　5—滤头　6—旁通阀　7—发信号器

型　　号	H	H_1	L	L_1	L_2	ϕd_1	ϕd_2	h	h_1	h_2	M	ϕD
ZQU-H10×※DL	198	148	130	95	115	9	14	28	12	54	M27×2	92
ZQU-H25×※DL	288	238										
ZQU-H40×※DL	247	197	156	115	145	14	20	35	14	68	M33×2	124
ZQU-H63×※DL	315	265										
ZQU-H100×※DL	377	327									M42×2	
ZQU-H160×※DL	415	365	190	140	170			47		92	M48×2	146

（续）

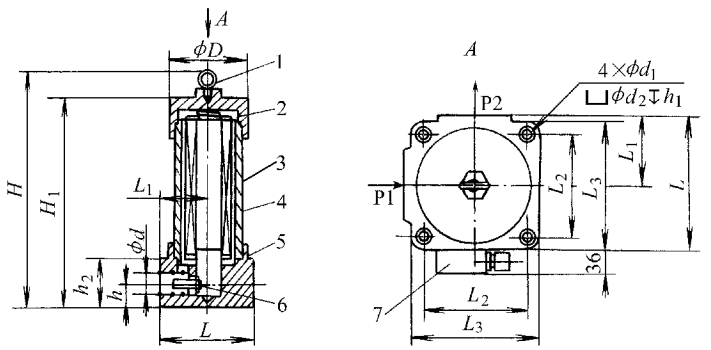
倒装法兰式



1—吊环螺钉 2—顶盖 3—滤芯 4—壳体 5—滤头 6—旁通阀 7—发信号器

型 号	H	H_1	ϕD	L	L_1	L_2	ϕd	ϕd_1	ϕd_2	h	h_1	h_2
ZQU-H10×※DF	198	148	92	130	95	115	18	9	14	28	12	54
ZQU-H25×※DF	288	238										
ZQU-H40×※DF	247	197	124	156	115	145	25	14	20	35	14	68
ZQU-H63×※DF	315	265										
ZQU-H100×※DF	377	327										
ZQU-H160×※DF	415	365	146	190	140	170	32			47		92
ZQU-H250×※DF	485	435					40					
ZQU-H400×※DF	532	482	176	240	160	200	50	18	26	62	20	122
ZQU-H630×※DF	632	582					55					

倒装法兰式 A 型

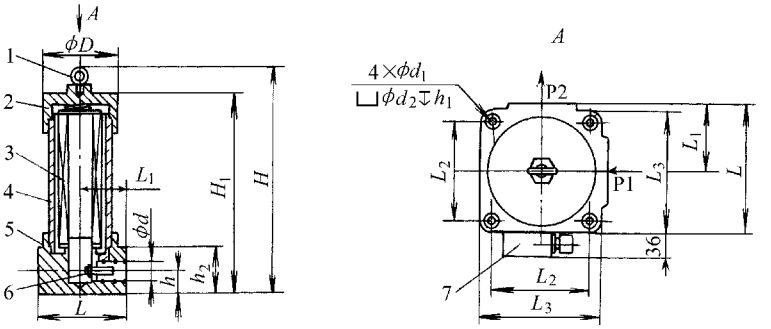


1—吊环螺钉 2—顶盖 3—滤芯 4—壳体 5—滤头 6—旁通阀 7—发信号器

型 号	H	H_1	L	L_1	L_2	L_3	ϕd	ϕd_1	ϕd_2	h	h_1	h_2	ϕD
ZQU-H10×※DFA	198	148	122.5	65	95	115	18	9	14	28	12	54	92
ZQU-H25×※DFA	288	238											
ZQU-H40×※DFA	247	197	150.5	78	115	145	25	14	20	35	14	68	124
ZQU-H63×※DFA	315	265											
ZQU-H100×※DFA	377	327											
ZQU-H160×※DFA	415	365	180	95	140	170	32			47		92	146
ZQU-H250×※DFA	485	435					40						
ZQU-H400×※DFA	532	482	200	120	160	200	50	18	26	62	20	122	176
ZQU-H630×※DFA	632	582					55						

（续）

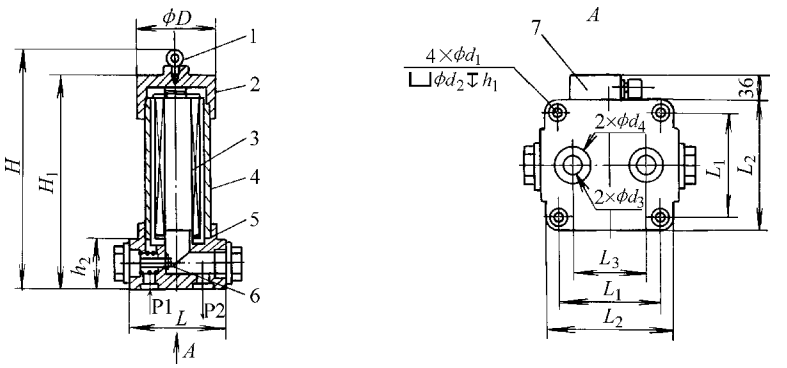
倒装法兰 B 型



1—吊环螺钉　2—顶盖　3—滤芯　4—壳体　5—滤头　6—旁通阀　7—发信号器

型　　号	H	H_1	L	L_1	L_2	L_3	φd	$φd_1$	$φd_2$	h	h_1	h_2	φD
ZQU-H10×※DFB	198	148	122.5	65	95	115	18	9	14	28	12	54	92
ZQU-H25×※DFB	288	238											
ZQU-H40×※DFB	247	197	150.5	78	115	145	25	14	20	35	14	68	124
ZQU-H63×※DFB	315	265											
ZQU-H100×※DFB	377	327											
ZQU-H160×※DFB	415	365	180	95	140	170	32			47		92	146
ZQU-H250×※DFB	485	435					40						
ZQU-H400×※DFB	532	482	220	120	160	200	50	18	26	62	20	122	176
ZQU-H630×※DFB	632	582					55						

倒装板式

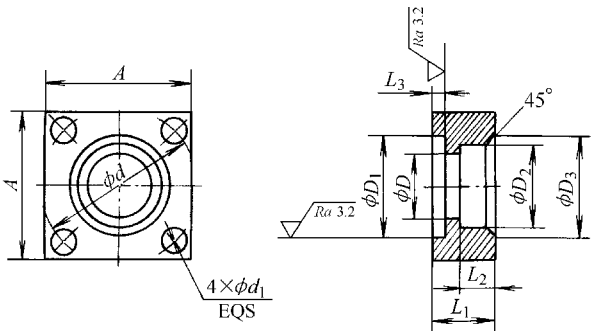


1—吊环螺钉　2—顶盖　3—滤芯　4—壳体　5—滤头　6—旁通阀　7—发信号器

型　　号	H	H_1	φD	L	L_1	L_2	L_3	$φd_1$	$φd_2$	$φd_3$	$φd_4$	h_1	h_2
ZQU-H10×※BD	196	146	92	130	90	115	60	11.5	18	15	24	14	50
ZQU-H25×※BD	286	236											
ZQU-H40×※BD	245	195	124	156	115	145	88	16	23	25	38	16	64
ZQU-H63×※BD	313	263											
ZQU-H100×※BD	375	325											
ZQU-H160×※BD	413	363	146	190	135	170	104	18	26	40	50	20	88
ZQU-H250×※BD	483	433											
ZQU-H400×※BD	530	480	176	240	160	200	144	26	38	50	65	26	118
ZQU-H630×※BD	630	580											

（续）

DF、DFA、DFB 连接法兰加工尺寸



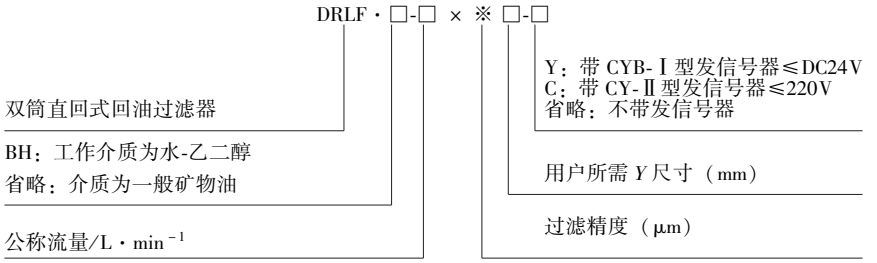
型 号	A	L_1	L_2	L_3		ϕD	ϕD_1		ϕD_2		ϕD_3	ϕd	ϕd_1	法兰用O形圈	法兰用螺钉
ZQU-H10×※D△	52	22	11	2.4	0 −0.1	18	30	0 −0.2	28	+0.2 0	36	50 ± 0.15	9	ϕ30×3.1	M8×40
ZQU-H25×※D△															
ZQU-H40×※D△	66		12			25	40		35		43	62 ± 0.15	11	ϕ40×3.1	M10×45
ZQU-H63×※D△															
ZQU-H100×※D△															
ZQU-H160×※D△	90	26	16			32	50		43		51	85 ± 0.15	17	ϕ50×3.1	M16×45
ZQU-H250×※D△						40			52		60				
ZQU-H400×※D△	120	36	20	4.5		52	73		65		73	118 ± 0.15	22	ϕ73×5.7	M20×65
ZQU-H630×※D△						55	80		77		85			ϕ80×5.7	

注：△为 F、FA、FB。

生产厂：温州远东液压有限公司、黎明液压有限公司、沈阳六玲过滤机器有限公司。

8.2.7 DRLF 型大流量回油过滤器

（1）型号说明



（2）技术参数（见表 8.1-230）

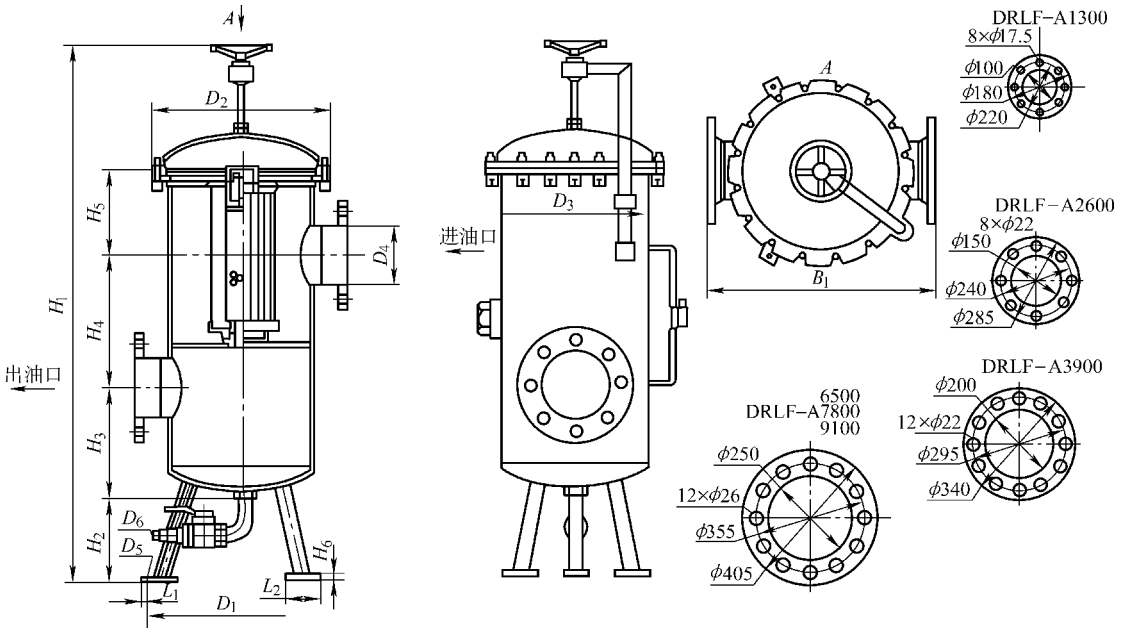
（3）外形尺寸（见表 8.1-231）

表 8.1-230 DRLF 系列过滤器的技术参数

型 号	通径/mm	公称流量/L · min⁻¹	过滤精度/μm	公称压力/MPa	压力损失/MPa 初始	压力损失/MPa 最大	旁通阀开启压力/MPa	发信装置功率	质量/kg	滤芯型号	滤芯数量
DRLF-A1300×※P	ϕ100	1300	1	1.6	0.2	0.35	0.4	24V/48W 220V/50W	140	SFX-1300×※	1
DRLF-A2600×※P	ϕ150	2600	3						202		2
DRLF-A3900×※P	ϕ200	3900	5						225		3
DRLF-A6500×※P	ϕ250	6500	10						266		5
DRLF-A7800×※P	ϕ250	7800	20						287		6
DRLF-A9100×※P	ϕ250	9100	30						308		7

表 8.1-231　DRLF 系列过滤器的外形尺寸　　（mm）

型　　号	B_1	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	L_1	L_2	滤芯总数
DRLF-A1300×※P	500	φ450	φ325	φ245	φ100	φ14	G3/4	1200	250	230	365	230	10	27	80	1
DRLF-A2600×※P	600	φ555	φ500	φ416	φ150	φ18	G1	1280	250	275	365	230	15	29	100	2
DRLF-A3900×※P	600	φ555	φ500	φ416	φ200	φ18	G1	1280	250	275	365	230	15	29	100	3
DRLF-A6500×※P	746	φ600	φ610	φ508	φ250	φ23	G1	1500	250	350	450	250	18	31	110	5
DRLF-A7800×※P	746	φ600	φ610	φ508	φ250	φ23	G1	1500	250	350	450	250	18	31	110	6
DRLF-A9100×※P	746	φ600	φ610	φ508	φ250	φ23	G1	1500	250	350	450	250	18	31	110	7



注：1. ※为过滤精度，若使用介质为水-乙二醇，带发信号器，则过滤器型号为 DRLF·BH-A2600×※P；滤芯型号为 SFX·BH-1300×※。

2. 生产厂：远东仪表有限公司；上海德艺宝机械制造有限公司。

8.3　换热器

液压系统中的油温，一般应控制在 30～50℃范围内。最高不应高于 65℃，最低不应低于 15℃。油温过高，将使油液迅速老化变质，同时使油液的粘度降低，造成元件内泄漏量增加，系统效率降低；油温过低，使油液粘度过大，造成泵吸油困难。油温的过高或过低都会引发系统工作不正常，为保证油液能在正常的范围内工作，需对系统油液温度进行必要的控制，即采用加热或冷却方式。

8.3.1　冷却器的种类及特点（见表 8.1-232）

表 8.1-232　冷却器的种类及特点

种　　类		特　　点	冷却效果
水冷却式	列管式：固定折板式，浮头式，双重管式，U 形管式，立式、卧式等	冷却水从管内流过，油从列管间流过，中间折板使油折流，并采用双程或四程流动方式，强化冷却效果	散热效果好，散热系数（K）可达 350～580W·(m^2·℃)$^{-1}$
	波纹板式：人字波纹式，斜波纹式等	利用板式人字或斜波纹结构叠加排列形成的接触点，使液流在流速不高的情况下形成紊流，提高散热效果	散热效果好，散热系数（K）可达 230～815W·(m^2·℃)$^{-1}$

（续）

种 类		特 点	冷却效果
风冷却式	风冷式：间接式、固定式及浮动式或支撑式和悬挂式等	用风冷却油，结构简单，体积小，重量轻，热阻小，换热面积大，使用、安装方便	散热效率高，油散热系数（K）可达 116～175W·（m^2·℃）$^{-1}$
制冷式	机械制冷式：箱式、柜式	利用制冷剂制冷原理把液压油中的热量吸收、排出	冷却效果好，冷却温度控制较方便

8.3.2 冷却器的选择及计算

在选择冷却器时应首先要求冷却器安全可靠，有足够的散热面积，压力损失小，散热效率高，体积小，重量轻等。然后根据使用场合、作业情况选择冷却器类型，如使用现场是否有冷却水源，液压站是否随行走机械一起运动，当存在以上情况时，应优先选择风冷式，然后是机械制冷式。

（1）水冷式冷却器的冷却面积计算

$$A=\frac{N_h-N_{hd}}{K\Delta T_{av}}$$

式中 A——冷却器的冷却面积（m^2）；

N_h——液压系统发热量（W）；

N_{hd}——液压系统散热量（W）；

K——散热系数，见表8.1-232；

ΔT_{av}——平均温差（℃）；

$$\Delta T_{av}=\frac{(T_1+T_2)-(t_1+t_2)}{2}$$

T_1、T_2——进口和出口油温（℃）；

t_1、t_2——进口和出口水温（℃）。

（2）系统发热量和散热量的估算

$$N_h=N_p(1-\eta_C)$$

式中 N_p——输入泵的功率（W）；

η_C——系统的总效率，合理、高效的系统为70%～80%，一般系统仅达到50%～60%。

$$N_{hd}=K_1A\Delta t$$

式中 K_1——油箱散热系数[W·（m^2·℃）$^{-1}$]，取值范围见表8.1-233；

A——油箱散热面积（m^2）；

Δt——油温与环境温度之差（℃）。

（3）冷却水用量 q_s（m^3·s）$^{-1}$的计算

$$q_s=\frac{c\rho(T_1-T_2)}{c_s\rho_s(t_2-t_1)}q$$

式中 c——油的比热容[J·（kg·℃）$^{-1}$]，一般 c=2010J·（kg·℃）$^{-1}$；

c_s——水的比热容[J·（kg·℃）$^{-1}$]，一般c_s=1J·（kg·℃）$^{-1}$；

ρ——油的密度（kg·m^{-3}），一般 ρ=900kg·m^{-3}；

ρ_s——水的密度（kg·m^{-3}），一般 ρ_s=1000kg·m^{-3}；

q——油液的流量（m^3·s^{-1}）。

表8.1-233 油箱散热系数

油箱散热情况	散热系数 K_1 /W·（m^2·K）$^{-1}$
整体式油箱，通风差	11～28
单体式油箱，通风较好	29～57
上置式油箱，通风好	58～74
强制通风的油箱	142～341

（4）风冷式冷却器面积的计算

$$A=\frac{N_h-N_{hd}}{K\Delta T_{av}}a$$

式中 N_h——液压系统发热量（W）；

N_{hd}——液压系统散热量（W）；

a——污垢系数，一般 a=1.5；

K——散热系数，见表8.1-232；

ΔT_{av}——平均温差（℃）；

$$\Delta T_{av}=\frac{(T_1+T_2)-(t_1'+t_2')}{2}$$

t_1'、t_2'——进口出口空气温度（℃）；

$$t_2'=t_1'+\frac{N_p}{q_p\rho_pc_p}$$

q_p——空气流量（m^3·s^{-1}）；

ρ_p——空气密度（kg·m^{-3}），一般 ρ_p=1.4kg·m^{-3}；

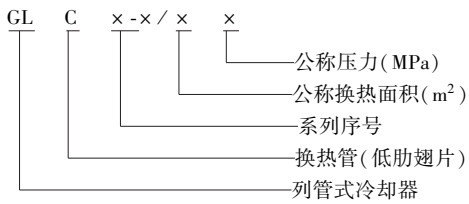
c_p——空气比热容[J·（kg·℃）$^{-1}$]，一般 c_p=1005J·（kg·℃）$^{-1}$；

空气流量 q_p（m^3·s^{-1}）为

$$q_p=\frac{N_h}{c_p\rho_p}$$

8.3.3 GL※型列管式冷却器

（1）型号说明



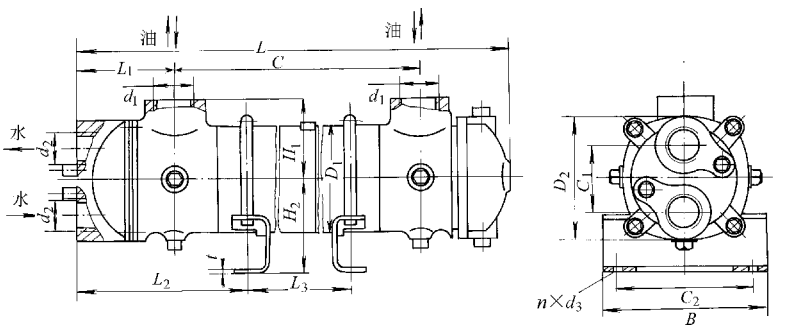
（2）技术规格（见表8.1-234）

（3）外形尺寸（见表8.1-235）

表 8.1-234　技 术 规 格

冷却面积 /m^2	工作压力 /MPa	工作温度 /℃	压力降/MPa		油水流量比	介质粘度 /$mm^2 \cdot s^{-1}$	换热系数 /$W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$
			油侧	水侧			
0.4～1.2	0.63 1.0 1.6	≤100	≤0.1	≤0.05	1∶1 左右	20～50	≥350
1.3～3.5							
4～11							
13～27							
30～54							
55～90							

表 8.1-235　外 形 尺 寸　　(mm)



型　　号	L	C	L_1	H_1	H_2	D_1	D_2	C_1	C_2	B	L_2	L_3	t	$n \times d_3$	d_1	d_2	质量/kg
GLC1-0.4	370	240	67	60	68	78	92	52	102	132	115	145	2	4×ϕ11	G1	G3/4	8
GLC1-0.6	540	405										310					10
GLC1-0.8	660	532										435					12
GLC1-1	810	665										570					13
GLC1-1.2	940	805										715					15
GLC1-1.3	556	375	98	85	93	120	137	78	145	175	172	225	2	4×ϕ11	G1	G1	19
GLC2-1.7	690	500										350					21
GLC2-2.1	820	635										485					25
GLC2-2.6	960	775										630					29
GLC2-3	1110	925										780					32
GLC2-3.5	1270	1085										935					36
GLC3-4	840	570	152	125	158	168	238	110	170	210	245	380	10	4×ϕ15	G1 $\frac{1}{2}$	G1 $\frac{1}{4}$	74
GLC3-5	990	720										530					77
GLC3-6	1140	870										680					85
GLC3-7	1310	1040										850					90
GLC3-8	1470	1200										1010			G2	G1 $\frac{1}{2}$	96
GLC3-9	1630	1360										1170					105
GLC3-10	1800	1530										1340					110
GLC3-11	1980	1710										1520					118
GLC4-13	1340	985	197	160	208	219	305	140	320	270	318	745	12	4×ϕ19	G2	G2	152
GLC4-15	1500	1145										905					164

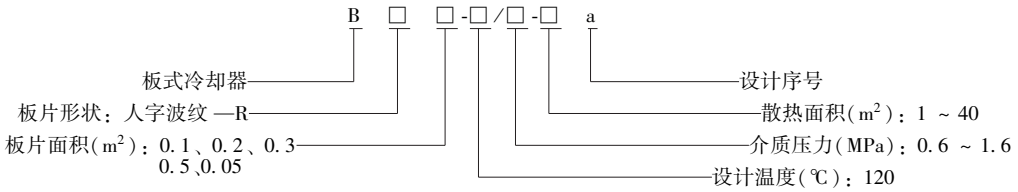
（续）

型 号	L	C	L_1	H_1	H_2	D_1	D_2	C_1	C_2	B	L_2	L_3	t	$n\times d_3$	d_1	d_2	质量/kg
GLC4-17	1660	1305	197	160	208	219	305	140	320	270	318	1065	12	$4\times\phi19$	G2	G2	175
GLC4-19	1830	1475										1235					188
GLC4-21	2010	1655										1415					200
GLC4-23	2180	1825										1585					213
GLC4-25	2360	2005										1765					225
GLC4-27	2530	2175										1935					238
GLC5-30	1932	1570	202	200	234	273	355	180	280	320	327	1320	12	$4\times\phi23$	G2	G2 $\frac{1}{2}$	
GLC5-34	2152	1790										1540					
GLC5-37	2322	1960										1710					
GLC5-41	2542	2180										1930					
GLC5-44	2712	2530										2100					
GLC5-47	2872	2510										2260					
GLC5-51	3092	2730										2480					
GLC5-54	3262	2900										2650					
GLC6-55	2272	1860	227	230	284	325	410	200	300	390	362	1590	12	$4\times\phi23$	G2 $\frac{1}{2}$	G3	
GLC6-60	2452	2040										1770					
GLC6-65	2632	2220										1950					
GLC6-70	2812	2400										2130					
GLC6-75	2992	2580										2310					
GLC6-80	3172	2760										2490					
GLC6-85	3352	2940										2670					
GLC6-90	3532	3120										2850					

生产厂：姜堰市冷却器厂。

8.3.4 BR型板式冷却器

（1）型号说明



（2）技术规格（见表8.1-236）

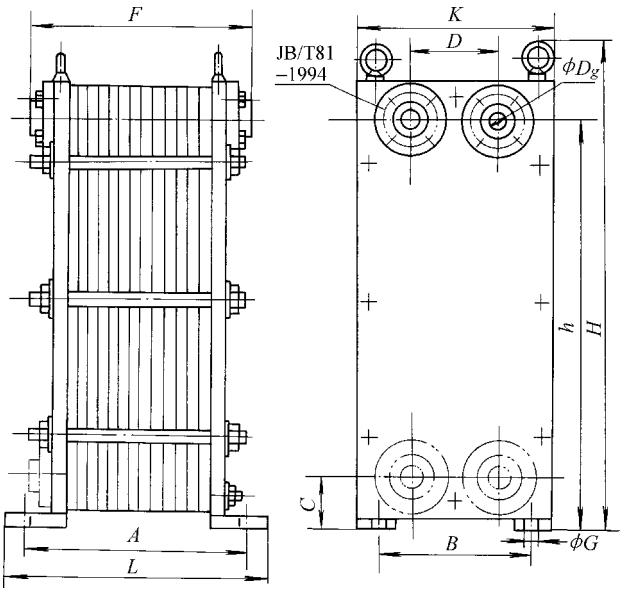
表8.1-236 技 术 规 格

散热面积/m²	介质压力/MPa	设计温度/℃	板片面积/m²	板片形状
1 2 3 5 7 10	1.6 1	120	0.1	人字形 波纹形
4 6 10 13 15 18	1.6		0.2	人字形
21 24 10	1.6		0.2	人字形
12 14 17 20 24 27 30 35 40	1.6 1 0.6		0.3	

（续）

（3）外形尺寸（见表8.1-237）

表 8.1-237　外 形 尺 寸　　（mm）



型　　号	H	K	L	F	A	B	C	D	H	ϕG	ϕD_g	质量/kg
BR0.1-2	768.5	315	260	238	230	250	190.5	142	636.5	18	50	160
BR0.1-4	768.5	315	344	346	332	250	190.5	142	636.5	18	50	192
BR0.1-5	768.5	315	386	390	382	250	190.5	142	636.5	18	50	208
BR0.1-6	768.5	315	428	441	433	250	190.5	142	636.5	18	50	223
BR0.1-8	768.5	315	512	543	535	250	190.5	142	636.5	18	50	255
BR0.1-10	768.5	315	596	648	640	250	190.5	142	636.5	18	50	286
BR0.2-15	1143	400	692	692	542	335	180	190	960.5	18	65	568
BR0.2-20	1143	400	827	827	677	335	180	190	960.5	18	65	658
BR0.2-25	1143	400	952	952	802	335	180	190	960.5	18	65	742
BR0.2-30	1143	400	1087	1087	937	335	180	190	960.5	18	65	833
BR0.3-35	1386	480	932	952	772	400	183	218	1163	18	100	1205
BR0.3-40	1386	480	1014	1034	854	400	183	218	1163	18	100	1262

生产厂：营口市船舶辅机厂、四平四环冷却器厂。

8.3.5　加热器的选择计算

（1）油的加热及加热器的发热能力

油液的加热可采用电加热或蒸汽加热等方式，为避免油液过热变质，一般加热管表面温度不允许超过120℃，电加热管表面功率密度不应超过3W·cm^{-2}。通常把加热器安装在油箱的下部稍微离开底面的地方，视油箱大小而设置2～3个加热器，让加热后热油上浮，冷油往下流，产生对流。加热器的表面耗散功率不能过大，应按液压系统通用技术条件（GB/T 3766—2001）的规定，不得超过0.7W·cm^{-2}，否则将有烧焦油液的可能。

加热器的发热能力可按下式估算：

$$N=\frac{c\rho V\Delta Q}{T}$$

式中　N——加热器发热能力（W）；

c——油的比热容，取 $c=1680\sim2094$J·（kg·℃）$^{-1}$；

ρ——油的密度，取 $\rho=900$kg·m^{-3}；

V——油箱内油液体积（m^3）；

ΔQ——油加热后温升（℃）；

T——加热时间（s）。

（2）电加热器的计算

电加热器的功率：

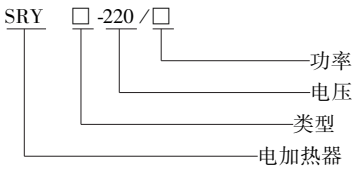
$$P=\frac{N}{\eta}$$

式中 η——热效率，取 $\eta=0.6\sim0.8$。

液压系统中装设电加热器后，可以较方便地实现液压系统油温的自动控制。

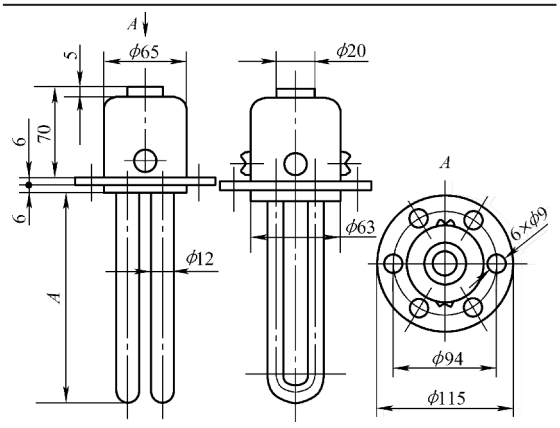
8.3.6 SRY 型加热器

（1）型号说明

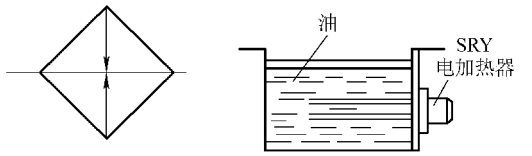


（2）技术规格及外形尺寸（见表 8.1-238）

表 8.1-238 SRY 型管状加热器技术规格及外形尺寸 （mm）



（续）



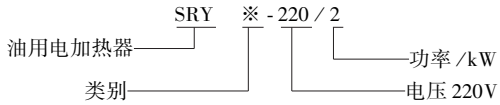
型号	功率/kW	电压/V	浸入油中长度 A	生产厂
SRY2-220/1	1	220	225	上海电热电器厂
SRY2-220/2	2		425	
SRY2-220/3	3		625	
SRY2-220/4	4		8.40	
SRY2-220/5	5		615	
SRY2-220/6	6		725	
SRY2-220/8	8		825	

注：加热器产品中型号 GYY2 系列与 SRY2 系列技术规格及外形尺寸相同，可互换。

生产厂：沈阳市电加热器厂。

8.3.7 SRY 型套筒式油用电加热器

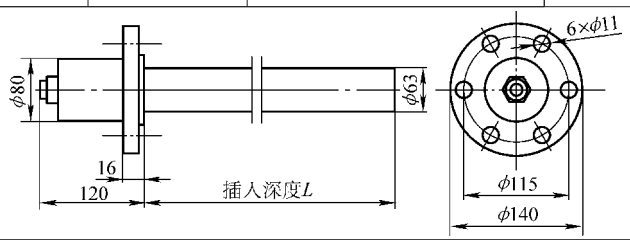
（1）型号说明



（2）技术规格及外形尺寸（见表 8.1-239）

表 8.1-239 SRY 型油用电加热器技术规格及外形尺寸

型 号	功率/kW	电源电压/V	插入油中深度 L/mm	生 产 厂
SRY2-220/1	1.0	220	470	辽阳华强仪表厂
SRY2-220/1.5	1.5	220	900	
SRY2-220/1.75	1.75	220	1240	
SRY4-220/1	1.0	220	225	
SRY4-220/2	2.0	220	425	
SRY4-220/4	4.0	220	840	
SRY4-220/5	5.0	220	615	
SRY4-220/6	6.0	220	725	

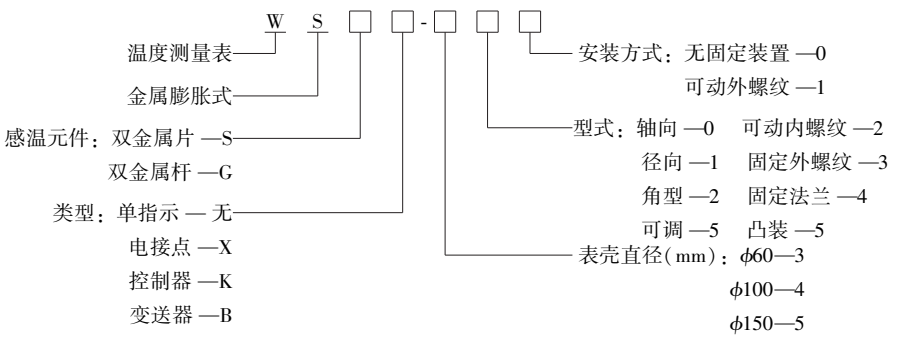


注：套筒式油用电加热器可有效防止油液焦化现象产生。

生产厂：辽阳市华强仪表制造有限公司。

8.4　温度仪表（WS ※型双金属温度计）

（1）型号说明



（2）技术规格（见表8.1-240）

表8.1-240　技 术 规 格

型　号	表直径/mm	精度等级	测温范围/℃	分度值/℃	保护管直径 d/mm	插入长度 L/mm	安装螺纹/mm
轴向型	φ60	1.5	－80～40	2	φ6	75～300	M16×1.5
			－40～80	2	φ8	75～500	
轴向型 径向型 135°角型 可调角型	φ100 φ150		－40～160	5	φ8 φ10 φ12 φ16	75～500 75～1000 75～1000 75～2000	M27×2
			0～100	2			
			0～150	2			
			0～200	5			
			0～300	5			
			0～400	5			
			0～500	10			

（3）外形尺寸（见图8.1-108）

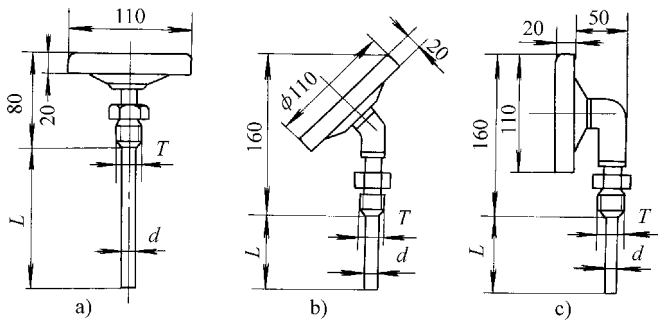


图8.1-108　外形尺寸

a）轴向型　b）135°角型　c）径向型

生产厂：沈阳市测温仪表二厂、上海仪表公司。

8.5 压力仪表

8.5.1 Y 系列压力表

（1）型号说明

□-□ □

- □：结构型式：径向无边 — 省略或Ⅰ；径向有边 —T 或Ⅱ；轴向无边 —Z 或Ⅳ；轴向有边 —ZT 或Ⅲ
- □：压力表直径(mm)：60、100、150
- □：压力表类型：
  - 弹簧表压力表 —Y
  - 耐震弹簧管压力表 —YN
  - 弹簧管压力真空表 —YZ
  - 电接点压力表 —YX
  - 电接点压力真空表 —YZX
  - 防爆电接点压力表 —YXB
  - 防爆电接点压力真空表 —YZB

（2）技术规格（见表8.1-241）

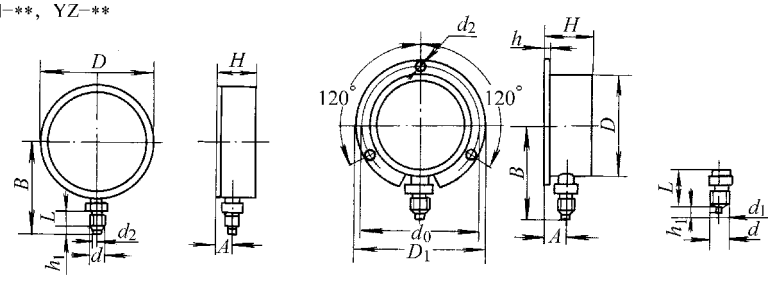
表8.1-241 技 术 规 格

种类	型 号	测量范围/MPa
弹簧管压力表	Y-60，Y-100，Y-150，Y-200	0～0.1，0～0.16，0～0.25，0～0.4，0～0.6，0～1，0～1.6，0～2.5，0～4，0～6，0～10，0～16，0～25，0～40，0～60
耐振压力表	YN-60，YN-100，YN-150	
电接点压力表	YX-100，YX-150	
弹簧管压力真空表	YZ-60，YZ-100，YZ-150，YZ-200	－0.1～0.06，－0.1～0.15，－0.1～0.3，－0.1～0.5，－0.1～0.9，－0.1～1.5，－0.1～2.4

（3）外形尺寸（见表8.1-242）

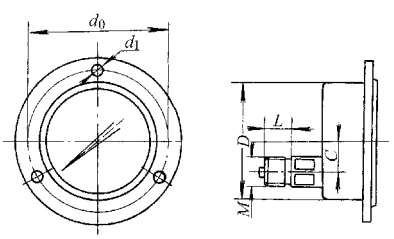
表8.1-242 外 形 尺 寸 （mm）

Y-**，YN-**，YZ-**



表直径	D	D_1	d_0	A	B	H	h	h_1	L	d	d_1	d_2
60	ϕ60	—	—	14	59.5	37	—	3	14	M14×1.5	ϕ5	—
100	ϕ100	ϕ130	ϕ118	20	93	48	6	5	20	M20×1.5	ϕ6	3×ϕ5.5
150	ϕ150	ϕ180	ϕ165	20	121	51	6	5	20	M20×1.5	ϕ6	3×ϕ5.5
YN60	ϕ64	—	—	11	57	30	2	2	14	M14×1.5	ϕ5	—
YN100	ϕ105	120×120	95×95	16.5	98.5	44.5	3	4	20	M20×1.5	ϕ6	4×ϕ6
YN150	ϕ156	ϕ175	ϕ162	20	122	50	3	4	20	M20×1.5	ϕ6	3×ϕ6.5

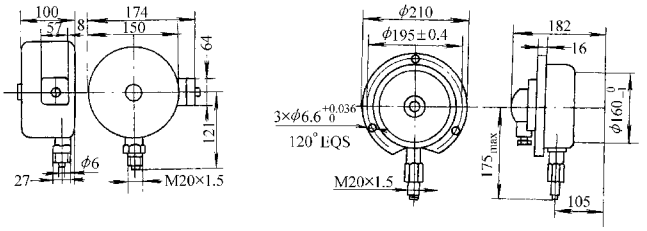
Y-**ZT



压力表直径 ϕ	D	d_0	d_1	C	L	M
60	60	72	4.5	0	14	M14×1.5
100	100	118	5.5	32	20	M20×1.5
150	150	165	5.5	53	20	M20×1.5

（续）

YX−**、YZX−**、YXB−**



生产厂：沈阳仪表厂。

8.5.2　YTXG 型磁感式电接点压力表

YTXG 型磁感式电接点压力表适用于测量无爆炸危险的非结晶和凝固的、无腐蚀的液体、气体、蒸汽等介质的压力，磁敏式传感器开关装置，具有指针系统不带电、输出容量大、动作稳定可靠、使用寿命长等特点。其性能优于电接点压力表和磁助式电接点压力表。

（1）技术规格及参数（见表 8.1-243）

表 8.1-243　技术规格及参数

型号	标度/MPa	最小控制范围/MPa	指示精确度	控制精确度
YTXG-100	0～6	0.50	1.0	2
	0～10	0.80		
	0～16	1.5		
	0～25	2.0	1.5	2
	0～40	3.0		
	0～60	5.0		
YTXG-150	0～6	0.40	1.0	2
	0～10	0.6		
	0～16	0.7		
	0～25	1.75	1.5	
	0～40	2.5		
	0～60	4.0		

（2）电气参数及电气接线（见表 8.1-244）

表 8.1-244　电 气 参 数

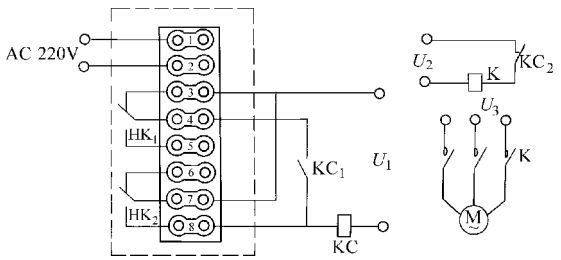
1）仪表的输入电源电压为 AC220V50Hz。

2）仪表的两个磁敏开关（HK_1 和 HK_2）各输出一组转换触点，触点容量如下表所示

触点电压	DC125Vmax	AC250Vmax
触点电流	DC28V10A	AC220V5A
触点功率	280Wmax	1200VAmax

（续）

3）仪表的接线端子与被控线路之间的连接



注：1. 虚线框内系仪表内部接线示意图。

2. U_1、U_2、U_3 电压值依控制对象定。

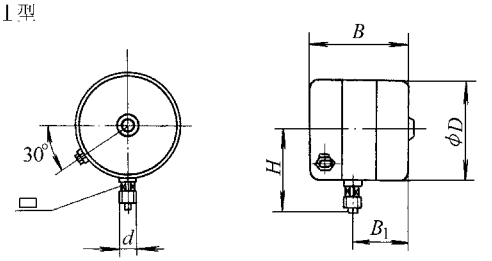
3. 仪表按图连接时，能将被控（被测）压力保持在预先设定的范围内，达到自动控制目的。

（3）外形尺寸（见表 8.1-245）

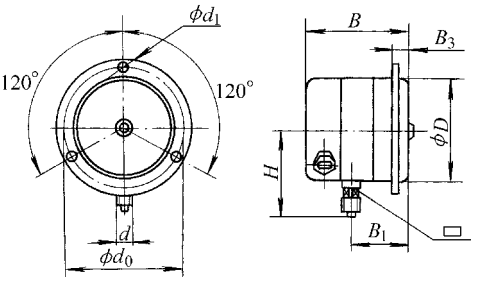
该仪表安装型式共 5 种：Ⅰ型；Ⅱ型；Ⅲ型；Ⅳ型；Ⅴ型。

表 8.1-245　外 形 尺 寸　（mm）

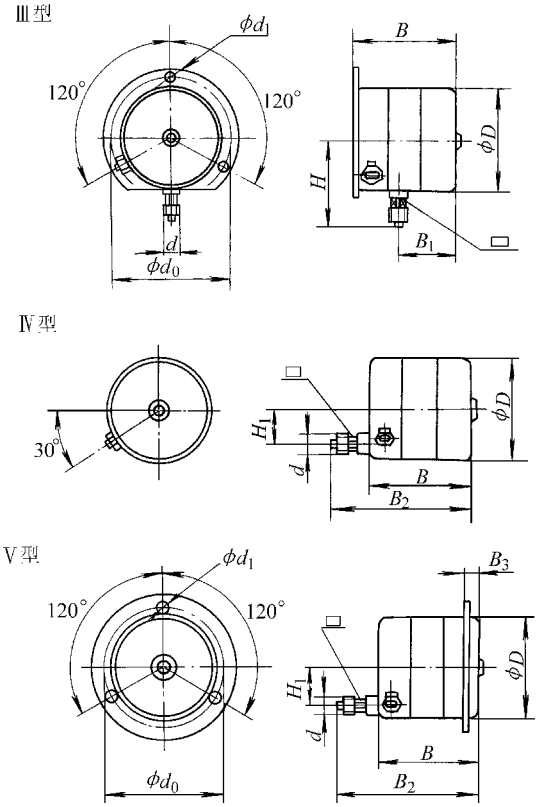
Ⅰ型



Ⅱ型



（续）



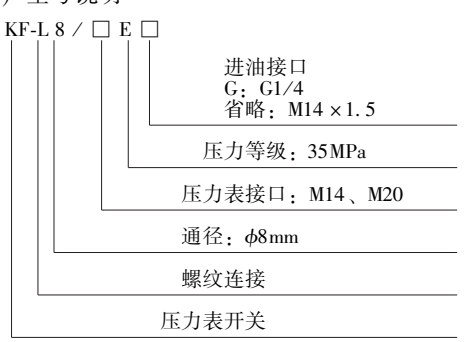
型号	ϕD	B	B_1	B_2	H	H_1	ϕd_0	d	d_1	B_3
YTXG-100	100	98	46		92		118	M20×1.5	6	8
YTXG-150	150	120	49	160	121	55	165	M20×1.5	6	10
YTXG-200	200	120	53	160	142	65	215	M20×1.5	6	13

生产厂：宜昌仪表公司、上海自动化仪表股份有限公司。

8.5.3 压力表开关（KF型压力表开关）

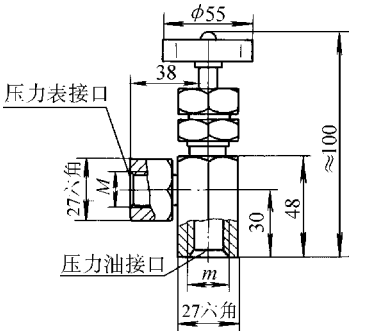
压力表开关是专为测量压力、保护、更换压力表而设置的。

（1）型号说明



（2）技术参数及外形尺寸（见表8.1-246）

表8.1-246 技术参数及外形尺寸



型号	通径/mm	压力/MPa	压力表接口螺纹 M	进油口接口螺纹 m
KF-L8/14E	8	35	M14×1.5	M14×1.5（G1/4）
KF-L8/20E			M20×1.5	

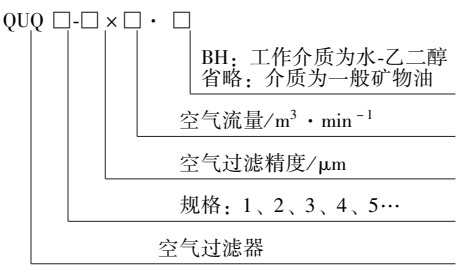
生产厂：沈阳液压件制造有限公司。

8.6 空气过滤器

液压油箱通常都是通大气的。为了在油箱液面上升与下降形成油箱呼吸的时候，不致使大气中的灰尘等吸入油箱，必须安装空气过滤器。空气过滤器结构简单、安装使用方便。

8.6.1 QUQ型空气过滤器

（1）型号说明



（2）技术规格（见表8.1-247）

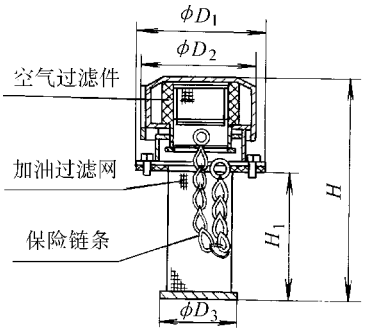
（3）外形尺寸（见表8.1-248）

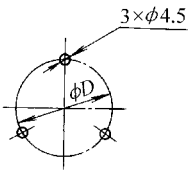
表 8.1-247　技 术 规 格

型号	QUQ_1-※×※	QUQ_2-※×※	$QUQ_{2.5}$-※×※	QUQ_3-※×※	QUQ_4-※×※	QUQ_5-※×※
空气过滤精度/μm	10　20　40					
空气流量/$m^3 \cdot min^{-1}$	0.25　0.4　1.0	0.63　1.0　2.5	1.0　2.0　3.0	1.0　2.5　4.0	2.5　4.0　6.3	4.0
温度适应范围/℃	－20～100					
油过滤网孔/mm	0.5(可根据用户要求选择)					

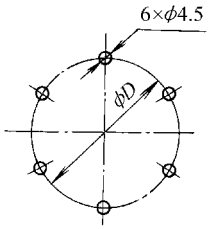
注：表中空气流量是空气阻力 $\Delta p = 0.02$MPa。若用于工作介质为水-乙二醇，则在型号尾端加 BH。例：QUQ_2-10×0.63BH。

表 8.1-248　外 形 尺 寸　　(mm)





QUQ_1



QUQ_2～QUQ_5

与油箱盖板连接的法兰

型　号	φD	ϕD_1	ϕD_2	ϕD_3	H	H_1	螺 栓 规 格
QUQ_1	41.3	50	44	28	134	82	M4×12
QUQ_2	73	83	76	48	159	96	M4×12
$QUQ_{2.5}$	110	123	113	76	239	150	M4×16
QUQ_3	145	160	150	95	320	195	M4×16
QUQ_4	250	280	256	153	379	254	M10×20
QUQ_5	280	320	295	197	395	270	M12×20

生产厂：温州黎明液压机电有限公司。

8.6.2　EF 型空气过滤器

(1) 型号说明

EF □-□-

- 加油口径(mm)：25 ～ 120
- 规格：1～8
- 空气过滤器

(2) 技术规格（见表 8.1-249）

表 8.1-249　技 术 规 格　　(mm)

规　格	空气过滤精度/mm	加油流量	空气流量
		/L·min^{-1}	
EF_1-25	0.279	9	66
EF_2-32	0.279	14	105

(续)

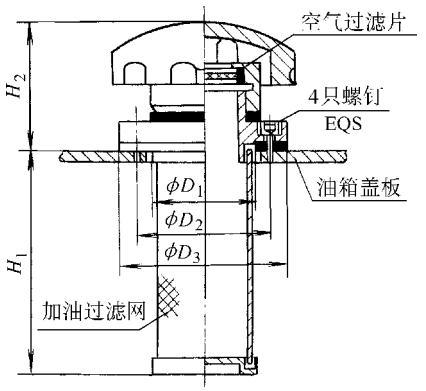
规　格	空气过滤精度/mm	加油流量	空气流量
		/L·min^{-1}	
EF_3-40	0.279	21	170
EF_4-50	0.105	32	265
EF_5-65	0.105	47	450
EF_6-80	0.105	70	675
EF_7-100	0.105	110	1055
EF_8-120	0.105	160	1512

注：1. 若使用工作介质为水-乙二醇则在型号尾端加·BH，例：EF_3-40·BH。

2. 表中所列空气流量是 15m·s^{-1} 空气流速时的值。

（3）外形尺寸（见表8.1-250）

表8.1-250 外 形 尺 寸 （mm）



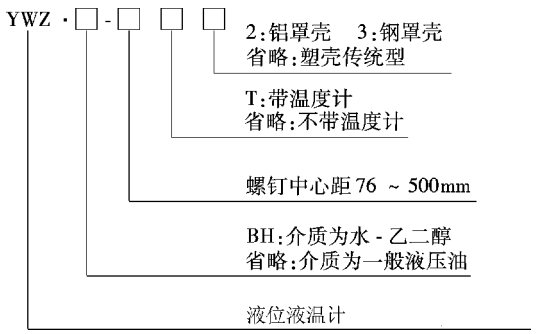
规格	H_1	H_2	ϕD_1	ϕD_2	ϕD_3	螺纹尺寸	质量/kg
EF_1-25	79	45	39	51	63	M4×10	0.4
EF_2-32	103	48	47	59	71		0.5
EF_3-40	121	53	55	66.5	79	M5×12	0.6
EF_4-50	154	58	66	82	96	M6×14	0.9
EF_5-65	188	68	81	102	120	M8×16	1.5
EF_6-80	224	78	96	120	140		1.8
EF_7-100	271	88	118	140	160	M8×20	2.1
EF_8-120	333	98	138	160	180		2.5

生产厂：温州黎明液压有限公司。

8.7 液位仪表

8.7.1 YWZ型液位计

（1）型号说明



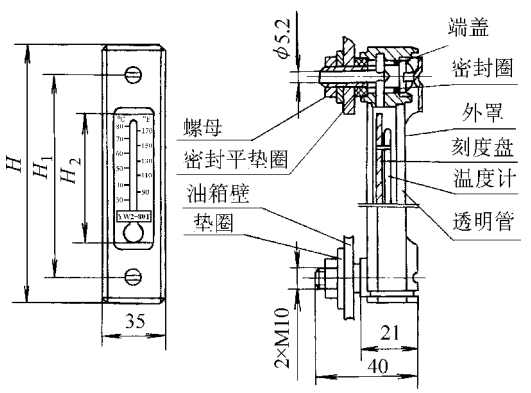
（2）技术参数

1）工作温度：－20～100℃。

2）工作压力：0.1～0.15MPa。

（3）外形尺寸（见表8.1-251）

表8.1-251 外 形 尺 寸 （mm）



型号		尺寸		
		H	H_1	H_2
YWZ-76T-2	YWZ-76-2	106	76	37
YWZ-80T-2	YWZ-80-2	110	80	42
YWZ-100T-2	YWZ-100-2	130	100	62
YWZ-125T-2	YWZ-125-2	155	125	87
YWZ-127T-2	YWZ-127-2	157	127	89
YWZ-150T-2	YWZ-150-2	180	150	112
YWZ-160T-2	YWZ-160-2	190	160	122
YWZ-200T-2	YWZ-200-2	230	200	162
YWZ-250T-2	YWZ-250-2	280	250	212
YWZ-254T-2	YWZ-254-2	284	254	216
YWZ-300T-2	YWZ-300-2	330	300	262
YWZ-350T-2	YWZ-350-2	380	350	312
YWZ-400T-2	YWZ-400-2	430	400	362
YWZ-450T-2	YWZ-450-2	480	450	412
YWZ-500T-2	YWZ-500-2	530	500	462

温度范围及承受压力：

温度：－20～100℃，并以摄氏和华氏表示。

压力：0.1～0.15MPa。

注：根据油箱液位来选择规格，若需螺孔中心距为250mm的不带温度计的液位计时，型号为YWZ-250；若需带温度计，则型号为YWZ-250T。

本产品表面切勿与香蕉水接触。

生产厂：温州远东液压有限公司、黎明液压有限公司。

8.7.2　YKZQ 型液位控制器

（1）型号说明

YKZQ　24-□-□-□-□

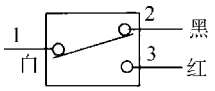
- 最高液位距离(mm)
- 次高液位距离(mm)
- 次低液位距离(mm)
- 最低液位距离(mm)
- DC 24V
- 液位控制器

（2）技术参数（见表 8.1-252）

表 8.1-252　技 术 参 数

工作介质	水、矿物油、水-乙二醇、乳化液
介质压力	小于 0.3MPa
介质粘度范围	10～100$mm^2 \cdot s^{-1}$
介质温度	－20～100℃
动作时间	1.7ms
触点容量	24V～0.3A
安装位置	垂直安装

继电器接线标识



（3）外形尺寸（见图 8.1-109）

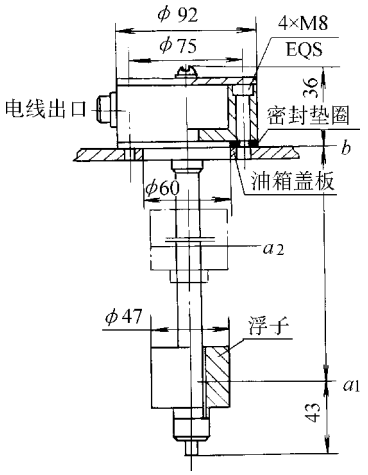


图 8.1-109　外形尺寸

生产厂：温州远东液压有限公司、黎明液压有限公司。

9　液压泵站、油箱、管路及管件

9.1　液压泵站

9.1.1　液压泵站概述

液压泵站是液压系统的重要组成部分（动力源）。它向液压系统提供一定压力、流量的工作介质。在液压泵站上装上必需的液压阀可以直接控制液压执行元件工作。

9.1.2　液压泵站的结构型式

液压泵站上泵组的布置方式分成上置式和非上置式。泵组置于油箱上的上置式液压泵站中，采用立式电动机并将液压泵置于油箱之内时，称为立式（图 8.1-110）；采用卧式电动机时称为卧式（图 8.1-111）。非上置式液压泵站中，泵组与油箱并列布置的称为旁置式（图 8.1-112）；泵组置于油箱下面时为下置式（图 8.1-113）。

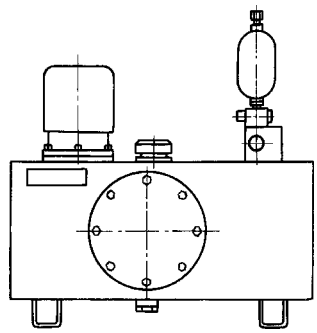


图 8.1-110　上置式液压站（立式）

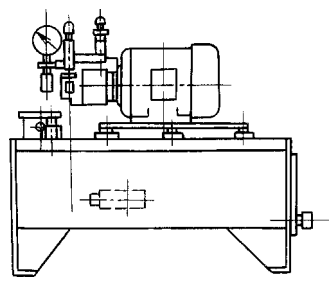


图 8.1-111　上置式液压站（卧式）

9.2　油箱

油箱在液压系统中除了储油外，还起着散热、分离油液中的气泡、沉淀杂质等作用。油箱中安装有很多辅件，如冷却器、加热器、空气滤清器及液位计等。

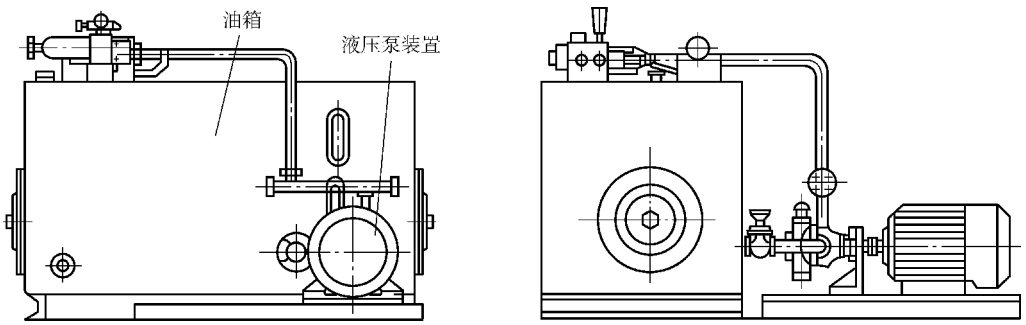


图 8.1-112　旁置式液压站

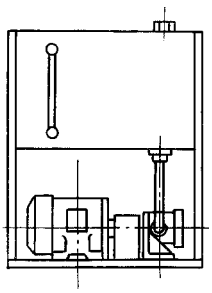


图 8.1-113　下置式液压站

油箱可分为开式油箱和闭式油箱两种。开式油箱，箱中液面与大气相通，在油箱盖上装有空气滤清器。开式油箱结构简单，安装维护方便，液压系统普遍采用这种型式。闭式油箱一般用于压力油箱，内充一定压力的惰性气体，充气压力可达0.05MPa。如果按油箱的形状来分，还可分为矩形油箱和圆罐形油箱。矩形油箱制造容易，箱上易于安放液压器件，所以被广泛采用；圆罐形油箱强度高，质量小，易于清扫，但制造较难，占地空间较大，在大型冶金设备中经常采用。

9.2.1　油箱的设计要点

图8.1-114为油箱结构简图。

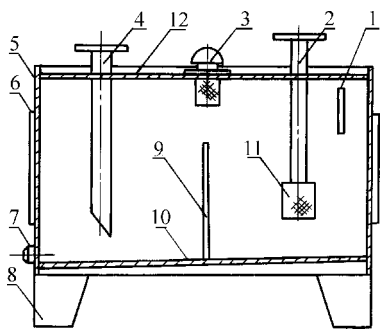


图 8.1-114　油箱简图

1—液位计　2—吸油管　3—空气过滤器　4—回油管
5—侧板　6—人孔盖　7—放油塞　8—地脚
9—隔板　10—底板　11—吸油过滤器　12—盖板

设计油箱时应考虑如下几点：

1）油箱必须有足够大的容积。一方面尽可能地满足散热的要求，另一方面在液压系统停止工作时应能容纳系统中的所有工作介质，而工作时又能保持适当的液位。

2）吸油管及回油管应插入最低液面以下，以防止吸空和回油飞溅产生气泡。管口与箱底、箱壁距离一般不小于管径的3倍。吸油管可安装100μm左右的网式或线隙式过滤器，安装位置要便于装卸和清洗过滤器。回油管口要斜切45°。角并面向箱壁，以防止回油冲击油箱底部的沉积物，同时也有利于散热。

3）吸油管和回油管之间的距离要尽可能地远些，之间应设置隔板，以加大液流循环的途径，这样能提高散热、分离空气及沉淀杂质的效果。隔板高度为液面高度的2/3～3/4。

4）为了保持油液清洁，油箱应有周边密封的盖板，盖板上装有空气滤清器，注油及通气一般都由一个空气滤清器来完成。为便于放油和清理，箱底要有一定的斜度，并在最低处设置放油阀。对于不易开盖的油箱，要设置清洗孔，以便于油箱内部的清理。

5）油箱底部应距地面150mm以上，以便于搬运、放油和散热。在油箱的适当位置要设吊耳，以便吊运，还要设置液位计，以监视液位。

6）对油箱内表面的防腐处理要给予充分的注意。常用的方法有：

①酸洗后磷化。适用于所有介质，但受酸洗磷化槽限制，油箱不能太大。

②喷丸后直接涂防锈油。适用于一般矿物油和合成液压油，不适合含水液压液。因不受处理条件限制，大型油箱较多采用此方法。

③喷砂后热喷涂氧化铝。适用于除水-乙二醇外的所有介质。

④喷砂后进行喷塑。适用于所有介质。但受烘干设备限制，油箱不能过大。

考虑油箱内表面的防腐处理时，不但要顾及与介质的相容性，还要考虑处理后的可加工性、制造到投入使用之间的时间间隔以及经济性，条件允许时采用不锈钢制油箱是最理想的选择。

9.2.2　油箱容量的计算

液压泵站的油箱公称容量系列（JB/T 7938—1999），见表8.1-253。

表8.1-253　油箱公称容量　（L）

2.5	4	6.3	10	16	25	40	63
100	160	250	315	400	500	630	800
1000	1250	1600	2000	3150	4000	5000	6300

油箱容量与系统的流量有关，一般容量可取最大流量的3～5倍。另外，油箱容量大小可从散热角度去设计。计算出系统发热量与散热量，再考虑冷却器散热后，从热平衡角度计算出油箱容量。不设冷却器、自然环境冷却时计算油箱容量的方法如下。

（1）系统发热量计算　在液压系统中，凡系统中的损失都变成热能散发出来。每一个周期中，每一个工况其效率不同，因此损失也不同。一个周期发热的功率计算公式为

$$H=\frac{1}{T}\sum_{i=1}^{n}N_i(1-\eta_i)t_i \qquad (8.1\text{-}59)$$

式中　H——一个周期的平均发热功率（W）；

T——一个周期时间（s）；

N_i——第i个工况的输入功率（W）；

η_i——第i个工况的效率；

t_i——第i个工况持续时间（s）。

（2）散热量计算　当忽略系统中其他地方的散热，只考虑油箱散热时，显然系统的总发热功率H全部由油箱散热来考虑。这时油箱散热面积A的计算公式为

$$A=\frac{H}{K\Delta t} \qquad (8.1\text{-}60)$$

式中　A——油箱的散热面积（m^2）；

H——油箱需要散热的热功率（W）；

Δt——油温（一般以55°考虑）与周围环境温度的温差（℃）；

K——散热系数。与油箱周围通风条件的好坏而不同，通风很差时$K=8\sim9$；良好的$K=15\sim17.5$；风扇强行冷却时$K=20\sim23$；强迫水冷却时$K=110\sim175$。

（3）油箱容量的计算　设油箱长、宽、高比值为$a:b:c$，则边长分别为al、bl、cl时（见图8.1-115）l的计算公式为

$$l=\sqrt{\frac{A}{1.5ab+1.8ac+1.8bc}} \qquad (8.1\text{-}61)$$

式中　A——散热面积（m^2）。

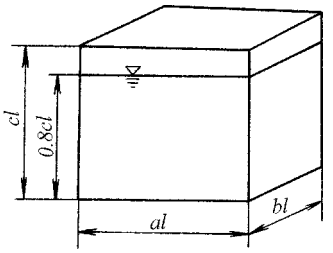


图8.1-115　油箱容量计算图

9.3　管路

9.3.1　管道

液压管道在液压系统中的作用，是连接泵、阀、缸等液压元件，构成液压油传输回路，实现液压能的传递。液压能是以压力和流量的型式传输的，因此液压管道首先应具备承受压力的能力，即必须选用适当的材料和壁厚；同时还应保证恰当的流速，即合理的通径。

在液压传动中常用的管材种类有钢管、铜管、胶管、尼龙管和工程塑料管等。

钢管的通径、外径及推荐流量见表8.1-254。

钢管能承受较高的压力，价格低，但安装时弯曲半径不能太小（见表8.1-255），多用在装配位置比较方便的地方。管道支架的距离不得大于表8.1-255所列的支架最大距离。

液压系统常用的管道联接螺纹有：细牙普通螺纹（M）、米制锥螺纹（ZM）、55°直管螺纹（G）、55°锥管螺纹（R）、60°锥管螺纹（NPT）等。在中、低压管道中，采用锥螺纹型式，通过密封胶带或密封胶即可获得满意的密封效果；在中、高压管道中，推荐采用直螺纹的密封型式M或R，但需附密封圈密封，且对加工的垂直度和密封面的表面粗糙度有较高的要求。

9.3.2　管道内径的计算

管道内径d（mm），按流速选取

$$d\geqslant 1130\sqrt{\frac{q_v}{v}} \qquad (8.1\text{-}62)$$

式中　q_v——液体流量（$m^3\cdot s^{-1}$）；

表 8.1-254 钢管公称通径、外径、壁厚、连接螺纹和推荐流量

公称通径 DN /mm	钢管外径 /mm	管接头连接螺纹 /mm	公称压力 p_n/MPa					推荐管道通过流量	
			≤2.5	≤8	≤16	≤25	≤31.5	/cm³·s⁻¹	/L·min⁻¹
			管道壁厚/mm						
3	6		1	1	1	1	1.4	10.5	0.63
4	8		1	1	1	1.4	1.4	41.7	2.5
5;6	10	M10×1	1	1	1	1.6	1.6	105	6.3
8	14	M14×1.5	1	1	1.6	2	2	417	25
10;12	18	M18×1.5	1	1.6	1.6	2	2.5	668	40
15	22	M22×1.5	1.6	1.6	2	2.5	3	1050	63
20	28	M27×2	1.6	2	2.5	3.5	4	1670	100
25	34	M33×2	2	2	3	4.5	5	2670	160
32	42	M42×2	2	2.5	4	5	6	4170	250
40	50	M48×2	2.5	3	4.5	5.5	7	6680	400
50	63	M60×2	3	3.5	5	6.5	8.5	10500	630
65	75		3.5	4	6	8	10	16700	1000
80	90		4	5	7	10	12	20880	1250
100	120		5	6	8.5			41700	2500

注：压力管道推荐用15、20冷拔无缝钢管，在 p_n=8～31.5MPa时，选用15钢；对卡套式管接头用管，采用高精度冷拔钢管；焊接式管接头用管，采用普通级精度的钢管。

表 8.1-255 推荐钢管弯管的最小曲率半径及支架最大距离 （mm）

管道外径 D_0	10	14	18	22	28	34	42	50	63
最小曲率半径	50	70	75	75	90	100	130	150	190
支架最大距离	400	450	500	600	700	800	850	900	1000

注：应从管道的一端大于1/2管道外径的距离处开始弯。

v——流速（m·s^{-1}），荐用流速；对于吸油管口≤1～2m·s^{-1}（一般取1m·s^{-1}以下）；对于压油管 v≤3～6m·s^{-1}（压力高，管道短或油粘度小的情况取大值，反之取小值，局部或特殊情况可取 v≤10m·s^{-1}）；对于回油管 v≤1.5～2.5m·s^{-1}。

根据流量和流速，可由图8.1-116求出管道内径。

9.3.3 金属管壁厚的计算

$$\delta \geqslant \frac{pd}{2[\sigma]} \tag{8.1-63}$$

式中 p——工作压力（MPa）；

d——管道内径（mm）；

$[\sigma]$——许用应力（MPa），对于钢管 $[\sigma]=\frac{R_m}{S}$（R_m—抗拉强度（MPa））；

S——安全系数，当 p≤7MPa时，S=8；当7MPa≤p≤17.5MPa时，S=6；当 p≥17.5MPa时，S=4。对于铜管 $[\sigma]$≤25MPa。

9.3.4 胶管的选择及注意事项

根据工作压力和按式（8.1-62）求得的管道内径，选择胶管的尺寸规格。高压胶管的工作压力，对不经常使用的情况可提高20%；对于使用频繁，经常弯扭者要降低40%。胶管在使用及设计中应注意下列事项：

1）胶管的弯曲半径不宜过小，一般不应小于表8.1-256所列的值。胶管与管接头的连接处应留有一段直的部分，此段长度不应小于管外径的两倍。

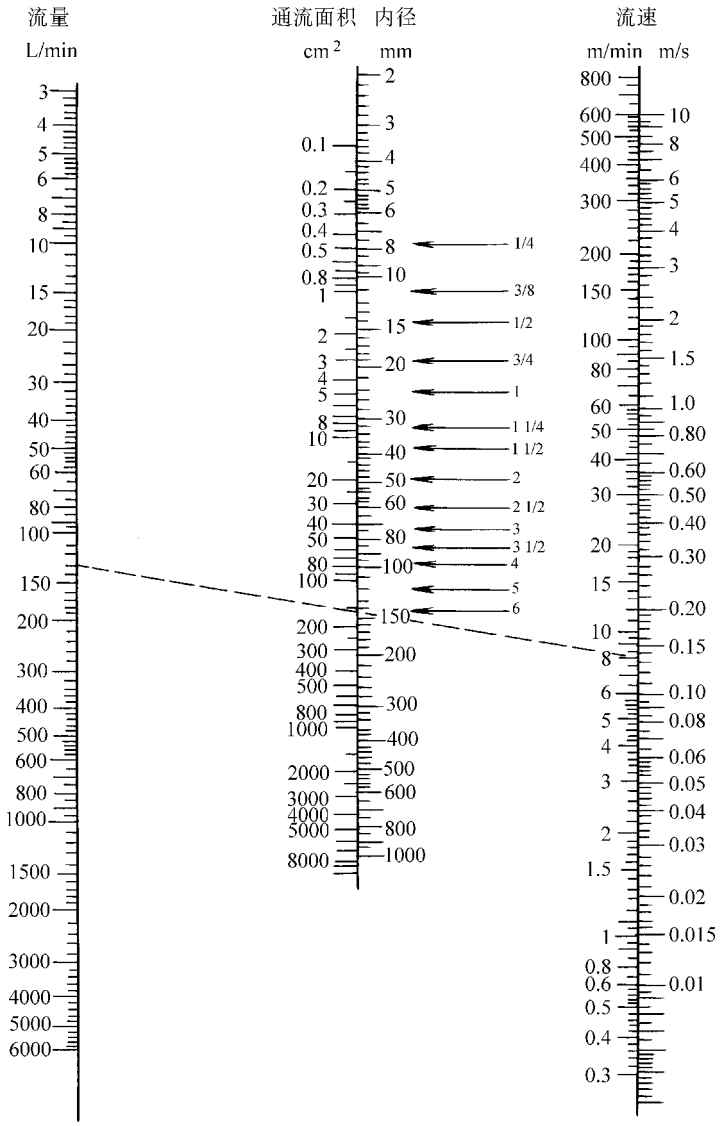


图 8.1-116　管道的流量、流速、内径关系计算图

表 8.1-256　钢丝编织胶管最小弯曲半径　　（mm）

钢丝层数	胶管内径	4	6	8	10	13	16	19	22	25	32	38	45	51
Ⅰ	胶管外径	13	15	17	19	23	26	29	32	36	43.5	49.5	—	—
	最小弯曲半径	90	100	110	130	190	220	260	320	350	420	500	—	—
Ⅱ	胶管外径	—	17	19	21	25	28	31	34	37.5	45	51	58	64
	最小弯曲半径	—	120	140	160	190	240	300	350	380	450	500	550	600
Ⅲ	胶管外径	—	19	21	23	27	30	33	36	39	47	53	60	60
	最小弯曲半径	—	140	160	180	240	300	330	380	400	450	500	550	600

2）胶管的长度应考虑到胶管在通入压力油后，长度方向将发生收缩变形，一般收缩量为管长的3%～4%。因此，胶管安装时应避免处于拉紧状态。

3）胶管在安装时应保证不发生扭转变形，为便于安装，可沿管长涂以色纹，以便检查。

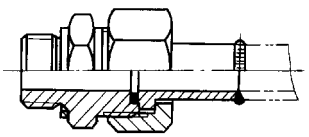
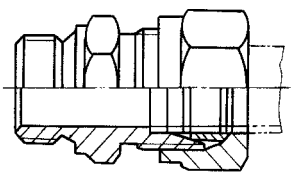
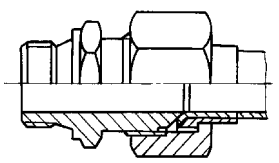
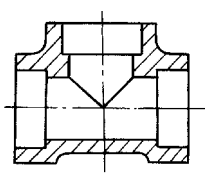
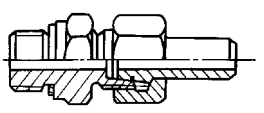
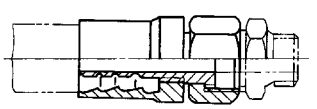
4）胶管的管接头轴线，应尽量放置在运动的平面内，避免两端互相运动时胶管受扭。

5）胶管应避免与机械上尖角部分相接触和摩擦，以免管道损坏。

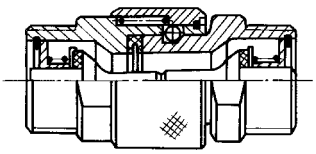
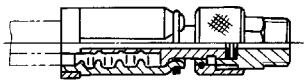
9.4 管接头

9.4.1 管接头的类型及特点（见表8.1-257）

表8.1-257 管接头的类型及特点

类型	结 构 图	特 点	表及标准号
焊接式管接头		接头体和接管之间用O形密封圈端面密封。结构简单，易制造，密封性好，对管道尺寸精度要求不高。要求焊接质量高，装拆不便。工作压力可达63MPa，工作温度－25～80℃，适用于以油为介质的管道系统	表8.1-258～表8.1-269 JB/T 966—2005
卡套式管接头		利用卡套变形卡住管道并进行密封，结构先进，性能良好，重量轻，体积小，使用方便，广泛应用于液压系统中。工作压力可达63MPa，要求管道尺寸精度高，需用冷拔钢管。卡套精度亦高。适用于油、气及一般腐蚀性介质的管道系统	表8.1-270～表8.1-280 GB/T 3733.1～3760—2008
扩口式管接头		利用管道端部扩口进行密封，不需其他密封件。结构简单，适用于薄壁管件连接 适用于油、气为介质的压力较低的管道系统	表8.1-281～表8.1-285 GB/T 5625.1～5635—2008 GB/T 5637～5639—2008 GB/T 5641～5653—2008
承插焊管件		将需要长度的管道插入管接头直至管道端面与管接头内端接触，适用于油、气为介质的管道系统	GB/T 14383—2008
锥密封焊接式管接头		接管一端为外锥表面加O形密封圈与接头体的内锥表面相配，用螺纹拧紧。工作压力可达16～31.5MPa，工作温度－25～80℃。适用于油为介质的管道系统	JB/T 6381～6385—2007
扣压式软管接头及软管总成		可与扩口式、卡套式、焊接式或快换接头连接使用。工作压力与软管结构及直径有关。适用油、水、气为介质的管道系统。介质温度：油：－40～100℃	JB/T 8727—2004

（续）

类型		结　构　图	特　　点	表及标准号
快换接头	两端开闭式		管道拆开后，可自行密封，适用于经常拆卸的场合。结构比较复杂，局部阻力损失较大。适用于油、气为介质的管道系统，工作压力低于31.5MPa，介质温度－20～80℃	GB/T 8606—2003
	两端开放式		适用于油、气为介质的管道系统，其工作压力介质温度按连接的胶管限定	

9.4.2　管接头的种类及应用

焊接式、卡套式和扩口式管接头应用较普遍，其基本类型有七种：端直通管接头，直通管接头，端直角管接头，直角管接头，端三通管接头，三通管接头和四通管接头。凡带端字的都是用于管端与机件间的连接，其余则用于管件间的连接。下列有8种特殊型管接头，其应用如下。

1）端直通长管接头，主要用于螺孔间距过小的地方，它与端直通管接头交错安装，见图8.1-117。

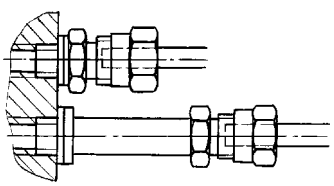


图8.1-117　端直通长管接头的应用

2）焊接管接头（在焊接式管接头中称分管管接头），用于在大直径的管道上焊上这种管接头，引出一根小直径的管道，见图8.1-118。

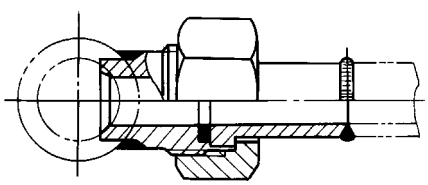


图8.1-118　焊接管接头的应用

3）隔壁管接头主要用于过多管道成排的布置，可以把管道固定在支架上，或用于密封容器内外的管道连接。用这种管接头，管道通过箱壁时，既能保持箱内密封，又能使管接头得到固定，见图8.1-119。

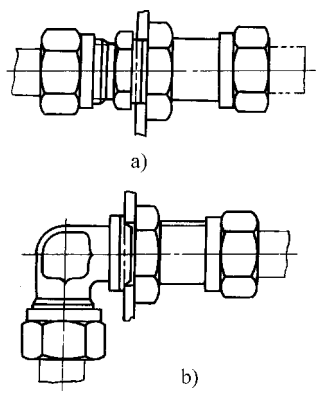


图8.1-119　隔壁管接头的应用

a）隔壁直通管接头　b）隔壁直角管接头

4）变径管接头用来连接外径不同的管道，见图8.1-120。

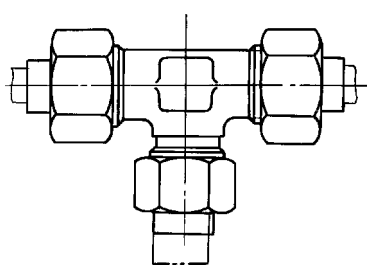


图8.1-120　变径管接头的应用

5）对接管接头，这种管接头拆卸时，将螺母松开后，管道连同锥体环平移拆下，解决了其他卡套式管接头拆卸时必须轴向移动管道的难题，见图8.1-121。

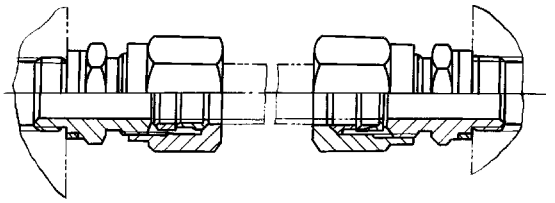


图 8.1-121 对接管接头的应用

6）组合管接头，因卡套式管接头采用米制细牙螺纹，对端直角，端三角管接头来说较难满足方向要求，若选用组合管接头与端直通管接头连接会给复杂的管道系统安装带来方便，同时也能满足任意方向的要求，见图 8.1-122。

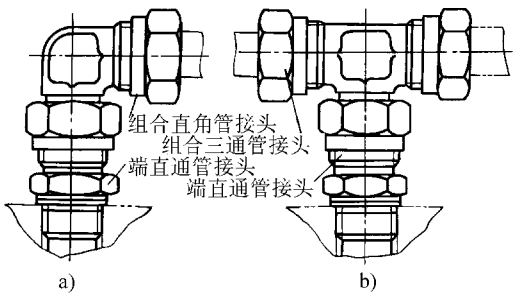


图 8.1-122 组合管接头的应用

a）组合直角管接头 b）组合三通管接头

7）铰接管接头可使管道在一个平面内按任意方向安装。它比组合管接头紧凑，但结构较复杂，见图 8.1-123。

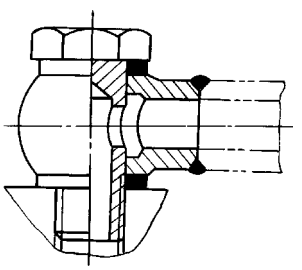
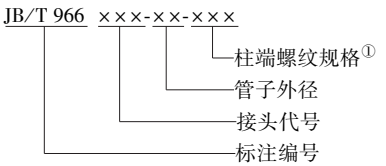


图 8.1-123 铰接管接头的应用

9.4.3 焊接式管接头规格（摘自 JB/T 966—2005，见表 8.1-258～表 8.1-269）

焊接式管接头标记方法：



注：接头名称及代号见表 8.1-258

① 当没有柱端时不需标注“柱端螺纹规格”

表 8.1-258 接头名称及代号

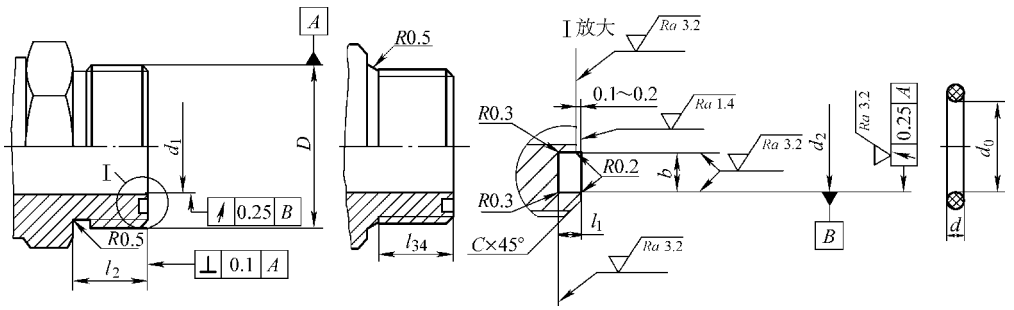
接头名称	接头代号
焊接接管	HJG
连接螺母	JLM
直通接头	ZTJ
直角接头	ZJJ
三通接头	SAJ
四通接头	SIJ
直通隔板接头	ZGJ
直角隔板接头	JGJ
45°隔板接头	4GJ
三通分支隔板接头	SFG
三通主支隔板接头	SZG
扁螺母	BLM
垫圈	DOG
柱端直通接头	ZZJ
45°可调柱端接头	4TJ
直角可调柱端接头	JTJ
三通分支可调柱端接头	SFT
三通主支可调柱端接头	SZT
直角活动接头	JHJ
三通分支活动接头	SFH
三通主支活动接头	SZH
直通焊接接头	ZWJ
直角焊接接头	JWJ

标记示例：

示例 1：管子外径为 30mm 的直角接头，标记方法为 JB/T 966-ZJJ-30。

示例 2：管子外径为 8mm、柱端螺纹为 M14×1.5 的直角可调柱端接头，标记方法为：JB/T 966-JTJ-08-M14。

表 8.1-259　O 形圈平面密封连接端结构及尺寸　　（mm）



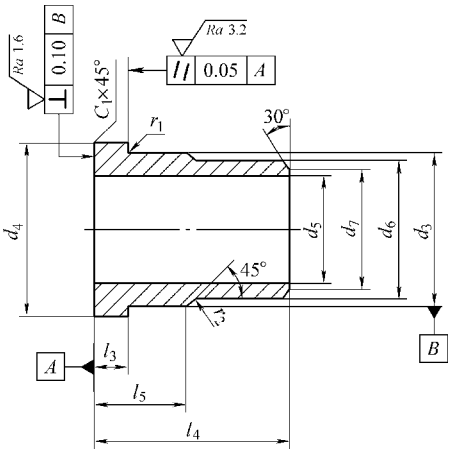
管子外径	O 形圈平面密封端尺寸									O 形圈尺寸	
	D	b +0.06 −0.06	d_1	d_2 尺寸	d_2 公差	l_1 +0.03 −0.03	l_2	l_{34} min	C	d_0	d
6①	M12×1.5	2.4	3	8.7	±0.08	1.35	11	10	1	5.3	1.8
6	M14×1.5	2.4	5	10.9		1.35	11	10	1	7.5	1.8
8	M16×1.5	2.4	6	11.9		1.35	11	10	1	8.5	1.8
10	M18×1.5	2.4	7	13.1		1.35	11	10	1.5	9.75	1.8
12	M22×1.5	2.4	10.5	16.6		1.35	12	12	1.5	13.2	1.8
16	M27×1.5	2.4	13	20.4		1.35	13	12	1.5	17	1.8
20	M30×1.5	2.4	15.5	22.4	±0.10	1.35	14	13	1.5	19	1.8
25	M36×2	2.4	20	27		1.35	16	15	2	23.6	1.8
28	M39×2	2.4	22.5	29.9		1.35	18	17	2	26.5	1.8
30	M42×2	2.4	25	32.4	±0.13	1.35	20	19	2	29	1.8
35	M45×2	2.4	27	34.9		1.35	20	19	2	31.5	1.8
38	M52×2	2.4	32	40.9		1.35	22	21	2	37.5	1.8
42	M60×2	3.6	36	47.6		2.02	24	23	2	42.5	2.65
50	M64×2	3.6	40	51.3		2.02	27	26	2	46.2	2.65

注：1. O 形圈尺寸及公差应符合 GB/T 3452.1—2005。

2. 退刀槽结构一般用于直通接头体，螺纹收尾结构一般用于直角、三通、四通等接头体。

① 接头标记时用“6A”表示管子外径。

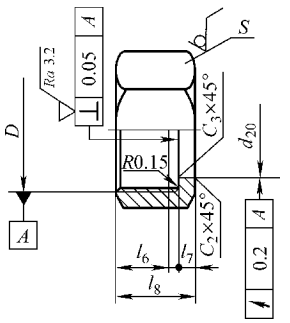
表 8.1-260 焊接接管 HJG 结构及尺寸 （mm）



管子外径	d_3 0 −0.1	d_4 0 −0.15	d_5	d_6 0 −0.1	d_7	l_3	l_4	l_5	C_1	r_1	r_2
6①	7	10	2	6	4	3.5	20	6	0.2	0.15	0.5
6	9	12	2	6	4	4	22	6.5	0.2	0.15	0.5
8	11	14	3	8	5	4.5	24	7.5	0.2	0.15	0.5
10	13	16	4	10	6	5	26	9	0.2	0.15	0.5
12	17	20	5	12	7	5	28	9	0.2	0.15	1
16	22	25	10	16	12	6	32	11	0.2	0.15	1
20	23	27.5	13	20	15	6	32	11	0.2	0.15	1
25	28	33	16	25	18	6	35	11	0.2	0.25	1.5
28	32	36.5	18	28	20	7	38	13	0.2	0.25	1.5
30	34	39	22	30	24	7	38	13	0.3	0.25	1.5
35	38	42.5	27	35	29	7	40	13	0.3	0.25	1.5
38	44.5	49	28	38	30	7	40	13	0.3	0.25	1.5
42	53	57.5	32	42	35	7	44	14	0.3	0.25	1.5
50	57.5	61.5	38	50	41	7	46	14	0.3	0.25	2

① 接头标记时用“6A”表示管子外径。

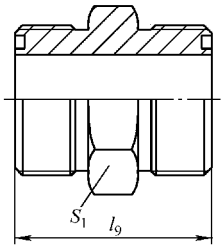
表 8.1-261　连接螺母 JLM 的结构及尺寸　　（mm）



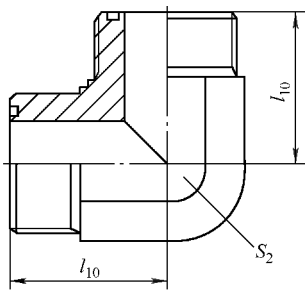
管子外径	D	d_{20} 0 +0.1	l_6 min	l_7	l_8	S	C_2	C_3
6①	M12×1.5	7.2	9.5	2.5	14.5	14	0.2	0.15
6	M14×1.5	9.2	9.5	2.5	15	17	0.2	0.15
8	M16×1.5	11.2	9.5	3	16	19	0.2	0.15
10	M18×1.5	13.2	9.5	4	17.5	22	0.2	0.15
12	M22×1.5	17.2	11	4	19	27	0.2	0.15
16	M27×1.5	22.2	12	5	21	32	0.2	0.15
20	M30×1.5	23.2	13	5	22	36	0.2	0.15
25	M36×2	28.3	15	5	24	41	0.3	0.25
28	M39×2	32.3	15	6	26	46	0.3	0.25
30	M42×2	34.3	17	6	28	50	0.3	0.25
35	M45×2	38.3	17	6	28	55	0.3	0.25
38	M52×2	44.8	19	6	30	60	0.3	0.25
42	M60×2	53.3	22	7	34	70	0.5	0.25
50	M64×2	57.8	25	7	37	75	0.5	0.25

① 接头标记时用“6A”表示管子外径。

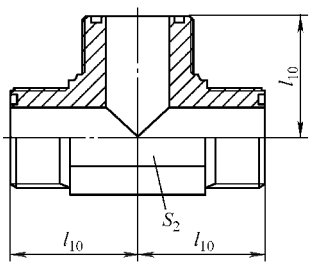
表 8.1-262 O 形圈平面密封接头结构及尺寸 （mm）



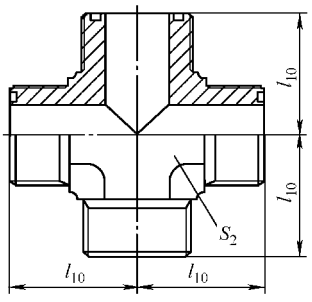
直通接头ZTJ



直通接头ZJJ



三通接头SAJ

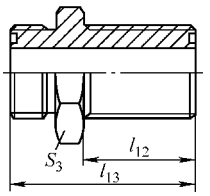


四通接头SIJ

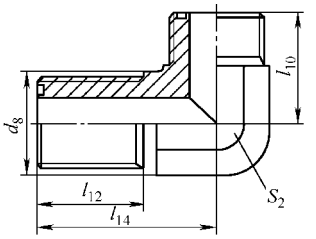
管子外径	螺　　纹	l_9	l_{10}	S_1	S_2
6①	M12×1.5	28	21.5	14	12
6	M14×1.5	28	22.5	17	14
8	M16×1.5	28	24	17	17
10	M18×1.5	28	26	19	19
12	M22×1.5	32	29	24	22
16	M27×1.5	36	32.5	30	27
20	M30×1.5	39	35.5	32	30
25	M36×2	43	42	38	36
28	M39×2	49	47.5	41	41
30	M42×2	53	49.5	46	41
35	M45×2	53	52.5	46	46
38	M52×2	59	57	55	50
42	M60×2	65	65	65	60
50	M64×2	71	71	65	65

① 接头标记时用“6A”表示管子外径。

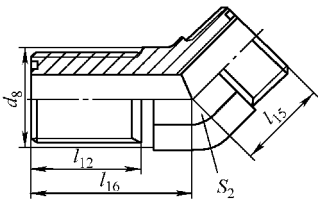
表 8.1-263　O形圈平面密封隔板接头结构及尺寸　　（mm）



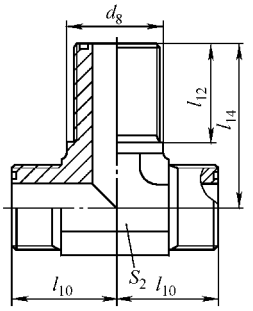
直通隔板接头ZGJ



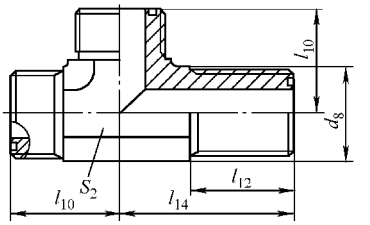
直通隔板接头JGJ



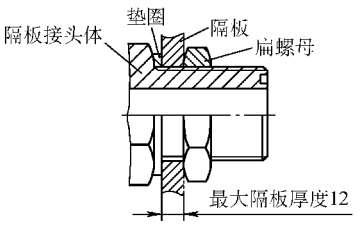
45°隔板接头4GJ

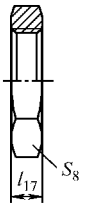


三通分支隔板接头SFG



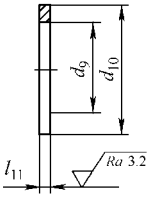
三通主支隔板接头SZG





扁螺母BLM

隔壁接头装配示意图



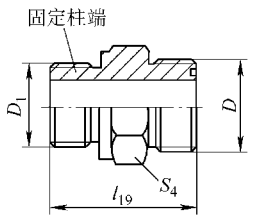
垫圈DQG

管子外径	螺纹	d_8	d_9		d_{10}		l_{10}	l_{11} ±0.1	l_{12}	l_{13}	l_{14}	l_{15}	l_{16}	l_{17} ±0.35	S_2	S_3	S_8
			尺寸	公差	尺寸	公差											
6①	M12×1.5	17	12.2	0 +0.24	15.9	0 −0.14	21.5	1.5	32.5	49.5	45.5	19	43.5	6	12	17	17
6	M14×1.5	19	14.2		17.9		22.5	1.5	32.5	49.5	46.5	19.5	44	6	14	19	19
8	M16×1.5	22	16.2		19.9		24	1.5	32.5	51.5	48	20	44.5	6	17	22	22
10	M18×1.5	24	18.2		22.9		26	2	33	52	50	21.5	45.5	6	19	24	24
12	M22×1.5	27	22.2		26.9		29	2	35.5	58	54	24	49	7	22	27	30
16	M27×1.5	36	27.2		31.9	0 −0.28	32.5	2	37	61	58.5	25.5	51.5	8	27	32	36
20	M30×1.5	36	30.2	0 +0.28	35.9		35.5	2	38	63	61.5	27	53.5	8	30	36	41
25	M36×2	41	36.2		41.9	0 −0.34	42	2	42	71	71	31.5	60.5	9	36	41	46
28	M39×2	46	39.2		45.9		47.5	2	44	75	76	36	64	9	41	46	50
30	M42×2	50	42.2	0 +0.34	48.9		49.5	2	46	81	78	38	66	9	41	50	50
35	M45×2	55	45.2		51.9		52.5	2	46	81	81	39	67	9	46	55	55
38	M52×2	60	52.2		59.9		57	2	49	86	86	42	71	10	50	60	65
42	M60×2	70	60.2		67.9		65	2	51	92	94	47.5	75.5	10	60	70	70
50	M64×2	75	64.2		71.9		71	2	54	98	99.5	51.5	79.5	10	65	75	75

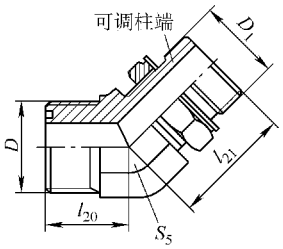
注：当隔板与接头之间无密封要求时，垫圈可省略。

① 接头标记时用“6A”表示管子外径。

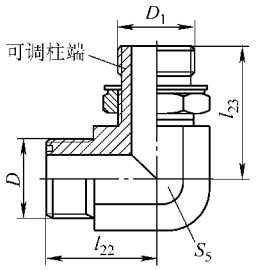
表 8.1-264　O 形圈平面密封柱端接头结构及尺寸　　（mm）



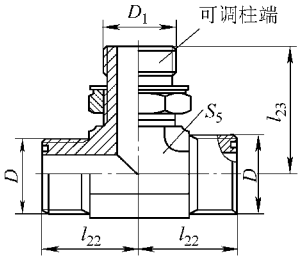
柱端直通接头ZZJ



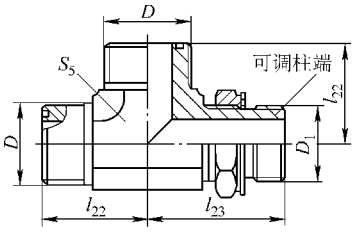
45°可调柱端接头4TJ



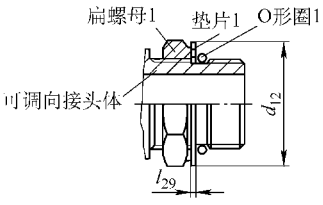
直角可调柱端接头JTJ



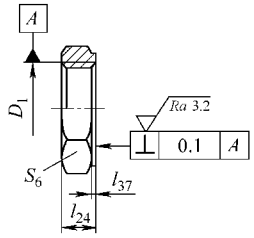
三通分支可调柱端接头 SFT



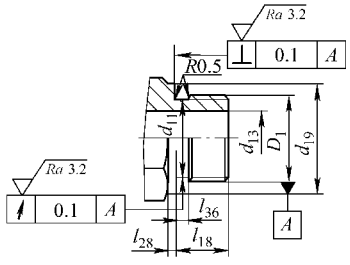
三通主支可调柱端接头SZT



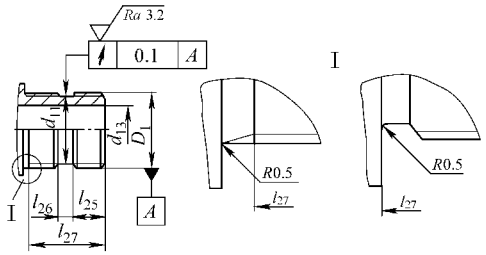
可调柱端装配示意图



扁螺母1



固定柱端



可调柱端

（续）

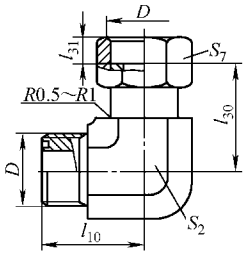
管子外径	D	D_1	d_{11} 0 −0.1	d_{12}	d_{13}		d_{19} ±0.2	l_{18}	l_{19}	l_{20}	l_{21}	l_{22}	l_{23}	l_{24}	l_{25} ±0.2	l_{26} ±0.1	$l_{27\min}$	l_{28} ±0.1	l_{29}	l_{36} 0 −0.3	l_{37} ±0.1	S_4	S_5	S_6	O形圈1	
					尺寸	公差																			内径	线径
6①	M12×1.5	M10×1	8.4	14.5	3	0 +0.14	13.8	9.5	28	19	25.5	21.5	27.5	7	6.5	4	18	2.5	1	2	1.5	14	12	14	8.1	1.6
6	M14×1.5	M12×1.5	9.7	17.5	4	0 +0.18	16.8	11	29.5	19.5	28.5	22.5	32	8.5	7.5	4.5	21	2.5	1	3	2	17	14	17	9.3	2.2
8	M16×1.5	M14×1.5	11.7	19.5	6	0 +0.18	18.8	11	29.5	20	31.5	24	35.5	8.5	7.5	4.5	21	2.5	1	3	2	19	17	19	11.3	2.2
10	M18×1.5	M16×1.5	13.7	22.5	7	0 +0.22	21.8	12.5	31.5	21.5	33.5	26	38	9	9	4.5	23	2.5	1	3	2	22	19	22	13.3	2.2
12	M22×1.5	M18×1.5	15.7	24.5	9	0 +0.22	23.8	14	34.5	23	38	29	44	10.5	10.5	4.5	26	2.5	1	3	2.5	24	22	24	15.3	2.2
16	M27×1.5	M22×1.5	19.7	27.5	12	0 +0.27	26.8	15	38	24.5	41	32.5	48	11	11	5	27.5	2.5	1.2	3	2.5	30	27	27	19.3	2.2
20	M30×1.5	M27×2	24	32.5	15	0 +0.27	31.8	18.5	43.5	26	46	35.5	55	13.5	13.5	6	33.5	2.5	1.2	4	2.5	32	30	32	23.6	2.9
25	M36×2	M33×2	30	41.5	20	0 +0.33	40.8	18.5	47.5	30.5	48	42	59	13.5	13.5	6	33.5	3	1.2	4	3	41	36	41	29.6	2.9
28	M39×2	M33×2	30	41.5	20	0 +0.33	40.8	18.5	49.5	36	49	47.5	61.5	13.5	13.5	6	33.5	3	1.2	4	3	41	41	41	29.6	2.9
30	M42×2	M42×2	39	50.5	26	0 +0.33	49.8	19	54	38	49	49.5	63	14	14	6	34.5	3	1.2	4	3	50	41	50	38.6	2.9
35	M45×2	M42×2	39	50.5	26	0 +0.33	49.8	19	54	39	51	52.5	67	14	14	6	34.5	3	1.2	4	3	50	46	50	38.6	2.9
38	M52×2	M48×2	45	55.5	32	0 +0.39	54.8	21.5	58.5	42	54	56	71.5	15	16.5	6	38	3	1.2	4	3	55	50	55	44.6	2.9
42	M60×2	M60×2	57	65.5	40	0 +0.39	64.8	24	65	47.5	63.5	65	82	17	19	6	42.5	3	1.2	4	3	65	60	65	56.6	2.9
50	M64×2	M50×2	57	65.5	40	0 +0.39	64.8	24	68	51.5	65	71	85	17	19	6	42.5	3	1.2	4	3	65	65	65	56.6	2.9

注：1. O形圈1的尺寸、公差按ISO 6149.2。

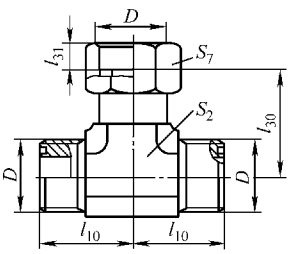
2. 柱端按照ISO 6149—2，可调柱端用螺纹收尾或退刀槽结构均可。

① 接头标记时用“6A”表示管子外径。

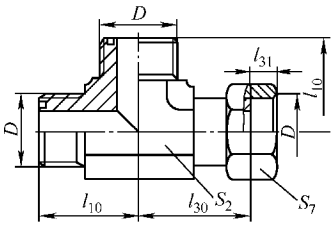
表 8.1-265 O 形圈平面密封活动接头的结构及尺寸 （mm）



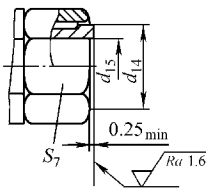
直角活动接头JHJ



三通分支活动接头SFH



三通主支活动接头SZH



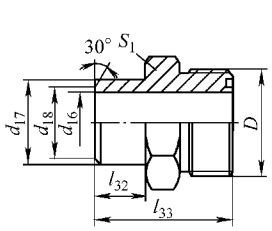
活动接头端结构

管子外径	D	d_{14}（参考）	d_{15}	l_{10}	l_{30}	l_{31}	S_2	S_7
6①	M12×1.5	10	3	21.5	23	8.5	12	17
6	M14×1.5	12	4	22.5	24.5	8.5	14	19
8	M16×1.5	14	6	24	27.5	8.5	17	22
10	M18×1.5	16	7.5	26	30.5	8.5	19	24
12	M22×1.5	20	10	29	34	10	22	27
16	M27×1.5	25	13	32.5	38.5	10	27	32
20	M30×1.5	27	15	35.5	41.5	11	30	36
25	M36×2	33	20	42	47	13	36	41
28	M39×2	36	22.5	47.5	53	13	41	46
30	M42×2	39	25	49.5	55	15	41	50
35	M45×2	42	27	52.5	57.5	15	46	55
38	M52×2	49	32	57	62	17	50	60
42	M60×2	57	36	65	71.5	20	60	70
50	M64×2	61	38	71	78	23	65	75

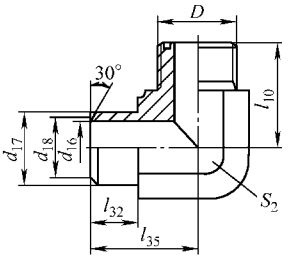
注：活动螺母与接头体的连接方式由制造商确定。

① 接头标记时用“6A”表示管子外径。

表 8.1-266　O 形圈平面密封焊接接头的结构及尺寸　（mm）



直通焊接接头ZWJ



直通焊接接头JWJ

管子外径	D	d_{18}	d_{16}	d_{17}	l_{10}	l_{32}	l_{33}	l_{35}	S_1	S_2
6①	M12×1.5	3	3	6	21.5	8	25	16.5	14	12
6	M14×1.5	4	4	6	22.5	8	25	17.5	17	14
8	M16×1.5	6	6	8	24	8	25	19.5	17	17
10	M18×1.5	7	7.5	10	26	12	29	25	19	19
12	M22×1.5	9	10	12	29	12	32.5	27	24	22
16	M27×1.5	12	12	16	32.5	12	35	29.5	30	27
20	M30×1.5	15	15	20	35.5	14	39	33.5	32	30
25	M36×2	20	20	25	42	16	43	39	38	36
28	M39×2	20	22.5	28	47.5	16	47	43	41	41
30	M42×2	26	25	30	49.5	16	49	43	46	41
35	M45×2	26	27	35	52.5	18	51	47.5	46	46
38	M52×2	32	32	38	57	18	55	50	55	50
42	M60×2	40	36	42	65	20	61	58	65	60
50	M64×2	40	38	50	71	20	64	61	65	65

① 接头标记时用“6A”表示管子外径。

表 8.1-267　O 形圈平面密封接头工作压力

管子外径/mm		工作压力/MPa	
Ⅰ系列	Ⅱ系列	固定柱端	可调柱端
6	—	63	40
8	—	63	40
10	—	63	40
12	—	63	40
16	—	40	40
20	—	40	40
25	—	40	31.5
—	28	40	31.5
30	—	25	25
—	35	25	25
38	—	25	20

（续）

管子外径/mm		工作压力/MPa	
Ⅰ系列	Ⅱ系列	固定柱端	可调柱端
—	42	25	16
—	50	16	16

表 8.1-268　钢管外径尺寸偏差　（mm）

管子外径		外径极限尺寸	
Ⅰ系列	Ⅱ系列	min	max
6	—	5.9	6.1
8	—	7.9	8.1
10	—	9.9	10.1
12	—	11.9	12.1
16	—	15.9	16.1
20	—	19.9	20.1
25	—	24.9	25.1

（续）

管子外径		外径极限尺寸	
Ⅰ系列	Ⅱ系列	min	max
—	28	27.9	28.1
30	—	29.85	30.15
—	35	34.85	35.15
38	—	37.85	38.15
—	42	41.85	42.15
—	50	49.85	50.15

注：1. 应优选Ⅰ系列钢管。

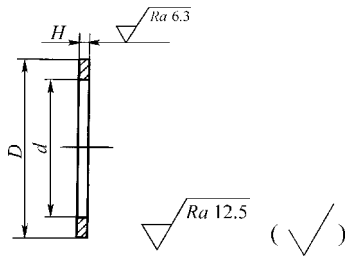
2. 接头应与相适应的钢管配合使用。

3. 碳钢钢管应符合 GB/T 3639—2000 要求。

4. 工作压力低时，用户可与制造商协商使用其他标准的钢管。

表 8.1-269 密封垫圈（摘自 JB/T 966—2005）

（mm）



标记示例：内径 d 为 27.7mm，外径 D 为 31.9mm，厚度 H 为 2mm 的密封垫圈：垫圈 27JB/T 966—2005

（续）

公称直径	d 尺寸	d 公差	D 尺寸	D 公差	$H_{-0.2}^{0}$	允许同轴度	配用螺纹 螺栓上	配用螺纹 螺孔内
4	4.2		7.9					M10×1
5	5.2		8.9					M12×1.25
7	7.2		10.9					M14×1.5
8	8.2		11.9	0			M8	
10	10.2		12.9	−0.24			M10	
12	12.2	±0.24	15.9		1.5	0.1		M18×1.5
13	13.2		16.9					M20×1.5
14	14.2		17.9				M14	
15	15.2		18.9					M22×1.5
16	16.2		19.9	0			M16	
18	18.2		22.9					M27×2
20	20.2	±0.28	24.9	−0.28	2	0.15	M20	
22	22.2		26.9				M22	
24	24.2	0	28.9	0				M33×2
27	27.2		31.9	−0.28		0.15	M27	
30	30.2	−0.28	35.9				M30	
32	32.2		37.9					M42×2
33	33.2		38.9	0			M33	
36	36.2		41.9				M36	M48×2
39	39.2	+0.34	45.9	+0.34	2	0.20	M39	
40	40.2	0	46.9				M40	
42	42.2		48.9				M42	
45	45.2		51.9				M45	
48	48.2		54.9	0		0.25	M48	M60×2
52	52.2	+0.40	59.9	−0.40			M52	
60	60.2	0	67.9				M60	

注：适用于焊接、卡套、扩口式管接头及螺塞的密封。

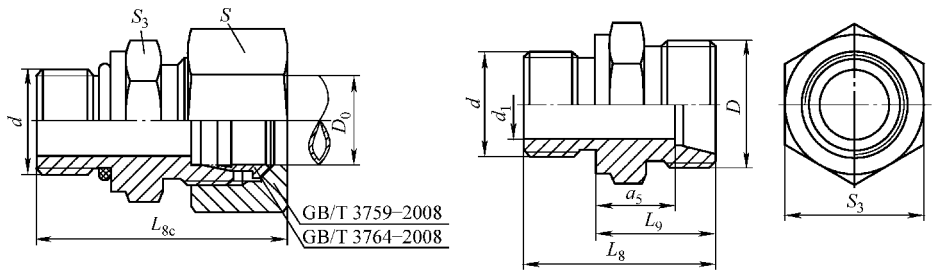
材料：纯铝或纯铜（退火后 32～45HBW）。

9.4.4 卡套式管接头规格（见表 8.1-270～表 8.1-280）

表 8.1-270 卡套式端直通管接头（摘自 GB/T 3733—2008）

（mm）

带 F 型柱端的卡套式端直通管接头和管接头体



标记示例：

接头系列为 L，管子外径为 10mm，普通螺纹（M）F 型柱端，表面镀锌处理的钢制卡套式端直通管接头标记为：

管接头 GB/T 3733 L10

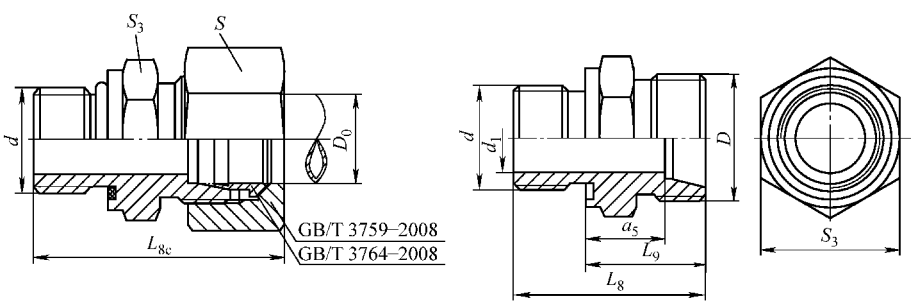
接头系列为 L，管子外径为 10mm，普通螺纹（M）F 型柱端，表面镀锌处理的钢制卡套式端直通接头体标记为：

接头体 GB/T 3733 L10

（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d	d_1 参考	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ≈	S	S_3	a_5 参考
L	25	6	M12×1.5	M10×1	4	16.5	25	33	14	14	9.5
		8	M14×1.5	M12×1.5	6	17	28	36	17	17	10
		10	M16×1.5	M14×1.5	7	18	29	37	19	19	11
		12	M18×1.5	M16×1.5	9	19.5	31	39	22	22	12.5
		(14)	M20×1.5	M18×1.5	10	19.5	32	40	24	24	12.5
		15	M22×1.5	M18×1.5	11	20.5	33	41	27	24	13.5
		(16)	M24×1.5	M20×1.5	12	21	33.5	42.5	30	27	13.5
	16	18	M26×1.5	M22×1.5	14	22	35	44	32	27	14.5
		22	M30×2	M27×2	18	24	40	49	36	32	16.5
	10	28	M36×2	M33×2	23	25	41	50	41	41	17.5
		35	M45×2	M42×2	30	28	44	55	50	50	17.5
		42	M52×2	M48×2	36	30	47.5	59.5	60	55	19
S	63	6	M14×1.5	M12×1.5	4	20	31	39	17	17	13
		8	M16×1.5	M14×1.5	5	22	33	41	19	19	15
		10	M18×1.5	M16×1.5	7	22.5	35	44	22	22	15
		12	M20×1.5	M18×1.5	8	24.5	38.5	47.5	24	24	17
		(14)	M22×1.5	M20×1.5	9	25.5	39.5	48.5	27	27	18
	40	16	M24×1.5	M22×1.5	12	27	42	52	30	27	18.5
		20	M30×2	M27×2	15	31	49.5	60.5	36	32	20.5
		25	M36×2	M33×2	20	35	53.5	65.5	46	41	23
	25	30	M42×2	M42×2	25	37	56	69	50	50	23.5
		38	M52×2	M48×2	32	41.5	63	78	60	55	25.5

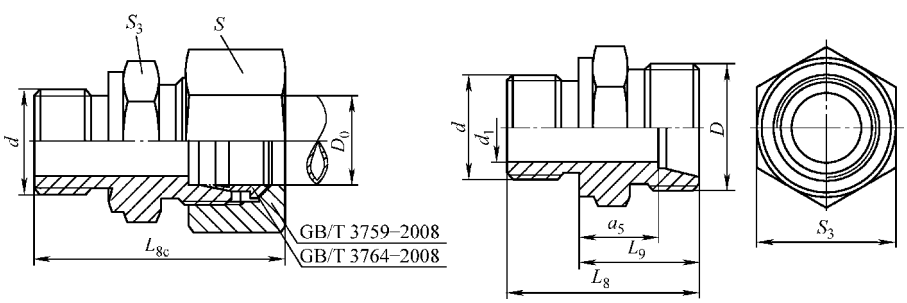
带E型柱端的卡套式端直通管接头和管接头体



（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d	d_1 参考	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ≈	S	S_3	a_5 参考
L	25	6	M12×1.5	M10×1	4	15.5	23.5	31.5	14	14	8.5
		8	M14×1.5	M12×1.5	6	17	29	37	17	17	10
		10	M16×1.5	M14×1.5	7	18	30	38	19	19	11
		12	M18×1.5	M16×1.5	9	19.5	31.5	39.5	22	22	12.5
		(14)	M20×1.5	M18×1.5	10	19.5	31.5	39.5	24	24	12.5
		15	M22×1.5	M18×1.5	11	20.5	32.5	40.5	27	24	13.5
		(16)	M24×1.5	M20×1.5	12	21	35	44	30	27	13.5
	16	18	M26×1.5	M22×1.5	14	22	36	45	32	27	14.5
		22	M30×2	M26×1.5	18	24	40	49	36	32	16.5
	10	28	M36×2	M33×2	23	25	43	52	41	41	17.5
		35	M45×2	M42×2	30	28	48	59	50	50	17.5
		42	M52×2	M48×2	36	30	52	64	60	55	19
S	63	6	M14×1.5	M12×1.5	4	20	32	40	17	17	13
		8	M16×1.5	M14×1.5	5	22	34	42	19	19	15
		10	M18×1.5	M16×1.5	7	22.5	34.5	43.5	22	22	15
		12	M20×1.5	M18×1.5	8	24.5	36.5	45.5	24	24	17
		(14)	M22×1.5	M20×1.5	9	25.5	39.5	48.5	27	27	18
	40	16	M24×1.5	M22×1.5	12	27	41	51	30	27	18.5
		20	M30×2	M27×2	15	31	47	58	36	32	20.5
		25	M36×2	M33×2	20	35	53	65	46	41	23
	25	30	M42×2	M42×2	25	37	57	70	50	50	23.5
		38	M52×2	M48×2	32	42	64	79	60	55	26

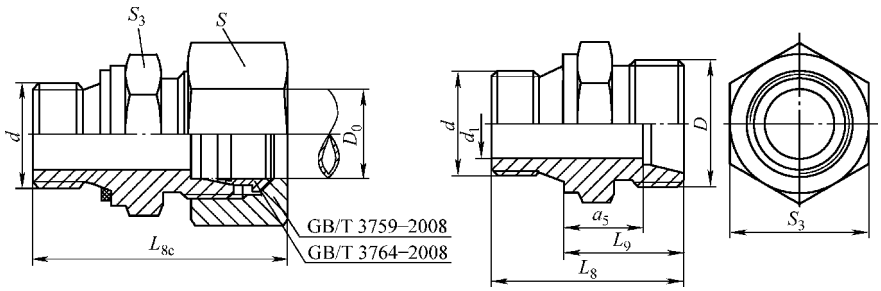
带 B 型柱端的卡套式端直通管接头和管接头体



（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d	d_1 参考	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ≈	S	S_3	a_5 参考
LL	10	4	M8×1	M8×1	3	13.5	21.5	27.5	10	12	9.5
		5	M10×1	M8×1	3	13.5	21.5	27.5	12	12	8
		6	M10×1	M10×1	4	13.5	21.5	27.5	12	14	8
		8	M12×1	M10×1	4.5	14.5	22.5	28.5	14	14	9
L	25	6	M12×1.5	M10×1	4	15.5	23.5	31.5	14	14	8.5
		8	M14×1.5	M12×1.5	6	17	29	37	17	17	10
		10	M16×1.5	M14×1.5	7	18	30	38	19	19	11
		12	M18×1.5	M16×1.5	9	19.5	31.5	39.5	22	22	12.5
		(14)	M20×1.5	M18×1.5	10	19.5	31.5	39.5	24	24	12.5
		15	M22×1.5	M18×1.5	11	20.5	32.5	40.5	27	24	13.5
		(16)	M24×1.5	M20×1.5	12	21	35	44	30	27	13.5
	16	18	M26×1.5	M22×1.5	14	22	36	45	32	27	14.5
		22	M30×2	M26×1.5	18	24	40	49	36	32	16.5
	10	28	M36×2	M33×2	23	25	43	52	41	41	17.5
		35	M45×2	M42×2	30	28	48	59	50	50	17.5
		42	M52×2	M48×2	36	30	52	64	60	55	19
S	40	6	M14×1.5	M12×1.5	4	20	32	40	17	17	13
		8	M16×1.5	M14×1.5	5	22	34	42	19	19	15
		10	M18×1.5	M16×1.5	7	22.5	34.5	43.5	22	22	15
		12	M20×1.5	M18×1.5	8	24.5	36.5	45.5	24	24	17
		(14)	M22×1.5	M20×1.5	9	25.5	39.5	48.5	27	27	18
		16	M24×1.5	M22×1.5	12	27	41	51	30	27	18.5
		20	M30×2	M27×2	15	31	47	58	36	32	20.5
	25	25	M36×2	M33×2	20	35	53	65	46	41	23
	16	30	M42×2	M42×2	25	37	57	70	50	50	23.5
		38	M52×2	M48×2	32	42	64	79	60	55	26

带 A 型柱端的卡套式端直通管接头和管接头体

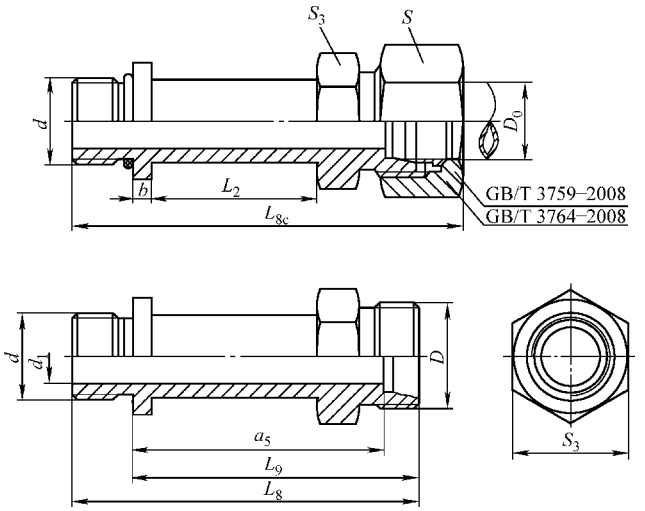


（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	S	普通螺纹柱端(M)							55°非密封管螺纹柱端(G)						
					d	d_1 参考	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ≈	S_3	a_5 参考	d	d_1 参考	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ≈	S_3	a_5 参考
LL	10	4	M8×1	10	M8×1	3	13.5	21.5	27.5	12	9.5	G1/8	3	13.5	21.5	27.5	14	9.5
		5	M10×1	12	M8×1	3	13.5	21.5	27.5	12	8	G1/8	3	13.5	21.5	27.5	14	8
		6	M10×1	12	M10×1	4	13.5	21.5	27.5	14	8	G1/8	4	13.5	21.5	27.5	14	8
		8	M12×1	14	M10×1	4.5	14.5	22.5	28.5	14	9	G1/8	4.5	14.5	22.5	28.5	14	9
L	25	6	M12×1.5	14	M10×1	4	15.5	23.5	31.5	14	8.5	G1/8	4	15.5	23.5	31.5	14	8.5
		8	M14×1.5	17	M12×1.5	6	17	29	37	17	10	G1/4	6	17	29	37	19	10
		10	M16×1.5	19	M14×1.5	7	18	30	38	19	11	G1/4	6	18	30	38	19	11
		12	M18×1.5	22	M16×1.5	9	19.5	31.5	39.5	22	12.5	G3/8	9	19.5	31.5	39.5	22	12.5
		(14)	M20×1.5	24	M18×1.5	10	19.5	31.5	39.5	24	12.5	G1/2	11	19.5	34	42	27	12.5
		15	M22×1.5	27	M18×1.5	11	20.5	32.5	40.5	24	13.5	G1/2	11	20.5	35	43	27	13.5
		(16)	M24×1.5	30	M20×1.5	12	21	35	44	27	13.5	G1/2	12	21	35	44	27	13.5
	16	18	M26×1.5	32	M22×1.5	14	22	36	45	27	14.5	G1/2	14	22	36	45	27	14.5
		22	M30×2	36	M26×1.5	18	24	40	49	32	16.5	G3/4	18	24	40	49	32	16.5
	10	28	M36×2	41	M33×2	23	25	43	52	41	17.5	G1	23	25	43	52	41	17.5
		35	M45×2	50	M42×2	30	28	48	59	50	17.5	G1¼	30	28	48	59	50	17.5
		42	M52×2	60	M48×2	36	30	52	64	55	19	G1½	36	30	52	64	55	19
S	63	6	M14×1.5	17	M12×1.5	4	20	32	40	17	13	G1/4	4	20	32	40	19	13
		8	M16×1.5	19	M14×1.5	5	22	34	42	19	15	G1/4	5	22	34	42	19	15
		10	M18×1.5	22	M16×1.5	7	22.5	34.5	43.5	22	15	G3/8	7	22.5	34.5	43.5	22	15
		12	M20×1.5	24	M18×1.5	8	24.5	36.5	45.5	24	17	G3/8	8	24.5	36.5	45.5	22	17
												G1/2	8	25	39	48	27	17.5
		(14)	M22×1.5	27	M20×1.5	9	25.5	39.5	48.5	27	18	G1/2	10	25.5	39.5	48.5	27	18
	40	16	M24×1.5	30	M22×1.5	12	27	41	51	27	18.5	G1/2	12	27	41	51	27	18.5
												G3/4	12	29	45	55	32	20.5
		20	M30×2	36	M27×2	15	31	47	58	32	20.5	G3/4	15	31	47	58	32	20.5
		25	M36×2	46	M33×2	20	35	53	65	41	23	G1	20	35	53	65	41	23
	25	30	M42×2	50	M42×2	25	37	57	70	50	23.5	G1¼	25	37	57	70	50	23.5
		38	M52×2	60	M48×2	32	42	64	79	55	26	G1½	32	42	64	79	55	26

表 8.1-271　卡套式端直通长管接头（摘自 GB/T 3735—2008）　　（mm）

带 F 型柱端的卡套式端直通长管接头和管接头体



标记示例：

接头系列为 L，管子外径为 10mm，普通螺纹(M)F 型柱端，表面镀锌处理的钢制卡套式端直通长管接头标记为：

管接头　GB/T 3735　L10

接头系列为 L，管子外径为 10mm，普通螺纹(M)F 型柱端，表面镀锌处理的钢制卡套式端直通长接头体标记为：

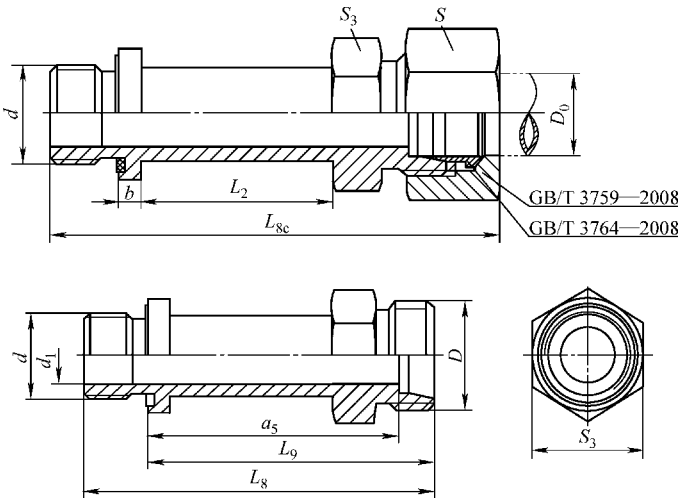
接头体　GB/T 3735　L10

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d	d_1 参考	L_2	L_{8c} ±0.3	L_8 ±0.3	L_9 参考	b	S	S_3	a_5 参考
L	25	6	M12×1.5	M10×1	4	25	59.4	51.4	42.9	3	14	14	35.9
		8	M14×1.5	M12×1.5	6	27	64.5	56.5	45.5	4	17	17	38.5
		10	M16×1.5	M14×1.5	7	29	67.5	59.5	48.5		19	19	41.5
		12	M18×1.5	M16×1.5	9	30	70.5	62.5	51		22	22	44
		(14)	M20×1.5	M18×1.5	10	31	72.5	64.5	52		24	24	45
		15	M22×1.5	M18×1.5	11	32	74.5	66.5	54		27	24	47
		(16)	M24×1.5	M20×1.5	12	32	76	67	54.5		30	27	47
	16	18	M26×1.5	M22×1.5	14	33	78.5	69.5	56.5		32	27	49
		22	M30×2	M27×2	18	38	89.5	80.5	64.5	5	36	32	57
	10	28	M36×2	M33×2	23	41	93	84	68		41	41	60.5
		35	M45×2	M42×2	30	45	102	91	75		50	50	64.5
		42	M52×2	M48×2	36	46	107.5	95.5	78		60	55	67

（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d	d_1 参考	L_2	L_{8c} ±0.3	L_8 ±0.3	L_9 参考	b	S	S_3	a_5 参考
S	63	6	M14×1.5	M12×1.5	4	29	69.5	61.5	50.5	4	17	17	43.5
		8	M16×1.5	M14×1.5	5	31	73.5	65.5	54.5		19	19	47.5
		10	M18×1.5	M16×1.5	7	32	77.5	68.5	56		22	22	48.5
		12	M20×1.5	M18×1.5	8	33	82	73	59		24	24	51.5
		(14)	M22×1.5	M20×1.5	9	33	83	74	60		27	27	52.5
	40	16	M24×1.5	M22×1.5	12	36	89.5	79.5	64.5		30	27	56
		20	M30×2	M27×2	15	37	100	89	70.5	5	36	32	60
		25	M36×2	M33×2	20	44	111.5	99.5	81		46	41	69
	25	30	M42×2	M42×2	25	45	116	103	84		50	50	70.5
		38	M52×2	M48×2	32	46	126	111	89.5		60	55	73.5

带E型柱端的卡套式端直通长管接头和管接头体

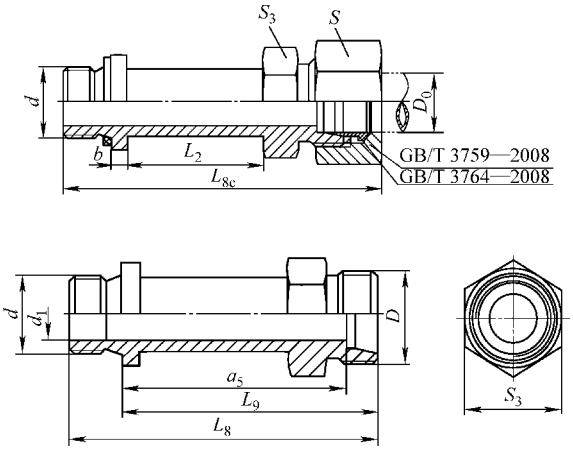


系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d	d_1 参考	L_2	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ±0.3	b	S	S_3	a_5 参考
L	25	6	M12×1.5	M10×1	4	25	42	50	58	3	14	14	35
		8	M14×1.5	M12×1.5	6	27	46	58	66	4	17	17	39
		10	M16×1.5	M14×1.5	7	29	49	61	69		19	19	42
		12	M18×1.5	M16×1.5	9	30	51.5	63.5	71.5		22	22	44.5
		(14)	M20×1.5	M18×1.5	10	31	52	64	72		24	24	45
		15	M22×1.5	M18×1.5	11	32	54	66	74		27	24	47
		(16)	M24×1.5	M20×1.5	12	32	54.5	68.5	77.5		30	27	47

（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d	d_1 参考	L_2	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ±0.3	b	S	S_3	a_5 参考
L	16	18	M26×1.5	M22×1.5	14	33	56	70	79	4	32	27	48.5
		22	M30×2	M26×1.5	18	38	64	80	89	5	36	32	56.5
	10	28	M36×2	M33×2	23	41	68	86	95		41	41	60.5
		35	M45×2	M42×2	30	45	75	95	106		50	50	64.5
		42	M52×2	M48×2	36	46	78	100	112		60	55	67
S	63	6	M14×1.5	M12×1.5	4	29	51	63	71	4	17	17	44
		8	M16×1.5	M14×1.5	5	31	55	67	75		19	19	48
		10	M18×1.5	M16×1.5	7	32	56.5	68.5	77.5		22	22	49
		12	M20×1.5	M18×1.5	8	33	59	71	80		24	24	51.5
		(14)	M22×1.5	M20×1.5	9	33	60	74	83		27	27	52.5
	40	16	M24×1.5	M22×1.5	12	36	64	78	88		30	27	55.5
		20	M30×2	M27×2	15	37	70	86	97	5	36	32	59.5
		25	M36×2	M33×2	20	44	81	99	111		46	41	69
	25	30	M42×2	M42×2	25	45	84	104	117		50	50	70.5
		38	M52×2	M48×2	32	46	90	112	127		60	55	74

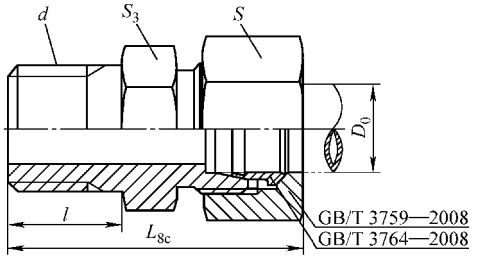
带A型柱端的卡套式端直通长管接头和管接头体



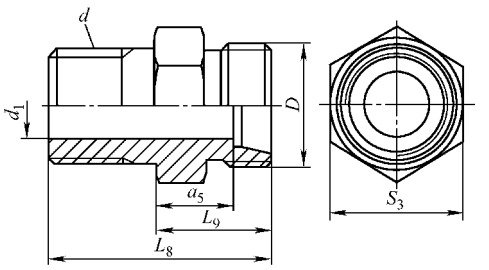
（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	S	L_2	b	普通螺纹柱端(M)							55°非密封管螺纹柱端(G)						
							d	d_1 参考	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ±0.3	S_3	a_5 参考	d	d_1 参考	L_9 参考	L_8 ±0.3	L_{8c} ±0.3	S_3	a_5 参考
LL	10	4	M8×1	10	22	3	M8×1	3	37	45	51	12	33	G1/8	3	37	45	51	14	33
		5	M10×1	12	23		M8×1	3	38	46	52	12	32.5	G1/8	3	38	46	52	14	32.5
		6	M10×1	12	25		M10×1	4	40	48	54	14	34.5	G1/8	4	40	48	54	14	34.5
		8	M12×1	14	27		M10×1	4.5	43	51	57	14	37.5	G1/8	4.5	43	51	57	14	37.5
L	25	6	M12×1.5	14	25		M10×1	4	42	50	58	14	35	G1/8	4	42	50	58	14	35
		8	M14×1.5	17	27	4	M12×1.5	6	46	58	66	17	39	G1/4	6	46	58	66	19	39
		10	M16×1.5	19	29		M14×1.5	7	49	61	69	19	42	G1/4	6	49	61	69	19	42
		12	M18×1.5	22	30		M16×1.5	9	51.5	63.5	71.5	22	44.5	G3/8	9	51	63	71	22	44
		(14)	M20×1.5	24	31		M18×1.5	10	52	64	72	24	45	G1/2	11	52	66.5	74.5	27	45
		15	M22×1.5	27	32		M18×1.5	11	54	66	74	24	47	G1/2	11	54	68	76	27	47
		(16)	M24×1.5	30	32		M20×1.5	12	54.5	68.5	77.5	27	47	G1/2	12	54.5	68.5	77.5	27	47
	16	18	M26×1.5	32	33		M22×1.5	14	56	70	79	27	48.5	G1/2	14	56	70	79	27	48.5
		22	M30×2	36	38	5	M26×1.5	18	64	80	89	32	56.5	G3/4	18	64	80	89	32	56.5
	10	28	M36×2	41	41		M33×2	23	69	87	96	41	60.5	G1	23	69	87	96	41	60.5
		35	M45×2	50	45		M42×2	30	75	95	106	50	64.5	G1¼	30	75	95	106	50	64.5
		42	M52×2	60	46		M48×2	36	78	100	112	55	67	G1½	36	78	100	112	55	67
S	63	6	M14×1.5	17	29	4	M12×1.5	4	51	63	71	17	44	G1/4	4	51	63	71	19	44
		8	M16×1.5	19	31		M14×1.5	5	55	67	75	19	48	G1/4	5	55	67	75	19	48
		10	M18×1.5	22	32		M16×1.5	7	56.5	68.5	77.5	22	49	G3/8	7	56	68	77	22	48.5
		12	M20×1.5	24	33		M18×1.5	8	59	71	80	24	51.5	G3/8	8	59	71	80	22	51.5
														G1/2	8	59	73	82	27	51.5
		(14)	M22×1.5	27	33		M20×1.5	9	60	74	83	27	52.5	G1/2	10	60	74	83	27	52.5
	40	16	M24×1.5	30	36		M22×1.5	12	64	78	88	27	55.5	G1/2	12	64	78	88	27	55.5
														G3/4	12	66	82	92	32	57.5
		20	M30×2	36	37	5	M27×2	15	70	86	97	32	59.5	G3/4	15	70	86	97	32	59.5
		25	M36×2	46	44		M33×2	20	81	99	111	41	69	G1	20	81	99	111	41	69
	25	30	M42×2	50	45		M42×2	25	84	104	117	50	70.5	G1¼	25	84	104	117	50	70.5
		38	M52×2	60	46		M48×2	32	90	112	127	55	74	G1½	32	90	112	127	55	74

表 8.1-272　卡套式锥螺纹直通管接头（摘自 GB/T 3734—2008）　　（mm）



卡套式锥螺纹直通管接头



卡套式锥螺纹直通接头体

标记示例：

接头系列为 L，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹直通管接头标记为：

管接头　GB/T 3734　L10/R1/4

接头系列为 L，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹直通接头体标记为：

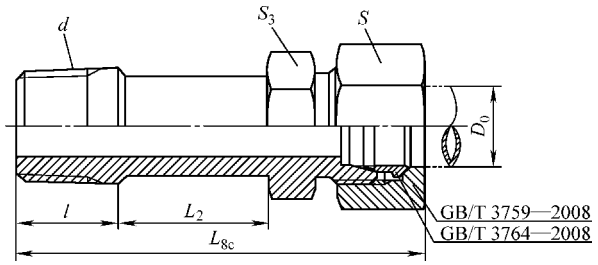
接头体　GB/T 3734　L10/R1/4

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d		d_1 参考	l	L_9 参考	L_8 ≈	L_{8c} ≈	S	S_3	a_5 参考
LL	10	4	M8×1	R1/8	NPT1/8	3	8.5	12	20.5	26.5	10	14	8
		5	M10×1	R1/8	NPT1/8	3	8.5	12	20.5	26.5	12	14	6.5
		6	M10×1	R1/8	NPT1/8	4	8.5	12	20.5	26.5	12	14	6.5
		8	M12×1	R1/8	NPT1/8	4.5	8.5	13	21.5	27.5	14	14	7.5
L	25	6	M12×1.5	R1/8	NPT1/8	4	8.5	14	22.5	30.5	14	14	7
		8	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	6	12.5	15	27.5	35.5	17	19	8
		10	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	7	12.5	16	28.5	36.5	19	19	9
		12	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	9	13	17.5	30.5	38.5	22	22	10.5
		(14)	M20×1.5	R1/2	NPT1/2	11	17	17	34	42	24	27	10
		15	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	11	17	18	35	43	27	27	11
		(16)	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	12	17	18.5	35.5	44.5	30	27	11

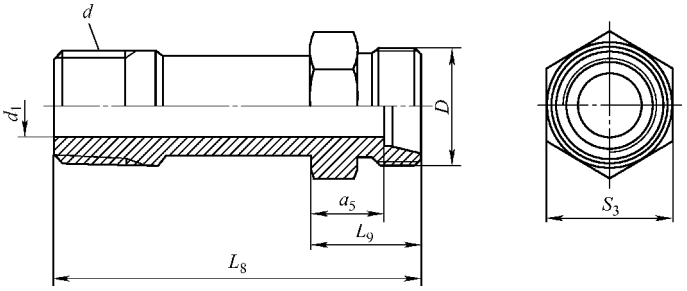
（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d		d_1 参考	l	L_9 参考	L_8 ≈	L_{8c} ≈	S	S_3	a_5 参考
L	16	18	M26×1.5	R1/2	NPT1/2	14	17	19	36	45	32	27	11.5
		22	M30×2	R3/4	NPT3/4	18	18	21	39	48	36	32	13.5
	10	28	M36×2	R1	NPT1	23	21.5	22	43.5	52.5	41	41	14.5
		35	M45×2	R1¼	NPT1¼	30	24	25	49	60	50	50	14.5
		42	M52×2	R1½	NPT1½	36	24	27	51	63	60	55	16
S	40	6	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	4	12.5	18	30.5	38.5	17	19	11
		8	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	5	12.5	20	32.5	40.5	19	19	13
		10	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	7	13	20.5	33.5	42.5	22	22	13
		12	M20×1.5	R3/8	NPT3/8	8	13	22	35	41	24	22	14.5
		(14)	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	10	17	23	40	49	27	27	15.5
		16	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	12	17	24	41	51	30	27	15.5
		20	M30×2	R3/4	NPT3/4	15	18	28	46	57	36	32	17.5
	25	25	M36×2	R1	NPT1	20	21.5	32	53.5	65.5	46	41	20
	16	30	M42×2	R1¼	NPT1¼	25	24	34	58	71	50	50	20.5
		38	M52×2	R1½	NPT1½	32	24	39	63	78	60	55	23

表 8.1-273 卡套式锥螺纹直通长管接头（摘自 GB/T 3736—2008） （mm）



卡套式锥螺纹直通长管接头



卡套式锥螺纹直通长接头体

标记示例：

接头系列为L，管子外径为10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹直通长管接头标记为：

管接头 GB/T 3736 L10/R1/4

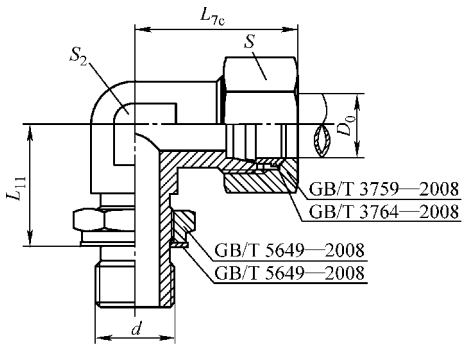
接头系列为L，管子外径为10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹直通长接头体标记为：

接头体 GB/T 3736 L10/R1/4

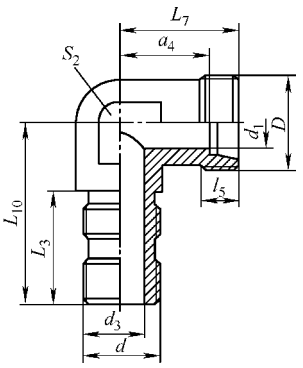
（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d		d_1 参考	L_2	L_9 参考	L_8 ≈	L_{8c} ≈	l	S	S_3	a_5 参考
LL	10	4	M8×1	R1/8	NPT1/8	3	22	12	42.5	48.5	8.5	10	14	8
		5	M10×1	R1/8	NPT1/8	3	23	12	43.5	49.5	8.5	12	14	6.5
		6	M10×1	R1/8	NPT1/8	4	25	12	45.5	51.5	8.5	12	14	6.5
		8	M12×1	R1/8	NPT1/8	4.5	27	13	48.5	54.5	8.5	14	14	7.5
L	25	6	M12×1.5	R1/8	NPT1/8	4	25	14	47.5	55.5	8.5	14	14	7
		8	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	6	27	15	54.5	62.5	12.5	17	19	8
		10	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	6	29	16	57.5	65.5	12.5	19	19	9
		12	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	9	30	17.5	60.5	68.5	13	22	22	10.5
		(14)	M20×1.5	R1/2	NPT1/2	11	31	17	65	73	17	24	27	10
		15	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	11	32	18	67	75	17	27	27	11
		(16)	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	12	32	18.5	67.5	76.5	17	30	27	11
	16	18	M26×1.5	R1/2	NPT1/2	14	33	19	69	78	17	32	27	11.5
		22	M30×2	R3/4	NPT3/4	18	38	21	77	86	18	36	32	13.5
	10	28	M36×2	R1	NPT1	23	41	22	84.5	93.5	21.5	41	41	14.5
		35	M45×2	R1¼	NPT1¼	30	45	25	94	105	24	50	50	14.5
		42	M52×2	R1½	NPT1½	36	46	27	97	109	24	60	55	16
S	40	6	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	4	29	18	59.5	67.5	12.5	17	19	11
		8	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	5	31	20	63.5	71.5	12.5	19	19	13
		10	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	7	32	20.5	65.5	74.5	13	22	22	13
		12	M20×1.5	R3/8	NPT3/8	8	33	22	68	77	13	24	22	14.5
		(14)	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	10	33	23	73	82	17	27	27	15.5
		16	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	12	36	24	77	87	17	30	27	15.5
		20	M30×2	R3/4	NPT3/4	15	37	28	83	94	18	36	32	17.5
	25	25	M36×2	R1	NPT1	20	44	32	97.5	109.5	21.5	46	41	20
	16	30	M42×2	R1¼	NPT1¼	25	45	34	103	116	24	50	50	20.5
		38	M52×2	R1½	NPT1½	32	46	39	109	124	24	60	55	23

表 8.1-274 卡套式可调向端弯通管接头（摘自 GB/T 3738—2008） （mm）



卡套式可调向端弯通管接头



卡套式可调向端弯通接头体

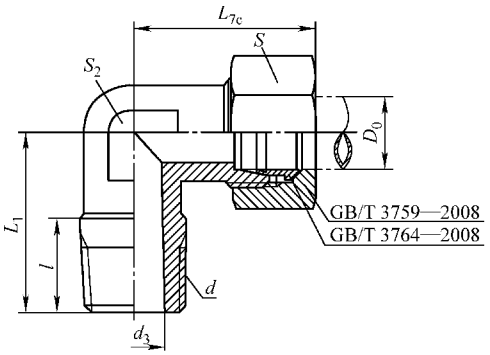
标记示例：

接头系列为L，管子外径为10mm，普通螺纹(M)可调向螺纹柱端，表面镀锌处理的钢制卡套式可调向端弯通管接头标记为：管接头 GB/T 3738 L10

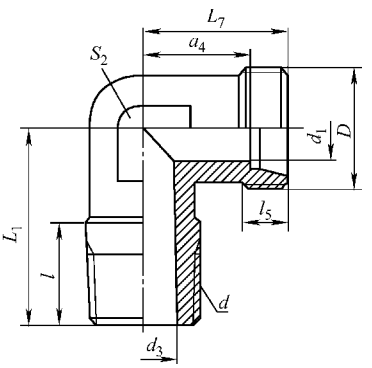
接头系列为L，管子外径为10mm，普通螺纹(M)可调向螺纹柱端，表面镀锌处理的钢制卡套式可调向端弯通接头体标记为：接头体 GB/T 3738 L10

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d	d_1 参考	d_3 参考	L_3 min	L_7 ±0.3	L_{7c} ±0.3	L_{10} ±1	L_{11} 参考	l_5 min	a_4 参考	S	S_2	
															锻制 min	机械加工 max
L	25	6	M12×1.5	M10×1	4	4	16	19	27	25	16.4	7	12	14	12	12
		8	M14×1.5	M12×1.5	6	6	20	21	29	31	19.9	7	14	17	12	14
		10	M16×1.5	M14×1.5	8	7	20	22	30	31	19.9	8	15	19	14	17
		12	M18×1.5	M16×1.5	10	9	20.5	24	32	33.5	21.9	8	17	22	17	19
		(14)	M20×1.5	M18×1.5	11	10	21.5	25	33	35.5	22.9	8	18	24	19	—
		15	M22×1.5	M18×1.5	12	11	21.5	28	36	37.5	24.9	9	21	27	19	—
		(16)	M24×1.5	M20×1.5	14	12	21.5	30	39	40.5	27.8	9	22.5	30	22	—
	16	18	M26×1.5	M22×1.5	15	14	22.5	31	40	41.5	28.8	9	23.5	32	24	—
		22	M30×2	M27×2	19	18	27.5	35	44	48.5	32.8	10	27.5	36	27	—
	10	28	M36×2	M33×2	24	23	27.5	38	47	51.5	35.8	10	30.5	41	36	—
		35	M45×2	M42×2	30	30	27.5	45	56	56.5	40.8	12	34.5	50	41	—
		42	M52×2	M48×2	36	36	29	51	63	64	46.8	12	40	60	50	—
S	63	6	M14×1.5	M12×1.5	4	4	21	23	31	32	20.9	9	16	17	12	14
		8	M16×1.5	M14×1.5	5	5	21	24	32	33	21.9	9	17	19	14	17
		10	M18×1.5	M16×1.5	7	7	23	25	34	36	23.4	9	17.5	22	17	19
		12	M20×1.5	M18×1.5	8	8	26	26	35	40	25.9	9	18.5	24	17	22
		(14)	M22×1.5	M20×1.5	9	9	26	29	38	43.5	28.8	10	21.5	27	22	—
	40	16	M24×1.5	M22×1.5	12	12	27.5	33	43	46.5	31.8	11	24.5	30	24	—
		20	M30×2	M27×2	16	15	33.5	37	48	54.5	36.3	12	26.5	36	27	—
		25	M36×2	M33×2	20	20	33.5	45	57	60.5	42.3	14	33	46	36	—
	25	30	M42×2	M42×2	25	25	34.5	49	62	63.5	44.8	16	35.5	50	41	—
		38	M52×2	M48×2	32	32	38	57	72	73	51.8	18	41	60	50	—

表 8.1-275　卡套式锥螺纹弯通管接头（摘自 GB/T 3739—2008）　　（mm）



卡套式锥螺纹弯通管接头



卡套式锥螺纹弯通接头体

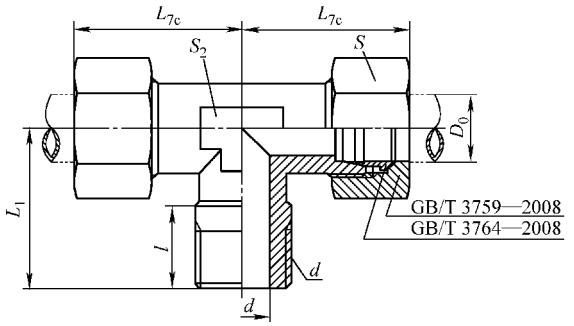
标记示例：

接头系列为 L，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹弯通管接头标记为：管接头 GB/T 3739　L10/R1/4

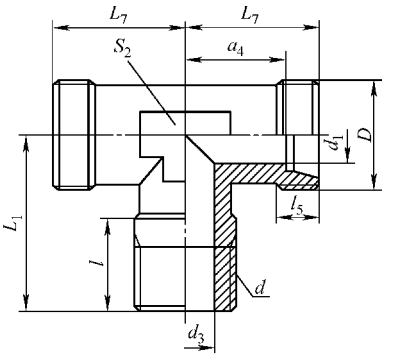
接头系列为 L，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹弯通接头体标记为：接头体 GB/T 3739　L10/R1/4

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d		d_1 参考	d_3	L_1	L_7 ±0.3	L_{7c} ≈	l	l_5 min	a_4 参考	S	S_2	
															锻制 min	机械加工 max
LL	10	4	M8×1	R1/8	NPT1/8	3	3	15.5	15	21	8.5	6	11	10	9	6
		5	M10×1	R1/8	NPT1/8	3.5	3	15.5	15	21	8.5	6	9.5	12	9	6
		6	M10×1	R1/8	NPT1/8	4.5	4	15.5	15	21	8.5	6	9.5	12	9	6
		8	M12×1	R1/8	NPT1/8	6	4.5	16.5	17	23	8.5	7	11.5	14	12	7
L	25	6	M12×1.5	R1/8	NPT1/8	4	4	17.5	19	27	8.5	7	12	14	12	7
		8	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	6	6	23.5	21	29	12.5	7	14	17	12	7
		10	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	8	6	23.5	22	30	12.5	8	15	19	14	8
		12	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	10	9	26	24	32	13	8	17	22	17	8
		(14)	M20×1.5	R1/2	NPT1/2	11	11	31	25	33	17	8	18	24	19	8
		15	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	12	11	33	28	36	17	9	21	27	19	9
		(16)	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	14	12	35	30	39	17	9	22.5	30	22	9
	16	18	M26×1.5	R1/2	NPT1/2	15	14	36	31	40	17	9	23.5	32	24	9
		22	M30×2	R3/4	NPT3/4	19	18	39	35	44	18	10	27.5	36	27	10
	10	28	M36×2	R1	NPT1	24	23	45.5	38	47	21.5	10	30.5	41	36	10
		35	M45×2	R1¼	NPT1¼	30	30	53	45	56	24	12	34.5	50	41	12
		42	M52×2	R1½	NPT1½	36	36	59	51	63	24	12	40	60	50	12
S	40	6	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	4	4	23.5	23	31	12.5	9	16	17	12	9
		8	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	5	5	24.5	24	32	12.5	9	17	19	14	9
		10	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	7	7	26	25	34	13	9	17.5	22	17	9
		12	M20×1.5	R3/8	NPT3/8	8	8	27	26	35	13	9	18.5	24	17	9
		(14)	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	9	10	33	29	38	17	10	21.5	27	22	10
		16	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	12	12	36	33	43	17	11	24.5	30	24	11
		20	M30×2	R3/4	NPT3/4	16	15	39	37	48	18	12	26.5	36	27	12
	25	25	M36×2	R1	NPT1	20	20	48.5	45	57	21.5	14	33	46	36	14
	16	30	M42×2	R1¼	NPT1¼	25	25	53	49	62	24	16	35.5	50	41	—
		38	M52×2	R1½	NPT1½	32	32	59	57	72	24	18	41	60	50	—

表 8.1-276 卡套式锥螺纹三通管接头（摘自 GB/T 3742—2008） （mm）



卡套式锥螺纹三通管接头



卡套式锥螺纹三通接头体

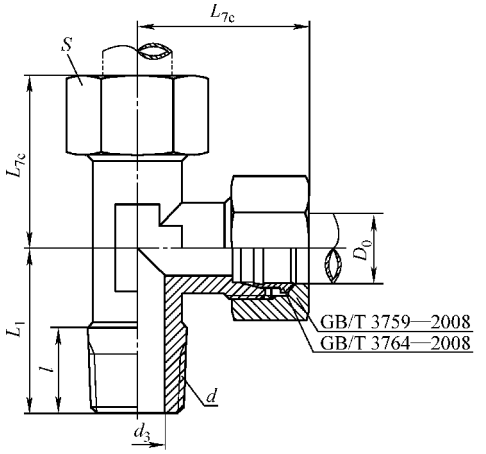
标记示例：

接头系列为 L，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹三通管接头标记为：管接头 GB/T 3742 L10/R1/4

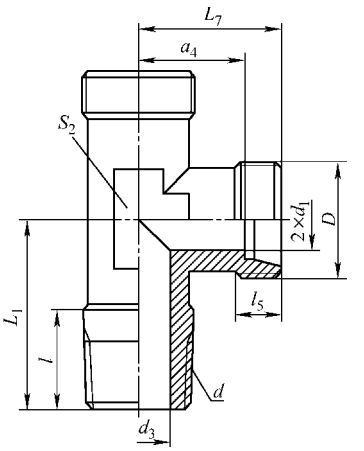
接头系列为 L，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹三通接头体标记为：接头体 GB/T 3742 L10/R1/4

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d		d_1 参考	d_3	L_1	L_7 ±0.3	L_{7c} ≈	l	l_5 min	a_4 参考	S	S_2	
															锻制 min	机械加工 max
LL	10	4	M8×1	R1/8	NPT1/8	3	3	15.5	15	21	8.5	6	11	10	9	6
		5	M10×1	R1/8	NPT1/8	3.5	3	15.5	15	21	8.5	6	9.5	12	9	6
		6	M10×1	R1/8	NPT1/8	4.5	4	15.5	15	21	8.5	6	9.5	12	9	6
		8	M12×1	R1/8	NPT1/8	6	4.5	16.5	17	23	8.5	7	11.5	14	12	7
L	25	6	M12×1.5	R1/8	NPT1/8	4	4	17.5	19	27	8.5	7	12	14	12	7
		8	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	6	6	23.5	21	29	12.5	7	14	17	12	7
		10	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	8	6	23.5	22	30	12.5	8	15	19	14	8
		12	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	10	9	26	24	32	13	8	17	22	17	8
		(14)	M20×1.5	R1/2	NPT1/2	11	11	31	25	33	17	8	18	24	19	8
		15	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	12	11	33	28	36	17	9	21	27	19	9
		(16)	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	14	12	35	30	39	17	9	22.5	30	22	9
	16	18	M26×1.5	R1/2	NPT1/2	15	14	36	31	40	17	9	23.5	32	24	9
		22	M30×2	R3/4	NPT3/4	19	18	39	35	44	18	10	27.5	36	27	10
	10	28	M36×2	R1	NPT1	24	23	45.5	38	47	21.5	10	30.5	41	36	10
		35	M45×2	R1¼	NPT1¼	30	30	53	45	56	24	12	34.5	50	41	12
		42	M52×2	R1½	NPT1½	36	36	59	51	63	24	12	40	60	50	12
S	40	6	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	4	4	23.5	23	31	12.5	9	16	17	12	9
		8	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	5	5	24.5	24	32	12.5	9	17	19	14	9
		10	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	7	7	26	25	34	13	9	17.5	22	17	9
		12	M20×1.5	R3/8	NPT3/8	8	8	27	26	35	13	9	18.5	24	17	9
		(14)	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	9	10	33	29	38	17	10	21.5	27	22	10
		16	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	12	12	36	33	43	17	11	24.5	30	24	11
		20	M30×2	R3/4	NPT3/4	16	15	39	37	48	18	12	26.5	36	27	12
	25	25	M36×2	R1	NPT1	20	20	48.5	45	57	21.5	14	33	46	36	14
	16	30	M42×2	R1¼	NPT1¼	25	25	53	49	62	24	16	35.5	50	41	—
		38	M52×2	R1½	NPT1½	32	32	59	57	72	24	18	41	60	50	—

表 8.1-277　卡套式锥螺纹弯通三通管接头（摘自 GB/T 3744—2008）　　（mm）



卡套式锥螺纹弯通三通管接头



卡套式锥螺纹弯通三通接头体

标记示例：

接头系列为 L，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹弯通三通管接头标记为：管接头　GB/T 3744　L10/R1/4

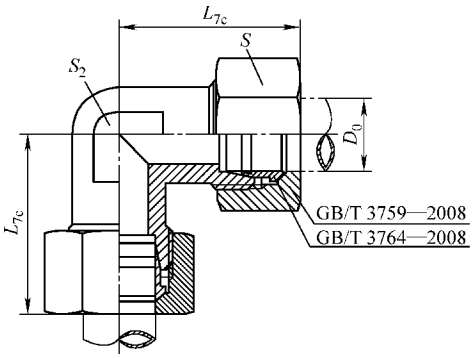
接头系列为 L，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制卡套式锥螺纹弯通三通接头体标记为：接头体　GB/T 3744　L10/R1/4

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d		d_1 参考	d_3	L_1	L_7 ±0.3	L_{7c} ≈	l	l_5 min	a_4 参考	S	S_2	
															锻制 min	机械加工 max
LL	10	4	M8×1	R1/8	NPT1/8	3	3	15.5	15	21	8.5	6	11	10	9	6
		5	M10×1	R1/8	NPT1/8	3.5	3	15.5	15	21	8.5	6	9.5	12	9	6
		6	M10×1	R1/8	NPT1/8	4.5	4	15.5	15	21	8.5	6	9.5	12	9	6
		8	M12×1	R1/8	NPT1/8	6	4.5	16.5	17	23	8.5	7	11.5	14	12	7
L	25	6	M12×1.5	R1/8	NPT1/8	4	4	17.5	19	27	8.5	7	12	14	12	7
		8	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	6	6	23.5	21	29	12.5	7	14	17	12	7
		10	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	8	6	23.5	22	30	12.5	8	15	19	14	8
		12	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	10	9	26	24	32	13	8	17	22	17	8
		(14)	M20×1.5	R1/2	NPT1/2	11	11	31	25	33	17	8	18	24	19	8
		15	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	12	11	33	28	36	17	9	21	27	19	9
		(16)	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	14	12	35	30	39	17	9	22.5	30	22	9
	16	18	M26×1.5	R1/2	NPT1/2	15	14	36	31	40	17	9	23.5	32	24	9
		22	M30×2	R3/4	NPT3/4	19	18	39	35	44	18	10	27.5	36	27	10
	10	28	M36×2	R1	NPT1	24	23	45.5	38	47	21.5	10	30.5	41	36	10
		35	M45×2	R1¼	NPT1¼	30	30	53	45	56	24	12	34.5	50	41	12
		42	M52×2	R1½	NPT1½	36	36	59	51	63	24	12	40	60	50	12

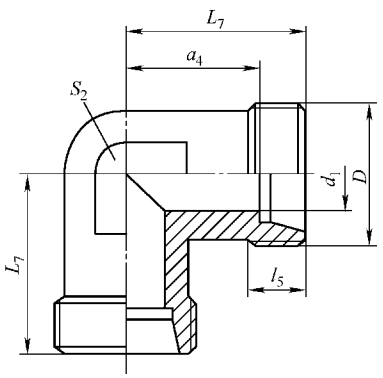
（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d		d_1 参考	d_3	L_1	L_7 ±0.3	L_{7c} ≈	l	l_5 min	a_4 参考	S	S_2 锻制 min	S_2 机械加工 max
S	40	6	M14×1.5	R1/4	NPT1/4	4	4	23.5	23	31	12.5	9	16	17	12	9
		8	M16×1.5	R1/4	NPT1/4	5	5	24.5	24	32	12.5	9	17	19	14	9
		10	M18×1.5	R3/8	NPT3/8	7	7	26	25	34	13	9	17.5	22	17	9
		12	M20×1.5	R3/8	NPT3/8	8	8	27	26	35	13	9	18.5	24	17	9
		(14)	M22×1.5	R1/2	NPT1/2	9	10	33	29	38	17	10	21.5	27	22	10
		16	M24×1.5	R1/2	NPT1/2	12	12	36	33	43	17	11	24.5	30	24	11
		20	M30×2	R3/4	NPT3/4	16	15	39	37	48	18	12	26.5	36	27	12
	25	25	M36×2	R1	NPT1	20	20	48.5	45	57	21.5	14	33	46	36	14
	16	30	M42×2	R1¼	NPT1¼	25	25	53	49	62	24	16	35.5	50	41	—
		38	M52×2	R1½	NPT1½	32	32	59	57	72	24	18	41	60	50	—

表 8.1-278 卡套式弯通管接头（摘自 GB/T 3740—2008） （mm）



卡套式弯通管接头



卡套式弯通接头体

标记示例：

接头系列为L，管子外径为10mm，表面镀锌处理的钢制卡套式弯通管接头标记为：管接头 GB/T 3740 L10

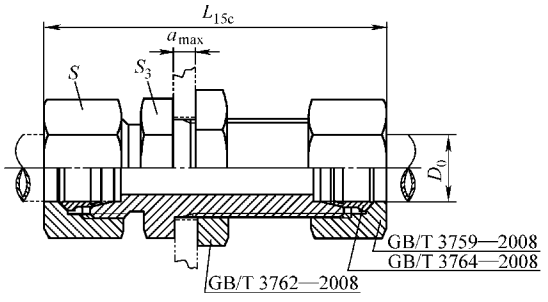
接头系列为L，管子外径为10mm，表面镀锌处理的钢制卡套式弯通接头体标记为：接头体 GB/T 3740 L10

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d_1 参考	L_7 ±0.3	L_{7c} ≈	l_5 min	a_4 参考	S	S_2 锻制 min	S_2 机械加工 max
LL	10	4	M8×1	3	15	21	6	11	10	9	9
		5	M10×1	3.5	15	21	6	9.5	12	9	11
		6	M10×1	4.5	15	21	6	9.5	12	9	11
		8	M12×1	6	17	23	7	11.5	14	12	12

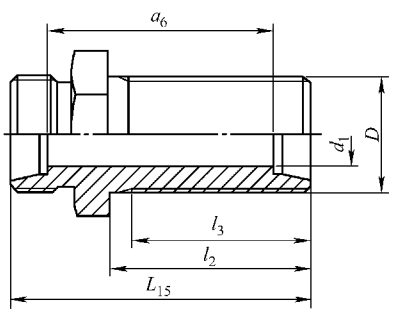
（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d_1 参考	L_7 ±0.3	L_{7c} ≈	l_5 min	a_4 参考	S	S_2	
										锻制 min	机械加工 max
L	25	6	M12×1.5	4	19	27	7	12	14	12	12
		8	M14×1.5	6	21	29	7	14	17	12	14
		10	M16×1.5	8	22	30	8	15	19	14	17
		12	M18×1.5	10	24	32	8	17	22	17	19
		(14)	M20×1.5	11	25	33	8	18	24	19	—
		15	M22×1.5	12	28	36	9	21	27	19	—
		(16)	M24×1.5	14	30	39	9	22.5	30	22	—
	16	18	M26×1.5	15	31	40	9	23.5	32	24	—
		22	M30×2	19	35	44	10	27.5	36	27	—
	10	28	M36×2	24	38	47	10	30.5	41	36	—
		35	M45×2	30	45	56	12	34.5	50	41	—
		42	M52×2	36	51	63	12	40	60	50	—
S	63	6	M14×1.5	4	23	31	9	16	17	12	14
		8	M16×1.5	5	24	32	9	17	19	14	17
		10	M18×1.5	7	25	34	9	17.5	22	17	19
		12	M20×1.5	8	26	35	9	18.5	24	17	22
		(14)	M22×1.5	9	29	38	10	21.5	27	22	—
	40	16	M24×1.5	12	33	43	11	24.5	30	24	—
		20	M30×2	16	37	48	12	26.5	36	27	—
		25	M36×2	20	45	57	14	33	46	36	—
	25	30	M42×2	25	49	62	16	35.5	50	41	—
		38	M52×2	32	57	72	18	41	60	50	—

表 8.1-279　卡套式过板直通管接头（摘自 GB/T 3748—2008）　　（mm）



卡套式过板直通管接头（$a \leqslant 16$mm）



卡套式过板直通接头体

标记示例：

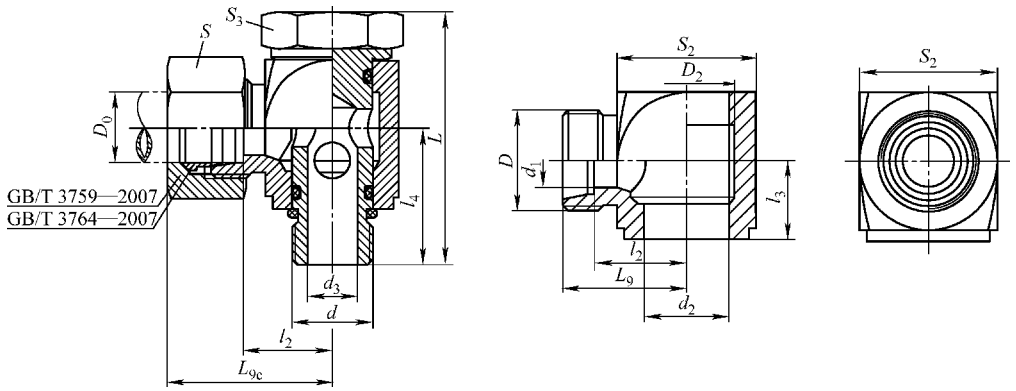
接头系列为 L，管子外径为 10mm，表面镀锌处理的钢制卡套式过板直通管接头标记为：管接头　GB/T 3748　L10

接头系列为 L，管子外径为 10mm，表面镀锌处理的钢制卡套式过板直通接头体标记为：接头体　GB/T 3748　L10

（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	d_1 参考	l_2 ±0.2	l_3 min	L_{15} ±0.3	L_{15c} ≈	S	S_3	a_6 参考
L	25	6	M12×1.5	4	34	30	48	64	14	17	34
		8	M14×1.5	6	34	30	49	65	17	19	35
		10	M16×1.5	8	35	31	51	67	19	22	37
		12	M18×1.5	10	36	32	53	69	22	24	39
		(14)	M20×1.5	11	37	33	54	70	24	27	40
		15	M22×1.5	12	38	34	56	72	27	27	42
		(16)	M24×1.5	14	38	34	57	75	30	30	42
	16	18	M26×1.5	15	40	36	59	77	32	32	44
		22	M30×2	19	42	37	63	81	36	36	48
	10	28	M36×2	24	43	38	65	83	41	41	50
		35	M45×2	30	47	42	72	94	50	50	51
		42	M52×2	36	47	42	74	98	60	60	52
S	63	6	M14×1.5	4	36	32	54	70	17	19	40
		8	M16×1.5	5	36	32	56	72	19	22	42
		10	M18×1.5	7	37	33	57	75	22	24	42
		12	M20×1.5	8	38	34	60	78	24	27	45
		(14)	M22×1.5	9	39	35	62	80	27	27	47
	40	16	M24×1.5	12	40	36	64	84	30	32	47
		20	M30×2	16	44	39	72	94	36	41	51
		25	M36×2	20	47	42	79	103	46	46	55
	25	30	M42×2	25	51	46	85	111	50	50	58
		38	M52×2	32	53	48	92	122	60	65	60

表 8.1-280 卡套式铰接管接头（摘自 GB/T 3750—2008） （mm）



卡套式过桥变通管接头　　卡套式过板弯通接头体

标记示例：

接头系列为L，管子外径为10mm，普通螺纹(M)F型柱端，表面镀锌处理的钢制卡套式铰接管接头标记为：管接头 GB/T 3750 L10

接头系列为L，管子外径为10mm，普通螺纹(M)F型柱端，表面镀锌处理的钢制卡套式铰接接头体标记为：接头体 GB/T 3750 L10

（续）

系列	最大工作压力/MPa	管子外径 D_0	D	D_2	d	d_1	d_2 公称尺寸	d_2 极限偏差	d_3	l_2	l_3	l_4	L	L_9	L_{9c}	S	S_2	S_3
L	25	6	M12×1.5	12.7	M10×1	4	10	$^{+0.022}_{0}$	4	11.5	10	18.5	33.5	18.5	26.5	14	17	14
		8	M14×1.5	14.2	M12×1.5	6	12	$^{+0.027}_{0}$	6	12.5	11.5	22.5	39	19.5	27.5	17	19	17
		10	M16×1.5	16.5	M14×1.5	8	14		7	15	13	24	42	22	30	19	22	19
		12	M18×1.5	20.3	M16×1.5	10	16		9	17.5	15.5	27	49	24.5	32.5	22	27	22
		(14)	M20×1.5	22.6	M18×1.5	11	18		10	19	17.5	30	53.5	26	34	24	30	24
		15	M22×1.5	22.6	M18×1.5	12	18		11	20	17.5	30	53.5	27	35	27	30	24
		(16)	M24×1.5	24.1	M20×1.5	14	20	$^{+0.033}_{0}$	12	20.5	18.5	31	56	28	37	30	32	27
	16	18	M26×1.5	30	M22×1.5	15	22		14	22.5	21	34	62	30	39	32	36	27
		22	M30×2	34	M26×1.5	19	26		18	27	23.5	39.5	70	34.5	43.5	36	41	32
	10	28	M36×2	41	M33×2	24	33	$^{+0.039}_{0}$	23	29.5	26	42	76	37	46	41	46	41
		35	M45×2	19	M42×2	30	42		30	33	30.5	46.5	86	43.5	54.5	50	55	50
		42	M52×2	62	M48×2	36	48		36	40	38	55.5	104.5	51	63	60	70	55
S	40	6	M14×1.5	14	M12×1.5	4	12	$^{+0.027}_{0}$	4	16	13	24	43	23	31	17	22	17
		8	M16×1.5	15.3	M14×1.5	5	14		5	17	14	25	47	24	32	19	24	19
		10	M18×1.5	17.2	M16×1.5	7	16		7	18	15.5	28	52	25.5	34.5	22	27	22
		12	M20×1.5	19.1	M18×1.5	8	18		8	19.5	17.5	31.5	59	27	36	24	30	24
		(14)	M22×1.5	23	M20×1.5	9	20	$^{+0.033}_{0}$	9	23.5	20.5	34.5	65	31	40	27	36	27
		16	M24×1.5	23	M22×1.5	12	22		12	23.5	21	36	67	32	42	30	36	27
		20	M30×2	29	M27×2	16	27		15	28.5	26	44.5	82.5	39	50	36	46	32
	25	25	M36×2	37.6	M33×2	20	33	$^{+0.039}_{0}$	20	31	28	46.5	88.5	43	55	46	50	41
	16	30	M42×2	50	M42×2	25	42		25	36.5	33	52	99	50	63	50	60	50
		38	M52×2	58.4	M48×2	32	48		32	41	38	59.5	114	57	72	60	70	55

9.4.5　扩口式管接头规格（见表 8.1-281～表 8.1-285）

扩口管接头结构简单，性能良好，加工和使用方便，适用于以油、气为介质的中、低压管道系统，其工作压力取决于管材的许用应力，一般为 3.5～16MPa。管接头本身的工作压力没有明确规定。广泛应用于飞机、汽车及机床行业的液压管道系统。

扩口式管接头有 A 型和 B 型两种结构型式，如图 8.1-124、图 8.1-125 所示。A 型由具有 74°外锥面的管接头体、起压紧作用的螺母和带有 66°内锥孔的管套组成；B 型由具有 90°外锥面的管接头体和带有 90°内锥孔的螺母组成。将已冲了喇叭口的管道置于接头体的外锥面和管套（或 B 型的螺母）的内锥孔之间，旋紧螺母使管道的喇叭口受压，挤贴于接头体外锥面和管套（或 B 型的螺母）内锥孔所产生的缝隙中，从而起到了密封作用。

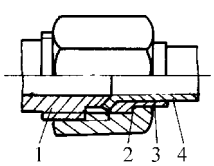


图 8.1-124　扩口式 A 型管接头的结构

1—接头体　2—螺母　3—管套　4—管道

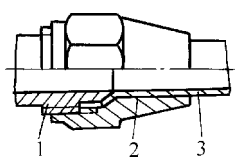


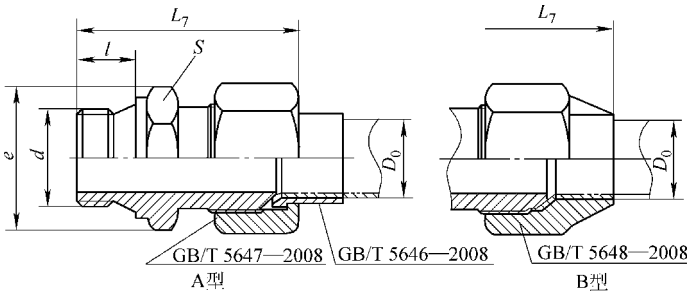
图 8.1-125　扩口式 B 型管接头的结构

1—接头体　2—螺母　3—管道

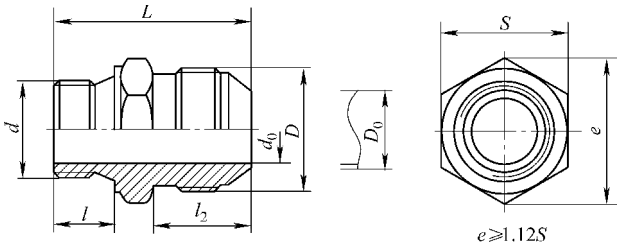
接头体和机能的连接有两种型式：一种采用米制锥螺纹，此时依靠锥螺纹自身的结构和塑料填料进行密封；另一种采用普通细牙螺纹，此时接头体和机件端的连接处需加密封垫圈。垫圈型式推荐按 GB/T 3452.1—2005 和 JB/T 966—2005 的规定选取。

表 8.1-281 扩口式端直通管接头（摘自 GB/T 5625—2008） （mm）

带 A 型柱端的扩口式端直通管接头和接头体及尺寸



带 A 型柱端的扩口式端直通管接头



带 A 型柱端的扩口式端直通接头体

标记示例：

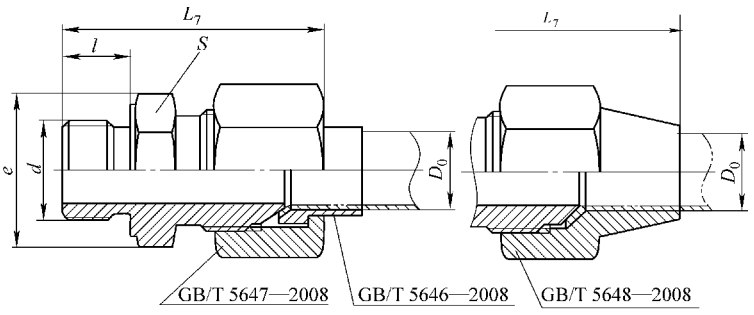
扩口型式 A，管子外径为 10mm，普通螺纹(M)A 型柱端，表面镀锌处理的钢制扩口式端直通管接头标记为：管接头 GB/T 5625 A10/M14×1.5

扩口型式 A，管子外径为 10mm，普通螺纹(M)A 型柱端，表面镀锌处理的钢制扩口式端直通管接头标记为：接头体 GB/T 5625 A10/M14×1.5

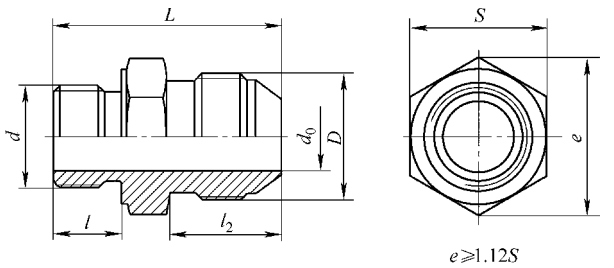
管子外径 D_0	d_0	d①		D	$L_7 \approx$		l	l_2	L	S
					A 型	B 型				
4	3	M10×1	G1/8	M10×1	31.5	36	8	12.5	26.5	14
5	3.5									
6	4			M12×1.5	35.5	40		16	30	
8	6	M12×1.5	G1/4	M14×1.5	44	52	12	18	37	17
10	8	M14×1.5		M16×1.5	45	54		19	38	19
12	10	M16×1.5	G3/8	M18×1.5	45.5	57			39	22
14	12②	M18×1.5		M22×1.5		61		19.5	39.5	24
16	14	M22×1.5	G1/2	M24×1.5	49	65	14	20	43	30
18	15			M27×1.5		69		20.5	43.5	
20	17	M27×2	G3/4	M30×2	58.5	—	16	26	52	34
22	19			M33×2	59.5	—				
25	22	M33×2	G1	M36×2	64	—	18		56	41
28	24			M39×2	66.5	—		27.5	58.5	
32	27	M42×2	G1¼	M42×2	71	—	20	28.5	62.5	50
34	30			M45×2	71.5	—				

（续）

带 F 型柱端的扩口式端直通管接头和接头体及尺寸



带 F 型柱端的扩口式端直通管接头



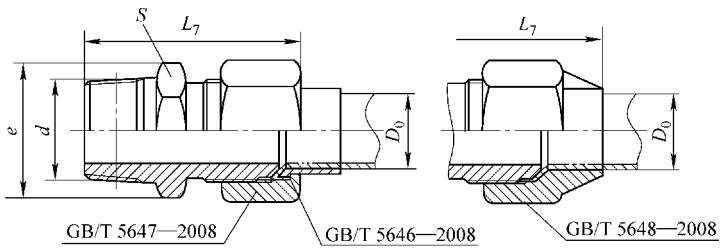
带 F 型柱端的扩口式端直通接头体

管子外径 D_0	d_0	d①	D	$L_7 \approx$		l	l_2	L	S
				A 型	B 型				
4	3	M10×1	M10×1	32	36.5	8.5	12.5	27	14
5	3.5								
6	4		M12×1.5	36	40.5		16	30.5	
8	6	M12×1.5	M14×1.5	43	51	11	18	36	17
10	8	M14×1.5	M16×1.5	44	53		19	37	19
12	10	M16×1.5	M18×1.5	45	56.5	11.5		38.5	22
14	12②	M18×1.5	M22×1.5	46	61.5	12.5	19.5	40	24
16	14	M22×1.5	M24×1.5	48	64	13	20	42	30
18	15		M27×1.5		68		20.5	42.5	
20	17	M27×2	M30×2	58.5	—	16	26	52	34
22	19		M33×2	59.5	—				
25	22	M33×2	M36×2	62	—	16		54	41
28	24		M39×2	64.5	—		27.5	56.5	
32	27	M42×2	M42×2	67	—	16	28.5	58.5	50
34	30		M45×2	67.5	—				

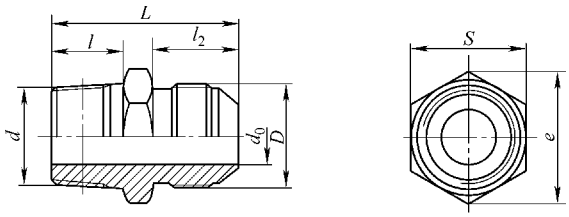
① 优先选用普通螺纹。

② 采用 55°非密封的管螺纹时尺寸为 10mm。

表 8.1-282 扩口式锥螺纹直通管接头（摘自 GB/T 5626—2008） （mm）



扩口式锥螺纹直通管接头



扩口式锥螺纹直通接头体

标记示例：

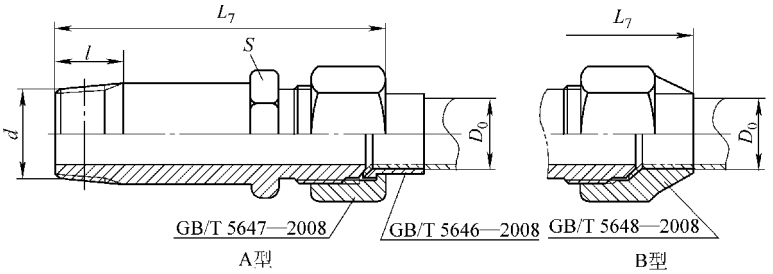
扩口型式 A，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制扩口式锥螺纹直通管接头标记为：管接头 GB/T 5626 A10/R1/4

扩口型式 A，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制扩口式锥螺纹直通接头体标记为：接头体 GB/T 5626 A10/R1/4

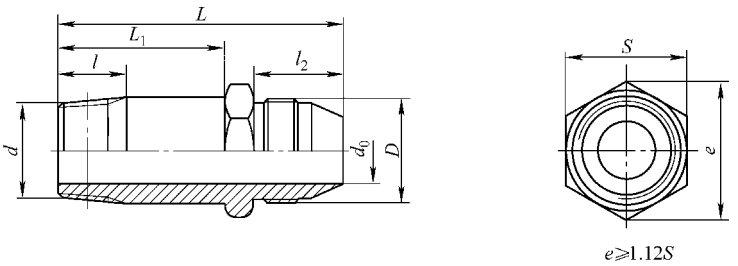
管子外径 D_0	d_0	d①		D	$L_7 \approx$		l	l_2	L	S
					A 型	B 型				
4	3	R1×8	NPT1/8	M10×1	31.5	36	8.5	12.5	26.5	12
5	3.5									
6	4			M12×1.5	36	40.5		16	30	14
8	6	R1/4	NPT1/4	M14×1.5	42.5	50.5	12.5	18	36	17
10	8			M16×1.5	43.5	52.5		19	37	19
12	10	R3/8	NPT3/8	M18×1.5	45	56.5	13		38.5	22
14				M22×1.5		60.5		19.5	39	24
16	14	R1/2	NPT1/2	M24×1.5	50.5	67	17	20	44.5	27
18	15			M27×1.5		71		20.5	45	30
20	17	R3/4	NPT3/4	M30×2	58.5	—	18	26	52	32
22	19			M33×2	59.5	—				34
25	22	R1	NPT1	M36×2	65.5	—	21.5		57.5	41
28	24			M39×2	68	—		27.5	60	
32	27	R1¼	NPT1¼	M42×2	73	—	24	28.5	64.5	46
34	30			M45×2		—				

① 优先选用55°密封管螺纹。

表 8.1-283　扩口式锥螺纹长管接头（摘自 GB/T 5627—2008）　　（mm）



扩口式锥螺纹长管接头



扩口式锥螺纹长接头体

标记示例：

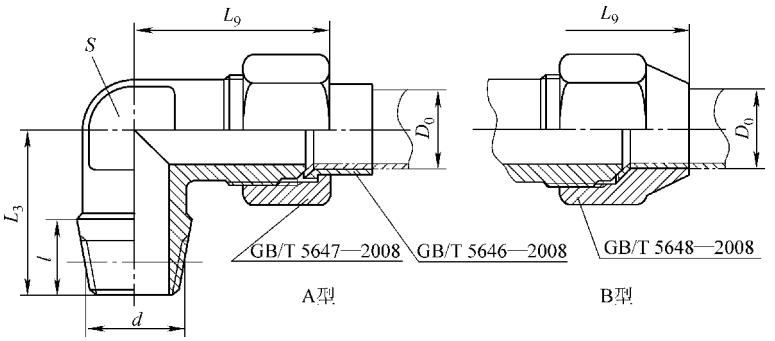
扩口型式 A，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制扩口式锥螺纹长管接头标记为：管接头　GB/T 5627　A10/R1/4

扩口型式 A，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制扩口式锥螺纹长接头体标记为：接头体　GB/T 5627　A10/R1/4

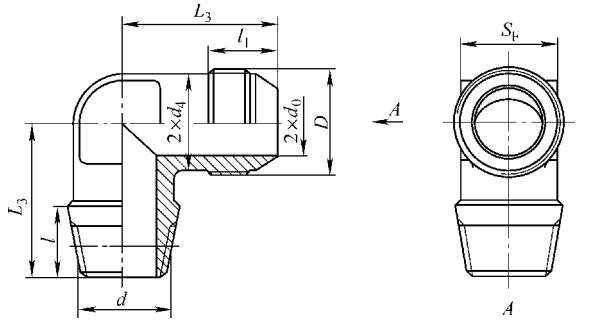
管子外径 D_0	d_0	d①		D	$L_7 \approx$		l	l_2	L	L_1	S
					A 型	B 型					
4	3	R1/8	NPT1/8	M10×1	53.5	58	8.5	12.5	48.5	30	12
5	3.5										
6	4			M12×1.5	58.5	63		16	53		14
8	6	R1/4	NPT1/4	M14×1.5	92	100	12.5	18	85	60	17
10	8			M16×1.5	93	102		19	86		19
12	10	R3/8	NPT3/8	M18×1.5	93.5	105	13		87		22
14				M22×1.5		109		19.5	87.5		24
16	14	R1/2	NPT1/2	M24×1.5	95	111	17	20	89		27
18	15			M27×1.5		115		20.5	89.5		30
20	17	R3/4	NPT3/4	M30×2	102.5	—	18	26	96		32
22	19			M33×2	103.5	—					34
25	22	R1	NPT1	M36×2	106	—	21.5		98		41
28	24			M39×2	108.5	—		27.5	100.5		
32	27	R1¼	NPT1¼	M42×2	111	—	24	28.5	102.5		46
34	30			M45×2		—					

① 优先选用55°密封管螺纹。

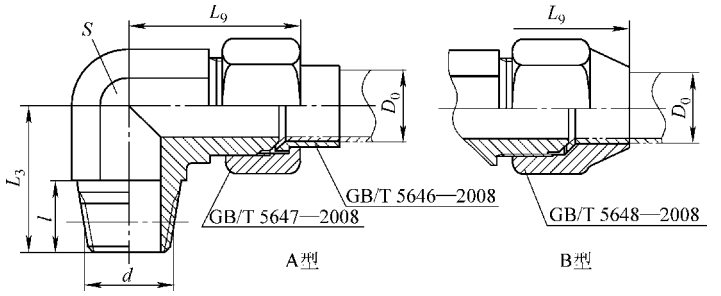
表 8.1-284 扩口式锥螺纹弯通管接头（摘自 GB/T 5629—2008） （mm）



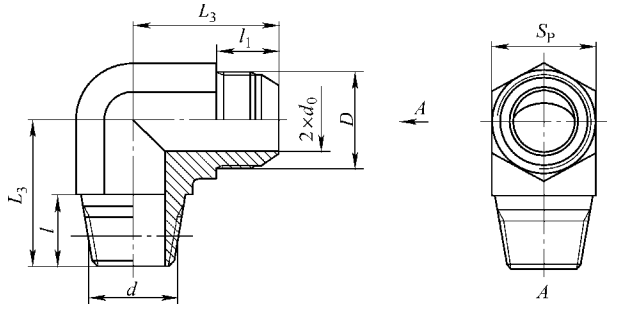
扩口式锥螺纹弯通管接头



扩口式锥螺纹弯通接头体



扩口式锥螺纹弯通管接头



扩口式锥螺纹弯通接头体

标记示例：

扩口型式 A，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制扩口式锥螺纹弯通管接头标记为：管接头 GB/T 5629 A10/R1/4

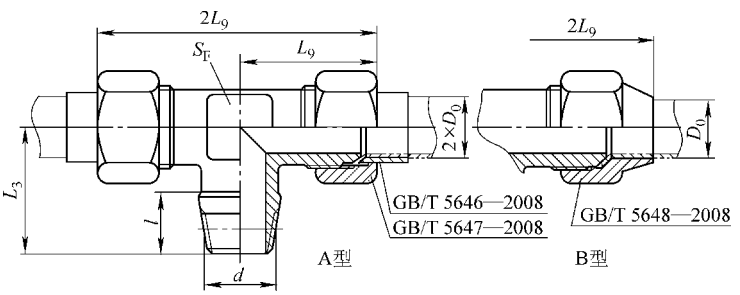
扩口型式 A，管子外径为 10mm，55°密封管螺纹(R)，表面镀锌处理的钢制扩口式锥螺纹弯通接头体标记为：接头体 GB/T 5629 A10/R1/4

（续）

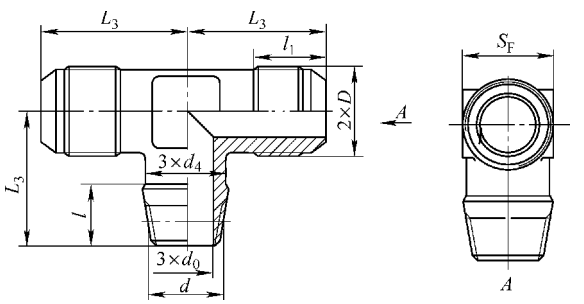
管子外径 D_0	d_0	d①		D	$L_9\approx$		l	L_3	d_4	l_1	S	
					A 型	B 型					S_F	S_P
4	3	R1/8	NPT1/8	M10×1	25.5	30	8.5	20.5	8	9.5	8	10
5	3.5											
6	4			M12×1.5	29.5	34.5		24	10	12	10	12
8	6	R1/4	NPT1/4	M14×1.5	35.5	43	12.5	28.5	11	13.5	12	14
10	8			M16×1.5	37.5	46.5		30.5	13	14.5	14	17
12	10	R3/8	NPT3/8	M18×1.5	38	49.5	13	31.5	15		17	19
14				M22×1.5	39.5	55		34	19	15	19	22
16	14	R1/2	NPT1/2	M24×1.5	41.5	57.5	17	35.5	21	15.5	22	24
18	15			M27×1.5	43	63		37.5	24	16	24	27
20	17	R3/4	NPT3/4	M30×2	50	—	18	43	27	20	27	30
22	19			M33×2	53	—		45.5	30		30	34
25	22	R1	NPT1	M36×2	55	—	21.5	47	33		34	36
28	24			M39×2	58.5	—		50	36	21.5	36	41
32	27	R1¼	NPT1¼	M42×2	61	—	24	52.5	39	22.5	41	46
34	30			M45×2	62.5	—		54	42		46	

① 优先选用55°密封管螺纹。

表 8.1-285　扩口式锥螺纹三通管接头（摘自 GB/T 5635—2008）　　（mm）

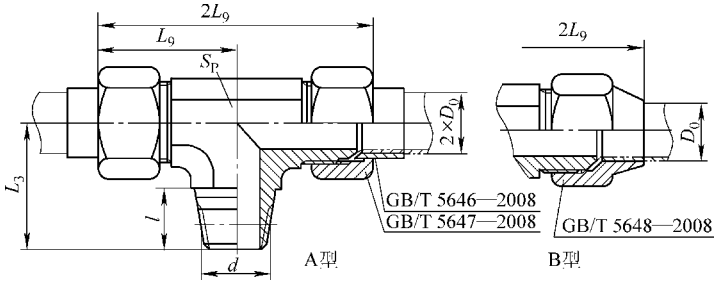


扩口式锥螺纹三通管接头

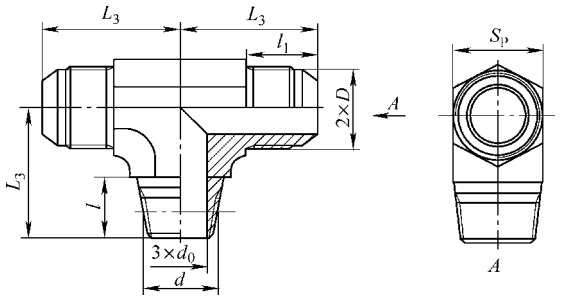


扩口式锥螺纹三通接头体

（续）



扩口式锥螺纹三通管接头



扩口式锥螺纹三通接头体

标记示例：

扩口型式A，管子外径为10mm，55°密封管螺纹（R），表面镀锌处理的钢制扩口式锥螺纹三通管接头标记为：管接头 GB/T 5635 A10/R1/4

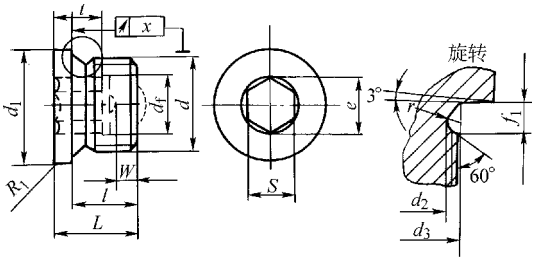
扩口型式A，管子外径为10mm，55°密封管螺纹（R），表面镀锌处理的钢制扩口式锥螺纹三通接头体标记为：接头体 GB/T 5635 A10/R1/4

管子外径 D_0	d_0	d①		D	$L_9\approx$		l	L_3	d_4	l_1	S	
					A型	B型					S_F	S_P
4	3	R1/8	NPT1/8	M10×1	25.5	30	8.5	20.5	8	9.5	8	10
5	3.5											
6	4			M12×1.5	29.5	34.5		24	10	12	10	12
8	6	R1/4	NPT1/4	M14×1.5	35.5	43	12.5	28.5	11	13.5	12	14
10	8			M16×1.5	37.5	46.5		30.5	13	14.5	14	17
12	10	R3/8	NPT3/8	M18×1.5	38	49.5	13	31.5	15		17	19
14				M22×1.5	39.5	55		34	19	15	19	22
16	14	R1/2	NPT1/2	M24×1.5	41.5	57.5	17	35.5	21	15.5	22	24
18	15			M27×1.5	43	63		37.5	24	16	24	27
20	17	R3/4	NPT3/4	M30×2	50	—	18	43	27	20	27	30
22	19			M33×2	53	—		45.5	30		30	34
25	22	R1	NPT1	M36×2	55	—	21.5	47	33		34	36
28	24			M39×2	58.5	—		50	36	21.5	36	41
32	27	R1¼	NPT1¼	M42×2	61	—	24	52.5	39	22.5	41	46
34	30			M45×2	62.5	—		54	42		46	

① 优先选用55°密封管螺纹。

9.4.6　螺塞（见表8.1-286～表8.1-288）

表8.1-286　内六角螺塞（PN=31.5MPa）　　（mm）



标记示例：

材料35钢

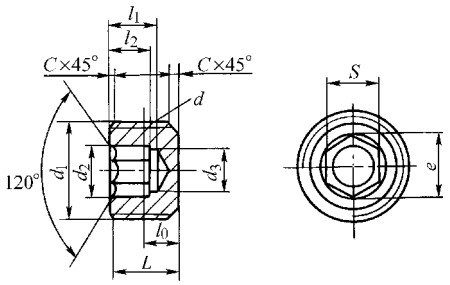
d=M20×1.5的内六角螺塞：螺塞 M20×1.5

d=G3/8A的内六角螺塞：螺塞 G3/8A

d			d_1	d_2	d_3	e	l	L	S	t	W	f_1	x	质量/kg
米制螺纹		管螺纹	h14	$^{0}_{-0.2}$	$^{0}_{-0.3}$	≥	±0.2	≈	D12	≥	≥	$^{+0.3}_{0}$		（1000件）
M8×1		—	14	6.4	8.3	4.6	8	11	4	3.5	3	2		6.4
M10×1		G1/8A	14	8.3	10	5.7	8	11	5	5	3	2		6.34
M12×1.5		—	17	9.7	12.3	6.9	12	15	5.5	7	3	3		11.3
—		G1/4A	18	11.2	13.4	6.9	12	15	5.5	7	3	3		14.6
M14×1.5		—	19	11.7	14.3	6.9	12	15	5.5	7	3	3		16.0
M16×1.5		—	21	13.7	16.3	9.2	12	15	8	7.5	3	3	0.1	19.0
—		G3/8A	22	14.7	17	9.2	12	15	8	7.5	3	3		21.4
M18×1.5		—	23	15.7	18.3	9.2	12	16	8	7.5	3	3		28.3
M20×1.5		—	25	17.7	20.3	11.4	14	18	10	7.5	4	3		37.5
—		G1/2A	26	18.4	21.3	11.4	14	18	10	7.5	4	4		40.8
M22×1.5		—	27	19.7	22.3	11.4	14	18	10	7.5	4	3		47.5
M24×1.5		—	29	21.7	24.3	13.7	14	18	11	7.5	4	3		53.5
M26×1.5		—	31	23.7	26.3	13.7	16	20	11	9	4	3		68.7
—	M27×2	G3/4A	32	23.9	27	13.7	16	20	11	9	4	4		73.5
M30×1.5	M30×2	—	36	27.7	30.3	19.4	16	20	16	9	4	4		84.0
—	M33×2	G1A	39	29.9	33.3	19.4	16	21	16	9	4	4		111
M36×1.5	M36×2	—	42	33	36.3	21.7	16	21	18	10.5	4	4		134
M38×1.5	—	G1⅛A	44	35	38.3	21.7	16	21	18	10.5	4	4		149
—	M39×2	—	46	36	39.3	21.7	16	21	18	10.5	4	4		163
M42×1.5	M42×2	G1¼A	49	39	42.3	25.2	16	21	21	10.5	4	4	0.2	187
M45×1.5	M45×2	—	52	42	45.3	25.2	16	21	21	10.5	4	4		215
M48×1.5	M48×2	G1½A	55	45	48.1	27.4	16	21	24	10.5	4	4		246
M52×1.5	M52×2	—	60	49	52.3	27.4	16	21	24	10.5	4	4		302
—	—	G1¾A	62	50.4	54	36.6	20	25	32	14	4	5		320
—	M56×2	—	64	53	56.3	36.6	20	25	32	14	4	4		386
—	M60×2	G2A	68	56.3	60.3	36.6	20	25	32	14	4	4		445
—	M64×2	G2½A	72	61	64.3	36.6	20	25	32	14	4	4		530
—	—	—	84	71.2	75.6	36.6	26	34	32	20	6	5		1110
—	—	G3A	100	83.9	88.4	36.6	26	34	32	20	6	5		1530

注：d_f 尺寸由制造厂确定。

表 8.1-287 55°锥管螺纹内六角螺塞（*PN* = 10MPa）、60°圆锥管螺纹内六角螺塞（*PN* = 16MPa） （mm）



标记示例：

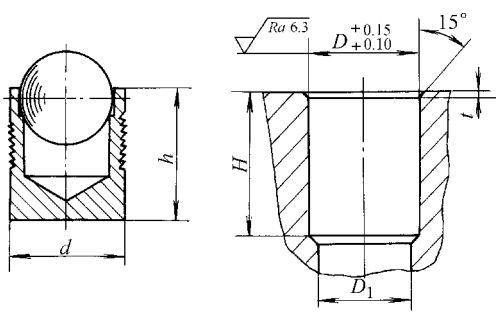
材料 35 钢

（a）*d* 为 NPT1/4 的锥螺纹内六角螺塞：螺塞 NPT1/4

（b）*d* 为 R1/4 的锥管螺纹内六角螺塞：螺塞 R1/4

（a）60°圆锥管螺纹内六角螺塞						（b）锥管螺纹内六角螺塞						（a）、（b）					质量/kg
锥螺纹 *d*	d_1	l_0	l_1	*L*	*C*	锥管螺纹 *d*/in	d_1	l_0	l_1	*L*	*C*	d_2	d_3	l_2	*S*	*e*	
NPT1/8	10.486		4.5	8	1	R1/8	9.929	4.0	4	8	1	6	5	3.5	5	5.8	0.003
NPT1/4	18.750				1.5	R1/4	13.406	6	6	10	1.5	7.5	6	4	5.5	5.7	0.006
NPT3/8	17.300	6.096	6	10		R3/8	17.035	6.4	7	12		9.5	8	5	8	9.2	0.014
NPT1/2	21.460	8.128	8	12		R1/2	21.42	8.2	9	15	2	12	10	7	10	11.5	0.30
NPT3/4	26.960	8.611	10	15		R3/4	26.968	9.5	11	18		14	12	9	13	15	0.54
NPT1	33.720	10.160	12	18	2	R1	33.81	10.4	12	20		17	14	10	16	18.5	0.102

表 8.1-288 液压气动用球涨式堵头安装尺寸 （mm）



（续）

d	4	5	6	7	8	9	10	12	14	15	16	18	20	22
h	4	5.5	6.5	7.5	8.5	10	11	13	15	16	17	19	21.5	23.5
D	4	5	6	7	8	9	10	12	14	15	16	18	20	22
H	≥5	≥6.5	≥7.5	≥8.5	≥9.5	≥11	≥12	≥14	≥16	≥17	≥18	≥20	≥22.5	≥24.5
D_1	≤3	≤4	≤5	≤6	≤7	≤8	≤9	≤10.5	≤12.5	≤13.5	≤14.5	≤16.5	≤18	≤20
t	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5

第2章　气压传动

1　常用气动基础标准

1.1　气动元、辅件图形符号

气动元、辅件图形符号详见第1章的液压、气动图形符号一览表。

1.2　常用气动标准

1.2.1　流体传动系统及元件公称压力系列（摘自GB/T 2346—2003）（见表8.2-1）

表8.2-1　流体传动系统及元件公称压力系列

kPa	MPa	(bar)
1		0.01
1.6		0.016
2.5		0.025
4		0.04
6.3		0.063
10		0.1
16		0.16
25		0.25
40		0.4
63		0.63
100		1
[125]		[1.25]
160		1.6
[200]		[2]
250		2.5
[315]		[3.15]
400		4
[500]		[5]
630		6.3
[800]		[8]
1000	1	10
	[1.25]	[12.5]
	1.6	16

（续）

kPa	MPa	(bar)
	[2]	20
	2.5	25
	[3.15]	[31.5]
	4	40
	[5]	[50]
	6.3	63
	[8]	[80]
	10	100
	12.5	125
	16	160
	20	200
	25	250
	31.5	315
	[35]	[350]
	40	400
	[45]	[450]
	50	500
	63	630
	80	800
	100	1000
	125	1250
	160	1600
	200	2000
	250	2500

1.2.2　液压气动系统及元件　气缸内径及活塞杆外径（摘自GB/T 2348—2005）（见表8.2-2及表8.2-3）

表8.2-2　液压缸、气缸内径尺寸系列

(mm)

8	20	50	100	160	250	400
10	25	63	(110)	(180)	(280)	(450)
12	32	80	125	200	320	500
16	40	(90)	(140)	(220)	(360)	630

表 8.2-3　液压缸、气缸活塞杆直径系列

（mm）

4	16	36	80	180
5	18	40	90	200
6	20	45	100	220
8	22	50	110	250
10	25	56	125	280
12	28	63	140	320
14	32	70	160	360

1.2.3　液压气动系统及元件　气缸活塞行程系列（摘自GB/T 2349—2005）（见表8.2-4～表8.2-6）

表 8.2-4　气缸活塞行程第一系列

（mm）

25	50	80	100	125	160	200	250	320	400
500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000

表 8.2-5　气缸活塞行程第二系列

（mm）

	60			63		90	110	140	180
220	280	360	450	550	700	900	1100	1400	1800
2200	2800	3600							

表 8.2-6　气缸活塞行程第三系列

（mm）

240	260	300	340	380	420	480	530	600	650
750	850	950	1050	1200	1300	1500	1700	1900	2100
2400	2600	3000	3400	3800					

注：当活塞行程＞4000mm时，按GB/T 321—2005《优先数和优先数列》中R10数系选用，如不能满足要求时，允许按R40数系选用。

1.2.4　液压气动系统及元件　活塞杆螺纹型式和尺寸系列（摘自GB/T 2350—2005）（见表8.2-7）

表 8.2-7　气缸活塞杆螺纹型式和尺寸系列　（mm）

螺纹直径与螺距（$D\times t$）	螺纹长度 L	
	短　型	长　型
M3×0.35	6	9
M4×0.5	8	12
M4×0.7*	8	12
M5×0.5	10	15
M6×0.75	12	16
M6×1*	12	16
M8×1	12	20
M8×1.25*	12	20

（续）

螺纹直径与螺距（$D\times t$）	螺纹长度 L	
	短　型	长　型
M10×1.25	14	22
M12×1.25	16	24
M14×1.5	18	28
M16×1.5	22	32
M18×1.5	25	36
M20×1.5	28	40
M22×1.5	30	44
M24×2	32	48
M27×2	36	54
M30×2	40	60
M33×2	45	66
M36×2	50	72
M42×2	56	84
M48×2	63	96
M56×2	75	112
M64×3	85	128
M72×3	85	128
M80×3	95	140
M90×3	106	140
M100×3	112	—
M110×3	112	—
M125×4	125	—
M140×4	140	—
M160×4	160	—
M180×4	180	—
M200×4	200	—
M220×4	220	—
M250×6	250	—
M280×6	280	—

注：1. 螺纹长度 L 对内螺纹是指最小尺寸，对外螺纹是指最大尺寸。

2. 当需要用锁紧螺母时，采用长型螺纹长度。

3. 带＊号的螺纹尺寸为气缸专用。

1.2.5　液压气动系统用硬管外径和软管内径（摘自GB/T 2351—2005）（见表8.2-8、表8.2-9）

表 8.2-8　硬管外径系列　（mm）

4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20
(22)	25	(28)	32	(34)	38*	40	(42)	50	

注：1. 括号内尺寸为非优先选用值。

2. 带＊号尺寸仅用于法兰式连接。

表 8.2-9　液压气动系统软管内径系列

（mm）

2.5	3.2	5	6.3	8	10	12.5	16	19
20	(22)	25	31.5	38	40	50	51	

注：括号内尺寸为非优先选用值。

1.2.6 气动连接 气口和螺柱端(摘自 GB/T 14038—2008)

该标准适用于气缸内径为 8～400mm 一般用途的气缸，气缸最小气口螺纹见表 8.2-10。

表 8.2-10 气缸最小气口螺纹

(mm)

气缸内径	最小气口螺纹(精度 6H)
8	M5×0.1
10	
12	
16	
20	M10×1
25	
32	
40	M14×1.5
50	
63	M18×1.5
80	
100	M22×1.5
125	
160	M27×2
200	
250	M33×2
320	
400	

1.2.7 气动元件及系统用空气介质质量等级(摘自 JB/T 5967—2007)(见表 8.2-11、表 8.2-12)

表 8.2-11 常用气动元件用空气介质的质量等级

常用气动元件名称	空气介质的质量等级		
	固体粒子	水蒸气	油
气缸(往复式)	≤3	≤3	≤5
重型空气马达	≤4	6～1	≤5
轻型空气马达	≤3	3～1	≤3
空气透平	≤2	≤2	≤3

(续)

常用气动元件名称			空气介质的质量等级		
			固体粒子	水蒸气	油
射流元件			≤2	2～1	≤2
逻辑元件			≤4	≤6	≤4
气动换向阀	滑阀式	间隙密封	3～2	3～2	4～3
		软质密封	5～4	3～2	4～3
	截止式		≤3	≤3	≤5
空气轴承			≤2	≤3	≤3
气动控制阀			≤3	≤2	≤3

表 8.2-12 一般系统用空气介质的质量等级

一般系统名称	空气介质质量等级		
	固体粒子	水蒸气	油
精密机械制造	≤2	≤2	≤4
气流织机	≤2	≤3	≤4
一般车间	≤4	≤6	≤5
食品饮料加工	≤2	≤6	1
喷漆	≤3	3～2	1
电子器件	≤2	≤2	≤4
铸造机械	≤4	≤6	≤5
机床	≤4	≤3	≤5
摄影软片制造	1	1	1
包装机械	≤4	≤3	3～2
矿山机械	≤4	≤5	≤5
焊接机械	≤4	≤6	≤5
喷砂	—	≤3	≤3
机械零件吹洗	≤4	≤6	≤4

2 气源装置及气动辅助元件

2.1 气源装置

2.1.1 滑片式压缩机

各种滑片式压缩机的技术规格见表 8.2-13～表 8.2-18。

表 8.2-13 滑片(HP)式风冷空气压缩机技术规格

型号	额定排气量①/$m^3 \cdot min^{-1}$	额定排气压力/MPa	电动机功率/kW	额定转速/$r \cdot min^{-1}$	噪声/dB	压缩机质量/kg	机组总质量/kg		机组外形尺寸/mm						
									三角架式						半移动式
							三角架式	半移动式	L	W	H	l	W_1	h	长×宽×高
HP9-0.15/7	0.15～0.18	0.7	1.5	950	67	32	75	85	700	325	600	400	240	300	780×430×560
HP9-0.2/7	0.2～0.22		2.2	950	70	35									
HP9-0.25/7	0.25～0.27		2.2	1430	74	32									
HP9-0.3/7	0.3～0.35		3	1440	76	35									
HP9-4	0.6	0.7	4	1440	70.6	70	120		870	350	600	570	300	340	780×430×560
HP9-0.5/7	0.5		3.7	1440	71		120								

① 标准状态下空气流量。

表 8.2-14　LION 型空气压缩机技术规格

型　号	排气量/$m^3 \cdot min^{-1}$			电动机功率	外形尺寸/mm			噪声	出口管径	质量
	0.7MPa	0.8MPa	1MPa	/kW	长	宽	高	/dB(A)	/in①	/kg
LION-30	6.02	5.72	5.00	30	1650	850	1530	70	Rp1 $\frac{1}{4}$	750
LION-37	7.01	6.75	6.02	37	1800	1000	1530	72	Rp1 $\frac{1}{4}$	800
LION-55	11.10	10.80	9.20	55	2000	1100	1800	74	Rp2	1020
LION-75	14.02	13.50	12.04	75	1800	1600	1600	77	Rp1 $\frac{1}{4}$	1400
LION-110	22.20	21.60	18.40	110	2000	1950	1800	80	Rp2	1650

① 1in = 0.0254m。

表 8.2-15　TWINS 型空气压缩机技术规格

型　号	排气量/$m^3 \cdot min^{-1}$			电动机功率	外形尺寸/mm			噪声	出口管径	质量
	0.7MPa	0.8MPa	1MPa	/kW	长	宽	高	/dB(A)	/in①	/kg
TWINS-75	12.76	12.04	10.58	37×2	1800	1600	1600	80	Rp1 $\frac{1}{4}$	1370
TWINS-90	15.32	14.40	12.54	45×2	1800	1600	1600	80	Rp1 $\frac{1}{4}$	1600
TWINS-110	20.20	19.16	16.20	55×2	1800	1600	1600	82	Rp1 $\frac{1}{4}$	1810
TWINS-130	23.86	22.84	19.78	55+75	2000	1950	1800	84	Rp2	1960
TWINS-150	25.52	24.08	21.16	75×2	2000	1950	1800	84	Rp2	2150
TWINS-180	30.64	28.80	25.08	90×2	2000	1950	1800	85	Rp2	2350

① 1in = 0.0254m。

表 8.2-16　SMART 型空气压缩机技术规格

型　号	排气量	排气压力	电动机功率	外形尺寸/mm			噪声	出口管径	质量
	/$m^3 \cdot min^{-1}$	/MPa	/kW	长	宽	高	/dB(A)	/in①	/kg
SMART-22	2.35～3.53	0.8	22	1350	700	1305	73	Rp1	520
SMART-37	4.01～6.02	0.8	37	1650	850	1530	75	Rp1 $\frac{1}{4}$	800
SMART-55	6.39～9.58	0.8	55	1800	1000	1530	76	Rp1 $\frac{1}{4}$	1020
SMART-75	8.03～12.05	0.8	75	1800	1600	1600	80	Rp1 $\frac{1}{4}$	1480
SMART-90	9.60～14.40	8	90	1800	1600	1600	80	Rp1 $\frac{1}{4}$	1760
SMART-110	12.77～19.16	8	55×2	1800	1600	1600	83	Rp1 $\frac{1}{4}$	1910
SMART-130	15.23～21.62	8	55+75	2000	1950	1800	83	Rp2	2020
SMART-150	16.05～24.08	8	75×2	2000	1950	1800	84	Rp2	2250
SMART-180	19.20～28.80	8	90×2	2000	1950	1800	84	Rp2	2450

① 1in = 0.0254m。

表 8.2-17　TIGER 型空气压缩机技术规格

型　号	排气量/$m^3 \cdot min^{-1}$			电动机功率	外形尺寸/mm			噪声	出口管径	质量
	0.7MPa	0.8MPa	1MPa	/kW	长	宽	高	/dB(A)	/in①	/kg
TIGER-05	0.82	0.78	0.70	5.5	1230	440	760	70	Rp3/4	198
TIGER-07	1.20	1.12	1.00	7.5	1330	480	760	71	Rp3/4	204
TIGER-11	1.71	1.63	1.50	11	1370	500	820	72	Rp3/4	254
TIGER-15	2.62	2.49	2.22	15	1600	550	940	73	Rp1	385

（续）

型　　号	排气量/$m^3 \cdot min^{-1}$			电动机功率	外形尺寸/mm			噪声	出口管径	质量
	0.7MPa	0.8MPa	1MPa	/kW	长	宽	高	/dB(A)	/in①	/kg
TIGER-18	3.16	2.97	2.59	18.5	1670	600	960	74	Rp1	402
TIGER-22	3.68	3.53	3.25	22	1670	600	960	76	Rp1	435
TIGER-30	5.09	4.81	4.25	30	1995	780	1175	77	Rp1 $\frac{1}{4}$	688
TIGER-37	6.38	6.02	5.29	37	2035	780	1200	78	Rp1 $\frac{1}{4}$	748
TIGER-45	7.66	7.20	6.27	45	2035	780	1200	80	Rp1 $\frac{1}{4}$	810
TIGER-55	10.10	9.58	8.10	55	2145	830	1230	82	Rp1 $\frac{1}{4}$	950

① 1in = 0.0254m。

表 8.2-18　STORM 型空气压缩机技术规格

型　　号	排气量/$m^3 \cdot min^{-1}$			电动机功率	外形尺寸/mm			噪声	出口管径	质量
	0.7MPa	0.8MPa	1MPa	/kW	长	宽	高	/dB(A)	/in①	/kg
STORM-11	1.71	1.63	1.50	11	1150	600	1010	69	Rp3/4	255
STORM-15	2.62	2.49	2.22	15	1350	700	1305	70	Rp1	430
STORM-18	3.16	2.97	2.59	18.5	1350	700	1305	71	Rp1	485
STORM-22	3.68	3.53	3.25	22	1350	700	1305	72	Rp1	520
STORM-30	5.09	4.81	4.25	30	1650	850	1530	73	Rp1 $\frac{1}{4}$	750
STORM-37	6.38	6.02	5.29	37	1650	850	1530	74	Rp1 $\frac{1}{4}$	800
STORM-45	7.66	7.20	6.27	45	1650	850	1530	76	Rp1 $\frac{1}{4}$	845
STORM-55	10.10	9.58	8.10	55	1800	1000	1530	77	Rp1 $\frac{1}{4}$	1020
STORM-75	12.76	12.04	10.58	75	2000	1100	1800	79	Rp2	1400
STORM-90	15.32	14.40	12.54	90	2000	1100	1800	82	Rp2	1650

① 1in = 0.0254m。

2.1.2　活塞式压缩机

V 型、W 型、Z 型风冷空气压缩机技术规格见表 8.2-19～表 8.2-21。活塞式无油润滑空气压缩机技术规格见表 8.2-22。

表 8.2-19　V 型空气压缩机技术规格

型　　号	额定排气量/$m^3 \cdot min^{-1}$	额定排气压力/MPa	电动机功率/kW	噪声/dB	额定转速/$r \cdot min^{-1}$	气缸数×气缸直径/mm	行程/mm	压缩机储气罐容积/m^3	质量/kg	外形尺寸（$L \times W \times H$）/mm
风冷移动式										
单 级 压 缩										
VD2.2	0.28	0.7	2.2	≤80	1050	2×65	60	0.12	160	1255×510×860
VD1.5	0.286		1.5	≤90	720	2×65	60	0.09	150	1240×458×805
2V-0.3/7	0.3		3.0		725	2×90	55	0.075	93	1155×430×830
2V-0.3/7D	0.3		3.0	≤85	1430	2×65	55	0.12	158	1250×510×928
2V-0.4/10	0.4	1.0	4.0	80.5	840	2×90		0.26	220	
2V-0.6/7	0.6	0.7	5.5		1450	2×90	55	0.12	200	1600×600×1000
								0.10	226	1140×600×860
2V-0.6/7	0.6		5.5	80.4	900	2×90	80	0.185	283	1540×540×960
2V-0.6/7-B	0.6		5.5		1450	2×90	55	0.12	225	1400×950×950
2V-0.6/7-C	0.6		5.5		1450	2×90	55	0.12	220	1450×550×1030
2V-0.6/7B	0.4		4.5	≤85	1250	2×90	55	0.12	220	1400×500×900

（续）

型　　号	额定排气量 /$m^3 \cdot min^{-1}$	额定排气压力 /MPa	电动机功率 /kW	噪声 /dB	额定转速 /$r \cdot min^{-1}$	气缸数×气缸直径 /mm		行程 /mm	压缩机储气罐容积 /m^3	质量 /kg	外形尺寸（$L \times W \times H$）/mm
风冷移动式											
双级压缩											
2V-0.1/10	0.1	1.0	1.1	80	650	1×65	1×50	60	0.09	150	1240×458×805
V-0.1/10	0.1	1.0	1.5	82	600	1×75	1×45	55	0.063	150	1000×408×225
2V-0.225/14	0.225	1.4	2.2	80	555	1×90	1×50	85	0.12	198	1290×464×932
2V-0.25/10	0.25	1.0	2.2	77	608	1×90	1×50	85	0.15	200	
2V-0.3/10	0.30		3.0	80	1100	1×90	1×57	55	0.075	190	1200×450×880
V-0.3/10B	0.30		3.0		800	1×90	1×50	70	0.084	240	1200×600×1000
2V-0.3/15	0.30	1.5	3.0	81.4	1060	1×90	1×50	55	0.12	240	1250×560×1000
2V-0.38/14	0.38	1.4	4.0	80	949	1×90	1×50	85	0.15	200	394×510×965
2V-0.4/10	0.40	1.0	4.0	78	986	1×90	1×50	85	0.15	200	394×510×965
水冷固定式双级压缩											
1V-3/8	3	0.8	22		970	1×120	1×120	110	0.3	1038	1600×1200×1210
V-3/8					980				0.5	1038	1600×1200×1210
1V-3/8					980				0.3	994	1600×170×1230

注：1. 额定排气量是指标准状态下的空气流量。

2. 该质量和外形尺寸不包括储气罐。

3. 型号意义：

表 8.2-20　W 型风冷移动式空气压缩机技术规格

型　　号	额定排气量① /$m^3 \cdot min^{-1}$	额定排气压力 /MPa	电动机功率 /kW	噪声 /dB	额定转速 /$r \cdot min^{-1}$	气缸数×气缸直径 /mm		行程 /mm	压缩机储气罐容积 /m^3	质量 /kg	外形尺寸（$L \times W \times H$）/mm
单级压缩											
3W-0.9/7	0.9	0.7	7.5	78	855	3×90		85	0.18	300	1770×52×1100
					1450			85	0.10	273	1160×630×930
				84	1450			55	0.12	260	1160×630×930
W-0.9/7A W-0.9/7B					1450			55	0.094	260	1200×660×1000
3WC-0.9/7				86	980			75	0.30	300	1730×570×1180
3W-0.9/TB				80	1250			55	0.13	280	1300×580×1000
3WF-0.9/7				86	900			80	0.126	300	540×560×1000
双级压缩											
3W-0.55/14	0.55	1.4	5.5	78	685	一级	二级		0.17	281	1770×510×1040
3W-0.6/10	0.60	1.0	5.5	78	740	2×90	1×65	85	0.18	281	1770×510×1040
3W-0.75/14	0.75	1.4	7.5	79.5	900				0.18	316	1770×521×1100
3W-0.8/10	0.80	1.0	7.5	81	950			70	0.18	316	1770×510×1040
3W-1.6/10B	1.6		13.0	90	1460	2×115	1×90		0.168	400	1380×825×1150

① 标准状态下空气流量。

表 8.2-21 Z 型(立式)风冷移动式空气压缩机技术规格

型 号	额定排气量①/$m^3 \cdot min^{-1}$	额定排气压力/MPa	电动机功率/kW	噪声/dB	额定转速/$r \cdot min^{-1}$	气缸数×气缸直径/mm	行程/mm	压气机储气罐容积/m^3	质量②/kg	外形尺寸($L \times W \times H$)/mm
Z-0.025/6	0.025	0.6	0.37	75	700	1×45	55	0.033	80	700×320×675
					900	1×52	40	0.035	57	700×310×670
Z-0.03/7	0.03	0.7			1370	1×50	55	0.04	60	850×310×600
Z-0.05/6	0.05	0.6	0.74~0.75	78	400	1×75	55	0.05	130	900×400×840
					900	1×65	55	0.0325	59	700×310×670
ZD075	0.095	0.7	0.75	65	685	1×65	60	0.0625	100	1084×405×800
Z-0.2/7	0.20		2.2	75.8	960	1×90	55	0.065	160	1150×430×910
Z-0.2/10	0.20	0.7	2.2	85	840	1×90	55	0.066	130	1060×430×900
0.34/30BF	0.34	3.0	5.5			一级 1×108 二级 1×48			100	421×484×726

① 标准状态下空气流量。

② 此值为净质量。

表 8.2-22 活塞式无油润滑空气压缩机技术规格

型式	型 号	额定排气量①/$m^3 \cdot min^{-1}$	额定排气压力/MPa	电动机功率/kW	噪声/dB	额定转速/$r \cdot min^{-1}$	气缸数×气缸直径/mm	行程/mm	压气机的储气罐容积/m^3	质量②/kg	外形尺寸($L \times W \times H$)/mm
风冷移动式	Z-0.015/5	0.015	0.5	0.18	75	1400	1×60	12	0.02	50	400×410×553
	Z-0.03/7	0.03	0.7	0.4	78	1420	1×60	20	0.03	65	658×380×655
	ZD-0.06/7	0.06	0.7	0.8	78	1380	2×60	20	0.04	72	690×426×655
水冷固定式	WZ-1.5/5	1.5	0.5	11		750			0.5		1650×680×1450
	2Z-3/8-1	3	0.8	22	85	730		120	0.3	820	2600×2400×1450

① 标准状态下空气流量。

② 该质量不包括电动机、储气罐的质量。

2.2 气动辅助元件

2.2.1 分水滤气器(二次过滤器)

分水滤气器是气动回路中用来清除气源中的水分、油分及固体杂质的辅件。

其工作原理见图 8.2-1，压缩空气经旋风叶片 1 进入存水杯 2 的内壁产生旋转，使混入空气中较大的水滴、油滴、固体杂质受离心力作用而分离。空气再经滤心 4 将残余的杂质除掉。积存在杯中的水、油等杂质通过手动(或自动)排水阀 5 放掉。

(1) QL 系列分水滤气器

QL 系列分水滤气器技术规格见表 8.2-23，外形尺寸见表 8.2-24。

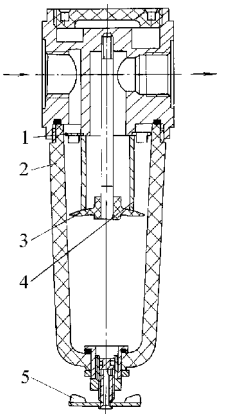


图 8.2-1 分水滤气器原理图

1—旋风叶片 2—存水杯
3—挡水板 4—滤芯 5—手动排水阀

表 8.2-23　QL 系列分水滤气器技术规格

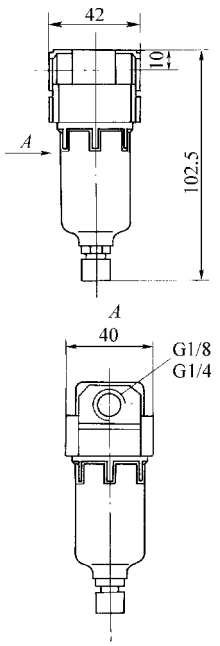
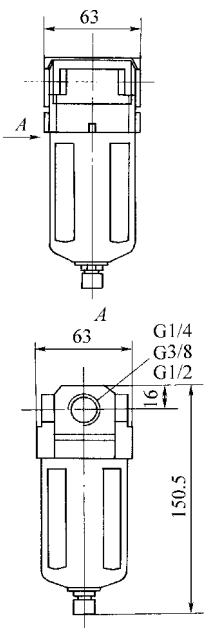
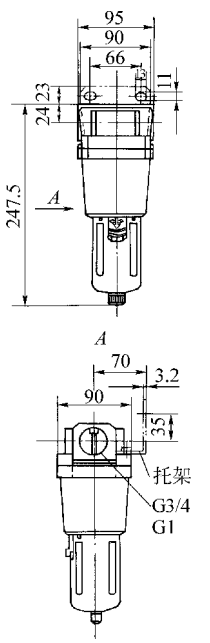
型 号 规 格	QL1		QL2			QL3	
最高工作压力/MPa	1						
保证耐压力/MPa	1.5						
使用温度范围/℃	5～60						
过滤精度/μm	5、10、25、50						
水分离效率(%)	98						
排水容量/cm^3	12	45	80			110	
公称通径/mm	6	8	8	10	15	20	25
接口螺纹	$G^1/_8$	$G^1/_4$	$G^1/_4$	$G^3/_8$	$G^1/_2$	$G^3/_4$	G1
额定流量/L·min^{-1}(标)	900	1200	2300	2600	2900	5000	5000

注：1. 排水容量为停气自动排水容量，若为手动排水时应不大于标尺高度。

2. 额定流量指进口压力 0.7MPa，调定压力 0.5MPa 的情况下的流量(标准状态)。

3. 拆、装水(油)杯及防护罩，应在无压力状态下进行操作。

表 8.2-24　QL 系列分水滤气器外形尺寸　　(mm)

型　号	QL1	QL2	QL3
外形及尺寸			

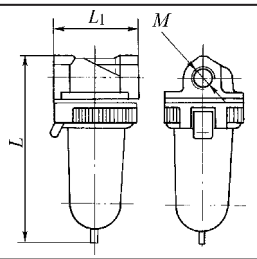
（2）QGL 系列精密分水滤气器　　外形尺寸见表 8.2-26。

QGL 系列精密分水滤气器技术规格见表 8.2-25，

表 8.2-25　QGL 系列精密分水滤气器技术规格

型　号	公称通径 /mm	最高使用压力 /MPa	过滤精度 /μm	过滤效率 (%)	工作温度 /℃	最大流量 /$m^3 \cdot h^{-1}$(标)	污水容量 /cm^3
QGL-8	8	1.00	0.3	99	5～60	20	25
QGL-10	10						
QGL-15	15						
QGL-20	20					40	70
QGL-25	25						

表 8.2-26　QGL 系列精密分水滤气器外形尺寸　（mm）



型　号	M		L	L_1
QGL-8	M14×1.5	$G^1/_4$	173	80
QGL-10	M18×1.5	$G^3/_8$	173	80
QGL-15	M22×1.5	$G^1/_2$	173	80
QGL-20	M27×2	$G^3/_4$	219	115
QGL-25	M33×2	G1	219	115

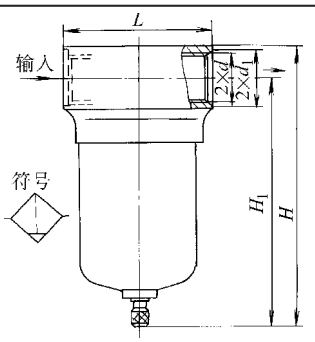
（3）QSL_a 系列高压分水滤气器

QSL_a 系列高压分水滤气器技术规格见表 8.2-27；外形尺寸见表 8.2-28。

表 8.2-27　QSL_a 系列高压分水滤气器技术规格

型　号	通径 /mm	连接螺纹 d	工作温度 /℃	最高输入压力 /MPa	分水效率 (%)	过滤精度 /μm
QSL_a-10～QSL_a-25	10～25	M16×1.5～M33×2	−5～50	3.0	>80	50

表 8.2-28　QSL_a 系列高压分水滤气器外形尺寸　（mm）



型　号	通　径	连接螺纹 d	L	H	H_1	d_1
QSL_a-L10	10	M16×1.5	90	182	167	φ20
QSL_a-L15	15	M20×1.5	90	182	167	φ24
QSL_a-L20	20	M27×2	112	236	214	φ32
QSL_a-L25	25	M33×2	112	236	214	φ40

2.2.2　油雾器

油雾器是以气体为动力，向气动系统中的气动元件提供雾状润滑油的装置。它可在不关闭气路的状态下向油杯补充润滑油，油雾粒径不大于50μm。

QY系列油雾器技术规格见表8.2-29，外形尺寸见表8.2-30。

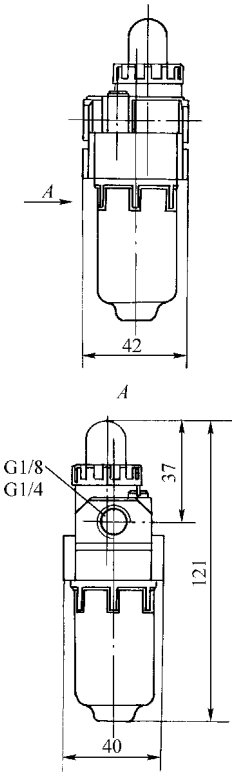
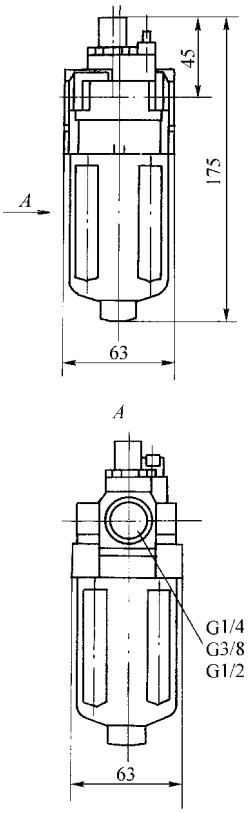
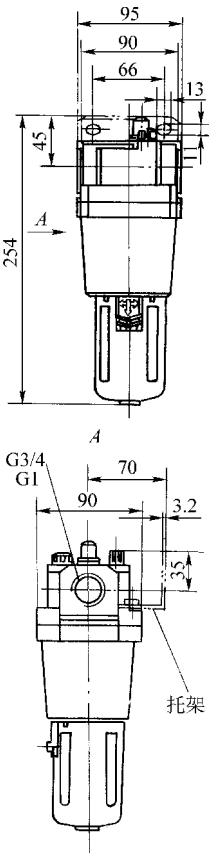
表8.2-29　QY系列油雾器技术规格

型　　号	QY1		QY2			QY3	
最高工作压力/MPa	1						
保证耐压力/MPa	1.5						
使用温度/℃	5～60						
起雾流量①/L·min^{-1}(ANR)	65	100	250			300	
贮油量/cm^3	20	85	170			350	
使用油	粘度为(15.8～50.3)×10^{-6}m^2·s^{-1}的润滑油						
公称通径/mm	6	8	8	10	15	20	25
接口螺纹	G$^1/_8$	G$^1/_4$	G$^1/_4$	G$^3/_8$	G$^1/_2$	G$^3/_4$	G1
额定流量②/L·min^{-1}(ANR)	800	1000	2300	2600	2900	6000	6000

① 起雾流量指在进口压力0.4MPa，润滑油量为5滴/min时的空气流量。

② 额定流量指进口压力0.7MPa，调定压力0.5MPa的情况下的流量。

表8.2-30　QY系列油雾器外形尺寸　　(mm)

型　号	QY1	QY2	QY3
外形及尺寸			

2.2.3 气源调节装置

气源调节装置(俗称三联件是分水滤气器、减压阀、油雾器的组合件)在气动系统中起着过滤、调压及油雾化的作用。

(1) QLPY 系列气源调节装置(三联件) QLPY 系列三联件技术规格见表 8.2-31，外形尺寸见表 8.2-32。

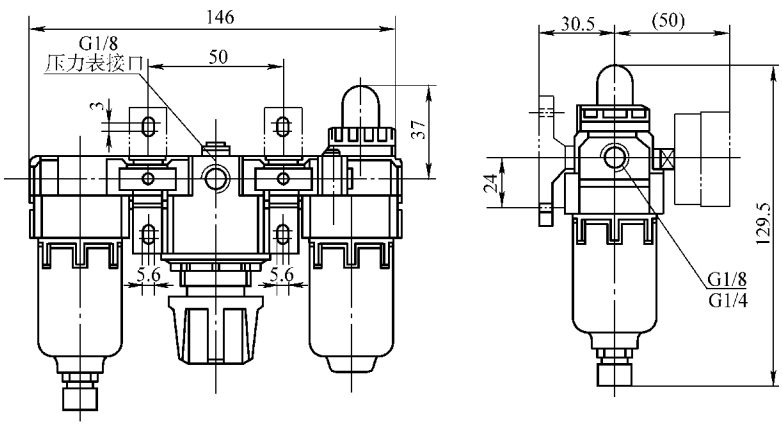
表 8.2-31 QLPY 系列气源调节装置(三联件)技术规格

型 号	QLPY1		QLPY2			QLPY3	
最高工作压力/MPa	1						
保证耐压力/MPa	1.5						
使用温度范围/℃	5～60						
过滤精度/μm	5、10、25、50						
水分离效率(%)	98						
调压范围/MPa	0.05～0.4，0.05～0.63，0.05～0.8						
溢流压力	高于调定压力的 15%						
起雾流量①/L·min^{-1}	65	100	250			300	
贮油量/cm^3	20	85	170			350	
排水容量/cm^3	12	45	80			110	
使用油	粘度为(15.8～50.3)×10^{-6}m^2·s^{-1}的润滑油						
公称通径/mm	6	8	8	10	15	20	25
接口螺纹	$G^1/_8$	$G^1/_4$	$G^1/_4$	$G^1/_8$	$G^1/_2$	$G^3/_4$	G1
额定流量②/L·min^{-1}	600	1000	2200	2500	2800	5000	5000

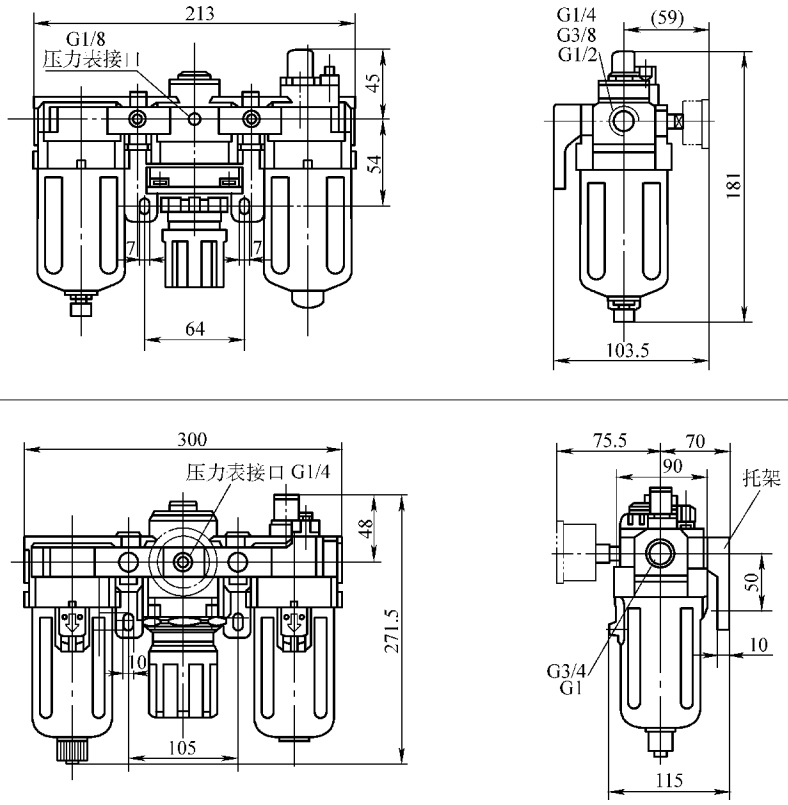
① 起雾流量指在进口压力 0.4MPa，润滑油量为 5 滴/min 时的空气流量。

② 额定流量指进口压力 0.7MPa，调定压力 0.5MPa 的情况下的流量(标准状态)。

表 8.2-32 QLPY 系列气源调节装置(三联件)外形尺寸 (mm)



（续）



（2）QFLJWB 系列气源调节装置（三联件）　　见表 8.2-34。

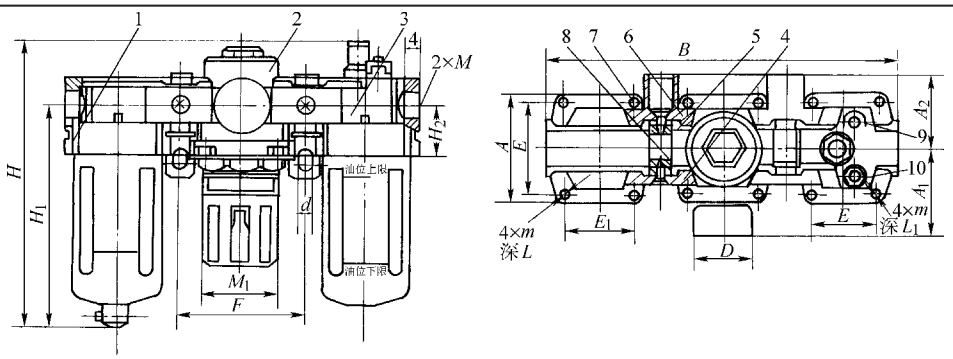
QFLJWB 系列三联件技术规格见表 8.2-33，外形尺寸

表 8.2-33　QFLJWB 系列气源调节装置（三联件）技术规格

公称通径/mm	8、10、15、20、25	流量特性	公称通径/mm		8	10	15	20	25
工作介质	压缩空气		进口压力/MPa	出口压力/MPa	空气流量/$dm^3 \cdot min^{-1}$（ANR）				
使用温度范围/℃	－25～80（但在不冻结条件下）		1.00	0.25	300	730	1090	1530	1800
最高进口压力/MPa	1			0.4	370	910	1270	1890	2070
调压范围/MPa	0.05～0.8			0.63	450	1125	1440	2070	2340
水分离效率（%）	≥80				指出口压力降 0.1MPa 时，其最大流量不少于上值				
过滤精度/μm	25～50	起雾流量	滴油量约 5 滴/min 的空气流量不大于下值						
压力特性	三联件输出流量稳定在给定值，其调定的输出压力随输入压力的变化而变化的值不大于 0.05MPa		公称通径/mm		8	10	15	20	25
			进口压力/MPa		起雾流量/$dm^3 \cdot min^{-1}$				
			0.25		105	110	170	200	330
			0.4		130	140	190	220	400
			0.63		180	210	220	280	500
		润滑油流量调节	输入工作压力 0.4MPa，出口流量为给定值时，其滴油量应在 0～120 滴/min 均匀可调						

注：生产厂：广东肇庆方大气动有限公司。

表 8.2-34 QFLJWB 系列气源调节装置(三联件)外形尺寸 (mm)



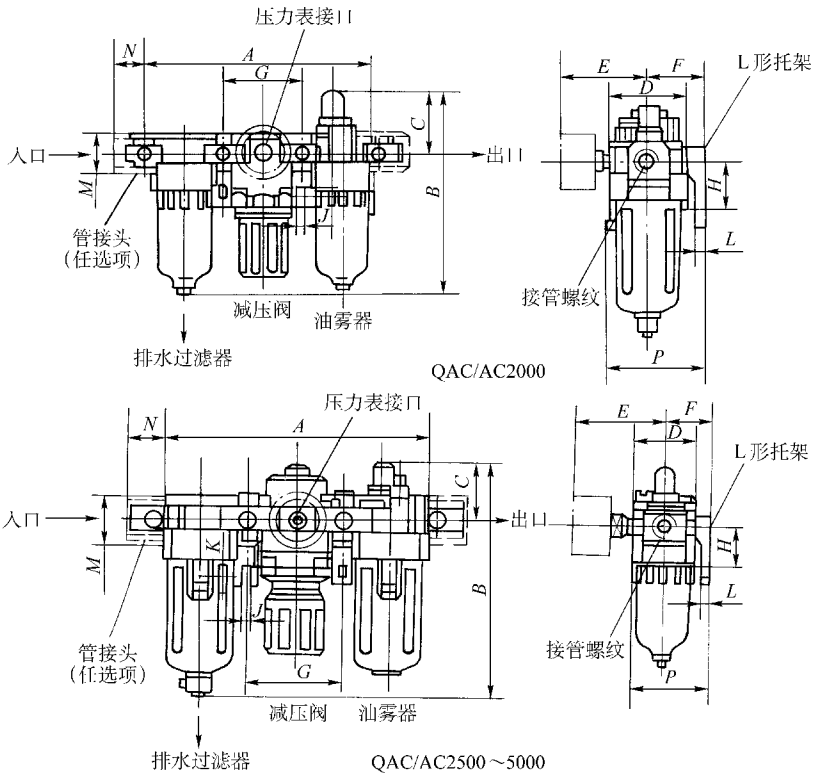
1—空气过滤器 2—空气减压阀 3—油雾器 4—锁紧块Ⅰ 5—O形圈
6—锁紧块Ⅱ 7—螺钉 8—连接块 9—调油螺杆 10—加油塞

型 号	H	H_1	H_2	A	A_1	A_2	B	E	E_1	M	M_1	F	m	L	L_1	D	d
QFLJWB-L8	153.5	115	35	53	55	40.5	181	45	35	G1/4	M42×1.5	64	M4	11	8	φ40	7
QFLJWB-L10	195	155	37	70	58	49.5	238	60	47	G3/8	M52×1.5	84	M5	15	8	φ40	9
QFLJWB-L15	195	155	37	70	58	49.5	238	60	47	G1/2	M52×1.5	84	M5	15	8	φ40	12
QFLJWB-L20	267	220	51	90	70	70	300	75	60	G3/4	M52×1.5	105	M6	19	15	φ40	12
QFLJWB-L25	267	220	51	90	70	70	300	75	60	G1	M52×1.5	105	M6	19	15	φ40	12

注：气源调节装置也可分为空气过滤器(QSLB-L□)，空气减压阀(QTYB-L□)和油雾器(QYWB-L□)可单独供货。

(3) QAC/AC 系列气源调节装置(三联件) QAC/AC 系列三联件外形尺寸见表 8.2-35。

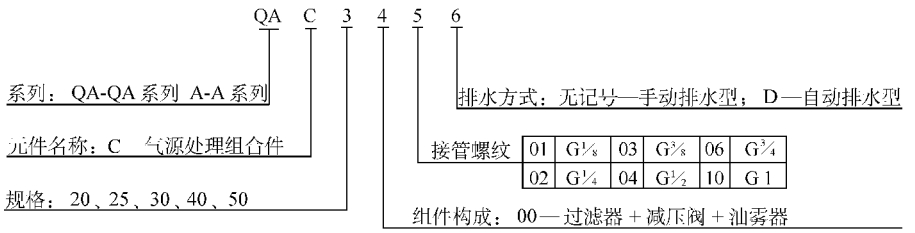
表 8.2-35 QAC/AC 系列气源调节装置(三联件)外形尺寸 (mm)



（续）

型　号	接管螺纹	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	连自动排水器	
																B(常开)	B(常闭)
QAC/AC2000	$G^1/_8 \sim {}^1/_4$	140	125	38	40	56.8	30	50	24	5.5	8.5	5	22	23	50	148	—
QAC/AC2500	$G^1/_4 \sim {}^3/_8$	181	156.5	38	53	60.8	41	64	35	7	11	7	34.2	26	70.5	182	189
QAC/AC3000	$G^1/_4 \sim {}^3/_8$	181	156.5	38	53	60.8	41	64	35	7	11	7	34.2	26	70.5		
QAC/AC4000-04	$G^1/_2$	238	191.5	41	70	65.5	50	84	40	9	13	7	42.2	33	88	217	224
QAC/AC5000	$G^3/_4 \sim 1$	300	271.5	48	90	75.5	70	105	50	12	16	10	55.2	40	115	297	304

注：型号意义：



2.2.4　其他气动辅件

（1）消声器　气缸、气阀等排出废气时，其排气速度较高，因气体体积的突然变化，会产生很大的噪声，影响操作者的健康，消声器就是减少排气噪声的辅件。

工作原理。消声器均装有吸声材料（铜粉末、聚碳酸酯粉末等烧结而成）制成的消声罩，会起到吸收、消减噪声的作用。

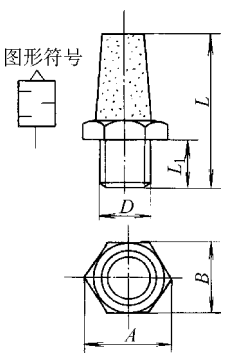
技术规格见表8.2-36，外形尺寸见表8.2-37。

表8.2-36　消声器技术规格

型　　号	QXS-L3	QXS-L6	QXS-L8	QXS-L10	QXS-L15	QXS-L20	QXS-L25	QXS-L32	QXS-L40	QXS-L50
工作介质	干　燥　空　气									
工作压力范围/MPa	0～0.8									
有效截面积 S/mm^2		10	20	40	60	110	190	300	400	650
消声效果/dB	≥20							≥25		
耐压性/MPa	1.2									
抗弯力/N	≥250									
耐久性①/万次	≥150							≥100		

①　表中值为合格品指标，一等品指标高于表中值。

表8.2-37　消声器的外形尺寸　　（mm）



（续）

型　　号	公称通径	D	L	L_1	A	B
QXS-L3	3	M6×1	14	8	16.1	10
QXS-L6	6	M10×1	37	8	19.6	17
QXS-L8	8	M12×1.5	44	10	25.4	22
QXS-L10	10	M16×1.5	48	12	27.7	24
QXS-L15	15	M22×1.5	55.5	14	34.6	30
QXS-L20	20	M27×2	64.5	14	41.6	36
QXS-L25	25	M33×2	80.5	16	57.7	50
QXS-L32	32	M42×2	146	18		55
QXS-L40	40	M48×2	190	20		65
QXS-L50	50	M60×2	248	22		75

（2）TK 型压力继电器　压力继电器是气动系统中实现保护(失压或过压)和自动控制的元件。其工作原理见图 8.2-2，当系统压力升高或降低时，气箱内的波纹管 1 产生位移(压缩或伸长)，由顶杆来推动微动开关 3。技术规格见表 8.2-38，外形尺寸见图 8.2-2。

表 8.2-38　TK-10 型压力继电器技术规格

型　　号	TK-10
工作介质	空气、油
压力调节范围/MPa	0.4～1.0
压差调节范围/MPa	0.1～0.3
工作频率/Hz	≥2
额定电流/A	0.5

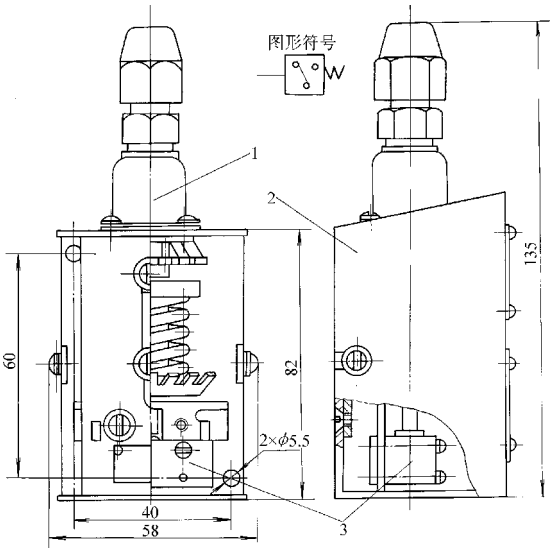


图 8.2-2　TK-10 型压力继电器

1—波纹管　2—外罩　3—微动开关

（3）气液转换器　气液转换器是将空气压力转变为液压输出力的元件。

其工作原理见图 8.2-3，压缩空气输入使油面下降，输出液压油去推动执行元件(如气缸)运动，执行元件反向运动使油面上升，空气经上部排出。阻隔片 2 防止空气直接吹到液面上，使气液相混。其技术规格见表 8.2-39，外形尺寸见表 8.2-40。

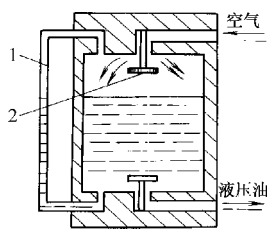


图 8.2-3　气液转换器工作原理图

1—液面指示管　2—隔阻片

表 8.2-39　气液转换器的主要技术规格

型　　号	QY40×40	QY80×150	QY100×150	QY200×300
工作压力范围/MPa	0.3～0.7			
耐压/MPa	0.9			
有效容积/L	0.04	0.75	1.17	9

注：型号说明：

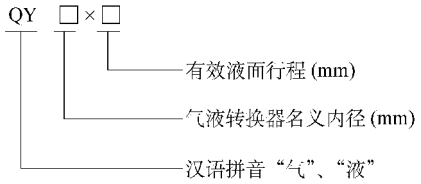
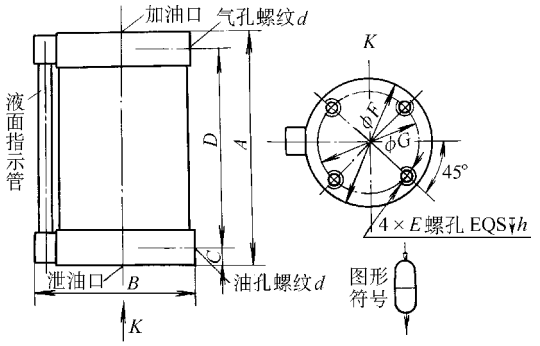


表 8.2-40　气液转换器的外形尺寸　　(mm)

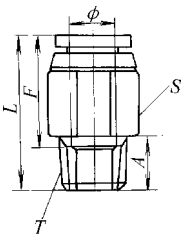


型　　号	连接螺纹 d	A	B	C	D	E	F	G	h
QY40×40	Z1/8	115.5	51	11	91	M6	51	38	12
QY80×150	Z3/8	282	111	20	242	M6	92	80	15
QY100×150	Z3/8	282	135	20	242	M8	116	100	15
QY200×300	Z1/2	476	244	23	430	M10	220	198	18

2.2.5　气动 PU 管、尼龙管用接头

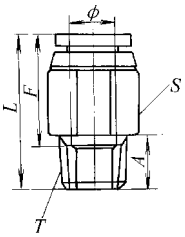
各种快插式管接头的结构及尺寸见表 8.2-41～表 8.2-55。

表 8.2-41　快插式端直通管接头　　(mm)



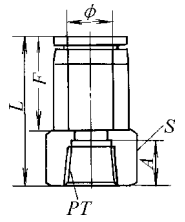
适用管外径 φ	螺纹 T	L	A	F	S
4	M5×0.8P	21.9	4.6	15.9	10
4	PT1/8	21.6	8	15.9	10
4	PT1/4	20.6	10	15.9	14
6	M5×0.8P	23.6	4.6	16.5	10
6	NPT1/8	22.2	8	16.5	12
6	NPT1/4	21	10	16.5	14
6	NPT3/8	22	11	16.5	17

（续）



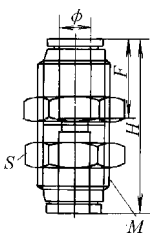
适用管外径 ϕ	螺纹 T	L	A	F	S
6	NPT1/2	29.3	14	16.5	22
8	NPT1/8	27.5	8	17.7	12
8	NPT1/4	25.5	10	17.7	14
8	NPT3/8	23	11	17.7	17
8	NPT1/2	29.7	14	17.7	22
10	NPT1/8	28.7	8	18.6	12
10	NPT1/4	30.7	10	18.6	14
10	NPT3/8	24.7	11	18.6	17
10	NPT1/2	29.7	14	18.6	22
12	NPT1/4	32.8	10	20.9	14
12	NPT3/8	29.8	11	20.9	17
12	NPT1/2	29.8	14	20.9	22

表 8.2-42 快插式端直通管接头（内螺纹） （mm）



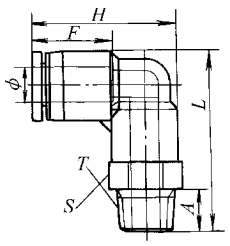
适用管外径 ϕ	螺纹 T	L	A	F	S
4	NPT1/8	26.7	9	15.9	12
4	NPT1/4	28.7	11	15.9	14
6	NPT1/8	27.3	9	16.5	12
6	NPT1/4	29.3	11	16.5	14
6	NPT3/8	30.2	12	16.5	17
8	NPT1/8	28.5	9	17.7	12
8	NPT1/4	30.5	11	17.7	14
8	NPT3/8	31.5	12	17.7	17
10	NPT1/8	31.4	9	18.6	12
10	NPT1/4	31.5	11	18.6	14
10	NPT3/8	32.4	12	18.6	17
10	NPT1/2	34.4	14	18.6	22
12	NPT1/4	34.7	11	20.9	14
12	NPT3/8	34.7	12	20.9	17
12	NPT1/2	36.7	14	20.9	22

表 8.2-43 快插式穿板管接头 （mm）



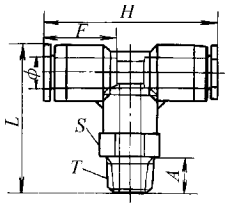
适用管外径 ϕ	H	F	M	S
4	29.8	16.3	M12×1.0	14
6	33	17.6	M14×1.0	17
8	35.4	18.7	M16×1.0	19
10	37.8	19.6	M20×1.0	24
12	47.4	21.9	M22×1.0	26

表 8.2-44　快插式直角终端管接头　　(mm)



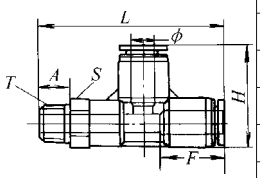
适用管外径 φ	螺纹 T	L	H	A	F	S
4	M5×0.8	27.25	23.8	4.6	16.8	10
4	NPT1/8	29.75	23.8	8	16.8	10
4	NPT1/4	31.75	23.8	10	16.8	14
6	M5×0.8	30.25	26.5	4.6	17.6	10
6	NPT1/8	32.75	26.5	8	17.6	12
6	NPT1/4	35.75	26.5	10	17.6	14
6	NPT3/8	36.75	26.5	11	17.6	17
8	NPT1/8	35.15	29.7	8	18.7	12
8	NPT1/4	38.15	29.7	10	18.7	14
8	NPT3/8	39.15	29.7	11	18.7	17
8	NPT1/2	42.15	29.7	14	18.7	22
10	NPT1/8	37.25	32.1	8	19.6	12
10	NPT1/4	40.25	32.1	10	19.6	14
10	NPT3/8	41.25	32.1	11	19.6	17
10	NPT1/2	44.25	32.1	14	19.6	22
12	NPT1/4	44.65	36.9	10	21.9	14
12	NPT3/8	45.65	36.9	11	21.9	17
12	NPT1/2	48.65	36.9	14	21.9	22

表 8.2-45　快插式三通终端管接头(T形)　　(mm)



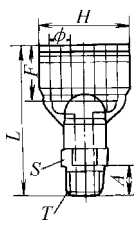
适用管外径 φ	螺纹 T	L	H	A	F	S
4	M5×0.8	27.25	37.6	4.6	16.8	10
4	NPT1/8	29.75	37.6	8	16.8	10
4	NPT1/4	31.75	41	10	16.8	14
6	M5×0.8	30.25	41	4.6	17.6	10
6	NPT1/8	32.75	41	8	17.6	12
6	NPT1/4	35.75	41	10	17.6	14
6	NPT3/8	36.75	44.4	11	17.6	17
8	NPT1/8	35.25	44.4	8	18.7	12
8	NPT1/4	38.25	44.4	10	18.7	14
8	NPT3/8	39.25	44.4	11	18.7	17
8	NPT1/2	42.25	47.2	14	18.7	22
10	NPT1/8	37.25	47.2	8	19.6	12
10	NPT1/4	40.25	47.2	10	19.6	14
10	NPT3/8	41.25	47.2	11	19.6	17
10	NPT1/2	44.25	54.8	14	19.6	22
12	NPT1/4	44.65	54.8	10	21.9	14
12	NPT3/8	45.65	54.8	11	21.9	17
12	NPT1/2	48.65	54.8	14	21.9	22

表 8.2-46 快插式三通终端管接头(G形) (mm)



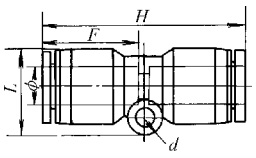
适用管外径 ϕ	螺纹 T	L	H	A	F	S
4	M5×0.3	42.3	25.1	4.6	16.8	10
4	NPT1/8	45.3	25.1	8	16.8	10
4	NPT1/4	48.3	25.1	10	16.8	14
6	M5×0.8	46.1	28.1	4.6	17.6	10
6	NPT1/8	48.6	28.1	8	17.6	12
6	NPT1/4	51.2	28.1	10	17.6	14
6	NPT3/8	52.2	28.1	11	17.6	17
8	NPT1/8	52.2	30.9	8	18.7	12
8	NPT1/4	55.2	30.9	10	18.7	14
8	NPT3/8	56.2	30.9	11	18.7	17
8	NPT1/2	59.2	30.9	14	18.7	22
10	NPT1/8	55.6	34.6	8	19.6	12
10	NPT1/4	58.6	34.6	10	19.6	14
10	NPT3/8	59.6	34.6	11	19.6	17
10	NPT1/2	62.6	34.6	14	19.6	22
12	NPT1/4	64.8	40.3	10	21.9	14
12	NPT3/8	65.8	40.3	11	21.9	17
12	NPT1/2	68.8	40.3	14	21.9	22

表 8.2-47 快插式三通终端管接头(Y形) (mm)



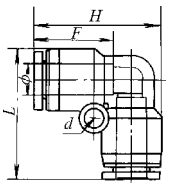
适用管外径 ϕ	螺纹 T	L	H	A	F	S
4	M5×0.8	34.8	21	4.6	16.8	10
4	NPT1/8	41.3	21	8	16.8	10
4	NPT1/4	42.3	21	10	16.8	14
6	M5×0.8	41.6	25	4.6	17.6	10
6	NPT1/8	44.1	25	8	17.6	12
6	NPT1/4	47.1	25	10	17.6	14
6	NPT3/8	48.1	25	11	17.6	17
8	NPT1/8	45.5	29	8	18.7	12
8	NPT1/4	48.5	29	10	18.7	14
8	NPT3/8	48.5	29	11	18.7	17
8	NPT1/2	52.5	29	14	18.7	22
10	NPT1/8	49.2	35	8	19.6	12
10	NPT1/4	52.2	35	10	19.6	14
10	NPT3/8	53.2	35	11	19.6	17
10	NPT1/2	56.2	35	14	19.6	22
12	NPT1/4	54.4	41	10	21.9	14
12	NPT3/8	55.4	41	11	21.9	17
12	NPT1/2	58.4	41	14	21.9	22

表 8.2-48　快插式直通管接头　　（mm）



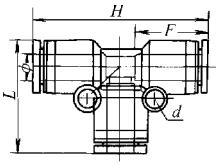
适用管外径 ϕ	F	d	L	H
4	16.8	3.3	12.75	34.6
6	17.6	3.3	14.75	36.8
8	18.7	4.3	19.85	39.4
10	19.6	4.3	20	43.2
12	21.9	4.3	23.3	47.8

表 8.2-49　快插式直角管接头　　（mm）



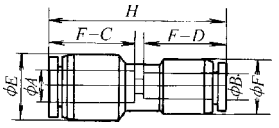
适用管外径 ϕ	F	d	L	H
4	16.8	3.3	24.2	36.6
6	17.6	3.3	27.5	41.8
8	18.7	4.3	30.65	44.9
10	19.6	4.3	34.05	48.2
12	21.9	4.3	39.85	56.8

表 8.2-50　快插式三通管接头　　（mm）



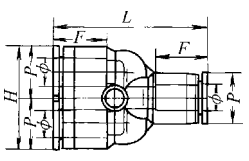
适用管外径 ϕ	F	d	L	H
4	16.8	3.3	24.2	36.6
6	17.6	3.3	27.5	41.8
8	18.7	4.3	30.65	44.9
10	19.6	4.3	34.05	48.2
12	21.9	4.3	39.85	56.8

表 8.2-51　快插式直通变径管接头　　（mm）



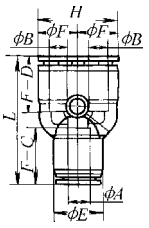
适用管外径		$F-C$	$F-D$	ϕE	ϕF	H
ϕA	ϕB					
6	4	17.6	16.8	12.5	10.5	36.6
8	6	18.7	17.6	14.5	12.5	37.6
10	8	19.6	18.7	17.5	14.5	41
12	10	21.9	19.6	20.5	17.5	44

表 8.2-52　快插式三通管接头（Y 形）　　（mm）



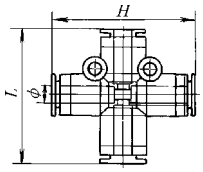
适用管外径 ϕ	F	L	P	H
4	16.8	37.1	ϕ10.5	21
6	17.6	40.2	ϕ12.5	25
8	18.7	43.4	ϕ14.5	29
10	19.6	47.7	ϕ17.5	35
12	21.9	53.3	ϕ20.5	41

表 8.2-53 快插式三通管接头(Y形变径) (mm)



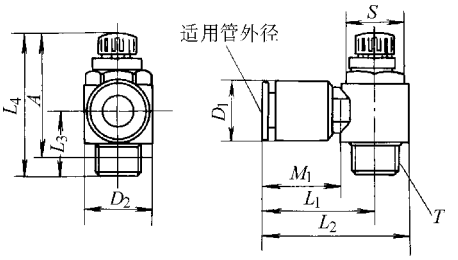
适用管外径		F－C	F－D	ϕE	ϕF	L	H
ϕA	ϕB						
6	4	17.6	16.8	12.5	10.5	37.9	21
8	6	18.7	17.6	14.5	12.5	41.3	25
10	8	19.6	18.7	17.5	14.5	43.3	29
12	10	21.9	19.6	20.5	17.5	46.5	35

表 8.2-54 快插式四通管接头 (mm)



适用管外径 ϕ	L	H
4	37.9	36.6
6	42.5	41.8
8	46.8	44.9
10	50.5	48.2
12	57.2	54.8

表 8.2-55 快插式气缸限流管接头 (mm)



适用管外径	T	S	D_1	D_2	L_1	L_2	L_3	L_4		A		M_1	质量/g
								最大	最小	最大	最小		
4	M5×0.8	8	8.9	9.6	18.8	23.6	12.3	28.6	25.8	25.0	22.2	14.5	6.4
6			11.0		20.2	25.0	11.7					15.5	6.7
4	G1/8	12	8.9	14.2	21.1	28.2	14.3	36.1	31.1	32.1	29.1	14.5	16.1
6			11.0		22.5	29.6						15.5	16.4
8			15.2		25.3	32.4						18.5	18.9
4	G1/4	17	8.9	18.5	23.3	32.5	18.2	40.4	35.4	34.4	29.4	14.5	31.4
6			11.0		23.9	33.1						15.5	31.6
8			15.2		27.2	36.4						18.5	33.9
6	G1/4	19	11.0	23	26.4	37.9	20	45.4	40.5	40	35	15.5	53
8			15.2		29.5	41						18.5	53.5
6	G3/8	19	11.0	23	26.4	37.9	20.9	46.5	41.5	40	3.5	15.5	54.5
8			15.2		29.5	41.0						18.5	56.9
10			18.5		31.8	43.3						21.0	58.8
12			20.9		32.8	44.3						22.0	60.4
10	G1/2	24	18.5	28.6	33.6	47.9	25.4	57.6	50.1	49.6	42.1	21.0	99.7
12			20.9		34.6	48.9						22.0	101.0

3　气缸

3.1　气缸的分类及工作原理

3.1.1　气缸的分类

普通气缸的结构组成见图8.2-4。主要由前端盖2、后端盖9、活塞6、活塞杆4、缸筒5等零件组成。

气缸的种类很多。一般按压缩空气作用在活塞面上的方向、结构特征和安装方式来分类。气缸的类型及安装型式见表8.2-56、表8.2-57。

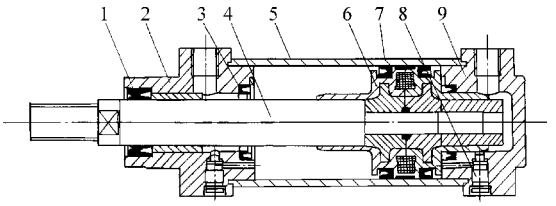
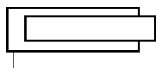
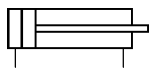
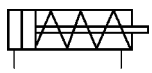
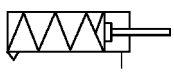
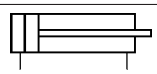
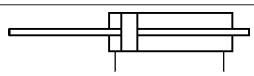
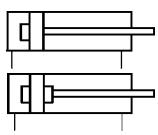
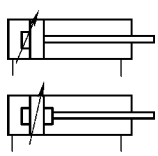
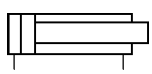
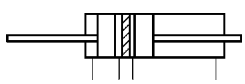


图8.2-4　普通气缸

1—组合防尘圈　2—前端盖　3—轴用 Y_x 密封圈　4—活塞杆　5—缸筒　6—活塞　7—孔用 Y_x 密封圈　8—缓冲调节阀　9—后端盖

表8.2-56　气缸的类型

类别	名　称	简　图	特　点
单作用气缸	柱塞式气缸		压缩空气只能使柱塞向一个方向运动；借助外力或重力复位
	活塞式气缸		压缩空气只能使活塞向一个方向运动；借助外力或重力复位
			压缩空气使活塞向一个方向运动；借助弹簧力复位；用于行程较小的场合
	薄膜式气缸		以膜片代替活塞的气缸。单向作用；借助弹簧力复位；行程短；结构简单，缸体内壁不必加工；须按行程比例增大直径。若无弹簧，用压缩空气复位，即为双向作用薄膜式气缸。行程较长的薄膜式气缸膜片受到滚压，常称滚压(风箱)式气缸
双作用气缸	普通气缸		利用压缩空气使活塞向两个方向运动，活塞行程可根据实际需要选定，双向作用的力和速度不同
	双活塞杆气缸		压缩空气可使活塞向两个方向运动，且其速度和行程都相等
	不可调缓冲气缸		设有缓冲装置以使活塞临近行程终点时减速，防止冲击，缓冲效果不可调整
	可调缓冲气缸		缓冲装置的减速和缓冲效果可根据需要调整
特殊气缸	差动气缸		气缸活塞两侧有效面积差较大，利用活塞两侧的力差使活塞往复运动，工作时活塞杆侧始终通以压缩空气
	双活塞气缸		两个活塞同时向相反方向运动

（续）

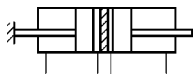
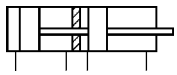
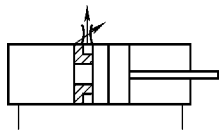
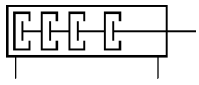
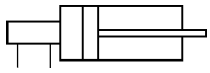
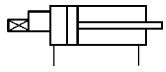
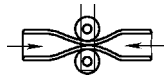
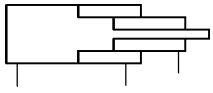
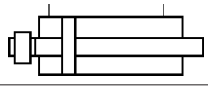
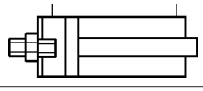
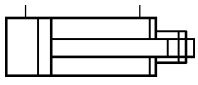
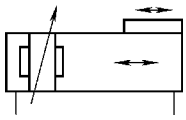
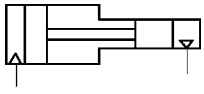
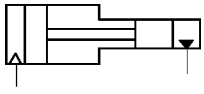
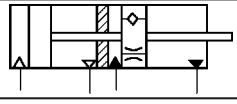
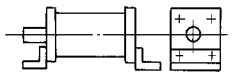
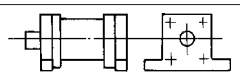
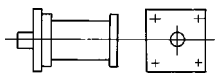
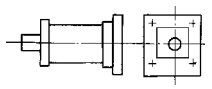
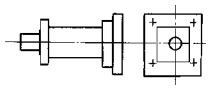
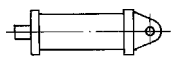
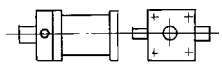
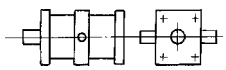
类别	名 称	简 图	特 点
特殊气缸	多位气缸		活塞杆沿行程长度方向可在多个位置停留，图示结构有四个位置
	串联气缸		在一根活塞杆上串联多个活塞，可获得和各活塞有效面积总和成正比的输出力
	冲击气缸		利用突然大量供气和快速排气相结合的方法得到活塞杆的快速冲击运动，用于切断、冲孔、打击工件等
	数字气缸		将若干个活塞沿轴向依次装在一起，每个活塞的行程由小到大，按几何级数增加
	回转气缸		进排气导管和导气头固定而气缸本体可相对转动。用于机床夹具和线材卷曲装置上
	伺服气缸		将输入的气压信号成比例地转换为活塞杆的机械位移。用于自动调节系统中
	挠性气缸		缸筒由挠性材料制成，由夹住缸筒的滚子代替活塞。用于输出力小，占地空间小，行程较长的场合，缸筒可适当弯曲
	伸缩气缸		活塞杆为多段短套筒形状组成的气缸，可获得很长的行程，推力和速度随行程而变化
	伸出行程可调气缸		活塞杆的行程，根据实际使用情况可进行适当的调节
	缩回位置可调气缸		
			
	钢索式气缸		以钢丝绳代替刚性活塞杆的一种气缸，用于小直径，特长行程的场合
组合气缸	增压气缸		活塞面积不相等，根据力平衡原理，可由小活塞端输出高压气体
	气-液增压缸		液体可看作是不可压缩的，根据力的平衡原理，利用两两相连活塞面积的不等，压缩空气驱动大活塞，小活塞便可输出相应比例的高压液体
	气-液阻尼缸		利用液体不可压缩的性能及液体流量易于控制的优点，获得活塞杆的稳速运动

表 8.2-57　气缸的安装型式

分类			简图	说明
固定式气缸	支座式	轴向支座 MS1 式		轴向支座，支座上承受力矩，气缸直径越大，力矩越大
		切向支座式		
	法兰式	前法兰 MF1 式		前法兰紧固，安装螺钉受拉力较大
		后法兰 MF2 式		后法兰紧固，安装螺钉受拉力较小
		自配法兰式		法兰由使用单位视安装条件现配
轴销式气缸	尾部轴销式	单耳轴销 MP4 式		气缸可绕尾轴摆动
		双耳轴销 MP2 式		
	头部轴销式			气缸可绕头部轴摆动
	中间轴销 MT4 式			气缸可绕中间轴摆动

3.1.2　气缸的工作原理

（1）单作用气缸　单作用气缸只有一腔可输入压缩空气，实现一个方向运动。其活塞杆只能借助外力将其推回；通常借助于弹簧力、膜片张力、重力等。图 8.2-5 所示为单作用气缸的结构原理图。

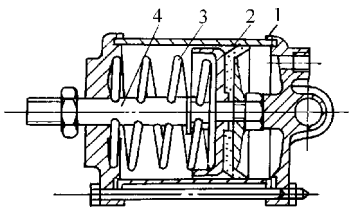


图 8.2-5　单作用气缸

1—缸体　2—活塞　3—弹簧　4—活塞杆

单作用气缸的特点是：

1）仅一端进(排)气，结构简单，耗气量小。

2）用弹簧力或膜片力等复位，压缩空气能量的一部分用于克服弹簧力或膜片张力，因而减小了活塞杆的输出力。

3）缸内安装弹簧、膜片等，一般行程较短，与相同体积的双作用气缸相比，有效行程小一些。

4）气缸复位弹簧、膜片的张力均随变形大小变化，因而活塞杆的输出力在行进过程中是变化的。

由于以上特点，单作用活塞气缸多用于短行程。其推力及运动速度均要求不高的场合，如定位和夹紧等装置上。单作用柱塞缸则不然，可用在长行程、高载荷的场合。

（2）双作用气缸　双作用气缸指两腔都可输入压缩空气，实现双向运动的气缸。其结构可分为双活塞杆式、单活塞杆式、双活塞式、缓冲式和非缓冲式等。此类气缸使用最为广泛。

1）双活塞杆双作用气缸。双活塞杆气缸有缸体固定和活塞杆固定两种，其工作原理见图 8.2-6。

缸体固定时，其所带载荷(如工作台)与气缸两活塞杆连成一体，压缩空气依次进入气缸两腔(一腔进气另一腔排气)，活塞杆带动工作台左右运动，工作台运动范围等于其有效行程 s 的 3 倍。安装所占空间大，一般用于小型设备上。

活塞杆固定时，为管路连接方便，活塞杆制成空心，缸体与载荷(工作台)连成一体，压缩空气从空心活塞杆的左端或右端进入气缸两腔，使缸体带动工作台向左或向右运动，工作台的运动范围为其有效行程 s 的 2 倍。适用于中、大型设备。

双活塞杆气缸因两端活塞杆直径相等，故活塞两

侧受力面积相等。当输入压力、流量相同时，其往返运动输出力及速度均相等。

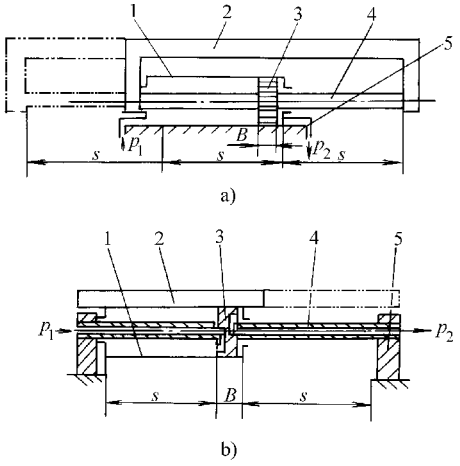


图 8.2-6 双活塞杆双作用气缸

a）缸体固定 b）活塞杆固定
1—缸体 2—工作台 3—活塞
4—活塞杆 5—机架

2）缓冲气缸。对于接近行程末端时速度较高的气缸，不采取必要措施，活塞就会以很大的力(能量)撞击端盖，引起振动和损坏机件。为了使活塞在行程末端运动平稳，不产生冲击现象，在气缸两端加设缓冲装置，一般称为缓冲气缸。缓冲气缸见图 8.2-7，主要由活塞杆 1、活塞 2、缓冲柱塞 3、单向阀 5、节流阀 6、端盖 7 等组成。其工作原理是：当活塞在压缩空气推动下向右运动时，缸右腔的气体经柱塞孔 4 及缸盖上的气孔 8 排出。在活塞运动接近行程末端时，活塞右侧的缓冲柱塞 3 将柱塞孔 4 堵死，活塞继续向右运动时，封在气缸右腔内的剩余气体被压缩，缓慢地通过节流阀 6 及气孔 8 排出，被压缩的气体所产生的压力如果能与活塞运动所具有的全部能量相平衡，即会取得缓冲效果，使活塞在行程末端运动平稳，不产生冲击。调节节流阀 6 阀口开度的大小，即可控制排气量的多少，从而决定了被压缩容积(称缓冲室)内压力的大小，以调节缓冲效果。若令活塞反向运动时，从气孔 8 输入的压缩空气，可直接顶开单向阀 5，推动活塞向左运动。如节流阀 6 阀口开度固定，不可调节，即称为不可调缓冲气缸。

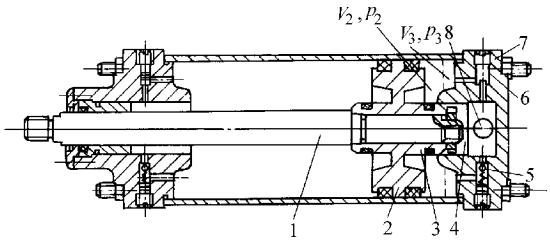


图 8.2-7 缓冲气缸

1—活塞杆 2—活塞 3—缓冲柱塞 4—柱塞孔
5—单向阀 6—节流阀 7—端盖 8—气孔

气缸所设缓冲装置种类很多，上述只是其中之一，当然也可以在气动回路上采取措施，达到缓冲目的。

(3) 组合气缸 组合气缸一般指气缸与液压缸相组合形成的气-液阻尼缸、气-液增压缸等。众所周知，通常气缸采用的工作介质是压缩空气，其特点是动作快，但速度不易控制，当载荷变化较大时，容易产生“爬行”或“自走”现象；而液压缸采用的工作介质是通常认为不可压缩的液压油，其特点是动作不如气缸快，但速度易于控制，当载荷变化较大时，采用措施得当，一般不会产生“爬行”和“自走”现象。把气缸与液压缸巧妙组合起来，取长补短，即成为气动系统中普遍采用的气-液阻尼缸。

如图 8.2-8 所示的气-液阻尼缸实际是气缸与液压缸串联而成，两活塞固定在同一活塞杆上。液压缸不用泵供油，只要充满油即可，其进出口间装有液压单向阀、节流阀及补油杯。当气缸右端供气时，气缸克服载荷带动液压缸活塞向左运动(气缸左端排气)，此时液压缸左端排油，单向阀关闭，油只能通过节流阀流入液压缸右腔及油杯内，这时若将节流阀阀口开大，则液压缸左腔排油通畅，两活塞运动速度就快，反之，若将节流阀阀口关小，液压缸左腔排油受阻，两活塞运动速度会减慢。这样，调节节流阀开口大小，就能控制活塞的运动速度。可以看出，气液阻尼缸的输出力应是气缸中压缩空气产生的力(推力或拉力)与液压缸中油的阻尼力之差。

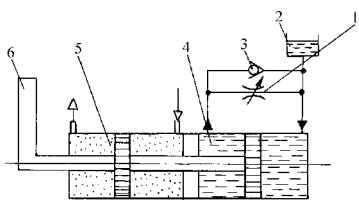


图 8.2-8 气-液阻尼缸

1—节流阀 2—油杯 3—单向阀
4—液压缸 5—气缸 6—外载荷

气-液阻尼缸的类型有多种。按气缸与液压缸的连接型式，可分为串联型与并联型两种。前面所述为串联型，图 8.2-9 所示为并联型气-液阻尼缸。串联型缸体较长，加工与安装时对同轴度要求较高；有时两缸间会产生窜气窜油现象。并联型缸体较短、结构

紧凑，气、液缸分置，不会产生窜气窜油现象，因液压缸工作压力可以相当高，液压缸可制成相当小的直径(不必与气缸等直径)，但因气、液两缸安装在不同轴线上，会产生附加力矩，会增加导轨装置的磨损，也可能产生“爬行”现象。串联型气-液阻尼缸还有液压缸在前或在后之分，液压缸在后参见图8.2-8，液压缸活塞两端作用面积不等，工作过程中需要储油或补油，油杯较大。如将液压缸放在前面(气缸在后面)，则液压缸两端都有活塞杆，两端作用面积相等，除补充泄漏之外就不存在储油、补油问题，油杯可以很小。

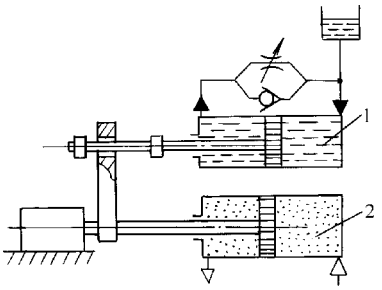


图8.2-9　并联型气-液阻尼缸

1—液压缸　2—气缸

按调速特性可分为：

1）慢进慢退式。

2）慢进快退式。

3）快进慢进快退式。

其调速特性及应用见表8.2-58。

就气-液阻尼缸的结构而言，可分为多种型式：节流阀、单向阀单独设置或装于缸盖上；单向阀装在活塞上(如挡板式单向阀)；缸壁上开孔、开沟槽、缸内滑柱式、机械浮动连接式、行程阀控制快速趋近式等。活塞上有挡板式单向阀的气-液阻尼缸见图8.2-10。活塞上带有挡板式单向阀，活塞向右运动时，挡板离开活塞，单向阀打开，液压缸右腔的油通过活塞上的孔(即挡板单向阀孔)流至左腔，实现快退，用活塞上孔的多少和大小来控制快退时的速度。活塞向左运动时，挡板挡住活塞上的孔，单向阀关闭，液压缸左腔的油经节流阀流至右腔(经缸外管路)，调节节流阀的开度即可调节活塞慢进的速度。其结构较为简单，制造加工较方便。

图8.2-11所示为采用机械浮动连接的快速趋近式气-液阻尼缸原理图。靠液压缸活塞杆端部的T形顶块与气缸活塞杆端部的拉钩间有一空行程 s_1 实现空程快速趋近，然后再带动液压缸活塞，通过节流阻尼，实现慢进。返程时也是先走空行程 s_1，再与液压活塞一起运动，通过单向阀，实现快退。

图8.2-12所示是又一种浮动连接气-液阻尼缸。与前者的区别在于：T形顶块和拉钩装设位置不同，前者设置在缸外部，后者设置在气缸活塞杆内，结构紧凑但不易调整空行程 s_1。(前者调节顶丝即可方便调节 s_1 的大小)。

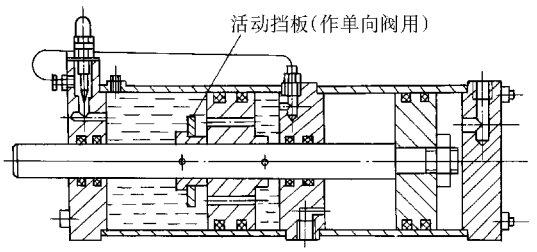


图8.2-10　活塞上有挡板式单向阀的气-液阻尼缸

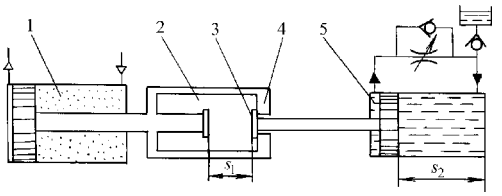


图8.2-11　浮动连接气-液阻尼缸原理图

1—气缸　2—顶丝　3—T形顶块

4—拉钩　5—液压缸

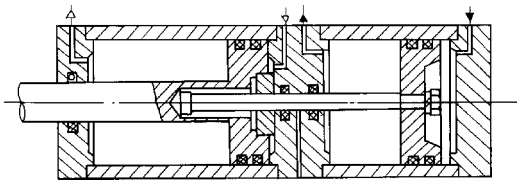


图8.2-12　浮动连接气-液阻尼缸

(4) 特殊气缸

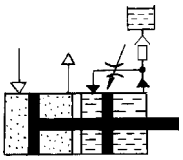
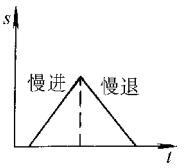
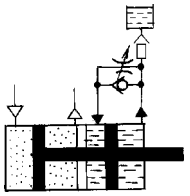
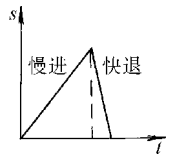
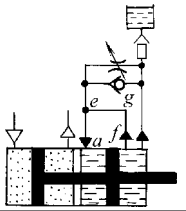
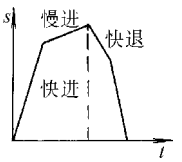
1）冲击气缸。冲击气缸是把压缩空气的能量转化为活塞、活塞杆高速运动的能量，利用此动能去做功。

冲击气缸分普通型和快排型两种。

①普通型冲击气缸。普通型冲击气缸的结构见图8.2-13。与普通气缸相比，此种冲击气缸增设了蓄气缸和带流线形喷气口及具有排气孔的中盖。其工作原理及工作过程可简述为如下五个阶段(见图8.2-14)：

第一阶段：复位段。见图8.2-13和图8.2-14a，接通气源，换向阀处复位状态，孔 A 进气，孔 B 排气，活塞5在压差的作用下，克服密封阻力及运动部件重力而上移，借助活塞上的密封胶垫封住中盖上的喷气口4。中盖和活塞之间的环形空间经过排气小孔3与大气相通。最后，活塞有杆腔压力升高至气源压力，蓄气缸内压力降至大气压力。

表 8.2-58 气-液阻尼缸调速特性及应用

调速方式	结构示意图	特 性 曲 线	作 用 原 理	应 用
双向节流调速			在气-液阻尼缸的回油管路装设可调式节流阀，使活塞往复运动的速度可调并相同	适用于空行程及工作行程都较短的场合（$s<20$mm）
单向节流调速			将一单向阀和一节流阀并联在调速油路中。活塞向右运动时，单向阀关闭，节流慢进；活塞向左运动时，单向阀打开，不经节流快退	适用于空行程较短而工作行程较长的场合
快速趋近单向节流调速			将液压缸的 f 点与 a 点用管路相通，活塞开始向右运动时，右腔油经由 $fgea$ 回路直接流入 a 端实现快速趋近，当活塞移过 f 点，油只能经节流阀流入 a 端，实现慢进，活塞向左运动时，单向阀打开，实现快退	由于快速趋近，节省了空程时间，提高了生产率，是各种机床、设备最常用的方式

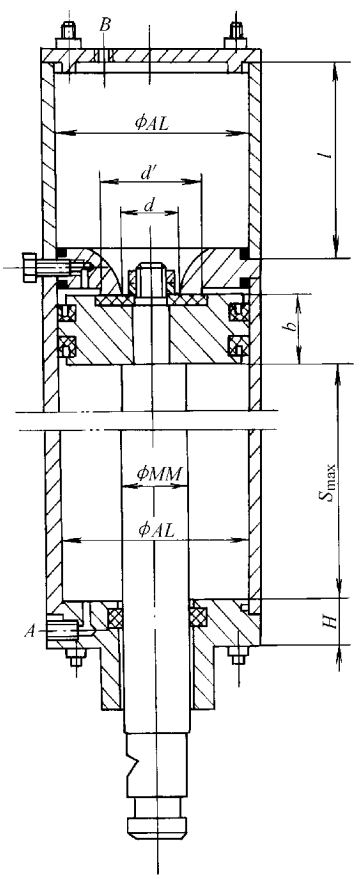


图 8.2-13 普通型冲击气缸

第二阶段：储能段。见图 8.2-13 和图 8.2-14b，换向阀换向，B 孔进气充入蓄气缸腔内，A 孔排气。由于蓄气缸腔内压力作用在活塞上的面积只是喷气口 4 的面积，它比有杆腔压力作用在活塞上的面积要小得多，故只有待蓄气缸内压力上升，有杆腔压力下降，直到下列力平衡方程成立时，活塞才开始移动

$$\frac{\pi}{4}d^2(p_{30}-1.013\times10^5)+G=$$

$$\frac{\pi}{4}(D^2-d_1^2)(p_{20}-1.013\times10^5)+F_{f0} \qquad (8.2\text{-}1)$$

式中 d——中盖喷气口直径(m)；

p_{30}——活塞开始移动瞬时蓄气缸腔内压力(绝对压力)(Pa)；

p_{20}——活塞开始移动瞬时有杆腔内压力(绝对压力)(Pa)；

G——运动部件(活塞、活塞杆及锤头模具等)所受的重力(N)；

D——活塞直径(m)；

d_1——活塞杆直径(m)；

F_{f0}——活塞开始移动瞬时的密封摩擦力(N)。

若不计式(8.2-1)中的 G 和 F_{f0} 项，且令 $d=d_1$，$d_1=\frac{1}{3}D$，则当 $p_{20}-1.013\times10^5=\frac{1}{8}(p_{30}-1.013\times10^5)$ 时，活塞才开始移动。这里的 p_{20}、p_{30} 均为绝对压力。可见活塞开始移动瞬时，蓄气缸腔与有杆腔的压力差很大。这一点很明显地与普通气缸不同。

第三阶段：冲击段。活塞开始移动瞬时，蓄气缸腔内压力 p_{30} 可认为已达气源压力 p_s，同时，容积很小的无杆腔通过排气孔 3 与大气相通，故无杆腔压力 p_{10} 接近于大气压力 p_a。由于 p_a/p_s 大于临界压力比 0.528，所以活塞开始移动后，在最小流通截面处(喷气口与活塞之间的环形面)为声速流动，使无杆腔压力急剧增加，直至与蓄气缸腔内压力平衡。该平衡压力略低于气源压力。以上可以称为冲击段的第Ⅰ区段。第Ⅰ区段的作用时间极短(只有几毫秒)。在第Ⅰ区段，有杆腔压力变化很小，故第Ⅰ区段末，无杆腔压力 p_1(作用在活塞全面积上)比有杆腔压力 p_2(作用在活塞杆侧的环状面积上)大得多，活塞在这样大的压差力作用下，获得很高的运动加速度，使活塞高速运动，即进行冲击。在此过程 B 口仍在进气，蓄气缸腔至无杆腔已连通且压力相等，可认为蓄气-无杆腔内为略带充气的绝热膨胀过程。同时有杆腔排气孔 A 通流面积有限，活塞高速冲击势必造成有杆腔内气体迅速压缩(排气不畅)，有杆腔压力会迅速升高(可能高于气源压力)这必将引起活塞减速，直至下降到速度为零。以上可称为冲击段的第Ⅱ区段。可认为第Ⅱ区段的有杆腔内为边排气的绝热压缩过程。整个冲击段时间很短，约几十毫秒，见图 8.2-14c。

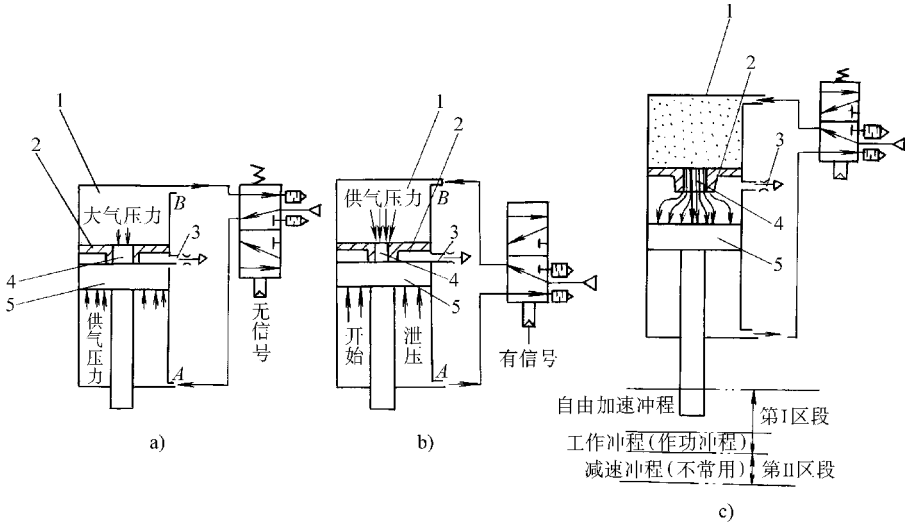


图 8.2-14　普通型冲击气缸的工作原理

1—蓄气缸　2—中盖　3—排气孔　4—喷气口　5—活塞

第四阶段：弹跳段。在冲击段之后，从能量观点来说，蓄气缸腔内的压力能转化成活塞动能，而活塞的部分动能又转化成有杆腔的压力能，结果造成有杆腔压力比蓄气-无杆腔压力还高，即形成“气垫”，使活塞产生反向运动，结果又会使蓄气-无杆腔压力增加，且又大于有杆腔压力。如此便出现活塞在缸体内来回往复运动——即弹跳。直至活塞两侧压力差克服不了活塞阻力不能再发生弹跳为止。待有杆腔气体由 A 排空后，活塞便下行至终点。

第五阶段：耗能段。活塞下行至终点后，如换向阀不及时复位，则蓄气-无杆腔内会继续充气直至达到气源压力。再复位时，冲入的这部分气体又需全部排掉。可见这种充气不能做有用功，故称之为耗能段。实际使用时应避免此段(令换向阀及时换向返回复位段)。

对内径 $D=90\text{mm}$ 的气缸，在气源压力 0.65MPa 下进行实验，所得冲击气缸特性曲线见图 8.2-15。上述分析基本与特性曲线相符。

对冲击段的分析可以看出，很大的运动加速度使活塞产生很大的运动速度，但由于必须克服有杆腔不断增加的背压力及摩擦力，则活塞速度又要减慢，因此，在某个冲程处，运动速度必达最大值，此时的冲击能也达最大值。各种冲击作业应在这个冲程附近进行(见图 8.2-14c)。

冲击气缸在实际工作时，锤头模具撞击工件做完功，一般就借助行程开关发出信号使换向阀复位换向，缸即从冲击段直接转为复位段。这种状态可认为不存在弹跳段和耗能段。

②快排型冲击气缸。由上述普通型冲击气缸原理可见，其一部分能量(有时是较大部分能量)被消耗于克服背压(即 p_2)做功，因而冲击能没有充分利用。假如在冲击一开始，就让有杆腔气体全排空，即使有杆腔压力降至大气压力，则冲击过程中，可节省大量的能量，使冲击气缸发挥更大的作用，输出更大的冲

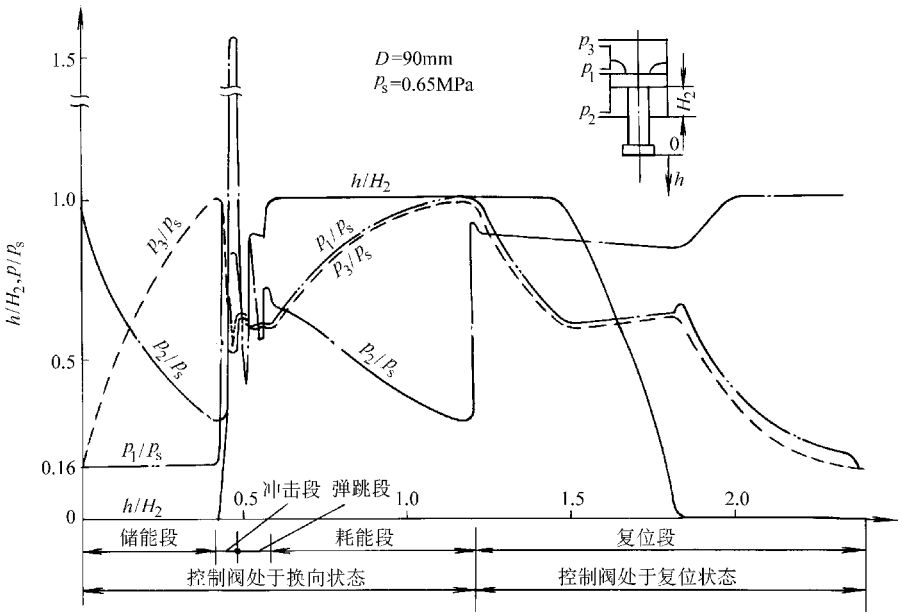


图 8.2-15 冲击气缸特性曲线

击能。这种在冲击过程中，使有杆腔压力接近于大气压力的冲击气缸，称为快排型冲击气缸，其结构见图 8.2-16a。

快排型冲击气缸是在普通型冲击气缸的下部增加了“快排机构”构成的。快排机构是由快排导向盖 1、快排缸体 4、快排活塞 3、密封胶垫 2 等零件组成。

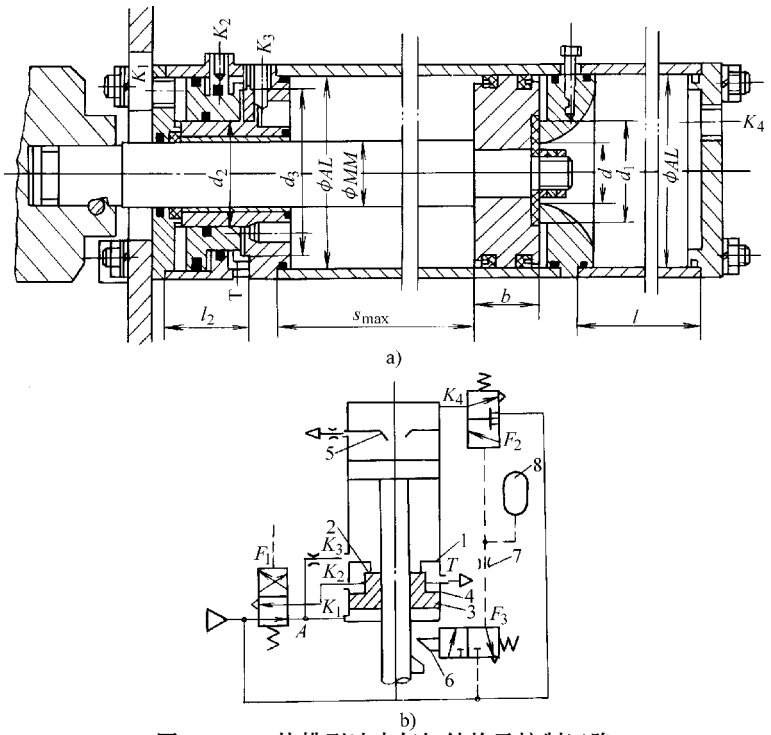


图 8.2-16 快排型冲击气缸结构及控制回路

a）结构图 b）控制回路

1—快排导向盖 2—密封胶垫 3—快排活塞 4—快排缸体 5—中盖 6—推杆 7—气阻 8—气容 *T*—方孔

快排型冲击气缸的气控回路见图 8.2-16b。接通气源，通过阀 F_1 同时向 K_1、K_3 充气，K_2 通大气。阀 F_1 输出口 A 用直管与 K_1 孔连通，而用弯管与 K_3 孔连通，弯管气阻大于直管气阻。这样，压缩空气先经 K_1 使快排活塞 3 推到上边，由快排活塞 3 与密封胶垫 2 一起切断有杆腔与排气口 T 的通道。然后经 K_3 孔向有杆腔进气，无杆腔气体经 K_4 孔通过阀 F_2 排气，则活塞上移。当活塞封住中盖喷气口时，装在锤头上的压块触动推杆 6，切换阀 F_3，发出信号控制阀 F_2 使之切换，这样气源便经阀 F_2 和 K_4 孔向蓄气腔内充气，一直充至气源压力。

冲击工作开始时，使阀 F_1 切换，则 K_2 进气，K_1 和 K_3 排气，快排活塞下移，有杆腔的压缩空气便通过快排导向盖 1 上的多个圆孔(8 个)，再经过快排缸体 4 上的多个方孔 T(10 余个)及 K_3 直接排至大气中。因为上述多个圆孔和方孔的通流面积远远大于 K_3 的通流面积，所以有杆腔的压力可以在极短的时间内降低到接近于大气压力。当降到一定压力时，活塞便开始下移。锤头上压块便离开行程阀 F_3 的推杆 6，阀 3 在弹簧的作用下复位。由于接有气阻 7 和气容 8，阀 F_3 虽然复位，但 F_2 却延时复位，这就保证了蓄气缸腔内的压缩空气用来完成使活塞迅速向下冲击的工作。否则，若 F_3 复位，F_2 同时复位的话，蓄气缸腔内压缩空气就会在锤头没有运动到行程终点之前已经通过 K_4 孔和阀 F_2 排气了，所以当锤头开始冲击后，F_2 的复位动作需延时几十毫秒。因所需延时时间不长，冲击缸冲击时间又很短，往往不用气阻、气容也可以，只要阀 F_2 的换向时间比冲击时间长就可以了。

在活塞向下冲击的过程中，由于有杆腔气体能充分地被排空，故不存在普通型冲击气缸有杆腔出现的较大背压，因而快排型冲击气缸的冲击能是同尺寸的普通型冲击气缸冲击能的 3～4 倍。

2）数字气缸。如图 8.2-17 所示，它由活塞 1、缸体 2、活塞杆 3 等件组成。活塞的右端有 T 字头，活塞的左端有凹形孔，后面活塞的 T 字头装入前面活塞的凹形孔内，由于缸体的限制，T 字头只能在凹形孔内沿缸轴向运动，两者不能脱开，若干活塞如此顺序串联置于缸体内，T 字头在凹形孔中左右可移动的范围就是此活塞的行程量。不同的进气孔 $A_1 \sim A_i$(可能是 A_1，或是 A_1 和 A_2，或是 A_1、A_2 和 A_3，还可能是 A_1 和 A_3，或 A_2 和 A_3 等)输入压缩空气(0.4～0.8MPa)时，相应的活塞就会向右移动，每个活塞的向右移动都可推动活塞杆 3 向右移动，因此，活塞杆 3 每次向右移动的总距离等于各个活塞行程量的总和。这里 B 孔始终与低压气源相通(0.05～0.1MPa)，当 $A_1 \sim A_i$ 孔排气时，在低压气的作用下，活塞会自动退回原位。各活塞的行程大小，可根据需要的总行程 s 按几何级数由小到大排列选取。设 $s = 35$mm，采用 3 个活塞，则各活塞的行程分别取 $a_1 = 5$mm，$a_2 = 10$mm，$a_3 = 20$mm。如 $s = 31.5$mm，可用 6 个活塞，则口 a_1、a_2、a_3、…、a_6 分别设计为 0.5、1、2、4、8、16mm，由这些数值组合起来，就可在 0.5～31.5mm 范围内得到 0.5mm 整数倍的任意输出位移量。而这里的 a_1、a_2、a_3、…、a_i 可根据需要设计成各种不同数列，就可以得到各种所需数值的行程量。

3）回转气缸。如图 8.2-18a 所示，主要由导气头体、缸体、活塞、活塞杆组成。这种气缸的缸体 3 连同缸盖 6 及导气头芯 10 可被其他动力(如车床主轴)带动回转，活塞 4 及活塞杆 1 只能做往复直线运动，导气头体 9 外接管路，固定不动。

回转气缸的结构如图 8.2-18b 所示。为增大其输出力采用两个活塞串联在一根活塞杆上，这样其输出力比单活塞也增大约一倍，且可减小气缸尺寸，导气

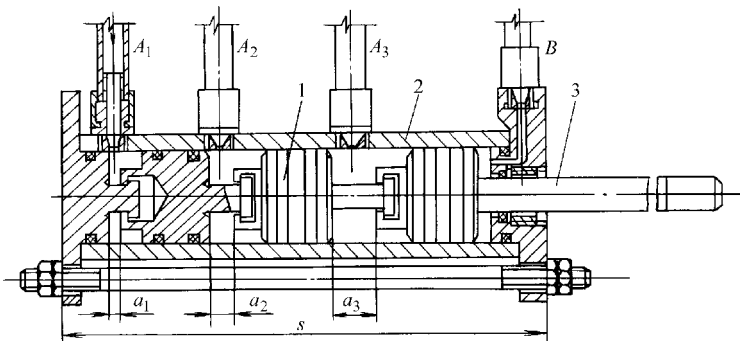


图 8.2-17　数字气缸

1—活塞　2—缸体　3—活塞杆

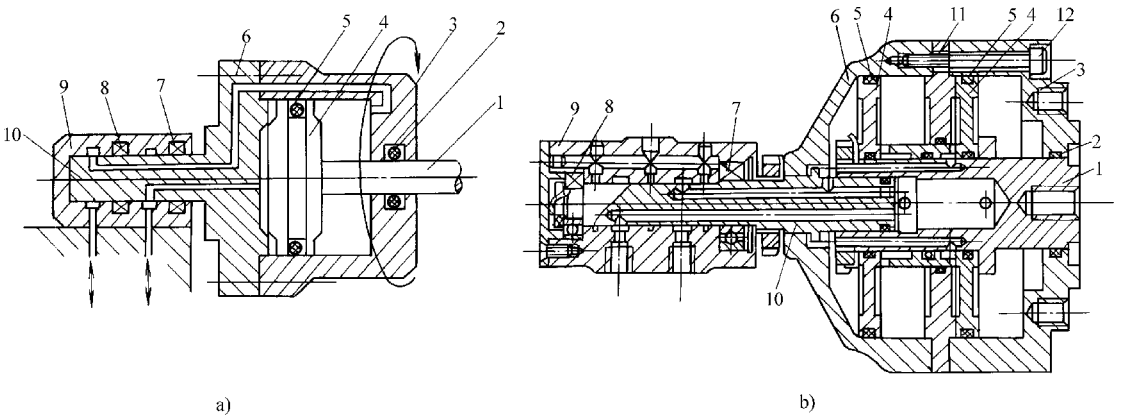


图 8.2-18 回转气缸

a）原理图 b）结构图

1—活塞杆 2、5—密封圈 3—缸体 4—活塞 6—缸盖 7、8—轴承

9—导气头体 10—导气头芯 11—中盖 12—螺栓

头体与导气头芯因需相对转动，装有滚动轴承，并以研配间隙密封，应设油杯润滑以减少摩擦，避免烧损或卡死。

回转气缸主要用于机床夹具和线材卷曲等装置上。

4）挠性气缸。挠性气缸是以挠性软管作为缸筒的气缸。常用挠性气缸有两种：一种是普通挠性气缸，见图 8.2-19，由活塞、活塞杆及挠性软管缸筒组成。一般都是单作用活塞气缸，活塞的回程靠其他外力。其特点是安装空间小，行程可较长。

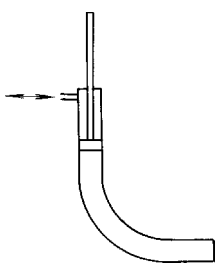


图 8.2-19 普通挠性气缸

第二种挠性气缸是滚子挠性气缸，见图 8.2-20。由夹持滚子代替活塞及活塞杆，夹持滚子设在挠性缸筒外表面，*A* 端进气时，左端挠性筒膨胀，*B* 端排气，夹持在缸筒外部的滚子在膨胀端的作用下，向右移动，滚子夹带动载荷运动。这种气缸的特点是所占空间小，输出力较小，载荷率较低，可实现双作用。

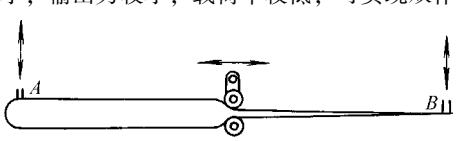


图 8.2-20 滚子挠性气缸

5）钢索式气缸。钢索式气缸见图 8.2-21，是以柔软的、弯曲性大的钢丝绳代替刚性活塞杆的一种气缸。活塞与钢丝绳连在一起，活塞在压缩空气推动下往复运动，钢丝绳带动载荷运动。

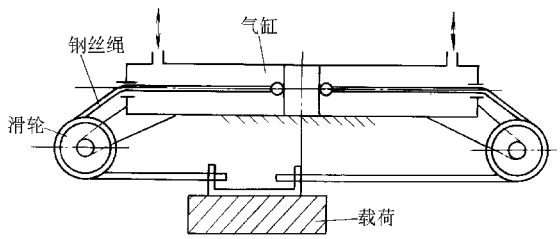


图 8.2-21 钢索式气缸

这种气缸的特点是可制成行程很长的气缸，如制成直径为 25mm，行程为 6m 左右的气缸也不困难。钢索与导向套间易产生泄漏。

6）伸缩气缸。图 8.2-22 为多层套筒式单作用伸缩缸。主要由导套 1、活塞杆 2、套筒 3、缸筒 4、半环 5 等组成。其特点是轴向尺寸小，行程较大。

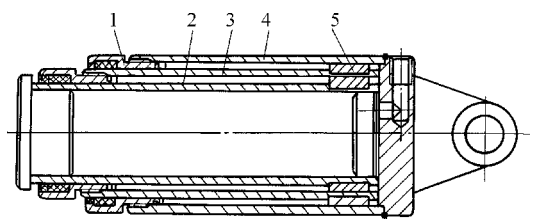


图 8.2-22 伸缩气缸

1—导套 2—活塞杆

3—套筒 4—缸筒 5—半环

7）行程可调气缸。行程可调气缸见图 8.2-23，其调节结构有两种型式：①伸出位置可调；②缩回位置可调。它们分别由缓冲垫 1、调节螺母 2、锁紧螺母 3 和调节杆 6 或调节螺杆 4 和调节螺母 5 组成，4 连接工作机构。其特点是其伸出或缩回位置可进行较精确调整。

8）磁性无活塞杆气缸。图 8.2-24 所示为磁性无活塞杆气缸，它是在活塞上安装一组强磁性的永久磁环，一般为稀土磁性材料。磁力线通过薄壁缸筒(不锈钢或铝合金无导磁材料等制成)与套在外面的另一组磁环作用，由于两组磁环极性相反，具有很强的吸力。当活塞在缸筒内被气压推动时，则在磁力作用下，带动缸筒外的磁环套一起移动。因此，气缸活塞的推力必须与磁环的吸力相适应。为增加吸力可以增加磁环数目，磁力气缸中间不可能增加支撑点，当缸径≥25mm 时，最大行程只能≤2m。

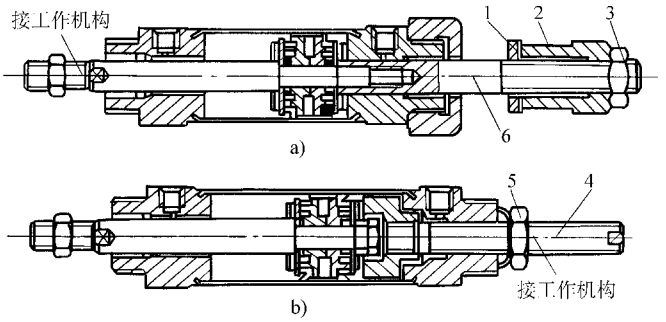


图 8.2-23　行程可调气缸

1—缓冲垫　2、5—调节螺母　3—锁紧螺母
4—调节螺杆　6—调节杆

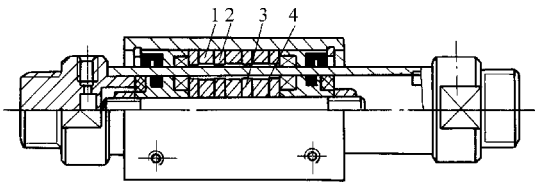


图 8.2-24　磁性无活塞杆气缸

1—外磁环　2—外隔圈　3—内隔圈
4—内磁环

3.2　气缸的设计与计算

3.2.1　气缸的设计步骤

1）根据工作机构运动要求和结构要求选择气缸的类型及安装方式(见表 8.2-56 和表 8.2-57)。

2）根据工作机构载荷及速度要求，计算气缸直径。计算缸径一般应圆整为标准缸径(见表 8.2-2)。

3）由气缸直径及工作压力，计算、选择缸筒壁厚，计算活塞杆直径(杆径也需圆整为标准值，见表 8.2-3)。

4）根据工作要求及缸的类型，确定气缸各部结构、材料、技术要求等。

5）进行缓冲及耗气量等计算。

6）若采用标准气缸，在计算出气缸直径后即可选取适当气缸产品。

3.2.2　气缸的基本参数

气缸的基本参数为气缸内径、活塞杆直径等。可分别参考表 8.2-2 和表 8.2-3 所推荐的数值。

3.2.3　气缸有关计算

(1) 活塞杆上输出力和缸径的计算

1）双作用气缸。单活塞杆双作用气缸是使用最为广泛的一种普通气缸，见图 8.2-25。因其只在活塞一侧有活塞杆，所以压缩空气作用在活塞两侧的有效面积不等。活塞左行时活塞杆产生推力 F_1，活塞右行时活塞杆产生拉力 F_2。

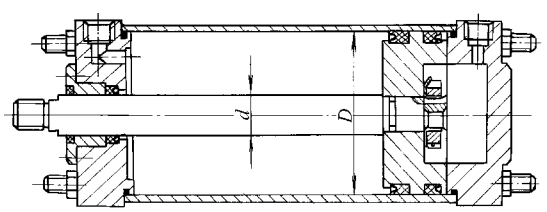


图 8.2-25　双作用气缸

$$F_1 = \frac{\pi}{4}D^2 p - F_z \qquad (8.2\text{-}2)$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p - F_z \qquad (8.2\text{-}3)$$

式中 F_1——活塞杆的推力(N)；

F_2——活塞杆的拉力(N)；

D——活塞直径(m)；

d——活塞杆直径(m)；

p——气缸工作压力(Pa)；

F_z——气缸工作时的总阻力(N)。

气缸工作时的总阻力 F_z 与众多因素有关，如运动部件惯性力、背压阻力、密封处摩擦力等。以上因素可以用载荷率 η 计入公式。则气缸的静推力 F_1 和静拉力 F_2 为

$$F_1 = \frac{\pi}{4}D^2 p\eta \tag{8.2-4}$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p\eta \tag{8.2-5}$$

计入载荷率就能保证气缸工作时的动态特性。若气缸动态参数要求较高；且工作频率高，其载荷率一般取 $\eta = 0.3 \sim 0.5$，速度高时取小值，速度低时取大值。若气缸动态参数要求一般，且工作频率低，基本是匀速运动，其载荷率可取 $\eta = 0.7 \sim 0.85$。

由式(8.2-4、8.2-5)可求得气缸直径 D。

当推力作功时

$$D = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi p\eta}} \tag{8.2-6}$$

当拉力作功时

$$D = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi p\eta} + d^2} \tag{8.2-7}$$

用式(8.2-7)计算时，活塞杆直径 d 可根据气缸拉力预先估定，详细计算见活塞杆的计算。估定活塞杆直径可按 $d/D = 0.2 \sim 0.3$ 计算(必要时也可取 $d/D = 0.16 \sim 0.4$)。若将 $d/D = 0.16 \sim 0.4$ 代入式(8.2-7)，则可得

$$D = (1.01 \sim 1.09)\sqrt{\frac{4F_2}{\pi p\eta}} \tag{8.2-8}$$

式中系数在缸径较大时取小值，缸径较小时取大值。

以上公式计算出的气缸内径 D 应圆整为标准值(见表8.2-2)。

柱塞式气缸的柱塞直径可按式(8.2-6)求出。

2）单作用气缸。如图8.2-26所示的单向作用气缸，活塞杆上输出推力必须克服弹簧的反作用力和活塞杆工作时的总阻力，其公式应为

$$F_1 = \frac{\pi}{4}D^2 p - F_t \tag{8.2-9}$$

式中 F_t——弹簧反作用力，其余符号意义同前

$$F_t = C(l + s) \tag{8.2-10}$$

$$C = \frac{Gd_1^4}{8D_1^3 n} \tag{8.2-11}$$

$$D_1 = D_2 - d_1 \tag{8.2-12}$$

式中 C——弹簧刚度($N \cdot m^{-1}$)；

l——弹簧预压缩量(m)；

s——活塞行程(m)；

G——弹簧材料切变模量(Pa)；

d_1——弹簧钢丝直径(m)；

D_1——弹簧平均直径(m)；

D_2——弹簧外径(m)；

n——弹簧有效圈数。

考虑载荷率 η 的影响，则

$$F_1 = \frac{\pi}{4}D^2 p\eta - F_t \tag{8.2-13}$$

单向作用气缸直径

$$D = \sqrt{\frac{4(F_1 + F_t)}{\pi p\eta}} \tag{8.2-14}$$

计算出的缸径 D 也应按标准圆整。

如果采用非弹簧复位的单作用气缸，式中 F_t 为其复位力(自重或配重等)。

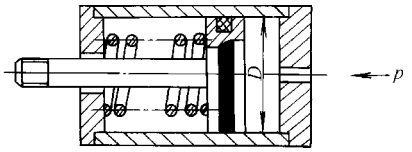


图8.2-26 单作用气缸

(2) 活塞杆的计算

1）按强度条件计算。当活塞杆的长度 L 较小时($L \leqslant 10d$)，可以只按强度条件计算活塞杆直径 d

$$d \geqslant \sqrt{\frac{4F_1}{\pi\sigma_p}} \tag{8.2-15}$$

式中 F_1——气缸的推力(N)；

σ_p——活塞杆材料的许用应力(Pa)，$\sigma_p = R_m / S$；

R_m——材料的抗拉强度(Pa)；

S——安全系数，$S \geqslant 1.4$。

2）按纵向弯曲极限力计算。气缸承受轴向压力以后，会产生轴向弯曲，当纵向力达到极限力 F_i 以后，活塞杆会产生永久性弯曲变形，出现不稳定现象。该极限力与缸的安装方式、活塞杆直径及行程有关。

当长细比 $\frac{L}{i} \geqslant 85\sqrt{n}$ 时

$$F_i = \frac{n\pi^2 EI}{L^2} \tag{8.2-16}$$

当长细比 $L/i<85\sqrt{n}$ 时

$$F_i=\frac{fA_1}{1+\frac{a}{n}\left(\frac{L}{i}\right)^2} \tag{8.2-17}$$

式中　L——活塞杆计算长度(m)，见表8.2-59；

i——活塞杆横截面惯性半径

实心杆 $i=\sqrt{\frac{I}{A_1}}=\frac{d}{4}$

空心杆 $i=\frac{\sqrt{d^2+d_0^2}}{4}$；

I——活塞杆断面惯性矩

实心杆 $I=\frac{\pi d^4}{64}$

空心杆 $I=\frac{\pi(d^4-d_0^4)}{64}$；

d_0——空心活塞杆内孔直径(m)；

A_1——活塞杆截面积

实心杆 $A_1=\frac{\pi}{4}d^2$

空心杆 $A_1=\frac{\pi}{4}(d^2-d_0^2)$；

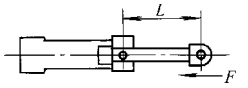
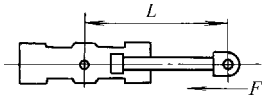
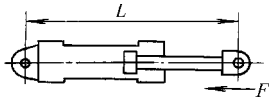
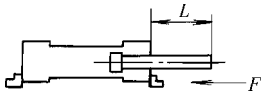
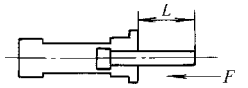
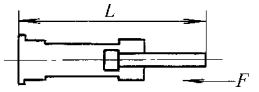
n——系数，见表8.2-59；

E——材料弹性模量，对钢取 $E=2.1\times10^{11}$ Pa；

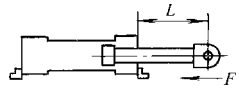
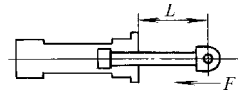
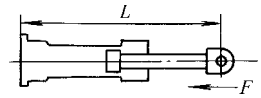
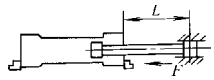
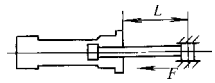
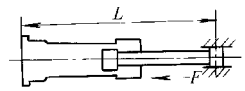
f——材料强度实验值，对钢取 $f=49\times10^7$ Pa；

a——系数，对钢取 $a=1/5000$。

表8.2-59　活塞杆计算长度 L 及系数 n

n	安装方式
铰支-铰支 $n=1$	
	
	
固定-自由 $n=1/4$	
	
	

（续）

n	安装方式
固定-铰支 $n=2$	
	
	
固定-固定 $n=1$	
	
	

若纵向推力载荷(总载荷)超过极限力 F_i，就应采取相应措施。在其他条件(行程、安装方式)不变的前提下，多以加大活塞杆直径 d 来解决。

(3) 缸筒壁厚的计算　缸筒直接承受压力，需有一定厚度。由于一般气缸缸筒壁厚与内径之比 $\delta/D\leqslant1/10$，所以通常可按薄壁筒公式计算

$$\delta=\frac{Dp_t}{2[\sigma]} \tag{8.2-18}$$

式中　δ——气缸筒的壁厚(m)；

D——气缸筒内径(缸径)(m)；

p_t——气缸试验压力，一般取 $p_t=1.5p$；

p——气缸工作压力(Pa)；

$[\sigma]$——缸筒材料许用应力(Pa)，$[\sigma]=R_m/S$；

R_m——材料抗拉强度(Pa)；

S——安全系数，一般取 $S=6\sim8$。

常用缸筒材料有：铸铁 HT150 或 HT200 等，其 $[\sigma]=30$MPa；Q235A 钢管、20 钢管，其 $[\sigma]=60$MPa；铝合金 ZL 其 $[\sigma]=3$MPa；45 钢，其 $[\sigma]=100$MPa。

通常计算出的缸筒壁厚都相当薄，但考虑到机械加工，缸筒两端要安装缸盖等需要，往往将气缸筒壁厚作适当加厚，且尽量选用标准内径和壁厚的钢管和铝合金管。表 8.2-60 所列气缸筒壁厚值可供参考。

表 8.2-60 气缸筒壁厚 （mm）

材 料	气缸直径							
	50	80	100	125	160	200	250	320
	壁 厚							
铸铁 HT150	7	8	10	10	12	14	16	16
钢 Q235A、45、20 号无缝管	5	6	7	7	8	8	10	10
铝合金 ZL_3	8～12		12～14			14～17		

（4）缓冲计算

缓冲效果的计算至今尚无精确方法。通常是使缓冲装置容许吸收的能量与活塞运动产生的全部能量相平衡，以减小和消除冲击，保证气缸正常工作。

工作机构（活塞、活塞杆及所有一起运动的部件）在运行至接近行程末端时所具有的全部能量 E_1 可用式（8.2-19）计算

$$E_1 = E_d + E_m \pm E_g - E_f \tag{8.2-19}$$

式中 E_d——作用在活塞上的气压产生的能量（气压能）（J）；

E_m——由于惯性力产生的活塞动能（J）；

E_g——气缸非水平安装时由于重力产生的正方向或反方向的能量（J）；

E_f——作用在相反方向的摩擦能（J）。

各项能量计算如下

$$E_d = p_1 A_1 s_1 \tag{8.2-20}$$

$$E_m = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}\frac{G}{g}v^2 \tag{8.2-21}$$

$$E_g = G_1 s_1 \tag{8.2-22}$$

$$E_f = F_f s_1 \tag{8.2-23}$$

式中 p_1——气缸的工作压力（Pa）；

A_1——承受工作压力侧活塞有效面积（m^2）；

s_1——缓冲行程长度（m）；

m——运动部件的总质量（kg）；

G——运动部件的总重力（N）；

g——重力加速度，$g = 9.81 m \cdot s^{-2}$；

v——活塞运动速度（$m \cdot s^{-1}$）；

F_f——总摩擦力（N）；

G_1——气缸在非水平安装时，运动部件的总重力（重力在轴线方向的分力）（N），在计算 E_1 时，缓冲装置在上方 E_g 前取“－”号，缓冲装置在下方 E_g 前取“＋”号。

缓冲装置借助缓冲柱塞堵住柱塞孔（气缸只能经节流阀排气时）使所封闭的缓冲室内的气体被压缩（略带放气的压缩），从而吸收所需缓冲的能量。其过程可认为是有少量放气的绝热过程。缓冲装置能吸收的最大能量视气缸强度而定。因而缓冲装置容许吸收的能量 E_2 为

$$E_2 = \frac{k}{k-1}p_2 V_2\left[\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = 3.5 p_2 V_2\left[\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{0.286} - 1\right] \tag{8.2-24}$$

式中 p_2——气缸排气背压力（绝对压力）（Pa）；

V_2——缓冲柱塞堵死缓冲柱塞孔（缸径节流阀排气）时，环形缓冲室的容积（m^3）；

p_3——缓冲气室内最后达到的气体压力，即吸收缓冲的能量后的气体压力，最高值等于气缸安全强度所容许的气体压力（绝对压力）（Pa）；

k——气体绝热指数，对空气 $k = 1.4$。

缓冲装置满足工作要求的条件是

$$E_1 \leqslant E_2 \tag{8.2-25}$$

若不能满足工作要求，应采取加大缓冲行程 s_1 等方法，或采用其他有效方法进行缓冲。

（5）耗气量的计算 一个气缸的耗气量与其直径、行程、缸的动作时间及从换向阀到气缸导气管道的容积等有关。在实际应用中，从换向阀到气缸导气管道容积与气缸容积相比往往很小，故可忽略不计。那么气缸单位时间压缩空气消耗量可按下式计算

$$q_V = q_{V_1} \text{或} q_V = q_{V_2} \tag{8.2-26}$$

$$q_{V_1} = \frac{\pi}{4}\frac{D^2 s}{t_1} \tag{8.2-27}$$

$$q_{V_2} = \frac{\pi}{4}\frac{(D^2 - d^2)s}{t_2} \tag{8.2-28}$$

式中 q_V——每秒钟压缩空气消耗量（$m^3 \cdot s^{-1}$），当是双作用缸或单作用缸无活塞杆腔工作以及是柱塞缸时均用 $q_V = q_{V_1}$，当是气缸有活塞杆腔工作时用 $q_V = q_{V_2}$；

q_{V_1}——缸前进时（杆伸出）无杆腔（包括柱塞缸）压缩空气消耗量（$m^3 \cdot s^{-1}$）；

q_{V_2}——缸后退时（杆缩回）有杆腔压缩空气消耗量（$m^3 \cdot s^{-1}$）；

D——气缸内径（柱塞缸的柱塞直径）（m）；

d——活塞杆直径（m）；

t_1——气缸前进（杆伸出）时完成全行程所需时间（s）；

t_2——气缸后退(杆缩回)时完成全行程所需时间(s)；

s——气缸的行程(m)。

为了便于选用空气压缩机，可按下式将压缩空气消耗量换算为自由空气消耗量：

$$q_{V_z}=\frac{q_V p}{p_a} \tag{8.2-29}$$

式中　q_{V_z}——每秒钟自由空气消耗量($m^3\cdot s^{-1}$)；

p——气缸的工作压力(绝对压力)(Pa)；

p_a——标准大气压(绝对压力)，$p_a=1.013\times 105$Pa。

(6) 冲击气缸设计计算　设计冲击气缸一般要求冲击能量大，冲击效率高，冲击频率高。通常以此为目的来确定冲击气缸各部分的尺寸。

1) 冲击气缸的主要性能指标有：

①冲击能 E。冲击气缸的冲击能是指其运动部件在运动过程中所具有的动能。冲击气缸的最大冲击能就是冲击速度达最大值时，运动部件所具有的能量

$$E=\frac{1}{2}mv^2 \tag{8.2-30}$$

$$E_{max}=\frac{1}{2}mv_{max}^2 \tag{8.2-31}$$

式中　v、v_{max}——锤头运动的速度、最大速度($m\cdot s^{-1}$)；

m——运动部件(活塞、活塞杆、锤头模具等)的质量(kg)。

最大冲击能 E_{max}就是冲击气缸的最大作功能力。

②工作冲程范围。最大冲击能的冲程(行程)记作 s_E。规定冲击能达 90% 以上最大冲击能的一段冲程(行程)称为工作冲程范围。冲击缸作功的实际工作冲程应处于上述工作冲程范围内。

③耗气量。耗气量是指冲击气缸单位时间所消耗的自由空气量。

如果忽略冲击过程中向蓄气缸腔内充入的气量，且冲击完毕活塞立即复位返回，则冲击一次消耗的压缩空气体积 V_p 就是蓄气缸腔内容积 V_3 和有杆腔最大容积 V_{20}之和。折算成自由空气体积为

$$V_0=\frac{p_s}{p_a}V_p=\frac{p_s}{p_a}(V_3+V_{20}) \tag{8.2-32}$$

式中　p_s——气源压力(绝对压力)(Pa)；

p_a——大气压力(绝对压力)(Pa)。

冲击气缸的工作频率是 f(1/s)，则冲击气缸每秒钟所消耗的气体量

$$q_{V_0}=fV_0 \tag{8.2-33}$$

④最大工作频率 f_m(1/s)。最大工作频率是指锤头单位时间内进行正常冲击工作的最多次数。各种作业冲击工作的频率不得超过最大工作频率。

⑤冲击效率 η。冲击效率是指冲击气缸的冲击能 E 与每次冲击所输入的压缩空气所消耗的能量 E_p 之比。输入压缩空气的能量可按绝热过程计算

$$E_p=\frac{p_s V_p}{k-1}\left[1-\left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \tag{8.2-34}$$

$$\eta=\frac{E}{E_p}=\frac{(k-1)E}{p_s V_p\left[1-\left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \tag{8.2-35}$$

当冲击能达最大值时，冲击效率最高，称为最大冲击效率。记作 η_{max}

$$\eta_{max}=\frac{(k-1)E_{max}}{p_s V_p\left[1-\left(\frac{p_a}{p_s}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \tag{8.2-36}$$

2) 普通型冲击气缸设计计算。一般认为有杆腔排气通道面积≤$0.04\times\frac{\pi}{4}(D^2-d_1^2)$的冲击气缸按普通型冲击气缸计算。

①中盖及喷气口密封处的形状和尺寸。中盖的作用有三个。第一个作用是在活塞启动之前，使蓄气缸腔内与有杆腔之间能形成很大的压力差。从这点出发，希望喷口通径越小越好。第二个作用是在冲击段的第Ⅰ区段使蓄气缸腔内的压缩空气迅速向无杆腔充气。充气过程中，希望气流经喷气口处流动的压力损失尽量小。这里要求喷气口通径不应过小。因为在冲击段的第Ⅰ区段流动的最小截面不是喷气口，而是喷气口密封处与活门间的环形面(圆柱侧面积 πds)，喷气口处的流速较小，喷气口形状是流线形还是直线形孔引起的压力损失都不大。进入冲击段的第Ⅱ区段后，只要喷气口直径不致过小，喷气口处的流速仍很小，不致再引起大的压力损失。因此，喷气口形状采用直孔、圆弧孔(流线形孔)均可。一般情况下，喷气口的流通面积设计为活塞面积的 1/10，即喷气口直径

$$d=\frac{D}{\sqrt{10}}\approx\frac{D}{3.16}\approx 0.3D \tag{8.2-37}$$

式中　D——活塞直径(mm)。

中盖的第三个作用是当活塞复位时，起定位密封作用。其基本要求是既要保证活塞复位时，密封胶垫的挤压强度足够，又要保证活塞未启动时，喷气口处具有足够的密封接触力，以防泄漏。根据这两个原则，胶垫尺寸应按如下公式选取

密封胶垫直径 $d_j = d + 2(c + i)$ (8.2-38)

密封胶垫厚度 $\delta_j = c + i_1$ (8.2-39)

式中密封面宽度即喷气口小端面宽度 $c = 0.04D$；密封胶垫受压环外缘余量 $i = 2 \sim 5\text{mm}$；i_1 为外加余量，可在 0～2mm 内选取，c 选大值时，i_1 取小值。

②运动部件重力。运动部件重力 G(N)以下列经验式确定(式中 D 以 mm 计)

当 $D = 25 \sim 50\text{mm}$ 时，取 $G = 0.4D$ (8.2-40)

当 $D = 63 \sim 125\text{mm}$ 时，取 $G = 0.7D$ (8.2-41)

③活塞杆与活塞直径比。为便于确定活塞杆直径，常取活塞杆与活塞的直径比

$$\frac{d_1}{D} = 0.4 \tag{8.2-42}$$

④活塞最大行程和蓄气缸长度之比 s_{max}。若希望冲击频率高，则当蓄气缸腔内由大气压力开始充气，直到刚刚达到气源压力时，有杆腔内的气体应由气源压力正好降到活塞即将启动时压力的 p_{20}。根据这一要求，经分析和实验可确定，活塞最大行程 s_{max}(即有杆腔最大容积高度)与蓄气缸长度 l(即蓄气缸腔容积的高度)之比

$$\frac{s_{max}}{l} = 1.0 \tag{8.2-43}$$

若冲击频率要求不高，而冲击效率要求高时，应取

$$\frac{s_{max}}{l} = 1.3 \tag{8.2-44}$$

⑤活塞直径(缸径)D 和蓄气缸容积 V_3 的确定经计算并经实验修正，当要求冲击频率最大 f_{max} 时，冲击能 E 和最大冲击能的冲程(行程)位置 s_E 按式(8.2-45)计算

$$E = (0.42 - 0.36D^{-0.2})(10^{-5}p_s - 2.15)V_3 \times 10^{-1} \tag{8.2-45}$$

$$s_E = (0.01D + 35 \times 10^{-8}p_s + 0.15)s_{max} \tag{8.2-46}$$

$$f_{max} = \frac{200}{\dfrac{1 - 0.13V_3}{d_0^2}} \tag{8.2-47}$$

当要求冲击效率最大 η_{max} 时

$$E = (0.48 - 0.41D^{-0.2})(10^{-5}p_s - 2.15) \times V_3 \times 10^{-1} \tag{8.2-48}$$

$$s_E = (0.01D + 35 \times 10^{-8}p_s + 0.15)s_{max}$$

式(8.2-45～8.2-48)中活塞直径 D，活塞最大行程 s_{max} 均以 cm 数值代入；蓄气缸容积 V_3 以 cm^3 计；气源压力 p_s 以 p_a 数值代入；有杆腔进气口最小通径 d_0 以 mm 数值代入，E 的单位为 J，f_{max} 为 1/min。

具体设计时，已知条件是所需冲击气缸的冲击功 W 及工作频率 f。如果工作频率 f 要求较高，可根据式(8.2-45、8.2-46)确定缸径 D 及蓄气缸容积 V_3。式中气源压力 p_s 可根据使用场所条件选定，或暂时选设 $p_s = 0.6\text{MPa}$；这里应令 $E = W$。

如果工作频率 f 要求不高，则可令 $s_{max} = (1 \sim 2)D$，然后再由式(8.2-46、8.2-47)确定缸径 D 及蓄气缸容积 V_3。

⑥密封及排气孔等结构设计。冲击气缸的密封、排气孔等处结构在设计过程中应予以适当注意。

a. 对密封而言，普通冲击气缸冲击效率低的主要原因之一就是部分能量消耗于密封摩擦。这就要求在保证密封、不发生泄漏的前提下，尽量减小密封摩擦力。因此对密封圈的形状、材质要合理选择，压缩量宜在5%～8%之间，缸体内表面粗糙度、圆度、同轴度等技术要求可参考普通气缸的要求。工作中应进行油雾润滑，环境温度不可过低。

b. 排气孔的作用是当活塞复位时，将无杆腔中的气体排空，以保证活塞压紧在喷气口的密封垫上。当活塞开始启动时，蓄气腔和无杆腔的压缩空气会通过排气孔向大气泄漏，使冲击能量减小，同时也会带走部分润滑油。因此，排气小孔通径应很小。但排气孔过小，会影响活塞复位时迅速压紧在喷气口密封垫上，使冲击气缸的工作频率降低。一般活塞未启动之前无杆腔的容积(即环形容积)V_{10} 大约为蓄气缸腔内容积 V_3 的 1/50，即 $V_{10} = 0.02V_3$；取排气孔通径为 0.5～1.2mm。

为了保证活塞复位时，无杆腔的气体迅速排空，同时又保证冲击动作时排气口不泄漏，可采用低压时可排气，高压时又不泄漏的低压排气阀，装设于排气孔处。

⑦普通型冲击气缸的基本结构参见图 8.2-13。其结构尺寸与性能参数见表 8.2-61。表中数据基本按以上设计计算得出。蓄气缸长度 l 是按最大工作频率 f_{max} 确定的，若工作频率低，可增大蓄气缸长度来提高冲击能。表中冲击能、冲击效率及最大冲击能冲程均为在 $p_s = 0.6\text{MPa}$ 状态下得出。

3) 快排型冲击气缸设计计算。通常认为有杆腔排气通道面积大于等于 $0.1\dfrac{\pi}{4}(D^2 - d_1^2)$ 的冲击气缸为快排型冲击气缸。

①活塞直径 D 和蓄气缸容积 V_3 的确定。直径 D 很小的快排冲击气缸应用较少，一般直径 D 均大于 100mm，常用的快排型冲击气缸直径 D 在 100～250mm 左右。其冲击能(冲击功)$E(W)$、冲击效率

表 8.2-61　普通型冲击气缸结构尺寸与性能参数

缸径(活塞直径)D/mm	25	32	40	50	63	80	100	125
活塞杆直径 d_1/mm	10	12	16	20	25	32	40	50
活塞宽度 b/mm	40	40	45	50	55	55	60	65
进排气孔、管及阀通径 ϕ 或 d_0/mm	4	4	6	6	6	8	8	8
喷气口直径 d/mm	8	10	12	16	20	25	32	40
蓄气缸长度 l/mm	50	63	80	100	125	160	200	250
最大行程 s_{max}/mm	50	63	80	100	125	160	200	250
中盖喷气口下端外径 d'/mm	10	12.4	15	19	24	31	40	50
最大冲击频率 f_{max}/min^{-1}	120	100	80	70	60	50	40	30
运动部件质量/kg	1.0	1.5	2.0	2.5	4.5	6.0	7.0	9.0
最大冲击能(或功) E_{max} 或 W_{max}/J	1.3	3.3	6.9	14.7	31.6	69.0	143	294
最大冲击能冲程位置 s_E/s_{max}	0.52	0.48	0.45	0.47	0.48	0.49	0.51	0.53
最大冲击效率 η_{max}(%)	5.2	6.3	6.8	7.4	8.0	8.5	9.0	9.5
应用举例	冲小孔	下小料	打印	打印	折边	冲孔	冲孔	轻锻

注：表中 d'为中盖喷口下端外径，$d'=d+2c$，c 为喷口下端宽度。

η、最大冲击频率 f_{max} 按下列公式计算

$$E=\left[92p_s\times10^{-5}\left(1-\frac{1}{D}\right)-\left(1.24+\frac{7.1}{D}\right)\right]V_3\times10^{-1} \tag{8.2-49}$$

$$\eta=\frac{13p_s\times10^{-7}\left(1-\frac{1}{D}\right)-\left(0.175+\frac{1}{D}\right)}{p_s\left[1-\left(\frac{1}{10^{-5}p_s}\right)^{\frac{1}{4}}\right]\times10^{-5}} \tag{8.2-50}$$

$$f_{max}=\frac{100}{1+0.065\frac{V_3}{d_0^2}} \tag{8.2-51}$$

上述三式中 D 以 cm 数值代入；V_3 以 cm^3 数值代入；p_s 以 p_a 数值代入；有杆腔进气口最小通径 d_0 以 mm 数值代入，E 的单位为 J，f_{max} 的单位为 1/min。

设计已知条件是冲击功(能)和工作频率时，由式(8.2-49)和式(8.2-51)确定活塞直径 D 和蓄气缸容积 V_3。设计已知条件对频率要求不高时，则可根据式(8.2-49)和式(8.2-50)确定 D 和 V_3。

②活塞杆与活塞直径比 d_1/D。为了确定活塞杆直径 d_1，为使快排型冲击气缸有较高的冲击能，又有较高的冲击效率，d_1/D 不应过小；为保证活塞未启动前具有足够的密封接触力，d_1/D 又不宜过大。一般取

$$\frac{d_1}{D}=0.5\sim0.6 \tag{8.2-52}$$

③运动部件的重力 G 和喷口密封面宽度 c。从理论上讲，快排型冲击气缸运动部件重力 G 越大，冲击能 E 也越大。但 G 过大，活塞复位动作迟缓，冲击频率较低。故 G(N)的选用应适当

$$G=0.035D^2-2.5D \tag{8.2-53}$$

喷口密封面承受活塞复位时的挤压应力，应有一定宽度

$$c=0.2D\left(\sqrt{1+\frac{8.2}{D}}-0.76\right) \tag{8.2-54}$$

以上两式中 D 以 mm 数值代入。

④有效行程 s_1。快排型冲击气缸最大冲击能的行程(冲程)位置与最大冲击效率的行程位置相差甚远，故选取有杆腔有效容积高度即有效行程 s_1 时，应保证冲击能和冲击效率均达到各自最大值的 90% 以上，可称为最佳行程。计算结果表明，按以上要求，有杆腔有效容积高度即有效行程 s_1 与蓄气缸长度 l 之比应为

$$\frac{s_1}{l}=2.1 \tag{8.2-55}$$

有效行程 s_1 应等于最大行程 s_{max} 减去必要的安全间隙 δ'，δ'取 10mm 以上，即：

$$s_1=s_{max}-\delta' \tag{8.2-56}$$

式中 $\delta'\geqslant10$mm。

⑤快排型冲击气缸的结构尺寸与性能。快排型冲击气缸的结构见图 8.2-16a。其结构尺寸与性能见表 8.2-62。表中数据基本按以上设计计算得出，蓄气缸长度 l 按最大工作频率 f_{max} 确定，若工作频率低，可增大蓄气缸长度来提高冲击能。表内冲击能、冲击效率及有效行程均为在 $p_s=0.6$MPa 的状态下得出的。

表 8.2-62 快排型冲击气缸的结构尺寸与性能

缸径(活塞直径)D/mm	100	125	160	200	250
活塞杆直径 d_1/mm	60	75	100	120	150
活塞宽度 b/mm	60	65	65	70	75
进排气孔管及阀通径 ϕ 或 d_0/mm	10	10	15	15	20
喷口直径 d/mm	30	40	50	60	75
中盖喷口下端外径 d'/mm	38	52	65	78	98
蓄气缸长度 l/mm	150	160	200	220	250
有效行程 s_1/mm	315	335	420	460	525
快排缸长度 l_2/mm	65	70	75	90	110
快排活塞直径 d_2/mm	60	75	90	110	160
快排缸密封胶垫外径 d_3/mm	80	100	120	160	210
最大冲击频率 f_{max}/min^{-1}	45	40	35	30	25
运动部件质量/kg	10	25	50	90	150
冲击能(或功)E 或 W/J	360	640	1400	2500	4650
冲击效率 η(%)	20.0	21.5	23.0	24.0	24.5
应用举例	下料	调直	铆接	锻造	破碎

注：中盖喷口下端外径 $d'=d+2c$。

3.3 气缸主要零部件的结构、材料及技术要求

3.3.1 气缸筒

(1) 结构(见图 8.2-27)

(2) 材料

气缸筒常使用的材料有 20 号无缝钢管和 ZL104、ZL106 铝合金管。

(3) 技术要求(见图 8.2-27)

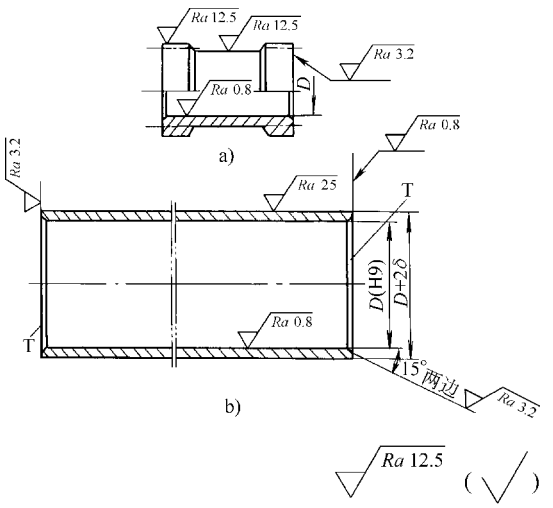


图 8.2-27 气缸筒

a) 凸缘型缸筒 b) 普通型缸筒

1) 内径 D 的精度及表面粗糙度根据活塞使用的密封圈型式而异，用 O 形橡胶密封圈时为 3 级精度；表面粗糙度 Ra 为 0.4μm；用 Y 形橡胶密封圈时为 4～5 级精度，表面粗糙度 Ra 为 0.4μm；用 Y_x 形聚氨酯密封圈时应采用 4 级精度，表面粗糙度 Ra 为 0.8μm。

2) 内径 D 的圆柱度、圆度不能超过尺寸公差的一半。

3) 端面 T 对内径 D 的垂直度不大于尺寸公差的 2/3(≤0.1mm)。

4) 缸筒两端须倒角 15°，以利缸盖装配。

5) 为防腐和提高寿命，缸内表面可镀铬，再抛光或研磨，铬层厚度 0.01～0.03mm。

6) 焊接结构的缸筒，焊接后需经退火处理。

7) 装配后，应在 1.5 倍工作压力下进行试验，不能有漏气现象。非加工表面应涂漆防锈。

3.3.2 气缸盖

气缸盖多为铸件，也有焊接件。

(1) 结构 图 8.2-28 所示为气缸盖的结构。图 8.2-28a 所示为无缓冲气缸的前盖，为避免活塞与气缸盖端面接触时，承受压缩空气的面积太小。通常在缸盖上做出深度不小于 1mm 的沉孔，此孔必须与进气孔相通。图 8.2-28b 所示是缓冲气缸后盖，缓冲气缸的缸盖上除进排气孔外，还应有装设缓冲装置(如单向阀、节流阀等)的孔道。缸盖的厚度主要考虑安

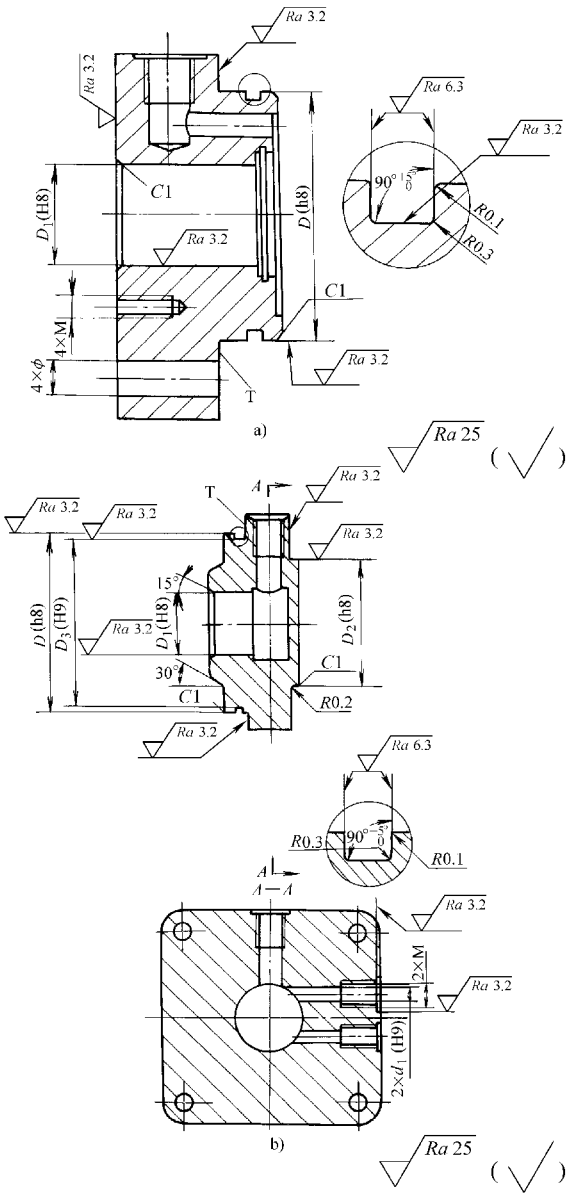


图 8.2-28　气缸盖

a）无缓冲气缸前盖　b）缓冲气缸后盖

装进排气管及密封衬和导向装置、缓冲装置等所占空间。

（2）材料　常用铸铁及铝合金。

（3）技术要求(见图 8.2-28)

1）与缸内径配合之 D(h8)对 D_1(H8)的同轴度不大于 0.02mm。

2）D_3(H9)对 D_1(H8)同轴度不大于 0.07mm。

3）D_2(h8)对 D_1(H8)同轴度不大于 0.08mm。

4）螺纹孔 M 对 d_1(H9)的同轴度不大于 0.02mm。

5）T 对 D_1 轴线的垂直度不大于 0.1mm。

6）铸件处理、热处理、漏气试验、防锈涂漆等与缸筒相同。

3.3.3　缸筒与缸盖的连接

1）缸筒与缸盖的连接型式见表 8.2-63。

2）卡环连接尺寸见图 8.2-29。一般取 $h = l = t = t'$。

3）螺栓连接时许用轴向静载荷。缸盖与缸筒螺栓连接时的许用轴向静载荷见表 8.2-64。

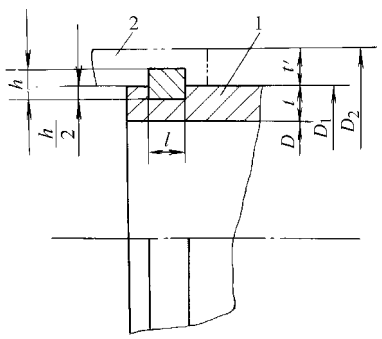
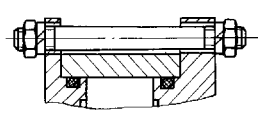
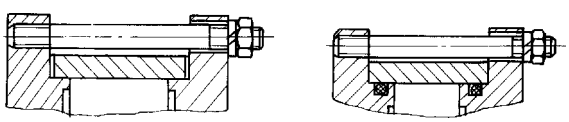


图 8.2-29　卡环连接尺寸

1—缸筒　2—缸盖

表 8.2-63　缸筒与缸盖的连接型式

连接型式	简　图	说　明
双头螺柱		用螺栓连接的结构应用很广，结构简单，易于加工，易于装卸
		法兰尺寸比起螺纹和卡环连接的大，重量较重；缸盖与缸筒的密封可用橡胶石棉板或 O 形密封圈

（续）

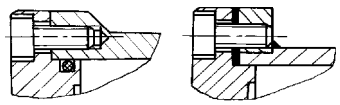
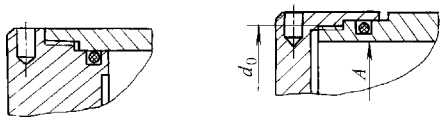
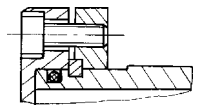
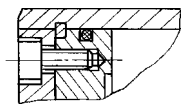
连接型式	简 图	说 明
螺栓		同上。缸筒为铸件或焊接件。焊后需进行退火处理
缸筒螺纹		气缸外径较小，重量较轻，螺纹中径与气缸内径要同心，拧动端盖时，有可能把O形圈拧扭
卡环		重量比用螺栓连接的轻，零件较多，加工较复杂，卡环槽削弱了缸筒，相应地要把壁厚加大
		结构紧凑，重量轻，零件较多，加工较复杂；缸筒壁厚要加大；装配时O形圈有可能被进气孔边缘擦伤

表 8.2-64 缸盖与缸筒螺栓连接时的许用轴向静载荷 （kN）

材 料	螺栓直径											
	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
Q235A	0.92	1.75	3.0	4.55	6.60	9.65	12.65	17.4	23.3	29.6	40	51.5
35	1.20	2.35	3.95	6.10	8.85	12.9	16.9	23.2	31	39.5	53.5	69
45	1.35	2.65	4.45	6.85	9.95	14.5	19	26	35	44.5	60.5	78
40Cr	2.45	4.70	7.75	11.80	16.8	24	32	43	58	72.5	101	138

注：表中数值系指不控制预紧力的紧连接状态。

3.3.4 活塞

（1）结构 活塞的结构如图8.2-30所示。活塞是把压缩空气的能量通过活塞杆传递出去的重要受力零件。活塞结构与其密封型式分不开，活塞的宽度也取决于所采用的密封圈的种类。

（2）材料 铸铁HT150、碳钢35、铝合金ZL106。

（3）技术要求（见图8.2-30）

1）活塞外径（即缸筒内径）其公差配合取决于所选密封圈。当用O形密封圈时为f8；用其他橡胶密封时为用f9；间隙密封（研配）时为g5；用Y_x密封圈（见图8.2-30）时为d9。

2）外径D对活塞杆连接孔d_1的同轴度误差不大于0.02mm。

3）两端面T对d_1的垂直度误差不大于0.04mm。

4）铸件不允许有砂眼、气孔、疏松等缺陷。

5）热处理硬度应比缸筒低。

6）外径D的圆柱度、圆度不超过直径公差的一半。

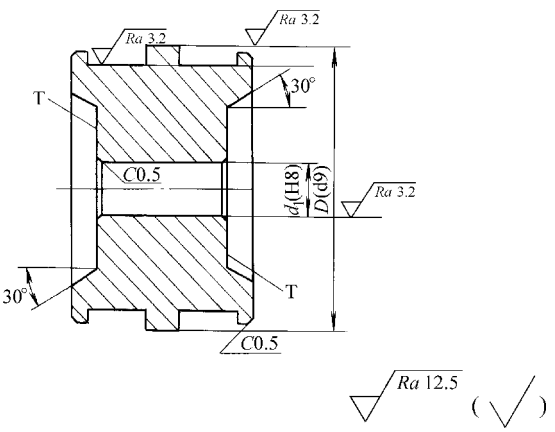


图 8.2-30 活塞

3.3.5 活塞杆

活塞杆与活塞同是最重要的受力零件之一，其主

要型式有实心和空心两种。

（1）结构(见图8.2-31)　活塞杆是一种实心活塞杆。空心活塞杆用于活塞杆固定，缸体往复运动，杆内中孔用于导气；或为了增大活塞杆的刚度并减轻质量；或用空心杆中心装夹棒料等。活塞杆头部结构型式很多，可根据需要设计。

（2）材料　45钢、40Cr。

（3）技术要求(见图8.2-31)

1）直径 d 与气缸导向套配合，其公差一般取f8、f9或d9，表面粗糙度 Ra 为0.8μm。

2）d 对 d_1 同轴度误差不大于0.02mm。

3）端面 K 对 d_1 垂直度误差不大于0.02mm。

4）d 表面镀铬、抛光，铬层厚度0.01～0.02mm。

5）热处理：调质30～35HRC。

6）两头端面允许钻中心孔。

（4）活塞杆与活塞的连接　用螺纹连接应用最广，除小直径气缸把活塞与活塞杆做成整体外，多数在活塞杆上加工螺纹，以螺母将活塞固定在活塞杆上，为防止振动松脱，一般均加保险垫圈、开口销等防松零件。

3.3.6　气缸的密封

（1）活塞杆的密封　气缸活塞杆的密封主要指活塞杆伸出端与缸盖、导向套间的密封，以 Y_x 形密封圈加防尘圈应用较广。活塞杆的密封见表8.2-65。

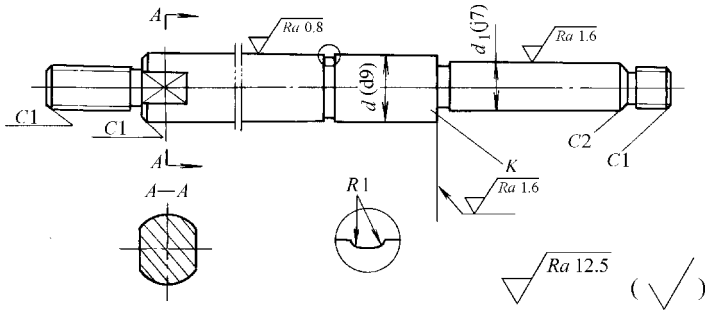
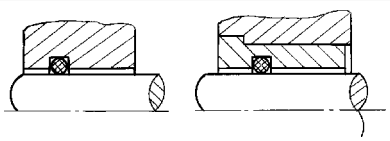
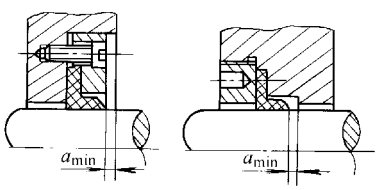
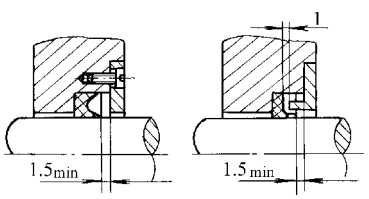
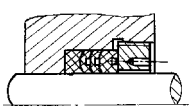
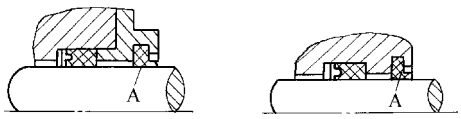


图8.2-31　活塞杆

表8.2-65　活塞杆的密封

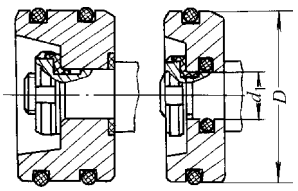
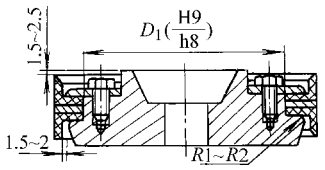
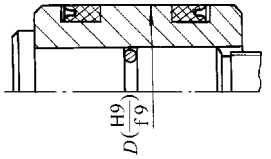
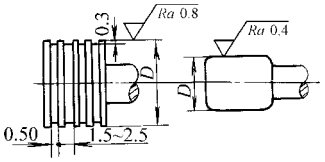
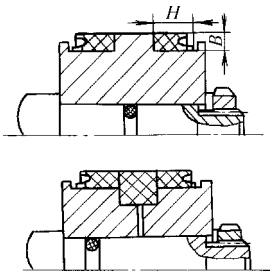
密封型式	简　图	说　明
O形密封圈		密封可靠，结构简单，摩擦阻力小。装配后O形圈内径应比活塞杆直径小0.1～0.35mm
J形密封圈		密封可靠，使用寿命长，摩擦阻力较O形圈大；压环不可压得太紧
Y形密封圈		密封可靠，寿命长，摩擦阻力较O形圈大。右图用带凸台的压环，可防止Y形圈翻转
V形密封圈		使用压力高，可达10MPa，可用于增压缸

（续）

密封型式	简 图	说 明
Y_x 密封圈（轴用）		Y_x 形圈（聚氨酯）耐磨、耐油、强度高，弹性好，寿命长，结构简单。A 为组合防尘圈，一般气缸均应有防尘圈

（2）活塞的密封 活塞的密封指活塞与缸筒内表面之间的密封及活塞与活塞杆之间的密封。活塞的密封与其结构有着密切关系。活塞的结构与密封见表8.2-66。

表 8.2-66 活塞的结构与密封

密封型式	简 图	说 明
O 形密封圈		密封可靠，结构简单，摩擦阻力小。一般要求 O 形圈比被密封表面的内、外径分别大于或小于 0.15～0.6mm
L 形密封圈		密封可靠，寿命长，多用于直径大于 100mm 的气缸；摩擦阻力比 O 形圈大；结构稍复杂
Y 形密封圈		同 L 形密封；注意密封圈沟槽尺寸，防止 Y 形圈翻转
间隙密封		用于直径 40mm 以下气缸，阻力小，必须开均压环槽；配合用 $\frac{H6}{g5}$，表面粗糙度 Ra 为 0.2μm；配合间隙不大于 0.01mm；45 钢淬火硬度 40HRC 以上；镀铬 0.01～0.03mm
Y_x 形密封圈		孔用 Y_x 形圈（聚氨酯）耐磨、耐油、强度高；寿命很长；结构简单自封性好；不会翻滚；低、中、高压均适用，推荐采用

3.4　气缸产品

3.4.1　气缸产品概览(见表8.2-67)

表8.2-67　气缸产品概览

系列型号	气缸内径/mm	行程/mm	输出力(压力为0.4MPa时)/N	特　　点
QCJ2	ϕ6～ϕ16	≤250		不锈钢材质
QGX	ϕ8～ϕ32	≤250		缓冲垫
10Y-1	ϕ8～ϕ50	≤800		缓冲垫
QGCX	ϕ12～ϕ40	≤400		不可调缓冲
10Y-2	ϕ20～ϕ40	≤600		缓冲垫
QM	ϕ20～ϕ40	≤500		无缓冲
10A-5	ϕ32～ϕ160	≤1000		可调缓冲
LG	ϕ32～ϕ125	≤1000		可调缓冲
QGAⅡ、QGBⅡ	ϕ32～ϕ320	≤3000	≤32760	无缓冲、可调缓冲
QGBQ	ϕ32～ϕ100	≤1000		可调缓冲
QGBM	ϕ32～ϕ100	≤2000	≤3100	可调缓冲
LCZ(LCZM)	ϕ25～ϕ200	≤3000	≤12560	可调缓冲
QGS	ϕ32～ϕ320	≤3200	≤32760	可调缓冲
QGBZ	ϕ50～ϕ250	≤2000		可调缓冲
10A-2	ϕ125～ϕ250	≤2000		可调缓冲
JB	ϕ80～ϕ400	≤1600		固定缓冲
QGEW-1	ϕ20～ϕ40	≤600		缓冲垫
QGEW-2	ϕ32～ϕ125	≤1000		可调缓冲
LGL	ϕ32～ϕ125	≤1000		可调缓冲
QGBQS	ϕ32～ϕ100	≤1000		可调缓冲
QGSG	ϕ32～ϕ320	≤3200		可调缓冲
QGEW-3	ϕ125～ϕ250	≤2000		可调缓冲
DQGI	ϕ12～ϕ100	≤120		缓冲垫
QCQ2	ϕ12～ϕ100	≤120		无
QGD	ϕ16～ϕ100	≤80		固定缓冲
QGY	ϕ20～ϕ100	≤50		无
QGCW	ϕ20～ϕ40	≤2000	≤880	磁性无活塞杆
CWC	ϕ20～ϕ50	≤3500	≤760	磁性无活塞杆
QGHJ	ϕ25～ϕ63	≤50	≤1370	旋转、夹紧
QGBH	ϕ40～ϕ63	≤150		夹紧
JQGB	ϕ40～ϕ80	≤500		夹紧
QGJ	ϕ40～ϕ63	≤150		夹紧
QGSJ	ϕ40～ϕ100	≤1000	≤3078	锁紧定位
SJB	ϕ63～ϕ100	≤600	≤3140	前(后)端锁定
AV	ϕ8～ϕ63	≤10	≤1558	短行程
QGV	ϕ140～ϕ160	≤50	≤9180	薄膜
CTA	ϕ80～ϕ125		≤2010	伸缩式
QGNZ	ϕ32～ϕ100			低速稳定
QGCH	ϕ50～ϕ100	≤200		冲击气缸
ZG	ϕ63～ϕ100			振动气缸
QGZY	ϕ80～ϕ160	≤130		气-液增压

3.4.2　普通活塞杆气缸

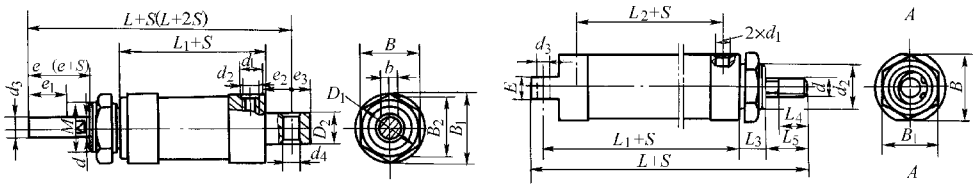
(1) QGX系列小型气缸(ϕ8～ϕ32)　本系列气缸是中国传统产品，经多年的不断改进，性能良好，质量可靠，规格齐全，生产厂家众多，互换性能好，安装使用方便。技术规格见表8.2-68。外形尺寸见表8.2-69。

表8.2-68　QGX系列小型气缸技术规格

缸径/mm	ϕ8、ϕ12、ϕ16、ϕ20、ϕ25、ϕ32	ϕ10、ϕ16	ϕ20、ϕ25	ϕ12、ϕ16	ϕ20、ϕ25、ϕ32
最大行程/mm	5倍缸径	100	160	160	250
工作压力/MPa	0.15～0.8	0.2～0.63		0.15～0.7	
使用温度/℃	－25～80(在不冻结条件下)			5～60	
生产厂	广东肇庆方大气动有限公司	烟台未来自动装备有限责任公司		无锡市华通气动制造有限公司	

表 8.2-69 QGX 系列小型气缸外形尺寸 （mm）

基本型气缸



a）QGX(D)、QGXI(DH)型气缸外形图 b）QGX 型气缸外形图

a

型号	D_1	D_2	L	L_1	d	d_1	d_2	d_3	d_4	M	e	e_1	e_2	e_3	B	B_1	B_2	b
QGX(D)16×S	—	12	122	74	ϕ6	ϕ9	M6	M6	ϕ5	M20×1.5	29	12	7	7	24	27.7	—	5
QGX(D)20×S	ϕ28	12	94	46	ϕ8	ϕ10	M6	M8	ϕ8	M20×1.5	25	15	10	8	24	27.7	25	6
QGX(D)25×S	ϕ35	12	120	73	ϕ10	ϕ13	M10×1	M10	ϕ8	M27×2	22	15	10	8	36	41.6	31	8.5
QGX(D)32×S	ϕ42	12	119	66	ϕ12	ϕ13	M10×1	M12	ϕ8	M27×2	28	18	10	8	36	41.6	39	10
QGXI(DH)16×S	ϕ22	12	105	50	ϕ6	ϕ6.35	M5	M6	ϕ6	M16×1.5	22	16	9	9	22	25.4	22	5

b

型号	d	d_1	d_2	d_3	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	E	B	B_1
QGX8×S	M3	M5	M6	ϕ5	71	51	31.5	6	7	8.5	5	14	10
QGX12×S	M4	M5	M12×1.25	ϕ5	81	54	35	10	8	12	8	21.9	19
QGX16×S	M6	M6	M20×1.5	ϕ5	105	67	44	12	10	19	8	27.7	24
QGX20×S	M8	M6	M22×1.5	ϕ8	117	72	46	12	15	25	12	31.2	27
QGX25×S	M10	M10×1	M27×2	ϕ8	128	83	52.5	15	15	22	12	41.6	36
QGX32×S	M12	M10×1	M27×2	ϕ8	131	83	52.5	15	18	25	12	41.6	36

注：1. 括号内尺寸为后弹簧缸尺寸。

2. 图示 QGX(D)、QGXI(DH)型气缸为前弹簧单作用式，如果是后弹簧单作用式 QGXI(DH)，则 d_1 和 d_2 在前端盖上。

（2）QGBM 系列米字形气缸（ϕ32～ϕ100） 该系列气缸参考最新国外技术，缸筒采用米字形铝型材，使四根拉杆通过四个孔，外形更加美观。气缸外形安装尺寸符合 ISO 标准。技术规格见表 8.2-70，外形尺寸见表 8.2-71。

表 8.2-70 QGBM 系列米字形气缸技术规格

气缸内径/mm	ϕ32	ϕ40	ϕ50	ϕ63	ϕ80	ϕ100
行程范围/mm	10～2000					
使用压力范围/MPa	0.05～0.8					
耐压性/MPa	1.2					
使用温度范围/℃	－20～80					
使用介质	空气、干燥空气					
给油	不需要(也可给油)					
螺纹等级	GB/T 197—2003 6g·6H					
接口螺纹	G1/8	G1/4		G3/8		G1/2

气缸内径/mm		ϕ32	ϕ40	ϕ50	ϕ63	ϕ80	ϕ100
缓冲		两侧可调缓冲					
行程长度允差/mm	$S\leqslant500$	$^{+2.0}_{0}$		$^{+2.5}_{0}$			
	$S\geqslant501$	$^{+2.5}_{0}$		$^{+3.0}_{0}$			
缓冲行程/mm		19	21	23		30	
理论传递力/N（压力为0.6MPa时）	推力	482	753	1178	1870	3015	4712
	拉力	415	633	990	1680	2720	4418

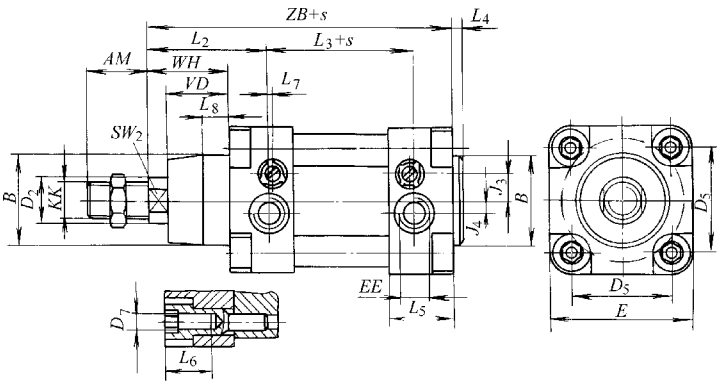
注：1. 生产厂：济南华能气动元件厂。

2. 型号意义：

QGBM □-□-□

- 气缸内径(mm)
- 气缸行程(mm)
- 安装形式：空 基本型；S2 轴向脚架；MF1 前法兰；MF2 后法兰；MT1 前铰轴；MT2—后铰轴；MT4 中间铰轴；MP2、MP2a—双悬耳；MP6、MP4—单悬耳

表 8.2-71　QGBM 系列气缸外形尺寸及安装型式　　（mm）



	缸径（ϕ）	AM	B（f8）（ϕ）	D_2（f8）（ϕ）	D_5	D_7	E	EE	J_3	J_4	KK	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	SW_2	VD	WH	ZB
基本型	32	22	30	12	32.5	M5	45	G1/8	7	—	M10×1.25	35	76	4	26	13	9.5	—	10	16	26	120
	40	24	35	16	38	M5	54	G1/4	9	4.5	M12×1.25	42	81	5.5	24	13	6	—	13	20	30	135
	50	32	40	20	46.5	M6	65	G1/4	12	5.5	M16×1.5	49	82	5	24	15	4	17	17	25	37	143
	63	32	42	20	56.5	M6	80	G3/8	13	11.5	M16×1.5	54	87	6	28.5	19	—	—	17	28	40	155
	80	40	48	25	72	M8	96	G3/8	17	16	M20×1.5	62	96	6	28	21	—	23	22	34	48	172
	100	40	52	25	89	M8	126	G1/2	17.5	18	M20×1.5	69.5	101	7	32.5	21	—	23	22	40	53	187

（3）LCZ（LCZM）系列气缸（ϕ25～ϕ200）　LCZ（LCZM）系列气缸技术规格见表 8.2-72，外形尺寸见表 8.2-73。

表 8.2-72　LCZ（LCZM）系列气缸技术规格

缸径/mm	ϕ25	ϕ32	ϕ40	ϕ50	ϕ63，ϕ80	ϕ100，ϕ125，ϕ160，ϕ200
最大行程/mm	400	600	700	1000	1400	3000
工作压力/MPa	0.15～1.0					
使用温度范围/℃	－25～80（不冻结条件下）					
工作介质	洁净压缩空气					

（续）

缸径/mm	ϕ25	ϕ32	ϕ40	ϕ50	ϕ63，ϕ80	ϕ100，ϕ125，ϕ160，ϕ200
润滑油	LCZ：需润滑，LCZM：无需润滑					

注：1. 生产厂：烟台未来自动装备有限责任公司。

2. 型号意义：

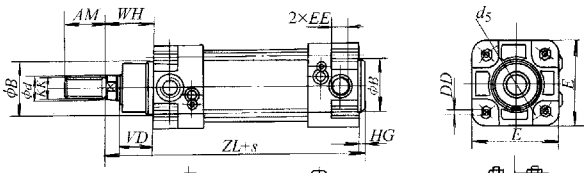
LCZ
LCZM-[D]×[S]-[　]

基本系列　　安装型式，见表 8.2-73

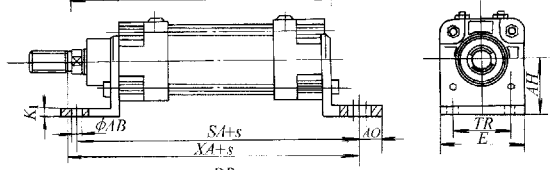
缸径　　行程

表 8.2-73 LCZ(LCZM)系列气缸外形及安装尺寸 (mm)

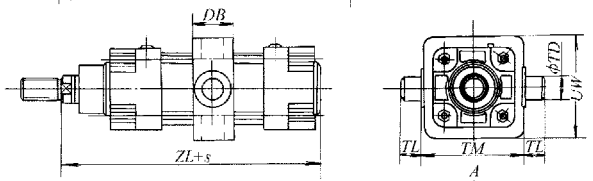
基本型



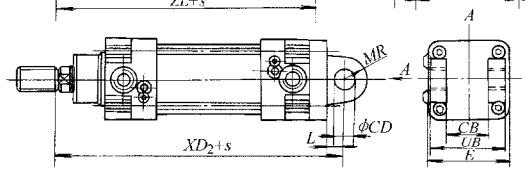
脚架 MS_1



中间摆轴 MT_4

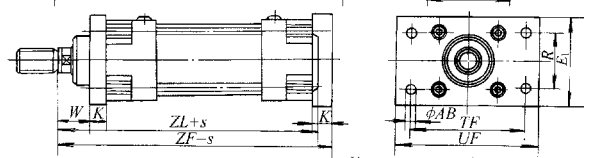


双耳尾座 MP_2

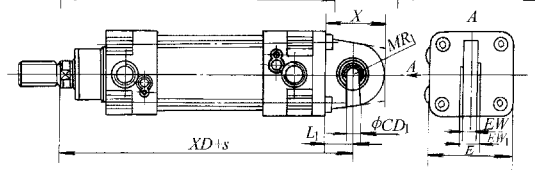


前法兰 MF_1

后法兰 MF2



单耳尾座 MP_4



公差							*	*	*	*	*	*				
缸径 ϕD	*AM*	*WH*	*VD*	*E*	*HG*	*AO*	*ZL*	*SA*	*XA*	XD_2	*ZF*	*XD*	K_1	*TR*	d_5	*AH*
25	18	26	20	46	3	11.5	118	137	139	137	125	137	4	32	48	32
32	22	26	20	46	3	11.5	123	142	144	142	130	142	4	32	48	32
40	24	30	18	58	4	14.5	139	161	163	160	145	164	5	36	58	36
50	32	37	25	64	4	15	147	170	175	170	155	175	5	45	65	45
63	32	37	25	78	4	14	162	185	190	190	170	196	5	50	78	50
80	40	46	34	100	6	19	180	210	215	210	190	212	6	63	102	63
100	40	51	35	116	6	20	195	220	230	230	205	232	6	75	120	71
125	54	61	45	140	6	20.5	235	250	270	275	245	279	6	90	150	90
160	72	80	60	180	8	15	268	300	320	315	280	320	11	115	190	115
200	72	90	70	220	10	15	290	320	345	335	300	344	12	135	232	135

公差		h14	h14				+0.5		△	△							
缸径 ϕD	*DB*	*TM*	*TL*	*UW*	*L*	L_1	*CB*	*UB*	*EW*	EW_1	*K*	*TF*	*UF*	*R*	E_1	*W*	*X*
25	22	60	12	60	14	14	26	45	6	9	10	64	80	32	60	16	—
32	22	50	12	60	14	14	26	45	6	9	10	64	80	32	60	16	—
40	30	63	16	70	15	19	28	52	7	10	10	72	92	36	60	20	—
50	30	75	16	80	15	22	32	60	7	12	12	90	110	45	70	25	—
63	35	90	20	90	20	26	40	70	10	14	12	100	120	50	80	25	—

（续）

公差		h14	h14				+0.5		△	△							
缸径 ϕD	*DB*	*TM*	*TL*	*UW*	*L*	L_1	*CB*	*UB*	*EW*	EW_1	*K*	*TF*	*UF*	*R*	E_1	*W*	*X*
80	35	110	20	110	20	26	50	90	10	14	16	126	150	63	100	30	—
100	40	132	25	135	25	28	60	110	12	16	16	150	180	75	120	35	—
125	40	160	25	165	30	35	70	130	16	20	16	180	222	90	140	45	75
160	45	200	32	210	35	42	90	170	18	22	20	230	278	115	180	60	86
200	50	250	32	260	35	42	90	170	18	22	20	270	318	135	235	70	86

公差			d11			H13	e9	H8		H8	
缸径 ϕD	ϕd	*KK*	ϕB	*EE*	*DD*	ϕAB	ϕTD	ϕCD	*MR*	ϕCD_1	MR_1
25	10	M8	30	G1/8	M5	7	12	10	10	10	17
32	12	M10×1.25	30	G1/8	M5	7	12	10	10	10	17
40	16	M12×1.25	35	G1/4	M6	9	16	12	13	12	22
50	20	M16×1.5	40	G1/4	M6	9	16	12	13	12	24
63	20	M16×1.5	45	G3/8	M8	9	20	16	17	17	28
80	25	M20×1.5	50	G3/8	M10	12	20	16	17	17	30
100	25	M20×1.5	55	G1/2	M10	14	25	20	21	20	34
125	30	M27×2	60	G1/2	M10	16	25	25	26	25	—
160	40	M36×2	80	G3/4	M12	18	32	30	30	30	—
200	40	M36×2	80	G3/4	M14	22	32	30	30	30	—

气缸直径 ϕD	名义行程 *s* 时的允差	
	$s \leqslant 500$	$500 < s \leqslant 2000$
25～50	$^{+2}_{0}$	$^{+3.2}_{0}$
63～100	$^{+2.5}_{0}$	$^{+4}_{0}$
125～200	$^{+4}_{0}$	$^{+5}_{0}$

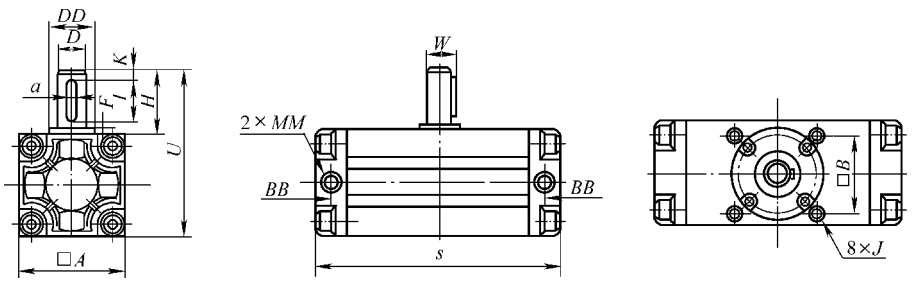
缸径	*ZL*	*SA*	*XA*	XD_2	*ZF*	*XD*
25～50	±1.6	±1.25	±1.25	1.25	±1.25	±1.25
63～100	±2	±1.6	±1.6	±1.6	±1.6	±1.6
125～200	±2.5	±2	±2	±2	±2	±2

注：△该尺寸不符合 ISO 标准。

3.4.3　摆动气缸

（1）QGABS 齿轮齿条式摆动气缸（见表 8.2-74）

表 8.2-74　QGABS 齿轮齿条摆动气缸　　（mm）



系列	QGABS-50	QGABS-63	QGABS-80	QGABS-100
缸径/mm	50	63	80	100
工作介质	洁净干燥压缩空气			
工作压力范围/MPa	0.1～0.8			

（续）

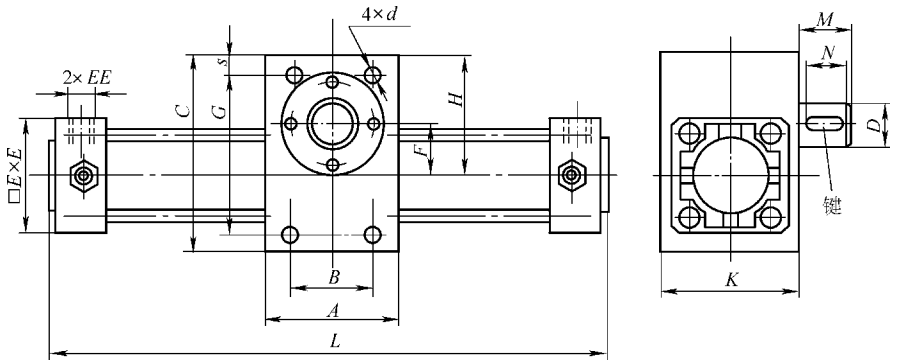
系列						QGABS-50			QGABS-63			QGABS-80		QGABS-100	
耐压/MPa						1.2									
环境和介质温度℃						5～60									
摆动角度(°)						90 180									
润滑						不需要(也可油雾润滑)									
允许动能/N·cm						5.1			12			16		55	
摆动时间/(s/90°)						0.2～2			0.2～3			0.2～4		0.2～5	
缸径	□*A*	□*B*	*BB*	*D*	*DD*	*H*	*U*	*F*	*I*	*K*	*W*	*s*	*J*	*MM*	*a*
50	65	48	8.5	15	25	36	101	2.5	25	5	17	144(177)	M8 深8	G1/8	$5^{0}_{-0.030}$
63	80	60	10	17	30	41	121	2.5	30	5	19.5	163(201.5)	M10 深12	G1/8	$6^{0}_{-0.030}$
80	100	72	12	20	35	50	150	3	40	5	22.5	186(230)	M12 深13	G1/4	$6^{0}_{-0.030}$
100	124	85	12.5	25	40	60	184	4	45	5	28	245(311)	M12 深14	G3/8	$8^{0}_{-0.030}$

注：括号内为摆角180°的尺寸。

生产厂：济南华能气动元器件公司。

（2）QGBC2 齿轮齿条式摆动气缸(轴式)(见表8.2-75)

表8.2-75 QGBC2 齿轮齿条式摆动气缸 （mm）



系 列						QGBC2-40			QGBC2-50			QGBC2-63			QGBeC2-80			QGBC2-100			QGBC2-125		
缸径						40			50			63			80			100			125		
理论输出转矩0.4MPa时/N·m						7			11			46.7			75.4			117.8			306.8		
工作压力/MPa						0.1～1																	
旋转角度(°)						90、180、270、360																	
介质温度/℃						－10～80																	
缸径	*A*	*B*	*C*	*G*	*K*	*s*	*F*	*H*	*d*	*D*	*E*	*EE*	*M*	*N*	*L*				键(宽×高×长)				
															90°	180°	270°	360°					
40	66	40	95	75	66	10	25	58	7	20	54	G1/4	40	36	236	280	324	368	6×6×36				
50	67	40	95	75	74	10	26	57	7	20	66	G1/4	48	40	243	287	331	375	6×6×40				
63	130	80	160	140	110	10	52.5	118	11	25	76	G3/8	48	40	384	502	620	738	8×7×40				
80	130	80	170	140	110	15	52.5	118	11	25	96	G3/8	48	40	402	520	638	756	8×7×40				
100	130	80	180	140	120	20	52.5	118	11	35	115	G1/2	58	50	412	530	648	766	10×8×50				
125	200	130	245	205	160	20	77.5	165	13	35	140	G1/2	58	50	588	784	981	1178	10×8×50				

生产厂：无锡气动技术研究所。

4　气马达

4.1　气马达的分类、工作原理及特点

气马达是一种气动执行元件，它的作用是将压缩空气的压力能转换成回转型式或摆动型式的机械能。

4.1.1　气马达的分类

气马达按工作原理可分为透平式和容积式两大类。气压传动系统中最常用的气马达多为容积式。容积式气马达按其结构型式可分为叶片式、活塞式、齿轮式及摆动式等，其中以叶片式和活塞式两种最常用。

容积式气马达的分类及性能见表8.2-76。

4.1.2　气马达的工作原理

（1）叶片式气马达　叶片式气马达的原理见图8.2-32。叶片式气马达主要由定子1、转子2、叶片3及4等零件构成。定子上有进、排气用的配气槽或孔，转子上铣有长槽，槽内有叶片。定子两端有密封盖，密封盖上有弧形槽与进、排气孔A、B及叶片底部相通。转子与定子偏心安装，偏心距为e。这样由转子的外表面、叶片（两叶片之间）、定子的内表面及两密封端盖就形成了若干个密封工作容积。

表8.2-76　容积式气马达的分类及性能

类　别	叶片式气马达			活塞式气马达				齿轮式气马达		摆动式气马达		
	单作用单向回转的叶片马达	单作用双向回转的叶片马达	双作用双向回转的叶片马达	径向活塞式气马达			轴向活塞式气马达	双齿轮式马达	多齿轮式马达	单叶片摆动气马达	双叶片摆动气马达	活塞式摆动气马达
				有连杆式	无连杆式	滑杆式						
转速范围/r·min^{-1}	500～50000			100～1300（最大6000）			<3000	1000～10000		摆角280°	摆角100°	摆角可大于360°
转矩	小			大			大	较小		较小		
功率范围/kW	0.147～18.375			0.735～18.375			<3.675	0.735～36.75				
耗气量/m^3·min^{-1}	大型低转速马达为1.0 小型高速马达为1.3～1.7			大型低速马达约为0.7～1 小型高速马达约为1.4～1.7			0.8左右	>1.2				
效率	较低			较高			高	低		较低		
单位功率机重	轻			重			较重	较轻		较轻		
结构特点	结构简单，维修容易			结构复杂			结构紧凑但复杂	结构简单、噪声大、振动大，人字齿轮式马达换向困难		结构简单，应注意保证密封		

压缩空气由A孔输入时，分为两路：一路经定子两端密封盖的弧形槽进入叶片底部，将叶片推出。

叶片就是靠此气压推力及转子转动时的离心力的综合作用而保证运转过程中较紧密地抵在定子内壁上。压缩空气另一路经A孔进入相应的密封工作容积。如图8.2-32所示，压缩空气作用在叶片3和4上，各产生相反方向的转矩，但由于叶片3伸出长（与叶片4伸出相比），作用面积大，产生的转矩大于叶片4产生的转矩，因此转子在相应叶片上产生的转矩差作用下按逆时针方向旋转，做功后的气体由定子孔C排出，剩余残气经孔B排出。

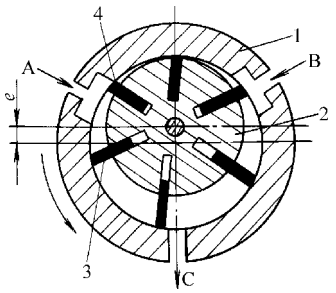


图8.2-32　叶片式气马达原理

1—定子　2—转子　3、4—叶片

改变压缩空气的输入方向(如由B孔输入)，则可改变转子的转向。

叶片式气马达多数可双向回转，有正反转性能不同和正反转性能相同两类。图8.2-33所示为正反转性能相同的叶片式马达特性曲线。这一特性曲线是在一定的工作压力(例如0.5MPa)下作出的，在工作压力不变时，它的转速、转矩及功率均依外加载荷的变化而变化。

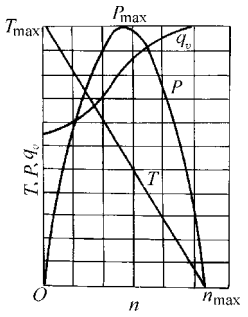


图8.2-33 叶片式气马达特性曲线

当外加载荷转矩为零时，即为空转，此时转速达最大值 n_{max}，马达输出功率为零。当外加载荷转矩等于气马达最大转矩 T_{max} 时，气马达停转，转速为零，此时输出功率也为零。当外加载荷转矩等于气马达最大转矩的一半($0.5T_{max}$)时，其转速为最大转速的一半($0.5n_{max}$)，此时马达输出功率达最大值 P_{max}。一般说来，这就是气马达的额定功率。

在工作压力变化时，特性曲线的各值将随之有较大的变化。说明叶片式气马达具有较软的特性。

(2) 活塞式气马达 常用活塞式气马达大多是径向连杆式的，图8.2-34所示为径向连杆活塞气马达工作原理图。压缩空气由进气口(图中未画出)进入配气阀套1及配气阀2，经配气阀及配气阀套上的孔进入气缸3(图示进入气缸Ⅰ和Ⅱ)，推动活塞4及连杆组件5运动。通过活塞连杆带动曲轴6旋转。曲轴旋转的同时，带动与曲轴固定在一起的配气阀2同步转动，使压缩空气随着配气阀角位置的改变进入不同的缸内(图示顺序为Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ、Ⅴ)，依次推动各个活塞运动，各活塞及连杆带动曲轴连续运转。与此同时，与进气缸相对应的气缸分别处于排气状态。

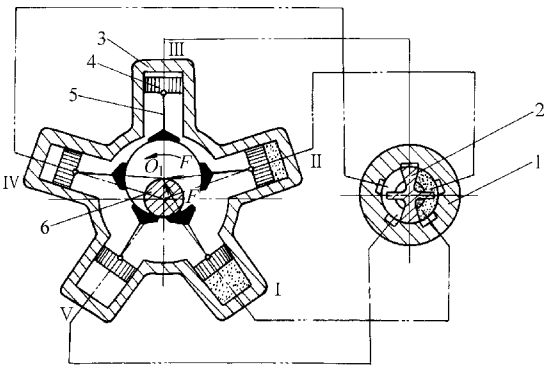


图8.2-34 径向活塞式气马达工作原理

1—配气阀套 2—配气阀 3—气缸体 4—活塞 5—连杆组件 6—曲轴

图8.2-35所示为一小型活塞式气马达的特性曲线。可见活塞式气马达也具有软特性的特点。特性曲线各值随马达工作压力的变化有较大的变化，工作压力增高，马达的输出功率、转矩和转速均大幅度增加；当工作压力不变时，其转速、转矩及功率均随外加载荷的变化而变化。其基本情况与叶片式气马达大致相同。

4.1.3 气马达的特点

各类型式的气马达尽管结构不同，工作原理有区别，但是大多数气马达具有以下特点：

1) 可以无级调速。只要控制进气阀或排气阀的开度，即控制压缩空气的流量，就能调节马达的输出

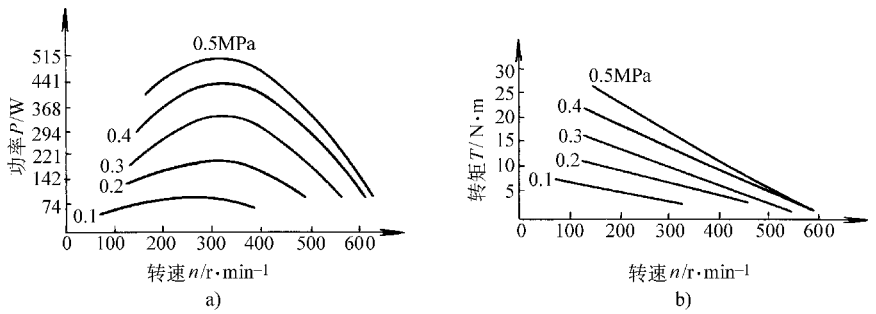


图8.2-35 小型活塞式气马达的特性曲线

a) 功率曲线 b) 转矩曲线

功率和转速。

2）能够正转也能反转。大多数气马达只要简单地用操纵阀来改变马达进、排气方向，即能实现气马达输出轴的正转和反转，并且可以瞬时换向。在正反向转换时，冲击很小。气马达换向的一个主要优点是它具有几乎在瞬时可升至全速；活塞式气马达可以在不到一秒的时间内升至全速。

3）工作安全。适用于恶劣的工作环境，在易燃、易爆、高温、振动、潮湿、粉尘等不利条件下均能正常工作。

4）有过载保护作用，不会因过载而发生故障。过载时，马达只是转速降低或停转，当过载解除，立即可以重新正常运转，并不产生机件损坏等故障。

5）具有较高的起动转矩，可以直接带载荷起动，起动、停止均迅速。

6）功率范围及转速范围较宽。功率小至几百瓦，大至几万瓦；转速可以从零一直到每分钟五万转。

7）可以长时间满载连续运转，温升较小。

8）操纵方便，维护检修较容易。

4.2　气马达的典型产品(见表8.2-77)

表8.2-77　气马达产品概览

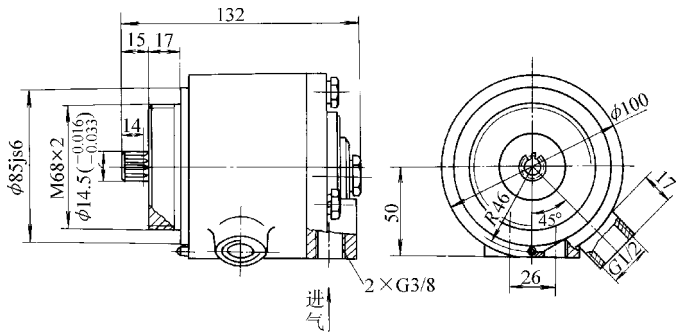
类　别	型　号	功率/kW	转速/r·min^{-1}	生 产 单 位
叶片式	TJ*	0.662～14.71	2500～4500	湖北黄石风动机械厂
	YQ*	8.84～14.71	2400～3200	南昌通用机械厂
	YP-*	0.662～14.71	625～7000	太原矿山机器厂
活塞式	TM*	0.735～18.4	280～1100	宣化通用机械制造厂
	TJH*	206～7.35	700～2800	黄石风动机械厂
	HS-*	3.677～18.4	500～1500	太原矿山机器厂

注：型号中的＊表示气马达的功率，如TJ2表示功率为2×0.735kW(2马力)的叶片式气马达。

4.2.1　叶片式气马达

(1) 662W（0.9马力）叶片式气马达（见表8.2-78）

表8.2-78　662W(0.9马力)叶片式气马达　　(mm)



额定功率/W	工作压力/MPa	进排气管尺寸	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型号或图号	外形尺寸	质量/kg
662	0.5～0.7	G 3/8	4500	1	Z0.9-0 YP-009	φ100×132 φ100×132 φ100×132	3.9

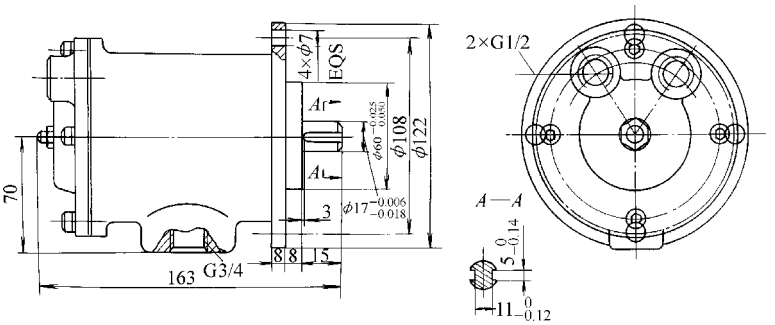
输出轴端齿轮参数	法向模数 m_n	齿数 z	齿顶高系数 h_a^*	压力角 α(°)	精度等级	公法线长度 W_{kn}	长跨齿数 k
	1.25	10	0.8	20	8—Q	$5.720^{-0.048}_{-0.995}$	2

注：1. 662W(0.9马力)气马达的转向可逆。

2. 生产厂：黄石风动机械厂、太原矿山机器厂。

（2）1.471kW（2 马力）叶片式气马达（见表 8.2-79）

表 8.2-79 1.471kW（2 马力）叶片式气马达 （mm）



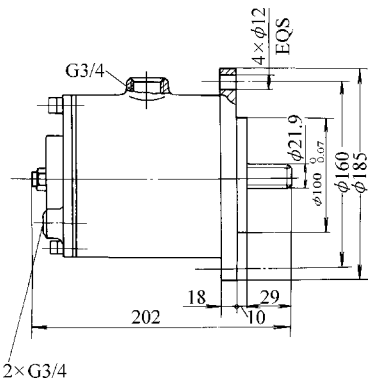
额定功率 /kW	工作压力 /MPa	进排气管尺寸	额定转速 /r·min⁻¹	额定功率时耗气量 /m³·min⁻¹	型号或图号	外形尺寸	质量 /kg
1.471	0.5～0.7	G 1/2	4000	2	TJ2	163×133×122	6

注：1. 此马达转向可逆。

2. 生产厂：黄石风动机械厂。

（3）2.942kW（4 马力）叶片式气马达（见表 8.2-80）

表 8.2-80 2.942kW（4 马力）叶片式气马达 （mm）



额定功率 /kW	工作压力 /MPa	进排气口尺寸 /in	额定转速 /r·min⁻¹	额定功率时耗气量 /m³·min⁻¹	型号	外形尺寸	质量 /kg
2.942	0.5～0.7	G 3/4	3200	3.8	TJ4	202×φ185	12

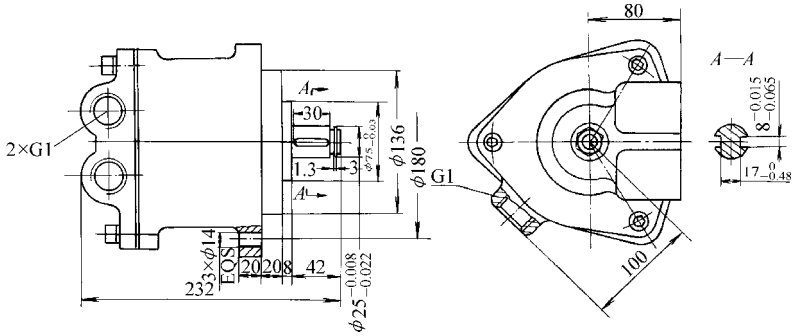
输出轴端齿轮参数	法向模数 m_n	齿数 z	变位系数 x	压力角 α(°)	齿顶高系数 h_a^*	精度等级	公法线长度 W_{kn}	长跨齿数 k
	1.5	12	0.14	20	1	8—Q	$7.315^{+0.085}_{+0.123}$	2

注：1. 此马达转速可逆。

2. 生产厂：黄石风动机械厂。

（4）4.415kW（6 马力）叶片式气马达（见表 8.2-81）

表 8.2-81　4.415kW(6 马力)叶片式气马达　　(mm)



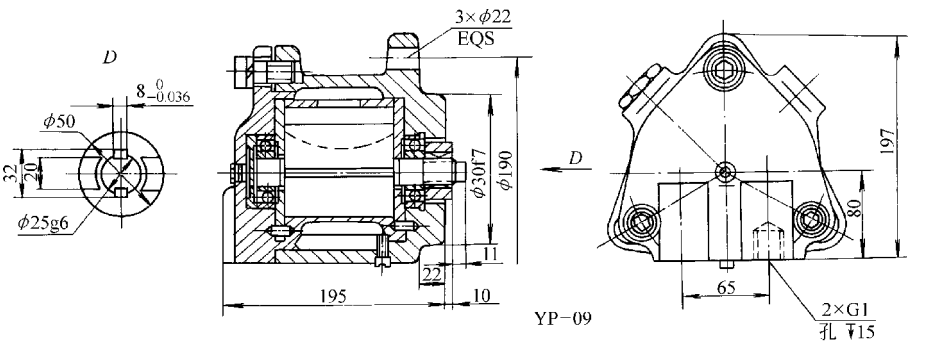
额定功率/kW	工作压力/MPa	进排气口尺寸/in	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型号	外形尺寸	质量/kg
4.415	0.5～0.7	G1	3400	5.5	TJ-6	232×ϕ220	18

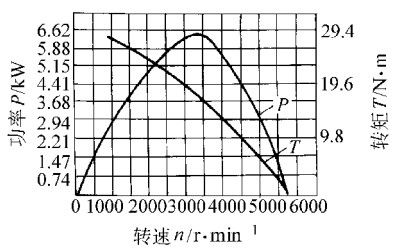
注：1. 此马达转向可逆。

2. 生产厂：黄石风动机械厂。

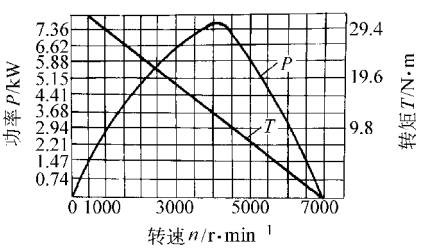
(5) 5.89kW(8 马力)和 6.62kW(9 马力)叶片式气马达(见表 8.2-82)

表 8.2-82　5.89kW(8 马力)和 6.62kW(9 马力)叶片式气马达　　(mm)





5.89kW(8马力)气马达性能曲线



6.62 kW(9马力)气马达性能曲线

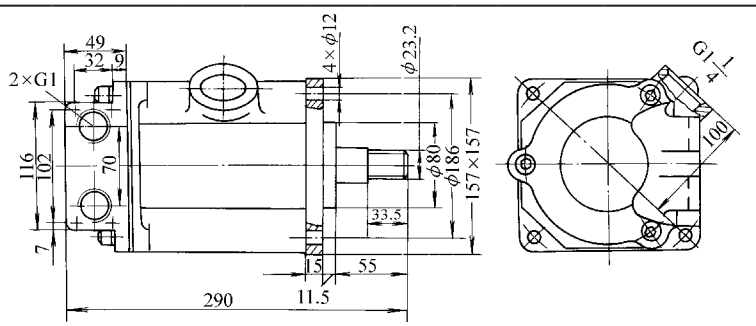
额定功率/kW	工作压力/MPa	进排气口尺寸	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型号或图号	额定转速/r·min^{-1}	外形尺寸	质量/kg
5.89	0.5～0.7	G1	7.5	TJ8 YP-08	2800	215×ϕ230 207×ϕ230 216×197×197	19.5
6.62	0.5～0.7	G1	8.2	TJ9 YP-09	2800	215×ϕ230 207×ϕ230 216×197×197	19.5

注：1. 5.89kW(8 马力)、6.62kW(9 马力)气马达可正反转；表图为 YP-09 型气马达图。

2. 生产厂：黄石风动机械厂、太原矿山机器厂。

（6）8.84kW（12 马力）叶片式气马达（见表 8.2-83）

表 8.2-83 8.84kW（12 马力）叶片式气马达 （mm）



额定功率/kW	工作压力/MPa	进排气口尺寸	额定转速/r·min⁻¹	额定功率时耗气量/m³·min⁻¹	型 号	外形尺寸	质量/kg
8.84	0.5～0.7	G1	3500 2400	10.6	TJ12 YQ12	290×157×157 300×230×230	20 54

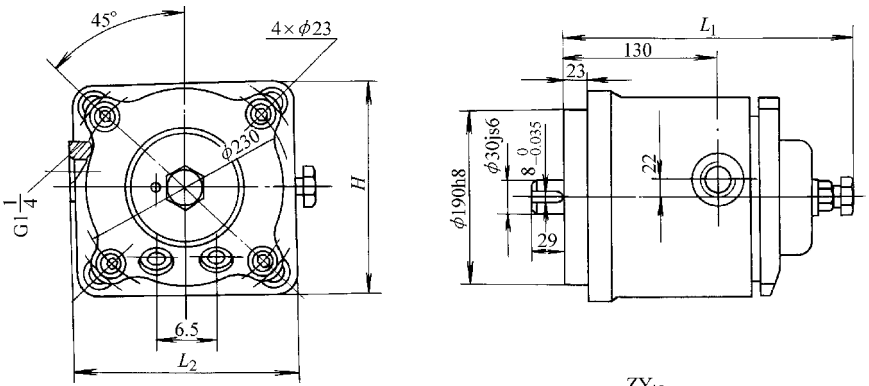
输出轴端齿轮参数	模数 m	齿数 z	变位系数 x	压力角 α(°)	精度等级	公法线长度 W_{kn}	公法线长度变动公差 F_w
	2	9	+0.295	20	9—8—8GJ	$9.511^{-0.095}_{-0.143}$	0.026

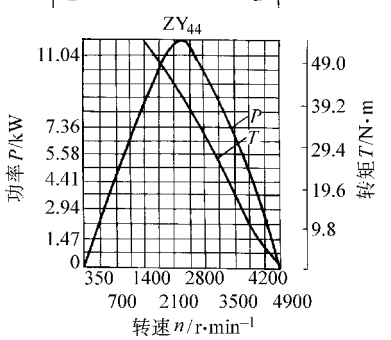
注：1. 南昌通用机械厂产 YQ12 型气马达轴伸为平键 2—8×28，轴径为 φ30（d3）。

2. 生产厂：黄石风动机械厂、南昌通用机械厂。

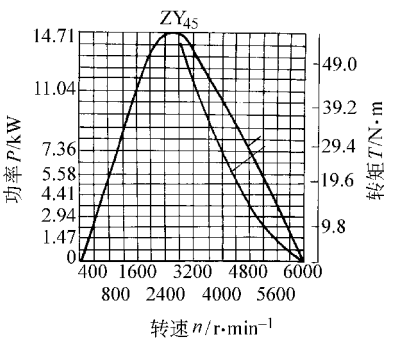
（7）10.31kW（14 马力）和 14.71kW（20 马力）叶片式气马达（见表 8.2-84）

表 8.2-84 10.31kW（14 马力）和 14.71kW（20 马力）叶片式气马达 （mm）





10.31kW(14马力)气马达特性曲线



14.71kW(20马力)气马达特性曲线

（续）

额定功率/kW	工作压力/MPa	进排气口尺寸	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型号或图号	外形尺寸 $L_1 \times L_2 \times H$	质量/kg
10.31	0.5～0.7	G1 $\frac{1}{4}$	2500	12.6	TJ14	296×230×230	55
14.71	0.5～0.7	G1 $\frac{1}{4}$	2500 3200	18 19	TJ20 YQ20	296×230×230 300×230×230	55
14.71	0.5～0.7	G1 $\frac{1}{4}$	2500	18	TJ20A YP-20	296×205×205 315×249×228	46

注：1. 所列马达均可正反转。

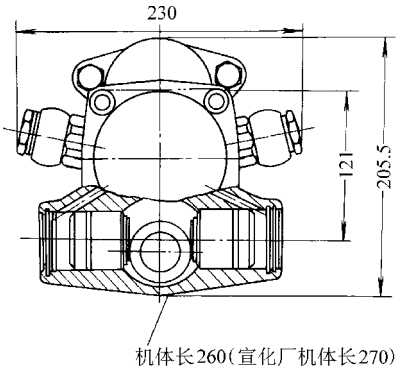
2. 太原矿山机器厂还生产10.31kW(14马力)的叶片气马达、型号YP-14，外形尺寸为315×249×228，进气口尺寸为G1 $\frac{1}{4}$。

3. 生产厂：黄石风动机械厂、太原矿山机器厂。

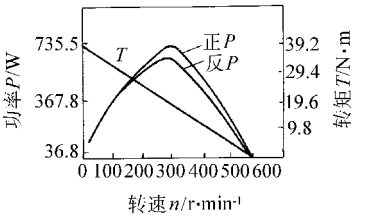
4.2.2　活塞式气马达

（1）735.5W(1马力)活塞式气马达(见表8.2-85)

表8.2-85　735.5W(1马力)活塞式气马达　　(mm)



机体长260(宣化厂机体长270)



TM1B-1型气马达性能曲线

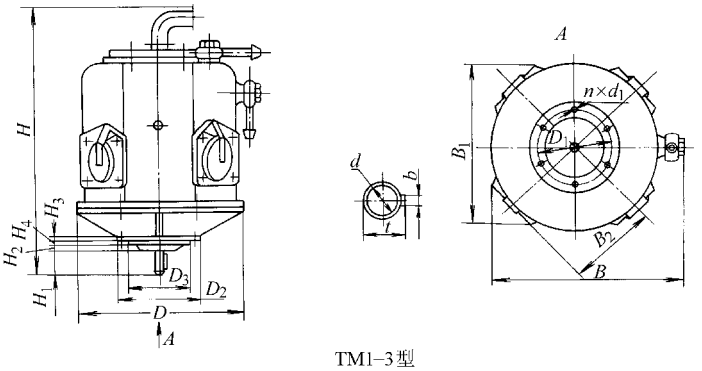
额定功率/W	工作压力/MPa	进气口尺寸	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型号	外形尺寸	质量/kg
735.5	0.5～0.7	7/8	280～320	1.4	TM1-1	270×ϕ230	22

注：1. 此种气马达为四缸活塞式，与其他活塞式气马达相比其特点是四个缸成两列对称地配置在壳体内，活塞直接推动曲轴旋转，没有连杆，结构紧凑。

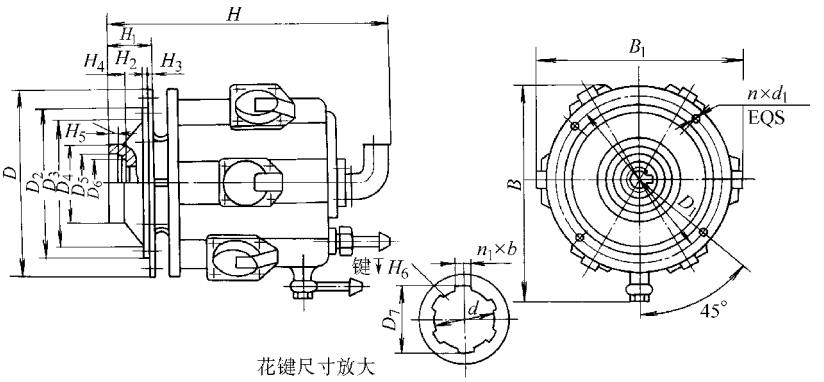
2. 生产厂：宣化通用机械制造厂。

（2）2.06kW(2.8马力)活塞式气马达(见表8.2-86)

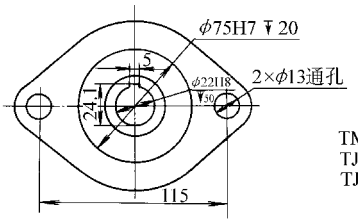
表8.2-86 2.06kW(2.8马力)活塞式气马达 (mm)



TM1-3型

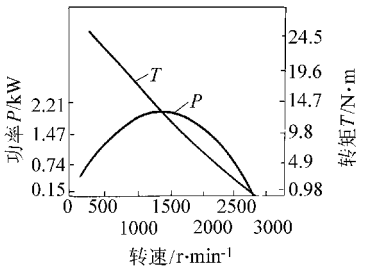


花键尺寸放大



TM1A-3
TJH3A 型
TJH3B

TJH3B型气马达轴伸



TM1-3气马达性能曲线

（续）

额定功率/kW	工作压力/MPa	进气口径	空载转速/r·min^{-1}	额定转速/r·min^{-1}	额定转矩/N·m	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型　号	外形尺寸	质量/kg
2.06	0.5～0.6	7/8	2800	1320	1520	3.2	TM1-3 TM1A-3	400×280×240 370×280×274	30 34
	0.5～0.7			1300		2.5	TJH3A TJH3B		31 28

型号	H	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	D	D_1	D_2	D_3	D_4
TM1-3	400	60	11	10	4			ϕ225	ϕ182	ϕ160	ϕ130h6	
TM1A-3 TJH3A TJH3B	370	70	4	10	29	12	25	ϕ225	ϕ200	ϕ180h6	ϕ166	ϕ100

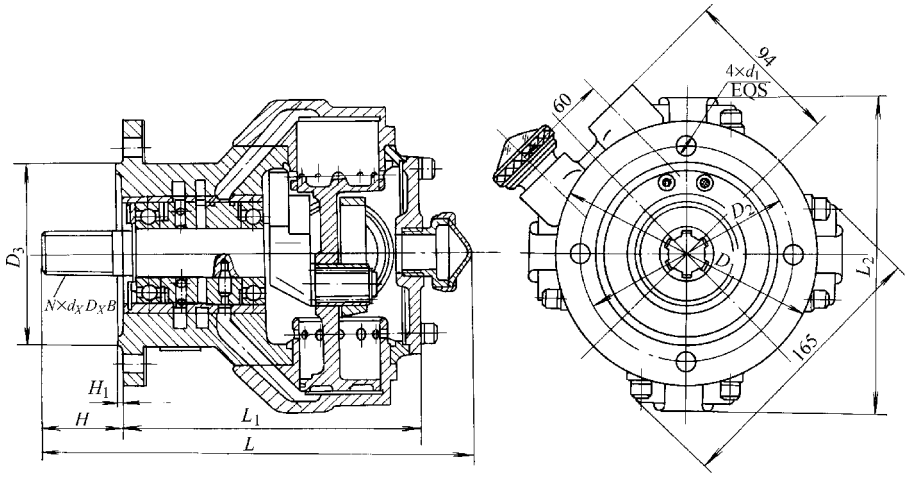
型号	D_5	D_6	D_7	B	B_1	B_2	n	n_1	t	d	d_1	b
TM1-3				280	240	138	6		30.6	ϕ28h6	ϕ8.5	8f9
TM1A-3 TJ3A TJ3B	ϕ82	ϕ72K7	ϕ20	280	274		4	6		ϕ16H8	ϕ8.5	4H9

注：1. 此类马达可正反转。

2. 生产厂：宣化通用机械厂、黄石风动机械厂。

（3）2.979kW（4.5马力）和4.415kW（6马力）活塞式气马达（见表8.2-87）

表8.2-87　2.979kW（4.5马力）和4.415kW（6马力）活塞式气马达　　（mm）



额定功率/kW	工作压力/MPa	进气口径/in	空载转速/r·min^{-1}	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型　号	外形尺寸	质量/kg
2.979	0.5～0.7			2800	4	TJH4.5	265×190×190	16
4.415	0.5～0.7			2000	5.4	TJH6	296×232×232	25

型号	N	D	d	B	H	H_1	D_1	D_2	D_3	d_1	L	L_1	L_2
TM1-4	6	28	24	6	50.5	4	160	130	110	11	250	183	190

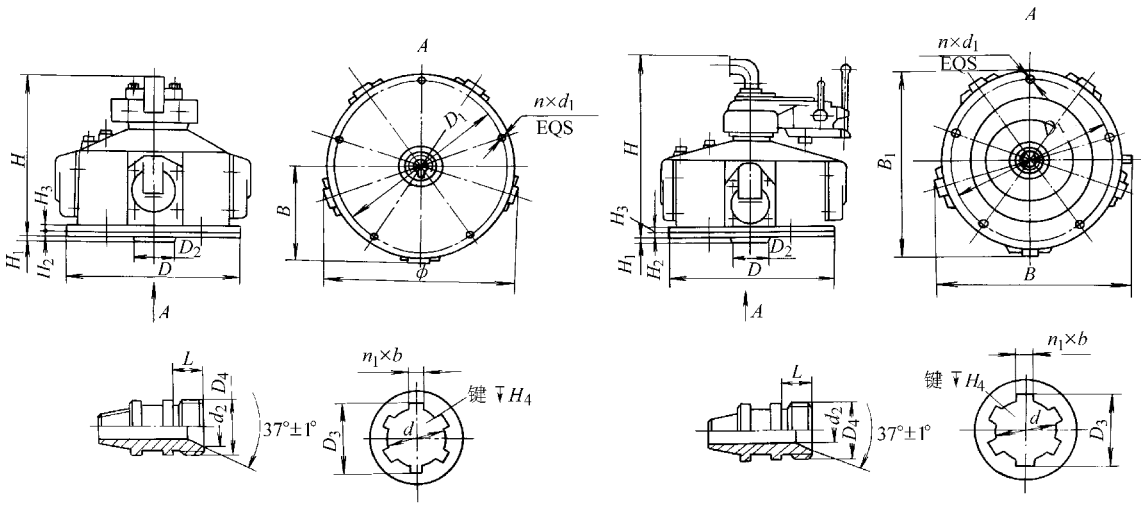
（续）

型号	N	D	d	B	H	H_1	D_1	D_2	D_3	d_1	L	L_1	L_2
TJH4.5	6	28	23.4	6	50.5	4	160	130	110	11	265	183	190
TJH6	6	28	23	6	52	4	115	135	110	13.5	296	244	232

生产厂：黄石风动机械厂。

（4）6.258kW（8.5马力）活塞式气马达（见表8.2-88）

表8.2-88 6.258kW（8.5马力）活塞式气马达 （mm）



直通管接头尺寸放大　花键尺寸放大　TM1-8.5型

直通管接头尺寸放大　花键尺寸放大　TM1A-8.5型

额定功率/kW	工作压力/MPa	进气口径	空载转速/r·min^{-1}	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型 号	外形尺寸	质量/kg
6.258	0.5～0.6	ZG1	1300～1500	800～1100	4.8～9.5	TM1-8.5	360×ϕ390	73
	0.5～0.6	ZG1	1300～1500	800～1100	4.8～9.5	TM1A-8.5	420×400×379	77

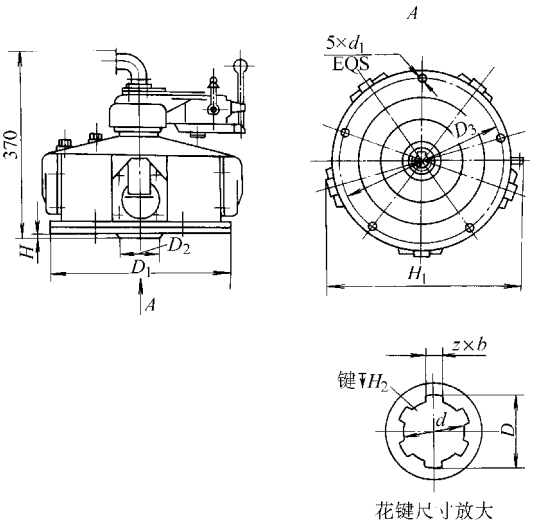
型号	H	H_1	H_2	H_3	H_4	D	D_1	D_2	D_3	D_4
TM1-8.5	360	5.5	12	11	66.5	362 f9	336	90	32	M36×2
TM1A-8.5	420	5.5	12	11	66.5	362f9	336	90	32	M36×2

型号	B	B_1	d	d_1	d_2	n	n_1	b	L	ϕ
TM1-8.5	198		25H9	13	28	5	6	8H9	20	390
TM1A-8.5	400	379	25H9	13	28	5	6	8H9	21	

生产厂：宣化通用机械厂。

（5）5.89kW（8马力）和7.355kW（10马力）活塞式气马达（见表8.2-89）

表 8.2-89　5.89kW(8 马力)和 7.355kW(10 马力)活塞式气马达　　(mm)



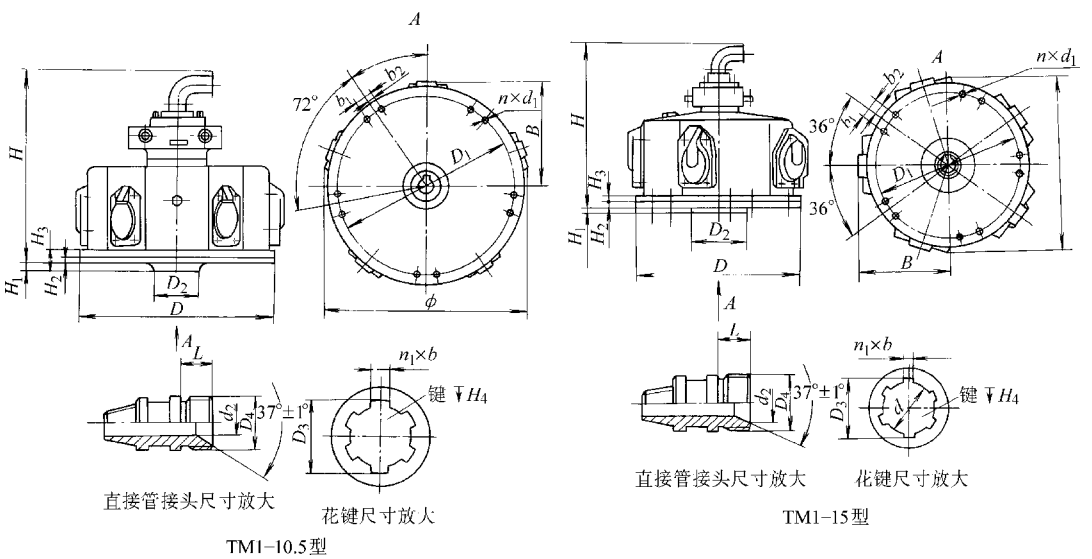
额定功率/kW	工作压力/MPa	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型　号	外形尺寸	质量/kg
5.89	0.5～0.7	800～1100	7.2	TJH8	370×442×442	85
7.355		700～800	9	TJH10	370×498×498	90

型号	z	D	d_1	H_1	H_2	D_1	D_2	D_3	d	b
TJH8	6	32H9	$25^{+0.15}_{+0.28}$	442	66	362	90	336	13	8
TJH10	6	32H9	$25^{+0.15}_{+0.28}$	498	66	418	90	395	10	8

生产厂：黄石风动机械厂。

(6) 7.723kW(10.5 马力)和 11.3kW(15 马力)活塞式气马达(见表 8.2-90)

表 8.2-90　7.723kW(10.5 马力)和 11.3kW(15 马力)活塞式气马达　　(mm)



（续）

额定功率/kW	工作压力/MPa	进气口径	空载转速/r·min^{-1}	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型 号	外形尺寸	质量/kg
7.723	0.5～0.6	ZG1 $\frac{1}{2}$	1000	650	7.5～9	TM1-10.5	ϕ430×449	100
11.3	0.5～0.6	ZG1 $\frac{1}{2}$	1300～1500	600～750	10.4～12.95	TM1-15	ϕ500×420	136

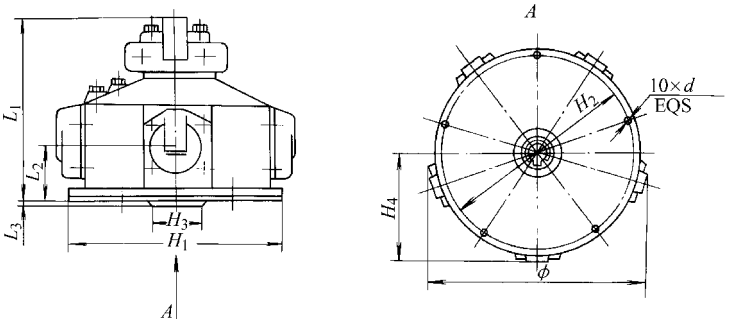
型号	H	H_1	H_2	H_3	H_4	D	D_1	D_2	D_3	D_4
TM1-10.5	449	14	16	52.5	76	410f9	382	70	32	M52×2
TM1-15	420	7	18	15	75	450f9	420	120	32	M52×2

型号	ϕ	B	b	b_1	b_2	d	d_1	d_2	n	n_1	L
TM1-10.5	430	210	8H9	71	36	25H9	13	43	10	6	24
TM1-15	500	246	8f9	50	25	25H9	13	43	10	6	20

生产厂：宣化通用机械厂。

（7）18.4kW(25 马力)活塞式气马达(见表8.2-91)

表 8.2-91 18.4kW(25 马力)活塞式气马达 （mm）



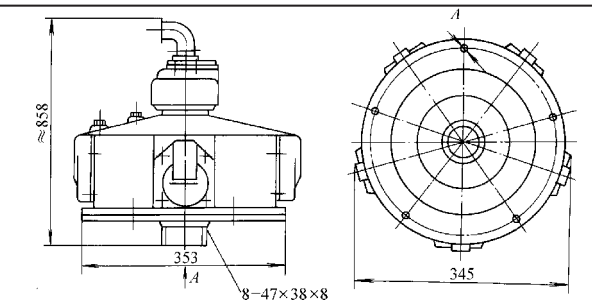
额定功率/kW	工作压力/MPa	进气口径	空载转速/r·min^{-1}	额定转速/r·min^{-1}	额定功率时耗气量/m^3·min^{-1}	型 号	外形尺寸	质量/kg
18.4	0.4～0.6	ZG1 $\frac{1}{2}$	1200	300	10.4～12.95	TM1-25	490×560	214

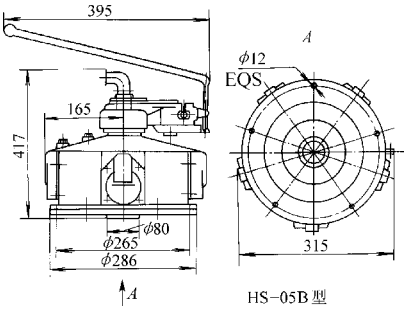
H_1	H_2	H_3	H_4	L_1	L_2	L_3	缸径 D	d	ϕ
ϕ560	ϕ520	ϕ120	294	490	148	5	ϕ150	10 孔 ϕ17	594

生产厂：宣化通用机械厂。

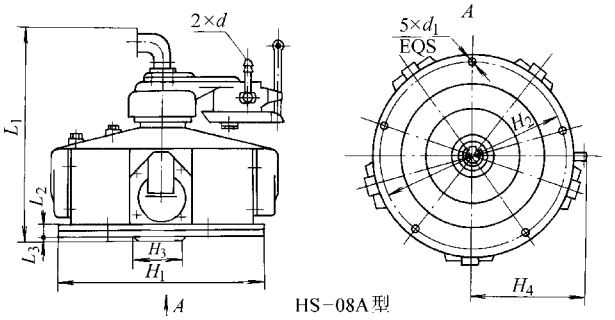
（8）HS 型活塞式气马达(见表8.2-92)

表 8.2-92　HS 型活塞式气马达　　（mm）

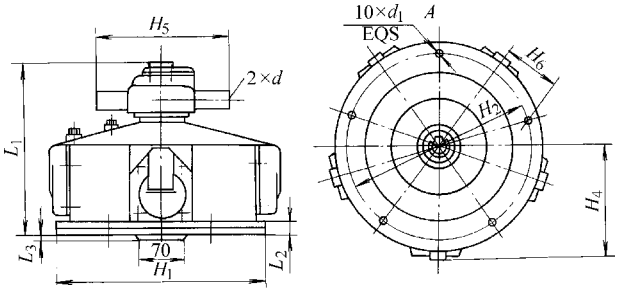




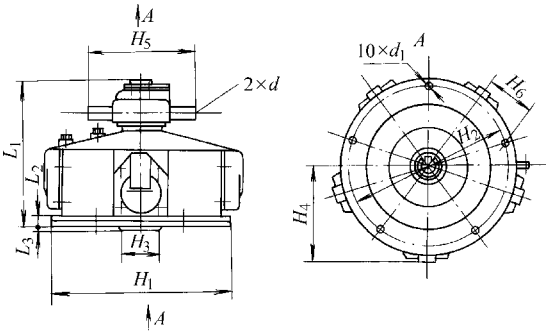
HS−05B型



HS−08A型

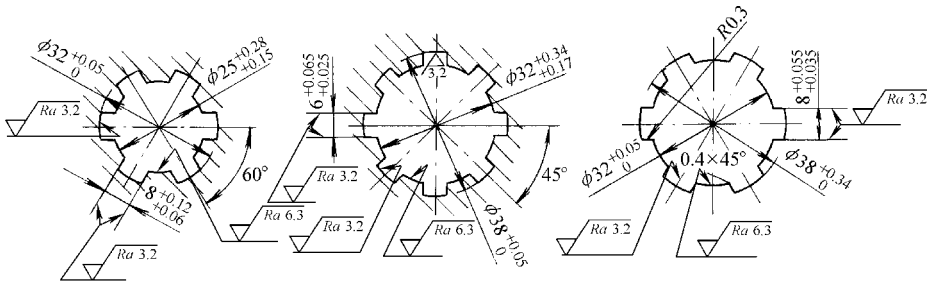


HS−10型



HS−15型、HS−25A型、HS−20型、HS−25型

（续）



HS－08型
HS－10型
HS－15型

HS－20型
HS－25型

HS－25A型

HS型气马达输出轴

型　　号	额定功率 /kW	气缸直径 /mm	气缸数	活塞行程 /mm	额定压力 /MPa	工作压力 /MPa	转速 /r·min^{-1}	耗气量 /m^3·min^{-1}	质量 /kg
HS-05A	3.68	65	6	50	0.5	0.4～0.6	500～1500	4.3	118
HS-05B		65	6	50	0.5		500～1500	4.3	56
HS-08A	5.89	90.5	5	64	0.55		600～1400	6.8	78.5
HS-08		90.5	5	64	0.55		600～1500	6.8	72
HS-10	7.36	101	5	62	0.55		550～1400	8.5	82
HS-15	11.30	110	5	70	0.6		550～1000	13	136
HS-20	14.71	130	5	70	0.6		550～1000	17	184
HS-25A	18.39	140	5	80	0.6			20	189
HS-25		150	5	80	0.55		550～1100	21	214

型号	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	L_1	L_2	L_3	d	d_1
HS-08A	ϕ362	ϕ336	ϕ90	198			426	24	3.5	G1	13
HS-08	ϕ362	ϕ336	ϕ90	198	220		323	24	3.5	Z1	13
HS-10	ϕ410	ϕ382		210	220	72	355	31	22	G1 $\frac{1}{4}$	13
HS-15	ϕ450	ϕ420	ϕ120	246	260	50	400	34	7	G1 $\frac{1}{2}$	13
HS-20	ϕ500	ϕ470	ϕ410	272	270	60	420	34	10	G1 $\frac{1}{2}$	17
HS-25A	ϕ500	ϕ470	ϕ164	272	284	82	513	34	12	ZG2	18
HS-25	ϕ560	ϕ520	ϕ105	294	300	60	490	45	5	G2	17

生产厂：太原矿山机器厂。

5　气动控制阀

5.1　压力控制阀

5.1.1　减压阀

（1）QP 系列直动式减压阀

1）工作原理。如图 8.2-36 所示，该系列阀靠平衡进气阀口 5 的节流作用减压，中心阀孔 3 的溢流作用及进气阀口 5 的开度变化稳定输出压力，当输出压力超过调定值时，中心阀孔 3 自行打开，经排气孔 2 排气，同时阀芯 4 上移，减少阀口的开度，稳定输出压力不变，调节旋钮 1 可使输出压力在规定范围内任意改变。旋钮 1 上移能调整压力，旋钮下移可锁定压力。

2）技术规格（见表 8.2-93）

3）外形尺寸（见图 8.2-37）

（2）AR、PAR 系列直动式减压阀

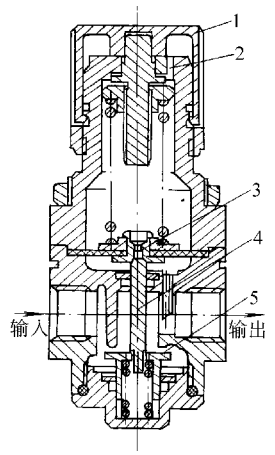


图 8.2-36　QP 系列减压阀工作原理图

1—旋钮　2—排气孔　3—中心阀孔
4—阀芯　5—进气阀口

表 8.2-93　QP 系列减压阀技术规格

规格 \ 型号	QP1		QP2			QP3	
公称通径/mm	6	8	8	10	15	20	25
接口螺纹	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G1/2	G3/4	G1
使用介质和温度/℃	空气，5～60						
调压范围/MPa	0.05～0.1；0.05～0.2；0.05～0.4；0.05～0.63；0.05～0.8						
最高工作压力/MPa	1.0						
最大流量/NL·min^{-1}	800	1000	2300	2600	2900	5000	5000

注：1. 生产单位：济南华能气动元器件公司。

2. 额定流量指进口压力 0.7MPa，调定压力 0.5MPa，压力降为 0.1MPa 的情况下。

3. 型号意义：

□1 □2-□3 □4 - □5

1 型号		2 通径		3 接口螺纹		4 任选规格		
代号	名称	代号	通径	代号	螺纹	项目	代号	任选规格
QP1	减压阀	06	6	01	G1/8	调压范围	5	调压范围 0.05～0.4MPa
		08	8	02	G1/4		6	调压范围 0.05～0.63MPa
QP2	减压阀	08	8	02	G1/4		7	调压范围 0.05～0.8MPa
		10	10	03	G3/8		8	调压范围 0.05～0.1MPa
		15	15	04	G1/2		9	调压范围 0.05～0.2MPa
QP3	减压阀	20	20	05	G3/4	注：调压范围 8、9 只适合 QP1、QP2；这类减压阀只能单体使用。		
		25	25	06	G1			

5 配件		适用型号		
代号	项目	QP1	QP2	QP3
P	外接压力表	■	■	■

1）工作原理。与图 8.2-36 所示减压阀工作原理相同。

2）技术规格（见表 8.2-94）。

3）外形尺寸（见表 8.2-95）。

（3）QTYa 系列高压减压阀

1）工作原理　与图 8.2-36 所示减压阀工作原理相近。

2）技术规格（见表 8.2-96）。

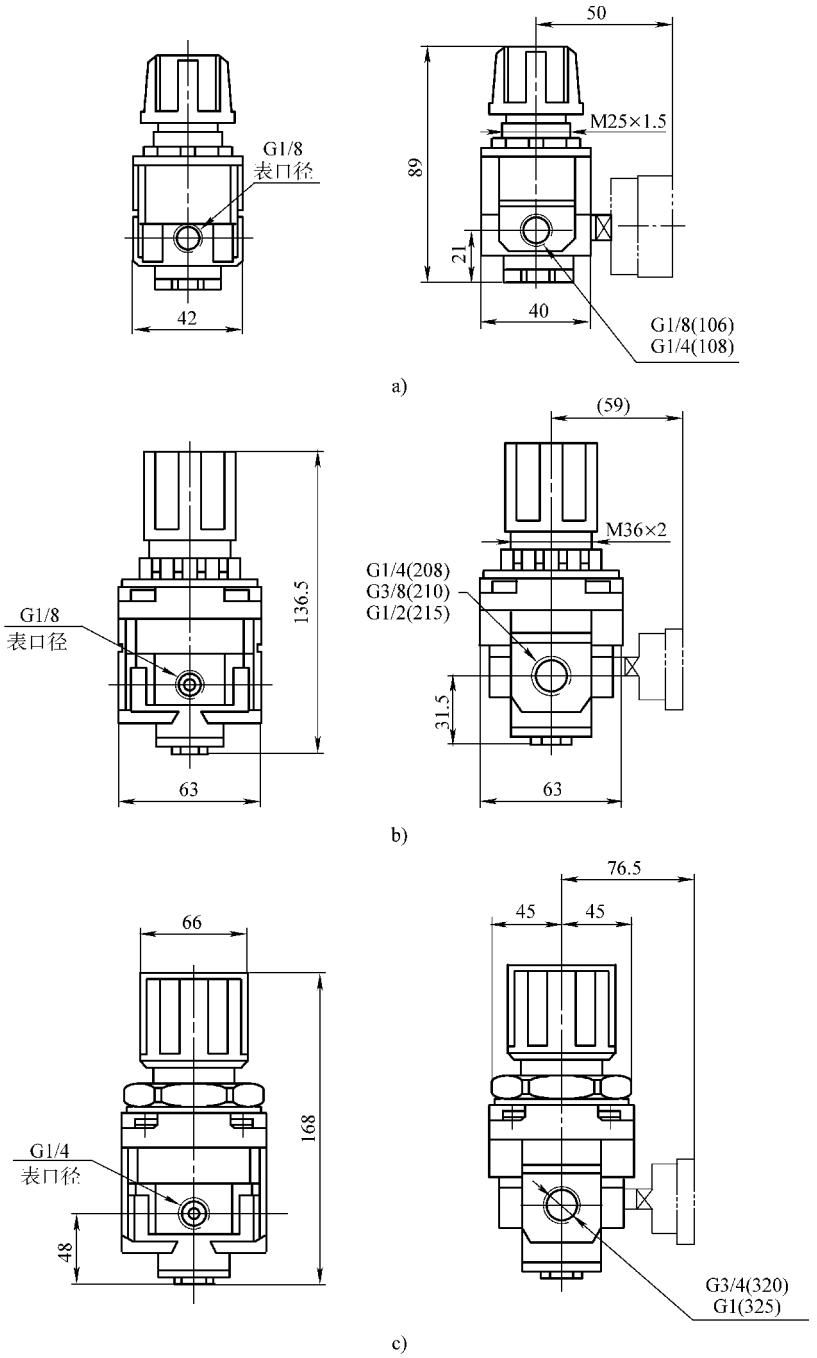


图 8.2-37 QP 系列减压阀外形尺寸

a）QP1 b）QP2 c）QP3

3）外形尺寸(见表8.2-97)。

表8.2-94　AR、PAR系列直动式减压阀技术规格

型　　号①		接管螺纹②	压力表螺纹②	介质及环境温度/℃	最高使用压力/MPa	调压范围/MPa	额定流量③/L·min^{-1}	质量/kg
	AR1000-M5	M5	G1/16	5～60	1.0	0.05～0.85	100	0.08
PAR2000-02	AR2000-02	G1/4	G1/8				550	0.27
	AR2500-02	G1/4					2000	0.27
	AR3000-02	G1/4					2500	0.41
PAR3000-30	AR3000-03	G3/8					2500	0.41
	AR4000-03	G3/8	G1/4				6000	0.84
PAR4000-04	AR4000-04	G1/2					6000	0.84
PAR4000-06	AR4000-06	G3/4					6000	0.94
	AR5000-06	G3/4					8000	1.19
	AR5000-10	G1					8000	1.19
PAR6000-06		G3/4					10000	1.20
PAR6000-10		G1					10000	1.20

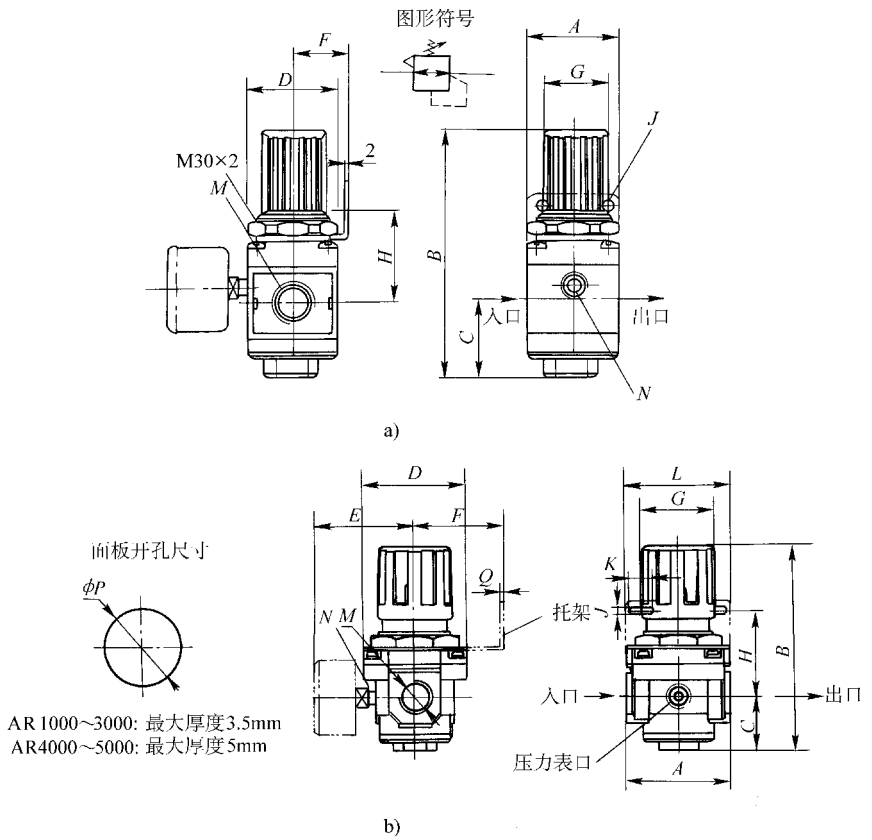
① 含压力表的型号需在表内型号后加“G”符号，压力表需单独订货。

② PAR系列产品接管螺纹和压力表螺纹均为Rc圆锥螺纹。

③ 输入压力为0.7MPa，输入调定压力为0.5MPa情况下的流量。

生产单位：奉化韩海机械制造有限公司生产PAR系列产品；无锡恒立液压气动有限公司、上海利岛气动设备有限公司、重庆嘉陵气动元件厂生产AR系列产品。

表8.2-95　AR、PAR系列直动式减压阀外形尺寸　　(mm)



a) PAR2000　b) AR1000～AR5000、PAR3000～PAR6000

（续）

型 号	接管螺纹 M	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	N	P	Q
AR1000-M5	M5	25	61.5	11	25	26	25	28	30	4.5	6.5	40	G1/16	20.5	2
AR2000-02	G1/4	40	95	17	40	56.8	30	34	45	5.4	15.4	55	G1/8	33.5	2.3
PAR2000-02	Rc1/4	38	103	22	38		25	27	36	4.5			Rc1/8		
AR2500-$^{02}_{03}$	G1/4，G3/8	53	102.5	25	48	60.8	30	34	44	5.4	15.4	55	G1/8	33.5	2.3
AR3000-$^{02}_{03}$	G1/4、G3/8	53	127.5	35	53	60.8	41	40	46	6.5	8	53	G1/8	42.5	2.3
PAR3000-03	Rc3/8	52	114	32	52		36	30	41	8.0			Rc1/8		
AR4000-$^{03}_{04}$	G3/8、G1/2	70	149.5	37.5	70	65.5	50	54	54	8.5	10.5	70	G1/4	52.5	2.3
PAR4000-04	Rc1/2	70	147	37	70		50	54	54	8.5			Rc1/4		
AR4000-06	G3/4	75	154.5	40.5	70	69.5	50	54	56	8.5	10.5	70	G1/4	52.5	2.3
PAR4000-06	Rc3/4	75	151	40	70		50	54	56	8.5			Rc1/4		
AR5000-$^{06}_{10}$	G3/4、G1	90	168	48	90	75.5	70	66	65.8	11	13	90	G1/4	52.5	3.2
PAR6000-$^{06}_{10}$	Rc3/4、Rc1	90	168	48	90		70	66	62	8.5			Rc1/4		

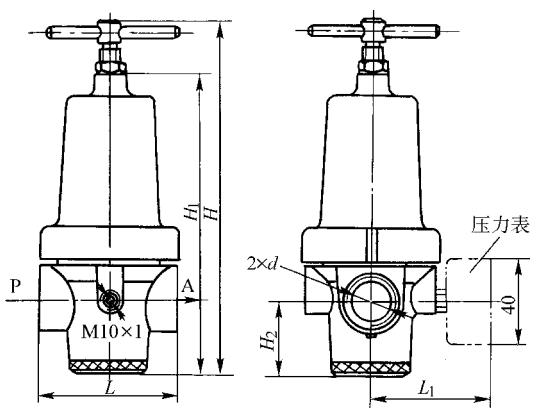
表 8.2-96 QTYa 高压减压阀技术规格

型 号	通径/mm	连接螺纹	工作介质	工作温度/℃	最高输入压力/MPa	调压范围/MPa
QTYa-L10～QTYa-L25	10～25	M16×1.5～M33×2	经净化的压缩空气	－25～80（但不结冰）	3.0	0.05～1.6

生产单位：广东省肇庆方大气动有限公司。

表 8.2-97 QTYa 系列高压减压阀外形尺寸

（mm）



型号	通径	连接螺纹 d	L	L_1	H	H_1	H_2
QTYa-L10	10	M16×1.5	75	75	170	119	38
QTYa-L15	15	M20×1.5	75	75	170	119	38
QTYa-L20	20	M27×2	95	83	250	200	53
QTYa-L25	25	M33×2	95	83	250	200	53

（4）PJXN-L80 型内部先导式减压阀

1）工作原理。如图 8.2-38 所示，该阀是由小减压阀控制主阀，从而提高阀的流量、压力。

2）技术规格（见表 8.2-98）。

3）外形尺寸（见图 8.2-38）。

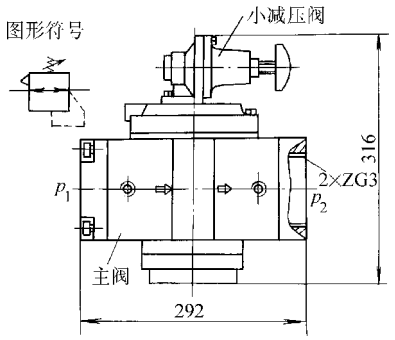


图 8.2-38 PJXN-L80 型内部先导式减压阀

表 8.2-98 PJXN-L80 型先导式减压阀技术规格

型 号	PJXN-L80
公称通径/mm	80
工作介质	经过滤的压缩空气
工作温度/℃	5～60
最高进气压力/MPa	1.0
调压范围/MPa	0.05～0.63
压力特性①/MPa	≤0.02

① 指进气压力波动 0.2MPa 时输出压力的波动情况。

生产单位：山东威海气动元件有限公司。

（5）QGD 系列定值器

1）工作原理。定值器是由直动式减压阀的主阀Ⅰ、恒压降装置Ⅱ、喷嘴挡板放大装置Ⅲ组成。是一种高精度减压阀。装置Ⅲ的放大作用提高了控制主阀Ⅰ的灵敏性，装置Ⅱ使喷嘴 1 得到稳定的流量并配合Ⅲ进一步提高主阀Ⅰ的稳压精度（见图 8.2-39）。

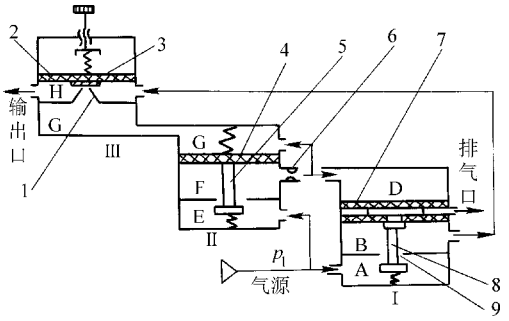


图 8.2-39　定值器的工作原理图

Ⅰ—主阀　Ⅱ—恒压降装置　Ⅲ—喷嘴挡板放大装置

1—喷嘴　2、4、7—膜片　3—挡板　5—活门

6—恒节流孔　8—主阀芯阀杆　9—主阀口

工作中，当输入(或输出)压力波动时，如压 p_1 上升，B 室、H 室压力提高，使膜片 2 上移、挡板 3 与喷嘴 1 的距离增大，D 室压力下降，膜片 7 与主阀芯阀杆 8 上移，主阀口 9 开度减小，因阀口处的阻力作用使输出压力下降，直至稳定到调定压力值上。当输入压力上升的同时，E 室、F 室的压力也提高，膜片 4 上移、活门 5 的阀口开度减小，节流作用增加，恒节流孔 6 左侧 F 室压力下降，恒节流孔右侧 G 室的压力由于输入压力的上升而下降，所以该装置保证了恒节流孔两侧压差不变，即通过的流量不变，提高了喷嘴挡板的灵敏度。同理，当输入(或输出)压力下降时，也可得到同样的调节。定值器利用输出压力的反馈作用和喷嘴挡板的放大作用控制主阀，使其对较小的压力变化作出反应，输出压力得到及时调节，保持出口压力基本稳定，因此其稳压精度高。

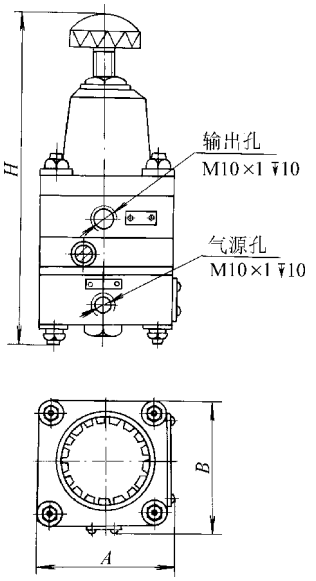
2）技术规格(见表 8.2-99)。

3）外形尺寸(见表 8.2-100)。

表 8.2-99　定值器的技术规格

型　　号	接管螺纹/mm	环境温度/℃	气源最高压力/MPa	输出压力 p_2 范围/MPa	压力特性：气源压力在 ±10% 范围内变化时输出压力的变化	流量特性：流量在 0～600L·h^{-1} 范围内变化时，输出压力的变化	耗气量/L·h^{-1}
QGD-100	M10×1	+5～50	0.14	0～0.1	≤(0.3%～0.5%)$p_{2\max}$	≤±1%$p_{2\max}$	90
QGD-101			0.3	0～0.25			
QGD-200							

表 8.2-100　定值器的外形尺寸　(mm)



型　　号	接管螺纹 d	A	B	H
QGD-100	M10×1	50	50	115
		71	71	184
QGD-101		50	50	115
		50.5	50.5	115
QGD-200		70	70	184
		71	71	184

生产单位：西安仪表厂、广东仪表厂。

5.1.2　过滤减压阀

(1) QE 系列过滤减压阀

1）工作原理。如图 8.2-40 所示，该阀由减压阀 1 和空气过滤器 2 组合而成。既能调节输出压力恒定，又能过滤出空气中的液体和杂质。

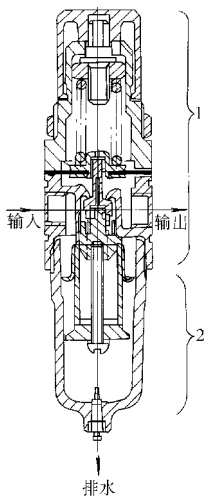


图 8.2-40　空气过滤减压阀工作原理

1—减压阀　2—空气过滤器

2）技术规格(见表 8.2-101)。

3）外形尺寸(见表 8.2-102)。

表 8.2-101 QE 系列过滤减压阀技术规格

规格 \ 型号	QE1		QE2		QE3		QE4	
公称通径/mm	6	8	8	10	10	15	20	25
接管螺纹	G1/8	G1/4	G1/4	G3/8	G3/8	G1/2	G3/4	G1
使用介质和温度/℃	空气，5～60							
调压范围/MPa	0.05～0.4，0.05～0.63，0.05～0.8							
最高工作压力/MPa	1.0							
过滤精度/μm	5～10，10～25，25～50，50～75							
水分离效率(%)	>95							
排水容量/cm^3	12		45		80		80	
最大流量(标准状态)/L·min^{-1}①	800	1200	2200	2500	3500	4500	5600	7000
质量/kg	0.175		0.6		0.9		2.0	

注：1. 生产单位：济南华能气动元器件公司。

2. 型号意义：

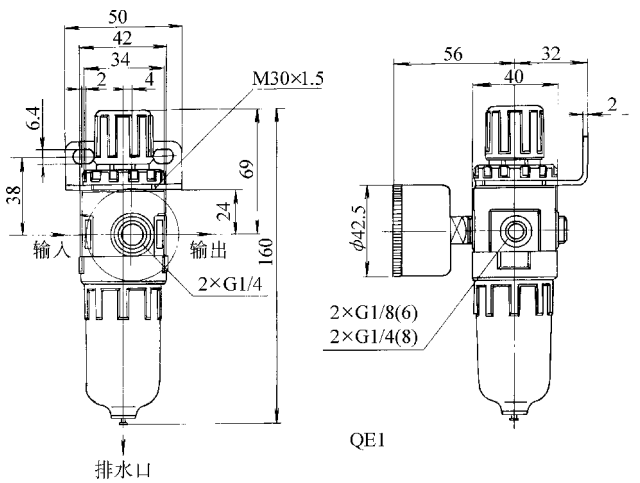
① 最大流量指进口压力0.7MPa，调定压力0.5MPa，压力降0.1MPa时的空气流量(标准状态)。

[1] [2] — [3] [4] — [5]

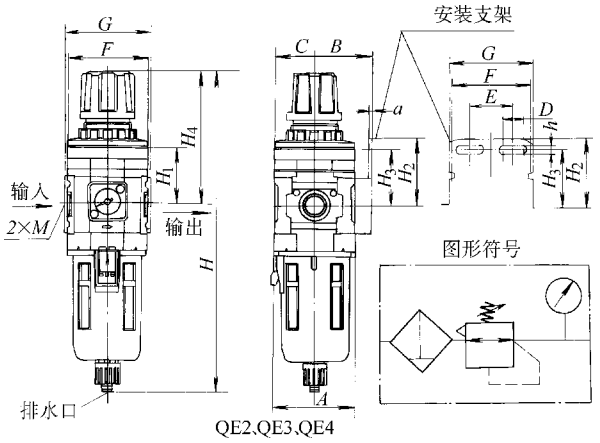
1—过滤减压阀(二联件)代号	2—通径		3—气口尺寸		4—任选规格		5—排水及接压力表方式
	代号	通径/mm	代号	接管螺纹	代号	过滤度/μm	
QE1	06	6	01	G1/8	1	5～10	Z—自动排水 P_1—内接压力表 P_2—外接压力表
	08	8	02	G1/4	2	10～25	
QE2	08	8	02	G1/4	3	25～50	
	10	10	03	G3/8	4	50～75	
QE3	10	10	03	G3/8	代号	调压范围/MPa	
	15	15	04	G1/2	5	0.05～0.4	
QE4	20	20	05	G3/4	6	0.05～0.63	
	25	25	06	G1	7	0.05～0.8	

注：QE1 二联件无自动排水型式。

表 8.2-102 QE 系列过滤减压阀外形尺寸 (mm)



（续）



型号	通径	接管螺纹 M	A	B	C	D	E	F	G	H	H_1	H_2	H_3	H_4	h	a
QE2	8	G1/4	63	45	32	16.5	34.5	63	67	251	45	53.5	45	104	7	2.3
	10	G3/8														
QE3	10	G3/8	79	55	40	14	55	80	84	279	45	54	45	110	7	2.3
	15	G1/2														
QE4	20	G3/4		65	50	16	68	100	104	307	50	61	50	159	9	3.5
	25	G1														

（2）AW、PAW 系列过滤减压阀

1）工作原理与图 8.2-40 所示过滤减压阀工作原理相同。

2）技术规格（见表 8.2-103）。

3）外形尺寸（见表 8.2-104）。

表 8.2-103　AW、PAW 系列过滤减压阀技术规格

型号①		接管螺纹	压力表螺纹	环境及介质温度/℃	最高使用压力/MPa	调压范围/MPa	额定流量②/L·min^{-1}	过滤精度/μm	杯防护罩	质量③/kg
手动排水型	自动排水型④									
AW1000-M5	AW1000-M5D	M5	G1/16	5～60	1.0	0.05～0.7	100	5	无	0.09
AW2000-02	AW2000-02D	G1/4	G1/8			0.05～0.85	550			0.36(0.29)
AW3000-02	AW3000-02D	G1/4	G1/8				2000		有	0.56
AW3000-03	AW3000-03D	G3/8	G1/8				2000			0.56(0.54)
AW4000-03	AW4000-03D	G3/8	G1/4				4000			1.15
AW4000-04	AW4000-04D	G1/2	G1/4				4000			1.15(1.15)
AW4000-06	AW4000-06D	G3/4	G1/4				4500			1.21

注：生产单位：奉化韩海机械制造有限公司、无锡恒立液压气动有限公司、上海利岛液压气动设备有限公司、重庆嘉陵气动元件厂。

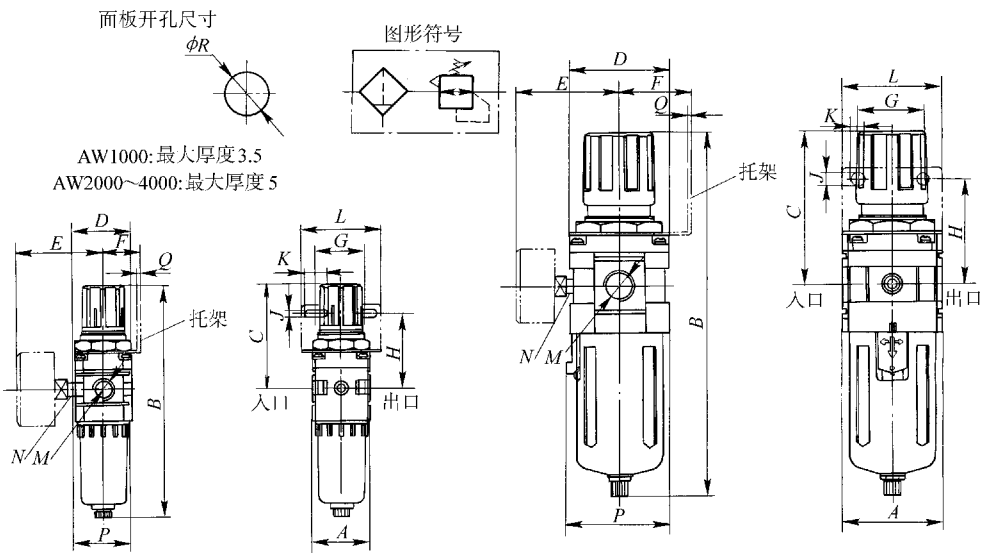
① 奉化韩海机械制造公司产品型号：需在表中型号前加符号“P”，其接管螺纹为 Rc 圆锥螺纹。

② 供气压力 0.7MPa 情况下输出流量。

③ 括号中的值为韩海公司的值。

④ 自动排水型为常开型，最低使用压力为 0.1MPa。

表 8.2-104 AW、PAW 系列过滤减压阀外形尺寸 （mm）



a) AW100、AW2000、PAW2000 b)AW3000、AW4000、PAW3000、PAW4000

型 号	接管螺纹 *M*	*A*	*B*	接自动排水器 *B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*J*	*K*	*L*	*N*	*P*	*Q*	*R*
AW1000-M5	M5	25	109.5	130	50.5	25	26	25	28	30	4.5	6.5	40	G1/16	28	2	20.5
AW2000-02	G1/4	40	164.5	187.5	78	40	56.8	30	34	45	5.4	15.4	55	G1/8	40	2.3	33.5
PAW2000-02	Rc1/4	38	172		71	38		26	27	40	4.5			Rc1/8			
AW3000-$^{02}_{03}$	G1/4，G3/8	53	211	248.5	92.5	53	60.8	41	40	46	6.5	8	53	G1/8	56	2.3	42.5
PAW3000-03	Rc3/8	53	215		88	53		41	40	36	6.5			Rc1/8			
AW4000-$^{03}_{04}$	G3/8，G1/2	70	262.5	300	112	70	70.5	50	54	54	8.5	10.5	70	G1/4	73	2.3	52.5
PAW4000-04	Rc1/2	70	266		112	70		50	54	54	8.5			Rc1/8			
AW4000-06	G3/4	75	267	304	114	70	70.5	50	54	56	8.5	10.5	70	G1/4	73	2.3	52.5

5.1.3 单向压力顺序阀

1）工作原理。单向压力顺序阀由顺序阀和单向阀组合而成。见表 8.2-106 附图，当输入压缩空气，作用在主阀 2 的力小于弹簧 1 的作用力时，阀关闭；如其压力大于弹簧力时，主阀 2 开启，P→A 通。调节弹簧预压缩量可控制输出压力的大小。气流由 A→P 单向阀 3 打开，顺序阀仍关闭。

2）技术规格（见表 8.2-105）。

3）外形尺寸（见表 8.2-106）。

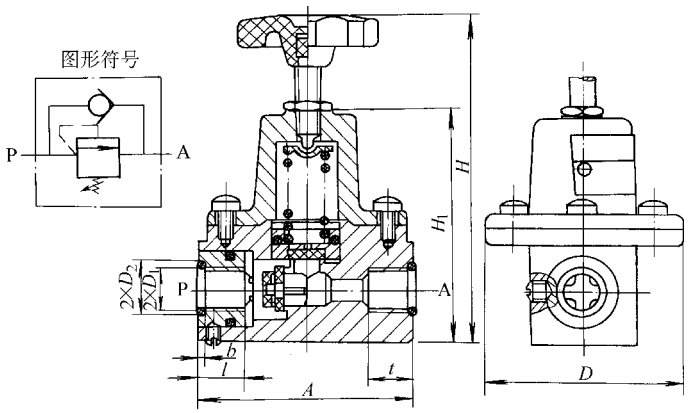
表 8.2-105 单向压力顺序阀技术规格

通径/mm	3	8	15
工作介质	干燥空气，过滤精度≥40～60μm		
环境温度/℃	－5～50		

（续）

通径/mm		3	8	15
工作压力范围/MPa		0.1～0.8		
额定流量/$m^3 \cdot h^{-1}$		0.7	5	10
有效截面积 *S* 值/mm^2		>3	>20	>16
额定流量下的压降/MPa		≤0.025	<0.02	≤0.012
调压特性	调压范围/MPa	（0.1～0.7）±0.03		
	调压精度 δ_p（%）	≤20		
开启压力（单向阀部分）/MPa		≤0.03		≤0.02
换向时间/ms		≤30		
泄漏量/$cm^3 \cdot min^{-1}$		≤10		≤25
耐久性/万次		≥150		

表 8.2-106　单向压力顺序阀外形尺寸　　（mm）



型　　号	公称通径	D_1	D_2	H	A	D	l	b	H_1
KXA-L3	3	M10×1	ϕ13	88	47	ϕ42	10	$1.4^{\ 0}_{-0.1}$	
KXA-L8	8	M12×1.25	ϕ16	131.5	70	ϕ70	12	$1.8^{\ 0}_{-0.1}$	
KXA-L15	15	M20×1.5	ϕ24	186	102	ϕ95	16	$1.8^{\ 0}_{-0.1}$	
QXA-L6	6	M10×1	ϕ13	117.5～130	70	—	10	$1.4^{\ 0}_{-0.1}$	
QXA-L8	8	M12×1.25	ϕ16				12	$1.8^{\ 0}_{-0.1}$	
QXA-L10	10	M16×1.5	ϕ20	147～180	102	—	14	$1.8^{\ 0}_{-0.1}$	
QXA-L15	15	M20×1.5	ϕ24	147～180			16		
KPSA-L6	6	M10×1	ϕ13	108	69	ϕ65	15	$1.4^{\ 0}_{-0.1}$	76.5
KPSA-L8	8	M12×1.25	ϕ16					$1.8^{\ 0}_{-0.1}$	
KPSA-L10	10	M16×1.5	ϕ20	156	100	ϕ80	18	$1.8^{\ 0}_{-0.1}$	123
KPSA-L15	15	M20×1.5	ϕ24						

生产单位：广东省肇庆方大气动有限公司（生产 KPSA 系列阀）、济南华能气动元器件公司（生产 KXA 系列阀）、吉林气动元件有限公司生产 QXA 系列阀）。

5.1.4　安全阀

（1）Q-L6、QZ-01 型安全阀

1）工作原理，见图 8.2-41。当压力 p 超过调定值时，阀芯（钢球）左移，从阀侧 O 孔排气；当压力 p 低于调定压力时，阀芯（钢球）右移，阀门关闭，安全阀在系统中起过载保护作用。

2）技术规格（见表 8.2-107）。

3）外形尺寸，见图 8.2-41，上海国逸气动成套厂产品的连接螺纹为米制。

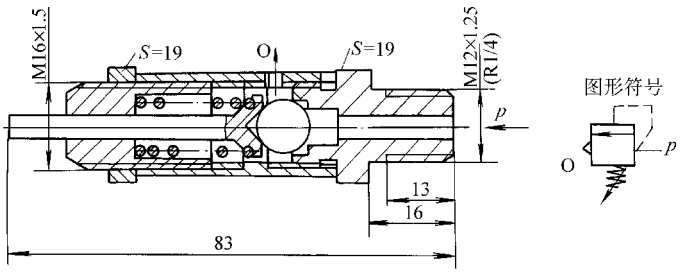


图 8.2-41　Q-L6、QZ-01 型安全阀工作原理与外形尺寸图

表 8.2-107　Q-L6、QZ-01 型安全阀技术规格

型　　号	接管螺纹	介质环境温度/℃	过滤精度/μm	溢流压力/MPa	泄漏量/$cm^3 \cdot min^{-1}$
Q-L6	NPT1/4	−40～+60	≥50	0.2～0.8	≤150
QZ-01	M12×1.25				≤50

生产单位：山东威海气动元件有限公司（生产 Q-L6 产品），上海气动成套厂（生产 QZ-01 产品）。

（2）PQ 系列与 D559B-8M 型安全阀

1）工作原理，与图 8.2-41 所示安全阀工作原理相同。

2）技术规格（见表 8.2-108）。

3）外形尺寸（见表 8.2-109）。

（3）PQW 系列安全阀

1）工作原理，与图 8.2-41 所示安全阀工作原理相同。

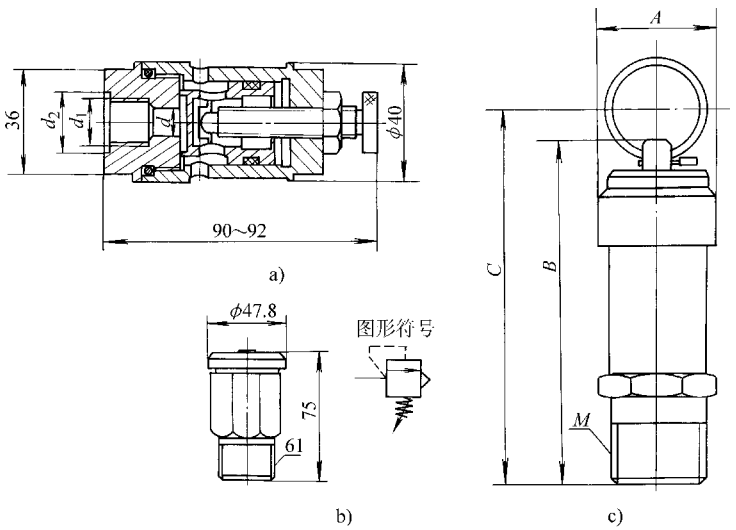
2）技术规格（见表 8.2-110）。

3）外形尺寸（见图 8.2-42）。

表 8.2-108 PQ 系列与 D559B-8M 型安全阀技术规格

连接螺纹	内连接螺纹			外连接螺纹					
型号	PQ-L10	PQ-L10	PQ-L15	PQ-L10	PQ-L15	PQ-L20	PQ-L25	D559B-8M	PQ-L40
公称通径/mm	10	10	15	10	15	20	25	25	40
工作介质	经过滤的压缩空气								
工作压力范围/MPa	0.04～0.1	0.7～1	0.3～0.7	0.05～1.0					
介质环境温度/℃	5～50			5～60					
有效截面积/mm^2	≥40	≥40	≥60	≥40	≥60	≥110	≥190		≥400
关闭压力/MPa	≤0.01								
泄漏量 /$cm^3 \cdot min^{-1}$	≤25								
耐久性/万次	≥150								
生产单位	济南华能气动元器件公司、烟台未来自动装备有限公司			山东威海自动元件有限公司					

表 8.2-109 PQ 系列及 D559B-8M 型安全阀外形尺寸 （mm）



a)内连接螺纹 b)外连接螺纹 c)外连接螺纹
PQ-L10、PQ-L15 D559B-8M PQ-L10～PQ-L40

连接螺纹	内 螺 纹		外 螺 纹					
型 号	PQ-L10	PQ-L15		PQ-L10	PQ-L15	PQ-L20	PQ-L25	PQ-L40
d	10	15	M	ZG3/8 ZG1/2	ZG1/2 ZG3/4	ZG3/4	ZG1	ZG1½
d_1	M16×1.5	M20×1.5	A	ϕ25	ϕ27	ϕ45		ϕ80
d_2	ϕ20	ϕ24	B	75		130		287
			C	82		135		300

表 8.2-110　PQW 型安全阀技术规格

型　　号	连接螺纹	公称压力/MPa	开启压力/MPa	溢流重复精度/MPa
PQW-Ⅰ	M22×1.5	1.0	0.1～0.6	±0.01
PQW-Ⅱ			0.9	

生产单位：重庆嘉陵气动元件厂。表中 ZG 在新标准中应为 NPT。

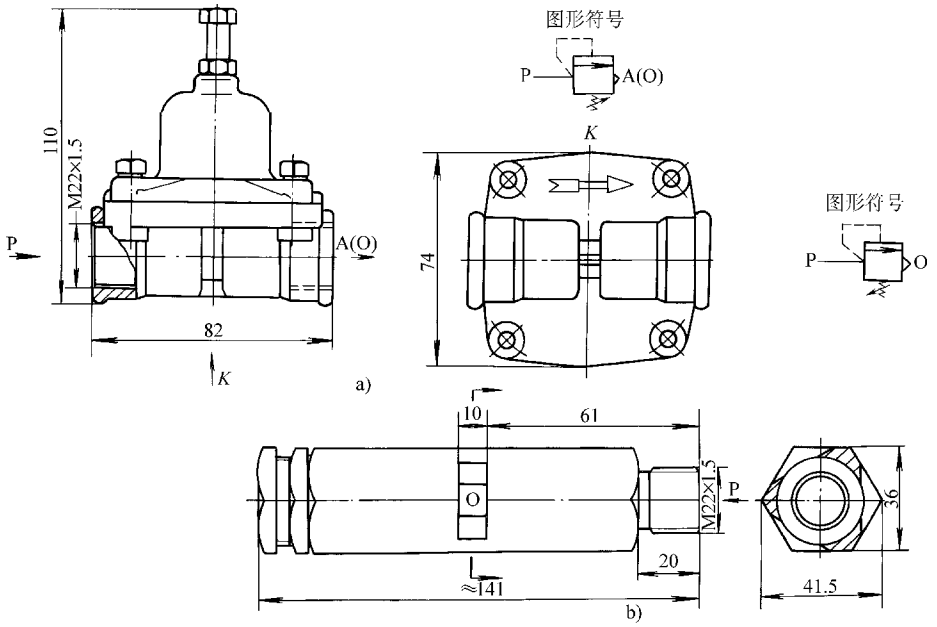


图 8.2-42　PQW 系列安全阀外形尺寸

a）PQW-Ⅰ型安全阀　b）PQW-Ⅱ型安全阀

5.2　方向控制阀

5.2.1　电磁换向阀

（1）SRS 系列二位三通低功率电磁先导阀

1）工作原理。如图 8.2-43 所示常闭型电磁阀，该系列阀是靠通电时电磁线圈 3 产生的电磁力，因静铁心 2 吸引动铁心 4 上移使 P 与 A 气路接通；电磁线圈断电时因弹簧力的作用，动铁心下移使 P、A 气路断开。

2）技术规格(见表 8.2-111)。

3）外形尺寸(见图 8.2-44)。

（2）PC 系列二位二通、三通直动式电磁阀

1）工作原理，见图 8.2-45。该系列阀是由电磁铁 2 直接带动阀芯 1 使阀的气路通断或换向的。

2）技术规格(见表 8.2-112)。

3）外形尺寸(见图 8.2-46)。

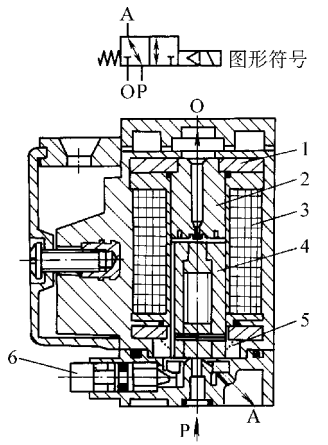


图 8.2-43　SRS 系列二位三通低功率电磁先导阀工作原理图

1—导磁板　2—静铁心　3—电磁线圈　4—动铁心　5—圆锥螺旋弹簧　6—手动调节杆

表 8.2-111 SRS1、SRS2 二位三通低功率电磁先导阀技术规格

型号	公称通径 /mm	压力范围 /MPa	行程 /mm	电压及代号 /V	功率 /W	温升 /℃	接线方式及代号
SRS1	0.8	0.1～0.7	0.7	1. AC100(50/60Hz) 2. AC200(50/60Hz) 3. AC24(50/60Hz) 4. AC110(50/60Hz) 5. AC220(50/60Hz) 6. DC12 7. DC48 8. DC24 9. DC100 *S* 特殊电压	1.8～2.0	≤80	R—直接引线式 D—DIN 基本型 DK—DIN 带保护电路 DW—DIN 带保护电路和指示灯 P—P 基本型 PK—P 型带保护电路 PW—P 型带保护电路和指示灯 Q—Q 基本型 QK—Q 型带保护电路 QW—Q 型带保护电路和指示灯
SRS2	1.0	0.1～0.7	0.5		1.6～2.5	≤80	R、D、DK、DW 接线方式同 SRS1 先导阀 DL—DIN 带指示灯 T—螺钉基本型 TL—螺钉接线式带指示灯 TK—螺钉接线式带保护电路 TW—螺钉接线式带保护电路和指示灯

生产单位：济南华能气动元器件公司。

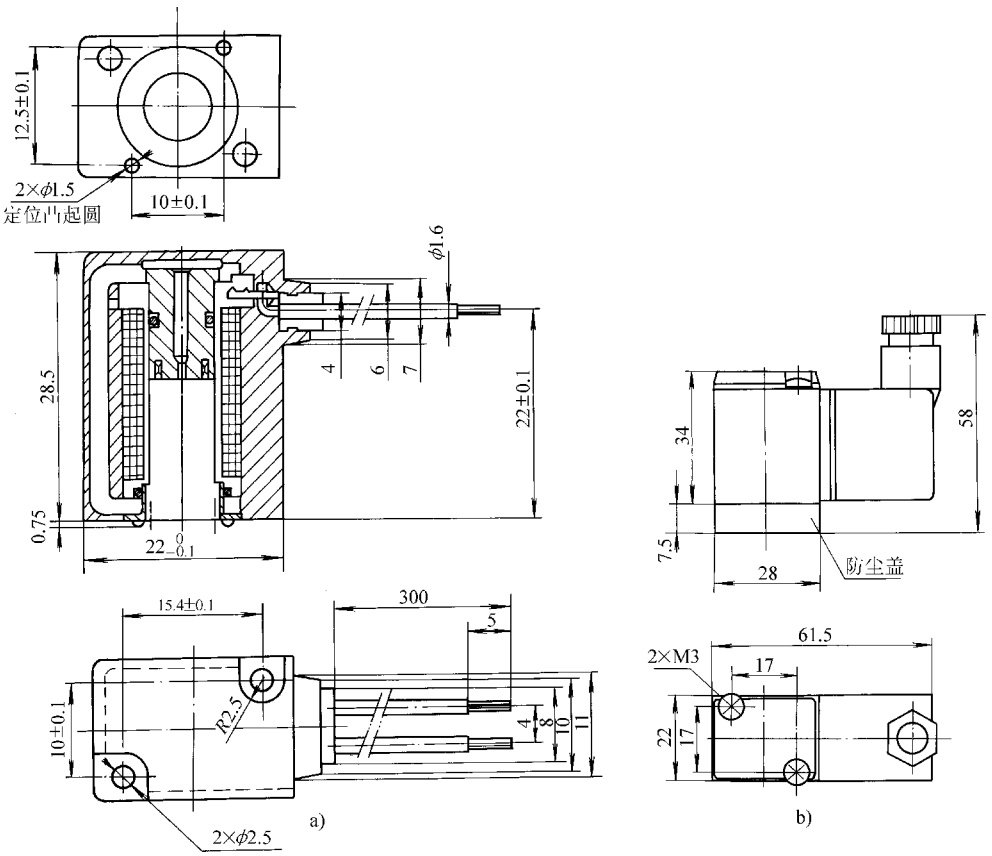


图 8.2-44 SRS 系列二位三通低功率电磁先导阀外形尺寸

a）SRS1 电磁先导阀 b）SRS2 电磁先导阀

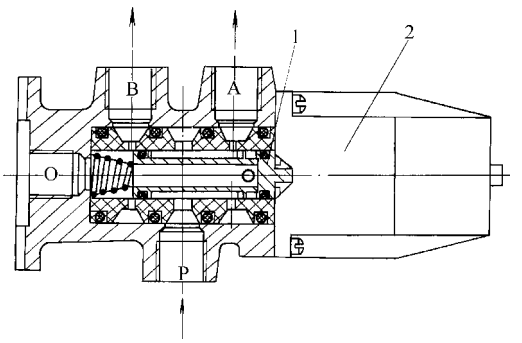


图 8.2-45　PC 系列二位二通、三通阀工作原理图

1—阀芯　2—电磁铁

表 8.2-112　PC 系列二位三通、二位四通直动式电磁阀技术规格

型　　号		通径/mm	接管口径	工作介质	工作压力/MPa	额定流量/$m^3 \cdot h^{-1}$	最高换向频率/Hz	允许泄漏量/$cm^3 \cdot min^{-1}$	工作电压/V
二位三通	PC23-1/2 PC23-1/2T	15	G1/2	洁净压缩空气	0～0.8	10	≥4	≤100	AC：380、220、127、110
二位四通	PC24-1/2								

生产单位：无锡市华通气动制造有限公司。

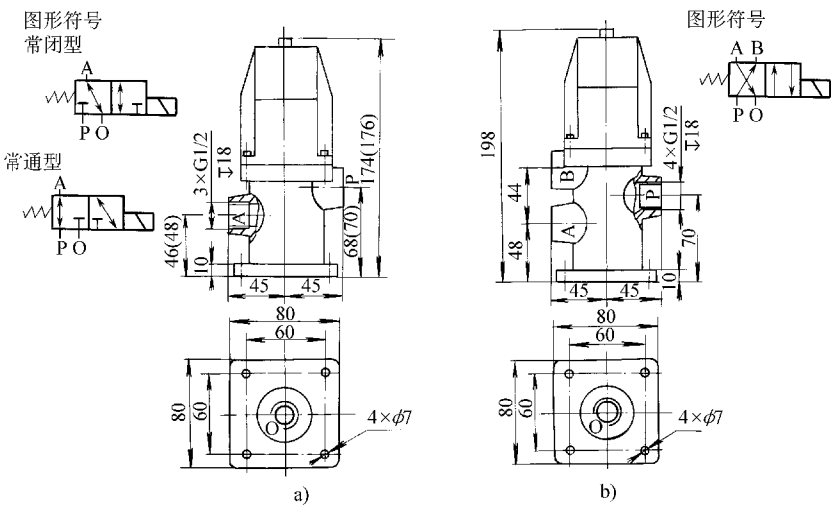


图 8.2-46　PC 系列二位三通、二位四通直动式电磁阀外形尺寸

a）二位三通　b）二位四通

（3）QDA 系列二位三通先导式单、双电控换向滑阀

1）工作原理(见图 8.2-47)。双电控阀具有记忆功能，通电时阀芯换向，断电时保持原阀芯位置不变。为保证阀正常工作，两个电磁先导阀不能同时动作。

2）技术规格(见表 8.2-113)。

3）外形尺寸(见表 8.2-114)。

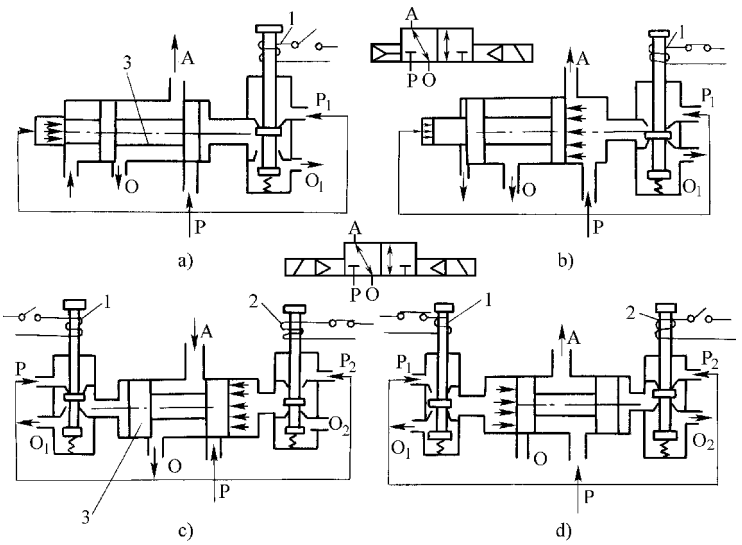


图 8.2-47 QDA 系列二位三通先导式单、双电控换向滑阀工作原理图

a）单电控阀：先导阀 1 断电时状态，P、A 口断开，A 口经 O 口排气 b）单电控阀：先导阀 1 通电时状态，P、A 口接通 c）双电控阀：先导阀 2 通电、1 断电时状态，P、A 口断开 d）双电控阀：先导阀 1 通电、2 断电时状态，P、A 口接通

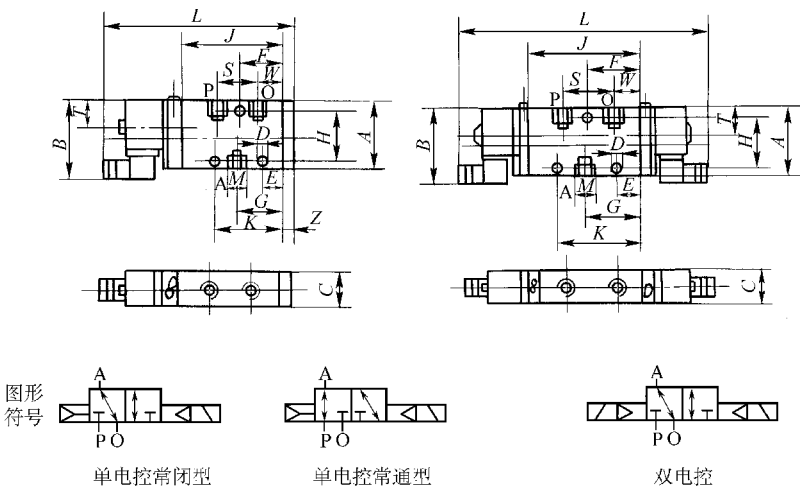
1、2—电磁先导阀 3—主阀芯

表 8.2-113 QDA 系列二位三通先导式单、双电控换向滑阀技术规格

公称通径/mm		6	12
工作介质、温度范围/℃		净化的压缩空气、－10 ~ +55(但不结冰)	
工作压力范围/MPa		0.2 ~ 1	
有效截面积/mm^2		≥10	≥40
换向时间/s		≤0.04	≤0.06
工作电压/V	AC	220、110、48、36、24	
	DC	24 12	
允许电压波动(%)		－15 ~ +10	
消耗功率		AC：15VA DC：12W	

生产单位：广东肇庆方大气动有限公司。

表 8.2-114 QDA 系列二位三通先导式单、双电控换向滑阀外形尺寸 (mm)



（续）

型号＼代号	M	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	W	T	S	L	Z
Q23DA-L6	ZG¼	55	70	30	φ5.5	16	33	31	41	68	43	20	18.5	24	143	11
$Q23D_2A$-L6	ZG¼	55	70	30	φ5.5	22	39	37	41	74	49	26	18.5	24	202	—
Q23DA-L12	ZG½	65	75	35	φ7	18	36	38	46	75	—	19.5	23.5	33	150	11
$Q23D_2A$-L12	ZG½	65	75	35	φ7	24	42	44	46	81	—	25.5	23.5	33	210	—

（4）80200 系列二位三通先导式电磁换向阀

1）工作原理与图 8.2-47 所示换向阀类似。

2）技术规格（见表 8.2-115）。

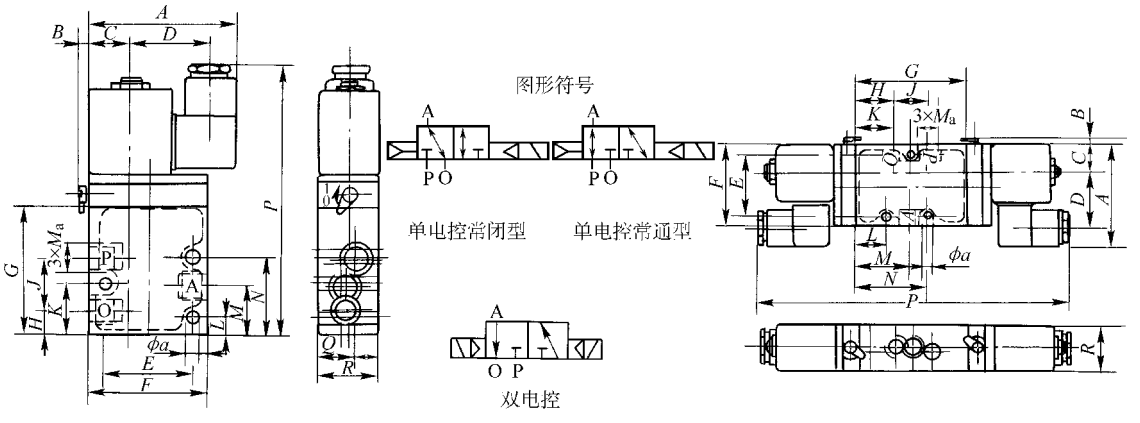
3）外形尺寸（见表 8.2-116）。

表 8.2-115　80200 系列二位三通先导式电磁换向阀技术规格

代号			通径/mm	接管	配用电磁线圈	工作压力/MPa	Kv 值 $/m^3 \cdot h^{-1}$	换向时间/ms	工作电压/V
单电控常断式	单电控常通式	双电控							
8020750	8022750	8021750	6	G¼	0200 0201 0270 0271	0.20～1.00	≥1.2 ≥3.0	20 25	AC：220、110、36 DC：110、24
8020850	8022850	8021950	12	G½					

生产单位：无锡市华通气动制造有限公司，重庆嘉陵气动元件厂。烟台未来自动装备有限公司生产通径：4mm、6mm、12mm 类似阀。

表 8.2-116　80200 系列二位三通先导式电磁换向阀外形尺寸　（mm）



a)单电控阀　b)双电控阀

型号		Ma	φa	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q	R
8020750	8022750	G1/4	3×φ5.5	68	5	18.5	36	41	55	59	11	24	24.5	7.5	23	34.5	123	5	30
8020850	8022850	G1/2	2×φ7			23.5		46	85	87	29	33	77.5	31.5	50	—	151	—	35
8021750		G1/4	3×φ5.5			18.5		41	55	74	25	24	38.5	21.5	37	48.5	202	5	30
8021950		G1/2	2×φ7			23.5		46	65	83		33	73.5	27.5	44	—	211	—	35

（5）SR 系列二位五通先导式电磁换向阀

1）技术规格（见表 8.2-117）。

2）外形尺寸。管接式见表 8.2-118～表 8.2-121，板接式见表 8.2-122～表 8.2-125。

表 8.2-117 SR 系列二位、三位五通先导式电磁换向阀技术规格

管接式	位数	型号	接管螺纹 P、A、B	接管螺纹 R_1 R_2	板接式	位数	型号	接管螺纹 P、A、B	接管螺纹 R_1 R_2	工作介质	环境和介质温度/℃	工作压力范围①/MPa	有效截面积②/mm^2	换向时间/s	润滑	消耗功率/W	质量/g
	二位单电控	SR530-RN_0	M5×0.8			二位单电控	SR530-RS_1	ZG1/8		空气	0~50（但不结冰）	0.15~0.7（0.9）	4.5	0.03	有无润滑油均可	2	105(161)
		SR540-RN_1	ZG1/8				SR540-RS_1	ZG1/4					10				155(270)
		SR550-RN_1	ZG1/8				SR550-RS_2	ZG1/4					15				265(400)
		SR551-RN_2	ZG1/4				SR551-RS*	ZG1/4、ZG3/8	ZG3/8				20				310(540)
		SR561-RN_3	ZG3/8	ZG1/2			SR561-RS*	ZG3/8	ZG1/2				35(40)				385(625)
	二位双电控	SR530-DN_0	M5×0.8			二位双电控	SR530-DS_1	ZG1/8				0.1~0.7（0.9）	4.5				171(231)
		SR540-DN_1	ZG1/8				SR540-DS_2	ZG1/4					10				240(358)
		SR550-DN_1	ZG1/8				SR550-DS_2	ZG1/4					15				425(560)
		SR551-DN_2	ZG1/4				SR551-DS*	ZG1/4、ZG3/8	ZG3/8				20				480(700)
		SR561-DN_3	ZG3/8	ZG1/2			SR561-DS*	ZG3/8	ZG1/2				35(40)				545(780)
	三位中封式	SR530-CN_0	M5×0.8			三位中封式	SR530-CS_1	ZG1/8				0.15~0.7（0.2~0.9）	4.0				145(245)
		SR540-CN_1	ZG1/8				SR540-CS_2	ZG1/4					9				260(380)
		SR550-CN_1	ZG1/8				SR550-CS_2	ZG1/4					13				500(620)
		SR551-CN_2	ZG1/4				SR551-CS*	ZG1/4、ZG3/8、ZG3/8					18				540(780)
		SR561-CN_3	ZG3/8	ZG1/2			SR561-CS*	ZG3/8	ZG1/2				30(35)				600(840)
	三位中泄式	SR530-EN_0	M5×0.8			三位中泄式	SR530-ES_1	ZG1/8					4.0				185(245)
		SR540-EN_1	ZG1/8				SR540-ES_2	ZG1/4					9				260(358)
		SR550-EN_1	ZG1/8				SR550-ES_2	ZG1/4					13				500(620)
		SR551-EN_2	ZG1/4				SR551-ES*	ZG1/4、ZG3/8	ZG3/8				18				540(780)
		SR561-EN_3	ZG3/8	ZG1/2			SR561-ES*	ZG3/8	ZG1/2				30(40)				600(840)

（续）

管接式	位数	型号	接管螺纹 P、A、B	接管螺纹 R_1 R_2	板接式	位数	型号	接管螺纹 P、A、B	接管螺纹 R_1 R_2	工作介质	环境和介质温度/℃	工作压力范围①/MPa	有效截面积②/mm^2	换向时间/s	润滑	消耗功率/W	质量/g
	三位中压式	SR530-PN_0	M5×0.8			三位中压式	SR530-PS_1	ZG1/8		空气	0～50（但不结冰）	0.15（0.2）～0.7（0.9）	4.0	0.03	有无润滑油均可	2	185（245）
		SR540-PN_1	ZG1/8				SR540-PS_1	ZG1/4					9				260（380）
		SR550-PN_1	ZG1/8				SR550-PS_2	ZG1/4					13				500（620）
		SR551-PN_2	ZG1/4				SR551-PS＊	ZG1/4、ZG3/8	ZG3/8				18				540（780）
		SR561-PN_3	ZG3/8	ZG1/2			SR561-PS＊	ZG3/8	ZG1/2				30（35）				600（840）

注：1. 生产单位：济南华能气动元器件公司。

2. 型号意义：

① 括号中的值为 SR550、SR551、SR561 系列电磁阀的值。

② 括号中的值为板接式换向阀的值。

SR530 —R N 0 1 QK

系列

控制方式：R—单电控；D—双电控；C 三位中封式；E—三位中泄式；P—三位中压式

接管方式：N—管接式；S—板接式；M—M 型集装式；E—E 型集装式

接管口径：0—M5×0.5；1—ZG1/8；2—ZG1/4；3 ZG3/8；4—ZG1/2

电压(V)：1—AC100；2—AC200；3 AC24；4—AC110；5—AC220；6 DC12；7—DC48；8 DC24；9—DC100；S—特殊电压

接线方式：

SR530、540 接线形式	SR550、551、561 接线形式
R 型 直接引线式	R—直接引线式
D—DIN 基本型	D—DIN 基本型
DK—DIN 型带保护电路	D_L DIN 型带指示灯
DW DIN 型带保护电路和指示灯	D_K—DIN 型带保护电路
R—P 基本型	D_W—DIN 型带保护电路和指示灯
P_K P 型带保护电路	T—螺钉基本型
P_W—P 型带保护电路和指示灯	T_L—螺钉接线式带指示灯
Q—Q 基本型	T_K 螺钉接线式带保护电路
Q_K Q 型带保护电路	T_W—螺钉接线式带保护电路和指示灯
Q_W—Q 型带保护电路和指示灯	

集装阀型号说明

MF530 M 04 A

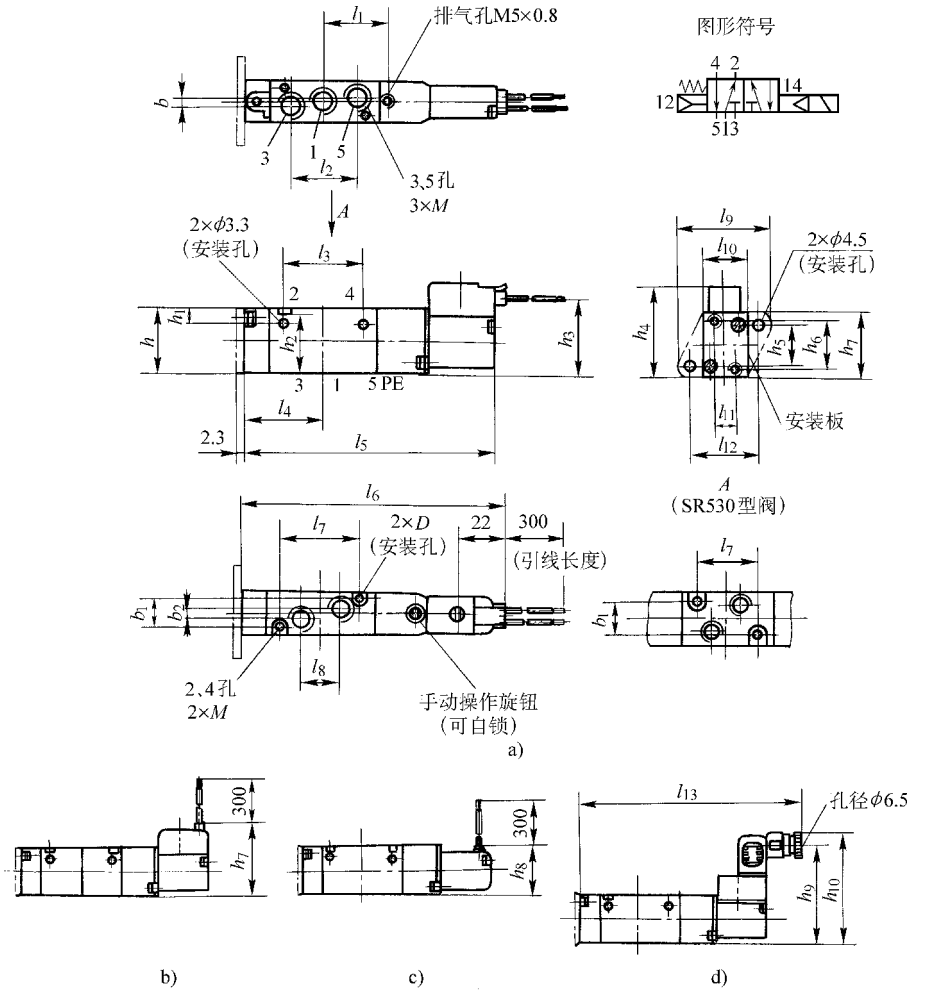
系列

集装方式：M—M 型集装；E—E 型集装

单件阀数：02—2 件；01 4 件；06—6 件；08—8 件；10 10 件

接管方向：A 侧面接管（直接螺纹接管）；B—底面接管（直接螺纹接管）

表 8.2-118 SR530、SR540 管接式二位五通单电控先导式电磁换向阀外形尺寸 （mm）



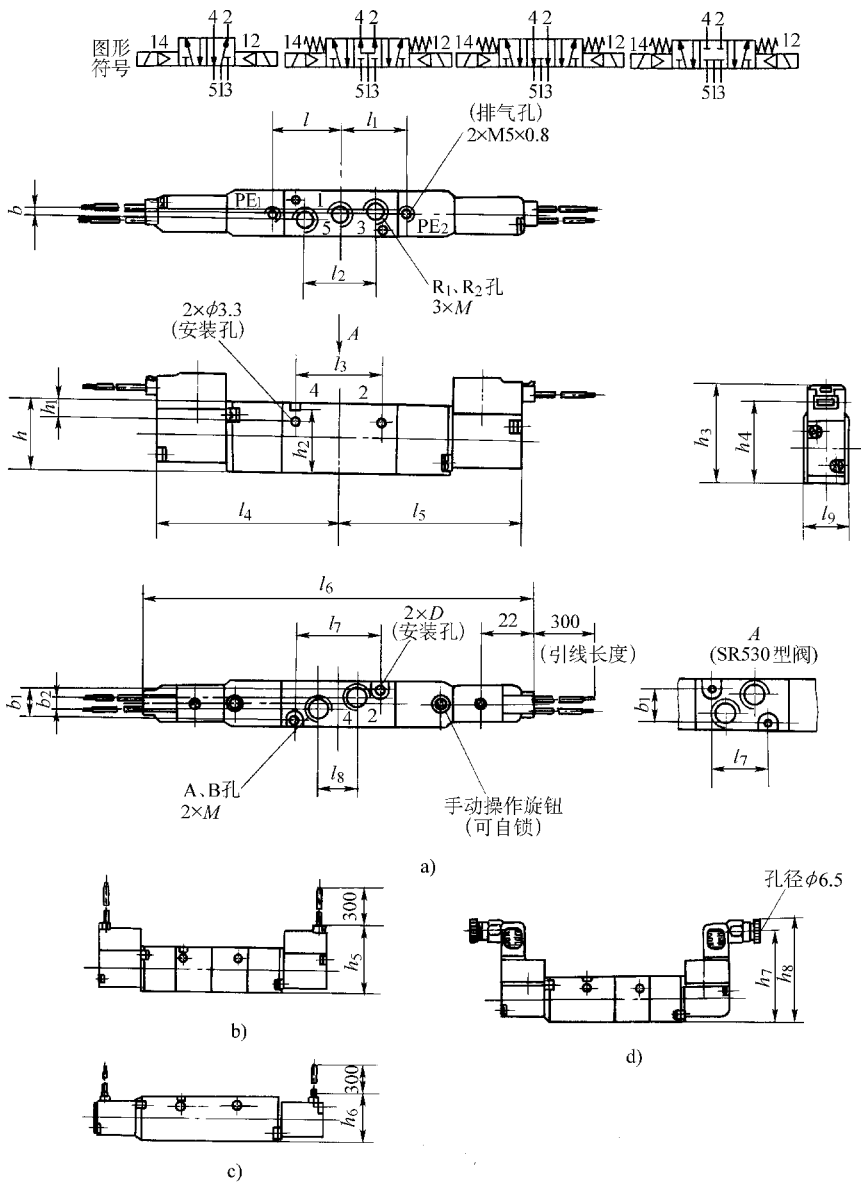
a) Q型接线式 b) P型接线式 c)引线式 d) DIN接线式

型 号	M	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	l_{10}	l_{11}	l_{12}	l_{13}
SR530	M5×0.8	19.5	20	20	25.5	90	95	19	10	35	15	7.5	25	112.5
SR540	ZG1/8	27.2	29	34.4	34.5	111	116	34.4	16	40	18	10	30	128

型 号	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7	h_8	h_9	h_{10}	b	b_1	b_2	D
SR530	24	6	21	37.5	42	15	16.5	24	42	28	58	0	11	6	2.8
SR540	28		25	33	40	18	20	28	44	30	60	1.2	13	2	3.3

注：图 b、c、d 中没给出的尺寸，可参考 Q 型接线式的尺寸。

表 8.2-119　SR530、SR540 管接式二位、三位五通双电控先导式电磁换向阀外形尺寸　　（mm）



a) Q型接线式　b) P型接线式　c)引线式　d) DIN接线式

型　号	M	l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9
SR530	M5×0.8	19.5 (28.2)	19.5 (19.5)	20	20	67 (76)	67 (67)	144 (153)	19	10	15
SR540	ZG1/8	27.2 (38.8)	27.2 27.2	29	34.4	76.5 (82.5)	76.5 (82.5)	163 (175)	34.4	16	18

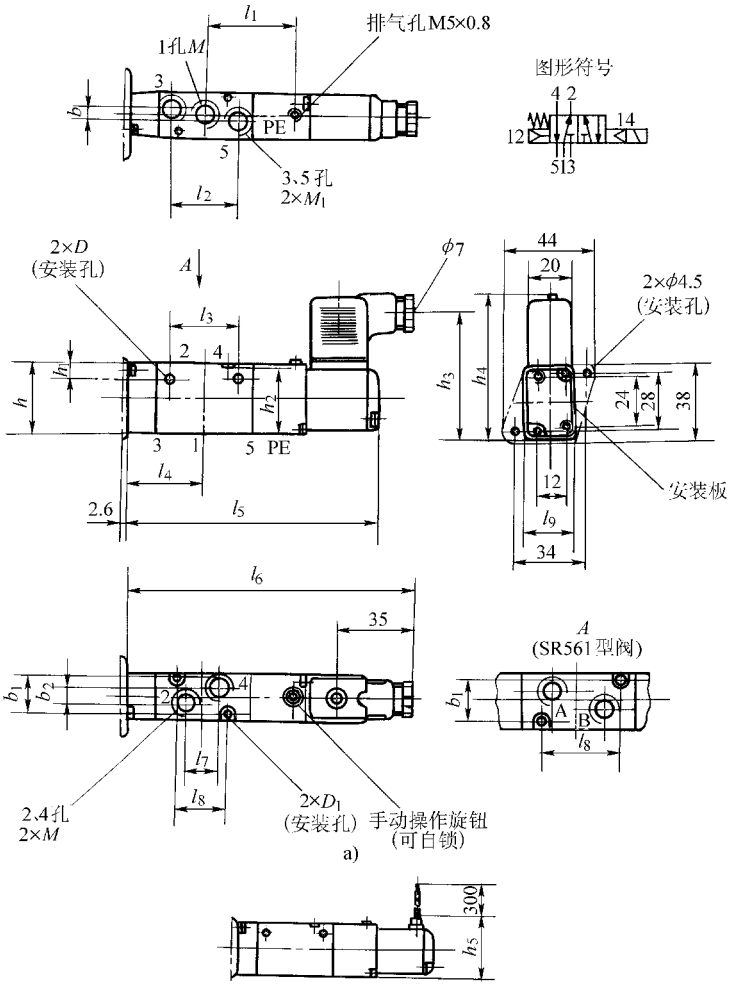
型　号	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7	h_8	b	b_1	b_2	D
SR530	24	6	21	38	31	42	28	58	65	0	11	6	2.8
SR540	28	7	25	40	33	44	30	60	67	1.2	13	2	3.3

注：1. 表中括号内的尺寸为三位阀的尺寸。

2. P 型接线式、引线式、DIN 接线式图中没给出的尺寸，可参考 Q 型接线式图中尺寸。

表 8.2-120 SR550、SR551、SR561 管接式二位五通单电控先导式电磁换向阀外形尺寸

（mm）



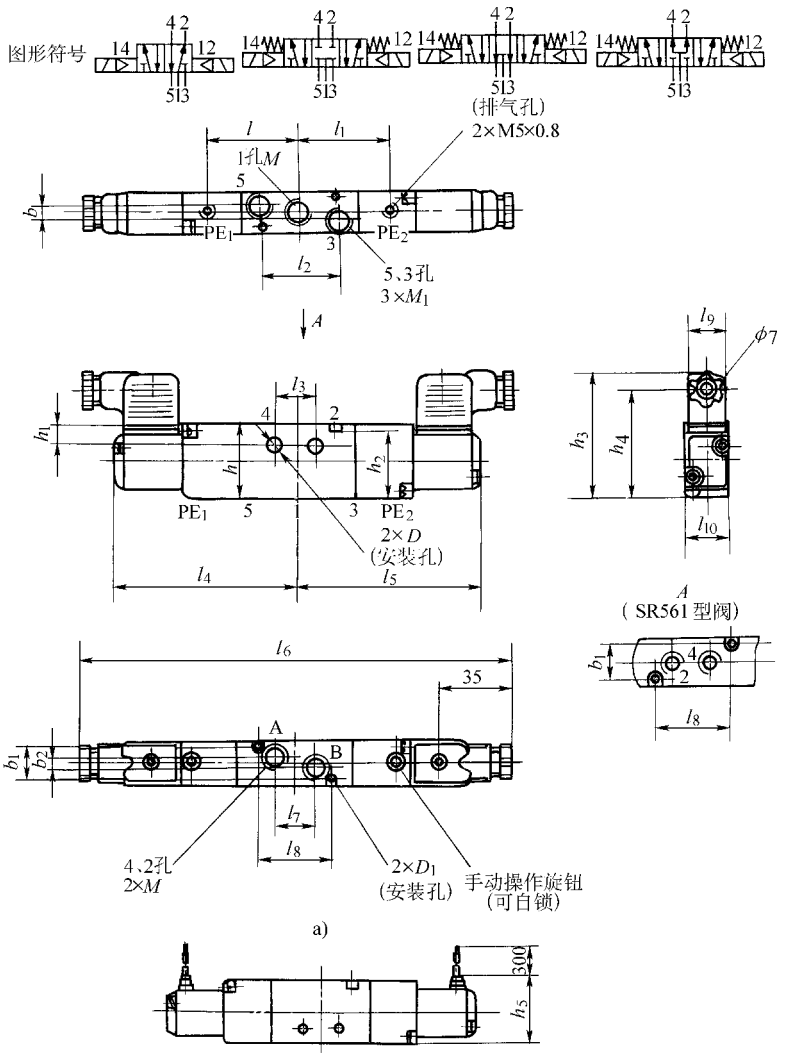
a) DIN接线式、螺钉接线式 b)引线式

型 号	M	M_1	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h	b	b_1	b_2	D	D_1
SR550	ZG1/8	ZG1/8	40.5	32	34	36.5	121	136	16	24	22	34	8.2	31.4	57 (53)	66 (62)	40	6	17	8	3.3	3.3
SR551	ZG1/4	ZG1/4	47	42	21	44	138	153	21	40	22	38	29	34.5	59 (55)	68 (64)	42	5	17	3	4.5	3.3
SR561	ZG3/8	ZG3/8	44	50	54	52	149	164	26	40	28	42	9	37	61 (57)	70 (66)	44	3	22	4	4.5	4.5

注：1. 表中括号内的尺寸是螺钉接线式的尺寸。

2. 引线式图中没给出的尺寸，可参考 DIN 接线式和螺钉接线式的尺寸。

表 8.2-121　SR550、SR551、SR561 管接式二位、三位五通双电控先导式电磁换向阀外形尺寸　（mm）



a) DIN接线式、螺钉接线式　b)引线式

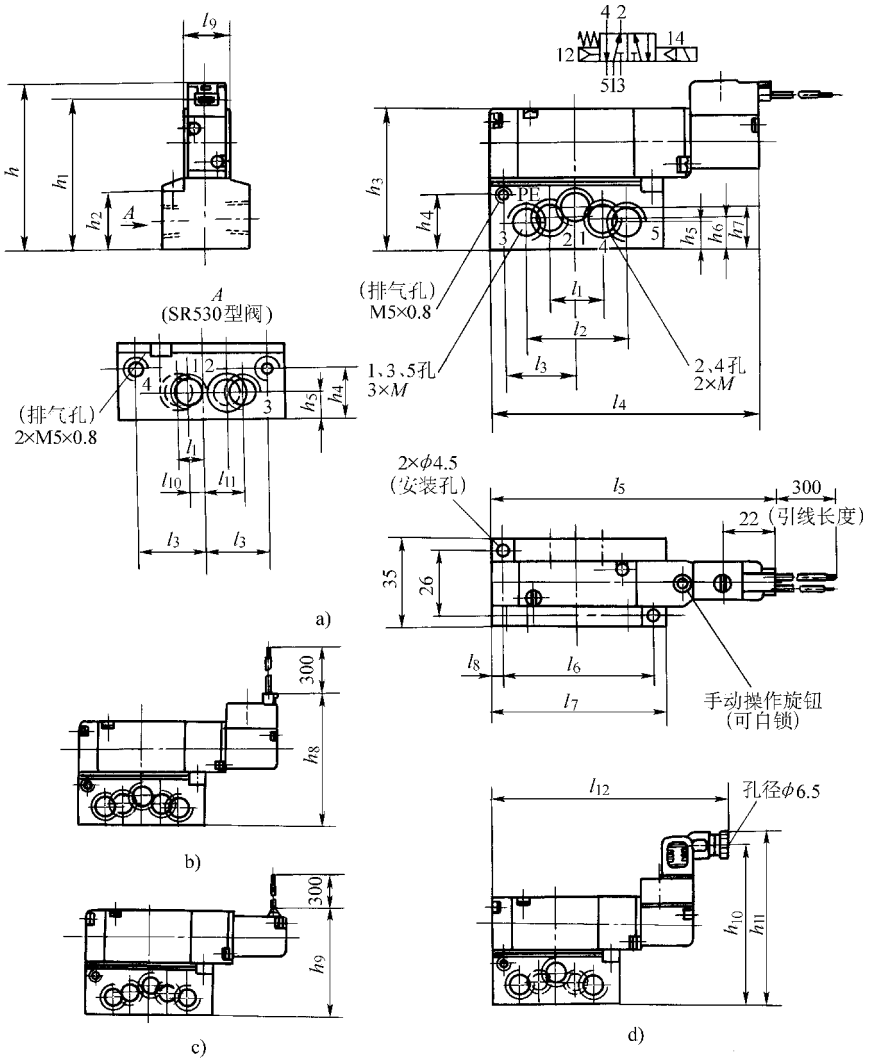
型　号	M	M_1	l①	$l_1$②	l_2	l_3	$l_4$①	$l_5$①	$l_6$①
SR550	ZG1/8	ZG1/8	40.5 (58.5)	40.5 (58.5)	32	34	84.5	84.5	199 (235)
SR551	ZG1/4	ZG1/4	47 (66)	47 (66)	42	21	94 (113)	94 (113)	218 (256)
SR561	ZG3/8	ZG1/4	44 (64)	44 (44)	50	54	97 (117)	97 (97)	224 (243)

型　号	l_7	l_8	l_9	l_{10}	h	h_1	h_2	$h_3$②	$h_4$②	h_5	b	b_1	b_2	D	D_1
SR550	23	24	20	22	34	8.2	31.4	66 (62)	57 (53)	40	6	17	8	3.3	3.3
SR551	21	40	20	22	38	29	34.5	68 (64)	59 (55)	42	5	17	3	4.5	3.3
SR561	26	40	22	28	42	9	37	70 (66)	61 (57)	44	6	22	4	4.5	4.5

① 括号中的尺寸为三位阀的尺寸。

② 括号中的尺寸为螺钉接线式的尺寸。引线式图中没给出的尺寸，可参考 DIN 接线式和螺钉接线式图中的尺寸。

表 8.2-122 SR530、SR540 板接式二位五通单电控先导式电磁换向阀外形尺寸 （mm）

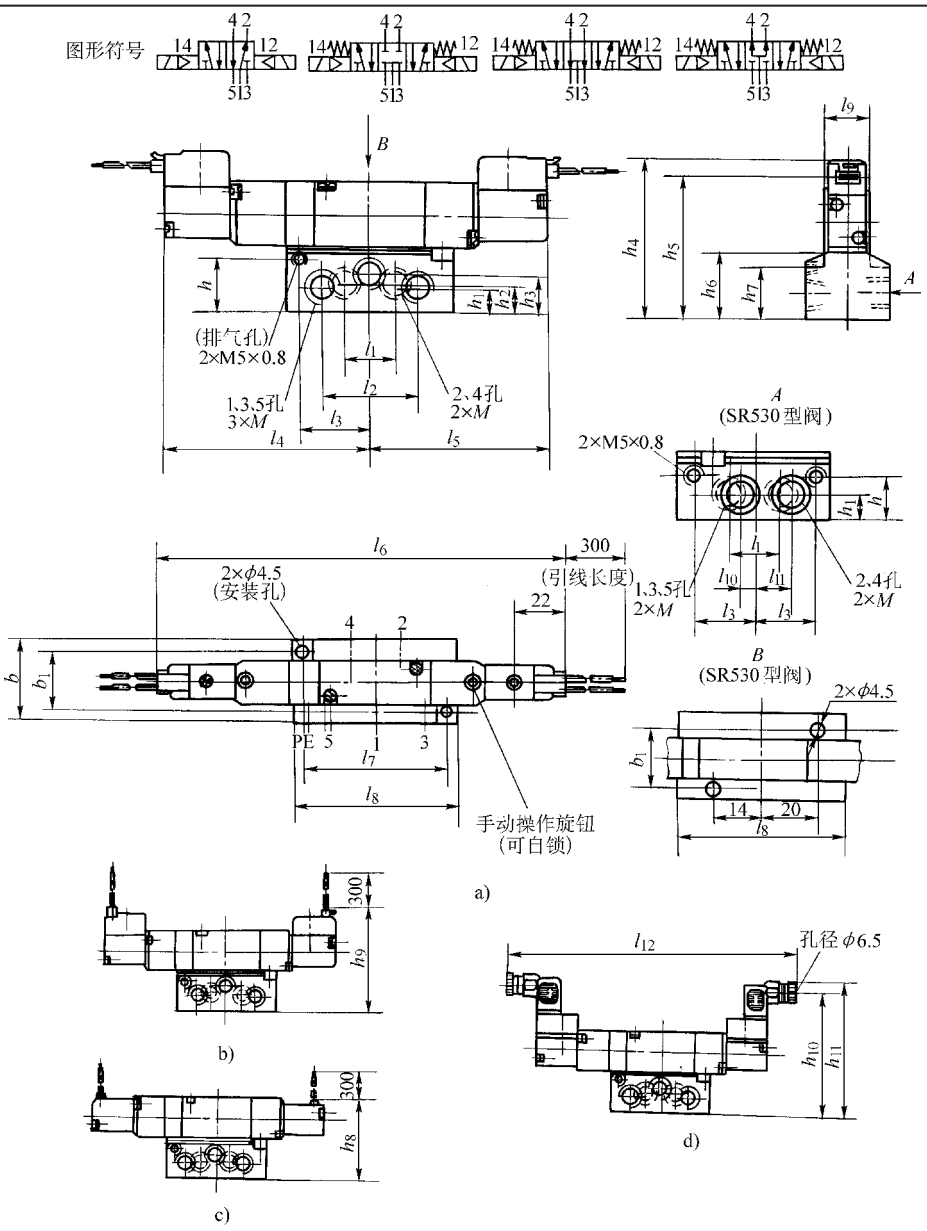


a) Q型接线式 b) P型接线式 c)引线式 d) DIN接线式

型 号	M	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	l_{10}	l_{11}	l_{12}	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7	h_8	h_9	h_{10}	h_{11}
SR530	ZG1/8	16	0	21	92.5	94.6	46	52	12	15	4	10.9	112.5	61	54	17	47	14.5	8	8	8	65	51	81	88
SR540	ZG1/4	21	40	29	111	113	60	69	4.5	18	0	20	128	70	63	22.9	58	22.5	11	12.5	17	74	60	90	97

注：P 型接线式、引线式、DIN 接线式图中没给出的尺寸，可参考 Q 型接线式图中的尺寸。

表 8.2-123　SR530、SR540 板接式二位、三位五通双电控先导式电磁换向阀外形尺寸　　（mm）



a) Q型接线式　b) P型接线式　c)引线式　d) DIN接线式

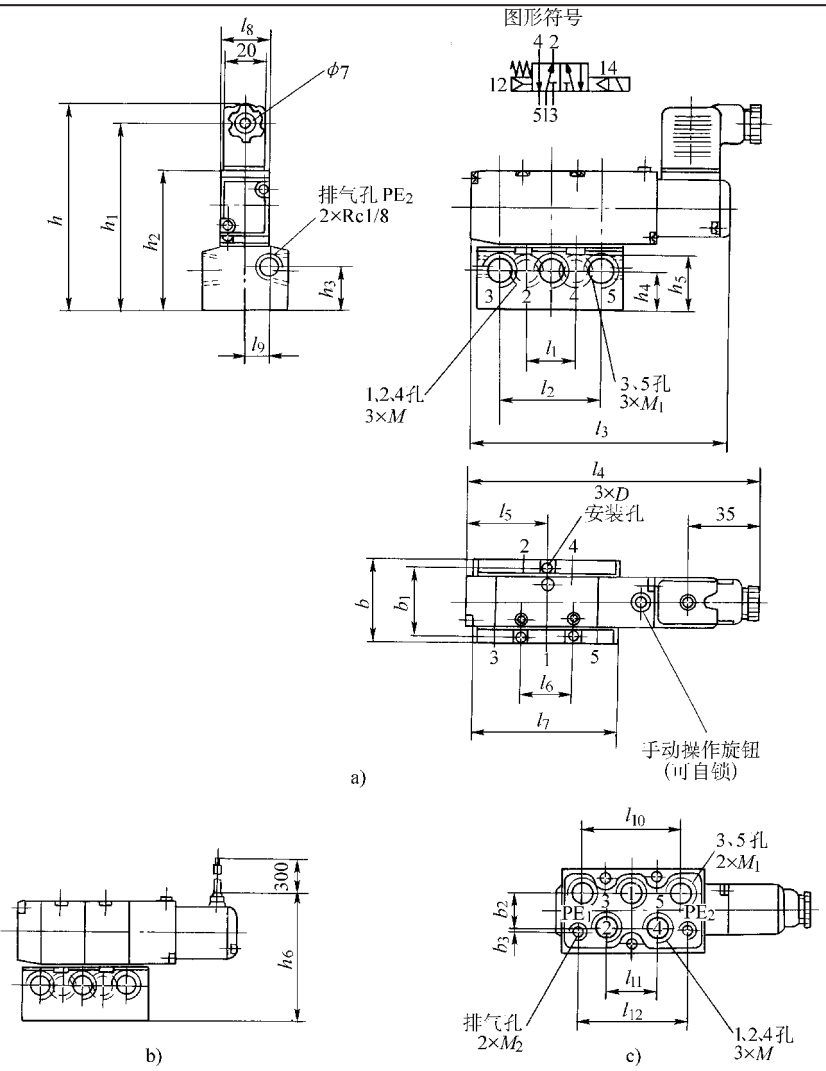
型　号	M	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	l_{10}	l_{11}	l_{12}
SR530	ZG1/8	16	0	21	64.1 (75.7)	64.1 (67)	144 (153)	34	52	15	4	10.9	174 (183)
SR540	ZG1/4	21	40	29	76.5 (88)	76.5 (77)	156 (175)	60	69	18	10.5	10.5	187 (205)

型　号	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7	h_8	h_9	h_{10}	h_{11}	b	b_1
SR530	14.5	8	8	8	61	54		17	51	65	81	88	30	23
SR540	22.5	11	12.5	17	70	63	28.5	22.9	60	74	90	97	35	26

注：1. 表中括号中的尺寸为三位阀的尺寸。

2. P 型接线式、引线式、DIN 接线式图中没给出的尺寸，可参考 Q 型接线式图中尺寸。

表 8.2-124 SR550、SR551、SR561 板接式二位五通单电控先导式电磁换向阀外形尺寸 （mm）



a) DIN接线式、螺钉接线式(侧面接管) b)引线式(侧面接管) c)底面接管

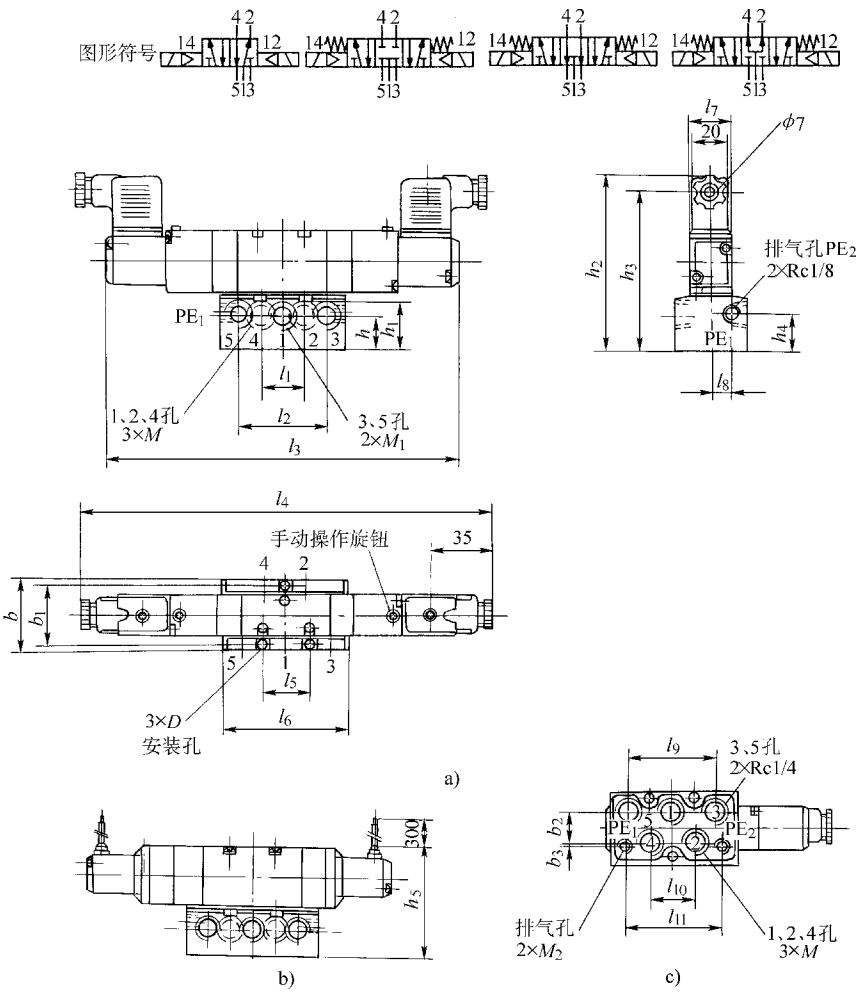
型 号	M	M_1	M_2	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8
SR550	ZG1/4	ZG1/4	M5×0.8	23	46	121	136	36.5	24	89	22
SR551	ZG1/4 (ZG3/8)	ZG3/8	ZG1/8	28	56	138	153	44	28	81	22
SR561	ZG3/8 (ZG1/2)	ZG3/8 (ZG1/2)	ZG1/8	32	64	149	164	52	32	94	28

型 号	l_9	l_{10}	l_{11}	l_{12}	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	b	b_1	b_2	b_3	D
SR550	10	46	23	52	97 (93)	88 (84)	65	21	18	25	71	40	32	17	1.5	4.5
SR551	10	56	28	66	104 (100)	95 (91)	74	26	20	28	78	43	35	20	0	4.5
SR561	12.5	64	32	76	105 (101)	96 (92)	77	25.5	18	27	79	48	40	48	0	5.5

注：1. 括号中的尺寸为螺钉接线式的尺寸，SR561 型号底面接管式阀 M 为 ZG3/8。

2. 引线式图中没给出的尺寸，可参考 DIN 接线式和螺钉接线式图中尺寸。

表 8.2-125　SR550、SR551、SR561 板接式二位、三位五通双电控先导式电磁换向阀外形尺寸　　（mm）



a) DIN接线式、螺钉接线式　b)引线式　c)底面接管式

型　号	M	M_1	M_2	l_1	l_2	$l_3$①	$l_4$①	l_5	l_6	l_7	l_8
SR550	ZG1/4	ZG1/4	M5×0.8	23	46	169 (205)	199 (235)	24	68	22	10
SR551	ZG1/4 (ZG3/8)	ZG3/8	ZG1/8	28	56	188 (226)	218 (256)	28	84	22	10
SR561	ZG3/8 (ZG1/2)	ZG3/8 (ZG1/2)	ZG1/8	32	64	194 (214)	224 (243)	32	94	28	12.5

型　号	l_9	l_{10}	l_{11}	h	h_1	$h_2$②	$h_3$②	h_4	h_5	b	b_1	b_2	b_3	D
SR550	46	23	52	18	25	97 (93)	88 (84)	21	71	40	32	17	1.5	4.5
SR551	56	28	66	20	28	104 (100)	95 (91)	26	78	43	35	20	0	4.5
SR561	64	32	76	18	27	105 (101)	96 (92)	25.5	78	48	40	25	0	5.5

注：引线式图中没给出的尺寸，可参考 DIN 接线式和螺钉接线式图中的尺寸。

① 括号中的尺寸为三位阀的尺寸。

② 括号中的尺寸为螺钉接线式的尺寸。

（6）PS180/140/380、VF1000/3000/5000 系列二位、三位五通先导式电磁换向阀

1）技术规格（见表 8.2-126）。

2）外形尺寸（见表 8.2-127、表 8.2-128）。

180 1000

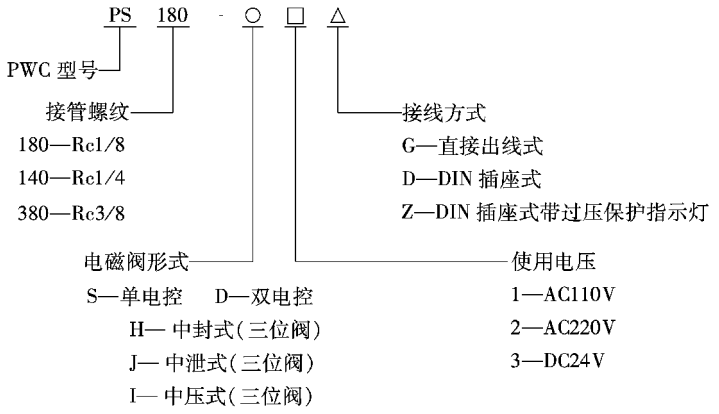
表 8.2-126 PS140、VF3000系列二位、三位五通先导式电磁换向阀技术规格

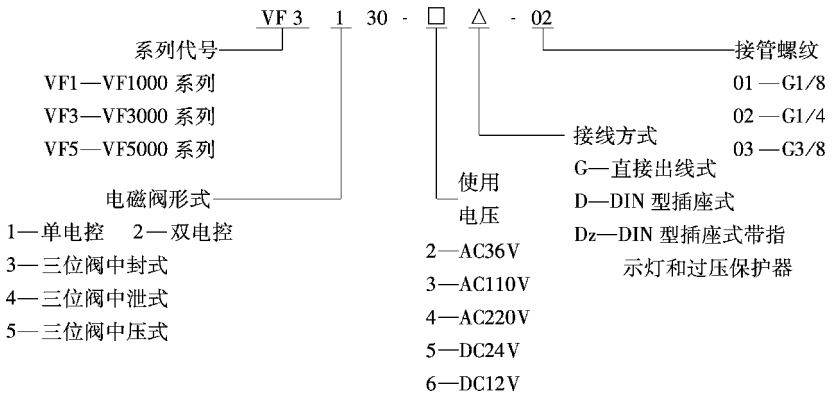
380 5000

接管螺纹	位数	先导阀数	工作介质	环境与介质温度/℃	工作压力范围/MPa	最高换向频率/Hz	有效截面积/mm^2（C_v 值）	消耗功率 AC/VA、DC/W	质量/kg
G1/8	二位	单电控	经过滤的压缩空气	-5～50	0.15～0.9	5	12.6(0.6)	AC：4VA DC：2.5W	0.13
		双电控			0.1～0.9		12.6(0.6)		0.19
Rc1/8	三位	双电控				3	9.0(0.4)		0.25
G1/4	二位	单电控			0.15～0.9	5	19(1.0)	AC：6VA DC：4.8W	0.22
		双电控			0.1～0.9		19(1.0)		0.3
Rc1/4	三位	双电控			0.2～0.9	3	14.4(0.8)		0.35
G3/8	二位	单电控			0.5～0.9	5	45(2.5)	AC：6VA DC：4.8W	0.35
		双电控			0.1～0.9		45(2.5)		0.45
Rc3/8	三位	双电控				3	36(2)		0.55

注：1. 生产单位：奉化韩海机械制造有限公司（生产 PS 系列产品）、无锡恒立液压气动有限公司（生产 VF 系列产品）、上海利岛液压气动有限公司（生产 VF 系列产品）。

2. 型号意义：



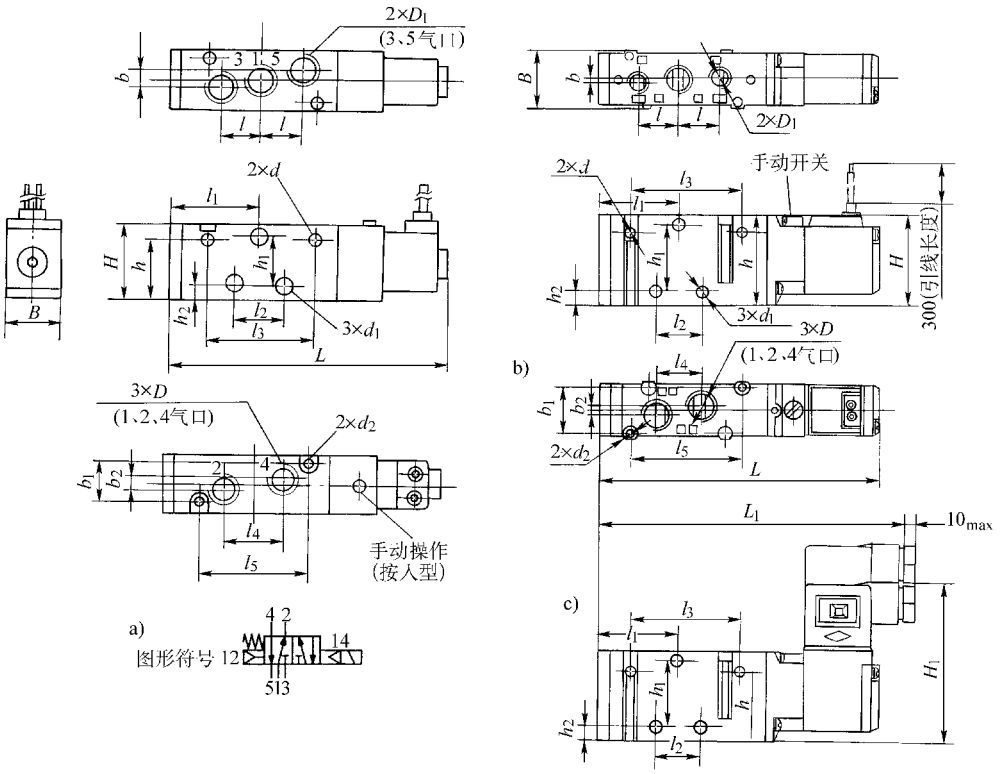


180　　1000

表 8.2-127　PS140、VF3000系列二位五通先导式电磁换向阀外形尺寸

380　　5000

（mm）



a) PS180-S□G　PS140-S□G　PS380-S□G 直接出线式

b) VF1130-□G-01　VF3130-□G-02 VF5120-□G-03 直接出线式

c) VF1130-□$^{D}_{Dz}$-01　VF3130-□$^{D}_{Dz}$-02 VF5120-□$^{D}_{Dz}$-03 插座式

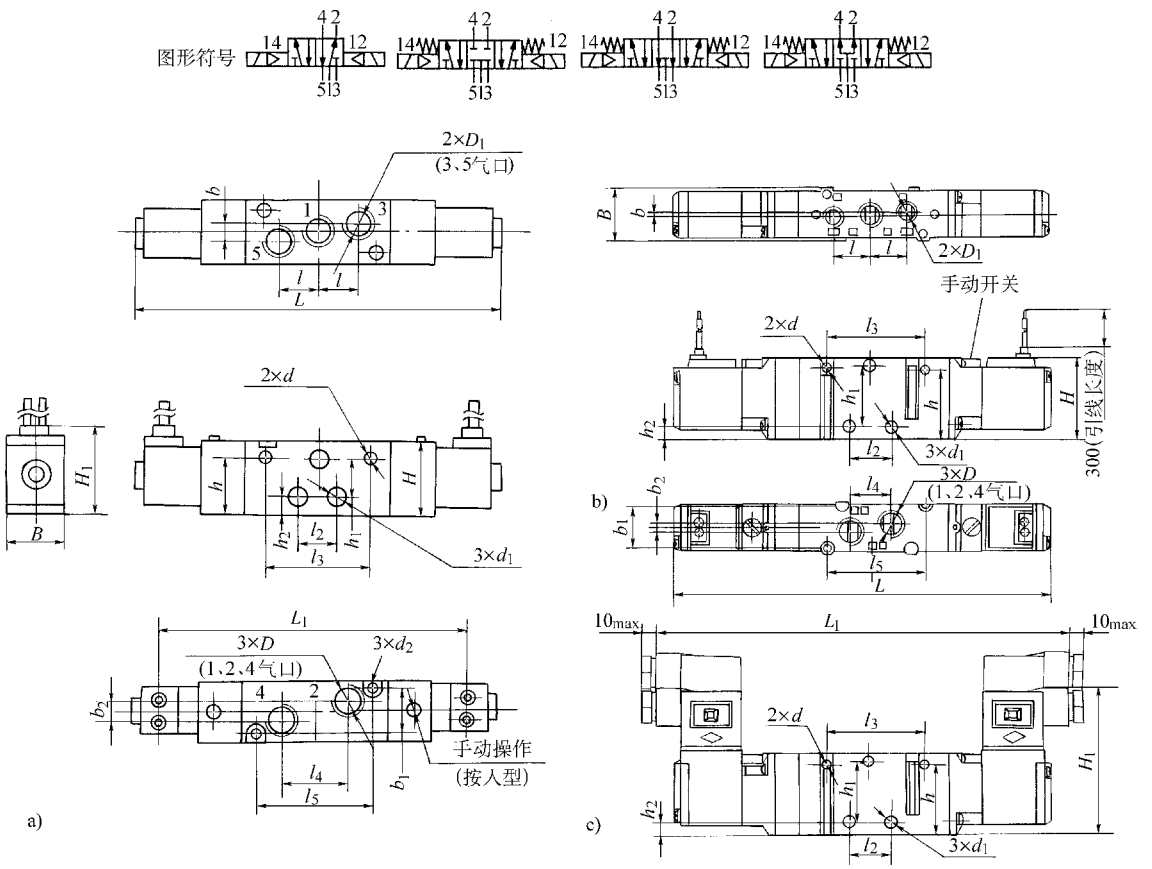
型　　号	D	D_1	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	H	H_1	h	h_1	h_2	B	b	b_1	b_2	d	d_1	d_2
PS180-S	Rc1/8	Rc1/8	100	—	13.6	—	—	35	17	35	28	34	25	—	—	18	1.6	13	3	ϕ3.2	0	ϕ3.2
PS140-S	Rc1/4	Rc1/8	120	—	17.5	—	20	—	23	10	34.5	—	—	—	7	26.5	8	20	0	0	ϕ4.2	ϕ4.3
PS380-S	Rc3/8	Rc3/8	154	—	26	50.5	27	—	28	44	45	—	—	36	4.5	32	0	24	3	0	ϕ4.3	ϕ4.3
VF1130	G1/8	G1/8	—	105	13.5	—	—	35	17	35	29	55	21	0	0	18	2	13	3	ϕ3.3	0	ϕ4.5
VF3130	G1/4	G1/8	—	125.5	18	—	20.5	—	23	10	35	65	0	0	7	26	14	20	0	0	ϕ4.3	ϕ4.3
VF5120	G3/8	G3/8	—	162	26	48	27	—	28	44	45	69.5	0	36	4	32	0	24	3	0	ϕ4.3	ϕ4.3

180 1000

表 8.2-128 PS140、VF3000系列二位五通、三位五通先导式换向阀外形尺寸

380 5000

（mm）



a) PS180、PS140、PS380-D□G、PS180、PS140、PS380-$\frac{H}{I}$J□G 直接出线式

b) VF1230、VF3230、VF5220-□G 直接出线式

c) VF1230、VF3230、VF5220-□$\frac{D}{Dz}$、VF1430、VF3430、VF5420-□$\frac{D}{Dz}$ 插座式 $\frac{3}{5}$ $\frac{3}{5}$ $\frac{3}{5}$

（续）

型号		D	D_1	L	L_1	l	l_2	l_3	l_4	l_5	H
PS180-D□G	PS180-D□$^{D}_{Z}$	Rc1/8	Rc1/8	148	126	13.6	—	35	17	35	28
H PS180-J□G I	H PS180-J□$^{D}_{Z}$ I										
PS140-D□G	PS140-D□$^{D}_{Z}$	Rc1/4	Rc1/8	176 (196)	150 (170)	17.5	20	—	23	10	34.5
H PS140-J□G I	H PS140-J□$^{D}_{Z}$ I										
PS380-D□G	PS280-D□$^{D}_{Z}$	Rc3/8	Rc3/8	210 (239)	184 (213)	26	27	—	28	44	45
H PS380-J□G I	H PS380-J□$^{D}_{Z}$ I										
VF1230-□G-01	VF1230-□$^{D}_{Dz}$-01	G1/8	G1/8	151.5 (163.5)	—	13.5	—	35	17	35	29
3 VF1430-□G-01 5	3 VF1430-□$^{D}_{Dz}$-01 5										
VF3230-□G-02	VF3230-□$^{D}_{Dz}$-02	G1/4	G1/8	174 (194)	188 (208)	18	20.5	—	23	10	35
3 VF3430-□G-02 5	3 VF3430-□$^{D}_{Dz}$-02 5										
VF5220-□G-03	VF5220-□$^{D}_{Dz}$-03	G3/8	G3/8	—	224 (253.5)	26	27	—	28	44	45
3 VF5420-□G-03 5	3 VF5420-□$^{D}_{Dz}$-03 5										

型号		H_1	h	h_1	h_2	B	b	b_1	b_2	d	d_1	d_2
PS180-D□G	PS180-D□$^{D}_{Z}$	34	25	—	—	18	1.6	13	3	ϕ3.2	0	ϕ3.2
H PS180-J□G I	H PS180-J□$^{D}_{Z}$ I											
PS140-D□G	PS140-D□$^{D}_{Z}$	—	—	—	7	26.5	8	20	0	0	ϕ4.2	ϕ4.3
H PS140-J□G I	H PS140-J□$^{D}_{Z}$ I											

（续）

型 号		H_1	h	h_1	h_2	B	b	b_1	b_2	d	d_1	d_2
PS380-D□G	PS280-D□$^{D}_{Z}$	—	—	36	4.5	32	0	24	3	0	ϕ4.3	ϕ4.3
H PS380-J □G I	H PS380-J □$^{D}_{Z}$ I											
VF1230-□G-01	VF1230-□$^{D}_{Dz}$-01	55	21	—	—	18	2	13	3	ϕ3.3	0	ϕ4.5
3 VF1430-□G-01 5	3 VF1430-□$^{D}_{Dz}$-01 5											
VF3230-□G-02	VF3230-□$^{D}_{Dz}$-02	65	—	—	7	26	14	20	0	0	ϕ4.3	ϕ4.3
3 VF3430-□G-02 5	3 VF3430-□$^{D}_{Dz}$-02 5											
VF5220-□G-03	VF5220-□$^{D}_{Dz}$-03	69.5	—	36	4	32	0	24	3	0	ϕ4.9	ϕ4.3
3 VF5420-□G-03 5	3 VF5420-□$^{D}_{Dz}$-03 5											

注：表中括号内的尺寸为三位阀的尺寸。

5.2.2 气控阀

（1）QQC系列二位、三位五通气控换向滑阀

1）工作原理与图8.2-48所示阀工作原理类似。

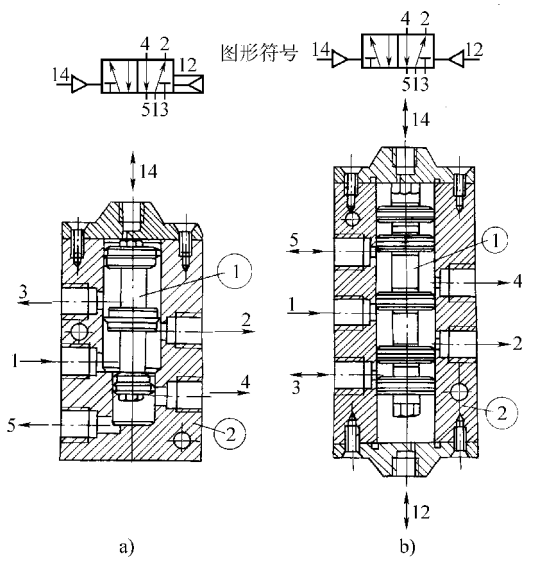


图8.2-48 二位五通气控换向滑阀工作原理图

a）单气控 b）双气控

①—阀芯 ②—阀体

2）技术规格（见表8.2-129）

3）外形尺寸（见表8.2-130、表8.2-131）。

（2）VFA、PMV系列二位五通气控换向阀

1）工作原理。与图8.2-48阀的工作原理类似。

2）技术规格（见表8.2-132）。

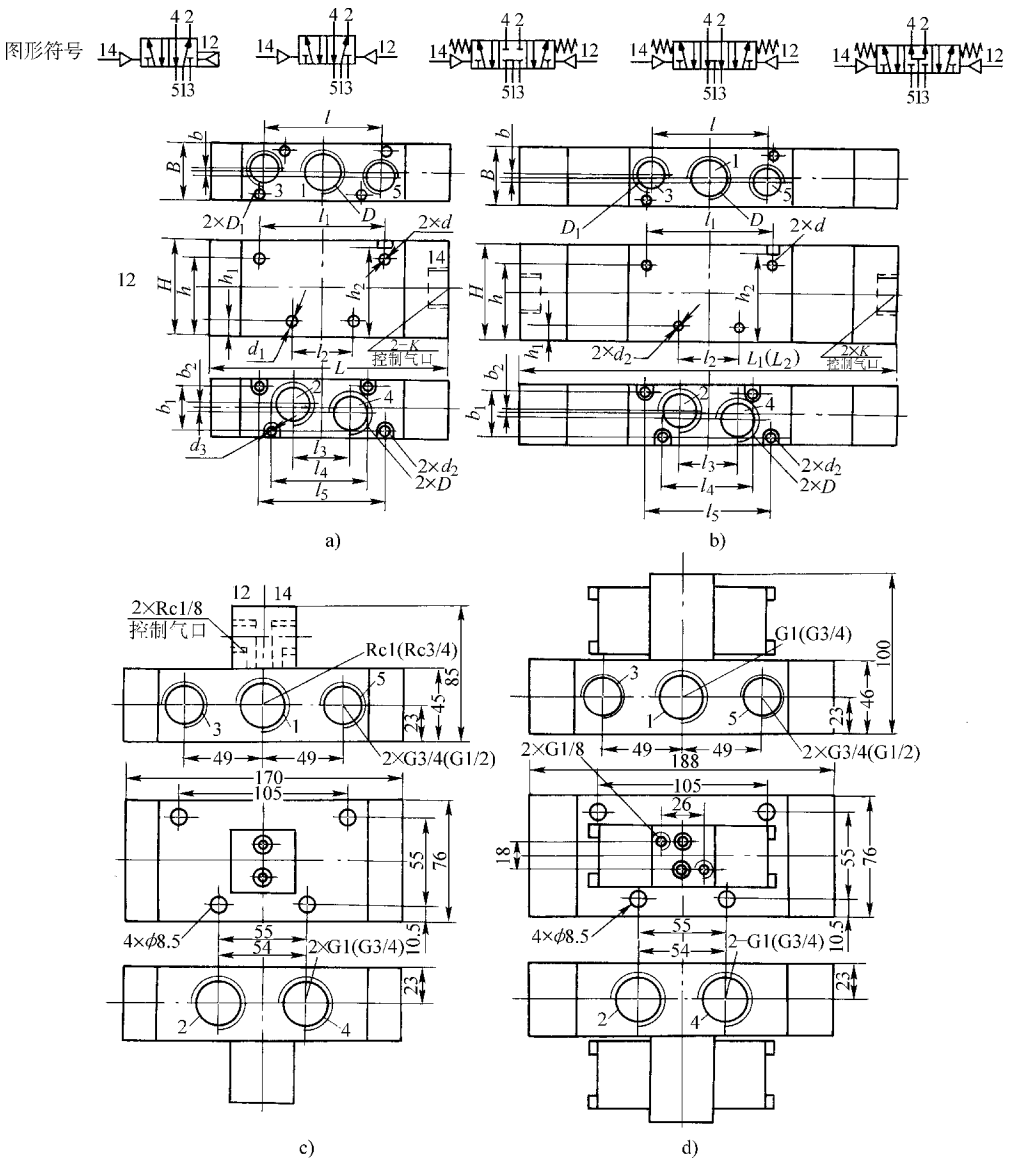
3）外形尺寸（见表8.2-133、表8.2-134）。

表8.2-129 QQC系列二位、三位五通气控换向滑阀技术规格

公称通径/mm		3	6	8	10	15	20	25
工作介质		经过滤的压缩空气，可有油或无油润滑						
工作压力范围/MPa		0.15～0.8						
使用温度范围/℃		－5～50（但不结冰）						
最低控制压力/MPa		≤0.5						
有效截面积/mm^2	二位阀	≥3	≥10	≥20	≥40	≥60	≥110	≥190
	三位阀	≥3	≥5	≥10	≥20	≥40	≥60	≥110
换向时间/s		≤0.03	≤0.04		≤0.06		≤0.1	

注：生产单位：广东省肇庆方大气动有限公司。无锡市华通气动制造有限公司生产类似产品。

表 8. 2-130　QQC 系列二位、三位五通管接式气控换向阀外形尺寸　　（mm）



a) Q25 QC-L6～L15　b) Q25Q_2C-L6～L15，Q35Q_2C-L6～L15

c) Q25QC-L25(20)，Q25Q_2C-L25(20)　d) Q35Q_2C-L25(20)

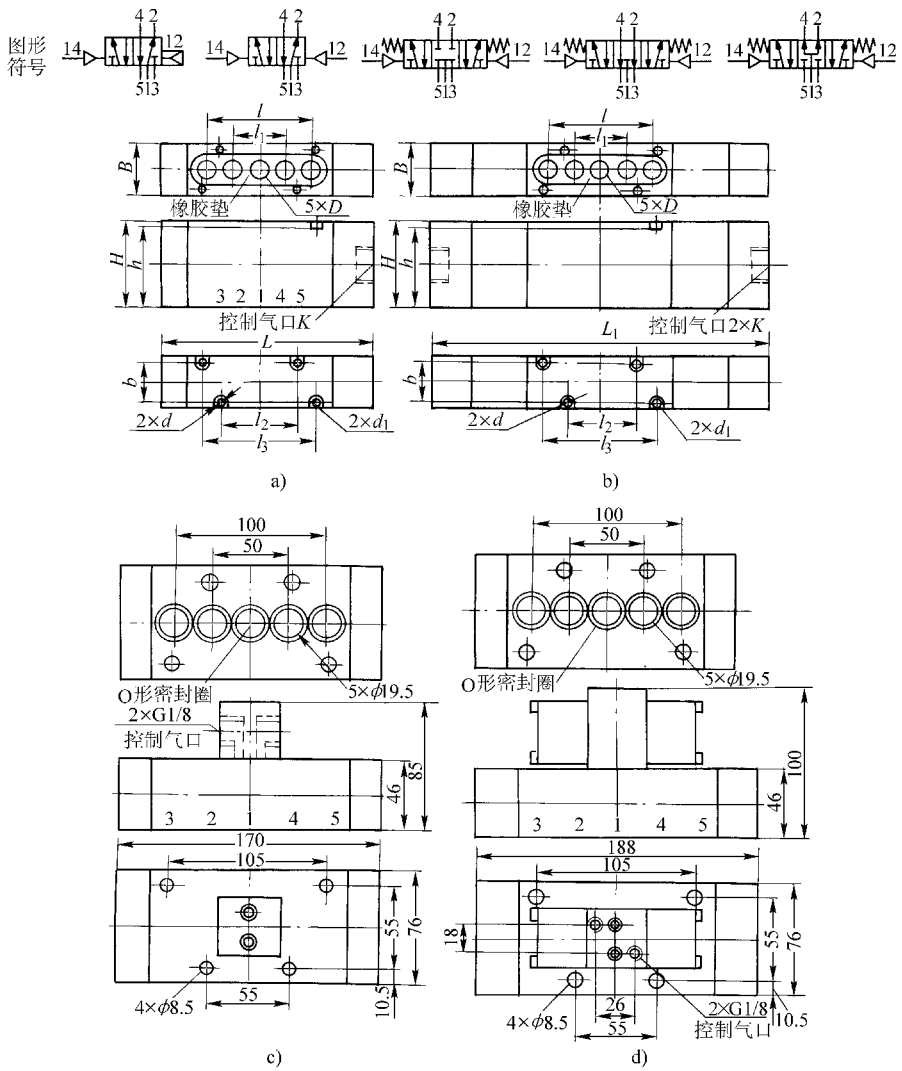
（续）

型号						D	D_1	K	L	L_1	L_2	l	l_1	l_2	l_3	l_4
单气控二位五通	Q25QC-L6	双气控二位五通	$Q25Q_2C$-L6	双气控三位五通	$Q35Q_2C$-L6	G1/8	G1/8	G1/8	72	80	100	29	34.4	0	16	34.4
	Q25QC-L8		$Q25Q_2C$-L8		$Q35Q_2C$-L8	G1/4	G1/4	G1/8	94	102	150	42	0	21	21	0
	Q25QC-L10		$Q25Q_2C$-L10		$Q35Q_2C$-L10	G3/8	G1/4	G1/8	107	115	174	50	54	0	26	40
	Q25QC-L15		$Q25Q_2C$-L15		$Q35Q_2C$-L15	G1/2	G3/8	G1/8	122	130	194	60	65	32	30	0

型号						l_5	B	b	b_1	b_2	H	h	h_1	h_2	d	d_1	d_2	d_3
单气控二位五通	Q25QC-L6	双气控二位五通	$Q25Q_2C$-L6	双气控三位五通	$Q35Q_2C$-L6	0	28	1.2	13	2	28	21.5	0	25	ϕ3.3	0	0	ϕ3.3
	Q25QC-L8		$Q25Q_2C$-L8		$Q35Q_2C$-L8	40	22	5	17	3	35	0	6	32	0	ϕ4.5	ϕ3.3	0
	Q25QC-L10		$Q25Q_2C$-L10		$Q35Q_2C$-L10	0	28	0	22	4	40	33	0	36	ϕ4.5	0	0	ϕ4.5
	Q25QC-L15		$Q25Q_2C$-L15		$Q35Q_2C$-L15	65	30	4	23	5	50	40	8	46	ϕ4.5	ϕ4.5	ϕ4.5	0

注：图中括号内尺寸 L_2 为三位阀的尺寸。

表 8.2-131 QQC 系列二位、三位五通板接式气控换向阀外形尺寸 （mm）



a) Q25 QC-6～L15 b) $Q25Q_2C$-6～L15， $Q35Q_2C$-6～L15

c) Q25QC-25(20)， $Q25Q_2C$-25(20) d) $Q35Q_2C$-25(20)

（续）

型号						D	K	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	B	b	H	h	d	d_1
单气控二位五通	Q25QC-6	双气控二位五通	Q25Q$_2$C-6	双气控三位五通	Q35Q$_2$C-6	ϕ4.5	G1/8	72	80（100）	28	14	34.4	0	18	13	28	25	ϕ3.3	0
	Q25QC-8		Q25Q$_2$C-8		Q35Q$_2$C-8	ϕ7	G1/8	94	102（150）	42	21	0	40	22	17	35	32	0	ϕ3.3
	Q25QC-10		Q25Q$_2$C-10		Q35Q$_2$C-10	ϕ8.5	G1/8	107	115（174）	50	25	40	0	28	22	40	36	ϕ4.5	0
	Q25QC-15		Q25Q$_2$C-15		Q35Q$_2$C-15	ϕ10.5	G1/8	122	130（194）	60	30	0	65	30	23	50	46	0	ϕ4.5

注：表中括号内的尺寸为三位阀的尺寸。

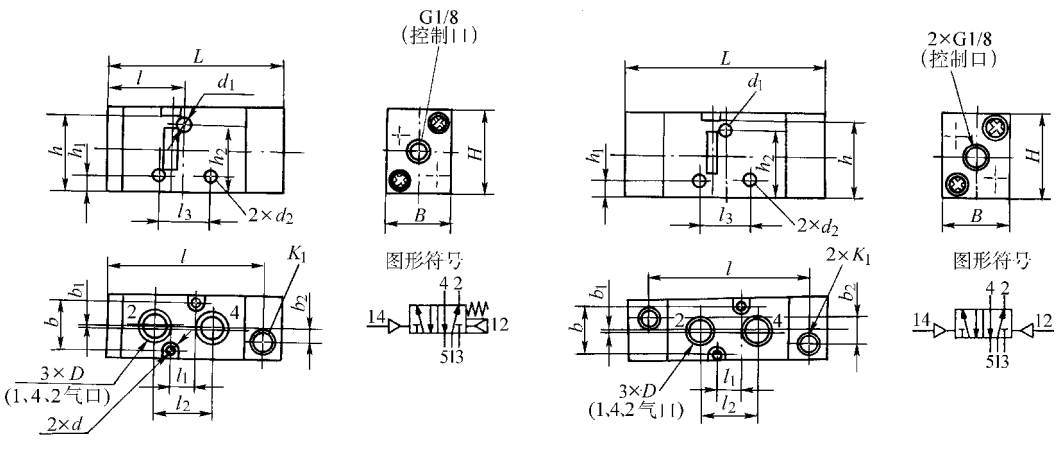
表 8.2-132　VFA、PMV 系列二位五通气控换向阀技术规格

型　号	接管螺纹（1、2、4口）	气信号	工作介质	环境及介质温度/℃	工作压力范围/MPa	气控压力范围①/MPa	有效截面积/mm^2（C_v值）	最高换向频率/Hz	润滑
VFA3130	G1/4	单气控	经过滤的压缩空气	−5～50	0.15～0.9	（0.04×p+0.1）～0.9	18（1）		有无润滑油均可
VFA3230		双气控			0.1～0.9				
VFA5120	G3/8	单气控			0.15～0.9		45（2.5）		
VFA5220		双气控							
PMV120S	Rc1/2	单气控			0.15～0.9		80（4.44）	5	
PMV120D		双气控							
PMV340S	Rc3/4	单气控					90（5.0）		
PMV340D		双气控							

① 公式中 p 为气源压力（MPa）。

生产单位：无锡恒立液压气动有限公司、上海利岛液压气动设备有限公司（生产 VFA 系列产品）、奉化韩海机械制造有限公司（生产 PMV 系列、接管螺纹 Rc1/4～Rc3/4 产品）。

表 8.2-133　VFA3000、5000 系列二位五通单、双气控换向阀外形尺寸　（mm）



a) VFA3130-02、VFA5120-03 单气控　b) VFA3230-02、VFA5220-03 双气控

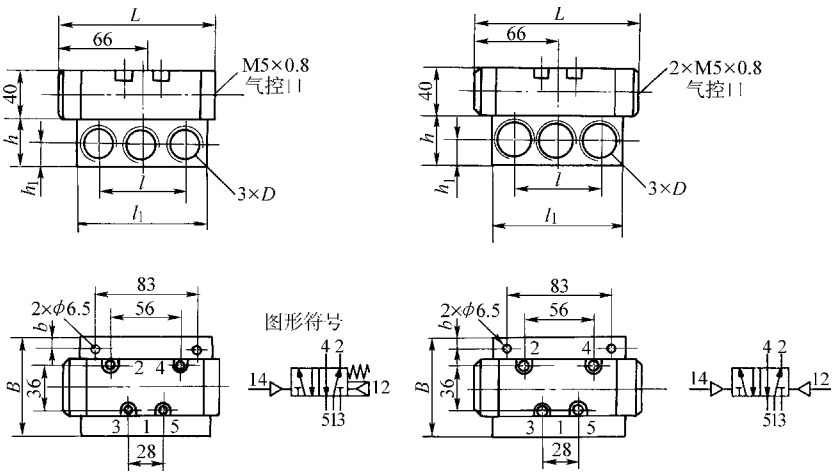
（续）

型　　号	D①	K_1	L	l	l_1	l_2	l_3	l_4	B
VFA3130-02	G1/4	G1/8	70.5	63	10	23	20.5	25.5	26
VFA5120-03	G3/8	0	103	0	44	28	27	48	32
VFA3230-02	G1/4	G1/8	80	65	10	23	20.5		26
VFA5220-03	G3/8	0	110	0	44	28	27		32

型　　号	b	b_1	b_2	H	h	h_1	h_2	d	d_1	d_2
VFA3130-02	20	1	5.5	35	31.5	7	0	ϕ4.3	0	ϕ4.3
VFA5120-03	24	3		45	40	4	36	ϕ4.5	ϕ4.9	ϕ4.9
VFA3230-02	20	1	11	35	31.5	7	0	ϕ4.3	0	ϕ4.3
VFA5220-03	24	3		45	40	4	36	ϕ4.5	ϕ4.5	ϕ4.5

① 奉化韩海机械制造有限公司 PMV 系列产品为 Rc 圆锥螺纹。

表 8.2-134 PMV120、PMV340 系列二位五通单、双气控换向阀外形尺寸 （mm）



a) PMV120S、PMV340S 单气控 b) PMV120D、PMV340D 双气控

型　　号		D	L	l	l_1	h	h_1	B	b
PMV120S	单气控二位五通	Rc1/2	123.5	64	95	36	19	70	6
PMV340S		Rc3/4	123.5	68	105	40	19.5	99.5	7.5
PMV120D	双气控二位五通	Rc1/2	132	64	95	36	19	70	6
PMV340D		Rc3/4	132	68	105	40	19.5	79.5	7.5

5.2.3　多种流体、多用途换向阀

（1）PDW2120 系列多种流体二位二通直动截止式电磁换向阀

1）工作原理。如图 8.2-49 所示。该换向阀靠电磁线圈 2 通电直接带动阀芯（动铁心）4 向上运动使流体通道 P 与 A 接通；当电磁线圈 2 断电时（图示状态）靠弹簧 3 作用使阀芯 4 向下运动关闭 P 与 A 的通道。

2）技术规格（见表 8.2-135）。

表 8.2-135　PDW 系列 2120 多种流体二位二通直动截止式电磁换向阀技术规格

通径/mm	2	3	4
工作介质	空气、水、油		
环境温度/℃	5～60		
工作压力范围/MPa	0～1.0		
有效截面积/mm^2（C_v 值）	2.7（0.15）	5.5（0.3）	7.4（0.4）
消耗功率/VA	AC110V：6.4　AC220V：7		

注：1. 生产单位：奉化韩海机械制造有限公司。

2. 型号意义：

PDW2120—　03　—AC220V

PMC型号

公称通径
02——2mm
03——3mm
04——4mm

使用电压
1—AC110V
2—AC220V
3—DC24V

3）外形尺寸（见图 8.2-49）。

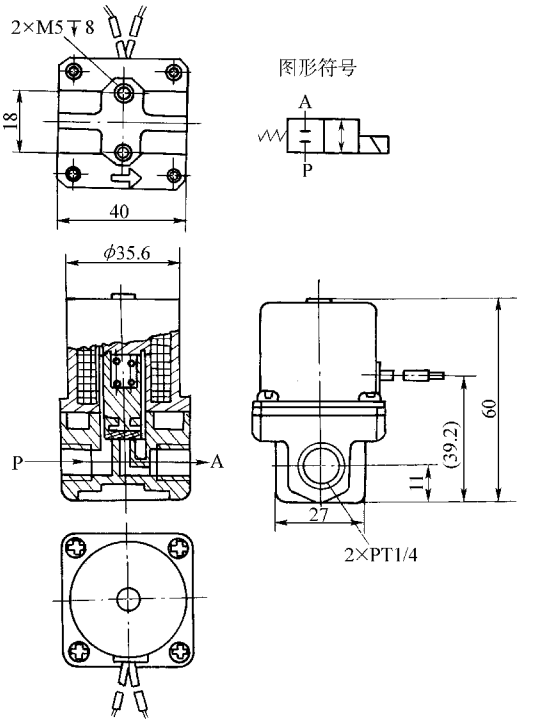


图 8.2-49　PDW2120 系列多种流体二位二通直动截止式电磁换向阀外形尺寸

（2）AB31、AB41、GAB31、GAB41 系列多种流体二位二通直动截止式电磁换向阀

1）工作原理（见图 8.2-49）。

2）技术规格（见表 8.2-136）。

3）外形尺寸（见表 8.2-137～表 8.2-139）。

表 8.2-136　AB31、AB41、GAB31、GAB41 系列多种流体二位二通直动截止式电磁换向阀技术规格

规格 / 型号	公称通径/mm	AB 接管螺纹	有效截面积/mm^2（C_v 值）	最高工作压差/MPa						
				空气		水、煤油		油（50mm^2·s^{-1}）		蒸汽
				AC	DC	AC	DC	AC	DC	DC
AB310-1-1	1.5	ZG1/8	1.8（0.1）	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	0.10
AB310-1-2	2.0		2.7（0.15）	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.00
AB310-1-3	3.0		6.2（0.31）	1.06	0.50	0.70	0.50	0.50	0.50	0.70
AB310-1-4	3.5		8.2（0.42）	0.60	0.40	0.50	0.40	0.40	0.40	0.50
AB310-1-5	4.0		10.5（0.54）	0.40	0.25	0.30	0.25	0.25	0.25	0.30
AB310-1-6	5.0		15.3（0.80）	0.20	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
AB310-2-1	1.5	ZG1/4	1.8（0.1）	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	2.50	0.10
AB310-2-2	2.0		2.7（0.15）	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.50	1.00
AB310-2-3	3.0		6.2（0.31）	1.06	0.50	0.70	0.50	0.50	0.50	0.70
AB310-2-4	3.5		8.2（0.42）	0.60	0.40	0.50	0.40	0.40	0.40	0.50
AB310-2-5	4.0		10.5（0.54）	0.40	0.25	0.30	0.25	0.25	0.25	0.30
AB310-2-6	5.0		15.3（0.80）	0.20	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15

（续）

规格 / 型号	公称通径/mm	AB接管螺纹	有效截面积/mm²（C_v值）	最高工作压差/MPa						
				空气		水、煤油		油（50mm²·s⁻¹）		蒸汽
				AC	DC	AC	DC	AC	DC	DC
AB410-2-1	1.5	ZG1/4	1.8(0.1)	5.00	4.00	4.5	4.00	4.00	4.00	1.00
AB410-2-2	2.0		2.7(0.15)	3.00	2.50	2.7	2.50	2.50	2.50	1.00
AB410-2-3	3.0		6.2(0.31)	1.50	0.90	1.30	0.90	0.90	0.90	1.30
AB410-2-4	3.5		8.2(0.42)	1.20	0.60	0.90	0.60	0.60	0.60	0.90
AB410-2-5	4.0		10.5(0.54)	1.00	0.50	0.70	0.50	0.50	0.50	0.70
AB410-2-6	5.0		15.3(0.80)	0.60	0.25	0.40	0.25	0.25	0.25	0.40
AB410-2-7	7.0		26.4(1.0)	0.25	0.10	0.20	0.10	0.10	0.10	0.20
AB410-3-1	1.5	ZG3/8	1.8(0.1)	5.00	4.00	4.50	4.00	4.00	4.00	1.00
AB410-3-2	2.0		2.7(0.15)	3.00	2.50	2.70	2.50	2.50	2.50	1.00
AB410-3-3	3.0		6.2(0.31)	1.50	0.90	1.30	0.90	0.90	0.90	1.30
AB410-3-4	3.5		8.2(0.42)	1.20	0.60	0.90	0.60	0.60	0.60	0.90
AB410-3-5	4.0		10.5(0.54)	1.00	0.50	0.70	0.50	0.50	0.50	0.70
AB410-3-6	5.0		15.3(0.80)	0.60	0.25	0.40	0.25	0.25	0.25	0.40
AB410-3-7	7.0		26.4(1.0)	0.25	0.10	0.20	0.10	0.10	0.10	0.20
AB410-3-8	10.0	ZG3/8	40.6(1.88)	0.10	0.05	0.10	0.05	0.05	0.05	
AB410-4-8	10.0	ZG1/2	40.6(1.88)	0.10	0.05	0.10	0.05	0.05	0.05	

规格		AB310 GAB310		AB410 GAB410	
额定电压/V		AC：110、220、24；DC：12、24、48、100			
频率/Hz		50	60	50	60
视载功率/VA	起动时	20.0	16.0	35.0	27.0
	保持	14.0	11.0	22.0	17.0
消耗功率/W	AC	6.0	4.2	8.3	6.2
	DC	11.0	11.0	11.0	11.0
允许电压波动范围(%)		±10			
介质温度/℃		空气、水、煤油 -10 ~ +60；蒸汽 -10 ~ 184			

注：1. 生产单位：无锡市华通气动制造有限公司。

2. 型号意义：

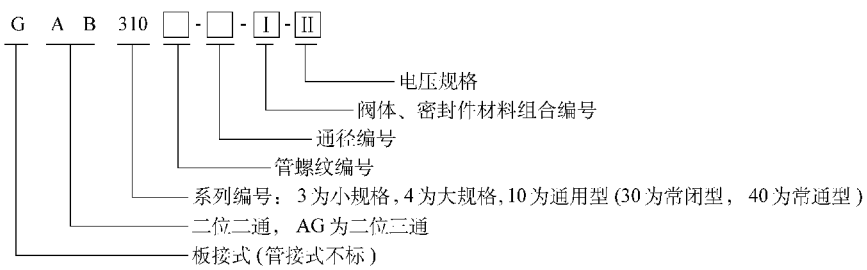
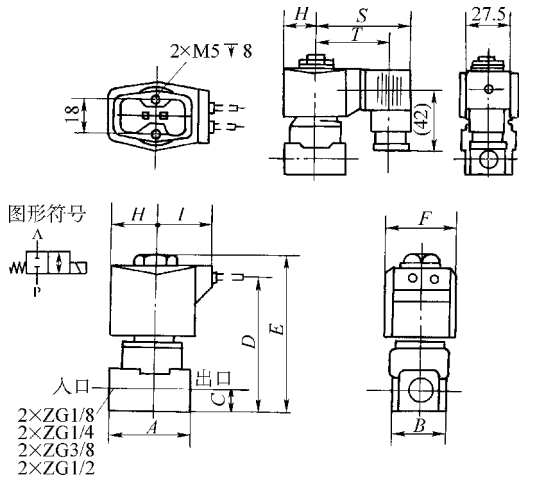


表 8.2-137　AB31、41 系列多种流体二位二通电磁换向阀单件阀管接式安装外形尺寸

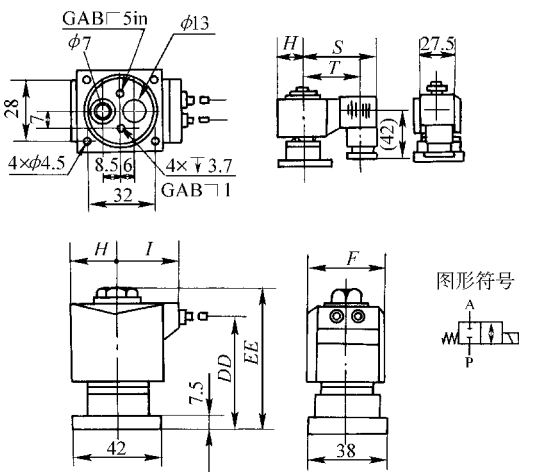
（mm）



型　号	A	B	C	D	E	F	H	I	S
AB310	36	28	11	63	94	34	20	27	62
AB410	40	28	12	68	100	38	24	3	67

表 8.2-138　GAB31、41 系列多种流体二位二通电磁换向阀板接式安装外形尺寸

（mm）



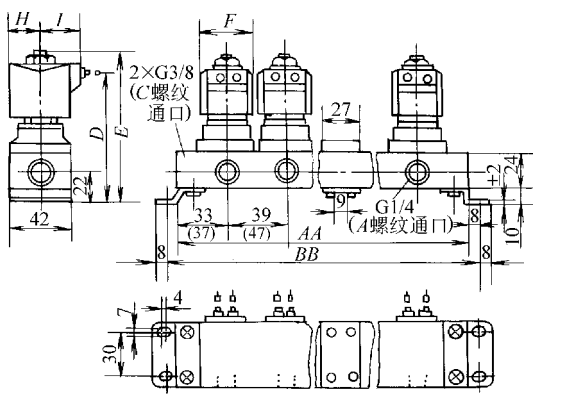
型　号	H	S	T	DD	EE	F	I
GAB310	20	62	50	50	62	34	27
GAB410	23.5	65.5	53.5	55	67.5	38	30.5

表 8.2-139　GAB31、GAB41 系列多种流体二位二通电磁换向阀集装式安装外形尺寸

（mm）

型　号	D	E	F	H	I
GAB312(352)	84	96	34	20	27
GAB412(452)	89	101.5	38	23	30.5

尺寸 / 连数	AA	BB	构成
2	106(122)	132(138)	2×1
3	145(139)	161(185)	2×1
4	212(242)	228(258)	2×1
5	228(263)	239(279)	2×1
6	290(338)	306(354)	2×1
7	329(385)	345(401)	5+2
8	368(432)	384(448)	5+3
9	435(507)	451(538)	3×3
10	446(526)	462(542)	5×2



5.3　流量控制阀

5.3.1　QLA 系列单向节流阀

1）工作原理见图 8.2-50a，当气流由 P→A 流动时，经节流阀 1 节流；而反向（见图 8.2-50b）由 A→P 流动时，单向阀 2 打开，不受节流阀的控制。

2）技术规格（见表 8.2-140）。

3）外形尺寸（见表 8.2-141）。

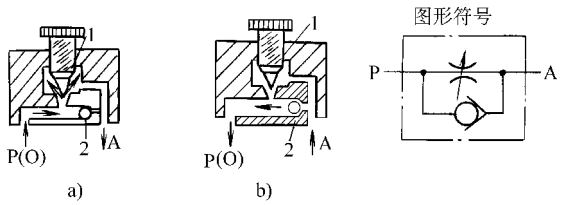


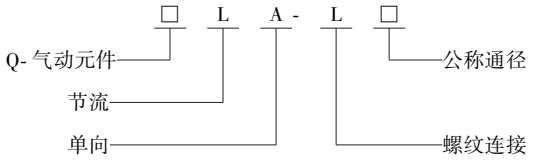
图 8.2-50　单向节流阀工作原理图

1—节流阀　2—单向阀

表 8.2-140 QLA 系列单向节流阀技术规格

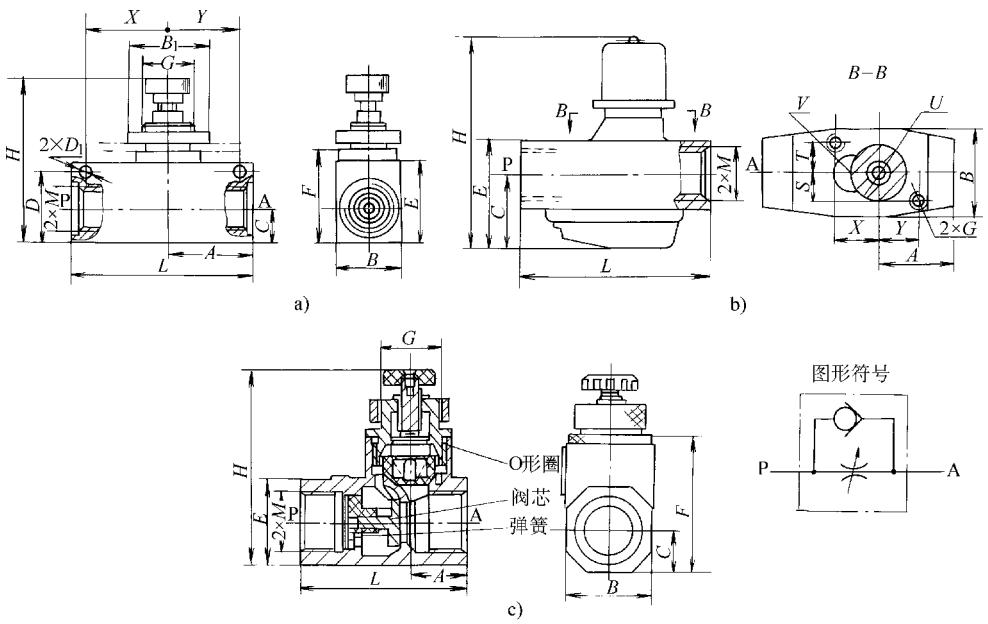
型号 / 规格		KLA-L3 KLA-L4	KLA-L6	KLA-L8	KLA-L10	KLA-L15	KLA-L20	KLA-L25	KLA-L32	KLA-L40	KLA-L50
公称通径/mm		3、4	6	8	10	15	20	25	32	40	50
工作介质		经净化的压缩空气									
工作压力范围/MPa		0.05～0.8									
环境、介质温度/℃		5～50									
有效截面积①/mm^2 ≥	P→A	（4）	5 （8）	10 （16）	20 （32）	40 （48）	60 （88）	110 （120）	190	300	400
	A→P	（5）	10 （10）	20 （20）	40 （40）	60 （60）	110 （110）	190 （190）			
泄漏量/$cm^3 \cdot min^{-1}$ ≤			50		100		250		500		
单向阀开启压力/MPa		0.05									
耐久性/万次≥		150									

注：型号意义：



① 括号中的值为广东省肇庆方大气动有限公司的值。

表 8.2-141 QLA 系列单向节流阀外形尺寸 （mm）



a) QLA-L3、4、6、8 b)QLA-L10、15 c)QLA-L20、25

（续）

型号＼代号	M	L	B（B_1）	H	A	C	D	E	F	G	S	T	U	V	X	Y	D_1
QLA-L3	M6	34	16	41.5～45.5	12	8.5	21	25	27	M6	—	—	—	—	17.5	7.5	ϕ4
QLA-L4	M10×1	39	19	52.5～62	14.5	11.5	25	29	31	M6	—	—	—	—	17.5	7.5	ϕ4
QLA-L6	M10×1	58	22（26）	53～60	26	11	23	26	31	M16×1.5	—	—	—	—	28	22	ϕ4.2
QLA-L8	M14×1.5																
QLA-L10	M18×1.5	85	38	91～103	34	32	—	48	—	M4	12	13	ϕ26	R8	19	17	—
QLA-L15	M22×1.5																
QLA-L20	M27×2	103	ϕ50	109～123	33	24	—	48	78	M36×2	—	—	—	—	—	—	—
QLA-L25	M33×2	98															

注：生产单位：广东省肇庆方大气动有限公司。

5.3.2　QLA（J）系列接头式单向节流阀

1）工作原理（见图8.2-50）。

2）技术规格（见表8.2-142）。

3）外形尺寸（见表8.2-143）。

表8.2-142　QLA（J）系列接头式单向节流阀技术规格

型　　号		QLA（J）—□/6	QLA（J）—□/8
公称通径/mm		3	6
工作介质		经净化，含有油雾的压缩空气	
使用温度范围/°C		－20～＋80（但在不冻结条件下）	
有效截面积/mm^2	控制流道 P→A	2	5
	自由流道 A→P	3	6
工作压力范围/MPa		0.05～0.8	
开启压力/MPa		≤0.05	

注：1. 生产单位：广东省肇庆方大气动有限公司，烟台未来自动装备有限公司也生产类似产品。

2. 型号意义：

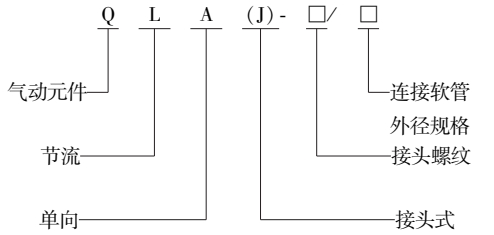
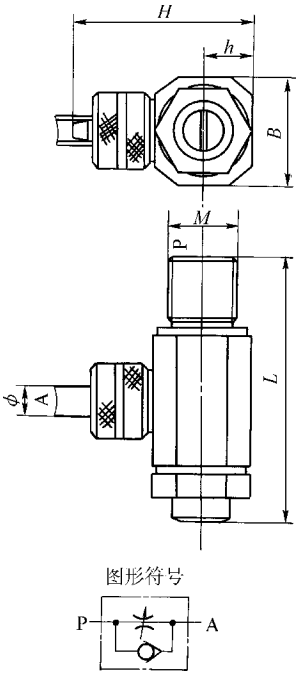


表8.2-143　QLA（J）系列接头式单向节流阀外形尺寸　（mm）



型　　号	H	h	L	B	φ	M
QLA（J）—G1/8 —G1/4 —M10×1 —M14×1.5	35	10	37	20	φ6×1 φ8×1	G1/8 G1/4 M10×1 M14×1.5
QLA（J）—M16×1.5 —G3/8	40	12	50	24		M16×1.5 G3/8
QLA（J）—M20×1.5 —G1/2	45	14	50	30		M20×1.5 G1/2

5.3.3 KLP、KLPX 系列排气节流阀与排气消声节流阀

1）工作原理。如表 8.2-145a 图所示排气节流阀靠调节节流口 1 处三角沟槽的通流面积来调节流经阀的流量。表 8.2-145b 图排气消声节流阀，除有调节流量的三角沟槽外，还带有消声罩 2 可消减排气噪声。上述两种阀均安装在换向阀或管路的排气口处。

2）技术规格(见表 8.2-144)。

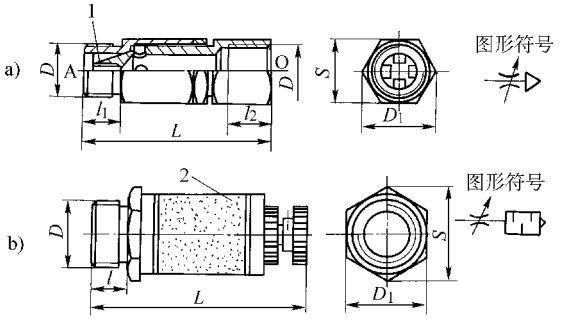
3）外形尺寸(见表 8.2-145)。

表 8.2-144 KLP、KLPX 系列排气节流阀与排气消声节流阀技术规格

名 称	排气节流阀				排气消声节流阀					
型 号	KLP-L6	KLP-L8	KLP-L10	KLP-L15	KLPX-L6	KLPX-L8	KLPX-L10	KLPX-L15	KLPX-L20	KLPX-L25
公称通径/mm	6	8	10	15	6	8	10	15	20	25
工作压力/MPa	0～0.8									
工作温度/℃	－5～＋60									
有效截面积/mm^2	5	10	20	40	5	10	20	40	60	110
消声效果/dB					>20					

注：生产单位：重庆嘉陵气动元件厂，广东省肇庆方大气动有限公司也生产类似产品。

表 8.2-145 KLP、KLPX 系列排气节流阀与排气消声节流阀外形尺寸 (mm)



a) KLP-L6～L15 排气节流阀
b) KLPX-L6～L25 排气消声节流阀
1—节流口 2—消声罩

型 号	连接螺纹 D	L	l_1	D_1	S
KLP-L6	M10×1	42～46	8	14	16.2
KLP-L8	M12×1.25	48～51	10	17	19.6
KLP-L10	M16×1.5	61～70	12	22	25.4
KLP-L15	M20×1.5	69～80	14	24	27.7

(续)

型 号	连接螺纹 D	L	l_1	D_1	S
KLPX-L6	M10×1	45～50	8	22	25.4
KLPX-L8	M12×1.25	50～58	10	22	25.4
KLPX-L10	M16×1.5	64～74	12	24	27.7
KLPX-L15	M20×1.5	81～93	14	24	27.7
KLPX-L20	M27×2	93～105	16	32	36.9
KLPX-L25	M33×2	108～125	18	41	47.3

6 气动系统的设计及计算

气动系统的设计一般包括以下几个方面：

1）回路设计。

2）元件、辅件选用。

3）管道选择设计。

4）系统压降验算。

5）空压机选用。

6）经济性与可靠性分析。

以上各项中，回路设计是基础，本章着重予以说明，然后结合实例对气动系统的设计计算进行介绍。

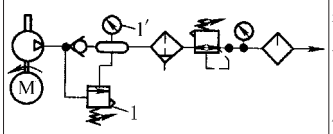
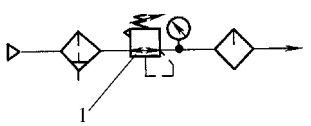
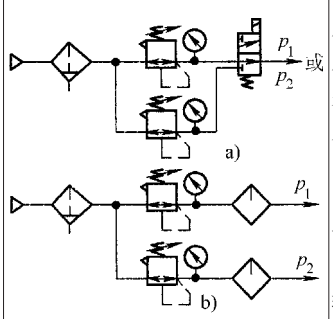
6.1　气动回路

6.1.1　气动基本回路

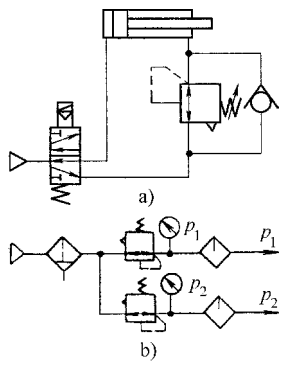
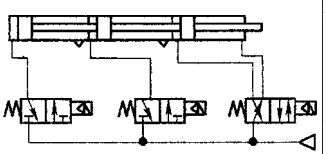
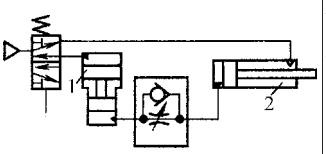
气动基本回路是气动回路的基本组成部分，可分为：压力与力控制回路、方向控制(换向)回路、速度控制回路、位置控制回路和真空回路。

(1) 压力与力控制回路(见表8.2-146)

表8.2-146　气动压力与力控制回路及特点说明

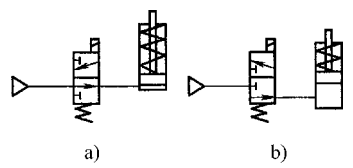
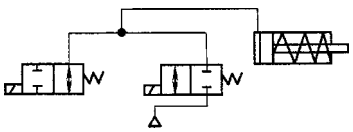
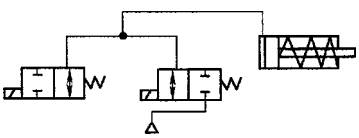
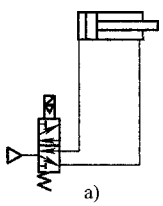
简　图		说　明
1. 压力控制回路		
一次压控制回路		主要控制气罐，使其压力不超过规定压力。常采用外控式溢流阀1来控制，也可用带电触点的压力表1′，代替溢流阀1来控制压缩机电动机的起、停，从而使气罐内压力保持在规定压力范围内。采用溢流阀结构简单、工作可靠，但无功耗气量大；后者对电动机及其控制要求较高
二次压控制回路		二次压控制主要控制气动控制系统的气源压力，其原理是利用溢流式减压阀1以实现定压控制
高低压控制回路		气源供给某一压力，经两个调压阀(减压阀)分别调到要求的压力 图a利用换向阀进行高、低压切换 图b同时分别输出高低压的情况

(续)

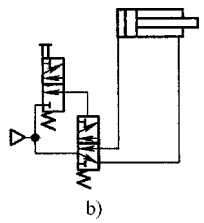
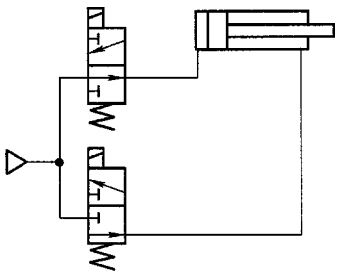
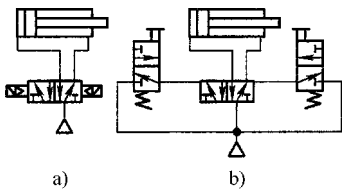
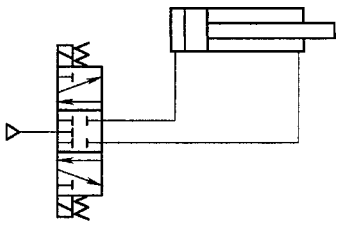
简　图		说　明
1. 压力控制回路		
差压回路		此回路适用于双作用缸单向受载荷的情况，可降低耗气量 图a为一般差压回路 图b在活塞杆回程时，排气通过溢流阀，它与定压减压阀相配合，控制气缸保持一定推力
2. 力控制回路		
串联气缸增力回路		三段活塞缸串联。工作行程(杆推出)时，操纵电磁换向阀使活塞杆增力推出。复位时，右端的两位四通阀进气，把杆拉回 增力倍数与串联的缸段数成正比
气液增压缸增力回路		利用气液增压缸1，把压力较低的气压变为压力较高的液压，以提高气液缸2的输出力。应注意活塞与缸筒间的密封，以防空气混入油中

（2）换向回路（见表 8.2-147）

表 8.2-147 气动换向回路及特点说明

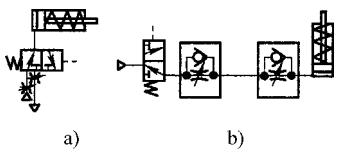
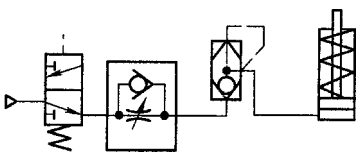
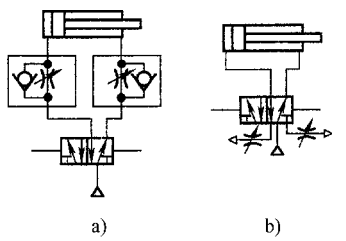
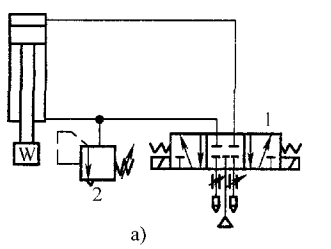
简 图	说 明
1. 单作用气缸换向回路	
二位三通电磁阀控制回路  a) b)	图 a 为常断二位三通电磁阀控制回路。通电时活塞杆上升，断电时靠外力（如弹簧力等）返回 图 b 为常通二位三通电磁阀控制回路。断电时常通气流使活塞杆伸出，通电时靠外力返回
三位三通电磁阀控制回路 	控制气缸的换向阀带有全封闭形中间位置，理论上可使气缸活塞在任意位置停止；但实际上由于漏损（即使微量）而降低了定位精度 此三位三通阀可用三位五通阀代替
二位三通阀代用回路 	用两个二位二通电磁阀代替二位三通阀以控制单作用缸工作。图示位置为活塞杆缩回位置；需要活塞杆伸出时，必须两个二位二通阀同时通电换向
2. 双作用气缸换向回路	
二位五通单电（气）控阀控制回路  a)	图 a 为单电磁控制阀控制回路。电磁阀通电时换向，使活塞杆伸出。断电时，阀芯靠弹簧复位，使活塞杆收回

（续）

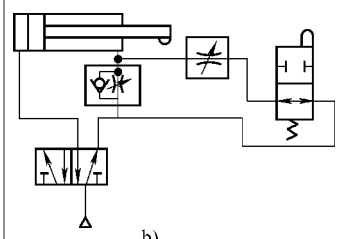
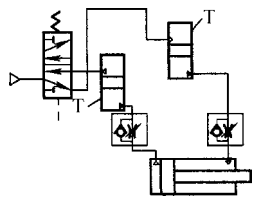
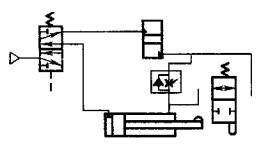
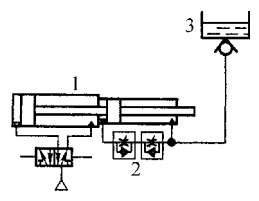
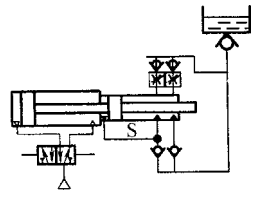
简 图	说 明
2. 双作用气缸换向回路	
二位五通单电（气）控阀控制回路  b)	图 b 为单气控换向阀控制回路。切换二位三通阀时相应切换主气控阀，使活塞杆伸出。二位三通阀复位后主气控阀也复位，活塞杆缩回
二位五通阀代用回路 	用两个二位三通电磁阀代替上述二位五通阀的控制回路中，两个阀一为常通，另一为常断，且两阀应同时动作，才能使活塞杆换向
二位五通双电（气）控阀控制回路  a) b)	图 a 为双电控双作用缸换向回路 图 b 为双气控双作用缸换向回路。主控阀两侧的两个二位三通阀可作远距离控制用，但两阀必须协调动作，不能同时接通气源
三位五通双电控阀控制回路 	此回路除可控制双作用缸换向外，气缸可以在中间位置停留

（3）速度控制回路（见表 8.2-148）

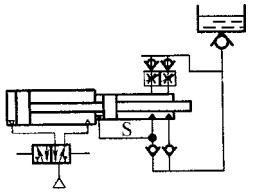
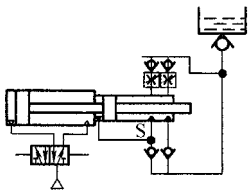
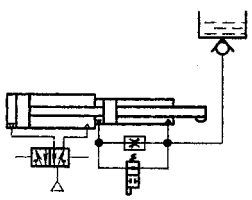
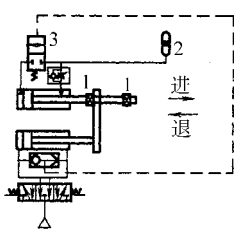
表 8.2-148　气动速度控制回路及特点说明

简　图		说　明
1. 单作用缸速度控制回路		
调速回路		图 a 为采用节流阀的回路 图 b 为采用单向节流阀的回路。两单向节流阀分别控制活塞杆进退速度
快速返回回路		活塞返回时，气缸无活塞杆腔由于经快速排气阀直接排气，就使活塞杆快速返回
2. 双作用气缸速度控制回路		
调速回路		图 a 为采用单向节流阀的调速回路 图 b 为采用节流阀的调速回路 图 a、b 都是排气节流调速回路。对于气动，采用排气节流较进气节流效果好。因为，前者可使进气阻力小；且活塞在有背压情况下向前运动，运动较平稳，受外载变化的影响较小
缓冲回路		缓冲回路即为行程末端变速回路 图 a 回路采用具有中位封闭机能的三位五通电磁阀 1 控制气缸的动作，电磁阀 1 和气缸有杆腔之间设置有一个溢流阀 2。当气缸快接近停止位置时，使电磁阀 1 断电。由于电磁阀的中位封闭机能，背压侧的气体只能通过溢流阀 2 流出，从而在有杆腔形成一个由溢流阀所

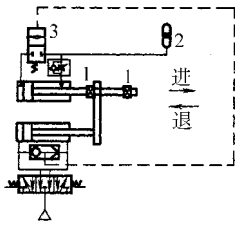
（续）

简　图		说　明
2. 双作用气缸速度控制回路		
缓冲回路		调定的背压，起到缓冲作用。该回路的缓冲效果较好，但停止位置的控制较困难，最好能和气缸内置的缓冲机构并用 图 b 当活塞杆伸出至撞块切换二通阀时开始缓冲。根据缓冲要求，可改变二通阀的安装位置，达到良好的缓冲效果。此回路适用于气缸惯性力大的场合
3. 气液联动速度控制回路		
气液传送器 调速回路		此回路通过改变油路中节流开度来达到两个运动方向的无级调速。它要求气液传送器 T 的油量大于液压缸的容积，并有一定余量，同时须注意气、油间的密封，以防气体混入油中
气液传送器 变速回路（快进-慢进-快退）		当活塞杆伸出至撞块切换二通行程阀后，活塞运动开始从快进变为慢进。改变单向节流阀节流开度，可获任意低速
气液传动缸 调速回路		该回路通过调节两只速度控制阀 2 的节流开度来分别获得二个运动方向的无级调速。油杯 3 起补充漏油的作用 图中 1 为气液传动缸
气液传动缸 变速回路之一（快进-慢进-快退）		图中回路为液压缸结构变速回路：当活塞右行至封住 S 孔开始，液压缸右腔油液只能被迫经节流阀至其左腔，

（续）

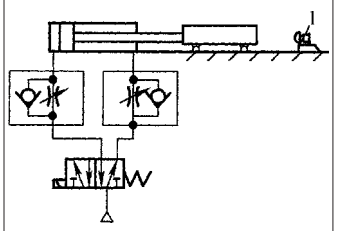
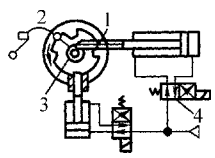
简 图			说 明
气液传动缸	变速回路之一（快进-慢进-快退）		这时快进变为慢进。此回路变速位置不能改变
	变速回路之二（快进-慢进-慢退-快退）	 a)	图a回路为液压缸结构变速回路：当活塞右行至超过S孔时，开始从快进变为慢进。而当活塞左行时，由于其左腔油液只能被迫从S′孔经节流阀至其右腔，故为慢退，直至活塞左行到超过S孔时，才开始从慢退变为快退
		 b)	图b回路为采用行程阀的回路。慢退的实现是由于它比采用行程阀的快进→慢进→快退回路少了一只单向阀，活塞开始左行时其左腔的油液只能经节流阀流至其右腔
	变速回路之三（中间位置停止）		回路中，阻尼缸与气缸并联，液压缸流量由单向节流阀来控制，可得平稳而一定的速度。弹簧式蓄能器2能调节阻尼缸中油量变化，且有补偿少量漏油作用。借助阻尼缸活塞杆上的调节螺母1，可使气缸开始时快速动作，当碰到螺母后，就由阻尼缸来控制，变为慢速前进。同时，由于主控阀采用了中间泄压式三位五通阀，所以当主控阀在中间位置时，油阻尼缸回路被二位二通阀3切断，活塞就停止在该

（续）

简 图			说 明
气液传动缸	变速回路之三（中间位置停止）		位置上；当主控阀被切换到任何一侧，压缩空气就输入气缸，同时经梭阀使阀3换向，使液压回路接通阻尼缸起调速作用。并联活塞杆工作时由于产生附加弯矩，故应考考虑设导向装置

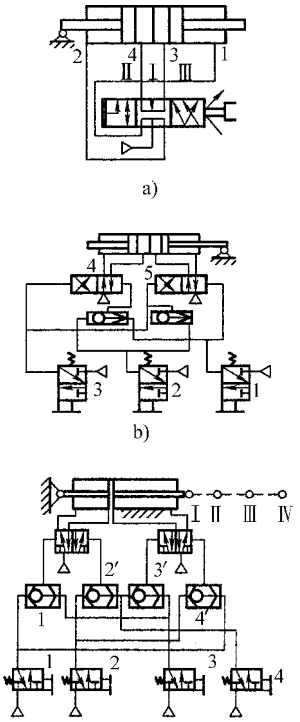
（4）位置控制回路（见表8.2-149）

表8.2-149 气动位置控制回路及特点说明

简 图		说 明
1. 有限（选定）位置控制回路		
缓冲挡块定位控制		当执行元件（如气缸活塞杆）把工件推到缓冲器1上时，使活塞杆缓冲进行一小段后，小车碰到定位块上，使小车强迫停止
气控机械定位机构		水平缸活塞杆前端连接齿轮齿条机构。当活塞杆及其上齿条1往复动作时，推动齿轮3往复摆动以带动齿轮上棘爪摆动，推动棘轮作单向间歇转动，从而带动与棘轮同轴的工作转台作间歇转动。工作台下带有凹槽缸口，当水平缸活塞杆回程时，即齿条脱开行程开关2时，使垂直缸电磁阀4切换，垂直缸活塞杆伸出，进入该凹槽缺口，使工作转台正确定位

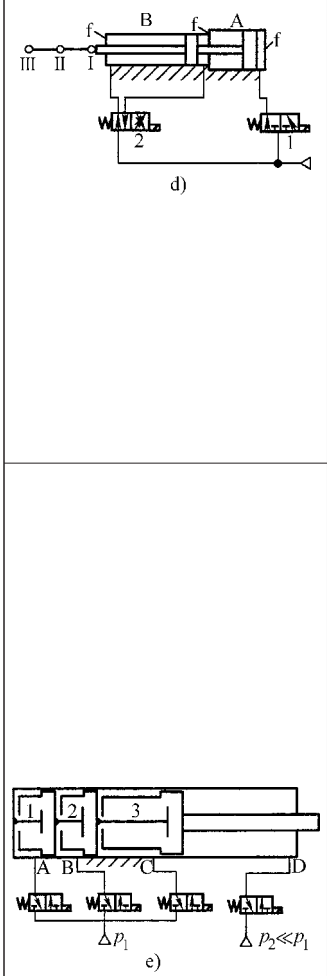
（续）

简　图	说　明
1. 有限(选定)位置控制回路	
多位缸位置控制	多位缸位置控制回路的特点是控制多位缸的活塞杆按设计要求，部分或全部伸出或缩回，以获得多个位置 图a利用三位六通阀的回路：当阀处于位置Ⅰ时，气缸处于图示位置(两端活塞杆处于收缩状态)；阀处于位置Ⅱ时，孔2、3进气，右活塞杆伸出；阀处于位置Ⅲ时，两端活塞杆全部伸出 图b由二位三通阀1、2、3控制两个换向阀4、5，使气缸两活塞杆处于所要求的位置：阀1动作时，两活塞杆均收进；阀2动作时，两杆一伸一缩；阀3动作时，两杆全部伸出 图c为四位置定位控制回路。图示位置为按动手控阀1时，压缩空气通过手控阀1，分两路分别由梭阀1′、4′控制两个二位五通阀使主气源进入多位缸而得到位置Ⅰ。当推动手控阀2、3或4时，可相应得到位置Ⅱ、Ⅲ或Ⅳ

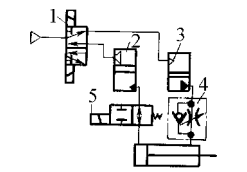
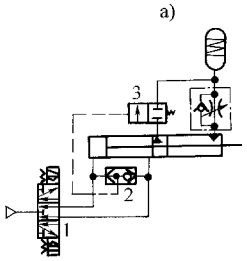


（续）

简　图	说　明
1. 有限(选定)位置控制回路	
多位缸位置控制	图d为A、B两缸串列实现三位定位控制的回路。图示位置为A、B两缸的活塞杆均处于收进状态。当左阀2如图示状态而右阀1通电换向时，由于A缸活塞面积较B缸为大，故A缸活塞杆向左推动B缸活塞杆，其行程长为Ⅰ-Ⅱ。反之，当阀1如图示状态而阀2通电切换时，缸B活塞杆杆端由位置Ⅱ继续前进到Ⅲ(因缸B行程长为Ⅰ-Ⅲ)。此外，可在两缸端盖上f处与活塞杆平行安装调节螺钉，可微调行程位置 图e为三柱塞数字缸位置控制回路。A、B、C、D为气缸的四个通口：A、B、C供正常工作压力p_1，通口D供低压，以控制各柱塞复位或停于某个需要位置。1、2、3为三个柱塞。当控制不同换向阀工作时，可得到包括原始位置在内的活塞杆的八个位置：1、2、3三个柱塞各自分别伸出时可相应得到三个不同位置；1、2同时伸出，2、3同时伸出或1、3同时伸出时又可得三个不同位置；1、2、3全部伸出为此数字缸最大行程位置；1、2、3均收进为图示原始位置



（续）

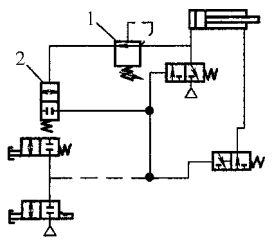
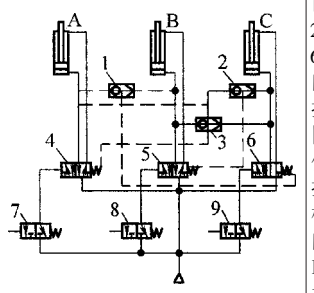
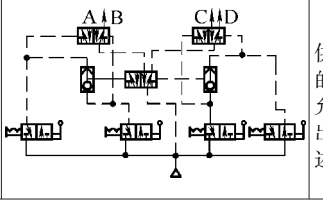
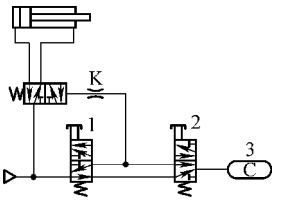
简 图		说 明
2. 任意位置停止控制回路		
三位阀位置控制回路	用三位三通阀或三位、五通阀控制普通气缸位置（参阅表 8.2-147 中的有关回路）	三位三通阀控制普通单作用气缸，三位五通阀控制普通双作用气缸 这类位置控制回路由于要求气动系统，主要是缸与阀元件的密封性很严，否则不易正确控制位置，对于要求保持一定时间的中停位置更为困难。所以这类回路可用于不严格要求位置精度的场合
气液联动控制位置回路	 a)  b)	图 a 由于采用了气液传送器 2、3，所以与上述普通气缸的位置控制回路的精度要高得多。缸的活塞杆伸出端装有单向节流阀 4 以控制回路速度；缸的另一端装有两位两通换向阀 5，需要在中间位置停止时，将液压回路切断，迅速地使活塞停留在所要求的位置上 图 b 为采用气液阻尼缸的气液联动位置控制回路。换向阀 1 为中泄式三位五通阀。图示位置时，气液缸的气缸部分排空；而液压缸部分由于两位两通阀 3 处于封闭位置，回路断开，故可保持活塞杆停在该位置。当阀 1 切换时，由于压缩空气除进入气缸外，还可经梭阀 2 而切换阀 3，使气液阻尼缸的阻尼油路通，即可由气缸推动液压缸工作

6.1.2 常用回路

实际应用中经常遇到的应用回路简称常用回路。

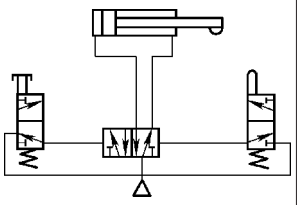
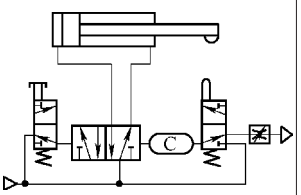
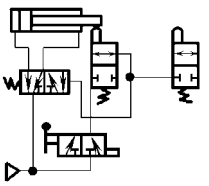
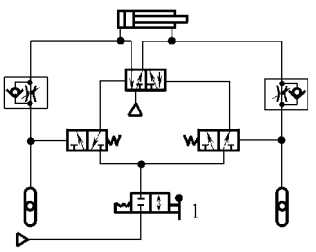
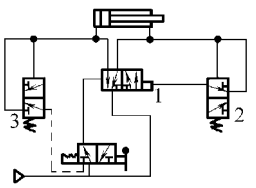
（1）安全保护回路（见表 8.2-150）

表 8.2-150 气动安全保护回路及特点说明

简 图		说 明
1. 过载保护回路		
		气缸活塞在右行途中，若遇障碍或其他原因而使气缸过载时，气缸左腔压力急剧升高，当超过预定值时，顺序阀 1 打开，二通阀 2 打开，主控阀控制气由阀 2 排空而复位，从而使气缸左腔排气，活塞杆收回。因此本回路实质为限压回路
2. 互锁及供气选择回路		
互锁回路		互锁回路可保证同时只有一个缸动作。回路主要利用梭阀 1、2、3 及换向阀 4、5、6 进行互锁。如气控阀 7 动作，换向阀 4 换向使 A 缸动作；但同时缸 A 进气腔管路使梭阀 1、2 动作，把换向阀 5、6 锁住；这样，此时即使有气控阀 8、9 的动作信号，B、C 缸也不会动作。如需换缸动作，必须把前面动作缸的气控阀复位才行
供气选择回路		此回路为四个空气供应站 A、B、C、D 的选择回路；同时只允许有一个站供气（输出）。其动作原理与上述互锁回路相似
3. 双手“同时”操作回路		
		此回路为需双手“同时”操作才能使活塞运动的回路。若双手不是“同时”按下，则气容 3 都将首先与阀 1 的排气口接通而排空，使无 K 信号。若阀 1 或 2 未能复位，则气容 3 都将得不到充气，亦就不可能有 K 气信号。故此回路能确保手的安全

（2）往复动作回路（见表 8.2-151）

表 8.2-151　气动往复动作回路及特点说明

简　图	说　明
1. 单往复动作回路	
行程阀控制回路 	这是利用右端行程阀控制的单（一次）往复动作回路。其结构较简单、操作方便（按一下左端按钮阀，气缸活塞进行一次往复动作）
延时返回回路 	此回路与上述回路比较多了一个气容。活塞右行达到所定行程，压下行程阀后，气源对气容充气后主控阀才换向，使活塞返回
2. 连续往复动作回路	
 a)  b)  c)	图 a 为较简单的利用行程阀实现连续自动往复的回路，其可靠性常取决于行程阀的密封性与弹簧的重量 图 b 为时间控制式回路。利用气容元件充气达一定值时切换主控阀，从而实现活塞行程连续自动往复。回路较图 a 复杂，但是可不用行程阀，且外接管路也较少（手动阀 1 用于启动和停止） 图 c 为压力控制式回路。它适用于行程短、不便安装行程阀的场合。当载荷变化较大时，为使缸正常工作，应使缸径选择有较大余量。当要求行程位置较准确时，主控阀应选为差压阀（如图 c 中之 1），两侧两个阀 2、3 也要选择合适

（3）程序动作控制回路

程序动作控制回路在实际中应用广、类型多。下面以双缸程序动作为例说明（表 8.2-152）。

（4）同步动作控制回路（见表 8.2-153）

表 8.2-152　气动程序动作控制回路举例及特点说明

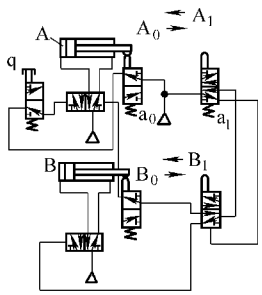
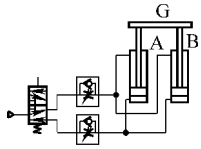
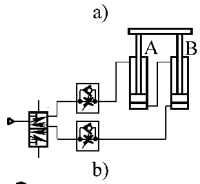
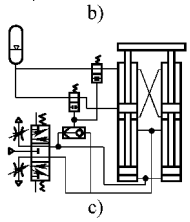
简　图	说　明
A_1—B_1—B_0—A_0 双缸程序动作回路	
	两缸 A、B 按 A_1—B_1—B_0—A_0 程序进行工作 回路中行程阀 b_1 为气控复位式的，它与 a_1、b_0 采用可通过式行程阀的回路比较，能在速度较快的情况下正常工作 图中 q 为起动阀。当按下 q 阀时，缸 A 的主控阀将气源与缸 A 左侧联通，使缸 A 处于 A_1 状态，以下即按程序 A_1—B_1—B_0—A_0 工作

表 8.2-153　气动同步动作控制回路及特点说明

简　图	说　明
 a)  b)  c)	图 a 为较简单的同步回路。使 A、B 两缸同步的主要措施是采用刚性零件 G 连接两缸的活塞杆 图 b 是通过把油封入回路中来达到两缸正确地同步的。由于两缸为单活塞杆缸故要求气液缸 B 的内径大于缸 A 的内径，以使气液缸 B 上腔的有效截面积与缸 A 的下腔截面积完全相等。若两缸为双活塞杆缸，则要求两缸内径与活塞杆直径均相等 图 c 是使加有不等载荷 F_1、F_2 的工作台作水平上下运动的同步动作回路。当三位主控阀处于中间位置时，蓄能器自动地通过补给回路对缸补充漏油。若主控阀处于另两位置，则蓄能器的补给回路被切断，回路中还安装了放气塞 1、2，可将混入油中的空气放掉并由蓄能器补油

6.2 气动系统设计的主要内容及设计程序

6.2.1 明确工作要求

1）运动和操作力的要求如主机的动作顺序、动作时间、运动速度及其可调范围、运动的平稳性、定位精度、操作力及联锁和自动化程度等。

2）工作环境条件如温度、防尘、防爆、防腐蚀要求及工作场地的空间等情况必须清楚。

3）与机、电、液控制相配合的情况，及对气动系统的要求要明确。

6.2.2 设计气控回路

1）列出气动执行元件的工作程序图。

2）画回路原理图。

3）为得到最佳的气控回路，设计时可作出几种方案进行比较，如对气控制、电-气控制等控制方案进行合理的选定。

6.2.3 选择、设计执行元件

其中包括确定气缸或气马达的类型、气缸的安装型式及气缸的具体结构尺寸(如缸径、活塞杆直径、缸筒壁厚)和行程长度、密封型式、耗气量等。设计中要优先考虑选用标准缸的参数。

6.2.4 选择控制元件

1）确定控制元件类型，根据表8.2-154进行比较而定。

2）确定控制元件的通径，一般控制阀的通径可按阀的工作压力与最大流量确定。由表8.2-155初步确定阀的通径，但应使所选的阀通径尽量一致，以便于配管。对于减压阀的选择还必须考虑压力调节范围而确定其规格。

表8.2-154 几种气控元件选用比较

比较项目＼控制方式	电磁气阀控制	气控气阀控制	气控逻辑元件控制
安全可靠性	较好(交流的易烧线圈)	较好	较好
恶劣环境适应性(易燃、易爆、潮湿等)	较差	较好	较好
气源净化要求	一般	一般	一般
远距离控制性，速度传递	好，快	一般，>10ms	一般，几毫秒~10ms
控制元件体积	一般	大	较小
元件无功耗气量	很小	很小	小
元件带负载能力	高	高	较高
价格	稍贵	一般	便宜

表8.2-155 标准控制阀各通径对应的额定流量①

公称通径/mm	$\phi3$	$\phi6$	$\phi8$	$\phi10$	$\phi15$	$\phi20$	$\phi25$	$\phi32$	$\phi40$	$\phi50$
$q10^{-3}/m^3\cdot s^{-1}$	0.1944	0.6944	1.3889	1.9444	2.7778	5.5555	8.3333	13.889	19.444	27.778
$q/m^3\cdot h^{-1}$	0.7	2.5	5	7	10	20	30	50	70	100
$q/L\cdot min^{-1}$	11.66	41.67	83.34	116.67	166.68	213.36	500	833.4	1166.7	1666.8

① 额定流量是限制流速在15~25m·s^{-1}范围所测得国产阀的流量。

6.2.5 选择气动辅件

1）分水滤气器。其类型主要根据过滤精度要求而定。一般气动回路、截止阀及操纵气缸等要求过滤精度≤50~75μm，操纵气马达等有相对运动的情况取过滤精度≤25μm，气控硬配滑阀、精密检测的气控回路要求过滤精度≤10μm。

分水滤气器的通径原则上由流量确定(查表8.2-155)，并要和减压阀相同。

2）油雾器。根据油雾粒径大小和流量来选取。当与减压阀、分水滤气器串联使用时，三者通径要一致。

3）消声器。可根据工作场合选用不同型式的消声器，其通径大小根据通过的流量而定。

4）储气罐。其理论容积可按《气压传动及控制》教材中介绍的经验公式计算，具体结构、尺寸可查《压缩空气站设计手册》。

6.2.6 确定管道直径、计算压力损失

1）各段管道的直径可根据满足该段流量的要求，同时考虑和前边确定的控制元件通径相一致的原则初步确定。初步确定管径后，要在验算压力损失后选定管径。

2）压力损失的验算。为使执行元件正常工作，气流通过各种元件、辅件到执行元件的总压力损失，必须满足下式：

$$\left.\begin{aligned}\sum\Delta p &\leqslant [\sum\Delta p]\\ \sum\Delta p_l + \sum\Delta p_\zeta &\leqslant [\sum\Delta p]\end{aligned}\right\} \qquad (8.2\text{-}57)$$

式中　$\sum\Delta p$——总压力损失，它包括所有的沿程损失$\sum\Delta p_l$和所有的局部损失$\sum\Delta p_\zeta$；

$[\sum\Delta p]$——允许压力损失可根据供气情况来定，一般流水线范围约<0.01MPa，车间范围<0.05MPa，工厂范围<0.1MPa。

验算时，车间内可近似取$[\sum\Delta p]\leqslant 0.01\sim 0.1$MPa。

实际计算总压力损失，如系统管道不特别长(一般$l<100$m)。管内的表面粗糙度不大，在经济流速的条件下，沿程损失$\sum\Delta p_l$比局部损失$\sum\Delta p_\zeta$小得多，则沿程损失$\sum\Delta p_l$可以不单独计入，可将总压力损失值的安全系数$K_{\Delta p}$稍予加大。

局部损失$\sum\Delta p_\zeta$中包含的流经弯头、断面突然放大、收缩等的损失$\sum\Delta p_{\zeta 1}$，往往又比气流通过气动元件、辅件的压力损失$\sum\Delta p_{\zeta 2}$小得多。因此对不做严格计算的系统，可用式（8.2-58）计算：

$$K_{\Delta p}\sum\Delta p_{\zeta 2}\leqslant [\sum\Delta p] \qquad (8.2\text{-}58)$$

式中　$\sum\Delta p_{\zeta 2}$——流经元、辅件的总压力损失，可通过表8.2-156查出；

$K_{\Delta p}$——压力损失简化修正系数，$K_{\Delta p}=1.05\sim 1.3$，对于管道较长，管道截面变化较复杂的情况可取大值。

如果验算的总压力损失$\sum\Delta p\leqslant[\sum\Delta p]$，则上边初步选定的管径可定为所需要的管径。如果总压力损失$\sum\Delta p>[\sum\Delta p]$，必须加大管径或改进管道的布置，以降低总压力损失，直到$\sum\Delta p<[\sum\Delta p]$为止，所选的管径即为最后确定的管径。

表8.2-156　通过气动元、辅件的压力损失$\Delta p_{\zeta 2}$　（MPa）

元件名称			公称通径/mm / 额定流量下压力损失≤		ϕ3	ϕ6	ϕ8	ϕ10	ϕ15	ϕ20	ϕ25	ϕ32	ϕ40	ϕ50
方向阀	换向阀	截止阀			0.025		0.022	0.015		0.01		0.009		
		滑阀			0.025		0.022	0.015		0.01	0.009			
	单向型控制阀	单向阀、梭阀、双压阀			0.025	0.022	0.02	0.015	0.012	0.01		0.009		0.008
		快排阀 P→A				0.022	0.02	0.012		0.01		0.009		0.008
	脉冲阀、延时阀				0.025									
流量阀	节流阀				0.025	0.022	0.02	0.015	0.012	0.01		0.009		0.008
	单向节流阀 P→A				0.025					0.02				
	消声节流阀					0.02	0.012	0.01		0.009				
压力阀	单向压力顺序阀				0.025	0.022	0.02	0.015	0.012					
辅件	分水滤气器过滤精度/μm			25		0.015				0.025				
				75		0.01				0.02				
	油雾器					0.015								
	消声器				0.022	0.02	0.012	0.01		0.009		0.008		0.007

注：其他元、辅件可通过实验或按上表各件压力损失类比选定。

6.2.7　快速估算气动阀类元件、气源调节装置(三联件)、管道等通径的方法

通常，气动系统是根据供气压力和推动(或拉动)负载力的大小确定气缸缸径的。当气缸选定后，可根据气缸供气口的接管螺纹尺寸按表8.2-157查得气缸供气口的通径。此通径即为控制该气缸的阀类、三联件、管道等的通径。由此通径及供气压力等因素可选定阀、三联件等的具体型号。

表8.2-157　由气缸供气口接管螺纹确定阀类元件、三联件、管道的通径

公称通径/mm		3	4	5、6	8	10、12	15	20	25	32	40	50
气缸供气口接管螺纹	in			$^1/_8$	$^1/_4$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^3/_4$	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	2
	管接头螺纹/mm			M10×1	M14×1.5	M18×1.5	M22×1.5	M27×2	M33×2	M42×2	M48×2	M60×2

6.2.8 选择空气压缩机(空压机)

(1) 计算空压机的供气量

空压机的供气量 q_j 可由式 (8.2-59) 算得:

$$q_j = \psi K_1 K_2 \sum_{l=1}^{n} q_z \qquad (8.2\text{-}59)$$

式中 ψ——利用系数;

K_1——漏损系数, $K_1 = 1.15 \sim 1.5$;

K_2——备用系数, $K_2 = 1.3 \sim 1.6$;

q_z——一台设备在一个周期内的平均用气量(自由空气量)($m^3 \cdot s^{-1}$);

n——用气设备台数。

(2) 计算空压机的供气压力

空压机的供气压力 $p_g = p + \sum \Delta p$ (8.2-60)

式中 p——用气设备使用的额定压力(表压)(MPa);

$\sum \Delta p$——气动系统的总压力损失。

例 设计某厂鼓风炉钟罩式加料装置气动系统。加料机构如图 8.2-51 所示。图 8.2-51a 中, Z_A、Z_B 分别为鼓风炉上、下部两个料钟(顶料钟、底料钟), W_A、W_B 分别为顶、底料钟的配重, 料钟平时均处于关闭状态。图中 A 与 B 分别为操纵顶、底两个料钟开、闭的气缸。

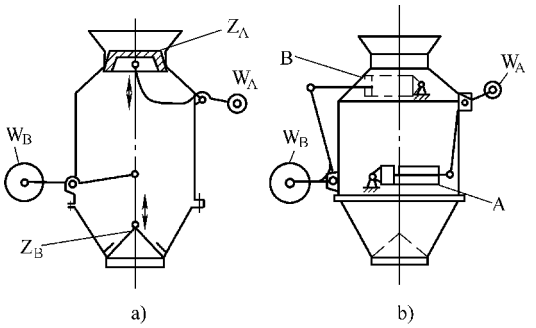


图 8.2-51 鼓风炉加料装置气动机构示意图

a) 剖视图 b) 外形示意图

解 1) 工作要求及环境条件

①工作要求。具有自动与手动加料两种方式。自动加料时, 吊车把物料运来, 顶钟 Z_A 开启卸料于两钟之间; 然后延时发信号, 使顶钟关闭; 底钟打开, 卸料到炉内, 再延时(卸完料)关闭底钟, 循环结束。

顶、底料钟开闭动作必须联锁, 可全部关闭但不许同时打开。

②运动要求。料钟开或闭一次的时间 $t_2 \leqslant 6s$, 两气缸行程 s 均为 600mm。活塞平均速度 $v = \frac{s}{t_2} = \frac{600}{6} = 0.1 m \cdot s^{-1}$; 要求行程末端平缓些。

③动力要求。顶部料钟的操作力(打开料钟的气缸推力)为 $F_{ZA} \geqslant 5.10kN$; 底部料钟开启作用力为 $F_{ZB} \geqslant 24kN$。

④工作环境。环境温度 30～40℃, 灰尘较多。

2) 回路设计

①气动执行元件的工作程序

加料吊车 x_0 延时

放罐压 x_0 → 顶钟开 → 顶钟闭 → 底钟开

延时 x_0 a_1 a_0 b_0

→ 底钟闭 → A_1 → A_0 → B_0 → B_1

延时 延时

②回路原理图(见图 8.2-52)。

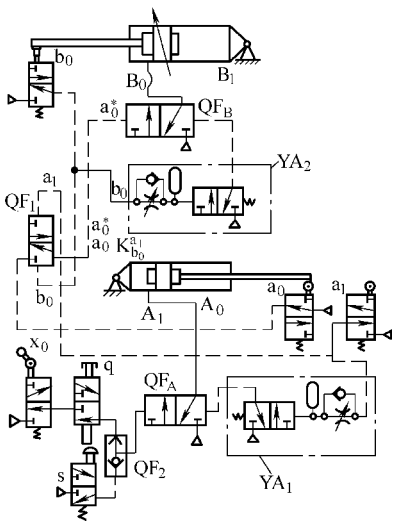


图 8.2-52 程序 $\frac{x_0}{手动} \rightarrow A_1 \frac{a_0}{延时} \rightarrow A_0 \rightarrow B_0 \frac{b_0}{延时} \rightarrow B_1$ 回路原理图

回路图中 YA_1 和 YA_2 为延时换向阀(常断延时通型), 由该阀延时经主控阀 QF_A、QF_B 放大去控制缸 A_1 和缸 B_0 状态。料钟靠自重关闭。

3) 选择执行元件

①确定执行元件类型。由于料钟开闭(升降)行程较小, 炉体结构限制(料钟中心线上下方不宜安装气缸)及安全性要求(机械动力有故障时,两料钟处于封闭状态), 故采用重力封闭方案, 如图 8.2-52 所示。同时, 在炉体外部配备使料钟开启(即配重抬起)的传动装置, 由于行程小, 故采用摆块机构, 即相应地采用尾部铰接式气缸做执行元件。

考虑料钟的开启动作是: 开启靠气动, 关闭靠配

重，所以选用单作用缸。又考虑开闭平稳，可采用两端缓冲的气缸。因此，初步选择执行元件为两条标准缓冲型、尾部铰接式气缸。

②主要参数尺寸。气缸内径 D：顶部料钟气缸，其内径由下式计算，即

$$D=\sqrt{\frac{4}{\pi}\times\frac{F_1}{p\eta}}$$

式中　工作推力 $F_1=F_{ZA}=5.1\times10^3$N，当 $v\leqslant0.2$m/s 时，$\eta=0.8$，$p=0.4$MPa 则

$$D_A=\sqrt{\frac{4}{3.14}\times\frac{5.1\times10^3}{4\times10^s\times0.8}}\text{m}=0.142\text{m}$$

选取标准缸径 $D_A=160$mm（见表 8.2-2），行程 $s=600$mm（见表 8.2-4～表 8.2-6）。

底钟气缸，由于炉体总体布置限制，气缸输出拉力，由下式计算：

$$D_B=(1.01\sim1.09)\sqrt{\frac{4F_2}{\pi p\eta}}$$

考虑缸径较大，取上式前边的系数为 1.03，且当

$v\leqslant0.2\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$时，$\eta=0.8$，$F_2=2.4\times10^4$N，$p=4\times10^5$Pa，则

$$D_B=1.03\sqrt{\frac{4\times2.4\times10^4}{3.14\times4\times10^5\times0.8}}\text{m}=0.318\text{m}$$

选择标准缸径 $D_B=320$mm（见表 8.2-2），行程 $s=600$mm（见表 8.2-4～表 8.2-6）。

综上，取顶钟气缸 A 为：气缸 JB160×600（见表 8.2-67）；取底钟气缸 B 为：气缸 JB320×600（见表 8.2-67），活塞杆直径 $d=90$mm。

③耗气量计算

缸 A：已知缸径 $D_A=160$mm，行程 $s=600$mm，全行程需时间 $t_1=6$s，压缩空气量

$$q_A=\frac{\pi}{4}D^2\frac{s}{t_1}=\frac{3.14}{4}\times0.16^2\times\frac{0.6}{6}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$
$$=2.01\times10^{-3}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

缸 B：已知 $D_B=320$mm，$s=600$mm，$t_2=6$s，缸 B 是有杆腔供气，耗气量为

$$q_B=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)\frac{s}{t_2}=\frac{3.14}{4}(0.32^2-0.09^2)\times\frac{0.6}{6}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$
$$=7.41\times10^{-3}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

4）选择控制元件

①选择类型。根据系统对控制元件工作压力及流量的要求，按照气动回路原理图初选各控制阀如下：

主控换向阀：QF_A、QF_B 均为 K23JK-（防尘截止式阀），通径待定；延时换向阀 YA_1、YA_2 初选为 K23Y-L6-J；

行程阀：x_0 初选为可通过式，其型号为 $Q23C_4$C-L3；

行程阀：a_0、a_1、b_0 初选为杠杆滚轮式，其型号为 $Q23C_3$C-L3；

气控阀：QF_1 初选为 $K23JK_2$-6 两位三通双气控阀；

梭阀：QF_2 初选为 QS-L3 型；

手动阀：q 初选为推拉式，其型号为 $Q23R_5$C-L3；

手动阀：s 初选为按钮式，其型号为 $Q23R_1$C-L3。

②选择主控阀。对 A 缸主控换向阀 QF_A 的选择：

因 A 缸要求压力 $p_B=0.4$MPa，流量 $q_A=2.01\times10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$，查表 8.2-155 初选 QF_A 的通径为 15mm，其额定流量 $2.778\times10^{-3}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$。故初选其型号为 K23JK-15。

B 缸主控换向阀 QF_B 的选择：

因 B 缸要求压力 $p_B<0.4$MPa，流量 $q_B=7.41\times10^{-3}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$，故初选其型号为 K23JK-25。

③选择减压阀。根据系统所要求的压力、流量，同时考虑到 A、B 缸因联锁关系不会同时工作的特点，按其中流量、压力消耗最大的一个缸（B 缸）选择减压阀。由供气压力为 0～0.7MPa，额定流量为 $8.3333\times10^{-3}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$，选择减压阀，型号为 AR5000-10。

5）选择气动辅件

辅件的选择要与减压阀相适应。

分水滤气器：AF5000-10；

油雾器：AL5000-10；

消声器：配于两主控阀排气口、气缸排气口处，起消声、滤尘作用。对于 A 缸及主控阀选 QXS-L15，对于 B 缸及主控阀选 QXS-L25。

6）确定管道直径、验算压力损失

①确定管径。本例按各管径与气动元件通径一致的原则，初定各段管径（见图 8.2-53）。同时考虑 A、B 缸不同时工作的特点，按其中用气量最大的 B 缸主控阀的通径初步确定 *oe* 段的管径为 25mm。而总气源管 *yo* 段的管径，考虑为两台炉子同时供气、由流量为供给两台炉子流量之和的关系 $q=\frac{\pi}{4}d^2v=\frac{\pi}{4}d_1^2v+\frac{\pi}{4}\times d_2^2v$，可得：$d=\sqrt{d_1^2+d_2^2}=\sqrt{25^2+25^2}\text{mm}=35.4\text{mm}$。取标准管径为 40mm。

②验算压力损失。如图 8.2-53 所示，本例中验算供气管 *y* 处到 A 缸进气口 *x* 处的损失（因 A 缸的管径较小，损失要比 B 缸管路的大），看其值是否满足 $\sum\Delta p\leqslant[\sum\Delta p]$。

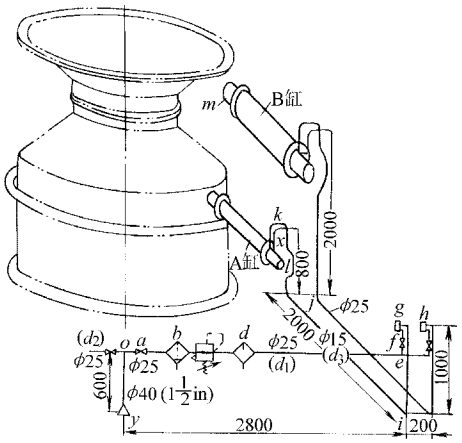


图 8.2-53 管道的布置示意图

沿程压力损失

a. *y*—*o* 段的沿程压力损失

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d} \times \frac{\rho v^2}{2}$$

式中 Δp_l——沿程压力损失；

d——管内径，$d \geqslant 0.04\text{m}$；

l——管长，$l = 0.6\text{m}$；

v——管中流速，$v_1 = \dfrac{q}{A} = \dfrac{2 \times 7.41 \times 10^{-3}}{\dfrac{\pi}{4} \times 0.04^2}\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$= 11.8\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$；

λ——沿程阻力系数，由雷诺数 Re 和管壁相对表面粗糙度 $\dfrac{\varepsilon}{d}$ 确定。

根据温度 30℃，由相关资料查得运动粘度 $\upsilon = 1.66 \times 10^{-5}\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

$$Re = \frac{v_1 d}{\upsilon} = \frac{11.8 \times 0.04}{1.66 \times 10^{-5}} = 2.84 \times 10^4$$

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.04}{40} = 0.001$$

根据 Re、$\dfrac{\varepsilon}{d}$ 得 $\lambda = 0.0265$，温度 30℃，压力 0.4MPa 时，空气密度值由相关公式算出

$$\rho = 1.293 \times \frac{273}{273 + 30} \times \frac{0.4 + 0.1013}{0.1013}\text{kg/m}^3$$

$$= 5.76\text{kg/m}^3$$

$$\Delta p_l = 0.0265 \times \frac{0.6}{0.04} \times \frac{5.76 \times 11.8^2}{2}\text{Pa}$$

$$= 162.4\text{Pa} = 1.62 \times 10^{-4}\text{MPa}$$

b. *o*—*e* 段的沿程压力损失

$$v_2 = \frac{q_2}{A_2} = \frac{7.41 \times 10^{-3}}{\dfrac{\pi}{4} \times 0.025^2}\text{m/s} = 15.1\text{m/s}$$

$$Re_2 = \frac{v_2 d_2}{\upsilon} = \frac{15.1 \times 0.025}{1.66 \times 10^{-5}} = 2.27 \times 10^4$$

由 $\dfrac{\varepsilon}{d_2} = \dfrac{0.04}{25} = 0.0016$ 和 $Re_2 = 2.27 \times 10^4$ 由流体力学相关资料查得 $\lambda_2 = 0.029$

$$\Delta p_{l2} = \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \times \frac{\rho v_2^2}{2}$$

$$= 0.029 \times \frac{2.8}{0.025} \times \frac{5.76 \times 15.1^2}{2}\text{Pa}$$

$$= 2132.6\text{Pa} = 2.132 \times 10^{-3}\text{MPa}$$

c. *e*—*x* 段沿程压力损失

$$v_3 = \frac{q_3}{A_3} = \frac{2.01 \times 10^{-3}}{\dfrac{\pi}{4} \times 0.015^2}\text{m/s} = 11.38\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Re_3 = \frac{v_3 d_3}{\upsilon} = \frac{11.38 \times 0.015}{1.66 \times 10^{-5}} = 1.03 \times 10^4$$

由 $\dfrac{\varepsilon}{d_3} = \dfrac{0.04}{15} = 0.00267$，$Re_3 = 1.03 \times 10^4$

可查得 $\lambda_3 = 0.035$

$$\Delta p_{l3} = 0.035 \times \frac{3.8}{0.015} \times \frac{5.76 \times 11.38^2}{2}\text{Pa} = 3307\text{Pa}$$

$$= 3.31 \times 10^{-3}\text{MPa}$$

d. 由 *y*—*x* 的所有沿程损失

$$\sum \Delta p_l = \Delta p_l + \Delta p_{l2} + \Delta p_{l3}$$

$$= (1.62 \times 10^{-4} + 2.13 \times 10^{-3} + 3.31 \times 10^{-3})\text{MPa}$$

$$= 5.60 \times 10^{-3}\text{MPa}$$

局部压力损失

a. 流经管路中的局部压力损失

$$\sum \Delta p_{\zeta 1} = \sum \zeta \frac{\rho v^2}{2g}$$

$$\sum \zeta = \zeta_y + \zeta_o + \zeta_a + \zeta_e + \zeta_f + \zeta_g + \zeta_h + \zeta_i + \zeta_j + \zeta_l + \zeta_k + \zeta_x$$

各局部阻力系数

ζ_y——入口局部阻力系数 $\zeta_y = 0.5$；

ζ_o、ζ_e——分别为三通管局部阻力系数 $\zeta_o = 2$，$\zeta_e = 1.2$；

ζ_a、ζ_f——流经截止阀处局部阻力系数 $\zeta_a = \zeta_f = 3.1$；

ζ_h、ζ_i、ζ_j、ζ_k——弯头局部阻力系数，分别为 $\zeta_h = \zeta_i = \zeta_j = 0.29$，$\zeta_k = 2 \times 2 \times 0.29 = 0.58$；

ζ_l——软管处局部阻力系数，近似计算

$$\zeta_l = 2 \times \left(0.16 \times \frac{45°}{90°}\right) = 0.16;$$

ζ_k——出口局部阻力系数，$\zeta_k = 1$；

$$\sum \Delta p_{\zeta 1} = \left[0.5 \times \frac{11.8^2}{2} + (2 + 3.1) \times \frac{15.1^2}{2} + (1.2 + 3.1 + 0.29 + 0.29 + 0.29 + 0.16 + 2 \times$$

$$0.29+1)\times\frac{11.38^2}{2}\Big]\times 5.76\text{Pa}$$

$$=6126\text{Pa}=6.126\times10^{-3}\text{MPa}$$

b. 流经元、辅件的压力损失。流经减压阀的压力损失较小可忽略不计，其余损失：

$$\sum\Delta p_{\zeta 2}=\Delta p_b+\Delta p_d+\Delta p_g$$

式中　Δp_b——流经分水滤气器的压力损失；

Δp_d——流经油雾器的压力损失；

Δp_g——流经截止式换向阀的压力损失。

查表 8.2-156 得 $\Delta p_b=0.02\text{MPa}$，$\Delta p_d=0.015\text{MPa}$，$\Delta p_g=0.015\text{MPa}$。

$$\sum\Delta p_{\zeta 2}=(0.02+0.015+0.015)\text{MPa}=0.05\text{MPa}$$

c. 总局部压力损失

$$\sum\Delta p_\zeta=\sum\Delta p_{\zeta 1}+\sum\Delta p_{\zeta 2}$$

$$=(6.126\times10^{-3}+0.05)\text{MPa}=0.0561\text{MPa}$$

总压力损失

$$\sum\Delta p=\sum\Delta p_l+\sum\Delta p_\zeta$$

$$=(5.60\times10^{-3}+0.0561)\text{MPa}=0.062\text{MPa}$$

考虑排气口消声器等未计入的压力损失：

$$\sum\Delta p_j=K_{\Delta p}\sum\Delta p$$

$K_{\Delta p}=1.05\sim1.3$，取 $K_{\Delta p}=1.1$

则 $\sum\Delta p_j=1.1\sum\Delta p=1.1\times0.062\text{MPa}=0.068\text{MPa}$

从 $\sum\Delta p$ 的计算可知，压力损失主要在气动元、辅件上，所以在不要求精确计算的场合，只要在安全系数 $K_{\Delta p}$ 中取较大值就可以了。

$$\sum\Delta p_j=0.068\text{MPa}\leqslant[\sum\Delta p]=0.1\text{MPa}$$

执行元件需工作压力 $p=0.4\text{MPa}$，压力损失 $\sum\Delta p_j=0.068\text{MPa}$。供气压力为 $0.5\text{MPa}>p+\sum\Delta p_j=0.469\text{MPa}$，说明供气压力满足执行元件需要的工作压力，故以上选择的通径和管径是可行的。

7）空压机的选择

在选择空压机之前，必须算出自由空气量(一个标准大气压状态下的流量)q'：

$$q'_A=q_A\frac{p+0.1013}{0.1013}=2.01\times10^{-3}\times\frac{0.4+0.1013}{0.1013}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

$$=9.95\times10^{-3}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

$$q'_B=q_B\frac{p+0.1013}{0.1013}=7.41\times10^{-3}\times\frac{0.4+0.1013}{0.1013}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

$$=3.68\times10^{-2}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

气缸的理论用气量由下式计算：

$$\sum_{i=1}^{n}q_{Zi}=\sum_{i=1}^{n}\frac{\sum_{j=1}^{m}(aq_{Zi}t)_j}{T}$$

式中　q_{Zi}——一台用气设备上的气缸总用气量；

n——用气设备台数，本例中考虑左右两台炉子有两组同样的气缸，因此 $n=2$；

m——一台设备上的用气执行元件数量，本例中一台炉子上有 A、B 两气缸用气，所以 $m=2$；

a——气缸在一个周期内单程作用次数，本例中一次每个气缸在一个周期内单程作用一次，$a=1$；

q_{Zj}——一台设备中某一气缸在一个周期内的平均用气量，本例中 $q'_A=9.95\times10^{-3}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$，$q'_B=3.68\times10^{-2}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$；

t——某个气缸一个单行程的时间，本例中 $t_A=t_B=6\text{s}$；

T——某设备的一次工作循环时间，本例中 $T=2t_A+2t_B=24\text{s}$。

若考虑左右两台炉子的气缸都由一台空压机供气，则气缸的理论用气量

$$\sum_{i=1}^{n}q_{Zi}=2\times\frac{1\times q'_At_A+1\times q'_Bt_B}{24}$$

$$=2\times\frac{1\times9.95\times10^{-3}\times6+1\times3.68\times10^{-2}\times6}{24}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

$$=2.34\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

取设备利用系数 $\phi=0.95$；漏损系数 $K_1=1.2$；备用系数 $K_2=1.4$，则两台炉子气缸的理论用气量：

$$q_j=0.95\times1.2\times1.4\sum_{i=1}^{n}q_{Zj}=3.73\times10^{-2}\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

$$=2.24\text{m}^3\cdot\text{min}^{-1}$$

如无气源系统而需单独供气时，可按供气压力≥0.5MPa，流量 $q_j=2.24\text{m}^3\cdot\text{min}^{-1}$，选用 TIGER-15 型空压机(见表 8.2-17)，该空压机的额定排气压力为 0.7MPa 时，额定排气量为 $2.62\text{m}^3\cdot\text{min}^{-1}$(自由空气流量)。

参考文献

[1] 闻邦椿. 机械设计手册：第 4 卷 [M]. 5 版. 北京：机械工业出版社，2010.

[2] 路甬祥. 液压与气动技术手册 [M]. 北京：机械工业出版社，2003.

[3] 徐灏. 新编机械设计师手册：下册 [M]. 北京：机械工业出版社，1995.

[4] 蔡春源. 机电液设计手册：中册［M］. 北京：机械工业出版社，沈阳：东北大学出版社，1997.
[5] 机械设计手册编委会. 机械设计手册：第4卷［M］新版. 北京：机械工业出版社，2004.
[6] 成大先. 机械设计手册［M］. 第5卷［M］. 5版. 北京：化学工业出版社，2008.
[7] 雷天觉. 新编液压工程手册［M］. 北京：北京理工大学出版社，1998.
[8] 周恩涛. 液压系统设计元器件选型手册［M］. 北京：机械工业出版社，2007.
[9] 宋锦春. 液压与气压传动［M］. 北京：科学出版社，2006.
[10] 张利平. 液压传动系统及设计［M］. 北京：化学工业出版社，2005.
[11] 陈启松. 液压传动与控制手册［M］. 上海：上海科学技术出版社，2006.
[12] 宋学义. 袖珍液压气动手册［M］. 北京：机械工业出版社，1995.
[13] Rexroth. 工业液压元件：第二册. RC 00115-02/08.04.
[14] Integrated Hydraulics. 液压插装阀及液压集成回路产品手册［M］. 北京精海仪机电设备有限公司 V2.0.2005.
[15] 气动工程手册编委会. 气动工程手册［M］. 北京：国防工业出版社，1995.

第 9 篇

机电一体化设计、电动机与常用电器

第 1 章　机电一体化设计

1　机电一体化概述

1.1　机电一体化基本概念

1.1.1　机电一体化的内涵

机电一体化技术是机械技术、电子技术和信息技术有机结合的产物，又称机械电子技术。目前，被广泛接受的“机电一体化”的定义是：“机电一体化是在机械的主功能、动力功能、信息功能和控制功能上引进微电子技术，并将机械装置与电子装置用相关软件有机结合而构成系统的总称”。

随着科学技术的发展，电子技术得到了蓬勃发展，从分立电子元件到集成电路（IC），从集成电路到大规模集成电路（LSI）和超大规模集成电路（VLSI），特别是微型计算机的出现，使电子技术与信息技术相结合并向其他学科渗透，对推动其他学科的发展起到了不可忽视的作用。信息技术（3C 技术）的主体包括计算机技术、控制技术和通信技术。在机械领域中，电子技术与计算机技术同机械技术相互交叉、相互渗透，使古老的机械技术焕发了青春。在原有机械基础上，引入电子计算机高性能的控制机能，并实现整体最优化，就使原来的机械产品产生了质的飞跃，变成功能更强、性能更好的新一代的机械产品或系统，这正是机电一体化的意义所在。

1.1.2　机电一体化系统的构成

机电一体化系统通常由五大要素构成，即动力源、传感器、机械结构、执行元件和电子计算机。因此，机电一体化系统是由若干具有特定功能的机械与信息系统组成的有机整体，具有满足一定使用要求的功能。根据不同的使用目的，要求系统能对输入的物质、能量和信息（即工业三大要素）进行某种处理，输出所需要的物质、能量和信息。同时，机电一体化系统的性能在很大程度上决定于控制系统的好坏。控制系统不仅与计算机及其输入输出通道有关，更与所采用的控制技术密切相关。

对于一个机电一体化产品或设备，应以系统的、整体的思想来考虑机电系统许多综合性的技术问题。例如一台多关节机器人，就存在着各运动部件之间的力耦合；各运动轴伺服系统的干扰和相互影响；系统动力学与控制规律和运动精度之间的关系；机器人与外围设备的连接；机器人各部分之间的协调运动和机器人防护安全连锁的问题。这些问题即构成了机器人的系统技术问题，必须通过系统工程和系统设计的理论来解决。其中，系统工程是为使系统达到最佳状态而对系统的组成部件、组织结构、信息传递、控制机构等进行分析、设计和优化的技术。而系统设计的第一个特点是具有综合性，这需要把系统内部和外部综合起来考虑。要设计一个复杂的系统，首先就要把系统分解成许多分系统，建立各个分系统的数学模型，最后再进行最优设计。系统设计的另一个重要特征是系统的均衡设计，均衡设计就是要恰当地选择元件，以构成性能优异的系统。如果设计者只注重元件设计而忽视优化组合过程，那么即使是经过精心筛选的元件也可能组成性能低劣的系统。

需要注意的是，机电一体化系统是通过信息技术将机械技术与电子技术融为一体构成的最佳系统，而不是机械技术与电子技术的简单叠加，因此，必须有机地、灵活地运用现有机械技术、电子技术和信息技术，采用系统工程的方法，使整个系统达到最优化，即设计最优化、加工最优化、管理最优化和运行方式最优化，使各功能要素能够构成最佳组合。

1.1.3　机电一体化的意义

机电一体化技术可以用来设计新型的机电一体化产品，改造旧的机电产品，使机电产品的面貌大大改观，从而达到功能增强、体积减小、重量减轻、可靠性提高、性能价格比大大改善的目的。实施机电一体化通常可以获得表 9.1-1 所示的一些效果。

表 9.1-1　实施机电一体化可获得的效果

效　果	说　明
功能增强	机电一体化产品的显著特征是具有多种复合功能，例如，数控加工中心可以将多台普通机床的多道工序在一次装卡中完成，并能自动检测工件和刀具的精度，显示刀具动态轨迹，以及故障自诊断等极强的复合功能

（续）

效　果	说　明
提高精度	机电一体化技术简化了机构，减少了传动部件，从而使机械磨损、配合间隙及受力变形等所引起的误差大大减小，同时由于采用计算机检测与控制技术补偿和校正因各种干扰造成的动态误差，从而达到单纯采用机械技术所无法实现的工作精度
结构简化	由于机电一体化技术采用内装的微处理器、大规模集成电路、电力电子器件代替原有的笨重电器控制柜和传动装置，使机电一体化产品体积变小、零部件的数量减少，结构得到简化。例如，无换向器电动机将电子控制与相应的电动机电磁结构相结合，取消了传统的换向电刷，简化了电动机结构，缩小了电动机的体积，减轻了质量，并提高了电动机的使用寿命和运行特性
可靠性提高	近年来，集成电路的集成度越来越高，可靠性不断增强，使机电一体化产品故障率极低，同时许多机电一体化产品都具有自诊断、安全连锁控制、过负荷及失控保护、停电对策等功能，从而提高了机电一体化产品的安全可靠性
改善操作	机电一体化产品采用计算机程序控制实现了自动化，且具有良好的人机界面，减少了操作按钮及手柄，从而改善了设备的操作性能，减少了培训操作人员的时间
提高柔性	所谓柔性就是可以利用软件来改变机器的工作程序，以满足不同的需要。例如，工业机器人具有较多的运动自由度，手爪部分可以换用不同的工具，通过改变控制程序改变运动轨迹和运动姿态以适应不同的作业要求；数控机床、FMS 或 FMC 可以通过改变控制程序来适应不同零件的加工工艺。有些机电一体化设备对环境变化具有一定的主动适应能力，即智能化的机电一体化设备，体现了机电一体化设备的另一种柔性功能

1.2　机电一体化技术的分类

1.2.1　机电一体化技术的分类依据

从广义上来说，机电一体化技术有着极广的含义，自动化的机械产品、自动化的生产工艺、设备的故障诊断与监测监控技术、数控技术、CAD 技术、CAPP 技术、CAM 技术、集成化的 CAD/CAPP/CAM 技术、专家系统、计算机仿真、企业的计算机管理、机器人工程等，都属于机电一体化的范畴。

目前，世界上普遍认为机电一体化有两大分支，即生产过程的机电一体化和机电产品的机电一体化。

生产过程的机电一体化意味着整个工业体系的机电一体化，如机械制造过程的机电一体化、冶金生产的机电一体化、化工生产的机电一体化、粮食及食品加工过程的机电一体化、纺织工业的机电一体化、排版与印刷的机电一体化等。生产过程的机电一体化根据生产过程的特点又可划分为离散制造过程的机电一体化和连续生产过程的机电一体化。前者以机械制造业为代表，后者以化工生产流程为代表。生产过程的机电一体化包含着诸多的自动化生产线、计算机集中管理和计算机控制。生产过程的机电一体化既需要具体专业的专业知识，又需要机械技术、控制理论和计算机技术方面的知识，是内容更为广泛的机电一体化。

机电产品的机电一体化是机电一体化的核心，是生产过程机电一体化的物质基础。传统的机电产品加上微机控制即可转变为新一代的产品，而新产品较之旧产品功能强、性能好、精度高、体积小、质量轻、更可靠、更方便，具有明显的经济效益。机电一体化产品根据结构和电子技术与计算机技术在系统中的作用可以分为三类：

1）原机械产品采用电子技术和计算机控制技术，从而产生性能好、功能强的机电一体化的新一代产品，如微电脑洗衣机、机器人等。

2）用集成电路或计算机及其软件代替原机械的部分结构，从而形成机电一体化产品，如电子缝纫机、电子照相机、用交流或直流调速电动机代替变速箱等。

3）利用机电一体化原理设计全新的机电一体化产品，如传真机、复印机、录像机等。

1.2.2　机械制造过程的机电一体化

机械制造过程的机电一体化包括产品设计、加工、装配、检验的自动化，生产过程自动化，经营管理自动化等，其高级型式是计算机集成制造系统。它所涵盖的相关技术如表 9.1-2 所示。

表 9.1-2　机械制造过程机电一体化的相关技术

相关技术	说　明
计算机辅助设计	计算机辅助设计（Computer Aided Design，CAD）是指用计算机系统进行社会所需产品设计的全过程，其中包括资料检索、方案构思、计算分析、工程绘图和编制文件等。计算分析主要是指利用计算机的强大数据处理和存储能力对产品进行有限元静态和动态分析、优化设计和计算机仿真。广义的 CAD 还包括计算机辅助工艺设计 CAPP CAD 的目的是使整个设计过程实现自动化，一般来说产品的设计过程可以分为三个阶段，即总体设计、功能设计和详细设计。在以往的设计中，人们所从事的设计活动 90% 以上是非创造性的，而创造性的劳动还不到 10%。CAD 系统可以把设计人员从繁重的计算、制图工作中解放出来，使他们有更多的时间去进行创造性的活动。同时 CAD 也缩短了新产品的设计周期，提高了企业对市场的应变能力
计算机辅助工艺过程设计	计算机辅助工艺过程设计（Computer Aided Process Planning，CAPP）是指在计算机系统的支持下，根据产品设计要求，选择加工方法、确定加工顺序、分配加工设备、安排加工刀具的整个过程。CAPP 的目的是实现生产准备工作的自动化。由于工艺过程的设计非常复杂，又与企业和技术人员的经验有关，开发难度较大。在多数情况下，把 CAPP 看作 CAM 的一个组成部分
计算机辅助制造	计算机辅助制造（Computer Aided Manufacturing，CAM）本身的含义十分广泛。从广义上来说，CAM 是指在机械制造过程中，利用计算机通过各种设备，如数控机器人、加工中心、数控机床、传送装置等，自动完成机械产品的加工、装配、检测和包装等制造过程，包括计算机辅助工艺设计 CAPP 和 NC 编程。采用计算机辅助制造机械零部件，可改善对产品多变的适应能力，提高加工效率和生产自动化水平，缩短加工准备时间、降低生产成本，提高产品质量。目前 CAM 已广泛用于机械产品的零件加工、部件组装、整机装配和质量检验等。狭义的 CAM 仅指 NC 编程
CAD/CAM 集成系统	现在，在机械制造过程的机电一体化中，CAD、CAPP、CAM 独立存在的情况已越来越少，它们在计算机网络和数据库环境下相互结合，于是就产生了 CAD/CAM 集成系统或 CAD/CAPP /CAM 集成系统。近年来这些集成系统越来越受到人们的重视。世界各发达国家都给予了极为重要的研究和开发。这是因为利用 CAD/CAM 系统或 CAD/CAM/CAPP 集成系统进行资料查询和修改设计，可提高工效 20 ~ 25 倍，进行计算可提高工效 5 ~ 10 倍，进行设计可提高 5 倍以上，而且节约工艺师理解设计图、编制工艺文件等准备时间、数控编程时间和刀具运动轨迹检验时间，从而显著地提高了生产效率。系统提供的优化方法能够合理地确定设计参数，使产品性能好、用料省，提高了产品的性价比，并可使新产品的“试制—试验—修改”工作大大简化，缩短了研制周期，节省了试制、试验费用及材料
柔性制造系统	柔性制造系统（Flexible Manufacturing System，FMS）是一个计算机化的制造系统，主要由计算机、数控机床、机器人、料盘、自动搬运小车和自动化仓库等组成。它可以随机地、实时地、按量地按照装配部门的要求，生产能力范围内的任何工件。它特别适合于多品种、中小批量生产、设计更改频繁的离散零件的批量生产。它可以根据市场需要修改原设计，轻而易举地将原制造系统变成一个新的制造系统 FMS 需要数据库的支持。FMS 所用的数据库一般有两种。一种是零件数据库，存储工件尺寸、工具要求、工件夹持点、成组代码、材料、加工计划、加工进给量和速度等数据。另一种数据库存储管理和控制信息、每台设备的状态信息以及每个工件加工完成情况等信息
柔性制造单元	柔性制造单元（Flexible Manufacturing Cell，FMC）是一种柔性加工生产设备，是 FMS 向廉价化、小型化发展的产物。FMC 可以作为独立的生产设备，也可以作为 FMS 的一个组成部分。特别适用于中小企业。FMC 具有柔性制造的主要特征，它至少由一台数控机床（或加工中心），自动上、下料装置和刀具交换装置等组成。自动上、下料装置可以是工作台自动交换装置，也可以是工业机器人。它不需要钻镗等专用模具，只要编好相应程序即可对各种工件自动地连续加工。可实现 24h 自动连续运转，白天工人把被加工的工件安装好，夜间可以实现无人看管自动运转

（续）

相关技术	说　明
计算机集成制造系统（CIMS）	CIMS的核心是集成。从某种意义上说，CIMS就是计算机辅助生产管理与CAD/CAM及车间自动化设备的集成。所谓车间自动化设备是指FMS、FMC、数控机床、数控加工中心、机器人等一系列自动化生产设备。换言之，CIMS是在柔性制造技术、信息技术和系统科学的基础上，将制造工厂经营活动所需的各种自动化系统有机地集成起来，使其能适应市场变化和多品种、小批量生产要求的高效益、高柔性的智能生产系统。对于CIMS系统，只需输入所需产品的客户要求、有关技术数据等信息和原材料，就可以输出经过检验的合格产品

1.2.3　机电产品的机电一体化

原机电产品引入电子技术和计算机控制技术就形成所谓的新一代产品——机电一体化产品。典型的机电一体化产品体现了机电的深度有机结合。近年来，新开发的机电一体化产品大多都采用了全新的工作原理，集中了各种高新技术，并把多种功能集成在一起，体积小、质量轻、成本低、高效节能，在市场上具有极强的竞争能力。由于在机电一体化产品中往往要引入仪器仪表技术，所以国内也有些人称之为机、电、仪一体化产品。

机电一体化产品，特别是复杂的机电一体化产品，存在着多种能量转换和多重复杂的非线性耦合。这些设备在工作过程中，要求各执行机构以所需的相对运动规律协调运动。但由于系统的复杂性以及制造误差，很难保证足够的运动精度和稳定性，从而使机器人手臂颤动；数控机床达不到所需的加工精度；高速运行的汽轮机转子由于运动规律的变化造成重大设备事故；带材冷连轧机在高速轧制薄规格带材时，轧机发生剧烈振动，迫使轧机降速运行，严重影响带材的质量和产量。这些都说明在复杂机电一体化产品中存在着深度的机电有机结合，而这种特性，特别是机电系统动力学特性在设备设计和运行过程中还没有被充分考虑。因此，如何在复杂的机电一体化产品的结构设计和控制软件设计中充分考虑这些特性，使系统按所需运动规律协调运动，并能够保证足够的运动精度和稳定性，即在设计和运行过程中，把系统协调运动控制与机电系统动力学特性有机地结合起来，是机电一体化产品设计中必须认真解决的关键问题之一。

1.3　机电一体化的相关技术

从工程学角度来看，机电一体化技术是微电子学、机械学、控制工程、计算技术等多学科综合发展的产物，是利用多学科方法对机械产品与制造系统进行设计的一种集成技术。因此，目前普遍认为，机电一体化这一新兴学科涉及到四大基础学科，即机械学、控制论、电子学和计算机科学。具体内容如表9.1-3所示。

表9.1-3　机电一体化的相关技术

相关技术	说　明
机械技术	对于绝大多数的机电一体化产品，机械本体在质量、体积等方面都占有绝大部分。这些机械结构的设计和制造问题，都属于机械技术的范畴。在这方面除了要充分利用传统的机械技术外，还要大力发展精密加工技术、结构优化设计方法、动态设计方法、虚拟设计方法等；研究开发新型复合材料，以便使机械结构减轻质量，缩小体积，改善在控制方面的快速响应特性；研究高精度导轨、高精度滚轴丝杠、具有高精密度的齿轮和轴承，以提高关键零部件的精度和可靠性；通过使零部件标准化、系列化、模块化以提高其设计、制造和维修的水平
传感技术	传感技术的核心是传感器。传感器按照一定的精度将被测量转换为与之有确定对应关系的电信号，通常由敏感元件、转换元件和转换电路组成 机电一体化产品中使用的传感器种类很多，按照原理分为电阻式、电感式、磁电式、压电式、光电式、热电式、气电式等，按照用途分为位置、压力、流量、温度、湿度、气味、声音、亮度等。目前，传感器一方面向高灵敏度、高精度和高可靠性方向发展，另一方面向集成化、智能化和微型化的方向发展

（续）

相关技术	说　明
信息处理技术	信息处理技术是指利用电子计算机及其外部设备对信息进行输入、转换、运算、存储和输出等技术，这里所说的电子计算机包括工控机、单片机和可编程序控制器等 电子计算机及其外部设备可通过进一步提高集成度来提高其运算速度，以便于嵌入机械本体；通过自诊断、自恢复及容错技术来提高其可靠性；通过人工智能技术和专家系统来加速其智能化。通过以上这些措施，可以使计算机在恶劣的工业环境中长期、安全、可靠地工作
接口技术	在机电一体化系统中计算机与外围设备（如执行机构、传感器、机械本体、动力源和人机交互设备等）之间的连接和信息交换环节称为接口，接口功能的实现除硬件电路外，还应包括相应的接口软件（驱动程序），通常通过接口硬件和接口软件的结合来实现接口任务。接口的作用是把外围设备输入给计算机的信息转换成计算机所能接受的格式或把计算机的输出信息转换成外围设备所能接受的格式，使计算机与外围设备之间信息的传输速度相互匹配，在计算机与外围设备之间对传输信息进行缓冲和对信号电平进行转换等
伺服驱动技术	伺服驱动技术主要是指与执行机构相关的一些技术问题。伺服驱动的方式主要有电动、气动和液压等各种类型。液压和气动主要包括泵、阀、液压（气）缸、液压（气动）马达及其附属液（气）压元器件等；电动机驱动主要包括交流伺服电动机、直流伺服电动机和步进电动机等。在机电一体化产品或系统中，对于各种液压和气动元件存在着功能、可靠性、标准化以及减轻质量和减小体积等问题；对于电动驱动目前还存在着快速响应和效率等方面的问题，要求电动机转矩大，转子转动惯量小，以使电动机具有快速起动、停止的能力
系统总体技术	系统总体技术是一种从全局角度和系统目标出发，用系统的观点和方法，将系统分解成若干个相互有联系的功能单元，找出能完成各个功能的技术方案，并将其进行分析、评价和优化的综合应用技术。系统总体技术的内容涉及许多方面，如接口技术、模块化设计技术、整体优化技术、软件开发技术、微机应用技术和成套设备自动化技术等。机电一体化系统作为一个整体，即使各个部分的性能、可靠性都很好，如果整个系统不能很好地协调，它也很难保证正常、可靠地运行。而恰恰相反，即使是性能一般的元件，只要从系统出发组合得恰当，也可能构成性能优良的系统

1.4　机电一体化设计方法

传统的设计方法和各种现代设计方法是普遍适用的，当然也适用机电一体化产品的设计。而机电产品的机电一体化设计方法又是现代设计方法的重要组成部分。机电一体化是机械技术、电子技术和信息技术的有机结合，需考虑哪些功能由机械技术实现，哪些功能由电子技术实现，进一步还需要考虑在电子技术中哪些功能由硬件实现，哪些功能由软件实现；存在着机电有机结合如何实现，机、电、液传动如何匹配，机电一体化系统如何进行整体优化等不同于传统机电产品设计的一些特点。因此，机电一体化产品必然有一些特有的设计方法，能够综合运用机械技术和电子技术的特长，使其充分发挥机电一体化的优越性。

1.4.1　模块化设计方法

机电一体化产品或设备可设计成由相应于五大要素的功能部件组成，也可以设计成由若干功能子系统组成，而每个功能部件或功能子系统又包含若干组成要素。这些功能部件或功能子系统经过标准化、通用化和系列化，就成为功能模块。每一个功能模块可视为一个独立体，在设计时只需了解其性能规格，按其功能来选用，而无需了解其结构细节。

1.4.2　柔性化设计方法

将机电一体化产品或系统中完成某一功能的检测传感元件、执行元件和控制器作成机电一体化的功能模块，如果控制器具有可编程序的特点，那该模块就成为柔性模块。例如，采用凸轮机构可以实现位置控制，但这种控制是刚性的，一旦运动则难以调节。若采用伺服电动机驱动，则可以使机械装置简化，且利用电子控制装置可以进行复杂的运动控制，以满足不同的运动和定位要求。采用计算机编程还可以进一步提高该驱动模块的柔性。例如，采用凸轮机构，若想改变原有的运动规律，则必须改变凸轮外廓的几何形状，但若采用计算机控制的伺服电动机驱动，则只需改变控制程序即可。

1.4.3　取代设计方法

取代设计方法又称为机电互补设计方法。该方法

的主要特点是利用通用或专用电子器件取代传统机械产品中的复杂机械部件，以便简化结构，获得更好的功能和特性。

1.4.4　融合设计方法

融合设计方法是把机电一体化产品的某些功能部件或子系统设计成该产品所专用的。用这种方法可以使该产品各要素和参数之间的匹配问题考虑得更充分、更合理、更经济、更能体现机电一体化的优越性。融合法还可以简化接口，使彼此融为一体。例如，在激光打印机中就把激光扫描镜的转轴与电动机轴制做成一体，使结构更加简单、紧凑。在金属切削机床中，把电动机轴与主轴部件做成一体，是驱动器与执行机构相结合的又一实例。

1.4.5　优化设计方法

（1）机械技术和电子技术的综合与优化

随着机械结构的日益复杂和制造精度的不断提高，机械制造的成本显著增加，仅仅依靠机械本身的结构和加工精度来实现高精度和多功能的要求是不可能的。而对于同样的功能有时既可以通过机械技术来实现，也可以通过电子技术和软件技术来实现。这就要求设计者既要掌握机械技术又要掌握电子技术和计算机技术，站在机电有机结合的高度，对机电一体化产品或系统予以通盘考虑，加以优化，以便决定哪些功能由机械技术来实现，哪些功能由电子技术来实现，并对机电系统的各类参数（机、电、光、液）加以优化，使系统或产品工作在最优状态，体积最小、质量最轻、功能最强、成本最低、功耗最省。常用的优化方法有数学规划法、最优控制理论和方法、遗传算法、神经网络等。

（2）硬件和软件的交叉与优化

在机电一体化系统中，有些功能既可以通过硬件来实现，也可以通过软件来实现。究竟应该采用哪一种方法来实现，这也是对机电一体化产品或系统进行整体优化的重要问题之一。这里所说的硬件应该包括两个方面，一个是电子电路，另一个是机械结构。例如，PID控制功能可以通过模拟电路PID控制器来实现，也可以通过计算机软件PID控制程序来实现。计算机控制在现代工业中已获得非常广泛的应用。计算机软件在控制精度以及性能价格比等方面都比模拟控制器有着明显的优越性，可以很方便地改变控制规律，尤其当采用计算机控制多个生产过程时，上述优点就显得更加突出。对于机械结构，也有很多功能可以通过软件来实现。首先，在利用通用或专用电子部件取代传统机械产品或系统中的复杂机械部件时，一般都需要配合相应的计算机软件。另外，由于微型计算机受字长与速度的限制，采用软件的速度往往没有采用硬件的速度快。例如，要实现数控机床的轮廓轨迹控制，其必不可少的一个重要功能就是插补功能，而实现插补就有硬件插补、软件插补和软硬件结合插补等多种方案。软件插补方便灵活，容易实现复杂的插补运算并获得较高的插补精度。然而若采用硬件插补，费用必然增加。但采用硬件插补，只需配合普通微型计算机即可设计一块或几块专用大规模集成电路芯片（专用插补器），可以大大加快插补运算速度。如果既要求高的插补精度，又要求较高的插补速度，就可采用软硬件结合的办法。

对于由电子电路组成的硬件所能实现的功能，在大多数情况下既可以用硬件来实现，也可以用软件来实现。一般来说，如必须用分立元件组成硬件，那么不如采用软件。因为与采用分立元件组成的电路相比，采用软件不需要底板，不需要元器件，无需焊接，可以减少因焊接不良或脱焊而引起的故障，并且所需的功能也易于修改。如果能用通用的LSI和VLSI芯片组成所需电路，则最好采用硬件。因为用通用的LSI和VLSI芯片组成的电路，不仅价廉，而且可靠性高，处理速度快。

1.5　机电一体化系统的设计流程

机电一体化系统的设计流程如图9.1-1所示，具体说明如下。

（1）根据目的功能确定产品的规格和性能指标

系统的目的功能，不外乎是用来改变物质的形状、状态、位置尺寸或特性，也就是必须实现一定的运动，并提供必要的动力。基本性能指标主要指实现运动的自由度数、轨迹、行程、精度、速度、动力、稳定性和自动化程度。用来评价机电一体化系统质量的基本指标主要包括以下参数：

运动参数——用来表征机器工作运动的轨迹、行程、方向和起、止点位置正确性的指标。

动力参数——用来表征机器输出动力大小的指标，如力、力矩和功率等。

品质指标——用来表征运动参数和动力参数品质的指标，例如运动轨迹和行程的精度、运动行程和方向的可变性，运动速度的高低与稳定性、力和力矩的可调性或恒定性等。

同时，在满足基本性能指标的前提下，还需考虑如下一些指标。

1）工艺性指标。对产品结构提出的方便制造和维修的要求，要做到容易制造和便于维修。

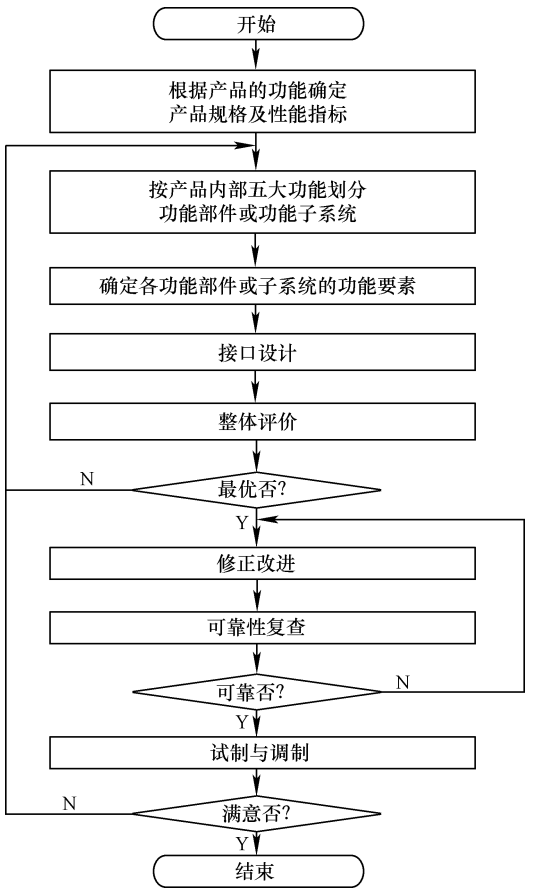


图 9.1-1　机电一体化系统的设计流程

2）人机工程学指标。考虑人和机器的关系，针对人类在生产和生活中所表现出来的卫生、体形、生理和心理学等对产品提出的综合性要求。例如操作方便、噪声小等。

3）美学指标。对产品的外部性质，如外观、风格、匀称、和谐、色泽以及与外部环境的协调等方面提出的要求。

4）标准化指标。即组成产品的元件、部件的标准化程度。

（2）系统功能部件、功能要素的划分

机电一体化系统必须具备适当的结构才能满足所需性能。要形成具体结构，并以各构成要素及要素之间的接口为基础来划分功能部件或功能子系统。复杂机器的运动常由若干直线或回转运动组合而成，在控制上形成若干自由度。因此也可以按运动的自由度划分成若干功能子系统，再按子系统划分功能部件。这种功能部件可能包括若干组成要素。各功能部件的规格要求，可根据整机的性能指标确定。功能要素或功能子系统的选用或设计是指特定机器的执行机构和机体通常必须自行设计，而执行元件、检测传感元件和控制器等功能要素既可自行设计也可选购市售的通用产品。

（3）接口的设计

接口问题是各构成要素间的匹配问题。执行元件与运动机构之间、检测传感元件与运动机构之间通常是机械接口。机械接口有两种型式，一种是执行元件与运动机构之间的联轴器和传动轴，以及直接将检测传感元件与执行元件或运动机构连接在一起的联轴器（如波纹管、十字接头等）、螺钉、铆钉等，直接连接时不存在任何运动和运动变换。另一种是机械传动机构，如减速器、丝杠螺母等，控制器与执行元件之间的驱动接口、控制器与检测传感元件之间转换接口，微电子传输、转换电路。因此，接口设计问题也就是机械技术和微电子技术的具体应用问题。

（4）整体评价

对机电一体化系统的综合评价主要是对其实现目的功能的性能、结构进行评价。机电一体化的目的是提高产品的附加价值，而附加价值的高低必须以衡量产品性能和结构质量的各种定量指标为依据。不同的评价指标可选用不同的评价方法。具体设计时，常采用不同的设计方案来实现产品的目的功能、规格要求和性能指标。因此，必须对这些方案进行综合评价，从中找出最佳方案。关于评价和优化的具体方法，可参考现代设计方法中的有关具体内容。

（5）可靠性复查

机电一体化系统既可能产生电子故障、软件故障，又可能产生机械故障，而且容易受到电噪声的干扰。因此，可靠性问题显得格外突出，也是用户最关心的问题之一。在产品设计中，除采用可靠性设计方法外，还必须采取必要的可靠性措施，在产品设计初步完成之后，还需要进行可靠性复查和分析，以便发现问题及时改进。

（6）试制与调试

样机试制是检验产品设计的制造可行性的重要阶段，并通过样机调试来验证各项性能指标是否符合设计要求。这个阶段也是最终发现设计中的问题以便及时修改和完善产品设计的必要阶段。

2　基于工业控制机的控制器及其设计

2.1　工业控制机的组成原理与类型

2.1.1　工业控制机组成原理

工业控制机，也称工业计算机（Industrial Per-

sonal Computer，IPC），是一种加固的增强型个人计算机，它可以作为一个工业控制器在工业环境中可靠运行。工业控制机是工业自动化和信息产业基础设备的核心，主要用于工业现场的测量、控制、数据采集等工作。

一般情况下，对工业控制机的要求是：温度、湿度的适用范围大，具有防尘、防腐蚀、防振动冲击能力；较好的电磁兼容性、抗干扰能力和共模抑制能力；保证平均无故障工作时间，尽量缩短故障修复时间，以达到很高的运行效率。

工业控制机的显著特点是采用了模块化的硬件板卡结构。它取消了PC中的母板，将原来的大母板上的总线插槽部分分成了通用的底板总线插座系统和PC插卡式主板，如各种无源底板和多种CPU卡。把各种工业控制功能都做成各种硬件板卡，如开关量I/O卡、模拟量I/O卡、计数器/定时器卡、通信板卡、数据采集卡、信号调理卡等基本模板，利用这些板卡可以很方便地组成各种控制系统。目前，工业控制计算机的厂商已开发出上千种的专业化板卡。这些板卡结构紧凑，现场功能丰富，使用方便，用户可以利用厂商提供的板卡很方便地组成自己需要的工业控制机系统硬件，并可以利用厂商提供的驱动程序开发满足自己需要的控制程序，从而有效缩短了控制系统硬件的开发周期。典型的工业控制机系统的组成部分有：

1）工业控制机主机。包括主板、显示板、磁盘驱动器、无源多槽底板、电源和机箱等。

2）输入接口模板。包括模拟量输入、数字量输入、频率量输入等。

3）输出接口模块。包括模拟量输出、数字量输出、脉冲量输出等。

4）通信接口模板。包括串行通信接口模板（RS232、RS422、RS485等）与网络通信模板（Arcnet网板或Ethernet网板），还需配现场总线通信板等。

5）信号调理单元。对工业现场各类输入信号进行预处理，包括对输入信号的隔离、放大、多路转换、统一电平信号等处理，对输出信号进行隔离、驱动、电压转换成电流信号等。信号处理单元由模块或模板构成，一般具有独立的机箱、供电电源、接线端子。现场输入输出信号可直接连接到信号调理模块的端子上。

6）远程采集模块。将现场信号直接就地处理，然后通过现场总线与工业控制机通信相连。目前应用较好的现场总线类型有CAN总线、LON总线、PROFI BUS、BIT LINK总线以及RS485串行通信总线等。

7）工控软件包。包括系统软件、支持软件和应用软件三部分。其中，系统软件用来管理工业控制机的资源，并以简便的型式向用户提供服务，包括实时多任务系统、引导程序、调度执行程序等；工具软件是工程技术人员开发软件时的辅助软件，包括汇编语言、高级语言、编译程序、编辑程序、调试程序和诊断程序等；应用软件是系统设计人员针对具体的生产过程或设备而编制的控制和管理程序，通常包括过程输入输出程序、过程控制程序、人-机接口程序、打印显示程序和公共子程序等。

典型的工业控制机系统构成原理如图9.1-2所示。

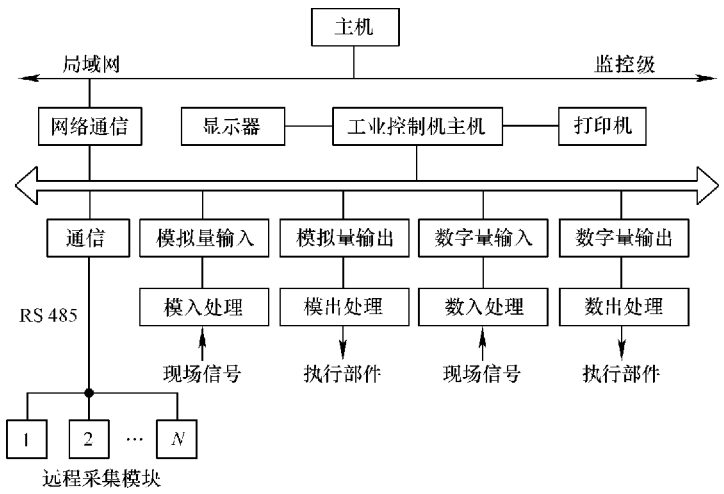


图9.1-2　工业控制机系统构成原理图

2.1.2　工业控制机的分类

（1）按工业控制机的总线分类

按工业控制机总线的不同，工业控制机可分为 STD 总线、Multiplus 总线、VME 总线、VXI 总线、ISA 总线、PC/104 总线、PCI 总线、CompactPCI 总线、PXI 总线、PCI Express 总线以及 AdvancedTCA 总线工业控制机等类型。

（2）按工业控制机结构型式分类

按工业控制机的结构型式的不同，工业控制机可分为台式、盘装式、插箱式、嵌入式和工作站等。

1）台式工业控制机（见图 9.1-3）。台式工业控制机机箱为全钢结构，需外接显示器。该类工业控制机的主板和 ISA/PCI 总线型底板分离，底板一般有多个 PCMCIA、ISA、PCI 插槽。

图 9.1-3　台式工业控制机

2）盘装式工业控制机（见图 9.1-4）。盘装式工业控制机内部是全钢结构，外壳采用防火塑料，主机和 LCD 显示器可构成一体化结构，通常使用触摸屏作为信息输入工具，配有少量的 PCMCIA、ISA、PCI 插槽，并具有完善的接口功能，如串口、并口、USB 接口等。

图 9.1-4　盘装式工业控制机

3）插箱式工业控制机（见图 9.1-5）。插箱式工业控制机有 ISA 总线和 PCI 总线两种类型。采用不同的总线时，底板、总线和板卡尺寸均有不同。两种插箱式工业控制机的板卡在结构上不能互换。

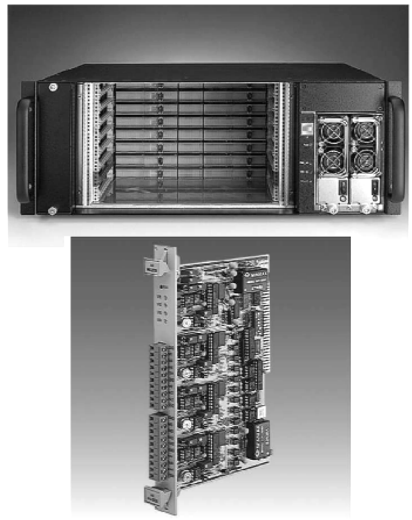
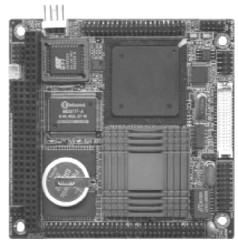
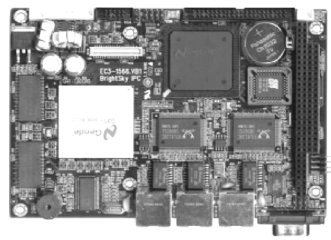


图 9.1-5　基于 ISA 总线的插箱式工业控制机

4）嵌入式工业控制机（见图 9.1-6）。嵌入式工业控制机不使用板滑道和总线底板，模块之间采用层叠式封装。较有代表性的为 PC/104 嵌入式工业控制机（尺寸为 96mm × 90mm）、3.5in 嵌入式工业控制机（尺寸为 146mm × 102mm）和 5.25in 嵌入式工业控制机（尺寸为 203mm × 146mm）。



a)



b)

图 9.1-6　嵌入式工业控制机

a）PC/104 嵌入式工业控制机　b）3.5in 嵌入式工业控制机

注：1in = 0.0254m。

2.2　工业控制机的总线

2.2.1　总线概述

所谓总线，就是在模块与模块之间或者设备与设备之间的一组传送信号的公用共享线。总线的功能就是完成不同计算机之间、计算机内部各部件之间的各类信息传送，这些信息包括地址、数据和控制信息，所对应的总线为地址总线（AB）、数据总线（DB）以及控制总线（CB）。

地址总线（AB）主要完成系统地址信号的传送，一般为单向传送总线，信号通常从处理器（CPU）发出，送往总线上所连的各部件。但也不尽然，由于现代处理器的内部也集成了一定量的 Cache，当要寻址这些 Cache 时，地址信号便流入处理器，再由处理器外部的控制逻辑发出。地址信号线用于指定数据总线上数据的去向与来历。例如，如果 CPU 希望从存储器中读取一个字（8、16、32 或 64 位）的数据，就要将所期望的字的地址放到地址信号线上。地址总线的宽度决定了系统最大存储器的空间寻址范围，当然，地址总线也用于 I/O 端口的寻址。通常，地址总线的高位部分用于选择一个特定的模块，而低位部分用于选择模块内存储器或 I/O 端口的位置。

数据总线（DB）为总线上所连各模块提供移动数据的通道，因此，这些信号线被称为数据总线，通常用于传送数据信息，为双向传送总线。数据总线一般由 8 根、16 根、32 根或 64 根独立的信号线组成，线的数目也就是数据总线的宽度，数据总线的宽度是决定整个系统性能的一个关键因素。例如，如果数据总线的宽度是 8 位，每条指令码为 16 位，那么，在每个指令周期，CPU 必须访问存储器模块两次。

控制总线（CB）上传输的一般为辅助完成各项操作的控制信号，包括辅助数据传输、进行总线仲裁、执行中断控制等。具体来说，控制总线用于控制数据和地址总线的访问和使用。控制信号负责总线上所连各设备之间的时序传输和联络控制，时序信号说明数据和地址信息的有效性，控制信息用于指定要执行的操作。其中，有的控制信号线为单向传送，有的控制信号线为双向传送，有的控制信号线甚至在不同的时间段有不同的功能定义。

根据总线中对信号线不同的功能分别定义，一般有两种类型：专用信号线和复用信号线。专用信号线被定义为一种永久不变的功能，作为计算机组成器件的一部分。专用总线的典型例子就是独立的地址总线和数据总线，大多数总线系统都是如此，这种专用的信号线可以使系统获得较高的传输速率。

复用信号线是指在一根地址有效控制线的作用下，地址与数据信息通过同一总线进行传输，即在数据传输的开始，总线上出现的信息为地址。此时，地址有效信号线出现有效电平，与该总线相连的所有模块在规定的时间内都接收该地址，并通过译码判断其是否为被寻址的模块。然后，总线上出现的信息发生切换，由地址信息变为数据信息。此时，地址有效信号线变为无效电平，以便完成数据的读写传输，这种使用同一总线达到多种目的的方案称为时分复用。时分复用的优点是，可以通过较少的信号线完成数据的传输功能。显然，这可以节省布线空间，降低成本。缺点是电路复杂，每一个模块都需要复接电路，并且，由于地址和数据不能并行传输而降低系统的整体性能。

在总线的各线路进行信号传输过程中，用总线传输速率来说明总线所能达到的最高传输能力，将其定义为 1s 内通过总线所能传输的最大字节数，即 $B \cdot s^{-1}$。总线最高传输速率由总线同步时钟周期、用于传输有效信息的线路数（即总线上的数据总线宽度）两个因素确定。如 ISA 总线的同步时钟频率为 1MHz，而 PCI 总线的同步时钟频率为 33MHz；早期的 ISA 总线上数据线宽为 8 根，而 PCI 总线的数据线宽已经达到 32 根，甚至可到 64 根。可以得出 ISA 总线最大传输率为 $1MB \cdot s^{-1}$，PCI 总线为 $132MB \cdot s^{-1}$，采用 64 位数据线时可到 $264MB \cdot s^{-1}$。

工业控制机常用的接口总线有并行接口总线和串行接口总线。并行接口总线主要用于模块与模块之间的连接。常用的有 PC-104 总线、STD 总线、MultBus 总线、PCI 总线等。串行总线主要用于远距离的通信，常用的有 CAN 总线、LON 总线、PROFI BUS、BIT LINK 总线以及 RS485 串行通信总线等。

2.2.2　STD 总线

STD 总线（Standard Bus）是 1978 年被 Prolog 公司和 Mostek 公司首先采用的广泛应用于工业过程控制的计算机系统。这种总线能够支持任何 8 位或 16 位的微处理器，成为小型插件板系统的标准总线，已被国际上数百家制造厂商所采用。1987 年，STD 总线已被批准国际标准为 IEE961。

STD 总线采用公共母板结构，其总线布置在一块母板上，板上安装若干个插座，插座对应的引脚都连接到同一根总线信号线上。系统采用模块式结构，各种功能模块（如 CPU 模块、存储器模块、图形显示模块、A/D 模块、D/A 模块、开关量 I/O 模块等）都按标准的插件尺寸制造，从而各功能模块均可插入任意插座，并且只要模块的信号、引脚符合 STD 规

范，就可以在 STD 总线上运行。

STD 总线有 56 根信号线，可分为五个功能组：1 ~ 6 为逻辑电源，7 ~ 14 为数据总线，15 ~ 30 为地址总线，31 ~ 52 为控制总线，53 ~ 56 为辅助电源。其中，控制总线不仅存储信息多，而且可为 I/O 和基本的系统操作提供控制信号，还可为存储器的扩展、存储器映射 I/O、动态存储器刷新、DMA 和多处理机处理慢速存储器、电源掉电再启动、查询中断、优先级向量中断、链型中断和总线响应等提供控制信号。STD 总线的引脚分配如表 9.1-4 所示。

表 9.1-4　STD 总线引脚分配

元　件　面				线　路　面			
插脚	信号名称	信号流向	说明	插脚	信号名称	信号流向	说明
1	+5V DC	入	逻辑电源	2	+5V DC	入	逻辑电源
3	GND	入	逻辑地	4	GND	入	逻辑地
5	VBAT	入	电池电源	6	VBAT	入	电池电源
7	D3/A19	入/出	数据总线/地址扩展	8	D7/A23	入/出	数据总线/地址扩展
9	D2/A18	入/出		10	D6/A22	入/出	
11	D1/A17	入/出		12	D5/A21	入/出	
13	D0/A16	入/出		14	D4/A20	入/出	
15	A7	出	地址总线	16	A15/D15	出	地址总线/数据总线扩展
17	A6	出		18	A14/D14	出	
19	A5	出		20	A13/D13	出	
21	A4	出		22	A12/D12	出	
23	A3	出		24	A11/D11	出	
25	A2	出		26	A10/D10	出	
27	A1	出		28	A9/D9	出	
29	A0	出		30	A8/D8	出	
31	WR*	出	写存储器或 I/O	32	RD*	出	读存储器或 I/O
33	IORQ*	出	I/O 地址选择	34	MEMRO	出	存储器地址选择
35	IOEXP	入/出	I/O 扩展	36	MEMEX	入/出	存储器扩展
37	REFRESH*	出	刷新定时	38	MCSYNC*	出	CPU 机器周期同步
39	STATUS1*	出	CPU 状态	40	STATUS0*	出	CPU 状态
41	BUSAK*	出	总线响应	42	BUSRQ*	入	总线请求
43	INTAK*	出	中断响应	44	INTRQ*	入	中断请求
45	WAITRQ*	入	等待请求	46	NMIRQ*	入	非屏蔽中断
47	SYSRESET*	出	系统复位	48	PBRESET*	入	按钮复位
49	CLOCK*	出	系统时钟	50	CNTRL*	入	辅助定时
51	PCO	出	优先级链输出	52	PCI	入	优先级链输入
53	AUXGND	入	辅助地	54	AUXGND	入	辅助地
55	AUX + V	入	辅助正电源（+12V）	56	AUX-V	入	辅助负电源（-12V）

注：* 表示低电平有效。

2.2.3　ISA 总线

ISA（Industry Standard Architecture）总线是工业标准体系结构总线的简称，是一种由美国 IBM 公司在 1984 年推出的 8/16 位标准总线，1993 年前后被 PCI 总线取代。ISA 总线的可直接寻址空间为 16MB，最高时钟频率为 8MHz，最大稳态传输率为 16MB · s^{-1}，支持 15 级中断，并允许多个 CPU 共享系统资源。

8 位 ISA 扩展总线插槽由 62 个引脚组成，用于 8 位插卡。8/16 位的扩展插槽除了具有一个 8 位 62 线的连接器外（见图 9.1-7a），还有一个附加的 36 线连接器（见图 9.1-7b），这种扩展总线插槽既可支持 8 位插卡，也可支持 16 位插卡。

ISA 总线的各引脚定义如下：

RESET、BCLK：复位及总线基本时钟，BLCK = 8MHz。

SA19-SA0：存储器及 I/O 空间 20 位地址，带锁存。

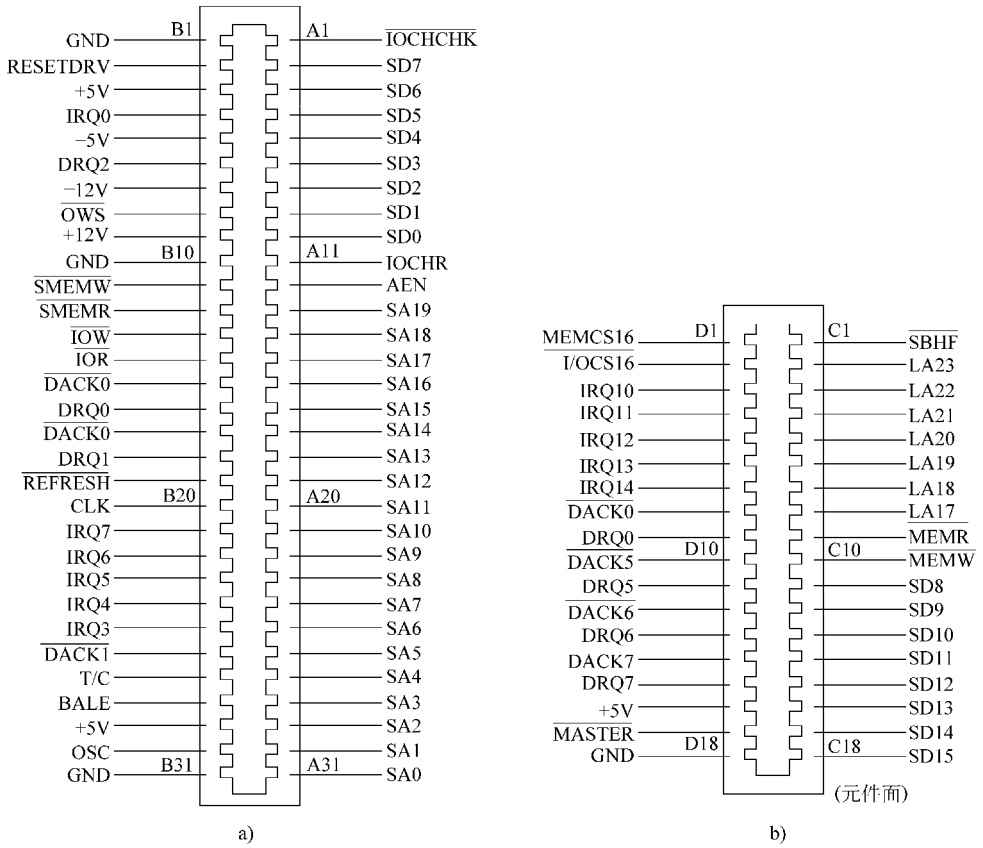


图 9.1-7　ISA 总线引脚图

a）8 位 ISA 扩展总线插槽　b）8/16 位 ISA 扩展总线插槽

LA23-LA17：存储器及 I/O 空间 20 位地址，不带锁存。

BALE：总线地址锁存，外部锁存器的选通。

AEN：地址允许，表明 CPU 让出总线，DMA 开始。

SMEMR#、SMEMW#：8 位 ISA 存储器读写控制。

MEMR#、MEMW#：16 位 ISA 存储器读写控制。

SD15-SD0：数据总线，访问 8 位 ISA 卡时高 8 位自动传送到 SD7-SD0。

SBHE#：高字节允许，打开 SD15-SD8 数据通路。

MEMCS16#、IOCS16#：ISA 卡发出此信号确认可以进行 16 位传送。

I/OCHRDY：ISA 卡准备好，可控制插入等待周期。

NOWS#：不需等待状态，快速 ISA 发出不同插入等待。

I/OCHCK#：ISA 卡奇偶校验错。

IRQ15、IRQ14、IRQ12-IRQ9、IRQ7-IRQ3：中断请求。

DRQ7-DRQ5 、DRQ3-DRQ0：ISA 卡 DMA 请求。

DACK7#-DACK5#、DACK3#-DACK0#：DMA 请求响应。

MASTER#：ISA 主模块确立信号，ISA 发出此信号，与主机内 DMAC 配合使 ISA 卡成为主模块，全部控制总线。

2.2.4　PCI 总线

PCI（Peripheral Component Interconnect）总线是外围设备互连总线的简称，是一种由美国 Intel 公司推出的 32/64 位标准总线，有 32 位和 64 位两种，32 位 PCI 总线有 124 引脚，64 位有 188 引脚。1991 年下半年，Intel 公司首先提出 PCI 总线概念，并与 IBM、Compaq、AST、HP、DEC 等 100 多家公司联合，于 1993 年推出了 PC 局部总线标准——PCI 总线。

PCI 总线是一种与 CPU 隔离的总线结构，并能与

CPU 同时工作。这种总线支持 64 位数据传输、多总线主控和线性突发方式，且适应性强、速度快，数据传输率为 132MB · s^{-1}。PCI 总线的不断发展为高性能图形用户接口的需要提供了可能性。

PCI 总线可以降低系统成本。用大量基于 PCI 总线的处理芯片来构造系统机、工作站、外围设备及板卡，其性能优越，处理能力、传输速度都很高。若不采用面向 PCI 的芯片进行设计，为实现同样的功能，其成本将增加 10% ~15%。

PCI 是先进的高性能局部总线，可同时支持多组外围设备。PCI 局部总线不受制于处理器，可为中央处理器及高速外围设备提供数据传输通道，进行总线之间的数据传输的调度管理。PCI 采用高度综合化的局部总线结构，以确保计算机中各部件、附加卡及系统之间的可靠运行，并能完全兼容现有的 ISA/EISA 微通道扩充总线。

PCI 总线是一种不依附于具体处理器的局部总线。从结构上看，PCI 是在 CPU 和原来的系统总线之间插入的另一级总线，由一个桥接电路实现对这一层的管理，并实现上下之间的接口以协调数据的传送。由于管理器提供了信号缓冲，使之能支持 10 种外围设备，并可在高时钟频率下保持高性能。同时，PCI 总线也支持总线主控技术，允许智能设备在需要时取得总线控制权，以加速数据传送。PCI 总线引脚如图 9.1-8 所示。

PCI 总线规定了长卡和短卡两种扩展卡及连接器。长卡为 64 位接口，插槽 A、B 两边共定义了 188 个引脚；短卡为 32 位接口，插槽 A、B 两边共定义了 124 个引脚。除去电源线、地线和未定义的引脚之外，其余信号线按功能分类列于图 9.1-8 中。

PCI 总线引脚主要信号的名称和功能如下：

CLK：时钟信号，最高为 33MHz/66MHz。

RST：复位信号。

AD0 ~ AD31：地址和数据分时复用信号。一个 PCI 总线传输包含了一个地址期和一个或多个数据期。地址期为一个时钟周期，该周期中 FRAME 有效，AD0 ~ AD31 上含有一个物理地址（32 位）。对于 I/O 操作，它是一个字节地址；对于存储器操作和配置操作，它是双字地址。在数据期，IRDY 和 TRDY 同时有效，是 32 位的数据信号。AD7 ~ AD0 为最低字节，AD31 ~ AD24 为最高字节。

C/BE3 ~ C/BE0：总线命令和字节有效复用信号线，传输命令或字节选择信号。

PAR：对 AD0 ~ AD31 和 C/BE3 ~ C/BE0 的奇偶校验位。

FRAME：有效预示总线传输的开始。

IRDY：主设备准备好信号。

TRDY：从设备准备好信号。

STOP：表示当前从设备要求主设备停止数据传送。

LOCK：表示当前主、从设备将独占总线资源。

IDSEL：初始化设备选择，参数配置读写时，用作片选信号。

DEVSEL：设备选择，表示总线上某一设备已被选中。

REQ：请求信号，任何主设备请求占有总线时必须发出该请求，由 PCI 主控器仲裁。每个 PCI 总线主设备都有一根独用的 REQ 信号。

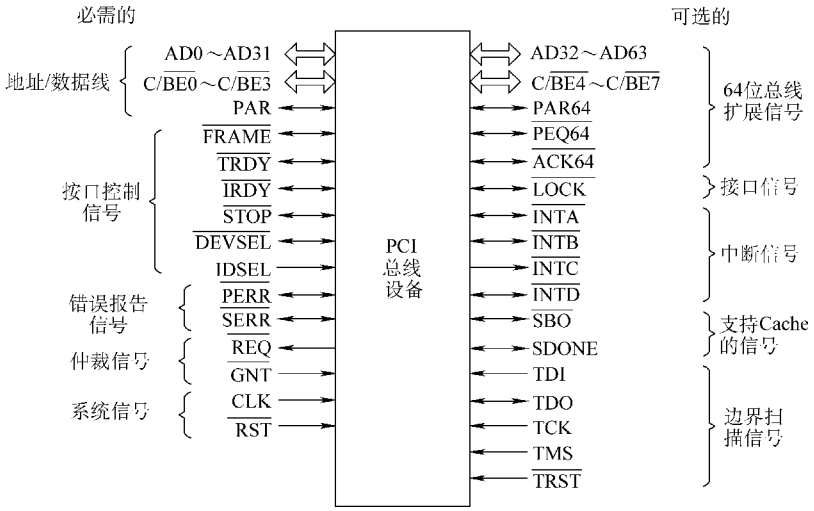


图 9.1-8　PCI 总线引脚图

GNT：允许信号，PCI 主控制器批准主设备请求后，发回给主设备。每个 PCI 总线主设备都有一个独用的 GNT 信号。

PERR：奇偶校验错信号，由数据接收设备发出。

SERR：系统错误信号，报告地址奇偶错误等可能引起灾难性后果的系统错误。

NTA：中断请求信号，该信号允许与时钟信号不同步。

2.2.5　cPCI 总线

cPCI 全称为 Compact PCI，是一种基于 PCI 总线标准开发的高性能工业总线，由 PICMG（PCI Computer Manufacturer's Group，PCI 工业计算机制造商联盟）在 1994 年提出，定义有两种尺寸规格，即 3U（100mm × 160mm）和 6U（233mm × 160mm）。cPCI 总线不是一种全新的总线型式，它与标准 PCI 完全兼容，同时，对 PCI 的各种规范进行了改造，使其既具有 PCI 总线的高性能又具有高可靠性。

2.2.6　现场总线

（1）现场总线的特点

现场总线是应用在生产现场、在微机化测量控制设备之间实现双向串行多点数字通信的系统，也被称为开放式、数字化、多点通信的底层控制网络。现场总线技术将专用微处理器置入传统的测量控制仪表，使它们各自都具有了数字计算和数字通信能力，采用可进行简单连接的双绞线等作为总线，把多个测量控制仪表连接成的网络系统，按公开、规范的通信协议，在位于现场的多个微机化测量控制设备之间以及现场仪表与远程监控计算机之间，实现数据传输与信息交换，形成各种适应实际需要的自动控制系统。

1）现场总线系统的结构特点。现场总线系统由于采用了智能现场设备，能够把原先 DCS 系统中处于控制室的控制模块和各输入输出模块置入现场设备，加上现场设备具有通信能力，现场的测量变送仪表可以与阀门等执行机构直接传送信号，因而控制系统功能能够不依赖控制室的计算机或控制仪表，直接在现场完成，实现了彻底的分散控制。图 9.1-9 为现场总线控制系统与传统控制系统的结构对比。

2）现场总线系统的技术特点。现场总线系统在技术上具有以下特点：

①系统的开放性。开放是指对相关标准的一致性、公开性，强调对标准的共识与遵从。现场总线开发者致力于建立统一的工厂底层网络的开放系统。用户可按自己的需要和考虑，把来自不同供应商的产品组成大小随意的系统。

②互可操作性与互用性。互可操作性是指实现互连设备间、系统间的信息传送与沟通；而互用性则意味着不同生产厂家的性能类似的设备可实现相互替换。

③现场设备的智能化与功能自主性。它将传感测量、补偿计算、工程量处理与控制等功能分散到现场设备中完成，仅靠现场设备即可完成自动控制的基本功能，并可随时诊断设备的运行状态。

④系统结构的高度分散性。现场总线已构成一种新的全分散性控制系统的体系结构，从根本上改变了现有 DCS 集中与分散相结合的集散控制系统体系，简化了系统结构，提高了可靠性。

⑤对现场环境的适应性。工作在生产现场前端，作为工厂网络底层的现场总线，是专为现场环境而设

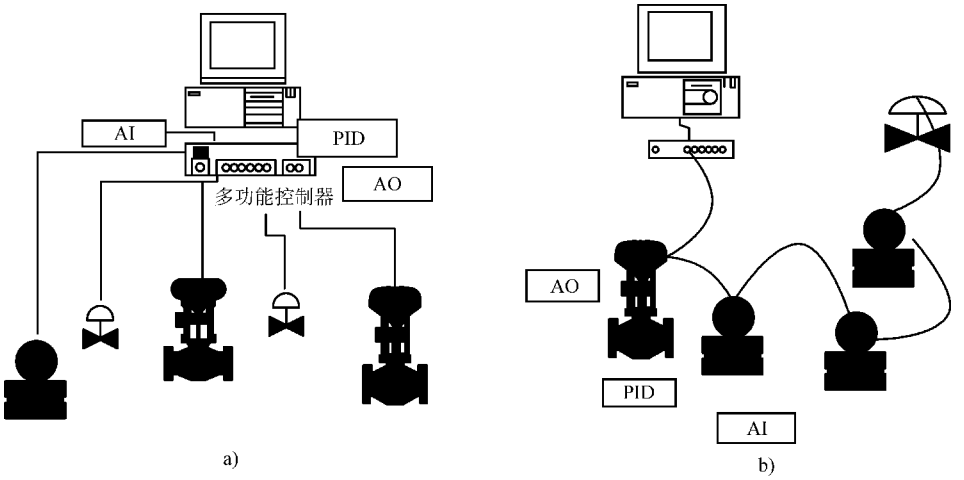


图 9.1-9　现场总线控制系统与传统控制系统结构的比较

a）传统控制系统结构示意图　b）现场总线控制系统示意图

计的，可支持双绞线、同轴电缆、光缆、射频、红外线、电力线等，具有较强的抗干扰能力，能采用两线制实现供电与通信，并可满足本质安全防爆要求等。自由选择不同厂商所提供的设备来集成系统，避免因选择了某一品牌的产品而造成的系统集成中协议和接口的不兼容问题。

⑥提高了系统的准确性与可靠性。现场总线设备的智能化、数字化从根本上提高了测量与控制的精确度，减少了传送误差。同时，由于系统的结构简化，设备与连线减少，现场仪表内部功能加强，减少了信号的往返传输，提高了系统的工作可靠性。

此外，由于它的设备标准化、功能模块化，还具有了设计简单、易于重构等优点。

（2）几种有影响的现场总线技术

1）基金会现场总线。基金会现场总线分低速 H1 和高速 H2 两种通信速率。H1 的传输速率为 31.25kB·s^{-1}，通信距离可达 1900m（可加中继器延长），可支持总线供电，支持本质安全防爆环境。H2 的传输速率可为 1MB·s^{-1}和 2.5MB·s^{-1}两种，其通信距离分别为 750m 和 500m。物理传输介质可支持双绞线、光缆和无线发射，协议符合 IEC1158-2 标准。其物理媒介的传输信号采用曼彻斯特编码。

基金会现场总线的主要技术内容包括 FF 通信协议，用于完成开放互连模型中第 2 ~ 7 层通信协议的通信栈（Communication Stack），用于描述设备特征、参数、属性及操作接口的 DDL 设备描述语言，设备描述字典，用于实现测量、控制、工程量转换等应用功能的功能块，实现系统组态、调度、管理等功能的系统软件技术以及构筑集成自动化系统、网络系统的系统集成技术。

2）Lon Works。Lon Works 采用了 ISO/OSI 模型的全部七层通信协议，采用了面向对象的设计方法，通过网络变量把网络通信设计简化为参数设置，其通信速率为 0.3 ~ 1.5MB·s^{-1}，直接通信距离可达 2700m（78kB·s^{-1}，双绞线）；支持双绞线、同轴电缆、光纤、射频、红外线、电力线等多种通信介质，并开发了相应的本质安全防爆产品，被誉为通用控制网络。

Lon Works 技术所采用的 Lon Talk 协议被封装在称之为 Neuron 的神经元芯片中而得以实现。集成芯片中有三个 8 位 CPU，第一个用于完成开放互连模型中第 1 层和第 2 层的功能，称为媒体访问控制处理器，实现介质访问的控制与处理；第二个用于完成第 3 ~ 6 层的功能，称为网络处理器，进行网络变量的寻址、处理、背景诊断、路径选择、软件计时、网络管理，并负责网络通信控制，收发数据包等；第三个是应用处理器，执行操作系统服务与用户代码。芯片中还具有存储信息缓冲区，以实现 CPU 之间的信息传递，同时可作为网络缓冲区和应用缓冲区。

3）PROFIBUS。PROFIBUS 是德国国家标准 DIN19245 和欧洲标准 EN50170 的现场总线标准。由 PROFIBUS-DP、PROFIBUS-FMS、PROFIBUS-PA 组成了 PROFIBUS 系列。DP 型用于分散外围设备间的高速数据传输，适合于加工自动化领域的应用。FMS 意为现场信息规范，FMS 型适用于纺织、楼宇自动化、可编程序控制器、低压开关等。而 PA 型则适用于过程自动化的总线类型，它遵从 IEC1158-2 标准。该项技术是由西门子公司为主的十几家德国公司、研究所共同推出的。它采用了 OSI 模型的物理层、数据链路层。FMS 型还采用了应用层。传输速率为 9.6kB·s^{-1} ~ 12MB·s^{-1}，最大传输距离在 12MB·s^{-1}时为 100m，1.5MB·s^{-1}时为 400m，可用中间继电器延长至 10km。其传输介质可以是双绞线，也可以是光缆。最多可挂接 127 个站点。可实现总线供电与本质安全防爆。

4）CAN。CAN 是控制局域网络（Control Area Network）的简称，最早由德国 BOSCH 公司推出，用于汽车内部测量与执行部件之间的数据通信。其总线规范现已被 ISO 国际标准组织制定为国际标准。CAN 协议也是建立在国际标准组织的开放系统互连模型基础上的，不过，其模型结构只有三层，即只取 OSI 底层的物理层、数据链路层和顶层的应用层。其信号传输介质为双绞线。通信速率最高可达 1MB·s^{-1}（40m），直接传输距离最远可达 10km（5kB·s^{-1}）。可挂接设备数最多可达 110 个。

5）HART　HART 最早由 Rosemount 公司开发并得到 80 多家著名仪表公司的支持，于 1993 年成立了 HART 通信基金会。这种被称为可寻址远程传感器高速通道的开放通信协议，其特点是在现有模拟信号传输线上实现数字信号通信，属于模拟系统向数字系统转变过程中的过渡性产品。

它规定了一系列命令，按命令方式工作。它有三类命令，第一类称为通用命令，这是所有设备都理解、执行的命令；第二类称为一般行为命令，所提供的功能可以在许多现场设备（尽管不是全部）中实现，这类命令包括最常用的现场设备的功能库；第三类称为特殊设备命令，以便在某些设备中实现特殊功能，这类命令既可以在基金会中开放使用，又可以为开发此命令的公司所独有。在一个现场设备中通常可发现同时存在这三类命令。

几种现场总线的性能对比见表 9.1-5。

表 9.1-5　几种现场总线的对比

类　　型	FF	PROFIBUS	LonWorks	CAN	DeviceNet	ControlNet
开发公司	Fisher-Rosemount	Siemens	Echelon	Bocsh	Rockwell Automation	Rockwell Automation
OSI 网络层次	1，2，7，(8)	1，2，7	1～7	1，2，7	1，2，7	1，2，7
通信介质	双绞线、同轴电缆和光纤	双绞线、光纤	双绞线、光纤、同轴电缆、无线和电力线	双绞线	双绞线、同轴电缆和光纤	双绞线、同轴电缆和光纤
介质访问方式	令牌	令牌	可预测 P 坚持 CSMA（Predictive P-Persistent CSMA）	带非破坏性逐位仲裁的载波侦听多址访问（CSMA/NBA）	带非破坏性逐位仲裁的载波侦听多址访问（CSMA/NBA）	隐性令牌
最大通信速率/kbit·s^{-1}	31.25（H1） 100000（HSE）	12000	1500	1000	500	5000
最大节点数	32	127	248	110	64	99
优先级	有	有	有	有	有	有
本质安全性	是	是	是	是	是	是
开发工具	有	有	有	有	有	无

2.3　工业控制机常用 I/O 模板及选择

应用计算机对生产现场的设备进行控制，首先要把各种测量参数送入计算机中。计算机对这些采样数据进行一系列计算处理后将结果数据输出。计算机的输出结果是以数字量的型式输出的，还必须转换成可对生产过程进行控制的量。因此，构成一个工业控制系统，除了工业控制机主机之外，还需要配备各种用途的 I/O 接口产品即 I/O 模板。为便于系统设计者使用，各种 I/O 模板应具有通用性，主要体现在三个方面：符合总线标准、可选接口地址和可选输入输出方式。符合总线标准是指符合计算机内部的总线结构，如 ISA 总线、PCI 总线等，这样，设计者在组合计算机控制系统的硬件时，只需往总线插槽上插上选用的功能模板即可，从而方便灵活。由于一个控制系统通常需要配置多块功能模板，且同一种功能模板可能有不同的组合，因此，每一块模板都应具有接口地址的可选性。通常接口地址是由基地址和片地址组成。对于输出方式，以 D/A 输出模板为例，它的输出方式有电流输出和电压输出两类，电流输出通常采用 0～10mA DC 或 4～20mA DC 的标准电流信号。电压输出有单极性和双极性之分。对于 A/D 输入模板，输入信号类型有电压型、电流型和单端输入、差分输入的区别。因此，各模板的输入输出方式应是可选择的。

表 9.1-6 列出了部分 I/O 外围模板的用途。

表 9.1-6　部分 I/O 外围模板的用途

输入/输出信息来源及用途	信息种类	相配套的接口模板产品
温度、压力、位移、转速、流量等来自现场设备运行状态的模拟电信号	模拟量输入信息	模拟量输入模板
限位开关状态，数字装置的输出数码，接点断通状态，“0”、“1”电平变化	数字量输入信息	数字量输入模板
执行机构的控制执行、记录等（模拟电流/电压）	模拟量输出信息	模拟量输出模板
执行机构的驱动执行、报警显示蜂鸣器、其他（数字量）	数字量输出信息	数字量输出模板

（续）

输入/输出信息来源及用途	信息种类	相配套的接口模板产品
流量计算、电功率计算、转速、长度测量等脉冲型式输入信号	脉冲量输入信息	脉冲计数/处理模板
操作中断、事故中断、报警中断及其他需要中断的输入信号	中断输入信息	多通道中断控制模板
步进驱动机构的驱动控制信号输出	间断信号输出	步进电动机控制模板
串行/并行通信信号	通信收发信息	多口 RS232/RS422 通信模板
远距离输入/输出模拟（数字）信号	模拟量/数字量远端信息	远程（REMOTE I/O）模板

还有其他一些专用 I/O 模板，如虚拟存储板（电子盘）、信号调理板、专用（接线）端子板等，这些种类齐全、性能良好的 I/O 外围接口板与 IPC 机配合使用，使系统的构成成为一件十分简单的事情。

2.3.1　模拟量输入输出模板

对工业现场进行某种目标的控制时，首先要对各种设备的运行状态（一般是通过现场仪表）进行检测。而生产过程的被调参数（如压力、流量、温度、液面高度）一般都是随时间连续变化的模拟量，要通过检测装置和变送器将信号转换成模拟电信号（电流或压力），然后经过模拟量输入模板转换成计算机能处理的数字量信号，经数字量输入模板整形后输入计算机内。计算机处理后输出的信号是以数字量型式输出的，至少要通过数字量输出模板转换成标准的电压信号。有些执行机构要求提供模拟电流（电压），故需采用模拟量输出模板。因此，模拟量输入输出模板一般应具有模拟量输入和模拟量输出的功能，有的模板还具有数字量输入、数字量输出以及计数定时等功能。

模拟量模板一般有隔离型和非隔离型之分。非隔离型模板仅用于干扰小的场合，干扰较大的工业现场一般要求采用隔离型产品。隔离型产品又分为公共隔离型和全隔离型两种。公共隔离型是指各路模拟量的输入通道间不隔离，经过多路转换开关和 A/D 转换后采用光电式总线隔离。全隔离型是指各路模拟量的输入通道之间均采取隔离放大器进行全隔离。工业控制系统在原则上均要求采取隔离工作方式。

在进行选择之前必须明确系统设计的目的，其中包括：处理过程对数据的要求，以及系统中数据采集控制点的个数；要求的数据采集速度、采样频率、测量的类型（生成的电压或电流）、以及每个数据采集控制点所要求的精度和输出分辨率；系统中事件发生的时间以及任何特定环境条件下可能发生的事件。

在硬件选择时需要考虑，通道的类型及个数（模拟量的输入、输出，数字量的输入、输出），差分或单端输入，分辨率，采样速度，软件与硬件的兼容性。

软件的选择应考虑系统的启动时间、自身的执行效率、对于应用的适用性以及修改的难易度。确定选择软件的主要标准是：所适用的操作系统、用户的编程经验、软件与硬件的兼容性。

数据 I/O 模块有多种产品，有 CONTEC（康泰克）、研华（中国台湾）、康拓、研祥工控等公司的产品。表 9.1-7 为一些常见的模拟量输入输出模板产品。

表 9.1-7　常见的模拟量输入输出模板产品

ADVANTECH［研华（中国台湾）］		CONTEC（康泰克）		康拓公司	
PCL-812	16S，A/D，12 位	ADC-30	8S，A/D，12 位 4DI，4DO	IPC5-5482	32S/16D，A/D， 8 位光隔
PCL-726	6CH，D/A，12 位	ADC-10	4CH，D/A，12 位	IPC5-5422	16S/8D，A/D，14 位 2CH，D/A，8 位光隔
PCL-814	16D，A/D，12 位 2CH，D/A，12 位	ADC-100	16S/8D，A/D，12 位，2CH，D/A，12 位　24CH，DIDO		
PCL-818	16S/9D，A/D，12 位 1CH，D/A，12 位				

2.3.2　数字量输入输出模板

在工业控制现场中，除了随时间连续变化的模拟量外，还有一些两态开关信号可视为数字量信号。数字量输入输出模板可实现工业现场的各类开关信号的输入输出控制。数字量输入输出模板分为非隔离型和隔离型两种，隔离型大多采用光电隔离型，少数采用磁电隔离方法。

数字量输入模板将被控对象的数字信号或开关状态信号送给计算机，或把双值逻辑的开关量变换为计算机可接收的数字量，简称DI模板。数字量输出模板则把计算机输出的数字信号传送给开关型的执行机构，控制它们的通断等，简称DO模板。

数字量模板从输入输出功能上可分为单纯的数字量输入模板DI、数字量输出模板DO和数字量双向通道模板DIO。需要注意的是，当具体使用数字量输入模板时，要求将信号源的一端与光隔离的某一点相连，另一端接电源的负极；而对于数字量输出模板，则要求将输出的一端与电源的正极相连（即所谓“输入共阴，输出共阳”的接线方式），否则会造成输入时采不到信号、输出时测不到信号的现象。

目前，数字量模板产品种类很多，表9.1-8列出了部分数字量输入输出模板的产品。

表9.1-8　部分数字量模板产品

ADVANTECH［研华（中国台湾）］		CONTEC（康泰克）		康拓公司	
PCL-723	24DI，有中断	PIO-16/16L（PC）H	16DI，16DO，光隔	IPC-5312	32DIO，双向TTL
PCL-722	144DIO，TTL电平	PIO-32/32T，（PC）	32DI，32DO，TTL	IPC-5136	120DI，TTL
PCL-720	32DI，TTL电平 32DO，TTL电平	PIO-48D（PC）	48DIO，双向， TTL，高输出电流	IPC-5137	128DO，TTL
PCL-725	8DI，隔离8继电器输出	PIO-96W（PC）	96DIO，双向，TTL	IPC-5387	12路，脉冲输入 中断式光隔

2.3.3　远程I/O模块

远程I/O模块可直接放置在现场，将现场信号转换成数据信号，然后通过远程通信线路传送给计算机作进一步处理。由于各模块均是隔离的，因此可将这些来自不同模块的信号成组地与通信网络相连，从而大大减少了现场接线的成本。数据传输可采用无线、MODIBUS、RS485、光纤、CAN（DeviceNet协议）等通信方式。数据也可以通过以太网上传到人机界面平台，用于监测和控制。

远程I/O模块与主计算机之间的传送距离可达1200m，在主机的指令下，完成I/O通道的选择，可编程增益，A/D和D/A变换，校验参数，数据比较，报警设定，双向通信，显示、计数等功能。通过看门狗的设置，可使故障发生时自动恢复正常工作，并采用光电隔离和防电源干扰措施。供给模块的电源为10～30V直流电源。模块可安装在面板上或托架上，具有耐高温、潮湿、低温，抗振动冲击和电磁干扰能力。

图9.1-10是远程I/O模块连接示意图。表9.1-9是部分远程I/O模块产品。

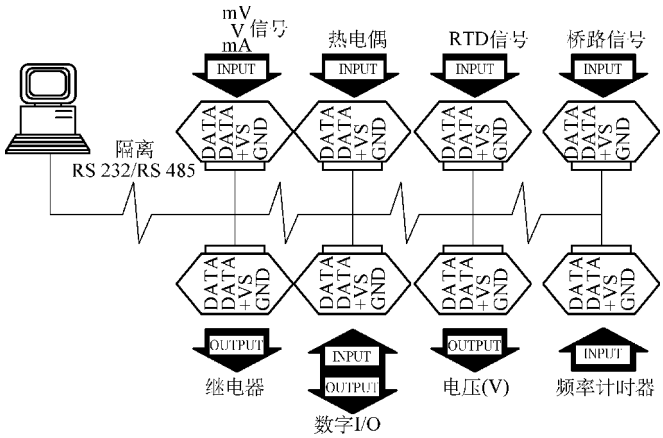


图9.1-10　远程I/O模块的连接

表 9.1-9　部分远程 I/O 模块

CONTEC（康泰克）		ADVANTECH［研华（中国台湾）］	
型号	功能	型号	功能
C1141	10V/RS232C	ADAM-4011	mV、mA，输入 16 位
C1142	10V/RS485	ADAM-4012	mV、mA，输入 16 位
C1251	4 ~ 20mA/RS232	ADAM-4013	RTD 输入
C1252	4 ~ 20mA/RS485	ADAM-4014D	mV、V、mA、4.5 Digit
C1311	J 热电偶/RS232	ADAM-4017	8 路 mV、V、mA 输入
C1312	J 热电偶/RS485	ADAM-4021	AO12 位
C1321	K 热电偶/RS232	ADAM-4050	DI/O　7 路输入，8 路输出
C1322	K 热电偶/RS485	ADAM-4052	DI　8 路隔离
C1411	RTD/RS232	ADAM-4060	继电器输出 4 路
C1412	RTD/RS485	ADAM-4080D	计数器/频率输入 2 路
C1521	30mV 桥路/RS232	ADAM-4520D	RS232/RS422，RS485
C1522	30mV 桥路/RS-485	ADAM-4510	RS422/RS485
C1601	频率量/-232		
C1602	频率量/-232		
C1701	DIO/RS232		
C1702	DIO/RS485		
C1711	15DIO RDO/RS232		
C1712	15DIO RDO/RS485		
C3141	RS232/ ± 10V		
C3142	RS485/ ± 10V		
CBP-8	8CHRS485 底板		
CBP-14	14CHRS485 底板		

2.3.4　通信模板

通信模板是沟通 PC 与 PC、PC 与其他设备之间的数据通信设计的外围模板，分为智能型和非智能型，通信方式多采用 485/232 方式，或两种方式兼有，通信口从 4 通道到 16 通道。通信模板采用串行通信方式进行通信，比特率为 75 ~ 56000bit · s^{-1}。表 9.1-10 为部分通信模块产品。

表 9.1-10　部分通信模板

CONTEC（康泰克）		ADVANTECH［研华（中国台湾）］	
型号	功能	型号	功能
COM-4SF（PC）	4 × RS232C　4 × V35	PCL-743	2 × RS422/485
COM-8SF（PC）	8 × RS232C 智能型	PCL-745	2 × RS422/485 隔离型
COM-32SF（PC）	32 通信控制器智能型	PCL-744	8 × RS232C 智能型
COM-4E（PC）	4 × RS232C	PCL-848A/B	IEEE-488
COM-2（PC）V	2 × RS232C		
COM-2PDI（2PC）	2 × RS422/485 隔离型		
COM-4M（PC）	4 × RS232C/422		
COM-2S（PC）	4 × RS232 智能型		
GPIB（PC）F	IEEE-488 或 488.2		
GPIB（PC）	IEEE-488		
M-NET（PC）	ETHERNET 网络板		

3　可编程序控制器

3.1　可编程序控制器的特点及应用

可编程序控制器（Programmable Controller），简称可编程控制器，英文缩写为 PLC。国际电工委员会（IEC）在其标准中将可编程序控制器定义为一种数位运算操作的电子系统，专为工业环境应用而设计。可编程序控制器及其有关外围设备，都按易于与工业控制系统连成一个整体、易于扩充其功能的原则来设计。

PLC 具有可靠性高、抗干扰能力强、配套齐全、功能完善、适用性强、易学易用、系统建造周期短等

一系列的优点，深受工程技术人员欢迎。目前 PLC 是工业领域使用最广泛的计算机，工厂自动化领域中约有 90% 以上的控制系统使用 PLC。

3.1.1　PLC 的主要特点

由于控制对象的复杂性、使用环境的特殊性和运行工作的连续长期性，使得 PLC 在设计、结构上具有其他许多控制器所无法相比的特点。

（1）可靠性高，抗干扰能力强

为了满足 PLC“专为在工业环境下应用设计”的要求，PLC 通常采用了如下硬件和软件的措施：

1）数字输入输出部分采用光电耦合隔离，模拟输入通道加入 R-C 滤波器，有效地防止了干扰信号的进入。

2）内部采用电磁屏蔽，防止电磁辐射干扰。

3）采用优良的开关电源，以防止电源线引入的干扰。对程序及有关数据用电池作后备电源，一旦断电或运行停止，保证有关状态及信息不会丢失。

4）具有良好的自诊断功能。随时对系统内部电路进行监测，检查判断故障迅速方便。

5）对采用的器件都进行了严格的筛选和老化，排除了因器件问题而造成的故障。

6）采用了冗余技术进一步增强可靠性。对于某些大型的 PLC，还采用了双 CPU 构成的冗余系统，或三 CPU 构成的表决式系统。一般 PLC 的平均无故障时间可达到几万小时以上。

（2）配套齐全，功能完善，适用性强

现在的 PLC 产品都已系列化和模块化了，PLC 配备有各种各样、品种齐全的 I/O 模块和配套部件供用户使用，系统的功能和规模可根据用户的实际需求自行组合。特殊功能模块的种类也较以前增加了许多，比如定位模块、通信模块、温控模块，有的 PLC 甚至提供了两轴插补模块。丰富的功能模块使得 PLC 系统功能更强、系统设计实现更容易。

除功能模块外，触摸屏作为一种适合与 PLC 相连接的人机界面发展得非常快。各 PLC 厂家几乎都有配套的触摸屏提供。触摸屏与 PLC 之间采用 RS 485 或其他现场总线相连，代替传统的操作面板，成为一种新的常见模式。触摸屏本质也是一种自带 CPU、可以通过组态软件进行编程的工业计算机。

（3）易学易用，系统开发周期短

PLC 是一种新型的工业自动化控制装置，其主要的使用对象是广大的电气技术人员。PLC 生产厂家考虑到这种实际情况，提供一种特殊的编程方法，即采取与继电器控制原理图非常相似的梯形图（ladder diagram）语言，工程人员学习、使用这种编程语言十分方便。这也是为什么 PLC 能迅速普及和推广的原因之一。由于系统硬件的设计任务仅仅是依据对象的要求配置适当的模块，如同点菜一样方便，这样也就大大缩短了整个设计所花费的时间，加快了整个工程的进度。此外，触摸屏等人机界面运行的编程软件也采用图形化、模块化的组态软件，开发者可以在几个小时的时间内完成程序开发。

（4）对生产工艺改变适应性强

PLC 实质上就是一种侧重于 I/O 接口控制环节的工业用计算机，其控制操作的功能是通过软件编程来确定的。当生产工艺发生变化时，不必改变 PLC 硬件设备，只需改变 PLC 中的程序。这特别适合现代化的小批量、多品种产品的生产方式。

3.1.2　可编程序控制器与其他工业控制系统的比较

（1）PLC 与通用计算机的比较（见表 9.1-11）

PLC 本质上是一种工业控制用计算机，是工业控制用计算机的一种存在型式。悬挂式工业控制机、工业平板计算机、一体化工作站等在软、硬件体系结构上都与通用计算机相似。PLC 与通用计算机的运行方式则有很大的区别，主要体现在 PLC 采用循环扫描的工作方式，而通用计算机采用中断处理方式。

表 9.1-11　PLC 与通用计算机的比较

比较项目	通用计算机	PLC
工作目的	科学计算，数据处理等	工业自动控制
工作环境	对工作环境的要求较高，本身无抗干扰设计	对环境的要求低，可在恶劣的工业现场工作
工作方式	中断处理方式	循环扫描方式，扫描周期一般为几十毫秒
系统软件	需自备功能较强的系统软件，如 Windows	一般只需简单的监控程序
采用的特殊措施	掉电保护等一般性措施	采用多种抗干扰措施，I/O 有效隔离、自诊断，断电保护，可在线维修
编程语言	汇编语言、高级语言，如：Visual C，Labview，Matlab 等	梯形图，助记符语言，SFC 标准化语言
对操作人员要求	需专门培训。并具有一定的计算机基础	一般的技术人员，稍加培训即可操作使用
对内存的要求	容量大	容量小
其他	应用范围更广泛、通用，开放程度高	机种多，模块种类多，易于构成系统

（2）PLC 与集散控制系统的比较

由前所述可知，PLC 是由继电器逻辑控制系统发展而来的。而集散控制系统（Distribution Control System，DCS）是由回路仪表控制系统发展起来的分布式控制系统，它在模拟量处理、回路调节等方面有一定的优势。随着微电子技术、计算机技术和通信技术的发展，PLC 无论在功能上、速度上、智能化模块以及联网通信上，都有了很大的提高，并开始与小型计算机连成网络，构成了以 PLC 为重要部件的分布式控制系统。这样就已经具备了集散控制系统的形态，加上 PLC 的性能价格比高和可靠性的优势，使之可与传统的集散控制系统相竞争。但由于 PLC 的工作方式为循环扫描方式，其扫描周期一般要限制在几十毫秒范围内，因此不适于单独构成需要进行较大数据量处理的集散控制系统。

3.1.3　PLC 的应用范围

近年来，随着微处理器芯片及其有关元器件价格的大幅度下降，PLC 的成本也随之下降。与此同时，PLC 把自动化技术、计算机技术、通信技术融为一体，其性能在不断完善，PLC 的应用由早期的开关逻辑控制扩展到现在工业控制的各个领域。根据 PLC 的特点，可以将其应用型式归纳为如下几种类型：

1）开关逻辑控制。利用 PLC 最基本的逻辑运算、定时、计数、比较、数字量输入输出等功能实现逻辑控制，可以取代传统的继电器控制，用于单机控制、多机群控制、生产自动线控制等。

2）过程控制。现代 PLC 能够完成 A/D、D/A 转换，能够接受模拟量输入和输出模拟量信号，从而实现对模拟量的控制。模拟量控制中最常用 PID 控制算法，被大多数 PLC 厂家固化在 CPU 内部。PLC 支持一个程序中存在多个 PID 回路，比如西门子小型 PLC S7-200 系列的一个程序中最多可以存在 8 个 PID 回路，因此，PLC 在过程控制系统中被广泛使用。

3）顺序控制。顺序控制侧重生产设备的启停和工艺流程的联动与互锁关系，PLC 为这一类的控制专门提供顺序控制指令和顺序控制继电器，大大减少了采用逻辑关系实现的编程难度。

4）监控保护。PLC 可以应用于大型电力、工矿、交通、环境的状态监测与保护系统。PLC 高速、网络化、远程 I/O 以及丰富的组态软件为状态监测提供了硬件设备和便利。触摸屏等人机界面的使用也使得监测系统生动、实时再现工业现场的状况。组态软件自带的图形库方便编程人员迅速建立形象的系统静态或者动态状态图。

3.2　可编程序控制器的基本组成和工作原理

要正确地应用 PLC 去完成各种不同的控制任务，首先应了解 PLC 的结构特点和工作原理。目前，可编程序控制器的产品很多。不同厂家、不同型号的 PLC 结构也各不相同，但就其基本组成和基本工作原理而言，却大致相同。

3.2.1　可编程序控制器的基本组成

PLC 实质上就是一台工业控制计算机，其硬件结构与微型计算机基本相同，特殊的地方主要在于它更侧重于与外界对象的交互和干涉、I/O 接口的输入输出控制及抗干扰环节。PLC 硬件系统包括主机、扩展模块，还包括根据需要配置人机界面等输入和显示设备。扩展模块包括 I/O 扩展模块、智能扩展模块、通信模块等。PLC 组成结构一般分为整体式和模块式。整体式主要应用于小型控制领域，控制点数不多。模块式一般应用于中、大型系统，组成系统的模块多且不同，设计者按需完成硬件组态。

PLC 最小系统是能够实现几个数字量输入输出功能的基本单元，其基本结构如图 9.1-11 所示。

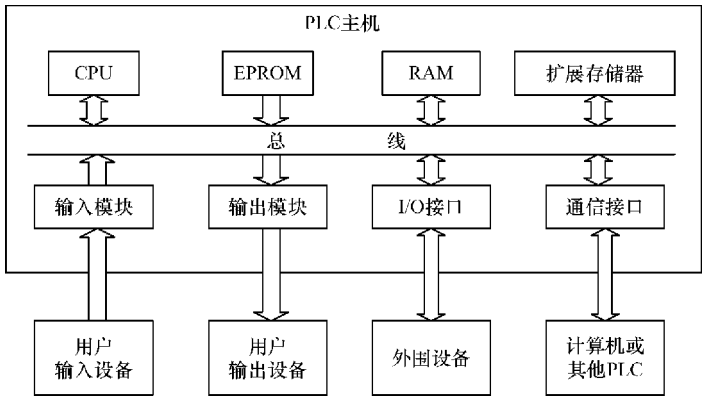


图 9.1-11　PLC 硬件系统基本结构框图

在图9.1-11中，主机由：微处理器（CPU）、存储器（EPROM、RAM）、输入/输出模块、通信接口、外围设备接口及电源（图中未画出）组成。对整体式的PLC，如西门子S7-200系列，其CPU221是自带6个数字量输入、4个数字量输出的无扩展能力的整体式小型PLC，输入、输出全部集中在一个机壳内，还可以自带通信接口和触摸屏通信。整体式结构的PLC也可以进行扩展，增强应用能力，比如西门子S7-200系列的CPU222～CPU226都可以进行扩展，这种PLC结构也称为混合式结构。

而对于模块式结构的PLC，比如西门子S7-300/400，各部件独立封装，被称为模块。各模块通过机架和电缆线连接在一起。一个系统的硬件组态首先包括电源模块、CPU模块、基本I/O模块，在此基础上还可以扩展功能模块。

目前，PLC程序普遍使用离线编程方式，在PC机上编制好的程序通过传送线下载到PLC主机，或保存至Flash存储卡，插入主机。

主机内的各个部分均通过总线连接。总线分为电源总线、控制总线（CB）、地址总线（AB）和数据总线（DB）。根据实际应用的需要配备一定的外围设备，可构成不同的PLC控制系统。常用的外围设备有人机界面、打印机、EPROM写入器等。PLC也可以通过通信接口与上位机及其他的PLC进行通信，构成PLC工业控制局域网或集散型控制系统。下面分别介绍PLC各组成部分及其作用。

（1）中央处理单元（CPU）

CPU是PLC的核心部分，由控制器和运算器组成。其中，控制器是用来统一指挥和控制PLC工作的部件，运算器则是进行逻辑、算术等运算的部件。PLC在CPU的控制下不断地循环扫描整个用户程序，从而实现对现场各设备预定的控制任务。

CPU的具体作用如下：

1）以扫描方式接收来自输入单元的数据和状态信息，并存入相应的数据存储区。

2）诊断电源、PLC内部电路工作状态和编程过程中的语法错误等。

3）执行监控程序和用户程序。完成数据和信息的逻辑处理，产生相应的内部控制信号，完成用户指令规定的各种操作。

4）响应外围设备（如编程器、打印机）的请求。

（2）存储器

PLC系统中的存储器，主要用于存放系统程序、用户程序和工作状态数据。

1）系统程序存储区。采用PROM或EPROM芯片存储器。用来存放生产厂家预先编制并固化好的永久存储的程序和指令，称为监控程序。一般包括I/O初始化、自诊断、键盘显示处理、指令编译及监督管理等功能。用户不能改写这部分存储器的内容。

2）数据存储区。采用随机存储器RAM。用来存储需要随机存取的一些数据，这些数据一般不需要长久保存。数据存储区一般包括输入、输出数据映像区，定时器/计数器、内部寄存器和当前值的数据区等。

3）用户程序存储区。一般采用FLASH或EEPROM存储器。用于存放用户通过编程器输入的应用程序，用户可擦除重新编程。用户程序存储器的容量一般就代表PLC的标称容量。通常，小型机小于8KB，中型机小于50KB，而大型机可在50KB以上。

（3）输入/输出模块

PLC的控制对象是工业生产过程或生产机械，输入/输出（I/O）模块是CPU与生产现场I/O设备或其他外围设备之间的连接部件。生产过程有许多控制变量，如：温度、压力、液位、速度、电压、开关量、继电器状态等。因此，需要有相应的I/O模块作为CPU与工业生产现场的桥梁，且这些模块应具有较好的抗干扰能力。

（4）编程器

编程器是PLC的重要外围设备，目前市场上的编程器种类很多，性能、价格相差很悬殊，有手持式、便携式、CRT显示屏式、台式等多种型式，编程器的基本功能是输入、修正、检查及显示用户程序，调试程序和监控程序的执行过程，查找故障和显示I/O、各继电器的工作占用情况、信号状态和出错信息等。编程器是人—机对话的窗口，有的还可嵌在PLC的本体上。工作方式既可以是连机编程，又可以是脱机编程，可以是梯形图编程；也可以用助记符指令编程。同时还可以与打印机、绘图仪等设备相连，并有较强的监控功能。

近几年来，采用通用计算机编程是发展的新趋势，通过硬件接口和专用软件包，用户可以直接在计算机上以连机或脱机的方式编程，既可以运用梯形图编程，也可以采用助记符指令编程，并有较强的监控能力。这样用户就可以充分利用现有的计算机，省去了编程器。

（5）人机界面

人机界面（Human Machine Interface，HMI）是系统和用户之间进行交互和信息交换的媒介，它实现了信息内部型式与人类可以接受型式之间的转换。人

机界面产品由硬件和软件两部分组成，硬件部分包括处理器、显示单元、输入单元、通信接口、数据存储单元等，其中处理器的性能决定了 HMI 产品的性能高低，是 HMI 的核心单元。HMI 软件一般分为两部分，即运行于 HMI 硬件中的系统软件和运行于 PC 的 Windows 操作系统下的画面组态软件。

目前，人机界面产品的分类：薄膜键输入的 HMI，显示尺寸小于 5.7in，属初级产品，如西门子的 TD200、TD400 文本显示器，台达 OIP 系列文本显示器等；触摸屏输入的 HMI，显示屏尺寸为 5.7 ~ 12.1in，属中级产品，如西门子的 6in 触摸屏 TP177，台达 5.7in 触摸屏 DOP-A57CSTD；基于平板 PC、多种通信接口、高性能的 HMI，显示尺寸大于 10.4in，属高端产品，如研华的 TPC-1560、西门子的 MP370 触控彩色多功能面板。

随着计算机和数字电路技术的发展，人机界面产品的接口能力越来越强。除了传统的串行（RS232、RS422/RS485）通信接口外，大部分的人机界面产品都集成了现场总线接口，如西门子的 OP177B 具有 RS485/RS422 接口、PROFINET 接口、USB 接口，台达 DOP-B 系列触摸屏整合了 Ethernet 和 Can Bus 接口。

人机界面的使用需要编写程序，不同的厂家提供不同的组态软件。组态软件是运行在 PC 硬件平台、Windows 操作系统下的一个通用工具软件产品。使用者必须先使用 HMI 的画面组态软件制作“工程文件”，再通过 PC 和 HMI 产品的各种通信接口，把编制好的“工程文件”下载到 HMI 的处理器中运行。西门子触摸屏的组态软件是 WINCC FLEXIBLE，台达触摸屏组态软件是 ScreenEditor。

3.2.2　可编程序控制器的工作原理

（1）循环扫描工作方式

PLC 的工作方式与微型计算机有本质的不同。PLC 是采用循环扫描的工作方式，而不是采用微型计算机的中断处理方式，即 PLC 对用户程序进行反复的循环扫描，逐条地解释用户程序，并加以执行，其工作原理如图 9.1-12 所示。单片机、DSP 以及微型计算机语句执行是按照顺序、循环、选择的基本结构进行，一般在程序结束处设计空循环语句，CPU 对控制对象的输入和输出是以中断方式处理的。PLC 循环扫描工作方式在一个扫描周期中按顺序执行 CPU 自诊断、处理通信、扫描输入、执行 PLC 程序、将内存结果输出。每个扫描周期都会首先读取输入信号、执行程序、将结果输出。

通常一个输出线圈或逻辑线圈被接通或断开，该线圈的所有触点（包括它的常开触点和常闭触点）不会像电气继电控制中的继电器那样立即动作，而是必须等程序全部执行完，再将输出映像寄存器的值输出至输出端口。由于 PLC 扫描用户程序的时间一般只有几十毫秒，因此可以满足大多数工业控制的需要。特殊的立即输出线圈会在程序执行后立即将结果输出，但程序中这样的输出不宜过多，会影响 PLC 程序的执行。循环扫描工作方式简单直观，简化了程序设计，为 PLC 可靠运行提供了有利的保证。

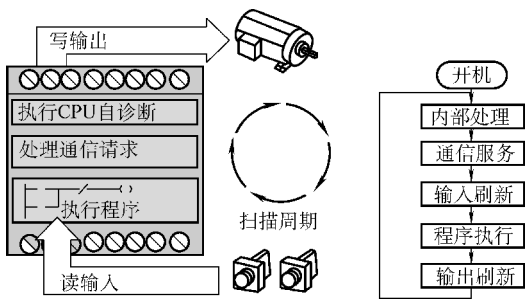


图 9.1-12　PLC 扫描周期

PLC 也支持中断方式，在有的情况下根据需要也可插入中断方式，允许中断正在扫描运行的程序，以处理急需处理的事件。比如西门子 S7-200 最多支持 25 个中断源，包括通信中断、I/O 中断和时基中断。但是，PLC 的中断程序要求“越短越好”，否则就会导致执行 PLC 程序周期过长，而引起控制设备异常。

（2）可编程序控制器的工作过程

PLC 的工作过程，就是程序执行过程。接通电源之后，首先要对所有 I/O 通道进行初始化；为消除各元件状态的随机性，将内部寄存器和定时器进行清零或复位处理；为保证自身的完好性，在没有进行扫描之前，先行检查 I/O 单元连接是否正确，再执行一段程序，使它涉及到各种指令和内存单元，如果执行的时间不超过规定的时间范围，则证明自身完好，否则系统关闭；上述操作完成后，将时间监视定时器复位，才允许扫描用户程序。扫描工作所要完成的一系列操作，大致可分为自诊断测试、网络通信、读输入、执行用户程序、写输出五类。

1）自诊断测试。公共操作是在每次扫描程序前都进行一次自检，若发现故障，除了显示灯亮之外，还判断故障性质：对于一般性故障，只报警不停机，等待处理；对于严重故障，则停止运行用户程序，此时 PLC 切断一切输出联系，防止出现误动作。

2）网络通信。在网络通信处理阶段，CPU 处理

从通信接口或智能模块接收到的信息，例如读取智能模块的信息并存放在缓冲区中，在适当的时候将信息传送给通信请求方。网络通信处理 PLC 之间、PLC 与计算机之间、PLC 与人机界面之间的信息传递。

3）读输入。在读输入阶段，CPU 对各个输入端子进行扫描，通过输入电路将各输入点的状态锁入输入映像寄存器中。

4）执行用户程序。CPU 将按照先左后右、先上后下的顺序对指令依次进行扫描，根据输入映像寄存器和输出映像寄存器的状态执行用户程序，同时将执行结果写入输出映像寄存器中。在程序执行期间，即使输入端子状态发生了变化，输入状态寄存器的内容也不会立即改变——输入端子状态变化只能在下一个工作周期的读输入阶段才被集中读入。

5）写输出。在输出扫描过程中，CPU 把输出映像寄存器的“位”锁定到实际输出点。

扫描周期的长短跟程序长短有关。程序长，扫描周期则长，有条件跳转指令也会根据条件而使程序执行时间不同。扫描周期跟系统连接 I/O 点数有关，I/O 点数多，每一次扫描 I/O 的时间就多，扫描周期就长。

3.2.3　输入/输出接口模块

PLC 系统的基本组成方式中，完全的集成式只能适用于极少数的应用场合，因为集成式 PLC 本身所带的 I/O 点数一般很少。大部分的 PLC 是需要扩展输入输出的。目前，生产厂家已开发出各种型号的模块供用户选择。常用的扩展模块见表 9.1-12。

表 9.1-12　PLC 扩展模块分类

种　类	名　称
基本扩展模块	数字量输入模块、数字量输出模块、模拟量输入模块、模拟量输出模块
智能模块	计数器模块、定位模块、高速布尔处理模块、闭环控制模块、温度控制模块、电子凸轮控制模块
通信模块	RS232C 模块、PROFIBUS 模块，以太网模块
特殊模块	仿真模块、占位模块、热电偶模块、热电阻模块

（1）数字量输入、输出模块

PLC 通过数字量输入、输出模块处理按钮、限位开关、操作开关、继电器触点、接近开关、拨码器等提供的开关量。这些信号经过输入电路进行滤波、光电隔离、电平转换等处理后，变成 CPU 能够接受和处理的信号。数字量输出模块将 CPU 处理后的弱电信号通过光电隔离、功率放大等处理，转化成外围设备所需要的强电信号，以驱动各种执行元器件，如接触器、电磁阀、指示灯、继电器等。

为适应不同的外部电气连接需要，数字量输入可分为直流输入、交流输入类型。

1）直流输入。直流输入单元的电路如图 9.1-13 所示，外接的直流电源的极性任意。单点画线框内是 PLC 内部的输入电路，框外左侧为外部用户连接线。图中只画出对应于一个输入点的输入电路，而各个输入点对应的输入电路均相同。图 9.1-13 中，A 为一个光耦合器，发光二极管和光敏晶体管封装在一个管壳中。当二极管中有电流时发光，可使光敏晶体管导通。R_1 为限流电阻；R_2 和 C 构成滤波电路，可滤除输入信号中的高频干扰；LED 显示该输入点的状态。

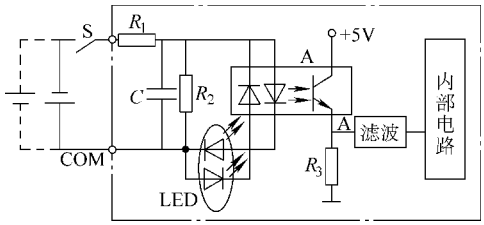


图 9.1-13　直流输入单元电路

（2）交流输入。交流输入单元的电路如图 9.1-14 所示。电容 C 为隔直电容，对交流相当于短路。电阻 R_1 和 R_2 构成分压电路。这里光耦合器中是两个反向并联的发光二极管，任何一个二极管发光均可以使光敏晶体管导通。用于显示的两个发光二极管 LED 也是反向并联的。该电路可以接收外部的交流输入电压。

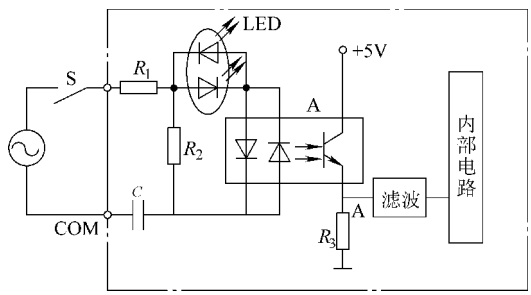


图 9.1-14　交流输入单元电路

典型直流输入和交流输入模块的电气特性对比如表 9.1-13 所示。

表 9. 1-13　典型的直流输入和交流输入模块电气特性对比

类型		直流输入	交流输入
输入电压	额定值	24V DC	120V AC 或 230V AC
	“1”信号	15 ~ 30V	79 ~ 260V AC (47 ~ 63Hz)
	“0”信号	0 ~ 5V	0 ~ 20V AC
“1”信号输入电流		4mA	8mA 或 16mA
额定电压时输入延时		4. 5ms	15ms

3）数字量输出。数字量输出单元电路原理图如图 9. 1-15 所示。数字量输出的作用是用 PLC 的输出信号来驱动外部负载，并将 PLC 内部的电平信号转换为外部所需要的电平等级。每个输出点的输出电路可以等效成一个输出继电器，通常按输出电路所用的开关器件不同，PLC 的数字量输出单元可分为晶体管输出单元、晶闸管输出和继电器输出单元，它们的不同主要体现在驱动的负载类型、负载的大小和响应时间上，如表 9. 1-14 所示。

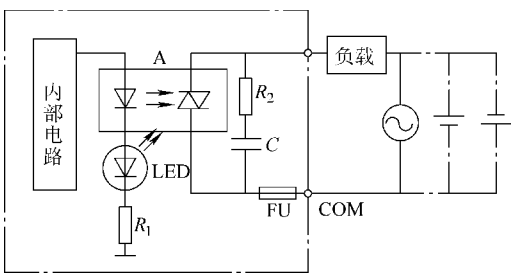


图 9. 1-15　数字量输出单元电路原理图

表 9. 1-14　数字量输出类型

类型	负载类型	负载大小	响应时间	寿命
晶体管输出	直流	小	最小	长
晶闸管输出	直流、交流	较大	较小	长
继电器输出	直流、交流	最大	大	短

（2）模拟量输入、输出模块

1）模拟量输入模块。模拟量输入模块将外部模拟量传感器信号转化为 PLC 可以处理的数据，一般模拟量输入模块既可以接受电压信号，也可以接受电流信号。电压信号可以分为单极性、双极性两种。信号种类有 0 ~ 10V，0 ~ 5V，±5V，±2. 5V，0 ~ 20mA。模拟量输入模块的分辨率有 9 位、12 位、13 位、14 位、15 位不等。典型模拟量输入模块的电气特性如表 9. 1-15 所示。

表 9. 1-15　EM231 4 输入 12 位模拟量输入模块技术规范

输入点数			4	
输入分辨率	类型	量程	输入分辨率	数据格式
	电压（单极性）	0 ~ 10V	2. 5mV	0 ~ 32000
		0 ~ 5V	1. 25mV	0 ~ 32000
	电压（双极性）	±5V	2. 5mV	–32000 ~ 32000
		±2. 5V	1. 25mV	–32000 ~ 32000
	电流	0 ~ 20mA	5μA	0 ~ 32000
模数转换时间			<250μs	
输入阻抗			≥10MΩ	
最大输入电压			30V	
最大输入电流			32mA	

EM231 内部输入原理如图 9. 1-16 所示，RA 为采样电阻可将电流信号转化为电压，一般 RA 的值为 250Ω，标准电流变送器输出的 4 ~ 20mA 信号将被转化为 1 ~ 5V 的电压信号。

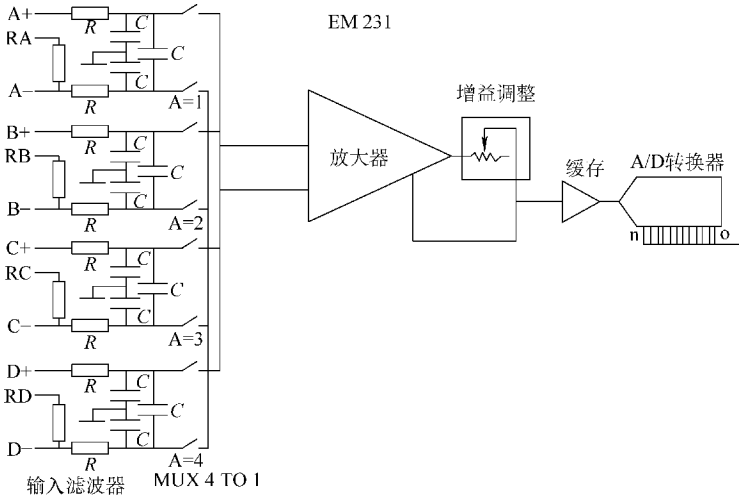


图 9. 1-16　EM231 4 输入 12 位模拟量输入模块内部原理图

EM231 4路模拟量输入端子外部接线如图9.1-17所示。每一路模拟输入可以连接为差分电压输入或电流输入。当连接差分电压输入时，RA端子悬空；当连接电流输入时，将RX与相应的X＋相连；当模拟量输入没有使用时，应将X＋与X－之间短路。

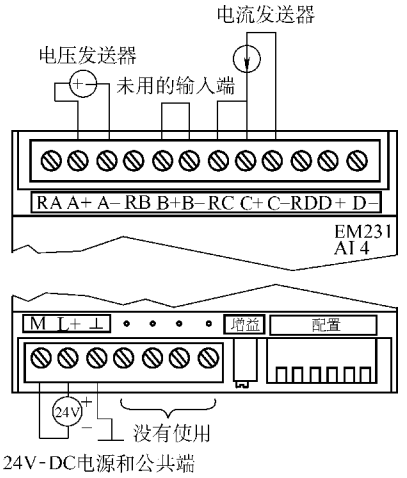


图9.1-17　EM231的外部接线图

2）模拟量输出模块。模拟量输出模块将PLC处理后内存中的数据输出给外部负载，一般模拟量输出模块既可以输出电压，也可以输出电流。典型模拟量输出模块EM232 2路模拟量输出模块技术规范如表9.1-16所示。

模拟量输出接线时，应考虑驱动能力。当以电压型式输出时，负载的阻值不宜过小，否则会由于电流过大而使输出模块受损；当以电流型式输出时，负载的阻值不宜过大，否则将无法驱动负载。西门子EM232 2路模拟量输出模块的接线图如图9.1-18所示，其内部原理图如图9.1-19所示。

表9.1-16　EM232 2路模拟量输出模块技术规范

输出类型	信号格式	分辨率	数字格式	稳定时间	最大驱动@24V用户电源
电压输出	±10V	12位	－32000～32000	100μs	最小5000Ω
电流输出	0～20mA	11位	0～32000	2ms	最大500Ω

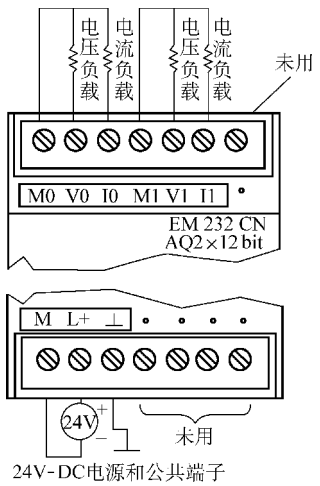


图9.1-18　EM232 2路模拟量输出模块接线图

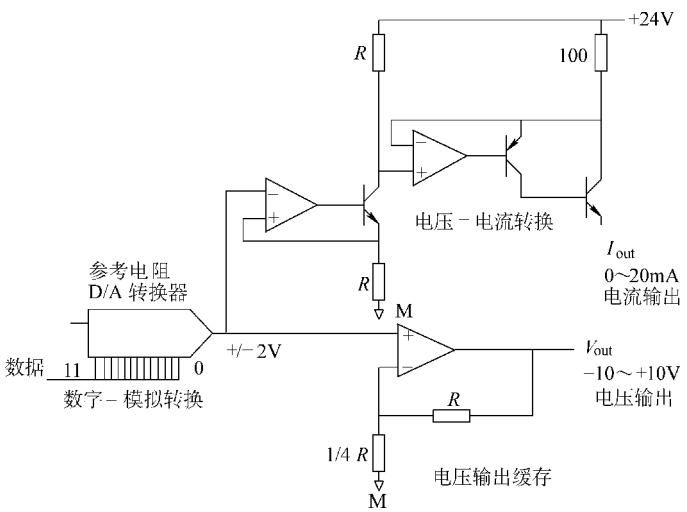


图9.1-19　EM232 2路模拟量输出模块内部原理图

3.2.4　智能模块

PLC 智能模块是内部带有独立处理器的特殊功能扩展模块，可以通过处理输入量来控制输出量，而不需要 CPU 的操作，一般处理特殊的通信、控制等任务。常见的智能模块有西门子的定位模块 EM253、Modem 模块 EM241、PROFIBUS 模块 EM277，AB PLC 的步进定位模块 1771-QA、高速计数模块 1771-VH-SC、1746HSCE。

（1）定位模块 EM253

西门子 S7-200 PLC 的定位模块 EM253 是专为连接步进电动机驱动器、伺服系统进行定位控制的智能模块。模块集成了定位控制所需的输出、输入信号接口。输入信号包括正、负向限位信号输入，急停输入，回零参考点输入以及电动机零位脉冲输入。输出信号包括两路指令输出（可以配置为指令、脉冲或相差 90°的两路脉冲方式）、电动机使能信号、脉冲寄存器清零输出型号。

定位模块可以发出脉冲串，对步进电动机、伺服电动机进行控制，最高频率可以达到几十千赫兹。通过 PLC 编程软件的 EM253 配置板可以很方便地对由定位模块和电动机组成的定位系统进行控制、配置和诊断。定位模块使擅长处理逻辑功能的 PLC 能够方便地对电动机进行控制，使得 PLC 的应用在工业自动化领域更加广泛。典型 EM253 控制步进电动机应用如图 9.1-20 所示，EM253 与驱动器的连接如图 9.1-21 所示。

（2）AB 高速计数模块 1746HSCE

在工业自动化领域中常常会用到高速计数模块，比如包装生产线、电动机转速计算等。因为 PLC 按照循环扫描方式进行工作，扫描周期根据程序长短的不同而不同，常常达到几十毫秒。也就是说普通的 I/O 小于扫描周期长度的信号变化会丢失。为了实现准确计数，PLC 常常采用自带计数器的高速计数模块。

1746HSCE 采用 16 位计数器对高速脉冲输入进行双向计数，最高频率可以达到 50kHz。1746 可以工作在三种工作方式，并自带四个输出，当计数满足设置条件，模块输出自动触发与 PLC 的 CPU 单元无关。1746 可以工作在范围模式、顺序器模式、速率模式。典型线性计数器顺序器模式应用如图 9.1-22 所示。

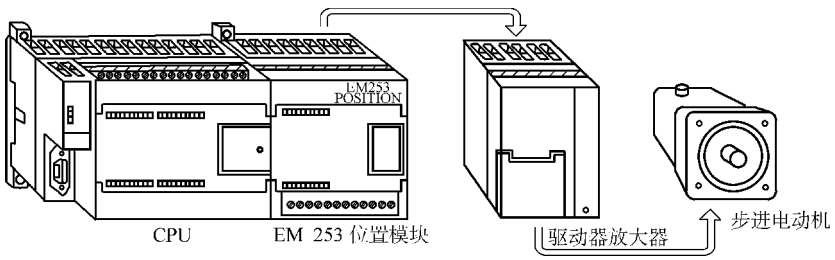


图 9.1-20　EM253 控制步进电动机示意图

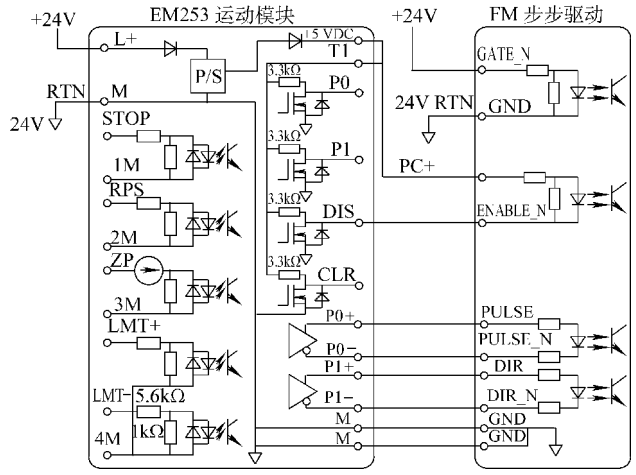


图 9.1-21　EM253 与步进电动机驱动器连接图

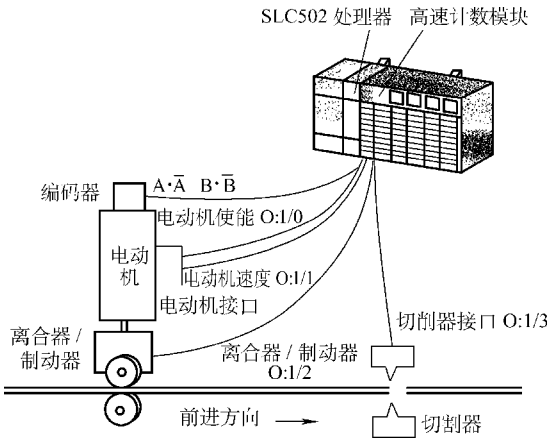


图 9.1-22　线性计数器顺序器模式应用实例

（3）电子凸轮控制器

电子凸轮是通过计算机控制从动轴的位置跟踪主动轴的位置变化，代替机械凸轮的功能模块。PLC 电子凸轮控制器模块通过传感器检测主动轴的位置，根据模块内部存储的凸轮轨迹控制多个从动轴运行，凸轮可以定义为位置凸轮或时间凸轮。电子凸轮广泛应用于机床、传送带、冲压自动化等应用领域。

FM352 是用于 S7-300 PLC 的单通道电子凸轮控制器，它支持转动轴和线性轴，即主动轴和从动轴可以是直线运动也可以是旋转运动。可以接多种类型的编码器，如 2 线 BERO 传感器、增量编码器、绝对值编码器（只支持格雷码类型）。它最大可以设定 128 个位置或时间凸轮，可以分配 32 个凸轮轨迹输出，其中前 13 个可以通过模板的数字量输出点直接输出，其他可以通过程序输出到别的数字量输出点。FM352 可以用在中央机架上，也可以用在分布式 I/O（ET200M）机架上。FM352 技术规范如表 9.1-17 所示。

（4）闭环控制模块

闭环控制模块是为了满足工厂自动化领域中温度、压力、流速、位置等量需要的闭环控制而设计的。闭环控制模块可以实现多路模拟量控制，控制算法固化在模块内部或者由组态软件进行设计。采样时间根据模拟量输入 AD 转换精度的不同而不同，转换精度越大，需要的时间越长，则采样时间也越长。西门子 4 路闭环控制模块 F355 技术规范见表 9.1-18。

表 9.1-17　FM352 技术规范

电源电压		DC24V	
数字量输入		参考点切换、运行中设定实际值/长度测量，制动释放使能 3 号轨迹输出	
数字量输入信号	电压（额定 DC24V）	“0”信号	－3～5V
		“1”信号	11～30V
	电流（2 线制 BERO）	“0”信号	2mA
		“1”信号	9mA
数字量输出	数量	13 个	
	作用	凸轮轨迹输出	
位置传感器	增量式编码器（对称的）	A，A 反，B，B 反，N，N 反；5V 差分信号；1MHz	
	增量式编码器（不对称的）	A，B，N；24 V；25m 电缆时 50kHz，100m 电缆时 25kHz	
	绝对值编码器（SSI）	DATA，DATA 反；CL，CL 反；13 或 25 位；1MHz；格雷码	
	2 线制 BERO	“0”信号时最大 2mA；“1”信号时最大 9mA	

表 9.1-18　F355 技术规范

型　号	F355S	作为步进或脉冲控制器使用，带 8 个数字量输出，用于控制 4 路动力（集成的）执行器或二进制控制执行器（如电热片和电热管）
	F355C	作为一个连续控制器使用，带 4 个模拟量输出，用于驱动 4 路模拟量执行器
采样时间	12bit	20～100ms
	14bit	100～500ms（取决于使能模拟量输入的数量）
传感器	热电偶、Pt 100、电压编码器、电流编码器	
标准控制结构	定点数控制，级联控制，比例控制，组件控制	
控制算法	自优化温度算法、PID 算法	
应用领域	温度、压力、流速、位置	

3.2.5　远程 I/O

远程 I/O 在自动化系统组态中通常集中安装在一起。在过程 I/O 和自动化系统之间的距离越长，接线的工作量会越大且越复杂，从而使得系统越易受到电磁干扰而削弱其可靠性。远程 I/O（分布式 I/O）成了此类系统的理想解决方案：主站 CPU 位于中央位置，远程 I/O 系统通过现场总线与 CPU 相连，在远程位置就地操作。高性能的各类现场总线及其高数据传输率实现了在 CPU 及其远程 I/O 系统之间进行顺畅的通信。

西门子的远程 I/O 系列模块基于 PROFIBUS DP 和 PROFINET 网络总线标准。远程 I/O 模块在现场也由总线连接器、电源模块、数字量输入输出模块、模拟量输入输出模块、特殊模块等组成。西门子基于 PROFIBUS 网络的 ET200 远程 I/O 应用如图 9.1-23 所示，西门子基于 PROFINET 网络的 ET200 远程 I/O 应用如图 9.1-24 所示。

西门子 ET200 分类如表 9.1-19 所示，远程 I/O 包括数字量、模拟量、电动机起动、变频器控制模块等。其中，ET200pro 的组成如表 9.1-20 所示。

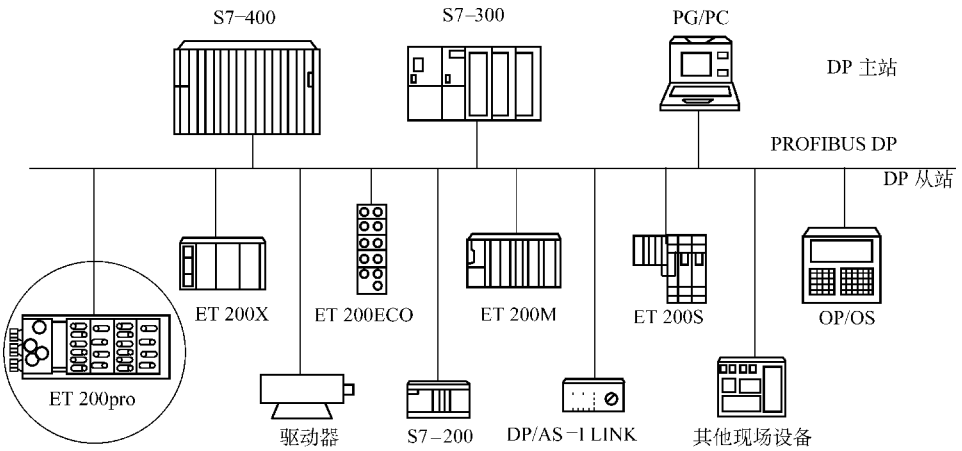


图 9.1-23　西门子基于 PROFIBUS 网络的 ET200 远程 I/O 示例

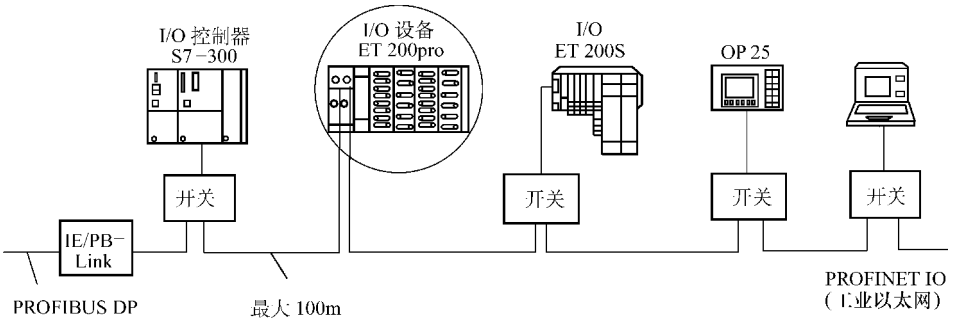


图 9.1-24　西门子基于 PROFINET 网络的 ET200 远程 I/O 示例

表 9.1-19　西门子 ET200 分类

ET 200pro	SIMATIC ET 200pro 是多功能，模块化，防护等级为 IP65/66/67 产品，支持包括数字量/模拟量/电动机起动器/变频器/气动模块/RFID 模块在内的多种模块，同时支持 PROFIBUS 和 PROFINET 现场总线，并且在汽车、钢铁、电力等行业有着极为广泛的应用
ET 200eco DP	SIMATIC ET 200eco PROFIBUS DP 是一款紧凑型，防护等级为 IP65/66/67 的分布式 IO 模块，也是低成本解决方案的最佳选择
ET200M	SIMATIC ET 200M 是一款高密度，模块化，防护等级为 IP20 的分布式 I/O 产品，可以使用 S7-300 的 I/O 模块和部分功能模块，同时支持 PROFIBUS DP 和 PROFINET 现场总线，IM153-2 接口模块可以扩展最大 12 个模块

（续）

ET 200iSP	SIMATIC ET 200iSP 是一款模块化，本质安全型分布式 I/O 产品，可以直接安装于危险 1 区，但可以连接来自危险 0 区的传感器/执行器信号，其防护等级为 IP30，可以节省安全栅的使用，减少故障的可能性
ET 200S/ET 200S Compact	SIMATIC ET 200S 是一款按位模块化，防护等级为 IP20，同时支持 PROFIBUS 和 PROFINET 现场总线的分布式 I/O 产品，其模块的宽度只有 15mm 或 30mm，并且可以连接包括数字量、模拟量、高速计数器、步进电动机起动器和变频器在内的所有模块，在烟草、钢铁、汽车和 OEM 行业具有广泛的应用前景 SIMATIC ET 200S Compact 接口模块是一款集成 32DI 或 16DI/16DO 的 PROFIBUS DP 接口模块，同时可以扩展 12 个 I/O 模块
ET 200eco PN	SIMATIC ET 200eco PN 是一款防护等级为 IP65/66/67，支持 PROFINET 现场总线的紧凑型 I/O 产品，该产品具有快速启动功能，最短的启动时间为 500ms

表 9.1-20　西门子远程 I/O ET200pro 组成

ET200pro 模块组成	描　　述	
接口模块	与 CPU 单元的连接，PROFIBUS DP 或 PROFINET 可选	
电源模块管理模块	用于对 ET200pro 站内的电气模块进行补充供电，PM-E，DC24V，10A	
数字量扩展模块	ET141	8 路 24V DC 输入
	ET142	4 路 24V，2A 输出；8 路 24V，0.5A
模拟量扩展模块	ET144	4 路 ±10V，±5V，0～10V，0～5V 电压输入 4 路 ±20mA，0～20mA，4～20mA 电流输入 4 路 0～150Ω，0～300Ω，0～600Ω，0～3000Ω 热电阻
	ET145	4 路 ±10V，0～10V，0～5V 电压输出 4 路 ±20mA，0～20mA，4～20mA 电流输出
特殊模块	RF170C	通信模块，将 ET200 与西门子射频识别 RFID 系统相连接
	气动控制模块	CPV 10，10 点输出，CPV 14，14 点输出，电流与气动阀匹配
	电动机起动器	直接电动机起动器、可逆电动机起动器

3.2.6　可编程序控制器的编程语言

IEC1131-3 为 PLC 制定了五种标准的编程语言，包括图形化编程语言和文本化编程语言。图形化编程语言包括：梯形图（Ladder Diagram，LD）、功能块图（Function Block Diagram，FBD）、顺序功能图（Sequential Function Chart，SFC）。文本化编程语言包括：指令表（Instruction List，IL）和结构化文本（Strutured Text，ST）。IEC 1131-3 的编程语言是 IEC 工作组对世界范围的 PLC 厂家的编程语言在合理吸收、借鉴的基础上形成的一套针对工业控制系统的国际编程语言标准，它不但适用于 PLC 系统，而且还适用于更广泛的工业控制领域，为 PLC 编程语言的全球规范化做出了重要的贡献。

（1）梯形图语言

1）梯形图与继电器控制的区别。梯形图语言表达的逻辑关系最简明，应用最广泛。它是基于继电器控制系统的梯形原理图开发得到的，因此梯形图结构沿用了继电控制原理图的型式，仅符号和表示方式有所区别。对于同一控制电路，继电器控制原理图和梯形图的输入、输出信号基本相同，控制过程等效。但有本质的区别：继电器控制原理图使用的是硬件继电器和定时器，靠硬件连接组成控制线路；而 PLC 梯形图使用的是内部软继电器，定时器/计数器等，靠软件实现控制。因此 PLC 的使用具有很高的灵活性，修改控制过程非常方便。

2）梯形图设计方法简介。

①梯形图按行依次从左至右、从上到下顺序编写。PLC 程序执行顺序与梯形图的编写顺序一致。

②梯形图左边垂直线称母线。左侧放置输入接点和内部继电器接点。梯形图接点有两种，即常开接点和常闭接点。这些接点可以是 PLC 的输入接点或内部继电器接点，也可以是内部寄存器、定时/计数器的状态。从梯形结构的最左侧开始，每一个指令单元的有效输出信号都作为其右边一个控制指令单元是否被执行的条件，直到这一支路被执行完为止；如果中间某处条件不满足，将不再往右扫描，输出信号置零，转向下一支路执行。

③梯形图的最右侧必须放置输出元素。PLC 的输

出元素用圆圈（或括号）表示圆圈（或括号）可以表示内部继电器线圈，输出继电器线圈或定时/计数器的逻辑运算结果。其逻辑动作只有在线圈接通后，对应的接点才动作。

④梯形图中的输入接点和内部继电器接点可以任意串、并联，而输出元素只能并联不能串联。

⑤输出线圈只对应输出映像区的相应位，不能直接驱动现场设备。该位的状态，只有在程序执行周期结束后，对输出刷新。刷新后的控制信号经 I/O 接口对应的输出模块驱动负载工作。

根据 PLC 类型的不同，在每一个支路中，横向和纵向能容纳的指令单元数是不同的，一个支路上允许的输出线圈数也不同。

利用通用计算机（作为上位机）进行编程时，只要按梯形图的编写顺序把逻辑行输入到计算机内即可。也可将梯形图转换成助记符语言，经编程器逐句输入 PLC。梯形图语言如图 9. 1-25 所示。

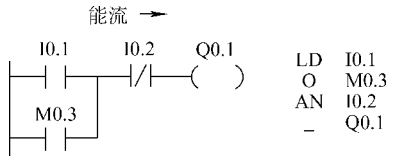


图 9. 1-25　有选择性分支的顺序功能梯形图

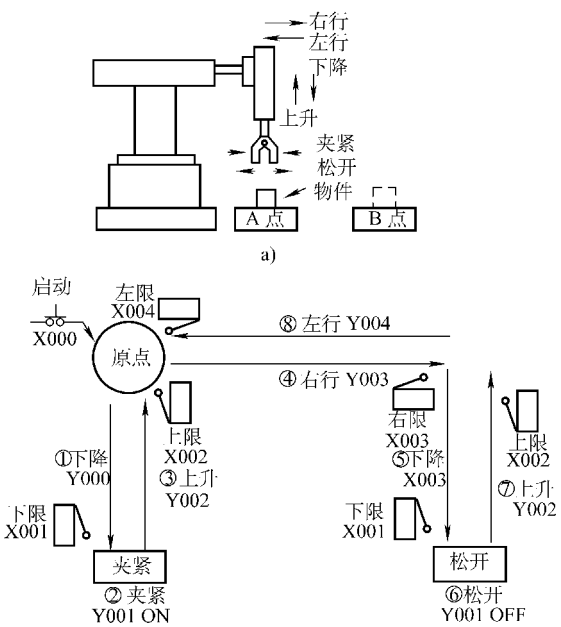
（2）顺序功能图语言

新一代的 PLC 除了采用梯形图编程外，还可以采用适于顺序控制的标准化语言——顺序功能图编制。顺序功能图又称状态转移图或状态流程图。它是描述控制系统的控制过程、功能和特性的一种图形，是分析和设计 PLC 顺序控制的得力工具。

顺序功能图由状态、转移、转移条件和动作或命令四个内容构成，图 9. 1-26 所示为某机械手机构及工作顺序功能图。

①状态。用顺序功能图设计顺序控制系统的 PLC 梯形图时，根据系统输出量的变化，将系统的一个工作循环过程分解成若干个顺序相连的阶段，这些阶段就称之为“步”（Step）或状态。例如：在机械工程领域，每一步就表示一个特定的机械动作，称之为“工步”。因此，状态的编号可以用该状态对应的工步序号，也可以用与该状态相对应的编程元件（如：PLC 内部继电器、移位寄存器、状态寄存器等）作为状态的编号。而状态则用矩形框表示。框中的数字是该状态的编号。原始状态（“0”状态）用双线框表示。

②转移。转移用有向线段表示。在两个状态框之间必须用转移线段相连接，也就是说，在两相邻状态之间必须用一个转移线段隔开，不能直接相连。



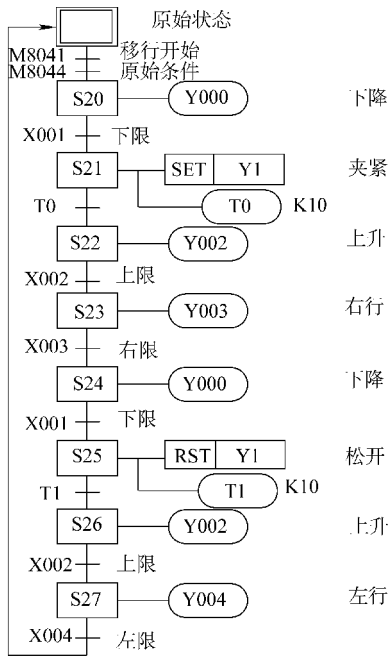


图 9. 1-26　某机械手机构及其工作顺序功能图

③转移条件。转移条件用与转移线段垂直的短画线表示。每个转移线段上必须有1个或1个以上的转移条件短画线。在短画线旁，可以用文字、图形符号、逻辑表达式注明转移条件的具体内容。当相邻两状态之间的转移条件满足时，两状态之间的转移得以实现。

④动作或命令：在状态框的旁边，用文字来说明与状态相对应的工步内容也就是动作或命令，用矩形框围起来，以短线与状态框相连。动作与命令旁边往往也标出实现该动作或命令的电气执行元件的名称。

（3）功能块图

这是一种类似于数字逻辑门电路的编程语言，有数字电路基础的编程人员很容易掌握。该编程语言用类似与门、或门的方框来表示逻辑运算关系，方框的左侧为逻辑运算的输入变量，右侧为输出变量，输入、输出端的小圆圈表示“非”运算，方框被“导线”连接在一起，信号自左向右流动。图9.1-27中的控制逻辑与图9.1-25中的相同。西门子公司的“LOGO!”系列微型PLC使用功能块图语言，除此之外，国内很少有人使用功能块图语言。

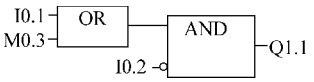


图9.1-27　功能块图

（4）指令表

指令表编程语言类似于计算机中的助记符汇编语言，它是可编程序控制器最基础的编程语言。所谓指令表编程，是用一个或几个容易记忆的字符来代表可编程序控制器的某种操作功能。指令表程序设计语言有如下特点：

1）采用助记符来表示操作功能，具有容易记忆，便于掌握的特点。

2）在编程器的键盘上采用助记符表示，具有便于操作的特点，可在无计算机的场合进行编程设计。

3）与梯形图有一一对应关系，其特点与梯形图语言基本类同。

（5）结构化文本

结构化文本是一种高级的文本语言，可以用来描述功能、功能块和程序的行为，还可以在顺序功能流程图中描述步、动作和转变的行为。结构化文本语言表面上与PASCAL语言很相似，但它是一个专门为工业控制应用开发的编程语言，具有很强的编程能力，用于对变量赋值、回调功能和功能块、创建表达式、编写条件语句和迭代程序等。

3.3　可编程序控制器的主要生产厂家及产品介绍

目前，可编程序控制器的生产厂家有几百家，从微型PLC到大型PLC，都有许多型号和系列。在我国市场上常见的可编程序控制器产品的国外生产厂家主要有：德国西门子公司、美国罗克韦尔公司、日本立石公司。

3.3.1　德国西门子（SIEMENS）公司

西门子公司的PLC产品最早是1975年投放市场的SIMATIC S3，它实际上是带有简单操作接口的二进制控制器。1979年，S3系统被SIMATIC S5所取代，该系统广泛地使用了微处理器。20世纪80年代初，S5系统进一步升级为U系列PLC，较常用机型：S5-90U、S5-95U、S5-100U、S5-115U、S5-135U、S5-155U。1994年4月，S7系列诞生，它具有更国际化、更高性能等级、安装空间更小、更良好的Windows用户界面等优势，其机型为：S7-200、S7-300、S7-400。1996年，在过程控制领域，西门子公司又提出PCS7（过程控制系统7）的概念，将其优势的WINCC（与Windows兼容的操作界面）、PROFIBUS（工业现场总线）、COROS（监控系统）、SINEC（西门子工业网络）及调控技术融为一体。现在，西门子公司又提出全集成自动化系统（Totally Integrated Automation，TIA）概念，将PLC技术溶于全部自动化领域。西门子PLC产品分类如表9.1-21所示。

表9.1-21　西门子公司PLC产品分类

类型	应用领域	编程软件	CPU型号	
S7-200	小型	STEP7-Micro/WIN32	CPU221/222/224/224XP/226	
S7-300	中型	SIMATIC S7	紧凑型	CPU312C/313C/313C-2PtP /313C-2DP/314C-2PtP/314C-2DP
			标准型	CPU312/314/315-2DP/315-2PN/DP /315-2DP/315-2PN/DP/CPU 319-3 PN/DP
			技术功能型	CPU315T-2DP/317T-2DP
			故障安全型	CPU 317F-2DP

（续）

类型	应用领域	编程软件	CPU 型号
SIPLUS S7-300	中型、恶劣特殊环境	SIMATIC S7	SIPLUS CPU312C/314/315-2DP 等
S7-400	大型、高性能、复杂场合	SIMATIC S7	CPU412-1/412-2/414-2/414-3/416-2/416-3/417-4DP/ 417H

3.3.2　美国罗克韦尔公司的 AB PLC

Allen-Bradley 公司最早由 Dr. Stanton Allen 和 LyndeBradley 创立于 1903 年，早期的产品主要有自动启动器、开关设备、电流断路器、继电器。1985 年，以 16.5 亿美元的价格被罗克韦尔国际集团（Rockwell Internation）收购，Allen-Bradley 成为罗克韦尔自动化旗下重要的品牌。1981 年前后 Allen-Bradley 公司的基于 AMD 微处理器的 PLC-3 面世。1986 年前后，Allen-Bradley 基于摩托罗拉 68000 芯片的 PLC-5 面世。1991 年前后，Allen-Bradley SLC500 PLC 面世。1995 年，Allen-Bradley 推出 Micrologix 1000 控制器和 Flex I/O 产品。1998 年 ~ 1999 年，Allen-bradley 推出 ControlLogix PLC。罗克韦尔公司的 AB PLC 按照应用领域的主要分类如表 9.1-22 所示。

表 9.1-22　罗克韦尔公司的 AB PLC 按照应用领域的主要分类

类型	所属分类	编程软件	产品目录号
MicroLogix500	低端	RSLogix500	1761
SLC500	中端小型机	RSLogix500	1747
CompactLogix	中端新产品	RSLogix5000	1769
ControlLogix5000	高端主流机型	RS Logix5000	1756
PLC-5	高端老机型	RS Logix5	1785

3.3.3　日本立石（OMRON，欧姆龙）公司

20 世纪 80 年代初期，OMRON 的大中小型 PLC 分别为 C 系列的 C2000、C1000、C500、C120、C2000 等。20 世纪 80 年代后期，OMRON 开发出 H 型机，大中小型分别对应有 C2000H/C1000H、C200H、C60H/C40H/C28H/C20H。20 世纪 90 年代初期，OMRON 推出无底板模块式小型机 CQM1，大型机 CV 系列。1997 年推出小型机 CPM1A、中型机 C200Hα。1999 年在中国市场上又推出 CS1 系列大型机以及 CPM2A、CPM2C、CPM2AE 等小型机，CQM1H 中型机。按照应用领域的不同，目前市场上存在的 OMRON 系列 PLC 分类如表 9.1-23 所示。

表 9.1-23　欧姆龙 PLC 分类

分类	CPU 型号
小型 PLC	CP、SRM2C、CPM2AH、CPM2AH-S、CPM2C、CPM2A、CPM1A
中型 PLC	CJ1、CQM1H、CJ1M、C200Hα
大型 PLC	CS1D、CV 系列、CVM1D、CVM1、CS1

3.4　可编程序控制器应用系统设计

3.4.1　PLC 应用系统设计的内容和步骤

PLC 系统设计包括硬件设计和软件设计两部分，主要内容及步骤如表 9.1-24 所示。

表 9.1-24　PLC 应用系统设计主要内容及步骤

步骤	内　容	描　述
1	需求分析	统计 I/O 点数以及类型，网络要求，有无特殊功能模块要求等
2	选择 PLC 型号	PLC 的品牌往往根据客户需求选择，根据被控系统的复杂程度、特殊功能需求等选择合适的 PLC 信号
3	硬件组态	包括数字量、模拟量扩展模块，网络通信模块、人机界面的组态
4	分配 I/O 点	根据信号输入输出与传感器、执行元件一一对应，并留 10% ~ 15% I/O 余量
5	设计操作台、控制柜	总电源、急停等按钮，人机界面的布置，PLC 机架安装，布线
6	设计控制程序	编写 PLC 的控制程序（使用梯形图语言等）以及人机界面的显示程序（组态软件等）
7	编制系统文件	软件使用说明书、电气原理图、电气布置图、电气安装图、元器件明细表、I/O 对照表

3.4.2　PLC应用系统的硬件设计

（1）PLC的型号选择

PLC型号选择应当遵循表9.1-25中的原则。

表9.1-25　PLC型号选择应遵循的原则

原　则	描　　述
结构合理	工艺过程固定、小型系统选择集成式PLC，否则选择模块式PLC
功能强、弱适当	综合考虑系统要求、成本各因素，尽量选择满足功能中最经济的组态方式
机型统一	企业内部PLC应做到机型统一，便于维修维护，并可通过工业网络实现多级分布式控制系统
根据环境安全选择适应产品	易燃、易爆恶劣环境可以选择相应安全型模块或安全型CPU，如西门子的SIMPLUS S7-300系列CPU，ET200iSP远程I/O模块

（2）I/O模块的选择

PLC的硬件设计要根据需要选择合适的数字量、模拟量输入输出模块。一般选择方法如表9.1-26所示。

表9.1-26　I/O选择原则

类型	参数	选择原则
数字量	频率	继电器类型数字量输出不宜超过1Hz
	电压	交流输出、直流输出的区别
	功率	晶体管输出可过电流750mA，继电器输出可过2A
	传输距离	低于24V电压不宜传输距离过远，如12V电压一般不超过10m
模拟量	普通型	双极性电压型－10～10V，单极性电压型0～10V、电流型4～20mA
	特殊型	热电偶、热电阻

（3）电源选择

电源模块的选则一般只需考虑输出电流。电源模块的额定输出电流必须大于处理器模块、I/O模块、专用模块等消耗电流的总和。表9.1-27所示为选择电源的一般规则。

表9.1-27　PLC选择电源的一般规则

序号	选择原则
1	根据电压一致原则确定所需电源模块
2	将所有I/O模块所需背板电流相加计算I/O模块所需背板电流
3	处理器所需背板电流
4	远程I/O所需背板电流
5	电源电流按照2～4项中的总和进行选择

3.4.3　PLC的应用软件设计

PLC应用系统软件设计内容如表9.1-28所示。

表9.1-28　PLC软件设计内容

步骤	主要内容
需求分析	控制、操作、自诊断等功能分析
	I/O信号及数据结构分析
	编写需求规格说明书（包括任务概述、功能需求、性能需求、运行需求）
软件设计	程序结构设计
	数据结构设计
	软件过程设计
	编写软件设计规格说明书（包括技术要求、程序编制依据、软件测试）
编程实现	程序编制
	程序测试
	编制程序设计说明书
软件测试	检查程序、寻找程序中的错误、测试软件、程序运行限制条件与功能软件、验证软件文件

4　基于单片机的控制器及其设计

目前对于单片机还没有确切的定义，普遍认为，单片机是在一块芯片上集成了中央处理器、存储器（RAM、ROM、EPROM）和各种输入输出接口（定时器、计数器、并行I/O口，串行口A/D转换器），这样的一块芯片具有计算机的功能，因此被称为单片机，也称微控制器，一般是为了针对与控制有关的数据处理而特别设计的。单片机具有集成度高、功能强、易扩展、可靠性高、价格便宜等显著特点，因此，它被广泛应用于工业、农业、军事、家用等众多领域，已成为机电一体化产品中微控制器的首选机型。

目前单片机品种众多，流行的体系结构就有三十多种，而不同厂家的单片机具有不同的指令系统，因此应选择自己熟悉、市场有售的产品，以便缩短开发周期。在众多单片机产品中，MCS-51是国内比较流行的8位单片机产品，生产该类单片机的厂家就有20多家，并衍生出300多种机型。同时，MCS-51系列一直在单片机的实际应用中占据重要地位，且具有长盛不衰的趋势。因此，下面主要以MCS-51单片机为例，并结合其他种类单片机介绍基于单片机的微控制器的原理、扩展接口电路及软件编程方法。

4.1　单片机的硬件结构

4.1.1　单片机的基本结构

计算机一般由运算器、控制器、存储器、输入和输出设备五部分组成。作为一种微型计算机，单片机

将计算机的基本部件微型化并集成到一块芯片上，通常在芯片内部采用单一总线将各个部件连接到一起。

MCS-51 系列单片机的内部基本结构如图 9.1-28 所示。在 MCS-51 单片机内部主要有：

8 位微处理器（CPU）；

4KB ROM/EPROM；128B RAM；

4 个并行接口 P0、P1、P2、P3；

一个全双工串行接口；

两个 16 位定时/计数器；

五个中断源，两个中断优先级；

64KB ROM/EPROM 寻址空间；

64KB RAM/I/O 寻址空间。

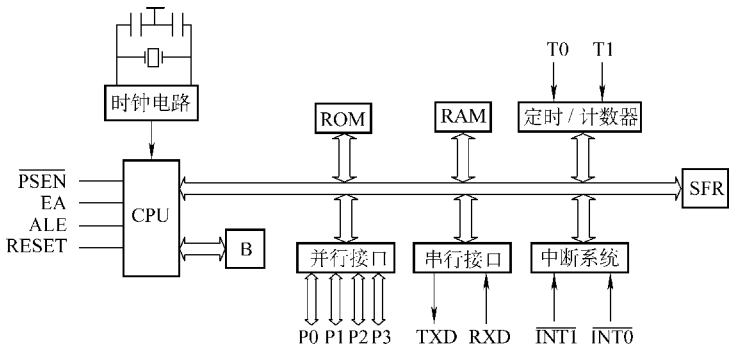


图 9.1-28　MCS-51 系列单片机内部结构图

MCS-51 系列单片机是 40 脚双列直插式封装（DIP）的 VLSI 芯片，其引脚如图 9.1-29 所示。

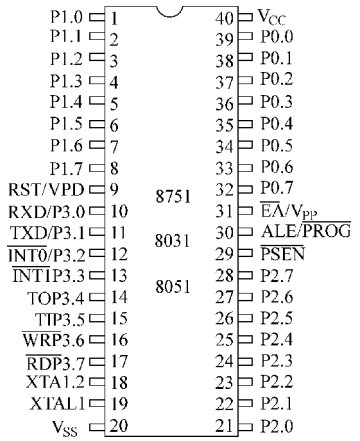


图 9.1-29　MCS-51 芯片引脚图

4.1.2　单片机的微处理器

MCS-51 单片机的微处理器（CPU）由运算器和控制器组成，它是单片机的核心。运算器包括算术逻辑运算单元 ALU、8 位累加器 A、8 位寄存器 B、暂存器 TMP1 和 TMP2、8 位程序状态寄存器 PSW 以及布尔处理器等。运算器的工作原理与一般微处理器基本相同。寄存器 B 是为执行乘法和除法操作设置的，也可以把它当作一个暂存器使用。程序状态字 PSW 用以说明程序的状态信息，其各位的定义如图 9.1-30 所示。其中 P 是奇偶校验位，当累加器 A 中 1 的个数为奇数时 P 的值为 1，否则为 0。

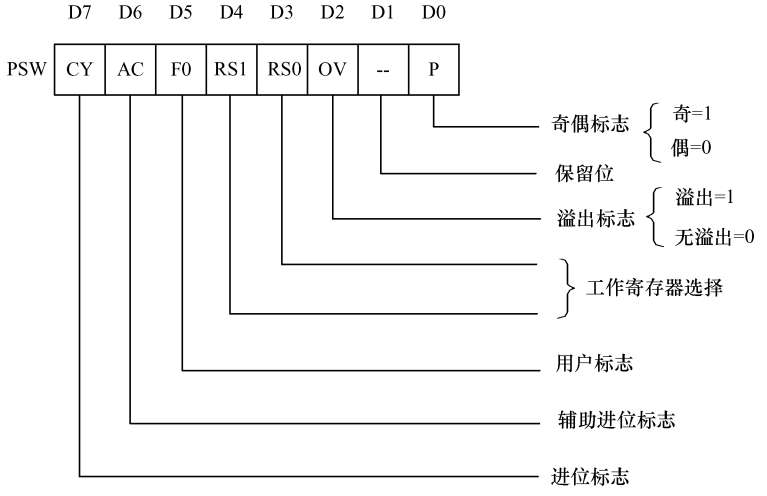


图 9.1-30　PSW 各状态标志位的定义

MCS-51 的独特之处是专门设计了一个独立的布尔处理器，从而使其具有强大的实时控制能力。布尔处理器有自己的累加器，即 PSW 中的进位标志 CY；有自己的存储器，即 RAM 位寻址区和 SFR 中的可寻址位。布尔处理器还有一套指令系统。

控制器是单片机的神经中枢，存放在 ROM/EPROM 中的指令被逐条送到指令寄存器，经译码器译码后，发出各种控制信号，产生一系列的微操作，把单片机的各部分组织在一起协调地工作。

4.1.3　MCS-51 的存储器

MCS-51 的存储器包括程序存储器（ROM/EPROM）和数据存储器（RAM），它们相互独立，各有 64KB 的寻址空间。

（1）程序存储器

在 MCS-51 中，内部程序存储器(ROM/EPROM)和外部扩展程序存储器的地址是连续的，内部（4KB）为 0000H～0FFFH，外部（64KB）为 1000H～FFFFH，如图 9.1-31 所示。

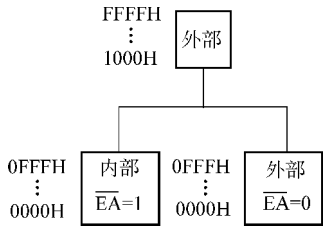


图 9.1-31　MCS-51 程序存储器结构

在使用 8051/8751 时，应使引脚 $\overline{EA}$ = 1。对于 8031，因为内部没有程序存储器，所以应使 $\overline{EA}$ = 0，CPU 完全从外部程序存储器（地址为 0000H～FFFFH）读取指令。

（2）数据存储器

MCS-51 内部 RAM 共有 128 个单元，地址为 00H-7FH。MCS-51 对内部 RAM 有丰富的操作令，编程非常方便。MCS-51 还可以在片外扩展 64KB 的 RAM 或 I/O 口，可以满足一般应用系统的需要。MCS-51 数据存储器的结构如图 9.1-32 所示。

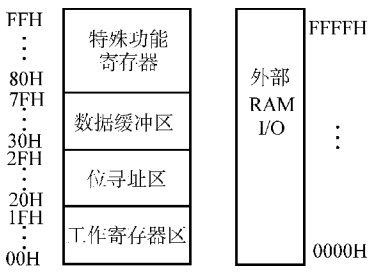


图 9.1-32　MCS-51 数据存储器的结构

MCS-51 的内部数据存储器可以划分为四个区域：

1）工作寄存器区　MCS-51 的内部 RAM 从 00H～1FH 为工作寄存器区，共 32 个单元，每 8 个单元为一组，共分 4 组，每组内各寄存器编号分别为 R0～R7。可通过 PSW 中的 RS1、RS0 两位选择其中的一组工作。

2）位寻址区。内部 RAM 的 20H～2FH 为位寻址区，该区内每一位都有一个 8 位地址，编址为 00H～7FH。此外，部分特殊功能寄存器（SFR）也可以按位寻址，但不是所有的 SFR 都可以，只有其地址能被 8 整除的 SFR 才能按位进行寻址。所有这些可寻址位就构成了布尔处理器的存储空间。

3）数据缓冲区。内部 RAM 的 30H～7FH 为数据缓冲区。实际上，在分配好工作寄存器组、位标志区以及堆栈区以后，剩下的 RAM 均可作为数据缓冲器使用。MCS-51 的堆栈原则上可以设置在内部 RAM 的任意区域。但由于 00H～1FH 为工作寄存器区，20H～2FH 为位寻址区，所以堆栈可根据具体情况进行设置。

4）特殊功能寄存器（SFR）。特殊功能寄存器是一些具有特殊功能的单元，如并行口锁存器、串行口数据缓冲器、定时计数器以及各种控制寄存器和状态寄存器等。SFR 总共 21 个单元，离散地分布在 80H～FFH 地址区域内。

4.1.4　MCS-51 的并行口和串行口

（1）并行口

由图 9.1-28 所示的 MCS-51 单片机内部结构可知，MCS-51 内部有 4 个并行口，每个口有 8 条 I/O 线，共 32 条 I/O 线。

P0 口是三态双向口，每位能驱动 8 个 TTL 负载。在访问外部存储器时，分时地作为地址总线的低 8 位和数据总线。由于是分时输出，故应在 P0 口加地址锁存器，地址锁存控制信号为 ALE。

P1 口是专门供用户使用的 I/O 口，每位能驱动 4 个 TTL 负载。它是一个准双向口，P1 口的每一位都能独立地定义为输出线或输入线。

P2 口也是准双向口，在系统扩展时用作地址总线的高 8 位。如果没有系统扩展，P2 口也可以作为 I/O 口使用。它可以驱动 4 个 TTL 负载。

P3 口是一个双功能口，驱动能力与 P1 口相同。作为第一功能使用时，口的结构及操作与 P1 口相同。P3 口的每一位均可独立地定义为第一功能或第二功能。

（2）串行口

MCS-51 不仅有四个并行口，还有一个功能很强

的全双工的串行口，该口有一个数据缓冲器（SBUF），在物理上，对应着发送缓冲器和接收缓冲器，前者只能写入不能读出，后者只能读出不能写入，两个缓冲器占用一个地址，由读写指令来区分。

串行口接受控制寄存器（SCON）的控制，SCON 中各位的意义如下：

D7	D6	D5	D4	D3	D2	D1	D0
SM0	SM1	SM2	REN	TB8	RB8	TI	RI

SM0 和 SM1 为串行口方式选择位，其编码对应四种工作方式，如表 9. 1-29 所示。

表 9. 1-29　串行口工作方式选择

方式	SM0	SM1	功能	波特率
0	0	0	移位寄存器方式	fosc/12
1	0	1	8 位 UART 方式	可变
2	1	0	9 位 UART 方式	fosc/12，fosc/12
3	1	1	9 位 UART 方式	可变

注：fosc 为晶体振荡频率。

在方式 2 和方式 3 中，SM2 为多机通信允许位。若 SM2 置为 1，且所接收的 RB8 = 1，则 RI = 1；若 SM2 置为 1 且 RB8 = 0，则 RI = 0。在方式 1 中，若 SM2 = 1，则只有收到有效的停止位时 RI = 1，否则 RI = 0。在方式 0 中，SM2 应该为 0。

REN 为串行接收允许位。REN = 1，允许接收；REN = 0，禁止接收。该位由软件控制。

TB8 是在方式 2 和方式 3 中发送的第 9 位数据。由软件置位或复位。

RB8 是在方式 2 和方式 3 中接收到的第 9 位数据，在方式 1 中，若 SM2 = 0，则 RB8 是接收到的停止位。在方式 0 中，RB8 未使用。

TI 为发送中断申请标志。该位由硬件置位，由软件来清除。

RI 为接受中断申请标志。

4. 1. 5　MCS-51 的定时器

MCS-51 单片机内部有两个 16 位可编程定时/计数器 T0 和 T1，它们分别由两个 8 位寄存器组成，高 8 位分别为 TH0 和 TH1，低 8 位分别为 TL0 和 TL1。T0 和 T1 由特殊功能寄存器 TMOD 和 TCON 控制。

（1）方式控制寄存器 TMOD

TMOD 的格式如下：

D7	D6	D5	D4	D3	D2	D1	D0
GATE	C/T	M1	M0	GATE	C/T	M1	M0

D7 ~ D4 用于设定 T1 的工作方式，D3 ~ D0 用于设定 T0 的工作方式。GATE 是门控位。GATE = 1 时，只有（X = 0 或 1）= 1 且 TRX = 1 时，定时/计数器才能工作，而当 GATE = 0 时，则与之无关。C/T = 0 时为定时方式（对内部时钟脉冲计数），否则为计数方式。M0 和 M1 为方式选择位，其四种状态对应定时/计数器的四种工作方式，如表 9. 1-30 所示。

表 9. 1-30　定时/计数器的工作方式

方式	M1，M0	功　能
0	0　0	THX 的 8 位与 TLX 的低 5 位构成 13 位定时/计数器
1	0　1	THX 与 TLX 组成 16 位定时/计数器
2	1　0	TLX 作为 8 位定时/计数器，THX 作为常数寄存器，THX 的内容自动装入 TLX
3	1　1	方式 3 只适用于 T0，T0 被拆成两个独立的 8 位计数器 TH0 和 TL0，TL0 使用原 T0 的控制位控制，可用于计数或定时，TH0 只能用作定时器，并借用 T1 的控制位 TR1 和 TF1，同时占用 T1 的中断源。这时 T1 可工作于不产生中断的方式 2，用作串行口波特率发生器

（2）定时器控制寄存器 TCON

TCON 的格式如下：

D7	D6	D5	D4	D3	D2	D1	D0
TF1	TR1	TF0	TR0	IE1	IT1	IE0	IT0

TFX(X = 0，1）是 TX 溢出中断申请标志位。当 TX 溢出时，TFX 由硬件置位，中断响应时由硬件清除。

TRX 是 TX 的运行控制位，由软件置位和复位。TRX = 1 时启动定时/计数器，TRX = 0 时停止计数。其余各位均与中断有关，将在下一节中介绍。

4.1.6　MCS-51的中断系统及其控制

MCS-51单片机的中断系统有五个中断源，并提供两个中断优先级。各中断源的中断服务程序入口地址如表9.1-31所示。每个中断源的优先级可以通过中断优先级寄存器IP来编程设定。当某位为1时，相应的中断源处于高优先级，相反则为低优先级。IP各位所代表的中断源如图9.1-33所示。MCS-51各中断源的开中断/关中断由中断允许寄存器IE进行管理，其各标志位及其意义如图9.1-34所示。MCS-51各中断源的中断申请标志分布在TCON和SCON中，在上一节中已给出了TCON的格式，除定时/计数器TX（X=0，1）溢出申请标志外，还有外部$\overline{\text{INTX}}$（X=0，1）的中断申请标志IEX。IEX=1表示外部中断X向CPU申请中断，当CPU响应中断时由硬件清零（边沿触发方式）。

表9.1-31　各中断源中断服务程序入口地址

中　　断　　源	入　口　地　址
外部中断0（$\overline{\text{INT0}}$）	0003H
定时/计数器T0溢出中断	000BH
外部中断1（$\overline{\text{INT1}}$）	0013H
定时/计数器T1溢出中断	001BH
串行口中断（TI、RI）	0023H

SCON中的TI和RI分别是串行口发送和接收的中断申请标志。

在TCON中还规定了外部中断的中断触发方式，当ITX=1时，选择外部中断为边沿触发方式；当ITX=0时，选择外部中断为电平触发方式。

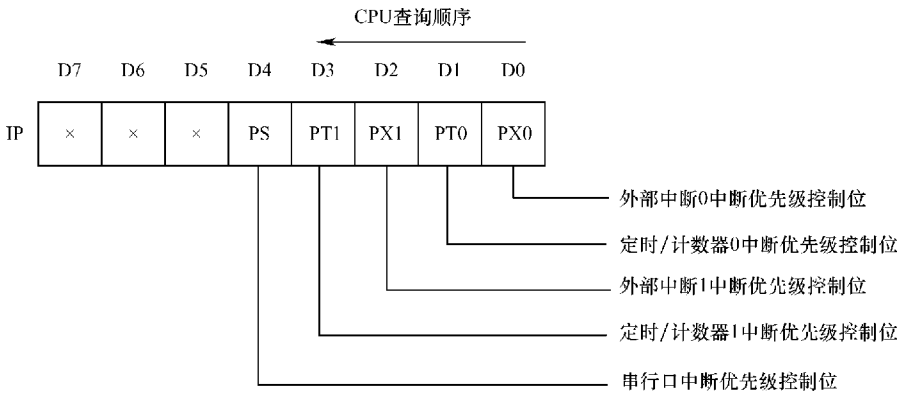


图9.1-33　中断源优先级寄存器IP

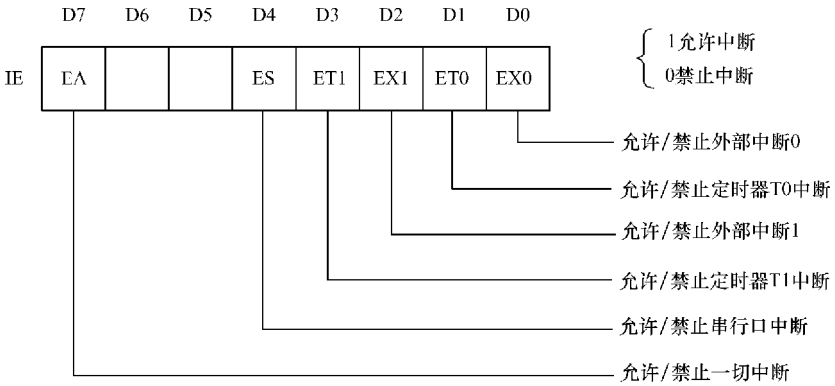


图9.1-34　中断允许寄存器IE

4.2　常用单片机的厂家及产品介绍

4.2.1　4 位单片机

四位单片机在家用电器当中的应用较为广泛，主要的生产厂家及其典型系列如表 9.1-32 所示。

表 9.1-32　4 位单片机生产厂家及其典型系列

生产厂家	典型系列
NEC 公司	17K、μPD1700、μPD7500、75XL/75X
OKI 公司	OLMS—50/60/63、OLMS—64/6502、OLMS—65/66
美国国家半导体公司	COP400
汤姆逊公司	9400
东芝公司	TLCS、TMP47C
中颖公司	SH67、SH67

以下对中颖公司的 SH69P801 型单片机进行简要介绍。SH69P801 单片机具有 2K×16 位 ROM 和 123×4 位 RAM，6 个双向 I/O 引脚，两个自动重载 8 位定时器/计数器，3 个中断源。SH69P801 单片机的引脚配置如图 9.1-35 所示，引脚描述见表 9.1-33。

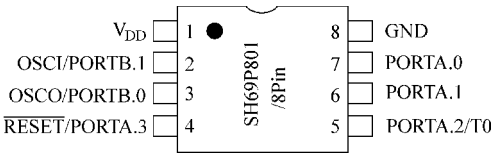


图 9.1-35　SH69P801 单片机的引脚配置

表 9.1-33　SH69P801 单片机各引脚说明

引脚编号	引脚命名	引脚性质	说　明
1	V_{DD}	P	电源引脚
2	OSCI /PORTB. 1	I I/O	时钟输入引脚，连接到晶振，陶瓷谐振器或外部电阻 可编程 I/O
3	OSCO /PORTB. 0	O I/O	时钟输出引脚，连接到晶振，陶瓷谐振器。使用 RC 振荡时，无时钟信号输出 可编程 I/O
4	$\overline{RESET}$ /PORTA. 3	I I/O	复位引脚（低电压有效，施密特触发器输入） 可编程 I/O（开漏输出，当需要输出高电平时，应外接上拉电阻）
5	PORTA. 2 /T0	I/O I	可编程 I/O T0 输入
6	PORTA. 1	I/O	可编程 I/O
7	PORTA. 0	I/O	可编程 I/O
8	GND	P	接地引脚

4.2.2　8 位单片机

8 位单片机的主要产品有 MCS-51 系列单片机、Motorola 公司的 MC68HC 系列单片机、Microchip 公司的 PIC 系列单片机和 ATMEIL 公司的 AVR 单片机。

8 位单片机的最主要代表是 MCS-51 系列单片机。该系列单片机的主要型号及性能指标如表 9.1-34 所示。

表 9.1-34　MCS-51 系列单片机型号及性能指标

公司	型号	片内存储器		I/O 口线	串行口	中断源	定时器	看门狗	工作频率/MHz	(A/D)通道/位数	引脚与封装
		ROM EPROM Flash	RAM								
Intel	80（C）31	—	128B	32	UART	5	2	N	24	—	40
	80（C）51	4KB ROM	128B	32	UART	5	2	N	24	—	40
	87（C）51	4KB EPROM	128B	32	UART	5	2	N	24	—	40
	80（C）32	—	256B	32	UART	6	3	Y	24	—	40
	80（C）52	8KB ROM	256B	32	UART	6	3	Y	24	—	40
	87（C）52	8KB EPROM	256B	32	UART	6	3	Y	24	—	40

（续）

公司	型号	片内存储器		I/O口线	串行口	中断源	定时器	看门狗	工作频率/MHz	(A/D)通道/位数	引脚与封装
		ROM EPROM Flash	RAM								
Atmeil	AT89C51	4KB Flash	128B	32	UART	5	2	N	24	—	40
	AT89C52	8KB Flash	256B	32	UART	6	3	N	24	—	40
	AT89C1051	1KB Flash	64B	15	—	2	1	N	24	—	20
	AT89C2051	2KB Flash	128B	15	UART	5	2	N	25	—	20
	AT89C4051	4KB Flash	128B	15	UART	5	2	N	26	—	20
	AT89S51	4KB Flash	128B	32	UART	5	2	Y	33	—	40
	AT89S52	8KB Flash	256B	32	UART	6	3	Y	33	—	40
	AT89S53	12KB Flash	256B	32	UART	6	3	Y	24	—	40
	AT89LV51	4KB Flash	128B	32	UART	6	2	N	16	—	40
	AT89LV52	8KB Flash	256B	32	UART	8	3	N	16	—	40
Philps	P87LPC762	2KB EPROM	128B	18	I^2C, UART	12	2	Y	20	—	20
	P87LPC764	4KB EPROM	128B	18	I^2C, UART	12	2	Y	20	—	20
	P87LPC768	4KB EPROM	128B	18	I^2C, UART	12	2	Y	20	4/8	20
	P8XC591	16KB ROM/EPROM	512B	32	I^2C, UART	15	3	Y	12	6/10	44
	P89C51RX2	16～64KB Flash	1024B	32	UART	7	4	Y	33	—	44
	P89C66X	16～64KB Flash	2048B	32	I^2C, UART	8	4	Y	33	—	44
	P8XC554	16KB ROM/EPROM	512B	48	I^2C, UART	15	3	Y	16	8/10	64

另外，Motorola公司推出了MC68HC系列8位单片机，该系列单片机型号众多，所使用的CPU和指令系统均相同，但与51系列单片机不兼容。MC68HC系列单片机的主要型号及其性能如表9.1-35所示。

PIC单片机是美国Microchip公司推出的一种高性能单片机，该系列单片机的显著特点是指令少、执行速度快，功耗低、驱动能力强。常用的PIC单片机的特性如表9.1-36所示。

表9.1-35　MC68HC系列单片机的主要型号及其性能

型号	片内存储器	定时器	I/O口	串口	(A/D)通道/位数	PWM	总线频率/MHz
MC68HC08AZ0	1 KB RAM 512E^2PROM	定时器1:4通道 定时器2:2通道	48	SCISP1	8/8	16位	8
MC68HC08AZ32	32KB ROM 1KB RAM 512BE^2PROM	定时器1:4通道 定时器2:2通道	48	SCISP1	8/8	16位	8
MC68HC908AZ60	2KB RAM 60KB Flash 1BE^2PROM	定时器1:6通道 定时器2:2通道	48	SCISP1	15/8	16位	8
MC68HC908GP20	512BRAM 20KB Flash	定时器1:2通道 定时器2:2通道	33	SCISP1	8/8	16位	8
MC68HC908GP32	512BRAM 32KB Flash	定时器1:2通道 定时器2:2通道	33	SCISP1	8/8	16位	8

（续）

型号	片内存储器	定时器	I/O 口	串口	（A/D）通道/位数	PWM	总线频率/MHz
MC68HC908JK1	128BRAM 15KB Flash	定时器 1:2 通道	15	—	10/8	16 位	8
MC68HC908JK3	128BRAM 4KB Flash	定时器 1:2 通道	15	—	10/8	16 位	8
MC68HC08MR4	192BRAM	定时器 1:2 通道 定时器 2:2 通道	22	SC1	4 或 7/8	12 位	8
MC68HC08MR8	256BRAM 8KB Flash	定时器 1:2 通道 定时器 2:2 通道	22	SC1	4 或 7/8	12 位	8

表 9.1-36　常用 PIC 单片机的特性

型号	ROM	RAM	I/O 口	定时器	看门狗	工作频率/MHz	管脚	封装
PIC12C508A	512	25	6	1	Y	4	8	PDIP SOIC
PIC12C509A	1024	41				4		
PIC12C671	1024	128				10		
PIC12C672	2048	128				10		
PIC16C55	512	24	20			20	28	
PIC16C56	1024	25	12				18	
PIC16C57	2048	72	20				28	

AVR 单片机是由 ATMEL 公司研制开发的一种高速 8 位单片机，具有简单易学、成本低、故障率低、电路简单等特点，并只需一条 ISP 下载线，即能把软件程序直接在线写入 AVR 单片机，从而有利于产品升级。AVR 单片机分为三个档次，低档的 Tiny 系列主要型号有 Tiny11/12/13/15/26/28；中档的 AT90S 系列的主要型号有 AT90S1200/2313/8515/8535；高档的 ATmega 系列的主要型号有 ATmega 8/16/32/64/128。

4.2.3　16 位单片机

与 8 位单片机相比，16 位单片机的性能更加完善，主频速率得到提高，运算速度加快，具有很强的实时处理能力，更加适用于速度快、精度高、响应快和实时的应用场合。同时，由于 8 位单片机的广泛应用，16 位单片机在 20 世纪 80 年代末才进入市场，当时比较有影响的 16 位单片机有 Intel 的 MCS—96 系列单片机，其他一些公司如 Motorola、NEC、OKI、Philips、中国台湾的凌阳公司也生产 16 位单片机。比较有影响的是 Intel 的 MCS96 和 MCS296 两个系列的单片机，而且 MCS296 与 MCS96 系列完全兼容。

MCS296 的典型产品为 80296SA，其总引脚数为 100，片内代码/数据 RAM 为 2KB，寄存器 RAM 为 512B，片内寻址空间 16MB，片外寻址空间 1MB，最高运行频率为 50MHz。另外，80296SA 采用流水线式结构，可有效缩短执行指令的时间，并集成数字信号处理技术。

4.2.4　32 位单片机

32 位单片机发展于 20 世纪 90 年代后期，其显著特点是数据处理能力强、运算速度快，如高端的 32 位单片机的主频可达到 300MHz，被广泛应用于工业控制、通信、家电等领域。表 9.1-37 列出了一些知名厂家所生产的主要系列。

表 9.1-37　32 位单片机生产厂家及其典型系列

生产厂家	典型系列
Microchip	PIC32MXXXX
NEC	V850
Motorola	M68300
三星	KS32
飞思卡尔	QE
东芝公司	TLCS-900/H1
Renesas	SH-3
EPSON	S1C33

4.3　单片机的编程语言

4.3.1　单片机编程语言的分类

单片机目前的编程语言常见的有四种，即汇编语言、C语言、PL/M语言和BASIC语言。实际上可以分为两大类，汇编语言和高级语言，C语言、PL/M语言和BASIC语言都属于高级语言。

汇编语言是一种用文字助记符来表示机器指令的符号语言，是最接近机器码的一种语言。其主要优点是占用存储空间省、程序执行效率高。其缺点是汇编语言源程序可读性差，编程工作量大，与硬件相互关联，几乎没有可移植性。比如，在PIC12CE518单片机上用汇编语言编写的程序，在STC89C51单片机上就无法运行了。因此对于比较大型的项目，如果完全采用汇编语言来编程，就具有很大的难度。

高级语言的特点是：用高级语言编写的源程序可读性好，软件资源丰富，例如，有很多子程序或函数库可以调用，与汇编语言源程序相比，编程工作量大大降低了。其缺点是：占用存储空间多，程序代码执行速度相对较慢，在特殊场合无法满足实时性要求。

值得一提的是，单片机的C语言是一种编译型程序设计语言，它具有功能丰富的库函数，运算速度快，编译效率高，有良好的可移植性，而且可以实现直接对系统硬件的控制。此外，C语言程序具有完整的程序模块结构，便于采用模块化的程序设计方法。C语言程序本身并不依赖于机器硬件系统，基本上不做修改就可根据单片机的不同较快地移植过来。因此，近年来用单片机C语言进行程序设计，已成为单片机软件开发的主流。但是，因为用C语言编写的程序总没有用汇编语言编写的程序执行的速度快，所以对于实时性要求特别高的场合，还得采用汇编语言。可见，遇到较大规模的软件系统开发最好采用单片机C语言和汇编语言混合编程的方法。

关于C语言、PL/M语言和BASIC语言，这里不作介绍，下面仅列出两种单片机的指令系统。

4.3.2　MCS-51单片机指令系统

MCS-51单片机共有111条指令，按功能可以分为五大类：数据传送指令（28条）、算术运算指令（24条）、逻辑运算移位指令（25条）、控制转移指令（17条）、位操作（布尔操作）指令（17条）。叙述这111条指令通常采用下列常用符号：

· Rn表示工作寄存器，可为R0～R7；

· #data表示8位立即数00H～FFH；

· Direct表示8位直接地址(包括特殊功能寄存器)；

· @Ri表示寄存器间接寻址（i=0，1）；

· data16表示16位立即数；

· @DPTR表示16位寄存器间接寻址；

· addr16表示16位地址或符号地址；

· addr11表示11位地址（16位地址的低11位）或符号地址；

· rel表示8位地址偏移量或所要转移到的符号地址；

· bit表示8位位地址。

MCS-51单片机的全部指令如表9.1-38所示。

表9.1-38　MCS-51系列单片机的全部指令

指令助记符	功能简述
MOV　A,Rn	寄存器送入累加器
MOV　Rn,A	累加器送入寄存器
MOV　A,@Ri	内部RAM单元送入累加器
MOV　@Ri,A	累加器送入内部RAM单元
MOV　A,#data	立即数送入累加器
MOV　A,direct	直接寻址单元送入累加器
MOV　direct,A	累加器送入直接寻址单元
MOV　Rn,#data	立即数送入寄存器
MOV　direct,#data	立即数送入直接寻址单元
MOV　@Ri,#data	立即数送入内部RAM单元
MOV　direct,Rn	寄存器送入直接寻址单元
MOV　Rn,direct	直接寻址单元送入寄存器
MOV　direct,@Ri	内部RAM单元送入直接寻址单元
MOV　@Ri,direct	直接寻址单元送入内部RAM单元
MOV　direct2,direct1	直接寻址单元送入直接寻址单元
MOV　DPTR,#data16	16位立即数送入数据指针
MOVX　A,@Ri	外部RAM单元送入累加器(8位地址)
MOVX　@Ri,A	累加器送入外部RAM单元
MOVX　A,@DPTR	外部RAM单元送入累加器(16位地址)
MOVX　@DPTR,A	累加器送入外部RAM单元(16位地址)
MOVC　A,@A+DPTR	查表数据送入累加器(数据指针为基址)
MOVC　A,@A+PC	查表数据送入累加器(程序计数器为基址)
XCH　A,Rn	累加器与寄存器交换
XCH　A,@Ri	累加器与内部RAM单元交换
XCH　A,direct	累加器与直接寻址单元交换
XCHD　A,@Ri	累加器与内部RAM单元低4位交换
SWAP　A	累加器高4位与低4位交换
POP　direct	栈顶弹至直接寻址单元
PUSH　direct	直接寻址单元压入栈顶

（续）

指令助记符	功能简述
ADD　A,Rn	累加器加寄存器
ADD　A,@ Ri	累加器加内部 RAM 单元
ADD　A,direct	累加器加直接寻址单元
ADD　A,#data	累加器加立即数
ADDC A,Rn	累加器加寄存器和进位标志
ADDC　A,@ Ri	累加器加内部 RAM 单元和进位标志
ADDC　A,#data	累加器加立即数和进位标志
ADDC　A,direct	累加器加直接寻址单元和进位标志
INC　A	累加器加 1
INC　Rn	寄存器加 1
INC　direct	直接寻址单元加 1
INC　@ Ri	内部 RAM 单元加 1
INC　DPTR	数据指针加 1
DA　A	十进制调整
SUBB　A,Rn	累加器减寄存器和进位标志
SUBB　A,@ Ri	累加器减内部 RAM 单元和进位标志
SUBB　A,#data	累加器减立即数和进位标志
SUBB　A,direct	累加器减直接寻址单元和进位标志
DEC　A	累加器减 1
DEC　Rn	寄存器减 1
DEC　@ Ri	内部 RAM 单元减 1
DEC　direct	直接寻址单元减 1
MUL　AB	累加器乘寄存器 B
DIV　AB	累加器除以寄存器 B
ANL　A,Rn	累加器与寄存器
ANL　A,@ Ri	累加器与内部 RAM 单元
ANL　A,#data	累加器与立即数
ANL　A,direct	累加器与直接寻址单元
ANL　direct,A	直接寻址单元与累加器
ANL　direct,#data	直接寻址单元与立即数
ORL　A,Rn	累加器或寄存器
ORL　A,@ Ri	累加器或内部 RAM 单元
ORL　A,#data	累加器或立即数
ORL　A,direct	累加器或直接寻址单元
ORL　direct,A	直接寻址单元或累加器
ORL　direct,#data	直接寻址单元或立即数
XRL　A,Rn	累加器异或寄存器
XRL　A,@ Ri	累加器异或内部 RAM 单元
XRL　A,#data	累加器异或立即数
XRL　A,direct	累加器异或直接寻址单元
XRL　direct,A	直接寻址单元异或累加器
XRL　direct,#data	直接寻址单元异或立即数
RL　A	累加器左环移位
RLC　A	累加器连进位位标志左环移位

（续）

指令助记符	功能简述
RR　A	累加器右环移位
RRC　A	累加器连进位标志右环移位
CPL　A	累加器取反
CLR　A	累加器清零
ACALL　addr11	2KB 范围内绝对调用
AJMP　addr11	2KB 范围内绝对转移
LCALL　addr16	64KB 范围内长调用
LJMP　addr16	64KB 范围内长转移
SJMP　rel	相对短转移
JMP　@ A + DPTR	相对长转移
RET	子程序返回
RETI	中断返回
JZ　rel	累加器为零转移
JNZ　rel	累加器非零转移
CJNE　A,#data,rel	累加器与立即数不等转移
CJNE　A,direct,rel	累加器与直接寻址单元不等转移
CJNE　Rn,#data,rel	寄存器与立即数不等转移
CJNE　@ Ri,#data,rel	内部 RAM 单元与立即数不等转移
DJNZ　Rn,rel	寄存器减 1 不为零转移
DJNZ　direct,rel	直接寻址单元减 1 不为零转移
NOP	空操作
MOV　C,bit	直接寻址位送 C
MOV　bit,C	C 送直接寻址位
CLR　C	C 清零
CLR　bit	直接寻址位清零
CPL　C	C 取反
CPL　bit	直接寻址位取反
SETB　C	C 置位
SETB　bit	直接寻址位置位
ANL　C,bit	C 逻辑与直接寻址位
ANL　C,/bit	C 逻辑与直接寻址位的反
ORL　C,bit	C 逻辑或直接寻址位
ORL　C,/bit	C 逻辑或直接寻址位的反
JC　rel	C 为 1 转移
JNC　rel	C 为 0 转移
JB　bit,rel	直接寻址位为 1 转移
JNB　bit,rel	直接寻址位为 0 转移
JBC　bit,rel	直接寻址位为 1 转移,并清该位

4.3.3　PIC 单片机指令系统简介

PIC 单片机分为低、中、高三档，各自的指令分别为 33 条、35 条和 58 条，指令字宽度分别为 12 位、14 位和 16 位。以下是描述指令时使用的一些符号的意义：

f：寄存器 f 地址。

W：工作寄存器，相当于一般微处理器中的累加器。

b：表示寄存器 f 的位地址。

k：常数、立即数或标号。

x：忽略该位，汇编程序生成代码时将 x 置零。

d：指示目标寄存器。若 d = 0 或 d = w，将结果送入 W 寄存器；若 d = 1 或 d = f，将结果送入 f 寄存器；当 d 默认时，将结果送入 f 寄存器。

s：指示目标寄存器。若 s = 0，将结果同时送入 W 寄存器和 f 寄存器；若 s = 1，将结果送入 f 寄存器。

p：外围接口数据寄存器 f 的地址（00H-1FH）。

i：对表指针控制的选择，i = 0 时指针不变；i = 1 时执行后指针加 1。

t：对表字节选择。t = 0 时对低字节操作；t = 1 时对高字节的立即数或常数操作。

u：表示未使用的位，用 0 编码。

BSR：“储存体”选择寄存器。

PIC 单片机指令如表 9.1-39 所示。

表 9.1-39　PIC 单片机指令

指令助记符	指令功能	12 位指令字	14 位指令字	16 位指令字
MOVLW k	立即数 k 送入寄存器 W	1100 kkkk kkkk	11 00xx kkkk kkkk	1011 0000 kkkk kkkk
MOVWF f	W 送入寄存器 f	0000 001f ffff	00 0000 1fff ffff	0000 0001 ffff ffff
MOVF f,d	f 送入 f 或 W	0010 00df ffff	00 1000 dfff ffff	—
MOVFP f,p	f 送入寄存器 p	—	—	011p pppp ffff ffff
MOVPF p,f	p 送入寄存器 f	—	—	010p pppp ffff ffff
MOVLB k	立即数 k 的低四位送入 BSR	—	—	1011 1000 uuuu kkkk
MOVLR k	立即数 k 的高四位送入 BSR	—	—	1011 101x kkkk uuuu
SWAPF f,d	寄存器 f 半字节交换	0011 10df ffff	00 1100 dfff ffff	0001 110d ffff ffff
TABLRD t,i,f	读表	—	—	1010 10ti ffff ffff
TABLWR t,i,f	写表	—	—	1010 11ti ffff ffff
TLRD t,f	读 16 位表锁存值	—	—	1010 00tx ffff ffff
TLWR t,f	写 16 位表锁存值	—	—	1010 01tx ffff ffff
ADDLW k	W 和立即数 k 相加,结果送入 W 或 f	—	11 111x kkkk kkkk	1011 0001 kkkk kkkk
ADDWF f,d	W 和 f 相加,结果送入 W 或 f	0001 11df ffff	00 0111 dfff ffff	0000 111d ffff ffff
ADDWFC f,d	W、f 和 C 相加,结果送入 W 或 f	—	—	0001 000d ffff ffff
DAW f,s	十进制调整	—	—	0010 111s ffff ffff
DECF f,d	f 减 1	0000 11df ffff	00 0011 dfff ffff	0000 011d ffff ffff
DCFSNZ f,d	f 减 1,不为零间跳	—	—	0010 011d ffff ffff
DECFSZ f,d	f 减 1,不为零间跳	0010 11df ffff	00 1011 dfff ffff	0010 011d ffff ffff
INCF f,d	f 加 1	0010 10df ffff	00 1010 dfff ffff	0001 010d ffff ffff
INFSNZ f,d	f 加 1,不为零间跳	—	—	0010 010d ffff ffff
INCFSZ f,d	f 加 1,为零间跳	0011 11df ffff	00 1111 dfff ffff	0001 111d ffff ffff
SUBLW k	立即数 k 减 W,结果送入 W 或 f	—	11 110x kkkk kkkk	1011 0010 kkkk kkkk
SUBWF f,d	f 减 W,结果送入 W 或 f	0000 10df ffff	00 0010 dfff ffff	0000 010d ffff ffff
SUBWFB f,d	f 减 W 减 C,结果送入 W 或 f	—	—	0000 001d ffff ffff
MULLW k	立即数 k 乘 W,结果送入 W 或 f	—	—	1011 1100 kkkk kkkk
MULWF f	f 乘 W,结果送入 W 或 f	—	—	1011 1100 kkkk kkkk
ANDLW k	立即数 k 与 W,结果送入 W	1110 kkkk kkkk	11 1001 kkkk kkkk	1011 0101 kkkk kkkk
ANDWF f,d	f 与 W,结果送入 W 或 f	0001 01df ffff	00 0101 dfff ffff	0000 101d ffff ffff
CLRF f	f 清零	0001 011f ffff	00 0001 1fff ffff	0010 100s ffff ffff
CLRW	W 清零	0000 0100 0000	00 0001 0xxx xxxx	—
COMF f,d	f 取反	0010 01df ffff	00 1001 dfff ffff	0001 100d ffff ffff
IORLW k	k 或 W,结果送入 W	1101 kkkk kkkk	11 1000 kkkk kkkk	1011 0011 kkkk kkkk
IORWF f,d	f 或 W,结果送入 W 或 f	0001 00df ffff	00 0100 dfff ffff	0000 100d ffff ffff
NEGW f,s	W 取反加 1	—	—	0010 110s ffff ffff
RLCF f,d	f 带进位 C 循环左移	—	—	0001 101d ffff ffff
RLF f,d	f 带进位 C 循环左移	0011 01df ffff	00 1101 dfff ffff	—
RLNCF f,d	f 不带进位 C 循环左移	—	—	0010 001d ffff ffff

（续）

指令助记符	指令功能	12 位指令字	14 位指令字	16 位指令字
RRCF f,d	f 带进位 C 循环右移	—	—	0001 100d ffff ffff
RRF f,d	f 带进位 C 循环右移	0011 00df ffff	00 1100 dfff ffff	—
RRNCF f,d	f 不带进位 C 循环右移	—	—	0010 000d ffff ffff
SETF f,s	f 寄存器全置 1	—	—	0010 101s ffff ffff
XORLW k	立即数 k 异或 W,结果送入 W	1111 kkkk kkkk	11 1010 kkkk kkkk	1011 0100 kkkk kkkk
XORWF f,d	f 异或 W,结果送入 W 或 f	0001 10df ffff	00 0110 dfff ffff	0000 110d ffff ffff
CPFSEQ f	(f) = (W),跳转	—	—	0011 0001 ffff ffff
CPFSGT f	(f) > (W),跳转	—	—	0011 0010 ffff ffff
CPFSLT f	(f) < (W),跳转	—	—	0011 0000 ffff ffff
CLRWDT	清除 WDT 定时器	0000 0000 0100	00 0000 0110 0100	0000 0000 0000 0100
CALL k	调用子程序	1001 kkkk kkkk	10 0kkk kkkk kkkk	111k kkkk kkkk kkkk
GOTO k	无条件跳转	101k kkkk kkkk	10 1kkk kkkk kkkk	110k kkkk kkkk kkkk
LCALL k	长调用	—	—	1011 0111 kkkk kkkk
NOP	空操作	0000 0000 0000	00 0000 0xx0 0000	0000 0000 0000 0000
OPTION	写 OPTION 寄存器	0000 0000 0010	00 0000 0110 0010	—
RETFIE	中断返回	—	00 0000 0000 1001	0000 0000 0101
RETLW k	常数 W,子程序返回	1000 kkkk kkkk	11 01xx kkkk kkkk	1011 0110 kkkk kkkk
RETURN	子程序返回	—	00 0000 0000 1000	0000 0000 0000 0010
SLEEP	进入休眠状态	0000 0000 0011	00 0000 0110 0011	0000 0000 0000 0011
TRIS f	设置 I/O 口状态	0000 0000 00ff	—	—
TSTFSZ f	(f) 为零,间转	—	—	0011 0011 ffff ffff
BCF f,b	清除 f 寄存器 b 位	0100 bbbf ffff	01 00bb bfff ffff	1000 1bbb ffff ffff
BSF f,b	置 f 寄存器 b 位	0101 bbbfffff	01 01bb bfff ffff	1000 0bbb ffff ffff
BTFSC f,b	f 寄存器 b 位为零,间跳	0110 bbbfffff	01 10bb bfff ffff	1001 1bbb ffff ffff
BTFSS f,b	f 寄存器 b 位不为零,间跳	0111 bbbf ffff	01 11bb bfff ffff	1001 0bbb ffff ffff
BTG f,b	f 寄存器 b 位求反	—	—	0011 1bbb ffff ffff

4.4　控制器的硬件系统设计

4.4.1　单片机存储器的扩展

MCS-51 系列单片机的程序存储区和数据存储区在寻址逻辑上是相互独立的，程序存储区和外部数据存储区的寻址空间各有 64KB（0000H ~ FFFFH）。由于受生产工艺和成本的限制，单片机内部一般最多只配置了几千字节的程序存储器（内部 ROM）和 128 个字节的数据存储器（内部 RAM），在应用中这些存储器常常满足不了实际需要，必须采用额外的存储器芯片，对程序存储器和数据存储器进行扩展。

（1）扩展程序存储器的设计

1）外部程序存储器的扩展原理。8051 和 8751 的片内包含有 4KB 的程序存储器。8031 的片内没有程序存储器，需要外加 EPROM 或 EEPROM 作为程序存储器。外部程序存储器的扩展是通过 P0 口、P2 口以及 ALE、$\overline{\text{PSEN}}$两条控制线进行的，扩展程序存储器的结构如图 9. 1-36 所示。

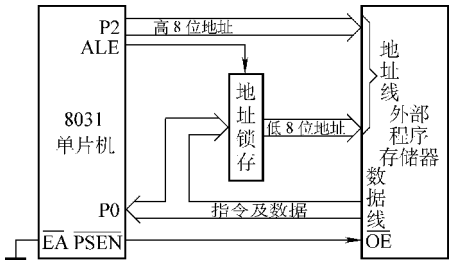


图 9. 1-36　MCS-51 外部扩展程序存储器结构

MCS-51 单片机在访问外部程序存储器期间将 P2 口作为高八位地址的输出口，P0 口作为分时复用的地址/数据总线接口，至于 P0 口上出现的信号是低八位地址还是数据，则由地址锁存控制线（ALE）的状态来区分。为将地址信号从地址/数据总线的信号中分离出来，必须采用地址锁存器。通常用作地址锁存器的芯片是带三态输出缓冲器的 8D 透明锁存器 74LS373 或 8282。74LS373 的逻辑符号如图 9. 1-37 所示。

当三态门使能信号线$\overline{OE}$为低电平时，三态门处于导通状态，Q0′～Q7′的信号输出到Q0～Q7；当$\overline{OE}$为高电平时，Q0～Q7处于高阻状态。当数据锁存控制线G为高电平，Q0′～Q7′与Q0～Q7的状态相同；当G变为低电平时，Q0′～Q7′的状态被锁存，不再受Q0～Q7的影响。74LS373在单片机系统中用作地址锁存器时，应把$\overline{OE}$线接地，而G线接单片机的ALE端。

MCS-51单片机访问外部程序存储器的时序如图9.1-38所示。

2）典型的外部程序存储器扩展电路。图9.1-39是采用2764扩展8031单片机外部程序存储器的逻辑电路。

由于2764只有8KB容量，所以只使用了13根地址线。图9.1-39中，2764的$\overline{CE}$线接地，因而只要$\overline{OE}$有效，即送出地址线指定的存储单元内容。外部程序存储器的地址范围为0000H～1FFFH，单片机除了可以从中读取指令外，还可以用查表指令（MOVC A，@A+PC或MOVC A，@A+DPTR）读出固化在程序存储器里的数据。

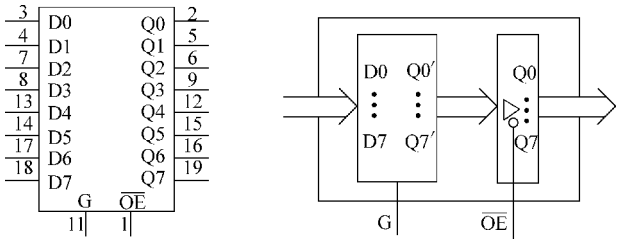


图9.1-37　8D透明锁存器74LS373

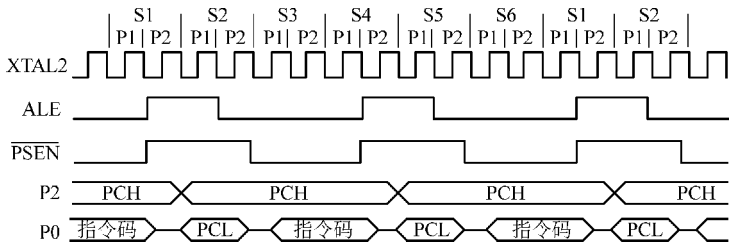


图9.1-38　程序存储器的时序

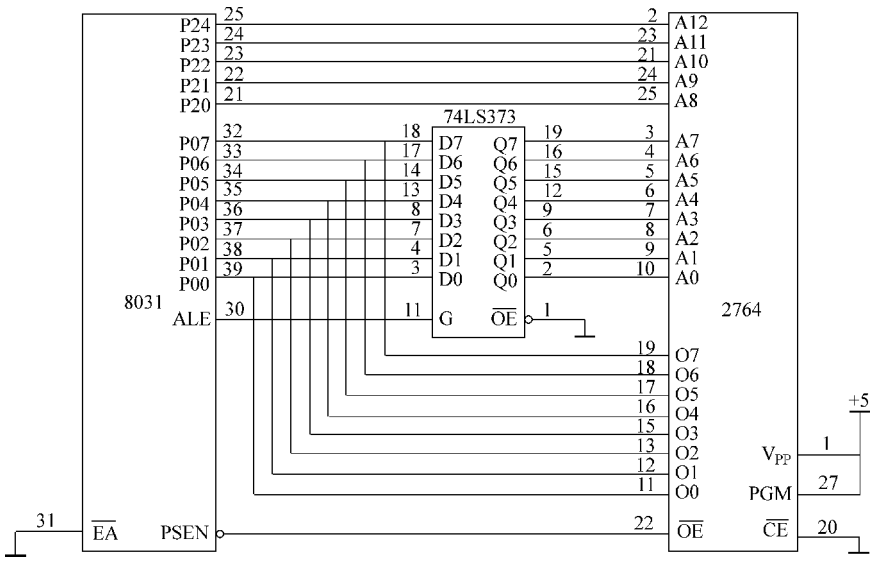


图9.1-39　扩展8KB程序存储器的8031系统

（2）扩展数据存储器的设计

1）外部数据存储器的扩展原理。MCS-51 系列的单片机内部备有 128 个字节的 RAM，如果仅靠片内的 RAM 不能满足应用的需要，则可利用单片机提供的扩展功能，采用 SRAM 或 EEPROM 在单片机外部扩展数据存储器。

外部数据存储器的扩展是通过 P0 口、P2 口以及 ALE、$\overline{WR}$、$\overline{RD}$等控制线进行的，扩展数据存储器的结构如图 9.1-40 所示。

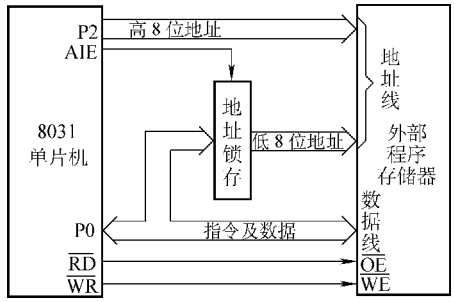


图 9.1-40　MCS-51 外部扩展数据存储器结构

由图 9.1-40 可见，扩展数据存储器与扩展程序存储器的结构是相似的，区别仅在于扩展数据存储器时使用的是$\overline{RD}$和$\overline{WR}$线，因而单片机既可对外进行读操作也可进行写操作。虽然外部程序存储器和数据存储器共用了 16 根地址线，但单片机仍然可以通过时序信号中$\overline{PSEN}$和$\overline{RD}/\overline{WR}$的不同状态，来区分是访问外部程序存储区，还是访问外部数据存储区。

MCS-51 单片机读写外部数据存储区的时序如图 9.1-41 所示。

2）典型的外部数据存储器扩展电路。图 9.1-42 所示的是采用 6116 和 2817A 扩展单片机的外部数据存储器电路。

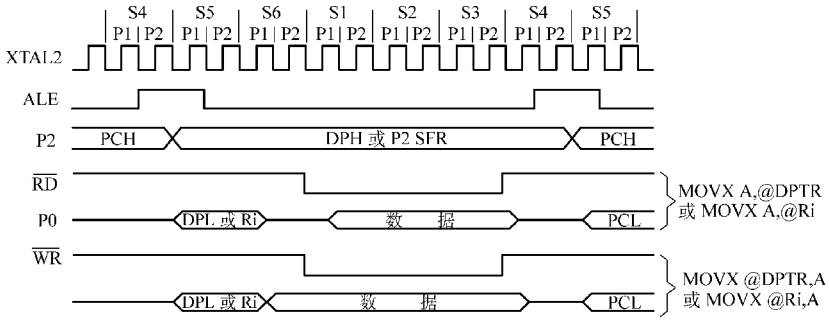


图 9.1-41　外部数据存储区的访问时序

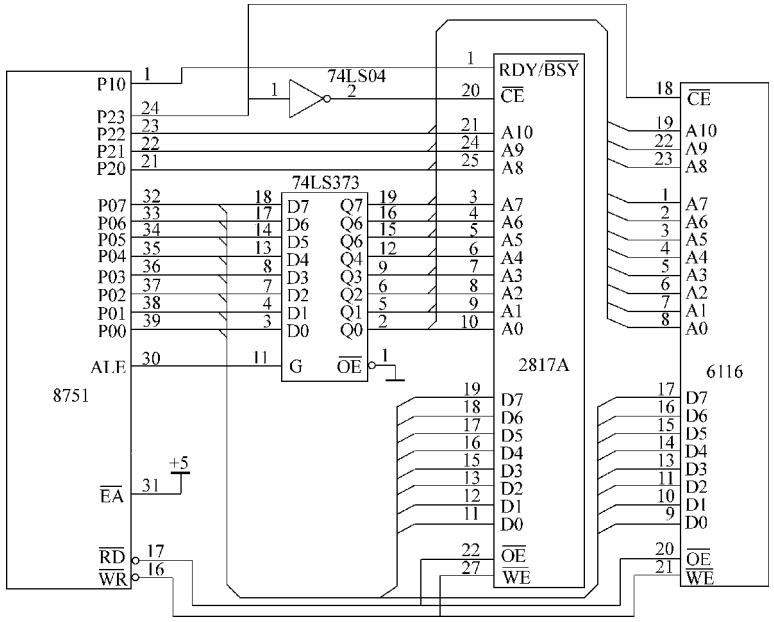


图 9.1-42　采用 EEPROM 作掉电数据保护的外部数据存储器扩展电路

电路中，6116 SRAM 的地址范围为 0000H ~ 07FFH，2817A EEPROM 的地址范围为 0800H ~ 0FFFH。EEPROM 用于掉电时对重要数据进行保护，它的 RDY/$\overline{\text{BSY}}$线接到了单片机 P1.0 端。该系统采用查询法对 EEPROM 进行写入操作。

4.4.2　单片机常用并行接口电路

单片机所提供的输入输出（I/O）线很少，大多数应用系统需要外加扩展的 I/O 接口。MCS-51 系列单片机系统进行 I/O 扩展时，经常采用的是美国 Intel 公司的外围接口芯片，如并行接口 8255A、扩展 RAM/IO 接口 8155 等。另外，74 系列的 TTL 电路或 CMOS 电路也常作为单片机的扩展 I/O 口。单片机可以通过这类接口电路从系统外部输入状态信息，或向外发出控制信号。

由于 MCS-51 系列单片机没有设置专门的 I/O 访问控制线，所以扩展的 I/O 端口需要与外部数据存储器进行统一编址，即扩展 I/O 端口的地址空间是外部数据地址空间的一部分，单片机可以像访问外部数据存储器那样访问 I/O 接口芯片。

单片机系统常常有多个 I/O 接口和外部数据 RAM 芯片。为了分别访问这些外围芯片，就需要采用编码技术选择出该芯片。常用的译码方法有两种：线选法和全译码法。

线选法是将芯片的片选线直接接到单片机的高位地址线上，一个芯片占用一条地址线，只要该地址线有效就选中该芯片。线选法的优点是电路结构简单，缺点是浪费了大量的地址空间，芯片间的地址不连续，芯片地址也不唯一。

在外围芯片较多时，常采用全译码法。全译码法是用译码器对高位地址进行译码，将译出的信号线作为片选线。常用的译码器有三-八译码器 8025、74LS138、双二-四译码器 74LS139、四-十六译码器 74LS156 等。74LS138 的逻辑符号如图 9.1-43 所示，真值表如表 9.1-40 所示。

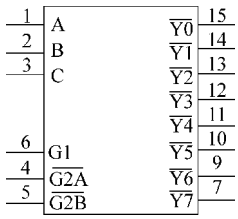


图 9.1-43　74LS138 的逻辑符号

表 9.1-40　74LS138 真值表

G1	$\overline{\text{G2A}}$	$\overline{\text{G2B}}$	C	B	A	$\overline{\text{Y7}}$	$\overline{\text{Y6}}$	$\overline{\text{Y5}}$	$\overline{\text{Y4}}$	$\overline{\text{Y3}}$	$\overline{\text{Y2}}$	$\overline{\text{Y1}}$	$\overline{\text{Y0}}$
1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0
1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0	1
1	0	0	0	1	0	1	1	1	1	1	0	1	1
1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1
1	0	0	1	0	0	1	1	1	0	1	1	1	1
1	0	0	1	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1
1	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1
1	0	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1
其他状态			×	×	×	1	1	1	1	1	1	1	1

并行接口芯片 8255A 在单片机系统中的应用：

（1）8255A 的使用说明

8255A 是一种可编程的并行 I/O 接口芯片，可以用编程写入方式选择控制字的方法、选择它的工作方式，由此改变其逻辑功能。

8255A 有三个 8 位并行口 PA、PB、PC，如图 9.1-44 所示。A 口和 B 口作为输入口或输出口。当 A 口、B 口工作于选通方式时，C 口作为它们操作时的状态和控制线。在其他情况下，C 口也可以作为输入或输出口。D0 ~ D7 为三态双向数据线，与单片机数据总线相连，单片机可通过它访问 8255A 的 I/O 口或发送方式选择控制字。$\overline{\text{CS}}$为低电平有效的片选信号。A0、A1 用于选择 8255A。

（2）采用 8255A 扩展单片机的 I/O 口

MCS-51 系列单片机可以直接采用 8255A 扩展其 I/O 口，接口电路的典型接法如图 9.1-45 所示。图中，8255A 的 A 口、B 口、C 口以及控制口的地址分别为 7FFCH、7FFDH、7FFEH 和 7FFFH。

对于图 9.1-45 所示的电路，假设要求 8255A 的三个端口均工作在方式 0，PA 和 PC0 ~ PC3 为输入口，PB 和 PC4 ~ PC7 为输出口，将输入口的数据存放在 20H、21H 单元，并将 30H 的内容送到 PB 口，然后将 PC4 ~ PC7 复位，则程序片段如下：

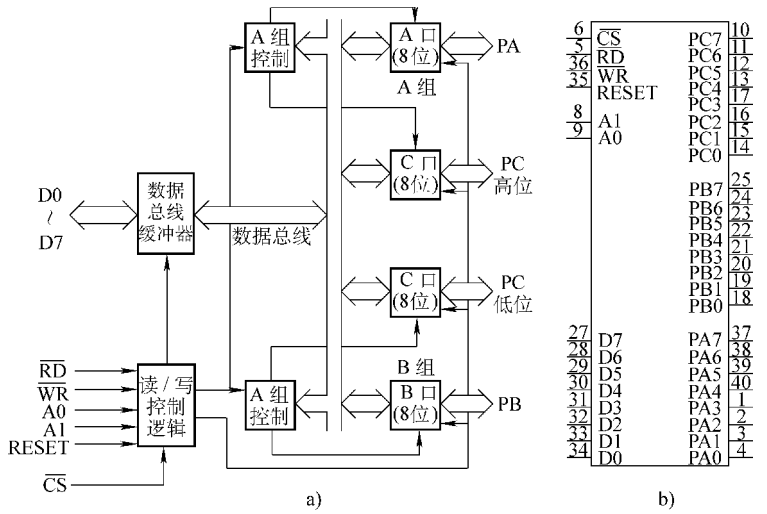


图 9.1-44　8255A 的内部结构和逻辑符号

a）8255A 的内部结构　b）8255A 的逻辑符号

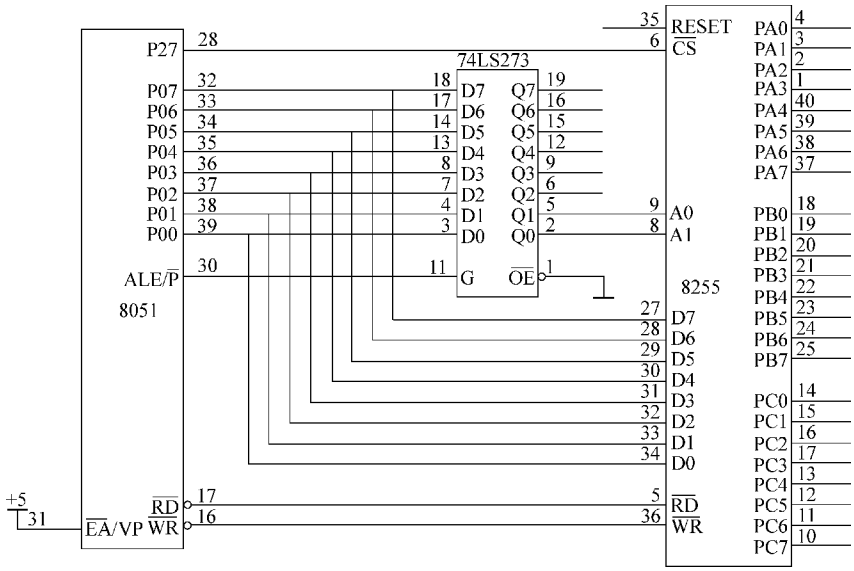


图 9.1-45　8051 与 8255A 的典型接口电路

```
MOV A，#91H          ；方式控制字→A
MOV DPTR，#7FFFH     ；控制口地址→DPTR
MOVX @ DPTR，A       ；方式控制字→控制寄
                       存器
MOV DPTR，#7FFCH     ；PA 口地址→DPTR
MOVX A，@ DPTR       ；读 PA 内容→A
MOV 20H，A           ；PA 口内容→20H 单元
MOV DPTR，#77FFEH    ；PC 口地址→
MOVX A，@ DPTR       ；读 PC 口内容→DPTR
MOV 21H，A           ；PC 口内容→21H 单元
MOV A，30H           ；30H 单元内容→A
MOV DPTR，7FFDH      ；PB 口地址→DPTR
MOVX @ DPTR，A       ；30H 单元内容→PB 口
MOV A，#0            ；清除 A
INC DPTR             ；PC 口地址→DPTR
MOVX @ DPTR，A       ；PC 口清零，即复位
```

如果要将 PC4 单独复位，可使用按位复位命令，程序如下：

```
MOV A，#08H          ；PC4 复位控制字→A
MOV DPTR，#7FFFH     ；控制口地址→DPTR
MOVX @ DPTR，A       ；复位控制字→控制寄
                       存器
```

如果要将PC7单独置位，可使用按位置位命令，程序如下：

```
MOV A，#0FH          ；PC口置位控制字→A
MOV DPTR，#7FFFH     ；控制口地址→DPTR
MOVX @ DPTR，A       ；置位控制字→控制寄存器
```

4.4.3　单片机的人机接口设计

在工业现场的生产过程中，操作人员常需要随时了解生产过程的各种参数，并在必要时对生产过程进行干预和调整，这就要求监控系统具有与操作者交换信息的功能，系统中用于实现这种功能的电路称为人机接口。

单片机系统最常用的显示装置是发光二极管（LED）显示器。这种显示器具有体积小、功耗低、响应速度快、可靠性高、使用方便等优点，很适合工业现场的监控装置使用。

下面就MCS-51单片机与输入装置和输出装置的接口方法，分别加以介绍。

（1）单片机系统的输入装置

1）按钮、开关状态的输入与检测。按钮和开关触点的开闭状态可直接通过数字量输入接口送到计算机系统内，如图9.1-46所示。

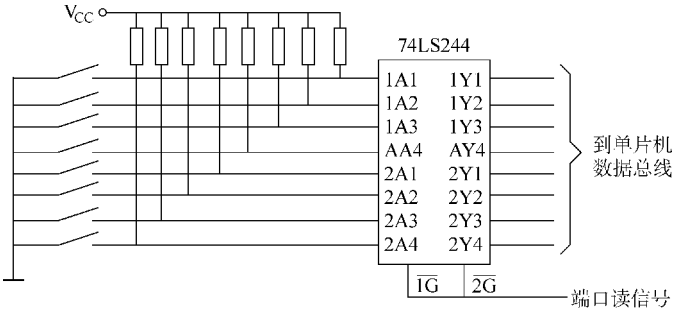


图9.1-46　按钮和开关状态的输入电路

由于机械式触点在闭合和断开时，均会发生抖动，抖动持续时间一般为5～10ms，所以在此期间，逻辑电路的输入端电平是不稳定的，CPU在读入触点状态时，会检测到多次的电平跳变，造成命令被重复执行。清除触点电平的抖动可采用图9.1-47所示的RC滤波器或R-S触发器等硬件电路。

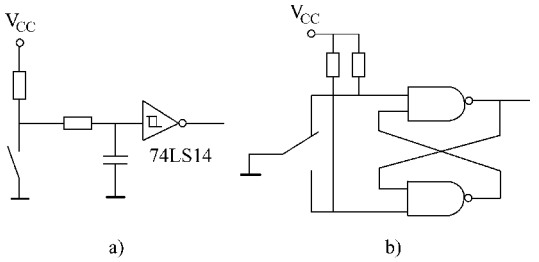


图9.1-47　克服触点抖动的硬件电路

a）滤波消抖电路　b）双稳态触发器消抖电路

采用硬件电路消除触点抖动需要对每个键附加一套消抖电路，这样会加大硬件成本。在单片机系统中，通常采用软件办法解决：当CPU检测到某一输入端电平变化时，先延时20ms，等触点稳定下来后，再读入触点状态，从而避免了触点的抖动。

为了保证按钮每闭合一次仅作一次处理，需要在程序结构中加以考虑。按钮输入处理程序的框图如图9.1-48所示。

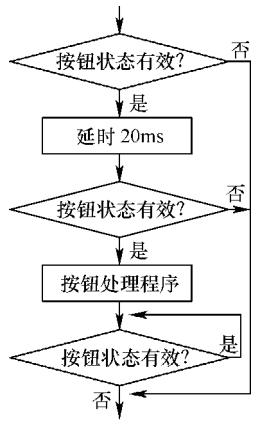


图9.1-48　按钮输入处理程序框图

在程序中，每当有按钮按下时，先执行按钮处理程序，然后等待按钮释放，在未释放前，不再执行指定功能，从而避免了按一次按钮执行多次处理程序的现象。

2）键盘的输入与处理。当按键数量较多时，为了节省接口电路，简化底板布线，常将按键组成矩阵型式，如图9.1-49所示。

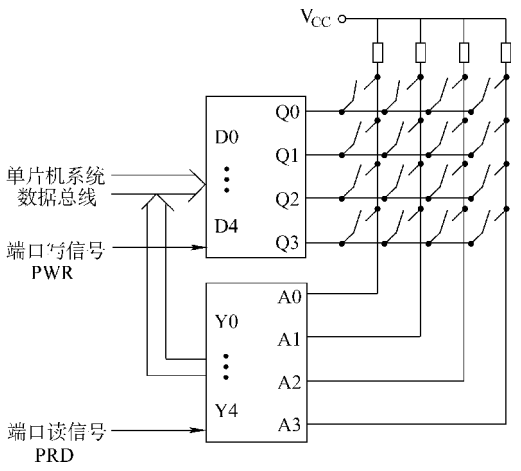


图 9. 1-49　4 ×4 键盘的结构

图 9. 1-49 中，每根列线都通过电阻上拉成为高电平，当键盘上没有按下时，输入口的状态均为“1”；当有按键按下时，则该键所在的行线和列线短路，输入口的电平状态取决于该键所在的行线的状态：若此行线为低电平，则该键的列线也为低电平。因此，在使行线均为低电平时，检测列线的状态，若均为“1”，则表明键盘中没有键被按下；若不全为“1”，则表明有按键按下，然后分别对按键矩阵的行、列进行扫描，找出该按键所在的行、列位置。键盘扫描程序框图如图 9. 1-50 所示。

键盘扫描程序的步骤如下：

①判断是否有键按下。其方法为令所有的行线状态为“0”，读入列线状态，若 D0 ~ D3 均为“1”，则说明无键按下，反之，则有键按下。

②延时 20ms，再次按步骤①确定是否有键按下，如果仍有，则表明该键状态已稳定下来，可进行下一步操作。

③再确定按下的键属于哪一行。先令第一行线为“0”，其他行线为“1”，读入列线状态，若不全为“1”，则表明被按下的键就在此行，否则再令第二行线为“0”，其余行线为“1”，读入列线状态，判断该行是否有键按下，重复执行上述查询过程，直到找到使读入的列线状态不全为“1”的行线，记下此行线的行号。

④确定按下的键属于哪一列。从读入的列线状态的第 0 位开始，依次寻找状态为“0”的位，该位的位置即为被按下键的列位置，记下该键的列号。

⑤根据该键的行号和列号，确定其特征编码，并作相应的处理。

⑥等待所有的键被释放后，再执行其他程序，保证每按一次键，仅执行一次处理程序。

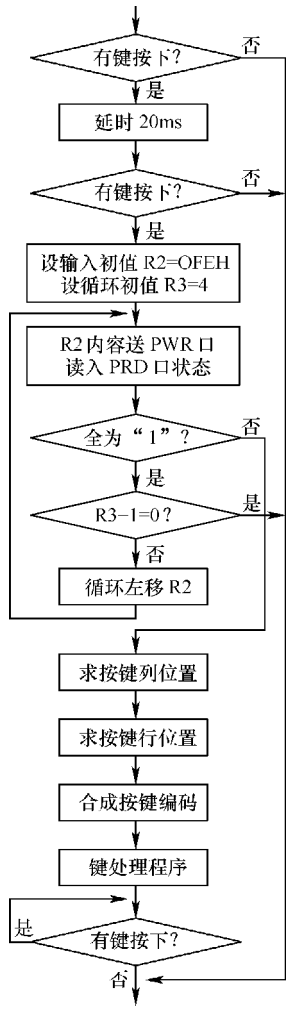


图 9. 1-50　键盘扫描程序框图

（2）单片机系统的显示装置

1）静态 LED 驱动电路。对于单个的发光二极管，可利用数字量输出口直接送出并锁存控制电平信号，由于发光二极管的工作电流约为 10mA 左右，所以该信号需经驱动器放大后再驱动发光二极管，如图 9. 1-51 所示。图中，7406 为反相 OC 门。当输入为低电平时，输出端为高阻态；当输入为高电平时，输出端为低电平，此时允许灌入的电流可达 40mA，R 为发光二极管的限流电阻。当需要哪位发光时，只需令输出控制字相应位的状态为“1”即可。

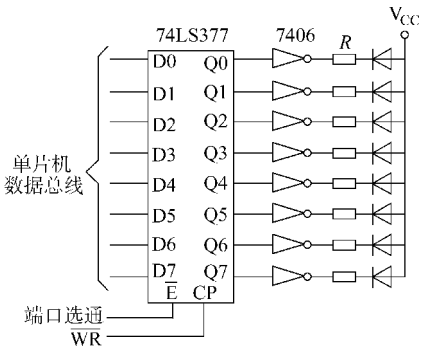


图 9.1-51　带有输出锁存器的 LED 显示电路

在生产过程的监测中常需要显示一些数字或字符，在这种情况下，可采用发光二级管组成的数码管完成显示功能。最为常用的数码管是七段数码管，该类数码管的每一段由一个 LED 组成。数码管内部的 LED 有两种接法：一种是将阴极全部接在一起，称为共阴极接法；另一种是将阳极全部接在一起，称为共阳极接法。七段 LED 数码管的结构如图 9.1-52 所示。对于每个共阳极的数码管，都可采用图 9.1-49 所示的电路加以驱动。

利用七段数码管既可以显示数字，也可以显示部分字符，如“H”、“L”等。在显示时，可根据数字或字符的字形与数码管各段的关系，向锁存器输出相应的段选码。例如，数字“1”的段选码为 06H，“2”的段选码为 5BH 等。

2）动态扫描式 LED 驱动电路。如果要显示的数符较多，那么为使每个数码管都配一个锁存驱动电路，将会加大硬件成本。这时可采用扫描式显示驱动的方法，如图 9.1-53 所示。图中，U1 为段锁存器，用于锁存数码管各段的显示状态，T1～T8 为段驱动电路，当输入为低电平时，相应的被驱动的段发光，反之则不发光。U2 为位锁存器，用于锁存需要进行显示的数码管的位置。U3 和 U4 为两输入两输出的电平驱动芯片，其输出端为低电平时，可灌入的电流达 200mA，在这里作为位显示驱动器；当输入端为高电平时，选通相应的数码管。L1～L4 为共阴极 LED 数码管。

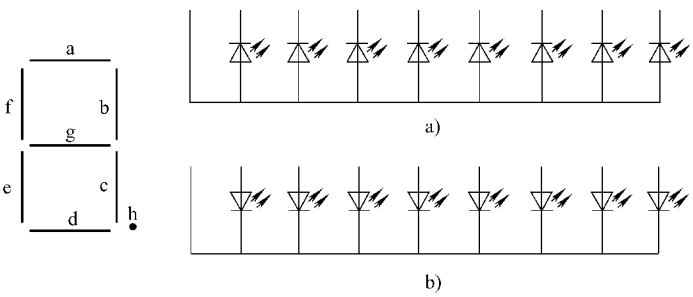


图 9.1-52　七段 LED 数码管的内部结构

a）共阳极接法　b）共阴极接法

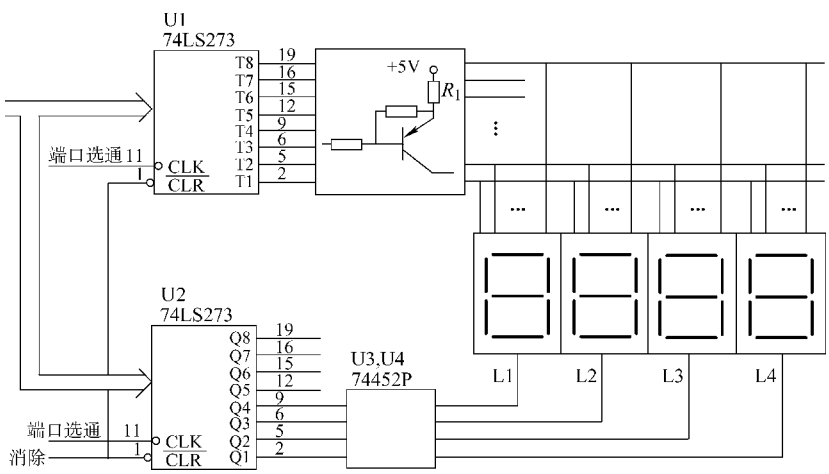


图 9.1-53　四位七段 LED 数码管驱动电路

在显示过程中，CPU 首先向段锁存器送出段选码，再选通该段选码的位选驱动器，持续 10ms 后，断开该位选驱动器。然后用同样的方法在下一个数码管显示下一字符，如此循环往复，利用人眼的视觉暂留效应，可使操作人员看到四个稳定的字符。这一循环过程的时序图和程序框图如图 9. 1-54 所示。

在电路设计时，应选择合适的限流电阻 R_1，使得数码管每段 LED 的瞬态电流不低于 40mA，此时动态扫描过程中的显示段平均电流约为 10mA，可以保证显示管的亮度。

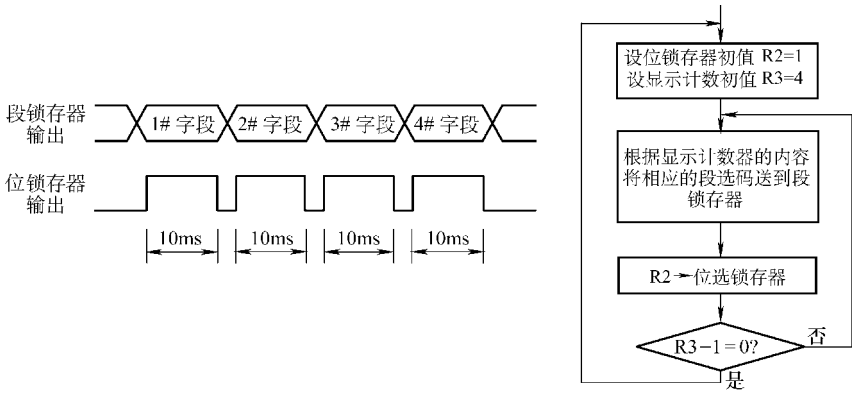


图 9. 1-54　四位 LED 数码管扫描时序图和程序框图

5　传感器及其选择

5. 1　传感器概述

5. 1. 1　传感器的组成

传感器是按一定规律实现信号检测并将被测量（物理的、化学的和生物的信息）变换为另一种物理量（通常是电量）的器件或仪表。它既能把非电量变换为电量，也能实现电量之间或非电量之间的相互转换。一切获取信息的仪表器件都可称为传感器。

传感器一般由敏感元件、转换元件、基本转换电路三部分组成，如图 9. 5-55 所示。

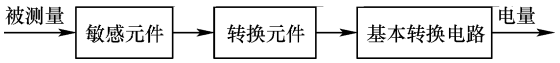


图 9. 1-55　传感器的组成

敏感元件是能直接感受被测量，并以确定关系输出某一物理量的元件，如弹性敏感元件可将力转换为位移或应变；转换元件可将敏感元件输出的非电物理量转换成电路参数量；基本转换电路将电路参数量转换成便于测量的电信号，如电压、电流、频率等。

按输出信号的性质可将传感器分为开关型（二值型）、模拟型和数字型，如图 9. 1-56 所示。

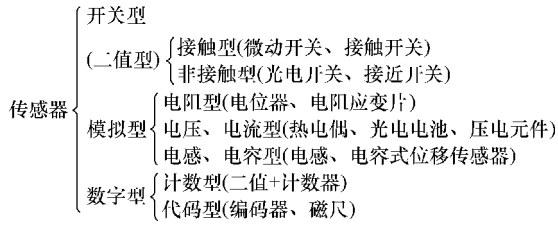


图 9. 1-56　传感器类型

机电一体化系统对检测传感器的基本要求为：①体积小、质量轻、对整机的适应性好；②精度和灵敏度高、响应快、稳定性好、信噪比高；③安全可靠、寿命长；④便于与计算机连接；⑤不易受被测对象（如电阻、磁导率）的影响，也不影响外部环境；⑥对环境条件适应能力强；⑦现场处理简单、操作性能好；⑧价格便宜。

5. 1. 2　传感器的特性和技术指标

（1）传感器的静态特性

传感器的特性主要是指输入与输出的关系。当传感器的输入量为常量或随时间作缓慢变化时，传感器的输出与输入之间的关系为静态特性，表 9. 1-41 为传感器的静态特性指标。

表 9. 1-41　传感器的静态特性指标

特性指标	定义、公式	选用原则
量程	传感器的输入、输出保持线性关系的最大量限，一般用传感器允许的测量的上、下极限值代数差	超范围使用，传感器的灵敏度下降、性能变坏

（续）

特性指标	定义、公式	选用原则
灵敏度 S_0	传感器输出变化量 ΔY 与引起此变化的输入变化量 ΔX 的比值，$S_0=\Delta Y/\Delta X$ 灵敏度误差 $r_S=(\Delta S_0/S_0)\times100\%$	表示了传感器对测量参数变化的反应能力
线性度	被测值处于稳定状态时，传感器的输出与输入之间的关系曲线（称标准或标定曲线）与拟合曲线的接近（或偏离）程度 $\delta_L=(\lvert\Delta L_{max}\rvert/Y_{FS})\times100\%$ 式中　δ_L—线性度 ΔL_{max}—标定曲线与拟合曲线的最大偏差 Y_{FS}—满量程输出值	选取的拟合曲线不同，所得的线性度也不同，较常用的有最小乘法、端点法、端点平移法等
迟滞	传感器在输入量增加的过程中（正行程）和减少的过程中（反行程），输出输入特性曲线的不重合程度。迟滞误差一般以满量程输出的百分数表示： $r_H=(\Delta H_{max}/Y_{FS})\times100\%$	迟滞误差越小越好
重复性误差	传感器在输入量按同一方向作全量程连续多次变动时所得特性曲线不一致的程度。重复性误差（用满量程输出的百分数表示）： $r_R=(\lvert\Delta R_m\rvert/Y_{FS})\times100\%$ 式中　ΔR_m—输出最大重复性偏差	
分辨力	传感器能够检测到的最小输入增量	在输入零点附近的分辨力称为阈值
稳定性	传感器在较长的时间内保持其性能参数的能力	常采用给出标定的有效期表示其稳定性
零漂	传感器在零输入状态下，输出值的变化	一般有时间零漂和温度零漂两种
精确度	表示测量结果与被测“真值”的接近程度。精度一般用极限误差来表示，或者用极限误差与满量程之比按百分数给出	一般在标定或校验过程中确定，此时的“真值”由工作基准或更高精确度的仪器给出

（2）传感器的性能指标

传感器的主要性能指标如表9.1-42所示。对于不同的传感器，应根据实际需要确定其主要性能参数。一般选用传感器时，应主要考虑高精度、低成本，根据实际要求合理确定静态精度和成本的关系；高灵敏度应根据需要合理确定；工作可靠；稳定性好，长期工作稳定，耐蚀性好；抗干扰能力强；动态测量具有良好的动态特性；结构简单、小巧，使用维护方便，通用性强，功耗低等。

表9.1-42　传感器的主要性能指标

项目			相应指标		
基本参数	量程		测量范围	在允许误差极限范围内被测量值的范围	
			量程	传感器允许的测量的上、下极限值代数差	
			过载能力	传感器在不致引起规定性能指标永久改变的条件下，允许超过测量范围的能力	
	灵敏度		灵敏度、分辨力、阈值、满量程输出		
	静态精度		精确度、线性度、重复性、迟滞、灵敏度误差		
	动态特性	频率特性	频率特性、频率响应范围、临界频率		时间常数、固有频率、阻尼比、动态误差
		阶跃特性	超调量、临界速度、调整时间		

（续）

项　　目		相 应 指 标
环境参数	温度	工作温度范围、温度误差、温度漂移、温度系数、热滞后
	振动冲击	允许各向抗冲击振动的频率、振幅及加速度、冲击振动所允许引入的误差
	其他	抗潮湿、抗介质腐蚀能力、抗电磁干扰能力等
可靠性		工作寿命、平均无故障时间、保险期、疲劳特性、绝缘电阻、耐压
使用条件		电源、外形、质量、结构特点、安装方式等
价格		价格、性能价格比

5.2　几类传感器的主要性能及优缺点

（1）位移、位置传感器

位移、位置传感器的测量方法多为电测法。常用位移传感器的类型有电阻式、电感式、电容式、电磁式、光电式、编码式等。表 9.1-43 列出了各种类型线位移、位置传感器的主要性能及其优缺点。表 9.1-44 列出了角度、角位移传感器的主要性能及其优缺点。

表 9.1-43　线位移、位置传感器的主要性能及优缺点

类型		测量范围/mm	线性度（%）	分辨力/μm	优　　点	缺点
电阻式	电位计式	0 ~ 300	0.1 ~ 1	10	结构简单，性能稳定，成本低	分辨力不高，易磨损
	电阻应变式	0 ~ 50	0.1 ~ 0.5	1	精度较高	动态范围窄
电感式	自感式	1 ~ 200	0.1 ~ 1	<0.01	动态范围宽，线性度好，抗干扰能力强	有残余电压
	互感式	1 ~ 1000	0.1 ~ 0.5	0.01	分辨力高，线性度好	有残余电压
	电涡流式	1 ~ 5	1 ~ 3	0.05 ~ 5	结构简单，能防水和油污	灵敏度随检测对象的材料而变
	电感调频式	1 ~ 100	0.2 ~ 1.5	1 ~ 5	导杆移动使磁阻变化，调频振荡器频率发生变化，抗干扰能力强	结构复杂
电磁式	磁敏电阻式	< 5	精度 0.5%	0.3	体积小，结构简单，精度高，用于非接触测量	量程小
	感应同步式	200 ~ 4×10^4	精度 2.5μm/m	0.1	在机床加工和自动控制中应用广泛，动态范围宽、精度高	安装不便
	磁栅式	1000 ~ 2×10^4	精度 1 ~ 2μm/m	1	制造简单，使用方便，磁信号可重新录制，可用于机床和仪表，用来检测大位移	需要磁屏蔽和防尘措施
	霍尔效应式	5	<2%，精度 ±1 个脉冲	1	结构简单，体积小	对温度敏感
电容式	容栅式	1 ~ 100	0.5 ~ 1	0.01 ~ 0.001	结构简单，动态性能好，灵敏度和分辨力高，用于无接触检测，能适应恶劣环境	轴端窜动和电缆电容等对测量精度有影响。输出阻抗高，需要采取屏蔽措施
光电式	反射式	±1		1		
	光栅式	30 ~ 3000	精度 0.5 ~ 3μm/m	0.1 ~ 10		
	激光式	单频激光干涉传感器可达几十米	精度 10^{-7} ~ 10^{-8}	0.0001 ~ 1		
	光纤式	1	1	0.25		
	光电码盘式	1 ~ 1000	0.5 ~ 1	±1 个二进制数		

表 9.1-44　角度、角位移传感器的主要性能及其优缺点

类　型		测量范围(°)	精确度	线性度(%FS)	分辨力	优　点	缺点
应变计式		±180				性能稳定可靠	
旋转变压器式		360	2′~5′	小角度时0.1		对环境要求低，使用方便，抗干扰能力强，性能稳定	精度不高，线性范围小
感应同步器式		360	±0.5″~±1″		0.1″	精度较高，易数字化，能动态测量，结构简单，对环境要求低	电路较复杂
电容式		70	25″		0.1″	分辨力高，结构简单，灵敏度高，耐恶劣环境	需屏蔽
编码盘式		360	0.7″		±1个二进制数	分辨力和精度高，易数字化	电路较复杂
光栅式		360	±0.5″		0.1″	易数字化，精度高，能动态测量	对环境要求较高
磁栅式		360	±0.5″~±5″			易数字化，结构简单，录磁方便，成本低	需磁屏蔽
激光式		±45			0.1rad(d=50mm)	精度高，常作为计量基准	设备复杂，成本高
陀螺式		±30 ~ ±70		±2		能测动坐标转角	结构复杂
电位器式	绕线式	0~330		0.1~3	0.1~1	结构简单，测量范围广，输出信号大，抗干扰能力强，精度较高	存在接触摩擦，动态响应低
	非绕线式	0~330		0.2~5	2″~6″	分辨力高，面耐磨性好，阻值范围宽	接触电阻和噪声大，附加力矩较大
	光电式	0~330		3	较高	无附加力矩，寿命长，响应快	

（2）速度、加速度传感器

速度传感器有线速度、角速度、转速等传感器，加速度传感器有惯性加速度和振动冲击加速度传感器，表9.1-45为速度传感器的主要性能及其优缺点，表9.1-46为加速度传感器的主要性能及其优缺点。

（3）力、压力、力矩传感器

力、压力、力矩传感器有电阻式、压电式、压磁式、电容式等，具体类型和特点见表9.1-47。

表 9.1-45　速度传感器的主要性能及其优缺点

类　型		精　度	线性度（%）	分辨力或灵敏度	优　点	缺　点
磁电感应		5% ~10%	0.02~0.1	600mV/(cm·s^{-1})	灵敏度高，性能稳定，使用方便	频率下限受限制，体积质量较大
差动变压器式		0.2% ~1%	0.1~0.5	50mV/(cm·s^{-1})	漂移小	只能测低速
光电式		0.1% ~0.5%			结构简单，体积小，质量轻，精度高	
电容式		±1个脉冲			可靠性高，分辨力、灵敏度高	需屏蔽
电涡流式		±1个脉冲			耐油水污染，灵敏度高，线性范围宽	灵敏度随检测对象的材料变化
霍尔效应		±1个脉冲			结构简单，体积小	对温度敏感
测速发电机			0.2~1	0.4~5mV/(r·min^{-1})	线性度高，灵敏度高，输出信号大，性能稳定	
陀螺式	压电陀螺	±0.2	0.1~1	<0.04°/s	体积小，响应快，滞后小，功耗低	
	转子陀螺	<±0.02°/s	0.20	(0.6°~2°)/s	安装简单，使用方便	质量较大，成本高，寿命较短
	激光陀螺			10^{-4}~10^{8}rad·s^{-1}	灵敏度高	转速低时，可能发生锁定现象
	光纤陀螺			108rad·s^{-1}	精度高，稳定性好，体积小	

表 9.1-46　加速度传感器的主要性能及其优缺点

类　型		测量范围	线性度	灵敏度	特　点
惯性加速度传感器	微型硅加速度传感器	$\pm 5g$	1%		迟滞小
	压电加速度传感器	$\pm 10g$	0.2	500Hz/g	体积小，质量小，需前置放大器
	石英挠性伺服加速度传感器	$10^{-5}g \sim 2g$		1 ~ 600V/g	
冲击加速度传感器	压电加速度传感器	$2\times10^{3}g \sim 3\times10^{5}g$		0.3 ~ 40mV /(m·s^{-2})	体积小，质量小，动态范围大，频率范围宽
	应变加速度传感器	$\pm 5g \sim 1000g$	1 ~ 5	0.5% ~ 8%	体积小，质量小，灵敏度高，频响宽
	磁电式振动加速度传感器	$0.5g \sim 10g$	< ±5	0.15 ~ 0.75mV /(mm·s^{-2})	检测振动加速度

表 9.1-47　力、压力、力矩传感器的类型和特点

类型		优　点	缺　点	应　用
电阻式	电阻应变式	测量范围宽，精度高，动态性能好，寿命长，体积小，质量轻，价格便宜，可在恶劣环境下工作	存在线性误差，抗干扰能力差	测量力、扭矩、荷重等
	压阻式	频响宽，测量范围大，灵敏度、分辨力高，体积小，使用方便，易集成	存在较大的非线性误差和温度误差，需温度补偿	测量压力
压电式		结构简单，工作可靠，使用方便，抗干扰能力强，线性好，频响范围宽，灵敏度高，迟滞小，重复性好，温度系数低		动态和恶劣环境下进行力的测量
压磁式		输出功率大，信号强，抗干扰和过载能力强，工作可靠，寿命长，能在恶劣环境工作	反应速度较慢，精度较低	测量力、力矩和称重
电容式		结构简单，灵敏度高，动态特性好，过载能力强，成本低	易受干扰	测量力、扭矩等
霍尔效应式		结构简单，体积小，频带宽，动态范围大，寿命长，可靠性高，易集成	易受温度影响，转换效率较低	测量力、扭矩等
电位器式		线性度好，结构简单，输出信号大，使用方便	精度不高，动态响应较慢	测量力、扭矩等
电感式		灵敏度、分辨力高，工作可靠，输出功率较大	频响慢，动态测量精度低	测量力、压力、扭矩、荷重等
光电式		结构简单，工作可靠		测量扭矩
弹性元件式		使用可靠，灵敏度随敏感性不同而不同	动态响应慢	测量力、压力、扭矩等

（4）温度传感器

温度代表物质的冷热程度，是物质内部分子运动剧烈程度的标志。测量温度的方法有接触式和非接触式两类。因此，温度传感器被分为接触式和非接触式两大类，其类型和特点列于表 9.1-48。

（5）流量传感器

流量传感器有超声式、涡流式、电磁式和转子式，其类型和特点见表 9.1-49。

（6）视觉、触觉传感器

视觉和触觉传感器的类型和特点见表 9.1-50。

表 9.1-48　温度传感器的类型和特点

类　型		特　点	应　用
接触式	热电偶式	测量精度高；测量范围宽（－100～1800℃），金铁镍铬热电偶最低测温可达－269℃，钨铼热电偶可达2800℃；构造简单，使用方便	测量物质（流体或气体）温度
	金属热电阻式	铂热电阻式抗氧化能力强，测温精度高，范围大，但成本高。铜热电阻式测温精度较低，测量范围小，但成本低，镍热电阻式灵敏度较高，稳定性较差	用于工业测温
	热敏电阻式	体积小，质量轻，结构简单，热惯性小，响应速度快，有正温度系数（PTC）和负温度系数（NTC）两种	适用于小空间的温度测量
	半导体温度传感器	有二极管式和三极管式两种，二极管式测量误差大，结构简单，价格便宜；三极管式测量误差小，精度高，范围宽	常用于工业和医疗领域
非接触式	全辐射式	利用全光谱范围内总辐射能量与温度的关系进行温度测量	用于远距离且不能直接接触的高温物质
	亮度式	以被测物质光谱的一个狭窄区域内的亮度与标准辐射体的亮度进行比较测量的，测量范围宽，精度较高	一般用于700～3200℃的轧钢、锻压、热处理浇铸
	比色温度传感器	响应快，测量范围宽，测量温度接近实际温度	用于连续自动测量钢液、铁液、炉渣和表面没有覆盖物的物体温度

表 9.1-49　流量传感器的类型和特点

类　型		测量范围/$m^3 \cdot h^{-1}$	精度（%）	特　点
超声式流量计		0～600	1～1.5	检测各种高温液体管道流量
涡流式流量计		液体时：3～3800 气体时：$6 \sim 2 \times 10^4$	±1	多用于工业用水、城市煤气、饱和蒸汽的检测与控汽
		蒸汽时：$40 \sim 6 \times 10^4$		
电磁式流量计		0～600	1～2.5	用于腐蚀、导电或带微粒流量的检测
转子式	玻璃管式	液体时：0.01～40 气体时：0.016～10^3	1～2.5	用于石油和纯水装置等的流量监测
	金属管式	液体时：0.01～10^2 气体时：0.4～10^3	±2	

表 9.1-50　视觉和触觉传感器的类型和特点

类　型		特　点
视觉传感器	工业摄像机 固体半导体CCD摄像机	一般由照明部、接受部、光电转换部、扫描部等部分组成，通过图像处理进行物体、文字、符号、图像等的识别
	红外图像传感器	由红外敏感元件和电子扫描电路组成，可将波长2～20μm的红外光图像转换为电视图像
	激光传感器	由光电转换部件、高速旋转多面棱镜、激光器等组成，可检测表面缺陷、识别条形码等
触觉传感器	接触觉传感器	可通过接触压力感知物品
	滑动觉传感器	将滑动位移量通过光电码盘或旋转电位计转换为电信号来检测滑动情况

5.3　机电一体化中常用传感器

5.3.1　位置传感器

位置传感器是通过检测，确定是否到达某一个位置，它可以用一个开关量来表示。位置传感器可分为接触式和非接触式两种。

（1）微动开关

微动开关是一类接触式位置传感器，当规定的位移或力作用到可动部分（执行器）时，开关的接点断开或接通而发出相应的信号。图 9.1-57 表示执行器形状不同的几种限位开关，为保证传感器的精度，执行机构可在 4 ~ 7N 力的作用下产生动作，其中销键按钮式精度最高。

微动开关实际上是通过触觉来感知信息，触觉广义上可获取的信息是：接触信息、狭小区域上的压力信息、分布压力信息、力和力矩信息、滑觉信息。这些信息分别用于触觉识别和触觉控制。从检测信息及等级考虑，触觉识别可分为点信息识别、平面信息识别和空间信息识别三种。图 9.1-58 给出了触觉传感器按空间扩展和信息扩展的分类。

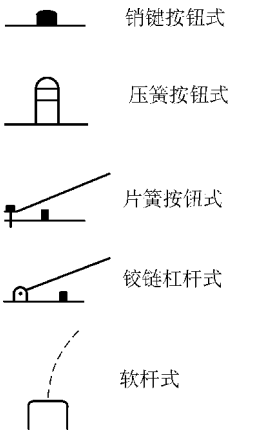


图 9.1-57　几种限位开关

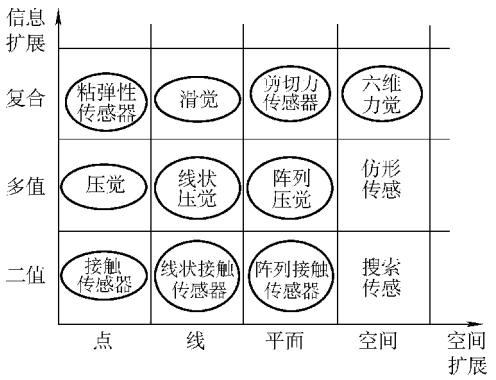


图 9.1-58　触觉传感器的分类

（2）接近开关

非接触式接近传感器有高频振荡式、磁感应式、电容感应式、超声波式、气动式、光电式、光纤式等多种接近开关。

光电开关是由 LED 光源和光敏二极管或光敏晶体管等光敏元件相隔一定距离而构成的透光式开关（见图 9.1-59）。当基准位置的遮光片通过光源和光敏元件间的缝隙时，光射不到光敏元件上，而起到开关的作用。光接受部分的放大输出电路已集成为一个芯片，可以直接得到 TTL 输出电平。光电开关的特点是非接触检测，精度可达约 0.5mm。

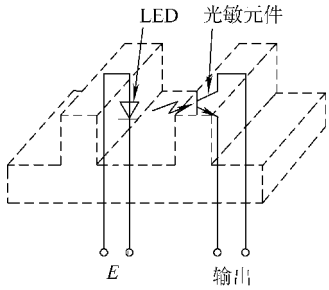


图 9.1-59　光电开关结构

5.3.2　位移、角度、距离测量传感器

（1）电位器

电位器分为直线型（测量位移）和旋转型。电位器由环状或棒状电阻丝和滑动片（或称为电刷）组成，滑动片接触或靠近电阻丝取出电信号。电刷与驱动器连成一体，将其线位移或角位移转换成电阻的变化，在电路中以电压或电流的变化型式输出。图 9.1-60 是旋转式电位器的基本结构，在环状电阻两端加上电压 E，若电阻丝的总电阻为 R，当转轴（电刷）转过 $\theta(°)$ 角时，通过电刷的滑动部分阻值 $r(\theta)$ 为

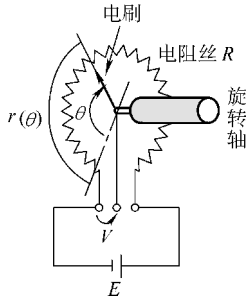


图 9.1-60　旋转式电位器的基本结构

$$r(\theta) = \frac{\theta}{360}R \qquad (9.1\text{-}1)$$

因此，输出电压 V 可以表示为

$$V = \frac{r(\theta)}{R}E = \frac{\theta}{360}E \qquad (9.1\text{-}2)$$

非接触式电位器中，利用磁电阻效应的磁阻式电位器已经实用化。所谓磁阻效应，就是在元件电流的垂直方向上加以外磁场，使元件在电流方向上的电阻值发生变化。如图9.1-61所示，两个InSb类的磁阻元件MR_1、MR_2相串联，两端加上电压，滑动作为电刷的永久磁铁，使磁场方向和磁阻元件的电流方向保持垂直，这时，磁阻元件电阻值的变化等价于磁铁相对于元件位置的变化。非接触式电位器具有寿命长、分辨力高、转矩小、响应速度快等优点。但磁阻元件的电阻温度系数比其他电阻大两个数量级，若直接用在线路中，输出电压的温度漂移很大。为此，一般在磁阻元件上串并联固定电阻，通过组合电阻的平衡，实现温度补偿。

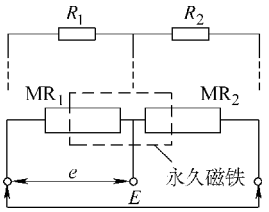


图9.1-61　磁阻式电位器结构

（2）互感变压器

互感变压器在直线测量上采用差动变压器，在转动方向上用旋转变压器。旋转变压器由铁心、两个定子线圈和两个转子线圈组成。定子和转子由硅钢片或坡莫合金叠层制成，在槽里绕上线圈，定子和转子分别由互相垂直的两相绕组构成。图9.1-62为内部接线电路图，在各定子线圈加上交流电压，转子线圈中由于交链磁通的变化产生感应电压。感应电压和励磁电压之间相关联的耦合系数随转子的转角而改变，因此，根据测得的输出电压，就可以知道转角的大小。旋转变压器的电压随转角θ而改变，且耦合系数是由$K\sin\theta$或$K\cos\theta$的两个变压器构成的。

在两个定子线圈上分别加上90°相位差的两个励磁电压E_{s1}和E_{s2}，则

$$E_{s1}=E\cos\omega t \quad E_{s2}=E\sin\omega t \qquad (9.1\text{-}3)$$

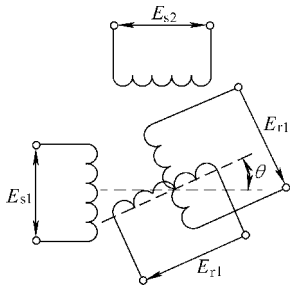


图9.1-62　旋转变压器原理

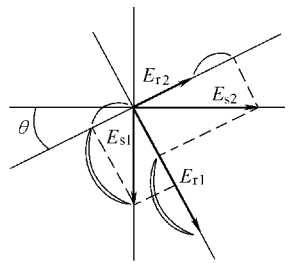


图9.1-63　各线圈电压的矢量图

如图9.1-63的矢量图所示，各励磁电压乘以耦合系数得到感应电压，经过矢量合成后，转子线圈中的感应电压为

$$E_{r1}=E\cos(\omega t+\theta) \quad E_{r2}=E\sin(\omega t+\theta) \qquad (9.1\text{-}4)$$

可见，旋转变压器负端输出的是转子线圈相对于定子线圈空间转角θ的相位调制信号。K是两个线圈间的最大耦合系数。

（3）编码器

编码器根据刻度的形状分为测量直线位移的直线编码器和测量旋转位移的旋转编码器。将旋转角度转换为数字量的传感器称为旋转编码器。

根据信号的输出型式分为增量式编码器和绝对式编码器。增量式编码器对应每个单位直线位移或单位角位移输出一个脉冲；绝对式旋转编码器根据读出的码盘上的编码，检测绝对位置。根据检测原理，编码器可分为光学式、磁式、感应式和电容式。下面介绍应用最多的光学编码器的原理。

旋转编码器的结构如图9.1-64所示，在发光二极管和光敏二极管之间由旋转码盘隔开，在码盘上刻有栅缝。当旋转码盘转动时，光敏二极管断续地接受发光二极管发出的光、输出信号经整形后输出方波信号。

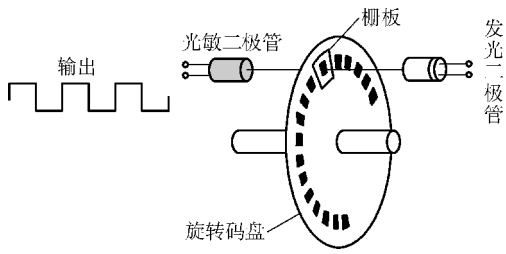


图9.1-64　旋转编码器的结构

增量编码器见图9.1-65，有A相、B相、Z相三条光栅，A相与B相的相位差为90°。利用B相的上升沿触发检测A相的状态，以判断旋转方向。例如，按图9.1-64所示的顺时针旋转，则B相上升沿对应

A 相的通状态；若逆时针旋转，则 B 相上升沿对应 A 相的断状态；Z 相为原点信号。

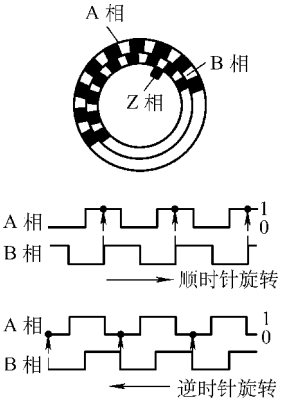


图 9.1-65　增量编码器的原理

（4）超声波距离传感器

超声波距离传感器由发射器和接收器构成。几乎所有超声波距离传感器的发射器和接收器都是利用压电效应制成的。发射器是利用给压电晶体加一个外加电场时晶片产生应变（压电逆效应）这一原理制成的。接收器的原理是：当给晶片加一个外力使其变形时，在晶体的两面会产生与应变量相当的电荷（压电正效应），若应变方向相反则产生电荷的极性反向。

超声波距离传感器的检测方式有脉冲回波式（见图 9.1-66）以及 FM-CW（频率调制、连续波）式（见图 9.1-67）两种。

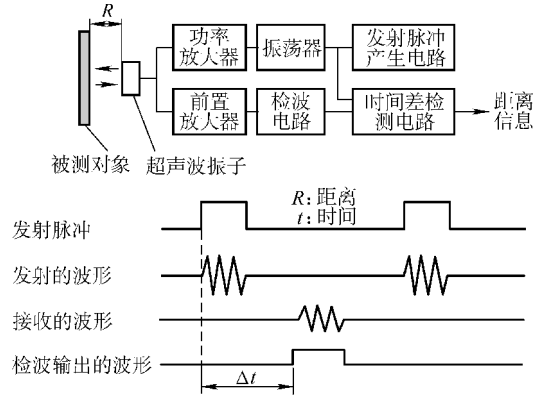


图 9.1-66　脉冲回波式的检测原理

在脉冲回波式中，先将超声波用脉冲调制后发射，根据经被测物体反射回来的回波延迟时间 Δt，计算出被测物体的距离 R。设空气中的声速为 v，被测物体与传感器间的距离为

$$R = v\Delta t/2 \tag{9.1-5}$$

如果空气温度为 T，则声速为

$$v = 331.5 + 0.607T \tag{9.1-6}$$

FM-CW 方式是采用连续波对超声波信号进行调制。将由被测物体反射延迟 Δt 后得到的接收波信号与发射波信号相乘，取出其中的低频信号，可以得到与距离 R 成正比的差频 f_τ 信号。假设调制信号的频率为 f_m，调制频率的带宽为 Δf，被测物体的距离为

$$R = \frac{f_\tau v}{4f_m \Delta f} \tag{9.1-7}$$

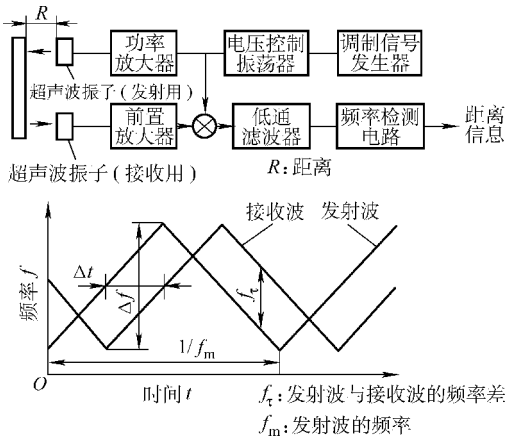


图 9.1-67　FM-CW 式的测距原理

5.3.3　速度和加速度测量传感器

速度、角速度测量是驱动器反馈控制中必不可少的环节。有时也利用位移传感器测量速度，即测量单位采样时间的位移量，然后用 F/V 转换器变成模拟电压。

（1）测速发电机

测速发电机是利用发电机原理的速度传感器或角速度传感器。

恒定磁场中的线圈发生位移，线圈两端的感应电压 E 与线圈内交链磁通 Φ 的变化速率成正比，输出电压为

$$E = -\frac{\mathrm{d}\Phi}{\mathrm{d}t} \tag{9.1-8}$$

根据这个原理测量角速度的测速发电机，可按其构造分为直流测速发电机、交流测速发电机和感应式交流测速发电机。

直流测速发电机的定子是永久磁铁，转子是线圈绕组。图 9.1-68 是直流测速发电机的结构图。它的原理和永久磁铁的直流发电机相同，转子产生的电压通过换向器和电刷以直流电压的型式输出，可以测量 0～10000r·min^{-1}量级的旋转速度，线性度为 0.1%。此外，停机时不易产生残留电压，因此，它最适宜作

速度传感器。但是电刷部分是机械接触，需要注意维修。另外，换向器在切换时产生脉动电压，使测量精度降低。因此，现在也有无刷直流测速发电机。

永久磁铁式交流测速发电机的构造和直流测速发电机恰好相反，它的转子上安装多磁极永久磁铁，定子线圈输出与旋转速度成正比的交流电压。

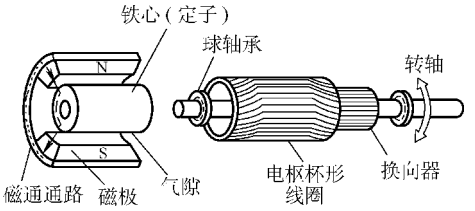


图 9.1-68　直流测速发电机的结构图

（2）应变片加速度传感器

电阻应变片加速度传感器是一个由板簧支承重锤所构成的振动系统，板簧上下两面分别贴两个应变片，如图 9.1-69 所示。应变片受振动产生应变，其电阻值的变化通过电桥电路的输出电压被检测出来。除了金属电阻外，硅或锗半导体压阻元件也可用于加速度传感器。半导体应变片的应变系数比金属电阻应变片的高 50～100 倍，灵敏度很高，但温度特性差，需要加补偿电路。

（3）伺服加速度传感器

伺服加速度传感器检测出与图 9.1-69 中振动系统重锤位移成比例的电流，把电流反馈到恒定磁场中的线圈，使重锤返回到原来的零位移状态。由于重锤没有几何位移，因此这种传感器与前一种相比，更适用于振动（加速度）大的系统。

产生与加速度 a 成比例的惯性力 F'，它和电流 i 产生的复原力 F 保持平衡。根据弗莱明左手定则，F 和 i 成正比（比例系数为 K），关系式为

$$F = ma = Ki$$

这样，根据检测的电流。可以求出加速度。这个测量原理也适用于伺服倾斜角传感器。伺服加速度传感器的测量范围为 $10^{-5}\sim10^{2}\mathrm{m}\cdot{}^{-2}$，测量精度较高。

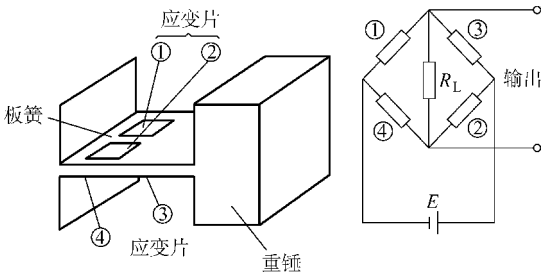


图 9.1-69　应变片加速度传感器

（4）压电加速度传感器

压电加速度传感器利用具有压电效应的物质，将产生加速度的力转换为电压。这种具有压电效应的物质受到外力发生机械形变时，能产生电压（反之，外加电压时，也能产生机械形变）。压电元件大多由具有高介电系数的材料制成。

压电元件的形变有三种基本模式：压缩形变、剪切形变和弯曲形变。图 9.1-70 表示形变方向。图 9.1-71 是利用剪切方式的加速度传感器结构图，传感器中一对平板形或圆筒形压电元件在轴对称位置上垂直固定着，压电元件的剪切压电常数大于压缩压电常数，而且不受横向加速度影响，在一定的高温下仍能保持稳定的输出。压电加速度传感器的电荷灵敏度很宽，可达 $10^{-2}\sim10^{3}\mathrm{pC/m}\cdot\mathrm{s}^{-2}$。

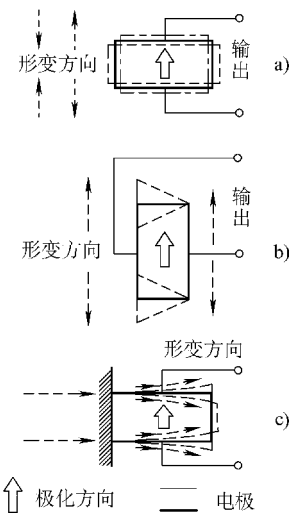


图 9.1-70　压电元件的形变模式

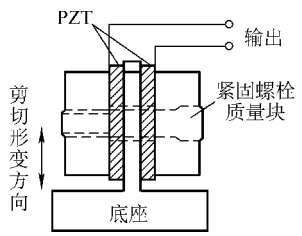


图 9.1-71　剪切式压电加速度传感器结构图

5.3.4　力和力矩测量传感器

（1）力和力矩的一般检测方法

力和力矩传感器检测设备内部力或与外界环境相互作用的力。力不是直接可测量的物理量，而是通过其他物理量间接测量出的。

图 9.1-72 为机器人手腕用力矩传感器的原理，驱动轴 B 通过装有应变片 A 的腕部与手部 C 连接。当驱动轴回转并带动手部拧紧螺钉 D 时，手部所受力矩的大小通过应变片电压的输出测得。

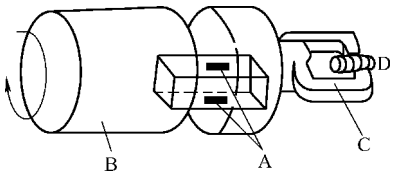


图 9.1-72　机器人手腕用力矩传感器

图 9.1-73 为无触点检测力矩的方法，传动轴的两端安装上磁分度圆盘 A，分别用磁头 B 检测两圆盘之间的转角差，用转角差和负载 M 之间的比例，可测量出负载力矩大小。

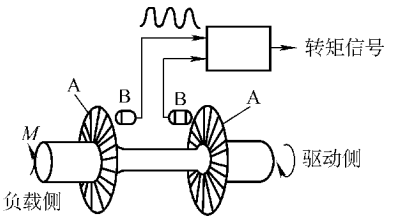


图 9.1-73　无触点力矩检测原理

（2）六轴力觉传感器

作用在一点的负载，包含力的三个分量和力矩的三个分量，能够同时测出力的六个分量的传感器是六轴力觉传感器。机器人的力控制主要控制机器人手爪的任意方向的负载分量，因此需要六轴力觉传感器。六轴传感器一般安装在机器人手腕上，因此也称为腕力传感器。

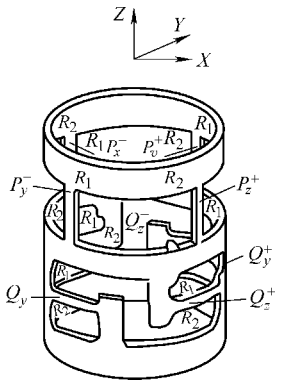


图 9.1-74　腕力传感器原理图

图 9.1-74 是 Stanford Research Institute 提出的二层重叠并联结构型六轴力觉传感器，它由上下两层圆筒组合而成。上层由四根竖直梁组成，而下层则由四根水平梁组成。在八根梁的相应位置上粘贴应变片作为提取力信号敏感点，每个敏感点的位置是根据直角坐标系要求及各梁应变特性所确定的。传感器两端可以通过法兰连接而装于机器人腕部。当机械手受力时，弹性体的八根梁将会产生不同性质的变形，每个敏感点将产生应变，通过应变片将应变转换为电信号。若每个敏感点（均粘贴 R_1、R_2 应变片）被认为是各力的信息单元，并按坐标定为 P_x^-、P_x^+、P_y^-、P_y^+、Q_x^-、Q_x^+、Q_y^-、Q_y^+，这样，可由下列表达式解算出在 X、Y、Z 三个坐标轴上力与力矩的分量。

$$\begin{aligned}
F_x &\propto P_y^+ + P_y^- \\
F_y &\propto P_x^+ + P_x^- \\
F_z &\propto Q_x^+ + Q_x^- + Q_y^+ + Q_y^- \\
M_x &\propto Q_y^+ - Q_y^- \\
M_y &\propto Q_x^+ - Q_x^- \\
M_z &\propto P_x^+ - P_x^- - P_y^+ + P_y^-
\end{aligned} \tag{9.1-9}$$

这种结构型式的特点是传感器在工作时，各个梁均以弯曲应变为主而设计，所以具有一定程度的规格化。合理的结构设计可使各梁灵敏度均匀并得到有效的提高，缺点是结构比较复杂，并且上下层坐标很难通过设计来统一。

5.3.5　视觉传感器

视觉传感器在机电一体化系统中的作用有：确定对象物的位置和姿态，图像识别，确定对象物的特征（识别符号、读出文字、识别物体），形状、尺寸检验，检查零件形状和尺寸方面的缺陷。

视觉信息的输入方法及输入信息的性质，对于决定随后的处理方式及识别结果有重要的作用。视觉识别系统通常来自摄像器件的图像信号，变换为计算机易于处理的数字图像作为输入，然后进行前处理，识别对象物，并且抽取所需的空间信息。图 9.1-75 为机器人视觉输入装置的一般结构。

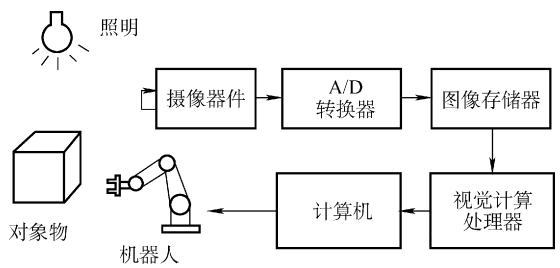


图 9.1-75　视觉输入装置的组成

5.4　传感器的选用原则及注意事项

测量条件不同对传感器要求也不同。一般选用传感器时，应主要考虑的因素是：高精度、低成本。应根据实际要求合理确定静态精度和成本的关系，尽量提高精度降低成本；高灵敏度应根据需要合理确定；工作可靠；稳定性好，应长期工作稳定，耐蚀性好；抗干扰能力强；动态测量应具有良好的动态特性；结构简单、小巧，使用维护方便，通用性强，功耗低等。

传感器的选用原则可以归纳为以下几点：

（1）传感器的灵敏度

传感器的灵敏度越高，可感知的变化量越小，被测量稍有微小变化时，传感器就有较大的输出。但是灵敏度越高，与测量信号无关的外界噪声也容易混入，并且噪声也会被放大。因此，对于传感器往往要求有较大的信噪比。同时，过高的灵敏度会影响测量范围。

（2）传感器的线性范围

任何传感器都有一定的线性范围，在线性范围内输出与输入成比例关系。线性范围越宽，表明传感器的工作量程越大。为了保证测量的精确度，传感器必须在线性区域内工作。然而，任何传感器都不容易保证其绝对线性，在某些情况下，在许可限度内，也可以在其近似线性区域应用。

（3）传感器的响应特性

传感器的响应特性必须在所测频率范围内尽量保持不失真。但实际传感器的响应总有迟延，但迟延时间越短越好。一般光电效应、压电效应等物性型传感器，响应时间小，可工作频率范围宽。而结构型，如电感、电容、磁电式传感器等，由于受到结构特性的影响，往往由于机械系统惯性的限制，使其固有频率低。

在动态测量中，传感器的响应特性对测试结果有直接影响，在选用时，应充分考虑到被测物理量的变化特点（如稳态、瞬变、随机等）。

（4）传感器的稳定性

传感器的稳定性是指经过长期使用以后，其输出特性不发生变化的性能。影响传感器稳定性的因素是时间与环境。为了保证稳定性，在选用传感器之前，应对使用环境进行调查，以选择合适的传感器类型。在有些机械自动化系统中或自动检测装置中，所用的传感器往往是在比较恶劣的环境下工作，其灰尘、油剂、温度、振动等干扰是很严重的。这时传感器的选用，必须优先考虑稳定性因素。

（5）传感器的精确度

传感器的精确度表示传感器的输出与被测量的对应程度。因为传感器处于测试系统的输入端，传感器能否真实地反映被测量，对整个测试系统具有直接影响。

然而，传感器的精确度也并非越高越好，因为还要考虑到经济性。传感器精确度越高，价格越昂贵，因此应从实际出发进行选择。首先应了解测试目的，是定性分析还是定量分析。如果属于相对比较性的试验研究，只需获得相对比较值即可，那么对传感器的精确度要求可低些。然而对于定量分析，为了必须获得精确量值，就要求传感器应有足够高的精确度。

6　常用的传动部件与执行机构

机电一体化系统的机械传动系统与一般的机械传动系统相比，除要求具有较高的定位精度之外，还应具有良好的动态响应特性，也就是说响应要快、稳定性要好。一个典型的机电一体化系统，通常由控制部件、接口电路、功率放大电路、执行元件、机械传动部件、导向支承部件以及检测传感部件等部分组成。这里所说机械传动系统一般由减速器、螺旋传动、齿轮传动及蜗杆传动等各种线性传动部件以及连杆机构、凸轮机构等非线性传动部件、导向支承部件、旋转支承部件、轴系及机架等机构组成。为确保机械传动精度和工作稳定性，在设计中，常提出无间隙、低摩擦、低惯量、高刚度、高谐振频率、适当的阻尼比等要求。

6.1　机械传动部件及其功能要求

常用的机械传动部件有螺旋传动、齿轮传动、同步带传动、高速带传动以及各种非线性传动部件等，主要功能是传递转矩和转速。其目的是使执行元件与负载之间在转矩与转速方面得到最佳匹配。机械传动部件对伺服系统的伺服特性有很大影响，特别是其传动类型、传动方式、传动刚性以及传动的可靠性对机电一体化系统的精度、稳定性和快速响应性有重大影响。因此，应设计和选择传动间隙小、精度高、体积小、质量轻、运动平稳、传递转矩大的传动部件。

机电一体化系统中所用的传动机构及传动功能如表9.1-51所示。可以看出，一种传动机构可满足一项或几项功能要求。

对执行机构中的传动机构，既要求能实现运动的变换，又要求能实现动力的变换；对信息机中的传动

机构，则要求具有运动的变换功能，只需要克服惯性力（力矩）和各种摩擦阻力（力矩）及较小的负载即可。

表 9.1-51　传动机构及功能

功能 / 传动机构	运动的变换				动力的变换	
	型式	行程	方向	速度	大小	型式
螺旋传动	✓				✓	✓
齿轮传动			✓	✓	✓	
齿轮齿条传动	✓		✓	✓	✓	✓
摩擦轮传动			✓	✓	✓	
蜗杆传动			✓	✓	✓	
链传动	✓					✓
带传动	✓		✓	✓	✓	
绳传动	✓		✓	✓	✓	✓
万向联轴器			✓			
软轴			✓			
杠杆机构		✓		✓	✓	
连杆机构		✓		✓	✓	
凸轮机构	✓	✓	✓	✓		
间歇机构	✓					

随着机电一体化技术的发展，要求传动机构不断适应新的技术要求。这些要求主要有：

1）精密化。对于某种特定的产品来说，应根据其性能的需要提出适当的精密度要求，虽然不是精密性越高越好，但要适应产品的高定位精度等性能的要求，同时对机械传动机构的精密度要求也越来越高。

2）高速化。产品工作效率的高低，直接与机械传动部分的运动速度相关，机械传动机构应能适应高速化运动的要求。

3）小型化、轻量化。随着机电一体化系统精密化、高速化的发展，也要求其传动机构小型轻量化，以提高运动灵敏度（响应性）、减小冲击、降低能耗。为与电子部件的微型化相适应．也要使机械传动部件短小轻薄化。

6.1.1　齿轮传动

齿轮传动是应用最为广泛的一种机械传动机构。它工作可靠、传动比恒定、结构成熟，但制造复杂。

（1）齿轮传动分类及选用

选择传动型式时，一般根据传动轴的不同特点，可选用不同的齿轮传动组成传动机构（见表 9.1-52）。用于平行轴之间传递运动的直齿轮易于设计制造、成本低，使用最为广泛；斜齿轮可用于高速、重载、要求噪声低的场合，但斜齿轮存在较大的轴向推力；人字齿轮则由于左右齿推力平衡而不产生轴向推力，其中一个齿轮安装应有一定轴向间隙，以便安装。相交轴传动中直齿锥齿轮为线接触，传动效率较高。交错轴斜齿轮有滑动作用，传动效率低，同时为点接触，只能承受较轻负载。行星齿轮结构紧凑、尺寸小、质量轻，但结构较复杂。

蜗杆传动在一定意义上也可看做一种特殊的齿轮，只能用于传递空间垂直交错轴之间的回转运动。一般蜗杆为传动的主动构件，蜗轮为从动构件。蜗杆一般有 1～8 个头，优点是传动比大、传动平稳、噪声小、可自锁，但传动效率较低。

表 9.1-52　各类常用齿轮传动的性能比较

类型	特点	传动比	承载能力	传动精度	效率	工艺性、经济性
直齿圆柱齿轮传动	平行轴间传动；回转运动到回转运动。圆周速度 $v\leqslant 5m\cdot s^{-1}$，在中、低速精密传动中优先采用	单级 $i=1/10\sim 10$	中、小载荷	加工精度可以很高	$\eta=0.95\sim 0.99$	设计、制造简单方便。只需普通设备，成本最低
斜齿圆柱齿轮传动	平行轴间传动；回转运动到回转运动。圆周速度 $v\geqslant 5m\cdot s^{-1}$，在中、高速传动中优先采用	单级 $i=1/10\sim 10$	中到大载荷，但有轴向力	运动平稳，噪声小，经济，加工精度可以很高	$\eta=0.95\sim 0.99$	加工不如直齿轮方便，相互啮合的斜齿轮要有相同螺旋角，限制了通用性。成本较低
锥齿轮传动	相交轴间传动，适用于低速的直角传动	单级 $i=1/5\sim 5$	中、小载荷	一般精度，平稳性较差，在高速运转时易产生冲击和噪声	$\eta=0.92\sim 0.98$	加工需采用特殊设备。齿形复杂，限制了加工精度的提高。成本较高

（续）

类型	特点	传动比	承载能力	传动精度	效率	工艺性、经济性
蜗轮蜗杆传动	传递交错轴间的运动，是空间线接触传动，不易磨损，多数不可逆	单级 $i=10\sim80$	中小载荷	蜗杆加工精度较高，蜗轮加工精度较低	作自锁时 $\eta<0.5$；蜗杆头数为2、3、4时，$\eta<0.6\sim0.8$	加工时需专用刀具，蜗轮材料需用铜，成本较高
渐开线少齿差行星齿轮传动	同轴线传动，传动惯量较小，体积小，质量轻	单级 $i=10\sim100$ 双级 $i=10000$	中小载荷	由于内齿啮合传动，内外齿轮采用角度变位，精度一般	$\eta=0.85\sim0.9$	设计计算复杂，但加工方便，不需专用机床和刀具，成本低
摆线针轮行星传动	同轴线传动，转动惯量小，体积小，质量轻	单级 $i=11\sim87$ 双级 $i=121\sim5133$	中小载荷，承受过载和冲击性能好	传动平稳、噪声小，精度一般	$\eta=0.85\sim0.92$	需用专用刀具和机床，设计计算复杂，成本较高
谐波齿轮传动	同轴线传动，体积小，质量轻，可用于高温、高压、高真空环境	单级 $i=1.001\sim500$ 复级 $i=10^7$	中小载荷	精度高，可做到无间隙传动，平稳性好，无噪声	$\eta=0.85\sim0.9$	可用专用刀具，也可用普通刀具加工，材料热处理要求高，成本较高

（2）齿轮传动型式及其传动比的最佳匹配选择

1）齿轮传动型式。常用的齿轮减速装置有一级、二级、三级等传动型式（见图9.1-76）。

设计齿轮传动系统时，齿轮传动比 i 应满足驱动部件与负载之间的位移及转矩、转速的匹配要求，总传动比 i 一般根据驱动电动机的额定转速 n_r 和负载所需的最大工作转速 n_{Lmax} 来确定：

$$i = n_r / n_{Lmax}$$

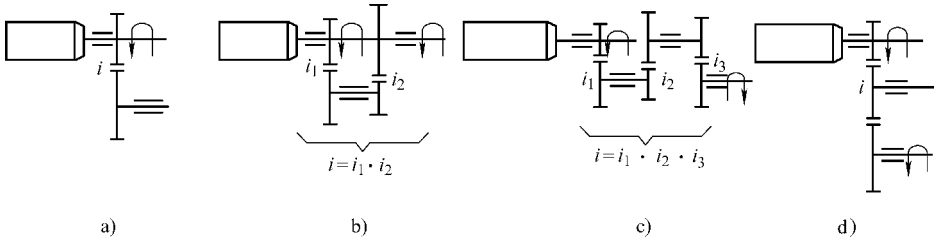


图9.1-76　常用减速装置传动型式

用于伺服系统的齿轮减速器是一个力矩变换器，输入电动机为高转速、低转矩，而输出则为低转速、高转矩，用来加速负载。因此，不但要求齿轮传动系统传递转矩时要有足够的刚度，还要求其转动惯量尽量小，以便在同一加速度时所需转矩小，即在同一驱动功率时，加速度响应最大。此外，齿轮的啮合间隙会造成传动死区（失动量），若该死区是在闭环系统中，则可能造成系统不稳定。为此，尽量采用齿侧间隙较小、精度较高的齿轮传动副。但为了降低制造成本，多采用调整齿侧间隙的方法来消除或减小啮合间隙，以提高传动精度和系统的稳定性。由于负载特性和工作条件的不同，最佳传动比有各种各样的选择方

法。在伺服电动机驱动负载的传动系统中常采用使负载加速度最大的方法。

2）各级传动比的最佳分配原则。当计算出传动比之后，为了使减速系统结构紧凑，满足动态性能和提高传动精度的要求，常对各级传动比进行合理分配，其分配原则如下。

①等效转动惯量小的原则。利用该原则所设计的齿轮传动系统，换算到电动机轴上的等效转动惯量小。

对于伺服传动系统，要求起动、停止和逆转快。当力矩一定时，转动惯量越小，角加速度越大，运转就越灵敏。这样可使过渡过程短、响应快，减小起动功率。

通过分析计算，可以得出下列结论：按折算转动惯量小的原则确定级数和各级传动比时，由高速级到低速级，各级传动比应逐级递增；而且级数越多，总折算惯量越小，但是级数增加到一定数值后，总折算惯量减小并不显著，再从结构紧凑、传动精度和经济性等方面考虑，级数太多是不合理的。另外，还要注意高速轴上的惯量对总折算惯量的影响最大。

②输出轴转角误差最小的原则。即传动精度高的原则。为了提高机电一体化系统齿轮传动系统的传递运动的精度，各级传动比应按先小后大的原则分配，以便降低齿轮的加工误差、安装误差以及回转误差对输出转角精度的影响。

在齿轮传动系统中，传动比相当于误差传递系数，对传动精度起缩放作用。因此，按传动精度高的原则分配各级传动比时，从高速级到低速级，各级传动比也应逐级递增，尤其最末两级的传动比应取大一些，并尽量提高最末一级齿轮副的加工精度。同时，应尽量减少级数，从而减少零件数量和误差来源。

③体积质量最小的原则。对于大功率传动系统，按“先大后小”的原则处理，从高速级到低速级各级传动比应递减，因为高速级传递的力矩小、模数小、传动比大，体积重量不会大；对于小功率传动系统，因为受力不大，假如各级小齿轮的模数、齿数、齿宽相等，那么各级传动比应该相等。

体积质量常常是精密机械设计的一个重要指标，特别是航天、航空设备上的传动装置，应采用体积质量小的原则来分配各级传动比。

（3）齿轮传动间隙的调整方法

常用的调整齿侧间隙的方法有以下几种。

1）刚性消隙法。包括偏心套（轴）调整法、轴向垫片调整法及斜齿轮法等。

①偏心套（轴）调整法。如图 9.1-77 所示，将相互啮合的一对齿轮中的一个齿轮 4 装在电动机输出轴上，并将电动机 2 安装在偏心套 1（或偏心轴）上，通过转动偏心套（偏心轴）的转角，就可调节两啮合齿轮的中心距，从而消除圆柱齿轮正、反转时的齿侧间隙。此法的特点是结构简单，但其侧隙不能自动补偿。

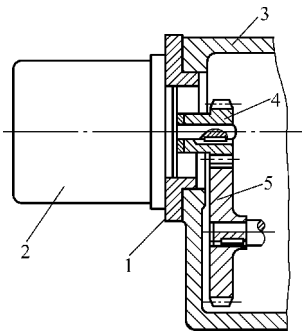


图 9.1-77　偏心套（轴）调整法

1—偏心套　2—电动机　3—减速箱　4、5—减速齿轮

②轴向垫片调整法。如图 9.1-78 所示，齿轮 1 和 2 相啮合，其分度圆弧齿厚沿轴线方向略有锥度，这样就可以用轴向垫片 3 使齿轮 2 沿轴向移动，从而消除两齿轮的齿侧间隙。装配时轴向垫片 3 的厚度应使得齿轮 1 和 2 之间齿侧间隙小，运转又灵活。此法的特点是结构简单，但其侧隙不能自动补偿。

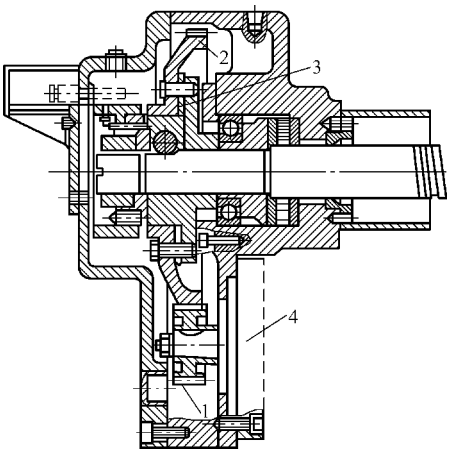


图 9.1-78　轴向垫片调整法

1、2—齿轮　3—轴向垫片　4—电动机

③斜齿轮传动。消除斜齿轮传动齿侧隙的方法是用两个薄片齿轮与一个宽齿轮啮合，只是在两个薄片斜齿轮的中间隔开了一小段距离，这样它的螺旋线便错开了。图 9.1-79 是垫片错齿调整法，其特点是结

构比较简单，但调整较费时，且齿侧间隙不能自动补偿。

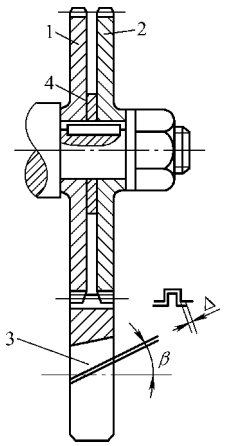


图 9.1-79　轴向垫片错齿调整法

1、2—薄片齿轮　3—宽齿轮　4—垫片

2）柔性消隙法。

①双片薄齿轮错齿调整法。这种消除齿侧间隙的方法是将其中一个做成宽齿轮，另一个用两片薄齿轮组成。采取措施使一个薄齿轮的左齿侧和另一个薄齿轮的右齿侧分别紧贴在宽齿轮齿槽的左、右两侧，以消除齿侧间隙，反向时不会出现死区，其措施如下：

周向弹簧式（见图 9.1-80）。在两个薄片齿轮 3 和 4 上各开了几条周向圆弧槽，并在齿轮 3 和 4 的端面上有安装弹簧 2 的短柱 1。在弹簧 2 的作用下使薄片齿轮 3 和 4 错位而消除齿侧间隙。这种结构型式中的弹簧 2 的拉力必须足以克服驱动转矩才能起作用。因该方法受到周向圆弧槽及弹簧尺寸限制，故仅适用于读数装置而不适用于驱动装置。

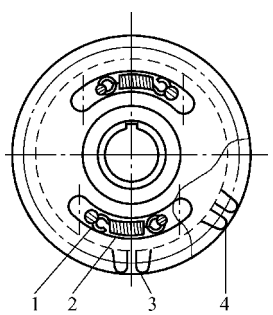


图 9.1-80　周向弹簧式错齿调整法

1—短柱　2—弹簧　3、4—薄片齿轮

可调拉簧式（见图 9.1-81）。在两个薄片齿轮 1 和 2 上装有凸耳 3。弹簧的一端钩在凸耳 3 上，另一端钩在螺钉 7 上。弹簧 4 的拉力大小可用螺母 5 调节螺钉 7 的伸出长度，调整好后再用螺母 6 锁紧。

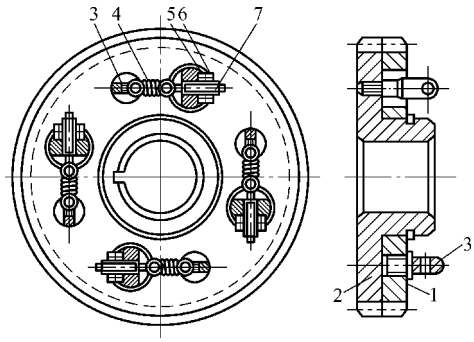


图 9.1-81　可调拉簧式错齿调整法

1、2—薄片齿轮　3—凸耳

4—弹簧　5、6—螺母　7—螺钉

②斜齿轮轴向压簧调整法。图 9.1-82 是斜齿轮轴向压簧错齿调整法，其特点是齿侧隙可以自动补偿，但轴向尺寸较大，结构欠紧凑。

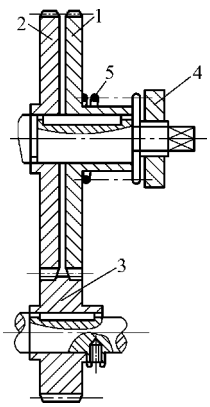


图 9.1-82　轴向压簧调整法

1、2—薄片齿轮　3—宽齿轮

4—调整螺母　5—弹簧

（4）谐波齿轮传动

谐波齿轮是随空间宇航技术的发展需要而发展起来的，它是由行星齿轮传动演变而来的。与普通齿轮相比，谐波齿轮传动具有传动比大、速比范围宽、传动精度高、回程误差小、噪声小、传动平稳、承载能力强、效率高等优点，故在工业机器人、航空、火箭等机电一体化系统中日益得到广泛的应用。

1）谐波齿轮传动的原理及结构。谐波齿轮传动与少齿差行星齿轮传动十分相似。它是依靠柔性齿轮产生的可控变形波引起的齿间的相对错齿来传递动力和运动的。因此它与一般齿轮传动具有本质上的差别。如图 9.1-83 所示，谐波齿轮传动由波形发生器 3

（H）和刚轮 1、柔轮 2 组成。若刚轮 1 为固定件，则波形发生器 H 为主动件，由一个转臂和几个辊子组成（见图 9.1-83a），或者由一个椭圆盘和一个柔性球轴承组成（见图 9.1-83b）；刚轮或柔轮为从动件。刚轮有内齿圈，柔轮有外齿圈，其齿形为渐开线或三角形，齿距 t 相同而齿数不同，刚轮的齿数 Z_g 比柔轮的齿数 Z_r 又多几个齿。柔轮是薄圆筒形，由于波形发生器的长径比柔轮内径略大，故装配在一起时就将柔轮撑成椭圆形，迫使柔轮在椭圆的长轴方向与固定的刚轮完全啮合（A、B），在短轴方向的牙齿完全分离（C、D）。当波形发生器回转时，柔轮长轴和短轴的位置随之不断变化，从而齿的啮合处和脱开处也随之连续改变，故柔轮的变形在柔轮圆周的展开图上是连续的简谐波形，故称之为谐波传动。工程上最常用的波形发生器有两个触头的（即双波发生器），也有三个触头的。刚轮与柔轮的齿数差应等于波的整数倍，通常取其等于波数。具有双波发生器的谐波减速器，其刚轮和柔轮的齿数之差为 $Z_g - Z_r = 2$。当波形发生器逆时针转一圈时，两轮相对位移为两个齿距。当刚轮固定时，柔轮的回转方向与波形发生器的回转方向则相反。

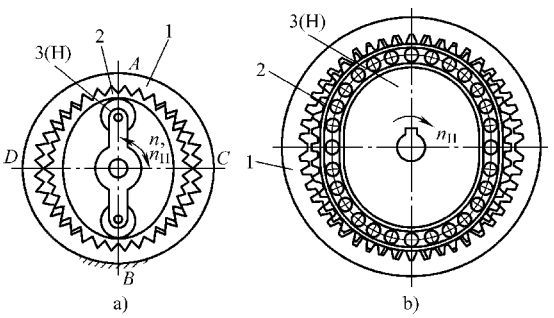


图 9.1-83　谐波齿轮的构造和原理

1—刚轮　2—柔轮　3—波形发生器

2）谐波齿轮传动的传动比。谐波齿轮传动的波形发生器相当于行星轮系的转臂，柔轮相当于行星轮，刚轮则相当于太阳轮。故谐波齿轮传动装置（谐波减速器）的传动比可以应用行星轮系求传动比的方式来计算。当波形发生器顺时针回转时，迫使柔轮的齿顺序地与刚轮的齿啮合，由于两轮轮齿周节相等，且柔轮齿数 Z_r 比刚轮齿数 Z_g 少几个齿，故波形发生器顺时针转一周后，柔轮 2 逆时针转了（$Z_g - Z_r$）个齿，即反转了（$Z_g - Z_r$）/Z_r 周。当刚轮固定时，$n_g = 0$，故波形发生器与柔轮的传动比为

$$i_{Hr} = n_H / n_r = -Z_r / (Z_g - Z_r)$$

式中　n_H、n_g、n_r——波形发生器、刚轮和柔轮的转速（$r \cdot min^{-1}$）；

Z_g、Z_r——刚轮和柔轮的齿数。

负号表示柔轮与发生器的旋转方向相反。

当柔轮固定时，$n_r = 0$，故波形发生器与柔轮的传动比为

$$i_{Hg} = n_H / n_g = Z_g / (Z_g - Z_r)$$

结果为正值说明刚轮与发生器的旋转方向相同。

关于谐波齿轮减速器的产品及选用详见本手册本篇第 8 章。

6.1.2　滚珠螺旋传动

（1）滚珠螺旋的传动原理

滚珠螺旋传动是在具有螺旋槽的丝杆与螺母之间装有中间传动元件——滚珠，使丝杠与螺母之间的摩擦由普通螺旋的滑动摩擦变换为滚动摩擦，它由丝杠 3、螺母 2、滚珠 4 和滚珠循环返回装置 1 等四个部分组成，如图 9.1-84 所示。当丝杆转动时，带动滚珠沿螺纹滚道滚动。为了防止滚珠沿滚道端面排出，在螺母的螺旋槽两端设有滚珠回程引导装置，构成滚珠的循环返回通道，从而形成滚珠流动的闭合通路。

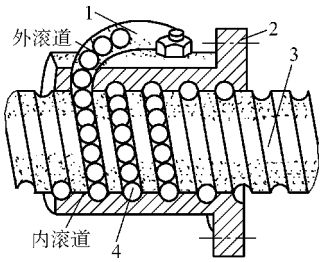


图 9.1-84　滚珠丝杠螺母副构成原理

1—滚珠循环返回装置　2—螺母

3—丝杠　4—滚珠

滚珠丝杠副的结构类型可以从螺旋滚道的截面形状、滚珠的循环方式和消除轴向间隙的调整方法进行区别。

1）螺旋滚道型面（法向）的形状。螺旋滚道型面的形状，常见的有单圆弧（见图 9.1-85a）和双圆弧（见图 9.1-85b）两种。在螺旋滚道法向截面内，滚珠与滚道接触点的公法线和丝杆轴线垂直线之间的夹角 α 称为接触角，一般取 $\alpha = 45°$。

单圆弧滚道加工用砂轮成形比较简单，容易得到较高的加工精度。但接触角 α 随间隙及轴向载荷的变化而变化，故传动效率、承载能力和轴向刚度等均不稳定。

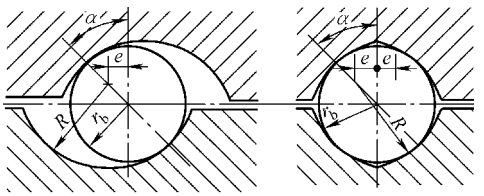


图 9.1-85　螺旋滚道型面的形状

双圆弧滚道的接触角 α 在工作过程中基本保持不变，故效率、承载能力和轴向刚度比较稳定。滚道底部与滚珠不接触，其空隙可存储一定的润滑油和脏物，以减小摩擦和磨损。但磨削滚道砂轮的修正、加工和检验都比较困难。

滚道的半径 R 与滚珠半径 r_0 的比值，对承载能力有很大的影响，我国采用 $R/r_0 = 1.04$ 和 1.11 两种。

2）滚珠的循环方式。滚珠螺旋传动中滚珠的循环方式有内循环和外循环两种。

①内循环。内循环方式的滚珠在循环过程中始终与丝杆表面保持接触。如图 9.1-86 所示，在螺母 2 的侧面孔内装有接通相邻滚道的反向器 4，利用反向器引导滚珠 3 越过丝杆 1 的螺旋顶部进入相邻滚道，形成一个循环回路。一般在同一螺母上装有 2～4 个滚珠用反向器（称为 2～4 列），并沿螺母圆周均匀分布。这种方式的优点是滚珠循环的回路短、流畅性好、效率高、螺母的径向尺寸也较小。其缺点是反向器加工困难，装配、调试也不方便。

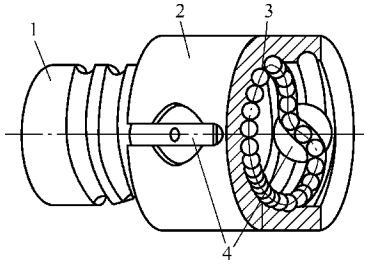


图 9.1-86　内循环

1—丝杆　2—螺母　3—滚珠　4—反向器

浮动式反向器的内循环滚珠丝杠螺母副如图 9.1-87 所示。其结构特点是在反向器 1 与滚珠螺母上的安装孔有 0.01～0.015mm 的配合间隙，反向器弧面上加工有圆弧槽，槽内安装拱形片簧 4，外有弹簧套 2，借助拱形片簧的弹力，始终给反向器一个径向推力，使位于回珠圆弧槽内的滚珠与丝杆 3 表面保持一定的压力，从而使槽内滚珠代替了定位键而对反向器起到自定位作用。浮动式反向器的优点是：在高频浮动中达到回珠圆弧槽进出口的自动对接，通道流畅、摩擦特性较好，更适用于高速、高灵敏度、高刚性的精密进给系统。

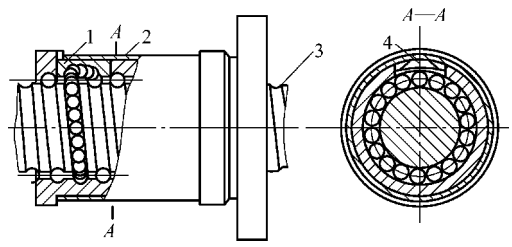


图 9.1-87　浮动式反向器的内循环

1—反向器　2—弹簧套　3—丝杆
4—拱形片簧

②外循环。滚珠在循环返向时，有一段脱离丝杠螺旋滚道，在螺母体内或体外作循环运动。按结构型式可分为螺旋槽式、插管式和端盖式三种。

a. 螺旋槽式，如图 9.1-88 所示。在螺母 2 的外圆柱表面上铣出螺旋凹槽，槽的两端钻出两个通孔与螺旋滚道相切，螺旋滚道内装入两个挡珠器 4 引导滚珠 3 通过这两个孔，同时用套筒 1 盖住凹槽，构成滚珠的循环回路。这种结构的特点是工艺简单、径向尺寸小、易于制造。但是挡珠器刚性差、易磨损。

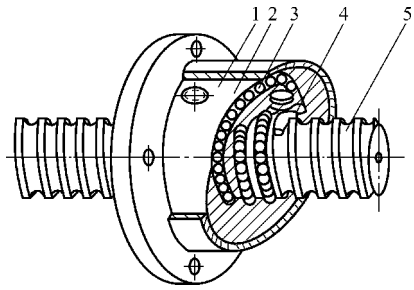


图 9.1-88　螺旋槽式外循环结构

1—套筒　2—螺母　3—滚珠
4—挡珠器　5—丝杆

b. 插管式，如图 9.1-89 所示。用弯管 1 代替螺旋凹槽，弯管的两端插入与螺纹滚道 5 相切的两个内孔，用弯管的端部引导滚珠 4 进入弯管，构成滚珠的循环回路，再用压板 2 和螺钉将弯管固定。插管式结构简单、容易制造，但是径向尺寸较大，因此弯管端部用作挡珠器比较容易磨损。

c. 端盖式，在螺母 1 上钻出纵向孔作为滚子回程滚道（如图 9.1-90），螺母两端装有两块扇形盖板 2 或套筒，滚珠的回程道口就在盖板上。滚道半径为

滚珠直径的 1.4 ~ 1.6 倍。这种方式结构简单、工艺性好，但滚道吻接和弯曲处圆角不易做准确而影响其性能，故应用较少。常以单螺母型式用作升降传动机构。

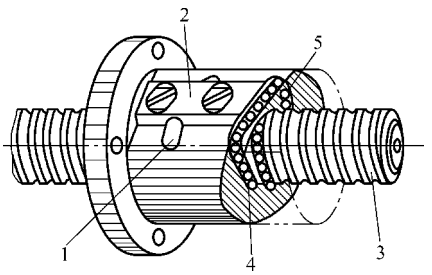


图 9.1-89　插管式外循环结构

1—弯管　2—压板　3—丝杆
4—滚珠　5—螺纹滚道

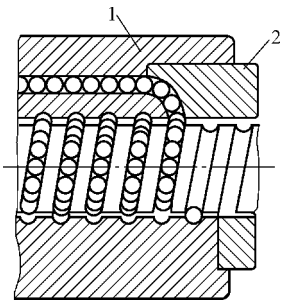


图 9.1-90　端盖式外循环

1—螺母　2—扇形盖板

3）滚珠丝杠螺母副轴向间隙调整与预紧。滚珠丝杠螺母在承受负载时，其滚珠与滚道面接触点处将产生弹性变形。换向时，其轴向间隙会引起空回，这种空回是非连续的，既影响传动精度，又影响系统的动态性能。单螺母丝杠副的间隙消除相当困难。实际应用中，常采用以下几种调整预紧方法。

①双螺母螺纹预紧式。如图 9.1-91a 所示，螺母 3 的外端有凸缘，而螺母 4 的外端虽无凸缘，但加工有螺纹，并通过两个圆螺母固定。调整时旋转圆螺母 2 消除轴向间隙并产生一定的预紧力，然后用锁紧螺母 1 锁紧。预紧后两个螺母中的滚珠相向受力（见图 9.1-91b），从而消除轴向间隙。其特点是结构简单、刚性好、预紧可靠，使用中调整方便，但不能精确定量地调整，可靠性较差。

②双螺母齿差预紧式。如图 9.1-92 所示，在两个螺母 3 的凸缘上分别加工出只相差一个齿的齿圈，然后装入螺母座中，与相应的内齿圈相啮合。由于齿数差的关系，通过两端的两个内齿轮 2 与圆柱齿轮相啮合并用螺钉和定位销固定在套筒 1 上。调整时先取下两端的内齿轮 2，当两个滚珠螺母相对于套筒同一方向转动同一个齿后固定，则一个滚珠螺母相对于另一个滚珠螺母产生相对角位移，使两个滚珠螺母产生相对移动，从而消除间隙并产生一定的预紧力。其特点是可实现定量调整，使用中调整较方便。

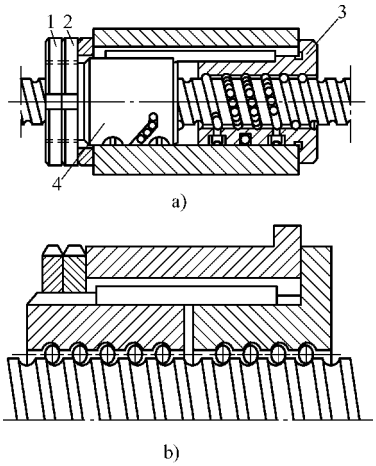


图 9.1-91　双螺母螺纹预紧式

1—锁紧螺母　2—圆螺母　3、4—螺母

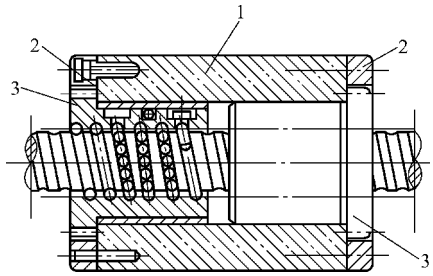


图 9.1-92　双螺母齿差预紧式

1—套筒　2—内齿轮　3—螺母

③双螺母垫片预紧式。图 9.1-93 为两种常用的双螺母垫片预紧式。这种方法是通过改变垫片的厚度使螺母产生位移，以达到消除间隙和预紧的目的。该方法结构简单，拆卸方便，工作可靠，刚性好；但使用中不便于随时调整，调整精度较低。

④弹簧式自动调整预紧式。如图 9.1-94 所示，双螺母中一个活动，另一个固定，用弹簧使其之间产生轴向位移并获得预紧力。该方法特点是能消除使用过程中由于磨损或弹性变形产生的间隙。但其结构复杂、轴向刚度低。

⑤单螺母变位导程自预紧式。如图 9.1-95 所示，这种方法是在内螺纹滚道轴向制作一个 ΔL 的导程突变量，在滚珠螺母内的两组循环圈之间，借助于螺母体内的两列滚珠在轴向错位来实现消除间隙和预紧，

其预紧力的大小由 ± ΔL 和单列滚珠径向间隙确定。该方法是以上四种方法中结构最简单、尺寸最紧凑的，且价格低廉，缺点是不便于随时调整。

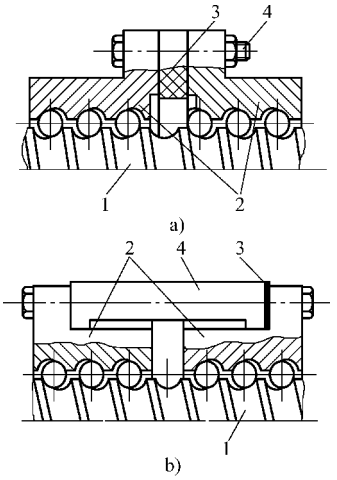


图 9.1-93　双螺母垫片预紧式

a）压紧式　b）拉紧式

1—丝杠　2—螺母　3—垫片　4—衬筒

（2）滚动螺旋副支承方式的选择

1）支承方式。实践证明，丝杠的轴承组合及轴承座以及其他零件的连接刚性不足，将严重影响滚动螺旋副的传动精度和刚度，在设计安装时应认真考虑。为了提高轴向刚度，常用推力轴承为主的轴承组合来支承丝杠。当轴向载荷较小时，也可用角接触球轴承来支承丝杠。常用轴承的组合方式如表 9.5-53 所示。

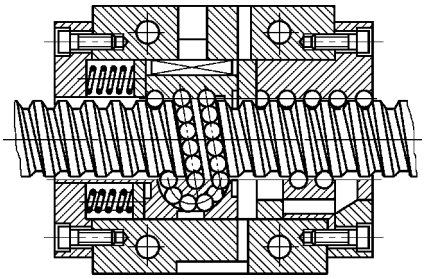


图 9.1-94　弹簧式自动调整预紧式

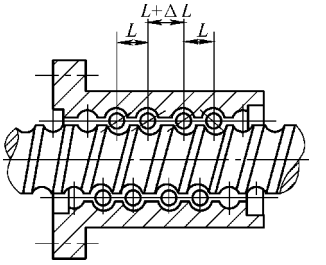
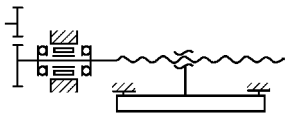
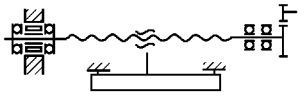
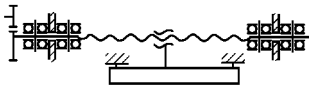
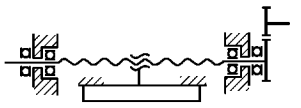


图 9.1-95　单螺母变位导程自预紧式

2）轴承组合支承安装示例见图 9.1-96。

表 9.1-53　常用轴承的组合方式

支承方式	示意图	特　　点
单推—单推式		轴向刚度较高；预拉伸安装时，预紧力较大；轴承寿命比双推—双推式低
双推—双推式		适合于高刚度、高速度、高精度的精密丝杠传动系统，由于随温度的升高会使丝杠的预紧力增大，故易造成两端支承的预紧力不对称
双推—简支式		轴向刚度不太高，使用时应注意减少丝杠热变形的影响。双推端可预拉伸安装，预紧力小，轴承寿命较高，适用于中速、精度较高的长丝杠传动系统
双推—自由式		轴向刚度和承载能力低，多用于轻载、低速的垂直安装丝杠传动系统

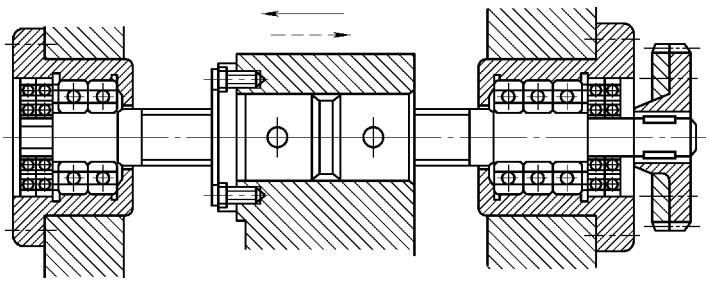


图 9.1-96　轴承组合支承安装

3）制动装置。垂直安装时，因其传动效率高，无自锁作用，故必须设置当驱动力中断后防止被驱动部件因自重发生逆传动的自锁或制动装置，常用的制动装置有体积小、质量轻、易于安装的超越离合器。选购时可同时选购相宜的超越离合器（见图 9.1-97）。

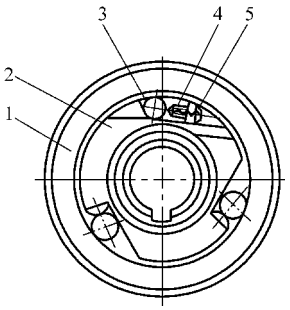


图 9.1-97　超越离合器

1—外圈　2—星轮　3—滚柱
4—活销　5—弹簧

另外，还可选用图 9.1-98 所示的制动装置，当主轴 7 作上、下进给运动时，电磁线圈 2 通电，吸引铁心 1，从而打开摩擦离合器 4，此时电动机 5 通过减速齿轮、滚珠丝杠副 6 带动上、下运动部件作垂直上、下运动。当电动机停止运动或断电时，电磁线圈 2 也同时断电，在弹簧 3 的作用下摩擦离合器 4 压紧制动轮，使滚珠丝杠不能自由转动，从而防止因上、下运动部件的自重而自动下降。

6.1.3　挠性传动

挠性传动是通过挠性元件进行传递运动和力矩的一种传动机构，它特别适合轴间距较大的运动传递。挠性传动有摩擦传动和啮合传动两种方式。摩擦传动包括平带传动、V 带传动和绳传动，这种传动为保证传递力矩，有时需设置张紧装置。啮合传动有链传动和同步带传动等。

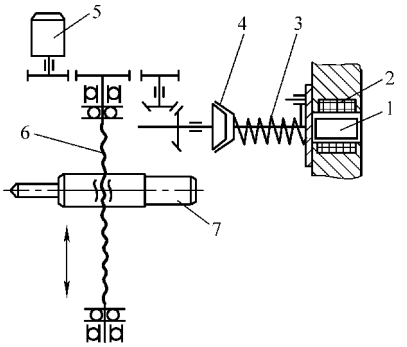


图 9.1-98　电磁-摩擦制动装置

1—铁心　2—电磁线圈　3—弹簧
4—摩擦离合器　5—电动机
6—滚珠丝杠副　7—主轴

（1）平带传动

平带有钢带、帆布带、橡胶输送带等。钢带传动的特点是钢带与带轮之间的接触面积大、无间隙、摩擦传递的驱动力大，结构简单紧凑、运行可靠、噪声低、寿命长、拉伸变形小，可以应用于高温场合等特点，它不仅可以作为精密机械的传动方式，也可作为食品行业的物料输送的输送带。

如图 9.1-99 所示，Adept One 水平关节机器人中小臂传动采用的是钢带传动，小臂电动机通过驱动轴及钢带，将运动 1∶1 地传到被动鼓轮，驱动小臂回转。这里钢带传动没有压紧轮，而用两层主动鼓轮的相对转动来张紧钢带。

（2）绳传动

钢丝绳（尼龙绳）传动具有质量轻、体积小、与齿轮和链传动相比价格便宜等特点，适用于在较长的区间内传递力矩。钢丝绳广泛应用于机械、造船、采矿、林业、水产以及农业等。

钢丝绳应用于起重机的起升机构、变幅机构、牵引机构。图 9.1-100 是钢丝绳用于机器人手指驱动的结构，使用中，当牵引抓取钢丝绳时，手指合拢，抓取物体；当牵引松开钢丝绳时，手指松开，放下物体。

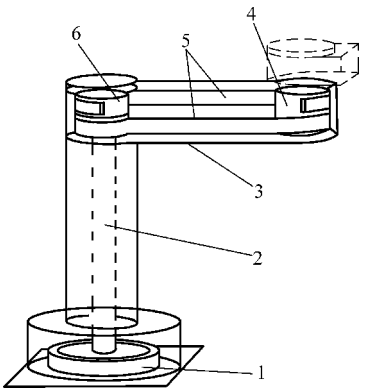


图 9.1-99　Adept One 水平关节机器人

1—电动机转子　2—驱动轴　3—小臂
4—被动鼓轮　5—钢带　6—主动鼓轮

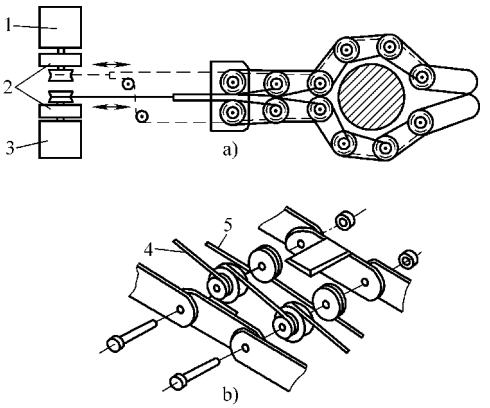


图 9.1-100　钢丝绳手爪

a）钢丝绳驱动手爪机构　b）钢丝绳驱动轮局部
1—松开电动机　2—离合器　3—抓紧电动机
4—抓紧钢丝绳　5—松开钢丝绳

（3）链传动

链传动的链条可分为圆环链、滚子链等。滚子链传动属于比较完善的传动机构，由于噪声小，效率高，因此得到广泛应用。但是，高速运动时滚子和链轮之间的碰撞产生较大的噪声和振动，只有在低速时才能得到满意的效果。

如图 9.1-101 所示，滚子链是用销轴连接连接板，并装入套筒和滚子制成的，销轴固定在销连接板上，套筒固定在滚子连接板上，滚子可以自由回转。传递大动力时可以用双列、三列或多列滚子链。链轮齿数少，摩擦力会增加，要得到平稳运动，链轮的齿数要大于 17，并尽量采用奇数个齿。

（4）同步带传动

同步带是综合了普通带传动和链传动优点的一种新型带传动。它在带的工作面及带轮外周上均制有啮合齿，通过带齿与轮齿作啮合传动来保证带和带轮作无滑差的同步传动。同步带采用了承载后无弹性变形的高强力材料，以保证带的节距不变。传动比可达到 10，速度达到 $40m \cdot s^{-1}$，具有传动比准确、传动效率高（可达 0.98）、能吸振、噪声低、传动平稳、能高速传动、维护保养方便等优点，故使用范围较广。它在打印机、扫描仪上都有应用，在机器人中也得到广泛应用，例如在 KUKA 机器人中有八处采用同步带（见图 9.1-102）。其主要缺点是安装精度要求高、中心距要求严格，具有一定的蠕变性。图 9.1-103 是用电动机通过带传动机构驱动滑板，实现直线运动传送机构简图。

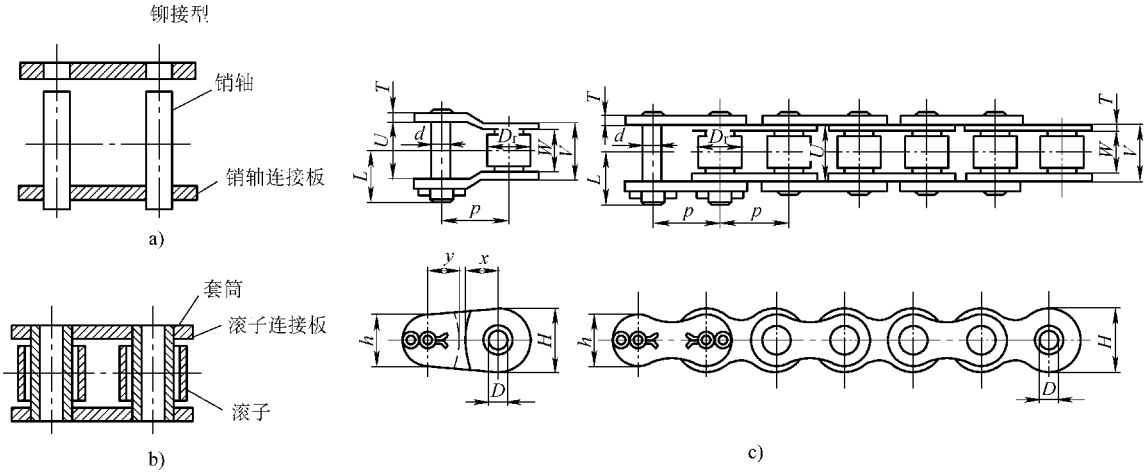


图 9.1-101　滚子链的连接和结构

a）销轴连接　b）滚子连接　c）滚子链结构

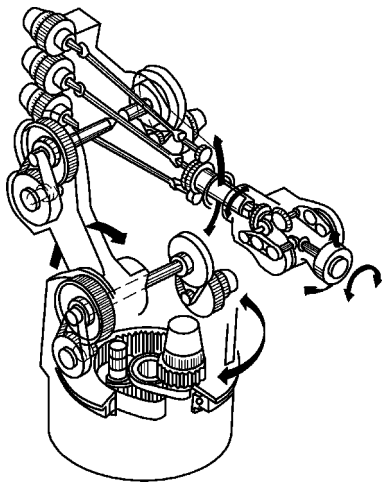


图 9. 1-102　KUKA 机器人

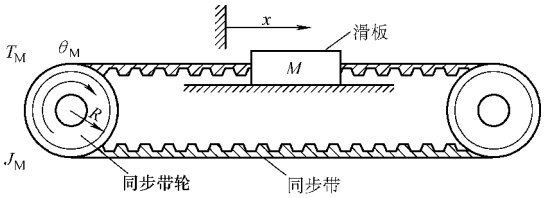
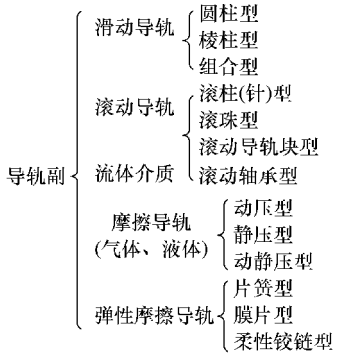


图 9. 1-103　同步带传动机构



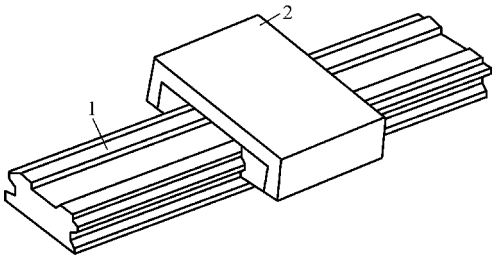


图 9. 1-104　导轨副的组成

1—承导件　2—运动件

6. 2　导向支承部件的结构型式选择

6. 2. 1　导轨副的组成、种类及设计要求

（1）导轨副的组成和分类

导向支承部件的作用是支承和限制运动部件按给定的运动要求和规定的运动方向运动，这样的支承部件通常被称为导轨副，简称导轨。

导轨副主要由承导件 1 和运动件 2 两大部分组成（见图 9. 1-104）。常用的导轨副的种类很多，按运动轨迹划分，可分为直线运动导轨和圆周（回转）运动导轨。按其接触面的摩擦性质可分为滑动导轨、滚动导轨、流体介质摩擦导轨、弹性摩擦导轨等。例如：

按其结构特点又可分为开式导轨和闭式导轨。开式导轨是借助重力或弹簧弹力保证运动件与承导面之间的接触；闭式导轨是靠导轨本身的结构形状保证运动件与承导面之间的接触。常用导轨结构型式如图 9. 1-105 所示，其性能比较见表 9. 1-54。

（2）导轨副的设计要求

机电一体化系统对导轨的基本要求是导向精度高、刚性好、运动轻便平稳、耐磨性好、温度变化影响小以及结构工艺性好等。

对精度要求高的直线运动导轨，还要求导轨的承载面与导向面严格分开；当运动件较重时，必须设有卸荷装置。运动件的支承，必须符合三点定位原理。

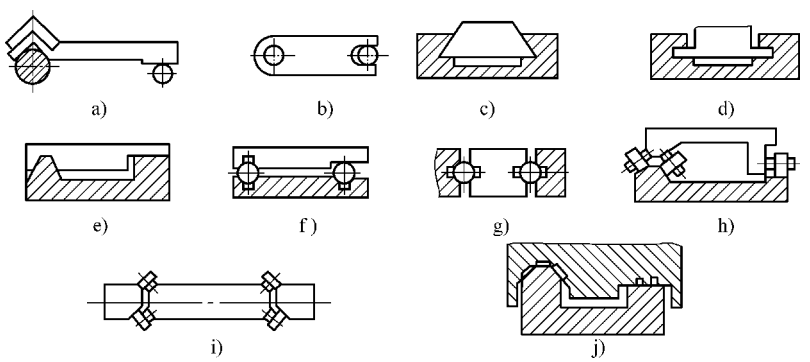


图 9. 1-105　常用导轨副结构示意图

表 9.1-54　常用导轨性能比较

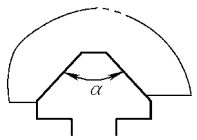
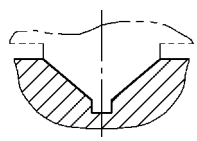
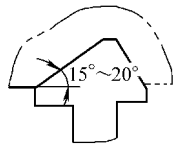
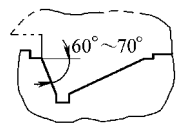
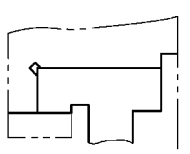
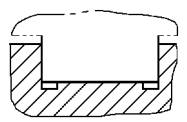
导轨类型	结构工艺性	方向精度	摩擦力	对温度敏感性	承载能力	耐磨性	成本
开式圆柱面导轨（见图 9.1-105a）	好	高	较大	不敏感	小	较差	低
闭式圆柱面导轨（见图 9.1-105b）	好	较高	较大	较敏感	较小	较差	低
燕尾导轨（见图 9.1-105c）	较差	高	大	敏感	大	好	较高
闭式直角导轨（见图 9.1-105d）	较差	较低	较小	较敏感	大	较好	较低
开式“V”形导轨（见图 9.1-105e）	较差	较高	较大	不敏感	大	好	较高
开式滚珠导轨（见图 9.1-105f）	较差	高	小	不敏感	较小	较好	较高
闭式滚珠导轨（见图 9.1-105g）	差	较高	较小	不敏感	较小	较好	高
开式滚柱导轨（见图 9.1-105h）	较差	较高	小	不敏感	较大	较好	较高
滚动轴承导轨（见图 9.1-105i）	较差	较高	小	不敏感	较大	好	较高
液体静压导轨（见图 9.1-105j）	差	高	很小	不敏感	大	很好	很高

6.2.2　滑动导轨

（1）导轨副的截面形状及其特点

常见的导轨截面形状有三角形（分对称、不对称两类）、矩形、燕尾形及圆柱形等四种，每种又分为凸形和凹形两类。凸形导轨不易积存切屑等脏物，也不易储存润滑油，宜在低速下工作；凹形导轨则相反，可用于高速，但必须有良好的防护装置，以防切屑等赃物落入导轨。各种导轨的特点如表 9.1-55 所示，各种导轨副的组合型式如表 9.1-56 所示。

表 9.1-55　滑动导轨截面形状及特点

类型		截面形状		特点
		凸形	凹形	
三角形导轨	对称			导轨尖顶朝上的称三角形，尖顶朝下的称 V 形 导向精度较高，磨损后能自动补偿 对称形截面制造方便应用广泛，两侧压力不均时，采用非对称 顶角 α 一般为 90°，重型机床应采用较大的顶角（110°～120°），精密机床 α＜90°
	不对称			
矩形				结构简单，制造、检验和修理方便，导轨面较宽，承载能力大，刚度高，故应用广泛 矩形导轨的导向精度没有三角形导轨高，磨损后不能自动补偿，须有调整间隙装置 主要用于载荷大的机床或组合导轨

（续）

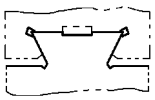
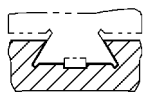
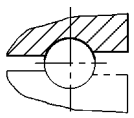
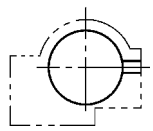
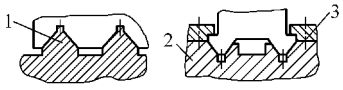
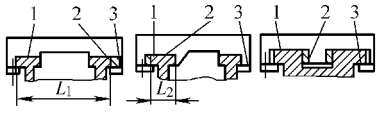
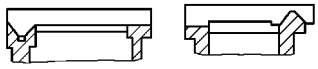
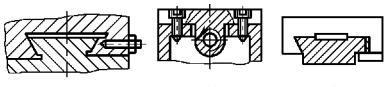
类　型	截面形状		特　点
	凸形	凹形	
燕尾形			磨损后不能自动补偿间隙，需设调整间隙装置 用一根镶条就可调节水平与垂直方向的间隙，高度小，结构紧凑，可以承受颠覆力矩 刚度较差，摩擦力较大，制造、检验和维修都不方便。用于运动速度不高，受力不大，高度尺寸受到限制的场合
圆柱形			制造方便，外圆采用磨削，内孔经过珩磨，可达到精密配合，但磨损后很难调整和补偿间隙，用于承受轴向载荷的场合 但不能承受大的扭矩，亦可采用双圆柱导轨

表 9.1-56　导轨副的组合型式

名称	示意图	特　点
双三角形	 1—三角形导轨　2—V 形导轨　3—压板	导向性和精度保持性都高，接触刚度好，自动补偿垂直和水平方向的磨损，但工艺性差，对导轨的四个表面刮削或磨削也难以完全接触 多用于精度要求较高的机床设备
双矩形	 1—承载面　2—导向面　3—辅助导轨面	制造与调整简单，刚性好，承载能力大 图 a 以两外侧面作导向面，间距大，热变形大，要求间隙大，因而导向精度低，但承载能力大 图 b 以内外侧面作导向面，间距较小，加工测量方便，容易获得较高的平行度，热变形小，可选用较小的间隙，导向精度高 图 c 以两内侧面作导向面，导向面对称分布在导轨中部，当传动件位于对称中心线上时，避免了引起的偏转，不致在改变运动方向时引起位置误差，导向精度高
三角形和矩形		导向性好、制造方便、刚性好 但导轨磨损不均匀，一般是三角形导轨比矩形导轨磨损快，磨损后又不能通过调节来补偿，故对位置精度有影响。闭合导轨有压板面，能承受颠覆力矩
三角形和平面导轨		由于三角形和平面导轨的摩擦阻力不相等，因此在布置牵引力的位置时，应使导轨的摩擦阻力的合力与牵引力在同一直线上，否则就会产生力矩，使三角形导轨对角接触，影响运动件的导向精度和运动的灵活性
燕尾形及其组合		图 a 所示为整体式燕尾形导轨 图 b 所示为装配式燕尾形导轨，其特点是制造、调试方便 图 c 所示为燕尾与矩形组合，它兼有调整方便和能承受较大力矩的优点，多用于横梁、立柱和摇臂等导轨

为保证导轨正常工作，导轨滑动表面之间应保持适当的间隙。间隙过小，会增加摩擦阻力；间隙过大，会降低导向精度。导轨经长期使用后，会因磨损而增大间隙，需要及时调整，故导轨应有间隙调整装置。常用的调整方法有压板和镶条两种方法。

对燕尾形导轨可采用镶条（垫片）方法同时调整垂直和水平两个方向的间隙（见图9.1-106）。

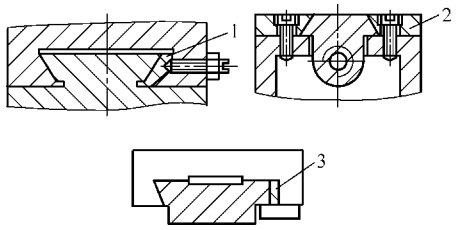


图9.1-106　燕尾形导轨的间隙调整

1—斜镶条　2—压板　3—直镶条

对矩形导轨可采用修刮压板、修刮调整块片的厚度或调整螺钉的方法进行间隙的调整（见图9.1-107）。

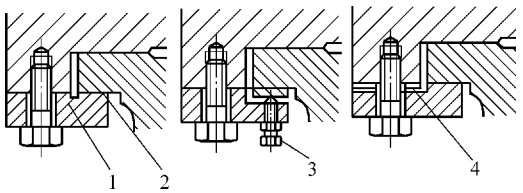


图9.1-107　矩形导轨垂直方向的间隙调整

1—压板　2—接合面　3—调整螺钉
4—调整垫片

导轨水平间隙的调整如图9.1-108a所示。平镶条横截面为矩形或平行四边形（用于燕尾导轨），以镶条的横向位移来调整间隙。平镶条一般放在受力小的一侧，用螺钉调节，螺母锁紧。因各螺钉单独拧紧，收紧力不易一致，而使镶条在螺钉的着力点有挠度，接触不均匀，刚性差，易变形。调整较麻烦，用于受力较小，或短的导轨。图9.1-108b和9.1-108c所示为采用两根斜镶条调整导轨侧面间隙的结构。调整时拧动螺钉，使斜镶条纵向（平行运动方向）移动来调整间隙。为了缩短斜镶条的长度，一般将镶条放在移动件上。

斜镶条是在全长上支承，其斜度为1∶40～1∶100，镶条长度L越长，斜度应越小，以免两端厚度相差过大。一般当$L/H<10$时（H为导轨高度），取1∶40；$L/H>10$时，取1∶100。

采用斜镶条调整的优点是：镶条两侧面与导轨面全部接触，刚性好，但斜镶条必须加工成斜形，制造困难。但使用可靠，调整方便，故应用较广。

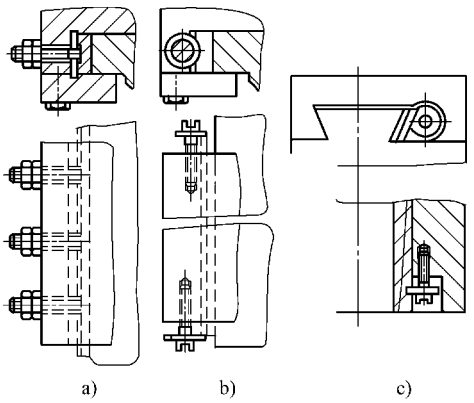


图9.1-108　矩形和燕尾导轨水平间隙的调整

三角形导轨的上滑动面能自动补偿，下滑动面的间隙调整和矩形导轨的下压板调整底面间隙相同，同形导轨的间隙不能调整。

（2）导轨的材料

导轨常用材料有铸铁、钢、有色金属和塑料等。常使用铸铁—铸铁、铸铁—钢的导轨，铸铁具有耐磨性和减振性好、热稳定性高、易于铸造和切削加工、成本低等特点，因此在滑动导轨中被广泛采用。

6.2.3　滚动导轨

在相配的两导轨面之间放置滚动体或滚动支承，使导轨面间的摩擦性质成为滚动摩擦，这种导轨就叫做滚动导轨。

（1）直线运动滚动导轨副的特点及要求

滚动导轨作为滚动摩擦副的一种，具有如下许多优点：

1）摩擦因数小（0.003～0.005），运动灵活；

2）动、静摩擦因数基本相同，起动阻力小，不易产生爬行；

3）可以预紧，刚度高；

4）寿命长；

5）精度高；

6）润滑方便，可以采用脂润滑，一次装填，长期使用；

7）被广泛应用于精密机床、数控机床、测量机和测量仪器等。

滚动导轨副的缺点是：导轨面与滚动体是点接触或线接触，所以抗振性差，接触应力大；对导轨的表面硬度、表面形状精度和滚动体的尺寸精度要求高。

若滚动体的直径不一致，导轨表面有高有低，会使运动部件倾斜，产生振动，而影响运动精度；结构复杂，制造困难，成本较高；对脏物比较敏感，必须有良好的防护装置。

（2）对滚动导轨副的基本要求

1）导向精度。导向精度是导轨副最基本的性能指标。移动件在沿导轨运动时，不论有无载荷，都应保证移动轨迹的直线性及其位置的精确性。这是保证机床运行工作质量的关键。各种机床对导轨副本身平面度，垂直度及等高、等距的要求都有规定或标准。

2）耐磨性。导轨副应在预定的使用期内，保持其导向精度。精密滚动导轨副的主要失效型式是磨损，因此耐磨性是衡量滚动导轨副性能的主要指标之一。

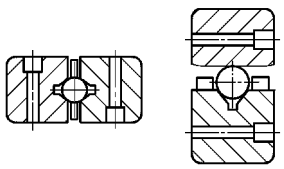
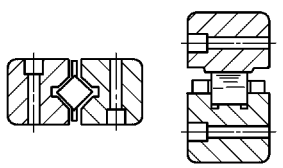
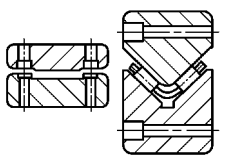
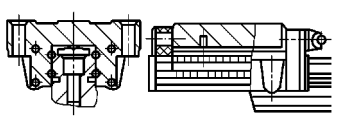
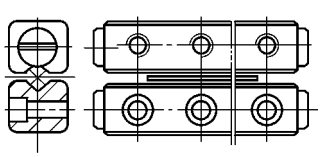
3）刚度。选用可调间隙和预紧的导轨副可以提高刚度。

4）工艺性。导轨副要便于装配、调整、测量、防尘、润滑和维修保养。

（3）滚动导轨副的分类

直线运动滚动导轨副的滚动体有循环的和不循环的两种类型。这两种类型又将直线运动滚动导轨副分成多种型式，如表 9. 1-57 所示。

表 9. 1-57　滚动导轨副分类及特点

类型		简　图	特　点
滚动体不循环	滚珠导轨		摩擦阻力小，但承载能力差，刚度低；不能承受大的颠覆力矩和水平力；经常工作的滚珠接触部位，容易压出凹坑，使导轨副丧失精度。这种导轨适用于载荷不超过 200N 的小型部件。设计时应注意尽量使驱动力和外加载荷作用点位于两条导轨副的中间
	滚柱导轨		承荷能力比滚珠导轨高近 10 倍；刚度也比滚珠导轨副高，其中的交叉滚柱导轨副四个方向均能受载，导向性能也高。但是，滚针和滚柱对导轨面的平行度误差比较敏感，且容易侧向偏移和滑动，引起磨损加剧
	滚针导轨		
滚动体循环	滚动直线导轨		缩短设计制造周期，提高质量，降低成本
	滚柱交叉导轨		

6.3　轴系部件的设计与选择

本部分内容请参阅本手册第5篇中的相关章节。

6.4　常用执行机构

6.4.1　连杆机构

用销轴等零件将细长的杆件连接起来组成的机构称为连杆机构。杆与杆之间构成转动副或者滑动副，其中作为旋转运动的杆件称为曲柄，而只能在一定角度内作往复摆动的杆称为摇杆。由四根杆件组成的机构称为四连杆机构。

四连杆机构按曲柄和摇杆的组合型式可分为曲柄摇杆机构、双摇杆机构、双曲柄机构。

曲柄摇杆机构如图9.1-109a所示，以杆*A*为机架，杆*C*为连杆，短杆*D*就成为可回转的曲柄，而长杆*B*则成为进行往复摆动的摇杆。杆*B*和杆*D*都可以作为主动件或者从动件。

双曲柄机构如图9.1-109b所示，若将短杆*A*固定，*C*为连杆，则杆*B*和杆*D*均可作为曲柄使用。这时如果主动件为匀速回转，则从动件为非匀速回转。

双摇杆机构如图9.1-109c所示，若以杆*A*为机架，*C*为连杆，那么*B*、*D*两杆均可作为摆杆使用。它应用于铲土机、水平牵引式起重机等的例子很多。

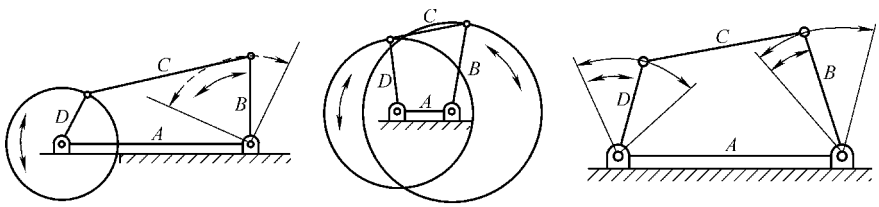


图9.1-109　四连杆机构

a）曲柄摇杆机构　b）双曲柄机构　c）双摇杆机构

曲柄与滑块机构组合起来能够将旋转运动变为直线运动（或将直线运动变为旋转运动），该机构称为曲柄滑块机构。一般驱动机器人臂部运动的伺服装置都是电动机，所以经常需要将旋转运动变成直线运动。图9.1-110所示为曲柄滑决机构。

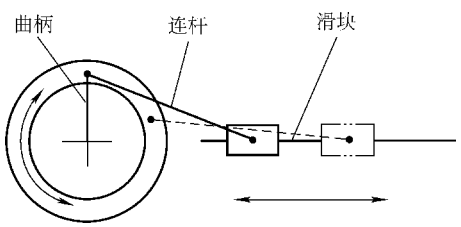


图9.1-110　曲柄滑块机构

曲拐机构是连杆机构的一种应用，这种机构在曲柄夹紧机构和冲压机构上有使用。该机构的特点是往复运动范围大，并能够产生较大的压力。图9.1-111所示为曲拐机构在机械手夹紧部分的应用。

6.4.2　凸轮机构

凸轮机构是将旋转运动转变为比较短的直线往复运动的机构。凸轮机构由凸轮、推杆和机架三部分构成。常用的凸轮机构有：盘形凸轮、移动凸轮、圆柱凸轮，如图9.1-112所示。凸轮机构具有刚性好、工作可靠，并能依靠拟定的凸轮外形来实现预期的运动规律等优点。采用曲柄滑块机构所获得的直线运动速度呈正弦曲线规律，为不等速直线运动。采用凸轮机构可以获得匀速直线运动，也能够获得匀速运动与不等速运动组合的复杂运动规律。图9.1-113a所示为实现直线匀速运动的心形凸轮的曲线图。图9.1-113b所示为机械手上使用心形凸轮的应用实例。

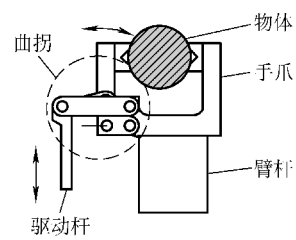


图9.1-111　曲拐机构（机械手）

凸轮曲面的加工比较复杂，因此，近年来在各种机械中使用电气装置、液压和气动装置，或选择其他机构来实现复杂运动的比较多，而尽量不使用凸轮机构。

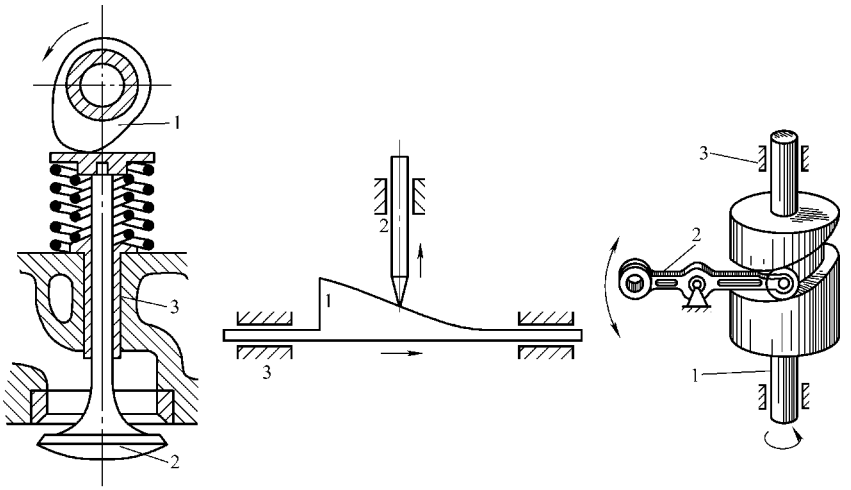


图 9. 1-112　典型凸轮机构

a）盘形凸轮　b）移动凸轮　c）圆柱凸轮

1—凸轮　2—推杆　3—机架

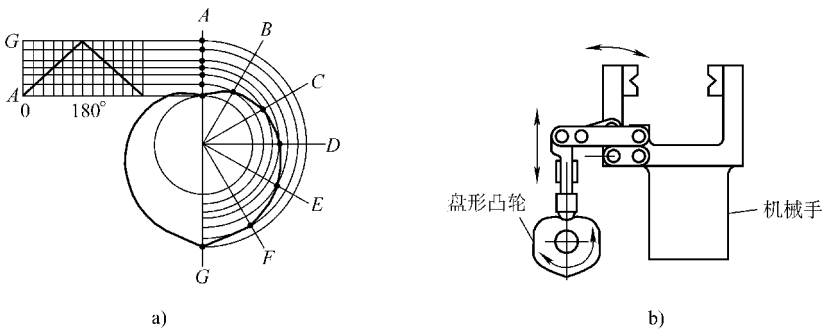


图 9. 1-113　心形凸轮机构

a）心形机构　b）机械手的驱动

6. 4. 3　间歇机构

间歇传动机构有：棘轮传动、槽轮传动、凸轮间歇运动等机构。这种传动部件可将原动机构的连续运动转换为间歇运动。其基本要求是移位迅速、移位过程中运动无冲击、停位准确可靠。

（1）棘轮传动机构

棘轮机构主要由棘轮和棘爪组成，其工作原理如图 9. 1-114 所示。棘爪 1 装在摇杆 4 上，能围绕 O_1 点转动，摇杆空套在棘轮凸缘上作往复摆动。当摇杆（主动件）作逆时针方向摆动时，棘爪与棘轮 2 的齿啮合，克服棘轮轴上的外加力矩 M，推动棘轮朝逆时针方向转动，此时止动爪 3（或称止回爪、闸爪）在棘轮齿上打滑。当摇杆摆过一定角度而反向作顺时针方向摆动时，止动爪 3 把棘轮闸住，使其不致因外加力矩 M 的作用而随同摇杆一起作反向转动，此时棘爪 1 在棘轮齿上打滑而返回到起始位置。摇杆如此往复不停地摆动时，棘轮就不断地按逆时针方向间歇地转动。扭簧 5 用于帮助棘爪与棘轮齿啮合。

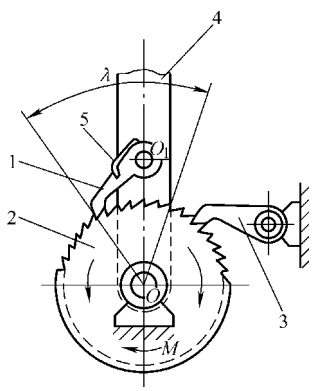


图 9. 1-114　棘轮传动工作原理

1—棘爪　2—棘轮　3—止动爪

4—摇杆　5—扭簧

如图9.1-115所示，棘轮传动机构有外齿式、内齿式和端齿式。它由棘轮1和棘爪2组成，棘爪为主动件，棘轮为从动件。棘爪的运动可通过连杆机构、凸轮机构、液压（气）缸等的运动获得。棘轮传动有噪声、磨损快，但由于结构简单、制造容易，故应用较广泛。棘爪每往复一次推过的棘轮齿数与棘轮转角的关系如下：

$$\lambda = \frac{360k}{z}$$

式中　λ——棘轮回转角（根据工作要求而定）；

k——棘爪每往复一次推过的棘轮齿数；

z——棘轮齿数。

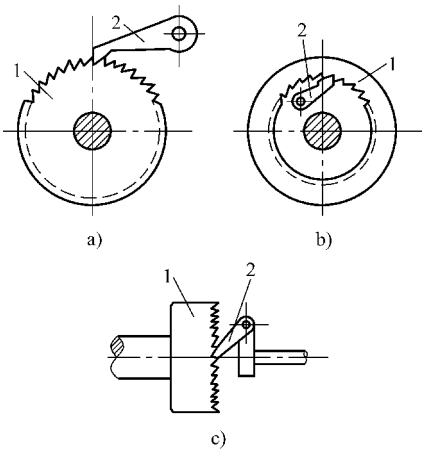


图9.1-115　齿式棘轮机构的型式

a）外齿式　b）内齿式　c）端齿式

1—棘轮　2—棘爪

（2）槽轮传动机构

槽轮机构又称为马尔他机构。图9.1-116a所示为外啮合槽轮机构，它是由具有径向槽的从动件2和具有圆销的主动件1以及机架所组成。主动件1作等速连续转动，而从动件2时而转动、时而静止。当主动件1的圆销G未进入从动件2的径向槽时，由于从动件2的内凹锁住弧β被主动件1的外凸圆弧α卡住，故从动件2静止不动。图9.1-116a所示是圆销G开始进入从动件2径向槽时的位置，这时锁住弧被松开，因而圆销G能驱使槽轮沿相反的方向转动。当圆销G开始脱出槽轮的径向槽时，槽轮的另一内凹锁住弧又被主动件1的外凸圆弧卡住，致使从动件2又静止不转，直至主动件1的圆销G再进入从动件2的另一径向槽时，两者又重复上述的运动循环。

槽轮机构有两种型式：一种是外啮合槽轮机构，如图9.1-116a所示，其主动件1与从动件2转向相反；另一种是内啮合槽轮机构，如图9.1-116b所示，其主动件1与从动件2转向相同。一般常用外啮合槽轮机构。

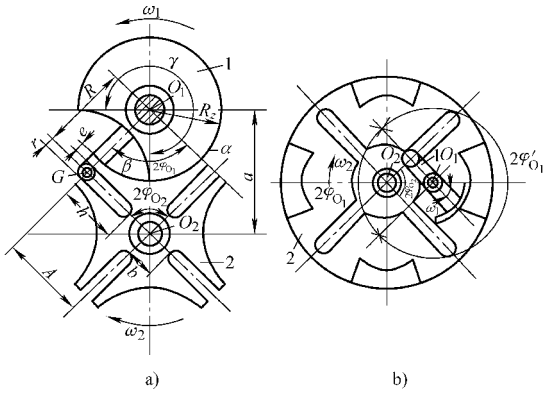


图9.1-116　槽轮工作原理

a）外啮合槽轮　b）内啮合槽轮

1—主动件　2—从动件

（3）凸轮间歇运动机构

如图9.1-117所示，凸轮间歇运动机构是由凸轮1、转盘2及机架所组成。转盘2端面上固定有圆周分布的若干滚子3。当主动件（凸轮）转过曲线槽所对应的角度β时，凸轮曲线槽推动滚子使从动件（转盘）转过相邻两滚子所夹的中心角$2\pi/z$，其中z为滚子数；当凸轮继续转过其余角度（$2\pi-\beta$）时，转盘静止不动。这样，当凸轮连续或周期性转动时，就可得到转盘的间歇转动，用以传递交错轴间的分度运动。

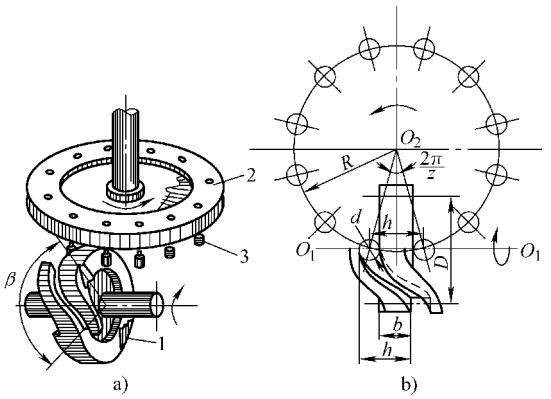


图9.1-117　圆柱凸轮间歇机构

1—凸轮　2—转盘　3—滚子

凸轮间歇运动机构一般有两种型式。一种是图9.1-117所示的圆柱凸轮间歇运动机构，凸轮呈圆柱形状，滚子均匀分布在转盘的端面上；另一种如图9.1-118所示，为蜗杆凸轮间歇运动机构，凸轮上有

一条突脊犹如蜗杆，滚子则均匀分布在转盘的圆柱面上，犹如蜗轮的齿。这种凸轮机构可以通过调整凸轮与转盘的中心距来消除滚子与凸轮突脊接触的间隙或补偿磨损。

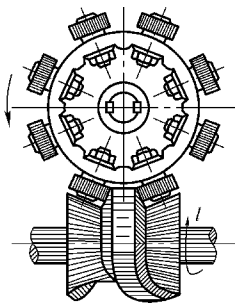


图 9.1-118　蜗杆凸轮间歇机构

凸轮间歇运动机构的优点是：运转可靠，传动平稳，转盘可以实现任何运动规律，以适应高速运转的要求；可以改变凸轮曲线槽所对应的 β 角；来改变转动与停歇时间的比值；在转盘停歇时，一般就依靠凸轮棱边进行定位，不需要附加定位装置，因此凸轮加工精度要求较高。

凸轮间歇运动机构常用于需要间歇地转位的分度装置中和要求步进动作的机械中，如多工位立式半自动机上工作盘的转位，轻工业中的火柴包装机，拉链嵌齿机的步进机构，电动机硅钢片冲槽机的间歇机构等。

6.4.4　机器人的典型机构

（1）斯坦福臂（Scheimman Arm）

1969 年美国斯坦福大学在人工智能计划项目中开发了极坐标机械手，如图 9.1-119 所示。除夹钳外有 6 个自由度，R_1、R_2 关节是直流电动机驱动，采用谐波减速并设有滑动离合器和电磁制动，移动关节采用直流电动机驱动，通过蜗轮蜗杆和齿轮齿条减速，把旋转运动变成直线运动，手腕部分 R_5、R_6 和 R_1、R_2 同样方式，R_6 关节负载轻而采用齿轮传动。各轴都采用和电动机安装在一起的电位器作为位置反馈元件，构成闭环伺服系统。该机构的最大特点是：腕部三个关节的回转轴设计交汇成一点。

（2）SCARA 机构

SCARA 机构是日本的牧野洋开发的，其结构如图 9.1-120 所示。θ_1、θ_2 轴由伺服电动机驱动，θ_3 是夹钳回转自由度，是直流电动机通过带传动实现的，θ_4 是夹钳上下移动的自由度，它是直线气缸驱动或者伺服电动机通过运动变换实现的。该机构最大特点是在垂直方向上刚度大，在水平面内动作灵活，适用于精密装配作业。

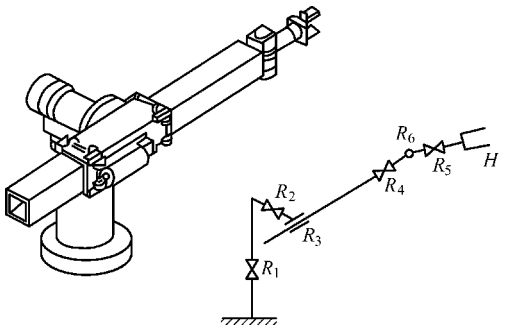


图 9.1-119　斯坦福臂

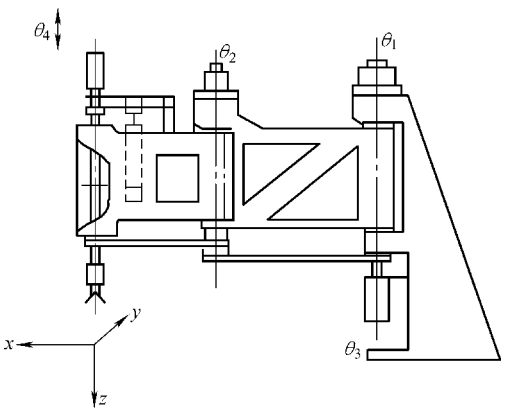


图 9.1-120　SCARA 机构

（3）多关节机构

多关节机器人机构较完善的是以美国生产的 PUMA 机构为代表，如图 9.1-121 所示。偏置结构、6 自由度，各轴均由直流电动机驱动。由于采用最佳关节配置，活动范围大，操作性能好。

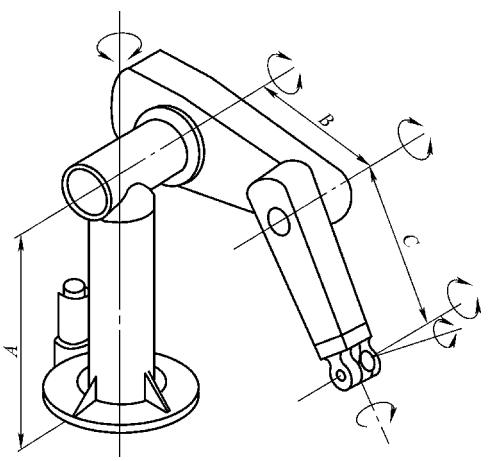


图 9.1-121　PUMA 机构

（4）平行杆型机构

这种型式的基本结构如图9.1-122所示，驱动元件安装在杆*A*上，通过底座、杆*B*、杆*C*实现三个关节的运动。而杆*C*确定杆*D*的姿态，因此该机构的夹钳姿态很容易实现。其最大特点是驱动件集中在杆*A*，从而减轻各关节驱动电动机负载。

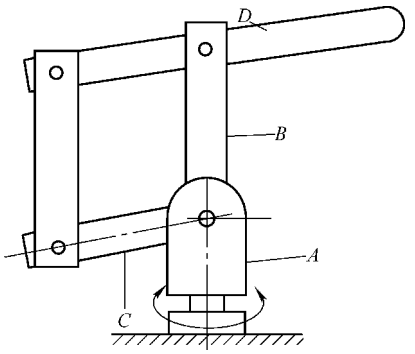


图9.1-122　平行杆型

（5）缩放型机构

多关节机构能实现复杂运动，但一般操纵很困难。如采用图9.1-123所示的缩放机构，操纵就变得容易些。在*R*点和*Q*点按图示方向设置执行机构，其*P*点可得到直角坐标方向运动。机构的特点是运动解耦，这种机构已经在行走机器人上采用。

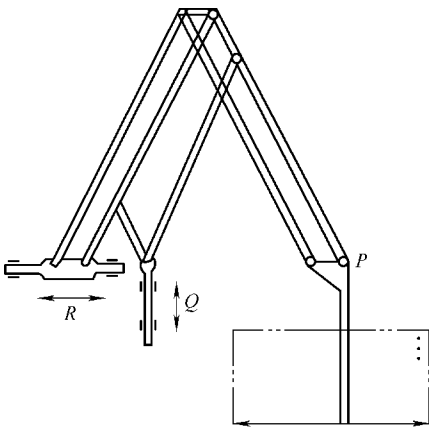


图9.1-123　缩放机构

（6）并联机构

并联机构具有控制位置准确、刚度大等优点。图9.1-124是飞行模拟器所采用的6自由度摆动装置。其固定面*B*为正六边形，运动面*M*为等边三角形，6个自由度用伺服液压缸控制。并联机构已经广泛应用于操作机器人、步行机器人、机床等领域。

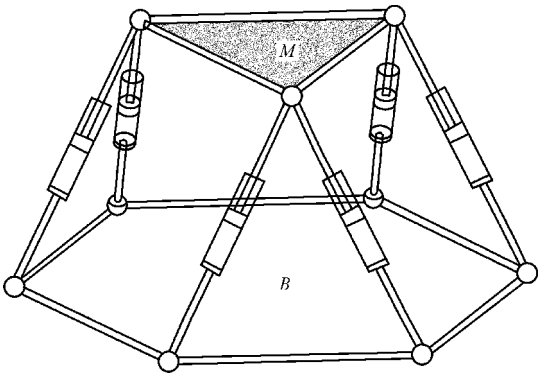


图9.1-124　自由度飞行模拟器的机构

7　常用控制用电动机及其驱动

控制用电动机是电气伺服控制系统的动力部件。它是利用电能产生机械能的一种能量转换装置。由于它们可在上位计算机的控制下，在很宽的速度和负载范围内连续而精确的工作，因而在各种机电一体化系统中得到广泛的应用。目前常用的控制用电动机有直流电动机、交流异步电动机、交流同步电动机、步进电动机、直线电动机等。根据它们的性能特点应用于不同的机电一体化产品中。

控制用电动机一般根据其原理的不同，通过调节电枢电压、电流，以及通电相序来控制电动机的运行速度、输出力矩、运行方向等。控制用电动机的控制目标一般有位置、速度、输出力矩三种。控制用电动机一般不单独使用，而是配套相应的驱动装置一起使用。驱动装置是通过接收计算机信号改变电动机电枢电压、电流来实现对电动机控制的系统。

7.1　对控制用电动机的基本要求

对控制用电动机的基本要求如表9.1-58所示。

表9.1-58　对控制用电动机的基本要求

机械特性	机械特性是指在一定的电枢电压条件下，电动机转速与转矩之间的函数关系。理想情况下应该为直线
调节特性	调节特性是指在一定的转矩条件下，电动机转速与电枢电压之间的函数关系。理想情况下应该为直线
调速范围	电动机转速范围，最低转速与最高转速的比值
空载使动电压	当电动机空载时，控制电压开始缓缓增加，电动机开始连续旋转时的电压值，称为控制用电动机的使动电压。空载使动电压越低，说明电动机越灵敏
尺寸要求	功率体积比大

7.2　控制用电动机的种类、特点及选用

不同的应用场合，对控制用电动机的性能密度的要求也有所不同。对于起停频率低（如几十次/min），但要求低速平稳和转矩脉动小，高速运行时振动、噪声小，在整个调速范围内均可稳定运动的机械，如数控工作机械的进给运动、机器人的驱动系统，其功率密度是主要的性能指标；对于起停频率高（如数百次/min），但不特别要求低速平稳性的产品，如高速打印机、绘图机、打孔机、集成电路焊接装置等，主要的性能指标是高比功率。在额定输出功率相同的条件下，交流伺服电动机的比功率最高，直流伺服电动机次之，步进电动机最低。

控制用旋转电动机按其工作原理可分为旋转磁场型和旋转电枢型。前者有同步电动机（永磁）、步进电动机（永磁）；后者有直流电动机（永磁）、感应电动机（按矢量控制等效模型），如表 9.1-59 所示。

表 9.1-59　常用控制用电动机分类

直流伺服电动机	永磁直流伺服、无槽铁枢型、空心杯电枢型、印制绕组型
交流伺服电动机	同步型、感应型（异步型）
步进电动机	反应式、永磁式、混合式
直接驱动电动机	直流力矩电动机、变磁阻电动机

不同种类的电动机特点不同，使用时可按表 9.1-60 的原则选择。

表 9.1-60　常用控制用电动机的选用原则

直流伺服电动机	永磁直流伺服电动机	一般的直流伺服系统	可采用位置闭环控制，用于要求高精高速的机电一体化产品
	无槽电枢直流伺服电动机	需要快速动作、功率较大的伺服系统	
	空心杯电枢直流伺服电动机	需要快速动作的伺服系统	
	印制绕组直流伺服电动机	低速运行和起动、反转频繁的系统	
	无刷直流伺服电动机	家用电器、电动车、机器人等	
交流伺服电动机	同步型	常用于位置伺服系统，如数控机床的进给系统，机器人关节伺服系统，及其他机电一体化产品的运动控制。功率一般在数十瓦到数十千瓦	
	异步型	主要用于需要以恒功率扩展调速范围的大功率调速系统中。目前，西门子异步型交流伺服电动机达到 630kW	
步进电动机	反应式	成本低、动态性能要求不高	用于开环系统，精度、速度要求不高、成本要求低的机电一体化产品
	永磁式	步距角大，动态性能要求较高	
	混合式	步距角小，动态性、力矩性能要求较高	

7.3　直流伺服（DC）电动机与驱动

直流电动机以其调速性能好、起动转矩大等优点，在相当长的一段时间内，在电动机调速领域占据着很重要的位置。随着电力电子技术的发展，特别是在大功率电力电子器件问世以后，直流电动机调速将有逐步被交流电动机调速所取代的趋势。但在中、小功率的机电一体化应用场合，常使用永磁直流电动机进行调速。该类直流电动机采用永磁材料励磁，调速时只需对电枢回路进行控制，相对比较简单。

7.3.1　直流电动机调速原理及调速特性

以他励直流电动机为例说明直流电动机调速原理，他励直流电动机的电路原理图如图 9.1-125 所示。图中，电枢电路串接电阻 R_{ad}，电枢内阻为 R_a，电枢总电阻 $R=R_{ad}+R_a$。

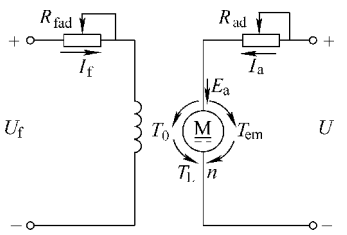


图 9.1-125　他励直流电动机电路原理图

由图 9.1-125 可知，直流电动机的电压平衡方程为

$$U_a=E_a+RI_a \tag{9.1-10}$$

式中　U_a——电枢电压；

I_a——电枢电流；

E_a——感应电动势。

感应电动势 $E_a=C_e n$，其中，C_e 为直流电动机的

感应电动势系数，与每极磁通 Φ 成正比。因此，直流电动机的转速特性为

$$n=\frac{U_a-I_aR}{C_e}=\frac{U_a-I_aR}{k\Phi} \qquad (9.1\text{-}11)$$

由直流电动机的转速特性可知直流电动机的调速方法有两种：

1）改变电枢端电压 U_a；

2）改变每极磁通 Φ。

这两种调速方法的特点如下：

（1）改变电枢端电压调速

由直流电动机转速特性可知，如果保持磁通 Φ 不变，改变电动机的电枢电压 U_a，则理想空载转速随电枢电压的变化而变化，而机械特性斜率保持不变，因而可以得到一簇平行线，如图 9.1-126 所示。由于提高电枢电压受到绕组绝缘耐压的限制，因此改变 U_a 应该用在降压的方向，也就是从电动机的额定转速向下调速。这种在额定转速以下改变电枢电压的调速方式是目前直流调速系统采用的主要调速方案，尤其对于永磁式直流电动机，这是唯一的调速方式。在调速过程中，若保持电枢电流 I_a 不变，则电动机的输出转矩将保持不变，故改变电枢电压的调速为恒转矩调速，一般用于恒转矩负载的调速。

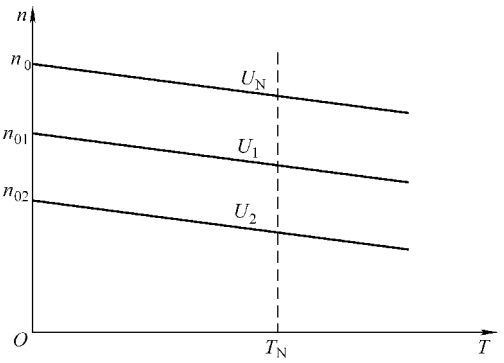


图 9.1-126　改变电枢电压时的机械特性

（2）改变每极磁通调速

由直流电动机转速特性可知，如果保持电枢电压 U_a 不变，减弱磁通 Φ，则理想空载转速随着磁通的减弱而增加，同时，机械特性的斜率也增加，如图 9.1-127 所示。弱磁调速一般只用在调压调速所不能达到的额定转速以上的调速情况。对于普通电动机，弱磁调速的调速范围很小，一般不能超过 2 倍。在调速过程中，若保持电枢电流 I_a 不变，则电动机的输出功率保持不变，故弱磁调速为恒功率调速，一般应用于恒功率负载。

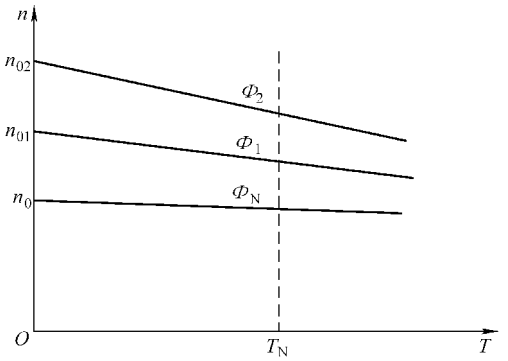


图 9.1-127　改变磁通时的机械特性

7.3.2　永磁直流电动机伺服系统

永磁直流电动机系指以永磁材料获得励磁磁场的一类直流电动机。

永磁直流电动机具有体积小、转矩大、力矩和电流成比例、伺服性能好、反应迅速、功率体积比大、功率重量比大、稳定性好等优点。目前永磁直流电动机伺服系统是最重要的一种电气伺服系统。永磁直流电动机伺服系统广泛应用于办公自动化（OA）、工厂自动化（PA）、国防和航天工业、家电产品、仪器仪表等领域，是机电一体化产品的一种重要的执行元件。

永磁直流电动机的结构与一般直流电动机相似，但电枢铁心长度对直径的比要大些，气隙较小。永磁直流电动机性能特点：具有下垂的机械特性和线性的调节特性，对控制信号响应快速。

直流伺服电动机常用计算公式如表 9.1-61 所示。按表中所列的计算公式，根据电动机制造厂提供样本中的数据可求取直流伺服电动机的机电时间常数及其传递函数。

7.3.3　直流伺服电动机驱动

直流伺服电动机为直流供电，为调节电动机转速和方向，需要对其直流电压的大小和方向进行控制。目前常用晶体管脉宽调速驱动和晶闸管直流调速驱动两种方式。

（1）晶闸管调速驱动

晶闸管直流调速驱动主要是应用在大型直流电动机中，可以实现数千千瓦的直流电动机调速。变流器中晶闸管的换相只通过自然换相或电网换相即可实现。当一个投入的“晶闸管”开通时，另一个已开通的晶闸管立即受到反向偏置而被关断。换向过程不需要附加电路。由于晶闸管中的损耗极小，这种变流器的电力变换效率高达 95% 以上，因此，相控变流器既简单又经济，在工业中得到了广泛应用。

表 9.1-61　直流电动机常用计算公式

项　目	计 算 公 式	备　注
输入功率 P_1/W	$P_1 = UI$	U—输入电压(V) I—电枢电流(A)
输出功率 P_2/W	$P_2 = 0.105 T_n n$	T_n—输出转矩(N·m) n—转速(r·min^{-1})
输出转矩 T_n/N·m	$T_n = 9.545 P_2/n$	
阻尼系数 D/[N·m/(rad·s^{-1})]	$D = T_d/\omega_0$	T_d—堵转转矩(N·m) ω_0—空载角速度(rad·s^{-1})
理论堵转加速度 A_d/rad·s^{-2}	$A_d = T_d/J$	J—转动惯量(kg·m^2)
传递函数 $F(s)$	$F(s) = \dfrac{\omega(s)}{U(s)} = \dfrac{1/K_T}{s(1+\tau_j s)}$	s—拉氏变换算符 K_T—转矩常数,$K_T = T_n/I$

全控变流器驱动的直流电动机控制系统的电压与电流波如图 9.1-128 所示。图中所标志的晶闸管开通角 α 为 60°。晶闸管以 60°的间隔按次序开通，电动机每周 6 个脉冲。当 $\omega t = \pi/6 + \alpha$ 时，VH_1 开通，而在此之前 VH_6 已被开通了。因此，当 A 相电压波形在 $\pi/6 + \alpha < \omega t < \pi/6 + \alpha + \pi/3$ 区间时，晶闸管 VH_1 和 VH_6 导通，电动机端子与 A 相和 B 相接通，故 $u_a = v_{AB}$。当 $\omega t = \alpha + \pi/3$ 时，晶闸管 VH_2 开通，电流流经 VH_2，而 VH_6 由于受反向偏置而关断（自然或电网换向）。这时 VH_1 和 VH_2 导通，电动机两端电压 $u_a = v_{AC}$。就这样，当每隔 60°又有一只晶闸管被开通之后，重复上述过程。

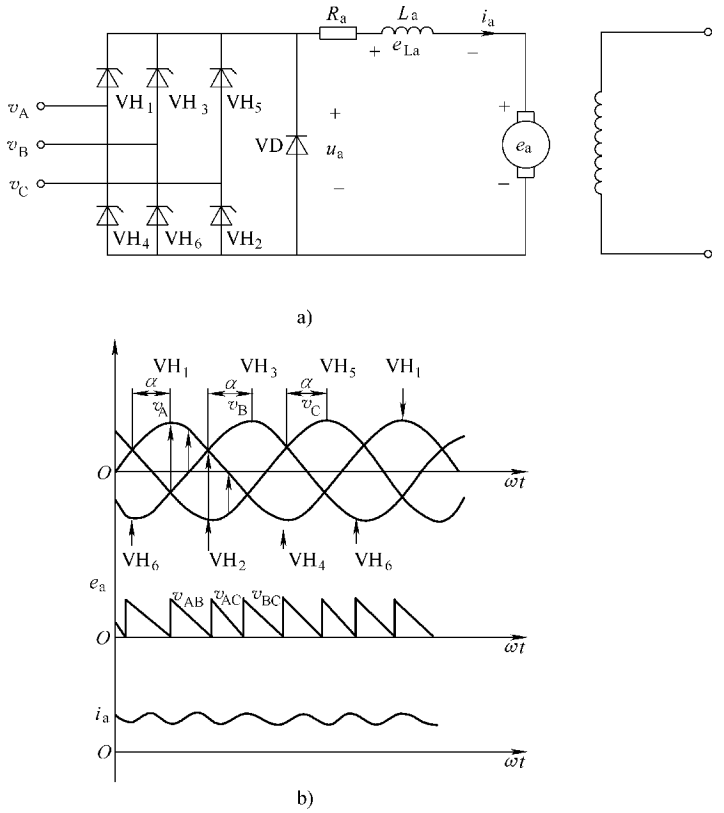


图 9.1-128　全相半控变流器驱动的直流电动机驱动系统

a）主电路　b）电压和电流波形

由于晶闸管本身的工作原理和电源的特点，导通后是利用交流（50Hz）过零来关闭的，因此，在低整流电压时，其输出是很小的尖峰值（三相全控时每秒300个）的平均值，从而造成电流的不连续。

（2）PWM控制的晶体管调速驱动系统

脉宽调制（PWM）直流调速驱动系统原理如图9.1-129所示。当输入一个直流控制电压 U 时就可得到一定宽度与 U 成比例的脉冲方波来给伺服电动机电枢回路供电，通过改变脉冲宽度来改变电枢回路的平均电压，从而得到不同大小的电压值 U_a，使直流电动机平滑调速。设开关S周期性地闭合、断开，开和关的周期是 T。在一个周期 T 内，闭合的时间是 τ，断开的时间是 T-τ。若外加电源电压 U 为常数，则电源加到电动机电枢上的电压波形是一个方波列，其高度为 U，宽度为 τ，则一个周期内电压的平均值为

$$U_a = \frac{1}{T}\int_0^{\tau} U\mathrm{d}t = \frac{\tau}{T}U = \mu U \qquad (9.1\text{-}12)$$

式中　μ——导通率，又称占空系数，$\mu = \tau/T$。

当 T 变小时，只要连续地改变 τ（0～T）就可以连续地使 U_a 由0变化到 U，从而达到连续改变电动机转速的目的。实际应用的PWM系统，采用大功率晶体管代替开关S，其开关频率一般为2000Hz，即 T =0.5ms，它比电动机的机械时间常数小得多，故不至于引起电动机转速脉动。常选用的开关频率为500～2500Hz。图9.1-129中的二极管为续流二极管，当S断开时，由于电感 L_a 的存在，电动机的电枢电流 I_a 可通过它形成回路而继续流动，因此尽管电压呈脉动状，而电流还是连续的。

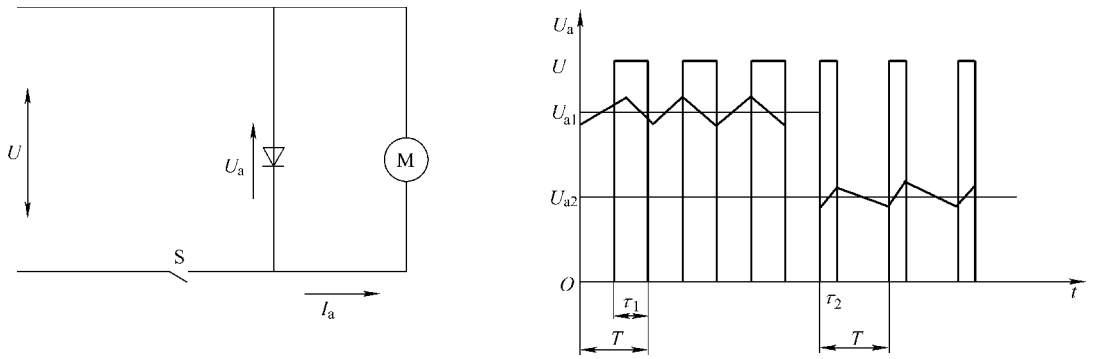


图9.1-129　PWM直流调速驱动系统原理图

直流电动机多采用全桥式电路来实现双向调速。其工作原理如图9.1-130所示，全桥由四个大功率晶体管 VT_1～VT_4 组成。通过在四个功率晶体管的基极施加控制信号，即可控制直流电动机的速度和方向。全桥驱动方法如表9.1-62所示。

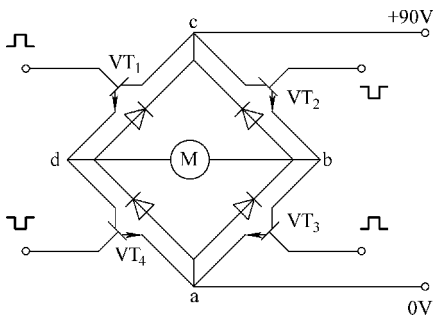


图9.1-130　直流电动机全桥驱动原理图

表9.1-62　直流电动机全桥驱动方法

晶体管	电流流向	电动机转向	调速方法
VT_1、VT_3 导通 VT_2、VT_4 截止	d→M→b	正向	改变 VT_1 的PWM信号的占空比，可以改变正转速度
VT_1、VT_3 截止 VT_2、VT_4 导通	b→M→d	反向	改变 VT_2 的PWM信号的占空比，可以改变反转速度

7.4　交流伺服电动机与驱动

工业传动应用通常分为恒速和变速传动两类。传统上，恒速传动使用由恒定频率正弦电源供电的交流电动机，而变速传动首选直流电动机。直流电动机的缺点是：价格高，转子惯性大，以及具有由换向器和电刷带来的维护问题。另外，换向器和电刷还限制了电动机转速和峰值电流，引起电磁兼容的问题，并且

不允许电动机在恶劣或爆炸性环境下运行。但是，直流电动机传动用的驱动和控制电路很简单，并且转矩响应非常迅速。交流电动机没有像上述直流电动机的缺点。在过去的二三十年里，我们已看到有大量的研究和开发针对变频变速交流电动机传动技术。虽然，目前大多数变速传动使用直流电动机，但是它们将逐渐地被交流传动所替代。在大多数情况下，新的应用都采用交流传动。

交流电动机通常分为异步电动机（感应电动机）和同步电动机两类。

7.4.1　交流异步电动机

（1）工作原理

如图 9.1-131 给出了一个理想的三相两极异步电动机，其中定子和转子的每相绕组由集中线圈表示。三相绕组，无论是星形联结还是三角形联结，都按正弦分布嵌入在槽内。在绕线转子电动机中，转子绕组和定子绕组相似；而在笼型电动机中，转子是一个笼型结构，两端各具有一个短路环。异步电动机本质上可被看成一个具有旋转和短路的二次绕组的三相变压器。定子铁心和转子铁心都是由铁磁钢薄片叠成的；电动机中的气隙实际上是均匀的，没有明显的磁极。

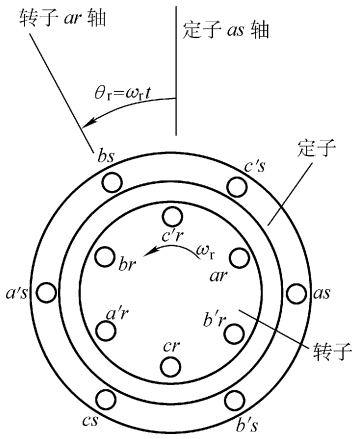


图 9.1-131　理想三相两极异步电动机

1）旋转磁场。如果忽略槽的影响和由于非理想绕组分布产生的空间谐波，把正弦三相对称电源加到三相定子绕组上，则会建立一个同步旋转的磁场。

考虑三相正弦电流按式（9.1-13）～式（9.1-15）给出：

$$i_a = I_m\cos\omega_e t \tag{9.1-13}$$

$$i_b = I_m\cos\left(\omega_e t - \frac{2\pi}{3}\right) \tag{9.1-14}$$

$$i_c = I_m\cos\left(\omega_e t + \frac{2\pi}{3}\right) \tag{9.1-15}$$

正弦分布的磁动势波以同步角速度 ω_e 旋转。在两极电动机中，每个电流变化周期中磁动势完成一次旋转。这意味着，对一个 P 极电动机来说，磁动势转速可由式（9.1-16）给出：

$$N_e = \frac{120f_e}{P} \tag{9.1-16}$$

式中　N_e——同步转速（$r \cdot min^{-1}$）；

f_e——定子频率（Hz），$f_e = \omega_e/(2\pi)$。

2）转矩的产生。若初始时，转子处于静止状态，磁场将从转子导条上扫过，从而在短路的转子电路中感应出相同频率的电流。气隙磁链和转子磁动势相互作用产生转矩。当电动机以同步转速运行时，转子中不会产生任何感应，因此，不会产生转矩。在任何其他转速时，会感应出转子电流，转子在同旋转磁场相同的方向上运行，以减小感应电流（楞次定律）。

3）等效电路。图 9.1-132 给出了一个类似变压器电路的异步电动机等效电路。同步旋转气隙磁动势波产生反电动势（CEMF）U_m，然后在转子相绕组中被转换成转差电压 $U_r' = nsU_m$。其中，n 是转子对定子的匝数比，s 是转差率。由于定子电阻 R_s 和定子漏电感 L_{ls} 上的电压降，定子端电压 U_s 与反电动势 U_m 不同。励磁电流 I_0 由两个分量组成：铁损分量 $I_c = U_m/R_m$ 和磁化分量 $I_m = U_m/(\omega_e L_m)$。式中，R_m 是铁损等效电阻；L_m 是磁化电感。转子感应电压 U_r' 产生转子感应电流 I_r' 频率为转差频率 ω_{sl}，其大小受到转子电阻 R_r' 和漏电抗 $\omega_{sl}L_{lr}'$ 的限制。定子电流 I_s 由励磁电流 I_0 和转子反射电流 I_r 构成。

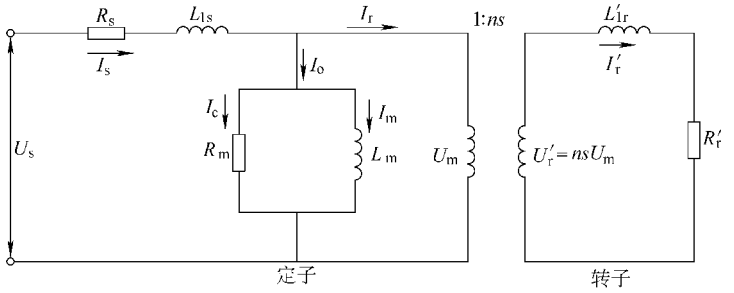


图 9.1-132　异步电动机等效电路图

（2）异步电动机的运行特性

三相异步电动机定子加额定电压、额定频率，转子回路本身直接短路，定转子回路不另串电阻或电抗，这种情况下电动机的机械特性叫固有机械特性，如图9.1-133所示。图中画出了同一台异步电动机的两条固有机械特性，其中一条是基波磁通势正转时的机械特性，见曲线1，另一条是基波磁通势反转时的机械特性，见曲线2。

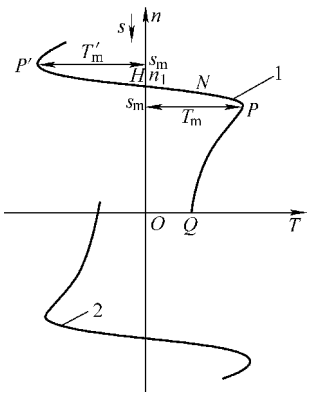


图9.1-133　交流异步电动机固有机械特性

现以正转的那条固有机械特性为例，介绍特性曲线上的几个特殊点。

1）启动点 Q。对应该点的转速 n 为0（$j=1$），其电磁转矩就是堵转转矩 T_R，定子电流为堵转电流 I_q。

2）额定工作点 N。对应该点的转速是额定转速 n_N，转差率为额定转差率 s_N，电磁转矩为额定转矩 T_N，电流为额定电流 I_N。

3）同步工作点 H。对应这一点的转速为同步转速 n_1（$s=0$），电磁转矩 $T=0$，定子电流为励磁电流 I_0，转子绕组里没有电流。在没有原动机拖动的情况下，异步电动机不可能运行于该点。

4）最大电磁转矩点 P 和 P'。其中 P 点是电动状态时的最大电磁转矩点，P' 点是异步发电（回馈制动）状态时的最大电磁转矩点。如果忽略定子电阻的影响时，$T_m'=T_m$。

（3）性能指标

伺服异步电动机性能指标如表9.1-63所示。

表9.1-63　交流伺服电动机性能指标

调速范围	低档的伺服系统调速范围在1:1000以上，一般为1:5000～1:10000，高性能的可以达到1:100000以上
定位精度	达到±1个脉冲
稳速精度	尤其是低速下的稳速精度，比如给定1r·min^{-1}时，一般为±0.1r·min^{-1}，高性能的可以达到±0.01r·min^{-1}
动态响应	通常衡量的指标是系统最高响应频率，即给定最高频率的正弦速度指令，系统输出速度波形的相位滞后不超过90°或者幅值不小于50%
稳定性	主要是指系统在电压波动、负载波动、电动机参数变化、上位控制器输出特性变化、电磁干扰，以及其他特殊运行条件下，维持稳定运行并保证一定的性能指标的能力

（4）交流异步伺服电动机的驱动与控制

目前所说的交流调速传动，主要是指采用电子式交流电动机的变频调速传动。除变频调速以外的某些简单的调速方式，例如变极调速、定子调压调速、转差离合器调速等，虽然仍在某些特定场合有一定的应用，但由于其调速传动性能较差，终将会被变频调速传动所取代。表9.1-64所示为传统简单调速方法与变频调速的对比。在机电一体化产品中所谓的交流异步伺服电动机即指采用变频调速方法的交流异步电动机。一般交流异步伺服电动机都是配合变频器一起使用，主要应用在速度控制的领域。

如表9.1-65所示，交流异步伺服电动机的变频控制方法根据工作原理可以分为以下三种：

1）U/f 控制变频器。U/f（电压和频率的比）控制是一种比较简单的控制方式。它的基本特点是对变频器输出的电压和频率同时进行控制，通过使 U/f 的值保持一定而得到所需的转矩特性。采用 U/f 控制方式的变频器控制电路成本较低，多用于对精度要求不太高的通用变频器。

2）转差频率控制变频器。转差频率控制方式是对 U/f 控制的一种改进。在采用这种控制方式的变频器中，电动机的实际速度由安装在电动机上的速度传感器和变频器控制电路得到，而变频器的输出频率则由电动机的实际转速与所需转差频率的和被自动设定，从而达到在进行调速控制的同时控制电动机输出转矩的目的。

转差频率控制是利用了速度传感器的速度闭环控制，并可以在一定程度上对输出转矩进行控制，所以和 U/f 控制方式相比，在负载发生较大变化时，仍能达到较高的速度精度和具有较好的转矩特性。但是，由于采用这种控制方式时，需要在电动机上安装速度传感器，并需要根据电动机的特性调节转差，通常多用于厂家指定的专用电动机，通用性较差。

表 9.1-64　交流异步电动机调速方法对比

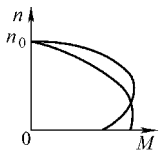
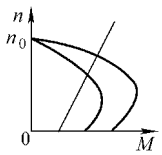
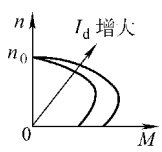
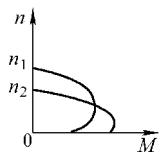
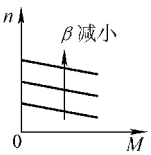
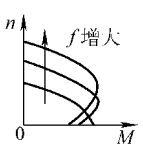
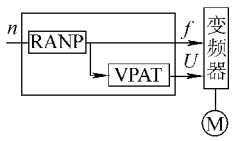
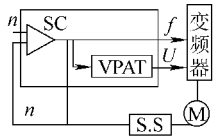
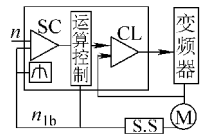
调速方案	转子串电阻	定子调速	电磁调速	变极调速	串级调速	变频调速
调速方式	改变转子附加电阻	改变输入电压	$n \propto f(I_d)$ 改变励磁电流	$n=60f(1-s)/P$ 变极对数 P	$n=1-k\cos\beta$ $(k=1-s)$ 改变逆变角	$n=60f(1-s)/P$ 改变电网频率和电压
机械特性						
调速范围（%）	100～50	100～80	97～20	100、50、0	100～40	100～0
节能效果	一般 $\eta=1-s$	一般 $\eta=1-s$	一般 $\eta=1-s$	优、η 优	一般	优、η 优
功率因数	优	良好	良好	良好	差	优
快速性	差	快	快	快	快	快
故障处理	停车处理	可投工频	停车处理	停车处理	停车处理	不停车投工频
使用范围	新老企业	新老企业	新建企业	新建企业	新企业	新老企业
外围要求	绕线电动机	无	电磁离合器	无	绕线电动机	无
初投资	较省	省	省	最省	较贵	较贵
维护保养	易	易	较易	最易	较难	易
可靠性	可靠	可靠	一般	可靠	较差	最可靠
对电网干扰	无	大	无	无	较大	有
性能	好	不好	一般	好	较好	最好

表 9.1-65　交流异步电动机变频调速方法对比

类　　别		U/f 控制	转差频率控制	矢量控制
基本控制框图				
加减速特性		急加减速控制有限度，4 象限运转时在零速度附近空载时间，过电流抑制能力小	急加减速控制有限度（比 U/f 控制有提高），4 象限运转时通常在零速度附近有空载时间，过电流抑制能力中	急加减速时的控制无限度，可以进行连续 4 象限运转，过电流抑制能力大
速度控制	范围	1∶10	1∶20	1∶100 以上
	响应	5～10rad·s^{-1}	5～10rad·s^{-1}	30～100rad·s^{-1}
	控制精度	根据负载条件转差率频率发生变动	与速度检查精度、控制运算精度有关	模拟最大值的 0.5%，数字最大值的 0.05%
转矩控制		原理上不可能	除车辆调速等外，一般不适用	适用
通用性		基本上不需要因电动机特性差异进行调整	需要根据电动机特性给定转差频率	按电动机不同的特性需要给定磁场电流、转矩电流、转差频率等多个控制量
控制构成		最简单	较简单	稍复杂

3）矢量控制变频器。矢量控制理论是20世纪70年代发展起来的对交流电动机的一种新的控制思想和控制技术，也是交流电动机的一种理想的调速方法。矢量控制的基本思想是将异步电动机的定子电流，分为产生磁场的电流分量（励磁电流）和与其相垂直的产生转矩的电流分量（转矩电流），并分别加以控制。由于在这种控制方式中，必须同时控制异步电动机定子电流的幅值和相位，即控制定子电流的矢量，所以这种控制方式被称为矢量控制方式。

矢量控制方式使对异步电动机进行高性能的控制成为可能。采用矢量控制方式的交流调速系统，不仅在调速范围上可以与直流电动机相匹敌，而且可以直接控制异步电动机产生的转矩。所以，已经在许多需要进行精密控制的领域得到了应用。

由于在进行矢量控制时，需要准确地掌握交流电动机的有关参数，这种控制方式过去主要用于厂家指定的变频器专用电动机的控制。但是，随着变频调速理论和技术的发展，以及现代控制理论在变频器中的成功应用，目前在新型矢量控制变频器中，已经增加了自整定功能。带有这种功能的变频器，在驱动异步电动机进行正常运转之前，可以自动地对电动机的参数进行辨识，并根据辩识结果调整控制算法中的有关参数，从而使得对普通的异步电动机进行有效的矢量控制也成为可能。

目前，国内外变频器生产单位所生产出的新型变频器，绝大多数都采用第三代的IGBT（绝缘栅双极型三极管）半导体元器件和无速度传感器矢量控制技术，应用高级的控制算法，设计完善的保护功能，使交流电动机在任何速度下，获得超常的转矩和低噪声、高效率、平稳的运行，实现节约能源、提高产品质量、增加产品数量的目的。

7.4.2　交流同步电动机

（1）同步电动机工作原理

同步电动机是以同步转速旋转的；也就是说，转速只与电源频率相关。在调速传动应用中，它是异步电动机的重要竞争者，这两种电动机类型在许多方面都很相似。

1）绕线转子同步电动机。图9.1-134给出了一台理想的三相两极绕线转子同步电动机。电动机的定子绕组与异步电动机的相同，但是转子上带有一个通直流电流的绕组，这个通直流的绕组在气隙中产生磁链，定子感应的旋转磁场在这个磁链的作用下使转子随其一起旋转。直流励磁电流由静态整流器通过集电环和电刷，或通过无刷励磁供给转子。由于转子总是以同步转速运动，所以同步旋转的 d^e—q^e 轴固定在转子上，如图9.1-134所示，d^e 轴对应于N极，在转子中不受定子感应影响，转子的磁动势由励磁绕组提供是唯一的。这使得电动机在定子端可以以任意功率因数运行，即超前、滞后或单位功率因数。而与其不同的是，在异步电动机中，转子励磁由定子提供，这使得电动机功率因数总是滞后。

2）同步磁阻电动机。除了转子上没有任何励磁绕组外，同步磁阻电动机的理想结构（见图9.1-135）与图9.1-134所示的凸极式同步电动机完全相同。它的定子具有两相对称绕组，可以在气隙中建立正弦旋转磁场，由于转子中磁场趋向于使转子在最小磁阻的位置上对准定子磁场，因此形成了磁阻转矩。

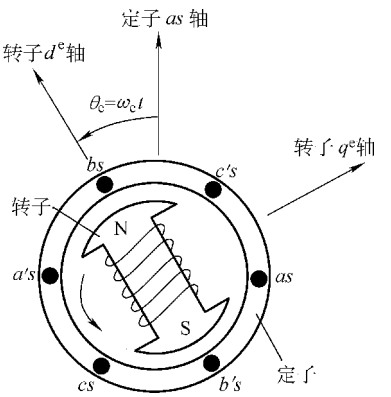


图9.1-134　理想的三相两极同步电动机（凸极）

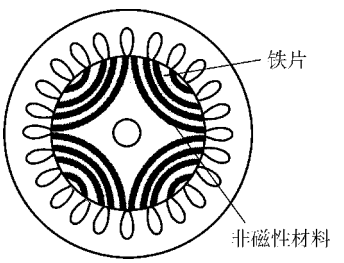


图9.1-135　同步磁阻电动机横截面

与异步电动机相比，磁阻电动机稍重一些，而且具有较低的功率因数。通过适当设计，磁阻电动机的性能可以接近于异步电动机。对于高凸极比（L_{ds}/L_{qs}），功率因数可达到0.8。因为没有转子铜耗，磁阻电动机的效率可能会高于异步电动机。由于内在的简单性、结构的坚固性和低成本，磁阻电动机已经广泛地用于许多低功率场合。

3）永磁同步电动机。在永磁同步电动机中，转子的直流励磁绕组被永磁体取代。这样做的优点是消

除了励磁铜耗，使功率密度更高，转子惯性更低和转子结构更加坚固。缺点是损失了励磁磁链控制的灵活性和可能会出现的退磁效应。永磁同步电动机的效率要高于异步电动机，但是通常它的成本更高，从而使得传动使用年限较低。永磁电动机在工业上得到广泛应用，尤其是在低功率范围。最近，人们对它们的应用越来越感兴趣，尤其是对于 100kW 以下的永磁电动机。

①正弦波表面式永磁同步电动机。正弦波表面式永磁同步电动机如图 9. 1-136 所示，定子如同异步电动机一样具有建立同步旋转气隙磁链的三相正弦绕组。永磁体通过使用环氧粘合剂粘贴在转子表面上。由于永磁铁的相对磁导率非常接近 1，并且磁铁安装在转子表面上，所以这种电动机的有效气隙大，并且这种电动机是隐极式的（$L_{dm} = L_{qm}$）。这使得电动机由于较低的磁化电感而具有较低的电枢反应。

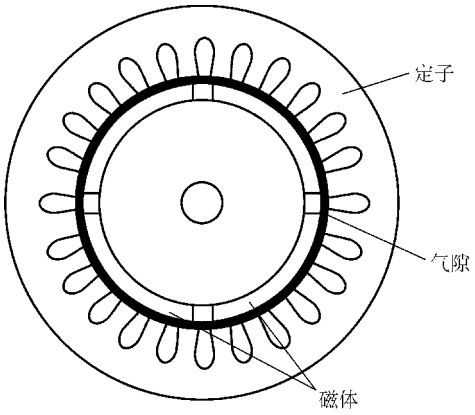


图 9. 1-136　正弦波表面式永磁电动机横截面

②正弦波嵌入式永磁同步电动机。与表面式永磁电动机不同，在嵌入式（或埋入式）永磁同步电动机中，磁铁安装在转子内。图 9. 1-137 所示是这种电

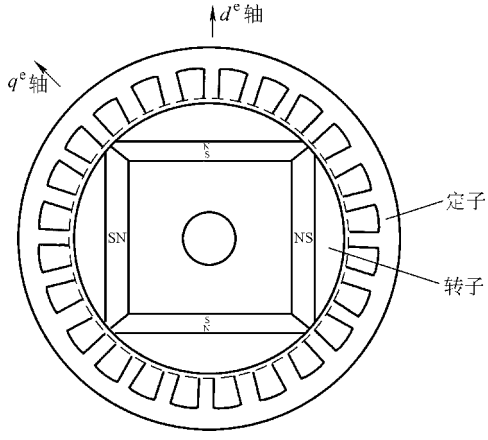


图 9. 1-137　正弦波嵌入式永磁电动机横截面

动机的一种典型结构，定子具有通常的三相正弦绕组。这种几何形状的差异使正弦波嵌入式永磁电动机具有下列特性：

a. 电动机更加坚固，允许更高的运行速度；

b. d^e 轴上的有效气隙大于 q^e 轴上的有效气隙，使得电动机具有明显凸极，$L_{dm} < L_{qm}$（不像标准绕线转子励磁同步电动机）；

c. 随着有效气隙减小，电枢反应起决定性作用。

（2）等效电路

根据等效电路和相量图，对正弦波永磁电动机的稳态分析与绕线转子励磁同步电动机的是相同的，只是这时等效励磁电流应被看作恒定，即磁链 $\Psi_f = L_m I'_f$ 为常数。图 9. 1-138 给出了正弦波永磁电动机的等效电路，图中有限铁损耗由虚线所示阻尼绕组表示。忽略铁损耗，电路方程可以写为

$$v_{qs} = R_s i_{qs} + \omega_e \Psi'_{ds} + \omega_e \hat{\Psi}_f + \frac{d}{dt}\Psi_{qs} \tag{9. 1-17}$$

$$v_{ds} = R_s i_{ds} - \omega_e \Psi_{ds} + \frac{d}{dt}\Psi_{ds} \tag{9. 1-18}$$

式中

$$\hat{\Psi}_f = L_{dm} I'_f \tag{9. 1-19}$$

$$\Psi'_{ds} = i_{ds}(L_{ls} + L_{dm}) = i_{ds} L_{ds} \tag{9. 1-20}$$

$$\Psi_{ds} = \hat{\Psi}_f + \Psi'_{ds} \tag{9. 1-21}$$

$$\Psi_{qs} = i_{qs}(L_{ls} + L_{qm}) = i_{qs} L_{qs} \tag{9. 1-22}$$

转矩方程为

$$T_e = \frac{3}{2}\left(\frac{P}{2}\right)(\Psi_{ds} i_{qs} - \Psi_{qs} i_{ds}) \tag{9. 1-23}$$

（3）交流同步电动机的运行特性

当三相同步电动机定子对称绕组通以三相对称电流时，定子绕组就会产生基波旋转磁场，其旋转转速为同步转速 $n_1 = 60f/p$。

当电动机的极对数 p 和电源的频率 f 一定时，转子转速 $n = n_1$ 为常数，因此同步电动机具有恒转速特性，它的转速不随负载转矩的变化而改变。同步电动机的机械特性如图 9. 1-139 所示。

1）同步电动机和异步电动机一样，存在最大转矩 T_m，当负载突然增大而超过 T_m 时，电动机就会失去同步而不能运行。$K_m = T_m/T_n$，称为同步电动机过载倍数，其中 T_n 为额定转矩。生产机械要求同步电动机的过载倍数为 2. 0 ~ 3. 5。

2）同步电动机本身没有起动转矩，因为同步电动机刚起动时，虽然定子加上电源产生了旋转磁场，

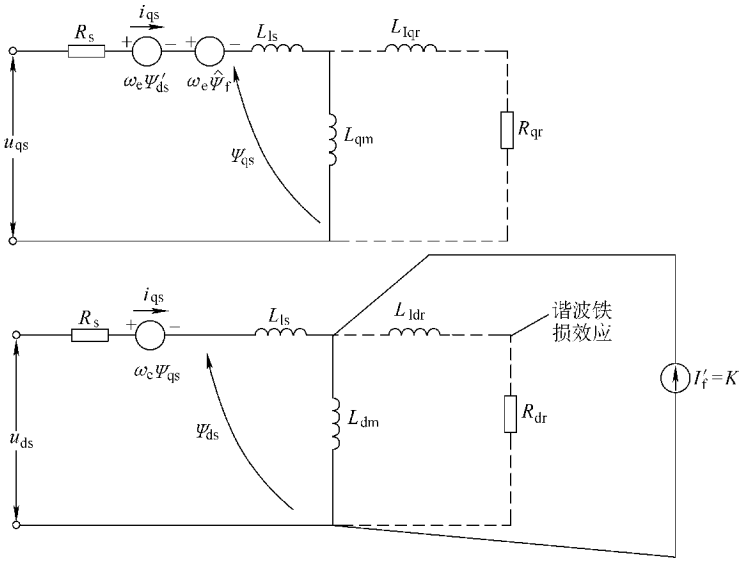


图 9.1-138　IPM 电动机同步旋转坐标系（d^e-q^e）的等效电路

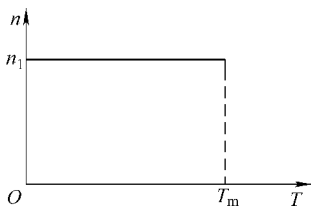


图 9.1-139　交流同步电动机固有机械特性

但转子是静止的，转子在惯性作用下跟不上旋转磁场的转动，此时，定、转子磁极之间存在相对运动，转子所受到的平均转矩为零。为了起动同步电动机，常用的起动方法有辅助电动机起动法、异步起动法和变频起动法。

（4）同步电动机的控制

在许多工业应用中，同步电动机是异步电动机的强有力竞争对手，而且其应用还在不断推广。就一般而言，同步电动机比异步电动机造价要昂贵一些，但它的优点是效率高、维护费用低。大功率（几兆瓦）应用场合一般使用绕组励磁式同步电动机，而在中、小功率（几百瓦）的应用场合中一般使用永磁同步电动机。传统的同步电动机与笼型绕组或阻尼绕组的异步电动机的直接起动类似，但稳态时则稳定运行在同步转速。

1）正弦波永磁同步电动机。同步电动机传动系统的转速只与逆变器或周波变流器供电电源的频率有关，它要么不运行，要么以同步速度运行，这一点和异步电动机不同。同步电动机传动系统主要有两种控制方式：一种是开环控制，它通过控制变流器的输出频率控制电动机转速；另一种是自控方式，这种方式通过安装在电动机轴上的转子位置编码器导出的脉冲信号控制可变频的电力变流器。

①开环电压/频率控制。同步电动机开环电压/频率速度控制如图 9.1-140 所示。它是同步电动机最简单的标量控制方法，但其性能不好，远不如高性能矢量控制。从拓扑和性能上看，它与异步电动机电压/频率控制方案有些相似。开环电压/频率控制在并联同步磁阻或永磁同步电动机传动中的应用很普遍，尤其是要求多台同步电动机进行紧密速度跟踪协调的场合，例如纺纱机。

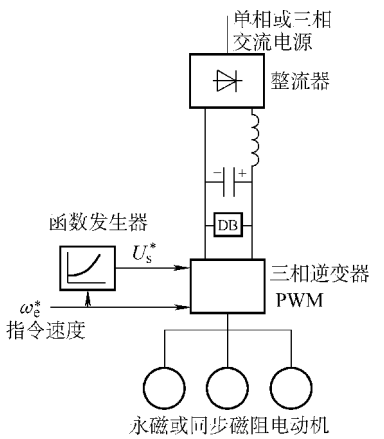


图 9.1-140　多永磁同步电动机的开环电压/频率速度控制

这种方法是把所有的电动机并联接在同一个逆变器上，全部电动机按输入的指令频率 ω_e^* 同步运转。相电压控制信号 U_s^* 由一个函数发生器(FG)产生，电压和频率之间基本上维持一定的比例以保持定子磁链 Ψ_s 为一个常量。与异步电动机传动类似，在频率接近为零时，增加一个补偿电压以补偿定子电阻的压降，这是必要的。当定子磁链量保持额定值不变时，可产生最大的转矩/电流比，同时可获得较快的瞬态响应。电压源型 PWM 逆变器的前端通过二极管整流器和 LC 滤波器供电。电动机通常还配置有阻尼绕阻或笼型绕组，以避免瞬态响应过程中的振荡或欠阻尼状态。

这种控制方式下的电动机传动性能如图 9.1-141 所示，它表明了电动机在正转时的电动状态和制动状态情况。其转矩表达式如下：

$$T_e = 3\left(\frac{P}{2}\right)\frac{\Psi_s\Psi_f}{L_s}\sin\delta = 3\left(\frac{P}{2}\right)\Psi_s I_s\cos\varphi \tag{9.1-24}$$

式中　δ——转矩角。

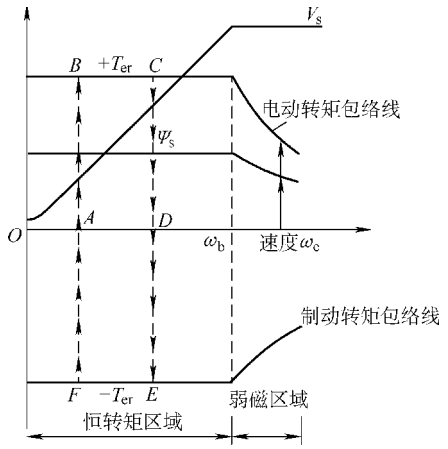


图 9.1-141　转矩-速度平面上的电压/频率速度控制特性

②矢量控制。正弦波永磁同步电动机实质上可被看成是一个带有很大有效气隙的隐极电动机。这种特性使得同步电感 L_s 和对应的电枢磁链 Ψ_a（$=L_sI_s$）都很小，也就是说，$\Psi_a \approx \Psi_m \approx \Psi_f$。为了使转矩对定子电流的敏感度达到最大（即最大效率），可以令 $i_{ds}=0$，$I_s = i_{qs}$，如图 9.1-142 中的矢量图所示。这里为简单起见忽略定子电阻 R_s，此时所需的逆变器额定功率也是最小的。此时转矩表达式为

$$T_e = \frac{3}{2}\left(\frac{P}{2}\right)\Psi_f i_{qs} \tag{9.1-25}$$

式中　Ψ_f——空间矢量的幅值（$\sqrt{2}\Psi_f$），且有 $\Psi_s\cos\varphi = \Psi_s\cos\delta = \Psi_f$。

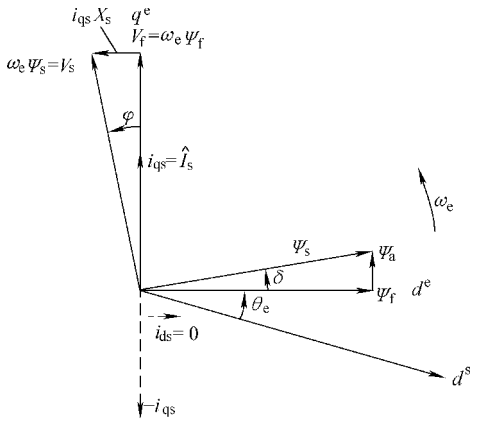


图 9.1-142　矢量控制图

上式表明，转矩和 i_{qs} 成正比，功率因数角 φ 和转矩角 δ 相等。图 9.1-143 是电动机矢量控制框图，其中定子给定电流 i_{qs}^* 由速度控制环得出。它的极性在电动模式下为正，在再生模式下为负。借助于单位矢量信号（$\cos\theta_e$，$\sin\theta_e$）可将旋转坐标系上的电流信号变换为定子电流给定量。如果有需要，也可以很容易地添加位置控制环。

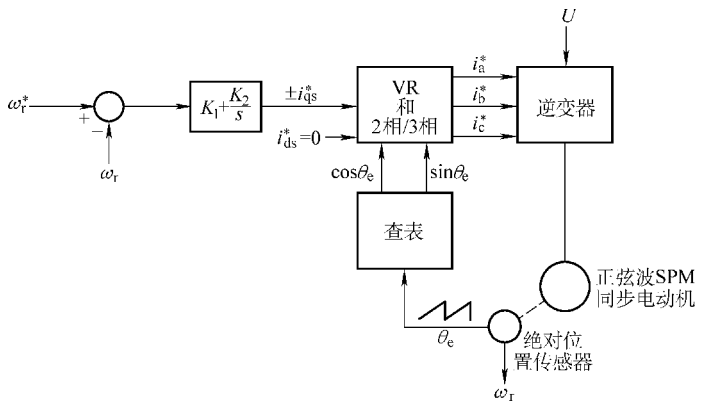


图 9.1-143　正弦波 SPM 同步电动机的矢量控制（恒转矩区）

这种矢量控制策略和异步电动机的矢量控制策略在一定程度上是相似的，其不同点在于：

a. 电动机始终以同步速度 ω_e 运转，故其转差频率 $\omega_{sl}=0$。

b. 转子磁链由永磁体提供，因此励磁电流分量 $i_{ds}^*=0$。

c. 与异步电动机的滑动磁极不同，正弦波 SPM 同步电动机的磁极是固定在转子上的，因此其单位矢量由绝对位置传感器检测得到。

要注意的是，图 9.1-142 中的矢量 Ψ_s 和 Ψ_f 是正交的，这一点和直流电动机很相似，不同的是这些矢量是以同步速度旋转的。这种电动机从真正意义上具备了无刷直流电动机的特性。从图中可以看出，电动机运行时的滞后功率因数 φ 很小。图中所示的矢量控制方法仅在恒转矩区才有效。随着速度的增加，电压 U_s 和 U_f 也按比例地增加。最后，当 PWM 控制器在恒转矩区域的边缘达到饱和时，矢量控制失效。

2）正弦波 IPM 永磁同步电动机的控制。与正弦波 SPM 永磁同步电动机的控制相似，IPM 电动机可以运行在直接起动或开环电压/频率速度控制模式下，这时需要有阻尼绕组。IPM 电动机在自控方式下不需要有阻尼绕组。

①最大转矩/电流的矢量控制。采用最大转矩/电流原理控制 IPM 电动机也是可能的，它能使电气损耗降到最小，也就是使传动系统的效率达到最优。这也意味着，系统对逆变器额定功率的要求降到最低，即逆变器的利用效率达到最优。当然，这并不意味着传动系统具有最好的瞬态响应。

图 9.1-144 所示为 IPM 电动机恒转矩运行曲线上最大转矩电流比控制轨迹，轨迹上任何一点到原点的径向距离代表定子电流的大小 $\hat{I}_s=\sqrt{i_{ds}^2+i_{qs}^2}$。轨迹上的 A 点代表最小定子电流，即定子电流 OA 满足 T_e（pu）=1.0 时的最大转矩/电流标准。对于更高的 T_e，相应的最优点分别为 B、C、D 等。要注意的是，当转矩为正时，i_{qs}的极性是正的，但 i_{ds}的极性是负的。

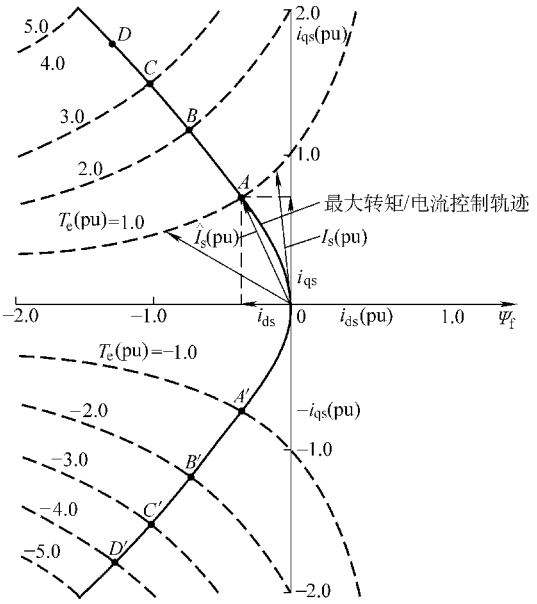


图 9.1-144　恒转矩运行曲线上的最大转矩/电流控制轨迹

图 9.1-145 所示为基于最大转矩/电流控制（仅对于恒转速区）的 IPM 电动机速度控制系统。从图中还可以看出，借助于绝对位置信号 θ_e 可将旋转坐标系下的信号 i_{ds}^*和 i_{qs}^*转成静止坐标系下的相电流给定 i_a^*，i_b^*，i_c^*。控制三相定子绕组电流为给定电流值，即可获得最大的转矩 T_e。忽略电动机参数变化的影响，那么这种简单的前馈电流控制还是可以正常工作的。但实际上，参数变化（即 Ψ_f、L_{ds}和 L_{qs}）将使电流 i_{ds}和 i_{qs}的搭配不正确。另外，这种控制算法仅在恒转矩区域有效，其中逆变器的 PWM 控制用于实现期望的电流控制。

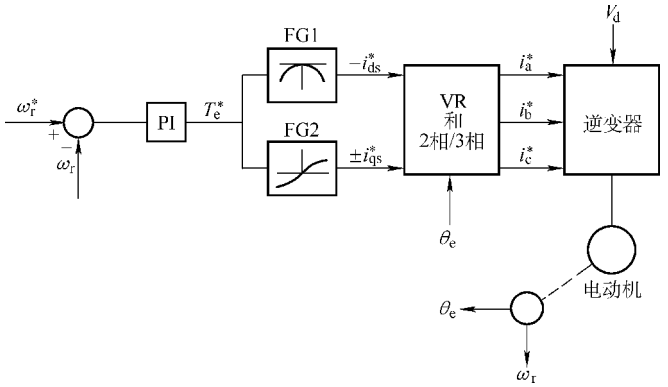


图 9.1-145　基于最大转矩/电流控制（仅对于恒转速区）的 IPM 电动机速度控制系统

②弱磁控制。在采用 PWM 方式电流控制的恒转矩区域内，随着电动机转速增加，反电动势也将成比例地增加，因而需要提供更高的电压。最终，当电流控制完全失效后，PWM 控制器达到饱和状态并运行于方波模式。图 9.1-146 所示为正弦波 IPM 永磁同步电动机弱磁方式控制的运行各参数状态，速度逐渐增大至 ω_{e3} 时，方波电压模式下电流矢量受限于极限椭圆。由图可知，电动机无法工作于工作点 2，即无法提供工作点 2 处所需的输出转矩，工作点必须考虑从点 2 移至椭圆内部。可以把 i_{qs}^{*} 给定减小至点 3 处，即满足工作点落在极限椭圆内部，由此最优轨迹上的工作点 1 提供较大的转矩。也就是在恒功率区削弱定子磁链，以使电流控制在基速以上。

7.4.3　交流伺服电动机常用电力电子器件

表 9.1-66 为常用电力电子器件。

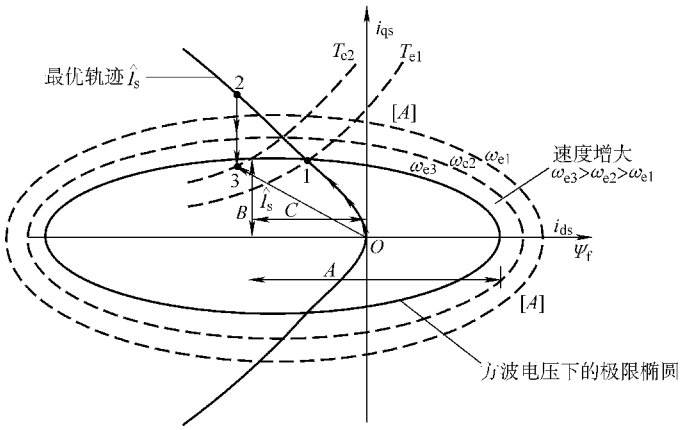


图 9.1-146　弱磁方式电流控制的运行状态

表 9.1-66　交流伺服电动机常用电力电子器件

名称	简写	特　　点
晶闸管	Thyristor	晶闸管是一种不具备自我关断能力的电力半导体开关器件。在晶闸管变频器中，需要促使晶闸管关断的强迫换流电路，虽然成本高，但由于大容量（高电压、大电流）的晶闸管容易制造，并有更好的耐过电流特性，因此，晶闸管广泛用于 1000kVA 至数千 kVA 的大容量变频器中
门极可关断晶闸管	GTO	一种可以通过门极信号进行开通和关断的晶闸管。与晶闸管变频器相比，GTO 变频器具有下列优点：①不需要强迫换流电路，损耗减少；②主电路元件少，结构简单，体积变小；③换流是脉冲换流，噪声小；④容易实现脉冲宽度调制（PWM）控制
双极型功率晶体管	BPT	一种内部采用了达林顿结构的电力半导体开关器件。它既保留了晶体管的固有特性，又扩大了容量。利用双极型功率晶体管组成的换流电路，具有开关速度快、功耗小等优点，特别适合于需要较高开关速度的变频器的应用。近年来还出现了将两个以上的双极型功率晶体管及其他换流电路所需要的元器件集成在一起的功率模块，更方便应用于变频器中。由于功率晶体管具有切断基极电流即可切断集电极电流的特性（自关断能力）和开关频率高（可以达到数千赫兹）的特点，因此，它广泛应用于中小容量的 PWM 变频器
功率场效应管	Power Mosfet	20 世纪 70 年代中期发展起来的一种新型半导体器件。它既具有传统的 Mosfet 的特点，又吸收了功率晶体管的特点。同双极型功率晶体管（BPT）相比，功率场效应管具有开关速度快（快一个数量级）、损耗小、驱动电流小、耐过电流和抗干扰能力强、安全工作区域（DA）宽、无二次击穿现象等优点，广泛应用于小容量变频器中
双极型大功率晶体管	GTR	一种高反压双极型大功率晶体模块。具有自关断能力、开关时间短、饱和压降低和安全工作区宽等优点。可由两个或多个晶体管组成达林顿 GTR，广泛应用于变频器中

（续）

名称	简写	特　点
绝缘栅双极型晶体管	IGBT	目前最广泛地应用于中小容量变频器中的一种半导体开关器件。由于它集功率场效应管（Power Mosfet）和功率晶体管的优点于一身，具有输入阻抗高、开关速度快、驱动电路简单、通态电压低、耐压高等特点，因此，IGBT应用广泛，发展迅速。另外，因为采用了IGBT的PWM变频器的载频可以达到10～15MHz，从而达到降低电动机运行噪声的目的，所以，IGBT广泛应用于低噪声变频器中
智能功率模块	IPM	一种将功率开关器件及其驱动电路、保护电路等集成在一起的集成模块。目前的IPM一般采用IGBT作为功率开关器件，经过光耦合接收信号后，对IGBT进行驱动，并且具有过电流保护、过热保护以及驱动电源电压不足时的保护等功能。由于IPM具有许多优点，特别是在发生负载事故或使用不当的情况下，也可以保证IPM本身不受损坏，因此，很受用户欢迎。目前，市场上已出现多种将逆变电路的6个开关器件封装在一起的IPM。随着电力半导体技术的发展，大容量的IPM必将不断地出现并得到广泛的应用
复合模块		一种将变频器主电路的整流电路、制动电路以及逆变电路封装在一起的器件，具有体积小、可以节约装配时间等优点，但它的散热效率差，只能用于小电流的变频器。目前，复合模块中的半导体开关器件基本上都采用IGBT

7.5　步进电动机与驱动

步进电动机是一种将电脉冲信号转换成直线或角位移的执行元件，也称脉冲电动机。对这种电动机施加一个电脉冲后，其转轴就转过一个角度，称为步距角；脉冲数增加，角位移随之增加；脉冲频率增高，则转速增高；分配脉冲的相序改变，则转向改变。从广义上讲，步进电动机是一种受脉冲信号控制的无刷式直流电动机，也可看作在一定频率范围内转速与控制脉冲频率同步的同步电动机。

7.5.1　步进电动机分类

步进电动机种类很多，从励磁相数来分有两相、三相、五相等步进电动机。按照转子的结构来分，常常将步进电动机分为表9.1-67中的三种。

表9.1-67　常用步进电动机分类

类　别	结构特点	优　点	缺　点
反应式	由定子绕组产生的反应电磁力吸引用软磁钢制的齿形转子作步进驱动	易获得小步距角，转子结构简单、转子直径小、有利于高速响应	制造成本高、效率低、转子的阻尼差、噪声大
永磁式	转子采用永久磁铁	定子断电后转子有保持转矩，可用作定位驱动。励磁功率小、效率高、造价低	一般步距角大、转子惯量大
混合式	转子中含有一个轴向磁化的永磁体，由软磁体制作的两段齿形转子被磁化为N极和S极	具有反应式步距角小的特点，还具有永磁式励磁功率小、效率高特点	

7.5.2　步进电动机工作原理

以反应式步进电动机为例说明步进电动机的工作原理，图9.1-147所示是常见的三相反应式步进电动机的断面示意图。电动机的定子上有六个均布的磁极，其夹角均为60°。各磁极上套有线圈，按图连成A、B、C三相绕组。转子上均布40个小齿。因此每个齿的齿距为 $\theta_e = 360°/40 = 9°$，而定子每个磁极的极弧上也有五个小齿，且定子和转子的齿宽和齿距均相同。由于定子和转子的小齿数目分别是30和40，其比值是一固定分数，这就产生了所谓的齿错位的情况。若以A相磁极小齿和转子的小齿对齐，那么B相和C相磁极的齿就会分别和转子齿相错三分之一的齿距，即3°。因此，B、C极下的磁阻比A磁极下的磁阻大。若给B相通电，B相绕组产生定子磁场，其磁力线穿越B相磁极，并力求按磁阻最小的路径闭合，这就使转子受到反应转矩（磁阻转矩）的作用而转动，直到B磁极上的齿与转子齿对齐，此时恰好转子转过3°；这时A、C磁极下的齿又分别与转

子齿错开三分之一齿距。接着停止对 B 相绕组通电，而改为 C 相绕组通电，同理受反应转矩的作用，转子会按顺时针方向再转过 3°。依次类推，当三相绕组按 A→B→C→A 顺序循环通电时，转子会按顺时针方向，以每个通电脉冲转动 3°的规律步进式转动起来。如果改变通电顺序，按 A→C→B→A 顺序循环通电，则转子会按逆时针方向以每个通电脉冲转动 3°的规律转动。因为每一个瞬间只有一相绕组通电，并且按三种通电状态循环通电，故称为单三拍运行方式。单三拍运行时的步距角 θ_b 为 3°。三相步进电动机还有两种通电方式，分别是双三拍运行，即按 AB→BC→CA→AB 顺序循环通电的方式，以及单、双六拍运行，即按 A→AB→B→BC→C→CA→A 顺序循环通电的方式。六拍运行时的步距角将减半。反应式步进电动机的步距角可按式（9. 1-26）计算：

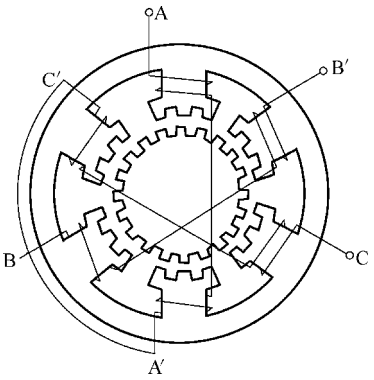


图 9. 1-147　三相反应式步进电动机结构示意

$$\theta_b = 360°/(NE_r) \qquad (9.1\text{-}26)$$

式中　E_r——转子齿数；

N——运行拍数，$N = km$，m 为步进电动机的绕组相数，$k = 1$ 或 2。

7. 5. 3　步进电动机驱动与控制

步进电动机与直流电动机的不同之处是，仅仅接通供电源它是不会运行的，图 9. 1-148 所示为步进电动机驱动系统基本组成。该系统包括步进电动机、脉冲发生器、脉冲分配器、功率放大器以及直流功率电源等五个部分，较复杂的驱动控制系统带有位置反馈的环节，组成闭环系统。

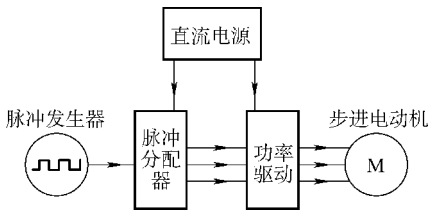


图 9. 1-148　步进电动机驱动系统基本组成

8　机电一体化设计实例

8. 1　振幅定值控制电磁振动给料机

8. 1. 1　电磁振动给料机的工作原理

电磁振动给料机，又称电振机，由料槽、激振器和减振器三部分组成。激振器又由电磁铁（铁心和线圈）、衔铁和装在两者之间的主振弹簧等构成，它是产生振动的激振源，可以通过控制装置对其进行控制。一般采用控制给料器的振幅来达到定量给料的目的。电磁振动给料机的振幅是用可控整流器进行调节的。该系统中的电振机是通过可控半波整流器控制的。

电磁振动给料机自动控制系统如图 9. 1-149 所示，是由电磁铁激振器和衔铁组成的双质体定向振动系统（电磁铁上的弹簧没有给出）。当电源电流经晶闸管半波整流时，在电源的正半周，晶闸管导通，有电流经过电磁铁的线圈，在电磁铁和衔铁之间产生电磁吸力，使衔铁向前移动，能量储存在弹簧中。正半周结束时，电流和电磁激力达到最大值，根据电磁感应原理，自感电动势电流并不立即截止，而要延续一段时间，电流和电磁力逐渐减小，最后消失。当电磁力达到最大值时，两质体相互靠近；电磁力为零时，两质体又向相反的方向运动。这样电振机便以 50Hz 的电源频率往复运动。

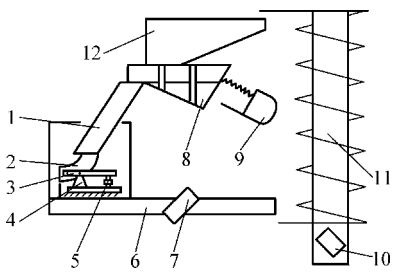


图 9. 1-149　电磁振动给料机自动控制系统

1—引流槽　2—流量计弧形板　3—测力杆　4—支撑点　5—测力传感器　6—水平振动输送机　7—水平振动电动机（2 个）　8—振动料斗　9—电磁振动器　10—垂直振动电动机（2 个）　11—垂直螺旋振动给料机　12—贮料斗

如果对晶闸管的触发脉冲加以控制，可控制触发脉冲导通角 α，如图 9. 1-150a 所示。当 $\alpha = 0°$时，晶闸管导通的时间最长，电磁力作用时间和力值就达到最大值，电振机的振幅也最大；而当导通角从 0°至 180°增大时，晶闸管的导通时间和电磁铁线圈中的电

流逐渐减至0，振幅也逐渐减至0，如图9.1-150b所示。

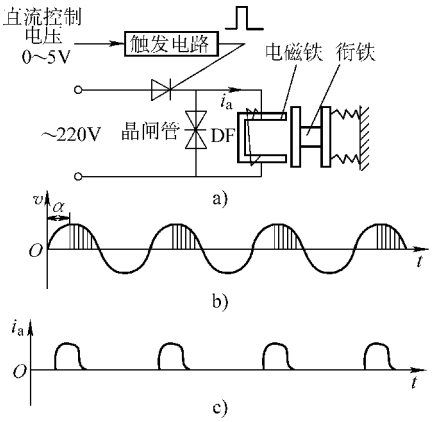


图9.1-150　电磁振动器的控制原理

8.1.2　溜槽式固体流量计工作原理

溜槽式固体流量计是利用物料的动能，通过计量环节来连续检测流量的。这种流量检测装置本身没有运动部件，结构远比电子传送带秤简单，可靠耐用，适用范围广，对粉粒状物料、块状物料、固液混合浆状物料以及腐蚀性和高温物料均可进行计量。计量范围可达10000t·h^{-1}，对大、中、小量程精度均小于1%。而且使用方便，有利于形成自动调节系统。

溜槽式固体流量计由导板、弧形板和负载单元三部分组成，工作原理如图9.1-151所示。物料经过引流槽的整流后，从切线方向进入检测板，其速度基本保持不变。检测板为弧形，当物料通过时，由于重力和离心力的作用，使检测板承受偏转力，从而负载单元受到一个水平的作用力，其大小为

$$P_a = (R \cdot g/v)(A + v^2 B)\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} \quad (9.1\text{-}27)$$

式中　P_a——物料对弧形板的水平作用力（N）；

R——弧形板的半径（m）；

g——重力加速度（kg·m·s^{-2}）；

A，B——与弧形板结构有关的常数；

v——物料的速度（m·s^{-1}）。

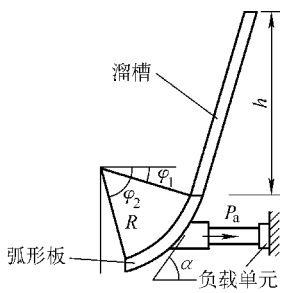


图9.1-151　固体流量计工作原理

由此可见，当弧形板的结构和物料的速度一定时，水平分力大小与物料的流量成正比。因此，通过检测负载单元所受水平力的大小，即可确定物料的流量。

8.1.3　对控制系统的技术要求

要求电磁振动定量给料控制系统实现全自动化控制。由单片机组成微控制器，系统强电设备由微控制器控制起停。具体要求如下：

1）配有两个4位的数码管显示器。在准备阶段，用于显示由键盘正在输入的各种控制参数；在运行时，用于显示流量的设定值和实际值。

2）配有薄膜键盘，用于输入各种参数和操作命令。

3）称重传感器选用输出为0～5V的电压信号。

4）一路0～5V的振动器控制信号。

5）系统控制误差不大于1%。

6）系统的起动顺序为两个垂直螺旋振动输送机电动机、两个水平振动输送机电动机、电振机，其间隔时间可由用户根据现场情况自动调整。

7）当系统停止时，电振机先停，在循环中的物料全部流入储料器后，停4个振动电动机，要求用户能够根据实际情况来设定4个电动机和电振机停止的时间间隔。

8）系统具有对单机起停检测的功能。

9）当系统长时间工作，由于某些原因造成系统死机时，能够自动恢复正常工作。

10）当现场有多台设备同时工作时，可通过办公室微机对现场控制精度进行监测。办公室至现场不超过1km。

8.1.4　电磁振动定量给料控制系统的方案确定

电磁振动定量给料机控制系统是一个典型的工业控制领域的课题。它要求系统具有较高的可靠性和较强的抗干扰能力。因此，在确定系统总体方案时，要充分考虑到工业现场的各种环境因素对控制系统的干扰，确保系统能够安全运行。

（1）CPU选择

该系统选用MCS-51系列单片机来开发，CPU选用8031。由于系统比较复杂，程序量比较大，所以扩展一片27512（64KB）程序存储器。系统要求设置的参数比较多，而且需要长时间地保存这些设置数据，所以应选用有掉电保护功能的静态数据存储器。该系统选用0064自带电池的64KB RAM。另外，在CPU出现死机时，系统要能够自动恢复工作，所以选用MAX690程序监视器监视系统的工作状态，一旦死机，则使系统重新复位，投入运行。

（2）输入输出接口的配置

系统输出模拟量和输入模拟量各一路，选用 AD574 和 DAC1210 作为系统 A/D 和 D/A 的扩展。考虑到工作现场干扰比较严重，为保证系统安全可靠运行，A/D 和 D/A 与 CPU 之间采用总线隔离技术。强电设备起动通过扩展 TTL 并行输出口，经光电隔离后，驱动 12V 小继电器，再由小继电器控制强电设备的继电器，起停各电动机和电振机。

（3）键盘显示器

按系统要求有两个 4 位 LED 显示器在工作过程中分别显示系统的设计值和实际流量控制值。还有大量的系统参数要通过人机对话的方式进行设置，因此，在微控制器的前面板上设有 8 个 LED 七段显示器和 8 个薄膜键，如图 9. 1-152 所示。8 个七段显示器分上下两组，在工作过程中，上 4 位显示实际控制流量值，下 4 位显示流量设定值；在参数设置时，下 4 位显示设定参数的序列号，上 4 位显示参数的设定值；在传感器标定时，上 4 位显示键盘输入的实际流量值，下 4 位显示 A/D 转换器采样码值的 BCD 码。8 个键分别是运行、停止、增 1、减 1、确认、返回、标定和采样，各键的功能详见表 9. 1-68。键盘显示器接口芯片采用 8279。

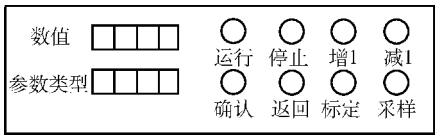


图 9. 1-152　键盘显示器配置

表 9. 1-68　键盘功能说明

键名	功能说明
运行	在停机状态，当该键被按下一次时，根据系统参数设定起动要求，起动设备。如果系统设定为连续运行模式，则按设定的时间间隔和顺序，连续起动各设备；如果系统设定为单机检测运行模式，则根据设定单元设定的设备号起动对应的设备
停止	在设备运行状态时，当该键被按下一次时，根据系统参数设定的当前运行模式，停止设备。如果是连续运行模式，则微控制器先停电振机，然后按照系统设定的延时时间，停止两个振动输送机的电动机；如果系统处于单机检测状态，则停止正在运行的设备
增 1	系统处于停机正常显示状态时，该键每被按下一次时，则按序号增加的方式按顺序显示系统参数的设定值。系统处于标定状态时，当该键被按下一次时，就增加 1 个标定的实际值。当处于参数设定状态时，当该键被按下一次时，就增加 1 个所设定参数的设定值
减 1	与增 1 功能相反
确认	当通过增 1 或减 1 键选定了要设定的参数后，当该键被按下一次时，则进入参数设定状态。参数设定完毕后，当该键被按下一次时，存储所设定值，并返回到正常显示状态
返回	在参数设定状态，当该键被按下一次时，返回到正常显示状态，但不存储数据，保持原设定值不变
标定	在正常显示停机状态时，当该键被按下一次时，进入系统标定状态
采样	在采样状态时，当该键被按下一次时，系统采样一次，并显示在下 4 位 LED 上

（4）串行通信

系统要求当现场有多台设备同时工作，可通过办公室微机对现场控制精度进行监测。办公室至现场不超过 1km。而 8031 的串行通信口为 TTL 电平，通信距离不超过 2m，因此需对串行口进行扩展。RS485 通信距离可达到 5km，选用 MAX485 芯片对 8031 的串口进行扩展。

（5）系统电源

8031 供电为直流 +5V，AD574 和 ADC1210 供电需 +5V 和一组 ±12V 的电源，强电控制继电器需 +12V供电。而 AD574 和 ADC1210 与 CPU 总线是隔离的，为了增强系统的抗干扰能力，将强电隔离电源与 AD574 和 ADC1210 的 +12V 也分开，因此，系统电源需要五组，即单独一个 +5 V，为 CPU 以及显示器等接口芯片供电；一组共地的 +5 V、+12 V 和 −12V为 AD574 和 ADC1210 供电；一个独立的 +12V 为驱动强电的小继电器供电。为 CPU 供电的 +5V 电源由于有 8 个 LED 七段显示器，功耗比较大，每个按 5W 计算，共 40W，CPU 及内核接口芯片按 10W 计算，则内核 +5 V 功率为 50W。±12V 电源仅为 AD574 和 ADC1210 供电，各分配 5W 即可，+5V 为 AD574 、ADC1210 及周围芯片供电，分配 10W。强电控制电源 +12V，由于继电器功率大，每个按 8W 计算，共 40W。因此，系统变压器的功率为 110W，输入为 220V　AC；输出有两组 8V 输出，分别为

50W 和 10W，3 组 15V 输出，功率分别为 5W、5W 和 40W。

8.2　电子传送带配料秤

8.2.1　传送带配料秤的工作原理

在冶金、水泥、化肥等行业的生产过程中，经常需要用配料秤将各种粉状原料按一定的比例配合成混合料，常见的配料秤结构如图 9.1-153 所示。

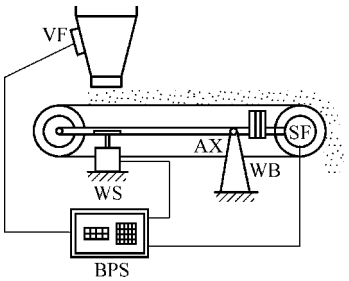


图 9.1-153　单臂式传送带配料秤结构图

在传送带的上方有一个带振动器 VF 的料斗，传送带运动时，物料随传送带输送出去，下料量与振动器的振动强度成正比。传送带由异步电动机驱动，传送带的运动速度由测速传感器 SF 变成脉冲信号送出，脉冲频率与运动速度成正比。称重传感器 WS 输出与传送带上物料质量成正比的信号。平衡配重块 WB 用于调整称重传感器的空载负载。AX 为支撑秤架的支点。传送带秤监控仪（BPS）接收 SF 的速度信号 $S(t)$ 和 WS 的质量信号 $W(t)$，根据式（9.1-28）计算传送带上物料的流量：

$$Q = W(t)S(t) \qquad (9.1\text{-}28)$$

将该值与设定的流量值进行比较，通过 PID 调节，输出控制信号，控制振动器的振动强度，使流量稳定在设定值。

8.2.2　传送带配料秤监控仪的技术要求

1）配有两个 4 位的数码管显示器。在准备阶段，用于显示由键盘正在输入的各种控制参数在运行阶时，用于显示流量的设定值和当前值。

2）配有薄膜键盘，用于输入各种参数和操作命令。

3）输入一路 0～10mV 的称重传感器信号和一路 TTL 电平的速度脉冲信号。

4）输入一路 0～10V 的振捣器控制信号。

5）系统控制误差不大于 1%。

8.2.3　监控仪的硬件结构及其组成电路

根据系统的技术要求，采用 8031 单片机的监控仪结构如图 9.1-154 所示。

监控仪主要由主机板、键盘/显示器接口板、输入/输出端子板、电源板等组成，各主要部分的组成及原理如下。

（1）信号输入通道

称重传感器输出的毫伏信号需经放大后，才能变成 A/D 转换所要求的 0～10V 的电压信号。这里采用美国 AD 公司生产的 AD521 作为小信号放大器，该放大器具有高输入阻抗、低失调电流、高共模抑制比的特点，其增益可在 0.1～1000 之间调整。

其中，R_0 为调零电位器，R_s 为反馈电阻，R_G 为增益电阻，放大器增益 $A = R_s/R_G$。

在传送带秤监控仪中，放大器的输入信号为 0～10mV，输出信号为 0～10V，所以 $A = 1000$ 倍，可取 $R_G = 100\Omega$，$R_s = 100k\Omega$。

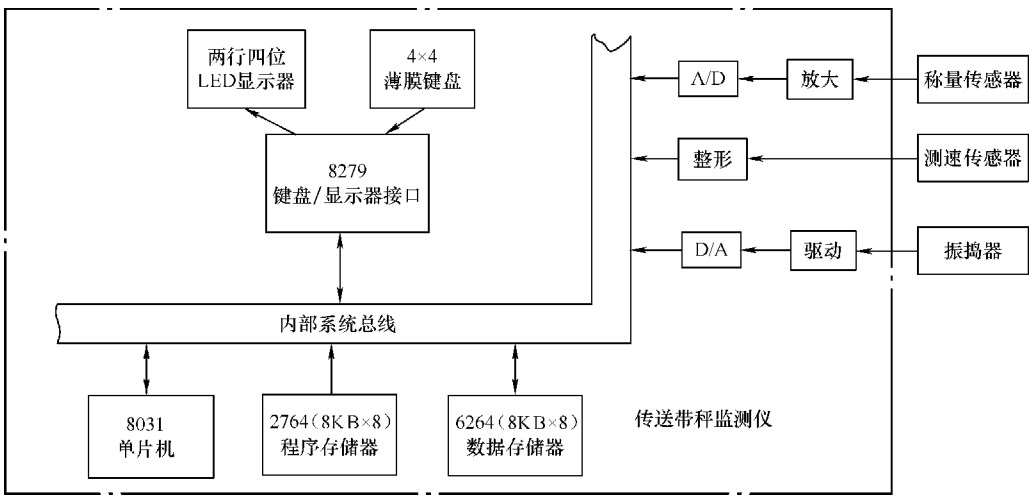


图 9.1-154　传送带秤监控仪的硬件结构图

为了保证测量精度，选用 12 位的 A/D 转换器 AD574。TTL 电平的脉冲信号经过整形处理后，送入单片机计数器触发输入端 T0 上。

（2）主机部分

仪表采用 8031 单片机作为控制器。外部程序存储器采用 8KB×8 位的 2764EPROM。外部数据存储器采用 8KB×8 位的 2864A EEPROM，用于存储由键盘输入的各种参数以及调整传送带秤时计算出的各种系数。由于传送带秤运行时，需要运算处理的数据量不是很大，片内 RAM 已足够使用，所以没有设置用于存储中间结果的外部数据存储器。

（3）键盘及显示器部分

监控仪配置两行 4 位的 LED 七段数码管显示器和一个 4×4 键盘。十六个按键中，有 0～9 的十个数字键，六个功能键，完成的功能有：设定、去皮、挂码标定、参数输入、自动运行、停止等。

为了简化硬件和软件设计，并使显示器能够显示较为稳定的数据，该仪器选用 8279 作为键盘和显示器的接口。

（4）信号输出通道

仪表采用了一片 12 位的 D/A 转换器 DA1210，用于将 PID 控制算法的运算结构变成 0～10V 的电压信号，以便对振捣器的振动强度进行连续调节。

8.2.4　系统软件设计

根据系统的功能，该仪表的软件采用模块化的软件结构。每一个功能键分别由一个程序模块来处理。监控仪中，T0 作为定时器，用于产生采样周期。T1 用于对测速脉冲进行计数。系统软件主流程结构如图 9.1-155 所示。

主要的功能模块有：

（1）系统初始化

在初始化程序中，首先对 EPROM、EEPROM 的内容进行自检，再进行 8279、标志位、中间变量区、D/A 转换器等的初始化编程，然后启动定时器 T0 定时中断。由于流量调节的反应速度较慢，所以采样周期选择为 100ms。

（2）显示器刷新

该程序模块的功能是将显示缓冲器的内容转换成显示代码送入 8279 的显示 RAM 中。当系统处于准备状态时，第一行显示功能代码，第二行显示参数；在运行状态时，第一行显示流量设定值，第二行显示流量实测值。

（3）键盘输入及其处理

监控仪的键盘上有十个数字键和六个功能键，数字键用于输入参数。各功能键子模块的功能如下：

1）设定键。用于设定期望的流量值，按下此键，再输入数据和设定键，即完成新流量设定值的输入。

2）去皮键。在空载状态下，对从称重传感器送来的称重信号进行 A/D 转换，经数字滤波后作为传送带的自重存入存储器，在正式称重时，从称重值中减去皮重后，才是物料的净重值。

3）挂码设定。传送带秤在运动过程中，由于环境温度、湿度的变化，可能会引起传感器和放大器参数的变动，因此在每次使用前，都应对称量的比例系数 K 进行校正。挂码设定时，先在称架上挂一标准重量的砝码，然后从键盘输入该砝码的实际质量 W_1，经过一段时间后，实测值 W 减去皮重 W_0 再被 W_1 除，即得校正后的 K 值，$K = W_1/(W - W_0)$。

4）参数输入键。用于输入 PID 系数、速度脉冲比例系数等。

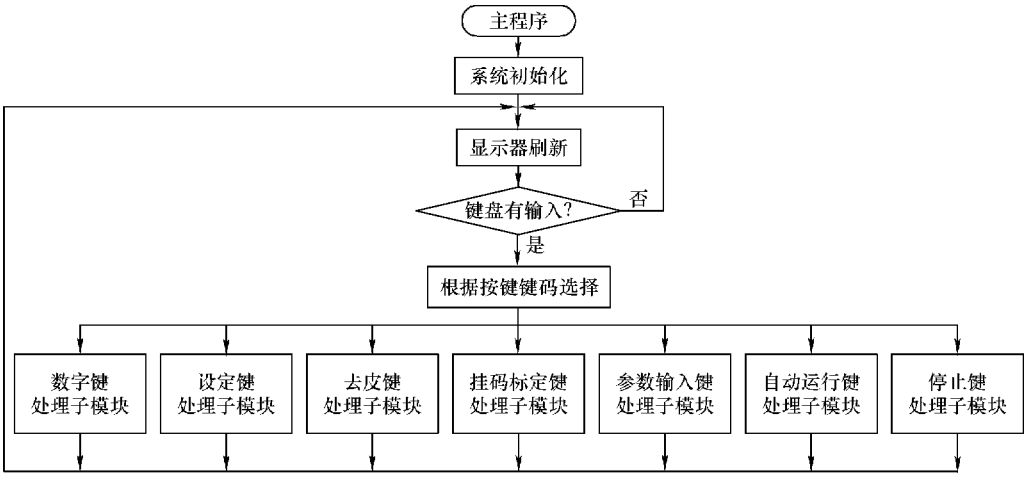


图 9.1-155　传送带秤监控仪主程序流程图

5）自动运行键。允许执行中断服务程序中的PID运算部分，使传送带秤处于自动流量调节阶段。

6）停止键。禁止进行PID运算，令D/A转换输出零值。

（4）中断服务程序

中断服务程序的框图如图9.1-156所示。

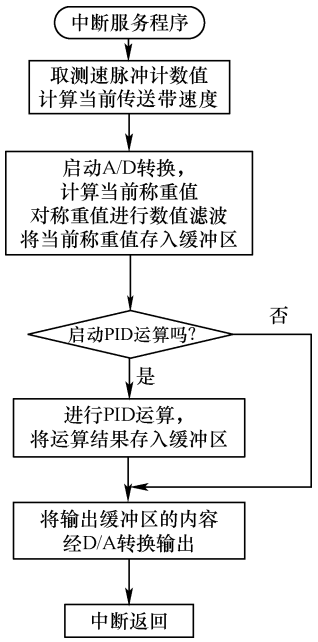


图9.1-156　中断服务程序的框图

程序中，首先进行测速和称重值的计算，并把当前值存入相应的缓冲单元，然后根据PID运行标志位决定是否进行PID计算，该标志位是由“自动运行键”置位，而由“停止键”清除的。在程序的最后，将输出缓冲区的数据送到D/A转换器输出，在运行中，被输出的数据由PID运行程序设置，在准备状态下，该数据被清零。

8.3　电动喷砂机器人

该机器人为全电动型、五自由度、具有连续轨迹控制等功能的示教再现型机器人，用于高噪声、高粉尘等恶劣环境的喷砂作业。

8.3.1　机器人机构原理

该机器人的五个自由度分别是立柱回转（L）、大臂回转（D）、小臂回转（X）、腕部俯仰（W_1）、腕部转动（W_2），其机构原理如图9.1-157所示，机构的传动关系如图9.1-158所示。

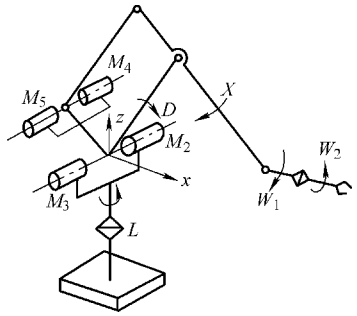


图9.1-157　机器人机构原理

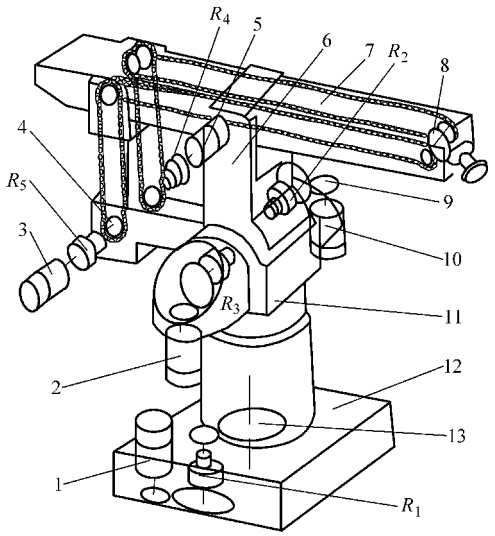


图9.1-158　机器人机构传动关系

1—立柱驱动器 M_1　2—小臂驱动电动机 M_3　3—腕部回转电动机 M_5　4—链轮链条　5—腕部俯仰电动机 M_4　6—大臂　7—小臂　8、9—锥齿轮　10—大臂驱动电动机　11—立柱　12—基座　13—直齿轮

R_1、R_2、R_3、R_4、R_5—谐波减速器

8.3.2　控制系统

如图9.1-159所示，控制系统（包括驱动与检测）主要由微型计算机、接口电路、速度控制单元、位置检测（码盘-编码器）电路、示教盒等组成。计算机：实现机器人示教、校验、再现的控制功能，包括示教数据编辑、坐标正逆变换、直线插补运算，以及伺服系统闭环控制。

接口电路：通过光电编码器进行机器人各关节坐标的模数转换（A/D），及把计算机运算结果的数字量转换为模拟量（D/A）传送给速度控制单元。

速度控制单元：它是驱动机器人各关节运动的电气驱动系统。

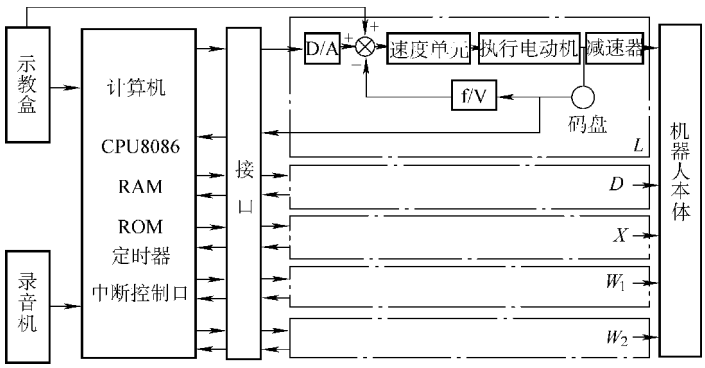


图 9. 1-159　机器人控制系统框图

示教盒：它是人—机联系的工具，主要由一些点动按键和指令按键组成。通过点动按键可以对机器人各关节的运动位置进行示教，利用指令键完成某一指定的操作，实现示教、再现的各种功能。

微机控制系统的硬件组成如图 9. 1-160 所示，CPU 为 Intel8086，主频 5MHz。RAM16KB 主要用于存储示教数据。ROM 32KB 存储计算机的监控程序和示教再现的全部控制程序。两片 8259A 中断控制器相连，共有 15 级中断，用于向计算机输入示教、校验、再现的所有控制指令。定时器 8253 用于产生计算机实时时钟信号，通过中断实现采样控制。A/D 转换器完成将机器人关节转角 θ_L、θ_D、…、θ_{w2} 转换为数字量，转换器为 16 位，主要由光电（码盘）编码器（包括方向判别、可逆计数、清零电路及与计算机的接口电路）组成。首先由装在电动机轴上的增量式光电编码器将关节转角变换成数字脉冲，然后经方向判别电路，将转换后的脉冲分成正转脉冲和反转脉冲，用可逆计数器记录这些脉冲数，从而实现由转角向数字量的转换。D/A 转换器位数为 9 位，由一片集成 D/A 转换器 DAC0832 和一个触发器、反相器、运算放大器组成，基准电源 5V，输出是双极性的，其原理如图 9. 1-161 所示。计算机输出的数码低 8 位 D0 ~ D7 由八位 DAC0832 转换，计算机输出的最高位（符号位）D15 由 D 触发器接收，经反相器反相后，将 D15 = 1 转换成 5V，将 D15 = 0 变换成 0V。运算放大器 2 对 DAC0832 和反相器的输出进行综合，实现 9 位双极性 D/A 转换，输出模拟量电压到驱动速度控制单元。各关节速度控制单元都是双环速度闭环系统，其框图如图 9. 1-162 所示。电动机为永磁式直流伺服电动机（功率为 400W，最高转速为 2000r · min^{-1}，额定电流为 12A），功率放大器为三相晶闸管全波整流可逆电路，内环为电流反馈环，采用纯比例调节。外环为速度环。由于电动机轴上的光电编码器输出的数字脉冲频率与电动机转速成正比，因此只要将码盘的脉冲频率变换成与频率成比例的电压就能测出电动机的转速。所以速度检测就是进行电压/频率转换（v/f），其输出作为速度负反馈，速度环的调节器为带有非线性特性的 PID 调节器。

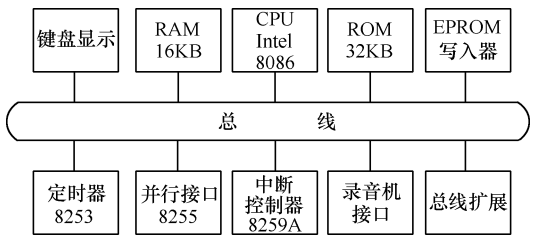


图 9. 1-160　计算机的硬件构成

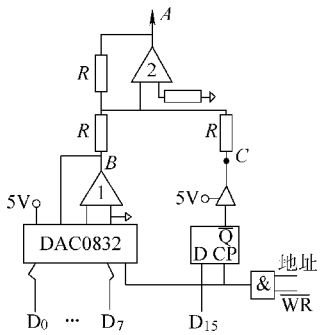


图 9. 1-161　D/A 变换

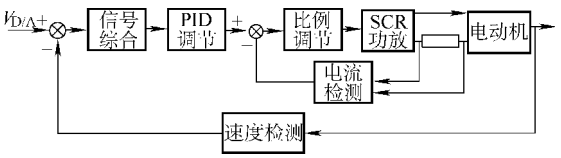


图 9. 1-162　速度控制单元框图

8.3.3　机器人参数规格（见表9.1-69）

表9.1-69　机器人参数规格

项目		规格		
坐标型式		多关节型		
自由度		五		
运动范围		角度（°）	最大速度/（°）·s^{-1}	臂长 mm
	L	±135	30	
	D	±35	40	600
	X	+17～-14	40	800
	W_1	±45	70	180
	W_2	±135	70	
可搬重量/N		100		
重复定位精度/mm		±0.5		
本体重量/N		6000		
示教方式		间接示教		
示教点数		>1000		
驱动方式		直流伺服电动机SCR驱动		
控制方式		半闭环控制的连续轨迹（直线插补实现）		
控制轴数		五轴同步控制		
存储容量		RAM16KB、ROM32KB		
供电电源		三相380V、50Hz、1.5kW		

8.3.4　控制算法简介

坐标的指定：关节坐标如图9.1-163所示，图中x、y、z为直角坐标系。$\theta_1 \sim \theta_5$为指定的关节坐标，分别对应五路A/D转换器得到的数值，其方向如图中“+”、“-”号所示。θ_1为立柱L_1相对基座L_0的转角；θ_2为大臂L_2与竖直线的夹角；θ_3为小臂L_3与水平面的夹角；θ_4为手腕轴L_4与小臂L_3延长线的夹角；θ_5为差动轮系中的转角；θ_5与θ_4合成的结果是手部相对于手腕的转角；A为姿态参数，$A=\theta_3+\theta_4$，即手腕轴线与水平面的夹角；B为姿态参数，$B=\theta_4-\theta_5$，即喷枪与手腕垂直固定；P点为加工点，其在直角坐标系中的位置为x、y、z。

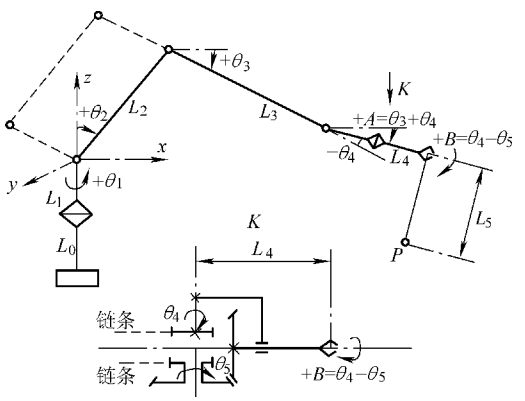


图9.1-163　关节坐标

关节坐标到直角坐标的运动学正变换：示教点的关节坐标$\theta_1 \sim \theta_5$与直角坐标x、y、z及姿态参数A、B的运动学正变换公式为

$$\begin{cases} x=(-L_5S_AC_B+L_4C_A+L_3C_3+L_2S_2)C_1+L_3S_1S_B \\ y=(-L_5S_AC_B+L_4C_A+L_3C_3+L_2S_2)S_1-L_5C_1S_B \\ z=-L_5C_AC_B-L_4S_A-L_3S_3+L_2C_2 \\ A=\theta_3+\theta_4 \\ B=\theta_4-\theta_5 \end{cases} \tag{9.1-29}$$

其中，$C_i=\cos\theta_i$，$S_i=\sin\theta_i$（$i=1,\cdots,5,A,B$），L_i（2，3，…，5）为各臂杆长度。

示教时，计算机读进关节坐标θ_i，然后经运动学坐标正变换，变换为工作点P的位置与姿态参数存入内存作为示教点参数。

直线插补：取机器人的零位（如图9.1-164所示）为每次工作的初始位置，工作完后又返回到这个初始位置。零位坐标为$\Theta_0=(\theta_1,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\theta_5)^{\mathrm{T}}=(0,0,0,0,0)^{\mathrm{T}}$，$X_0=(x,y,z,A,B)^{\mathrm{T}}=(x_0,0,z_0,0,0)^{\mathrm{T}}$，设再现到第$i$个示教点，要在第$i$点和第$i+1$点之间进行直线插补，并设工作点$P$的位置与姿态坐标是（$x_i$，$y_i$，$z_i$，$A_i$，$B_i$），取第$i+1$个示教数据（$v_{i+1}$，$x_{i+1}$，$y_{i+1}$，$z_{i+1}$，$A_{i+1}$，$B_{i+1}$），则

$$\begin{cases} \Delta x'_{i+1}=x_{i+1}-x_i; \\ \Delta y'_{i+1}=y_{i+1}-y_i; \\ \Delta z'_{i+1}=z_{i+1}-z_i; \\ \Delta A'_{i+1}=A_{i+1}-A_i; \\ \Delta B'_{i+1}=B_{i+1}-B_i \end{cases} \tag{9.1-30}$$

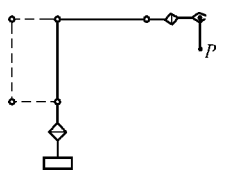


图9.1-164　机器人零位

求插补步数：

$$N_{i+1}=\mathrm{INT}\left(\frac{\sqrt{\Delta x_{i+1}'^2+\Delta y_{i+1}'^2+\Delta z_{i+1}'^2}}{v_{i+1}}\right)$$

其中，v_{i+1}为示教速度，表示一个采样周期内所走的距离。

求运动增量如下：

$$\begin{cases}\Delta x_{i+1}=\Delta x_{i+1}'/N_{i+1};\\ \Delta y_{i+1}=\Delta y_{i+1}'/N_{i+1};\\ \Delta z_{i+1}=\Delta z_{i+1}'/N_{i+1};\\ \Delta A_{i+1}=\Delta A_{i+1}'/N_{i+1};\\ \Delta B_{i+1}=\Delta B_{i+1}'/N_{i+1};\end{cases}\tag{9.1-31}$$

位置与增量的逆变换：由直线插补得到的位置与姿态增量必须经坐标逆变换变换成关节坐标的增量，才能作为各关节伺服系统的给定值，控制机器人按定轨迹运动。逆变换的计算式为

$$\begin{cases}\Delta\theta_1 = (C_1\Delta y - S_1\Delta x + L_5C_B\Delta B)/(C_1x + S_1y)\\ \Delta\theta_2 = (C_3M - S_3N)/(L_2C_{2-3})\\ \Delta\theta_3 = -(S_2M + C_2N)/(L_3C_{2-3})\\ \Delta\theta_4 = \Delta A - \Delta\theta_3\\ \Delta\theta_5 = \Delta\theta_4 - \Delta B\end{cases}\tag{9.1-32}$$

其中

$$M = C_1\Delta x + s_1\Delta y + (C_1y - S_1x)\Delta\theta_1 + (L_4S_A + L_5C_AC_B)\Delta A - L_5S_AS_B\Delta B\tag{9.1-33}$$

$$N = \Delta z + (L_4C_A - L_5S_AS_B)\Delta A - L_5C_AS_B\Delta B\tag{9.1-34}$$

$$C_i = \cos\theta_i\tag{9.1-35}$$

$$C_{2-3} = \cos(\theta_2 - \theta_3)\tag{9.1-36}$$

$$S_i = \sin\theta_i\tag{9.1-37}$$

数字 PID：机器人五个关节的位置闭环是由计算机实现的。数字 PID 为位置环的调节算法，是为了系统稳定而设置的。每当实时时钟中断之后，计算机就采样五个关节的坐标值，然后与坐标逆变换出来的五个坐标给定值进行比较，求出关节误差，经数字 PID 运算输出关节速度控制系统的控制信号，经 D/A 转换后送到速度控制单元。数字 PID 算式是带有前馈和积分分离的 PID 算式

$$u(k) = K_pe(k) + K_d\Delta e(k) + K_I\sum_{i=0}^{k}e(i) + K_f\Delta\theta(k)\tag{9.1-38}$$

当$|e(k)|\leqslant\varepsilon$时，引入积分；当$|e(k)|>\varepsilon$时，取消积分。其中，$K_p$为比例常数；$K_d$为微分常数；$K_I$为积分常数；$K_f$为前馈常数。前馈信号的引入是为了提高系统的速度跟踪精度，积分项是为了提高系统抗负载扰动的能力，比例项是为了保证位置精度，而微分项是为了提高系统的稳定性。

第 2 章　电动机与常用电器

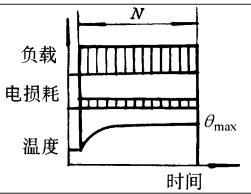
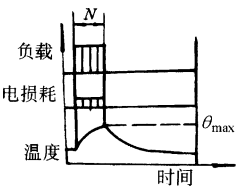
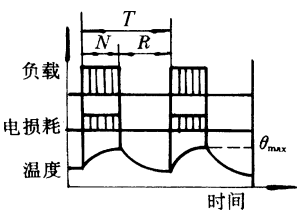
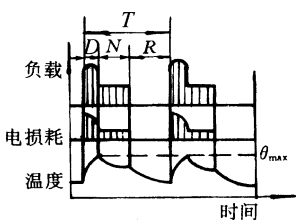
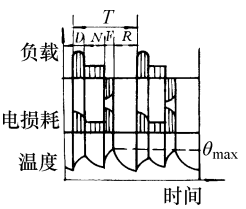
1　常用交直流电动机

1.1　概述

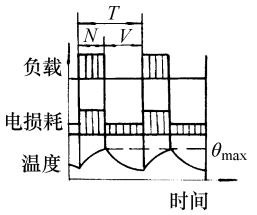
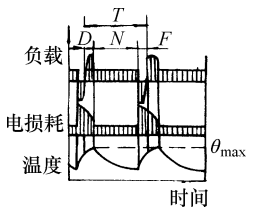
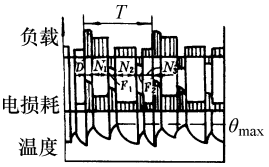
1.1.1　电动机的工作制、安装型式和外壳防护代号

（1）电动机的定额及工作制（见表 9.2-1）

表 9.2-1　电动机的定额及工作制

定额	工作制	负　载　图	负载持续率 FC	说　明
连续	连续工作制 S1			N—在额定条件下运行时间 θ_{max}—达到的最高温度
短时	短时工作制 S2			N—在额定条件下运行时间 θ_{max}—在工作周期中达到的最高温度 短时定额时限优先采用 10min、30min、60min 或 90min
周期工作	断续周期工作制 S3		$FC=\dfrac{N}{N+R}\times 100\%$	T—周期时间 N—在额定条件下运行时间 R—停机和断能时间 θ_{max}—在工作周期中达到的最高温度 S3 的每一个周期时间为 10min
	包括起动的断续周期工作制 S4		$FC=\dfrac{D+N}{D+N+R}\times 100\%$	T—周期时间 D—起动时间 N—在额定条件下运行时间 R—停机和断能时间 θ_{max}—在工作周期中达到的最高温度
	包括电制动的断续周期工作制 S5		$FC=\dfrac{D+N+F}{D+N+F+R}\times 100\%$	T—周期时间 D—起动时间 N—在额定条件下运行时间 R—停机和断能时间

（续）

定额	工作制	负　载　图	负载持续率 FC	说　明
周期工作	连续周期工作制 S6		$FC=\frac{N}{N+V}\times 100\%$	F—电制动时间 V—空载运行时间 θ_{max}—在工作周期中达到的最高温度 S6 的每一个周期时间为 10min
	包括电制动的连续周期工作制 S7		$FC=1$	T—周期时间 N—在额定条件下运行时间 D—起动时间 F—电制动时间 θ_{max}—在工作周期中达到的最高温度
	包括变速变负载的连续周期工作制 S8		$FC_1=\frac{D+N_1}{D+N_1+F_1+N_2+F_2+N_3}\times 100\%$ $FC_2=\frac{D+N_2}{D+N_1+F_1+N_2+F_2+N_3}\times 100\%$ $FC_3=\frac{D+N_3}{D+N_1+F_1+N_2+F_2+N_3}\times 100\%$	T—周期时间 N_1、N_2、N_3—在额定条件下运行时间 F_1、F_2—电制动时间 D—加速时间 θ_{max}—在工作周期中达到的最高温度

注：1. 对 S3、S4、S5、S6 和 S8 工作制，负载持续率为 15%、25%、40%、60%。

2. 对 S4、S5、S7 和 S8 工作制，每小时等效起动次数优先采用 150、300 或 600 次。

（2）电动机结构及安装型式代号

电动机结构及安装型式代号有两种规定，即规定 1 和规定 2。具有端盖式轴承和一个轴伸的电动机，优先采用规定 1 的代号。

规定 1：代号由“国际安装”（International Mounting）的缩写字母“IM”表示，用 B 代表“卧式安装”，用 V 代表“立式安装”，连同 1 位或 2 位数字组成，常用的代号见表 9.2-2（有时将“IM”省去）。

规定 2：代号由字母“IM”连同 4 位数字组成。例如 IM2011。各组成部分的意义如下：

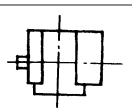
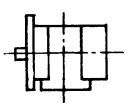
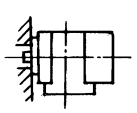
IM——国际安装；

2——第一位数字，表示结构型式的分类；

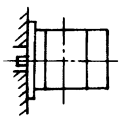
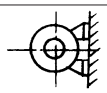
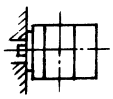
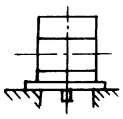
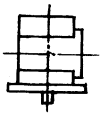
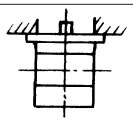
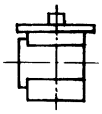
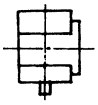
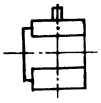
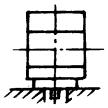
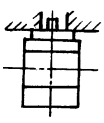
01——第二、三位数字，表示安装型式；

1——第四位数字，表示轴伸型式的分类。

表 9.2-2　电动机结构和安装型式代号

代　号	示意图	轴　承	机　座	轴　伸	结　构　特　点	安　装　型　式
B3		两个端盖式	有底脚	有轴伸	—	安装在基础构件上
B35		两个端盖式	有底脚	有轴伸	端盖上带凸缘，凸缘有通孔，凸缘在 D 端	借底脚安装在基础构件上，并附用凸缘安装
B34		两个端盖式	有底脚	有轴伸	端盖上带凸缘，凸缘有螺孔并有止口，凸缘在 D 端	借底脚安装在基础构件上，并附用凸缘平面安装

（续）

代　号	示意图	轴　承	机　座	轴　伸	结　构　特　点	安　装　型　式
B5		两个端盖式	无底脚	有轴伸	端盖上带凸缘，凸缘有通孔，凸缘在D端	借凸缘安装
B6		两个端盖式	有底脚	有轴伸	与B3同。但端盖需转90°（如系套筒轴承）	安装在墙上。从D端看底脚在左边
B7		两个端盖式	有底脚	有轴伸	与B3同。但端盖需转90°（如系套筒轴承）	安装在墙上。从传动端看底脚在右边
B8		两个端盖式	有底脚	有轴伸	与B3同。但端盖需转180°（如系套筒轴承）	安装在天花板上
B14		两个端盖式	无底脚	有轴伸	端盖上带凸缘；凸缘有螺孔并有止口，凸缘在D端	借凸缘平面安装
V1		两个端盖式	无底脚	轴伸向下	端盖上带凸缘，凸缘有通孔，凸缘在D端	借凸缘在底部安装
V15		两个端盖式	有底脚	轴伸向下	端盖上带凸缘，凸缘有通孔或螺孔并有或无止口，凸缘在D端	安装在墙上并附用凸缘在底部安装
V3		两个端盖式	无底脚	轴伸向上	端盖上带凸缘，凸缘有通孔，凸缘在D端	借凸缘在顶部安装
V36		两个端盖式	有底脚	轴伸向上	端盖上带凸缘，凸缘有通孔，凸缘在D端	安装在墙上或基础构件上并附用凸缘在顶部安装
V5		两个端盖式	有底脚	轴伸向下	—	安装墙上或基础构件上
V6		两个端盖式	有底脚	轴伸向上	—	安装在墙上或基础构件上
V18		两个端盖式	无底脚	轴伸向下	端盖上带凸缘，凸缘有螺孔并有止口，凸缘在D端	借平面在底部安装
V19		两个端盖式	无底脚	轴伸向上	端盖上带凸缘，凸缘有螺孔并有止口，凸缘在D端	借平面在顶部安装

注：D端——一般指电动机的传动端和发电机的从动端。

（3）电动机外壳防护分级

电动机外壳防护等级的代号由字母“IP”及附在后面的两位数字构成。各数字的含义见表 9.2-3。例如 IP44，表示电动机外壳能防护大于 1mm 固体异物进入电动机壳内，任何方向的溅水对电动机应无有害影响。

表 9.2-3　旋转电机整体结构防护分级表征数字（摘自 GB/T 4942.1—2006/IEC60034-5：2000）

	表征数字	简　述	含　义
第一位表征数字	0	无防护电动机	无专门防护
	1	防护大于 50 mm 固体的电动机	能防止大面积的人体（如手）偶然或意外地触及或接近壳内带电或转动部件（但不能防止故意接触） 能防止直径大于 50 mm 的固体异物进入壳内
	2	防护大于 12 mm 固体的电动机	能防止手指或长度不超过 80 mm 的类似物体触及或接近壳内带电或转动部件 能防止直径大于 12 mm 的固体异物进入壳内
	3	防护大于 2.5 mm 固体的电动机	能防止直径大于 2.5 mm 的工具或导线触及或接近壳内带电或转动部件 能防止直径大于 2.5 mm 的固体异物进入壳内
	4	防护大于 1 mm 固体的电动机	能防止直径或厚度大于 1 mm 的导线或片条触及或接近壳内带电或转动部件 能防止直径大于 1 mm 的固体异物进入壳内
	5	防尘电动机	能防止触及或接近壳内带电或转动部件，进尘量不足以影响电动机的正常运行
	6	尘密电动机	完全防止尘埃进入
第二位表征数字	0	无防护电动机	无专门防护
	1	防滴电动机	垂直滴水应无有害影响
	2	15°防滴电动机	当电动机从正常位置向任何方向倾斜至 15°以内任一角度时，垂直滴水应无有害影响
	3	防淋水电动机	与垂直线成 60°角范围内的淋水应无有害影响
	4	防溅水电动机	承受任何方向的溅水应无有害影响
	5	防喷水电动机	承受任何方向的喷水应无有害影响
	6	防海浪电动机	承受猛烈的海浪冲击或强烈喷水时，电动机的进水量应不达到有害的程度
	7	防浸水电动机	当电动机浸入规定压力的水中经规定时间后，电动机的进水量应不达到有害的程度
	8	潜水电动机	电动机在制造厂规定的条件下能长期潜水。电动机一般为水密型，对某些类型电动机也可允许水进入，但应不达到有害的程度

1.1.2　常用电动机的特点及用途（见表 9.2-4）

表 9.2-4　常用电动机的特点及用途

类别	系列名称	主要性能及结构特点	用　途	工作条件	安装型式	型号及含义
一般异步电动机	Y 系列（IP44）封闭式三相异步电动机	效率高，耗电少，性能好，噪声低，振动小，体积小，重量轻，运行可靠，维修方便。为 B 级绝缘。结构为全封闭、自扇冷式，能防止灰尘、铁屑、杂物侵入电动机内部。冷却方式为 IC0141	适用于灰尘多、土扬水溅的场合，如农业机械、矿山机械、搅拌机、碾米机、磨粉机等，为一般用途电动机	1. 海拔不超过 1000m 2. 环境温度不超过 40℃ 3. 额定电压为 380V，额定频率为 50Hz 4. 3kW 以下为∨联结，4kW 及以上为△联结 5. 工作方式为连续使用（S1）	B3 B5 B35	Y132S2-2 Y—异步电动机 132—中心高(mm) S2—机座长（S—短机座，M—中机座，L—长机座，2 号铁心长） 2—极数
	Y 系列（IP23）防护式笼型三相异步电动机	为一般用途防滴式电动机，可防止直径大于 12mm 的小固体异物进入机壳内，并防止沿垂直线成 60°角或小于 60°角的淋水对电动机的影响。同样机座号 IP23 比 IP44 提高一个功率等级。主要性能同 IP44。绝缘为 B 级，冷却方式为 IC01	适用于驱动无特殊要求的各种机械设备，如金属切削机床、鼓风机、水泵、运输机械等	同 Y 系列（IP44）	同 Y 系列（IP44）	Y160L2-2 Y—异步电动机 160—中心高(mm) L2—机座长（长机座，2 号铁心长） 2—极数

（续）

类别	系列名称	主要性能及结构特点	用　　途	工作条件	安装型式	型号及含义
一般异步电动机	YR 系列（IP44）绕线转子三相异步电动机	电动机有良好的密封性，广泛用于机械工业粉尘多、环境较恶劣的场所。电动机冷却方式为自扇冷却 IC0141，B 级绝缘	适用于矿山、冶金等机械工业	1. 定子绕组△联结，转子绕组 Y 联结 2. 其他同 Y 系列（IP44）	B3 B35 V1	YR250M2-8 R—绕线转子
	YH 系列高转差率三相异步电动机	为 Y（IP44）派生系列，转差率高，起动转矩大，起动电流小，机械特性软，能承受冲击负荷。电动机转子采用高电阻铝合金制造。冷却方式为 IC0141，B 级绝缘	适用于传动转动惯量较大和冲击负荷以及反转次数较多的金属加工机床，如锤击机、剪切机、冲击机、锻冶机等	1. 为 S3 工作方式 2. 其他同 Y 系列（IP44）	B3 B5 B35	H—高转差率
	YEJ 系列电磁铁制动三相异步电动机	为全封闭、自扇冷、笼型转子具有附加圆盘形直流电磁铁制动的三相异步电动机，是 Y 系列电动机加上直流电磁铁制动器组合而成的产品，可使配套主机快速停机和准确定位。电动机约加长 20%	适用于要求快速停止、准确定位的场合，如起重运输、食品、轻工、包装、印刷、水泥、建筑、木工、化工、机床等方面，广泛用于自动生产线上，不用于各种单机配套	同 Y 系列（IP44）	B3 B5 B6 B7 B8 B35	YEJ100L2-4 E—制动 J—附加电磁制动器
变速和减速异步电动机	YD 系列变极多速三相异步电动机	改变 Y 系列（IP44）电动机定子绕组的接线方法以改变极对数，得到多种转速。对简化变速系统和节约能源有意义。绝缘等级 B 级，冷却方式同 Y 系列	适用于机床、矿山、冶金、纺织等需变速的各种传动	1. 工作方式 S1 2. 其他同 Y 系列（IP44）	B3、B5、B6、B7、B8、B35、V1、V3、V5、V6、V15、V32	YD100L2-6/4 D—多速 6/4—极数比
	YCJ 系列齿轮减速三相异步电动机	是 Y 系列（IP44）的派生系列，由同轴式减速器和全封闭自冷式电动机构成一个整体。输出转速低，转矩大，体积小，噪声小，运行可靠。B 级绝缘，IC0141 冷却方式	适用于驱动低转速传动机械，可供矿山、冶金、制糖、造纸、化工、橡胶等行业设备配套	1. 工作方式 S1 2. 其他同 Y 系列（IP44）	B5、B6、B7、B8、V1、V5	YCJ132-1.5-35 CJ—齿轮减速 132—输出轴中心高（mm） 35—输出转速（$r \cdot min^{-1}$） 1.5—电动机额定功率（kW）

（续）

类别	系列名称	主要性能及结构特点	用　　途	工作条件	安装型式	型号及含义
变速和减速异步电动机	YCT、YCTD 系列电磁调速三相异步电动机	由电磁转差离合器、拖动电动机、测速发电动机组成，配上专用控制器可进行恒转矩无级调速，并有速度负反馈的自动调节系统。在最高转速时传递效率高。用在驱动离心式水泵、风机等负载场合节能效果显著，拖动电动机为 4 极笼型 Y 系列电动机，借端盖装在离合器机座上。YCTD 系列与 YCT 系列相比，相同功率的电动机要缩小 1 ~ 2 个机座号，额定最高转速平均提高 4.2%。B 级绝缘，空气冷却	适用于装载机械、化纤、电线电缆、造纸、印刷、水泥、橡胶、电力、水泵、风机等要求无级变速的机械设备上	1. 户内使用 2. 介质中不含有铁磁性物质、尘埃或腐蚀金属、破坏绝缘的气体 3. 控制器电源为 220V、50Hz 4. 环境温度 – 15 ~ + 40℃ 5. 海拔 1000m 以下	B3	YCTD112-4 A（B） C—电磁 T—调速 D—低电阻端环 112—中心高（mm） 4—拖动电动机极数 A（B）—拖动电动机功率等级
起重冶金电动机	YZR、YZ 系列起重及冶金用三相异步电动机	YZR 系列为绕线转子电动机，YZ 系列为笼型转子电动机，有较高的机械强度及过载能力，承冲击及振动，转动惯量小，适合频繁快速起动及反转频繁的制动场合。绝缘为 F、H 级，冷却方式 IC0141、IC0041	适用于室内外多尘环境及起动、逆转次数频繁的起重机械和冶金设备等	1. 工作方式 S3 2. 海拔不超过 1000m 3. 环境温度不超过40℃（F 级）、60℃（H 级）	IM1001 IM1002 IM1003 IM1004 IM3001 IM3003 IM3011 IM3013	YZR132M1-6 Z—起重及冶金用 R—绕线转子（笼型转子无 R）
隔爆异步电动机	YB2 系列隔爆型异步电动机	为全封闭自扇冷式隔爆笼型电动机，是 Y 系列（IP44）的派生产品。它的外壳、端盖、接线盒座、接线盒盖等零件组成外部防爆外壳，接线盒具有良好的防爆性能，位于电动机顶部。改变接线盒的位置可从四个方向进线。电动机冷却方式为 IC411，绝缘等级为 F 级	广泛用于有爆炸性气体混合物存在的场所作一般用途驱动电动机	1. 环境空气温度不超过 40℃ 2. 海拔不超过 1000m 3. 频率 50Hz；电压 380、220、660 或 380/660、220/380V 4. 工作方式 S1	B3、V1	YB355S2-2-W B—隔爆型 W—气候防护（W—户外，TH—湿热带）

（续）

类别	系列名称	主要性能及结构特点	用　　途	工作条件	安装型式	型号及含义
小功率电动机	YS系列三相异步电动机	体积小，重量轻，结构简单，运行可靠，维修方便。两个端盖式轴承。绝缘级为E级，防护等级IP44，冷却方式机座号63以上为IC0141，56以下为IC0041	广泛应用在机械传动设备上，如小型机床，冶金、化工、纺织、医疗器械及日用电器	1. 环境温度不超过40℃，最低－15℃ 2. 相对湿度不超过90% 3. 海拔不超过1000m 4. 电源频率50Hz、电压220/380V 5. 工作方式S1	B3（V5、V6） B14（V18、V19） B34 B5（V1、V3） B35（B36）	
	YU系列电阻起动异步电动机	冷却方式IC0141，其他同YS系列	适用于不需要较高的起动转矩而起动电流允许较大的一般机械传动，如小型机床、鼓风机、医疗器械、工业缝纫机、排风扇等	1. 额定电压220V 2. 其他同YS系列	同YS系列	
	YC系列电容起动异步电动机	同YU系列	适用于起动转矩不高、起动电流不大的一般机械传动；功率较大的电动机适用于小型机床、水泵、冷冻机、空气压缩机、木工机械等	同YU系列	同YS系列	
	YY系列电容运转异步电动机	同YS系列	用于要求平稳及起动转矩小的传动设备上，如录音机、风扇、记录仪表等	同YU系列	同YS系列	
直流电动机	Z4系列直流电动机	Z4系列直流电动机可用直流电源供电，更适用于静止整流电源供电，转动惯量小，有较好的动态性能，能承受高负载变化，适用于需平滑调速、效率高、自动稳速，反应灵敏的控制系统。外壳防护等级为IP21S，冷却方式为IC06，绝缘等级F	广泛用于轻工机械，纺织、造纸和冶金工业等调速要求高的自动化传动系统	1. 额定电压160V，在单相桥式整流供电下一般需带电抗器工作。440V电动机不接电抗器 2. 海拔不超过1000m 3. 环境温度不超过40℃ 4. 工作方式S1	B3、B35、B5、V1、V15	Z4-112/2-1 Z—直流电动机 4—设计序号 2—极数 1—1号铁心长度 112—机座中心高为112mm Z4-160/21 160—机座中心高为160mm 2—2号铁心长 1—1号端盖

1.1.3　常用电动机的选择

（1）电动机选择的内容与步骤

电动机选择的内容应包括：电动机的类型、电压、转速以及容量等，而且对这些方面的参数应综合考虑。选择电动机内容和步骤如图9.2-1所示。

（2）电动机类型的选择

根据负载性质，电动机类型选择应考虑以下几个方面：

1）恒转矩和通风机负载特性的机械，应选用机械特性为硬特性的电动机。

2）恒功率负载特性的机械，选用可调节励磁的直流电动机或带有机械变速的异步电动机较合适。

3）无调速要求的机械，包括长期、短期、断续等运行状态的机械，可选用笼型异步电动机，如容量较大，应尽可能选用同步电动机。

4）带周期性变动负载的机械，如带飞轮的或起

动条件沉重的机械，对于大中功率机械应选用绕线转子异步电动机；对于小功率机械，经过对过载能力及起动条件的校验，可选用高转差率电动机；而单纯起动条件沉重的机械，经起动条件校验，可选用双笼型或深槽型电动机，若起动时电网电压压降过大，应选用绕线转子异步电动机。

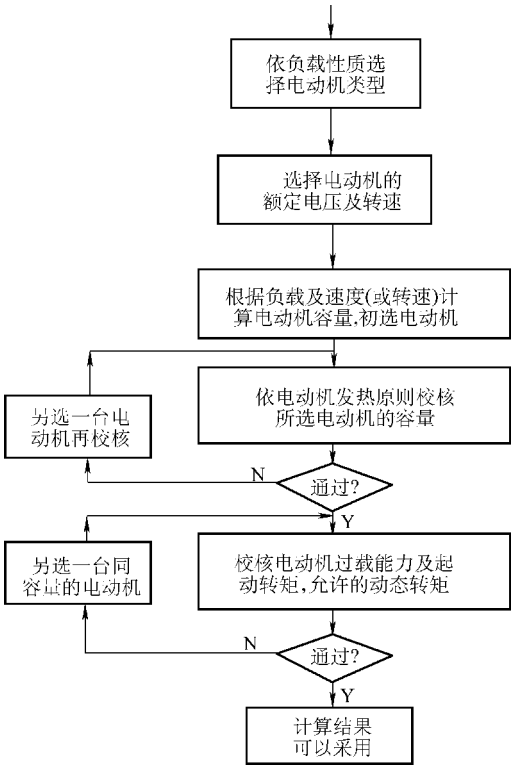


图 9.2-1　电动机选择内容和步骤

5）在某些断续运行的机械，虽然无调速要求，但选用交流电动机无论在发热、起动或制动等方面特性不能满足要求，而技术经济指标又过低，可选用直流电动机。

6）对于需要调速的机械，可根据调速范围及连续平滑程度选择电动机。例如：只有几种转速的有级变速小功率机械，可选用变极笼型异步电动机；负载起制动转矩较大，调速平滑程度要求不高，且调速范围不大时，宜选用绕线转子异步电动机；调速范围较大，且需连续稳定平滑调速的机械宜选用直流电动机；对于要求起动转矩较大的机械，如电车和牵引机车宜选用直流串励电动机；在某些特殊环境下，如要求防爆、又要求平滑调速时，可选用变频电源供电（有防爆能力）的防爆笼型电动机；对于要求调速范围不大的大功率机械，如风机、水泵以及无频繁起动要求或无冲击负载的机械，可选用带有串级调速装置的绕线转子异步电动机。

（3）电压的选择

电动机额定电压主要取决于工作场所供电的电压，普通车间供电为交流 380V 或 220V。直流电压多为 440V、220V 或 110V。对大中容量的交流电动机，电网供电为 10kV、6kV、3kV，则电动机直接采用此电压。直流电动机，如果由直流发电机供电时，其额定电压也是配合使用，有时电压达 1000V。

（4）电动机转速的选择

电动机的额定转速是根据工作机械的要求而选定的。在确定电动机额定转速时，必须考虑减速装置的传动比，两者相互配合，经过技术、经济全面比较才能确定。通常，电动机转速不低于 $500r \cdot min^{-1}$，因为当功率一定时，电动机的转速愈低，则其尺寸愈大，价格愈贵，而且效率也较低。如选用高转速电动机，势必加大机械减速装置的传动比，致使机械传动部分复杂起来。

对于一些不需调速的高、中速机械，如水泵、鼓风机、空气压缩机等，可选用相应转速的电动机不经机械减速装置而直接传动。需要调速的机械，电动机的最高转速应与生产机械转速相适应。若采用改变激励的直流变速电动机时，为充分利用电动机的容量，应选好调磁调速的基速。又如某些轧钢机械、提升机等，工作速度较低，经常处于频繁地正、反转运行状态，为缩短正、反转过渡时间，提高生产效率降低消耗，并减小噪声，节省投资，选择适当的低速电动机，采用无减速机的直接传动更为合理。

要求快速频繁起、制动的机械，通常是电动机飞轮转矩与额定转速的平方之积（$GD_D^2 n_N^2$）为最小时，能获得起、制动最快的效果。在空载（或负载很小可以忽略）情况下起、制动时，当达到快速的目的，按下式考虑最为合理

$$GD_D^2 n_N^2 = GD_m^2 n_m^2 \qquad (9.2\text{-}1)$$

即所谓最佳传动比为

$$i_j \approx \sqrt{\frac{GD_m^2}{GD_D^2}} \qquad (9.2\text{-}2)$$

式中　GD_D^2——电动机（包括电动机轴上的传动装置）的飞轮矩（$N \cdot m^2$）；

n_N——电动机额定转速（$r \cdot min^{-1}$）；

GD_m^2——工作机械在机械轴上的飞轮矩（$N \cdot m^2$）；

n_m——机械轴转速（$r \cdot min^{-1}$）；

i_j——最佳传动比。

如果式(9.2-2)中的 GD^2 用转动惯量 J 来代替，则 J 的单位应为 kg·m²。

(5) 电动机容量的选择

1) 常用机械电动机功率的计算　根据工作机械工艺参数计算电动机的功率，依此初选电动机。

①一般旋转运动的机械

$$P_z = \frac{T_z n}{9550} \tag{9.2-3}$$

式中　T_z——负载施加到电动机轴上的转矩(N·m)；

n——电动机轴的转速(r·min⁻¹)；

P_z——工作机需要的功率(kW)。

②直线运动的机械

$$P_z = \frac{Fv}{1000\eta} \tag{9.2-4}$$

式中　F——作用力(N)；

v——受 F 作用件运动的速度(m·s⁻¹)；

η——传动效率。

起重机各种机构可用上式求所需的功率。F 对起升机构是额定起重力；对于行走机构按经验公式求

$$F = G_\Sigma(C + 7v) \times 9.8 \times 10^3 \tag{9.2-5}$$

式中　G_Σ——运动部分总重量(kg)；

C——行走阻力系数，滚动轴承时 $C = 10 \sim 12$；滑动轴承时 $C = 20 \sim 25$。

③离心式通风机

$$P_z = \frac{KQH}{\eta\eta_C} \times 10^{-3} \tag{9.2-6}$$

式中　Q——送风量(m³·s⁻¹)；

H——空气压力(Pa)；

η_C——风机效率，约为 0.4～0.75；

K——余量系数(为所选电动机功率大于计算功率的附加值)，见表 9.2-5。

其余符号同前。直接传动时，传动效率 $\eta = 1$。

表 9.2-5　离心式通风机余量系数

功率/kW	≤1	1～2	2～5	>5
余量系数 K	2	1.5	1.25	1.15～1.10

④ 离心泵及活塞泵

$$P_z = \frac{K\rho g Q(H + \Delta H)}{1000\eta\eta_C} \tag{9.2-7}$$

式中　Q——泵的出水量(m³·s⁻¹)；

H——水头(扬程)(m)；

ΔH——主管损失水头(m)；

η_C——泵的效率，一般取 0.6～0.84；

ρ——液体的密度(kg·m⁻³)，对水 $\rho = 1000$kg·m⁻³；

g——重力加速度，$g = 9.81$m·s⁻²；

K——余量系数，见表 9.2-6。

表 9.2-6　离心泵及活塞泵余量系数

功率/kW	≤2	2～5	5～50	50～100	100 以上
余量系数	1.7	1.5～1.3	1.15～1.10	1.08～1.05	1.05

⑤离心式压缩机

$$p = \frac{Q}{1000\eta_C}\left(\frac{A_d + A_r}{2}\right) \tag{9.2-8}$$

式中　Q——压缩机的生产率(m³·s⁻¹)；

η_C——压缩机总效率，约为 0.62～0.8；

A_d——压缩 1m³ 空气至绝对压力 p_1 的等温功，见表 9.2-7；

A_r——压缩 1m³ 空气至绝对压力 p_1 的绝热功，见表 9.2-7。

表 9.2-7　A_d、A_r 与终点压力 p_1 的关系

p_1/MPa	0.15	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
A_d/J	39700	67700	108000	136000	158000	176000	191000	204000	216000	226000
A_r/J	42200	75500	127000	168000	201000	230000	256000	280000	301000	321000

2) 电动机容量的确定与散热、过载的验算　电动机铭牌标示的额定功率，应理解为，当电动机在额定条件下运行时，因发热而升高的温度恰好达到制造厂所规定的允许温升(即额定温升)数值。

电动机的选择与使用，都以不超过额定温升为原则。

绝缘等级不同，允许的温升不同(见表 9.2-8)。

工作的电动机，其温升与工作制密切相关。

①电动机工作制。电动机工作时的各种损耗转变成热而使电动机温升，负载的变化和持续时间长短对温升的变化有直接影响。按电动机温升情况，将电动机工作制分为 3 种。

表 9.2-8　绝缘等级与允许温升

绝缘等级	E	B	F	H
允许工作温度 θ_{max}/℃	120	130	155	180
环境温度 θ_0 = 40℃时，允许温升 τ_{we}/℃	75	80	100	125

a. 长期工作制　又称连续工作制 S1,一般电动机的额定(铭牌)功率,就是长期连续运行的电动机,各部温升均达到稳定值时所确定的功率,其负载和温升图见表 9.2-1。属这类机械的有水泵、风机、车床等。

b. 短时工作制 S2　电动机工作时间较短,工作时温升达不到稳定值时电动机即停歇,停歇时间很长,使电动机温度下降至周围介质的温度,其负载和温升图见表 9.2-1。属这类机械如管道闸门、车床和龙门刨床上的夹紧装置等。

c. 周期工作制　断续、连续周期工作制种类很多 S3 ~ S8(见表 9.2-1),电动机工作时间 t_g,停机时间 t_0 都比较短,每个周期 t_c 不超过 10min。属这类机械的有起重运输机、轧钢机、矿山提升机等。

评定这类电动机繁忙程度引入负载持续率 FC

$$FC = \frac{t_g}{t_c} \times 100\%$$

国家规定四种标准负载持续率:15%、25%、40%、60%。

②长期工作制电动机容量选择　长期工作制电动机依照电动机负载是否变动,可分为两类。

a. 负载恒定或基本恒定长时工作制　这电动机容量选择,只需从电动机的样本中,依照工作环境选一台额定功率略大于工作制需要的容量,转速、特性又合适的电动机就可以了。无需散热验算。

b. 变负载长期工作制　由于工作负载是变化的,电动机的发热和温升也是变化的,这时校核电动机的温升常用方法有等值电流法和等值转矩法。其他方法如平均损耗法,等值功率法等不作介绍。

a) 等值电流法

等值电流的条件

$$I_{ax} = \sqrt{\frac{\sum I_i^2 t_i}{\sum t_i}} \leqslant I_e \qquad (9.2\text{-}9)$$

式中　I_i——负载第 i 段的电流 (A);

t_i——对应于电流 I_i 段的时间 (s);

I_e——电动机额定电流 (A);

等值电流法除深槽型和双笼型异步电动机外适用于交、直流各种电动机。

对带通风系统的电动机,在起、制动和停车时间,散热条件变坏。采用等值电流法时,上式需经修正,即

$$I_{ax} = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \cdots + I_n^2 t_n}{\alpha t_1 + t_2 + \cdots + \alpha t_n + \beta t_0}} \leqslant I_e \qquad (9.2\text{-}10)$$

式中　t_1、t_n——电动机起、制动时间 (s);

t_0——电动机停车时间 (s);

α、β——散热恶化系数,直流电动机 $\alpha = 0.75$,$\beta = 0.5$;交流电动机 $\alpha = 0.5$,$\beta = 0.25$。

b) 等值转矩法

等值转矩法条件为

$$T_{ax} = \sqrt{\frac{\sum T_i^2 t_i}{\sum t_i}} \leqslant T_e \qquad (9.2\text{-}11)$$

式中　T_{ax}——等值转矩 (N·m);

T_i——第 i 段负载转矩 (N·m);

t_i——对应于 T_i 的时间 (s)。

等值转矩法比较方便,只要有电动机转矩负载图即可。但它只适用于磁通不变的他励直流电动机或当负载接近额定负载且功率因灵敏变化不大的异步电动机。

③短时工作制　短时工作制电动机容量的选择有三种情况:

a. 直接选用短时工作制电动机　我国电机厂专门生产短时工作制电动机,其规格有 15min、30min、60min、90min 4 种。根据工作机的功率、短时工作时间及转速,可直接从产品样本上选取,最后要校核电动机的过载能力。

b. 采用周期工作制电动机　当没有合适的短时工作制电动机时,可用周期工作制电动机来代替,其对应关系:30min 相当于 $FC = 15\%$;60min 相当 $FC = 25\%$;90min 相当于 $FC = 40\%$。依此可直接选用,最后也需进行过载验算。

c. 选用长期工作制电动机　长期工作制电动机可用于短时工作的机械。因为短时工作,温升远远达不到稳定值,所以可用较小额定功率的电动机带动较大的负载,其关系为

$$P = P_e \sqrt{\frac{e^{\frac{t}{T}} + \alpha}{e^{\frac{t}{T}} - 1}} \qquad (9.2\text{-}12)$$

式中　P_e——电动机长时工作制的额定功率(kW);

P——电动机短时工作制允许使用的功率(kW);

t——电动机工作时间(min);

T——电动机发热时间常数(min);

α——电动机在额定负载工作时,定耗与变耗的比例常数,对普通电动机 $\alpha = 0.6$。

但应校核电动机的过载能力。

例 1　一台长期工作制电动机,额定功率 $P_e = 14$kW,发热时间常数 $T = 30$min,如果用在 15min 短时工作,最大允许功率应是多少。

解

$$P = P_e \sqrt{\frac{e^{\frac{t}{T}} + \alpha}{e^{\frac{t}{T}} - 1}} = 14 \sqrt{\frac{e^{\frac{15}{30}} + 0.6}{e^{\frac{15}{30}} - 1}} \text{kW}$$

= 26kW

这台电动机最大允许的功率 26kW。

④周期工作制　周期工作制的电动机功率的选择方法也分为三种：

a. 直接选用周期工作制电动机　当工作机的功率、转速以及负载持续率均已知时，便可在产品样本中直接选择某一标准负载持续率的电动机即可。

但实际工作机负载持续率并不是正好为标准负载持续率，这时首先计算出生产机械的负载持续率

$$FC_x = \frac{t_s + t_g + t_b}{\alpha t_s + t_g + \alpha t_b + \beta t_0} \times 100\% \qquad (9.2\text{-}13)$$

式中　t_s、t_g、t_b——分别为电动机起动、稳定运转和制动时间(s)；

α、β——散热恶化系数，开启式电动机 $\alpha = 0.75$；$\beta = 0.5$；异步电动机 $\alpha = 0.5$，$\beta = 0.25$。

计算结果，如果 $FC_x \geqslant 70\%$ 时应采用长时工作制电动机；如果 $FC_x < 70\%$，应采用短时工作制电动机。

假若每个工作循环，其工作时间 t_g 和停歇时间 t_0 都不相等，这时负载持续率的计算应取其统计的平均值

$$FC_x = \frac{\sum t_g}{\sum t_g + \sum t_0} \times 100\% \qquad (9.2\text{-}14)$$

其次是将非标准负载持续率 FC_x 条件下的电动机功率 P_x 折算为标准负载持续率 FC 条件下的电动机功率 P，以便在周期工作制电动机产品样本中选择合适的电动机。其折算简化公式为

$$P = P_x \sqrt{\frac{FC_x}{FC}} \text{ 或}$$

$$P_x = P \sqrt{\frac{FC}{FC_x}} \qquad (9.2\text{-}15)$$

必要时要进行过载能力的验算。

例 2　某周期工作的工作机，工作时间 15s，间歇时间 35s，平均负载功率为 25kW，问选 $FC = 25\%$ 的电动机，其功率 P 为多少。

解

$$FC_x = \frac{t_g}{t_0 + t_g} = \frac{15}{35 + 15} \times 100\% = 30\%$$

$$P = P_x \sqrt{\frac{FC_x}{FC}} = 25 \sqrt{\frac{30}{25}}\text{kW} = 27.4\text{kW}$$

查表 9.2-20 可选用 YH200L—4　$P_e = 30$kW。

b. 采用短时工作制的电动机　可近似认为 $FC = 15\%$ 相当于 30min；$FC = 25\%$ 相当于 60min；$FC = 40\%$ 相当于 90min。根据这种关系可直接选用短时工作制电动机。必要时也要校核电动机的过载能力。

c. 选用长时工作制电动机　在周期工作时，也可以选用长期工作制电动机，长期工作制电动机的额定功率与周期工作时的功率，有下列的关系

$$P = P_e \sqrt{\frac{(\alpha + 1)\left[1 - e^{-(t_g + t_0)/T}\right]}{1 - e^{-t_g/T}} - \alpha} \qquad (9.2\text{-}16)$$

式中　P_e——长期工作制电动机额定功率（kW）；

P——长期工作制电动机在周期工作时的功率（kW）；

t_g、t_0——工作、停歇时间（min）；

T——电动机发热时间常数（min）；

α——定耗与变耗比例系数，对普通电动机 $\alpha = 0.6$。

如果工作机所需功率小于折算功率 P 时，则认为通过。然后再进行过载能力验算。

例 3　长期工作制电动机额定功率为 15kW，发热时间常数 $T = 20$min，用于 $FC = 15\%$，工作周期 $t_c = 5$min，试求该电动机允许使用的功率。

解　$t_g = t_c FC = 5\text{min} \times 0.15 = 0.75\text{min}$

$$P = P_e \sqrt{\frac{(\alpha + 1)\left[1 - e^{-(t_g + t_0)/T}\right]}{1 - e^{-t_g/T}} - \alpha}$$

$$= 15 \sqrt{\frac{(0.6 + 1)\left[1 - e^{-5/20}\right]}{1 - e^{-0.75/20}} - 0.6}\text{kW}$$

$$= 44\text{kW}$$

从散热观点此电动机允许功率可达 44kW，但从过载能力看是不允许的，因为一般电动机过载系数为 2 左右，即允许最大功率为 30kW 左右。

⑤环境温度、绝缘级别与允许功率间关系

同样的电动机，环境温度和绝缘级别不同时其允许的功率不同。其间关系

$$P = P_e \sqrt{1 + \frac{40 - \theta_0}{\tau_{we}}(\alpha + 1)} \qquad (9.2\text{-}17)$$

式中　P_e——额定功率（kW）；

P——允许的功率（kW）；

θ_0——环境温度（℃）；

τ_{we}——额定负载时稳态温升（℃）；

α——不变损耗与额定可变损耗之比。对直流电动机 $\alpha = 1 \sim 1.5$；笼型电动机 $\alpha = 0.5 \sim 0.7$；冶金专用中、小型电动机 $\alpha = 0.45 \sim 0.6$；冶金专用大型绕线转子电动机 $\alpha = 0.9 \sim 1.0$。

例 4　求 Y112M—4 电动机，当环境温度 $\theta_0 = 30$℃时，允许使用的功率是多少。

解　Y112M—4 电动机 $P_e = 4$kW，E 级绝缘，$\tau_{we} = 75$℃，$\alpha = 0.6$。

$$P = P_e\sqrt{1+\frac{40-\theta_0}{\tau_{we}}(\alpha+1)}$$

$$=4\sqrt{1+\frac{40-30}{75}(0.6+1)}\text{kW}=4.4\text{kW}$$

允许使用的功率为 4.4kW。

（6）电动机容量选择举例

例 5　长期工作制恒定负载例题。选择直接连接离心式水泵的电动机。水泵的流量 $Q=120\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$，总扬程 $H=30\text{m}$，转速 $n=2900\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$，泵的效率 $\eta_c=0.78$。

解：按式（9.2-7）

$$P_z=\frac{K\rho gQ(H+\Delta H)}{1000\eta\eta_c}$$

式中　$Q=120\text{m}^2\cdot\text{h}^{-1}=0.0333\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$；$\rho=1000\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$；

$g=9.81\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$；$K$ 按表 9.2-5 取 1.1；$\eta=1$；

$\eta_c=0.78$，$\Delta H=0$，$H=30\text{m}$

$$P_z=\frac{1.1\times1000\times9.81\times0.0333\times30}{1000\times0.78\times1}\text{kW}$$

$$=13.83\text{kW}$$

按表 9.2-9，选用 Y160M2—2，$P_e=15\text{kW}>P_z$，$n_e=2930\text{r/min}$ 与要求转速 $n=2900\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 接近，故可以。

例 6　短时工作制选电动机例题。选择驱动大型车床刀架快速移动机构的电动机。移动部件的质量 $G=540\text{kg}$，移动线速度 $v=15\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$，刀架移动 1m 丝杠的转数 $j=100\text{r}\cdot\text{m}^{-1}$，动摩擦因数 $f=0.1$，静摩擦因数 $f_0=0.2$，传动效率 $\eta=0.1$。

解：1）移动刀架需要功率

$$P_z=\frac{Ggfv}{1000\eta}=\frac{540\times9.81\times0.1\times15}{1000\times60\times0.1}\text{kW}=1.324\text{kW}$$

2）选择电动机功率

因电动机是短时工作，应按允许的过载能力选择电动机。考虑到普通异步电动机过载系数 $\lambda_T=2$，再考虑交流电网电压波动系数 0.9。则所选电动机功率

$$P_e=\frac{P_z}{0.9^2\lambda_T}=\frac{1.324}{0.9^2\times2}\text{kW}=0.817\text{kW}$$

3）电动机应具有的转速

$$n_e\simeq jv=100\times15\text{r}\cdot\text{min}^{-1}=1500\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$$

4）选择电动机

根据表 9.2-4 介绍，应选用 YH 系列电动机。查表 9.2-20，可选用 YH90S—4，$P_e=1.1\text{kW}$　$n_e=1305\text{r/min}$，堵转转矩倍数 $K_T=2.7$。

5）校核起动能力

因为静摩擦因数为动摩擦因数的 2 倍，所以起动时负载功率为

$$P_{z0}=2P_z=2.1\times1324\text{kW}=2.648\text{kW}$$

电动机的堵转（起动）功率

$$P_g=K_TP_N=2.7\times1.1\text{kW}=2.97\text{kW}>P_{z0}$$ 通过。

例 7　周期工作制电动机选择例题

图 9.2-2 为具有平衡尾绳的矿井卷扬机传动示意图。电动机 M 直接驱动摩擦轮旋转，靠摩擦力带动钢丝绳及罐笼升降。尾绳系在两罐笼的下面，以平衡罐笼上面一段钢丝绳的质量。已知数据如下：

井深 $H=915\text{m}$；运载质量 $G_1=58800\text{N}$；空罐笼质量 $G_2=77150\text{N}$；钢丝绳每米质量 $g_3=106\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$；罐笼与导轨的摩擦阻力使负荷增大 20%；摩擦轮直径 $d_1=6.44\text{m}$；导轮直径 $d_2=5\text{m}$；提升加速度 $a_1=0.89\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$；减速度 $a_3=1\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$；额定提升速度 $v_N=16\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$；摩擦轮飞轮矩 $GD_1^2=2730000\text{N}\cdot\text{m}^2$；导轮飞轮矩 $GD_2^2=584000\text{N}\cdot\text{m}^2$；工作周期 $t_c=89.2\text{s}$；钢丝绳及平衡绳总长度 $L=2H+90\text{mm}$。试选择电动机。

解：1）计算负载功率

由于两个罐笼和钢丝绳与尾绳的重力都自相平衡，计算负载功率时，只需考虑运载重力和罐笼与导轨的摩擦阻力即可。即负载力为

$$G=(1+0.2)G_1=1.2\times58800\text{N}=70560\text{N}$$

负载功率 $P_z=\dfrac{Gv_N}{1000}=\dfrac{70560\times16}{1000}\text{kW}=1129\text{kW}$

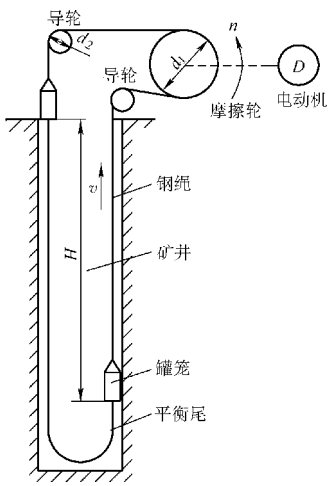


图 9.2-2　矿井卷扬机传动示意图

2）初选电动机

考虑电动机容量要有一定的余量，取额定功率 $P_N \geqslant 1.2P_z = 1.2 \times 1129\text{kW} = 1355\text{kW}$

由于电动机容量太大，为减小惯量采用双电动机驱动，选 ZD 系列大型直流电动机两台，每台 $P_e = 700\text{kW}$，$n_e = 47.5\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$，飞轮矩 $GD_e^2 = 1065000\ \text{N} \cdot \text{m}^2$。提升速度 $v_e = \dfrac{\pi d n_e}{60} = \dfrac{\pi \times 6.44 \times 47.5}{60}\text{m} \cdot \text{s}^{-1} = 16.02\text{m/s}$ 符合要求。

3）绘制电动机负载图

①负载图中各段运行时间和罐笼所处位置。

加速度时间

$$t_1 = \frac{v_N}{a_1} = \frac{16}{0.89}\text{s} = 18\text{s}$$

加速阶段罐笼运行距离

$$h_1 = \frac{1}{2}a_1 t_1^2 = \frac{1}{2} \times 0.89 \times 18^2\text{m} = 144.18\text{m}$$

减速时间 t_3

$$t_3 = \frac{v_e}{a_3} = \frac{16}{1}\text{s} = 16\text{s}$$

减速阶段罐笼运行距离

$$h_3 = \frac{1}{2}a_3 t_3^2 = \frac{1}{2} \times 1 \times 16^2\text{m} = 128\text{m}$$

匀速阶段罐笼运行距离

$$h_2 = H - h_1 - h_3 = (915 - 144.18 - 128)\ \text{m} = 642.82\text{m}$$

匀速阶段的时间

$$t_2 = \frac{h_2}{v_e} = \frac{642.82}{16}\text{s} = 40.2\text{s}$$

停歇时间

$$t_0 = t_c - t_1 - t_2 - t_3 = (89.2 - 18 - 40.2 - 16)\text{s} = 15\text{s}$$

② 折算到电动机轴上系统的飞轮矩 GD^2。整个系统的飞轮矩可以归纳为二部分；第一部分系统转动部分：包括电动机电枢的飞轮矩 GD_e^2，摩擦轮及导轮的飞轮矩 GD_1^2、GD_2^2；第二部分系统直线运动部分：包括直线运动的罐笼、负载、钢丝绳的飞轮矩 GD_b^2。

第一部分　$GD_a^2 = 2GD_e^2 + GD_1^2 + 2(GD_2^2)'$

两个导轮的飞轮矩折算到电动机轴上

$$2(GD_2^2)' = 2GD_2^2\left(\frac{n_2}{n_e}\right)^2 = 2GD_2^2\left(\frac{60v_e}{\pi d_2 n_e}\right)^2$$

$$= 2 \times 584000\left(\frac{60 \times 16.02}{\pi \times 5 \times 47.5}\right)^2\text{N} \cdot \text{m}^2$$

$$= 1938400\text{N} \cdot \text{m}^2$$

系统转动部分飞轮矩为

$$GD_a^2 = (2 \times 1056000 + 2730000 + 1938400)\text{N} \cdot \text{m}^2 = 6780400\text{N} \cdot \text{m}^2$$

第二部分　$GD_b^2 = \dfrac{365 G_z v_e^2}{n_e^2}$

移动部分总重力

$$G_z = G_1 + 2G_2 + g_3(2H + 90)$$

$$= [58800 + 2 \times 77150 + 106(2 \times 915 + 90)]\text{N} = 416620\text{N}$$

系统直线运动部分折算于电动机轴上飞轮矩

$$GD_b^2 = \frac{365 \times 416620 \times 16.02^2}{47.5^2}\text{N} \cdot \text{m}^2 = 17297000\text{N} \cdot \text{m}^2$$

系统总的飞轮矩

$$GD^2 = GD_a^2 + GD_b^2 = (6780400 + 17297000)\text{N} \cdot \text{m}^2 = 24077400\text{N} \cdot \text{m}^2$$

4）电动机轴上转矩的计算

加速时转矩

$$T_{a1} = \frac{GD^2}{375}\left(\frac{\text{d}n}{\text{d}t}\right)_1 = \frac{GD^2}{375} \times \frac{n_e}{t_1} = \frac{24077400}{375} \times \frac{47.5}{18}\text{N} \cdot \text{m} = 169433\text{N} \cdot \text{m}$$

减速时转矩

$$T_{a3} = -\frac{GD^2}{375}\frac{n_e}{t_3} = -\frac{24077400}{375} \times \frac{47.5}{16}\text{N} \cdot \text{m} = -190612\text{N} \cdot \text{m}$$

匀速时转矩

$$T_z = 1.2G_1\frac{d_1}{2} = 1.2 \times 58800 \times \frac{6.44}{2}\text{N} \cdot \text{m} = 227203\text{N} \cdot \text{m}$$

负载图上各段的转矩

$$T_1 = T_z + T_{a1} = (169433 + 227203)\text{N} \cdot \text{m} = 396636\text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = T_z = 227203\text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_3 = T_z + T_{a3} = (227203 - 190612)\text{N} \cdot \text{m} = 36591\text{N} \cdot \text{m}$$

根据上述数据，可绘出电动机转速 $n = f(t)$ 和转矩 $T = f(t)$ 的负载图，如图 9.2-3 所示。

5）电动机发热和过载能力验算

根据负载图求等效转矩

$$T_q = \sqrt{\frac{T_1^2 t_1 + T_2^2 t_2 + T_3^2 t_3}{\alpha t_1 + t_2 + \alpha t_3 + \beta t_0}}$$

式中　T_q——等效转矩(N · m)；

α——起动、制动过程中电动机散热恶化系数，直流电动机 $\alpha = 0.75$，交流电动机 $\alpha = 0.5$；

β——停转时电动机散热恶化系数，直流电动机 $\beta=0.5$，交流电动机 $\beta=0.25$。

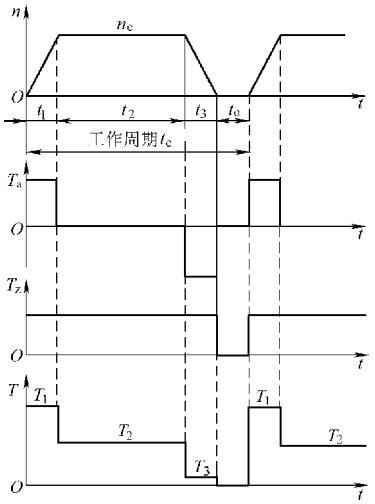


图 9.2-3　矿井提升机的电动机负载图

$$T_q=\sqrt{\frac{396636^2\times18+227203^2\times40.2+36591^2\times16}{0.75\times18+40.2+0.75\times16+0.5\times15}}\text{N}\cdot\text{m}$$
$$=259475\text{N}\cdot\text{m}$$

而所选的电动机额定转矩为

$$T_e=9550\times\frac{P_e}{n_e}=9550\frac{700\times2}{47.5}\text{N}\cdot\text{m}=281474\text{N}\cdot\text{m}$$

$T_e>T_q$，即所选的电动机温升通过。

过载能力的验算

根据电动机转矩过载系数 $\lambda_T=1.5$，则电动机最大转矩

$$T_{max}=\lambda_T\cdot T_e=1.5\times281474\text{N}\cdot\text{m}=422211\text{N}\cdot\text{m}$$

卷扬机起动转矩 $T_1=396636\text{N}\cdot\text{m}$

则 $T_{max}>T_1$，所选电动机过载能力足够。

1.2　一般异步电动机

1.2.1　Y 系列(IP44)三相异步电动机(摘自 JB/T 10391—2008)

Y 系列(IP44)三相异步电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9.2-9 ~ 表 9.2-13。

表 9.2-9　Y 系列(IP44)三相异步电动机技术数据

型号	额定功率 /kW	满载时				堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	噪声/dB(A)		飞轮力矩① /N·m²	质量① /kg
		转速① /r·min⁻¹	电流① /A	效率(%)	功率因数 cosφ				1 级	2 级		
Y801-2	0.75	2830	1.81	75	0.84	6.5	2.2	2.3	66	71	0.0075	17
Y802-2	1.1		2.52	77	0.86	7.0					0.0090	18
Y90S-2	1.5	2840	3.44	78	0.85				70	75	0.012	22
Y90L-2	2.2		4.74	80.5	0.86						0.014	25
Y100L-2	3.0	2880	6.39	82	0.87				74	79	0.029	34
Y112M-2	4.0	2890	8.17	85.5							0.055	45
Y132S1-2	5.5	2900	11.1		0.88		2.0		78	83	0.109	67
Y132S2-2	7.5		15.0	86.2							0.126	72
Y160M1-2	11	2930	21.8	87.2					82	87	0.377	115
Y160M2-2	15		29.4	88.2							0.449	125
Y160L-2	18.5		35.5	89	0.89			2.2			0.550	147
Y180M-2	22	2940	42.2						87	92	0.75	173
Y200L1-2	30	2950	56.9	90					90	95	1.24	232
Y200L2-2	37		69.8	90.5							1.39	250
Y225M-2	45	2970	83.9	91.5						97	2.33	312
Y250M-2	55		103						92		3.12	387
Y280S-2	75		140	92					94	99	5.97	515
Y280M-2	90		167	92.5							6.75	566
Y315S-2	110	2980	203			6.8	1.8		99	104	11.8	922
Y315M-2	132		242	93							18.2	1010
Y315L1-2	160		292	93.5							20.8	1085
Y315L2-2	200		265									1220

（续）

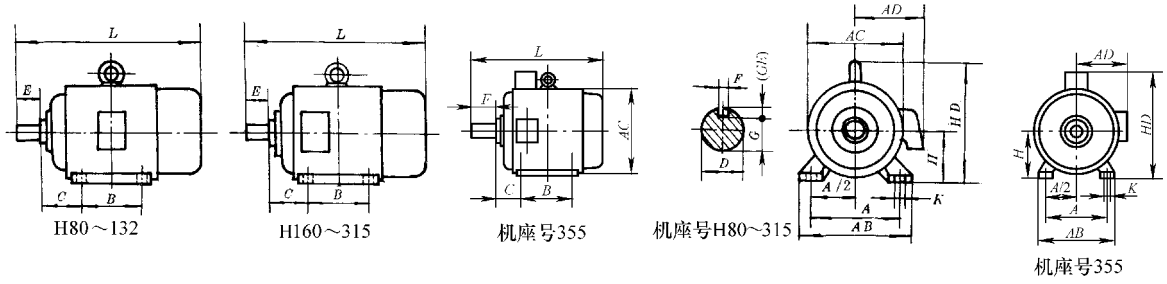
型号	额定功率 /kW	满载时 转速① /r·min⁻¹	满载时 电流① /A	满载时 效率 (%)	满载时 功率因数 cosφ	堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	噪声/dB(A) 1级	噪声/dB(A) 2级	飞轮力矩① /N·m²	质量① /kg
Y801-4	0.55	1390	1.51	73	0.76	6.0	2.4	2.3	56	67	0.018	17
Y802-4	0.75		2.01	74.5			2.3				0.021	17
Y90S-4	1.1	1400	2.75	78	0.78	6.5			61		0.021	25
Y90L-4	1.5		3.65	79	0.79	6.5			62		0.027	26
Y100L1-4	2.2	1430	5.03	81	0.82	7.0	2.2		65	70	0.054	34
Y100L2-4	3.0		6.82	82.5	0.81						0.067	35
Y112M-4	4.0	1440	8.77	84.5	0.82				68	74	0.095	47
Y132S-4	5.5		11.6	85.5	0.84				70	78	0.214	68
Y132M-4	7.5		15.4	87	0.85				71		0.296	79
Y160M-4	11	1460	22.6	88	0.84				75	82	0.747	122
Y160L-4	15		30.3	88.5	0.85				77		0.918	142
Y180M-4	18.5	1470	35.9	91	0.86		2.0	2.2			1.39	174
Y180L-4	22		42.5	91.5							1.58	192
Y200L-4	30		56.8	92.2	0.87				79	84	2.62	253
Y225S-4	37	1480	70.4	91.8			1.9				4.06	294
Y225M-4	45		84.2	92.3	0.88						4.69	327
Y250M-4	55		103	92.6			2.0		81	86	6.6	381
Y280S-4	75		140	92.7			1.9		85	90	11.2	535
Y280M-4	90		164	93.5	0.89						14.6	634
Y315S-4	110		201	93.5		6.8	1.8		93	98	31.1	912
Y315M-4	132	1480	240	94					96	101	36.2	1048
Y315L1-4	160		289	94.5							41.3	1105
Y315L2-4	200		361									1260
Y90S-6	0.75	910	2.3	72.5	0.70	5.5	2.0		56	65	0.029	23
Y90L-6	1.1		3.2	73.5	0.72						0.035	25
Y100L-6	1.5	940	4	77.5	0.74	6.0			62	67	0.069	33
Y112M-6	2.2		5.0	80.5							0.138	45
Y132S-6	3.0	960	7.23	83	0.76	6.5			66	71	0.286	63
Y132M1-6	4.0		9.40	84	0.77						0.357	73
Y132M2-6	5.5		12.6	85.3							0.449	84
Y160M-6	7.5	970	17.0	86	0.78			2.0	69	75	0.881	119
Y160L-6	11		24.6	87					70		1.16	147
Y180L-6	15		31.4	89.5	0.81					78	2.07	195
Y200L1-6	18.5		37.7	89.8	0.83		1.8		73		3.15	220
Y200L2-6	22		44.6	90.2							3.60	250
Y225M-6	30	980	59.5		0.85				76	81	5.47	292
Y250M-6	37		72	90.8	0.86		1.7				8.34	408
Y280S-6	45		85.4	92	0.87		1.8		79	84	13.9	536
Y280M-6	55		104								16.5	595
Y315S-6	75	990	141	92.8					87	92	41.1	990
Y315M-6	90		169	93.2			1.6				47.8	1080
Y315L1-6	110		206	93.5							54.5	1150
Y315L2-6	132		246	93.8							61.2	1210

（续）

型号	额定功率 /kW	满载时				堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	噪声/dB(A)		飞轮力矩①	质量①
		转速① /r·min^{-1}	电流① /A	效率 (%)	功率因数 cosφ				1级	2级	/N·m^2	/kg
Y132S-8	2.2	710	5.81	81	0.71	5.5	2.0	2.0	61	66	0.314	63
Y132M-8	3.0		7.72	82	0.72						0.395	79
Y160M1-8	4.0	720	9.91	84	0.73	6.0			64	69	0.753	118
Y160M2-8	5.5		13.3	85	0.74						0.931	119
Y160L-8	7.5		17.7	86	0.75	5.5			67	72	1.26	145
Y180L-8	11	730	24.8	87.5	0.77	6.0	1.7				2.03	184
Y200L-8	15		34.1	88	0.76		1.8		70	75	3.39	250
Y225S-8	18.5		41.3	89.5			1.7				4.91	266
Y225M-8	22	730	47.6	90	0.78		1.8				5.47	292
Y250M-8	30	730	63.0	90.5	0.80				73	78	8.34	405
Y280S-8	37	740	78.2	91	0.79						13.9	520
Y280M-8	45		93.2	91.7	0.80						16.5	592
Y315S-8	55		114	92		6.5	1.6		82	87	47.9	1000
Y315M1-8	75		152	92.5	0.81						55.8	1100
Y315M2-8	90		179	93	0.82						63.7	1160
Y315L-8	110		218	93.3		6.3					72.3	1123
Y315S-10	45	590	101	91.5	0.74	6.0	1.4		82	87	47.9	990
Y315M-10	55		123	92							63.7	1150
Y315L2-10	75		164	92.5	0.75						71.5	1220
Y355M1-2	220	2940	382	94.8	0.89	7.1	1.2	2.2		100		
Y355M2-2	250	2940	431	95.2	0.90	7.1	1.2	2.2		104		
Y355L1-2	280	2940	482	95.2	0.90	7.1	1.2	2.2		104		
Y355L2-2	315	2940	539	95.4	0.90	7.1	1.2	2.2		104		
Y355M1-4	220	1480	392	94.9	0.87	6.9	1.4	2.2		98		
Y355M2-4	250	1480	447	95.2	0.87	6.9	1.4	2.2		102		
Y355L1-4	280	1480	499	95.2	0.87	6.9	1.4	2.5		102		
Y355L2-4	315	1480	558	95.2	0.87	6.9	1.4	2.2		102		
Y355M1-6	160	980	289	94.5	0.86	6.7	1.3	2.0		95		
Y355M2-6	185	980	323	94.5	0.86	6.7	1.3	2.0		95		
Y355M3-6	200	980	359	94.5	0.86	6.7	1.3	2.0		95		
Y355L1-6	220	980	394	94.5	0.86	6.7	1.3	2.0		95		
Y355L2-6	250	980	448	94.5	0.86	6.7	1.3	2.0		98		
Y355M1-8	132	745	256	93.8	0.81	6.4	1.3	2.0		93		
Y355M2-8	160	745	309	94.0	0.81	6.4	1.3	2.0		93		
Y355L1-8	185	745	354	94.2	0.81	6.4	1.3	2.0		93		
Y355L2-8	200	745	382	94.3	0.81	6.4	1.3	2.0		93		
Y355M1-10	90	590	183	93.0	0.77	6.2	1.2	2.0		93		
Y355M2-10	110	590	224	93.2	0.78	6.0	1.2	2.0		93		
Y355L1-10	132	590	266	93.5	0.78	6.0	1.2	2.0		96		

① 非标准内容，仅供参考。

表 9.2-10 Y 系列（IP44）三相异步电动机 B3 安装尺寸及外形尺寸 （mm）



机座号	极数	安装尺寸及公差																				外形尺寸				
		A	*A*/2	*B*	*C*		*D*		*E*		*F*		*G*①		*H*		*K*②			*AB*	*AC*	*AD*	*HD*	*L*
		基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差					
80M	2、4	125	62.5	100	50	±1.5	19	+0.009 −0.004	40	±0.31	6	0 −0.030	15.5	0 −0.10	80	0 −0.5	10	+0.36 0	ϕ1.0 Ⓜ	165	175	150	175	290
90S	2、4、6	140	70	100	56		24		50		8	0 −0.036	20	0 −0.20	90					180	195	160	195	315
90L				125																				340
100L		160	80	140	63	±2.0	28		60	±0.37			24		100		12	+0.43 0		205	215	180	245	380
112M		190	95	140	70										112					245	240	190	265	400
132S	2、4、6、8	216	108	140	89		38		80		10		33		132					280	275	210	315	475
132M				178																				515
160M		254	127	210	108	±3.0	42	+0.018 +0.002	110	±0.43	12	0 −0.043	37		160		14.5		ϕ1.2 Ⓜ	330	335	265	385	605
160L				254																				650
180M		279	139.5	241	121		48				14		42.5		180					355	380	285	430	670
180L				279																				710
200L		318	159	305	133		55				16		49		200		18.5	+0.52 0		395	420	315	475	775
225S	4、8	356	178	286	149	±4.0	60	+0.030 +0.011	140	±0.50	18		53		225					435	475	345	530	820
225M	2			311			55		110	±0.43	16		49											815
	4、6、8						60		140	±0.50	18		53											845
250M	2	406	203	349	168		65						58		250		24			490	515	385	575	930
	4、6、8																							
280S	2	457	228.5	368	190		75				20	0 −0.052	67.5		280	0 −1.0			ϕ2.0 Ⓜ	550	580	410	640	1000
	4、6、8																							
280M	2			419			65				18	0 −0.043	58											1050
	4、6、8						75				20	0 −0.052	67.5											

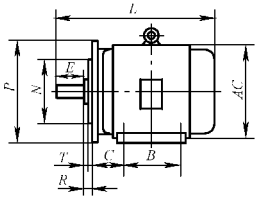
（续）

机座号	极数	安装尺寸及公寸																		外形尺寸				
		A	*A*/2	*B*	*C*		*D*		*E*		*F*		*G*①		*H*		*K*②			*AB*	*AC*	*AD*	*HD*	*L*
		基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差					
315S	2	508	254	406	216	±4.0	65	+0.030 +0.011	140	±0.50	18	0 −0.043	58	0 −0.20	315	0 −1.0	28	+0.52 0	ϕ2.0 Ⓜ	635	645	576	865	1240
	4、6、8、10						80		170		22	0 −0.052	71											1270
315M	2			457			65		140		18	0 −0.043	58											1310
	4、6、8、10						80		170		22	0 −0.052	71											1340
315L	2			508			65		140		18	0 −0.043	58											1310
	4、6、8、10						80		170		22		71											1340
355M	2	610	305	560	254		75		140		20	0 −0.052	67.5		355					740	750	680	1035	1540
	4、6、8、10						95	+0.035 +0.013	170	±0.57	25		86											1570
355L	2			630			75	+0.030 +0.011	140	±0.50	20		67.5											1540
	4、6、8、10						95	+0.035 +0.013	170	±0.57	25		86											1570

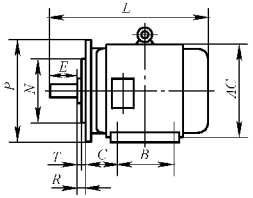
① $G = D - GE$，GE 的极限偏差对机机座号 80 为 $\begin{pmatrix} +0.10 \\ 0 \end{pmatrix}$，其余为 $\begin{pmatrix} +0.20 \\ 0 \end{pmatrix}$。

② K 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基础。

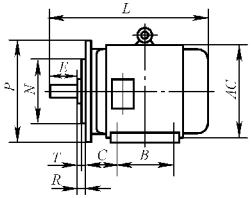
表 9.2-11　Y 系列（IP44）三相异步电动机 B35 安装尺寸及外形尺寸　（mm）



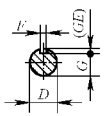
机座号80～132

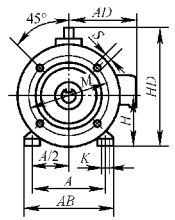


机座号160～315

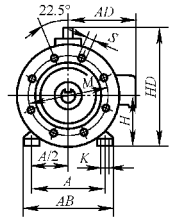


机座号355

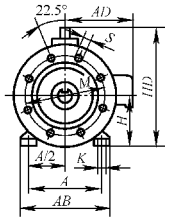




机座号80～200



机座号225～315



机座号355

（续）

机座号	凸缘号	极数	安装尺寸及公差																												外形尺寸				
			A	A/2	B	C		D		E		F		G①		H		K②			M	N		P③	R④		S②		T			凸缘孔数	AB	AC	AD	HD	L
			基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差	基本尺寸	极限偏差						
80M	FF165	2、4	125	62.5	100	50	±1.5	19	+0.009 −0.004	40	±0.31	6	0 −0.030	15.5	0 −0.10	80	0 −0.5	10	+0.36 0	ϕ1.0 Ⓜ	165	130	+0.014 −0.011	200	0	±1.5	12	+0.43 0	ϕ1.0 Ⓜ	3.5	0 −0.12	4	165	175	150	175	290
90S		2、4、6	140	70		56		24		50		8	0 −0.036	20	0 −0.20	90					180	195	160	195	315													
90L					125																															340
100L	FF215		160	80	140	63	±2.0	28		60	±0.37			24		100		12	+0.43 0		215	180		250		±2.0	14.5			4		205	215	180	245	380
112M			190	95		70										112					245	240	190	365	400											
132S	FF265		216	108		89		38	+0.018 +0.002	80		10		33		132					265	230		300													475
132M					178																															515
160M	FF300		254	127	210	108	±3.0	42		110	±0.43	12		37		160		14.5	+0.43 0	ϕ1.2 Ⓜ	300	250	+0.016 −0.013	350		±3.0	18.5	+0.52 0	ϕ1.2 Ⓜ	5			330	335	265	385	605
160L					254																															650
180M		2、4、6、8	279	139.5	241	121		48				14		42.5		180					350	300											355	380	285	430	670
180L					279																															710
200L	FF350		318	159	305	133		55				16		49		200					350	300	±0.016	400									395	420	315	475	775
225S	FF400	4、8	356	178	286	149	±4.0	60	+0.030 +0.011	140	±0.50	18	0 −0.043	53		225		18.5	+0.52 0		400	350	±0.018	450		±4.0					8	435	475	345	530	820
225M		2			311			55		110	±0.43	16		49																					815
		4、6、8						60		140	±0.50	18		53																					845
250M	FF500	2	406	203	349	168		60						53		250		24		ϕ2.0 Ⓜ	500	450	±0.020	550									490	515	385	575	930
		4、6、8						65						58																					

（续）

机座号	凸缘号	极数	安装尺寸及公差																												外形尺寸				
			A	A/2	B	C		D		E		F		G①		H		K②			M	N		P③	R④		S②		T			凸缘孔数	AB	AC	AD	HD	L
			基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差	基本尺寸	极限偏差						
280S	FF500	2	457	228.5	368	190	±4.0	65	+0.030 +0.011	140	±0.50	18	0 −0.043	58	0 −0.20	280	0 −1.0	24	+0.52 0	ϕ2.0 Ⓜ	500	450	±0.020	550	0	±4.0	18.5	+0.52 0	ϕ1.2 Ⓜ	5	0 −0.12	8	550	585	410	640	1000
		4、6、8						75				20	0 −0.052	67.5																						
280M		2			419			65		140		18	0 −0.043	58																						1050
		4、6、8						75				20	0 −0.052	67.5																						
315S	FF600	2	508	254	406	216		65		170		18	0 −0.043	58		315		28			600	550		660			24			6			635	645	576	865	1240
		4、6、8、10						80				22	0 −0.052	71																						1270
315M		2			457			65		140		18	0 −0.043	58																						1310
		4、6、8、10						80		170		22	0 −0.052	71																						1340
315L		2			508			65		140		18	0 −0.043	58																						1310
		4、6、8、10						80		170		22		71																						1340
355M	FF740	2	610	305	560	254		75		140		20	0 −0.052	67.5		355					740	680	±0.025	800									740	750	680	1035	1540
		4、6、8、10						95	+0.035 +0.013	170	±0.57	25		86																						1570
355L		2			630			75	+0.030 +0.011	140	±0.50	20		67.5																						1540
		4、6、8、10						95	+0.035 +0.013	170	±0.57	25		86																						1570

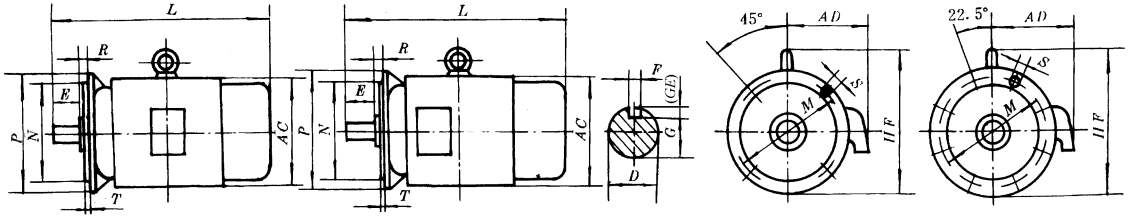
① $G=D-GE$，GE 极限偏差对机座号 80 为 $\begin{pmatrix}+0.10\\0\end{pmatrix}$，其余为 $\begin{pmatrix}+0.20\\0\end{pmatrix}$。

② K、S 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基准。

③ P 尺寸为最大极限值。

④ R 为凸缘配合面至轴伸肩的距离。

表 9.2-12 Y 系列（IP44）三相异步电动机 B5 安装尺寸及外形尺寸 （mm）



H80～132　H160～225　H80～200　H225

机座号	凸缘号	极数	安装尺寸及公差																				外形尺寸			
			D		E		F		G①		M	N		P③	R④		S②			T		凸缘孔数	AC	AD	HF	L
			基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差	基本尺寸	极限偏差					
80M	FF165	2、4	19	+0.009 −0.004	40	±0.31	6	0 −0.030	15.5	0 −0.10	165	130	+0.014 +0.011	200	0	±1.5	12	+0.43 0	ϕ1.0 Ⓜ	3.5	0 −0.12	4	175	150	185	290
90S		2、4、6	24		50		8	0 −0.036	20	0 −0.20													195	160	195	315
90L																										340
100L	FF215		28		60	±0.37			24		215	180		250		±2.0	14.5			4			215	180	245	380
112M																							240	190	265	400
132S	FF265	2、4、6、8	38	+0.018 +0.002	80		10		33		265	230	+0.016 +0.013	300									275	210	315	475
132M																										515
160M	FF300		42		110	±0.43	12	0 −0.043	37		300	250		350		±3.0	18.5	+0.52 0		5			335	265	385	605
160L																										650
180M			48				14		42.5														380	285	430	670
180L																										710
200L	FF350		55				16		49		350	300	±0.016	400									420	315	480	775
225S	FF400	4、8	60	+0.030	140	±0.50	18		53		400	350	±0.018	450		±4.0						8	475	345	535	820
225M		2	55	+0.011	110	±0.43	16		49																	815
		4、6、8	60		140	±0.50	18		53																	845

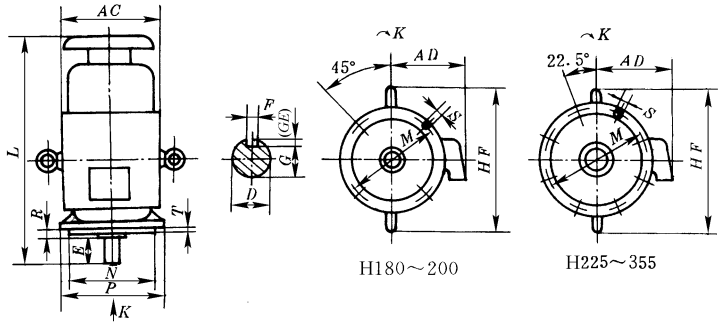
① $G=D-GE$，GE 极限偏差对机座号 80 为 $\begin{pmatrix}+0.10\\0\end{pmatrix}$，其余为 $\begin{pmatrix}+0.20\\0\end{pmatrix}$。

② S 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基准。

③ P 尺寸为最大极限值。

④ R 为凸缘配合面至轴伸肩的距离。

表 9.2-13 Y 系列（IP44）三相异步电动机 B5（V1）安装尺寸及外形尺寸 （mm）



机座号	凸缘号	极数	安装尺寸及公差																				外形尺寸			
			D		E		F		G①		M	N		P③	R④		S②			T		凸缘孔数	AC	AD	HF	L
			基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差	基本尺寸	极限偏差					
180M	FF300	2、4、6、8	48	+0.018 +0.002	110	±0.43	14	0 −0.043	42.5	0 −0.20	300	250	+0.016 −0.013	350	0	±3.0	18.5	+0.52 0	ϕ1.2 Ⓜ	5	0 −0.12	4	380	285	500	730
180L																										770
200L	FF350		55	+0.030 +0.011			16		49		350	300	±0.016	400									420	315	550	850
225S	FF400	4、8	60		140	±0.50	18		53		400	350	±0.018	450		±4.0						8	475	345	610	910
225M		2	55		110	±0.43	16		49																	905
		4、6、8	60		140	±0.50	18		53																	935
250M	FF500	2									500	450	±0.020	550									515	385	650	1035
		4、6、8	65						58																	
280S		2																					580	410	720	1120
		4、6、8	75				20	0 −0.052	67.5																	

（续）

机座号	凸缘号	极数	安装尺寸及公差																				外形尺寸			
			D		*E*		*F*		*G*①		*M*	*N*		*P*③	*R*④		*S*②			*T*		凸缘孔数	*AC*	*AD*	*HF*	*L*
			基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差	基本尺寸	极限偏差					
280M	FF500	2	65				18	0 −0.043	58		500	450	±0.020	550			18.5		ϕ1.2 Ⓜ	5	0 −0.12		580	410	720	1170
		4、6、8	75		140		20	0 −0.052	67.5																	
315S	FF600	2	65				18	0 −0.043	58		600	550	±0.022	660	0	±4.0	24	+0.52 0	ϕ2.0 Ⓜ	6	0 −0.15	8	645	576	900	1360
		4、6、8、10	80	+0.030 +0.011	170	±0.50	22	0 −0.052	71	0 −0.20																1390
315M		2	65		140		18	0 −0.043	58																	1460
		4、6、8、10	80		170		22	0 −0.052	71																	1490
315L		2	65		140		18	0 −0.043	58																	1460
		4、6、8、10	80		170		22	0 −0.052	71																	1490
315L	FF740	2	75		140		20		67.5		740	680	±0.025	800									750	680	1035	1645
		4、6、8、10	95	+0.035 +0.013	170		25		86														750	680	1035	1675

① $G=D-GE$，GE 极限偏差对机座号 80 为 $\begin{pmatrix}+0.10\\0\end{pmatrix}$，其余为 $\begin{pmatrix}+0.20\\0\end{pmatrix}$。

② S 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基准。

③ P 尺寸为最大极限值。

④ R 为凸缘配合面至轴伸肩的距离。

1. 2. 2　Y 系列（IP23）三相异步电动机（摘自 JB/T 5271—2010）

Y 系列（IP23）三相异步电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9. 2-14、表 9. 2-15。

表 9. 2-14　Y 系列（IP23）三相异步电动机技术数据

型　号	额定功率/kW	满　载　时				堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	噪　声/dB(A)	质量①/kg
		转　速①/r·min^{-1}	额定电流①/A	效　率(%)	功率因数				
Y160M-2	15	2928	29. 5	88	0. 88	7. 0	1. 7	85	
Y160L1-2	18. 5	2929	35. 5	89	0. 89		1. 8		
Y160L2-2	22	2928	42. 0	89. 5			2. 0		160
Y180M-2	30	2938	57. 2				1. 7	88	
Y180L-2	37	2939	69. 8	90. 5			1. 9		220
Y200M-2	45	2952	84. 5	91				90	
Y200L-2	55	2950	103	91. 5					310
Y225M-2	75	2955	140			6. 8	1. 8	92	380
Y250S-2	90	2966	167	92			1. 7	97	
Y250M-2	110	2966	202	92. 5	0. 90				465
Y280M-2	132	2967	241				1. 6	99	750
Y315S-2	160		296	92. 5	0. 90	6. 8	1	105	
Y315M1-2	185		342						
Y315M2-2	200		367	93					
Y315M3-2	220		404	93. 5					
Y315M4-2	250②		457	93. 8	0. 88			107	
Y355M2-2	280			94	0. 89	6. 5			
Y355M3-2	315			94	0. 89				
Y355L1-2	355			94. 3	0. 89				
Y160M-1	11	1459	22. 5	87. 5	0. 85	7. 0	1. 9	75	
Y160L1-4	15	1458	30. 1	88	0. 86		2. 0	80	
Y160L2-4	18. 5	1458	36. 8	89					160
Y180M-4	22	1457	43. 5	89. 5			1. 9		
Y180L-4	30	1467	58	90. 5	0. 87			87	230
Y200M-4	37	1473	71. 4				2. 0		
Y200L-4	45	1475	85. 9	91. 5				89	310
Y225M-4	55	1476	104		0. 88		1. 8		330
Y250S-4	75	1480	141	92		6. 8	2. 0	93	
Y250M-4	90	1480	168	92. 5			2. 2		400
Y280S-4	110	1482	209				1. 7		
Y280M-4	132	1483	245	93			1. 8	96	820
Y315S-4	160		306	93		6. 5	1. 4	103	
Y315M1-4	185		349	93. 5					
Y315M2-4	200		375	93. 8					
Y315M3-4	220		413	94					
Y315M4-4	250②		467	94. 3				106	
Y355M2-4	280			94. 3	0. 89	6. 0	1. 2		
Y355M3-4	315			94. 3	0. 90		1		
Y355L1-4	355			94. 5	0. 90				
Y160M-6	7. 5	971	16. 9	85	0. 79	6. 5	2. 0	78	160
Y160L-6	11		24. 7	86. 5	0. 78				
Y180M-6	15	974	33. 8	88	0. 81		1. 8	81	
Y180L-6	18. 5	975	38. 3	88. 5	0. 83				215
Y200M-6	22	978	45. 5	89	0. 85		1. 7		
Y200L-6	30	975	60. 3	90. 5					295
Y225M-6	37	982	78. 1	91	0. 87		1. 8	84	360
Y250S-6	45	983	87. 4		0. 86			87	

（续）

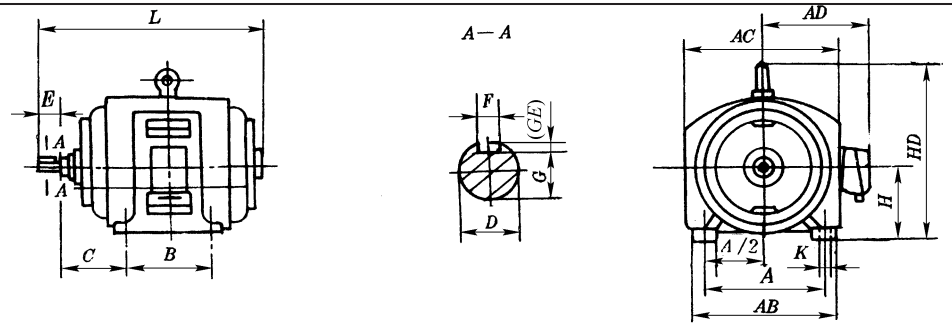
型　号	额定功率/kW	满载时				堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	噪声/dB(A)	质量①/kg
		转速①/r·min^{-1}	额定电流①/A	效率(%)	功率因数				
Y250M-6	55	983	106	91.5	0.87	6.5	1.8	87	465
Y280S-6	75	986	143	92				90	
Y280M-6	90	986	171	93	0.88				820
Y315S-6	110		209	93.5	0.87		1.3	97	
Y315M1-6	132		251	93.8				100	
Y315M2-6	160		304	94					
Y355M1-6	185					6.0	1.1		
Y355M2-6	200								
Y355M3-6	220			94.3	0.88			103	
Y355M4-6	250								
Y355L1-6	280								
Y160M-8	5.5	723	13.7	83.5	0.73	6.0	2.0	72	
Y160L-8	7.5	723	18.3	85				75	150
Y180M-8	11	727	26.1	86.5	0.74		1.8		
Y180L-8	15	726	34.3	87.5	0.76			81	215
Y200M-8	18.5	728	41.8	88.5	0.78		1.7		
Y200L-8	22	729	46.2	89			1.8		295
Y225M-8	30	734	63.2	89.5	0.81		1.7	84	360
Y250S-8	37	735	78	90	0.80		1.6		
Y250M-8	45	736	94.4	90.5			1.8	87	465
Y280S-8	55	740	115	91					
Y280M-8	75	740	154	91.5	0.81			90	820
Y315S-8	90		185	92.2	0.81		1.3	93	
Y315M1-8	110		226	92.8					
Y315M2-8	132②		269	93.3				97	
Y355M2-8	160		126	93.5	0.81		1.1		
Y355M3-8	185		169			5.5			
Y355M4-8	200		199						
Y355L1-8	220			94					
Y355L2-8	250				0.79			99	
Y315S-10	55			91.5	0.74	6.5	1.2	93	
Y315M1-10	75			92	0.75				
Y315M2-10	90①				0.76				
Y355M2-10	110			92.5	0.78	5.5	1.0		
Y355M3-10	132			92.8	0.79				97
Y355L1-10	160								
Y355L2-10	185③			93					
Y355M4-12	90			92	0.74				93
Y355L1-12	110			92.3					
Y355L2-12	132③			92.5					97

① 非标准内容，仅供参考。

② 功率安排允许放入 355M 机座。

③ 功率安排推荐放入 355L 机座，但也允许放入 400 机座，此时安装尺寸应由制造厂与用户协商后确定。

表 9.2-15 Y 系列（IP23）三相异步电动机 B3 安装尺寸及外形尺寸 （mm）



机座号	极数	安装尺寸及公差																	外形尺寸				
		A	*B*	*C*		*D*		*E*		*F*		*G*①		*H*		*K*②			*AB*	*AC*	*AD*	*HD*	*L*
		基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差					
160M	2、4、6、8	254	210	108	±3.0	48	+0.018 +0.002	110	±0.43	14	0 −0.043	42.5	0 −0.20	160	0 −0.5	14.5	+0.43 0	ϕ1.2 Ⓜ	330	380	290	440	676
160L			254																				
180M	2、4、6、8	279	241	121		55	+0.030 +0.011			16		49		180					350	420	325	505	726
180L			279																				
200M	2、4、6、8	318	267	133		60		140	±0.50	18		53		200		18.5	+0.52 0		400	465	350	570	820
200L			305																				886
225M	2	356	311	149		65						58		225					450	520	395	640	880
	4、6、8																						
250S	2	406		168	±4.0	75				20	0 −0.052	67.5		250		24		ϕ2.0 Ⓜ	510	550	410	710	930
	4、6、8																						
250M	2		349			65				18	0 −0.043	58											960
	4、6、8					75				20	0 −0.052	67.5											
280S	4、6、8	457	368	190		80		170		22		71		280	0 −1.0				570	610	485	785	1090

（续）

机座号	极数	安装尺寸及公差																	外形尺寸				
		A	*B*	*C*		*D*		*E*		*F*		*G*①		*H*		*K*②			*AB*	*AC*	*AD*	*HD*	*L*
		基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差					
280M	2	457	419	190	±4.0	65	+0.030 +0.011	140	±0.50	18	0 −0.043	58	0 −0.20	280	0 −1.0	24	+0.52 0	ϕ2.0 Ⓜ	570	610	485	785	1090
	4、6、8					80		170		22	0 −0.052	71											1140
315S	2	508	406	216		70		140		20		62.5		315		28			630	792	586	928	1130
	4、6、8、10					90	+0.035 +0.013	170		25		81											1160
315M	2		457			70	+0.030 +0.011	140		20		62.5											1240
	4、6、8、10					90	+0.035 +0.013	170		25		81											1270
355M	2	610	560	254		75	+0.030 +0.011	140		20		67.5		355					710	980	630	1120	1550
	4、6、8、10					100	+0.035 +0.013	210	±0.57	28		90											1620
355L	2		630			75	+0.030 +0.011	140	±0.50	20		67.5											1620
	4、6、8、10					100	+0.035 +0.013	210	±0.57	28		90											1690

① $G=D-GE$，GE 的极限偏差为 $\begin{pmatrix}+0.20\\0\end{pmatrix}$。

② K 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基准。

1. 2. 3　YR 系列（IP44）三相异步电动机（摘自 JB/T 7119—2010）

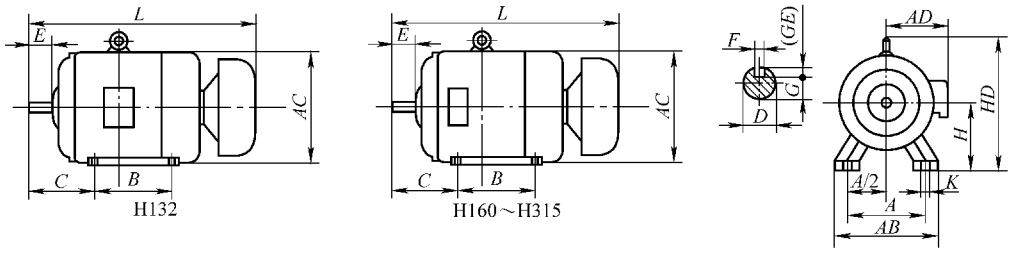
YR 系列（IP44）三相异步电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9. 2-16 ~ 表 9. 2-19。

表 9. 2-16　YR 系列（IP44）三相异步电动机技术数据

型号	功率/kW	转速①/r·min^{-1}	电流①/A	效率（%）	功率因数 cosφ	最大转矩额定转矩	转子电压/V	转子电流/V	声功率级		转动惯量①/kg·m^2	质量①/kg
									1 级	2 级		
同步转速 1500r·min^{-1}												
YR132M1-4	4	1440	9.3	84.5	0.77		230	11.5	78	83	0.0895	80
YR132M2-4	5.5	1440	12.6	85.5	0.77		272	13.0			0.104	95
YR160M-4	7.5	1460	15.7	87.0	0.83		250	19.5	82	87	0.238	130
YR160L-4	11	1460	22.5	89.0	0.83		276	25.0			0.294	155
YR180L-4	15	1465	30.0	89.0	0.85		278	34.0	86	91	0.448	205
YR200L1-4	18.5	1465	36.7	89.0	0.86		247	47.5			0.8	265
YR200L2-4	22	1465	43.2	90.0	0.86		293	47.0			0.862	290
YR225M2-4	30	1475	57.6	91.0	0.87	≥3.0	360	51.5	90	95	1.58	380
YR250M1-4	37	1480	71.4	91.5	0.86		289	79.0			2.17	440
YR250M2-4	45	1480	85.9	91.5	0.87		340	81.0	92	97	2.37	490
YR280S-4	55	1480	103.8	91.5	0.88		485	70.0			4.09	670
YR280M-4	75	1480	140.0	92.5	0.88		354	128.0			5.04	800
YR315S-4	90			92.5	0.87		410	134.0	95	100		
YR315M-4	110			93.0	0.88		472	141.0				
YR315L-4	132			93.5	0.88		517	155.0	98	103		
同步转速 1000r·min^{-1}												
YR132M1-6	3	955	8.2	80.0	0.69		206	9.5	74	79	0.127	80
YR132M2-6	4	955	10.7	81.5	0.69		230	11.0			0.148	95
YR160M-6	5.5	970	13.4	84.0	0.74		244	14.5			0.3	135
YR160L-6	7.5	970	17.9	85.5	0.74		266	18.0	77	82	0.3598	155
YR180L-6	11	975	23.6	87.0	0.81		310	22.5			0.676	205
YR200L1-6	15	975	31.8	88.0	0.81		198	48.0	80	85	1.075	280
YR225M1-6	18.5	980	38.3	88.0	0.83		187	62.5			1.617	335
YR225M2-6	22	980	45.0	89.5	0.83	≥2.8	224	61.0			1.77	365
YR250M1-6	30	980	60.3	90.0	0.84		282	66.0	83	88	3.0	450
0YR250M2-6	37	980	73.9	90.5	0.84		331	69.0			3.245	490
YR280S-6	45	985	87.9	91.5	0.85		362	76.0	86	91	5.45	680
YR280M-6	55	985	106.9	92.0	0.85		423	80.0			6.03	730
YR315S-6	75			93.0	0.85		404	113.0	90	95		
YR315M-6	90			93.5	0.85		460	120.0				
YR315L-6	110			93.5			505	132.0				
同步转速 750r·min^{-1}												
YR160M-8	4	715	10.7	81.5	0.69		216	12.0	70	75	0.298	135
YR160L-8	5.5	715	14.2	82.5	0.71		230	15.5			0.357	155
YR180L-8	7.5	725	18.4	84.5	0.73		255	19.0	74	79	0.624	190
YR200L1-8	11	725	26.6	85.5	0.73		152	46.0			1.07	280
YR225M1-8	15	735	34.5	87.5	0.75		189	58.0	78	83	1.75	365
YR225M2-8	18.5	735	42.1	88.0	0.75		211	54.0			1.98	390
YR250M1-8	22	735	48.1	88.0	0.78	≥2.4	210	65.5			2.96	450
YR250M2-8	30	735	66.1	89.0	0.77		270	69.0	82	87	3.33	500
YR280S-8	37	735	78.2	90.5	0.79		281	81.5			5.37	680
YR280M-8	45	735	92.9	91.5	0.80		359	76.0	85	90	6.56	800
YR315S-8	55			91.5	0.79		387	87.0				
YR315M-8	75			92.5	0.81		472	97.0	88	93		
YR315L-8	90			93.0	0.81		500	109.0				

① 非标准内容，仅供参考。

表 9.2-17 YR 系列（IP44）三相异步电动机 B3 安装尺寸及外形尺寸 （mm）



机座带底脚、端盖上无凸缘的电动机

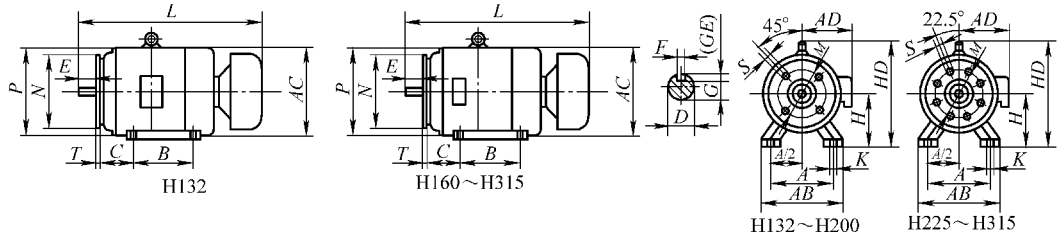
机座号	安装尺寸及公差																		外形尺寸				
	A	*A*/2	*B*	*C*		*D*		*E*		*F*		*G*①		*H*		*K*②			*AB*	*AC*	*AD*	*HD*	*L*
	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差					
132M	216	108	178	89	±2.0	38	+0.018 +0.002	80	±0.37	10	0 −0.036	33	0 −0.20	132	0 −0.5	12	+0.43 0	ϕ1.0 Ⓜ	280	280	210	315	745
160M	254	127	210	108	±3.0	42		110	±0.43	12	0 −0.043	37		160		14.5		ϕ1.2 Ⓜ	330	335	265	385	820
160L			254																				865
180L	279	139.5	279	121		48				14		42.5		180					355	380	285	430	920
200L	318	159	305	133		55	+0.030 +0.011			16		49		200		18.5	+0.52 0		395	425	315	475	1045
225M	356	178	311	149	±4.0	60		140	±0.50	18		53		225					435	475	345	530	1115
250M	406	203	349	168		65						58		250		24		ϕ2.0 Ⓜ	490	515	385	575	1260
280S	457	228.5	368	190		75				20		67.5		280					550	580	410	640	1355
280M			419																				1405
315S	508	254	406	216		80		170		22	0 −0.052	71		315	0 −1.0	28			744	645	576	865	1500
315M			457																				1550
315L			508																				1600

① $G=D-GE$，GE 的极限偏差为$\begin{pmatrix}+0.20\\0\end{pmatrix}$。

② K 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基准。

表 9.2-18 YR 系列（IP44）三相异步电动机 B35 安装尺寸及外形尺寸

（mm）



机座带底脚，端盖上有凸缘（带通孔）的电动机

机座号	凸缘号	安装尺寸及公差																														外形尺寸				
		A	A/2	B	C		D		E		F		G①		H		K②			M	N		P③	R④		S②			T		凸缘孔数	AB	AC	AD	HD	L
		基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差	基本尺寸	极限偏差							
132M	FF285	216	108	178	89	±2.0	38	+0.018 +0.002	80	±0.37	10	0 −0.036	33	0 −0.20	132	0 −0.5	12	+0.43 0	ϕ1.0 Ⓜ	265	230	+0.016 −0.013	300	0	±2.0	14.5	+0.43 0	ϕ1.2 Ⓜ	4	0 −0.12	4	280	275	210	315	745
160M	FF300	254	127	210	108	±3.0	42		110	±0.43	12	0 −0.043	37		160		14.5	0	ϕ1.5 Ⓜ	300	250		350		±3.0	18.5	+0.52 0		5			330	335	265	385	820
160L				254																																865
180L		279	139.5	279	121		48				14		42.5		180																355	380	285	430	920
200L	FF350	318	159	305	133		55	+0.030 +0.011			16		49		200		18.5	+0.52 0		350	300	±0.016	400									395	420	315	475	1045
225M	FF400	356	178	311	149	±4.0	60		140	±0.50	18		53		225					400	350	±0.018	450	0	±4.0						8	435	475	345	530	1115
250M		406	203	349	168		65						58		250		24														490	515	385	575	1260
280S	FF500	457	228.5	368	190		75				20	0 −0.052	67.5		280	0 −1.0			ϕ2.0 Ⓜ	500	450	±0.020	500									550	580	410	640	1355
280M				419																																1405
315S	FF600	508	254	406	216		80		170		22		71		315		28			600	550	±0.022	660			24		ϕ2.0 Ⓜ	6	0 −0.15		744	645	576	865	1500
315M				457																																1550
315L				508																																1600

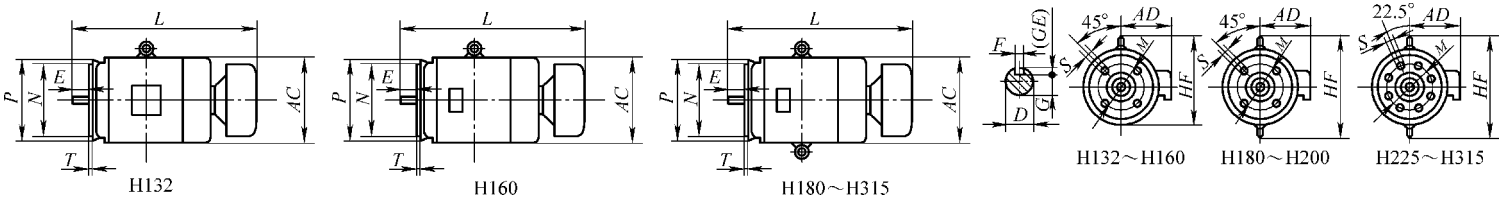
① $G = D - GE$，GE 极限偏差对机座号 132 为 $\begin{pmatrix} +0.10 \\ 0 \end{pmatrix}$，其余为 $\begin{pmatrix} +0.20 \\ 0 \end{pmatrix}$。

② K 孔、S 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基准。

③ P 尺寸为最大极限值。

④ R 为凸缘配合面至轴伸肩的距离。

表 9.2-19 YR 系列（IP44）三相异步电动机 V1 安装尺寸及外形尺寸 （mm）



机座不带底脚，端盖上有凸缘（带通孔）的电动机

机座号	凸缘号	安装尺寸及公差																				外形尺寸			
		D		*E*		*F*		*G*①		*M*	*N*		*P*③	*R*④		*S*②			*T*		凸缘孔数	*AC*	*AD*	*HF*	*L*
		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差	基本尺寸	极限偏差					
132M	FF285	38	+0.018 +0.012	80	±0.37	10	0 −0.036	33	0 −0.20	265	230	+0.016 −0.013	300	0	±2.0	14.5	+0.43 0	ϕ1.2 Ⓜ	4	0 −0.12	4	275	210	315	745
160M	FF300	42		110	±0.43	12	0 −0.043	37		300	250		350	0	±3.0	18.5	+0.52 0		5		4	335	265	385	820
160L																									865
180L		48				14		42.5														380	285	430	920
200L	FF350	55	+0.030 +0.011	140	±0.50	16		49		350	300	±0.016	400									420	315	475	1045
225M	FF400	60				18		53		400	350	±0.018	450		±4.0						8	475	345	530	1115
250M	FF500	65						58		500	450	±0.020	500									515	385	575	1260
280S		75				20	0 −0.052	67.5														580	410	640	1355
280M																									1405
315S	FF600	80		170		22		71		600	550	±0.022	660			24		ϕ2.0 Ⓜ	6	0 −0.15		645	576	865	1500
315M																									1550
315L																									1600

① $G = D - GE$，GE 极限偏差对机座号 132 为 $\begin{pmatrix} +0.10 \\ 0 \end{pmatrix}$，其余为 $\begin{pmatrix} +0.20 \\ 0 \end{pmatrix}$。

② S 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基准。

③ P 尺寸为最大极限值。

④ R 为凸缘配合面至轴伸肩的距离。

1. 2. 4　YH 系列高转差率三相异步电动机（摘自 JB/T 6449—2010）　　YH 系列高转差率三相异步电动机的技术数据见表 9. 2-20。

表 9. 2-20　YH 系列高转差率三相异步电动机技术数据

型　　号	额定功率/kW	在额定功率时						堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	飞轮力矩①/N·m²	在下列 *FC* 下的输出功率/kW					噪声/dB(A)	质量①/kg
		转速①/r·min⁻¹	电流①/A	负载持续率(%)	转差率(%)	效率(%)	功率因数					15%	25%	40%	60%	100%		
YH801-2	0. 75	2670	1. 87	60	11	71	0. 86	5. 5	2. 7	2. 7	0. 0075	1. 0	0. 9	0. 8	0. 75	0. 65	73	16
YH802-2	1. 1	2670	2. 63	60	11	73	0. 87	5. 5	2. 7	2. 7	0. 0090	1. 5	1. 3	1. 2	1. 1	1. 0	75	17
YH90S-2	1. 5	2670	3. 67	40	11	73	0. 85	5. 5	2. 7	2. 7	0. 012	1. 8	1. 6	1. 5	1. 3	1. 1	75	22
YH90L-2	2. 2	2670	5. 15	40	11	75. 5	0. 86	5. 5	2. 7	2. 7	0. 014	2. 7	2. 4	2. 5	2. 0	1. 8	75	25
YH100L-2	3. 0	2700	6. 89	40	10	76	0. 87	5. 5	2. 7	2. 7	0. 029	3. 8	3. 3	3. 0	2. 7	2. 4	79	33
YH112M-2	4. 0	2730	8. 81	40	9	77. 5	0. 89	5. 5	2. 7	2. 7	0. 055	5. 0	4. 4	4. 0	3. 6	3. 2	80	45
YH132S1-2	5. 5	2730	11. 9	40	9	78	0. 90	5. 5	2. 7	2. 7	0. 109	7. 0	6. 0	5. 5	5. 0	4. 4	82	64
YH132S2-2	7. 5	2730	16. 0	25	9	78. 5	0. 91	5. 5	2. 7	2. 7	0. 126	8. 5	7. 5	6. 7	6. 0	5. 3	82	70
YH160M1-2	11	2760	22. 9	25	8	81	0. 90	5. 5	2. 7	2. 7	0. 377	12. 5	11	9. 8	8. 8	7. 8	84	117
YH160M2-2	15	2760	30. 5	25	8	82	0. 91	5. 5	2. 7	2. 7	0. 449	17	15	13. 5	12	10. 6	84	125
YH160L-2	18. 5	2760	37. 4	25	8	82. 5	0. 91	5. 5	2. 7	2. 7	0. 550	21	18. 5	16. 5	14. 5	13	84	147
YH801-4	0. 55	1305	1. 65	60	13	66. 5	0. 76	5. 5	2. 7	2. 7	0. 018	0. 75	0. 65	0. 6	0. 55	0. 48	63	17
YH802-4	0. 75	1305	2. 18	60	13	68	0. 77	5. 5	2. 7	2. 7	0. 021	1. 0	0. 9	0. 8	0. 75	0. 66	63	18
YH90S-4	1. 1	1305	2. 98	60	13	70	0. 80	5. 5	2. 7	2. 7	0. 021	1. 5	1. 4	1. 2	1. 1	1. 0	63	22
YH90L-4	1. 5	1305	3. 96	60	13	72	0. 80	5. 5	2. 7	2. 7	0. 027	2. 0	1. 8	1. 6	1. 5	1. 3	63	27
YH100L1-4	2. 2	1305	5. 52	40	13	73	0. 83	5. 5	2. 7	2. 7	0. 054	2. 8	2. 5	2. 2	2. 0	1. 8	67	34
YH100L2-4	3. 0	1305	7. 42	40	13	74	0. 83	5. 5	2. 7	2. 7	0. 067	3. 8	3. 3	3. 0	2. 7	2. 4	67	38
YH112M-4	4. 0	1335	9. 51	40	11	77	0. 83	5. 5	2. 7	2. 7	0. 095	5. 0	4. 5	4. 0	3. 6	3. 2	69	43
YH132S-4	5. 5	1350	12. 5	40	10	77. 5	0. 86	5. 5	2. 7	2. 7	0. 214	7. 0	6. 0	5. 5	5. 0	4. 3	72	68
YH132M-4	7. 5	1350	17. 0	40	10	78	0. 87	5. 5	2. 7	2. 7	0. 296	9. 5	8. 4	7. 5	6. 6	6. 0	72	81
YH160M-4	11	1365	24. 3	25	9	80	0. 86	5. 5	2. 6	2. 6	0. 747	12. 5	11	9. 8	8. 8	7. 6	74	123
YH160L-4	15	1380	32. 3	25	8	82	0. 86	5. 5	2. 6	2. 6	0. 918	16	15	13	11. 5	10	74	144
YH180M-4	18. 5	1380	38. 5	25	8	82	0. 89	5. 5	2. 6	2. 6	1. 39	21	18. 5	16. 5	14. 8	13	77	182
YH180L-4	22	1380	45. 2	25	8	83	0. 89	5. 5	2. 6	2. 6	1. 58	25	22	20	17. 8	15. 8	77	190
YH200L-4	30	1380	61	25	8	84	0. 89	5. 5	2. 6	2. 6	2. 62	34	30	27	24	21	80	270
YH225S-4	37	1395	74. 4	25	7	84	0. 90	5. 5	2. 6	2. 6	4. 06	42	37	33	29	25	81	284
YH225M-4	45	1395	88. 9	25	7	84. 5	0. 91	5. 5	2. 6	2. 6	4. 69	51	45	40	35	30	81	320
YH250M-4	55	1395	108	25	7	86	0. 90	5. 5	2. 6	2. 6	6. 6	62	55	49	43	37	82	427
YH280S-4	75	1395	144	15	7	86	0. 92	5. 5	2. 6	2. 6	11. 2	75	66	59	52	45	85	562
YH280M-4	90	1395	172	15	7	86. 5	0. 92	5. 5	2. 6	2. 6	14. 6	90	79	70	62	54	85	667
YH90S-6	0. 75	870	2. 48	60	13	65. 5	0. 69	5. 0	2. 7	2. 7	0. 029	1. 0	0. 9	0. 8	0. 75	0. 6	60	23
YH90L-6	1. 1	870	3. 46	60	13	66. 0	0. 72	5. 0	2. 7	2. 7	0. 035	1. 5	1. 3	1. 2	1. 1	0. 9	60	25
YH100L-6	1. 5	880	4. 28	40	12	69. 5	0. 76	5. 0	2. 7	2. 7	0. 069	1. 9	1. 7	1. 5	1. 3	1. 1	61	33
YH112M-6	2. 2	880	6. 02	40	12	73. 0	0. 76	5. 0	2. 7	2. 7	0. 138	2. 7	2. 4	2. 2	1. 9	1. 7	67	45
YH132S-6	3. 0	900	7. 69	40	10	75. 5	0. 78	5. 0	2. 7	2. 7	0. 286	3. 7	3. 2	3. 0	2. 6	2. 6	70	63
YH132M1-6	4. 0	900	10	40	10	77. 0	0. 79	5. 0	2. 7	2. 7	0. 357	5. 0	4. 3	4. 0	3. 5	3. 0	70	73
YH132M2-6	5. 5	900	13. 6	40	10	77. 5	0. 79	5. 0	2. 7	2. 7	0. 449	6. 5	6	5. 5	4. 5	4. 0	70	84
YH160M-6	7. 5	890	17. 8	25	11	78. 0	0. 81	5. 0	2. 5	2. 5	0. 881	8. 5	7. 5	7. 0	6. 0	5. 0	70	119
YH160L-6	11	890	25. 8	25	11	80. 0	0. 81	5. 0	2. 5	2. 5	1. 16	12. 5	11	10	8. 5	7. 5	70	147
YH180L-6	15	910	33. 5	25	9	82	0. 83	5. 0	2. 5	2. 5	2. 07	17	15	13. 5	11. 5	10	74	195
YH200L1-6	18. 5	920	39. 8	25	8	82	0. 86	5. 0	2. 5	2. 5	3. 15	21	18. 5	17	14. 5	12. 5	77	220

（续）

型　　号	额定功率/kW	在额定功率时						堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	飞轮力矩①/N·m²	在下列 *FC* 下的输出功率/kW					噪声/dB(A)	质量①/kg
		转速①/r·min⁻¹	电流①/A	负载持续率(%)	转差率(%)	效率(%)	功率因数					15%	25%	40%	60%	100%		
YH200L2-6	22	920	46.6	25	8	82.5	0.87	5.0	2.5	2.5	3.60	25	22	20	17	15	77	250
YH225M-6	30	930	62.7	25	8	83	0.87	5.5	2.5	2.5	5.47	34	30	27	23	20	77	292
YH250M-6	37	930	75.2	25	7	84	0.89	5.5	2.5	2.5	8.34	42	37	34	29	25	79	408
YH280S-6	45	930	90.9	25	7	84.5	0.89	5.5	2.5	2.5	13.9	51	45	41	35	31	82	536
YH280M-6	55	930	110	25	7	85	0.89	5.5	2.5	2.5	16.5	62	55	50	42	37	82	595
YH132S-8	2.2	660	6.27	60	12	73	0.73	4.5	2.6	2.6	0.314	3.2	2.8	2.7	2.2	1.9	68	63
YH132M-8	3.0	660	8.21	60	12	74	0.75	4.5	2.6	2.6	0.395	4.4	3.8	3.7	3.0	2.6	68	79
YH160M1-8	4.0	670	10.5	60	11	77	0.75	4.5	2.4	2.4	0.753	6.0	5.1	5.0	4.0	3.4	69	118
YH160M2-8	5.5	670	13.9	60	11	78	0.77	4.5	2.4	2.4	0.931	8.1	7.1	6.5	5.5	4.7	69	119
YH160L-8	7.5	670	18.5	60	11	79	0.78	4.5	2.4	2.4	1.26	10.1	8.7	8.5	7.5	6.5	69	145
YH180L-8	11	675	27.3	25	10	76.5	0.80	4.5	2.4	2.4	2.03	12.5	11	10.5	8.5	7.2	73	184
YH200L-8	15	683	36.6	25	9	77.5	0.80	4.5	2.4	2.4	3.39	17	15	14	11.5	10	76	250
YH225S-8	18.5	683	45	25	9	80	0.78	4.5	2.4	2.4	4.91	21	18.5	18	14.5	12.5	76	266
YH225M-8	22	683	51.6	25	9	81	0.80	4.5	2.4	2.4	5.47	25	22	21	17	14.5	76	292
YH250M-8	30	690	67.4	25	8	81.5	0.83	4.5	2.4	2.4	8.34	34	30	29	23	20	77	405
YH280S-8	37	690	84.6	25	8	82	0.81	4.5	2.4	2.4	13.9	42	37	35	28	24	79	520
YH280M-8	45	690	99.8	25	8	82.5	0.83	4.5	2.4	2.4	16.5	52	45	43	34	29	79	592

注：1. 表中各 *FC* 下的输出功率为近似计算值；*FC* 为 100% 者，表示电动机作为连续工作制(S1)运行。

2. 外形与安装尺寸与 Y 系列(IP44)相同，见表 9.2-10 ~ 表 9.2-13。

① 非标准内容，仅供参考。

1.2.5　YEJ 系列电磁制动三相异步电动机(摘自 JB/T 6456—2010 neq IEC34、IEO72)　　YEJ 系列电磁制动三相异步电动机的技术数据见表 9.2-21。

表 9.2-21　YEJ 系列电磁制动三相异步电动机技术数据(380V、50Hz)

型　　号	额定功率/kW	满　载　时				堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	噪声/dB(A)		飞轮力矩①/N·m²	质量①/kg
		转速①/r·min⁻¹	电流①/A	效率(%)	功率因数				1 级	2 级		
YEJ801-2	0.75	2825	1.9	75.0	0.84	6.5	2.2	2.3	67	69	0.0428	20
YEJ802-2	1.1	2825	2.6	76.2	0.86	7.0			71	73	0.0496	21
YEJ90S-2	1.5	2840	3.4	78.5	0.85				75	77	0.0740	26
YEJ90L-2	2.2	2840	4.7	81.0	0.86				75	77	0.0988	29
YEJ100L-2	3.0	2880	6.4	82.6	0.87				79	81	0.1504	39
YEJ112M-2	4.0	2890	8.2	84.2	0.87				79	81	0.3800	53
YEJ132S1-2	5.5	2900	11.1	85.7	0.88		2.0		83	85	0.6434	85
YEJ132S2-2	7.5	2900	15.0	87.0	0.88				83	85	0.7240	90
YEJ160M1-2	11	2930	21.8	88.4	0.88				87	89	2.2853	146
YEJ160M2-2	15	2930	29.4	89.4	0.88			2.2	87	89	2.6623	153
YEJ160L-2	18.5	2930	35.5	90.0	0.89				87	89	3.1600	175
YEJ180M-2	22	2940	42.2	90.5	0.89				92	94	3.7637	212
YEJ200L1-2	30	2950	56.9	91.4	0.89				92	94	7.3900	290
YEJ200L2-2	37	2950	69.8	92.0	0.89				95	97	8.1810	302
YEJ225M-2	45	2970	83.9	92.5	0.89				97	99	12.690	380

（续）

型　　号	额定功率/kW	满　载　时				堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	噪声/dB(A)		飞轮力矩①/N·m²	质量①/kg
		转速①/r·min⁻¹	电流①/A	效率(%)	功率因数				1 级	2 级		
YEJ801-4	0.55	1390	1.6	71.0	0.76	6.0	2.4	2.3	61	66	0.0886	20
YEJ802-4	0.75	1390	2.1	73.0	0.76		2.3		61	66	0.1073	21
YEJ90S-4	1.1	1400	2.7	76.2	0.78	6.5			67	72	0.1132	27
YEJ90L-4	1.5	1400	3.7	78.5	0.79				67	72	0.1430	30
YEJ100L1-4	2.2	1420	5.0	81.0	0.82	7.0	2.2		70	75	0.2733	39
YEJ100L2-4	3.0	1420	6.8	82.6	0.81				70	75	0.3508	44
YEJ112M-4	4.0	1440	8.8	84.2	0.82				74	78	0.4969	55
YEJ132S-4	5.5	1440	11.6	85.7	0.84				78	83	1.1584	80
YEJ132M-4	7.5	1440	15.4	87.0	0.85				78	83	1.5404	95
YEJ160M4-4	11	1460	22.6	88.4	0.84				82	87	3.9360	150
YEJ160L-4	15	1460	30.3	89.4	0.85			2.2	82	86	5.8228	170
YEJ180M-4	18.5	1470	35.9	90.0	0.86		2		82	86	6.8667	210
YEJL180L-4	22	1470	42.5	90.5	0.86				82	86	7.6770	215
YEJ200L-4	30	1470	56.8	91.4	0.87				84	88	13.6930	325
YEJ225S-4	37	1480	69.8	92.0	0.87		1.9		84	88	21.5800	360
YEJ225M-4	45	1480	84.2	92.5	0.88				84	87	24.6300	390
YEJ90S-6	0.75	910	2.3	69.0	0.70	5.5	2.0		61	68	0.1514	27
YEJ90L-6	1.1	910	3.2	72.0	0.72				65	72	0.1811	28
YEJ100L-6	1.5	940	4.0	76.0	0.74	6.0			67	74	0.3673	37
YEJ112M-6	2.2	940	5.6	79.0	0.74				67	74	0.7639	51
YEJ132S-6	3.0	960	7.2	81.0	0.76	6.5			71	78	1.6434	81
YEJ132M1-6	4.0	960	9.4	82.0	0.77				71	78	1.9060	90
YEJ132M2-6	5.5	960	12.6	84.0	0.78			2.0	71	78	2.3840	100
YEJ160M-6	7.5	970	17	86.0	0.78				75	83	4.5813	150
YEJ160L-6	11	970	32.46	87.5	0.78				75	83	5.9078	170
YEJ180L-6	15	970	31.4	89.0	0.81		1.8		78	84	9.9190	225
YEJ200L1-6	18.5	970	37.7	90.0	0.83				78	84	16.6090	230
YEJ200L2-6	22	970	44.6	90.0	0.83				78	84	18.3800	300
YEJ225M-6	30	980	59.5	91.5	0.85		1.7		81	87	26.3900	370
YEJ132S-8	2.2	710	5.8	80.5	0.71	5.5	2.0	2.0	66	74	1.5334	82
YEJ132M-8	3.0	710	7.7	82.0	0.72	5.5			66	74	1.9184	95
YEJ160M1-8	4.0	720	9.9	84.0	0.73	6.0			69	77	3.7683	135
YEJ160M2-8	5.5	720	9.9	85.0	0.74	6.0			69	77	4.7143	145
YEJ160L-8	7.5	720	13.3	86.0	0.75	5.5			72	80	6.0838	175
YEJ180L-8	11	720	25.1	87.5	0.77	6.0	1.7		72	80	9.6760	220
YEJ200L-8	15	730	34.1	88.0	0.76	6.0	1.8		75	82	16.9400	293
YEJ225S-8	18.5	730	41.3	89.5	0.76	6.0	1.7		75	82	22.9900	340
YEJ225M-8	22	730	47.6	90.0	0.78	6.0	1.8		75	82	27.3600	400

注：外形与安装尺寸与 Y 系列(IP44)相同，见表 9.2-10 ~ 表 9.2-13。

① 非标准内容，仅供参考。

1.3　变速和减速异步电动机

1.3.1　YD 系列(IP44)变极多速三相异步电动机(摘自 JB/T 7127—2010)

YD 系列(IP44)变极多速三相异步电动机的技术数据见表 9.2-22。

表 9.2-22　YD 系列(IP44)变极多速三相异步电动机技术数据(380V、50Hz)

型　号	同步转速 /r·min^{-1}	额定功率 /kW	额定电流① /A	效率 (%)	功率因数	堵转电流 / 额定电流	堵转转矩 / 额定转矩	最大转矩 / 额定转矩	声功率级 /dB(A)	质量① /kg
YD801-4/2	1500 3000	0.45 0.55	1.40 1.51	66 65	0.74 0.85	6.5 7	1.5 1.7	1.8	79	17
YD802-4/2	1500 3000	0.55 0.75	1.66 2.03	68 66	0.74 0.85	6.5 7	1.6 1.8	1.8	79	18
YD90S-4/2	1500 3000	0.85 1.1	2.27 2.73	74 71	0.77 0.85	6.5 7	1.8 1.9	1.8	79	22
YD90S-6/4	1000 1500	0.65 0.85	2.27 3.34	64 70	0.68 0.79	6 6.5	1.6 1.4	1.8	75	25
YD90S-8/6	750 1000	0.35 0.45	1.58 1.36	56 70	0.60 0.72	5 6	1.8 2	1.8	73	21
YD90L-4/2	1500 3000	1.3 1.8	3.84 4.35	76 73	0.78 0.85	6.5 7	1.8 2	1.8	83	25
YD90L-6/4	1000 1500	0.85 1.1	2.80 2.93	66 71	0.70 0.79	6 6.5	1.6 1.5	1.8	75	26
YD90L-8/4	750 1500	0.45 0.75	1.87 1.82	58 72	0.63 0.87	5.5 6.5	1.6 1.4	1.8	75	24
YD90L-8/6	750 1000	0.45 0.65	1.93 1.91	59 71	0.60 0.73	5 6	1.7 1.8	1.8	73	24
YD100L1-4/2	1500 3000	2 2.4	4.81 5.58	78 76	0.81 0.86	6.5 7	1.7 1.9	1.8	87	34
YD100L1-6/4	1000 1500	1.3 1.8	3.81 4.44	74 77	0.70 0.80	6 6.5	1.7 1.4	1.8	78	35
YD100L2-4/2	1500 3000	2.4 3	5.56 6.65	79 77	0.83 0.89	6.5 7	1.6 1.7	1.8	87	36
YD100L2-6/4	1000 1500	1.5 2.2	4.34 5.43	75 77	0.70 0.80	6 6.5	1.6 1.4	1.8	78	36
YD100L-8/4	750 1500	0.85 1.5	3.06 3.50	67 74	0.63 0.88	5.5 6.5	1.6 1.4	1.8	78	35
YD100L-8/6	750 1000	0.75 1.1	2.92 2.05	65 75	0.60 0.73	5 6	1.8 1.9	1.8	73	35
YD100L-6/4/2	1000 1500 3000	0.75 1.3 1.8	2.62 3.66 4.53	67 72 71	0.65 0.75 0.85	5.5 6 7	1.8 1.6 1.6	1.8	87	36
YD112M-4/2	1500 3000	3.3 4	7.37 8.64	82 79	0.83 0.89	6.5 7	1.9 2	1.8	87	45
YD112M-6/4	1000 1500	2.2 2.8	5.71 6.74	78 77	0.75 0.82	6 6.5	1.8 1.5	1.8	82	44
YD112M-8/4	750 1500	1.5 2.4	5.02 5.31	72 78	0.63 0.88	5.5 6.5	1.7 1.7	1.8	82	43

（续）

型　　号	同步转速 /r·min^{-1}	额定功率 /kW	额定电流① /A	效 率 (%)	功率因数	堵转电流 / 额定电流	堵转转矩 / 额定转矩	最大转矩 / 额定转矩	声功率级 /dB（A）	质量① /kg
YD112M-8/6	750 1000	1. 3 1. 8	1. 67 4. 80	72 78	0. 61 0. 73	5 6	1. 7 1. 9	1. 8	75	43
YD112M-6/4/2	1000 1500 3000	1. 1 2 2. 4	3. 52 5. 14 5. 80	73 74 74	0. 65 0. 81 0. 85	5. 5 6 7	1. 7 1. 4 1. 6	1. 8	87	44
YD112M-8/4/2	750 1500 3000	0. 65 2 2. 4	2. 66 5. 14 5. 80	59 74 74	0. 63 0. 81 0. 85	4. 5 6 7	1. 4 1. 3 1. 2	1. 8	87	45
YD112M-8/6/4	750 1000 1500	0. 85 1 1. 5	3. 72 3. 06 3. 53	62 68 75	0. 56 0. 73 0. 86	5. 5 6. 5 7	1. 7 1. 3 1. 5	1. 8	82	44
YD132S-4/2	1500 3000	4. 5 5. 5	9. 81 11. 89	83 79	0. 84 0. 89	6. 5 7	1. 7 1. 8	1. 8	91	65
YD132S-6/4	1000 1500	3 4	7. 69 9. 50	79 78	0. 75 0. 82	6 6. 5	1. 8 1. 7	1. 8	82	65
YD132S-8/4	750 1500	2. 2 3. 3	6. 96 7. 17	75 80	0. 64 0. 88	5. 5 6. 5	1. 5 1. 7	1. 8	82	59
YD132S-8/6	750 1000	1. 8 2. 4	5. 80 6. 24	76 80	0. 62 0. 73	5 6	1. 6 1. 9	1. 8	79	59
YD132S-6/4/2	1000 1500 3000	1. 8 2. 6 3	5. 14 6. 10 7. 38	75 78 71	0. 71 0. 83 0. 87	5. 5 6 7	1. 4 1. 3 1. 7	1. 8	91	65
YD132S-8/4/2	750 1500 3000	1 2. 6 3	3. 61 6. 10 7. 08	69 78 74	0. 61 0. 83 0. 87	4. 5 6 7	1. 4 1. 2 1. 4	1. 8	91	68
YD132S-8/6/4	750 1000 1500	1. 1 1. 5 1. 8	4. 10 4. 22 4. 03	68 74 78	0. 60 0. 73 0. 87	5. 5 6. 5 7	1. 4 1. 3 1. 3	1. 8	82	68
YD132M-4/2	1500 3000	6. 5 8	13. 83 17. 07	84 80	0. 85 0. 89	6. 5 7	1. 7 1. 8	1. 8	91	71
YD132M-6/4	1000 1500	4 5. 5	9. 75 12. 29	82 80	0. 76 0. 85	6 6. 5	1. 6 1. 4	1. 8	82	71
YD132M-8/4	750 1500	3 4. 5	8. 99 9. 37	78 82	0. 65 0. 89	5. 5 6. 5	1. 5 1. 6	1. 8	82	65
YD132M-8/6	750 1000	2. 6 3. 7	8. 17 9. 39	78 82	0. 62 0. 73	5 6	1. 9 1. 9	1. 8	79	65
YD132M1-6/4/2	1000 1500 3000	2. 2 3. 3 4	6. 03 7. 46 8. 79	77 80 76	0. 72 0. 84 0. 91	5. 5 6 7	1. 3 1. 3 1. 7	1. 8	91	78
YD132M2-6/4/2	1000 1500 3000	2. 6 4 5	6. 86 9. 07 10. 84	80 80 77	0. 72 0. 84 0. 91	5. 5 6 7	1. 5 1. 4 1. 7	1. 8	91	80
YD132M-8/4/2	750 1500 3000	1. 3 3. 7 4. 5	5. 26 8. 37 10. 02	71 80 75	0. 61 0. 84 0. 91	4. 5 6 7	1. 5 1. 3 1. 4	1. 8	91	79

（续）

型　　号	同步转速 /r·min^{-1}	额定功率 /kW	额定电流① /A	效 率 (%)	功率因数	堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	声功率级 /dB (A)	质量① /kg
YD132M1-8/6/4	750 1000 1500	1.5 2 2.2	5.18 5.41 4.86	71 77 79	0.62 0.73 0.87	5.5 6.5 7	1.3 1.5 1.4	1.8	82	79
YD132M2-8/6/4	750 1000 1500	1.8 2.6 3	6.13 6.84 6.55	72 78 80	0.62 0.74 0.87	5.5 6.5 7	1.5 1.5 1.5	1.8	82	80
YD160M-4/2	1500 3000	9 11		87 82	0.85 0.89	6.5 7	1.6 1.8	1.8	95	
YD160M-6/4	1000 1500	6.5 8		84 82	0.78 0.84	6 6.5	1.5 1.5	1.8	86	
YD160M-8/4	750 1500	5 7.5		83 84	0.66 0.89	5.5 6.5	1.5 1.6	1.8	86	
YD160M-8/6	750 1000	4.5 6		83 85	0.62 0.73	5 6	1.6 1.9	1.8	83	
YD160M-10/6	500 1000	2.6 5		74 84	0.46 0.76	4 6	1.2 1.4	1.8	79	
YD160M-6/4/2	1000 1500 3000	3.7 5 6		82 81 76	0.72 0.84 0.91	5.5 6 7	1.5 1.3 1.4	1.8	95	
YD160M-8/4/2	750 1500 3000	2.2 5 6		75 81 76	0.59 0.84 0.91	4.5 6 7	1.4 1.3 1.4	1.8	95	
YD160M-8/6/4	750 1000 1500	3.3 4 5.5		79 81 83	0.62 0.76 0.87	5.5 6.5 7	1.7 1.4 1.5	1.8	86	
YD160L-4/2	1500 3000	11 14		87 82	0.86 0.90	6.5 7	1.7 1.9	1.8	95	
YD160L-6/4	1000 1500	9 11		85 83	0.78 0.85	6 6.5	1.6 1.7	1.8	86	
YD160L-8/4	750 1500	7 11		85 86	0.66 0.89	5.5 6.5	1.5 1.6	1.8	86	
YD160L-8/6	750 1000	6 8		84 86	0.62 0.73	5 6	1.6 1.9	1.8	83	
YD160L-10/6	500 1000	3.7 7		76 85	0.46 0.79	4 6	1.2 1.4	1.8	83	
YD160L-6/4/2	1000 1500 3000	4.5 7 9		83 83 79	0.72 0.85 0.92	5.5 6 7	1.5 1.2 1.3	1.8	95	
YD160L-8/4/2	750 1500 3000	2.8 7 9		77 83 79	0.60 0.85 0.92	4.5 6 7	1.3 1.2 1.3	1.8	95	
YD160L-8/6/4	750 1000 1500	4.5 6 7.5		80 83 84	0.62 0.76 0.87	5.5 6.5 7	1.6 1.6 1.5	1.8	86	

（续）

型　　号	同步转速 /r·min^{-1}	额定功率 /kW	额定电流① /A	效 率 （%）	功率因数	堵转电流 / 额定电流	堵转转矩 / 额定转矩	最大转矩 / 额定转矩	声功率级 /dB（A）	质量① /kg
YD180M-4/2	1500 3000	15 18.5		89 85	0.87 0.90	6.5 7	1.8 1.9	1.8	95	
YD180M-6/4	1000 1500	11 14		85 84	0.76 0.85	6.0 6.5	1.6 1.7	1.8	90	
YD180M-8/6	750 1000	7.5 10		84 86	0.62 0.73	6.0 7	1.9 1.9	1.8	83	
YD180L-4/2	1500 3000	18.5 22		89 86	0.88 0.91	6.5 7	1.6 1.8	1.8	95	
YD180L-6/4	1000 1500	13 16		86 85	0.78 0.85	6.0 6.5	1.7 1.7	1.8	90	
YD180L-8/4	750 1500	11 17		87 88	0.72 0.91	6 7	1.5 1.5	1.8	90	
YD180L-8/6	750 1000	9 12		85 86	0.65 0.75	5 6	1.8 1.8	1.8	86	
YD180L-10/6	500 1000	5.5 10		79 86	0.54 0.86	4 6	1.3 1.3	1.8	83	
YD180L-8/6/4	750 1000 1500	7 9 12		81 83 84	0.65 0.80 0.90	6.5 7 7	1.6 1.5 1.4	1.8	90	
YD180L-10/8/6/4	500 750 1000 1500	3.3 5 6.5 9		72 79 82 83	0.56 0.62 0.88 0.89	5 6.5 6.5 7	1.6 1.5 1.3 1.3	1.8	90	
YD200L1-4/2	1500 3000	26 30		89 85	0.89 0.92	6.5 7	1.4 1.6	1.8	98	
YD200L1-6/4	1000 1500	18.5 22		87 86.5	0.78 0.86	6.5 7	1.6 1.5	1.8	90	
YD200L1-8/4	750 1500	14 22		87 88	0.74 0.92	6 7	1.8 1.7	1.8	90	
YD200L1-8/6	750 1000	12 17		86 87	0.65 0.76	5 6	1.8 2	1.8	88	
YD200L1-10/6	500 1000	7.5 13		83 87	0.56 0.86	4 6	1.5 1.5	1.8	86	
YD200L1-8/6/4	750 1000 1500	10 13 17		85 86 86	0.72 0.81 0.90	6.5 7 7	1.6 1.5 1.4	1.8	90	
YD200L1-10/8/6/4	500 750 1000 1500	4.5 7 8 11		74 81 83 84	0.56 0.67 0.88 0.88	5 6.5 6.5 7	1.3 1.3 1.3 1.3	1.8	90	
YD200L2-4/2	1500 3000	26 30		89 85	0.89 0.92	6.5 7	1.4 1.6	1.8	98	
YD200L2-6/4	1000 1500	18.5 22		87 86.5	0.78 0.86	6.5 7	1.6 1.5	1.8	90	

（续）

型　　号	同步转速 /r·min^{-1}	额定功率 /kW	额定电流① /A	效 率 (%)	功率因数	堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	声功率级 /dB (A)	质量① /kg
YD200L2-8/4	750 1500	17 26		87 88	0.74 0.92	6 7	1.5 1.7	1.8	92	
YD200L2-8/6	750 1000	15 20		87 88	0.65 0.76	5 6	1.8 2	1.8	88	
YD200L2-10/6	500 1000	9 15		83 87	0.57 0.87	4 6	1.5 1.5	1.8	86	
YD200L2-8/6/4	750 1000 1500	10 13 17		85 86 86	0.72 0.81 0.90	6.5 7 7	1.6 1.5 1.4	1.8	90	
YD200L2-10/8/6/4	500 750 1000 1500	5.5 8 10 13		75 81 83 84	0.56 0.67 0.88 0.88	5 6.5 6.5 7	1.3 1.3 1.3 1.3	1.8	90	
YD225S-4/2	1500 3000	32 37		90 86	0.89 0.92	6.5 7	1.4 1.6	1.8	98	
YD225S-6/4	1000 1500	22 28		88 86.5	0.86 0.87	6.5 7	1.8 1.8	1.8	92	
YD225S-8/6/4	750 1000 1500	14 18.5 24		86 87 87	0.70 0.81 0.90	6.5 7 7	1.6 1.6 1.4	1.8	92	
YD225M-4/2	1500 3000	37 45		91 86	0.89 0.92	6.5 7	1.6 1.6	1.8	100	
YD225M-6/4	1000 1500	26 32		88 85.5	0.86 0.90	6.5 7	1.8 1.8	1.8	92	
YD225M-8/4	750 1500	24 34		89 88	0.77 0.88	6 7	1.5 1.5	1.8	92	
YD225M-10/6	500 1000	12 20		85 88	0.61 0.87	4 6	1.5 1.5	1.8	86	
YD225M-8/6/4	750 1000 1500	17 22 28		87 87 87	0.70 0.85 0.90	6.5 7 7	1.6 1.6 1.4	1.8	92	
YD225M-10/8/6/4	500 750 1000 1500	7 11 13 20		81 84 85 86	0.63 0.72 0.88 0.90	5 6.5 6.5 7	1.6 1.6 1.5 1.3	1.8	90	
YD250M-4/2	1500 3000	45 52		91 87	0.89 0.92	6.5 7	1.6 1.6	1.8	100	
YD250M-6/4	1000 1500	32 42		90 86.5	0.87 0.91	6.5 7	1.5 1.3	1.8	98	
YD250M-8/4	750 1500	30 42		90 89	0.78 0.91	6 7	1.6 1.7	1.8	94	
YD250M-10/6	500 1000	15 24		86 89	0.63 0.87	4 6	1.5 1.5	1.8	89	

（续）

型　　号	同步转速 /r·min^{-1}	额定功率 /kW	额定电流① /A	效 率 (%)	功率因数	堵转电流/额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	声功率级 /dB（A）	质量① /kg
YD250M-8/6/4	750	24		88	0.75	6.5	1.5	1.8	92	
	1000	26		88	0.85	7	1.6			
	1500	34		88	0.92	7	1.4			
YD250M-10/8/6/4	500	9		82	0.63	5	1.6	1.8	92	
	750	14		85	0.73	6.5	1.6			
	1000	16		85	0.88	6.5	1.5			
	1500	26		87	0.92	7	1.3			
YD280S-4/2	1500	60		91	0.90	6.5	1.4	1.8	102	
	3000	72		88	0.92	7	1.5			
YD280S-6/4	1000	42		90	0.87	6.5	1.5	1.8	98	
	1500	55		87	0.90	7	1.3			
YD280S-8/4	750	40		91	0.80	6	1.6	1.8	98	
	1500	55		90	0.91	7	1.7			
YD280S-10/6	500	20		88	0.63	4	1.5	1.8	89	
	1000	30		89	0.87	6	1.5			
YD280S-8/6/4	750	30		89	0.75	6.5	1.5	1.8	94	
	1000	34		89	0.86	7	1.6			
	1500	42		89	0.92	7	1.4			
YD280S-10/8/6/4	500	11		83	0.63	5	1.6	1.8	92	
	750	18.5		87	0.75	6.5	1.6			
	1000	20		85	0.88	6.5	1.5			
	1500	34		87	0.92	7	1.3			
YD280M-4/2	1500	72		91	0.90	6.5	1.4	1.8	102	
	3000	82		88	0.93	7	1.5			
YD280M-6/4	1000	55		90	0.87	6.5	1.6	1.8	98	
	1500	67		87	0.89	7	1.3			
YD280M-8/4	750	47		91	0.81	6	1.6	1.8	98	
	1500	67		90	0.92	7	1.7			
YD280M-10/6	500	24		88	0.65	4	1.5	1.8	89	
	1000	37		89	0.87	6	1.5			
YD280M-8/6/4	750	34		89	0.75	6.5	1.4	1.8	94	
	1000	37		89	0.86	7	1.5			
	1500	50		89	0.92	7	1.4			
YD280M-10/8/6/4	500	13		84	0.63	5	1.7	1.8	94	
	750	22		87	0.75	6.5	1.7			
	1000	24		85	0.88	6.5	1.6			
	1500	40		88	0.92	7	1.5			

注：安装和外形尺寸与 Y 系列（IP44）电动机相同，见表 9.2-10 ~ 表 9.2-13。

① 非标准内容，仅供参考。

1.3.2 YCJ 系列齿轮减速三相异步电动机（摘自 JB/T 6447—2010）

YCJ 系列齿轮减速三相异步电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9.2-23 ~ 表 9.2-26。

表 9.2-23　YCJ 系列齿轮减速三相异步电动机技术数据

机座号	电动机功率/kW	输出转速/r·min⁻¹	输出转矩/N·m	电动机代号
71	0.55	570	8.8	801-4
		506	10	
		445	11.3	
		388	13	
		334	15.1	
		284	17.6	
		237	21.5	
		214	23.5	
132		183	27	
		163	30.5	
		147	33.5	
		125	39.5	
		112	44.5	
		100	49.5	
		95	52	
		87	57	
		80	61	
		74	66	
		68	73	
		57	86	
		52	96	
		47.5	104	
		43	115	
		36	135	
		29	168	
		23	210	
160		18.5	261	
		15.2	319	
71	0.75	570	12.1	802-4
		506	13.6	
		445	15.4	
		388	17.7	
		334	20.5	
		284	24	
		237	29	
		214	32	
132		183	37.5	
		163	42	
		147	47	
		125	55	
		112	62	
		100	69	
		95	73	
		87	79	
		80	86	
		74	93	
		68	102	
		57	120	
		52	133	
		47.5	145	
		43	161	
132	0.75	36	192	802-4
		29	239	
		23	299	
160		17.5	376	90S-6
		14	470	
71	1.1	579	17.4	90S-4
		513	19.7	
		452	22.5	
		393	25.5	
		339	29.5	
		288	35	
		240	42	
		217	46.5	
132		186	53	
		166	60	
		149	66	
		127	78	
		113	87	
		101	97	
		96	103	
		88	112	
		82	121	
		75	131	
		69	144	
		58	170	
		52	189	
		48	206	
		43.5	228	
		34.5	281	
160		27	353	
		21.5	448	
		17.5	551	
180		14.4	672	
71	1.5	579	23.5	90L-6
		513	27	
		452	30.5	90-4
		393	35	
		339	40.5	
		288	47.5	
		240	57	
		217	63	
132		186	72	
		166	81	
		149	90	
		127	106	
		113	110	
		101	133	
		96	140	
		88	153	

（续）

机座号	电动机功率/kW	输出转速/r·min⁻¹	输出转矩/N·m	电动机代号
132	1.5	82	165	90L-4
		75	179	
		69	196	
		58	232	
		52	257	
		47	279	
160		44	307	
		40	340	
		32	409	
		27	488	
		21.5	611	
180		17.5	754	100L-6
200		14	943	
71	2.2	587	34.5	100L1-4
		520	39	
		458	44	
		399	51	
		344	59	
		292	69	
		244	83	
80		223	90	
132		196	101	
		171	115	
		151	131	
		129	154	
		115	172	
		103	192	
		97	203	
		89	221	
		83	239	
		75	262	
		70	284	
160		58	338	
		53	369	
		48	408	
180		44.5	431	
		34.5	557	
		27.5	701	
200		22.5	862	
225		18.2	1061	
71		14.6	1321	
		587	47	
		520	53	
		458	60	
		399	69	
		344	80	
80		292	94	
		247	111	
		223	123	
132		196	137	

（续）

机座号	电动机功率/kW	输出转速/r·min⁻¹	输出转矩/N·m	电动机代号
132	3	171	157	100L2-4
		151	178	
		129	209	
		115	235	
		98	274	
160		89	295	
		76	346	
		70	379	
		58	452	
		53	490	
		48	554	
		43	613	
180		33.5	788	
200		28	945	
		22.5	1177	
225		18.4	1435	132S-6
250		13.8	1911	
80	4	571	64	112M-4
		504	73	
		442	83	
		383	96	
		327	112	
		275	133	
100		244	151	
		220	167	
160		208	173	
		184	195	
		161	223	
		149	241	
		130	276	
		114	316	
		97	368	
		89	400	
		76	471	
		71	497	
		64	551	
		56	627	
180		51	686	
		44.5	791	
200		36	982	
225		30.5	1155	
		27.5	1276	
		22.5	1568	
250		18	1956	132M1-6
280		12.6	2781	
80	5.5	571	88	132S-4
		504	100	
		442	114	
		383	132	

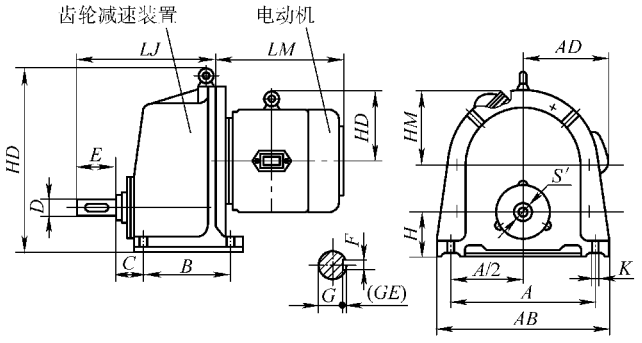
（续）

机座号	电动机功率/kW	输出转速/r·min^{-1}	输出转矩/N·m	电动机代号
80	5.5	327	154	132S-4
100		275	183	
		250	201	
		226	223	
160		208	238	
		184	269	
		161	306	
		150	328	
		130	380	
		113	436	
		100	486	
		88	551	
180		76	634	
		66	727	
		60	805	
200		52	923	
		48	1004	
		44	1097	
225		35.5	1362	
		27.5	1757	
250		23	2100	
280		19.2	2517	
		15.5	3116	132M2-6
100	7.5	605	114	132M-4
		537	128	
		472	146	
		411	167	
		355	194	
		301	228	
		250	275	
112		226	304	
180		194	346	
		168	402	
		155	435	
		140	481	
		121	558	
		111	604	
		102	657	
		90	736	
		81	816	
200		76	868	
		67	979	
225		58	1129	
		54	1228	
		47.5	1381	
		43.5	1509	
250		36	1841	
		31	2133	
280		25.5	2577	

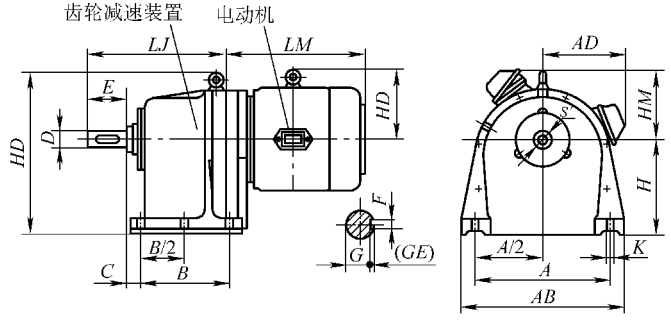
（续）

机座号	电动机功率/kW	输出转速/r·min^{-1}	输出转矩/N·m	电动机代号
280	7.5	21	3127	132M-4
100	11	613	164	160M-4
		545	185	
		479	211	
		417	242	
		360	280	
		305	331	
112		279	361	
		254	397	
200		216	457	
		189	522	
		166	596	
		144	687	
		124	796	
		105	937	
		94	1029	
225		83	1194	
		75	1312	
		66	1500	
		59	1661	
		53	1831	
250		48	2051	
280		39	2525	
		31	3206	
112	15	613	224	160L-4
		545	252	
		479	287	
		417	330	
		360	382	
		305	451	
200		276	488	
		245	550	
		216	623	
		189	711	
		166	813	
		144	937	
		128	1032	
225		114	1179	
		106	1276	
		97	1387	
		84	1577	
		74	1779	
250		67	1975	
		61	2156	
		56	2353	
		51	2585	
280		42	3143	

表 9.2-24 底座安装型式 YCJ 电动机安装尺寸及外形尺寸 （mm）



YCJ71～112 单级减速传动



YCJ132～280 两级与三级减速传动

机座号	安装尺寸及公差																			外形尺寸①		
	A	*A*/2	*B*	*C*		*D*		*E*		*F*		*G*④		*H*		*K*②			底脚孔数	*S′*	*AB*	*HD*	*LJ*③
	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差					
71	180	90	150	36.5	±2	28	+0.009 −0.004	60	±0.370	8	0 −0.036	24	0 −0.2	71	0 −0.5	15	+0.43 0	ϕ1.5 Ⓜ	4	M8	225	235	240
80	205	102.5	170	39.5		32	+0.018 +0.002	80		10		27		80		19	+0.52 0			M10	255	305	275
100	270	135	205	44.5		42		110	±0.435	12	0 −0.043	37		100		24		ϕ2.0 Ⓜ		M12	330	355	345
112	300	150	215			48				14		42.5		112							360	420	355

（续）

机座号	安装尺寸及公差																				外形尺寸①		
	A	*A*/2	*B*	*B*/2	*C*		*D*		*E*		*F*		*G*④		*H*		*K*②			底脚孔数	*S*′	*AB*	*HD*	*LJ*③
	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差					
132	215	107.5	150		37.0	±2	32		80	±0.370	10	0 −0.036	27		132		15	+0.43 0						
160	260	130	160		43.5		42	+0.018 +0.002			12		37		160		19		ϕ1.5 Ⓜ	4	M12	320	310	355
180	300	150	190	—		±3	48		110	±0.435	14	0 −0.043	42.5		180	0 −0.5						370	350	370
200	330	165	220		31.0		55				16		49	0 −0.2	200						M16	400	380	400
225	360	180	240	120			70	+0.030 +0.011	140	±0.500	20	0 −0.052	62.5		225		24	+0.52 0	ϕ2.0 Ⓜ	6	M20	430	430	450
250	420	210	260	130		±4	75						67.5		250							490	470	465
280	450	225	280	140	32.0		85	+0.035 +0.013	170		22		76		280	0 −1.0						520	525	520

① 电动机的 *AD*、*HD*、*HM* 和 *LM* 尺寸见表 9.2-26。

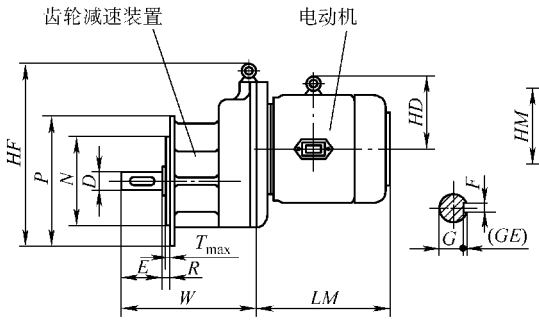
② *K* 孔位置度以轴伸的轴线为基准。

③ *LJ* 尺寸不单独考核，按 *LJ* + *LM* 考核。

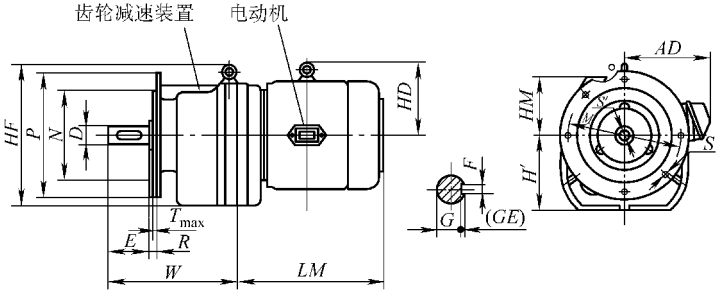
④ *GE* = *D* − *G*，*GE* 的极限偏差为 $\begin{pmatrix} +0.20 \\ 0 \end{pmatrix}$。

表 9.2-25 凸缘安装型式 YCJ 电动机安装尺寸及外形尺寸

（mm）



YCJ71～112 单级减速传动



YCJ132～280 两级与三级减速传动

机座号	安装尺寸及公差																			外形尺寸①	
	D		*E*		*F*		*M*	*N*		*P*	*R*		*S*②			T_{max}	凸缘孔数	*S'*	*G*④		*HF*	*LJ*③
	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差				基本尺寸	极限偏差		
71	28	+0.009 −0.004	60	±0.370	8	0 −0.036	165	130	+0.014 −0.011	200	0	±1.5	12	+0.43 0	ϕ1.0 Ⓜ	3.5	4	M8	24	0 −0.2	260	240
80	32	+0.018 −0.002	80		10		215	180		250		±2	15		ϕ1.5 Ⓜ	4		M10	27		350	275
100	42		110	±0.435	12	0 −0.043	265	230	+0.016 −0.013	300								M12	37		405	345
112	48				14		300	250		350		±3	19	+0.52 0		5			42.5		485	355

（续）

机座号	安装尺寸及公差																			外形尺寸①		
	D		*E*		*F*		*M*	*N*		*P*	*R*		*S*②			T_{max}	凸缘孔数	*S′*	*G*④		*HF*	*LJ*③	*H′*
	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差		基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差				基本尺寸	极限偏差			
132	32	+0.018 +0.002	80	±0.370	10	0 −0.043	215	180	+0.014 −0.011	250	0	±2	15	+0.43 0	ϕ1.5 Ⓜ	4	4	M10	27	0 −0.2	265	295	132
160	42		110	±0.435	12		265	230	+0.016 −0.013	300								M12	37		310	355	160
180	48				14							±3							42.5		350	370	180
200	55	+0.030 +0.011			16		300	250		350			19	+0.52 0		5		M16	49		380	400	200
225	70		140	±0.500	20	0 −0.052	350	300	±0.016	400								M20	62.5		430	450	225
250	75						400	350	±0.018	450		±4							67.5		485	465	250
280	85	+0.035 +0.013	170		22		500	450	±0.020	550							8		67		570	520	280

① 电动机的 *AD*、*HD*、*HM* 和 *LM* 尺寸见表 9.2-26。

② *S* 孔位置度以轴伸的轴线为基准。

③ *LJ* 尺寸不单独考核，按 *LJ* + *LM* 考核。

④ *GE* = *D* − *G*，*GE* 的极限偏差为 $\begin{pmatrix} +0.20 \\ 0 \end{pmatrix}$。

表 9. 2-26　配用电动机的尺寸（mm）

机座号	电动机		*AD*	*HD′*	*HM*	*LM*
	规格代号	端盖号				
71	801-4	F1	155	无吊环螺钉	140	270
	802-4					
132	801-4	F2				305
	802-4					
160	801-4	F3				
71	90S-4	F1	160		145	285
	90L-4					310
132	90S-4	F2				320
	90L-4					345
160	90S-4	F3				320
	90L-4					345
	90S-6					320
	90L-6					345
180		F4				350
71	100L1-4	F1	185	145	165	350
	100L2-4					
80	100L1-4	F2				
	100L2-4					
132	100L1-4	F3				385
	100L2-4					
160	100L1-4	F4				
	100L2-4					
180	100L1-4	F5				390
	100L2-4					
	100L-6					
200	100L2-4	F6				
	100L-6					
80	112M-4	F1	195	153	165	365
100		F2				
160		F3				400
180		F4				405
200		F5				
	112M-6					

（续）

机座号	电动机		*AD*	*HD′*	*HM*	*LM*
	规格代号	端盖号				
225	112M-4	F6	195	153	165	410
	112M-6					
80	132S-4	F1	215	183	185	420
100		F2				
	132M-4					460
112		F3				
160	132S-4	F4				455
180		F5				460
	132M-4					500
200	132S-4	F6				460
	132M-4					500
225	132S-4	F7				470
	132M-4					505
	132S-6					470
250	132S-4	F8				
	132M-4					510
	132S-6					470
	132M1-6					510
280	132S-4	F9				470
	132M-4					510
	132M1-6					
	132M2-6					
100	160M-4	F1	260	225	260	515
112		F2				
	160L-4					560
200	160M-4	F3				555
	160L-4					600
225	160M-4	F4				560
	160L-4					605
250	160M-4	F5				565
	160L-4					610
280	160M-4	F6				565
	160L-4					610

1.3.3　YCT、YCTD 系列电磁调速三相异步电动机

（1）YCT 系列电磁调速三相异步电动机（摘自 JB/T 7123—2010）　　YCT 系列电磁调速三相异步电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9.2-27 ~ 表 9.2-29。

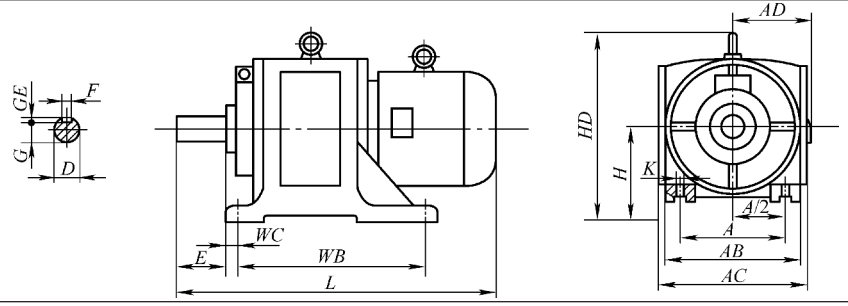
表 9.2-27　YCT 系列电磁调速三相异步电动机技术参数

型　　号	调速电动机功率 /kW	额定转矩 /N·m	额定调速范围 /r·min^{-1}	转速变化率	电　　源	质量① /kg
YCT112-4A	0.55	3.6	1230 ~ 125	1 级 ≤1.8% 2 级 ≤2.5%	三相交流 50Hz 380V	50
YCT112-4B	0.75	4.9				53
YCT132-4A	1.1	7.1				75
YCT132-4B	1.5	9.7				77
YCT160-4A	2.2	14.1	1250 ~ 125			112
YCT160-4B	3	19.2				117
YCT180-4A	4	25.2				157
YCT200-4A	5.5	35.1				224
YCT200-4B	7.5	47.7				244
YCT225-4A	11	69				340
YCT225-4B	15	94				360
YCT250-4A	18.5	110	1320 ~ 132			480
YCT250-4B	22	137				502
YCT280-4A	30	189				632
YCT315-4A	37	232				870
YCT315-4B	45	282				910
YCT355-4A	55	344	1340 ~ 440			1300
YCT355-4B	75	469				1410
YCT355-4C	90	564	1340 ~ 600			1460

注：转速变化率 $=\dfrac{10\%\text{额定转矩时转速}-100\%\text{额定转矩时转速}}{\text{额定最高转速}}\times 100\%$。

① 非标准内容。

表 9.2-28 YCT 系列（卧式）电磁调速三相异步电动机安装尺寸及外形尺寸 （mm）

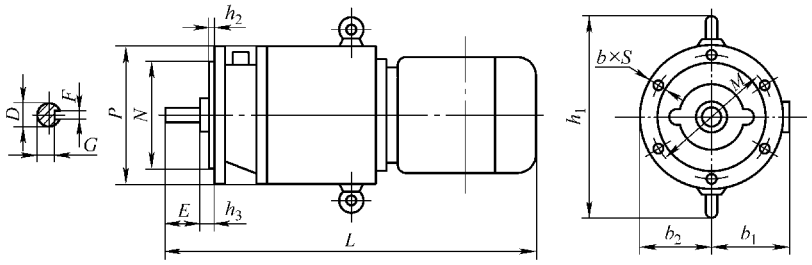


机座号		安装尺寸及公差																		外形尺寸				
		A	*A*/2	*WB*	*WC*		*D*		*E*		*F*		*G*①		*H*		*K*②			*AB*	*AC*	*AD*	*HD*	*L*
		基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差	位置度公差					
112	4A	190	95	210	40	±1.5	19	+0.009 −0.004	40	±0.31	6	0 −0.030	15.5	0 −0.10	112	0 −0.5	12	+0.43 0	ϕ1.0 Ⓜ	240	260	150	280	520
	4B																							
132	4A	216	108	241			24		50		8	0 −0.036	20	0 −0.20	132					285	310	165	330	570
	4B																							585
160	4A	254	127	267	45		28		60	±0.37			24		160		14.5			330	350	185	385	665
	4B																							
180	4A	279	139.5	305											180					365	385	195	430	700
200	4A	318	159	356	50		38	+0.018 +0.002	80		10		33		200		18.5		ϕ1.2 Ⓜ	410	430	235	485	820
	4B																							860
225	4A	356	178	406	56		42		110	±0.43	12	0 −0.043	37		225					465	485	270	545	980
	4B																							1025
250	4A	406	203	457	63	±2.0	48				14		42.5		250		24	+0.52 0		520	540	295	595	1130
	4B																							1170
280	4A	457	228.5	508	70		55	+0.030 +0.011			16		49		280	0 −1.0				575	595	320	665	1280
315	4A	508	254	560	89		60		140	±0.50	18		53		315		28		ϕ2.0 Ⓜ	645	670	345	770	1400
	4B																							1425
355	4A	610	305	630	108	±3.0	65						58		355					755	780	390	890	1550
	4B						75				20	0 −0.052	67.5									420		1630
	4C																							1680

① $G = D - GE$，GE 的极限偏差对机座号 112 为 $\begin{pmatrix} +0.10 \\ 0 \end{pmatrix}$，其余为 $\begin{pmatrix} +0.20 \\ 0 \end{pmatrix}$。

② K 孔的位置度公差以轴伸的轴线为基准。

表 9.2-29　YCTL 系列(立式)电磁调速三相异步电动机安装尺寸及外形尺寸　　(mm)



型　号	安装尺寸及外形尺寸															安装型式		
	D	E	F	G	M	N	P	h_2	h_3	S	b	b_1	b_2	h_1	L	V_1	V_3	B_5
YCTL112-4A	$\phi19^{+0.009}_{-0.004}$	40 ±0.31	$6^{0}_{-0.03}$	$15.5^{0}_{-0.1}$	215	$\phi180^{+0.014}_{-0.011}$	$\phi250$	4	0	$\phi15^{+0.8}$	6	150	112	320	540			
YCTL112-4B															570			
YCTL132-4A	$\phi24^{+0.009}_{-0.004}$	50 ±0.31	$8^{0}_{-0.036}$	$20^{0}_{-0.2}$					5 ±1.5			158	132	390	595			
YCTL132-4B																		
YCTL160-4A	$\phi28^{+0.009}_{-0.004}$	60 ±0.37		$24^{0}_{-0.2}$	265	$\phi230^{+0.016}_{-0.013}$	$\phi300$	5	8 ±1.5			185	160	425	645			
YCTL160-4B															665			
YCTL180-4A					300							188	180	480	685			
YCTL200-4A	$\phi38^{+0.018}_{+0.002}$	80 ±0.37	$10^{0}_{-0.036}$	$33^{0}_{-0.2}$		$\phi250^{+0.016}_{-0.013}$	$\phi350$			$\phi19^{+1}$		230	200	530	805			
YCTL200-4B															845			
YCTL225-4A	$\phi42^{+0.018}_{+0.002}$	110 ±0.43	$12^{0}_{-0.043}$	$37^{0}_{-0.2}$	350	$\phi300$ ±0.018	$\phi400$				8	255	225	610	965			
YCTL225-4B															1010			
YCTL250-4A	$\phi48^{+0.018}_{+0.002}$		$14^{0}_{-0.043}$	$42.5^{0}_{-0.2}$	450	$\phi400$ ±0.018	$\phi500$	6				285	250	670	1130			
YCTL250-4B															1170			
YCTL280-4A	$\phi55^{+0.030}_{+0.011}$		$16^{0}_{-0.043}$	$49^{0}_{-0.2}$								320	280	730	1260			
YCTL280-4B																		
YCTL315-4A	$\phi60^{+0.030}_{+0.011}$		$18^{0}_{-0.043}$	$53^{0}_{-0.2}$	500	$\phi450$ ±0.02	$\phi550$					345	315	815	1400			
YCTL315-4B															1425			
YCTL355-4A	$\phi65^{+0.030}_{+0.011}$	140 ±0.45	$20^{0}_{-0.052}$	$58^{0}_{-0.2}$	740	$\phi680$ ±0.025	$\phi800$			$\phi24^{+1.6}$		385	355	1030	1500			
YCTL355-4B	$\phi75^{+0.030}_{+0.011}$			$67.5^{0}_{-0.2}$								410			1630			
YCTL355-4C															1660			

(2) YCTD 系列电磁调速三相异步电动机(摘自 JB/T 6450—2010)

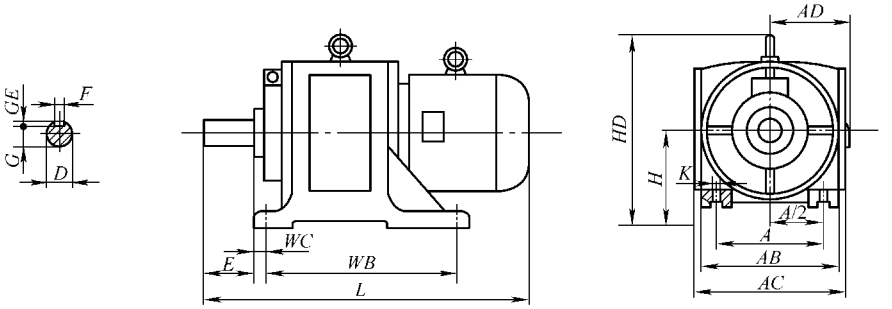
YCTD 系列电磁调速三相异步电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9.2-30、表 9.2-31。

表 9.2-30　YCTD 系列电磁调速三相异步电动机技术数据

（续）

机座号	标称功率/kW	额定转矩/N·m	堵转转矩/额定转矩	额定调速范围/r·min⁻¹	噪声/dB(A)
100-4A	0.55	3.6	1.8	1250～100	75
100-4B	0.75	4.9			
112-4A	1.1	7.1			
112-4B	1.5	9.7			78
132-4A	2.2	14.1		1300～100	
132-4B	3	19.2			82
132-4C	4	25.2			
160-4A	5.5	35.1		1350～100	
160-4B	7.5	47.7			86
180-4A	11	69			
180-4B	15	94	1.5	1350～100	
200-4A	18.5	110		1375～100	90
200-4B	22	137			
225-4A	30	189			97
250-4A	37	232		1375～250	
250-4B	45	282			99
280-4A	55	344			
315-4A	75	469		1400～250	103
315-4B	90	564			

表 9.2-31　YCTD 系列电磁调速三相异步电动机安装尺寸及外形尺寸　（mm）



机座号	安装尺寸												外形尺寸				
	A	*A*/2	*WB*	*WC*		*D*	*E*		*F*	*G*	*H*	*K*	*AB*	*AC*	*AD*	*HD*	*L*
100-4A/-4B	160	80	203	40	±1.5	19	40	±0.31	6	15.5	100	12	210	225	150	260	530
112-4A/-4B	190	95	228	45		24	50		8	20	112		250	275	165	285	660
132-4A/-4B/-4C	216	108	267			28	60	±0.37		24	132		310	330	195	365	730
160-4A/-4B	279	139.5	305	70		38	80		10	33	160	14.5	380	400	235	435	900
180-4A/-4B	318	159	368			42	110	±0.43	12	37	180		430	450	270	490	1080
200-4A/-4B	356	178	457	89		48			14	42.5	200	18.5	500	520	295	540	1190
225-4A	406	203	500			55			16	49	225		530	550	320	580	1290
250-4A/-4B	406	203	457		±2.0	60	140	±0.50	18	53	250	24	530	550	350	600	1480
280-4A	457	228.5	508			65				58	280		580	610	390	665	1520
315-4A/-4B	508	254	560			75			20	67.5	315	28	650	690	420	790	1670

H: 0 / −0.5（100～225-4A）；0 / −1.0（250-4A～315-4B）

注：机座号为 250～315 的调速电动机为恒转矩输出时，安装及外形尺寸由制造厂自定。

1.4　YZ、YZR 系列起重及冶金用三相异步电动机

1.4.1　YZ 系列起重及冶金用三相异步电动机(摘自 JB/T10104—1999、JB/T10105—1999)

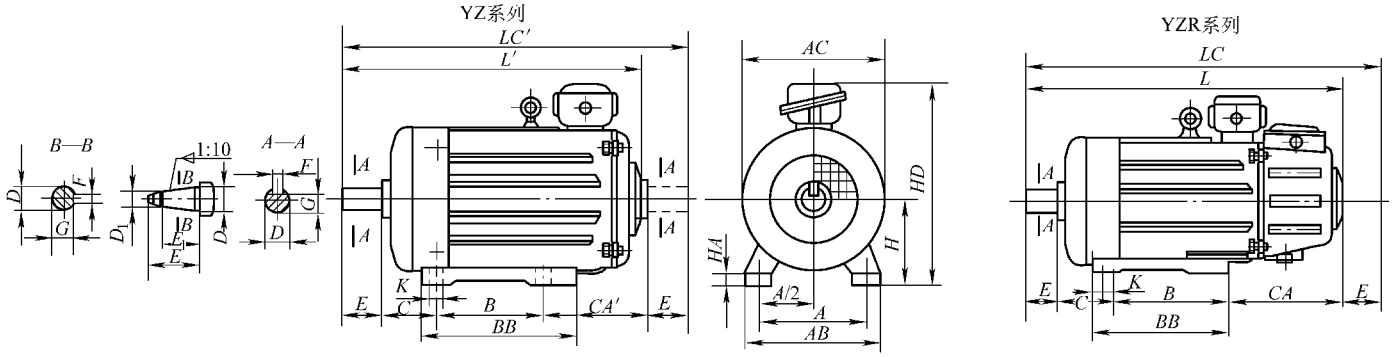
YZ 系列起重及冶金用三相异步电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9.2-32 ~ 表 9.2-35。

表 9.2-32　YZ 系列起重及冶金用三相异步电动机技术数据(380V、50Hz)

型号	S2						S3 6 次/h							
	30min			60min			15%			25%			40%	
	额定功率/kW	定子电流/A	转速/r·min^{-1}	额定功率/kW	定子电流/A	转速/r·min^{-1}	额定功率/kW	定子电流/A	转速/r·min^{-1}	额定功率/kW	定子电流/A	转速/r·min^{-1}	额定功率/kW	定子电流/A
YZ112M-6	1.8	4.9	892	1.5	4.25	920	2.2	6.5	810	1.8	4.9	892	1.5	4.25
YZ132M1-6	2.5	6.5	920	2.2	5.9	935	3.0	7.5	804	2.5	6.5	920	2.2	5.9
YZ132M2-6	4.0	9.2	915	3.7	8.8	912	5	11.6	890	4	9.2	915	3.7	8.8
YZ160M1-6	6.3	14.1	922	5.5	12.5	933	7.5	16.8	903	6.3	14.1	922	5.5	12.5
YZ160M2-6	8.5	18	943	7.5	15.9	948	11	25.4	926	8.5	18	943	7.5	15.9
YZ160L-6	15	32	920	11	24.6	953	15	32	920	13	28.7	936	11	24.6
YZ160L-8	9	21.1	694	7.5	18	705	11	27.4	675	9	21.1	694	7.5	18
YZ180L-8	13	30	675	11	25.8	694	15	35.3	654	13	30	675	11	25.8
YZ200L-8	18.5	40	697	15	33.1	710	22	47.5	686	18.5	40	697	15	33.1
YZ225M-8	26	53.5	701	22	45.8	712	33	69	687	26	53.5	701	22	45.8
YZ250M1-8	35	74	681	30	63.3	694	42	89	663	35	74	681	30	63.3

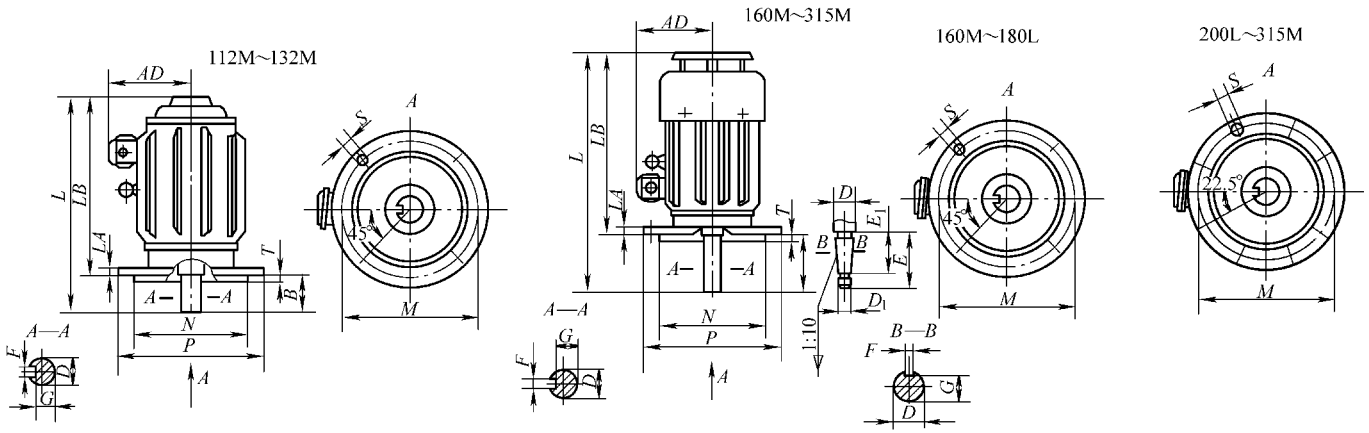
型号	S3 6 次/h												转动惯量/kg·m^2	质量/kg
	40%						60%			100%				
	转速/r·min^{-1}	最大转矩/确定转矩	堵转转矩/额定转矩	堵转电流/额定电流	效率(%)	功率因数	额定功率/kW	定子电流/A	转速/r·min^{-1}	额定功率/kW	定子电流/A	转速/r·min^{-1}		
YZ112M-6	920	2.0	2.0	4.47	69.5	0.765	1.1	2.7	946	0.8	3.5	980	0.022	58
YZ132M1-6	935	2.0	2.0	5.16	74	0.745	1.8	5.3	950	1.5	4.9	960	0.056	80
YZ132M2-6	912	2.0	2.0	5.54	79	0.79	3.0	7.5	940	2.8	7.2	945	0.062	92
YZ160M1-6	933	2.0	2.0	4.9	80.6	0.83	5.0	11.5	940	4.0	10	953	0.0114	119
YZ160M2-6	948	2.3	2.3	5.52	83	0.86	6.3	14.2	956	5.5	13	961	0.143	132
YZ160L-6	953	2.3	2.3	6.17	84	0.852	9	20.6	964	7.5	18.8	972	0.192	152
YZ160L-8	705	2.3	2.3	5.1	82.4	0.766	6	15.6	717	5	14.2	724	0.192	152
YZ180L-8	694	2.3	2.3	4.9	80.9	0.811	9	21.5	710	7.5	19.2	718	0.352	205
YZ200L-8	710	2.5	2.5	6.1	86.2	0.8	13	28.1	714	11	26	720	0.622	276
YZ225M-8	712	2.5	2.5	6.2	87.5	0.834	18.5	40	718	17	37.5	720	0.820	347
YZ250M1-8	694	2.5	2.5	5.47	85.7	0.84	26	56	702	22	45	717	1.432	462

表 9.2-33 YZ、YZR 系列起重及冶金用三相异步电动机(卧式)安装尺寸及外形尺寸 (mm)



机座号	安装尺寸															外形尺寸									
	A	$\frac{A}{2}$	B	C	CA	CA'	D	D_1	E	E_1	F (N9)	G	H	K	螺栓直径	AB	AC	BB	LC	LC'	HD	L	L'	HA
YZ、YZR112M	190	95	140	70	300	135	32k6		80		10	27	112	12	M10	250	245	235	670	505	335	590	420	18
YZ、YZR132M	216	108	178	89	300	150	38k6		80		10	33	132	12	M10	275	285	260	727	577	365	645	495	20
YZ、YZR160M	254	127	210	108	330	180	48k6		110		14	42.5	160	15	M12	320	325	290	858	718	425	758	608	25
YZ、YZR160L	254	127	254	108	330	180	48k6		110		14	42.5	160	15	M12	320	325	335	912	762	425	800	650	25
YZ、YZR180L	279	139.5	279	121	360	180	55	M36×3	110	82	14	19.9	180	15	M12	360	360	380	980	800	465	870	685	25
YZ、YZR200L	318	159	305	133	400	210	60	M42×3	140	105	16	21.4	200	19	M16	405	405	400	1118	928	510	975	780	28
YZ、YZR225M	356	178	311	149	450	258	65	M42×3	140	105	16	23.9	225	19	M16	455	430	410	1190	998	545	1050	850	28
YZ、YZR250M	406	203	349	168	540	295	70	M48×3	140	105	18	25.4	250	24	M20	515	480	510	1337	1092	605	1195	935	30
YZR280S	457	228.5	368	190	540		85	M56×4	170	130	20	31.7	280	24	M20	575	535	530	1438		665	1265		32
YZR280M	457	228.5	419	190	540		85	M56×4	170	130	20	31.7	280	24	M20	575	535	580	1489		665	1315		32
YZR315S	508	254	406	216	600		95	M64×4	170	130	22	35.2	315	28	M24	640	620	580	1562		750	1390		35
YZR315M	508	254	457	216	600		95	M64×4	170	130	22	35.2	315	28	M24	640	620	630	1613		750	1440		35
YZR355M	610	305	560	254	630		110	M80×4	210	165	25	41.9	355	28	M24	740	710	730	1864		840	1650		38
YZR355L	610	305	630	254	630		110	M80×4	210	165	25	41.9	355	28	M24	740	710	800	1934		840	1720		38
YZR400L	686	343	710	280	630		130	M100×4	250	200	28	50	400	35	M30	855	840	910	2120		950	1865		45

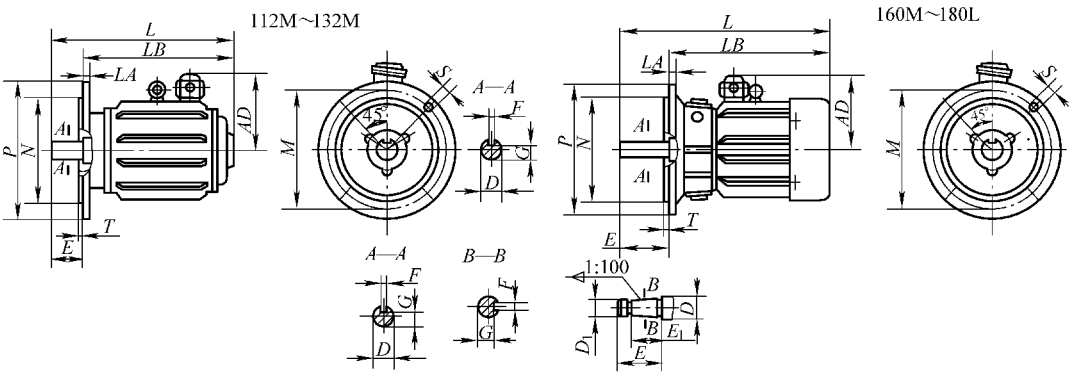
表 9.2-34 YZ、YZR 系列起重及冶金用三相异步电动机(立式)安装尺寸及外形尺寸 (mm)



IM3011及IM3013立式安装、机座不带底脚、端平面有凸缘、轴伸向下的电动机

机座号	安装尺寸														外形尺寸					
	凸缘号	D	D_1	E	E_1	F	G	M	N (j6)	P	R	S	螺栓直径	T	孔数	AD	LA	L		LB	
																		YZ	YZR	YZ	YZR
YZ、YZR112M	FF215	32k6		80		10	27	215	180	250	0±2	15	M12	4	4	220	14	430	595	350	515
YZ、YZR132M	FF265	38k6					33	265	230	300						230		495	645	415	565
YZ、YZR160M	FF300	48k6		110		14	42.5	300	250	350	0±3	19	M16	5		260	18	700	828	590	718
YZ、YZR160L																		743	872	633	762
YZ、YZR180L		55	M36×3				19.9									280		735	915	625	805
YZ、YZR200L	FF400	60	M42×3	140	82	16	21.4	400	350	450					8	320	20	855	1050	715	910
YZ、YZR225M		65			105		23.9				0±4							915	1110	775	970
YZ、YZR250M	FF500	70	M48×3			18	25.4	500	450	550						355	22	1005	1266	865	1126
YZR280S		85	M56×4	170	130	20	31.7									385			1370		1200
YZR280M																			1420		1250
YZR315S	FF600	95	M64×4			22	35.2	600	550	660		24	M20	6		435	25		1475		1305
YZR315M																			1525		1355

表 9.2-35　凸缘卧式安装 YZ、YZR 系列起重及冶金用三相异步电动机安装尺寸及外形尺寸　（mm）



IM3001及IM3003卧式安装，机座不带底脚，端盖有凸缘的电动机

机座号	安装尺寸														外形尺寸不大于					
	凸缘号	D	D_1	E	E_1	F	G	M	N(j6)	P	R	S	T	孔数（个）	AD	LA	L		LB	
																	YZ	YZR	YZ	YZR
112M	FF215	32k6		80		10	27	215	180	250	0±2	15	4	4	220	14	430	595	350	515
132M	FF265	38k6					33	265	230	300					230		495	640	415	565
160M	FF300	48k6		110		14	42.5	300	250	350	0±3	19	5		260	18	700	828	590	718
160L		48k6															743	872	633	762
180L		55	M36×3		82		19.9								280		735	915	625	805

1.4.2　YZR 系列起重及冶金用绕线转子三相异步电动机（摘自 JB/T 10105—1999）　YZR 系列起重及冶金用绕线转子三相异步电动机的技术数据见表 9.2-36。

表 9.2-36　YZR 系列起重及冶金用绕线转子三相异步电动机技术数据（380V、50Hz）

机座号	1000 r·min^{-1}				750r·min^{-1}				600r·min^{-1}			
	功率/kW	转速/r·min^{-1}	转动惯量/kg·m^2	转子绕组开路电压/V	功率/kW	转速/r·min^{-1}	转动惯量/kg·m^2	转子绕组开路电压/V	功率/kW	转速/r·min^{-1}	转动惯量/kg·m^2	转子绕组开路电压/V
112M	1.5	866	0.03	100								
132M1	2.2	908	0.06	132								
132M2	3.7	908	0.07	185								
160M1	5.5	930	0.12	138								
160M2	7.5	940	0.15	185								
160L	11	945	0.20	250	7.5	705	0.20	205				
180L	15	962	0.39	218	11	700	0.39	172				
200L	22	964	0.67	200	15	712	0.67	178				
225M	30	962	0.84	250	22	715	0.82	232				
250M1	37	960	1.52	250	30	720	1.52	272				
250M2	45	965	1.78	290	37	720	1.79	335				
280S	55	969	2.35	280	45	717	2.35	305	37	572	3.58	150
280M	75	969	2.86	370	55	728	2.86	360	45	560	3.98	172
315S					75	727	7.22	302	55	580	7.22	242
315M					90	720	6.68	372	75	579	8.68	325
355M									90	589	14.31	330
355L1									110	582	17.08	338
355L2									132	588	19.18	475
400L1									160	587	24.52	395
400L2									200	588	28.10	460

注：1. 电动机工作制分为 S2～S9 八种类，本表按基准工作制（工作制 S3，FC=40%），每一个工作周期为 10min。用户应尽可能准确地指明所需的工作制类型，如用户未指明时，则电动机按基准工作制出厂。

2. 表中转速非标准值，仅供参考。

3. 电动机分为：一般环境用电动机，其外壳防护等级为 IP44；冶金环境用电动机，其外壳防护等级为 IP54。

4. 电动机的安装和外形尺寸见表 9.2-33～表 9.2-35。

1.5 YB2 系列隔爆型三相异步电动机(摘自 JB/T 7565.1—2004)

YB2 系列隔爆型三相异步电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9.2-37 ~ 表 9.2-39。

表 9.2-37 YB2 系列隔爆型三相异步电动机技术数据(380V/660V)

型号	额定功率/kW	额定电流①(380V 时)/A	额定转速①/r·min⁻¹	效率(满负载时)(%)	功率因数 cosφ(满负载时)	堵转转矩/额定转矩	堵转电流/额定电流	最大转矩/额定转矩	声功率级/dB(A)	振动等级①/mm·s⁻¹	转动惯量①/kg·m²	质量①/kg
同步转速 3000r·min⁻¹												
YB2-631-2	0.18	0.52	2800	66.0	0.80	2.2	5.0	2.3	61	1.80		
YB2-632-2	0.25	0.69	2800	68.0	0.81	2.2	5.0	2.3	61	1.80		
YB2-711-2	0.37	0.99	2800	70.0	0.81	2.2	5.5	2.3	64	1.80		
YB2-712-2	0.55	1.38	2800	73.0	0.83	2.2	5.5	2.3	64	1.80		
YB2-801-2	0.75	1.83	2825	75.0	0.83	2.2	6.0	2.3	67	1.80	0.0042	22
YB2-802-2	1.1	2.55	2825	78.0	0.84	2.2	6.0	2.3	67	1.80	0.005	24
YB2-90S-2	1.5	3.43	2840	79.0	0.84	2.2	7.0	2.3	72	1.80	0.0075	33
YB2-90L-2	2.2	4.85	2840	81.0	0.85	2.2	7.0	2.3	72	1.80	0.0097	37
YB2-100L-2	3	6.24	2880	83.0	0.88	2.2	7.0	2.3	76	1.80	0.0174	43
YB2-112M-2	4	8.12	2890	85.0	0.88	2.2	7.0	2.3	77	1.80	0.0303	54
YB2-132S1-2	5.5	11	2900	86.0	0.88	2.2	7.5	2.3	80	1.80	0.0631	79
YB2-132S2-2	7.5	14.9	2900	87.0	0.88	2.2	7.5	2.3	80	1.80	0.0733	87
YB2-160M1-2	11	21.5	2930	88.4	0.88	2.2	7.5	2.4	86	2.80	0.21	140
YB2-160M2-2	15	28.6	2930	89.4	0.89	2.2	7.5	2.4	86	2.80	0.25	152
YB2-160L-2	18.5	35.1	2930	90.0	0.89	2.2	7.5	2.4	86	2.80	0.31	168
YB2-180M-2	22	41	2940	90.5	0.90	2.0	7.5	2.3	89	2.80	0.37	220
YB2-200L1-2	30	55.4	2950	91.4	0.90	2.0	7.5	2.4	92	2.80	0.63	290
YB2-200L2-2	37	67.9	2950	92.0	0.90	2.0	7.5	2.4	92	2.80	0.73	305
YB2-225M-2	45	82.1	2970	92.5	0.90	2.0	7.5	2.3	92	2.80	1.28	400
YB2-250M-2	55	99.8	2970	93.0	0.90	2.1	7.5	2.3	93	3.50	1.55	460
YB2-280S-2	75	133.8	2970	93.6	0.91	2.0	7.5	2.3	94	3.50	1.89	625
YB2-280M-2	90	160	2970	93.9	0.91	2.1	7.5	2.3	94	3.50	2.02	728
YB2-315S-2	110	195.4	2980	94.0	0.91	1.8	7.0	2.2	96	3.50	2.26	1100
YB2-315M-2	132	233.2	2980	94.5	0.91	1.8	7.0	2.2	96	3.50	2.42	1160
YB2-315L1-2	160	279.3	2980	94.6	0.92	1.8	7.0	2.2	99	3.50	2.76	1350
YB2-315L-2	185	323	2980	94.6	0.92	1.8	7.0	2.2	99	3.50	3.22	1500
YB2-315L2-2	200	348.4	2980	94.8	0.92	1.8	7.0	2.2	99	3.50	3.41	1600
YB2-355S1-2	185	323	2980	94.6	0.92	1.8	7.0	2.2	99	3.50	3.86	1690

（续）

型　　号	额定功率/kW	额定电流①（380V时）/A	额定转速①/r·min^{-1}	效率（满负载时）（%）	功率因数 cosφ（满负载时）	堵转转矩/额定转矩	堵转电流/额定电流	最大转矩/额定转矩	声功率级/dB(A)	振动等级①/mm·s^{-1}	转动惯量①/kg·m^2	质量①/kg
同步转速 3000r·min^{-1}												
YB2-355S2-2	200	348.4	2980	94.8	0.92	1.8	7.0	2.2	99	3.50	4.82	1690
YB2-355M1-2	220	383.2	2980	94.8	0.92	1.6	7.0	2.2	103	3.50	5.46	1840
YB2-355M2-2	250	433.2	2980	95.2	0.92	1.6	7.0	2.2	103	3.50	6.22	2100
YB2-355L1-2	280	485.2	2980	95.2	0.92	1.6	7.0	2.2	103	3.50	6.54	2260
YB2-355L2-2	315	544.1	2980	95.4	0.92	1.6	7.0	2.2	103	3.50	6.54	2260
同步转速 1500r·min^{-1}												
YB2-631-4	0.12	0.44	1380	58.0	0.72	2.0	4.0	2.2	52	1.80		
YB2-632-4	0.18	0.59	1380	63.0	0.73	2.0	4.0	2.2	52	1.80		
YB2-711-4	0.25	0.78	1380	66.0	0.74	2.0	4.0	2.2	55	1.80		
YB2-712-4	0.37	1.09	1380	69.0	0.75	2.0	4.0	2.2	55	1.80		
YB2-801-4	0.55	1.57	1390	71.0	0.75	2.4	5.0	2.3	58	1.80	0.006	22
YB2-802-4	0.75	2.03	1390	73.0	0.77	2.4	5.0	2.3	58	1.80	0.0077	24
YB2-90S-4	1.1	2.89	1400	76.2	0.77	2.3	6.0	2.3	61	1.80	0.012	33
YB2-90L-4	1.5	3.7	1400	78.5	0.79	2.3	6.0	2.3	61	1.80	0.015	37
YB2-100L1-4	2.2	5.16	1420	81.0	0.81	2.3	6.0	2.4	64	1.80	0.031	43
YB2-100L2-4	3	6.78	1420	82.6	0.82	2.3	6.0	2.4	64	1.80	0.039	47
YB2-112M-4	4	8.82	1440	84.2	0.82	2.3	6.0	2.4	65	1.80	0.059	58
YB2-132S-4	5.5	11.6	1440	86.0	0.84	2.3	7.0	2.4	71	1.80	0.113	80
YB2-132M-4	7.5	15.4	1440	87.0	0.85	2.3	7.0	2.4	71	1.80	0.167	95
YB2-160M-4	11	22.3	1460	88.4	0.85	2.2	7.0	2.4	75	2.80	0.36	150
YB2-160L-4	15	30.1	1460	89.4	0.85	2.2	7.0	2.4	75	2.80	0.42	168
YB2-180M-4	18.5	36.5	1470	90.5	0.85	2.2	7.0	2.3	76	2.80	0.68	220
YB2-180L-4	22	43.1	1470	91.2	0.85	2.2	7.0	2.3	76	2.80	0.72	242
YB2-200L-4	30	57.6	1470	92.0	0.86	2.2	7.2	2.4	79	2.80	0.81	335
YB2-225S-4	37	69.9	1480	92.5	0.87	2.2	7.2	2.4	81	2.80	1.21	400
YB2-225M-4	45	84.7	1480	92.8	0.87	2.2	7.2	2.4	81	2.80	1.85	415
YB2-250M-4	55	103.3	1480	93.0	0.87	2.2	7.2	2.4	83	3.50	2.32	560
YB2-280S-4	75	139.6	1480	93.8	0.87	2.2	7.2	2.4	86	3.50	2.86	665
YB2-280M-4	90	166.8	1485	94.2	0.87	2.2	7.2	2.4	86	3.50	3.34	780
YB2-315S-4	110	198.7	1485	94.5	0.88	2.1	7.0	2.2	93	3.50	4.68	1150

（续）

型　　号	额定功率/kW	额定电流①（380V时）/A	额定转速①/r·min^{-1}	效率（满负载时）（%）	功率因数 cosφ（满负载时）	堵转转矩/额定转矩	堵转电流/额定电流	最大转矩/额定转矩	声功率级/dB(A)	振动等级①/mm·s^{-1}	转动惯量①/kg·m^2	质量①/kg
同步转速1500r·min^{-1}												
YB2-315M-4	132	237.7	1485	94.8	0.88	2.1	7.0	2.2	93	3.50	4.96	1200
YB2-315L1-4	160	284.3	1485	94.9	0.89	2.1	7.0	2.2	97	3.50	5.22	1320
YB2-315L-4	185	328.7	1485	94.9	0.89	2.1	7.0	2.2	97	3.50	5.43	1420
YB2-315L2-4	200	354.6	1485	94.9	0.89	2.1	7.0	2.2	97	3.50	5.62	1500
YB2-355S1-4	185	328.7	1488	94.9	0.90	2.1	7.0	2.2	97	3.50	6.45	1700
YB2-355S2-4	200	354.6	1488	94.9	0.90	2.1	7.0	2.2	97	3.50	6.56	1800
YB2-355M1-4	220	390.1	1488	94.9	0.90	2.1	7.0	2.2	101	3.50	6.88	1830
YB2-355M2-4	250	441.9	1488	95.2	0.90	2.1	7.0	2.2	101	3.50	7.22	1940
YB2-355L1-4	280	494.9	1488	95.2	0.90	2.1	7.0	2.2	101	3.50	7.46	2080
YB2-355L2-4	315	556.2	1488	95.2	0.90	2.1	7.0	2.2	101	3.50	7.68	2260
同步转速1000r·min^{-1}												
YB2-711-6	0.18	0.67	910	62.0	0.66	1.9	4.0	2.1	52	1.80		
YB2-712-6	0.25	0.89	910	63.0	0.68	1.9	4.0	2.1	52	1.80		
YB2-801-6	0.37	1.27	910	63.0	0.70	1.9	4.0	2.1	54	1.80		
YB2-802-6	0.55	1.76	910	66.0	0.72	1.9	4.0	2.1	54	1.80		
YB2-90S-6	0.75	2.29	910	69.0	0.72	2.1	4.0	2.1	57	1.80		
YB2-90L-6	1.1	3.14	910	73.0	0.73	2.1	5.0	2.1	57	1.80		
YB2-100L-6	1.5	3.95	940	76.0	0.76	2.1	5.0	2.1	61	1.80		
YB2-112M-6	2.2	5.57	940	79.0	0.76	2.1	5.0	2.1	65	1.80		
YB2-132S-6	3	7.31	960	81.0	0.77	2.1	6.0	2.4	69	1.80		
YB2-132M1-6	4	9.39	960	83.0	0.78	2.1	6.0	2.4	69	1.80		
YB2-132M2-6	5.5	12.6	960	85.0	0.78	2.1	6.5	2.4	69	1.80		
YB2-160M-6	7.5	16.8	970	86.0	0.79	2.1	6.5	2.4	73	2.80	0.46	154
YB2-160L-6	11	24.2	970	87.5	0.79	2.1	6.5	2.4	73	2.80	0.61	176
YB2-180L-6	15	31.6	970	89.0	0.81	2.1	7.0	2.1	73	2.80	1.01	255
YB2-200L1-6	18.5	37.6	970	90.0	0.83	2.2	7.0	2.4	76	2.80	1.62	290
YB2-200L2-6	22	44.7	970	90.0	0.83	2.2	7.0	2.4	76	2.80	1.84	315

（续）

型　　号	额定功率/kW	额定电流①（380V时）/A	额定转速①/r·min^{-1}	效率（满负载时）（%）	功率因数 cosφ（满负载时）	堵转转矩/额定转矩	堵转电流/额定电流	最大转矩/额定转矩	声功率级/dB(A)	振动等级①/mm·s^{-1}	转动惯量①/kg·m^2	质量①/kg
同步转速1000r·min^{-1}												
YB2-225M-6	30	57.6	980	92.0	0.86	2.1	7.0	2.4	76	2.80	2.43	410
YB2-250M-6	37	71	980	92.0	0.86	2.1	7.0	2.4	78	3.50	2.68	525
YB2-280S-6	45	85.9	980	92.5	0.86	2.1	7.0	2.4	80	3.50	3.46	635
YB2-280M-6	55	104.7	980	92.8	0.86	2.1	7.0	2.2	80	3.50	3.97	730
YB2-315S-6	75	141.7	985	93.5	0.86	2.0	7.0	2.0	85	3.50	4.57	1080
YB2-315M-6	90	169.5	985	93.8	0.86	2.0	7.0	2.0	85	3.50	4.83	1140
YB2-315L1-6	110	206.7	985	94.0	0.86	2.0	7.0	2.0	85	3.50	5.32	1310
YB2-315L2-6	132	244.7	985	94.2	0.87	2.0	7.0	2.0	85	3.50	5.95	1400
YB2-355S-6	160	292.3	985	94.5	0.88	1.9	7.0	2.0	92	3.50	7.32	1650
YB2-355M1-6	185	338	985	94.5	0.88	1.9	7.0	2.0	92	3.50	7.89	1760
YB2-355M2-6	200	364.6	985	94.5	0.88	1.9	7.0	2.0	92	3.50	8.17	1970
YB2-355L1-6	220	401.1	985	94.5	0.88	1.9	7.0	2.0	92	3.50	8.25	2140
YB2-355L2-6	250	454.3	985	95.5	0.88	1.9	7.0	2.0	92	3.50	8.36	2250
同步转速750r·min^{-1}												
YB2-801-8	0.18	0.86	710	52.0	0.61	1.8	3.3	1.9	52	1.80		
YB2-802-8	0.25	1.13	710	55.0	0.61	1.8	3.3	1.9	52	1.80		
YB2-90S-8	0.37	1.44	710	63.0	0.62	1.8	4.0	2.0	56	1.80		
YB2-90L-8	0.55	2.07	710	64.0	0.63	1.8	4.0	2.0	56	1.80		
YB2-100L1-8	0.75	2.36	710	71.0	0.68	1.8	4.0	2.0	59	1.80		
YB2-100L2-8	1.1	3.32	710	73.0	0.69	1.8	4.0	2.0	59	1.80		
YB2-112M-8	1.5	4.4	710	75.0	0.69	1.8	4.0	2.0	61	1.80		
YB2-132S-8	2.2	5.8	710	79.0	0.73	1.8	5.5	2.2	64	1.80		
YB2-132M-8	3	7.71	710	81.0	0.73	1.8	5.5	2.2	64	1.80		
YB2-160M1-8	4	10.3	720	81.0	0.73	1.9	6.0	2.2	68	2.80	0.32	132
YB2-160M2-8	5.5	13.4	720	83.0	0.75	1.9	6.0	2.2	68	2.80	0.46	144
YB2-160L-8	7.5	17.6	720	85.0	0.76	1.9	6.0	2.2	68	2.80	0.61	175

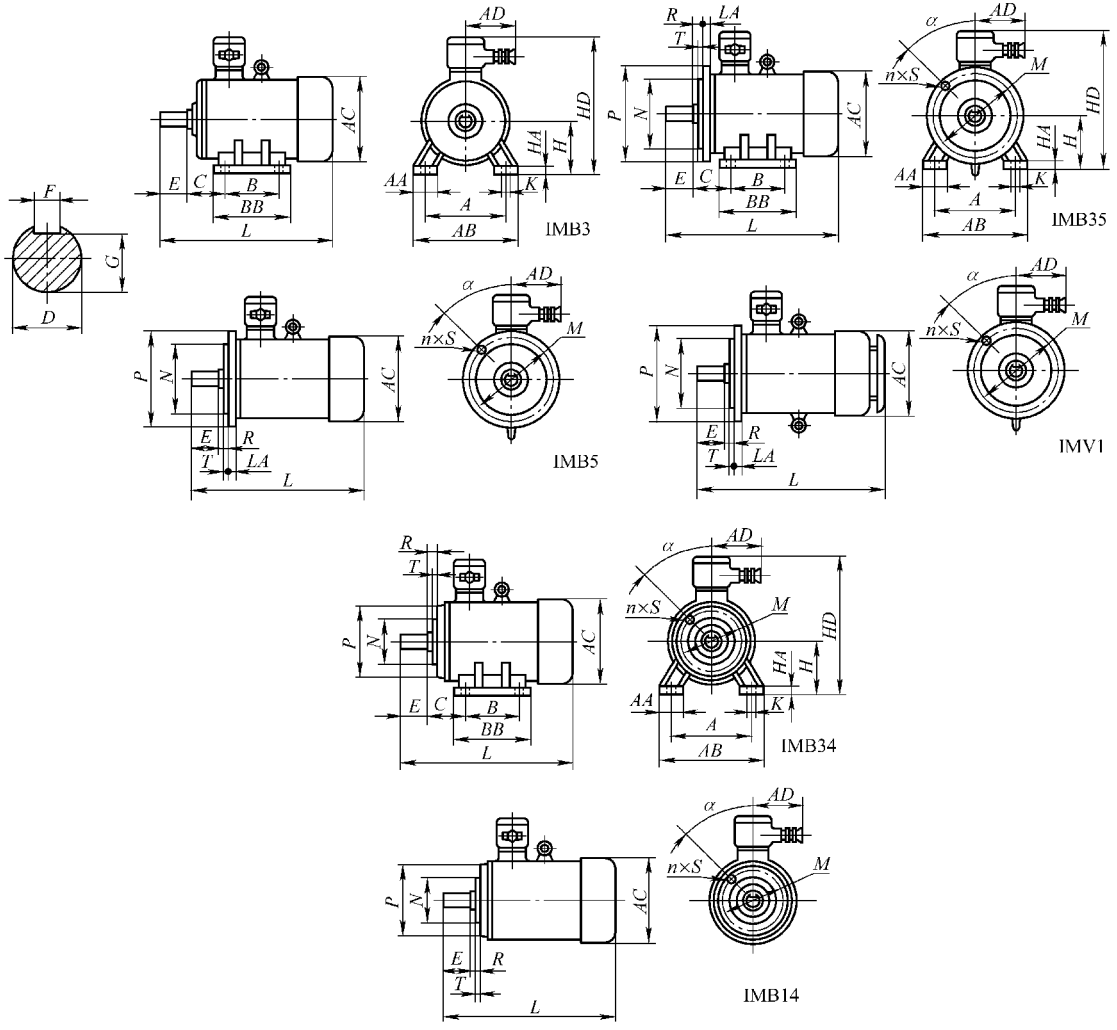
（续）

型　　号	额定功率/kW	额定电流①（380V时）/A	额定转速①/r·min^{-1}	效率（满负载时）（%）	功率因数 cosφ（满负载时）	堵转转矩/额定转矩	堵转电流/额定电流	最大转矩/额定转矩	声功率级/dB(A)	振动等级①/mm·s^{-1}	转动惯量①/kg·m^2	质量①/kg
同步转速750r·min^{-1}												
YB2-180L-8	11	25.3	730	87.0	0.76	1.9	6.0	2.2	70	2.80	1.06	225
YB2-200L-8	15	33.7	730	89.0	0.76	2.0	6.5	2.2	73	2.80	1.6	315
YB2-225S-8	18.5	40	730	90.0	0.78	2.0	6.5	2.2	73	2.80	2.28	375
YB2-225M-8	22	47.4	730	90.5	0.78	2.0	6.5	2.2	73	2.80	2.74	395
YB2-250M-8	30	63.4	730	91.0	0.79	1.9	6.5	2.0	75	3.50	3.67	530
YB2-280S-8	37	77.8	740	91.5	0.79	1.8	6.0	2.0	76	3.50	5.16	605
YB2-280M-8	45	94.1	740	92.0	0.79	1.8	6.0	2.0	76	3.50	5.82	700
YB2-315S-8	55	111.2	740	92.8	0.81	1.8	6.5	2.0	82	3.50	6.74	920
YB2-315M-8	75	151.3	740	93.0	0.81	1.8	6.5	2.0	82	3.50	7.35	1100
YB2-315L1-8	90	177.8	740	93.8	0.82	1.8	6.5	2.0	82	3.50	8.79	1120
YB2-315L2-8	110	216.8	740	94.0	0.82	1.8	6.5	2.0	82	3.50	9.18	1300
YB2-355S-8	132	259.6	740	94.2	0.82	1.8	6.5	2.0	90	3.50	10.19	1640
YB2-355M-8	160	313.4	740	94.6	0.82	1.8	6.5	2.0	90	3.50	11.24	1820
YB2-355L1-8	185	362.3	740	94.6	0.82	1.8	6.5	2.0	90	3.50	12.48	2100
YB2-355L2-8	200	386.2	740	94.8	0.83	1.8	6.5	2.0	90	3.50	13.56	2200
同步转速600r·min^{-1}												
YB2-315S-10	45	99.1	585	91.5	0.75	1.5	6.0	2.0	82	3.50		
YB2-315M-10	55	121.1	585	92.0	0.75	1.5	6.0	2.0	82	3.50		
YB2-315L1-10	75	162.1	585	92.5	0.76	1.5	6.0	2.0	82	3.50		
YB2-315L2-10	90	190.9	585	93.0	0.77	1.5	6.0	2.0	82	3.50		
YB2-355S-10	90	190.9	585	93.0	0.77	1.5	6.0	2.0	82	3.50		
YB2-355M1-10	110	229.9	585	93.2	0.78	1.3	5.5	2.0	90	3.50		
YB2-355M2-10	132	275	585	93.5	0.78	1.3	5.5	2.0	90	3.50		
YB2-355L1-10	160	333	585	93.6	0.78	1.3	5.5	2.0	90	3.50		
YB2-355L2-10	185	385	585	93.6	0.78	1.3	5.5	2.0	90	3.50		

注：当额定电压 U_N 不是380V时，额定电流按 $I_N = I_{(380V)} \times 380/U_N$，3kW以下电动机额定电压为380V。

① 非标准规定的数据。

表 9. 2-38　YB2 系列隔爆型三相异步电动机安装及外形尺寸　（mm）



（续）

机座号	A	B	C	D		E		F		G		H	K	进线口管螺纹		AA	AB	AC	AD	BB	HA	HD	LA	L			
				极数																				2极		≥4极	
				2极	≥4极	2极	≥4极	2极	≥4极	2极	≥4极			单口	双口									其他	V1	其他	V1
63	100	80	40	11		23		4		8.5		63	7	M24×1.5	—	30	130	150	165	110	8	230	10	270	310	270	310
71	112	90	45	14		30		5		11		71	7	M24×1.5	—	32	140	155	165	130	8	240	12	300	340	300	340
80	125	100	50	19		40		6		15.5		80	10	M30×2	—	34	165	180	225	135	10	340	15	330	375	330	375
90S	140	100	56	24		50		8		20		90	10	M30×2	—	36	180	205	225	135	14	355	15	360	405	360	405
90L	140	125	56	24		50		8		20		90	10	M30×2	—	36	180	205	225	160	14	355	15	385	430	385	430
100L	160	140	63	28		60		8		24		100	12	M30×2	—	40	200	230	225	180	14	380	18	430	485	430	485
112M	190	140	70	28		60		8		24		112	12	M30×2	—	50	245	230	225	185	16	400	18	460	520	460	520
132S	216	140	89	38		80		10		33		132	12	M30×2	—	60	280	270	225	200	18	470	20	515	585	515	585
132M	216	178	89	38		80		10		33		132	12	M30×2	—	60	280	270	225	240	18	470	20	550	630	550	630
160M	254	210	108	42		110		12		37		160	15	M36×2	—	70	330	325	240	270	20	530	20	670	745	670	745
160L	254	254	108	42		110		12		37		160	15	M36×2	—	70	330	325	240	314	20	530	20	710	780	710	780
180M	279	241	121	48		110		14		42.5		180	15	M36×2	—	70	355	360	240	325	22	565	20	730	800	730	800
180L	279	279	121	48		110		14		42.5		180	15	M36×2	—	70	355	360	240	365	22	565	20	750	820	750	820
200L	318	305	133	55		110		16		49		200	19	M48×2	M48×2	70	390	400	290	370	25	645	22	810	885	810	885
225S	356	286	149	55	60	110	140	16	18	49	53	225	19	M48×2	M48×2	75	435	450	290	370	28	690	22	—	—	845	915
225M	356	311	149	55	60	110	140	16	18	49	53	225	19	M48×2	M48×2	75	435	450	290	395	28	690	22	840	910	870	940
250M	406	349	168	60	65	140	140	18	18	53	58	250	24	M64×2	M48×2	80	490	500	350	425	30	770	25	950	1045	950	1045
280S	457	368	190	65	75	140	140	18	20	58	67.5	280	24	M64×2	M48×2	85	545	560	350	450	35	830	25	990	1100	1010	1120
280M	457	419	190	65	75	140	140	18	20	58	67.5	280	24	M64×2	M48×2	85	545	560	350	500	35	830	25	1040	1160	1060	1180
315S	508	406	216	65	80	140	170	18	22	58	71	315	28	M85×3	M64×2	132	640	630	480	540	38	1050	28	1330	1450	1360	1480
315M	508	457	216	65	80	140	170	18	22	58	71	315	28	M85×3	M64×2	132	640	630	480	590	38	1050	28	1360	1465	1390	1510
315L	508	508	216	65	80	140	170	18	22	58	71	315	28	M85×3	M64×2	132	640	630	480	640	38	1050	28	1500	1640	1530	1650
355S	610	500	254	75	95	140	170	20	25	67.5	86	355	28	M85×3	M72×2	150	740	750	480	710	42	1150	30	1520	1660	1570	1720
355M	610	560	254	75	95	140	170	20	25	67.5	86	355	28	M85×3	M72×2	150	740	750	480	770	42	1150	30	1600	1740	1650	1800
355L	610	630	254	75	95	140	170	20	25	67.5	86	355	28	M85×3	M72×2	150	740	750	480	840	42	1150	30	1700	1840	1750	1900

注：凸缘尺寸参见表9.2-39。

表 9. 2-39　YB2 系列隔爆型三相异步电动机凸缘尺寸　　（mm）

机座号	IMB 35　IMB5　IMV1								IMB14　IMB34							
	凸缘号	*M*	*N*	*P*	*R*	α°	*n* × *S*	*T*	凸缘号	*M*	*N*	*P*	*R*	α°	*n* × *S*	*T*
63	FF115	115	95	140	0	45	4 × φ10	3. 0	FT75	75	60	90	0	45	4 × M5	2. 5
71	FF130	130	110	160	0	45	4 × φ10	3. 0	FT85	85	70	105	0	45	4 × M6	2. 5
80	FF165	165	130	200	0	45	4 × φ12	3. 5	FT100	100	80	120	0	45	4 × M6	3. 0
90S	FF165	165	130	200	0	45	4 × φ12	3. 5	FT115	115	95	140	0	45	4 × M8	3. 0
90L	FF165	165	130	200	0	45	4 × φ12	3. 5	FT115	115	95	140	0	45	4 × M8	3. 0
100L	FF215	215	180	250	0	45	4 × φ15	4. 0	FT130	130	110	160	0	45	4 × M8	3. 5
112M	FF215	215	180	250	0	45	4 × φ15	4. 0	FT130	130	110	160	0	45	4 × M8	3. 5
132S	FF265	265	230	300	0	45	4 × φ15	4. 0								
132M	FF265	265	230	300	0	45	4 × φ15	4. 0								
160M	FF300	300	250	350	0	45	4 × φ19	5. 0								
160L	FF300	300	250	350	0	45	4 × φ19	5. 0								
180M	FF300	300	250	350	0	45	4 × φ19	5. 0								
180L	FF300	300	250	350	0	45	4 × φ19	5. 0								
200L	FF350	350	300	400	0	45	4 × φ19	5. 0								
225S	FF400	400	350	450	0	22. 5	4 × φ19	5. 0								
225M	FF400	400	350	450	0	22. 5	4 × φ19	5. 0								
250M	FF500	500	450	550	0	22. 5	4 × φ19	5. 0								
280S	FF500	500	450	550	0	22. 5	4 × φ19	5. 0								
280M	FF500	500	450	550	0	22. 5	4 × φ19	5. 0								
315S	FF600	600	550	660	0	22. 5	4 × φ24	6. 0								
315M	FF600	600	550	660	0	22. 5	4 × φ24	6. 0								
315L	FF600	600	550	660	0	22. 5	4 × φ24	6. 0								
355S	FF740	740	680	800	0	22. 5	4 × φ24	6. 0								
355M	FF740	740	680	800	0	22. 5	4 × φ24	6. 0								
355L	FF740	740	680	800	0	22. 5	4 × φ24	6. 0								

注：1. 凸缘外形图见表 9. 2-38。

2. *R* 为凸缘配合面至轴伸肩的距离。

1.6　小功率电动机

常用的小功率电动机有 YS、YU、YC、YY 系列等，其技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9.2-40 ~ 表 9.2-46。

表 9.2-40　YS 系列三相异步电动机技术数据（220/380V、50Hz）（摘自 JB/T 1009—2007）

代号			功率/W	电流①/A	转速①/r·min^{-1}	效率(%)	功率因数	堵转转矩额定转矩	堵转电流额定电流	最大转矩额定转矩	声功率级/dB（A）
机座	铁心	极数									
45	1	2	16	0.09	2800	46	0.57	2.3	6.0	2.3	65
	2	2	25	0.12	2800	52	0.60				
	1	4	10	0.12	1400	28	0.45	2.4		2.4	60
	2	4	16	0.16	1400	32	0.49				
50	1	2	40	0.17	2800	55	0.65	2.3	6.0	2.3	65
	2	2	60	0.23	2800	60	0.66				70
	1	4	25	0.17	1400	42	0.53	2.4		2.4	60
	2	4	40	0.22	1400	50	0.54				
56	1	2	90	0.32	2800	62	0.68	2.3	6.0	2.3	70
	2	2	120	0.38		67	0.71				
	1	4	60	0.28	1400	56	0.58	2.4		2.4	65
	2	4	90	0.38		58	0.61				
63	1	2	180	0.53	2800	69	0.75	2.3	6.0	2.3	70
	2	2	250	0.67		72	0.78				
	1	4	120	0.48	1400	60	0.63	2.4		2.4	65
	2	4	180	0.65		64	0.66				
71	1	2	370	0.96	2800	73.5	0.8	2.3	6.0	2.3	75
	2	2	550	1.35		75.5	0.82				
	1	4	250	0.83	1400	67	0.68	2.4		2.4	65
	2	4	370	1.12		69.5	0.72				70
	1	6	180			39	0.61	2.0	5.5	2	60
	2	6	250			63	0.62				
	1	8	90			49	0.52	1.8	4.5	1.9	55
	2	8	120			52	0.52				
80	1	2	750	1.75		76.5	0.85	2.2	7.0	2.3	75
	2	2	1100			77	0.85				78
	1	4	550	1.55		73.5	0.73	2.3	6.0	2.4	70
	2	4	750	2.01		75.5	0.75				
	1	6	370			68	0.62	2.0	5.5	2.0	65
	2	6	550			71	0.64				
	1	8	180			58	0.52	1.8	4.5	1.9	55
	2	8	250			62	0.54				
90 S	—	2	1500			78.5	0.85	2.0	7.0	2.3	83
L		2	2200			81	0.86				
S		4	1100			78	0.78	2.3	6.5	2.4	73
L		4	1500			79	0.79				78
S		6	750			73	0.68	2.0	6.0	2.1	65
L		6	1100			75	0.70				68
S		8	370			68	0.58	1.8	4.5	1.9	60
L		8	550			69	0.60				

① 非标准数据，仅供参考。

表 9. 2-41　YU 系列电阻起动异步电动机技术数据（摘自 JB/T 1010—2007）

代号			功率 /W	电流① /A	电压 /V	转速① /r·min^{-1}	效率 (%)	功率因数	堵转转矩/额定转矩	堵转电流 /A	最大转矩①/额定转矩	声功率级 /dB (A)
机座	铁心	极数										
63	1	2	90	1. 09	220	2800	56	0. 67	1. 5	12	1. 8	70
	2	2	120	1. 36			58	0. 69	1. 4	14		
	1	4	60	1. 23		1400	39	0. 57	1. 7	9		65
	2	4	90	1. 64			43	0. 58	1. 5	12		
71	1	2	180	1. 89	220	2800	60	0. 72	1. 3	17	1. 8	70
	2	2	250	2. 40			64	0. 74	1. 1	22		
	1	4	120	1. 88		1400	50	0. 58	1. 5	14		65
	2	4	180	2. 49			53	0. 62	1. 4	17		
80	1	2	370	3. 36	220	2800	65	0. 77	1. 1	30	1. 8	75
	2	2	550				68	0. 79	1. 0	42		
	1	4	250	3. 11		1400	58	0. 63	1. 2	22		65
	2	4	370	4. 24			62	0. 64	1. 2	30		70
90S		2	750		220	2800	70	0. 80	0. 8	55	1. 8	75
90L		2	1100				72	0. 80	0. 8	90		78
90S		4	550			1400	66	0. 69	1. 0	42		70
90L		4	750				68	0. 73	1. 0	55		70

① 非标准数据，仅供参考。

表 9. 2-42　YC 系列电容起动异步电动机技术数据（220V、50Hz）（摘自 JB/T 1011—2007）

代号			功率 /W	电流① /A	转速① /r·min^{-1}	效率 (%)	功率因数	堵转转矩/额定转矩	堵转电流 /A	最大转矩①/额定转矩	声功率级 /dB (A)
机座	铁心	极数									
71	1	2	180	1. 89	2800	60	0. 72	3. 0	12	1. 8	70
	2	2	250	2. 40		64	0. 74		15		
	1	4	120	1. 88	1400	50	0. 58		9		65
	2	4	180	2. 49		53	0. 62	2. 8	12		
80	1	2	370	3. 36	2800	65	0. 77		21		75
	2	2	550	4. 65		68	0. 79		29		
	1	4	250	3. 11	1400	58	0. 63		15		65
	2	4	370	4. 24		62	0. 64	2. 5	21		70
90S	2		750	5. 94	2800	70	0. 80		37		75
90L	2		1100			72	0. 80		60		78
90S	4		550	5. 7	1400	66	0. 69		29		70
90L	4		750	6. 77		68	0. 73		37		
S	6		250			54	0. 50		20		60
L	6		370			58	0. 55		25		65
100L	1	2	1500		2800	74	0. 81		80	1. 8	83
	2	2	2200			75	0. 81	2. 2	120		
	1	4	1100		1400	71	0. 74		60		73
	2	4	1500			73	0. 75	2. 5	80		78
	1	6	550			60	0. 60		35		65
	2	6	750			61	0. 62		45		
112M		2	3000		2800	76	0. 82		150		87
		4	2200		1400	74	0. 76	2. 2	120		78
		6	1100			63	0. 65		70		68
132S		2	3700		2800	77	0. 82		175		87
		4	3000		1400	75	0. 77		150		82
		6	1500			68	0. 68	2. 0	90		73
132M		4	3700		1400	76	0. 79	2. 2	175		82
		6	2200			70	0. 70	2. 0	130		73

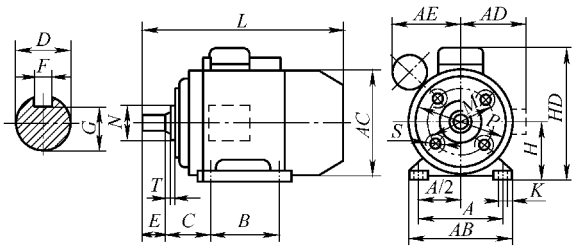
① 非标准数据，仅供参考。

表 9.2-43　YY 系列电容运转异步电动机技术数据（摘自 JB/T 1012—2007）

代号			功率	同步转速	效率	功率	堵转转矩/	堵转电流	声功率级
机座	铁心	极数	/W	/r·min^{-1}	(%)	因数	额定转矩	/A	/dB (A)
45	1	2	16	3000	35	0.9	0.6	1	65
	2	2	25		40			1.2	
	1	4	10	1500	24	0.85	0.55	0.8	60
	2	4	16		33			1.0	
50	1	2	40	3000	47	0.90	0.5	1.5	65
	2	2	60		53			2.0	70
	1	4	25	1500	38	0.85	0.55	1.2	60
	2	4	40		45			1.5	
56	1	2	90	3000	56	0.92	0.5	2.5	70
	2	2	120		60			3.5	
	1	4	60	1500	50	0.90	0.45	2.0	65
	2	4	90		90			2.5	
63	1	2	180	3000	65	0.92	0.4	5	70
	2	2	250		66			7	
	1	4	120	1500	57	0.90	0.4	3.5	65
	2	4	180		59			5	
71	1	2	370	3000	67	0.92	0.35	10	75
	2	2	550		70			15	
	1	4	250	1500	61	0.92	0.35	7	65
	2	4	370		62			10	70
	1	6	120	1000	53	0.90	0.35	3.5	62
	2	6	180		55			5	
80	1	2	750	3000	72	0.92	0.32	20	75
	2	2	1100		75	0.95		30	78
	1	4	550	1500	64	0.92	0.35	15	70
	2	4	750		68		0.32	20	
	1	6	250	1000	57	0.92	0.32	7	62
	2	6	370		58			10	67
90S	—	2	1500	3000	76	0.95	0.30	45	83
	—	4	1100	1500	71	0.95	0.32	30	73
	—	6	550	1000	62	0.92	0.32	15	67
90L	—	2	2200	3000	77	0.95	0.30	65	83
	—	4	1500	1500	73	0.95	0.30	45	78
	—	6	750	1000	65	0.92	0.30	20	67

表 9.2-44　YS、YU、YC、YY 系列 IMB35（IMV36）**型电动机安装尺寸及外形尺寸**

（摘自 JB/T 1009～1012—2007）　　（mm）



（续）

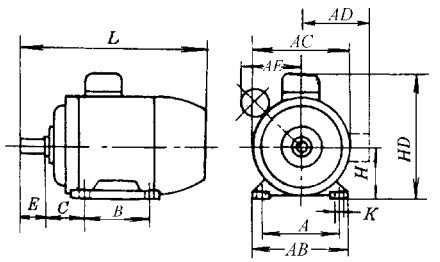
机座号	凸缘号	安装尺寸															外形尺寸					
		A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*K*	*M*	*N*	*P*	*R*	*S*	*T*	*AB*	*AC*	*AD*	*AE*	*HD*	*L*
90S	FF165	140	100	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	0	12	3.5	160	185	160	(120)	220	335
90L			125																		(240)	360
100L	FF215	160	140	63	28	60		24	100	12	215	180	250		15	4.0	205	220	180	(130)	260	430
112M		190		70					112								245	250	190	(140)	300	455
132S	FF265	216	178	89	38	80	10	33	132		265	230	300				280	290	210	(155)	350	525
132M																						565

注：1. YS、YU、YY 系列仅有机座号 90。

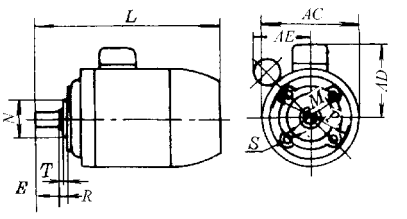
2. *AE* 值系 YC、YY 系列的值。

3. 图中虚线表示侧面出线盒。

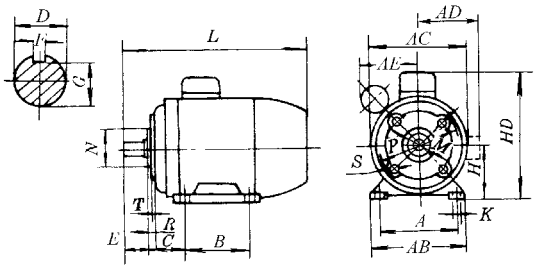
表 9.2-45　YS、YU、YY 系列电动机安装尺寸及外形尺寸　　（mm）



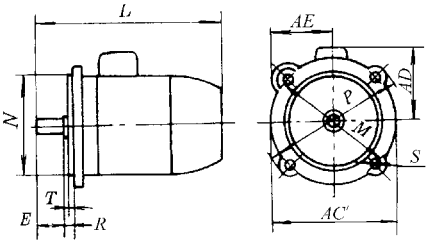
IMB3型(IMV5、IMV6)



IMB14型(IMV18、IMV19)



IMB34型

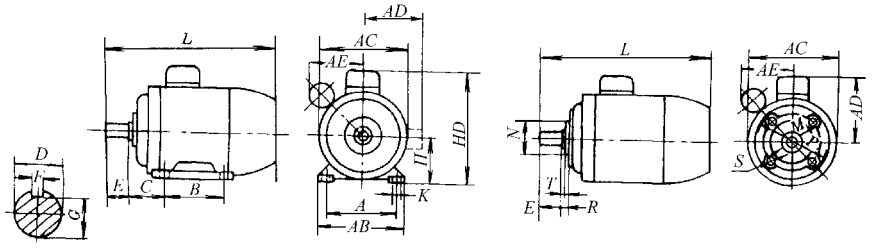


IMB5型(IMV1、IMV3)

机座号	安装尺寸									安装尺寸										外形尺寸不大于								
										IMB34、IMB14						IMB5						IMB3、IMB34、IMB14					IMB5			
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*K*	*M*	*N*	*P*	*R*	*S*	*T*	*M*	*N*	*P*	*R*	*S*	*T*	*AB*	*AC*	*AD*	*HD*	*L*	*AC*	*AD*	*L*	*AE*
45	71	56	28	9	20	3	7.2	45	4.8	45	32	60	0	M5	2.5							90	100	90	115	150				
50	80	63	32	9	20	3	7.2	50	5.8	55	40	70	0	M5	2.5							100	110	100	125	155				
56	90	71	36	9	20	3	7.2	56	5.8	65	50	80	0	M5	2.5							115	120	110	135	170				
63	100	80	40	11	23	4	8.5	63	7	75	60	90	0	M5	2.5	115	95	140	0	10	3.0	130	130	125	165	230	130	125	250	85
71	112	90	45	14	30	5	11	71	7	85	70	105	0	M6	2.5	130	110	160	0	10	3.5	145	145	140	180	255	145	140	275	95
80	125	100	50	19	40	6	15.5	80	10	100	80	120	0	M6	3.0	165	130	200	0	12	3.5	160	165	150	200	295	165	150	300	110
90S	140	125	56	24	50	8	20	90	10	115	95	140	0	M8	3.0	165	130	200	0	12	3.5	180	185	160	220	310	185	160	335	120
90L																										335			360	120

注：YU 系列为 63 ~ 90 的机座号。

表 9.2-46　YC 系列电容起动异步电动机安装尺寸及外形尺寸（摘自 JB/T1011—2007）（mm）



IMB3型(IMV5、IMV6)　　IMB14型(IMV18、IMV19)H71~90

IMB34　H71~90　　IMB5型(IMV1、IMV3)

机座号	安装尺寸														
	IMB34，IMB14														
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*K*	*M*	*N*	*P*	*R*	*S*	*T*
71	112	90	45	14	30	5	11	71	7	85	70	105	0	M6	2.5
80	125	100	50	19	40	6	15.5	80	10	100	80	120			3
90S	140		56	24	50	8	20	90		115	95	140		M8	
90L		125													
100L	160	140	63	28	60		14	100	12						
112M	190		70					112							
132S	216		89	38	80	10	33	132							
132M		178													

机座号	安装尺寸						外形尺寸									
	IMB5						IMB3，IMB34						IMB14，IMB5			
	M	*N*	*P*	*R*	*S*	*T*	*AB*	*AC*	*AD*	*AE*	*HD*	*L*	*AC*	*AD*	*AE*	*L*
71	130	110	160	0	10	3.5	145	145	140	95	180	255	145	140	93	275
80	165	130	200		12		160	165	150	110	200	295	165	150	110	300
90S							180	185	160	120	240	370	185	160	120	370
90L												400				400
100L	215	180	250		15	4.0	205	200	180	130	260	430	220	180	130	430
112M	265	230	300				245	250	190	140	300	455	250	190	140	455
132S							280	290	210	155	350	525	290	210	155	525
132M												565				565

注：出线盒的位置在电动机顶部，根据用户要求，也可以放在侧面。

1.7　Z4 系列直流电动机（摘自 JB/T6316—2006）

Z4 系列直流电动机的技术数据、安装尺寸及外形尺寸见表 9.2-47 ~ 表 9.2-49。

表 9. 2-47　Z4 系列直流电动机技术数据

型　号	额定功率 P_N /kW	额定转速 /r·min^{-1}			弱磁转速 n_F /r·min^{-1}	电枢电流① I_N/A	励磁功率① P_F/W	电枢回路电阻①R (20℃) /Ω	电枢回路电感①L_A /mH	磁场电感① L_F/H	外接电感① L_R/mH	效率 (%)	转动惯量① J/kg·m^2	质量① /kg
		160V	400V	440V										
Z4-100-1	2. 2	1490			3000	17. 9	315	1. 19	11. 2	22	15	67. 8	0. 044	72
	1. 5	955			2000	13. 3		2. 17	21. 4	13	15	58. 5		
	4		2630		4000	12		2. 82	26	18		78. 9		
	4			2960	4000	10. 7						80. 1		
	2		1310		3000	6. 6		9. 12	86	18		68. 4		
	2. 2			1480	3000	6. 5						70. 6		
	1. 4		860		2000	5. 1		16. 76	163	18		60. 3		
	1. 5			990	2000	4. 77						63. 2		
Z4-112/2-1	3	1540			3000	24	320	0. 785	7. 1	14	20	69. 1	0. 072	100
	2. 2	975			2000	19. 6		1. 498	14. 1	13	20	62. 1		
	5. 5		2630		4000	16. 4		1. 933	17. 9	17		79. 9		
	5. 5			2940	4000	14. 7						81. 1		
	2. 8		1340		3000	9. 1		6	59	17		71. 2		
	3			1500	3000	8. 6						72. 8		
	1. 9		855		2000	6. 9		11. 67	110	13		61. 1		
	2. 2			965	2000	7. 1						63. 5		
Z4-112/2-2	4	1450			3000	31. 3	350	0. 567	6. 2	14	12	72. 6	0. 088	107
	3	1070			2000	24. 8		0. 934	10. 3	14	10	66. 8		
	7		2660		4000	20. 4		1. 305	14	19		82. 4		
	7. 5			2980	4000	19. 7						83. 5		
	3. 7		1320		3000	11. 7		4. 24	48. 5	19		74. 1		
	4			1500	3000	11. 2						76		
	2. 6		895		2000	9		7. 62	83	14		65. 1		
	3			1010	2000	9. 1						67. 3		
Z4-112/4-1	5. 5	1520			3000	42. 5	500	0. 38	3. 85	6. 8	6. 5	73	0. 128	106
	4	990			2000	33. 7		0. 741	7. 7	6. 7	4. 5	64. 9		
	10		2680		3500	29		0. 89	9	6. 8		82. 7		
	11			2950	3500	28. 8						83. 3		
	5		1340		1800	15. 7		3. 01	30. 5	6. 8		74. 3		
	5. 5			1480	1800	15. 4						75. 7		
	3. 7		855		1100	13		5. 78	60	6. 7		65. 2		
	4			980	1100	12. 2						68. 7		
Z4-112/4-2	5. 5	1090			2000	43. 5	570	0. 441	5. 1	7. 8	6	69. 5	0. 156	114
	13		2740		3600	37		0. 574	6. 4	5. 8		84. 4		
	15			3035	3600	38. 6						85. 4		
	6. 7		1330		1800	20. 6		2. 12	24. 1	7. 8		76. 8		
	7. 5			1480	1800	20. 6						78. 4		
	5		955		1200	16. 1		3. 46	40. 5	5. 8		71. 1		
	5. 5			1025	1200	15. 7						71. 9		

（续）

型　号	额定功率 P_N /kW	额定转速 /r·min^{-1}		弱磁转速 n_F /r·min^{-1}	电枢电流① I_N/A	励磁功率① P_F/W	电枢回路电阻①R（20℃）/Ω	电枢回路电感①L_A /mH	磁场电感① L_F/H	效率（%）	转动惯量① J/kg·m^2	质量① /kg
		400V	440V									
Z4-132-1	18.5	2610		4000	52.2	650	0.368	5.3	6.5	85	0.32	140
	18.5		2850	4000	47.1					85.9		
	10	1330		2100	30.1		1.309	18.9	8.9	79.4		
	11		1480	2200	29.6					80.9		
	7	865		1600	22.7		2.56	37.5	6.3	71.9		
	7.5		975	1600	21.4					74.5		
Z4-132-2	20	2800		3600	55.4	730	0.226	3.65	10	87.8	0.4	160
	22		3090	3600	55.3					88.3		
	15	1360		2500	44.5		0.811	13.5	7.7	81.2		
	15		1510	2500	39.5					83.4		
	10	905		1400	31.1		1.565	26	6	75.6		
	11		995	1400	30.5					77.7		
Z4-132-3	27	2720		3600	74.5	800	0.1905	3.4	21	88.2	0.48	180
	30		3000	3600	75					88.6		
	18.5	1390		2100	53.2		0.531	9.8	6.6	83.6		
	18.5		1540	2200	47.6					84.7		
	13.5	945		1600	40.5		0.976	19.4	6.5	79.4		
	15		1050	1600	40.5					80.5		
Z4-160-11	33	2710		3500	93.4	820	0.1835	3.15	10	87.4	0.64	220
	37		3000							88.5		
	19.5	1350		3000	58.8		0.593	10.4	7.7	80.4		
	22		1500							82.6		
Z4-160-22	40.5	2710		3500	113	920	0.1426	2.7	10	88.2	0.76	242
	45		3000							89.1		
Z4-160-21	16.5	900		2000	50.5		0.862	17.7	6	77.9		
	18.5		1000							79.4		
Z4-160-32	49.5	2710		3500	137	1050	0.097	2.07	11	89.1	0.88	268
	55		3010							90.2		
Z4-160-31	27	1350		3000	77.8		0.376	8.3	10	84.7		
	30		1500							85.7		
Z4-160-31	19.5	900		2000	59.1		0.675	15.2	6.3	79.1		
	22		1000							81.7		
Z4-180-11	33	1350		3000	95.4	1200	0.29	5.8	7.1	84.7	1.52	326
	37		1500							86.5		
	16.5	670		1900	51.4		0.947	17.6	5.6	75.5		
	18.5		750							78.1		
	13	540		1400	42.4		1.264	25	5.6	73		
	15		600							74.1		
Z4-180-22	67	2710		3400	185	1400	0.0555	1.16	6.9	89.5	1.72	350
	75		3000							90.7		
Z4-180-21	40.5	1350		2800	115		0.2125	4.65	6.6	85.8		
	45		1500							87		
Z4-180-21	27	900		2000	79		0.419	9.3	7.3	82.2		
	30		1000							83.7		
Z4-180-21	19.5	670		1400	61		0.756	15.7	7.1	77.3		
	22		750							79.7		

（续）

型　号	额定功率 P_N /kW	额定转速 /r·min^{-1}		弱磁转速 n_F /r·min^{-1}	电枢电流① I_N/A	励磁功率① P_F/W	电枢回路电阻① R（20℃）/Ω	电枢回路电感① L_A /mH	磁场电感① L_F/H	效率（%）	转动惯量① J/kg·m^2	质量① /kg
		400V	440V									
Z4-180-21	16.5	540		1600	52	1400	1.003	21.9	5	73.8	1.72	350
	18.5		600							76.8		
Z4-180-31	33	900		2000	97	1500	0.332	7.7	6.6	82.8	1.92	380
	37		1000							83.6		
	19.5	540		1250	62		0.801	19	6.6	74.8		
	22		600							76.6		
Z4-180-41 42	81	2710		3200	221	1700	0.051	1.16	12	91	2.2	410
	90		3000							91.3		
	50	1350		3000	139		0.1417	3.2	5.7	87.5		
	55		1500							87.7		
Z4-180-41 41	27	670		2000	80		0.459	10.4	6.3	80.4		
	30		750							81.1		
Z4-200-11 12	99	2710		3000	271	1400	0.0373	0.83	7.62	90.2	3.68	485
	110		3000							91.6		
Z4-200-11 11	40.5	900		2000	118		0.2653	8.4	7.01	83.4		
	45		1000							85.5		
	33	670		1600	99		0.369	10.6	7.77	80.2		
	37		750							82.9		
Z4-200-11 11	19.5	450		1000	64		0.93	21.9	7.3	72.2		
	22		500							77.4		
Z4-200-21 21	67	1350		3000	188	1500	0.0885	2.8	6.78	88.7	4.2	530
	75		1500							89.6		
Z4-200-21 21	27	540		1000	82		0.535	14	9.64	78.8		
	30		600							80.4		
Z4-200-31 32	119	2710		3200	322	1750	0.0266	0.79	10.9	91.7	4.8	580
	132		3000							92.4		
Z4-200-31	81	1350		2800	224		0.0771	2.6	5.61	88.7		
	90		1500							90		
Z4-200-31 31	49.5	900		2000	141		0.1751	4.8	8.54	85.6		
	55		1000							87.1		
Z4-200-31 31	40.5	670		1400	119	1750	0.283	8.5	8.35	82.5	4.8	580
	45		750							84.1		
Z4-200-31	33	540		1200	101		0.42	12.2	8.42	79.6		
	37		600							82		
Z4-200-31 31	27	450		750	84		0.598	17.1	8.4	77.5		
	30		500							79.5		
Z4-225-11	99	1360		3000	276	2300	0.0664	2.1	4.45	87.9	5	680
	110		1500							89.4		
	67	900		2000	193		0.1406	4.9	4.28	84.4		
	75		1000							86.5		
	49	680		1300	146		0.2433	8.7	5.77	81.2		
	55		750							84		
	40	540		1200	123		0.356	9.5	6.38	78.2		
	45		600							80.8		
	33	450		1000	103		0.476	15.2	6.1	76.5		
	37		500							78.8		

（续）

型　号	额定功率 P_N /kW	额定转速 /r·min^{-1}		弱磁转速 n_F /r·min^{-1}	电枢电流① I_N/A	励磁功率① P_F/W	电枢回路电阻①R（20℃）/Ω	电枢回路电感①L_A /mH	磁场电感① L_F/H	效率（%）	转动惯量① J/kg·m^2	质量① /kg
		400V	440V									
Z4-225-21	49	540		1000	148	2470	0.2648	9.5	4.14	79.3	5.6	740
	55		600							82.4		
	40	450		1000	125		0.397	13.7	5.41	76.6		
	45		500							78.9		
Z4-225-31	119	1360		2400	327	2580	0.0454	1.5	5.33	89.3	6.2	800
	132		1500							90.5		
	81	900		2000	227		0.093	3.4	5.3	86.9		
	90		1000							88		
	67	680		2250	197		0.167	5.1	5.44	82.5		
	75		750							85.1		
Z4-250-12	144	1360		2100	399	2500	0.0444	1.3	4.29	88.8	8.8	890
	160		1500							89.9		
Z4-250-11	99	900		2000	281		0.0911	2.4	4.55	86.2		
	110		1000							88.1		
Z4-250-21	167	1360		2200	459	2750	0.0325	0.91	4.28	89.8	10	970
	185		1500							90.5		
	81	680		2250	234		0.1306	3.9	5.41	83.2		
	90		750							85.2		
Z4-250-31	180	1360		2400	493	2850	0.0281	0.87	5.32	90.4	11.2	1070
	200		1500							91.5		
	119	900		2000	334		0.0668	1.7	5.46	87.4		
	132		1000							89.1		
	67	540		2000	204		0.202	4	4	80.8		
	75		600							84.6		
	49	450		1500	152		0.305	7.3	5.1	78.5		
	55		500							82.4		
Z4-250-41	198	1360		2400	539	3000	0.0237	0.93	6.19	91	12.8	1180
	220		1500							91.7		
Z4-250-42	144	900		2000	401		0.0485	1.9	4.53	88		
	160		1000							89.2		
	99	680		1900	283		0.102	2.6	5.3	85.8		
	110		750							87.4		
Z4-250-41	81	540		1600	236		0.141	4.7	6.36	83.4		
	90		600							85		
Z4-250-41	67	450		1500	201		0.195	5.1	4.97	80		
	75		500							83.4		
Z4-280-11	226	1355		2000	614	3100	0.02134	0.69	4.58	90.9	16.4	1280
	250		1500							91.6		
Z4-280-22	253	1355		1800	684	3500	0.01796	0.77	5.3	91.5	18.4	1400
	280		1500							92.1		
Z4-280-21	180	900		2000	498		0.0373	1.2	4.46	89.1		
	200		1000							90.1		
Z4-280-21	119	675		1600	333		0.0662	2.3	4.37	87.1		
	132		750							88.6		
Z4-280-21	99	540		1500	281		0.093	3.1	4.57	84.7		
	110		600							86		

（续）

型　号	额定功率 P_N /kW	额定转速 /r·min^{-1}		弱磁转速 n_F /r·min^{-1}	电枢电流① I_N/A	励磁功率① P_F/W	电枢回路电阻①R（20℃）/Ω	电枢回路电感①L_A /mH	磁场电感① L_F/H	效率（%）	转动惯量① J/kg·m^2	质量① /kg
		400V	440V									
32	284	1360		1800	768		0.01493	0.59	6.94	91.7		
	315		1500							92.6		
31	198	900		2000	545		0.0314	1.1	5.54	89.7		
	220		1000							90.6		
Z4-280-32	144	675		1700	402	3600	0.0532	2	5.47	87.8	21.2	1550
	160		750							89.1		
31	118	540		1000	339		0.0839	2.6	5.77	85.4		
	132		600							86.8		
31	80	450		1400	234		0.1377	5.3	9.03	84.1		
	90		500							85.4		
42	225	900		1800	616		0.02545	0.96	5.29	90.2		
	250		1000							91.1		
Z4-280-41	166	675		1900	464	4000	0.0457	1.7	5.19	88.1	24	1700
	185		750							89.4		
41	98	450		1000	282		0.0993	3.7	6.86	85.1		
	110		500							86.9		
12	321	1360		1800	865		0.015	0.39	8.64	92.2		
	355		1500							92.8		
12	253	900		1600	690		0.02355	0.46	5.06	90.4		
	280		1000							91.6		
12	180	680		1900	500		0.04371	0.83	4.97	88.4		
Z4-315-	200		750			3850				89.4	21.2	1890
11	144	540		1900	409		0.06919	1.3	7.6	86.4		
	160		600							87.4		
11	118	450		1600	344		0.1	2.3	9.43	84.4		
	132		500							86.3		
11	98	360		1200	294		0.1415	2.9	9.96	81.7		
	110		400							84.3		
22	284	900		1600	772		0.02034	0.49	5.91	91		
	315		1000							91.5		
22	225	680		1600	624		0.03392	0.74	18.8	88.7		
Z4-315-	250		750			4350				89.6	24	2080
21	166	540		1600	468		0.05382	1.2	25	87.2		
	185		600							88.5		
21	143	450		1500	413		0.076	1.5	19	84.7		
	160		500							86		
32	320	900		1600	867		0.01658	0.39	23.1	91		
	355		1000							92		
32	252	680		1600	698		0.03043	0.82	21.5	89.1		
Z4-315-	280		750			4650				89.8	27.2	2290
32	180	540		1500	501		0.04536	0.95	31.6	88.2		
	200		600							89.4		
31	118	360		1200	344		0.1002	2.1	23.3	83.2		
	132		400							85.3		
Z4-315-42	361	900		1400	971	5200	0.01302	0.33	29	92.1	30.8	2520
	400		1000							92.7		

（续）

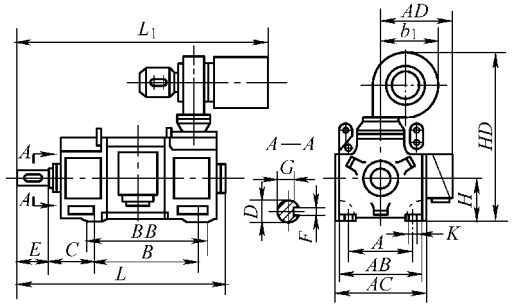
型　号	额定功率 P_N /kW	额定转速 /r·min^{-1}		弱磁转速 n_F /r·min^{-1}	电枢电流① I_N/A	励磁功率① P_F/W	电枢回路电阻①R（20℃）/Ω	电枢回路电感① L_A /mH	磁场电感① L_F/H	效率（%）	转动惯量① J/kg·m^2	质量① /kg
		400V	440V									
Z4-315-42	284	680		1600	778	5200	0.02364	0.67	20.8	90	30.8	2520
	315		750							90.7		
42	225	540		1600	626		0.03554	0.87	21.9	88.3		
	250		600							89		
Z4-315-41	166	450		1500	468		0.055	1.4	37.4	87.3		
	185		500							88.3		
41	143	360		1200	416		0.0803	1.8	22.2	84		
	160		400							85.3		
12	406	900		1500	1094	4700	0.01259	0.36	37.6	91.8	42	2890
	450		1000							92.8		
12	321	680		1500	877		0.02087	0.59	28.1	90.4		
	355		750							91.2		
Z4-355-11	253	540		1500	697		0.02952	0.91	22	89.2		
	280		600							90.2		
11	180	450		1500	506		0.0502	1.5	8.91	87.6		
	200		500							88.9		
11	166	360		1200	478		0.066	1.8	22.4	84.9		
	185		400							85.9		
22	361	680		1600	978	5600	0.01583	0.44	15.6	90.8	46	3170
	400		750							91.7		
22	284	540		1500	783		0.02676	0.81	34.7	89.5		
	315		600							90.5		
Z4-355-22	225	450		1600	624		0.03462	1	20.5	88.4		
	250		500							89.5		
21	180	360		1200	511		0.05642	1.6	35.5	86.3		
	200		400							87.5		
32	406	680		1100	1098	6000	0.01362	0.39	19	91.3	52	3490
	450		750							92.1		
32	320	540		1600	877		0.02153	0.7	24.3	89.9		
	355		600							91		
Z4-355-32	284	450		1500	789		0.0293	0.91	18.5	88.3		
	315		500							89.5		
31	197	360		1200	559		0.04957	1.3	34.6	86.6		
	220		400							88.4		
Z4-355-42	361	540		1300	985	6500	0.01836	0.64	29.6	90.5	60	3840
	400		600							91.2		
	320	450		1200	882		0.02361	0.76	17.7	88.9		
	355		500							89.2		
	225	360		1200	627		0.0358	1.2	17.7	87.5		
	250		400							88.8		
22	435	680		1400	1175	5700	0.0139	0.33	7.85	90.8	74	4500
	480		750							92		
Z4-400-21	235	360		1200	675		0.0497	1	7.3	84.8		
	260		400							86.3		
21	180	270		900	537		0.0804	1.6	7.44	81.8		
	200		300							83.1		

（续）

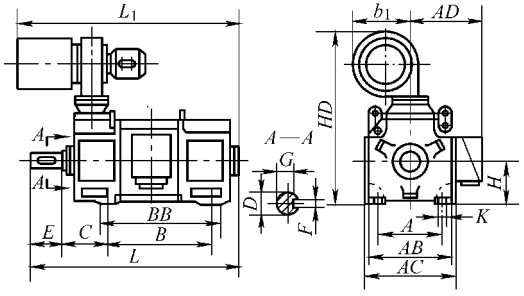
型　号	额定功率 P_N /kW	额定转速 /r·min^{-1} 400V	额定转速 /r·min^{-1} 440V	弱磁转速 n_F /r·min^{-1}	电枢电流① I_N/A	励磁功率① P_F/W	电枢回路电阻①R (20℃) /Ω	电枢回路电感① L_A /mH	磁场电感① L_F/H	效率 (%)	转动惯量① J/kg·m^2	质量① /kg
32	500	680		1400	1340	6400	0.0112	0.3	9.57	91.2	84	4900
	550		750							92.5		
32	400	540		1300	1083		0.0162	0.35	4.51	89.9		
	440		600							91.1		
Z4-400-32	344	450		1300	952		0.0248	0.58	6	88.1		
	380		500							89.5		
31	270	360		1200	768		0.03821	0.82	6.11	86		
	300		400							87.5		
31	208	270		900	611		0.0659	1.5	5.89	82.8		
	230		300							84		
42	435	540		1300	1175	7100	0.0134	0.32	5.54	90.8	94	5300
	480		600							92		
42	390	450		1400	1070		0.0201	0.47	6.86	88.6		
	430		500							90		
Z4-400-41	316	360		1200	880		0.0274	0.73	5.41	87.7		
	350		400							89		
41	235	270		900	676		0.0508	1.2	5.38	84		
	260		300							85.4		
22	472	540		1200	1286	6500	0.0133	0.29	10.2	90.8	138	5600
	520		600							92.1		
22	408	450		1400	1114		0.0159	0.41	7.99	90		
	450		500							91.3		
Z4-450-22	362	360		1200	1010		0.0232	0.61	5.79	88.1		
	400		400							89.4		
21	253	270		900	720		0.0415	1	5.82	85.8		
	280		300							87.1		
32	500	540		1200	1358	7100	0.0134	0.30	19.6	90.8	156	6000
	550		600							92		
32	453	450		1300	1228		0.0145	0.32	7.36	90		
	500		500							91.4		
Z4-450-32	408	360		1200	1130		0.0205	0.53	7.17	88.5		
	450		400							89.7		
32	309	270		900	875		0.0342	0.83	4.8	85.9		
	340		300							87.1		
31	200	180		600	595		0.0751	1.9	9.09	81.3		
	220		200							82.6		
42	545	540		1100	1492	7800	0.0134	0.51	28.2	90.3	174	6700
	600		600							91.5		
42	500	450		1100	1367		0.0145	0.43	18.6	90		
	550		500							91.4		
Z4-450-42	453	360		1200	1254		0.0178	0.42	5.85	88.9		
	500		400							90		
42	345	270		900	972		0.0275	0.81	5.62	86.8		
	380		300							88.1		
41	235	180		600	698		0.0612	1.7	5.73	81.7		
	260		200							83		

① 非标准内容，仅供参考。

表 9.2-48　Z4 系列直流电动机 1MB3 安装尺寸及外形尺寸　（mm）



Z4-100～160



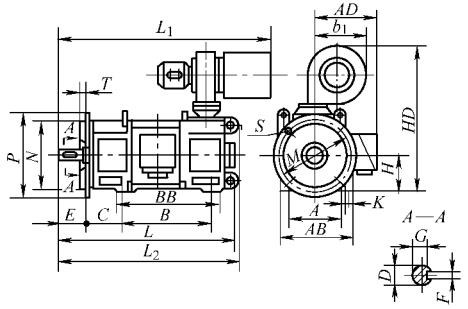
Z4-180～450

机座号	安装尺寸									外形尺寸							
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	AB	AC	AD	b_1	BB	L	L_1	HD
100-1	160	318	63±2.0	$24^{+0.009}_{-0.004}$	50	$8^{0}_{-0.036}$	$20^{0}_{-0.2}$	$100^{0}_{-0.5}$	$12^{+0.43}_{0}$	210	245	190	165	380	510	590	420
112/2-1	190	337.5	70±2.0	$28^{+0.009}_{-0.004}$	60	$8^{0}_{-0.036}$	$24^{0}_{-0.2}$	$112^{0}_{-0.5}$	$12^{+0.43}_{0}$	235	265	210	180	410	555	615	475
112/2-2		367.5		$32^{+0.018}_{+0.002}$	80	$10^{0}_{-0.036}$	$27^{0}_{-0.2}$							440	585	645	
112/4-1		347.5												420	585	645	
112/4-2		387.5												460	625	685	
132-1	216	355	89±2.0	$38^{+0.018}_{+0.002}$	80	$10^{0}_{-0.036}$	$33^{0}_{-0.2}$	$132^{0}_{-0.5}$	$12^{+0.43}_{0}$	270	305	245	220	435	630	825	550
132-2		405												485	690	875	
132-3		465												545	740	935	
160-11	254	411	108±3.0	$48^{+0.018}_{+0.002}$	110	$14^{0}_{-0.043}$	$42.5^{0}_{-0.2}$	$160^{0}_{-0.5}$	$15^{+0.43}_{0}$	330	360	295	240	495	755	965	640
160-21		451												535	795	1005	
160-22		516												600	860	1040	
160-31		501												585	845	1055	
160-32		566												650	910	1090	
180-11	279	436	121±3.0	$55^{+0.030}_{+0.011}$	110	$16^{0}_{-0.043}$	$49^{0}_{-0.2}$	$180^{0}_{-0.5}$	$15^{+0.43}_{0}$	370	400	305	310	530	805	1035	750
180-21		476												570	845	1075	
180-22		541												635	910	1140	
180-31		526												620	895	1125	
180-41		586												680	955	1185	
180-42		651												745	1020	1250	
200-11	318	566	133±3.0	$65^{+0.030}_{+0.011}$	140	$18^{0}_{-0.043}$	$58^{0}_{-0.2}$	$200^{0}_{-0.5}$	$19^{+0.52}_{0}$	410	440	365	310	660	990	1170	790
200-12		614												705	1035	1220	
200-21		606												700	1030	1210	
200-31		686												780	1110	1290	
200-32		734												825	1155	1340	
225-11	356	701	149±4.0	$75^{+0.030}_{+0.011}$	140	$20^{0}_{-0.052}$	$67.5^{0}_{-0.2}$	$225^{0}_{-0.5}$	$19^{+0.52}_{0}$	450	485	410	370	795	1150	1615	1000
225-21		751												845	1200	1665	
225-31		811												905	1260	1725	

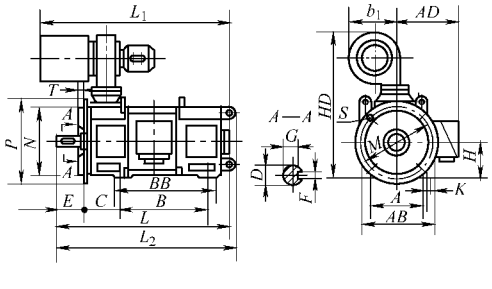
（续）

机座号	安装尺寸									外形尺寸							
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*K*	*AB*	*AC*	*AD*	b_1	*BB*	*L*	L_1	*HD*
250-11	406	715	168 ±4.0	$85^{+0.035}_{+0.013}$	170	$22^{0}_{-0.052}$	$76^{0}_{-0.2}$	$250^{0}_{-0.5}$	$24^{+0.52}_{0}$	500	535	440	370	815	1235	1657	1040
250-12		775												875	1295	1717	
250-21		765												865	1285	1707	
250-31		825												925	1345	1767	
250-41		895												995	1455	1837	
250-42		955												1055	1475	1897	
280-11	457	762	190 ±4.0	$95^{+0.035}_{+0.013}$	170	$25^{0}_{-0.052}$	$86^{0}_{-0.2}$	$280^{0}_{-1.0}$	$24^{+0.52}_{0}$	560	595	465	420	875	1325	1748	1140
280-21		822												935	1385	1808	
280-22		912												1025	1475	1898	
280-31		892												1005	1455	1878	
280-32		982												1095	1545	1968	
280-41		972												1085	1535	1958	
280-42		1062												1175	1625	2048	
315-11	508	887	216 ±4.0	$100^{+0.035}_{+0.013}$	210	$28^{0}_{-0.052}$	$90^{0}_{-0.2}$	$315^{0}_{-1.0}$	$28^{+0.52}_{0}$	630	665	500	430	1010	1545	1897	1310
315-12		977												1100	1635	1987	
315-21		967												1090	1625	1977	
315-22		1057												1180	1715	2067	
315-31		1057												1180	1715	2067	
315-32		1147												1270	1805	2157	
315-41		1157												1280	1815	2167	
315-42		1247												1370	1905	2257	
355-11	610	968	254 ±4.0	$110^{+0.035}_{+0.013}$	210	$28^{0}_{-0.052}$	$100^{0}_{-0.2}$	$355^{0}_{-1.0}$	$28^{+0.52}_{0}$	710	745	715	430	1105	1700	2010	1390
355-12		1058												1195	1790	2100	
355-21		1058												1195	1790	2100	
355-22		1148												1285	1880	2190	
355-31		1158												1295	1890	2200	
355-32		1248												1385	1980	2290	
355-42		1358												1495	2090	2400	
400-21	686	1039	280 ±4.0	$120^{+0.035}_{+0.013}$	210	$32^{0}_{-0.062}$	$109^{0}_{-0.2}$	$400^{0}_{-1.0}$	$35^{+0.62}_{0}$	790	830	750	600	1285	1812	1897	1620
400-22		1159												1405	1932	2017	
400-31		1129												1375	1902	1987	
400-32		1249												1495	2022	2107	
400-41		1229												1475	2002	2087	
400-42		1349												1595	2122	2207	
450-21	800	1151	315 ±4.0	$140^{+0.040}_{+0.015}$	250	$36^{0}_{-0.062}$	$128^{0}_{-0.3}$	$450^{0}_{-1.0}$	$35^{+0.62}_{0}$	890	924	800	600	1489	2034	2140	1720
450-22		1271												1609	2154	2260	
450-31		1251												1589	2134	2240	
450-32		1371												1709	2254	2360	
450-41		1361		$160^{+0.040}_{+0.015}$	300	$40^{0}_{-0.062}$	$147^{0}_{-0.3}$							1699	2294	2350	
450-42		1481												1819	2414	2470	

表 9.2-49 Z4 系列直流电动机 1MB35、1MB5、1MV1、1MV15 安装尺寸及外形尺寸 （mm）



Z4-100～160



Z4-180～315

机座号	安装尺寸														外形尺寸								
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*K*	*M*	*N*	*S*	孔数	*T*	*P*	*AB*	*AD*	b_1	*BB*	*L*	L_1	L_2	*HD*
100-1	160	318	63 ± 2.0	$24^{+0.009}_{-0.004}$	50	$8^{0}_{-0.036}$	$20^{0}_{-0.2}$	$100^{0}_{-0.5}$	$12^{+0.43}_{0}$	215	$180^{+0.014}_{-0.011}$	$15^{+0.43}_{0}$	4	4	250	210	190	165	380	510	590	530	420
112/2-1	190	337.5	70 ± 2.0	$28^{+0.009}_{-0.004}$	60	$8^{0}_{-0.036}$	$24^{0}_{-0.2}$	$112^{0}_{-0.5}$	$12^{+0.43}_{0}$	215	$180^{+0.014}_{-0.011}$	$15^{+0.43}_{0}$	4	4	250	235	210	180	410	555	615	575	475
112/2-2		367.5																	440	585	645	605	
112/4-1		347.5		$32^{+0.018}_{+0.002}$	80	$10^{0}_{-0.036}$	$27^{0}_{-0.2}$												420	585	645	605	
112/4-2		387.5																	460	625	685	645	
132-1	216	355	89 ± 2.0	$38^{+0.018}_{+0.002}$	80	$10^{0}_{-0.036}$	$33^{0}_{-0.2}$	$132^{0}_{-0.5}$	$12^{+0.43}_{0}$	265	$230^{+0.016}_{-0.013}$	$15^{+0.43}_{0}$	4	4	300	270	245	220	435	630	825	650	550
132-2		405																	485	690	875	710	
132-3		465																	545	740	935	760	
160-11	254	411	108 ± 3.0	$48^{+0.018}_{+0.002}$	110	$14^{0}_{-0.043}$	$42.5^{0}_{-0.2}$	$160^{0}_{-0.5}$	$15^{+0.43}_{0}$	300	$250^{+0.016}_{-0.013}$	$19^{+0.52}_{0}$	4	5	350	330	295	240	495	755	965	795	640
160-21		451																	535	795	1005	835	
160-22		516																	600	860	1040	900	
160-31		501																	585	845	1055	885	
160-32		566																	650	910	1090	950	
180-11	279	436	121 ± 3.0	$55^{+0.030}_{+0.011}$	110	$16^{0}_{-0.043}$	$49^{0}_{-0.2}$	$180^{0}_{-0.5}$	$15^{+0.43}_{0}$	350	300 ± 0.016	$19^{+0.52}_{0}$	4	5	400	370	305	310	530	805	1035	855	750
180-21		476																	570	845	1075	895	
180-22		541																	635	910	1140	960	
180-31		526																	620	895	1125	945	
180-41		586																	680	955	1185	1005	
180-42		651																	745	1020	1250	1070	

（续）

机座号	安装尺寸														外形尺寸								
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*K*	*M*	*N*	*S*	孔数	*T*	*P*	*AB*	*AD*	b_1	*BB*	*L*	L_1	L_2	*HD*
200-11		566																	660	990	1170	1040	
200-12		614																	705	1035	1220	1085	
200-21	318	606	133 ± 3.0	$65^{+0.030}_{+0.011}$	140	$18^{0}_{-0.043}$	$58^{0}_{-0.2}$	$200^{0}_{-0.5}$	$19^{+0.52}_{0}$	400	350 ± 0.018	$19^{+0.52}_{0}$	8	5	450	410	365	310	700	1035	1210	1080	790
200-31		686																	780	1110	1290	1160	
200-32		734																	825	1155	1340	1205	
225-11		701																	795	1150	1615	1200	
225-21	356	751	149 ± 4.0	$75^{+0.030}_{+0.011}$	140	$20^{0}_{-0.052}$	$67.5^{0}_{-0.2}$	$225^{0}_{-0.5}$	$19^{+0.52}_{0}$	500	450 ± 0.020	$19^{+0.52}_{0}$	8	5	550	450	410	370	845	1200	1665	1250	1000
225-31		811																	905	1260	1725	1310	
250-11		715																	815	1235	1650	1295	
250-12		775																	875	1295	1710	1355	
250-21	406	765	168 ± 4.0	$85^{+0.035}_{+0.013}$	170	$22^{0}_{-0.052}$	$76^{0}_{-0.2}$	$250^{0}_{-0.5}$	$24^{+0.52}_{0}$	600	550 ± 0.022	$24^{+0.52}_{0}$	8	6	660	500	440	370	865	1285	1700	1345	1040
250-31		825																	925	1345	1760	1405	
250-41		895																	995	1455	1830	1515	
250-42		955																	1055	1475	1890	1535	
280-11		762																	875	1325	1748	1390	
280-21		822																	935	1385	1808	1450	
280-22		912																	1025	1475	1898	1540	
280-31	457	892	190 ± 4.0	$95^{+0.035}_{+0.013}$	170	$25^{0}_{-0.052}$	$86^{0}_{-0.2}$	$280^{0}_{-1.0}$	$24^{+0.52}_{0}$	600	550 ± 0.022	$24^{+0.52}_{0}$	8	6	660	560	465	420	1005	1455	1878	1520	1140
280-32		982																	1095	1545	1968	1610	
280-41		972																	1085	1535	1958	1600	
280-42		1062																	1175	1625	2048	1690	
315-11		887																	1010	1545	1897	1620	
315-12		977																	1100	1635	1987	1710	
315-21		967																	1090	1625	1977	1700	
315-22	508	1057	216 ± 4.0	$100^{+0.035}_{+0.013}$	210	$28^{0}_{-0.052}$	$90^{0}_{-0.2}$	$315^{0}_{-1.0}$	$28^{+0.52}_{0}$	740	680 ± 0.025	$24^{+0.52}_{0}$	8	6	800	620	497	430	1180	1715	2067	1790	1310
315-31		1057																	1080	1715	2067	1790	
315-32		1147																	1270	1805	2157	1880	
315-41		1157																	1280	1815	2167	1890	
315-42		1247																	1370	1905	2257	1980	

注：1. L_2 尺寸为立式安装 IMV1 及 IMV15 型的电动机总长（不包括外鼓风机）。

2. IMB5 型制造到机座号中心高 200mm。

2　控制电动机

2.1　MINAS A4 系列交流伺服电动机

（1）产品的特点

MINAS A4 系列全数字式交流伺服电动机系统具有如下特点：

1）可根据负载惯量的变化，与自适应滤波器配合，从低刚性到高刚性都可以自动地调整增益。

2）具有高速高响应特性，速度响应频率最高可达 1kHz，且具有高性能的机械适应性。

3）超低振动。通过内置的自适应滤波器、陷波滤波器和振动抑制滤波器，可以抑制机械运转时所产生的振动，使系统处于稳定运行状态。

（2）型号的含义

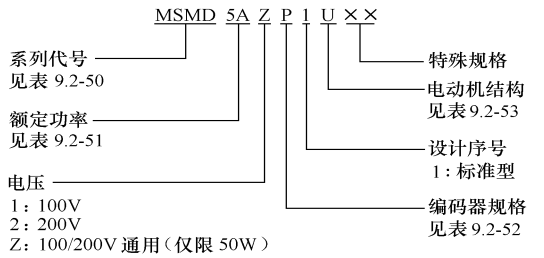


表 9.2-50　MINAS A4 系列交流伺服电动机规格一览表

电机系列		额定输出功率/kW	额定转速/最高转速/r·min⁻¹	编码器		保持制动器	主要特点
				2500p/r 增量式	17 位增量式/绝对式		
超小惯量	MAMA	0.1，0.2，0.4，0.75	5000/6000	○	○	○	小容量 超小惯量电动机 超高转速
小惯量	MSMD	0.05，0.1，0.2，0.4，0.75	3000/5000①	○	○	○	小容量 小惯量电动机
	MQMA	0.1，0.2，0.4	3000/5000	○	○	○	小容量 小惯量电动机 扁平形电动机
	MSMA	1.0，1.5，2.0，3.0，4.0，5.0	3000/5000②	○	○	○	中容量 小惯量电动机
中惯量	MDMA	0.75，1.0，1.5，2.0，2.5，3.0，3.5，4.0，4.5，5.0	2000/3000	○	○	○	中容量 中惯量电动机
		7.5	1500/3000				
	MGMA	0.9，2.0，3.0，4.5，6.0	1000/2000	○	○	○	中容量 中惯量电动机 低速大转矩
	MFMA	0.4，1.5，2.5，4.5	2000/3000	○	○	○	中容量 中惯量电动机 扁平形电动机
大惯量	MHMD	0.2，0.4，0.75	3000/5000①	○	○	○	小容量 大惯量电动机
	MHMA	0.5，1.0，1.5，2.0，3.0，4.0，5.0	2000/3000	○	○	○	中容量 大惯量电动机
		7.5	1500/3000				

注：1. 各系列都具有 CE、UL 安全认证。

2. 电动机的防护等级都是 IP65（除了电动机轴端；部分型号不包括插头部分）。

① 750W 最高转速为 4500r·min⁻¹。

② 4kW、5kW 最高转速为 4500r·min⁻¹。

表 9. 2-51　电动机额定功率代号含义

代　号	额定功率	代　号	额定功率
5A	50W	20	2. 0kW
01	100W	25	2. 5kW
02	200W	30	3. 0kW
04	400W	40	4. 0kW
05	500W	45	4. 5kW
08	750W	50	5. 0kW
09	900W	60	6. 0kW
10	1. 0kW	75	7. 5kW
15	1. 5kW		

表 9. 2-52　编码器规格代号含义

代号	方　　式	脉冲数	分辨率	线数
P	增量式	2500p/r	10000	5
S	增量式/绝对式通用	17bit	131072	7

表 9. 2-53　电动机结构代号含义

电动机类型		MSMD、MQMA、MHMD				MSMA、MDMA、MGMA、MFMA、MHMA				MAMA			
结构代号		C	D	U	V	C	D	G	H	A	B	E	F
轴	直轴	●	●			●	●			●	●		
	键轴			●	●			●	●			●	●
保持制动器	有		●		●		●		●		●		●
	无	●		●		●		●		●		●	
油封	有	●	●	●	●	●	●	●	●				
	无									●	●	●	●

（3）主要规格参数

MINAS A4 系列全数字式交流伺服电动机的主要规格性能参数见表 9. 2-54。

（4）外形及安装尺寸

MINAS A4 系列全数字式交流伺服电动机的外形及安装尺寸见表 9. 2-55。

（5）生产厂

Panasonic 株式会社。

表 9. 2-54　MINAS A4 系列交流伺服电动机主要规格及性能参数

电动机系列		MSMD				
额定输出功率/W		50	100	200	400	750
适配驱动器型号		MADDT1205		MADDT1207	MBDDT2210	MCDDT3520
外形分类		A 型			B 型	C 型
额定转矩/N · m		0. 16	0. 32	0. 64	1. 3	2. 4
最大转矩/N · m		0. 48	0. 95	1. 91	3. 8	7. 1
额定转速/最高转速/r · min^{-1}		3000/5000				3000/4500
电动机惯量/×10^{-4}kg · m^2	无制动器	0. 025	0. 051	0. 14	0. 26	0. 87
	有制动器	0. 027	0. 054	0. 16	0. 28	0. 97
变压器容量/kVA		0. 3	0. 3	0. 5	0. 9	1. 3
编码器		17 位（分辨率：131072），7 线制增量式/绝对式；2500p/r（分辨率：10000），5 线制增量式				
环境要求		温度：工作 0 ~ 40℃（无冰冻），保存 – 20 ~ 80℃；湿度：工作/保存≤85% RH（无结露）；海拔≤1000m；振动≤49m · s^{-2}				
质量/kg（制动器：无/有）		0. 32/0. 53	0. 47/0. 68	0. 82/1. 3	1. 2/1. 7	2. 3/3. 1

电动机系列	MQMA			MHMD		
额定输出功率/W	100	200	400	200	400	750
适配驱动器型号	MADDT1205	MADDT1207	MBDDT2210	MADDT1207	MBDDT2210	MCDDT3520
外形分类	A 型	A 型	B 型	A 型	B 型	C 型
额定转矩/N · m	0. 32	0. 64	1. 3	0. 64	1. 3	2. 4
最大转矩/N · m	0. 95	1. 91	3. 82	1. 91	3. 8	7. 1
额定转速/最高转速/r · min^{-1}	3000/5000			3000/5000		3000/4500

（续）

电动机系列		MQMA			MHMD		
电动机惯量 /×10⁻⁴kg·m²	无制动器	0.09（0.10）	0.34（0.35）	0.64（0.65）	0.42	0.67	1.51
	有制动器	0.12（0.13）	0.42（0.43）	0.72（0.73）	0.45	0.7	1.61
变压器容量/kVA		0.4	0.5	1.0	0.5	0.9	1.3
编码器		17 位（分辨率：131072），7 线制增量式/绝对式；2500p/r（分辨率：10000），5 线制增量式					
环境要求		温度：工作 0～40℃（无冰冻），保存 -20～80℃；湿度：工作/保存≤85% RH（无结露）；海拔≤1000m；振动≤49m·s⁻²					
质量/kg	2500p/r，无制动器	0.65	1.3	1.8	0.96	1.4	2.5
	2500p/r，有制动器	0.9	2.0	2.5	1.4	1.8	3.3
	17 位，无制动器	0.75	1.4	1.9	0.96	1.4	2.5
	17 位，有制动器	1.0	2.1	2.6	1.4	1.8	3.3

电动机系列		MSMA					
额定输出功率/kW		1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
适配驱动器型号		MDDDT5540		MEDDT7364	MFDDTA390	MFDDTB3A2	
外形分类		D 型		E 型	F 型		
额定转矩/N·m		3.18	4.77	6.36	9.54	12.6	15.8
最大转矩/N·m		9.5	14.3	19.1	28.6	37.9	47.6
额定转速/最高转速/r·min⁻¹		3000/5000				3000/4500	
电动机惯量 /×10⁻⁴kg·m²	无制动器	1.69	2.59	3.46	6.77	12.7	17.8
	有制动器	1.88	2.84	3.81	7.45	14.1	19.7
变压器容量/kVA		1.8	2.3	3.3	4.5	6.0	7.5
编码器		17 位（分辨率：131072），7 线制增量式/绝对式；2500p/r（分辨率：10000），5 线制增量式					
环境要求		温度：工作 0～40℃（无冰冻），保存 -20～80℃；湿度：工作/保存≤85% RH（无结露）；海拔≤1000m；振动≤49m·s⁻²					
质量/kg（制动器：无/有）		4.5/5.1	5.1/6.5	6.5/7.9	9.3/11.0	12.9/14.8	17.3/19.2

电动机系列		MDMA								
额定输出功率/kW		0.75	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
适配驱动器型号		MDDDT3530		MDDDT 5540	MEDDT 7364	MFDDTA390			MFDDTB3A2		
外形分类		D 型			E 型	F 型					
额定转矩/N·m		3.57	4.8	7.15	9.54	11.8	14.3	16.6	18.8	21.4	23.8
最大转矩/N·m		10.7	14.4	21.5	28.5	35.5	42.9	50.0	56.4	64.3	71.4
额定转速/最高转速/r·min⁻¹		2000/3000									
电动机惯量 /×10⁻⁴kg·m²	无制动器	2.82	6.17	11.2	15.2	19.2	22.3	35.9	42.5	50.6	60.7
	有制动器	3.13	6.79	12.3	16.7	21.1	24.6	40.2	46.8	55.6	66.7
变压器容量/kVA		1.3	1.8	2.3	3.3	3.8	4.5	4.5	5.4	6.0	7.5
编码器		17 位（分辨率：131072），7 线制增量式/绝对式；2500p/r（分辨率：10000），5 线制增量式									
环境要求		温度：工作 0～40℃（无冰冻），保存 -20～80℃；湿度：工作/保存≤85% RH（无结露）；海拔≤1000m；振动≤49m·s⁻²									
质量/kg（制动器：无/有）		4.8/6.5	6.8/8.7	8.5/ 10.1	10.6/ 12.5	12.8/ 14.7	14.6/ 16.5	16.2/ 18.7	18.8/ 21.3	21.5/ 25.0	25.0/ 28.5

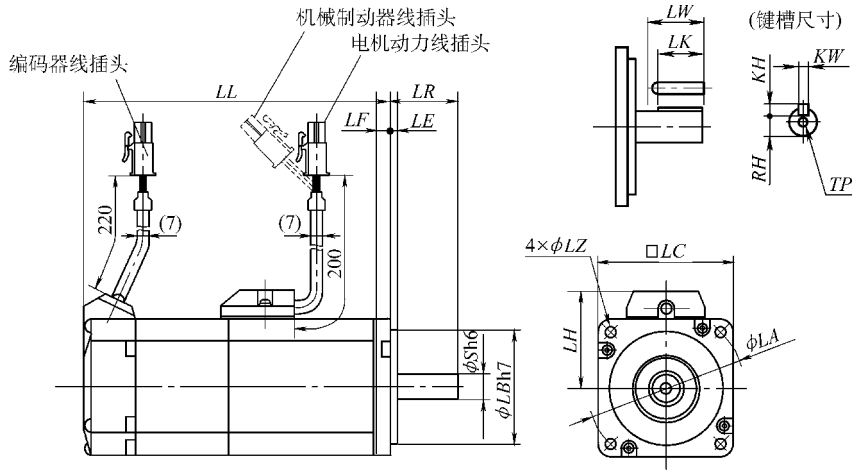
（续）

电动机系列		MGMA				MFMA			
额定输出功率/kW		0.9	2.0	3.0	4.5	0.4	1.5	2.5	4.5
适配驱动器型号		MDDDT5540	MFDDTA390	MFDDTB3A2	MFDDTB3A2	MCDDT3520	MDDDT5540	MEDDT7364	MFDDTB3A2
外形分类		D型	F型	F型	F型	C型	D型	E型	F型
额定转矩/N·m		8.62	19.1	28.4	42.9	1.9	7.15	11.8	21.5
最大转矩/N·m		19.3	44.0	63.7	107.0	5.3	21.5	30.4	54.9
额定转速/最高转速/r·min^{-1}		1000/2000				2000/3000			
电动机惯量/×10^{-4}kg·m^2	无制动器	11.2	35.5	55.7	80.9	2.45	20.1	41.3	72.3
	有制动器	12.3	41.4	61.7	86.9	2.7	21.5	45.3	78.5
变压器容量/kVA		1.8	3.8	5.3	7.5	1.0	2.3	3.8	6.8
编码器		17位（分辨率：131072），7线制增量式/绝对式；2500p/r（分辨率：10000），5线制增量式							
环境要求		温度：工作0~40℃（无冰冻），保存-20~80℃；湿度：工作/保存≤85% RH（无结露）；海拔≤1000m；振动≤49m·s^{-2}							
质量/kg（制动器：无/有）		8.5/10.0	17.5/21.0	25.0/28.5	34.0/39.5	4.7/6.7	11.0/14.0	14.8/17.5	19.9/24.3

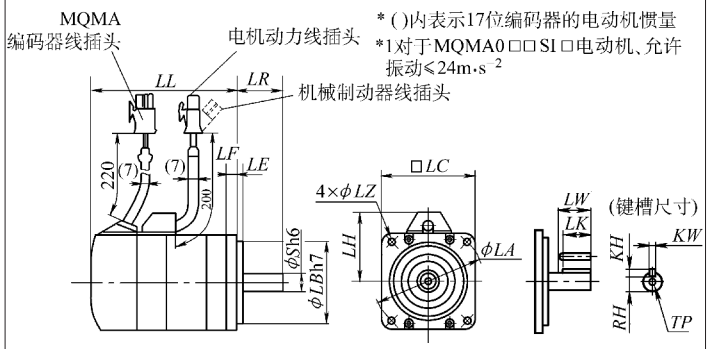
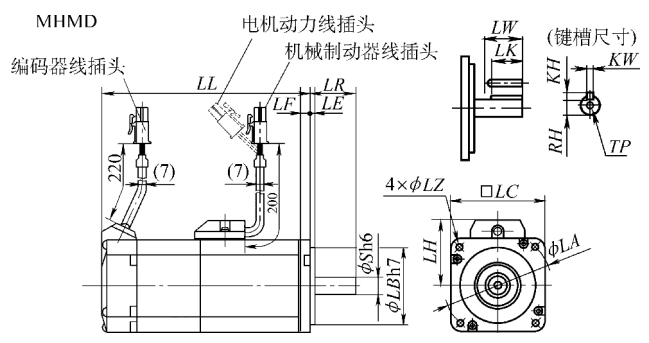
电动机系列		MHMA						
额定输出功率/kW		0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
适配驱动器型号		MCDDT3520	MDDDT3530	MDDDT5540	MEDDT7364	MFDDTA390	MFDDTB3A2	
外形分类		C型	D型		E型	F型		
额定转矩/N·m		2.38	4.8	7.15	9.54	14.3	18.8	23.8
最大转矩/N·m		6.0	14.4	21.5	28.5	42.9	56.4	71.4
额定转速/最高转速/r·min^{-1}		2000/3000						
电动机惯量/×10^{-4}kg·m^2	无制动器	14.0	26.0	42.9	62.0	94.1	120.0	170.0
	有制动器	15.2	27.2	44.1	67.9	100.0	126.0	176.0
变压器容量/kVA		1.0	1.8	2.3	3.3	4.5	6.0	7.5
编码器		17位（分辨率：131072），7线制增量式/绝对式；2500p/r（分辨率：10000），5线制增量式						
环境要求		温度：工作0~40℃（无冰冻），保存-20~80℃；湿度：工作/保存≤85% RH（无结露）；海拔≤1000m；振动≤49m·s^{-2}						
质量/kg（制动器：无/有）		5.3(6.9)	8.9(9.5)	10.0(11.6)	16.0(19.5)	18.2(21.7)	22.0(25.5)	26.7(30.2)

电动机系列		MDMA	MGMA	MHMA
额定输出功率/kW		7.5	6.0	7.5
适配驱动器型号		MGDDTC3B4		
外形分类		G型		
额定转矩/N·m		48.0	57.2	48.0
最大转矩/N·m		119.0	137.0	119.0
额定转速/最高转速/r·min^{-1}		1500/3000	1000/2000	1500/3000
电动机惯量/×10^{-4}kg·m^2	无制动器	99.0	99.0	282.0
	有制动器	105.0	108.0	288.0
变压器容量/kVA		11.0	11.0	11.0
编码器		17位（分辨率：131072），7线制增量式/绝对式；2500p/r（分辨率：10000），5线制增量式		
环境要求		温度：工作0~40℃（无冰冻），保存-20~80℃；湿度：工作/保存≤85% RH（无结露）；海拔≤1000m；振动≤24m·s^{-2}		
质量/kg（制动器：无/有）		41.0/45.0	41.0/45.0	43.5/47.5

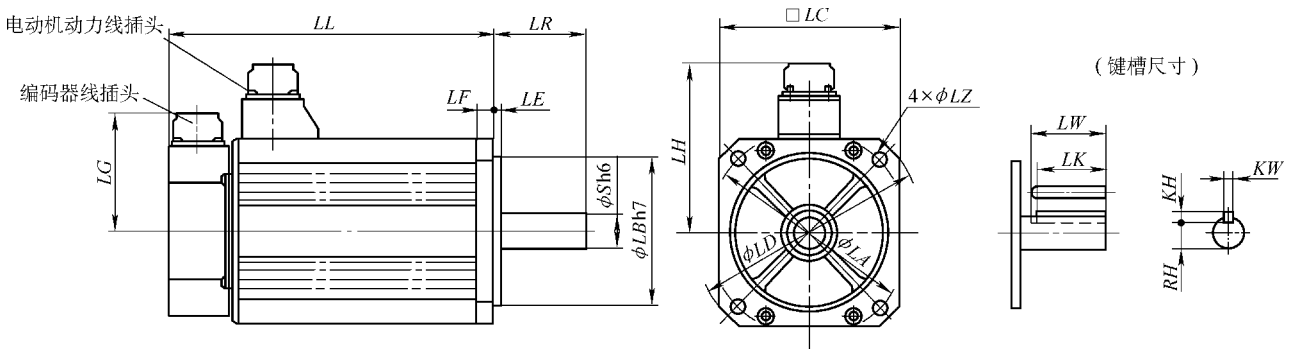
表 9.2-55 MINAS A4 系列交流伺服电动机外形及安装尺寸 （mm）

电动机系列		MSMD				
尺寸						
额定输出功率/W		50	100	200	400	750
LL	2500p/r,无制动器	72	92	79	98.5	112
	2500p/r,有制动器	102	122	115.5	135.5	149
	17位,无制动器	72	92	79	98.5	112
	17位,有制动器	102	122	115.5	135.5	149
LR		25	25	30	30	35
S		8	8	11	14	19
LA		45	45	70	70	90
LB		30	30	50	50	70
LC		38	38	60	60	80
LD		—	—	—	—	—
LE		3	3	3	3	3
LF		6	6	6.5	6.5	8
LG		—	—	—	—	—
LH		32	32	43	43	53
LN		26.5	46.5	—	—	—
LZ		3.4	3.4	4.5	4.5	6
键	*LW*	14	14	20	25	25
	LK	12.5	12.5	18	22.5	22
	KW	3h9	3h9	4h9	5h9	6h9
	KH	3	3	4	5	6
	RH	6.2	6.2	8.5	11	15.5
	TP	M3 深6	M3 深6	M4 深8	M5 深10	M5 深10

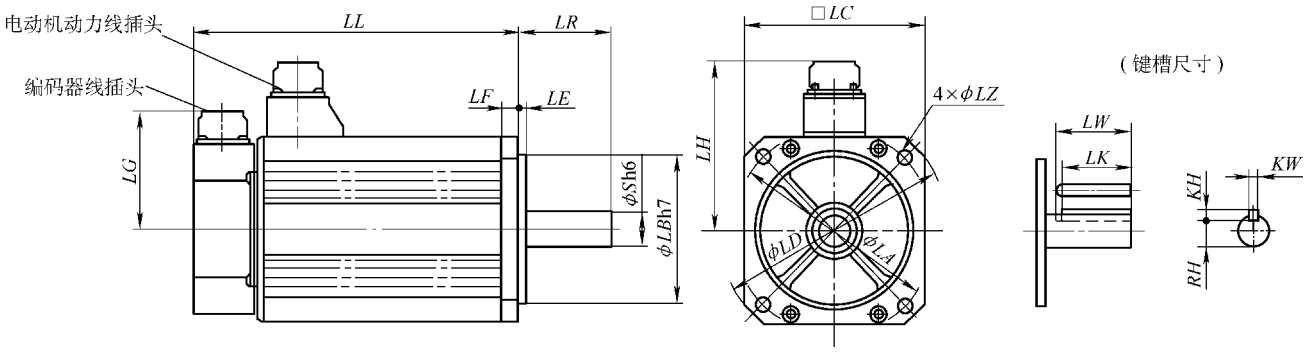
（续）

电动机系列		MQMA			MHMD		
尺寸							
额定输出功率/W		100	200	400	200	400	750
LL	2500p/r,无制动器	60	67	82	98.5	118	127
	2500p/r,有制动器	84	99.5	114.5	135	154.5	164
	17位,无制动器	87	94	109	98.5	118	127
	17位,有制动器	111	126.5	141.5	135	154.5	164
LR		25	30	30	30	30	35
S		8	11	14	11	14	19
LA		70	90	90	70	70	90
LB		50	70	70	50	50	70
LC		60	80	80	60	60	80
LD		—	—	—	—	—	—
LE		3	5	5	3	3	3
LF		7	8	8	6.5	6.5	8
LG		—	—	—	—	—	—
LH		43	53	53	43	43	53
LN		—	—	—	—	—	—
LZ		4.5	5.5	5.5	4.5	4.5	6
键	*LW*	14	20	25	20	25	25
	LK	12.5	18	22.5	18	22.5	22
	KW	3h9	4h9	5h9	4h9	5h9	6h9
	KH	3	4	5	4	5	6
	RH	6.2	8.5	11	8.5	11	15.5
	TP	M3 深6	M4 深8	M5 深10	M4 深8	M5 深10	M5 深10

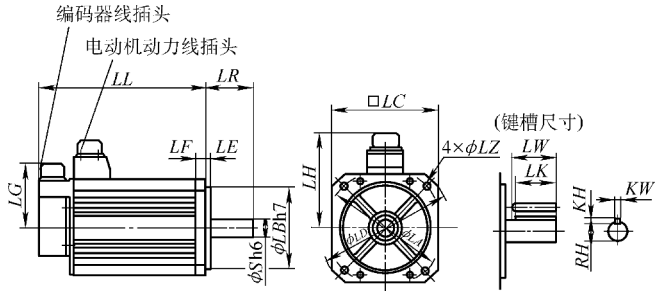
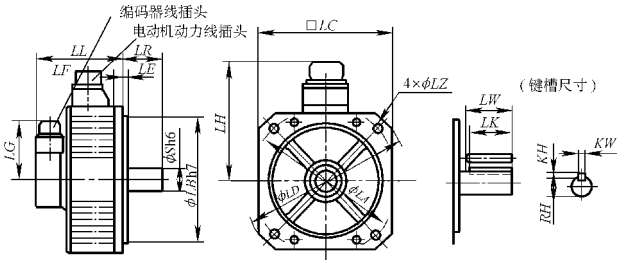
（续）

电动机系列		MSMA					
尺寸							
额定输出功率/kW		1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
LL	2500p/r,无制动器	175	180	205	217	240	280
	2500p/r,有制动器	200	205	230	242	265	305
	17 位,无制动器	175	180	205	217	240	280
	17 位,有制动器	200	205	230	242	265	305
LR		55	55	55	55	65	65
S		19	19	19	22	24	24
LA		100	115	115	130/145	145	145
LB		80	95	95	110	110	110
LC		90	100	100	120	130	130
LD		120	135	135	162	165	165
LE		3	3	3	3	6	6
LF		7	10	10	12	12	12
LG		84	84	84	84	84	84
LH		98	103	103	111	118	118
LZ		6.6	9	9	9	9	9
键	*LW*	45	45	45	45	55	55
	LK	42	42	42	41	51	51
	KW	6h9	6h9	6h9	8h9	8h9	8h9
	KH	6	6	6	7	7	7
	RH	15.5	15.5	15.5	18	20	20

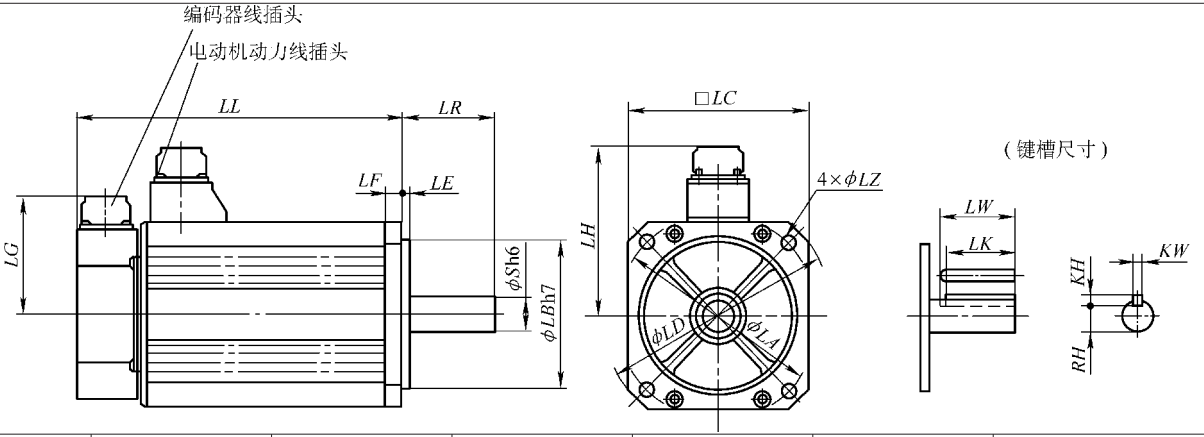
（续）

电动机系列		MDMA									
尺寸											
额定输出功率/kW		0.75	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
LL	2500p/r,无制动器	147	150	175	200	225	250	219	242	202	225
	2500p/r,有制动器	172	175	200	225	250	275	244	267	227	250
	17位,无制动器	147	150	175	200	225	250	219	242	202	225
	17位,有制动器	172	175	200	225	250	275	244	267	227	250
LR		55	55	55	55	65	65	65	65	70	70
S		19	22	22	22	24	24	28	28	35	35
LA		130/145	145	145	145	145	145	165	165	200	200
LB		110	110	110	110	110	110	130	130	114.3	114.3
LC		120	130	130	130	130	130	150	150	176	176
LD		162	165	165	165	165	165	190	190	233	233
LE		3	6	6	6	6	6	3.2	3.2	3.2	3.2
LF		12	12	12	12	12	12	18	18	18	18
LG		84	84	84	84	84	84	84	84	84	84
LH		111	118	118	118	118	118	128	128	143	143
LZ		9	9	9	9	9	9	11	11	13.5	13.5
键	*LW*	45	45	45	45	55	55	55	55	55	55
	LK	42	41	41	41	51	51	51	51	50	50
	KW	6h9	8h9	8h9	8h9	8h9	8h9	8h9	8h9	10h9	10h9
	KH	6	7	7	7	7	7	7	7	8	8
	RH	15.5	18	18	18	20	20	24	24	30	30

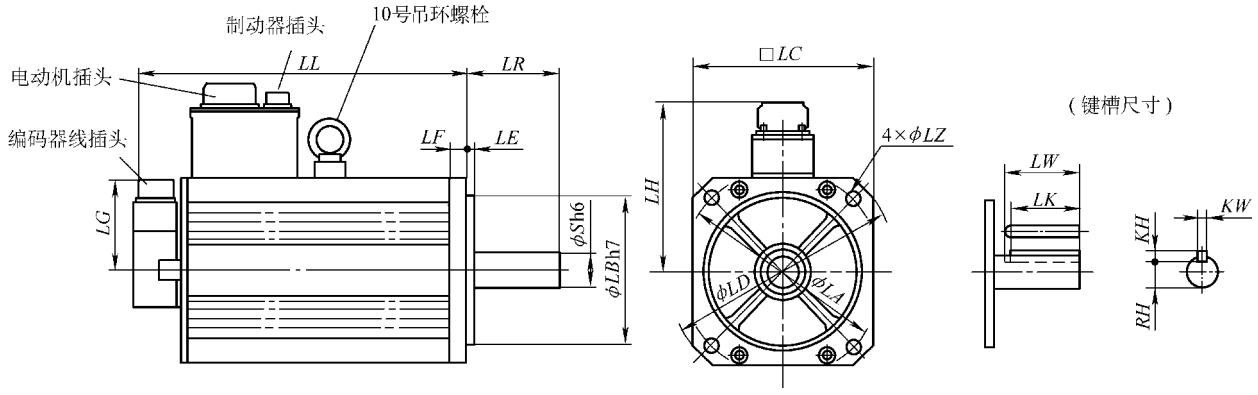
（续）

电动机系列		MGMA				MFMA			
尺寸									
额定输出功率/kW		0.9	2.0	3.0	4.5	0.4	1.5	2.5	4.5
LL	2500p/r,无制动器	175	182	222	300.5	120	145	139	163
	2500p/r,有制动器	200	207	271	337.5	145	170	166	194
	17位,无制动器	175	182	222	300.5	120	145	139	163
	17位,有制动器	200	207	271	337.5	145	170	166	194
LR		70	80	80	113	55	65	65	70
S		22	35	35	42	19	35	35	35
LA		145	200	200	200	145	200	235	235
LB		110	114.3	114.3	114.3	110	114.3	200	200
LC		130	176	176	176	130	176	220	220
LD		165	233	233	233	165	233	268	268
LE		6	3.2	3.2	3.2	6	3.2	4	4
LF		12	18	18	24	12	18	16	16
LG		84	84	84	84	84	84	84	84
LH		118	143	143	143	118	143	164	164
LZ		9	13.5	13.5	13.5	9	13.5	13.5	13.5
键	*LW*	45	55	55	96	45	55	55	55
	LK	41	50	50	90	42	50	50	50
	KW	8h9	10h9	10h9	12h9	6h9	10h9	10h9	10h9
	KH	7	8	8	8	6	8	8	8
	RH	18	30	30	37	15.5	30	30	30

（续）

电动机系列		MHMA						
尺寸								
额定输出功率/kW		0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
LL	2500p/r,无制动器	150	175	200	190	205	230	255
	2500p/r,有制动器	175	200	225	215	230	255	280
	17位,无制动器	150	175	200	190	205	230	255
	17位,有制动器	175	200	225	215	230	255	280
LR		70	70	70	80	80	80	80
S		22	22	22	35	35	35	35
LA		145	145	145	200	200	200	200
LB		110	110	110	114.3	114.3	114.3	114.3
LC		130	130	130	176	176	176	176
LD		165	165	165	233	233	233	233
LE		6	6	6	3.2	3.2	3.2	3.2
LF		12	12	12	18	18	18	18
LG		84	84	84	84	84	84	84
LH		118	118	118	143	143	143	143
LZ		9	9	9	13.5	13.5	13.5	13.5
键	*LW*	45	45	45	55	55	55	55
	LK	41	41	41	50	50	50	50
	KW	8h9	8h9	8h9	10h9	10h9	10h9	10h9
	KH	7	7	7	8	8	8	8
	RH	18	18	18	30	30	30	30

（续）

电动机系列		MDMA	MGMA	MHMA
尺寸				
额定输出功率/kW		7.5	6.0	7.5
LL	2500p/r,无制动器	340.5	340.5	380.5
	2500p/r,有制动器	380.5	380.5	420.5
	17位,无制动器	340.5	340.5	380.5
	17位,有制动器	380.5	380.5	420.5
LR		113	113	113
S		42	42	42
LA		200	200	200
LB		114.3	114.3	114.3
LC		176	176	176
LD		233	233	233
LE		3.2	3.2	3.2
LF		24	24	24
LG		84	84	84
LH		183	183	183
LZ		13.5	13.5	13.5
键	*LW*	96	96	96
	LK	90	90	90
	KW	12h9	12h9	12h9
	KH	8	8	8
	RH	37	37	37

2.2　步进电动机

2.2.1　百格拉三相混合式步进电动机

（1）产品的特点及用途

德国百格拉三相混合式步进电动机的主要特点如下：

1）采用特殊的结构、优良的材质和先进的制造工艺；

2）电动机转子定子直径比提高到 59%，大大提高了电动机的工作转矩；

3）磁极数多于五相步进电动机，平稳性和定位精度远高于五相混合式步进电动机；

4）采用交流伺服控制原理；具有交流伺服电动机运行特性；

5）几乎无共振区、无爬行、无噪声；

6）高压驱动，大大提高了高速转矩；

7）可按两相和五相电动机的步数工作，可取代两相和五相电动机；

8）电动机的转矩与电动机步数/转无关；

9）空载起动速度 4.7 ~ 8.0r · s^{-1}（因电动机不同而异）；

10）最高转速 3600r · min^{-1}；

11）满负荷、10000 步/r 时能平稳运行和精确定位。

该产品以其优越的性能，广泛地应用于数控机床、机器人、医疗器械、自动化生产线等各类自动化设备及生产线之中。

（2）主要技术参数及特性曲线

百格拉三相混合式步进电动机各型号及其对应的主要技术参数见表 9.2-56，各型号对应的矩频特性曲线见图 9.2-4。

（3）外形及安装尺寸

百格拉混合式步进电动机 57 型，90 型外形尺寸及安装尺寸见图 9.2-5、表 9.2-57。

110 型步进电动机的外形及安装尺寸见图9.2-6。其中 VRDM31117/LSB 与 VRDM31117/LWB 尺寸完全相同，L 值为 180mm，VRDM31122/LWB 的 L 值为 228mm。

表 9.2-56　百格拉三相混合式步进电动机主要技术参数

电动机型号		步数（步/r）	相电压/V	相电流/A	额定转矩/N · m	保持转矩/N · m	最高起动转速/r · s^{-1}	转动惯量/kg · cm^2	质量/kg	接线方式（线数）	配套驱动器
57 型	VRDM364/LHA	200/400/500/1000/2000/4000/5000/10000	40V DC	5.2	0.45	0.51	6.3	0.1	0.45	6	D921
	VRDM366/LHA			5.8	0.9	1.02		0.22	0.72		
	VRDM368/LHA				1.5	1.74		0.38	1.1		
90 型	VRDM397/LHA	200/400/500/1000/2000/4000/5000/10000	40V DC	5.8	1.7	1.92	6.3	1.1	1.65	6	D921
	VRDM3910/LHA				3.7	4.18		2.2	2.7		
	VRDM397/LWA		325 V AC	1.75	2	2.26	5.3	1.1	1.65		WD3-007
	VRDM397/LWB								2.05	3	
	VRDM3910/LWA			2	4	4.52		2.2	2.7	6	
	VRDM3910/LWB								3.1	3	
	VRDM3913/LWA			2.25	6	6.78		3.3	3.8	6	
	VRDM3913/LWB								4.2	3	WD3-008 WDM3-008
110 型	VRDM31117/LSB			2.5	12	13.92		10.5	8		
	VRDM31117/LWB			4.1			4.7				
	VRDM31122/LWB			4.75	16.5	19.14		16	11		

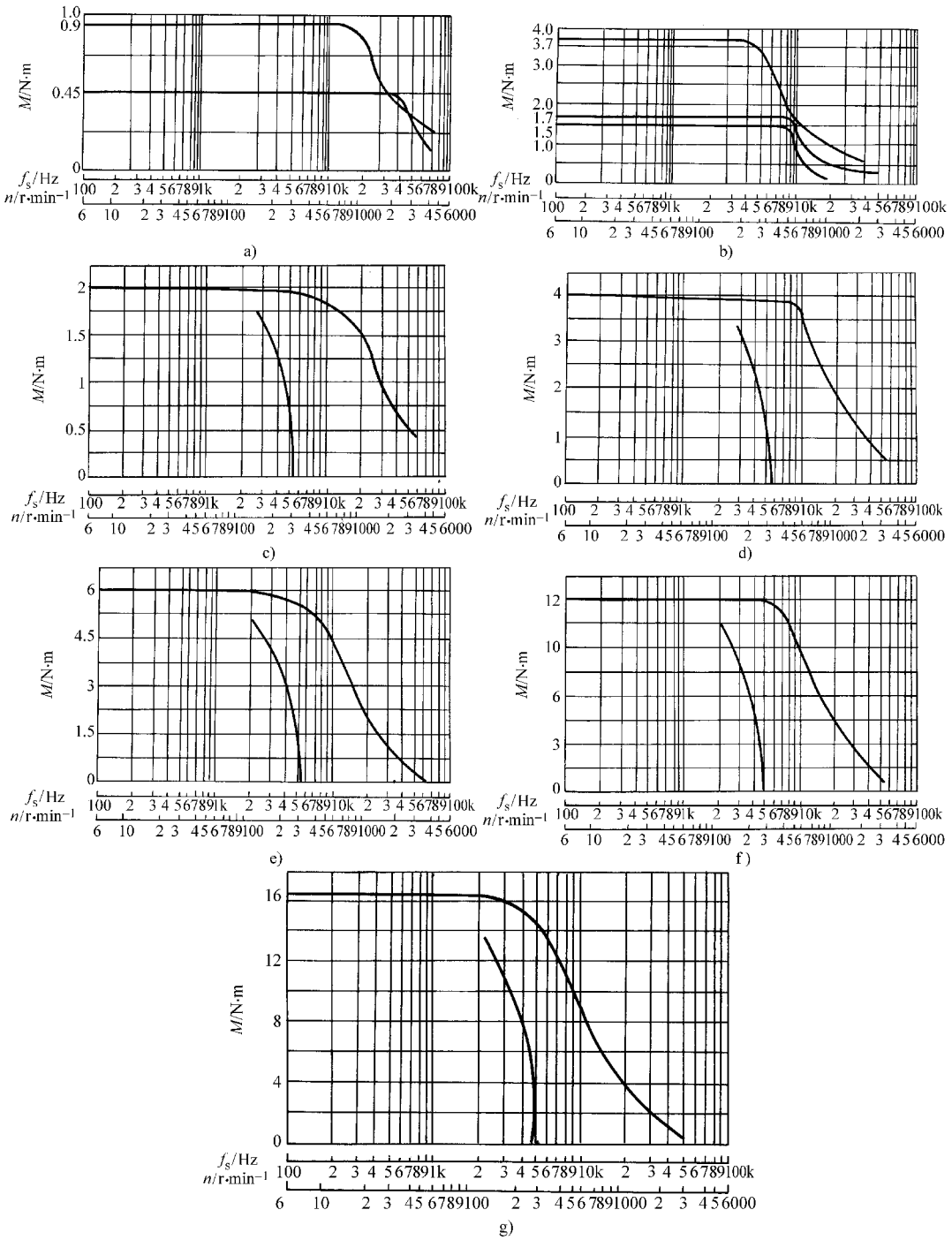


图 9.2-4　百格拉步进电动机的矩频特性曲线

a）0.45N·m 和 0.9N·m 步进电动机的矩频特性曲线　b）1.5N·m、1.7N·m 和 3.7N·m 步进电动机的矩频特性曲线　c）2N·m 步进电动机的矩频特性曲线　d）4N·m 步进电动机的矩频特性曲线　e）6N·m 步进电动机的矩频特性曲线　f）12N·m 步进电动机的矩频特性曲线　g）16.5N·m 步进电动机的矩频特性曲线

注：1. 电动机的工作转矩与电动机转速有关，而与电动机每转步数无关。

2. 图中短线为电动机起动矩频特性曲线，它随负载转动惯量的增大而减低。

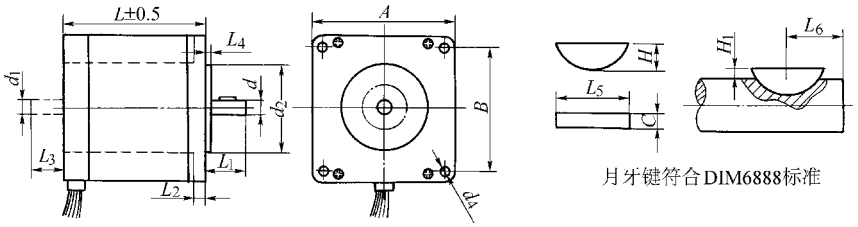


图 9.2-5　50 型、90 型电动机外形及安装尺寸

表 9.2-57　50 型、90 型电动机外形及安装尺寸　　（mm）

参数 \ 型号	VRDM364	VRDM366	VRDM368	VRDM397	VRDM3910	VRDM3913
A	57.2			85		
B	47.14			70		
L	42	56	79	67.5/110①	97.5/140①	127.5/170①
*L*1	21			30		
*L*2	5			10		
*L*3	20			30 ± 1.5		
*L*4	1.6			2		
*L*5	无			12	15	
*L*6				12 ± 0.5		
d	6.35 –0.013		8 –0.013	12h6		14h6
*d*1	6.35 –0.013		8 –0.013	14h6		
*d*2	38.1 ± 0.025			60h6		
*d*4	5.2			6.5		
H	没有键			6.5		
*H*1				1.7	1.7	2.2
C				4h9	4h9	5h9

① 表示 LWB 型电动机长度尺寸，其他尺寸与 LWA 通用，单位为 mm。

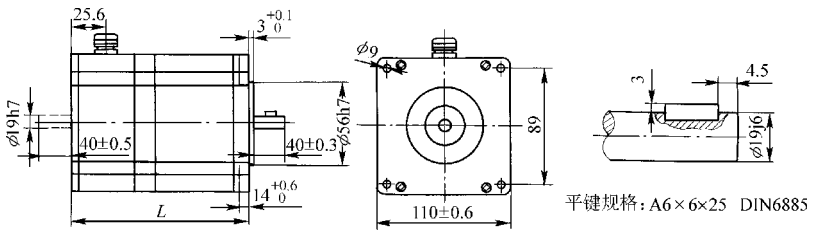


图 9.2-6　110 型电动机外形及安装尺寸

（4）生产厂

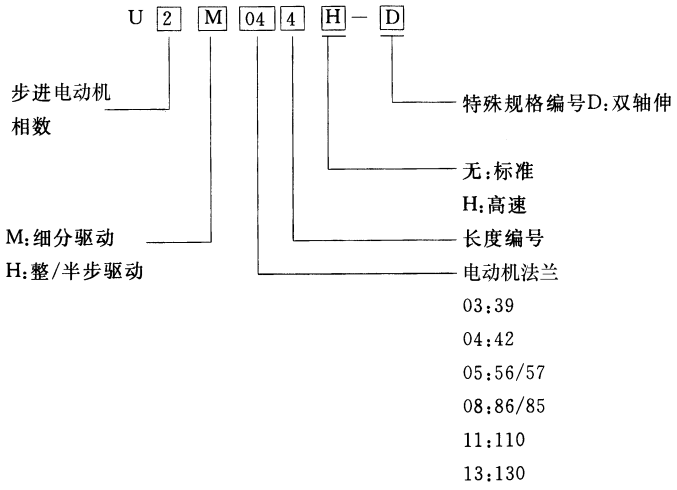
生产厂：德国百格拉公司。

2.2.2　U2、U3 系列步进电动机系统

（1）产品的特点及用途

U2、U3 系列步进电动机系统具有细分倍频高、定位精度高、运行平稳、振动噪声小，响应频率高及使用简单，性价比好等特点，广泛应用于如气动打标机、割字机、小型雕刻机、绘图机及数控机床等各种自动化设备和仪器中。

（2）型号的含义



（3）步进电动机系统主要技术参数

U2、U3 系列步进电动机系统由 3 个系列组成，即 U2M 微步驱动系列，U2H 整步/半步驱动系列、U3M 微步驱动系列。各系列内包含的电动机及驱动器型号见表 9. 2-58 ~ 表 9. 2-60。

各型号步进电动机系统的主要技术参数见表 9. 2-61 ~ 表 9. 2-62。

U2、U3 系列步进电动机系统矩频特性见图 9. 2-7、图 9. 2-8。

（4）外形及安装尺寸

U2、U3 系列步进电动机系统的电动机外形及安装尺寸见表 9. 2-63、表 9. 2-64。

（5）生产厂：深圳市步进科技有限公司。

表 9. 2-58　U2M 微步驱动系列型号

系统型号	电动机型号	驱动器型号	保持转矩/N·m	系统型号	电动机型号	驱动器型号	保持转矩/N·m
U2M044	2S42Q-02940	2M412	0. 24	U2M084H	2S86Q-035D	2M880	12. 0
U2M045	2S42Q-03848	2M412	0. 40	U2M111	2S110Q-501	2M1060	11. 0
U2M054	2S56Q-02741	2M530	0. 40	U2M112	2S110Q-502	2M1060	22. 0
U2M055	2S56Q-02754	2M530	0. 98	U2M113	2S110Q-503	2M1080	28. 0
U2M057	2S56Q-03876	2M530	1. 50	U2M131	2S130Q-501	2M1080	28. 0
U2M081	2S86Q-034A	2M530	3. 00	U2M132	2S130Q-502	2M1080	40. 0
U2M082	2S86Q-043B	2M530	4. 50	U2M111H	2S110Q-501	2M2280	11. 0
U2M083	2S86Q-044C	2M530	9. 00	U2M112H	2S110Q-502	2M2280	22. 0
U2M081H	2S86Q-015A	2M880	3. 00	U2M113H	2S110Q-503	2M2280	28. 0
U2M082H	2S86Q-021B	2M880	4. 50	U2M131H	2S130Y-501	2M2280	28. 0
U2M083H	2S86Q-030C	2M880	9. 00	U2M132H	2S130Y-502	2M2280	40. 0

表 9. 2-59　U2H 整步/半步驱动系列型号

系统型号	电动机型号	驱动器型号	保持转矩/N·m
U2H081H	2S86Q-015A	2H1060	3. 00
U2H082H	2S86Q-021B	2H1060	4. 50
U2H083H	2S86Q-030C	2H1060	9. 00
U2H084H	2S86Q-035D	2H1060	12. 8
U2H111	2S110Q-501	2H1060	11. 0
U2H112	2S110Q-502	2H1060	22. 0
U2H113	2S110Q-503	2H1080	28. 0
U2H131	2S130Y-501	2H1080	28. 0
U2H132	2S130Y-502	2H1080	40. 0

表 9. 2-60　U3M 微步驱动系列型号

系统型号	电动机型号	驱动器型号	保持转矩/N·m
U3M054	3S57Q-04042	3M458	0. 51
U3M055	3S57Q-04056	3M458	1. 02
U3M057	3S57Q-04079	3M458	1. 74
U3M081	3S85Q-040A	3M458	1. 92
U3M082	3S85Q-040B	3M458	4. 18
U3M081H	3S85Q-325A	3M2225	2. 26
U3M082H	3S85Q-325B	3M2225	4. 52
U3M083H	3S85Q-325C	3M2225	6. 78

表 9.2-61　U2M 微步驱动系列步进系统主要技术参数

型　　号		U2M044	U2M045	U2M054	U2M055	U2M057	U2M081	U2M082	U2M083
保持转矩　/N·m		0.24	0.4	0.4	0.98	1.5	3.0	4.5	9.0
转子惯量　/g·cm²		57	82	135	260	460	1.0	1.6	3.4
额定电流　[A/Phase]		0.87	0.9	1.5	2.5	2.3	3.0	3.0	3.0
步进角		1.8° ±5%							
电动机隔离等级		B 级							
电压		18 ~36V DC		24 ~45V DC					
激励方式		整步、半步、4、8、16、32、64 细分（开关选择）		半步 4、8、16、32、64、128、256 细分 5、10、25、50、125、250 细分（开关选择）					
输入信号	输入系统	光耦合输入，内置限流电阻 330Ω，输入电流 6 ~20mA 信号电压 H：4.5 ~5V，L：0 ~0.5V（TTL 电平）							
	脉冲信号	脉宽最小 5μs，脉冲上升和下降沿时间最大为 2μs 电动机在每个下降沿运动							
	方向信号	先于脉冲信号至少 50μs 建立							
功能		自动半流功能，细分选择、相电流调整							
驱动器冷却方法		自然风冷							
质量	电动机　/g	240	340	420	600	1000	1700	2300	3700
	驱动器　/g	210		520					
绝缘电阻	电动机	外壳和绕组间：500V DC 100MΩ							
	驱动器	当提供 500V DC 给下列部件之间时大于 100MΩ 外壳和电源端 外壳和信号输入端 电源端和信号输入端							
耐压	电动机	在外壳和绕组间，1min 内可承受 50Hz，500V							
环境温度	电动机	–10 ~50°C							
	驱动器	–10 ~45°C							

型　　号		U2M081H	U2M082H	U2M083H	U2M084H	U2M111	U2M112	U2M113
保持转矩　/N·m		3.0	4.5	9.0	12.8	11	22	28
转子惯量　/kg·cm²		1.0	1.6	3.4	4.0	5.5	10.9	16.2
额定电流　[A/Phase]		6.4	6.4	6.4	6.4	5.0	6.0	8.0
步进角		1.8° ±5%						
电动机隔离等级		B 级						
电压		24 ~80V DC				60 ~100V AC		
激励方式		半步 4、8、16、32、64、128、256 细分 5、10、25、50、125、250 细分 （开关选择）				半步 4、8、16、32、64、128、256 细分 5、10、25、50、125、250 细分 （开关选择）		
输入信号	输入系统	光耦合输入，内置限流电阻 330Ω，输入电流 6 ~20mA 信号电压 H：4.5 ~5V，L：0 ~0.5V　（TTL 电平）						
	脉冲信号	脉宽最小 5μs，脉冲上升和下降沿时间最大为 2μs 电动机在每个下降沿运动						
	方向信号	先于脉冲信号至少 50μs 建立						

（续）

型　　号		U2M081H	U2M082H	U2M083H	U2M084H	U2M111	U2M112	U2M113
功能		自动半流功能，细分选择、相电流调整						
驱动器冷却方法		自然风冷				强制风冷		
质量	电动机　/kg	1.5	2.1	3.6	5.4	5.0	8.4	11.7
	驱动器　/kg	0.47				1.65		
绝缘电阻	电动机	外壳和绕组间：500V DC 100MΩ						
	驱动器	当提供500V DC给下列部件之间时大于100MΩ 外壳和电源端 外壳和信号输入端 电源端和信号输入端						
耐压	电动机	在外壳和绕组间，1min内可承受50Hz，500V						
环境温度	电动机	-10～50°C						
	驱动器	-10～45°C						

型　　号		U2M131	U2M132	U2M111H	U2M112H	U2M113H	U2M131H	U2M132H
保持转矩　/N·m		28	40	11	22	28	28	40
转子惯量　/kg·cm^2		33.3	48.4	5.5	10.9	16.2	33.3	48.4
额定电流　[A/Phase]		6.0	7.0	5.0	6.0	8.0	6.0	7.0
步进角		1.8° ±5%						
电动机隔离等级		B级						
电压		60～100V AC				180～240V AC		
激励方式		半步4、8、16、32、64、128、256细分 5、10、25、50、125、250细分 （开关选择）				2、4、8、16、32、64、128细分 （开关选择）		
输入信号	输入系统	光耦合输入，内置限流电阻330Ω，输入电流6～20mA 信号电压H：4.5～5V，L：0～0.5V　（TTL电平）						
	脉冲信号	脉宽最小5μs，脉冲上升和下降沿时间最大为2μs 电动机在每个下降沿运动						
	方向信号	先于脉冲信号至少10μs建立						
功能		自动半流功能，细分选择、相电流调整						
驱动器冷却方法		强制风冷						
质量	电动机　/kg	13.0	19.0	5.0	8.4	11.7	13.0	19.0
	驱动器　/kg	1.65		3.2				
绝缘电阻	电动机	外壳和绕组间：500V DC 100MΩ						
	驱动器	当提供500V DC给下列部件之间时大于100MΩ 外壳和电源端 外壳和信号输入端 电源端和信号输入端						
耐压	电动机	在外壳和绕组间，1min内可承受50Hz，500V						
环境温度	电动机	-10～50°C						
	驱动器	-10～45°C						

表9.2-62　U2H整步/半步驱动系列步进系统主要技术参数

型　　号	U2H081H	U2H082H	U2H083H	U2H084H	U2H111	U2H112	U2H113	U2H131	U2H132
保持转矩　/N·m	3.0	4.5	9.0	12.8	11	22	28	28	40
转子惯量　/kg·cm^2	1.0	1.6	3.4	4.0	5.5	10.9	16.2	33.3	48.4
额定电流　[A/Phase]	6.0	6.0	6.0	6.0	5.0	6.0	8.0	6.0	7.0
步进角	1.8° ±5%								
电动机隔离等级	B级								
电压	60～100V AC								

（续）

型　　号		U2H081H	U2H082H	U2H083H	U2H084H	U2H111	U2H112	U2H113	U2H131	U2H132
激励方式		整步　半步								
输入信号	输入系统	光耦合输入，内置限流电阻 330Ω，输入电流 6 ~ 20mA 信号电压 H：4. 5 ~ 5V，L：0 ~ 0. 5V　（TTL 电平）								
	脉冲信号	脉宽最小 5μs，脉冲上升和下降沿时间最大为 2μs 电动机在每个下降沿运动								
	方向信号	先于脉冲信号至少 50μs 建立								
功能		自动半流功能，细分选择、相电流调整				自动半流功能，相电流调整				
驱动器冷却方法		强制风冷								
质量	电动机　/kg	1. 5	2. 1	3. 6	5. 4	5. 0	8. 4	11. 7	13. 0	19. 0
	驱动器　/kg	1. 65								
绝缘电阻	电动机	外壳和绕组间：DC 500V 100MΩ								
	驱动器	当提供 500V DC 给下列部件之间时大于 100MΩ 外壳和电源端 外壳和信号输入端 电源端和信号输入端								
耐压	电动机	在外壳和绕组间，1min 内可承受 50Hz，500V								
环境温度	电动机	–10 ~ 50°C								
	驱动器	–10 ~ 45°C								

表 9. 2-63　U3M 微步驱动系列步进系统主要技术参数

型　　号		U3M054	U3M55	U3M057	U3M081	U3M082	U3M081H	U3M082H	U3M083H
保持转矩　/N · m		0. 51	1. 02	1. 74	1. 92	4. 18	2. 26	4. 52	6. 78
转子惯量　/kg · cm^2		0. 10	0. 22	0. 38	1. 10	2. 20	1. 10	2. 20	3. 30
额定电流　［A/Phase］		5. 20	5. 80	5. 80	5. 80	5. 80	1. 75	2. 00	2. 25
步进角		1. 8°　0. 9°　0. 72°　0. 36°							
电动机隔离等级		B 级							
电压		18 ~ 40V DC					160 ~ 260V AC		
激励方式		200、400、500、1000、2000、4000、5000、10000 （开关选择）					500、1000、5000、10000 （开关选择）		
输入信号	输入系统	光耦合输入，内置限流电阻 150Ω，输入电流 7 ~ 25mA 信号电压 H：2. 5 ~ 5. 25V，L：–5. 25 ~ 0. 4V							
	脉冲信号	脉宽最小 2. 5μs，电动机在脉冲上升沿动作							
	方向信号	先于脉冲信号至少 10μs 建立							
功能		半流功能选择、细分选择、相电流调整							
驱动器冷却方法		自然风冷					强制风冷		
质量	电动机　/kg	0. 45	0. 72	1. 10	1. 65	2. 70	1. 65	2. 70	3. 80
	驱动器　/kg	0. 32					1. 08		
绝缘电阻	电动机	外壳和绕组间：500V DC 100MΩ							
	驱动器	当提供 500V DC 给下列部件之间时大于 100MΩ 外壳和电源端 外壳和信号输入端 电源端和信号输入端							

（续）

型　　号		U3M054	U3M55	U3M057	U3M081	U3M082	U3M081H	U3M082H	U3M083H
耐压	电动机	在外壳和绕组间，1min 内可承受 50Hz，500V							
环境温度	电动机	－10～50°C							
	驱动器	－10～45°C							

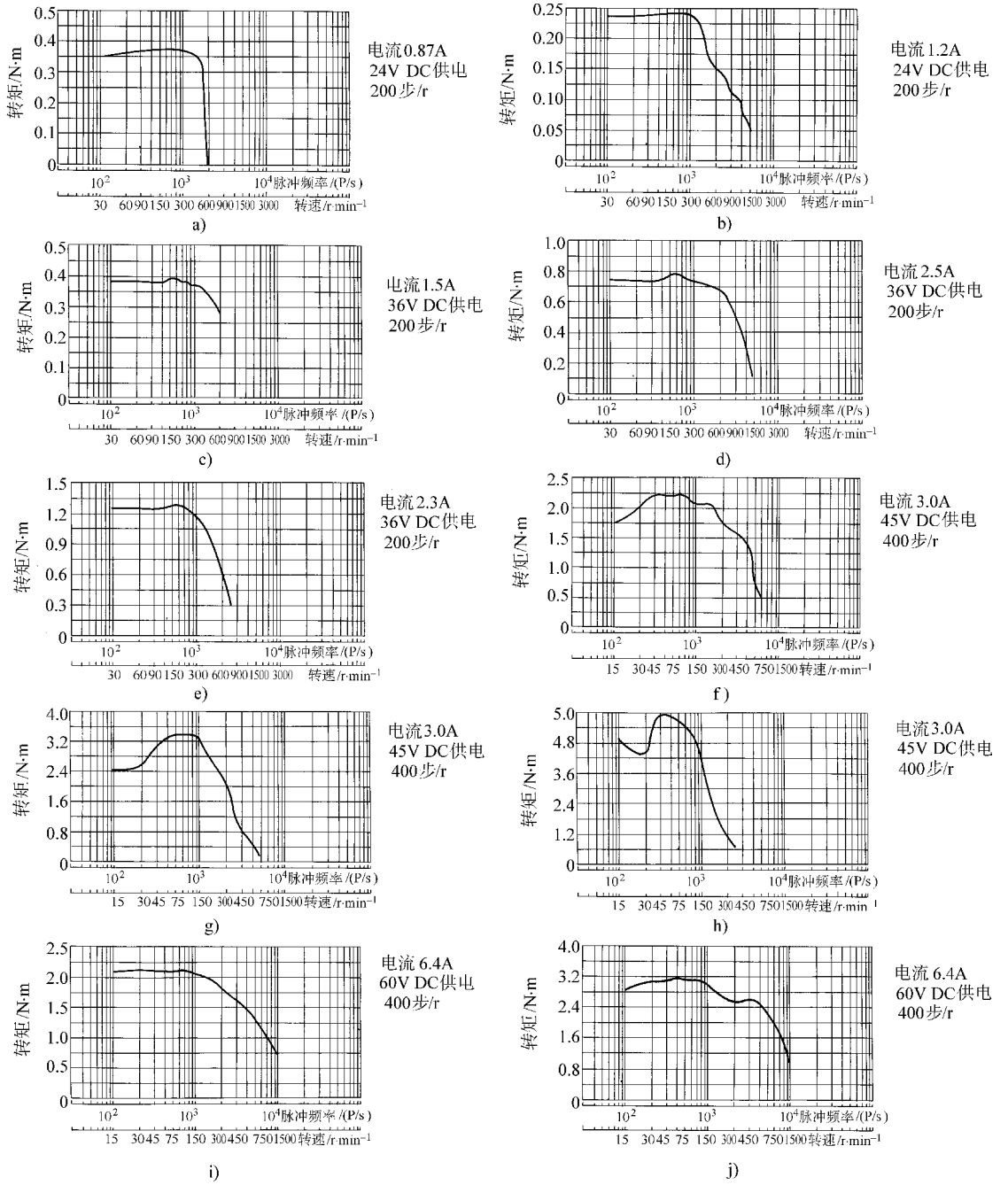


图 9.2-7　U2 系列步进电动机系统矩频特性曲线

a）U2M044　b）U2M045　c）U2M054　d）U2M055　e）U2M057

f）U2M081　g）U2M082　h）U2M083　i）U2M081H　j）U2M082H

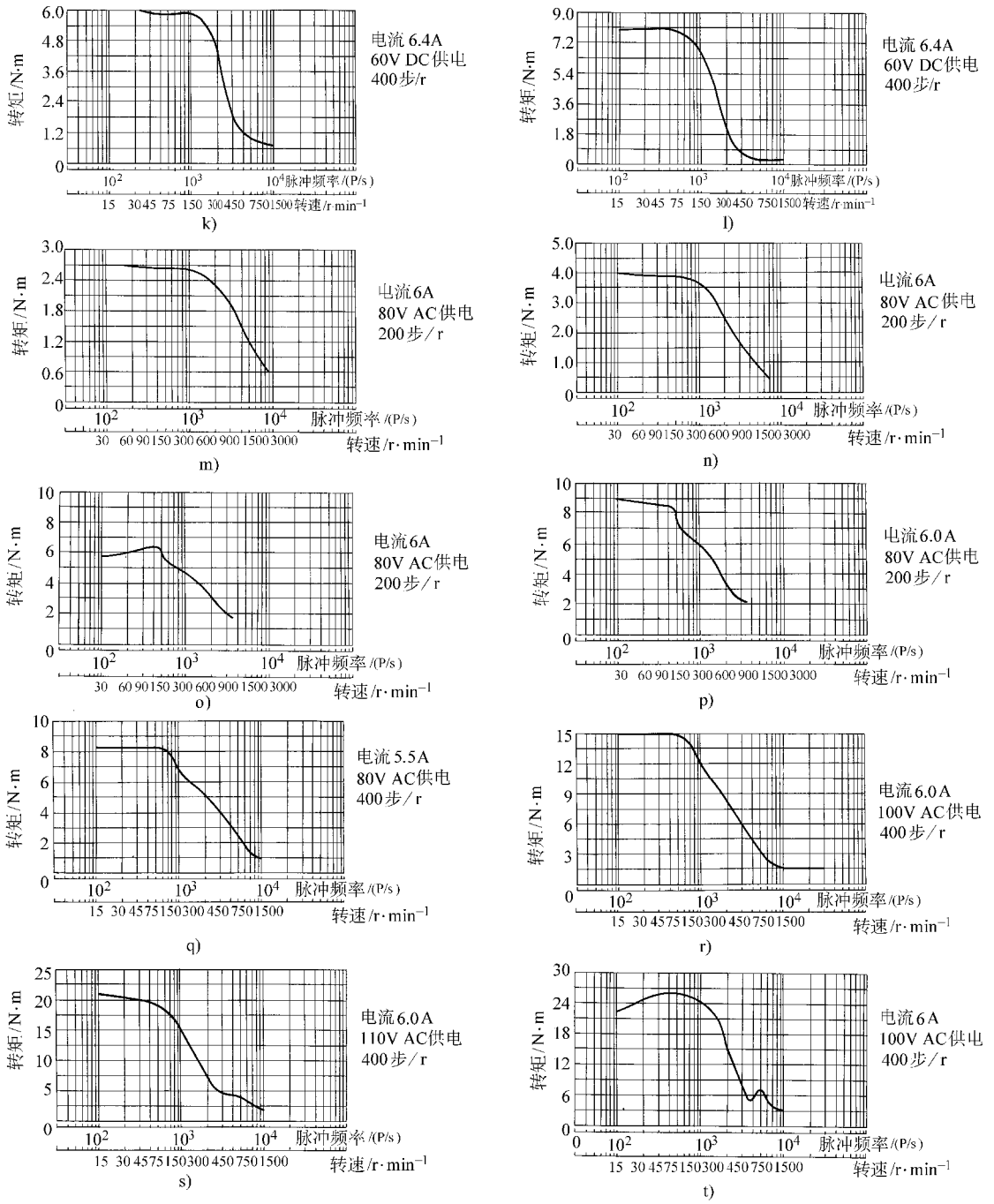


图 9.2-7　U2 系列步进电动机系统矩频特性曲线（续一）

k）U2M083H　l）U2M084H　m）U2H081H　n）U2H082H　o）U2H083H　p）U2H084H　q）U2H111、U2M111　r）U2H112、U2M112　s）U2H113、U2M112　t）U2H131、U2M131

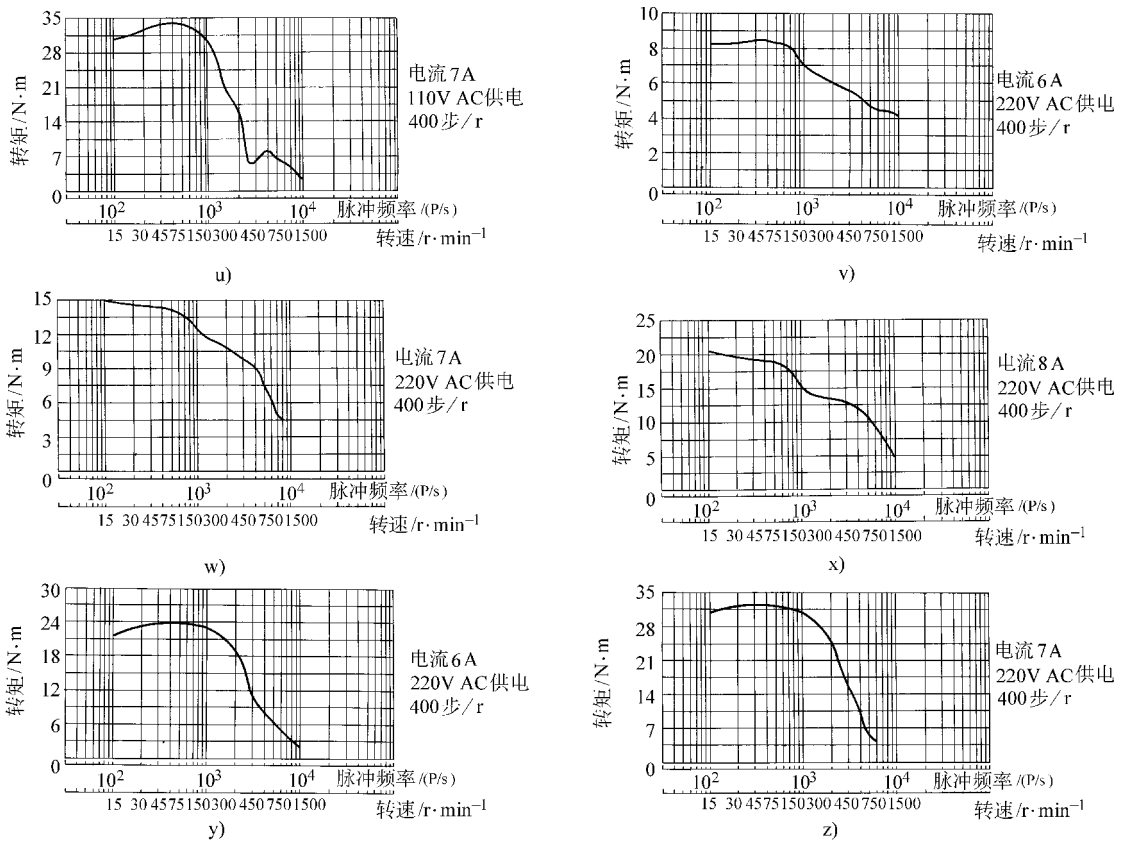


图 9.2-7　U2 系列步进电动机系统矩频特性曲线（续二）

u）U2H132、U2M132　v）U2M111H　w）U2M112H　x）U2M113H　y）U2M131H　z）U2M132H

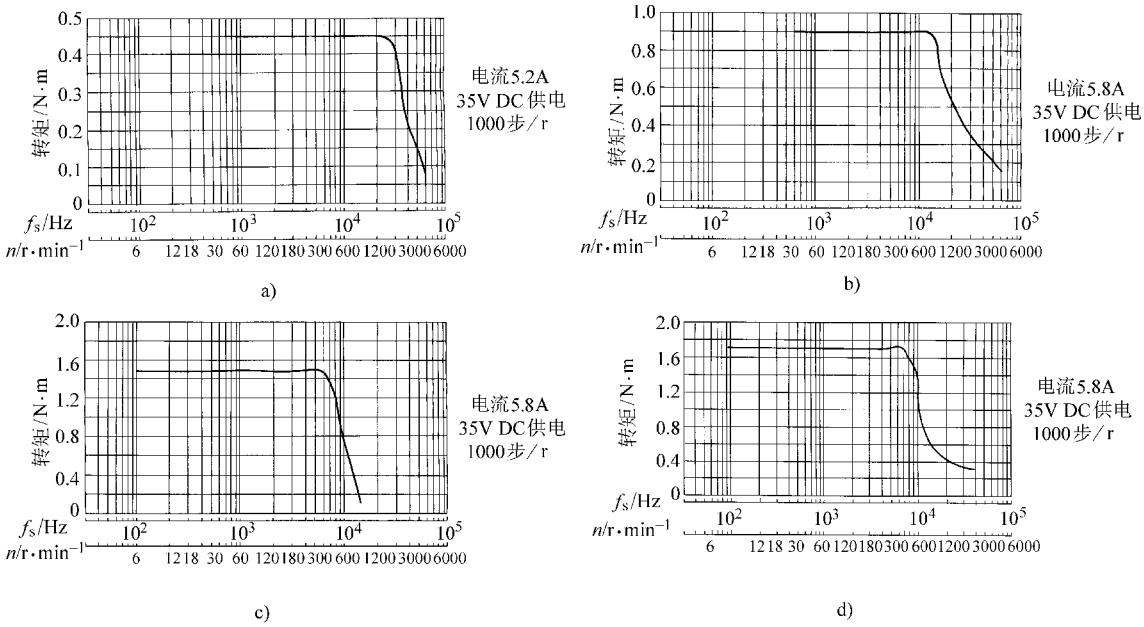


图 9.2-8　U3 系列步进电动机系统矩频特性曲线

a）U3M054　b）U3M055　c）U3M057　d）U3M081

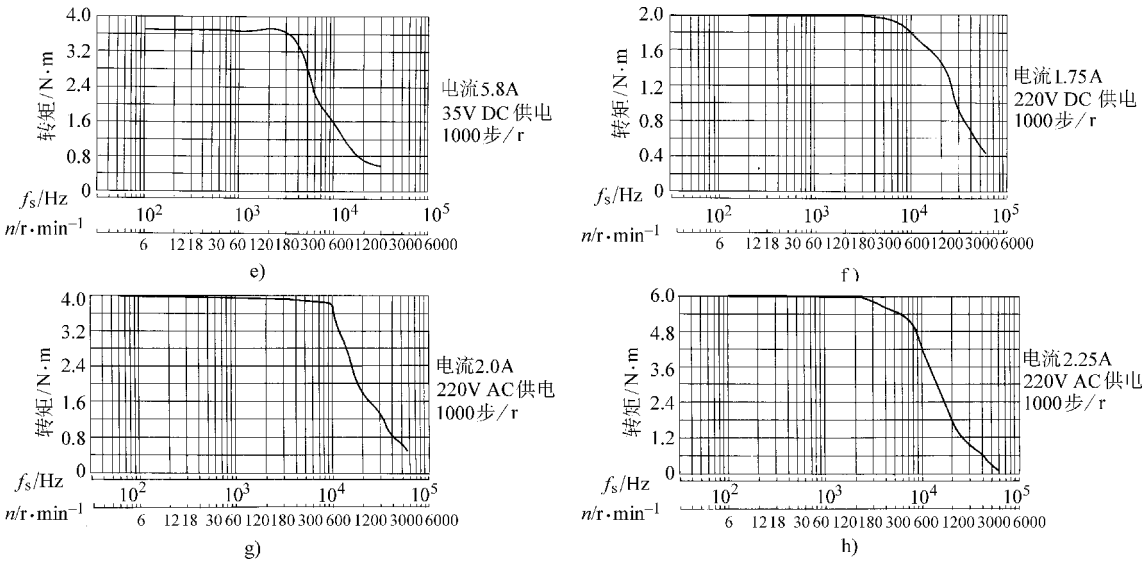
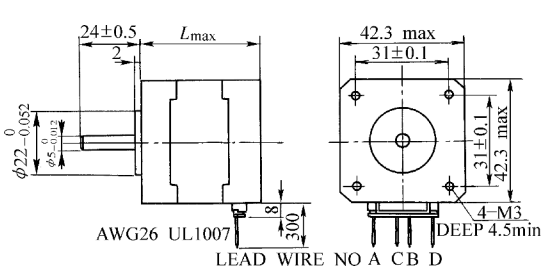


图 9.2-8　U3 系列步进电动机系统矩频特性曲线（续）

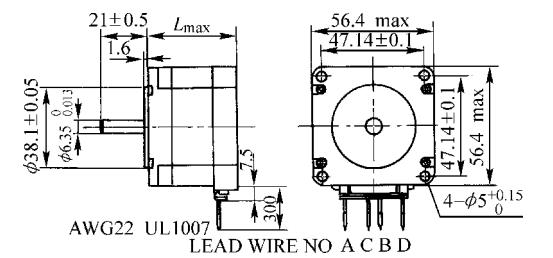
e）U3M082　f）U3M081H　g）U3M082H　h）U3M083H

表 9.2-64　U2 系列步进电动机外形及安装尺寸　（续）

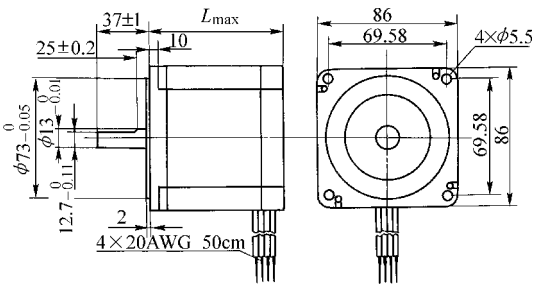
（mm）



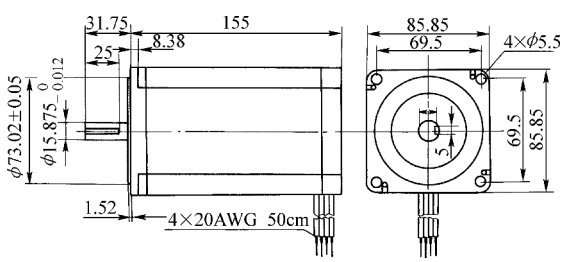
型　　号	L	质量/kg
U2M044	40	0.24
U2M045	48	0.34



型　　号	L	质量/kg
U2M054	41	0.42
U2M055	54	0.60
U2M057	76	1.0

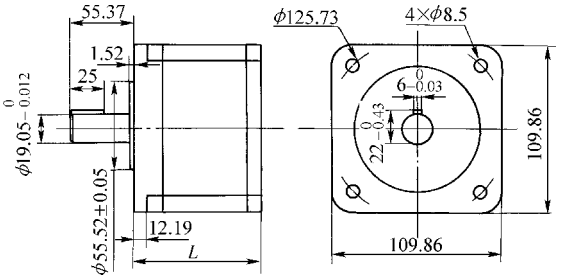


型　　号	L	质量/kg
U2M081、U2H081H、U2M081H	60	1.6
U2M082、U2H082H、U2M082H	80	2.5
U2M083、U2H083H、U2M083H	120	3.5

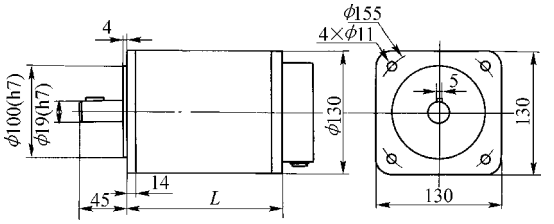


型号 U2H084H，U2M084H

（续）



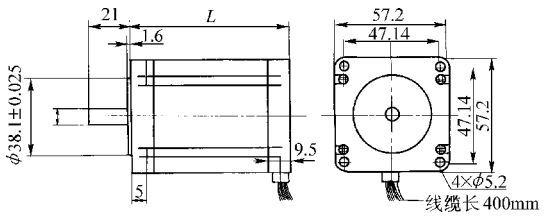
型　　号	L	质量/kg
U2H111、U2M111、U2M111H	99	8.0
U2H112、U2M112、U2M112H	150	11.0
U2H113、U2M113、U2M113H	12.0	12.0



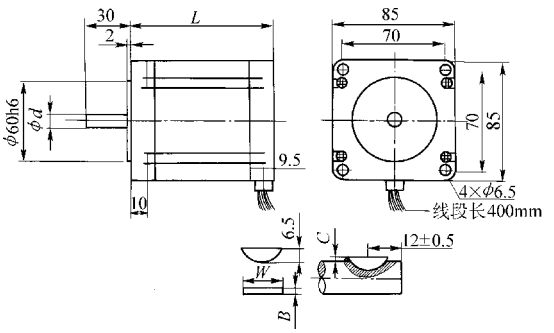
型　　号	L	质量/kg
U2H131、U2M131、U2M131H	220	13.0
U2H132、U2M132、U2M132H	278	19.0

表 9.2-65　U3 系列步进电动机外形及安装尺寸

（mm）



型　　号	L	φd	质量/kg
U3M054	42±0.5	$\phi6.35\ ^{0}_{-0.013}$	0.45
U3M055	56±0.5	$\phi6.35\ ^{0}_{-0.013}$	0.72
U3M057	79±0.5	$\phi8\ ^{0}_{-0.013}$	1.1



（续）

型　　号	L	φd	B×W	t	质量/kg
U3M081、U3M081H	67.5±0.5	φ12h6	4h9×12	1.7	1.65
U3M082、U3M082H	97.5±0.5	φ12h6	4h9×15	1.7	2.7
U3M083H	127.5±0.5	φ14h6	5h9×15	2.2	3.8

3　常用电器

3.1　行程开关

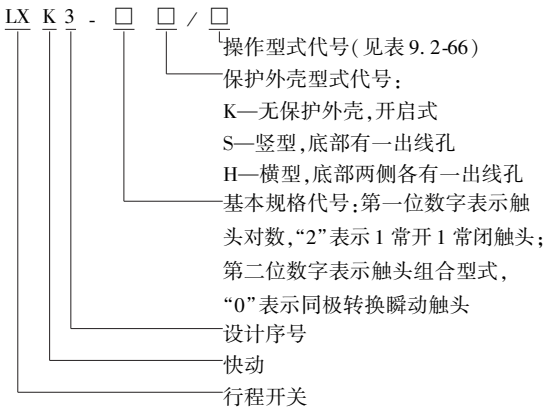
3.1.1　LXK3 系列行程开关

（1）用途及特点

LXK3 系列行程开关适用于交流 50Hz 或 60Hz、额定电压至 380V，直流额定电压至 220V 的控制电路及辅助电路中，用作操纵、控制、限位、联锁等用途。

本系列行程开关由触头部分和传动保护部分构成。触头部分是一个桥式双断点瞬动机构，具有一对常开和一对常闭触头。静触头强力插入高强度工程塑料制成的壳体内，结合强度牢固。触头部分内装有强力断开机构，提高了开关工作的可靠性。行程开关的触头元件是通用的，根据工作需要可组成各种传动装置，开关密封性好，具有防尘、防水、防油等性能。

（2）型号及含义



（3）主要技术参数

LXK3 系列行程开关主要技术参数见表 9.2-67，其动作参数见表 9.2-68。

表 9.2-66　LXK3 系列行程开关操作型式代号含义

代号	含　义	代号	含　义
Z	柱塞式	D	弹性摆杆式
L	滚轮柱塞式	H_1	叉式，两轮在同一方向
B	滚轮转臂式	H_2	叉式，左轮在前右轮在后
T	可调滚轮转臂式	H_3	叉式，右轮在前左轮在后
J	可调金属摆杆式	W	万向式

表 9.2-67　LXK3 系列行程开关主要技术参数

额定绝缘电压/V	额定工作电流/A					动作重复精度/mm	操作频率/（次/h）		机械寿命/万次	电寿命/万次		防护等级
	AC-15			DC-13			交流	直流		交流	直流	
	110V	220V	380V	110V	220V							
380	2.8	1.4	0.8	0.3	0.15	≤0.05	2400	1200	>650	150	30	IP65

表 9.2-68　LXK3 系列行程开关动作参数

型　号	动作行程	差　程	全行程	动作力	恢复力	最大操动力	释放力
LXK3-20　/Z LXK3-20　/L	1.7～2.2mm	≤1.2mm	≥6mm	10N±1.5N	≥15N	<30N	
LXK3-20　/B LXK3-20　/T LXK3-20　/J	18°～24°	≤15°	≥60°	0.15N·m ±0.034N·m	>0.06N·m	<0.24N·m	
LXK3-20　/D	18°～22°	≤15°	≥60°	0.1N·m ±0.025N·m	>0.03N·m	<0.22N·m	
LXK3-20　/H_1 LXK3-20　/H_2 LXK3-20　/H_3	70°～80°	40°～60°	90°±8°	0.2N·m ±0.03N·m			0.2N·m ±0.03N·m
LXK3-20　/W	12°～20°	8°±2°		0.038N·m ±0.008N·m	>0.015N·m		

（4）外形及安装尺寸

LXK3 系列行程开关外形及安装尺寸见图 9.2-9。

（5）工作条件

环境温度：－5～40℃。

相对湿度：40℃时不超过 50%；25℃时不超过 90%。

海拔：不超过 2000m。

（6）生产厂

北京第一机床电器厂有限公司。

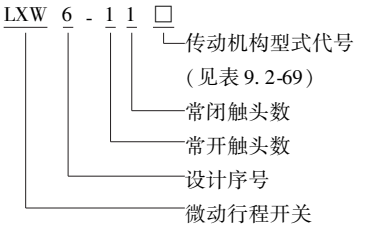
3.1.2　LXW6 系列微动开关

（1）用途及特点

LXW6 系列微动开关适用于交流 50Hz、额定电压至 380V 及以下的控制电路中，作行程控制或限位保护用。

该系列微动开关都具有一常开、一常闭触头，结构强度高，安装方便，密封性好。该微动开关的出线方向可作 180°变化，传动机构型式多样，可满足各种场合的需要。

（2）型号及含义



（3）主要技术参数

LXW6 系列微动开关主要技术参数见表 9.2-70。

（4）外形及安装尺寸

LXW6 系列微动开关外形及安装尺寸见图 9.2-10。

（5）工作条件

环境温度：－5～40℃。

相对湿度：40℃时不超过 50%；25℃时不超过 90%。

海拔：不超过 2000m。

（6）生产厂　浙江龙井电器有限公司。

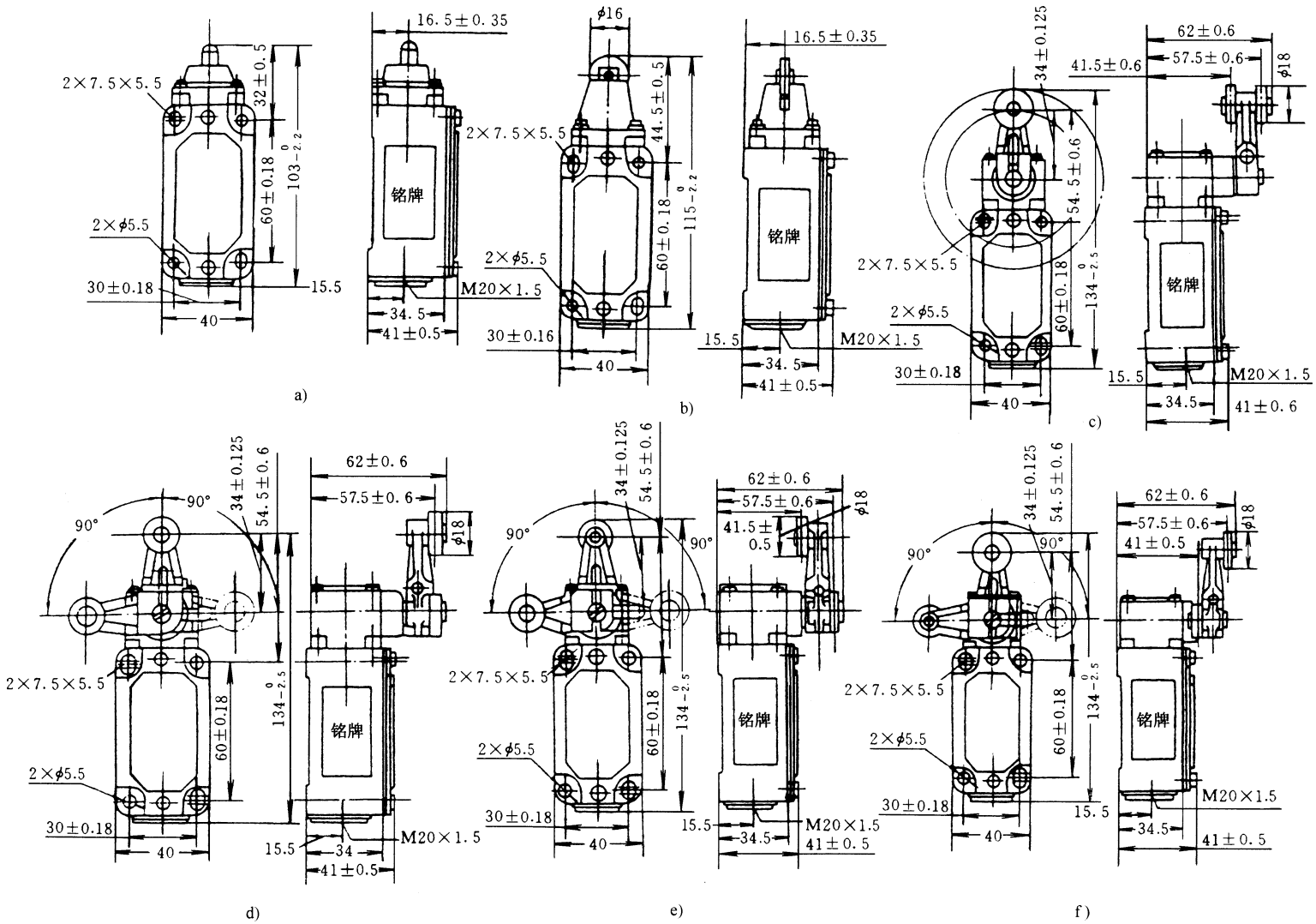


图 9.2-9　LXK3 系列行程开关外形和安装尺寸

a）LXK3-20S/Z　b）LXK3-20S/L　c）LXK3-20S/B　d）LXK3-20S/H1　e）LXK3-20S/H2　f）LXK3-20S/H3

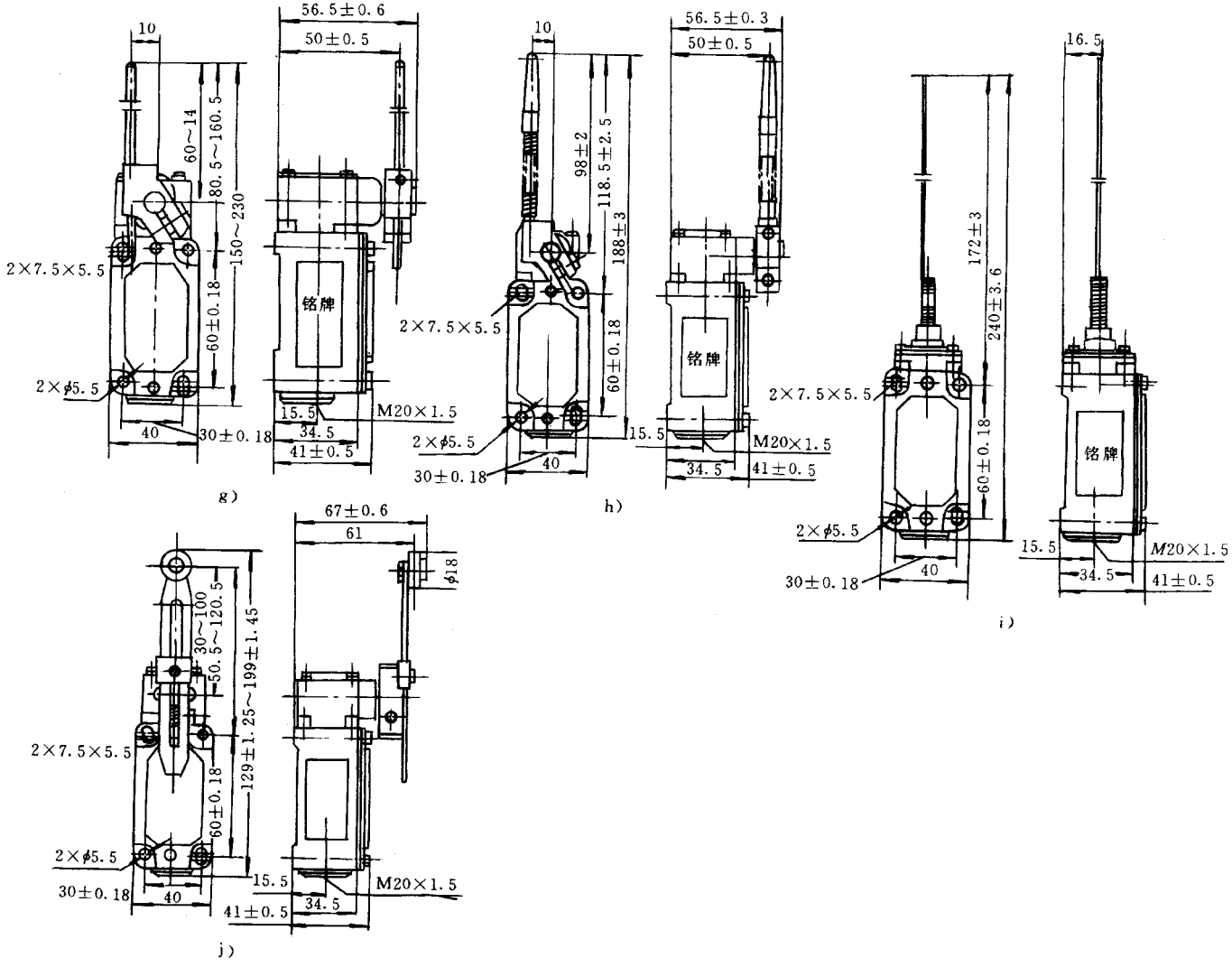


图 9.2-9　LXK3 系列行程开关外形和安装尺寸(续)

g) LXK3-20S/J　h) LXK3-20S/D　i) LXK3-20S/W　j) LXK3-20S/T

表 9.2-69　LXW6-11 系列微动开关传动型式

型　　号	驱动机构特征
LXW6-11	基型
LXW6-11CG	长杠杆传动
LXW6-11DG	短杠杆传动
LXW6-11CL	长杠杆带滚轮传动
LXW6-11DL	短杠杆带滚轮传动
LXW6-11DCL	单方向长杠杆带滚轮传动
LXW6-11DDL	单方向短杠杆带滚轮传动
LXW6-11CA	长按钮传动
LXW6-11DA	短按钮传动
LXW6-11BZ	带安装螺母、长按钮传动
LXW6-11ZL	带安装螺母、纵向滚轮传动
LXW6-11HL	带安装螺母、横向滚轮传动

表 9.2-70　LXW6 系列微动开关主要技术参数

额定工作电压/V	约定发热电流/A	额定控制容量/VA	触头对数	动作力/N	复位力/N
AC≤380	3	100	1 常开 1 常闭	3.92 ±1.96	>0.49

动作行程/mm	误差/mm	推杆超行程/mm	机械寿命/万次	电气寿命/万次
0.5 ±0.2	≤0.3	>0.2	100	100

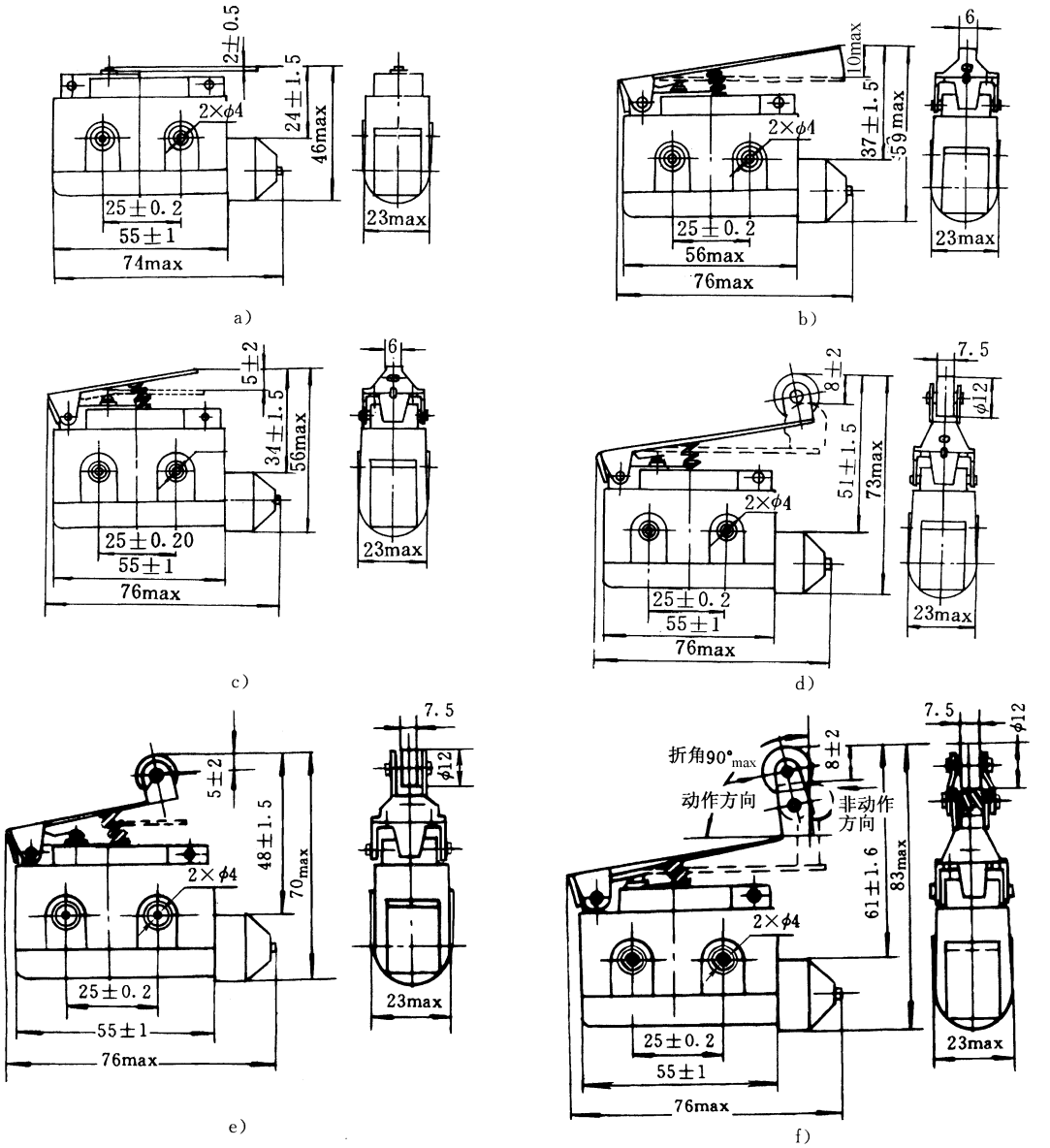


图 9.2-10　LXW6 系列微动开关外形及安装尺寸

a）LXW6-11 型　b）LXW6-11CG 型　c）LXW6-11DG 型　d）LXW6-11CL 型　e）LXW6-11DL 型　f）LXW6-11DCL 型

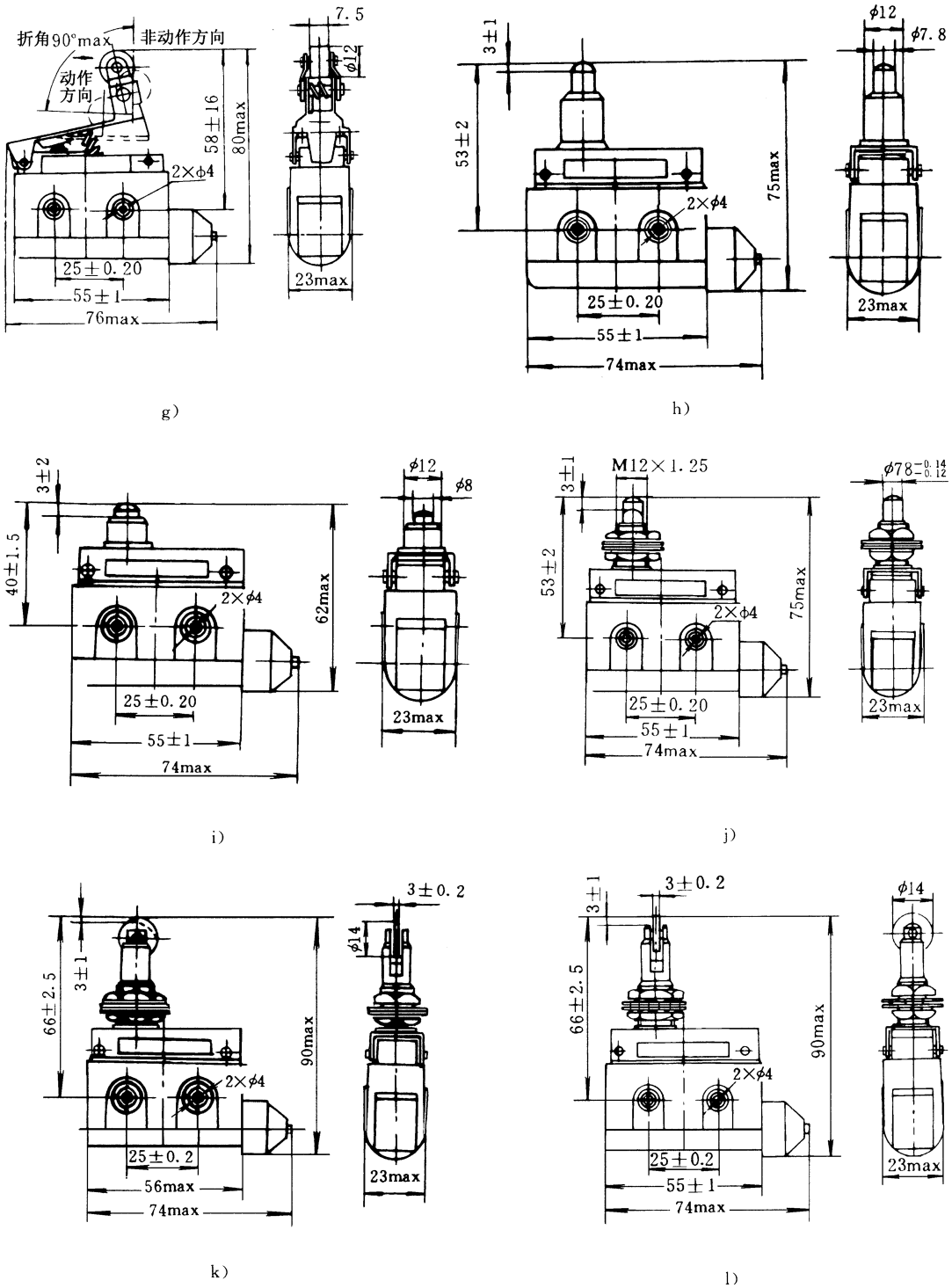


图 9.2-10　LXW6 系列微动开关外形及安装尺寸（续）

g）LXW6-11DDL 型　h）LXW6-11CA 型　i）LXW6-11DA 型　j）LXW6-11BZ 型

k）LXW6-11ZL 型　l）LXW6-11HL 型

3.1.3　AZD1 系列行程开关

（1）产品的特点

AZD1 系列行程开关采用模块组合结构，各部件可单独提供，维修、更换方便，主体带有连接盖，便于走线，具有工作温度范围广、使用安全可靠等特点。

（2）产品的类型代号

AZD1 系列行程开关采用模块组合结构，主要由激励器、顶部方块、主方块三部分构成，各部分的代号如表 9.2-71。由三部分经不同组合可构成各种类型的行程开关。模块组合构成产品的过程见图 9.2-11，所构成的主要产品类型代号见表 9.2-72。

表 9.2-71　AZD1 系列行程开关模块代号

模块名称			代号
激励器类型	滚轴杆		AZD1800
	滚轴臂		AZD1804
	可调滚轴臂		AZD1808
顶部方块			AZD1820
主方块	用于塞杆型	PF 型	AZD1001
		PG 型	AZD1051
	用于臂型	PF 型	AZD1104
		PG 型	AZD1154

（3）主要技术参数

AZD1 系列行程开关主要技术参数见表 9.2-73。

（4）外形及安装尺寸

AZD1 系列行程开关外形及安装尺寸见图 9.2-12。

（5）生产厂

日本松下电工株式会社。

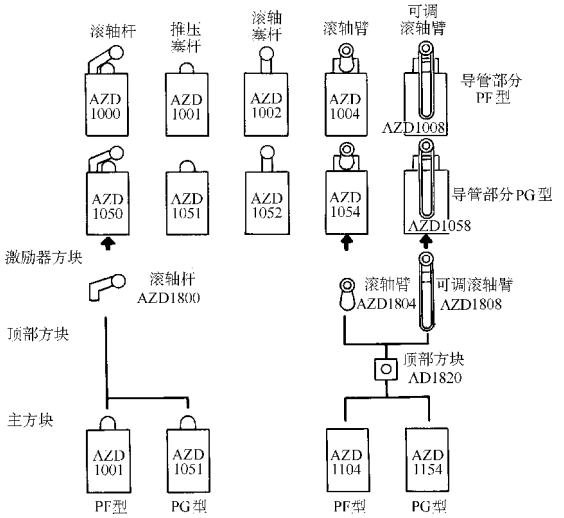


图 9.2-11　AZD1 系列行程开关产品组成过程

表 9.2-72　AZD1 系列行程开关主要产品代号

激励器	产品代号	
	PF 型	PG 型
滚轴杆	AZD1000	AZD1050
推压塞杆	AZD1001	AZD1051
滚轴塞杆	AZD1002	AZD1052
滚轴臂	AZD1004	AZD1054
可调式滚轴臂	AZD1008	AZD1058

注：导管尺寸类型：PF 型（PF1/2），PG 型（PG13.5）。

表 9.2-73　AZD1 系列行程开关主要技术参数

额定控制电压/V		交流			直流		
		125	250	380	24	60	220
阻性负载/A		6	6	6	5	1.5	0.3
感性负载/A		6	6	3	2.5	1.5	0.3
特性							
接点方式		1 个 Z 形					
起始触头电阻（最大）		25MΩ					
接触材料		银合金					
起始绝缘电阻（500V DC 时）		最小 100MΩ					
起始击穿电压		非连续端子之间最小为 1000V（rms） 无电压金属件与各端子之间最小为 2500V（rms） 接地与各端子之间最小为 2500V（rms）					
抗冲击性能	功能性	最大 300m·s^{-2}（相当于 30g）					
	破坏性	最大 1000m·s^{-2}（相当于 100g）					
抗振动能力		10～55Hz，倍幅 1.5mm					
期望寿命（最小工作次数）	机械	10^7（120cpm 时）					
	电动	1.5×10^5（20cpm，6A 380V AC 阻性负载时）					
环境温度		－30～80℃（－22～176°F）					
环境湿度		最大 95% R. H.					
最大工作速度		120cpm					
保护结构		IEC IP67					

（续）

工作特性						
激励器	工作强度（O. F.）最大/cN	释放强度（R. F.）最小/cN	预程（P. T.）最大/mm	微动（M. D.）最大/mm	超程（O. T.）最小/mm	工作状态（O. P.）/mm
推压塞杆	650	150	2	1. 2	4	18 ± 0. 5
滚轴塞杆	650	150	2	1. 2	4	28 ± 1
滚轴臂	500	50	20° ~ 26°	14°	30°	
滚轴杆	400	80	4	1. 6	5	
可调滚轴臂	500	50	20° ~ 26°	14°	30°	

注：可调滚轴臂的上述各值表示的是滚轴长度为 26mm，与滚轴臂型相同时的值。当使用直流电压时，阻性负载的时间常数为（τ = ）0ms，感性负载的时间常数为（τ = ）小于等于 100ms。

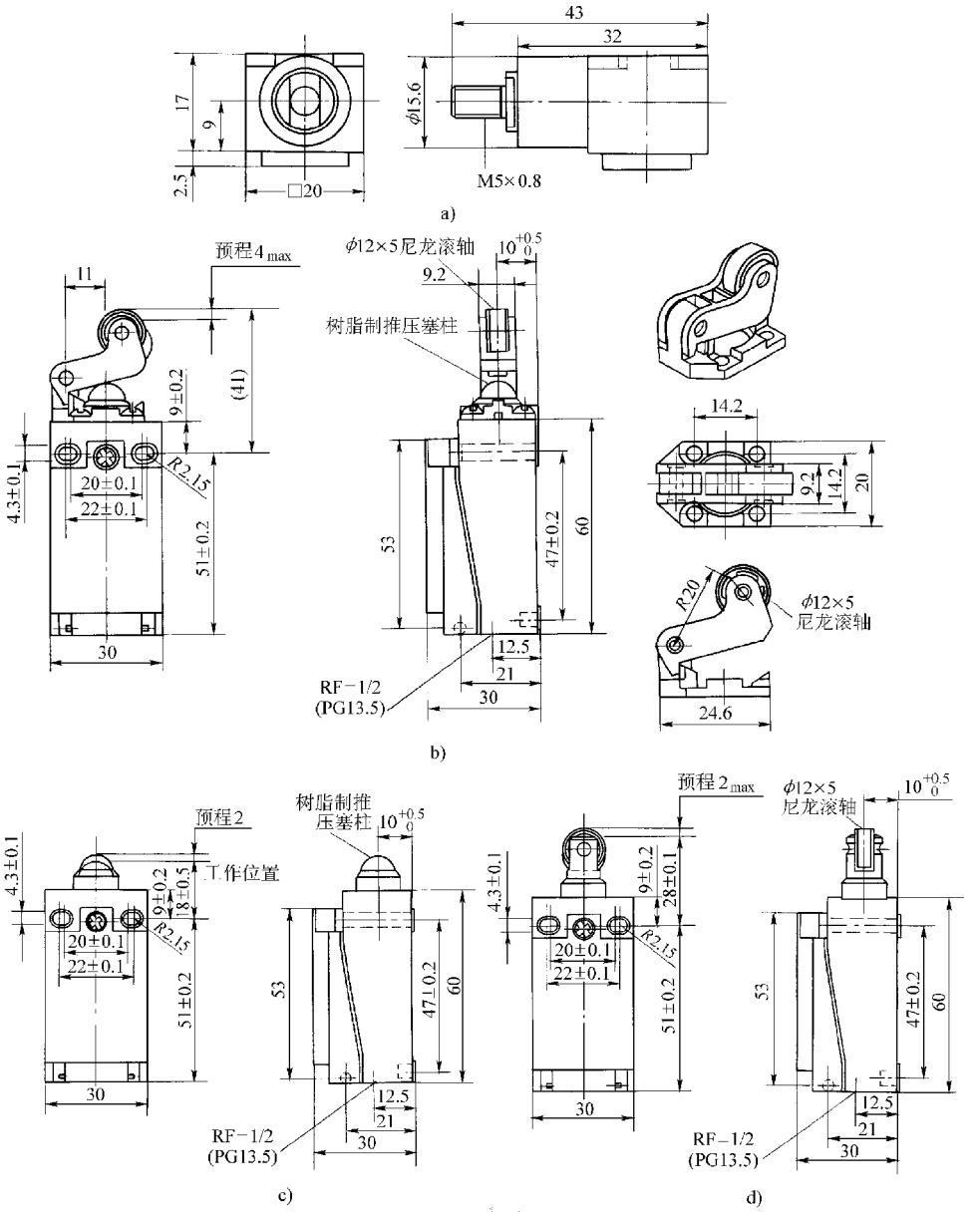


图 9. 2-12　AZD1 系列行程开关外形及安装尺寸

a）顶部方块　b）滚轴杆型 AZD1000/AZD1050　c）推压塞杆型 AZD1001/AZD1051　d）滚轴塞杆型 AZD1002/AZD1052

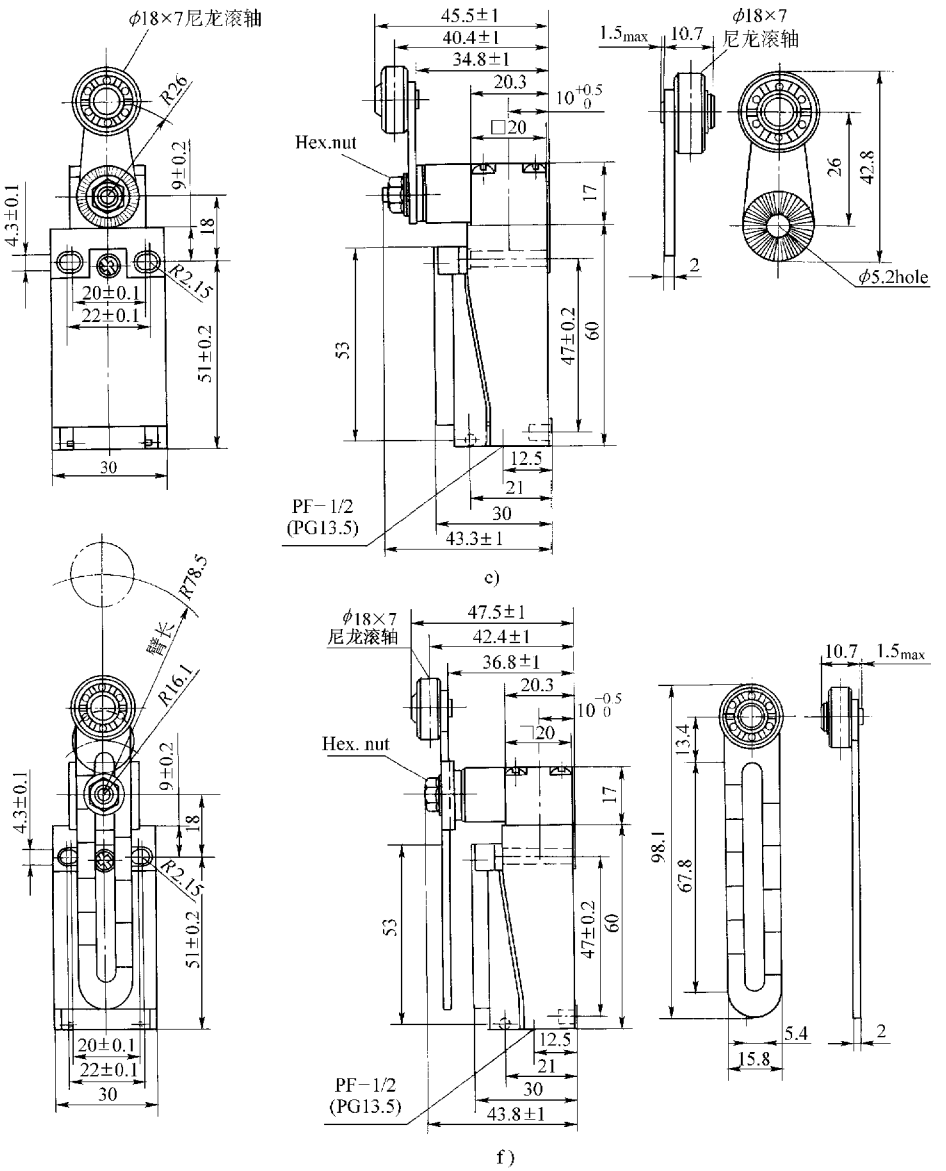


图 9.2-12　AZD1 系列行程开关外形及安装尺寸（续）

e）滚轴臂型 AZD1004/AZD1054　f）可调滚轴臂型 AZD1008/AZD1058

3.1.4　AZ7 系列小巧型行程开关

（1）产品的特点

AZ7 系列小巧型行程开关采用小型设计，适于小的安装空间，产品机械强度高，环境适应力强，寿命长，且有环氧树脂密封端子型产品。

（2）产品的类型代号

AZ7 系列小巧型行程开关的类型代号见表 9.2-74。

（3）产品的主要技术参数

AZ7 系列行程开关的主要技术参数见表 9.2-75。

AZ7 系列行程开关的寿命与负载电流关系曲线见图 9.2-13。

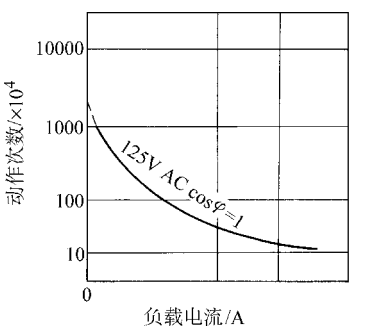


图 9.2-13　开关寿命曲线

表 9.2-74　AZ7 系列行程开关的类型代号

激励器	标准型	环氧树脂密封端子型		激励器	标准型	环氧树脂密封端子型	
		N. C. 端	COM 端			N. C. 端	COM 端
短推压塞杆	AZ7100	AZ7400	AZ7401	短滚轴杆	AZ7141	AZ7430	AZ7431
推压塞杆	AZ7110	AZ7405	AZ7406	单向短滚轴	AZ7144	AZ7435	AZ7436
链接杆	AZ7120	AZ7410	AZ7411	面板安装推压塞杆	AZ7310	AZ7440	AZ7441
滚轴杆	AZ7121	AZ7415	AZ7416	面板安装滚	AZ7311	AZ7445	AZ7446
单向滚轴杆	AZ7124	AZ7420	AZ7421	面板安装横　跨滚轴塞杆	AZ7312	AZ7450	AZ7451
链接短杆	AZ7140	AZ7425	AZ7426	可伸缩杆	AZ7166	AZ7460	AZ7461

表 9.2-75　AZ7 系列行程开关主要技术参数

额定控制电压	阻性负载（$\cos\varphi=1$）	感性负载（$\cos\varphi=0.4$）	发电机或灯负载	
			N. C. 接点	N. O. 接点
125V AC	10A	6A	3A	1.6A
250V AC	10A	4A	1.5A	1A
115V DC	0.4A	0.05A		

特　　性

接点方式		1 个 C 点
起始触头电阻（最大）		15MΩ
起始绝缘电阻（500V DC 时）		最小 100MΩ
起始击穿电压		非连续端子之间最小为 1500V（rms） 无电压金属件与各端子之间最小为 2000 V（rms） 接地与各端子之间最小为 2000 V（rms）
抗冲击能力	自由状态下	最大 98m·s^{-2}　{10g}
	满负荷状态下	最大 294m·s^{-2}　{30g}
抗振动能力		55Hz，倍幅 1.5mm
期望寿命（最小工作）	机械	10^7（50cpm 时）
	电动	2×10^5（20cpm 时）
环境温度		－20～60℃
环境湿度		最大 95%（20℃时）
最大工作速度		120cpm
保护结构		螺钉端子型 IEC IP60 环氧树脂密封端子型 IEC IP64

＊不含铜线电阻。

工作特性

激励器	工作强度（O. F.）最大/N{gf}	回复强度（R. F.）最小/cN	预程（P. T.）最大/mm	差动（M. D.）最大/mm	超程（O. T.）最小/mm	工作状态（O. P.）/mm
短推压塞杆	5.88{600}	{100}	2.0	0.8	0.8	30±0.8
推压塞杆	5.88{600}	100	2.0	0.8	5.0	44±1.2
链接杆	1.47{600}	40	13.5	3.2	4.0	25±2.0
滚轴杆	1.77{600}	50	11.0	2.4	3.0	40±1.9
单向滚轴杆	1.96{600}	60	11.0	2.4	3.0	50±2.0
链接短杆	2.16{600}	60	8.5	2.0	2.5	25±1.3
短滚轴杆	2.35{600}	80	6.5	1.5	2.0	40±1.6
单向短滚轴杆	2.75{600}	100	6.5	1.5	2.0	50±1.6
面板安装推压塞杆	5.88{600}	100	2.0	0.8	6.0	21.8±0.8
面板安装滚	5.88{600}	100	2.0	0.8	6.0	33.3±1.2
面板安装横　跨滚轴塞杆	5.88{600}	100	2.0	0.8	6.0	33.3±1.2
可伸缩杆	1.18{600}		25		11	36（T. T.）

（4）外形及安装尺寸

AZ7 系列行程开关的外形及安装尺寸见图 9.2-14。

（5）生产厂

松下电器（中国）有限公司

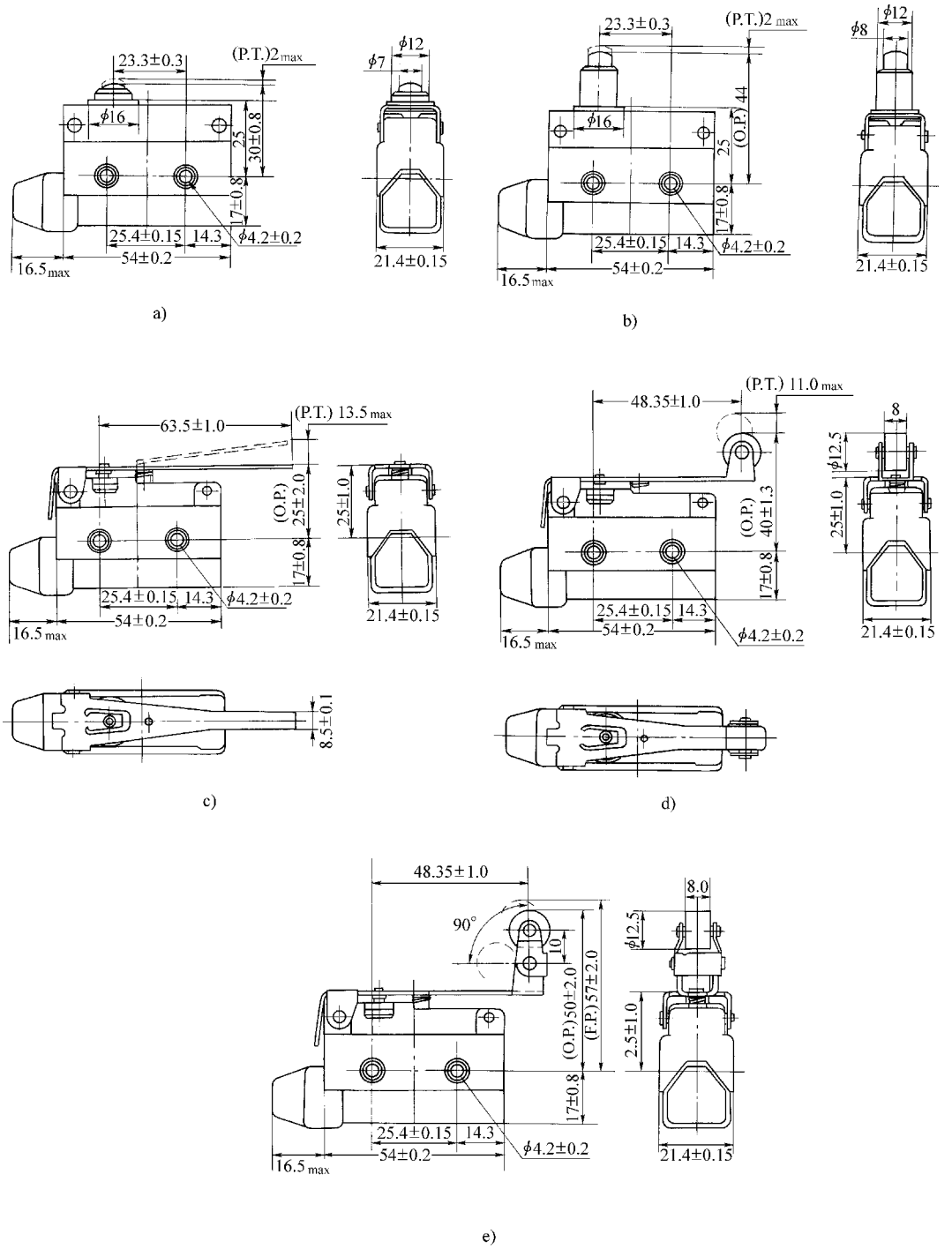


图 9.2-14　AZ7 系列行程开关外形及安装尺寸

a）短推压塞柱型 AZ7100/AZ7400/AZ7401　b）推压塞柱型 AZ7110/AZ7405/AZ7406

c）链接杆型 AZ7120/AZ7410/AZ7411　d）滚轴杆型 AZ7121/AZ7415/AZ7416

e）单向滚轴杆型 AZ7124/AZ7420/AZ7421

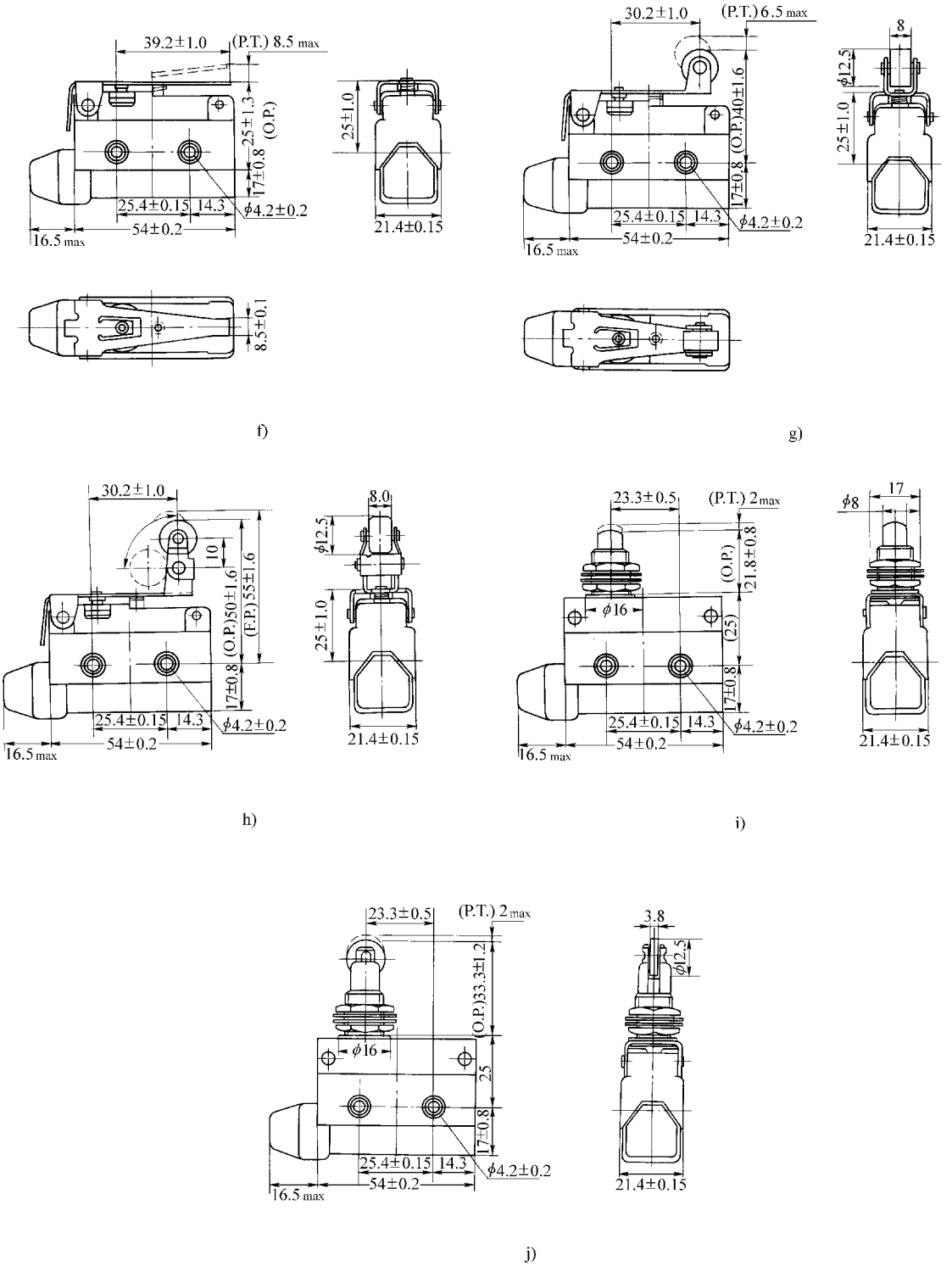
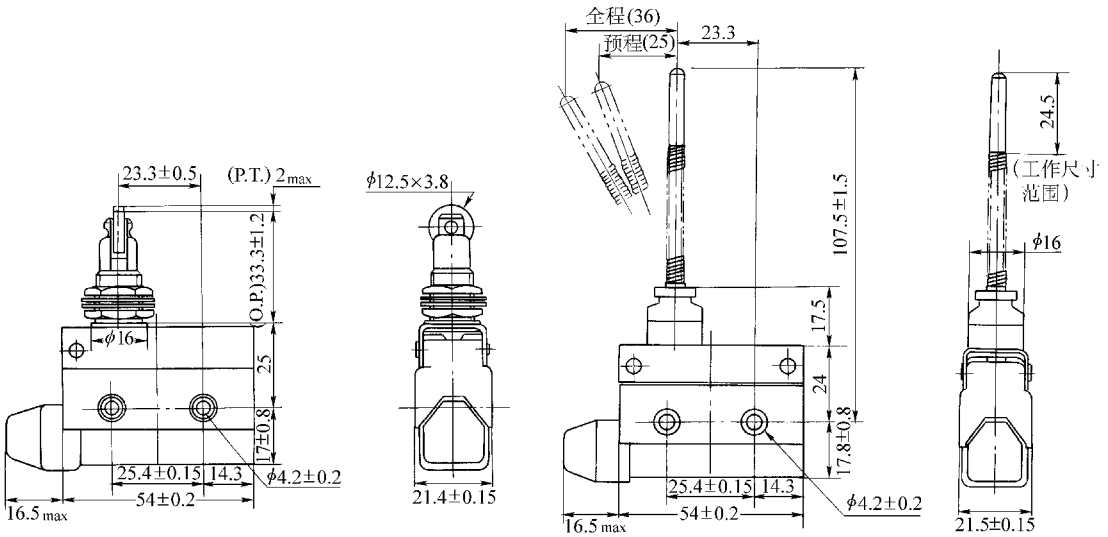


图 9. 2-14　AZ7 系列行程开关外形及安装尺寸（续一）

f）链接短杆型 AZ7140/AZ7425/AZ7426　g）短滚轴杆型 AZ7141/AZ7430/AZ7431　h）单向滚轴杆型 AZ7144/AZ7435/AZ7436　i）面板安装推压塞柱型 AZ7310/AZ7440/AZ7441　j）面板安装滚轴塞柱型 AZ7311/AZ7445/AZ7446



k)　　l)

图 9.2-14　AZ7 系列行程开关外形及安装尺寸（续二）

k）面板安装横跨滚轴塞柱型 AZ7312/AZ7450/AZ7451　l）伸缩杆型 AZ7166/AZ7460/AZ7461

3.2　接近开关

3.2.1　E2E 系列电感式圆柱形接近开关

（1）产品的特点及用途

E2E 系列电感式圆柱形接近开关品种规格齐全，电压范围宽，输出型式多，具有重复定位精度高、频率响应快，抗干扰能力强及使用寿命长等优点。可作设备及自动线的定位、检测、计数、自动保护、报警用的测量元件。

（2）型号的含义

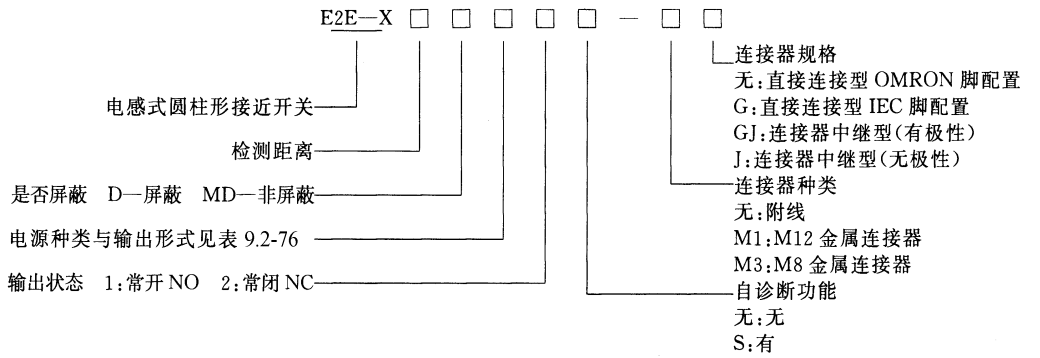


表 9.2-76　电源种类与输出型式代号含义

代号	含　义
B	直流 3 线式　PNP 型集电极开路
C	直流 3 线式　NPN 型集电极开路
D	直流 2 线式
E	直流 3 线式　NPN 型（电压输出型）
F	直流 3 线式　PNP 型（电压输出型）
H	直流 3 线式　PNP、NPN 型
K	交流电源　接点输出型
Y	交流 2 线式

（3）主要技术参数

E2E-X 系列接近开关主要技术参数见表 9.2-77 ~ 表 9.2-80，输出电路见表 9.2-81。

（4）外形及安装尺寸

E2E-X 系列接近开关外形及安装尺寸见表 9.2-82。

（5）生产厂

欧姆龙（OMRON）（中国）有限公司。

表 9.2-77　直流 2 线式（E2E-X□D□）接近开关主要技术参数

项目	尺寸	M8		M12		M18		M30	
	屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽
	型号	E2E-X2D□	E2E-X4MD□	E2E-X3D□	E2E-X8MD□	E2E-X7D□	E2E-X14MD□	E2E-X10D□	E2E-X20MD□
	检测距离/mm	2 ×（1 ±10%）	4 ×（1 ±10%）	3 ×（1 ±10%）	8 ×（1 ±10%）	7 ×（1 ±10%）	14 ×（1 ±10%）	10 ×（1 ±10%）	20 ×（1 ±10%）
电源电压（使用电压范围）		12 ~24V DC 波动（p – p）10% 以下（10 ~30V DC）							
泄漏电流/mA		0.8 以下							
检测物体		磁性金属（非磁性参照特性数据）							
设定距离①/mm		0 ~1.6	0 ~3.2	0 ~2.4	0 ~6.4	0 ~5.6	0 ~11.2	0 ~8.0	0 ~16.0
标准检测物/mm × mm × mm		铁 8 ×8 ×1	铁 20 ×20 ×1	铁 12 ×12 ×1	铁 30 ×30 ×1	铁 18 ×18 ×1	铁 30 ×30 ×1	铁 30 ×30 ×1	铁 54 ×54 ×1
应差距离		检测距离的 15% 以下		检测距离的 10% 以下					
应差频率②/kHz		1.5	1.0	1.0	0.8	0.5	0.4	0.4	0.1
动作形态（检测物体接近时）		D1：负荷“动作”、D2：负荷“复位”							
输出（开关容量）		控制输出 3 ~100mA、但 M1J-T 型都为 5 ~100mA　诊断输出 50mA［D1（5）S］							
诊断输出延迟时间/s		0.3 ~1							
回路保护		浪涌吸收、负荷短路保护（控制输出、诊断输出）							
指示灯		D1：动作显示（红色 LED）、设定动作显示（绿色 LED）　D2：动作显示（红色 LED）							
使用周围温度/℃		–25 ~70（但不结冰）							
使用周围湿度		35% ~95% RH							
温度影响		–25 ~70℃的范围内 +23℃时检测距离的 ±15% 以内		–25 ~70℃的范围内 23℃时检测距离的 ±10% 以内					
电压影响		额定电源电压 ±15% 的范围内额定电源电压检测距离的 ±1% 以内							
残留电压③		3.0V 以下（负荷电流 100mA、导线长 2m），但 M1J-T 型都在 5.0V 以下							
绝缘电阻		50MΩ 以上（500V DC）充电部总体与外壳间							
耐电压		AC1，000V 50/60Hz 1min 充电部总体与外壳间							
振动		耐久：10 ~55Hz 多次振幅 1.5mm X、Y、Z 各方向 2h							
冲击		耐久：500m · s^{-2}（约 50g）X、Y、Z 各方向 10 次		耐久：1000m · s^{-2}｛约 100g｝X、Y、Z 各方向 10 次					
保护构造		导线式：IEC 规格 IP67［JEM 规格 IP67G（耐浸型、耐油型）］　连接端子型：IEC 规格 IP67							
质量/g	预置电缆形	约 45		约 55		约 130		约 180	
	连接器形	约 10		约 20		约 40		约 90	
材料	外壳	不锈钢		黄铜					
	检测面	PBT							

① 在绿色指示灯亮的范围内使用（除 D2 外）。

② 直流开闭部的应答频率数为平均值，测定条件为检测体的间隔为标准检测物体的 2 倍，设定距离为检测距离的 1/2。

③ 使用 M1J-T 型时因残留电压为 5V，请确认与连接设备的接口条件后再使用。

表 9.2-78　直流 3 线式（E2E-X□E□）接近开关主要技术参数

项目	尺寸	M8		M12		M18		M30	
	屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽
	型号	E2E-X1R5E□	E2E-X2ME□	E2E-X2E□	E2E-X5ME□	E2E-X5E□	E2E-X10ME□	E2E-X10E□	E2E-X18ME□
	检测距离/mm	1.5 ×（1 ±10%）	2 ×（1 ±10%）	2 ×（1 ±10%）	5 ×（1 ±10%）	5 ×（1 ±10%）	10 ×（1 ±10%）	10 ×（1 ±10%）	18 ×（1 ±10%）
电源电压①②（使用电压范围）		12 ~24V DC 波动（p – p）10% 以下（10 ~40V DC）							
消耗电流		13mA 以下							
检测物体		磁性金属（非磁性参照特性数据）							

（续）

项目	尺寸	M8		M12		M18		M30	
	屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽
	型号	E2E-X1R5E□	E2E-X2ME□	E2E-X2E□	E2E-X5ME□	E2E-X5E□	E2E-X10ME□	E2E-X10E□	E2E-X18ME□
	检测距离/mm	1.5×(1±10%)	2×(1±10%)	2×(1±10%)	5×(1±10%)	5×(1±10%)	10×(1±10%)	10×(1±10%)	18×(1±10%)
设定距离/mm		0～1.2	0～1.6	0～1.6	0～4.0	0～4.0	0～8.0	0～8.0	0～14.0
标准检测物/mm		铁8×8×1	铁12×12×1	铁12×12×1	铁15×15×1	铁18×18×1	铁30×30×1	铁30×30×1	铁54×54×1
应差距离		检测距离的10%以下							
应差频率③/kHz		2.0	0.8	1.5	0.4	0.6	0.2	0.4	0.1
动作形态（检测物体接近时）		E1：负荷“动作”、E2：负荷“复位”							
控制输出(开关容量)②		最大200mA							
回路保护		逆向连接、浪涌吸收、负载短路保护							
指示灯		动作显示(红色LED)							
使用周围温度②/℃		－40～85(但不结冰)							
使用周围湿度		35%～95%RH							
温度影响		－40～85℃的范围内23℃时检测距离的±15%以内 －25～70℃的范围内23℃时检测距离的±10%以内							
电压影响		额定电源电压±15%的范围内额定电源电压检测距离的±1%以内							
残留电压		2.0V以下(负荷电流200mA、导线长2m)							
绝缘电阻		50MΩ以上(500V DC)充电部总体与外壳间							
耐电压		1000V AC 50/60Hz 1min充电部总体与外壳间							
振动		耐久：10～55Hz 复振幅1.5mm X、Y、Z各方向2h							
冲击		耐久：500m·s^{-2}(约50g)X、Y、Z各方向10次		耐久：1000m·s^{-2}{约100g}X、Y、Z各方向10次					
保护构造		导线式：IEC规格IP67[JEM规格IP67G(耐浸型、耐油型)]　连接端子型：IEC规格IP67							
质量/g	预置导线形	约55		约65		约140		约190	
	连接器形	约10		约20		约40		约90	
材料	外壳	不锈钢		黄铜					
	检测面	PBT							

① M18、M30可使用24V±20% DC（平均值）无平滑全波整流电源。

② 当M8在70～85℃范围内使用时，使用电压范围在10～30V DC、控制输出（开关容量）为100mA以下。

③ 直流开关部的应答频率为平均值，测定条件为检测体的间隔为标准检测物的2倍，设定距离为检测距离的1/2。

表9.2-79　交流2线式（E2E-X□Y□）接近开关主要技术参数

项目	尺寸	M8		M12		M18		M30	
	屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽
	型式	E2E-X1R5Y□	E2E-X2MY□	E2E-X2Y□	E2E-X5MY□	E2E-X5Y□	E2E-X10MY□	E2E-X10Y□	E2E-X18MY□
	检测距离/mm	1.5×(1±10%)	2×(1±10%)	2×(1±10%)	5×(1±10%)	5×(1±10%)	10×(1±10%)	10×(1±10%)	18×(1±10%)
电源电压①（使用电压范围）		24～240V AC 50/60Hz（20～264V AC）							
泄漏电流		1.7mA以下							
检测物体		磁性金属（非磁性参照特性数据）							
设定距离/mm		0～1.2	0～1.6	0～1.6	0～4.0	0～4.0	0～8.0	0～8.0	0～14.0
标准检测物/mm×mm×mm		铁8×8×1	铁12×12×1	铁12×12×1	铁15×15×1	铁18×18×1	铁30×30×1	铁30×30×1	铁54×54×1
应差距离		检测距离的10%以下							
应差频率/Hz		25							
动作形态（检测物体接近时）		Y1：负荷“动作”、Y2：负荷“复位”							

（续）

项目	尺寸	M8		M12		M18		M30	
	屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽	屏蔽	非屏蔽
	型式	E2E-X1R5Y□	E2E-X2MY□	E2E-X2Y□	E2E-X5MY□	E2E-X5Y□	E2E-X10MY□	E2E-X10Y□	E2E-X18MY□
	检测距离/mm	1.5×(1±10%)	2×(1±10%)	2×(1±10%)	5×(1±10%)	5×(1±10%)	10×(1±10%)	10×(1±10%)	18×(1±10%)
控制输出(开关容量)②/mA		5～100		5～200		5～300			
回路保护		浪涌吸收							
指示灯		动作显示(红色 LED)							
使用周围温度①②/℃		-25～70(但不结冰)		-40～85(但不结冰)					
使用周围湿度		35%～95% RH							
温度影响		-40～85℃的范围内 23℃时检测距离的±15%以内，-25～70℃的范围内 23℃时检测距离的±10%以内							
电压影响		额定电源电压±15%的范围内额定电源电压检测距离的±1%以内							
残留电压		参照特性数据表							
绝缘电阻		50MΩ 以上(500V DC)充电部和外壳间							
耐电压		4000V AC 50/60Hz 1min 充电部和外壳间　但 M8 型 2000V AC							
振动		耐久:10～55Hz 复振幅 1.5mm X、Y、Z 各方向 2h							
冲击		耐久:500m·s^{-2}(约 50g) X、Y、Z 各方向 10 次		耐久:1000m·s^{-2}｛约 100g｝X、Y、Z 各方向 10 次					
保护构造		带导线型:IEC 规格 IP67[JEM 规格 IP67G(耐浸、耐油)]　连接器型:IEC 规格 IP67							
质量/g	预置电缆形	约 45		约 55		约 130		约 180	
	连接器形	约 10		约 20		约 40		约 90	
材料	外壳	不锈钢		黄铜					
	检测面	PBT							

① 使用 24V AC 时，周围温度应控制在 -25℃以上。

② M18、M30 在 70～85℃温度内使用时，控制输出（开关容量）应保持在 5～200mA 之间。

表 9.2-80　交流直流两用 2 线式接近开关主要技术参数

项目	尺寸	M12	M18	M30
	屏蔽	屏蔽		
	型号	E2E-X3T1	E2E-X7T1	E2E-X10T1
	检测距离/mm	3(1±10%)	7(1±10%)	10(1±10%)
电源电压①(使用电压范围)		24～240V DC(20～264V DC) 48～240V AC(40～264V AC)		
泄漏电流		DC 时:1mA 以下,AC 时:2mA 以下		
检测物体		磁性金属(非磁性参照特性数据)		
设定距离/mm		0～2.4	0～5.6	0～8.0
标准检测物/mm×mm×mm		铁 12×12×1	铁 18×18×1	铁 30×30×1
应差距离		检测距离的 10% 以下		
应差频率②	DC 时	1.0kHz	0.5kHz	0.4kHz
	AC 时	25kHz		
动作形态(检测物体接近时)		负荷“动作”		
控制输出(开关容量)		5～100mA		
回路保护		负荷短路保护(20～40V DC 时)、浪涌吸收		
表示灯		动作显示(红色 LED)、设定动作显示(绿色 LED)		
使用周围温度/℃		-25～70(但不结冰)		
使用周围湿度		35%～95% RH		

（续）

项目	尺寸	M12	M18	M30
	屏蔽	屏蔽		
	型号	E2E-X3T1	E2E-X7T1	E2E-X10T1
	检测距离/mm	3(1±10%)	7(1±10%)	10(1±10%)
温度影响/℃		-25～70 的范围内 23℃时检测距离的±10%以内		
电压影响		额定电源电压±15%的范围内额定电源电压检测距离的±1%以内		
残留电压		6.0V DC 以下(负荷电流 100mA、长 2m) 10V AC 以下(负荷电流 5mA、长 2m)		
绝缘电阻		50MΩ 以上(500V DC)充电部和外壳间		
耐电压		4 000V AC 50/60Hz 1min 充电部和外壳间		
振动		耐久:10～55Hz 复振幅 1.5mm X、Y、Z 各方向 2h		
冲击		耐久:1000m·s^{-2}｛约 100g｝X、Y、Z 各方向 10 次		
保护构造		IEC 规格 IP67[JEM 规格 IP67G(耐浸型·耐油型)]		
质量/g		约 55	约 130	约 180
材质	外壳	黄铜		
	检测面	PBT		

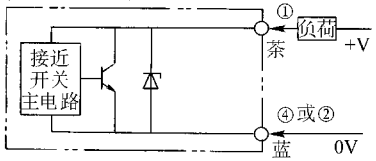
① 请使用正弦波电源，若为矩形波会发生复位不良现象。

② 直流开关部应答频率为平均值。测定条件为检测体的间隔为标准检测物体的 2 倍,设定距离为检测距离的 2 倍。

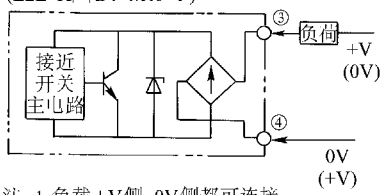
表 9.2-81　E2E-X 系列圆柱形接近开关输出电路

● 直流 2 线式(E2E-X□D□)

• 无自我诊断输出
(E2E-X□D□)

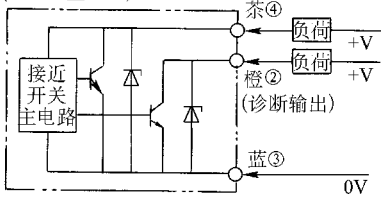


• 无极性
(E2E-X□D1-M1J-T)



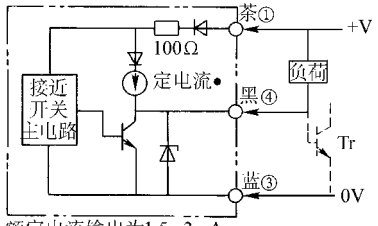
注：1. 负载±V侧，0V侧都可连接。
2. E2E-X□D1-M1J-T 无极性，所以无需考虑③④的数值。

• 有自我诊断输出
(E2E-X□D1S)



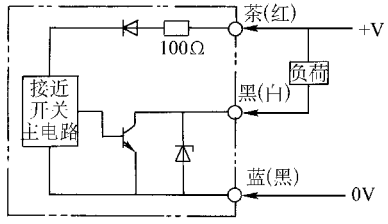
● 直流 3 线式

• NPN 型输出
(E2E-X□E□)

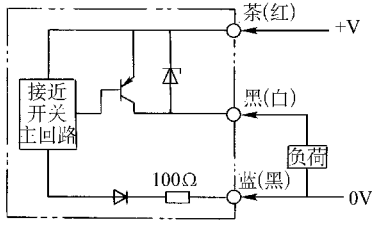


• 额定电流输出为1.5～3mA

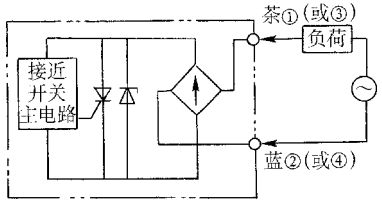
• NPN 型集电极开路输出
(E2E-C/X□C□)



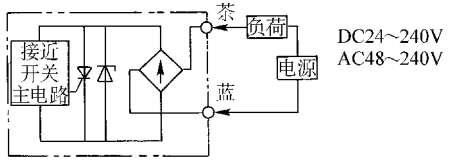
• PNP 型集电极开路输出
(E2E-C/X□B□)



● 交流 2 线式(E2E-X□Y□)

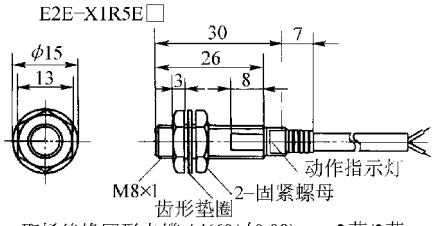
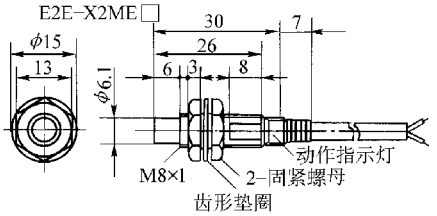
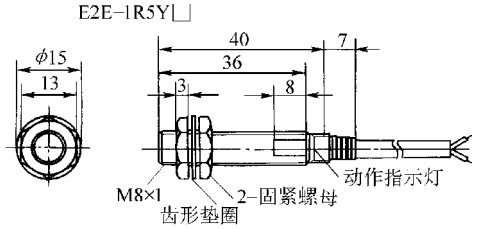
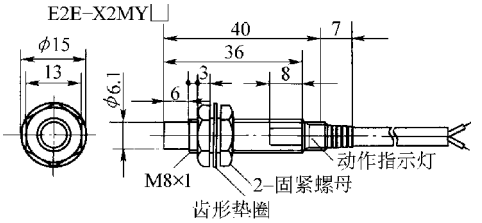
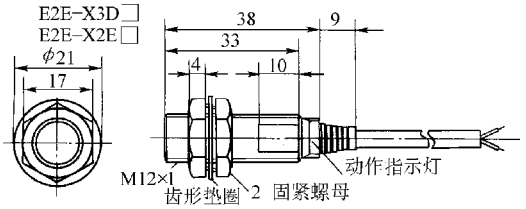
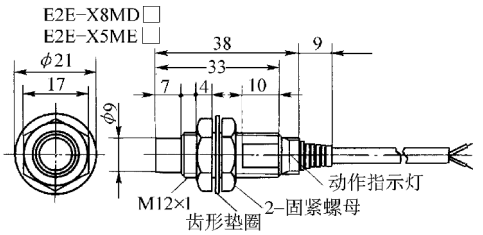
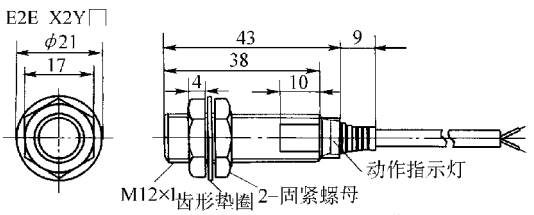
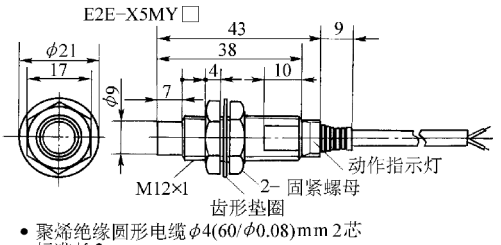
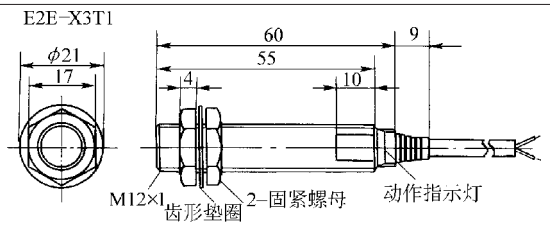
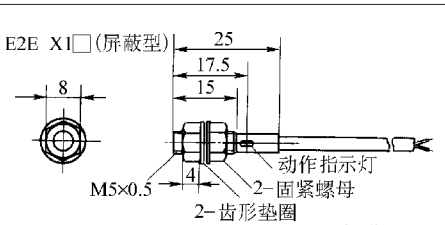


● 交流直流两用 2 线式(E2E-X□T1)



注：+V侧，0V 侧都可连接负载，不必考虑开关特性(茶－蓝)。

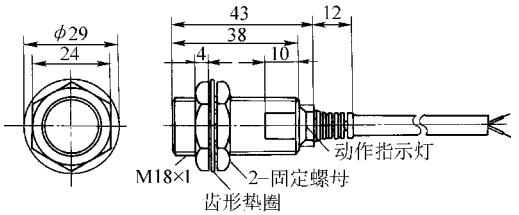
表 9.2-82　E2E-X 系列圆柱形接近开关外形及安装尺寸

● 预附缆线型(屏蔽型)	● 预附缆线型(非屏蔽型)
E2E−X2D□ E2E−X1R5E□  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08)mm 2芯/3芯 φ4(6/10/φ0.08)mm 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)控制输出最大至 200m	E2E−X4MD□ E2E−X2ME□  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08)mm 2芯/3芯 φ4(6/10/φ0.08)mm 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)控制输出最大至 200m
E2E−1R5Y□  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08)mm 2芯 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)最大至 200m	E2E−X2MY□  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08)mm 2芯 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)最大至 200m
E2E−X3D□ E2E−X2E□  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08) mm 2芯/3芯 φ4(6/10/φ0.08) mm 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)控制输出最大至 200m 诊断输出最大100mm	E2E−X8MD□ E2E−X5ME□  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08)mm 2芯/3芯 φ4(6/10/φ0.08)mm 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)控制输出最大至200m 诊断输出最大100m
E2E X2Y□  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08) mm 2芯 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)最大至 200m	E2E−X5MY□  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08)mm 2芯 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)最大至 200m
E2E−X3T1  • 聚烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08)mm 2芯 标准长 2m 电线延长(单独金属配管)最大至 200m	E2E X1□(屏蔽型)  • 聚烯绝缘圆形电线(耐油、耐振) 0.14mm²3芯 外径φ2.9mm 标准长2m,电线延长(单独金属配管)最大至100m

（续）

● 预附缆线型(非屏蔽型)

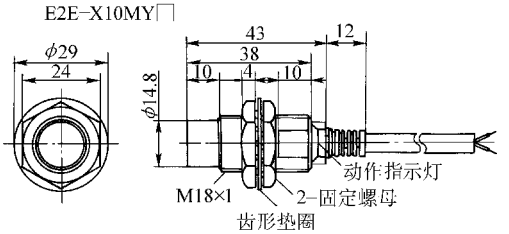
E2E-X7D□/E2E-X5E□
E2E-X5Y□/E2E-X7T1



- 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ6(45/φ0.12) mm 2芯/3芯 φ6(6/17/φ0.08) mm
  标准长2m
  电线延长(单独金属配管)控制输出最大200m
  诊断输出最大100m

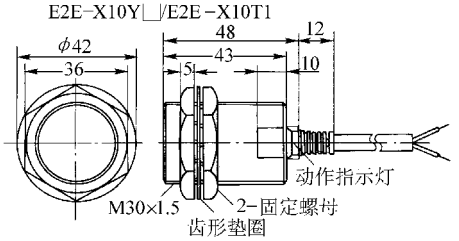
● 连接器型(屏蔽型)

E2E-X14MD□/E2E-X10ME□
E2E-X10MY□



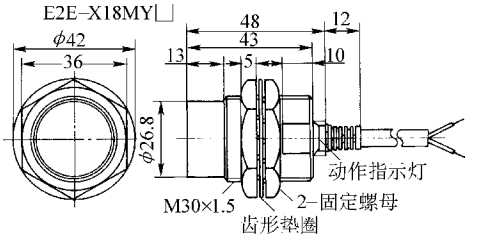
- 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ6(45/φ0.12) mm 2芯/3芯 φ6(6/17/φ0.08) mm
  标准长2m
  电线延长(单独金属配管)控制输出最大200m
  诊断输出最大100m

E2E-X10D□/E2E-X10E□
E2E-X10Y□/E2E-X10T1



- 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ6(45/φ0.12) mm 2芯/3芯 φ6(6/17/φ0.08) mm
  标准长2m
  电线延长(单独金属配管)控制输出最大200m
  诊断输出最大100m

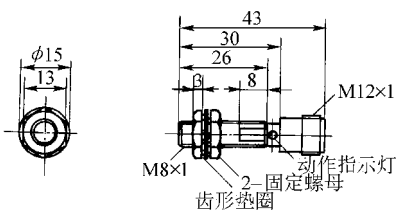
E2E-X20MD□/E2E-X18ME□
E2E-X18MY□



- 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ6(45/φ0.12) mm 2芯/3芯 φ6(6/17/φ0.08) mm
  标准长2m
  电线延长(单独金属配管)控制输出最大200m
  诊断输出最大100m

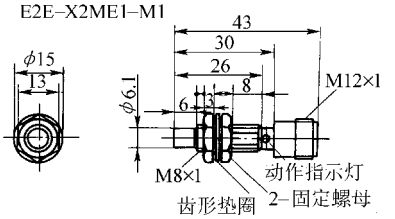
● 连接器型(屏蔽型)

EXE-X2D□-M1(G)
E2E-X1R5E1-M1

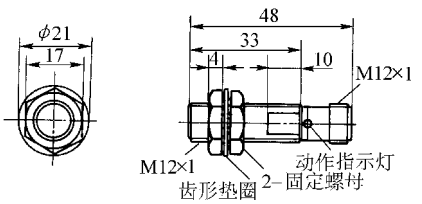


● 连接器型(非屏蔽型)

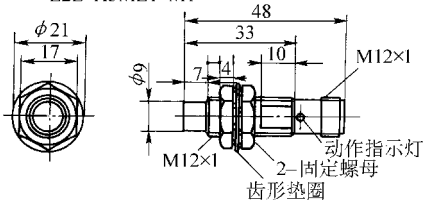
E2E-X4MD□-M1(G)
E2E-X2ME1-M1



E2E-X3D□-M1(G)
E2E-X2E1-M1



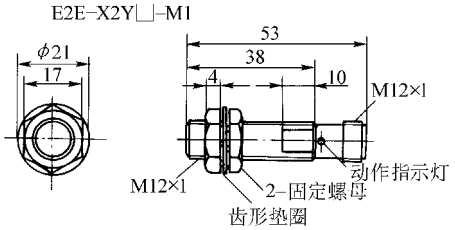
E2E-X8MD□-M1(G)
E2E-X5ME1-M1



（续）

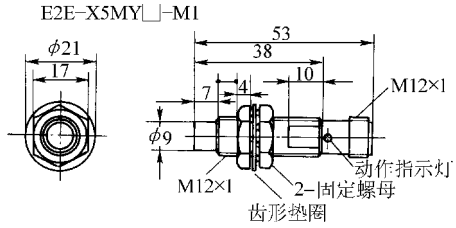
● 连接器型(非屏蔽型)

E2E−X2Y□−M1

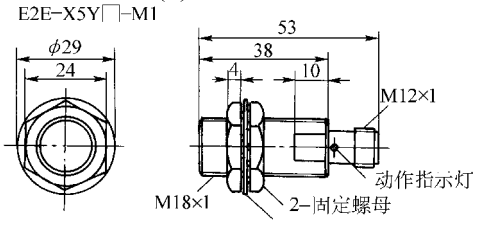


● 连接器型(非屏蔽型)

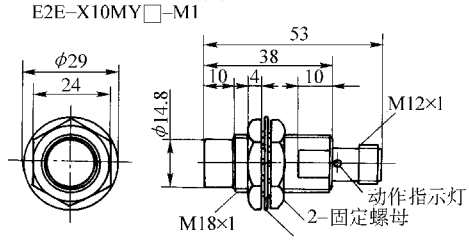
E2E−X5MY□−M1



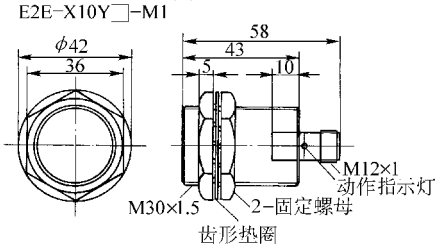
E2E−X7D□−M1(G)/E2E−X5E1−M1
E2E−X5Y□−M1



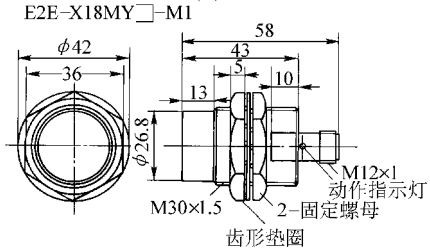
E2E−X14MD□−M1(G)/E2E−X10ME1−M1
E2E−X10MY□−M1



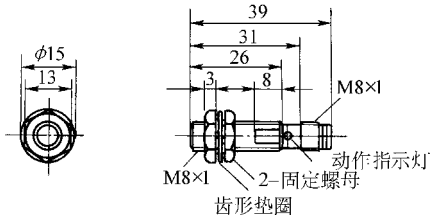
E2E−X10D□−M1(G)/E2E−X10E1−M1
E2E−X10Y□−M1



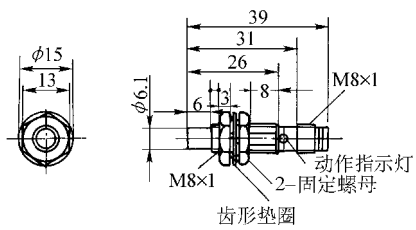
E2E−X20MD□−M1(G)/E2Z−X18ME1−M1
E2E−X18MY□−M1



E2E−X2D□−M3G/E2E−X1R5E1−M3

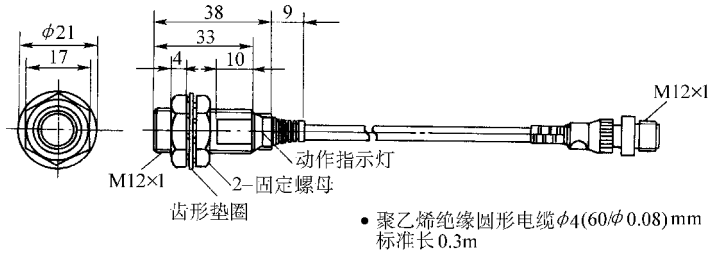


E2E−X4MD□−M3G/E2E−X2ME1−M3



● 连接器中继型

E2E−X3D1−M1GJ
E2E−X3D1−M1J−T

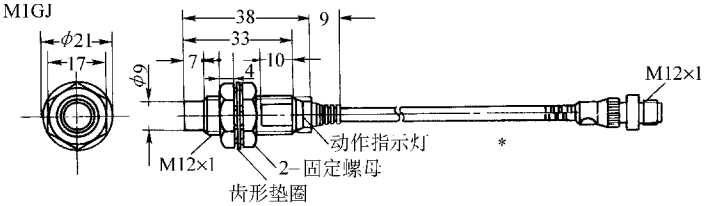


• 聚乙烯绝缘圆形电缆φ4(60/φ0.08)mm
标准长0.3m

（续）

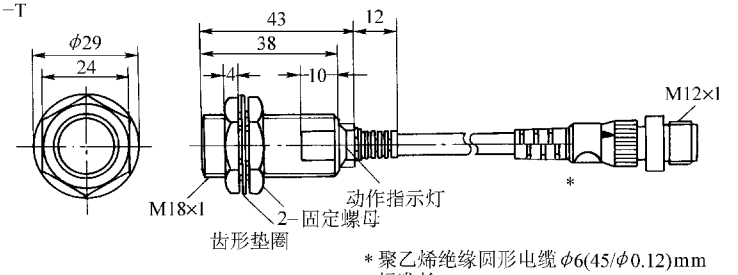
● 连接器中继型

E2E－X8MD1－M1GJ



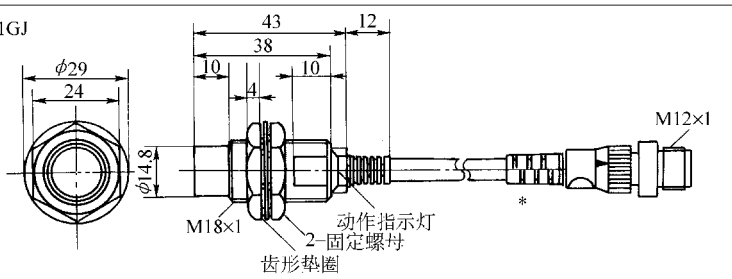
* 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ4(60/φ0.08) mm
标准长 0.3m

E2E－X7D1－M1GJ
E2E－X7D1－M1J－T



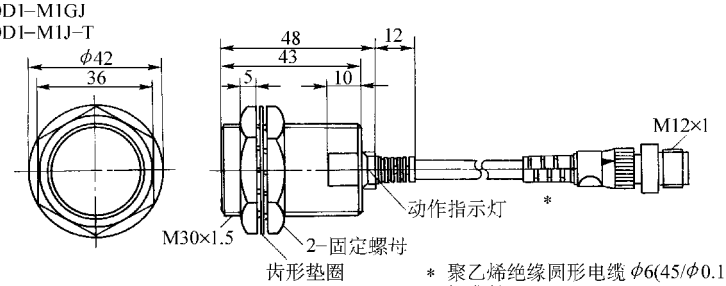
* 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ6(45/φ0.12) mm
标准长 0.3m

E2E－X14MD1－M1GJ



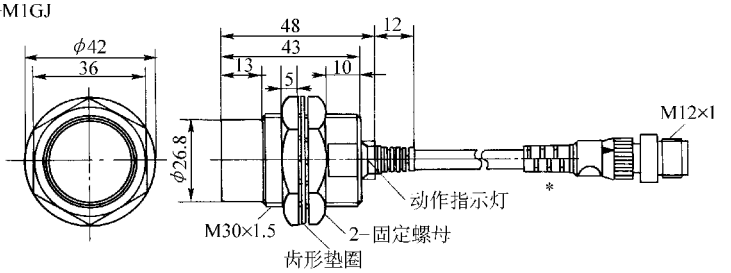
* 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ6(45/φ0.12) mm
标准长 0.3m

E2E－X10D1－M1GJ
E2E－X10D1－M1J－T



* 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ6(45/φ0.12) mm
标准长 0.3m

E2E－X20MD1－M1GJ



* 聚乙烯绝缘圆形电缆 φ6(45/φ0.12) mm
标准长 0.3m

（续）

接近开关外径	M5	ϕ5.4	M8	M12	M18	M30
安装孔尺寸/mm	$\phi5.5^{+0.5}_{0}$	$\phi5.7^{+0.5}_{0}$	$\phi8.5^{+0.5}_{0}$	$\phi12.5^{+0.5}_{0}$	$\phi18.5^{+0.5}_{0}$	$\phi30.5^{+0.5}_{0}$

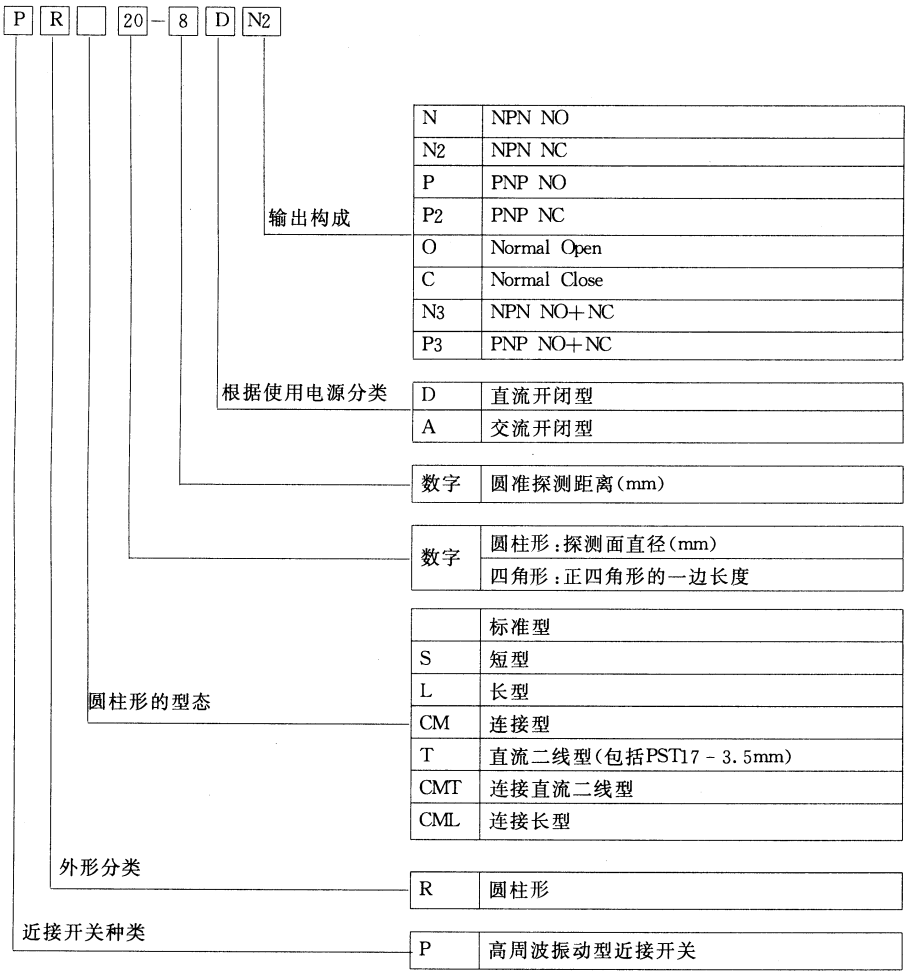
3.2.2　PR 系列圆柱形接近开关

（1）产品的特点及用途

PR 系列圆柱形接近开关具有波动、电源逆连接、超电流等多种保护功能，且驱动能力强，使用寿命长，易于操作，经济实用。该产品可替代微动开关及行程限位开关，广泛应用于物体位置检测，产品计数，自动保护，故障报警等工作场合，是工业自动化生产中所使用的重要测量元件。

（2）型号的含义

型号的含义



产品的类别见表 9.2-83。

（3）主要技术参数

PR 系列接近开关主要技术参数见表 9.2-84 及表 9.2-85，输出电路见图 9.2-15。

（4）外形及安装尺寸

PR 系列接近开关外形及安装尺寸见图 9.2-16。

（5）生产厂

韩国奥托尼克斯（Autonics）公司。

表 9.2-83　PR 系列接近开关的种类

直流开闭标准型			直流闭短/长型			交流开闭标准型			交流闭短/长型		
		型　号			型　号			型　号			型　号
M08	埋入	PR08-1.5DN	SHORT M12	埋入	PRS12-2DN	M12	埋入	PR12-2AO	LONG M18	埋入	PRL18-5AO
		PR08-1.5DP			PRS12-2DP			PR12-2AC			PRL18-5AC
		PR08-1.5DN2			PRS12-2DN2		凸出	R12-4AO		凸出	PRL18-8AO
		PR08-1.5DP2		凸出	PRS12-4DN			PR12-4AC			PRL18-8AC
	凸出	PR08-2DN			PRS12-4DP	M18	埋入	PR8-5AO	LONG M30	埋入	PRL30-10AO
		PR08-2DP			PRS12-4DN2			PR8-5AC			PRL30-10AC
		PR08-2DN2	LONG M18	埋入	PRL18-5DN		凸出	PR8-8AO		凸出	PRL30-15AO
		PR08-2DP2			PRL18-5DP			PR8-8AC			PRL30-15AC
M12	埋入	PR12-2DN			PRL18-5DN2	M30	埋入	PR30-10AO			
		PR12-2DP		凸出	PRL18-8DN			PR30-10AC			
		PR12-2DN2			PRL18-8DP		凸出	PR30-15AO			
	凸出	PR12-2DN			PRL18-8DN2			PR30-15AC			
		PR12-4DP	LONG M30	埋入	PRL30-10DN						
		PR12-4DN2			PRL30-10DP						
M18	埋入	PR18-5DN			PRL30-10DN2						
		PR18-5DP		凸出	PRL30-15DN						
		PR18-5DN2			PRL30-15DP						
		PR18-5DP2			PRL30-15DN2						
	凸出	PR18-8DN									
		PR18-8DP									
		PR18-8DN2									
		PR18-8DP2									
M30	埋入	PR30-10DN									
		PR30-10DP									
		PR30-10DN2									
		PR30-10DP2									
	凸出	PR30-15DN									
		PR30-15DP									
		PR30-15DN2									
		PR30-15DP2									

表 9.2-84　直流型 PR 系列接近开关主要技术参数

型　号	PR08-1.5DN PR08-1.5DP PR08-1.5DN2 PR08-1.5DP2	PR08-2DN PR08-2DP PR08-2DN2 PR08-2DP2	PR12-2DN PR12-2DP PR12-2DN2 PRS12-2DN PRS12-2DP PRS12-2DN2	PR12-4DN PR12-4DP PR12-4DN2 PRS12-4DN PRS12-4DP PRS12-4DN2	PR18-5DN PR18-5DP PR18-5DN2 PR18-5DP2 PRL18-5DN PRL18-5DP PRL18-5DN2	PR18-8DN PR18-8DP PR18-8DN2 PR18-8DP2 PRL18-8DN PRL18-8DP PRL18-8DN2	PR30-10DN PR30-10DP PR30-10DN2 PR30-10DP2 PRL30-10DN PRL30-10DP PRL30-10DN2	PR30-15DN PR30-15DP PR30-15DN2 PR30-15DP2 PRL30-15DN PRL30-15DP PRL30-15DN2
探测距离/mm	1.5×（1±10%）	2×（1±10%）	2×（1±10%）	4×（1±10%）	5×（1±10%）	8×（1±10%）	10×（1±10%）	15×（1±10%）
应差距离	探测距离的10%以下							
标准探测体/mm×mm×mm	8×8×1（铁）		12×12×1（铁）		18×18×1（铁）	25×25×1（铁）	30×30×1（铁）	45×45×1（铁）
设定距离/mm	0～1.05	0～1.4	0～1.4	0～2.8	0～3.5	0～5.6	0～7	0～10.5
电源电压（使用电压范围）	DC12～24V（DC10～30V）							
消耗电流/mA	10							

（续）

型　号	PR08-1. 5DN PR08-1. 5DP PR08-1. 5DN2 PR08-1. 5DP2	PR08-2DN PR08-2DP PR08-2DN2 PR08-2DP2	PR12-2DN PR12-2DP PR12-2DN2 PRS12-2DN PRS12-2DP PRS12-2DN2	PR12-4DN PR12-4DP PR12-4DN2 PRS12-4DN PRS12-4DP PRS12-4DN2	PR18-5DN PR18-5DP PR18-5DN2 PR18-5DP2 PRL18-5DN PRL18-5DP PRL18-5DN2	PR18-8DN PR18-8DP PR18-8DN2 PR18-8DP2 PRL18-8DN PRL18-8DP PRL18-8DN2	PR30-10DN PR30-10DP PR30-10DN2 PR30-10DP2 PRL30-10DN PRL30-10DP PRL30-10DN2	PR30-15DN PR30-15DP PR30-15DN2 PR30-15DP2 PRL30-15DN PRL30-15DP PRL30-15DN2
应答周波数/Hz	800			400	350	200	250	100
残留电压/V	2 以下		1. 5 以下					
温度的影响	温度的影响在 – 25 ~ 70℃的范围内，对 20℃的探测距离是 ± 10% 以下 PR08 系列：± 20% 以下							
控制输出	阻抗负荷 200mA，感应负荷 100mA							
绝缘阻抗/MΩ	50 以上（500V DC Mega 基准）							
耐电压	1500V AC 50/60Hz，1min							
抗振动	Hz（周期 1min）复振幅 1mm X，Y，Z 各方向 2h							
抗冲击	500m · s^{-2}（50g）X，Y，Z 各方向 3 次							
指示灯	动作显示（红色 LED）							
使用周围温度/℃	– 25 ~ 70（未结冰状态下）							
保存温度/℃	– 30 ~ 80（未结冰状态下）							
使用周围湿度	35% ~ 95% RH							
保护电路	内装波动保护，电源逆连接保护线				内装波动保护，及电源逆联接，超电流保护线路			
保护结构	IP67（IEC 规格）							

表 9. 2-85　交流型 PR 系列接近开关主要技术参数

型　　号	PR12-2AO PR12-2AC	PR12-4AO PR12-4AC	PR18-5AO PR18-5AC PRL18-5AO PRL18-5AC	PR18-8AO PR18-8AC PRL18-8AO PRL18-8AC	PR30-10AO PR30-10AC PRL30-10AO PRL30-10AC	PR30-15AO PR30-15AC PRL30-15AO PRL30-15AC
探测距离/mm	2 ×（1 ± 10%）	4 ×（1 ± 10%）	5 ×（1 ± 10%）	8 ×（1 ± 10%）	10 ×（1 ± 10%）	15 ×（1 ± 10%）
应差距离	探测距离的 10% 以下					
标准探测体/mm × mm × mm	12 × 12 × 1（铁）		18 × 18 × 1（铁）	25 × 25 × 1（铁）	30 × 30 × 1（铁）	45 × 45 × 1（铁）
设定距离/mm	0 ~ 1. 4	0 ~ 2. 8	0 ~ 3. 5	0 ~ 5. 6	0 ~ 7	0 ~ 10. 5
电源电压（使用电压范围）	AC110 ~ 220V（AC90 ~ 250V）					
消耗电流/mA	2. 5 以下					
应答周波数/Hz	20					
残留电压/V	10 以下					
温度的影响	在 – 25 ~ 70℃的范围内，对 20℃的探测距离 ± 10 以下					
控制输出	阻抗负荷 150mA，感应负荷 75mA		阻抗负荷 200mA，感应负荷 100mA			
绝缘阻抗/MΩ	50 以上（500V DC Mega 基准）					
耐电压	1500V AC 50/60Hz，1min					
抗振动	10 ~ 55Hz（周期 1min）复振幅 1mm X，Y，Z 各方向 2h					
抗冲击	500m · s^{-2}（50g）X，Y，Z 各方向三次					
显示灯	动作显示（红色 LED）					
使用周围温度/℃	– 25 ~ 70（未结冰状态下）					
保存温度/℃	– 30 ~ 80（未结冰状态下）					
使用周围湿度	35% ~ 95% RH					
保护电路	内装波动保护线路					
保护结构	IP67（IEC 规格）					

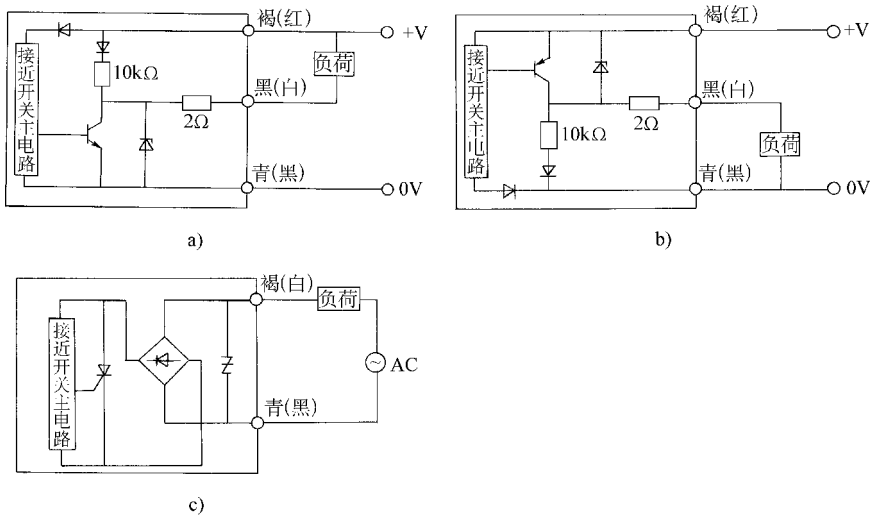


图 9.2-15　输出 PR 系列接近开关输出电路

a）直流开闭 NPN 型　b）直流开闭 PNP 型　c）交流开闭型

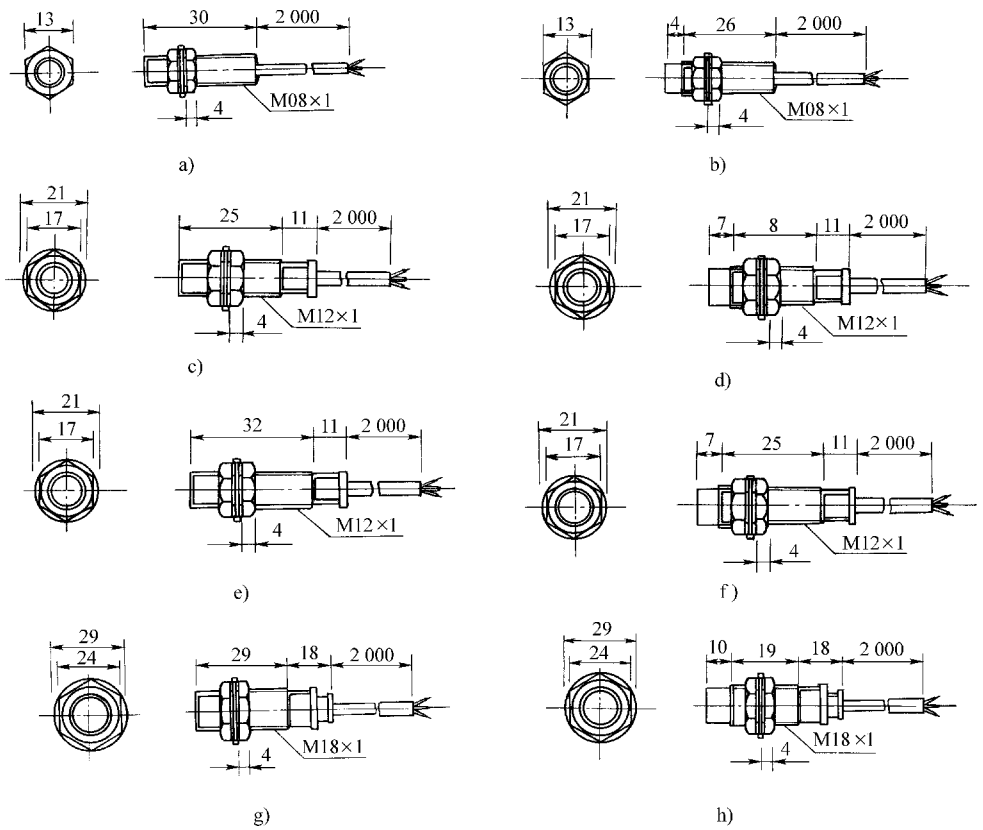


图 9.2-16　PR 系列接近传感器外形及安装尺寸

a）PR08-1.5D□　b）PR08-2D□　c）PRS12-2D□　d）PRS12-4D□　e）PR12-2D□

f）PR12-4D□　g）PR18-5D□　h）PR18-8D□

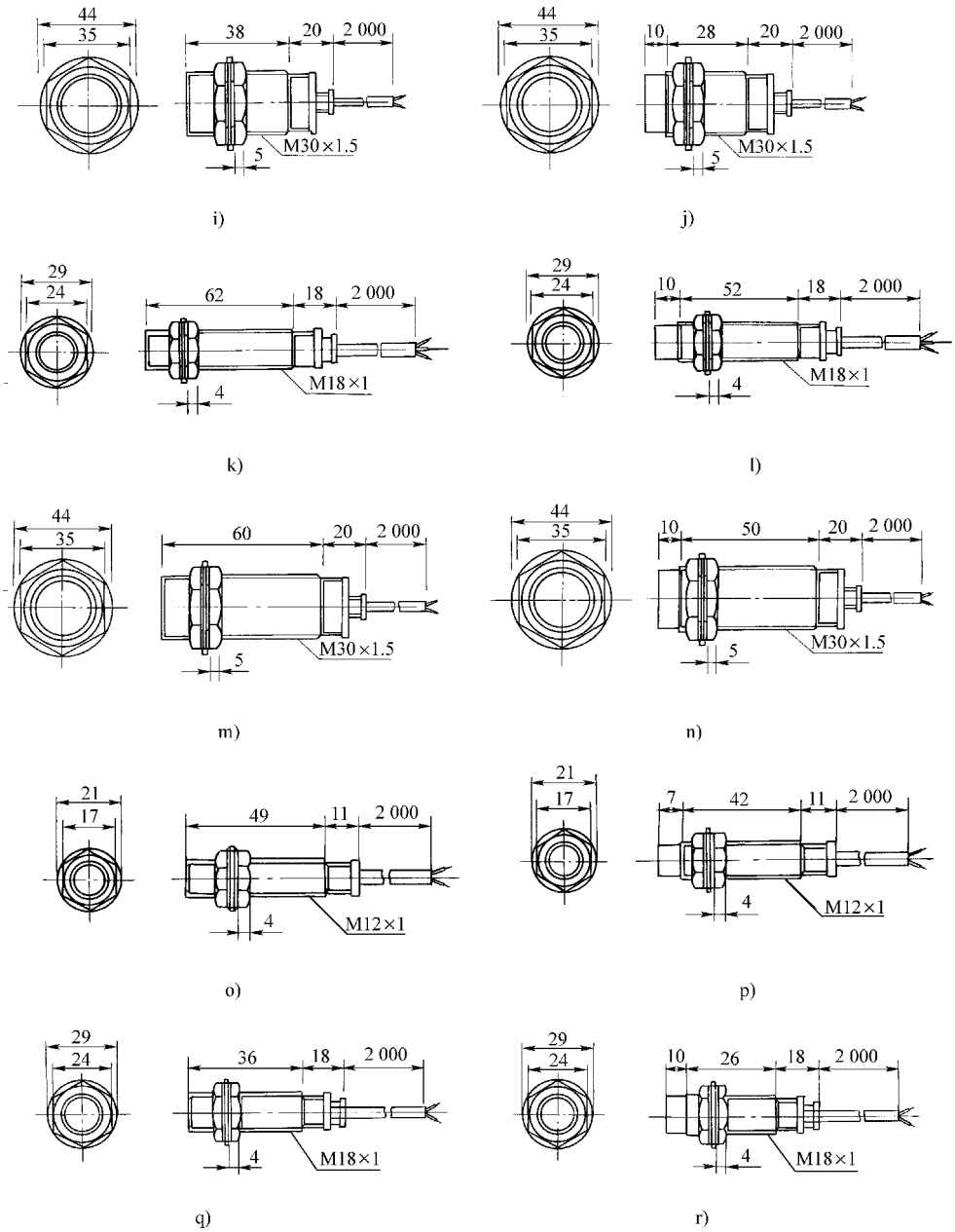


图 9. 2-16　PR 系列接近传感器外形及安装尺寸（续）

i）PR30-10□□　j）PR30-15□□　k）PR18-5□　l）PR18-8□　m）PRL30-10□
n）PRL30-15□　o）PR12-2A□　p）PR12-4A□　q）PR18-5A□　r）PR18-8A□

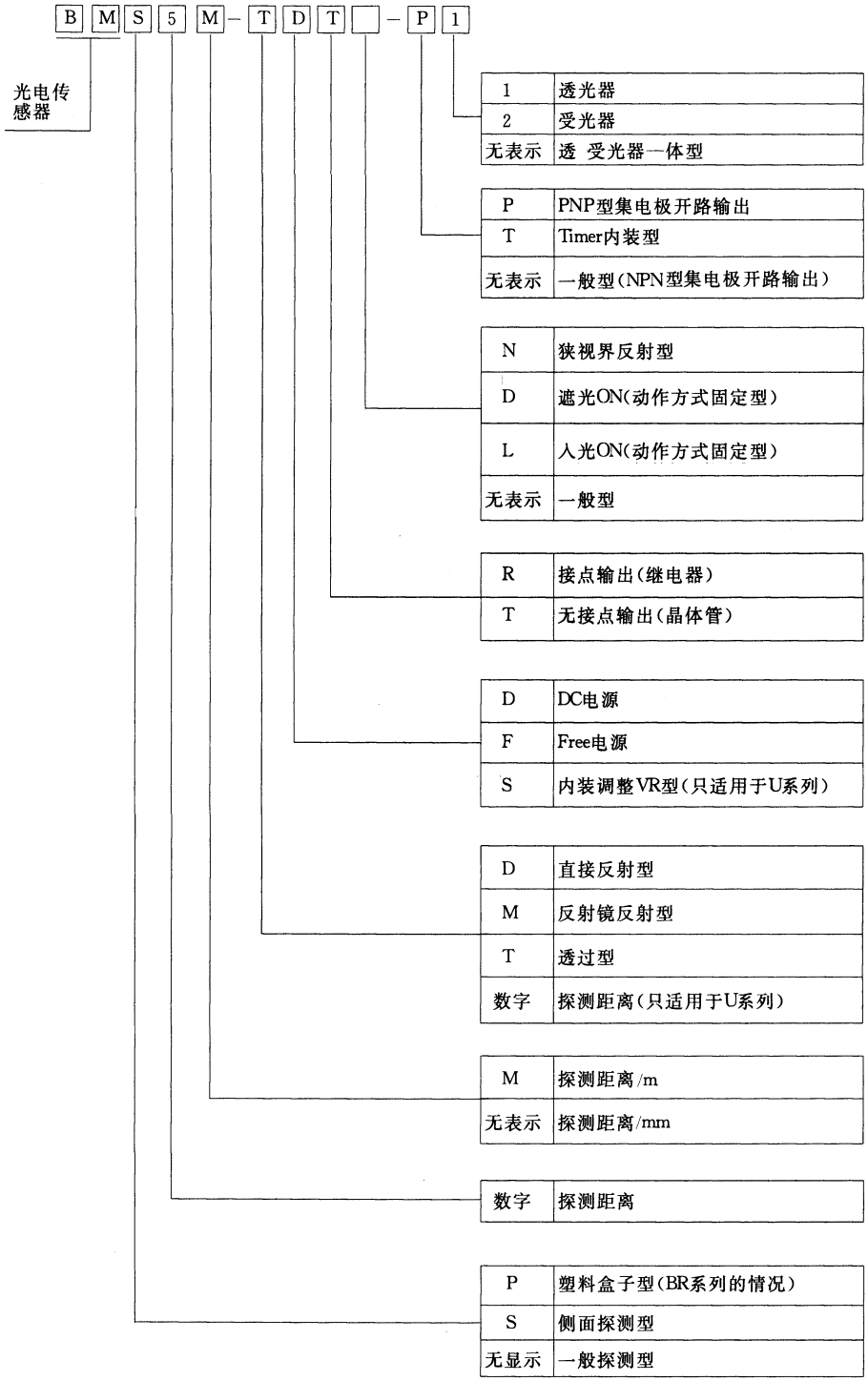
3. 3　光电传感器

3. 3. 1　BM 系列光电传感器

（1）产品的特点及用途

BM 系列光电传感器是具有体积小，重量轻、外部感度可调整，便于安装，并配有电源逆接保护电路等特点的普及型光电传感器。产品可广泛应用在各种生产设备之中作为物体检测、液位检测、产品计数、尺寸控制、安全保护的检测元件。

（2）型号的含义



(3) 产品种类及主要技术参数

BM 系列光电传感器的种类见表 9.2-86，其主要技术参数见表 9.2-87，特性曲线见图 9.2-17～图 9.2-19。输出线路见图 9.2-20。

(4) 外形及安装尺寸

BM 系列光电传感器的外形及安装尺寸见图 9.2-21。

(5) 生产厂

韩国奥托尼克斯（Autonics）公司。

表 9.2-86　BM 系列光电传感器的种类

探　测　方　式		探测距离	型　　号	动作电源	动作方式	输　　出
透过型		3m	BM3M-TDT	DC	遮光 ON	晶体管输出
反射镜反射型		0.1～1m	BM1M-MDT		遮光 ON	
直接反射型		200mm	BM200-DDT		入光 ON	
			BM200-DDTN			

表 9.2-87　BM 系列光电传感器的主要技术参数

种　　类		透过型	反射镜反射型	直接反射型	
				扩散反射型	狭视界反射型
型　　号		BM3M-TDT	BM1M-MDT	BM200-DDT	BM200-DDTN
探测距离		3m	0.1～1m	200mm　200mm×200mm 白色无光泽纸	200mm　50mm×50mm 白色无光泽纸
探测物体		ϕ8mm 以上不透明体	ϕ60mm 以上不透明体	不透明体，半不透明体，透明体	
应差距离		—		探测距离的 10% 以内	
应答速度		3ms 以下			
电源电压		DC（12～24）（1±10%）V（幅度 p—p：10% 以下）			
消耗电流		45mA 以下	40mA 以下		
使用光源		红外线发光二级管（变调式）			
感度调整		固定		内装 VR	
动作方式		遮光 ON		入光 ON	
控制输出		NPN 型集电极开路输出→负荷电压：30V 以下，负荷电流：100mA 以下，残留电压：1V 以下			
保护线路		电源逆连接保护线路			
指示灯		动作显示灯：红色 LED			
连接方式		配线连接			
绝缘阻抗		20MΩ 以上（500V DC Mega 基准）			
抗干扰		由干扰模拟器产生的方形波干扰（振动幅度 1μs）±240V			
耐电压		1000V AC 50/60Hz～1min			
抗振动		10～55Hz（周期 1min）复振幅 1.5mm X，Y，Z 各方向 2h			
抗冲击		500m·s^{-2}（约 50g）X，Y，Z 各方向三次			
使用周围照度		太阳光：11000lx 以下，荧光灯：3000lx 以下			
使用周围温度		－10～60℃（未结冰状态下），保存时：－25～70℃			
使用周围湿度		35%～85% RH，保存时：35%～85% RH			
材质		箱子：ABS 透镜：丙稀酸			
配线安装		3P，ϕ4mm，长：2m			
附件	个别	—	反射镜（MS-2）	—	—
	共同	固定用托架，螺栓/螺母			

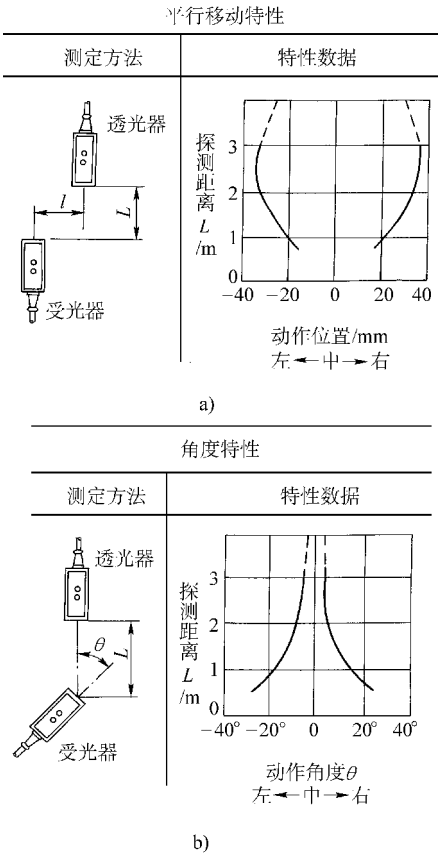


图 9.2-17　透过型光电传感器特性曲线
（BM3M-TDT）

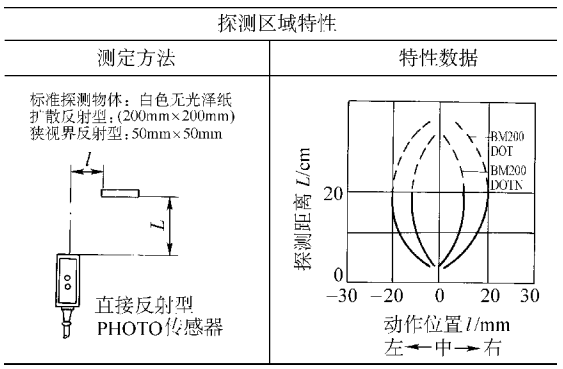


图 9.2-18　直接反射型光电传感器特性曲线
（BM200-DDT，BM200-DDTN）

3.3.2　BR 系列光电传感器

（1）产品的特点及用途

BR 系列光电传感器系圆柱形光电开关，该系列产品内装电源逆接保护电路，并可调整外部感受度，选择动作方式，结构保护等级高，使用方便、可靠。产品可用来作为位置检测，产品计数，尺寸控制，安全保护等的测量元件，广泛应用于各种自动化生产装置和设备中。

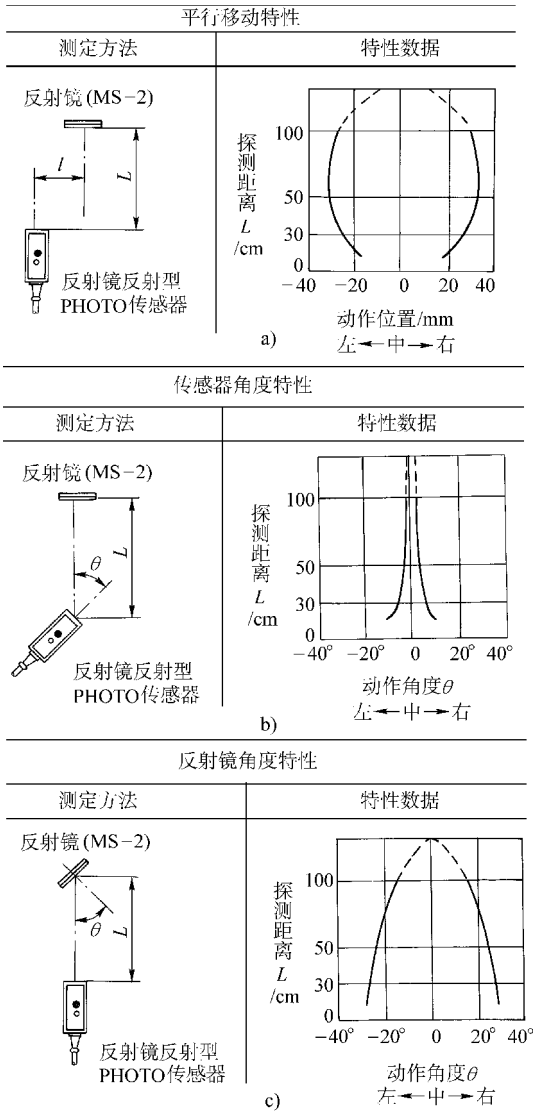
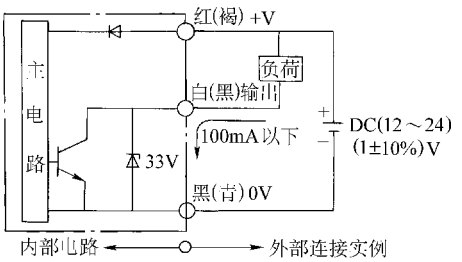


图 9.2-19　反射镜反射型传感器特性曲线
（BM1M-MDT）



透过型受光器：BM3M-TDT2
反射镜反射型：BM1M-MDT
直接反射型：BM200-DDT
狭视界反射型：BM200-DDTN

图 9.2-20　BM 系列光电传感器输出线路图

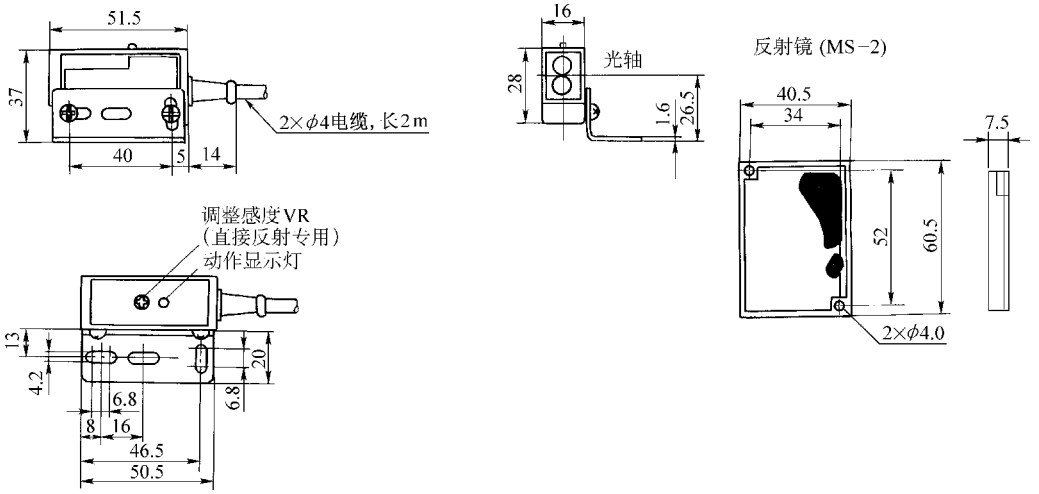


图 9.2-21　BM 系列光电传感器外形及安装尺寸

（2）产品的型号

产品的型号可参阅 BM 系列光电传感器的型号含义说明。产品的种类见表 9.2-88。

（3）主要技术参数

BR 系列光电传感器主要技术参数见表 9.2-89。其特性曲线见图 9.2-22，输出电路见图 9.2-23。

（4）外形及安装尺寸

BR 系列光电传感器外形及安装尺寸见图 9.2-24。

（5）生产厂

韩国奥托尼克斯（Autonics）公司。

表 9.2-88　BR 系列光电传感器的种类

探测方式		探测距离	型号	动作电源	动作方式	输出
透过型	↑↓	4m	BR4M-TDT	DC	遮光 ON	NPN 集电极开路
直接反射型	↑↓	100mm	BR100-DDT		入光 ON/遮光 ON 控制线转换	
			BRP100-DDT			

表 9.2-89　BR 系列光电传感器主要技术参数

种类	直接反射型		透过型
型号	BRP100-DDT	BR100-DDT	BR4M-TDT
探测距离	100mm（50mm×50mm 白色无光泽纸）		4m
探测物体	不透明体，半不透明体，透明体		φ15mm 以上不透明体
应答速度	1ms 以下		3ms 以下
电源电压	DC（12～24）（1±10%）V（幅度 p－p：10% 以下）		
消耗电流	40mA 以下		
使用光源	红外线发光二级管（变调式）		
感度调整	内装 VR		固定
动作方式	依控制反射光线转换入光 ON/遮光 ON 方式		遮光 ON
控制输出	NPN 集电极开路输出→ 负荷电压：30V 以下， 负荷电流：200mA 以下，残留电压：1V 以下		NPN 集电极开路输出→ 负荷电压：30V 以下， 负荷电流：100mA 以下，残留电压：1V 以下
保护线路	电源逆连接保护线路，输出端过电流保护线路		电源逆连接保护线路
指示灯	动作显示灯：红色 LED		
连接方式	配线连接		
绝缘阻抗	20MΩ 以上（DC500V Mega 基准）		
抗干扰	由干扰模拟器产生的方形波干扰（振动幅度 1μs）±240V		
耐电压	AC500V　50/60Hz～1min		
抗振动	10～55Hz（周期 1min）复振幅 1.5mm X，Y，Z 各方向 2h		
抗冲击	500m/s^2（约 50g）X，Y，Z 各方向三次		

（续）

种　　类	直接反射型		透　过　型
型　　号	BRP100-DDT	BR100-DDT	BR4M-TDT
使用周围照度	太阳光：11000lx 以下，日光灯：3000lx 以下		
使用周围温度	－10～60℃（未结冰状态下），保存时：－25～70℃		
使用周围湿度	35%～85% RH，保存时：35%～85% RH		
保护结构	IP66（IEC 规格）		
材　　质	箱子：PA（黑色），透镜：丙稀酸	箱子：C3604BD（Cr 镀金），透镜→BR100－DDT：丙稀酸，BR4M－TDT：玻璃	
配线安装	4P，ϕ4.8mm，长：2m		3P，ϕ5.5mm，长：2m
附件	固定螺母	固定螺母，垫圈	

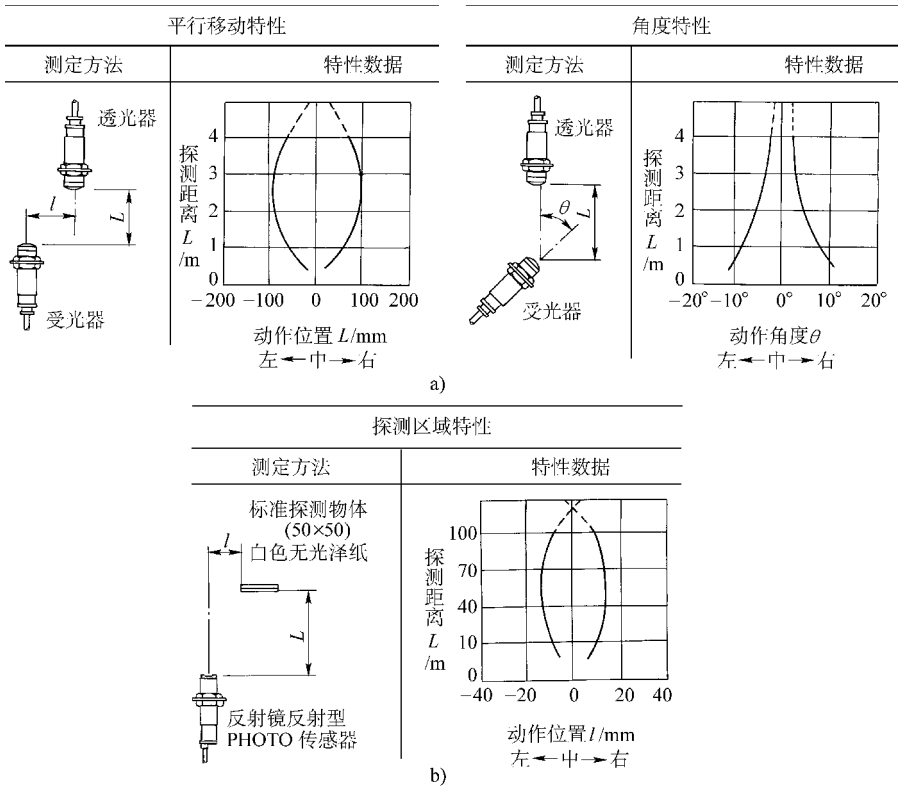


图 9.2-22　BR 系列光电传感器特性曲线

a）透过型光电传感器（BR4M-TDT）　b）直接反射型光电传感器（BR100-DDT、BRP100-DDT）

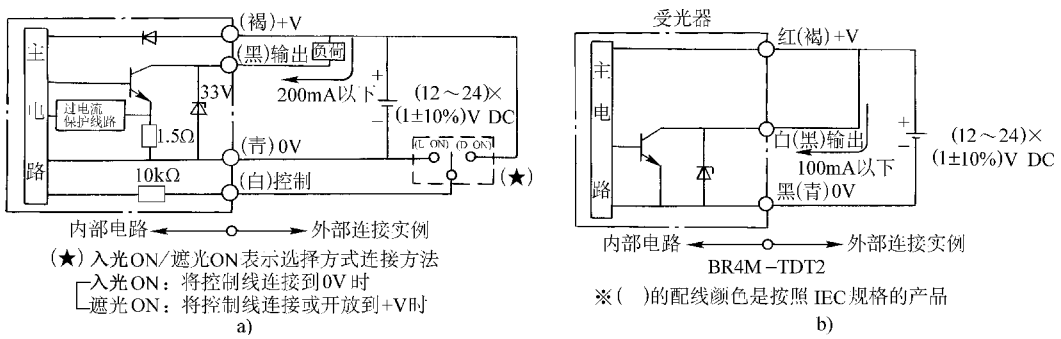


图 9.2-23　BR 系列光电传感器输出线路

a）BR100-DDT，BRP100-DDT　b）BR4M-TDT

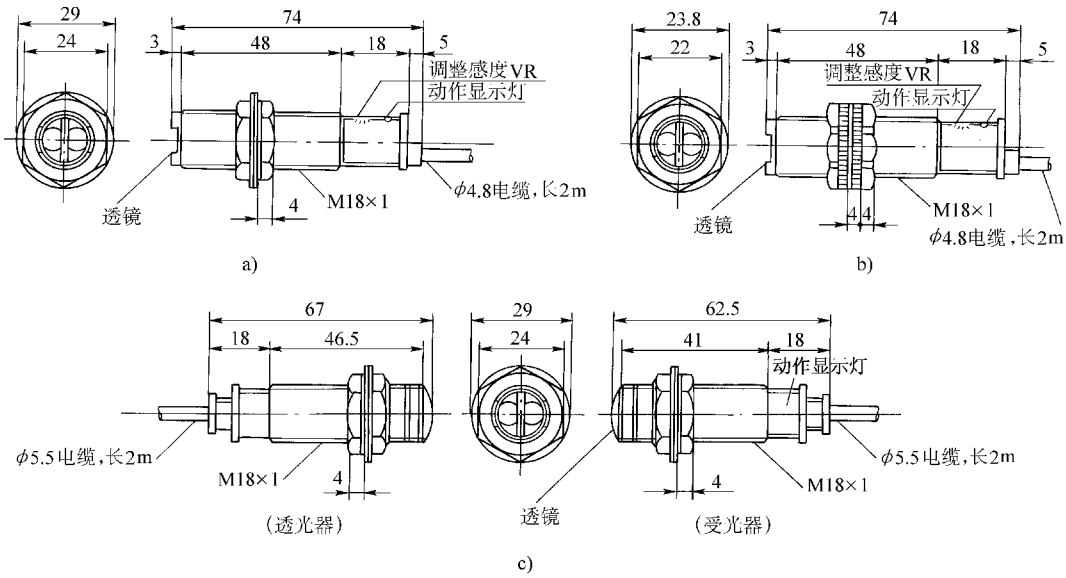


图 9.2-24　BR 系列光电传感器外形及安装尺寸

a）BR100-DDT　b）BRP100-DDT　c）BR4M-TDT

参 考 文 献

[1] 闻邦椿．机械设计手册：第 5 卷[M]．5 版．北京：机械工业出版社，2010.

[2] 徐灏．新编机械设计师手册[M]．北京：机械工业出版社，1995.

[3] 机械设计手册编委会．机械设计手册：第 5 卷[M]．新版．北京：机械工业出版社，2004.

[4] 蔡春源．机电液设计手册[M]．北京：机械工业出版社．沈阳：东北大学出版社，1997.

[5] 成大先．机械设计手册：第 4 卷[M]．5 版．北京：化学工业出版社，2008.

[6] 张建民．机电一体化系统设计[M]．北京：北京理工大学出版社，2007.

[7] Bimal K. Bose. 现代电力电子学与交流传动[M]．王陪，等，译．北京：机械工业出版社，2005.

[8] 刘杰，赵春雨，宋伟刚．机电一体化技术基础与产品设计[M]．北京：冶金工业出版社，2003.

[9] 王侃夫．数控机床控制技术与系统[M]．北京：机械工业出版社，2007.

[10] 刘杰，宋伟刚，李允公．机电一体化技术导论[M]．北京：科学出版社，2006.

[11] 张立勋，张今瑜，杨勇．机电一体化系统设计[M]．哈尔滨：哈尔滨工程大学出版社，2004.

[12] 周希章，周全．如何正确选用电动机[M]．北京：机械工业出版社，2004.

第10篇

现代设计方法

第1章　创 新 设 计

1　创新的基本理论

1.1　创新的基本概念

创新包括技术创新（产品创新与过程创新）与组织管理上的创新，因为两者均可导致生产函数的变化。创新是一个经济范畴，而非技术范畴；它不是科学技术上的发明创造，而是把已发明的科学技术引入企业之中，形成一种新的生产能力。具体来说，创新包括以下五种情况，见表 10.1-1。

表 10.1-1　创新的五种情况

序号	创新的五种情况
1	引入新产品（消费者不熟悉的产品）或提供新的产品质量
2	采用新的生产方法(制造部门中未曾采用过的方法,此种新方法并不需要建立在新的科学发现基础之上,可以是以新的商业方式来处理某种产品）
3	开辟新的市场（使产品进入以前不曾进入的市场，不管这个市场以前是否存在过）
4	获得原料或半成品的新的供给来源（不管这种来源是已经存在的，还是第一次创造出来的）
5	实行新的企业组织型式（例如建立一种垄断地位，或打破一种垄断）

创新概念包含的范围很广，各种提高资源配置效率的新活动都是创新。其中，既有涉及技术性变化的创新，如技术创新、产品创新、过程创新；也有涉及非技术性变化的创新，如制度创新、政策创新、组织创新、管理创新、市场创新、观念创新等。

从事创新活动、使生产要素重新组合的人称为创新者。创新者必须具备三个条件：首先是要有发现潜在利润的能力；其次要敢于冒风险；第三要有组织能力。

1.2　创新理论及其应用

创新的原理，指人类在征服自然、改造自然的过程中所遵循的客观规律，是人类获得所有的人工制造物时所遵循的发明创新原理。

只要了解了事物的规律，掌握办事的方法，很多事情都会迎刃而解。如果人们掌握了创新的规律，以创新的方法学作为指导，创新也就是一件人人可学习、可掌握、可做到的事情。

1.2.1　创新设计

设计本身就是创新的一个过程，将创新的理论与设计的实践切实地结合起来就能创造出更多更好的优秀设计作品。

（1）设计的内涵

人类通过劳动改造世界，创造文明，创造物质财富和精神财富，而最基础、最主要的创造活动是造物。设计便是造物活动进行预先的计划，可以把任何造物活动的计划技术和计划过程理解为设计。

设计的种类相当多，如机械设计、工业设计、环境设计、建筑设计、广告设计、包装设计、平面设计、形象设计、网页设计、动画设计、人机界面设计、通用设计等，设计包含于人们日常生活的各个方面。

（2）创新设计

研究创新设计，主要是研究如何将创新理论和创新方法应用于各个设计门类之中。在设计的过程中融入创新的理论和方法，能够使创新更有效地推动设计向前发展；同时，在设计实践中实施的经验也是对于创新理论研究的一个有效补充和完善。所以，创新与设计的关系如图 10.1-1 所示是互为依托、不可分割的两个领域，创新设计的立足点应为两者相结合的区间，有巨大的研究价值及广阔的发展空间。

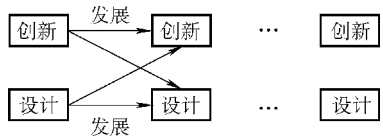


图 10.1-1　创新与设计的关系

1.2.2　创新理论

TRIZ（Teoriya Resheniya Izobreatatelskikh Zadatch）是创新的理论。经过五十多年的发展，TRIZ 已经成为解决技术问题或发明问题的强有力方法学，应用该方法已解决了前苏联、美国、欧洲、日本等许多国家企业成千上万的新产品开发中的难题。

（1）TRIZ的内涵

国际著名的TRIZ专家，Savransky博士给出了TRIZ的如下定义：TRIZ是基于知识的、面向人的解决发明问题的系统化方法学。

1946年，以前苏联海军专利部G. S. Altshuller为首的专家开始对数以百万计的专利文献加以研究。经过五十多年的搜集整理、归纳提炼、发现技术系统的开发创新是有规律可循的，并在此基础上建立了一整套体系化的，实用的解决发明创造问题的方法，在当时该理论对其他国家是保密的。前苏联解体后，从事TRIZ方法研究的人员移居到美国等西方国家，特别是在美国还成立了TRIZ研究小组等机构，并在密歇根州继续进行研究。TRIZ方法传入美国后，很快受到学术界和企业界的关注，得到了广泛深入的应用和发展，并对世界产品开发领域产生了重要的影响。TRIZ的来源及内容见图10.1-2。

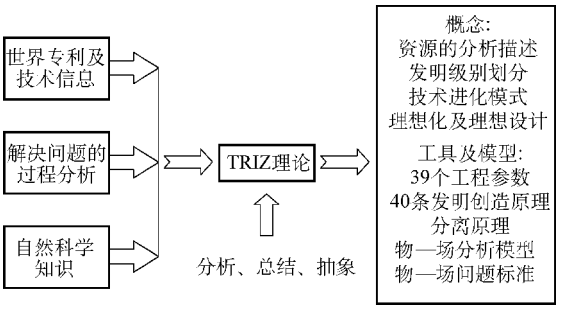


图10.1-2　TRIZ的来源及内容

在利用TRIZ解决问题的过程中，研究人员首先将待解决的技术问题或技术冲突表达成为TRIZ问题，然后利用TRIZ中的工具，如发明创造原理、标准解等，求出该TRIZ问题的普适解或模拟解，最后再应用普适解的方法解决特殊问题或冲突。

TRIZ几乎可以被用在产品全生命周期的各个阶段，它与开发高质量产品、获得高效益、扩大市场、产品创新、产品失效分析、保护自主知识产权以及研发下一代产品等都有十分密切的联系。

（2）TRIZ解决创新问题的一般方法

TRIZ解决发明创造问题的一般方法是：首先将要解决的特殊问题加以定义、明确；然后，根据TRIZ理论提供的方法，将需解决的特殊问题转化为类似的标准问题，而针对类似的标准问题已总结、归纳出类似的标准解决方法；最后，依据类似的标准解决方法就可以解决用户需要解决的特殊问题了。当然，某些特殊问题也可以利用头脑风暴法直接解决，但难度很大。利用TRIZ解决发明创造问题的一般方法可用图10.1-3表示。图中的39个工程参数和40个解决发明创造的原理将在本书以后相关章节中详细介绍。

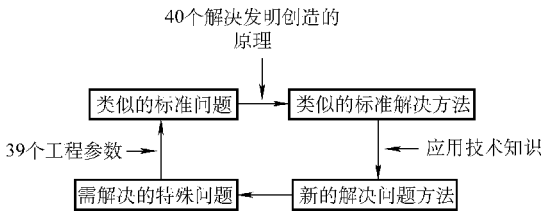


图10.1-3　TRIZ解决发明创造问题的一般方法

例如：解决一元二次方程的基本方法如图10.1-4所示。

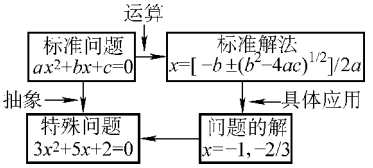


图10.1-4　解决一元二次方程的基本方法

同理，如需设计一台旋转式切削机器，该机器需要具备低转速（100r·min^{-1}）、高动力以取代一般高转速（3600r·min^{-1}）的电动机。如何分析解决问题。具体的分析解决该问题的框图如图10.1-5所示。

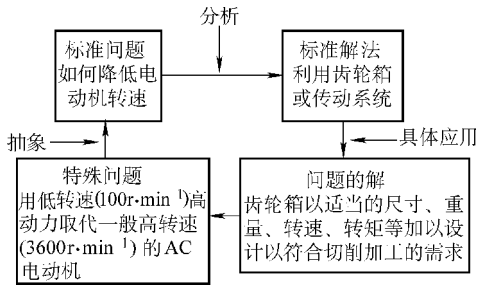


图10.1-5　设计低转速高动力机器分析框图

1.2.3　创新理论应用

TRIZ理论广泛应用于工程技术领域，目前已逐步向其他领域渗透和扩展。应用范围越来越广，由原来擅长的工程技术领域分别向自然科学、社会科学、管理科学、生物科学等领域发展。现在已总结出了40条发明创造原理在工业、建筑、微电子、化学、生物学、社会学、医疗、食品、商业、教育应用的实例，用于指导各领域遇到问题的解决方法。

对于TRIZ理论，目前及今后的发展趋势主要集中在TRIZ本身的完善和进一步拓展研究两个方面。具体体现在以下五个方面：

1）TRIZ理论是前人知识的总结，如何把它进一步完善，使其逐步从“婴儿期”向“成长期”、“成熟期”进化，成为各界关注的焦点和研究的主要内容之一。

2）如何合理有效地推广应用TRIZ理论，解决技术冲突和矛盾，使其受益面更广。

3）使TRIZ理论进一步软件化，并且开发出有针对性的、适合特殊领域、满足特殊用途的系列化软件系统。

4）进一步拓展TRIZ理论的内涵，尤其是把信息技术、生命技术、社会科学等方面的原理和方法纳入到TRIZ理论中。

5）将TRIZ理论与其他一些新技术有机集成，从而发挥更大的作用。

TRIZ理论主要是解决设计中如何做的问题（How），对设计中做什么的问题（What）未能给出合适的方法。大量的工程实例表明，TRIZ的出发点是借助于经验发现设计中的冲突，冲突发现的过程也是通过对问题的定性描述来完成的。其他的设计理论，特别是QFD（即质量功能展开）恰恰能解决做什么的问题。所以，将两者有机地结合，发挥各自的优势，将更有助于产品创新。TRIZ与QFD都未给出具体的参数设计方法，稳健设计则特别适合于详细设计阶段的参数设计。将QFD、TRIZ和稳健设计集成，便能形成从产品定义、概念设计到详细设计的强有力支持工具。因此，三者的有机集成已成为设计领域的重要研究方向。

2 创新思维的基本方法

2.1 创新思维方法

2.1.1 主要的创新思维方法

主要的创新思维方法见表10.1-2。

表10.1-2 主要的创新思维方法

创新思维方法	内涵	种类	方法
静态思维	思维主体从固定的概念出发，遵循固定的程序，达到固定成果的思维方法	绝对化静态思维	按照约定俗成的规则、模式进行思考的思维过程
		相对化静态思维	在思维过程中寻求稳定因素和秩序，使思维规则化，以便不断重复
逆向思维	思维主体沿事物的相反方向，用反向探求的方式进行思考的思维方法	功能反转	从已有事物的相反功能去设想和寻求解决问题的新途径
		结构反转	已有事物的相反结构型式去设想和寻求解决问题新途径
		因果反转	从已有事物的因果关系，变因为果去发现新的现象和规律，寻找解决问题的新途径
		状态反转	根据事物的某一属性（如正与负，动与静，进与退，作用与反作用）的反转来认识事物和引发创造的方法
联想思维	思维过程中从研究一事物联想到另一事物的现象和变化，探寻其中相关或类似的规律，借以解决问题的思维方法	相似联想	大脑受到某种刺激后，自然而然想起同这一刺激相似的经验
		对比联想	大脑受到某种刺激后，想起与这一刺激完全相反的经验。即把性质完全不同的事物，进行对比对照
		相关联想	大脑受到某种刺激后，想起时间上或空间上与这一刺激有关联的经验
抽象思维	利用概念、借助言语符号进行思维的方法	经验思维	依据日常生活经验或日常概念进行的思维
		理论思维	根据科学概念和理论进行的思维
形象思维	用直观形象和表象解决问题的思维方法	具体形象思维（初级型式）	凭借事物具体形象或表象的联想来进行的思维
		言语形象思维（高级型式）	借助鲜明生动的语言表征，以形成具体的形象或表象来解决问题的思维过程，带有强烈情绪色彩

（续）

创新思维方法	内　涵	种类	方　法
简化思维	思维过程中尽可能撇开非主要因素，减少不必要的环节，使复杂问题简单易行地解决的思维方法	剪枝去蔓	思考时尽力排除可以不予考虑的非主要因素
		同类合并	把同一类的问题合并在一起分析和处理
		寻觅快捷方式	在思考中尽量找出和在实践中尽力避开非必需的程序、环节
发散思维	思维过程中，无拘束地将思路由一点向四面八方展开，从而获得众多的设想、方案和办法的思维过程	材料发散	以某种材料或物品或图形等作为“材料”，以此为扩散点，设想它的多种用途或多种与此相像的东西
		组合发散	从某一事物出发，以此为扩散点，尽可能多地设想与另一事物联结成具有新价值（或附加价值）的新事物的各种可能性
		因果发散	以某个事物发展的结果作扩散点，推测造成此结果的各种可能的原因；或以某个事物发展的起因作扩散点，推测可能发生的各种结果
		关系发散	从某一事物出发，以此为扩散点，尽可能多地设想与其他事物的各种关系
		功能发散	以寻求的某种“功能”为扩散点，尽可能多地说出获得这种功能的各种可能的途径
		方法发散	以解决问题或制造物品的某种方法为扩散点，设想出利用该种方法的各种可能性
		形态发散	以事物的某种形态（如形状、颜色、音响、味道、明暗等）为扩散点，想出尽可能多地利用这种形态的各种可能性
		结构发散	以某种“结构”为扩散点，设想出尽可能多地利用该种结构的各种可能性
收敛思维	以某种研究对象为中心，将众多思路和信息汇集于这个中心点，通过比较、筛选、组合、论证从而得出在现有条件下最佳方案的思维过程	目标识别	思考问题时，细致观察，从中找出关键的现象，对其加以关注和定向思维
		间接注意	用间接手段寻找“关键”技术或目标，以解决最终的问题
		层层剥笋	在思维过程中应层层分析，逐渐逼近问题的核心，避开繁杂的、表面的特征，揭示隐藏在表面现象下的深层本质
聚焦思维	把针对解决问题各种信息集中起来加以研究，进而找出解决问题的最好方案的思维方法	广泛调查	研究问题是如何存在的，以加宽注意的广度及想出较多的解决方法
		深入研究	区分问题的叙述，以决定是否把精神集中于一个更待定的层面上
多屏幕思维	多屏幕法是指在分析和解决问题的时候，不仅考虑当前的系统，还要考虑它的超系统和子系统；不仅要考虑当前系统的过去和将来；还要考虑超系统和子系统的过去和将来	考虑“当前系统的过去和未来”	考虑发生当前问题之前该系统的状况（包括系统之前和之后运行的状况，其生命周期的各阶段情况等）；考虑如何利用过去和以后的事情来防止此问题的发生；以及如何改变过去和以后的状况来防止问题发生或减少当前问题的有害影响
		考虑当前系统的“超系统”和“子系统”	当前系统的“超系统”和“子系统”的元素是物质、技术系统、自然元素、人与能量流，需分析如何利用超系统和子系统的元素及组合来解决当前系统的问题

（续）

创新思维方法	内　涵	种类	方　法
多屏幕思维	多屏幕法是指在分析和解决问题的时候，不仅考虑当前的系统，还要考虑它的超系统和子系统；不仅要考虑当前系统的过去和将来；还要考虑超系统和子系统的过去和将来	考虑当前系统的“超系统和子系统的过去”以及“超系统和子系统的未来”	是指分析发生问题之前和之后超系统和子系统的状况，并分析如何利用和改变这些状况来防止或减弱问题的有害作用
灵感思维	人们借助于直觉启示对问题得到突如其来的领悟或理解的一种思维型式	联想式	思维主体在久思不得结果的情况下，因为某一偶然事件的刺激顿时产生各种联想，从而使问题迎刃而解
		触发式	思维主体在受到某种刺激、特别是与别人展开讨论或争论并受到别人或自己提出想法激励时直接迸发出灵感的一种诱发灵感的型式
		自生式	灵感诱发型式的产生不需要借助外界“触媒”的刺激，而是通过头脑中内在的省悟和内部“思想的闪光”
想象思维	将记忆中的表象（知识、经验和信息）加以重新组合，使之产生新思想、新方案、新方法的思维过程	再造想象	根据语言和文字的描述或图样的示意，在头脑中形成相应新形象的过程
		创造想象	根据一定的目的和希望，对头脑中已有的表象进行加工改造，独立地创造出新形象的过程
		幻想	创造想象的特殊型式，是一种指向未来的想象；符合客观事物发展规律的幻想即理想
		梦	一种漫无目的、不由自主的奇异想象
直觉思维	思维过程中，不依靠明确的分析活动，不经过严密的推理和论证，直接迅速地从感性形象材料中捕捉、领悟到解决问题途径的思维方法	暴风骤雨式联想	以极快的联想方式进行思维，并从中引出新颖观念的方法
		笛卡儿式连接	用抽象的几何图形来说明代数方程，尽可能采用“智力图像”来解决问题的方法
立体思维	从多角度、多方位、多层次认识对象、研究对象，全面地反映问题的整体及其周围事物构成的立体画面的思维模式	整体性思考	以诸多因素综合律为依据的整体性思维方法
		系统性思考	以各层次、因素、方面贯通律为依据的思维方法
		结构分析	以纵横因素交织律为依据的思维方法
潜思维	从反映客观对象呈现出来的模糊状态到反映事物特有属性的过渡阶段的思维型式	潜概念	描述客观对象呈现的模糊状态时使用的概念
		潜判断	借助潜在语境表达隐含丰富的思维内容，为人们进行创造思维和潜意识活动提供了中间环节
		潜推理	帮助人们发现显推理及某一理论潜在的错误倾向，使思维灵敏地作出判断，防患于未然
演绎思维	指思维从若干已知命题出发，按照命题之间的逻辑联系，推导出新命题的思维方法	原因到结果	由已知的条件演绎推导出可能出现的结果
		结果到原因	由已知的结果演绎回溯出引发其出现的原因

（续）

创新思维方法	内　涵	种类	方　法
博弈思维	思考出许多方案，并以极快的思维操作比较其优劣，从中挑选出最好、最理想的方案并付诸实施的思维方法	经验判断法	通过对各种预选方案进行直观的比较，按一定的价值标准从优到劣进行排序
		“求异”和“求同”思维	求异，指分析比较诸方案间的差异，深入思考，往往能提出新的严密科学方案；求同，指利用相同的标准对诸方案进行比较和论证，选出最终方案
		数学定量思维	对复杂事物如气象预测、军事国防、海洋捕鱼、经济竞争、大型产品的设计等等制定对策时，必须借助于大型数学模型，运用电子计算机进行设计、比较和筛选方案
迂回思维	思维活动遇到了难以消除的障碍时，谋求避开或越过障碍而解决问题的思维方法	中间传导	增加解决问题的中间环节，比直来直去更为切实可行
		曲径通幽	面对难题暂时抛开，充实必要的知识和技能后再回头攻关
		以远为近	先解决与所主攻的问题关联较小的问题，后解决主要问题
辨证思维	从联系、运动、发展等方面来考察和研究事物的思维方式	对立统一思维	原因和结果、偶然和必然、民主和集中、正确和错误、优点和缺点，都是处于对立统一之中的，二者之间既是有区别的，又是相互联系和相互转化的
		发展思维	在客观现实中，任何事物都在不断运动、变化和发展着，绝对静止的事物是不存在的，思维要正确反映对象发展，必须具有灵活性，从发展变化来思考对象
		整体历史思维	任何事物都是在一定历史条件下存在和发展的，都有其产生、发展和消亡的过程，思维要达到正确反映客观事物的目的，就必须全面地、历史地思考对象，才能获得关于对象的具体真理
变维思维	将思维对象当做能够进一步开拓或挖掘的主体，循序变换思维的视点、角度，进而猎取新颖、奇特的思想火花，从而解决问题的思维方法	变换思维视点	认识物体间的部位转移
		变换角度	认知主体（认知者本人）的方法、方式的更替

2.1.2　主要的创新思维方法应用实例

（1）应用逆向思维的实例

1）功能反转　例如，德国某造纸厂，一位工人因疏忽少放了一种胶料，制成大量不合格纸张。肇事工人慌乱中把墨水洒在桌上，随即用那种纸来擦，结果墨水被吸得干干净净，于是他将这批纸当做吸墨纸全部卖了出去。

2）结构反转　例如，第二次世界大战后，飞机设计师们把飞机的机翼由“平直机翼”改为“后掠机翼”，使飞机的飞行速度由“亚音速”提高到“超音速”。

3）因果反转　例如，爱迪生发现送话器听筒音膜有规律的振动进而发明留声机。

4）状态反转　例如，金属材料加工设备中，钻床打孔时刀具转动，被加工材料固定不动。而加工直径大、精度高的孔，刀具不动，被加工材料转动。

（2）应用联想思维的实例

联想的方法是很多的，各种各样的联想方法都是可以产生出创造性设想，并获得创造的成功。

例如，第二次世界大战期间，德法两军对峙，一德国侦察兵发现，对面法军阵地的一片坟地上常出现一只有规律活动的家猫。每天早晨八九点钟时，那只猫就来到坟地上晒太阳。奇怪的是，坟地周围既没有村庄，也看不到有人活动。

这个善于联想的侦察兵据此猜测，坟地下面可能是个法军的隐蔽部，而且还可能是个高级机关。于是

发出通知，德国炮兵营集中攻击这片坟地。事后查明，这里的确是法军的一个高级指挥部，隐蔽在里面的人员几乎全部丧生。

（3）应用灵感思维的实例

1）联想式　例如，美国工程师杜里埃偶然看到妻子向头上喷洒香水，顿时便从这个简单的化妆品容器的结构联想到油的汽化而突发灵感，从而试制成功了内燃机的雾化器。

2）自生式　例如，爱因斯坦从1895年起就开始思考“如果我以光速追踪一条光线，我会看到什么?”这个问题。1905年的一天早晨，他起床时突然想到：对于一个观察者来说以光速追踪一条光线是同时的两个事件，而对于别的观察者来说就不一定是同时的。他很快地意识到这是个突破口，并牢牢地抓住了这一“思想闪光”，之后仅用了五六个星期的时间便写成了提出狭义相对论的著名论文。

（4）应用演绎思维的实例

例如，某工厂的存煤发生自燃，引起火灾。首先应思考煤为什么会自燃呢？煤是由有机物组成的，燃烧时要有温度和氧气，如果煤慢慢氧化、积累热量、温度升高，温度达到一定限度时就会自燃。于是可以从产生自燃的因果关系出发来考虑预防措施，如表10.1-3所示。

表10.1-3　预防煤发生自燃的措施

序号	措　　施
1	煤应分开储存，每堆不宜过大
2	严格区分煤种存放，根据不同产地、煤种，分别采取措施
3	压实煤堆，在煤堆中部设置通风洞，防止温度升高
4	清除煤堆中诸如草包、草席、油棉纱等易燃杂物
5	加强对煤堆温度的检查
6	堆放时间不宜过久

2.2　创新技法简介

创新技法主要研究在发明创造过程中分析解决问题，形成新设想、产生新方案的规律、途径、手段和方法，目的在于拓展创造性思维的深度和广度，提高创造活动的成效，缩短创造探索过程。一个人仅有优秀的创新思维而没有正确的创新方法不可能实现创新，掌握创新技法对培养和提高人们的创新能力具有重要作用。

人们在创新活动的实践中总结了数百种创新方法，不同的方法适合不同领域的创新，适合解决问题的不同环节。反过来讲，同一个创新也可以采用多种创新方法。常用的创新技法见表10.1-4。

表10.1-4　常用的创新技法

方法	内　　涵
智力激励法	采用会议的型式，引导每个参加会议的人围绕某个中心议题，广开思路，激发灵感，毫无顾忌地发表独立见解，并在短时间内从与会者中获得大量观点的方法
检核表法	根据需要解决的问题，或需要发明创造、技术革新的对象，找出有关因素，列出一张思考表，然后逐个地去思考、研究，深入挖掘，由此激发创造性思维，使创造过程更为系统，从而获得解决问题的方法或发明创造的新设想，实现发明创造的目标的方法
列举法	以列举的方式把问题展开，用强制性的分析寻找创造发明的目标和途径的一种发明创造技法
模拟技法	把自己要发明创造的对象和别的事物进行比较，找出两个事物的类似之处，加以吸收和利用的方法
联想法	通过一些技巧，或者激发自由联想，或者产生强制联想，从而解决问题的方法
组合法	将两种或两种以上的技术思想、物质产品的一部分或整体进行适当的组合变化，形成新的技术思想、设计出新的产品的发明创造技法
模仿法	以某一模仿原型为参照，在此基础之上加以变化产生新事物的方法
移植法	将某一领域已见成效的发明原理、方法、结构、材料等，部分或全部引进到其他领域，或者在同一领域、同一行业中，把某一产品的原理、构造、材料、加工工艺和试验研究方法，引用到新的发明创造或革新项目上，从而获得新成果的发明创造方法
逆向发明法	运用逆向思维进行发明创造的技术方法
形态分析法	将研究对象视为一个系统，将其分成若干结构上或功能上专有的形态特征，即将系统分成人们用以解决问题和实现基本目的的参数和特性，然后加以重新排列与组合，从而产生新的观念和创意的方法

（续）

方法	内　　涵
信息交合论	从多角度探讨思维方法，从各个学科、各个行业中汲取营养指导发明创造的一种方法
分解法	利用分解技巧，将一个事物分解为多个事物进而实现创造发明的技法
分析信息法	从分析信息中寻找发明创造的课题，可采取找空白和找联系的方法
综摄法	不同性格、不同专业的人员组成精干的创新小组，针对某一问题，用分析的方法深入了解问题，查明问题的各个方面和主要细节，即变陌生为熟悉；通过自由的亲身模拟、比喻和象征模拟等综合模拟，进行创造性思考，重新理解问题，阐明新观点等，即变熟悉为陌生，最终达到解决问题的方法
德尔菲法	根据经过调查得到的情况，凭借专家的知识和经验，直接或经过简单的推算，对研究对象进行综合分析研究，寻求其特性和发展规律，并进行预测的一种方法
六顶思考帽法	使用六顶思考帽代表 6 种思维角色分类，有效地支持和鼓励个人行为在团体讨论中充分发挥的方法
创造需求法	寻求人们想要得到的东西，并给予他们、满足他们的一种创新技法
替代法	用一种成分代替另一种成分、用一种材料代替另一种材料、用一种方法代替另一种方法，即寻找替代物来解决发明创造问题的方法
溯源发明法	沿着现有的发明创造，追根溯源，一直找到创造源，从创造源出发，再进行新的发明创造的一种技法
卡片分析法	通过将所得到的记录有关信息或设想的卡片，进行分析，进行整理排列，以寻找各部分之间的有机联系，从整体上把握事物，最后形成比较系统的新设想的方法
感官补偿法	假设人在感知部分丧失或全部丧失的基础上，通过设计功能和尺寸的调整来对其活动的需求进行补偿的方法
专利发明法	通过查阅、分析、研究专利文献，激发发明创造的新设想，在已有的发明专利的基础上创造出新的发明成果的方法

（续）

方法	内　　涵
等值变换法	从现有事物的特性中，寻找能够与其他事物特性相结合、相转换的方法
变换合成法	把已有的产品或设备进行功能分解，对各部件进行功能分析，看能否进行改进创新，或用其他物质代替，或选取更好的部件，然后进行合成，创造出性能更好的产品或设备的方法
捕捉机遇法	在创造创新的过程中，抓住偶然的机遇深入进行研究而取得成果的方法
废物利用法	利用所谓的“废物”作为发明创造的选题方向，并进行钻研最终形成研究成果的方法
省略法	尽可能地省去一些材料、成分、结构和功能等，以此来诱发创造性设想的方法
开孔拉槽法	在某一物品上通过钻孔眼或拉槽，使这一物品成为有创意的新物品的方法
开源节流法	创新创造过程中，为了有效地利用资源和开发新的资源而采取的措施，并最终实现创新的方法
控制条件法	通过控制各种条件，来达到发明创造的目的的方法

2.3　创新技法的运用

学习创新技法是开发培养创造力的重要方面。在尚未有意识地掌握创新、创造方法之前，往往已经不知不觉地应用了若干创新、创造方法。相比之下，有目的地、自觉地、熟练地、准确地应用各种创新技法，无疑会加大发明、创造、创新的可能性，提高发明、创造、创新的效率。

学习运用创新技法应注重学习和研究创新方法的创新。

自然界在不断地进化，社会在不停地向前发展，人类的认识也在逐步深化。新的现象、新的规律、新的事物也就在这进化、发展、深化的过程中不断涌现出来。因此，已有的创新、创造方法可能无法适应新形势的需要，这就需要创新。另一方面，根据创造学的基本原理，多次运用同一种方法，会使人们形成思维惯性，从而成为创造的障碍，因此，这也需要对创新方法进行创新。

对创新、创造方法的创新包括两种方式：一种是将已有的创新方法运用于新的专业领域和新的创造问题；另一种是根据创造问题的需要，创造新的创新方

法。

总之，我们在创造过程中，思想上要有高度的灵活性，不拘泥于任何程序、习惯和经验，因为过分强调程序、方法就有使思维陷入呆板、僵化的危险。在创造活动中，当陷入困境时，应不受既定思维和方法的束缚，进行立体的、全方位的思考，拿出新方法来应付新的情况，以变化的方法对付变化的情况，才能确保立于不败之地。

创新、创造、发明的方法十分重要和可贵，它是人们用以开启智慧之门的钥匙，是人们借以跨越天堑的桥梁。正确运用它，我们就能铲除层层障碍，打开座座宝库，在不断地实现自我和超越自我的同时，不断地改造客观并超越客观。一方面提升人生的价值，另一方面获取丰硕的创新、创造成果。

3 创新设计的分析与描述

创新设计过程从揭示和分析发明情境开始。发明情境，指任何一种工程情境，它突出某种不能令人满意的特点。“工程情境”一词在这里是广义的，泛指技术情境、生产情境、研究情境、生活情境、军事情境以及各种资源等。

3.1 创新设计的资源分析与描述

设计中的可用系统资源对创新设计起重要的作用，问题的解越接近最终理想解，系统资源越重要。任何系统，只要还没达到理想解，就应该具有系统资源。对系统资源进行必要的详细分析和深刻理解，对设计人员而言是十分必要的。

系统资源可分为内部资源与外部资源。内部资源是在冲突发生的时间、区域内存在的资源。外部资源是在冲突发生的时间、区域外存在的资源。内部资源和外部资源又可分为直接利用资源、导出资源及差动资源三类。

3.1.1 直接利用资源

直接利用资源，指在当前存在状态下可被应用的资源。如物质、场（能量）、空间和时间资源等都是可被多数系统直接应用的资源，如表10.1-5所示。

表10.1-5 直接利用的资源

直接利用的资源	实 例
物质资源	木材可用做燃料
能量资源	汽车发动机既驱动车轮又驱动液压泵，使液压系统工作
场资源	地球上的重力场及电磁场

（续）

直接利用的资源	实 例
信息资源	汽车运行时所排废气中的油或其他颗粒，表明发动机的性能信息
空间资源	仓库中多层货架中的高层货架
时间资源	双向打印机
功能资源	人站在椅子上更换屋顶的灯泡时，椅子的高度是一种辅助功能的利用

3.1.2 导出资源

导出资源，指通过某种变换，使不能利用的资源成为可利用的资源。原材料、废弃物、空气、水等，经过处理或变换都可在设计的产品中被采用，从而变成有用的资源。

在变成有用资源的过程中，必要的物理状态变化或化学反应是需要的。如表10.1-6所示。

表10.1-6 导出资源的种类

导出资源	内涵及实例
导出物质资源	物质或原材料变换或施加作用所得到的物质。如毛坯是通过铸造得到的材料，相对于铸造的原材料已是导出物质资源
导出能量资源	通过对直接应用能量资源的变换或改变其作用强度、方向及其他特性所得到的能量资源。如变压器将高压变为低压，这种低电压的电能成为导出能量资源
导出场资源	通过对直接应用场资源的变换，或改变其作用的强度、方向及其他特性所得到的场资源
导出的信息资源	通过变换设计不相关的信息，使之与设计相关。如地球表面电磁场的微小变化可用于发现矿藏
导出空间资源	由于几何形状或效应的变化所得到的额外空间。双面磁盘比单面磁盘存储信息的容量更大
导出时间资源	由于加速、减速或中断所获得的时间间隔。被压缩的数据在较短时间内可传递完毕
导出功能资源	经过合理变化后，系统完成辅助功能的能力。锻模经适当修改后，锻件木身可以带有企业商标

3.1.3 差动资源

差动资源，指通常情况下当物质与场具有不同的

特性时，可形成的某种技术特征的资源。差动资源一般分为差动物质资源和差动场资源。

（1）差动物质资源

差动物质资源具有结构各向异性。各向异性，指物质在不同的方向上的物理性能不同。这种特性有时是设计中实现某种功能必需的，如表 10. 1-7 所示。

表 10. 1-7　差动物质资源的种类

差动物质资源	实　　例
光学特性	金刚石只有沿对称面做出的小平面才能显示出其亮度
电特性	石英板只有当其晶体沿某一方向被切断时才具有电致伸缩的性能
声学特性	零件由于其内部结构不同，表现出不同的声学特性，使超声探伤成为可能
机械性能	劈木材时一般是沿最省力的方向劈
化学性能	晶体的腐蚀往往在有缺陷的点处首先发生
几何性能	只有球形表面符合要求的药丸才能通过药机的分拣装置
不同的材料特性	不同的材料特性可在设计中用于实现有用功能

例如，合金碎片的混合物可通过逐步加热到不同合金的居里点，然后用磁性分拣的方法将不同的合金分开。

（2）差动场资源

场在系统中的不均匀可以在设计中实现某些新的功能，表 10. 1-8 中列举了几个简单的实例。

表 10. 1-8　差动场资源的运用

运用差动场资源	实　　例
梯度的利用	利用烟筒，地球表面与 320m 高空中的压力差使炉子中的空气流动
空气不均匀性的利用	为了改善工作条件，工作地点应处于声场强度低的位置
场的值与标准值的偏差	病人的脉搏与正常人不同，医生通过对这种不同的分析为病人看病

在设计中认真分析各种系统资源将有助于开阔设计者的眼界，使其能跳出问题本身，这对设计者解决问题特别重要。

3. 2　创新设计的理想化描述

3. 2. 1　创新设计的理想化概述

（1）理想化

把所研究的对象理想化是一种最基本的自然科学方法。理想化，指对客观世界中所存在物质的一种抽象化，这种抽象的客观世界既不存在，又不能通过实验证明。理想化的物体是真实物体存在的一种极限状态，对于某些研究有很重要的作用。

在 TRIZ 中，理想化的应用包括：理想系统、理想过程、理想物质、理想资源和理想机器等。理想化的描述如表 10. 1-9 所示。

表 10. 1-9　理想化的描述

理想化描述	内　　涵
理想机器	没有质量，没有体积，但能完成所需要的工作
理想方法	不消耗能量和时间，但通过自身调节，能够获得所需的效应
理想过程	只有过程的结果，而无过程本身，突然就获得了结果
理想物质	没有物质，功能得以实现

技术系统是功能的实现，同一功能存在多种技术实现型式，任何系统在完成所需的功能时，都产生有害功能。为了对正反两方面作用进行评价，采用如下的公式：

理想化 = 有用功能之和/（有害功能之和 + 成本）

理想化与有用功能成正比，与有害功能成反比。经常把有用功能之和用效益代替，把有害功能分解为代价和危害。代价包括所有型式的浪费、污染，系统所占用的时间、所发出的噪声、所消耗的能量等。因此，系统理想化与其效益之和成正比，与所有代价及所有危害之和成反比。当改变系统结构时，如果公式中的分子相对增加，分母相对减小，系统的理想化就提高，产品的竞争能力将提高。

（2）理想化设计

现实设计和理想设计之间的差距理论上应该可以减少到零。理想系统可以实现人们理想中的某种功能，而实际上该系统并不存在。所以，这个理想的模型理所应当成为人们追求的目标。理想设计打破了很多传统的认为最有效的系统。

一个主要的，有用的功能，可以用一个并不存在的系统来实现，这种思维方式可以使创新设计在短时间内完成。

理想设计可以使设计者的思维跳出问题的传统解

决方法，在更广泛的空间里寻找最优方案。

例 1-1 理想的容器就是没有体积的容器。

在试验过程中，需要将待试验物放入一个盛满酸的容器里。在预定的时间后，打开容器。酸对待试验物的作用可以被测量出来。酸会腐蚀容器壁，容器壁上应该涂一层玻璃或者一些其他的抗酸材料。但是，这样的设计将使试验费用猛增。理想设计是将待试验物暴露在酸中，而不需要容器。转化后的问题就是找到一种方法可以保持酸和待试验物接触，而不需要容器。一切可利用的资源就是待试验物，如空气、重力、支持力等。解决方案是显而易见的，可以将容器设计在待试验物上，这样就不用顾虑酸腐蚀容器壁。这里的容器就是一种理想设计，图 10.1-6 所示。

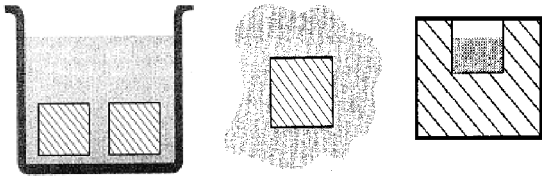


图 10.1-6 理想的没有体积的容器

3.2.2 利用理想化思想实现发明创造

（1）提高理想化程度的八种方法

例 1-2 熨斗对于健忘的人来说是一件危险的物品。可能经常忘记将熨斗从衣物上拿开，在这种情况下，如果熨斗能自己立起来就安全了。

于是出现了“不倒翁熨斗”，将熨斗的背部制成球形，并把熨斗的重心移至该处，经过这样改进后的熨斗在使用者放开手后能够自动直立起来。熨衣物时，使用者用手扶着熨斗背部的把手，使熨斗保持水平状态，当使用者松开手时，熨斗就自动直立起来，不再同衣物接触，这样衣物就不会被烫出洞了。

有效地增加系统的理想化程度的方法可分为八种，如图 10.1-7 所示。

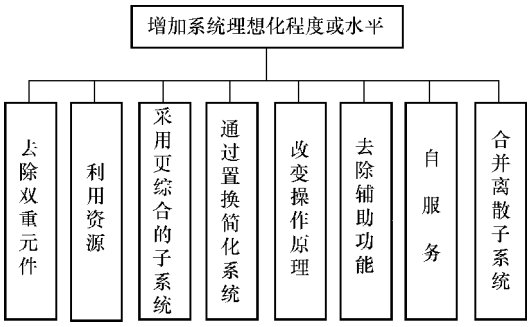


图 10.1-7 增加系统理想化的八种方法

1）去除双重元件 如果系统包含双重元件（子系统），那么可以考虑将其用一个综合的元件取代。这种系统就会得到简化。

例 1-3 将冷却系统和呼吸系统合并。

煤矿救生员的工作制服上有一个 20kg 的冷却系统，此外，每个救生员还要携带一个 20kg 的呼吸器。这些重物在很大程度上妨碍了救生员的工作。

为了减少负重，冷却系统和呼吸器可以合并成一个系统，这个新的系统使用液态氧。当液态氧蒸发时，就会产生所需要的制冷效果，而氧气还可以用来呼吸。改进后的设备仅 20kg。

2）利用资源 资源就是物质、场（能量）、场特性、功能特性和存在于系统或系统环境中的其他属性，这些资源对某一个系统的改进很有用。

资源可以分为几种，迅速可利用资源就是在其存在状态下可以直接利用的资源；衍生资源就是只有经过某种变化后才可以利用的资源。物质资源、场资源、空间资源和时间资源对大多数系统而言都是有用资源，如表 10.1-10 所示。

表 10.1-10 利用资源的种类

利用资源	内 涵	实 例
物质资源	物质资源包括组成系统和系统环境的所有资源，那么任何一个没有达到理想化的系统都应该有可利用的物质资源	为防止系统零件（如轴承）过热，需把一个含有热电偶的温度控制装置安装在最容易产生热量的地方。通过应用金属环和主体之间的热电偶关系可以防止过度发热。如果热电偶检测到的温度高于一定的数值，则这些相关部件的相互关系就会被自动切断
衍生资源	衍生资源是经过某种转化后才可以利用的资源。原材料、产品、废弃物和其他系统元件，包括水、空气等等，它们的正常存在状态不可以直接利用，一般都要经过某种变化才能成为可利用资源	为了节约洗涤剂，在清洗之前，餐具常常要浸泡在重碳酸钠溶液里，这样餐具上残余的脂肪就会和重碳酸盐发生反应，生成脂肪酸盐，也就是洗涤剂。这样，餐具上就最大限度节省洗涤剂

（续）

利用资源	内　涵	实　例
变形态物质	通过改变现存系统的某些元件来寻找克服障碍的方法。通过改变系统中的某一个元件从而获得空间，时间或某种有用的物质，或者通过改变某一个物质消除一种负面效应。比如，可以通过升华、蒸发、烘干、研磨，熔化或者溶解的方法改变物体状态，从而可以使切割过程简单化	投向运动目标的圆盘是用粘土做成的，称为粘土鸽子。当粘土鸽子被用于双向飞碟射击时，地面就丢满了粘土碎片。用冰做的圆盘价格便宜一些，而且落到地面的碎片就会融化消失。用肥料做的圆盘还可以使土地更肥沃
时间资源	时间资源包括动作开始的时间间隔、结束后的时间间隔、工艺循环过程的时间间隔，这些时间部分或全部都是没用的。有效利用时间资源有以下几种方法：改变物体的预备布置时间；有效利用暂停时间段；使用并行操作；除去无价值的动作	在农业中，每当要开始一行新的犁沟，犁就必须再沿原路返回去，这样才能保证翻出的土壤倒在犁沟的同一边，可是，这样就做了无用功而且浪费时间。事实上用一个有左右刃片的犁就可以解决这个问题，节省时间。在完成每行耕种后，操作者操作控制按钮切换刀片，然后就可以继续工作，而不必沿原路返回

3）采用更综合的子系统　使用更综合的子系统和元件重新设计或重建系统，这样系统的维护和制造费用就会节省很多。

例 1-4　一体化汽车发动机（如图 10.1-8 所示）。

汽车发动机是由很多相互独立的零件组装而成的，但是这些零件经常会松动或者泄漏，维修很麻烦。

如果螺钉和垫圈可以被一个焊接件代替，那么整个发动机就会得到很大程度的简化，制造简单，可靠性更高。当然，一旦一体发动机发生故障的话，就需要更换整个发动机。

4）通过置换简化系统　对于零件、部件或整个系统，考虑用一个模型或复制品来替换，以简化系统。可以考虑用一个简单的复制品替换一个复杂的零件（或一部分），也可以考虑暂时或长久地使用一个物体的复制品。另外还可以考虑用一个与实物一样大或与实物成比例的物体代替功能性不强的元件。应注意特别考虑应用仿制品。

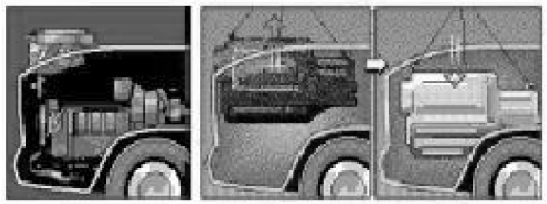


图 10.1-8　汽车一体化发动机

例 1-5　模拟着陆轮胎的牵引力。

下雨天，飞机在着陆过程中其轮胎上的牵引力是一个不确定的数值。为了得到着陆轮胎牵引力的即时数值，用测试车上的一个车轮模仿飞机着陆轮的运动，测试轮的速度是着陆轮速度的 90%。当测试车通过飞机跑道时，传感器就会从测试轮上采集数据，转换信号。然后，测试结果就会通过无线电装置传送给正在着陆的飞机。目前许多飞机场都采用这种测控系统。

5）改变操作原理　为了简化系统或操作过程，考虑改变最基本的操作原理。

例 1-6　使软玻璃片保持平面状态。

当玻璃片在传送带上运输时，热的软玻璃片总是在辊子中间的空隙地方下垂，这样玻璃就不能保持平面状态。理想系统不允许产生下垂现象。如果辊子直径很小，而且排列紧密就可以避免出现松弛下垂现象。那么什么样的辊子直径最小呢——一个分子（原子）。TRIZ 解决方案：为了运输热的玻璃片并保持其平面状态，就把它漂浮在熔化的锡池上，如图 10.1-9 所示。

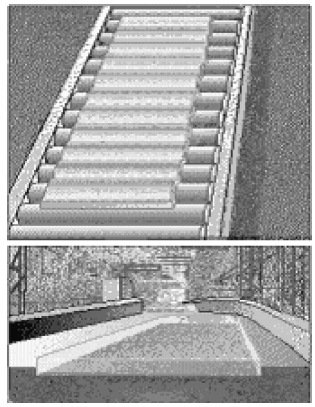


图 10.1-9　把软的热玻璃片漂浮在熔化的锡池上

6）去除辅助功能 辅助功能支持或辅助主要功能的实现。很多时候辅助功能（以及和这些辅助功能相关的元件/部件）可以被去除，同时又不影响主要功能的实现。为了去除辅助功能，有以下几种方法，如表10.1-11所示。

表10.1-11 去除辅助功能的方法

功 能	内 涵	实 例
去除校正功能	考虑系统的校正功能（操作），这些功能唯一的目的就是克服一些系统固有的缺陷（有害动作）。考虑系统可否在没有消除缺陷的情况下实现满意操作	传统金属颜料在使用过程中，有可能从溶剂里释放出一种有害物。静电场可以用来将粉末状的金属染料涂在物体表面。达到一定烘干温度后金属粉末就会熔化，在物体表面形成均匀的颜料涂层，整个过程中没有用到有害性的溶解剂
去除预备操作（功能）	考虑系统的每个预备操作（功能）的必要性。在没有任何预备操作的情况下，系统的原始功能是否还能实现	金属元件表面加工的喷丸硬化法是用高速冰球束（附有冰层的钢球）直接冲击刚体表面。为了得到持续的冰球束，将事先制成的钢球射入具有低温（零度以下）的容器中，从容器外喷入的水滴迅速包围在钢球外面，形成附有冰层的钢球——冰球束，这样就使得冰球束在喷丸过程中即具有一定的强度又可以用冰冷却被处理材料的表面
去除防护功能	考虑系统的防护功能（操作）。有没有办法消除有害动作，或者减少或消除有害功能造成的损失	执行月球计划时需要一个电灯，但是电灯的玻璃外壳很难承受在月球上受到的各种外力的作用，总是破碎。最后的决定方案是可以使用裸露的电灯丝。因为月球上没有空气，不用担心灯丝会被氧化
去除外壳功能	系统元件常常安装在一个外壳里。考虑系统是否需要这个外壳	自动步枪每发射一枚子弹，就会从枪膛里出来一颗铜质空弹壳，非常浪费。德国最近生产的C114.7型的自动步枪使用的就是无壳子弹

7）自服务 自服务即测试系统的自服务功能。为了达到这个目的，可以考虑以牺牲主要操作而实现辅助操作，或者同时实现主要功能。可将辅助功能的实现转移到主要元件上。

例1-7 印记鸡蛋。

在家禽农场，鸡蛋滚到收集盘里，然后工人将鸡蛋放入托架上，再包装到纸板箱里。工人所用手套上的一个手指可以制成一个印章，这样就可以在鸡蛋上印上生产日期，如图10.1-10所示。

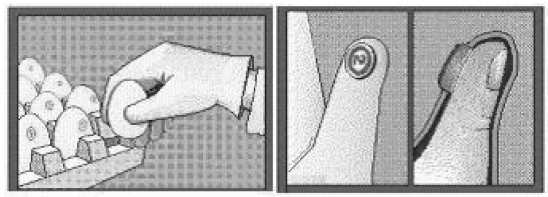


图10.1-10 鸡蛋上印字或日期

8）合并离散子系统 合并离散子系统，指的是将完成相同功能的子系统合并。对这些即将和并的子系统而言，也就是预先使它们的主要功能相协调。

例1-8 将收音机和电视机组装。

当电视一收音机刚走出市场时，其中的电视机、收音机、留声机和磁带录音机都分别有各自的扩音器。后来，一种独立的扩音器就被用到所有这些元件上。普通的扩音器和普通的控制器也被用在后来的设计中。

（2）实现理想化的步骤

实现理想化的步骤如表10.1-12所示。

表10.1-12 实现理想化的步骤

步 骤	实 例
第一，描述需要改进的系统性能	熔炉里的温度很高，为了防止炉壁温度过高，需要用水来降温。降温系统所需要的水是用管子抽出来的。如果管子出现裂缝，水就会漏出来，这样就可能使熔炉发生爆炸事故

（续）

步　骤	实　例
第二，描述理想的性能	当出现裂缝时，水要保持在管子里。描述的更准确一些就是，水不能离开管子
第三，能想出怎样的方法实现理想性能	经分析得出：管子里的压力大于管外的压力
第四，做出什么样的改动才能克服这个障碍	管子里的压力应该比管外压力小。因此，应该有一个真空抽水泵

3.3　创新设计的情境分析与描述

下面以下述情境为例进行情境分析与描述。

例1-9　为了制作预应力钢筋混凝土，需要拉伸钢筋（钢条），然后在拉伸状态把钢筋固定在模型里并注入水泥。在水泥硬化后，把钢筋两头松开，钢筋缩短并使水泥收缩，从而提高了钢筋混凝土的强度。

利用液压千斤顶拉伸钢筋，既麻烦又不可靠。可采用电热拉伸法，即把钢筋通电加热，使其延长，并在这种状态下把它固定好。把钢条加热到400℃就能得到一定的延伸长度，但是利用能承受更大力的钢丝作为钢筋更有利。如果温度加热到700℃，就能把钢丝拉伸到理论的计算值。但钢丝加温到400℃以上时就会丧失高强度的力学性能，即使短时间加热也如此。而用昂贵的耐热钢丝做钢筋在经济上又是一种浪费。

在情境中只突出一点，拉伸钢丝做钢筋。为了解决这一课题需要采取某些措施，然而在情境内并未指出对原技术系统需要如何改变。

上述问题可表述为：在制作预应力钢筋混凝土时，用电热法拉伸钢丝，但加热到计算值（700℃）时，钢筋丧失力学性能，怎样消除这一缺点？

本实例的模式是：给定热场和金属丝。如加热到700℃，金属丝得到需要的伸长率，但丧失强度。

每一个技术矛盾均可用两种方式表述："如果改善A，B则恶化"和"如果改善B，A则恶化"。在建立问题模式时，在其表述中应以改善（保持、加强等）基本生产作用（性能）为准。在从问题情境过渡到问题进而过渡到问题模式的过程中，方案选择的自由度（即选择方案的余地）随之大大减少了，而问题的提法的异常性增加了。

问题情境可提供很多可能的解决办法，例如，如果采取改善液压千斤顶的办法呢？如果创造气动千斤顶呢？如果做一个由重物来拉伸钢丝的引力千斤顶呢？如果允许加热丧失强度，然后再设法恢复呢？……在从问题情境过渡到问题的过程中，很多类似可能的解决办法都被筛选掉了，只保留了电热法，它有很多优点，只需要排除它的唯一缺点。

下一步还要继续缩小选择的余地，确定采用700℃温度，其他所有折衷方案都排除。这时需要利用物—场分析术语"物质"、"场"、"作用"建立问题模式。事实上，在模式中给定热场和物质，也就是给定了一个完整的物—场。显然，在答案中"必须引进第二种物质"。建立问题模式有一定规则。例如，若把制品（钢丝）从问题模式中去掉，就会又回到原问题情境中习惯性想法中，即如何设法代替钢筋水泥的钢筋呢？不拉伸行吗？

对问题进行分析是相当困难的，因为问题的实质往往被随心所欲的表达方式掩盖。而问题模式就容易分类，而且分类明确。原技术系统的物—场分类就是这种分类的基础。利用这种分类方法立即就能把问题分成三种类型：给定一个要素；给定两个要素；给定三个以上的要素。每种类型又可根据问题中给定任何要素（物质、场）、它们之间的关系以及可否改变分成各类子问题。

本例中给定两个要素——热场和物质，所以该问题属于第二种类型。场与物质是由两个相关的作用联系在一起的，如果加热钢丝，它就延长。一个作用是有利的，另一个作用是有害的。可以通过增加另一个物质（加热700℃但是力学性能不变的金属材料）来实现原物质的延长，具体方法见图10.1-11所示。

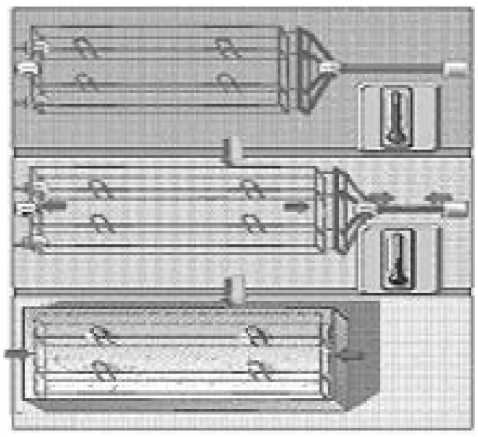


图10.1-11　通过引入耐热金属材料使钢筋得到需要的拉伸量

3.4 创新设计的实例分析——汽车驾驶杆的抖振分析

汽车通常由四缸发动机来驱动，这种发动机有很强的二阶振动。在发动机低速运转的情况下（空挡状态），这种振动的频率较低，无法通过发动机底座进行隔离。而且某些汽车还会产生结构的共振，影响驾驶的舒适度，使部件的故障率及相应的维修费用提高。

某汽车公司对此进行了调查，发现由于驾驶杆的固有频率接近于发动机空挡时的二阶谐振频率，导致驾驶杆在空挡状态下剧烈振动，即使安装了减振器，其振动情况仍使驾驶员操作时不舒适。另外，驾驶杆的抖振也和发动机的负载有关，发动机还驱动液压系统、空调，并且为车上的发电机供能，这些负载越高，抖振现象越严重。公司成立了攻关组，成员包括制造这些附件及传动设备的高级工程师及车身与底盘的工程师。攻关组将这些普通汽车与高档车作了比较，发现普通汽车上电动机与空调的效率比高档轿车低很多，其驱动液压系统所需牵引扭矩在空挡状态比高档轿车大很多，车身硬度及车身与驾驶杆的固有频率则比高档轿车低很多，这些都是造成抖振的重要原因。攻关组各自回到相应的部门，有针对性地开发更好的系统结构，为此还造出一个加强的车身样品，并进行了测试，结果表明抖振得到了明显的改善。但这些办法工作量太大，成本太高，暂时无法投入应用。上述过程是一个常规的解决问题方式，也是典型的问题最大化的情况。

TRIZ 专家参与攻关后，经过对问题背景知识的了解，提出两点建议：

1）如果试图在不大幅改动系统的情况下而使问题得以解决，建议按最小化的问题处理，以便争取简化系统。

2）尽量使用已有的系统资源。

随后，攻关组把注意力集中到不更改引起抖振的系统（车身和有关的附件等）而降低驾驶杆的振动程度上，针对抖振本身来解决问题。在驾驶杆减振上，发现增加减振器惯性块的质量可改善减振能力，为了尽量使用已有的系统资源，工程师对车内可用做惯性块的大块物体进行了统计，前提是不影响它们的主要功能。这些物体有散热器、蓄电池、气囊、备用轮胎等。通过分析，把车前部防撞用的气囊兼作惯性块集成到驾驶杆的减振器上，便解决了抖振问题。结果表明，采用该方法后方向盘的抖振得到了明显改善。

4 创新设计中的技术系统进化理论分析

技术预测的研究起始于半个世纪以前，最初应用于军工产品，即对武器及部件的性能进行技术预测，后来也应用于民用产品。在长期的研究过程中，理论界提出了多种技术预测的方法，但其中最有效的是前苏联 TRIZ 的技术系统进化理论。

技术进化的过程不是随机的，历史数据表明，技术的性能随时间变化的规律呈 S 曲线，但进化过程是靠设计者推动的。当前的产品如果没有设计者引进新的技术，它将停留在当前的水平上，新技术的引入使其不断沿着某些方向进化。如图 10.1-12 分别给出了 S 曲线和分段 S 曲线，可以看出两个 S 曲线明显的趋近于一条直线，该直线是由技术的自然属性所决定的性能极限。沿横坐标可以将产品或技术分为新发明、技术改进和技术成熟三个阶段或婴儿期、成长期、成熟期和退出期四个阶段。

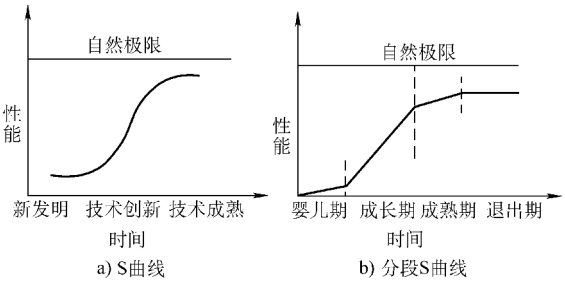


图 10.1-12 技术的性能随时间变化的规律

在发明阶段，一项新的物理的、化学的或生物的发现，被设计人员转换为产品。不同的设计人员对同一原理的实现是不同的，已设计出的产品还要不断进行改善。因此，随着时间的推移，产品的性能会不断提高。

此时，很多企业已经认识到，基于该发现的产品有很好的市场潜发力，应该大力开发，因此将投入很多的人力、物力和财力，用于新产品的开发，新产品的性能参数会快速增长，这就是技术改进阶段。

随着产品进入成熟阶段，所推出的新产品性能参数只有少量的增长，进一步完善已有技术所产生的效益减少，企业应研究新的核心技术以便在适当的时间替代已有的核心技术。

对于企业 R&D 决策，具有指导意义的是曲线上的拐点。第一个拐点之后，企业应从原理实现的研究转入商品化开发，否则该企业会被恰当转入商品化的企业甩在后面。当出现第二个拐点后，产品的技术已

经进入成熟期，企业因生产该类产品获取了丰厚的利润，同时要继续研究优于该产品核心技术的更高一级的核心技术，以便将来在适当的机会转入下一轮竞争。

一代产品的发明要依托某一项核心技术，然后经过不断完善使该技术逐渐成熟。在这期间，企业要有大量的投入，但如果技术已经成熟，推进技术更加成熟的投入不会取得明显的收益。此时，企业应转入研究选择替代技术或新的核心技术。

4.1　技术进化过程中创新设计实例分析

潜艇进化时间表如表 10.1-13 所示。

从产品的观点看，亚历山大大帝玻璃桶只是对海洋水下的初步探索，其核心技术是构造一个不漏水的水下空间。

1624 年的防水舱及 1776 年的潜水器，其核心技术都是采用人工产生的动力驱动，潜水器中的罗盘等是对防水舱的不断改进。

“霍兰”号潜艇的核心技术是采用机械驱动——电动机或蒸汽机驱动，能真正装备海军，因此是现代潜艇。

“鹦鹉螺”号潜艇的核心技术是采用了核动力驱动，可在水下航行更长时间。

4.2　创新设计中技术系统进化模式

4.2.1　技术系统进化模式

历史数据分析表明，技术进化过程有其自身的规律与模式，是可以预测的。与西方传统预测理论不同处在于，通过对世界专利库的分析，TRIZ 研究人员发现并确认了技术从结构上的进化模式与进化路线。这些模式能引导设计人员尽快发现新的核心技术。十一种技术系统的进化模式如图 10.1-13 所示，充分理解这十一条进化模式，将会使“今天设计明天的产品”变为可能。

表 10.1-13　潜艇进化时间表

时间	进化过程
公元前 332 年	亚历山大大帝命令其部下建造一只防水的玻璃桶，然后自己进到桶里，让部下们把桶放到海水下面，他记录了所见到的各种生物。亚历山大是早期进行水下探索的人之一
1624 年	德雷贝尔建造了一个能在水中被驱动的防水舱，他让 12 人进入船体，并划六支桨推动这个装置
1776 年	布什内尔建造了一潜水器，用来攻击停在美国纽约港的英国军舰。这是第一艘参加战斗的潜水器。该潜水器像一只大木桶，里面有一个像自行车脚蹬似的东西驱动船体。该潜水器还配有罗盘、深度尺、驾驶装置、可变压舱、防水船体配件和一只锚
19 世纪末	现代潜艇之父霍兰主持建造了“霍兰”号潜艇。该潜艇在水下使用电动机，在水面巡航时使用蒸汽机，是第一艘能够下沉、潜行、上浮并发射鱼雷的潜艇。该潜艇没有潜望镜，艇员们要从平板玻璃向外观察。为了监测氧气含量，艇员们常把老鼠装在笼子里带上潜艇，如果老鼠死亡或接近死亡，说明氧气不足了，应赶快返航。1900 年，美国海军购买了“霍兰”号潜艇
20 世纪中期	全世界第一艘核动力潜艇“鹦鹉螺”号诞生，与柴油机驱动的潜艇不同，该潜艇可在水下连续航行几个星期。1954 年，该潜艇在水下穿越了北极

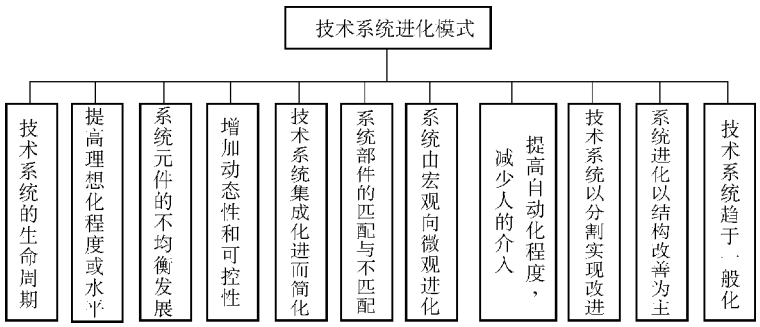


图 10.1-13　十一种进化模式

4.2.2 技术系统各进化模式分析

（1）技术系统的生命周期

出生、成长、成熟、退出是最一般的进化模式，因为这种进化模式从一个宏观层次上描述了所有系统的进化。其中最常用的是S曲线，用来描述系统性能随时间的变化。对许多应用实例而言，S曲线都有一个周期性的生命：出生、成长、成熟和退出。考虑到原有技术系统与新技术系统的交替，可用六个阶段描述：孕育期、出生期、幼年期、成长期、成熟期、退出期。

假设在图10.1-14中的S曲线中，横坐标表示时间，纵坐标表示速度，给定这些参数后，该曲线就可以用来描述飞机发展进化过程的六个阶段，如表10.1-14所示。

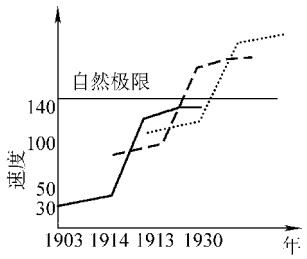


图10.1-14 飞机进化的分阶段S曲线

表10.1-14 进化过程的六个阶段

阶段	内 涵	实 例
孕育期	一个新的系统概念一直处于酝酿阶段，直到这种系统概念可以达到实际可行的水平	几个世纪以来，人们一直致力于设计一个重于空气的飞行器
出生期	当外界具备两个条件时，以这种新的系统概念为核心的技术系统就会诞生。其中既存在对系统功能的需求，也存在实现系统功能的相关技术的需求	空气动力学和机械结构学直到18世纪后期才逐渐发展起来。所以，莱特兄弟在1903年想出一种新的办法：把一个独立的动力系统带到飞行器上——这样一项新的技术就诞生了
幼年期	每一种崭新的系统都是作为一种高科技创新的成果而出现，但是，这个崭新的系统结构比较简单，系统整体效率比较低，可靠性不高，而且还有很多没有解决的问题。处于这个阶段的系统，发展缓慢。许多设计问题和难题都是必须要解决的	莱特兄弟的第一次飞行时速就达到了48km/h。紧接着飞机的发展就很慢。人力和财力资源仍然很有限，飞机被认为是一种不切实际的好奇的事物。直到1913年，经历漫长的10年发展后，飞机的速度才仅仅达到80km/h
成长期	当整个社会意识到该系统的价值时，这一阶段就开始了。在这一阶段，很多问题都已经被解决，系统的工作效率和功能都得到明显的提高和改进，而且还产生了一个新的市场。随着系统利润的不断增加，人们就会无意识地在这个新产品或者新工艺方面投入大量的财力和物力，这就加速了系统的发展，改善了系统的工作性能，进而会再次吸引更多投资。这种良性的“反馈”式循环一旦建立，将会加速系统的进一步改进	在1914年，发生了两件刺激飞机快速发展的重大事件。第一件事就是第一次世界大战，由于战争的需要，飞机被认为具有潜在的用途。第二件事就是逐渐增长的经济资源和人力资源，使飞机设计越来越成为可能，飞机已经不再只是昂贵的玩具。在更好的经济资源的帮助下，从1914年到1918年短短四年时间，飞机的速度竟从80km/h增加到160km/h
成熟期	当最初的系统构想已经达到自然极限时，系统的改进就变得很慢了，即使投入更多的财力和人力，得到的改进仍旧很少，因为标准的概念、形状、材料已经确定。通过系统最优化和折中可以实现一些小的改进	飞机的发展速度几乎保持在一个水平状态
退出期	技术系统已经达到其自然极限，没有什么改进的必要。系统已经不再需要，因为系统所提供的功能已经易于实现。结束这种下滑现象的唯一办法是发展一种新的系统概念，有可能是一种新的技术	下一代飞机（用新的S曲线描述）是以空气动力学开始，有金属框架的单翼飞机。当然这种飞机也有其功能极限。第三条S曲线是以喷气式飞机开始的。对在世界经济激烈竞争中的幸存的企业而言，新的设计思想和新的S曲线是很重要的

（2）提高理想化水平

提高理想化水平的方法详见第3节3.2.2（1）。

（3）系统元件的不均衡发展

系统的每一个组成元件和每个子系统都有自身的S曲线。不同的系统元件（子系统）一般都是沿着自身的进化模式来演变。同样，不同的系统元件达到自身固有的自然极限所需的次数也是不同的。首先达到自然极限的元件就“抑制”了整个系统的发展，它将成为设计中最薄弱的环节。一个不发达的部件也是设计中最薄弱的环节之一。在这些处于薄弱环节的元件得到改进之前，整个系统的改进也将会受到限制。技术系统进化中常见的错误是非薄弱环节引起了设计人员的特别关注。如在飞机的发展过程中，由于心理上的惯性作用，人们总是把注意力集中在发动机的改进上，总是试图开发出更好的发动机，但对飞机影响最大的是其空气动力学系统，因此设计人员在发动机上的研究对提高飞机性能的作用影响不大。

（4）增加系统的动态性和可控性

在系统的进化过程中，技术系统总是通过增加动态化和可控性而不断得到进化。也就是说，系统会增加本身灵活性和可变性以适应不断变化的环境和满足多重需求。

增加系统动态性和可控性最困难的是如何找到问题的突破口。在最初的链条驱动自行车（单速）上，链条从脚蹬链轮传到后面的飞轮。链轮传动比的增加表明了自行车进化路线是从静态的到动态的，从固定到流动或者从自由度为零到自由度无限大的。如果能正确理解目前产品在进化路线上所处位置，那么顺应顾客的需要，沿着进化路线进一步发展，就可以聪明地指引未来的发展。因此，通过调整后面链轮的内部传动比就可以实现自行车的三级变速。五级变速自行车前边有1个齿轮，后边有5个嵌套式齿轮。一个脱轨器可以实现后边5个齿轮之间相互位置的变换。可以预测，脱轨器也可以安装在前轮。更多的齿轮安装在前轮和后轮，例如前轮有3个齿轮，后轮有6个齿轮，这就初步建立18级变速自行车的大体框架。很明显，以后的自行车将会实现齿轮之间的自动切换，而且还能实现更多的传动比。理想的设计是实现无穷传动比，可以连续变换，以适应任何一种地形。

这个设计过程开始是一个静态系统，逐渐向一个机械层次上的柔性系统进化，最终是一个微观层次上的柔性系统。

1）增加系统的动态性　如何增加系统的动态性？如何增加系统本身灵活性和可变性以适应不断变化的环境，满足多重需求？答案为使用以下五种方法，如表10.1-15所示。

表10.1-15　增加系统动态性的方法

方　法	内　涵	实　例
降低系统稳定性	为了增加系统的动态性，尽力降低系统稳定性	在电器设备里检测电线安装紧密程度是很重要的。螺钉固定的紧密程度可以通过凹入的垫圈来检验。螺钉被固定的过程中，垫圈就会逐渐变形直到产生一种滴答声，表明电线已经被安装好，如图10.1-15
固定状态变为可动状态	为了增加系统的动态性，应该尽量将系统的固定元件更换为可动元件	坐在车上的邮递员把信从路边固定的邮箱里拿出来费时费力。可将邮箱设计成可伸缩型。只要邮车发出一种红外线信号，邮箱就会自动滑向邮车
分割成可动元件	通过将系统分割成相互可动的零部件，这样就可以增加系统的自由度	海底探测器既要保证快速下沉，又要防止和海底碰撞，低能见度使得确定海底位置很难，铁链型式的导向绳索能够实现这两方面的要求
引进一个可动物体	通过将一个可动物体引入系统来增加系统的内部动态	水平指示仪，可以用来测试水平面的水平度。水平仪的主要部件是一个气泡，这个气泡可以在充满有色液体的软管里自由的移动
应用物理效应	系统的内部动力可以通过物理效应得到提高。比如：通过物体状态的改变。当然，这种物体应该能在一个很大的范围内很容易地改变本身的特性	低温时，换热器的表面积应该变小以减少热量损失。高温时，换热器的表面积应该变大以快速进行热量交换。为了改进换热器，可将钛镍合金（一种具有形状记忆功能的材料）薄片贴在换热器上。低温时，薄片弯曲而且贴在换热器上。高温时，薄片伸直而且摆动着翘起来，这样就增加了换热器的面积

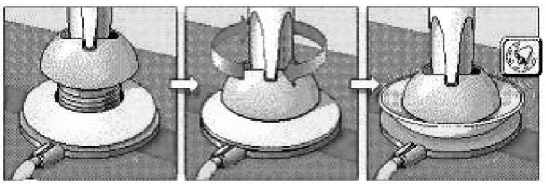


图 10.1-15 检测紧密性

在进化过程中，随着系统动态性不断增强，其可控性也会越来越强，系统将会更容易控制以适应多种需求。

2）增加系统的可控性 通过以下介绍的方法可更有效地增加系统的可控性，如表 10.1-16 所示。

（5）技术系统集成化进而简化

技术系统总是首先趋向于结构复杂化（增加系统元件的数量，提高系统功能），然后逐渐精简（可以用一个结构稍微简单的系统实现同样的功能或者实现更好的功能），通常由一个系统转换为双系统或多系统来实现。

表 10.1-16 增加系统可控性的方法

方 法	内 涵	实 例
引入控制场	应用一个控制场（力、效应或动作）可以更有效的控制一个系统或过程	火焰是含有被电离气体的等离子体，所以它可以被电场所控制。例如，电场可以用来控制燃烧液体或固体燃料的熔炉的火焰。使用这个电场可以将熔炉的效率提高 10% ~30%，而且能减少污染
加入添加剂来提高过程控制	加入某些附加成分或物质可以更有效地控制系统或过程	工程实际中经常需要抛光密闭容器的内表面（如细颈瓶）。为了更有效地抛光物体的内表面，可以在瓶子中装满含有铁磁体的研磨剂。这样研磨剂的抛光动作可以用移动的或旋转的磁场来控制
引入动力学装置	可以通过引入有动态特性的装置来更有效的控制系统	可伸缩的前后阻流板可以灵活地增进汽车功能的实现。在干燥的天气里，车速达到 120km/h 时，前边的阻流板就会收缩以减少空气阻力。如果汽车以更高的速度行驶时，它还可以展开以增加稳定性。在雨天，当车速超过 48km/h，前后阻流板都会伸长以防止汽车打滑。在刹车的时候，后边的阻流板还可以展开起到空气辅助刹车的作用，如图 10.1-16 所示
引入逆向过程系统	可以使用一个控制良好的逆向过程来控制整个工作过程	电磁起重机可以装载钢铁等重物。但这种起重机消耗了大量的电力，如果电力突然中断，装载物会立刻掉下来。如果使用永久磁铁来提起重物，而使用瞬间激活的电磁力放下重物，这样安排可以节省电力，而且突然断电的时候重物仍然是被装载的
引入组合控制	通过一种或几种材料（元件）、一种或几种场（力、效应或动作）来引入组合控制	细微研究复杂物体时，电子显微镜需要极高的精度（在微米之内），这就需要很精确地调整细微间隙。用于光学显微镜上的机械装置无法满足这种要求，因为价格太昂贵，而且准确性和可靠性比较低。可以通过应用物理效应——金属受热膨胀，来调整细微间隙，达到较高的精度
引入一种控制	考虑用一些组件或部件来替代可控性差的系统。最终会有一个部件或组件会得到很好的控制	机床安装到底座上时必须保证精确的水平位置，这就需要精加工底座组成部分来实现 为了简化加工过程，加快安装，找到基座与机床正确的安装位置，用木质合成物来填充安装空隙，这种木质化合物在 70℃ 的时候就会熔化，如图 10.1-17 所示
改变一个主要过程以控制另一个过程	有可能通过改变主要系统或过程使它能控制另一个系统或过程	最初的无线电接收装置采用电磁信号，以产生耳机里的声音，最强的传导物只能在很短的距离内接收信号。现在的无线电设备可实现远距离接收信号，放大电路可从传导物里仅吸收少量的能量来控制无线电接收装置本身的能源供给

（续）

方　法	内　涵	实　例
提供自控制	调整系统或过程以适应变化的操作环境	浇铸过程中，需要比较高的浇铸压力，这样才能有效消除铸成件多孔，不牢固等缺陷。模型里可充满一种特殊的材料，这种材料接触到熔铸金属就会蒸发，以这种方式产生的气体可以在模型里产生很高的压力
引入负反馈	通过反馈可能获得自控制	由于惯性的缘故，司机会很容易和汽车发生碰撞。安全带可以减弱这种惯性作用。一种更安全的设备是安全气囊，当汽车受到碰撞时，安全气囊会瞬间膨胀，保护司机
转换工作原理	通过转换工作原理，引入另一种自动控制元件	焊接无线电元件时，保持焊铁在一个稳定的温度是非常重要的。如果烙铁加热件是由一种和焊条具有相同熔点的合金材料制成，那么很容易的得到一个稳定的温度

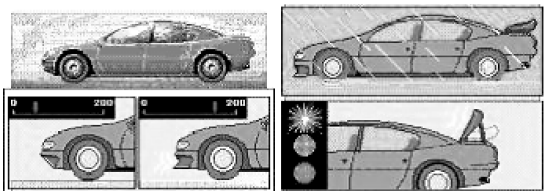


图 10.1-16　汽车阻流板可以实现多种功能

例如，组合音响将 AM/FM 收音机、磁带机、CD 机和扬声器集成为一个多系统，用户可以根据需要来选择需要的功能。

如果设计人员能熟练掌握如何建立双系统以及多系统的方法，那将会实现很多创新性的设计。

1）建立一个双系统　快速建立一个双系统的方法如表 10.1-17 所示。

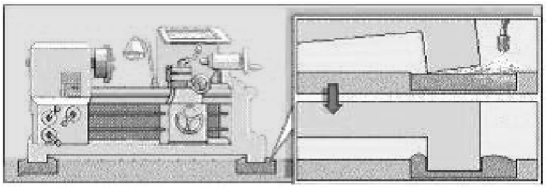


图 10.1-17　采用木质合成物作水平地基

表 10.1-17　建立双系统的方法

方　法	内　涵	实　例
建立一个相似双系统	将两个相似的系统（或两个物体，两种过程）组合成一种新的系统。组合成的新系统能实现一种新的功能	通过一个平整的，玻璃的摄影感光板就可以将集成电路模式图转移到硅晶片上。当然这种感光板预先已经将模式图像携带在其表面了。当感光板的表面和硅晶片接触时，图像就会受到损坏。感光板另一侧复制模式图像就用来补偿由于和晶体接触所造成的损失
建立一个相似“补偿”双系统	将两个相似的系统、物体或过程组合成一个新的系统，这样就可能消除原始单一系统所固有的不足之处	雾气给飞机场引起了很多问题，比如班机的延迟以及安全性问题等。在雾区喷射人工雾，这种人工雾里渗透了气雾剂的小颗粒。天然雾气所含的水气滴和人工雾所含的水气滴结合起来就会产生了雨
一个具有移换特征的双系统	如果两个系统分别具有不同（包括相反）的渴望功能，那么两者的组合就可以成为一种新的系统。当渴望功能以这种方式组合时，一种具有新功能的系统就会产生	新发明的一种橡皮可以不留任何痕迹地清除各类笔迹。橡皮里注入了大量的微囊体，每个微囊体里都充满了特殊的液体。当橡皮在纸上摩擦时，微囊体就会破裂，流出的液体就会使笔迹褪色（或漂白），如图 10.1-18 所示
相互竞争系统组成的双系统	将面向同一设计目的，应用不同操作原理的两个系统组合成一个系统，这样就可以得到两个系统共同的渴望功能或消除它们各自的不足之处	在寒冷的天气里，由于冻结的土地需要软化，正常的挖掘工作总是被迫停止。如果挖掘设备上能安装一个气体燃烧炉，那么就不需要在挖掘过程中刻意停下来软化土地。在燃烧炉喷出的火焰所具有的热冲击和挖掘的联合作用下，就可以挖掘冻结的土地了

（续）

方　法	内　涵	实　例
建立一个“牵引”双系统	如果同时存在一个陈旧无用的系统和一个很有前途的新系统，新系统在某些方面仍然没有超过旧系统，可将两个系统组合为新系统	以水蒸气为动力的轮船解决了由于航行过程中缺少风所造成的航行问题。但是，最原始的蒸汽机轮船工作效率很低而且不适合长期航行。将蒸汽机和船帆合并起来的轮船就可以兼并两者的优点
建立一个“补偿”双系统	如果目前的系统有很严重的缺陷，那么找到一个具有相反缺陷的系统，将这两个系统组合成一个新系统。这样两个原始系统的缺陷就会相互抵消，同时合并共同的渴望功能	为了在发生地震或强风的情况下，减弱高层建筑物的摇摆程度，人们常常把一池水放在楼顶。水的质量应该是楼房质量的1%。水面的波浪可以有效减弱楼房的摇摆。通过这种方法，高40m的建筑摇摆程度可以被减少一半，如图10.1-19所示
建立一个选择性双系统	如果两个系统都是为实现同一个功能而设计的，其中一个很昂贵（或结构很复杂），但实现的功能很完善，另一个很便宜（制造和操作都很简单）但是实现的功能不太理想，这种情况下，可把这两个系统组合起来	一般热水袋仅仅能在很短的时间内保持原来的温度。为了延长热水袋的可用时间，可以将一个加热盘管放在热水袋里，同时还可以将一个温度控制元件附加在热水袋内，如图10.1-20所示
建立一个“共生”双系统	找一个能为目前系统提供资源（例如信息、能量、物质、空间）的第二个系统，将两个系统组合成一个新系统，这样会使系统的主要功能和辅助功能操作简单化	将微型电子仪器和传统钓鱼竿组合成一个系统——可视钓鱼竿。将微型防水摄像机固定在靠近鱼饵的钓丝末端。该摄像机将拍摄到的图像传送到固定在钓竿上的一个小显示屏上。这样就可以清楚地看到水里的鱼，如图10.1-21所示
合并具有相反功能的系统	把两个具有相反功能的系统组合起来，这样新系统实现的功能就能得到更准确的控制	高速旋转的涡轮是水力发电机有效运转必不可少的组成部分。如果定子可以以相反的方向旋转，那么，定子和转子之间的相对速度就可达到原来速度的2倍。水可以通过两个不同的通道被引入不同的推动器，以分别推动定子和转子旋转。这时的定子已经不再是一个定子了，而是一个相对转子
应用“二元”原则	当一种材料即将失去它的有用性或要产生有害功能时，可以将材料分成比较牢固或有害效应弱的元件，这些元件可以独立地被储藏或运输，当需要的时候再重新组合	在生产军火的军工厂里，存在很大的潜在危险，毒性物质很有可能在生产、储藏和运输的过程中发生泄漏。为了消除这种危险，可以使用“二元”军火：将两种化学合成物单独储藏；当需要时，将两者组合，就会产生所需的毒性的化合物

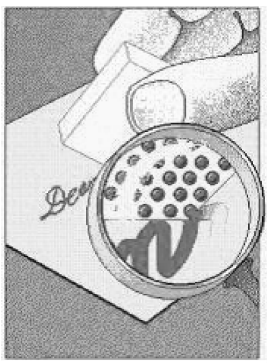


图10.1-18　新型橡皮

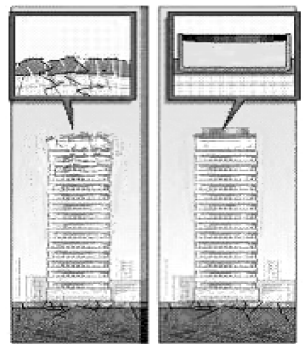


图10.1-19　减弱高层建筑物的摇摆程度

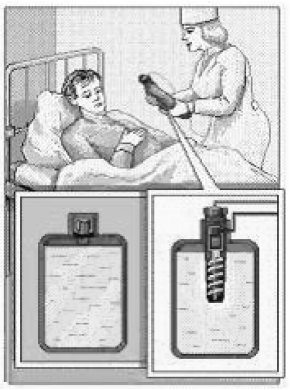


图 10. 1-20　延长可用时间的热水袋

2）建立一个多系统　建立一个多系统和建立双系统一样重要，而且在很多情况下，建立一个多系统可以更好地实现系统的功能。作为一个设计人员，不仅要有效地建立一个双系统，更要掌握如何建立一个多系统。下面介绍建立一个多系统的方法，如表 10. 1-18 所示。

（6）系统元件匹配和不匹配的交替出现

这种进化模式可以被称为行军冲突。通过应用上面所提到的时间分离原理就可以解决这种冲突。在行军过程中，一致和谐的步伐会产生强烈的振动效应，这种强烈的振动效应会毁坏一座桥。因此，当通过一座桥时，一般的做法是让每个人都以自己正常的脚步和速度前进，这样就可以避免产生共振。

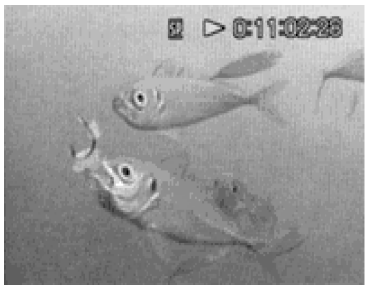


图 10. 1-21　可视钓鱼杆

表 10. 1-18　建立一个多系统的方法

方　法	内　涵	实　例
建立一个相似多系统	将几个（超过两个）相似物体或过程组合成一个新系统。这种新的多系统可使原始物体或过程功能更强，也可产生一种新功能（可能与原始功能相反）	人们总是希望得到一个能快速旺盛生长的秧苗，可以这样做：在同一个小坑里放置 3 颗种子，两个月后，找出 3 颗秧苗里长的最旺盛那一棵，然后把其余两棵秧苗的树枝都剪掉，将其根茎都嫁接在那颗最旺盛的秧苗上。这样保留下来的三根系统就能提供更多的水和营养，从而保证了秧苗更快地生长，如图 10. 1-22 所示
建立一个具有替换特征的多系统	将几个（至少两个）具有相似特征的不同系统组合成一个系统	为了用车床加工一个大圆形孔，那么就要用到钻孔器。如图 10. 1-23 所示，这些都是多刃切削工具，每个切刃都很锋利
建立一个由双系统组成的多系统	将两个或多个双系统组合成一个多系统，其中每个双系统都是由两个相似系统（或具有不同特性的系统、相互竞争的系统、可选择的系统等等）组成	如何将成千上万的微丝段捆扎在一起形成一个电容器。可将很长的铜微丝和很长的镍微丝一起缠绕在短且粗的线轴上。将线切断，将金属丝端部的一端浸入一种可以溶解铜但不能溶解镍的反应物里，剩余的镍丝头焊接在一起形成了一个电容器。然后将另一端浸入一种可以溶解镍但不能溶解铜的反应物里，剩余的铜丝就会焊接起来，这样一个电容器就制成了
建立一个动态多系统	考虑如何建立一个动态多系统，也就是说这个系统是由相互独立的分散物体组成	将大量由喷丝头挤出的纤维扭曲后就形成纤维丝。通过附加染料可以将这些纤维丝染色。为了改色，系统（包括小管和喷头）都必须彻底清洗，费时又费力。可将线变为由绿色、红色、蓝色和透明的光纤做成。通过将这些颜色组合，可以得到任何一种需要的颜色

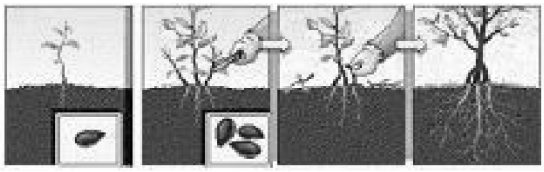


图 10.1-22 促使秧苗快速生长的三根系统

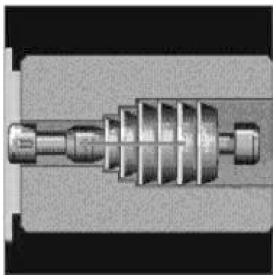


图 10.1-23 多刃钻孔器

有时候制造一个不对称的系统会提高系统的功能。

例如，具有6个切削刃的切削工具，如果其切削刃角度并不是精确的60°，如分别是60.5°、59°、61°、62°、58°、59.5°，那这样的一种切削工具将会更有效。因为这样就会产生6种不同的频率，避免加强振动。

在这种进化模式中，为了改善系统功能，消除系统负面效应，系统元件可以匹配，也可以不匹配。一个典型的进化序列可以用来阐明汽车悬架系统的发展，如表10.1-19所示。

表 10.1-19 汽车悬架进化序列

进化序列	实 例
不匹配元件	拖拉机的车轮在前边，履带在后边
匹配元件	一辆车上安装四个相同的车轮
匹配不当元件	赛车前边的轮子小，后边的轮子大
动态的匹配和不匹配	豪华轿车的两个前轮可以灵活转动

例 1-10 早期的轿车采用板簧吸收振动，这种结构是从当时的马车上借鉴的。随着轿车的进化，板簧和轿车的其他部件已经不匹配，后来就研制出了轿车的专用减振器。

（7）由宏观系统向微观系统进化

技术系统总是趋向于从宏观系统向微观系统进化。在这个演变过程中，不同类型的场可以用来获得更好的系统功能，实现更好的系统控制。从宏观系统向微观系统进化的流程图有以下七个阶段，如图10.1-24所示。

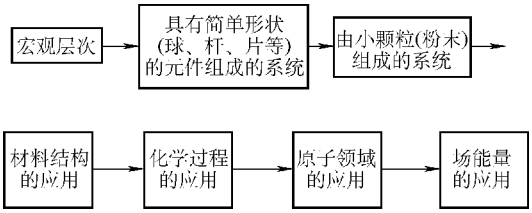


图 10.1-24 从宏观系统向微观系统进化的七个阶段

例 1-11 水泥制造业需要一种叫做渣块的新材料的烘焙品，这种工艺需要一种斜放的特制回转窑（一条直径是3m，大约长100m的热管子）。渣块必须接触一种固体以被彻底加热，因此重100t的铁链被悬挂在管子内。这条铁链子虽然能有效的传递热量，但是渣块被粉碎得太细了，以至于造成一定程度的浪费。结果，除了设备的庞大和昂贵以外，这种常规的水泥窑还放出大量污染物，同时还耗费了大量的能量，如图10.1-25所示。

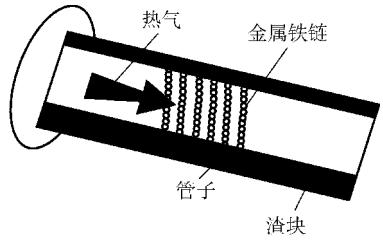


图 10.1-25 通过铁链加热水泥渣块

通过烘焙渣块的一种新方法可以不产生粉尘。渣块从装满熔铁的池子的底部喷出来，水泥就会聚集在熔铁池的表面。渣块从池子底部浮到池子表层的时间对于烘焙工艺工程而言已经足够了。应用熔铁的水泥烘焙炉体积小，耗费能量少且环保，如图10.1-26所示。

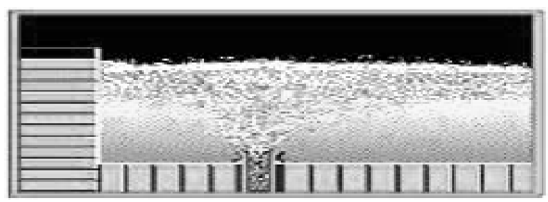


图 10.1-26 应用装有熔铁的炉体烘焙水泥

当功能设计从宏观层次向微观层次演化时，系统体积的大小没有必要减小。随着实现功能的每个子系统变小，更多的功能都被集成起来。能实现更多功能的新的系统可能会比任何一个子系统都要大。例如，比起原始的点阵打印机，激光打印机就有更小的点距，这是因为后者合并了一些附加功能。

（8）提高系统的自动化程度以及减少人的介入

不断改进系统，目的是希望系统能代替人类完成那些单调乏味的工作，而人类去完成更多的脑力工作。

例 1-12　一百年以前，洗衣服就是一件纯粹的体力活，同时还要用到洗衣盆和搓衣板。最初的洗衣机可以减少所需的体力，但是需要很长的操作时间。全自动洗衣机不仅减少了操作所需的时间，还减少了操作所需的体力。

（9）系统的分割

前面的8种进化模式导致产品不同的进化路线。通常，一个系统从其原始状态开始沿着模式1和模式2进化，当达到一定水平后将会沿着其余六种模式进化。每种模式都存在多条进化路线，按Zusman的介绍，DE（Directed evolution，直接进化理论）已经确定了400多条进化路线。每条进化路线都是从结构进化的特点描述产品核心技术所处的状态序列。

在进化过程中，技术系统总是通过各种型式的分割实现改进。一个已分割的系统会具有更高的可调性、灵活性和有效性。分割可以在元件之间建立新的相互关系，因此新的系统资源可以得到改进。

快速实现更有效的系统分割的方法可以如表10.1-20所示。

（10）系统进化从改善物质的结构入手

在进化过程中，技术系统总是通过材料（物质）结构的发展来改进系统。结果使结构变得更加一致。

更有效的改进物质结构的方法如表10.1-21所示。

表 10.1-20　实现系统分割的方法

方　法	内　　涵	实　　例
使物体易于拆卸	尽量使物体易于拆卸。如果可能的话，使用现存的标准件装配整个零部件	有一种卡车，包含3种标准件，分别是：汽车驾驶室（包括前车轮）、中间的车身主体、车身的后半部（包括发动机和后轮）。需要的时候，可通过去除或增加中间的标准件来缩短或延长卡车长度
分割为具有简单形状的零部件	考虑将物体分割为具有简单几何形状（例如板、线、球）的元件	早期电气发动机工作效率很低。发电机绕组的整体实铁心产生的涡流使得铁心发热，从而浪费了很多能量。发动机绕组的铁心是由层层钢板叠合起来的，爱因斯坦的解决方法是，每层钢板都涂上了绝缘漆以防止钢板之间涡电流的传递
“研磨”物体	考虑将一个物体裂解（例如研磨、磨削）成具有高度分散性的元件，例如粉末、浮质、乳化或悬浮物质	磨损经常发生在热电偶交叉点周围，因为热电偶经常在高振动和强热应力条件下进行操作。为了避免这种磨损，通过放置一些粉末状的可导电的材料来保证热电偶交叉点处的接触
在分割的过程中退化连接	分割可以发生在以下发展进程中，如建立内部的局部障碍物（例如隔离物、栅格、过滤器）；建立完全障碍物；局部分离已分割的物体零部件，保持相互之间的刚性或动态连接；将一个物体分割成两个相互独立的零部件，它们之间是刚性或动态的连接；将系统已分割元件之间的机械连接转换为一种场连接；调整物体或系统分割元件之间的相互关系，以和先前的方法和策略保持相一致；通过分割完成元件的分离（例如创建一个“零连接”系统）	油箱受损经常会引起燃烧事故，将油箱分割成许多分割间，就可以有效阻止这种事故的发生。从理论上讲，这种设计很科学，但实际操作很不方便。一个好的解决方案是在油箱里装满一种多细胞或蜂窝状材料，这种材料可能看起来有些粗糙，但实际上是一种多孔的海绵体。单元细胞（或蜂窝）可以将油箱分割为无数小的“隔间”，这样不用减少燃料的流量就可以有效防止燃烧事故

表 10.1-21 有效改进物质结构的方法

方 法	内 涵	实 例
重新分配物体	用一种不均匀的元件或材料代替均匀的元件或材料；或将具有混乱结构的元件或材料转变为具有清楚结构的元件或材料	为了构建一种由易熔化和不易熔化两种金属交替排列的多层材料，首先将不易熔化金属的小颗粒混入易熔化金属的熔液巾，然后用标准超声波对该金属熔液进行处理。由于自身比重的差别，不易熔化金属的粒子集中在波峰处或在波谷处。最后，随着温度的降低，易熔化金属逐步冷却、凝固形成多层材料
局部修改物体	通过局部修改，可以使一种材料或部件变得更加不均匀	制造金属卷轴要使其表面尽可能坚硬，而轴芯部分必须保持一定的韧性。因此，卷轴可以应用离心浇铸法来加工，在旋转的铸型里注入含有高浓度铬的熔钢，这样能生成卷轴高强度的表层。当卷轴的表面变硬后，在铸型里注入一种韧性金属，形成卷轴的轴心
物体的局部替换	通过以下方法可以使材料更加不均匀：用一种“虚空”代替材料的一部分；引入附加材料层	当子弹击中战斗机上玻璃时，虽不会破碎，但是整块玻璃上都会有裂纹，这严重妨碍了驾驶员工作。可将小块玻璃粘接在一块丙烯酸可塑板上，使用透明的粘合剂将玻璃块粘合起来。当子弹击中时，只有受到袭击的那一小块玻璃上有裂纹，如图 10.1-27 所示
应用接触效应	为了增强含有不均匀物体的系统或过程的操作效率，可以通过在不同范围内产生效应的接触获得	燃料液面指示器包括和绝缘杆相连的漂浮物，绝缘杆的末端连接储油罐主体，这些都是绝缘的。当两种连接相接触时，指示器就会接通。这种系统连接时，有可能产生火花，可能导致爆炸事故的发生。为了阻止发生火花，可使用不同类的材料（例如铜和铜镍合金）分别建立连接，当它们接触时就会形成一种热电偶的“冷”连接。当两种接触相连接时，热电功率就会产生并及时被指示器所记录，并保证安全

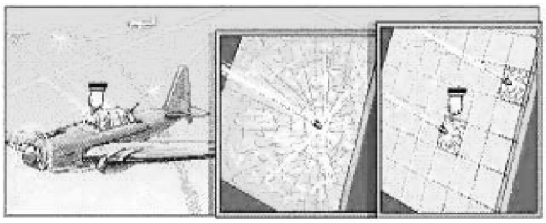


图 10.1-27 战斗机上的特殊玻璃

（11）系统元件的一般化处理

在进化过程中，技术系统总是趋向于具备更强的通用性和多功能性，这样就能提供便利和满足多种需求。这条进化模式已经被“增加系统动态性”所完善，因为更强的普遍性需要更强的灵活性和“可调整性”。

更有效地增加元件的通用性的方法如表 10.1-22 所示。

进化路线指出了产品结构进化的状态序列，其实质是产品如何从一种核心技术移动到另一种核心技术，新旧核心技术所完成的基本功能相同，但是新技术的性能极限提高，或成本降低。即产品沿进化路线进化的过程是新旧核心技术更替的过程。基于当前产品核心技术所处的状态，按照进化路线，通过设计，可使其移动到新的状态。核心技术通过产品的特定结构实现，产品进化过程实质上就是产品结构的进化过程。因此，TRIZ 中的进化理论是预测产品结构进化的理论。

表 10.1-22 有效增加元件通用性的方法

方 法	内 涵	实 例
引进可互换元件	通过使用可相互调整的元件使系统具备更强的通用性	传统家具（甚至轻质量、可折叠家具）运输起来都很不方便，而且不能根据所处环境变换。标准膨胀家具的主要元件是橡胶的充气气球。通过不同的方式组合或遮盖气球，可做成不同风格的家具。因为使用了标准件，使得生产简单化

（续）

方　法	内　涵	实　例
引入可自动交换元件	装配系统或过程需要的元件，然后规划元件工作的先后顺序	在人工操作转搭车床上，每个转头都包括一种不同的工具，操作者旋转转头以使用第一个工具，然后是另一个。在一个自动化机械车间，工具的交替使用已经程序化，这个程序是控制整个车间操作的主要组成部分
引用动态性元件	使系统或过程具有使自身元件在形状、特性方面程序性改变的能力	宽广无阻碍的后视镜视野在很大程度上提高了汽车的安全性。一位英国发明家将一个光辐射探测器安装在汽车的后部。探测器检测到的图像通过光纤传送到汽车仪表盘的显示器上。监测器使用一个镀银的弹性隔膜来汇聚后视镜上的图像
引入可调节的元件或连接	考虑一下引入可调整元件或连接可能性的大小	双体船就是有两个船体（一个相似双系统）稳定性很高的帆船。把两个船体紧紧联绑在一起，就会限制双体船的操作灵活性。事实上，我们可以用滑动联轴器连接这两个船体，当需要增加可操作性时，滑动联轴器就可以适当地调整两船体之间的距离以增加可操作性

应用进化模式与进化路线的过程为：根据已有产品的结构特点选择一种或几种进化模式，然后从每种模式中选择一种或几种进化路线，从进化路线中确定新的核心技术可能的结构状态。

4.3　创新设计中技术成熟度预测方法

知道自己产品技术成熟度是一个企业制定正确决策的关键。TRIZ技术进化理论采用时间与产品性能、时间与产品利润、时间与产品专利数、时间与专利级别4组曲线综合评价产品在技术成熟度预测曲线中所处的位置，从而为产品的R&D决策提供依据。各曲线的形状如图10.1-28所示。收集当前产品的相关数据建立这4种曲线，所建立曲线形状与这4种曲线的形状比较，就可以确定产品的技术成熟度。

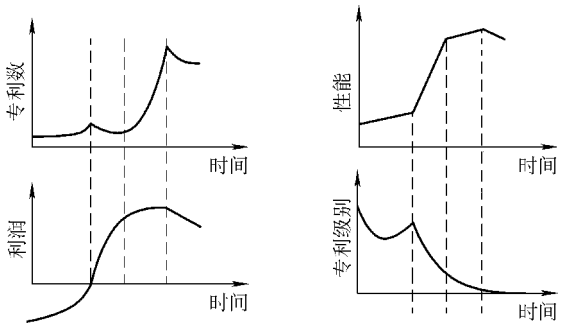


图10.1-28　技术成熟度预测曲线

当一条新的自然规律被科学家揭示后，设计人员依据该规律提出产品实现的工作原理，并使之实现。这种实现是一种级别较高的发明，该发明所依据的工作原理是这一代产品的核心技术。一代产品可由多种系列产品构成，虽然产品还要不断完善和推陈出新，但同一代产品的核心技术是不变的。

一代产品的第一个专利是高级别的专利，如图10.1-28中“时间—专利级别”曲线所示，后续的专利级别逐渐降低。但当产品由婴儿期向成熟期过渡时，有一些高级别的专利出现，正是这些专利的出现，推动产品从婴儿期过渡到成长期。

图10.1-28中“时间—专利数”曲线表示专利数随时间的变化。开始阶段，专利数较少，在性能曲线的第三个拐点处出现最大值。在此之前，很多企业都为此产品的不断改进而投入，但此时产品已经到了退出期，企业进一步增加投入已经没有什么回报，因此专利数降低。

图10.1-28中的“时间—利润”曲线表示产品利润随时间的变化。开始阶段，企业仅仅投入而没有赢利。到成长期，产品虽然还有待进一步完善，但产品已经出现利润，然后利润逐年增加，到成熟期的某一时间达到最大后开始逐渐降低。

图10.1-28中的“时间—性能”曲线表明，随时间的延续，产品性能不断提高，但到了退出期后，其性能很难再有所增加。

如果能收集到产品的有关数据，绘出上述四条曲线，通过曲线的形状，就可以判断出产品在S曲线上所处的位置。从而对其技术成熟度进行预测。

4.4　创新设计中技术系统进化工程实例分析

4.4.1　超声波焊接技术成熟度预测分析

超声波焊接技术可以实现不同工件的（热塑性塑料或金属）焊接，和传统的焊接技术相比，超声

波焊接更快，更安全。高频电能被转换为高频机械能，这种高频机械能同时直接作用在即将被焊接的工件上。实际上，这种高频机械能是一种往复循环的纵向运动，其循环次数为每秒1500次。在强制力的作用下，高频机械能通过电极尖端被传递到工件上，这样就在两工件的接触面上产生了大量的摩擦热，进而两工件就在理想的位置熔接。停止压力和振动后，工件就会凝结在一起，成为一个焊接件。很多因素都有利于形成一个完好的焊缝，但是正确权衡振动的振幅、时间、压力三者之间的对比关系仍然很有必要。该项焊接技术已经广泛应用于许多焊接行业。下面简单分析超声波焊接技术成熟度。

通过确定目前技术系统在四条曲线（图10.1-28）上的位置进而预测该技术系统在其S—曲线上的位置。

收集数据建立四条曲线中的三条，预测超声波焊接技术的成熟度。

（1）专利数

搜集世界领域内的相关发明专利，这些专利范围为：超声波焊接技术及其外围技术设备，超声波焊接的相关技术（如超声波焊合、超声波结合、超声波连接）。收集整理数据绘制“时间—专利数”曲线，如图10.1-29所示。

从图中可以清楚地看到：该领域的专利数随时间有逐渐下降的趋势，直到20世纪90年代才有了上升的趋势。

（2）专利级别

对专利进行分析，确定每项专利的级别，这里的专利分为五个等级，从第一级（最低级）一直到第五级（最高级）。超声波焊接技术的最初专利级别很高，因为这种焊接技术在当时的焊接领域内是全新的。随着时间的推移，专利级别逐渐降低。目前超声波焊接技术的专利级别在第一级和第二级之间徘徊。通过分析所收集到的数据，描绘出“时间—专利级别”曲线，如图10.1-30所示。

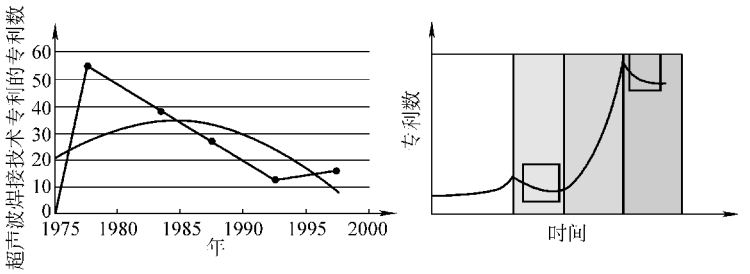


图10.1-29 从1976年至1998年之间超声波焊接的发明专利数

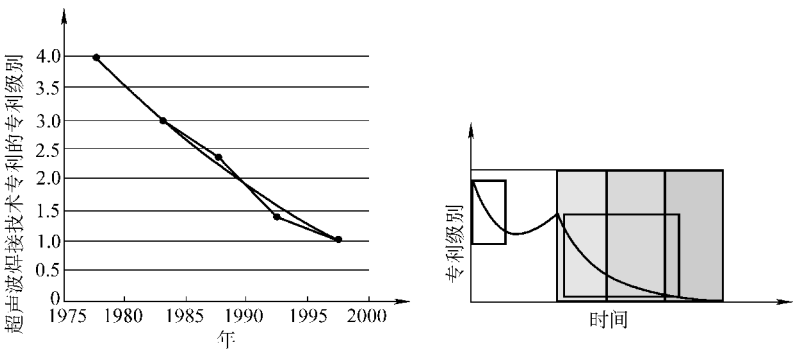


图10.1-30 超声波焊接技术专利级别（1950～1998）

（3）利润

由于缺少相关的数据，所以要准确地描绘出“利润—时间”曲线似乎是不可能的，所以可以这样假想，超声波焊接技术的专利数（与用在“时间—专利”数曲线上的专利不同，这里指改善超声波焊接技术所获专利）与利润成比例。如图10.1-31所示，从20世纪90年代一直到现在，利润有明显的上升趋势。

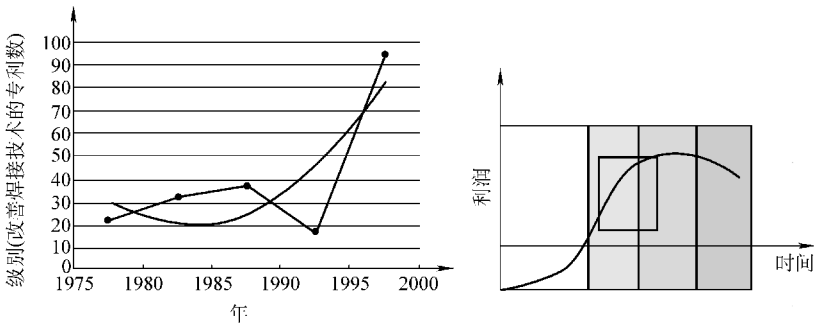


图 10.1-31　超声波技术利润曲线，1976～1998

（4）数据分析

将所描绘的图形与标准的技术成熟度预测曲线相对比，就可以确定当前超声波技术在其S曲线上的位置。

（5）专利数曲线

技术成熟度预测曲线上有两处和实绘图相符合，通过进一步的分析发现第一处比第二处更符合一些，如图10.1-29。

（6）专利级别曲线

技术成熟度预测曲线上有两处和实绘图相符合。然而，第二处更符合一些，因为第一处的曲线达到一定水平时开始有回升的趋势，而实绘图仍然保持下降趋势，如图10.1-30。

（7）利润曲线

在这组对比中，预测曲线和实绘曲线之间的关系很明确，如图10.1-31所示。

通过对上面三条实绘曲线的分析可以看出，超声波焊接技术在实绘曲线的相同位置和标准成熟度预测曲线有着相似的进化趋势，那么可以推出性能曲线上与标准曲线相似的位置，进而在S曲线上的位置也就可以外推出来了，如图10.1-32所示。

通过一系列的分析表明，超声波技术在1998年时预测即将进入或者正在进入成熟期。目前，对该项技术已经提出了更多的要求，而且这种趋势很有可能继续下去。超声波焊接技术是一种多功能的技术，有很多切实可行的应用实例。为了获取大量的利润，已经投入了大量的资源，以促进其成熟。当然和很多技术系统一样，当其进入成熟期后，不可避免地要经历一个衰落阶段，此时焊接领域的任何一种突破都有可能发生，一条新的S曲线就会开始。

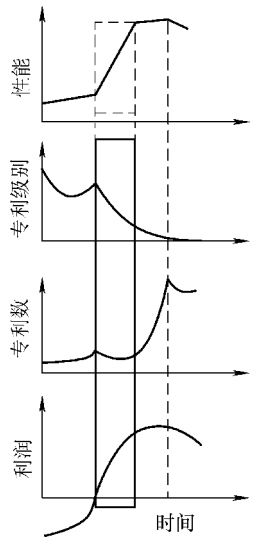


图 10.1-32　超声波技术成熟度预测分析

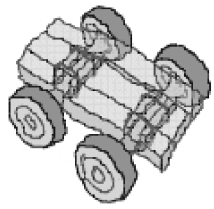
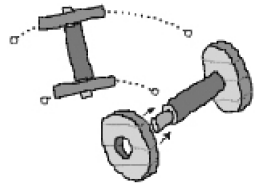
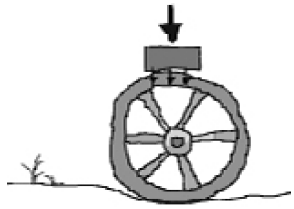
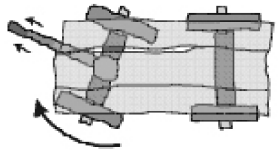
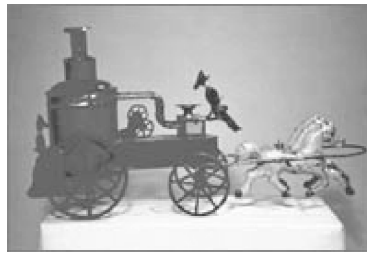
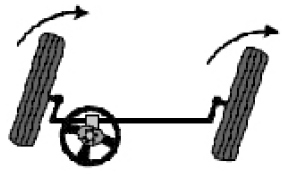
4.4.2　车轮的发明及其技术进化过程分析

车轮的发明及技术进化过程如表10.1-23所示。

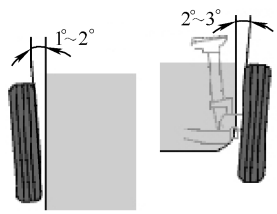
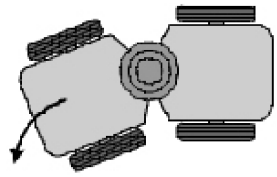
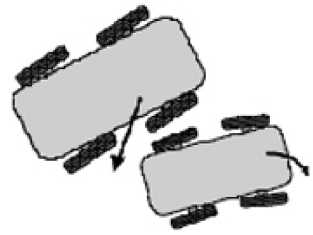
表 10.1-23　车轮的发明及技术进化过程

车轮的发明过程	简　图
古时候人们拖动沉重的物体时，当某个圆的东西，如一块石头或一段光滑的圆木碰巧被压在被搬运物的下面，由于该圆形物体的作用，拖运工作突然间变得轻松起来。人们注意到这点并且开始在拖运重物的路上放很多这样的圆形物体，这样拖运工作变得简单多了，如图a所示。但是，在路上放置很多这样的辊子是一件繁琐的事情	 a)

（续）

车轮的发明过程	简 图
事实说明，将辊子的中部磨薄，再将其通过原始的轴承绑在一个用于支承重物的平台上，一辆手推车就出现了，如图 b 所示。这就构成了由元件间的相互联系形成的工程系统	 b)
然而，这种手推车只能笔直地走，转弯却非常困难，因此也就不能够完全适应工作环境的需要。如果有一个轴，就会改善这种情况。但是又会产生新的问题，即在转弯时，外侧车轮的移动距离要比内侧车轮的移动距离长。这就要求车轮必须是动态化的，它们必须与车轴分离并且安置在车轴的两边。这样在转弯时就没有东西阻止，两个轮子的行程不同了，单轴双轮的手推车比较容易控制，如图 c 所示	 c)
“动态化”原理意味着增加一个物体的运动自由度并改变它的一些参数。车闸就是车轮的动态化设计。一片普通的木板通过杠杆的作用压在车轮上就形成了一个高精度、有效的、灵敏的机构。此时一个带有车闸的动态性的轮子（可以从静止到自由转动）对我们来说是非常重要的，如图 d 所示	 d)
由于很多动物（如马、母牛、骆驼等）已经被人工驯养了，人们可以利用牲畜来拉车。为了获得较好的可控制性，必须增加动态性。因此，改良了车轮和一些其他元件的灵活性，并利用一个垂直的铰接点将一根转轴和两个轮子固定在一个平板上，再在转轴上绑一根木杆，拉车的牲畜就拴在这根木杆上，如图 e 所示	 e)
直到机动车辆发明后这种由牲蓄拉的车才逐渐消失。由于加在控制机构之上的载荷太重了，“火车”或者说是它的驾驶员就无法很好地控制前部的转轴。因此，一种更加奇特的结构“马拉的蒸汽机车”出现了，如图 f 所示。当然，马是拉不动这么沉重的车辆的，这种车辆的后轮由蒸汽机驱动	 f)
因为木杆不易被安置在机车内部，所以用木杆掌舵的方法在很多时候就显得非常不方便。转弯的时候，木杆所需的空间往往已经被机车的其他部分所占用了，因此“动态化”原理就再一次被派上了用场。用一个垂直的铰接点将每个转轴配件和轮子固定在机车的车体上，转轴配件间用一根拉杆相互连接。这样就有足够的空间来转动方向盘了，而且设置一个专门的齿条机构来控制拉杆向左或向右运动使得内外的车轮同步转动，如图 g 所示	 g)

（续）

车轮的发明过程	简　图
下一步就是沿着转轴进行动态化调整了。实际证明，必须巧妙地安装控制轮才能使轮胎的磨损量达到最佳状态并且比较容易控制该汽车。这些控制轮必须在上部稍稍分离并且向前聚合在一点，即车轮内向。车轮的位置必须根据轮胎样式、路面情况、驾驶方式等事先调整好，为了达到此目的，人们将机身上的半轴装置制成可动的。但这仅仅是一种阶梯式的动态，只能在调整的时候移动车轮吊架，在操作时，它就被很可靠地固定住了，如图 h 所示	 h)
这种安装可控轮的方法至今仍被广泛地使用着，同时“动态化”发明原理也仍然发挥着作用。例如，为什么不使后车轮同前轮一样可动呢？这种控制方案根本就不必包括可控轮，只要将前后转轴都严格地固定在由前后两部分组成的车体之上，车体的中部由一个垂直的铰点连接在一起，如图 i 所示。在液压缸的帮助下这种机车很容易转弯，而且在转弯的时候，车体看起来像是断裂了一样	 i)
这种方案在载重拖拉机的设计中被广泛采用。低压胎拖拉机、坦克和小型六轮越野车也经常采用这种方案来实现转弯，如图 j 所示。在这种情况，两侧的轮胎用来刹车，其余的轮胎则在发动机的控制下转动。使用这种方式，车辆能在任意一点转弯。但是由于控制系统中的可动配件减少了，这种方式在转轴方向上的动态性有所退步。除此之外，这种车辆在两个转弯之间行驶直线路程时有些笨拙	j)
就一辆汽车来说，通过增强其前轮或后轮可控性都可以改善它的可控制轮的动态性。要转弯时，它们就要向相反的方向进行偏转。安装有这种轮胎的汽车可控制性非常高。如果在转弯时，后轮既可以和前轮向相反的方向进行偏转又可以和前轮同方向偏转，则机车转弯时的可控制性就会增强。在后一种情况下，车辆可以向一个方向转，泊车就非常容易了，如图 k 所示	 k)

5　创新设计中的技术冲突及其解决原理

产品是多种功能的复合体，为了实现这些功能，产品要由具有相互关系的多个零部件组成。为了提高产品的市场竞争力，需要不断根据市场的潜在需求对产品进行改进设计。当改变某个零部件的设计，即提高产品某方面的性能时，可能会影响到与这些被改进零部件相关联的零部件，结果可能使产品或系统的另一些方面的性能受到影响。如果这些影响是负面影响，则设计出现了冲突。下面就是设计中存在冲突的例子。

例 1-13　飞机设计中如果使其垂直稳定器的面积加大一倍，将减少飞机振动幅值的 50%，但这将导致飞机对阵风和阵雨更加敏感，同时又增加了飞机的重量。

例 1-14　为了加快重型运输机装卸货物的速度，飞机上需要有移动式起重机，但起重机本身具有一定的重量，增加了飞机的额外负载。

产品进化过程就是不断解决产品所存在冲突的过程。一个冲突解决后，产品进化过程处于停顿状态；之后的另一个冲突解决后，产品移到一个新的状态。设计人员在设计过程中不断地发现并解决冲突，是推动设计向理想化方向进化的动力。

（1）冲突通常的分类

图 10.1-33 是冲突的一般分类。冲突分为两个层次，第一个层次分为三种冲突：自然冲突、社会冲突及工程冲突，该三类冲突中的每一类又可细分为若干类。如图 10.1-33 所示，冲突解决的程度自底向上，自左向右，越来越难以解决。即技术冲突最容易解决，自然冲突最不容易解决。

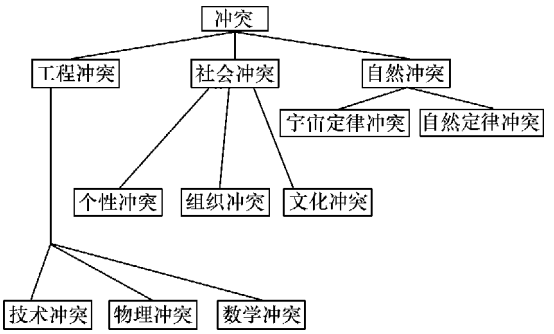


图 10.1-33 冲突分类树

自然冲突分为自然定律冲突及宇宙定律冲突。自然定律冲突是指由于自然定律所限制的不可能的解。例如，就目前人类对自然的认识，温度不可能低于绝对零度，速度不可能超过光速，如果设计中要求温度低于绝对零度或速度超过光速，则设计中出现了自然定律冲突，不可能有解。随着人类对自然认识程度的不断深化，今后也许上述冲突会被解决。宇宙定律冲突是指由于地球本身的条件限制所引起的冲突，如由于地球引力的存在，一座桥梁所能承受的物体质量不能是无限的。

社会冲突分为个性冲突、组织冲突及文化冲突。例如，只熟悉绘图，而不具备创新知识的设计人员从事产品创新就出现了个性冲突；一个企业中部门与部门之间的不协调造成组织冲突；对改革与创新的偏见就是文化冲突。

工程冲突分为技术冲突、物理冲突及数学冲突三类。其主要内容正是解决发明创造问题的理论（TRIZ）研究的重点。

（2）基于 TRIZ 的冲突分类

TRIZ 理论将冲突分为三类，即管理冲突（Administrative Contradictions），物理冲突（Physical Contradictions）和技术冲突（Technical Contradictions）。

管理冲突是指为了避免某些现象或希望取得某些结果，需要做一些事情，但不知道如何去做。例如希望提高产品质量、降低原材料的成本，但不知道方法。管理冲突本身具有暂时性，而无启发价值。因此，不能表现出问题解的可能方向，不属于 TRIZ 的研究内容。

物理冲突和技术冲突是 TRIZ 的主要研究内容，下面将主要论述这两种冲突。

5.1 创新设计中的物理冲突及其解决原理

5.1.1 物理冲突的概念及类型

物理冲突，指为了实现某种功能，一个子系统或元件应具有一种特性，但同时出现了与该特性相反的特性。

物理冲突是 TRIZ 需要研究解决的关键问题之一。当对一个子系统具有相反的要求时就出现了物理冲突。例如，为了容易起飞，飞机的机翼应有较大的面积，但为了高速飞行，机翼又应有较小的面积，这种要求机翼具有大的面积与小的面积的情况，对于机翼的设计就是物理冲突，解决该冲突是机翼设计的关键。

物理冲突的出现有两种情况：一个子系统中有害功能降低的同时导致该子系统中有用功能的降低；或一个子系统中有用功能加强的同时导致该子系统中有害功能的加强。

物理冲突的表达方式较多，设计者可以根据特定的问题采用容易理解的表达方法描述即可。

5.1.2 物理冲突的解决原理

物理冲突的解决方法一直是 TRIZ 研究的重要内容，Altshuller 在 20 世纪 70 年代提出了 11 种解决方法，20 世纪 80 年代 Glazunov 提出了 30 种方法，20 世纪 90 年代 Savransky 提出了 14 种方法。下面主要介绍 Altshuller 提出的 11 种方法，如表 10.1-24 所示。

表 10.1-24 Altshuller 提出的 11 种方法

序号	方 法	实 例
1	冲突特性的空间分离	在采矿的过程中为了遏制粉尘，需要微小水滴，但微小水滴产生雾，影响工作。建议在微小水滴周围混有锥形大水滴
2	冲突特性的时间分离	根据焊缝宽度的不同，改变电极的宽度
3	不同系统或元件与一超系统相连	传送带上的钢板首尾相连，以使钢板端部保持温度

（续）

序号	方　法	实　例
4	将系统改为反系统，或将系统与反系统相结合	为防止伤口流血，在伤口处缠上绷带
5	系统作为一个整体具有特性A，其子系统具有特性B	链条与链轮组成的传动系统是柔性的，但是每一个链节是刚性的
6	微观操作为核心的系统	微波炉可代替电炉等加热食物
7	系统中一部分物质的状态交替变化	运输时氧气处于液态，使用时处于气态
8	由于工作条件变化使系统从一种状态向另一种状态过渡	形状记忆合金管接头，在低温下管接头很容易安装，在常温下不会松开
9	利用状态变化所伴随的现象	一种输送冷冻物品的装置的支撑部件是冰棒制成的，在冷冻物品融化过程中，能最大限度地减少摩擦力
10	用两相的物质代替单相的物质	抛光液由一种液体与一种粒子混合组成
11	通过物理作用及化学反应使物质从一种状态过渡到另一种状态	为了增加木材的可塑性，木材被注入含有盐的氨水，由于摩擦这种木材会分解

5.1.3　分离原理及实例分析

现代TRIZ理论在总结物理冲突解决的各种研究方法的基础上，提出了采用分离原理解决物理冲突的方法。分离原理包括四种方法，如表10.1-25所示。

表10.1-25　分离原理的方法

方　法	内　涵	实　例
空间分离原理	指将冲突双方在不同的空间上分离，以降低解决问题的难度。当关键子系统冲突双方在某一空间只出现一方时，空间分离是可能的。应用该原理时，首先应回答如下的问题：是否冲突一方在整个空间中“正向”或“负向”变化；在空间中的某一处，冲突的一方是否可以不按一个方向变化；如果冲突的一方可不按一个方向变化，利用空间分离原理解决冲突是可能的	在链轮与链条发明之前，为了高速行走需要一个直径大的车轮，而为了乘坐舒适，需要一个小的车轮，车轮既要大又要小形成物理冲突；骑车人既要快蹬脚蹬，以提高速度，又要慢蹬以感觉舒适。链条、链轮及飞轮的发明解决了这两组物理冲突。首先，链条在空间上将链轮的运动传给飞轮，飞轮驱动自行车后轮旋转；其次链轮直径大于飞轮，链轮以较慢的速度旋转将导致飞轮以较快的速度旋转。因此，骑车人可以以较慢的速度蹬脚蹬，自行车后轮将以较快的速度旋转，自行车车轮直径也可以较小
时间分离原理	指将冲突双方在不同的时间段上分离，以降低解决问题的难度。当关键子系统冲突双方在某一时间段上只出现一方时，时间分离是可能的。应用该原理时，首先应回答如下问题：是否冲突一方在整个时间段中“正向”或“负向”变化；在时间段中冲突的一方是否可不按一个方向变化；如果冲突的一方可不按一个方向变化，利用时间分离原理是可能的	一加工中心用快速夹紧机构，在机床上加工一批零件时，夹紧机构首先在一个较大的行程内作适应性调整，加工每一个零件时要在短行程内快速夹紧与快速松开以提高工作效率。同一子系统既要求快速又要求慢速，出现了物理冲突。因为在较大的行程内适应性调整与在之后的短行程快速夹紧与松开发生在不同的时间段，可直接应用时间分离原理来解决冲突
基于条件的分离	指将冲突双方在不同的条件下分离，以降低解决问题的难度。当关键子系统的冲突双方在某一条件下只出现一方时，基于条件分离是可能的。应用该原理时，首先应回答如下问题：是否冲突一方在所有的条件下都要求“正向”或“负向”变化；在某些条件下，冲突的一方是否可不按一个方向变化；如果冲突的一方可不按一个方向变化，利用基于条件的分离原理是可能的	对输水管路而言，冬季如果水结冰，管路将被冻裂。采用弹塑性好的材料制造的管路可解决该问题

（续）

方 法	内 涵	实 例
总体与部分的分离	指将冲突双方在不同的层次上分离，以降低解决问题的难度。当冲突双方在关键子系统的层次上只出现一方，而该方在子系统、系统或超系统层次上不出现时，总体与部分的分离是可能的	自动生产线要求零部件连续供应，但零部件从自身的加工车间或供应商运到装配车间时要求批量运输。可使用专用转换装置接受批量零部件，但却连续的将零部件输送给自动装配生产线

5.2 创新设计中的技术冲突及其解决原理

5.2.1 技术冲突的概念及工程实例

技术冲突，指一个作用同时导致有用及有害两种结果，也可指有用作用的引入或有害效应的消除导致一个或几个子系统或系统变坏。技术冲突常表现为一个系统中两个子系统之间的冲突。技术冲突可以用以下几种情况进行描述。

1）一个子系统中引入一种有用功能后，导致另一个子系统产生一种有害功能，或加强了已存在的一种有害功能。

2）一个有害功能导致另一个子系统有用功能的变化。

3）有用功能的加强或有害功能的减少使另一个子系统或系统变得更加复杂。

例 1-15 波音公司改进 737 的设计时，需要将使用中的发动机功率改为更大。发动机功率越大，它工作时需要的空气就越多，发动机机罩的直径就必须增大。而发动机机罩的增大，机罩离地面的距离就会减少，但该距离的减少是设计所不允许的。

上述的改进设计中已出现了一个技术冲突，即希望发动机吸入更多的空气，但是又不希望减少发动机机罩与地面的距离。

5.2.2 技术冲突的一般化处理

通过对 250 万件专利的详细研究，TRIZ 理论提出用 39 个通用工程参数描述冲突。实际应用中，首先要把组成冲突的双方内部性能用该 39 个工程参数中的某 2 个来表示。目的是把实际工程设计中的冲突转化为一般的或标准的技术冲突。

（1）通用工程参数

39 个通用工程参数中常用到运动物体与静止物体两个术语。运动物体指自身或借助于外力可在一定的空间内运动的物体。静止物体指自身或借助于外力都不能使其在空间内运动的物体。39 个通用工程参数的汇总见表 10.1-26。

为了应用方便，上述 39 个通用工程参数可分为如下三类：

1）通用物理及几何参数：序号 1～12、17～18、21。

表 10.1-26 39 个通用工程参数

序 号	参数名称
1	运动物体的质量
2	静止物体的质量
3	运动物体的长度
4	静止物体的长度
5	运动物体的面积
6	静止物体的面积
7	运动物体的体积
8	静止物体的体积
9	速度
10	力
11	应力或压力
12	形状
13	结构的稳定性
14	强度
15	运动物体作用时间
16	静止物体作用时间
17	温度
18	光照度
19	运动物体的能量
20	静止物体的能量
21	功率
22	能量损失
23	物质损失
24	信息损失
25	时间损失
26	物质或事物的数量
27	可靠性
28	测试精度
29	制造精度
30	物体外部有害因素作用的敏感性
31	物体产生的有害因素
32	可制造性
33	可操作性

（续）

序　号	参数名称
34	可维修性
35	适应性及多用性
36	装置的复杂性
37	监控与测试的困难程度
38	自动化程度
39	生产率

2）通用技术负向参数：序号 15～16、19～20、22～26、30～31。

3）通用技术正向参数：序号 13～14、27～29、32～39。

负向参数是指这些参数变大时，使系统或子系统的性能变差。如子系统为完成特定的功能所消耗的能量（序号 19～20）越大，则设计越不合理。

正向参数指这些参数变大时，使系统或子系统的性能变好。如子系统可制造性（序号 32）指标越高，子系统制造成本就越低。

（2）应用实例

例 1-16　很多铸件或管状结构是通过法兰连接的，为了对机器或设备进行维护，法兰连接处常常还要被拆开。有些连接处还要承受高温、高压，并要求密封良好。有的重要法兰需要很多个螺栓连接，如一些机械的法兰需要上百个螺栓。但为了减轻质量，减少安装时间、维护时间和拆卸的时间，则希望螺栓数尽量少。传统的设计方法是在螺栓数目与密封性之间取得折中方案。

分析可发现本例存在的技术冲突如下。

1）如果密封性良好，则操作时间变长且结构的质量增加。

2）如果质量轻，则密封性变差。

3）如果操作时间短，则密封性变差。

按 39 个通用工程参数描述如下。

1）希望改进的特性为：静止物体的质量、可操作性、装置的复杂性。

2）3 种特性改善将导致结构的稳定性和可靠性降低。

（3）技术冲突与物理冲突

技术冲突总是涉及两个基本参数 A 与 B，当 A 得到改善时，B 变得更差。物理冲突仅涉及系统中的一个子系统或部件，而对该子系统或部件提出了相反的要求。往往技术冲突的存在隐含着物理冲突的存在，有时物理冲突的解比技术冲突更容易获得。

例 1-17　用化学的方法为金属表面镀层的过程为：金属制品放置于充满金属盐溶液的池子中，溶液中含有镍、钴等金属元素。在化学反应过程中，溶液中的金属元素凝结到金属制品表面形成镀层。温度越高，镀层形成的速度越快，但有用的元素沉淀到池子底部与池壁的速度也越快。温度低又大大降低生产率。

该问题的技术冲突可描述为：两个通用工程参数即生产率(A)与材料浪费(B)之间的冲突。如加热溶液使生产率(A)提高，同时材料浪费(B)增加。

为了将该问题转化为物理冲突，选温度作为另一参数（C）。物理冲突可描述为：溶液温度（C）增加，生产率（A）提高，材料浪费（B）增加；反之，生产率（A）降低，材料浪费（B）减少；溶液温度既应该高，以提高生产率，又应该低，以减少材料消耗。

5.2.3　技术冲突的解决原理

（1）原理概述

在技术创新的历史中，人类已完成了很多产品的设计，一些设计人员或发明家已经积累了很多发明创造的经验。进入 21 世纪，设计创新已逐渐成为企业市场竞争的焦点。为了指导技术创新，一些研究人员开始总结前人发明创造的经验。这种经验的总结分为两类：适应于本领域的经验（第一类经验）和适应于不同领域的通用经验（第二类经验）。

第一类经验主要由本领域的专家、研究人员自身总结，或与这些人员讨论并整理总结出来的。这些经验对指导本领域的产品创新有一定的参考价值，但对其他领域的创新意义不大。

第二类经验由专门研究人员对不同领域的已有创新成果进行分析、总结，得到具有普遍意义的规律，这些规律对指导不同领域的产品创新都有重要的参考价值。

TRIZ 的技术冲突解决原理属于第二类经验，这些原理是在分析世界大量专利的基础上提出的。通过对专利的分析，TRIZ 研究人员发现，在以往不同领域的发明中所用到的规则（原理）并不多，不同时代的发明，不同领域的发明，这些规则（原理）被反复采用。每条规则（原理）并不限定于某一领域，它融合了物理的、化学的、几何学的和各工程领域的原理，适用于不同领域的发明创造。

（2）40 条发明创造原理

在对世界专利进行分析研究的基础上，TRIZ 理论提出了 40 条发明创造原理，见表 10.1-27 所示。实践证明，这些原理对于指导设计人员的发明创造和创新具有非常重要的作用。下面将对各条发明创造原

理进行详细介绍。

表 10.1-27 40 条发明创造原理

序号	原理名称
1	分割
2	分离
3	局部质量
4	不对称
5	合并
6	多用性
7	嵌套
8	质量补偿
9	预加反作用
10	预操作
11	预补偿
12	等势性
13	反向
14	曲面化
15	动态化
16	未达到或超过的作用
17	维数变化
18	振动
19	周期性作用
20	有效作用的连续性
21	紧急行动
22	变有害为有益
23	反馈
24	中介物
25	自服务
26	复制
27	低成本、不耐用的物体替代贵重、耐用物体
28	机械系统的替代
29	气动与液压结构
30	柔性壳体或薄膜
31	多孔材料
32	改变颜色
33	同质性
34	抛弃与修复
35	参数变化
36	状态变化
37	热膨胀
38	加速强氧化
39	惰性环境
40	复合材料

1）分割原理

①将一个物体分成相互独立的部分。例如，用多台个人计算机代替一台大型计算机完成相同的功能；用一辆卡车加拖车代替一辆载质量大的卡车；在工厂规划时，将办公设备和用于生产的设备分开设计；在设计旅馆时，将卧室区和公众区隔开防止累进结构上的坍陷设计。

②使物体分成容易组装及拆卸的部分。例如，组合家具是由多个零件拼装而成的；对于花园中浇花用的软管系统，可根据需要通过快速接头连成所需的长度；将集成电路和无源元件组装成多芯片模型。

③增加物体相互独立部分的程度。例如，百叶窗代替整体窗帘；用粉状焊接材料代替焊条改善焊接效果。

2）分离（分开）原理

①将一个物体中的“干扰”部分分离出去。例如，在飞机场环境中，为了驱赶各种鸟，采用播放刺激鸟类的声音是一种方便的方法，这种特殊的声音使鸟与机场分离；将产生噪声的空气压缩机放于室外；利用狗吠声而不用真正的狗作警报；在办公大楼中用玻璃隔离噪声。

②将物体中的关键部分挑选或分离出来。例如，离子培植中的离子分离；晶片工厂中存储铜的区域与其他区域隔离。

例 1-18 普通轮船航行过程中，自身产生的电磁振动会严重干扰水底位置探测器的正常工作。

使用分割原理，可以用缆线将其拖在轮船后方1000m的距离，这样就可以减少噪声的干扰。这条缆线可以通过远距离控制来操作，如图 10.1-34 所示。

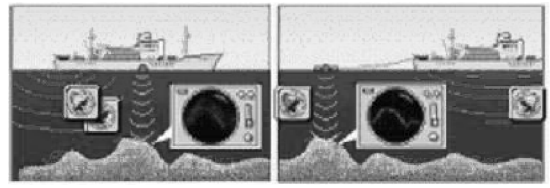


图 10.1-34 使用分离原理减少轮船对探测器的影响

3）局部质量原理

①将物体或环境的均匀结构变成不均匀结构。例如，用变化中的压力、温度或密度代替固定的压力、温度或密度；饼干和蛋糕上的糖衣。

②使组成物体的不同部分完成不同的功能。例如，午餐盒被分成放热食、冷食及液体的空间，每个空间功能不同；烤箱中有不同的温度挡，不同的食物

可以选择不同的温度来加热。

③使组成物体的每一部分都最大限度地发挥作用。例如，带有橡皮的铅笔，带有起钉器的榔头，瑞士军刀（带多种常用工具，如螺钉旋具，尖刀、剪刀等）；电缆电视集电话、上网、电视功能于一体。

例 1-19　为了减少煤矿装卸机中的粉尘，安装洒水的锥形容器。水滴越小，消除粉尘的效果就越明显，但是微小的水滴会妨碍正常的工作。解决方案就是产生一层大颗粒水滴，使其环绕在微小锥形水滴附近。

4）不对称原理

①将物体形状由对称变为不对称。例如，不对称搅拌容器，或对称搅拌容器中的不对称叶片；为增强混合功能，在对称的容器中用非对称的搅拌装置进行搅拌（水泥搅拌车、蛋糕搅拌机）；将O形圈的截面形状改为其他形状，以改善其密封性能；在圆柱形把手两端做一个平面用以将其与门、抽屉等固连；非圆形截面的烟囱可以减少风对其拖拽力。

②如果物体是不对称的，增加其不对称的程度。例如，轮胎的一侧强度大于另一侧，以增加其抗冲击的能力；为提高焊接强度，将焊点由原来的圆形改为椭圆形或不规则形状；用散光片聚光。

机械设计中经常采用对称性原理，对称是传统上很多零部件的实现型式。实际上，设计中的很多冲突都与对称有关，将对称变为不对称就能解决很多问题。

例 1-20　使用一个对称的漏斗卸载湿料时，在漏斗口处湿料很容易起拱，造成一种不规则的流动。形状不对称的漏斗就不会存在这种拱形效应，如图10.1-35所示。

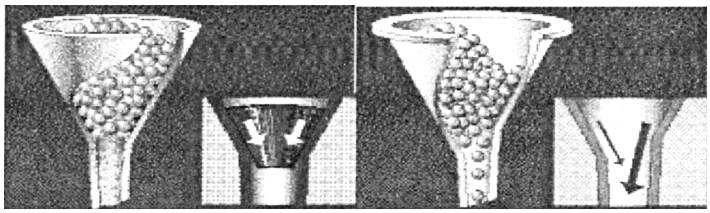


图 10.1-35　具有不对称结构的漏斗

5）合并原理

①在空间上将相似的物体连接在一起，使其完成并行的操作。例如，网络中的个人计算机；并行计算机中的多个微处理器；安装在电路板两面的集成电路；通风系统中的多个轮叶：安装在电路板两侧的大量电子芯片；超大规模集成芯片系统；双层/三层玻璃窗。

②在时间上合并相似或相连的操作。例如，能够同时分析多个血液参数的医疗诊断仪；具有保护根部功能的草坪割草机。

例 1-21　在运输过程中，先用纸将玻璃片隔开，然后用纸片将其保护好放到一个木箱子里。尽管有这些预防措施，但是也经常发生玻璃的破损事件。

为了减少玻璃的破损，可以将玻璃当做一个固体块运输，而不让它们处于分离状态。每片玻璃都涂上一层油，然后将玻璃片粘在一起形成一个玻璃块，如图10.1-36所示。比起每片玻璃，玻璃块的强度大很多。测试表明，即便将玻璃块从两米高的地方丢下，造成的损失也很小；相反，常规运输方法会有一半多的玻璃受到不同程度的损伤。

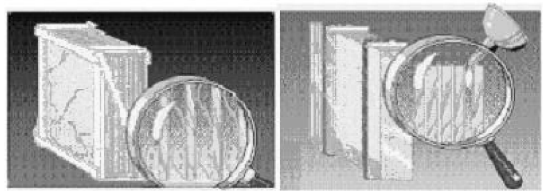


图 10.1-36　易于运输的“玻璃块”

6）多用性原理

使一个物体能完成多项功能，可以减少原设计中完成这些功能多个物体的数量。例如，装有牙膏的牙刷柄；能用作婴儿车的儿童安全座椅；用能够反复密封的食品盒作储藏罐；集成电路包装底层的多功能性。

例 1-22　如何在食用蘸料食物时免去蘸料的繁琐？

可以使用调味筷子。在聚丙烯和丙烯腈-苯乙烯-丁二烯共聚物制成的筷子里填充调味料，即可在食用寿司等需要蘸调味料的食物时省去蘸料的过程，直接将调味料挤在食物上食用，如图10.1-37所示。

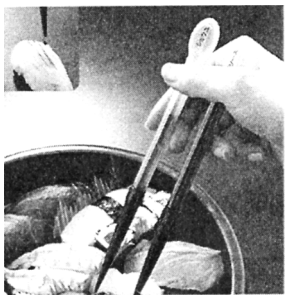


图 10.1-37 可以添加调味料的筷子

7）嵌套原理

①将一个物体放在第二个物体中，将第二个物体放在第三个物体中，以此类推。例如，儿童玩具不倒翁；套装式油罐，内罐装粘度较高的油，外罐装粘度较低的油；嵌套量规、量具；俄罗斯洋娃娃（其中还有许多玩具）；微型录音机（内置传声器和扬声器）。

②使一个物体穿过另一个物体的空腔。例如，收音机伸缩式天线；伸缩式钓鱼竿；汽车安全带卷收器；伸缩教鞭；变焦透镜；飞机紧急升降梯和着陆轮。

例 1-23 石油钻塔有一个很高的钢制框架塔。正是这个框架塔给运输过程带来了很多不必要的麻烦。框架塔就像帆船一样在海面运动，使得对石油钻塔的控制难度增加。结果，钻塔的运输会很慢，而且很容易发生钻塔倾覆事故，有风的时候，这种事件发生的几率更高。

改进生产后的钻塔在运输过程中可以达到一般邮轮的高度。安装时，再将钻塔的顶端和中部从其底部的空腔中抽出来，以达到它本身的高度，一般都会高出 50m，如图 10.1-38 所示。

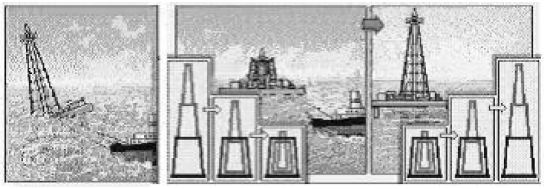


图 10.1-38 可伸缩的石油钻塔

8）质量补偿原理

①用另一个能产生提升力的物体补偿第一个物体的质量。例如，在圆木中注入发泡剂，使其更好地漂浮；用气球携带广告条幅。

②通过与环境相互作用产生空气动力或液体动力补偿第一个物体的质量。例如，飞机机翼的形状使其上部空气压力减少，下部压力增加，以产生升力；飞机机翼所产生的升力；船在航行过程中船身浮出水面，以减少阻力。

例 1-24 具有球形重物的速度调节器常被用来调节速度。

可以通过减少零件的尺寸（或零件质量）来改进传统设计。例如，速度调节器上的球形重物可以改为机翼形，这样就会增加调节器的提升力，如图 10.1-39 所示。

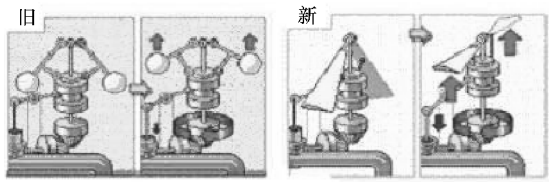


图 10.1-39 具有机翼状重物的速度调节器

9）预加反作用原理

①预先施加反作用。例如，缓冲器能吸收能量，减少冲击带来的负面影响；在做核试验之前，工作人员佩带防护装置，以免受射线伤害。

②如果一物体处于或将处于受拉伸状态，预先增加压力。例如，在浇混凝土之前，对钢筋进行预压处理。

例 1-25 用割草机修剪的草坪不是很平整，因为草有一定的硬度，而且割草机工作时其刀片接触到了即将要割的草，使得草向前倾斜，这样就会使得草在不同的高度被修剪。当然修剪的草坪就会参差不齐。

为了得到平整的草坪，新设计的割草机有一个专用部件，如图 10.1-40 所示，可以在即将修剪的草上预加反作用力，使其向前倾斜。由于草有一定的硬度，所以在释放后能产生足够的内部惯性力，使其反弹回来，这样割草机的刀片接触到的草就是直立的草，所有的草都是在同一垂直高度上被修剪，所以修剪的草坪就会很平整。

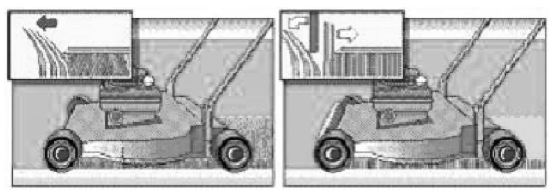


图 10.1-40 改进后的割草机可以修剪出平整的草坪

10）预操作原理

①在操作开始前，使物体局部或全部产生所需的

变化。例如，在壁纸上预先涂上胶；在手术前为所有器械杀菌；在将蔬菜运到食品制造厂前对其进行预处理（即切成薄片、切成方块等）；在印制电路板中用预先制造的胶片连接各碎片。

②预先对物体进行特殊安排，使其在时间上有准备，或已处于易操作的位置。例如，柔性生产单元；灌装生产线中使所有瓶口朝一个方向，以增加灌装效率；厨师按照食谱中所写的详细顺序进行烹调。

例 1-26　在某些实际工程中，需要在一个封闭的空间里产生足够的压力。在空间密封后，压力可以用一个泵来提供。实际上我们可以采用更好的方法，可以预先将一种在分解过程中能放出气体的物质，例如固体二氧化碳（干冰）放入封闭的空间，这样在加热过程中，干冰汽化，就会在空间里产生很大压力，如图 10.1-41 所示。

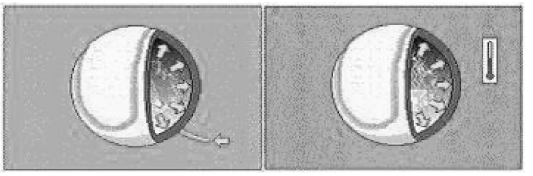


图 10.1-41　应用“预操作”原理实现封闭空间内的压力

11）预补偿原理

采用预先准备好的应急措施补偿物体相对较低的可靠性。例如，飞机上的降落伞；胶卷上的磁性条可以弥补曝光度的不足；航天飞机的备用输氧装置。

例 1-27　塑料很难分解，所以造成了很严重的环境问题。

把玉米淀粉与塑料加工成化合物，该化合物中的玉米淀粉可以促使塑料分解。在塑料结构组织里混入淀粉分子，再加上湿气和微生物的作用，塑料就会很容易地在土壤里被分解，如图 10.1-42 所示。

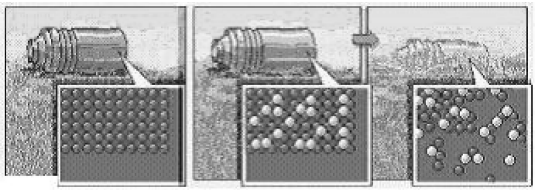


图 10.1-42　加入玉米淀粉分子促使塑料分解

12）等势性原理

改变工作条件，使物体不需要被升级或降低。例如，与冲床工作台高度相同的工件输送带，将冲好的零件输送到另一工位；工厂中的自动送料小车；汽车制造厂的自动生产线和与之配套的工具。

例 1-28　1834 年的春天，一个重 9.6t 的大钟要在泥泞的土路上被运输到 300km 之外。这个任务在当时看起来几乎不可能完成。后来想出了一个好办法：大钟沿着其侧面平躺，然后用原木和木板将其包起来，这样就形成了一个很大的圆柱车轮。这个“车轮”可以被一群马拉着慢慢向前滚，如图 10.1-43 所示。

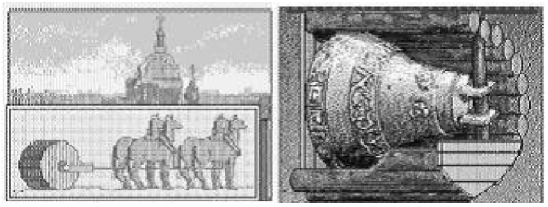


图 10.1-43　运用等势性原理运输大钟

13）反向原理

①将一个问题说明中所规定的操作改为相反的操作。例如，为了拆卸处于紧合状态的两个零件，采用冷却内部零件的方法，而不采用加热外部零件的方法。

②使物体中的运动部分静止，静止部分运动。例如，如果使工件旋转，则使刀具固定；扶梯运动，乘客相对扶梯静止；健身器材中的跑步机。

③使一个物体的位置倒置。例如，将一个部件或机器保持翻转状态，以安装紧固件；从罐子中取出豆类时，将罐口朝下就可以将豆类倒出了。

例 1-29　翻沙清洗零部件是通过振动零部件而实现的，而不使用研磨剂。

14）曲面化原理

①将直线或平面部分用曲线或曲面代替，立方体用球体代替。例如，为了增加建筑结构的强度，采用拱形和圆弧形结构。

②采用辊、球和螺旋形状。例如，斜齿轮能够提供均匀的承载能力；采用球或滚珠为笔尖的钢笔增加了墨水的均匀程度；千斤顶中螺旋机构可产生很大的升举力。

③用旋转运动代替直线运动；采用离心力。例如，鼠标采用球形结构产生计算机屏幕内光标的移动；洗衣机采用旋转产生离心力的方法，去除湿衣服中的部分水分；在家具底部安装球形轮，以便于移动。

例 1-30　采用马鞍形座椅，可以使客机内部空

间得到最大化利用。如图 10.1-44 所示。此款座椅采用马鞍形设计，符合人机工程学原理，结构紧凑，占用空间小，经济舱可以在不降低乘客舒适度的前提下增加载客人数。

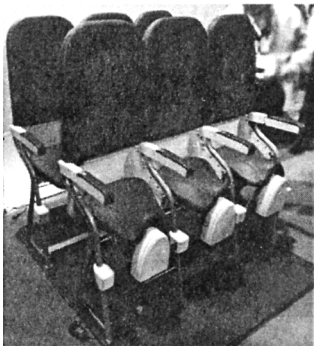


图 10.1-44 马鞍形座椅

15）动态化原理

①使一个物体或其环境在操作的每一个阶段自动调整，以达到优化的性能。例如，可调整驱动轮；可调整座椅；可调整反光镜；飞机中的自动导航系统。

②把一个物体划分成具有相互关系的元件，元件之间可以改变相对位置。例如，计算机的蝶形键盘；装卸货物的铲车，通过铰链连接两个半圆形铲斗，可以自由开闭，装卸货物时张开铲斗，移动时闭合铲斗。

③如果一个物体是静止的，使之变为运动的或可改变的。例如，可以用柔性光学内孔件检测仪检测发动机；医疗检查中挠性肠镜的使用。

例 1-31 如何在直升机上选择一个便利的位置用来安装一个体积较大的无线电接收装置？

天线可以被固定在直升机推进器的机翼上。这种天线很有效，因为体积很大，可以根据需要有适当的天线仰角，其扫描速度很高（240r/m），如图 10.1-45 所示。

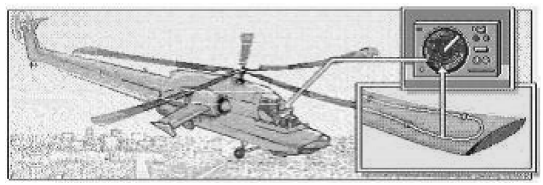


图 10.1-45 直升机上的无线电接收装置

16）未到达或超过的作用原理

若要 100% 达到所希望的效果是困难的，稍微未达到或稍微超过预期的效果将大大简化问题。

例如，缸筒外壁需要刷漆时，可将缸筒浸泡在盛漆的容器中完成，但取出缸筒后，其外壁粘漆太多，通过快速旋转可以甩掉多余的漆。

例 1-32 为了从储藏箱里均匀地卸载金属粉末，送料斗里有一个特殊的内部漏斗，该漏斗一直保持满溢状态，以提供相近的持续压力。

17）维数变化原理

①将一维空间中运动或静止的物体变成二维空间中运动或静止的物体，在二维空间中的物体变成三维空间中的物体。例如，为了扫描一个物体，红外线计算机鼠标在三维空间运动，而不是在一个平面内运动；五轴机床的刀具可被定位到任意所需的位置上。

②将物体用多层排列代替单层排列。例如，能装 6 个 CD 盘的音响不仅增加了连续放音乐的时间，也增加了选择性；印制电路板的双层芯片。

③使物体倾斜或改变其方向，例如自卸车。

④使用给定表面的反面，例如叠层集成电路。

例 1-33 交通拥堵不但耗费时间，降低城市生活效率，也让汽车引擎长期低速运转，造成严重的污染和能源浪费。

“立体快巴”可以解决这个问题。让公交车踩上“高跷”，小汽车在它“肚子”底下自由穿行，两者的使用空间交叠，互不影响，道路交通将变得顺畅，如图 10.1-46 所示。

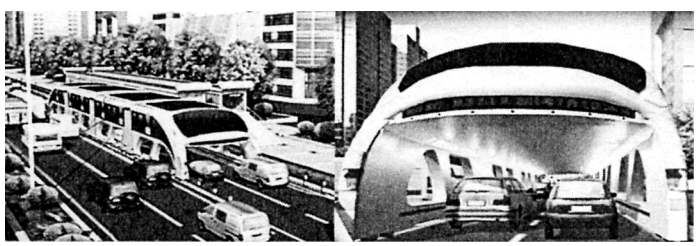


图 10.1-46 底部可以穿行小汽车的“立体快巴”

18）振动原理

①使物体处于振动状态。例如，电动雕刻刀具具有振动刀片；电动剃须刀。

②如果振动存在，增加其频率，甚至可以增加到超声。例如，通过振动分选粉末；振动给料机。

③使用共振频率。例如，利用超声共振消除胆结石或肾结石。

④使用电振动代替机械振动。例如，石英晶体振动驱动高精度表。

⑤使用超声波与电磁场耦合。例如，在高频炉中混合合金。

例 1-34　产品记数装置

流水线上的机械计数器，长时间使用就会磨损，同时，由于灰尘的积累，光学装置的可靠性将降低。

建议用气流和产品间相互作用的声波来计数，如图 10.1-47 所示。让产品沿着一个路径传送，到达终点后和气流接近，产品和气流相互作用产生声波，声波通过传声器转变成电信号，电信号可用来计数。

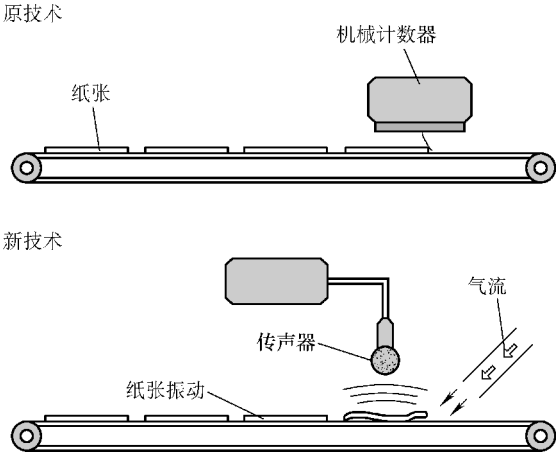


图 10.1-47　利用气流和产品间相互作用的声波来计数

19）周期性作用原理

①用周期性运动或脉动代替连续运动。例如，使报警器声音脉动变化，代替连续的报警声音；用鼓槌反复地敲击某物体。

②改变周期性运动的运动频率。例如用频率调音代替摩尔电码。

③在两个无脉动的运动之间增加脉动。例如医用呼吸器系统中，每压迫胸部 5 次，呼吸 1 次。

例 1-35　控制车床切削时的振动。

如何控制车床在进行金属切削时的振动呢？建议利用周期性原理，按照预先确定的频率，短时间周期性地停止切削操作，切削数圈后，撤回刀具。切削圈数与车床的振动阻尼（刚度、转速和固有阻尼）及工件的材料有关。这种方法也可以防止切屑堆积在刀具边缘，如图 10.1-48 所示。

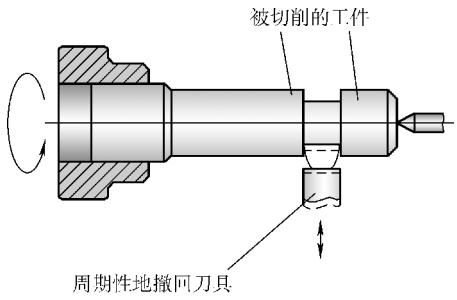


图 10.1-48　利用周期性作用原理控制车床切削时的振动

20）有效作用的连续性原理

①不停顿地工作，物体的所有部件都应满负荷地工作。例如，当车辆停止运动时，飞轮或液压蓄能器储存能量，使发动机处于一个优化的工作点。

②消除运动过程中的中间间歇。例如，针式打印机的双向打印，点阵打印机、菊花轮打印机、喷墨打印机的后台打印，不耽误前台工作。

③用旋转运动代替往复运动。

例 1-36　火车车轮必须有一个特殊的形状，以实现和铁轨理想的接触。然而随着使用的磨损，火车的车轮会逐渐变形。这种效应一定要消除，所以要经常把轮子卸下来修整外形。

一种重新获得车轮原来形状的办法是：在轮子运动的过程中通过旋转车轮使轮子被车削。火车上安装的特殊切割工具可以帮助完成这些如图 10.1-49 所示。

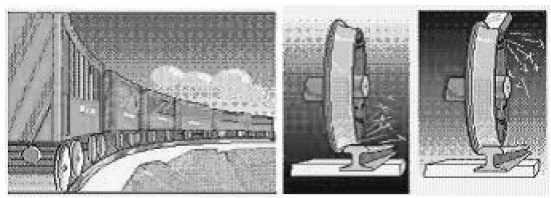


图 10.1-49　在车轮的旋转过程中修复车轮外形

21）紧急行为原理

以最快的速度完成有害的操作。例如，修理牙齿的钻头高速旋转，以防止牙组织升温；为避免塑料受热变形，高速切割塑料。

例 1-37　表面附着细菌的土豆很容易腐烂，加

热虽可以灭杀细菌，但过热就会把土豆烧熟。为此，可以将土豆暴露在温度高达500～850℃的火焰中4～8s，这样就可以杀死表皮的细菌而不影响土豆内质。

22）变有害为有益原理

①利用有害因素，特别是对环境有害的因素，获得有益的结果。例如，利用余热发电；利用秸秆作建材原料；回收物品二次利用，如再生纸。

②通过与另一种有害因素结合消除一种有害因素。例如，在腐蚀性溶液中加入缓冲性介质；潜水中使用氮氧混合气体，以避免单用氧气造成昏迷或中毒。

③加大一种有害因素的程度使其不再有害。例如，森林灭火时用逆火灭火，“以毒攻毒”。

例1-38 使用高频电流加热金属时，只有外层金属变热，这个负面效应可以应用于需要表面加热的情况。

23）反馈原理

①引入反馈以改善过程或动作。例如，音频电路中的自动音量控制；加工中心的自动检测装置；声控喷泉；自动导航系统。

②如果反馈已经存在，改变反馈控制信号的大小或灵敏度。例如，飞机接近机场时，改变自动驾驶系统的灵敏度；自动调温器的负反馈装置；为使顾客满意，认真听取顾客的意见，改变商场管理模式。

例1-39 为了使电动机有效地工作，运转的磁通量必须具备较低的阻抗值。然而，具有低阻抗值的短路会产生强电流，进而会对机器产生一定的损伤。在这种情况下，高阻抗也是电动机必须具备的。

为了限制短路电流，可以利用钢铁的电磁饱和效应，即利用钢铁的磁场能和其传导性的非线性关系。在正常的操作过程中，只要磁电路稍微变窄，阻抗值就会有微量增加。如果电流突然增大，由于电路的自饱和及阻抗值的增大，会自动限制额外电流。

24）中介物原理

①使用中介物传送某一物体或某种中间物体。例如，机械传动中的惰轮；机械加工中钻孔所用的钻孔导套。

②将一容易移动的物体与另一物体暂时结合。例如，机械手抓取重物并移动该重物到另一处；用托盘托住热茶壶；钳子、镊子帮助人手取物。

例1-40 在一艘沉船中发现了一些古代日本宫廷花瓶。要重新获得花瓶并不是一件容易的事，因为当时没有任何可利用的潜水装置。

在这种情况下，为了重新获得花瓶，可以这样做：将一个拴在绳子上的章鱼潜到沉船上，章鱼会爬进瓶子里以寻找掩蔽处，这样就可以很容易地把花瓶提出水面。

25）自服务原理

①使一物体通过附加功能产生自己服务于自己的功能。例如，冷饮吸管在二氧化碳产生的压力下工作。在焊接铝和铁时无法直接焊接在一起，需先用铁片做一个界面，一面焊铁，一面焊铜，然后再用普通焊接技术焊接铝。

②利用废物的材料、能量与物质。例如，钢厂余热发电装置；利用发电过程产生的热量取暖；用动物的粪便做肥料；用生活垃圾做化肥。

例1-41 在绝对低压下长时间工作的水管会产生很多小洞，这些小洞通常会被水里的一些腐蚀材料堵住，进而实现自修理，如图10.1-50所示。

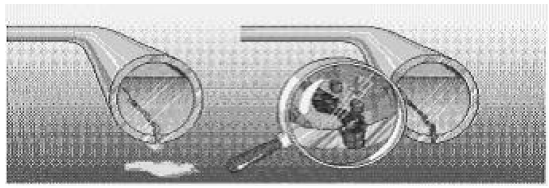


图10.1-50 水管的自修理

26）复制原理

①用简单、低廉的复制品代替复杂、昂贵、易碎的或不易操作的物体。例如，通过虚拟现实技术可以对未来的复杂系统进行研究；通过对模型的实验代替对真实系统的实验；网络旅游既安全又经济；看电视直播，而不到现场。

②用光学复制或图像代替物体本身，可以放大或缩小图像。例如，通过看一名教授的讲座录像可代替亲自听他的讲座；用卫星相片代替实地考察；由图片测量实物尺寸；用B超观察胚胎的生长。

③如果已使用了可见光复制，那么可用红外线或紫外线代替。例如，利用红外线成像探测热源。

例1-42 可以通过测量物体的影子来推测物体的实际高度。

27）低成本、不耐用的物体代替昂贵、耐用的物体原理

用一些低成本物体代替昂贵物体，用一些不耐用物体代替耐用物体，有关特性作折中处理。例如一次性的纸杯子、一次性的餐具、一次性尿布、一次性拖鞋等。

例1-43 有时，机场跑道太短，飞机会因无法着陆而造成严重事故。解决问题的一个可能办法是加

长跑道，但多建一段跑道耗时耗财，而且要多占土地。

建议使用泡沫塑料胶板铺设一段跑道。如果飞机不能停在水泥跑道上，可以继续在塑料跑道上减速。实验证明，一段 120m 的塑料跑道足够使一架波音 727 停止运动，如图 10.1-51 所示。

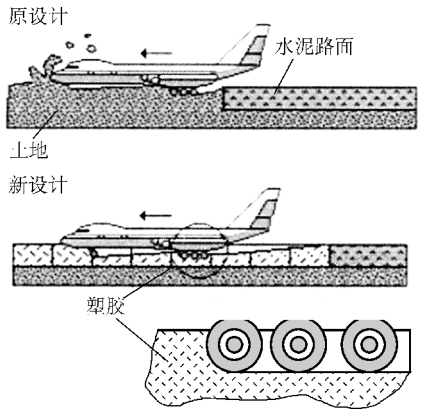


图 10.1-51　泡沫塑料飞机减速跑道

28）机械系统的替代原理

①用视觉、听觉、嗅觉系统代替部分机械系统。例如，在天然气中混入难闻的气体代替机械或传感器来警告人们天然气的泄漏；用声音栅栏代替实物栅栏（如用光电传感器控制小动物进出房间）。

②用电场、磁场及电磁场完成物体间的相互作用。例如，要混合两种粉末，可以使其中一种带正电荷，另一种带负电荷。

③将固定场变为移动场，将静态场变为动态场，将随机场变为确定场。例如，早期的通信系统用全方位检测，现在用定点雷达预测，可以获得更加详细的信息。

④将铁磁粒子用于场的作用之中。

例 1-44　为了生产高质量的金属，在金属的熔化过程中就必须持续不断地搅动金属。传统的机械搅动存在很多缺点，在高温下很难实现良好的性能。

近年来开始使用电磁混频器来实现更有效的搅动。将一些与普通电感发电机线圈相类似的线圈放置在熔炉下面以产生流动性的电磁场。该电磁场在熔融金属上产生的电磁力可以搅动金属。这种方法的一个优点是可以产生应用于金属的、以热能型式存在的额外能量，如图 10.1-52 所示。

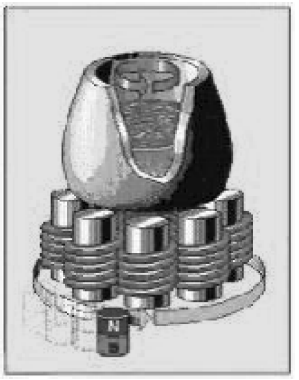


图 10.1-52　使用电磁能搅动金属

29）气动与液压结构原理

物体的固体零部件可以用气动或液压零部件代替，将气体或液压用于膨胀或减振。例如，车辆减速时由液压系统储存能量，车辆运行时释放能量；气垫运动鞋能够减少运动对足底的冲击；运输易损物品时，经常使用发泡材料保护。

例 1-45　为了提高工厂高大烟筒的稳定性，在烟筒的内壁装上带有喷嘴的螺旋管，当压缩空气通过喷嘴时形成了空气壁，提高烟筒对气流的稳定性。

30）柔性壳体或薄膜原理

①用柔性壳体或薄膜代替传统结构。例如，用薄膜制造的充气结构作为网球场的冬季覆盖物。

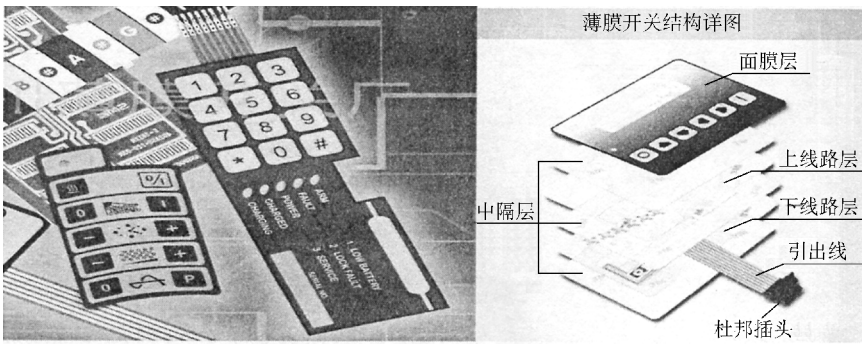


图 10.1-53　薄膜开关

②使用柔性壳体或薄膜将物体与环境隔离。例如，在水库表面漂浮一种由双极性材料制造的薄膜，一面具有亲水性能，另一面具有疏水性能，以减少水的蒸发；用薄膜将水和油分别储藏；农业上使用塑料大棚种菜。

例 1-46 薄膜开关是 20 世纪 80 年代崛起的一种新型电子元器件，是一种低电压、低电流型微动开关。将按键开关、面板、标记、符号显示及衬板密封在一起，由上部电极电路、下部电极电路、面板、中间隔层等构成，具有防尘、防水、外形美观等特点，广泛应用于家用电器、办公用品、电子仪器等产品中，如图 10.1-53 所示。

31）多孔材料原理

①使物体多孔或通过插入、涂层等增加多孔元素。例如，在一结构上钻孔，以减轻质量。

②如果物体已是多孔的，用这些孔引入有用的物质或功能。例如，利用一种多孔材料吸收接头上的焊料；利用多孔钯储藏液态氢；用海绵储存液态氮。

例 1-47 为了实现更好的冷却效果，机器上的一些零部件内充满了一种已经浸透冷却液的多孔材料。在机器工作过程中，冷却液蒸发，可均匀冷却。

32）改变颜色原理

①改变物体或环境的颜色。例如，在洗相片的暗房中要采用安全的光线；在暗室中使用安全灯，作为警戒色。

②改变一个物体的透明度，或改变某一过程的可视性。例如，在半导体制作过程中，利用照相平板印刷术将透明的物质变为不透明的，使技术人员易于控制制造过程；同样，在丝绢网印花过程中，将不透明的原料变为透明的；透明的包装使用户能够看到里面的产品。

③采用有颜色的添加物，使不易被观察到的物体或过程被观察到。例如，为了观察一个透明管路内的水是处于层流还是紊流，使带颜色的某种流体从入口流入。

④如果已增加了颜色添加剂，则采用发光的轨迹。

例 1-48 1903 年，德国北极探险队的一艘轮船不幸卡在冰面上不能移动，尽管距离流动海水只有两公里，船员们还是不能打破冰面，甚至使用炸药也不能解决问题。

最后使用炉灰解决了这个难题，船员们把炉灰撒在冰面上，黑色的炉灰吸收极地日光的能量，沿着冰面就融化出一条水路。

33）同质性原理

采用相同或相似的物体制造与某物体相互作用的物体。例如，为了减少化学反应，盛放某物体的容器应使用与该物体相同的材料制造。

例 1-49 存放在一般容器里的高纯度铜都很容易被污染，进而降低本身所固有的属性。为了避免出现这种情况，可以将高纯铜储藏在以同质材料制成的容器里。

34）抛弃与修复原理

①当一个物体完成了其功能或变得无用时，抛弃或修复该物体中的一个物体。例如，用可溶解的胶囊作为药面的包装；可降解餐具；火箭助推器在完成其作用后立即分离。

②立即修复一个物体中所损耗的部分。例如，割草机的自刃磨刀机；汽车发动机的自调节系统。

例 1-50 某些零件表面有很多复杂的凹槽，这些凹槽是很难加工的（图 10.1-54）。

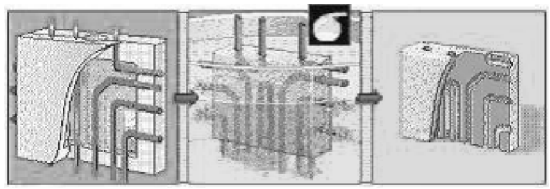


图 10.1-54 利用“抛弃与修复”原理形成复杂凹槽

可以通过电线形成这些凹槽。把电线弯成所需形状后紧贴在板面上，在各条电线之间的空余空间添加熔融的金属或环氧树脂。当添加物变硬后，利用化学腐蚀的方法把其中的电线除掉。

35）参数变化原理

①改变物体的物理状态，即让物体在气态、液态、固态之间变化。例如，使氧气处于液态，便于运输；制作夹心巧克力时，将夹心糖果冷冻，然后将其浸入热巧克力中。

②改变物体的浓度和粘度。例如，从使用的角度看，液态香皂的粘度高于固态香皂，且使用更方便。

③改变物体的柔性。例如，用三级可调减振器代替轿车中不可调减振器；用可调断音装置减少物体沿容器壁落入容器产生的噪声；用工程塑料代替普通塑料，提高强度和耐久度。

④改变温度。例如，使金属的温度升高到居里点以上，金属由铁磁体变为顺磁体；为了保护动物标本，需要将其降温；提高烹饪食品的温度（改变食

品的色、香、味）。

例 1-51　通过将颗粒材料和液体相混合的方法，可以实现材料按颗粒大小逐渐分层。具有不同颗粒的材料与液体混合后，颗粒材料逐渐沉淀，大颗粒会迅速沉到最底端，依次是比较小的颗粒。尽管如此，仍然很难移走材料层，因为轻微的动作都会引起不同颗粒的材料再次混合。但如果将已经分开的材料冻结，那么就会很容易地分开颗粒层。

36）状态变化原理

在物质状态变化过程中实现某种效应。例如，热泵利用吸热散热原理；水由液态变为固态时体积膨胀，可利用这一特性进行定向无声爆破。

例 1-52　为了控制管子的膨胀程度，可以在管子里注入冷水然后冷却至冻结温度。

37）热膨胀原理

①利用材料的热膨胀或热收缩性质。例如，装配过盈配合的两个零件时，将内部零件冷却，将外部零件加热，然后装配在一起并置于常温中。

②使用具有不同热膨胀系数的材料。例如，双金属片传感器；热敏开关（两条粘在一起的金属片，由于两片金属的热膨胀系数不同，对温度的敏感程度也不同，可实现温度控制）。

例 1-53　为了控制温室天窗的闭合，在天窗上连接了双金属板。当温度改变时双金属板就会相应地弯曲，这样就可以控制天窗的升合。

38）加速强氧化原理

使氧化从一个级别转变到另一个级别，例如，从环境气体到充满氧气，从充满氧气到纯氧气，从纯氧到离子态氧。

为了实现在水下持久呼吸，水中呼吸器中储存浓缩空气；用氧-乙炔气代替空气-乙炔气切割金属；用高压纯氧杀灭伤口细菌；为了获得更多的热量，焊炬里通入氧气，而不是用空气；在化学试验中使用离子化氧气加速化学反应。

例 1-54　用乙炔切割钢板时，在气体压力下熔化的金属会带着火星飞溅出来。可以在乙炔气流周围环绕一层纯氧，当切割中心火焰温度达到1500℃时，飞溅出来的金属熔物就会在纯氧层里烧掉而不会在带着火星飞溅出来。

39）惰性环境原理

①用惰性环境代替通常环境。例如为了防止炽热灯丝的失效，让其置于氩气中。

②让一个过程在真空中发生。

例 1-55　第二次世界大战期间，飞机经常因着火而迫降，因为当飞机的油箱被子弹击中时会产生燃烧事故。这种情况产生的原因往往是因为油箱没有注满，也就是说，油箱的部分空间充满着燃料气体。为了解决这一问题，可以在油箱中放入废气，这样就可以有效阻止燃料气体的燃烧。因为废气里没有氧气，即使油箱被子弹击中，也不会引起燃烧事故。

40）复合材料原理

将材质单一的材料改为复合材料。例如，玻璃纤维与木材相比较轻，其在形成不同形状时更容易控制；用复合环氧树脂/碳化纤维制成的高尔夫球棍更加轻便、结实；飞机上一些金属部件用工程塑料取代，使飞机更轻；一些门把手用环氧基树脂制造，增强把手的强度；用玻璃纤维制成的冲浪板，更加易于控制运动方向，也更加易于制成各种形状。

例 1-56　一般使用质量轻的非限制性材料制造防火服。然而，轻薄材料的隔热性能一般都比较低。

聚乙烯纤维层是由弹性体或弹性材料组成的，这些材料可以在外界温度升高的同时逐渐膨胀，这样就可以有效地起到隔热的作用。

上述原理都是通用发明创造原理，未针对具体领域，其表达方法是描述可能解的概念。例如建议采用柔性方法，问题的解要涉及某种程度上改变已有系统的柔性或适应性，设计人员应根据该建议提出已有系统的改进方案，这样才有助于问题的迅速解决。还有一些原理范围很宽，应用面很广，既可应用于工程，又可用于管理、广告和市场等领域。

5.3　利用冲突矩阵实现创新设计

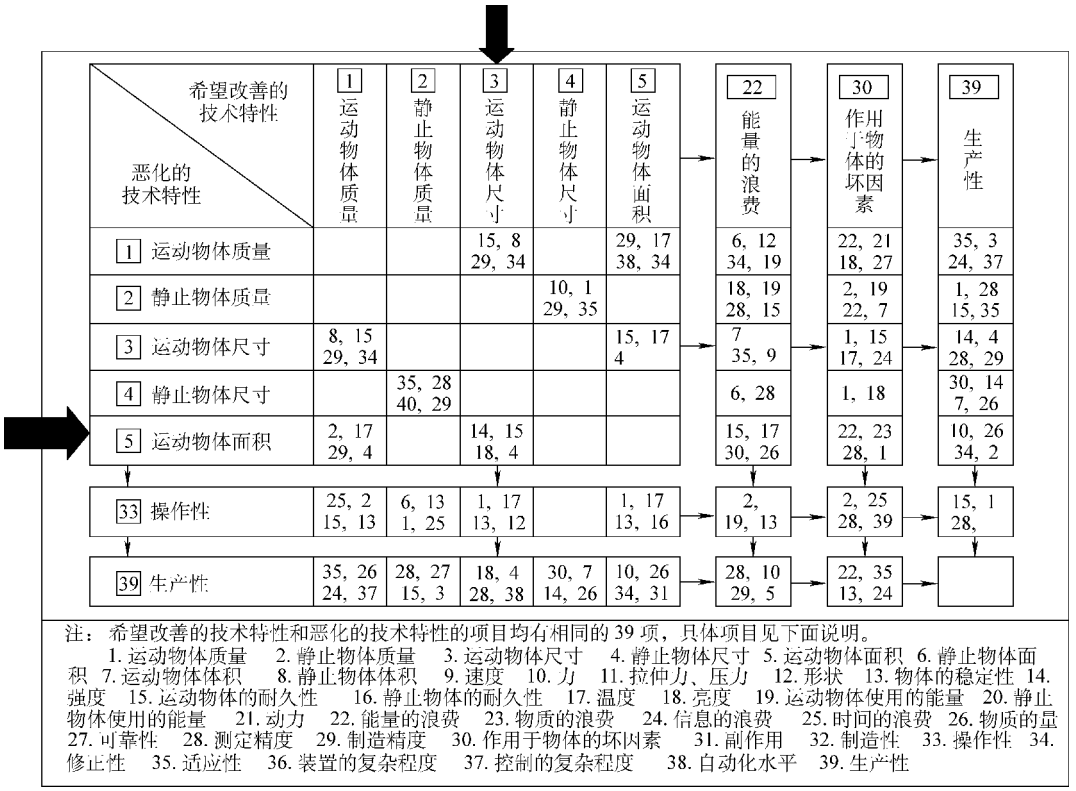
5.3.1　冲突矩阵的简介

在设计过程中，如何选用发明创造原理作为产生新概念的指导是一个具有现实意义的问题。通过多年的研究、分析和比较，Altshuller 提出了冲突矩阵。该矩阵将描述技术冲突的39个通用工程参数与40条发明创造原理建立了对应关系，很好地解决了设计过程中选择发明原理的难题。

冲突解决矩阵为40行40列的一个矩阵，如图10.1-55所示，该图为冲突矩阵简图。其中第一行或第一列为按顺序排列的39个描述冲突的通用工程参数序号。除了第1行与第1列外，其余39行39列形成一个矩阵，矩阵元素中或空、或有几个数字，这些数字表示40条发明原理中被推荐采用的原理序号。矩阵中的列所代表的工程参数是需改善的一方，行所描述的工程参数为冲突中可能引起恶化的一方。

应用该矩阵的过程步骤是：首先在39个通用工程参数中，确定使产品某一方面质量提高及降低（恶化）的工程参数A及B的序号，然后将参数A及

B的序号从第1行及第1列中选取对应的序号，最后在两序号对应行与列的交叉处确定一特定矩阵元素，该元素所给出的数字为推荐解决冲突可采用的发明原理序号。例如，希望质量提高与降低的工程参数序号分别为3和5。在矩阵中，第3列与第5行交叉处所对应的矩阵元素如图10.1-55所示，该矩阵元素中的数字分别为14、15、18及4号推荐的发明原理序号。



希望改善的技术特性 / 恶化的技术特性	1 运动物体质量	2 静止物体质量	3 运动物体尺寸	4 静止物体尺寸	5 运动物体面积	22 能量的浪费	30 作用于物体的坏因素	39 生产性
1 运动物体质量			15, 8 29, 34		29, 17 38, 34	6, 12 34, 19	22, 21 18, 27	35, 3 24, 37
2 静止物体质量				10, 1 29, 35		18, 19 28, 15	2, 19 22, 7	1, 28 15, 35
3 运动物体尺寸	8, 15 29, 34				15, 17 4	7 35, 9	1, 15 17, 24	14, 4 28, 29
4 静止物体尺寸		35, 28 40, 29				6, 28	1, 18	30, 14 7, 26
5 运动物体面积	2, 17 29, 4		14, 15 18, 4			15, 17 30, 26	22, 23 28, 1	10, 26 34, 2
33 操作性	25, 2 15, 13	6, 13 1, 25	1, 17 13, 12		1, 17 13, 16	2, 19, 13	2, 25 28, 39	15, 1 28,
39 生产性	35, 26 24, 37	28, 27 15, 3	18, 4 28, 38	30, 7 14, 26	10, 26 34, 31	28, 10 29, 5	22, 35 13, 24	

注：希望改善的技术特性和恶化的技术特性的项目均有相同的39项，具体项目见下面说明。

1. 运动物体质量　2. 静止物体质量　3. 运动物体尺寸　4. 静止物体尺寸　5. 运动物体面积　6. 静止物体面积　7. 运动物体体积　8. 静止物体体积　9. 速度　10. 力　11. 拉伸力、压力　12. 形状　13. 物体的稳定性　14. 强度　15. 运动物体的耐久性　16. 静止物体的耐久性　17. 温度　18. 亮度　19. 运动物体使用的能量　20. 静止物体使用的能量　21. 动力　22. 能量的浪费　23. 物质的浪费　24. 信息的浪费　25. 时间的浪费　26. 物质的量　27. 可靠性　28. 测定精度　29. 制造精度　30. 作用于物体的坏因素　31. 副作用　32. 制造性　33. 操作性　34. 修正性　35. 适应性　36. 装置的复杂程度　37. 控制的复杂程度　38. 自动化水平　39. 生产性

图10.1-55　冲突解决矩阵表

5.3.2　利用冲突矩阵创新

TRIZ的冲突理论似乎是产品创新的灵丹妙药。实际上，在应用该理论之前的前处理与应用后的后处理仍然是很重要的。

当针对具体问题确认了一个技术冲突后，要用该问题所处的技术领域中的特定术语描述该冲突，然后将冲突的描述翻译成一般术语，由这些一般术语选择通用工程参数，由通用工程参数在冲突解决矩阵中选择可用的解决原理。一旦某一或某几个发明创造原理被选定后，必须根据特定的问题将发明创造原理转化并产生一个特定的解。对于复杂的问题，一条原理是不够的，原理的作用是使原系统向着改进的方向发展。在改进过程中，对问题的深入思考、创造性和经验都是必需的。

可以把应用技术冲突解决问题的步骤具体化为12步，如表10.1-28所示。

表10.1-28　解决问题的步骤

序号	步　　骤
1	定义待设计系统的名称
2	确定待设计系统的主要功能
3	列出待设计系统的关键子系统、各种辅助功能
4	对待设计系统的操作进行描述
5	确定待设计系统应改善的特性和应该消除的特性
6	将涉及的参数要按通用的39个工程参数重新描述
7	对技术冲突进行描述：如果某一工程参数要得到改善，将导致哪些参数恶化

（续）

序号	步　　骤
8	对技术冲突进行另一种描述：假如降低参数恶化的程度，要改善参数将被削弱，或另一恶化参数将被加强
9	在冲突矩阵中由冲突双方确定相应的矩阵元素
10	由上述元素确定可用发明原理
11	将所确定的原理应用于设计者的问题中
12	找到、评价并完善概念设计及后续的设计

通常所选定的发明原理多于1个，这说明前人已用这几个原理解决了一些类似的特定技术冲突。这些原理仅仅表明解的可能方向，即应用这些原理过滤掉了很多不太可能的解的方向，尽可能将所选定的每条原理都用到待设计过程中去，尽量采用推荐的所有原理。假如所有可能的解都无法满足要求，那么就应对冲突重新定义并求解。

例1-57　波音737客机发动机罩进气口的设计。

波音公司改进737的设计时，需要将使用中的发动机改为功率更大的发动机。发动机功率越大，它工作时需要的空气越多，发动机罩的直径就必须增大。发动机罩增大，机罩离地面的距离减少，而距离的减少是设计所不允许的。

上述的改进设计中已出现了一个技术冲突，既希望发动机吸入更多的空气，但是又不希望减少发动机机罩与地面的距离，如图10.1-56所示。

下面应用冲突矩阵解决该问题。

首先从39个通用工程参数中选择能代表技术冲突的一对特性参数。

1）质量提高的参数

移动物体容积（序号7），增大发动机罩进气口直径。

2）带来负面影响的参数

移动物体尺寸（序号3），新的设计会导致发动机罩尺寸增大并使之与地面之间的距离减少。

将上述的两个通用工程参数序号7和序号3代入冲突矩阵，可以得到4条推荐的发明原理，分别为：

序号1分割，序号4不对称，序号7嵌套和序号35参数变化。

对序号4发明原理进行深入分析表明，如果发动机罩进气口采用上下不对称的结构，即上半部为圆形曲线，下部为直线，中间部分为过渡曲线，就可以解决上述问题，如图10.1-57所示。

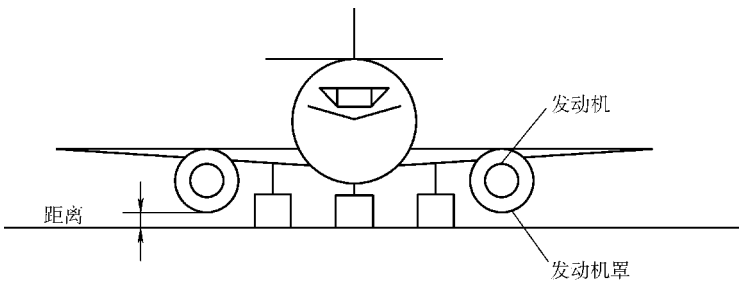


图10.1-56　发动机罩在增大进气口直径与保持与地面距离之间的冲突

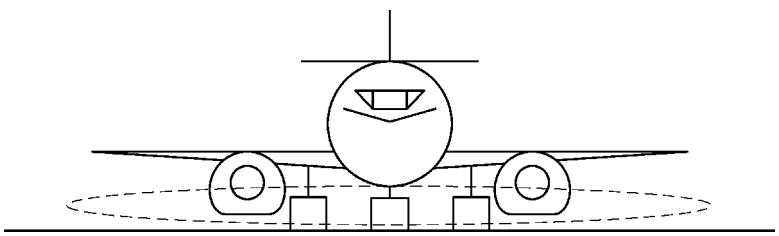


图10.1-57　改进后的波音737客机发动机罩

5.4 实例分析——汽车侧向安全气囊概念设计

（1）背景分析

近年来，为了在正面碰撞事故中有效地保护坐在前排的乘员的安全，在汽车前部安装了安全气囊，而为了防止侧向碰撞的危害，还有必要开发相应的侧向安全气囊。经过分析，大多数厂商都打算把安全气囊安装在座椅的蒙皮里面，这样的安排有明显的优点，但由此带来了一个技术难题：侧向碰撞发生时，安全气囊必须从座椅内部穿出，冲破蒙皮，才能胀开，保护乘员安全；而平时，要求蒙皮有很好的强度，不得开裂。这是一对尖锐的矛盾，虽然已进行了多次尝试，仍未能解决。为运用 TRIZ 方法解决这一问题，福特公司成立了工程小组，快速有效地进行方案开发，以便尽快将侧向安全气囊投入实用。

（2）对工程知识的了解

一开始，开发小组和福特有关供应商的专家共同分析了这方面以前的测试数据和采用过的方法，吸取经验，以免重蹈覆辙。之后请教有关专家，了解生产工艺，以期掌握文字资料以外的信息。与此同时，查阅有关专利，了解国内外在这方面的进展。

由于空气袋将安装在座椅内部，小组对座椅的结构进行了深入的研究。福特车上的座椅蒙皮材料为织物或皮革，小组总结了将这两种材料作蒙皮的使用方式。考虑到蒙皮接缝处可能是最薄弱部位，小组假定安全气囊将突破该处穿出，为此总结了福特车上蒙皮的各种接缝方法。小组还总结了蒙皮与座椅的结合方式、安全气囊胀开的方向等问题。这是为了使开发出的总体方案对福特车的各种座椅都普遍适用，它是解决这一技术问题的难点之一。

通过这样的一系列调查，积累了相关的工程知识。为此决定使用 TRIZ 方法，目标如下：

1）把一个用一般方式描述的问题转化为特定的技术目标。

2）运用解决发明创造问题的原理达到这一目标。

侧向安全气囊的安装示意图，如图 10.1-58。

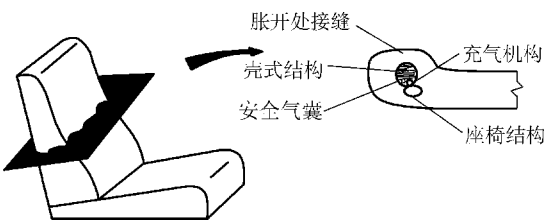


图 10.1-58 安全气囊在座椅中的安装

（3）用 TRIZ 理论描述需解决的问题

目标中的第一条属于解决创造问题的一般问题的转化，它使工程人员避免把目光聚焦于狭小的区域，而关注引发问题的深层原因，开发出超出常规的、创造性的解决方案。

可按解决创造性问题的一般模式分析系统的物理矛盾。本项目要解决的问题是：使侧向安全气囊可以持续胀开（不被座椅蒙皮阻碍）。由于已假定安全气囊从接缝处突出，因此，理想的方案是：接缝处严密地缝合在一起，但安全气囊在胀开时不受任何阻碍。对应的物理矛盾是：接缝在平常使用时必须很强，但在侧向安全气囊胀开时必须容易裂开。实际上，多年来技术人员一直致力于对蒙皮、接缝等进行加强，使产品更健壮，以免蒙皮与接缝在日常使用中失效，所以这一物理矛盾是很突出的。继续运行解决创造性问题的步骤，便可寻找相应的解决方案。本项目中，为了使解决方案更为广泛，将这一物理矛盾作为需要达到的技术目标。

（4）侧向安全气囊的总体方案设计开发

根据全面分析，解决侧向安全气囊持续胀开的问题可从 4 个方面着手：将能量集中于接缝；减小接缝强度；改善蒙皮的附着方式；新的接缝设计。

每个方面都可以分解出更详尽的研究方向，得出这些研究的子方向，形成树状图。问题的解决应从树的每一个分枝出发，分析可采用的设计方案。小组总结了技术人员以前为解决该问题而选择的研究方向，发现他们受思维定势的制约，通常把注意力集中在巧妙地设计安全气囊的结构，包括增加新的结构，帮助安全气囊在胀开时冲破接缝处。而这只是努力方向 a“将能量集中于接缝”的子方向之一。对某些方向，如方向 d，以前尚未考虑过。对所有这 4 个研究方向，都未能全面考虑所有子方向。这不能不认为是常规方法没有取得成功的重要原因。

小组运用 TRIZ 方法，对每个子方向进行了探索。由于解决创造性问题的原理来自于对世界范围内专利的总结，科学地概括了不同领域的发明创造的规律，因此小组通过对这些原理的应用，客观上等于借鉴了不同领域的先进经验，由此产生的总体方案思路极为开阔，而且发现这些方案是很有创意的。

1）将能量集中于接缝

安全气囊不能持续胀开的原因之一是覆盖在安全气囊膨胀方向的座椅蒙皮绷得很紧，不易穿破，解决这一问题，即可达到技术目标。

①在蒙皮上设计某种设施

a. 刺绣

TRIZ的发明原理之一是“使用已有资源”，考虑到福特某些车型的座椅上已运用了刺绣工艺，且这一工艺可用自动化方式完成，可在接缝处周围绣上“侧向安全气囊”或“SAB”字样，削弱蒙皮在该区域的张力，同时也起到提醒乘员注意，以免安全气囊冲出时伤到乘员的作用。从工艺上来说，该方案也是易行的。

b. 织物门

TRIZ中有一个颠倒原则，通常要使接缝区最薄弱，人们会把着眼点放在缝合方式上，本方案则另辟蹊径，通过弱化接缝区的材料使接缝区最薄弱。方案为：在安全气囊冲出区域的蒙皮上开孔，以两片织物固连在孔边缘的蒙皮上，就像闭合该孔的两扇门一样，两片织物之间以接缝的型式连接，这样接缝区域就变得最薄弱。

c. 蒙皮内陷

在放置安全气囊的区域，以织物作蒙皮，该区域蒙皮向内凹陷，把安全气囊裹在里面，封口处用线缝合。这样，安全气囊就不是被真正装在蒙皮内部，只是被蒙皮裹起来而已，自然容易突破封口线而向外胀开。

②双安全气囊设计

TRIZ的发明原理之一是从单一系统向二元系统、多系统转化。这一转化通常会使系统获得新的属性。双安全气囊设计就是如此，为问题的解决提供了新的途径。

a. 反向安全气囊

两个安全气囊并排，若把它们朝向将要突破的蒙皮的方向设为X方向，与X轴垂直的方向设为Y方向，则碰撞发生时，两个安全气囊同时膨胀，在Y方向膨胀的安全气囊有利于将蒙皮接缝处撕开，使X方向膨胀的安全气囊顺利从撕开的接缝处胀出，保护乘员。

b. 撕开蒙皮接缝的安全气囊和救护用安全气囊

专门设计了一个小的安全气囊，在碰撞发生时小安全气囊先膨胀，撕开接缝，以便大安全气囊（救护用安全气囊）从接缝处胀开，保护乘员。对此已有若干具体方案。

③能量重定向

在安全气囊与蒙皮接缝之间设计特定的机构，安全气囊膨胀时作用在该机构上，使安全气囊的膨胀力部分转化为机构对接缝的剪切力，将接缝撕开，然后机构自身也为安全气囊的膨胀让路。对此已有具体方案。

2）降低接缝强度

①在安全气囊胀开期间降低接缝强度

a. 使用塑料衬垫

通常，为了避免让顾客看到加在接缝处的泡沫垫，影响美观，会在接缝区域加一块高强度合成织物做衬垫，客观上增加了接缝区强度。为此，可将这一衬垫材料换为塑料，方便安全气囊胀开。

b. 接缝用线的选择

将细而强的线交叉织在接缝处，在安全气囊胀开过程中，可将这些缝合线依次绷断，则安全气囊可以顺利展开。

c. 高温下失效的线

蒙皮连接处的缝合线在平常使用时很强，在安全气囊胀开时则很弱，甚至不存在。当把铝线或铜线作为缝合线的材料时，可满足这一要求。给这种线一个瞬时大功率脉冲，可使其在5s内达到熔点熔化，从而使安全气囊近于不受阻碍地顺利展开。

d. 化学作用下失效的线

这是上一思想的扩展，将细而导电的线作为加热元素，使邻近的纤维发生化学反应。现在已经有了反应时间足够快的纤维材料，可将其用在接缝处，使接缝处在安全气囊胀开时强度急剧降低。

e. 新奇的线

技术上可选用延展性与速度相关的线，这种线在平常情况下是弹性的，在安全气囊胀开时则是脆性的。

在汽车的日常使用中，对接缝线的加载较慢，因此线有良好的弹性，保证了蒙皮绷紧；而安全气囊展开时，线的负载急速增加，变得易断。

②改变接缝方向

TRIZ有一条将问题沿空间分离的原理。经观察发现了一个有趣的现象，即在汽车的日常使用中，座椅的侧面部分水平方向受力最大，垂直方向受力则较小，安全气囊胀开时对接缝的作用力则不受方向限制。为此，可把接缝的开口由通常的沿垂直方向改为沿水平方向，这样接缝处的缝合就可以弱一些，方便安全气囊穿出。

3）改善蒙皮附着方式

①将蒙皮附着在座椅内部的泡沫上

如果安全气囊在座椅蒙皮内部就胀大，将严重影响安全气囊冲出蒙皮表面，这是安全气囊系统最严重的失效模式，应考虑将蒙皮与座椅更紧密地结合在一起。以下方法可减小此类失效的概率。

a. 使用粉状胶：可用粉状胶粘合蒙皮和座椅内的泡沫。

b. 使用塑料粘带：用塑料粘带粘合蒙皮和座椅

内的泡沫。

②将蒙皮更好地附着在座椅结构上

在这方面也可开发出具体方案，使蒙皮与结构间结合更牢靠。

4）新的接缝设计

为解决安全气囊顺利胀开的问题，主要着眼点之一是使接缝处能与安全气囊的膨胀一致地打开，使之打开的力应是可控的。小组从以下几方向着手，提出了多个总体方案。

①被动机械锁

将接缝处的连接由固定的线连接改为“夹子”连接，“夹子”的设计方案有多种，作用是把接缝处的蒙皮拢在一起，以挤压力或扣合力加以约束。在汽车的日常使用中，这类机构可确保蒙皮应有的张力，发生碰撞时，则在安全气囊的作用下打开，使蒙皮失去约束，不阻碍安全气囊穿出。这也符合技术系统演化过程中“增加柔性”的规律。

②主动机械锁

这一类方案利用了通过空间分离原理解决物理矛盾的思想，可表述为：接缝在张力下是强的，而在来自于蒙皮内部的压力下则是弱的。通过巧妙地设计接缝机构，可使其在安全气囊压力的触发下打开。

5）其他建议

为了解决本问题面临的物理矛盾，完成小组设定的技术目标，即使座椅蒙皮接缝既足够强又便于安全气囊穿出，客观上不应把接缝处设计得过强。小组对此提出了两点建议：

①调查及确定接缝线可容忍的强度上限，以免接缝线强度预留太多，不利于安全气囊穿出。

②优化和确定接缝处每英寸缝的针数，避免接缝处缝线的针数太多不利于安全气囊穿出。

从上述分析可以看出，应用解决发明创造问题的理论可以产生许多新的概念或方案，技术人员接下来就可以依据这些新概念或方案进行具体的产品设计开发，最终解决实际问题。

第 2 章　有限元设计

1　弹性理论与有限元法的基本原理

1.1　弹性力学基本概念

1.1.1　理想弹性体基本假设

（1）连续性假定

假定整个物体的体积都被组成该物体的介质所填满，不存在任何空隙。根据这一假定，机械结构内的一些物理量（如应力、应变、位移等）是连续的，可以用坐标的连续函数来表示它们的变化规律。

（2）完全弹性假定

假定物体服从胡克定律，即应变与引起该应变的应力成正比。根据这一假定，机械结构在任意瞬时的应变取决于该瞬时物体所受到的外力或温度变化等因素，与加载历史和加载顺序无关。

（3）均匀性假定

假定整个物体是由同一材料组成的，机械结构的弹性常数不会随位置坐标而变。

（4）各向同性假定

假定物体的弹性在所有方向上都是相同的，也就是物体的弹性常数不随方向而变化。

（5）小位移和小变形假定

机械结构分析主要涉及理想弹性体的线性问题，假定物体受力以后，物体所有各点的位移都远远小于物体原来的尺寸，并且其应变和转角都小于 1。

1.1.2　弹性理论的基本概念

（1）外力

作用于物体的外力通常可分为两类，即表面力和体积力。表面力是指分布在物体表面上的外力，包括分布力和集中力；体积力一般是指分布在物体体积内的外力，作用于弹性体内每一个体积单元，通常与物体的质量成正比，且是各质点位置的函数，如重力、惯性力、磁场力等。

（2）内力

物体在外力作用下其内部将产生抵抗变形的“附加内力”。若假想用一经过物体内 P 点的截面 mn 将物体分为两部分 A 和 B，移去其中的一部分 B。当一个物体在外力作用下处于平衡状态时，物体各部分都应保持平衡。显然，在截面 mn 上必定有某种力存在使 A 平衡，这种力就称为内力，实际上也就是物体内部的相互作用力。

（3）应力

一点处某个截面上的应力是指该截面上内力在该点处的集度。

在截面 mn 上 P 点处取一微小面积 ΔA，假设作用于 ΔA 上的内力为 $\Delta \boldsymbol{G}$，则

$$\boldsymbol{T} = \lim_{\Delta A \to 0} \frac{\Delta \boldsymbol{G}}{\Delta A} \tag{10.2-1}$$

$\boldsymbol{T}$ 就是 P 点处的应力。

应力有如下两种表达方式：

1）将弹性体内任一点的应力沿截面 ΔA 的法向和切向进行分解，相应的分量就是常用的正应力 σ_n 和切应力 τ_n。它们满足

$$|\boldsymbol{T}_n|^2 = \sigma_n^2 + \tau_n^2 \tag{10.2-2}$$

2）将弹性体内任一点的应力用 9 个应力分量表示。在该点处切取一微小正方体，其棱线与坐标轴平行，如图 10.2-1 所示，正方体各面上的应力可按坐标轴方向分解为一个正应力和两个切应力，即每个面上的应力都用三个应力分量来表示。该点的应力写成矩阵的型式为

$$\boldsymbol{\sigma}_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \tag{10.2-3}$$

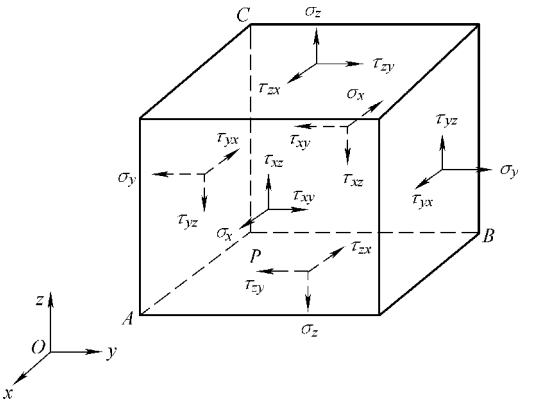


图 10.2-1　微小正方体元素的应力状态

应力分量的符号规定：若应力作用面的外法线方向与坐标轴的正方向一致，则该面上的应力分量就以

沿坐标轴的正方向为正，沿坐标轴的负方向为负；相反，如果应力作用面的外法线指向坐标轴的负方向，那么该面上的应力分量就以沿坐标轴的负方向为正，沿坐标轴的正方向为负。

正方体各面上的切应力存在着互等关系：作用在两个互相垂直的面上并且垂直于该两面交线的切应力是互等的，不仅大小相等，而且正负号也相同，即 $\tau_{xy}=\tau_{yx}$，$\tau_{xz}=\tau_{zx}$，$\tau_{yz}=\tau_{zy}$。

（4）应变

物体在外力作用下，其形状发生改变。变形是指物体形状的变化。描述变形的方法是对于其中的某一个微元体，只关注棱边长度的改变和各棱边之间夹角的改变，即物体内某一点处的应变包括正应变和切应变。棱边长度的伸长量是正应变，两棱边间夹角的改变量是切应变。用 ε_x、ε_y、ε_z 表示一点在 x、y、z 轴方向的正应变，用 γ_{xy}、γ_{yz}、γ_{xz} 表示这点在 xy、yz 和 xz 面上的切应变。物体内任一点的 6 个应变分量用矩阵型式表示为

$$\varepsilon_{ij}=\begin{pmatrix}\varepsilon_x & \gamma_{xy} & \gamma_{xz}\\ \gamma_{yx} & \varepsilon_y & \gamma_{yz}\\ \gamma_{zx} & \gamma_{zy} & \varepsilon_z\end{pmatrix} \tag{10.2-4}$$

（5）主应力

在过一点的所有截面中，存在着三个互相垂直的特殊截面，在这三个截面上没有切应力，而仅有正应力。这种没有切应力的截面称为过该点的主平面，主平面上的正应力称为该点的主应力，主应力的方向总是与主平面的法线方向平行，称为该点应力的主方向。

1.1.3　应力平衡微分方程

机械结构各点的应力分量都是点的位置坐标（x，y，z）的函数。当结构在外力作用下保持平衡时，应力分量与体积力分量之间的关系式称为应力平衡微分方程。

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial\sigma_x}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z}+X&=0\\ \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x}+\frac{\partial\sigma_y}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z}+Y&=0\\ \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y}+\frac{\partial\sigma_z}{\partial z}+Z&=0\end{aligned}\right\} \tag{10.2-5}$$

其中，X、Y、Z 分别为 x、y、z 方向上的体积力。

1.1.4　几何方程

机械结构内各点的应变分量与位移分量之间的关系称为几何方程。

$$\boldsymbol{\varepsilon}=\begin{pmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \varepsilon_z\\ \gamma_{xy}\\ \gamma_{yz}\\ \gamma_{zx}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\dfrac{\partial u}{\partial x}\\ \dfrac{\partial v}{\partial y}\\ \dfrac{\partial w}{\partial z}\\ \dfrac{\partial v}{\partial x}+\dfrac{\partial u}{\partial y}\\ \dfrac{\partial w}{\partial y}+\dfrac{\partial v}{\partial z}\\ \dfrac{\partial u}{\partial z}+\dfrac{\partial w}{\partial x}\end{pmatrix}=$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x},\frac{\partial v}{\partial y},\frac{\partial w}{\partial z},\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y},\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z},\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)^{\mathrm{T}} \tag{10.2-6}$$

1.1.5　物理方程

机械结构内任一点处应力与应变的关系式称为物理方程。

在进行材料的简单拉伸试验时，从应力应变关系曲线上可以发现，在材料达到屈服极限前，试件的轴向应力 σ 正比于轴向应变 ε，这个比例常数定义为弹性模量 E，有如下表达式：

$$\varepsilon=\sigma/E$$

在材料拉伸试验中还可发现，当试件被拉伸时，它的径向尺寸（如直径）将减小。当应力不超过屈服极限时，其径向应变与轴向应变的比值也是常数，定义为泊松比 μ。

对于理想弹性体，可以设 6 个直角坐标应力分量与对应的应变分量成线性关系，即广义胡克定律。在工程上，广义胡克定律常采用的表达式为

$$\begin{pmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \sigma_z\\ \tau_{xy}\\ \tau_{yz}\\ \tau_{zx}\end{pmatrix}=\boldsymbol{D}\begin{pmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \varepsilon_z\\ \gamma_{xy}\\ \gamma_{yz}\\ \gamma_{zx}\end{pmatrix} \tag{10.2-7}$$

其中，$\boldsymbol{D}$ 为弹性矩阵。

$$\boldsymbol{D}=\frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)}$$

$$\begin{pmatrix} 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} \end{pmatrix}$$

对于二维问题，有

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} = \boldsymbol{D} \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} \tag{10.2-8}$$

其中

$$\boldsymbol{D} = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{pmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{pmatrix}$$

1.2　有限元法的一般格式

1.2.1　有限元法的基本步骤

机械结构分析的有限元法的基本步骤见表10.2-1。

表10.2-1　有限元法的基本步骤

序号	步骤	说　明
1	结构的离散化	将分析的对象划分为有限个单元体，并在单元上选定一定数量的点作为节点，各单元体之间仅在指定的节点处相连。单元的划分，通常需要考虑分析对象的结构形状和受载情况
2	单元位移模式的选择	根据分块近似的思想，选择一个简单的函数来近似地构造每一单元内的近似解。例如，若以节点位移为基本未知量，为了能用节点位移表示单元体的位移、应变和应力，在分析求解时，必须对单元中位移的分布作出一定的假设，即选择一个简单的函数来近似地表示单元位移分量随坐标变化的分布规律，这种函数称为位移模式。位移模式的选择是有限元法分析中的关键。由于多项式的数学运算比较简单、易于处理，所以通常是选用多项式作为位移模式。多项式的项数和阶数的选择一般要考虑单元的自由度和解答的收敛性要求等
3	单元刚度分析	通过分析单元的力学特性，建立单元刚度矩阵。首先利用几何方程建立单元应变与节点位移的关系式，然后利用物理方程导出单元应力与节点位移的关系式，最后由虚功原理推出作用于单元上的节点力与节点位移之间的关系式，即单元刚度矩阵
4	等效节点力计算	分析对象经过离散化以后，单元之间仅通过节点进行力的传递，但实际上力是从单元的公共边界上传递的。为此，必须把作用在单元边界上的表面力以及作用在单元上的体积力、集中力等，根据静力等效的原则全都移置到节点上，移置后的力称为等效节点力
5	整体结构平衡方程的建立	建立整体结构的平衡方程也叫做结构的整体分析，也就是把所有的单元刚度矩阵集合并形成一个整体刚度矩阵，同时还将作用于各单元的等效节点力矢量组集成整体结构的节点载荷矢量。从单元到整体的组集过程主要是依据两点：一是所有相邻的单元在公共节点处的位移相等，二是所有各节点必须满足平衡条件。通常，组集整体刚度矩阵的方法是所谓的直接刚度法，即按节点编号对号入座，将单元刚度矩阵中的刚度系数子阵进行叠加
6	求解未知的节点位移及单元应力	在组集整体刚度矩阵时，没有考虑整体结构的平衡条件，所以组集得到的整体刚度矩阵是一个奇异矩阵，尚不能对平衡方程直接进行求解。只有在引入边界约束条件、对所建立的平衡方程加以适当的修改之后，方可根据方程组的具体特点选择恰当的计算方法来求得节点位移，继而求出单元应变和应力。引入边界条件修改平衡方程实质上就是消除整体结构的刚体位移

1.2.2　广义坐标下的有限元格式

二维或三维连续体离散化为有限个单元的集合体，要求单元具有简单而规则的几何形状，以便于计算。单元往往具有不同的形状和节点数，需要根据求解问题的类型、计算精度的要求以及经济性等多方面的因素来选择合适的单元进行计算。

1）以广义坐标 $\boldsymbol{\beta}$ 为待定参数，给出单元内位移：

$$\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{\phi}\boldsymbol{\beta} = \boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-9}$$

$$\boldsymbol{\phi} = \begin{pmatrix} \varphi & 0 & \cdots \\ 0 & \varphi & \cdots \end{pmatrix} \tag{10.2-10}$$

式中　$\varphi = (1 \quad x \quad y \quad \cdots)$；

$\boldsymbol{N}$——形状函数矩阵；

$\boldsymbol{\delta}^e$——单元节点位移。

2）用单元节点位移 $\boldsymbol{\delta}^e$ 表示单元应变和应力。

单元应变：

$$\boldsymbol{\varepsilon}^e = \boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-11}$$

单元应力：

$$\boldsymbol{\sigma}^e = \boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}^e = \boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e = \boldsymbol{S}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-12}$$

式中　$\boldsymbol{B}$——几何矩阵；

$\boldsymbol{S}$——应力矩阵。

3）节点载荷。分布体积力的单元等效节点载荷为

$$\boldsymbol{P}_f^e = \iiint_{V_e} \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{f}\mathrm{d}V_e \tag{10.2-13}$$

式中　$\boldsymbol{f}$——作用在单元 e 单位体积上的体积力列阵。

分布表面力的单元等效节点载荷

$$\boldsymbol{P}_p^e = \int_S \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{q}\mathrm{d}\boldsymbol{S} \tag{10.2-14}$$

式中　$\boldsymbol{q}$——作用在单元 e 单位面积上的表面力列阵。

初应力与初应变的单元等效节点载荷

$$\boldsymbol{P}_{\varepsilon_0}^e = \iiint_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}_0\mathrm{d}V_e \tag{10.2-15}$$

$$\boldsymbol{P}_{\sigma_0}^e = \iiint_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\sigma}_0\mathrm{d}V_e \tag{10.2-16}$$

式中　$\boldsymbol{\varepsilon}_0$、$\boldsymbol{\sigma}_0$——单元 e 的初应变、初应力列阵。

节点载荷列阵 $\boldsymbol{P}$ 可以写做

$$\boldsymbol{P} = \boldsymbol{P}_f + \boldsymbol{P}_q + \boldsymbol{P}_{\varepsilon_0} + \boldsymbol{P}_{\sigma_0} + \boldsymbol{P}_F = \sum_e \boldsymbol{G}^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{P}_f^e + \boldsymbol{P}_q^e + \boldsymbol{P}_{\varepsilon_0}^e + \boldsymbol{P}_{\sigma_0}^e) + \boldsymbol{P}_F \tag{10.2-17}$$

式中　$\boldsymbol{P}_F$——节点集中力列阵。

4）用最小位能原理建立离散体系的节点平衡方程。节点平衡方程为

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{P} \tag{10.2-18}$$

其中，整体刚度矩阵 $\boldsymbol{K} = \sum_e \boldsymbol{G}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{k}^e\boldsymbol{G}$，单元刚度矩阵 $\boldsymbol{k}^e = \int_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\mathrm{d}V_e$，$\boldsymbol{G}$ 为变换矩阵。

2　平面问题和空间问题的有限元

2.1　平面问题的基本概念

平面问题是工程实际中最常遇到的问题，许多工程实际问题都可以简化为平面问题来进行求解。平面问题的有限元法不仅可以用于计算分析具有平面特征的实际机械结构，还可以通过它掌握有限元法的基本思想和基本步骤。

平面问题一般可以分为两类：一类是平面应力问题，另一类是平面应变问题。

所谓平面应力问题，是指所研究的对象在 z 方向上的尺寸很小（即呈平板状），外载荷（包括体积力）都与 z 轴垂直且沿 z 方向没有变化，在 $z = \pm t/2$ 处的两个外表面（平面）上不受任何载荷，如图 10.2-2 所示。

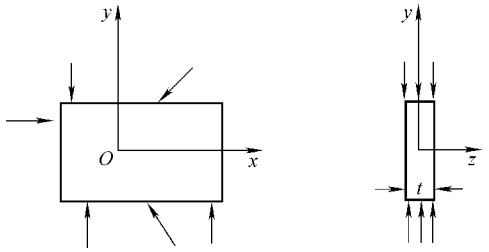


图 10.2-2　平面应力问题

对于这种情况，在 $z = \pm t/2$ 处的两个外表面上的任何一点，都有 $\sigma_z = \tau_{zx} = \tau_{zy} = 0$。另外，由于 z 方向上的尺寸很小，所以可以假定，在物体内任意一点的 σ_z、τ_{zx}、τ_{zy} 都等于零，而其余的三个应力分量 σ_x、σ_y、τ_{xy} 都是 x、y 的函数。此时物体内各点的应力状态就叫做平面应力状态。

与上述情况相反，当物体 z 方向上的尺寸很大，物体所受的载荷（包括体积力）又平行于其横截面（垂直于 z 轴）且不沿长度方向（z 方向）变化，即物体的内在因素和外部作用都不沿长度方向变化，那么这类问题称为平面应变问题。

2.2　平面问题的三角形单元

对于任意一个三角形单元，如图 10.2-3 所示，节点编号 i、j、k 按逆时针顺序编排，三个节点的位置坐标分别是 (x_i, y_i)、(x_j, y_j) 和 (x_k, y_k)。

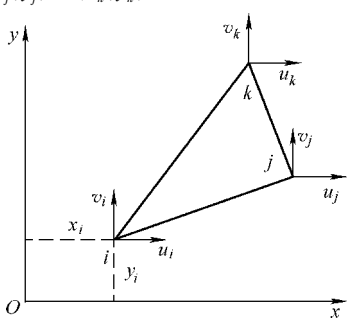


图 10.2-3　直角坐标系下平面三角形单元的节点位移和节点力

对于平面问题，每个节点有 x 和 y 两个方向的自由度，即对应的位移是 u 和 v。可以认为三角形单元共有 6 个自由度，即 $(u_i, v_i, u_j, v_j, u_k, v_k)^{\mathrm{T}}$，相应的单元节点力分量分别为 $(F_{x_i}, F_{y_i}, F_{x_j}, F_{y_j}, F_{x_k}, F_{y_k})^{\mathrm{T}}$。

平面三角形单元三个节点的编号设为 i、j、k，见图 10.2-3。平面三角形单元的分析公式列见表 10.2-2。

表 10.2-2　平面三角形单元的分析公式

序号	类型	符号	公　　式
1	节点力列阵	$\boldsymbol{F}^e$	$\boldsymbol{F}^e=(X_i \quad Y_i \quad X_j \quad Y_j \quad X_k \quad Y_k)^{\mathrm{T}}$
2	节点位移列阵	$\boldsymbol{\delta}^e$	$\boldsymbol{\delta}^e=(u_i \quad v_i \quad u_j \quad v_j \quad u_k \quad v_k)^{\mathrm{T}}$
3	位移函数	u v	$u=(N_i \quad N_j \quad N_k)\begin{pmatrix}u_i\\u_j\\u_k\end{pmatrix}, v=(N_i \quad N_j \quad N_k)\begin{pmatrix}v_i\\v_j\\v_k\end{pmatrix}$ 式中　$N_i=\dfrac{1}{2\Delta}(a_i+b_ix+c_iy)$，$\Delta=\dfrac{1}{2}(b_ic_j-b_jc_i)$ $\begin{cases}a_i=\begin{vmatrix}x_j & y_j\\x_k & y_k\end{vmatrix}=x_jy_k-x_ky_j\\ b_i=-\begin{vmatrix}1 & y_j\\1 & y_k\end{vmatrix}=y_j-y_k \qquad (i,j,k\text{ 轮换})\\ c_i=\begin{vmatrix}1 & x_j\\1 & x_k\end{vmatrix}=-x_j+x_k\end{cases}$
4	应变	$\boldsymbol{\varepsilon}^e$	$\boldsymbol{\varepsilon}^e=(\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \gamma_{xy})^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e$ 式中　$\boldsymbol{B}=\dfrac{1}{2\Delta}\begin{pmatrix}b_i & 0 & b_j & 0 & b_k & 0\\0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_k\\c_i & b_i & c_j & b_j & c_k & b_k\end{pmatrix}$
5	应力	$\boldsymbol{\sigma}^e$	$\boldsymbol{\sigma}^e=(\sigma_x \quad \sigma_y \quad \tau_{xy})^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}^e=\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e=\boldsymbol{S}\boldsymbol{\delta}^e$ 平面应力问题： $\boldsymbol{D}=\dfrac{E}{1-\mu^2}\begin{pmatrix}1 & \mu & 0\\\mu & 1 & 0\\0 & 0 & \dfrac{1-\mu}{2}\end{pmatrix}, \boldsymbol{S}=\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}$ 平面应变问题： 将 $\boldsymbol{D}$ 和 $\boldsymbol{S}$ 式中的 E 和 μ 分别换成 $E/(1-\mu^2)$ 和 $\mu/(1-\mu)$
6	单元刚度矩阵	$\boldsymbol{k}^e$	$\boldsymbol{k}^e=\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}t\Delta=\begin{pmatrix}(k_{ii}^e) & (k_{ij}^e) & (k_{ik}^e)\\(k_{ji}^e) & (k_{jj}^e) & (k_{jk}^e)\\(k_{ki}^e) & (k_{kj}^e) & (k_{kk}^e)\end{pmatrix}$ 平面应力问题： $k_{rs}^e=\dfrac{Et}{4(1-\mu^2)\Delta}\begin{pmatrix}b_rb_s+\dfrac{1-\mu}{2}c_rc_s & \mu b_rc_s+\dfrac{1-\mu}{2}b_rc_s\\\mu c_rb_s+\dfrac{1-\mu}{2}b_rc_s & c_rc_s+\dfrac{1-\mu}{2}b_rb_s\end{pmatrix}$ $(r=i,j,k;s=i,j,k)$ 平面应变问题： 将 $\boldsymbol{D}$ 和 $\boldsymbol{S}$ 式中的 E 和 μ 分别换成 $E/(1-\mu^2)$ 和 $\mu/(1-\mu)$
7	整体刚度矩阵	$\boldsymbol{K}$	$\boldsymbol{K}=\sum_{e=1}^{m}\boldsymbol{k}_{ext}^e$ 式中，m 为单元总数目 $\boldsymbol{k}_{ext}^e=\begin{array}{c}\begin{matrix}1 & & i & & j & & k & & n\end{matrix}\\\begin{pmatrix}\cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots\\\vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots\\\cdots & \cdots & k_{ii}^e & \cdots & k_{ij}^e & \cdots & k_{ik}^e & \cdots & \cdots\\\vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots\\\cdots & & k_{ji}^e & & k_{jj}^e & \cdots & k_{jk}^e & \cdots & \cdots\\\vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots\\\cdots & \cdots & k_{ki}^e & \cdots & k_{kj}^e & \cdots & k_{kk}^e & \cdots & \cdots\\\vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots\\\cdots & \cdots & \cdots & & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots\end{pmatrix}\begin{matrix}1\\\\i\\\\j\\\\k\\\\n\end{matrix}\end{array}$

（续）

序号	类型	符号	公　式
8	整体平衡方程		$\boldsymbol{K\delta}=\boldsymbol{P}$ 式中 $\boldsymbol{\delta}=(u_1 \quad v_1 \quad u_2 \quad v_2 \quad \cdots \quad u_{2n} \quad v_{2n})^{\mathrm{T}}$ $\boldsymbol{P}=(X_1 \quad Y_1 \quad X_2 \quad Y_2 \quad \cdots \quad X_{2n} \quad Y_{2n})^{\mathrm{T}}$
9	节点等效载荷		$\boldsymbol{P}^e=\begin{pmatrix}P_i\\P_j\\P_k\end{pmatrix}=\frac{\boldsymbol{P}}{l}(l_j \quad 0 \quad l_i \quad 0 \quad 0 \quad 0)^{\mathrm{T}}$ 式中，$\boldsymbol{P}$ 为作用在 ij 边上一点与 x 轴平行的集中力；l_i 为作用点与节点 i 的距离；l_j 为作用点与节点 j 的距离
			$\boldsymbol{P}_q^e=\begin{pmatrix}P_i\\P_j\\P_k\end{pmatrix}=\frac{1}{2}\boldsymbol{q}t(y_i-y_j \quad x_j-x_i \quad y_i-y_j \quad x_j-x_i \quad 0 \quad 0)^{\mathrm{T}}$ 式中，$\boldsymbol{q}$ 为作用在 ij 边上的均布侧压力
			$\boldsymbol{P}^e=\begin{pmatrix}P_i\\P_j\\P_k\end{pmatrix}=\frac{1}{2}\boldsymbol{q}lt(1 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0)^{\mathrm{T}}$ 式中，$\boldsymbol{q}$ 为作用在 ij 边上的与 x 轴平行的三角形均布表面力
			$\begin{cases}q_i=q\\q_j=0\end{cases},\boldsymbol{P}^e=\begin{pmatrix}P_i\\P_j\\P_k\end{pmatrix}=\frac{1}{2}\boldsymbol{q}lt\left(\frac{2}{3} \quad 0 \quad \frac{1}{3} \quad 0 \quad 0 \quad 0\right)^{\mathrm{T}}$ 式中，$\boldsymbol{q}$ 为作用在 ij 边上的与 x 轴平行的三角形分布表面力
			$\boldsymbol{f}=\begin{pmatrix}f_x\\f_y\end{pmatrix},\boldsymbol{P}_f^e=\begin{pmatrix}P_i\\P_j\\P_k\end{pmatrix}=\frac{1}{3}t\Delta(f_x \quad f_y \quad f_x \quad f_y \quad f_x \quad f_y)^{\mathrm{T}}$ 式中，$\boldsymbol{f}$ 为体积力

注：N_i，N_j，N_k—单元的形状函数，简称形函数；Δ—三角形单元的面积；$\boldsymbol{B}$—几何矩阵，其各元素均为常量；$\boldsymbol{D}$—弹性矩阵；$\boldsymbol{S}$—应力矩阵；t—单元厚度；m—单元数；n—节点数；$\boldsymbol{k}_{ext}^e$—$\boldsymbol{k}^e$ 扩充成 $2n\times 2n$ 阶的方阵；$\boldsymbol{\delta}$—所有节点的位移矢量；$\boldsymbol{P}$—所有节点的节点力矢量，为直接作用于节点上的集中载荷列阵与等效节点载荷列阵之和。

2.3　轴对称问题的三角形单元

轴对称问题是弹性力学空间问题的一个特殊情况。如果弹性体的几何形状、约束状态以及外载荷都对称于某一轴（过该轴的任一平面都是对称面），则弹性体内各点所有的位移、应变及应力也都对称于此轴，这类问题称为轴对称问题。在离心机械、压力容器、矿山井架等机械设备中经常遇到轴对称问题。

在轴对称问题中，通常采用圆周坐标（r，θ，z）。θ 以 z 轴作为对称轴，所有应力、应变和位移都与 θ 方向无关，只是 r 和 z 的函数，且 θ 方向的位移 v 等于零。将旋转体离散成有限个轴对称的圆环单元，这些圆环单元与 rz 平面正交的截面可以有不同的形状（三角形或矩形等），各单元在 rz 平面内形成网格，可像平面问题一样处理。如图 10.2-4 所示，z 轴为对称轴，轴对称问题三角形单元上每个节点有两个节点力 R、Z 和两个节点位移 u、w，单元的分析公式见表 10.2-3。

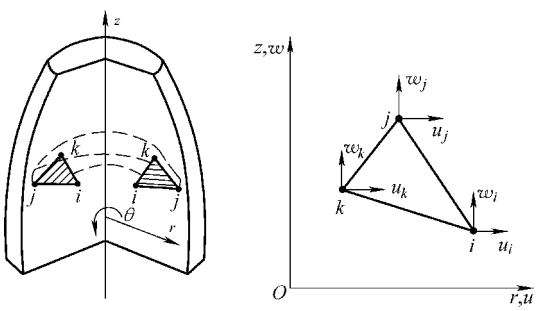


图 10.2-4　3 节点三角形环状单元及其 rz 截面

表 10.2-3　轴对称问题三角形单元分析公式

序号	类型	符号	公　式
1	节点力列阵	$\boldsymbol{F}^e$	$\boldsymbol{F}^e=(R_i \quad Z_i \quad R_j \quad Z_j \quad R_k \quad Z_k)^{\mathrm{T}}$
2	节点位移列阵	$\boldsymbol{\delta}^e$	$\boldsymbol{\delta}^e=(u_i \quad w_i \quad u_j \quad w_j \quad u_k \quad w_k)^{\mathrm{T}}$
3	位移函数	u w	$u=(N_i \quad N_j \quad N_k)\begin{pmatrix}u_i\\u_j\\u_k\end{pmatrix}, w=(N_i \quad N_j \quad N_k)\begin{pmatrix}w_i\\w_j\\w_k\end{pmatrix}$ 式中，$N_i=\dfrac{1}{2\Delta}(a_i+b_i r+c_i z)$，其中 $\begin{cases}a_i=\begin{vmatrix}r_j & z_j\\ r_k & z_k\end{vmatrix}=r_j z_k-r_k z_j\\ b_i=-\begin{vmatrix}1 & z_j\\ 1 & z_k\end{vmatrix}=z_j-z_k \quad (i、j、k\text{ 轮换})\\ c_i=\begin{vmatrix}1 & r_j\\ 1 & r_k\end{vmatrix}=-r_j+z_k\end{cases}$ $\Delta=\dfrac{1}{2}(b_i c_j-b_j c_i)$
4	应变	$\boldsymbol{\varepsilon}^e$	$\boldsymbol{\varepsilon}^e=(\varepsilon_r \quad \varepsilon_\theta \quad \varepsilon_z \quad \gamma_{zr})^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e$ $\boldsymbol{B}=\dfrac{1}{2\Delta}\begin{pmatrix}b_i & 0 & b_j & 0 & b_k & 0\\ g_i & 0 & g_j & 0 & g_k & 0\\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_k\\ c_i & b_i & c_j & b_j & c_k & b_k\end{pmatrix}$ $g_s=\dfrac{a_s}{r}+b_s+\dfrac{c_s z}{r} \quad (s=i,j,k)$
5	应力	$\boldsymbol{\sigma}^e$	$\boldsymbol{\sigma}^e=(\sigma_r \quad \sigma_\theta \quad \sigma_\tau \quad \tau_{zr})=\boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}^e=\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e=\boldsymbol{S}\boldsymbol{\delta}^e$ 式中，$\boldsymbol{D}=\dfrac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)}\begin{pmatrix}1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0\\ \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0\\ \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)}\end{pmatrix}$，$\boldsymbol{S}=\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}$
6	单元刚度矩阵	$\boldsymbol{k}^e$	$\boldsymbol{k}^e=\begin{pmatrix}k_{ii}^e & k_{ij}^e & k_{ik}^e\\ k_{ji}^e & k_{jj}^e & k_{jk}^e\\ k_{ki}^e & k_{kj}^e & k_{kk}^e\end{pmatrix}$ $\boldsymbol{k}_{ms}^e=\dfrac{\pi E(1-\mu)r}{2(1+\mu)(1-2\mu)}\times$ $\begin{pmatrix}b_m b_s+\bar{g}_m\bar{g}_s+A_1(b_m\bar{g}_s+b_s\bar{g}_m)+A_2 c_m c_s & A_1(b_m c_s+\bar{g}_m c_s)+A_2 c_m b_s\\ A_1(c_m b_s+c_m\bar{g}_s)+A_2 b_m c_s & c_m c_s+A_2 b_m b_s\end{pmatrix}$ $(m=i,j,k;s=i,j,k)$ $\bar{g}_n=\dfrac{c_n}{\bar{r}}+b_n+\dfrac{c_n\bar{z}}{\bar{r}} \quad (n=i,j,k)$ $\bar{r}=\dfrac{1}{3}(r_i+r_j+r_k), \bar{z}=\dfrac{1}{3}(z_i+z_j+z_k)$ $A_1=\dfrac{\mu}{1-\mu}, A_2=\dfrac{1-2\mu}{2(1-\mu)}$

（续）

序号	类型	符号	公　　式
7	节点等效载荷		$\boldsymbol{P}^e=\begin{pmatrix}P_i\\P_j\\P_k\end{pmatrix}=\frac{2\pi r\boldsymbol{q}}{l}(l_j\quad 0\quad l_i\quad 0\quad 0\quad 0)$ 式中，$\boldsymbol{q}$ 为作用在 ij 边上一点与 r 轴平行的轴对称分布力；l_i 为作用点与节点 i 的距离，l_j 为作用点与节点 j 的距离
			$\boldsymbol{f}=\begin{pmatrix}f_r\\f_z\end{pmatrix},\boldsymbol{P}_f^e=\begin{pmatrix}P_i\\P_j\\P_k\end{pmatrix}=\frac{2\pi r\Delta}{3}(f_r\quad f_z\quad f_r\quad f_z\quad f_r\quad f_z)^{\mathrm{T}}$ 式中，$\boldsymbol{f}$ 为体积力

注：N_i，N_j，N_k—单元的形状函数，简称形函数；Δ—三角形单元的面积；$\boldsymbol{B}$—几何矩阵；$\boldsymbol{D}$—弹性矩阵；$\boldsymbol{S}$—应力矩阵。

2.4　空间问题的四面体单元

弹性力学空间问题与平面问题类似，先将空间结构离散成有限个三维单元（通常为四面体单元或六面体单元），各单元通过有限个节点相连，求解步骤与平面问题相同。

空间四面体单元，节点 i、j、k、l 按右手法则编号，即从节点 l 看，节点 i、j、k 为逆时针方向，如图 10.2-5 所示。每个节点有三个节点力和节点位移，单元的分析公式见表 10.2-4。

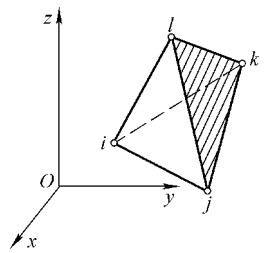


图 10.2-5　空间四面体单元

表 10.2-4　空间四面体单元的分析公式

序号	类型	符号	公　　式
1	节点力列阵	$\boldsymbol{F}^e$	$\boldsymbol{F}^e=(X_i\quad Y_i\quad Z_i\quad X_j\quad Y_j\quad Z_j\quad X_k\quad Y_k\quad Z_k\quad X_l\quad Y_l\quad Z_l)^{\mathrm{T}}$
2	节点位移列阵	$\boldsymbol{\delta}^e$	$\boldsymbol{\delta}^e=(u_i\quad v_i\quad w_i\quad u_j\quad v_j\quad w_j\quad u_k\quad v_k\quad w_k\quad u_l\quad v_l\quad w_l)^{\mathrm{T}}$
3	位移函数	u v w	$\begin{pmatrix}u\\v\\w\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}N_i&0&0&-N_j&0&0&N_k&0&0&-N_l&0&0\\0&N_i&0&0&-N_j&0&0&N_k&0&0&-N_l&0\\0&0&N_i&0&0&-N_j&0&0&N_k&0&0&-N_l\end{pmatrix}\boldsymbol{\delta}^e$ $N_r=\frac{1}{6V}(a_r+b_rx+c_ry+d_rz)\qquad(r=i,j,k,l)$ 四面体体积： $V=\frac{1}{6}\begin{vmatrix}1&x_i&y_i&z_i\\1&x_j&y_j&z_j\\1&x_k&y_k&z_k\\1&x_l&y_l&z_l\end{vmatrix}$ $a_i=\begin{vmatrix}x_j&y_j&z_j\\x_k&y_k&z_k\\x_l&y_l&z_l\end{vmatrix},b_i=\begin{vmatrix}1&y_j&z_j\\1&y_k&z_k\\1&y_l&z_l\end{vmatrix},c_i=-\begin{vmatrix}x_j&1&z_j\\x_k&1&z_k\\x_l&1&z_l\end{vmatrix},d_i=\begin{vmatrix}x_j&y_j&1\\x_k&y_k&1\\x_l&y_l&1\end{vmatrix}$ （i、j、k、l 轮换）

（续）

序号	类型	符号	公　式
4	应变	$\boldsymbol{\varepsilon}^e$	$\boldsymbol{\varepsilon}^e=(\varepsilon_x\quad\varepsilon_y\quad\varepsilon_z\quad\gamma_{xy}\quad\gamma_{yz}\quad\gamma_{zx})^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e$ $\boldsymbol{B}=(B_i\quad -B_j\quad B_k\quad -B_l)$ $\boldsymbol{B}_r=\dfrac{1}{6V}\begin{pmatrix}b_r&0&0\\0&c_r&0\\0&0&d_r\\c_r&b_r&0\\0&d_r&c_r\\d_r&0&b_r\end{pmatrix}\quad(r=i,j,k,l)$
5	应力	$\boldsymbol{\sigma}^e$	$\boldsymbol{\sigma}^e=(\sigma_x\quad\sigma_y\quad\sigma_z\quad\tau_{xy}\quad\tau_{yz}\quad\tau_{zx})^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}^e=\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e=\boldsymbol{S}\boldsymbol{\delta}^e$ $\boldsymbol{D}=\dfrac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)}\begin{pmatrix}1&\frac{\mu}{1-\mu}&\frac{\mu}{1-\mu}&0&0&0\\\frac{\mu}{1-\mu}&1&\frac{\mu}{1-\mu}&0&0&0\\\frac{\mu}{1-\mu}&\frac{\mu}{1-\mu}&1&0&0&0\\0&0&0&\frac{1-2\mu}{2(1-\mu)}&0&0\\0&0&0&0&\frac{1-2\mu}{2(1-\mu)}&0\\0&0&0&0&0&\frac{1-2\mu}{2(1-\mu)}\end{pmatrix}$ $\boldsymbol{S}=\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}$
6	单元刚度矩阵	$\boldsymbol{k}^e$	$\boldsymbol{k}^e=\begin{pmatrix}k_{ii}^e&-k_{ij}^e&k_{ik}^e&-k_{il}^e\\-k_{ji}^e&k_{jj}^e&-k_{jk}^e&k_{jl}^e\\k_{ki}^e&-k_{kj}^e&k_{kk}^e&-k_{kl}^e\\-k_{li}^e&k_{lj}^e&-k_{lk}^e&k_{ll}^e\end{pmatrix}$ $\boldsymbol{k}_{rs}^e=\dfrac{E(1-\mu)}{36(1+\mu)(1-2\mu)}\times$ $\begin{pmatrix}b_rb_s+A_2(c_rc_s+d_rd_s)&A_1b_rc_s+A_2c_rb_s&A_1b_rd_s+A_2d_rb_s\\A_1c_rb_s+A_2b_rc_s&c_rc_s+A_2(b_rb_s+d_rd_s)&A_1c_rd_s+A_2d_rc_s\\A_1d_rd_s+A_2b_rd_s&A_1d_rc_s+A_2c_rd_s&d_rd_s+A_2(b_rb_s+c_rc_s)\end{pmatrix}$ $(r=i,j,k,l;s=i,j,k,l)$ $A_1=\dfrac{\mu}{1-\mu},A_2=\dfrac{1-2\mu}{2(1-\mu)}$
7	节点等效载荷		作用在边界面 ijk 的线性分布的表面力为 $\boldsymbol{p}=(p_x\quad p_y\quad p_z)^{\mathrm{T}}$ 在节点 i,j,k 上的集度分别为 $(p_x^i\quad p_y^i\quad p_z^i)^{\mathrm{T}},(p_x^j\quad p_y^j\quad p_z^j)^{\mathrm{T}},(p_x^k\quad p_y^k\quad p_z^k)^{\mathrm{T}}$ 节点载荷为 $\boldsymbol{P}_{ip}^e=\dfrac{1}{6}A_{ijk}\left(p_x^i+\dfrac{1}{2}p_x^j+\dfrac{1}{2}p_x^k\right)\quad\begin{pmatrix}i、j、k轮换\\x、y、z\end{pmatrix}$ 式中，A_{ijk} 为边界表面 ijk 的面积 $\boldsymbol{f}=\begin{pmatrix}f_x\\f_y\\f_z\end{pmatrix},\boldsymbol{p}_{if}^e=\begin{pmatrix}P_{ix}^e\\P_{iy}^e\\P_{iz}^e\end{pmatrix}=\dfrac{V}{4}\begin{pmatrix}f_x\\f_y\\f_z\end{pmatrix}\quad(i、j、k、l\text{ 轮换})$ 式中，f 为体积力

注：N_i，N_j，N_k，N_l—单元的形状函数，简称形函数；$\boldsymbol{B}$—几何矩阵；$\boldsymbol{D}$—弹性矩阵；$\boldsymbol{S}$—应力矩阵。

3　等参元的基本原理

等参数单元（简称等参元），就是对单元几何形状和单元内的参变量函数，采用相同数目的节点参数和相同的形函数进行变换而设计出的一种新型单元。由于等参变换的采用使等参单元的刚度、质量、阻尼、载荷等特性矩阵的计算仍在前面所表示单元的规则域内进行，因此，不管各个积分型式的矩阵表示的被积函数如何复杂，仍然可以方便地采用标准化的数值积分方法计算。也正因为如此，等参元已成为有限元法中应用最为广泛的单元型式。

等参元的基本思想是：首先导出关于局部坐标系（或称自然坐标系）的规整形状的单元（母单元）的高阶位移模式，然后利用形函数多项式进行坐标变换，得到关于整体坐标系的复杂形状的单元（子单元），其中子单元的位移函数插值节点数与其位置坐标变换的节点数相等，位移函数插值公式与位置坐标变换式都采用相同的形函数与节点参数。

3.1　平面八节点四边形等参元

（1）局部坐标系下的位移模式

根据形函数的定义，在局部坐标系中，建立起几何形状简单且规整的单元，称之为母单元。母单元是（ξ，η）平面中的 2×2 正方形，$-1\leqslant\xi\leqslant+1$，$-1\leqslant\eta\leqslant+1$，如图 10.2-6 所示，坐标原点在单元形心上。单元边界是四条直线：$\xi=\pm1$，$\eta=\pm1$。对于具有二次形函数的四边形单元，单元每边的节点数为三个。为保证用形函数定义的未知量在相邻单元之间的连续性，单元节点数目应与形函数阶次相适应。

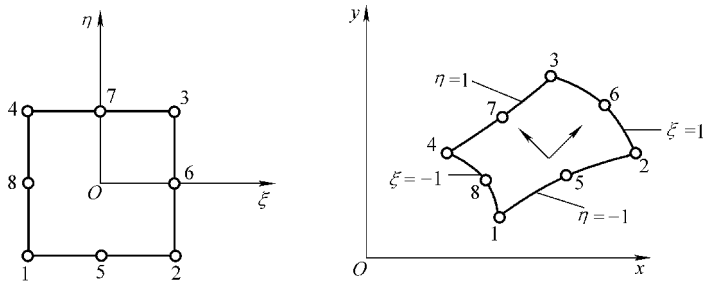


图 10.2-6　平面八节点四边形单元

a）母单元　b）子单元

角点上的形函数为

$$N_i=\frac{1}{4}(1+\xi_0)(1+\eta_0)(\xi_0+\eta_0-1)\qquad(i=1,2,3,4)\qquad(10.2\text{-}19)$$

边中点上的形函数为

$$N_i=\frac{1}{2}(1-\xi^2)(1+\eta_0)\qquad(i=5,7)$$

$$N_i=\frac{1}{2}(1-\eta^2)(1+\xi_0)\qquad(i=6,8)$$

$$(10.2\text{-}20)$$

用局部坐标形函数表达的位移模式为

$$u=\sum_{i=1}^{n}N_i(\xi,\eta)u_i,v=\sum_{i=1}^{n}N_i(\xi,\eta)v_i\quad(n=4,8)\qquad(10.2\text{-}21)$$

（2）等参坐标变换

等参元需要用坐标变换把形状规整的母单元转换成具有曲线（面）边界的、形状复杂的单元。转换后的单元称为子单元。坐标变换是指在局部坐标（ξ，η，ζ）和整体坐标（x，y，z）之间建立一一对应关系。在这里，坐标变换关系利用形函数建立起来。对于上述八节点二次四边形单元，有

$$\begin{cases}x=\sum\limits_{i=1}^{8}N_i(\xi,\eta)x_i=N_1(\xi,\eta)x_1+\\ \quad N_2(\xi,\eta)x_2+\cdots+N_8(\xi,\eta)x_8\\ y=\sum\limits_{i=1}^{8}N_i(\xi,\eta)y_i=N_1(\xi,\eta)y_1+\\ \quad N_2(\xi,\eta)y_2+\cdots+N_8(\xi,\eta)y_8\end{cases}\qquad(10.2\text{-}22)$$

其中，$N_i(\xi,\eta)$ 为用局部坐标表示的形函数；（x_i，y_i）为节点 i 的整体坐标。上式即平面坐标变换公式。

（3）两种坐标系的关系——雅可比(Jacobi)矩阵

局部坐标系和整体坐标系之间具有如下偏导数的关系：

$$\begin{pmatrix}\dfrac{\partial}{\partial\xi}\\ \dfrac{\partial}{\partial\eta}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\dfrac{\partial x}{\partial\xi} & \dfrac{\partial y}{\partial\xi}\\ \dfrac{\partial x}{\partial\eta} & \dfrac{\partial y}{\partial\eta}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\dfrac{\partial}{\partial x}\\ \dfrac{\partial}{\partial y}\end{pmatrix}=\boldsymbol{J}\begin{pmatrix}\dfrac{\partial}{\partial x}\\ \dfrac{\partial}{\partial y}\end{pmatrix}$$

（10.2-23）

式中　$\boldsymbol{J}$——雅可比矩阵，定义为

$$\boldsymbol{J}=\begin{pmatrix}\dfrac{\partial x}{\partial\xi} & \dfrac{\partial y}{\partial\xi}\\ \dfrac{\partial x}{\partial\eta} & \dfrac{\partial y}{\partial\eta}\end{pmatrix}$$

（4）四边形等参元的单元分析

将上述等参元的位移模式代入弹性力学平面问题的几何方程，得到如下型式的用应变矩阵 $\boldsymbol{B}$ 表示的单元应变分量计算式：

$$\boldsymbol{\varepsilon}=\begin{pmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \gamma_{xy}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\dfrac{\partial u}{\partial x}\\ \dfrac{\partial v}{\partial y}\\ \dfrac{\partial u}{\partial y}+\dfrac{\partial v}{\partial x}\end{pmatrix}=\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e=$$

$$(\boldsymbol{B}_1\quad\boldsymbol{B}_2\quad\cdots\quad\boldsymbol{B}_8)\boldsymbol{\delta}^e\qquad(10.2\text{-}24)$$

其中，$\boldsymbol{\delta}^e=(\boldsymbol{\delta}_1\quad\boldsymbol{\delta}_2\quad\cdots\quad\boldsymbol{\delta}_8)^{\mathrm{T}}$ 为单元节点位移列阵，$\boldsymbol{\delta}_i=\begin{pmatrix}u_i\\ v_i\end{pmatrix}(i=1,2,\cdots,8)$。

为了求得应变矩阵 $\boldsymbol{B}$，需要进行偏导数的变换：

$$\begin{pmatrix}\dfrac{\partial N_i}{\partial x}\\ \dfrac{\partial N_i}{\partial y}\end{pmatrix}=\boldsymbol{J}^{-1}\begin{pmatrix}\dfrac{\partial N_i}{\partial\xi}\\ \dfrac{\partial N_i}{\partial\eta}\end{pmatrix}$$

将单元任一点的应变列阵代入平面问题的物理方程，得到单元应力列阵。再利用虚功原理，进一步推导出单元刚度矩阵：

$$\boldsymbol{k}^e=\iint\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}t\mathrm{d}x\mathrm{d}y=\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}t\,|\boldsymbol{J}|\,\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta$$

（10.2-25）

式中　t——单元厚度。

注意式（10.2-25）中的积分限，在整体坐标系中的积分相应地转化成了局部坐标系下的积分，是积分限为－1到＋1的定积分。

在等参元分析中，单元外载荷（设外载荷包括集中载荷、体积力、表面力等）可以写成如下型式：

$$\boldsymbol{R}=\sum_{e=1}^{N}\boldsymbol{R}^e=\sum_{e=1}^{N}(\boldsymbol{F}^e+\boldsymbol{Q}^e+\boldsymbol{P}^e)=\boldsymbol{F}+\boldsymbol{Q}+\boldsymbol{P}$$

（10.2-26）

其中，对于集中载荷，设单元任意点 c 作用有集中载荷 $\boldsymbol{G}=(G_x\quad G_y)^{\mathrm{T}}$，移置到单元有关节点上的等效节点载荷为

$$\boldsymbol{F}_i^e=(F_{ix}^e\quad F_{iy}^e)^{\mathrm{T}}=(N_i)_c\boldsymbol{G}\qquad(i=1,2,\cdots,8)$$

（10.2-27）

式中　$(N_i)_c$——形函数 N_i 在集中力作用点 c 处的取值，可以先根据作用点 c 的整体坐标（x_c，y_c）求得其局部坐标（ξ_c，η_c），再将局部坐标（ξ_c，η_c）分别代入形函数公式得到。

对于体积力，设单元上作用的体积力为 $\boldsymbol{p}=(p_x\quad p_y)^{\mathrm{T}}$，移置到单元各节点上的等效载荷为

$$\boldsymbol{P}_i^e=(P_{ix}^e\quad P_{iy}^e)^{\mathrm{T}}=\iint N_i\boldsymbol{p}t\mathrm{d}x\mathrm{d}y=$$

$$\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}N_i\begin{pmatrix}p_x\\ p_y\end{pmatrix}t\,|\boldsymbol{J}|\,\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta\qquad(i=1,2,\cdots,8)$$

（10.2-28）

对于表面力，设单元某边界上作用的表面力为 $\boldsymbol{q}=(q_x\quad q_y)^{\mathrm{T}}$，则这条边上三个节点的等效载荷为

$$\boldsymbol{Q}_i^e=(Q_{ix}^e\quad Q_{iy}^e)^{\mathrm{T}}=\int_{\Gamma}N_i\begin{pmatrix}q_x\\ q_y\end{pmatrix}t\mathrm{d}s\qquad(10.2\text{-}29)$$

式中　Γ——单元作用有表面力的边界域；

$\mathrm{d}s$——边界域内的微段弧长。

在上述分析的基础上，利用结构中所有等参元的单元刚度矩阵集成结构整体刚度矩阵，列出结构有限元方程，引入约束条件，进行结构整体分析。

3.2　一维等参元

利用自然坐标（在一维问题中可称为长度坐标）构造一维等参单元的形状函数。采用坐标 ξ，且 $-1\leqslant\xi\leqslant+1$，如图10.2-7所示。自然坐标系中的直线单元称为母单元。

1）线性单元（2节点）：

$$N_1=\frac{1-\xi}{2},N_2=\frac{1+\xi}{2}\qquad(10.2\text{-}30)$$

2）二次单元（3节点）：

$$N_1=-\frac{(1-\xi)\xi}{2},N_2=\frac{(1+\xi)\xi}{2},N_3=1-\xi^2$$

（10.2-31）

3）三次单元（4节点）：

$$N_1=\frac{(1-\xi)(9\xi^2-1)}{16},N_2=\frac{(1+\xi)(9\xi^2-1)}{16}$$

$$N_3=\frac{9(1-\xi^2)(1-3\xi)}{16},N_4=\frac{9(1-\xi^2)(1+3\xi)}{16}$$

（10.2-32）

利用拉格朗日（Lagrange）多项式，一维形函数可统一写成如下型式：

$$N_i^n=\frac{(\xi-\xi_1)(\xi-\xi_2)\cdots(\xi-\xi_{i-1})(\xi-\xi_{i+1})\cdots(\xi-\xi_n)}{(\xi_i-\xi_1)(\xi_i-\xi_2)\cdots(\xi_i-\xi_{i-1})(\xi_i-\xi_{i+1})\cdots(\xi_i-\xi_n)}$$

（10.2-33）

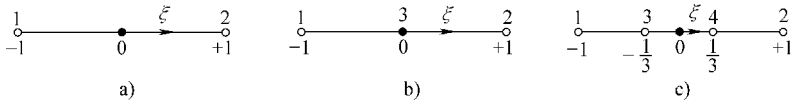


图 10.2-7　一维母单元

a）线性单元　b）二次单元　c）三次单元

通过坐标变换在整体坐标系中得到不同长度和形状的曲线单元，称为子单元。在整体坐标系中，一维子单元内任意一点的坐标用形函数表示如下：

$$\begin{cases} x = \sum N_i x_i = N_1 x_1 + N_2 x_2 + \cdots \\ y = \sum N_i y_i = N_1 y_1 + N_2 y_2 + \cdots \end{cases} \tag{10.2-34}$$

其中，N_i 是用局部坐标表示的形函数；（x_i，y_i）是节点 i 的整体坐标。

3.3　平面矩形等参元

边长为 $2a$ 及 $2b$ 的矩形单元，取 4 个角点作为节点，用局部节点编码 $i \sim l$ 表示，如图 10.2-8 所示。以单元形心 O 为原点建立局部坐标系 Oxy，并以平行于两边的两个对称轴作为 x 轴和 y 轴。为运算方便，引入无量纲局部坐标 $\xi O\eta$，且

$$\xi = \frac{x}{a}, \eta = \frac{y}{b}$$

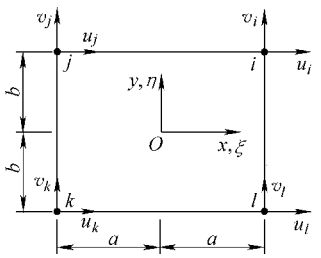


图 10.2-8　4 节点矩形单元

单元的分析公式见表 10.2-5。

表 10.2-5　平面矩形单元的分析公式

序号	类别	符号	公　　式
1	节点力列阵	$\boldsymbol{F}^e$	$\boldsymbol{F}^e = (X_i \quad Y_i \quad X_j \quad Y_j \quad X_k \quad Y_k \quad X_l \quad Y_l)^{\mathrm{T}}$
2	节点位移列阵	$\boldsymbol{\delta}^e$	$\boldsymbol{\delta}^e = (u_i \quad v_i \quad u_j \quad v_j \quad u_k \quad v_k \quad u_l \quad v_l)^{\mathrm{T}}$
3	位移函数	u v	$u = (N_i \quad N_j \quad N_k \quad N_l)\begin{pmatrix} u_i \\ u_j \\ u_k \\ u_l \end{pmatrix}, v = (N_i \quad N_j \quad N_k \quad N_l)\begin{pmatrix} v_i \\ v_j \\ v_k \\ v_l \end{pmatrix}$ $N_i = \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta), N_j = \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta)$ $N_k = \frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta), N_l = \frac{1}{4}(1-\xi)(1+\eta)$
4	应变	$\boldsymbol{\varepsilon}^e$	$\boldsymbol{\varepsilon}^e = (\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \gamma_{xy})^{\mathrm{T}} = \boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e$ $\boldsymbol{B} = \frac{1}{4ab}$ $\begin{pmatrix} -(b-y) & 0 & b-y & 0 & b+y & 0 & -(b+y) & 0 \\ 0 & -(a-x) & 0 & -(a+x) & 0 & a+x & 0 & a-x \\ -(a-x) & -(b-y) & -(a+x) & b-y & a+x & b+y & a-x & -(b+y) \end{pmatrix}$
5	应力	$\boldsymbol{\sigma}^e$	平面应力问题： $\boldsymbol{\sigma}^e = (\sigma_x \quad \sigma_y \quad \tau_{xy})^{\mathrm{T}} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}^e = \boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e = \boldsymbol{S}\boldsymbol{\delta}^e$ 式中，$\boldsymbol{D} = \frac{E}{1-\mu^2}\begin{pmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{pmatrix}, \boldsymbol{S} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{B}$ 平面应变问题： 将 $\boldsymbol{D}$ 和 $\boldsymbol{S}$ 式中的 E 和 μ 分别换成 $E/(1-\mu^2)$ 和 $\mu/(1-\mu)$

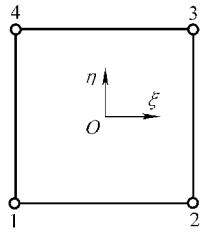
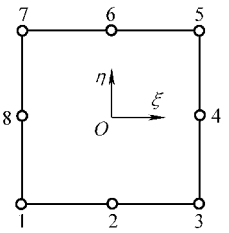
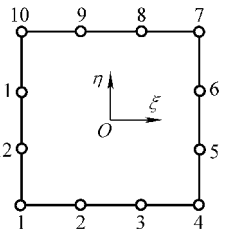
（续）

序号	类别	符号	公　　式
6	单元刚度矩阵	$\boldsymbol{k}^e$	平面应力问题： $\boldsymbol{k}^e=\begin{pmatrix} k_{ii}^e & k_{ij}^e & k_{ik}^e & k_{il}^e \\ k_{ji}^e & k_{jj}^e & k_{jk}^e & k_{jl}^e \\ k_{ki}^e & k_{kj}^e & k_{kk}^e & k_{kl}^e \\ k_{li}^e & k_{lj}^e & k_{lk}^e & k_{ll}^e \end{pmatrix}$ $k_{rs}^e=\dfrac{E}{4ab(1-\mu^2)}$ $\begin{pmatrix} \dfrac{b}{a}\xi_s\xi_r\left(1+\dfrac{1}{3}\eta_s\eta_r\right)+\dfrac{1-\mu}{2}\dfrac{b}{a}\eta_s\eta_r\left(1+\dfrac{1}{3}\xi_s\xi_r\right) & \mu\xi_s\eta_r+\dfrac{1-\mu}{2}\eta_s\xi_r \\ \mu\xi_s\eta_r+\dfrac{1-\mu}{2}\eta_s\xi_r & \dfrac{a}{b}\eta_s\eta_r\left(1+\dfrac{1}{3}\xi_s\xi_r\right)+\dfrac{1-\mu}{2}\dfrac{a}{b}\xi_s\xi_r\left(1+\dfrac{1}{3}\eta_s\eta_r\right) \end{pmatrix}$ $(r=i,j,k,l;s=i,j,k,l)$ 平面应变问题： 将 $\boldsymbol{D}$ 和 $\boldsymbol{S}$ 式中的 E 和 μ 分别换成 $E/(1-\mu^2)$ 和 $\mu/(1-\mu)$
7	节点等效载荷		$\boldsymbol{P}^e=\begin{pmatrix} P_i \\ P_j \\ P_k \\ P_l \end{pmatrix}=\dfrac{\boldsymbol{P}}{a}(l_j \quad 0 \quad l_i \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0)^{\mathrm{T}}$ 式中　P—作用在 ij 边上一点与 x 轴平行的集中力； l_i—作用点与节点 i 的距离； l_j—作用点与节点 j 的距离
			$\boldsymbol{P}^e=\begin{pmatrix} P_i \\ P_j \\ P_k \\ P_l \end{pmatrix}=\boldsymbol{q}at(1 \quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0)^{\mathrm{T}}$ 式中　q—作用在 ij 边上与 x 轴平行的均布表面力
			$\begin{cases} q_i=q \\ q_j=0 \end{cases},\boldsymbol{P}^e=\begin{pmatrix} P_i \\ P_j \\ P_k \\ P_l \end{pmatrix}=\boldsymbol{q}at\left(\dfrac{2}{3} \quad 0 \quad \dfrac{1}{3} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0\right)^{\mathrm{T}}$ 式中　q—作用在 ij 边上与 x 轴平行的三角形分布表面力
			$\boldsymbol{f}=\begin{pmatrix} f_x \\ f_y \end{pmatrix},\boldsymbol{P}_f^e=\begin{pmatrix} P_i \\ P_j \\ P_k \\ P_l \end{pmatrix}=tab(f_x \quad f_y \quad f_x \quad f_y \quad f_x \quad f_y \quad f_x \quad f_y)^{\mathrm{T}}$ 式中　$\boldsymbol{f}$—体积力

注：N_i，N_j，N_k，N_l—单元的形状函数，简称形函数；$\boldsymbol{B}$—几何矩阵；$\boldsymbol{D}$—弹性矩阵；$\boldsymbol{S}$—应力矩阵；t—单元厚度；$\boldsymbol{\delta}$—所有节点的位移列阵；$\boldsymbol{P}$—所有节点的节点力列阵，为直接作用于节点上的集中载荷列阵与等效节点载荷列阵之和。

若取二维母单元是（ξ，η）平面中的 2×2 正方形，其中 $-1\leqslant\xi\leqslant+1$，$-1\leqslant\eta\leqslant+1$。坐标原点放在单元形心上，单元边界是 4 条直线：$\xi=\pm1$，$\eta=\pm1$，单元节点放在角点及各边等分点上。常用矩形平面等参元的形函数见表 10.2-6。

表 10. 2-6　常用矩形平面等参元的形函数

单元名称	单元(母单元)形态	自由度	形函数
4 节点平面等参元		u,v	$N_i=\frac{1}{4}(1+\xi_0)(1+\eta_0)\quad(i=1,2,3,4)$
8 节点平面等参元		u,v	$N_i=\frac{1}{4}(1+\xi_0)(1+\eta_0)(\xi_0+\eta_0-1)$ $(i=1,3,5,7)$ $N_i=\frac{1}{2}(1-\xi^2)(1+\eta_0)\quad(i=2,6)$ $N_i=\frac{1}{2}(1-\eta^2)(1+\xi_0)\quad(i=4,8)$
12 节点平面等参元		u,v	$N_i=\frac{1}{32}(1+\xi_0)(1+\eta_0)[-10+9(\xi^2+\eta^2)]\quad(i=1,4,7,10)$ $N_i=\frac{9}{32}(1+\varepsilon_0)(1-\eta^2)(1+9\eta_0)\quad(i=5,6,11,12)$ $N_i=\frac{9}{32}(1+\eta_0)(1-\xi^2)(1+9\xi_0)\quad(i=2,3,8,9)$

注:$\xi_0=\xi_i\xi,\eta_0=\eta_i\eta$。

3. 4　平面三角形等参元

平面三角形等参元的形函数用面积坐标表示。面积坐标与直角坐标的转化关系如图 10. 2-9 所示。

常用三角形平面等参元的形函数见表 10. 2-7。

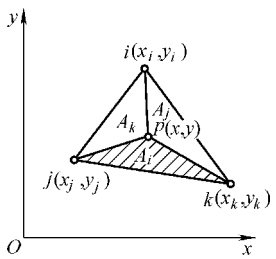


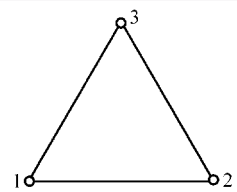
图 10. 2-9　面积坐标与直角坐标的转化关系

3. 5　三维等参元

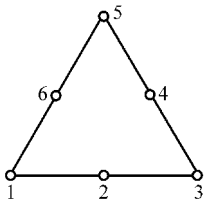
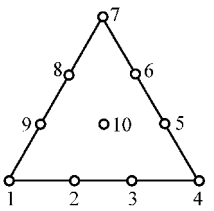
(1)四面体单元

对于四面体三维等参元,其形函数常用体积坐标表示,如图 10. 2-10 所示。

表 10. 2-7　常用三角形平面等参元的形函数

单元名称	单元(母单元)形态	自由度	形函数
3 节点三角形平面等参元		u,v	$N_1=L_1$ $N_2=L_2$　(L_i 为面积坐标) $N_3=L_3$

（续）

单元名称	单元(母单元)形态	自由度	形函数
6节点三角形平面等参元		u,v	$N_1=(2L_1-1)L_1$ $N_2=4L_1L_2$ $N_3=(2L_2-1)L_2$ $N_4=4L_2L_3$ $N_5=(2L_3-1)L_3$ $N_6=4L_3L_1$
10节点三角形平面等参元		u,v	$N_1=\frac{1}{2}(3L_1-1)(3L_1-2)L_1, N_2=\frac{9}{2}L_1L_2(3L_1-1)$ $N_3=\frac{9}{2}L_1L_2(3L_2-1), N_4=\frac{1}{2}(3L_2-1)(3L_2-2)L_2$ $N_5=\frac{9}{2}L_2L_3(3L_2-1), N_6=\frac{9}{2}L_3L_2(3L_3-1)$ $N_7=\frac{1}{2}(3L_3-1)(3L_3-2)L_3, N_8=\frac{9}{2}L_3L_1(3L_3-1)$ $N_9=\frac{9}{2}L_3L_1(3L_1-1), N_{10}=27L_1L_2L_3$

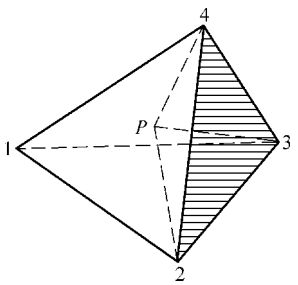


图 10.2-10　体积坐标

（2）六面体单元

母单元是（ξ，η，ζ）坐标系中的2×2×2的正六面体，其中

$$-1\leqslant\xi\leqslant+1,\ -1\leqslant\eta\leqslant+1,\ -1\leqslant\zeta\leqslant+1$$

坐标原点在单元形心上，单元边界是6个平面：$\xi=\pm1$，$\eta=\pm1$，$\zeta=\pm1$，单元节点放在角点及各棱边的等分点上。

（3）三棱柱单元

三棱柱单元的形函数在平行于棱边的方向用坐标ζ，在垂直于棱边的三角形平面内用面积坐标L_i，通过坐标变换，将空间母单元变换成整体坐标系中的曲边曲面空间子单元。在整体坐标系中，空间子单元内任意一点的坐标用形函数表示如下：

$$\begin{cases}x=\sum N_ix_i=N_1x_1+N_2x_2+\cdots\\ y=\sum N_iy_i=N_1y_1+N_2y_2+\cdots\\ z=\sum N_iz_i=N_1z_1+N_2z_2+\cdots\end{cases}\quad(10.2\text{-}35)$$

式中　N_i——用自然坐标或体积坐标及面积坐标表示的形函数；

(x_i,y_i,z_i)——节点i的整体坐标。

4　杆梁问题的有限元

4.1　杆单元

4.1.1　轴力杆单元

承受轴向载荷的等截面直杆，对其进行应力和变形分析时，假定应力在截面上均匀分布，原来垂直于轴线的截面变形后仍保持和轴线垂直。轴力杆单元只承受轴向载荷，节点位移也只有轴向位移，其中2节点杆单元的坐标及位移如图10.2-11所示。轴力杆单元的分析公式见表10.2-8。

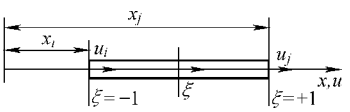


图 10.2-11　2节点杆单元

表 10.2-8　轴力杆单元的分析公式

序号	类别	符号	公　式
1	节点力列阵	$\boldsymbol{F}^e$	$\boldsymbol{F}^e=(U_1\quad U_2\quad\cdots\quad U_n)^{\mathrm{T}}$

（续）

序号	类别	符号	公　　式
2	节点位移列阵	$\boldsymbol{\delta}^e$	$\boldsymbol{\delta}^e=(u_1 \quad u_2 \quad \cdots \quad u_n)$
3	位移函数	u	$u=(N_1 \quad N_2 \quad \cdots \quad N_n)\begin{pmatrix}u_1\\u_2\\\vdots\\u_n\end{pmatrix}=\boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e$ 如 2 节点单元，$N_1=\frac{1}{2}(1-\xi)$，$N_2=\frac{1}{2}(1+\xi)$
4	应变	$\boldsymbol{\delta}_x^e$	$\boldsymbol{\varepsilon}_x^e=\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e$ $\boldsymbol{B}=\left(\frac{\mathrm{d}N_1}{\mathrm{d}x} \quad \frac{\mathrm{d}N_2}{\mathrm{d}x} \quad \cdots \quad \frac{\mathrm{d}N_n}{\mathrm{d}x}\right)$
5	应力	$\boldsymbol{\sigma}_x^e$	$\boldsymbol{\sigma}_x^e=E\boldsymbol{\varepsilon}_x^e=E\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e$
6	单元刚度矩阵	$\boldsymbol{k}^e$	$\boldsymbol{k}^e=\int_0^1 EA\left(\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{N}}{\mathrm{d}x}\right)^{\mathrm{T}}\left(\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{N}}{\mathrm{d}x}\right)\mathrm{d}x$ $=\int_{-1}^1 \frac{2EA}{l}\left(\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{N}}{\mathrm{d}\xi}\right)^{\mathrm{T}}\left(\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{N}}{\mathrm{d}\xi}\right)\mathrm{d}\xi$ 如2 节点单元，$\boldsymbol{k}^e=\frac{EA}{l}\begin{pmatrix}1&-1\\-1&1\end{pmatrix}$
7	等效节点载荷	$\boldsymbol{P}^e$	$\boldsymbol{P}^e=\int_0^1 \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}f(x)\mathrm{d}x=\int_{-1}^1 \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}f(\xi)\frac{l}{2}\mathrm{d}\xi$

注：N_1，N_2，…，N_n—单元的形状函数，简称形函数；$\boldsymbol{N}$—形函数矩阵；n—单元的节点数；ξ—单元内的自然坐标；$\boldsymbol{B}$—几何矩阵；l—杆单元的长度；A—杆单元的截面积；$f(x)$，$f(\xi)$—分布载荷。

4.1.2　扭转杆单元

受扭矩作用的等截面直杆单元和受轴力作用的等截面直杆单元属于同一类型单元，求解扭转杆单元的方程和表达式只需要将求解轴力杆单元的相应的方程和表达式的变量和符号替换即可，见表 10.2-9。并且这些方程和表达式只适用于自由扭转情况，即扭转变形后，截面保持平面，不发生翘曲。

表 10.2-9　变量替换表

轴力杆单元	扭转杆单元
$\boldsymbol{F}^e$（轴力）	$\boldsymbol{M}^e$（扭矩）
u（轴向位移）	θ（扭转角）
$\boldsymbol{\varepsilon}_x^e$（轴向应变）	$\boldsymbol{\alpha}$（截面扭转率）
E（弹性模量）	G（切变模量）
A（轴力杆截面积）	J（截面扭转惯性矩）

4.2　平面梁单元

设一个平面梁单元有两个节点，如图 10.2-12 所示。在局部坐标系内，平面梁单元定义有 6 个自由度：

$$\boldsymbol{\delta}^e=(u_i,v_i,\theta_{z_i},u_j,v_j,\theta_{z_j})^{\mathrm{T}} \tag{10.2-36}$$

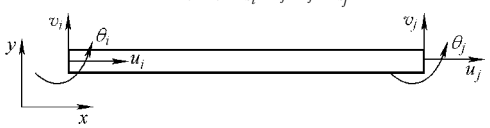


图 10.2-12　平面梁单元

略去轴向位移 u_i、u_j，平面梁单元有如下 4 个自由度：

$$\boldsymbol{\delta}^e=(v_i,\theta_{z_i},v_j,\theta_{z_j})^{\mathrm{T}} \tag{10.2-37}$$

对于平面梁单元，其弯曲变形的位移场 $v(x)$ 设为下式：

$$v(x)=\alpha_1+\alpha_2x+\alpha_3x^2+\alpha_4x^3 \tag{10.2-38}$$

以及

$$\theta_z(x)=\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}=\alpha_2+2\alpha_3x+3\alpha_4x^2 \tag{10.2-39}$$

代入节点位移和节点坐标，$v(0)=v_i$，$\left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{x=0}=\theta_i$，$v(l)=v_j$，$\left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{x=l}=\theta_j$（其中，$l$ 为梁单元的长度），得到

$$\begin{pmatrix}v_i\\\theta_{z_i}\\v_j\\\theta_{z_j}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1&x_i&x_i^2&x_i^3\\0&1&2x_i&3x_i^2\\1&x_j&x_j^2&x_j^3\\0&1&2x_j&3x_j^2\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\alpha_1\\\alpha_2\\\alpha_3\\\alpha_4\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1&0&0^2&0^3\\0&1&0&0\\1&l&l^2&l^3\\0&1&2l&3l^2\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\alpha_1\\\alpha_2\\\alpha_3\\\alpha_4\end{pmatrix} \tag{10.2-40}$$

得到用形函数矩阵表达的单元内任一点的位移是

$$\begin{pmatrix}v(x)\\\theta_z(x)\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1&x&x^2&x^3\\0&1&2x&3x^2\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\alpha_1\\\alpha_2\\\alpha_3\\\alpha_4\end{pmatrix}$$

$$=\begin{pmatrix}1&x&x^2&x^3\\0&1&2x&3x^2\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1&x_i&x_i^2&x_i^3\\0&1&2x_i&3x_i^2\\1&x_j&x_j^2&x_j^3\\0&1&2x_j&3x_j^2\end{pmatrix}^{-1}\begin{pmatrix}v_i\\\theta_{z_i}\\v_j\\\theta_{z_j}\end{pmatrix}$$

$$=\boldsymbol{N}(x)\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-41}$$

式中　$\boldsymbol{N}(x)$——平面梁单元的形函数；

$\boldsymbol{\delta}^e$——节点位移矢量，$\boldsymbol{\delta}^e=(v_i \quad \theta_i \quad v_j \quad \theta_j)^{\mathrm{T}}$。

对于

$$\boldsymbol{v}(x)=((N_v)_i \quad (N_\theta)_i \quad (N_v)_j \quad (N_\theta)_j)\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-42}$$

其中 $\boldsymbol{N}(x)$ 的具体表达式是

$$(N_v)_i=1-3\left(\frac{x}{l}\right)^2+2\left(\frac{x}{l}\right)^3,(N_\theta)_i=x-2\frac{x^2}{l}+\frac{x^3}{l^2}$$

$$(N_v)_j=3\left(\frac{x}{l}\right)^2-2\left(\frac{x}{l}\right)^3,(N_\theta)_j=-\frac{x^2}{l}+\frac{x^3}{l^2} \tag{10.2-43}$$

根据最小势能原理导出单元刚度矩阵。弯曲梁的应变能是

$$U=\frac{1}{2}\int_l EI\left(\frac{\mathrm{d}^2v}{\mathrm{d}x^2}\right)^2\mathrm{d}x \tag{10.2-44}$$

式中

$$\frac{\mathrm{d}^2v}{\mathrm{d}x^2}=\begin{pmatrix}\frac{\mathrm{d}^2(N_v)_i}{\mathrm{d}x^2} & \frac{\mathrm{d}^2(N_\theta)_i}{\mathrm{d}x^2} & \frac{\mathrm{d}^2(N_v)_j}{\mathrm{d}x^2} & \frac{\mathrm{d}^2(N_\theta)_j}{\mathrm{d}x^2}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}v_i\\ \theta_i\\ v_j\\ \theta_j\end{pmatrix}$$

$$=(B_1 \quad B_2 \quad B_3 \quad B_4)\begin{pmatrix}v_i\\ \theta_i\\ v_j\\ \theta_j\end{pmatrix}=\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-45}$$

其中

$$\boldsymbol{B}=(B_1 \quad B_2 \quad B_3 \quad B_4)$$

$$B_1=\frac{\mathrm{d}^2(N_v)_i}{\mathrm{d}x^2}=-\frac{6}{l^2}+12\frac{x}{l^3},B_2=\frac{\mathrm{d}^2(N_\theta)_i}{\mathrm{d}x^2}=-\frac{4}{l}+6\frac{x}{l^2}$$

$$B_3=\frac{\mathrm{d}^2(N_v)_j}{\mathrm{d}x^2}=\frac{6}{l^2}-12\frac{x}{l^3},B_4=\frac{\mathrm{d}^2(N_\theta)_j}{\mathrm{d}x^2}=-\frac{2}{l}+6\frac{x}{l^2} \tag{10.2-46}$$

代入梁单元应变能公式，同时假设 EI 对于该单元而言是常量，得单元应变能

$$U=\frac{1}{2}EI\int_l \boldsymbol{\delta}^{e\mathrm{T}}\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e\mathrm{d}x \tag{10.2-47}$$

节点位移矢量 $\boldsymbol{\delta}^e$ 不是 x 的函数，上式可以写成

$$U=\frac{1}{2}\boldsymbol{\delta}^{e\mathrm{T}}\left(EI\int_l \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{B}\mathrm{d}x\right)\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-48}$$

应变能的一般型式可以表达成

$$U=\frac{1}{2}\boldsymbol{\delta}^{e\mathrm{T}}\boldsymbol{k}^e\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-49}$$

式中　$\boldsymbol{k}^e$——平面梁单元的单元刚度矩阵，即

$$\boldsymbol{k}^e=EI\int_l \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{B}\mathrm{d}x \tag{10.2-50}$$

考虑到 $\boldsymbol{B}$ 是 x 的函数，上式积分后得局部坐标系下的平面梁单元的单元刚度矩阵

$$\boldsymbol{k}^e=\frac{EI}{l^3}\begin{pmatrix}12 & 6l & -12 & 6l\\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2\\ -12 & -6l & 12 & -6l\\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2\end{pmatrix} \tag{10.2-51}$$

前面给出的平面单元刚度矩阵是局部坐标系下的表达式，其坐标方向是由单元方向确定的。在各自的局部坐标系下，各个不同方向的梁单元都具有统一型式的单元刚度矩阵。在组集整体刚度矩阵时，必须建立一个统一的整体坐标系，将所有单元上的节点力、节点位移和单元刚度矩阵都进行坐标变换，变成整体坐标系下的表达式之后，再组集成整体刚度矩阵。局部坐标系向整体坐标系的转换关系如下：

设 $\boldsymbol{F}'^e$、$\boldsymbol{\delta}'^e$、$\boldsymbol{k}'^e$ 分别表示局部坐标系 $Ox'y'z'$ 下的单元节点力（包括等效节点力）、节点位移和单元刚度矩阵，$\boldsymbol{F}^e$、$\boldsymbol{\delta}^e$、$\boldsymbol{k}^e$ 分别表示整体坐标系 $Oxyz$ 下的单元节点力、节点位移和单元刚度矩阵，$\boldsymbol{T}$ 是两种坐标系之间的转换矩阵。两种坐标系下的节点载荷、节点位移和单元刚度矩阵的变换关系为

$$\boldsymbol{F}^e=\boldsymbol{T}\boldsymbol{F}'^e,\boldsymbol{\delta}^e=\boldsymbol{T}\boldsymbol{\delta}'^e,\boldsymbol{k}^e=\boldsymbol{T}\boldsymbol{k}'^e\boldsymbol{T}^{-1} \tag{10.2-52}$$

其中坐标变换矩阵为

$$T=\begin{pmatrix}\cos\theta & \sin\theta & 0 & 0\\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 & 0\\ 0 & 0 & \cos\theta & \sin\theta\\ 0 & 0 & -\sin\theta & \cos\theta\end{pmatrix} \tag{10.2-53}$$

式中　θ——x'轴相对于 x 轴的夹角。

可以证明，转换矩阵 $\boldsymbol{T}$ 的逆矩阵等于它的转置矩阵。

4.3　空间梁单元

4.3.1　空间梁单元的自由度定义

对于具有两个节点的空间梁单元，设其节点坐标和相应的节点力如下：

节点（1）：

$$\boldsymbol{\sigma}_1^e=(u_1 \quad v_1 \quad w_1 \quad \theta_{x1} \quad \theta_{y1} \quad \theta_{z1})^{\mathrm{T}}$$

$$\boldsymbol{F}_1^e=(N_{x1} \quad Q_{y1} \quad Q_{z1} \quad M_{x1} \quad M_{y1} \quad M_{z1})^{\mathrm{T}} \tag{10.2-54}$$

节点（2）：

$$\boldsymbol{\sigma}_2^e=(u_2 \quad v_2 \quad w_2 \quad \theta_{x2} \quad \theta_{y2} \quad \theta_{z2})^{\mathrm{T}}$$

$$\boldsymbol{F}_2^e=(N_{x2} \quad Q_{y2} \quad Q_{z2} \quad M_{x2} \quad M_{y2} \quad M_{z2})^{\mathrm{T}} \tag{10.2-55}$$

式中　N_{xi}——轴向力；

Q_{yi}——xy 平面内的剪切力；

M_{zi}——xy 平面内的弯矩；

Q_{zi}——xz 平面内的剪切力；

M_{yi}——xz 平面内的弯矩；

M_{xi}——扭矩。

4.3.2　空间梁单元的坐标变换

整体坐标系记为 $OXYZ$，梁单元的局部坐标系记为 $oxyz$，其中 ox 轴正方向由 i 端截面形心指向 j 端面形心，y 轴和 z 轴是梁截面的两个相互垂直的形心主轴，见图 10.2-13。坐标变换公式具有如下型式：

$$\boldsymbol{t}=\begin{pmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{pmatrix}_{3\times 3},\quad \boldsymbol{T}=\begin{pmatrix} t & & & \\ & t & & \\ & & t & \\ & & & t \end{pmatrix}_{12\times 12} \tag{10.2-56}$$

由局部坐标向整体坐标的位移变换公式是

$$\boldsymbol{\delta}=\boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\delta}^{e} \tag{10.2-57}$$

节点力的变换公式是

$$\boldsymbol{F}=\boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{F}^{e} \tag{10.2-58}$$

单元刚度矩阵变换公式是

$$\boldsymbol{K}=\boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}^{e}\boldsymbol{T} \tag{10.2-59}$$

在三维空间中，设 x、y、z 是局部坐标系，X、Y、Z 是整体坐标系，单元局部坐标系的三个坐标轴的方向余弦分别如下式：

$$\begin{aligned} &l_1=\cos(x,\wedge X),\quad l_2=\cos(y,\wedge X),\ l_3=\cos(z,\wedge X)\\ &m_1=\cos(x,\wedge Y),\quad m_2=\cos(y,\wedge Y),\ m_3=\cos(z,\wedge Y)\\ &n_1=\cos(x,\wedge Z),\quad n_2=\cos(y,\wedge Z),\ n_3=\cos(z,\wedge Z) \end{aligned} \tag{10.2-60}$$

坐标变换矩阵的具体计算方法包括如下步骤：

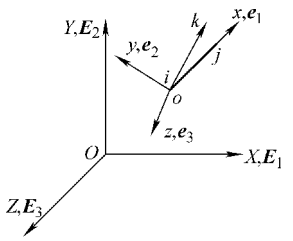


图 10.2-13　空间梁单元的坐标变换

1）局部坐标系 x 轴在整体坐标系中的方向余弦：

$$\begin{aligned} l_1&=\cos(x,\wedge X)=\frac{x_2-x_1}{\sqrt{(x_2-x_1)^2+(y_2-y_1)^2+(z_2-z_1)^2}}\\ m_1&=\cos(x,\wedge Y)=\frac{y_2-y_1}{\sqrt{(x_2-x_1)^2+(y_2-y_1)^2+(z_2-z_1)^2}}\\ n_1&=\cos(x,\wedge Z)=\frac{z_2-z_1}{\sqrt{(x_2-x_1)^2+(y_2-y_1)^2+(z_2-z_1)^2}} \end{aligned} \tag{10.2-61}$$

2）局部坐标系 y 轴在整体坐标系中的方向余弦。现在讨论具有任意方向的空间梁单元。首先，由节点 i、j 在整体坐标系下的坐标即可确定 $\boldsymbol{e}_1$ 在整体坐标系中的三个方向余弦，即

$$\lambda_{11}=\frac{X_j-X_i}{l},\lambda_{12}=\frac{Y_j-Y_i}{l},\lambda_{13}=\frac{Z_j-Z_i}{l} \tag{10.2-62}$$

其中

$$l=[(X_j-X_i)^2+(Y_j-Y_i)^2+(Z_j-Z_i)^2]^{1/2}$$

下面计算 $\boldsymbol{e}_2$ 和 $\boldsymbol{e}_3$：在单元的主惯性平面 oxy 上任取一点 k（但 k 点不能取在 ox 轴上），k 点在整体坐标系中的坐标记为（X_k，Y_k，Z_k）。沿矢量$\vec{ik}$方向取矢量 $\boldsymbol{g}$，$\boldsymbol{g}$ 在整体坐标系中的三个分量是

$$g_1=\frac{X_k-X_i}{D_k},\ g_2=\frac{Y_k-Y_i}{D_k},g_3=\frac{Z_k-Z_i}{D_k}$$

$$D_k=[(X_k-X_i)^2+(Y_k-Y_i)^2+(Z_k-Z_i)^2]^{1/2} \tag{10.2-63}$$

因 z 轴垂直于 oxy 平面，而 $\boldsymbol{e}_1$ 和 $\boldsymbol{g}$ 均在 oxy 平面上，故可取

$$\boldsymbol{e}_3=\frac{\boldsymbol{e}_1\times\boldsymbol{g}}{|\boldsymbol{e}_1\times\boldsymbol{g}|} \tag{10.2-64}$$

$\boldsymbol{e}_1$ 和 $\boldsymbol{e}_3$ 既已确定，只需按右手直角坐标系条件确定 $\boldsymbol{e}_2$ 即可。因而可取

$$\boldsymbol{e}_2=\boldsymbol{e}_3\times\boldsymbol{e}_1 \tag{10.2-65}$$

上两式即计算 $\boldsymbol{e}_3$ 和 $\boldsymbol{e}_2$ 的公式。顺便说明，如果把 k 点取在 oy 轴上，则计算将更为简单。因而，对所讨论的具体问题而言，如果容易给出梁截面形心主轴 oy 上一点 k 的坐标，则应在 oy 轴上选取点 k。计算 $\boldsymbol{e}_3$ 和 $\boldsymbol{e}_2$ 的具体步骤如下：

由矢量叉乘法则：

$$\begin{aligned} \boldsymbol{e}_1\times\boldsymbol{g}&=\begin{vmatrix} \boldsymbol{E}_1 & \boldsymbol{E}_2 & \boldsymbol{E}_3 \\ \lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13} \\ g_1 & g_2 & g_3 \end{vmatrix}=\\ &(\lambda_{12}g_3-\lambda_{13}g_2)\boldsymbol{E}_1+(\lambda_{13}g_1-\lambda_{11}g_3)\boldsymbol{E}_2+\\ &(\lambda_{11}g_2-\lambda_{12}g_1)\boldsymbol{E}_3 \end{aligned} \tag{10.2-66}$$

再记

$$\left.\begin{aligned} A_1&=\lambda_{12}g_3-\lambda_{13}g_2\\ A_2&=\lambda_{13}g_1-\lambda_{11}g_3\\ A_3&=\lambda_{11}g_2-\lambda_{12}g_2\\ A&=(A_1^2+A_2^2+A_3^2)^{1/2} \end{aligned}\right\} \tag{10.2-67}$$

则

$$\boldsymbol{e}_3=\frac{\boldsymbol{e}_1\times\boldsymbol{g}}{|\boldsymbol{e}_1\times\boldsymbol{g}|}=\frac{A_1}{A}\boldsymbol{E}_1+\frac{A_2}{A}\boldsymbol{E}_2+\frac{A_3}{A}\boldsymbol{E}_3$$

从而

$$\lambda_{31}=\frac{A_1}{A},\lambda_{32}=\frac{A_2}{A},\lambda_{33}=\frac{A_3}{A} \tag{10.2-68}$$

最后有

$$\boldsymbol{e}_2=\boldsymbol{e}_3\times\boldsymbol{e}_1=\begin{vmatrix}\boldsymbol{E}_1 & \boldsymbol{E}_2 & \boldsymbol{E}_3\\ \lambda_{31} & \lambda_{32} & \lambda_{33}\\ \lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13}\end{vmatrix}=$$
$$(\lambda_{32}\lambda_{13}-\lambda_{13}\lambda_{12})\boldsymbol{E}_1+(\lambda_{33}\lambda_{11}-\lambda_{31}\lambda_{13})\boldsymbol{E}_2+$$
$$(\lambda_{31}\lambda_{12}-\lambda_{32}\lambda_{11})\boldsymbol{E}_3 \qquad (10.2\text{-}69)$$

即得 $\boldsymbol{e}_2$ 在整体坐标系中的三个方向余弦为

$$\left.\begin{aligned}\lambda_{21}&=(\lambda_{13}A_2-\lambda_{12}A_3)/A\\ \lambda_{22}&=(\lambda_{11}A_3-\lambda_{13}A_1)/A\\ \lambda_{23}&=(\lambda_{12}A_1-\lambda_{11}A_2)/A\end{aligned}\right\} \qquad (10.2\text{-}70)$$

归纳以上，空间梁单元的矩阵 $\boldsymbol{\lambda}$ 为

$$\boldsymbol{\lambda}=\begin{pmatrix}\lambda_{11} & \lambda_{12} & \lambda_{13}\\ \lambda_{21} & \lambda_{22} & \lambda_{23}\\ \lambda_{31} & \lambda_{32} & \lambda_{33}\end{pmatrix} \qquad (10.2\text{-}71)$$

计算步骤简述如下：

1）由给定的单元两端节点在整体坐标系下的坐标（X_i，Y_i，Z_i）和（X_j，Y_j，Z_j），算出 λ_{11}、λ_{12}、λ_{13}。

2）由给定的包含 ox 轴在内的单元主惯性平面上一点 k 的坐标（X_k，Y_k，Z_k），算出 g_1、g_2、g_3。

3）算出 A_1、A_2、A_3、A。

4）算出矩阵 $\boldsymbol{\lambda}$ 的第二行和第三行。

最后指出，点 k 不能取在 ox 轴上，否则 $\boldsymbol{e}_1$ 与 $\boldsymbol{g}$ 共线，$\boldsymbol{e}_1\times\boldsymbol{g}=0$，计算过程无法继续进行。

4.3.3　空间梁单元的单元刚度矩阵

空间梁单元的 12 个自由度是 $\boldsymbol{\delta}^e=(\boldsymbol{\delta}_1^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{\delta}_2^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}}$，其中 $\boldsymbol{\delta}_i=(u_i\quad v_i\quad w_i\quad\theta_{xi}\quad\theta_{yi}\quad\theta_{zi})^{\mathrm{T}}$（$i=1,2$）。式中，$u_i$、$v_i$、$w_i$ 为节点 i 在局部坐标系中 3 个方向的线位移；θ_{xi}、θ_{yi}、θ_{zi} 为节点 i 处截面绕 3 个坐标轴的转角——θ_{xi} 代表截面的扭转，θ_{yi}、θ_{zi} 分别代表截面在 xz 和 xy 坐标面内的转动。三个线位移分别对应节点 i 的轴向力和 xz、xy 面内的剪切力，三个转角对应节点 i 的扭矩和 xz、xy 面内的弯矩。

单元内任意点的位移为

$$\boldsymbol{\delta}=(u\quad v\quad w\quad\theta_x\quad\theta_y\quad\theta_z)^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e \qquad (10.2\text{-}72)$$

其中，$\boldsymbol{N}$ 为形函数矩阵；轴向位移和扭转角采用线性位移场函数，$u=a_0+a_1x$，$\theta_x=d_0+d_1x$；横向位移采用 $v=b_0+b_1x+b_2x^2+b_3x^3$，$w=c_0+c_1x+c_2x^2+c_3x^3$。

设梁单元横截面面积为 A，在 xz 面内截面惯性矩为 I_y，在 xy 面内截面惯性矩为 I_z，单元的扭转惯性矩为 J_k，长度为 l，材料弹性模量和切变模量为 E、G。导出在局部坐标系内的空间梁单元刚度矩阵是

$$\boldsymbol{k}^e=\begin{pmatrix}
\frac{EA}{l} & & & & & & & & & & & \\
0 & \frac{12EI_z}{l^3} & & & & & & & & & & \\
0 & 0 & \frac{12EI_y}{l^3} & & & & & & & & & \\
0 & 0 & 0 & \frac{GJ_k}{l} & & & & & & & & \\
0 & 0 & -\frac{6EI_y}{l^2} & 0 & \frac{4EI_y}{l} & & & & & & & \\
0 & \frac{6EI_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI_z}{l} & & & & & & \\
-\frac{EA}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{l} & & & & & \\
0 & -\frac{12EI_z}{l^3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2} & 0 & \frac{12EI_z}{l^3} & & & & \\
0 & 0 & -\frac{12EI_y}{l^3} & 0 & \frac{6EI_y}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{12EI_y}{l^3} & & & \\
0 & 0 & 0 & -\frac{GJ_k}{l} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GJ_k}{l} & & \\
0 & 0 & -\frac{6EI_y}{l^2} & 0 & \frac{2EI_y}{l} & 0 & 0 & 0 & \frac{6EI_y}{l^2} & 0 & \frac{4EI_y}{l} & \\
0 & \frac{6EI_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EI_y}{l} & 0 & -\frac{6EI_z}{l^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI_z}{l}
\end{pmatrix} \qquad (10.2\text{-}73)$$

当空间梁单元的一端或两端铰接时，可用凝聚自由度法对相关自由度进行处理，在相关的行列上补充 0 元素。

5　薄板弯曲问题的有限元

在弹性力学中，把两个平行面和垂直于这两个平行面的柱面或棱柱面所围成的物体称为平板。两个板面之间的距离 h 称为板的厚度，平分厚度 h 的平面称为板的中面。如果板的厚度 h 远小于中面的最小尺寸 b（如小于 $b/8$），该板称为薄板，否则为厚板。

当薄板受到载荷作用时，可将载荷分解为两种分量，一个是作用在薄板的中面之内的所谓纵向载荷，另一个是垂直于中面的所谓横向载荷。对于纵向载荷，可以认为它们沿厚度方向均匀分布，因而它们所引起的应力、应变和位移，可以按平面应力问题进行计算。横向载荷将使薄板产生弯曲，所引起的应力、应变和位移，可以按薄板弯曲问题进行计算。

如图 10.2-14 所示的薄板，通常假定薄板的中面为 xy 面，z 轴与中面垂直。在分析薄板弯曲时，中面所弯成的曲面，称为薄板的弹性曲面，中面内各点在垂直于中面、沿 z 方向的位移称为挠度 w。

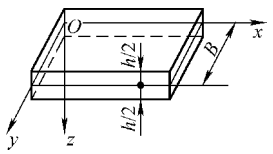


图 10.2-14　薄板弯曲的几何模型图

5.1　线弹性薄板理论

线弹性薄板理论只讨论所谓的小挠度弯曲的情况，即薄板虽然很薄，但仍然具有相当的弯曲刚度，因而它的挠度 w 远小于它的厚度 h。

薄板的小挠度弯曲理论基于以下三个基本假设（事实上这些假认已被大量的试验所证实）：

1）变形前的中面法线在变形后仍是弹性曲面的法线，其长度保持不变。该假设又称为基尔霍夫（Kirchhoff）直法线假设。这相当于忽略切应力 τ_{zx}、τ_{zy} 所引起的切应变 γ_{zx}、γ_{zy}，且略去板的横向应变 ε_z。也就是薄板弯曲时沿板厚方向上的各点具有相同的挠度，都与中面的挠度相等。

2）薄板弯曲时中面不产生应变，即中面上各点不产生沿 x、y 方向的相对位移，即中面是中性层。

3）平行于中面的平面上的正应力 σ_z 远小于其他应力分量，即可忽略 σ_z 对变形的影响。

5.1.1　薄板弯曲的几何方程

挠度 w 与 z 无关，仅为 x 和 y 的函数，有

$$w = w(x,y) \tag{10.2-74}$$

薄板弯曲的板内各点的位移为

$$u = -z\frac{\partial w}{\partial x},\ v = -z\frac{\partial w}{\partial y},\ w = w(x,y) \tag{10.2-75}$$

且薄板中面上的各点 $u = v = 0$。

薄板内各点不为零的三个应变分量是

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dfrac{\partial u}{\partial x} \\ \dfrac{\partial v}{\partial y} \\ \dfrac{\partial u}{\partial y} + \dfrac{\partial v}{\partial x} \end{pmatrix} = -z\begin{pmatrix} \dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2\dfrac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{pmatrix} \tag{10.2-76}$$

5.1.2　薄板弯曲的物理方程

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} = \boldsymbol{D}\begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} =$$

$$\frac{E}{1-\mu^2}\begin{pmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \dfrac{1-\mu}{2} \end{pmatrix}\begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} =$$

$$\frac{Ez}{1-\mu^2}\begin{pmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \dfrac{1-\mu}{2} \end{pmatrix}\begin{pmatrix} -\dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ -\dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ -2\dfrac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{pmatrix} \tag{10.2-77}$$

式中　$\boldsymbol{D}$——平板的弹性矩阵，即

$$\boldsymbol{D} = \frac{E}{1-\mu^2}\begin{pmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \dfrac{1-\mu}{2} \end{pmatrix}。$$

5.1.3　薄板弯曲的内力矩平衡方程

M_x、M_y 和 M_{xy} 表示单位宽度上的内力矩，考虑 $\int_{-h/2}^{h/2} z^2 \mathrm{d}z = -\dfrac{h^3}{12}$，得

$$\boldsymbol{M}=\begin{pmatrix}M_x\\M_y\\M_{xy}\end{pmatrix}=\int_{-h/2}^{h/2}z\boldsymbol{\sigma}\mathrm{d}z=-\frac{h^3}{12}\boldsymbol{D}\begin{pmatrix}\dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2}\\[2mm]\dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2}\\[2mm]2\dfrac{\partial^2 w}{\partial x\partial y}\end{pmatrix}$$

$$=-\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}\begin{pmatrix}1&\mu&0\\\mu&1&0\\0&0&\dfrac{1-\mu}{2}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2}\\[2mm]\dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2}\\[2mm]2\dfrac{\partial^2 w}{\partial x\partial y}\end{pmatrix}\tag{10.2-78}$$

5.2　三角形薄板单元

选择二维三节点九个自由度的三角形薄板单元如图 10.2-15 所示，节点号分别记为 i、j、k，节点位移为

$$\boldsymbol{\delta}^e=(w_i,\theta_{xi},\theta_{yi},w_j,\theta_{xj},\theta_{yj},w_k,\theta_{xk},\theta_{yk})^{\mathrm{T}}\tag{10.2-79}$$

设位移模式为

$$w=a_1+a_2x+a_3y+a_4xy+a_5x^2+a_6y^2+a_7(x^2y+xy^2)+a_8x^3+a_9y^3\tag{10.2-80}$$

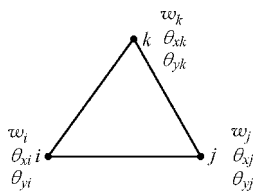


图 10.2-15　平面三角形薄板单元

由三个节点对应的位移模式方程为

$$\begin{pmatrix}w_i\\\theta_{xi}\\\theta_{yi}\\w_j\\\theta_{xj}\\\theta_{yj}\\w_k\\\theta_{xk}\\\theta_{yk}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1&x_i&y_i&x_iy_i&x_i^2&y_i^2&x_i^2y_i+x_iy_i^2&x_i^3&y_i^3\\0&0&1&x_i&0&2y_i&x_i^2+2x_iy_i&0&3y_i^2\\0&-1&0&-y_i&-2x_i&0&-(2x_iy_i+y_i^2)&-3x_i^2&0\\1&x_j&y_j&x_jy_j&x_j^2&y_j^2&x_j^2y_j+x_jy_j^2&x_j^3&y_j^3\\0&0&1&x_j&0&2y_j&x_j^2+2x_jy_j&0&3y_j^2\\0&-1&0&-y_j&-2x_j&0&-(2x_jy_j+y_j^2)&-3x_j^2&0\\1&x_k&y_k&x_ky_k&x_k^2&y_k^2&x_k^2y_k+x_ky_k^2&x_k^3&y_k^3\\0&0&1&x_k&0&2y_k&x_k^2+2x_ky_k&0&3y_k^2\\0&-1&0&-y_k&-2x_k&0&-(2x_ky_k+y_k^2)&-3x_k^2&0\end{pmatrix}\begin{pmatrix}a_1\\a_2\\a_3\\a_4\\a_5\\a_6\\a_7\\a_8\\a_9\end{pmatrix}\tag{10.2-81}$$

得到

$$w=(1\quad x\quad y\quad xy\quad x^2\quad y^2\quad x^2y+xy^2\quad x^3\quad y^3)$$

$$\begin{pmatrix}1&x_i&y_i&x_iy_i&x_i^2&y_i^2&x_i^2y_i+x_iy_i^2&x_i^3&y_i^3\\0&0&1&x_i&0&2y_i&x_i^2+2x_iy_i&0&3y_i^2\\0&-1&0&-y_i&-2x_i&0&-(2x_iy_i+y_i^2)&-3x_i^2&0\\1&x_j&y_j&x_jy_j&x_j^2&y_j^2&x_j^2y_j+x_jy_j^2&x_j^3&y_j^3\\0&0&1&x_j&0&2y_j&x_j^2+2x_jy_j&0&3y_j^2\\0&-1&0&-y_j&-2x_j&0&-(2x_jy_j+y_j^2)&-3x_j^2&0\\1&x_k&y_k&x_ky_k&x_k^2&y_k^2&x_k^2y_k+x_ky_k^2&x_k^3&y_k^3\\0&0&1&x_k&0&2y_k&x_k^2+2x_ky_k&0&3y_k^2\\0&-1&0&-y_k&-2x_k&0&-(2x_ky_k+y_k^2)&-3x_k^2&0\end{pmatrix}^{-1}\begin{pmatrix}w_i\\\theta_{xi}\\\theta_{yi}\\w_j\\\theta_{xj}\\\theta_{yj}\\w_k\\\theta_{xk}\\\theta_{yk}\end{pmatrix}\tag{10.2-82}$$

由此定义形函数矩阵 $\boldsymbol{N}$ 为

$$\boldsymbol{N}=(1\quad x\quad y\quad xy\quad x^2\quad y^2\quad x^2y+xy^2\quad x^3\quad y^3)\begin{pmatrix}1&x_i&y_i&x_iy_i&x_i^2&y_i^2&x_i^2y_i+x_iy_i^2&x_i^3&y_i^3\\0&0&1&x_i&0&2y_i&x_i^2+2x_iy_i&0&3y_i^2\\0&-1&0&-y_i&-2x_i&0&-(2x_iy_i+y_i^2)&-3x_i^2&0\\1&x_j&y_j&x_jy_j&x_j^2&y_j^2&x_j^2y_j+x_jy_j^2&x_j^3&y_j^3\\0&0&1&x_j&0&2y_i&x_j^2+2x_jy_j&0&3y_j^2\\0&-1&0&-y_j&-2x_j&0&-(2x_jy_j+y_j^2)&-3x_j^2&0\\1&x_k&y_k&x_ky_k&x_k^2&y_k^2&x_k^2y_k+x_ky_k^2&x_k^3&y_k^3\\0&0&1&x_k&0&2y_k&x_k^2+2x_ky_k&0&3y_k^2\\0&-1&0&-y_k&-2x_k&0&-(2x_ky_k+y_k^2)&-3x_k^2&0\end{pmatrix}^{-1}\tag{10.2-83}$$

用形函数矩阵表达的位移模式为

$$w=\boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e=(N_1\quad N_2\quad N_3\quad N_4\quad N_5\quad N_6\quad N_7\quad N_8\quad N_9)\boldsymbol{\delta}^e\tag{10.2-84}$$

应变矩阵与位移场的关系如下：

$$\boldsymbol{\varepsilon}=\begin{pmatrix}\varepsilon_x\\\varepsilon_y\\\gamma_{xy}\end{pmatrix}=-z\begin{pmatrix}\dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2}\\\dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2}\\2\dfrac{\partial^2 w}{\partial x\partial y}\end{pmatrix}=-z\begin{pmatrix}\dfrac{\partial^2}{\partial x^2}\\\dfrac{\partial^2}{\partial y^2}\\2\dfrac{\partial^2}{\partial x\partial y}\end{pmatrix}\boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e\tag{10.2-85}$$

定义如下应变矩阵 $\boldsymbol{B}$：

$$\boldsymbol{B}=-z\begin{pmatrix}\dfrac{\partial^2}{\partial x^2}\\\dfrac{\partial^2}{\partial y^2}\\2\dfrac{\partial^2}{\partial x\partial y}\end{pmatrix}(N_1\quad N_2\quad N_3\quad N_4\quad N_5\quad N_6\quad N_7\quad N_8\quad N_9)\tag{10.2-86}$$

即单元内任一点的应变为 $\boldsymbol{\varepsilon}=\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e$。

薄板单元的应变能为

$$U=\int_V\frac{1}{2}\boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\sigma}\mathrm{d}V=\int_V\frac{1}{2}\boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}\mathrm{d}V\tag{10.2-87}$$

利用最小势能原理可得

$$\frac{\partial U}{\partial\boldsymbol{\delta}^e}=\boldsymbol{k}^e\boldsymbol{\delta}^e=\int\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}z^2\mathrm{d}V\boldsymbol{\delta}^e\tag{10.2-88}$$

上式中的单元刚度矩阵是

$$\boldsymbol{k}^e=\int\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}z^2\mathrm{d}V=\iint_{-h/2}^{h/2}\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}z^2\mathrm{d}z\mathrm{d}A\tag{10.2-89}$$

假设薄板单元的厚度一致，有

$$\int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}}z^2\mathrm{d}z=\frac{h^3}{12}\tag{10.2-90}$$

三角形薄板单元在交界面上的 w 是连续的，但是单元之间的法向导数的连续性一般不能满足，所以这种单元是非协调的。

5.3　用面积坐标表示的三角形板单元

面积坐标和直角坐标的关系为

$$L_i=\frac{1}{2A}(a_i+b_ix+c_iy)\qquad(i=1,2,3)\tag{10.2-91}$$

并有

$$L_1+L_2+L_3=1\tag{10.2-92}$$

式中　a_i、b_i、c_i——由三角形单元几何形状决定的常数。

三角形板单元的位移函数可以先取为

$$w=\alpha_1L_1+\alpha_2L_2+\alpha_3L_3+\alpha_4(L_2^2L_1+CL_1L_2L_3)+\cdots+\alpha_9(L_1^2L_3+CL_1L_2L_3)\tag{10.2-93}$$

其中，α_1、α_2、…、α_9 是待定系数。上式对于 L_1、L_2、L_3 在型式上是对称的。当上式中的 $C=\frac{1}{2}$ 时，所表示的 w 满足常应变的要求。

用面积坐标和待定参数表示的各个节点的位移值为 w_i、θ_{xi} 和 θ_{yi}，并且

$$\theta_{xi}=\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)_i,\ \theta_{yi}=\left(-\frac{\partial w}{\partial x}\right)_i\qquad(i=1,2,3)\tag{10.2-94}$$

利用以上方程可以决定 α_1、α_2、…、α_9，再回代到式（10.2-93），就可得到 w 的插值表达式

$$w=\boldsymbol{N}\boldsymbol{a}^e\tag{10.2-95}$$

其中

$$\boldsymbol{N}=(N_1\quad N_2\quad N_3)\tag{10.2-96}$$

$$\boldsymbol{N}_1^{\mathrm{T}} = \begin{pmatrix} N_1 \\ N_{x1} \\ N_{y1} \end{pmatrix} =$$

$$\begin{pmatrix} L_1 + L_1^2L_2 + L_1^2L_3 - L_1L_2^2 - L_1L_3^2 \\ b_2\left(L_3L_1^2 + \frac{1}{2}L_1L_2L_3\right) - b_3\left(L_1^2L_2 + \frac{1}{2}L_1L_2L_3\right) \\ c_2\left(L_3L_1^2 + \frac{1}{2}L_1L_2L_3\right) - c_3\left(L_1^2L_2 + \frac{1}{2}L_1L_2L_3\right) \end{pmatrix} \tag{10.2-97}$$

N_2、N_3 可通过轮换下标 1、2、3 而得到。

5.4　四边形薄板单元

四边形薄板单元的节点自由度是位移 w、转角 θ_x 及 θ_y。每个单元有 4 个节点，共有 12 个节点位移分量，即单元的自由度数为 12。二维四边形薄板单元如图 10.2-16 所示。

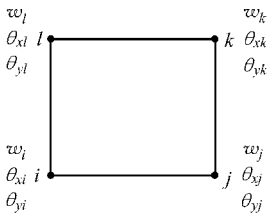


图 10.2-16　四边形薄板单元及其节点位移示意图

节点 i 的位移分量及与之对应的节点力分量可表示为

$$\boldsymbol{\delta}_i = \begin{pmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{pmatrix},\ \boldsymbol{F}_i = \begin{pmatrix} W_i \\ M_{\theta xi} \\ M_{\theta yi} \end{pmatrix} \tag{10.2-98}$$

这样，四边形薄板单元的节点位移是

$$\boldsymbol{\delta}^e = (w_i,\theta_{xi},\theta_{yi},w_j,\theta_{xj},\theta_{yj},w_k,\theta_{xk},\theta_{yk},w_l,\theta_{xl},\theta_{yl})^{\mathrm{T}} \tag{10.2-99}$$

一般规定，挠度 w 和与之对应的节点力 W 以沿轴的正向为正，转角 θ_x 和 θ_y 与之对应的节点力矩 M_{θ_x}、M_{θ_y} 按右手定则标出的矢量沿坐标轴正方向为正。

选取含有 12 个参数的多项式作为薄板单元的位移模式，即其位移及旋转角的插值多项式如下：

$$w = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy + a_5x^2 + a_6y^2 + a_7x^2y + a_8xy^2 + a_9x^3 + a_{10}y^3 + a_{11}x^3y + a_{12}xy^3 \tag{10.2-100}$$

$$\theta_x = \frac{\partial w}{\partial y} = a_3 + a_4x + 2a_6x + a_7x^2 + 2a_8xy + 3a_{10}y^2 + a_{11}x^3 + 3a_{12}xy^2 \tag{10.2-101}$$

$$\theta_y = -\frac{\partial w}{\partial x} = -(a_2 + a_4y + 2a_5x + 2a_7xy + a_8y^2 + 3a_9x^2 + 3a_{11}x^2y + a_{12}y^3) \tag{10.2-102}$$

将上述方程写成以矩阵型式表示的位移模式为

$$\begin{pmatrix} w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & x & y & xy & x^2 & y^2 & x^2y & xy^2 & x^3 & y^3 & x^3y & xy^3 \\ 0 & 0 & 1 & x & 0 & 2y & x^2 & 2xy & 0 & 3y^2 & x^3 & 3xy^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y & -2x & 0 & -2xy & -y^2 & -3x^2 & 0 & -3x^2y & -y^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_{12} \end{pmatrix} \tag{10.2-103}$$

将 4 个节点的坐标以及对应的位移分量代入上式，可得

$$\begin{pmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \\ w_j \\ \theta_{xj} \\ \theta_{yj} \\ w_k \\ \theta_{xk} \\ \theta_{yk} \\ w_l \\ \theta_{xl} \\ \theta_{yl} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & x_i & y_i & x_iy_i & x_i^2 & y_i^2 & x_i^2y_i & x_iy_i^2 & x_i^3 & y_i^3 & x_i^3y_i & x_iy_i^3 \\ 0 & 0 & 1 & x_i & 0 & 2y_i & x_i^2 & 2x_iy_i & 0 & 3y_i^2 & x_i^3 & 3x_iy_i^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y_i & -2x_i & 0 & -2x_iy_i & -y_i^2 & -3x_i^2 & 0 & -3x_i^2y_i & -y_i^3 \\ 1 & x_j & y_j & x_jy_j & x_j^2 & y_j^2 & x_j^2y_j & x_jy_j^2 & x_j^3 & y_j^3 & x_j^3y_j & x_jy_j^3 \\ 0 & 0 & 1 & x_j & 0 & 2y_j & x_j^2 & 2x_jy_j & 0 & 3y_j^2 & x_j^3 & 3x_jy_j^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y_j & -2x_j & 0 & -2x_jy_j & -y_j^2 & -3x_j^2 & 0 & -3x_j^2y_j & -y_j^3 \\ 1 & x_k & y_k & x_ky_k & x_k^2 & y_k^2 & x_k^2y_k & x_ky_k^2 & x_k^3 & y_k^3 & x_k^3y_k & x_ky_k^3 \\ 0 & 0 & 1 & x_k & 0 & 2y_k & x_k^2 & 2x_ky_k & 0 & 3y_k^2 & x_k^3 & 3x_ky_k^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y_k & -2x_k & 0 & -2x_ky_k & -y_k^2 & -3x_k^2 & 0 & -3x_k^2y_k & -y_k^2 \\ 1 & x_l & y_l & x_ly_l & x_l^2 & y_l^2 & x_l^2y_l & x_ly_l^2 & x_l^3 & y_l^3 & x_l^3y_l & x_ly_l^3 \\ 0 & 0 & 1 & x_l & 0 & 2y_l & x_l^2 & 2x_ly_l & 0 & 3y_l^2 & x_l^3 & 3x_ly_l^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y_l & -2x_l & 0 & -2x_ly_l & -y_l^2 & -3x_l^2 & 0 & -3x_l^2y_l & -y_l^3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \\ a_7 \\ a_8 \\ a_9 \\ a_{10} \\ a_{11} \\ a_{12} \end{pmatrix} \tag{10.2-104}$$

从上式可以解得系数列阵 $(a_1, \cdots, a_{12})^{\mathrm{T}}$，再代入位移模式方程，并写成用形函数矩阵 $\boldsymbol{N}$ 表达的型式

$$w = \boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-105}$$

其中，形函数矩阵为

$$\begin{aligned}\boldsymbol{N} &= (N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4 \quad N_5 \quad N_6 \quad N_7 \quad N_8 \quad N_9 \quad N_{10} \quad N_{11} \quad N_{12}) \\ &= (1 \quad x \quad y \quad xy \quad x^2 \quad y^2 \quad x^2y \quad xy^2 \quad x^3 \quad y^3 \quad x^3y \quad xy^3) \\ &\begin{pmatrix} 1 & x_i & y_i & x_iy_i & x_i^2 & y_i^2 & x_i^2y_i & x_iy_i^2 & x_i^3 & y_i^3 & x_i^3y_i & x_iy_i^3 \\ 0 & 0 & 1 & x_i & 0 & 2y_i & x_i^2 & 2x_iy_i & 0 & 3y_i^2 & x_i^3 & 3x_iy_i^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y_i & -2x_i & 0 & -2x_iy_i & -y_i^2 & -3x_i^2 & 0 & -3x_i^2y_i & -y_i^3 \\ 1 & x_j & y_j & x_jy_j & x_j^2 & y_j^2 & x_j^2y_j & x_jy_j^2 & x_j^3 & y_j^3 & x_j^3y_j & x_jy_j^3 \\ 0 & 0 & 1 & x_j & 0 & 2y_j & x_j^2 & 2x_jy_j & 0 & 3y_j^2 & x_j^3 & 3x_jy_j^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y_j & -2x_j & 0 & -2x_jy_j & -y_j^2 & -3x_j^2 & 0 & -3x_j^2y_j & -y_j^3 \\ 1 & x_k & y_k & x_ky_k & x_k^2 & y_k^2 & x_k^2y_k & x_ky_k^2 & x_k^3 & y_k^3 & x_k^3y_k & x_ky_k^3 \\ 0 & 0 & 1 & x_k & 0 & 2y_k & x_k^2 & 2x_ky_k & 0 & 3y_k^2 & x_k^3 & 3x_ky_k^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y_k & -2x_k & 0 & -2x_ky_k & -y_k^2 & -3x_k^2 & 0 & -3x_k^2y_k & -y_k^2 \\ 1 & x_l & y_l & x_ly_l & x_l^2 & y_l^2 & x_l^2y_l & x_ly_l^2 & x_l^3 & y_l^3 & x_l^3y_l & x_ly_l^3 \\ 0 & 0 & 1 & x_l & 0 & 2y_l & x_l^2 & 2x_ly_l & 0 & 3y_l^2 & x_l^3 & 3x_ly_l^2 \\ 0 & -1 & 0 & -y_l & -2x_l & 0 & -2x_ly_l & -y_l^2 & -3x_l^2 & 0 & -3x_l^2y_l & -y_l^3 \end{pmatrix}^{-1}\end{aligned} \tag{10.2-106}$$

由薄板弯曲的几何方程可知

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} = \boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-107}$$

其中，应变矩阵为

$$\boldsymbol{B} = -z\begin{pmatrix} \dfrac{\partial^2}{\partial x^2} \\ \dfrac{\partial^2}{\partial y^2} \\ 2\dfrac{\partial^2}{\partial x \partial y} \end{pmatrix}\boldsymbol{N} \tag{10.2-108}$$

薄板单元的应变能为

$$U = \int_V \frac{1}{2}\boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\sigma}\mathrm{d}V = \int_V \frac{1}{2}\boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}\mathrm{d}V \tag{10.2-109}$$

利用最小势能原理可得

$$\frac{\partial U}{\partial \boldsymbol{\delta}^e} = \boldsymbol{k}^e\boldsymbol{\delta}^e = \int \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}z^2\mathrm{d}V\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-110}$$

上式中的单元刚度矩阵是

$$\boldsymbol{k}^e = \int \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}z^2\mathrm{d}V = \iint_{-h/2}^{h/2} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}z^2\mathrm{d}z\mathrm{d}A \tag{10.2-111}$$

假设薄板单元的厚度一致，有

$$\int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z^2\mathrm{d}z = \frac{h^3}{12} \tag{10.2-112}$$

四边形薄板单元在交界面上的 w 是连续的，但是单元之间的法向导数的连续性一般不能满足，所以这种单元是非协调的。当单元网格缩小时，计算结果可以收敛于精确解。

若要构造协调的板单元，则需要增加节点的参数，如在节点参数中包含二阶导数项，或采用补偿函数进行修正，使其在其公共边界上满足连续性要求。

5.5　用局部坐标表示的四边形板单元

在局部坐标系下，可以设

$$\begin{aligned}w = {} & \alpha_1 + \alpha_2\xi + \alpha_3\eta + \alpha_4\xi^2 + \alpha_5\xi\eta + \alpha_6\eta^2 + \alpha_7\xi^3 + \\ & \alpha_8\xi^2\eta + \alpha_9\xi\eta^2 + \alpha_{10}\eta^3 + \alpha_{11}\xi^3\eta + \alpha_{12}\xi\eta^3\end{aligned} \tag{10.2-113}$$

由此得到

$$\begin{aligned}\theta_x = \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial w}{b\partial \eta} = {} & \\ & \frac{1}{b}(\alpha_3 + \alpha_5\xi + 2\alpha_6\eta + \alpha_8\xi^2 + 2\alpha_9\xi\eta + \\ & 3\alpha_{10}\eta^2 + \alpha_{11}\xi^3 + 3\alpha_{12}\xi\eta^2)\end{aligned} \tag{10.2-114}$$

$$\begin{aligned}\theta_y = -\frac{\partial w}{\partial x} = -\frac{\partial w}{a\partial \xi} = {} & \\ & -\frac{1}{a}(\alpha_2 + 2\alpha_4\xi + \alpha_5\eta + 3\alpha_7\xi^2 + 2\alpha_8\xi\eta + \\ & \alpha_9\eta^2 + 3\alpha_{11}\xi^2\eta + \alpha_{12}\eta^3)\end{aligned} \tag{10.2-115}$$

其中，a 和 b 分别是单元的长度和宽度。将单元的四个节点的局部坐标分别代入上式，可求解得到位移模式中的 12 个参数，得

$$w = \sum_{i=1}^{4}(N_i w_i + N_{xi}\theta_{xi} + N_{yi}\theta_{yi}) = \sum_{i=1}^{4} \boldsymbol{N}_i \boldsymbol{\delta}_i = \boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-116}$$

式中，$\boldsymbol{N} = (N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4)$，$\boldsymbol{\delta}^e = (\boldsymbol{\delta}_1^{\mathrm{T}} \quad \boldsymbol{\delta}_2^{\mathrm{T}} \quad \boldsymbol{\delta}_3^{\mathrm{T}} \quad \boldsymbol{\delta}_4^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}}$，且 $\boldsymbol{N}_i = (N_i \quad N_{xi} \quad N_{yi})$ $(i = 1, 2, 3, 4)$，其中

$$N_i = (1+\xi_0)(1+\eta_0)(2+\xi_0+\eta_0-\xi^2-\eta^2)/8 \tag{10.2-117}$$

$$N_{xi} = -b\xi_i(1+\xi_0)(1+\eta_0)(1-\eta^2)/8 \tag{10.2-118}$$

$$N_{yi} = a\xi_i(1+\xi_0)(1+\eta_0)(1-\xi^2)/8 \tag{10.2-119}$$

式中，$\xi_0 = \xi_i\xi$，$\eta_0 = \eta_i\eta$。

根据有限元一般原理，薄板单元的位移型式可以写成如下规范型式：

$$\boldsymbol{u} = \boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{\alpha} \tag{10.2-120}$$

式中　$\boldsymbol{u}$——位移矢量；

$\boldsymbol{\alpha}$——适当的整体坐标矢量。

矩阵 $\boldsymbol{\Phi}$ 具有多项式型式。由此可以建立关于单元节点位移 $\boldsymbol{\delta}^e$ 的方程：

$$\boldsymbol{\delta}^e = \boldsymbol{A}\boldsymbol{\alpha} \tag{10.2-121}$$

假设矩阵 $\boldsymbol{A}$ 存在逆矩阵，可得

$$\boldsymbol{\alpha} = \boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-122}$$

单元应变向量由整体坐标下的几何方程求得，具有如下型式：

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-123}$$

式中　$\boldsymbol{B}$——单元应变矩阵。

再由物理方程可得整体坐标下的单元应力矢量为

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon} \tag{10.2-124}$$

根据最小势能原理，最后得到的单元刚度矩阵可以写成如下型式：

$$\boldsymbol{k}^e = \begin{pmatrix} \boldsymbol{k}_{11} & \boldsymbol{k}_{12} & \boldsymbol{k}_{13} & \boldsymbol{k}_{14} \\ \boldsymbol{k}_{21} & \boldsymbol{k}_{22} & \boldsymbol{k}_{23} & \boldsymbol{k}_{24} \\ \boldsymbol{k}_{31} & \boldsymbol{k}_{32} & \boldsymbol{k}_{33} & \boldsymbol{k}_{34} \\ \boldsymbol{k}_{41} & \boldsymbol{k}_{42} & \boldsymbol{k}_{43} & \boldsymbol{k}_{44} \end{pmatrix} \tag{10.2-125}$$

其中子矩阵为

$$\boldsymbol{k}_{ij} = \iiint \boldsymbol{B}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}_j \mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z = \int_{-h/2}^{h/2}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1} \boldsymbol{B}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}_p\boldsymbol{B}_j ab\,\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta = \frac{\boldsymbol{D}}{ab}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\left(\frac{b^2}{a^2}\boldsymbol{N}_{i,\xi\xi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}_{j,\xi\xi} + \mu\boldsymbol{N}_{i,\xi\xi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}_{j,\eta\eta} + \mu\boldsymbol{N}_{i,\eta\eta}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}_{j,\xi\xi} + \frac{b^2}{a^2}\boldsymbol{N}_{i,\eta\eta}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}_{j,\eta\eta} + 2(1-\mu)\boldsymbol{N}_{j,\xi\eta}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}_{j,\xi\eta}\right)\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta \tag{10.2-126}$$

式中　$\boldsymbol{D}_p = \dfrac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}\boldsymbol{D}$。

对于受到的分布横向载荷 q，其相应的等效节点力可以表示为

$$\boldsymbol{Q}_i^e = \begin{pmatrix} \overline{W}_i \\ \overline{M}_{\theta xi} \\ \overline{M}_{\theta yi} \end{pmatrix} = \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1} q(\boldsymbol{N}_i)^{\mathrm{T}} ab\,\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta \quad (i = 1,2,3,4) \tag{10.2-127}$$

若 $q = q_0$ 为常量时，则有

$$\overline{W}_i = q_0 ab,\ \overline{M}_{\theta xi} = -\frac{q_0 ab^2}{3}\eta_i,\ \overline{M}_{\theta yi} = \frac{q_0 a^2 b}{3}\xi_i \quad (i = 1,2,3,4)$$

5.6　考虑剪切的明德林（Mindlin）板单元

明德林板理论在分析板弯曲的同时考虑了横向剪切变形的影响，也就是变形前垂直于板中面的平面，在变形后不一定保持与中面的垂直。这类板的应变能包括横向剪切变形能和弯曲变形能两部分，即

$$U = \frac{1}{2}\int_V \boldsymbol{\sigma}_b^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varepsilon}_b \mathrm{d}V + \frac{\kappa}{2}\int_V \boldsymbol{\sigma}_s^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\varepsilon}_s \mathrm{d}V \tag{10.2-128}$$

其中，$\boldsymbol{\sigma}_b = (\sigma_x,\ \sigma_y,\ \tau_{xy})^{\mathrm{T}}$、$\boldsymbol{\varepsilon}_b = (\varepsilon_x,\ \varepsilon_y,\ \gamma_{xy})^{\mathrm{T}}$ 分别为弯曲应力和弯曲应变；$\boldsymbol{\sigma}_s = (\tau_{xz},\ \tau_{yz})^{\mathrm{T}}$、$\boldsymbol{\varepsilon}_s = (\gamma_{xz},\ \gamma_{yz})^{\mathrm{T}}$ 分别为切应力和切应变；κ 为剪切修正系数，$\kappa = 1.2$；V 为三维积分区域。

代入板弯曲和板剪切的本构方程，上式化为

$$U = \frac{1}{2}\int_V \boldsymbol{\varepsilon}_b^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}_b\boldsymbol{\varepsilon}_b \mathrm{d}V + \frac{\kappa}{2}\int_V \boldsymbol{\varepsilon}_s^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}_s\boldsymbol{\varepsilon}_s \mathrm{d}V \tag{10.2-129}$$

其中，板弯曲的弹性方程为

$$\boldsymbol{D}_b = \frac{E}{1-\mu^2}\begin{pmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \dfrac{1-\mu}{2} \end{pmatrix}$$

板剪切的弹性方程为

$$\boldsymbol{D}_b = \frac{E}{1-\mu^2}\begin{pmatrix} G & 0 \\ 0 & G \end{pmatrix}$$

该单元的面内位移定义为 $u = -z\theta_x\ (x,\ y)$，$v = -z\theta_y\ (x,\ y)$，垂直位移为 $w = w\ (x,\ y)$。

对于考虑剪切变形的板，有 $\theta_x = \dfrac{\partial w}{\partial x} = -\gamma_{xz}$，$\theta_y = \dfrac{\partial w}{\partial y} = -\gamma_{yz}$。

假设横向位移 w 和转角相互独立，分别定义不同的形函数，且满足 C0 相容性条件。采用相同的等参元形函数矩阵，有如下关系：

$$w = \sum_{i=1}^{n} N_i(\xi,\eta) w_i,\ \theta_x = \sum_{i=1}^{n} N_i(\xi,\eta)(\theta_x)_i,$$

$$\theta_y = \sum_{i=1}^{n} N_i(\xi,\eta)(\theta_y)_i$$

其中，n 为单元的节点数（例如对于四边形明德林板单元，$n=4$，可均取为双线性等参元形函数矩阵）。

应变矩阵关系为

$$\boldsymbol{\varepsilon}_b = \boldsymbol{B}_b\boldsymbol{\delta}^e,\ \boldsymbol{\varepsilon}_s = \boldsymbol{B}_s\boldsymbol{\delta}^e \qquad (10.2\text{-}130)$$

其中

$$\boldsymbol{B}_b = (\boldsymbol{B}_{b1}\ \ \boldsymbol{B}_{b2}\ \ \cdots\ \ \boldsymbol{B}_{bn}),\ \boldsymbol{B}_s = (\boldsymbol{B}_{s1}\ \ \boldsymbol{B}_{s2}\ \ \cdots\ \ \boldsymbol{B}_{sn})$$

$$\boldsymbol{B}_{bi} = \begin{pmatrix} -\dfrac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & -\dfrac{\partial N_i}{\partial y} & 0 \\ -\dfrac{\partial N_i}{\partial y} & -\dfrac{\partial N_i}{\partial x} & 0 \end{pmatrix},$$

$$\boldsymbol{B}_{si} = \begin{pmatrix} -N_i & 0 & \dfrac{\partial N_i}{\partial x} \\ 0 & -N_i & \dfrac{\partial N_i}{\partial y} \end{pmatrix}$$

$$\boldsymbol{\delta}^e = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\delta}_1 \\ \boldsymbol{\delta}_2 \\ \vdots \\ \boldsymbol{\delta}_n \end{pmatrix},\ \boldsymbol{\delta}_i = \begin{pmatrix} \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \\ w_i \end{pmatrix} \qquad (i = 1,2,\cdots,n)$$

明德林板的单元刚度矩阵为

$$\boldsymbol{k}^e = \frac{h^3}{12}\iint_{\Omega_e} \boldsymbol{B}_b^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}_b\boldsymbol{B}_b \mathrm{d}\Omega + \kappa h\iint_{\Omega_e} \boldsymbol{B}_s^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}_s\boldsymbol{B}_s \mathrm{d}\Omega \qquad (10.2\text{-}131)$$

式中　h——板的厚度。

当板的厚度与单元的边长相比很小时，如 $h/l \ll 1$，剪切能会比弯曲能占更为主要的地位，这时出现剪切自锁现象。为了解决这一问题，需要采用减缩积分的方法，但同时还要考虑保证不出现零能模式。

6　壳体问题的有限元

6.1　基于薄壳理论的轴对称壳体单元

6.1.1　轴对称薄壳理论的基本公式

轴对称壳体中面上任一点位置由角 ϕ 和 θ 确定，位移可由其经（子午）向分量 u、周向分量 v 和法向分量 w 确定，如图 10.2-17 所示。在薄壳理论中，壳体内任一点的应变根据基尔霍夫直线段假设，可通过中面的六个广义应变分量来描述，它们和中面位移的关系是

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_s \\ \varepsilon_\theta \\ \gamma_{s\theta} \\ \kappa_s \\ \kappa_\theta \\ \kappa_{s\theta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dfrac{\partial u}{\partial s} + \dfrac{w}{R_s} \\ \dfrac{1}{r}\left(\dfrac{\partial v}{\partial \theta} + u\sin\phi + w\cos\phi\right) \\ \dfrac{\partial v}{\partial s} + \dfrac{1}{r}\left(\dfrac{\partial u}{\partial \theta} - v\sin\phi\right) \\ -\dfrac{\partial}{\partial s}\left(\dfrac{\partial w}{\partial s} - \dfrac{u}{R_s}\right) \\ -\dfrac{1}{r^2}\dfrac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \dfrac{\cos\phi}{r^2}\dfrac{\partial v}{\partial \theta} - \dfrac{\sin\phi}{r^2}\left(\dfrac{\partial w}{\partial s} - \dfrac{u}{R_s}\right) \\ 2\left(-\dfrac{1}{r}\dfrac{\partial^2 w}{\partial s\partial \theta} + \dfrac{\sin\phi}{r^2}\dfrac{\partial w}{\partial \theta} - \dfrac{\cos\phi}{r}\dfrac{\partial v}{\partial s} - \dfrac{\sin\phi\cos\phi}{r^2}v + \dfrac{1}{rR_s}\dfrac{\partial u}{\partial \theta}\right) \end{pmatrix} \qquad (10.2\text{-}132)$$

其中，s 表示经向的弧长；R_s 是经向的曲率半径；r 是平行圆半径（即中面上任一点的径向坐标）；ε_s、ε_θ、$\gamma_{s\theta}$表示中面内的伸长切应变；κ_s、κ_θ、$\kappa_{s\theta}$表示中面曲率和扭率的变化。

已知中面的六个广义应变分量后，中面外任一点的应变可以表示为

$$\varepsilon_s^{(z)} = \varepsilon_s + z\kappa_s,\ \varepsilon_\theta^{(z)} = \varepsilon_\theta + z\kappa_\theta,\ \gamma_{s\theta}^{(z)} = \gamma_s \qquad (10.2\text{-}133)$$

式中　z——该点至中面的距离（沿法线方向测量）。

广义应力分量与广义应变分量之间的弹性关系是

$$\boldsymbol{\sigma}=\begin{pmatrix}N_s\\N_\theta\\N_{s\theta}\\M_s\\M_\theta\\M_{s\theta}\end{pmatrix}=\frac{Et}{1-\mu^2}\begin{pmatrix}1&\mu&0&0&0&0\\\mu&1&0&0&0&0\\0&0&\dfrac{1-\mu^2}{2}&0&0&0\\0&0&0&\dfrac{t^2}{12}&\dfrac{t^2\mu}{12}&0\\0&0&0&\dfrac{t^2\mu}{12}&\dfrac{t^2}{12}&0\\0&0&0&0&0&\dfrac{t^2(1-\mu)}{24}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\varepsilon_s\\\varepsilon_\theta\\\gamma_{s\theta}\\\kappa_s\\\kappa_\theta\\\kappa_{s\theta}\end{pmatrix}\tag{10.2-134}$$

式中　N_s、N_θ、$N_{s\theta}$——壳体内垂直于 s 或 θ 方向的截面上单位长度的内力；

M_s、M_θ、$M_{s\theta}$——相应截面上单位长度的力矩。

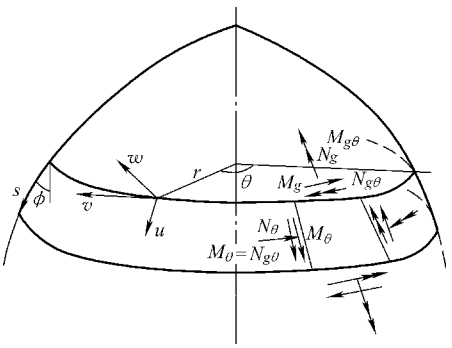


图 10.2-17　轴对称壳的坐标、位移和内力

壳体内任一点的应力按下式计算：

$$\sigma_s=\frac{N_s}{t}+\frac{12M_s}{t^3}z,\ \sigma_\theta=\frac{N_\theta}{t}+\frac{12M_\theta}{t^3}z,$$

$$\tau_{s\theta}=\frac{N_{s\theta}}{t}+\frac{12M_{s\theta}}{t^3}z\tag{10.2-135}$$

式中　t——壳体的厚度。

6.1.2　薄壳截锥单元

薄壳截锥单元是沿子午线方向将轴对称壳体划分为若干个线性单元，单元形状如图 10.2-18 所示。在每个单元内，角 φ 是不变的。根据基尔霍夫直接线假设，轴对称壳体所承受的载荷以及壳体的支撑条件都是对称的，相应的应变和内力表达式蜕化为

$$\boldsymbol{\varepsilon}=\begin{pmatrix}\varepsilon_s\\\varepsilon_\theta\\k_s\\k_\theta\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\dfrac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}s}\\\dfrac{1}{r}(u\sin\phi+w\cos\phi)\\-\dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}s}\left(\dfrac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}s}-\dfrac{u}{R_s}\right)\\-\dfrac{\sin\phi}{r}\left(\dfrac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}s}-\dfrac{u}{R_s}\right)\end{pmatrix}\tag{10.2-136}$$

$$\boldsymbol{\sigma}=\begin{pmatrix}N_s\\N_\theta\\M_s\\M_\theta\end{pmatrix}=\frac{Et}{1-\mu^2}\begin{pmatrix}1&\mu&0&0\\\mu&1&0&0\\0&0&\dfrac{t^2}{12}&\dfrac{t^2\mu}{12}\\0&0&\dfrac{t^2\mu}{12}&\dfrac{t^2}{12}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\varepsilon_s\\\varepsilon_\theta\\k_s\\k_\theta\end{pmatrix}\tag{10.2-137}$$

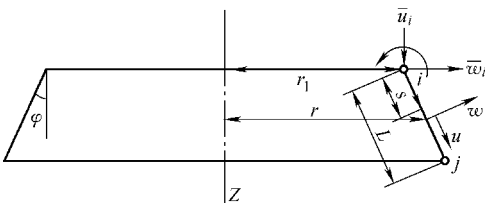


图 10.2-18　轴对称壳体的截锥单元

每个单元有两个节点，节点编号分别为 i、j，在轴对称载荷作用下，每个单元的位移参数为

$$\boldsymbol{\delta}^e=\begin{pmatrix}\boldsymbol{\delta}_i\\\boldsymbol{\delta}_j\end{pmatrix}=(\overline{u_i^e}\quad\overline{\omega_i^e}\quad\overline{\beta_i^e}\quad\overline{u_j^e}\quad\overline{\omega_j^e}\quad\overline{\beta_j^e})^{\mathrm{T}}\tag{10.2-138}$$

式中　$\overline{u_i^e}$、$\overline{\omega_i^e}$——整体坐标系中节点 i 的轴向和经向位移分量；

β_i——经向切线的转角。

局部坐标系中的单元节点位移与整体坐标下的节点位移存在如下关系：

$$\begin{pmatrix}u_i\\\omega_i\\(\mathrm{d}\omega/\mathrm{d}s)_i\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\cos\phi&\sin\phi&0\\-\sin\phi&\cos\phi&0\\0&0&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\overline{u_i}\\\overline{\omega_i}\\\beta_i\end{pmatrix}=\boldsymbol{T}\boldsymbol{\delta}^e$$

（i、j 轮换）　　(10.2-139)

局部坐标系中单元的位移函数为

$$\begin{pmatrix} u \\ \omega \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{N}_i & \boldsymbol{N}_j \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_i & \omega_i & \left(\dfrac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}s}\right)_i & u_j & \omega_j & \left(\dfrac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}s}\right)_j \end{pmatrix}^{\mathrm{T}} \tag{10.2-140}$$

式中

$$\boldsymbol{N}_i = \begin{pmatrix} 1-\xi & 0 & 0 \\ 0 & 1-3\xi^2+2\xi^3 & L(\xi-2\xi^2+\xi^3) \end{pmatrix}$$

$$\boldsymbol{N}_j = \begin{pmatrix} \xi & 0 & 0 \\ 0 & 3\xi^2-2\xi^3 & L(-\xi+\xi^3) \end{pmatrix}$$

$\xi = s/L$，L 为薄壳截锥单元经线的长度。

在整体坐标系中单元的位移函数为

$$\begin{pmatrix} u \\ \omega \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{N}_i\boldsymbol{T} & \boldsymbol{N}_j\boldsymbol{T} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \boldsymbol{\delta}_i \\ \boldsymbol{\delta}_j \end{pmatrix} = \boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-141}$$

薄壳截锥单元的应变为

$$\boldsymbol{\varepsilon}^e = \boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e = \begin{pmatrix} \boldsymbol{B}_i\boldsymbol{T} & \boldsymbol{B}_j\boldsymbol{T} \end{pmatrix}\boldsymbol{\delta}^e \tag{10.2-142}$$

$$\boldsymbol{B}_i = \begin{pmatrix} -1/L & 0 & 0 \\ (1-\xi)\sin\phi/r & (1-3\xi^2+2\xi^3)\cos\phi/r & L(1-2\xi^2+\xi^3)\cos\phi/r \\ 0 & 6(1-2\xi)/L^2 & (4-6\xi)/L \\ 0 & 6\xi(1-\xi)\sin\phi/(rL) & (-1+4\xi-3\xi^2)\sin\phi/r \end{pmatrix}$$

$$\boldsymbol{B}_j = \begin{pmatrix} 1/L & 0 & 0 \\ \xi\sin\phi/r & (3\xi^2-2\xi^3)\cos\phi/r & L(-\xi^2+\xi^3)\cos\phi/r \\ 0 & -6(1-2\xi)/L^2 & 2(1-3\xi)/L \\ 0 & -6\xi(1-\xi)\sin\phi/(rL) & (2\xi-3\xi^2)\sin\phi/r \end{pmatrix}$$

薄壳截锥单元的刚度矩阵由下式计算：

$$\boldsymbol{k}^e = \int_0^1 2\pi r L \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\mathrm{d}\xi = \begin{pmatrix} \boldsymbol{k}_{ii}^e & \boldsymbol{k}_{ij}^e \\ \boldsymbol{k}_{ji}^e & \boldsymbol{k}_{jj}^e \end{pmatrix} \tag{10.2-143}$$

式中　$\boldsymbol{k}_{ij}^e = 2\pi L\boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\left(\int_0^1 \boldsymbol{B}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}_j r\mathrm{d}\xi\right)\boldsymbol{T}$。

侧向分布载荷 $\boldsymbol{p} = (p_u \quad p_\omega)^{\mathrm{T}}$，其中 p_u、p_ω 分别为经向和法向的载荷分量。截锥单元的等效节点载荷列阵为

$$\boldsymbol{P}^e = 2\pi L\boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\int_0^1 \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{p}r\mathrm{d}\xi \qquad (i、j\ 轮换) \tag{10.2-144}$$

且 $\boldsymbol{P}_i^e = (P_{\overline{u}_i} \quad P_{\overline{\omega}_i} \quad P_{\beta_i})^{\mathrm{T}}$。其中，$P_{\overline{u}_i}$、$P_{\overline{\omega}_i}$、$P_{\beta_i}$ 分别为沿 z、r 方向的力和沿 β 方向的力矩。

6.2　位移和转动各自独立插值的轴对称壳体单元

6.2.1　基本公式

考虑横向剪切的轴对称壳，在受轴对称载荷作用下，中面广义应变和位移的关系式如下：

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_\theta \\ \kappa_s \\ \kappa_\theta \\ \gamma \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dfrac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}s} + \dfrac{w}{R_s} \\ \dfrac{1}{r}(u\sin\phi + w\cos\phi) \\ -\dfrac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}s} \\ -\dfrac{\sin\phi}{r}\beta \\ \dfrac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}s} - \dfrac{w}{R_s} - \beta \end{pmatrix} \tag{10.2-145}$$

式中　ε_s、ε_θ——中面的经向应变和环向应变；

κ_s、κ_θ——中面的经向曲率变化和环向应变变化；

γ——横向切应变。

相应的中面内力（广义应力）为

$$\boldsymbol{\sigma} = (N_s \quad N_\theta \quad M_s \quad M_\theta \quad V)^{\mathrm{T}} \tag{10.2-146}$$

式中　N_s、N_θ、M_s、M_θ、V——经向内力、环向内力、经向弯矩、环向弯矩和横向剪切力。

广义应力和应变之间的关系为

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon} \tag{10.2-147}$$

其中弹性矩阵 $\boldsymbol{D}$ 为

$$\boldsymbol{D} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{D}^m & 0 & 0 \\ 0 & \boldsymbol{D}^b & 0 \\ 0 & 0 & \boldsymbol{D}^s \end{pmatrix}$$

式中　$\boldsymbol{D}^m$、$\boldsymbol{D}^b$、$\boldsymbol{D}^s$——薄膜、弯曲和剪切刚度。

对于各向同性材料：

$$\boldsymbol{D}^m = \frac{Et}{1-\mu^2}\begin{pmatrix}1 & \mu\\ \mu & 1\end{pmatrix},\ \boldsymbol{D}^b = \frac{t^3}{12}\boldsymbol{D}^m,$$

$$\boldsymbol{D}^s = k\frac{Et}{2(1+\mu)},\ k = \frac{5}{6}$$

壳体应变能表达式为

$$U = \frac{1}{2}\int_\Omega \boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}\mathrm{d}\Omega = \frac{1}{2}\int_\Omega (\boldsymbol{\varepsilon}^m)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}^m\boldsymbol{\varepsilon}^m\mathrm{d}\Omega + \frac{1}{2}\int_\Omega (\boldsymbol{\varepsilon}^b)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}^b\boldsymbol{\varepsilon}^b\mathrm{d}\Omega + \frac{1}{2}\int_\Omega \boldsymbol{\gamma}\boldsymbol{D}^s\boldsymbol{\gamma}\mathrm{d}\Omega \tag{10.2-148}$$

式中

$$\boldsymbol{\varepsilon}^m = \begin{pmatrix}\varepsilon_s\\ \varepsilon_\theta\end{pmatrix},\ \boldsymbol{\varepsilon}^m = \begin{pmatrix}k_s\\ k_\theta\end{pmatrix}$$

6.2.2　截锥单元

截锥单元较薄壳截锥单元增加了截面转动β，它是独立的函数。对于两节点的截锥单元，位移函数如下：

$$\bar{u} = \sum_{i=1}^{2} N_i\bar{u}_i,\ \bar{\omega} = \sum_{i=1}^{2} N_i\bar{\omega}_i,\ \beta = \sum_{i=1}^{2} N_i\beta_i \tag{10.2-149}$$

其中

$$N_1 = 1-\xi,\ N_2 = \xi,\ \xi = s/L$$

用整体坐标表示的应变为

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{pmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_\theta\\ k_s\\ k_\theta\\ \gamma\end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\phi\dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}s} & \sin\phi\dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}s} & 0\\ 0 & \dfrac{1}{r} & 0\\ 0 & 0 & -\dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}s}\\ 0 & 0 & -\dfrac{1}{r}\sin\phi\\ -\sin\phi\dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}s} & \cos\phi\dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}s} & -1 \end{pmatrix}\begin{pmatrix}\bar{u}\\ \bar{\omega}\\ \beta\end{pmatrix}$$

$$= (\boldsymbol{B}_1 \quad \boldsymbol{B}_2)\begin{pmatrix}\delta_1^e\\ \delta_2^e\end{pmatrix} \tag{10.2-150}$$

其中

$$\boldsymbol{B}_i = \begin{pmatrix} \cos\phi\dfrac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}s} & \sin\phi\dfrac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}s} & 0\\ 0 & \dfrac{N_i}{r} & 0\\ 0 & 0 & -\dfrac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}s}\\ 0 & 0 & -\dfrac{\sin\phi}{r}\\ -\sin\phi\dfrac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}s} & \cos\phi\dfrac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}s} & -N_i \end{pmatrix}\quad (i=1,\ 2)$$

$$\boldsymbol{\delta}_1^e = (\bar{u}_i \quad \bar{\omega}_i \quad \beta_i)\qquad (i=1,\ 2)$$

并有

$$\frac{\mathrm{d}N_1}{\mathrm{d}s} = -\frac{1}{L},\ \frac{\mathrm{d}N_2}{\mathrm{d}s} = -\frac{1}{L}$$

至此可按标准步骤形成单元刚度矩阵和节点载荷矢量，与薄壳截锥单元类似。

$$\boldsymbol{k}^e = \int_0^1 2\pi r L\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\mathrm{d}\xi,\ \boldsymbol{P}_i^e = 2\pi L\boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\int_0^1 \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{p}r\mathrm{d}\xi$$
$$(i=1,2) \tag{10.2-151}$$

6.2.3　曲边单元

曲边单元有3个节点，其形状、位移和坐标如图10.2-19所示。壳体中面的坐标r、z和整体坐标系中的位移函数表示如下：

$$r = \sum_1^3 N_i r_i,\ z = \sum_1^3 N_i z_i,\ \bar{u} = \sum_1^3 N_i\bar{u}_i,$$
$$\bar{\omega} = \sum_1^3 N_i\bar{\omega}_i,\ \beta = \sum_1^3 N_i\beta_i \tag{10.2-152}$$

其中

$$N_1 = (1-\xi)(1-2\xi),\ N_2 = \xi(2\xi-1),$$
$$N_3 = 4\xi(1-\xi)$$

ξ为自然坐标，$0\leqslant\xi\leqslant1$。

节点的位移矢量为

$$\boldsymbol{\delta}_i^e = (\bar{u}_i \quad \bar{\omega}_i \quad \beta_i)^{\mathrm{T}}\qquad (i=1,2,3) \tag{10.2-153}$$

令

$$J = \frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}\xi} = \sqrt{\left(\frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}\xi}\right)^2 + \left(\frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}\xi}\right)^2}$$
$$= \sqrt{\left(\sum_1^3 \frac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}\xi}r_i\right)^2 + \left(\sum_1^3 \frac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}\xi}z_i\right)^2}$$

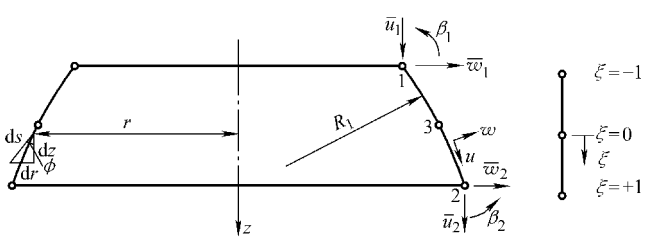


图10.2-19　曲边单元

可得

$$\cos\phi = \frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}s} = \frac{1}{J}\frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}\xi} = \frac{1}{J}\sum_{1}^{3}\frac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}\xi}z_i$$

$$\sin\phi = \frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}s} = \frac{1}{J}\frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}\xi} = \frac{1}{J}\sum_{1}^{3}\frac{\mathrm{d}N_i}{\mathrm{d}\xi}r_i \tag{10.2-154}$$

进一步可以利用标准步骤计算单元刚度矩阵和载荷矢量，各有关公式和截锥单元型式上相同，只是计算曲边单元是 $i=1$，2，3，同时各式中的 L 应代之以 J，并置于积分号内。

6.3　轴对称超参数壳体单元

6.3.1　几何形状的规定

轴对称超参数壳体单元是从轴对称实体单元蜕化而来的，沿厚度方向位移为线性变化，单元如图 10.2-20 所示。

常用的线性、二次和三次的轴对称壳体单元的形状函数分别为

1）线性单元：$N_i = \frac{1}{2}(1+\xi_i\xi)\quad(\xi_i = \pm 1)$

2）二次单元：

端节点　　$N_i = \frac{1}{2}(1+\xi_i\xi)\xi_i\xi$

边中节点　　$N_i = (1-\xi^2)$

3）三次单元：

端节点　$N_i = \frac{1}{16}(1+\xi_i\xi)(-1+9\xi^2)\quad\left(\xi_i = \pm\frac{1}{3}\right)$

边内节点 $N_i = \frac{1}{16}(1+\xi_i\xi)(-1+9\xi^2)$

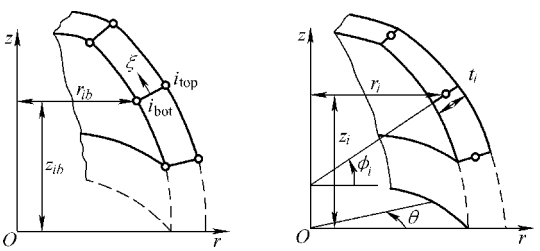


图 10.2-20　轴对称超参数单元

6.3.2　位移函数

轴对称壳体内任一点的位移可由中面节点沿整体坐标 r、z 的位移分量 u、v 即法线的转角 α 表示。在壳体单元内，中面节点 i 的位移分量是 u_i、v_i、α_i。单元内任一点的位移函数的表达式为

$$\begin{pmatrix}u\\v\end{pmatrix} = (\boldsymbol{N}_1 \quad \boldsymbol{N}_2 \quad \cdots \quad \boldsymbol{N}_n)\begin{pmatrix}\boldsymbol{\delta}_1\\\boldsymbol{\delta}_2\\\vdots\\\boldsymbol{\delta}_n\end{pmatrix} \tag{10.2-155}$$

式中

$$\boldsymbol{\delta}_i = (u_i \quad v_i \quad \alpha_i)^{\mathrm{T}}$$

$$\boldsymbol{N}_i = \begin{pmatrix}N_i & 0 & -N_i\eta\dfrac{t_i}{2}\sin\phi_i\\ 0 & N_i & N_i\eta\dfrac{t_i}{2}\cos\phi_i\end{pmatrix}\quad(i=1,2,\cdots,n)$$

连接壳体单元下表面节点 i_{bot} 到上表面节点 i_{top} 的列阵为

$$\boldsymbol{V}_i = \begin{pmatrix}V_{ir}\\V_{iz}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}r_i\\z_i\end{pmatrix}_{top} - \begin{pmatrix}r_i\\z_i\end{pmatrix}_{bot} = \begin{pmatrix}\Delta r_i\\\Delta z_i\end{pmatrix}$$

$$t_i = \sqrt{(\Delta r_i)^2+(\Delta z_i)^2},\begin{pmatrix}\cos\phi_i\\\sin\phi_i\end{pmatrix} = \begin{matrix}\Delta r_i/t_i\\\Delta z_i/t_i\end{matrix}$$

式中　$(r,\ z)$ ——整体坐标；

z——壳体对称轴。

6.3.3　应力和应变的确定

按壳体理论的基本假设，在 η 为常数曲面的垂直方向应力应等于零，因此应在以此方向为 r' 轴的局部坐标系 $(r',\ z')$ 内确定壳体的应力和应变。

在局部坐标系 $(r',\ z')$ 中应变分量的表达式是

$$\boldsymbol{\varepsilon}' = \begin{pmatrix}\varepsilon_{z'}\\\varepsilon_\theta\\\gamma_{r'z'}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\dfrac{\partial v'}{\partial z'}\\\dfrac{u}{r}\\\dfrac{\partial v'}{\partial r'}+\dfrac{\partial u'}{\partial z'}\end{pmatrix} \tag{10.2-156}$$

在计算 $\boldsymbol{\varepsilon}'$ 中各个位移偏导数时，首先将整体坐标系 $(r,\ z)$ 和自然坐标系 $(\xi,\ \eta)$ 进行转换：

$$\begin{pmatrix}\dfrac{\partial u}{\partial r} & \dfrac{\partial v}{\partial r}\\\dfrac{\partial u}{\partial z} & \dfrac{\partial v}{\partial z}\end{pmatrix} = \boldsymbol{J}^{-1}\begin{pmatrix}\dfrac{\partial u}{\partial \eta} & \dfrac{\partial v}{\partial \eta}\\\dfrac{\partial u}{\partial \xi} & \dfrac{\partial v}{\partial \xi}\end{pmatrix} \tag{10.2-157}$$

其中，$\boldsymbol{J}$ 是雅可比矩阵。

$$\boldsymbol{J} = \begin{pmatrix}\dfrac{\partial r}{\partial \eta} & \dfrac{\partial z}{\partial \eta}\\\dfrac{\partial r}{\partial \xi} & \dfrac{\partial z}{\partial \xi}\end{pmatrix}$$

其次将整体坐标系的各个位移偏导数转换为局部坐标系 $(r',\ z')$ 的位移偏导数：

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial u'}{\partial r'} & \frac{\partial v'}{\partial r'} \\ \frac{\partial u'}{\partial z'} & \frac{\partial v'}{\partial z'} \end{pmatrix} = \boldsymbol{T}^{\mathrm{T}} \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial r} & \frac{\partial v}{\partial r} \\ \frac{\partial u}{\partial z} & \frac{\partial v}{\partial z} \end{pmatrix} \boldsymbol{T} \quad (10.2\text{-}158)$$

其中

$$\boldsymbol{T} = \frac{1}{\boldsymbol{J}(\eta)} \begin{pmatrix} \frac{\partial z}{\partial \xi} & \frac{\partial r}{\partial \xi} \\ -\frac{\partial r}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \end{pmatrix}$$

式中

$$\boldsymbol{J}(\eta) = \sqrt{\left(\frac{\partial r}{\partial \xi}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial \xi}\right)^2}$$

最后可将 $\boldsymbol{\varepsilon}'$ 表示成

$$\boldsymbol{\varepsilon}' = (B_1' \quad B_2' \quad \cdots \quad B_n') \begin{pmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \vdots \\ \delta_3 \end{pmatrix} \quad (10.2\text{-}159)$$

局部坐标系内的应力利用弹性关系可表示成

$$\boldsymbol{\sigma}' = \begin{pmatrix} \sigma_z' \\ \sigma_\theta' \\ \tau_{r'z'} \end{pmatrix} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon}' \quad (10.2\text{-}160)$$

其中

$$\boldsymbol{D} = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{pmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2k} \end{pmatrix}$$

式中　E、μ——材料常数；

k——考虑切应力沿厚度不均匀分布引入的系数，$k=1.2$。

6.3.4　刚度矩阵的计算

单元刚度矩阵可直接在自然坐标系中用下式计算：

$$\boldsymbol{k}^e = 2\pi \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1} \boldsymbol{B}'^{\mathrm{T}} \boldsymbol{D} \boldsymbol{B}' \mid \boldsymbol{J} \mid r \mathrm{d}\eta \mathrm{d}\xi \quad (10.2\text{-}161)$$

7　动力学问题的有限元

工程中的许多结构振动问题，例如刚架、大型轴类、大型深梁、板壳结构、组合机架等，由于它们的质量和刚度都具有分布的特点，理论上都是无限多个自由度的振动系统，都属于弹性体的振动问题。对这类无限多个自由度系统，用经典振动理论分析它们的振动问题难度很大，甚至根本无法分析。因此，用有限元法把复杂结构的振动问题离散化成有限多个自由度系统，再借助计算机对这种有限多个自由度系统进行振动分析和计算，就可以较为精确地解决任何复杂结构的动力学分析问题。

与静力学有限元法相似，动力学问题的有限元法也是把分析的对象离散为有限个单元群的组合体，即离散为以有限个节点位移为广义坐标的多自由度系统。先进行每个单元的特性分析，包括进行单元刚度矩阵、单元质量矩阵的计算及单元阻尼矩阵的计算，再把各个单元的特性矩阵组集起来，组成总刚度矩阵、总质量矩阵、总阻尼矩阵，从而形成动力学方程式，之后再进行求解。

在经典振动理论中，多自由度系统的结构动力学方程为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{\delta}} + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{\delta}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{F} \quad (10.2\text{-}162)$$

式中　$\boldsymbol{M}$——总质量矩阵；

$\boldsymbol{C}$——总阻尼矩阵；

$\boldsymbol{K}$——总刚度矩阵；

$\boldsymbol{F}$——总外加激振力矩阵；

$\boldsymbol{\delta}$、$\dot{\boldsymbol{\delta}}$、$\ddot{\boldsymbol{\delta}}$——节点位移列阵、速度列阵、加速度列阵。

在动力问题的有限元分析中，就是通过求解这些方程来获得系统的位移响应和应力响应。

7.1　单元的动力学方程

有限元法是将结构离散为有限个单元的组合体。在结构动力学分析中，单元上任一点的位移将不仅是坐标的函数，也是时间的函数。单元上任一点的位移可以写成以形函数作为插值函数、以节点位移为参数的插值多项式的型式 $\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{N}\boldsymbol{\delta}^e$，单元内任一点的应变与节点位移的关系是 $\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^e$。单元内任一点的速度和加速度是 $\dot{\boldsymbol{\delta}} = \boldsymbol{N}\dot{\boldsymbol{\delta}}^e$ 和 $\ddot{\boldsymbol{\delta}} = \boldsymbol{N}\ddot{\boldsymbol{\delta}}^e$。

在动载荷作用下，对于任一瞬时，假定单元的任一点得到虚位移 $\boldsymbol{\delta}^*$，且该点产生了与虚位移相协调的虚应变 $\boldsymbol{\varepsilon}^*$。对于一个已知的瞬态应力分布 $\boldsymbol{\sigma}$，可以写出结构在给定瞬时单元的全部应力在虚应变上做的虚功，即

$$\iiint_V \boldsymbol{\varepsilon}^{*\mathrm{T}} \boldsymbol{\sigma} \mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z = \iiint_V \boldsymbol{\varepsilon}^{*\mathrm{T}} \boldsymbol{\sigma} \mathrm{d}V \quad (10.2\text{-}163)$$

在动力学问题中，外力除施加在节点上与时间有关系的激励外载荷外，还包括惯性力和阻尼力。惯性力与加速度成正比，方向相反。单位体积的惯性力为

$$\boldsymbol{f}_{\rho} = -\rho\ddot{\boldsymbol{\delta}} \tag{10.2-164}$$

式中　ρ——单元材料的密度。

设阻尼力与速度成正比，方向相反，即假设为线性粘性阻尼，单元体积的阻尼力为

$$\boldsymbol{f}_{v} = -\nu\dot{\boldsymbol{\delta}} \tag{10.2-165}$$

式中　ν——阻尼系数。

对应地，作用在单元上的节点等效惯性力和节点等效阻尼力分别为

$$\boldsymbol{F}_{\rho}^{e} = -\iiint_{V}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\rho\ddot{\boldsymbol{\delta}}^{e}\mathrm{d}V \tag{10.2-166}$$

$$\boldsymbol{F}_{v}^{e} = -\iiint_{V}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\nu\dot{\boldsymbol{\delta}}^{e}\mathrm{d}V \tag{10.2-167}$$

设单元节点上的激振力为 $\boldsymbol{F}^{e}$，$\boldsymbol{F}^{e}$ 所做的虚功为 $\boldsymbol{\delta}^{*\mathrm{T}}\boldsymbol{F}^{e}$。动力学有限元的虚功方程为

$$\boldsymbol{\delta}^{*\mathrm{T}}\boldsymbol{F} - \iiint_{V}\boldsymbol{\delta}^{*\mathrm{T}}\rho\ddot{\boldsymbol{\delta}}\mathrm{d}V - \iiint_{V}\boldsymbol{\delta}^{*\mathrm{T}}\nu\dot{\boldsymbol{\delta}}\mathrm{d}V = \iiint_{V}\boldsymbol{\varepsilon}^{*\mathrm{T}}\sigma\mathrm{d}V \tag{10.2-168}$$

得

$$\iiint_{V}\boldsymbol{\delta}^{*e\mathrm{T}}\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{\delta}^{e}\mathrm{d}V + \iiint_{V}\boldsymbol{\delta}^{*e\mathrm{T}}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\rho\boldsymbol{N}\ddot{\boldsymbol{\delta}}^{e}\mathrm{d}V + \iiint_{V}\boldsymbol{\delta}^{*e\mathrm{T}}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\nu\boldsymbol{N}\dot{\boldsymbol{\delta}}^{e}\mathrm{d}V = \boldsymbol{\delta}^{*e\mathrm{T}}\boldsymbol{F}^{e} \tag{10.2-169}$$

上式可化为

$$\iiint_{V}\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\mathrm{d}V\cdot\boldsymbol{\delta}^{e} + \iiint_{V}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\rho\boldsymbol{N}\mathrm{d}V\cdot\ddot{\boldsymbol{\delta}}^{e} + \iiint_{V}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\nu\boldsymbol{N}\mathrm{d}V\cdot\dot{\boldsymbol{\delta}}^{e} = \boldsymbol{F}^{e} \tag{10.2-170}$$

从上式可看到，$\iiint_{V}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\rho\boldsymbol{N}\mathrm{d}V$ 和 $\iiint_{V}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\nu\boldsymbol{N}\mathrm{d}V$ 对单元来说，具有质量和阻尼性质。令

$$\boldsymbol{m}^{e} = \iiint_{V}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\rho\boldsymbol{N}\mathrm{d}V \tag{10.2-171}$$

$$\boldsymbol{c}^{e} = \iiint_{V}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}v\boldsymbol{N}\mathrm{d}V \tag{10.2-172}$$

式中　$\boldsymbol{m}^{e}$——单元的质量矩阵；

$\boldsymbol{c}^{e}$——单元的阻尼矩阵。

单元动力学方程为

$$\boldsymbol{m}^{e}\ddot{\boldsymbol{\delta}} + \boldsymbol{c}^{e}\dot{\boldsymbol{\delta}} + \boldsymbol{k}^{e}\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{F}^{e} \tag{10.2-173}$$

7.2　单元质量矩阵和阻尼矩阵

式（10.2-174）所表达的单元质量矩阵称为协调质量矩阵或一致质量矩阵。

$$\boldsymbol{m}^{e} = \int_{V_e}\rho\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\mathrm{d}V \tag{10.2-174}$$

在协调质量矩阵推导中，采用了与导出刚度矩阵一致的位移插值函数。

如果是等参元，设其形函数矩阵为 $\boldsymbol{N}$（ξ，η，ζ），单元协调质量矩阵为

$$\boldsymbol{m}^{e} = \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\rho\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\,|\,\boldsymbol{J}\,|\,\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta\mathrm{d}\zeta \tag{10.2-175}$$

为了计算方便，还经常采用集中质量矩阵。即假设单元的质量集中在节点上，则可把每个单元的分布质量按静力学中的平行分解原理，平均分配到每个节点上，形成一个阶数等于单元自由度数的对角线质量矩阵，而非主角线元素均为 0。例如，平面三角形常应变单元的集中质量矩阵为

$$\boldsymbol{m}^{e} = \frac{\rho t\Delta}{3}\begin{pmatrix}1&0&0&0&0&0\\0&1&0&0&0&0\\0&0&1&0&0&0\\0&0&0&1&0&0\\0&0&0&0&1&0\\0&0&0&0&0&1\end{pmatrix}$$

对于单元协调阻尼矩阵，有

$$\boldsymbol{c}^{e} = \int_{V_e}\mu\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\mathrm{d}V \tag{10.2-176}$$

它是假设阻尼力正比于质点运动速度的结果，通常将介质阻尼简化为这种情况。

此外，由于系统的固有振型对于 $\boldsymbol{m}^{e}$ 和 $\boldsymbol{k}^{e}$ 具有正交性，因此固有振型对于与 $\boldsymbol{m}^{e}$ 和 $\boldsymbol{k}^{e}$ 成比例的阻尼矩阵 $\boldsymbol{c}^{e}$ 也具有正交性。这种阻尼矩阵称为比例阻尼矩阵或振型阻尼矩阵，通常简化为 $\boldsymbol{m}^{e}$ 和 $\boldsymbol{k}^{e}$ 的线性组合，即

$$\boldsymbol{c}^{e} = \alpha\boldsymbol{m}^{e} + \beta\boldsymbol{k}^{e} \tag{10.2-177}$$

其中，α、β 是不依赖于频率的常数。

这种阻尼称为瑞利（Rayleigh）阻尼。

7.3　机械结构的动力学有限元方程

在建立了单元的动力学方程之后，应建立整个弹性结构的动力学方程。单元的质量矩阵、阻尼矩阵也是相对于局部坐标系的，应首先对它们进行坐标变换。根据单元在统一坐标系和局部坐标系中节点位移间的变换关系，采用单元的坐标变换矩阵 $\boldsymbol{T}$，得出统一坐标系下的质量矩阵是 $\overline{\boldsymbol{m}}^{e} = \boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{m}^{e}\boldsymbol{T}$，有

$$\overline{\boldsymbol{m}}^{e} = \iiint_{V}\boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\rho}\boldsymbol{N}\boldsymbol{T}\mathrm{d}V = \iiint_{V}\overline{\boldsymbol{N}}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\rho}\,\overline{\boldsymbol{N}}\mathrm{d}V \tag{10.2-178}$$

式中　$\overline{\boldsymbol{N}}$——统一坐标系下的形状函数矩阵，$\overline{\boldsymbol{N}} = \boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}$。

两种坐标系中单元阻尼阵的变换公式是 $\overline{\boldsymbol{c}}^{e} = \boldsymbol{T}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{c}^{e}\boldsymbol{T}$。

将整个弹性结构的节点位移列阵记为 $\boldsymbol{\delta}$，并将各单元坐标变换后的 $\overline{\boldsymbol{k}}^e$、$\overline{\boldsymbol{m}}^e$、$\overline{\boldsymbol{c}}^e$ 和 $\boldsymbol{F}^e$ 进行组集，得到总刚度矩阵 $\boldsymbol{K}$、总质量矩阵 $\boldsymbol{M}$、总阻尼矩阵 $\boldsymbol{C}$ 和总外加激振力矩阵 $\boldsymbol{F}$。

由于物体的密度 $\rho>0$，阻尼比 $\upsilon>0$，能够证明，单元质量矩阵 $\boldsymbol{m}^e$ 和单元阻尼矩阵 $\boldsymbol{c}^e$ 都是对称正定的，因而总质量矩阵 $\boldsymbol{M}$ 和总阻尼矩阵 $\boldsymbol{C}$ 也是对称正定的。同整体刚度矩阵 $\boldsymbol{K}$ 一样，$\boldsymbol{M}$ 和 $\boldsymbol{C}$ 一般也是大型对称的带状稀疏矩阵。对于整体机械结构，由达朗贝尔原理，结构动力学有限元方程形如式（10.2-162）。

7.4　机械结构固有特性的有限元分析

不考虑阻尼的机械结构的自由振动方程是

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{\delta}}(t)+\boldsymbol{K}\boldsymbol{\delta}(t)=0 \qquad (10.2\text{-}179)$$

它的解可以假设为以下型式：

$$\boldsymbol{\delta}=\boldsymbol{\varphi}\sin\omega(t-t_0) \qquad (10.2\text{-}180)$$

式中，$\boldsymbol{\varphi}$——n 阶向量；

ω——振动圆频率；

t——时间变量；

t_0——由初始条件决定的时间常数。

得到如下广义特征值问题（即特征方程）：

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{\varphi}-\omega^2\boldsymbol{M}\boldsymbol{\varphi}=0 \quad 或 \quad (\boldsymbol{K}-\omega^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{\varphi}=0 \qquad (10.2\text{-}181)$$

求解以上方程可以得到 n 个特征解，即 $(\omega_1^2,\boldsymbol{\varphi}_1)$、$(\omega_2^2,\boldsymbol{\varphi}_2)$、…、$(\omega_n^2,\boldsymbol{\varphi}_n)$，其中特征值 ω_1、ω_2、…、ω_n 代表系统的 n 个固有频率，并且有 $0\leqslant\omega_1<\omega_2<\cdots<\omega_n$。

对于结构的每个固有频率，可以确定出一组各节点的相对振幅值，所构成的矢量称为特征矢量，称为结构的固有振型。设特征矢量 $\boldsymbol{\varphi}_1$、$\boldsymbol{\varphi}_2$、…、$\boldsymbol{\varphi}_n$ 代表结构的 n 个固有振型，它们的幅度可按以下要求规定（正则振型）：

$$\boldsymbol{\varphi}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{\varphi}_i=1 \qquad (i=1,2,\cdots,n) \qquad (10.2\text{-}182)$$

固有振型具有如下性质：

$$\boldsymbol{\varphi}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{\varphi}_j=\begin{cases}1 & (i=j)\\ 0 & (i\neq j)\end{cases}$$

$$\boldsymbol{\varphi}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}\boldsymbol{\varphi}_j=\begin{cases}\omega_i^2 & (i=j)\\ 0 & (i\neq j)\end{cases} \qquad (10.2\text{-}183)$$

定义固有振型矩阵 $\boldsymbol{\Phi}=(\boldsymbol{\varphi}_1\boldsymbol{\varphi}_2\cdots\boldsymbol{\varphi}_n)$，则

$$\boldsymbol{\Omega}^2=\mathrm{diag}(\omega_1^2,\omega_2^2,\cdots,\omega_n^2) \qquad (10.2\text{-}184)$$

特征解的性质还可表示成

$$\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{\Phi}=\boldsymbol{I},\quad \boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}\boldsymbol{\Phi}=\boldsymbol{\Omega}^2 \qquad (10.2\text{-}185)$$

式中　$\boldsymbol{\Phi}$、$\boldsymbol{\Omega}^2$——固有振型矩阵和固有频率矩阵。

求解结构固有频率和振型的方法主要有振型截断法、矩阵逆迭代法、里兹（Ritz）法、广义雅可比法等。在有限元中，经常只求解结构的低阶模态。

7.5　求解动力响应问题

7.5.1　振动响应的振型叠加法

对系统的响应 $\boldsymbol{a}(t)$ 进行展开得

$$\boldsymbol{a}(t)=\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{x}(t)=\sum_{i=1}^{n}\boldsymbol{\Phi}_i\boldsymbol{x}_i \qquad (10.2\text{-}186)$$

其中，$\boldsymbol{x}(t)=(x_1,x_2,\cdots,x_k)^{\mathrm{T}}$；$\boldsymbol{a}(t)$ 看成 $\boldsymbol{\Phi}_i$ 的线性组合；$\boldsymbol{\Phi}_i$ 可以看成是广义的位移基矢量（坐标）；$\boldsymbol{x}_i$ 是广义的位移值。

$$\ddot{\boldsymbol{x}}_i(t)+\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{C}\boldsymbol{\Phi}\dot{\boldsymbol{x}}(t)+\boldsymbol{\Omega}^2\boldsymbol{x}(t)=\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}(t)=\boldsymbol{R}(t) \qquad (10.2\text{-}187)$$

初始条件也相应地转换成

$$\boldsymbol{x}_0=\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{a}_0,\ \dot{\boldsymbol{x}}_0=\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\dot{\boldsymbol{a}}_0 \qquad (10.2\text{-}188)$$

阻尼矩阵如果是振型阻尼，则从 $\boldsymbol{\Phi}$ 的正交性可化为 n 个相互不耦合的二阶常微分方程：

$$\ddot{\boldsymbol{x}}_i(t)+2\omega_i\xi_i\dot{\boldsymbol{x}}_i(t)+\omega_i^2\boldsymbol{x}_i(t)=\boldsymbol{r}_i(t) \qquad (i=1,2,\cdots,n) \qquad (10.2\text{-}189)$$

上列每一个方程相当于一个单自由度系统的振动方程，可以比较方便地求解。式中 $\boldsymbol{r}_i(t)=\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Q}(t)$，载荷矢量 $\boldsymbol{Q}(t)$ 是按一定的空间分布模式而随时间变化的，则会有

$$\boldsymbol{Q}(t)=\boldsymbol{Q}(s,t)=\boldsymbol{F}(s)\boldsymbol{q}(t)$$
$$\boldsymbol{r}_i(t)=\boldsymbol{\Phi}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{F}(s)\boldsymbol{q}(t)=f_i\boldsymbol{q}(t) \qquad (10.2\text{-}190)$$

上式中引入符号 s 表示空间坐标，f_i 表示 $\boldsymbol{F}(s)$ 在 $\boldsymbol{\Phi}_i$ 上的投影，是一个常数。如 $\boldsymbol{F}(s)$ 和 $\boldsymbol{\Phi}_i$ 正交，则 $f_i=0$，从而得到 $\boldsymbol{r}_i(t)=0$，$\boldsymbol{x}_i(t)=0$。这表明结构响应中不包含 $\boldsymbol{\Phi}_i$ 的成分，亦即 $\boldsymbol{Q}(s,t)$ 不能激起与 $\boldsymbol{F}(s)$ 正交的振型 $\boldsymbol{\Phi}_i$。需要求解的单自由度方程数也因此减少。如果 c 是瑞利阻尼，则还应有一个确定常数 α 和 β 的方法，如果根据试验或近似结构的资料已知两个振型阻尼比 ξ_i、ξ_j，有

$$\alpha=\frac{2(\xi_i\omega_j-\xi_j\omega_i)}{(\omega_j^2-\omega_i^2)}\omega_i\omega_j,\ \beta=\frac{2(\xi_j\omega_i-\xi_i\omega_j)}{(\omega_j^2-\omega_i^2)} \qquad (10.2\text{-}191)$$

在得到每个振型的响应以后，按第一式将它们叠加起来，就得到系统的响应 $\boldsymbol{a}(t)$。

下面对振型叠加法的一些性质和特点进行分析。首先应看到将系统位移转换到以固有振型为基矢量，对系统的性质并无影响，而是以求解广义特征值问题

为代价，得到非耦合的 n 个单自由度系统的运动方程，以达到提高计算效率的目的。

通常只要对非耦合运动方程中的一小部分进行积分，如只要得到对应于前 p 个特征解的响应，就能很好地近似系统的实际响应。这是由于高阶的特征解通常对系统的实际影响较小，且有限元法得到的高阶特征解和实际相差往往较大，因此求解高阶特征解的意义不大。而低阶特征解对于结构设计则常常是必需的。

在振型叠加法中，如果对于 n 个单自由度系统的运动方程进行积分，且采用和直接积分法相同的积分方案和时间步长，则最后通过振型叠加得到的 $\boldsymbol{a}(t)$ 和直接积分法得到的结果在积分方案的误差和计算机舍入误差的范围内将是一致的。此外，对于非线性系统通常必须采用直接积分法。

7.5.2　振动响应的时域积分法

时域积分方法是指在积分运动方程之前不进行方程型式的变换，而直接进行逐步数值积分。在以下的叙述中，假设时间 $t=0$ 的位移 a_0、速度 $\dot{a}_0$、加速度 $\ddot{a}_0$ 已知，并假设时间求解域 $0 \sim T$ 被等分为 n 个时间间隔，时间步长为 Δt（$\Delta t = T/n$）。假设 0、Δt、$2\Delta t$、…、t 时刻的解已经求得，计算的目的在于求 $t+\Delta t$ 时刻的解，由此求解过程建立起求解所有离散时间点解的一般步骤。

现在使用较多的时域积分方法有 Houbolt 法、Wilson-θ 法、中心差分法、Newmark 法等，具体算法可参阅本篇参考文献［1］，此处略去。

7.6　减缩动力系统自由度的方法

在有限元动力学分析中，为提高计算效率，缩减系统自由度数目是广泛应用的方法之一，如主从自由度法和模态综合法等。以下简要介绍模态综合法。

先来考查模态综合法分析实际结构的主要步骤：

首先，如同静力分析中的子结构法，依照结构的自然特点和分析的方便，将结构分成若干个（例如 N 个）子结构。各个子结构通过交界面上的节点相互连接。

进一步，仍以节点位移为基矢量（简称物理坐标）建立子结构运动方程：

$$\boldsymbol{M}^{(s)}\ddot{\boldsymbol{a}}^{(s)} + \boldsymbol{C}^{(s)}\dot{\boldsymbol{a}}^{(s)} + \boldsymbol{K}^{(s)}\boldsymbol{a}^{(s)} = \boldsymbol{Q}^{(s)} + \boldsymbol{R}^{(s)} \tag{10.2-192}$$

其中，上标（s）表示该矩阵或矢量属于子结构 s（$s=1, 2, \cdots, N$）；$\boldsymbol{Q}^{(s)}$ 代表外载荷矢量；$\boldsymbol{R}^{(s)}$ 代表交界面上的力矢量；$\boldsymbol{a}^{(s)}$ 代表节点位移矢量。以后经常将 $\boldsymbol{a}^{(s)}$ 分为内部位移 $\boldsymbol{a}_i^{(s)}$ 和界面位移 $\boldsymbol{a}_o^{(s)}$ 两部分。相应地，外载荷 $\boldsymbol{Q}^{(s)}$ 和界面力 $\boldsymbol{R}^{(s)}$ 也可以分为两部分。这样，$\boldsymbol{a}^{(s)}$、$\boldsymbol{Q}^{(s)}$、$\boldsymbol{R}^{(s)}$ 可表示成

$$\boldsymbol{a}^{(s)} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{a}_i^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix}, \boldsymbol{Q}^{(s)} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{Q}_i^{(s)} \\ \boldsymbol{Q}_o^{(s)} \end{pmatrix}, \boldsymbol{R}^{(s)} = \begin{pmatrix} 0 \\ \boldsymbol{R}_o^{(s)} \end{pmatrix} \tag{10.2-193}$$

因此，系统方程式（10.2-192）可以表示成

$$\begin{pmatrix} \boldsymbol{M}_{ii}^{(s)} & \boldsymbol{M}_{io}^{(s)} \\ \boldsymbol{M}_{oi}^{(s)} & \boldsymbol{M}_{oo}^{(s)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\boldsymbol{a}}_i^{(s)} \\ \ddot{\boldsymbol{a}}_o^{(s)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \boldsymbol{C}_{ii}^{(s)} & \boldsymbol{C}_{io}^{(s)} \\ \boldsymbol{C}_{oi}^{(s)} & \boldsymbol{C}_{oo}^{(s)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\boldsymbol{a}}_i^{(s)} \\ \dot{\boldsymbol{a}}_o^{(s)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \boldsymbol{K}_{ii}^{(s)} & \boldsymbol{K}_{io}^{(s)} \\ \boldsymbol{K}_{oi}^{(s)} & \boldsymbol{K}_{oo}^{(s)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \boldsymbol{a}_i^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{Q}_i^{(s)} \\ \boldsymbol{Q}_o^{(s)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{R}_o^{(s)} \end{pmatrix} \tag{10.2-194}$$

子结构模态综合法又分为固定界面模态综合法和自由界面模态综合法，这里主要介绍固定界面模态综合法。所谓固定界面模态综合法中包含以下两部分内容：

1）固定界面主模态。即在完全固定界面上的位移（即令 $\boldsymbol{a}_o^{(s)}=0$）条件下子结构系统的主振型，即求解以下特征值问题：

$$\boldsymbol{M}_{ii}^{(s)}\ddot{\boldsymbol{a}}_i^{(s)} + \boldsymbol{K}_{ii}^{(s)}\boldsymbol{a}_i^{(s)} = 0 \tag{10.2-195}$$

可以得到 m 个（定义 m、n 为内部自由度数和界面自由度数，即 $\boldsymbol{a}_i^{(s)}$ 的阶数）主模态。将它们组合成矩阵用 $\boldsymbol{\Phi}_N$ 表示，并认为 $\boldsymbol{\Phi}_N$ 已经正则化，即

$$\boldsymbol{\Phi}_N^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_{ii}^{(s)}\boldsymbol{\Phi}_N = \boldsymbol{I}_i,\ \boldsymbol{\Phi}_N^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}_{ii}^{(s)}\boldsymbol{\Phi}_N = \boldsymbol{\Omega}_i^2 \tag{10.2-196}$$

2）约束模态。即在界面完全固定条件下，依次释放界面上的每个自由度（即 $\boldsymbol{a}_j^{(s)}$ 的每个元素），并令它取单位值所得到的静态位移

$$\begin{pmatrix} \boldsymbol{K}_{ii}^{(s)} & \boldsymbol{K}_{io}^{(s)} \\ \boldsymbol{K}_{oi}^{(s)} & \boldsymbol{K}_{oo}^{(s)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \boldsymbol{a}_i^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \boldsymbol{R}_o^{(s)} \end{pmatrix} \tag{10.2-197}$$

求得。从上式可得

$$\boldsymbol{a}_i^{(s)} = -(\boldsymbol{K}_{ii}^{(s)})^{-1}\boldsymbol{K}_{io}^{(s)}\boldsymbol{a}_o^{(s)} \tag{10.2-198}$$

令 $\boldsymbol{a}_j^{(s)}$ 中的 j 个元素依次取单位值，其余为零，求得相应的 j 组静态位移矢量，即约束模态。将它们组合成矩阵型式，并表示为 $\boldsymbol{\Phi}_0$，则有

$$\boldsymbol{\Phi}_0 = -(\boldsymbol{K}_{ii}^{(s)})^{-1}\boldsymbol{K}_{io}^{(s)}\boldsymbol{I}_0 = -(\boldsymbol{K}_{ii}^{(s)})^{-1}\boldsymbol{K}_{io}^{(s)} \tag{10.2-199}$$

在得到固定界面主模态 $\boldsymbol{\Phi}_N$ 和约束模态 $\boldsymbol{\Phi}_0$ 后，$m+n$ 个物理坐标可用相同数目的模态坐标表示为

$$\begin{pmatrix} \boldsymbol{a}_i^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\Phi}_N & \boldsymbol{\Phi}_j \\ 0 & \boldsymbol{I}_o \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \boldsymbol{x}_i^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix} \tag{10.2-200}$$

如果直接将上述转换引入运动方程，并不能达到减缩自由度的目的，为此可以在 $\boldsymbol{\Phi}_N$ 中略去高阶主模态，而只保留 k 列低阶主模态 $\boldsymbol{\Phi}_N$。这样缩减以后式（10.2-200）可以表示成

$$\begin{pmatrix} \boldsymbol{a}_i^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\Phi}_k & \boldsymbol{\Phi}_j \\ 0 & \boldsymbol{I}_o \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \boldsymbol{x}_k^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix} = \boldsymbol{T} \begin{pmatrix} \boldsymbol{x}_k^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix}$$

利用上式可以将原来的运动方程转换到模态坐标空间。

以无阻尼自由振动方程式为例，可得

$$\overline{\boldsymbol{M}}^{(s)} \begin{pmatrix} \boldsymbol{x}_k^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix} + \overline{\boldsymbol{K}}^{(s)} \begin{pmatrix} \boldsymbol{x}_k^{(s)} \\ \boldsymbol{a}_o^{(s)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \boldsymbol{R}_o^{(s)} \end{pmatrix} \tag{10.2-201}$$

其中

$$\begin{cases} \overline{\boldsymbol{M}}^{(s)} = \boldsymbol{T}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{M}^{(s)} \boldsymbol{T} = \begin{pmatrix} \overline{\boldsymbol{M}}_{kk}^{(s)} & \overline{\boldsymbol{M}}_{ko}^{(s)} \\ \overline{\boldsymbol{M}}_{ok}^{(s)} & \overline{\boldsymbol{M}}_{oo}^{(s)} \end{pmatrix} \\ \overline{\boldsymbol{K}}^{(s)} = \boldsymbol{T}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{K}^{(s)} \boldsymbol{T} = \begin{pmatrix} \overline{\boldsymbol{K}}_{kk}^{(s)} & \overline{\boldsymbol{K}}_{ko}^{(s)} \\ \overline{\boldsymbol{K}}_{ok}^{(s)} & \overline{\boldsymbol{K}}_{oo}^{(s)} \end{pmatrix} \end{cases} \tag{10.2-202}$$

上式中 $\overline{\boldsymbol{M}}_{kk}^{(s)} = \boldsymbol{I}_k$，$\overline{\boldsymbol{K}}_{kk}^{(s)} = \boldsymbol{\Omega}_k^2$，$\overline{\boldsymbol{K}}_{ko}^{(s)} = \overline{\boldsymbol{K}}_{ok}^{(s)\mathrm{T}} = 0$，可得到

$$\begin{pmatrix} \boldsymbol{I}_k^{(s)} & \overline{\boldsymbol{M}}_{ko}^{(s)} \\ \overline{\boldsymbol{M}}_{ko}^{(s)\mathrm{T}} & \overline{\boldsymbol{M}}_{oo}^{(s)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\boldsymbol{x}}_k^{(s)} \\ \ddot{\boldsymbol{a}}_o^{(s)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \boldsymbol{\Omega}_k^{2(s)} & 0 \\ 0 & \overline{\boldsymbol{K}}_{oo}^{(s)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \boldsymbol{R}_0^{(s)} \end{pmatrix} \tag{10.2-203}$$

各子结构界面上的位移 $\boldsymbol{a}_0^{(s)}$ 实际上是子结构之间保证满足位移协调条件的公共坐标，利用它将各个子结构的运动方程集合成整个结构系统的运动方程。

以两个子结构的系统为例，这时 $s=1$、2，位移协调条件是 $\boldsymbol{a}_0^{(1)} = \boldsymbol{a}_0^{(2)} = \boldsymbol{a}_0$。综合这两个子结构得到整个结构系统的运动方程为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{x} = 0 \tag{10.2-204}$$

其中

$$\boldsymbol{M} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{I}_k^{(1)} & 0 & \overline{\boldsymbol{M}}_{ko}^{(1)} \\ 0 & \boldsymbol{I}_k^{(2)} & \overline{\boldsymbol{M}}_{ko}^{(2)} \\ \overline{\boldsymbol{M}}_{ko}^{(1)\mathrm{T}} & \overline{\boldsymbol{M}}_{ko}^{(2)\mathrm{T}} & \overline{\boldsymbol{M}}_{oo}^{(1)} + \overline{\boldsymbol{M}}_{oo}^{(2)} \end{pmatrix}$$

$$\boldsymbol{K} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\Omega}_k^{2(1)} & 0 & 0 \\ 0 & \boldsymbol{\Omega}_k^{2(2)} & 0 \\ 0 & 0 & \overline{\boldsymbol{R}}_{oo}^{(1)} + \overline{\boldsymbol{R}}_{oo}^{(2)} \end{pmatrix} \tag{10.2-205}$$

$$\boldsymbol{x} = (\boldsymbol{x}_k^{(1)\mathrm{T}} \quad \boldsymbol{x}_k^{(2)\mathrm{T}} \quad \boldsymbol{a}_o^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}}$$

右端项为零是因为 $\boldsymbol{R}_o^{(1)} + \boldsymbol{R}_o^{(2)} = 0$。

求解上式可以得到各阶固有频率和模态坐标中的主振型。其阶数比原系统运动方程大大缩减了，这是在各个子结构模态分析过程中引入模态坐标后对自由度进行大量缩减的结果。如果整个结构系统方程表达的是包括阻尼和外载荷的动力响应问题，可以用直接积分法或振型叠加法求解。实际问题中感兴趣的常常是原系统的振动特性，因此必须完成由模态坐标返回各子结构物理坐标的转换。

传统的模态综合法适用于经典阻尼情况，即结构具有经典正则模态。而对于非经典阻尼结构，由于该结构不再具有经典正则模态，传统的模态综合法已不再适用。对于非经典阻尼结构的动力分析，现在的模态分析方法分为三大类，即实模态近似方法、复模态方法和近似复模态方法。

当结构的非经典阻尼耦合程度很低时，采用实模态近似方法能有效地分析结构的动力响应，其计算精度足以满足工程要求。但在采取截尾模态进行分析时，必须包括比经典阻尼情况多得多的模态参与分析。

复模态方法是非经典阻尼结构动力分析的精确方法，即采用状态空间法进行坐标转换，使耦合的运动方程在复模态下解耦而得以求解。但复模态方法需求解一个 $2N$ 阶的复特征值问题，故当结构自由度很大时，实际计算有一定的困难。

近似复模态方法先采用某种手段将 $2N$ 阶的耦合运动方程降为 M 阶（$M << 2N$），然后运用复模态方法求解，避免了求解大型复特征值问题，同时具有足够的精度，因此有效地改善了复模态方法的实际应用情况，也是今后非经典阻尼结构动力分析方法的发展方向。

8　非线性问题的有限元

机械工程中存在着大量的非线性问题。由于非线性问题的复杂性，其中能利用解析方法的很有限。在非线性问题中，有限元法已经成功地解决了很多不同类型的实际问题。

几何非线性问题（例如板壳的大挠度问题）、材料锻压成形过程的大变形问题等，需要采用非线性的应变和位移关系，平衡方程必须建立于变形后的状态以考虑变形对平衡的影响。而接触问题作为边界待定问题，它在非线性分析中具有特殊的地位。

材料非线性问题一般不需要重新列出整个问题的表达式，而只需将材料本构关系进行线性化。一般来说，可通过试探和迭代的过程求解一系列线性问题。

接触问题往往与材料非线性和几何非线性之间均有一定的联系，作为边界待定问题在求解上需要特殊的处理。

8.1　非线性方程组的数值解法

非线性问题的有限元格式都涉及求解非线性代数方程组。这里对非线性代数方程组的求解作一般性的讨论。

一般非线性问题有限元离散化的结果将得到下列型式的代数方程组：

$$\boldsymbol{K}(\boldsymbol{a})\boldsymbol{a}=\boldsymbol{Q}$$

或　　$$\boldsymbol{\varphi}(\boldsymbol{a})=\boldsymbol{P}(\boldsymbol{a})+\boldsymbol{f}=\boldsymbol{K}(\boldsymbol{a})\boldsymbol{a}+\boldsymbol{f}=0 \tag{10.2-206}$$

其中 $\boldsymbol{f}=-\boldsymbol{Q}$。该方程的具体型式通常取决于问题的性质和离散的方法。式中参数 $\boldsymbol{a}$ 代表未知函数的近似解，在以位移为未知量的有限元分析中，它是节点位移矢量。对于非线性方程组，由于 $\boldsymbol{K}$ 依赖于未知量 $\boldsymbol{a}$，因而不能直接求解。

8.1.1　直接迭代法

对于方程式（10.2-206），假设初始试探解为

$$\boldsymbol{a}=\boldsymbol{a}^{(0)} \tag{10.2-207}$$

代入式（10.2-206）的 $\boldsymbol{K}$（$\boldsymbol{a}$）中，可以求得被改进了的第一近似解

$$\boldsymbol{a}^{(1)}=-(\boldsymbol{K}^{(0)})^{-1}\boldsymbol{f},\ \boldsymbol{K}^{(0)}=\boldsymbol{K}(\boldsymbol{a}^{(0)}) \tag{10.2-208}$$

重复上述过程，直到获得误差的某种范数不大于某个规定的容许量 ε，即

$$\|\boldsymbol{e}\|=\|\boldsymbol{a}^{(n)}-\boldsymbol{a}^{(n-1)}\|\leqslant\varepsilon \tag{10.2-209}$$

这里有一个试探解的选取问题。在材料非线性问题中，试探解 $\boldsymbol{a}^{(0)}$ 通常可以先从求解线弹性问题得到。直接迭代法的每次迭代需要计算和形成新的系数矩阵 $\boldsymbol{K}(\boldsymbol{a}^{(i-1)})$，并对它进行求逆计算。这里还隐含着 $\boldsymbol{K}$ 可以显式地表示成 $\boldsymbol{a}$ 的函数，所以只适用于与变形过程无关的非线性问题。而与变形有关的非线性问题，一般来说直接迭代法是不适用的。例如对于加载路径不断变化或设计卸载及反复加载等必须利用增量理论分析的弹塑性问题，利用直接迭代法是很困难的。

8.1.2　牛顿-拉富生（Newton-Raphson）方法

如果式（10.2-206）的第 n 次近似解 $\boldsymbol{a}^{(n)}$ 已经得到，但此时式（10.2-206）仍不能精确地满足，即 $\boldsymbol{\varphi}(\boldsymbol{a}^{(n)})\neq 0$。为得到进一步的近似解 $\boldsymbol{a}^{(n+1)}$，可将 $\boldsymbol{\varphi}(\boldsymbol{a}^{(n+1)})$ 表示成在 $\boldsymbol{a}^{n}$ 附近的近保留线性项的泰勒（Taylor）展开式，即

$$\boldsymbol{\varphi}(\boldsymbol{a}^{(n+1)})=\boldsymbol{\varphi}(\boldsymbol{a}^{(n)})+\left(\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{\varphi}}{\mathrm{d}\boldsymbol{a}}\right)^{(n)}\Delta\boldsymbol{a}^{(n)}=0 \tag{10.2-210}$$

且有

$$\boldsymbol{a}^{(n+1)}=\boldsymbol{a}^{(n)}+\Delta\boldsymbol{a}^{(n)},\ \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{\varphi}}{\mathrm{d}\boldsymbol{a}}=\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{P}}{\mathrm{d}\boldsymbol{a}}=\boldsymbol{K}_T(\boldsymbol{a}) \tag{10.2-211}$$

于是从式（10.2-210）可以得到

$$\Delta\boldsymbol{a}^{(n)}=-(\boldsymbol{K}_T^{(n)})^{-1}\boldsymbol{\varphi}^{(n)}=-(\boldsymbol{K}_T^{(n)})^{-1}(\boldsymbol{P}^{(n)}+\boldsymbol{f})$$
$$\boldsymbol{K}_T^{(n)}=\boldsymbol{K}_T(\boldsymbol{a}^{(n)}),\ \boldsymbol{P}^{(n)}=(\boldsymbol{a}^{(n)}) \tag{10.2-212}$$

由于泰勒展开式（10.2-210）仅取线性项，所以 $\boldsymbol{a}^{(n+1)}$ 一般是近似解，应重复上述迭代求解过程直到满足收敛效果要求。

一般来说，牛顿-拉富生方法（以下简称 N-R 方法）求解过程具有良好的收敛性。关于 N-R 方法中的初始试探解，可以简单地设 $\boldsymbol{a}^{(0)}=0$，在材料非线性问题中就是弹性刚度矩阵。从式（10.2-212）可以看到，N-R 方法的每次迭代也需要重新形成一个新的切线矩阵 $\boldsymbol{K}_T^{(n)}$，并进行求逆运算。

8.1.3　修正的 N-R 方法

为克服 N-R 方法对每次迭代需要重新形成并求逆新的切线矩阵所带来的麻烦，可以采用修正的 N-R 方法（简称 mN-R 方法）。其中切线矩阵总是采用它的初始值，即令

$$\boldsymbol{K}_T^{(n)}=\boldsymbol{K}_T^{(0)} \tag{10.2-213}$$

因此，式（10.2-212）可以修正为

$$\Delta\boldsymbol{a}^{(n)}=-(\boldsymbol{K}_T^{(n)})^{-1}(\boldsymbol{P}^{(n)}+\boldsymbol{f}) \tag{10.2-214}$$

如此每次迭代求解的是一相同方程组。事实上，在用直接法求此方程组时，系数矩阵只需要分解一次，每次迭代只进行一次回代即可。另一种折中方案是在迭代若干次（例如 m 次）以后，更新 $\boldsymbol{K}_T$ 为 $\boldsymbol{K}_T^{(m)}$，再进行后面的迭代。在某些情况下，这种方案是很有效的。

8.1.4　增量法

以上论述的 N-R 方法，其使用隐含着 $\boldsymbol{K}$ 是可以显式地表示为 $\boldsymbol{a}$ 函数的条件。而对于弹塑性蠕变等材料非线性问题，由于应力依赖于变形，这时将不能用变形理论，而必须用增量理论进行分析。在此情况下，不能将 $\boldsymbol{K}$ 表示成 $\boldsymbol{a}$ 的显式函数，因而也就不能直接用上述方法求解，而需要和以下讨论的增量方法相结合进行求解。

增量法是假设已知第 m 步载荷 $\boldsymbol{f}_m$ 和相应的位移 $\boldsymbol{a}_m$，而后让载荷增加为 $\boldsymbol{f}_{m+1}=\boldsymbol{f}_m+\Delta\boldsymbol{f}_m$，在求解 $\boldsymbol{a}_{m+1}$

$=\boldsymbol{a}_m+\Delta\boldsymbol{a}_m$ 时，如果每一步的载荷增量 $\Delta\boldsymbol{f}_m$ 足够小，则解的收敛性是可以保证的。同时，可以得到加载过程各个阶段的中间数值结果，便于研究结构位移和应力等随载荷变化的情况。为了说明这种方法，将式（10.2-206）改写成如下型式：

$$\boldsymbol{\psi}(\boldsymbol{a})=\boldsymbol{P}(\boldsymbol{a})+\lambda\boldsymbol{f}_0=0 \tag{10.2-215}$$

其中 λ 表示载荷变化的参数，上式对 λ 求导可以得到

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{P}}{\mathrm{d}\boldsymbol{a}}\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{a}}{\mathrm{d}\lambda}+\boldsymbol{f}_0=\boldsymbol{K}_T\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{a}}{\mathrm{d}\lambda}+\boldsymbol{f}_0=0 \tag{10.2-216}$$

进一步得到

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{a}}{\mathrm{d}\lambda}=-\boldsymbol{K}_T'(\boldsymbol{a})\boldsymbol{f}_0=0 \tag{10.2-217}$$

其中 $\boldsymbol{K}_T$ 即式（10.2-213）所定义的切线矩阵。上式是典型的常微分方程组问题，可以有很多解法，最简单的是欧拉（Euler）法，表达为

$$\boldsymbol{a}_{m+1}-\boldsymbol{a}_m=-\boldsymbol{K}^{-1}(\boldsymbol{a}_m)\boldsymbol{f}_0\Delta\lambda_m=-(\boldsymbol{K}_T)_m^{-1}\Delta\boldsymbol{f}_m \tag{10.2-218}$$

其中

$$\Delta\lambda_m=\lambda_{m+1}-\lambda_m,\Delta\boldsymbol{f}_m=\boldsymbol{f}_{m+1}-\boldsymbol{f}_m \tag{10.2-219}$$

其他改进的积分方案（例如龙格-库塔（Runge-Kutta）的各种预测校正）可以用来改进解的精度。

为克服解的漂移现象，并改进其精度，一般采用的方法是，将 N-R 方法或 mN-R 方法用于每一增量步。如果采用 N-R 方法，在每一增量步内迭代，则对于 λ 的 $m+1$ 次增量步的第 $n+1$ 次迭代可以表示为

$$\begin{aligned}\boldsymbol{\psi}_{m+1}^{(n+1)}&=\boldsymbol{P}(\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n+1)})+\lambda_{m+1}\boldsymbol{f}_0\\&=\boldsymbol{P}(\boldsymbol{a}_{m+1}^{(m)})+\lambda_{m+1}\boldsymbol{f}_0+(\boldsymbol{K}_T^{(n)})_{m+1}\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)}=0\end{aligned} \tag{10.2-220}$$

由上式解出

$$\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)}=-(\boldsymbol{K}_T^{(n)})_{m+1}(\boldsymbol{P}(\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)})+\lambda_{m+1}\boldsymbol{f}_0)=0 \tag{10.2-221}$$

于是得到 $\boldsymbol{a}_{m+1}$ 的第 $n+1$ 次改进值为

$$\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n+1)}=\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)}+\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)} \tag{10.2-222}$$

式（10.2-220）中 $(\boldsymbol{K}_T^{(n)})_{m+1}$ 是 $(\boldsymbol{K}_T)_{m+1}$ 的第 n 次改进值。开始迭代时使用 $\boldsymbol{a}_{m+1}^{(0)}=\boldsymbol{a}_m$。连续进行迭代，最后可以使得方程式（10.2-216）能够在规定误差范围内被满足。

从式（10.2-220）可见，当采用 N-R 方法迭代时，每次迭代后也都重新形成和分解 $(\boldsymbol{K}_T^{(n)})_{m+1}$，无疑工作量是很大的，因此通常采用修正的 N-R 方法，这时

$$(\boldsymbol{K}_T^{(n)})_{m+1}=(\boldsymbol{K}_T^{(0)})_{m+1}=\boldsymbol{K}_T(\boldsymbol{a}_m) \tag{10.2-223}$$

如果式（10.2-221）只求解一次，而不继续进行迭代，则有

$$\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}=\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(0)}=-(\boldsymbol{K}_T)_m^{-1}(\boldsymbol{P}_m+\lambda_{m+1}\boldsymbol{f}_0) \tag{10.2-224}$$

若进一步假设在上一增量步结束时，控制方程式（10.2-216）是精确满足的，即

$$\boldsymbol{P}_m+\lambda_m\boldsymbol{f}_0=0 \tag{10.2-225}$$

则

$$\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}=-(\boldsymbol{K}_T)_m^{-1}\boldsymbol{f}_0\Delta\lambda_m \tag{10.2-226}$$

8.1.5　加速收敛方法

由前面的讨论中可知，利用修正的 N-R 方法求解非线性方程组时，可以避免每次迭代重新形成和求逆切线矩阵，但降低了收敛速度。特别是 ***P-a*** 曲线突然趋于平坦的情况（如在结构分析问题过程中，结构趋于极限载荷或突然变软），收敛速度会很慢。为了加快收敛速度可以采用很多方法，如艾特肯（Aitken）加速法和现行搜索加速法等。以下介绍艾特肯加速法。

假设 $\boldsymbol{f}_{m+1}$ 的初始试探解已知，为 $\boldsymbol{a}_{m-1}^{(0)}=\boldsymbol{a}_m$。利用修正的 N-R 法进行迭代，求得前两次迭代后的改进解为

$$\begin{aligned}\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)}&=-(\boldsymbol{K}_T)_m^{-1}(\boldsymbol{P}(\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)})+\boldsymbol{f}_{m+1})\\\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n+1)}&=\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)}+\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(n)}\qquad(n=0,1)\end{aligned} \tag{10.2-227}$$

在求得 $\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(1)}$ 后，可以考虑寻求其改进值 $\Delta\bar{\boldsymbol{a}}_{m+1}^{(1)}$ 以使迭代加速收敛。艾特肯方法首先利用两次迭代的不平衡差值来估计起始初切线刚度 $(\boldsymbol{K}_T)_m$ 与局部割线刚度 $\boldsymbol{K}_s$ 的比值：

$$\boldsymbol{K}_s\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(0)}=(\boldsymbol{K}_T)_m(\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(0)}-\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(1)}) \tag{10.2-228}$$

故有

$$\frac{(\boldsymbol{K}_T)_m}{\boldsymbol{K}_s}=\frac{\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(0)}}{(\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(0)}-\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(1)})}=\boldsymbol{a}^{(1)} \tag{10.2-229}$$

然后以此值来确定 $\Delta\bar{\boldsymbol{a}}_{m+1}^{(1)}$：

$$\begin{aligned}\boldsymbol{K}_s\Delta\bar{\boldsymbol{a}}_{m+1}^{(1)}&=(\boldsymbol{K}_T)_m\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(1)}\\\Delta\bar{\boldsymbol{a}}_{m+1}^{(1)}&=\boldsymbol{a}^{(1)}\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(1)}\\\boldsymbol{a}^{(1)}&=\frac{(\boldsymbol{K}_T)_m}{\boldsymbol{K}_s}\end{aligned} \tag{10.2-230}$$

一般称 $\boldsymbol{a}^{(1)}$ 为加速因子。于是有

$$\boldsymbol{a}_{m+1}^{(2)}=\boldsymbol{a}_{m+1}^{(1)}+\bar{\boldsymbol{a}}_{m+1}^{(1)}=\boldsymbol{a}_{m+1}^{(1)}+\Delta\boldsymbol{a}_{m+1}^{(1)} \tag{10.2-231}$$

显然，艾特肯加速收敛方法是每隔一次迭代进行加速。

拟牛顿-拉富生方法（其中包括 BFGS 方法与 DFP 方法）的特点是在迭代过程中，既不重新形成和分解刚度矩阵，又不沿用旧的刚度矩阵，是对所得刚度矩阵加以修正，从而得到修正的刚度矩阵，由此计算新的位移。

一般来说，在计算效率上最高的为修正的牛顿-拉富生方法，其次为 BFGS 方法。因此，比较好的计算过程是在分析过程中，当非线性程度不高时（初期加载）利用修正的 N-R 方法，当非线性程度较高时，用 N-R 方法或 BFGS 方法。但如果在计算程序中只准备编入一种算法，建议仍应采用具有 N-R 或修正的 N-R 迭代的增量法，只要增量步长足够小，一般情况下收敛性是可以保证的。当处理材料软化以及几何非线性后屈曲问题分析时，一般还应采用诸如弧长算法等其他方法。

8.2　材料非线性问题的有限元分析

8.2.1　塑性力学基本法则

弹性材料进入塑性状态的特征是当载荷卸去以后存在不可恢复的永久变形，应力应变之间不在存在唯一的对应关系。

（1）初始屈服条件

此条件用于规定材料开始塑性变形的应力状态。对于初始各向同性材料，在一般应力状态下开始进入塑性流动的条件是：

1）V-Mises 条件：

$$f(\sigma_{ij}) = \frac{1}{2}s_{ij}s_{rj} - \frac{\sigma_{s0}^2}{3} = 0 \quad (10.2\text{-}232)$$

式中　σ_{s0}——材料的初始屈服应力；

$$s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_m\delta_{ij},\ \sigma_m = \frac{1}{3}(\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33}) \quad (10.2\text{-}233)$$

s_{ij}、σ_m——偏斜应力张量与平均正应力。

2）Tresca 条件：该屈服条件下的屈服函数可表示为

$$f(\sigma_{ij}) = [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 - \sigma_{s0}^2][(\sigma_2 - \sigma_3)^2 - \sigma_{s0}^2][(\sigma_3 - \sigma_1)^2 - \sigma_{s0}^2] = 0 \quad (10.2\text{-}234)$$

它在主应力空间是以 $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ 为轴线并内接 V-Mises 圆柱面的正六棱柱面。在 π 平面上的屈服轨迹是内接 Mises 屈服轨迹的正六边形。

（2）流动法则

流动法则是规定塑性应变增量的分量和应力分量以及应力增量分量之间的关系。V-Mises 流动法则假设塑性应变增量可以从塑性势导出，即

$$\mathrm{d}\varepsilon_{ij}^p = \mathrm{d}\lambda\frac{\partial g}{\partial\sigma_{ij}} \quad (10.2\text{-}235)$$

其中，$\mathrm{d}\varepsilon_{ij}^p$是塑性应变增量的分量；$\mathrm{d}\lambda$ 是塑性流动因子，它的具体数值和材料硬化法则有关；g 是塑性函数，一般来说是应力状态和塑性应变的函数，对于稳定的应变硬化材料，g 通常取与屈服函数 f 相同的型式，称之为与屈服函数相关联的塑性势。

对于关联塑性情况，流动法则表示为

$$\mathrm{d}\varepsilon_{ij}^p = \mathrm{d}\lambda\frac{\partial f}{\partial\sigma_{ij}} \quad (10.2\text{-}236)$$

（3）硬化法则

硬化法则规定材料进入塑性变形后的后继屈服函数（又称加载函数或加载曲面）。一般来说加载函数可以采取以下型式：

$$f(\sigma_{ij},\ \varepsilon_{ij}^p,\ k) = 0 \quad (10.2\text{-}237)$$

其中，k 是硬化参数，它依赖于变形的过程；塑性应变 ε_{ij}^p不一定显式地出现在加载函数中，可能通过 k 隐式地包含在 f 当中。

对于理想塑性材料，因无硬化效应，显然后继屈服函数和初始屈服函数一致，即

$$f(\sigma_{ij},\ \varepsilon_{ij}^p,\ k) = f(\sigma_{ij}) = 0 \quad (10.2\text{-}238)$$

对于硬化材料，通常采用的硬化法则有各向同性法则、运动硬化法则、混合硬化法则等。各向同性法则适用于单调加载情况，运动硬化法则适用于卸载和反向屈服情况，混合硬化法则适用于反向加载和循环加载情况。

（4）加、卸载准则

该准则用以判别从塑性状态开始是继续塑性加载还是弹性卸载，表述如下：

1）若 $f=0$，$\dfrac{\partial f}{\partial\sigma_{ij}}\mathrm{d}\sigma_{ij} > 0$，则继续塑性加载。

2）若 $f=0$，$\dfrac{\partial f}{\partial\sigma_{ij}}\mathrm{d}\sigma_{ij} < 0$，则按弹性卸载。

3）若 $f=0$，$\dfrac{\partial f}{\partial\sigma_{ij}}\mathrm{d}\sigma_{ij} = 0$，则应区分：

①对于理想弹塑性材料，此情况是塑性加载，可以继续塑性流动；

②对于硬化材料，此情况是中性变载，即仍保持在塑性状态，但不发生新的塑性流动（$\mathrm{d}\varepsilon^p = 0$）。

8.2.2　弹塑性应力应变关系

弹塑性分析基本方程可表示为

$$\mathrm{d}\varepsilon_{ij} = \mathrm{d}\varepsilon_{ij}^e + \mathrm{d}\varepsilon_{ij}^p \quad (10.2\text{-}239)$$

$$\mathrm{d}\sigma_{ij} = \boldsymbol{D}_{ijkl}\left(\mathrm{d}\varepsilon_{kl} - \mathrm{d}\lambda\frac{\partial g}{\partial\sigma_{kl}}\right) \quad (10.2\text{-}240)$$

$$\mathrm{d}\sigma_{ij} = \boldsymbol{D}_{ijkl}^{ep}\mathrm{d}\varepsilon_{kl},\boldsymbol{D}_{ijkl}^{ep} = \boldsymbol{D}_{ijkl} - \boldsymbol{D}_{ijkl}^p \quad (10.2\text{-}241)$$

$$\boldsymbol{D}_{ijkl}^p = \frac{1}{A}\boldsymbol{D}_{ijmn}\frac{\partial q}{\partial\sigma_{mn}}\frac{\partial f}{\partial\sigma_{qp}}\boldsymbol{D}_{pqkl} \quad (10.2\text{-}242)$$

$$A = \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \boldsymbol{D}_{ijkl} \frac{\partial q}{\partial \sigma_{kl}} - \frac{\partial f}{\partial \varepsilon_{ij}^{p}} \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} - \frac{\partial f}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial \varepsilon_{p}} \frac{\partial \varepsilon_{p}}{\partial \varepsilon_{ij}^{p}} \frac{\partial q}{\partial \sigma_{ij}} \tag{10.2-243}$$

为了求出 $\boldsymbol{D}_{ijkl}^{p}$ 的具体表达式，必须给出具体的加载函数 f 与塑性势函数 g 的表达式。

8.2.3　弹塑性增量有限元分析

假设对于时刻 t 的载荷和位移条件 ${}^{t}u_i$、应变 ${}^{t}\varepsilon_{ij}$、应力 ${}^{t}\sigma_{ij}$ 已经求得，定义 $t \leqslant \tau \leqslant t + \Delta t$，则用虚位移原理可建立增量型式的有限元系统求解方程式为

$$ {}^{\tau}\boldsymbol{K}_{ep} \Delta u = \Delta F \tag{10.2-244}$$

其中

$$ {}^{\tau}\boldsymbol{K}_{ep} = \sum_{t} {}^{\tau}\boldsymbol{K}_{ep}^{e},$$

$$\Delta F = {}^{t+\Delta t}F_l - {}^{t}F_i = \sum_{\tau} {}^{t+\Delta t}F_l^{e} - \sum_{\tau} {}^{t+\Delta t}F_i^{e}$$

$$ {}^{\tau}\boldsymbol{K}_{ep}^{e} = \int_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}} {}^{\tau}\boldsymbol{D}_{ep} \boldsymbol{B} \mathrm{d}V$$

$$ {}^{t+\Delta t}\boldsymbol{F}_l^{e} = \int_{V_e} \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}} {}^{t+\Delta t}\overline{\boldsymbol{F}} \mathrm{d}V + \int_{S_{\sigma_e}} \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}} {}^{t+\Delta t}\overline{\boldsymbol{T}} \mathrm{d}S$$

$$ {}^{t}\boldsymbol{F}_i^{e} = \int_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}} {}^{t}\sigma \mathrm{d}V \tag{10.2-245}$$

从式（10.2-244）解出 Δu 后，利用几何关系 $\Delta \varepsilon = \boldsymbol{B} \Delta u$ 可以得到 $\Delta \varepsilon$，再按本构关系进行积分得到 $\Delta \sigma$。这里 $\boldsymbol{F}_e$、$\boldsymbol{F}_i$ 分别代表外加载荷矢量和内力矢量，所以 $\Delta \boldsymbol{F}$ 为不平衡力矢量，且

$$ {}^{t+\Delta t}\boldsymbol{F}_l^{e} - {}^{t+\Delta t}\boldsymbol{F}_i^{e} = \sum_{t} \int_{V_e} \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}} {}^{t+\Delta t}\overline{\boldsymbol{F}} \mathrm{d}V + \int_{S_{\sigma_e}} \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}} {}^{t+\Delta t}\overline{\boldsymbol{T}} \mathrm{d}S - \sum_{t} \int_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}} {}^{t+\Delta t}\sigma \mathrm{d}V \tag{10.2-246}$$

$\Delta \boldsymbol{F}$ 在一般情况下不为零，因而求解将是一个迭代过程。算法实现过程中应注意以下几个问题：

1）迭代算法的选择。迭代算法的选择通常有无迭代的增量法（$\tau = t$）、变刚度 N-R 迭代算法以及常刚度的 mN-R 迭代法等。在一个通用的计算程序中应包含若干控制参数，以便根据具体问题的特点选择合理的求解方案。

2）载荷增量步长的自动控制。在以上的讨论中都是假定载荷增量步长（或时间步长）是事先已经规定了的。这种事先将外加载荷分为若干规定大小的增量步长进行分析的方法最简单，也是最常用的。但是在很多情况下，这种方法是不可行的。例如由理想弹塑性材料组成的结构，当载荷到达某一极限值时，结构将发生垮塌。表现在基于小变形理论的弹塑性变形分析中，当载荷到达极限值时，结构的位移将可无限增长。在采用 N-R 法求解时，将会遇到 $\boldsymbol{K}$ 奇异的情况；而如果采用修正的 N-R 法迭代求解，则总不能收敛，此时对载荷增量步长的自动控制是很有必要的。

3）弹塑性本构关系的积分。从以上讨论中可以看到，增量型式有限元格式中 ${}^{\tau}\boldsymbol{D}_{ep}$ 和 $\Delta \boldsymbol{F}$ 的确定是基于已经求得上一步增量步或迭代结束时的 ${}^{t}\sigma$、${}^{t}\alpha$ 和 ε^{p}，因此为了进行下一增量步或迭代的计算，需要根据本步或迭代计算得到的位移增量，决定 σ、α、ε^{p} 等增量。这一步骤称为状态决定，它和增量方程的建立（线性化步骤）以及方程组求解一起构成了非线性分析的基本算法过程。它不仅在计算中占相当大的工作量，而且对计算结果与迭代收敛性有很大影响。

8.2.4　与时间相关的材料非线性问题分析

塑性-蠕变问题、粘弹性问题等，由于同时涉及独立于时间和依赖于时间的两类非线弹性变形以及本构方程的高度非线性，因而无论是其本构方程的建立和它的积分方法，还是非线性方程组的求解方法都比通常的弹塑性分析困难得多。

当材料受到某一持续载荷作用时，即便为常载荷，变形也会随时间而增大，这一现象在高温结构中更为明显，力学中称为蠕变，因此，对于持续高温下工作的结构，蠕变分析往往是不可缺少的。从微观上来说，蠕变机理有两种：一种是错位蠕变，主要由材料晶格中的缺欠在应力较高情况下产生的晶格间运动，它们与应力成较高的非线性关系；另一种是扩散蠕变，产生于原子位置上的变动，这类蠕变在较低的载荷下也会出现，且一般与应力成线性关系。蠕变应力 ε^{c} 与应力 σ、温度 θ、作用时间 t 等因素有关，可以表达为

$$\varepsilon^{c} = \varepsilon^{c}(\sigma, \theta, t) \tag{10.2-247}$$

在多轴应力状态下若流动定律依然存在，有

$$\mathrm{d}\varepsilon_{ij}^{c} = \lambda_{c} \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \mathrm{d}t \qquad \dot{\varepsilon}_{ij}^{c} = \lambda_{c} \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \tag{10.2-248}$$

显然这是一个与时间有关的过程。

在工程实际当中的另外一种材料的特点是应力应变关系成弹性，但这个线性关系却与时间有关。这类材料在突然施加并保持均匀应力状态时，首先引起瞬时变形，继而随着时间的变化，产生有限量或无限量的流动变形，既显示了瞬时的弹性效应也显示了蠕变特性，不能单靠弹性或蠕性来解释，必须把两者结合起来。较常用的有凯尔文-沃伊特模型与基于杜哈曼积分的应力松弛型或蠕变函数型等。以应力松弛型模型为例，有

$$\sigma_{ij} = \int_{-\infty}^{t} G_{ijkl}(t - \tau) \frac{\mathrm{d}\varepsilon_{kl}}{\mathrm{d}\tau} \mathrm{d}\tau \tag{10.2-249}$$

式中　G_{ijkl}——应力松弛函数，表示作用单位应变的响应，并与特定松弛时间有关。

而对蠕变函数型，有

$$\varepsilon_{ij} = \int_{-\infty}^{t} J_{ijkl}(t-\tau)\frac{\mathrm{d}\sigma_{kl}}{\mathrm{d}\tau}\mathrm{d}\tau \quad (10.2\text{-}250)$$

式中　J_{ijkl}——蠕变函数，表示作用单位应力的响应，并与特定蠕变时间相关。

工程分析中的另外一种较为广泛使用的为粘弹塑性问题，本构方程可表示为

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}} = \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_e + \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_{vp},\ \dot{\boldsymbol{\sigma}} = \boldsymbol{D}\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_e \quad (10.2\text{-}251)$$

式中　（·）——对时间的微分；

$\boldsymbol{\varepsilon}_{vp}$——粘弹塑性应变；

$\boldsymbol{D}$——粘弹性矩阵。

粘弹性屈服函数为

$$f(\boldsymbol{\sigma},\boldsymbol{\varepsilon}_{vp}) - f_0 = 0 \quad (10.2\text{-}252)$$

其中，f_0 是屈服函数临界值，它本身是硬化参数的函数。而且，假定粘塑性流动在 $f>f_0$ 发生时。现在需要选择确定粘塑性应变的具体定律。最简单的是选择粘塑性应变率取决于当前的应力，有

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_{vp} = f(\boldsymbol{\sigma}) \quad (10.2\text{-}253)$$

这个关系能较普遍地概括应变硬化和温度关系以及状态独立变量的影响。由式（10.2-253）可提供如下的粘塑性流动规律，即

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_{vp} = \gamma < \boldsymbol{\Phi}(f) > \frac{\partial g}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \quad (10.2\text{-}254)$$

其中，$g=g(\boldsymbol{\sigma},\ \boldsymbol{\varepsilon}_{vp},\ k)$ 是塑性势；γ 是控制塑性流动定律的流动参数。$\boldsymbol{\Phi}$（x）项对于 $x>0$ 是正单调增量函数，而符号 $<\ >$ 表示

$$\begin{cases} <\boldsymbol{\Phi}(x)> = \boldsymbol{\Phi}(x) & \text{当 } x>0 \\ <\boldsymbol{\Phi}(x)> = 0 & \text{当 } x\leqslant 0 \end{cases} \quad (10.2\text{-}255)$$

如果仅限于 $f=g$ 有关塑性情况，式（10.2-254）可变成

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}_{vp} = \gamma < \boldsymbol{\Phi}(f) > \frac{\partial f}{\partial |\boldsymbol{\sigma}|} = \gamma < \boldsymbol{\Phi} > a,\ a = \frac{\partial f}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \quad (10.2\text{-}256)$$

对于函数 $\boldsymbol{\Phi}$ 有不同的选择，两种常用的型式是

$$\boldsymbol{\Phi}(f) = \mathrm{e}^{M\left(\frac{f-f_0}{f_0}\right)} - 1,\ \boldsymbol{\Phi}(f) = N\left(\frac{f-f_0}{f_0}\right) \quad (10.2\text{-}257)$$

式中　M、N——给定的常数。

蠕变、粘弹性以及弹粘塑性问题的特点是它们的求解过程均与时间有关。但由于问题对时间的依赖性方式不同，因而在求解上也将有所不同。

8.3　几何非线性问题的有限元分析

8.3.1　几何非线性问题的应变与应力度量

为不失一般性，考虑在固定的笛卡儿坐标系中的物体，在某种外力的作用下连续地改变位形。用 ${}^0x_i$（$i=1,\ 2,\ 3$）表示物体处于 0 时刻位形内任一点 P 的坐标，用 ${}^0x_i + \mathrm{d}\,{}^0x_i$ 表示和 P 点相邻近的 Q 点在 0 时刻位形内的坐标。其中左上标表示物体的位形时刻。在以后的某个时刻，物体运动并变形到新的位形。用 ${}^tx_i$ 和 ${}^tx_i + \mathrm{d}\,{}^tx_i$ 分别表示 P 点和相邻近的 Q 点在 t 时刻位形内的坐标。可以将物体的变化看做是 ${}^0x_i$ 到 ${}^tx_i$ 的一种数学上的变换。对于某一固定的时刻 t，这种变换可以表示成

$${}^tx_i = {}^tx_i({}^0x_1, {}^0x_2, {}^0x_3) \quad (10.2\text{-}258)$$

根据变形的连续性要求，这种变换必须是一一对应的，即变换应是单值连续的，同时上述变换应有对应的逆变换，也即存在下列单值连续的逆变换：

$${}^0x_i = {}^0x_i({}^tx_1, {}^tx_2, {}^tx_3) \quad (10.2\text{-}259)$$

利用上述变换，可以将 $\mathrm{d}\,{}^0x_i$ 和 $\mathrm{d}\,{}^tx_i$ 表示成

$$\mathrm{d}\,{}^0x_i = \left(\frac{\partial {}^0x_i}{\partial {}^tx_j}\right)\mathrm{d}\,{}^tx_j,\ \mathrm{d}\,{}^tx_j = \left(\frac{\partial {}^tx_i}{\partial {}^0x_j}\right)\mathrm{d}\,{}^0x_j \quad (10.2\text{-}260)$$

引用符号

$${}^0_tx_{i,j} = \frac{\partial {}^0x_i}{\partial {}^tx_j},\ {}^t_ox_{i,j} = \frac{\partial {}^tx_i}{\partial {}^0x_j} \quad (10.2\text{-}261)$$

则式（10.2-260）可表示成

$$\mathrm{d}\,{}^0x_i = {}^0_tx_{i,j}\mathrm{d}\,{}^tx_j,\ \mathrm{d}\,{}^tx_j = {}^t_ox_{i,j}\mathrm{d}\,{}^0x_j \quad (10.2\text{-}262)$$

定义两种应变张量：

$$\begin{cases} {}^t_0\varepsilon_{ij} = \dfrac{1}{2}({}^t_0x_{k,i}\,{}^t_0x_{k,j} - \delta_{ij}) \\ {}^t_t\varepsilon_{ij} = \dfrac{1}{2}(\delta_{ij} - {}^0_tx_{k,i}\,{}^0_tx_{k,j}) \end{cases} \quad (10.2\text{-}263)$$

其中，${}^t_0\varepsilon_{ij}$ 称为格林-拉格朗日（Green-Lagrange）应变张量（简称格林应变张量），它是用变形前坐标表示的，即它是拉格朗日坐标的函数；${}^t_t\varepsilon_{ij}$ 称为阿尔曼西（Almansi）应变张量，它是用变形后坐标表示的，即它是欧拉坐标的函数；左下标表示用什么时刻位形的坐标表示，即相对于什么位形度量的。这两种应变张量之间的关系为

$${}^t_t\varepsilon_{ij} = {}^0_tx_{k,i}\,{}^0_tx_{i,j}\,{}^t_0\varepsilon_i,\ {}^t_0\varepsilon_{ij} = {}^0_tx_{k,r}\,{}^t_ox_{i,j}\,{}^t_t\varepsilon_{kj} \quad (10.2\text{-}264)$$

为得到应变和位移的关系，可引入位移场

$${}^tu_i = {}^tx_i - {}^0x_i \quad (10.2\text{-}265)$$

其中，${}^tu_i$ 表示物体中一点从变形前（时刻 0）位形到

变形后（时刻 t）位形的位移，它可表示为拉格朗日坐标的函数，也可表示为欧拉坐标的函数。从上式可得

$$ {}_0^t x_{i,j} = \delta_{ij} + {}_0^t u_{i,j},\ {}_t^0 x_{i,j} = \delta_{ij} - {}_t^t u_{i,j} \tag{10.2-266} $$

将它们代入式（10.2-263）就可得到

$$ \begin{cases} {}_0^t \varepsilon_{ij} = \dfrac{1}{2}({}_0^t u_{i,j} + {}_0^t u_{j,i} + {}_0^t u_{k,i}\ {}_0^t u_{k,j}) \\ {}_t^t \varepsilon_{ij} = \dfrac{1}{2}({}_t^t u_{i,j} + {}_t^t u_{j,i} + {}_t^t u_{k,i}\ {}_t^t u_{k,j}) \end{cases} \tag{10.2-267} $$

当位移很小时，上式中位移导数的二次项相对于它的一次项可以忽略，这时格林应变张量${}_0^t \varepsilon_{ij}$和阿尔曼西应变张量${}_t^t \varepsilon_{ij}$都简化为小位移情况下的无限小应变张量 ε_{ij}，即

$$ {}_0^t \varepsilon_{ij} = {}_t^t \varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij} \tag{10.2-268} $$

在大变形情况下，刚体运动的充分必要条件是${}_0^t \varepsilon_{ij}$和${}_t^t \varepsilon_{ij}$的所有分量为零。由于格林应变张量是相对于时间 0 的位形，而此位形的坐标${}^0 x_i$（$i = 1, 2, 3$）是固结于材料的随体坐标系上，当物体发生刚体转动时，微线段的长度 ds 不变，同时 d ${}^0 x_i$ 也不变，因此联系 ds 变化和 d ${}^0 x_i$ 的格林应变张量的各个分量也不变。在连续介质力学中称这种不随刚体转动的对称张量为客观张量。

对于应力度量，首先在从变形后物体内截取出的微元体上面定义应力张量，用${}^t \tau_{ij}$表示，此应力张量有明确的物理意义，代表真实应力。然而在分析过程中，必须联系应力和应变，如应变是用变形前坐标表示的格林应变张量，则需要定义与之对应的，即关于变形前位形的应力张量。

假设变形后位形面上的应力是${}^t \mathrm{d}T / {}^t \mathrm{d}S$，相应的变形前位形面上的虚拟应力是${}^0 \mathrm{d}T / {}^0 \mathrm{d}S$，其中${}^0 \mathrm{d}S$ 和${}^t \mathrm{d}S$ 分别是变形前和变形后的面积微元。${}^0 \mathrm{d}T$ 和${}^t \mathrm{d}T$ 之间相应关系可以任意规定，但是必须保持数学上的一致性，通常有以下两种规定：

1）拉格朗日规定：

$$ {}^0 \mathrm{d}T_i^{(L)} = {}^t \mathrm{d}T_i \tag{10.2-269} $$

上式规定变形前面积微元上的内力分量和变形后面积微元上的内力分量相等。

2）基尔霍夫规定：

$$ {}^t \mathrm{d}T_i^{(K)} = {}_t^0 x_{i,j}\ {}^t \mathrm{d}T_j \tag{10.2-270} $$

式（10.2-270）规定${}^0 \mathrm{d}T^{(K)}$和${}^t \mathrm{d}T$ 用和变换 d ${}^0 x_i = {}_t^0 x_{i,j} \mathrm{d}^t x_j$ 相同的规律相联系。

因为${}^t \tau_{ij}$是变形后位移的应变分量，所以有如下关系式：

$$ {}^t \mathrm{d}T_i = {}^t \tau_{j,i}\ {}^t n_j^t \mathrm{d}S \tag{10.2-271} $$

其中，${}^t n_j$是面积微元${}^t \mathrm{d}S$ 上法线的方向余弦。将类似于上式所表示的关系用于变形前的位形，可具体定义两种应力张量。如用拉格朗日规定，则有

$$ {}^t \mathrm{d}T_i^{(L)} = {}_0^t T_{ji}\ {}^0 n_j\ {}^0 \mathrm{d}S = {}^t \mathrm{d}T_i \tag{10.2-272} $$

如用基尔霍夫规定，则有

$$ {}^0 \mathrm{d}T_i^{(K)} = {}_0^t S_{ji}\ {}^0 n_j^0 \mathrm{d}S = {}_t^0 x_{i,j}\ {}^t \mathrm{d}T_j \tag{10.2-273} $$

其中，${}^0 n_j$ 是变形前面积微元${}^0 \mathrm{d}S$ 上法线的方向余弦；${}_0^t T_{ij}$和${}_0^t S_{ij}$分别称为第一类和第二类皮奥拉-基尔霍夫（Piola-Kichhoff）应力张量，有时又分别称为拉格朗日应力张量和基尔霍夫应力张量；左上标 t 表示应力张量与变形后（时刻 t）位形相对应，左下标 0 表示此量是在变形前（时刻 0）位形内度量的。上述三种应力张量之间的变换型式为

$$ {}^t \tau_{ij} = \frac{{}^t \rho}{{}_0^0 \rho}\ {}_0^t x_{i,p}\ {}_0^t T_{pj} = \frac{{}^t \rho}{{}_0^0 \rho}\ {}_0^t x_{i,\alpha}\ {}_0^t x_{j,\beta} S_{\beta\alpha},\ {}_0^t T_{ij} = {}_0^t S_{ip}\ {}_t^0 x_{j,p} \tag{10.2-274} $$

其中，${}^0 \rho$ 和${}^t \rho$ 分别是变形前位形和变形后位形的材料密度。

拉格朗日应力张量${}_0^t T_{ij}$是非对称的，因为应变张量总是对称的，所以它不适合用于应力应变关系。而基尔霍夫应力张量${}_0^t S_{ij}$是对称的，所以更适合用于此目的。由此还可以看到，在小变形情况下，由于${}_0^t x_{i,j} \approx \delta_{ij}$，${}^0 \rho / {}^t \rho \approx 1$，这时可以忽略${}_0^t S_{ij}$和${}^t \tau_{ij}$之间的差别，它们都简化为工程应力 σ_{ij}。

按基尔霍夫规定，联系变形前后面积微元${}^0 \mathrm{d}S$ 和${}^t \mathrm{d}S$ 上的作用力${}^0 \mathrm{d}T_i$ 和${}^t \mathrm{d}T_i$ 的关系式（10.2-270）与联系变形前后线段微元 d ${}^0 x_i$ 和 d ${}^t x_i$ 的关系式（10.2-260）是相同的。因为物体发生刚体转动时，参考于初始位形的 d ${}^0 x_i$、${}^0 n_i$、${}^0 \mathrm{d}S$ 不发生变化，因此${}^0 \mathrm{d}T_i$ 以及通过式（10.2-273）定义的基尔霍夫应力张量${}_0^t S_{ij}$也不随刚体转动而变化。这就是说${}_0^t S_{ij}$和${}_0^t \varepsilon_{ij}$一样也是客观张量。它们构造成描述材料本构关系的一个适当的匹配（共轭），对于依赖于材料变形历史的非弹性问题，通常情况下需要采用增量理论进行分析，其中材料本构关系采用微分型或速率型的。因而在连续介质力学中还定义了一种其分量不随材料刚体转动而变化的速率型的应力张量。这就是焦曼（Jaumann）应力速率张量${}^{t*} \sigma_{ij}^J$：

$$ {}^{t*} \sigma_{ij}^J = {}^{t*} \tau_{ij} - {}^t \tau_{ip}\ {}^t \Omega_{pj} - {}^t \tau_{jp}\ {}^t \Omega_{pi} \tag{10.2-275} $$

其中，上标“$*$”表示对时间的导数。

$$ {}^t \Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial {}^{t*} u_j}{\partial {}^t x_i} - \frac{\partial {}^{t*} u_i}{\partial {}^t x_j}\right) = \frac{1}{2}({}^{t*} u_{j,i} - {}^{t*} u_{i,j}) \tag{10.2-276} $$

它的物理意义是表示材料的角速度。焦曼应力速率张量是对称张量，同时可以验证它是不随材料微元的刚体旋转而发生的客观张量。它和基尔霍夫应力张量的不同点在于后者是全量型的，因此适合于建立速率型本构关系。和它对偶的应变速率张量是

$$ {}^{t^*}e_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial {}^{t^*}u_j}{\partial {}^{t}x_i} - \frac{\partial {}^{t^*}u_i}{\partial {}^{t}x_j}\right) = \frac{1}{2}({}^{t^*}u_{j,i} - {}^{t^*}u_{i,j}) \tag{10.2-277} $$

${}^{t^*}e_{ij}$也是对称的，且为不随材料微元刚体旋转而发生的客观张量。还应指出${}^{t^*}\boldsymbol{\sigma}_{ij}^{J}$和${}^{t^*}e_{ij}$在物理上分别代表真应力和真应变的瞬时变化率。

8.3.2　几何非线性问题的有限元表达

在几何非线性问题的有限元法中，通常都采用增量分析的方法，这是因为问题会涉及材料非线性。即使问题不涉及材料非线性，为得到应力和变形的演变历史，以及保证求解的精度和稳定性，通常也需要采用增量方法求解。

考虑在笛卡儿坐标系内运动的物体，增量分析的目的是确定此物体在一系列离散的时间点处于平衡状态的位移、速度、应变、应力等运动学和静力学参量。现在假定问题在时间 0 到 t 的所有时间点的解答已经求得，下一步需要求解时间为 $t+\Delta t$ 时刻的各个力学量。反复使用这一步骤，就可以求得问题的全部解答。几何非线性问题的特点是时间 $t+\Delta t$ 位形是未知的。为了得到解答，所有变量应参考已经求得的平衡位移，但在实际分析中一般作以下两种可能的选择：

1）全拉格朗日格式（Total Lagrange Formulation，T. L. 格式），这种格式中所有变量以时间 0 的位形作为参考位形，即通常所谓的拉格朗日格式。

2）更新的拉格朗日格式（Updated Lagrange Formulation，U. L. 格式），这种格式中所有变量以时间 t 的位形作为参考位形。因为求解过程中参考位形是不断改变的，所以称为更新的拉格朗日格式。

如果用等参元对求解域进行离散化，在几何非线性问题中，每个单元内的坐标和位移可以用其节点插值表示如下：

$$ {}^{0}x_i = \sum_{k=1}^{n} N_k\, {}^{0}x_i^k,\ {}^{t}x_i = \sum_{k=1}^{n} N_k\, {}^{t}x_i^k,\ {}^{t+\Delta t}x_i = \sum_{k=1}^{n} N_k\, {}^{t+\Delta t}x_i^k \qquad (i = 1,2,3) \tag{10.2-278} $$

$$ {}^{t}u_i = \sum_{k=1}^{n} N_k\, {}^{t}u_i^k,\ u_i = \sum_{k=1}^{n} N_k u_i^k \qquad (i = 1,2,3) \tag{10.2-279} $$

其中，${}^{t}x_i^k$ 是节点 k 在时间 t 的 i 方向坐标分量；${}^{t}u_i^k$ 是节点 k 在时间 t 的 i 方向位移分量，其他${}^{0}x_i^k$、${}^{t+\Delta t}x_i^k$、u_i^k的意义类似；N_k 是和节点 k 相关联的插值函数；n 是单元的节点数。

考虑一个单元，利用式（10.2-278）、式（10.2-279）可以导出基于 T. L. 格式的有限元方程（为推导简便，只列出一个单元方程）：

$$ ({}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_L + {}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{NL})\boldsymbol{u} = {}^{t+\Delta t}\boldsymbol{Q} - {}_{0}^{t}\boldsymbol{F} \tag{10.2-280} $$

其中，u 是节点位移矢量；${}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_L u$、${}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{NL} u$ 和${}_{0}^{t}\boldsymbol{F}$ 分别从一个单元的积分 $\int_{{}_0V} {}_{0}D_{ijrs0}e_{rs}\delta_0 e_{ij}\,{}^{0}\mathrm{d}V$、$\int_{{}_0V} {}_{0}^{t}S_{ij}\delta_0\eta_{ij}\,{}^{0}\mathrm{d}V$ 和 $\int_{{}_0V} {}_{0}^{t}S_{ij}\delta_0 e_{ij}\,{}^{0}\mathrm{d}V$ 得到，它们可以表示为

$$ \begin{cases} {}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_L = \int_{{}_0V} {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_L^T\, {}_{0}\boldsymbol{D}\, {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_L\, {}^{0}\mathrm{d}V \\ {}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{NL} = \int_{{}_0V} {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{NL}^T\, {}_{0}^{t}\boldsymbol{S}\, {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{NL}\, {}^{0}\mathrm{d}V \\ {}_{0}^{t}\boldsymbol{F} = \int_{{}_0V} {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_L^T\, {}_{0}^{t}\boldsymbol{S}\, {}^{0}\mathrm{d}V \end{cases} \tag{10.2-281} $$

式（10.2-280）中的矢量${}^{t+\Delta y}\boldsymbol{Q}$ 对于一个单元是按通常的方法计算下式得到：

$$ {}^{t+\Delta y}\boldsymbol{Q} = \int_{{}_0V} {}_{0}^{t+\Delta t}\boldsymbol{t}_k \boldsymbol{N}_k^0\, {}^{0}\mathrm{d}S + \int_{{}_0V} {}^{0}\rho\, {}_{0}^{t+\Delta t}f_k \boldsymbol{N}_k^0\, {}^{0}\mathrm{d}V \tag{10.2-282} $$

在以上各式中，${}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_L$ 和${}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{NL}$分别是线性应变${}_{0}e_{ij}$和非线性应变${}_{0}\eta_{ij}$与位移的转换矩阵；${}_{0}\boldsymbol{D}$ 是材料本构矩阵；${}_{0}^{t}\boldsymbol{S}$ 和${}_{0}^{t}\vec{\boldsymbol{S}}$是第二类皮奥拉-基尔霍夫应力矩阵和矢量。所有这些矩阵或矢量的元素是对应于时间 t 位形并参考时间 0 位形确定的。为使其物理意义更清楚，还可以将${}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_L$ 表示成

$$ {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_L = {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L0} + {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L1} \tag{10.2-283} $$

其中，${}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_L$ 和${}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{NL}$分别是应变${}_{0}e_{ij}$中$\frac{1}{2}$（${}_{0}u_{i,j} + {}_{0}u_{j,i}$）项和$\frac{1}{2}({}_{0}^{t}u_{k,i}\,{}_{0}u_{k,j} + {}_{0}^{t}u_{k,j}\,{}_{0}u_{k,i})$ 项与位移的转换矩阵。如此${}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_L$ 可表示成

$$ {}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_L = {}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{L0} + {}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{L1} \tag{10.2-284} $$

其中

$$ \begin{aligned} {}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{L0} &= \int_{{}_0V} {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L0}^{\mathrm{T}}\, {}_{0}\boldsymbol{D}\, {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L0}^{0}\mathrm{d}V \\ {}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{L1} &= \int_{{}_0V} ({}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L0}^{\mathrm{T}}\, {}_{0}\boldsymbol{D}\, {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L1} + {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L1}^{\mathrm{T}}\, {}_{0}\boldsymbol{D}\, {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L0} + \\ &\quad {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L1}^{\mathrm{T}}\, {}_{0}\boldsymbol{D}\, {}_{0}^{t}\boldsymbol{B}_{L1})\,{}^{0}\mathrm{d}V \end{aligned} \tag{10.2-285} $$

式中 ${}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{L0}$——通常小位移情况下的单元刚度矩阵；

${}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{L1}$——初位移矩阵，由初始位移${}^{t}u_i$ 引起的；

${}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{NL}$——初应力矩阵，由初始应力${}_{0}^{t}\boldsymbol{S}_{ij}$引起的。

类似地，对于 U. L. 格式可以得到下列矩阵方

程：

$$({}_{\tau}^{t}\boldsymbol{K}_{L}+{}_{\tau}^{t}\boldsymbol{K}_{NL})u={}^{t+\Delta t}\boldsymbol{Q}-{}_{\tau}^{t}\boldsymbol{F} \quad (10.2\text{-}286)$$

其中

$$\begin{cases} {}_{\tau}^{t}\boldsymbol{K}_{L}=\int_{\tau_V}{}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{L}^{\mathrm{T}}\,{}_{\tau}\boldsymbol{D}\,{}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{L}^{\tau}\,{}^{\tau}\mathrm{d}V \\ {}_{\tau}^{t}\boldsymbol{K}_{NL}=\int_{\tau_V}{}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{NL}^{\mathrm{T}}\,{}_{\tau}\boldsymbol{D}\,{}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{NL}^{\tau}\,{}^{\tau}\mathrm{d}V \\ {}_{\tau}^{t}\boldsymbol{F}=\int_{\tau_V}{}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{L}^{\mathrm{T}}\,{}_{\tau}^{t}\boldsymbol{S}^{\tau}\mathrm{d}V \end{cases} \quad (10.2\text{-}287)$$

式中　${}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{L}$和${}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{NL}$——线性应变${}_{\tau}e_{ij}$和非线性应变${}_{\tau}\eta_{ij}$与位移的转换矩阵；

${}_{\tau}\boldsymbol{D}$——材料本构矩阵。

所有这些矩阵或矢量的元素都是对应时间 t 位形，并参考于统一位形确定的。因为${}_{t}e_{ij}$中不包含初始位移${}^{t}u_{i}$的影响，所以${}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{L}={}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{L0}$，即${}_{\tau}^{t}\boldsymbol{B}_{L1}=0$，因此 U. L. 格式的切线刚度矩阵中不包含初始位移矩阵。

值得注意的是，式（10.2-280）～式（10.2-287）中的矩阵或矢量元素在积分前应先通过坐标转换，全部表示为自然坐标的函数，而后在自然坐标内进行积分，该步骤与线性分析中等参元的计算相同。

以上有限元方程是对于静力分析问题导出的，如用于动力分析，则方程中还应包括惯性项和阻尼项。

8.3.3　结构屈曲的稳定性分析

结构屈曲稳定性问题实际上是求结构的临界载荷问题。对于这类问题，载荷应表示成 $\boldsymbol{Q}=\lambda\boldsymbol{Q}_0$。其中 $\boldsymbol{Q}_0$ 是载荷模式，λ 是载荷幅值因子。求解过程首先是求解对应于载荷 $\boldsymbol{Q}_0$ 的线性平衡问题：

$$\boldsymbol{K}_{e}\,u=\boldsymbol{Q} \quad (10.2\text{-}288)$$

其中，$\boldsymbol{K}_{e}$ 是结构的线弹性刚度矩阵，实际上也就是式（10.2-285）所表达的${}_{0}^{t}\boldsymbol{K}_{L0}$。

从上式解得 $\boldsymbol{u}$，并进而得到结构内的应力分布 $\boldsymbol{\sigma}$。结构临界载荷因子 λ，可通过求解利用 T. L. 格式或 U. L. 格式形成关于 λ 的特征值得到。例如用 T. L. 格式，可将${}_{0}^{t}\boldsymbol{u}=\lambda\boldsymbol{u}$、${}_{0}^{t}\boldsymbol{\sigma}=\lambda\boldsymbol{\sigma}$ 代入 T. L. 格式的有限元方程式（10.2-280）中。如认为在结构初始失稳时，初始位移${}_{0}^{l}u$ 仍是很小的，则在有限元方程中可以忽略其影响。这样就可得到下列方程：

$$({}_{0}^{l}\boldsymbol{K}_{L0}+\lambda\,{}_{0}^{l}\overline{\boldsymbol{K}}_{NL})\boldsymbol{u}=(\lambda+\Delta\lambda)\,\overline{\boldsymbol{Q}}_{0}-\lambda\,{}_{0}^{l}\overline{\boldsymbol{F}} \quad (10.2\text{-}289)$$

其中

$${}_{0}^{l}\overline{\boldsymbol{K}}_{NL}=\int_{0_V}{}_{0}^{l}\boldsymbol{B}_{NL}^{T}\,\overline{\boldsymbol{S}}_{0}^{l}\boldsymbol{B}_{NL}\,{}^{0}\mathrm{d}V$$

$${}_{0}^{l}\overline{\boldsymbol{F}}=\int_{0_V}\boldsymbol{B}_{L0}^{T}\,\overrightarrow{\boldsymbol{S}}\,{}^{0}\mathrm{d}V=\int_{0_V}{}_{0}^{l}\boldsymbol{B}_{L00}^{T}\boldsymbol{D}\,{}_{0}^{l}\boldsymbol{B}_{L0}\,{}^{0}\mathrm{d}V\,\overline{u}$$

$$={}_{0}^{l}\boldsymbol{K}_{L0}\,\overline{u}=\overline{\boldsymbol{Q}} \quad (10.2\text{-}290)$$

式中　$\overline{\boldsymbol{S}}$和$\overrightarrow{\boldsymbol{S}}$——$\overline{\sigma}$的各个分量组成的矩阵和矢量。

实际上$\overrightarrow{\boldsymbol{S}}$即应力矢量$\overline{\sigma}$。考虑到结构达到稳定的临界载荷时，$\lambda p=0$，且有 $\lambda\,\overline{\boldsymbol{Q}}_{0}=\lambda_{0}^{l}\,\overline{\boldsymbol{F}}$，所以式（10.2-289）右端应为 0，这样就将求解结构稳定的临界载荷和失稳模态问题归结为求解下列矩阵特征值问题：

$$({}_{0}^{l}\boldsymbol{K}_{L0}+\lambda\,{}_{0}^{l}\boldsymbol{K}_{NL})u=0 \quad (10.2\text{-}291)$$

其中，${}_{0}^{l}\boldsymbol{K}_{L0}$就是通常的线弹性刚度矩阵 $\boldsymbol{K}_{e}$；${}_{0}^{l}\boldsymbol{K}_{NL}$就是初应力矩阵，在稳定问题中通常称之为集合刚度矩阵，并用 $\boldsymbol{K}_{G}$ 表示。所以上式可以写成

$$(\boldsymbol{K}_{e}+\lambda\boldsymbol{K}_{G})u=0 \quad (10.2\text{-}292)$$

这就是经典的结构稳定问题的求解方程。式（10.2-292）也可利用 U. L. 格式得到，只要认为在求得u和σ以后，在将 $\lambda\,u$和 $\lambda\,\sigma$引入求解方程时，认为初始位移${}_{0}^{t}\,\boldsymbol{u}$很小，可以不用更新结构的位形，即认为${}_{1}^{t}\boldsymbol{B}_{L}={}_{0}^{l}\boldsymbol{B}_{L}$，${}_{1}^{l}\boldsymbol{B}_{NL}={}_{0}^{l}\boldsymbol{B}_{NL}$，${}^{1}V={}^{0}V$，最后即得到和式（10.2-291）、式（10.2-292）同样的结果。

由此给出屈曲稳定性问题的求解方法，在结构保持弹性的情况下，首先求解弹性静力问题式（10.2-288）。然后，根据解得的应力分布形成用以求解临界载荷和屈曲模态的矩阵特征值问题式（10.2-292）。此问题的求解可以采用前面讨论过的各种求解特征值问题的方法。

以上所述的增量有限元求解方程原则上可以用任何一种类型的材料本构模型。当运用这些方程时，首先需要确定用以联系应力和应变的材料本构张量${}_{0}D_{ijkl}$或${}_{t}D_{ijkl}$。在包含材料非线性的有限元分析中，在每一增量步的每次迭代前，需要计算出每一积分点本构张量的数值，以形成刚度矩阵。求解方程解得位移增量以后，需要根据应变增量，利用本构张量计算出应力增量以及应力矩阵和应力矢量，为转入下一增量或迭代作好准备。一般来说，在大变形情况下，本构关系的建立与小变形情况下单纯材料非线性情况有所不同，如弹性（线性弹性、非线性弹性）、超弹性、次弹性材料本构关系的引入等，可以从有关的专著中查到，同时亦需要给与更多的注意。

8.4　接触问题的有限元分析

有限元方法在求解接触问题上也是一种有效的方法。由于有限元方法在接触问题中应用较多，方法也各不相同，因而这里只介绍该方面最基本的方法。

对于两个弹性接触体，把它们进行有限元离散，初始的接触状态是根据经验和具体情况假定的。求出节点位移以后，再求出接触点的接触内力，然后代入对应接触状态的接触条件。如果不满足接触条件，则修改接触状态，再进入下一次迭代。经过几次循环

后，当位移与接触力满足接触条件时，获得的解答就是所要求的真实接触状态的解答。

对接触面上有滑动摩擦出现的接触问题，需要用增量加载的办法来解决。另外，由于上述方法在每次接触状态的修正迭代中都需要重新形成和求解全部刚度方程，而在整个总刚度方程中，又只有与接触区域有关部分才需要作变动。为此，典型的改进方法是：对于两个接触物体 A 和 B，物体 B 上有固定的边界，外力 F 作用于物体 A 上。物体 A 的接触力是 $\boldsymbol{P}_j$，物体 B 上的接触力是 $\boldsymbol{P}'_j$。对于二维情况，它们可以分别表示成

$$\boldsymbol{P}_j = \begin{pmatrix} P_j^t \\ P_j^n \end{pmatrix} 和 \boldsymbol{P}'_j = \begin{pmatrix} P_j'^t \\ P_j'^n \end{pmatrix} \quad (10.2\text{-}293)$$

物体 A 和 B 在接触点上的柔度方程可分别表示为

$$\boldsymbol{\delta}_{iB} = \sum_{j=1}^{m} \boldsymbol{C}_{ij}^B \boldsymbol{P}'_j$$

$$\boldsymbol{\delta}_{iA} = \sum_{j=1}^{m} \boldsymbol{C}_{ij}^A \overline{\boldsymbol{P}}_j + \sum_{k=1}^{e} \boldsymbol{C}_{ik}^A \boldsymbol{f}_k \quad (10.2\text{-}294)$$

其中，$j=1, 2, \cdots, m$，表示接触点的数目；$\boldsymbol{\delta}_{iA}$ 和 $\boldsymbol{\delta}_{iB}$ 是物体 A 和 B 的接触点 i 的位移；$\boldsymbol{C}_{ij}^B$ 和 $\boldsymbol{C}_{ij}^A$ 分别是物体 A 和 B 在节点 i 由节点 j 作用力引起的柔度子矩阵；$\boldsymbol{f}_k$ 是第 k 个载荷点的外力矢量；e 是外载荷点数。

假定接触区域上的接触点对是连续的，接触面上的相容方程可以表示成

$$\boldsymbol{\delta}_{iA} = \boldsymbol{\delta}_{iB} + \boldsymbol{\delta}_i^0 \quad (10.2\text{-}295)$$

其中，$\boldsymbol{\delta}_i^0$ 是第 i 个接触点对的初始间隙矢量。

由于在接触点上，作用在两个物体上的接触力必须是大小相等方向相反，即

$$\boldsymbol{P}'_j = -\boldsymbol{P}_j \quad (10.2\text{-}296)$$

将式（10.2-294）和式（10.2-296）代入式（10.2-295），可得连续状态点的相容方程

$$\sum_{j=1}^{m} (\boldsymbol{C}_{ij}^A + \boldsymbol{C}_{ij}^B) \boldsymbol{P}_j = -\sum_{k=1}^{e} \boldsymbol{C}_{ik}^A f_k + \boldsymbol{\delta}_i^0 \quad (10.2\text{-}297)$$

对于滑动状态，假设满足 Columb 摩擦定律，则有式（10.2-298），即

$$\boldsymbol{P}_j^1 = \mu \boldsymbol{P}_j^* \quad (10.2\text{-}298)$$

其中，μ 是滑动摩擦因数。

对于自由状态的点，有

$$\boldsymbol{P}_j = 0 \quad (10.2\text{-}299)$$

由于在式（10.2-297）中，$\boldsymbol{C}_{ij}^A$、$\boldsymbol{C}_{ij}^B$ 以及 $\boldsymbol{C}_{ik}^A$ 都是不变的，因此，每次迭代求解只需根据接触点的接触状态，用式（10.2-298）或式（10.2-299）替换式（10.2-297）即可。由于接触点的数目远小于整个接触体的节点数，因此，可以大大节省计算时间，提高求解问题的效率。对于接触区域较小的问题，这种方法用得十分普遍，称为柔度法或混合法。但应当注意的是建立柔度矩阵有时会遇到矩阵的奇异（刚体位移）问题，应当采取相应的处理办法消除这种奇异性。

接触问题的另外一种常用的求解方法是接触单元法。其基本点是把接触点的位移和接触力，根据接触条件，表示成单元的型式，这种单元被称为“接触单元”。这种辅助单元包含接触面上接触状态的特性。接触单元可以和其他普通单元一样，直接组装到总体刚度方程中去。对于不同的接触状态，通过改变形成单元的某些参数来实现。所谓间隙元，实质上是一种虚设的带有一定物理性质的特殊接触单元，而接触状态是由这些间隙元的应力和应变来决定的。然后对总体方程进行静力凝聚，保留其在接触面上各点的自由度，这样就得到在接触点聚缩的刚度方程。这个聚缩后的刚度方程的阶数，要比原来未聚缩的刚度方程的阶数低得多。每次迭代只需要对已经聚缩了的刚度方程进行修正和求解，即可减少计算时间。

基于数学规划法的接触问题的有限元分析也是求解问题行之有效的一种方法。该方法由接触准则或变分不等式建立数学模型，然后通过二次规划问题的求解获得解答。

9　有限元分析实例

9.1　平面应力问题算例

图 10.2-21 所示是一个薄板，在右上角处受集中载荷作用，底边受到约束。该平板可以视为弹性力学平面应力问题加以分析。材料参数为 $E = 2.1 \times 10^5$ MPa，$\mu = 0.3$，厚度 $t = 1$。求该平板的应力分布。

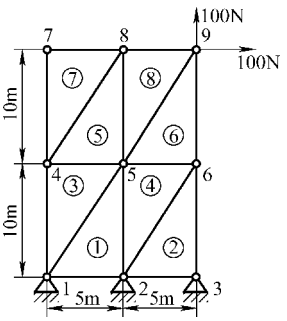


图 10.2-21　平面某平板结构的计算示例

作为示例，该平板分成8个平面三角形单元、9个节点。有限元求解具体过程如下：

1）建立平面直角坐标系 Oxy，原点为图10.2-21所示节点1处，水平为 x 轴，垂直为 y 轴。列写节点坐标见表10.2-10所示。

表10.2-10　节点坐标

节点号	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x 坐标值/m	0	5	10	0	5	10	0	5	10
y 坐标值/m	0	0	0	10	10	10	20	20	20

列写单元编码如表10.2-11所示。

表10.2-11　单元编码

单元号	1	2	3	4	5	6	7	8
节点1	1	2	1	2	4	5	4	5
节点2	2	3	5	6	5	6	8	9
节点3	5	6	4	5	8	9	7	8

2）计算各单元的单元刚度矩阵并进行扩展。首先计算出所需的系数 b_1、b_2、b_3、c_1、c_2、c_3。对于单元1，三个节点对应的整体编码为（i，j，k）=（1，2，5），求得

$$2\Delta=\begin{vmatrix}1 & x_1 & y_1\\ 1 & x_2 & y_2\\ 1 & x_3 & y_3\end{vmatrix}=\begin{vmatrix}1 & 0 & 0\\ 1 & 5 & 0\\ 1 & 5 & 10\end{vmatrix}=50$$

$$b_1=-\begin{vmatrix}1 & y_2\\ 1 & y_3\end{vmatrix}=y_2-y_3=0-10=-10$$

$$c_1=\begin{vmatrix}1 & x_2\\ 1 & x_3\end{vmatrix}=-(x_2-x_3)=-(5-5)=0$$

类似地求得

$$b_2=10,\ b_3=0,\ c_2=-5,\ c_3=5$$

应变矩阵为

$$\boldsymbol{B}=\frac{1}{2\Delta}\begin{pmatrix}b_1 & 0 & b_2 & 0 & b_3 & 0\\ 0 & c_1 & 0 & c_2 & 0 & c_3\\ c_1 & b_1 & c_2 & b_2 & c_3 & b_3\end{pmatrix}=$$

$$\frac{1}{50}\begin{pmatrix}-10 & 0 & 10 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & -5 & 0 & 5\\ 0 & -10 & -5 & 10 & 5 & 0\end{pmatrix}=$$

$$\begin{pmatrix}-0.2 & 0 & 0.2 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & -0.1 & 0 & 0.1\\ 0 & -0.2 & -0.1 & 10 & 0.1 & 0\end{pmatrix}$$

弹性力学平面问题的弹性矩阵为

$$\boldsymbol{D}=\frac{E}{1-\mu^2}\begin{pmatrix}1 & \mu & 0\\ \mu & 1 & 0\\ 0 & 0 & \dfrac{1-\mu}{2}\end{pmatrix}=$$

$$\frac{2.1\times10^{11}}{1-0.3^2}\begin{pmatrix}1 & 0.3 & 0\\ 0.3 & 1 & 0\\ 0 & 0 & \dfrac{1-0.3}{2}\end{pmatrix}$$

得到单元1的单元刚度矩阵为

$$\boldsymbol{k}^{(1)}=\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}t\Delta=\begin{pmatrix}2.3077 & 0 & -2.3077 & 0.3462 & 0 & -0.3462\\ & 0.8077 & 0.4038 & -0.8077 & -0.4038 & 0\\ & & 2.5096 & -0.7500 & -0.2019 & 0.3462\\ & & & 1.3846 & 0.4038 & -0.5769\\ & & & & 0.2019 & 0\\ & & & & & 0.5769\end{pmatrix}\times10^{11}$$

对单元1的单元刚度矩阵进行扩展，得到一个 18×18 阶的方阵 $\boldsymbol{k}_{ext}^{(1)}$。$\boldsymbol{k}_{ext}^{(1)}$ 只在上述（1，2，5）三个节点对应的元素上有值，其他元素上均为0。

全部8个单元均按上述同样的过程进行计算。

3）对上述8个单元的扩展刚度矩阵进行叠加，得到该结构的整体刚度矩阵为

$$\boldsymbol{K}=\sum_{e=1}^{8}\boldsymbol{k}_{ext}^{(e)}=\begin{pmatrix}0.2510 & 0 & -0.2308 & \cdots & 0 & 0\\ 0 & 0.1385 & 0.0404 & \cdots & 0 & 0\\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots\\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0.2510 & 0\\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0.1385\end{pmatrix}\times10^{12}$$

4）在考虑位移约束条件的情况下列写结构节点位移列阵。在本示例中，节点1、2、3处均为全约束，即这三个节点的 x、y 方向对应的位移分量为0，即

$$\begin{aligned}\boldsymbol{\delta}_{18\times1}&=(\boldsymbol{\delta}_1^{\mathrm{T}},\boldsymbol{\delta}_2^{\mathrm{T}},\cdots,\boldsymbol{\delta}_9^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}}\\&=(u_1,v_1,u_2,v_2,u_3,v_3,u_4,v_4,\cdots,u_9,v_9)^{\mathrm{T}}\\&=(0,0,0,0,0,0,u_4,v_4,\cdots,u_9,v_9)^{\mathrm{T}}\end{aligned}$$

5）考虑结构的外载荷，构造结构载荷列阵。在

本示例中，只在节点 9 处作用水平和垂直载荷，因此可以得到

$$\begin{aligned}\boldsymbol{R}_{18\times1} &= (\boldsymbol{R}_1^{\mathrm{T}}, \boldsymbol{R}_2^{\mathrm{T}}, \cdots, \boldsymbol{R}_9^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}}\\ &= (F_{x1}, F_{y1}, \cdots, F_{x9}, F_{y9})^{\mathrm{T}}\\ &= (0, 0, \cdots, 100, 100)\end{aligned}$$

6）根据本节内容引入边界条件，即根据约束情况修正结构有限元方程，特别是消除整体刚度矩阵的奇异性，得到考虑约束条件的、可解的有限元方程。

7）利用线性方程组的数值解法，对上述结构的有限元方程进行求解，得到所有各节点的位移矢量。最后根据需要求解单元应力。

求得节点位移（m）如下：

$$\boldsymbol{U} = 1.0\times10^{-8}\times$$

$$\begin{aligned}&(0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0\ \ 0.2459\ \ 0.1550\ \ 0.2302\\ &0.0472\ \ 0.2190\ \ -0.0600\ \ 0.5577\ \ 0.2026\\ &0.5564\ \ 0.0801\ \ 0.5819\ \ 0.0016)^{\mathrm{T}}\mathrm{m}\end{aligned}$$

单元形心应力如表 10.2-12 所示。

表 10.2-12　单元形心应力　（MPa）

单元	1	2	3	4	5	6	7	8
σ_x	3.2709	−4.1539	3.4894	−1.9224	−4.9644	−0.9265	2.7017	14.0066
σ_y	10.9030	−13.8462	33.5981	9.3450	5.4185	12.6649	10.8067	11.1099
τ_{xy}	18.5933	17.6845	2.4533	1.2689	8.9424	11.9867	5.4034	13.6675

9.2　等参元应用算例

一个受均匀分布载荷作用的薄板，几何尺寸及受力情况如图 10.2-22a 所示，采用 4 节点矩形等参元对其求解。设该结构的弹性模量 $E = 2.1\times10^5$ MPa，泊松比 $\mu = 0.3$，板厚度 $t = 25$mm，均布载荷 $w = 3$MPa。试对该结构进行静力学分析。

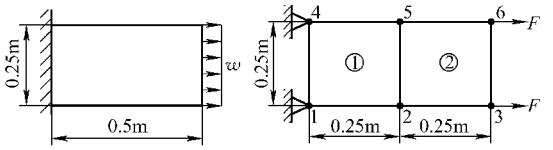


图 10.2-22　薄板结构力学模型及有限元模型

求解过程如下：

1）对结构进行离散化。为了方便说明，将平板只划为两个单元、6 个节点，如图 10.2-22b 所示。分布载荷的总作用力平均分给节点 3 和节点 6。每个节点力为

$$F = \frac{3000\times0.025\times0.25}{2}\mathrm{kN} = 9.375\mathrm{kN}$$

节点坐标见表 10.2-13。

表 10.2-13　节点的坐标　（m）

节点 / 坐标	1	2	3	4	5	6
x	0	0.25	0.5	0	0.25	0.5
y	0	0	0	0.25	0.25	0.25

2）计算单元的刚度矩阵。四节点四边形单元的单元刚度矩阵的表达式为

$$\boldsymbol{k}^e = t\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\,|\boldsymbol{J}|\,\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta$$

式中

$$\boldsymbol{J} = \begin{pmatrix} J_{11} & J_{12}\\ J_{21} & J_{22}\end{pmatrix}$$

而

$$\begin{aligned}J_{11} &= \frac{\partial x}{\partial\xi} = \frac{1}{4}[-x_1(1-\eta)+x_2(1-\eta)+\\ &\quad x_3(1+\eta)-x_4(1+\eta)]\\ J_{12} &= \frac{\partial y}{\partial\xi} = \frac{1}{4}[-y_1(1-\eta)+y_2(1-\eta)+\\ &\quad y_3(1+\eta)-y_4(1+\eta)]\\ J_{21} &= \frac{\partial x}{\partial\eta} = \frac{1}{4}[-x_1(1-\xi)-x_2(1+\xi)+\\ &\quad x_3(1+\xi)+x_4(1-\xi)]\\ J_{21} &= \frac{\partial y}{\partial\eta} = \frac{1}{4}[-y_1(1-\xi)-y_2(1+\xi)+\\ &\quad y_3(1+\xi)+y_4(1-\xi)]\end{aligned}$$

$$\boldsymbol{B} = \frac{1}{|\boldsymbol{J}|}(\boldsymbol{B}_1\quad\boldsymbol{B}_2\quad\boldsymbol{B}_3\quad\boldsymbol{B}_4)$$

应变矩阵中的每一项为

$$\boldsymbol{B}_i = \begin{pmatrix} J_{22}\dfrac{\partial N_i}{\partial\xi} - J_{12}\dfrac{\partial N_i}{\partial\eta} & 0\\ 0 & J_{11}\dfrac{\partial N_i}{\partial\eta} - J_{21}\dfrac{\partial N_i}{\partial\xi}\\ J_{11}\dfrac{\partial N_i}{\partial\eta} - J_{21}\dfrac{\partial N_i}{\partial\xi} & J_{22}\dfrac{\partial N_i}{\partial\xi} - J_{12}\dfrac{\partial N_i}{\partial\eta}\end{pmatrix}$$

$$(i = 1,2,3,4)$$

弹性矩阵为

$$\boldsymbol{D} = \frac{E}{1-\mu^2}\begin{pmatrix} 1 & \mu & 0\\ \mu & 1 & 0\\ 0 & 0 & \dfrac{1-\mu}{2}\end{pmatrix}$$

由此可以求得两个单元的刚度矩阵，分别为

$$\boldsymbol{k}_1^e = 1.0\times10^6 \times \begin{pmatrix} 2.5962 & 0.9375 & -1.5865 & -0.0721 & -1.2981 & -0.9375 & 0.2885 & 0.0721 \\ 0.9375 & 2.5962 & 0.0721 & 0.2885 & -0.9375 & -1.2981 & -0.0721 & -1.5865 \\ -1.5865 & 0.0721 & 2.5962 & -0.9375 & 0.2885 & -0.0721 & -1.2981 & 0.9375 \\ -0.0721 & 0.2885 & -0.9375 & 2.5962 & 0.0721 & -1.5865 & 0.9375 & -1.2981 \\ -1.2981 & -0.9375 & 0.2885 & 0.0721 & 2.5962 & 0.9375 & -1.5865 & -0.0721 \\ -0.9375 & -1.2981 & -0.0721 & -1.5865 & 0.9375 & 2.5962 & 0.0721 & 0.2885 \\ 0.2885 & -0.0721 & -1.2981 & 0.9375 & -1.5865 & 0.0721 & 2.5962 & -0.9375 \\ 0.0721 & -1.5865 & 0.9375 & -1.2981 & -0.0721 & 0.2885 & -0.9375 & 2.5962 \end{pmatrix}$$

$$\boldsymbol{k}_2^e = 1.0\times10^6 \times \begin{pmatrix} 2.5962 & 0.9375 & -1.5865 & -0.0721 & -1.2981 & -0.9375 & 0.2885 & 0.0721 \\ 0.9375 & 2.5962 & 0.0721 & 0.2885 & -0.9375 & -1.2981 & -0.0721 & -1.5865 \\ -1.5865 & 0.0721 & 2.5962 & -0.9375 & 0.2885 & -0.0721 & -1.2981 & 0.9375 \\ -0.0721 & 0.2885 & -0.9375 & 2.5962 & 0.0721 & -1.5865 & 0.9375 & -1.2981 \\ -1.2981 & -0.9375 & 0.2885 & 0.0721 & 2.5962 & 0.9375 & -1.5865 & -0.0721 \\ -0.9375 & -1.2981 & -0.0721 & -1.5865 & 0.9375 & 2.5962 & 0.0721 & 0.2885 \\ 0.2885 & -0.0721 & -1.2981 & 0.9375 & -1.5865 & 0.0721 & 2.5962 & -0.9375 \\ 0.0721 & -1.5865 & 0.9375 & -1.2981 & -0.0721 & 0.2885 & -0.9375 & 2.5962 \end{pmatrix}$$

3）组集整体刚度矩阵。利用直接组集法，可以将上述单元组集成整体刚度矩阵，由于共有6个节点，整体刚度矩阵是一个 12×12 的方阵，具体值为

$$\boldsymbol{k} = 1.0\times10^6 \times \begin{pmatrix} 2.5962 & 0.9375 & -1.5865 & -0.0721 & 0 & 0 & 0.2885 & 0.0721 & -1.2981 & -0.9375 & 0 & 0 \\ 0.9375 & 2.5962 & 0.0721 & 0.2885 & 0 & 0 & -0.0721 & -1.5865 & -0.9375 & -1.2981 & 0 & 0 \\ -1.5865 & 0.0721 & 5.1923 & 0 & -1.5865 & -0.0721 & -1.2981 & 0.9375 & 0.5769 & 0 & -1.2981 & -0.9375 \\ -0.0721 & 0.2885 & 0 & 5.1923 & 0.0721 & 0.2885 & 0.9375 & -1.2981 & 0 & -3.1731 & -0.9375 & -1.2981 \\ 0 & 0 & -1.5865 & 0.0721 & 2.5962 & -0.9375 & 0 & 0 & -1.2981 & 0.9375 & 0.2885 & -0.0721 \\ 0 & 0 & -0.0721 & 0.2885 & -0.9375 & 2.5962 & 0 & 0 & 0.9375 & -1.2981 & 0.0721 & 1.5865 \\ 0.2285 & -0.0721 & -1.2981 & 0.9375 & 0 & 0 & 2.5962 & -0.9375 & -1.5865 & 0.0721 & 0 & 0 \\ 0.0721 & -1.5865 & 0.9375 & -1.2981 & 0 & 0 & -0.9375 & 2.5962 & -0.0721 & 0.2885 & 0 & 0 \\ -1.2981 & -0.9375 & 0.5768 & 0 & -1.2981 & 0.9375 & -1.5865 & -0.0721 & 5.1923 & 0 & -1.5865 & 0.0721 \\ 0.9375 & -1.2981 & 0 & -3.1731 & 0.9375 & -1.2981 & 0.0721 & 0.2885 & 0 & 5.1923 & -0.0721 & 0.2885 \\ 0 & 0 & -1.2981 & -0.9375 & 0.2885 & 0.0721 & 0 & 0 & -1.5865 & -0.0721 & 2.5962 & 0.9375 \\ 0 & 0 & -0.9375 & -1.2981 & -0.0721 & -1.5865 & 0 & 0 & 0.0721 & 0.2885 & 0.9375 & 2.5962 \end{pmatrix}$$

4）引入边界条件。节点位移列阵为

$$\boldsymbol{U} = (U_{1x}\quad U_{1y}\quad U_{2x}\quad U_{2y}\quad U_{3x}\quad U_{3y}\quad U_{4x}\quad U_{4y}\quad U_{5x}\quad U_{5y}\quad U_{6x}\quad U_{6y})^{\mathrm{T}}$$

节点力列阵为

$$\boldsymbol{F} = (F_{1x}\quad F_{1y}\quad F_{2x}\quad F_{2y}\quad F_{3x}\quad F_{3y}\quad F_{4x}\quad F_{4y}\quad F_{5x}\quad F_{5y}\quad F_{6x}\quad F_{6y})^{\mathrm{T}}$$

由图10.2-22b所示的约束条件、载荷条件可知

$$U_{1x} = U_{1y} = U_{4x} = U_{4y} = 0$$

$$F_{2x} = F_{2y} = F_{5x} = F_{5y} = 0$$

$$F_{3x} = 9.375,\ F_{3y} = 0,\ F_{6x} = 9.375,\ F_{6y} = 0$$

将边界条件代入静力学的求解方程 $\boldsymbol{K}_{12\times12}\boldsymbol{U} = \boldsymbol{F}$ 中，即引入了位移边界条件和力边界条件。因为节点1和节点4位移为0，提取整体刚度矩阵的第3～6行、第9～12行的第3～6列、第9～12列作为子矩阵，得到新的求解方程

$$\boldsymbol{K}'_{8\times8}\boldsymbol{U}' = \boldsymbol{F}'$$

式中

$$\boldsymbol{U}' = (U_{2x}\quad U_{2y}\quad U_{3x}\quad U_{3y}\quad U_{5x}\quad U_{5y}\quad U_{6x}\quad U_{6y})^{\mathrm{T}}$$

$$\boldsymbol{F}' = [0\quad 0\quad 9.375\quad 0\quad 0\quad 0\quad 9.375\quad 0)^{\mathrm{T}}$$

5）解方程。对上式进行求解，结果为

$$\boldsymbol{U}' = 1.0\times10^{-5}\times(0.3440\quad 0.0632\quad 0.7030\quad 0.0503\quad 0.3440\quad -0.0632\quad 0.7030$$

$-0.0503)^{\mathrm{T}}$

接下来可以求出节点 1、4 的节点力，即支反力。利用几何方程及物理方程求出单元的应变和应力等未知量，计算结果如下：

节点 1、4 的支反力（kN）为

$$\boldsymbol{F}_1=\begin{pmatrix}-9.3750\\-1.9741\end{pmatrix}\qquad \boldsymbol{F}_4=\begin{pmatrix}-9.3750\\1.9741\end{pmatrix}$$

单元 1 的应变为

$$\begin{pmatrix}\varepsilon_{x1}\\\varepsilon_{y1}\\\gamma_{xy1}\end{pmatrix}=1.0\times10^{-5}\times\begin{pmatrix}1.376\\-0.2527-0.2527x\\-0.2527y\end{pmatrix}$$

单元 2 的应变为

$$\begin{pmatrix}\varepsilon_{x2}\\\varepsilon_{y2}\\\gamma_{xy2}\end{pmatrix}=1.0\times10^{-5}\times\begin{pmatrix}1.436\\-0.4540+0.05144x\\0.05144y\end{pmatrix}$$

单元 1 的应力（MPa）为

$$\begin{pmatrix}\sigma_{x1}\\\sigma_{y1}\\\tau_{xy1}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}3-0.1750x\\0.3693-0.5832x\\-0.2041y\end{pmatrix}$$

单元 2 的应力（MPa）为

$$\begin{pmatrix}\sigma_{x2}\\\sigma_{y2}\\\tau_{xy2}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}3+0.0356x\\-0.0534+0.1187x\\0.0415y\end{pmatrix}$$

其中，x、y 为各点坐标值。

9.3　杆梁问题的算例

平面桁架结构如图 10.2-23 所示，各杆件的材料和横截面积均相同，试求各个杆件的节点位移和单元内力。其中，弹性模量 $E=2.0\times10^5\,\mathrm{MPa}$，横截面积 $A=10000\,\mathrm{mm}^2$。

将平面桁架结构离散化，以每个杆为一个单元，其整体坐标及各种编号如图 10.2-23 所示。每个节点有 2 个节点位移编号，其中可动位移方向（即自由度）有 3 个。因此，结构的未知节点位移列阵为

$$\boldsymbol{\delta}=(\delta_1\quad\delta_2\quad\delta_3)^{\mathrm{T}}$$

每个单元杆中的箭头表示了局部坐标 x 轴的指向。

求解单元刚度矩阵，首先求出各杆的方向角 α，由坐标变换矩阵及相应公式可直接建立整体坐标下的单元刚度矩阵。

单元 1：因 $\alpha=0$，故

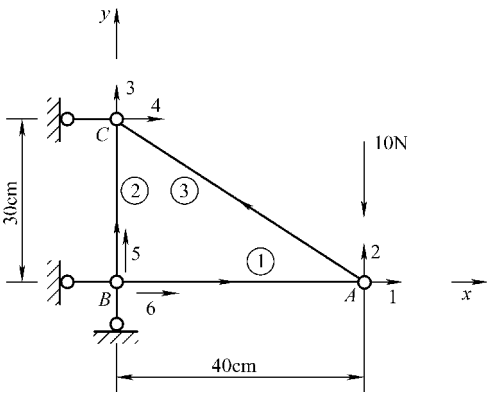


图 10.2-23　平面桁架结构

$$\boldsymbol{k}_1'^{e}=\frac{EA}{l_1}\begin{array}{c}\begin{matrix}6&5&1&2\end{matrix}\\\begin{pmatrix}1&0&-1&0\\0&0&0&0\\-1&0&1&0\\0&0&0&0\end{pmatrix}\end{array}\begin{matrix}6\\5\\1\\2\end{matrix}$$

单元 2：$\alpha=90°$，$c_x=\cos90°=0$，$c_y=\sin90°=1$。

$$\boldsymbol{k}_2'^{e}=\frac{EA}{l_2}\begin{array}{c}\begin{matrix}6&5&4&3\end{matrix}\\\begin{pmatrix}0&0&0&0\\0&1&0&-1\\0&0&0&0\\0&-1&0&1\end{pmatrix}\end{array}\begin{matrix}6\\5\\4\\3\end{matrix}$$

单元 3：$\alpha=150°$，$c_x=-\dfrac{4}{5}$，$c_y=\dfrac{3}{5}$。

$$\boldsymbol{k}_3'^{e}=\frac{EA}{25l_3}\begin{array}{c}\begin{matrix}1&2&4&3\end{matrix}\\\begin{pmatrix}16&12&-16&-12\\12&9&-12&-9\\-16&-12&16&12\\-12&-9&12&9\end{pmatrix}\end{array}\begin{matrix}1\\2\\4\\3\end{matrix}$$

以上各单元刚度矩阵的上边和右侧所标数字为单元节点位移方向在整体刚度矩阵中的行列位置，由此整体刚度矩阵可通过各单元刚度矩阵叠加而得。又因对应 4、5、6 节点位移方向为零，由划行划列法仅保留对应未知节点位移行列的矩阵元素，可得

$$\boldsymbol{K}=EA\begin{pmatrix}\dfrac{1}{l_1}+\dfrac{16}{25l_3}&\dfrac{12}{25l_3}&-\dfrac{12}{25l_3}\\\dfrac{12}{25l_3}&\dfrac{9}{25l_3}&-\dfrac{9}{25l_3}\\-\dfrac{12}{25l_3}&-\dfrac{9}{25l_3}&\dfrac{1}{l_2}+\dfrac{9}{25l_3}\end{pmatrix}=$$

$$2000\begin{pmatrix}378&-96&96\\-96&72&-72\\96&-72&405\end{pmatrix}$$

节点载荷列阵为

$$\boldsymbol{P}=(0\quad -10000\quad 0)^{\mathrm{T}}$$

求节点位移（mm）列阵，将 $\boldsymbol{K}$ 和 $\boldsymbol{P}$ 代入结构平衡方程，解得

$$\boldsymbol{\delta}=(-0.267\quad -1.2\quad -0.15)^{\mathrm{T}}$$

计算单元内力，因各单元只有轴向力，可根据下式进行计算：

$$N_i=\frac{EA}{l_i}(-c_x\quad -c_y\quad c_x\quad c_y)\delta_i'^{e}$$

单元1　$\delta_1'^{e}=(0\quad 0\quad \delta_1\quad \delta_2)^{\mathrm{T}}$

$$N_1=\frac{EA}{l_1}(-1\quad 0\quad 1\quad 0)(\delta^{l})_l^{e}=-13.25\mathrm{kN}$$

单元2　$\delta_2'^{e}=(0\quad 0\quad 0\quad \delta_3)^{\mathrm{T}}$

$$N_2=\frac{EA}{l_2}(0\quad 1\quad 0\quad 1)\delta_2'^{e}=-10.0\mathrm{kN}$$

单元3　$\delta_3'^{e}=(0\quad 0\quad 0\quad \delta_1)^{\mathrm{T}}$

$$N_3=\frac{EA}{l_3}(0.8\quad -0.6\quad -0.8\quad 0.6)\delta_3'^{e}=$$

16.66kN

9.4　水泵泵体的有限元分析

水泵是水力循环的重要设备，其泵体的抗振性能直接关系到水泵的运行安全。本例采用有限元法，通过对某水泵泵体的抗振性能进行分析，验证水泵在运行过程中能否抵抗振动，保证结构的完整性，即承压边界完整性和水泵系统的可运行性。

1）有限元模型。某水泵泵体的三维实体模型如图10.2-24所示。采用HYPERMESH软件对泵体进行网格划分，然后导入ANSYS有限元分析软件中，进行相应的静态和动态有限元计算分析。

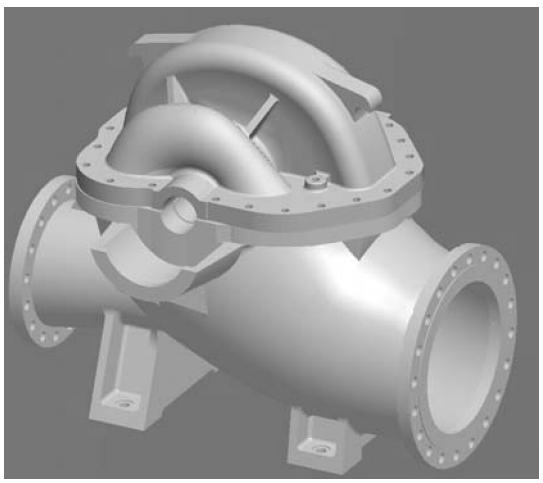


图10.2-24　泵组总体结构图

2）模态分析。水泵泵体的动态特性是影响其抗振性能的主要因素，首先对结构进行模态分析，获得结构动力学特性。泵体的前6阶固有频率列于表10.2-14中。由于第一阶振动模态的频率为109.98Hz，超过33.4Hz，泵体的抗振分析可以采用等效静力法进行分析。前两阶振型如图10.2-25和图10.2-26所示。

表10.2-14　水泵泵体前6阶固有频率

阶数	频率/Hz
1	109.98
2	190.53
3	297.13
4	396.69
5	548.69
6	602.16

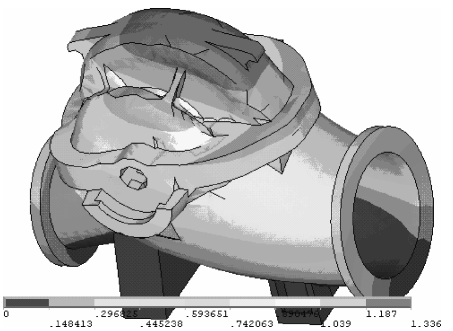


图10.2-25　第一阶振型图

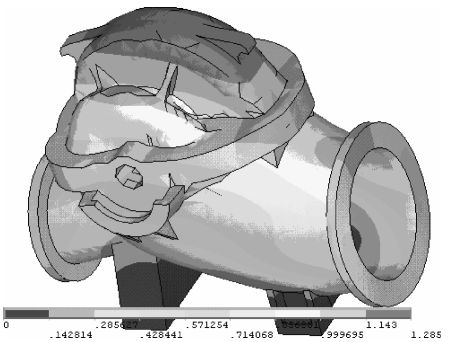


图10.2-26　第二阶振型图

3）应力分析—承压边界完整性分析。水泵的承压边界包括机座、机壳、泵盖、螺栓等。水泵泵体的载荷包括设计内压、自重、接管载荷、地震载荷等。其中入口最大设计内压为1MPa，出口为1MPa；接管载荷是系统设计给出的相应最大接管载荷，考虑了事故工况下的地震引起的可能载荷。接管载荷具体值见表10.2-15。

表 10.2-15　某水泵的接管载荷

部　　位	力/N			力矩/N·m		
	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
入口（ϕ500mm）	16143	27324	17171	26529	18151	7698
出口（ϕ450mm）	17432	27012	11920	29772	11269	40840

计算得到泵体的等效应力云图如图 10.2-27 所示。

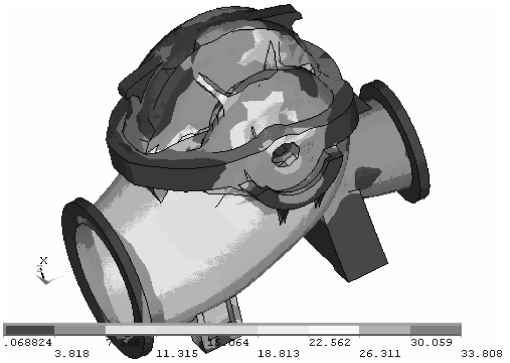


图 10.2-27　泵体的等效应力云图

4）动力响应分析。根据已知的地震谱，在泵模态分析的基础上，求解各阶振型的地震响应。再将响应进行组合，得到组合振型和响应。泵体在该地震谱条件下的动态应力见表 10.2-16，分别是面内应力和弯曲应力。

5）结果讨论。综合计算结果见表 10.2-17。可以看出，水泵泵体的承压边界满足强度要求，在该种工况下能保证其结构完整性。

由于这里水泵壳体的面内应力 σ_m 和弯曲应力 σ_w 均取为整个承压边界壳体的极大值，并且实际上它们的极值可能不出现于同一部位，所以计算得到的应力是偏安全的。

表 10.2-16　某水泵地震动态应力

（MPa）

部件	面内动态应力	弯曲动态应力
泵体	9.44	12.52

注：地震响应的最大膜应力和最大弯曲应力一般不在同一个部位。

表 10.2-17　泵体承压边界各种工况静态、动态组合应力分析结果　（MPa）

载荷	面内应力		弯曲应力		应力限值
	静态	地震	静态	地震	
内压、自重、接管载荷、地震载荷	48.40	9.44	33.80	12.52	$\sigma_m = 57.84 \leqslant 1.0\ [\sigma]$
					$\sigma_m + \sigma_w = 104.16 \leqslant 1.5\ [\sigma]$

注：$[\sigma]$—许用应力，在这里对铸钢材料的泵体取 120MPa。

第3章　优 化 设 计

1　优化设计算法原理

1.1　优化设计概述

1.1.1　优化设计基本概念

所谓优化设计，是以线性与非线性规划理论为基础，使某项设计在规定的各种限制条件下，利用计算机优选设计参数，使某项或几项设计指标获得最优值，即获得最优的设计方案。工程设计上的最优值，是指在满足多种设计目标和约束条件下所获得的最令人满意和最适宜的值。利用优化设计，可进一步改善和提高产品的性能；在满足各种设计条件下减少产品或工程结构重量，从而节省产品成本消耗、降低工程造价；可以进一步提高产品或工程设计效率。因此，优化设计是直接提高产品设计性能、降低产品成本的有效设计方法。优化设计可给企业带来直接的经济效益，从而提高企业产品的竞争能力。

优化设计一般包含如下主要内容：①将设计中的实际物理模型抽象为数学模型。确定设计过程中主要的设计目标和设计条件，在此基础上构造评价设计方案的目标函数和约束条件等。②数学模型的求解。根据数学模型的性质，选择合适的优化方法，并利用计算机进行数学模型的求解，得到优化设计方案。

任何机械设计问题，总是要求满足一定的工作条件、载荷和工艺等方面要求，并在强度、刚度、寿命、尺寸范围及其他一些技术要求的限制条件下寻找一组设计参数。因此，机械优化设计问题就是在满足一系列设计参数的限制条件情况下优选一组设计参数，使得设计参数对应的设计指标达到最佳值。机械优化设计问题在数学上可以表达为以等式或不等式函数描述的约束条件和以多变量函数描述的优化设计目标，这就是优化设计的数学模型。优化设计数学模型中包含了目标函数、设计变量、约束条件等。一般称优化设计数学模型中的目标函数、设计变量、约束条件为优化设计问题的三个要素。

1.1.2　优化设计数学模型

优化设计数学模型的标准型式如式(10.3-1)所示：

$$\left.\begin{aligned}&\min. f(\boldsymbol{x}) \quad \boldsymbol{x}\in R^n\\&\text{s. t. } h_v(\boldsymbol{x})=0 \quad v=1,2,\cdots,p(p<n)\\&g_u(\boldsymbol{x})\leqslant 0 \quad u=1,2,\cdots,m\end{aligned}\right\} \tag{10.3-1}$$

式中　$f(\boldsymbol{x})$——目标函数；

$\boldsymbol{x}$——设计变量，$\boldsymbol{x}=(x_1,x_2,\cdots,x_n)^{\mathrm{T}}$，$\boldsymbol{x}\in R^n$；

$h_v(\boldsymbol{x})$——等式约束函数；

$g_u(\boldsymbol{x})$——不等式约束函数。

在优化设计数学模型中设计变量的数目可称为优化问题的维数。如果优化设计数学模型有 n 个设计变量，则称该优化问题为 n 维优化问题。设计变量数目为 n 的优化设计问题，其设计空间是由 n 个独立变量坐标轴构成的空间，是 n 维实空间 R。优化问题设计变量的数目越多，其设计空间的维数越高，因而在设计空间寻优的难度也就越大。一般说来，优化设计问题求解的计算量是随设计变量数目的增多而显著增加的。

在优化设计数学模型中，如果约束条件是用数学不等式来表示，该约束条件称为不等式约束条件。除了不等式约束条件，还会遇到用等式来表示的约束条件，该约束条件称为等式约束条件。等式约束条件对设计变量的约束较严格。一个等式的约束条件等价于两个不等式约束条件，即 $g(\boldsymbol{x})=0$ 等价于 $g(\boldsymbol{x})\leqslant 0$ 和 $-g(\boldsymbol{x})\leqslant 0$。

优化设计数学模型的约束条件是由实际的设计要求决定的。一般可将约束条件分为边界约束和性能约束两种。边界约束是指直接限制设计变量取值范围的约束条件，例如

$$\left.\begin{aligned}g_1(\boldsymbol{x})&=a_i-x_i\leqslant 0\\g_2(\boldsymbol{x})&=x_i-b_i\leqslant 0\end{aligned}\right\} \tag{10.3-2}$$

所谓性能约束，就是由必须满足的设计性能要求决定的约束条件，如行星齿轮传动的装配条件、邻接条件、传动条件，曲柄摇杆机构的曲柄存在条件等。优化设计数学模型约束条件越多，优化计算越复杂。

在优化设计问题中由于约束条件的存在，可将优化问题的设计空间分为可行域和不可行域二个区域。所谓可行域设计空间，就是指满足优化设计模型的约束条件设计空间；同样，不可行域设计空间就是指不满足优化设计模型约束条件的设计空间。如果优化设计问题的解位于可行域设计空间，那么优化设计问题解就是可行解或可行点。

1.1.3　优化设计的算法原理及终止准则

在工程上，采用解析法求解优化设计数学模型往

往非常复杂，在有约束的情况下，甚至无法在具体计算中得以应用。随着计算技术及计算机的发展，产生了一种求最优解的方法——数值计算迭代法。

数值计算迭代法是具有一定逻辑结构并按一定格式反复运算的一种方法，其迭代计算的基本格式是：从某一点 $x^{(k)}$ 出发，根据目标函数和约束函数在该点的某些信息，确定本次迭代计算的一个方向 s 和适当的步长因子 α，从而到达一个新点 $x^{(k+1)}$，即

$$\boldsymbol{x}^{(k+1)}=\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)} \tag{10.3-3}$$

式中 $\boldsymbol{x}^{(k+1)}$ 和 $\boldsymbol{x}^{(k)}$——第 $k+1$ 次和第 k 次迭代过程的设计点；

$\boldsymbol{s}^{(k)}$——第 k 次迭代过程的搜索方向；

$\alpha^{(k)}$——第 k 次迭代过程的最优步长因子。

式（10.3-3）迭代进行的条件是要满足函数值的下降性，即 $x^{(k+1)}$ 的函数值小于 $x^{(k)}$ 的函数值。

由于数值计算迭代算法是一种近似的计算方法，采用该方法不可能取得理论上的极小点，在工程上，通常取得满足工程要求的近似解即可，所以优化设计的数值计算应确定迭代的终止准则。优化设计的终止准则一般有如下三种型式：

1）在无约束条件下，迭代点目标函数梯度的模已达到充分小时，即

$$\| \nabla f(x^{(k)}) \| \leqslant \varepsilon_1$$

2）相邻迭代点之差的模已达到充分小时，即

$$\| x^{(k+1)}-x^{(k)} \| \leqslant \varepsilon_2$$

3）相邻迭代点目标函数值之差的绝对值已达到充分小时，即

$$\left| f(x^{(k+1)})-f(x^{(k)}) \right| \leqslant \varepsilon_3$$

以上各式中的 ε_1、ε_2、ε_3 分别表示不同物理意义的收敛精度值。

1.1.4 优化设计算法分类

约束优化算法也可以分为直接法和间接法两类。优化设计算法见表 10.3-1。

表 10.3-1 优化设计算法分类

算法名称		算法特点
无约束优化算法	坐标轮换法	不需要求导数；算法简单；适用性强；运算效率低；实用性不强
	共轭方向法（Powell 法）	不需要求导数；算法比较简单；运算效率较高；实用性强
	单纯形法	不需要求导数；算法比较简单；运算效率低；实用性不强
	梯度法（最速下降法）	需要求导数；算法简单；对初始点不敏感；运算效率低；实用性不强
	共轭梯度法	需要求导数；算法比较简单；具有超线性收敛速度，运算效率较高；实用性强
	牛顿法	需要求二阶偏导数；算法比较简单；具有二次收敛速度，运算效率较高，需要求海赛矩阵的逆阵，计算量大；实用性不强，适于小型优化问题
	变尺度法	需要求导数；算法比较复杂；具有超线性收敛速度，运算效率较高；实用性强
约束优化算法	Monte Carlo 法	不需要求导数；算法简单；优化变量较多时，计算量较大
	随机方向法	算法比较简单；运算效率不高；容易产生局部最优点，适于求解小型优化问题
	可行方向法	算法比较复杂；运算效率较高；有一定实用性；适于求解中型规模化的优化问题
	广义简约梯度法	算法比较复杂；程序实现较复杂；运算效率较高；计算精度较高
	复合形法	算法比较复杂；运算效率较高；适用性、实用性较强，求解较大型问题的常用方法
	序列二次规划法	算法比较复杂；运算效率较高；适用性较强，适于求解中型优化问题
	罚函数法	算法简单；运算效率较高；适用性、实用性较强，求解较大型问题的常用方法
	遗传算法	不需要求导数；运算效率较高；适用性、通用性强，目前常用的优化方法

1.2 一维无约束优化方法

完成迭代公式（10.3-3）的优化迭代过程主要完成两项工作：①确定第 k 次迭代过程搜索方向 $\boldsymbol{s}^{(k)}$；②确定第 k 次迭代过程最优步长因子 $\alpha^{(k)}$。在第 k 次迭代过程设计点 $\boldsymbol{x}^{(k)}$ 和方向 $\boldsymbol{s}^{(k)}$ 确定后，式（10.3-3）描述的优化迭代问题变成了求最优步长因子 α 的一维无约束优化问题，即

$$f(\boldsymbol{x}^{(k+1)})=\min f(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)}) \tag{10.3-4}$$

式（10.3-4）描述的优化问题的目标函数只是步长 α 的一维函数，而通过沿给定方向 $\boldsymbol{s}$ 求 α 使目标函数极小的过程称为一维搜索，而 $\alpha^{(k)}$ 为最优步长因子。一维优化搜索方法是最基础的优化算法，它直接影响优化问题求解速度。

一维搜索求步长因子 α 时，一般分为两个步骤：①确定最优步长因子 α 所在的区间［a，b］，并确保在该区间内只有一个极小点，通常采用进退算法；②在区间［a，b］内，求最优步长因子 α，通常采用的方法有牛顿切线法、黄金分割法和插值法。

1.2.1 确定搜索区间的进退算法

设以 α 为自变量的目标函数为 $\varphi(\alpha)$，$\varphi(\alpha)$ 为

凸函数。确定包含有最优步长因子 α^* 所在区间的进退算法的一般步骤如下：

1）给定初始数据，给定试验步长因子 α_k，$\alpha=\alpha_k$，赋值 $\alpha_2=0$，计算 $\varphi(\alpha_2)$ 的值。

2）赋值 $\alpha_1=\alpha_2+\alpha$，计算 $\varphi(\alpha_1)$ 的值。

3）比较：如果 $\varphi(\alpha_1)<\varphi(\alpha_2)$，转5）；

如果 $\varphi(\alpha_1)>\varphi(\alpha_2)$，转4）。

4）判断：如果 $\alpha\neq\alpha_k$，说明经过若干次迭代后，有 $\varphi(\alpha_1)>\varphi(\alpha_2)$，则输出搜索结果：

$[a,b]=[\alpha_1,\alpha_3]$ 或 $[a,b]=[\alpha_3,\alpha_1]$

如果 $\alpha=\alpha_k$，转6）。

5）$\alpha_3=\alpha_2$，$\varphi(\alpha_3)=\varphi(\alpha_2)$，$\alpha_2=\alpha_1$，$\varphi(\alpha_2)=\varphi(\alpha_1)$，赋值 $\alpha=2\alpha$，转2）。

6）$\alpha_3=\alpha_1$，$\varphi(\alpha_3)=\varphi(\alpha_1)$，赋值 $\alpha=-\alpha$，转2）。

1.2.2　切线法（牛顿法）

切线法又称为牛顿法，是常用的一维优化算法。切线法的算法思想是采用切线代替弧逐渐逼近的策略来求得极值，需要利用目标函数导数信息。当函数 $f(\boldsymbol{x})$ 有一阶连续导数，且 $f''(\boldsymbol{x})>0$ 时即可用切线法来求最优步长 α^*。

求最优步长 α^* 是通过使 $f(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)})$ 最小，即应满足条件

$$f'(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)})=0 \qquad (10.3\text{-}5)$$

然后求方程的根即得 α^*。

切线法主要步骤如下：

1）令 $y=f'(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha\boldsymbol{s}^{(k)})$。

2）由进退算法可确定搜索区间 $[a,b]$，在其区间内选初值 $\alpha^{(0)}$，在点 $[\alpha^{(0)},f'(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(0)}\boldsymbol{s}^{(k)})]$ 处作切线（对 α 求导），设其方程为 $y'=f'(\alpha^{(0)})+f''(\alpha^{(0)})(\alpha-\alpha^{(0)})$，切线斜率为 $f''(\alpha^{(0)})$，过点 $(\alpha^{(0)},f'(\alpha^{(0)}))$，$y'$ 切线与 α 轴相交于 $\alpha^{(1)}$ 点，令 $y'=0$。

3）求得 $\alpha^{(1)}=\alpha^{(0)}-\dfrac{f'(\alpha^{(0)})}{f''(\alpha^{(0)})}$。$\alpha^{(1)}$ 作为第一次迭代近似值，计算并判断 $f'(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(1)}\boldsymbol{s}^{(k)})=0$，满足时则有 $\alpha^*=\alpha^{(1)}$；若不满足则过 $[\alpha^{(1)},f'(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(1)}\boldsymbol{s}^{(k)})]$ 作的切线，设与轴交点 $\alpha^{(2)}$

$$\alpha^{(2)}=\alpha^{(1)}-\frac{f'(\alpha^{(1)})}{f''(\alpha^{(1)})}$$

4）循环迭代

$$\alpha^{(i+1)}=\alpha^{(i)}-\frac{f'(\alpha^{(i)})}{f''(\alpha^{(i)})} \qquad i=0,1,2,3,\cdots$$

当 i 足够大时，可使 $|\alpha^{(i)}-\alpha^{(i-1)}|\leqslant\delta$ 或 $f'(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(i)}\boldsymbol{s}^{(k)})\leqslant\varepsilon$。

应当注意，利用切线法，必须要求函数满足

$$f''(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(i)}\boldsymbol{s}^{(k)})>0 \qquad (10.3\text{-}6)$$

否则在迭代过程中会出现发散现象。

1.2.3　黄金分割法（0.618法）

黄金分割法又称0.618法，属于序列消去法，是一种直接算法，黄金分割法适用性非常强，仅要求函数为凸函数，是最常用的一种一维搜索算法，其基本思想是通过不断缩短搜索区间长度的策略来确定函数的极小点，取得最优的步长因子，每次区间的缩短率为0.618。

黄金分割法的一般步骤如下：

1）在由进退算法所确定的搜索区间 $[a,b]$ 内，取分割点

$$\left.\begin{aligned}\alpha_0^{(1)}&=a+0.382(b-a)\\ \alpha_0^{(2)}&=a+0.618(b-a)\end{aligned}\right\} \qquad (10.3\text{-}7)$$

2）计算 $\varphi(\alpha_0^{(1)})$ 和 $\varphi(\alpha_0^{(2)})$ 的值。

3）比较：如果 $\varphi(\alpha_0^{(1)})<\varphi(\alpha_0^{(2)})$，则最优步长因子 α^* 不会在 $[\alpha_0^{(2)},b]$ 内，去掉该段区间，从而取 $[a,\alpha_0^{(2)}]$ 作为新搜索区间 $[a_1,b_1]$，$\alpha_0^{(1)}$ 点即可作为新区间的 $\alpha_1^{(2)}$；$a_1=a$，$b_1=\alpha_0^{(2)}$，则 $\alpha_1^{(2)}=\alpha_0^{(1)}$，$\alpha_1^{(1)}=a_1+0.382(b_1-a_1)$。

4）比较：如果 $\varphi(\alpha_0^{(1)})\geqslant\varphi(\alpha_0^{(2)})$，则最优步长因子 α^* 不会在 $[a,\alpha_0^{(1)}]$ 内，去掉这段区间，从而取 $[\alpha_0^{(1)},b]$ 作为新搜索区间 $[a_1,b_1]$，$\alpha_0^{(2)}$ 点即可作为新区间的 $\alpha_1^{(1)}$；$a_1=\alpha_0^{(1)}$，$b_1=b$，则 $\alpha_1^{(1)}=\alpha_0^{(2)}$，$\alpha_1^{(2)}=a_1+0.618(b_1-a_1)$。

5）计算 $\varphi(\alpha_1^{(1)})$ 和 $\varphi(\alpha_1^{(2)})$ 的值；反复进行步骤2）至4），直至达到 $|b-a|<\varepsilon$，即可取得最优步长因子：$\alpha^*=\dfrac{1}{2}(a+b)$。

在进行步骤3）和4）时，由于原区间均保留有一个分割点 $\alpha_i^{(1)}$ 或 $\alpha_i^{(2)}$，可以作为下一步新区间的一个分割点，在新区间内只需要插入一个分割点，可以减少一次计算 $\varphi(\alpha)$ 的值，这正是0.618法优点所在。

1.2.4　二次插值法（抛物线插值法）

插值法包括二次插值法和三次插值法，其中二次插值法算法相对简单，收敛速度快，是比较有效的一种一维搜索算法。二次插值法属于间接算法，理论上要求函数 $\varphi(\alpha)$ 必须是凸函数并且连续可导，其基本思想是通过搜索区间内的三个已知点 α_1、α_2 和 α_3（$\alpha_1<\alpha_2<\alpha_3$），构造一个简单的二次函数 $p(\alpha)$（抛物线函数）来逼近目标函数 $\varphi(\alpha)$，通常 $p(\alpha)$ 的极小点 α_p 容易求得，并作为搜索区间的一个分割

点，通过比较 $\varphi(\alpha_2)$ 和 $\varphi(\alpha_p)$ 值，利用凸函数的特性，可以确定搜索区间缩短的迭代模式。

二次插值法的一般步骤如下：

1）由进退算法确定的搜索区间 $[\alpha_1, \alpha_3]$，$\alpha_1 < \alpha_2 < \alpha_3$，其函数值分别为 $\varphi(\alpha_1)$、$\varphi(\alpha_2)$、$\varphi(\alpha_3)$。

2）构造二次函数 $p(\alpha)$：

设 $\omega_1 = \dfrac{\varphi(\alpha_3) - \varphi(\alpha_1)}{\alpha_3 - \alpha_1}$

$$\omega_2 = \frac{[\varphi(\alpha_2) - \varphi(\alpha_1)]/(\alpha_2 - \alpha_1) - \omega_1}{\alpha_2 - \alpha_3}$$

则 $\alpha_p = 0.5\left(\alpha_1 + \alpha_3 - \dfrac{\omega_1}{\omega_2}\right)$，计算 $\varphi(\alpha_p)$。

3）当 $\alpha_p > \alpha_2$ 时：如果 $\varphi(\alpha_2) > \varphi(\alpha_p)$，去掉 $[\alpha_1, \alpha_2]$ 区间段，赋值 $\alpha_1 = \alpha_2$，$\alpha_2 = \alpha_p$；如果 $\varphi(\alpha_2) < \varphi(\alpha_p)$，去掉 $[\alpha_p, \alpha_3]$ 区间段，赋值 $\alpha_3 = \alpha_p$；

当 $\alpha_p < \alpha_2$ 时：如果 $\varphi(\alpha_2) > \varphi(\alpha_p)$，去掉 $[\alpha_2, \alpha_3]$ 区间段，赋值 $\alpha_3 = \alpha_2$，$\alpha_2 = \alpha_p$；如果 $\varphi(\alpha_2) < \varphi(\alpha_p)$，去掉 $[\alpha_1, \alpha_p]$ 区间段，赋值 $\alpha_1 = \alpha_p$。

4）构成新区间的 α_1、α_2、α_3，转2）。

5）从而构造成了使搜索区间缩短的循环迭代模式，直至达到 $|\alpha_3 - \alpha_1| < \varepsilon$，即可取得最优步长因子：$\alpha^* = \dfrac{1}{2}(\alpha_1 + \alpha_3)$。

1.3 多维无约束优化方法

多维无约束优化问题是指包含多个设计变量、对设计变量取值没有直接限制的优化问题。在实际应用中多维无约束问题比较少，但是实际应用中的多维有约束优化问题都可等效转化为无约束优化问题来求解。因此，多维无约束优化算法是约束优化设计算法的基础，是优化设计的重要组成部分。多维无约束优化算法是要确定迭代公式（10.3-3）中的搜索方向 $\boldsymbol{s}^{(k)}$。

1.3.1 坐标轮换法

坐标轮换法是不需要函数导数的多维无约束优化方法。其基本思想是：每次对 n 个设计变量中的一个变量沿其坐标轴方向进行一维搜索，其余各变量均固定不动；依次轮换各个坐标轴方向进行一维搜索，直到全部坐标轴搜索完成一次为止；然后进行第二轮坐标轮换搜索；经过多轮搜索，直至求得函数最小点为止。坐标轮换法的实质就是将多维优化问题转化为一系列一维优化问题，再利用一维优化算法来求解。

坐标轮换法主要内容就是对设计点沿着坐标轴的方向进行循环搜索。循环搜索的主要过程如下：

对于第 k 轮搜索，迭代式为

$$\boldsymbol{x}_i^{(k)} = \boldsymbol{x}_{i-1}^{(k)} + \alpha_i^{(k)} \boldsymbol{s}_i^{(k)} \quad (i = 1, 2, \cdots, n) \tag{10.3-8}$$

式中 $\boldsymbol{s}_i^{(k)}$——第 k 轮的第 i 个坐标轴方向的搜索方向，即 $\boldsymbol{s}_i^{(k)} = (0\ 0 \cdots 0\ \underset{(i)}{1}\ 0 \cdots 0)^{\mathrm{T}}$；

$\boldsymbol{x}_{i-1}^{(k)}$——第 i 个方向的前一个坐标轴方向的搜索结果向量；

$\alpha_i^{(k)}$——步长因子，可为正（坐标轴正向），可为负（坐标轴负向）。

在坐标轮换法中，步长因子一般采用一维优化算法来确定。

1.3.2 共轭方向法（Powell 法）

共轭方向法又称方向加速法，是在坐标轮换法的基础上，引入共轭方向，达到加速收敛的目的。共轭方向法不需要对目标函数求导数，因此该方法适用性广泛，算法的运算效率也很高，是工程上普遍应用的一种优化算法。

所谓共轭方向是：设 $\boldsymbol{A}$ 为 $n \times n$ 实对称正定矩阵，有一组非零的 n 维向量 $\boldsymbol{S}_1$，$\boldsymbol{S}_2$，…，$\boldsymbol{S}_q$，若满足

$$\boldsymbol{S}_i^{\mathrm{T}} \boldsymbol{A} \boldsymbol{S}_j = 0 \qquad i \neq j \tag{10.3-9}$$

则称两向量系 $\boldsymbol{S}_i$（$i = 1, 2, \cdots, q$）对于矩阵 A 共轭。

共轭方向法的一般步骤如下：

1）给定初始点 x_0 和计算精度 ε 等数据，逐次沿 n 个线性无关的方向进行一维搜索，即

$$\boldsymbol{x}_i^{(k)} = \boldsymbol{x}_{i-1}^{(k)} + \alpha_i^{(k)} \boldsymbol{S}_i^{(k)},\ i = 1, 2, \cdots, n$$

当 $k = 1$ 时，取 $\boldsymbol{S}_i^{(k)} = e_i$（坐标方向单位向量）

2）计算第 k 轮中相邻迭代点目标函数的下降量，找出下降量最大者及相应的方向

$$\Delta_m^{(k)} = \max_{i=1,2,\cdots,n} \{f(x_{i-1}^{(k)}) - f(x_i^{(k)})\}$$

$$\boldsymbol{S}_m^{(k)} = x_m^{(k)} - x_{m-1}^{(k)}$$

3）沿共轭方向 $S^{(k)} = x_n^{(k)} - x_0^{(k)}$ 计算反射点

$$x_{n+1}^{(k)} = 2x_n^{(k)} - x_0^{(k)}$$

令 $f_1 = f(x_0^{(k)})$，$f_2 = f(x_n^{(k)})$，$f_3 = f(x_{n+1}^{(k)})$

若同时满足共轭判别式

$$\left.\begin{aligned} & f_3 < f_1 \\ & (f_1 - 2f_2 + f_3)(f_1 - f_2 - \Delta_m^{(k)})^2 < 0.5\Delta_m^{(k)}(f_1 - f_3)^2 \end{aligned}\right\} \tag{10.3-10}$$

则由 $x_n^{(k)}$ 出发，沿 $\boldsymbol{S}^{(k)}$ 方向进行一维搜索，求出该方向上的极小点 $x^{(k+1)}$，进行第 $k+1$ 轮搜索，其方向组

$[S_1^{(k+1)}, \cdots, S_n^{(k+1)}] =$

$[S_1^{(k)}, \cdots, S_{m-1}^{(k)}, S_{m+1}^{(k)}, \cdots, S_n^{(k)}, S^{(k)}]$

4）若共轭判别式（10.3-10）不满足，第 $k+1$ 轮的搜索方向完全取第 k 轮的搜索方向，即

$$S_i^{(k+1)} = S_i^{(k)},\ i=1,2,\cdots,n$$

5）终止条件检验。

1.3.3　梯度法（最速下降法）

梯度法又称为最速下降法，梯度法是最为古老的一种优化方法，依据梯度是函数变化率最快的方向的基本性质构造迭代过程，其主要思想是：

在 $\boldsymbol{x}_i^{(k)}$ 点搜索方向取该点的负梯度方向为搜索方向，来求目标函数的极小值。$\boldsymbol{x}^{(k)}$ 点的负梯度方向为 $\boldsymbol{s}^{(k)} = -\dfrac{\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)})}{\| \nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)}) \|}$，即为单位矢量，因此，梯度法在 $\boldsymbol{x}_i^{(k)}$ 点的迭代公式为

$$\boldsymbol{x}^{(k+1)} = \boldsymbol{x}^{(k)} + \alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)} = \boldsymbol{x}^{(k)} - \alpha^{(k)} \frac{\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)})}{\| \nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)}) \|} \tag{10.3-11}$$

梯度法算法的步骤如下：

1）取初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)} \in R^n$，设置误差精度 $\varepsilon_1 > 0$，令 $k=0$。

2）算 $\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)})$，$\boldsymbol{s}^{(k)} = -\dfrac{\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)})}{\| \nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)}) \|}$。

3）用式（10.3-12）判别搜索过程是否收敛：

$$\| \nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)}) \| \leqslant \varepsilon_1 \tag{10.3-12}$$

收敛判断准则也可采用式（10.3-13）或式（10.3-14）

$$\| \boldsymbol{x}^{(k)} - \boldsymbol{x}^{(k-1)} \| \leqslant \varepsilon_2 \tag{10.3-13}$$

$$\frac{\| f(\boldsymbol{x}^{(k)}) - f(\boldsymbol{x}^{(k-1)}) \|}{\| f(\boldsymbol{x}^{(k)}) \|} \leqslant \varepsilon_3 \tag{10.3-14}$$

4）对式（10.3-15）目标函数进行一维搜索，求出最优步长 $\alpha^{(k)}$

$$\min.\ f(\boldsymbol{x}^{(k)} + \alpha\boldsymbol{s}^{(k)}) = f(\boldsymbol{x}^{(k)} + \alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)}), \alpha > 0 \tag{10.3-15}$$

5）令 $\boldsymbol{x}^{(k+1)} = \boldsymbol{x}^{(k)} + \alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)}$，$k = k+1$，转步骤2）进行下一轮迭代。

与其他无约束优化算法相比，梯度法具有如下特点：

1）梯度法在最初几步迭代过程中函数下降较快。

2）梯度法在接近最优点时，迭代收敛速度较慢（搜索步长较小）。

3）由于梯度法中 $\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k-1)})$ 与 $\boldsymbol{s}^{(k)}$ 正交，即当前点的目标函数梯度与前一点的搜索方向 $\boldsymbol{s}^{(k)}$ 正交，因此搜索优化解的迭代路线为锯齿形状。

1.3.4　共轭梯度法

共轭梯度法是在梯度法的基础上，引入共轭方向的概念，其基本思想是，以梯度法相邻两次迭代的负梯度方向 $-\nabla f(x^{(k)})$、$-\nabla f(x^{(k+1)})$ 呈线性无关且互为正交的特性，设法找到一个向量 $\boldsymbol{S}^{(k+1)}$，使其与原方向 $\boldsymbol{S}^{(k)}$ 共轭，满足

$$[\boldsymbol{S}^{(k+1)}]^{\mathrm{T}} A \boldsymbol{S}^{(k)} = 0$$

为此，可将向量 $\boldsymbol{S}^{(k+1)}$ 表示成向量 $\boldsymbol{S}^{(k)}$ 与 $-\nabla f(x^{(k+1)})$ 的线性组合

$$\boldsymbol{S}^{(k+1)} = -\nabla f(x^{(k+1)}) + \beta_k \boldsymbol{S}^{(k)}$$

式中　β_k——因子。

因此，共轭梯度法的关键是确定因子 β_k。

共轭梯度法的一般步骤如下：

1）给定初始点 $x^{(0)}$ 和收敛精度 ε 等初始数据。

2）令 $k=0$，计算 $\boldsymbol{S}^{(k)} = -\nabla f(x^{(k)}) / \| \nabla f(x^{(k)}) \|$。

3）沿 $\boldsymbol{S}^{(k)}$ 方向进行一维搜索，取得 $x^{(k+1)}$。

4）计算 $\nabla f(x^{(k+1)})$，若 $\| \nabla f(x^{(k+1)}) \| < \varepsilon$，则终止迭代，取 $x^* = x^{(k+1)}$；否则，转5）。

5）判断：若 $k=n$，则令 $x^{(0)} = x^{(k+1)}$，转2），若 $k \neq n$，转6）。

6）计算 $\beta_k = \dfrac{\| \nabla f(x^{(k+1)}) \|^2}{\| \nabla f(x^{(k)}) \|^2}$，构造新的共轭方向

$$\boldsymbol{S}^{(k+1)} = -\nabla f(x^{(k+1)}) + \beta_k \boldsymbol{S}^{(k)}$$

令 $k = k+1$，转3）。

1.3.5　牛顿法

牛顿法基本思想是利用二次曲线来逐点近似原目标函数，以二次曲线的极小点来近似原目标函数的极小点并逐渐逼近该点。取原目标函数在各迭代点附近展开的泰勒二次多项式作为每次迭代计算时用以逼近目标函数的二次曲线的函数表达式。

牛顿法对二次函数的优化问题很有效。在一般情况下，优化函数 $f(\boldsymbol{x})$ 不一定是二次函数，因而通过牛顿法一次迭代得到的设计点不可能是 $f(\boldsymbol{x})$ 的极值点。但是由于在 $\boldsymbol{x}^{(k)}$ 点附近，可用二次函数来逼近 $f(\boldsymbol{x})$，所以可以用牛顿法一次迭代的设计点作为下一次迭代点 $\boldsymbol{x}^{(k+1)}$，即构造如下迭代计算公式：

$$\boldsymbol{x}^{(k+1)} = \boldsymbol{x}^{(k)} - [\boldsymbol{H}(\boldsymbol{x}^{(k)})]^{-1} \nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)}) \tag{10.3-16}$$

牛顿法的主要步骤如下：

1）选取初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)} \in R^h$，设置误差精度 $\varepsilon_1 > 0$。

2）计算 $\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)})$ 和 $[\boldsymbol{H}(\boldsymbol{x}^{(k)})]^{-1}$。

3）采用式（10.3-16）进行设计点的迭代计算。

4）进行判别搜索过程是否收敛，否则继续设计点的迭代。

1.3.6 变尺度法

变尺度法是无约束优化方法中比较重要的优化算法，是以牛顿法为基础发展而来的，所以又称拟牛顿法。变尺度法的基本思想是，通过构造一个对称正定矩阵 $\boldsymbol{A}^{(k)}$ 来代替牛顿法中的 $[\boldsymbol{H}(\boldsymbol{x}^{(k)})]^{-1}$，并使迭代过程中 $\boldsymbol{A}^{(k)}$ 逐渐逼近 $[\boldsymbol{H}(\boldsymbol{x}^{(k)})]^{-1}$。这样不用求逆矩阵 $[\boldsymbol{H}(\boldsymbol{x}^{(k)})]^{-1}$ 可使得迭代计算简化，而同时能保持牛顿法收敛快的优点。

变尺度法的主要迭代计算过程为

$$\boldsymbol{x}^{(k+1)}=\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)}=\boldsymbol{x}^{(k)}-\alpha^{(k)}\boldsymbol{A}^{(k)}\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)}) \tag{10.3-17}$$

式中 $\boldsymbol{s}^{(k)}$——搜索方向，$\boldsymbol{s}^{(k)}=-\boldsymbol{A}^{(k)}\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)})$；

$\boldsymbol{A}^{(k)}$——对称正定矩阵，称为变尺度矩阵；

$\alpha^{(k)}$——步长因子，由一维搜索方法得到。

$\boldsymbol{A}^{(k)}$ 在迭代过程中是不断变化的，构造矩阵 $\boldsymbol{A}^{(k)}$ 是变尺度法的重要内容之一。

变尺度法的计算步骤如下：

1）选定初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)}$，并给定计算精度 ε。

2）置 $k=0$，$\boldsymbol{A}^{(k)}=\boldsymbol{A}^{(0)}=\boldsymbol{I}$（单位矩阵），计算 $\boldsymbol{g}^{(k)}=\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)})=\nabla f(\boldsymbol{x}^{(0)})$，这时搜索方向为 $\boldsymbol{s}^{(k)}=-\boldsymbol{A}^{(k)}\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k)})=-\boldsymbol{A}^{(k)}\boldsymbol{g}^{(k)}$。

3）进行一维搜索求 $\alpha^{(k)}$，使

$$f(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)})=\min f(\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha\boldsymbol{s}^{(k)})$$

$$\boldsymbol{x}^{(k+1)}=\boldsymbol{x}^{(k)}+\alpha^{(k)}\boldsymbol{s}^{(k)}$$

4）计算 $\boldsymbol{g}^{(k+1)}=\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k+1)})$，如果 $\|\boldsymbol{g}^{(k+1)}\|<\varepsilon$，则 $\boldsymbol{x}^{(k+1)}$ 即为极小点，停止迭代，否则转下一步。

5）检查迭代次数，若 $k=n$，则 $\boldsymbol{x}^{(0)}:=\boldsymbol{x}^{(n+1)}$，并转向步骤2），若 $k<n$，则进行下一步。

6）构造新的搜索方向

$$\boldsymbol{s}^{(k+1)}=-\boldsymbol{A}^{(k+1)}\nabla f(\boldsymbol{x}^{(k+1)})=-\boldsymbol{A}^{(k+1)}\boldsymbol{g}^{(k+1)}$$

并令 $k=k+1$，转向步骤3）。

1.4 罚函数法

罚函数法（Sequential Unconstrainted Minimization Technology，SUMT）是一种序列无约束优化方法，因此可称为序列无约束优化技术。罚函数法虽然是序列无约束优化方法，但与其他序列无约束优化方法（例如简约梯度法和广义简约梯度法）不同。简约梯度法和广义简约梯度法的基本思想是沿可行域的边界（或线性近似边界）搜索约束最优点，但是当约束条件的非线性程度极高时，这种沿边界搜索是困难的。罚函数法基本思路是采用将约束优化问题转化为无约束优化问题的策略，利用现有成熟的多维无约束优化方法来解决。

在罚函数法中，需要根据约束函数来构造新的目标函数，将约束非线性规划优化问题转化为一系列无约束非线性规划优化问题。对于违反约束的迭代点通过罚因子的型式来赋予很大的目标函数值，从而迫使搜索点逐步满足所有的约束条件。

罚函数法包括内点法、外点法、混合法。

1.4.1 内点法

罚函数内点法适用于处理不等式约束的非线性优化问题，不能用于等式约束的非线性优化问题。内点法中构造的新的无约束目标函数（即罚函数）定义在可行域内，并在可行域内求罚函数的极值点。

对于如下优化问题：

$$\left.\begin{aligned}&\min. f(\boldsymbol{x})\\&\text{s. t.}\quad g_u(\boldsymbol{x})\leqslant 0\quad(u=1,2,\cdots,m)\end{aligned}\right\} \tag{10.3-18}$$

将约束条件引入到新的目标函数中，构造如下新的优化问题：

$$\min p(\boldsymbol{x},r^{(k)})\approx\min\left(f(\boldsymbol{x})-r^{(k)}\sum_{u=1}^{m}\frac{1}{g_u(\boldsymbol{x})}\right) \tag{10.3-19}$$

上式属无约束优化问题。上式中，$r^{(k)}$ 为第 k 次迭代的罚因子，它为一递减的正数序列。递减的正数序列如下式所示：

$$r^{(0)}>r^{(1)}>r^{(2)}>\cdots\to 0 \tag{10.3-20}$$

罚函数内点法主要计算迭代步骤如下：

1）取初始罚因子 $r^{(0)}>0$，允许误差 $\varepsilon>0$，输入 n,c（递减系数）。

2）在可行域内选可行初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)}$，令 $k=0$。

3）求无约束优化问题 min. $p(\boldsymbol{x},r^{(k)})$，$\boldsymbol{x}\in D$（可行域）的极值点 $\boldsymbol{x}^*(r^{(k)})$。初始点为 $\boldsymbol{x}^{(0)}$，$r^{(k)}$ 已知，确定出搜索方向和搜索步长即可。

4）进行收敛判断。如果 $\|\boldsymbol{x}^*(r^{(k)})-\boldsymbol{x}^*(r^{(k-1)})\|\leqslant\varepsilon_1=10^{-5}\sim10^{-7}$，且 $\left\|\dfrac{p(\boldsymbol{x}^*,r^{(k)})-p(\boldsymbol{x}^*,r^{(k-1)})}{p(\boldsymbol{x}^*,r^{(k-1)})}\right\|\leqslant\varepsilon_2=10^{-3}\sim10^{-4}$ 停止迭代，取 $\boldsymbol{x}^*=\boldsymbol{x}^*(r^{(k)})$，否则转5）。

5）$r^{(k+1)}=cr^{(k)}$，$\boldsymbol{x}^{(0)}=\boldsymbol{x}^*(r^{(k)})$，$k=k+1$，转3）；式中的 c 为递减系数，$c=0.02\sim0.5$，常用0.1～0.5。

罚函数内点法属于经验性较强的优化方法。使用内点法时需要特别注意如下问题：

（1）初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)}$ 的选择

内点法要求初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)}$ 在可行域内部并避免在边界上，即满足 $g_u(\boldsymbol{x}^{(0)})<0$（$u=1,2,\cdots,m$）。因此，可用随机法选择初始点，或者利用罚函数对不满足约束条件的约束函数求极值法。选择初始点的方

法如下：

1）任取一点 $\boldsymbol{x}^{(0)} \in R^n$，$\boldsymbol{x}^{(0)} > 0$，$k = 0$。

2）求出 $g_u(\boldsymbol{x}^{(k)}) < 0$ 和 $g_u(\boldsymbol{x}^{(k)}) \geqslant 0$ 的指标集合 $I^{(k)}$ 和 $U^{(k)}$。

3）当 $U^{(k)} = \phi$ 时停止迭代。使 $\boldsymbol{x}^{(k)}$ 为初始点，否则转4）。

4）以 $\boldsymbol{x}^{(k)}$ 为初始点构造罚函数如下：

$$\min\left(\sum_{u\in u(k)} g_u(\boldsymbol{x}) - r^{(k)} \sum_{u\in I(k)} \frac{1}{g_u(\boldsymbol{x})}\right)$$

求其最优解 $\boldsymbol{x}^{(k+1)}$，转5）。

5）令 $r^{(k+1)} = cr^{(k)}$，$k = k+1$，转2）。

（2）初始罚因子 $r^{(0)}$ 的选择

在内点法中，$r^{(0)}$ 的选择直接影响计算效率，如果 $r^{(0)}$ 太小，容易使罚项不足够大，迭代时可能会超出可行域，如果 $r^{(0)}$ 太大，则最初无约束极值点离边界太远，计算效率太低，一般可使罚项（实质是阻碍函数）与 $f(\boldsymbol{x})$ 相等，即

$$r^{(0)} = \frac{f(\boldsymbol{x}^{(0)})}{\sum_{u=1}^{m} \frac{1}{g_u(\boldsymbol{x}^{(0)})}} \tag{10.3-21}$$

但上式对于在 $\boldsymbol{x}^{(0)}$ 接近边界情况下，计算出的 $\boldsymbol{x}^{(0)}$ 太小，故可以增加一个新的约束条件：

$$g_{m+1}(\boldsymbol{x}) = f(\boldsymbol{x}) - f(\boldsymbol{x}^{(0)}) \leqslant \varepsilon \tag{10.3-22}$$

它保证所选 $r^{(0)}$ 不会使 $f(\boldsymbol{x})$ 比 $f(\boldsymbol{x}^{(0)})$ 大太多。再构造如下罚函数：

$$p(\boldsymbol{x}, r^{(k)}) = f(\boldsymbol{x}) - r^{(k)} \times \left\{\sum_{u=1}^{m} \frac{1}{g_u(\boldsymbol{x})} + \frac{1}{f(\boldsymbol{x}) - f(\boldsymbol{x}^{(0)}) - \varepsilon}\right\} \tag{10.3-23}$$

上式中罚函数可使 $r^{(0)}$ 较大时，第一步搜索的无约束极值点即使离可行域边界太远，对计算效率的影响也不大。

罚函数内点法优点在于求解过程能产生逐步改善的可行解，这点与可行方向法是类似的。

1.4.2　外点法

与内点法将罚函数定义在可行域内不同，外点法是将罚函数定义在可行域外。因此，求解罚函数的无约束问题时，将从可行域外逐步逼近无约束优化问题的优化解。

构造的外点罚函数为

$$p(\boldsymbol{x}, r^{(k)}) = f(\boldsymbol{x}) + r^{(k)} \sum_{u=1}^{m} [\max(0, g_u(\boldsymbol{x}))]^{\alpha} \tag{10.3-24}$$

式中　右边第二项——惩罚项；

α——罚函数指数，一般 $\alpha = 2$；

$r^{(k)}$——罚因子，为大于零的递增序列。递增序列如下：

$$0 < r^{(0)} < r^{(1)} < \cdots < r^{(k)}$$

且

$$\lim_{k\to\infty} r^{(k)} \to +\infty$$

罚函数中的障碍函数为

$$\max(0, g_u(\boldsymbol{x})) = \begin{cases} g_u(\boldsymbol{x}) & \text{当 } g_u(\boldsymbol{x}) > 0 \\ 0 & \text{当 } g_u(\boldsymbol{x}) \leqslant 0 \end{cases} \tag{10.3-25}$$

通过障碍函数确保迭代点在可行域外。外点法罚函数与下式优化问题等价：

$$p(\boldsymbol{x}, r^{(k)}) = \begin{cases} f(\boldsymbol{x}) + r^{(k)} \sum_{u=1}^{m} [g_u(\boldsymbol{x})]^2 & \text{可行域外} \\ f(\boldsymbol{x}) & \text{可行域内} \end{cases} \tag{10.3-26}$$

如果原问题具有等式约束，则式中也包括等式约束（具体体现在衰减函数中）。

$$p(\boldsymbol{x}, r^{(k)}) = \begin{cases} f(\boldsymbol{x}) + r^{(k)} \sum_{u=1}^{m} [g_u(\boldsymbol{x})]^2 + r^{(k)} \sum_{v=1}^{p} [h_v(\boldsymbol{x})]^2 & \text{可行域外} \\ f(\boldsymbol{x}) & \text{可行域内} \end{cases} \tag{10.3-27}$$

外点法是从可行域外部向原目标函数的约束最优点逼近直至达到最优点。在 $p(x, r^{(k)})$ 中带罚因子的项（惩罚项）的值 $r^{(k)} \sum_{u=1}^{m} [g_u(\boldsymbol{x})]^2$ 在迭代过程中逐渐减小，故称其为衰减函数，注意尽管 $r^{(k)}$ 逐渐增大，但是由于在逐渐接近最优点时，$g_u(\boldsymbol{x})$ 接近于0，故衰减函数是减小的。

当 $g_u(\boldsymbol{x})$ 违反约束越多时，$r^{(k)}$ 应越大，即惩罚越严重，从而使 p 目标函数值越大，这样可引导无约束优化问题 p 寻优时避开这一搜索范围。

外点法迭代计算步骤如下：

1）选取 $r^{(0)} > 0$，ε_1 和 ε_2 控制罚因子递增的系数 c，令 $k = 0$，并任意选择一初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)}$（可行域外或内均可）。如果原始约束优化问题的极值点在可行域内部，即约束极值点等于无约束极值点，则罚函数优化问题始终满足 $p(\boldsymbol{x}, r^{(k)}) = f(\boldsymbol{x})$（惩罚项均为0）。因此，罚函数为无约束优化问题。如果原问题极值点在可行域边界上（约束极值点不等于无约束极值点），则罚函数 $p(\boldsymbol{x}, r^{(k)})$ 的极值点在可行域外部，一般工程问题无论 $\boldsymbol{x}^{(0)}$ 取的是否在可行域内，外点罚函数法的极值点均在可行域外。

2）从 $\boldsymbol{x}^{(k)}$ 点出发，求如下无约束优化问题[设得

到的极值点为 $\boldsymbol{x}^*(r^{(k)})$]：

$$\min_{\boldsymbol{x}\in R^n} p(\boldsymbol{x},r^{(k)}) = \min_{\boldsymbol{x}\in R^n}\left(f(\boldsymbol{x}) + r^{(k)}\sum_{u=1}^{m}[\max(0,g_u(\boldsymbol{x}))]^2\right) \tag{10.3-28}$$

3）计算 $\boldsymbol{x}^*$ 点违反约束的最大量 $Q=\max\{g_u(\boldsymbol{x}^*(r^{(k)})),u=1,2,\cdots,m\}$。

4）进行迭代收敛准则判别。如满足 $Q\leqslant\varepsilon_1=10^{-3}\sim10^{-4}$，即已接近约束边界，则停止迭代，取 $\boldsymbol{x}^*=\boldsymbol{x}^*(r^{(k)})$。

5）判断 $r^{(k)}>R$，若上式成立时，停止迭代；若 $r^{(k)}\leqslant R$ 或二次无约束罚函数极值点距离不足够小，则取 $r^{(k)}\leqslant cr^{(k)}$，$\boldsymbol{x}^{(0)}=\boldsymbol{x}^*(r^{(k)})$，$k=k+1$，转2）。

应该注意到，外点法严格说来所求的最优点仍为外点。如果优化解需要严格在可行设计域内优化问题，应将原约束边界向可行域内平移一些距离来保证最优点为内点。

$$g'_u(x)=g_u(x)+\delta\leqslant 0$$

式中 δ——约束裕量

外点法对初始点无可行性要求（而内点法则有），但只在最后步骤得到最优解。内点法初始点选择困难，不能用于等式约束，但每个迭代点都是可行点。

1.4.3 混合法

混合法是在结合罚函数内点法和外点法的优点基础上将内点法和外点法罚项函数结合起来构造的优化方法。混合法通过构造新的罚函数作为无约束优化问题的目标函数，又用来求解外点法类似的问题，采用成熟的无约束优化方法来解决约束优化问题。

定义优化问题为

$$\left.\begin{aligned}&\min. f(\boldsymbol{x}) \qquad \boldsymbol{x}\in R^n\\ \text{s.t.}\quad &g_u(\boldsymbol{x})\leqslant 0 \quad (u=1,2,\cdots,m)\\ &h_v(\boldsymbol{x})=0 \quad (v=1,2,\cdots,p)\ (p<n)\end{aligned}\right\} \tag{10.3-29}$$

构造如下混合罚函数：

$$p(\boldsymbol{x},r^{(k)},m^{(k)}) = f(\boldsymbol{x}) - r^{(k)}\sum_{u=1}^{m}\frac{1}{g_u(\boldsymbol{x})} + m^{(k)}\sum_{v=1}^{p}[h_v(\boldsymbol{x})]^2$$

上式中，罚函数中既有障碍函数（第二项）又有衰减函数（第三项），一般取 $m^{(k)}=\dfrac{1}{\sqrt{r^{(k)}}}$。

这样罚因子只含一个参数，即 $r^{(k)}$，$r^{(k)}$ 为递减的，即

$$r^{(0)}>r^{(1)}>r^{(2)}>\cdots\to 0$$

上式中初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)}$ 应取为内点。迭代过程也同样与内点法相似。计算步骤请参考内点法有关内容。

1.5 遗传算法

自20世纪60年代遗传算法出现以来，遗传算法就用来解决机械设计、工程结构设计、电力系统、自动控制等许多领域的优化设计问题。本节介绍遗传算法的这些基本思想。

无约束优化问题一般可表示成如下型式：

$$\left.\begin{aligned}&\min. f(\boldsymbol{x})\\ &\boldsymbol{x}=(x_1x_2\cdots x_n)^{\mathrm{T}}\\ &a_i\leqslant x_i\leqslant b_i\ (i=1,2,\cdots,n)\end{aligned}\right\} \tag{10.3-30}$$

式中 n——设计变量的数目；

b_i、a_i——设计变量 x_i 的上、下限。

利用遗传算法解决上述无约束优化问题主要包括如下内容。

（1）适应度函数的建立

适应度是遗传算法中描述个体性能的主要指标。一般个体适应度值越大，个体的性能越好；反之，个体适应度值越小，个体性能亦越差。在遗传算法中，适应度的值必须是大于等于0的数。由于遗传算法是依据适应度的值对个体进行优胜劣汰的，因此，将无约束优化问题的目标函数与个体的适应度建立映射关系，即可在群体进化过程中实现对优化问题目标函数的寻优。

一般优化问题的目标函数将随实际情况的不同而变化。如优化问题是最小值优化问题，优化过程中目标函数将向极小值方向变化；如优化问题是最大值优化问题，优化过程中目标函数向极大值方向变化。而遗传算法中适应度在群体进化过程中是向极大值逼近，因此，必须对优化问题的目标函数进行适当的转化，才能与优化问题的目标函数遗传算法中的适应度建立关系。

将目标函数转换成适应度函数，一般需遵循如下两个基本原则：

1）适应度值必须大于等于0。

2）优化过程中目标函数变化方向（如向目标函数最大值变化或向最小值变化）应与群体进化过程中适应度函数变化方向一致。

对于最小值优化问题，可通过下式来建立与目标函数存在映射关系的适应度函数：

$$F(x)=C-f(x) \tag{10.3-31}$$

式中 $F(x)$——适应度函数；

C——可调参数，C 的取值应使适应度函数 $F(x)$ 恒大于等于0；

$f(x)$——最小值优化问题的目标函数。

为确保适应度函数 $F(x)$ 不小于0，一般常采用下式建立适应度函数：

$$F(x)=\begin{cases}C_{\max}-f(x) & \text{当 } f(x)<C_{\max} \text{ 时}\\ 0 & \text{当 } f(x)\geqslant C_{\max} \text{ 时}\end{cases} \tag{10.3-32}$$

式中　$C_{\max}$——一个可调参数，$C_{\max}$的取值应使适应度函数 $F(x)$ 恒大于等于零。

对于最大值优化问题，可通过下式来建立与目标函数存在映射关系的适应度函数：

$$F(x)=f(x)+C \tag{10.3-33}$$

式中　$F(x)$——适应度函数；

C——可调参数，C 的取值应使适应度函数 $F(x)$ 恒大等于0；

$f(x)$—— 最大值优化问题的目标函数。

为确保适应度函数$f(x)$ 不小于0，一般常采用下式建立适应度函数：

$$F(x)=\begin{cases}C_{\min}+f(x) & \text{当 } f(x)<0 \text{ 时}\\ f(x) & \text{当 } f(x)\geqslant 0 \text{ 时}\end{cases} \tag{10.3-34}$$

式中　$C_{\min}$——一个可调参数，$C_{\min}$取值应使适应度函数 $F(x)$ 恒大于0。

目标函数与适应度函数之间的映射关系还可由其他型式的函数关系来描述。例如，利用下式的指数函数来建立目标函数与适应度的映射关系：

$$F(x)=C^{f(x)}$$

若$f(x)$ 是最大值优化问题的目标函数，C 取1.618或2.0;若$f(x)$ 是最小值优化问题的目标函数，C 取0.618。显然，通过上式建立的适应度函数满足目标函数与适应度函数之间转化的两个基本规则。

（2）设计变量与个体间的映射

设计变量与个体间的映射可通过编码来实现。编码方法一般应遵循位串定义长度最短、模式阶次最高、模式数目最大等原则。

长度为L的二进制位串与设计变量x_i之间映射关系可由下式来表示：

$$x_i=a_i+\frac{M(b_i-a_i)}{2^L-1} \tag{10.3-35}$$

$$M=\frac{(x_i-a_i)(2^L-1)}{b_i-a_i} \tag{10.3-36}$$

式中　M——由二进制位串编码对应的十进制数值；

a_i，b_i——设计变量的上下限。

从式（10.3-35）和式（10.3-36）可以看出，对应于1位个体的设计变量 x_i 实际上变成了一个离散变量，设计变量的离散间隔为 $(b_i-a_i)/(2^L-1)$。当 L 取值越来越大，离散间隔就越来越小；当 L 趋于无穷大时，离散间隔就趋于0。这时，设计变量与个体间的离散映射关系就变成了连续映射关系。

（3）群体初始化

群体的初始化一般包括如下内容：

1）确定群体规模数目 m，群体规模数一般在50以上。

2）对优化问题的初始解 $\boldsymbol{x}_0=(x_1x_2\cdots x_n)^{\mathrm{T}}$ 进行编码，产生与初始解对应的个体。

3）通过随机方式产生 n 个 L 位二进制串作为初始群体的一个个体。

4）不断产生初始个体，直到初始群体中个体数目为 m 为止。

（4）群体繁殖

1）选择。从上代群体中选择一定数量的个体，为参与下代群体繁殖的父代个体。选择个体的原则是使适应度大的个体被选择的概率亦大。常用的方法主要有轮盘选种法、RSIS选种法、线性比例模型法等。

轮盘选种法是将所有个体的适应度之和看做一个轮盘，根据适应度的大小，将每个个体与轮盘中某些部分对应起来，然后旋转轮盘上的指针，指针所在处对应的个体就被选中。不断重复上述过程，直到选择到所需要的个体数目为止。

按照下述步骤就可利用计算机来实施轮盘选种法：

①对上代群体中所有个体的适应度进行累加得适应度之和$\sum F$。

②根据各个体的适应度值的大小，将各个体与[0，$\sum F$]上的某区域建立对应关系。

③在[0，$\sum F$]范围内产生一个随机数。

④随机数所在的区域对应的个体被选择。

显然，个体的适应度值越大，在采用轮盘选种法时被选择的概率越大。当然，在实际随机选择时，有时适应度最大的个体也有可能不被选中，因而亦会出现群体退化的现象。

从上一代群体中选择得到的个体作为参与下一代群体繁殖的父代个体。

2）产生后代个体。杂交、突变等基本繁殖算子是依靠随机的方式来选取的。一些学者研究表明，随机概率在0.6～0.8范围时利用杂交算子来产生后代个体，随机概率在0.01～0.02范围时采用突变算子来产生后代个体，对大多数优化问题比较合适。

利用选择的基本繁殖算子产生个体，直到产生的后代个体数目达到群体规模数。

（5）群体收敛判别

群体进化收敛性可通过各代群体平均适应度变化率和最优个体适应度变化率等指标来判别。如果群体

平均适应度变化率和最优个体适应度变化率小于许可精度，则可以认为群体进化处于稳定状态，群体进化基本收敛，可结束群体进化过程，否则继续群体的进化过程。

（6）输出最优解

在群体中选择适应度值最大的个体，然后按式（10.3-35）对最优个体进行转化，就可得到优化问题的最优解和目标函数值。

对于约束优化问题，可先将约束优化问题转化为无约束优化问题，然后利用遗传算法来求解。

1.6 神经网络算法

1.6.1 神经网络优化方法基本思路

大家知道，依据优化问题设计变量的类型，可将优化设计问题分为连续变量优化设计问题、混合离散变量优化设计问题等。因此，神经网络的优化方法包括连续变量、混合离散变量两方面优化问题的神经网络优化方法。

（1）连续变量优化的神经网络优化方法思路

人工神经网络系统是以大规模、非线性、并行的方式来进行信息的处理。该神经网络系统趋向稳态的过程，就是神经网络系统的计算过程。在神经网络系统趋向稳态的过程中，其相应的能量函数单调递减。神经网络系统将沿非平衡轨道趋向平衡稳定状态。如果神经网络系统的平衡点是稳定的，那么这种稳定点同时也是渐近稳定点，并且这种稳定点是该神经网络系统的能量函数的一个局部极小点。因此，神经网络系统趋于稳态的过程，是在时间历程上向系统的能量函数单调减小方向运动的过程，也就是该系统能量函数向最优解逼近的过程。

先考虑无约束的连续变量优化问题。如果无约束连续变量优化问题的目标函数与神经网络系统的能量函数相对应，那么该连续变量优化问题从初始点向最优解逼近的过程，就可通过该神经网络系统从初始状态趋向稳态过程来实现。神经网络系统的初始态对应着无约束连续优化问题的初始解，神经网络系统的稳定态对应着无约束连续变量优化问题的最优解。这就是利用神经网络系统进行连续变量优化问题优化计算的主要思路。

对于有约束连续变量优化问题，我们采用罚函数的方法将有约束的优化问题转化为无约束连续变量优化问题。然后再采用解决无约束连续变量优化问题的神经网络方法来求解。

（2）混合离散变量优化的神经网络优化方法思路

与连续变量优化问题相比，混合离散变量优化问题的设计域有些特殊。可将混合离散变量优化问题看做是某些设计变量设计域为离散点列的连续变量优化设计问题。因而用神经网络解决混合离散变量优化问题时，可等同于在用神经网络解决连续变量优化问题同时考虑一些设计变量特殊的设计域。因此，用神经网络解决混合离散变量优化问题的关键内容在于如何构造合适的能量函数及如何确保 Hopfield 神经网络系统稳定点停留在离散点设计域。构造一个合适的能量函数，可使优化问题求解对应于 Hopfield 神经网络系统稳定点的求解，从而为神经网络解决优化问题奠定基础。Hopfield 神经网络系统能否停留在混合离散优化问题设计变量的离散点域内，关系到能否满足优化问题的离散设计域特殊性要求、是否是离散变量优化问题的可行解。

由于连续 Hopfield 神经网络模型的本身特点，Hopfield 神经网络系统稳定点求解不能完全确保各神经单元最终收敛于优化问题设计变量的离散点域内。因此，为了保证用神经网络求解混合离散变量优化问题的有效性，必须对神经网络的计算过程进行调整。在神经网络的计算过程中，可采取学习策略使得神经单元收敛于优化问题设计变量的离散点域。在学习策略中，将各离散变量的离散点作为样本点输入到某种学习网络中，通过网络反复不断的学习，使在神经网络计算过程中如果神经元不能满足优化离散解的要求时，能进行样本点的记忆。可以采用 Hopfield 神经网络来实现上述功能。

1.6.2 神经网络优化方法的类型

（1）连续变量优化问题的神经网络优化方法

连续变量优化的神经网络优化方法包括如下两个主要步骤：

1）建立优化问题的神经网络模型。根据连续变量优化问题选择合适的神经网络系统，将优化问题以神经网络系统来表达，建立无约束连续变量优化问题目标函数与神经网络系统能量函数一一对应的关系，使得无约束连续变量优化问题的求解过程等效转化为神经网络系统趋向稳定态的过程。建立优化问题的神经网络模型，亦可称为优化问题的神经网络模型化。

2）优化问题神经网络模型的求解。求解连续变量优化问题的神经网络模型，可依据已构造的能量函数来构造合适的神经网络系统，然后选用数值计算方法对该神经网络系统进行稳定态的仿真计算。当然，也可通过相应的数字或模拟电路或人工神经网络芯片来求解。

图 10.3-1 所示是无约束连续变量优化问题的神经网络优化方法的流程图。

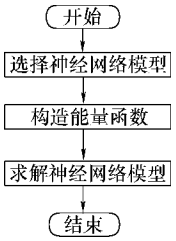


图 10.3-1　无约束连续变量优化问题的神经网络优化方法的流程图

对于有约束连续变量优化问题，可以采用罚函数的方法将有约束的优化问题转化为无约束连续变量优化问题；采用无约束连续变量优化问题的神经网络方法来求解。图 10.3-2 所示是有约束连续变量优化问题的神经网络优化方法的流程图。

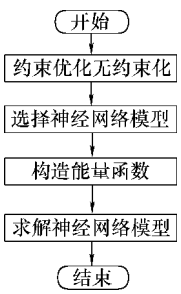


图 10.3-2　有约束连续变量优化问题的神经网络优化方法的流程图

（2）混合离散变量优化问题的神经网络优化方法

混合离散变量优化问题的神经网络优化方法包括如下两个主要步骤：

1）建立优化问题的神经网络模型。根据优化问题的性质将优化目标函数与神经网络的能量函数联系起来。将优化问题的设计变量对应于神经网络的单元状态，通过神经网络系统固有的能量函数的极小化来得到问题的最优解。对于有约束的离散变量优化问题，先将优化问题的约束条件以罚项的型式进行处理，然后再构造能量函数。

2）优化问题神经网络模型的求解。由于工程中的离散变量优化设计问题大多表现为高度非线性的特性，使得混合离散变量优化问题存在更多的局部解。因此，在混合离散变量优化问题求解过程中，跳出局部解区域进入全局最优解区域更显得十分重要。在优化问题的神经网络模型求解过程中，采用了模拟退火算法。模拟退火算法是一种能使优化问题获得全局最优解的方法。模拟退火算法借助固体物质退火处理的思路。如果在系统的状态变量变化后，能量函数有更低的值，那么就接受这种有益的变化；如果在系统的状态变量变化后，能量函数没有更低的值，那么就按预先确定概率方式来选择性地接受这种变化。模拟退火算法实际上给系统的变量引入一些“噪声”，使系统更有可能跳出能量函数的局部最优区域而向全局最优区域搜索。

混合离散变量优化问题的神经网络模型求解一般要先给定初始参数和初始点，然后以初始点为基础进行迭代计算；在迭代的计算过程中，需要考虑设计变量的离散要求。混合离散变量优化问题的神经网络模型求解过程如下：

1）给定初始参数、所有神经元的初始输入值、系统的初始状态温度、模拟退火算法中性能变差可接受的次数等。

2）给定初始迭代点。

3）计算各神经元状态变化率。

4）计算后续时间阶段各神经元状态，并计算出各设计变量的数值；将设计变量处理到所要求的离散设计点列。

5）如果由步骤 4）得到的设计新点使得原优化设计问题对应的能量函数减少（即目标函数值减小），则接受这种变化，并转步骤 7）；否则转步骤 3）。

6）用模拟退火算法判断当前设计新点可接受与否；如可接受，转步骤 7）；否则转步骤 3）。

7）判别搜索过程是否结束。如不结束，则转步骤 6）。

在混合离散优化的神经网络模型求解算法中，如果满足接受系统性能变差状态的次数超过一定值等条件，即可终止计算过程。在迭代过程中所得的最佳点，即为优化问题的最优解。

混合离散优化问题的神经网络求解算法流程如图 10.3-3 所示。

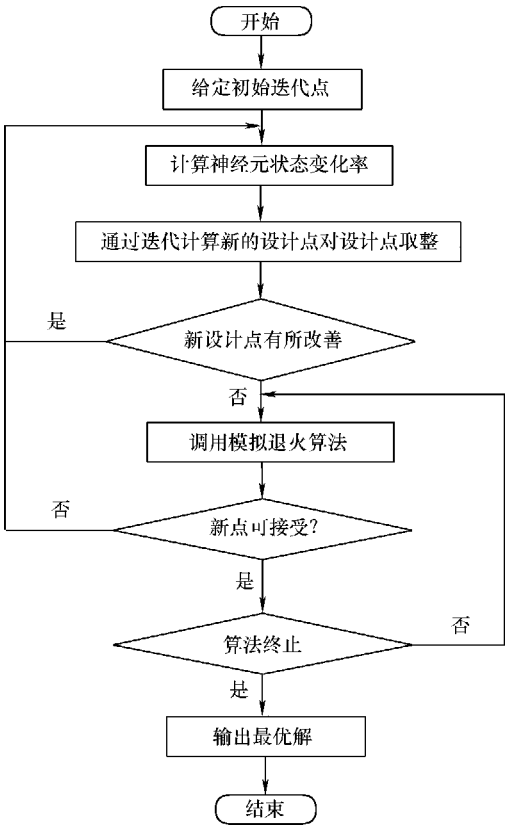


图 10.3-3 混合离散变量优化问题的神经网络求解算法流程图

2 机构优化设计

2.1 机构优化设计概述

机构是具有确定运动的构件系统，用于运动的传递和变换，它是机械产品最基本的运动单元。机构设计是机械设计中最基础的问题。常用的机构包括齿轮传动机构、凸轮机构、平面连杆机构、空间连杆机构等。

在进行机构设计时，同样类型的构件组合起来可以实现多种确定的运动，因此机构设计中存在构件组合优选的问题。同样的构件在采用不同连接方式和型式时，构件也有着不同的运动学和动力学性能，因此机构设计时就存在机构性能优化的问题。从机构性能分析角度，可将机构优化设计问题分为以下两类：

1）满足运动学要求建立目标函数的优化问题。这类优化问题主要解决有关再现给定的函数、轨迹、连杆位置等参量优化设计问题。

2）满足动力学要求建立目标函数的优化问题。这类优化问题主要解决有关机构外力和质量方面的变量优化设计问题。

近几年来，模拟生物遗传进化的遗传算法在机构优化设计方面也得到了应用。遗传算法先后被用来解决平面曲柄摇杆机构再现轨迹的优化设计、多杆压力机的工作机构优化、包装机组合推料机构优化设计、液压缸平衡机构的优化设计、平面连杆变幅机构轨迹综合优化、封闭行星齿轮机构优化、平面四杆机构轨迹优化综合、内燃机主副连杆机构优化设计、飞剪机剪切机构优化设计、引纬机构优化设计、冲压机构优化设计等问题。模糊优化、稳健优化、模糊可靠优化方法也被用来解决机构优化设计问题，例如凸轮机构的模糊优化设计问题、曲柄滑块机构的模糊可靠性优化设计问题和轨迹再现机构的模糊稳健优化设计问题。神经网络和混沌优化方法也在机构优化设计方面得到了应用，例如采用神经网络的装载机连杆机构优化设计、基于人工神经网络和优化技术的连杆机构优化、神经网络的游梁式抽油机四连杆机构的优化设计、齿轮传动机构人工神经网络辅助优化设计、采用混沌优化方法进行的平面四杆机构的函数发生器综合优化和平面连杆机构近似综合的混沌优化等。

2.2 连杆机构优化设计

四连杆机构的优化设计包括四连杆机构优化模型建立和优化模型求解两个主要过程。通过对四连杆机构的分析确定优化方案，确定设计变量，给出目标函数，并将机构设计制约条件，如杆长条件、传动角条件等，写成相应的约束条件，即可建立机构优化设计模型。下面介绍四连杆机构函数再现优化设计模型的建立。

连杆机构函数再现设计主要通过选取输入构件和输出构件相对应若干位置、采用机构图解法或分析法确定机构各参数。图 10.3-4 所示是典型的平面铰链四杆机构，l_1、l_2、l_3 和 l_4 分别表示四个构件的长度，杆 AB 是输入构件。假设图 10.3-4 所示的平面铰链四杆机构再现给定函数为 $\varphi_{0i}=f(\theta_{0i})$，即 $\varphi_{0i}=\varphi_i-\varphi_0$，$\theta_{0i}=\theta_i-\theta_0$，则机构位置取决于 l_1、l_2、l_3、l_4、铰链 A 的位置 $(a_x, a_y)^{\mathrm{T}}$、AD 与机架 x 轴夹角 β 以及输入构件转角 θ 等七个变量。

为简化问题，可令 A 的位置为 $(0, 0)^{\mathrm{T}}$，$\beta=0$，l_4 构件的长度为 1（参考构件），由此可将问题维数降为四维，并不影响构件输入、输出的函数关系。由此可以得到输出构件转角 φ_{0i} 与输入构件转角 θ_{0i} 之间

的函数关系式：

$$\varphi_{0i} = f(l_1, l_2, l_3, \theta_0, \theta_{0i}) \qquad (10.3\text{-}37)$$

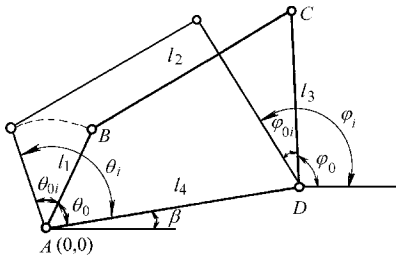


图 10.3-4　平面铰链四杆机构

机构优化设计目标就是使得输出构件转角与给定值在 θ_{0i}，$i=1$、2、…、s 所有位置上的误差最小。因此机构优化设计的目标函数可用下式表示：

$$f(\boldsymbol{x}) = \sum_{i=1}^{s} \omega_i [f(l_1, l_2, l_3, \theta_0, \theta_{0i}) - \bar{f}(\theta_{0i})]^2 \qquad (10.3\text{-}38)$$

当输入构件转角为 θ_{0i} 时，输出构件转角 φ_{0i} 可由式（10.3-39）求得：

$$\varphi_{0i} = \beta_0 + \delta_0 - \beta_i - \delta_i \qquad (10.3\text{-}39)$$

式中　$\beta_0 = \arctan \dfrac{l_1 \sin\theta_0}{1 - l_1 \cos\theta_0}$；

$$\delta_0 = \arccos \frac{l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + 1 - 2l_1\cos\theta_0}{2l_3\sqrt{l_1^2 + 1 - 2l_1\cos\theta_0}}；$$

$$\beta_i = \arctan \frac{l_1 \sin(\theta_0 + \theta_{0i})}{1 - l_1\cos(\theta_0 + \theta_{0i})}；$$

$$\delta_i = \arccos \frac{l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + 1 - 2l_1\cos(\theta_0 + \theta_{0i})}{2l_3\sqrt{l_1^2 + 1 - 2l_1\cos(\theta_0 + \theta_{0i})}}。$$

所以

$$\varphi_{0i} = \arctan \frac{l_1\sin\theta_0}{1 - l_1\cos\theta_0} + \arccos \frac{l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + 1 - 2l_1\cos\theta_0}{2l_3\sqrt{l_1^2 + 1 - 2l_1\cos\theta_0}} - \arctan \frac{l_1\sin(\theta_0 + \theta_{0i})}{1 - l_1\cos(\theta_0 + \theta_{0i})} - \arccos \frac{l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + 1 - 2l_1\cos(\theta_0 + \theta_{0i})}{2l_3\sqrt{l_1^2 + 1 - 2l_1\cos(\theta_0 + \theta_{0i})}},$$

$$i = 1, \cdots, s \qquad (10.3\text{-}40)$$

将式（10.3-40）代入式（10.3-39），并令 $\boldsymbol{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4)^{\mathrm{T}}$ 代表设计变量 l_1、l_2、l_3 及 θ_0，机构优化设计目标函数可写为

$$f(\boldsymbol{x}) = \sum_{i=1}^{s} \omega_i \left[\arctan \frac{x_1\sin x_4}{1 - x_1\cos x_4} + \arccos \frac{x_1^2 - x_2^2 + x_3^2 + 1 - 2x_1\cos x_4}{2x_3\sqrt{x_1^2 + 1 - 2x_1\cos x_4}} - \arctan \frac{x_1\sin(x_4 + \theta_{0i})}{1 - x_1\cos(x_4 + \theta_{0i})} - \arccos \frac{x_1^2 - x_2^2 + x_3^2 + 1 - 2x_1\cos(x_4 + \theta_{0i})}{2x_3\sqrt{x_1^2 + 1 - 2x_1\cos(x_4 + \theta_{0i})}} - f(\theta_{0i}) \right]^2 \qquad (10.3\text{-}41)$$

机构优化设计的约束条件应根据机构设计的实际情况确定。例如曲柄摇杆式四连杆机构必须满足如下关系式：

$$l_1 + l_2 \leqslant l_3 + l_4$$
$$l_1 + l_3 \leqslant l_2 + l_4$$
$$l_1 + l_4 \leqslant l_2 + l_3$$

或

$$\begin{cases} 1 - l_1 - l_2 + l_3 \geqslant 0 \\ 1 - l_1 + l_2 - l_3 \geqslant 0 \\ -1 - l_1 + l_2 + l_3 \geqslant 0 \end{cases} \qquad (10.3\text{-}42)$$

如果机构要求传动灵活可靠，则传动角 γ 应满足

$$[\gamma]_{\min} \leqslant \gamma \leqslant [\gamma]_{\max}$$

或　　$\cos[\gamma]_{\max} \leqslant \cos\gamma \leqslant \cos[\gamma]_{\min}$

其中

$$\cos\gamma_i = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - 1 + 2l_1\cos(\theta_0 + \theta_{0i})}{2l_2l_3}$$

从上式可知，传动角 γ_i 随 $\theta_0 + \theta_{0i}$ 的变化而变化，当 $\cos(\theta_0 + \theta_{0i})$ 为最大值时，γ_i 为最小，$\cos(\theta_0 + \theta_{0i})$ 为最小值时，γ_i 为最大。要满足上式条件，约束方程应为

$$\begin{cases} \cos[\gamma]_{\min} - \dfrac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - 1 + 2l_1[\cos(\theta_0 + \theta_{0i})]_{\max}}{2l_2l_3} \geqslant 0 \\ \dfrac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - 1 + 2l_1[\cos(\theta_0 + \theta_{0i})]_{\min}}{2l_2l_3} - \cos[\gamma]_{\max} \geqslant 0 \end{cases}$$

曲柄摇杆机构有 $[\cos(\theta_0 + \theta_{0i})]_{\max} = 1$，$[\cos(\theta_0 + \theta_{0i})]_{\min} = -1$，因此，约束方程为

$$\begin{cases} \cos[\gamma]_{\min} - \dfrac{l_2^2 + l_3^2 - (1 - l_1)^2}{2l_2l_3} \geqslant 0 \\ \dfrac{l_2^2 + l_3^2 - (1 + l_1)^2}{2l_2l_3} - \cos[\gamma]_{\max} \geqslant 0 \end{cases} \qquad (10.3\text{-}43)$$

当所选定的设计变量为构件长度时，则构件长度必须是正数，即约束方程为

$$\begin{cases} l_1 - \Delta l \geqslant 0 \\ l_2 - \Delta l \geqslant 0 \\ l_3 - \Delta l \geqslant 0 \end{cases}$$

式中 Δl 是为了使构件长度不小于 Δl 而设的。

此外，由于具体结构尺寸的限制，往往对某些构件的长度限定在某一范围内选取，例如连杆 BC 的长度 l_2 最短为 l_4 的 λ' 倍，最长为 l_4 的 λ'' 倍，即

$$\lambda' l_4 \leqslant l_2 \leqslant \lambda'' l_4$$

则约束方程为

$$\begin{cases} l_2 - \lambda' \geqslant 0 \\ \lambda'' - l_2 \geqslant 0 \end{cases} \tag{10.3-44}$$

下面介绍再现函数为 $y = \sin(\pi x)$，$0 \leqslant x \leqslant 1$ 的曲柄摇杆机构的优化设计。

先变换给定函数 $y = \sin(\pi x)$ 为 $\varphi_{0i} = \bar{f}(\theta_{0i})$，并设输入构件初始角为 θ_0，输出构件初始角为 φ_0，选取输入构件的转角为 180°，输出构件的转角为 30°。当输入构件从 θ_0 转到 $\theta_0 + 90°$ 时，输出构件从 φ_0 转到 $\varphi_0 + 30°$，输入构件从 $\theta_0 + 90°$ 转到 $\theta_0 + 180°$ 时，输出构件则从 $\varphi_0 + 30°$ 转回到 φ_0。显然有，$\frac{x}{\theta_{0i}} = \frac{1}{180°}$ 及 $\frac{y}{\varphi_{0i}} = \frac{1}{30°}$，即 $x = \frac{1}{180°}\theta_{0i}$ 及 $y = \frac{1}{30°}\varphi_{0i}$。代入函数式 $y = \sin(\pi x)$，$0 \leqslant x \leqslant 1$ 得

$$\varphi_{0i} = 30° \sin\left(\frac{\pi}{180°}\theta_{0i}\right),\ 0° \leqslant \theta_{0i} \leqslant 180°$$

设将输入构件的转角 180°均分成 20 等份，则 $\theta_{0i} = \frac{180°}{\pi} i = 9° i$，$i = 1, \cdots, 20$。

取权因子 $\omega_i = 1$，再令 $\boldsymbol{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4)^{\mathrm{T}}$ 代表设计变量 l_1，l_2，l_3 及 θ_0，则由式（10.3-41）得曲柄摇杆机构优化目标函数为

$$f(\boldsymbol{x}) = \sum_{i=1}^{s} \left[\arctan \frac{x_1 \sin x_4}{1 - x_1 \cos x_4} + \arccos \frac{x_1^2 - x_2^2 + x_3^2 + 1 - 2x_1 \cos x_4}{2x_3 \sqrt{x_1^2 + 1 - 2x_1 \cos x_4}} - \arctan \frac{x_1 \sin(x_4 + \theta_{0i})}{1 - x_1 \cos(x_4 + \theta_{0i})} - \arccos \frac{x_1^2 - x_2^2 + x_3^2 + 1 - 2x_1 \cos(x_4 + \theta_{0i})}{2x_3 \sqrt{x_1^2 + 1 - 2x_1 \cos(x_4 + \theta_{0i})}} - \frac{\pi}{6} \sin\left(\frac{\pi}{180°}\theta_{0i}\right) \right]^2$$

曲柄摇杆机构优化设计约束条件如下：

由式（10.3-42）得

$$g_1(\boldsymbol{x}) = 1 - x_1 - x_2 + x_3 \geqslant 0$$
$$g_2(\boldsymbol{x}) = 1 - x_1 + x_2 - x_3 \geqslant 0$$
$$g_3(\boldsymbol{x}) = -1 - x_1 + x_2 + x_3 \geqslant 0$$

要求传动角满足 $30° \leqslant \gamma \leqslant 135°$，由式（10.3-43）得

$$g_4(\boldsymbol{x}) = \frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{x_2^2 + x_3^2 - (1 - x_1)^2}{2x_2 x_3} \geqslant 0$$
$$g_5(\boldsymbol{x}) = \frac{x_2^2 + x_3^2 - (1 + x_1)^2}{2x_2 x_3} + \frac{1}{\sqrt{2}} \geqslant 0$$

根据机构结构尺寸，要求各构件长度相对机架的尺寸在给定的范围内，由式（10.3-44）得

$$g_6(\boldsymbol{x}) = x_1 - 0.1 \geqslant 0$$
$$g_7(\boldsymbol{x}) = 0.5 - x_1 \geqslant 0$$
$$g_8(\boldsymbol{x}) = x_2 - 0.1 \geqslant 0$$
$$g_9(\boldsymbol{x}) = 1.4 - x_2 \geqslant 0$$
$$g_{10}(\boldsymbol{x}) = x_3 - 0.1 \geqslant 0$$
$$g_{11}(\boldsymbol{x}) = 0.9 - x_3 \geqslant 0$$

因此曲柄摇杆机构优化设计模型如下：

min.

$$f(\boldsymbol{x}) = \sum_{i=1}^{s} \left[\arctan \frac{x_1 \sin x_4}{1 - x_1 \cos x_4} + \arccos \frac{x_1^2 - x_2^2 + x_3^2 + 1 - 2x_1 \cos x_4}{2x_3 \sqrt{x_1^2 + 1 - 2x_1 \cos x_4}} - \arctan \frac{x_1 \sin(x_4 + \theta_{0i})}{1 - x_1 \cos(x_4 + \theta_{0i})} - \arccos \frac{x_1^2 - x_2^2 + x_3^2 + 1 - 2x_1 \cos(x_4 + \theta_{0i})}{2x_3 \sqrt{x_1^2 + 1 - 2x_1 \cos(x_4 + \theta_{0i})}} - \frac{\pi}{6} \sin\left(\frac{\pi}{180°}\theta_{0i}\right) \right]^2$$

s. t.

$$g_1(\boldsymbol{x}) = 1 - x_1 - x_2 + x_3 \geqslant 0$$
$$g_2(\boldsymbol{x}) = 1 - x_1 + x_2 - x_3 \geqslant 0$$
$$g_3(\boldsymbol{x}) = -1 - x_1 + x_2 + x_3 \geqslant 0$$
$$g_4(\boldsymbol{x}) = \frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{x_2^2 + x_3^2 - (1 - x_1)^2}{2x_2 x_3} \geqslant 0$$
$$g_5(\boldsymbol{x}) = \frac{x_2^2 + x_3^2 - (1 + x_1)^2}{2x_2 x_3} + \frac{1}{\sqrt{2}} \geqslant 0$$
$$g_6(\boldsymbol{x}) = x_1 - 0.1 \geqslant 0$$
$$g_7(\boldsymbol{x}) = 0.5 - x_1 \geqslant 0$$
$$g_8(\boldsymbol{x}) = x_2 - 0.1 \geqslant 0$$
$$g_9(\boldsymbol{x}) = 1.4 - x_2 \geqslant 0$$
$$g_{10}(\boldsymbol{x}) = x_3 - 0.1 \geqslant 0$$
$$g_{11}(\boldsymbol{x}) = 0.9 - x_3 \geqslant 0$$

采用内点罚函数法和POWELL法来求解曲柄摇杆机构优化设计模型。选择初始罚参数 $\gamma_0=0.001$，递减函数 $e=0.01$，初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)}=(l_1,\ l_2,\ l_3,\ \theta_0)^{\mathrm{T}}=(0.3,\ 1,\ 0.6,\ 120°)^{\mathrm{T}}$，取罚函数法收敛精度 $\varepsilon_1=0.01$，POWELL法目标函数值收敛精度 $\varepsilon_2=10^{-4}$，一维搜索精度 $\varepsilon=10^{-3}$，解得最优解为

$$\boldsymbol{x}^*=(0.1000011693,1.011014285,0.1856075558,100.6264418°)^{\mathrm{T}}$$

$$f(\boldsymbol{x}^*)=0.0000716892864$$

2.3　凸轮机构优化设计

凸轮设计中存在着大量的优化问题，国内外学者在凸轮机构方面开展了大量的优化设计工作，例如平面凸轮机构、盘形凸轮机构、圆柱凸轮分度机构、齿轮凸轮组合机构、凸轮连杆组合机构、凸轮从动杆机构、分度凸轮机构、高速凸轮机构动态优化、凸轮从动杆机构动态优化、弹性连杆机构动力优化等问题。本节介绍内燃机凸轮机构的优化设计问题。

凸轮一般采用高次方多项式曲线作为基本工作段气门升程曲线。升程曲线函数如式（10.3-45）所示：

$$h_\varphi=c_0+c_p\theta^p+c_q\theta^q+c_r\theta^r+c_s\theta^s+\cdots \tag{10.3-45}$$

式中　h_φ——气门升程（mm）；

c_0、c_p、c_q、c_r、c_s——待定系数；

p、q、r、s——幂指数；

θ——在上升阶段为$(\varphi_0-\varphi)/\varphi_0$，在下降阶段为$(\varphi-\varphi_0)/\varphi_0$，其中$\varphi_0$为凸轮半包角(°)，$\varphi$为凸轮的转角(°)。

在内燃机凸轮设计中，可通过选取多项式的项数和幂数来确定升程曲线。对于内燃机配气机构的凸轮，选择 $p=2$，$q=2n$，$r=2n+2m$，$s=2n+4m$（n和m为任意正整数，$n=3$，4，5，…；$m=1$，2，3，…）就能满足设计要求。内燃机配气机构设计中，丰满系数是内燃机配气机构的重要性能指标，因此可将丰满系数ξ最大作为内燃机凸轮优化设计目标。有关内燃机凸轮设计的最大正加速度 $a_{\max}\leqslant[a_{\max}]$、最大负加速度 $a_{\min}\geqslant[a_{\min}]$、凸轮轮廓最小曲率半径 $R_{\min}\geqslant[R_{\min}]$（方括号内的均表示允许值）、$1\leqslant n\leqslant 20$和$1\leqslant m\leqslant 20$等可作为约束条件。

内燃机配气机构凸轮优化设计模型如下：

设计变量为

$$\boldsymbol{x}=\begin{pmatrix}x_1\\x_2\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}n\\m\end{pmatrix}$$

目标函数为

$$f(\boldsymbol{x})=-\xi \tag{10.3-46}$$

约束条件为

$$g_1(\boldsymbol{x})=x_1-3\geqslant 0$$

$$g_2(\boldsymbol{x})=20-x_1\geqslant 0$$

$$g_3(\boldsymbol{x})=x_2-1\geqslant 0$$

$$g_4(\boldsymbol{x})=20-x_2\geqslant 0$$

$$g_5(\boldsymbol{x})=[a_{\max}]-a_{\max}\geqslant 0$$

$$g_6(\boldsymbol{x})=a_{\min}-[a_{\min}]\geqslant 0$$

式中

$$\xi=\frac{1}{c_0}\left(c_0+\frac{c_p}{p+1}+\frac{c_q}{q+1}+\frac{c_r}{r+1}+\frac{c_s}{s+1}\right)$$

$$a_{\max}=\left(\frac{\omega}{\varphi_0}\right)^2[2c_p+q(q-1)c_qx_0^{q-2}+r(r-1)c_rx_0^{r-2}+s(s-1)c_sx_0^{s-2}]$$

$$a_{\min}=2c_p\left(\frac{\omega}{\varphi_0}\right)^2$$

$$R_{\min}=R_0+c_0+\frac{a_{\min}}{(\omega/57.29577951)^2}$$

$$c_0=h_{\max}$$

$$c_p=\frac{-c_0qrs+v(qr+rs+sq-q-r-s+1)}{(q-p)(s-q)(p-q)}$$

$$c_q=\frac{-c_0rsp+v(rs+sp+pr-r-s-p+1)}{(r-q)(s-q)(p-q)}$$

$$c_r=\frac{-c_0spq+v(sp+pq+qs-s-p-q+1)}{(s-r)(p-r)(q-r)}$$

$$c_s=\frac{-c_0pqr+v(pq+qr+rp-p-q-r+1)}{(p-s)(q-s)(r-s)}$$

$$x_0=2m\sqrt{\frac{q(q-1)(q-2)c_q}{s(s-1)(s-2)c_s}}$$

$$v=\frac{v_0\varphi_0}{\omega}$$

$h_{\max}$和v_0均为给定值。

以12150L型柴油机配气机构的双圆弧凸轮改进为高次多项式升程凸轮设计为例，原设计双圆弧凸轮的几何参数最小圆弧曲率半径 $R_1=4.5$mm，圆弧曲率半径 $R_2=154.9$mm，基圆半径 $R_0=20$mm，最大升程 $h_{\max}=13$mm，半包角 $\varphi_0=62°$；凸轮的转速 $n=1000\mathrm{r\cdot min^{-1}}$，角速度 $\omega=6000°/\mathrm{s}$，气门落座的最大速度为$0.983\mathrm{m\cdot s^{-1}}$，最大正加速 $a_{\max}=1479\mathrm{m\cdot s^{-2}}$，最大负加速度 $a_{\min}=-312.54\mathrm{m\cdot s^{-2}}$。改进设计时，$R_0$、$h_{\max}$、$\varphi_0$和$\omega$均保持不变；取 $v_0=0.5\mathrm{m\cdot s^{-1}}$；要求 $a_{\max}$和$a_{\min}$都不超出原凸轮的数值，即$[a_{\max}]=1479.34\mathrm{m\cdot s^{-2}}$，$[a_{\min}]=-312.54\mathrm{m\cdot s^{-2}}$，最小轮廓曲率半径不小于原凸轮数值，即$[R_{\min}]=4.5$mm。

将上述参数代入式（10.3-46）描述的优化模型。利用复合形法来求解内燃机配气机构凸轮优化设计模型。设计变量的边界约束为 $3 \leqslant x_1 \leqslant 20$，$1 \leqslant x_2 \leqslant 20$。优化设计得到的最优解为 $x_1^* = n = 8$，$x_2^* = m = 8$。与优化解相关的内燃机配气机构凸轮升程曲线参数为 $p = 2$，$q = 16$，$r = 32$，$s = 48$，$c_p = -15.8080898032$，$c_q = 4.40734242818$，$c_r = -2.040950520$，$c_s = 0.442588032$。内燃机配气机构凸轮丰满系数、最大正加速度、最大负加速度、最小曲率半径与原双圆弧凸轮有关这方面的数值列于表 10.3-2。

表 10.3-2 优 化 结 果

主要性能参数	高次方多项式凸轮	双圆弧凸轮
丰满系数 ξ	0.6105215978	0.6253
最大正加速度 a_{max}/m·s^{-2}	1468.900714	1479.340
最大负加速度 a_{min}/m·s^{-2}	−296.1099322	−312.540
最小曲率半径 R_{min}/mm	6.0	4.5

2.4 机构多目标优化设计

在机构设计时，会经常遇到多个性能指标都要求很高的情况。因此在进行机构的优化设计过程中，应将这些性能指标作为设计的目标，建立包含多个目标函数的综合优化模型。包含多个目标函数的优化模型被称为多目标优化问题。一些学者应用多目标优化方法解决了滑轮组变幅机构多目标设计问题、门座起重机变幅机构的多目标优化问题和液压支架总体参数多目标优化设计问题。

多目标优化问题中目标函数之间关系十分复杂。有时目标函数间常常相互冲突，而且许多目标是互补的，例如机构的性能可靠性和费用是典型的相互冲突、互补的目标函数。在多目标优化问题中，希望找到一组解（x_1，…，x_n），能够使一组目标函数 $f = (f_1, \cdots, f_m)$ 在某一可行域 Ω 里极小或极大。与单目标优化问题不同，要求各种目标函数同时到达极大或极小的解是很可能不存在。目前多目标优化方法包括加权方法、极大极小方法等。所谓加权方法，就是将 n 个目标函数 f_1，…，f_n 按用户定义的加权系数 ω_1，…，ω_n 加权，来获得一个目标函数。这种方法最为简单，也最为通用。极大极小方法就是指极小化 n 个目标函数 f_1，…，f_n 的极大值，将 n 个对应期望的目标值 g_1，…，g_n 转化为极小化加权意义下的最大偏差值。极大极小方法通常需要对期望目标值 g_k 多次选取，对算法多次运行才能获得较满意的最优解。

针对多目标优化问题的复杂性，人们提出了 Pareto 最优解的概念。假设 $\boldsymbol{x}^1$，$\boldsymbol{x}^2 \in \Omega$，$\boldsymbol{x}^1$ 被 $\boldsymbol{x}^2$ 占优是指对部分 i，有 $f_i(\boldsymbol{x}^1) \geqslant f_i(\boldsymbol{x}^2)$，而对其他的 $j \neq i$，$f_i(\boldsymbol{x}^1) > f_i(\boldsymbol{x}^2)$。$\boldsymbol{x}^0$ 被称为 Pareto 最优解，如果在 Ω 中不存在任何 $\boldsymbol{x}$ 占优于 $\boldsymbol{x}^0$。对于多目标优化问题，如果不可能找到绝对最优解，往往希望能找到问题的 Pareto 最优解，Pareto 最优解往往亦称为相对最优解，亦指在不降低其他性能指标的前提下，再也不能提高该性能指标。

目前在机构多目标优化设计方面，人们常采用将加权因子把各目标函数结合成综合目标函数的多目标函数处理方法。多目标优化设计问题目前仍然是优化设计领域有待进一步研究的问题。因此在建立多目标优化模型时，原则上应尽量控制目标函数的数目，使同时求解的优化目标尽可能少些。

本节结合支撑掩护式液压支架总体设计实例介绍机构的多目标优化设计方法。

液压支架机构多目标优化设计模型共含 5 个目标函数、21 个优化设计变量、9 类 71 个约束条件。液压支架机构如图 10.3-5 所示。

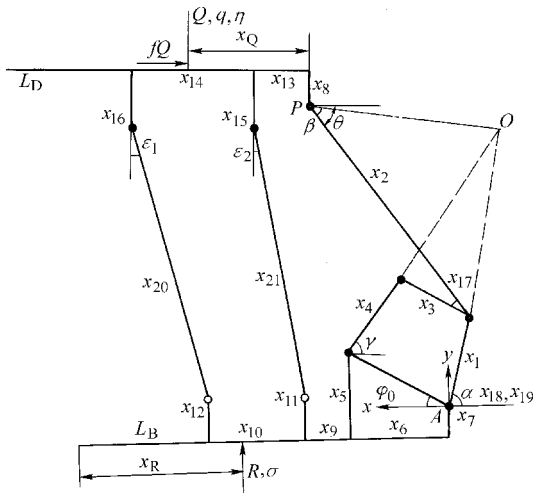


图 10.3-5 液压支架机构示意图

在液压支架机构多目标优化设计模型中，设计变量 $x_1 \sim x_8$ 和 x_{17} 为四连杆机构掩护梁的结构参数；$x_9 \sim x_{12}$ 为底座结构参数；$x_{13} \sim x_{16}$ 为顶梁结构参数；x_{18} 和 x_{19} 为后连杆倾角 α 的下界和上界；x_{20} 和 x_{21} 为前后立柱的工作阻力。设计参数符号的意义如表 10.3-3 所示。

在液压支架机构多目标优化设计模型中，从液压支架质量最轻等 5 个方面建立目标函数。

表 10.3-3　设计参数符号的意义

符　号	意　义
α	后连杆倾角
β	掩护梁倾角
γ	前连杆倾角
θ	运动瞬心 O 压力角
ε_1	前立柱倾角
ε_2	后立柱倾角
P	顶梁和掩护梁铰点（x_p，y_p）
O	运动瞬心（x_0，y_0）
Q，x_Q	顶梁负载与作用位置
R，x_R	底座反力与作用位置
q，η	平均支护强度与支护效率
σ，σ_m	最大比压与底座平均比压
L_D	顶梁和前立柱铰点到前端的距离
L_B	底座和前立柱铰点到前端的距离
N_p	等分后连杆倾角 α 的计算点数

1）液压支架质量最轻设计目标

$$\min f_1 = G(\boldsymbol{x}) \tag{10.3-47}$$

2）梁端点水平偏移量加权平均和最小目标，即

$$\min f_2 = \sum_{i=1}^{Np} \omega_{xi}(x_{pi} - x_p N_p) \tag{10.3-48}$$

式中　ω_{xi}——加权因子。调整这组加权因子可以控制梁端点轨迹的形态，使之趋于更加合理。通过反复试算，可以确定合理的加权因子。

3）支护效率加权平均和最大目标

$$\text{即}\quad \min f_3 = \sum_{i=1}^{Np} \omega_{\eta i}\eta_i \tag{10.3-49}$$

式中　$\omega_{\eta i}$——加权因子。调整这些加权因子可以保证支架工作重要区段的支护效率比较高。

4）底座比压加权平均和最小目标，即

$$\min f_4 = \sum_{i=1}^{Np} \omega_{\sigma i}\sigma_i \tag{10.3-50}$$

式中　$\omega_{\sigma i}$——加权因子。调整这组加权因子可以压抑底座比压的尖峰值，使液压支架工作过程中的底座比压趋于平衡。

5）掩护梁最大水平投影长度最小目标

$$\min f_5 = \max\{x_2\cos\beta_i\} \quad (i = 1,2,3,\cdots,N_p) \tag{10.3-51}$$

$\max\{x_2\cos\beta_i\}$ 是数列 $\{x_2\cos\beta_i\}$（$i=1$，2，3，…，N_p）中的最大值，称为掩护梁最大水平投影长度。它对掩护梁乃至液压支架各构件的载荷都有相当大的影响。

在液压支架机构多目标优化设计模型中，约束条件包含如下9类71个约束：

1）设计变量的边界约束条件为

$$\left.\begin{aligned} g_i(\boldsymbol{x}) &= x_i - B_{ui} \leqslant 0 \quad (i = 1,2,\cdots,21) \\ g_i(\boldsymbol{x}) &= B_{Li} - x_i \leqslant 0 \quad (i = 22,\cdots,42) \end{aligned}\right\} \tag{10.3-52}$$

式中　B_{ui}——设计变量 x_i 的上界；

B_{Li}——设计变量 x_i 的下界。

B_{ui}，B_{Li}的值应根据设计要求和经验取定。

2）顶梁和底座长度的约束条件为

$$\left.\begin{aligned} g_{43}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= (L_D + x_{13} + x_{14}) - L_{DM} \leqslant 0 \\ g_{44}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= L_{DI} - (L_D + x_{13} + x_{14}) \leqslant 0 \\ g_{45}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= (L_B + x_6 + x_8 + x_{10}) - L_{BM} \leqslant 0 \\ g_{46}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= L_{BI} - (L_B + x_6 + x_9 + x_{10}) \leqslant 0 \end{aligned}\right\} \tag{10.3-53}$$

式中　L_{DM}，L_{DI}——顶梁合理长度的极限；

L_{BM}，L_{BI}——底座合理长度的极限。

3）双摇杆机构存在的条件为

$$\left.\begin{aligned} g_{47}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= (x_3 + x_4) - (L_Z + x_1) \leqslant 0 \\ g_{48}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= (x_1 + x_3) - (L_Z + x_4) \leqslant 0 \end{aligned}\right\} \tag{10.3-54}$$

式中　$L_Z = \sqrt{x_6^2 + (x_5 - x_7)^2}$。

4）后连杆倾角的约束条件为

$$\left.\begin{aligned} g_{49}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= \alpha_{\min} - x_{18} \leqslant 0 \\ g_{50}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= x_{19} - \alpha_{\max} \leqslant 0 \end{aligned}\right\} \tag{10.3-55}$$

后连杆倾角的允许范围 x_{18}和 x_{19}主要是由经验确定的，而后连杆倾角的实际范围决定于其他几个设计变量的值

$$\alpha_{\min} = \pi - \varphi_0 - \arccos\left[\frac{L_Z^2 + x_1^2 - (x_3 + x_4)^2}{2L_{Zx1}}\right]$$

$$\alpha_{\max} = \pi - \varphi_0 - \arccos\left[\frac{L_Z^2 + (x_1 + x_3)^2 - x_4^2}{2L_Z(x_1 + x_3)}\right]$$

式中　$\varphi_0 = \arctan\left(\dfrac{x_5 - x_7}{x_6}\right)$。

5）支架最低位置的约束条件为

$$\left.\begin{aligned} g_{50}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= (y_p + x_7 + x_8) - H_{\min} \leqslant 0 \\ g_{51}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= \beta_{\min} - \beta \leqslant 0 \\ g_{52}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= \gamma_{\min} - \gamma \leqslant 0 \\ g_{53}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= |\varepsilon_1| - \varepsilon_{1L} \leqslant 0 \\ g_{54}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= |\varepsilon_2| - \varepsilon_{2L} \leqslant 0 \end{aligned}\right\} \tag{10.3-56}$$

6）支架最高位置的约束条件为

$$\left.\begin{aligned} g_{56}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= H_{\max} - (y_p + x_7 + x_8) \leqslant 0 \\ g_{57}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= \beta - \beta_{\max} \leqslant 0 \\ g_{58}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= \gamma - \gamma_{\max} \leqslant 0 \\ g_{59}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= |\ \varepsilon_1\ | - \varepsilon_{1H} \leqslant 0 \\ g_{60}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= |\ \varepsilon_2\ | - \varepsilon_{2H} \leqslant 0 \end{aligned}\right\} \tag{10.3-57}$$

式中 $H_{\min}$、$H_{\max}$——液压支架设计高度最小、最大值；

$\beta_{\min}$、$\beta_{\max}$——掩护梁倾角允许最小、最大值；

$\gamma_{\min}$、$\gamma_{\max}$——前连杆倾角允许最小、最大值；

ε_{1L}、ε_{2L}——前、后立柱最大倾角限制；

ε_{1H}、ε_{2H}——前、后立柱最小倾角限制。

7）运动参数约束为

$$\left.\begin{aligned} g_{61}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= |\ x_{p\max} - x_{p\min}\ | - \Delta_{\max} \leqslant 0 \\ g_{62}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= |\ \theta\ | \leqslant \theta_m \end{aligned}\right\} \tag{10.3-58}$$

式中 $x_{p\min}$、$x_{p\max}$——坐标 x_p 的极限值；

θ_m——瞬行压力角的允许值；

$\Delta_{\max}$——梁端距的允许偏移量。

8）支护性能参数约束条件为

$$\left.\begin{aligned} g_{63}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= [q] - q_\alpha \leqslant 0 \\ g_{64}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= [\eta] - \eta_\alpha \leqslant 0 \\ g_{65}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= \sigma_\alpha - [\sigma] \leqslant 0 \\ g_{66}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= \sigma_{\max} - \sigma_{\mathrm{b}} \leqslant 0 \end{aligned}\right\} \tag{10.3-59}$$

式中 q_α、η_α、σ_α——在支架高度变化范围内支护强度、支护效率和底座比压的平均值；

$[q]$、$[\eta]$、$[\sigma]$——支护强度、支护效率和底座比压的要求值或允许值；

$\sigma_{\max}$——底座比压的最大值；

σ_{b}——底座的抗压强度。

9）力学参数约束条件为

$$\left.\begin{aligned} g_{67}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= M_1 - R_{10}M_{10} \leqslant 0 \\ g_{68}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= M_2 - R_{20}M_{20} \leqslant 0 \\ g_{69}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= M_3 - R_{30}M_{30} \leqslant 0 \\ g_{70}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= R_{\mathrm{F}} - R_{40}R_{\mathrm{F0}} \leqslant 0 \\ g_{71}(\bar{\boldsymbol{x}}) &= R_{\mathrm{B}} - R_{50}R_{\mathrm{B0}} \leqslant 0 \end{aligned}\right\} \tag{10.3-60}$$

式中 M_1、M_2、M_3——可行设计的顶梁、掩护梁和底座的最大弯矩；

M_{10}、M_{20}、M_{30}——初始可行设计的顶梁、掩护梁和底座的最大弯矩；

R_{F}、R_{B}、R_{F0}、R_{B0}——可行设计的前、后连杆的最大载荷和初始可行设计的前、后连杆的最大载荷；

R_{10}、R_{20}、R_{30}、R_{40}、R_{50}——容许放大系数，均大于1，根据设计意图决定。

上述约束条件中有关运动学参数、支护性能及力学参数的计算，可由运动学和力学分析计算公式求出。

因此液压支架机构多目标优化设计模型如式（10.3-61）所示：

min.

$$\begin{aligned} f_1 &= G(\boldsymbol{x}) \\ f_2 &= \sum_{i=1}^{Np} \omega_{xi}(x_{pi} - x_p N_p) \\ f_3 &= \sum_{i=1}^{Np} \omega_{\eta i}\eta_i \\ f_4 &= \sum_{i=1}^{Np} \omega_{\sigma i}\sigma_i \\ f_5 &= \max |\ x_2 \cos\beta_i\ | \\ \bar{\boldsymbol{x}} &= [x_1, x_2, \cdots, x_{21}] \end{aligned} \tag{10.3-61}$$

s. t. $g_u(\bar{\boldsymbol{x}}) \leqslant 0 \quad (u = 1, 2, \cdots, 71)$

由于液压支架机构多目标优化设计模型包含21个设计变量、71个约束条件和5个目标函数，优化模型十分复杂。另一方面约束条件存在着层次递进关系，例如，如果液压支架结构高度约束不满足，后面的运动学、力学约束就无计算判别的必要。在求解液压支架机构多目标优化设计模型时，采用加权处理策略，构造综合目标函数

$$f(\bar{\boldsymbol{x}}) = \sum_{j=1}^{5} \frac{\omega_{fj} f_j}{f_{j0}} \tag{10.3-62}$$

式中 ω_{fj}，f_{j0}——目标函数 f_j 的加权因子和初始可行设计的对应值。

另外通过检验约束条件和计算综合目标函数可以同步进行，可行性约束条件判别结束时，目标函数值的计算亦完成；预先可以将各类约束条件排出层次优先级，若前面的约束条件不满足，后面的约束条件就不用进行检验，从而加快收敛速度。优化设计有关参数和结果如表10.3-4和表10.3-5所示。

表10.3-4 优化前后设计变量值

设计参数	优化前数值	优化设计值	下界	上界
x_1	1850	1852.22	1600	2000
x_2	2400	2413.16	2000	2600
x_3	450	454.52	300	500
x_4	1850	1846.87	1600	2000
x_5	830	833.81	500	900

（续）

设计参数	优化前数值	优化设计值	下界	上界
x_6	700	697.76	500	800
x_7	280	289.48	0	400
x_8	115	120.05	0	300
x_9	350	354.03	0	400
x_{10}	850	851.42	600	900
x_{11}	360	356.34	0	400
x_{12}	360	368.47	0	400
x_{13}	300	300.66	100	400
x_{14}	1050	1050.93	800	1200
x_{15}	381	381.79	300	500
x_{16}	395	396.24	300	500
x_{17}	0°	0.05°	0°	10°
x_{18}	39°	39.335°	30°	50°
x_{19}	77°	76.817°	60°	90°
x_{20}	2352	2358.46	2000	2500
x_{21}	2352	2358.15	2000	2500

表 10.3-5　优化前后目标函数值

目标函数	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5
优化前数值	9252.2	3021.17	92.49	121.12	2325.26
优化后数值	8740.96	1710.69	91.61	120.13	2335.21

3　机械零件优化设计

3.1　机械零件优化设计概述

机械零件是机械产品或系统的基础，机械产品由若干零件和部件组成。按照零件的应用范围，可将零件分为通用零件和专用零件两类。通用的机械零件包括齿轮、弹簧、轴、滚动轴承、滑动轴承、联轴器、离合器等。

所谓机械零件优化设计是将零件设计问题描述为数学优化模型，采用优化方法求解一组零件设计参数。机械零件设计中包含了许多优化问题，例如零件设计方案的优选问题、零件尺寸参数优化问题、零件设计性能优化问题等。国内机械设计领域技术人员针对齿轮、弹簧、滚动轴承、滑动轴承、联轴器、离合器等零件优化设计问题开展了大量的工作，解决了齿轮传动比优化分配、各种齿轮参数优化、各种齿轮减速器优化设计、各种齿轮传动的可靠性优化、齿轮传动和减速器多目标优化设计、各种弹簧的优化设计、各种滚动轴承和滑动轴承的优化设计、各种联轴器和离合器的优化设计问题。

3.2　齿轮传动优化设计

齿轮传动的优化设计包括优化设计数学模型的建立和模型求解两个方面问题。在齿轮传动优化设计中，有关齿轮的设计变量包含离散型变量和连续型变量，例如齿轮齿数属于整型变量，齿轮模数属于连续型变量。因此，在利用连续型变量优化方法得到优化解后，一般要进行优化结果的处理。对各个设计变量值进行圆整是常用的策略，但是这种处理方法得到的结果不一定是最优解，却是工程上可以应用的令人满意的较好解。

齿轮强度计算是齿轮传动优化设计的重要问题，其强度计算应遵照齿轮强度计算的国家标准（GB/T 3480—1997），以及相关的国家标准（GB/T 1356—2001）（齿廓）、GB/T 1357—2008（模数）等），并结合行业工业的特点，确定齿轮传动优化设计的计算方法。

齿轮传动不仅种类繁多，传动的型式复杂。本节选择最简单和常用的单级直齿圆柱齿轮减速传动为对象，讨论齿轮的优化设计。

假设单级圆柱齿轮减速器的输入功率 $P=280\text{kW}$，输入转速 $n_1=1000\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$，传动比 $u=5$，要求进行质量最轻的优化设计。

首先要建立齿轮传动优化设计的数学模型。当传动齿轮和轴参数确定之后，箱体的尺寸也随即可由经验确定，因此，建立质量最轻的优化设计目标函数，在于确定齿轮减速传动箱的主要设计参数和轴的设计参数，以齿轮和轴的体积最小作为优化目标。假设齿轮主传动轴长度比支承跨距 l 长 28mm，比从动轴长 32mm，辐板孔数为 4，则齿轮和轴的体积及齿轮参数的关系如下：

$$V=\frac{\pi}{4}(d_1^2-d_1'^2)b+\frac{\pi}{4}(d_2^2-d_2'^2)b-\frac{\pi}{4}(D_2'^2-d_{G2}^2)(b-c)-\pi d_0^2c+\frac{\pi}{4}(d_1'^2+d_2'^2)l+7\pi d_1'^2+8\pi d_2'^2 \tag{10.3-63}$$

式（10.3-63）可以写为

$$V=\frac{\pi}{4}(m^2z_1^2b-d_1'^2b+m^2z_1^2u^2b-d_2'^2b)-\frac{\pi}{4}[0.8b(mz_1-10m)^2+2.05bd_2'^2+d_1'^2l+d_2'^2l]-\frac{\pi}{4}[0.05b(mz_1u-10m-1.6d_2')^2+28d_1'^2+32d_2'^2] \tag{10.3-64}$$

式中　m——齿轮模数；

b——齿轮宽度；

l——支承跨度；

z_1——小齿轮齿数；

d_1——小齿轮分度圆直径，$d_1=mz_1$；

d_1'——小齿轮轴孔直径；

d_2——大齿轮分度圆直径，$d_2 = mz_1u$；

d_2'——大齿轮轴孔直径；

d_{G2}——大齿轮轮毂直径，$d_{G2} = 1.6d_2'$；

D_2'——大齿轮轮缘直径，$D_2' = d_2 - 10m$；

d_0——大齿轮辐板孔直径，$d_0 = 0.25(d_2 - d_{G2} - 10m)$；

c——大齿轮辐板厚度，$c = 0.2b$。

由上式可知，体积 V 取决于 b、z_1、m、l、d_1'、d_2'和 u 七个参数，其中传动比 u 给出的设计常量，则其余的六个可选择为优化设计变量

$$X = (x_1, \cdots, x_6)^{\mathrm{T}} = (b, z_1, m, l, d_1', d_2')^{\mathrm{T}} \tag{10.3-65}$$

将有关参数代入式（10.3-64），整理得

$$\begin{aligned} f(X) = {} & 0.78539815(4.75x_1x_2^2x_3^2 + 85x_1x_2x_3^2 - \\ & 85x_1x_3^2 + 0.92x_1x_6^2 - x_1x_5^2 + \\ & 0.8x_1x_2x_3x_6 - 1.6x_1x_3x_6 + x_4x_5^2 + \\ & x_4x_6^2 + 28x_5^2 + 32x_6^2) \end{aligned} \tag{10.3-66}$$

齿轮传动优化设计模型的约束条件，包括强度条件、刚度条件、结构工艺条件、零件尺寸或参数的许用范围等。

（1）齿轮齿数设计要求

所选择的小齿轮齿数 z_1 应大于不发生根切的最小齿数 $z_{\min}$，对于 $h_a^* = 1.0$，$\alpha = 20°$的标准齿轮，$z_{\min} = 17$，因此其约束条件为

$$g_1(X) = 17 - x_2 \leqslant 0 \tag{10.3-67}$$

（2）齿轮齿宽系数要求

齿轮的齿宽系数推荐范围为 $16 \leqslant b/m \leqslant 35$，因此其约束条件为

$$g_2(X) = 16 - x_1/x_3 \leqslant 0 \tag{10.3-68}$$

$$g_3(X) = x_1/x_3 - 35 \leqslant 0 \tag{10.3-69}$$

（3）齿轮模数设计要求

传递动力的齿轮模数一般大于 2.0mm，即

$$g_4(X) = 2 - x_3 \leqslant 0 \tag{10.3-70}$$

（4）齿轮工艺设计要求

大齿轮的直径根据工艺条件的限制不得超过1500mm，则小齿轮的直径不得超过 300mm，即

$$g_5(X) = x_2x_3 - 300 \leqslant 0 \tag{10.3-71}$$

主、从动轴的直径范围按设计经验取：$150\text{mm} \geqslant d_1' \geqslant 100\text{mm}$，$200\text{mm} \geqslant d_2' \geqslant 130\text{mm}$，则

$$g_6(X) = 100 - x_5 \leqslant 0 \tag{10.3-72}$$

$$g_7(X) = x_5 - 150 \leqslant 0 \tag{10.3-73}$$

$$g_8(X) = 130 - x_6 \leqslant 0 \tag{10.3-74}$$

$$g_9(X) = x_6 - 200 \leqslant 0 \tag{10.3-75}$$

（5）轴距离设计要求

轴支承跨距按结构关系 $l \geqslant b + 2\Delta_{\min} + 0.5d_2'$，若取 $\Delta_{\min} = 20\text{mm}$，则有

$$g_{10}(X) = x_1 - x_4 + 0.5x_6 + 40 \leqslant 0 \tag{10.3-76}$$

（6）齿轮强度设计要求

按齿轮的接触强度条件，有

$$\sigma_{\mathrm{H}} \leqslant \sigma_{\mathrm{HP}} \tag{10.3-77}$$

根据通用机械渐开线圆柱齿轮承载能力简化计算方法（GB/T 10063—1988）

$$a \geqslant 483(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_a\sigma_{\mathrm{HP}}^2 u}}$$

式中 $\phi_a = b/a$ 代入上式，并整理得

$$\sigma_{\mathrm{H}} = \frac{\sqrt{483^3}}{a}\sqrt{\frac{(u \pm 1)^3 KT_1}{bu}} \tag{10.3-78}$$

式中 K——载荷系数，取 $K = 1.3$；

T_1——小齿轮输入扭矩，$T_1 = 9549P/n = 2673.7\text{N} \cdot \text{m}$；

σ_{HP}——接触许用应力，按所选材料及热处理条件，取 $\sigma_{\mathrm{HP}} = 872.4\text{MPa}$；

a——齿轮传动中心矩。

将以上各量代入式（10.3-78），并整理得

$$g_{11}(X) = \frac{13714051}{x_2x_3\sqrt{x_1}} - 872.4 \leqslant 0 \tag{10.3-79}$$

按小齿轮的抗弯强度条件，有

$$\sigma_{\mathrm{F1}} = \frac{2KT_1}{bd_1my_1} \leqslant \sigma_{\mathrm{FP}} \tag{10.3-80}$$

式中 y_1——小齿轮的齿形系数，$y_1 = 0.169 + 0.006666z_1 - 0.000854z_1^2$；

σ_{FP}——小齿轮弯曲许用应力，按所选材料及热处理条件，取 $\sigma_{\mathrm{FP}} = 261.7\text{MPa}$。

将各量代入式（10.3-80），整理得

$$g_{12}(X) = \frac{70980}{x_1x_2x_3^2(0.169 + 0.006666x_2 - 0.000854x_2^2)} - 261.7 \leqslant 0 \tag{10.3-81}$$

按大齿轮的抗弯强度条件，有

$$g_{13}(X) = \frac{70980}{x_1x_2x_3^2(0.2824 + 0.00354x_2 - 0.00000158x_2^2)} - 213.3 \leqslant 0 \tag{10.3-82}$$

（7）轴的强度刚度设计要求

按主动轴的刚度条件

$$\frac{Fl^3}{48EI} \leqslant 0.003l \tag{10.3-83}$$

式中 F——齿轮齿面的法向压力，$F = \dfrac{2T_1}{mz_1\cos\alpha}$；

I——截面惯性矩，$I=\dfrac{\pi d_1'^4}{64}$；

代入式（10.3-83），有

$$g_{14}(X)=\frac{0.01233x_4^3}{x_2x_3x_5^4}-0.003x_4\leqslant 0 \tag{10.3-84}$$

按主动轴的抗弯强度条件

$$\sigma_W=\frac{\sqrt{M_{W1}^2+(\psi T_1)^2}}{W_1}\leqslant[\sigma_W] \tag{10.3-85}$$

式中　M_{W1}——轴的弯矩，$M_{W1}=\dfrac{2T_1}{mz_1\cos\alpha}\dfrac{l}{2}$；

ψ——校正系数，对于单项旋转，$\psi=0.58$；

W_1——抗弯截面模数，$W_1=\pi d_1'^3/32$；

$[\sigma_W]$——许用应力，取 $[\sigma_W]=53.9$MPa。

将各量代入，有

$$g_{15}(X)=\frac{10.2}{x_5^3}\sqrt{\left(2.845\frac{x_4}{x_2x_3}\right)^2+2.602}-53.9\leqslant 0 \tag{10.3-86}$$

同理，按从动轴的抗弯强度条件，有

$$g_{16}(X)=\frac{10.2}{x_5^3}\sqrt{\left(2.845\frac{x_4}{x_2x_3}\right)^2+13.01}-53.9\leqslant 0 \tag{10.3-87}$$

因此，齿轮传动优化设计的数学模型为

$$\begin{aligned}f(X)=&\frac{\pi}{4}[x_1x_2^2x_3^2-x_1x_5^2+u^2x_1x_2^2x_3^2-x_1x_6^2-\\&0.8x_1(x_2x_3-10x_3)^2-0.05x_1(ux_2x_3-\\&10x_3-1.6x_6)^2+2.05x_1x_6^2+\\&x_4x_5^2+x_4x_6^2+28x_5^2+32x_6^2]\\&\text{s.t.}\quad g_u(X)\leqslant 0\quad u=1,2,\cdots,16\end{aligned} \tag{10.3-88}$$

采用罚函数法对齿轮传动优化设计数学模型进行求解。取原设计的减速器参数作为初始点，即

$$X^{(0)}=\begin{pmatrix}x_1^{(0)}\\x_2^{(0)}\\x_3^{(0)}\\x_4^{(0)}\\x_5^{(0)}\\x_6^{(0)}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}b^{(0)}\\z_1^{(0)}\\m^{(0)}\\l^{(0)}\\d_1'^{(0)}\\d_2'^{(0)}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}23\\21\\8\\42\\120\\160\end{pmatrix}$$

取初始罚因子为 5596，罚因子降低系数为 0.5，精度值取 10^{-7}，无约束方法采用共轭方向法，一维搜索方法采用二次插值法。经过 38 次迭代后得到优化解

$$X^*=\begin{pmatrix}b^*\\z_1^*\\m^*\\l^*\\d_1'^*\\d_2'^*\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}130.9290\\18.7388\\8.1830\\23.5930\\100.0001\\130.0000\end{pmatrix}$$

齿轮传动优化计算结果还应该进行圆整和修正，使之成为工程上可以应用的设计方案。

3.3　弹簧优化设计

在进行弹簧设计时，一般需要根据最大工作载荷、最大变形等设计要求来进行弹簧丝直径、弹簧中径、弹簧工作圈数、弹簧螺旋升角、弹簧高度等参数的计算。弹簧设计有时需要多次迭代才能得到满足设计要求的一组参数，因此有必要采取优化技术进行弹簧的设计。目前国内已经开展了压缩弹簧、碟形弹簧、波形弹簧、板弹簧、片弹簧等不同类型弹簧的优化设计工作。弹簧零件结构类型和产品种类繁多，本节介绍弹簧中最常用的普通圆柱压缩螺旋弹簧的优化设计。

进行普通圆柱压缩螺旋弹簧设计，是在给定的最大工作载荷和所要求的变形量情况下选择材料、确定出许用切应力，计算弹簧的弹簧丝的直径、弹簧中径、弹簧的有效工作圈数、材料的切变弹性模量、旋绕比、曲度系数等结构参数。在弹簧设计计算过程中应满足强度和变形方面的要求。

在弹簧设计时，为了保证弹簧的正常工作和有足够的寿命，还应对弹簧的疲劳强度、稳定性等方面的指标进行验算。如果弹簧工作在变切应力环境时，可根据弹簧受到的载荷等进行弹簧的疲劳强度验算。根据弹簧自由高度、弹簧的中径、弹簧的刚度、长度折算系数等，可进行弹簧的稳定性验算。

弹簧的优化设计，一般选择弹簧的弹簧丝直径、中径、工作圈数等结构参数作为优化设计变量，用弹簧的承载能力、变形、刚度、抗拉强度等性能参数作为约束条件，弹簧的重量、体积、寿命等指标可作为优化的目标。

假设弹簧的初始设计参数为：安装高度 $H_1=50.8$mm，初始载荷 $F_1=272$N，最大工作载荷 $F_2=680$N，工作行程 $h=10.16$mm，弹簧的工作频率 $f_r=50$Hz；弹簧丝用油淬回火的 50CrVA 钢丝，进行喷丸处理；工作温度为 126℃；要求弹簧中径为 20mm≤D_2≤50mm，弹簧总圈数为 $4\leqslant n_1\leqslant 50$，支承圈数 $n_2=1.75$，旋绕比 $C\geqslant 6$；安全系数为 1.2。要求进行

弹簧重量最轻优化设计。

先建立弹簧的优化设计模型。选择弹簧钢丝直径 d、弹簧中径 D_2 和弹簧总圈数 n_1 为优化设计变量，即

$$\boldsymbol{X}=(x_1,x_2,x_3)^{\mathrm{T}}=(d,D_2,n_1)^{\mathrm{T}} \tag{10.3-89}$$

选择弹簧的重量为优化设计的目标函数。弹簧的重量函数为

$$W=\frac{\pi^2}{4}d^2D_2n_1\rho \tag{10.3-90}$$

式中 ρ——钢丝材料的密度，$\rho=7.8\times10^{-6}\ \mathrm{kg\cdot mm^{-3}}$。

因此弹簧的优化目标函数为

$$f(\boldsymbol{x})=W=\frac{\pi^2}{4}\times7.8\times10^{-6}x_1^2x_2x_3=0.1925\times10^{-4}x_1^2x_2x_3$$

依据对弹簧功能和结构的设计要求，可建立如下弹簧优化设计模型的约束条件：

（1）疲劳强度方面的设计要求

$$g_1(\boldsymbol{x})=\frac{S_{\min}-S}{S}=\frac{1.2}{S}-1\leqslant0 \tag{10.3-91}$$

式中取 $S_{\min}=1.2$。

因 $\tau_a=0.5\sigma_b=740\mathrm{N\cdot mm^{-1}}$，$\tau_0=365.4\mathrm{N\cdot mm^{-1}}$ 得

$$S=\frac{\tau_0}{\left(\frac{2\tau_s-\tau_0}{\tau_s}\right)\tau_a+\left(\frac{\tau_s}{\tau_0}\right)\tau_m}=\frac{365.4}{1.513\tau_a+0.487\tau_m}$$

式中得切应力幅 τ_a 为

$$\tau_a=k\frac{8F_aD_a}{\pi d^3}=\frac{16}{(D_2/d)^{0.14}}\times\frac{8F_aD_2}{\pi d^3}=\frac{830.3x_2^{0.86}}{x_1^{2.86}}$$

平均应力幅 τ_m 为

$$\tau_m=\left(1+\frac{0.615d}{D_2}\right)\frac{8F_mD_2}{\pi d^3}=\frac{1212.12x_2}{x_1^3}+\frac{745.46}{x_1^2}$$

（2）弹簧旋绕比方面的设计要求

$$g_2(\boldsymbol{x})=\frac{C_{\min}-C}{C}=\frac{6x_1}{x_2}-1\leqslant0$$

（3）弹簧中径尺寸方面的设计要求

$$g_3(\boldsymbol{x})=\frac{D_{\min}-D_2}{D_2}=\frac{20}{x_2}-1\leqslant0 \tag{10.3-92}$$

$$g_4(\boldsymbol{x})=\frac{D_2-D_{\max}}{D_{\max}}=\frac{x_2}{50}-1\leqslant0 \tag{10.3-93}$$

（4）弹簧的稳定性方面设计要求

$$g_5(\boldsymbol{x})=\frac{F_2-F_1}{F_c}=\frac{680}{F_c}-1\leqslant0 \tag{10.3-94}$$

式中 F_c（按一端固定、一端铰支考虑，μ 为0.7）为

$$F_c=32.68[(x_3-0.5)x_1+20.304]\times\left\{1-\sqrt{1-13.980\left[\frac{x_2}{(x_3-0.5)x_1+20.304}\right]^2}\right\}$$

（5）弹簧共振性设计条件

$$g_6(\boldsymbol{x})=\frac{13f_r-f}{f}=\frac{650}{f}-1\leqslant0 \tag{10.3-95}$$

式中 f——弹簧自振频率，

$$f=3.56\times10^5\frac{d}{n_1D_2^2}=3.56\times10^5\frac{x_1}{x_3x_2^2}。$$

（6）弹簧其他设计要求

为了保证弹簧在最大载荷作用下不发生并圈现象，要求弹簧在最大载荷 F_2 时得高度 H_2 应大于压并高度 H_b。为了保证弹簧具有足够的刚度，要求弹簧的刚度 K_a 与设计要求的刚度 K 的误差小于1/100。

这方面约束条件为

$$g_7(\boldsymbol{x})=\frac{H_b-H_2}{H_2}=0.246x_1x_3-0.0123x_1-1\leqslant0 \tag{10.3-96}$$

$$h(\boldsymbol{x})=\begin{cases}0 & \text{当}(\theta)\leqslant0\\ (\theta) & \text{当}(\theta)>0\end{cases} \tag{10.3-97}$$

式中 (θ)——误差值，即

$$(\theta)=|k_a-k|-k/100=\left|\frac{Gx_1^4}{8x_2^3(x_3-1.75)}-4.02\right|-0.0402$$

因此以重量为目标的弹簧的优化设计模型为

$$\left.\begin{aligned}&\min.\\ &f(\boldsymbol{x})=W=\frac{\pi^2}{4}\times7.8\times10^{-6}x_1^2x_2x_3\\ &\qquad=0.1925\times10^{-4}x_1^2x_2x_3\\ &\boldsymbol{x}=(x_1,x_2,x_3)^{\mathrm{T}}\\ &\text{s.t.}\\ &g_u(\boldsymbol{x})\leqslant0\quad(u=1,2,\cdots,7)\\ &h(\boldsymbol{x})=\begin{cases}0 & \text{当}(\theta)\leqslant0\\ (\theta) & \text{当}(\theta)>0\end{cases}\end{aligned}\right\} \tag{10.3-98}$$

采用求解约束优化问题直接解法——随机方向搜索法计算弹簧优化设计模型。优化模型的优化参数为，20mm≤x_2≤50mm 和 4≤x_2≤50，初始点 $\boldsymbol{x}^{(0)}$ =

$(6, 40, 6.7873)^{\mathrm{T}}$，初始步长 $\alpha^{(0)}=0.05$。优化计算得到的优化设计解如表 10.3-6 所示。

表 10.3-6　弹簧优化设计解

钢丝直径 /mm	弹簧中径 /mm	总圈数	自由高度 /mm	弹簧重量 /kg
5.8295	37.1729	7.3370	57.5645	0.1784

3.4　液压动压滑动轴承优化设计

轴承是支撑旋转零件的装置，被广泛应用于各种机械设备中。轴承设计中包含了一些优化问题，如滚动轴承额定寿命的优化选型、球面轴承结构参数的优化、液体动压润滑轴承的优化设计、传动轴承结构参数的优化设计、螺旋油楔动压轴承的优化设计、空气静压轴承的优化设计、调心滚子轴承的优化设计等。本节主要讨论液体动压滑动轴承的优化设计问题。

液体动压滑动轴承的参数包括几何形状参数、润滑油的性能参数、载荷特性参数等。为了确保液体动压滑动轴承处于稳定的液体润滑工作状态，轴承在设计时还应考虑满足油膜厚度的限制、温升的限制、润滑油最小粘度、最大压力等方面设计条件。

液体动压滑动轴承的优化设计同样包括优化设计数学模型建立和优化模型求解二方面内容。液体动压滑动轴承的优化设计指标可以是最小的温升、最少润滑油用量、最小摩擦损失等，也可以是这些指标的组合。

假设进行最少润滑油用量和升温最小的轴承优化设计。液体动压滑动轴承的设计参数如下：

轴承所受的载荷分别为：$F=8896\mathrm{N}$、4448N、2224N、1112N，工作转速分别为 $n=1000\mathrm{r}\cdot\mathrm{min}^{-1}$（$16.66\mathrm{r}\cdot\mathrm{s}^{-1}$）、$2000\mathrm{r}\cdot\mathrm{min}^{-1}$（$33.33\mathrm{r}\cdot\mathrm{s}^{-1}$）、$5000\mathrm{r}\cdot\mathrm{min}^{-1}$（$83.33\mathrm{r}\cdot\mathrm{s}^{-1}$）、$10000\mathrm{r}\cdot\mathrm{min}^{-1}$（$166.66\mathrm{r}\cdot\mathrm{s}^{-1}$）、$15000\mathrm{r}\cdot\mathrm{min}^{-1}$（$250\mathrm{r}\cdot\mathrm{s}^{-1}$）、$20000\mathrm{r}\cdot\mathrm{min}^{-1}$（$333.33\mathrm{r}\cdot\mathrm{s}^{-1}$），轴承的直径 $D=50.8\mathrm{mm}$。

轴承的设计条件为

$$[h_{\min}]=1.27\times10^{-3}\mathrm{mm},\ [t_{\max}]=50℃$$

$$[P]=207\mathrm{N}\cdot\mathrm{mm}^{-2}$$

$$0.25\leqslant L/D\leqslant1$$

$$\mu_{\min}=6.895\times10^{-4}\mathrm{Pa}\cdot\mathrm{s}$$

先建立轴承的优化设计模型。选择轴承的径向间隙 C、宽径比 L/D 和润滑油的粘度 μ 为设计变量，即

$$\boldsymbol{x}=\begin{pmatrix}x_1\\x_2\\x_3\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}C\\L/D\\\mu\end{pmatrix}\tag{10.3-99}$$

这样可以将有关轴承油膜厚度、温升限制、润滑油最小粘度、最大压力、轴承宽度、轴承运转稳定性方面的设计基本公式和参数表示为如下函数式：

$$S=\left(\frac{R}{C}\right)^2\frac{\mu n}{P}=\left(\frac{R}{x_1}\right)^2\frac{nx_3}{P}\tag{10.3-100}$$

$$h_{\min}=\varphi_1(\boldsymbol{x})\tag{10.3-101}$$

$$\Delta t=\varphi_2(\boldsymbol{x})\tag{10.3-102}$$

$$\frac{P}{P_{\max}}=\varphi_3(\boldsymbol{x})\tag{10.3-103}$$

$$\frac{Q}{RnDx_1x_2}=\varphi_4(\boldsymbol{x})\tag{10.3-104}$$

$$f\frac{R}{x_1}=\varphi_5(\boldsymbol{x})\tag{10.3-105}$$

$$\frac{MC\omega^2}{F}=\frac{M\omega^2x_1}{F}\leqslant\psi(\sigma)=\pi Sx_2^2\tag{10.3-106}$$

按轴承最少用油量和最小的温升来建立目标函数，并将二项指标按照按 5∶1 加权因子进行加权，由此可得目标函数

$$f(\boldsymbol{x})=5Q+\Delta t=5RnDx_1x_2\varphi_4(\boldsymbol{x})+\varphi_2(\boldsymbol{x})\tag{10.3-107}$$

下面根据轴承结构、性能和润滑油粘度等方面设计要求建立轴承优化设计模型的约束条件。

（1）最小油膜厚度设计要求

为了保证轴承形成液体摩擦润滑，应使轴承的最小油膜厚度大于允许的最小油膜厚度，即

$$h_{\min}\geqslant[h_{\min}]\quad\text{或}\quad\varphi_1(\boldsymbol{x})\geqslant1.27\times10^{-3}\mathrm{mm}\tag{10.3-108}$$

从而得约束条件

$$g_1(\boldsymbol{x})=\frac{1.27\times10^{-3}-\varphi_1(\boldsymbol{x})}{\varphi_1(\boldsymbol{x})}\leqslant0\tag{10.3-109}$$

（2）升温方面设计要求

根据设计要求，应尽量减少轴承升温，在不得已的情况下也不能超过给定的升温。轴承的最高允许温度为 50℃，设进油温度为 35℃，则轴承的允许温升 $[\Delta t]=15℃$。因此，轴承的升温应满足

$$\Delta t\leqslant[\Delta t]\quad\text{或}\quad\varphi_2(\boldsymbol{x})\leqslant15℃\tag{10.3-110}$$

从而可得升温约束条件

$$g_2(\boldsymbol{x})=\frac{\varphi_2(\boldsymbol{x})-15}{15}\leqslant0\tag{10.3-111}$$

（3）轴承比压方面设计要求

为了保证油膜不被破坏，轴承的最大比压应小于允许值，即

$$p_{\max} \leqslant [P] \quad 或 \quad \frac{p}{\varphi_3(\boldsymbol{x})} \leqslant 207\text{MPa} \tag{10.3-112}$$

从而得到比压约束条件

$$g_3(\boldsymbol{x}) = \frac{[p/\varphi_3(\boldsymbol{x})] - 20.7}{20.7} \leqslant 0 \tag{10.3-113}$$

（4）润滑油粘度方面设计要求

根据设计要求，轴承所使用的润滑油粘度应大于允许的最小粘度，即

$$\mu \geqslant [\mu_{\min}] \quad 或 \quad x_3 \geqslant 6.895 \times 10^{-4}\text{Pa} \cdot \text{s} \tag{10.3-114}$$

从而得到如下约束条件：

$$g_4(\boldsymbol{x}) = \frac{6.895 \times 10^{-3} - x_3}{x_3} \leqslant 0 \tag{10.3-115}$$

（5）轴承宽径比方面设计要求

根据设计要求，轴承的宽径比应满足 $0.25 \leqslant L/D \leqslant 1$ 的条件，由此得到约束条件

$$g_5(\boldsymbol{x}) = \frac{0.25 - x_2}{x_2} \leqslant 0 \tag{10.3-116}$$

$$g_6(\boldsymbol{x}) = \frac{x_2 - 1.0}{1.0} \leqslant 0 \tag{10.3-117}$$

（6）轴承运转稳定性方面设计要求

为了保证轴承运转的稳定性，应满足如下条件

$$\frac{M\omega^2 x_1}{F} \leqslant \pi S x_2^2 \tag{10.3-118}$$

或

$$\frac{M\omega^2 x_1}{F} \leqslant \left(\frac{R}{x_1}\right)^2 \frac{n\pi x_2^2 x_3}{p}$$

从而得到运转稳定性的约束条件

$$g_7(\boldsymbol{x}) = \frac{(M\omega^2 x_1/F) - [(R/x_1)^2 n\pi x_2^2 x_3/p]}{(R/x_1)^2 n\pi x_2^2 x_3/p} \leqslant 0 \tag{10.3-119}$$

因此可以建立包含3个设计变量、7个约束条件液体动压滑动轴承的优化设计模型。在液体动压滑动轴承的优化模型中，约束条件 $g_1(\boldsymbol{x}) \sim g_6(\boldsymbol{x})$ 主要是限制变量的变化范围，属于设计变量边界约束条件。

液体动压滑动轴承的优化设计模型如下式所示：

$$\left.\begin{aligned} &\min. \\ &f(\boldsymbol{x}) = 5Q + \Delta t = 5RnDx_1x_2\varphi_4(\boldsymbol{x}) + \varphi_2(\boldsymbol{x}) \\ &\boldsymbol{x} = (x_1, x_2, x_3)^{\mathrm{T}} \\ &\text{s. t.} \quad g_i(\boldsymbol{x}) \leqslant 0 \quad (i = 1, 2, \cdots, 7) \end{aligned}\right\} \tag{10.3-120}$$

分别四种工作载荷和六种工作转速情况进行优化计算，得到了不同工作状况下的设计变量轴承的径向间隙、宽径比和润滑油粘度的优化解。

4 模糊优化设计

4.1 模糊优化设计概述

4.1.1 机械设计中的模糊性影响因素

一般认为，在设计中和人的主观因素有关的不确定性，表现为具有模糊性。机械设计中的模糊性影响因素，见表10.3-7。

表10.3-7 机械设计中的模糊性影响因素

设计数据的模糊性	概念的模糊性	有些概念没有完备的内涵，必须应用模糊集理论予以描述和表达。如：要求设计产品性能好、成本低、寿命长、安全可靠、使用维护方便等概念
	规范标准的模糊性	设计标准、规范等设计法规具有模糊性，一方面通常需要设计者在给出的某个参数的取值区间来取值，设计者的取值过程是模糊的，另一方面许多设计标准、规范的取值区间本身就是模糊的，它的确定包含了大量人的主观因素，其参数本身就是一个模糊变量，如许用应力、摩擦因数、尺寸界限、频率禁区等
数学模型的模糊性		优化设计的数学模型是经过若干假设抽象而取得，不同的假设可能导出差异较大的计算模型，同一优化问题可能存在不同的数学模型，设计变量的选择、目标函数和约束函数的确定都是模糊的
设计决策的模糊性	初始设计决策的模糊性	由于设计的某些概念和数据具有模糊性，使设计者的某些决策具有模糊性，如设计者对总体方案、计算模型、材料、设计参数等的决策
	修改设计决策的模糊性	修改设计中需修改的变量的决策，依赖于性能参数的不满足度，以及变量之间具有模糊关系，因此，修改设计的决策具有模糊性，如提高舒适性、承载能力、宜人性等
	最后设计方案决策的模糊性	将优化设计结果变成工程上可以应用的设计方案，需要设计者的决策，该决策必须在具有模糊性甚至相互矛盾的设计要素中，寻求最佳方案，该决策过程必须综合考虑大量影响因素，如设计、制造、使用、材料、维护、成本等技术性因素，以及政治、经济、文化等因素

4.1.2　隶属函数

确定隶属函数是描述模糊性的关键，隶属函数的确定本质上是客观的，隶属函数应该准确描述影响因素的模糊性，但是，设计的实践表明，隶属函数的选择一般不会对设计产生本质性的影响。确定隶属函数一般方法和原则如下：

1）隶属函数的确定，需要从模糊现象的具体特点出发，根据人们的实践经验，经过整理加以确定，即容许用人为技巧来确定，但应以符合客观实际为标准。

2）在某些场合，隶属函数可以通过模糊统计试验来确定。

3）在某些场合，隶属函数可以通过概率统计的结果来确定，例如可用条件概率作为隶属度。

4）在某些场合，可以用二元对比排序法、多维量表法、示范法、可变模型法、相对选择法、子集比较法、滤波函数法来确定隶属曲线的大致形状，从而确定隶属函数。

5）隶属函数可以用逻辑推理的方法来确定。

6）隶属函数可以通过模糊运算来求得。

7）隶属函数可以通过“学习”来确定和完善。

8）隶属函数可以用专家的经验，通过专家评判给分来确定隶属度。

常见的隶属函数如表10.3-8所示。

表10.3-8　常见的隶属函数

降半矩形分布	$\mu(x)=\begin{cases}1 & (0\leqslant x\leqslant a)\\ 0 & (x\geqslant a)\end{cases}$
降半Γ分布	$\mu(x)=e^{-kx}\quad(k>0)$
降半正态分布	$\mu(x)=e^{-kx^2}\quad(k>0)$
降半梯形分布	$\mu(x)=\begin{cases}1 & (0\leqslant x\leqslant a_1)\\ \dfrac{(a_2-x)}{(a_2-a_1)} & (a_1<x\leqslant a_2)\\ 0 & (a_2<x)\end{cases}$
降半凹凸分布	$\mu(x)=\begin{cases}1-ax^k & \left(0\leqslant x\leqslant\dfrac{1}{k\sqrt{a}}\right)\\ 0 & \left(\dfrac{1}{k\sqrt{a}}<x\right)\end{cases}$
降半哥西分布	$\mu(x)=\dfrac{1}{(1+kx^2)}$
降半岭形分布	$\mu(x)=\begin{cases}1 & (0\leqslant x\leqslant a)\\ \dfrac{1}{2}-\dfrac{1}{2}\sin\left[\dfrac{\pi}{b-a}\left(x-\dfrac{a+b}{2}\right)\right] & (a<x<b)\\ 0 & (b\leqslant x)\end{cases}$
升半矩形分布	$\mu(x)=\begin{cases}1 & (0\leqslant x\leqslant a)\\ 0 & (x>a)\end{cases}$
升半Γ分布	$\mu(x)=\begin{cases}0 & (0\leqslant x\leqslant a)\\ 1-e^{-k(x-a)} & (a<x)(k>0)\end{cases}$
升半正态分布	$\mu(x)=\begin{cases}0 & (0\leqslant x\leqslant a)\\ 1-e^{-k(x-a)^2} & (a<x)(k>0)\end{cases}$
升半梯形分布	$\mu(x)=\begin{cases}1 & (0\leqslant x\leqslant a_1)\\ \dfrac{(x-a_1)}{(a_2-a_1)} & (a_1<x<a_2)\\ 0 & (a_2\leqslant x)\end{cases}$
升半凹凸分布	$\mu(x)=\begin{cases}0 & (0\leqslant x\leqslant a)\\ a(x-a)^k & \left(a<x<a+\dfrac{1}{k\sqrt{a}}\right)\\ 1 & \left(a+\dfrac{1}{k\sqrt{a}}\leqslant x\right)\end{cases}$
升半哥西分布	$\mu(x)=\begin{cases}0 & (0\leqslant x\leqslant a)\\ \dfrac{k(x-a)^2}{1+k(x-a)^2} & (a<x)\end{cases}$
升半岭形分布	$\mu(x)=\begin{cases}0 & (0\leqslant x\leqslant a)\\ \dfrac{1}{2}-\dfrac{1}{2}\sin\left[\dfrac{\pi}{b-a}\left(x-\dfrac{a+b}{2}\right)\right] & (a<x\leqslant b)\\ 1 & (b<x)\end{cases}$

4.1.3　数学模型

（1）目标函数

寻找优化设计方案的目的，就是追求重量最轻，造价、维修费用最小，可靠性最高或其他性能指标最优。由于方案的“优”与“劣”本身就是一个模糊概念，没有明确的界限和标准，特别是多目标优化问题，往往只能得到满意解。因此，一般地说，目标函数是模糊的，记为 $\underset{\sim}{f}(X)$。

（2）约束条件

模糊约束条件可表达为

$$\underset{\sim}{g_j}(X) \subset \underset{\sim}{G_j} \quad j=1,2,\cdots,J \tag{10.3-121}$$

式中，$\underset{\sim}{g_j}(X)$ 代表应力、位移、尺寸、频率等物理量，$\underset{\sim}{G_j}$ 是 $\underset{\sim}{g_j}(X)$ 所允许的范围，式（10.3-121）表示模糊量 $\underset{\sim}{g_j}(X)$ 在模糊的意义下落入模糊允许区间 $\underset{\sim}{G_j}$，这种约束称为“广义模糊约束”。

当 $\underset{\sim}{g_j}(X)$ 为非模糊量时，式（10.3-121）可写成

$$g_j(X) \subset \underset{\sim}{G_j} \quad j=1,2,\cdots,J \tag{10.3-122}$$

上式称为“普通模糊约束”。

（3）设计变量

从理论上说，设计变量大多具有不同程度的模糊性，均应视为模糊变量。

当目标函数、约束条件和设计变量都具有模糊性时，模糊优化设计的数学模型可表述为

$$\begin{aligned} &\text{求} \quad \underset{\sim}{X}=(\underset{\sim}{x_1},\underset{\sim}{x_2},\cdots,\underset{\sim}{x_n})^{\mathrm{T}} \\ &\min \quad \underset{\sim}{f}(\underset{\sim}{X}) \\ &\text{s.t.} \quad \underset{\sim}{g_j}(\underset{\sim}{X}) \subset \underset{\sim}{G_j} \quad j=1,2,\cdots,J \end{aligned} \tag{10.3-123}$$

根据模糊目标函数与模糊约束函数的关系，模糊优化数学模型可分为对称和非对称两种。

在对称模型中，目标和约束的地位和作用是同等的、对称的，并且可以互换位置。在非对称模型中，目标和约束所起的作用是不同等的、非对称的，即要在满足约束的前提下，寻求最优的目标。

4.1.4 模糊优化求解的基本思想

求解模糊优化问题的思想，就是把模糊优化问题转化为非模糊优化问题，再用各种常规优化方法求解。模糊优化问题的各种解法，其核心就是从模糊到非模糊的转化。不同的转化方式便产生了不同的模糊优化解法。

4.2 对称型模糊优化设计

对称模糊优化数学模型

模糊目标集 $\underset{\sim}{f}$

模糊约束集 $\underset{\sim}{C_j}$ $j=1,2,\cdots,J$

求 X^* 使

$$\begin{aligned} \mu_{\underset{\sim}{D}}(X^*) &= \max \mu_{\underset{\sim}{D}}(X) \\ &= \max\left\{\mu_{\underset{\sim}{f}}(X) \wedge \left(\bigwedge_{j=1}^{J} \mu\underset{\sim}{C_j}(X)\right)\right\} \end{aligned}$$

4.2.1 对称模糊优化模型的直接解法

对称条件下的模糊最优判决准则为在最优点处的隶属函数取最大值。根据这个准则，可直接构造如下常规优化问题：

$$\begin{aligned} &\text{求} \quad \lambda, X \\ &\max \quad \lambda \\ &\text{s.t.} \quad \mu_{\underset{\sim}{f}}(X) \geqslant \lambda \\ &\qquad \mu\underset{\sim}{C_j}(X) \geqslant \lambda \quad j=1,2,\cdots,J \end{aligned} \tag{10.3-124}$$

上述问题等价于

$$\begin{aligned} &\text{求} \quad \lambda, X \\ &\min \quad (-\lambda) \\ &\text{s.t.} \quad \lambda-\mu_{\underset{\sim}{f}}(X) \leqslant 0 \\ &\qquad \lambda-\mu\underset{\sim}{C_j}(X) \leqslant 0 \quad j=1,2,\cdots,J \end{aligned} \tag{10.3-125}$$

应用常规不等式约束优化方法即可求得式（10.3-125）的最优解。

4.2.2 对称模糊优化模型的迭代解法

若函数 $\varphi(\lambda)=\max\limits_{X\in C_\lambda}\mu_{\underset{\sim}{f}}(X)$ 在闭区间［0，1］上连续，则存在唯一的 $\lambda^* \in [0,1]$，使

$$\varphi(\lambda^*)=\lambda^*$$

若函数 $\varphi(\lambda)$ 在闭区间［0，1］上连续，$\varphi(\lambda^*)=\lambda^*$，则 $\max \mu_{\underset{\sim}{D}}(X)=\lambda^*$。

根据上述定理，可把模糊优化问题转化为求

$$\lambda^* = \max_{X\in C_\lambda^*}\mu_{\underset{\sim}{f}}(X) = \max\mu_{\underset{\sim}{D}}(X) \tag{10.3-126}$$

的问题。若已求得 λ^*，则在普通约束 C_λ^* 下极大化 $\mu_{\underset{\sim}{f}}(X)$，便可求得模糊优化问题的最优解，得

$$\lambda^* - \max_{X\in C_\lambda^*}\mu_{\underset{\sim}{f}}(X)=0 \tag{10.3-127}$$

式（10.3-127）为迭代解法提供了基本方程。把寻求 λ^* 和最优解 X^* 的过程，归结为使

$$\varepsilon^{(k)} = \lambda^{(k)} - \max_{X\in C_{\lambda(k)}}\mu_{\underset{\sim}{f}}(X) \tag{10.3-128}$$

逐渐趋于零的过程。这样，对称模糊优化问题的迭代求解步骤如下：

1）任给 $\lambda^{(k)} \in [0,1]$ 及收敛精度 ε，令 $k=1$。

2）作 $\underset{\sim}{C}$ 的 $\lambda^{(k)}$ 水平截集

$$C_\lambda^{(k)} = \{X \mid \mu_{\underset{\sim}{C_j}}(X) \geqslant \lambda^{(k)} \quad j=1,2,\cdots,J\}。$$

3）求解常规优化问题

$$\begin{aligned} &\text{求} \quad X=(x_1,x_2,\cdots,x_n)^{\mathrm{T}} \\ &\max \quad \mu_{\underset{\sim}{f}}(X) \end{aligned}$$

s. t.　$\mu_{\underset{\sim}{C}_j}(X) \geqslant \lambda^{(k)}$　$j = 1,2,\cdots,J$

解得 $X^{(k)}$ 和 $\mu_{\underset{\sim}{f}}(X^{(k)})$。

4）计算 $\varepsilon^{(k)} = \lambda^{(k)} - \mu_{\underset{\sim}{f}}(X^{(k)})$，如果 $|\varepsilon^{(k)}| \leqslant \varepsilon$，转 7），否则转 5）。

5）计算 $\lambda^{(k+1)} = \lambda^{(k)} - \alpha^{(k)}\varepsilon^{(k)}$，$0 < \alpha^{(k)} < 1$，且应使 $\lambda^{(k+1)} \in [0, 1]$。

6）令 $k = k + 1$，转 2）。

7）输出最优解　$X^* = X^{(k)}$。

4.2.3　模糊约束下非模糊目标优化的求解

求解目标函数 $f(X)$ 在模糊约束 $\underset{\sim}{C}_j$（$j = 1,2,\cdots,J$）下条件极值的步骤如下：

1）求 $f(X)$ 的模糊极大集 $\underset{\sim}{M}$，将 $\underset{\sim}{M}$ 看成是模糊目标集。

2）求模糊判决 $\underset{\sim}{D}$，即求

$$\underset{\sim}{D} = \underset{\sim}{M} \cap \left(\bigcap_{j=1}^{J} \underset{\sim}{C}_j\right)$$

3）按最大隶属原则求 $X^* \in U$，使得

$$\mu_{\underset{\sim}{D}}(X^*) = \max_{X \in U}\left\{\mu_{\underset{\sim}{M}}(X) \wedge \left[\bigwedge_{j=1}^{J} \mu_{\underset{\sim}{C}_j}(X)\right]\right\}$$

X^* 是所求的条件极大点，$f(X^*)$ 是在模糊约束 $\underset{\sim}{C}_j$（$j = 1,2,\cdots,J$）下的条件极大值。

将 $\underset{\sim}{M}$ 换成 $\underset{\sim}{m}$，即可求得条件极小点和条件极小值。

4.3　非对称型模糊优化设计

4.3.1　模糊约束下函数的条件极值

基本思想是通过 λ 水平截集将模糊子集 $\underset{\sim}{C}$ 分解为若干个普通集合 C_λ，求函数 $f(X)$ 在 C_λ 上的极值，进而求得在 $\underset{\sim}{C}$ 上的模糊条件极值。

对每一个 $\lambda \in [0, 1]$，作 $\underset{\sim}{C}$ 的截集 C_λ，用常规优化方法求出 $f(X)$ 在 C_λ 上的最优解 X_λ，此解可能唯一，也可能不唯一。所有 C_λ 上的最优解组成的集合，称为 λ 优越集，记为

$$M_\lambda = \{X_\lambda \mid f(X_\lambda) = \min_{X \in C_\lambda} f(X), X_\lambda \in C_\lambda\} \tag{10.3-129}$$

对不同的 λ 值，可得到不同的 λ 优越集 M_λ。作这些优越集的并集

$$M = \bigcup_{\lambda \in [0,1]} M_\lambda \tag{10.3-130}$$

模糊优越集的求法是对于一个元素 X，如果 $X \in M$，则它可能属于很多个不同的 M_λ。在它所属的那些 M_λ 所对应的 λ 之中，必有一最大的 λ 值。将这个最大 λ 取作 X 的隶属度，便得到一个新的模糊集合 $\underset{\sim}{C}_f$，其隶属函数为

$$\mu_{\underset{\sim}{C}_f}(X) = \begin{cases} \max\{\lambda \mid X_\lambda \in M\} & X \in M \\ 0 & X \notin M \end{cases} \tag{10.3-131}$$

模糊优越集有如下定理：

$$\underset{\sim}{C}_f = \underset{\sim}{C} \cap M \tag{10.3-132}$$

这个定理把求模糊条件极值的问题转化为求 $M = \bigcup_{0 \leqslant \lambda \leqslant 1} M_\lambda$。当求出 M 后，便可求得 $\underset{\sim}{C}_f$，从而求得模糊最优解 X^*。

4.3.2　非对称型模糊优化的数学模型

具有广义模糊约束的非对称模糊优化设计模型可表述为

$$\begin{aligned} &\text{求} \quad X = (x_1, x_2, \cdots, x_n)^{\mathrm{T}} \\ &\min \quad f(X) \\ &\text{s. t.} \quad g_{\underset{\sim}{j}}(X) \subset \underset{\sim}{G}_j \quad j = 1,2,\cdots,J \end{aligned} \tag{10.3-133}$$

具有普通模糊约束的非对称模糊优化设计模型可表述为

$$\begin{aligned} &\text{求} \quad X = (x_1, x_2, \cdots, x_n)^{\mathrm{T}} \\ &\min \quad f(X) \\ &\text{s. t.} \quad g_j(X) \subset \underset{\sim}{G}_j \quad j = 1,2,\cdots,J \end{aligned} \tag{10.3-134}$$

模糊允许区间 $\underset{\sim}{G}_j$ 的隶属函数 $\mu_{\underset{\sim}{C}_j}(g)$ 一般建议采用以下一些隶属函数，也可以根据物理量 g 的性质选用具有类似变化的其他函数：

（1）斜线型

$$\mu_{\underset{\sim}{C}}(g) = \begin{cases} 1 & g \leqslant g^L \\ 1 - \dfrac{g - g^L}{d} & g^L < g < g^L + d \\ 0 & g \geqslant g^L + d \end{cases} \tag{10.3-135}$$

（2）曲线型

$$\mu_{\underset{\sim}{C}}(g) = \begin{cases} 1 & g \leqslant g^L \\ \dfrac{1}{2} - \dfrac{1}{2}\sin\left(\dfrac{g - g^L}{d} - \dfrac{1}{2}\right)\pi & g^L < g < g^L + d \\ 0 & g \geqslant g^L + d \end{cases} \tag{10.3-136}$$

式中 d——过渡区间长度，即约束限制的容许偏差，简称“容差”。按常规方法进行强度设计时，强度条件为

$$\sigma \leqslant [\sigma]$$

$[\sigma]$ 由设计规范给出，满足上式的 σ 是完全许用的，因此可取

$$\sigma^L = [\sigma],\ \sigma^U = \beta[\sigma] \qquad (10.3\text{-}137)$$

式中 β——扩增系数，$\beta = 1.05 \sim 1.30$，它可根据约束的性质确定，也可采用模糊综合评判确定。

4.3.3 非对称型模糊优化的水平截集解法

对普通模糊约束来说，可采用 g 对模糊允许区间 $\underset{\sim}{G}$ 的隶属度 $\mu_{\underset{\sim}{G}}(g)$ 作为物理量 g 对该模糊约束的“满足度”。记为

$$\beta_j = \mu_{\underset{\sim}{G}_j}(g_j) \qquad (10.3\text{-}138)$$

所有模糊约束就在设计空间围成了一个具有模糊边界的可用域（称为“模糊可用域”），并记为

$$\underset{\sim}{\Omega} = \bigcap_{j=1}^{J} \underset{\sim}{G}_j \qquad (10.3\text{-}139)$$

任一设计点 X 对模糊可用域 $\underset{\sim}{\Omega}$ 的隶属度为

$$\mu_{\underset{\sim}{\Omega}}(X) = \min_{1 \leqslant j \leqslant J} \mu_{\underset{\sim}{G}_j}(g_j(X))$$

在模糊允许区间 $\underset{\sim}{G}$ 中，隶属度 $\mu_{\underset{\sim}{G}}(g) \geqslant \lambda (\lambda \in [0,1])$ 的区间构成实数论域上的一个普通子集，即 λ 水平截集

$$G_\lambda = \{g \mid \mu_{\underset{\sim}{G}}(g) \geqslant \lambda\}$$

从工程的观点来看，其中必然存在一个能使设计方案“既安全可靠，又经济节省”的最优 λ^*。与之相应的水平截集

$$G_{j\lambda^*} = \{g \mid \mu_{\underset{\sim}{G}_j}(g) \geqslant \lambda^*\} \quad j = 1,2,\cdots,J$$

称为最优水平截集。于是，具有普通模糊约束的非对称模糊优化问题，就可转化为如下的最优水平截集上的常规优化模型：

$$\begin{aligned} &\text{求} \quad X = (x_1, x_2, \cdots, x_n)^{\mathrm{T}} \\ &\min \quad f(X) \\ &\text{s.t.} \quad \beta_j = \mu_{\underset{\sim}{G}_j}(g_j) \geqslant \lambda^* \quad j = 1,2,\cdots,J \end{aligned} \qquad (10.3\text{-}140)$$

普通模糊约束的非对称模糊优化问题的解题步骤如下：

1）使约束条件模糊化，建立各个模糊允许区间 $\underset{\sim}{G}_j$ 的隶属函数。

2）寻求最优水平值 λ^*。

3）作模糊约束 $\underset{\sim}{G}_j$ 的最优水平截集 $G_{j\lambda}^*$，将模糊优化问题转化为 $G_{j\lambda}^*$ 的常规优化问题。

4）用常规优化方法求解式（10.3-140），即得模糊优化问题的最优解 X^*。

为了得到更多的、更全面的信息，也可依次取设防水平 λ 为

$$\lambda_1 < \lambda_2 < \cdots < \lambda_S$$

这样可得到 S 个具有不同约束水平的优化方案 X_λ^*，它们组成设计空间的一个优化点序列，这就为我们提供了进一步优选的可能，有利于多层次的优选及多目标问题的求解。

4.4 三级斜齿圆柱齿轮减速器的模糊优化设计

图 10.3-6 所示为 2t H210 电动葫芦起升减速器（同轴式三级减速器）简图。输入功率 $P = 3\text{kW}$，输入转速 $n_1 = 2830\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$，总传动比 $i = 114.18$，齿轮材料均为 20CrMnTi，经渗碳淬火后齿面硬度 59～62HRC，齿轮精度等级 8-7-7，用 HJ-50 机械油润滑。如何设计才能在满足齿面接触疲劳强度、齿根弯曲疲劳强度的可靠度要求以及几何边界约束条件下，使减速器具有最紧凑的结构。

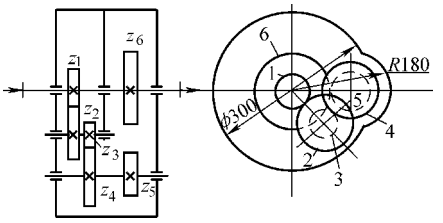


图 10.3-6 H210 电动葫芦起升减速器简图

解 （1）模糊优化模型

1）设计变量。取三级斜齿圆柱齿轮的法向模数 m_{n1}，m_{n2}，m_{n3}，齿数 z_1，z_2，z_3，z_4，z_5，螺旋角 β_1，β_2，β_3，齿宽 b_1，b_2，b_3，端面变位系数 x_{t1}，x_{t2}，x_{t3}，x_{t4}，x_{t5}，x_{t6} 作为设计变量。

为了简化计算，可参考原设计方案并根据齿轮强度条件取以下变位系数：$x_{t1} = 0.20$，$x_{t2} = -0.20$，$x_{t3} = 0.35$，$x_{t4} = -0.35$，$x_{t5} = 0.4$，$x_{t6} = -0.4$，因而设计变量为

$$\begin{aligned} X = &(m_{n1}, m_{n2}, m_{n3}, z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, \beta_1, \beta_2, \beta_3, b_1, \\ &b_2, b_3)^{\mathrm{T}} = \\ &(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12}, x_{13}, \\ &x_{14})^{\mathrm{T}} \end{aligned} \qquad (10.3\text{-}141)$$

2）目标函数。用三级齿轮的分度圆体积之和作为目标函数，即

$$F(X) = b_1\pi[m_{n1}/(2\cos\beta_1)]^2 \times (z_1^2 + z_2^2) + b_2\pi[m_{n2}/(2\cos\beta_2)]^2 \times (z_3^2 + z_4^2) + b_3\pi[m_{n3}/(2\cos\beta_3)]^2 \times (z_5^2 + z_6^2) \quad (10.3\text{-}142)$$

3）模糊约束条件

①边界约束。根据起重机减速器设计规范，对设计变量给予模糊取值范围：

$$\underset{\sim}{x_i} \leqslant x_i \leqslant \underset{\sim}{\overline{x_i}} \quad i=1,\ 2,\ \cdots,\ 14$$

式中，$\underset{\sim}{x_i}$，$\underset{\sim}{\overline{x_i}}$分别表示第 i 个设计变量的下限及上限。

②强度约束。设计要求齿轮接触疲劳强度和弯曲疲劳强度的可靠度均要大于0.99。即

$$R_{Hj} \underset{\sim}{\geqslant} 0.99 \quad j=1,\ 2,\ 3$$

$$R_{Fk} \underset{\sim}{\geqslant} 0.99 \quad k=1,\ 2,\ \cdots,\ 6$$

式中，R_{Hj}（$j=1$，2，3）分别是高速级、中速级和低速级齿轮的接触疲劳强度可靠度；R_{Fk}（$k=1$，2，…，6）分别为齿轮1，2，…，6的弯曲疲劳强度可靠度。

③齿宽系数约束

$$\phi_{d1下} \leqslant \phi_{d1} \leqslant \phi_{d1上}$$

$$\phi_{d2下} \leqslant \phi_{d2} \leqslant \phi_{d2上}$$

4）普通几何约束

①齿轮4与高速轴不发生干涉

$$(d_5 + d_6)/2 - d_4/2 \geqslant \delta_1$$

式中，δ_1 为高速轴半径、齿轮4齿顶高及齿顶与轴径之间的间隙量三者之和，d_4、d_5、d_6 分别是齿轮4、齿轮5齿轮6的分度圆直径。

②减速器外径 $\phi \leqslant 300$mm

$$\frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{d_2}{2} + \delta_2 \leqslant 150$$

式中，δ_2 为齿轮2的齿顶高、齿顶与减速器内壁的间隙以及减速器壁厚三者之和，d_1、d_2 为齿轮1、齿轮2的分度圆直径。

③减速器齿轮4处的凸出部半径 $R \leqslant 180$mm

$$\frac{(d_5 + d_6)}{2} + \frac{d_4}{2} + \delta_3 \leqslant 180$$

式中，δ_3 为齿轮4的齿顶高、齿顶与减速器内壁的间隙以及减速器壁厚三者之和。

至此，根据设计要求和规定条件建立了目标函数和约束函数。在编程计算时应将函数中的各参量转化为以式（10.3-141）中14个设计变量表示的参数型式。

（2）模糊约束的隶属函数

隶属函数的确定应根据模糊约束的性质及设计要求等因素综合判断，为求解方便采用三种线性隶属函数，如图10.3-7所示。可靠度的隶属函数服从图10.3-7a的型式，其含义是可靠度应大于或等于模糊许用可靠度；齿轮应力的隶属函数服从图10.3-7b的型式，其含义是应力不应超出一定的模糊许用范围，最大模糊上限可参考原设计方案给定；其他变量或约束的隶属函数服从图10.3-7c的型式，其含义是变量或约束的取值应满足一定的模糊上下限。

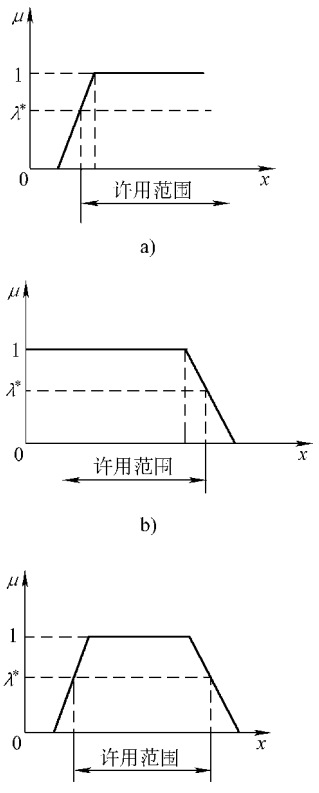


图10.3-7　隶属函数

（3）模糊优化模型的求解

采用最优水平截集法，求解步骤如下：

1）采用二级模糊综合评判确定最优水平值 λ^*。将模糊优化模型转化为最优水平截集上的常规优化模型。λ^* 取值的影响因素、因素等级及隶属度见表10.3-9。

隶属度可以采用模糊统计法或专家打分法加以确定，本节采用专家打分法。

2）确定备择集。本设计的评判对象是截集水平 λ，其取值范围为［0，1］。根据设计条件及要求，

取备择集为

$\lambda = \{0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.65, 0.70, 0.75, 0.80, 0.85, 0.90\}$

3）确定因素权重集及因素等级权重集。为准确反映各因素及因素等级对评判对象 λ 的影响，应赋予各因素及因素等级相应的权重 $\underset{\sim}{W}$ 和 $\underset{\sim}{W_i}$，根据设计条件，确定因素权重集 $\underset{\sim}{W}$ 为

$\underset{\sim}{W} = \{0.25, 0.25, 0.15, 0.10, 0.10, 0.15\}$

可取各因素等级的权重集 $\underset{\sim}{W_i}$。以设计水平 u_1 为例，给出 $\underset{\sim}{W_1}$

$\underset{\sim}{W_1} = \{0.34783, 0.43478, 0.21739, 0, 0\}$

4）进行一级模糊综合评判。一级模糊综合评判即单因素评判，它通过综合一个因素的各个等级对评判对象取值的影响来处理因素的模糊性。根据各因素等级次序对评判对象 λ 的影响，确定各因素的等级评判矩阵 $\underset{\sim}{\boldsymbol{R}_i}$（$i = 1, 2, \cdots, 6$）。其中，$u_1$（设计水平）的等级评判矩阵确定为

$$\underset{\sim}{\boldsymbol{R}_1} = \begin{pmatrix} 1.0 & 0.90 & 0.70 & 0.50 & 0.30 & 0.10 & 0.00 & 0.00 & 0.00 & 0.00 \\ 0.7 & 0.90 & 1.00 & 0.90 & 0.70 & 0.50 & 0.30 & 0.10 & 0.00 & 0.00 \\ 0.3 & 0.50 & 0.70 & 0.90 & 1.00 & 0.90 & 0.70 & 0.50 & 0.30 & 0.10 \\ 0.0 & 0.10 & 0.30 & 0.50 & 0.70 & 0.90 & 1.00 & 0.90 & 0.70 & 0.50 \\ 0.0 & 0.00 & 0.10 & 0.30 & 0.50 & 0.75 & 0.85 & 0.90 & 0.95 & 1.00 \end{pmatrix}$$

表 10.3-9 影响因素、因素等级及隶属度

影响因素		因素等级					隶属度				
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
u_1	设计水平	高	较高	一般	较低	低	0.8	1.0	0.5	0.0	0.0
u_2	制造水平	高	较高	一般	较低	低	0.8	1.0	0.5	0.0	0.0
u_3	材质好坏	好	较好	一般	较差	差	0.75	1.0	0.5	0.0	0.0
u_4	使用条件	好	较好	一般	较差	差	0.0	0.0	0.5	0.8	1.0
u_5	重要程度	不重要	不重要	一般	较重要	重要	0.0	0.0	0.5	0.9	1.0
u_6	维修费用	少	较少	一般	较多	多	0.0	0.0	0.5	0.85	1.0

其含义为当设计水平高时，λ 截集水平取低值，表现为对评判对象 λ 的隶属度由大到小，即设计参数的许用范围可稍大；反之，设计水平低，λ 截集水平取高值。分别对第 i 个因素作一级综合评判，得一级模糊综合评判集 $\underset{\sim}{B_i} = \underset{\sim}{W_i} \cdot R_i$。由 $\underset{\sim}{B_i}$（$i = 1, 2, \cdots$）。

5）进行二级模糊综合评判。综合考虑各因素的影响，由模糊变换得到二级模糊综合评判集

$\underset{\sim}{B} = \underset{\sim}{W} \cdot \underset{\sim}{R} =$

（0.0799，0.19337，0.33，0.53，0.66，0.80，0.876，0.9266，0.85，0.547）

6）确定评定结果。由最大隶属原则，取与二级模糊综合评判集 $\underset{\sim}{B}$ 中最大评判指标 0.9266 相对应的备择集 λ 中的元素 $\lambda^* = 0.80$ 作为评判结果，即最优截集水平为 0.80，从而将模糊优化转化为常规优化问题。

7）常规优化方法的选择及求解。采用复合形法。模数和齿数计算时按连续变量处理，求出优化结果后再圆整（齿数取整，模数符合推荐系列）。经编程运算得到模糊最优解如下：

$X = (1.498, 1.975, 2.478, 13.02, 77.10, 14.34, 58.86, 14.59, 0.14465, 0.14476, 0.14766, 14.95, 23.70, 35.79)^{\mathrm{T}}$

经圆整后得到起升减速器模糊优化设计参数如表 10.3-10 所示。

表 10.3-10 起升减速器模糊优化设计参数

参数	高速级		中速级		低速级	
	主动轮	从动轮	主动轮	从动轮	主动轮	从动轮
齿数 z	13	27	15	59	15	74
法向模数 m_n/mm	1.5		2		2.5	
螺旋角 β/(°)	8.29		8.29		8.46	
齿宽 b/mm	17	15	26	24	39	36
变位系数 x_t	0.2	−0.2	0.35	−0.35	0.4	−0.4
传动比	5.923		3.933		4.933	
总传动比 u	114.92					

目标函数值 $F(X^*) = 1528860.29\text{mm}^3$

（4）优化结果分析

原 2t 电动葫芦起升减速器的主要参数为：输入功率 $P = 3\text{kW}$，输入转速 $n_1 = 1386\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$，总传动比 $i = 60.5$，螺旋角 $\beta = 8.11°$。高速级齿轮 $z_1 = 12$，$z_2 = 59$，法向模数 $m_{n1} = 2\text{mm}$，齿宽 $b_1 = 25\text{mm}$；中速级齿轮 $z_3 = 12$，$z_4 = 44$，$m_{n2} = 3\text{mm}$，$b_2 = 30\text{mm}$；低速级齿轮 $z_5 = 14$，$z_6 = 47$，$m_{n3} = 4\text{mm}$，$b_3 = 52\text{mm}$。减速器体积 $F(X) = 2081793.26\text{mm}^3$。优化方案与原方案相比，体积减小 26.56%，齿宽之和减小 37.74%，减速器外径 ϕ 减小至 278.15mm，齿轮 4 处凸出半径仅为 178.3mm，强度条件的可靠度均能满足要求并有较大的裕度。

从优化结果可以看出，在输出转速和转矩相同的情况下，输入转速即使增大一倍，用模糊优化设计仍能得到更加紧凑的结构，优化结果充分显示了模糊优化设计的效益和价值。

4.5　简支梁的模糊优化设计

图 10.3-8 所示为受干扰力 $P = P_0 \sin\omega t$ 作用的工字钢梁，其截面积 A、惯性矩 I 和抗弯截面系数 W 之间有以下统计规律：

$$A = 0.8I^{0.5}$$

$$W = 0.78I^{0.75}$$

求梁的最轻设计。

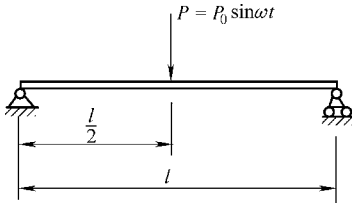


图 10.3-8　简支梁受力图

设两端简支并抽象为单自由度系统，集中质量为 m（不考虑梁截面的改变）。材料的弹性模量 $E = 2 \times 10^5\text{MPa}$，阻尼比 $\xi = 0.015$，梁长 $l = 4\text{m}$，重力 $G = 10000\text{N}$，$P_0 = 2000\text{N}$，$\omega = 30\,\frac{1}{s}$。应力 σ、中点挠度 u、固有频率 f、截面积 A 的允许范围都是实数论域 R 上的模糊子集，其隶属函数（见图 10.3-9）为

$$\underset{\sim}{\mu_{\Sigma}}(\sigma) = \begin{cases} 1 & \sigma \leqslant 180 \\ 1 - \dfrac{\sigma - 180}{40} & 180 < \sigma < 220 \\ 0 & \sigma \geqslant 220 \end{cases}$$

$$\underset{\sim}{\mu_U}(u) = \begin{cases} 1 & u \leqslant 0.02 \\ 1 - \dfrac{u - 0.02}{0.005} & 0.02 < u < 0.025 \\ 0 & u \geqslant 0.025 \end{cases}$$

$$\underset{\sim}{\mu_F}(f) = \begin{cases} 1 & f \leqslant 24 \\ 1 - \dfrac{f - 24}{3} & 24 < f < 27 \\ 0 & 27 \leqslant f \leqslant 33 \\ \dfrac{f - 33}{3} & 33 < f < 36 \\ 1 & f \geqslant 36 \end{cases}$$

$$\underset{\sim}{\mu_A}(A) = \begin{cases} 0 & A \leqslant 1.2 \times 10^{-3} \\ \dfrac{A - 1.2 \times 10^{-3}}{0.0004} & 1.2 \times 10^{-3} < A < 1.6 \times 10^{-3} \\ 1 & A \geqslant 1.6 \times 10^{-3} \end{cases}$$

解　由于两端铰支，梁中点挠度为

$$y = \frac{Pl^3}{48EI}$$

刚度为

$$k = \frac{P}{y} = \frac{48EI}{l^3}$$

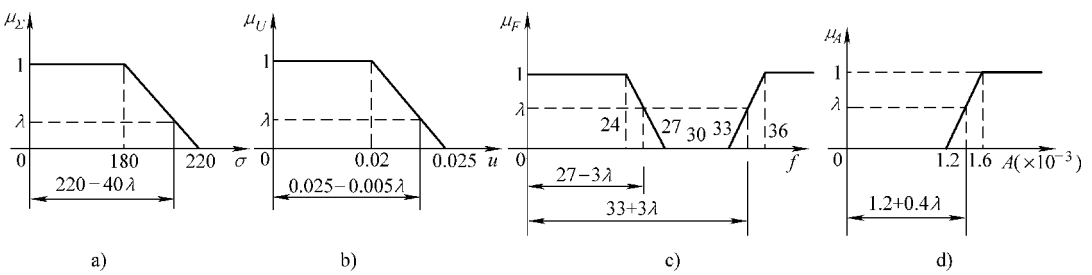


图 10.3-9　相关变量许用范围的隶属函数

将 $E=2\times10^5\text{MPa}$，$l=4\text{m}$，$I=A^2/0.64$ 代入上式得

$$k=2.3438\times10^5A^2$$

固有频率为

$$f=\sqrt{\frac{k}{m}}=15.309A$$

梁中点挠度由两部分组成

$$u=\frac{G}{k}+\frac{P_0}{k}\beta$$

式中，β 为放大系数，其值为

$$\beta=\frac{1}{\sqrt{\left(1-\left(\frac{\omega}{f}\right)^2\right)^2+\left(2\xi\frac{\omega}{f}\right)^2}}$$

则有

$$\begin{aligned}u&=\frac{G}{k}+\frac{P_0}{k}\beta\\&=(42.666+8.533\beta)\times10^{-3}A^{-2}\end{aligned}$$

设中间截面的弯矩为 M_1 和 M_2，M_1 为静力弯矩，M_2 为动力弯矩，则有

$$\sigma=\frac{M_1}{W}+\frac{M_2}{W}$$

由于

$$M_1=\frac{G}{2}\times\frac{l}{2}=\frac{G}{4}l$$

$$M_2=\left(\frac{P_0}{2}\times\frac{l}{2}\right)\beta=\frac{P_0l}{4}\beta$$

$$\sigma=\frac{1}{4W}(G+\beta P_0)=1834.7(5+\beta)A^{-1.5}$$

所以，具有 λ 设防水平的最轻设计为

$$\begin{aligned}&\min\quad A_\lambda\\&\text{s.t.}\quad\sigma_{\max}=1834.7(5+\beta)A_\lambda^{-1.5}\leqslant220-40\lambda\\&\qquad u_{\max}=(42.666+8.533\beta)\times10^{-3}A_\lambda^{-2}\\&\qquad\qquad\leqslant0.025-0.005\lambda\\&\qquad f=15.309A_\lambda\leqslant27-3\lambda\end{aligned}$$

或

$$\begin{aligned}&f=15.309A_\lambda\geqslant33+3\lambda\\&A_\lambda\geqslant1.2\times10^{-3}+4\times10^{-4}\lambda\end{aligned}$$

给出不同的设防水平 λ，可得到一系列最轻解 A_λ^*（见图 10.3-10）。

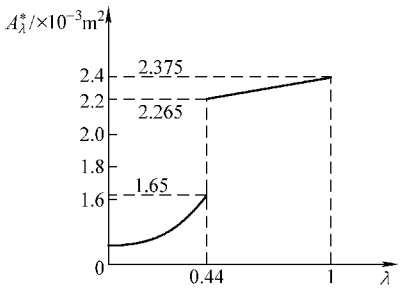


图 10.3-10 最轻解集

由于固有频率要躲过共振区，针对每一个 λ，可能有一个较小的 A_λ^*，此时 $\lambda=0\sim0.44$，尺寸较小，干扰力频率 $\left(\omega=30\frac{1}{s}\right)$超过固有频率，此为柔性方案。另外有一个较大的 A_λ^*，此时 $\lambda=0.44\sim1$，对应于较大尺寸。

按题意求最轻设计，自然应选柔性方案，又要考虑较高设防水平，故取 $\lambda=0.44$，此时 $A_{0.44}^*=1.65\times10^{-3}\text{m}^2$ 为最优方案。如用常规优化方法设计，得不到此最优方案。如 $\lambda=1$，就会得出刚性方案 $A_1^*=2.375\times10^{-3}\text{m}^2$，它比 $A_{0.44}^*=1.65\times10^{-3}\text{m}^2$ 大得多。

5 结构优化设计

5.1 结构优化设计概述

结构优化设计是将优化技术与有限元分析技术结合起来，设计满足给定的各种要求最佳结构尺寸、形状等的设计手段。

在结构优化设计中，适合于优化对象的结构优化算法是关键内容。工程设计中的结构大多为较大规模、大规模甚至超大规模的组合结构问题。不同类型单元之间的组合，使得组合结构的性态响应（如位移、应力、频率等）与设计变量之间的关系十分复杂，许多在单一结构情形下十分有效的结构优化算法无法适用于这些复杂组合结构。另外，在组合结构优化问题中，常常是多种类型的设计变量混合在一起同时进行优化，从而使问题变得极为复杂。因此，适合于复杂组合结构的优化算法是结构优化需要解决的关键问题。

5.2 结构优化设计的准则法

结构优化准则法，可以认为包括利用力学概念的某些力学准则法，如满应力准则法、应变能密度准则法等和基于数学规划理论中的 Kuhn-Tucker 条件的优化准则法。这类方法的迭代次数与设计变量的多少基本无关，尤其适合应用于大规模结构优化问题。相比之下，数学规划法对于大规模问题几乎不实用，因其计算迭代次数太多。应用结构优化准则法的困难在于：①处理不同类型的结构问题需要导出不同的优化准则；②处理不同性质约束的结构优化问题较为困难，并且有时也难以保证收敛性。

在考虑设计变量为结构单元截面尺寸的尺寸优化问题中，常见的结构重量优化问题的一般数学模型为

$$\min.\ W[\boldsymbol{x}]$$

$$\left.\begin{aligned}&\text{s.t. } u_{jl} \leqslant [u_j] \quad j=1,2,\cdots,J;\ l=1,2,\cdots,L\\&\sigma_{kl} \leqslant [\sigma_k] \quad k=1,2,\cdots,K;\ l=1,2,\cdots,L\\&\omega_{pl} \leqslant [\omega_p] \quad p=1,2,\cdots,P;\ l=1,2,\cdots,L\\&\boldsymbol{x}_i^L \leqslant \boldsymbol{x}_i \leqslant \boldsymbol{x}_i^U \quad i=1,2,\cdots,n\end{aligned}\right\} \tag{10.3-143}$$

式中　$\boldsymbol{x}$——包括杆元面积 A，板壳膜元厚度 t，梁元面积 A 或惯性矩 I；

u_{jl}——位移约束中实际位移值；

σ_{kl}——应力约束中实际应力值；

ω_{pl}——频率约束中实际频率值；

l——工况号。

对式（10.3-143）的结构优化问题求解，可采用多种方法，如数学规划法、优化准则法、混合法、遗传算法等。但是对于不同的问题和不同的求解方法，计算效率上的差异是截然不同的，甚至可能有些方法无法获得结果。因此，对不同的问题应采用适合于该问题的方法求解，这样才能获得最佳效果。这就需要建立一个方法有效、范围广泛的结构优化算法库以供使用。本节主要讨论针对式（10.3-143）描述的结构优化问题的满应力法等各种准则法。

5.2.1　满应力法

（1）杆结构满应力准则

满应力法通常用于具有应力和尺寸约束的结构优化问题。以杆结构为例，满应力准则是选择各杆面积 $A=(A_1, A_2, \cdots, A_n)^{\mathrm{T}}$，使各杆应力达到许用应力，即 $\sigma_i = F_i/A_i = [\sigma_i]$，其中 $F_i = \max\limits_l \{F_{il}\}$，$F_{il}$ 为 l 工况下 i 杆的内力。对静定结构，满应力设计等价于结构最轻设计，即相当于最优解。并且，此时满应力解即是数学不动点理论中的不动点。对于非静定结构，满应力解就不一定是最轻设计了，并且由于杆的内力已是设计变量的函数，随设计变量的变化而变化，故需多次迭代求解。这时可采用下述迭代公式：

$$A_i^{(k+1)} = \beta_i^{(k)} A_i^{(k)} \tag{10.3-144}$$

$$\beta_i^{(k)} = \frac{\sigma_i^{(k)}}{[\sigma_i]}$$

式中　k——迭代号；

A_i——i 杆面积；

σ_i——i 杆应力；

$[\sigma_i]$——i 杆许用应力。

事实上式（10.3-144）也可用于静定结构，这时仅需一次迭代即可得到最优解。

（2）板结构满应力准则

在板结构优化问题中，一般使用当量应力（如 von Mises 当量应力）来衡量某一点或某一单元的应力水平。通过有关假设与推导可以得到板结构满应力迭代公式：

$$x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} \left(\frac{\sigma_i}{[\sigma_i]}\right)^{1/2} \tag{10.3-145}$$

式中　x_i——第 i 个板元厚度；

σ_i——第 i 个板元当量应力；

$[\sigma_i]$——第 i 个板元许用应力；

k——迭代号。

需要指出，这里的满应力迭代公式忽略了板结构单元中的膜应力效应，只考虑了纯弯曲效应。与非静定杆结构类似，这里的迭代公式（10.3-145）对非静定板结构只是一种近似迭代公式，但对静定纯弯曲板结构，该迭代公式是精确的。另外，为了改善非纯弯曲情况下的迭代精度，式（10.3-145）中的 σ_i 只考虑了膜应力效应和弯曲应力效应的当量应力。

5.2.2　单位移约束准则法

对于只有一个位移约束的问题，由 Kuhn-Tucker 条件容易得到优化准则为

$$\frac{\partial F}{\partial x_i} + \lambda \frac{\partial u}{\partial x_i} = 0 \tag{10.3-146}$$

式中　F——目标函数；

u——位移值；

λ——拉格朗日乘子。

上式对于杆结构有　$\lambda = \dfrac{W}{[u]}$

式中　W——结构总重量；

$[u]$——允许位移值。

从而可得杆结构迭代公式：

$$x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} \left[\frac{W}{[u]} \times \frac{1}{\rho_i L_i}\left(-\frac{\partial u}{\partial x_i}\right)\right]^{\eta} \tag{10.3-147}$$

式中　x_i——i 杆截面积；

ρ_i——i 杆材料密度；

L_i——i 杆长度；

η——松弛因子。

如果采用划分主、被动单元的方法，则有满足 K-T 条件的主动单元的设计变量

$$x_i = \left(\lambda \frac{S_i^R S_i^v}{E_i \rho_i}\right)^{1/2} \tag{10.3-148}$$

$$\lambda = \left(\frac{\sum\limits_{j=1}^{e_a} \sqrt{S_j^R S_j^v L_j^2 \rho_j}}{[u] - u_0}\right)^2 \tag{10.3-149}$$

$$u_0 = \sum_{j=1}^{e_p} \frac{S_j^R S_j^v L_j}{E_j x_j}$$

式中　S_j^R——j 单元在实际载荷下杆的内力；

S_j^v——j 单元在单位虚载荷下杆的内力；

e_a—— 主动单元个数；

e_p—— 被动单元个数；

E_i——i 单元材料的弹性模量。

对于非静定结构式(10.3-147)为一迭代公式，其中 S_j^R、S_j^v 与杆面积 x_i 有关。

5.2.3 多位移约束准则法

对于多位移约束，假定有 m 个位移约束在最优点处变成临界约束，则有

$$\frac{\partial F}{\partial x_i} + \sum_{j=1}^{m} \lambda_j \frac{\partial u}{\partial x_i} = 0 \qquad (10.3\text{-}150)$$

式中 m—— 临界位移约束个数；

F—— 目标函数。

进而迭代公式为

指数迭代式：

$$x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} \left[\left(\sum_{j=1}^{m} \lambda_j \frac{\partial u}{\partial x_i} \right) \Big/ \frac{\partial F}{\partial x_i} \right]^{1/\gamma} \qquad (10.3\text{-}151)$$

线性迭代式：

$$x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} \left[\alpha + (1-\alpha) \left(\sum_{j=1}^{m} \lambda_j \frac{\partial u}{\partial x_i} \right) \Big/ \frac{\partial F}{\partial x_i} \right] \qquad (10.3\text{-}152)$$

式中 γ、α—— 步长参数；

λ_j—— 拉格朗日乘子，λ_j 由式(10.3-153)计算：

$$\lambda_j^{(k+1)} = \lambda_j^{(k)} \left(\frac{u_j}{[u_j]} \right)^{1/b} \qquad (10.3\text{-}153)$$

式中 b—— 步长参数。

5.3 结构优化设计的齿行法

结构优化的齿行法的主要思想是：根据当前设计点，从所有应力和位移中挑选出一个约束，称之为最严（临界）约束，然后对当前设计点作射线比例变换，使之调整到最严约束面上。而最严约束的选取能够保证经过射线比例调整的点将不违反所有约束条件，即该点为一可行点，随后再通过合理的调整策略修改设计点，使目标函数下降。这样，通过反复迭代可以达到最优点。结构优化齿行法的主要优点在于：在迭代过程中，可以视不同情况，无需进行结构分析步，而仅需利用射线步就可及时地将迭代过程中的设计点拉回到约束空间的边界面上，从而保证了迭代能迅速有效地进行。

5.3.1 结构优化设计齿行法简介

结构优化齿行法包括如下三个主要步骤：

1）选择最严约束。

2）走射线步。

3）走改善步。

上述三步的迭代过程（二个设计变量的优化问题）如图 10.3-11 所示。

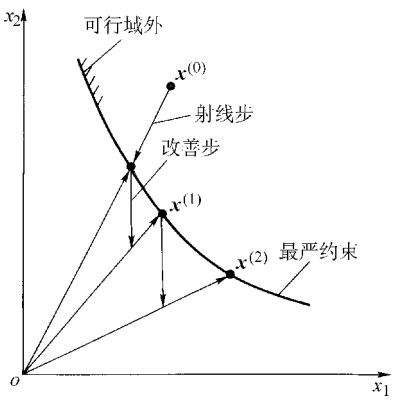


图 10.3-11 两变量齿行线迭代过程

齿行法无需区分主动变量和被动变量。对于复杂大规模问题，要完成这一任务，是十分困难的。这里需要指出的是，在实际问题中，经常会出现最严约束不是一个，而是含有多个约束的最严约束集，这就需要考虑在最严约束集合中如何选取起主要作用的最严约束。根据我们的研究，这里给出三种选取最严约束的策略供具体问题中应用。

1）优先级策略。优先选取应力约束，而位移约束次之。

2）最严位移约束敏度模控制策略。若最严约束集中，约束均为位移约束，则可按各个位移约束的导数中小于零的分量模之和判断，取模大者为最严约束。

3）最严应力约束选取策略 若最严约束集合中有两个以上应力约束时，则选取应力梯度较大的应力约束为最严约束。

此外，齿行法迭代过程中松弛因子 η 的选择对收敛速度及稳定性均有较大的影响。η 取小，收敛速度减慢，但稳定性提高；反之，η 取大，收敛速度增大，但稳定性降低，易出现振荡现象。

5.3.2 杆结构优化的齿行法

对于杆结构，齿行法的迭代公式如下：

1）由当前设计点选取最严约束 $\beta_{\max}$：

$$\begin{aligned} \beta_{\max} &= \max_{i,j,l} (\alpha_{il}, r_{jl}) \\ \alpha_{il} &= \sigma_{ij}^{(k-1)} / [\sigma_i] \\ r_{jl} &= u_{jl}^{(k-1)} / [u_j] \end{aligned} \qquad (10.3\text{-}154)$$

式中 σ_{il}——l 工况下 i 单元的应力；

u_{jl}——l 工况下 j 自由度方向的位移；

$[\sigma_i]$——i 单元的许用应力；

$[u_j]$——j 自由度方向的允许位移；

k——迭代序号。

若最严约束为一集合（两个约束以上），则按前述策略选取最严约束。

2）走射线步，取

$$x_i^{(k)} = \beta_{\max} x_i^{(k-1)} \tag{10.3-155}$$

使新设计点从某一不可行点（或可行点）拉回到最严约束边界面上。

3）走改善步。若最严约束为应力约束，则使用满应力法修改设计变量，使之满足满应力准则。其迭代公式为

$$x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} \left[\frac{\max\limits_i (\sigma_{il})^{(k)}}{[\sigma_i]} \right]^{\eta} \tag{10.3-156}$$

若最严约束为位移约束，则使用满位移准则来修改设计变量。

4）返回步骤 1），反复迭代。若两次射线步之间目标函数值之差小于给定精度，则认为收敛。

5.3.3　梁结构优化的齿行法

在梁结构中，对于平面梁结构，单元刚矩阵与抗弯惯性矩 I 成线性关系。这时采用以 I 为设计变量的齿行法就可以取得较好的效果。这里以矩形截面梁单元为例，给出一种新的齿行法。

假设第 i 梁单元矩形截面的宽度和高度分别为 b_i、h_i，则齿行法步骤如下：

1）选取最严约束：

$$\left.\begin{aligned} \beta &= \max_{i,j} (\gamma_j^{(k)}, \alpha_i^{(k)}) \\ \gamma_j^{(k)} &= \frac{u_j^{(k)}}{[u_j]} \end{aligned}\right\} \tag{10.3-157}$$

而 $\alpha_i^{(k)}$ 则由对各单元求解下列优化子问题得到

$$\left.\begin{aligned} &\min. \quad (b_i h_i) \\ &\text{s. t.} \quad \sigma_{iw}/[\sigma_i] - 1.0 = 0 \\ &\qquad b_i^L \leqslant b_i \leqslant b_i^U \\ &\qquad h_i^L \leqslant h_i \leqslant h_i^U \end{aligned}\right\} \tag{10.3-158}$$

式中　σ_{iw}——i 单元最大当量应力；

b_i^L、b_i^U——i 单元宽度下、上界；

h_i^L、h_i^U——i 单元高度下、上界。

式（10.3-158）优化问题实质上是求单元应力达到许用应力时，使单元重量最小的优化问题，此问题中还可允许包含 b_i 与 h_i 的关系约束。求解式（10.3-158）描述的优化问题可得 b_i'、h_i'，然后计算

$$a_i^{(k)} = b_i'(h_i')^3/(b_i^{(k)}(h_i^{(k)})^3)$$

2）走射线步。对各单元求解下列子优化问题：

$$\left.\begin{aligned} &\min. \quad (b_i h_i) \\ &\text{s. t.} \quad b_i h_i/[b_i^{(k)}(h_i^{(k)})^3] = \beta \\ &\qquad b_i^L \leqslant b_i \leqslant b_i^U \\ &\qquad h_i^L \leqslant h_i \leqslant h_i^U \end{aligned}\right\} \tag{10.3-159}$$

可得 $b_i^{(k+1)}$ 和 $h_i^{(k+1)}$，并计算

$$I_i^{(k+1)} = \frac{b_i^{(k+1)} (h_i^{(k+1)})^3}{12} \tag{10.3-160}$$

此时即自动完成了射线步，并能保证走射线步后，单元重量最轻。

3）走改善步。先求 $I_i^{(k+2)} = \xi_i^{\eta} I_i^{(k+1)}$，若最严约束为位移约束，则取

$$\xi_i = \left[\frac{WI_i^{(k+1)}}{[u_j]\ \rho_i L_i A_i^{(k+1)}} \left(-\frac{\partial u_j}{\partial I_i^{(k+1)}} \right) \right] \tag{10.3-161}$$

式中　W——结构总重量；

$[u_j]$——最严约束的许用位移；

L_i——第 i 梁单元长度；

$A_i^{(k+1)}$——走射线步后单元 i 的截面积；

ρ_i——第 i 梁单元材料密度。

这里的射线步不是靠调整比例因子而是靠求解优化子问题来实现的，$\partial u_j/\partial I_i^{(k+1)}$ 可采用梁结构敏度分析方法进行计算。

若最严约束为应力约束，则取

$$\xi_i = a_i^{(k)}/\beta$$

4）求得 $I_i^{(k+2)}$ 后，计算式（10.3-158）的 $b_i^{(k+2)}$ 及 $h_i^{(k+2)}$，然后转步骤 1）进行迭代直至收敛。

5.3.4　悬臂梁的结构优化设计

本节介绍用梁结构齿行法求解的悬臂梁结构优化问题（见图 10.3-12），悬臂梁结构优化问题的模型如下式所示：

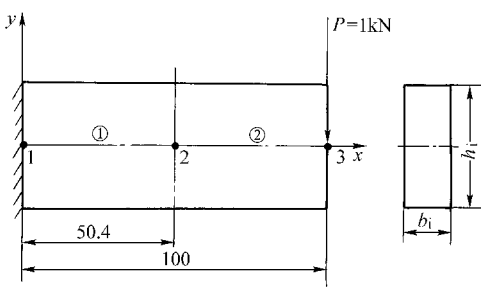


图 10.3-12　悬臂梁结构优化

$$\begin{aligned}
&\min. \quad W = \sum_{i=1}^{2} b_i h_i L_i \\
&\text{s. t.} \quad \sigma_w \leqslant [\sigma] \qquad (10.3\text{-}162) \\
&h_i \leqslant 10 b_i \qquad i = 1,2 \\
&0.1 \leqslant b_i \leqslant 100 \\
&0.1 \leqslant h_i \leqslant 100 \\
&\delta_2 \leqslant 0.5(\text{垂直位移}) \\
&\delta_3 \leqslant 2.0(\text{垂直位移})
\end{aligned}$$

采用梁结构齿行法进行优化。模型分为3个节点，两个单元，$[\sigma] = 20000\text{MPa}$，$E = 10^7\text{MPa}$。本问题中长度单位为m，力的单位为N。经过9次迭代可以得到最优解为 $W_{\min} = 394.17$，$b_1 = 0.7107$，$h_1 = 7.107$，$b_2 = 0.5306$，$h_2 = 5.306$。

6 形状优化设计

6.1 形状优化设计概述

形状优化是机械和结构优化领域的一个重要分支。在机械和结构设计中，存在最佳过渡曲线形状、结构最佳形状等形状设计问题，因此形状优化有着潜在的应用前景。

6.1.1 形状优化的几何建模

所谓形状优化的几何建模，即是采用合适的方法来描述待优化的几何形状的边界，而这一边界在优化过程中是不断变化的。几何建模是形状优化要解决的首要问题，因为几何形状的描述方式直接影响着设计变量的表达、结构有限元分析误差、敏度分析及优化方法等这些形状优化的关键问题。描述边界形状的常用方法有：使用结构离散模型边界节点的坐标作为设计变量，利用这种设计变量的变化来描述边界形状；使用多项式函数来描述边界形状；使用样条函数来描述边界形状以及在微分几何的Frenet标架下来描述边界形状等。通过几何建模，可以使可变形状得到合理的描述，可方便地控制优化边界单元的密度和重划分，同时可减少形状设计变量数目。

6.1.2 形状敏度分析

形状优化的算法大都需要获得结构状态响应对形状设计变量的导数信息，这就需要进行形状敏度分析。它涉及到单元刚度矩阵与设计变量之间的复杂非线性关系，因而其敏度分析及计算相对结构尺寸优化来说要困难得多，并且计算量也要大得多。形状优化敏度分析方法，从原理上可分为差分法、解析法、拟解析法及变分法等。

6.1.3 有限元网格自动重划分

形状优化迭代过程中，由于设计变量的变化，引起边界形状的相应变化，从而不可避免地引起已划分好的有限元网格也发生变化。由于形状设计变量的变化，需要对结构某一区域网格进行细化加密，以保证结构有限元分析具有足够的精度。需要指出的是，形状优化过程中，有限元网格自动重划分不是一个简单的网格细化加密问题，而是涉及到完全的重划分。这是由于如果网格划分的方案基本不变，而只是对已有网格加密是无法解决形状优化过程中边界振荡问题的。有限元网格划分及重划分的方法主要有：设计元法、参数映射法、Delaunay法、四叉树或八叉树法等。

6.1.4 自适应有限元分析

自适应有限元分析就是通过某种方法，使设计变量发生变化和有限元离散模型发生改变后保证有限元分析精度。目前的自适应分析方法主要可分为 p 方法、h 方法、r 方法和 $h-p$ 方法。其中，p 方法和 h 方法更为常用。p 方法是利用提高插值函数阶次的方法来提高有限元分析精度的，而 h 方法则是依靠减小单元尺寸来提高分析精度的，$h-p$ 方法是将 h 方法和 p 方法相结合的方法，r 方法则是对已有网格靠改变节点位置来改善精度的。h 方法可直接利用现有的结构有限元分析程序来实施，即只需在外围提供有限元网格重划分的结果，不需重新开发分析软件，但需重新开发有限元网格重划分软件。由于要求网格重划分具有高度的自动化和良好的分析精度，使得这一问题的解决具有极大的难度，因而也成了研究的热点之一。p 方法（又称 p 单元法）具有高精度和高效率，它对有限元网格重划分的要求甚低，甚至对单元扭曲也不敏感，但是使用时需要重新开发分析软件，这是由于传统的商用有限元软件基本上都不具备 p 方法。p 方法很容易与参数化造型系统结合起来，故该软件目前被认为是集成结构形状优化软件的一个较佳选择软件。

6.1.5 自适应误差估计

在自适应分析中需要进行分析误差估计，从而为单元的细划及重划分或插值阶次的提高提供信息。常用的误差估计方法为能量模误差估计，这种估计是基于有限元离散方程的。此方法需要知道精确的结构应力或位移，但是一般结构的精确值是不可能获得的，只能采用近似方法来近似地确定所谓精确应力或位移。

6.1.6 形状优化算法

通常形状优化算法有可行方向法、罚函数法、序列线性规划法、序列二次规划法、优化准则法等。可行方向法求解形状优化问题是在每次优化搜索过程

中，使用梯度信息寻求一个可行的并且是下降的方向，然后沿该方向作一维搜索，确定合适的搜索步长，获得下一个设计点。这一方法的特点是，每一个新的设计点均是可行设计点，并且优于前一个设计点，因而特别适合于工程优化问题；但是，有时寻找可行且下降的方向是一件相当困难的任务。罚函数法则是通过对原始形状优化问题引入罚项将其转化为一个序列的无约束优化问题，而无约束优化问题相对约束优化问题要容易得多。序列线性规划和序列二次规划法则是分别将原问题转化为一系列线性规划或二次规划问题来求解，而线性规划和二次规划的算法是相当成熟的。形状优化准则法目前主要是通过形状优化达到应力或应变能密度沿边界均匀分布或满足其他力学意义的准则，通常用于减少应力集中的形状优化问题。

6.1.7　集成形状优化软件

开发一个集成的形状优化软件除了需要解决前述的 6 个关键问题外，还要使整个过程完全自动化。这就需要在几何造型和曲面造型的基础上自动完成几何建模、网格全自动划分与重划分、结构分析及其误差估计等。如果采用自适应形状优化的 h 方法来完成这一任务，那么对于几何造型系统与网格全自动划分的耦合是一个主要问题，该问题是一个正在研究的热点。h 方法难度很大，p 方法可以避开这一高难度的问题，因此，p 方法在集成形状优化软件方面显示出了良好的发展前景。

6.2　形状优化敏度分析

形状优化的敏度分析在形状优化问题中占有重要地位。目前大多数形状优化算法都是基于函数的梯度信息的，这靠形状敏度分析来实现。形状敏度分析主要可分为两类不同的方法：第一类使用离散有限元模型，在有限元系统方程的基础上对形状设计变量直接求导；第二类使用连续质力学中的物质导数法（Material Derivative Method），这种方法是一种变分方法，具有一般性且数值计算精度较高。这两大类方法的差别不在于是否进行结构离散化，而在于何时对结构进行离散。第一类离散模型是先离散后求导，第二类连续模型是先求导后离散。因此连续模型的物质导数法，结构分析时可以采用有限元法、边界元法等数值方法。本节介绍第一类方法，有关第二类方法请参见其他文献。

离散模型形状敏度分析又可分为差分法、解析法和拟解析法等。差分法简单，程序易于实现，但计算量太大，一般不予采用；解析法精度高，但程序实现较困难；拟解析法则将某些导数采用差分法计算而另一些导数则采用解析法计算。本节介绍常用的位移和应力敏度计算方法。

6.2.1　位移敏度计算

对形状优化问题，由有限元系统平衡方法得到

$$KU = F \tag{10.3-163}$$

对上式计算敏度有

$$K\frac{\partial U}{\partial x_m} + \frac{\partial K}{\partial x_m}U = \frac{\partial F}{\partial x_m} \tag{10.3-164}$$

如果形状改变的边界处没有外部载荷，则 $\partial F/\partial x_m = 0$，此时有

$$K\frac{\partial U}{\partial x_m} = -\frac{\partial K}{\partial x_m}U = R \tag{10.3-165}$$

只要已知 $\partial F/\partial x_m$，则可将 $-\partial K/\partial x_m U$ 作为拟载荷 R 加在结构上，从而可直接利用有限元分析程序求得位移对形状设计变量 x_m 的导数。实际问题中，当位移约束只在少数几个节点上存在时，可以利用单位虚载荷法来求解，这样效率更高。现在主要问题在于如何求得精确的 $\partial F/\partial x_m$，这对三维形状优化问题并非易事，要花费大量的数值计算时间。下面给出采用拟载荷法进行形状敏度分析的方法及步骤。

以三维等参元为例，单元刚阵为

$$\boldsymbol{K}^e = \int_\Omega \boldsymbol{B}^T\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\mathrm{d}\Omega = \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\boldsymbol{B}^T\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\,|\boldsymbol{J}|\,\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta\mathrm{d}\zeta \tag{10.3-166}$$

式中　$\boldsymbol{B}$——单元应变矩阵；

$\boldsymbol{D}$——弹性矩阵；

$|\boldsymbol{J}|$——雅可比变换矩阵。

$\boldsymbol{D}$ 与单元形状无关，$\boldsymbol{B}$ 和 $|\boldsymbol{J}|$ 则与单元形状有关，故将单元刚阵对形状变量 x_m 求导可得

$$\frac{\partial \boldsymbol{K}^e}{\partial x_m} = \int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\int_{-1}^{1}\left(\frac{\partial \boldsymbol{B}^T}{\partial x_m}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\,|\boldsymbol{J}| + \boldsymbol{B}^T\boldsymbol{D}\frac{\partial \boldsymbol{B}}{\partial x_m}|\boldsymbol{J}| + \boldsymbol{B}^T\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\frac{\partial|\boldsymbol{J}|}{\partial x_m}\right)\mathrm{d}\xi\mathrm{d}\eta\mathrm{d}\zeta \tag{10.3-167}$$

上式计算中一般情况下得不到解析解，需使用数值积分方法：

$$\frac{\partial \boldsymbol{K}^e}{\partial x_m} = \sum_{j=1}^{N_G}\sum_{k=1}^{N_G}\sum_{l=1}^{N_G} w_j w_k w_l\left(\frac{\partial \boldsymbol{B}^T}{\partial x_m}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\,|\boldsymbol{J}| + \boldsymbol{B}^T\boldsymbol{D}\frac{\partial \boldsymbol{B}}{\partial x_m}|\boldsymbol{J}| + \boldsymbol{B}^T\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\frac{\partial|\boldsymbol{J}|}{\partial x_m}\right) \tag{10.3-168}$$

式中　w_j，w_k，w_l——高斯积分权因子；

N_G——高斯积分阶次。

$$\boldsymbol{B} = (\boldsymbol{B}_1, \boldsymbol{B}_2, \boldsymbol{L}, \boldsymbol{B}_i, \boldsymbol{L}, \boldsymbol{B}_N)$$

$$\boldsymbol{B}_i = \begin{pmatrix} N_{i,x} & 0 & 0 \\ 0 & N_{i,y} & 0 \\ 0 & 0 & N_{i,z} \\ N_{i,y} & N_{i,x} & 0 \\ 0 & N_{i,z} & N_{i,y} \\ N_{i,z} & 0 & N_{i,x} \end{pmatrix}$$

式中 $N_{i,x}$，$N_{i,y}$，$N_{i,z}$——形函数 N_i 对 x，y，z 的导数。

$$\begin{pmatrix} N_{i,x} \\ N_{i,y} \\ N_{i,z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_\xi & y_\xi & z_\xi \\ x_\eta & y_\eta & z_\eta \\ x_\zeta & y_\zeta & z_\zeta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} N_{i,\xi} \\ N_{i,\eta} \\ N_{i,\zeta} \end{pmatrix} = (\boldsymbol{J}^{-1}) \begin{pmatrix} N_{i,\xi} \\ N_{i,\eta} \\ N_{i,\zeta} \end{pmatrix}$$

偏导数 x_ξ，y_ξ，z_ξ 为整体坐标方向 ξ 的导数。

$$x_\xi = \frac{\partial x}{\partial \xi} = \sum_{i=1}^{n} N_{i,\xi} x_i$$

类似地有其他偏导数的计算式。式（10.3-168）中：

$$\frac{\partial \boldsymbol{B}}{\partial x_m} = \begin{pmatrix} \frac{\partial N_{i,x}}{\partial x_m} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_{i,y}}{\partial x_m} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_{i,z}}{\partial x_m} \\ \frac{\partial N_{i,y}}{\partial x_m} & \frac{\partial N_{i,x}}{\partial x_m} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_{i,z}}{\partial x_m} & \frac{\partial N_{i,y}}{\partial x_m} \\ \frac{\partial N_{i,z}}{\partial x_m} & 0 & \frac{\partial N_{i,x}}{\partial x_m} \end{pmatrix} \quad (10.3\text{-}169)$$

式中 $\frac{\partial \boldsymbol{N}}{\partial x_m} = (\boldsymbol{J}^{-1}) \frac{\partial \boldsymbol{J}}{\partial x_m} \boldsymbol{N}$

利用式（10.3-168）和式（10.3-169）可求得 $\partial \boldsymbol{K}^e / \partial x_m$，从而可得 $\partial \boldsymbol{U} / \partial x_m$。

6.2.2 应力敏度计算

考虑节点当量应力有

$$\sigma_e^i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x^i - \sigma_y^i)^2 + (\sigma_y^i - \sigma_z^i)^2 + (\sigma_z^i - \sigma_x^i)^2 + 6[(\tau_{xy}^i)^2 + (\tau_{yz}^i)^2 + (\tau_{zx}^i)^2]}$$

式中 σ_x^i、σ_y^i、σ_z^i、τ_{xy}^i、τ_{yz}^i、τ_{zx}^i——节点 i 的六个应力分量。

故当量应力对设计变量的导数为

$$\frac{\partial \sigma_e^i}{\partial x_m} = \Big[(\sigma_x^i - \sigma_y^i) \Big(\frac{\partial \sigma_x^i}{\partial x_m} - \frac{\partial \sigma_y^i}{\partial x_m} \Big) + (\sigma_y^i - \sigma_z^i) \Big(\frac{\partial \sigma_y^i}{\partial x_m} - \frac{\partial \sigma_z^i}{\partial x_m} \Big) + (\sigma_z^i - \sigma_x^i) \Big(\frac{\partial \sigma_z^i}{\partial x_m} - \frac{\partial \sigma_x^i}{\partial x_m} \Big) + 6 \Big(\tau_{xy}^i \frac{\partial \tau_{xy}^i}{\partial x_m} + \tau_{yz}^i \frac{\partial \tau_{yz}^i}{\partial x_m} + \tau_{zx}^i \frac{\partial \tau_{zx}^i}{\partial x_m} \Big) \Big] \Big/ (2\sigma_e^j) \quad (10.3\text{-}170)$$

应该指出，对于节点应力分量及其偏导数，不同的单元在单元边界连接处是不连续的，应该使用应力修匀技术。因为一般有限元计算中得到的是单元高斯积分点的应力，所以可以由高斯积分点应力来获得单元节点应力

$$\{\boldsymbol{\sigma}_e\} = \boldsymbol{A} \{\boldsymbol{\sigma}_e^G\}$$

式中 $\boldsymbol{\sigma}_e^G$——高斯积分点的应力矩阵；

$\boldsymbol{A}$——应力修匀矩阵。

令：$a = \frac{5+3\sqrt{3}}{4}$，$b = \frac{\sqrt{3}+1}{4}$，$c = \frac{\sqrt{3}-1}{4}$，$d = \frac{5-3\sqrt{3}}{4}$，则 $\boldsymbol{A}$ 可表示为

$$\boldsymbol{A} = \begin{pmatrix} a & b & c & b & b & c & d & c \\ & a & b & c & c & b & c & d \\ & & a & b & c & c & b & c \\ & & & a & c & d & c & b \\ & & & & a & b & c & b \\ & & & & & a & b & c \\ & & & & & & a & b \\ & & & & & & & a \end{pmatrix} \quad (10.3\text{-}171)$$

因此可得节点应力导数为

$$\frac{\partial \{\boldsymbol{\sigma}_e\}}{\partial x_m} = A \frac{\partial \{\boldsymbol{\sigma}_e^G\}}{\partial x_m}$$

由于 $\boldsymbol{\sigma}_e^G = \boldsymbol{DBU}^i$，故

$$\frac{\partial \{\boldsymbol{\sigma}_e\}}{\partial x_m} = \boldsymbol{D} \Big(\boldsymbol{B} \frac{\partial \boldsymbol{U}^i}{\partial x_m} + \frac{\partial \boldsymbol{B}}{\partial x_m} \boldsymbol{U}^i \Big)$$

式中 i——上标，表示第 i 单元；

$\partial \boldsymbol{B} / \partial x_m$——偏导数。

由于单元在同样节点处的修匀应力不连续，故应按式（10.3-172）计算光滑修匀节点应力导数：

$$\frac{\partial \{\boldsymbol{\sigma}_e^j\}}{\partial x_m} = \frac{1}{N_e^j} \sum_{k=1}^{N_e^j} \frac{\partial \{\boldsymbol{\sigma}_e^k\}}{\partial x_m} \quad (10.3\text{-}172)$$

$$\{\boldsymbol{\sigma}_e^j\} = \frac{1}{N_e^j} \sum_{k=1}^{N_e^j} \{\boldsymbol{\sigma}_e^k\}$$

式中 $\{\boldsymbol{\sigma}_e^j\}$——节点 j 处的光滑应力；

$\{\boldsymbol{\sigma}_e^k\}$——与节点 j 有关的 k 单元节点应力；

N_e^j——与节点 j 相关的单元数目。

6.2.3　形状敏度分析实现

形状敏度分析实现的主要步骤包括：

1）在第 k 次迭代中，根据边界节点产生结构区域内的节点坐标及网格。边界节点由当前形状设计变量（主控制点）来描述。

2）用有限元法进行结构分析，计算结构状态响应。由形状插值函数公式利用 $N_{i,\xi}$、$N_{i,\eta}$、$N_{i,\zeta}$可求得总体坐标对局部坐标的偏导数，计算 $[\boldsymbol{J}]$，$[\boldsymbol{J}^{-1}]$ 和 $[\boldsymbol{J}]$。然后在每个高斯积分点处根据当前的节点坐标，求出 $N_{i,x}$、$N_{i,y}$和 $N_{i,z}$构造几何矩阵 $\boldsymbol{B}$ 和单元刚度矩阵 $\boldsymbol{K}^e$并总装组集总刚阵 $\boldsymbol{K}$。再由结构有限元系统平衡方程，求出节点位移向量 $\boldsymbol{U}$。计算过程中的 $\boldsymbol{K}^e$、$\boldsymbol{U}$ 及各高斯积分点处的几何矩阵和应力向量，均存储起来以备后用。

3）计算 $\dfrac{\partial[\boldsymbol{J}]}{\partial x_m}$ 和 $\dfrac{\partial N_{i,x}}{\partial x_m}$ 等，并由此得到 $\dfrac{\partial \boldsymbol{B}}{\partial x_m}$ 和 $\dfrac{\partial |\boldsymbol{J}|}{\partial x_m}$。

4）计算$\dfrac{\partial \boldsymbol{K}^e}{\partial x_m}\{\boldsymbol{U}_e\}$，再将该式两边同乘以单元节点位移 $\{\boldsymbol{U}_e\}$，并考虑到 $\{\boldsymbol{\sigma}_e^G\} = \boldsymbol{DB}\{\boldsymbol{U}_e\}$ 得

$$\frac{\partial \boldsymbol{K}^e}{\partial x_m}\{\boldsymbol{U}_e\} = \sum_{j=1}^{N_G}\sum_{k=1}^{N_G}\sum_{l=1}^{N_G} w_j w_k w_l \left[\left(\frac{\partial \boldsymbol{B}^T}{\partial x_m}|\boldsymbol{J}| + \boldsymbol{B}^T\frac{\partial |\boldsymbol{J}|}{\partial x_m}\right)\{\boldsymbol{\sigma}_e^G\} + \boldsymbol{B}^T\boldsymbol{D}\frac{\partial \boldsymbol{B}}{\partial x_m}|\boldsymbol{J}|\{\boldsymbol{U}_e\}\right]\Bigg|_{j,k,l}$$

5）根据每个单元的$\dfrac{\partial K^e}{\partial x_m}\{\boldsymbol{U}_e\}$ 总装组集得到虚拟载荷向量 $\boldsymbol{R}$。

6）将 $\boldsymbol{R}$ 作为虚拟载荷加在原结构上，求解平衡方程式得位移敏度$\dfrac{\partial \boldsymbol{U}}{\partial x_m}$。

7）采用应力修匀技术，计算节点应力对设计变量的导数$\dfrac{\partial\{\sigma_e^j\}}{\partial x_m}$，然后求得节点处当量应力对设计变量的导数。

6.3　形状优化的自适应分析技术

自适应分析的目的是提高分析精度，以满足各种应用场合的需要。这可有几种途径来实现：其一为 h 方法，即使用较好形状和合理密度的有限元网格；其二为 p 方法，即采用高阶插值形函数来获得较高的计算精度；其三为 r 方法，这一方法靠改变已有网格的节点位置来改善分析精度而不增加单元和节点的数目；其四为 $h-p$ 方法，即将 h 方法和 p 方法结合起来。不同的自适应方法又往往采用不同的误差估计器，但通常都属于后继误差估计器，即先进行有限元分析，再进行误差估计。

6.3.1　误差估计

在误差估计方面，使用最多且利用现有有限元分析软件较易实现的是 Zierkiewicz 提出的能量模误差估计方法。

考虑一般位移有限元法系统平衡方程

$$\boldsymbol{K}\tilde{\boldsymbol{u}} = \boldsymbol{F} \tag{10.3-173}$$

式中　$\boldsymbol{K}$——总刚阵；

$\tilde{\boldsymbol{u}}$——有限元位移解；

$\boldsymbol{F}$——结构外载荷矢量。

上述方程实际上是下述微分方程的离散近似解

$$\boldsymbol{Lu} = \boldsymbol{f} \tag{10.3-174}$$

式中　$\boldsymbol{L}$——微分算子；

$\boldsymbol{u}$——位移精确解；

$\boldsymbol{f}$——右端矢量。

定义局部误差向量

$$\boldsymbol{e} = \boldsymbol{u} - \tilde{\boldsymbol{u}} \tag{10.3-175}$$

式中　$\tilde{\boldsymbol{u}}$——网格尺寸为 h 时的位移近似解；

$\boldsymbol{e}$——局部误差向量。

为了便于数值计算，一个更常用的误差定义方式为能量模定义

$$\|\boldsymbol{e}\| = \left[\int_\Omega (\boldsymbol{Se})^T\boldsymbol{D}(\boldsymbol{Se})\,d\Omega\right]^{\frac{1}{2}} = \left(\int_\Omega \boldsymbol{e}^T\boldsymbol{SDSe}\,d\Omega\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\int_\Omega \boldsymbol{e}_\sigma^T\boldsymbol{D}^{-1}\boldsymbol{e}_\sigma\,d\Omega\right)^{\frac{1}{2}} \tag{10.3-176}$$

式中　S——结构应力矩阵；

$\boldsymbol{D}$——结构弹性矩阵；

$\boldsymbol{e}_\sigma$——应力误差。

$\boldsymbol{e}_\sigma$与 $\boldsymbol{e}$ 类似地定义为

$$\boldsymbol{e}_\sigma = \boldsymbol{\sigma} - \boldsymbol{\sigma}^h \tag{10.3-177}$$

由于式（10.3-14）中的 $\boldsymbol{SDS}$ 矩阵为自伴的，故有

$$\|e\|^2 = \|u\|^2 - \|\tilde{u}^h\|^2 \tag{10.3-178}$$

$\|u\|$ 称为位移模。假定 h 网格方案进一步细化后的解为 u^* 和 $\boldsymbol{\sigma}^*$，则有能量模误差估计式为

$$\|\boldsymbol{e}\| \approx \left(\int_\Omega (\varepsilon^* - \varepsilon^h)^T\boldsymbol{D}(\varepsilon^* - \varepsilon^h)\,d\Omega\right)^{\frac{1}{2}} \tag{10.3-179}$$

如果利用应力应变关系

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{D}\varepsilon$$

则有另一型式的 $\|\tilde{\boldsymbol{e}}\|$ 为

$$\| \boldsymbol{e} \| \approx \| \tilde{\boldsymbol{e}} \| = \left(\int_{\Omega} (S(u^* - u^h))^{\mathrm{T}} \boldsymbol{D} \boldsymbol{S} (u^* - u^h) \mathrm{d}\Omega \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\int_{\Omega} (\sigma^* - \boldsymbol{\sigma}^h)^{\mathrm{T}} \boldsymbol{D}^{-1} (\sigma^* - \sigma^h) \mathrm{d}\Omega \right)^{\frac{1}{2}} \tag{10.3-180}$$

现在，有限元分析误差计算变成了 $\boldsymbol{\sigma}^*$ 和 $\boldsymbol{\sigma}^h$ 的计算问题了。对于式（10.3-180）的计算可有两种方法：第一种方法是在某一网格划分方案（h 方案）下进行有限元分析得到 $\boldsymbol{\sigma}^h$，然后将单元剖分成很小尺寸再进行有限元分析得到 $\boldsymbol{\sigma}^*$，从而可计算出 $\| \boldsymbol{e} \|$；第二种方法则可避免两次有限元计算，即采用应力修匀方法而获得的应力可近似作为 $\boldsymbol{\sigma}^*$，这种方法是先利用有限元分析获得节点应力、高斯点应力，然后利用应力修匀方法获得修匀后的节点应力并将其作为 $\boldsymbol{\sigma}^*$。

6.3.2 h 自适应法

h 自适应方法通过对误差较大的单元和区域进行网格细化来提高计算精度。采用 h 方法的关键在于通过误差估计决定网格细化的尺寸，因此 h 自适应形状优化的一个重要任务在于形成一个可对网格划分进行灵活控制的全自动网格生成器和一个高效、高精度的误差估计器。h 自适应方法可直接使用已有的商用结构分析软件，接上用户自己的网格生成器、误差估计器和优化器，即可进行 h 自适应形状优化。

h 方法需要确定网格在不同区域的分布密度和细化尺寸。一般采用的是用自适应单元尺寸来控制单元分布密度，其原则是使每个单元能量模误差相等。为此定义能量模误差平均百分比为

$$\eta = \frac{\| \boldsymbol{e} \|}{\| \boldsymbol{u} \|} = \frac{\| \boldsymbol{e} \|}{(\| \boldsymbol{u}^h \|^2 + \| \boldsymbol{e} \|^2)^{1/2}} \tag{10.3-181}$$

假定 η 的允许值为 $\bar{\eta}$，对单元 i 有能量模误差比为

$$\xi_i = \frac{\| \boldsymbol{e} \|_i}{\| \boldsymbol{e} \|_p} \tag{10.3-182}$$

式中 $\| \boldsymbol{e} \|_i$——i 单元能量模误差；

$\| \boldsymbol{e} \|_p$——允许单元误差。

$$\text{由于} \| \boldsymbol{e} \|_p = \bar{\eta} [(\| \boldsymbol{u}^h \|)^2 + (\| \tilde{\boldsymbol{e}} \|)^2]^{1/2} / \sqrt{M} \tag{10.3-183}$$

$$\text{故有} \| \boldsymbol{e} \|_i \leqslant \| \boldsymbol{e} \|_p = \bar{\eta} [(\| \boldsymbol{u}^h \|)^2 + (\| \tilde{\boldsymbol{e}} \|)^2]^{1/2} / \sqrt{M} \tag{10.3-184}$$

式中 M——单元总数。

而近似能量模误差 $\| \tilde{\boldsymbol{e}} \|$ 由单元组成，即

$$(\| \tilde{\boldsymbol{e}} \|)^2 = \sum_{i=1}^{M} (\| e \|_i)^2 \tag{10.3-185}$$

当 $\xi_i > 1$ 时，i 单元误差超过许用值，单元 i 需要细划。而对有限元分析，式（10.3-186）成立：

$$\| \boldsymbol{e} \| \propto h^p \tag{10.3-186}$$

式中 p——位移插值函数的阶次；

h——单元尺寸。

故新单元尺寸可由 ξ_i 得到

$$h_{\text{new}}^i = h_{\text{old}}^i / \xi_i^{1/p} \tag{10.3-187}$$

在实际应用时，有时也采用 L_2 范数来进行误差估计，有关此误差估计器的公式如下：

$$\| \boldsymbol{u} \|_{L_2} = \left(\int_{\Omega} \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{u} \mathrm{d}\Omega \right)^{1/2} \tag{10.3-188}$$

$$\| \boldsymbol{e}_{\sigma} \|_{L_2} = \left(\int_{\sigma} (\sigma - \sigma^h)^{\mathrm{T}} (\sigma - \sigma^h) \mathrm{d}\Omega \right)^{1/2} \tag{10.3-189}$$

$$\Delta\sigma = \left(\frac{\| \boldsymbol{e}_{\sigma} \|_{L_2}^2}{\Omega_e} \right)^{1/2} \tag{10.3-190}$$

式中 L_2——下标，表示二范数；

Ω_e——单元 $\boldsymbol{e}$ 的区域体积（面积）；

$\Delta\sigma$——Ω_e 上的局部应力误差。

显然，此误差估计器计算较为简单。

为了描述误差的相对值，通常引入效率指数 θ

$$\theta = \frac{\| \boldsymbol{e} \|}{\| \boldsymbol{e}^* \|} \tag{10.3-191}$$

式中 $\| \boldsymbol{e} \|$——估计误差模；

$\| \boldsymbol{e}^* \|$——精确误差值。

对实际应用问题，自适应网格加密可进行 1～2 次。另外对于具有奇异性的问题，如应力集中问题等，可采用 $\Delta\sigma$ 误差估计器，此时效果更好。图 10.3-13 所示为采用 h 方法进行自适应分析的某方案流程图。

6.3.3 p 自适应法

p 自适应方法是靠提高插值函数的阶次来提高分析精度。与 h 方法相比，p 方法有许多优点。

在光滑解方面，p 方法和 h 方法的插值函数阶次可以趋于无穷，且解收敛于精确解。p 方法在所有单元误差趋于相同时，即在误差均衡网格情形下，能量模误差满足

$$\| \boldsymbol{e} \| \leqslant \frac{k_2}{N^{p/2}} \tag{10.3-192}$$

式中 N——自由度数目；

p——插值函数阶次；

k_2——常数。

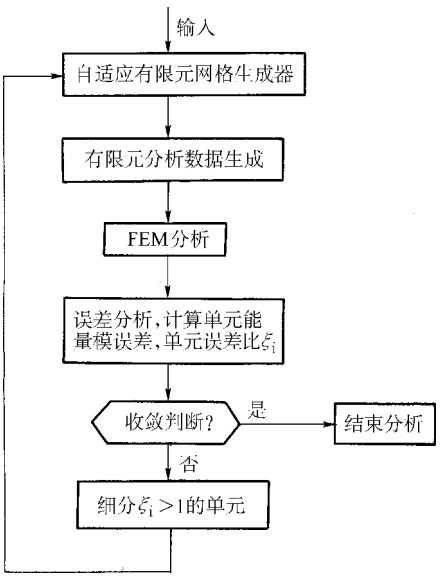


图 10.3-13　*h* 自适应有限元分析流程图

对非光滑问题，*p* 方法的收敛速率至少与 *h* 方法相同；而对具有角点奇异性（应力集中）问题，*h* 方法的收敛速率是 *p* 方法的两倍。*p* 方法和 *h* 方法都可以采用优化网格的方式来提高收敛速率，但 *p* 方法受网格性态的影响远比 *h* 方法要小得多。在网格生成方面，*p* 方法要简单得多，*p* 方法可以采用大尺寸、少数目的网格，故输入数据量也小得多。在矩阵稀疏性方面，*h* 方法的刚阵比 *p* 方法的要稀疏得多。因此对 *p* 方法应设法尽量提高刚阵的稀疏程度，以加速计算。在自适应方面，*p* 方法的自适应技术远比 *h* 方法简单。对于 *p* 方法，只需加入新的形函数，无需改变网格。*p* 方法形函数的增加与 *h* 方法类似，依赖于能量模误差估计。对能量模变化较大的区域，可增加新的形函数来提高精度。相比之下，*h* 自适应方法，在网格全自动生成和密度控制以及数据管理等方面面临的困难较大，而将 *p* 方法和 *h* 方法结合起来的 *h* – *p* 方法面临的难度更大。在误差精度估计方面，*p* 方法允许用户对感兴趣区域内的数据进行控制，这种控制基于增加 *p* 自由度（即插值函数阶次）后计算数据的比较，因此用户可事先指定要求的精度。在形函数方面，在 *p* 方法中形函数具有层次叠加性（Hierarchical funetion），而 *h* 方法的形函数为等参单元形函数。对等参单元形函数，当增加高阶形函数时，低阶形函数也需改变，同时原有的单元刚阵元素全部改变，必须重新形成刚阵元素，并且由于形函数阶次增高，等参单元的节点自由度增加，其相邻单元的节点自由度也均需增加，否则需采用过渡单元。在 *p* 方法中的层叠形函数不受这些条件限制，形函数阶次增加时，只需在原形函数的基础上叠加上新增加的项，这类似于函数的傅里叶级数展开项。这类层叠形函数可以按需要来增加高阶项，不需用过渡单元来保证单元间的连续性，甚至对同一个节点的不同坐标分量，也可以采用不同阶次的形函数。

p 方法中的一个关键问题是层叠形函数的定义，它远比 *h* 方法的等参形函数要复杂得多。

定义 *n* 个基函数 N_i（ξ，η），$i=1$，2，…，n，则层叠形函数 u 可用下述函数表示：

$$\boldsymbol{u} = \sum_{i=1}^{n} a_i N_i(\xi,\eta) \qquad (10.3\text{-}193)$$

式中　a_i——任意实数。

由于 a_i 可以为任意实数，因而式（10.3-193）的表示与 *h* 有限元中是不同的。*h* 有限元中，a_i 需满足单元边界的连续性条件。*p* 方法对式（10.3-193）中的形函数的基本要求为：

1）可分层次叠加计算。当增加高阶自由度时，不需要修改低阶形函数。

2）阶次越高，该项对近似解的贡献重要性反而越小。

3）用于有限元时，节点变量不一定指节点位移，也可为其他变量，故而不要求层叠形函数满足下面一般形函数（等参）的要求：

$$N_i(\xi_j) = \begin{cases} 1 & \text{如果 } i = j \\ 0 & \text{如果 } i \neq j \end{cases}$$

p 方法中，层叠函数的高阶项的增加，需由误差估计来决定，仍采用能量模误差估计。根据局部误差定义有

$$(\|\boldsymbol{e}\|)^2 = \int_{\Omega} \boldsymbol{e} r \mathrm{d}\Omega - \int_{\Gamma} \boldsymbol{e} r_t \mathrm{d}\Gamma \qquad (10.3\text{-}194)$$

式中　r——应力残差；

r_t——表面力残差；

Ω——求解区域；

Γ——Ω 的边界。

假定已采用 *p* 单元获得了有限元解，节点变量为 *n* 个，即

$$\boldsymbol{u}_n = \sum_{i=1}^{n} a_i^{(n)} N_i \qquad (10.3\text{-}195)$$

$a_i^{(n)}$ 满足下列平衡方程：

$$\boldsymbol{K}_{(n)} \boldsymbol{a}^{(n)} = \boldsymbol{f}_{(n)}$$

如果在上面 *n* 个自由度解的基础上增加 *m* 个自由度后，节点变量增至（$n+m$）个，则用 $a^{(n+m)}$ 表示，它同样应满足平衡方程，即有

$$\boldsymbol{K}_{(n+m)} \boldsymbol{a}^{(n+m)} = \boldsymbol{f}_{(n+m)} \qquad (10.3\text{-}196)$$

$$\boldsymbol{u}_{(n+m)} = \sum_{i=1}^{n+m} a_i N_i = \sum_{i=1}^{n} a_i N_i + \sum_{i=n+1}^{n+m} a_i N_i$$

利用 N_i 的层次叠加性，则此时能量模误差变化为

$$\boldsymbol{e}_{n,m} = \boldsymbol{u}_{n+m} - \boldsymbol{u}_n$$

$$= \sum_{i=1}^{n} (a_i - a_i^{(n)}) N_i + \sum_{i=n+1}^{n+m} a_i N_i$$

显然 $\boldsymbol{e}_{n,\infty}$ 即为实际误差。若近似认为

$$a_i \approx a_i^{(n)} \qquad i = 1,2,\cdots,n$$

则有

$$\boldsymbol{e}_{n,m} \approx \sum_{i=n+1}^{n+m} a_i N_i = N^{(m)} \boldsymbol{a}^{(m)}$$

对于层叠函数，当增加高阶自由度时，其低阶刚度矩阵元素保持不变，故式（10.3-196）可写为

$$\begin{pmatrix} \boldsymbol{K}_{(n)} & \boldsymbol{K}_{(n,m)} \\ \boldsymbol{K}_{(m,n)} & \boldsymbol{K}_{(m)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \boldsymbol{a}^{(n)} \\ \boldsymbol{a}^{(m)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{f}_{(n)} \\ \boldsymbol{f}_{(m)} \end{pmatrix} \tag{10.3-197}$$

$$\boldsymbol{a}^{(m)} = \boldsymbol{K}_{(m)}^{-1} (\boldsymbol{f}_{(m)} - \boldsymbol{K}_{(m,n)} a^{(n)}) \tag{10.3-198}$$

如果每次只增加一个自由度，则有

$$e_{n,1} = N_{n+1} a_{n+1}$$

$$a_{n+1} = \frac{1}{k_{n+1,n+1}} (f_{n+1} - K_{n+1,n} a^{(n)})$$

式中 a_{n+1}——$\boldsymbol{a}^{(n+1)}$ 的第 $n+1$ 个分量；

f_{n+1}——$\boldsymbol{f}^{(n+1)}$ 的第 $n+1$ 个分量；

$k_{n+1,n+1}$——$\boldsymbol{K}_{(1,n)}$ 的第 $n+1$ 个主对角元素；

$K_{n+1,n}$——第 $n+1$ 行的前 n 个元素。

故有

$$e_{n,1} = \frac{(f_{n+1} - K_{n+1,n} a^{(n)})}{k_{n+1,n+1}} N_{n+1}$$

式中 N_{n+1}——新增形函数项。

由于 $k_{n+1,n+1} = (\| N_{n+1} \|)^2$，故有

$$(\| e_{n,1} \|)^2 = \frac{(f_{n+1} - K_{n+1,n} a^{(n)})^2}{k_{n+1,n+1}}$$

取误差指数为 η_{n+1}，则

$$\eta_{n+1}^2 = \frac{\left(\int_\Omega N_{n+1} r \mathrm{d}\Omega\right)^2}{k_{n+1,n+1}}$$

对每个增加的高阶自由度 i 求出 η_{n+1}，并设为 η_i，令

$$\eta_{\max} = \max_i (\eta_i)$$

$$\alpha_i = \eta_i / \eta_{\max}$$

如果 $\alpha_i \geqslant r$ 则在第 i 个自由度上加上高阶项，r 通常取为 $r = 0.25 : 0.5$，利用柯西—许瓦兹不等式并考虑单元跨交界区域内的误差，则有误差为

$$(\| e_{n,1} \|)^2 = \left[\sum \left(\int_{\Omega_e} N_{n+1}^2 \mathrm{d}\Omega\right)\left(\int_{\Omega_e} r^2 \mathrm{d}\Omega\right) + \sum \left(\int_{r_e} N_{n+1}^2 \mathrm{d}\Gamma\right)\left(\int_{r_e} J^2 \mathrm{d}\Gamma\right) \right] / k_{n+1,n+1} \tag{10.3-199}$$

再由式（10.3-199），利用 Zienkiewiz 公式有

$$(\| e \|)^2 = \sum \left(\frac{h^2}{24cp^2} \int_{\Omega_e} r^2 \mathrm{d}\Omega + \frac{L}{24cp} \int_{\Gamma_e} J^2 \mathrm{d}\Gamma \right) \tag{10.3-200}$$

6.4 自适应分析形状优化设计

利用自适应分析即可进行形状优化设计。形状优化设计的常用数学模型为

$$\text{min.} \qquad \{\max_{X \in \Omega} | F | \} \tag{10.3-201}$$

$$\text{s. t.} \qquad \int_\Omega \mathrm{d}\Omega - \bar{A} \leqslant 0$$

式中 F——局部位移，von Mises 应力或其他类型应力（如切应力等）之一；

$\bar{A}$——给定的面积、体积或重量的上界；

Ω——设计区域；

X——形状设计变量。

该模型可转化为便于数值计算的下述模型：

$$\min_{\Gamma_d} (\beta) \tag{10.3-202}$$

$$\text{s. t.} \qquad \int_\Omega \mathrm{d}\Omega - \bar{A} \leqslant 0 \quad | F | - \beta \leqslant 0 (\text{在 } \Omega \text{ 上})$$

式中 Γ_d——设计区域的边界。

下式是另一种常用的形状优化设计模型：

$$\min_{\Gamma_d} (\alpha) \tag{10.3-203}$$

$$\text{s. t.} \qquad | F | - \beta \leqslant 0 (\text{在 } \Gamma_d \text{ 上})$$

式中 α——面积、体积或重量。

形状优化设计变量通常均为连续变量，因而几乎所有的连续变量的数学规划算法都可应用于形状优化。但相对来说，比较有效的优化算法是序列二次规划、序列线性规划以及内点法等。设计变量的选取一般是参数曲线（面）中的控制点（又称为主节点），控制点将定义一些超单元，这样通常可以取较少数目的设计变量即可满足形状控制的要求。通过形状敏度分析提供约束及目标函数的导数信息，即可直接采用各种数学规划算法进行优化搜索。在形状优化设计中，自适应重分析通常只进行一次即可认为收敛到了指定分析精度，以避免过大的自适应分析代价。

图 10.3-14 所示是采用有限元分析的 h 自适应形状优化的流程图。

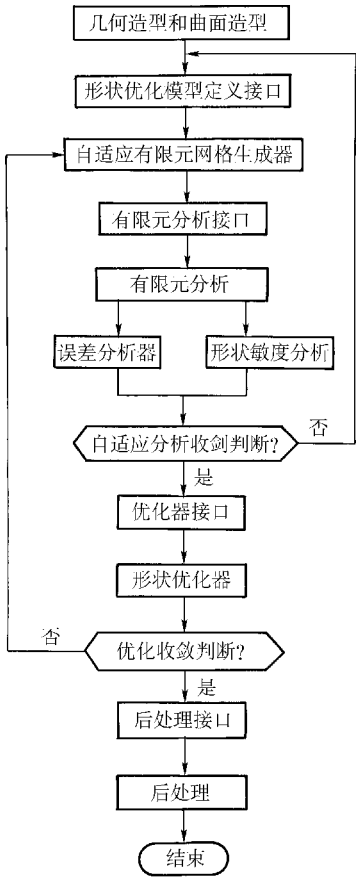


图 10.3-14　*h* 自适应形状优化流程图

6.5　连杆形状优化设计

连杆是内燃机关键零件。在进行连杆设计时，希望能得到一个重量轻且安全可靠的连杆结构尺寸。这依靠传统设计方法是无法得到最优设计结果的，采用形状优化设计则可满足上述设计要求。图 10.3-15 所示为内燃机连杆。

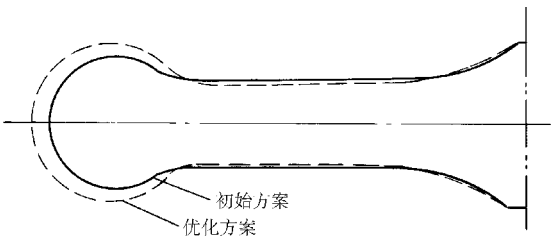


图 10.3-15　连杆优化前后的形状

内燃机连杆形状优化设计主要过程如下：

（1）有限元模型建立

为了简化计算模型，将连杆小端的轴孔固定，大端轴孔承受最大分布载荷为 60MPa，且在轴孔的接触角 $\phi = 120°$ 的区域内按余弦规律分布。在进行连杆有限元网格划分时，考虑到连杆各部分厚度不同，可将模型简化为变厚度的二维平面模型，共划分为 210 个单元，278 个节点。

（2）形状优化数学模型建立

1）目标函数。优化目标取为连杆的重量最轻，故有重量函数为

$$W[\boldsymbol{X}] = \sum_{i=1}^{210} \rho_i S_i t_i \qquad (10.3\text{-}204)$$

式中　ρ_i——i 单元的材料密度；

S_i——i 单元的面积；

t_i——i 单元的厚度。

2）设计变量。连杆工作时，杆身容易断裂，因此设计变量的选择要能描述连杆杆身的结构形状。基于上述考虑，我们在杆身侧边上选择 6 个控制点作为设计变量来控制杆身的形状。其中 x_6 取为固定值，因此实际设计变量数目为 5 个，即 x_1，x_2，x_3，x_4 和 x_5，这样待优化的连杆形状由 x_1，x_2，x_3 和 x_4，x_5，x_6 组成的二次曲线以及由 x_3，x_4 组成的直线来描述。

3）约束条件。为了保证连杆工作时安全可靠，连杆上节点的最大有效应力必须小于其许用应力值。其有效应力按式（10.3-205）计算：

$$\delta_{ef} = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2 - \delta_x \delta_y + 3\tau_{xy}^2} \qquad (10.3\text{-}205)$$

（3）形状优化模型求解

将不同的敏度分析方法用于连杆的形状优化设计中，优化方法调用优化方法程序库，优化结果见表 10.3-11。

表 10.3-11　连杆形状优化设计中四种敏度分析方法结果比较

敏度分析方法	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	目标函数 W /kg	CPU 运行时间 t /min
差分法	5.150	3.251	3.072	3.320	3.891	3.162	41
拟解析法	5.325	3.231	3.031	3.331	3.845	3.342	24
拟载荷法	4.812	3.292	3.151	3.370	3.980	2.802	20
单位虚载荷法	4.812	3.292	3.151	3.370	3.980	2.802	14

在表 10.3-11 中，设计变量初值为：$x_1 = 5.5$，$x_2 = 3.2$，$x_3 = 3$，$x_4 = 3.3$，$x_5 = 3.8$；目标函数初值为 $W = 3.513$kg。图 10.3-15 所示为连杆优化前后的形

状，图 10.3-16 所示为采用各种不同敏度分析方法的优化迭代过程。从图 10.3-16 中可以看出，采用单位虚载荷法进行形状优化不但迭代次数少，而且目标也最优，计算时间也最少。

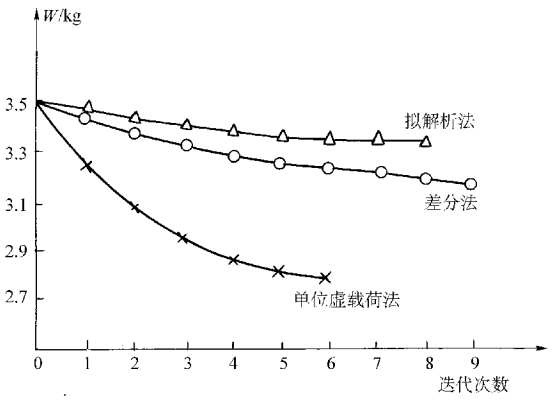


图 10.3-16 连杆优化迭代过程

6.6 起重吊钩的自适应形状优化设计

起重吊钩的几何尺寸、边界条件及载荷如图 10.3-17 所示；图 10.3-18 则表示了待优化的形状设计参数，其优化数学模型为

$$\left.\begin{aligned}&\text{min.} \quad F[\boldsymbol{X}] = \min\{\max(\delta_{ef}[\boldsymbol{X}])\}\\&\text{s.t.} \quad W[\boldsymbol{X}] - W[\boldsymbol{X}_0] \leqslant 0\end{aligned}\right\} \tag{10.3-206}$$

式中 $F[\boldsymbol{X}]$——目标函数；

$\delta_{ef}[\boldsymbol{X}]$——吊钩体内有效应力；

$W[\boldsymbol{X}]$——吊钩重量；

$W[\boldsymbol{X}_0]$——吊钩初始重量。

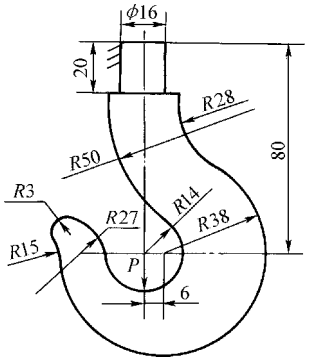


图 10.3-17 吊钩的几何尺寸、边界条件及载荷

对于这一优化问题，采用了自适应分析的形状优化及不采用自适应分析的形状优化两种方法。

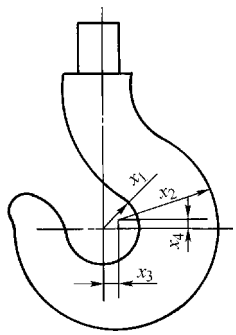


图 10.3-18 吊钩的形状设计变量

表 10.3-12 给出了这两种情况下设计变量的初值、优化值及设计变量的上、下限。图 10.3-19 表示了这两种优化方法的优化迭代过程。由图 10.3-19 可见，采用自适应分析后，目标函数值由 771.211MPa 下降到 651.189MPa，下降 15.6%，并且目标函数在迭代过程中无波动现象，一直平稳下降，从优化开始到结束只迭代了 6 次。不采用自适应分析的形状优化，目标而数值由 771.211MPa 下降到 680.103MPa，只下降 11.8%，而且迭代过程中有波动，迭代次数也较多。故由此可得出结论，形状优化中采用自适应分析，可以使目标函数值下降幅度增大，优化过程保持良好的稳定性，并可减少迭代次数。

表 10.3-12 起重吊钩形状优化设计变量的初值及优化值

设计变量	初值	优化值①	优化值②	上限	下限
x_1	14	12	12.2	20	12
x_2	38	36.3	37.2	50	30
x_3	6	10	6.4	10	－10
x_4	0	0.8	0.63	10	－10

① 采用自适应分析的优化结果；

② 不采用自适应分析的优化结果。

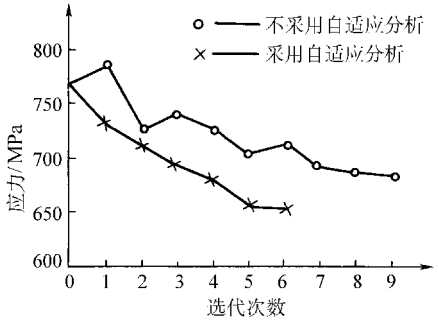


图 10.3-19 吊钩形状优化迭代过程

第 4 章　机械系统的振动设计

1　线性系统的振动

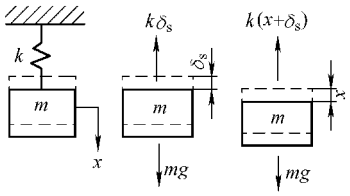
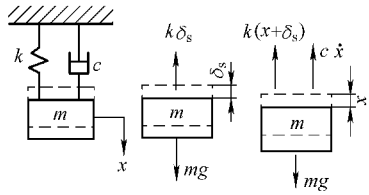
线性系统在振动过程中，其惯性力、阻尼力和弹性恢复力分别与振动物体的加速度、速度、位移的一次方成正比。振动物体运动的位移、速度、加速度分别用 x、$\dot{x}$、$\ddot{x}$ 表示，建立振动方程时均以静平衡位置作为坐标原点，惯性力为 $-m\ddot{x}$，阻尼力为 $-c\dot{x}$，弹性恢复力为 $-kx$。在摆动运动中，只有微幅振动系统才是线性系统，所以，本章所讨论的摆动振动都是微幅振动。

1.1　单自由度振动系统

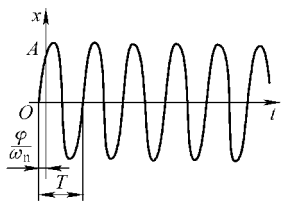
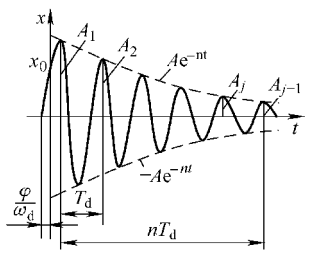
1.1.1　单自由度自由振动系统的力学模型及其响应

单自由度振动系统通常包括一个定向振动的质量 m，连接振动质量与基础之间的弹性元件 k 以及运动中的阻尼 c。振动质量 m、弹簧刚度 k 和阻尼系数 c 是振动系统的三个基本要素。单自由度自由振动系统的力学模型及其响应，见表 10.4-1。

表 10.4-1　单自由度自由振动系统的力学模型及其响应

序号	项目	无阻尼系统	线性阻尼系统
1	力学模型		
2	运动微分方程	$m\ddot{x}+kx=0$	$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=0$
		m—质量(kg)；k—刚度(N·m^{-1})；c—粘性阻尼系数(N·s·m^{-1})	
3	特解	$x=e^{St}$	
4	特征方程	$S^2+\omega_n^2=0$	$S^2+2nS+\omega_n^2=0$
		$\omega_n^2=\frac{k}{m}$；$2n=\frac{c}{m}$；S—特征值，若 S 为复数才能产生振动；ω_n—固有圆频率(rad·s^{-1})；n—衰减系数(s^{-1})	
5	固有圆频率	$\omega_n=\sqrt{\frac{k}{m}}$ 单自由度系统的固有圆频率见《机械设计手册》(第5版)中表 38.2-9、表 38.2-10	$\omega_d=\sqrt{\omega_n^2-n^2}$(小阻尼 $n<\omega_n$ 时) ω_d—有阻尼时固有圆频率(rad·s^{-1}) ζ—阻尼比，$\zeta=\frac{c}{c_c}=\frac{n}{\omega_n}$ c_c—临界阻尼，$c_c=2m\omega_n$ 当 $\zeta=0.05$ 时，$\omega_d=0.99875\omega_n$ 当 $\zeta=0.2$ 时，$\omega_d=0.98\omega_n$ 所以 $\omega_d\approx\omega_n$(小阻尼 $n<\omega_n$ 时)
6	对初始条件(当 $t=0$ 时，$x=x_0$，$\dot{x}=\dot{x}_0$)的振动响应	$x=a\cos\omega_n t+b\sin\omega_n t=A\sin(\omega_n t+\varphi_0)$ 式中 $a=x_0$　$b=\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}$ $A=\sqrt{x_0^2+\left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}\right)^2}$(振幅) $\varphi_0=\arctan\left(\frac{x_0\omega_n}{\dot{x}_0}\right)$(初相位)	当 $n<\omega_n$(小阻尼)时 $x=e^{-nt}(a\cos\omega_d t+b\sin\omega_d t)=Ae^{-nt}\sin(\omega_d t+\varphi_0)$ 式中 $a=x_0$　$b=\frac{\dot{x}_0+nx_0}{\omega_d}$ $A=\sqrt{x_0^2+\left(\frac{\dot{x}_0+nx_0}{\omega_d}\right)^2}$ $\varphi_0=\arctan\left(\frac{x_0\omega_d}{\dot{x}_0+nx_0}\right)$

（续）

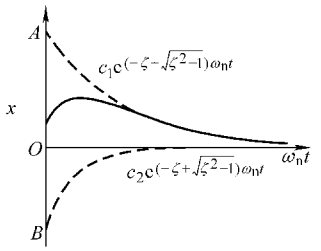
序号	项目	无　阻　尼　系　统	线　性　阻　尼　系　统
6	对初始条件（当 $t=0$ 时，$x=x_0$，$\dot{x}=\dot{x}_0$）的振动响应		该振动如左下图所示的衰减振动，常用下面减幅系数来衡量。减幅系数（相邻两振幅比） $\eta = A_1/A_2 = e^{nT_d}$ 对数减幅系数 $\delta = \frac{1}{j}\ln(A_1/A_{j+1}) = nT_d$
			当 $\zeta = 0.05$ 时，$\eta = 1.37$，$A_2 = 0.73A_1$，一个周期振幅衰减 27%，振幅衰减显著，不能忽略。所以 $x \approx Ae^{-nt}\sin(\omega_n t + \varphi_0)$（小阻尼 $n < \omega_n$ 时） 当 $n = \omega_n$（临界阻尼）或 $n > \omega_n$（过阻尼）时，系统不能产生振动，只能产生向静平衡位置的缓慢蠕动 见本表注
7	振动过程中的能量关系	动能和势能相互转换。当 m 运动到最大位移处，能量全部转换为势能。当 m 运动到静平衡位置时，能量全部转换为动能，即 $T + V = V_{max} = T_{max}$	动能和势能相互转换，但由于阻尼消耗能量，所以，其振动为减幅振动
结　论		1）所谓无阻尼系统是一种抽象化模型，任何实际振动系统无论阻尼多么小，总是一个有阻尼系统 2）当机械系统为小阻尼时，单自由度系统的固有圆频率可以用无阻尼振动系统的固有频率来代替，即 $\omega_d = \omega_n = \sqrt{k/m}$。同理，多自由度小阻尼系统的固有频率和振型矢量也可用无阻尼振动系统的固有频率和振型矢量来代替 3）机械系统在自由振动过程中，动能和势能总是在相互转换，但由于实际系统存在阻尼，消耗系统的能量，所以，自由振动不能维持恒幅振动，其振动的位移表达式 $x \approx Ae^{-nt}\sin(\omega_n t + \varphi_0)$ 式中，$A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0 + nx_0}{\omega_n}\right)^2}$，$\varphi_0 \approx \arctan\left(\frac{x_0\omega_n}{\dot{x}_0 + nx_0}\right)$，该振动经过足够长的时间总会衰减成为零	

注：分三种情况：

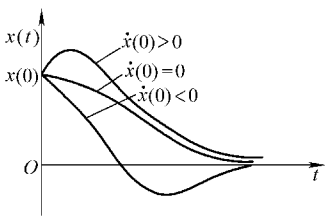
1）小阻尼 $\zeta < 1$ 即 $n < \omega_n$，即 $\frac{c}{2m} < \sqrt{\frac{k}{m}}$，见上面的图。

2）临界阻尼 $\zeta = 1$ 即 $n = \omega_n$，即 $\frac{c}{2m} = \sqrt{\frac{k}{m}}$，见图 a。

3）大阻尼 $\zeta > 1$ 即 $n > \omega_n$，即 $\frac{c}{2m} = \sqrt{\frac{k}{m}}$，见图 b。



a) ζ=1



b) ζ>1

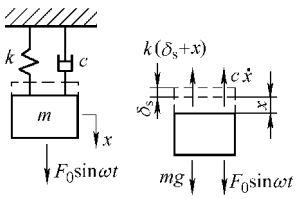
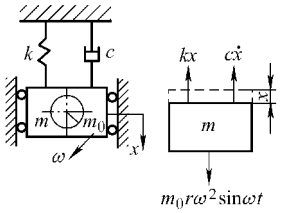
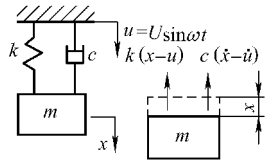
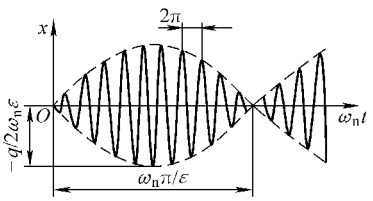
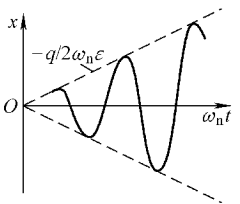
1.1.2　单自由度系统的受迫振动

振动系统在外部持续激励作用下所产生的振动，称为强迫振动。强迫振动从外界不断地获得能量来补偿阻尼所消耗的能量，使系统得以持续振动。外部激励引起的系统的振动状态称为响应，系统对外部激励的响应取决于激励的类型，外部激励可分为简谐激励和非简谐激励。

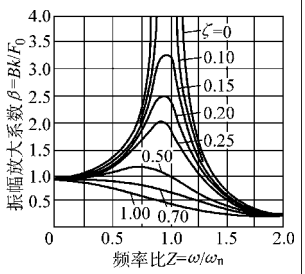
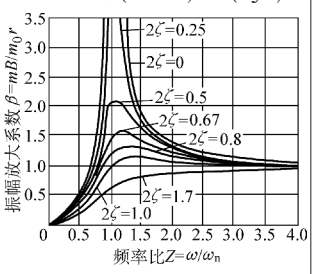
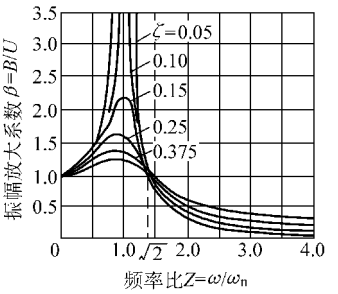
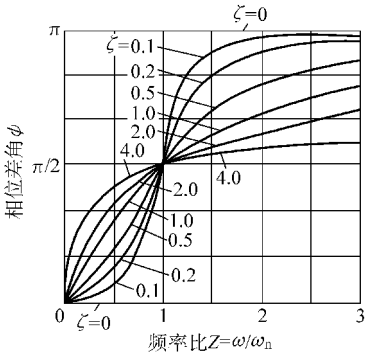
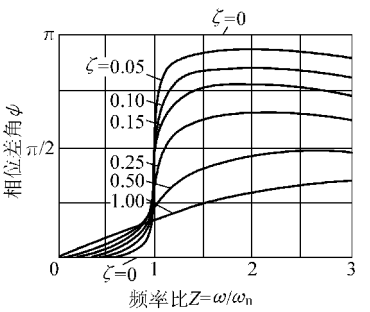
（1）简谐激励作用下的受迫振动及响应

简谐激振力作用下的受迫振动，即按正弦或余弦函数规律变化的力引起的受迫振动，如偏心质量回转引起的受迫振动，简谐支承运动引起的受迫运动等。简谐受迫振动的力学模型及响应，见表10.4-2。

表10.4-2　简谐受迫振动的力学模型及响应

序号	项目	简谐激振力作用下的受迫振动	偏心质量回转引起的受迫振动	支承运动引起的受迫振动
1	力学模型			
2	运动微分方程	$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=F_0\sin\omega t$ 式中　F_0—简谐激励幅值(N)	$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=F_0\sin\omega t$ 式中　$F_0=m_0r\omega^2$ m_0r—偏心质量矩(kg·m)	$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=F_0\sin\omega t$ 式中　$F_0=U\sqrt{k^2+c^2\omega^2}$ $\theta=\arctan(c\omega/k)$(初相位) U—支承运动位移幅值(m)
3	瞬态解(过渡过程)	$x=Ae^{-nt}\sin(\omega_n t+\varphi_0)+B\sin(\omega t-\psi)$机械起动过程中总存在以$\omega_n$和$\omega$为频率的两种振动的组合，但经过一定时间之后，以$\omega_n$为频率的振动消失		
4	拍振	当$\omega\to\omega_n(\omega_n-\omega=2\varepsilon)$时，瞬态解成为 $x=-\dfrac{F_0}{2\varepsilon m\omega_n}\sin\varepsilon t\cos\omega_n t$ 这种振幅忽大忽小周期性变化的振动称为拍振。可用出现这一振动现象的干扰频率ω去估算系统固有圆频率ω_n		
	共振	当$\omega=\omega_n(\varepsilon=0)$时，瞬态解成为 $x=-\dfrac{F_0 t}{2m\omega_n}\cos\omega_n t$ 这种振幅随时间无限增长的振动称为共振。但只要时间t不长，振幅也不会很大。例如机械起动或停机过程中，只要迅速通过共振区，振幅就不很大		
5	稳态解	$x=B\sin(\omega t-\psi)$，即以ω_n为频率的振动完全消失的振动		

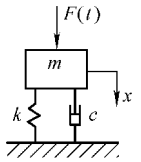
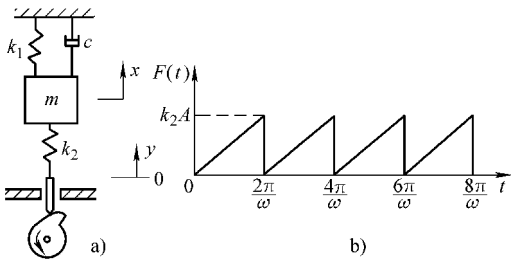
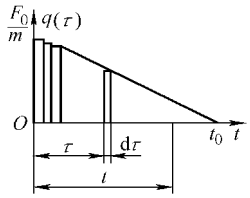
（续）

序号	项目	简谐激振力作用下的受迫振动	偏心质量回转引起的受迫振动	支承运动引起的受迫振动
6	稳态解的振幅及幅频响应曲线	$B=\frac{F_0}{k}\times\frac{1}{\sqrt{(1-Z^2)^2+(2\zeta Z)^2}}$  	$B=\frac{m_0 r}{m}\times\frac{Z^2}{\sqrt{(1-Z^2)^2+(2\zeta Z)^2}}$  	$B=\frac{U\sqrt{1+(2\zeta Z)^2}}{\sqrt{(1-Z^2)^2+(2\zeta Z)^2}}$ 
7	稳态解的相位差及相频响应曲线	$\psi=\arctan\frac{2\zeta Z}{1-Z^2}$  		$\psi=\arctan\frac{2\zeta Z^3}{1-Z^2+(2\zeta Z)^2}$  当稳态解为 $x=B\sin(\omega t+\theta-\psi)$ 时， $\psi=\arctan\frac{2\zeta Z}{1-Z^2}$
8	能量关系及力的平衡	受迫振动过程中的能量关系：一方面激振力向系统输入能量，另一方面系统的阻尼又不断地消耗能量。若前者大于后者，振幅将增大；若前者小于后者，振幅将减小。直到两者重新平衡，系统出现新的恒幅振动，这种状态下，激振力在一个周期向系统输入能量 $\Delta W=\pi F_0 B\sin\psi$，该能量与激振力幅 F_0、稳态振幅 B 以及激振力和位移的相位差 ψ 有关（支承运动引起的受迫振动 ψ 中包含有 θ 角在内） 另外，从力平衡角度来看，当 $\omega \ll \omega_n$ 时，振动缓慢，速度很小，加速度更小，系统内的惯性力和阻尼很小，激振力主要是和弹性力相平衡。当 $\omega \gg \omega_n$ 时，加速度很大，而弹性力和阻尼力与惯性力相比是很小的，所以，激振力主要是平衡惯性力。当 $\omega=\omega_n$ 时，弹性力和惯性力相平衡，激振力用于平衡阻尼力。介于前述状态之间的状态分为两种情况：当 $\omega<\omega_n$ 时，激振力主要用于平衡部分弹性力和阻尼力；当 $\omega>\omega_n$ 时，激振力主要用于平衡部分惯性力和阻尼力		
结论		1）简谐激励作用下的稳态受迫振动仍为简谐振动，振动频率与激振频率相同 2）受迫振动的振幅主要决定于系统的固有圆频率、阻尼、激振力幅值以及激振频率与固有频率之比		

（2）非简谐激励作用下的受迫振动及响应

非简谐激励包括周期激励和非周期激励。如凸轮旋转产生的激振力、单缸活塞-连杆机构的激振力等，均为周期激振力；如爆破载荷的作用力、提升机紧急制动的冲击力等都为非周期激振力。非简谐受迫振动的力学模型及响应，见表 10.4-3。

表 10.4-3　非简谐受迫振动的力学模型及响应

序号	项　目	周期激励作用	非周期激励作用
1	力学模型及运动微分方程	 $m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=F(t)$　　$F(t)$——任意激励 $\ddot{x}+2\zeta\omega_n\dot{x}+\omega_n^2x=q(t)$　　$q(t)=F(t)/m$ $2n=c/m$　$\omega_n^2=k/m$　$\zeta=n/\omega_n$	
2	非简谐激励的分解	 $F(t)=a_0+\sum_{i=1}^{\infty}(a_i\cos i\omega t+b_i\sin i\omega t)$ $a_0=\frac{1}{T}\int_0^T F(t)\,dt$ $a_i=\frac{2}{T}\int_0^T F(t)\cos i\omega t\,dt$ $b_i=\frac{2}{T}\int_0^T F(t)\sin i\omega t\,dt$ T—激励的周期(s)	 $q(\tau)=\begin{cases}\frac{F_0}{m}(1-\tau/t_0) & \tau\leqslant t_0\\ 0 & \tau>t_0\end{cases}$ 将$q(\tau)$分解为n个在$(\tau,\tau+d\tau)$区间上值为τ时刻$q(\tau)$值的脉冲
3	局部激励作用下的响应	$x_0=\frac{a_0}{k}$ $x_i=B_i\sin(i\omega t+\alpha_i-\psi_i)$ 式中　$B_i=\frac{\sqrt{a_i^2+b_i^2}}{k\sqrt{(1-i^2Z^2)^2+(2\zeta iZ)^2}}$ $\alpha_i=\arctan\frac{b_i}{a_i}$　$\psi_i=\arctan\frac{2\zeta iZ}{1-i^2Z^2}$ $Z=\frac{1}{T\omega_n}$	根据动量定理将τ时刻作用系统的冲量$q(\tau)d\tau$转换为初始速度 $d\dot{x}=q(\tau)d\tau$ t时刻系统对τ时刻冲量$q(\tau)d\tau$的响应为以$d\dot{x}$为初始速度自由振动响应 $dx=e^{-n(t-\tau)}\frac{q(\tau)d\tau}{\omega_n}\sin\omega_n(t-\tau)$
4	局部激励响应叠加合成	$x(t)=x_0+\sum_{i=1}^{\infty}x_i$ $=\frac{a_0}{k}+\sum_{i=1}^{\infty}B_i\sin(i\omega t+\alpha_i-\psi_i)$	当$t=0$、$x_0=\dot{x}_0=0$时的杜哈梅积分 $x(t)=\frac{e^{-nt}}{\omega_d}\int_0^T e^{n\tau}q(\tau)\sin\omega_d(t-\tau)d\tau$
5	系统对图示激励响应实例计算	$m\ddot{x}+c\dot{x}+(k_1+k_2)x=F(t)$ $F(t)=\frac{k_2A}{2}-\frac{k_2A}{2}\left(\sin\omega t+\frac{1}{2}\sin2\omega t+\frac{1}{3}\sin3\omega t+\cdots\right)$ $a_0=\frac{k_2A\omega^2}{4\pi^2}\int_0^{2\pi/\omega}t\,dt=\frac{k_2A}{2}$ $a_i=\frac{k_2A\omega^2}{2\pi^2}\int_0^{2\pi/\omega}t\cos i\omega t\,dt=0$ $b_i=\frac{k_2A\omega^2}{2\pi^2}\int_0^{2\pi/\omega}t\sin i\omega t\,dt=\frac{-k_2A}{i\pi}$ $x(t)=\frac{k_2A}{k_1+k_2}\left[\frac{1}{2}-\frac{1}{\pi}\times\sum_{i=1}^{\infty}\frac{1}{i\sqrt{(1-i^2Z^2)^2+(2i\zeta Z)^2}}\sin(i\omega t-\psi_i)\right]$ $\psi_i=\arctan[2i\zeta Z/(1-i^2Z^2)]$	当$0<t<t_0$($c=n=0$)时 $x(t)=\frac{F_0}{m\omega_n}\int_0^T(1-\tau/t_0)\sin\omega_n(t-\tau)d\tau=\frac{F_0}{k}(1-\cos\omega_n t)-\frac{F_0}{kt_0}\left(t-\frac{1}{\omega_n}\sin\omega_n t\right)$ 当$t=t_0$时 $x(t)=\frac{F_0}{m\omega_n}\int_0^T(1-\tau/t_0)\sin\omega_n(t-\tau)d\tau=\frac{F_0}{k}(1-\cos\omega_n t)-\frac{F_0}{kt_0}\left(t_0-\frac{1}{\omega_n}\sin\omega_n t\right)$ 当$t>t_0$时 $x(t)=\frac{F_0}{m\omega_n}\int_0^T(1-\tau/t_0)\sin\omega_n(t-\tau)d\tau=\frac{F_0}{k\omega_n t_0}[\sin\omega_n t-\sin\omega_n(t-t_0)]-\frac{F_0}{k}\cos\omega_n t$

1.2　多自由度振动系统

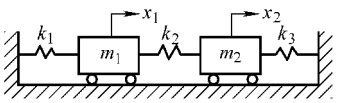
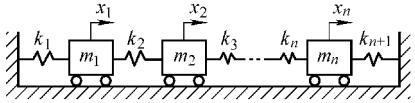
1.2.1　多自由度自由振动系统的力学模型及其响应

多自由度系统是指具有有限个自由度的系统，它包括二自由度系统。一般来说，多自由度系统的振动分析与二自由度系统的振动分析并无本质区别，只是自由度数的增加，使数学求解变得比较复杂。因此，多自由度系统的振动分析和计算需要更有效的处理方法，更有效的处理方法就是矩阵方法。多自由度自由振动系统的力学模型及其响应，见表 10.4-4。

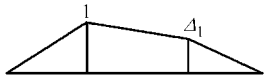
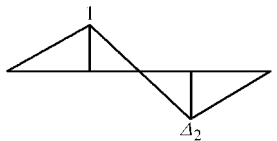
1.2.2　二自由度受迫振动系统的振幅和相位差角的计算公式

二自由度受迫振动系统的振幅和相位差角的计算公式，见表 10.4-5。

表 10.4-4　多自由度自由振动系统的力学模型及其响应

序号	项　目	二自由度系统	n 自由度系统
1	力学模型		
2	运动微分方程	$M_{11}\ddot{x}_1 + M_{12}\ddot{x}_2 + K_{11}x_1 + K_{12}x_2 = 0$ $M_{21}\ddot{x}_1 + M_{22}\ddot{x}_2 + K_{21}x_1 + K_{22}x_2 = 0$ 式中　$M_{11} = m_1$　$M_{22} = m_2$ $M_{12} = M_{21} = 0$ $K_{11} = k_1 + k_2$　$K_{22} = k_2 + k_3$ $K_{12} = K_{21} = -k_2$	$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{x} = \boldsymbol{0}$ 式中 $\boldsymbol{M} = \begin{pmatrix} M_{11} & M_{12} & \cdots & M_{1n} \\ M_{21} & M_{22} & \cdots & M_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ M_{n1} & M_{n2} & \cdots & M_{nn} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & m_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & m_n \end{pmatrix}$ $\boldsymbol{K} = \begin{pmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \cdots & K_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & \cdots & K_{nn} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & \cdots \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0\cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & -k_n & k_n + k_{n+1} \end{pmatrix}$ $\boldsymbol{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix}$　$\ddot{\boldsymbol{x}} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \vdots \\ \ddot{x}_n \end{pmatrix}$　$\boldsymbol{0} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{pmatrix}$ $\boldsymbol{M}$—质量矩阵 $\boldsymbol{K}$—刚度矩阵 K_{ij}—j 处产生单位位移（其他处位移为 0）时，i 点所需作用力的大小
3	特解	$x_1 = A_1\sin(\omega_n t + \varphi)$ $x_2 = A_2\sin(\omega_n t + \varphi)$	$\boldsymbol{x} = \begin{Bmatrix} x_{M1} \\ x_{M2} \\ \vdots \\ x_{Mn} \end{Bmatrix}\sin(\omega_n t + \varphi)$

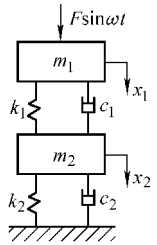
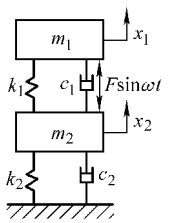
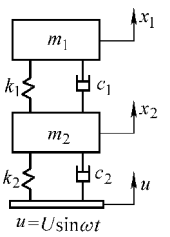
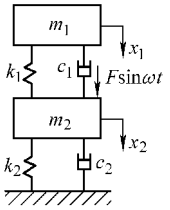
（续）

序号	项　目	二自由度系统	n 自由度系统
4	特征方程	$\begin{vmatrix} K_{11}-M_{11}\omega_n^2 & K_{12}-M_{12}\omega_n^2 \\ K_{21}-M_{21}\omega_n^2 & K_{22}-M_{22}\omega_n^2 \end{vmatrix}=0$ 展开：$a\omega_n^4+b\omega_n^2+c=0$ 式中　$a=M_{11}M_{22}-M_{12}^2$ $b=-(M_{11}K_{22}+M_{22}K_{11}-2M_{12}K_{12})$ $c=K_{11}K_{22}-K_{12}^2$	$\lvert \boldsymbol{K}-\omega_n^2\boldsymbol{M}\rvert=0$ 展开： $a_n\omega_n^{2n}+a_{n-1}\omega_n^{2(n-1)}+\cdots+a_1\omega_n^2+a_0=0$
5	固有角频率	一阶固有角频率 $\omega_{n1}=\sqrt{\dfrac{-b-\sqrt{b^2-4ac}}{2a}}$ 二阶固有角频率 $\omega_{n1}=\sqrt{\dfrac{-b+\sqrt{b^2-4ac}}{2a}}$	用数值计算方法求特征方程的 n 个特征值，并由小到大排列，分别称为一阶、二阶、…、n 阶固有角频率。通常前一、二、三阶的振动频率在总振动中较为重要
6	振幅联立方程	$(K_{11}-M_{11}\omega_n^2)A_1+(K_{12}-M_{12}\omega_n^2)A_2=0$ $(K_{21}-M_{21}\omega_n^2)A_1+(K_{22}-M_{22}\omega_n^2)A_2=0$	$(\boldsymbol{K}-\boldsymbol{\omega}_n^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{x}_M=\boldsymbol{0}$
7	振幅比及振型矢量	一阶振幅比 $\Delta_1=\dfrac{A_2^{(1)}}{A_1^{(1)}}=-\dfrac{K_{11}-M_{11}\omega_{n1}^2}{K_{12}-M_{12}\omega_{n1}^2}$  一阶主振型（同相位） 二阶振幅比 $\Delta_2=\dfrac{A_2^{(2)}}{A_1^{(2)}}=-\dfrac{K_{11}-M_{11}\omega_{n2}^2}{K_{12}-M_{12}\omega_{n2}^2}$  二阶主振型（反相位）	将一阶固有圆频率 ω_{n1} 代入振幅联立方程得一阶振型矢量 $\boldsymbol{x}_{M_1}$，同理可得 $\boldsymbol{x}_{M_2}$、…、$\boldsymbol{x}_{M_n}$。也可用数值计算方法将固有圆频率同时计算出来 振型矩阵 $\boldsymbol{x}_M=(\boldsymbol{x}_{M_1}\boldsymbol{x}_{M_2}\cdots\boldsymbol{x}_{M_n})$ 振型矩阵由 n 阶振型矢量组成 $n\times n$ 阶矩阵正则振型矩阵 $\boldsymbol{x}_N=\boldsymbol{x}_M\begin{pmatrix}\dfrac{1}{\mu_1} & & 0\\ & \ddots & \\ 0 & & \dfrac{1}{\mu_n}\end{pmatrix}$ $\mu_i=\sqrt{\boldsymbol{X}_{Mi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{X}_{Mi}}=\sqrt{\sum_{s=1}^{n}x_{Msi}\left(\sum_{r=1}^{n}M_{sr}x_{Mri}\right)}$
8	振型矢量的正交性	$(1\quad \Delta_1)\begin{pmatrix}M_{11} & M_{12}\\ M_{21} & M_{22}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1\\ \Delta_2\end{pmatrix}=0$ $(1\quad \Delta_1)\begin{pmatrix}K_{11} & K_{12}\\ K_{21} & K_{22}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1\\ \Delta_2\end{pmatrix}=0$ 一阶振型矢量和二阶振型矢量关于质量矩阵成正交，关于刚度矩阵也成正交	$\boldsymbol{x}_{Mi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}\boldsymbol{x}_{Mj}=0$ $\boldsymbol{x}_{Mi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{K}\boldsymbol{x}_{Mj}=0$ i 阶振型矢量和 j 阶振型矢量关于质量矩阵成正交，关于刚度矩阵也成正交
9	能量关系	不同阶振型矢量的动能和势能不能相互转换，只有同阶振型矢量间的动能和势能才能相互转换	

注：1. 自由振动响应只在机械系统的起动和停机过程中存在，而且持续时间又较短，所以一般振动分析均不考虑自由振动响应。

2. n 自由度系统的特征值（固有角频率）和特征值（振型矢量）的数值计算可用矩阵迭代法、QR 法、雅可比法等计算程序进行计算。

表 10.4-5　二自由度受迫振动系统的振幅和相位差角的计算公式

序号	模型及简图	振　　幅	相 位 差 角
1	主动二次隔振 	$B_1 = F\sqrt{\dfrac{a^2+b^2}{g^2+h^2}}$ $B_2 = F\sqrt{\dfrac{e^2+f^2}{g^2+h^2}}$ 式中　F—激振力幅	$\psi_1 = \arctan\dfrac{bg-ah}{ag+bh}$ $\psi_2 = \arctan\dfrac{fg-ef}{eg+fh}$
2	弹性连杆振动机 	$B_1 = F\sqrt{\dfrac{(a+e)^2+(b+f)^2}{g^2+h^2}}$ $B_2 = F\dfrac{c+e}{\sqrt{g^2+h^2}}$	$\psi_1 = \arctan\dfrac{(b+f)g-(a+e)h}{(a+e)g+(b+f)h}$ $\psi_2 = \arctan\dfrac{h}{g}$
3	被动二次隔振 	$B_1 = \lambda U\sqrt{\dfrac{c^2+d^2}{g^2+h^2}}$ $B_2 = \lambda U\sqrt{\dfrac{e^2+f^2}{g^2+h^2}}$ 式中　U—振幅	$\psi_1 = \arctan\dfrac{dg-ch}{cg+dh}-\theta$ $\psi_2 = \arctan\dfrac{fg-eh}{eg+fh}-\theta$
4	动力减振 	$B_1 = F\sqrt{\dfrac{e^2+f^2}{g^2+h^2}}$ $B_2 = F\sqrt{\dfrac{c^2+d^2}{g^2+h^2}}$	$\psi_1 = \arctan\dfrac{fg-eh}{eg+fh}$ $\psi_2 = \arctan\dfrac{dg-ch}{cg+dh}$

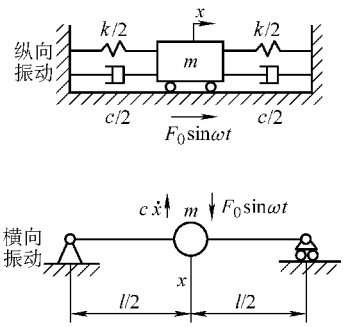
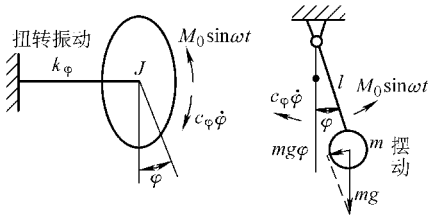
注：$a=k_1+k_2-m_2\omega^2$；$b=(c_1+c_2)\omega$；$c=k_1-m_1\omega^2$；$d=c_1\omega$；$e=-k_1$；$f=-c_1\omega$；$g=(k_1-m_1\omega^2)(k_2-m_1\omega^2)-(k_1m_1+c_1c_2)\omega^2$；$h=[(k_1-m_1\omega^2)c_2-(k_2-m_2\omega^2-m_1\omega^2)c_1]\omega$；$\lambda=\sqrt{k_2^2+c_2^2\omega^2}$；$\theta=\arctan(c_2\omega/k_2)$。

1.3　扭转振动系统

1.3.1　扭转振动与直线振动的比较

在本章前述各节中，仅给出了直线振动系统的计算方法和公式，在一些情况中，求解直线振动系统的方法，可用于求解扭转振动系统的问题。为把直线振动系统的各种计算方法和公式，用于扭转振动系统中，特给出表 10.4-6，以便相互对照使用。

表 10.4-6　单自由度直线振动与扭转振动的参数比较

序号	项　目	直线运动振系	定轴转动振系
1	力学模型		
2	运动微分方程	$m\ddot x + c\dot x + kx = F_0\sin\omega t$	$J\ddot\varphi + c_\varphi\dot\varphi + k_\varphi\varphi = M_0\sin\omega t$ M_0——激振力矩幅值(N·m)
3	位移	$x = x(t)$　(m)	$\varphi = \varphi(t)$　(rad)
4	速度	$\dot x = \dfrac{dx}{dt}$　($m\cdot s^{-1}$)	$\dot\varphi = \dfrac{d\varphi}{dt}$　(rad/s)
5	加速度	$\ddot x = \dfrac{d\dot x}{dt} = \dfrac{d^2x}{dt^2}$　($m\cdot s^{-2}$)	$\ddot\varphi = \dfrac{d\dot\varphi}{dt} = \dfrac{d^2\varphi}{dt^2}$　(rad/s^2)
6	惯性力及惯性力矩	$F_u = m\ddot x$　(N) 式中　m—质量(kg)	$M_u = J\ddot\varphi$　(N·m) 式中　J—转动惯量($kg\cdot m^2$) 摆动：$J = ml^2$
7	阻尼力及阻尼力矩	$F_d = c\dot x$　(N) 式中　c——阻尼系数($N\cdot s\cdot m^{-1}$)	$M_d = c_\varphi\dot\varphi$　(N·m) 式中　c_φ—阻尼系数(N·m·s/rad)
8	恢复力及恢复力矩	$F_k = kx$　(N) 式中　k——刚度($N\cdot m^{-1}$)	$M_k = k_\varphi\varphi$　(N·m) 式中　k_φ—刚度($N\cdot m\cdot rad^{-1}$) 摆动：$k_\varphi = mgl$
9	激励	$F(t) = F_0\sin\omega t$　(N)	$M(t) = M_0\sin\omega t$　(N·m)
10	固有圆频率	$\omega_n = \sqrt{\dfrac{k}{m}}$　($rad\cdot s^{-1}$)	$\omega_n = \sqrt{\dfrac{k_\varphi}{J}}$　(rad/s) 摆动：$\omega_n = \sqrt{\dfrac{g}{l}}$　($rad\cdot s^{-1}$)
11	动能	$T = \dfrac{1}{2}m\dot x^2$　(J)	$T = \dfrac{1}{2}J\dot\varphi^2$　(J)
12	能量耗散函数	$D = \dfrac{1}{2}c\dot x^2$　(J)	$D = \dfrac{1}{2}c_\varphi\dot\varphi^2$　(J)
13	势能	$V = \dfrac{1}{2}kx^2$　(J)	$V = \dfrac{1}{2}k_\varphi\varphi^2$　(J)
例	表10.4-1中第6项线性阻尼的直线运动的相应为 $x = Ae^{-nt}\sin(\omega_d t + \varphi_0)$ $a = x_0;\ b = \dfrac{\dot x_0 + nx}{\omega_d}$ 振幅：$A = \sqrt{x_0^2 + \left(\dfrac{\dot x_0 + nx_0}{\omega_d}\right)^2}$ 初相位：$\varphi_0 = \arctan\left(\dfrac{x_0\omega_d}{\dot x_0 + nx_0}\right)$	扭转运动的响应为 $\varphi = Ae^{-nt}\sin(\omega_d t + \psi_0)$ $a = \varphi_0;\ b = \dfrac{\dot\varphi_0 + n\varphi_0}{\omega_d}$ 振幅：$A = \sqrt{\varphi_0^2 + \left(\dfrac{\dot\varphi_0 + n\varphi_0}{\omega_d}\right)^2}$ 初相位：$\psi_0 = \arctan\left(\dfrac{\varphi_0\omega_d}{\dot\varphi_0 + n\varphi_0}\right)$	

注：其他项目或多自由度振动可按此类比。

1.3.2　传递矩阵法

对呈链状结构型式的机构，可以离散化成轴上带有圆盘的扭转振动系统。整个系统由若干单元（轴段或圆盘）组成，根据单元的物理特性及单元之间的特性，确定单位的传递矩阵，再把各单位的传递矩阵相乘，求出整个系统的传递矩阵。利用系统两端的边界条件及受力条件，可得到系统的动力特性及动力响应。这就是传递矩阵法，其具体内容为：

1）状态矢量。描述扭转振动系统任一点物理状态的矢量为

$$Z = \begin{pmatrix} \theta \\ M \end{pmatrix} \tag{10.4-1}$$

式中　θ——角位移（扭转角）；

M——转矩。

2）传递矩阵与传递方程。把圆盘左侧的状态矢量传递到右侧的矩阵，称点传递矩阵，为

$$T = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -J\omega^2 & 1 \end{pmatrix} \tag{10.4-2}$$

式中　J——转动惯量；

ω——角频率。

把轴段（$i-1$）点的状态矢量传递到 i 点（见图 10.4-1）的矩阵，称场传递矩阵，为

$$T = \begin{pmatrix} 1 & 1/k_\theta \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \tag{10.4-3}$$

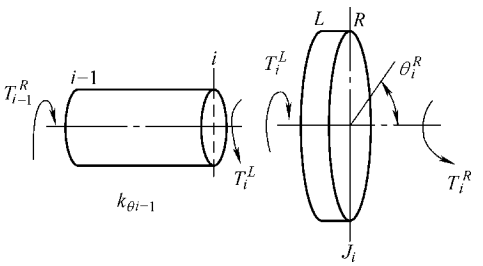


图 10.4-1　扭转振动系统的单元

各单元的传递方程为

$$\left.\begin{aligned} Z_1 &= T_1 Z_0 \\ Z_2 &= T_2 Z_1 \\ &\vdots \\ Z_i &= T_i Z_{i-1} \\ &\vdots \\ Z_n &= T_n Z_{n-1} \end{aligned}\right\} \tag{10.4-4}$$

把系统左端（O 点）和右端（n 点）的各状态矢量连接在一起的传递方程式为

$$Z_n = T_n T_{n-1} \cdots T_i \cdots T_2 T_1 Z_0 = TZ_0 \tag{10.4-5}$$

因此，整个系统的传递矩阵为

$$T = T_n T_{n-1} \cdots T_i \cdots T_2 T_1 = \begin{pmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{pmatrix} \tag{10.4-6}$$

由式（10.4-5），可得出确定第 i 个分点的状态矢量的传递方程式为

$$Z_i = T_i T_{i-1} \cdots T_2 T_1 Z_0 \tag{10.4-7}$$

3）自由振动分析。把系统两端的边界条件（例如，当端部固定时，$\theta = 0$，当端部自由时，$M = 0$）代入式（10.4-5），即得系统的频率方程，它的根就是系统的固有频率。

对两端固定的系统 $\theta_0 = \theta_n = 0$，则式（10.4-5）变为

$$\begin{pmatrix} 0 \\ M_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ M_0 \end{pmatrix}$$

$$t_{12} \times M_0 = 0$$

由于 $M_0 \neq 0$，故 $t_{12} = 0$，就是频率方程。

对两端自由的系统 $M_0 = M_n = 0$，则式（10.4-5）变为

$$\begin{pmatrix} \theta_n \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \theta_0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$t_{12} \times \theta_0 = 0$$

由于 $\theta_0 \neq 0$，故 $t_{21} = 0$，就是频率方程。

在求知固有频率后，假设式（10.4-5）左端（O 点）的未知量中的任意一个为 1，连同固有频率代入式（10.4-5），可求知左端的全部状态矢量。再利用式（10.4-7），可求知系统各点的状态矢量，进而得到系统的振型。

4）受迫振动分析。由于系统存在着激励函数，故把传递方程式写成式（10.4-8）的型式，即

$$\begin{pmatrix} Z \\ \vdots \\ 1 \end{pmatrix}_i = \left(\begin{array}{c:c} T & M \\ \hdashline 0 & 1 \end{array}\right)_i \begin{pmatrix} Z \\ \vdots \\ 1 \end{pmatrix}_{i-1} \tag{10.4-8}$$

式中　Z_i、Z_{i-1}——单元或系统两端的状态矢量；

T_i——传递矩阵；

M_i——激励函数。

根据式（10.4-8），按照与自由振动相同的分析方法，即可对受迫振动进行分析与计算。

例　对图 10.4-2 所示的系统，用传递矩阵法求其扭转振动的固有频率，及简谐激励函数 $M\sin\omega t$ 作用下，系统的位移响应。

解　根据式（10.4-2）~式（10.4-4）及图 10.4-2 得各单元的传递方程为

$$\begin{pmatrix} \theta \\ M \end{pmatrix}_1^R = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -J\omega^2 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta \\ M \end{pmatrix}_1^L$$

$$\begin{pmatrix}\theta\\M\end{pmatrix}_1^L=\begin{pmatrix}1&\dfrac{1}{k_\theta}\\0&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\theta\\M\end{pmatrix}_0^R$$

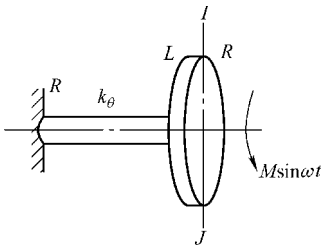


图 10.4-2　扭转振动系统

代入式（10.4-5），得系统的传递方程为

$$\begin{pmatrix}\theta\\M\end{pmatrix}_1^R=\begin{pmatrix}1&0\\-J\omega^2&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1&\dfrac{1}{k_\theta}\\0&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\theta\\M\end{pmatrix}_0^R$$

$$=\begin{pmatrix}1&\dfrac{1}{k_\theta}\\-J\omega^2&1-\dfrac{J\omega^2}{k_\theta}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\theta\\M\end{pmatrix}_0^R$$

由图知其边界条件为：左端固定 $\theta_0^R=0$，右端自由 $M_1^R=0$，代入上式的第二行得

$$0=-J\omega^2\times 0+\left(1-\frac{J\omega^2}{k_\theta}\right)M_0^R$$

由于 $M_0^R\neq 0$，则得频率方程为

$$1-\frac{J\omega^2}{k_\theta}=0$$

由此得系统的固有频率为

$$\omega_n=\sqrt{\frac{k_\theta}{J}}$$

把已求知的系统传递矩阵及激励函数代入式（10.4-8），得

$$\begin{pmatrix}\theta\\M\\\vdots\\1\end{pmatrix}_1^R=\left(\begin{array}{cc:c}1&\dfrac{1}{k_\theta}&0\\-J\omega^2&1-\dfrac{J\omega^2}{k_\theta}&-M\sin\omega t\\\hdashline 0&0&1\end{array}\right)\begin{pmatrix}\theta\\M\\\vdots\\1\end{pmatrix}_0^R$$

此式的第一、第二行分别为

$$\theta_1^R=\theta_0^R+\frac{1}{k_\theta}M_0^R$$

$$M_1^R=-J\omega^2\times\theta_0^R+\left(1-\frac{J\omega^2}{k_\theta}\right)M_0^R-M\sin\omega t$$

把边界条件：$\theta_0^R=0$，$M_1^R=0$，代入以上二式，并联立求解即得圆盘扭转振动的角位移为

$$\theta_1^R=\theta_1^L=\theta_1=\frac{M\sin\omega t}{k_\theta-J\omega^2}$$

1.4　共振

一振动系统的弹簧刚度为 k、阻尼系数为 c、参振质量为 m，其弹性回复力为 kx、阻尼力为 $c\dot{x}$、惯性力为 $m\ddot{x}$，在外力 $F_0\cos\omega t$ 的作用下产生振动。外力的激振频率为 $f=\omega/2\pi$。令 $\omega_n^2=k/m$，$2n=c/m$，可以推导出 $\omega/\omega_n=\sqrt{1-2n^2/\omega_n^2}$时，系统将发生最大的位移振幅。经运算得的位移幅值、相对应的速度幅值和位移与力之间的相角差，列于表 10.4-7 中。

表 10.4-7　激振频率引起的共振

特　征　量	激振频率引起位移共振	激振频率引起速度共振	激振频率等于阻尼固有频率
频率	$\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}-\frac{c^2}{2m^2}}$	$\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$	$\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}-\frac{c^2}{4m^2}}$
位移幅值	$\frac{F_0}{c\sqrt{\frac{k}{m}-\frac{c^2}{4m^2}}}$	$\frac{F_0}{c\sqrt{\frac{k}{m}}}$	$\frac{F_0}{c\sqrt{\frac{k}{m}-\frac{3c^2}{16m^2}}}$
速度幅值	$\frac{F_0}{c\sqrt{1+\frac{c^2}{4km-2c^2}}}$	$\frac{F_0}{c}$	$\frac{F_0}{c\sqrt{1+\frac{c^2}{16km-4c^2}}}$
位移与力之间的相角差	$\arctan\sqrt{\frac{4km}{c^2}-2}$	$\frac{\pi}{2}$	$\arctan\sqrt{\frac{16km}{c^2}-4}$

还有一种加速度共振，频率为 $\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k/m}{1-2(c/2\sqrt{km})^2}}$，系统作受迫振动时，激振频率有任何微小变化均会使系统响应上升。

1.5　回转机械起动和停机过程中的振动

1.5.1　起动过程的振动

回转机械的转子无论静、动平衡做得如何好，仍会有不平衡惯性力存在，激发机械系统产生振动。为减少传给基础的动载荷，通常在回转机械和基础之间装有隔振弹簧或者隔振弹簧加阻尼器。这样便构成了质量、弹簧和阻尼的振动系统。如果只研究铅垂方向的振动，额定转速超过临界转速的机器在起动过程中随转速逐渐升高，必然要经过共振区，机械系统的振幅明显增大，回转机械起动过程的位移曲线如图 10.4-3 所示。起动过程大致可分为两个阶段。第一阶段为电动机带动负载的起动过程。该阶段是电动机带动偏心转子完成转子从零到正常转速的过渡，在这个过渡过程中，当转子的转速和系统的固有频率接近或相等时，机械系统将处于共振状态，振幅将明显增大。但由于起动速度较快，转子在共振状态下运转时间较短，振幅增长有限，通常为正常工作时振幅的 3 ~5 倍；第二阶段是在第一阶段激发起系统具有一定初始位移和初始速度条件下的自由振动和受迫振动的叠加。初始条件取决于第一阶段起动的快慢，起动得快初始位移和初始速度就小，第二阶段的过渡过程也就短，否则相反。

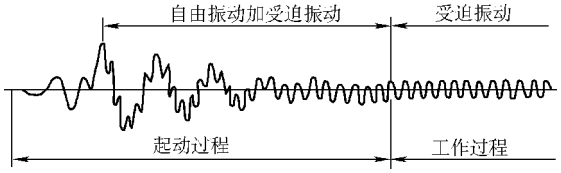


图 10.4-3　回转机械起动过程的位移曲线

1.5.2　停机过程的振动

回转机械停机过程的位移曲线如图 10.4-4 所示。停机过程也可大致分为两个阶段。第一阶段虽然电动机电源切断，偏心转子在惯性力矩和阻尼力矩作用下，处于减速回转状态。当转速降低到系统固有圆频率以下时，由于转速低，离心力也很小，对系统已不起激振作用。在减速回转过程中，当激振频率逐渐接近系统固有圆频率时，振幅将增大。由于转子的阻尼力矩较小，所以，停机过程越过共振区较起动过程越过共振区的时间充分，越过共振区时的振幅通常可以达到机械正常工作时振幅的 5 ~7 倍。这一现象应当给予充分重视，在设计隔振弹簧时，必须保证弹簧的静变形量大于该最大振幅值和限位装置。否则，机体由于振幅过大，瞬时机体可能脱离弹簧，当机体重新落在弹簧上时，对机体和弹簧都会造成很大冲击，对机械的使用寿命有很大影响。更有甚者，不仅机体振幅大于弹簧的静变形，造成机体和弹簧的脱离，而且使限位装置不起作用，弹簧会像炮弹一样地飞出，造成人身和设备的严重事故。第二阶段为衰减自由振动，这种自由振动衰减快慢主要取决于系统的阻尼。阻尼包含振动阻尼和转子回转阻尼。回转阻尼影响转子的减速和越过共振区的时间，也就意味着影响第二阶段的初始条件；振动阻尼影响振动的衰减速度。若第二阶段的初始位移和初始速度小，振动阻尼又较大，则第二阶段较短，否则相反（以上未考虑到加制动的停车状态）。

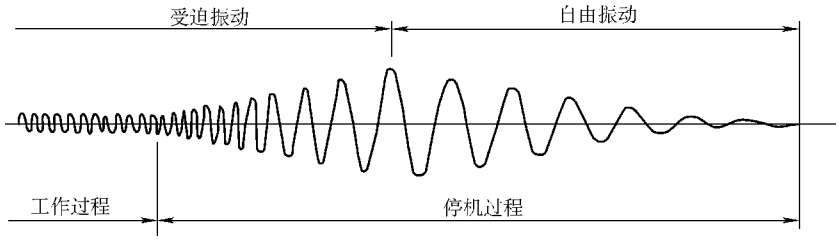


图 10.4-4　回转机械停机过程的位移曲线

2　非线性振动和随机振动

2.1　非线性振动

2.1.1　概述

系统中的某个或某几个参数具有非线性性质，只能用非线性微分方程描述的振动，称为非线性振动。非线性程度较大的系统，称为强非线性系统。非线性程度较小，即接近线性的系统，称为拟线性系统。振动状态不受外界影响，完全由系统性质决定的非线性系统，称为自治系统。振动状态受外界作用影响的非线性系统，称为非自治系统。

（1）非线性特性

使系统具有非线性特性的原因很多，常见的非线性特性有：

1）非线性恢复力。系统的恢复力不与位移成正比，当位移增加，刚度随之增加的系统，称为硬特性系统；反之，称为软特性系统。形成非线性恢复力的原因有：振幅较大，使材料进入非线性弹性，甚至塑性的材料非线性；使结构的几何形状显著变化，需重新建立其平衡方程的几何非线性；由不连续弹性体组成系统的分段线性，以及系统具有负刚度，使系统不是回复而是离开其平衡位置等。

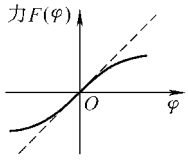
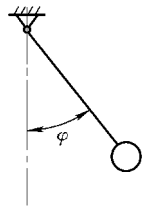
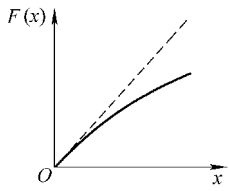
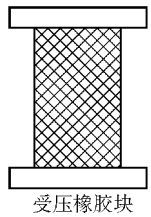
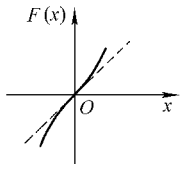
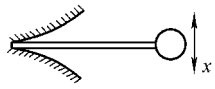
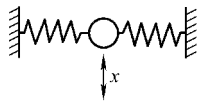
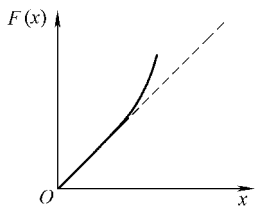
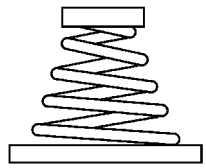
2）非线性阻尼力。系统的阻尼力不与速度成正比。形成非线性阻尼力的原因有：振动体周围流体介质产生的流体阻尼；固体外界环境产生的干摩擦阻尼；材料内摩擦产生的材料阻尼；振动体结合部产生的滑移阻尼，以及系统具有负阻尼，使系统的运动不是逐渐衰减而是不断增加等。

机械振动系统中的非线性参数见表10.4-8。

（2）非线性力的特性曲线

表10.4-9所示为各种系统所常见的几种非线性弹性力的特征曲线。表10.4-10所示为各种系统所常见的几种非线性阻尼力的特征曲线。表10.4-11所示为混合型非线性力的例子，基本上由材料或组件的弹性及内部阻力而形成。

表10.4-8　机械振动系统中的非线性参数

非线性参数	非线性特性		举例（结构简图或简化模型）
	分类	特性曲线	
非线性恢复力	软特性		
			 受压橡胶块
	硬特性		 有限位器的减振器力学简图  弹性悬挂装置
			 受压圆锥弹簧

（续）

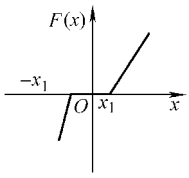
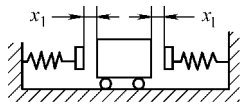
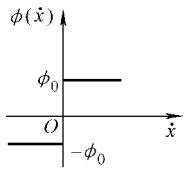
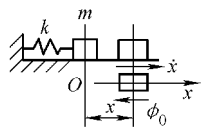
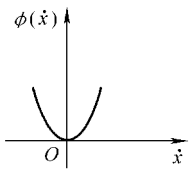
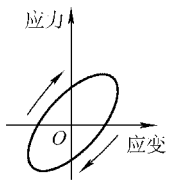
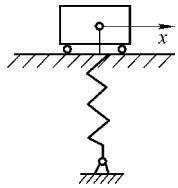
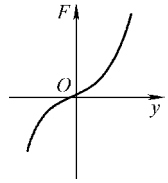
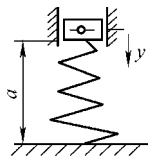
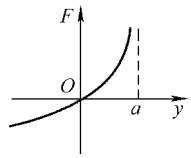
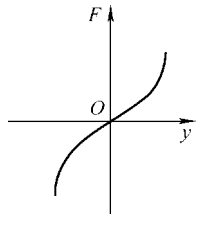
非线性参数	非线性特性		举例（结构简图或简化模型）
	分类	特性曲线	
非线性恢复力	分段线性		
非线性阻尼力	干摩擦		
	流体摩擦		当物体运动速度较高时，空气、液体等流体对物体的阻力
	材料内阻		高内耗的粘弹性材料，每变形一周由于迟滞所耗能量为迟滞回线内的面积

表 10.4-9　各种系统所常见的几种非线性弹性力的特征曲线

序号	系统说明	系统图例	力的特征曲线
1	以弹簧压于平面的物体		
2	置于锥形弹簧上的物体		
3	柔性弹性梁		

（续）

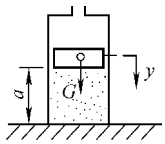
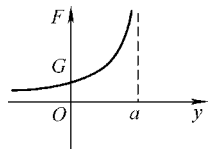
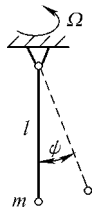
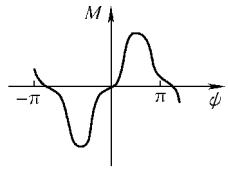
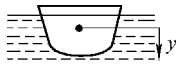
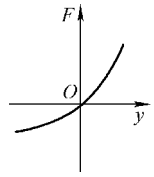
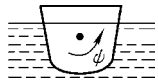
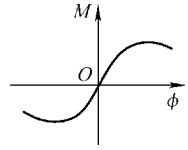
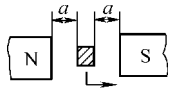
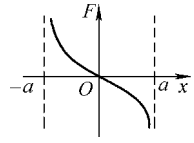
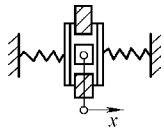
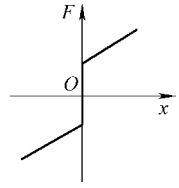
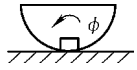
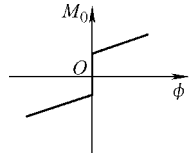
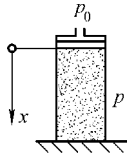
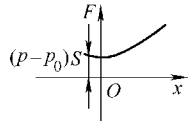
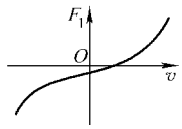
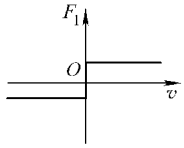
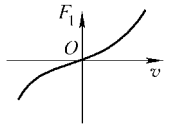
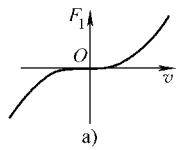
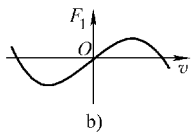
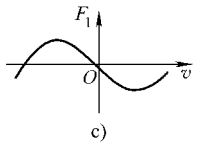
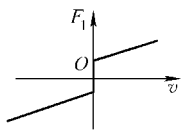
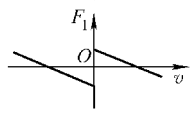
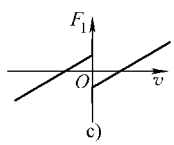
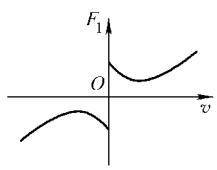
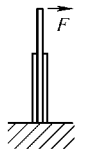
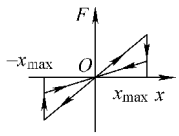
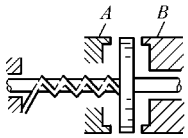
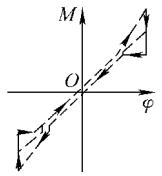
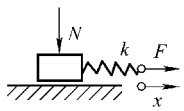
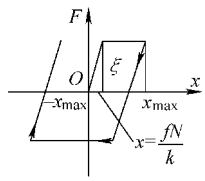
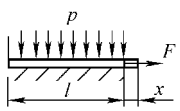
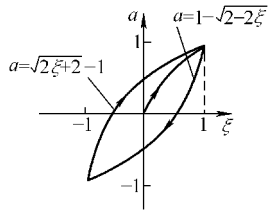
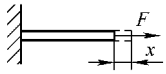
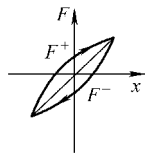
序号	系统说明	系统图例	力的特征曲线
4	密闭缸内的气体上的重物		
5	悬挂轴旋转的单摆		 $M=mgl\sin\psi-m\Omega^2l^2\cos\psi\sin\psi$
6	曲面船垂直偏离平衡位置		
7	曲面船绕平衡位置转动		
8	磁场中的电枢		
9	有间隙的弹簧		
10	有纵向横槽的半圆柱体		
11	缸内有气压的活塞向下压		 p、p_0—内部压力和大气压力 S—气缸横断面积

表 10.4-10　各种系统所常见的几种非线性阻尼力的特征曲线

序号	阻尼说明	阻 尼 公 式	力的特征曲线	说　　明
1	幂函数阻尼	$F_1 = b \mid v \mid^{n-1} v$		
2	库仑摩擦 （1 中 $n=0$ 时）	$F_1 = b_0$		即《机械设计手册》（第 5 版）表 38.2-8 中的序号 1
3	平方阻尼 （1 中 $n=2$ 时）	$F_1 = b_1 v^2$		即《机械设计手册》（第 5 版）表 38.2-8 中的序号 2
4	线性和立方阻尼的组合	a）$F_1 = b_1 v + b_3 v^3$ b）$F_1 = b_1 v - b_3 v^3$ c）$F_1 = -b_1 v + b_3 v^3$	 a)  b)  c)	
5	线性与库仑阻尼的组合	a）$F_1 = b_0 \frac{v}{\mid v \mid} + b_1 v$ b）$F_1 = b_0 \frac{v}{\mid v \mid} - b_1 v$ c）$F_1 = -b_0 \frac{v}{\mid v \mid} + b_1 v$	 a)  b)  c)	
6	干摩擦 （2 和4 的一部分）	$F_1 = b_0 \frac{v}{\mid v \mid} - b_1 v + b_3 v^3$		

注：v—速度，$v = \dot{x}$；b_0，b_1，…，b_3—正的常数。

表 10.4-11　混合型非线性力

序号	系统说明	系统图例	力的特性曲线
1	在其间有库仑摩擦的板弹簧组合		
2	固定在螺栓弹簧上的圆盘，在旋转时由于弹簧拧紧，它与粗糙表面 A 或 B 压紧		
3	弹塑性系统		
4	以常压 p 压在粗糙表面上的弹性带钢	 $x_{max}=\frac{F_{max}^2}{2fpESb}$ E—弹性模量 S—截面面积 b—宽度 f—摩擦因数 $F_{max}=fpbl$	 $a=\frac{F}{F_{max}}$；$\xi\frac{x}{x_{max}}$
5	具有材料内阻的杆		

（3）非线性系统的物理特性

在线性系统中，由于有阻尼存在，自由振动总是被衰减掉，只有在干扰力作用下有定常的周期解；而在非线性系统中，如自激振动系统，在有阻尼及无干扰力的情况下，也有定常的周期振动。

非线性振动与线性振动不同的特点有如下几个方面（其特性曲线与说明见表 10.4-12）。

1）在线性系统中，固有频率和初始条件、振幅无关；而在非线性系统中，固有频率则和振幅、相位以及初始条件有关，如表 10.4-12 中的第 2 项。

2）幅频曲线出现拐点，受迫振动有跳跃和滞后现象，表 10.4-12 中第 3 项恢复力为硬特性的非线性系统受简谐激振力作用时的响应曲线，第 4 项恢复力为软特性的响应曲线。

3）在非线性系统中，对应于平衡状态和周期振动的定常解一般有数个，必须研究解的稳定性问题，才能决定各个解的特性，如第 5 项。

4）线性系统中的叠加原理对非线性系统不适用。

5）在线性系统中，强迫振动的频率和干扰力的频率相同；而在非线性系统中，在简谐干扰力作用下，其定常强迫振动解中，除有和干扰力同频的成分外，还有成倍数的频率成分存在。

多个简谐激振力作用下的受迫振动有组合频率的响应，出现组合共振或亚组合共振，如第 7 项。

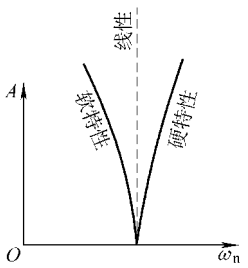
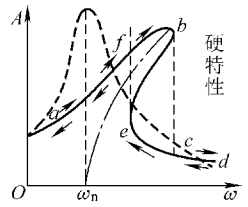
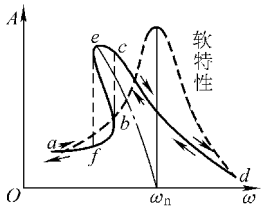
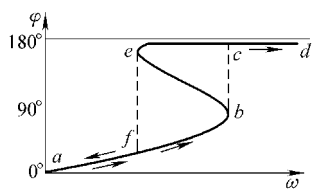
6）频率俘获现象。

7）广泛存在混沌现象。混沌是在非线性振动系统上有确定的激励作用而产生的非周期解。

8）非理想系统、自同步系统等不能线性化，必须研究非线性微分方程才能对其振动规律进行分析。

几个非线性系统的响应曲线见表 10.4-13。

表 10.4-12　非线性系统的物理特性

序号	物理性质	特性曲线(公式)	说　明
1	恢复力为非线性时，固有圆频率和振幅间的关系		第 3、4 项的拐曲可参照
2	固有圆频率是振幅的函数	弹性恢复力 $f(x)=kx+ax^3+bx^5$ 系统固有圆频率 $\omega_n=\sqrt{\dfrac{k+aA^2+bA^4}{m}}$	系统的固有圆频率将随着振幅 A 的增大而增大(硬特性)或减小(软特性) 非线性系统的运动微分方程 $m\ddot{x}+kx+ax^3+bx^5=0$ 式中　m—质量(kg)；k、a、b—位移的一、三、五次项的系数；A—位移幅值
3	幅频响应曲线发生拐曲		硬式非线性系统幅频响应曲线的峰部向右拐 软式非线性系统幅频响应曲线的峰部向左拐，见序号 1
4	受迫振动的跳跃和滞后现象		当激振力幅值不变时，缓慢改变激振频率，则受迫振动的幅值 A 将发生如左图所示的变化。当 ω 从 0 开始增大时，则振幅将沿 afb 增大，到 b 点若 ω 再增大，则 A 突然下降(或增大)到 c，这种振幅的突然变化称为跳跃现象，然后若 ω 继续增大，则 A 沿 cd 减小。反之，当 ω 从高向低变化时，A 将沿 dc 方向增大，到达 c 点并不发生跳跃，而是继续沿 ce 方向增大，到 e 点，若 ω 再变小，则振幅又一次出现跳跃现象，这种到 c 不发生跳跃，而到 e 才发生跳跃的现象，称为滞后现象。从 e 点跳跃到 f 点后，振幅 A 将沿 fa 方向减小 除振幅有跳跃现象外，相位也有跳跃现象。下面是非线性系统的相频响应曲线(硬特性) 

（续）

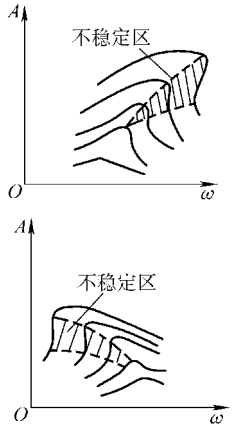
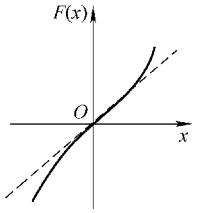
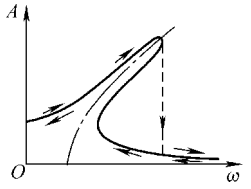
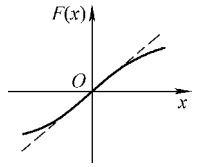
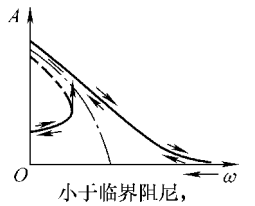
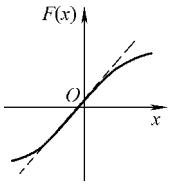
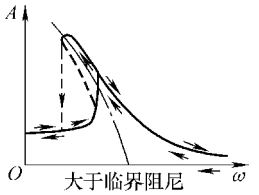
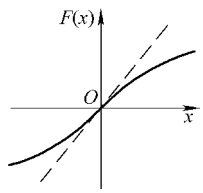
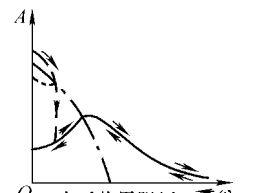
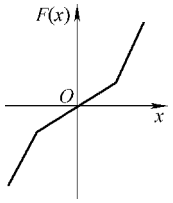
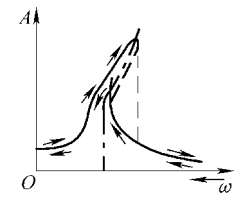
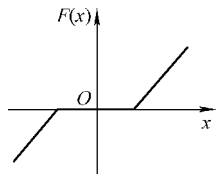
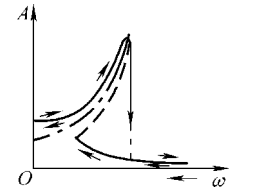
序号	物理性质	特性曲线(公式)	说　明
5	稳定区和不稳定区		在非线性系统幅频响应曲线的滞后环(序号 3、4 两图的 *bcef*)内,即两次跳跃之间,对应同一频率,有三个大小不同的幅值,也就是对应同一频率有三个解,其中对应 *be* 段上的解,无法用试验方法获取,该解就是不稳定的。多条幅频响应曲线对应的这一区域称为不稳定区。正因为如此,就需要对多值解的稳定性进行判别
6	线性叠加原理不再适用	$(x_1+x_2)^2 \neq x_1^2+x_2^2$ $\left[\frac{\mathrm{d}(x_1+x_2)}{\mathrm{d}t}\right]^2 \neq \left(\frac{\mathrm{d}x_1}{\mathrm{d}t}\right)^2+\left(\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t}\right)^2$	
7	简谐激振力作用下的受迫振动有组合频率响应	非线性系统在 $F_1\sin\omega_1 t$ 和 $F_2\sin\omega_2 t$ 作用下,不仅会出现角频率为 ω_1 和 ω_2 的受迫振动,而且还可能出现频率为 $m\omega_1 \pm n\omega_2$(m、n 为整数)的受迫振动	非线性系统在 $F_1\sin\omega_1 t$ 作用下,不仅会出现角频率为 ω_1 的受迫振动,而且还可能出现角频率等于 ω_1/n 的超谐波和角频率等于 $n\omega_1$ 的次谐波振动。当 $\omega=\omega_n$ 时,除谐波共振外,还可能有超谐波共振和次谐波共振
8	频率俘获现象	非线性系统在受到接近于固有角频率 ω_n 的频率为 ω 的简谐激振力作用下,不会出现拍振现象,而是出现不同于 ω_n 和 ω 的单一频率的同步简谐振动,这就是频率俘获现象。产生频率俘获现象的频带为俘获带	

表 10.4-13　非线性系统的响应曲线

（续）

恢　复　力	响 应 曲 线	恢　复　力	响 应 曲 线
			
			
			

2.1.2　求解非线性振动的常用方法

（1）分析非线性振动的常用方法

由于非线性振动的复杂性，至今还没有一个能适用于各种情况的通用方法，也只有极少数问题可以求得精确解，对大多数问题只能用各种近似方法求得近似解。针对不同情况使用的常用方法见表 10.4-14。

（2）等效线性化近似解法

等效线性化近似解法，见表 10.4-15。

表 10.4-14　分析非线性振动的常用方法

		名　　称	适用范围及优缺点
精确解法		特殊函数法	可用椭圆函数或 Γ 函数等求得精确解的少数特殊问题，以及构造弹性力三次项为强非线性系统的振动解
		接合法	分段线性系统
近似方法	定性方法	相平面法	可研究强非线性自治系统
		点映射法	可研究强非线性系统的全局性态，并且是研究混沌问题的有力工具
		频闪法	求拟线性系统的周期解和非定常解，但必须将非自治系统化为自治系统
	定量方法	三级数法	求拟线性系统的周期解和非定常解，高阶近似较繁
		平均法	求拟线性系统的周期解和非定常解，高阶近似较简单
		小参数法	求拟线性系统的定常周期解
		多尺度法	求拟线性系统的周期解和非定常解
		谐波平衡法	求强非线性系统和拟线性系统的定常周期解，但必须已知解的谐波成分
		等效线性化法	求拟线性系统的定常周期解和非定常解
		伽辽金法	求解拟线性系统，多取一些项也可用于强非线性系统
		数值解析法	求解拟线性系统、强非线性系统的解

注：非线性系统运动微分方程式中，$\dot{x}$、$\ddot{x}$不显含 t 的系统称自治系统，其振动性状完全由系统性质决定，不受外部的影响而产生的自由振动和自激振动。

表 10.4-15　等效线性化法

项　　目	数学表达式	说　　明
非线性运动微分方程	$m\ddot{x}+f(x,\dot{x})=F_0\sin\omega t$ $f(x,\dot{x})$ 为阻尼力和弹性恢复力的非线性函数	非线性函数可推广成为 $f(x,\dot{x},\ddot{x},t)$ 更一般函数
等效线性运动微分方程	$m\ddot{x}+c_e\dot{x}+k_e x=F_0\sin\omega t$	c_e、k_e 分别为等效线性阻力系数和刚度
等效线性方程的稳态解	式中 $x=A\sin(\omega t-\varphi)=A\sin\omega t$ $A=\dfrac{F_0}{\sqrt{(k_e-m\omega^2)^2+c_e^2\omega^2}}=\dfrac{F_0\cos\varphi}{k_e-m\omega^2}$ $\varphi=\arctan\dfrac{c_e\omega}{k_e-m\omega^2}$	这里的振幅 A、相位差角 φ 的表达式和线性系统的振动给出的公式是等价的
将 $f(x,\dot{x})$ 非线性项展成傅里叶级数	式中 $f(x,\dot{x})\approx a_1\cos\varphi+b_1\sin\varphi$ $a_1=\dfrac{1}{\pi}\int_0^{2\pi}f(A\sin\varphi,A\omega\cos\varphi)\cos\varphi\mathrm{d}\varphi$ $b_1=\dfrac{1}{\pi}\int_0^{2\pi}f(A\sin\varphi,A\omega\cos\varphi)\sin\varphi\mathrm{d}\varphi$	通常一次谐波都远大于二次以上谐波，所以一般均忽略二次以上谐波。a_0 只影响静态特性，一般也不考虑
将展开的 $f(x,\dot{x})$ 代入非线性方程并同等效线性方程比较得出等效线性参数	等效刚度 $k_e=\dfrac{b_1}{A}=\dfrac{1}{\pi A}\int_0^{2\pi}f(A\sin\varphi,A\omega\cos\varphi)\sin\varphi\mathrm{d}\varphi$ 等效阻尼系数 $c_e=\dfrac{a_1}{A\omega}=\dfrac{1}{\pi A\omega}\int_0^{2\pi}f(A\sin\varphi,A\omega\cos\varphi)\cos\varphi\mathrm{d}\varphi$	

注：有关运动稳定性问题在本章 2.1.3 节（3）一并加以讨论。

例　求解如图 10.4-5 所示的系统，该机的非线性振动方程为

$$m\ddot{y}+c_y\dot{y}+F_m(\ddot{y},\dot{y})+k_y y=F_0\sin\delta\sin\varphi$$

$$m\ddot{x}+c_x\dot{x}+F_m(\ddot{x},\dot{x})+k_x x=F_0\cos\delta\sin\varphi$$

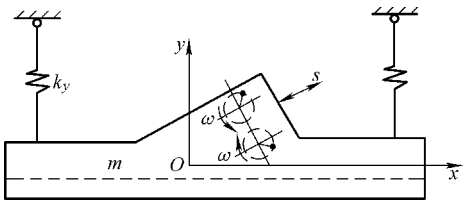


图 10.4-5　某自同步式振动机的力学模型

式中

$$F_m(\ddot{y},\dot{y})=\begin{cases}0 & \varphi_d<\varphi<\varphi_z\\ m_m(\ddot{y}+g) & \varphi_z-2\pi+\Delta\varphi\leqslant\varphi\leqslant\varphi_d\\ \dfrac{m_m(\dot{y}_m-\dot{y}_z)}{\Delta t} & \varphi_z\leqslant\varphi\leqslant\varphi_z+\Delta\varphi\end{cases}$$

$$F_m(\ddot{x},\dot{x})=\begin{cases}0 & \varphi_d<\varphi<\varphi_z\\ m_m\ddot{x} & \varphi_1\leqslant\varphi\leqslant\varphi_2\\ \mp\mu m_m(\ddot{y}+g) & \varphi_2\leqslant\varphi\leqslant\varphi_3\\ & \text{（正向滑动时取负号，}\\ & \text{反向滑动时取正号）}\\ \mu\dfrac{m_m(\dot{y}_m-\dot{y}_z)}{\Delta t} & \\ \text{或} & \\ \dfrac{m_m(\dot{x}_m-\dot{x}_z)}{\Delta t} & \varphi_z\leqslant\varphi\leqslant\varphi_z+\Delta\varphi\end{cases}$$

式中　m_m——物料质量（kg）；

μ——摩擦因数；

Δt——冲击时间（s），$\Delta t\to 0$；

$\dot{y}_m$、$\dot{y}_z$——物料抛掷运动结束，落至机体时的速度与工作机体在此瞬时的垂直分速度（$m\cdot s^{-1}$）；

$\dot{x}_m$、$\dot{x}_z$——物料抛掷运动结束，落至机体时的速度与工作机体在此瞬时的水平分速度（$m\cdot s^{-1}$）；

φ_d——物料作抛掷运动的抛始角（rad）；

φ_z——物料作抛掷运动的终止角，称为抛止角（rad）；

δ——振动方向角；

φ_1——物料在机体槽台上与槽台开始作等速运动时的相角；

φ_2——物料在机体槽台上与槽台开始有相对运动时的相角；

φ_3——物料在机体槽台上与槽台停止有相对运动时的相角；此时物料在机体槽台上与槽台又开始作等速运动，相当于又一次的相角 φ_1。（$\varphi_2-\varphi_1$）为物料与槽台作一次等速运动的相角差，（$\varphi_3-\varphi_2$）为物料与槽台作一次相对运动的相角差，在机体槽台的一个运动循环中，物料未跳起之前可能有几个这样的相角差。

该机作直线运动，因此，$y=s\sin\delta$，$x=s\cos\delta$

解　非线性方程的等效线性方程为

$$(m+K_{my}m_m)\ddot{y}+(c_y+C_{my})\dot{y}+k_y y=F_0\sin\delta\sin\varphi$$

$$(m+K_{mx}m_m)\ddot{x}+(c_x+C_{mx})\dot{x}+k_x x=F_0\cos\delta\sin\varphi$$

非线性方程的一次近似解为

$$y=A_y\sin\varphi_y\qquad \varphi_y=\omega t-\alpha_y$$

$$x=A_x\sin\varphi_x\qquad \varphi_x=\omega t-\alpha_x$$

对小阻尼振动机来说 $\alpha_y\approx\alpha_x$，所以，$\varphi_y\approx\varphi_x\approx\varphi$，推求非线性作用力一次谐波傅里叶系数，代入非线性方程（在忽略非线性作用力的二次以上谐波项，过程从略）可求得

$$A_y=\frac{F_0\sin\delta\cos\alpha_y}{k_y-\left(m-\dfrac{b_{1y}}{m_m A_y\omega^2}m_m\right)\omega^2}$$

$$\alpha_y=\arctan\frac{\left(c_y+\dfrac{a_{1y}}{A_y\omega}\right)\omega}{k_y-\left(m-\dfrac{b_{1y}}{m_m A_y\omega^2}m_m\right)\omega^2}$$

$$A_x=\frac{F_0\cos\delta\cos\alpha_x}{k_x-\left(m-\dfrac{b_{1x}}{m_m A_x\omega^2}m_m\right)\omega^2}$$

$$\alpha_x=\arctan\frac{\left(c_x+\dfrac{a_{1x}}{A_x\omega}\right)\omega}{k_x-\left(m-\dfrac{b_{1x}}{m_m A_x\omega^2}m_m\right)\omega^2}$$

因而，物料的等效质量系数和等效阻尼系数为

$$K_{my}=-\frac{b_{1y}}{m_m A_y\omega^2}\qquad C_{my}=\frac{a_{1y}}{A_y\omega}$$

$$K_{mx}=-\frac{b_{1x}}{m_m A_x\omega^2}\qquad C_{mx}=\frac{a_{1x}}{A_x\omega}$$

将振动 y 和 x 合成为振动 s 后的等效线性方程为

$$(m+K_m m_m)\ddot{s}+c_e\dot{s}+k_e s=F_0\sin\omega t$$

式中　$K_m=K_{my}\sin^2\delta+K_{mx}\cos^2\delta$

$$c_e=(c_y+C_{my})\sin^2\delta+(c_x+C_{mx})\cos^2\delta$$

$$k_e=k_y\sin^2\delta+k_x\cos^2\delta$$

该方程的一次近似解：$s=A_s\sin(\omega t-\alpha_s)$

式中　$$A_s=\frac{F_0\cos\alpha_s}{k_e-(m+K_m m_m)\omega^2}$$

$$\alpha_s=\arctan\frac{c_e\omega}{k_e-(m+K_m m_m)\omega^2}$$

2.1.3　自激振动

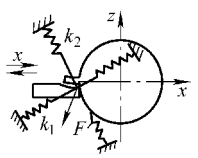
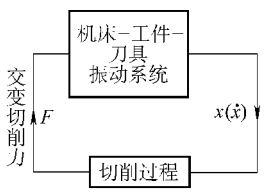
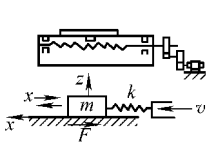
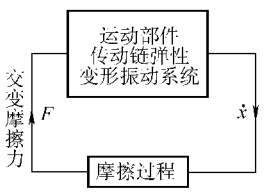
（1）自激振动与自振系统的特性（见表10.4-16）

（2）机械工程中常见的自激振动现象（见表10.4-17）

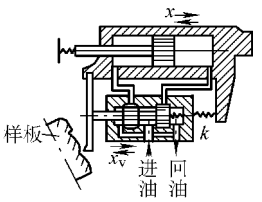
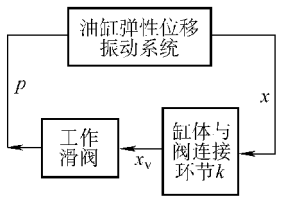
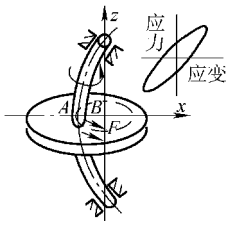
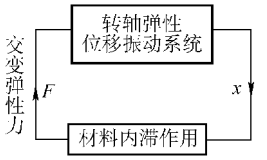
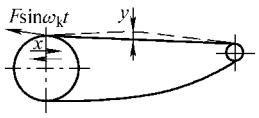
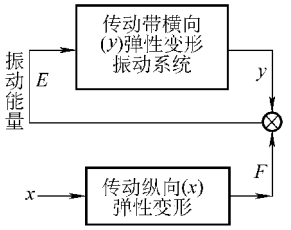
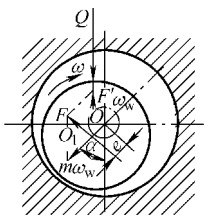
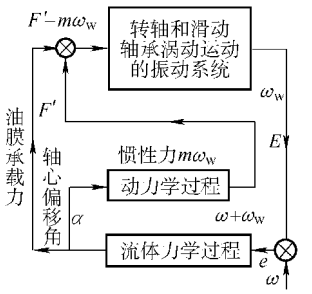
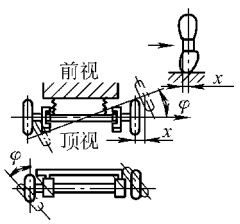
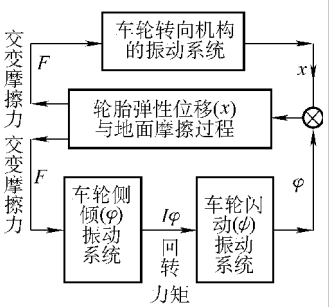
表 10.4-16　自激振动与自振系统的特性

项　　目	基　本　特　性	说　　明
自激振动	自激振动简称自振，是依靠系统自身各部分间相互耦合而维持的稳态周期运动。它的频率和振幅只取决于系统自身的结构参数，与系统的初始运动状态无关。一般情况下，振动频率为系统固有频率	自激振动无需周期变化外力就能维持稳态周期运动，这是与稳态受迫振动的根本区别 无阻尼自由振动的振幅和固有频率与系统初始运动状态有关，这是无阻尼自由振动与自振的根本区别
自振系统	任何物理系统振动时都要耗散能量，自振系统要维持稳态周期运动，一定要有给系统补充能量的能源，自振系统是非保守系统	能源向自振系统输入能量，不是任意瞬时都等于系统所耗散的能量。当输入能量大于耗散能量，则振动幅值将增大。当输入能量小于耗散能量，振动幅值将减小。但无论如何增大减小，最终都要达到输入和耗散能量的平衡，出现稳态周期运动
	自振系统是非线性系统，它具有反馈装置的反馈功能和阀的控制功能	线性阻尼系统没有周期变化外力作用产生衰减振动。只有非线性系统才能将恒定外力转换为激励系统产生振动的周期变化内力，并通过振动的反馈来控制振动
自振与稳态受迫振动的联系	如果只将自振系统中的振动系统和作用于系统的周期力作为研究对象，则可将自振问题转化为稳态受迫振动问题	当考察各种稳态受迫振动时，如果扩展被研究系统的组成，把受迫振动周期变化的外力变为扩展后系统的内力，则会发现更多的自激振动
自振与参激振动的联系	当系统受到不能直接产生振动的周期交变力（如交变力垂直位移）作用，通过系统各部分间的相互耦合作用，使系统参数（如摆长、弦和传动带张力、轴的截面惯性矩或刚度等）作周期变化，并与振动保持适当相位滞后关系，交变力向系统输入能量，当参数变化角频率 ω_k 和系统固有角频率 ω_n 之比 $\omega_k/\omega_n = 2、1、2/3、2/4、2/5、\cdots$ 时，可能产生稳态周期振动，这种振动是广义自激振动	例如荡秋千时，利用人体质心周期变化，使摆动增大，但是如果秋千静止，无论人的质心如何上下变化，秋千仍然摆动不起来，这是典型广义自振的例子 如果缩小研究对象的范围，可将广义自振问题转化为参激振动问题，相反，在考察某些参激振动问题时，如果进一步探讨系统结构周期性变化的原因，也就是把结构变化的几何性描述转变为相应子系统的动力过程，就可将这类参激振动问题转变为自激振动问题
自振的控制及利用	自振系统往往在达到稳态周期运动之前，振动的幅值就超过了允许的限度，所以，应采取措施控制和防治。但像蒸汽机、风动冲击工具等则是利用自振来工作的	

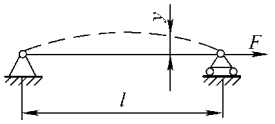
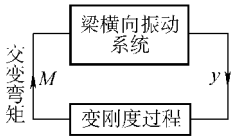
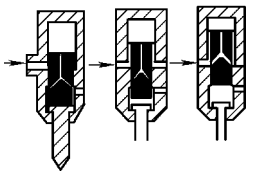
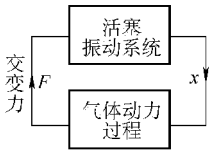
表 10.4-17　机械工程中常见的自激振动现象

自振现象	机　械　系　统	振动系统和控制系统 相互联系示意图	反馈控制的特性和产生自振 条件的简要说明
机床的切削自振			振动系统的动刚度不足或主振方向与切削力相对位置不适宜时，因位移 x 的联系产生维持自振的交变切削力 F 切削力具有随切削速度增加而下降的特性时，因速度 $\dot{x}$ 的联系产生交变切削力 F
低速运动部件的爬行			摩擦力具有随运动速度增加而下降的特性时，因振动速度 $\dot{x}$ 和运动速度 v 的联系产生维持自振的交变摩擦力 F

（续）

自振现象	机　械　系　统	振动系统和控制系统相互联系示意图	反馈控制的特性和产生自振条件的简要说明
液压随动系统的自振			缸体与阀反馈连接的环节 k 的刚度不足或存在间隙时，缸体弹性位移 x 会产生维持自振的交变油压 p
高速转轴的弓状回转自振			转轴材料的内滞作用是应力和应变不成线性关系。圆盘与轴配合较松时，内滞更加明显。轴转动时，轴上所受的弹性力 F 不通过中心 B，而使轴心 A 产生绕 B 点（轴线 z）作弓状回转运动。转速大于轴的临界转速时产生自振，其频率等于临界转速
传动带横向自振			传动带轮振动位移 x 引起传动带张力 F 的变化，当 x 和 F 的振动角频率 ω_k 为传动带横向弹性变形振动系统的固有角频率 ω_n 的 2 倍时，产生横向 y 的参数自振，y 的振动角频率 ω_n
滑动轴承的油膜振荡			轴承油膜承载力 F' 与轴颈偏离所产生的惯性力 $m\omega_w$ 不平衡，其合力 F 使轴心 O_1 绕轴承中心作涡动运动。其方向与轴的转速 ω 方向相同，涡动角速度 $\omega_w = 0.5\omega_c$，$\omega \geqslant 2\omega_c$（$\omega_c$ 为轴的一阶临界转速）时，产生强烈的油膜振荡，振荡角频率 $\omega_k = \omega_c$，不随 ω 而变化
汽车车轮的闪动			车轮的侧向位移 x、倾角 φ 和闪动角 ψ 三者相互关联，在一定的行驶速度范围内，产生维持自振的交变摩擦力 轮胎内气压和轮胎侧向刚度越低，越容易产生侧向位移；悬挂弹簧刚度越低，侧倾越大。侧向位移出现和侧倾的加大，使各振动的相互联系加强，因而愈容易产生车轮闪动的自振 提高车轮转向机构的刚度和阻尼，可避免车轮闪动现象出现

（续）

自振现象	机　械　系　统	振动系统和控制系统相互联系示意图	反馈控制的特性和产生自振条件的简要说明
受轴向交变力作用的简支梁横向自振			受轴向交变力 F 作用的简支梁，由于 F 与振动位移 y 产生交变弯矩作用，使梁抗弯刚度有周期性变化，只要 F 的变化角频率 ω_k 和系统固有角频率 ω_n 之间保持一定关系（ω_k/ω_n =2、1、2/3、2/4、2/5、…），则梁可能产生横向自激振动
气动冲击工具的自振			气动冲击工具的活塞往复运动，通过配气通道交替改变活塞前后腔压力，使活塞维持恒频率恒振幅的稳态振动。压缩空气为活塞往复运动提供了能量，活塞本身完成了振动体、阀和反馈装置的全部职能

（3）单自由度系统相平面及稳定性

单自由度非线性系统振动的定性研究经常用图解法，其中相平面法是常用的方法。在平面图上作出系统的运动速度和位移的关系，称相轨迹，以此了解系统可能发生的运动的总情况。例如，对于自治系统（见表 10.4-14 的注），非线性单自由度系统的微分方程式可普遍写为

$$\ddot{x}+f(x,\dot{x})=0$$

令

$$y\equiv\dot{x}=\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}$$

上式可化为

$$\dot{y}=-f(x,y)=Y(x,y)$$

而

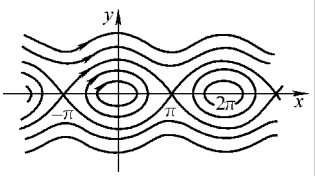
$$\dot{x}=X(x,y)$$

两式相除，得

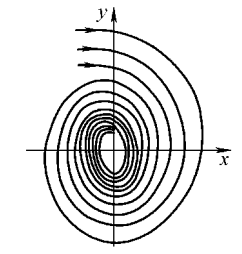
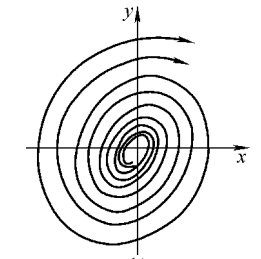
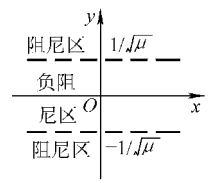
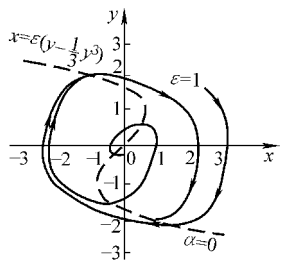
$$\frac{\dot{y}}{\dot{x}}=\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}y}=\frac{Y(x,y)}{X(x,y)}=m$$

积分后，即为以 x，y 为坐标的相平面图上，由初始条件（x_0，y_0）开始画出的等倾线（以斜率 m 为参数）族，是作相平面图的方法之一。单自由度系统相平面及稳定性的几种主要情况见表 10.4-18。

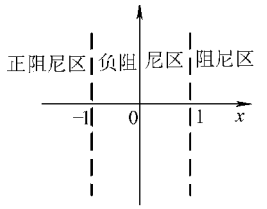
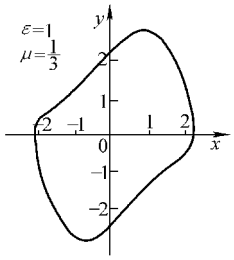
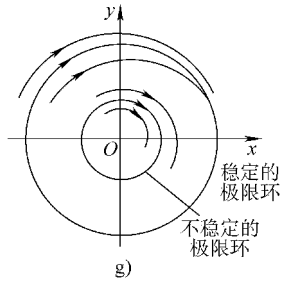
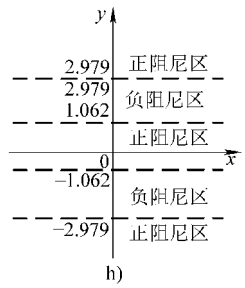
表 10.4-18　单自由度系统相平面及稳定性

项　　目	相轨迹方程及阻尼区划分	相　平　面	平衡点和极限环稳定性
无阻尼系统自由振动（以单摆大摆角振动为例）	用 x 表示单摆的角位移，用 y 表示单摆的角速度，则自由振动状态方程为 $\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}=y$，$\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}=-k\sin x$，$k=\frac{g}{l}$，给定初始条件 $t=0$，$x=x_0$，$y=y_0$ 时，将两个一阶方程相除，整理并积分得相轨迹方程 $y^2+2k(1-\cos x)=E$ 式中　$E=y_0^2+2k(1-\cos x_0)$	 以 x、y 坐标轴构成的平面为相平面，相平面任意点 $P(x,y)$ 称为相点，表示了系统的一种状态，给定初始状态 $P_0(x_0,y_0)$，按照相轨迹方程可绘制出过该点的相轨迹。选定不同的初始状态，能绘制出一族相轨迹	当 $E<4k$ 时，相轨迹为封闭曲线，称为极限环，对应的运动状态为稳态周期运动。当 $E>4k$ 时，各相点的 y 值均不等于零，对应运动状态为回转运动 当 $\ddot{x}=\dot{x}=0$ 时，系统处于静平衡，从微分方程可求得平衡方程 $\sin x=0$ 和平衡点 $x=i\pi(i=0,\pm1,\cdots)$，无阻尼自由振动系统受到扰动离开平衡状态，当扰动消失后，系统的状态始终保持在平衡状态附近，既不无限趋近它，也不远离它，这种平衡点称为稳定平衡点。一切稳定平衡点，在其附近的相轨迹是一族彼此不相交的封闭曲线。因此，可以依据平衡点稳定性的这一性质判定无阻尼自由振动是稳定的

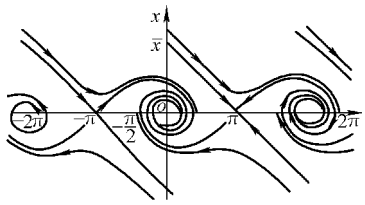
（续）

项　目	相轨迹方程及阻尼区划分	相　平　面	平衡点和极限环稳定性
线性阻尼（小阻尼）系统自由振动	线性阻尼系统运动微分方程：$\ddot{x}+2n\dot{x}+\omega_n^2=0$ 给定初始条件 $t=0, x=x_0, y=y_0$，则方程解及其速度为 $x=Ae^{-nt}\cos(\omega_d t+\theta)$ $y=-Ae^{-nt}[n\cos(\omega_d t+\theta)+\omega_d\sin(\omega_d t+\theta)]$ 其中：$A=[x_0^2+(\frac{y_0+nx_0}{\omega_d})^2]^{1/2}$ $\theta=-\arctan\left(\frac{y_0+nx_0}{\omega_d}\right)$ $\omega_d=\sqrt{\omega_n^2-n^2}$ 从 x 和 y 的关系可导出相轨迹方程 $y^2+2nxy+\omega_n^2x^2=R^2e^{\left[\frac{2n}{\omega_d}\arctan\left(\frac{y+nx}{\omega dx}\right)\right]}$ 其中：$R=\omega_d Ae^{\frac{n\theta}{\omega_d}}$	 a)  b)	当 $0<n<\omega_n$ 时，相轨迹为图 a 所示的一族对数螺旋线，对应的运动状态为衰减振动。这种系统受扰动离开平衡状态，扰动消失后，系统状态能无限趋近此平衡状态。这种平衡点称为渐近稳定的平衡点 当 $-\omega_n<n<0$（负阻尼）时，相轨迹为图 b 所示的对数螺旋线，对应的运动状态为发散运动状态。这种系统受扰动离开平衡状态，扰动消失后，系统状态越来越远离此平衡状态。这种平衡点称为不稳定平衡点
软激励自振（以瑞雷方程和范德波方程为例）	用 x 表示运动的位移，用 y 表示运动速度，可将瑞雷方程 $\ddot{x}-\varepsilon(1-\mu\dot{x}^2)\dot{x}+x=0$ 改写为状态方程 $\frac{dx}{dt}=y, \frac{dy}{dt}=\varepsilon(1-\mu y^2)y-x$ 两式相除整理积分得相轨迹方程 $y^2-2(y-\mu y^3)x-x^2=E$ E 取决于初始条件，当 $t=0, x=x_0, y=y_0$ 时 $E=y_0^2-2(y_0-\mu y_0^3)x_0-x_0^2$ 单位时间内非线性阻尼力对系统做功 $W=F_d y=\varepsilon(1-\mu y^2)y^2$	 c) 按 W 表达式将相平面划分为如图 c 所示的正阻尼区和负阻尼区  d)	瑞雷方程和范德波方程描述的系统，原点附近是负阻尼区，相轨迹必定向外扩展。进入正阻尼区后又会向原点趋近，因而相轨迹不会走向无穷远处。这就意味着距离原点不远不近区域存在一条封闭曲线，在该曲线内外的相轨迹都向它趋近。极限环对应的运动状态为周期运动，上述的这种周期运动，称为渐近稳定的运动。于是，便可根据平衡稳定性和极限环，判断稳定周期运动自振能否发生 相轨迹和极限环的形状如何，人们并不关心 这种平衡点不稳定的自振系统受很小扰动就能激发的自振，称为软激励自振

（续）

项　　目	相轨迹方程及阻尼区划分	相　平　面	平衡点和极限环稳定性
软激励自振（以瑞雷方程和范德波方程为例）	范德波方程 $\ddot{x}-\varepsilon(1-x^2)\dot{x}+x=0$ 上述方程描述系统承受的阻尼 $F_d=\varepsilon(1-x^2)y$ 单位时间内该力对系统做功 $W=F_d y=\varepsilon(1-x^2)y^2$ 按上式将相平面划分为如图e所示的正阻尼区和负阻尼区	 e)  f)	
硬激励自振（以复杂阻尼系统为例）	自振系统运动方程 $\ddot{x}+\varepsilon(1-\dot{x}^2+\mu\dot{x}^4)\dot{x}+x=0$ 系统承受阻尼力 $F_d=-\varepsilon(1-y^2+\mu y^4)y$ 单位时间内该力对系统做功 $W=F_d y=-\varepsilon(1-y^2+\mu y^4)y^2$ 按上式将相平面被划分为如图h所示的正阻尼区和负阻尼区	 g)  h)	方程描述的系统原点位于正阻尼区，相轨迹必定无限趋近于它，平衡点为渐近稳定的。位移大一点的相轨迹进入两个负阻尼区，相轨迹会充分向外扩展，对这一区域来说，平衡点是不稳定的。当位移更大时，相轨迹进入了外面的两个正阻尼区，平衡又变成渐近稳定的。在相平面正负阻尼分界处，肯定会有一封闭曲线极限环。该自振系统有两个分界处，相应也有两个极限环。外面极限环内外的相轨迹都趋近于极限环，称为渐近稳定的极限环；内侧极限环内外的相轨迹都远离该极限环，称为不稳定极限环。该系统受小的扰动后离开平衡位置，当扰动消失后，又会恢复平衡状态，不会发生自振。当系统受到足够强的扰动时，则系统的相点位于不稳定极限环之外，这时若干扰消失，系统就会发生自振。这样的自振系统称为硬激励系统 相平面中的相轨迹和极限环不是真实的，只能供定性分析之用。实际人们关心的是如何根据平衡点和极限环的稳定性来判断系统是否是硬激励自振系统以及在什么条件下能发生自振。气动冲击工具的自振系统就是硬激励自振系统

（续）

项　　目	相轨迹方程及阻尼区划分	相　平　面	平衡点和极限环稳定性
单摆在液体中的运动	所受阻尼与速度的平方成正比，方向与速度的方向相反，振动方程为 $\ddot{x}+n\dot{x}\lvert\dot{x}\rvert+k\sin x=0$		
非线性系统的受迫振动	运动微分方程 $m\ddot{x}+f(\dot{x},x)=F(t)$ 状态方程 $\frac{dx}{dt}=X(x,y,t)$ $\frac{dy}{dt}=Y(x,y,t)$ 两式相除并积分得相轨迹方程	根据相轨迹方程绘制相轨迹，受迫振动相轨迹方程是 x、y 和时间 t 的函数	李亚普诺夫为周期解的稳定性作过如下定义：设由 $t=t_0$ 时 $P_0(x_0,y_0)$ 出发的解为 $[\bar{x}(t),\bar{y}(t)]$，而由 $t=t_0$ 时，与 (x_0,y_0) 极其靠近的任意点 (x_0+u_0,y_0+v_0) 出发的全部解 $[x(t),y(t)]$，经过任意时间 t 之后，仍然回到原来解 $[\bar{x}(t),\bar{y}(t)]$ 的近旁时，则该解 $[x(t),y(t)]$ 称为稳定解。反之，不管靠近 (x_0,y_0)，从 $t=t_0$ 时的某一点 (x_0+u_0,y_0+v_0) 出发的解，在长时间的过程中，离开了原来的解 $[\bar{x}(t),\bar{y}(t)]$ 的近旁，这种情况只要一出现，则 $[\bar{x}(t),\bar{y}(t)]$ 称为不稳定的。若全部解 $[x(t),y(t)]$ 很接近上述稳定解，且当 $t\to\infty$ 时，均收敛于 $[\bar{x}(t),\bar{y}(t)]$，则解 $[\bar{x}(t),\bar{y}(t)]$ 称为渐近稳定的

注：由于系统中某个参数作周期性变化而引起的振动称参数振动。如具有周期性变刚度的机械系统、受振动载荷作用的薄拱等，都属于参数振动系统。此时描述该系统的微分方程是变系数的，对单自由度系统为

$$m(t)\ddot{x}+c(t)\dot{x}+k(t)=0$$

方程的系数是时间的函数。这些函数与系统的位置无关，且它们的物理意义取决于系统的具体结构和运动状况。

2.2　随机振动

对未来任一给定时刻，其瞬时值不能精确预知的振动，称为随机振动。在某一范围内，随机振动大小的概率，可以用概率密度函数来确定。汽车在凹凸不平的路面上行驶时，受到路面的随机激励，就产生随机振动。金属切削加工时，由于材料软硬不均或被加工面过于粗糙，会产生随机振动。随机振动的激励或响应过程的分类如下。

1）按统计规律分：平稳；非平稳。

2）按记忆性质分：纯粹随机过程；马尔可夫过程；独立增量过程；维纳过程和泊松过程。

3）按概率密度函数分：正态随机过程；非正态随机过程。

随机振动的系统动态特性可分类如下：

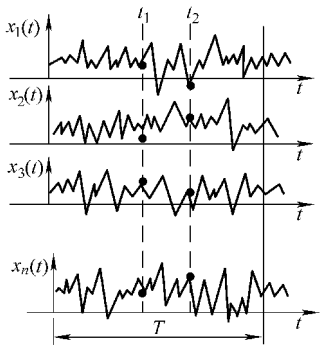
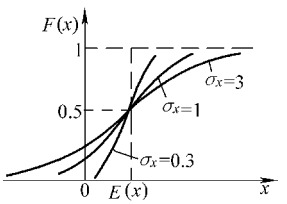
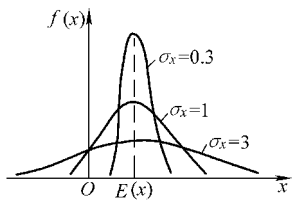
1）按系统特性分：线性系统；非线性系统。

2）按定常与否分：时变系统；时不变系统。

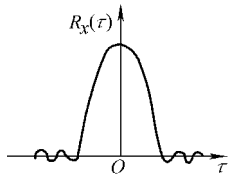
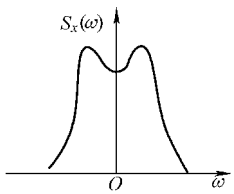
2.2.1　平稳随机振动描述

随机过程可分为平稳的和非平稳的两种。如果振动过程的统计特性不随自变量的变化而改变，例如被测的时间变化以后，发现在时间 t_1 到 t_2 这一段随机振动的统计信息与（$t_1+\tau$）到（$t_2+\tau$）这一段的统计信息差别不大，即可以把随机振动的一些值在时间上往后推移 τ 秒，它们的统计信息并不改变。这样的随机振动称平稳的随机振动。平稳随机振动描述及特性，见表10.4-19。

表 10.4-19　平稳随机振动描述及特性

项　目		定　义	统 计 特 性	
随机振动		不能用简单函数或这些函数的组合来描述,而只能用概率和数理统计方法描述的振动称为随机振动	例如汽车、拖拉机、工程机械、船舶、石油钻井平台及安装在它们上面的机电设备等,在路面、波浪、地震等作用下的振动系统设计均以随机振动理论为基础。这种振动特性有:①不能预估一次振动观测记录时间 T 之外某时刻的振动状态;②在相同的试验条件下,各次观察结果不同,即各次记录曲线有不重复性	
随机过程		如果一次振动观测记录 $x_i(t)$ 称为样本函数,则随机过程是所有样本函数的总和,即 $X(t)=\{x_1(t),x_2(t),\cdots,x_n(t)\}$	$X(t)$ 在任一时刻 t_i($t_i\in T$)的状态 $X(t_i)$ 是随机变量,于是可将随机过程和随机变量联系起来	
平稳随机过程		统计参数不随时间 t 的变化而变化的随机过程为平稳随机过程	机械工程中多数随机振动是平稳随机过程	
幅值域描述	概率分布函数	$F(x)=P(X<x)$ 随机过程 $X(t)$ 小于给定 x 值的概率,描述了概率的累积特性	1) $F(x)$ 为非负非降函数,即 $F(x)\geqslant 0$, $F'(x)>0$ 2) $F(-\infty)=0$, $F(\infty)=1$	
	概率密度函数	$f(x)=\lim\limits_{\Delta t\to 0}\dfrac{F(x+\Delta x)-F(x)}{\Delta t}=F'(x)$ 具有高斯分布随机过程 $X(t)$ $f(x)=\dfrac{1}{\sigma_x\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{[x-E(x)]^2}{2\sigma_x^2}}$	表示了 $X(t)$ 概率分布的密度状况 1)非负函数即 $f(x)\geqslant 0$ 2) $\int_{-\infty}^{\infty}f(x)\,dx=1$	 机械工程中的随机振动多数为具有高斯分布的随机过程,因此,只要求得随机过程的均值 $E[x]$ 和标准差 σ_x,即可确定 $f(x)$,再通过从 $-\infty$ 到 x 的积分可得 $F(x)$
	均值	$E[x]=\int_{-\infty}^{\infty}xf(x)\,dx$ $X(t)$ 的集合平均值	$F(x)$、$f(x)$ 都是围绕均值 $E[x]$ 向两侧扩展的	
	均方差	$D[x]=\int_{-\infty}^{\infty}(x-E[x])^2f(x)\,dx$ $\sigma_x^2=D[x]$	描述了 $F(x)$、$f(x)$ 围绕均值向两侧的扩展程度	

（续）

项　目		定　义	统　计　特　性
时域描述	自相关函数	$R_x(\tau)=E[x(t)x(t+\tau)]=\lim\limits_{T\to\infty}\dfrac{1}{T}\int_0^T x(t)x(t+\tau)\mathrm{d}t$ 描述平稳随机过程 $X(t)$ 在 t 时刻的状态与 $(t+\tau)$ 时刻状态的相关性。t 为 $X(t)$ 的时间变量，τ 为延时时间	1）当 $E[x(t)]=0$ 时 $R_x(0)=E[x(t)^2]$，$R_x(\infty)=0$  2）$R_x(\tau)$ 为实偶函数 即 $R_x(\tau)=R_x(-\tau)$ 3）当 $X(t)$ 的均值 $E[x(t)]=C\neq0$ 时，可将各样本函数 $x(t)$ 分解为一恒定量 $E[x(t)]$ 和一均值为零的波动量 $\xi(t)$，即 $x(t)=E[x(t)]+\xi(t)$，则：$R_x(\tau)=\{E[x(t)]\}^2+R_\xi(\tau)$ 4）自相关函数 $R_x(\tau)$ 可由功率谱密度函数 $S_x(\omega)$ 的傅里叶变换得到，即 $R_x(\tau)=\int_{-\infty}^{\infty}S_x(\omega)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega\tau}\mathrm{d}\omega$，$S_x(\omega)$ 见后 5）当 $S_x(\omega)=S_0$ 时，$R_x(\tau)=2\pi S_0\delta(\tau)$，$\delta(\tau)$ 为广义函数 $\delta(\tau)=\begin{cases}\infty & \tau=0\\ 0 & \tau\neq0\end{cases}$ 且 $\int_{-\infty}^{\infty}\delta(\tau)\mathrm{d}\tau=1$
	互相关函数	$R_{xy}(\tau)=E[x(t)y(t+\tau)]$ 描述了 $X(t)$ 的 t 时刻状态和 $Y(t)$ 的 $(t+\tau)$ 时刻状态的相关性	1）$R_{xy}(\tau)=R_{yx}(-\tau)$ 2）$R_{xy}(\tau)=\int_{-\infty}^{\infty}S_{xy}(\omega)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega\tau}\mathrm{d}\omega$
频域描述	自功率谱密度函数	$S_x(\omega)=\dfrac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}R_x(\tau)\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\omega\tau}\mathrm{d}\tau$	1）$E[x(t)^2]=\int_{-\infty}^{\infty}S_x(\omega)\mathrm{d}\omega$ 2）$S_x(\omega)$ 是非负的实偶函数 3）$S_x(\omega)=\lim\limits_{T\to\infty}\dfrac{1}{T}[\lvert X_T(\omega)\rvert^2]$ 
	互谱密度函数	$S_{xy}(\omega)=\dfrac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}R_{xy}(\tau)\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\omega\tau}\mathrm{d}\tau$ $S_{xy}(\omega)=\dfrac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}R_{yx}(\tau)\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\omega\tau}\mathrm{d}\tau$	1）$S_{xy}(\omega)$ 是一个复值量 2）$S_{xy}(\omega)$ 和 $S_{yx}(\omega)$ 是复共轭的
	相干函数	$r_{xy}(\omega)=\dfrac{\lvert S_{xy}(\omega)\rvert}{[S_x(\omega)S_y(\omega)]^{1/2}}$	$0\leqslant r_{xy}(\omega)\leqslant1$ 通常当 $r_{xy}(\omega)>0.7$ 时，认为 y 是由 x 引起的，噪声（外干扰）影响较小

注：各参数的下标 x 表示参数为随机过程 $X(t)$ 的对应参数，x 可以为位移、速度、加速度、干扰力等物理量，为区分也可用 x、$\dot{x}$、$\ddot{x}$…等表示。

2.2.2　单自由度线性系统的传递函数及动态特性

1）频率响应函数（或复频响应函数）。系统在频率 ω 下的传递特性的函数。

2）脉冲响应函数。稳态的静止系统受到单位脉冲激励后的响应 $h(t)$。它是系统的质量、刚度和阻尼的函数。

3）阶跃响应函数。静止的线性振动系统受到单位阶跃激励后所产生的阶跃响应 $K(t)$。阶跃响应函数 $K(t)$ 等于脉冲响应函数 $h(t-\tau)$ 曲线下的面积。

单自由度线性系统的传递函数及动态特性，见表 10.4-20。

表 10.4-20　单自由度线性系统的传递函数及动态特性

项　目	数学表达式	动态特性
频率响应函数	$H(\omega)=\dfrac{1}{(\omega_n^2-\omega^2)+\mathrm{i}2\zeta\omega_n\omega}$ $\lvert H(\omega)\rvert=\dfrac{1}{\sqrt{(\omega_n^2-\omega^2)^2+4\zeta^2\omega_n^2\omega^2}}$ $\alpha=\arctan\dfrac{2\zeta\omega_n\omega}{\omega_n^2-\omega^2}$	$\ddot{x}+2\zeta\omega_n\dot{x}+\omega_n^2x=\omega_n^2e^{\mathrm{i}\omega t}$ 式中　$\omega_n=\sqrt{\dfrac{k}{m}}$　$\zeta=\dfrac{n}{\omega_n}=\dfrac{c}{2\sqrt{mk}}$ $x(t)=H(\omega)\omega_n^2e^{\mathrm{i}\omega t}$ $H(\omega)$ 可通过计算或测试得到
脉冲响应函数	$h(t)=\dfrac{\omega_n^2}{\omega_d}e^{-\zeta\omega_n t}\sin\omega_d t$ 其中　$\omega_d=\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$	上述方程的解 $x(t)=\int_0^t f(\tau)h(t-\tau)\mathrm{d}\tau$（杜哈曼积分） 式中　$f(\tau)=\omega_n^2e^{\mathrm{i}\omega\tau}$ 杜哈曼积分的卷积型式 $x(t)=\int_{-\infty}^{\infty}h(\theta)f(t-\theta)\mathrm{d}\theta$
$H(\omega)$ 和 $h(t)$ 的关系	$H(\omega)=\dfrac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}h(t)e^{-\mathrm{i}\omega t}\mathrm{d}t$ $h(t)=\int_{-\infty}^{\infty}H(\omega)e^{\mathrm{i}\omega t}\mathrm{d}\omega$	$H(\omega)$ 和 $h(t)$ 都是反映系统动态特性的，它只与系统本身参数有关，与输入的性质无关

注：1. 系统的传递函数只反映系统的动态特性，与激励性质无关，简谐激励或随机激励都一样传递。

2. 频响函数为复数型式的输出（响应）和输入（激励）之比。

2.2.3　单自由度线性系统的随机响应（见表 10.4-21）

表 10.4-21　单自由度线性系统的随机响应

项　目	计算公式	计算结果及说明
输入 $x(t)$	$E[x(t)]=0$　$S_x(\omega)=S_0$ $R_x(\tau)=2\pi S_0\delta(\tau)$	输入 $x(t)$ 是各态历经具有高斯分布的白噪声过程
响应的均值	$E[y(t)]=0$	
响应的自相关函数	$R_y(\tau)=\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty}h(\theta_1)h(\theta_2)R_x(\tau-\theta_2+\theta_1)\mathrm{d}\theta_1\mathrm{d}\theta_2$ $=\dfrac{2\pi S_0\omega_n^4}{\omega_d^2}\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty}\delta(\tau+t_1-t_2)\times$ $e^{-\zeta\omega_n(t_1+t_2)}\sin\omega_d t_1\sin\omega_d t_2\,\mathrm{d}t_1\mathrm{d}t_2$	$R_y(\tau)=\dfrac{2\pi S_0\omega_n}{4\zeta}e^{-\zeta\omega_n\tau}\times$ $\left(\cos\omega_d\tau\pm\dfrac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\sin\omega_d\tau\right)$ （当 $\tau\geqslant0$ 取正值，$\tau<0$ 取负值）
响应的自谱密度函数	$S_y(\omega)=H(\omega)H^*(\omega)S_x(\omega)=\lvert H(\omega)\rvert^2S_x(\omega)$	$S_y(\omega)=\dfrac{\omega_n^4S_0}{(\omega_n^2-\omega^2)^2+4\zeta^2\omega_n^2\omega^2}$
响应的均方值	$E[y^2(t)]=R_y(0)=\int_{-\infty}^{\infty}S_x(\omega)\mathrm{d}\omega$	$E[y^2(t)]=\dfrac{\pi S_0\omega_n}{2\zeta}=\sigma_y^2$

（续）

项　目	计　算　公　式	计算结果及说明
响应的概率密度函数	$f(y)=\dfrac{1}{\sigma_y\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}}$	输入具有高斯分布的，则输出也一定是具有高斯分布的

注：1. 工程中窄带随机振动问题的处理方法和确定性振动问题相似，所以，通常将其转化为确定性振动来处理。

2. 功率谱密度函数不随频率改变而改变的谱［$S_x(\omega)=S_0$］称为白谱，其对应的随机过程称为白噪声过程，这种过程只是一种理想状态，但宽带随机只要在一定的频带范围内缓慢变化，可近似处理为白噪声过程。

2.2.4　多自由度线性系统的随机响应

对单自由度线性系统的讨论过程也适用于受单个激励 $F(t)$ 的多自由度线性系统（见图 10.4-6）。设系统的自由度为 n，其第 i 个广义坐标 $x_i(t)$ 的响应统计特性与单自由度线性系统的统计特性表达式完全相同，只需相应地用 $x_i(t)$ 对激励 $F(t)$ 的脉冲响应函数 $h_i(t)$ 和复频响应函数 $H_i(\omega)$ 进行计算。实践表明，在频率域内进行响应的统计特性分析要比时间域内的分析简单得多。

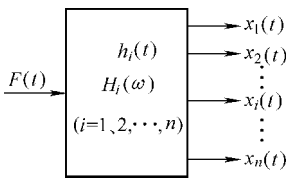


图 10.4-6　受单个激励 $F(t)$ 的多自由度线性系统

例　图 10.4-7 所示为双层隔振系统，m 为隔振对象的质量，m_1 为隔振器的质量，弹簧和阻尼都为线性。设基础位移激励 $y(t)$ 是均值为零、自谱为 S_0 的理想白噪声。求振动传递率和隔振对象位移响应的均方值。

解： 设绝对位移 x_1、x_2、x_3 如图 10.4-7 所示，列出系统的动力学方程

$$m\ddot{x}_3+c(\dot{x}_3-\dot{x}_2)+k(x_3-x_1)=0$$

$$c(\dot{x}_3-\dot{x}_2)-k_2(x_2-x_1)=0$$

$$m_1\ddot{x}_1+c(\dot{x}_1-\dot{y})+k(x_1-y)-k_2(x_2-x_1)-k(x_3-x_1)=0$$

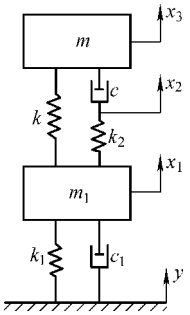


图 10.4-7　双层隔振系统

定义振动的传递率 T_r 的平方为隔振对象输出量 $x_3(t)$ 的自谱 $S_x(\omega)$ 与输出量 $y(t)$ 的自谱 $S_F(\omega)$ 之比，即

$$T_r^2(\omega)=\frac{S_x(\omega)}{S_F(\omega)}$$

对于线性系统，利用式 $S_x(\omega)=H^*(\omega)H(\omega)S_F(\omega)=|H(\omega)|^2S_F(\omega)$，式中“*”号表示复数的共轭，从上式导出

$$T_r(\omega)=|H(\omega)|$$

为计算各复频响应函数，设输入量为简谐变化，$y(t)=e^{i\omega t}$，各输出量为

$$x_1(t)=H_1(\omega)e^{i\omega t},\ x_2(t)=H_2(\omega)e^{i\omega t},$$

$$x_3(t)=H_3(\omega)e^{i\omega t}$$

将各简谐函数代入动力学方程组，得到 $H_1(\omega)$，$H_2(\omega)$，$H_3(\omega)$ 的一组线性代数方程并解出

$$H_3(\omega)=\frac{A_1+B_1i}{A_2+B_2i}$$

式中

$$A_1=\beta\gamma-4(\gamma+1)\alpha\zeta^2z^2$$

$$B_1=2\zeta z[\alpha\gamma+(\gamma+1)\beta]$$

$$A_2=-\gamma z^2+\gamma(\beta-\mu z^2)(1-z^2)-4\zeta^2\alpha z^2(\gamma+1-z^2)$$

$$B_2=-2\zeta z^3(\gamma+1)+2\alpha\gamma\zeta z(1-z^2)+2\zeta z(\beta-\mu z^2)$$

$$(\gamma+1-z^2)$$

且有

$$z=\frac{\omega}{\omega_n},\ \omega_n=\sqrt{\frac{k}{m}},\ \zeta=\frac{c}{2\sqrt{km}},\ \alpha=\frac{c_1}{c},\ \beta=\frac{k_1}{k},$$

$$\gamma=\frac{k_2}{k},\mu=\frac{m_1}{m}$$

将以上各式代入 $H_3(\omega)$ 和 $T_r(\omega)$，计算振动的传递率，得

$$T_r(\omega)=\frac{\sqrt{(A_1A_2+B_1B_2)^2+(B_1A_2-B_2A_1)^2}}{A_2^2+B_2^2}$$

隔振对象位移 $x_3(\omega)$ 的均方值为

$$E[x_3^2(t)]=\frac{S_0}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}|H_3(\omega)|^2d\omega$$

可由前述积分公式计算。

3　振动的利用

3.1　概述

振动是在日常生活和工程实际中普遍存在的一种现象，在某些场合是一种不需要的、有害的现象，应加以消除或隔离；但在有些场合，振动则又是需要的和有益的，应该加以利用。振动利用技术正在工程技术的各个部门及人类生活的各个方面得到广泛应用，形成了“振动利用工程”这一新学科。振动的利用主要有以下几方面：

1）各种振动机械。利用振动可有效地完成许多工艺过程的机械设备，称为振动机械，如振动给料机、振动输送机、振动筛分机、振动脱水机、振动冷却机、振动破碎机、振动落砂机、振动成形机、振动压路机、振捣器、振动采油装置、振动离心摇床、振动刨床、时效机、光饰机和各种型式的激振器等。

2）检测诊断设备。利用振动来检测和诊断设备或零件内部的状态或试验设备的工作状态。如振动测量仪、建筑声学分析仪、振动传感器等。

3）医疗及保健器械。利用机械振动的原理制造的医疗机械，如 CT 机、核磁共振机、各种按摩器和美容器械等。

由于振动机械具有结构简单、制造容易、成本低、能耗少和安装方便等一系列优点，所以在很多工业部门得到了广泛应用。但有的振动机械存在着工作状态不稳定、调试比较困难、动载荷较大、零部件使用寿命和噪声大等缺点，这些在设计中应加以注意。

3.1.1　振动机械的组成

利用振动的机械系统通常是由工作机体(或平衡体)、弹性元件和激振器三个部分组成，惯性式振动机如图 10.4-8 所示。

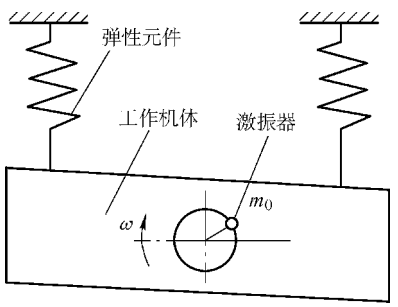


图 10.4-8　惯性式振动机

1）工作机体或平衡体。如振动输送机的输送槽、振动筛的筛箱、振动试验台的台面和平衡架体等。为了完成各种工艺过程，它们通常作周期性的运动。

2）弹性元件。弹性元件(弹簧)包括主振弹簧(也称共振弹簧或蓄能弹簧)、连杆弹簧(传递激振力等)和隔振弹簧(其作用是支撑振动体，使机体实现所要求的振动，并减小传给基础或结构架的动载荷)。

3）激振器。激振器用以产生周期变化的激振力，使工作机体产生持续的振动。常用的激振器有惯性激振器、弹性连杆激振器、电磁式激振器、液压式或气动式激振器，以及凸轮式激振器等。

①弹性连杆激振器。这种激振器由偏心轴和弹性连杆组成，如图 10.4-9 所示。设偏心轴的角速度为 ω，偏心距为 r，弹性连杆的弹簧刚度为 k_0，则这类激振器的激振力 $F(t) = k_0 r\sin\omega t$。从振幅稳定性出发，一般取 k_0 为主振弹簧刚度 k_z 的 1/2 ~ 1/5。连杆弹簧的预压量应稍大于它工作时所产生的最大动变形，以避免工作中出现冲击，产生噪声。

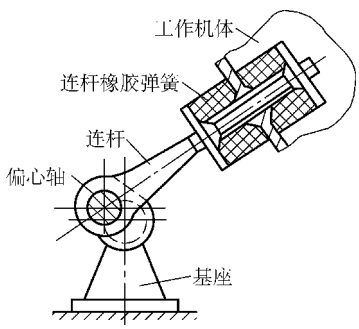


图 10.4-9　弹性连杆激振器

②惯性激振器。这类激振器利用偏心质量旋转时产生的离心力作为激振力，它具有激振力大、结构简单、易于调节激振力等优点。当多轴联动或交叉轴安装时，可提供复合的激振力及激振力矩。当偏心块与电动机同轴紧凑安装时，称为激振电动机。各种惯性激振器，见表 10.4-22。

③电磁式激振器。这种激振器利用电磁感应原理产生周期变化的电磁力作为激振力，激振频率与电磁线圈供电频率有关且易于调节。按线圈供电方式的不同，可分为五种励磁方式，其特点及力波形图见表 10.4-23。

表 10.4-22　惯性激振器

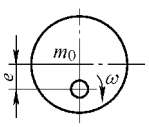
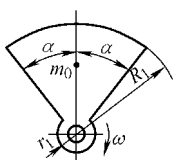
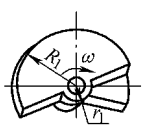
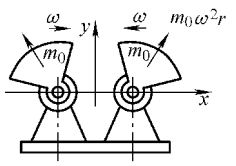
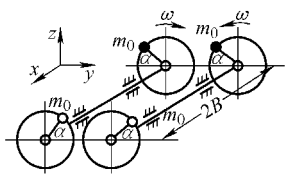
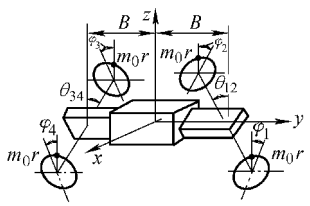
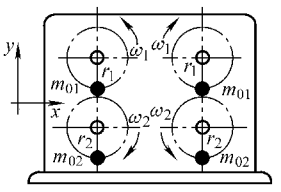
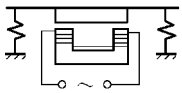
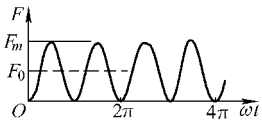
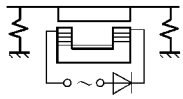
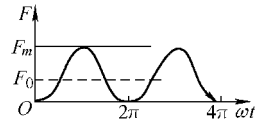
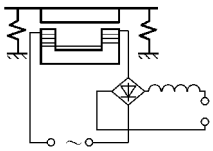
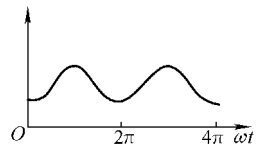
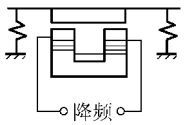
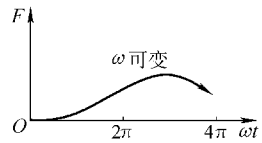
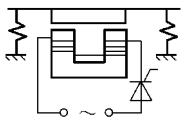
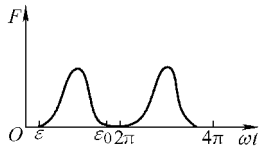
偏心质量型式			激振力幅值 F/N 激振力矩幅值 M/N·m	激振力性质
单轴式	圆盘偏心块		$F=m_0\omega^2 r$ $r=e$	圆周径向力
	扇形偏心块		$F=m_0\omega^2 r$ $r=38.217\left(\dfrac{R_1^3-r_1^3}{R_1^2-r_1^2}\right)\dfrac{\sin\alpha}{\alpha}$	圆周径向力
	可调双半圆偏心块		$F=m_0\omega^2 r$ $r=(0\sim0.424)\dfrac{R_1^3-r_1^3}{R_1^2-r_1^2}$	可调圆周径向力
双轴式	平面双轴式		$F_y=2m_0\omega^2 r$ $F_x=0$	交变单向力
	空间平行双轴式		$F_z=4m_0\omega^2 r\sin\alpha$ $M_z=4m_0\omega^2 rB\cos\alpha$ α—偏心块回转至图示位置时与水平面的夹角	垂直方向交变力与绕垂直轴交变力矩 其幅值通过参数 α, B 可调整
	空间交叉双轴式		当 $\theta_{12}=\theta_{34}=\theta$ $\varphi_1=\varphi_2=\varphi_3=\varphi_4=\varphi$ 时 $F_z=4m_0\omega^2 r\sin\theta$ $M_z=4m_0\omega^2 rB\cos\theta$	垂直方向交变力 绕垂直轴交变力矩 其幅值通过参数 θ, B 可调整
多轴式	四轴谐波式		$F_x=0$ $F_y(t)=F_1(t)+F_2(t)$ $F_1=2m_{01}\omega_1^2 r_1$ $F_2=2m_{02}\omega_2^2 r_2$	$\omega_1\neq\omega_2$ 交变单向 非谐力

表 10.4-23　电磁式激振器的励磁方式

励磁方式	示　意　图	特　　点	力　波　形　图
交流励磁		1）激振频率为电源频率的 2 倍 2）供电及调节最简单 3）高频小振幅，气隙小	
半波整流励磁		1）激振频率等于电源频率 2）供电及调节最简单 3）功率因数低	
半波加全波整流励磁		1）激振频率等于电源频率 2）功率因数高 3）电路较复杂，控制设备较笨重	
降频励磁		1）激振频率为电源频率的 2 倍，但可无级调节 2）易于调节最佳工作状态	
可控半波整流励磁		1）激振频率等于电源频率 2）振幅调节容易，控制设备轻小，调节范围大 3）容易自动控制 4）功率因数低	

电磁激振器的线圈通以励磁电流后，产生磁通，并经过电磁铁铁心和衔铁形成闭合回路，由于磁能的存在，铁心和衔铁之间就产生电磁力，其频率与励磁电流频率相同。如不计电路内阻及漏磁漏感等，计算电磁力大小的基本公式为

$$F_a = \frac{SB_a^2}{\mu_0} = \frac{1}{\mu_0} \times \frac{2U}{W^2\omega^2 S} \qquad (10.4\text{-}9)$$

式中　F_a——基本电磁力(N)；

S——铁心一个磁极(或中间磁极)的截面积(m^2)；

B_a——交流基本磁密(T)，$B_a = \dfrac{\sqrt{2}U}{W\omega S}$；

μ_0——真空磁导率，$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$(H · m^{-1})；

U——励磁交流电压有效值(V)；

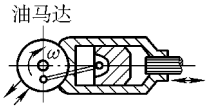
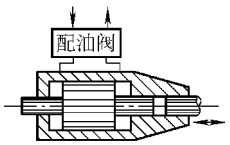
ω——励磁交流电压圆频率(rad · s^{-1})；

W——励磁线圈匝数。

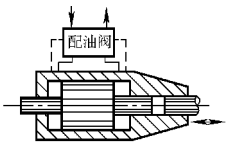
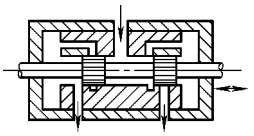
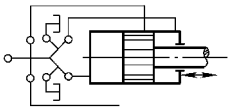
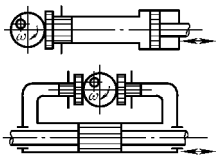
励磁方式不同，电磁激振力的波形随之不同，即力的频率成分和大小因励磁方式而异。

④液压式激振器。这类激振器输出功率大，控制容易，振动参数调节范围广，效率高，寿命长。其分类及特点见表 10.4-24。

表 10.4-24　液压式激振器的分类及特点

分　类	示　意　图	特　　点
无配流式		1）构造简单，振动稳定 2）惯性较大，振动频率低
强制配流式		1）按配油阀，又分为转阀式和滑阀式 2）按控制方式，又分为机械式和电磁式 3）惯性较大，振动频率 < 17Hz 4）体积较大

（续）

分　类	示　意　图	特　　点
反馈配流式		1）振动活塞反馈控制配油阀，易于调节 2）按配油阀，又分为外阀式，套阀式，芯阀式，以芯阀式体积最小(配油滑阀置于空心活塞内部)
液体弹簧式		1）靠液体弹性和活塞惯性维持振动 2）振动活塞兼作配流用，结构简单 3）振动频率高，可达100～150Hz 4）效率高，噪声小 5）体积较大
射流式		1）通过射流元件的自动切换，实现活塞振动 2）结构简单,制造安装方便 3）工作稳定，维修容易
交流液压式		1）液体不在回路中循环，可采用不同的工作液 2）回路中部分损坏时，不影响整个系统，检修容易 3）对工作液要求不高，选择范围大 4）效率偏低，要求防振

3.1.2　振动的用途及工艺特性（见表10.4-25）

表10.4-25　振动的用途及工艺特性

用　　途	工艺特性	实　　例
振动输送	物料在工作机体内作滑行或抛掷运动，达到输送或边输送边加工的目的。对粘性物料和料仓结拱有一定疏松作用	水平振动输送机、垂直振动输送机、振动给料机、振动料斗、仓壁振动器、振动冷却机、振动烘干机等
振动分选	物料在工作机体内作相对运动，产生一定的惯性力，能提高物料的筛分、选别、脱水和脱介的效率	振动筛、共振筛、弹簧摇床、振动离心摇床、振动离心脱水机、重介质振动溜槽等
研磨清理	借工作机体内的物料和介质、工件和磨料、工件和机体间的相对运动和冲击作用，达到对机械零件的粉磨、光饰、落砂、清理和除尘的目的	振动球(棒)磨机、振动光饰机、振动落砂机、振动除灰机、矿车清底振动器等
成形紧实	能降低颗粒状物料的内摩擦，使物料具有类似于流体的性质，因而易于充填模具中的空间并达到一定密实度	石墨制品振动成形机、耐火材料振动成形机、混凝土预制件振动成形机、铸造砂型振动造型机等
振动夯实	借振动体对物料的冲击作用，达到夯实目的。有时还将夯实和振动成形结合起来，从而提高振动成形的密实度	振动夯土机、振捣器、振动压路机、重锤加压式振动成形机等
沉拔插入	当某物体要贯入或拔出土壤和物料堆时，振动能降低插入拔出时的阻力	振动沉拔桩机、振动装载机、风动或液压冲击器等
振动时效	振动可加快铸件或焊接件内部形变晶粒的重新排列，缩短消除内应力的时间	时效振动台

（续）

用　途	工艺特性	实　例
振动切削	刀杆沿切削速度方向作高频振动，可以对淬硬高速钢、软铅等特殊材料进行镜面切削，加工精度高	振动切削机床、刨床、镗床、铣床、振动切削滚齿机、插齿机、拉床、磨床等
振动加工	振动使加工能集中为脉冲型式，使材料得到高速加工，使加工表面光滑，拉、压的深度提高	振动拉丝、振动轧制、振动拉伸、振动冲裁、振动压印
试验检测	回转零部件的动平衡试验，设备仪器的耐振试验，机器零部件的振动试验、耐疲劳试验、钢丝绳的拉力检测	振动试验台、试验机、振动测量仪、各种检测装置、索桥钢丝绳拉力检测仪
状态监测与故障诊断	结构件、铸件的故障检测，回转机械、转子轴的状态监测与故障诊断	回转机械的振动监测与诊断设备、裂纹检测设备等
振动采油	在油井附近地面上安装振动台激振一点振动，可使多口油井受益	振动采油装置
振动保健医疗	利用振动按摩脚、腰、背等部位，使血液正常循环，达到保健目的	振动牙刷、振动按摩器、振动理疗床、离子渗透仪、CT机、振动剃须刀等
海浪发电	气室将海浪的波能转换成空气往复运动，利用这一气流带动发电机发电	珠江口建造了我国第一座岸式波力电站

3.1.3　振动机械的频率特性及结构特征

振动机械的频率特性及结构特征，见表10.4-26。

表10.4-26　振动机械的频率特性及结构特征

类　别	频率特性	结构特征	应用说明
共振机械	频率比 $Z=\dfrac{\omega}{\omega_n}=1$（共振） ω——激振角频率（$rad\cdot s^{-1}$） ω_n——振动系统的固有角频率（$rad\cdot s^{-1}$）		由于共振机械参振质量和阻尼（例如物料的等效参振质量和等效阻尼系数）及激振角频率的稍许变化，振动工况很不稳定，因此很少采用
弹性连杆式振动机	$Z=0.75\sim0.95$（近低共振）	具有双振动质体，主振弹簧、隔振弹簧和弹性连杆激振器	振幅稳定性较好，特别是具有硬特性的弹簧具有振幅稳定调节作用，所需激振力小，功率消耗少，传给基础动载荷小等特点
惯性近共振振动机		激振器为惯性激振器，其他同上	
电磁式振动机		激振器为电磁激振器，其他同上	同上。但设计、制造要求较高
近超共振振动机	$Z=1.05\sim1.2$（近超共振）	上述三种激振器均可，其他同上	当主振弹簧具有软特性时，振幅稳定性较好，但起动、停机过程中振动也较强烈，较少采用；当主振弹簧为硬特性时，振幅稳定性较差，无法采用
单质体近共振振动机	$Z=0.75\sim0.95$ 或 $Z=1.05\sim1.2$	具有单质体，无隔振弹簧，其他同上	传给基础的动载荷较大，使用受到限制。其他同上
惯性振动机	$Z=2.5\sim8$（远超共振）	除二次隔振外，均具有单质体、隔振弹簧和惯性激振器	振幅稳定性好，阻尼影响小，隔振效果好，但激振力和功率消耗大。应用广泛
非惯性振动机			激振力很大，弹性连杆或电磁激振器均承受不了。很少采用

（续）

类　别	频率特性	结构特征	应用说明
远低共振振动机	$Z<0.7$		任何型式激振器均不能满足生产需要。不能采用

注：1. 通常所说的弹性连杆式振动机、惯性共振式振动机、电磁式振动机，如不加说明，均指双质体近低共振振动机。

2. 通常所说的惯性振动机，如不加说明，指的是远超共振振动机。

3.1.4　振动利用的方法步骤

1）依据振动利用的具体要求，针对不同处理对象的特点，按规范要求或物料性质选定合适的振动频率、振幅及振动时间等参数。

2）设计合理的振动体或工作台面，选用合适的激振器来实现要求的振动。

3）考虑动力平衡或隔振要求，设计平衡质体或隔振弹簧，完善利用振动的机械系统，保证其工作正常。

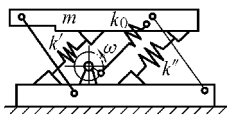
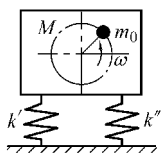
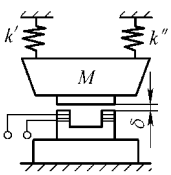
3.2　利用振动的机械系统

由激振器、振动体或工作台面、平衡质体或隔振质体、弹性元件及阻尼元件等组成的一整套利用振动的装置，称为利用振动的机械系统，简称振动系统。

3.2.1　常用的振动系统

由不同的激振器、振动机体及平衡质体、弹性元件及阻尼元件，组成了种类繁多的振动系统，常用的振动系统见表10.4-27。

表10.4-27　常用的振动系统

类别	驱动装置	模型简图	特　点	例　子
曲柄连杆式振动系统	曲柄连杆激振器		结构简单，制造方便，传动机构受力较小，易于采用双质体或多质体型式，平衡性能好	振动输送机 弹簧摇床 振动脱水机
惯性式振动系统	惯性激振器		结构紧凑，体积质量小，制造容易，安装方便，易于实现复合振动，规格品种多	振动球磨机 自同步振动筛 插入式振捣器
电磁式振动系统	电磁激振器		振动频率高，振幅和频率易于控制并能无级调节，用途广泛	振动羊毛剪 振动按摩器 电动剃须刀
其他振动系统	液压激振器		输出功率大，控制容易	振动压路机
	凸轮激振器		结构简单，制造方便	冲击钻

3.2.2　振动系统的一般分析方法

对于利用振动的机械系统，其分析方法除了常规的建模—分析—计算—实验—设计之外，要特别注意被处理对象的特性，即物料特性这一问题。利用振动的目标是处理物料，工作过程中，系统要受到物料各种型式的惯性力、摩擦力、冲击力等的作用，这些作用力将影响系统的动力学参数，而如何影响及影响的程度，又与物料在工作过程中的运动状态有关。因此，必须首先了解物料的运动学及动力学特性参数，才能正确地分析这类振动系统。

3.3　振动系统中物料的运动学与动力学

3.3.1　物料的运动学

（1）物料的运动状态

物料的运动状态是由振动系统的用途和结构型式决定的。各类振动系统具有不同的激振方式，其工作面有不同的安装倾角 α_0、振动方向角 δ、振动强度 K 等，因此形成了不同的物料运动状态，物料的不同运动状态见表10.4-28。

表 10.4-28　物料的不同运动状态

类别		运动状态	特　点	示例机器
按工作面的运动规律分	简谐振动	物料近于作简谐振动	易于实现	交流励磁电磁振动机 振动成形机
	非谐振动	物料的振动为各次谐波的合成	可以选择不同密度的物料	多轴惯性振动机 晶闸管半波整流电磁振动机
按工作面的运动轨迹分	直线振动	物料的运动轨迹近于直线	常用于物料输送，物件清理	振动送料机 振动落砂机
	椭圆振动	物料的运动轨迹近于椭圆或其他封闭曲线	常用于物料筛分、紧实成形	单轴惯性振动筛 插入式振捣器
按物料相对工作面的运动型式分	滑行运动	物料与工作面保持接触而相对滑动	用于易碎物料的输送，工作噪声小，工作面易磨损	振动溜槽
	抛掷运动	物料存在离开工作面而作抛物线运动的阶段，抛离与接触阶段相间发生	用于坚硬物料的输送与筛分，工作效率高，工作面磨损大	共振筛 振动球磨机 振动输送机

（2）物料的滑行运动状态

在直线振动的系统中，工作面的运动及物料的受力情况如图 10.4-10 所示。由出现滑行运动时的受力平衡条件，可推出正向滑动（即物料 m 沿输送方向 x 相对工作面滑动）的条件为正向滑行指数 $D_k>1$，并有

$$D_k = K\frac{\cos(\rho_s-\delta)}{\sin(\rho_s-\alpha_0)} \qquad (10.4\text{-}10)$$

而反向滑动的条件为反向滑行指数 $D_q>1$，且

$$D_q = K\frac{\cos(\rho_s+\delta)}{\sin(\rho_s+\alpha_0)} \qquad (10.4\text{-}11)$$

式中　K——振动强度，$K=\dfrac{\omega^2 A}{g}$；

ω——工作面振动角频率（$\mathrm{rad\cdot s^{-1}}$）；

A——工作面振幅（m）；

g——重力加速度，$g=9.8\mathrm{m\cdot s^{-2}}$；

ρ_s——静摩擦角，$\rho_s=\arctan(\mu_s)$；

μ_s——物料与工作面之间的静摩擦因数；

α_0——工作面安装倾角，向下输送时取“+”号，向上输送时取“–”号；

δ——振动方向与工作面的夹角。

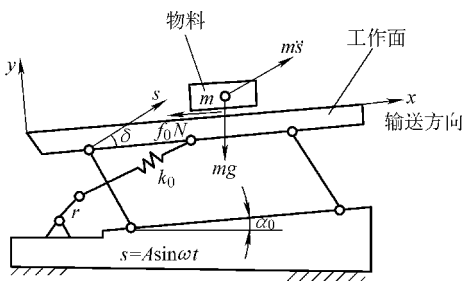


图 10.4-10　工作面的运动及物料的受力

由于运动学参数 ω、A、α_0、δ 等的不同，滑行指数 D_k、D_q 会出现不同的值，因而出现图 10.4-11（设动摩擦角 ρ 与静摩擦角 ρ_s 相等）所示的六种不同滑行运动状态，对应着图中的六个区域，分别为：状态Ⅰ，$D_k<1$、$D_q<1$，物料不会滑动；状态Ⅱ，$D_k>1$、$D_q<1$，物料仅作正向滑动；状态Ⅲ，$D_k<1$、$D_q>1$，物料仅作反向滑动；状态Ⅳ，$D_k>1$、$D_q>1$，正反向滑动并存，每次滑动后有一个停顿；状态Ⅴ，正反向滑动并存，每两次滑动后才有一个停顿；状态Ⅵ，正反向滑动连续地交换进行。

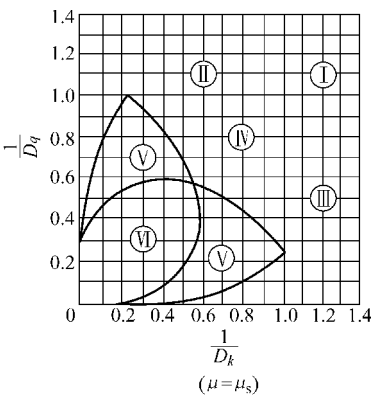


图 10.4-11　各种滑行运动区

少数振动机械，如槽式振动冷却机、低速振动筛，采用状态Ⅳ工作；其余大多数按滑行原理工作的振动机械，均采用状态Ⅱ工作。为保证工作效率，通常取 $D_k=2\sim3$，$D_q\leqslant1$，不希望出现反向滑动。

设计计算中，一般首先依据工作要求、物料情况，取定 D_k、D_q、α_0 的具体数值，再进行如下计算，即

1）振动方向角 δ

$$\delta = \arctan\frac{1-c}{(1+c)\mu_s} \qquad (10.4\text{-}12)$$

式中　$c = \dfrac{D_q \sin(\rho_s + \alpha_0)}{D_k \sin(\rho_s - \alpha_0)}$

2）振动强度 K

$$K = D_k \frac{\sin(\rho_s - \alpha_0)}{\cos(\rho_s - \delta)} \qquad (10.4\text{-}13)$$

3）选定振幅 A 后，计算每分钟振动次数 n

$$n = 30\sqrt{gK/(\pi^2 A)} \qquad (10.4\text{-}14)$$

（3）物料的抛掷运动状态

在直线振动的系统中（见图10.4-10），由出现抛掷运动时的受力平衡条件，可推出产生抛掷运动的条件为抛掷指数 $D>1$，而

$$D = \frac{\omega^2 A\sin\delta}{g\cos\alpha_0} = K\frac{\sin\delta}{\cos\alpha_0} \qquad (10.4\text{-}15)$$

出现抛掷运动时的相位角称为抛始角 φ_d，有

$$\varphi_d = \arcsin\left(\frac{1}{D}\right) \qquad (10.4\text{-}16)$$

抛掷终了的相位角称为抛止角 φ_z，$\varphi_z - \varphi_d = \theta_d$ 称为抛离角，它对应着物料的腾空时间。而抛离系数 $i_D = \dfrac{\theta_d}{2\pi}$ 表现了腾空时间与一个振动周期之比。抛离系数 i_D 与抛掷指数 D 有关，即

$$D = \sqrt{\left[\frac{2\pi^2 i_D^2 + \cos(2\pi i_D) - 1}{2\pi i_D - \sin(2\pi i_D)}\right]^2 + 1} \qquad (10.4\text{-}17)$$

抛掷指数 D 的大小，决定着物料的腾空时间及抛掷强度与性质，见表10.4-29、表10.4-30。

表10.4-29　抛掷指数 D 与抛掷情况

D	1	3.3	6.36	9.48
i_D	0	1	2	3
抛掷情况	临界态	振动一次，抛掷一次	抛掷一次期间，振动两次	抛掷一次期间，振动三次

表10.4-30　抛掷指数 D 与抛掷分类

D	1.0～1.75	1.75～3.3	>3.3
抛掷分类	轻微抛掷	中速抛掷	高速抛掷
D	1.0～3.3 4.6～6.36 7.78～9.48		3.3～4.6 6.36～7.78 9.48～10.94
抛掷分类	周期性抛掷		非周期性抛掷

目前工业用的振动机械，大多数选用周期性抛掷运动。非周期性抛掷运动本质上属于混沌运动。一般常取 $1<D<3.3$，使工作面每振动一次，物料出现一次抛掷。当选定振幅 A 和抛掷指数 D 之后，每分钟振动次数为

$$n = 30\sqrt{\frac{Dg\cos\alpha_0}{\pi^2 A\sin\delta}} \qquad (10.4\text{-}18)$$

作椭圆振动的系统，物料的滑行运动与抛掷运动基本规律不变，只是由于振动轨迹的复杂化，使计算方法有不同。

例　某振动输送机，用于输送不要求破碎的易碎物料，输送长度20m，物料对于工作面的静摩擦因数为0.9。试求其运动学参数。

解　1）因输送易碎物料而不要求破碎，故选取正向滑行状态，并取抛掷指数 $D<1$，正向滑行指数 $D_k=3$，反向滑行指数 $D_q\leqslant 1$。

2）长距离输送，取工作面安装倾角 $\alpha_0=0°$

3）按式(10.4-12)计算振动方向角 δ

因为　$\rho_s = \arctan\mu_s = \arctan 0.9 = 42°$

$$c = \frac{D_q}{D_k}\times\frac{\sin(\rho_s+\alpha_0)}{\sin(\rho_s-\alpha_0)} = \frac{1}{3}\times\frac{\sin(42°+0°)}{\sin(42°-0°)} = 0.33$$

所以　$\delta = \arctan\dfrac{1-c}{(1+c)\mu_s} = \arctan\dfrac{1-0.33}{(1+0.33)\times 0.9} = 29°14' \approx 30°$

4）按式(10.4-13)计算振动强度 K

$$K = D_k\frac{\sin(\rho_s-\alpha_0)}{\cos(\rho_s-\delta)} = 3\times\frac{\sin(42°-0°)}{\cos(42°-30°)} = 2.05$$

5）按机器结构，选取振幅 $A=5\text{mm}=0.005\text{m}$，按式(10.4-14)计算每分钟振动次数 n

$$n = 30\sqrt{gK/\pi^2 A} = 30\times\sqrt{\frac{9.8\times 2.05}{\pi^2\times 0.005}}\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1} = 605.3\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$$

3.3.2　物料的动力学

振动系统总是处理某种运动中的物料，完成一定的工艺过程，因此其动力学特性参数必然受到运动物料的影响。考虑这些影响的简便方法，是将物料的各种作用力归到惯性力与阻尼力之中，从而得出物料的结合质量和当量阻尼，描述了运动物料的动力学影响。

（1）物料滑行运动时的结合质量与当量阻尼

作滑行运动的物料对机体作用有惯性力和非线性摩擦力，利用谐波平衡法，可将它们的影响转化为物料结合质量 $K_m m_m$（其中 K_m 为结合系数，m_m 为物料质量）和物料当量阻尼系数 C_m。

1）结合系数 K_m。它说明运动物料将有其质量的百分之几参与振动，按谐波平衡法有

$$K_m = \sin^2\delta - \frac{b_1}{m_m\omega^2 A}\cos\delta \qquad (10.4\text{-}19)$$

式中　δ——振动方向角；

b_1——谐波平衡的一次谐波项系数。

当物料无滑动或振动方向角 $\delta = 90°$ 时，$K_m = 1$，物料全部参与振动；出现滑动后，$K_m < 1$；振幅 A 增大时，K_m 减小。物料滑行运动时，一般有 $K_m = 0.8 \sim 0.3$。

2）当量阻尼系数 C_m。它说明运动物料将对振动机体产生多大的附加阻尼，按谐波平衡有

$$C_m = \frac{a_1}{\omega A}\cos\delta \qquad (10.4\text{-}20)$$

式中　a_1——谐波平衡的基波项系数。

当物料无滑动或振动方向角 $\delta = 90°$ 时，$C_m = 0$，物料不产生附加阻尼；出现滑动后，$C_m > 0$；振幅 A 增大时，C_m 变化不大。物料滑行运动时，一般有 $C_m = (0.2 \sim 0.3)m_m\omega$。

（2）物料抛掷运动时的结合质量与当量阻尼

抛掷运动的物料对机体作用有惯性力和非线性的断续摩擦力、冲击力等，情况更为复杂。通过理论分析和实验表明，K_m 值与抛掷指数 D、振动方向角 δ 有关，可根据图 10.4-12 由 D、δ 查出相应的 K_m 值。

当抛掷指数 $D = 2 \sim 3$ 时，当量阻尼系数 C_m 在 $(0.16 \sim 0.18)m_m\omega$ 之间变化。表 10.4-31 列出了 $\delta = 30°$ 时，D 与相对应的 K_m、C_m 的数值。

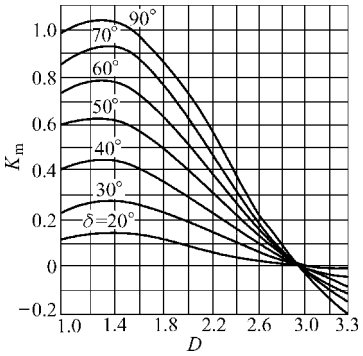


图 10.4-12　不同 δ 角时的 D—K_m 曲线

表 10.4-31　不同 D 值时的 K_m、C_m 值（$\delta = 30°$）

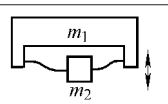
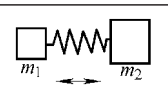
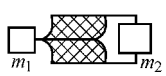
抛掷指数 D	2.25	2.50	2.75	3.00
结合系数 K_m	0.17	0.09	0.041	≈0
当量阻尼系数 C_m	0.165 $m_m\omega$	0.18 $m_m\omega$	0.17 $m_m\omega$	0.165 $m_m\omega$

当 D 增大（即 A 增大）时，K_m 减小，即物料结合质量减小；$D > 3$ 时，K_m 变为负值。又 D 增大时，C_m 变化不大。

（3）弹性元件的结合质量与当量阻尼

仿照物料的结合质量与当量阻尼，考虑弹性元件的质量影响和阻尼影响。利用能量法，可求得弹性元件的质量结合系数 K_k，若弹性元件质量为 m_k，则其结合质量为 $K_k m_k$；其阻尼特性来自材料的内耗，可用损耗因子 η 表示。表 10.4-32 列出了不同弹性元件的 K_k 值和 η 值。

表 10.4-32　不同弹性元件的 K_k 值和 η 值

弹簧种类	安装方式	质量结合系数 K_k			损耗因子 η
		单质体振动机	双质体振动机		
			换算至 m_1	换算至 m_2	
金属板弹簧		$\frac{33}{140}$	—	—	0.005 ~ 0.02
		$\frac{13}{35}$	—	—	
		—	$\frac{17}{35}\frac{m_2}{m_1+m_2}$	$\frac{17}{35}\frac{m_1}{m_1+m_2}$	
金属螺旋弹簧		$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}\frac{m_2}{m_1+m_2}$	$\frac{1}{3}\frac{m_1}{m_1+m_2}$	0.005 ~ 0.02
橡胶剪切弹簧		$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}\frac{m_2}{m_1+m_2}$	$\frac{1}{3}\frac{m_1}{m_1+m_2}$	0.3 ~ 1.0

（4）振动系统的计算质量、总阻尼系数及功率消耗

1）计算质量 m。在考虑了物料结合质量、各弹性元件的结合质量后，计算质量为

$$m = m_j + K_m m_m + \Sigma K_{ki} m_{ki} \qquad (10.4\text{-}21)$$

式中　m_j——振动机体的质量(kg)，(含偏心块的质量)；

m_m——物料质量(kg)；

m_{ki}——某弹性元件的质量(kg)；

其他物理量意义同前。

2）总阻尼系数 c。在考虑了物料运动当量阻尼、弹性元件的内耗阻尼后，系统的总阻尼系数为

$$c = \Sigma c_{si} + \Sigma c_{mi} \qquad (10.4\text{-}22)$$

式中　c_{si}——某阻尼元件的阻尼系数($N \cdot s \cdot m^{-1}$)；

c_{mi}——某当量阻尼系数($N \cdot s \cdot m^{-1}$)。

振动系统的总阻尼系数 c，除了通过计算得到外，还可以通过振动试验实测得到。

3）功率消耗 P。振动系统的功率消耗，等于总阻尼的有用功率。对直线振动系统功率消耗为

$$P = \frac{c\omega^2 A^2}{2000\eta} \qquad (10.4\text{-}23)$$

式中　c——总阻尼系数($N \cdot s \cdot m^{-1}$)；

ω——振动圆频率($rad \cdot s^{-1}$)；

A——工作面的振幅(m)；

η——传动效率，通常取0.95左右。

对于圆运动振动系统，功率消耗为

$$P = \frac{c\omega^2 A^2}{1000\eta} \qquad (10.4\text{-}24)$$

需要指出的是，在振动系统的分析计算中，都把工作机体简化为无弹性的刚体，但实际上，工作机体在工作中也会产生自身弹性振动与变形，吸收输入功率。因此，振动系统的功率消耗，理论计算与实际情况有时差异较大，此时要视工作机体的刚性加以修正。

3.4　常用的振动机械

利用振动可有效地完成许多工艺过程，或用来提高某些机器的工作效率，这种应用振动原理而工作的机械称为振动机械。振动机械在矿山、冶金、化工、电力、建筑、石油、粮食、筑路等行业的各个部门中，发挥着极为重要的作用。

3.4.1　振动机械的分类

对振动机械进行分类的目的是：按照振动机械的类型，分别对它们进行分析研究，找出它们的共性与特性，便于了解与掌握各种振动机械的特点，以使它们得到更合理地使用。振动机械可以按照它们的用途、结构特点及动力学特性进行分类。

（1）按用途分类

表10.4-33按用途对振动机械进行了分类，并列举了各种常见振动机械的名称。

（2）按驱动装置(激振器)的型式分类

按驱动装置(激振器)的型式分类，见表10.4-27。

（3）按动力学特性分类

表10.4-34按照动力学特性对振动机械进行分类，分为线性非共振类振动机、线性近共振类振动机、非线性振动机、冲击式振动机。

表10.4-33　振动机械按用途分类

类别	用途	机器名称
输送给料类	物料输送、给料、预防料仓起拱、作闸门用	振动给料机、水平振动输送机、振动料斗、垂直振动输送机、仓壁振动器
选分冷却类	筛分、选别、脱水、冷却、干燥	振动筛、共振筛、弹簧摇床、惯性四轴摇床、振动离心摇床、重介质振动溜槽、振动离心脱水机、槽式振动冷却机、塔式振动冷却机、振动干燥机
研磨清理类	粉磨、光饰、落砂、清理、除灰、破碎	振动破碎机、振动球磨机、振动光饰机、振动落砂机、振动除灰机、矿车清底振动器
成形紧实类	成形、紧实	振动成形机、振动整形机、振动造粒机、振动固井壁装置
振捣打拔类	夯实、振捣、压路、沉拔桩、挖掘、装载、凿岩	振动夯土机、插入式振捣器、振动压路机、振动沉拔桩机、电铲振动斗齿、振动装载机、风动与液压冲击器
试验测试类	测试、试验	试验用激振器、振动试验台、动平衡试验机、振动测试仪器
其他	振动时效、振动采油、振动医疗、海浪发电	振动时效用振动台、振动采油装置、振动按摩器、离子渗透仪、振动理疗床、振动牙刷、CT机、波力电站

表 10.4-34　按动力学特性对振动机械分类

类　　别	动力学状态的特性	常用激振器的型式	振动机名称
线性非共振类振动机	线性或近似线性非共振($\omega >> \omega_n$)	惯性激振器、风动式激振器、液压式激振器	单轴或双轴惯性振动筛、自同步概率筛、自同步振动给料机、双轴振动输送机、双轴振动落砂机、单轴振动球磨机、惯性式振动光饰机、惯性振动成形机、振动压路机、插入式振捣器、惯性式振动试验台、惯性振动冷却机、双轴振动破碎机
线性近共振类振动机	线性或近似线性近共振($\omega \approx \omega_n$)	惯性激振器、弹性连杆式激振器、电磁式激振器等	电磁振动给料机、惯性式近共振给料机、弹性连杆式和惯性式及电磁式近共振输送机、线性共振筛、槽式近共振冷却机、振动炉排、线性振动离心脱水机、电磁振动上料机
非线性振动机	非线性、非共振($\omega >> \omega_n$)或近共振($\omega \approx \omega_n$)	惯性激振器、弹性连杆式激振器、电磁式激振器等	非线性振动给料机、非线性振动输送机、非线性共振筛、弹簧摇床、振动离心摇床、附着式振捣器、非线性振动离心脱水机、振动沉拔桩机
冲击式振动机	非线性、非共振($\omega >> \omega_n$)或近共振($\omega \approx \omega_n$)	惯性激振器、电磁式激振器、风动式或液压式激振器等	蛙式振动夯土机、振动钻探机、振动锻锤机、冲击式电磁振动落砂机、冲击式振动造型机、风动冲击器、液压冲击器

3.4.2　常用振动机械的计算

振动机械的计算方法是：根据振动机械的具体结构特征，简化出力学模型，在确定出运动学参数后，进行计算质量、总阻尼系数、激振力、功率消耗等动力学参数的计算，再按力学定律，建立系统的运动微分方程，据此即可求解振动机械的运动规律及动态特性。

（1）惯性式振动机械

惯性式振动机械常用于筛分、脱水、给料、振捣、压路、破碎粉磨等工作。具有结构简单、制造容易、安装维修方便、规格品种多、应用广泛等特点。

1）单轴式单质体惯性振动机。单轴式惯性激振器的径向激振力沿 x、y 两个方向的分量分别为 $F_x(t) = m_0\omega^2 r\cos\omega t$、$F_y(t) = m_0\omega^2 r\sin\omega t$，按激振力与振动机体的相互位置，又可分为激振力通过机体质心与激振力不通过机体质心两种情况。

①激振力通过机体质心，弹簧刚度矩 $k_1l_1 + k_2l_2 = 0$的情况，如图 10.4-13 所示。这类振动机的阻尼力远远小于机体的惯性力与激振力，近似计算中可求得机体的振幅为

$$A_x \approx A_y \approx \frac{m_0 r}{m + m_0} \tag{10.4-25}$$

式中　m——计算质量(kg)，$m = m_j + K_m m_m$，m_j 为机体质量；

m_0——偏心质量(kg)。

机体 x、y 两个方向振动的合成，近似于作圆运动。

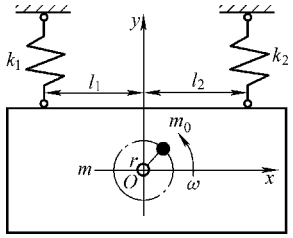


图 10.4-13　激振力通过机体质心的单轴惯性振动机

②激振力不通过机体质心，弹簧刚度矩 $\Sigma k_i l_i \neq 0$ 的情况，如图 10.4-14 所示。此时机体不仅作 x、y 两个方向的振动，还作绕其质心 m 的摆动。设机体与偏心块对质心的转动惯量分别为 J、J_O，l_{Ox}、l_{Oy}为偏心块回转轴心 O 对质心的坐标，可解出机体的线振幅 A_x、A_y 和角振幅 ψ 为

$$A_x \approx A_y = \frac{m_0 r}{m + m_0}$$
$$\psi = \frac{m_0 r}{J + J_O}\sqrt{l_{Ox}^2 + l_{Oy}^2} \tag{10.4-26}$$

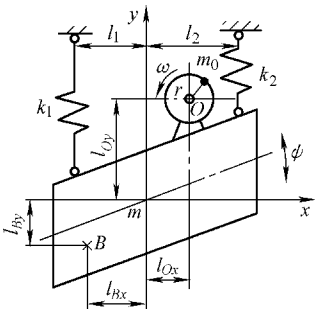


图 10.4-14　激振力不通过机体质心的单轴惯性振动机

机体上任意点 B(相对质心 m 的坐标为 l_{Bx}、l_{By})的运动方程为

$$x_B=\frac{m_0 r l_{Ox}}{J+J_O}l_{By}\sin\omega t-\left(\frac{m_0 r}{m+m_0}+\frac{m_0 r l_{Oy}}{J+J_O}l_{By}\right)\cos\omega t$$

$$y_B=\frac{m_0 r l_{Oy}}{J+J_O}l_{Bx}\cos\omega t-\left(\frac{m_0 r}{m+m_0}+\frac{m_0 r l_{Ox}}{J+J_O}l_{Bx}\right)\sin\omega t \tag{10.4-27}$$

由式(10.4-27)可求出机体上任意点的轨迹方程，它们大部分为椭圆，而质心的运动轨迹是半径为$\dfrac{m_0 r}{m+m_0}$的圆。

2）双轴式单质体惯性振动机

①平面双轴激振情况。图 10.4-15 所示为平面双轴惯性振动机，设激振器合成惯性力与 x 轴的夹角为 β，相应于 x、y 两方向的计算质量为 $m_x=m_j+K_m m_m$，$m_y=m_j+K_m m_m-k/\omega^2$，一般情况下，$m_x=m_y$，振动机体近似作直线振动，振动方向角 δ 及振幅 A 为

$$\delta=\beta$$

$$A=\frac{2m_0 r}{m_x+m_y} \tag{10.4-28}$$

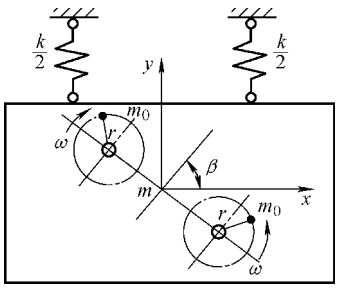


图 10.4-15　平面双轴惯性振动机

②空间双轴激振情况。图 10.4-16 所示为空间双轴惯性振动机，空间双轴激振器提供 z 向激振力 F_z 及绕 z 轴的激振力矩 M_z(见表 10.4-22)。求出 F_z 和 M_z 之后，若已知螺旋槽体的计算质量 m、绕 z 轴的转动惯量 J_z、z 向的刚度 k_z 及阻尼 c_z、绕 z 轴的角刚度 k_ψ 及角阻尼 c_ψ，则可求出 z 向、周向的振幅为

$$A_z=\frac{F_z}{\sqrt{(k_z-m\omega^2)^2+c_z\omega^2}}$$

$$\psi_z=\frac{M_z}{\sqrt{(k_\psi-m\omega^2)^2+c_\psi\omega^2}} \tag{10.4-29}$$

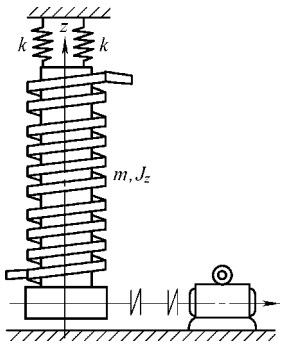


图 10.4-16　空间双轴惯性振动机

距 z 轴为 R 处，有合成振幅 A_R 及振动方向角 δ_R 为

$$A_R=\sqrt{A_z^2+\psi_z^2 R^2}$$

$$\delta_R=\arctan\left(\frac{A_z}{\psi_z R}\right) \tag{10.4-30}$$

3）多轴惯性振动机。多轴惯性振动机可以使物料获得非谐运动，实现不同性质混合物料的选分，如图 10.4-17 所示的四轴惯性摇床，设 $\omega_2=2\omega_1$，高速轴与低速轴相位差为 θ，则激振力 $F_y(t)=0$，$F_x(t)=F_1(t)+F_2(t)=2m_{01}\omega_1^2 r_1\left[\sin\omega_1 t+\dfrac{4m_{02}r_2}{m_{01}r_1}\sin(2\omega_1 t+\theta)\right]$，忽略阻尼，应用叠加原理，可求出摇床工作面的运动为

$$x(t)=x_1(t)+x_2(t)=\frac{-2m_{01}r_1}{m_j}\left[\sin\omega_1 t+\frac{m_{02}r_2}{m_{01}r_1}\sin(2\omega_1 t+\theta)\right] \tag{10.4-31}$$

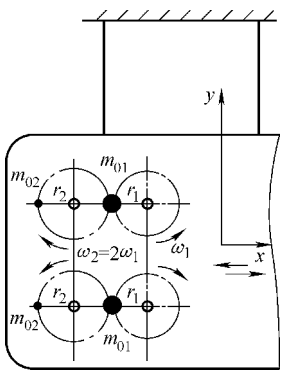


图 10.4-17　四轴惯性摇床

（2）弹性连杆式振动机械

弹性连杆式振动机械，包括弹性连杆式和粘性连杆式。其中弹性连杆式振动机械最为常用，多应用于物料的输送、筛分、选别和冷却等。它结构简单、制造方便、工作时传动机构受力较小，当采用双质体或多质体型式时，机器平衡性好，因而应用较广。

1）弹性连杆式振动水平输送机。这类振动机械的简图及力学模型如图 10.4-18 所示。当 $r << l$ 时，可推出其运动微分方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + (k + k_0)x = k_0 r\sin\omega t \quad (10.4\text{-}32)$$

式中　m——考虑了各种结合质量后的计算质量（kg），按式（10.4-21）求出；

c——总阻尼系数（N·s·m^{-1}），按式（10.4-22）计算；

k——主振弹簧刚度（N·m^{-1}），$k = k' + k''$。

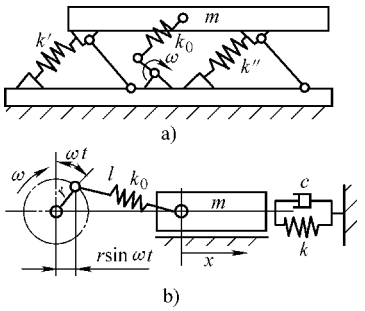


图 10.4-18　弹性连杆式振动水平输送机

解此受迫振动微分方程，求出机体的振幅为

$$A = \frac{k_0 r}{(k + k_0)\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\zeta^2 z^2}} \quad (10.4\text{-}33)$$

式中　z——频率比，$z = \omega/\omega_n = \omega \Big/ \sqrt{(k + k_0)/m}$，一般取亚共振状态，$z = 0.8 \sim 0.9$；

ζ——阻尼比，$\zeta = c/(2m\omega_n)$，一般取 $\zeta = 0.03 \sim 0.07$。

这类振动机械结构简单，但动力不平衡，传给地基的动载荷较大。

2）弹性连杆式垂直振动输送机。如图 10.4-19 所示，这类输送机的工作机体为一垂直安装的螺旋形槽体，槽体的下方周边安装着沿圆周方向倾斜布置的主振弹簧及导向杆，槽体由水平偏心轴及弹性连杆驱动。由于槽体与基础之间主振弹簧及导向杆的作用，槽体的振动为垂直振动与螺旋振动的叠加，可使物料沿螺旋槽向上运动，因而具有输送高度大、占地面积小的显著优点。

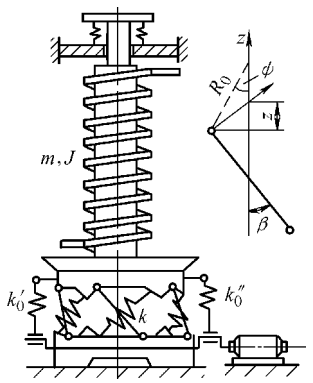


图 10.4-19　弹性连杆式垂直振动输送机

设导向杆端点至螺旋槽体轴线的距离为 R_0，导向杆与铅垂线的夹角为 β，则有几何关系

$$\tan\beta = \frac{z}{R_0\psi} \quad (10.4\text{-}34)$$

此式联系了垂直振动位移 z 与旋转振动角位移 ψ。由此这类叠加振动可化为单自由度系统，求出垂直振幅为

$$A_z = \frac{k_0 r}{\left(k_z + k_\psi \dfrac{1}{R_0^2\tan^2\beta} + k_0\right)\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\zeta^2 z^2}} \quad (10.4\text{-}35)$$

其中

$$z = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{\omega}{\sqrt{\dfrac{\left(k_z + k_\psi \dfrac{1}{R_0^2\tan^2\beta} + k_0\right)}{\left(m + J\dfrac{1}{R_0^2\tan^2\beta}\right)}}}$$

$$\zeta = \frac{\left(c_z + c_\psi \dfrac{1}{R_0^2\tan^2\beta}\right)}{\left[2\omega_n\left(m + J\dfrac{1}{R_0^2\tan^2\beta}\right)\right]}$$

式中　m——螺旋槽体的计算质量（kg）；

J——螺旋槽体对其轴线 z 轴的转动惯量（kg·m^2）；

k_z、k_ψ——垂直方向与圆周方向的弹簧刚度（N·m^{-1}，N·m·rad^{-1}）；

k_0——连杆弹簧刚度（N·m^{-1}），$k_0 = k_0' + k_0''$；

c_z、c_ψ——垂直方向与圆周方向的阻尼系数（N·s·m^{-1}，N·m·s·rad^{-1}）。

而旋转振动的振幅为

$$\theta_\psi = \frac{A_z}{R_0\tan\beta} \quad (10.4\text{-}36)$$

螺旋槽体上离轴线 z 距离不同的圆周上具有不同的振动方向角。在槽体外缘，即 $R = R_0$ 的圆周上，振

动方向角 δ 等于导向杆与铅垂线的夹角 β。

3）不平衡式双质体弹性连杆振动机。为减小传给地基的动载荷，对图 10.4-18 所示的单质体振动水平输送机采取隔振措施，即除工作槽体 1 之外，再附加隔振质体 2 及隔振弹簧 $k_2(k_2=k_2'+k_2''+k_2''')$，形成如图 10.4-20 所示的不平衡式双质体弹性连杆振动机。它属于多自由度系统，近似计算可按诱导单自由度情况进行。即以质体 1 与质体 2 之间的相对运动为诱导坐标，简化为单自由度情况，此时诱导质量为

$$m_u=\frac{m_1'm_2'}{m_1'+m_2'} \tag{10.4-37}$$

式中　m_1'——工作质体 1 的计算质量(kg)；

m_2'——隔振质体 2 的计算质量(kg)，$m_2'=m_2-k_2/\omega^2$。

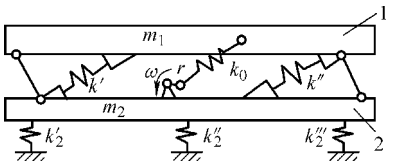


图 10.4-20　双质体隔振式振动水平输送机

1—工作质体　2—隔振质体

类似地，诱导阻尼系数为

$$c=\frac{m_1'c_2}{m_1'+m_2'}=\frac{m_2'c_1}{m_1'+m_2'} \tag{10.4-38}$$

式中　c_1、c_2——质体 1、质体 2 的绝对阻尼系数(N·s·m^{-1})。

由运动微分方程

$$m_u\ddot{x}+(c+c_{12})\dot{x}+(k+k_0)x=k_0r\sin\omega t$$

可求得相对振幅

$$A=\frac{k_0r}{\sqrt{[(k+k_0)-m_u\omega^2]^2+(c+c_{12})^2\omega^2}} \tag{10.4-39}$$

式中　c_{12}——工作质体 1 相对于隔振体 2 的相对阻尼系数。

而工作质体 1、质体 2 的绝对振幅为

$$A_1=\frac{m_u}{m_1'}A \qquad A_2=\frac{m_u}{m_2'}A \tag{10.4-40}$$

4）双槽体平衡式弹性连杆振动机。减小单质体振动输送机传给地基动载荷的另一种方法是采用双槽体平衡法。即两个相类似的工作槽体 1、2 用橡胶链式导向杆连接，整个机器通过此导向杆的中间胶链及支架固定于基础上，两槽体之间有弹性连杆激振器及主振弹簧 $k(k=k'+k'')$。工作时两槽体作相反方向的振动，导向杆则绕其中点摆动，因而整机的惯性力可获得平衡，见图 10.4-21。

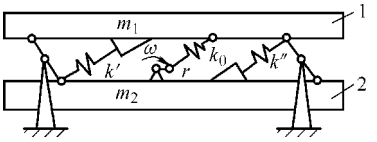


图 10.4-21　双槽体平衡式弹性连杆振动机

1、2—工作槽体

设槽体 1、2 沿振动方向的位移分别为 s_1、s_2，则有 $s_1=-s_2$，由此可将二自由度系统转化为诱导单自由度系统，并有诱导质量 m_u 和诱导阻尼系数 c_u 为

$$m_u=\frac{1}{4}(m_1+m_2) \qquad c_u=\frac{1}{4}(c_1+c_2) \tag{10.4-41}$$

式中　m_1、m_2——槽体 1、2 的计算质量(kg)，可按式(10.4-21)计算；

c_1、c_2——槽体 1、2 的阻尼系数(N·s·m^{-1})。

求解运动微分方程可得振幅

$$A_1=A_2=\frac{k_0r}{\sqrt{[(k+k_0)-m_u\omega^2]^2+c^2\omega^2}} \tag{10.4-42}$$

两槽体的相对振幅 $A=2A_1$。而整机传给地基的动载荷幅值为

$$F_d=(m_1-m_2)\omega^2A_1 \tag{10.4-43}$$

显然，两槽体及其内物料分布相同时，可获得动力平衡。

5）隔振平衡式三质体振动机。当双质体平衡式振动机的两个槽体相差较大时，传给地基的动载荷仍较大，若对地采取隔振措施，即附加隔振底架 3 及隔振弹簧 $k_3(k_3=k_3'+k_3''+k_3''')$，则形成图 10.4-22 所示的隔振平衡式三质体振动机。

设 m_1'、m_2'分别为槽体 1、2 计入物料影响后的计算质量，m_3'为隔振底架计入隔振弹簧 k_3 后的计算质量($m_3'=m_3-k_3/\omega^2$)，A_1、A_2、A_3 分别为槽体 1、2 及底架 3 沿振动方向的振幅。由运动几何条件，相对振幅 $A=A_1+A_2$，而 $A_3=|A_1-A_2|$。在相对运动诱导坐标 $x=x_1-x_2$ 下，有诱导质量为

$$m_u=\frac{1}{4}\left[m_1'+m_2'-\frac{(m_1'-m_2')^2}{m_1'+m_2'+m_3'}\right] \tag{10.4-44}$$

求解该振动系统，得相对振幅 A 和槽体 1、2 及底架 3

沿振动方向的绝对振幅 A_1、A_2、A_3 分别为

$$A = \frac{k_0 r}{k + k_0 - m_u \omega^2}$$

$$A_1 = A\frac{2m_2' + m_3'}{2(m_1' + m_2' + m_3')}$$

$$A_2 = A\frac{2m_1' + m_3'}{2(m_1' + m_2' + m_3')} \qquad (10.4\text{-}45)$$

$$A_3 = A\frac{m_1' - m_2'}{2(m_1' + m_2' + m_3')}$$

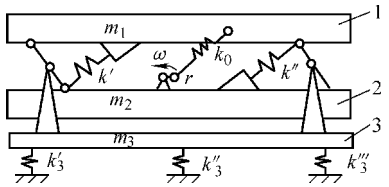


图 10.4-22　隔振平衡式三质体振动机

1、2—工作槽体　3—隔振底架

6）非线性弹性连杆振动机。在双质体振动机的主振弹簧 k_1 之外，增加两个和振动质体 1 有一定间隙 e 的弹簧 k_4'、k_4''，形成非线性弹性力，可使工作时振幅稳定，并能采用共振工作状态，频率比可取为 0.95，减小激振力与能量消耗，还可使槽体产生冲击加速度而提高工作效率。这种非线性弹性连杆振动机如图 10.4-23 所示。

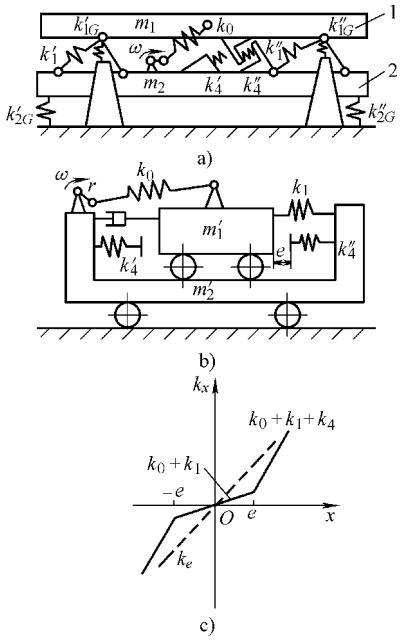


图 10.4-23　非线性双质体振动机

a）机构简图　b）力学模型　c）弹性力曲线

1、2—振动质体

这类振动机的计算与双质体振动机相同，只需将非线性主振弹簧等效线性化，其刚度 k_e 按非线性理论求出，即

$$k_e = k_0 + k_1 + k_4\left(1 - \frac{5}{4} \times \frac{e}{A} + \frac{1}{4} \times \frac{e^5}{A^5}\right) \qquad (10.4\text{-}46)$$

式中，$k_1 = k_1' + k_1''$，$k_4 = k_4' + k_4''$，e/A 为隙幅比，它决定着非线性的强弱，可按机器结构或工艺要求来决定，有时需进行迭代计算。在按双质体隔振式弹性连杆振动机的式(10.4-37)～式(10.4-40)计算时，注意此时 $m_1' = m_1 + K_m m_m - k_{1G}/\omega^2$，$m_2' = m_2 - k_{2G}/\omega^2$，而 $k + k_0$ 则代之以 k_e。

（3）电磁式振动机械

电磁式振动机械是由电磁激振器驱动的。它的振动频率高，振幅和频率易于控制并能进行无级调节，用途广泛。根据激振方式的不同，可分为电动式驱动与电磁式驱动两大类。

1）电动式驱动类。如图 10.4-24 所示，它由直流电励磁的磁环或永磁环、中心磁极和通有交流电的可动线圈组成，可动线圈则与振动杆或振动机体相连接。这类电磁式振动机常用做振动台、定标台、试验台等。

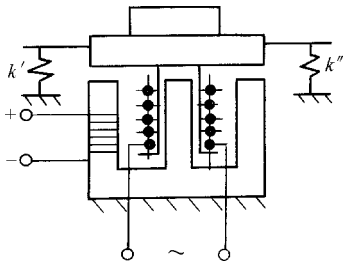


图 10.4-24　电动式驱动类

2）电磁式驱动类。如图 10.4-25 所示，它由铁心、电磁线圈、衔铁和弹簧组成。铁心通常与平衡质体固接，而衔铁则与槽体或工作机体固连。在工业用的电磁式振动机械中，广泛采用电磁式驱动类。

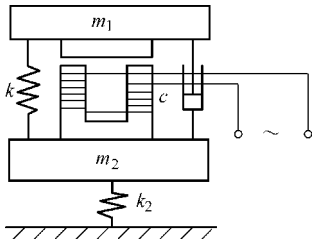


图 10.4-25　电磁式驱动类

3）双质体隔振式电磁振动机。电磁式振动机械一般采用近共振类，频率比 $z \approx 1$，为减小传给基础的

动载荷，常采用双质体隔振式（见图 10.4-26）。它属于二自由度系统，正常工作时，槽体 1 及平衡质体 2 的计算质量为

$$m_1' = m_1 + K_m m_m + K_{k_1} m_k - \frac{k_1}{\omega^2} \quad (10.4\text{-}47)$$

$$m_2' = m_2 + K_{k_2} m_k - \frac{k_2}{\omega^2} \quad (10.4\text{-}48)$$

式中　m_m——槽体中的物料质量（kg）；

K_m——物料质量结合系数，当抛掷指数 $D = 2.7 \sim 3$ 时，$K_m = 0.1 \sim 0.25$；

m_k——主振弹簧（$k = k' + k''$）的质量（kg）；

K_{k_1}、K_{k_2}——换算至 m_1、m_2 的弹簧质量结合系数。

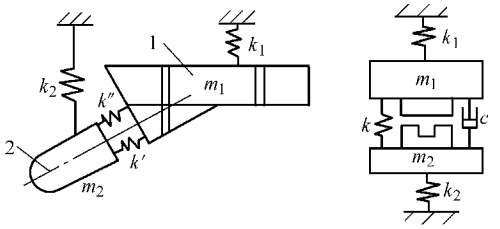


图 10.4-26　双质体隔振式电磁振动机

a）结构简图　b）力学模型

1—槽体　2—平衡质体

以槽体 1 与平衡质体 2 之间的相对运动 $x = x_1 - x_2$ 为诱导坐标，可化为诱导单自由度系统，仅考虑主谐波激振力 $F\sin\omega t$，其计算与双质体隔振式弹性连杆振动机类似，见式（10.4-37）~式（10.4-40）。

（4）自同步式振动机械

为了满足不同的工艺要求，振动机械常常需要两台或多台电动机同时工作，要求它们具有相同的速度和相位。早期实现同步的方式是采用刚性传动（如齿轮传动），或采用柔性传动（如带式传动）。自 20 世纪 60 年代以来，由于发现在振动机械中可以利用振动的固有特性，在两个由两台电动机分别驱动的偏心转子间实现振动同步，或称自同步，而实现振动同步的该种机械则称为自同步振动机，由于采用了自同步原理使得它们的构造大为简化。

1）自同步式振动机械具有下列优点：

①利用自同步原理代替了强制同步式振动机中的齿轮传动，使传动部的结构相当简单。

②由于取消了齿轮传动，使机器的润滑、维护和检修等经常性的工作大为简化。

③可以减小起动、停车通过共振区时的垂直方向和水平方向的共振振幅。但在一些自同步振动机中，通过共振区时的摇摆振动的振幅有时会显著增大，这是该种振动机的不足。

④双机驱动自同步振动机虽然增加了一个电动机，但目前工业中应用的自同步振动机不少采用激振电动机直接驱动，使它的结构相当简单。

⑤自同步振动机激振器两根主轴，可在较大的距离条件下进行安装。

⑥该种振动机便于实现通用化、系列化和标准化。

2）双电机驱动的自同步式振动机械

自同步惯性振动机械的求解与一般的惯性振动机相同，重要的是实现自同步运转及要求的振动状态。为了实现自同步运转，必须满足同步性条件。同步性条件包含两方面的内容，首先是两台电动机的特性要相近；其次是电动机的转速、偏心质量矩、机体的质量分布等要满足一定的要求。这两方面分别通过电动机的选择及自同步设计来实现，统一由振动机的同步性指数 D_a 来衡量自同步性能。

为了进一步获得要求的运动轨迹，还必须满足相位同步状态下的稳定性条件。稳定性条件一般由振动机机体的质量分布及激振电动机的安装位置、各运动方向的阻尼系数及弹簧刚度来决定，由振动机的稳定性指数 W 来衡量。不同的 W 值，可获得不同的运动轨迹。

现以平面双轴单质体自同步振动机的对称安装同向回转情况（见图 10.4-27）为例来说明。此时机体质心位于两轴心连线的中点，或位于两轴连线的中垂线上，通过求解机体沿 x、y 方向和绕质心 O 点的振动微分方程，可导出同步性条件为

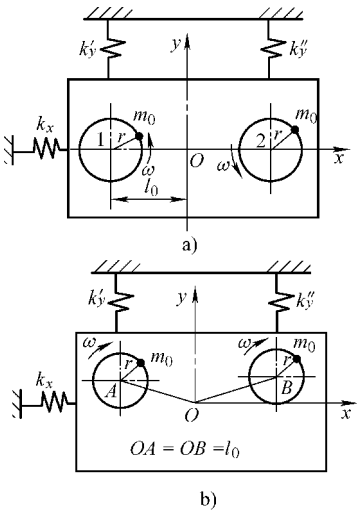


图 10.4-27　平面双轴单质体自同步振动机的对称安装同向回转情况

$$|D_a| = \left| \frac{m_0^2 \omega^2 r^2 W}{\Delta M_g - \Delta M_f} \right| > 1 \qquad (10.4\text{-}49)$$

式中　m_0——每根轴上的偏心块质量(kg)；

ω——两轴的同步转数(rad·s^{-1})；

r——每一轴上的偏心距(m)；

ΔM_g——两轴的电动机转矩差(N·m)；

ΔM_f——两轴的摩擦阻矩差(N·m)；

W——振动机稳定性指数(1/kg)。

而稳定性指数为

$$W = \frac{l_0^2}{J'}\cos^2\alpha_\psi - \frac{\cos^2\alpha_y}{m_y'} - \frac{\cos^2\alpha_x}{m_x'} \qquad (10.4\text{-}50)$$

式中　α_x、α_y、α_ψ——沿 x、y 和 ψ 方向振动时激振力与位移响应之间的相位差角；(°)；(rad)，$\alpha_x = \arctan\left(\frac{-c_x}{m_x'\omega}\right)$、$\alpha_y = \arctan\left(\frac{-c_y}{m_y'\omega}\right)$、$\alpha_\psi = \arctan\left(\frac{-c_\psi}{J'\omega}\right)$；

c_x、c_y、c_ψ——沿 x、y 和 ψ 方向的阻尼系数(N·s·m^{-1}，N·m·s/rad)；

m_x'、m_y'——沿 x、y 方向的计算质量(kg)，$m_x' = m + \Sigma m_0 - k_x/\omega^2$，$m_y' = m + \Sigma m_0 - k_y/\omega^2$；

$m + \Sigma m_0$——振动体(包括偏心块)的质量(kg)；

J'——机体对质心 O 的计算转动惯量(kg·m^2)，$J' = J + \Sigma J_0 - k_\psi/\omega^2$；

k_x、k_y、k_ψ——沿 x、y 和 ψ 方向的弹簧刚度(N·m^{-1})，(N·m·rad^{-1})，$k_y = k_y' + k_y''$；

$J + \Sigma J_0$——机体(包括偏心块)对质心 O 的转动惯量(kg·m^2)；

l_0——轴 1 或轴 2 中心至机体质心 O 的距离(m)。

对于平面双轴单质体惯性振动机，只要式(10.4-49)得到满足，即$|D_a| > 1$，两激振主轴就能实现自同步。而稳定性条件为 $W > 0$，机体及其质心作近似圆形的椭圆运动；$W < 0$，则机体绕质心作扭摆振动。

若振动机按非共振情况设计，则有 $c_\psi = c_y = c_x \approx 0$，$J' = J + \Sigma J_0$，$m_y' \approx m_x' \approx m + \Sigma m_0$，则稳定性指数 W 简化为 $W = \frac{l_0^2}{J + \Sigma J_0} - \frac{2}{m + \Sigma m_0}$，稳定性条件变为：$l_0 > \sqrt{\frac{2(J + \Sigma J_0)}{m + \Sigma m_0}}$，机体作椭圆振动；$l_0 < \sqrt{\frac{2(J + \Sigma J_0)}{m + \Sigma m_0}}$，机体作扭摆振动。

当机体质心偏离两轴心连线的中垂线安装时，同步性条件与稳定性条件基本不变，仅稳定性指数表达式有变化；质心偏移量增大，对于 $W > 0$ 对应的机体椭圆运动不利，过大的偏移量会使椭圆振动不能形成。当两激振主轴反向回转时，同步性条件$|D_a| > 1$仍然适用。而稳定性条件变为：$W > 0$，机体作为近似 y 方向的直线振动；$W < 0$，机体作扭摆振动加 x 方向的直线振动。

当两激振电动机成交叉轴式安装时，同步性条件仍为$|D_a| > 1$，稳定性指数 W 的计算更为复杂。当 $W > 0$ 时，机体可获得垂直振动与绕 z 轴扭转振动的组合。因此，$|D_a| > 1$及 $W > 0$，是交叉双轴式自同步垂直输送机使物料沿螺旋槽上升的条件。

3.5　振动机械动力参数设计示例

3.5.1　远超共振惯性振动机的动力参数设计示例

某自同步振动给料机，振动机体总质量为 740kg，转速为 $n = 930\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$，振幅 $A = 0.5\text{cm}$，物料呈抛掷运动状态，给料量 $Q = 220\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$，物料平均输送速度 $v_m = 0.308\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$，槽体长 $L = 1.5\text{m}$，振动方向角 $\delta = 30°$，槽体倾角 $\alpha_0 = 0°$，设计其动力学参数。

(1) 选取振动系统的频率比，计算隔振弹簧刚度

选振动系统的频率比：$z = 2 \sim 10$

振动机的振动频率为：$\omega = n\pi/30 = 930\pi/30 = 97.34\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$

隔振弹簧总刚度为

$$\Sigma k = \frac{1}{z^2} m\omega^2 = \frac{740}{2^2 \sim 10^2} \times (97.34)^2 \text{N}\cdot\text{m}^{-1}$$

$$= 1752889 \sim 70116\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$$

取 $\Sigma k = 300\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$，该振动机采用 4 只弹簧，每只弹簧的刚度为

$$k = \frac{\Sigma k}{4} = \frac{300}{4}\text{kN}\cdot\text{m}^{-1} = 75\text{kN}\cdot\text{m}^{-1}$$

(2) 振动质体的计算质量

物料的质量 m_m 为

$$m_m = \frac{QL}{3600 v_m} = \frac{220 \times 10^3 \times 1.5}{3600 \times 0.308}\text{kg} = 298\text{kg}$$

取物料结合系数 $K_m = 0.2$，由式 $m = m_j + K_m m_m$ 可求出计算质量 m 为

$$m = m_j + K_m m_m$$

$$= (740 + 0.2 \times 298)\text{kg} = 799.6\text{kg}$$

(3) 振动系统的等效阻尼系数 c

$$c = 0.14m\omega = 0.14 \times 799.6 \times 97.34\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$$
$$= 10896.6\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

（4）所需要的激振力幅值及偏心块质量矩

折算到振动方向上的弹簧刚度 k_s 为

$$k_s = \Sigma k\sin^2\delta = 300\sin^2 30°\text{kN} \cdot \text{m}^{-1} = 75\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$$

相位差角 α

$$\alpha = \arctan\frac{c\omega}{k_s - m\omega^2}$$
$$= \arctan\frac{10896.6 \times 97.34}{75000 - 799.6 \times 97.34^2} = 172°$$

激振力幅值为

$$\Sigma m_0\omega^2 r = \frac{1}{\cos 172°}(75000 - 799.6 \times 97.34^2) \times 0.005\text{N} = 37875\text{N}$$

采用双轴自同步激振器，每一激振器的激振力为 $0.5 \times 37875\text{N} = 18937.5\text{N}$，每一激振器采用四片偏心块，每片偏心块的质量矩为

$$m_0 r = \frac{18937.5}{4 \times 97.34^2}\text{kg} \cdot \text{m} = 0.5\text{kg} \cdot \text{m}$$

（5）电动机功率

若 $c_x = c_y = c$，$\eta = 0.95$，则振动阻尼所消耗的功率为

$$P_z = \frac{1}{1000\eta}\left(\frac{1}{2}c_y\omega^2 A_y^2\sin^2\delta + \frac{1}{2}c_x\omega^2 A_x^2\cos^2\delta\right)$$
$$= \frac{1}{2000\eta}c\omega^2 A^2 = \frac{1}{2000 \times 0.95}10896.6 \times (97.34)^2 \times 0.005^2\text{kW} = 1.359\text{kW}$$

轴直径 $d = 0.05\text{m}$，轴与轴承间的摩擦因数取 0.007，则轴承摩擦所消耗功率为

$$P_\mu = \frac{1}{1000\eta}\mu_d\Sigma m_0 r\omega^2\frac{d}{2}\omega$$
$$= \frac{1}{1000 \times 0.95} \times 0.007 \times 37875 \times 0.5 \times 0.05 \times 97.34\text{kW} = 0.679\text{kW}$$

总功率为

$$P = P_z + P_\mu = (1.359 + 0.679)\text{kW} = 2.038\text{kW}$$

选用两台振动电动机以自同步型式作为激振器，根据激振力、激振频率、功率要求，选取两台 YZO-18-6 型振动电动机，激振力为 $20 \times 2\text{kN} = 40\text{kN}$，激振频率为 $950\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$，功率为 $1.5 \times 2\text{kW} = 3\text{kW}$，满足设计要求。

（6）传给基础的动载荷

$$F_d = \Sigma kA\sin\delta = 300000 \times 0.005\sin 30\text{N} = 750\text{N}$$

3.5.2　弹性连杆式振动机的动力参数设计示例

如图 10.4-20 所示的双质体隔振式振动水平输送机，槽长 $L = 18\text{m}$，其质量为 $m_1 = 2000\text{kg}$，弹性底架质量为 $m_2 = 8000\text{kg}$，振动次数为 $n = 700\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$，振动方向角 $\delta = 30°$，输送物料量为 $Q = 60\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$，其抛掷状态下的物料速度为 $v_m = 0.21\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$。试确定系统的动力学参数。

（1）隔振弹簧刚度的计算

仅在底架下安装隔振弹簧，通常取垂直方向的低频固有圆频率 $\omega_{nd} = \pi(150 \sim 300)/30$，则隔振弹簧在垂直方向的总刚度为

$$k_{gc} = (m_1 + m_2)\omega_{nd}^2$$
$$= (2000 + 8000) \times \frac{3.14^2}{30^2}(150^2 \sim 300^2)\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$$
$$= (2464900 \sim 9859600)\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$$

取 $k_{gc} = 88 \times 10^5\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$

（2）振动质体的计算质量与诱导质量

1）槽体的计算质量 m_1'

$$m_1' = m_1 + K_m m_m$$

物料质量 m_m 为

$$m_m = \frac{QL}{3600v_m} = \frac{60 \times 10^3 \times 18}{3600 \times 0.21}\text{kg} = 1428\text{kg}$$

物料结合系数取 $K_m = 0.25$，则槽体的计算质量 m_1' 为

$$m_1' = m_1 + K_m m_m$$
$$= 2000 + 0.25 \times 1428\text{kg} = 2357\text{kg}$$

2）底架的计算质量 m_2'

工作圆频率为 $\omega = 700 \times 3.14/(30\text{s}) = 73.3\ 1/\text{s}$，振动方向上的隔振刚度 k_{gz} 为

$$k_{gz} = k_{gc}\sin^2\delta + 0.3k_{gc}\cos^2\delta$$
$$= (88 \times 10^5\sin^2 30° + 0.3 \times 88 \times 10^5\cos^2 30°)\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$$
$$= 418 \times 10^4\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$$

底架的计算质量 m_2' 为

$$m_2' = m_2 - k_{gz}/\omega^2$$
$$= (8000 - 418 \times 10^4/73.3^2)\text{kg} = 7222\text{kg}$$

3）有载时的诱导质量 m_{uf}

$$m_{uf} = \frac{m_1' m_2'}{m_1' + m_2'} = \frac{2357 \times 7222}{2357 + 7222}\text{kg} = 1777\text{kg}$$

4）空载时的诱导质量 m_{uk}

$$m_{uk} = \frac{m_1 m_2'}{m_1 + m_2'} = \frac{2000 \times 7222}{2000 + 7222}\text{kg} = 1566\text{kg}$$

（3）主振固有圆频率 ω_n 与频率比 z

有载时频率比取 $z_f = 0.83$

有载时主振固有圆频率 ω_{nf} 为

$$\omega_{nf} = \omega/z_f = 73.3/0.83\ 1/\text{s} = 88.3\ 1/\text{s}$$

空载时频率比 z_k 为

$$z_k = \sqrt{\frac{m_{uk}}{m_{uf}}}z_f = \sqrt{\frac{1566}{1777}} \times 0.83 = 0.78$$

空载时主振固有圆频率 ω_{nk} 为

$$\omega_{nk}=\omega/z_k=73.3/0.78\ 1/s=94\ 1/s$$

（4）主振弹簧与连杆弹簧的刚度

1）共振弹簧的刚度

$$k+k_0=m_{uf}\omega_{nf}^2=1777\times88.3^2N\cdot m^{-1}$$
$$=13855074N\cdot m^{-1}$$

2）主振弹簧的刚度

$$k=m_{uf}\omega^2=1777\times73.3^2N\cdot m^{-1}$$
$$=9547626N\cdot m^{-1}$$

3）连杆弹簧的刚度

$$k_0=k+k_0-k=(13855074-9547626)N\cdot m^{-1}$$
$$=4307448N\cdot m^{-1}$$

（5）相位差角与相对振幅

1）相位差角

相对阻尼系数 b 取为 0.07 时的相位差角为

$$\alpha=\arctan\frac{2bz_f}{1-z_f^2}$$
$$=\arctan\frac{2\times0.07\times0.83}{1-0.83^2}=20°29'$$

2）相对振幅

输送槽振幅 $A_1=6mm$ 时，则相对振幅为

$$A=\frac{m'_1}{m_{uf}}A_1=\frac{2357}{1777}\times6mm=7.96mm$$

（6）所需的计算激振力及偏心矩

1）计算激振力为

$$k_0r=k_0A/\cos\alpha$$
$$=4307448\times0.00796/\cos20°29'N$$
$$=36600N$$

2）偏心矩为

$$r=A/\cos\alpha=7.96/\cos20°29'mm=8.5mm$$

（7）电动机的功率

1）正常运转时的功率消耗

正常运转时传动效率取 $\eta=0.95$，阻尼系数为

$$c=2bm_{uf}\omega_{nf}=2\times0.07\times1777\times88.3kg\cdot s^{-1}$$
$$=21967.274kg\cdot s^{-1}$$

正常运转时的功率消耗为

$$P_Z=\frac{1}{2000\eta}cA^2\omega^2$$
$$=\frac{1}{2000\times0.95}\times21967.274\times(0.00796)^2\times$$
$$(73.3)^2kW=3.936kW$$

2）按起动条件计算所需功率

连杆弹簧动刚度系数取 $K_{0d}=1.12$，主振弹簧动刚度系数取 $K_d=1.05$，最大起动转矩为

$$M_{qz}=\frac{1}{2}\times\frac{kk_0r^2}{K_dk_0+K_{0d}k}$$
$$=\frac{1}{2}\times\frac{9547626\times4307448\times(0.0085)^2}{1.05\times4307448+1.12\times9547626}N\cdot m$$
$$=97.638N\cdot m$$

拟选定 Y(IP44)系列电动机，起动转矩系数为 $K_c=1.8$，按起动转矩计算电动机功率为

$$P_{qc}=\frac{M_{qc}\omega}{1000\eta K_c}=\frac{97.638\times73.3}{1000\times0.95\times1.8}kW=4.185kW$$

选用 Y132M2-6 型电动机，功率为 5.5kW，转速为 960r·min^{-1}。

（8）连杆最大作用力及连杆弹簧预压力

起动时连杆最大作用力为

$$F_{lmax}=\frac{k_0kr}{K_dk_0+K_{0d}k}$$
$$=\frac{4307448\times9547626\times0.0085}{1.05\times4307448+1.12\times9547626}N=22974N$$

正常运转时连杆最大作用力为

$$F_{lz}=k_0\sqrt{A^2-2Ar\cos\alpha+r^2}$$
$$=4307448\times[(0.00796)^2-2\times0.00796$$
$$\times0.0085\cos20°29'+(0.0085)^2]^{\frac{1}{2}}N=12811N$$

起动时连杆弹簧最大变形量 a_0 为

$$a_0=\frac{kr}{k+k_0}=\frac{9547626\times0.0085}{9547626+4307448}m$$
$$=0.00586m$$

所以，连杆弹簧预压力应大于 a_0，可取 7mm。

（9）传给地基的动载荷幅值

传给地基垂直方向的动载荷幅值

$$F_c=k_{gc}(A-A_1)\sin\delta$$
$$=88\times10^5\times(0.00796-0.006)\sin30°N$$
$$=8624N$$

传给地基水平方向的动载荷幅值

$$F_s=0.3k_{gc}(A-A_1)\cos\delta$$
$$=0.3\times88\times10^5\times(0.00796-0.006)\cos30°N$$
$$=4481N$$

传给地基的合成动载荷幅值为

$$F_d=\sqrt{F_c^2+F_s^2}=\sqrt{8624^2+4481^2}N=9719N$$

第 5 章　疲劳强度设计

1　概述

1.1　疲劳强度设计分类

疲劳强度设计与静强度设计相比要复杂得多。由于金属材料在疲劳载荷作用下，其性能会发生很大变化，因载荷性质不同其性能变化呈现出不同的特点，工程中就根据不同的载荷特点、服役环境及条件，把疲劳分成不同类型，根据各自的特点分别进行疲劳强度设计和寿命估算。目前常用的疲劳分类见表 10.5-1。

表 10.5-1　疲 劳 分 类

分类	名称	特　征　说　明	举　　例
按失效周次分	高周疲劳	结构在低于其屈服强度的循环应力作用下，经过 $10^4 \sim 10^5$ 次以上的循环产生的失效。高周疲劳一般应力较低，材料处于弹性范围内，其应力应变是成比例的，也称应力疲劳，它是机械中最常见的疲劳	弹簧、轴、螺栓等
	低周疲劳	构件在接近或超过其屈服强度的循环应力作用下，在低于 $10^4 \sim 10^5$ 次塑性应变循环产生的失效。由于其应力超过弹性极限，产生较大塑性变形，应力应变不成比例，其主要参数是应变，也常称为应变疲劳	高压容器，汽轮机转子，飞机起落架等
按载荷条件分	随机疲劳	载荷应力幅值和频率都随时间变化的疲劳	如汽车底盘、半轴悬架系统等零件
	冲击疲劳	小能量多次冲击引起的疲劳	内燃机阀杆等
	接触疲劳	零件接触表面在接触压力循环作用下出现麻点、剥落或表层压碎剥落，从而造成零件失效的疲劳	如齿轮传动、滚动轴承、车轮等
	微动磨损疲劳	当两零件表面相接触，并作小幅度的往复相对运动时，在接触表面上产生的疲劳，经过附着、氧化、疲劳三个阶段，是机械过程和化学过程综合的结果	如铆钉连接件、螺栓连接件、紧配合件、销钉、花键、键连接等
	声疲劳	由气体动力噪声、结构噪声或电磁噪声等噪声使结构件产生的疲劳。只有当作为激振力的噪声使结构件产生的应力—应变响应足够大，足以对结构材料造成疲劳损伤时才可能产生声疲劳	如火箭和飞机的涡轮发动机作为噪声源，使飞行器和机翼表面产生高声压水平的噪声场，足以对其结构的局部危险区造成声疲劳
按温度环境分	高温疲劳	在高温环境下零件承受循环载荷发生的疲劳。高温指约在 $0.5T_m$ 或再结晶温度以上，T_m 为以热力学温度表示的金属熔点。高温疲劳是疲劳与蠕变共同作用结果	如燃气轮机的叶片由机械振动发生的高温高周疲劳；燃气轮机转子由装置的起动和停车而发生的高温低周疲劳等
	低温疲劳	在低于室温环境下零件承受循环应力作用发生的疲劳	寒冷地区露天机械结构产生的疲劳
	热疲劳	由温度循环变化而引起应变循环变化产生的疲劳	锅炉水冷壁管子因冷水分层现象使管子发生的疲劳
	腐蚀疲劳	在腐蚀介质（如酸、碱、海水、淡水、活性气体等）和循环载荷联合作用下产生的疲劳	如化工机械、石油机械某些零件，在酸、碱液体和气体中工作等

（续）

分类	名称	特　征　说　明	举　　例
按应力状态分	单轴疲劳	指单向循环应力作用下的疲劳，这时零件只承受单向正应力或单向切应力	只承受单向拉、压、弯、扭循环应力的零构件
	多轴疲劳	指多向应力作用下的疲劳，也称复合疲劳	承受弯扭复合应力，双向拉压应力，三轴应力的机件

1.2　疲劳载荷

一般机器零构件承受的工作载荷，大都是一个连续的随机载荷。由于随机载荷的不确定性，所以对承受随机载荷的零构件进行疲劳强度设计或寿命计算之前，必须对其随机载荷进行处理，确定载荷谱。由于载荷谱具有概括性、集中性和典型性的特点，因而成为疲劳强度设计的依据。所以，编制载荷谱就成为疲劳强度设计的一个重要环节。

目前编制载荷谱方法有多种，比较常用的是雨流计数法。无论应用哪种编谱方法，在编谱时必须遵循损伤等效原则，也就是要把一个构件承受的实际随机载荷对其所造成的损伤当量通过所编制的载荷谱定量地反映出来。

1.2.1　随机载荷的循环计数

雨流计数法的计数原理如下：

如图 10.5-1 所示。对一个实际的载荷时间历程，取一垂直向下的纵坐标轴表示时间，横坐标轴表示载荷。这样载荷时间历程形同一座宝塔，雨点以峰值、谷值为起点向下流动，根据雨点向下流动的迹线，确定载荷循环，这就是雨流法（或称塔顶法）名称的由来。其计数规则为：

1）雨流的起点依次在每个峰（谷）值的内侧开始。

2）雨流在下一个峰（谷）值处落下，直到对面有一个比开始时的峰（谷）值更大（更小）值为止。

3）当雨流遇到来自上面屋顶流下的雨时就停止。

4）取出所有的全循环，并记下各自的振程。

5）按正、负斜率取出所有的半循环，并记下各自的振程。

6）把取出的半循环按雨流法第二阶段计数法则处理并计数。

根据上述规则，图 10.5-1 中的第 1 个雨流应从 O 点开始，流到 a 点落下，经 b 与 c 之间的 a' 点继续流到 c 点落下，最后停止在比谷值 O 更小的谷值 d 的对应处。取出一个半循环 O—a—a'—c。第二个雨流从峰值 a 的内侧开始，由 b 点落下，由于峰值 c 比 a 大，故雨流停止于 c 的对应处，取出半循环 a—b。第三个雨流从 b 点开始流下，由于遇到来自上面的雨流 O—a—a'，故止于 a' 点，取出半循环 b—a'。因 b—a' 与 a—b 构成闭合的应力-应变回线，则形成一个全循环 a'—b—a。依次处理，最后可以得到在图 10.5-1a 所示的载荷—时间历程中三个全循环：a'—b—a，d'—e—d，g'—h—g 和三个半循环，O—a—a'—c，c—d—d'—f，f—g—g'—i。

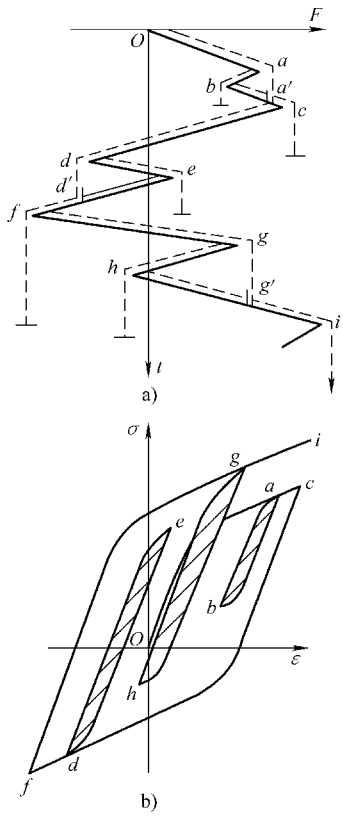


图 10.5-1　雨流法计数原理图

图 10.5-1b 所示是该载荷历程作用下的材料应力—应变回线，可见与雨流法计数所得结果是一致的。

一个实际的载荷时间历程，经过雨流法计数并取

出全循环之后，剩下的半循环构成了一个发散—收敛的载荷谱，按上述雨流法规则无法继续计数。如把它改造一下使之变成一个收敛—发散谱后，就可继续用雨流法计数，这就是雨流法计数的第二阶段。

图10.5-2a所示为一发散—收敛谱，从最高峰值a_1或最低谷值b_1处截成两段，使左段起点b_n和右段末点a_n相连接，构成如图10.5-2b那样的发散—收敛谱，则继续用雨流法计数直到完毕。

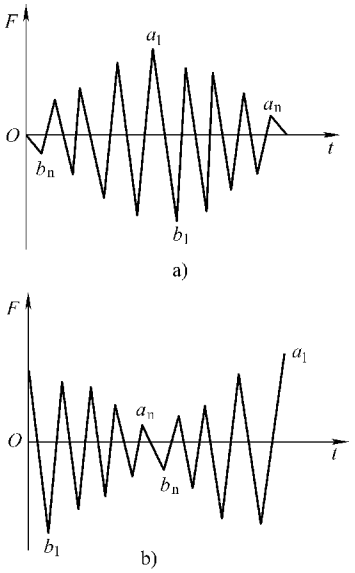


图10.5-2　雨流法第二阶段计数原理图

1.2.2　累积频数曲线

累积频数曲线也叫载荷累积频数图。根据疲劳载荷进行雨流法循环计数，得到各级载荷出现的频数，如果子样的数量足够大，可以将统计结果以累积频数曲线表示出来，如图10.5-3中的光滑曲线。

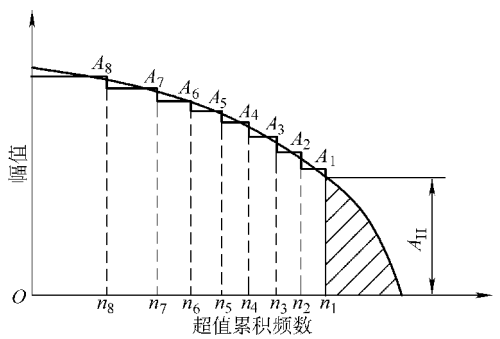


图10.5-3　累积频数曲线

还可将载荷累积频数转化成概率密度函数，其均值及标准差都可求出。根据概率密度函数可写出相应的概率分布函数。正态分布函数和威布尔分布函数最适合描述疲劳载荷数据。

正态频率分布函数型式为

$$f(A)=\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(A-\mu)^2}{2\sigma^2}} \tag{10.5-1}$$

式中　A——幅值；

σ——母体标准离差；

μ——母体均值。

威布尔频率分布函数型式为

$$f(A)=\frac{b}{A_a-A_0}\left(\frac{A-A_0}{A_a-A_0}\right)^{b-1}e^{-\left(\frac{A-A_0}{A_a-A_0}\right)^b} \tag{10.5-2}$$

式中　A_0——最小幅值；

A_a——特征参数；

b——形状参数。

实际工作中，由于受测试时间及费用等限制，一般情况下，人们只能实测整个机械寿命中很小一部分载荷—时间历程。在很小一部分时间内测得的载荷—时间历程难以保证能出现整个寿命中的最大载荷。建议定为最大载荷在每10^6次载荷循环中发生一次。而载荷幅值大于零的累积频数为10^6。

当零件的工况比较复杂，不能用一种典型工况表示时，需要分别求出各种单独典型工况单位时间的累积频数，再将各种典型工况的累积频数相加，得出单位时间内的总累积频数，并将其扩充为10^6次出现一次最大载荷的累积频数图。

1.2.3　载荷谱编制

编制载荷谱时，首先应确定一个包括所有状态的谱时间T_s，即所编制的典型谱代表多少工作小时。其次应根据产品实际使用或计划使用情况，给出各种载荷状态在整个寿命期内所占的比例。据此推知在谱时间T_s内幅值发生的总频数。

在用雨流计数法处理载荷—时间历程过程中，没有考虑载荷的作用次序和载荷频率的影响。实际上加载次序、载荷级数多少、载荷块大小、以及出现次数较少的大载荷，对疲劳寿命都有影响。为减小这些影响，常把简化后的程序载荷谱的周期取得短一些，即把程序块的容量减小，块数增加，总周期不变。这样处理能使实际寿命与估算的寿命差别减小。

采用8级载荷，可代表连续载荷谱，如图10.5-3所示。图中A_1、A_2、…、A_8及频数n_1、n_2、…、n_8是这样求得的，各级幅值与最大幅值之比依次为0.125、0.275、0.425、0.575、0.725、0.85、0.95、1。若程序块的重复次数为k，总寿命为N次循环，则每个程序块的循环次数n_i应取为

$$n_i=\frac{N}{k} \tag{10.5-3}$$

为了减小加载次序对计算或试验结果的影响，必须使程序块多次重复，一般应在试样或零件寿命周期内重复 10 ~ 20 次。

用 8 级载荷可以组成各种加载程序，常用的加载顺序有 4 种，如图 10.5-4 所示。

试验结果表明：低—高加载试件寿命偏长；高—低加载试件寿命偏短，后两种加载方式接近随机加载情况。

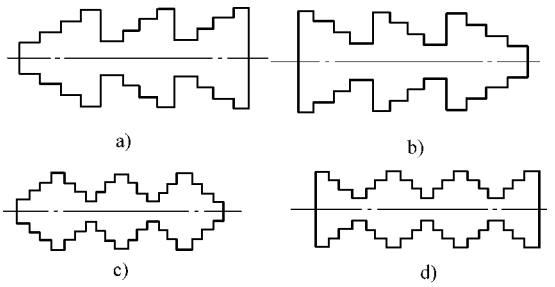


图 10.5-4　4 种不同加载次序

a）低—高加载　b）高—低加载

c）低—高—低加载　d）高—低—高加载

1.3　疲劳强度设计的一般步骤

要对一个机器零件进行疲劳强度设计或服役寿命估算之前，必须获取下述资料后方可进行：

1）机器零件承受的实际载荷—时间历程（一般是通过测试获取）；

2）编制载荷谱；

3）获取制造该零件材料的疲劳极限和 S—N 曲线；

4）详细了解制造该零件的工艺过程，包括选取的材料热处理工艺情况，零件的几何形状、尺寸、表面状况，服役条件及环境等；

5）选择适于该零件服役条件和载荷特点的设计方法。

2　金属材料疲劳性能及影响疲劳强度因素

2.1　金属材料疲劳极限

表 10.5-2 和表 10.5-3 是国产机械材料的疲劳极限。

当缺乏疲劳极限的数值时，可采用经验公式来估算（见表 10.5-4）。

表 10.5-2　常用国产机械材料的旋转弯曲疲劳极限

材　料	热处理	抗拉强度 R_m/MPa	疲劳极限 σ_{-1}/MPa
Q235A	热轧	439	210
Q235A（F）	热轧	428	198
Q235B	热轧	441	250
Q345	热轧	586	298.1
Q345g	热轧	507	271
20	正火	463	250
20g	热轧	432	209
20R	—	386	209
35	正火	593	261
45	正火	624	285.1
45	调质	710	388
45	电渣重熔	934	433
50	正火	661	278
55	调质	834	386
70	淬火后中温回火	1138	489
20MnVB	碳氮共渗	1210	809
25MnTiBRE	碳氮共渗	1193	834
35Mn2	调质	937	520
40MnB	调质	970	436
40MnVB	调质	1111	531
45Mn2	调质	952	485
12Cr2Ni4	调质	793	441
18CrNiW	调质	1039	491
20Cr	渗碳	577	273
20CrMnTi	淬火后低温回火	1416	566
20CrMnSi	调质	788	299
20Cr2Ni4A	淬火后低温回火	1483	602
30CrMnTi	碳氮共渗	1771	730
30CrMnSiA	调质	1110	641
35CrMo	调质	924	431
40Cr	调质	940	422
40CrMnMo	调质	977	470
40CrMnSiMoVA	淬火后低温回火	1843	677
40CrNiMo	调质	972	498
40CrNiMoA	调质	1040	524

（续）

材　料	热处理	抗拉强度 R_m/MPa	疲劳极限 σ_{-1}/MPa
42CrMo	调质	1134	504
16MnCr5	淬火后低温回火	1373	592
20MnCr5	淬火后低温回火	1482	634
25MnCr5	淬火后低温回火	1587	509
28MnCr5	淬火后低温回火	1307	479
50CrV	淬火后中温回火	1586	747
55Si2Mn	淬火后中温回火	1866	658
60Si2Mn	淬火后中温回火	1625	660
65Mn	淬火后中温回火	1687	708
0Cr17Ni4Cu4Nb	固溶时效	740	400
1Cr12Mo	调质	768	382
1Cr13	调质	721	374
2Cr13	调质	687.5	374
3Cr13	调质	842	370
4Cr5MoVSi	调质	1496	730
7Cr7Mo3V2Si	调质	2353	512
Cr12	淬火后低温回火	2272	709
Cr12MoV	淬火后低温回火	2059	633
ZG20SiMn	正火	515	226
ZG230-450	正火	543	207
ZG270-500	调质	823	272
ZG40Cr	调质	977	294
ZG340-640	调质	1044	322
ZG0Cr13Ni6Mo	正火后两次回火	779	289
ZG1Cr13	退火后正火	789	328
QT400-15	退火	484	243
QT400-18	退火	453	219
QT500-7	退火	625	206
QT600-3	正火	809	271
QT700-2	正火	754	219
QT800-2	正火	842	352

表 10.5-3　某些国产机械材料的拉—压疲劳极限

材　料	热处理	抗拉强度 R_m/MPa	疲劳极限 σ_{-1}/MPa
20	正火	464	241
45	调质	735	329①

（续）

材　料	热处理	抗拉强度 R_m/MPa	疲劳极限 σ_{-1}/MPa
Q345	热轧	586	327
09SiVL	热轧	529	284
HT200	去应力退火	250	96.5
HT300	去应力退火	353	133.3
ZG310-570	调质	1012	303
12CrNi3	调质	833	363
25Cr2MoV	调质	1090	335
35CrMo	调质	924	317
35VB	热轧	741	331
40CrMnSiMoVA	等温淬火	1765	718
40CrNiMo	调质	972	389
45CrNiMoV	淬火后中温回火	1553	486
55SiMnVB	淬火后中温回火	1536	536

① 应力比 $r=0.1$。

表 10.5-4　材料疲劳极限与强度的关系

材料	对称循环应力的疲劳极限		
	拉压 σ_{-1L}	弯曲 σ_{-1}	扭转 τ_{-1}
结构钢	$\approx 0.23(R_{eL}+R_m)$	$\approx 0.27(R_{eL}+R_m)$	$\approx 0.15(R_{eL}+R_m)$
铸铁	$\approx 0.4R_m$	$\approx 0.45R_m$	$\approx 0.36R_m$
铝合金	$\approx R_m/6+75$	$\approx R_m/6+75$	
青铜		$\approx 0.21R_m$	
材料	脉动循环应力的疲劳极限		
	拉压 σ_{0L}	弯曲 σ_0	扭转 τ_0
结构钢	$\approx 1.42\sigma_{-1}$	$\approx 1.33\sigma_{-1}$	$\approx 1.50\tau_{-1}$
铸铁	$\approx 1.42\sigma_{-1L}$	$\approx 1.33\sigma_{-1}$	$\approx 1.35\tau_{-1}$
铝合金			$\approx 1.5\sigma_{-1L}$
青铜			

2.2　常用金属材料的 *S—N* 曲线（见图10.5-5～图10.5-26）

金属材料的疲劳应力与疲劳寿命曲线即 *S—N* 曲线的图注中 δ 表示板材厚度，ϕ 表示棒材的直径，α_σ 表示理论应力集中系数，r 表示应力比，σ_m 表示平均应力，R_m 表示抗拉强度。铝合金尾部字母 B 表示预拉伸加工硬化；T4 表示固溶热处理后自然时效；T6 表示固溶热处理后人工时效。

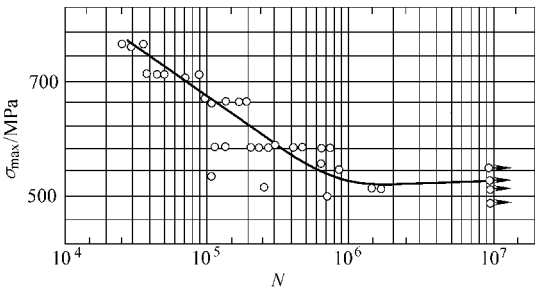


图 10.5-5　40CrNiMoA 钢棒材光滑试样的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ30mm）

热处理：850℃油淬火，580℃回火

材料：R_m = 1039MPa

悬臂旋转弯曲试验，r = －1

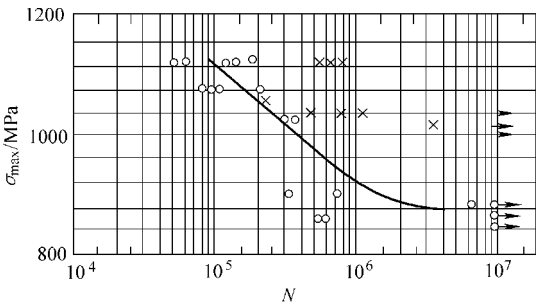


图 10.5-6　40CrNiMoA 钢棒材光滑试样的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ180mm）

热处理：850℃油淬火，570℃回火

材料：纵向 R_m = 1167MPa，横向 R_m = 1172MPa

轴向加载试验，r = 0.1

×—纵向，○—横向

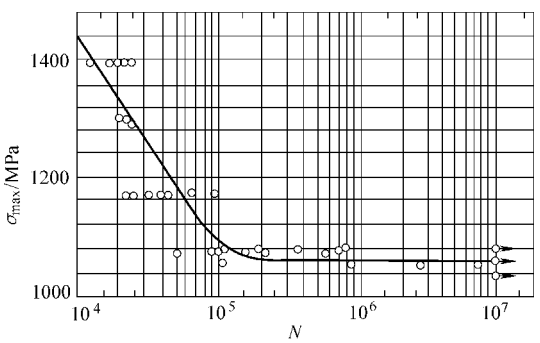


图 10.5-7　40CrMnSiMoA 钢棒材光滑试样的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ42mm）

热处理：920℃加热，300℃等温，空冷

材料：R_m = 1893MPa

轴向加载试验，r = 0.1

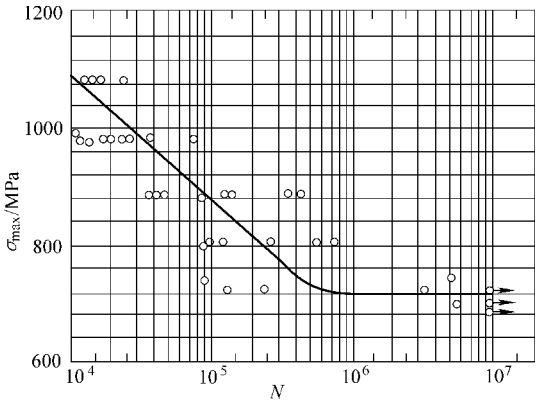


图 10.5-8　40CrMnSiMoA 钢棒材光滑试样的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ42mm）

热处理：920℃加热，300℃等温，空冷

材料：R_m = 1893MPa

轴向加载试验，r = －1

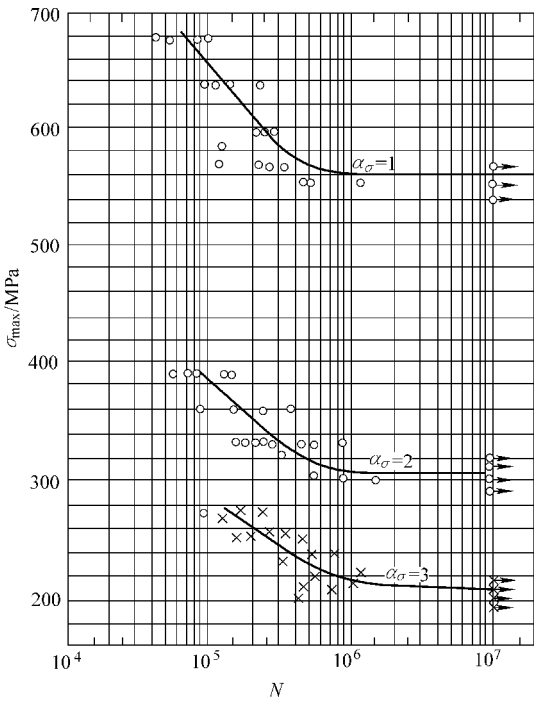


图 10.5-9　40CrNiMoA 钢棒材的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ22mm）

热处理：850℃油淬火，580℃回火

材料：R_m = 1049MPa

试样：光滑（α_σ = 1）和缺口（α_σ = 2、3）

旋转弯曲试验，r = －1

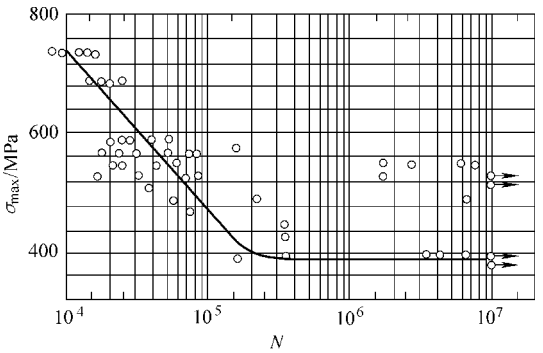


图 10.5-10　40CrMnSiMoA 钢棒材缺口试样（$\alpha_\sigma=3$）的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ42mm）

热处理：920℃加热，180℃等温，260℃回火

材料：$R_m=1971$MPa

轴向加载试验，$r=0.1$

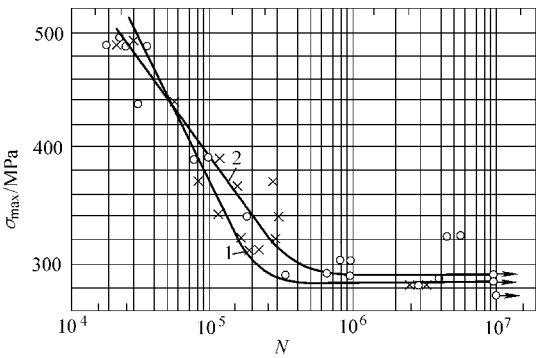


图 10.5-11　40CrNiMoA 钢棒材缺口试样（$\alpha_\sigma=3$）的 *S*—*N* 曲线

热处理：850℃油淬火，570℃回火

材料：纵向 $R_m=1167$MPa，横向 $R_m=1172$MPa

轴向加载试验，$r=0.1$

1—纵向　2—横向

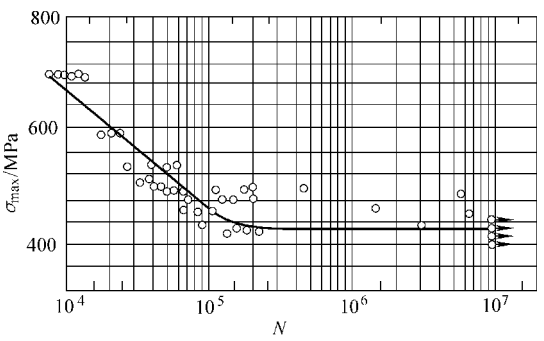


图 10.5-12　40CrMnSiMoA 钢棒材缺口试样（$\alpha_\sigma=3$）的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ42mm）

热处理：920℃加热，300℃等温，空冷

材料：$R_m=1893$MPa　轴向加载试验，$r=0.1$

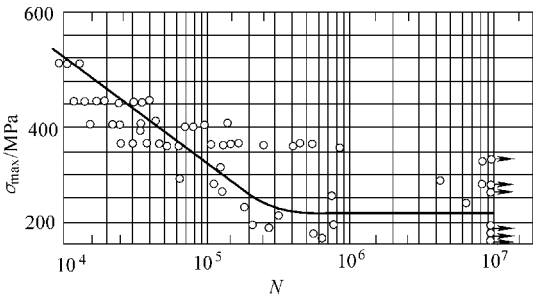


图 10.5-13　40CrMnSiMoA 钢棒材缺口试样（$\alpha_\sigma=3$）的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ42mm）

热处理：920℃加热，300℃等温，空冷

材料：$R_m=1893$MPa

轴向加载试验，$r=-1$

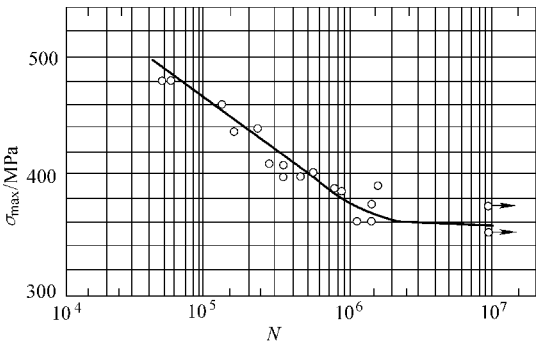


图 10.5-14　18Cr2Ni4WA 钢棒材缺口试样（$\alpha_\sigma=2$）的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ18mm）

热处理：950℃正火，860℃淬火，540℃回火

材料：$R_m=1145$MPa

旋转弯曲试验，$r=-1$

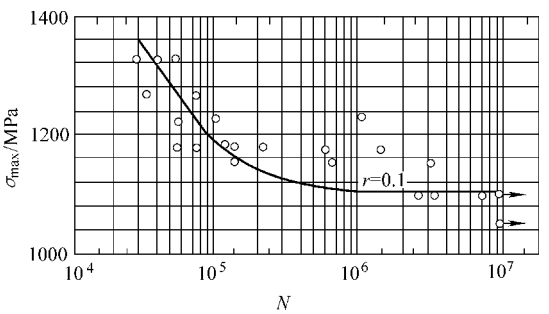


图 10.5-15　30CrMnSiNi2A 钢棒材光滑试样的 *S*—*N* 曲线（棒材 ϕ25mm）

热处理：900℃淬火，250℃回火

材料：$R_m=1584$MPa

轴向加载试验，$r=0.1$

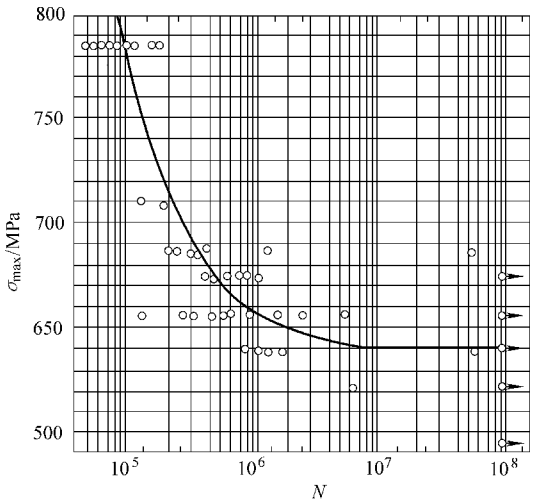


图 10.5-16　30CrMnSiA 钢锻件光滑试样的 *S*—*N* 曲线

热处理：900℃油淬火，510℃回火

材料：R_m = 1110MPa

悬臂旋转弯曲试验，r = −1

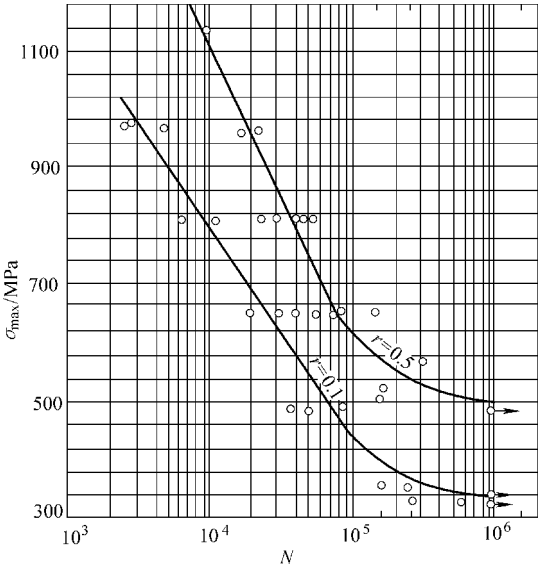


图 10.5-17　30CrMnSiNi2A 钢锻压板缺口试样（α_σ = 2.9）的 *S*—*N* 曲线

热处理：900℃淬火，250℃回火

材料：R_m = 1618MPa

轴向加载试验，r = 0.1，0.5

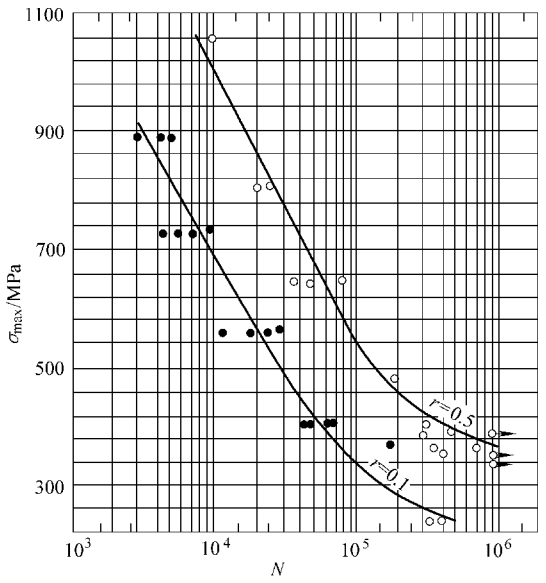


图 10.5-18　30CrMnSiNi2A 钢锻压板缺口试样（α_σ = 3.7）的 *S*—*N* 曲线

热处理：900℃淬火，250℃回火

材料：R_m = 1618MPa

轴向加载试验，r = 0.1，0.5

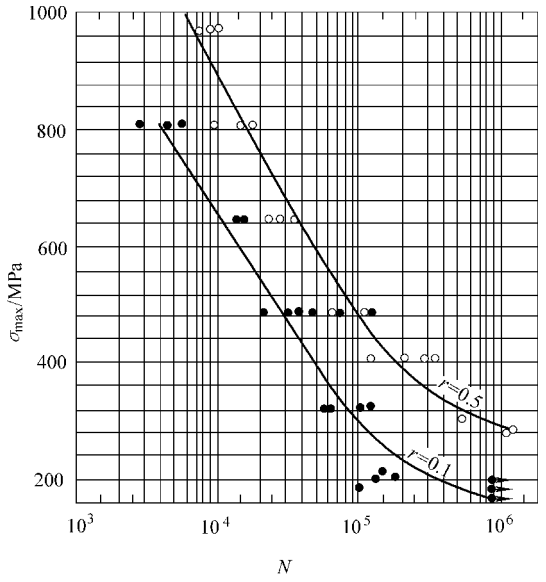


图 10.5-19　30CrMnSiNi2A 钢锻压板缺口试样（α_σ = 4.1）的 *S*—*N* 曲线

热处理：900℃淬火，250℃回火

材料：R_m = 1618MPa

轴向加载试验，r = 0.1，0.5

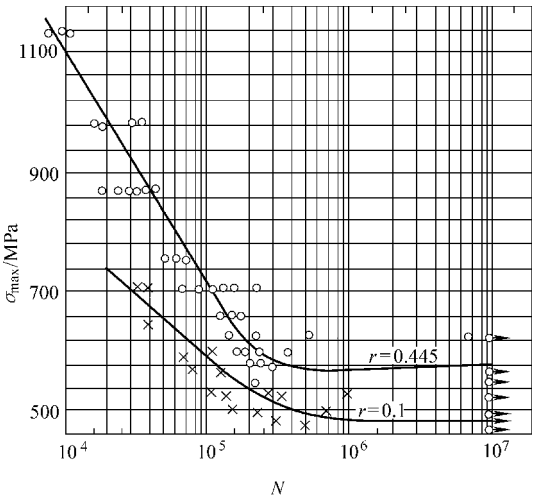


图 10.5-20　30CrMnSiNi2A 钢棒材缺口试样（α_σ =3）的 S—N 曲线（棒材 ϕ25mm）

热处理：900℃淬火，260℃回火

材料：R_m =1569MPa（r =0.445）

R_m =1665MPa（r =0.1）

轴向加载试验，r =0.1，0.445

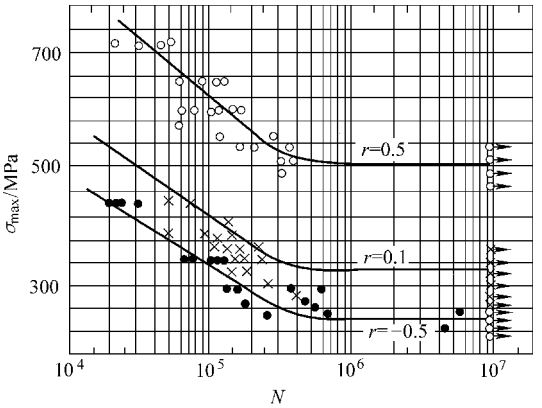


图 10.5-21　30CrMnSiNi2A 钢棒材缺口试样（α_σ =5）的 S—N 曲线（棒材 ϕ25mm）

热处理：900℃淬火，260℃回火

材料：R_m =1569MPa（r =0.5，−0.5）

R_m =1665MPa（r =0.1）

轴向加载试验，r =0.5，0.1，−0.5

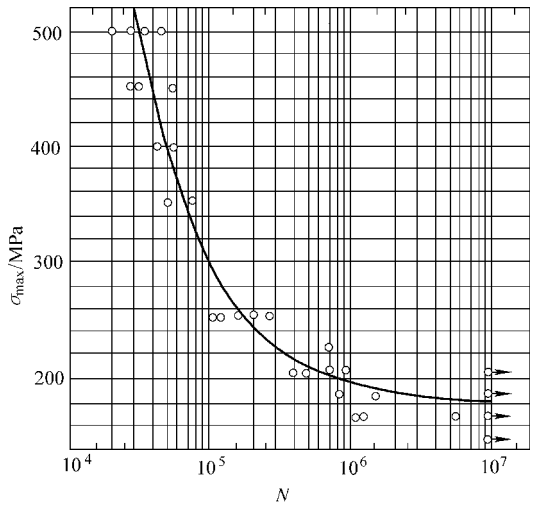


图 10.5-22　30CrMnSiNi2A 钢棒材缺口试样（α_σ =3）的 S—N 曲线（棒材 ϕ55mm）

热处理：900℃淬火，250℃回火

材料：R_m =1755MPa

轴向加载试验，r =0.1

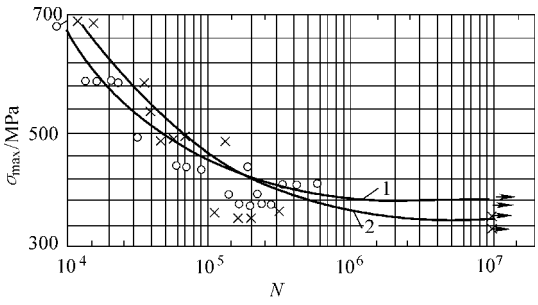


图 10.5-23　30CrMnSiNi2A 钢棒材缺口试样（α_σ =3）的 S—N 曲线（棒材 ϕ30mm）

材料：R_m =1417MPa　1—热处理：900℃淬火，370℃回火

材料：R_m =1550MPa　2—热处理：900℃淬火，320℃回火

轴向加载试验，r =0.1

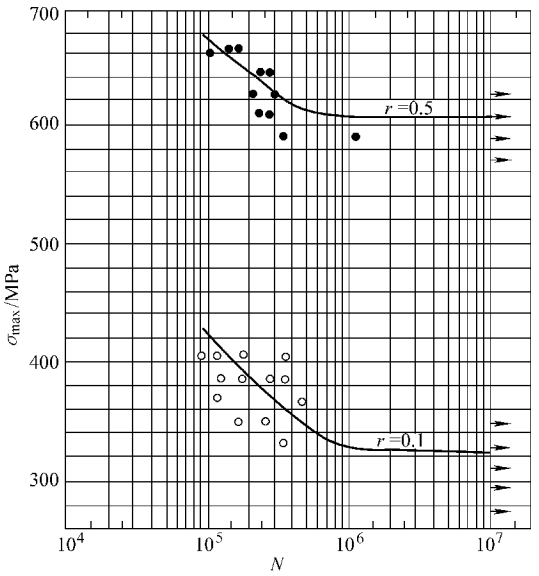


图 10.5-24　30CrMnSiA 钢棒材缺口试样（α_σ=3）的 S—N 曲线（棒材 ϕ26mm）

热处理：890℃油淬火，520℃回火

材料：R_m=1184MPa

轴向加载试验，r=0.1，0.5

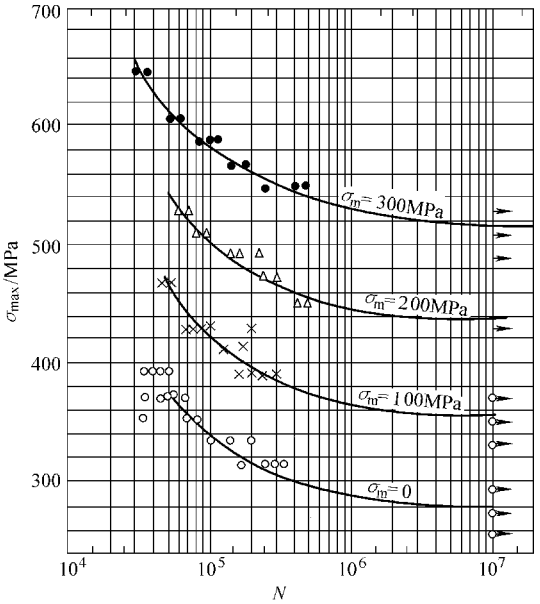


图 10.5-25　45 钢棒材缺口试样（α_σ=2）的 S—N 曲线（棒材 ϕ26mm）

热处理：调质

材料：R_m=834MPa

轴向加载试验，σ_m=0MPa，100MPa，200MPa，300MPa

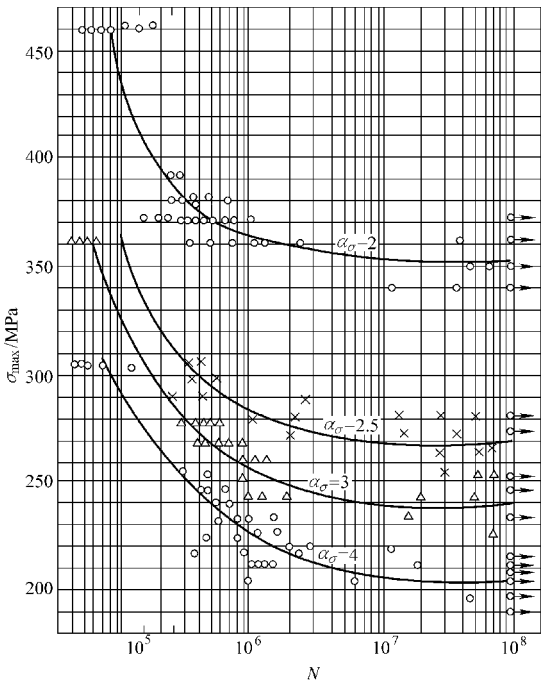


图 10.5-26　30CrMnSiA 钢锻件缺口试样（α_σ=2、2.5、3.4）的 S—N 曲线

热处理：900℃油淬火，510℃回火

材料：R_m=1110MPa

悬臂旋转弯曲试验，r=－1

2.3　影响疲劳强度因素

2.3.1　应力集中的影响

（1）理论应力集中系数

在零件的截面几何形状突然变化处（如轴肩圆角、沟槽、横孔等），局部应力远大于名义应力，这种现象称为应力集中。在材料的弹性范围内，最大局部应力 σ_{max} 与名义应力 σ_n 的比值 α_σ，称为理论应力集中系数，即

$$\alpha_\sigma=\frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \tag{10.5-4}$$

式（10.5-4）所定义的理论应力集中系数 α_σ 是几何参数，仅由零件的几何形状决定。

对于扭转的理论应力集中系数，定义为

$$\alpha_\tau=\frac{\tau_{max}}{\tau_n} \tag{10.5-5}$$

假设材料是各向同性的且均匀的，在材料的弹性极限范围内，局部最大应力 σ_{max}（τ_{max}）可以用弹性力学解析法、光弹法或有限元法求得，从而得到各种几何形状的试样在各种载荷下的理论应力集中系数。

常见的几何形状理论应力集中系数线图，参阅机械设计手册第5版第40篇第4章。

（2）有效应力集中系数

在循环应力条件下，把实际衡量应力集中对疲劳强度影响的系数，称为有效应力集中系数 K_σ 或 K_τ。在载荷条件和绝对尺寸相同时，循环应力下的有效应力集中系数，等于光滑试样与有效应力集中试样的疲劳极限之比，即

$$K_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_K}\text{或}\ K_\tau=\frac{\tau_{-1}}{(\tau_{-1})_K}\qquad(10.5\text{-}6)$$

式中　σ_{-1}，τ_{-1}——光滑试样对称循环弯曲（或拉压）的疲劳极限和对称循环扭转的疲劳极限；

$(\sigma_{-1})_K$，$(\tau_{-1})_K$——有应力集中试样对称循环弯曲（或拉压）的疲劳极限和对称循环扭转的疲劳极限。

有效应力集中系数 K，总是小于理论应力集中系数 α。为了在数量上估计 K 与 α 之间的差别，引入材料对应力集中的敏性系数 q，它们之间的关系为

对弯曲或拉压：

$$q_\sigma=\frac{K_\sigma-1}{\alpha_\sigma-1}$$

对扭转：

$$q_\tau=\frac{K_\tau-1}{\alpha_\tau-1}$$

或写成

$$\left.\begin{aligned}K_\sigma&=1+q_\sigma(\alpha_\sigma-1)\\K_\tau&=1+q_\tau(\alpha_\tau-1)\end{aligned}\right\}\qquad(10.5\text{-}7)$$

如 $q_\sigma=0$ 和 $q_\tau=0$，则 $K_\sigma=1$ 和 $K_\tau=1$，没有应力集中产生，即材料对应力集中不敏感。如 $q_\sigma=1$ 和 $q_\tau=1$，则 $K_\sigma=\alpha_\sigma$ 和 $K_\tau=\alpha_\tau$，即材料对应力集中十分敏感。q 值一般在0与1之间，在实际应用中，常设 $q_\sigma=q_\tau=q$。

求有效应力集中系数有两种方法：一是直接用零部件在特定材料及形状下试验求得；另一种按照式（10.5-7）的关系，由零件的几何形状查得相应的理论应力集中系数 α，当该材料与有关尺寸确定的敏性系数 q 已知时，即可求得有效应力集中系数。前者最能表征实际情况，所以在疲劳强度设计中，应尽可能建议采用。

钢材的敏性系数 q，可查图10.5-27。

某些典型的零件结构的有效应力集中系数如图10.5-28～图10.5-52及表10.5-5所示。

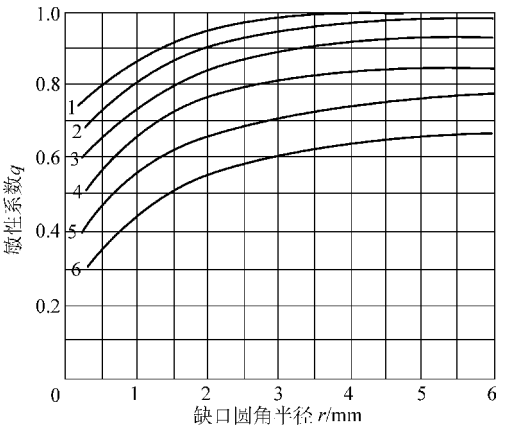


图10.5-27　钢的应力集中敏性系数与材料的力学性能和缺口圆角半径的关系

1—$R_m=1300$MPa　2—$R_m=1200$MPa

3—$R_m=1000$MPa　4—$R_m=800$MPa

5—$R_m=600$MPa　6—$R_m=400$MPa

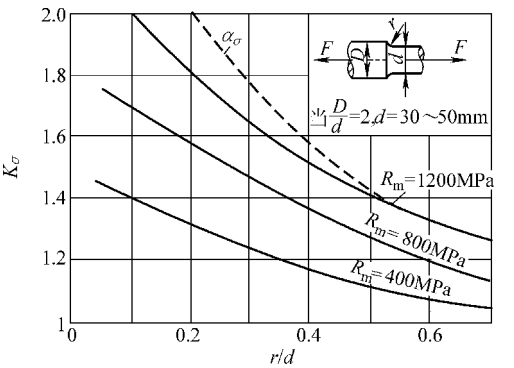


图10.5-28　阶梯钢轴的对称拉压的有效应力集中系数（实线）

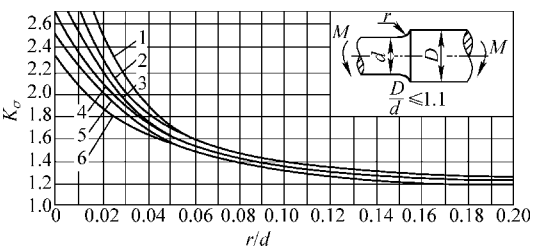


图10.5-29　阶梯钢轴的弯曲的有效应力集中系数

1—$R_m\geqslant1000$MPa　2—$R_m=900$MPa

3—$R_m=800$MPa　4—$R_m=700$MPa

5—$R_m=600$MPa　6—$R_m\leqslant500$MPa

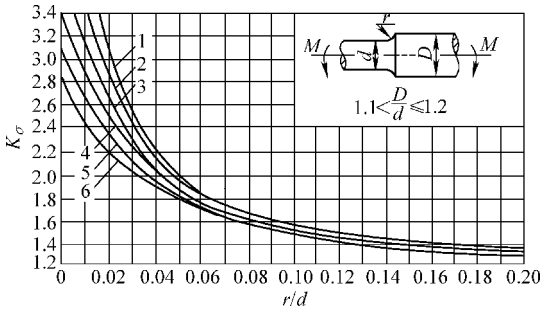


图 10.5-30　阶梯钢轴的弯曲的有效应力集中系数（一）

1—$R_m \geqslant 1000$MPa　2—$R_m = 900$MPa　3—$R_m = 800$MPa

4—$R_m = 700$MPa　5—$R_m = 600$MPa　6—$R_m \leqslant 500$MPa

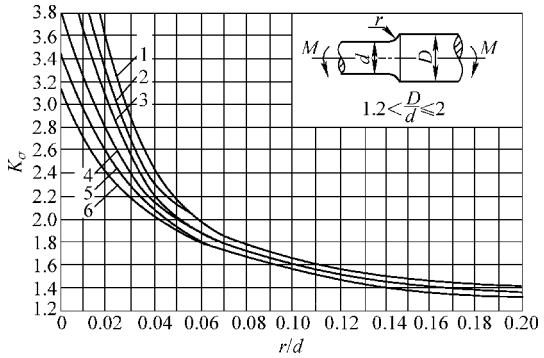


图 10.5-31　阶梯钢轴的弯曲的有效应力集中系数（二）

1—$R_m \geqslant 1000$MPa　2—$R_m = 900$MPa　3—$R_m = 800$MPa

4—$R_m = 700$MPa　5—$R_m = 600$MPa　6—$R_m \leqslant 500$MPa

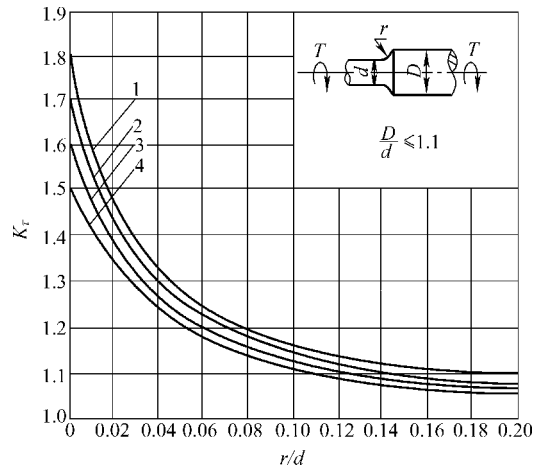


图 10.5-32　阶梯钢轴的扭转的有效应力集中系数（一）

1—$R_m \geqslant 1000$MPa　2—$R_m = 900$MPa

3—$R_m = 800$MPa　4—$R_m \leqslant 700$MPa

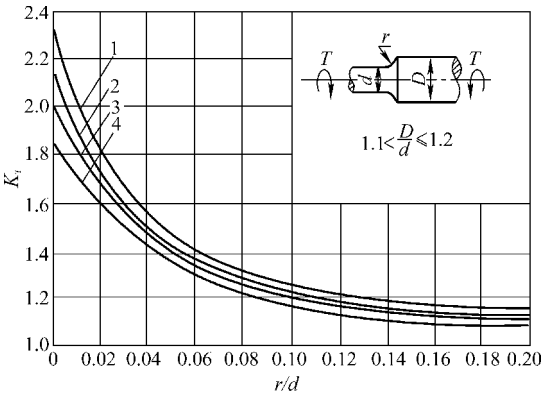


图 10.5-33　阶梯钢轴的扭转的有效应力集中系数（二）

1—$R_m \geqslant 1000$MPa　2—$R_m = 900$MPa

3—$R_m = 800$MPa　4—$R_m \leqslant 700$MPa

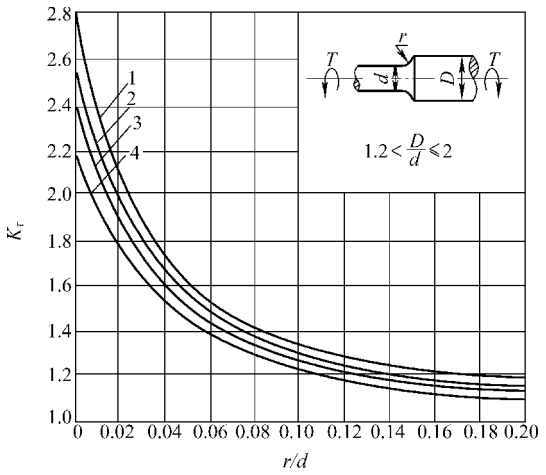


图 10.5-34　阶梯钢轴的扭转的有效应力集中系数（三）

1—$R_m \geqslant 1000$MPa　2—$R_m = 900$MPa

3—$R_m = 800$MPa　4—$R_m \leqslant 700$MPa

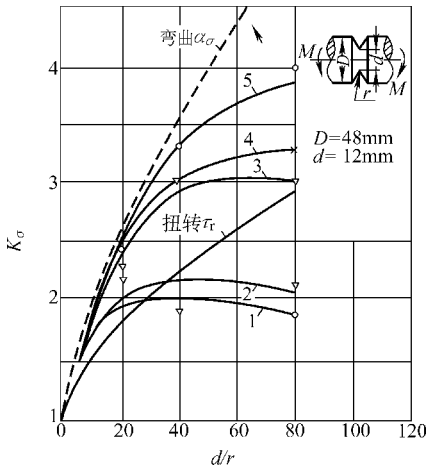


图 10.5-35　有环形深槽钢轴的旋转弯曲的有效应力集中系数（虚线为理论应力集中系数）

1—w(C)=0.25%　2—w(C)=0.38%
3—w(C)=0.75%　4、5—Ni-Cr 钢

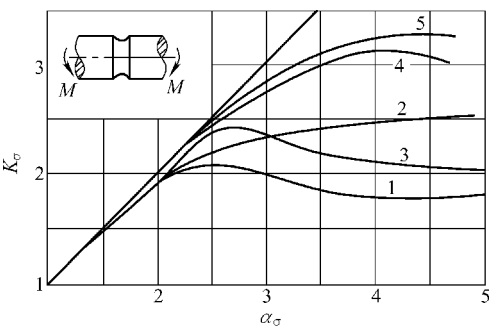


图 10.5-36　有环形槽钢轴的旋转弯曲的有效应力集中系数

1—w(C)=0.22%　2—w(C)=0.25%
3—w(C)=0.38%　4—w(C)=0.76%
5—w(Ni)=2.8%，w(Cr)=0.7%

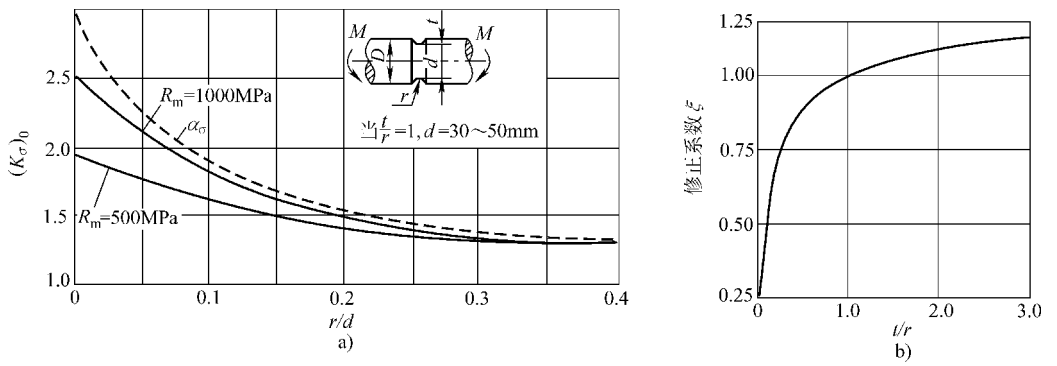


图 10.5-37　有环形槽钢轴的对称弯曲的有效应力集中系数

a）有环形槽钢轴（当$\frac{t}{r}=1$时）的对称弯曲的有效应力集中系数（虚线为理论应力集中系数）当$\frac{t}{r}\neq 1$时的有效应力集中系数的计算式为

$$K_\sigma = 1 + \xi\,[\,(K_\sigma)_0 - 1\,]$$

b）有环形槽钢轴当$\frac{D}{d}<2$时的有效应力集中系数的修正系数ξ

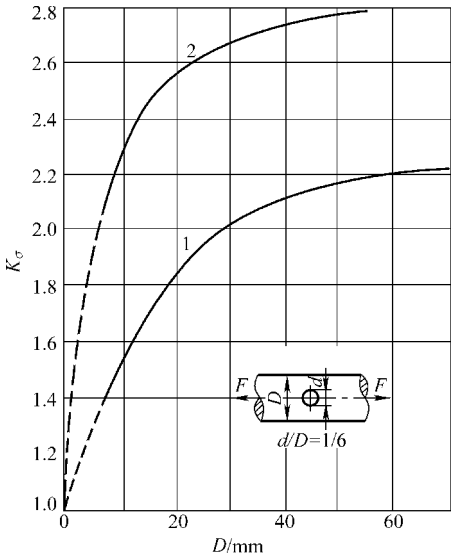


图 10.5-38　有横孔钢轴的拉压的有效应力集中系数

1—w(C) = 0.07% 低碳钢，R_m = 330MPa

2—Ni-Cr-Mo 钢[w(CO) = 0.43%，w(Ni) = 2.64%，w(Cr) = 0.75%，w(Mn) = 0.65%，w(Mo) = 0.58%，w(V) = 0.05%]

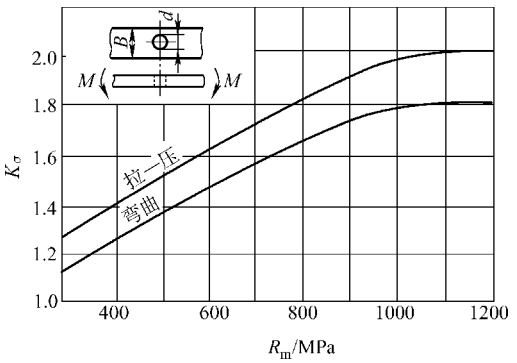


图 10.5-40　有孔钢板的有效应力集中系数

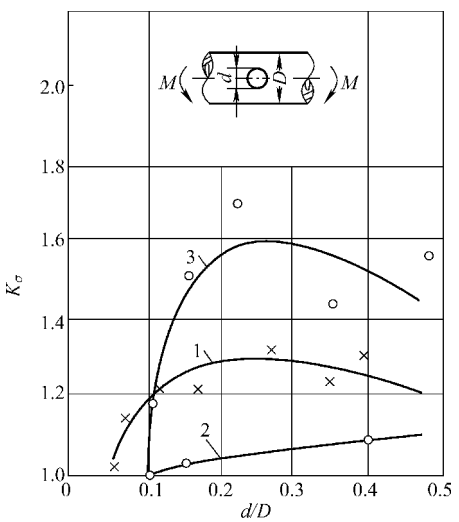


图 10.5-39　有横孔的空心铸铁圆棒的旋转弯曲的有效应力集中系数

1—球墨铸铁，D = 23mm

2—孕育铸铁，D = 12mm

3—孕育铸铁，D = 23mm

（铁素体包围的片状石墨的铸铁称孕育铸铁）

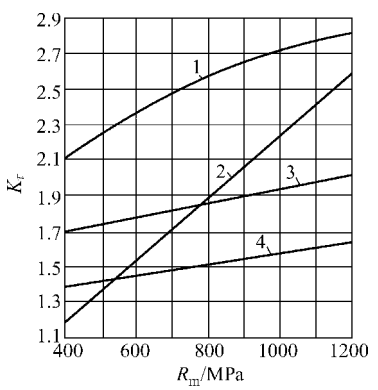


图 10.5-41　有键槽、横孔的钢轴扭转的有效应力集中系数

1—矩形花键　2—渐开线花键

3—键槽　4—横孔

d/D = 0.05 ~ 0.25

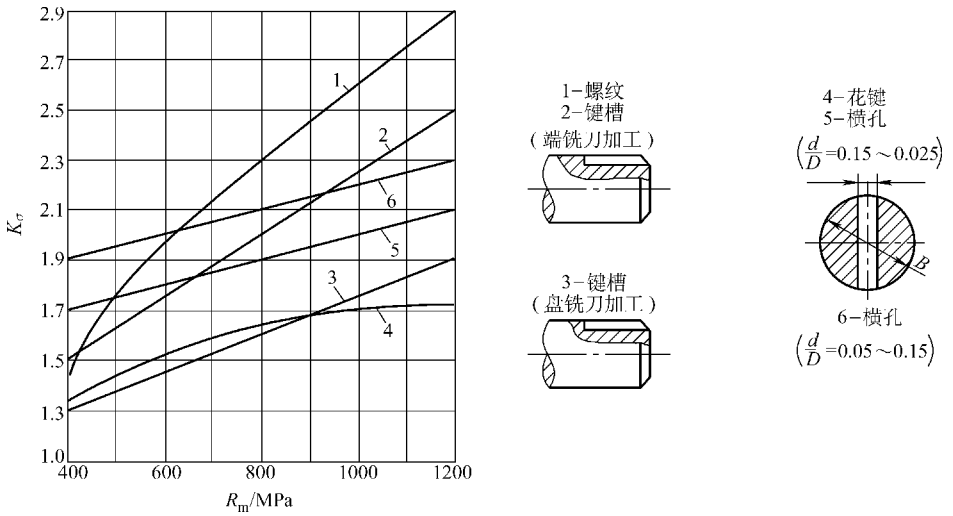


图 10.5-42　有螺纹、键槽、横孔的钢零件的弯曲（拉伸）的有效应力集中系数

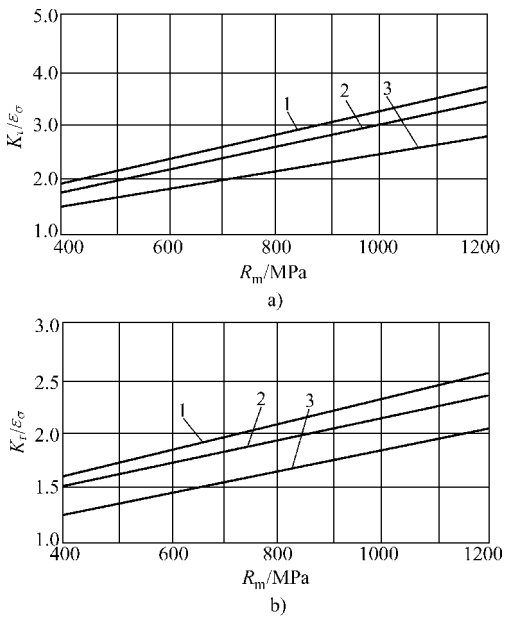


图 10.5-43　钢轴上配合件（间隙配合 H7/h6）的有效应力集中系数与尺寸系数的比值

a）弯曲和拉压　b）扭转

1—$d\geqslant100$mm　2—$d=50$mm　3—$d\leqslant30$mm

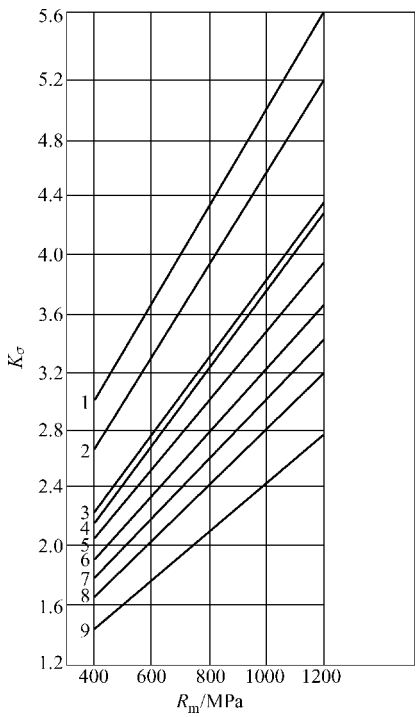


图 10.5-44　压力配合钢轴弯曲的有效应力集中系数

1—过盈配合 H7/s6，$d>100$mm　2—过盈配合 H7/s6，$d=50$mm　3—过盈配合 H7/s6，$d=30$mm　4—过盈配合$\frac{\text{H7}}{\text{r5}}$，$d>100$mm　5—过盈配合 H7/r5，$d=50$mm　6—间隙配合 H7/h6，$d>100$mm　7—间隙配合 H7/h6，$d=50$mm　8—过盈配合 H7/r5，$d=30$mm　9—间隙配合 H7/h6，$d=30$mm

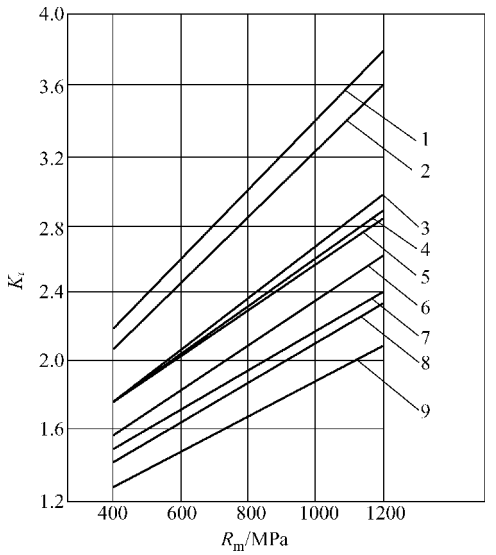


图 10.5-45　压力配合钢轴的扭转的有效应力集中系数

1—过盈配合 H7/s6，$d>100$mm　2—过盈配合 H7/s6，$d=50$mm　3—过盈配合 H7/s6，$d=30$mm　4—过盈配合 H7/r5，$d>100$mm　5—过盈配合 H7/r5，$d=50$mm　6—间隙配合 H7/h6，$d>100$mm　7—间隙配合 H7/h6，$d=50$mm　8—过盈配合 H7/r5，$d=30$mm　9—间隙配合 H7/h6，$d=30$mm

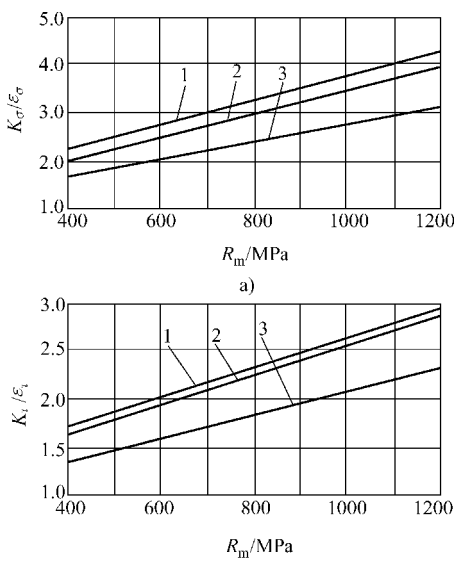


图 10.5-46　钢轴上配合件（过渡配合 H7/k6）的有效应力集中系数与尺寸系数的比值

a）弯曲和拉压　b）扭转

1—$d\geqslant100$mm　2—$d=50$mm　3—$d\leqslant30$mm

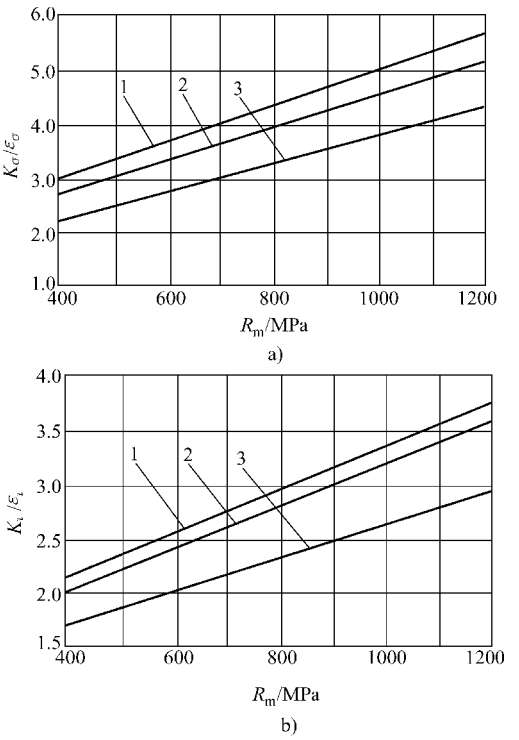


图 10.5-47　钢轴上配合件（过盈配合 H7/s6）的有效应力集中系数与尺寸系数的比值

a）弯曲和拉压　b）扭转

1—$d\geqslant100$mm　2—$d=50$mm　3—$d\leqslant30$mm

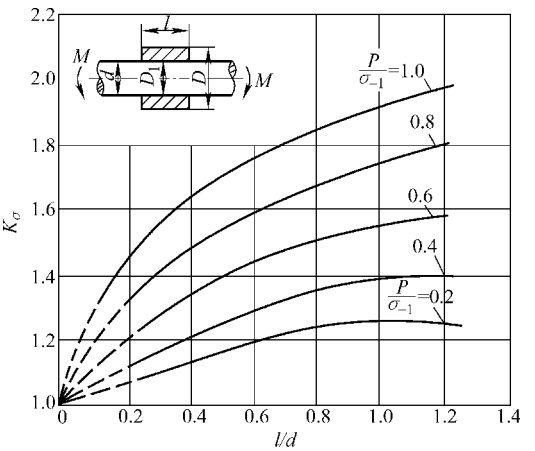


图 10.5-48　压入的过盈配合钢轴的弯曲的有效应力集中系数

$$p=\frac{E(d-D_1)(D^2-d^2)}{2dD^2}$$

p—径向压力（MPa）　E—弹性模量（MPa）　D_1—轴套的内径（mm）　D—轴套的外径（mm）

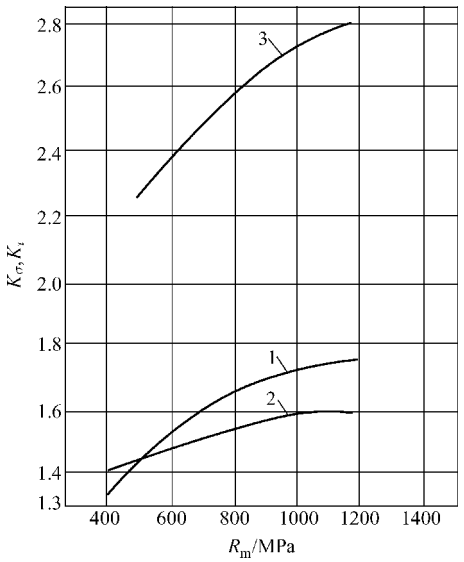


图 10.5-49　花键钢轴的有效应力集中系数

1—渐开线花键轴，弯曲　2—渐开线花键轴，扭转　3—矩形花键轴，扭转

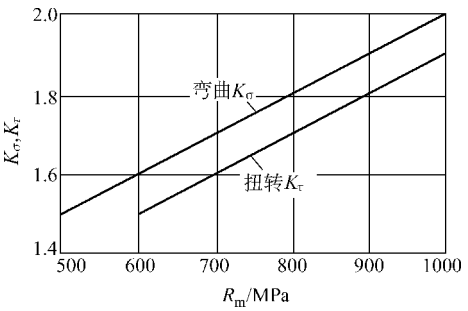


图 10.5-50　有单键或双键槽钢轴的有效应力集中系数

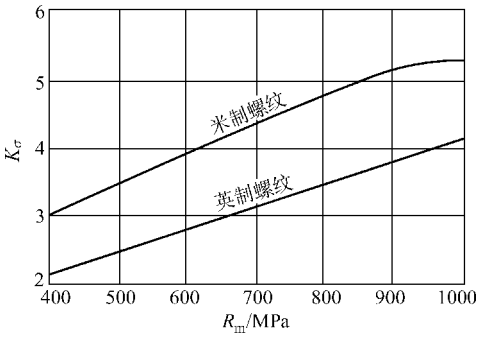


图 10.5-51　螺纹连接拉压的有效应力集中系数（钢件）

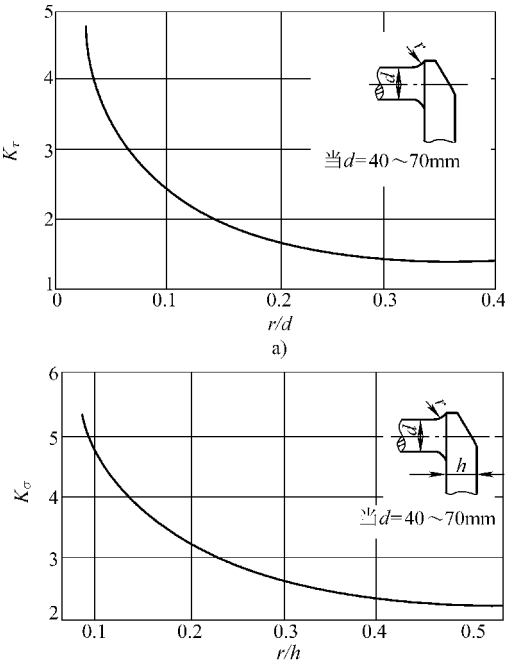


图 10.5-52　钢曲轴的有效应力集中系数

a）扭转　b）弯曲

表 10.5-5　螺纹连接中的有效应力集中系数

钢　　号	光滑试样的疲劳极限 σ_{-1L}/MPa	螺纹的疲劳极限 σ'_{-1L}/MPa		有效应力集中系数 K_σ	
		切削螺纹	辊压螺纹	切削螺纹	辊压螺纹
35	176	49	63	2.7	2.1
45	215	58	78	2.8	2.1
38CrA	294	73	98	3.0	2.3
30CrMnSiA	294	73	98	3.0	2.3
40CrNiMoA	431	93	122	3.5	2.6
18Cr2Ni4VA	441	98	127	3.4	2.6

注：本表适用于 $d \leqslant 16$mm 的米制螺纹，对于大尺寸的螺纹，应考虑尺寸系数。表中的疲劳极限是拉压疲劳试验得到的数值。

2.3.2　尺寸的影响

为在设计中计入尺寸大小不同的影响，引入尺寸系数 ε。

尺寸系数的定义为当应力集中情况相同时，尺寸

为 d 的零件的疲劳极限与标准试样的疲劳极限之比值，即

$$\left.\begin{aligned}\text{弯曲时}\quad \varepsilon_\sigma &= \frac{(\sigma_{-1})_d}{\sigma_{-1}}\\ \text{扭转时}\quad \varepsilon_\tau &= \frac{(\tau_{-1})_d}{\tau_{-1}}\end{aligned}\right\} \qquad (10.5\text{-}8)$$

式中　$(\sigma_{-1})_d$、$(\tau_{-1})_d$——尺寸为 d 的零件对称循环弯曲疲劳极限和对称循环扭转疲劳极限；

σ_{-1}、τ_{-1}——标准直径试样的对称循环弯曲疲劳极限和对称循环扭转疲劳极限。

尺寸系数 ε 的数据很分散，对于重型及一般机械设计，推荐图 10.5-53 所示系数值，这是锻钢的尺寸系数值；对于铸钢，图 10.5-53 所示的数据再降低 5%～10%；对于制造质量控制严的锻钢件，尺寸系数可适当提高。对于低合金结构钢，建议用碳素钢这条曲线。

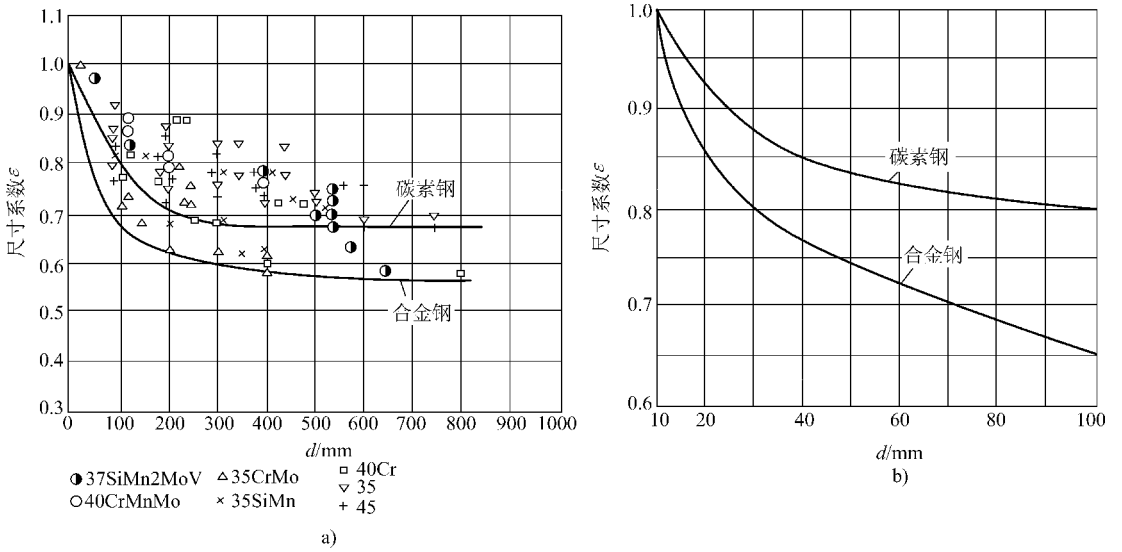


图 10.5-53　锻钢疲劳极限的尺寸系数 ε

2.3.3　表面状况的影响

（1）表面加工状况

表面质量不同，其疲劳强度也不同。粗糙表面导致疲劳强度降低。为了计入这一影响，在疲劳强度计算中引入了表面加工系数 β_1，其定义为

$$\beta_1 = \frac{(\sigma_{-1})_\beta}{\sigma_{-1}} \qquad (10.5\text{-}9)$$

式中　$(\sigma_{-1})_\beta$——某种表面加工情况下试样的疲劳极限；

σ_{-1}——磨光试样的疲劳极限。

图 10.5-54 所示为钢试样弯曲或拉压循环载荷时的表面加工系数。对于扭转疲劳，在缺乏试验数据时，可取弯曲时的表面加工系数代之。

（2）表面腐蚀状况

腐蚀环境对材料疲劳极限的影响，用腐蚀系数 β_2 表示，即

$$\beta_2 = \frac{(\sigma_{-1})_c}{\sigma_{-1}} \qquad (10.5\text{-}10)$$

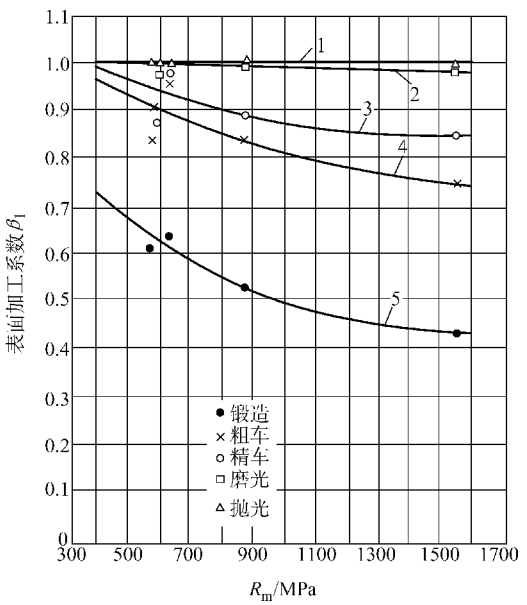


图 10.5-54　钢试样的表面加工系数 β

1—抛光　2—磨光　3—精车　4—粗车　5—锻造

式中　$(\sigma_{-1})_c$——腐蚀环境中材料的疲劳极限；

σ_{-1}——空气中光滑试样的疲劳极限。

图10.5-55所示为腐蚀环境对钢试样的旋转弯曲疲劳极限的腐蚀系数。图10.5-56所示为铸铁在淡水中的旋转弯曲的腐蚀系数。

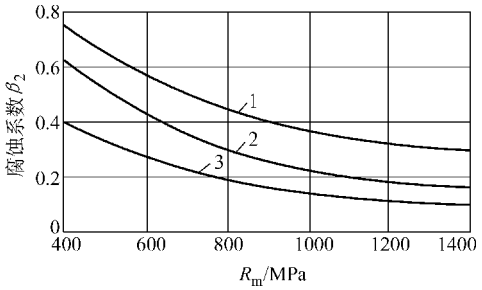


图10.5-55　腐蚀环境对钢试样的旋转弯曲疲劳极限的腐蚀系数

1—淡水中无应力集中　2—淡水中有应力集中，海水中无应力集中　3—海水中有应力集中

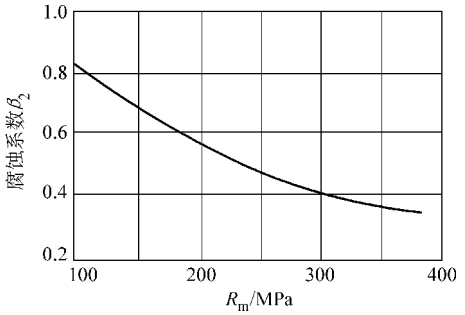


图10.5-56　铸铁在淡水中的旋转弯曲的腐蚀系数

（3）表面强化状况

由于机械零件的疲劳裂纹常开始于表层，所以强化表层是提高零件疲劳强度的有效方法。表面强化工艺可分为三类：①机械方法，如喷丸及辊压等；②化学方法，如渗碳及氮化等；③热处理，如高频、中频及工频电表层淬火、火焰淬火等。由此引入了表面强化系数β_3，即

$$\beta_3=\frac{(\sigma_{-1})_j}{\sigma_{-1}} \qquad (10.5\text{-}11)$$

式中　$(\sigma_{-1})_j$——经强化工艺试样的疲劳极限；

σ_{-1}——未经强化工艺试样的疲劳极限。

各种强化工艺的表面强化系数β_3，见表10.5-6。

上述的表面加工系数β_1，表面腐蚀系数β_2和表面强化系数β_3，总称为表面系数。在疲劳强度计算中，应根据具体情况选取相应的β值。例如，零件如只经过切削加工，则$\beta=\beta_1$；如零件又经过强化，则$\beta=\beta_3$；如零件在腐蚀介质中工作，则$\beta=\beta_2$，不必将各β值相乘。

表10.5-6　各种强化工艺的表面强化系数β_3推荐值

强化方法	心部强度 R_m/MPa	钢试样的表面强化系数β_3		
		光滑试样	有应力集中的试样	
			$K_\sigma\leqslant1.5$时	$K_\sigma\geqslant2.0$时
高频淬火	600～800	1.3～1.5	1.4～1.5	1.8～2.2
	800～1000	1.2～1.4	1.5～2.0	—
氮化	900～1200	1.1～1.3	1.5～1.7	1.7～2.1
渗碳	400～600	1.8～2.0	3	—
	700～800	1.4～1.5	—	—
	1000～1200	1.2～1.3	2	—
辊压	600～1500	1.1～1.4	1.4～1.6	1.6～2.0
喷丸	600～1500	1.1～1.4	1.4～1.6	1.6～2.0
镀铬	—	0.5～0.7		
镀镍	—	0.5～0.9		
镀锌(热浸法)	—	0.6～0.95（电镀法取$\beta_3=1.0$）		
镀铜	—	0.9		

2.3.4　载荷状况的影响

载荷状况影响包括载荷类型、载荷频率、载荷变化情况及平均应力等。

（1）载荷类型的影响

机械零件承受载荷类型有拉、压、弯、扭及以上4种的组合作用。疲劳数据中多用旋转弯曲疲劳试验获得的。在缺少其他加载方式的试验数据时，用载荷系数C_L来修正。一般取拉、压的载荷系数$C_L=0.85$，扭转的载荷系数$C_L=0.58$。

对于重要的零构件，应该用相同载荷类型下试验得到的数据来进行计算或设计。

（2）载荷频率的影响

对于高周疲劳，在空气中，室温下进行试验，频率对疲劳极限影响很小。只有腐蚀环境或高温条件下试验时，频率对疲劳极限影响很大。图10.5-57所示是几种材料的载荷频率对金属疲劳极限的影响曲线。由图可见，当频率小于1000Hz时，疲劳极限随着频率的增加稍有增加，其后出现最大值。当频率再增加时，疲劳极限下降。

因此，在室温下工作的机械，一般不考虑频率的影响。但是，在腐蚀及高温环境下工作的机械必须考虑频率的影响。

图 10.5-58 所示是 20Cr 钢的试验频率和腐蚀系数的关系曲线。

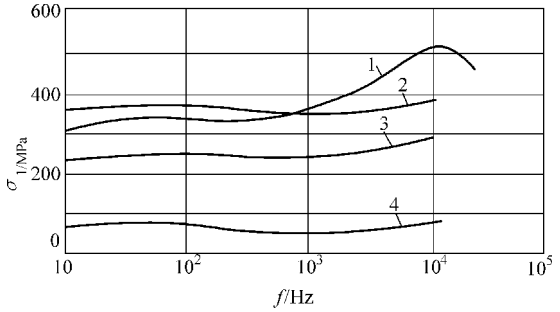


图 10.5-57　载荷频率对金属疲劳极限的影响

1—w(C)=0.86%碳素钢　2—w(C)=0.11%碳素钢
3—铜　4—铝

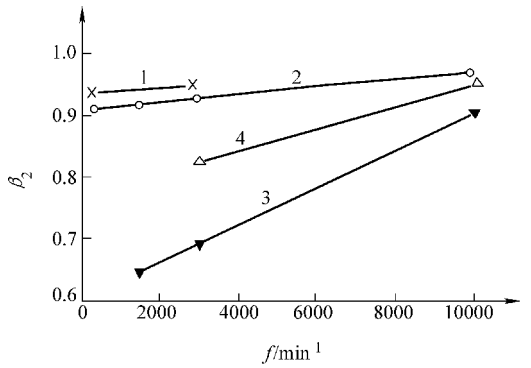


图 10.5-58　20Cr 钢试验频率和腐蚀系数的关系曲线

1—在航空油中，试样磨光　2—在航空油加 2%油酸中，试样磨光　3—在淡水加 2%异戊醇中，试样磨光
4—在淡水加 2%异戊醇中，试样车削

图 10.5-59 所示是铸钢 ZG20SiMn 和 ZG0Cr13-Ni4Mo 在淡水介质中腐蚀疲劳极限与试验频率的关系曲线。

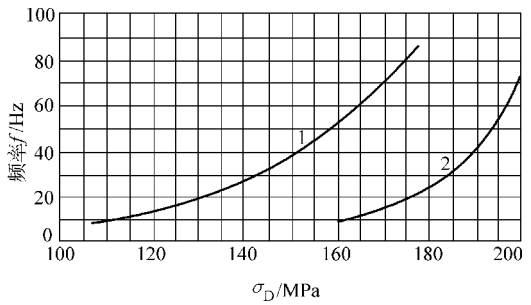


图 10.5-59　铸钢在淡水介质中腐蚀疲劳极限与试验频率的关系曲线

1—铸造结构钢 ZG20SiMn　2—铸造不锈钢 ZG0Cr13Ni4Mo

(3) 载荷峰值的影响

在随机载荷中的工作应力，有时偶然连续超过材料的疲劳极限，这种情况称为过载。少量次数的过载应力，可使材料应变强化和产生残余压应力，使疲劳极限提高，但循环次数超过一临界值后，因造成损伤而使疲劳极限明显降低。低于该临界值，则不造成疲劳损伤。

在低于材料疲劳极限某些应力水平运转一定循环次数后，可使疲劳极限明显提高，这种现象称为低载锻炼。低载锻炼的效果，决定于材料的力学性能、锻炼的应力水平和循环次数。应力越接近疲劳极限，锻炼的效果越明显。

在随机载荷中，每一应力循环的应力峰值和谷值是随机变化的，这时不仅存在过载和低载应力大小的影响，而且受到加载顺序的影响。

(4) 平均应力的影响

不同的平均应力可用应力比 r 反映出来。

对于有平均应力时的载荷称不对称载荷，其相应的应力称不对称循环应力。在进行强度计算时，常将不对称循环应力折算成等效的对称循环应力。等效应力幅 $\sigma_A=\sigma_a+\psi\sigma_m$，$\sigma_a$ 为应力幅，ψ 为不对称循环度系数或平均应力影响系数。

表 10.5-7 所示是 7 种国产钢的平均应力影响系数。其他加载情况和表面状态条件对 ψ_σ 值也有影响，见表 10.5-8 和表 10.5-9 在缺少数据情况下，用光滑试样的 ψ_σ 值来代替有应力集中条件下的 ψ_σ，对于设计来说是偏于安全的。

表 10.5-7　7 种国产钢的平均应力影响系数

(MPa)

材料	热处理	α_σ	平均应力影响系数 ψ_σ		
			$r=0$	$r=0.3$	$r=1$
Q345	热轧	1	0.43	0.42	0.50
		2	0.04	0.08	0.23
		3	0.003	0.12	0.12
35	正火	1	0.22	0.17	0.29
		2	0.08	0.11	0.18
		3	0.014	0.048	0.11
45	正火	1	0.26	0.43	0.38
		2	0.06	0.10	0.21
		3	0.17	0.14	0.14
45	调质	1	0.23	0.26	0.35
		2	0.034	0.10	0.19
		3	0.10	0.034	0.09

（续）

材料	热处理	α_σ	平均应力影响系数 ψ_σ		
			$r=0$	$r=0.3$	$r=1$
40Cr	调质	1	0.10	0.25	0.40
		2	0.20	0.17	0.21
		3	0.27	0.21	0.12
40CrNiMo	调质	1	0.24	0.36	0.50
		2	0.12	0.17	0.24
		3	0.16	0.12	0.14
60Si2Mn	淬火后中温回火	1	0.23	0.13	0.34
		2	0.28	0.20	0.19
		3	0.21	0.17	0.11

表 10.5-8　钢的系数 ψ_σ 和 ψ_τ

应力种类	系数	表面状态				
		抛光	磨削	车削	热轧	锻造
弯曲	ψ_σ	0.50	0.43	0.34	0.215	0.14
拉压	ψ_σ	0.41	0.36	0.30	0.18	0.10
扭转	ψ_τ	0.33	0.29	0.21	0.11	0.05

表 10.5-9　铸铁和铝合金的系数 ψ_σ 和 ψ_τ

材料	ψ_σ		ψ_τ
	弯曲	拉压	扭转
铸铁	0.49	0.41	0.48
铝合金	0.335	0.335	0.335

3　常规疲劳强度设计

3.1　概述

试件和零件在高于 $10^4 \sim 10^5$ 次以上载荷循环而产生的疲劳，称为高周疲劳。对于高周疲劳通常采用常规疲劳强度设计方法。

常规疲劳强度设计是以名义应力为基本设计参数的抗疲劳设计方法，也称名义应力法。

它是假设零构件没有初始裂纹，应用标准试样试验得到的疲劳极限、*S*—*N* 曲线及疲劳极限图等，再考虑零构件由于尺寸、表面状态及几何形状引起的应力集中等影响因素而进行的疲劳强度设计。把 *S*—*N* 曲线用双对数坐标表示时，是由两根直线组成的折线。按水平线部分进行设计称无限寿命设计；按斜线部分进行设计称有限寿命设计。

无限寿命设计要求零构件在无限长的使用期间内不发生疲劳破坏。因此，要将零构件的工作应力限制在它的疲劳极限以下，就可以得到零构件的寿命在理论上是无限的。用这种准则进行设计常造成零构件结构尺寸大，过于笨重。但对于长时间运转的零构件，仍是一个较好的设计准则。

有限寿命设计，也称安全寿命设计。它保证机器在一定使用期限内安全运行，所以它允许零构件的工作应力超过其疲劳极限。其基本依据是材料或零构件的 *S*—*N* 曲线的斜线部分。计算的重点是零构件的裂纹形成寿命。这种设计准则能充分利用材料的承载能力、减小零构件的截面尺寸，减轻重量。对于如飞机、汽车等要求减轻重量、更新速度快的产品有重要意义。

对于有限寿命设计来说，疲劳损伤累积理论是其重要依据。而对于无限寿命设计则主要是计算其安全系数。

3.2　疲劳安全系数

一般的疲劳强度计算中，许用安全系数推荐用表 10.5-10 的数值。

表 10.5-10　许用安全系数

情　况	n_{-1p}
材料较均匀，载荷及应力较精确时	1.3
材料不够均匀，载荷及应力计算精度较差	1.5～1.8
材料均匀度很差，计算精度很差	1.8～2.5

表 10.5-11 所示为初算时的安全系数推荐值。

表中所用符号：$n_{bp}=\dfrac{R_m}{\sigma_p}$；$n_{sp}=\dfrac{R_{eL}}{\sigma_p}$；$n_{-1p}=\dfrac{\sigma_{-1}}{\sigma_p}$；

其中，R_m—材料的抗拉强度；R_{eL}—材料的屈服强度；σ_{-1}—对称循环疲劳极限；

下标 p 为“许用”。校核零件的疲劳强度，必须使它同时满足静强度要求。

3.3　疲劳累积损伤理论

3.3.1　基本概念

当材料或零件承受高于疲劳极限的应力时，每一循环都使材料产生一定量的损伤，这种损伤能够累积，当损伤累积到临界值时将发生破坏，这就是疲劳损伤累积理论。

表 10.5-11　安全系数推荐值（初算用）

材　　料		静载荷		冲击载荷		疲劳载荷			
		n_{bp}	n_{sp}	n_{bp}	n_{sp}	n_{bp}		n_{-1p}	
						一般零件	重要零件	一般零件	重要零件①
铸铁		3～4	—	10～15	—	8～10	12～15	—	—
高强度钢		2～3	—	—	—	—	—	—	—
结构钢	$R_{eL}/R_m=0.45\sim0.6$，计算精确	2.4～2.6	1.2～1.5	2.0～2.8	1.5～2.2	5.0	7	1.3	1.5
	$R_{eL}/R_m=0.6\sim0.8$，计算精度一般		1.4～1.8	2.5～4.0	2.0～2.8	5.5	8	1.5	1.8
	$R_{eL}/R_m=0.8\sim0.9$，计算不精确		1.7～2.2	3.5～5.0	2.5～3.5	6.0	10	1.8	2.5

① 重要零件是指在整个使用期内不希望破坏的零件。

所谓损伤就是材料或零构件中细微结构的变化，在循环应力作用下，形成微裂纹，并成长和合并，导致材料的变质和恶化。损伤累积的结果，往往产生宏观裂纹，导致最终破断。

疲劳累积损伤理论，归纳起来可分三大类：

1）线性疲劳累积损伤理论。材料在各个应力下的疲劳损伤是独立进行的，并且总损伤可以线性地累加起来。其中最有代表性的是帕姆格伦-迈因纳（Palmgren-Miner）理论。简称迈因纳理论。

2）非线性疲劳累积损伤理论。基于假定载荷历程和损伤之间存在着相互的作用，即在各个应力下产生的损伤与前面应力作用的量值和次数有关。这一理论的代表是科尔顿和多兰（Corten&Dolan）理论。

3）其他的累积损伤理论。大都是从实验、观测和分析推导出来的损伤公式，多属于经验和半经验公式。如莱维（Levy）、科津（Kozin）等理论即是。

线性疲劳累积损伤理论，特别是迈因纳理论，型式简单、使用方便，在工程中得到了广泛的应用。

3.3.2　线性疲劳累积损伤理论

线性疲劳累积损伤理论认为，材料在各个应力下的疲劳损伤是独立进行的，并且总损伤可以线性地累加起来。

图 10.5-60 所示为疲劳损伤线性累积示意图。图 10.5-60a 所示为变化的应力，图 10.5-60b 所示为 S—N 曲线。

应力 σ_1 作用 n_1 次，在该应力水平下材料达到破坏的总循环次数为 N_1。设 D 为最终断裂时的损伤临界值，根据线性疲劳累积损伤理论，应力 σ_1 每作用一次对材料的损伤为 D/N_1，经 n_1 次循环作用后，σ_1 对材料的总损伤为 n_1（D/N_1）。同样可找出仅有 σ_2 作用时，材料发生破坏的应力循环数 N_2，应力 σ_2 每循环一次对材料的损伤为 D/N_2，经 n_2 次循环后，σ_2 对材料的总损伤应为 n_2（D/N_2）。如此类推，应力 σ_3，循环作用 n_3 次，对材料造成的总损伤为 n_3（D/N_3）。应力 σ_4 小于材料疲劳极限 σ_{-1}，它可以作用无限次循环而不引起材料疲劳损伤，计算中可以不予考虑。

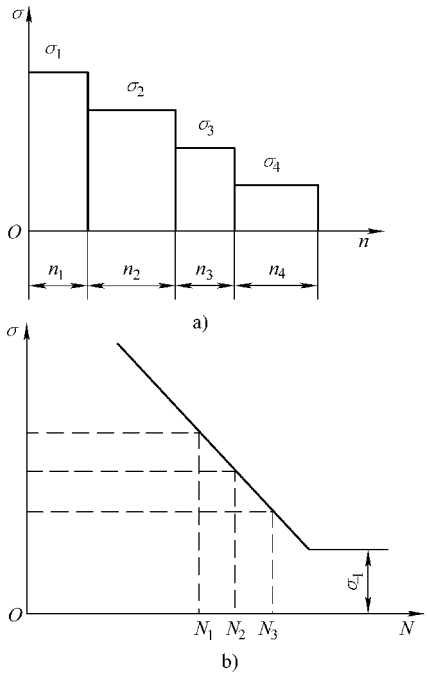


图 10.5-60　疲劳损伤线性累积示意图

当各级应力对材料的损伤总和达到临界值 D 时，材料即发生破坏。用公式表示为

$$\frac{n_1 D}{N_1}+\frac{n_2 D}{N_2}+\frac{n_3 D}{N_3}=D$$

或写成

$$\frac{n_1}{N_1}+\frac{n_2}{N_2}+\frac{n_3}{N_3}=1$$

上面的关系式推广到更普遍的情况时，即有

$$\frac{n_1}{N_1}+\frac{n_2}{N_2}+\cdots+\frac{n_n}{N_n}=1$$

或写成

$$\sum_{i=1}^{n}\frac{n_i}{N_i}=1 \qquad (10.5\text{-}12)$$

式（10.5-12）称为线性疲劳累积损伤方程式。迈因纳理论与试验结果并不完全相符合。这是因为疲劳损伤的累积不但决定于当前的应力状况，而且还和过去作用的应力历史有关。即材料以前作用的应力历史，对以后应力作用下损伤有干涉效应。另外，加载顺序对损伤有明显影响。先作用高应力还是先作用低应力，所得结果不一样。因而使得式（10.5-12）的右边不等于1，而等于某一数值 a。数值 a 是在某一区间内变化。

a 值取0.7时，其寿命估算结果比迈因纳公式计算更安全，从总体上看其寿命估算精度也有提高。

3.3.3　相对迈因纳（Miner）法则

由于上述的迈因纳法则没有考虑载荷次序和残余应力的复杂非线性相互影响。因而分散性很大。其 a 值在0.3～10之间变化。而相对迈因纳法则一方面保留了迈因纳法则中第一个假设，即线性累积假设，另一方面又避开了累积损伤 $a=1$ 的第二个假设。

相对迈因纳法则的数学表达式为

$$N_A=N_B\frac{\left(\sum\frac{n_i}{N_i}\right)_B}{\left(\sum\frac{n_i}{N_i}\right)_A} \qquad (10.5\text{-}13)$$

式中　N_A——载荷谱 A 作用下估算的疲劳裂纹形成寿命；

N_B——载荷谱 B 作用下估算的疲劳裂纹形成寿命；

$\left(\sum\frac{n_i}{N_i}\right)_A$——载荷谱 A 的计算累积损伤；

$\left(\sum\frac{n_i}{N_i}\right)_B$——载荷谱 B 的计算累积损伤。

式（10.5-13）表明，只要两个谱的载荷历程相似，则两个谱的寿命之比等于它们的累积损伤之比的倒数。

使用相对迈因纳法则的关键是确定相似谱 B。其中有两点假设：①相似谱 B 的主要峰谷顺序应和计算谱 A 相近或相同（保证相似谱能模拟计算谱的载荷次序特征）；②相似谱 B 的主要峰谷大小和计算谱 A 成比例或近似成比例。比例因子最好接近1，以便保证相似谱能够模拟计算谱在缺口根部造成的塑性变形。

用相对迈因纳法则计算和试验结果比较可见，能大幅度消除迈因纳法则计算数值引起的误差，提高其计算精度。

3.4　无限疲劳寿命设计

3.4.1　单向应力时的无限疲劳寿命设计

零部件受单向循环应力，是指只承受单向正应力或单向切应力。例如，只承受单向拉压循环应力、弯曲循环应力或扭转循环应力。在单向循环应力下工作的零部件很多，如高炉上料机的钢丝绳受单向波动拉伸应力，曲柄压力机的连杆受单向脉动应力。只承受弯曲力矩的心轴，转动时表面上各点的应力状态是对称循环弯曲应力等。

（1）计算公式

表10.5-12中列出了不同受载情况下单向应力时安全系数的计算公式。

（2）算例

图10.5-61所示的轴。载荷 F 为对称循环载荷，$F=50000\text{MPa}$，轴材料为45钢，调质。表面加工方法为精车，校核 A—A 截面的疲劳强度。

表10.5-12　单向应力时安全系数计算式

受载情况	弯曲或拉压时的安全系数	扭转时的安全系数
恒幅对称循环	$n_\sigma=\dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}\sigma_a}$	$n_\tau=\dfrac{\tau_{-1}}{\dfrac{K_\tau}{\varepsilon\beta}\tau_a}$
恒幅不对称循环	$n_\sigma=\dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}\sigma_a+\psi_\sigma\sigma_m}$	$n_\tau=\dfrac{\tau_{-1}}{\dfrac{K_\tau}{\varepsilon\beta}\tau_a+\psi_\tau\tau_m}$
变幅对称循环	$n_\sigma=\dfrac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}\sqrt[m]{\dfrac{N}{N_0}\sum_i\left(\dfrac{\sigma_i}{\sigma_{max}}\right)^m\dfrac{n_i}{N}}\cdot\sigma_{max}}$	$n_\tau=\dfrac{\tau_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}\sqrt[m]{\dfrac{N}{N_0}\sum_i\left(\dfrac{\tau_i}{\tau_{max}}\right)^m\dfrac{n_i}{N}}\cdot\tau_{max}}$

（续）

受载情况	弯曲或拉压时的安全系数	扭转时的安全系数
变幅不对称循环	$n_\sigma=\dfrac{\sigma_{-1}}{\sqrt[m]{\dfrac{N}{N_0}\sum\limits_i\left(\dfrac{\sigma_{di}}{\sigma_{dmax}}\right)^m\dfrac{n_i}{N}}\cdot\sigma_{dmax}}$	$n_\tau=\dfrac{\tau_{-1}}{\sqrt[m]{\dfrac{N}{N_0}\sum\limits_i\left(\dfrac{\tau_{di}}{\tau_{dmax}}\right)^m\dfrac{n_i}{N}}\cdot\tau_{dmax}}$

注：计算公式中的符号为

n_σ、n_τ——计算的安全系数；

σ_{-1}、τ_{-1}——材料在对称循环下的疲劳极限，弯曲时为 σ_{-1}，拉压时为 σ_{-1L}，扭转时为 τ_{-1}；

K_σ、K_τ——弯曲和扭转时的有效应力集中系数；

ε——尺寸系数；

β——表面系数；

ψ_σ、ψ_τ——不对称循环度系数，一般计算式为

$$\psi_\sigma=\frac{2\sigma_{-1}-\sigma_0}{\sigma_0},$$

$$\psi_\tau=\frac{2\tau_{-1}-\tau_0}{\tau_0};$$

σ_0、τ_0——弯曲和扭转时的脉动循环疲劳极限；

σ_i、τ_i——作用试样上的第 i 个应力水平；

n_i——第 i 个应力水平 σ_i 或 τ_i 作用时的循环数；

σ_{max}、τ_{max}——载荷谱中的最大应力；

N_0——无限寿命的最小循环数，循环基数；

N——总寿命，即整个工作循环数；

m——材料常数，即 S—N 曲线在对数坐标中的倾斜率的负值，即 $m=-\dfrac{\lg N_i}{\lg\sigma_i}$。

N_i——在应力水平 σ_i 作用下，材料达到疲劳破坏的循环数；

σ_{di}、τ_{di}——第 i 个当量应力，计算式为

$$\sigma_{di}=\left[\frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}(\sigma_a)_d\right]_i$$

$$\tau_{di}=\left[\frac{K_\tau}{\varepsilon\beta}(\tau_a)_d\right]_i$$

$$(\sigma_a)_d=\sigma_a+\psi_\sigma\sigma_m$$

$$(\tau_a)_d=\tau_a+\psi_\tau\tau_m$$

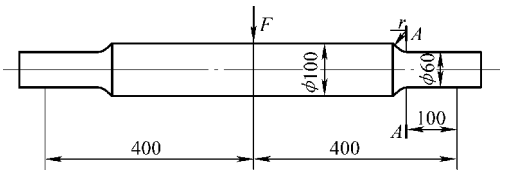


图 10.5-61　轴的简图

解　1）计算公式。因载荷是恒幅对称循环，故用公式

$$n_\sigma=\frac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}\sigma_a}$$

2）求 σ_a。该轴为简支梁，故 A—A 截面的应力为

$$\sigma_a=\frac{M}{W}=\frac{16Fl}{\pi d^3}=\frac{16\times50000\times100}{\pi\times60^3}\text{MPa}$$

$$=117.9\text{MPa}$$

3）求 σ_{-1}。查表 10.5-2，材料 45 钢调质状态时，$\sigma_{-1}=388\text{MPa}$，$R_m=710\text{MPa}$

4）求 K_σ。

从图 10.5-31 直接查得 $K_\sigma\approx1.70$。

5）求 ε。查图 10.5-53，当 $d=60\text{mm}$，45 钢时

$$\varepsilon=0.825$$

6）求 β。表面加工方法为精车，故 $\beta=\beta_1$。

查图 10.5-54，当 $R_m=710\text{MPa}$ 及精车时

$$\beta_1=0.92$$

7）求 n_σ

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta}\sigma_a} = \frac{388}{\frac{1.7}{0.825\times0.92}\times117.9} =$$

$$1.47 > n_p = 1.3$$

故该轴 A—A 截面的疲劳强度符合要求。

3.4.2　多向应力时的无限疲劳寿命设计

在多向应力情况下，把多向应力转化成单向应力，然后利用上述的单向应力设计方法进行设计。变形能强度理论及最大切应力理论是将多向应力状态与单向应力状态联系起来，比较符合实际的理论。这里根据变形能强度理论，把多向应力转化成单向当量应力，其计算公式为

当量应力幅

$$\sigma_{da} = \frac{[(\sigma_{a1}-\sigma_{a2})^2+(\sigma_{a2}-\sigma_{a3})^2+(\sigma_{a3}-\sigma_{a1})^2]^{1/2}}{\sqrt{2}} \tag{10.5-14}$$

当量平均应力

$$\sigma_{dm} = \frac{[(\sigma_{m1}-\sigma_{m2})^2+(\sigma_{m2}-\sigma_{m3})^2+(\sigma_{m3}-\sigma_{m1})^2]^{1/2}}{\sqrt{2}} \tag{10.5-15}$$

式中　σ_{a1}、σ_{a2}、σ_{a3}——主应力幅；

σ_{m1}、σ_{m2}、σ_{m3}——主应力幅方向的平均应力，对于二向应力状态，公式可简化为

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{da} &= (\sigma_{a1}^2-\sigma_{a1}\sigma_{a2}+\sigma_{a2}^2)^{1/2}\\ \sigma_{dm} &= (\sigma_{m1}^2-\sigma_{m1}\sigma_{m2}+\sigma_{m2}^2)^{1/2}\end{aligned}\right\} \tag{10.5-16}$$

有了这两个当量应力后，可以运用单向应力计算公式进行设计。

在二向应力状态时，最常见的承受弯曲和扭转复合循环应力作用的传动轴和曲轴等的设计中，常采用式（10.5-17）计算其安全系数，即

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2+\left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} \tag{10.5-17}$$

这里的 n_σ 和 n_τ，就是上述的单向弯曲和单向扭转状态下的安全系数（见表10.5-12）。

3.5　有限疲劳寿命设计

3.5.1　安全系数计算公式

在有限寿命设计中，多向应力状态的处理方法与无限寿命设计的方法是一样的，将它转化为单向当量应力。

安全系数计算公式与无限寿命设计中的公式一样，只是其中有些系数取值不一样。推荐的系数取值列于表10.5-13中。

表10.5-13　系　数　取　值

系　　数	取　　值
有效应力集中系数 $K_{\sigma x}$	$N\leqslant10^3$　$K_{\sigma x}=1.0$ $10^3<N<10^6$ $K_{\sigma x}=1.0+\frac{K_\sigma-1.0}{3}(x-3)$ $N\geqslant10^6$　$K_{\sigma x}=K_\sigma$ x 为循环数的对数，即 $x=\lg N_x$ K_σ 为无限寿命时的有效应力集中系数
尺寸系数 ε 表面加工系数 β 不对称循环度系数 ψ_σ，ψ_τ	与无限寿命设计中相同

3.5.2　寿命估算

在进行有限寿命设计时，不但要计算零构件的工作安全系数，还要计算零构件的疲劳寿命。常用的疲劳寿命计算公式列于表10.5-14中。

表10.5-14　疲劳寿命计算公式

应力状态	方　法	内　　容
恒幅	简单估寿法	根据计算确定的零件危险点处应力幅 σ_a，在零件的 S—N 曲线上确定对应的循环数，就是所要求的寿命
变幅	线性累积损伤理论的方法	$N=\frac{1}{\sum_i\frac{1}{N_i}\times\frac{n_i}{N}}$ n_i/N 可从载荷谱中求得，N_i 是对应于 σ_i 的循环次数，可以从 S—N 曲线求得

3.5.3　随机疲劳寿命估算

承受随机载荷的零构件，在进行疲劳强度和疲劳寿命计算之前，必须先确定其载荷谱（按本章1.2节方法处理）。由于载荷谱编制中可以用程序谱给出，也可用概率密度函数给出，其寿命计算公式也不相同。

（1）程序谱的疲劳寿命计算

设程序谱的一个周期内含有 k 级应力水平 σ_1、σ_2、…、σ_k，各级应力水平下的循环数，分别为 n_1、n_2、…、n_k。由考虑各种影响因素的 S—N 曲线或

P—S—N 曲线，查得各级应力水平单独作用时的破坏循环数 N_1、N_2、…、N_k。用 T 表示周期总数，当零件破坏时（出现宏观裂纹），则零件寿命为

$$T = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_i}} \qquad (10.5\text{-}18)$$

（2）概率密度函数给出的连续谱寿命计算

设载荷幅值变化的概率密度函数为 $P(\sigma)$，T 为零件的寿命，则

$$T = \frac{1}{\int_{\sigma_r}^{\sigma_{max}} \frac{P(\sigma)}{C}\sigma^m \mathrm{d}\sigma} \qquad (10.5\text{-}19)$$

式中　σ_r——零件材料的疲劳极限；

σ_{max}——载荷时间历程中最大的应力幅；

$P(\sigma)$——应力幅值频率密度函数［如式（10.5-1）和式（10.5-2）］；

m、C——和材料有关的系数。

m 可由试件的疲劳试验确定。一般情况下，$m = 3 \sim 10$。当 m 已知时，由 $\sigma_i^m N_i = C$ 即可求得 C 值，则由式（10.5-19）可算得寿命 T。若式（10.5-19）积分困难时，可用数值计算方法解决。

3.5.4　算例

计算一起重机吊钩上端螺纹的疲劳寿命。已知螺纹为 M64 的标准螺纹，螺纹材料是 20 钢锻造，其力学性能为：$R_m = 412\text{MPa}$，$R_{eL} = 245.3\text{MPa}$。

解　1）确定载荷。由于吊钩螺纹为松螺纹连接，没有预紧力，所以吊钩挂的重量就是螺纹所受之力。用统计的方法根据吊钩每天的吊重情况，可确定螺纹上承受的名义应力及每一名义应力作用的次数，见表 10.5-15 中的第三列及第一列。由统计表中可知，吊钩每天工作的总循环数 $N = 144$ 次，每一应力水平的循环数 n_i 由表中第一列可知，则 n_i/N，即各应力水平循环数所占总循环数的百分数见表中第二列。

2）确定各系数。根据 20 钢锻造的 $R_m = 412\text{MPa}$，由表 10.5-5 得有效应力集中系数 $K_\sigma = 3.0$（估值）。

查图 10.5-53，得 $\varepsilon = 0.85$；

查图 10.5-54，得 $\beta = 0.88$（螺纹为粗车表面）。

由此得

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta} = \frac{3.0}{0.85 \times 0.88} = 4.0$$

螺杆的应力状态是脉动循环变幅应力，将名义应力乘以 $K_\sigma/\varepsilon\beta = 4.0$，得表 10.5-15 中第四列的数据。

3）确定疲劳极限。20 钢的疲劳极限由本章 2.1 节中的经验式求得，即

对于对称拉压

$$\sigma_{-1L} = 0.23(R_m + R_{eL}) = 0.23 \times (412 + 245.3)\text{MPa} = 151.2\text{MPa}$$

对于脉动拉压

$$\sigma_{0L} = 1.42 \times 151.2\text{MPa} = 214.5\text{MPa}$$

将表 10.5-15 中第四列数据与疲劳极限比较可知，表中大部分数值超过疲劳极限。因此，这个螺杆的应力变化情况属于有限寿命设计。

表 10.5-15　计 算 数 据

每天工作的循环数	循环数占的百分数（%）	名义应力/MPa	当 $\frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta} = 4.0$ 时	
			σ_i/MPa	N_i
1	0.695	80.4	323.7	4×10^3
3	2.08	78.5	313.9	6×10^3
5	3.47	73.6	294.3	2.5×10^4
7	4.86	69.7	279.6	4×10^4
9	6.24	63.8	255.1	1×10^5
11	7.64	59.8	240.3	1.7×10^5
13	9.02	55.9	225.6	3.5×10^5
15	10.4	51.0	206.0	1.4×10^6
17	11.8	46.1	186.4	8×10^6
19	13.2	41.2	166.8	$>10^7$
21	14.6	34.3	137.3	$>10^7$
23	16.0	14.2	56.9	$>10^7$

4）确定 S—N 曲线　因没有 20 钢的 S—N 曲线，所以用近似法作 S—N 曲线。在双对数坐标纸上作两点：一点是 $N = 10^3$，$\sigma = 0.9R_m = 0.9 \times 412\text{MPa} = 370.8\text{MPa}$；一点是 $N = 10^7$，$\sigma = 0.45R_m = 185.4\text{MPa}$。连接该两点得一斜线，即为所求的 S—N 曲线，如图 10.5-62 所示。

由图 10.5-62 的 S—N 曲线，查出在应力水平 σ_i 下到达破坏的循环数 N_i，列于表 10.5-15 中的第五列。由该列的数值可看到，当 $\sigma_i < 186.4\text{MPa}$ 以后，$N_i > 10^7$。但由经验公式求得的 $\sigma_{0L} = 214.5\text{MPa}$，大于 186.4MPa，说明两种假设的近似法之间有误差。本题按表 10.5-15 中数据计算偏于安全。

假设 $N_i \geqslant 10^7$ 时，不产生疲劳损伤，则总寿命为

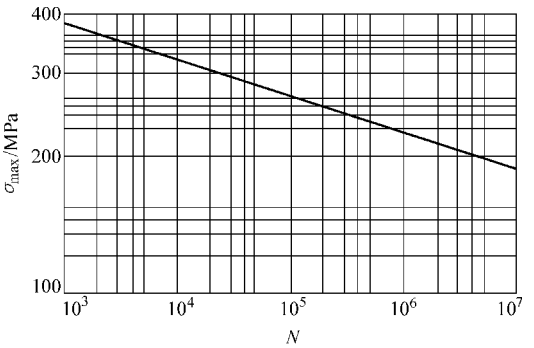


图 10.5-62　20 钢的 *S*—*N* 曲线

$$N = 1\Big/\left[\frac{0.00695}{4\times10^3}+\frac{0.0208}{6\times10^3}+\frac{0.0347}{2.5\times10^4}+\frac{0.0486}{4\times10^4}+\frac{0.0624}{10^5}+\frac{0.0764}{1.7\times10^5}+\frac{0.0902}{3.5\times10^5}+\frac{0.104}{1.4\times10^6}+\frac{0.118}{8\times10^6}\right]=1.082\times10^5$$

因每天工作循环数为 144，则工作天数为

$$\frac{1.082\times10^5}{144}\text{天}=752\text{ 天}$$

如起重机每年工作 360 天，则工作年数为

$$\frac{752}{360}\text{年}=2.09\text{ 年}$$

即该起重机吊钩的螺杆部分的寿命为 2.09 年，如这部分为吊钩的薄弱环节，为保证安全工作，每工作 2 年后，需要更新。

4　现代疲劳强度设计

4.1　概述

常规疲劳设计是以名义应力为基本设计参数，根据名义应力进行抗疲劳设计。而实际上决定零构件疲劳强度和寿命的是应变集中（或应力集中）处的最大局部应力和应变。因此，在低周疲劳研究和应变分析研究成果基础上，不同于常规疲劳设计的新的疲劳寿命估算方法——局部应力应变法，被称为现代疲劳设计方法。

它的设计思路是，零构件的疲劳破坏都是从应变集中部位的最大应变处起始，并且在裂纹萌生以前都要产生一定的局部塑性变形，局部塑性变形是疲劳裂纹萌生和扩展的先决条件。因此，决定零构件疲劳强度和寿命的是应变集中处的最大局部应力应变，只要最大局部应力应变相同，疲劳寿命就相同。因而有应力集中的零构件的疲劳寿命，可以使用局部应力应变相同的光滑试样的应变—寿命曲线进行计算，也可使用局部应力应变相同的光滑试样进行疲劳试验来模拟。

该方法有以下优点：

1）应变是可以测量的，而且已被证明是一个与低周疲劳相关的极好参数，根据应变分析的方法，可将高、低周疲劳寿命的估算方法统一起来。

2）使用这种方法时，只需知道应变集中部位的局部应力应变和基本的材料疲劳性能数据，就可以估算零件的裂纹形成寿命，避免了大量的结构疲劳试验。

3）这种方法可以考虑载荷顺序对应力应变的影响，特别适用于随机载荷下的寿命估算。

4）这种方法易于与计数法结合起来，可以利用计算机进行复杂的计算。

尽管局部应力应变法有许多优点，但并不能取代名义应力法。这是因为如下原因：

1）这种方法只能用于有限寿命下的寿命估算，而不能用于无限寿命，当然也无法代替常规的无限寿命设计法。

2）这种方法目前还不够完善，未考虑尺寸因素和表面情况的影响，对高周疲劳有较大误差。

3）这种方法目前主要限于对单个零件进行分析，对于复杂的连接件，难于进行精确的应力应变分析，难于使用。

还应指出，用名义应力有限寿命设计法估算出的是零件总寿命，而局部应力应变法估算出的是裂纹形成寿命。这种方法常与断裂力学方法联合使用，用这种方法估算出裂纹形成寿命以后，再用断裂力学方法估算出裂纹扩展寿命，两阶段寿命之和即为零件的总寿命。

4.2　低周疲劳

4.2.1　低周疲劳曲线（ε—N 曲线）

低周疲劳的应力水平较高，其峰值应力常高于材料的弹性极限，有明显宏观塑性变形，故低周疲劳又称为应变疲劳或塑性疲劳。

低周疲劳中的 S—N 曲线，常以 ε—N 曲线型式给出。在 ε—N 曲线中，N 可以是循环数，也可以是“反向”数，在恒幅载荷中，反向数为循环数的两倍，所以有些资料中的横坐标用“2N”作为计量单位。

图 10.5-63 ~ 图 10.5-79 所示是机械和航空行业中几种常用材料的应变—寿命曲线图。

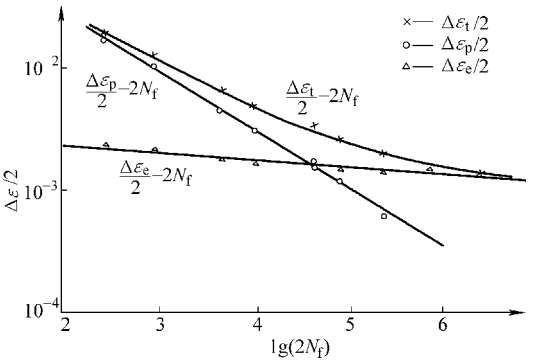


图 10.5-63　Q235A 钢的应变—寿命曲线

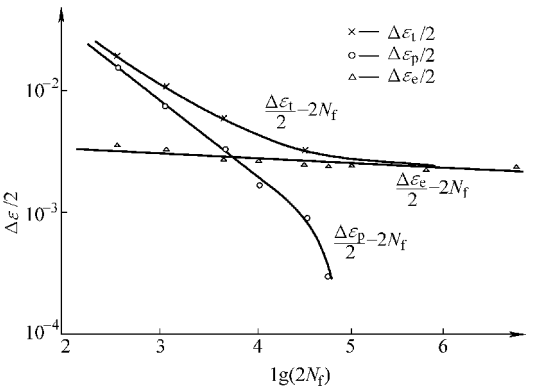


图 10.5-64　45 钢的应变—寿命曲线

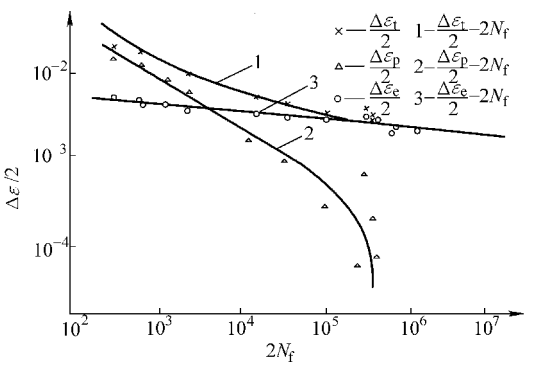


图 10.5-65　40Cr 钢的应变—寿命曲线

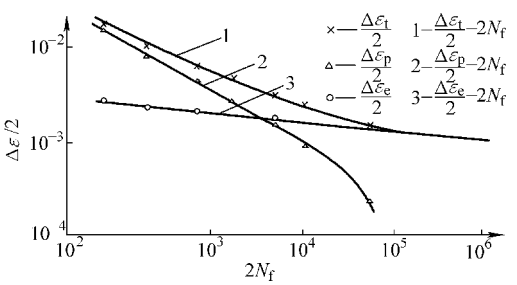


图 10.5-66　Q345 钢应变—寿命曲线

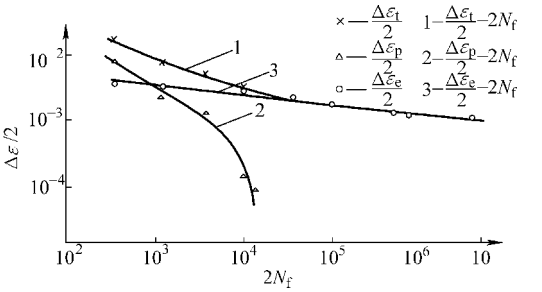


图 10.5-67　60Si2Mn 钢的应变—寿命曲线

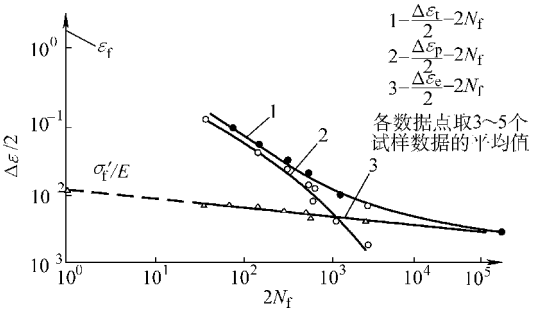


图 10.5-68　30CrMnSiA 钢的应变—寿命曲线

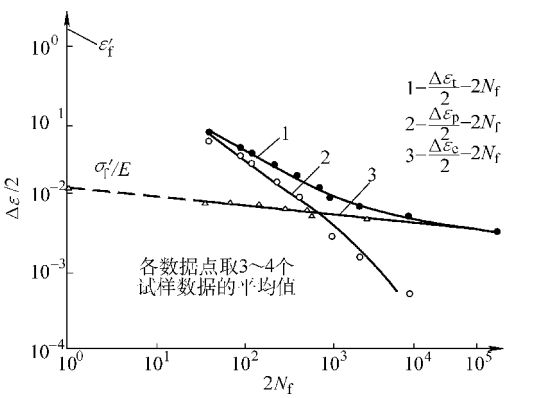


图 10.5-69　30CrMnSiNi2A 钢的应变—寿命曲线

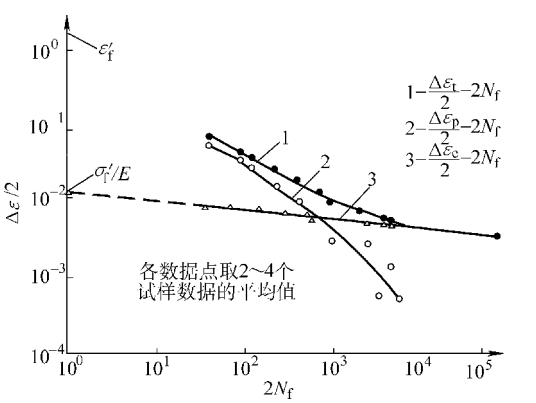


图 10.5-70　40CrMnSiMoVA 钢的应变—寿命曲线

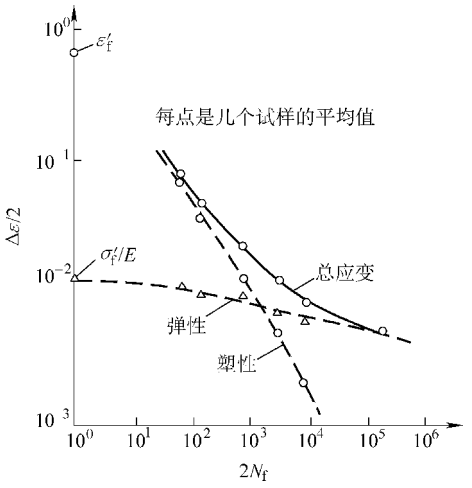


图 10. 5-71　Ti-8Al-1Mo-1V 钛合金的应变—寿命曲线

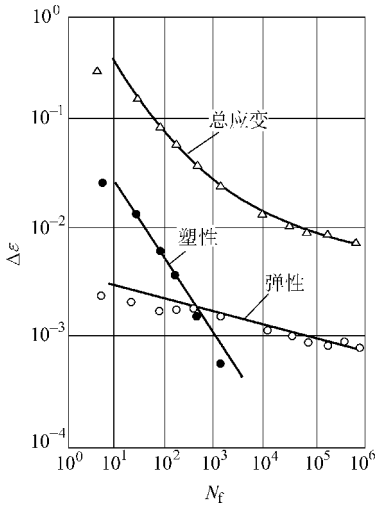


图 10. 5-72　Ti-6Al-4V 钛合金的应变—寿命曲线

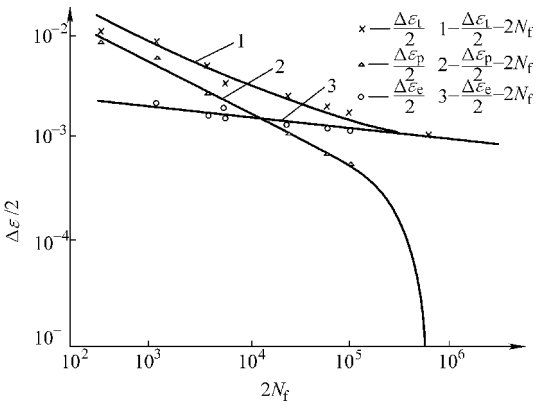


图 10. 5-73　ZG270-500 铸钢的应变—寿命曲线

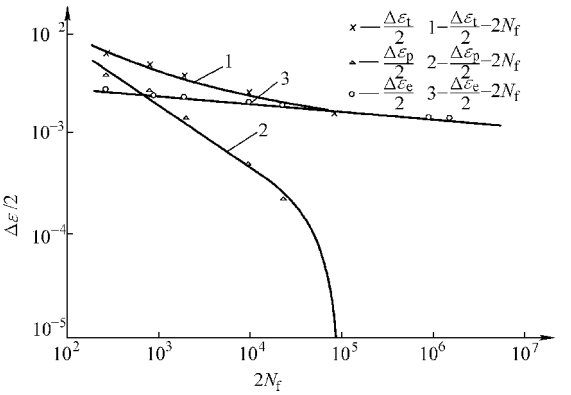


图 10. 5-74　QT600-3 球铁（铸件为 Y 形试块）的应变—寿命曲线

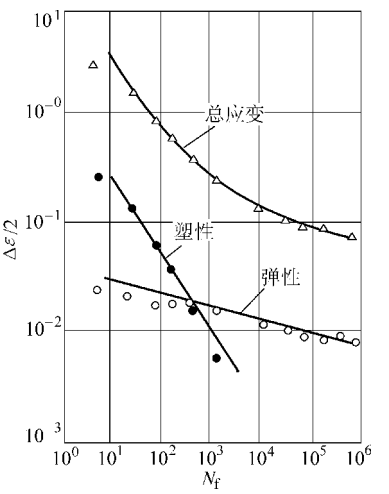


图 10. 5-75　2014-T6 铝合金的应变—寿命曲线

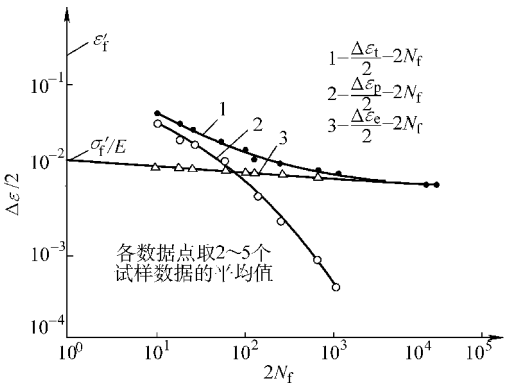


图 10. 5-76　7A04-T6 铝合金的应变—寿命曲线

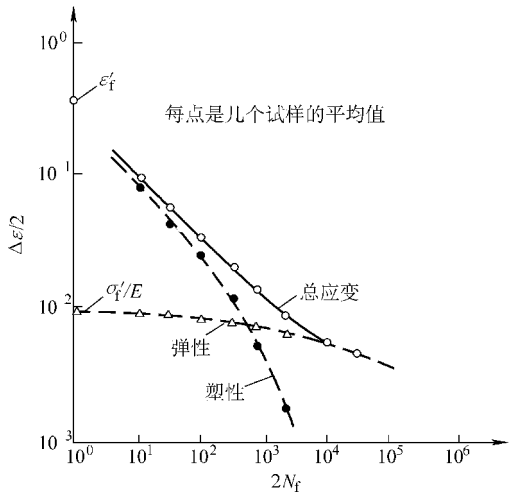


图 10.5-77　2024-T4 铝合金的应力—寿命曲线

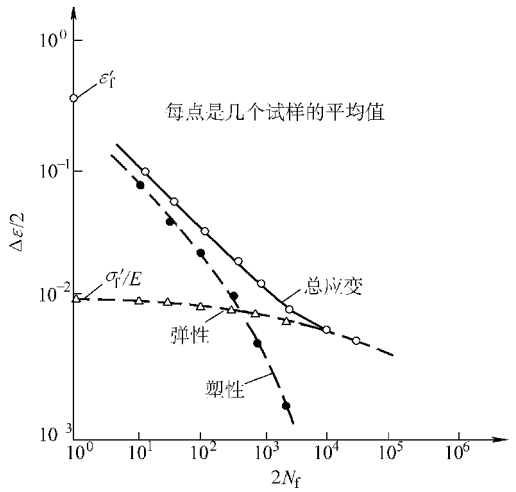


图 10.5-78　7075-T6 铝合金的应变—寿命曲线

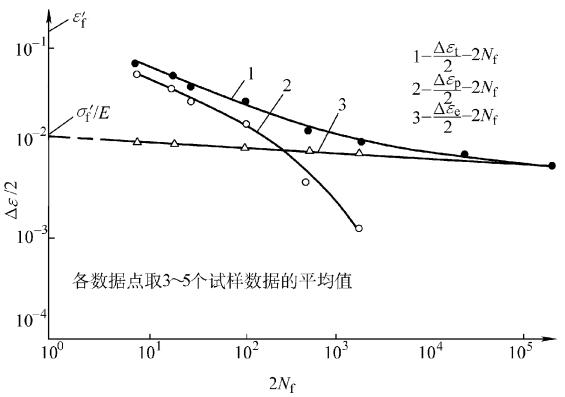


图 10.5-79　2A12-T4 铝合金（棒材）的应变—寿命曲线

这些图中 $\Delta\varepsilon_t$ 为总应变幅度，$\Delta\varepsilon_p$ 为塑性应变幅度，$\Delta\varepsilon_e$ 为弹性应变幅度，σ_f 为疲劳强度系数，ε_t 为疲劳塑性系数。

4.2.2　循环应力—应变（σ—ε）曲线

（1）滞回线

试样经过一次拉伸试验的应力—应变曲线为 *OA*，如图 10.5-80a 所示。若用相同的试样作压缩试验，则应力—应变曲线为 *OB*。曲线 *BOA* 表示材料一次加载的应力—应变关系，称为单调应力—应变（σ—ε）曲线。一般仅考虑 *OA* 段曲线。

将试样先拉伸，应力—应变曲线由 *O* 点到 *A* 点；然后进行压缩，应力—应变曲线由 *A* 点到 *B* 点；再进行拉伸，应力—应变曲线由 *B* 点回到 *A* 点，完成一个应力循环，如图 10.5-80b 所示。这种应力—应变循环曲线称为滞回线。滞回线不仅表示了应力的循环变化，还能反映每个循环中塑性应变的大小。

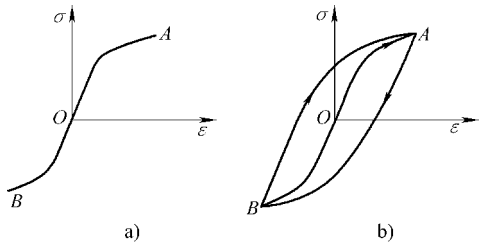


图 10.5-80　应力—应变曲线

a）单调应力—应变曲线　b）滞回线

（2）循环硬化与循环软化

对于循环硬化的材料，其应变抗力随着循环数的增加而增大。因此，在恒应变幅度下，材料在每一循环中所需的应力将随循环数的增加而逐渐增大；或在恒应力幅度下，材料在每一循环中的应变量随循环数的增加而变小。

对于循环软化的材料，其应变抗力随着循环数的增加而变小。因此，在恒应变幅度下，材料在每一循环中所需的应力将随循环数的增加而逐渐变小；或在恒应力幅度下，材料在每一循环中的应变量随循环数的增加而变大。

材料是循环硬化还是循环软化，由材料的屈强比 R_{eL}/R_m 而定。屈强比小于 0.7 时，材料产生循环硬化；屈强比大于 0.8 时，材料产生循环软化。所以，一般的退火材料产生循环硬化，冷加工的材料产生循环软化。

无论是循环硬化材料或循环软化材料，虽然在试验开始阶段所得的应力—应变滞回线并不闭合，但经过一定次数的循环后，滞回线接近于封闭环，即可得

到稳定的滞回线。把应变幅控制在不同的水平上，可以得到一系列大小不同的稳定的滞回线，将这些滞回线的顶点连接起来，便得到如图 10.5-81 所示的曲线 OC，这曲线称为该金属材料的循环应力—应变（σ—ε）曲线。

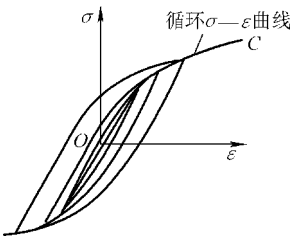


图 10.5-81　金属材料的循环应力—应变曲线

（3）循环 σ—ε 曲线

根据图 10.5-81 循环应力—应变曲线的作图法可知，曲线上的任一点实际上是一个滞回线的顶点，其坐标为该滞回线的应力幅 σ_a 和应变幅 ε_a。因此，循环应力—应变曲线可以用下式拟合，即

$$\varepsilon_a = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (10.5\text{-}20)$$

或写成幅度的型式（应力幅度 $\Delta\sigma = 2\sigma_a$，应变幅度 $\Delta\varepsilon = 2\varepsilon_a$），即

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (10.5\text{-}21)$$

式中　ε_e——应变幅的弹性分量；

ε_p——应变幅的塑性分量；

ε_a——总应变幅；

K'——循环强度系数；

n'——循环应变硬化指数。

图 10.5-82 ~ 图 10.5-98 给出机械和航空行业中几种常用材料的循环稳定和单调拉伸的应力—应变曲线。

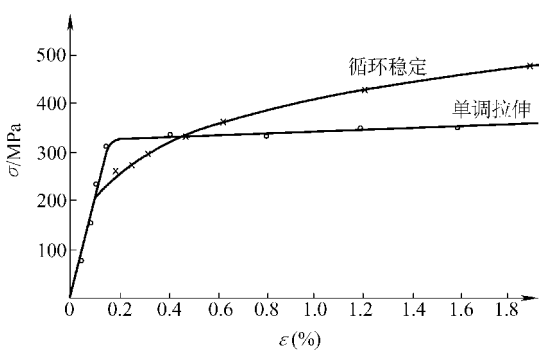


图 10.5-82　Q235A 钢的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

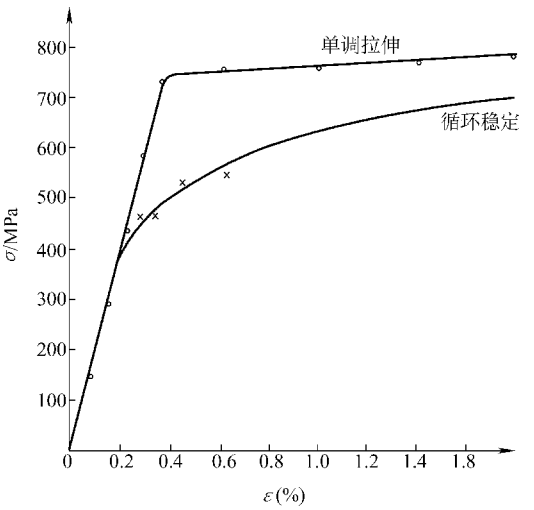


图 10.5-83　45 钢的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

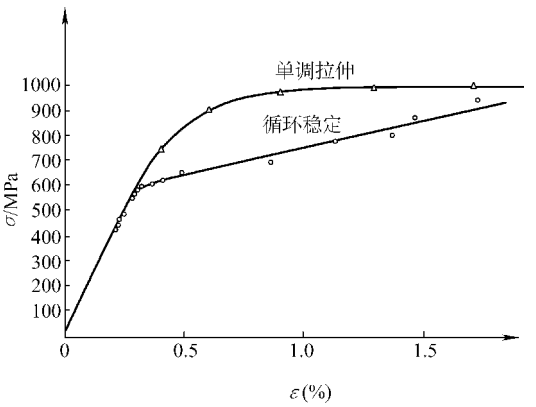


图 10.5-84　40Cr 钢循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

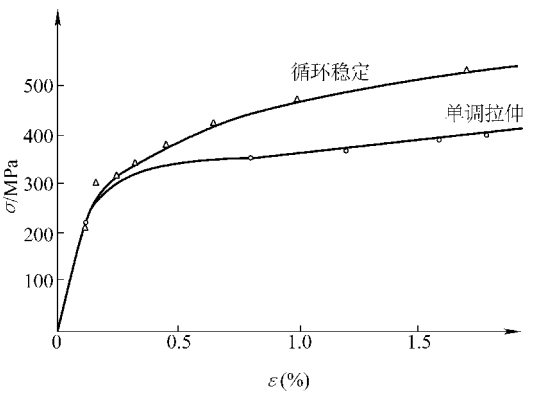


图 10.5-85　16Mn 钢的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

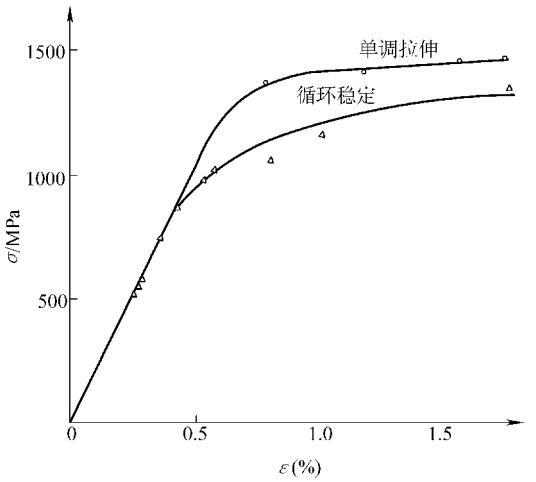


图 10. 5-86　60Si2Mn 钢的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

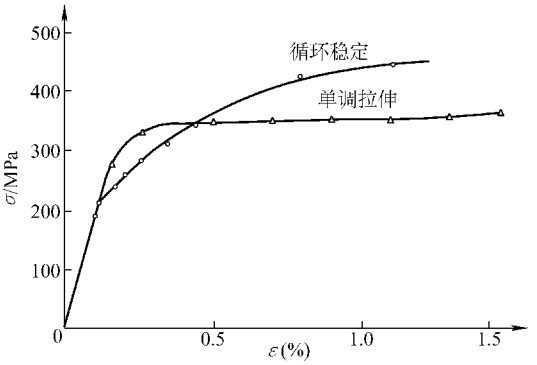


图 10. 5-87　ZG270-500 铸钢的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

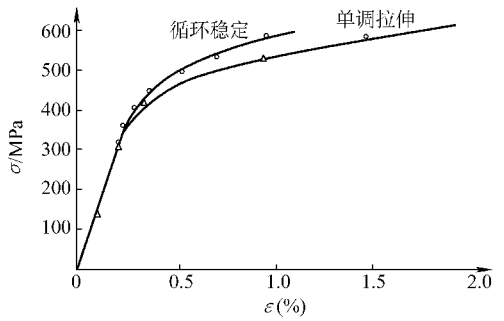


图 10. 5-88　QT600-3 球铁(铸件为 Y 形试块)的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

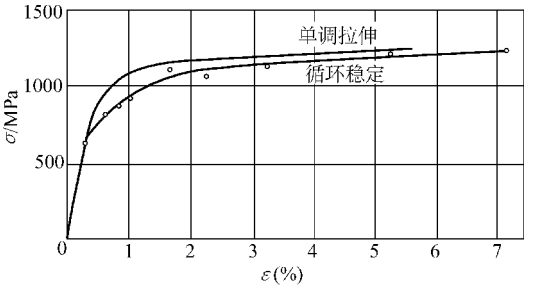


图 10. 5-89　30CrMnSiA 钢的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

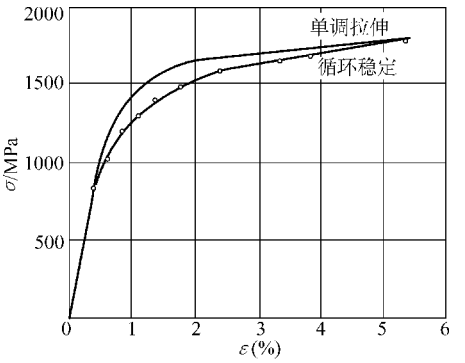


图 10. 5-90　30CrMnSiNi2A 钢的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

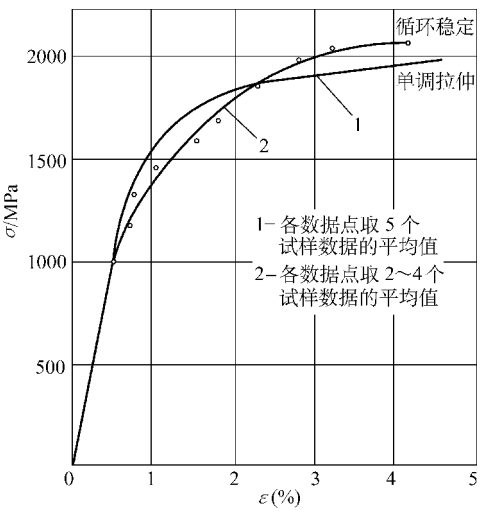


图 10. 5-91　40CrMnSiMoVA 钢的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

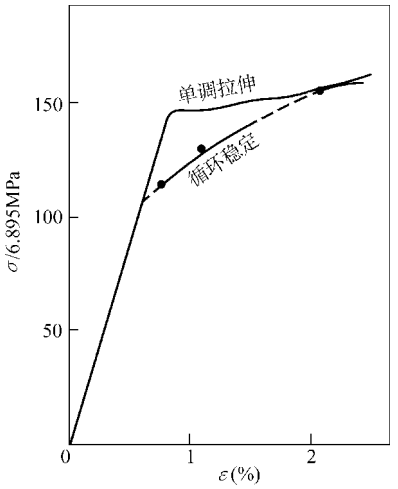


图 10. 5-92　Ti-8Al-1Mo-1V 钛合金的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

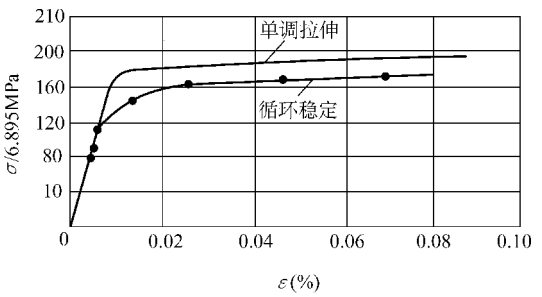


图 10. 5-93　Ti-6Al-4V 钛合金的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

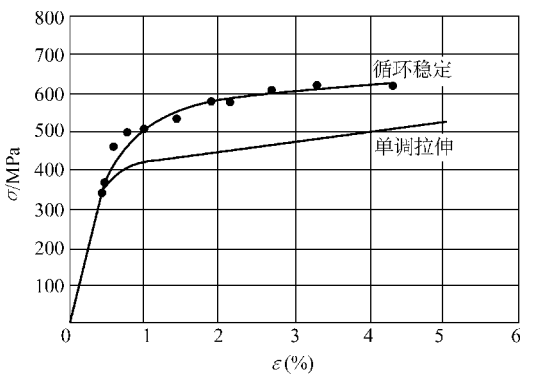


图 10. 5-94　2A12-T4 铝合金（棒材）的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

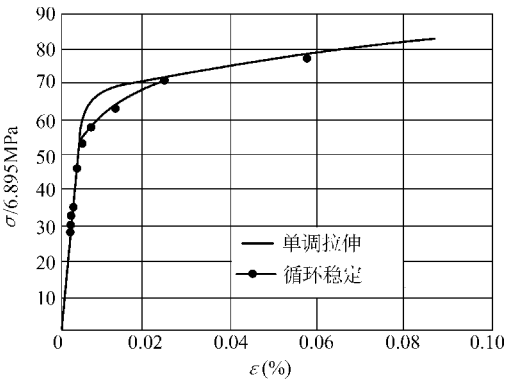


图 10. 5-95　2014-T6 铝合金的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

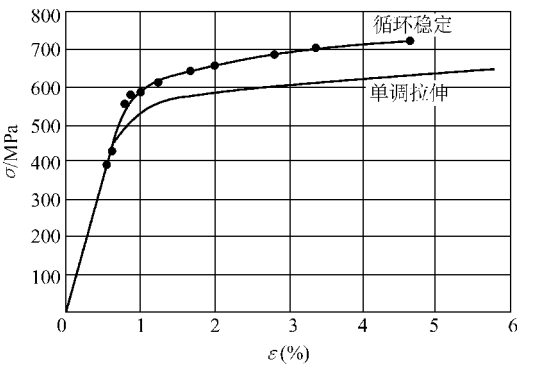


图 10. 5-96　7A04-T6 铝合金的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

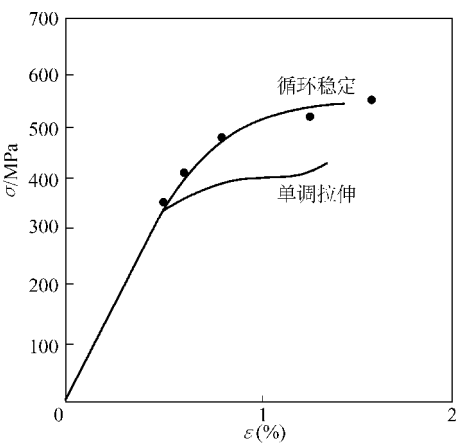


图 10. 5-97　2024-T4 铝合金的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

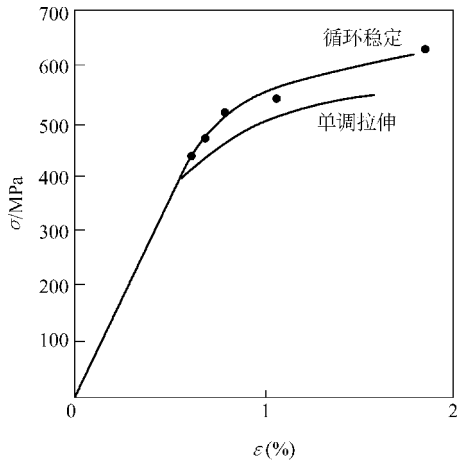


图 10.5-98　7075-T6 铝合金的循环稳定与单调拉伸应力—应变曲线

4.2.3　应变—寿命曲线的获得

（1）曼森—科芬方程

准备一组材料和尺寸完全相同的试样，对每个试样施加不同的载荷，即试样产生不同的应变，疲劳循环次数由计数器自动记录，这样就得到一组应变和破坏循环数的记录数据。由于试验时控制总应变幅常常是比较方便的，所以得到的数据，一般是总应变幅与破坏循环数。图 10.5-63 ~ 图 10.5-79 所示就是对不同材料得出的总应变幅 ε_a（$\Delta\varepsilon/2$）与破坏循环数 N 的曲线，即 ε—N 曲线。

每一个总应变值可分为弹性应变分量和塑性应变分量（见图 10.5-99），假设在总应变幅为 0.6% 时的疲劳寿命为 10^4 次循环。根据实测可知，总应变幅中三分之一为塑性应变幅，其余三分之二，即 0.4% 为弹性应变幅。反之，对同一种材料，只要循环弹性应变幅等于 0.4%，其寿命将是 10^4 次循环。同样，只要知道塑性应变幅为 0.2%，也可以推断它的寿命为 10^4 次循环。

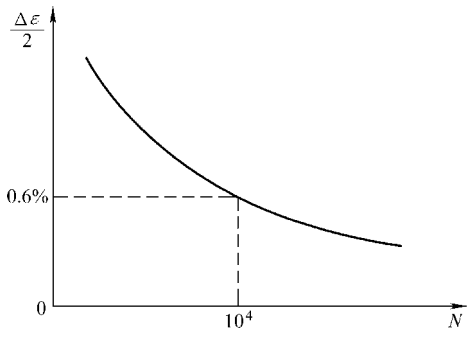


图 10.5-99　总应变幅—寿命曲线

指定一个弹性应变幅或塑性应变幅，就可以得到破坏循环数 N。因此，在同一张总应变幅—寿命曲线图上，可以画出弹性应变—寿命曲线和塑性应变—寿命曲线。在双对数坐标图上，弹性应变—寿命曲线和塑性应变—寿命曲线都是一条近似直线，如图 10.5-100 所示。这两直线的交点 P，称为过渡寿命点；P 点在横轴上的坐标 N_T，称为过渡寿命，它是一试验常数。交点 P 表示低周疲劳与高周疲劳的分界点：在 P 点的右侧，弹性应变起主导作用，在 P 点的左侧，塑性应变起主导作用。或者说，P 点的右侧为高周疲劳区，P 点的左侧为低周疲劳区。当提高材料强度时，P 点左移，提高材料韧性时，P 点右移。

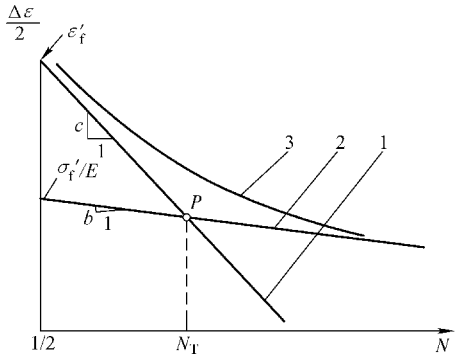


图 10.5-100　通用斜率法的应变—寿命曲线（双对数坐标）

1—塑性应变—寿命曲线　2—弹性应变—寿命曲线
3—总应变—寿命曲线

图 10.5-100 中塑性应变—寿命曲线 1 的方程，可以用幂指数函数型式表示为

$$\Delta\varepsilon_p N^{\beta} = C_1 \qquad (10.5\text{-}22)$$

弹性应变幅度 $\Delta\varepsilon_e$ 和塑性应变幅度 $\Delta\varepsilon_p$ 还可以写成一般常用的型式，即

$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N)^b$$

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f(2N)^c$$

式中　σ'_f——疲劳强度系数；

σ'_f/E——循环数 $N=\frac{1}{2}$ 处直线 2 的纵坐标截距；

b——疲劳强度指数，直线的斜率；

E——材料的弹性模量；

ε'_f——疲劳塑性系数，$N=\frac{1}{2}$ 处直线 1 的纵坐标截距；

c——疲劳塑性指数；

总应变幅—寿命曲线 3 的数学表达式为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2}=\frac{\Delta\varepsilon_e}{2}+\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}=\frac{\sigma_f'}{E}(2N)^b+\varepsilon_f'(2N)^c \tag{10.5-23}$$

这里 N 为反向次数，“$2N$”在恒幅循环载荷中为循环次数。式（10.5-23）称为曼森—科芬方程。

式（10.5-21）和式（10.5-23）中的 6 个参数：K'、n'、b、c、ε_f'和 σ_f'，是表征低周疲劳特性的主要参数。对于机械设计中几种常用钢材的 6 个参数见表 10.5-16。

表 10.5-16　低周疲劳性能参数

材　料	K'/MPa	n'	b	c	ε_f'	σ_f'/MPa
45（正火）	1153	0.179	–0.123	–0.526	0.465	1115
40Cr	1592	0.173	–0.120	–0.559	0.388	1306
40CrNiMoA	1439	0.152	–0.061	–0.643	0.463	898
Q345	1045	0.151				
45 钢（调质）	1324	0.160				
20 钢（热轧）	772	0.18	–0.12	–0.51	0.41	896

（2）四点法求应变—寿命曲线

曼森指出，确定 $\Delta\varepsilon_e$—N 和 $\Delta\varepsilon_p$—N 两条直线只要四个点。这四个点可以由单调拉伸试验数据获得，而不用去做疲劳试验。四个点为（见图 10.5-101）

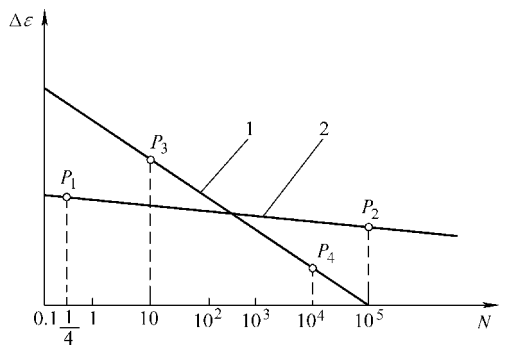


图 10.5-101　四点法求应变—寿命曲线

P_1——对应于$\frac{1}{4}$次循环（即一次拉伸至破坏）的应变幅度的弹性分量为

$$\Delta\varepsilon_e=2.5(\sigma_f/E) \tag{10.5-24}$$

P_2——对应于 10^5 次循环的应变幅度的弹性分量为

$$\Delta\varepsilon_e=0.90(R_m/E) \tag{10.5-25}$$

连接 P_1 和 P_2 点，得 $\Delta\varepsilon_e$—N 曲线 2。这里 $\Delta\varepsilon_e$ 为弹性应变幅度；N 为破断循环数；σ_f 为单调拉断时的真实应力；R_m 为抗拉强度。

P_3——对应于 10 次循环的应变幅度的塑性分量为

$$\Delta\varepsilon_p=\frac{1}{4}\varepsilon_f^{3/4} \tag{10.5-26}$$

P_4——对应于 10^4 次循环的应变幅度的塑性分量为

$$\Delta\varepsilon_p=\frac{0.0132-\Delta\varepsilon_e^*}{1.91} \tag{10.5-27}$$

连接 P_3 和 P_4 点，得 $\Delta\varepsilon_p$—N 曲线 1。这里 $\Delta\varepsilon_e^*$ 为曲线 2 上 $N=10^4$ 所对应的弹性应变幅度；ε_f 为单调拉断时的真实应变，用截面收缩率 ψ（以%计）近似求得

$$\varepsilon_f=\ln\frac{100}{100-\psi} \tag{10.5-28}$$

用四点法求材料的应变—寿命曲线，适合于碳钢、合金钢、铝、钛等金属材料。

曼森对 29 种材料的疲劳试验结果进行了整理归纳，在双对数坐标平面上得出（见图 10.5-101）塑性应变—寿命直线 1 的斜率为 –0.6，弹性应变—寿命直线 2 的斜率为 –0.12，从而得到下面的关系式，即

$$\Delta\varepsilon=3.5\frac{R_m}{E}N^{-0.12}+\varepsilon_f^{0.6}N^{-0.6} \tag{10.5-29}$$

由于斜率是根据 29 种材料归纳出来的，即这个斜率对多种材料通用，故本法称为通用斜率法。

4.2.4　低周疲劳寿命估算

估算低周疲劳寿命常用两种方法：①类似常规疲劳设计方法，即用 ε—N 曲线直接推算出寿命；②用局部应力—应变法估算裂纹形成寿命（见本章第 4.3 节）。

用应变—寿命（ε—N）曲线直接推算出寿命时，关键是获得材料的 ε—N 曲线。这可以通过疲劳试验获得，如图 10.5-63 ~ 图 10.5-79 所示；或用四点法求得弹性应变幅度—寿命（$\Delta\varepsilon_e$—N）曲线和塑性应变幅度—寿命（$\Delta\varepsilon_p$—N）曲线（见图 10.5-101），然后将弹性应变幅度与塑性应变幅度相加得总应变幅度，得出总应变幅度—寿命曲线。当应变比 $r=-1$ 时，得 ε_a—N 曲线。

在实际计算中，一般可按弹性理论求应力幅 σ_a，然后假设以 σ_a 为理论弹性应力幅，近似用公式 $\sigma_a=\frac{1}{2}E\varepsilon_a$ 计算 ε_a，最后用 ε_a—N 曲线直接推算出疲劳寿命。

当给出材料低周疲劳的应力—寿命（σ_a—N）曲线时，也可以用弹性理论求得的 σ_a，直接从 σ_a—N

曲线推算出疲劳寿命。

上述的寿命估算方法，是以用材料力学或弹性理论的方法计算出的零件和构件危险点的名义应力为出发点的，故称这种方法为名义应力法。而低周疲劳的应力—寿命曲线中的 σ_a 是真实应力幅，应变—寿命曲线中的 ε_a 是真实应变幅，所以名义应力法在低周疲劳寿命估算中，误差很大，只能用于粗略的寿命估算。对于较重要设备的寿命估算，建议用本章 4.3 节的局部应力—应变法估算疲劳寿命。

表 10.5-17 和表 10.5-18 所示是国产常用的机械材料和航空材料的单调与循环应变特性数据，供寿命估算中应用。

表 10.5-17　某些国产机械材料的单调与循环应变特性

材　料	热处理	R_m/MPa	R_{eL}/R_m	K/K'	n/n'	$\varepsilon_f/\varepsilon_f'$	σ_f/σ_f'（MPa/MPa）	b	c	E/MPa	循环硬化（软化）特性
Q235A	轧态	470.4	0.69	928.2/969.6	0.2590/0.1824	1.0217/0.2747	976.4/658.8	−0.0709	−0.4907	198753.4	循环硬化
Q345	轧态	572.5	0.63	856.1/1164.8	0.1813/0.1871	1.0729/0.4644	1118.3/947.1	−0.0943	−0.5395	200741	循环硬化
45	调质	897.7	0.91	928.7/1112.5	0.0369/0.1158	0.8393/1.5048	1511.7/1041.4	−0.0704	−0.7338	193500	循环软化
40Cr	调质	1084.9	0.94	1285.1/1228.9	0.0512/0.0903	0.7319/0.3809	1264.7/1385.1	−0.0789	−0.5765	202860	循环软化
60Si2Mn	淬火后中温回火	1504.8	0.91	1721.2/1925.0	0.0350/0.0906	0.4557/0.3203	2172.4/2690.6	−0.1130	−0.5826	203395	循环软化
ZG270-500	正火	572.3	0.64	1218.1/1267.5	0.2850/0.2220	0.2383/0.1813	809.4/781.5	−0.0988	−0.5063	204555.4	循环硬化
QT450-10①	铸态	498.1	0.79	—/1127.9	—/0.1405	—/0.1461	—/856.9	−0.1027	−7237	166108.5	循环硬化
QT600-3②	正火	748.4	0.61	1439.9/1039.8	0.1996/0.1165	0.0760/0.3725	856.5/885.2	−0.0777	−0.7104	154000	循环硬化
QT600-3①	正火	677.0	0.77	1621.5/979.3	0.1834/0.0876	0.0377/0.0271	888.8/1109.8	−0.1056	−0.3393	150376.5	循环硬化
QT800-2②	正火	913.0	0.64	1777.3/1437.7	0.2034/0.1470	0.0455/0.1684	946.8/1067.4	−0.0830	−0.5792	160500	循环硬化

① ϕ30mm 棒料。

② Y 形试块。

表 10.5-18　某些国产航空材料的单调与循环应变特性

材　料	热处理	R_m/MPa	$R_{p0.2}$/MPa	K/K'（MPa/MPa）	n/n'	$\varepsilon_f/\varepsilon_f'$	σ_f/σ_f'（MPa/MPa）	b	c	E/MPa	是否 Masing 材料
30CrMnSiA	调质	1177.0	1104.5	$\frac{1475.76}{1771.93}$	$\frac{0.063}{0.127}$	$\frac{77.27}{161.15}$	$\frac{1795.07}{1755.94}$	−0.0859	−0.7712	203004.9	是
30CrMnSiNi2A	等温淬火后回火	1655.4	1308.3	$\frac{2355.35}{2647.69}$	$\frac{0.091}{0.13}$	$\frac{74}{120.71}$	$\frac{2600.52}{2773.22}$	−0.1026	−0.7816	200062.8	否

（续）

材　料	热处理	R_m/MPa	$R_{p0.2}$/MPa	K/K'（MPa/MPa）	n/n'	$\varepsilon_f/\varepsilon_f'$	σ_f/σ_f'（MPa/MPa）	b	c	E/MPa	是否Masing材料
40CrMnSiMoVA	等温淬火后回火	1875.3	1513.2	3150.20 3411.36	0.1468 0.14	63.32 96.86	3511.55 3254.35	－0.1054	－0.7850	200455.1	否
2A12-T4（棒材）	T4	545.1	399.5	870.47 849.78	0.097 0.158	13.67 18	723.76 643.44	－0.0627	－0.6539	73160.2	否
2A12-T4（板材）	T4	475.6	331.5	545.17 645.79	0.0889 0.0669	30.19 16.50	618.04 670.21	－0.1027	－0.5114	71022.3	—
7A04-T6	T6	613.9	570.8	775.05 949.61	0.063 0.08	18.00 24.52	710.62 884.69	－0.0727	－0.7761	72571.8	是
7A09-T74	T74	560.2	518.2	724.64 905.87	0.071 0.101	28.34 77.08	748.47 807.80	－0.0743	－0.9351	72179.5	—

4.3　局部应力应变法

4.3.1　预备知识

（1）真实应力与真实应变

工程上常用材料的应力—应变曲线（见图10.5-102a），是由拉伸试验确定的，其名义应力 s 等于载荷 F 除以原始截面面积 A_0，其名义应变 e 为伸长量 ΔL 除以原始长度 L_0（标距长度）（见图10.5-102b），即

$$s=\frac{F}{A_0} \tag{10.5-30}$$

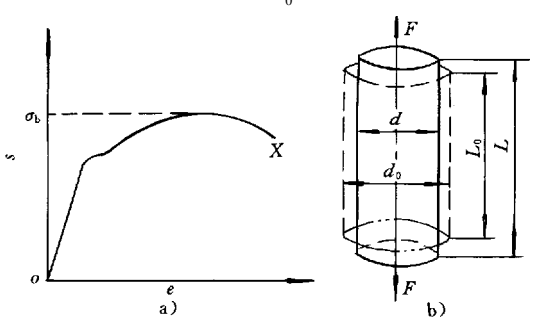


图10.5-102　常用材料的应力—应变曲线

$$e=\frac{L-L_0}{L_0}=\frac{\Delta L}{L_0}$$

由于在拉伸过程中，试样的截面面积是变化的，直到拉断，则真实应力 σ 为

$$\sigma=F/A \tag{10.5-31}$$

式中　A——颈缩处的横截面面积。

当试样拉伸至 L 长时，假设试样长度有一微小增量 $\mathrm{d}L$，则此时的应变增量为

$$\mathrm{d}\varepsilon=\frac{\mathrm{d}L}{L}$$

上式由 L_0 至 L 积分，得真实应变为

$$\varepsilon=\ln\frac{L}{L_0} \tag{10.5-32}$$

真实应力、应变与名义应力、应变的关系为

$$\sigma=s(1+e) \tag{10.5-33}$$

$$\varepsilon=\ln(1+e) \tag{10.5-34}$$

真实应变反映了物体变形的实际情况，也称为自然应变或对数应变；名义应变也称为工程应变。在大应变问题中，只有用真实应变才能得出合理的结果。

（2）玛辛特性

改变应力水平，可以得到不同应力水平下的滞回线（见图10.5-81）。图10.5-103a所示为不同应力水平下的滞回线 *ADA*、*BEB*、*CFC*，将坐标轴平移，使原点与各滞回线的最低点相重合，若滞回线的最高点的连线与其上行段迹线相吻合（见图10.5-103b），则该材料具有玛辛特性，称为玛辛材料。

将材料的循环 σ—ε 曲线画于图10.5-103b上，可以看出，滞回线上行段迹线的纵坐标，为循环 σ—ε 曲线的纵坐标的两倍。

（3）材料的记忆特性（见图10.5-104）

图10.5-104a表示载荷—时间历程，图10.5-104b表示材料在该载荷—时间历程中的应力—应变

响应。加载时由 1 到 2，相应的应力—应变响应由 A 到 B；由 2 到 3 加反向载荷时，应力—应变曲线由 B 到 C；再由 3 到 2′加载时，应力—应变曲线由 C 到 B'，B'和 B 重合。此后继续加载，则应力—应变曲线并不沿 CB'曲线的延长线（图中虚线所示），而且急剧转弯沿原先 AB 曲线的延长线，似乎材料“记忆”了原先的路径，这就是材料的记忆特性。

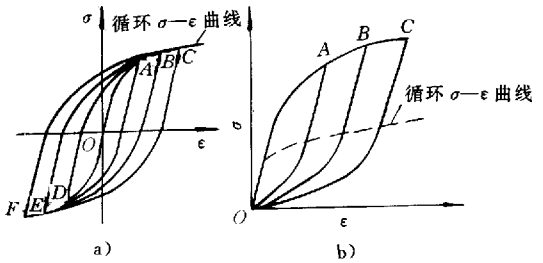


图 10.5-103　坐标平移后的滞回线

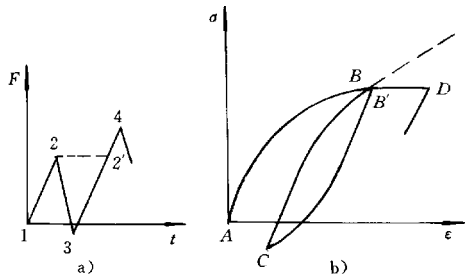


图 10.5-104　材料的记忆特性

（4）载荷顺序效应

缺口零件在拉伸载荷作用下，缺口根部应力集中处材料发生屈服。卸载后因处于弹性状态的材料要恢复原来的状态，而已塑性变形的材料阻止这种恢复行为，故两者相互挤压，使缺口根部产生残余压应力。如大载荷环后面紧接着出现小载荷环，则该小载荷环引起的应力将叠加在这个残余应力之上，因此该小载荷环造成的损伤受到前面大载荷环的影响，而且这种影响往往是很大的。图 10.5-105 所示的两种载荷—时间历程，除第一载荷环以外，二者都相同，只是第一个大载荷环的过载方向不同。图 10.5-105a 所示的大载荷环以压缩载荷结束，应力集中处产生残余拉应力（$+\sigma_m$）。图 10.5-105b 所示的大载荷环以拉伸载荷结束，应力集中处产生残余压应力（$-\sigma_m$）。由于两种载荷—时间历程所产生的残余应力不同，所以滞回线的形状不同，即载荷顺序对局部应力—应变是有影响的。

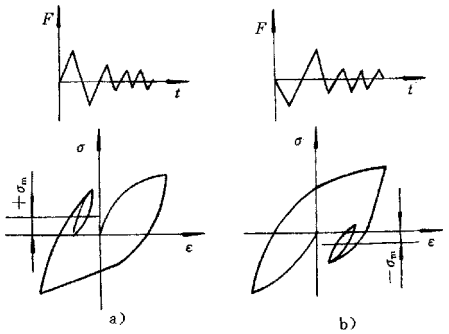


图 10.5-105　载荷顺序对滞回线影响

4.3.2　局部应力—应变分析

（1）滞回线方程

局部应力—应变法认为，在疲劳强度问题中，材料的本构关系应由循环应力—应变曲线确定。材料的滞回线形状是通过循环应力—应变曲线来描述的。因此，循环 σ—ε 曲线在局部应力—应变法中具有特殊重要的位置。由式（10.5-21）给出循环应力—应变曲线用幅度表达的方程式

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2}=\frac{\Delta\sigma}{2E}+\left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}}$$

对于具有玛辛特性的材料，若使坐标原点与各应力水平下的滞回线最低点相重合，则滞回线的最高点的连线，与其上行段迹线相吻合（见图 10.5-103b）。许多试验表明，多数金属材料的滞回线，可以用放大一倍后的循环 σ—ε 曲线来近似描述。这样，就可得出下面的滞回线方程式，即

加载时

$$\frac{\varepsilon-\varepsilon_r}{2}=\frac{\sigma-\sigma_r}{2E}+\left(\frac{\sigma-\sigma_r}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}}\qquad(10.5\text{-}35)$$

卸载时

$$\frac{\varepsilon_r-\varepsilon}{2}=\frac{\sigma_r-\sigma}{2E}+\left(\frac{\sigma_r-\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}}\qquad(10.5\text{-}36)$$

式中　ε_r、σ_r——滞回线顶点的坐标。

（2）诺伯法

确定局部应力—应变的方法有：电阻应变计测定法、光弹性法、脆性涂层法和云纹法等试验方法，以及用有限元法求数值解。弹塑性有限元法是计算局部应力—应变的较精确的方法，但由于计算工作量大，工程上倾向于采用简单的近似方法。例如诺伯法、线性应变法、修正的斯托威尔法和莫尔斯基等效能量法。其中，应用最多的是诺伯法。

诺伯提出的在弹塑性状态下的通用公式

$$\alpha_\sigma^2=K'_\sigma K'_\varepsilon\qquad(10.5\text{-}37)$$

式中　α_σ——理论应力集中系数；

K'_σ——真实应力集中系数，$K'_\sigma=\sigma/s$；

K'_ε——真实应变集中系数，$K'_\varepsilon=\varepsilon/e$；

s——缺口件的名义应力；

e——缺口件的名义应变；

σ——缺口件的真实应力；

ε——缺口件的真实应变。

通过式（10.5-37），就可以简单地把局部应力—应变与名义应力—应变联系起来。式（10.5-37）可写成下面型式，即

$$\sigma\varepsilon=\alpha_\sigma^2 se$$

一般情况下，名义应力和名义应变均在弹性范围内，即有 $s=Ee$，故有

$$\sigma\varepsilon=\frac{(\alpha_\sigma s)^2}{E} \qquad (10.5\text{-}38)$$

当名义应力确定以后，$\sigma\varepsilon=(\alpha_\sigma s)^2/E$ 是个常数，称为诺伯常数。于是，式（10.5-38）可以写成 $\sigma\varepsilon=C$。这是一个双曲线方程，也称为诺伯双曲线。

如果已知 α_σ、s 和 E，再结合材料的 σ—ε 曲线，就可以算出相应的局部应力和应变，如图10.5-106所示。将式（10.5-38）改写成幅度型式

$$\Delta\sigma\Delta\varepsilon=\frac{\alpha_\sigma^2(\Delta s)^2}{E} \qquad (10.5\text{-}39)$$

根据所给的载荷谱，名义应力幅度 Δs 是知道的，联立解式（10.5-21）和式（10.5-39），就可以求出 $\Delta\sigma$ 和 $\Delta\varepsilon$，加上坐标原点的应力和应变值，就是该点的局部真实应力和真实应变值。

例如，图10.5-106a所示是用名义应力表示的加载历程，图10.5-106b表示用诺伯法得到的零件危险点的局部应力—应变的情况。具体确定方法如下：

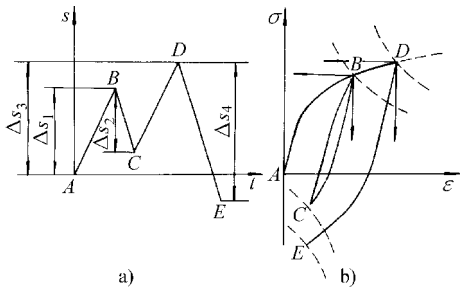


图10.5-106　诺伯法确定局部应力—应变

a）名义应力历程　b）局部应力—应变的确定

1）B 点的确定。以 A 点作为坐标原点，画出循环 σ—ε 曲线，并用 AB 间的名义应力幅度 Δs_1 画出 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon=(\alpha_\sigma\Delta s_1)^2/E$ 双曲线，这两条曲线的交点 B 的纵坐标和横坐标，就是加载到 B 点时的局部应力和局部应变值。

2）C 点的确定。以 B 点作为坐标原点，向下画出滞回线（两倍于循环 σ—ε 曲线），并用 BC 间的名义应力幅度 Δs_2 画出 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon=(\alpha_\sigma\Delta s_2)^2/E$ 双曲线，这两条曲线的交点 C 的纵坐标和横坐标，即为从 B 点到 C 点的局部应力和应变幅度，在卸载时为负。加上 B 点的局部应力和应变值后，就得到加载到 C 点时的局部应力和应变值。

3）D 点的确定。从 C 点加载超过 B 点时要考虑“记忆特性”，即从 C 点到 D 点可以看做从 A 点直接加载到 D 点，故要以 A 点为坐标原点画出循环 σ—ε 曲线，并画出 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon=(\alpha_\sigma\Delta s_3)^2/E$ 双曲线，两条曲线的交点 D 的纵坐标和横坐标，即为加载到 D 点时的局部应力和应变值。

4）E 点的确定。以 D 点作为坐标原点，向下画出滞回线，并画出 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon=(\alpha_\sigma\Delta s_4)^2/E$ 双曲线，由这两条曲线的交点 E 的纵坐标和横坐标，得到从 D 点到 E 点的局部应力和应变幅度，在卸载时为负。加上 D 点的局部应力和应变值后，就得到加载到 E 点时的局部应力和应变值。

按这个步骤对名义应力谱编制程序，在计算机上进行计算。

诺伯公式高估了局部应力和应变。因此，把公式中的理论应力集中系数 α_σ 改为有效应力集中系数 K_σ，得诺伯修正公式

$$\Delta\sigma\Delta\varepsilon=\frac{K_\sigma^2(\Delta s)^2}{E} \qquad (10.5\text{-}40)$$

4.3.3　裂纹形成寿命的估算

（1）损伤计算

局部应力—应变法计算损伤的出发点是应变—寿命关系式（10.5-23），即

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2}=\frac{\Delta\varepsilon_e}{2}+\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}$$

$$=\frac{\sigma'_f}{E}(2N)^b+\varepsilon'_f(2N)^c$$

或分开写成

$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2}=\frac{\sigma'_f}{E}(2N)^b \qquad (10.5\text{-}41)$$

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}=\varepsilon'_f(2N)^c \qquad (10.5\text{-}42)$$

ε—N 曲线是在对称循环条件下得出的。对于复杂载荷—时间历程作用下的疲劳问题，平均应力的存在是不可避免的，需要对式（10.5-42）进行修正。

当材料处于弹性范围时，平均应力对疲劳寿命的

影响很大。而当材料出现塑性变形后，由于平均应力的松弛效应，其影响就大大减弱了。所以通常只对 ε—N 曲线的弹性部分，即式（10.5-41）予以修正。一般应用的修正公式为

$$\sigma_r = \sigma_a \frac{\sigma'_f}{\sigma'_f - \sigma_m} \tag{10.5-43}$$

式中　σ_a——应力幅；

σ_m——平均应力；

σ_r——等效应力幅。

修正后的应变—寿命关系为

$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E}(2N)^b \tag{10.5-44}$$

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N)^c \tag{10.5-45}$$

根据上述的寿命关系式，即式（10.5-41）、式（10.5-42）和式（10.5-44），采用不同的损伤参量，可以得到不同的损伤公式。局部应力—应变法中常用的损伤公式有以下几种，即

1）兰德格拉夫损伤公式。R. W. 兰德格拉夫认为，损伤由 $\Delta\varepsilon_p$ 与 $\Delta\varepsilon_e$ 的比值来控制。由式（10.5-41）和式（10.5-42）可推导出每个局部应变为 $\Delta\varepsilon$（$=\varepsilon_p+\varepsilon_e$）的应变循环造成的损伤为

$$\frac{1}{N} = 2\left(\frac{\sigma'_f}{E\varepsilon'_f} \times \frac{\Delta\varepsilon_p}{\Delta\varepsilon_e}\right)^{\frac{1}{(b-c)}} \tag{10.5-46}$$

计入平均应力的影响，修正后的损伤公式为

$$\frac{1}{N} = 2\left(\frac{\sigma'_f}{E\varepsilon'_f} \times \frac{\Delta\varepsilon_p}{\Delta\varepsilon_e} \times \frac{\sigma'_f}{\sigma'_f - \sigma_m}\right)^{\frac{1}{(b-c)}} \tag{10.5-47}$$

2）道林损伤公式。N. E. 道林等人认为，以过渡疲劳寿命 N_T 为界，当 $\varepsilon_p > \varepsilon_e$ 时，应该以塑性应变分量为损伤参量，此时损伤公式为

$$\frac{1}{N} = 2\left(\frac{\varepsilon'_f}{\varepsilon_p}\right)^{1/c} \tag{10.5-48}$$

当 $\varepsilon_p < \varepsilon_e$ 时，应该以弹性应变分量为损伤参量，损伤公式为

$$\frac{1}{N} = 2\left(\frac{\sigma'_f}{E\varepsilon_e}\right)^{1/b} \tag{10.5-49}$$

若考虑平均应力的影响进行修正，则有

$$\frac{1}{N} = 2\left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E\varepsilon_e}\right)^{1/b} \tag{10.5-50}$$

3）史密斯损伤公式。K. N. 史密斯等人为反映平均应力的影响，对试验结果进行分析，提出用 $\sigma_{max}\Delta\varepsilon$ 来计算损伤，并推导出损伤公式

$$\sigma_{max}\Delta\varepsilon = \frac{2\sigma'_f}{E}(2N)^{2b} + 2\sigma'_f\varepsilon'_f(2N)^{b+c} \tag{10.5-51}$$

该方程要用数值方法求解。

根据不同的 $\Delta\varepsilon_p/\Delta\varepsilon_e$ 比值，选用相应的损伤计算式。

（2）估算裂纹形成寿命步骤

局部应力—应变法估算裂纹形成寿命的步骤如下：

1）把载荷谱、材料性能常数和应力集中系数作为输入计算机的信息。

2）对载荷—时间历程进行循环计数。

3）根据载荷—时间历程确定名义应力和应变—时间历程。

4）根据选定的损伤公式，按循环计数的结果计算每一个载荷循环造成的损伤。

5）对损伤进行累积计算，即根据累积损伤公式算出裂纹形成寿命。

4.3.4　算例

在本例中，采用雨流法计数，用诺伯公式进行局部 σ—ε 分析，用道林公式计算损伤。具体步骤如下：

首先，将载荷—时间历程化为计算点上的名义应力—时间历程（见图 10.5-107a），并进行雨流计数，得到 1—4—7、2—3—2′和 5—6—5′三个循环。然后，根据材料的 σ—ε 曲线（滞回线）和零件的有效应力集中系数 K_σ，用诺伯法确定局部应力—应变响应。

循环 σ—ε 曲线的方程为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{10.5-52a}$$

根据倍增原理，上升段的滞回线方程为

$$\frac{\varepsilon - \varepsilon_r}{2} = \frac{\sigma - \sigma_r}{2E} + \left(\frac{\sigma - \sigma_r}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{10.5-52b}$$

下降段的滞回线方程为

$$\frac{\varepsilon_r - \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_r - \sigma}{2E} + \left(\frac{\sigma_r - \sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{10.5-52c}$$

式中　σ、ε——局部应力、应变的流动值；

σ_r、ε_r——前一峰值点的局部应力、应变值。

本例的材料是汽车用热轧低碳钢，其化学成分为：w（C）$=0.23\%$；w（Mn）$=1.57\%$；w（P）$=0.016\%$；w（S）$=0.022\%$；w（Si）$=0.01\%$；w（Cu）$=0.22\%$。其抗拉强度 $R_m = 540 \sim 565\text{MPa}$，屈服强度 $R_{eL} = 315 \sim 325\text{MPa}$，截面收缩减率 $Z = 64\% \sim 69\%$，弹性模量 $E = 192000\text{MPa}$，$n' = 0.193$，$K' = 1125.9\text{MPa}$。

应用诺伯公式（10.5-40）

$$\Delta\sigma\Delta\varepsilon = \frac{K_\sigma^2(\Delta s)^2}{E} \tag{10.5-52d}$$

根据所计算的危险点处的几何形状和材料，查应力集中系数图得 $K_\sigma = 2.60$。

根据图 10.5-107a 所示的名义应力—时间历程，即可逐个反复地进行局部应力—应变分析。

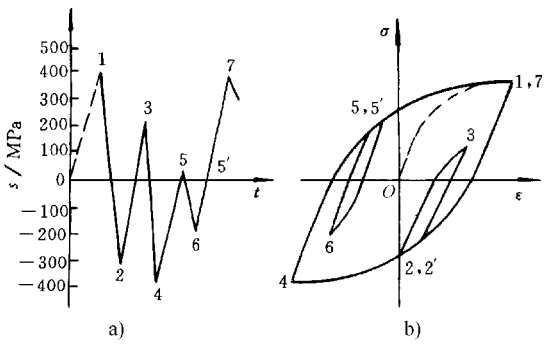


图 10.5-107　名义应力—时间历程及应力—应变响应

1）从0—1加载时，由于是从零开始，循环 σ—ε 方程用式（10.5-20）

$$\varepsilon_a = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (10.5\text{-}52e)$$

再与诺伯公式（10.5-52d）联立求解。将 $E = 192000\text{MPa}$、$K' = 1125.9\text{MPa}$、$n' = 0.193$、$K_\sigma = 2.6$ 代入，有

$$\left.\begin{aligned}\frac{\Delta\varepsilon}{2} &= \frac{\Delta\sigma}{2\times 192000} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2\times 1125.9}\right)^{\frac{1}{0.193}} \\ \Delta\sigma\Delta\varepsilon &= \frac{2.6^2\times\Delta s_{01}^2}{192000}\end{aligned}\right\}$$

此时，$\Delta s_{01} = 395.5\text{MPa}$，于是 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon = 5.5$。解联立方程得

$$\Delta\sigma = 458.3\text{MPa},\quad \Delta\varepsilon = 0.012$$

即1点的局部应力和应变为

$$\sigma = 458.3\text{MPa},\quad \varepsilon = 0.012$$

2）从1—2卸载时，根据卸载滞回线计算。将有关数据代入式（10.5-52a）和式（10.5-52d），有

$$\left.\begin{aligned}\frac{\Delta\varepsilon}{2} &= \frac{\Delta\sigma}{2\times 192000} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2\times 1125.9}\right)^{\frac{1}{0.193}} \\ \Delta\sigma\Delta\varepsilon &= \frac{2.6^2\times\Delta s_{12}^2}{192000}\end{aligned}\right\}$$

此时，$\Delta s_{12} = 699.0\text{MPa}$，于是 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon = 17.2$。解联立方程得

$$\Delta\sigma = 870\text{MPa},\quad \Delta\varepsilon = 0.0198$$

2点的局部应力和应变为

$$\sigma = (458.3 - 870)\text{MPa} = -411.7\text{MPa}$$
$$\varepsilon = 0.012 - 0.0198 = -0.0078$$

3）从2—3加载时，根据加载滞回线计算

$$\left.\begin{aligned}\frac{\Delta\varepsilon}{2} &= \frac{\Delta\sigma}{2\times 192000} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2\times 1125.9}\right)^{\frac{1}{0.193}} \\ \Delta\sigma\Delta\varepsilon &= \frac{2.6^2\times\Delta s_{23}^2}{192000}\end{aligned}\right\}$$

此时，$\Delta s_{23} = 521.1\text{MPa}$，于是 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon = 9.56$。解联立方程得

$$\Delta\sigma = 780\text{MPa},\quad \Delta\varepsilon = 0.0122$$

3点的局部应力和应变为

$$\sigma = (-411.7 + 780)\text{MPa} = 368.3\text{MPa}$$
$$\varepsilon = -0.0078 + 0.0122 = 0.0044$$

4）在3—4的卸载过程中，由于从3卸载到2′时，形成了一个封闭的应力—应变滞回线，所以根据材料的记忆特性，计算4点的应力和应变时，应根据从1点出发的滞回线，并取应力幅度 Δs_{14} 进行计算

$$\left.\begin{aligned}\frac{\Delta\varepsilon}{2} &= \frac{\Delta\sigma}{2\times 192000} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2\times 1125.9}\right)^{\frac{1}{0.193}} \\ \Delta\sigma\Delta\varepsilon &= \frac{2.6^2\times\Delta s_{14}^2}{192000}\end{aligned}\right\}$$

此时，$\Delta s_{14} = 790.7\text{MPa}$，得 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon = 22.0$。解联立方程得

$$\Delta\sigma = 910\text{MPa},\quad \Delta\varepsilon = 0.024$$

4点的局部应力和应变为

$$\sigma = (458.3 - 910)\text{MPa} = -451.7\text{MPa}$$
$$\varepsilon = 0.012 - 0.024 = -0.012$$

5）从4—5加载时，根据加载滞回线计算

$$\left.\begin{aligned}\frac{\Delta\varepsilon}{2} &= \frac{\Delta\sigma}{2\times 192000} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2\times 1125.9}\right)^{\frac{1}{0.193}} \\ \Delta\sigma\Delta\varepsilon &= \frac{2.6^2\times\Delta s_{45}^2}{192000}\end{aligned}\right\}$$

此时，$\Delta s_{45} = 434.1\text{MPa}$，得 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon = 6.6$。解联立方程得

$$\Delta\sigma = 721\text{MPa},\quad \Delta\varepsilon = 0.0092$$

5点的局部应力和应变为

$$\sigma = (-451.7 + 721)\text{MPa} = 269.3\text{MPa}$$
$$\varepsilon = -0.012 + 0.0092 = -0.0028$$

6）从5—6卸载时，根据卸载滞回线计算

$$\left.\begin{aligned}\frac{\Delta\varepsilon}{2} &= \frac{\Delta\sigma}{2\times 192000} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2\times 1125.9}\right)^{\frac{1}{0.193}} \\ \Delta\sigma\Delta\varepsilon &= \frac{2.6^2\times\Delta s_{56}^2}{192000}\end{aligned}\right\}$$

此时，$\Delta s_{56} = 239.9\text{MPa}$，得 $\Delta\sigma\Delta\varepsilon = 2.0$。解联立方程得

$$\Delta\sigma = 531\text{MPa},\quad \Delta\varepsilon = 0.0038$$

6点的局部应力和应变为

$$\sigma = (269.3 - 531)\text{MPa} = -261.7\text{MPa}$$

$$\varepsilon = -0.0028 - 0.0038 = -0.0066$$

7）从 6—7 加载时，根据图 10.5-107b 所示，7 点的应力和应变值与 1 点相同。得局部应力和应变为

$$\sigma = 458.3\text{MPa},\ \varepsilon = 0.012$$

有了局部应力—应变响应，就可以进行损伤计算。损伤是根据每一应力—应变循环的幅值和均值，用道林公式计算的。现将上面分析得到的三个应力—应变循环 2—3—2′、5—6—5′和 1—4—7 中的应力幅值 σ_a、应变幅值 ε_a、平均应力 σ_m、平均应变 ε_m 及弹性应变分量 ε_e、塑性应变分量 ε_p 列入表 10.5-19。

表 10.5-19　三个应力—应变循环的应力和应变值

应力循环	σ_a/MPa	ε_a	σ_m/MPa	ε_m	ε_e	ε_p
2—3—2′	390	0.0061	−21.7	−0.0017	0.0020	0.0041
5—6—5′	265.5	0.002	3.8	−0.0044	0.0014	0.0006
1—4—7	455	0.0120	3.3	0	0.0024	0.0096

下面进行损伤计算，即

对于 2—3—2′循环，由于 $\varepsilon_p > \varepsilon_e$，故用 ε_p 计算损伤。由式（10.5-48）有

$$D_1 = \frac{1}{N} = 2\left(\frac{\varepsilon'_f}{\varepsilon_p}\right)^{\frac{1}{c}}$$

本例中，$\varepsilon'_f = 0.26$，$c = -0.47$，所以

$$D_1 = 2\left(\frac{0.26}{0.0041}\right)^{\frac{1}{-0.47}} = 2.93 \times 10^{-4}$$

对于 5—6—5′循环，由于 $\varepsilon_e > \varepsilon_p$，故用 ε_e 计算损伤。式（10.5-50）中的 $E\varepsilon_e$ 以总应力幅 σ_a 代替，有

$$D_2 = \frac{1}{N} = 2\left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{\sigma_a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

本例中，$\sigma'_f = 935.9\text{MPa}$，$b = -0.095$，$\sigma_m = 3.8\text{MPa}$，$\sigma_a = 265.5\text{MPa}$，$\varepsilon_e = 0.0014$，$E = 192000\text{MPa}$。于是

$$D_2 = 2\left(\frac{935.9 - 3.8}{265.5}\right)^{\frac{1}{-0.095}} = 3.63 \times 10^{-6}$$

对于 1—4—7 循环，由于 $\varepsilon_p > \varepsilon_e$，故用 ε_p 计算损伤

$$D_3 = 2\left(\frac{\varepsilon'_f}{\varepsilon_p}\right)^{\frac{1}{c}} = 2\left(\frac{0.26}{0.0096}\right)^{\frac{1}{-0.47}} = 1.79 \times 10^{-3}$$

根据迈因纳定律求疲劳累积损伤，得

$$D = \sum_i D_i = D_1 + D_2 + D_3 = 2.93 \times 10^{-4} + 3.63 \times 10^{-6} + 1.79 \times 10^{-3} = 2.087 \times 10^{-3}$$

所以疲劳破坏时载荷循环块数（即载荷—时间历程 1—7 的反向次数）B 为

$$B = \frac{1}{\sum_i D_i} = \frac{1}{2.087 \times 10^{-3}} = 479.2$$

若每个载荷块经历的时间为 h_0，则零件的疲劳寿命为

$$h = Bh_0$$

上述计算均可由计算机完成。

局部应力—应变法是在应变分析和低周疲劳基础上发展起来的一种疲劳寿命估算方法。因此，它特别适用于低周疲劳。将其应用于高周疲劳时，由于它没有考虑高周疲劳中表面状态和尺寸的影响因素，因此计算结果误差大，需采用修正的方法以减小误差。

4.4　裂纹扩展寿命估算

有两种情况需计算裂纹扩展寿命，一是零件在加工制造过程中就已经存在缺陷或裂纹；另一是用局部应力应变法算出裂纹形成寿命之后。断裂力学是解决这一问题的基础，它对解决裂纹扩展问题，对合理估算裂纹扩展寿命提供了一条有效的途径。

4.4.1　应力强度因子和断裂韧度

（1）应力强度因子

实际零构件中的裂纹是各种各样的。按受力情况可以归纳成三类：Ⅰ型裂纹，又称张开型裂纹；Ⅱ型裂纹，又称滑开型或平面内剪切型裂纹；Ⅲ型裂纹，又称撕开型裂纹，如图 10.5-108 所示。

当一物体内部存在裂纹时，在裂纹尖端的应力理论上是无穷大的，因此无法再用理论应力集中系数 α_σ 来表达，而应该用断裂力学中的应力场强度因子 K 来表达。K 的大小能正确反映裂纹尖端附近区域内弹性应力场的强弱程度，可以用来作为判断裂纹是否扩展和是否发生失稳扩展的指标。

Ⅰ型、Ⅱ型和Ⅲ型裂纹的应力强度因子分别以 $K_\text{Ⅰ}$、$K_\text{Ⅱ}$ 和 $K_\text{Ⅲ}$ 表示。其中用得最多的是 $K_\text{Ⅰ}$。应力强度因子的一般表达式为

$$K = \alpha\sigma\sqrt{\pi a} \qquad (10.5\text{-}53)$$

式中　σ——外加的名义应力（MPa）；

α——决定于裂纹体形状，裂纹形状、位置和加载方式系数，它可以是常数，也可以是 a 的函数；

a——裂纹尺寸（mm），对内部裂纹和贯穿裂纹为裂纹长度之半，对表面裂纹为裂纹深度。

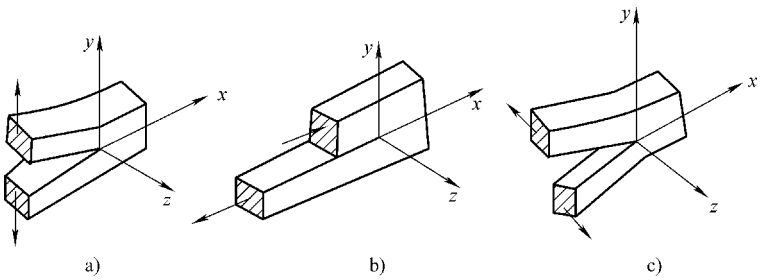


图 10.5-108　三种基本型裂纹

a）Ⅰ型——张开型　b）Ⅱ型——滑开型　c）Ⅲ型——撕开型

一些常见的裂纹形状的应力强度因子表达式可参阅有关应力强度因子手册，也可用有限元法或光弹性等试验方法测定。

（2）断裂韧度

应力强度因子的临界值，即材料发生脆断时的应力强度因子，称为断裂韧度，用 K_C 表示。Ⅰ型裂纹在平面应变条件下的应力强度因子临界值称为平面应变断裂韧度，用 K_{IC} 表示。由于平面应变条件下应力状态是三向受拉，材料容易脆断，因此 K_{IC} 是代表材料断裂韧度的最低值，是反映材料韧度一个最重要指标。所以，在平面应变条件下的断裂判据为

$$K_I = K_{IC} \tag{10.5-54}$$

因为 K_{IC} 是断裂韧度的最低值，用它建立的脆性断裂判据是偏于安全的。

实际工程中裂纹型式多种多样，受力条件可能很复杂，要求给出复合型判据。下面给出几种工程中适用又偏于安全的判据：

Ⅰ-Ⅱ型复合情况：

$$K_I + K_{II} = K_{IC} \tag{10.5-55}$$

在 $K_I > K_{II}$ 时偏于安全。

Ⅰ-Ⅲ型复合情况：

$$\sqrt{K_I^2 + \frac{K_{III}^2}{1-2\mu}} = K_{IC} \tag{10.5-56}$$

Ⅰ-Ⅱ-Ⅲ型复合情况：

$$\sqrt{(K_I + K_{II})^2 + \frac{K_{III}^2}{1-2\mu}} = K_{IC} \tag{10.5-57}$$

式中　μ——泊松比。

平面应变断裂韧度可用试验方法测定。表 10.5-20 给出几种机械常用材料室温下的 K_{IC} 值。

表 10.5-20　几种机械常用材料室温下的 K_{IC} 值

材　料	热处理状态	强度指标/MPa		K_{IC} /MPa·m$^{\frac{1}{2}}$	主要用途
		R_{eL}	R_m		
40	860℃正火	294	549	70.7～71.9	轴、辊子、曲柄销、活塞杆、连杆
	900℃淬火，330℃回火	—	—	66.7	
	1100℃淬火，330℃回火	—	—	83.7	
45	840℃淬火，550℃回火	513	803	96.8	轴、齿轮、链轮、键、销
35CrMo	860℃淬火，350℃回火	1373	1520	41.6	大截面齿轮、重载传动轴
30Cr2MoV	940℃空冷，680℃回火	549	686	140～155	大型汽轮机转子
34CrNi3Mo	860℃加热，780℃淬火，650℃回火	539	716	121～138	大型发电机转子
	扩氢处理，860℃淬火，630℃回火	780	961	149	
28CrNi3MoV	850℃淬火，650℃回火	966	1098	140.9	大型发电机转子
37SiMn2MoV	640～660℃退火，870℃淬火，680℃回火	588	736	137.4	精压机曲轴，重要轴类
14MnMoNbB	920℃淬火，620℃回火	834	883	152～166	压力容器

（续）

材　　料	热处理状态	强度指标/MPa		K_{1C} /MPa·$m^{\frac{1}{2}}$	主要用途
		R_{eL}	R_m		
14SiMnCrNiMoV	930℃淬火，610℃回火	834	873	82.8～88.1	高压空气瓶
12CrNiMoV	930℃正火，930℃淬火，610℃回火	834	873	115.4	高压空气瓶
18MnMoNiCr	880℃×3h，空冷，660℃×8h，空冷	490	—	276	厚壁压力容器
20SiMn2MoVA	900℃淬火，250℃回火	1216	1481	113	石油钻机吊头
30SiMnCrMo	930℃淬火，520℃回火	1138～1167	1265～1314	163～164	舰艇用钢板
30SiMnCrNiMo	860℃淬火，400℃回火	1402	—	93.0	舰艇用钢板
30CrMnSiA	880℃淬火，500℃回火	1079	1152	98.9	高强度钢管
30CrMnSiMo	热轧态	1177	1373	148.8	高强度厚钢板
45Si2Mn	900℃淬火，480℃回火	1412	1493	96.2	预应力钢筋
45MnSiV	900℃淬火，440℃回火	1471	1648	83.7	预应力钢筋
30CrMnSiNi	900℃淬火，280℃回火	1412	1677	83.7	超高强度钢：主要用做薄壁结构、飞行壳体、飞机起落架部件、紧固件、高压容器、扭力杆、装甲板、高强度螺栓、弹簧、冲头、模具等
30CrMnSiNi2	870℃淬火，200℃回火 890℃淬火，280℃回火 890℃淬火，400℃回火	1373～1530 1510 1383	1569～1765 — —	66.1 71.9 85.3	
30SiMnWMoV	调质	1608	1814	84.7～96.1	
30Si2Mn2MoWV	950℃淬火，250℃回火	≥1470	≥1860	≥110	
32SiMnMoV	920℃淬火，250℃回火	1608	1922	75.7	
32Si2Mn2MoV	920℃淬火，320℃回火	1530～1706	1765～1922	77.5～86.8	
33CrNi2MoV	870℃淬火，550℃回火	1324	1471	139.5	
37Si2MnCrNiMoV	920℃淬火，280℃回火	1550～1706	1844～1991	80.0	
37SiMnCrNiMoV	930℃淬火，300℃回火 930℃淬火，400℃回火 930℃淬火，550℃回火	1672 1599 1383	1961 1834 1437	70.9 49.9 59.2	
40CrNiMoA	860℃淬火，200℃回火 860℃淬火，380℃回火 860℃淬火，430℃回火 860℃淬火，500℃回火 860℃淬火，560℃回火	1579 1383 1334 1147 916	1942 1491 1393 1187 1010	42.2 63.3 90.0 126.2 142.6	超高强度钢：主要用做薄壁结构、飞行壳体、飞机起落架部件、紧固件、高压容器、扭力杆、装甲板、高强度螺栓、弹簧、冲头、模具等
40CrNi2Mo	850℃淬火，220℃回火	1550～1608	1883～2020	54.9～71.9	
40SiMnCrMoV	920℃淬火，200～300℃回火	1422～1510	1893～1922	63.0～71.3	
40SiMnCrNiMoV	890℃淬火，260℃回火 890℃淬火，600℃回火	1630 1402	1910 1515	80.6 94.0	
40SiMnCrNi2MoV	930℃淬火，280℃回火	1530～1716	1844～2000	73.8～82.8	
45CrNiMoV	860℃淬火，300℃回火	1510～1726	1903～2059	73.8～82.8	

（续）

材　料	热处理状态	强度指标/MPa		K_{IC} /MPa·$m^{\frac{1}{2}}$	主要用途
		R_{eL}	R_m		
4Cr5MoVSi	1000～1050℃淬火，520～560℃回火三次	1550～1618	1765～1961	33.8	超高强度钢：主要用做薄壁结构、飞行壳体、飞机起落架部件、紧固件、高压容器、扭力杆、装甲板、高强度螺栓、弹簧、冲头、模具等
6Cr4Mo3Ni2WV	1120℃淬火，560℃回火二次	—	2452～2648	25.4～40.3	
00N18Co8Mo5TiAl	815℃固溶处理1h，空冷 480℃时效3h，空冷	1755	1863	110～118	
GCr15	退火态	347	—	105	滚动轴承
15MnMoVCu	铸钢	520	677	38.5～74.4	水轮机叶片
重轨钢	—	510～628	853～1040	37.2～48.4	50kg/m重轨
稀土镁球铁	920℃淬火，380℃回火	—	1304	35.6～38.8	轴类

4.4.2　疲劳裂纹扩展速率

（1）$\frac{da}{dN}$—ΔK关系曲线

疲劳裂纹扩展速率$\frac{da}{dN}$是应力强度因子范围ΔK的函数。试验得到的$\frac{da}{dN}$与ΔK的关系曲线在双对数坐标上是一条S形曲线。这条$\left(\frac{da}{dN}\right)$—$\Delta K$曲线可划分成三个区域：Ⅰ区、Ⅱ区和Ⅲ区。

Ⅰ区为裂纹不扩展区，这时$\Delta K < \Delta K_{th}$，ΔK_{th}称为界限应力强度因子，又称门槛值。在空气介质中满足平面应变条件情况下，当$\frac{da}{dN} = 10^{-8} \sim 10^{-7}$ mm时，即认为ΔK值接近于ΔK_{th}。

表10.5-21给出各种材料的ΔK_{th}值。

表10.5-21　各种材料的疲劳裂纹扩展门槛值ΔK_{th}值

材　料	抗拉强度 R_m/MPa	应力强度因子比 r	ΔK_{th}（裂纹长度为0.5～5mm） /MPa·$m^{\frac{1}{2}}$
低碳钢	430	－1	6.36
		0.13	6.61
		0.35	5.15
		0.49	4.28
		0.64	3.19
		0.75	3.85
镍铬钢	919	－1	6.36
马氏体时效钢	1990	0.67	2.70
镍铬高强度钢	1686	－1	1.76

（续）

材　料	抗拉强度 R_m/MPa	应力强度因子比 r	ΔK_{th}（裂纹长度为0.5～5mm） /MPa·$m^{\frac{1}{2}}$
18/8奥氏体不锈钢	—	－1	6.05
		0	6.05
		0.33	5.92
		0.62	4.62
		0.74	4.06
铝	76	－1	1.02
		0	1.65
		0.33	1.43
		0.53	1.21
铬镍铁合金（w(Ni)=80%，w(Cr)=14%，w(Fe)=6%）	415	－1	6.39
		0	7.13
		0.57	4.71
		0.71	3.94
4.5% CuAl合金	446	－1	2.09
		0	2.09
		0.33	1.65
		0.50	1.54
		0.67	1.21
低合金结构钢	830	－1	6.26
		0	6.57
		0.33	5.05
		0.50	4.40
		0.64	3.29
		0.75	2.20

（续）

材　　料	抗拉强度 R_m/MPa	应力强度因子比 r	ΔK_{th}（裂纹长度为0.5～5mm）/MPa·$m^{\frac{1}{2}}$
铜	215	－1	2.67
		0	2.53
		0.33	1.76
		0.56	1.54
		0.80	1.32
磷青铜	323	－1	3.75
		0.33	4.06
		0.50	3.19
	362	0.74	2.42
黄铜（60/40）	323	－1	3.08
		0	3.50
		0.33	3.08
		0.51	2.64
		0.72	2.64
钛（工业纯）	539	0.62	2.20
镍	431	－1	5.92
		0	7.91
		0.33	6.48
		0.57	5.15
		0.71	3.63

注：应力强度因子比 $r=K_{min}/K_{max}$，当不计裂纹闭合效应时，它等于应力比。

Ⅱ区为裂纹扩展区，该区是决定裂纹扩展寿命主要区。在此区域内，$\frac{da}{dN}$与 ΔK 曲线在双对数坐标上呈线性关系。其裂纹扩展速率可用帕里斯公式表示：

$$\frac{da}{dN}=C(\Delta K)^m \qquad (10.5\text{-}58)$$

式中　ΔK——应力强度因子范围，$\Delta K=K_{max}-K_{min}$；

C、m——材料常数，m 为直线的斜率。

Ⅲ区是裂纹快速扩展区，也称失稳扩展区，由于其扩展速率很高，因此该区的裂纹扩展寿命很短，故在计算疲劳裂纹扩展寿命时将其忽略。

式（10.5-58）中的 C 和 m 需用试验确定。表10.5-22给出一些材料的 C 和 m 值。

表10.5-22　材料的裂纹扩展速度公式

$[da/dN=C(\Delta K)^m]$

材料名称	C	m
软钢	2.96×10^{-9}	3.3
25	6.49×10^{-10}	3.6
30	9.30×10^{-11}	4.6
40	1.04×10^{-9}	3.0
40A	1.15×10^{-9}	3.58
45	9.59×10^{-9}	2.75
15MnMoVCu	1.12×10^{-9}	3.6
22K	4.11×10^{-10}	4.05
20g	1.25×10^{-8}	2.58
铁素体珠光体钢	7.04×10^{-9}	3.0
奥氏体钢	5.84×10^{-9}	3.25
1Cr13	1.14×10^{-7}	2.14
17CrMo1V	1.18×10^{-8}	2.58
34CrMo1A	5.67×10^{-9}	2.97
30Cr2MoV	5.69×10^{-10}	3.68
34CrNi3Mo	2.47×10^{-8}	2.5
34CrNi3MoV	2.10×10^{-9}	3.18
14MnMoNbB	2.61×10^{-8}	2.5
14MnMoVB	6.71×10^{-9}	3.0
18MnMoNb	1.82×10^{-10}	3.8
20SiMn2MoV	2.92×10^{-8}	2.4
30CrNiMnA	$(1.51\sim2.65)\times10^{-8}$	2.5
14SiMnCrNiMoA	5.95×10^{-8}	2.44
30CrMnSiNi2MoA	1.74×10^{-8}	2.44
50Mn18Cr4WN	3.51×10^{-10}	3.7
GH36	1.78×10^{-8}	2.63
马氏体钢	1.39×10^{-7}	2.25
HY-130	5.01×10^{-8}	2.13
HY-80	2.84×10^{-8}	2.54
铝合金7A09	2.16×10^{-8}	3.96
铝合金2A14	2.35×10^{-7}	3.44

注：公式$\frac{da}{dN}=C(\Delta K)^m$中，$\Delta K$以MPa·$m^{\frac{1}{2}}$计，$\frac{da}{dN}$以mm计；如$\frac{da}{dN}$以m计时，$C$值应当乘上$10^{-3}$。

图 10.5-109～图 10.5-118 所示为$\frac{da}{dN}$—ΔK 曲线。其中图 10.5-115～图 10.5-117 所示为在腐蚀环境下的$\frac{da}{dN}$—ΔK 曲线。图 10.5-118 所示为在高温下的$\frac{da}{dN}$—ΔK 曲线。在腐蚀和高温下的$\frac{da}{dN}$—ΔK 曲线，受频率影响很大。

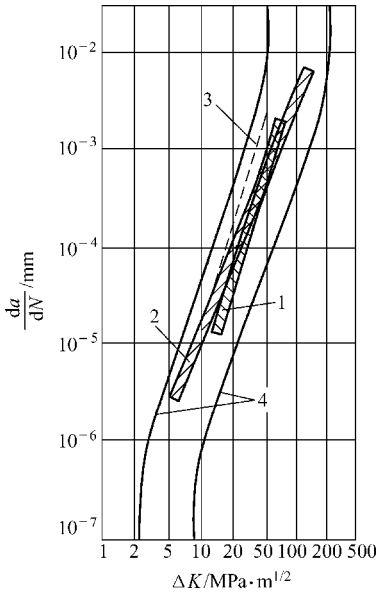


图 10.5-109　钢的疲劳裂纹扩展速率的离散带

1—铁素体珠光体钢　2—马氏体钢
3—奥氏体不锈钢　4——般离散带

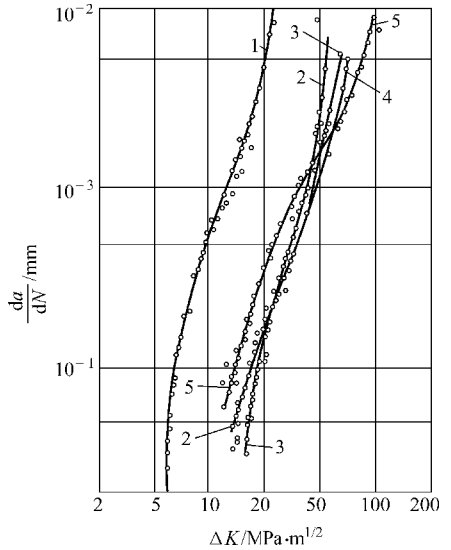


图 10.5-110　几种材料的裂纹扩展速率曲线

1—铝合金 2024-T4（相当于中国的 2A12）
2—SS41（相当于中国的 Q255A）　3—S45C
（相当于中国的 45 钢）　4—HT-60　5—HT-80

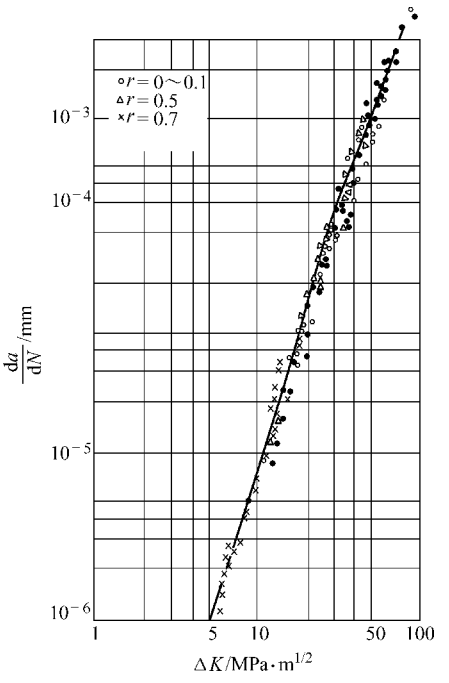


图 10.5-111　BS4360-50D 钢板的裂纹扩展速率曲线（空气中、轴向加载）

钢板厚 76mm，钢的成分：w（C）=0.18%，w（Si）=0.37%，w（Mn）=1.38%，w（Nb）=0.034%

力学性能；R_m=545MPa，R_{eL}=360MPa

室温下试验，频率f=1～10Hz

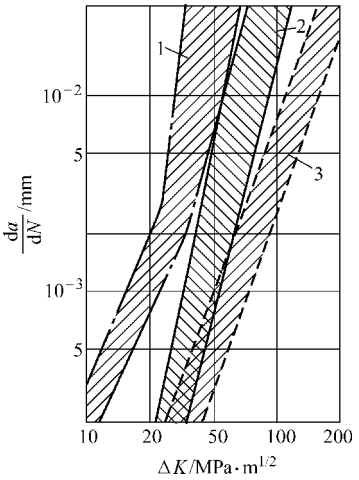


图 10.5-112　几种材料的裂纹扩展速率变化范围

1—硬铝合金　2—钛合金
3—碳钢、合金钢

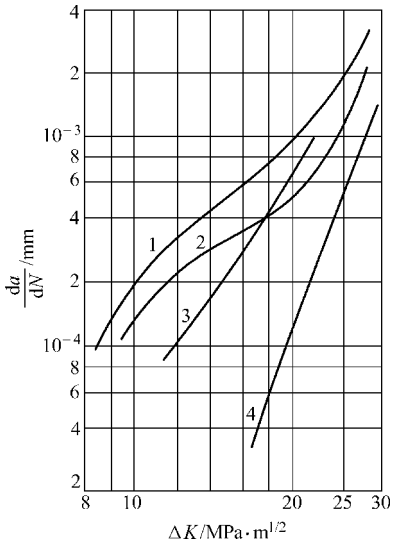


图 10.5-113　2024-T3 和 7075-T6 铝合金的裂纹扩展速率（试验频率 $f=20$Hz）

1—7075-T6，实验室空气
2—2024-T3，实验室空气
3—7075-T6，干空气
4—2024-T3，干空气

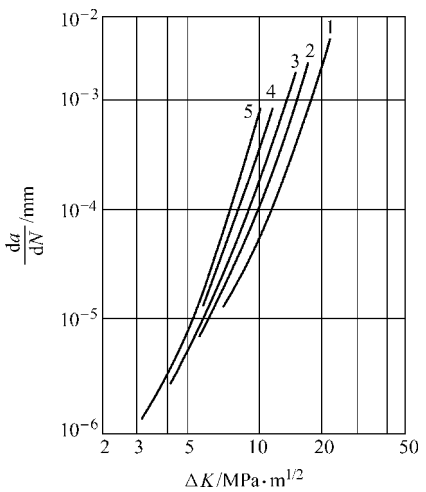


图 10.5-114　7075-T6 铝合金的裂纹扩展速率
应力强度因子比值 $r=K_{min}/K_{max}$

1—$r=0.103$　2—$r=0.231$
3—$r=0.333$　4—$r=0.455$
5—$r=0.524$

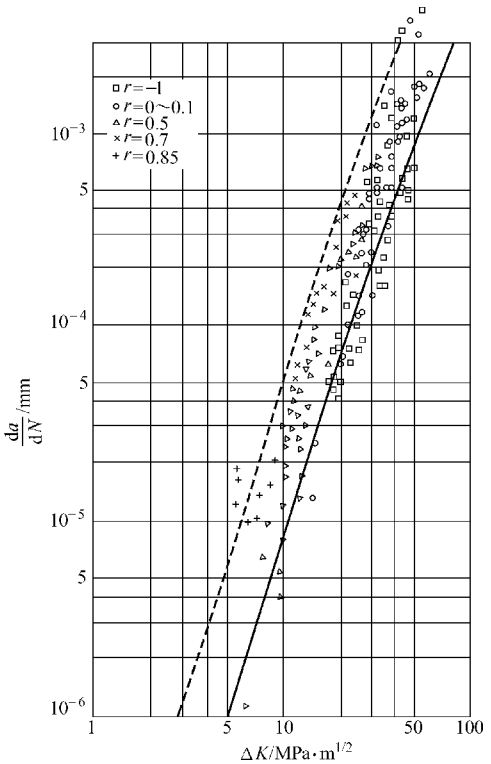


图 10.5-115　BS4360-50D 钢板的裂纹扩展速率
（海水中，轴向加载）

钢板厚 38mm，化学成分：w(C) = 0.17%，w(Si) = 0.35%，w(Mn) = 1.35%，w(Nb) = 0.03%
力学性能：R_m = 538MPa，R_{eL} = 370MPa
试验温度：5 ~ 10℃　试验频率：f = 0.1Hz

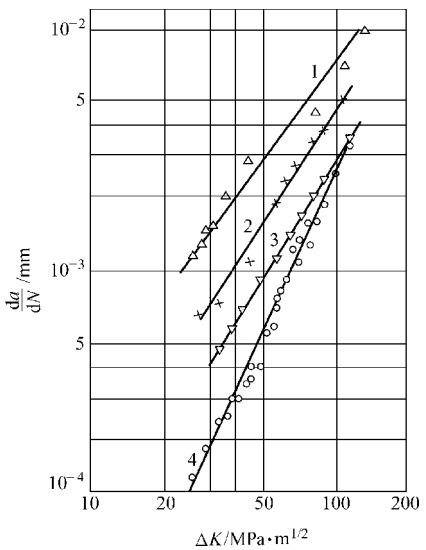


图 10.5-116　HY-130 海军合金钢在天然流动海水中的疲劳裂纹扩展速率

1—海水（ – 1050mV），频率 = 1min^{-1}
2—海水（ – 1050mV），频率 = 10min^{-1}
3—海水（ – 665mV），频率 = 10min^{-1}
4—实验室空气，频率 = 30min^{-1}

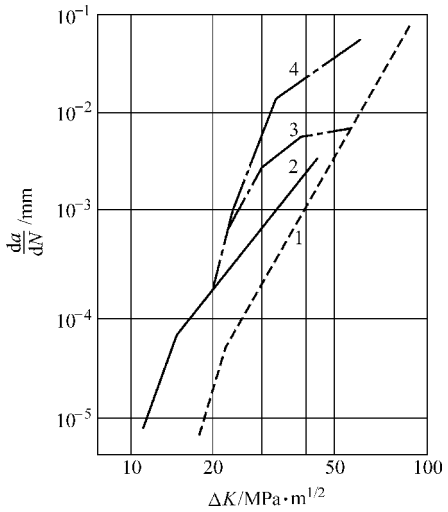


图 10.5-117　频率对 Ti-6Al-4V 钛合金的疲劳裂纹扩展影响（在质量分数为 3.5%NaCl 水液中）

1—空气　2—20～30Hz　3—2Hz　4—0.5Hz

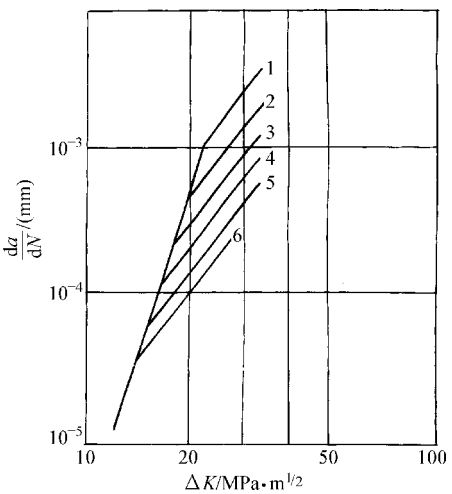


图 10.5-118　加载频率对 304 不锈钢高温（538℃）疲劳裂纹扩展速率的影响

1—频率 $f=0.08\text{min}^{-1}$　2—$f=0.4\text{min}^{-1}$

3—$f=4\text{min}^{-1}$　4—$f=40\text{min}^{-1}$

5—$f=400\text{min}^{-1}$　6—$f=4000\text{min}^{-1}$

（2）影响疲劳裂纹扩展速率的因素

1）平均应力影响

平均应力对疲劳裂纹扩展速率有很大影响，为了考虑平均应力的影响，福尔曼提出了如下修正公式：

$$\frac{da}{dN}=\frac{c(\Delta K)^m}{(1-r)K_C-\Delta K} \qquad (10.5\text{-}59)$$

式中　K_C——相应厚度下的断裂韧度；

c、m——材料常数，由实验确定。

2）其他因素的影响

影响疲劳裂纹扩展速率的因素，除了载荷历史和平均应力之外，当温度不太高时，温度对$\frac{da}{dN}$影响不大；但温度高时温度加速裂纹扩展。加载频率在空气中对$\frac{da}{dN}$影响不大；但在腐蚀介质中有较大影响。

4.4.3　疲劳裂纹扩展寿命估算

估算机械零构件的疲劳裂纹扩展寿命时，必须知道：初始裂纹尺寸 a_0；临界裂纹尺寸 a_c；零构件裂纹尖端的应力强度因子表达式；疲劳裂纹扩展速率表达式。

（1）初始裂纹尺寸 a_0 的确定

初始裂纹的尺寸、形状、位置和取向，是指开始计算寿命时的零件中的最大原始缺陷的尺寸、形状、位置和方向，可用无损检测技术测量得到。

应重点分析最大应力区内的缺陷和裂纹。一般为了安全，假设关键零件的关键部位的裂纹面垂直于最大主拉应力方向，使其应力强度因子值，在整个裂纹扩展阶段中最大。

初始裂纹尺寸对零件裂纹扩展寿命有重要影响，故应慎重确定 a_0 值。

（2）临界裂纹尺寸 a_c 的确定

确定临界裂纹尺寸 a_c 应遵循下列原则：

1）零构件的净截面应力应小于或等于材料抗拉强度 R_m。

2）零构件的应力强度因子 K_I 应小于或等于材料的断裂韧度 K_{IC}（平面应变）或 K_C（平面应力）。

按上述条件确定的裂纹尺寸，取小值即为断裂时的临界裂纹尺寸 a_c。

（3）裂纹扩展寿命的估算公式

1）等应力幅估算公式

①由帕里斯公式积分得疲劳裂纹扩展寿命的计算公式为

当 $m\neq 2$ 时：

$$N_p=\frac{1}{\left(1-\frac{m}{2}\right)C_1(\Delta\sigma)^m}\left(a_c^{1-\frac{m}{2}}-a_0^{1-\frac{m}{2}}\right) \qquad (10.5\text{-}60)$$

当 $m=2$ 时：

$$N_p=\frac{1}{C_1(\Delta\sigma)^2}\ln\frac{a_c}{a_0} \qquad (10.5\text{-}61)$$

式中　$C_1=C\alpha^m\pi^{m/2}$

C、m——帕里斯公式中的常数，查表 10.5-22；

α——应力强度因子中的参数，查应力强度因子手册；

a_0——初始裂纹尺寸；

a_c——临界裂纹尺寸；

N_p——从 a_0 到 a_c 的应力循环数。

②当考虑平均应力时，则疲劳裂纹扩展寿命公式是福尔曼公积分所得

当 $m \neq 2$ 及 $m \neq 3$ 时：

$$N_p = \frac{2}{\pi C(\Delta\sigma)^2}\left\{\frac{(\Delta K)_C}{m-2}\left[\frac{1}{(\Delta K)_0^{m-2}} - \frac{1}{(\Delta K)_C^{m-2}}\right] - \frac{1}{m-3}\left[\frac{1}{(\Delta K)_0^{m-3}} - \frac{1}{(\Delta K)_C^{m-3}}\right]\right\} \tag{10.5-62}$$

当 $m = 2$ 时：

$$N_p = \frac{2}{\pi C(\Delta\sigma)^2}\left[(\Delta K)_C \ln\frac{(\Delta K)_C}{(\Delta K)_0} + (\Delta K)_0 - (\Delta K)_C\right] \tag{10.5-63}$$

当 $m = 3$ 时：

$$N_p = \frac{2}{\pi C(\Delta\sigma)^2}\left\{(\Delta K)_C\left[\frac{1}{(\Delta K)_0} - \frac{1}{(\Delta K)_C}\right] + \ln\frac{(\Delta K)_0}{(\Delta K)_C}\right\}$$

2）变应力幅寿命估算

当零构件承受变应力幅时，如 $\pm\sigma_1$ 经 n_1 次循环，再转 $\pm\sigma_2$ 经 n_2 次循环……，则可由式（10.5-58）或式（10.5-59）分段积分求得。

4.4.4　算例

图 10.5-119a 所示为汽轮发电机转子中的裂纹示意图。转子材料为 34CrNi3Mo，材料力学性能为：$R_m = 686\text{MPa}$，$R_{eL} = 549\text{MPa}$，$K_{IC} = 77.5\text{MPa} \cdot \text{m}^{\frac{1}{2}}$。最危险的裂纹位置及尺寸为：$H = 350\text{mm}$，$2a_0 = 70\text{mm}$（设为圆片状裂纹），轴的转速为 $3600\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$，求转子到断裂时的寿命。

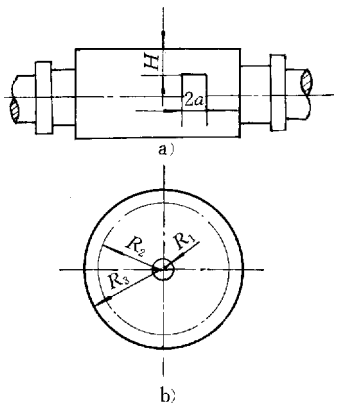


图 10.5-119　汽轮发电机转子中的裂纹示意图

解　1）假设。转子的横截面形状如图 10.5-119b 所示，计算应力时作如下假设：①转子的嵌线槽根部以外区域，作片状结构处理，以考虑离心力对中心部分影响。片状结构部分的密度，按铜线密度 ρ_1 计算；②从中心孔到线槽根部，作为一个轴处理，此轴受上述均匀外载荷和自身的离心力。

2）均布外载荷 p 的计算。由于片状区的平均密度为 ρ_1，转子的角速度为 ω，所以

$$pR_2\,\mathrm{d}\theta = \int_{R_2}^{R_3}\rho_1 r\,\mathrm{d}\theta\,\mathrm{d}r\omega^2 r$$

于是得

$$p = \frac{1}{3}\rho_1\omega^2(R_3^3 - R_2^3)/R_2$$

3）周向应力的计算。设转子体的密度为 ρ，泊松比为 ν。

在半径为 R_2 的圆周上，由于 p 的作用而引起的周向（或称切向）应力 σ_t'，按厚壁圆筒公式计算，即

$$\sigma_t' = \frac{pR_2^2}{R_2^2 - R_1^2}\left(1 + \frac{R_1^2}{r^2}\right)$$

由于转子本体（片状区内）的离心力引起的应力为

$$\sigma_t'' = \frac{3+V}{8}\rho\omega^2\left(R_2^2 + R_1^2 + \frac{R_1^2R_2^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu}r^2\right)$$

则转子的总周向应力为

$$\sigma_i = \sigma_t' + \sigma_t'' = \frac{3+V}{8}\rho\omega^2\left(R_2^2 + R_1^2 + \frac{R_1^2R_2^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu}r^2\right) + \rho_1\omega^2\frac{(R_3^3 - R_2^3)\,R_2}{3\,(R_2^2 - R_1^2)} \times \left(1 + \frac{R_1^2}{r^2}\right)$$

式中，$V = \dfrac{\nu}{1+\nu}$（取 $\nu = 0.3$，$V = \dfrac{0.3}{1-0.7} = 0.429$）。

在本例中的数据如下：

对于钢　$\rho = 77 \times 10^{-3}/980\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}^{-4}$

对于铜　$\rho_1 = 88.3 \times 10^{-3}/980\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}^{-4}$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 3600}{60}\text{s}^{-1} = 377\text{s}^{-1}$$

$R_1 = 5\text{cm}$，$R_2 = 28.3\text{cm}$，$R_3 = 42.6\text{cm}$

并令缺陷半径 $r = (42.6 - 35)\text{cm} = 7.6\text{cm}$

将上述数值代入式中，得缺陷处的周向应力为

$$\sigma_i = \left[\frac{3 + 0.429}{8} \times (77 \times 10^{-3}/980) \times 377^2 \times \left(28.3^2 + 5^2 + \frac{5^2 \times 28.3^2}{7.6^2} - \frac{1 + 3 \times 0.3}{3 + 0.3} \times 7.6^2\right) + (88.3 \times 10^{-3}/980) \times 377^2\,\frac{(42.6^3 - 28.3^3) \times 28.3}{3(28.3^2 - 5^2)}\left(1 + \frac{5^2}{7.6^2}\right)\right]\text{N} \cdot \text{cm}^{-2}$$

$= 17700\text{N}\cdot\text{cm}^{-2}$

或　　$\sigma_t = 177\text{MPa}$

4）计算临界裂纹尺寸。由断裂力学可知，圆片形裂纹的应力强度因子为

$$K_I = \frac{2}{\pi}\sigma\sqrt{\pi a}$$

当 $K_I = K_{IC}$ 时，$a = a_c$，则临界裂纹尺寸为

$$a_c = \frac{(K_{IC}\pi/2\sigma)^2}{\pi} = \frac{(77.5\pi/2\times177)^2}{\pi}\text{mm}$$

$$= 0.15057\text{m}$$

或　　$a_c \approx 151\text{mm}$

5）寿命估算。转子的寿命为裂纹从 $a_0 = 35\text{mm}$ 扩展到 $a_c = 151\text{mm}$ 的寿命。

材料34CrNi3Mo的裂纹扩展速度公式（10.5-58）中的参数为

$$C = 0.00437\times10^{-9},\quad m = 2.5$$

考虑汽轮发电机转子在起动和停车时为脉动循环变应力，即

$$\Delta\sigma = \sigma = 177\text{MPa}$$

$$C_1 = Ca^m\pi^{m/2} =$$

$$0.00437\times10^{-9}\times\left(\frac{2}{\pi}\right)^{2.5}(\pi)^{2.5/2} =$$

$$0.0059\times10^{-9}$$

则转子的寿命为

$$N_p = \frac{\left[a_c^{(1-\frac{m}{2})} - a_0^{(1-\frac{m}{2})}\right]}{\left(1-\frac{m}{2}\right)C_1(\Delta\sigma)^m} =$$

$$\frac{1}{(1-\frac{2.5}{2})\times0.0059\times10^{-9}\times177^{2.5}}\times$$

$$\left[0.151^{(1-\frac{2.5}{2})} - 0.035^{(1-\frac{2.5}{2})}\right] =$$

$$1.1513\times10^6$$

这是转子到达破坏时的起动—停车次数。

5　腐蚀疲劳强度

腐蚀介质与循环应力交互作用，能大大降低材料和零构件的疲劳强度。腐蚀介质和循环应力（应变）的复合作用所导致的疲劳称腐蚀疲劳。腐蚀疲劳在任何腐蚀环境及循环应力复合作用下，都会发生腐蚀疲劳断裂。

腐蚀疲劳与空气中疲劳的区别，在腐蚀疲劳过程中，除不锈钢和渗氮钢以外，机械零部件表面均变色。腐蚀疲劳形成的裂纹数目较多，即呈多裂纹。腐蚀疲劳的 S—N 曲线没有水平部分，因此，对于腐蚀疲劳极限，一定要指出是某一寿命（即达到破坏的循环数）下的值，即只存在条件腐蚀疲劳极限。影响腐蚀疲劳强度的因素要比空气中的疲劳多而且复杂，如在空气中，疲劳试验频率小于1000Hz时，频率基本上对疲劳极限没有影响，但腐蚀疲劳在频率的整个范围内都有影响。

5.1　腐蚀疲劳的 S—N 曲线

图10.5-120～图10.5-132所示是腐蚀疲劳的 S—N 曲线及频率、预腐蚀时间和温度的影响曲线。

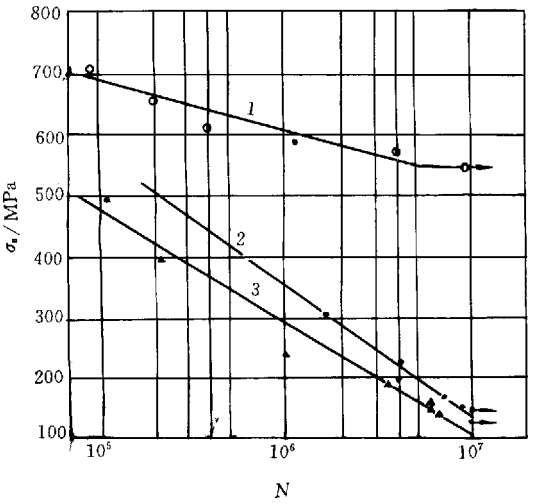


图10.5-120　40Cr钢的腐蚀疲劳 S—N 曲线

1—在室温大气中　2—流动自来水，17℃

3—w(NaCl) =3%水溶液（17℃）中

40Cr钢热处理：840℃油淬，500℃保温，油冷，

力学性能：$R_m = 1147\text{MPa}$

光滑试样（$\alpha_\sigma = 1$），旋转弯曲试验（$r = -1$），

应力频率 $f = 3000\text{min}^{-1}$

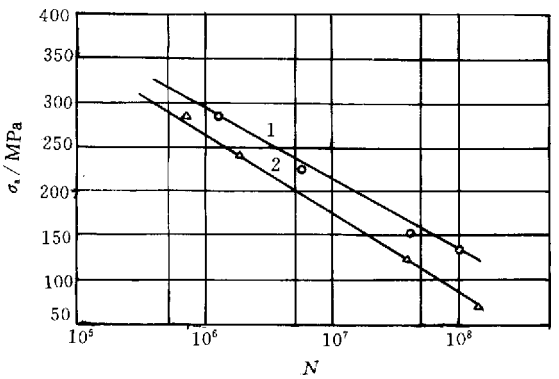


图10.5-121　40Cr钢在天然海水中的 S—N 曲线

1—应力频率　$f = 3000\text{min}^{-1}$

2—应力频率　$f = 1000\text{min}^{-1}$

力学性能：$R_m = 1147\text{MPa}$

光滑试样，旋转弯曲疲劳试验，室温，试样直径 $\phi7.0\text{mm}$

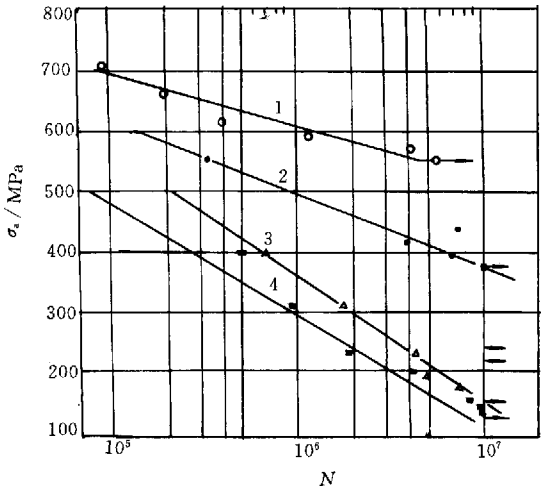


图 10.5-122　40Cr 钢在不同温度淡水下的 *S*—*N* 曲线

1—在室温大气中　2—4℃流动自来水中
3—17℃流动自来水中　4—24℃流动自来水中
40Cr 钢热处理：840℃油淬，500℃保温，油冷，
力学性能：R_m = 1147MPa
光滑试样（α_σ = 1），旋转弯曲试验（r = －1），
应力频率 f = 3000min^{-1}

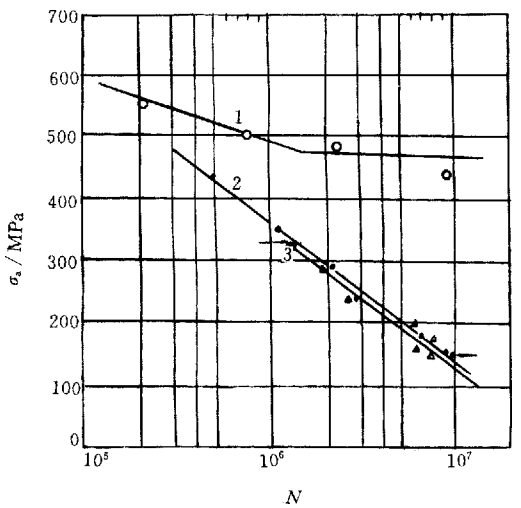


图 10.5-123　20CrMo 钢在淡水中的 *S*—*N* 曲线

1—在室温大气中　2—热处理Ⅰ，淡水中
3—热处理Ⅱ，淡水中 20CrMo 钢的
热处理Ⅰ（500℃回火）R_m = 986MPa
热处理Ⅱ（580℃回火）R_m = 934MPa
光滑试样（α_σ = 1），旋转弯曲试验（r = －1），
应力频率 f = 3000min^{-1}
腐蚀介质：流动自来水，17℃

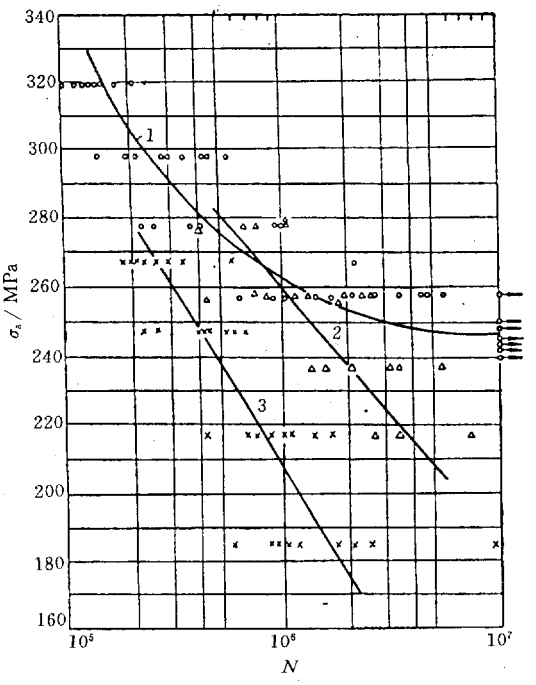


图 10.5-124　12CrNiMo 钢腐蚀疲劳的 *S*—*N* 曲线

1—空气中　2—自来水中　3—人造海水中
材料规格：δ = 25mm　力学性能：R_m = 725.2MPa
缺口试样（α_σ = 2.05），旋转弯曲试验（r = －1）
应力频率 f = 3000min^{-1}

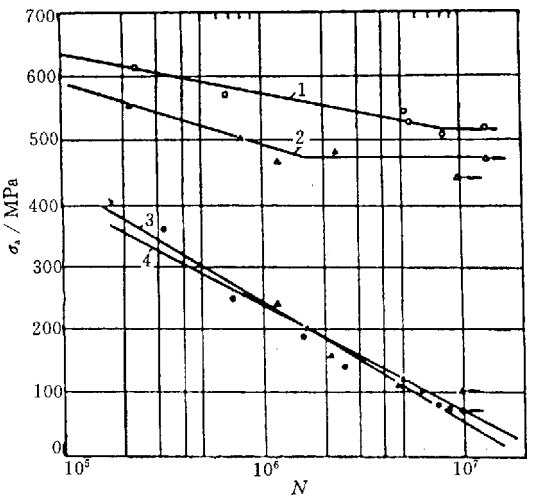


图 10.5-125　船用钢在海水中的 *S*—*N* 曲线

1—402 船用钢在室温大气下　2—20CrMo 钢在
室温大气下　3—402 船用钢在 24℃天然海水中
4—20CrMo 钢在 24℃天然海水中
402 船用钢 R_m = 936MPa　20CrMo 钢 R_m = 986MPa
热处理：880℃水淬，500℃水冷光滑试样，
旋转弯曲试验（r = －1），应力频率 f = 3000min^{-1}

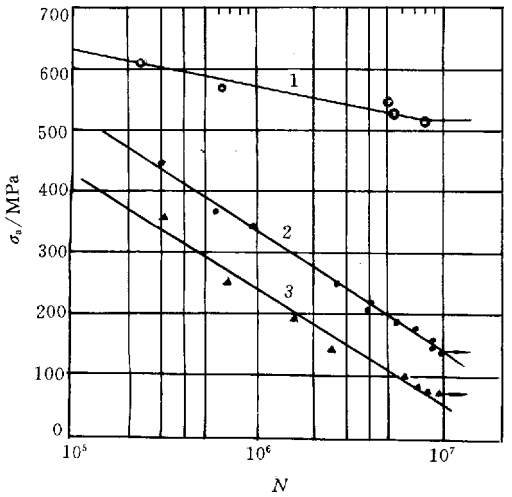


图 10.5-126　402 船用钢在室温大气中，24℃海水中和自来水中的 S—N 曲线

1—室温大气下　2—流动自来水中

3—天然海水（葫芦岛）中

402 船用钢 R_m = 936MPa

热处理：860℃油淬，600℃油冷

光滑试样（α_σ = 1），旋转弯曲试验（r = －1）

应力频率 f = 3000min^{-1}

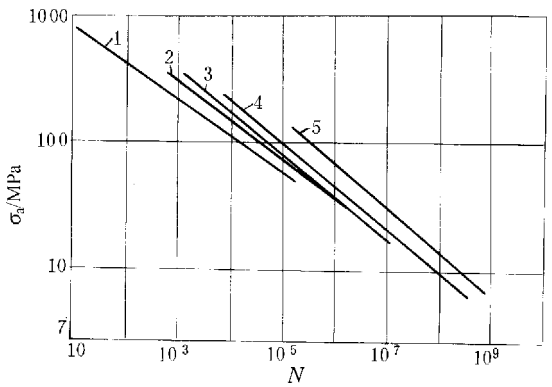


图 10.5-127　碳钢及低合金钢在淡水流中试验频率对疲劳强度的影响

1—频率 f = 0.083min^{-1}　2—频率 f = 10min^{-1}

3—频率 f = 50min^{-1}　4—频率 f = 500min^{-1}

5—频率 f = 10000min^{-1}

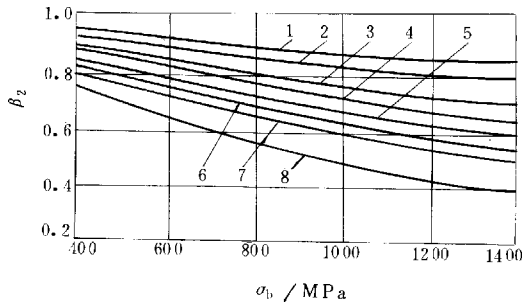


图 10.5-128　预腐蚀对钢试样疲劳极限的影响

1—1 天　2—2 天　3—4 天　4—7 天

5—10 天　6—25 天　7—50 天　8—200 天

（天数—试验前将试样浸于淡水中的天数）

试验循环次数 10^7，旋转弯曲试验

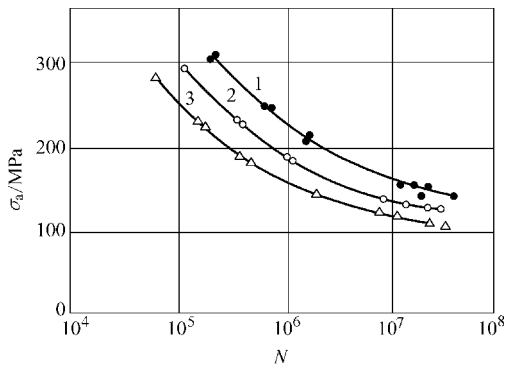


图 10.5-129　18Cr11Ni2Mo 不锈钢在 $w(H_2SO_4)$ = 5% 水溶液中的 S—N 曲线

1—25℃　2—50℃　3—75℃

力学性能：R_{eL} = 255MPa

悬臂弯曲试验（r = －1）　应力频率 f = 1700min^{-1}

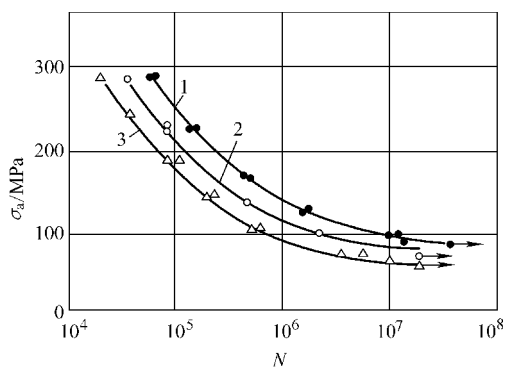


图 10.5-130　19Cr12Ni 不锈钢在 $w(H_2SO_4)$ = 5% 水溶液中的 S—N 曲线

1—25℃　2—50℃　3—75℃

力学性能：R_{eL} = 216MPa

悬臂弯曲试验（r = －1）　应力频率 f = 1700min^{-1}

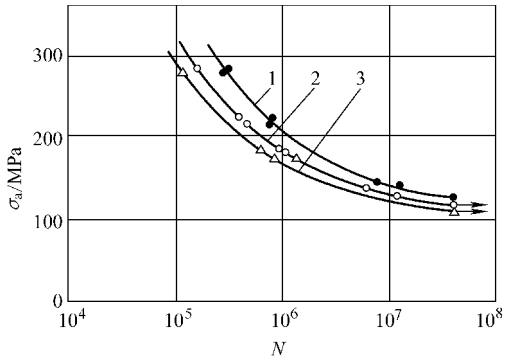


图 10.5-131　18Cr13Ni2Mo 不锈钢在 $w(H_2SO_4)$ = 5%水溶液中的 S—N 曲线

1—25℃　2—50℃　3—75℃

力学性能：R_{eL} = 225.6MPa

悬臂弯曲试验（$r=-1$），应力频率 f = 1700min^{-1}

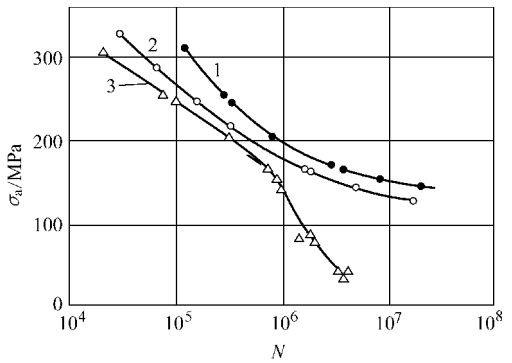


图 10.5-132　18Cr11Ni1Mo 不锈钢在 $w(H_2SO_4)$ = 5%水溶液中的 S—N 曲线

1—25℃　2—50℃　3—75℃

力学性能：R_{eL} = 240.3MPa

悬臂弯曲试验（$r=-1$），应力频率 f = 1700min^{-1}

5.2　腐蚀疲劳极限

表 10.5-23～表 10.5-25 给出了在腐蚀条件下的疲劳极限数据。

表 10.5-23　某些国产钢种的腐蚀疲劳极限 $(\sigma_{-1})_{cf}$

钢种	抗拉强度 R_m/MPa	试验频率 f/min^{-1}	腐蚀环境	试验循环次数 N	腐蚀疲劳极限 $(\sigma_{-1})_{cf}$/MPa
40Cr	1170	3000	w(NaCl)=3%水溶液	10^7	130
			自来水	10^7	155
20CrMo	954	3000	海水	10^7	110
			自来水	10^7	150
ZG20SiMn	510	5000	自来水		
			滴水	10^7	175
			浸水	10^7	178
ZG0Cr13-Ni4Mo	784	5000	自来水		
			滴水	10^7	200
			浸水	10^7	218

5.3　影响腐蚀疲劳的因素

影响腐蚀疲劳的因素有：加载频率和应力波形、加载方式、平均应力、应力集中、试样尺寸、表面状态及处理等。有些影响因素在上述的 S—N 曲线中已有阐述。影响结果见表 10.5-26～表 10.5-32。

表 10.5-24　蒸汽对钢试样腐蚀疲劳的影响

材　料	R_m/MPa	疲劳极限/MPa				
		在空气中 σ_{-1}	在空气中喷蒸汽 $(\sigma_{-1})_{cf}$	已知温度及蒸汽压力		
				100℃ 0MPa	149℃ 0.41MPa	371℃ 1.51MPa
w(Ni)=3.5%钢	725	316	161	—	246	239
w(Ni)=3.5%钢	814	401	161	402	369	362
w(Ni)=3.5%钢,镀铬	—	—	285	—	315	—
w(Cr)=12.5%不锈钢	696	416	223	369	377	369
氮化钢:w(C)=0.36%,w(Cr)=1.5%,w(Al)=1.2%	853	510	—	—	439	345
氮化钢:w(C)=0.36%,w(Cr)=1.5%,w(Al)=1.2%经氮化	—	625	500	—	478	402

注：试验循环次数 $N=5\times10^7$ 次循环，旋转弯曲，应力频率 f = 2200min^{-1}。

表 10.5-25　钢的腐蚀疲劳试验数据

材　　料	热处理	R_m/MPa	试验方式	应力频率 f/min^{-1}	腐蚀环境	试验循环次数	σ_{-1}③/MPa	$(\sigma_{-1})_{cf}$④/MPa	$\beta_2=\frac{(\sigma_{-1})_{cf}}{\sigma_{-1}}$
软钢 18/8Cr-Ni-W 钢	正火 退火		旋转弯曲		淡水 滴注	10^8	268 277	32 175	0.12 0.63
w(C)=0.21%碳钢	退火	500	旋转弯曲 拉伸	1300 1500	海水	10^8	225 142	30 39	0.13 0.27
w(Cr)=12.5%铬钢 18/8 不锈钢 w(Cr)=18.5%铬钢 w(C)=0.48%碳钢 镀镉	退火	1020 1320 790 1040	拉伸	360	淡水	2.5×10^7	257 194 246 203	126 83 194 52	0.49 0.43 0.79 0.26
w(C)=0.35%碳钢		610	旋转弯曲	1750	盐水① 盐水②	10^7	285	173 74	0.61 0.26
w(C)=0.50%碳钢		660	旋转弯曲	1750	盐水① 盐水②	10^7	222	140 77	0.63 0.35
w(C)=0.50%碳钢	调质	910	旋转弯曲	1750	盐水① 盐水②	10^7	424	178 97	0.42 0.23
合金钢[w(Cr)=0.8%～1.1%, w(Mo)=0.15%～0.25%]	调质	900	旋转弯曲	1750	盐水① 盐水②	10^7	493	189 99	0.38 0.20
合金钢[w(C)=0.55%～0.65%, w(Si)=1.8%～2.2%]	正火	1010	旋转弯曲	1750	盐水① 盐水②	10^7	507	175 104	0.35 0.20
w(Cr)=5%铬钢	调质	910	旋转弯曲	1750	盐水① 盐水②	10^7	520	371 109	0.71 0.21
熟铁		330	旋转弯曲	1750	盐水① 盐水②	10^7	215	137 115	0.64 0.54

① w(NaCl)=6.8%盐水溶液，试样整体浸入。

② w(NaCl)=6.8%盐水与饱和 H_2S，试样整体浸入。

③ 在空气中的疲劳极限。

④ 在腐蚀环境中的疲劳极限。

表 10.5-26　低碳钢［w(C)=20%］试样的旋转弯曲的腐蚀疲劳极限

试样直径/mm	在空气中的疲劳极限 σ_{-1}/MPa	浸在盐水中的腐蚀疲劳极限（$N=6\times10^7$）$(\sigma_{-1})_{cf}$/MPa
10	205	49
130	191	112

表 10.5-27　弯曲及拉压的疲劳极限

材　　料	R_m/MPa	空气中的疲劳极限 σ_{-1}/MPa		$(\sigma_{-1})_{cf}$/MPa $w(NaCl)=3\%$ 盐溶液喷雾中($N=5\times10^7$, $f=2200min^{-1}$)	
		弯曲	拉压	弯曲	拉压
碳钢[$w(C)=0.48\%$]	975	386	237	43	37
不锈钢[$w(C)=0.12\%$, $w(Cr)=14.7\%$]	619	380	339	139	169
奥氏体不锈钢[$w(C)=0.11\%$, $w(Cr)=18.3\%$, $w(Ni)=8.2\%$]	1023	366	370	244	228
不锈钢[$w(C)=0.25\%$, $w(Cr)=17\%$, $w(Ni)=1.16\%$]	843	505	439	190	240
硬铝	435	139	123	53	40

表 10.5-28　20Cr 钢的尺寸对腐蚀疲劳极限的影响

环　　境	材料性能	试样直径		
		$d=16mm$	$d=32mm$	$d=40mm$
空气 ($N=5\times10^6$)	σ_{-1}/MPa	264	248	240
	β_2	1.0	1.0	1.0
	ε	1.0	0.937	0.907
机油 ($N=10^7$)	$(\sigma_{-1})_{cf}$/MPa	243	235	230
	β_2	0.92	0.95	0.96
	ε	1.0	0.964	0.945
淡水 ($N=2\times10^7$)	$(\sigma_{-1})_{cf}$/MPa	122	140	154
	β_2	0.462	0.565	0.64
	ε	1.0	1.14	1.26

注：悬臂式旋转弯曲试验，频率 $f=2000min^{-1}$。

表 10.5-29　腐蚀环境及应力集中同时作用的疲劳极限

材料及试验方式	试　　样 d/mm	疲劳极限/MPa		有效应力集中系数		腐蚀系数 β_2
		空气中 σ_{-1} 或 τ_{-1}	腐蚀环境中 $(\sigma_{-1})_{cf}$ 或 $(\tau_{-1})_{cf}$	空气中 K_σ 或 K_τ	腐蚀环境中 $K_{\sigma f}$ 或 $K_{\tau f}$	
20Cr　弯曲	光滑试样，$d=8$	318	210	2.11	2.11	0.66
	缺口试样，$d=14$	151	151			
20Cr　弯曲	光滑试样，$d=20$	285	166	2.07	2.25	0.61
	缺口试样，$d=20$	133	122			
40Cr(正火)　弯曲	光滑试样，$d=8$	426	364	1.6	1.72	0.85
	缺口试样，$d=8$	266	248			
铸铁　弯曲	光滑试样，$d=20$	117	107	1.11	1.32	0.92
	缺口试样，$d=20$	105	89			

（续）

材料及试验方式	试样 d/mm	疲劳极限/MPa		有效应力集中系数		腐蚀系数 β_2
		空气中 σ_{-1} 或 τ_{-1}	腐蚀环境中 $(\sigma_{-1})_{cf}$ 或 $(\tau_{-1})_{cf}$	空气中 K_σ 或 K_τ	腐蚀环境中 $K_{\sigma f}$ 或 $K_{\tau f}$	
镍铬钢　扭转 $R_m=784.6$MPa	光滑试样	302	223	—	—	0.74
	有肩试样	196	188	1.54	1.60	—
	有肩试样	192	205	1.57	1.47	—
	有孔试样	151	93	2.00	3.25	—
镍铬钢①　扭转 $R_m=1108$MPa	光滑试样	384	223	—	—	0.58
	有肩试样	254	137	1.51	2.8	—
	有孔试样	205	137	1.87	2.8	—
镍铬钢　弯曲 $R_m=872.8$MPa	光滑试样	439	233	—	—	0.53
	有肩试样	247	130	1.78	3.37	—
	有孔试样	212	109	2.07	4.0	—
镍铬钢　弯曲 $R_m=1079$MPa	光滑试样	617	89	—	—	0.145
	有肩试样	247	75	2.5	8.18	—
	有孔试样	212	61	2.9	10.0	—
灰铸铁 $R_m=274.6$MPa	光滑试样	120	97	—	—	0.8
	缺口试样	103	89	1.17	1.35	—
钢　弯曲 $R_m=539.4$MPa	光滑试样	370	199	—	—	0.54
	有肩试样	168	89	2.2	4.15	—
	有孔试样	171	123	2.16	3.0	—
钢　弯曲 $R_m=485.4$MPa	光滑试样	343	164	—	—	0.48
	有肩试样	164	96	2.08	3.57	—
	有孔试样	162	116	2.11	2.94	—
钢　弯曲 $R_m=627.6$MPa	光滑试样	374	130	—	—	0.35
	有肩试样	178	103	2.1	3.64	—
	有孔试样	182	109	2.05	3.41	—
钢　弯曲 $R_m=858.1$MPa	光滑试样	436	96	—	—	0.22
	有肩试样	205	75	2.12	5.77	—
	有孔试样	171	89	2.54	4.88	—

① 镍铬钢成分：$w(C)=0.4\%$，$w(Mn)=0.75\%$，$w(Ni)=1.0\%\sim1.5\%$，$w(Cr)=0.45\%\sim0.75\%$。

表 10.5-30　表面高频淬火对 45Cr 钢疲劳极限的影响

试样处理方法	疲劳极限（$N=10^7$）			
	在大气中		在 $w(NaCl)=3\%$ 的溶液中	
	MPa	%	MPa	%
正火（原始状态）	252	100	98	100
电解镀铬	199	79	85	87
同上，预先经过高频淬火	339	134	294	300

表 10.5-31　镀层对试样的腐蚀疲劳极限的影响

材　　料	腐蚀环境，试验循环数，试样，应力频率 f/min^{-1}，d/mm	镀层金属	镀层厚度/mm	腐蚀系数 β_2
钢：w(C)=0.36%，w(Si)=0.28%，w(Mn)=0.73%；在840～860℃下正火	淡水，光滑试样，$N=10^7$，$f=1450$，$d=10$	Zn	0.030	0.94
钢：w(C)=0.37%，w(Mn)=0.74%，w(Cr)=0.61%，w(Si)=0.21%，w(Ni)=1.4%；淬火回火（R_m=853.2MPa）	淡水，光滑试样，$N=10^8$，$f=1450$，$d=9$	Zn	0.0040	0.41
		Cd	0.0025	0.25
			0.0125	0.45
		Pb	0.0125	0.33
50钢，冷拔，R_m=980.7MPa	w(NaCl)=3%溶液，光滑试样，$N=2\times10^7$，$f=2200$，$d=7$	Zn	0.014	0.87
		Cd	0.013	0.77
50钢，正火，R_m=637.5MPa		Zn	0.014	0.90
		Cd	0.013	0.84
硬铝：w(Cu)=4%～4.5%，w(Mn)=0.64%，w(Mg)=0.63%，w(Fe)=0.84%，w(Si)=0.22%，R_m=382.5MPa	w(NaCl)=3%溶液，光滑试样，$N=5\times10^7$，$f=2000$，$d=8$	Zn	—	0.71
		Zn＋合成橡胶清漆	—	0.65
		Cd	—	<0.5

表 10.5-32　45钢经表面强化后在 w(NaCl)=3%溶液中的腐蚀疲劳极限

试样处理方式	疲劳极限（$N=10^7$）			
	MPa		%	
	在大气中	在 w(NaCl)=3%的溶液中	在大气中	在 w(NaCl)=3%的溶液中
磨削	250	98	100	100
喷丸	291	198	116	202
辊压	276	247	111	252
高频淬火	191	351	187	358

5.4　腐蚀疲劳寿命的估算

腐蚀疲劳的 S—N 曲线没有水平部分，所以腐蚀疲劳只有有限寿命设计。腐蚀疲劳的寿命估算方法有二：即用 S—N 曲线的常规疲劳设计方法和用断裂力学的裂纹扩展理论估算寿命。由于在腐蚀环境和循环载荷复合作用下，无裂纹寿命很短，因此，腐蚀疲劳的寿命，主要是裂纹的扩展寿命。关于裂纹扩展寿命的估算，参见本章第4节。

腐蚀疲劳的 S—N 曲线，其影响因素比空气中的多而且复杂。在空气中影响材料 S—N 曲线的主要因素，有应力集中系数、尺寸系数和表面系数三种。在腐蚀疲劳中，应力集中和表面粗糙度的影响要比空气中的严重，而尺寸越小，腐蚀疲劳强度降低越多，这些都是在指定寿命（循环数）的基础上讲的，可以参阅上面给出的腐蚀疲劳极限数据和 S—N 曲线。所以，提高零件腐蚀疲劳强度的措施，较有效的是进行表面强化工艺和镀或涂保护层。

此外，试验频率和腐蚀环境的温度，对零件疲劳强度的影响也很显著。目前进行腐蚀疲劳试验的频率，一般为1500～3000min^{-1}，太低的频率很少用，主要考虑用低频率进行试验劳动量大。所以，遇到有些文献中没有给定试验频率数据时，可假设在上述的频率范围内。

假使腐蚀疲劳的 S—N 曲线，是模拟零件实际使用条件进行试验得出的，那么用这个 S—N 曲线可以直接估算而得到该零件的寿命。在一般情况下，S—N 曲线是用试样在同样腐蚀环境下得到的，则在零件

的寿命估算中，需要考虑到由试样到零件，存在着应力集中、尺寸等的影响差异，需要进行修正。

如只有在空气中的 S—N 曲线而需要进行腐蚀疲劳寿命估算，或指定寿命下校核安全系数。这时，可用本篇第 5 章高周疲劳的方法，但此时应考虑腐蚀系数 β_2。考虑的方法是，没有进行强化工艺时，不论表面粗糙度如何，都用 $\beta=\beta_2$；有强化时，用强化或镀后试样在腐蚀环境中的腐蚀系数为表面系数 β，不要将 β_1、β_2、β_3 相乘作为 β。

6　提高零构件疲劳强度措施

提高零构件疲劳强度方法主要有：合理选材；改进零构件结构和工艺；表面强化；表面防护；科学合理操作等。

6.1　合理选材

（1）强度、塑性和韧性间最佳配合

设计者必须充分了解制造零件各种材料的性能，如抗拉强度、疲劳极限、屈服极限、弹性模量、S—N 曲线、ε—N 曲线、断裂韧度，应力集中敏性系数等，根据零件服役条件加以比较选用。根据各种材料的强度、塑性和韧性的变形抗力试验曲线可知：当应力循环次数 $N>10^3$ 次循环时，强度高的材料具有高的疲劳寿命；当应力循环次数 $N<10^3$ 次时，塑性好的材料具有高的疲劳寿命。因此，当零件工作在高周疲劳时，应选择强度高的材料；工作在低周疲劳时，应选择塑性好的材料；工作在介于高低周之间时，应兼顾强度和塑性，选择韧性好的材料。

（2）材料纯度

材料中的气孔、夹杂等缺陷和第二相质点的存在，都能使其疲劳强度降低。尤其选用高强度材料时，纯度更应提高。材料纯度对疲劳强度的影响与零件工作时应力大小的关系很大，对于工作应力接近疲劳极限时影响更大，对于低周疲劳时，则纯度影响不显著。

（3）晶粒度和晶粒取向的影响

晶界能阻止材料的滑移、裂纹形成和扩展。细化晶粒能提高室温下的材料疲劳强度。而在高温条件下，则粗晶粒的疲劳强度反而比细晶粒高。

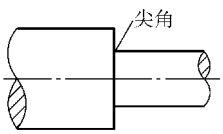
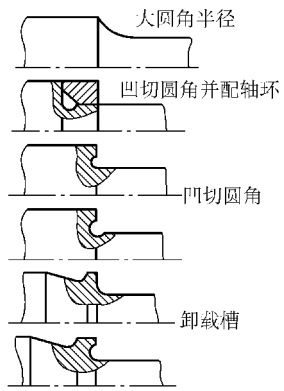
对于锻造和压轧的材料，当应力方向与材料流变方向相同时，可以提高其疲劳强度；反之，则疲劳强度下降。

6.2　改进结构和工艺

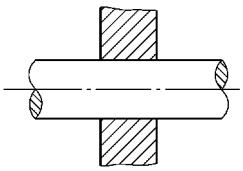
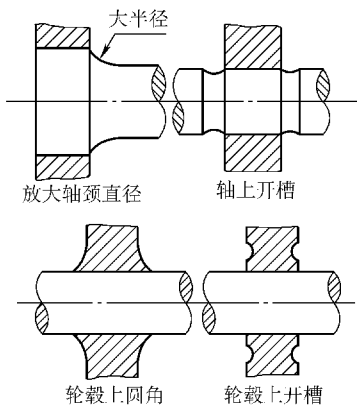
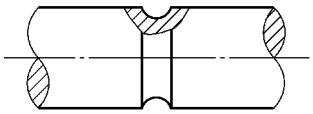
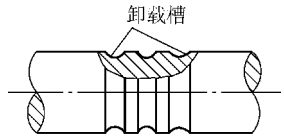
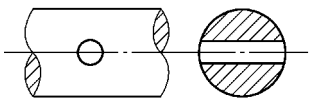
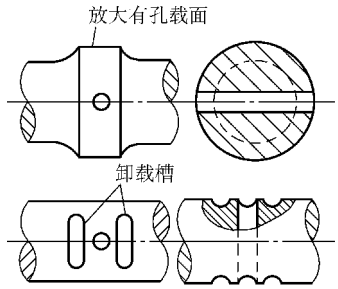
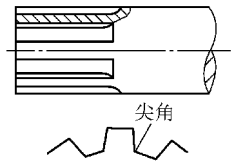
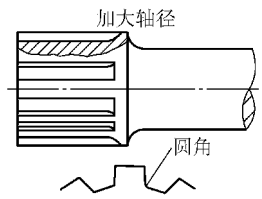
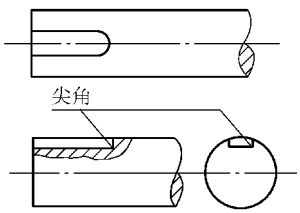
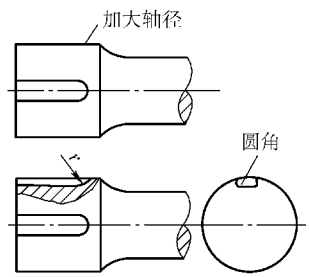
6.2.1　改进结构

机械零件中由于结构需要，常设计有一些圆角、键槽、螺纹、孔、轴肩等应力集中严重的部位，这些部位峰值应力高，故疲劳裂纹首先从这里开始，是零构件强度最薄弱环节。所以在设计时，要特别注意零构件应力集中部位的细节设计，尽量避免或减少应力集中，或降低应力集中部位的峰值应力。使零构件的强度和寿命得以提高。表 10.5-33 给出一些改进结构降低峰值应力提高疲劳寿命的举例，设计者可以根据这些原则，在结构设计中灵活运用。

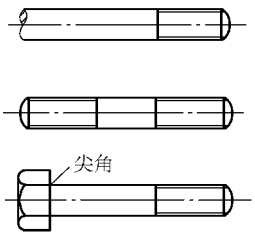
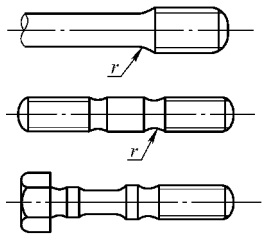
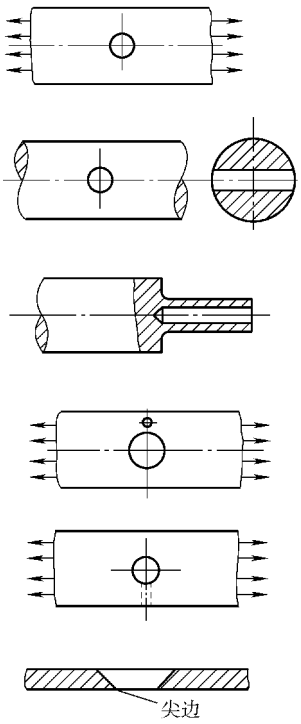
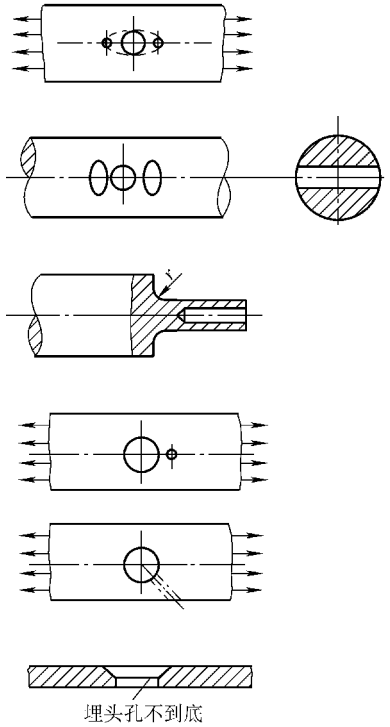
表 10.5-33　改进结构降低峰值应力提高疲劳寿命的举例

结构	原设计结构	改进后结构
轴肩		

（续）

结构	原设计结构	改进后结构
紧配合		
卸载槽		
轴孔		
花键		
键槽		

（续）

结构	原设计结构	改进后结构
螺栓		
各类孔		

6.2.2　改进工艺

根据实践，采取以下的改进工艺，可以提高疲劳强度：

1）采用适当的热处理工艺，可以提高钢的疲劳强度。对中碳钢和合金结构钢进行调质处理比正火处理能得到更高的疲劳强度。

2）采用时效处理，可以给材料提供一种有利的弥散体，从而提高其疲劳强度。

3）尽力避免毛坯生产过程中产生偏析、脱碳、夹杂、微裂纹等缺陷。

4）在零件制造过程中，不使表面产生残余拉应力。

5）零件加工方向应与最大主应力方向保持一致。

6）对焊接件，焊件要加工坡口，避免未焊透，焊趾要打磨使其光滑过渡，以提高焊缝处的疲劳强度。

7）对机加工零件应提高表面质量，避免擦伤划痕。越是高强度钢其表面越要精加工，否则会降低其疲劳强度。

8）保持其配合面正确配合，不使产生附加载荷，以免造成疲劳强度降低。

6.3　表面强化

表面强化是提高零件疲劳强度行之有效的方法。其主要原因是：在零件表面层内产生了压缩残余应力和使表面层硬化。应力梯度愈大，表面强化效果愈显著。承受弯曲和扭转载荷的强化效果比承受拉压时效

果更好，缺口件的表面强化效果比光滑件显著。

目前使用的表面强化方法有：表面热处理，表面化学处理，表面冷作硬化和表面激光强化。表面热处理包括火焰淬火和感应淬火。表面化学处理包括渗氮、渗碳、氰化（碳氮共渗）。表面冷作硬化包括喷丸、辊压、锤击和超载拉伸等。

6.3.1　表面热处理

表面淬火对大小零件皆适用。当零件尺寸增大时，硬化层厚度也要相应增大，才能起到同样的强化作用。

表面淬火适用于钻杆、花键轴、压配合轴、汽车后桥、轮座、曲轴和齿轮等零件。

表 10.5-34 所示是高频表面淬火对疲劳极限的影响。表中强化系数 β_3，即经过强化后的疲劳极限 $(\sigma_{-1})_j$ 与未经表面强化的疲劳极限之比，即

$$\beta_3 = \frac{(\sigma_{-1})_j}{\sigma_{-1}}$$

可见 $\beta_3 > 1$ 说明强化后疲劳极限提高；若 $\beta_3 < 1$ 说明强化后疲劳极限降低。

表 10.5-34　高频表面淬火对疲劳极限的影响

材　　料	试件型式	试件直径/mm	β_3
结构用碳钢和合金钢	无应力集中	7 ~ 20 30 ~ 40	1.3 ~ 1.6 1.2 ~ 1.5
	有应力集中	7 ~ 20 30 ~ 40	1.6 ~ 2.8 1.5 ~ 2.5
铸铁	光滑试件和有应力集中试件	20	1.2

注：表列数据适用于旋转弯曲情况，淬火层厚度为 0.9 ~ 1.5mm，大值适用于应力集中水平高的零件。

6.3.2　表面化学处理

渗氮、渗碳和碳氮共渗主要适用于钢铁材料，可以提高其疲劳强度和抗磨性。

1）渗氮。渗氮只适用于渗氮钢，渗氮钢都是含有铝、铬等合金元素的低合金钢。

渗氮层一般都不大于 0.6mm，渗氮层厚度对渗氮试样疲劳极限的影响示于图 10.5-133。由图可见渗氮愈厚对提高疲劳极限愈显著。当厚度超过 0.5mm 以后，拉压疲劳强度不再提高。

2）渗碳。根据所用渗碳剂状态，又可分为气体渗碳、液体渗碳和固体渗碳。一般渗碳层厚度为 0.7 ~ 2.5mm。渗碳层厚度对旋转弯曲疲劳极限的影响示于图 10.5-134。

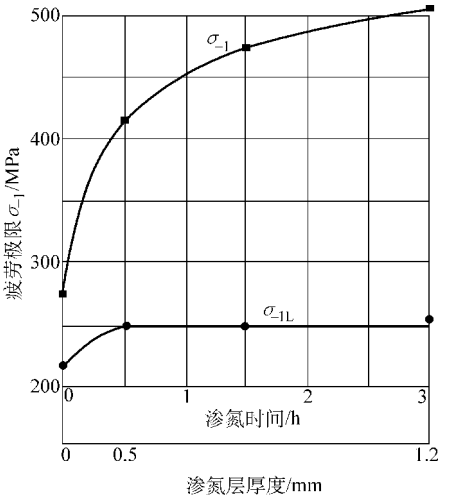


图 10.5-133　渗氮层厚度对疲劳极限的影响（SAE1015 钢，570℃氮浴渗氮，水冷）

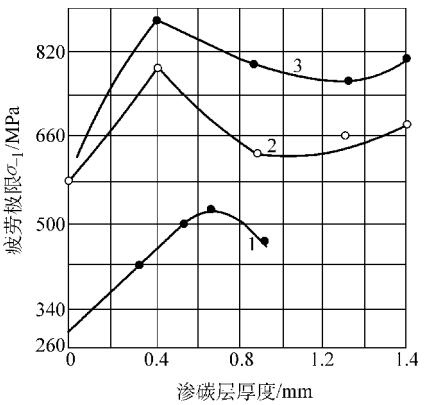


图 10.5-134　渗碳层厚度对旋转弯曲疲劳极限的影响

1—碳钢（w(C) = 0.12%）　2—CrNiMo 钢　3—CrNi 钢

由于渗氮和渗碳层都比较薄，因此应避免对渗氮和渗碳后的零件进行机加工。对渗氮和渗碳前的零件要进行调质处理，以提高基体材料的疲劳强度。机件心部抗拉强度对渗氮和渗碳试件疲劳极限的影响示于图 10.5-135。

3）碳氮共渗。它的优点是所需时间短，成本低。因此适用于低质量钢。碳氮共渗层厚度对旋转弯曲疲劳极限的影响示于图 10.5-136。

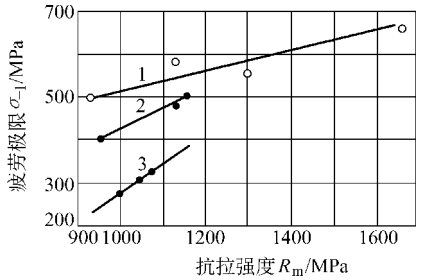


图 10.5-135　机件心部抗拉强度对渗氮和渗碳试件疲劳极限的影响

1—渗碳（旋转弯曲，σ_{-1}）　2—渗氮（σ_{-1}）
3—渗氮（扭转，τ_{-1}）

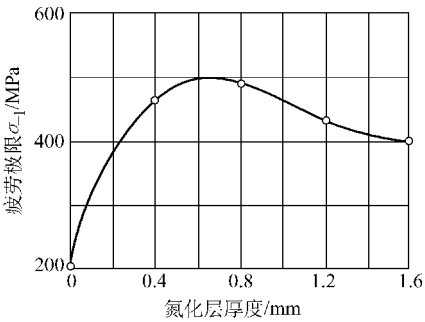


图 10.5-136　碳氮共渗层厚度对旋转弯曲疲劳极限的影响

St.3 钢（SAE1020），$d=15$mm

表 10.5-35 给出了三种表面化学处理对疲劳极限的影响结果，由表中 β_3 数值可见强化效果是很显著的。

表 10.5-35　三种表面化学处理对疲劳极限的影响

化学热处理的特性值	试件型式	试件直径/mm	β_3
氮化层深度 0.1～0.4mm，硬度 730～970HBW	无应力集中	8～15 30～40	1.15～1.25 1.10～1.15
	有应力集中（横孔、切口）	8～15 30～40	1.9～3.0 1.3～2.0
渗碳层厚度 0.2～0.6mm	无应力集中	8～15 30～40	1.2～2.1 1.1～1.5
	有应力集中	8～15 30～40	1.5～2.5 1.2～2.0
碳氮共渗层厚度 0.2mm	无应力集中	10	1.8

6.3.3　表面冷作强化

冷作强化是在冷作层中建立了压缩残余应力提高材料疲劳强度。冷作变形结果也能使硬度有一定程度提高。带有铁素体、奥氏体和马氏体组织的钢，硬度提高较大；带索氏体和屈氏体的钢，硬度提高较小；钛合金钢硬度实际没有提高。

表面冷作强化对带有应力集中的零件特别有利。表面冷作强化效果，不仅不随零件截面尺寸增大而降低，一般还会有所提高。

1）辊压强化。辊压强化是最常使用的一种表面强化方法，适用于圆柱形零件和平面零件。冷作层厚度 t 取决于压力 F 和材料屈服强度 R_{eL}。建议用下式计算冷作层厚度：

$$t=\left(\frac{F}{2R_{eL}}\right)^{\frac{1}{2}}$$

如果辊压力过大，会使材料表面产生微裂纹，反而使疲劳强度降低。因此，必须合理控制辊子压力，才能得到最佳的强化效果。

根据辊压工作实践，可以总结出以下一些结果：

1）对于精车的中碳钢光轴进行辊压，疲劳极限提高约 30%～40%。

2）对有应力集中的轴进行辊压，疲劳极限比光轴提高更大，应力集中系数愈高，则辊压效果愈好。

3）装有紧配合的轴，在紧配合处进行辊压，其疲劳极限提高约 40%。

4）带有横孔的轴，在孔边进行辊压，疲劳极限提高约 50%。

5）有环形槽的轴，在槽底进行辊压，疲劳极限提高约 60%。

表 10.5-36 给出了结构碳钢和合金钢，通过辊压冷作强化对疲劳极限的影响情况。

表 10.5-36　表面冷作强化对疲劳极限的影响

材料	冷作方法	试件型式	试件直径/mm	β_3
结构用碳钢和合金钢	辊压	无应力集中	7～20 30～40	1.2～1.4 1.1～1.25
		有应力集中	7～20 30～40	1.5～2.2 1.3～1.8

2）喷丸。喷丸处理特别适用于复杂形状的零件（如螺旋弹簧等）和具有内外表面的零件（如管子）。它可对零件表面进行整体或局部冷作强化处理。各种金属材料，如碳钢、合金钢、不锈钢、铝合金、镁合金、钛合金等。都可用喷丸强化工艺来提高零件的高

周疲劳强度和接触疲劳强度。

通过喷丸强化工艺实践，可以得到如下几点结论：

1）零件材质不同，喷丸后的强化效果也不一样，一般情况下，高碳钢的喷丸效果要好于低碳钢。

2）在不同的热处理规范下，试件疲劳极限与喷丸前表面粗糙度几乎无关，而喷丸试件疲劳极限随着硬度增大而提高，近于成正比。

3）有应力集中试件的喷丸效果远大于光滑试件的效果。

4）喷丸能显著提高焊接件的疲劳强度。

5）零件工作温度低于 400℃时，对结构钢零件进行喷丸能提高其疲劳强度；当零件工作温度大于 400℃时，随温度上升，其疲劳极限下降。

表 10.5-37 给出了喷丸对各种材料疲劳极限的影响。可见表中 β_3 全部大于 1，即对疲劳极限皆有提高。

表 10.5-37　喷丸对疲劳极限的影响

材料	冷作方法	试件型式	试件直径/mm	β_3
结构用碳钢和合金钢	喷丸	无应力集中	7～20 30～40	1.1～1.3 1.1～1.2
		有应力集中	7～20 30～40	1.4～2.5 1.1～1.5
铝合金和镁合金	喷丸	无应力集中	8	1.05～1.15

3）内孔挤压强化。许多带孔的零件，疲劳裂纹往往起源于孔周围的夹角部位。如连杆大头的内孔和各种受载的螺栓孔等。提高内孔部位的疲劳强度有效途径之一就是采用内孔挤压强化。对于内径为 6～10mm 的孔，挤压后的直径约增大 0.2～0.3mm。对铝合金，内孔挤压强化可使条件疲劳极限（$N=10^6$ 时）提高 40%～70%；对于钢（$R_m=1200$MPa），挤压强化可使条件疲劳极限（$N=10^6$ 时），提高 20%～80%。

4）超载拉伸。对于受拉的缺口零件进行超载拉伸，可以在缺口处建立压缩残余应力。也能提高缺口零件的拉伸疲劳强度。如果将图 10.5-137a 所示的双边缺口板拉伸，使缺口处的应力超过屈服极限，则部分材料产生塑性变形，而板内的其他部分仍处在弹性状态。卸载以后，塑性变形不能恢复，因此缺口处建立了压缩残余应力，截面上的其他部分则产生拉伸残余应力与之平衡，而压缩残余应力远较拉伸残余应力为大（见图 10.5-137b）。由于在缺口上建立了压缩残余应力，因此使其疲劳强度提高。

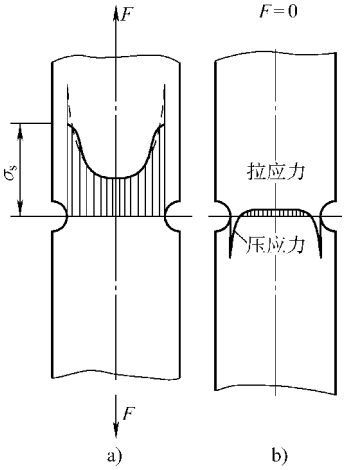


图 10.5-137　超载拉伸建立的残余应力

a）拉伸时的应力分布　b）卸载后的残余应力

对焊接结构及其他结构预先进行超载拉伸，可以使危险区冷作和建立有利的压缩残余应力，从而可提高其疲劳强度。在许多情况下，可以用超载来代替高温回火工序。

5）表面激光强化。表面激光处理能够极大地细化表层材料的晶粒（或亚晶粒），增高表层硬度。如果处理得当，还可使危险截面产生残余压应力，所以表面激光处理是改善疲劳强度的另一有效措施。

图 10.5-138 所示为 1045 钢激光处理前后旋转弯曲疲劳 S—N 曲线。激光处理后的表面硬度提高很多，疲劳极限（$N=10^6$）可提高约 40%。

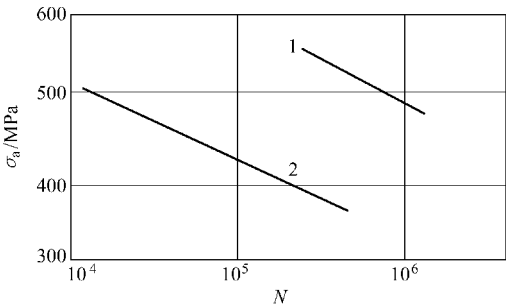


图 10.5-138　1045 钢试样表面激光处理前后的旋转弯曲疲劳 S—N 曲线

1—激光处理　2—未处理

内燃机铸铁活塞环采用激光处理后的表面显微硬度可达约 800HV。这种工艺处理不仅可提高活塞环的

疲劳强度，同时也改善了其耐磨性能。

图 10. 5-139 所示为 2024-T3 铝合金带中心孔板材表面激光处理前后的疲劳 *S*—*N* 曲线。由于孔周围采取了辐照防护措施，所以处理后孔的周围产生残余压应力，孔附近的最大残余压应力约为 55MPa。当外加应力逐渐增高到接近于材料的屈服强度（σ_s = 344MPa），由于残余压应力的松弛，从而对疲劳强度的贡献降低，所以在 *S*—*N* 曲线的高应力区，两种试样的疲劳强度趋向一致。但在低循环应力范围内，激光处理使孔周围形成的残余压应力使疲劳强度提高。

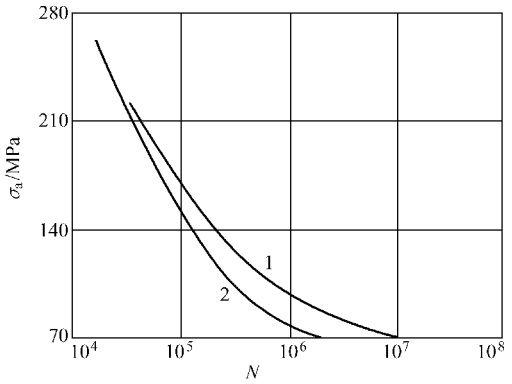


图 10. 5-139　2024-T3 铝合金带中心孔板材表面激光处理前后的疲劳 *S*—*N* 曲线

1—激光处理　2—未处理

激光处理可以用于螺栓孔、铆钉孔、叶片燕尾槽等零件的表面强化。由于它的生产效率高，所以适于零件的成批生产。

6. 4　表面防护

疲劳破坏一般都自表面起始，而表面与外界环境接触，其疲劳强度受外界环境影响。因此，采用一定的表面防护方法，使表面与有害的外界环境隔离，可以提高其疲劳强度。

1）液体涂层。在金属表面涂以润滑剂薄膜或润滑油，可以将金属表面与空气中的有害成分——氧和湿气——隔开，可以提高金属的疲劳强度。对 4340 钢光滑试样和缺口试样的试验表明，液体涂层可使其疲劳寿命提高一倍。润滑剂薄膜可以改善微动磨损条件下的疲劳寿命，但这时必须确保薄膜在两表面摩擦时被挤出后仍能回复原位。

2）金属镀层。在钢制零件上镀以非铁金属，可以提高零件的耐磨、防蚀和耐热性能，有时也可用来修复已磨损的零件。常用的金属镀层有铬、镍、锌、锡和镉等。在淬火钢上镀铬和镍后疲劳强度降低，原因是电镀材料的疲劳强度比基体材料低和引起的有害残余应力。而镀锌、锡和镉则对软钢的疲劳强度影响不大。

为了利用镀层耐磨、防蚀的有利作用，而克服其对疲劳强度的不利影响，可以在镀铬和镀镍以前，先对基体材料进行冷作强化，使基体材料中事先建立有利的压缩残余应力。这样，基体材料电镀后产生的拉伸残余应力可以被冷作建立起的压缩残余应力抵消，使电镀试样的疲劳强度恢复到未电镀前的水平。试验表明，高强钢镀铬和镀镉前经过喷丸处理，电镀后的疲劳极限可恢复到电镀前的水平。而镀镍试样事先经过喷丸处理，其疲劳极限还可比基体金属提高。

6. 5　合理操作与定期检修

合理操作对提高零部件的疲劳强度也具有重要意义。误操作可以使零件载荷骤增，产生较大的损伤。振动和共振可增大其交变应力，降低疲劳强度和寿命。频繁的起动停车和载荷波动，都能造成低周疲劳破坏或高低周复合疲劳破坏。为了保证和提高设备的使用寿命，必须按操作规程进行操作，并尽可能避免不必要的起停和载荷波动，以降低其高、低周交变应力。

为了提高设备的使用期限，还必须对设备进行定期检修，以便及时发现问题，采取有效措施，防止设备长期在不正常的工况下运行，而加速其受力件的疲劳破坏和磨损失效。

第 6 章　可靠性设计

可靠性是产品的重要质量特性。

可靠性设计是以实现产品的可靠性为目的的设计技术。它包括为实现产品的可靠性所必要的设计和全部计划项目,并使产品的可靠性得以保持的一系列设计程序。可靠性设计包括的内容是非常广的,它贯穿于产品的整个寿命周期。本篇主要介绍机械产品可靠性设计中的一些专有技术。

1　概述

1.1　可靠性的概念

可靠性的经典定义是:“产品在规定条件下和规定时间区间内,完成规定功能的能力”。

可靠性包括广义可靠性和狭义可靠性两种概念。广义可靠性是指产品在整个寿命周期内完成规定功能的能力。它包括狭义可靠性和维修性。狭义可靠性是指产品在规定时间内发生失效的难易程度;维修性是指可修复产品发生失效后在规定时间内修复的难易程度。对不可修复的产品(包括不值得修复的产品)只要求在使用过程中不易失效,即要求耐久性;对可修复的产品不仅要求在使用过程中不易发生故障,即无故障性,而且要求发生故障后容易维修,即维修性。

按产品可靠性的形成,可靠性可分为固有可靠性和使用可靠性。固有可靠性是通过设计、制造赋予产品的;使用可靠性既受设计、制造的影响,又受使用条件的影响。一般使用可靠性低于固有可靠性。

1.2　可靠性设计程序和手段

可靠性设计的一般程序和手段如图 10.6-1 所示。

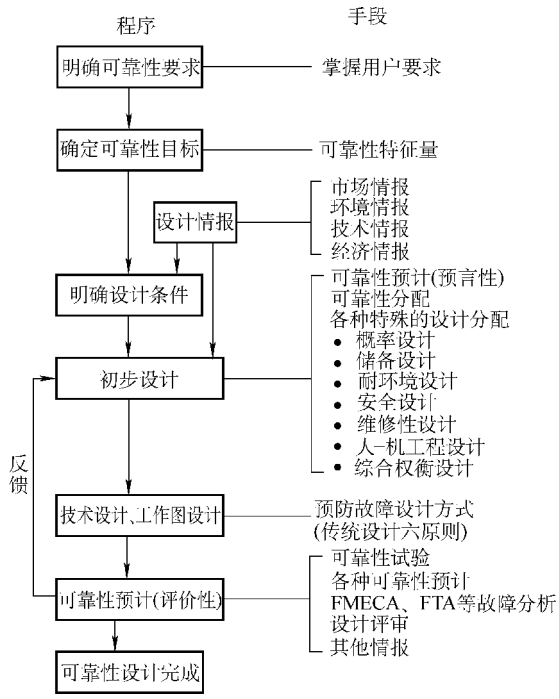


图 10.6-1　可靠性设计程序和手段

1.3　可靠性设计的目标值

可靠性设计首先要明确对产品可靠性的要求,确定可靠性的目标。一般除特殊用户在技术要求中明确给出可靠性规格和目标值外,用户很少提出对产品可靠性的定量要求。通常是生产厂在了解用户的要求、竞争企业的动向、技术水平的现状和发展趋势等基础上确定可靠性的目标值。

可靠性不是一种单独存在的功能,它与产品的功能、能源消耗、动力性能等有关。表 10.6-1 为某汽车发动机可靠性目标值项目举例。

表 10.6-1　某汽车发动机可靠性目标值项目举例

项　目	目　标　值
功能特性	50000km 后功能特性降低率 < 初始功能的 ×%
耗油量	50000km 后油耗提高率 < 初始值的 ×%
行驶性能	50000km 的感官评分值比初始评分值低一个量级
低温起动性能	50000km 后不降低
排放量	50000km 后排放物增加值 < ×%
累计失效概率	20000km 的累积失效概率 < ×%

在确定产品可靠性目标值时,应选择适合使用条件的可靠性特征量作为可靠性指标。各类产品常用的可靠性指标见表 10.6-2。表 10.6-3 列出可靠度值分类等级及应用情况举例,供设计时参考。

表 10.6-2　各类产品常用的可靠性指标

使用条件	连续使用				一次使用	
可否修复	可修复		不可修复		可修复	不可修复
维修种类	预防维修	事后维修	用到耗损期	一定时间后报废	预防维修	
产品示例	电子系统、计算机、通信机、雷达、飞机、生产设备	家用电器、机械设备	电子元器件、机械零件、一般消费品	实行预防维修的零部件、广播设备用电子管	武器、过载荷继电器、救生器具	熔丝、闪光灯、雷管
常用指标	可靠度、有效度、平均无故障工作时间、平均修复时间	平均无故障修复时间、有效寿命、有效度	失效率、平均寿命	失效率、更换寿命	成功率	成功率

表 10.6-3　可靠度值分类等级及应用情况

等级	可靠度 R	应　用　情　况
0	<0.9	不重要的情况，失效后果可忽略不计，例如：不重要的轴承 $R=0.5\sim0.8$；车辆低速齿轮 $R=0.8\sim0.9$
1	$\geqslant0.9$	不很重要的情况，失效引起的损失不大，例如：一般轴承 $R=0.9$；易维修的农机齿轮 $R\geqslant0.90$，寿命长的汽轮机齿轮 $R\geqslant0.98$
2	$\geqslant0.99$	重要的情况，失效将引起大的损失，例如：一般齿轮的齿面强度 $R\approx0.98$；抗弯强度 $R\approx0.999$；高可靠性齿轮的齿面强度 $R\approx0.999$；抗弯强度 $R\approx0.9999$；
3	$\geqslant0.999$	寿命不长但要求高可靠性的飞机主传动齿轮 $R=0.99\sim0.9999$ 以上；高速轧机齿轮 $R=0.99\sim0.995$；建筑结构件，失效后果不严重的次要建筑 $R=0.997\sim0.9995$（塑性破坏取低值，脆性破坏取高值，下同）；失效后果严重的一般建筑 $R=0.9995\sim0.9999$；失效后果很严重的重要建筑 $R=0.9999\sim0.99999$
4	$\geqslant0.9999$	
5	1	很重要的情况，失效会引起灾难性后果，由于 $R>0.9999$，其定量难以准确，建议在计算应力时取大于1的计算系数来保证

1.4　可靠性设计方法

由于不同产品及构成部分具有各种差异，因此应采取不同的可靠性设计方法。可靠性设计方法及内容见表10.6-4。

表 10.6-4　可靠性设计方法及内容

序号	可靠性设计方法	设　计　内　容
1	预防故障设计	由经验积累形成的设计方法，一般考虑下述原则：①采用成熟的经验或经试验验证了的方案；②简化结构，减少零部件的数量；③尽量采用标准化、通用化的零部件；④重视维修性，力求使产品的检修、调整、拆换方便；⑤重视关键零件的选材和可靠性；⑥充分运用故障分析的成果，及时反馈，尽早改进
2	概率设计	将所设计零件的失效概率限制在允许的范围内，以满足可靠性定量的要求
3	储备设计	对完成同一规定功能的部分，设置重复的结构，以备局部发生故障时，整机仍不致丧失功能
4	耐环境设计	在设计阶段就考虑产品在整个寿命周期内可能遇到的各种环境条件的影响，相应地进行耐温设计、耐湿设计、耐振设计等，以提高产品耐环境的能力
5	安全设计	针对失效后会造成人员伤亡或引起重大经济损失的情况，保证有一定的安全水平。一般可从以下几个方面着手：①故障安全设计，当万一发生故障时，装置自动趋于安全，例如铁路信号装置就设计成一旦发生故障肯定为红色信号；②防误操作设计，设计成不会发生误操作的构造；③故障检出或监测设计，在生产线上附加检测系统，以检出显在故障和监测潜在故障；④人员防误设计，设置安全防护装置

（续）

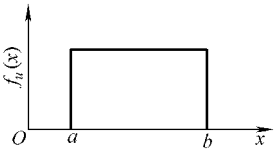
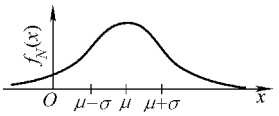
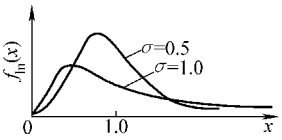
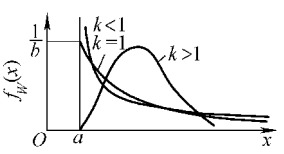
序号	可靠性设计方法	设　计　内　容
6	维修性设计	维修性设计是在设计阶段就考虑维护和修理的方便，以便发生故障后能迅速修复而达到提高有效度的目的。主要应做到：①检测方便，缩短故障的诊断、定位时间；②装拆方便，便于维修操作，缩短排除故障的时间；③维修所需的工具、设备简单，必要时应满足维修性指标
7	人-机工程设计	在设计阶段为减少人的差错，发挥人和机器各自的特点以提高产品的使用可靠度。主要应做到：①指示系统可靠，不仅显示器可靠，而且显示方式、显示器配置等都应使人易于无误地接受；②控制、操作系统可靠，不仅仪器及机构有满意的精度，而且适于人的使用习惯，便于识别操作，不易出错，与安全有关的应有防误措施；③操作环境尽量适于人的工作需要，减少引起疲劳、干扰操作的因素
8	权衡设计	在可靠性、维修性、安全性、功能、重量、尺寸等质量与价格、交货期之间综合权衡以寻求最佳方案的设计

1.5　常用的概率分布

载荷、强度、寿命等是可靠性设计涉及的重要指标。这些指标一般都是随机变量，有一定的取值范围，服从一定的统计分布。

可靠性中常用的概率分布见表 10.6-5。其中标准正态分布函数的数值见表 10.6-6。

表 10.6-5　可靠性中常用的概率分布

分布类型	概率密度	均值 $E(X)$	方差 $D(X)$	图　形
均匀分布 $u(a,b)$	$f_u(x)=\begin{cases}\dfrac{1}{b-a} & a\leqslant x\leqslant b\\ 0 & x<a \text{ 或 } x>b\end{cases}$ $-\infty<a<b<+\infty$	$\dfrac{a+b}{2}$	$\dfrac{(b-a)^2}{12}$	
正态分布（高斯分布） $N(\mu,\sigma^2)$	$f_N(x)=\dfrac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}$ $-\infty<x<+\infty$ $-\infty<\mu<+\infty,\sigma>0$	μ	σ^2	
对数正态分布 $\ln(\mu,\sigma^2)$ 或 $\lg(\mu,\sigma^2)$	$f_{\ln}(x)=\dfrac{1}{\sigma x\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(\ln x-\mu)^2}{2\sigma^2}}$ 或 $f_{\lg}(x)=\dfrac{\lg e}{\sigma x\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(\lg x-\mu)^2}{2\sigma^2}}$ $x>0$	$e^{\mu+\frac{\sigma^2}{2}}$ 或 $10^{\mu+\frac{\sigma^2}{2}\ln 10}$	$e^{2\mu+\sigma^2}(e^{\sigma^2}-1)$ 或 $10^{2\mu+\sigma^2\ln 10}\times$ $(10^{\sigma^2\ln 10}-1)$	
威布尔分布 $W(k,a,b)$	$f_W(x)=\dfrac{k}{b}\left(\dfrac{x-a}{b}\right)^{k-1}\times$ $e^{-\left(\frac{x-a}{b}\right)^k}$ $x\geqslant a$，形状参数 $k>0$，尺度参数 $b>0$，位置参数 a	$bI\left(1+\dfrac{1}{k}\right)+a$	$b^2\left[I\left(1+\dfrac{2}{k}\right)-\right.$ $\left.I^2\left(1+\dfrac{1}{k}\right)\right]$	

（续）

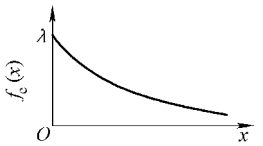
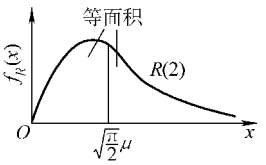
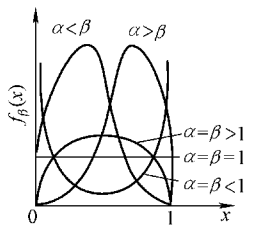
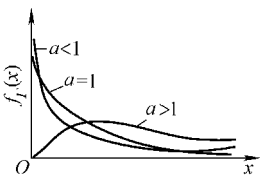
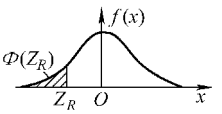
分布类型	概率密度	均值 $E(X)$	方差 $D(X)$	图　形
指数分布 $e(\lambda)$	$f_e(x)=\lambda e^{-\lambda x}$ $x\geqslant 0,\lambda>0$	$\frac{1}{\lambda}$	$\frac{1}{\lambda^2}$	
瑞利分布 $R(\mu)$	$f_R(x)=\frac{x}{\mu^2}e^{-\frac{x^2}{2\mu^2}}$ $x\geqslant 0,\mu>0$	$\sqrt{\frac{\pi}{2}}\mu$	$\frac{(4-\pi)}{2}\mu^2$	
β分布(贝塔分布) $\beta(\alpha,\beta)$	$f_\beta(x)=\frac{x^{\alpha-1}(1-x)^{\beta-1}}{\beta(\alpha,\beta)},0<x<1$ 贝塔函数 $\beta(\alpha,\beta)=\frac{\Gamma(\alpha)\Gamma(\beta)}{\Gamma(\alpha+\beta)}$ $\alpha>0,\beta>0$	$\frac{\alpha}{\alpha+\beta}$	$\frac{\alpha\beta}{(\alpha+\beta+1)(\alpha+\beta)^2}$	
Γ分布(伽马分布) $\Gamma(\alpha,\beta)$	$f_\Gamma(x)=\frac{\beta^\alpha}{\Gamma(\alpha)}x^{\alpha-1}e^{-\beta x}$ $x>0$	$\frac{\alpha}{\beta}$	$\frac{\alpha}{\beta^2}$	

表 10.6-6　标准正态分布

$$R=\Phi(Z_R)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{Z_R}e^{-\frac{x^2}{2}}dx\quad(Z_R\leqslant 0)$$

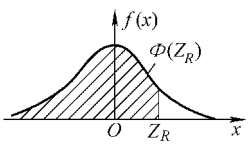


Z_R	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
−0.0	0.5000	0.4960	0.4920	0.4880	0.4840	0.4801	0.4761	0.4721	0.4681	0.4641
−0.1	.4602	.4562	.4522	.4483	.4443	.4404	.4364	.4325	.4286	.4247
−0.2	.4207	.4168	.4129	.4090	.4052	.4013	.3974	.3936	.3897	.3859
−0.3	.3821	.3783	.3745	.3707	.3669	.3632	.3594	.3557	.3520	.3483
−0.4	.3446	.3409	.3372	.3336	.3300	.3264	.3228	.3192	.3156	.3121
−0.5	.3085	.3050	.3015	.2981	.2946	.2912	.2877	.2843	.2810	.2776
−0.6	.2743	.2709	.2676	.2643	.2611	.2578	.2546	.2514	.2483	.2451
−0.7	.2420	.2389	.2358	.2327	.2297	.2266	.2236	.2206	.2177	.2148
−0.8	.2119	.2090	.2061	.2033	.2005	.1977	.1949	.1922	.1894	.1867
−0.9	.1841	.1814	.1788	.1762	.1736	.1711	.1685	.1660	.1635	.1611
−1.0	.1587	.1562	.1539	.1515	.1492	.1469	.1446	.1423	.1401	.1379
−1.1	.1357	.1335	.1314	.1292	.1271	.1251	.1230	.1210	.1190	.1170
−1.2	.1151	.1131	.1112	.1093	.1075	.1056	.1038	.1020	.1003	.09853
−1.3	.09680	.09510	.09342	.09176	.09012	.08851	.08691	.08534	.08379	.08226
−1.4	.08076	.07927	.07780	.07636	.07493	.07353	.07215	.07078	.06944	.06811

（续）

Z_R	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
−1.5	0.06681	0.06552	0.06426	0.06301	0.06178	0.06057	0.05938	0.05821	0.05705	0.05592
−1.6	.05480	.05370	.05262	.05155	.05050	.04947	.04846	.04746	.04648	.04551
−1.7	.04457	.04363	.04272	.04182	.04093	.04006	.03920	.03836	.03754	.03673
−1.8	.03593	.03515	.03438	.03362	.03288	.03216	.03144	.03074	.03005	.02938
−1.9	.02872	.02807	.02743	.02680	.02619	.02559	.02500	.02442	.02385	.02330
−2.0	.02275	.02222	.02169	.02118	.02068	.02018	.01970	.01923	.01876	.01831
−2.1	.01786	.01743	.01700	.01659	.01618	.01578	.01539	.01500	.01463	.01426
−2.2	.01390	.01355	.01321	.01287	.01255	.01222	.01191	.01160	.01130	.01101
−2.3	.01072	.01044	.01017	$.0^{2}9903$	$.0^{2}9642$	$.0^{2}9387$	$.0^{2}9137$	$.0^{2}8894$	$.0^{2}8656$	$.0^{2}8424$
−2.4	$.0^{2}8198$	$.0^{2}7976$	$.0^{2}7760$	$.0^{2}7549$	$.0^{2}7344$	$.0^{2}7143$	$.0^{2}6947$	$.0^{2}6756$	$.0^{2}6569$	$.0^{2}6387$
−2.5	$.0^{2}6210$	$.0^{2}6037$	$.0^{2}5868$	$.0^{2}5703$	$.0^{2}5543$	$.0^{2}5386$	$.0^{2}5234$	$.0^{2}5085$	$.0^{2}4940$	$.0^{2}4799$
−2.6	$.0^{2}4661$	$.0^{2}4527$	$.0^{2}4396$	$.0^{2}4269$	$.0^{2}4145$	$.0^{2}4025$	$.0^{2}3907$	$.0^{2}8793$	$.0^{2}8681$	$.0^{2}3573$
−2.7	$.0^{2}3467$	$.0^{2}3364$	$.0^{2}3264$	$.0^{2}3167$	$.0^{2}3072$	$.0^{2}2980$	$.0^{2}2890$	$.0^{2}2803$	$.0^{2}2718$	$.0^{2}2635$
−2.8	$.0^{2}2555$	$.0^{2}2477$	$.0^{2}2401$	$.0^{2}2327$	$.0^{2}2256$	$.0^{2}2186$	$.0^{2}2118$	$.0^{2}2052$	$.0^{2}1988$	$.0^{2}1926$
−2.9	$.0^{2}1866$	$.0^{2}1807$	$.0^{2}1750$	$.0^{2}1695$	$.0^{2}1641$	$.0^{2}1589$	$.0^{2}1538$	$.0^{2}1489$	$.0^{2}1441$	$.0^{2}1395$
−3.0	$.0^{2}1350$	$.0^{2}1306$	$.0^{2}1264$	$.0^{2}1223$	$.0^{2}1183$	$.0^{2}1144$	$.0^{2}1107$	$.0^{2}1070$	$.0^{2}1035$	$.0^{2}1001$
−3.1	$.0^{3}9676$	$.0^{3}9354$	$.0^{3}9043$	$.0^{3}8740$	$.0^{3}8447$	$.0^{3}8164$	$.0^{3}7888$	$.0^{3}7622$	$.0^{3}7364$	$.0^{3}7114$
−3.2	$.0^{3}6871$	$.0^{3}6637$	$.0^{3}6410$	$.0^{3}6190$	$.0^{3}5976$	$.0^{3}5770$	$.0^{3}5571$	$.0^{3}5377$	$.0^{3}5190$	$.0^{3}5009$
−3.3	$.0^{3}4834$	$.0^{3}4665$	$.0^{3}4501$	$.0^{3}4342$	$.0^{3}4189$	$.0^{3}4041$	$.0^{3}3897$	$.0^{3}3758$	$.0^{3}3624$	$.0^{3}3495$
−3.4	$.0^{3}3369$	$.0^{3}3248$	$.0^{3}3131$	$.0^{3}3018$	$.0^{3}2909$	$.0^{3}2803$	$.0^{3}2701$	$.0^{3}2602$	$.0^{3}2507$	$.0^{3}2415$
−3.5	$.0^{3}2326$	$.0^{3}2241$	$.0^{3}2158$	$.0^{3}2078$	$.0^{3}2001$	$.0^{3}1926$	$.0^{3}1854$	$.0^{3}1785$	$.0^{3}1718$	$.0^{3}1653$
−3.6	$.0^{3}1591$	$.0^{3}1531$	$.0^{3}1473$	$.0^{3}1417$	$.0^{3}1363$	$.0^{3}1311$	$.0^{3}1261$	$.0^{3}1213$	$.0^{3}1166$	$.0^{3}1121$
−3.7	$.0^{3}1078$	$.0^{3}1036$	$.0^{4}9161$	$.0^{4}9574$	$.0^{4}9201$	$.0^{4}8842$	$.0^{4}8496$	$.0^{4}8162$	$.0^{4}7841$	$.0^{4}7532$
−3.8	$.0^{4}7235$	$.0^{4}6948$	$.0^{4}6673$	$.0^{4}6407$	$.0^{4}6152$	$.0^{4}5906$	$.0^{4}5669$	$.0^{4}5442$	$.0^{4}5223$	$.0^{4}5012$
−3.9	$.0^{4}4810$	$.0^{4}4615$	$.0^{4}4427$	$.0^{4}4247$	$.0^{4}4074$	$.0^{4}3908$	$.0^{4}3747$	$.0^{4}3594$	$.0^{4}3446$	$.0^{4}3304$
−4.0	$.0^{4}3167$	$.0^{4}3036$	$.0^{4}2910$	$.0^{4}2789$	$.0^{4}2673$	$.0^{4}2561$	$.0^{4}2454$	$.0^{4}2351$	$.0^{4}2252$	$.0^{4}2157$
−4.1	$.0^{4}2066$	$.0^{4}1978$	$.0^{4}1894$	$.0^{4}1814$	$.0^{4}1737$	$.0^{4}1662$	$.0^{4}1591$	$.0^{4}1523$	$.0^{4}1458$	$.0^{4}1395$
−4.2	$.0^{4}1335$	$.0^{4}1277$	$.0^{4}1222$	$.0^{4}1168$	$.0^{4}1118$	$.0^{4}1069$	$.0^{4}1022$	$.0^{4}9774$	$.0^{4}9345$	$.0^{4}8934$
−4.3	$.0^{5}8540$	$.0^{5}8163$	$.0^{5}7801$	$.0^{5}7455$	$.0^{5}7124$	$.0^{5}6807$	$.0^{5}6503$	$.0^{5}6212$	$.0^{5}5934$	$.0^{5}5668$
−4.4	$.0^{5}5413$	$.0^{5}5169$	$.0^{5}4935$	$.0^{5}4712$	$.0^{5}4498$	$.0^{5}4294$	$.0^{5}4098$	$.0^{5}3911$	$.0^{5}3732$	$.0^{5}3561$
−4.5	$.0^{5}3398$	$.0^{5}3241$	$.0^{5}3092$	$.0^{5}2949$	$.0^{5}2813$	$.0^{5}2682$	$.0^{5}2558$	$.0^{5}2439$	$.0^{5}2325$	$.0^{5}2216$
−4.6	$.0^{5}2112$	$.0^{5}2013$	$.0^{5}1919$	$.0^{5}1828$	$.0^{5}1742$	$.0^{5}1660$	$.0^{5}1581$	$.0^{5}1506$	$.0^{5}1434$	$.0^{5}1666$
−4.7	$.0^{5}1301$	$.0^{5}1239$	$.0^{5}1179$	$.0^{5}1123$	$.0^{5}1069$	$.0^{5}1017$	$.0^{5}9680$	$.0^{5}9211$	$.0^{5}8765$	$.0^{5}8339$
−4.8	$.0^{6}7933$	$.0^{6}7547$	$.0^{6}7178$	$.0^{6}6827$	$.0^{6}6492$	$.0^{6}6173$	$.0^{6}5369$	$.0^{6}5580$	$.0^{6}5304$	$.0^{6}5042$
−4.9	$.0^{6}4792$	$.0^{6}4554$	$.0^{6}4327$	$.0^{6}4111$	$.0^{6}3996$	$.0^{6}3711$	$.0^{6}3525$	$.0^{6}3348$	$.0^{6}3179$	$.0^{6}3019$

$$R = \Phi(Z_R) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{Z_R} e^{-\frac{x^2}{2}dx} \quad (Z_R \geqslant 0)$$



Z_R	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.5000	0.5040	0.5080	0.5120	0.5160	0.5199	0.5239	0.5279	0.5319	0.5359
0.1	0.5398	0.5438	0.5478	0.5517	0.5557	0.5596	0.5636	0.5675	0.5714	0.5753
0.2	0.5793	0.5832	0.5871	0.5910	0.5948	0.5987	0.6026	0.6064	0.6103	0.6141
0.3	0.6179	0.6217	0.6255	0.6293	0.6331	0.6368	0.6406	0.6443	0.6480	0.6517
0.4	0.6554	0.6591	0.6628	0.6664	0.6700	0.6736	0.6772	0.6808	0.6844	0.6879

（续）

Z_R	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.5	0.6915	0.6950	0.6985	0.7019	0.7054	0.7088	0.7123	0.7157	0.7190	0.7224
0.6	0.7257	0.7291	0.7324	0.7357	0.7389	0.7422	0.7454	0.7486	0.7517	0.7549
0.7	0.7580	0.7611	0.7642	0.7673	0.7703	0.7734	0.7764	0.7794	0.7823	0.7852
0.8	0.7881	0.7910	0.7939	0.7967	0.7995	0.8023	0.8051	0.8078	0.8106	0.8133
0.9	0.8159	0.8186	0.8212	0.8238	0.8264	0.8289	0.8315	0.8340	0.8365	0.8389
1.0	0.8413	0.8438	0.8461	0.8485	0.8508	0.8531	0.8554	0.8577	0.8599	0.8621
1.1	0.8643	0.8665	0.8686	0.8708	0.8729	0.8749	0.8770	0.8790	0.8810	0.8830
1.2	0.8849	0.8869	0.8888	0.8907	0.8925	0.8944	0.8962	0.8980	0.8997	0.90147
1.3	0.90320	0.90490	0.90658	0.90824	0.90988	0.91149	0.91309	0.91466	0.91621	0.91774
1.4	0.91924	0.92073	0.92220	0.92364	0.92507	0.92647	0.92785	0.92922	0.93056	0.93189
1.5	0.93319	0.93448	0.93574	0.93699	0.93822	0.93943	0.94062	0.94179	0.94295	0.94408
1.6	0.94520	0.94630	0.94738	0.94845	0.94950	0.95053	0.95154	0.95254	0.95352	0.95449
1.7	0.95543	0.95637	0.95728	0.95818	0.95907	0.95994	0.96080	0.96164	0.96246	0.96327
1.8	0.96407	0.96485	0.96562	0.96638	0.96712	0.96784	0.96856	0.96926	0.96995	0.97062
1.9	0.97128	0.97193	0.97257	0.97320	0.97381	0.97441	0.97500	0.97558	0.97615	0.97670
2.0	0.97725	0.97778	0.97831	0.97882	0.97932	0.97982	0.98030	0.98077	0.98124	0.98169
2.1	0.98214	0.98257	0.98300	0.93341	0.98382	0.98422	0.98461	0.98500	0.98537	0.98574
2.2	0.98610	0.98645	0.98679	0.98713	0.98745	0.98778	0.98809	0.98840	0.98870	0.98899
2.3	0.98928	0.98956	0.98983	0.9^20097	0.9^20358	0.9^20613	0.9^20863	0.9^21106	0.9^21344	0.9^21576
2.4	0.9^21802	0.9^22024	0.9^22240	0.9^22451	0.9^22656	0.9^22857	0.9^23053	0.9^23244	0.9^23431	0.9^23613
2.5	0.9^23790	0.9^23963	0.9^24132	0.9^24297	0.9^24457	0.9^24614	0.9^24766	0.9^24915	0.9^25060	0.9^25201
2.6	0.9^25339	0.9^25473	0.9^25604	0.9^25731	0.9^25855	0.9^25975	0.9^26093	0.9^26207	0.9^26319	0.9^26427
2.7	0.9^26533	0.9^26636	0.9^26736	0.9^26833	0.9^26928	0.9^27020	0.9^27110	0.9^27197	0.9^27282	0.9^27365
2.8	0.9^27445	0.9^27523	0.9^27599	0.9^27673	0.9^27744	0.9^27814	0.9^27882	0.9^27948	0.9^28012	0.9^28074
2.9	0.9^28134	0.9^28193	0.9^28250	0.9^28305	0.9^28359	0.9^28411	0.9^28462	0.9^28511	0.9^28559	0.9^28605
3.0	0.9^28650	0.9^28694	0.9^28736	0.9^28777	0.9^28817	0.9^28856	0.9^28893	0.9^28930	0.9^28965	0.9^28999
3.1	0.9^30324	0.9^30646	0.9^30957	0.9^31260	0.9^31553	0.9^31836	0.9^32112	0.9^32378	0.9^32636	0.9^32886
3.2	0.9^33129	0.9^33363	0.9^33590	0.9^33810	0.9^34024	0.9^34230	0.9^34429	0.9^34623	0.9^34810	0.9^34991
3.3	0.9^35166	0.9^35335	0.9^35499	0.9^35658	0.9^35811	0.9^35959	0.9^35103	0.9^36242	0.9^36376	0.9^36505
3.4	0.9^36631	0.9^36752	0.9^36869	0.9^36982	0.9^37091	0.9^37197	0.9^37299	0.9^37398	0.9^37493	0.9^37585
3.5	0.9^37674	0.9^37759	0.9^37842	0.9^37922	0.9^37991	0.9^38074	0.9^38146	0.9^38215	0.9^38282	0.9^38347
3.6	0.9^38409	0.9^38469	0.9^38527	0.9^38583	0.9^38637	0.9^38689	0.9^38739	0.9^38787	0.9^38834	0.9^38879
3.7	0.9^38922	0.9^38964	0.9^40039	0.9^40426	0.9^40799	0.9^41158	0.9^41504	0.9^41838	0.9^42159	0.9^42468
3.8	0.9^42765	0.9^43052	0.9^43327	0.9^43593	0.9^43848	0.9^44094	0.9^44331	0.9^44558	0.9^44777	0.9^44988
3.9	0.9^45190	0.9^45385	0.9^45573	0.9^45753	0.9^45926	0.9^46092	0.9^46253	0.9^46406	0.9^46554	0.9^46696
4.0	0.9^46833	0.9^46964	0.9^47090	0.9^47211	0.9^47327	0.9^47439	0.9^47546	0.9^47649	0.9^47748	0.9^47843
4.1	0.9^47934	0.9^48022	0.9^48106	0.9^48186	0.9^48263	0.9^48338	0.9^48409	0.9^48477	0.9^48542	0.9^48605
4.2	0.9^48665	0.9^48723	0.9^48778	0.9^48832	0.9^48882	0.9^48931	0.9^48978	0.9^50226	0.9^50655	0.9^51066
4.3	0.9^51460	0.9^51837	0.9^52199	0.9^52545	0.9^52876	0.9^53193	0.9^53497	0.9^53788	0.9^54066	0.9^54332
4.4	0.9^54587	0.9^54831	0.9^55065	0.9^55288	0.9^55502	0.9^55706	0.9^55902	0.9^56089	0.9^56268	0.9^56439
4.5	0.9^56602	0.9^56759	0.9^56908	0.9^57051	0.9^57187	0.9^57318	0.9^57442	0.9^57561	0.9^57675	0.9^57784
4.6	0.9^57888	0.9^57987	0.9^58081	0.9^58172	0.9^58258	0.9^58340	0.9^58419	0.9^58494	0.9^58566	0.9^58634
4.7	0.9^58699	0.9^58761	0.9^58821	0.9^58877	0.9^58931	0.9^58983	0.9^60320	0.9^60789	0.9^61235	0.9^61661
4.8	0.9^62067	0.9^62453	0.9^62822	0.9^63173	0.9^63508	0.9^63827	0.9^64131	0.9^64420	0.9^64696	0.9^64958
4.9	0.9^65208	0.9^65446	0.9^65673	0.9^65889	0.9^66094	0.9^66289	0.9^66475	0.9^66652	0.9^66821	0.9^66981

注：1. $0.9^30 = 0.9990$，其余类似。

2. $0.0^31 = 0.0001$，其余类似。

1.6　可靠性特征量

度量产品可靠性的各种量统称为可靠性特征量。常用的可靠性特征量有可靠度、累积失效概率（或不可靠度）、平均寿命、可靠寿命、失效率等。

1.6.1　可靠度

可靠度是产品在规定条件下和规定时间区间内，完成规定功能的概率，一般记为 R。由于它是时间的函数，故也记为 $R(t)$，称为可靠度函数。

如果用随机变量 T 表示产品从开始工作到发生失效或故障的时间，概率密度为 $f(t)$，如图 10.6-2 所示，则该产品在某一指定时刻 t 的可靠度

$$R(t) = P(T > t) = \int_t^{\infty} f(t)\,\mathrm{d}t \quad (10.6\text{-}1)$$

对于不可修复产品，可靠度的观测值是指直到规定的时间区间终了为止，能完成规定功能的产品数与在该区间开始时投入工作的产品数之比，即

$$\hat{R}(t) = \frac{N_s(t)}{N} = 1 - \frac{N_f(t)}{N} \quad (10.6\text{-}2)$$

式中　N——开始投入工作的产品数；

$N_s(t)$——到 t 时刻完成规定功能的产品数；

$N_f(t)$——到 t 时刻未完成规定功能的产品数。

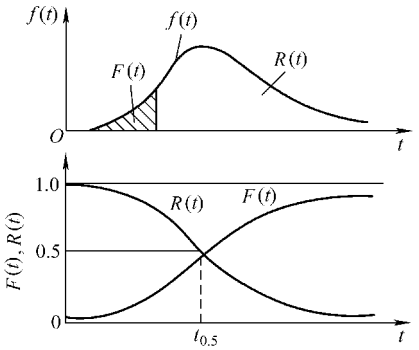


图 10.6-2　概率密度与可靠度、不可靠度曲线

对可修复产品，可靠度观测值是指一个或多个产品的无故障工作时间达到或超过规定时间的次数，与观测时间内无故障工作的总次数之比，即

$$\hat{R}(t) = \frac{N_s(t)}{N} \quad (10.6\text{-}3)$$

式中　N——观测时间内无故障工作的总次数，每个产品的最后一次无故障工作时间若未超过规定的时间则不予计入；

$N_s(t)$——无故障工作时间达到或超过规定时间的次数。

上述可靠度 $R(t)$ 的时间 t 是由 0 算起的，实际使用中常需知道工作过程中某一段执行任务时间的可靠度，即需要知道已经工作 t_1 后再继续工作 t_2 时间的可靠度。

从时刻 t_1 工作到时刻 $t_1 + t_2$ 的条件可靠度称为任务可靠度，记为 $R(t_1 + t_2 \mid t_1)$。由条件概率，即

$$R(t_1 + t_2 \mid t_1) = P(T > t_1 + t_2 \mid T > t_1) = \frac{R(t_1 + t_2)}{R(t_1)} \quad (10.6\text{-}4)$$

根据样本观测值，任务可靠度的观测值

$$\hat{R}(t_1 + t_2 \mid t_1) = \frac{N_s(t_1 + t_2)}{N_s(t_1)} \quad (10.6\text{-}5)$$

1.6.2　累积失效概率

累积失效概率是产品在规定条件下和规定时间内未完成规定功能（即发生失效）的概率，也称为不可靠度。一般记为 F 或 $F(t)$。

完成规定功能与未完成规定功能是对立事件，故按概率的互补定理，即

$$F(t) = 1 - R(t)$$

由图 10.6-2 知，$F(t)$ 为图中的阴影线部分，正是累积分布函数

$$F(t) = P(T \leqslant t) = \int_{-\infty}^{t} f(t)\,\mathrm{d}t \quad (10.6\text{-}6)$$

累积失效概率的观测值可按概率互补定理

$$\hat{F}(t) = 1 - \hat{R}(t) \quad (10.6\text{-}7)$$

1.6.3　平均寿命、可靠寿命和中位寿命

（1）平均寿命

平均寿命是寿命的平均值。对不可修复产品指失效前的平均时间，一般记为 MTTF；对可修复产品则指平均无故障工作时间，一般记为 MTBF。它们都表示无故障工作时间 T 的数学期望 $E(T)$ 或简记为 $\bar{t}$。

若已知 T 的概率密度 $f(t)$，则

$$\bar{t} = E(T) = \int_0^{\infty} f(t)\,\mathrm{d}t \quad (10.6\text{-}8)$$

对于完全样本即所有试验样品都观测到发生失效或故障时，平均寿命的观测值是指它们的算术平均值，即

$$\hat{\bar{t}} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} t_i \quad (10.6\text{-}9)$$

（2）可靠寿命

可靠寿命是指定的可靠度所对应的时间，一般记为 $t(R)$。

一般可靠度随着工作时间 t 的增大而下降。给定不同的 R，则有不同的 $t(R)$，即

$$t(R) = R^{-1}(R) \quad (10.6\text{-}10)$$

式中　R^{-1}——R 的反函数，即由 $R(t)=R$ 反求 t。

可靠寿命的观测值是能完成规定功能的产品的比例恰好等于给定可靠度 R 时所对应的时间。

（3）中位寿命

当指定 $R=0.5$，即 $R(t)=F(t)=0.5$ 时的寿命称为中位寿命，记为 $\hat{t}$ 或 $t_{0.5}$，$t(0.5)$。

1.6.4　失效率和失效率曲线

（1）失效率

失效率是工作到某时刻尚未失效的产品，在该时刻后单位时间内发生失效的概率。一般记为 λ，它也是时间 t 的函数，故也记为 $\lambda(t)$，称为失效率函数，有时也称为故障率或风险函数。

按上述定义，失效率

$$\lambda(t)=\lim_{\Delta t\to 0}\frac{1}{\Delta t}P(t<T\leqslant t+\Delta t\mid T>t) \tag{10.6-11}$$

它反映了 t 时刻产品失效的速率，也称为瞬时失效率。

失效率的观测值是在某时刻后单位时间内失效的产品数与工作到该时刻尚未失效的产品数之比，即

$$\hat{\lambda}(t)=\frac{\Delta N_{\mathrm{f}}(t)}{N_{\mathrm{s}}(t)\Delta t} \tag{10.6-12}$$

平均失效率是指在某一规定时期内失效率的平均值。例如，在 (t_1,t_2) 内失效率的平均值

$$\bar{\lambda}(t)=\frac{1}{t_2-t_1}\int_{t_1}^{t_2}\lambda(t)\mathrm{d}t \tag{10.6-13}$$

失效率的单位用单位时间的百分数表示，例如（%）/10^3h，可记为 10^{-5}/h。对高可靠性的产品，失效率的单位可用 10^{-9}/h，称为菲特。失效率的单位也常取成1/h、1/km、1/次等。

（2）失效率曲线

失效率曲线反映了产品总体整个寿命期失效率的情况。图10.6-3为失效率曲线的典型情况，有时形象地称为浴盆曲线。失效率随时间的变化可分为三部分：

1）早期失效期　失效率曲线为递减型。产品投入使用的早期，失效率较高而下降很快。主要由于设计、制造、储存、运输等形成的缺陷，以及调试、跑合、起动不当等人为因素所造成。当这些所谓先天不良的失效后，运转逐渐正常，失效率趋于稳定，到 t_0 时失效率曲线已经开始变平。t_0 以前称为早期失效期。针对早期失效期的失效原因，应该尽量设法避免，争取失效率低且 t_0 短。

2）偶然失效期　失效率曲线为恒定型，即 t_0 到 t_1 间的失效率近似为常数。失效主要是由非预期的过载、误操作、意外的天灾以及一些尚不清楚的偶然因素所造成。由于失效原因多属偶然，故称为偶然失效期。偶然失效期是能有效工作的时期，这段时间称为有效寿命。

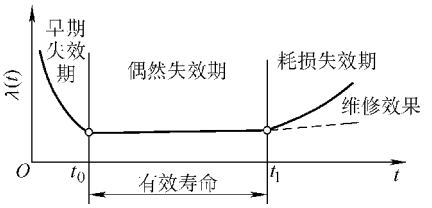


图10.6-3　典型失效率曲线

3）耗损失效期　失效率曲线是递增型。在 t_1 以后失效率上升较快，这是由于产品已经老化、疲劳、磨损、蠕变、腐蚀等所谓耗损的原因所引起的，故称为耗损失效期。针对耗损失效的原因，应该注意检查、监控、预测耗损开始的时间，提前维修，使失效率仍不上升，如图10.6-3中虚线所示，以延长有效寿命。当然，修复若需花很大费用而延长寿命不多，则不如报废更为经济。

不同失效类型的 $\lambda(t)$、$f(t)$、$R(t)$ 的函数图形如图10.6-4所示。

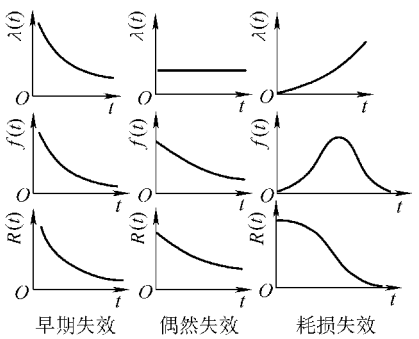


图10.6-4　失效率、概率密度和可靠度

机械产品在规定的使用寿命期内，失效率曲线全部变化过程往往并不像典型失效率曲线那样全部出现。同样产品在不同条件下工作，失效率曲线的形状也不相同。但是，对于由许多单元组成的机器、设备，其失效率曲线基本上仍为浴盆状，如图10.6-5中虚线所示。应该指出，每经一次较大的拆修，常会重现早期故障，实际失效率曲线常如图10.6-5中实线所示。

1.6.5　可靠性特征量间的关系

可靠性特征量中 $R(t)$、$F(t)$、$f(t)$ 和 $\lambda(t)$ 是四个

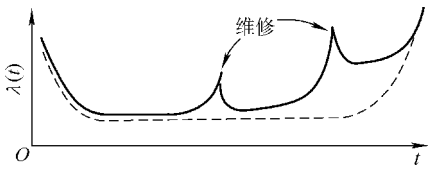


图 10.6-5　复杂机械设备的失效率曲线

基本函数。只要知道其中一个，则所有其他的特征量均可求得。基本函数间的关系见表 10.6-7。

例 6-1　若失效率为常数 λ，求可靠度、累积失效概率、寿命概率密度、平均寿命、可靠寿命和中位寿命。

解　本例相当于偶然失效期，按表 10.6-7 可得

可靠度 $R(t) = e^{-\int_0^t \lambda dt} = e^{-\lambda t}$

累积失效概率 $F(t) = 1 - R(t) = 1 - e^{-\lambda t}$

寿命概率密度 $f(t) = -\dfrac{dF(t)}{dt} = \lambda e^{-\lambda t}$

用分步积分法可得

平均寿命 $\bar{t} = \int_0^\infty tf(t)dt = \int_0^\infty t\lambda e^{-\lambda t}dt = \dfrac{1}{\lambda}$

由可靠度函数解 t 可得

可靠寿命 $t(R) = \dfrac{1}{\lambda}\ln\dfrac{1}{R} = \bar{t}\ln\dfrac{1}{R}$

当取 $R = 0.5$ 时，可得

中位寿命 $\tilde{t} = t(0.5) = \bar{t}\ln\dfrac{1}{0.5} = 0.693\bar{t}$

本例是寿命服从指数分布时各可靠性特征量间的关系。一般复杂系统，寿命多服从指数分布。有时，寿命分布虽然并非是指数分布，但为了简化，应用平均失效率的概念，也可近似应用这些简单的关系。

表 10.6-7　可靠性特征量中四个基本函数之间的关系

基本函数	$R(t)$	$F(t)$	$f(t)$	$\lambda(t)$
$R(t)$	—	$1-F(t)$	$\int_t^\infty f(t)dt$	$e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$
$F(t)$	$1-R(t)$	—	$\int_0^t f(t)dt$	$1-e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$
$f(t)$	$-\dfrac{dR(t)}{dt}$	$-\dfrac{dF(t)}{dt}$	—	$\lambda(t)e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$
$\lambda(t)$	$-\dfrac{d}{dt}\ln R(t)$	$\dfrac{1}{1-F(t)}\cdot\dfrac{dF(t)}{dt}$	$\dfrac{f(t)}{\int_t^\infty f(t)dt}$	—

1.6.6　维修性特征量

（1）维修度

维修度是在规定条件下使用的产品，在规定时间内按规定的程序和方法进行维修时，保持或恢复到能完成规定功能状态的概率。它是维修时间的函数，记为 $M(\tau)$，称为维修度函数。

如果用随机变量 T 表示产品从开始维修到修复的时间，其概率密度为 $m(\tau)$，则

$$M(\tau) = P(T < \tau) = \int_0^\tau m(\tau)d\tau \tag{10.6-14}$$

（2）修复率

修复率是修理时间已达到某个时刻尚未修复的产品，在该时刻后的单位时间内完成修理的概率，记为 $\mu(\tau)$

$$\mu(\tau) = \frac{m(\tau)}{1-M(\tau)} \tag{10.6-15}$$

（3）平均修复时间

平均修复时间是修复时间的均值，记为 $\bar{\tau}$ 或 MTTR

$$\bar{\tau} = \int_0^\infty \tau m(\tau)dt \tag{10.6-16}$$

（4）维修性和可靠性特征量的对应关系

可靠性是研究产品由正常状态转到故障状态之间时间 t 的分布等；维修性是研究产品由故障状态恢复到正常状态之间时间 τ 的分布等。掌握维修性和可靠性特征量的对应关系，则研究可靠性的统计分析方法就可同样用于研究维修性。

维修性和可靠性特征量的对应关系如图 10.6-6 和表 10.6-8 所示。图 10.6-6 中，$F(t)$ 与 $M(\tau)$ 相对应，$F(t)$ 越高表示失效概率越高，$M(\tau)$ 越高表示修

复概率越高。失效与修复，其效果是对立的。$F(t)$ 越低，$M(\tau)$ 越高，则可靠性越佳。平均修复时间、平均修复率等观测值与对应的平均寿命、平均失效率等观测值的计算方法均类似。

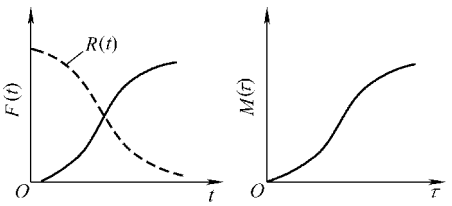


图 10.6-6　不可靠度与维修度函数

1.6.7　有效性特征量

（1）有效度的意义

可用有效度衡量产品运转状态（可用率）的好坏。有效度是可修复产品在规定的使用、维修条件下，在规定的时间内，维持其功能处于正常状态的概率。一般记为 A。它是时间的函数，故也记为 $A(t)$ 或 $A(t,\tau)$。

若给定某产品工作时间 t 和与 t 相比很小的允许维修时间 τ，则有效度 $A(t,\tau)$ 与可靠度 $R(t)$、维修度 $M(\tau)$ 的关系为

$$A(t,\tau) = R(t) + [1 - R(t)]M(\tau) \tag{10.6-17}$$

表 10.6-8　可靠性与维修性的对应关系

项　目		可　靠　性	维　修　性
概率密度函数		$f(t) = \dfrac{\mathrm{d}F(t)}{\mathrm{d}t}$	$m(\tau) = \dfrac{\mathrm{d}M(\tau)}{\mathrm{d}\tau}$
累积分布函数		$F(t) = 1 - R(t) = \int_0^t f(t)\,\mathrm{d}t$	$M(\tau) = \int_0^\tau m(\tau)\,\mathrm{d}\tau$
失效率和修复率		$\lambda(t) = \dfrac{f(t)}{1 - F(t)}$	$\mu(\tau) = \dfrac{m(\tau)}{1 - M(\tau)}$
指数分布	累积分布	$F(t) = 1 - \mathrm{e}^{-\lambda t}$	$M(\tau) = 1 - \mathrm{e}^{-\mu\tau}$
指数分布	平均时间	$\mathrm{MTTF} = \dfrac{1}{\lambda}$（MTBF）	$\mathrm{MTTR} = \dfrac{1}{\mu}$

对不可修复产品，$M(\tau) = 0$，则 $A(t,\tau) = R(t)$。对可修复产品，$M(\tau) > 0$，则式（10.6-17）右端第二项为发生故障因能维修而对有效性的增量。图 10.6-7 是有效度与可靠度、维修度的关系。

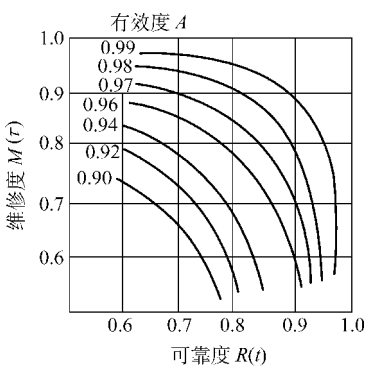


图 10.6-7　有效度与可靠度、维修度的关系

提高可靠度或维修度均能达到提高有效度的目的。为获得很高的有效度，往往用提高维修度比用提高可靠度容易实现且较经济。应在设计开始就注意提高维修度，因为维修度不仅取决于维修人员的技术、维修设备、工具、备件及管理等因素，而且还取决于所设计的结构维修是否方便。

（2）有效度的种类

有效度是时间的函数，根据时间情况有：

1）瞬时有效度　产品在某时刻 t 具有或维持其规定功能的概率，记为 $A(t)$。

2）平均有效度　产品在某个规定的时间区间 (t_1, t_2) 内有效度的平均值，记为 $\bar{A}(t)$。

$$\bar{A}(t) = \frac{1}{t_2 - t_1}\int_{t_1}^{t_2} A(t)\,\mathrm{d}t \tag{10.6-18}$$

3）极限有效度　当时间趋于无限大时，瞬时有效度为极限值，也称稳态有效度，记为 $A(\infty)$，简写为 A。

4）有效度的观测值　在某个观察时间内，产品

能工作时间对能工作时间与不能工作时间之和的比。

$$A = \frac{\text{能工作时间}}{\text{能工作时间} + \text{不能工作时间}} \quad (10.6\text{-}19)$$

关于时间的分类随不同的系统、设备而不同，图 10.6-8 为一种典型的分类法。若能工作时间和不能工作时间取法不同，将得出不同有效度的定义和数值。若能工作时间为平均无故障工作时间，不能工作时间为平均修复时间，则 A 即为固有有效度。若能工作时间为平均可能工作时间，不能工作时间为平均不能工作时间，则 A 即为使用有效度。

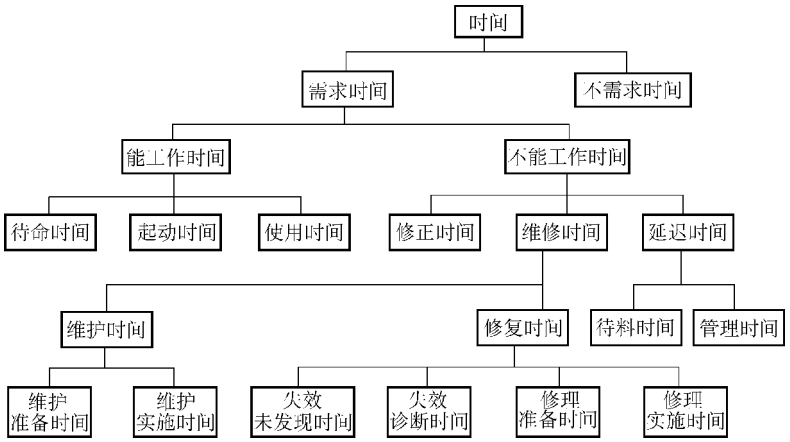


图 10.6-8　典型的时间分类

（3）单元有效度

一个单元构成的设备或把整个设备视为一个单元，则其有效度称为单元有效度。若单元能工作时间和不能工作时间都服从指数分布，故障率为 λ，修复率为 μ，则瞬时有效度

$$A(t) = \frac{\mu}{\lambda+\mu} + \frac{\lambda}{\lambda+\mu} e^{-(\lambda+\mu)t} \quad (10.6\text{-}20)$$

$(0,t)$ 区间的平均有效度

$$\bar{A}(t) = \frac{\mu}{\lambda+\mu} + \frac{\lambda}{(\lambda+\mu)^2 t}\left[1 - e^{-(\lambda+\mu)t}\right] \quad (10.6\text{-}21)$$

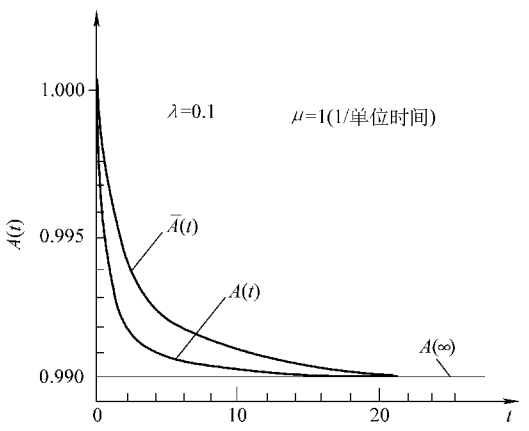


图 10.6-9　有效度随时间变化的情况

极限有效度

$$A = A(\infty) = \frac{\mu}{\lambda+\mu} \quad (10.6\text{-}22)$$

图 10.6-9 给出了三种有效度随时间变化的情况。

2　机械零件的可靠性设计

概率机械设计是机械设计的重要组成部分，应用概率统计理论与传统机械设计理论相结合，是进行机械零件或构件设计的一种先进方法。它使设计更符合实际且定量地给出机械零件或构件不失效的可靠性指标——可靠度。

机械可靠性设计，其基础是可靠的统计数据，需要知道有关设计变量的概率分布，为此必须投入大量的人力和物力。对于尺寸重量要求小的重要零部件，或者大量使用的零部件，应该作专门的试验以获得所需数据的统计规律，并作必要的验证试验以保证所设计产品的可靠性。目前这方面的数据还很缺乏。对于一般的机械设计可选用有关参考资料中的统计资料，采用本节推荐的近似处理方法。

2.1　应力-强度干涉模型与可靠度计算方法

2.1.1　应力-强度干涉模型

应力是对产品功能有影响的外界因素。强度是产品承受应力的能力。对应力和强度应该作广义的理

解。应力除通常的机械应力外，尚应包括载荷（力、力矩、转矩）、变形、温度、磨损、油膜、电流、电压等。同样，强度除通常的机械强度外，尚应包括承受上述各种型式应力的能力。下面主要以机械应力和强度进行分析，其他型式的应力和强度可用类似的方法进行处理。

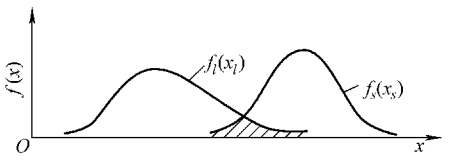


图 10.6-10　应力和强度干涉情况

图 10.6-10 给出应力和强度的干涉情况。图中横坐标表示应力或强度，纵坐标表示应力或强度的概率密度。$f_l(x_l)$表示应力概率密度。$f_s(x_s)$表示强度概率密度。由于应力和强度量纲相同，所以为说明问题方便，将其绘在同一坐标纸上。图中影线部分为应力和强度分布发生干涉的区域，表示强度可能小于应力。根据干涉情况计算可靠度的模型称为应力-强度干涉模型，简称应力-强度模型。

应力-强度模型认为强度模型 x_s 大于应力 x_l 就不会发生失效，可靠度即为不发生失效的概率，故可靠度

$$R = P(x_s > x_l) = P(x_s - x_l > 0) = P\left(\frac{x_s}{x_l} > 1\right) \tag{10.6-23}$$

式中，应力 x_l 和强度 x_s 均应理解为随机变量。顺便指出，为了方便，下面将随机变量和它的取值在可按内容判断不致误解时均用同一符号。

2.1.2　可靠度计算的一般公式

根据应力分布函数和强度分布函数计算方便与否，可选择下面二式之一计算可靠度

$$R = \int_{-\infty}^{\infty}\left[\int_{-\infty}^{x} f_l(x_l)\,\mathrm{d}x_l\right] f_s(x_s)\,\mathrm{d}x_s = \int_{-\infty}^{\infty} F_l(x) f_s(x)\,\mathrm{d}x \tag{10.6-24}$$

$$R = \int_{-\infty}^{\infty}\left[\int_{x_l}^{\infty} f_s(x_s)\,\mathrm{d}x_s\right] f_l(x_l)\,\mathrm{d}x_l = 1 - \int_{-\infty}^{\infty} F_s(x) f_l(x_l)\,\mathrm{d}x \tag{10.6-25}$$

式中　$F_l(x)$——应力分布函数；

$F_s(x)$——强度分布函数；

$f_l(x_l)$——应力概率密度；

$f_s(x_s)$——强度概率密度。

按式（10.6-24）或式（10.6-25）得到的几种典型应力、强度分布求可靠度的公式列于表 10.6-9 中。

2.1.3　可靠度计算的数值积分法

有些应力和强度的分布用式（10.6-24）或式（10.6-25）难以积分，没有像表 10.6-9 中给出的结论式可用。这时可用数值积分进行计算，例如用辛普生公式或高斯公式等。这些数值积分都有现成的源程序，使用时可查阅。

由于常用分布的变量取值为 0 ~ ∞ 或 －∞ ~ ∞，故在进行数值积分时应取使被积函数的值接近 0 的积分限，以使积分的模型误差尽量小。

表 10.6-9　几种典型应力、强度分布求可靠度的公式

序　号	应　力	强　度	可靠度的公式
1	正态 $N(\bar{x}_l, s_l^2)$	正态 $N(\bar{x}_s, s_s^2)$	$R = 1 - \Phi(z_p) = \Phi(z_R)$　$z_R = \dfrac{\bar{x}_s - \bar{x}_l}{(s_l^2 + s_s^2)^{\frac{1}{2}}}$ Z_R 称为连接系数
2	对数正态 $\ln(\mu_l, \sigma_l^2)$	对数正态 $\ln(\mu_s, \sigma_s^2)$	$R = 1 - \Phi(z_p) = \Phi(z_R)$ $z_R = \dfrac{\mu_s - \mu_l}{(\sigma_s^2 + \sigma_l^2)^{\frac{1}{2}}} \approx \dfrac{\ln \bar{x}_s - \ln \bar{x}_l}{(V_{x_s}^2 + V_{x_l}^2)^{\frac{1}{2}}}$
3	指　数 $e(\lambda_l)$	指　数 $e(\lambda_s)$	$R = \dfrac{\lambda_l}{\lambda_l + \lambda_s}$
4	正　态 $N(\bar{x}_l, s_l^2)$	指　数 $e(\lambda_s)$	$R \approx e^{-\frac{1}{2}(2\bar{x}_l\lambda_s - \lambda_s^2 s_l^2)}$
5	指　数 $e(\lambda_l)$	正　态 $N(\bar{x}_s, s_s^2)$	$R \approx 1 - e^{-\frac{1}{2}(2\bar{x}_s\lambda_l - \lambda_s^2 s_l^2)}$

（续）

序　　号	应　　力	强　　度	可靠度的公式
6	指　　数 $e(\lambda_l)$	Γ $\Gamma(\alpha_s,\beta_s)$	$R=1-\left(\dfrac{\beta_s}{\beta_s+\lambda_l}\right)^{\alpha_s}$
7	Γ $\Gamma(\alpha_l,\beta_l)$	指　　数 $e(\lambda_s)$	$R=\left(\dfrac{\beta_l}{\beta_l+\lambda_s}\right)^{\alpha_1}$
8	Γ $\Gamma(\alpha_l,\beta_l)$	正　　态 $N(\bar{x}_s,s_s^2)$	$R=1-(1+\bar{x}_s\beta_l-s_s^2\beta_l^2)\,e^{-\frac{1}{2}(s_s^2\beta_l^2-2\bar{x}_s\beta_l)}$
9	瑞　　利 $R(\mu_l)$	正　　态 $N(\bar{x}_s,s_s^2)$	$R=1-\dfrac{\mu_l}{(\mu_l^2+s_s^2)^{\frac{1}{2}}}e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{\bar{x}_s^2}{\mu_l^2+s_s^2}\right)}$

注：Φ（·）为标准正态分布函数，查表 10.6-6。

2.1.4　可靠度计算的极限状态法

应力-强度模型认为 $x_s-x_l>0$ 就不会失效，$x_s-x_l<0$ 发生失效，$x_s-x_l=0$ 表示达到极限状态，将 $x_s-x_l=0$ 称为极限状态方程。通常 x_l 和 x_s 都是一些基本变量的函数，因此极限状态方程往往是由两个以上的基本变量组成。本节的方法可用于极限状态方程中有多个正态变量的情况。若极限状态方程中有非正态分布的随机变量，则可用等效的概念将其转换为一个等效的正态变量。因此，本方法是一种适用性较广的方法。但是，本方法常需迭代求解，所以计算比较麻烦，可利用计算机求解。

（1）多个独立正态变量的情况

设零件或构件的极限状态方程

$$g(x_1,x_2,\cdots,x_n)=0 \qquad (10.6\text{-}26)$$

式中，x_1，x_2，…，x_n 是相互独立的正态变量。式（10.6-26）可能是线性的，也可能是非线性的。当式（10.6-26）是线性方程时，所求得的可靠度是精确的，否则是近似的。

式（10.6-26）表示坐标系 $O-x_1x_2\cdots x_n$ 中的一个面，该面将 n 维空间分为失效区和不失效区。

引入一组标准化正态变量，即

$$z_i=\frac{x_i-\bar{x}_i}{S_{x_i}},\quad i=1,2,\cdots,n \qquad (10.6\text{-}27)$$

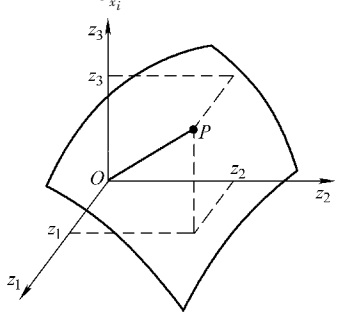


图 10.6-11　三个正态变量的验算点

则在标准正态空间坐标系 $O-z_1z_2\cdots z_n$ 中原点 O 到极限状态面的最短距离 $\overline{OP}$（图 10.6-11 所示为三个正态变量的情况），也就是 P 点沿其在极限状态曲面的切平面的法线方向至原点 O 的长度，就是连接系数 Z_R（见表 10.6-9 中序号 1）。按 Z_R 即可由正态分布表查得相应的累积失效概率 F 或可靠度 R。P 点称为设计验算点，该点的坐标

$$z_i=Z_R\alpha_i,\ i=1,2,\cdots,n \qquad (10.6\text{-}28)$$

式中　α_i——向量 $\overrightarrow{OP}$ 中单位向量 $\alpha=(\alpha_1,\alpha_2,\cdots,\alpha_n)$ 中的第 i 个分量。

Z_R 和 $\alpha=(\alpha_1,\alpha_2,\cdots,\alpha_n)$ 可由下面的 $n+1$ 个方程用迭代法求解

$$\begin{cases}\alpha_i=\dfrac{-\left(\dfrac{\partial g}{\partial z_i}\right)_{Z_R\alpha}}{\left[\sum\limits_{j=1}^{n}\left(\dfrac{\partial g}{\partial z_j}\right)^2_{Z_R\alpha}\right]^{\frac{1}{2}}},\ i=1,2,\cdots,n\\ g(Z_R\alpha_1,Z_R\alpha_2,\cdots,Z_R\alpha_n)=0\end{cases} \qquad (10.6\text{-}29)$$

式中　$\left(\dfrac{\partial g}{\partial z_i}\right)_{Z_R\alpha}$——函数 $g(Z_R\alpha_1,Z_R\alpha_2,\cdots,Z_R\alpha_n)$ 对 Z_i 的偏导数在 P 点的取值。

若式（10.6-26）的极限状态方程为线形函数，即

$$g(Z_R\alpha_1,Z_R\alpha_2,\cdots,Z_R\alpha_n)=a_1x_1+a_2x_2+\cdots+a_nx_n \qquad (10.6\text{-}30)$$

式中　α_i（$i=1$，2，…，n）——常数。

则连接系数

$$Z_R=\frac{a_1\bar{x}_1+a_2\bar{x}_2+\cdots+a_n\bar{x}_n}{(a_1^2S_{x_1}^2+a_2^2S_{x_2}^2+\cdots+a_n^2S_{x_n}^2)^{\frac{1}{2}}} \qquad (10.6\text{-}31)$$

例 6-2　受静载荷的钢梁，已知受最大弯矩 $M\sim N(13000,910^2)$ N·m，抗弯断面系数 $W\sim N$

（54720，2740^2）mm^3，钢梁的屈服强度 $\sigma_s \sim N$（380，30.4^2）MPa，求不屈服失效的可靠度。

解　本例的极限状态方程为非线性函数

$$g(\sigma_s, M, W) = \sigma_s W - M = 0 \tag{a}$$

由式（10.6-27）将基本变量标准化

$$\left.\begin{aligned} z_1 &= \frac{\sigma_s - \overline{\sigma}_s}{S_{\sigma_s}} \sigma_s = \overline{\sigma}_s + z_1 S_{\sigma_s} = 380 + 30.4 z_1 \\ z_2 &= \frac{M - \overline{M}}{S_M} M = \overline{M} + z_2 S_M = 13000000 + 910000 z_2 \\ z_3 &= \frac{W - \overline{W}}{S_W} W = \overline{W} + z_3 S_W = 54720 + 2740 z_3 \end{aligned}\right\} \tag{b}$$

将式（b）代入式（a）中得

$$1663488 z_1 + 83296 z_1 z_3 - 910000 z_2 + 1041200 z_3 + 7793600 = 0 \tag{c}$$

按式（10.6-28）和式（10.6-29）

$$\left.\begin{aligned} Z_R &= \frac{-7793600}{1663488\alpha_1 + 83296 Z_R \alpha_1 \alpha_3 - 910000\alpha_2 + 1041200\alpha_3} \\ \alpha_1 &= \frac{1}{K}(1663488 + 83296 Z_R \alpha_3) \\ \alpha_2 &= \frac{1}{K} \times 910000 \\ \alpha_3 &= \frac{-1}{K}(83296 Z_R \alpha_1 + 1041200) \end{aligned}\right\} \tag{d}$$

式（d）中的 K 按下式确定

$$\alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2 = 1 \tag{e}$$

由式（d）求得第一次迭代结果 Z_R，α_1，α_2，α_3。再将此结果代入式（d）中迭代求解，直到前后两次迭代值误差很小为止。迭代结果列于表10.6-10中。

表10.6-10　例6-2的迭代结果

变量	初始值	迭代次数				
		1	2	3	4	5
Z_R	3	4.4666	3.3868	3.7961	3.7941	
α_1	－0.5	－0.766	－0.784	－0.787	－0.786	
α_2	0.5	0.453	0.478	0.466	0.466	
α_3	－0.5	－0.456	－0.397	－0.405	－0.406	

经四次迭代求得：

$Z_R = 3.7941$，设计验算点 $P = (z_1, z_2, z_3) = Z_R(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3) = (-2.982, 1.768, -1.540)$。将其换算成原坐标系中的变量，则 $P = (\sigma_s, M, W) = (289.35, 14608880, 50500.4)$。

查表10.6-6得

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(3.7941) = 0.99992$$

一般，在选择初始值 α_i（$i=1, 2, \cdots, n$）时应考虑正负号，当相应的基本变量是荷载变量时建议用正号；当基本变量是强度或几何尺寸变量（如 E、I）时建议用负号。

（2）非正态变量的情况

对于非正态变量的情况，可以将其在设计验算点处变换成等效正态变量，然后用前节方法求连接系数 Z_R 和可靠度 R。

将非正态变量转化为等效正态变量的条件是：

1）在设计验算点 x_i^* 处，等效正态变量 x_i' 的分布函数值 $F_{x_i'}(x_i^*)$ 与原变量 x_i 的分布函数值 $F_{x_i}(x_i^*)$ 相等，即

$$F_{x_i}(x_i^*) = \Phi\left(\frac{x_i^* - \overline{x}_i'}{S_{x_i'}}\right) \tag{10.6-32}$$

2）在设计验算点 x_i^* 处，等效正态变量 x_i' 的概率密度值 $f_{x_i'}(x_i^*)$ 与原变量 x_i 的概率密度值 $f_{x_i}(x_i^*)$ 相等，即

$$f_{x_i}(x_i^*) = \frac{1}{S_{x_i'}} \phi\left(\frac{x_i^* - \overline{x}_i'}{S_{x_i'}}\right) \tag{10.6-33}$$

由式（10.6-32）和式（10.6-33）可得等效正态变量的均值和标准差

$$S_{x_i'} = \frac{\phi\{\Phi^{-1}[F_{x_i}(x_i^*)]\}}{f_{x_i}(x_i^*)} \tag{10.6-34}$$

$$\overline{x}_i' = x_i^* - \Phi^{-1}[F_{x_i}(x_i^*)] S_{x_i'} \tag{10.6-35}$$

$$x_i^* = F_{x_i}^{-1}[\Phi(Z_R \alpha_i)] \tag{10.6-36}$$

式中　$\phi(\cdot)$——标准正态分布的概率密度。

由于 $\overline{x}_i'$ 和 x_i' 是按设计验算点 x_i^* 计算的，所以在按式（10.6-29）迭代前，先由式（10.6-34）和式（41.3-35）计算出 $S_{x_i'}$ 和 $\overline{x}_i'$，然后用 x_i' 进行迭代。

例6-3　某零件受应力 $x_l \sim \ln(4.5, 0.1^2)$ MPa，强度 $x_s \sim W(3, 4, 200)$ MPa，求不失效的可靠度。

解　由于应力和强度都不服从正态分布，故先求等效正态变量的均值和标准差。

应力的等效正态变量的标准值，按式（10.6-34）

$$S_{x_L'} = \frac{\phi\{\Phi^{-1}[F_{x_l}(x_l^*)]\}}{f_{x_l}(x_l^*)} = \frac{\phi\left(\frac{\ln x_l^* - \mu_l}{\sigma_l}\right)}{f_{x_l}(x_l^*)} = \sigma_l x_l^* = 0.1 x_l^* \tag{a}$$

应力的等效正态变量的均值，按式（10.6-35）

$$\overline{x}_L' = x_l^* - \Phi^{-1}[F_{x_l}(x_l^*)] S_{x_l'} = x_l^* - \left(\frac{\ln x_l^* - \mu_l}{\sigma_l}\right)\sigma_l x_l^* = x_l^*(5.5 - \ln x_l^*) \tag{b}$$

应力的设计验算点值,按式(10.6-36)

$$x_l^* = F_{x_l}^{-1}[\Phi(Z_R\alpha_1)] = e^{\mu_1+Z_R\alpha_1\sigma_l} = e^{4.5+0.1Z_R\alpha_1} \tag{c}$$

强度的等效正态变量的标准差,按式(10.6-34)

$$S_{x'_s} = \frac{\phi\{\Phi^{-1}[F_{x_s}(x_s^*)]\}}{f_{x_s}(x_s^*)} \tag{d}$$

强度的等效正态变量的均值,按式(10.6-35)

$$\bar{x}'_s = x_s^* - \Phi^{-1}[F_{x_s}(x_s^*)]S_{x'_s} \tag{e}$$

强度的设计验算点值,按式(10.6-36)

$$x_s^* = F_{x_s}^{-1}[\Phi(Z_R\alpha_2)] = 40 + 200\{-\ln[1-\Phi(Z_R\alpha_2)]\}^{\frac{1}{3}} \tag{f}$$

极限状态方程

$$g(x'_s, x'_l) = x'_s - x' = 0 \tag{g}$$

由式(10.6-27)将等效正态变量标准化

$$\left.\begin{aligned} z_1 &= \frac{x'_s - \bar{x}'_s}{S_{x'_s}} \quad x'_s = \bar{x}' + z_1 S_{x'_s} \\ z_2 &= \frac{x'_l - \bar{x}'_l}{S_{x'_l}} \quad x'_l = \bar{x}' + z_2 S_{x'_s} \end{aligned}\right\} \tag{h}$$

将式(h)代入式(g)中得

$$\bar{x}'_s + z_1 S_{x'_s} - \bar{x}'_l - z_2 S_{x'_s} = 0 \tag{i}$$

按式(10.6-29)和式(10.6-28)(求 Z_R 也可直接按式(10.6-31))

$$\left.\begin{aligned} Z_R &= \frac{\bar{x}'_s - \bar{x}'_l}{(S_{x'_s}^2 + S_{x'_l}^2)^{\frac{1}{2}}} \\ \alpha_1 &= \frac{-S_{x'_s}}{(S_{x'_s}^2 + S_{x'_l}^2)^{\frac{1}{2}}} \\ \alpha_2 &= \frac{-S_{x'_l}}{(S_{x'_s}^2 + S_{x'_l}^2)^{\frac{1}{2}}} \end{aligned}\right\} \tag{j}$$

取初值 $Z_R = 3, \alpha_1 = -0.5, \alpha_2 = 0.5$,则设计验算点 P 的坐标值 $= Z_R(\alpha_1, \alpha_2) = (-1.5, 1.5)$。代入式(a)~式(j)依次迭代计算,结果列在表 10.6-11 中。

表 10.6-11　例 6-3 的迭代过程

变　量	初始值	迭代次数			
		1	2	3	4
$\bar{x}'_s$		218.837	216.900	217.126	
$S_{x'_s}$		66.574	68.237	68.239	
$\bar{x}'_l$		89.100	88.551	88.642	
$S_{x'_l}$		7.748	7.427	4.475	
Z_R	3	1.936	1.870	1.872	
α_1	−0.5	−0.9933	−99.41	−0.9941	
α_2	0.5	0.1156	0.1082	0.1089	

经三次迭代得 $Z_R = 1.872$,与第二次迭代结果非常接近,故取 $Z_R = 1.872$。查表 10.6-6 得

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(1.872) = 0.96939$$

2.2　可靠度的近似计算法

对不很精确的概率机械设计,通常不考虑随机变量的实际分布而假定服从正态分布或对数正态分布。利用正态分布进行可靠度计算。

2.2.1　可靠安全系数

定义可靠安全系数 n_R 为强度均值 $\bar{x}_s$ 与应力均值 $\bar{x}_l$ 之比,即

$$n_R = \frac{\bar{x}_s}{\bar{x}_l} \tag{10.6-37}$$

当应力和强度都服从正态分布时,连接系数 Z_R 与可靠安全系数 n_R 的关系为

$$Z_R = \frac{\bar{x}_s - \bar{x}_l}{(S_{x_s}^2 + S_{x_l}^2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{n_R - 1}{(n_R^2 V_{x_s}^2 + V_{x_l}^2)^{\frac{1}{2}}} \tag{10.6-38}$$

$$n_R = \frac{1 + Z_R(V_{x_l}^2 + V_{x_s}^2 - Z_R^2 V_{x_l}^2 V_{x_s}^2)^{\frac{1}{2}}}{1 - Z_R^2 V_{x_s}^2} \tag{10.6-39}$$

当应力和强度都服从对数正态分布时,连接系数 Z_R 与可靠安全系数 n_R 的关系

$$Z_R = \frac{\mu_s - \mu_l}{(\sigma_s^2 + \sigma_l^2)^{\frac{1}{2}}} \approx \frac{\ln n_R}{(V_{x_s}^2 + V_{x_l}^2)^{\frac{1}{2}}} \tag{10.6-40}$$

$$n_R = e^{Z_R(V_{x_s}^2+V_{x_l}^2)^{\frac{1}{2}}} = e^{Z_R V_n} \tag{10.6-41}$$

当安全系数($n_R = x_s/x_l$)服从正态分布时,连接系数 Z_R 与可靠安全系数 n_R 的关系

$$Z_R \approx \frac{n_R - 1}{n_R V_n} \tag{10.6-42}$$

$$n_R = \frac{1}{K_R} = \frac{1}{1 - Z_R V_n} \tag{10.6-43}$$

当应力和强度的分布类型不明时,若取

$$n_R = \frac{1}{1 - V_n\left(\frac{R}{1-R}\right)^{\frac{1}{2}}} \tag{10.6-44}$$

则

$$R \geqslant 1 - \frac{n_R^2 V_n^2}{n_R^2 V_n^2 + (n_R - 1)^2} \tag{10.6-45}$$

式中　V_{x_l}——应力的变异系数,$V_{x_l} = \dfrac{S_{x_l}}{\bar{x}_l}$;

V_{x_s}——强度的变异系数，$V_{x_s}=\frac{S_{x_s}}{\bar{x}_s}$；

V_n——安全系数的变异系数，$V_n=(V_{x_l}^2+V_{x_s}^2)^{1/2}$。

例 6-4　已知应力的变异系数 $V_{x_l}=0.08$，强度的变异系数 $V_{x_s}=0.05$，要求可靠度 $R=0.99$，分别按应力和强度都服从正态分布、都服从对数正态分布以及安全系数服从正态分布，求所需的可靠安全系数 n_R。

解　先由表 10.6-6 查得当 $R=0.99$ 时，$Z_R=2.33$。

应力和强度都服从正态分布时，按式(10.6-39)

$$n_R=\frac{1+Z_R(V_{x_l}^2+V_{x_s}^2-Z_R^2V_{x_l}^2V_{x_s}^2)^{\frac{1}{2}}}{1-Z_R^2V_{x_s}^2}=\frac{1+2.33(0.08^2+0.05^2-2.33^2\times0.08^2\times0.05^2)^{\frac{1}{2}}}{1-2.33^2\times0.05^2}=1.236$$

应力和强度都服从对数正态分布时，按式(10.6-41)，先算出

$$V_n=(0.08^2+0.05^2)^{1/2}=0.094$$，则

$$n_R=e^{Z_RV_n}=e^{2.33\times0.094}=1.245$$

安全系数服从正态分布时，按式(10.6-43)

$$n_R=\frac{1}{K_R}=\frac{1}{1-Z_RV_n}=\frac{1}{1-2.33\times0.094}=1.28$$

从上例的计算结果可看出，安全系数服从正态分布时所需的 n_R 最大。

2.2.2　随机变量函数的均值和标准差的近似计算

除根据实际零件或构件直接试验获得数据估计应力和强度的分布外，一般都是利用随机变量的函数关系得到函数的分布。通过已知随机变量的分布求其函数的分布往往很难，故通常只求其均值和标准差的近似值。已知随机变量和标准差，求其函数的均值和标准差的近似方法如下。

(1) 泰勒展开法

设 n 维随机变量 x_1，x_2，…，x_n 的函数

$$y=f(x_1,x_2,\cdots,x_n)\qquad(10.6\text{-}46)$$

函数的均值

$$\bar{y}=f(\bar{x}_1,\bar{x}_2,\cdots,\bar{x}_n)+\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial^2y}{\partial x_i^2}\right)_0S_{x_i}^2+\sum_{i=1}^{n-1}\sum_{j=n+1}^{n}\left(\frac{\partial^2y}{\partial x_i\partial x_j}\right)_0\rho_{ij}S_{x_i}S_{x_j}\approx f(\bar{x}_1,\bar{x}_2,\cdots,\bar{x}_n)\qquad(10.6\text{-}47)$$

函数的标准差

$$S_y\approx\left[\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)_0^2S_{x_i}^2+2\sum_{i=1}^{n-1}\sum_{j=i+1}^{n}\left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)_0\left(\frac{\partial y}{\partial x_j}\right)_0\rho_{ij}S_{x_i}S_{x_j}\right]^{\frac{1}{2}}\qquad(10.6\text{-}48)$$

式中　下标“0”——表示求导后自变量取均值；

ρ_{ij}——x_i 与 x_j 的相关系数

$$\rho_{ij}=\frac{E[(x_i-\bar{x}_i)(x_j-\bar{x}_j)]}{[E(x_i-\bar{x}_i)^2E(x_j-\bar{x}_j)^2]^{\frac{1}{2}}}\qquad(10.6\text{-}49)$$

ρ_{ij} 的具体数值，就概念上判定为正相关（$\rho_{ij}=1$）、负相关（$\rho_{ij}=-1$）和不相关（$\rho_{ij}=0$）常比较容易，而对非线性又不独立的变量往往难以估计。在工程计算中，为了简单，常假定变量之间相互独立而取 $\rho_{ij}=0$。

(2) 变异系数法

对于单项式（没有加减运算的式子）的函数，式(10.6-46)的具体型式为

$$y=a\prod_{i=1}^{n}x_i^{m_i}\qquad(10.6\text{-}50)$$

式中　a、m_i——任意常数。

函数的均值

$$\bar{y}\approx a\prod_{i=1}^{n}\bar{x}_i^{m_i}\qquad(10.6\text{-}51)$$

函数的变异系数

$$V_y\approx\left(\sum_{i=1}^{n}m_i^2V_{x_i}^2+2\sum_{i=1}^{n-1}\sum_{j=i+1}^{n}m_im_j\rho_{ij}V_{x_i}V_{x_j}\right)^{1/2}\qquad(10.6\text{-}52)$$

函数的标准差

$$S_y=\bar{y}V_y\qquad(10.6\text{-}53)$$

(3) 基本函数法

本方法是将常用的函数作为基本函数，用(1)节的泰勒展开法求出其均值和标准差的近似结论式列于表 10.6-12 中，应用时可查用。对于较复杂的函数一般可化为这些基本函数型式，但是在把复杂函数化成基本函数时，应避开函数中变量的相关，亦即保证基本函数中变量是独立的。

在上述三种求函数均值和标准差的近似法中，基本函数法只在简单情况下才显得方便；变异系数法计算最简便；泰勒展开法可用于各种函数型式。

表 10.6-12　基本函数型式和均值和标准差的近似结论式

序　号	函数型式	均　值 $\bar{y}$	标　准　差 S_y
1	$y=ax$	$\overline{ax}$	aS_x
2	$y=a\pm x$	$a\pm\bar{x}$	S_x
3	$y=x^m$	$\bar{x}^m$	$\mid m\mid \bar{x}^{m-1}S_x$
4	$y=x_1\pm x_2$	$\bar{x}_1\pm\bar{x}_2$	$(S_{x_1}^2+S_{x_2}^2\pm 2\rho_{12}S_{x_1}S_{x_2})^{\frac{1}{2}}$
5	$y=x_1x_2$	$\bar{x}_1\bar{x}_2+\rho_{12}S_{x_1}S_{x_2}$	$(\bar{x}_1^2S_{x_1}^2+\bar{x}_2^2S_{x_2}^2+2\rho_{12}\bar{x}_1\bar{x}_2S_{x_1}S_{x_2})^{\frac{1}{2}}$
6	$y=\dfrac{x_1}{x_2}$	$\dfrac{\bar{x}_1}{\bar{x}_2}+\dfrac{\bar{x}_1S_{x_1}}{\bar{x}_2^2}\left(\dfrac{S_{x_2}}{\bar{x}_2}-\dfrac{\rho_{12}S_{x_1}}{\bar{x}_1}\right)\approx\dfrac{\bar{x}_1}{\bar{x}_2}$	$\dfrac{\bar{x}_1}{\bar{x}_2}\left(\dfrac{S_{x_1}^2}{\bar{x}_1^2}+\dfrac{S_{x_2}^2}{\bar{x}_2^2}-2\rho_{12}\dfrac{S_{x_1}S_{x_2}}{\bar{x}_1\bar{x}_2}\right)^{\frac{1}{2}}$

例 6-5　某钢制拉杆，截面直径 d 的均值 $\bar{d}=10\text{mm}$，标准差 $S_d=0.08\text{mm}$；杆长 L 的均值 $\bar{L}=1000\text{mm}$，标准差 $S_L=5\text{mm}$；受拉力 F 的均值 $\bar{F}=10000\text{N}$，标准差 $S_F=800\text{N}$；弹性模量 E 的均值 $\bar{E}=20600\text{MPa}$，标准差 $S_E=618\text{MPa}$。求拉杆伸长量的均值和标准差。

解　由材料力学知，杆的伸长量为

$$\delta=\frac{4FL}{\pi d^2E}=\frac{4}{\pi}FLd^{-2}E^{-1}$$

上式为一单项式的函数，故用变异系数法求解最为方便。

首先求各随机变量的变异系数：

$$V_d=\frac{S_d}{\bar{d}}=\frac{0.08}{10}=0.008$$

$$V_L=\frac{S_L}{\bar{L}}=\frac{5}{1000}=0.005$$

$$V_F=\frac{S_F}{\bar{F}}=\frac{800}{10000}=0.08$$

$$V_E=\frac{S_E}{\bar{E}}=\frac{618}{20600}=0.03$$

由式（10.6-51）得 δ 的均值

$$\bar{\delta}=\frac{4}{\pi}\overline{FL}\,\bar{d}^{-2}\bar{E}^{-1}=$$

$$\frac{4}{\pi}\times10000\times1000\times10^2\times20600^{-1}\text{mm}=6.18\text{mm}$$

由式（10.6-52）得 δ 的变异系数

$$V_\delta=(V_F^2+V_L^2+2^2V_d^2+V_E^2)^{\frac{1}{2}}=$$

$$(0.08^2+0.005^2+4\times0.008^2+0.03^2)^{\frac{1}{2}}=$$

$$0.087$$

由式（10.6-53）得 δ 的标准差

$$S_\delta=\bar{\delta}V_\delta=6.18\text{mm}\times0.087=0.538\text{mm}$$

2.3　机械零件可靠性设计所需的部分数据和资料

2.3.1　几何尺寸

机械应力一般是载荷和几何尺寸的函数，故应力的随机性不仅决定于载荷的随机性，也决定于几何尺寸的随机性。由于加工不能保证几何尺寸绝对准确，而只能将其限制在允许的公差范围内，故几何尺寸也是一个随机变量。表 10.6-13 列出了不同加工方法时尺寸的误差，可作为设计时的参考。必要时可从承担加工的工厂索取具体数据。一般认为尺寸服从正态分布。当误差对称于公称尺寸为 Δx 时，可取公称尺寸为均值 $\bar{x}$，按“3s”原则取 $\Delta x/3$ 为标准差。当误差不对称于公称尺寸时，可根据公称尺寸和误差先求出最大值 $x_{\max}$ 和最小值 $x_{\min}$，然后取

$$\bar{x}=\frac{x_{\max}+x_{\min}}{2}\qquad(10.6\text{-}54)$$

$$S_x=\frac{x_{\max}-x_{\min}}{6}\qquad(10.6\text{-}55)$$

一般，对有较严公差限制的尺寸误差，对应力数值的影响甚微，常可假定为确定量而使计算大为方便。

表 10.6-13　不同加工方法的尺寸误差

（*mm*）

加工方法	误　差		加工方法	误　差	
	一般	可达		一般	可达
火焰切割	±1.5	±0.5	锯	±0.50	±0.125
冲　压	±0.25	±0.025	车	±0.125	±0.025
拉　拔	±0.25	±0.05	刨	±0.25	±0.025
冷　轧	±0.25	±0.025	铣	±0.125	±0.025
挤　压	±0.5	±0.05	滚切	±0.125	±0.025
金属模铸	±0.75	±0.25	拉	±0.125	±0.0125
压　铸	±0.25	±0.05	磨	±0.025	±0.005
熔模铸	—	±0.05	研磨	±0.005	±0.0012
烧结金属	±1.25	±0.05	钻孔	±0.25	±0.05
烧结陶瓷	±0.75	±0.50	铰孔	±0.05	±0.0125

2.3.2　材料的强度特性

试验表明，一些金属材料的强度特性基本可用正态分布描述。表10.6-14为金属材料强度等特性的变异系数。设计时，用所设计产品的材料做成组试验，即可估计到所需特性的均值和标准差或变异系数。如不做具体试验而利用手册或产品目录的数据时，目前我国钢材的抗拉强度和屈服强度数据多数是只保证不小于90%的下限值。若按表10.6-14取变异系数，则抗拉强度均值荐用

$$\overline{R}_m = 1.07 R_m \qquad (10.6\text{-}56)$$

屈服强度均值荐用

$$\overline{R}_{eL} = 1.1 R_{eL} \qquad (10.6\text{-}57)$$

式中，R_m 和 R_{eL} 是从手册或产品目录中查得的下限值。

表10.6-14　金属材料强度等特性的变异系数

材料强度	变异系数 V
金属材料的抗拉强度	0.05
金属材料的屈服强度	0.07
钢材的疲劳极限	0.08
零件的疲劳极限	0.10～0.15
焊接构件强度	0.10～0.15
材料特性	**变异系数 V**
金属材料的断裂韧度	0.07
钢的弹性模量	0.03
铸铁的弹性模量	0.04
铝合金的弹性模量	0.03
钛合金的弹性模量	0.09

如果从手册或产品目录等文献中查得的强度数据的条件不明确，则荐用作为均值。

表10.6-15为我国某厂几种钢材同炉钢的静强度统计数据。

表10.6-16列出几种国产钢铁的疲劳极限，表10.6-17列出几种金属材料不同寿命的疲劳极限。

疲劳强度试验比静强度试验麻烦得多，具体试验和统计方法可参考有关文献。初步设计或近似设计计算时荐用

$$\overline{\sigma}_{-1} = \left(\frac{\sigma_{-1}}{R_m}\right)\overline{R}_m \qquad (10.6\text{-}58)$$

式中　$\overline{R}_m$——所用钢铁抗拉强度的均值，可按式（10.6-56）取值，最好做试验估计；

$\left(\frac{\sigma_{-1}}{R_m}\right)$——抗弯疲劳极限与抗拉强度极限的比值，可按表10.6-18和表10.6-19选取。

拉压、剪切疲劳极限与弯曲疲劳极限也基本成正比关系，其比值可参考表10.6-20选取。

应该注意，不同工厂的生产条件和技术水平不同，不同国家的情况更不一样，因此不应盲目套用。设计重要的、对强度要求很严的产品宜直接做具体试验，统计得所需的均值、标准差等数据。若不做具体试验而参考类似产品的有关数据时应慎重考虑。

表10.6-15　我国某厂几种钢材静强度的统计数据

材　质	抗拉强度 R_m			屈服强度 R_{eL}		
	$\overline{R}_m$/MPa	S_{R_m}/MPa	V_{R_m}	$\overline{R}_{eL}$/MPa	$S_{R_{eL}}$/MPa	$V_{R_{eL}}$
钢35热轧，ϕ12～ϕ180mm，860℃空冷	603	24.5	0.041	379	19.0	0.05
钢45热轧，ϕ8～ϕ250mm，860℃空冷	676	23.5	0.035	408	15.7	0.039
钢38CrMoAl热轧，ϕ9～ϕ220mm，950℃淬火，620～640℃回火	1064	47.9	0.045	952	56.3	0.059
钢9CrNiMo热轧，ϕ20～ϕ200mm，860℃油淬，600℃空冷	1113	35.9	0.032	1012	43.8	0.043
钢60Si2Mn热轧，860℃油淬，470℃水冷	1510	56.5	0.037	1369	59.5	0.046
钢18CrNiWA热轧，ϕ12～ϕ165mm，950℃油淬，170～200℃空冷	1328	56.8	0.043	1034	58.8	0.057
钢20CrNi2MoA热轧，ϕ40～ϕ130mm，890℃油淬，170～200℃空冷	1264	139.2	0.110	1055	128.4	0.122
钢30CrNi2MoA热轧，ϕ12～ϕ120mm，860～890℃油淬，650～680℃空冷	1098	80.9	0.074	1027	79.7	0.078
钢30CrMn2SiA热轧，ϕ8～ϕ200mm，890℃油淬，510～540℃油回	1184	47.0	0.040	1098	51.0	0.046

（续）

材　　质	抗拉强度 R_m			屈服强度 σ_s		
	$\overline{R}_m$/MPa	S_{R_m}/MPa	V_{R_m}	$\overline{R}_{eL}$/MPa	$S_{R_{eL}}$/MPa	$V_{R_{eL}}$
钢 40CrNiMoA 热轧，ϕ20 ~ ϕ200mm，850℃淬火，600℃回火	1088	41.8	0.039	989	44.6	0.045
钢 45CrNiMoVA 热轧，ϕ28 ~ ϕ220mm，860℃淬火，440℃回火	1563	31.9	0.020	1496	36.2	0.024

表 10.6-16　几种国产钢铁的疲劳极限

材　　质	光滑试件			缺口试件 $\alpha_\sigma = 2$		
	$\overline{\sigma}_{-1}$ /（MPa）	$S_{\sigma-1}$ /（MPa）	$V_{\sigma-1}$	$\overline{\sigma}_{-1C}$ /（MPa）	$S_{\sigma-1C}$ /（MPa）	$V_{\sigma-1C}$
钢 Q235-A 热轧　110HBW	213.1	8.105	0.038	132.4	4.386	0.033
钢 20 正火　124HBW	250.1（喇叭形）	5.085	0.02	146.8	5.098	0.035
钢 35 正火　164HBW	228.3	2.070	0.009	161.1	3.377	0.021
钢 45 正火　175HBW	249.3	5.307	0.021	161.0	7.711	0.048
钢 45 调质　216HBW	388.3（喇叭形）	9.666	0.025	211.7	9.212	0.044
钢 45 电渣熔铸　调质 319HBW	432.9	14.320	0.033	281.7	10.400	0.037
钢 16Mn 热轧　169HBW	280.8	8.443	0.030	169.9	3.854	0.023
钢 35CrMo 调质　280HBW	431.5	13.869	0.032	248.4	10.891	0.044
钢 40Cr 调质　268HBW	421.7	10.337	0.025	239.2	12.192	0.051
钢 40MnB 调质　288HBW	436.2	19.806	0.045	279.7	10.607	0.038
钢 42CrMo 调质　341HBW	503.9	12.367	0.025	313.1	7.158	0.023
钢 50CrV 淬火，中温回火　48.36HRC	746.5	32.003	0.043	477.7	16.511	0.035
钢 60Si2Mn 淬火，中温回火　397HBW	563.6	23.936	0.042	389.0	8.007	0.021
钢 65Mn 淬火，中温回火　45.76HRC	708.2	31.527	0.045	483.3	16.506	0.034
钢 1Cr13 调质　222HBW	374.2	12.993	0.035	221.6	9.664	0.044
钢 2Cr13 调质　222HBW	374.0	13.803	0.037	208.7	10.533	0.051
球铁 QT40-17 退火　149HBW 楔形试样	202.5	7.479	0.037	158.8	4.773	0.030
球铁 QT40-17 退火　156HBW 梅花试样	233.9	6.757	0.029	164.8	7.379	0.045
球铁 QT60-2 正火　273HBW 楔形试样	290.0	5.821	0.020	169.5	9.330	0.055
球铁 QT60-2 正火　243HBW 梅花试样	251.1	9.664	0.038	154.2	7.803	0.051

表 10.6-17　几种金属材料不同寿命的疲劳极限

材　　质	试验条件		寿　　命	均　　值	标准差	变异系数
	r	α_σ	N	$\overline{\sigma}_r$/MPa	S_{σ_r}/MPa	V_{σ_r}
钢 Q235-A 热轧 ϕ25mm 棒材	–1	2	10^5	235.3	2.662	0.01131
			5×10^5	200.2	3.588	0.01792
			10^6	171.2	4.419	0.02581
			5×10^6	147.1	5.431	0.03691
			10^7	135.4	5.551	0.04099
		1		200.5	10.4	0.0518
	0			273.2	14.8	0.0542
	0.3			336.8	20.9	0.0620

（续）

材　质	试验条件		寿　命	均　值	标准差	变异系数
	r	α_σ	N	$\overline{\sigma}_r$/MPa	S_{σ_r}/MPa	V_{σ_r}
钢35 ϕ25mm棒材，850℃正火，空冷	－1	2	10^5	247.5	5.329	0.02153
			5×10^5	208.2	4.633	0.02225
			10^6	180.1	4.320	0.02399
			5×10^6	164.3	3.681	0.02240
			10^7	160.9	3.291	0.02045
		1		228.3	2.1	0.0092
钢45 ϕ25mm棒材，850℃正火，空冷	－1	1	10^5	333.1	6.452	0.01937
			5×10^5	303.1	7.822	0.02581
			10^6	289.4	7.879	0.02723
			5×10^6	285.5	7.569	0.02651
			10^7	284.1	7.535	0.02652
	0			345.9	9.2	0.0266
	0.3			346.2	23.3	0.0673
	－1	2	10^5	256.2	6.793	0.02651
			5×10^5	217.0	8.311	0.03830
			10^6	184.7	8.315	0.04502
			5×10^6	167.3	8.083	0.04831
			10^7	160.9	7.878	0.04924
钢45 ϕ25mm棒材，840℃水淬火，560℃回火，空冷	－1	1	10^5	439.1	6.909	0.01573
			5×10^5	409.8	7.641	0.01865
			10^6	384.0	8.767	0.02283
			5×10^6	391.3	10.100	0.02581
			10^7	390.4	10.353	0.02652
		2		211.7	9.2	0.0435
钢16Mn热轧，ϕ25mm棒材	－1	2	10^5	276.4	6.149	0.02225
			5×10^5	237.4	9.253	0.03898
			10^6	204.9	10.167	0.04962
			5×10^6	176.0	4.418	0.02510
			10^7	169.6	3.531	0.02082
		1		268.4	9.42	0.0351
	0			376.4	23.1	0.0613
	0.3			430.0	17.4	0.0405
钢40Cr ϕ25mm棒材，850℃油淬火，460℃回火，空冷	－1	1	10^5	559.2	20.23	0.03618
			5×10^5	478.1	17.98	0.03761
			10^6	428.2	10.75	0.02511
			5×10^6	422.2	10.27	0.02432
			10^7	421.2	10.24	0.02431
		2		239.2	12.2	0.0510
	0	1		628.1	44.7	0.0712
	0.3			670.6	25.3	0.0377
钢60Si2Mn，ϕ25mm棒材，870℃油淬火，460℃回火，空冷	－1	1	10^5	660.0	38.27	0.05798
			5×10^5	590.9	26.99	0.04568
			10^6	573.5	25.05	0.04368
			5×10^6	566.9	24.39	0.04302
			10^7	564.3	24.27	0.04301
		2.2		372.7	11.5	0.0309

（续）

材　　质	试验条件		寿　　命	均　　值	标准差	变异系数
	r	α_σ	N	$\overline{\sigma}_r$/MPa	S_{σ_r}/MPa	V_{σ_r}
钢 40MnB ϕ25mm 棒材，850℃油淬火，500℃回火，油冷	–1	1	10^5	555.3	20.70	0.03728
			5×10^5	480.3	12.06	0.02511
			10^6	445.2	13.99	0.03142
			5×10^6	440.1	19.52	0.04435
			10^7	438.1	21.74	0.04962
		2	10^5	372.9	12.49	0.03349
			5×10^5	319.5	13.10	0.04100
			10^6	286.1	10.76	0.03761
			5×10^6	280.2	10.54	0.03762
			10^7	279.0	9.921	0.03556
钢 35CrMo ϕ20mm 棒材，850℃油淬火，550℃回火，油冷	–1	1	10^5	564.3	36.61	0.06488
			5×10^5	494.9	29.95	0.06052
			10^6	444.2	17.31	0.03897
			5×10^6	435.0	14.57	0.03349
			10^7	432.1	13.88	0.03212
		2		248.4	10.9	0.0439
钢 2Cr13 ϕ22mm 棒材，1000℃油淬火，700℃回火，空冷	–1	1	10^7	373.9	13.8	0.0369
		2		208.7	10.5	0.0503
钢 18Cr2Ni4WA ϕ18mm 棒材，950℃正火，860℃淬火，540℃回火	1	2	10^5	463.9	22.23	0.04792
			5×10^5	411.9	17.00	0.04127
			10^6	384.4	15.69	0.04082
			5×10^6	368.7	13.73	0.03724
			10^7	360.9	11.77	0.03261
钢 30CrMnSiA ϕ25mm 棒材，890～898℃油中淬火，510～520℃回火	–1	1	10^5	784.6	35.96	0.04583
			5×10^5	676.7	19.61	0.02898
			10^6	655.1	17.65	0.02694
			5×10^6	639.4	17.00	0.02669
			10^7	637.5	18.63	0.02922
		2	10^5	411.3	19.61	0.04768
			5×10^5	379.5	14.71	0.03876
			10^6	359.9	10.13	0.02815
			5×10^6	356.0	10.13	0.02846
			10^7	353.1	9.807	0.02777
		3	10^5	308.9	14.71	0.04762
			5×10^5	270.7	10.13	0.03742
			10^6	250.1	9.807	0.03921
			5×10^6	243.2	9.150	0.03762
			10^7	241.3	9.150	0.03792
		4	10^5	285.4	11.11	0.03893
			5×10^5	245.2	9.807	0.03500
			10^6	221.6	9.150	0.04129
			5×10^6	210.9	8.169	0.03873
			10^7	204.0	6.865	0.03365
	0.1[①]	1	10^5	1176.8	52.30	0.04444
			5×10^5	1108.2	42.49	0.03834
			10^6	1090.5	39.23	0.03597
			5×10^6	1088.6	39.55	0.03633
			10^7	1088.6	39.89	0.03664

（续）

材　质	试验条件		寿　命	均　值	标准差	变异系数
	r	α_σ	N	$\overline{\sigma}_r$/MPa	S_{σ_r}/MPa	V_{σ_r}
钢 30CrMnSiA ϕ25mm 棒材，890～898℃油中淬火，510～520℃回火	0.1①	3	10^5	455.0	29.42	0.06466
			5×10^5	377.6	17.00	0.04502
			10^6	347.2	14.39	0.04145
			5×10^6	335.4	15.69	0.04678
			10^7	328.5	16.35	0.04977
	0.5①	3	10^5	676.7	35.96	0.05314
			5×10^5	642.4	31.06	0.04835
			10^6	612.0	27.46	0.04487
			5×10^6	609.0	24.84	0.04079
			10^7	608.0	24.84	0.04086
钢 30CrMnSi2A ϕ25mm 棒材，900℃淬火，260℃回火	−0.5①	5	10^5	343.2	13.73	0.04001
			5×10^5	272.6	10.46	0.03837
			10^6	251.1	9.150	0.03644
			5×10^6	248.1	9.150	0.03688
			10^7	245.2	9.807	0.04000
	0.1①	3	10^5	441.3	17.98	0.04074
			5×10^5	415.8	16.67	0.04009
			10^6	402.1	16.35	0.04066
			5×10^6	392.3	15.69	0.03999
			10^7	382.5	14.71	0.03846
		4	10^5	328.5	17.98	0.05473
			5×10^5	241.3	9.150	0.03792
			10^6	187.3	6.865	0.03665
	0.445①	3	10^5	686.5	27.78	0.04047
			5×10^5	583.5	20.59	0.03529
			10^6	578.6	20.27	0.03503
			5×10^6	572.7	19.29	0.03368
			10^7	571.7	18.96	0.03316
	0.5①	5	10^5	624.7	26.16	0.04188
			5×10^5	525.7	18.31	0.03483
			10^6	517.8	17.33	0.03347
			5×10^6	513.9	16.67	0.03244
			10^7	510.0	16.35	0.03206
钢 40CrNiMoA $r=-1$ 的试件取自 ϕ22mm 棒材；$r=0.1$ 的试件取自 ϕ180mm 的棒材，850℃油淬火，580℃回火	−1	1	10^5	666.9	37.59	0.05637
			5×10^5	590.4	26.16	0.04431
			10^6	559.0	20.92	0.03742
			5×10^6	539.4	20.92	0.03878
			10^7	523.7	19.61	0.03745
		2	10^5	392.3	25.17	0.06416
			5×10^5	333.4	14.05	0.04214
			10^6	318.7	11.44	0.03590
			5×10^6	310.9	10.46	0.03364
			10^7	307.9	9.807	0.03185
		3	10^5	294.2	15.03	0.05109
			5×10^5	245.2	9.807	0.04000
			10^6	217.7	8.169	0.03752
			5×10^6	210.9	6.865	0.03255
			10^7	208.9	6.865	0.03286

（续）

材　质	试验条件		寿　命	均　值	标准差	变异系数
	r	α_σ	N	$\bar{\sigma}_r$/MPa	S_{σ_r}/MPa	V_{σ_r}
钢 40CrNiMoA $r=-1$ 的试件取自 ϕ22mm 棒材；$r=0.1$ 的试件取自 ϕ180mm 的棒材，850℃油淬火，580℃回火	0.1①	1	10^5	1211.2	45.77	0.03779
			5×10^5	1157.2	42.49	0.03672
			10^6	1110.2	39.89	0.03593
			5×10^6	1066.0	38.25	0.03588
			10^7	1029.7	32.69	0.03175
		3	10^5	384.4	17.65	0.04592
			5×10^5	326.6	11.44	0.03503
			10^6	305.0	10.79	0.03538
			5×10^6	292.2	10.79	0.03693
			10^7	284.4	9.807	0.03448
钢 42CrMnSiMoA（GC-4 电渣钢）ϕ42mm 棒材，920℃加热，300℃等温，空冷	–1①	1	10^5	874.8	49.69	0.05680
			5×10^5	799.3	38.25	0.04785
			10^6	761.0	29.42	0.03866
			5×10^6	735.5	26.80	0.03644
			10^7	717.9	24.84	0.03460
		3	10^5	373.6	18.31	0.04901
			5×10^5	323.6	13.07	0.04039
			10^6	284.4	11.44	0.04023
			5×10^6	251.1	9.807	0.03906
			10^7	239.3	9.150	0.03824
	0.1①	1	10^5	1118.0	62.30	0.04678
			5×10^5	1074.8	41.19	0.03832
			10^6	1069.0	39.23	0.03670
			5×10^6	1067.0	39.23	0.03677
			10^7	1065.0	38.57	0.03622
		3	10^5	485.4	18.63	0.03838
			5×10^5	460.9	16.35	0.03547
			10^6	447.2	16.67	0.03728
			5×10^6	433.5	15.69	0.03619
			10^7	427.6	15.03	0.03515
球墨铸铁 QT500-7 楔形试块，900℃正火，空冷	–1	1	10^5	364.4	13.71	0.03762
			5×10^5	312.3	11.96	0.03830
			10^6	294.1	5.910	0.02010
			5×10^6	292.1	6.289	0.02153
			10^7	290.8	6.052	0.02081
		2	10^5	269.5	9.028	0.03350
			5×10^5	229.9	11.41	0.04963
			10^6	197.0	12.17	0.06178
			5×10^6	175.6	9.623	0.05480
			10^7	168.1	8.887	0.05287
球墨铸铁 QT400-18 楔形试块，900℃退火，炉冷	–1	1	10^5	306.6	17.20	0.05607
			5×10^5	267.0	17.65	0.06611
			10^6	233.6	13.84	0.05926
			5×10^6	210.2	8.898	0.04233
			10^7	203.0	7.912	0.03898
		2	10^5	250.9	10.63	0.04235
			5×10^5	221.6	13.82	0.06238
			10^6	194.3	13.09	0.06734
			5×10^6	171.6	8.178	0.04766
			10^7	158.9	4.937	0.03107

（续）

材　质	试验条件		寿　命	均　值	标准差	变异系数
	r	α_σ	N	$\overline{\sigma}_r$/MPa	S_{σ_r}/MPa	V_{σ_r}
铝合金2A12B板厚19mm（预拉伸加工硬化）	0.1①	1	10^5	329.5	13.41	0.04070
			5×10^5	293.2	11.77	0.04014
			10^6	264.8	9.807	0.03704
			5×10^6	243.2	9.150	0.03762
			10^7	223.6	7.522	0.03364
		3	10^5	161.8	7.522	0.04649
			5×10^5	134.4	5.227	0.03889
			10^6	114.7	4.246	0.03702
			5×10^6	106.9	3.923	0.03670
			10^7	103.0	3.599	0.03494
		5	10^5	120.6	4.904	0.04066
			5×10^5	99.05	3.923	0.03961
			10^6	87.28	3.266	0.03742
			5×10^6	84.34	3.266	0.03872
			10^7	82.38	2.941	0.03370
	0.5①	1	10^5	405.0	17.33	0.04279
			5×10^5	360.9	15.03	0.04165
			10^6	347.2	13.73	0.03954
			5×10^6	328.5	12.09	0.03680
			10^7	319.7	11.77	0.03682
		3	10^5	211.8	8.826	0.04167
			5×10^5	169.7	6.541	0.03854
			10^6	151.0	5.227	0.03462
			5×10^6	145.1	5.227	0.03602
			10^7	143.2	4.904	0.03425
		5	10^5	161.8	6.541	0.04043
			5×10^5	129.4	6.227	0.04039
			10^6	115.7	4.246	0.03670
			5×10^6	109.8	3.923	0.03573
			10^7	104.0	2.941	0.02828
	−0.5①	3	10^5	117.5	5.816	0.04950
			5×10^5	108.5	4.776	0.04402
			10^6	100.0	3.923	0.03923
			5×10^6	92.19	3.599	0.03904
			10^7	87.77	2.942	0.03352
铝合金2A12CZ板厚2.5mm（淬火自然时效）	0.1①	1.16	10^5	202.0	9.483	0.04695
			5×10^5	146.1	6.541	0.04477
			10^6	125.5	4.580	0.03649
			5×10^6	115.7	4.246	0.03670
			10^7	110.8	3.923	0.03541
	0.02①	1	10^5	277.5	14.05	0.05063
			5×10^5	195.2	8.826	0.04522
			10^6	144.2	5.561	0.03856
			5×10^6	132.4	4.580	0.03459
	0.6①	1	5×10^5	331.5	15.69	0.04733
			10^6	309.9	12.43	0.04011
			5×10^6	274.6	9.807	0.03571

（续）

材　质	试验条件		寿　命	均　值	标准差	变异系数
	r	α_σ	N	$\bar{\sigma}_r$/MPa	S_{σ_r}/MPa	V_{σ_r}
铝合金 2A12CS 板厚 2.5mm（淬火人工时效）	0.1①	1	10^5	240.5	11.44	0.04757
			5×10^5	176.5	7.189	0.04073
			10^6	139.3	5.227	0.03752
			5×10^6	133.4	4.904	0.03676
			10^7	131.4	4.680	0.03562
	0.5①	1	10^5	372.7	16.35	0.04387
			5×10^5	304.0	11.77	0.03872
			10^6	255.0	8.826	0.03461
			5×10^6	225.6	7.846	0.03478
			10^7	206.9	6.865	0.03318
铝合金 7A09 ϕ25mm 棒材	–1①	1	10^5	261.8	12.75	0.04870
			5×10^5	220.7	8.826	0.03999
			10^6	188.3	7.189	0.03818
			5×10^6	170.6	6.208	0.03639
			10^7	161.8	5.561	0.03437
		2.4	10^5	154.0	6.541	0.04247
			5×10^5	131.4	5.227	0.03978
			10^6	113.8	4.246	0.03731
			5×10^6	98.07	3.599	0.03670
			10^7	93.17	3.266	0.03505
	0.1①	1	10^5	269.7	13.41	0.04072
			5×10^5	199.1	8.169	0.04103
			10^6	161.8	5.561	0.03437
			5×10^6	142.2	4.904	0.03449
			10^7	130.4	4.246	0.03256
		3	10^5	124.5	5.884	0.04726
			5×10^5	93.17	4.246	0.04557
			10^6	76.49	2.942	0.03846
			5×10^6	70.61	2.618	0.03708
			10^7	66.69	2.285	0.03426
		5	10^5	81.40	4.246	0.05216
			5×10^5	63.75	2.618	0.04107
			10^6	57.86	2.285	0.03949
			5×10^6	54.92	1.961	0.03571
			10^7	52.96	1.795	0.03389
	0.5①	1	10^5	431.5	26.16	0.06063
			5×10^5	262.8	13.41	0.05103
			10^6	228.5	10.79	0.04722
			5×10^6	204.0	7.846	0.03846
			10^7	186.3	5.884	0.03158
		3	10^5	178.5	9.807	0.05494
			5×10^5	144.2	6.208	0.04305
			10^6	127.5	4.904	0.03846
			5×10^6	116.3	4.119	0.03542
			10^7	109.8	3.599	0.03278
		5	10^5	117.7	4.904	0.04167
			5×10^5	92.19	3.599	0.03904
			10^6	82.38	3.267	0.03967
			5×10^6	78.46	2.618	0.03337
			10^7	76.49	2.618	0.03423

注：α_σ 为理论应力集中系数，r 为应力比。

① 疲劳试验为轴向加载，其余均为旋转弯曲。

表 10.6-18　钢铁的$\left(\frac{\sigma_{-1}}{R_m}\right)$荐用值

材　　质	$\left(\frac{\sigma_{-1}}{R_m}\right)$
锻钢（正火或调质）	0.45
铸钢或淬火钢	0.40
灰铸铁	0.40
铁素体球墨铸铁	0.48
珠光体球墨铸铁	0.33

表 10.6-19　各种材质的$\left(\frac{\sigma_{-1}}{R_m}\right)$数值

材　　质	$\left(\frac{\sigma_{-1}}{R_m}\right)$
商业纯铁	0.57
铸铁	0.41
球墨铸铁	0.33
低碳钢(w(C)0.15%)(退火)	0.55
中碳钢(w(C)0.36%)(退火)	0.46
中碳钢(w(C)0.36%)(淬火,回火)	0.46
高碳钢(w(C)0.75%)(退火)	0.38
高碳钢(w(C)0.75%)(淬火,回火)	0.41
Ni 钢(w(Ni)2.5%)(淬火,回火)	0.59
Cr-Mo 钢(淬火,回火)	0.49
Ni-Cr-Mo 钢(淬火,回火)	0.40
18Cr-8Ni 不锈钢(冷拔)	0.58
锰钢(w(Mn)12%)(淬火)	0.41
纯铜(退火)	0.29
黄铜(w(Cu)60%,w(Zn)40%)(退火)	0.37
黄铜(w(Cu)70%,w(Zn)30%)(退火)	0.31
黄铜(w(Cu)90%,w(Zn)10%)(冷拔)	0.29
磷青铜(退火)	0.31
铝青铜(w(Al)9.5%)(退火)	0.35
蒙乃尔合金(Monel Cu-Ni)(退火)	0.44
蒙乃尔合金(Monel Cu-Ni)(冷拔)	0.42
镍合金(Nimonic 80)	0.31
纯铝(退火)	0.30
纯铝(冷作)	0.34
铝镁合金(w(Al)7%)(退火)	0.39
铝镁合金(w(Al)7%)(冷作)	0.43
杜拉明铝合金(Duralumin 2034)(退火)	0.48
杜拉明铝合金(Duralumin 2024)(溶液处理,时效)	0.29
铝-锌-镁合金(7075)(溶液处理,时效)	0.27
纯镁(挤压)	0.31
镁-铝-锌合金(热处理)	0.40
镁-锌合金(热处理)	0.36
商业纯钛(轧制)	0.59
钛铝锡合金(w(Ti)4%,w(Al)2.5%)(热处理)	0.57
钛铝钒合金(w(Ti)6%,w(Al)4%)(热处理)	0.53
钛锰铝合金(w(Ti)4%,w(Mn)4%)(热处理)	0.58

（续）

材　　质	$\left(\frac{\sigma_{-1}}{R_m}\right)$
纯铅(退火)	0.15
有机玻璃(聚甲基丙烯酸甲酯)	0.35

注：应力循环次数，钢 10^7 次，非铁金属 10^8 次。

表 10.6-20　拉压σ_{-1l}、剪切τ_{-1}与弯曲σ_{-1}的比值

项　　目	钢	铸　　铁	铝合金和镁合金
σ_{-1l}/σ_{-1}	0.85	0.9	1
τ_{-1}/σ_{-1}	0.57	0.8	0.55（锻），0.85（铸）

2.4　静强度可靠性设计

不随时间变化或变化缓慢的应力称为静应力。当应力循环次数小于 10^3 时也近似作为静应力处理。静强度不够而引起的失效型式主要是整体破断或过大的残余变形，前者是应力超过强度极限，后者是应力超过屈服极限所致。

进行零件或构件的概率设计计算时，有些随机因素尚未查明或尚难查明。例如：试验模拟的近似性、计算简化假定的近似性、数据引用的近似性、生产使用情况的估计、人的素质等所引起的随机差异等，都难以明确定量。针对这些难以定量或数据暂缺的情况，建议在计算载荷或应力时乘一个计算系数 K，其数值可参考各类机械设备的专业数据。例如，载荷系数、工况系数、经验安全系数等资料判断估计。例如，取计算系数均值$\overline{K}=1.0\sim1.5$ 以上，变异系数 $V_K=0\sim1.5$。当计算模型正确，但某些变异系数缺乏，可取$\overline{K}=1.0$，$V_K>0$；当所有数据都来自与设计条件相同的试验，或者计算中所取数据偏于保守，则可取$\overline{K}=1.0$，$V_K=0$。应该知道，这个系数沿袭了常规设计的处理方法。在取数据时注意已经由直接或间接试验定量考虑过的部分勿再计入，因此这个系数一般应小于常规设计时的取值。随着各随机因素统计定量的不断完善，系数 K 逐渐趋于 1，而 V_K 逐渐趋于 0。

2.4.1　正态分布设计法

当应力和强度的分布及分布参数已知时，就可用 2.1 和 2.2 节中的方法验算可靠度。

对不很复杂的情况，若应力和强度均服从正态分布或对数正态分布以及安全系数服从正态分布的情况，就可用 2.2.1 节中的方法，按指定的可靠度先求得可靠安全系数，再按强度条件

$$\bar{x}_l \leqslant \frac{\bar{x}_s}{n_R} \tag{10.6-59}$$

就可进行设计计算。这和常规设计计算的型式是一致的，只需注意要用均值进行计算。关于设计式中各参

数的随机性统一由可靠安全系数来考虑。

一般对可靠度要求不高（例如 $R \leqslant 0.90$）、变异系数不大（例如 $V_{x_l} \leqslant 0.05$，$V_{x_s} \leqslant 0.05$）的情况，应力和强度均服从正态分布、均服从对数正态分布以及安全系数服从正态分布这三种计算结果很近似，而安全系数服从正态分布的计算结果略趋保守。因此，当应力和强度的分布不很明确时，为了安全及计算简便，荐用安全系数服从正态分布的计算方法。

2.4.2　非正态分布设计法

当应力和强度不全服从正态分布或对数正态分布，安全系数也不服从正态分布，对这样的设计问题推荐如下方法。

（1）最小可靠度近似法

令 x_s 表示实际制造尺寸，通常认为 x_s 服从正态分布；x_l 表示按载荷、材料性能等因素得到的允许最小尺寸，一般 x_l 不服从正态分布。显然，可靠度

$$R = P(x_s > x_l) \tag{10.6-60}$$

如图 10.6-12 所示。这时的 x_l 即为应力-强度模型中的应力，x_s 即为强度，是一种非正态分布和正态分布的干涉情况。干涉面积如图 10.6-12 中影线所示。若用 x_0 表示 $f_l(x_l)$ 与 $f_s(x_s)$ 两曲线交点 a 的横坐标，则 a 点的垂线将干涉面积分为 Q_l 和 Q_s 两个部分：Q_l 是 $x_l > x_0$ 的概率，Q_s 是 $x_s < x_0$ 的概率。可以导得，最小可靠度

$$R_{\min} = (1 - Q_s)(1 - Q_l) \tag{10.6-61}$$

由此情况推算得到的可靠度是最保守的，当实际可靠度不很低时（例如 $R > 0.8$），则推算得到的可靠度已很接近于准确值。

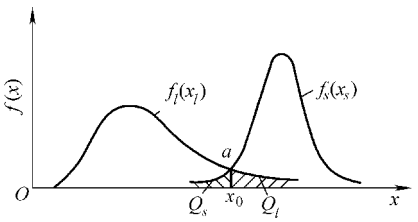


图 10.6-12　应力-强度模型干涉情况

设计时，求尺寸 $\bar{x}_s$ 和 S_{x_s}，适当选定 Q_s 和 Q_l 使最小可靠度满足指定的可靠度要求，设计步骤如下：

1）按指定的可靠度 R 选定 Q_s，并按 $Q_s = \Phi(Z_s)$ 由表 10.6-6 查得 Z_s；

2）求 Q_l

$$Q_l = 1 - \frac{R}{1 - Q_s} \tag{10.6-62}$$

3）按强度条件求出允许最小尺寸 x_l 的函数式，并按统计分析或蒙特卡洛模拟法确定 x_l 的分布函数 $F_l(x_l)$ 和概率密度 $f_l(x_l)$；

4）按下式求 x_0

$$F_l(x_0) = 1 - Q_l \quad \text{即} \quad x_0 = F_l^{-1}(1 - Q_l) \tag{10.6-63}$$

5）按下式求 S_{x_s}

$$S_{x_s} = \frac{1}{f_l(x_0)\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{Z_s^2}{2}} \tag{10.6-64}$$

如果求得的 S_{x_s} 过大，则改取较小的 Q_s 重算，反之则改取较大的 Q_s 重算。

6）按下式求 $\bar{x}_s$

$$\bar{x}_s = x_0 - Z_s S_{x_s} \tag{10.6-65}$$

（2）尺寸确定量近似法

一般的制造尺寸有较严的公差约束，可近似认为是确定量。令 x_s 表示实际制造尺寸，并近似取 $x_s = \bar{x}_s$，x_l 表示按载荷、材料性能等因素获得的允许最小尺寸。这时的应力-强度模型的干涉情况如图 10.6-13 所示。显然，可靠度

$$R = P(x_l < \bar{x}_s) = F_l(\bar{x}_s) \tag{10.6-66}$$

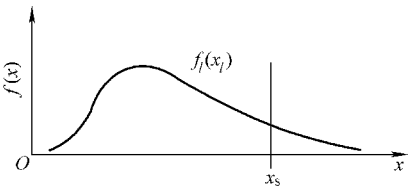


图 10.6-13　应力-强度模型干涉情况

设计步骤如下：

1）按强度条件求出允许最小尺寸 x_l 的函数式，并按统计分析或蒙特卡洛模拟法确定 x_l 的分布函数 $F_l(x_l)$。

2）按式（10.6-66）解出 $\bar{x}_s$，即

$$\bar{x}_s = F_l^{-1}(R) \tag{10.6-67}$$

3）按精度要求给定 S_{x_s} 或公差。

（3）蒙特卡洛模拟法验算可靠度

应力-强度模型是机械零件可靠性设计的基础。当应力和强度分布的一些组合难以用解析法求可靠度或应力和强度分别是其他随机变量的函数时，特别是这些随机变量存在相关时，解析法难以求解，而模拟法可有效地求出近似解。图 10.6-14 给出了这类计算的程序框图。图中以安全系数 $n > 1$ 作为不失效的判据，一般

$$n = f(x_1, x_2, \cdots, x_n) \tag{10.6-68}$$

$$R = P(n > 1) \approx M/N \tag{10.6-69}$$

式中　M——N 次抽样中 $n > 1$ 的次数；

N——模拟计算次数。

例 6-6　矩形截面梁的梁高 $H \sim N(190, 2^2)$ mm，梁宽 $B \sim N(95, 1^2)$ mm，跨度 $L \sim N(3500,$

50^2）mm。受均布静载荷 $q \sim N(115, 12^2)$ N·mm^{-1}。材料的屈服强度 $R_{eL} \sim N(377, 19^2)$ MPa。若取计算系数 $K \sim N(1.02, 0.05^2)$，求不屈服失效的可靠度。

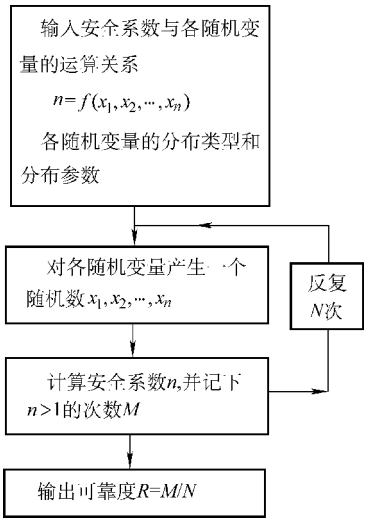


图 10.6-14　应力-强度模型验算可靠度的程序框图

解　安全系数

$$n = f(x_1, x_2, \cdots, x_n) = \frac{4R_{eL}BH^2}{3KqL^2}$$

按图 10.6-14 编制具体程序上机运算，输入随机变量 H、B、L、q、R_{eL}、K 的分布类型和分布参数，取模拟次数 $N=1000$。

计算结果：

可靠度：$R=0.9337$

2.4.3　零件静强度的可靠性设计应用举例

（1）拉杆的静强度可靠性设计

例 6-7　圆截面拉杆，受轴向力 $F \sim N(250000, 15000^2)$ N，所用材料抗拉强度 $R_m \sim N(630, 31.5^2)$ MPa，要求不拉断失效的可靠度 $R=0.999$，求所需的截面直径 d。

解　工作应力函数

$$\sigma = \frac{4KF}{\pi d^2}$$

计算准确，取计算系数 $\overline{K}=1.0$，$V_K=0$。一般制造水平，取直径变异系数 $V_d=0.0025$。

载荷变异系数 $V_F = \frac{S_F}{\overline{F}} = \frac{15000}{250000} = 0.06$，求应力的变异系数，按式（10.6-52），式中 $\rho_{ij}=0$，故

$$V_\sigma = (V_K^2 + V_F^2 + 2^2 V_d^2)^{\frac{1}{2}} = (0 + 0.06^2 + 4 \times 0.0025^2)^{\frac{1}{2}} = 0.0602$$

强度极限的变异系数 $V_{R_m} = \frac{S_{R_m}}{\overline{R}_m} = \frac{31.5}{630} = 0.05$。当 $R=0.999$，由表 10.6-6 查得 $Z_R=3.09$。

设应力服从正态分布，则应力和强度均服从正态分布。按式（10.6-39）得所需可靠安全系数

$$n_R = \frac{1 + Z_R(V_\sigma^2 + V_{R_m}^2 - Z_R^2 V_\sigma^2 V_{R_m}^2)^{\frac{1}{2}}}{1 - Z_R^2 V_{R_m}^2} = \frac{1 + 3.09(0.0602^2 + 0.05^2 - 3.09^2 \times 0.0602^2 \times 0.05^2)^{\frac{1}{2}}}{1 - 3.09^2 \times 0.05^2} = 1.274$$

强度条件按式（10.6-59）

$$\frac{4\overline{K}\,\overline{F}}{\pi d^2} \leqslant \frac{\overline{R}_m}{n_R}$$

解得

$$\overline{d} \geqslant \left(\frac{4\overline{K}\,\overline{F}n_R}{\pi \overline{R}_m}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{4 \times 1 \times 250000 \times 1.274}{\pi \times 630}\right)^{\frac{1}{2}} \text{mm} = 25.37\text{mm}$$

$$S_d = V_d \overline{d} = 0.0025 \times 25.37\text{mm} = 0.0634\text{mm}$$

将设计结果适当圆整，并取 $\Delta d = 3S_d = 3 \times 0.0624\text{mm} = 0.19\text{mm}$，则 $d = 25.5 \pm 0.19\text{mm}$

（2）轴的静强度可靠性设计

轴的静强度可靠性设计应以出现的尖峰载荷进行计算，并由强度理论确定工作应力。

例 6-8　某转轴最大弯矩 $\overline{M} = 1.5 \times 10^8\text{N} \cdot \text{mm}$，$V_M=0.05$；最大转矩 $\overline{T} = 1.2 \times 10^8\text{N} \cdot \text{mm}$，$V_T=0.05$。轴所用钢材的屈服强度 $\overline{R}_{eL} = 1038\text{MPa}$，$V_{R_{eL}} = 0.0392$。要求不发生屈服失效的可靠度 $R \geqslant 0.999$，求所需的直径。

解　工作应力按第四强度理论

$$\sigma = (\sigma_M^2 + 3\tau_T^2)^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{0.1d^3}\left(M^2 + \frac{3}{4}T^2\right)^{\frac{1}{2}}$$

由于 M 和 T 是由同一力源产生，为正相关 $\rho_{MT}=1$，故 M 和 T 可以合并为一个变量

$$\frac{T}{M} = \frac{\overline{T}}{\overline{M}} = \frac{1.2 \times 10^8}{1.5 \times 10^8} = 0.8$$，即 $T=0.8M$

代入上式，并考虑计算系数 K，则工作应力可简化为

$$\sigma = \frac{12.166KM}{d^3}$$

上式即为应力函数，取计算系数 $\overline{K}=1$，$V_K=0$；直径的变异系数 $V_d=0.001$。

按式（10.6-52）求应力的变异系数，各变量相互独立 $\rho_{ij}=0$，故

$$V_\sigma = (V_K^2 + V_M^2 + 3^2 V_d^2)^{1/2} \approx 0.05$$

按要求的 $R=0.999$ 查表 10.6-6 得 $Z_R=3.09$。设

安全系数服从正态分布，所需可靠安全系数由式（10.6-43）计算，式中

$$V_n = (V_\sigma^2 + V_{\sigma_s}^2)^{1/2} = (0.05^2 + 0.0392^2)^{1/2} = 0.0635$$

则

$$n_R = \frac{1}{1 - Z_R V_n} = \frac{1}{1 - 3.09 \times 0.0635} = 1.244$$

强度条件按式（10.6-37）

$$\frac{12.166 \overline{K}\ \overline{M}}{\overline{d}^3} \leqslant \frac{\overline{\sigma}_s}{n_R}$$

可解得

$$\overline{d} \geqslant \left(\frac{12.166 \overline{K}\ \overline{M} n_R}{\overline{\sigma}_s}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{12.166 \times 1 \times 1.5 \times 10^8 \text{N} \cdot \text{mm} \times 1.244}{1038 \text{N} \cdot \text{mm}^{-2}}\right)^{\frac{1}{3}} = 129.8\text{mm}$$

$$\Delta d = 3S_d = 3V_d \overline{d} = 3 \times 0.001 \times 129.8\text{mm} = 0.389\text{mm}$$

适当圆整，取 $d = (130 \pm 0.39)$ mm。

显然，这样求得的直径只满足静强度要求，关于疲劳强度还应另行验算。

（3）螺栓连接的静强度可靠性设计

受预紧力和轴向工作载荷的紧螺栓连接是螺栓连接中最重要的一种型式。这里仅以此种连接为例说明螺栓连接的静强度可靠性设计。

例 6-9　某紧螺栓连接预紧时受预紧力 $Q_p \sim N(22000, 1980^2)$ N，工作时受轴向拉力 $F \sim N(52500, 5200^2)$ N。螺栓的相对刚度 $C \sim N(0.3, 0.024^2)$，螺栓材料的屈服强度 $\sigma_s \sim N(640, 45^2)$ MPa。要求不发生屈服失效的可靠度 $R = 0.999$，求所需的螺栓直径。

解　螺栓所受的总拉力

$$Q = Q_p + CF$$

按式（10.6-47），螺栓所受总拉力的均值

$$\overline{Q} = \overline{Q}_p + \overline{C}\,\overline{F} = 22000\text{N} + 0.3 \times 52500\text{N} = 37750\text{N}$$

按式（10.6-48），各变量相互独立 $\rho_{ij} = 0$，标准差

$$S_Q = (S_{Q_p}^2 + \overline{F}^2 S_C^2 + \overline{C}^2 S_F^2)^{\frac{1}{2}} = (1980^2 + 52500^2 + 0.024^2 + 0.3^2 \times 5200^2)^{\frac{1}{2}}\text{N} = 2818.08\text{N}$$

螺栓所受的工作应力（考虑计算系数 K）

$$\sigma = \frac{4 \times 1.3KQ}{\pi d_1^2}$$

取计算系数 $K = 1.1$，$V_K = 0.05$；螺栓小径 d_1 的变异系数 $V_{d_1} = 0.001$。按式（10.6-52）求应力的变异系数，各变量相互独立向 $\rho_{ij} = 0$，故

$$V_\sigma = (V_K^2 + V_Q^2 + 2^2 V_{d_1}^2)^{\frac{1}{2}} = \left[0.05^2 + \left(\frac{2818.08}{37750}\right)^2 + 4 \times 0.001^2\right]^{\frac{1}{2}} = 0.09$$

按要求的 $R = 0.999$，查表 10.6-6 得 $Z_R = 3.09$。屈服极限的变异系数

$$V_{\sigma_s} = \frac{\overline{S}_{\sigma_s}}{\overline{\sigma}_s} = \frac{45}{640} = 0.07$$

设应力服从正态分布，按式（10.6-44）得所需可靠安全系数

$$n_R = \frac{1 + Z_R(V_\sigma^2 + V_{\sigma_s}^2 - Z_R^2 V_\sigma^2 V_{\sigma_s}^2)^{\frac{1}{2}}}{1 - Z_R^2 V_{\sigma_s}^2} = \frac{1 + 3.09(0.09^2 + 0.07^2 - 3.09^2 \times 0.09^2 \times 0.07^2)^{\frac{1}{2}}}{1 - 3.09^2 \times 0.07^2} = 1.413$$

强度条件按式（10.6-59）

$$\frac{4 \times 1.3\ \overline{K}\ \overline{Q}}{\pi\, \overline{d}_1^2} \leqslant \frac{\overline{\sigma}_s}{n_R}$$

可解得

$$\overline{d}_1 \geqslant \left(\frac{4 \times 1.3\, \overline{K}\, \overline{Q} n_R}{\pi\, \overline{\sigma}_s}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{4 \times 1.3 \times 1.1 \times 37750\text{N} \times 1.413}{\pi \times 640\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}}\right)^{\frac{1}{2}} = 12.139\text{mm}$$

查螺栓标准得

公称直径 $d = 16$mm，小径 $d_1 = 13.835$mm

2.5　疲劳强度可靠性设计

零件的疲劳强度与很多因素有关，计算比较麻烦，因此疲劳强度设计常以验算为主。通常可先按静强度设计定出具体尺寸、结构和加工情况后，再验算可靠度或预计可靠寿命。

2.5.1　变应力和变载荷的类型

应力和载荷的变化规律基本上是类似的，广义的应力就包括载荷，故载荷不再叙述。

应力随时间变化的记录称为应力时间历程，按其变化规律可分为三种类型，如图 10.6-15 所示。其中，图 a 为稳定变应力，每一周期的应力变化幅度均保持为常数；图 b 为规律性不稳定变应力，其应力幅度也随时间变化，但在经过一定的时间（一个大周期）后，又重复原来的变化；图 c 为随机不稳定变应力，其变化无明显的规律性。严格地讲，任何零件所受的变应力都属于随机性不稳定变应力。但为了研究和应用的方便，常近似假定或简化为规律性不稳定变

应力和稳定变应力。这节只介绍受稳定变应力时零件疲劳强度的概率设计。

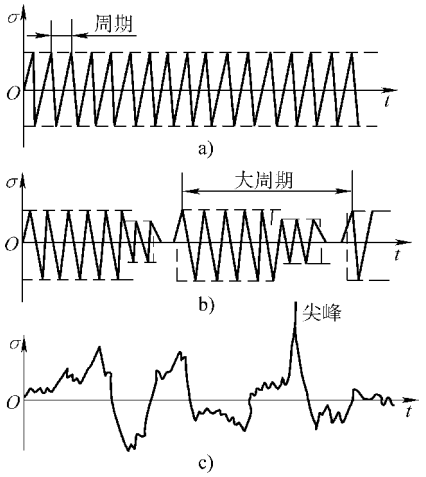


图 10.6-15　应力时间历程的类型

a）稳定变应力　b）规律性不稳定变应力　c）随机不稳定变应力

应力的随机性按其在设计中的影响可分为两种。一种是产品本身所受应力历程的随机性，它是反映产品本身所受应力随时间的随机变化；另一种是同样产品间的变异，它是反映同样产品，在同样工作条件下，由于受一些随机因素的影响而实际引起的应力并不一致。例如，同样类型的一批汽车，在相同的载荷、道路等情况下对其后轴进行应力实测，各车本身应力随机的变化记录就反映了应力随时间变化的历程；若从各个记录中找出各自的最大应力，一般这些最大应力的不一致就反映了同样产品间的变异。实践表明，它们的应力历程各不相同，但经统计处理后可发现各个应力历程的分布规律是一致的，而分布参数并不一致。分布参数间的变异也可统计整理得出其分布规律。一般应力历程常用 β 分布等来描述，而分布参数的随机性则常用正态分布来描述。这里应注意，应力历程的变异是导致产品疲劳失效的根源，而同样产品间应力的变异是疲劳强度概率设计的基础。

2.5.2　部分材料的 *p-S-N* 曲线

在利用对数正态分布或威布尔分布求出不同的应力水平下的 *p-N* 曲线以后，将不同存活率下的数据点分别相连，即可得出一族 *S-N* 曲线，其中的每条曲线，分别代表某一不同存活率下的应力-寿命关系。这种以应力为纵坐标，以存活率 p 的疲劳寿命为横坐标所绘出的一族存活率-应力-寿命曲线，称为 *p-S-N* 曲线。

p-S-N 曲线的通用表达式为

$$\lg N_p = a_p + b_p \lg \bar{\sigma} \qquad (10.6\text{-}70)$$

式中　N_p——存活率为 p 时的疲劳寿命；

a_p、b_p——与存活率有关的材料常数。

表 10.6-21 ~ 表 10.6-25 是 *p-S-N* 曲线的 a_p 和 b_p 值数据。

表 10.6-21　采用国产机械材料旋转弯曲 *p-S-N* 曲线的 a_p 和 b_p 值

材　料	热处理	试样型式	R_m/MPa	不同存活率下的 a_p、b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
Q235A	热轧	漏斗形	455	a_p	41.1782	39.1860	38.6199	37.5599	36.3713
				b_p	−14.6745	−13.8996	−13.6793	−13.2668	−12.8046
Q235A(F)	热轧	漏斗形	428	a_p	28.7394	24.7209	25.7500	27.3606	28.4015
				b_p	−9.8604	−8.3074	−8.7467	−9.4333	−9.8769
Q235B	热轧	漏斗形	441	a_p	41.0522	39.0712	28.0594	37.4571	36.2751
				b_p	−14.3620	−13.6045	−13.3896	−12.9873	−12.5352
20	热轧	漏斗形	463	a_p	53.6613	47.3995	45.6260	42.2997	38.5679
				b_p	−19.6687	−17.1916	−16.4920	−15.1749	−13.6989
30	调质	圆柱形	808	a_p	31.8890	32.7910	33.0460	33.5340	34.0710
				b_p	−9.9650	−10.3700	−10.4850	−10.7040	−10.9450
35	正火	圆柱形	593	a_p	52.0450	—	—	—	—
				b_p	−18.5856	—	—	—	—
35	正火	漏斗形	593	a_p	56.9006	53.2324	52.1971	50.2495	48.0622
				b_p	−20.4774	−19.0738	−18.6785	−17.9348	−17.0995
45	正火	漏斗形	624	a_p	35.4779	32.6340	31.7081	29.5794	26.3380
				b_p	−12.0804	−10.9915	−9.8094	−8.5479	−7.0415
45	调质	漏斗形	735	a_p	35.4779	32.6340	31.7081	28.5794	26.3380
				b_p	−12.0804	−10.9915	−9.8094	−8.5479	−7.0415
45	电渣溶铸	圆柱形	934	a_p	33.3671	36.4163	—	—	—

（续）

材　　料	热处理	试样型式	R_m/MPa	不同存活率下的 a_p、b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
45	电渣溶铸	圆柱形	934	b_p	–10.4673	–11.7514	—	—	—
55	调质	圆柱形	834	a_p	36.5930	35.2565	34.8781	34.1671	—
				b_p	–11.8010	–11.3857	–11.2681	–11.0471	—
70	淬火后中温回火	圆柱形	1138	a_p	44.3289	38.2217	36.0849	31.9029	—
				b_p	–14.1907	–12.0299	–11.2708	–9.7833	—
Q345	热轧	漏斗形	586	a_p	37.7963	33.2235	31.9285	29.5020	26.7791
				b_p	–12.7395	–11.0021	–10.5100	–9.5881	–8.5536
40MnB	调质	圆柱形	970	a_p	26.1130	25.2717	25.8889	28.5391	34.0529
				b_p	–7.6879	–7.4421	–7.6893	–8.7042	–10.7820
40MnVB	调质	圆柱形	1111	a_p	31.1946	26.2481	24.8606	22.2390	19.2985
				b_p	–9.2267	–7.5146	–7.0346	–6.1273	–5.1097
45Mn2	调质	圆柱形	952	a_p	44.0622	35.6726	33.4206	28.5217	23.4502
				b_p	–14.1310	–11.1414	–10.3394	–8.5904	–6.7825
YF45MnV	热轧	圆柱形	886	a_p	45.9550	—	—	—	—
				b_p	–15.4506	—	—	—	—
18Cr2Ni4W	调质	圆柱形	1039	a_p	28.4098	22.8319	21.2529	18.2666	14.9428
				b_p	–8.3649	–6.4387	–5.8934	–4.8617	–3.7138
20Cr2Ni4A	淬火后低温回火	圆柱形	1483	a_p	39.9331	38.3800	37.9418	37.1179	36.1915
				b_p	–12.1225	–11.6373	–11.5004	–11.2431	–10.9536
20CrMnSi	调质	圆柱形	788	a_p	24.4237	23.6921	23.3243	22.6368	21.8642
				b_p	–7.4130	–6.9978	–6.8800	–6.6599	–6.4126
35CrMo	调质	圆柱形	924	a_p	29.2322	23.5444	21.9335	18.9136	15.5248
				b_p	–8.8072	–6.7974	–6.2282	–5.1612	–3.9638
40Cr	调质	圆柱形	940	a_p	23.9454	23.7437	23.6894	28.5835	23.4627
				b_p	–6.8775	–6.8610	–6.8573	–6.8490	–6.8389
40CrMnMo	调质	圆柱形	977	a_p	35.4168	28.5007	26.5396	22.8667	18.7446
				b_p	–10.9989	–8.5465	–7.8511	–6.5487	–5.0870
40CrNiMo	调质	圆柱形	972	a_p	32.6376	27.3871	25.9005	23.1116	19.9826
				b_p	–9.8424	–8.0125	–7.4946	–6.5217	–5.4319
42CrMo	调质	圆柱形	1134	a_p	32.6376	27.3871	25.9005	23.1116	19.9826
				b_p	–9.8424	–8.0125	–7.4946	–6.5219	–5.4319
50CrV	淬火后中温回火	圆柱形	1586	a_p	44.0733	33.6861	30.7457	—	—
				b_p	–13.3295	–9.7860	–8.8075	—	—
55Si2Mn	淬火后中温回火	漏斗形	1866	a_p	38.2510	34.3906	33.2957	31.2405	28.9378
				b_p	–11.2363	–9.9750	–9.6178	–8.9473	–8.1961
60Si2Mn	淬火后中温回火	圆柱形	1625	a_p	32.6269	22.6451	19.8172	14.5221	8.5745
				b_p	–9.7953	–6.3067	–5.3184	–3.4678	–1.3892
65Mn	淬火后中温回火	圆柱形	1687	a_p	51.0018	31.4859	31.4034	—	—
				b_p	–15.6356	–9.0650	–9.0501	—	—
16MnCr5	淬火后低温回火	圆柱形	1373	a_p	36.9299	35.7568	35.4242	34.8021	34.1011
				b_p	–11.0910	–10.7594	–10.6654	–10.4896	–10.2913
20MnCr5	淬火后低温回火	圆柱形	1482	a_p	34.8925	31.3347	30.3272	28.4357	26.3165
				b_p	–10.2650	–9.0800	–8.7444	–8.1144	–7.4085
25MnCr5	淬火后低温回火	圆柱形	1587	a_p	31.8315	—	—	—	—
				b_p	–9.6726	—	—	—	—
28MnCr5	淬火后低温回火	漏斗形	1307	a_p	32.1009	29.7783	—	—	—
				b_p	–9.7598	–9.0391	—	—	—
1Cr13	调质	圆柱形	721	a_p	36.5348	32.7814	31.7185	29.7247	—

（续）

材　料	热处理	试样型式	R_m/MPa	不同存活率下的 a_p、b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
1Cr13	调质	圆柱形	721	b_p	－11.7659	－10.4010	－10.0146	－9.2905	—
2Cr13	调质	圆柱形	687.5	a_p	34.5941	—	—	—	—
				b_p	－11.0939	—	—	—	—
7Cr7Mo2V2Si	调质	圆柱形	2353	a_p	51.7115	—	—	—	—
				b_p	－16.4469	—	—	—	—
Cr12	淬火后低温回火	圆柱形	2272	a_p	47.1510	44.3510	43.5624	42.0713	40.4045
				b_p	－14.3456	－13.6581	－13.4650	－13.0985	－12.6894
ZG1Cr13	退火后正火	圆柱形	789	a_p	31.5038	29.3699	28.7665	27.6328	26.3601
				b_p	－9.9387	－9.2097	－9.0035	－8.6162	－8.1813
ZG20SiMn	正火	漏斗形	515	a_p	33.2386	31.3444	30.8091	29.8020	28.6738
				b_p	－11.2759	－10.6174	－10.4313	－10.0811	－9.6890
ZG230-450	正火	漏斗形	543	a_p	29.7802	28.1739	27.7191	26.8656	25.9088
				b_p	－9.9618	－9.3850	－9.2217	－8.9152	－8.5717
ZG270-500	调质	圆柱形	823	a_p	28.0098	26.9080	26.6191	25.9726	29.3958
				b_p	－8.7627	－8.4102	－8.3193	－8.1078	－7.9288
ZG40Cr	调质	圆柱形	977	a_p	23.9294	22.6104	22.0649	21.5339	20.6580
				b_p	－7.0297	－6.6576	－6.4857	－6.3536	－6.0971
ZG340-640	调质	圆柱形	1044	a_p	23.2293	25.2008	25.7354	26.8610	28.0286
				b_p	－6.7889	－7.6504	－7.8852	－8.3731	－8.8837
QT400-15	退火	圆柱形	484	a_p	35.3963	34.0203	33.6302	32.8974	32.0780
				b_p	－11.9209	－11.4576	－11.3264	－11.0800	－10.8045
QT400-18（梅花试样）	退火	圆柱形	472	a_p	27.5206	27.3979	27.3630	27.2978	27.2247
				b_p	－8.6880	－8.9148	－8.9276	－8.9530	－8.9808
QT400-18（楔形试块）	退火	圆柱形	433	a_p	25.9914	23.9378	23.3566	22.2654	21.0417
				b_p	－8.4445	－7.7063	－7.4974	－7.1051	－6.6652
QT500-7	退火	圆柱形	625	a_p	34.4756	31.6459	30.7782	29.2479	27.5186
				b_p	－11.7662	－10.7431	－10.4262	－9.8715	－9.2445
QT600-3（梅花试样）	正火	圆柱形	759	a_p	28.8515	23.5167	22.5736	21.7921	21.6921
				b_p	－9.4106	－7.3826	－7.0266	－6.7376	－6.7072
QT600-3（楔形试块）	正火	圆柱形	858	a_p	23.8971	21.2394	21.5825	22.5275	23.3589
				b_p	－7.3724	－6.4266	－6.5776	－6.9688	－7.3069
QT700-2	正火	圆柱形	754	a_p	27.9323	27.1736	26.9608	26.5604	26.1116
				b_p	－9.0415	－8.8510	－8.7979	－8.6977	－8.5855
QT800-2	正火	圆柱形	842	a_p	52.7012	45.3333	44.0561	42.9166	—
				b_p	－18.1373	－15.4472	－14.9795	－14.5589	—

表 10.6-22　常用国产机械材料轴向加载 *p-S-N* 曲线的 a_p 和 b_p 值

材　料	热处理	试样型式	R_m/MPa	不同存活率下的 a_p、b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
20	正火	漏斗形圆试样	464	a_p	26.1556	25.5209	24.0577	—	—
				b_p	－8.4577	－7.8438	－7.6698	—	—
45	调质	漏斗形圆试样	735	a_p	26.5903	20.4066	—	—	—
				b_p	－8.1317	－5.8752	—	—	—
12CrNi3	调质	漏斗形圆试样	833	a_p	21.7148	13.5936	11.2919	—	—
				b_p	－6.1825	－3.2419	－2.4085	—	—
Q345	热轧	漏斗形圆试样	586	a_p	47.6271	32.3933	—	—	—
				b_p	－16.3996	－10.5598	—	—	—
35VB	热轧	圆锥试样	741	a_p	25.7552	20.9072	19.5206	16.9297	—
				b_p	－7.7115	－5.9401	－5.4335	－4.4868	—

（续）

材　　料	热处理	试样型式	R_m/MPa	不同存活率下的 a_p、b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
40CrNiMo	调质	圆柱试样	972	a_p	39.2019	39.5536	39.6553	39.8413	40.0482
				b_p	–12.6492	–12.8964	–12.9672	–13.0983	–13.2446
45CrNiMoV	淬火后中温回火	漏斗形圆试样	1553	a_p	32.3665	27.3582	25.9253	23.2497	20.2774
				b_p	–9.5907	–7.9259	–7.4496	–6.5603	–5.5723
55SiMnVB	淬火后中温回火	漏斗形板试样	1536	a_p	28.7580	22.3037	20.6135	17.5107	14.0368
				b_p	–8.3224	–6.1711	–5.6093	–4.5785	–3.4241
HT200	去应力退火	圆柱试样	250	a_p	30.3489	—	—	—	—
				b_p	–12.1962	—	—	—	—
HT300	去应力退火	圆柱试样	353	a_p	37.1141	—	—	—	—
				b_p	–14.5775	—	—	—	—
LF10MnSiTi	冷拔后时效处理	圆柱试样	861	a_p	111.2425	101.5292	97.3301	95.0013	87.8875
				b_p	–36.8498	–33.5745	–32.1415	–31.3894	–28.9750
ZG310-570	调质	圆柱试样	1012	a_p	24.9323	—	—	—	—
				b_p	–7.5094	—	—	—	—

表 10.6-23　常用国产机械材料缺口试样（缺口半径 $R=0.75$mm）**旋转弯曲 *p-S-N* 曲线的 a_p 和 b_p 值**

材　　料	热处理	R_m/MPa	α_σ	不同存活率下的 a_p、b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
Q235A	热轧	439	2.0	a_p	22.6342	21.4857	21.1602	20.5505	19.8662
				b_p	–7.4382	–6.9652	–6.8311	–6.5800	–6.2982
Q235A(F)	热轧	428	2.0	a_p	20.1179	19.4030	19.2005	18.8206	18.3918
				b_p	–6.3651	–6.1311	–6.0649	–5.9406	–5.8000
Q235B	热轧	441	2.0	a_p	22.0100	21.0900	20.8300	20.3600	19.7900
				b_p	–6.9970	–6.6500	–6.5590	–6.3890	–6.1770
20	正火	463	2.0	a_p	21.7179	21.1580	20.9272	20.4437	19.9285
				b_p	–6.9947	–6.7951	–6.7060	–6.5140	–6.3050
35	正火	593	2.0	a_p	21.7192	19.9807	20.0532	20.6044	21.5711
				b_p	–6.9755	–6.2757	–6.3147	–6.5635	–6.9915
45	正火	624	2.0	a_p	21.9613	19.9807	20.0532	20.6044	21.5711
				b_p	–6.9755	–6.2757	–6.3147	–6.5635	–6.9915
45	调质	735	2.0	a_p	21.9655	19.0476	18.2225	—	—
				b_p	–6.8622	–5.7259	–5.4046	—	—
45	电渣熔铸	934	2.0	a_p	22.2483	21.4464	21.2194	20.7935	20.3158
				b_p	–6.6953	–6.4245	–6.3479	–6.2042	–6.0427
50	正火	661	2.0	a_p	21.7608	19.6916	19.2883	18.5291	17.6782
				b_p	–6.7497	–5.9828	–5.8388	–5.5677	–5.2640
55	调质	834	2.0	a_p	22.9095	20.5455	20.1084	19.6624	19.5636
				b_p	–7.1262	–6.2402	–6.0760	–5.9129	–5.8812
Q345	热轧	586	2.0	a_p	24.0589	21.7070	21.0411	19.7921	18.3904
				b_p	–7.8056	–6.8701	–6.6052	–6.1084	–5.5508
40MnB	调质	970	2.0	a_p	24.2924	22.3902	21.9595	21.5391	21.3448
				b_p	–7.4986	–6.7748	–6.6433	–6.5068	–6.4678
18Cr2Ni4W	调质	1039	2.0	a_p	27.4174	25.2014	24.5739	23.3958	22.0746
				b_p	–8.5824	–7.7674	–7.5368	–7.1036	–6.6178
20Cr2Ni4A	淬火后低温回火	1483	1.89	a_p	24.9890	23.6921	23.3243	22.6368	21.8642
				b_p	–7.4130	–6.9978	–6.8800	–6.6599	–6.4126
20CrMnSi	调质	788	2.0	a_p	31.3928	30.9739	30.8540	30.6312	29.0707
				b_p	–10.2412	–10.1507	–10.1246	–10.0764	–9.4976

（续）

材　料	热处理	R_m/MPa	α_σ	不同存活率下的 a_p、b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
35CrMo	调质	924	2.0	a_p	18.8759	16.3897	14.9160	—	—
				b_p	－5.4657	－4.5378	－3.9648	—	—
40Cr	调质	940	2.0	a_p	23.8399	19.9848	19.9021	20.5717	—
				b_p	－7.3301	－5.9220	－5.9238	－6.2543	—
40CrMnMo	调质	977	2.0	a_p	22.3333	18.9279	17.9639	16.1632	14.1080
				b_p	－6.7964	－5.5385	－5.1824	－4.5177	－3.7577
40CrNiMo	调质	972	2.0	a_p	24.4941	20.8809	20.3812	18.8271	17.3918
				b_p	－7.3853	－6.0584	－5.7816	－5.3022	－4.7731
42CrMo	调质	1134	2.0	a_p	25.5155	22.3251	21.9970	21.8787	22.1552
				b_p	－7.8989	－6.7029	－6.5814	－6.5417	－6.6521
50CrV	淬火后中温回火	1586	2.0	a_p	35.6905	33.9430	33.4481	32.5198	31.4781
				b_p	－11.6069	－10.9504	－10.7636	－10.4150	－10.0235
55Si2Mn	淬火后中温回火	1866	1.89	a_p	34.8106	31.7982	30.9444	29.3430	—
				b_p	－10.7339	－9.7156	－9.4269	－8.8855	—
60Si2Mn	淬火后中温回火	1625	1.89	a_p	38.3265	—	—	—	—
				b_p	－12.5501	—	—	—	—
65Mn	淬火后中温回火	1687	2.0	a_p	34.9623	31.3483	30.3250	28.4052	26.2516
				b_p	－10.9421	－9.6725	－9.3126	－8.6374	－7.8797
16MnCr5	淬火后低温回火	1373	1.89	a_p	25.2408	23.9648	23.6046	22.9274	22.1661
				b_p	－7.5962	－7.1731	－7.0537	－6.8292	－6.5767
20MnCr5	淬火后低温回火	1482	1.89	a_p	23.3315	20.8643	20.1655	18.8471	17.3829
				b_p	－6.8030	－5.9492	－5.7074	－5.2452	－4.7443
1Cr13	调质	721	2.0	a_p	21.1863	19.9575	19.6065	18.9568	18.2244
				b_p	－6.4830	－6.0205	－5.8893	－5.6437	－5.3677
2Cr13	调质	687.5	2.0	a_p	24.7427	19.3938	—	—	—
				b_p	－7.9129	－5.8206	—	—	—
ZC1Cr13	退火后正火	789	2.0	a_p	21.4794	19.8246	19.3550	18.4757	17.4893
				b_p	－6.5322	－5.9426	－5.7751	－5.4619	－5.1105
ZG20SiMn	正火	515	2.0	a_p	22.1144	21.6379	21.5022	21.2491	20.9661
				b_p	－7.1378	－6.9588	－6.9078	－6.8128	－6.7065
ZG230-450	正火	543	2.0	a_p	19.1400	18.3200	－18.0900	17.6600	—
				b_p	－5.8400	－5.5600	－5.4800	－5.3400	—
ZG40Cr	调质	977	2.0	a_p	33.1460	30.8377	30.1677	28.9926	27.5794
				b_p	－10.9713	－10.1611	－9.9252	－9.5152	－9.0174
QT400-18（梅花试样）	退火	472	2.0	a_p	29.1913	28.0190	27.6871	27.0644	26.3657
				b_p	－10.0481	－9.6066	－9.4817	－9.2471	－8.9841
QT400-18（楔形试块）	退火	432	2.0	a_p	26.5304	23.3493	22.4507	20.7622	18.8677
				b_p	－8.9732	－7.7067	－7.3480	－6.6754	－5.9207
QT600-3（梅花试块）	正火	760	2.0	a_p	21.7317	19.2280	19.1067	19.0527	19.0774
				b_p	－6.9693	－5.9658	－5.9252	－5.9186	－5.9420
QT600-3（楔形试块）	正火	858	2.0	a_p	22.6750	18.8598	18.2743	17.7857	17.7081
				b_p	－7.2665	－5.7648	－5.5331	－5.3413	－5.3128
QT700-2	正火	754	2.0	a_p	19.4801	19.1196	19.0170	18.8255	18.6111
				b_p	－6.1108	－6.0413	－6.0214	－5.9845	－5.9432
QT800-2	正火	842	2.0	a_p	22.5876	21.8004	21.6700	—	—
				b_p	－7.2043	－6.9513	－6.9173	—	—

表 10.6-24　不同锐度缺口试样 *p-S-N* 曲线中的常数的 a_p 和 b_p 值

材　料	热处理	缺口半径 R/mm	α_σ	不同存活率 p 下的 a_p 或 b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
Q235A	轧态	0.25	3.26	a_p	18.4450	16.3828	15.7987	14.7033	13.4741
				b_p	–5.7455	–4.8835	–4.6393	–4.1815	–3.6676
		0.50	2.47	a_p	21.0986	20.0322	19.7307	19.1643	18.5288
				b_p	–6.7899	–6.3642	–6.2438	–6.0177	–5.7640
		0.75	2.06	a_p	23.0308	22.8013	22.7365	22.6141	22.4772
				b_p	–7.5544	–7.5030	–7.4885	–7.4610	–7.4303
		1.5	1.65	a_p	22.6949	21.2827	20.8827	20.1326	19.2908
				b_p	–7.3473	–6.8112	–6.6593	–6.3745	–6.0549
		3.0	1.38	a_p	24.4431	23.6427	23.4157	22.9901	22.5143
				b_p	–7.8904	–7.5868	–7.5007	–7.3392	–7.1588
		6.0	1.19	a_p	29.9104	27.3374	26.6091	25.2426	23.7083
				b_p	–10.0140	–9.0181	–8.7362	–8.2073	–7.6134
Q345	轧态	0.25	3.26	a_p	17.6285	17.0394	16.8725	16.5594	16.2085
				b_p	–5.2392	–5.0151	–4.9516	–4.8325	–4.6990
		0.50	2.47	a_p	20.3358	19.5571	19.3365	18.9228	18.4587
				b_p	–6.3378	–6.0373	–5.9521	–5.7924	–5.6133
		0.75	2.06	a_p	21.9033	20.4426	20.0297	19.2537	18.3833
				b_p	–6.9271	–6.3597	–6.1994	–5.8980	–5.5599
		1.5	1.65	a_p	27.5702	24.5679	23.7178	22.1237	20.3342
				b_p	–9.0742	–7.8881	–7.5522	–6.9225	–6.2155
		3.0	1.38	a_p	27.8037	24.8026	23.9525	22.3584	20.5704
				b_p	–8.9181	–7.7736	–7.4494	–6.8415	–6.1596
		6.0	1.19	a_p	33.3041	31.1584	30.5508	29.4110	28.1332
				b_p	–10.9568	–10.1930	–9.9767	–9.5710	–9.1162
35	正火	0.25	3.26	a_p	18.6809	17.7367	17.4691	16.9679	16.4050
				b_p	–5.7654	–5.3950	–5.2901	–5.0935	–4.8727
		0.50	2.47	a_p	20.9983	21.0921	21.1192	21.1692	21.2255
				b_p	–6.6716	–6.7436	–6.7642	–6.8025	–6.8456
		0.75	2.06	a_p	23.1374	22.6691	22.5371	22.2884	22.0096
				b_p	–7.5597	–7.4154	–7.3748	–7.2982	–7.2124
		1.5	1.65	a_p	25.8784	25.8152	25.7967	25.7631	25.7249
				b_p	–8.5325	–8.5569	–8.5635	–8.5764	–8.5907
		3.0	1.38	a_p	29.2033	25.8247	24.8665	23.0718	21.0581
				b_p	–9.6571	–8.3300	–7.9536	–7.2487	–6.4577
		6.0	1.19	a_p	35.7366	33.2312	32.5210	31.1911	29.6971
				b_p	–12.1018	–11.1496	–10.8797	–10.3743	–9.8065
45	正火	0.25	3.26	a_p	20.6550	19.9113	19.7006	19.3061	18.8628
				b_p	–6.5491	–6.2834	–6.2081	–6.0672	–5.9088
		0.50	2.47	a_p	21.3155	21.0160	20.9315	20.7720	20.5937
				b_p	–6.8377	–6.7399	–6.7124	–6.6604	–6.6022
		0.75	2.06	a_p	23.3672	21.8458	21.4152	20.6068	19.7001
				b_p	–7.6253	–7.0247	–6.8547	–6.5356	–6.1777
		1.5	1.65	a_p	29.2133	27.8890	27.5141	26.8113	26.0230
				b_p	–9.7232	–9.2249	–9.0838	–8.8194	–8.5229
		3.0	1.38	a_p	27.2008	24.2668	23.4349	21.8772	20.1267
				b_p	–8.8125	–7.6865	–7.3672	–6.7694	–6.0975
		6.0	1.19	a_p	36.8602	34.4737	33.7975	32.5291	31.1041
				b_p	12.5143	–11.6120	–11.3564	–10.8768	–10.3380

（续）

材　料	热处理	缺口半径 R/mm	α_σ	不同存活率 p 下的 a_p 或 b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
45	调质	0.25	3.26	a_p	15.2404	14.6379	14.4673	14.1473	13.7882
				b_p	－4.1920	－3.9647	－3.9003	－3.7796	－3.6441
		0.50	2.47	a_p	22.1054	19.9646	19.3584	18.2212	16.9454
				b_p	－6.8279	－6.0275	－5.8009	－5.3757	－4.8987
		1.0	1.87	a_p	24.9599	23.4801	23.0611	22.2751	21.3932
				b_p	－7.7933	－7.2570	－7.1051	－6.8202	－6.5006
		3.0	1.38	a_p	30.2166	25.4395	24.0869	21.5492	18.7023
				b_p	－9.4872	－7.7616	－7.2730	－6.3563	－5.3279
		15	1.08	a_p	24.3964	22.7607	22.2976	21.4287	20.4539
				b_p	－7.1712	－6.6277	－6.4738	－6.1851	－5.8612
		75	1.02	a_p	29.8414	28.7410	28.4294	27.8449	27.1891
				b_p	－9.1193	－8.6770	－8.6711	－8.4856	－8.2775
		光滑试样	1	a_p	37.7109	37.4616	37.3904	37.2584	37.1088
				b_p	－12.1893	－12.1143	－12.0929	－12.0536	－12.0107
40Cr	调质	0.25	3.26	a_p	19.8748	18.6435	18.2949	17.6407	16.9072
				b_p	－5.9228	－5.4583	－5.3268	－5.0800	－4.8032
		0.50	2.47	a_p	22.1636	20.6232	20.1870	19.3683	18.4504
				b_p	－6.7872	－6.2052	－6.0404	－5.7311	－5.3843
		0.75	2.06	a_p	26.8369	24.8517	24.2896	23.2354	22.0524
				b_p	－8.4733	－7.7400	－7.5323	－7.1429	－6.7059
		1.5	1.65	a_p	24.9880	23.6906	23.3260	22.6374	21.8615
				b_p	－7.4921	－7.0539	－6.9308	－6.6981	－6.4358
		3.0	1.38	a_p	28.2218	24.4516	23.3876	21.3843	19.1384
				b_p	－8.5165	－7.1695	－6.7894	－6.0736	－5.2712
		6.0	1.19	a_p	25.9321	22.5207	21.5556	19.7426	17.7143
				b_p	－7.6021	－6.4214	－6.0874	－5.4599	－4.7580
60Si2Mn	淬火后中温回火	0.25	2.97	a_p	20.9156	16.0606	14.6840	12.1070	9.2135
				b_p	－6.2517	－4.4009	－3.8761	－2.8937	－1.7907
		0.50	2.20	a_p	27.6398	25.1304	24.4187	23.0839	21.5886
				b_p	－8.5161	－7.6431	－7.3955	－6.9311	－6.4109
		0.75	1.90	a_p	26.6219	19.9035	18.0016	14.4286	10.4231
				b_p	－8.1280	－5.6994	－5.0119	－3.7202	－2.2723
		1.50	1.55	a_p	21.4143	20.7761	20.5942	20.2587	19.8787
				b_p	－5.9064	－5.7318	－5.6819	－5.5904	－5.4865
		3.0	1.31	a_p	29.1645	18.3053	15.2365	9.4572	—
				b_p	－8.4859	－4.7570	－3.7033	－1.7187	—
		6.0	1.6	a_p	28.8797	24.1991	22.8615	20.3780	17.5801
				b_p	－8.3062	－6.7656	－6.3251	－5.5077	－4.5866
40CrNiMo	调质	0.25	2.97	a_p	16.5261	13.8366	13.0751	11.6464	10.0436
				b_p	－4.6079	－3.5944	－3.3075	－2.7691	－2.1651
		0.50	2.20	a_p	26.6880	24.7957	24.2599	23.2548	22.1271
				b_p	－8.2255	－7.5673	－7.3810	－7.0313	－6.6391
		1.0	1.75	a_p	21.6746	20.2095	19.7946	19.0164	18.1432
				b_p	－6.2370	－5.7323	－5.5895	－5.3214	－5.0207
		3.0	1.31	a_p	25.5566	24.4240	24.1033	23.5017	22.8268
				b_p	－7.4905	－7.1248	－7.0213	－6.8270	－6.6091
		15	1.07	a_p	28.9776	24.0035	22.5951	19.9528	16.9885
				b_p	－8.5589	－6.8364	－6.3486	－5.4336	－4.4070
		75	1.02	a_p	21.4516	15.8070	14.2087	11.2103	7.8465
				b_p	－5.8861	－3.9263	－3.3714	－2.3303	－1.1624
		光滑试样	1	a_p	16.7671	15.7907	15.5142	14.9955	14.4135
				b_p	－4.7507	－4.3952	－4.2945	－4.1507	－3.8986

表 10.6-25　不同终加工方法试样 *p-S-N* 曲线的 a_p 和 b_p 值

材料	热处理	R_m/MPa	终加工方法	不同存活率 p 下的 a_p 或 b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
Q235A	轧态	463	抛光	a_p	25.3502	23.6317	23.1451	22.2322	21.2081
				b_p	–7.9651	–7.3153	–7.1313	–6.7862	–6.3989
			磨光	a_p	24.0398	20.5410	19.5503	17.6917	15.6066
				b_p	–7.4449	–6.0926	–5.7097	–4.9913	–4.1854
			精车	a_p	27.2788	20.6063	18.7169	15.1724	11.1960
				b_p	–8.9187	–6.3051	–5.5650	–4.1767	–2.6191
			粗车	a_p	30.1992	31.1552	31.4259	31.9336	32.5033
				b_p	–10.1702	–10.6338	–10.7650	–11.0113	–11.2875
			锻造	a_p	24.9788	23.2997	22.8243	21.9323	20.9317
				b_p	–8.1255	–7.5348	–7.3675	–7.0537	–6.7016
Q345	轧态	562	锻造	a_p	20.656	22.001	22.382	23.096	23.898
				b_p	–6.277	–6.967	–7.163	–7.529	–7.940
			粗车	a_p	36.0200	28.8756	27.3733	25.1192	26.1219
				b_p	–12.5577	–9.7788	–9.2019	–8.3365	–8.8077
			精车	a_p	44.110	21.433	—	—	—
				b_p	–15.540	–6.536	—	—	—
35	正火	584	粗车	a_p	43.790	38.825	—	—	—
				b_p	–15.489	–13.578	—	—	—
			精车	a_p	45.359	38.432	36.472	32.792	—
				b_p	–16.018	–13.321	–12.558	–11.125	—
			磨光	a_p	53.932	—	—	—	—
				b_p	–19.347	—	—	—	—
			抛光	a_p	58.518	54.631	56.501	64.215	75.422
				b_p	–21.168	19.826	–20.643	–23.787	–28.348
45	正火	612	粗车	a_p	46.6756	41.4103	41.2942	41.2495	41.4711
				b_p	–16.7818	–14.7091	–14.6727	–14.6727	–14.7818
			精车	a_p	48.059	46.564	47.320	49.182	51.452
				b_p	–17.121	–16.593	–16.991	–17.684	–18.623
			磨光	a_p	58.8290	48.3036	46.7396	46.4238	48.2885
				b_p	–21.4389	–17.3354	–16.7371	–16.6569	–17.4501
			抛光	a_p	65.7472	49.6993	46.9868	45.4380	47.0001
				b_p	–23.9206	–17.6587	–16.6084	–16.0348	–16.6934
45	调质	783	抛光	a_p	40.6817	38.6145	38.0291	36.9310	35.6991
				b_p	–13.2884	–12.6024	–12.4082	–12.0438	–11.6351
			磨光	a_p	41.0124	34.2656	32.3553	28.7714	24.7507
				b_p	–13.4212	–10.9926	–10.3049	–9.0148	–7.5675

（续）

材料	热处理	R_m/MPa	终加工方法	不同存活率 p 下的 a_p 或 b_p					
				p(%)	50	90	95	99	99.9
45	调质	783	精车	a_p	31.5692	28.2384	27.2953	25.5259	23.5410
				b_p	－9.9521	－8.8232	－8.5036	－7.9030	－7.2312
			粗车	a_p	31.5009	35.0310	36.0306	37.9058	40.0095
				b_p	－10.0404	－11.4305	－11.8241	－12.5626	－13.3910
			锻造	a_p	16.4848	14.8641	14.4052	13.5442	12.5784
				b_p	－4.5246	－3.9439	－3.7795	－3.4711	－3.1251
40CrNiMo	调质	940	抛光	a_p	32.0953	33.4544	33.8393	34.5613	35.3713
				b_p	－9.8521	－10.3973	－10.5517	－10.8413	－11.1662
			磨光	a_p	30.3863	28.7810	28.3286	27.4754	26.5185
				b_p	－9.1848	－8.6468	－8.4952	－8.2091	－7.8884
			精车	a_p	31.5114	29.4840	28.9099	27.8328	26.6246
				b_p	－9.6649	－8.9634	－8.7647	－8.3921	－7.9740
			粗车	a_p	30.9637	35.4967	36.7802	39.1879	41.8893
				b_p	－9.5743	－11.3151	－11.8080	－12.7326	－13.7700
			锻造	a_p	20.9349	18.2883	17.5389	16.1330	14.5557
				b_p	－6.0572	－5.0991	－4.8278	－4.3189	－3.7479
40Cr	调质	858	锻造	a_p	—	15.3077	15.1689	—	—
				b_p	—	－3.9880	－3.957	—	—
			粗车	a_p	—	—	26.805	29.720	32.992
				b_p	—	—	－8.287	－9.456	－10.768
			磨光	a_p	—	35.927	39.079	45.665	—
				b_p	—	－11.374	－12.575	－15.068	—
60Si2Mn	淬火后中温回火	1370	锻造	a_p	15.318	15.428	15.654	—	—
				b_p	－3.781	－3.992	－4.095	—	—
			粗车	a_p	19.872	—	—	—	—
				b_p	－5.386	—	—	—	—
			精车	a_p	26.999	25.219	24.965	24.894	25.255
				b_p	－7.816	－7.278	－7.211	－7.224	－7.390
			磨光	a_p	31.786	16.523	—	—	—
				b_p	－9.295	－4.056	—	—	—
			抛光	a_p	35.592	28.110	26.556	24.992	—
				b_p	－10.687	－8.145	－7.620	－7.101	—

2.5.3　零件的疲劳极限

零件或构件的疲劳极限由于结构、尺寸、表面等情况的影响，往往比标准光滑试件试验得到的材料疲劳极限低。用具体零件做相应载荷的疲劳试验，直接求得零件的疲劳极限是最符合实际情况的，然而通常难以办到。一般是利用相应的系数对材料的疲劳极限进行适当的修正作为零件的疲劳极限。下面仅介绍受对称循环变应力的情况供设计时参考。

如图 10.6-16 所示的 *S-N* 曲线是用常规疲劳试验方法获得的,可近似看做失效概率为 50%。由图知,疲劳极限随着应力循环次数 N 的增加而减小。零件的 σ_{-1CN} 与材料的 σ_{-1N} 之差值则随着应力循环次数 N 的减小而减小。当 *S-N* 曲线开始接近水平时,其循环次数记为 N_∞,并规定应力循环次数 $N=10^3$ 时记为 N_0。

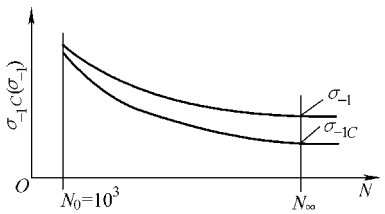


图 10.6-16　零件和材料的 *S-N* 曲线

当 $N\geqslant N_\infty$ 时,零件的疲劳强度记为 σ_{-1C}

$$\sigma_{-1C}=\frac{\sigma_{-1}\beta_q}{K_{\sigma C}} \tag{10.6-71}$$

式中　σ_{-1}——标准光滑试件的疲劳强度;

β_q——强化系数;

$K_{\sigma C}$——综合修正系数。

$$K_{\sigma C}=\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}+\frac{1}{\beta}-1 \tag{10.6-72}$$

式中　K_σ——有效应力集中系数;

ε_σ——尺寸系数;

β——表面系数。

当 $N\geqslant N_\infty$ 时零件的疲劳强度的均值

$$\overline{\sigma}_{-1C}=\frac{\overline{\sigma}_{-1}\overline{\beta}_q}{\overline{K}_{\sigma C}} \tag{10.6-73}$$

式中

$$\overline{K}_{\sigma C}=\frac{\overline{K}_\sigma}{\overline{\varepsilon}_\sigma}+\frac{1}{\overline{\beta}}-1 \tag{10.6-74}$$

这里 $\overline{\sigma}_{-1}$ 的数值最好用升降法试验获得，否则可用 2.3.2 节推荐的方法。其他各修正系数的均值，若缺乏专门的数据可暂取常规设计的数据作为均值。

当 $N\geqslant N_\infty$ 时零件的疲劳强度的标准差

$$S_{\sigma-1C}=\overline{\sigma}_{-1C}V_{\sigma-1C} \tag{10.6-75}$$

式中　$V_{\sigma-1C}$——零件疲劳强度的变异系数。

$$V_{\sigma-1C}=\left(V_{\sigma-1}^2+V_{\beta_q}^2+V_{K_{\sigma C}}^2+V_{\sigma-1}V_{K_{\sigma C}}+V_{\beta_q}V_{K_{\sigma C}}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{10.6-76}$$

这里的各个 V 为相应于其下标的变异系数。现分别介绍如下：

1）$V_{\sigma-1}$ 为标准光滑试件疲劳强度的变异系数

$$V_{\sigma-1}=\left(V_{\overline{\sigma}-1}^2+V_{\overline{\overline{\sigma}}-1}^2\right)^{\frac{1}{2}} \tag{10.6-77}$$

式中　$V_{\overline{\sigma}-1}$——考虑同炉材质疲劳强度差异的变异系数;

$V_{\overline{\overline{\sigma}}-1}$——考虑不同炉材质疲劳强度差异的变异系数。

$V_{\overline{\sigma}-1}$ 由同炉材质直接试验统计得到，例如表 10.6-17 中的数据即由同炉材质试验得到的。

$V_{\overline{\overline{\sigma}}-1}$ 由同牌号不同炉材料试验统计得到。例如，$\overline{\sigma}_{-1i}$ 表示第 i 炉金属 σ_{-1} 的均值，则由 n 炉试验数据统计得

$$\overline{\overline{\sigma}}_{-1}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\overline{\sigma}_{-1i} \tag{10.6-78}$$

$$S_{\overline{\sigma}-1}=\left[\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(\overline{\sigma}_{-1i}-\overline{\overline{\sigma}}_{-1}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{10.6-79}$$

$$V_{\overline{\overline{\sigma}}-1}=\frac{S_{\overline{\sigma}-1}}{\overline{\overline{\sigma}}_{-1}} \tag{10.6-80}$$

如果没有各炉材料 $\overline{\sigma}_{-1i}$ 的数据，考虑疲劳强度与抗拉强度几乎成正比关系，可近似取 $V_{\overline{\overline{\sigma}}-1}\approx V_{R_m}$。$V_{R_m}$ 最好由不同炉试验数据统计得到，缺乏数据时也可由表 10.6-14 选取。

对常用钢制零件的体积强度，如未做专门试验，可参考表 10.6-26 选取 $V_{\sigma-1}$。

表 10.6-26　钢材疲劳极限的 $V_{\sigma-1}$

生产水平	单件生产	批量生产	大量生产
高	0.10	0.09	0.08
中	0.11	0.10	0.09
低	0.12	0.11	0.10

注：1. 正火、调质当硬度差范围 >40HBW，增大 10%，>80HBW 增大 25%。

2. 整体淬火不脱碳增大 10%，可能脱碳增大 25%。

3. 渗碳不脱碳增大 25%，可能脱碳增大 40%。

4. 高频淬火有监控增大 25%，无监控增大 40%。

5. 氰化增大 25%。

2）V_{β_q} 为强化系数的变异系数，当用喷丸、辊压等强化措施效果稳定，则取 $V_{\beta_q}=0.05$，效果不稳定则取 $V_{\beta_q}=0.12$，若未强化，则取 $V_{\beta_q}=0$。

3）$V_{K_{\sigma C}}$ 为综合修正系数的变异系数，其可近似取

$$V_{K_{\sigma C}}\approx V_{\alpha_\sigma} \tag{10.6-81}$$

V_{α_σ} 是理论应力集中系数 α_σ 的变异系数。理论应力集中系数仅决定于几何形状和受载类型。典型的形状及受载情况多数能用公式给出其函数关系。例如图 10.6-17 所示的情况。

$$\alpha_\sigma=1+\left[\frac{\left(\frac{H}{h}-1\right)h}{9.6\left(1.12\frac{H}{h}-1\right)}\right]^{0.85}\frac{1}{\rho^{0.85}} \tag{10.6-82}$$

当式中 H、h、ρ 的均值及标准差已知时，即可用泰勒展开法或蒙特卡洛模拟法求出 $\bar{\alpha}_\sigma$、S_{α_σ} 和 V_{α_σ}。各尺寸的标准差可对一批实物测量进行统计，若只有尺寸的公差或能估计其误差，则可按“3s”原则处理。各尺寸的分布类型一般可取为正态分布。

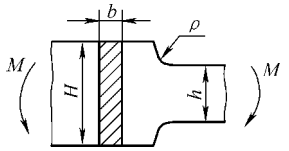


图 10.6-17　受弯变截面的板

α_σ 值常用线图或数表的型式给出。因为应力集中的变异主要决定于应力集中区圆角尺寸的变异，故可假设其他尺寸为确定量或用名义尺寸代替，则按泰勒展开法得

$$S_{\alpha_\sigma} \approx \left|\left(\frac{\partial \alpha_\sigma}{\partial \rho}\right)_0\right| S_\rho = \left|\frac{\Delta \alpha_\sigma}{\Delta \rho}\right| S_\rho = \left|\frac{\alpha_{\sigma_1} - \alpha_{\sigma_2}}{\rho_1 - \rho_2}\right| S_\rho \tag{10.6-83}$$

式中　α_{σ_1}、α_{σ_2}——$\bar{\rho}$ 附近的 α_σ 值；

ρ_1、ρ_2——对应 α_{σ_1}、α_{σ_2} 时的 ρ 值。

当 $N = N_0$ 时，零件的疲劳强度

$$\sigma_{-1CN_0} = \frac{\sigma_{-1N_0}}{K_{\sigma N_0}} \tag{10.6-84}$$

式中　σ_{-1N_0}——$N = N_0$ 时材料的疲劳强度；

$K_{\sigma N_0}$——$N = N_0$ 时的有效应力集中系数。

$N = N_0$ 时，零件的疲劳强度的均值

$$\bar{\sigma}_{-1CN_0} = \frac{\bar{\sigma}_{-1N_0}}{\bar{K}_{\sigma N_0}} \tag{10.6-85}$$

$$\bar{K}_{\sigma N_0} = (\bar{K}_\sigma - 1) q_{N_0} + 1 \tag{10.6-86}$$

式中　$\bar{K}_\sigma$——$N \geqslant N_\infty$ 时有效应力集中系数的均值；

q_{N_0}——$N = N_0$ 时的修正系数，查图 10.6-18。

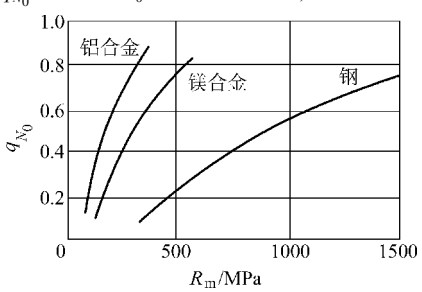


图 10.6-18　N_0 时的修正系数

$N = N_0$ 时，零件的疲劳强度的标准差和变异系数

$$S_{\sigma_{-1CN_0}} = \bar{\sigma}_{-1CN_0} V_{\sigma_{-1CN_0}} \tag{10.6-87}$$

$$V_{\sigma_{-1CN_0}} = (V^2_{\sigma_{-1N_0}} + V^2_{K_{\sigma N_0}})^{\frac{1}{2}} \tag{10.6-88}$$

也可近似取 $V_{\sigma_{-1N_0}} \approx V_{R_m}$，$V_{K_{\sigma N_0}} \approx K_{\sigma C} \approx$（0.3～0.5）$V_\rho$。

2.5.4　用疲劳曲线线图计算零件的可靠度

（1）按 p-S-N 线图验算疲劳强度可靠度

图 10.6-19 为 p-S-N 线图，图中每根曲线都表示有相同的失效概率 p。当应力为确定量或应力的变异不大而假定为确定量时，就可按 p-S-N 线图进行可靠度验算。如果工作应力为对称循环，当要求的寿命为 N 时，则由应力 σ 和寿命 N 在图上描出一点。这点与失效概率为 p 的 S-N 曲线相交，则可靠度 $R = 1 - p$。

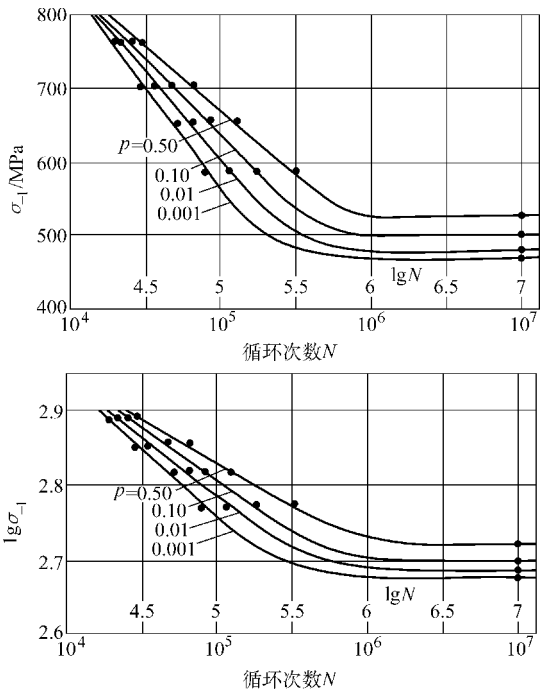


图 10.6-19　按 p-S-N 线图验算可靠度

钢 40CrNiMoA（850℃淬火，580℃回火）

p 线图最好通过试验绘成。一般，曲线的左支在四、五个应力水平用成组试验法进行寿命试验，然后统计处理求出每一应力水平下的寿命分布；曲线的右支在指定的 N（一般略大于 N_∞）处用升降法进行疲劳强度试验，然后求出其均值和标准差。

$$\bar{\sigma}_{-1} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \sigma_{-1i} \tag{10.6-89}$$

$$S_{\sigma_{-1}} = \left[\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n} (\sigma_{-1i} - \bar{\sigma}_{-1})^2\right]^{\frac{1}{2}} \tag{10.6-90}$$

若因经济等原因不做具体的试验，可按下述步骤绘制近似的 p-S-N 曲线。

1）绘制标准光滑试件的均值 S-N 曲线　根据不同的重要程度和经济条件，可用标准光滑试件按成组试验法和升降法绘制较精的 p-S-N 曲线，也可用较少

试件绘制常规的 *S-N* 曲线，把它作为均值 *S-N* 曲线；对不很重要的情况或近似计算，也可参考有关文献中同样材料的数据绘制近似的均值 *S-N* 曲线，如图 10.6-20 中的 *b-a-c* 即为标准光滑试件的近似均值 *S-N* 曲线。对于常用的钢铁可近似取 $N_\infty = (1 \sim 10) \times 10^6$，无把握时可取 $N_\infty = 10^6$；$\overline{\sigma}_{-1}$ 可近似按表 10.6-18 ~ 表 10.6-19 等由 $\overline{R}_m$ 估算。$N_0 = 10^3$ 时的疲劳强度均值 $\overline{\sigma}_{-1N_0} = (0.6 \sim 1.0)\overline{R}_m$，建议一般钢取 $\overline{\sigma}_{-1N_0} = 0.85\overline{R}_m$，淬火钢取 $\overline{\sigma}_{-1N_0} = 0.65\overline{R}_m$，灰铸铁、铁素体球墨铸铁取 $\overline{\sigma}_{-1N_0} = \overline{R}_m$，珠光体球墨铸铁取 $\overline{\sigma}_{-1N_0} = 0.7\overline{R}_m$。如图 10.6-20 那样，横坐标取为 lg*N*，这时均值 *S-N* 曲线近似为一直线，故在半对数坐标纸上描得 *a*、*b* 两点，即可用直线绘得近似的均值 *S-N* 曲线。其实，如将纵坐标也取为对数，即 lgσ，则在双对数坐标纸上均值 *S-N* 曲线也近似为直线。对一定的 $\overline{\sigma}_{-1}$ 和 $\overline{\sigma}_{-1N_0}$ 值，按双对数坐标为直线估得的 $\overline{\sigma}_{-1CN}$ 偏于保守或认为偏于安全。

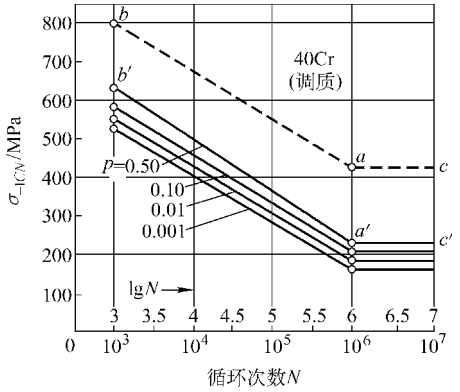


图 10.6-20　近似的 *p-S-N* 线图

2）绘制零件的均值 *S-N* 曲线　将标准光滑试件的均值 *S-N* 曲线针对具体的应力集中、绝对尺寸和表面情况进行适当的修正，即可绘得零件的均值 *S-N* 曲线。对近似的均值 *S-N* 曲线（如图 10.6-20 中的 *b-a-c*），可将 $\overline{\sigma}_{-1}$ 和 $\overline{\sigma}_{-1N_0}$ 按 2.5.2 节的修正方法求得 $\overline{\sigma}_{-1C}$ 和 $\overline{\sigma}_{-1CN_0}$，即可用直线绘得零件的近似均值 *S-N* 曲线（如图 10.6-20 中的 *b′-a′-c′*）。

3）绘零件的 *p-S-N* 曲线　对零件的均值 *S-N* 曲线按 2.5.2 节的方法，就 N_∞ 和 N_0 分别求出疲劳强度的标准差 $S_{\sigma_{-1C}}$ 和 $S_{\sigma_{-1CN_0}}$，则 N_∞ 和 N_0 时不同失效概率 *p* 的疲劳强度

$$(\sigma_{-1C})_p = \overline{\sigma}_{-1C} + Z_p S_{\sigma_{-1C}} \qquad (10.6\text{-}91)$$

$$(\sigma_{-1CN_0})_p = \overline{\sigma}_{-1CN_0} + Z_p S_{\sigma_{-1CN_0}} \qquad (10.6\text{-}92)$$

式中　Z_p——按失效概率 *p* 查表 10.6-6。

将求得的各 $(\sigma_{-1C})_p$ 和 $(\sigma_{-1CN_0})_p$ 在图上描点，并对相同失效概率的点用直线相连，即得零件的 *p-S-N* 线图。图 10.6-20 绘出了零件的近似 *p-S-N* 曲线。

（2）按 3*s-S-N* 线图验算疲劳强度可靠度

图 10.6-21 为 3*s-S-N* 线图，图中实线为疲劳强度均值的 *S-N* 曲线，虚线为 $-3s$ 的 *S-N* 曲线。3*s-S-N* 线图的绘制方法与 *p-S-N* 线图类似，$-3s$ 线相当于失效概率 $p = 0.00135 \approx 0.001$ 线，因此，3*s-S-N* 线图中的 $-3s$ 线与 *p-S-N* 线图中的 $p = 0.001$ 线几乎是重合的。图 10.6-21 即为由成组试验法和升降试验法统计处理后绘得的 3*s-S-N* 线图。图 10.6-22 为近似的 3*s-S-N* 线图。

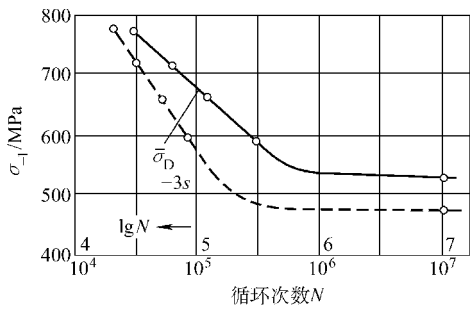


图 10.6-21　40CrNiMoA 的 3*s-S-N* 线图
850℃淬火，580℃回火

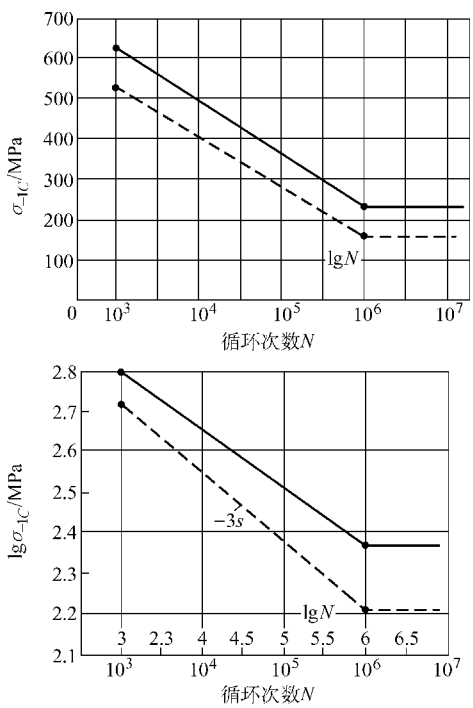


图 10.6-22　40Cr 心轴的近似 3*s-S-N* 线图

按3s-S-N线图进行疲劳强度的可靠度计算时，如图10.6-23所示。对有限寿命的疲劳强度可靠度计算，应在指定应力循环次数N处取疲劳极限的均值和标准差。例如图中a点的纵坐标为$\overline{\sigma}_{-1CN}$，a点和b点纵坐标差的三分之一为$S_{\sigma_{-1CN}}$。对无限寿命的疲劳强度可靠度计算则按N_∞右边水平线部分取均值$\overline{\sigma}_{-1C}$和标准差$S_{\sigma_{-1C}}$。

应该注意，若代表疲劳强度的纵轴取为对数坐标，则应将图中读出的数值取反对数后再取疲劳强度的均值和标准差。

为使用方便，将3s-S-N线图用经验公式来表示。按双对数坐标上的3s-S-N近似直线，寿命为N的零件疲劳强度均值

$$\overline{\sigma}_{-1CN}=\overline{\sigma}_{-1C}K_N \tag{10.6-93}$$

$$K_N=\left(\frac{N_\infty}{N}\right)^{\frac{1}{m}} \tag{10.6-94}$$

式中　K_N——均值线的寿命系数；

N——指定的应力循环次数，当$N>N_\infty$，取$N=N_\infty$，当$N<N_0$，取$N=N_0$；

m——均值线的试验指数

$$m=\frac{\lg N_\infty-\lg N_0}{\lg\overline{\sigma}_{-1CN_0}-\lg\overline{\sigma}_{-1C}} \tag{10.6-95}$$

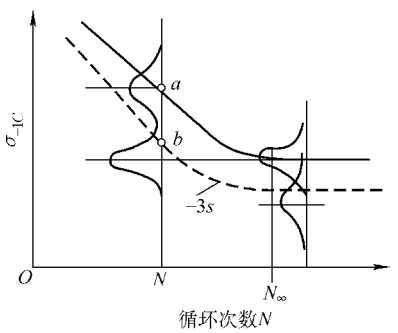


图10.6-23　按3s-S-N线图的计算

寿命为N时零件疲劳强度的标准差

$$S_{\sigma_{-1CN}}=\frac{\overline{\sigma}_{-1CN}-(\sigma_{-1CN})_{-3s}}{3} \tag{10.6-96}$$

$$(\sigma_{-1CN})_{-3s}=(1-3V_{\sigma_{-1C}})\overline{\sigma}_{-1C}(K_N)_{-3s} \tag{10.6-97}$$

$$(K_N)_{-3s}=\left(\frac{N_\infty}{N}\right)^{\frac{1}{m_{-3s}}} \tag{10.6-98}$$

式中　$(\sigma_{-1CN})_{-3s}$——指定寿命N时$-3s$线上疲劳强度；

$(K_N)_{-3s}$——$-3s$线上的寿命系数；

m_{-3s}——$-3s$线上的试验指数。

$$m_{-3s}=\frac{\lg N_\infty-\lg N_0}{\lg(1-3V_{\sigma_{-1CN_0}})\overline{\sigma}_{-1CN_0}-\lg(1-3V_{\sigma_{-1C}})\overline{\sigma}_{-1C}} \tag{10.6-99}$$

当疲劳强度的均值和标准差求得后，若再按载荷和几何尺寸等求得工作应力的均值和标准差，即可用2.1节的方法验算零件的疲劳强度可靠度。

2.5.5　用疲劳极限线图计算零件的可靠度

图10.6-24是3s-σ_m-σ_a的线图。图中实线为σ_m-σ_a曲线的均值，虚线与均值曲线间隔为三倍的标准差，即$-3s$线。当已有所设计零件的相应3s-σ_m-σ_a线图时，则强度的均值和标准差即可直接从图上量取。若工作中应力循环特性r为常量，可按工作应力$\overline{\sigma}_{ml}$和$\overline{\sigma}_{al}$在图中描得一点A，过原点O和该点引一直线$\overline{OA}$，应力和强度均按$\overline{OA}$线方向的向量和计算。类似，若工作中平均应力σ_{ml}为常量，可按σ_{ml}在图上引垂线$\overline{BB'}$，计算时按工作应力幅、强度数据$\overline{\sigma}_a$和S_{σ_a}都在$\overline{BB'}$线上量取。若工作中最小应力$\sigma_{\min}$为常量，可按$\sigma_{\min}$在图上引45℃斜线$\overline{CC'}$，应力和强度均按在$\overline{CC'}$方向的向量和计算。

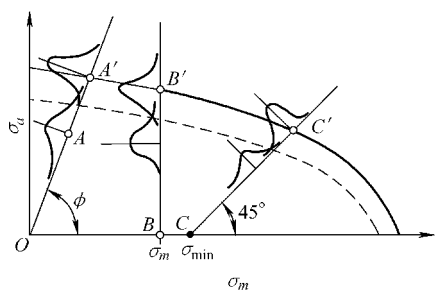


图10.6-24　按3s-σ_m-σ_a线图的计算

图10.6-25为某零件的3s-σ_m-σ_a线图，对最常用的r为常量的情况，工作应力的均值

$$\overline{\sigma}_{\phi l}=(\overline{\sigma}_{ml}^2+\overline{\sigma}_{al}^2)^{\frac{1}{2}} \tag{10.6-100}$$

式中　$\overline{\sigma}_{ml}$——工作应力的平均应力均值；

$\overline{\sigma}_{al}$——工作应力的应力幅均值。

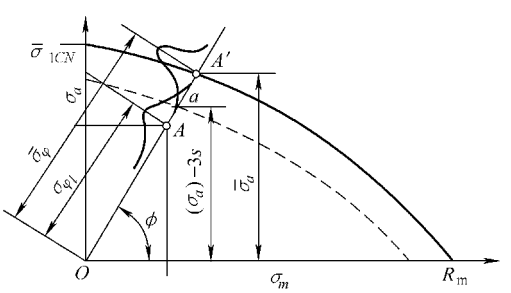


图10.6-25　某零件的3s-σ_m-σ_a线图

工作应力的标准差

$$S_{\sigma\phi l}=(S_{\sigma ml}^2+S_{\sigma al}^2)^{\frac{1}{2}} \tag{10.6-101}$$

式中　$S_{\sigma_{ml}}$——工作应力的平均应力标准差；

$S_{\sigma_{al}}$——工作应力的应力幅标准差。

疲劳强度可直接从图上量得，即 $\overline{\sigma}_{\phi}=\overline{OA'}$，$S_{\sigma_\phi}=\dfrac{\overline{aA'}}{3}$。

疲劳强度也可按近似的经验公式来求。这时常假设 σ_m-σ_a 曲线为直线，抛物线或折线，如图 10.6-26 所示。通常应先求出疲劳强度的 $\overline{\sigma}_a$ 和 $(\sigma_a)_{-3s}$，则

$$\overline{\sigma}_{\phi}=\frac{\overline{\sigma}_a}{\sin\phi} \tag{10.6-102}$$

$$S_{\sigma_\phi}=\frac{\overline{\sigma}_a-(\sigma_a)_{-3s}}{3\sin\phi} \tag{10.6-103}$$

$$\phi=\arctan\frac{\overline{\sigma}_{al}}{\overline{\sigma}_{ml}} \tag{10.6-104}$$

$\overline{\sigma}_a$ 和 $(\sigma_a)_{-3s}$按不同近似假设分别为：

按直线（图 10.6-26a）

$$\overline{\sigma}_a=\frac{\overline{\sigma}_{-1CN}\overline{R}_{\mathrm{m}}}{\overline{\sigma}_{-1CN}\cot\phi+\overline{R}_{\mathrm{m}}} \tag{10.6-105}$$

$$(\sigma_a)_{-3s}=\frac{(1-3V_{\sigma_{-1CN}})(1-3V_{R_{\mathrm{m}}})\overline{\sigma}_{-1CN}\overline{R}_{\mathrm{m}}}{(1-3V_{\sigma_{-1CN}})\overline{\sigma}_{-1CN}\cot\phi+(1-3V_{R_{\mathrm{m}}})\overline{R}_{\mathrm{m}}} \tag{10.6-106}$$

按抛物线（图 10.6-26b）

$$\overline{\sigma}_a=\frac{\overline{R}_{\mathrm{m}}^2\tan^2\phi}{2\overline{\sigma}_{-1CN}}\left[\left(1+\frac{4\overline{\sigma}_{-1CN}^2}{\overline{R}_{\mathrm{m}}^2\tan^2\phi}\right)-1\right] \tag{10.6-107}$$

$$(\sigma_a)_{-3s}=\frac{(1-3V_{R_{\mathrm{m}}})^2\overline{R}_{\mathrm{m}}^2\tan^2\phi}{2(1-3V_{\sigma_{-1CN}})\overline{\sigma}_{-1CN}}\left\{\left[1+\frac{4(1-3V_{\sigma_{-1CN}})^2\overline{\sigma}_{-1CN}^2}{(1-3V_{R_{\mathrm{m}}})^2\overline{R}_{\mathrm{m}}^2\tan^2\phi}\right]^{\frac{1}{2}}-1\right\} \tag{10.6-108}$$

按折线（图 10.6-26c）

$$\overline{\sigma}_a=\frac{\overline{\sigma}_{-1CN}}{1+\psi_\sigma\cot\phi} \tag{10.6-109}$$

$$\psi_\sigma=\frac{2\overline{\sigma}_{-1CN}-\overline{\sigma}_{0CN}}{\overline{\sigma}_{0CN}} \tag{10.6-110}$$

$$(\sigma_a)_{-3s}=\frac{(1-3V_{\sigma_{-1CN}})\overline{\sigma}_{-1CN}}{1+(\psi_\sigma)_{-3s}\cot\phi} \tag{10.6-111}$$

$$(\psi_\sigma)_{-3s}=\frac{2(1-3V_{\sigma_{-1CN}})\overline{\sigma}_{-1CN}-(1-3V_{\sigma_{0CN}})\overline{\sigma}_{0CN}}{(1-3V_{\sigma_{0CN}})\overline{\sigma}_{0CN}} \tag{10.6-112}$$

求得 $\overline{\sigma}_\phi$ 和 S_{σ_ϕ}后，当工作应力已知，按式（10.6-100）、式（10.6-101）就可求得 $\overline{\sigma}_{\phi l}$和 $S_{\sigma_{\phi l}}$，然后按 2.1 节的方法验算零件的疲劳强度可靠度。

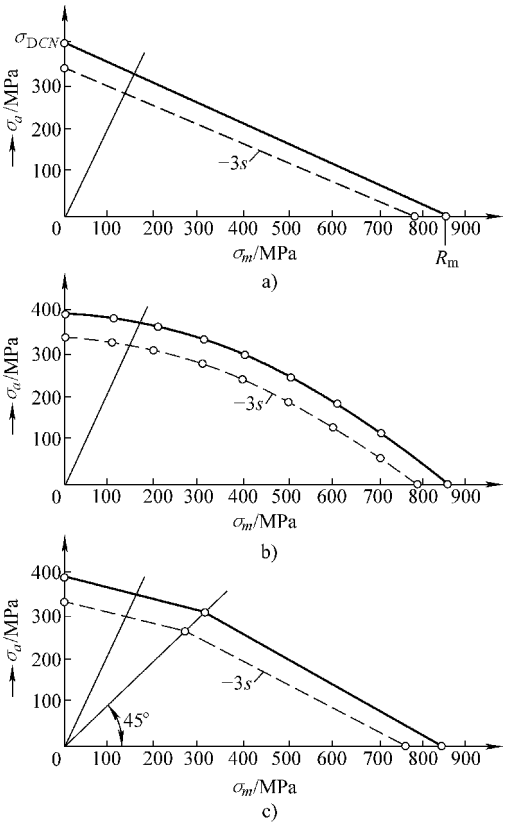


图 10.6-26　近似的 $3s$-σ_m-σ_a 线图

a）直线　b）抛物线　c）折线

2.5.6　用等效应力计算零件的可靠度

当应力循环特性 r 为常量时，非对称循环的变应力可近似化为疲劳等效的对称循环变应力。这时强度的均值即为 $\overline{\sigma}_{-1CN}$，变异系数为 $V_{\sigma_{-1CN}}$。应力的均值为等效应力的均值

$$\overline{\sigma}_e=\overline{\sigma}_{al}+\psi_\sigma\overline{\sigma}_{ml} \tag{10.6-113}$$

式中　ψ_σ——折算等效系数。

按直线的近似 $3s$-σ_m-σ_a 线图

$$\psi_\sigma=\frac{\overline{\sigma}_{-1CN}}{\overline{R}_{\mathrm{m}}}=\frac{\overline{\sigma}_{-1CN}K_N}{\overline{R}_{\mathrm{m}}} \tag{10.6-114}$$

按抛物线的近似 $3s$-σ_m-σ_a 线图

$$\psi_\sigma=\frac{\overline{\sigma}_{-1CN}-\overline{\sigma}_a}{\overline{\sigma}_m}=\frac{\overline{\sigma}_{-1C}K_N-\overline{\sigma}_a}{\overline{\sigma}_a\cot\phi} \tag{10.6-115}$$

这里 $\overline{\sigma}_a$ 按式（10.6-107）求，ϕ 按式（10.6-104）求。

按折线的近似 $3s$-σ_m-σ_a 线图，当 $\phi\geqslant45°$时

$$\psi_\sigma=\frac{2\overline{\sigma}_{-1CN}-\overline{\sigma}_{0CN}}{\overline{\sigma}_{0CN}}\approx\frac{K_N(2\overline{\sigma}_{-1}-\overline{\sigma}_0)}{K_D\overline{\sigma}_0} \tag{10.6-116}$$

这里 $K_D=\dfrac{\overline{K}_{\sigma C}}{\beta_q}$（见2.5.3节）。

应力的变异系数为等效应力的变异系数

$$V_{\sigma_e}=V_{\sigma_{al}}=V_{\sigma_r} \tag{10.6-117}$$

当应力和强度和变异系数已知时，即可用2.1节和2.2节的方法验算零件疲劳强度可靠度。

2.5.7　受复合应力时零件的可靠度计算

受复合应力时，可根据相应的强度理论计算应力。受非对称循环交变应力时仍可用等效力的概念。例如，轴的危险截面上受有非对称循环的正应力 σ_{r_σ} 和切应力 τ_{r_τ}，则

$$\sigma_{al}=\frac{1-r_\sigma}{2}\sigma_{r_\sigma},\ \sigma_{ml}=\frac{1+r_\sigma}{2}\sigma_{r_\sigma},\ \sigma_e=\sigma_{al}+\psi_\sigma\sigma_{ml}$$

$$\tau_{al}=\frac{1-r_\tau}{2}\tau_{r_\tau},\ \tau_{ml}=\frac{1+r_\tau}{2}\tau_{r_\tau},\ \tau_e=\tau_{al}+\psi_\tau\tau_{ml}$$

若按第四强度理论，则计算应力

$$\sigma_l=(\sigma_e^2+3\tau_e^2)^{\frac{1}{2}}$$

这时，强度仍用对称循环的疲劳强度 σ_{-1C}。计算方法同前。

2.5.8　零件疲劳强度可靠度计算的应用举例

（1）轴的疲劳强度可靠度计算

例6-10　某回转心轴用40Cr制造，调质后抗拉强度 $\overline{R}_m=939.6\text{MPa}$，危险截面为变断面，圆角过渡；$D=120\text{mm}$，$d=100\text{mm}$，$\rho=(10\pm2)\text{mm}$，精车，受弯矩 $M=30000\text{N}\cdot\text{m}$。验算 $N=10^5$ 时不疲劳失效的可靠度。

解　1）绘制零件的近似 *p-S-N* 曲线

取 $N_\infty=10^6$，$N_0=10^3$，$\overline{\sigma}_{-1}=0.45\overline{R}_m=422.82\text{MPa}$，$\overline{\sigma}_{-1N_0}=0.85\overline{R}_m=798.66\text{MPa}$。在图上描点连接成光滑试件的近似均值 *S-N* 曲线，如图10.6-20中虚线 *b-a-c*。

取一般常规设计修正系数作为均值：$\overline{K}_\sigma=1.53$，$\overline{\varepsilon}_\sigma=0.92$，$\overline{\beta}=0.92$，$\overline{\beta}_q=1$。按式（10.6-74），综合修正系数均值

$$\overline{K}_{\sigma C}=\frac{\overline{K}_\sigma}{\overline{\varepsilon}_\sigma}+\frac{1}{\overline{\beta}}-1=\frac{1.53}{0.92}+\frac{1}{0.92}-1=1.75$$

按式（10.6-73），N_∞ 时零件疲劳强度均值

$$\overline{\sigma}_{-1C}=\frac{\overline{\sigma}_{-1}\overline{\beta}_q}{\overline{K}_{\sigma C}}=\frac{422.82\text{MPa}\times1}{1.75}=241.6\text{MPa}$$

由图10.6-18查得 $q_{N0}=0.52$，按式（10.6-86），N_0 时的有效应力集中系数均值

$$\overline{K}_{\sigma N_0}=(\overline{K}_\sigma-1)\,q_{N_0}+1=(1.53-1)\times0.52+1=1.276$$

按式（10.6-85），N_0 时零件疲劳强度均值

$$\overline{\sigma}_{-1CN_0}=\frac{\overline{\sigma}_{-1N_0}}{K_{\sigma N_0}}=\frac{798.66\text{MPa}}{1.276}=625.91\text{MPa}$$

在图上描点连接成零件的近似均值 *S-N* 曲线，即图10.6-20中 $P=0.50$ 的曲线。

取 $V_{\sigma_{-1}}=0.10$，$V_{\beta_q}=0$，$V_{K_{\sigma C}}=0.025$，按式（10.6-76），N_∞ 时零件疲劳强度的变异系数

$$V_{\sigma_{-1C}}=(V_{\sigma_{-1}}^2+V_{\beta_q}^2+V_{K_{\sigma C}}^2+V_{\sigma_{-1}}V_{K_{\sigma C}}+V_{\beta_q}V_{K_{\sigma C}})^{\frac{1}{2}}=(0.10^2+0+0.025^2+0.10\times0.025+0)^{\frac{1}{2}}=0.115$$

按式（10.6-75），零件疲劳强度的标准差

$$S_{\sigma_{-1C}}=\overline{\sigma}_{-1C}V_{\sigma_{-1C}}=241.6\text{MPa}\times0.115=27.79\text{MPa}$$

指定 $P=0.1$，0.01，0.001，由表10.6-6查得相应的 $Z_P=-1.282$，-2.326，-3.090。按式（10.6-91），N_∞ 时不同失效概率 P 时零件的疲劳强度

$$(\sigma_{-1C})_{0.10}=\overline{\sigma}_{-1C}+Z_PS_{\sigma_{-1C}}=241.06\text{MPa}-1.282\times27.79\text{MPa}=205.98\text{MPa}$$

$$(\sigma_{-1C})_{0.01}=241.06\text{MPa}-2.326\times27.79\text{MPa}=176.97\text{MPa}$$

$$(\sigma_{-1C})_{0.001}=241.06\text{MPa}-3.090\times27.79\text{MPa}=155.74\text{MPa}$$

取 $V_{\sigma_{-1}N_0}\approx V_{R_m}\approx0.05$，$V_{K_\sigma N_0}\approx V_{K_\sigma C}=0.025$，按式（10.6-88），$N_0$ 时零件疲劳极限的变异系数

$$V_{\sigma_{-1CN_0}}=(V_{\sigma_{-1N_0}}^2+V_{K_\sigma N_0}^2)^{1/2}=(0.05^2+0.025^2)^{1/2}=0.056$$

按式（10.6-87），零件疲劳强度的标准差

$$S_{\sigma_{-1CN_0}}=\overline{\sigma}_{-1CN_0}V_{\sigma_{-1CN_0}}=625.91\text{MPa}\times0.056=35.05\text{MPa}$$

按式（10.6-92），N_0 时不同失效概率 P 时疲劳强度

$$(\sigma_{-1CN_0})_{0.10}=\overline{\sigma}_{-1CN_0}+Z_PS_{\sigma_{-1CN_0}}=625.91\text{MPa}-1.282\times35.05\text{MPa}=580.98\text{MPa}$$

$$(\sigma_{-1CN_0})_{0.01}=\overline{\sigma}_{-1CN_0}+Z_PS_{\sigma_{-1CN_0}}=625.91\text{MPa}-2.326\times35.05\text{MPa}=544.38\text{MPa}$$

$$(\sigma_{-1CN_0})_{0.001}=\overline{\sigma}_{-1CN_0}+Z_PS_{\sigma_{-1CN_0}}=625.91\text{MPa}-3.090\times35.05\text{MPa}=517.61\text{MPa}$$

用这些值在图上描点，并将相同 P 的点用直线相连，得近似 *p-S-N* 曲线，即图10.6-20的线图。

2）验算零件不疲劳失效的可靠度

求工作应力，按材料力学公式

$$\sigma=\frac{32M}{\pi d^3}=\frac{32\times30000\text{N}\cdot\text{m}\times10^3\text{mm/m}}{\pi\times(100\text{mm})^3}=305.58\text{MPa}$$

由指定的 $N=10^5$，即 $\lg N=\lg10^5=5$，以及工作应力 $\sigma=305.58$ 在图10.6-20中描点。由图知，此点约在 $P=0.01$ 的 *S-N* 线上，故不疲劳失效的可靠度

$$R = 1 - P = 1 - 0.01 = 0.99$$

例 6-11　数据同例 6-10。若危险截面的弯应力 $\sigma \sim N(300, 21^2)$ MPa，求 $N = 10^5$ 时疲劳强度的可靠度。

解　由例 6-10 得 $N_\infty = 10^6$ 时，$\overline{\sigma}_{-1C} = 241.6\text{MPa}$，$S_{\sigma_{-1C}} = 27.79\text{MPa}$，$V_{\sigma_{-1C}} = 0.115$；$N_0 = 10^3$ 时，$\overline{\sigma}_{-1CN_0} = 625.91\text{MPa}$，$S_{\sigma_{-1CN_0}} = 35.05\text{MPa}$，$V_{\sigma_{-1CN_0}} = 0.056$。该零件的 3$s$-$S$-$N$ 线图类似图 10.6-22。现按双对数坐标的经验公式求 $\overline{\sigma}_{-1CN}$ 和 $S_{\sigma_{-1CN}}$。

均值线的试验指数，按式（10.6-95）

$$m = \frac{\lg N_\infty - \lg N_0}{\lg\overline{\sigma}_{-1CN_0} - \lg\overline{\sigma}_{-1C}} = \frac{\lg 10^6 - \lg 10^3}{\lg 625.91 - \lg 241.6} = 7.257$$

均值线的寿命系数，按式（10.6-94）

$$K_N = \left(\frac{N_\infty}{N}\right)^{\frac{1}{m}} = \left(\frac{10^6}{10^5}\right)^{\frac{1}{7.257}} = 1.373$$

$N = 10^5$ 时疲劳强度的均值，按式（10.6-93）

$$\overline{\sigma}_{-1CN} = \overline{\sigma}_{-1C} K_N = 241.6\text{MPa} \times 1.373 = 331.72\text{MPa}$$

$-3s$ 线的试验指数，按式（10.6-99）

$$m_{-3s} = \frac{\lg N_\infty - \lg N_0}{\lg(1-3V_{\sigma_{-1CN_0}})\overline{\sigma}_{-1CN_0} - \lg(1-3V_{\sigma_{-1C}})\overline{\sigma}_{-1C}}$$

$$= \frac{\lg 10^6 - \lg 10^3}{\lg(1-3\times 0.056)\times 625.91 - \lg(1-3\times 0.115)\times 241.6} = 5.799$$

$-3s$ 线的寿命系数，按式（10.6-98）

$$(K_N)_{-3s} = \left(\frac{N_\infty}{N}\right)^{\frac{1}{m-3s}} = \left(\frac{10^6}{10^5}\right)^{\frac{1}{5.799}} = 1.487$$

$N = 10^5$ 时 $-3s$ 线上疲劳强度，按式（10.6-97）

$$(\sigma_{-1CN})_{-3s} = (1-3V_{\sigma_{-1C}})\overline{\sigma}_{-1C}(K_N)_{-3s} = (1-3\times 0.115)\times 241.6\text{MPa}\times 1.487 = 235.31\text{MPa}$$

$N = 10^5$ 时疲劳强度的标准差，按式（10.6-96）

$$S_{\sigma_{-1CN}} = \frac{\overline{\sigma}_{-1CN} - (\sigma_{-1CN})_{-3s}}{3} = \frac{331.72\text{MPa} - 235.31\text{MPa}}{3} = 32.14\text{MPa}$$

设强度也服从正态分布，按表 10.6-9

$$Z_R = \frac{\overline{\sigma}_{-1CN} - \overline{\sigma}}{(S^2_{\sigma_{-1CN}} + S^2_\sigma)^{\frac{1}{2}}} = \frac{331.72 - 300}{(32.14^2 + 21^2)^{\frac{1}{2}}} = 0.8262$$

由 $Z_R = 0.8262$ 查表 10.6-6 得

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(0.8262) = 0.7955$$

例 6-12　45 钢制转轴，已知危险截面直径 $d = 70^{+0.062}_{-0.043}\text{mm}$，综合修正系数 $\overline{K}_{\sigma C} = \overline{K}_{\tau C} = 3.8$，$V_{K_{\sigma C}} = 0.04$，表面未强化处理，$\overline{R}_m = 600\text{MPa}$，$V_{R_m} = 0.043$，$\overline{\sigma}_{-1} = 275\text{MPa}$，$V_{\sigma_{-1}} = 0.041$，$\overline{\tau}_b = 370\text{MPa}$，$V_{\tau_b} = 0.10$，$\overline{\tau}_{-1} = 140\text{MPa}$，$V_{\tau_{-1}} = 0.035$。受扭矩 $\overline{T} = 3360000\text{N}\cdot\text{mm}$，$V_T = 0.10$，弯矩 $\overline{M} = 565000\text{N}\cdot\text{mm}$，$V_M = 0.10$。试按直线和抛物线近似的 3$s$-$\sigma_m$-$\sigma_a$ 线图验算该截面不疲劳失效的可靠度（$N > N_\infty$）。

解　1）疲劳强度，以对称循环正应力为准，按式（10.6-73）和式（10.6-76），式中 $\overline{\beta}_q = 3.8$，$V_{\beta_q} = 0$，故

$$\overline{\sigma}_{-1C} = \frac{\overline{\sigma}_{-1}\overline{\beta}_q}{\overline{K}_{\sigma C}} = \frac{275\text{MPa}\times 1}{3.8} = 72.368\text{MPa}$$

$$V_{\sigma_{-1C}} = (V^2_{\sigma_{-1}} + V^2_{\beta_q} + V^2_{K_{\sigma C}} + V_{\sigma_{-1}}V_{K_{\sigma C}} + V_{\beta_q}V_{K_{\sigma C}})^{1/2} = (0.041^2 + 0 + 0.04^2 + 0.041\times 0.04 + 0)^{1/2} = 0.0701$$

2）求正应力，正应力由弯矩产生，为对称循环，故 $\sigma_{ml} = 0$，直径 d 有较严的公差限制，可假定为确定量，故 $\overline{\sigma}_{al} = \dfrac{\overline{M}}{0.1d^3} = \dfrac{565000\text{N}\cdot\text{mm}}{0.1\times(70\text{mm})^3} = 16.472\text{MPa}$

$$V_{al} = V_M = 0.10$$

3）求切应力，切应力由扭矩产生，假设为脉动循环，故

$$\overline{\tau}_{al} = \overline{\tau}_{ml} = \frac{\overline{\tau}_{ol}}{2} = \frac{\overline{T}}{2\times 0.2d^3} = \frac{3360000\text{N}\cdot\text{mm}}{2\times 0.2\times(70\text{mm})^3} = 24.490\text{MPa}$$

4）求等效应力，因正应力 $\overline{\sigma}_{ml} = 0$，故 $\overline{\sigma}_e = \overline{\sigma}_{al} = 16.472\text{MPa}$。

按直线近似 3s-σ_m-σ_a 线图求 $\overline{\tau}_e$ 时，将式（10.6-113）和式（10.6-114）中的 σ 换为 τ，并因 $N > N_\infty$，$K_N = 1$，故

$$\psi_\tau = \frac{\overline{\tau}_{-1C}}{\overline{\tau}_b} = \frac{\overline{\tau}_{-1}}{\overline{K}_{\tau C}\overline{\tau}_b} = \frac{140\text{MPa}}{3.8\times 370\text{MPa}} = 0.0996$$

$$\overline{\tau}_e = \overline{\tau}_{al} + \psi_\tau\overline{\tau}_{ml} = 24.490\text{MPa} + 0.0996\times 24.490\text{MPa} = 26.929\text{MPa}$$

按抛物线近似 3s-σ_m-σ_a 线图求 $\overline{\tau}_e$ 时，先按式（10.6-107）求出 $\overline{\tau}_a$，将式中的 σ 换为 τ，并因 $\tan\varphi = 1$，$N > N_\infty$，$\overline{\tau}_{-1C} = \dfrac{\overline{\tau}_{-1}}{\overline{K}_{\tau C}} = \dfrac{140\text{MPa}}{3.8} = 36.842\text{MPa}$，故

$$\overline{\tau}_a = \frac{\overline{\tau}^2_b\tan^2\phi}{2\overline{\tau}_{-1C}}\left[\left(1 + \frac{4\overline{\tau}^2_{-1C}}{\overline{\tau}^2_b\tan^2\phi}\right)^{\frac{1}{2}} - 1\right] = \frac{(370\text{MPa})^2\times 1}{2\times 36.842\text{MPa}}\left[\left(1 + \frac{4\times(36.842\text{MPa})^2}{(370^2\text{MPa})\times 1}\right) - 1\right] = 36.484\text{MPa}$$

按式（10.6-113）和式（10.6-114）

$$\psi_\tau = \frac{\overline{\tau}_{-1C} - \overline{\tau}_a}{\overline{\tau}_a\cot\phi} = \frac{36.842 - 36.484}{36.484\times 1} = 0.0098$$

$$\overline{\tau}_e = \overline{\tau}_{al} + \psi_\tau\overline{\tau}_{ml} = 24.490\text{MPa} + 0.0098\times 24.490\text{MPa} = 24.730\text{MPa}$$

5）求计算应力，按第四强度理论，直线近似线

图的计算应力均值

$$\overline{\sigma}_l=(\overline{\sigma}_e^2+3\overline{\tau}_e^2)^{\frac{1}{2}}=\{(16.472\text{MPa})^2+3\times(26.929\text{MPa})^2\}^{\frac{1}{2}}=49.466\text{MPa}$$

抛物线近似线图的计算应力均值

$$\overline{\sigma}_l=(\overline{\sigma}_e^2+3\overline{\tau}_e^2)^{\frac{1}{2}}=\{(16.472\text{MPa})^2+3\times(24.730\text{MPa})^2\}^{\frac{1}{2}}=45.892\text{MPa}$$

工作应力的正应力和切应力由同一力源产生，故

$$V_{\sigma_l}=V_{\sigma_e}=V_{\sigma_a}=V_M=0.10$$

6）验算可靠度，设应力、强度均服从正态分布，按式（10.6-37）和式（10.6-38），用直线近似线图时

$$n_R=\frac{\overline{\sigma}_{-1C}}{\overline{\sigma}_l}=\frac{72.368\text{MPa}}{49.466\text{MPa}}=1.463$$

$$Z_R=\frac{n_R-1}{(n_R^2V_{\sigma_{-1C}}^2+V_{\sigma_l}^2)^{\frac{1}{2}}}=\frac{1.463-1}{(1.463^2\times0.0701^2+0.10^2)^{\frac{1}{2}}}=3.232$$

查表10.6-6得

$$R=\Phi(Z_R)=\Phi(3.232)=0.99938$$

用抛物线近似线图时

$$n_R=\frac{\overline{\sigma}_{-1C}}{\overline{\sigma}_{-1}}=\frac{72.368\text{MPa}}{45.892\text{MPa}}=1.577$$

$$Z_R=\frac{n_R-1}{(n_R^2V_{\sigma_{-1C}}^2+V_{\sigma_l}^2)^{\frac{1}{2}}}=\frac{1.577-1}{(1.577^2\times0.0701^2+0.10^2)^{\frac{1}{2}}}=3.871$$

查表10.6-6得

$$R=\Phi(Z_R)=\Phi(3.871)=0.999946$$

（2）齿轮的概率设计

根据GB/T 3480—1997和其他一些资料中绘出的有关减速器齿轮各参数的变异系数的数据，介绍齿轮的概率设计，供参考。目前齿轮的计算仅包括齿面接触强度和轮齿的弯曲强度，下面分别介绍。

1）齿面接触强度的计算。齿面接触强度计算中以破坏性点蚀开始发生为齿面工作的极限状态，接触应力

$$\sigma_{Hl}=Z_HZ_EZ_\varepsilon Z_\beta\left(\frac{KF_tK_AK_VK_{H\beta}K_{H\alpha}}{d_1b}\cdot\frac{u\pm1}{u}\right)^{\frac{1}{2}}\tag{10.6-118}$$

接触强度

$$\sigma_{Hs}=\sigma_{H\lim}Z_NZ_LZ_VZ_RZ_WZ_X\tag{10.6-119}$$

式中，K为计算系数，在GB/T 3480—1997的计算方法中没有此系数，是概率设计增加的。其他各参数的意义见GB/T 3480—1997。

严格地讲，式（10.6-118）、式（10.6-119）中各参数除齿数比u外都是随机变量。由于一般齿轮的几何参数误差相对来说都很小，故视为确定量；有些参数的分布情况目前尚难以考虑，也暂假定为确定量。这些因素引起的误差一并用计算系数K考虑。

按式（10.6-118），用变异系数法可求得接触应力的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_{Hl}=Z_H\overline{Z}_EZ_\varepsilon Z_\beta\left(\frac{\overline{K}\overline{F}_tK_A\overline{K}_V\overline{K}_{H\beta}\overline{K}_{H\alpha}}{d_1b}\cdot\frac{u\pm1}{u}\right)^{\frac{1}{2}}\tag{10.6-120}$$

$$V_{\sigma_{Hl}}=\left[V_{Z_E}^2+\frac{1}{4}(V_K^2+V_{F_t}^2+V_{K_V}^2+V_{K_{H\beta}}^2+V_{K_{H\alpha}}^2+V_{K_V}V_{K_{H\alpha}}+V_{K_V}V_{K_{H\beta}}+V_{K_{H\alpha}}V_{K_{H\beta}})\right]^{\frac{1}{2}}\tag{10.6-121}$$

$$S_{\sigma_{Hl}}=\overline{\sigma}_{Hl}V_{\sigma_{Hl}}\tag{10.6-122}$$

按式（10.6-118），用变异系数法可求得接触强度的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_{Hs}=\overline{\sigma}_{H\lim}\overline{Z}_N\overline{Z}_L\overline{Z}_V\overline{Z}_R\overline{Z}_W\overline{Z}_X\tag{10.6-123}$$

$$V_{\sigma_{Hs}}=(V_{\sigma_{H\lim}}^2+V_{Z_N}^2+V_{Z_L}^2+V_{Z_V}^2+V_{Z_R}^2+V_{Z_W}^2)^{\frac{1}{2}}\tag{10.6-124}$$

$$S_{\sigma_{Hs}}=\overline{\sigma}_{Hs}V_{\sigma_{Hs}}\tag{10.6-125}$$

式（10.6-120）中计算系数K的均值一般取$\overline{K}=1$，必须保证适当可靠性储备时取$\overline{K}>1$；式（10.6-123）中$\overline{\sigma}_{H\lim}$荐用常规取值（即已考虑失效概率为0.01）的1.15倍；其他确定量以及均值都用常规计算法取值。

尚应指出，按GB/T 3480—1997计算方法取使用系数K_A值时，则切向力$\overline{F}_t$取名义切向力；若$\overline{F}_t$取最大切向力，则$K_A=1$。

各随机变量的变异系数的数据荐用如下：

计算系数的变异系数，取$V_K=0.12$。

弹性系数的变异系数，取$V_{Z_E}=0.02$。

切向力的变异系数按不同情况选取，当载荷精确求得，取$V_{F_t}=0.03$，当载荷近似求得，取$V_{F_t}=0.08$；当载荷按原动机最大转矩求得，取$V_{F_t}=0.12$；用途未定的通用机械，取$V_{F_t}=0.16$。

动载系数的变异系数，取

$$V_{K_V}=\frac{\overline{K}_V+1}{3\overline{K}_V}\tag{10.6-126}$$

齿向载荷分布系数的变异系数分两种情况。无齿向修形时，如第Ⅲ组（接触）精度为n，取

$$V_{K_{H\beta}}=\frac{n+1}{10}\cdot\frac{\overline{K}_{H\beta}-1.05}{3\overline{K}_{H\beta}}\tag{10.6-127}$$

有齿向修形（鼓形齿）时，取

$$V_{K_{H\beta}}=\frac{\overline{K}_{H\beta}-1.25}{6\overline{K}_{H\beta}}\geqslant 0 \qquad (10.6\text{-}128)$$

当齿向载荷分布系数由精确变形求得，则由式（10.6-127）和式（10.6-128）求得的 $V_{K_{H\beta}}$ 应减至一半。

齿间载荷分布系数的变异系数，取

$$V_{K_{H\alpha}}=\frac{\overline{K}_{H\alpha}-1}{3\overline{K}_{H\alpha}} \qquad (10.6\text{-}129)$$

接触疲劳极限的变异系数按表 10.6-27 选取。

寿命系数的变异系数，当 $\overline{Z}_N=1$ 时，取 $V_{Z_N}=0$；

当 $\overline{Z}_N>1$ 时，取 $V_{Z_N}=\dfrac{0.3}{m}$（m 为均值 *S-N* 曲线的试验指数）。

表 10.6-27　接触疲劳极限的变异系数 $V_{\sigma_{H\lim}}$

齿轮精度等级	单件或小批生产	中批生产	大批生产
6	0.07	0.06	0.05
7	0.08	0.07	0.06
8	0.09	0.08	0.07
9	0.10	0.09	0.08

注：1. 正火、调质，当布氏硬度差范围 > 40HBW，增大 10%，> 80HBW 增大 25%；

2. 整体淬火不脱碳增大 10%，可能脱碳增大 25%；

3. 高频淬火有监控增大 15%，无监控增大 40%；

4. 渗碳监控含碳量，增大 10%；无监控，增大 25%；可能脱碳，增大 40%；

5. 氟化，增大 10%。

润滑系数的变异系数，取 $V_{Z_L}=0.025$。

速度系数的变异系数，取 $V_{Z_V}=0.02$。

表面粗糙度系数的变异系数，取 $V_{Z_R}=0.02$。

工作硬化系数的变异系数，取 $V_{Z_W}=0.02$。

假定应力和强度都服从正态分布，则由表 10.6-9 中序号 1 得连接系数

$$Z_R=\frac{\overline{\sigma}_{Hs}-\overline{\sigma}_{Hl}}{(S_{\sigma_{Hs}}^2+S_{\sigma_{Hl}}^2)^{\frac{1}{2}}}=\frac{n_R-1}{(n_R^2V_{\sigma_{Hs}}^2+V_{\sigma_{Hl}}^2)^{\frac{1}{2}}} \qquad (10.6\text{-}130)$$

若假定应力和强度都服从对数正态分布，则由表 10.6-9 中序号 2 得连接系数

$$Z_R=\frac{\ln n_R}{(V_{\sigma_{Hs}}^2+V_{\sigma_{Hl}}^2)^{\frac{1}{2}}} \qquad (10.6\text{-}131)$$

相应的可靠度 R 按 Z_R 查表 10.6-6。

2）轮齿弯曲强度计算。轮齿弯曲强度计算中以齿根折断为极限状态。弯曲应力㊀

$$\sigma_{Fl}=\frac{KF_t}{bm_n}Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\varepsilon Y_\beta K_AK_VK_{F\beta}K_{F\alpha} \qquad (10.6\text{-}132)$$

抗弯强度

$$\sigma_{Fs}=\sigma_{F\lim}Y_{ST}Y_{NT}Y_{\delta\mathrm{rel}}Y_{R\mathrm{rel}}Y_X \qquad (10.6\text{-}133)$$

式中各参数的意义见 GB/T 3480—1997。与齿面接触强度处理方法相同，在式（10.6-132）中增加一个计算系数。

按式（10.6-132）求得齿根弯曲应力的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_{Fl}=\frac{\overline{K}\overline{F}_t}{bm_n}Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\varepsilon Y_\beta K_A\overline{K}_V\overline{K}_{F\beta}\overline{K}_{F\alpha} \qquad (10.6\text{-}134)$$

$$V_{\sigma_{Fl}}=(V_K^2+V_{F_t}^2+V_{K_V}^2+V_{K_{F\beta}}^2+V_{K_{F\alpha}}^2+V_{K_{F\alpha}}V_{K_{F\beta}}+V_{K_{F\alpha}}V_{K_V}+V_{K_{F\beta}}V_{K_V})^{\frac{1}{2}} \qquad (10.6\text{-}135)$$

$$S_{\sigma_{Fl}}=\overline{\sigma}_{Fl}V_{\sigma_{Fl}} \qquad (10.6\text{-}136)$$

按式（10.6-133）求得齿根抗弯强度的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_{Fs}=\overline{\sigma}_{F\lim}Y_{ST}Y_{NT}Y_{\delta\mathrm{rel}}Y_{R\mathrm{rel}}Y_X \qquad (10.6\text{-}137)$$

$$V_{\sigma_{Fs}}=(V_{\sigma_{F\lim}}^2+V_{Y_{NT}}^2)^{\frac{1}{2}} \qquad (10.6\text{-}138)$$

$$S_{\sigma_{Fs}}=\sigma_{Fs}V_{\sigma_{Fs}} \qquad (10.6\text{-}139)$$

式（10.6-134）中计算系数 K 的均值一般取 $\overline{K}=1$，必须保证适当可靠性贮备时取 $\overline{K}>1$，式（10.6-137）中 $\overline{\sigma}_{F\lim}$ 荐用常规取值（即已考虑失效概率为 0.01）的 1.2 倍；其他确定量及均值都用常规计算法取值。也应指出，按 GB/T 3480—1997 计算方法取使用系数 K_A 时，则切向力 $\overline{F}_t$ 取名义切向力；若 $\overline{F}_t$ 取最大切向力，则 $K_A=1$。

各随机变量的变异系数的数据荐用如下：

计算系数的变异系数，直齿轮传动取 $V_K=0.03$，斜齿轮传动取 $V_K=0.06$。

切向力的变异系数 V_{F_t} 和动载系数的变异系数 V_{K_V} 的取法与接触应力时的取法相同。

齿向载荷分布系数的变异系数，无齿向修形时，如第 3 组（接触）精度等级为 n，取

$$V_{K_{F\beta}}=\frac{n+1}{10}\cdot\frac{\overline{K}_{F\beta}-1.05}{3\overline{K}_{F\beta}} \qquad (10.6\text{-}140)$$

有齿向修形（鼓形齿）时，取

$$V_{K_{F\beta}}=\frac{\overline{K}_{F\beta}-1.2}{6\overline{K}_{F\beta}}\geqslant 0 \qquad (10.6\text{-}141)$$

齿间载荷分布系数的变异系数，取

$$V_{K_{F\alpha}}=\frac{\overline{K}_{F\alpha}-1}{3\overline{K}_{F\alpha}} \qquad (10.6\text{-}142)$$

齿根弯曲疲劳极限的变异系数，按表 10.6-28 选取。

㊀ 弯曲应力计算公式是 GB/T 3480—1997 中方法二的计算公式。

表 10.6-28　弯曲疲劳极限的变异系数 $V_{\sigma_{Flim}}$

齿轮精度等级	单件或小批生产	中批生产	大批生产
6	0.09	0.08	0.07
7	0.10	0.09	0.08
8	0.11	0.10	0.09
9	0.12	0.11	0.10

注：精度等级1～5要求同表10.6-27。

寿命系数的变异系数，取 $V_{Y_{NT}}=\dfrac{0.5}{m}$。$m$ 为均值 S-N 曲线的试验指数；当 $\overline{Y}_{NT}=1$，取 $V_{Y_{NT}}=0$。

假定应力和强度都服从正态分布，则由表10.6-9中序号1得连接系数

$$Z_R=\frac{\overline{\sigma}_{Fs}-\overline{\sigma}_{Fl}}{(S_{\sigma_{Fs}}^2+S_{\sigma_{Fl}}^2)^{\frac{1}{2}}}=\frac{n_R-1}{(V_{\sigma_{Fs}}^2+V_{\sigma_{Fl}}^2)^{\frac{1}{2}}} \tag{10.6-143}$$

若假定应力和强度都服从对数正态分布，则由表10.6-9中序号2得连接系数

$$Z_R=\frac{\ln n_R}{(V_{\sigma_{Fs}}^2+V_{\sigma_{Fl}}^2)^{\frac{1}{2}}} \tag{10.6-144}$$

相应的可靠度 R 按 Z_R 查表10.6-6。

例 6-13　已知给料机用斜齿圆柱齿减速器，电动机驱动，小齿轮传递功率 $P=9\text{kW}$。转速 $n=970\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$，单向传动，工作平稳，每天工作8h，每年工作300天，预期寿命10年。

齿轮的主要参数：小齿轮材料40Cr，调质；大齿轮材料45钢，调质；齿轮精度等8级；$z_1=29$，$z_2=93$，$m_n=2\text{mm}$，$\beta=12°34'41''$，$b_1=55\text{mm}$，$b_2=50\text{mm}$。试验算该齿轮传动的可靠度。

解

（1）接触强度的可靠度

式（10.6-118）和式（10.6-119）中各参数的均值或确定按GB/T 3480—1997中的方法取值，变异系数按本节给出的荐用值，具体数值见表10.6-29。

表 10.6-29　接触强度计算中各参数的均值及变异系数

变量	F_t/N	K	K_A	Z_H	$Z_E/\sqrt{\text{MPa}}$	Z_ε	Z_β	d_1/mm	b/mm	u
均值	2982.14	1	1	2.45	189.8	0.78	0.99	59.426	50	3.207
变异系数	0.12	0.12	0	0	0.02	0	0	0	0	0
变量	K_V	$K_{H\beta}$	$K_{H\alpha}$	$\sigma_{H\lim}$①/MPa	Z_N①	Z_L	Z_V	Z_R	Z_W	Z_X
均值	1.06	1.12	1.2	672.75	1.04	1.06	0.94	0.87	1	1
变异系数	0.0189	0.078	0.056	0.08	0.0375	0.025	0.02	0.02	0.02	0

①　$\sigma_{H\lim}$和 Z_N 的均值均按大齿轮取值。

按式（10.6-120）～式（10.6-122）得接触应力的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_{Hl}=Z_H\overline{Z}_E Z_\varepsilon Z_\beta\left(\frac{\overline{K}\overline{F}_t K_A\overline{K}_V\overline{K}_{H\beta}\overline{K}_{H\alpha}}{d_1 b}\cdot\frac{u\pm1}{u}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$=2.45\times189.8\text{MPa}\times0.78\times0.99\times\left(\frac{1\times2982.14\times1\times1.06\times1.12\times1.2}{59.426\times50}\cdot\frac{3.207+1}{3.207}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$=491.78\text{MPa}$$

$$V_{\sigma_{Hl}}=\left[V_{Z_E}^2+\frac{1}{4}\left(V_K^2+V_{F_t}^2+V_{K_V}^2+V_{K_{H\beta}}^2+V_{K_{H\alpha}}^2+V_{K_V}V_{K_{H\alpha}}+V_{K_V}V_{K_{H\beta}}+V_{K_{H\alpha}}V_{K_{H\beta}}\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=\left[0.02^2+\frac{1}{4}\left(0.12^2+0.12^2+0.0189^2+0.078^2+0.056^2+0.0189\times0.056+0.0189\times0.078+0.078\times0.056\right)\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=0.108$$

$$S_{\sigma_{Hl}}=\overline{\sigma}_{Hl}V_{\sigma_{Hl}}=491.78\text{MPa}\times0.108=53.11\text{MPa}$$

按式（10.6-123）～式（10.6-125）得接触强度的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_{Hs}=\overline{\sigma}_{H\lim}\overline{Z}_N\overline{Z}_L\overline{Z}_V\overline{Z}_R\overline{Z}_W Z_X=672.75\text{MPa}\times1.04\times1.06\times0.94\times0.87\times1\times1=606.51\text{MPa}$$

$$V_{\sigma_{Hs}}=(V_{\sigma_{H\lim}}^2+V_{Z_N}^2+V_{Z_L}^2+V_{Z_V}^2+V_{Z_R}^2+V_{Z_W}^2)^{\frac{1}{2}}=(0.08^2+0.0375^2+0.025^2+0.02^2+0.02^2+0.02^2)^{\frac{1}{2}}=0.098$$

$$S_{\sigma_{Hs}}=\overline{\sigma}_{Hs}V_{\sigma_{Hs}}=606.51\text{MPa}\times0.098=59.44\text{MPa}$$

按接触应力和接触强度都服从正态分布，由式（10.6-130）

$$Z_R=\frac{\overline{\sigma}_{Hs}-\overline{\sigma}_{Hl}}{(S_{\sigma_{Hs}}^2+S_{\sigma_{Hl}}^2)^{\frac{1}{2}}}=\frac{606.51\text{MPa}-491.78\text{MPa}}{(59.44^2+53.11^2)^{\frac{1}{2}}\text{MPa}}=1.439$$

查表10.6-6得接触强度的可靠度

$$R=\Phi(Z_R)=\Phi(1.439)=0.925$$

（2）弯曲强度的可靠度

式（10.6-132）和式（10.6-133）各参数的均值或确定值按GB/T 3480—1997中的方法取值，变异系数按本节给出的荐用值，具体数值见表10.6-30。

表 10.6-30　弯曲强度计算中各参数的均值及变异系数

变量	K	F_t/N	b/mm	m_n/mm	Y_{Fa}	Y_{Sa}	Y_ε	Y_β	K_A
均值	1	2982.14	50	2	2.53 2.21	1.63 1.79	0.704	0.895	1
变异系数	0.06	0.12	0	0	0	0	0	0	0
变量	K_V	$K_{F\beta}$	$K_{F\alpha}$	$\sigma_{F\lim}$/MPa	Y_{ST}	Y_{NT}	$Y_{\delta rel}$	Y_{Rrel}	Y_X
均值	1.06	1.11	1.2	354 264	2	1 1	≈1 ≈1	1.01	1
变异系数	0.0189	0.0162	0.0556	0.10	0	0	0	0	0

按式（10.6-134）～式（10.6-136）得弯曲应力的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_{Fl_1}=\frac{\overline{K}\overline{F}_t}{bm_n}Y_{Fa_1}Y_{Sa_1}Y_\varepsilon Y_\beta K_A\overline{K}_V\overline{K}_{F\beta}\overline{K}_{F\alpha}=$$

$$\frac{1\times 2982.14\text{N}}{50\text{mm}\times 2\text{mm}}\times 2.53\times 1.63\times 0.704\times 0.895\times$$

$$1\times 1.06\times 1.11\times 1.2=$$

$$109.41\text{MPa}$$

$$\overline{\sigma}_{Fl_2}=\overline{\sigma}_{Fl_1}\frac{Y_{Fa_2}Y_{Sa_2}}{Y_{Fa_1}Y_{Sa_1}}=109.41\text{MPa}\times\frac{2.21\times 1.79}{2.53\times 1.63}$$

$$=104.95\text{MPa}$$

$$V_{\sigma_{Fl}}=(V_K^2+V_{F_t}^2+V_{K_V}^2+V_{K_{F\beta}}^2+V_{K_{F\alpha}}^2+V_{K_{F\alpha}}V_{K_{F\beta}}+$$

$$V_{K_{F\alpha}}V_{K_V}+V_{K_{F\beta}}V_{K_V})^{\frac{1}{2}}=$$

$$(0.06^2+0.12^2+0.0189^2+0.0162^2+$$

$$0.0556^2+0.0556\times 0.0162+0.0556\times$$

$$0.0189+0.0162\times 0.0189)^{\frac{1}{2}}=0.155$$

$$S_{\sigma_{Fl_1}}=\overline{\sigma}_{Fl_1}V_{\sigma_{Fl_1}}=109.41\text{MPa}\times 0.155=16.96\text{MPa}$$

$$S_{\sigma_{Fl_2}}=\overline{\sigma}_{Fl_2}V_{\sigma_{Fl_2}}=104.95\text{MPa}\times 0.155=16.27\text{MPa}$$

按式（10.6-137）～式（10.6-139）得抗弯强度的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_{Fs_1}=\overline{\sigma}_{F\lim}\overline{Y}_{ST}\overline{Y}_{NT}Y_{\delta rel}Y_{Rrel}Y_X=$$

$$354\text{MPa}\times 2\times 1\times 1\times 1.01\times 1=715.08\text{MPa}$$

$$\overline{\sigma}_{Fs_1}=\overline{\sigma}_{Fs_1}\frac{\overline{\sigma}_{F\lim 2}}{\overline{\sigma}_{F\lim 1}}=$$

$$715.08\text{MPa}\times\frac{264\text{MPa}}{354\text{MPa}}=533.28\text{MPa}$$

$$V_{\sigma_{Fs}}=(V_{\sigma F\lim}^2+V_{Y_{NT}}^2)^{\frac{1}{2}}=(0.10^2+0)^{\frac{1}{2}}=0.10$$

$$S_{\sigma_{Fs_1}}=\overline{\sigma}_{Fs_1}V_{\sigma_{Fs}}=715.08\text{MPa}\times 0.10=71.508\text{MPa}$$

$$S_{\sigma_{Fs_2}}=\overline{\sigma}_{Fs_2}V_{\sigma_{Fs}}=533.28\text{MPa}\times 0.10=53.328\text{MPa}$$

按弯曲应力和抗弯强度都服从正态分布，由式（10.6-143）

$$Z_{R_1}=\frac{\overline{\sigma}_{Fs_1}-\overline{\sigma}_{Fl_1}}{(S_{\sigma_{Fs_1}}^2+S_{\sigma_{Fl_1}}^2)^{\frac{1}{2}}}=$$

$$\frac{715.08\text{MPa}-109.41\text{MPa}}{(715.08^2+16.96^2)^{\frac{1}{2}}\text{MPa}}=8.24$$

$$Z_{R_2}=\frac{\overline{\sigma}_{Fs_2}-\overline{\sigma}_{Fl_2}}{(S_{\sigma_{Fs_2}}^2+S_{\sigma_{Fl_2}}^2)^{\frac{1}{2}}}=\frac{533.28\text{MPa}-104.95\text{MPa}}{(533.28^2+16.27^2)^{\frac{1}{2}}\text{MPa}}$$

$$=7.68$$

按 $Z_R=7.68$ 由正态分布表得弯曲强度的可靠度

$$R=\Phi(Z_R)=\Phi(7.68)\approx 1$$

2.5.9　零件疲劳寿命的可靠性预计

在一定的应力水平，疲劳寿命服从某种分布。一般认为金属的疲劳寿命服从对数正态分布，也有人认为服从威布尔分布。由于对数正态分布可利用正态分布分析的各种方法，使用较为方便。下面均按寿命服从对数正态分布来预计可靠寿命。

（1）应力为确定量的可靠寿命

当应力为确定量，或应力的变异系数不大而假定为确定量时，可直接利用 p-S-N 线图或 3s-S-N 线图。

利用 p-S-N 线图时（见图 10.6-27），过该图纵轴指定的应力水平作水平线与指定失效概率 p 的 S-N 曲线相交，该交点的横坐标就是相应失效概率的寿命，或可靠度 $R=1-p$ 的可靠寿命。

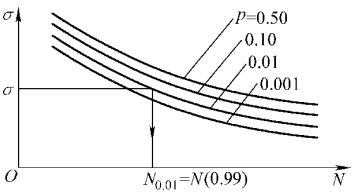


图 10.6-27　用 p-S-N 线图预计可靠寿命

利用 3s-S-N 线图时，可靠度为 R 时的可靠寿命

$$N(R)=10^{\overline{L}-Z_RS_L}\qquad(10.6\text{-}145)$$

式中　Z_R——连接系数，按指定的 R 查表 10.6-6；

$\overline{L}$——对数寿命的均值；

S_L——对数寿命的标准差。

求 $\overline{L}$ 和 S_L 时（见图 10.6-28），过该图纵轴指定的应力水平作水平线，可在该水平线上直接读得对数寿命的均值 $\overline{L}$ 和标准差 S_L。若没有相应的 3s-S-N 线图，可按双对数坐标为直线的经验公式求出。在应力水平 σ 时

$$\overline{L}=\lg N_\infty-m(\lg\sigma-\lg\overline{\sigma}_{-1C})\qquad(10.6\text{-}146)$$

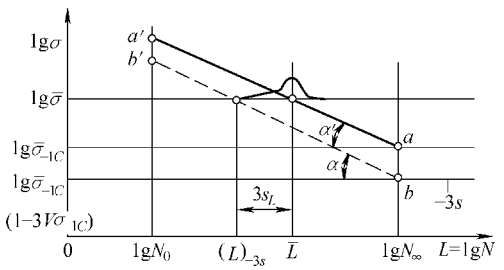


图 10.6-28　用 3*s*-*S*-*N* 线图预计可靠寿命

$$(L)_{-3s}=\lg N_\infty-m_{-3s}[\lg\sigma-\lg(1-3V_{\sigma-1C})\overline{\sigma}_{-1C}] \tag{10.6-147}$$

$$S_L=\frac{\overline{L}-(L)_{-3s}}{3} \tag{10.6-148}$$

这里，m 和 m_{-3s} 分别用式（10.6-95）、式（10.6-99）求得。

（2）应力为随机变量的可靠寿命

应力为随机变量是更一般的情况，这时可靠寿命

$$N(R)=N_\infty\left(\frac{\overline{\sigma}_{-1C}}{n_R\overline{\sigma}_l}\right)^m \tag{10.6-149}$$

式中　σ_l——工作应力幅的均值，受非对称循环变应力时，取等效应力的均值；受复合应力时，取按强度理论算得的计算应力；

n_R——可靠安全系数，由式（10.6-37）、式（10.6-39）和式（10.6-41）确定。

求 n_R 时所需的 $V_{x_s}=V_{\sigma-1CN}$ 与寿命有关，按 3*s*-*S*-*N* 线图的经验公式求时，则

$$V_{\sigma-1CN}=\frac{1}{3}\left[1-(1-3V_{\sigma-1C})\left(\frac{N_\infty}{N}\right)^{\frac{1}{m_{-3s}}-\frac{1}{m}}\right] \tag{10.6-150}$$

因此，计算可靠寿命时需迭代计算。式中的 m 和 m_{-3s} 分别由式（10.6-95）、式（10.6-139）确定。

若按式（10.6-149）求得的可靠寿命 $N(R)>N_\infty$，对于钢铁件可认为 $N(R)\to\infty$。

例 6-14　按例 6-13 的数据，求 $R=0.95$ 时的可靠寿命。

解　当 $R=0.95$ 时，查表 10.6-6 得 $Z_R=1.645$。假定应力和强度均服从正态分布。$V_{\sigma_l}=V_\sigma=\frac{21}{300}=0.07$，初取 $N=N_\infty$，则 $V_{\sigma-1CN}=V_{\sigma-1C}=0.115$。若按式（10.6-39）

$$n_R=\frac{1+Z_R(V_{\sigma-1CN}^2+V_{\sigma_l}^2-Z_R^2V_{\sigma-1CN}^2V_{\sigma_l}^2)^{\frac{1}{2}}}{1-Z_R^2V_{\sigma-1CN}^2}=\frac{1+1.645(0.115^2+0.07^2-1.645^2\times0.115^2\times0.07^2)^{\frac{1}{2}}}{1-1.645^2\times0.115^2}=1.266$$

按式（10.6-149）

$$N(0.95)=N_\infty\left(\frac{\overline{\sigma}_{-1C}}{n_R\overline{\sigma}_l}\right)^m=10^6\text{ 次}\times\left(\frac{241.6\text{MPa}}{1.266\times300\text{MPa}}\right)^{7.257}=37524\text{ 次}$$

$N(0.95)<N_\infty$，故 $V_{\sigma-1CN}$ 应降低，$N(0.95)$ 会增大。

再取 $N=5\times10^4$，按式（10.6-150）

$$V_{\sigma-1CN}=\frac{1}{3}\left[1-(1-3V_{\sigma-1C})\left(\frac{N_\infty}{N}\right)^{\frac{1}{m_{-3s}}-\frac{1}{m}}\right]=\frac{1}{3}\left[1-(1-3\times0.115)\left(\frac{10^6}{5\times10^4}\right)^{\frac{1}{5.799}-\frac{1}{7.257}}\right]=0.0911$$

$$n_R=\frac{1+1.645(0.0911^2+0.07^2-1.645^2\times0.0911^2\times0.07^2)^{\frac{1}{2}}}{1-1.645^2\times0.0911^2}=1.215$$

$$N(0.95)=10^6\text{ 次}\times\left(\frac{241.6\text{MPa}}{1.215\times300\text{MPa}}\right)^{7.257}=50570\text{ 次}$$

与估计的 N 基本一致。

（3）滚动轴承的可靠寿命

在正常工作条件下滚动轴承的主要失效型式为点蚀。和 *p*-*S*-*N* 曲线类似，滚动轴承的承载能力和寿命的关系可在不同载荷水平做成组试验得到。图 10.6-29 为滚动轴承的 *p*-*P*-*L* 线图。这里，P 是当量动载荷，L 是寿命。常规的滚动轴承可靠寿命计算公式

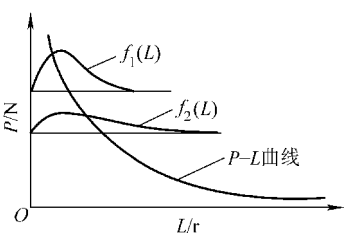


图 10.6-29　滚动轴承的 *p*-*P*-*L* 线图

$$L_{10}=L(R)=L(0.90)=\left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon,(\text{单位:}10^6\text{r}) \tag{10.6-151}$$

式中　C——额定动载荷；

ε——寿命指数，球轴承，$\varepsilon=3$；滚子轴承，$\varepsilon=\frac{10}{3}$。

不同可靠度时可靠寿命

$$L_F = L(R) = a_1\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon},(\text{单位:}10^6\text{r}) \tag{10.6-152}$$

式中　a_1——可靠性的寿命修正系数，查表 10.6-31。

当量动载荷为随机变量时，设 P 的概率密度为 $f(P)$，这时的可靠寿命

$$L_F = L(R) = \int_{-\infty}^{\infty} a_1\left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} f(P)\,\mathrm{d}P \tag{10.6-153}$$

当 P 服从对数正态分布时，上式成为

$$L_F = L(R) = a_1 C^{\varepsilon} \mathrm{e}^{\varepsilon\left(\frac{\varepsilon\sigma^2}{2}-\mu\right)} \tag{10.6-154}$$

式中　μ——当量动载荷 P 的对数均值；

σ——当量动载荷 P 的对数标准差。

表 10.6-31　可靠性的寿命修正系数

R	0.90	0.95	0.95	0.97	0.98	0.99	0.995	0.998	0.999	≈1.0
a_1	1.0	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21	0.13	0.07	0.04	≈0.04

2.6　其他失效型式时可靠性设计

前面主要以机械强度为对象的概率设计。按广义的应力、强度概念，应力是对产品功能有影响的各种外界因素，强度是产品承受应力的能力。普通的应力和强度只是这广义概念中的一种，其他型式的应力、强度问题也可用类似的办法处理。

2.6.1　断裂韧性的可靠性设计

零件在制造或使用过程中形成裂纹是难以避免的。有裂纹的零件不一定就不能工作，需要用断裂力学的方法来判断。与机械强度类似，在断裂判据中的变量也都是随机变量，因此宜用概率设计。

（1）静载抗断裂的可靠度

断裂力学计算带裂纹的零件承受静载能力时用断裂判据，对于张开型

$$K_1 \leqslant K_{1C} \tag{10.6-155}$$

式中　K_1——应力强度因子；

K_{1C}——断裂韧度。

张开型应力强度因子可用式（10.6-156）计算

$$K_1 = \alpha\sigma\sqrt{\pi a} \tag{10.6-156}$$

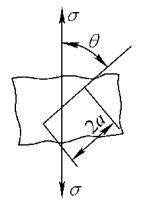
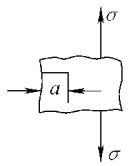
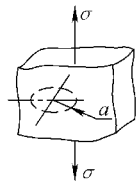
式中　σ——工作应力；

a——裂纹长度；

α——修正系数，反映裂纹几何及受力条件，表 10.6-32 为几种简单情况的 α 值。

显然 σ、a、α 都是随机变量，为了简单，假定 α 为确定量。根据式（10.6-155），不发生断裂失效的可靠度

表 10.6-32　受拉应力的几个 α 值

类别	无限宽板斜透纹	无限宽板边透纹	无限体深埋圆片状纹
α	$\sin^2\theta$	1.12	0.637
图形			

$$R = P(K_{1C} > K_1) \tag{10.6-157}$$

这里 K_1 相当于应力-强度模型中的应力 x_l，K_{1C} 相当于应力-强度模型中的强度 x_s。如果了解了它们的分布和参数后，就可按 2.1 节的方法求可靠度，或与一般机械强度设计类似进行概率设计计算。

K_{1C}的数据应由试验统计获得，也可由文献中查到参考数据，以此作为 $\overline{K}_{1C}$。K_{1C}的变化范围颇大，一般可暂按表 10.6-14 或表 10.6-33 选取变异系数。

表 10.6-33　断裂韧度的变异系数

材料	钢	铝合金
$V_{K_{1C}}$	0.15(0.02～0.19)	0.20(0.02～0.422)
材料	钛合金	镍合金
$V_{K_{1C}}$	0.10(0.014～0.101)	0.06(0.049～0.061)

例 6-15　受静载荷的矩形截面拉杆，材料为 32SiMnMoV 钢，920℃ 油淬，320℃ 回火，R_m = 1950MPa，R_{eL} = 1750MPa，K_{1C} = 1840N·mm$^{-3/2}$，最小截面尺寸宽 W =（150 ± 3）mm，厚 B =（5 ± 0.15）mm，板边透纹 a =（0.5 ± 0.1）mm，受拉力 F =（1000000 ± 100000）N，如果 V_{σ_s} = 0.07，$V_{K_{1C}}$ = 0.10，求不屈服失效和不断裂失效的可靠度。

解　取计算系数 $\overline{K}=1$，$V_K=0$。

1）不屈服失效的可靠度

工作应力　　$\sigma = \dfrac{F}{WB}$

载荷的均值和变异系数

$$\overline{F} = 1000000\text{N},\ V_F = \frac{100000}{3\times 1000000} = 0.033$$

宽度的均值和变异系数

$$\overline{W} = 150\text{mm},\ V_W = \frac{3}{3\times 150} = 0.0067$$

厚度的均值和变异系数

$$\overline{B} = 5\text{mm},\ V_B = \frac{0.15}{3\times 5} = 0.01$$

工作应力的均值、变异系数及标准差分别为

$$\overline{\sigma} = \frac{\overline{F}}{\overline{W}\,\overline{B}} = \frac{1000000\text{N}}{150\text{mm}\times 5\text{mm}} = 1333.33\text{MPa}$$

$$V_\sigma = (V_F^2 + V_W^2 + V_B^2)^{\frac{1}{2}} = (0.033^2 + 0.0067^2 + 0.01^2)^{\frac{1}{2}} = 0.035$$

$$S_\sigma = \overline{\sigma} V_\sigma = 1333.33\text{MPa} \times 0.035 = 46.67\text{MPa}$$

强度的均值和标准差分别为

$$\overline{\sigma}_s = 1750\text{MPa}$$

$$S_\sigma = \overline{R}_{eL} V_{R_{eL}} = 1750\text{MPa} \times 0.07 = 122.5\text{MPa}$$

假设工作应力和屈服极限都服从正态分布，则连接系数

$$Z_R = \frac{\overline{R}_{eL} - \overline{\sigma}}{(S_{R_{eL}}^2 + S_\sigma^2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{1750\text{MPa} - 1333.33\text{MPa}}{((122.5\text{MPa})^2 + (46.67\text{MPa})^2)^{\frac{1}{2}}} = 3.179$$

查表10.6-6得不屈服失效的可靠度

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(3.179) = 0.99925$$

2）不断裂失效的可靠度

按式（10.6-156）求应力强度因子，因 $a << \overline{W}$，故由表10.6-32取 $\alpha = 1.12$（假定为确定量）。裂纹长度的均值和变异系数

$$\overline{a} = 0.5\text{mm},\quad V_a = \frac{0.1}{3 \times 0.5} = 0.067$$

应力强度因子的均值、变异系数和标准差分别为

$$\overline{K}_1 = \alpha \overline{\sigma} \sqrt{\pi \overline{a}} = 1.12 \times 1333.33 \sqrt{\pi \times 0.5} = 1871.61\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$$

$$V_{K_1} = \left(V_\sigma^2 + \frac{1}{4}V_a^2\right)^{1/2} = \left(0.035^2 + \frac{1}{4} \times 0.067^2\right)^{1/2} = 0.0484$$

$$S_{K_1} = \overline{K}_1 V_{K_1} = 1871.61\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2} \times 0.0484 = 90.586\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$$

断裂韧度的均值和标准差

$$\overline{K}_{1C} = 1840\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$$

$$S_{K_{1C}} = \overline{K}_{1C} V_{K_{1C}} = 1840\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2} \times 0.1 = 184\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$$

假设应力强度因子和断裂韧度都服从正态分布，则连接系数

$$Z_R = \frac{\overline{K}_{1C} - \overline{K}_1}{(S_{K_{1C}}^2 + S_{K_1}^2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{1840\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2} - 1871.61\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}}{((184\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2})^2 + (90.586\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2})^2)^{\frac{1}{2}}} = -0.154$$

查表10.6-6的不断裂失效的可靠度

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(-1.54) = 1 - \Phi(1.54) = 0.43879$$

由此例可看出，虽然按屈服强度可认为可靠度很高，但按断裂韧度则可靠度很低，几乎不能用。显然，断裂失效的后果比屈服失效的后果要严重得多。一般，不断裂失效的可靠度宜高于不屈服失效的可靠度。因此，上例中的拉杆应改换材料或进行热处理。

（2）变载抗断裂的可靠度

受反复变应力作用时，裂纹可能逐渐扩展而引起断裂失效。促进裂纹扩展的参数为应力强度因子幅度

$$\Delta K_1 = \alpha \Delta\sigma \sqrt{\pi a} \qquad (10.6\text{-}158)$$

式中　$\Delta\sigma$——应力变化幅度

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \qquad (10.6\text{-}159)$$

当应力强度因子幅度 ΔK_1 小于裂纹开始扩展的门槛值 ΔK_{th} 时，裂纹几乎不扩展。这时，ΔK_1 相当于应力-强度模型中的应力 x_l，ΔK_{th} 相当于应力-强度模型中的强度 x_s，故受变载裂纹不扩展的可靠度

$$R = P(\Delta K_{th} < \Delta K_1) \qquad (10.6\text{-}160)$$

ΔK_{th} 值是根据试验求得的。当受对称循环变应力时，结构碳钢、低合金钢和镍基合金 $\Delta K_{th} = 5.52 \sim 6.82\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$；高强度钢和铝合金 $\Delta K_{th} = 1.09 \sim 2.18\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$。也有文献介绍下面的数据：钢，$\Delta K_{th} = 6.6 \sim 8.8\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$，铝合金，$\Delta K_{th} = 1.1 \sim 3.3\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$，钛合金，$\Delta K_{th} = 2.2 \sim 6.6\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$。概略计算时可暂假设 ΔK_{th} 服从正态分布，按“$3s$”原则取其均值和标准差。重要的情况宜做具体试验以确定 ΔK_{th} 的分布。

2.6.2　刚度的可靠性设计

机械中某些零件或构体对刚度有一定的要求，例如弹簧、轴、梁、刀具等的挠度、角和转角等工作中不满足刚度要求就认为失效。按照应力-强度模型，这时应力是工作中产生的变形，强度是正常工作允许的变形。工作时的变形量可利用材料力学求挠度、偏角或转角的公式来计算，这些公式一般可写成

$$y_l = y(x_1, x_2, \cdots, x_n) \qquad (10.6\text{-}161)$$

式中　y_l——工作变形量，挠度、偏角或转角；

x_i——影响变形量的各随机变量，如载荷、尺寸、弹性模量等，$i = 1, 2, \cdots, n$。

y_l 常近似假定服从正态分布或对数正态分布，允许的变形量 y_s 则按具体条件给定，常视为确定量。若工作时产生的变形不能 y_l 则可靠度

$$R = P(y_l < y_s) \qquad (10.6\text{-}162)$$

例6-16　某圆截面钢梁如图10.6-30所示，已知 $F_1 =$（120 ± 18）N，$F_2 =$（40 ± 6）N，截面直径 $d =$（20 ± 0.3）mm，跨距和受力点的尺寸误差很小，假定为确定量，$L = 500\text{mm}$，$l_1 = 200\text{mm}$，$l_2 = 100\text{mm}$，允许 A 点最大挠度 $y_s = 0.25\text{mm}$。分别就 F_1 和 F_2 由不同力源产生及由同一力源产生两种情况，验算满足

刚度要求的可靠度。

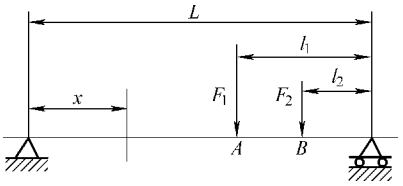


图 10.6-30　梁的受力情况

解　由材料力学知，当 $x \leqslant L-l$ 时，坐标 x 处梁的挠度

$$y_x = \frac{32lxF}{3\pi LEd^4}(L^2 - l^2 - x^2)$$

F_1 和 F_2 单独作用时在 A 点产生的挠度分别为

$$y_1 = \frac{32l_1xF_1}{3\pi LEd^4}(L^2 - l_1{}^2 - x^2) = 4.889\times10^7\frac{F_1}{Ed^4}$$

$$y_2 = \frac{32l_2xF_2}{3\pi LEd^4}(L^2 - l_2{}^2 - x^2) = 2.716\times10^7\frac{F_2}{Ed^4}$$

叠加得 A 点的总挠度

$$y_A = y_1 + y_2 = \frac{10^7}{Ed^4}(4.889F_1 + 2.716F_2)$$

各随机变量的均值和标准差分别为

$$\overline{F}_1 = 120\text{N},\quad S_{F_1} = \frac{18}{3}\text{N} = 6\text{N}$$

$$\overline{F}_2 = 40\text{N},\quad S_{F_2} = \frac{6}{3}\text{N} = 2\text{N}$$

$$\overline{d} = 20\text{mm},\quad S_d = \frac{0.3}{3}\text{mm} = 0.1\text{mm}$$

$\overline{E} = 2.06\times10^5\text{MPa}$，$S_E = \overline{E}V_E = 2.06\times10^5\text{MPa}\times0.03 = 6.18\times10^3\text{MPa}$

A 点总挠度的均值

$$\overline{y}_A = \frac{10^7}{\overline{E}\,\overline{d}^4}(4.889\overline{F}_1 + 2.716\overline{F}_2) = \frac{10^7}{2.06\times10^5\times20^4}(4.889\times120 + 2.716\times40)\text{mm} = 0.211\text{mm}$$

若 F_1 和 F_2 由不同力源产生，则标准差

$$S_{y_A} = \left[\left(\frac{\partial y_A}{\partial F_1}\right)_0^2 S_{F_1}^2 + \left(\frac{\partial y_A}{\partial F_2}\right)_0^2 S_{F_2}^2\right] + \left[\left(\frac{\partial y_A}{\partial E}\right)_0^2 S_E^2 + \left(\frac{\partial y_A}{\partial d}\right)_0^2 S_d^2\right] = 0.0118\text{mm}$$

若 F_1 和 F_2 由同一力源产生，$F_1 = \frac{\overline{F}_1}{\overline{F}_2}F_2 = 3F_2$，故

$$y_A = 17.383\times10^7\frac{F_2}{Ed^4}$$

y_A 的变异系数

$$V_{y_A} = (V_{F_2}^2 + V_E^2 + 4^2V_d^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{6}{120}\right)^2 + 0.03^2 + 16\times\left(\frac{0.1}{20}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 0.0616$$

y_A 的标准差

$$S_{y_A} = y_AV_{y_A} = 0.211\text{mm}\times0.0616 = 0.0123\text{mm}$$

假设挠度服从正态分布。若 F_1 和 F_2 由不同力源产生，则连接系数

$$Z_R = \frac{y_s - \overline{y}_A}{Sy_A} = \frac{0.25 - 0.211}{0.0118} = 3.305$$

查表 10.6-6 得

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(3.305) = 0.999525$$

若 F_1 和 F_2 由同一力源产生，则连接系数

$$Z_R = \frac{y_s - \overline{y}_A}{Sy_A} = \frac{0.25 - 0.211}{0.0123} = 3.171$$

查表 10.6-6 得

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(3.171) = 0.999238$$

例 6-17　一测量用螺旋弹簧，材料 65Mn，切变模量 $\overline{G} = 81500\text{MPa}$，$V_G = 0.02$；弹簧中径 $D_2 = (60\pm0.9)\text{mm}$；弹簧丝直径 $d = (6\pm0.04)\text{mm}$；制造时可保证弹簧的有效圈数 $n = 20\pm0.5$。试估计满足弹簧刚度要求 $C = (\overline{C}\pm0.03)\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$ 时的可靠度。

解　弹簧刚度定义为使弹簧产生单位变形所需的载荷，即

$$C = \frac{F}{\lambda_s} = \frac{Gd^4}{8D_2^3n}$$

式中各随机变量的均值及变异系数分别为

$$\overline{D}_2 = 60\text{mm},\quad V_{-1_2} = \frac{0.9\text{mm}}{3\times60\text{mm}} = 0.005$$

$$\overline{d} = 6\text{mm},\quad V_d = \frac{0.04\text{mm}}{3\times6\text{mm}} = 0.0022$$

$$\overline{n} = 20,\quad V_n = \frac{0.5\text{mm}}{3\times20\text{mm}} = 0.0083$$

弹簧刚度 C 的均值、变异系数及标准差

$$\overline{C} = \frac{\overline{G}\,\overline{d}^4}{8\overline{D}_2^3\overline{n}} = \frac{81500\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}\times(20\text{mm})^4}{8\times(60\text{mm})^3\times20} = 0.3056\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$$

$$V_C = (V_G^2 + 4^2V_d^2 + 3^2V_{-1_2}^2 + V_n^2)^{\frac{1}{2}} = (0.02^2 + 16\times0.0022^2 + 9\times0.005^2 + 0.0083^2)^{\frac{1}{2}} = 0.0278$$

$$S_C = \overline{C}V_C = 0.3056\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}\times0.0278 = 0.0085\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$$

假设弹簧刚度 C 服从正态分布，则可靠度

$$R = P(\overline{C} - \Delta C < C < \overline{C} + \Delta C) = \int_{\overline{C}-\Delta C}^{\overline{C}+\Delta C} f(C)\,\mathrm{d}C = \Phi\left(\frac{\Delta C}{S_C}\right) - \Phi\left(-\frac{\Delta C}{S_C}\right) = \Phi\left(\frac{0.03\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}}{0.0085\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}}\right) - \Phi\left(-\frac{0.03\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}}{0.0085\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}}\right) = \Phi(3.53) - \Phi(-3.53) = 0.9995485$$

2.6.3　磨损和腐蚀的可靠性设计

1. 磨损的可靠性设计

各种机械设备的报废零件中由磨损引起报废的比例是很大的。这样重要的失效型式，目前尚未能建立简单有效的通用计算方法。这主要由于磨损速度不仅决定于载荷、材料，而且还与材料副的组合、表面加工、滑动速度、润滑情况、工作温度、环境清洁情况等有关，因此很难获得通用的数据。另一方面，磨损失效多具有明显的发展过程，不像强度失效那样突然，若能及时维修、调整、更换过分磨损件，则对定量计算的要求就不那样迫切了。然而，磨损量往往是决定某些力学性能、精度、效率等的关键因素，有些机械设备对磨损的检查、维修和更换也不容易，因此也就同样需要进行概率计算和耐磨寿命的可靠性预计。

（1）磨损和磨损寿命曲线

考虑各影响因素寻找磨损随时间的变化规律都是极其复杂的，目前尚属于创建阶段。在规定的条件下，图 10.6-31 为磨损量（磨损尺寸、体积或重量）随时间变化的典型过程。在磨合期，摩擦表面由于机械加工形成的波峰容易磨去，磨损速度 u 起初很高而迅速下降，故磨损量 w 的变化呈下凹曲线。当波峰基本磨平，磨损速度基本不变，磨损量的变化呈直线即形成稳定磨损期。当磨损量过大，接合面间达到不能允许的间隙，引起润滑情况的恶化、动载的剧增等原因，磨损速度和磨损量都剧烈增大而形成剧烈磨损期。显然，正常工作不应在剧烈磨损期，往往由于精度、泄漏等限制，只允许达到很小的磨损量。

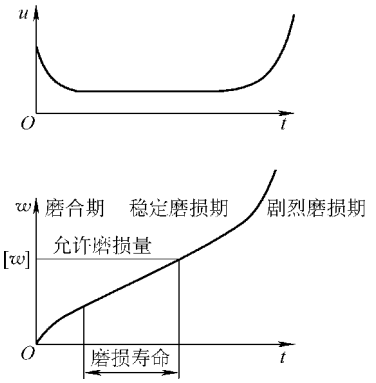


图 10.6-31　磨损与时间的关系

机械零件的磨损量和耐磨寿命都是随机变量，图 10.6-32 是花键连接磨损量与工作时间关系的例子，随着工作时间或磨损量的增加，其离散程度也越来越大。

进行磨损的概率计算或预计时，可根据具体情况

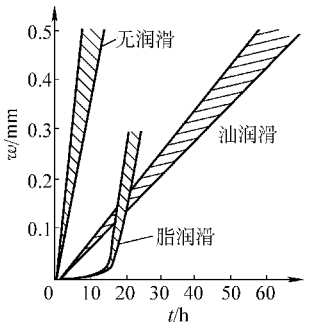


图 10.6-32　花键连接磨损量与工作时间的关系

观察或专门试验获得磨损数据，经统计处理绘出磨损寿命曲线，如图 10.6-33 所示。图中曲线是在不同时间测得的磨损量经统计后画出的。例如，取一组 n 个试件，在模拟实际情况下进行试验，在试验到某时间 t_1，检测各试件的磨损量 w_{11}，w_{12}，…，w_{1n}，将这些数据统计处理。估计其均值 $\overline{w}_1$ 和标准差 S_{w_1} 再继续试验到 t_2，t_3，…，t_m，同样处理估计其均值 $\overline{w}_i$ 和标准差 S_{w_i}（$i=1$，2，…，m）。将各均值在坐标纸上描点（图 10.6-33 中 $i=1$，2，…，m 点）。这些点若近似在一直线上，就可按这些点配一直线（也有时为曲线或折线）。要求较精时，可用回归分析法求出其回归方程式。再用各 S_{w_i} 求“$-3s$”的点 1′，2′，…，m'，磨损量为

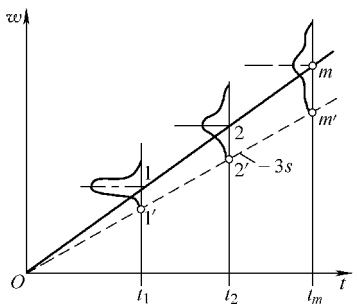


图 10.6-33　磨损寿命曲线

$$w_i' = (w_i)_{-3s} = \overline{w}_i - 3S_{w_i}, i = 1, 2, \cdots, m$$

将求得的各 w' 也在图 10.6-33 上描点，并用虚线连成 $-3s$ 线。同样也可求出回归方程式。

磨损寿命曲线也可按一组试件在不同时间 t_1，t_2，t_3，…，t_m 记录得最大和最小磨损量作为上、下界点而画得界限线。若要求较精时也可将界限线用回归方程式表示。求均值和标准差按“$3s$”原则近似处理

（2）抗磨损的可靠度和可靠寿命

零件在给定工作时间和容许磨损量的条件下，可靠度决定于磨损寿命的分布。最好就具体情况用试验

判定磨损寿命的分布。一般常假设服从正态分布，即 $t \sim N(\bar{t}, S_t^2)$，如图 10.6-34 中的 $f_s(t)$。若工作时间也服从正态分布，即 $t_l \sim N(\bar{t}_l, S_{t_l}^2)$，如图 10.6-34 中的 $f_l(t)$，则求可靠度时连接系数

$$Z_R = \frac{\bar{t} - \bar{t}_l}{(S_t^2 + S_{t_l}^2)^{\frac{1}{2}}} \qquad (10.6\text{-}163)$$

由表 10.6-6 即可查得 $R = \Phi(Z_R)$。

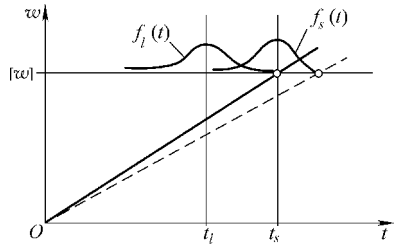


图 10.6-34　求磨损可靠度的应力-强度模型

若磨损量一定，则可靠寿命

$$t(R) = \bar{t} - Z_R S_t \qquad (10.6\text{-}164)$$

式中　$\bar{t}$——容许磨损量的磨损寿命均值；

S_t——容许磨损量的磨损寿命标准差。

如果工作时间或磨损寿命不服从正态分布，可按具体分布 2.5.2 节给出的相应方法求可靠度。

例 6-18　某制动器摩擦衬片在容许磨损量［w］= 300μm 时，经统计得磨损寿命的上、下限分别为 $t_U = 34.32$h，$t_L = 29.17$h。若该制动器每年实际累积摩擦时间 $t_l = (25 \pm 5)$h，求一年不磨损失效的可靠度。若不磨损失效的可靠度 $R = 0.99$，则应在实际工作多长时间进行维修或更换。

解　按“3s”原则，取

$$\bar{t} = \frac{t_U + t_L}{2} = \frac{34.32 + 29.17}{2}\text{h} = 31.745\text{h}$$

$$S_t = \frac{t_U - t_L}{6} = \frac{34.32 - 29.17}{6}\text{h} = 0.858\text{h}$$

$$\bar{t}_l = 25\text{h}$$

$$S_{t_l} = \frac{5}{3} = 1.667\text{h}$$

按式（10.6-163），假设 t、t_l 均服从正态分布，则

$$Z_R = \frac{\bar{t} - \bar{t}_l}{(S_t^2 + S_{t_l}^2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{31.745 - 25}{(0.858^2 + 1.667^2)^{\frac{1}{2}}} = 3.60$$

查表 10.6-6 得

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(3.60) = 0.9998409$$

当 $R = 0.99$ 时查表 10.6-6 得 $Z_R = 2.33$，按式（10.6-164）得可靠寿命

$$t(R) = \bar{t} - Z_R S_t = 31.745\text{h} - 2.33 \times 0.858\text{h} = 29.75\text{h}$$

即实际累积工作 29.75h 时应进行维修或更换。

2. 腐蚀的可靠性设计

有些耗损失效，若作定期测量，即可绘得耗损寿命曲线。其中最简单的情况是耗损量与时间成线性关系。下面就容器腐蚀为例介绍其概率计算的应用，其概念和计算公式的型式都与 2.6.3.1 节相同。

例 6-19　某容器要求工作 1000h，其主要失效型式是容器受腐蚀变薄泄漏或破裂。已知腐蚀量与时间成正比。现对 10 台容器在工作前测量壁厚，工作 500h 时又测量壁厚，所测得的结果列于表 10.6-34 中。若容许的最小壁厚为 1.5mm，求工作到 1000h 时的可靠度。

表 10.6-34　容器壁厚的数据　（mm）

序号		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
壁厚 x_i	最初	2.388	2.261	2.286	2.337	2.184	2.261	2.286	2.311	2.311	2.235
	500h	2.184	2.007	2.184	2.108	1.930	2.108	2.134	2.210	2.083	2.032
腐蚀量 w_i		0.204	0.254	0.102	0.229	0.254	0.153	0.152	0.101	0.228	0.203

解　容器壁厚情况如图 10.6-35 所示。

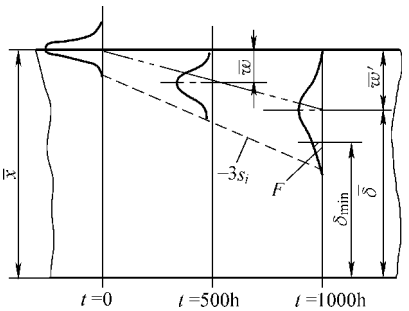


图 10.6-35　容器壁厚变化情况

（1）最初壁厚的均值和标准差

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i = \frac{1}{10} \times (2.388 + 2.261 + \cdots + 2.235)\text{mm} = 2.286\text{mm}$$

$$S_x = \left[\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= \left\{\frac{1}{10-1}[(2.388 - 2.286)^2 + (2.261 - 2.286)^2 + \cdots + (2.235 - 2.286)^2]\right\}^{\frac{1}{2}}\text{mm}$$

$$= 0.0562\text{mm}$$

（2）500h时腐蚀量的均值和标准差

$$\overline{w}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}w_i=\frac{1}{10}\times(0.204+0.254+\cdots+0.203)\text{mm}=0.188\text{mm}$$

$$S_w=\left[\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(w_i-\overline{w})^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=\left\{\frac{1}{10-1}[(0.204-0.188)^2+(0.254-0.188)^2+\cdots+(0.203-0.188)^2]\right\}^{\frac{1}{2}}\text{mm}$$

$$=0.0577\text{mm}$$

（3）外推至1000h时腐蚀量的均值和标准差

$$\overline{w}'=\frac{1000}{500}\overline{w}=\frac{1000}{500}\times0.188\text{mm}=0.376\text{mm}$$

$$S'_w=\frac{1000}{500}S_w=\frac{1000}{500}\times0.0577\text{mm}=0.1154\text{mm}$$

（4）工作到1000h时壁厚的均值和标准差

$$\overline{\delta}=\overline{x}-\overline{w}'=2.286\text{mm}-0.376\text{mm}=1.910\text{mm}$$

$$S_\delta=(S_x^2+S_{w'}^2)^{\frac{1}{2}}=(0.0563^2+0.1154^2)^{\frac{1}{2}}\text{mm}=0.1284\text{mm}$$

（5）假设工作到1000h时壁厚δ服从正态分布，则连接系数

$$Z_R=\frac{\overline{\delta}-\overline{\delta}_{\min}}{S_\delta}=\frac{1.910\text{mm}-1.50\text{mm}}{0.1284\text{mm}}=3.193$$

查表10.6-6得1000h时表腐蚀失效的可靠度

$$R=\Phi(Z_R)=\Phi(3.193)=0.99928$$

2.6.4　摩擦传动的可靠性设计

摩擦传动在机械传动中应用也是比较广的，例如无级变速器、带传动及摩擦离合器等。从承载能力方面分析，摩擦传动的主要失效型式是打滑。产生打滑的原因是传递的力F或转矩T大于摩擦传动所能产生的最大摩擦力$F_{\max}$或最大摩擦转矩$T_{\max}$，因此不产生打滑失效的条件为

$$F<F_{\max}\qquad(10.6\text{-}165)$$

或

$$T<T_{\max}\qquad(10.6\text{-}166)$$

由于预紧力（或正压力）、摩擦因数、外载荷及几何尺寸等均为随机变量，故不打滑失效的可靠度

$$R=(F<F_{\max})\qquad(10.6\text{-}167)$$

或

$$R=(T<T_{\max})\qquad(10.6\text{-}168)$$

通常假设F、$F_{\max}$、T和$T_{\max}$均服从正态分布，按表10.6-9中序号1的公式求可靠度。

例6-20　某带式运输机中的V带传动，已知V带传动的输入功率$P_1=(7\pm0.6)\text{kW}$，输入转速$n_1=(1400\pm90)\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$，当量摩擦因数$f_v=2.5\pm0.3$。通过初步设计选择A型V带4根，小带轮直径$d_1=112\text{mm}$，大带轮直径$d_2=315\text{mm}$（由于有公差限制，故假设为确定量），中心距$a=(455\pm30)\text{mm}$，单根V带的初拉力为$F_0=(150\pm30)\text{N}$，试确定此V带不打滑失效的可靠度。

解　（1）按“3s”原则，确定各变量的均值和标准差

单根V带输入功率的均值和标准差

$$\overline{P}_1=\frac{7\text{kW}}{4}=1.75\text{kW},\quad S_{P_1}=\frac{0.6\text{kW}}{3\times4}=0.05\text{kW}$$

输入转速的均值和标准差

$$\overline{n}_1=1400\text{r}\cdot\text{min}^{-1},\quad S_{n_1}=\frac{90\text{r}\cdot\text{min}^{-1}}{3}=30\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$$

当量摩擦因数的均值和标准差

$$\overline{f}_v=2.5,\quad S_{f_v}=\frac{0.3}{3}=0.1$$

中心距的均值和标准差

$$\overline{a}=455\text{mm},\quad S_a=\frac{30\text{mm}}{3}=10\text{mm}$$

初拉力的均值和标准差

$$\overline{F}_0=150\text{N},\quad S_{F_0}=\frac{30\text{N}}{3}=10\text{N}$$

（2）转矩的均值和标准差

$$T_1=9549\frac{P_1}{n_1}$$

$$\overline{T}_1=9549\frac{\overline{P}_1}{\overline{n}_1}=9549\times\frac{1.75\times10^3}{1400}=11936.25\text{N}\cdot\text{m}\quad(1\text{W}=1\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$$

$$V_{T_1}=(V_{P_1}^2+V_{n1}^2)^{\frac{1}{2}}=\left[\left(\frac{0.05}{1.75}\right)^2+\left(\frac{30}{1400}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}=0.0357$$

$$S_{T_1}=\overline{T}_1V_{T_1}=11936.25\text{N}\cdot\text{m}\times0.0357=426.29\text{N}\cdot\text{mm}$$

（3）小带轮包角的均值和标准差

$$\alpha_1=\pi-2\arcsin\frac{d_2-d_1}{2a}$$

$$\overline{\alpha}_1=\pi-2\arcsin\frac{d_2-d_1}{2\overline{a}}=\left(\pi-2\arcsin\frac{315-112}{2\times455}\right)\text{rad}=2.69\text{rad}$$

$$S_{\alpha_1}=\frac{2(d_2-d_1)S_a}{\overline{a}[4\overline{a}^2-(d_2-d_1)^2]^{\frac{1}{2}}}=\frac{2\times(315-112)\times10}{455[4\times455^2-(315-112)^2]^{\frac{1}{2}}}\text{rad}=0.01\text{rad}$$

（4）不打滑失效的可靠度

带传动部打滑失效的条件为：带在工作中的有效圆周力 F_e 小于最大有效圆周力 F_{emax}，即

$$F_e < F_{emax} \tag{a}$$

由机械设计知

$$F_e = \frac{2T_1}{d_1} \tag{b}$$

$$F_{emax} = 2F_0 \frac{e^{fV\alpha_1} - 1}{e^{fV\alpha_1} + 1} \tag{c}$$

将式（b）、式（c）代入式（a）整理后得

$$T_1 < F_0 d_1 \frac{e^{fV\alpha_1} - 1}{e^{fV\alpha_1} + 1} = T_{1P} \tag{d}$$

故不打滑失效的可靠度

$$R = P\left(T_1 < F_0 d_1 \frac{e^{fV\alpha_1} - 1}{e^{fV\alpha_1} + 1}\right) = P(T_1 < T_{1P}) \tag{e}$$

T_{1P}的均值和标准差

$$\overline{T}_{1P} = \overline{F}_0 d_1 \frac{e^{\bar{f}V\bar{\alpha}_1} - 1}{e^{\bar{f}V\bar{\alpha}_1} + 1} = 150\text{N} \times 112\text{mm} \times \frac{e^{2.5\times 2.69} - 1}{e^{2.5\times 2.69} + 1}$$

$$= 16759.71\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$S_{T_{1P}} = \left[\left(\frac{\partial T_{1P}}{\partial F_0}\right)_0^2 S_{F_0}^2 + \left(\frac{\partial T_{1P}}{\partial f_V}\right)_0^2 S_{f_V}^2 + \left(\frac{\partial T_{1P}}{\partial \alpha_1}\right)_0^2 S_{\alpha_1}^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= \left[\left(\frac{\overline{T}_{1P}}{\overline{F}_0}\right)^2 S_{F_0}^2 + \left(\frac{2\bar{\alpha}_1 \overline{T}_{1P} e^{\bar{f}V\bar{\alpha}_1}}{e^{\bar{f}V\bar{\alpha}_1} - 1}\right)^2 S_{f_V}^2 + \left(\frac{2\bar{f}_V \overline{T}_{1P} e^{\bar{f}V\bar{\alpha}_1}}{e^{\bar{f}V\bar{\alpha}_1} - 1}\right)^2 S_{\alpha_1}^2\right] = \left[\left(\frac{16759.71}{150}\right)^2 \times 10^2 + \left(\frac{2\times 2.69 \times 16759.71 \times e^{2.5\times 2.69}}{e^{2.5\times 2.69} - 1}\right) \times 0.1^2 + \left(\frac{2\times 2.5 \times 16759.71 \times e^{2.5\times 2.69}}{e^{2.5\times 2.69} - 1}\right) \times 0.01^2\right]\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$= 1117.37\text{N} \cdot \text{mm}$$

假设 T_1 和 T_{1P}均服从正态分布，则连接系数

$$Z_R = \frac{\overline{T}_{1P} - \overline{T}_1}{(S_{T_{1P}}^2 + S_{T_1}^2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{16759.71 - 11936.25}{(1117.37^2 + 426.29^2)^{\frac{1}{2}}} = 4.03$$

查表 10.6-6 得不打滑失效的可靠度

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi(4.03) = 0.999972$$

3　机械系统的可靠性分析

系统是由若干单元（零件、部件、装置、设备等）所组成并能完成某些特定功能的组合体。为便于分析研究，大型复杂的系统可分级划分为较简单的分系统。单元是系统以下各装配等级的通称。

3.1　不可修复系统的可靠性分析

“不可修复”是指产品失效后将不能修复或不值得修复。不可修复系统也可理解为在某一规定的任务时间内，系统中某一部分发生故障不可进行修复。这期间的可靠性分析方法也按不可修复系统处理。

3.1.1　系统可靠性模型

系统可靠性模型是表示系统可靠性与单元可靠性之间的关系。它由可靠性逻辑框图（简称可靠性框图）和可靠性数学模型组成。可靠性框图是单元处于正常或失效状态时，系统处于正常或失效的逻辑关系示意图。可靠性数学模型是可靠性框图的代数描述，它给出系统可靠性与单元可靠性之间的定量函数关系。

（1）串联系统

串联系统是组成系统的所有单元中任一单元失效就会导致整个系统失效的系统。图 10.6-36 为串联系统的可靠性框图。多数机械系统都是串联系统。

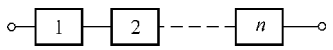


图 10.6-36　串联系统可靠性框图

若假定各单元的失效是相互独立的，则可靠性数学模型为

$$R_s = \prod_{i=1}^{n} R_i \tag{10.6-169}$$

式中　R_s——系统的可靠度；

R_i——第 i 个单元的可靠度。

串联系统的可靠度随着单元可靠度的减小及单元数的增多而下降。为提高串联系统的可靠性，单元数宜少，而且应重视改善最薄弱单元的可靠性。

（2）并联系统

并联系统是组成系统的所有单元都失效时系统才失效的系统。图 10.6-37 为并联系统的可靠性框图。

若假定各单元的失效是相互独立的，则可靠性数学模型为

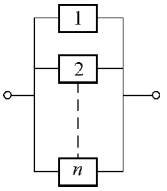


图 10.6-37　并联系统可靠性框图

$$R_s = 1 - \prod_{i=1}^{n} F_i = 1 - \prod_{i=1}^{n} (1 - R_i) \tag{10.6-170}$$

式中　R_s——系统的可靠度；

F_i——第 i 个单元的不可靠度；

R_i——第 i 个单元的可靠度。

并联系统对提高系统的可靠度有显著的效果。但对于机械系统，由于尺寸、重量、价格等的限制，很少采用并联系统。对于非常重要的系统，并联数也不多，例如动力装置、安全装置采用并联时，常取 $n=2\sim3$。

（3）混联系统

混联系统是由串联和并联混合组成的系统。图10.6-38a为混联系统的可靠性框图，其数学模型可运用串联和并联两种基本模型将系统中一些串联及并联部分简化为等效单元。例如图10.6-38的a可按图中b、c、d的次序依次简化，则

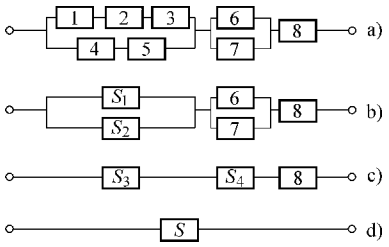


图10.6-38　混联系统及其简化

$$R_{s1}=R_1R_2R_3$$

$$R_{s2}=R_4R_5$$

$$R_{s3}=1-(1-R_{s1})(1-R_{s2})$$

$$R_{s4}=1-(1-R_6)(1-R_7)$$

$$R_s=R_{s3}R_{s4}R_8$$

（4）表决系统

表决系统是组成系统的 n 个单元中，不失效的单元不少于 k 个（$1\leqslant k\leqslant n$），系统就不会失效的系统，又称为 k/n 系统。图10.6-39为表决系统的可靠性框图。

若 n 个单元的可靠度均相同，记为 R，并假设各单元的失效相互独立，则系统的可靠性数学模型为

$$R_s=\sum_{i=k}^{n}\binom{n}{i}R_i(1-R)^{n-i} \quad (10.6\text{-}171)$$

式中 $\binom{n}{i}=\dfrac{n!}{i!\ (n-i)!}$

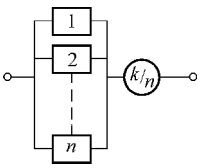


图10.6-39　表决系统

（5）旁联系统

旁联系统是组成系统的 n 个单元中只有 k 个单元工作，当工作单元失效时，通过失效监测装置和转换装置接到另一个单元进行工作的系统。图10.6-40为旁联系统的可靠性框图。

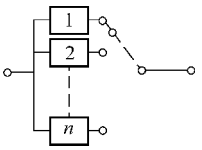


图10.6-40　旁联系统

当各单元的寿命都服从指数分布，失效率都为 λ，略去监测、转换装置不可靠的影响，假设各单元的失效相互独立，则系统的可靠性数学模型为

$$R_s=\mathrm{e}^{-k\lambda t}\sum_{i=0}^{n-k}\frac{(k\lambda t)^i}{i!}(k\leqslant n) \quad (10.6\text{-}172)$$

通常，旁联系统常取 $k=1$。

3.1.2　常用系统的可靠度和平均寿命

系统的可靠性数学模型给出了系统可靠度与单元可靠度的函数关系。当组成系统的各单元的寿命分布均为指数分布时，常用系统的可靠度和平均寿命计算公式见表10.6-35。

表10.6-35　常用系统的可靠度和平均寿命计算公式

单元数	系统类别		单元失效率	系统可靠度 R_s	系统平均寿命 $\bar{t}_s$
n	串联		λ_i 不同	$\mathrm{e}^{-t\sum_{i=1}^{n}\lambda_i}$	$\dfrac{1}{\sum_{i=1}^{n}\lambda_i}$
	表决 k/n		$\lambda_i=\lambda$	$\sum_{i=k}^{n}\binom{n}{i}\mathrm{e}^{-\lambda ti}(1-\mathrm{e}^{-\lambda t})^{n-i}$	$\dfrac{1}{\lambda}\sum_{i=1}^{n}\dfrac{1}{i}$
	旁联（转换可靠）	k/n	$\lambda_i=\lambda$	$\mathrm{e}^{-k\lambda t}\sum_{i=0}^{n-k}\dfrac{(k\lambda t)^i}{i!}$	$\dfrac{n-k+1}{k\lambda}$
		$1/n$	λ_i 不同	$\sum_{j=1}^{n}\left(\prod_{\substack{i=1\\ j\neq i}}^{n}\dfrac{\lambda_i}{\lambda_i-\lambda_j}\right)\mathrm{e}^{-\lambda_j t}$	$\sum_{i=1}^{n}\dfrac{1}{\lambda_i}$
			$\lambda_i=\lambda$	$\mathrm{e}^{-\lambda t}\sum_{i=0}^{n-1}\dfrac{(\lambda t)^i}{i!}$	$\dfrac{n}{\lambda}$

（续）

单元数	系统类别		单元失效率	系统可靠度 R_s	系统平均寿命 $\bar{t}_s$
2	并联		$\lambda_1 \neq \lambda_2$	$e^{-\lambda_1 t} + e^{-\lambda_2 t} - e^{-(\lambda_1+\lambda_2)t}$	$\frac{\lambda_1+\lambda_2}{\lambda_1\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1+\lambda_2}$
			$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$	$2e^{-\lambda t} - e^{-2\lambda t}$	$\frac{3}{2\lambda}$
	旁联	转换可靠	$\lambda_1 \neq \lambda_2$	$\frac{\lambda_2 e^{-\lambda_1 t} - \lambda_1 e^{-\lambda_2 t}}{\lambda_2 - \lambda_1}$	$\frac{\lambda_1+\lambda_2}{\lambda_1\lambda_2}$
			$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$	$(1+\lambda t)e^{-\lambda t}$	$\frac{2}{\lambda}$
		转换失效率 λ_0	$\lambda_1 \neq \lambda_2$	$e^{-\lambda_1 t} + \frac{\lambda_1}{\lambda_0+\lambda_1-\lambda_2}[e^{-\lambda_2 t} - e^{-(\lambda_0+\lambda_1)t}]$	$\frac{1}{\lambda_1} + \frac{\lambda_1}{\lambda_2(\lambda_0+\lambda_1)}$
			$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$	$e^{-\lambda t}[1 + \frac{\lambda}{\lambda_0}(1 - e^{-\lambda_0 t})]$	$\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda+\lambda_0}$
3	并联		λ_i 不同	$1-(1-e^{-\lambda_1 t})(1-e^{-\lambda_2 t})(1-e^{-\lambda_3 t})$	$\frac{1}{\lambda_1}+\frac{1}{\lambda_2}+\frac{1}{\lambda_3}-\frac{1}{\lambda_1+\lambda_2}-\frac{1}{\lambda_1+\lambda_3}-\frac{1}{\lambda_2+\lambda_3}+\frac{1}{\lambda_1+\lambda_2+\lambda_3}$
			$\lambda_i = \lambda$	$1-(1-e^{-\lambda t})^3$	$\frac{11}{6\lambda}$
	表决 2/3		λ_i 不同	$e^{-(\lambda_1+\lambda_2)t} + e^{-(\lambda_2+\lambda_3)t} + e^{-(\lambda_3+\lambda_1)t} - 2e^{-(\lambda_1+\lambda_2+\lambda_3)t}$	$\frac{1}{\lambda_1+\lambda_2}+\frac{1}{\lambda_2+\lambda_3}+\frac{1}{\lambda_3+\lambda_1}-\frac{2}{\lambda_1+\lambda_2+\lambda_3}$
			$\lambda_i = \lambda$	$3e^{-2\lambda t} - 2e^{-3\lambda t}$	$\frac{5}{6\lambda}$
	旁联（转换可靠）	2/3	$\lambda_i = \lambda$	$(1+2\lambda t)e^{-2\lambda t}$	$\frac{1}{\lambda}$
		1/3	λ_i 不同	$\frac{\lambda_2\lambda_3 e^{-\lambda_1 t}}{(\lambda_2-\lambda_1)(\lambda_3-\lambda_1)} + \frac{\lambda_1\lambda_3 e^{-\lambda_2 t}}{(\lambda_1-\lambda_2)(\lambda_3-\lambda_2)} + \frac{\lambda_1\lambda_2 e^{-\lambda_3 t}}{(\lambda_1-\lambda_3)(\lambda_2-\lambda_3)}$	$\frac{1}{\lambda_1}+\frac{1}{\lambda_2}+\frac{1}{\lambda_3}$
			$\lambda_i = \lambda$	$\left[1+\lambda t+\frac{(\lambda t)^2}{2}\right]e^{-\lambda t}$	$\frac{3}{\lambda}$

3.2　可修复系统的可靠性

“可修复”是指产品失效后可以修复。因此，可修复系统的可靠性不仅包括狭义的可靠性，还应包括维修性，常用有效度来衡量。

系统的有效度除与系统类型有关外，还与维修情况有关。一般只配备一组维修人员，有时为能迅速修复发生的几个故障单元，配备多组维修人员，显然其有效度增高。表 10.6-36 的计算列出能工作时间和不能工作时间均服从指数分布时不同系统的有效度计算式。

图 10.6-41、图 10.6-42、图 10.6-43 分别给出并联、旁联和表决系统 ρ 与 A 的关系曲线。表 10.6-37 列出各单元相同，能工作时间和不能工作时间均服从指数分布的并联、旁联和表决系统的可靠度和比值 $(MTTFF)_s/MTBF$ 的关系式。

表 10.6-36　不同系统的极限有效度

系统类别	修理组数 γ	极限有效度 A_s
串　联 ρ_i 不同	1	$\dfrac{1}{1+\sum_{i=1}^{n}\rho_i}$
	n	$\dfrac{1}{\prod_{i=1}^{n}(1+\rho_i)}$
并　联 $\rho_i=\rho$	1	$1-\dfrac{1}{\sum_{i=1}^{n} i!\rho^i}$
	n	$1-\dfrac{\rho^n}{(1+\rho)^n}$
旁　联 $\rho_i=\rho$	1	$1-\dfrac{1}{\sum_{i=0}^{n}\dfrac{1}{\rho_i}}$
	n	$1-\dfrac{1}{\sum_{i=0}^{n} i!\rho^{n-i}}$
表　决 $\rho_i=\rho$	k	$\sum_{i=k}^{n}\binom{n}{i}\left(\dfrac{1}{1+\rho}\right)^i\left(\dfrac{\rho}{1+\rho}\right)^{n-i}$

注：式中，维修系数

$$\rho=\frac{\lambda}{\mu}=\frac{\mathrm{MTTR}}{\mathrm{MTBF}} \tag{10.6-173}$$

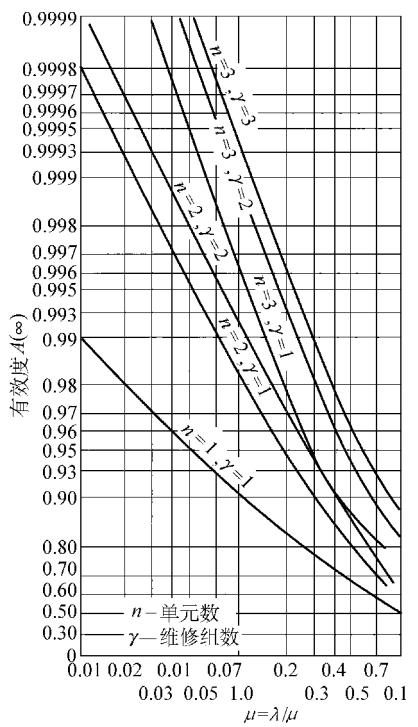


图 10.6-41　并联系统 A 与 ρ 的关系

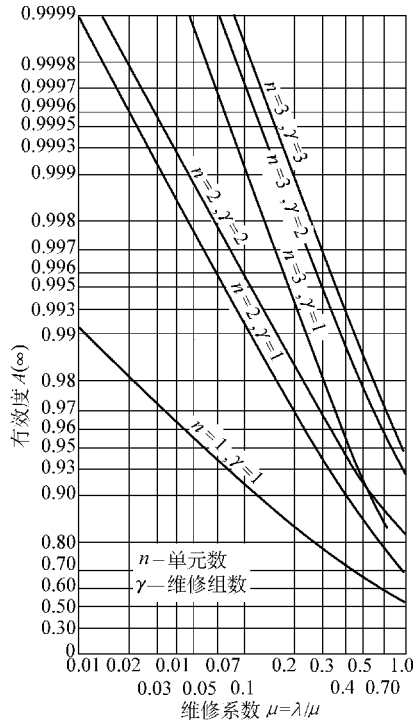


图 10.6-42　旁联系统 A 与 ρ 的关系

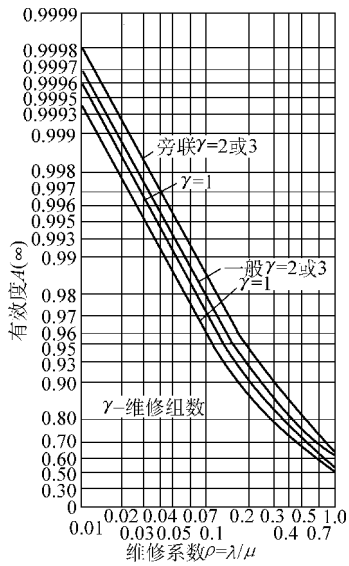


图 10.6-43　2/3 表决系统 A 与 ρ 的关系

表 10.6-37　可维修系统的可靠度和比值$(\mathrm{MTTFF})_s/\mathrm{MTBF}$

系统类别	R_s	S_1 和 S_2	$\frac{(\mathrm{MTTFF})_s}{\mathrm{MTBF}}$
2 单元并联	$\frac{S_1 e^{S_2 t} - S_2 e^{S_1 t}}{S_1 - S_2}$	$S_2^1 = \frac{1}{2}[-(3\lambda+\mu) \pm (\mu^2+6\lambda\mu+\lambda^2)^{\frac{1}{2}}]$	$\frac{3}{2}+\frac{1}{2\rho}$
2 单元旁联	同上	$S_2^1 = \frac{1}{2}[-(2\lambda+\mu) \pm (\mu^2+4\lambda\mu)^{\frac{1}{2}}]$	$2+\frac{1}{\rho}$
2/3 表决	同上	$S_2^1 = \frac{1}{2}[-(5\lambda+\mu) \pm (\mu^2+10\lambda\mu+\lambda^2)^{\frac{1}{2}}]$	$\frac{5}{6}+\frac{1}{6\rho}$

3.3　可靠性预计

可靠性预计也称可靠性预测，它是根据组成系统的各单元可靠性或以往经验来推测系统的可靠性。

3.3.1　可靠性预计的目的

1）了解设计任务所提出的可靠性指标是否能满足，是否已满足。

2）便于进行不同方案的比较。

3）查明可靠性薄弱环节。

4）确认和验证可靠性增长。

5）作为可靠性分配的基础。

6）评价系统的固有可靠性。

3.3.2　可靠性预计的方法

可靠性预计有许多方法，随预计的目的、设计的时期、系统的规模、失效的类型及数据情况等的不同而用不同的方法。

（1）设计初期的概率预计法

新设计初期的预计，虽然没有足够的数据，但对可行性研究、方案的比较等均起着重要的作用。缺乏数据，可借用有数据的相类似产品，或由一批有经验的人员按该产品复杂程度与已知可靠性的产品类比评分给定。对于同类产品，有时利用经验公式的所谓快速预计法。这些经验公式是产品的可靠性指标与其有关的主要设计参数及性能参数之间的关系，通过回归分析得到的，其基本模型为

$$\ln\mathrm{MTBF} = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i x_i \qquad (10.6\text{-}174)$$

式中　x_i——第 i 种参数，例如零件数、重量、功率、尺寸、温度、速度等；

b_i——系数，$i=0, 1, 2, \cdots, n$。

（2）数学模型法

数学模型法是可靠性预计的最主要方法。本方法按各单元可靠性与系统可靠性的关系，按 3.1 节所建立的精确或半精确的数学模型，通过计算，预计系统的可靠性。

一般可仅考虑对系统可靠性有影响的主要组成，按可靠性的逻辑关系绘制可靠性框图，通常非串联部分均可单独计算，简化为一个等效单元，最终则成为一个简单的串联模型。故典型模型为

$$R_s(t) = \prod_{i=1}^{n} R_i(t) \qquad (10.6\text{-}175)$$

式中　$R_i(t)$——第 i 个单元（或等效单元）的可靠度。

单元如果是设备或装置等某分系统，最好能有分系统的可靠性数据，否则需要将其分解成更小的单元，直到最基本的零件、元件。关于单元的可靠性数据可以运用以往积累的资料进行预计。资料来源于国家或企业的数据库、标准、规范、参考资料及文献、外购件厂商数据、用户的调查、专门试验等。在设计中期和后期，则可按设计的详细资料对主要零部件的性能参数进行预计。

（3）蒙特卡洛模拟法

蒙特卡洛模拟法也叫随机模拟法。当系统中各单元的可靠性特征量已知，但系统的可靠性模型过于复杂，难以建立可靠性预计的精确数学模型，则用随机模拟法就可以近似计算出系统可靠性的预计值。特别是当组成系统的各单元的失效并不独立时，这种方法就显示出独特的优越性。

3.4　可靠性分配

3.4.1　可靠性分配的原则

1）技术水平　对技术成熟的单元，能够保证实现较高的可靠性，或预期投入使用时可靠性可有把握地增长到较高水平，则可分配给较高的可靠度。

2）复杂程度　对较简单的单元，组成该单元的零部件数量少，组装容易保证质量，则可分配给较高

的可靠度。

3）重要程度　对重要的单元，该单元失效将产生严重的后果，则应分配给较高的可靠度。

4）任务情况　对整个任务时间内均需连续工作以及工作条件恶劣，难以保证很高可靠性的单元，则应分配给较低的可靠度。

此外，还应考虑费用、重量、尺寸、时间等因素，最终以最小的代价达到系统可靠性的要求。

为了问题的简化，一般均假定各单元的故障是相互独立的。根据不同情况，可靠性分配可将系统的可靠度 R_s 分配给各单元，也可将系统的不可靠度 F_s 分配给各单元，或将系统的失效率 λ_s 分配给各单元。

3.4.2　可靠性分配的方法

可靠性分配有许多方法，随掌握可靠性资料的多少、设计的时期以及目标和限制条件等的不同而不同，下面仅介绍几种。

（1）等分配法

本方法用于设计初期，对各单元可靠性资料掌握很少，故假定各单元条件相同。

1）串联系统　如图10.6-36所示，各单元的可靠度为

$$R_i = R_s^{\frac{1}{n}}, i = 1,2,\cdots,n \qquad (10.6\text{-}176)$$

式中　R_s——系统要求的可靠度；

R_i——第 i 单元分配得的可靠度；

n——串联单元数。

2）并联系统　如图10.6-37所示，各单元的可靠度为

$$R_i = 1 - F_s^{\frac{1}{n}} = 1 - (1 - R_s)^{\frac{1}{n}}, i = 1,2,\cdots,n \qquad (10.6\text{-}177)$$

式中　R_s——系统要求的可靠度；

F_s——系统要求的不可靠度；

R_i——第 i 单元分配得的可靠度；

n——并联单元数。

3）混联系统　一般可化为等效单元，同级等效单元分配给相同的可靠度。例如图10.6-38中的单元可先按图c分配得

$$R_8 = R_{s3} = R_{s4} = R_s^{1/3}$$

再由图b分配得

$$R_{s1} = R_{s2} = 1 - (1 - R_{s3})^{1/2}$$

$$R_6 = R_7 = 1 - (1 - R_{s4})^{1/2}$$

再由图a分配得

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_{s1}^{1/3}$$

$$R_4 = R_5 = R_{s2}^{1/2}$$

（2）比例分配法

本方法用于新设计的系统与原有系统基本相同，已知原有系统各单元的 $\overset{\vee}{F}_i$ 或 $\overset{\vee}{\lambda}_i$，但对新设计的系统规定了新的可靠性要求，这时可取新系统分配给各单元的失效概率 F_i 与原系统相应单元的 $\overset{\vee}{F}_i$ 成正比，若为指数分布，则各单元分配的失效率 λ_i 与相应单元的 $\overset{\vee}{\lambda}_i$ 成正比。

1）串联系统　若系统要求的可靠度为 R_s，则各单元的不可靠度 F_i 为

$$F_i \approx \frac{F_s \overset{\vee}{F}_i}{\sum_{i=1}^{n} \overset{\vee}{F}_i} = \frac{(1 - R_s)\overset{\vee}{F}_i}{\sum_{i=1}^{n} \overset{\vee}{F}_i} \qquad (10.6\text{-}178)$$

当各单元寿命服从指数分布时，各单元的失效率 λ_i 为

$$\lambda_i = \frac{\lambda_s \overset{\vee}{\lambda}_i}{\sum_{i=1}^{n} \overset{\vee}{\lambda}_i} \qquad (10.6\text{-}179)$$

式中　λ_s——新系统要求的失效率。

2）并联系统　若系统要求不可靠度为 F_s，则各单元的不可靠度 F_i 为

$$F_i \approx \left(\frac{F_s}{\prod_{i=1}^{n} \overset{\vee}{F}_i}\right)^{\frac{1}{n}} \overset{\vee}{F}_i \qquad (10.6\text{-}180)$$

当各单元寿命服从指数分布时，各单元的失效率 λ_i 为

$$\lambda_i \approx \left(\frac{F_s}{\prod_{i=1}^{n} \overset{\vee}{\lambda}_i}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{\overset{\vee}{\lambda}_i}{t} \qquad (10.6\text{-}181)$$

3）混联系统　化为等效单元后分别运用串联和并联系统的比例分配法。

例6-21　已知某系统由3个单元串联组成。原系统工作500h时各单元失效概率分别为 $\overset{\vee}{F}_1 = 0.004$，$\overset{\vee}{F}_2 = 0.008$，$\overset{\vee}{F}_3 = 0.010$，新设计的系统要求工作500h时的可靠度 $R_s = 0.99$，求分配给各单元的可靠度。

解　用式（10.6-178），式中

$$\sum_{i=1}^{3} \overset{\vee}{F}_i = 0.004 + 0.008 + 0.010 = 0.022$$

$$F_s = 1 - R_s = 1 - 0.99 = 0.01$$

$$F_1 = \frac{0.01}{0.022} \times 0.004 = 0.0018$$

$$R_1 = 1 - F_1 = 0.9982$$

$$F_2 = \frac{0.01}{0.022} \times 0.08 = 0.0036$$

$$R_2 = 1 - F_2 = 0.9964$$

$$F_3 = \frac{0.01}{0.022} \times 0.010 = 0.0045$$

$$R_3 = 1 - F_3 = 0.9955$$

验算：

$$R_s = R_1 R_2 R_3 = 0.9982 \times 0.9964 \times 0.9955 = 0.9901 \approx 0.99$$

（3）综合评分分配法

本方法是按经验对各单元考虑主要因素综合评分，根据各单元得分多少分配给相应的可靠性指标。关于考虑的因素及评分办法可视具体情况而定。通常按 3.4.1 节的分配原则各评给 1 ~ 10 分，高分分给较高的失效概率或失效率。例如，考虑的因素为：①技术水平，对技术成熟，有把握保证高可靠性评 1 分，反之评 10 分；②复杂程度，单元组成元件少，结构简单评 1 分，反之评 10 分；③重要程度，极其重要评 1 分，反之评 10 分；④任务情况，整个任务期中工作时间很短，工作条件好评 1 分，反之评 10 分。第 i 单元综合得分可取各因素得分之积，即

$$\omega_i = \prod_{j=1}^{4} \omega_{ij} \tag{10.6-182}$$

式中　j——前述四项因素。

系统总分数为

$$\omega = \sum_{i=1}^{n} \omega_i \tag{10.6-183}$$

式中　i——单元编号。

第 i 单元得分比数为

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_i}{\omega} \tag{10.6-184}$$

一般串联系统，各单元分配得的可靠度 R_i 为

$$R_i = R_s^{\varepsilon_i} \tag{10.6-185}$$

式中　R_s——系统要求的可靠度。

例 6-22　某系统由 3 个单元串联组成，要求任务时间为 500h 时的可靠度 $R_s = 0.95$，按综合评分求各单元的可靠度。

解　用式（10.6-185）列表计算，结果见表 10.6-38。

表 10.6-38　例 6-22 的列表计算

单元号 i	评分				单元分 $\omega_i = \prod_{j=1}^{3} \omega_{ij}$	单元得分比 $\varepsilon_i = \frac{\omega_i}{\sum_{i=1}^{3} \omega_i}$	单元分得可靠度 $R_i = R_s^{\varepsilon_i}$
	技术水平 ω_{i1}	复杂程度 ω_{i2}	重要程度 ω_{i3}	任务情况 ω_{i4}			
1	2	2	5	3	60	0.0166	0.99915
2	5	5	10	3	750	0.2078	0.98940
3	8	10	5	7	2800	0.7756	0.96100
					$\sum_{i=1}^{3} \omega_i = 3610$		$R_s = 0.95$

3.5　失效模式、效应及危害度分析

3.5.1　基本概念

失效模式、效应及危害度分析，简记 FMECA，它是失效模式分析（FMA）、失效效应分析（FEA）和失效危害度分析（FCA）三种分析方法组合的总称。失效模式是失效表现的状态。失效效应是指某种失效模式对本单元和整个系统的影响。失效危害度是指失效后果的危害程度。根据情况，有时只用其中的一两种分析法，例如，通常只进行失效模式和效应分析，简记为 FMEA。

FMEA 是一种归纳法的定性分析。它是从可靠性的角度对所作的设计进行详细评价，对可能发生的失效模式按其影响程度确定等级，并根据需要提出改进设计的意见，以完善设计工作。它的特征为：用表格的型式表示；从低层次开始逐步向高层次分析，原则上是全面分析。然而，全面详细分析所需工作量很大，因此对已有使用经验表明效果好的部分可免于分析或者提高分析级别；反之，对新产品或研制内容较多的部分，则应详细分析。

FMECA 是 FMEA 的扩展，运用危害度使分析定量化。危害度按因失效引起功能丧失和对人身伤害、经济损失的程度划分等级，有时也按其发生的概率来评定。

本方法既是协助设计评审的一种技术，也是一种保证及评价方法。在系统和子系统设计的最初阶段就可加以应用，并在设计过程中根据获得的新资料不断改进。它可用于各种级别的系统设计，是提高和保证产品可靠性的一种设计分析方法。

3.5.2　分析的过程和方法

由于产品的多样性，分析的过程和方法也不尽相同，大致可取下列内容适当增减。

（1）划分功能块

系统可逐级分解直到最基本的零件、构件。一般根据分析的目的，可仅将系统分解到某一水平。将系统按功能分解为功能块并绘出系统功能逻辑框图，如图10.6-44所示。

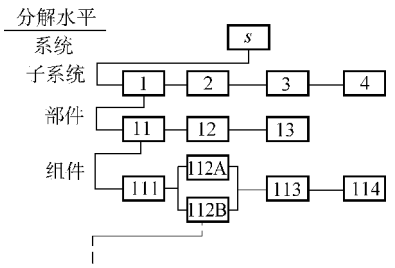


图10.6-44　系统功能逻辑框图

（2）列举各功能块所有失效模式、起因和效应

失效模式应与该功能块所在级相适应。在最低的分析级上，列出该级各单元所有可能出现的各种失效模式，以及每种失效模式发生的起因、对应的失效效应。对于一个更高功能级上考虑失效效应时，前述失效效应又被解释为一个失效模式。连续迭代直至系统最高功能级上的失效效应。为避免重大遗漏，宜由熟悉该系统结构、工作原理、使用情况的设计、使用等技术人员共同分析。

（3）进行危害度分析

分析方法按情况可取不同方式，下面举几种方式供参考。

1）按系统的各种要求、目标和约束条件，对所考虑的每种失效效应，根据它对整个系统性能的危害程度加以分类。表10.6-39是基于人员伤亡、设备损失和功能下降为例编制的危害度等级的例子。

表10.6-39　失效效应危害程度的等级举例

危害度等级	危　害　程　度
Ⅳ	可能造成主要系统丧失功能，从而导致系统或其环境的重大损失的潜在原因或造成人身伤亡的潜在原因
Ⅲ	可造成主要系统丧失功能，从而导致系统或其环境的重大损失的潜在原因，而又几乎不危及人身安全
Ⅱ	可能造成系统功能、性能的退化，而对系统或人员的生命或肢体无显著损害
Ⅰ	可能成为系统功能、性能退化的原因，而对系统或其环境几乎无损坏，对人身安全亦无损害

可能时也可估计该失效模式发生的概率（或频率），或将其分为很低、低、中、高四个等级。当该失效模式的危害程度和发生的概率都很大时，表明危害度也很大，首先需要采取措施改进。

2）按失效发生的频繁程度、影响的严重程度、发现的难易程度等估计危害顺序数。各项均利用数字1～10来判断其程度高低。发生的可能性极小用1表示，几乎必然发生用10表示；影响极轻微用1表示，很严重用10表示；极容易发现用1表示，很难发现用10表示。取各项数字的连乘积称为危害顺序数。顺序数越高，表示危害越大。根据各失效模式的危害顺序数，即可突出那些必须改进的关键方面。

不同的产品应制定出适合本产品的评定数，如表10.6-40所示。同时，为了评定时有据可依，还应给出每种评定数的具体条件。

表10.6-40　危害程度评定数举例

评定数	故障发生频繁程度	故障影响严重程度	故障发现难易程度
1～2	几乎不发生	几乎无影响	极易
3～4	发生的可能性很低	轻微	容易
5～6	一般	一般	一般
7～8	发生的可能性高	严重	难
9～10	发生的可能性很高	很严重	很难

3）按具体情况拟定几项评定因素、评分标准，按式（10.6-186）计算危害度的分值

$$\omega = \prod_{i=1}^{n} \omega_i \qquad (10.6\text{-}186)$$

式中　ω_i——第i项评定因素的评分值；

n——考虑评定因素的项数。

按式（10.6-186）求得：$\omega > 1$，表示危害严重，需改变设计；$\omega = 0.5 \sim 1$，说明有一定程度的危害，应修改设计或采取相应措施；$\omega < 0.5$，说明无显著危害，原设计可用。

表10.6-41为某企业评定因素和评分标准的例子。

表10.6-41　危害度评定因素和评分标准举例

评定因素	影　响　程　度	评分值ω_i
危害后果ω_1	系统丧失功能，损失巨大，人员伤亡 造成相当大的损失 不丧失功能	5.0 3.0 1.0
对系统影响ω_2	对系统有两个以上重大故障 对系统有一个重大故障 对系统无重大影响	2.0 1.0 0.5
故障发生频率ω_3	发生频率较高 可能发生 发生可能性很小	1.5 1.0 0.7

（续）

评定因素	影　响　程　度	评分值 ω_i
预防难易 ω_4	不能预防	1.3
	能够预防	1.0
	很易预防	0.7
是否需修改设计 ω_5	需大改	1.2
	略改动	1.0
	无需改动	0.8

（4）提出改进措施

应尽量消除危害性高的失效模式，这时常需改变设计；无法消除时，应分配给高的可靠性指标；必要时，增设报警、监测、防护等措施。

（5）填写失效模式、效应及危害度分析表

不同系统所用表格不尽相同，但对同类产品，企业内部宜取统一格式。图 10.6-45 为典型表格的例子。

第　页

失效模式、效应及危害度分析

系统＿＿＿＿＿＿　填表人＿＿＿＿＿＿　日期＿＿＿＿＿＿

方块图号	失效模式	判定原因	效应		检测方法	危害性	改进措施	备注
			本单元	系统				
			(发生后果)	(发生后果)		(评等级或评分)		

第　页

失效模式、效应及危害度分析

系统＿＿＿＿＿＿　填表人＿＿＿＿＿＿　日期＿＿＿＿＿＿

零件名称零件号	零件功用	故障模式	故障后果	故障原因	发生频繁程度 N_f	影响严重程度 N_e	发现难易程度 N_d	危害顺序 RPN	改进措施和目前情况
		(列举)			(1～10分)	(1～10分)	(1～10分)	前三项分乘积	

图 10.6-45　失效模式、效应及危害度分析表格举例

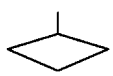
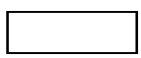
3.6　故障树分析

3.6.1　基本概念

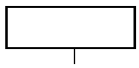
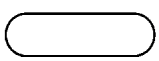
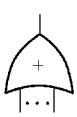
故障树分析也叫失效树分析，简称 FTA。它是系统可靠性和安全性分析的工具之一。故障树分析包括定性分析和定量分析。定性分析的主要目的是：寻找导致与系统有关的不希望事件发生的原因和原因的组合，即寻找导致顶事件发生的所有故障模式。定量分析的主要目的是：当给定所有底事件发生的概率时，求出顶事件发生的概率及其他定量指标。在系统设计阶段，故障树分析可帮助判明潜在故障以便改进设计。

故障树是一种特殊的倒立树状逻辑因果关系图，它用事件符号、逻辑门符号和转移符号（见表 10.6-42）描述系统中各种事件之间的因果关系。在故障树分析中各种故障状态或不正常情况皆称为故障事件，各种完好状态或正常情况皆称为成功事件。两者均可简称为事件。在故障树分析中逻辑门只描述事件间的逻辑因果关系。逻辑门的输入事件是输出事件的“因”，逻辑门的输出事件是输入事件的“果”。转移符号是为了避免画图时重复和使图形简明而设置的符号。

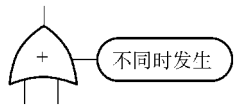
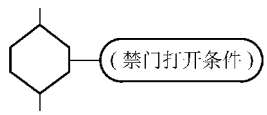
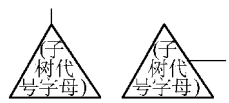
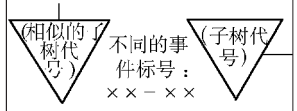
表 10.6-42　故障树分析中常用的符号

符号名称		定　义
事件符号	底事件	底事件是故障树分析中仅导致其他事件的原因事件
	基本事件	基本事件是分析中无需探明其发生原因的底事件
	 未探明事件	未探明事件原则上应进一步探明其原因，但暂时不必或暂时不能探明其原因的底事件
	 结果事件	结果事件是故障树分析中由其他事件或事件组合所导致的事件

（续）

符号名称		定　义
事件符号	 顶事件	顶事件是故障树分析中所关心的结果事件
	 中间事件	中间事件是位于底事件和顶事件之间的结果事件
	特殊事件	特殊事件指在故障树分析中需用特殊符号表明其特殊性或引起注意的事件
	 开关事件	开关事件是在正常工作条件下必然发生或必然不发生的特殊事件
	 条件事件	条件事件是描述逻辑门起作用的具体限制的特殊事件
逻辑门符号	 与门	与门表示仅当所有输入事件发生时，输出事件才发生
	 或门	或门表示至少一个输入事件发生时，输出事件就发生
	 非门	非门表示输出事件是输入事件的对立事件
	 表决门	表决门表示仅当 n 个输入事件中有 k 个或 k 个以上的事件发生时，输出事件才发生
	 顺序与门	顺序与门表示仅当输入事件按规定的顺序发生时，输出事件才发生

（续）

符号名称		定　义
逻辑门符号	 异或门	异或门表示仅当单个输入事件发生时，输出事件才发生
	 禁门	禁门表示仅当条件事件发生时，输入事件的发生方导致输出事件的发生
转移符号	 转向符号、转此符号	相同转移符号用以指明子树的位置，转向和转此字母代号相同
	 相似转向、相似转化	相似转移符号用以指明相似子树的位置，转向和转此字母代号相同，事件的标号不同

3.6.2　故障树的建立

建立故障树是一个反复深入、逐步完善的过程，通常应该在系统早期设计阶段开始。随着系统设计的进展和对故障模式的深入了解，故障树随之增大。建立故障树按演绎法从顶事件开始由上而下，循序渐近逐级进行，步骤如下：

1）选择和确定顶事件。顶事件是系统最不希望发生的事件，或是指定进行逻辑分析的故障事件。

2）分析顶事件，寻找引起顶事件发生的直接原因。将顶事件作为输出事件，将所有直接原因作为输入事件，并根据这些事件实际的逻辑关系用适当的逻辑门相联系。

3）分析每一个与顶事件直接相联系的输入事件。如果该事件还能进一步分解，则将其作为下一级的输出事件，如同图 10.6-46b 中对顶事件一样继续进行处理。

4）重复上述步骤，逐级向下分解，直到所有的输入事件不能再分解或不必要再分解为止，即建成了一棵故障树。

建树时应注意下列事项：

1）合理确定边界条件，以便明确建树范围。边界条件就是在建树前对系统、部件的某些变动参数作

合理的假定。

2）顶事件必须是可以分解的。有时最不希望发生的故障事件不止一个，即顶事件不是一个，这时往往要建几棵树。对于复杂的系统，为使工作简化，可将其中某些中间事件移出单独建树。

3）为了节省分析的工作量，应对故障树进行简化和模块分解。

故障树简化的手段是去掉明显的逻辑多余事件和明显的逻辑多余门。往往凭直观即可进行简化，若利用布尔代数进行简化则更合适。图 10.6-46 所示为简化的例子，图下面就是布尔代数的表达式。简化的另一手段是用相同的转移符号表示相同的子树，用相似的转移符号表示相似的子树，如图 10.6-47 所示。

故障树的模块是故障树中若干个底事件的集合，各集合都不包含其他集合的底事件，即各集合中的底事件向上可到达同一个逻辑门，并且必须通过此门才能到达顶事件，故障树的其他底事件向上均不能到达该逻辑门。最大模块是没有其他模块包含它的模块。图 10.6-48 中的 a 和 b 均为最大模块。故障树的模块分解是找出故障树中尽可能大的模块，每个模块均构成一个模块子树，可单独进行定性和定量分析，并可用一等效的虚设底事件来代替，使原故障树的规模减小。

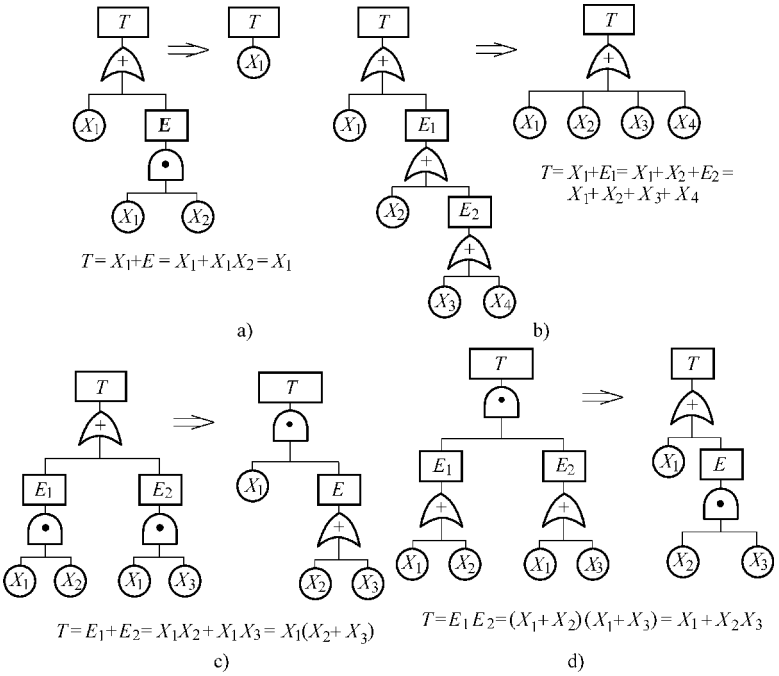


图 10.6-46　故障树的简化例

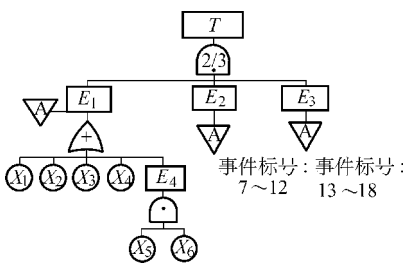


图 10.6-47　相似转移的简化例

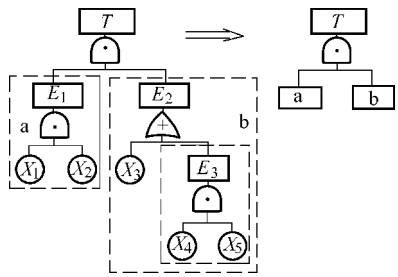


图 10.6-48　故障树中模块例

建树和简化不宜完全分为两个步骤，应该边建树边简化，最后再全盘进一步简化。

4）建立故障树需对系统有深入的了解，因此，必要时应邀请运行、维修、制造等各方面有经验的技术人员参加建树工作。

3.6.3　故障树的定性分析

故障树的定性分析主要是通过找出故障树中所有导致顶事件发生的最小割集。割集是导致正规故障树㊀顶事件发生的若干底事件的集合。若割集中的任一底事件不发生，顶事件就不发生，则这样的割集就是最小割集。例如图 10.6-49 中的故障树，若将各底事件分别用 X_1、X_2、X_3、X_4 表示，其割集有：$\{X_1\}$、$\{X_2\}$、$\{X_3, X_4\}$、$\{X_1, X_2\}$、$\{X_1, X_2, X_3\}$、$\{X_1, X_2, X_3, X_4\}$ 等。显然，最小割集只是 $\{X_1\}$、$\{X_2\}$ 和 $\{X_3, X_4\}$ 三个。这也正表明能导致该系统故障的三种可能型式。组成最小割集的底事件个数称为最小割集的阶。前面的最小割集中 $\{X_1\}$ 和 $\{X_2\}$ 是一阶割集，$\{X_3, X_4\}$ 是二阶割集。一般阶数越低，越容易发生故障，因此最低阶的最小割集常是系统的薄弱环节。

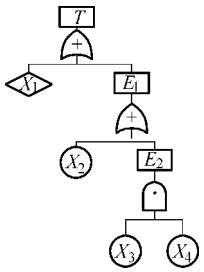


图 10.6-49　故障树定性分析例

一般常用下行法或上行法求故障树的所有最小割集。

（1）下行法

下行法的基本原则：对每一个输出事件，若下面是或门，则将该或门下的每一个输入事件各自排成一行；若下面是与门，则将该与门下的所有输入事件排在同一行。下行法的步骤：从顶事件开始，由上向下逐级进行，对每个结果事件重复上述原则，直到所有结果事件均被处理，所得每一行的底事件的集合均为故障树的一个割集。最后按最小割集的定义，对各行的割集通过两两比较，划去那些非最小割集的行，剩下的即为故障树的所有最小割集。

例 6-23　用下行法求图 10.6-50 所示故障树的所有最小割集。

解　由顶事件 T 开始，按上述原则逐步分析，见表 10.6-43。分析至第 4 步，故障树的所有结果事件都已被处理，这时所得的每行均为一个割集。将得到的所有割集进行两两比较，因此 $\{X_6\}$ 是割集，故 $\{X_4, X_6\}$ 和 $\{X_5, X_6\}$ 不是最小割集，应划去。最后得该故障树的所有最小割集为 $\{X_6\}$，$\{X_3, X_4\}$，$\{X_4, X_5\}$，$\{X_1, X_2, X_3\}$。

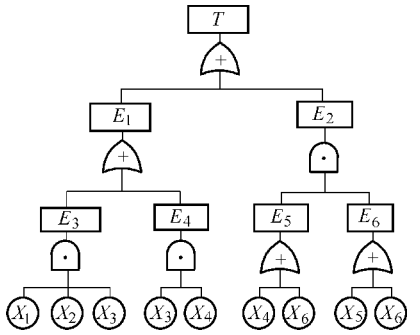


图 10.6-50　例题分析用故障树

表 10.6-43　图 10.6-50 的故障树用下行法求割集

步　骤				
0	1	2	3	4
T	E_1 E_2	E_3 E_4 E_5E_6	$X_1X_2X_3$ X_3X_4 X_4E_6 X_6E_6	$X_1X_2X_3$ X_3X_4 X_4X_5 X_4X_6 X_6X_5 $X_6X_6 = X_6$

（2）上行法

上行法的基本原则：对每个结果事件，若下面是或门，则将此结果事件表示成该或门下的各输入事件的布尔和（事件并）；若下面是与门，则将此结果事件表示成该与门下的输入事件的布尔积（事件交）。上行法的步骤：从底事件开始由下向上逐级进行。对每个结果事件重复上述原则，直到所有结果事件均被处理。将所得的表达式逐次代入，按布尔运算规则，将顶事件表示成底事件积之和的最简式，其中每一项对应于故障树的一个最小割集，从而求得故障树的所有最小割集。

例 6-24　用上行法求图 10.6-50 所示故障树的所有最小割集。

解　从底事件开始分析直至顶事件

$$E_3 = X_1X_2X_3$$

㊀ 正规故障树是仅含故障事件以及与门、或门的故障树，对非正规故障树可作正规化处理，即将其他逻辑门变换成与门、或门。例如将顺序与门变换成与门；将禁门变换成与门；将表决门变换成或门和与门的组合。

$$E_4 = X_3X_4$$

$$E_5 = X_4 + X_6$$

$$E_6 = X_5 + X_6$$

$$E_1 = E_3 + E_4 = X_1X_2X_3 + X_3X_4$$

$$E_2 = E_5E_6 = (X_4 + X_6)(X_5 + X_6) = X_4X_5 + X_4X_6 + X_5X_6 + X_6X_6 = X_4X_5 + X_6$$

$$T = E_1 + E_2 = X_1X_2X_3 + X_3X_4 + X_4X_5 + X_6$$

故得故障树的所有最小割集为

$$\{X_1, X_2, X_3\}, \{X_3, X_4\}, \{X_4, X_5\}, \{X_6\}$$

3.6.4　故障树的定量分析

若有足够的数据能够估计出故障树中各底事件发生的概率，则在所有底事件相互独立的条件下，可用下述方法求出顶事件发生的概率。

（1）直接概率法

本方法根据故障树的或门相当于可靠性框图中的串联模型，与门相当于可靠性框图中的并联模型。

如图 10.6-51 所示的或门，事件 E 发生的概率为

$$P(E) = q_E = 1 - \prod_{i=1}^{n}(1 - q_i) \tag{10.6-187}$$

如图 10.6-51 所示的与门，事件 E 发生的概率

$$P(E) = q_E = \prod_{i=1}^{n} q_i \tag{10.6-188}$$

式中　q_i——故障树中底事件 X_i 发生的概率。

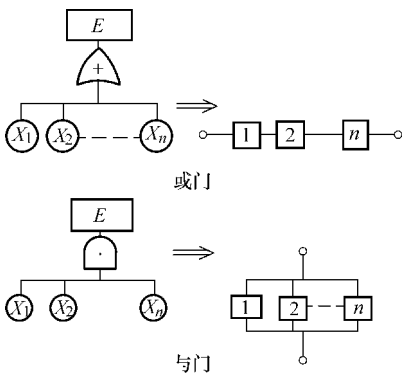


图 10.6-51　与可靠性框图相对应的或门及与门

一般由下而上求各层中间事件在内的各事件发生的概率直至求得顶事件发生的概率。应该注意用本方法时不仅要求所有底事件相互独立，而且同一底事件在故障树中只能出现一次。当同一底事件在故障树中出现不只一次时，应按图 10.6-46 的原则进行简化。

例 6-25　求图 10.6-49 所示故障树的顶事件发生的概率，已知各底事件发生的概率 $q_1 = q_2 = q_3 = q_4 = 0.05$。

解　由下而上计算如下：

$$q_{E_2} = q_3q_4 = 0.05 \times 0.05 = 0.0025$$

$$q_{E_1} = 1 - (1 - q_2)(1 - q_{E_2}) = 1 - (1 - 0.05)(1 - 0.0025) = 0.0524$$

$$P(T) = Q = 1 - (1 - q_1)(1 - q_{E_1}) = 1 - (1 - 0.05)(1 - 0.0524) = 0.0998$$

（2）不交布尔代数法

本方法可用于故障树规模比较大的情况，而且不要求底事件在故障树中只出现一次。用本方法求顶事件发生概率的步骤如下：

1）用上行法求最小割集，并将顶事件表示成各底事件积之和的最简布尔表达式。

2）将所得的最简布尔表达式化为互不相交的布尔和。

3）对求得的不交化表达式两边求概率，即得顶事件发生的概率。

例 6-26　求图 10.6-50 所示故障树顶事件发生的概率。各底事件发生的概率用 q_i（$i = 1, 2, \cdots, n$）表示。

解　由例 6-24 知，顶事件表示成各底事件积之和的最简布尔表达式为

$$T = X_6 + X_3X_4 + X_4X_5 + X_1X_2X_3$$

将上式化为互不相交的布尔和，即

$$T = X_6 + X_3X_4\overline{X}_6 + X_4X_5\overline{X}_6\overline{X}_3 + X_1X_2X_3\overline{X}_6\overline{X}_4\ (\overline{X}_4 + X_4\overline{X}_5)$$

$$= X_6 + X_3X_4\overline{X}_6 + X_4X_5\overline{X}_6\overline{X}_3 + X_1X_2X_3\overline{X}_6\overline{X}_4$$

其中，$\overline{X}_i$ 表示底事件 X_i 的对立事件，即表示第 i 个底事件不发生。

将上面不交化表达式两边求概率，得顶事件发生的概率

$$P(T) = Q = P(X_6) + P(X_3X_4\overline{X}_6) + P(X_4X_5\overline{X}_6\overline{X}_3) + P(X_1X_2X_3\overline{X}_6\overline{X}_4) = q_6 + q_3q_4p_6 + q_4q_5p_6p_3 + q_1q_2q_3p_6p_4$$

其中，p_i 表示底事件 X_i 不发生的概率，即 $p_i = 1 - q_i$。

第 7 章　机械产品造型与人机工程设计

1　机械产品造型设计

机械产品造型设计是协调处理机械产品功能与型式的关系，获得人—机—环境和谐统一，符合时代要求的一种创造性活动。

机械产品造型设计是指机械产品造型形态方面有关的设计，它包括充分表现机械产品功能的形态设计，实现形态的结构方法和工艺方面的设计以及达到方便宜人与环境协调的人机关系设计。通过机械产品的造型设计，把机械产品的功能、结构、工艺、材料、人机关系、形态、色彩等因素与造型设计有关的工程技术问题，以及造型形态的艺术表现自然地融合起来。

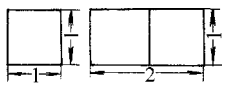
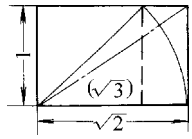
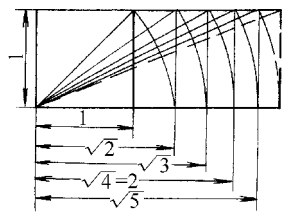
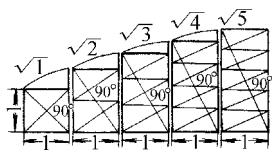
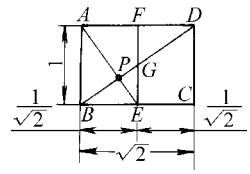
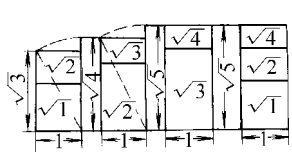
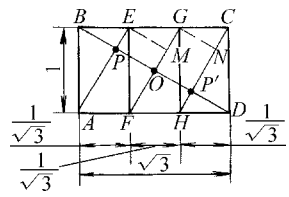
1.1　机械产品造型设计的艺术表现法则

机械产品造型设计是具有实用功能的造型，不仅要求满足良好的功能使用需求，更要求以其造型型式给人以美的感觉和艺术享受。尽管这种要求没有绝对唯一的答案，并受时代、地域、使用人群特征等多方面因素影响，但仍可从美学理论中总结出艺术构成法则，作为机械产品造型的参考标准。

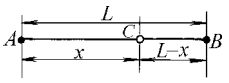
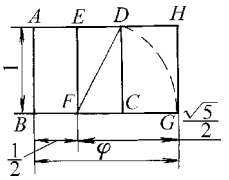
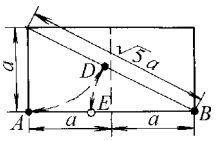
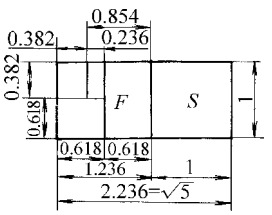
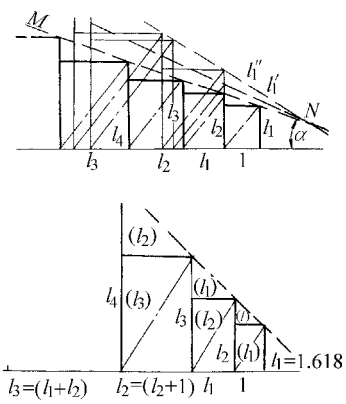
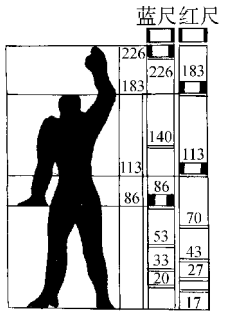
1.1.1　机械产品造型的形态比例

（1）机械产品造型常用比例及特征（见表 10.7-1）

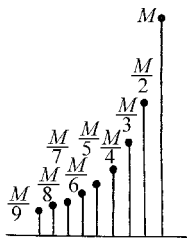
表 10.7-1　造型常用比例及特征

比例名称	比例数值或系列	比例特征	图形表示	作图方法
整数比例（等差数列比例）	1∶1，1∶2，1∶3，1∶4，…，1∶n（n 为整数）	由肯定外形的正方形为基础派生的一种比例		
均方根比例（直角比例）	1∶$\sqrt{2}$，1∶$\sqrt{3}$，1∶$\sqrt{4}$，…，1∶$\sqrt{A}$（A 为正整数） 1∶$\sqrt{2}$ = 1∶1.4142 1∶$\sqrt{3}$ = 1∶1.732 1∶$\sqrt{4}$ = 1∶2	由正方形的一边与其对角线所形成的矩形，并不断由派生出的新矩形对角线和正方形边，连续构成一系列的根号矩形 这些边比关系受到数值制约具有明确的肯定性		
		$\sqrt{A}$ 矩形可连续对分仍保持相同比例		
		正方形和均方根矩形系列的依次相加可得到其后的一个均方根矩形，其误差值极小		

（续）

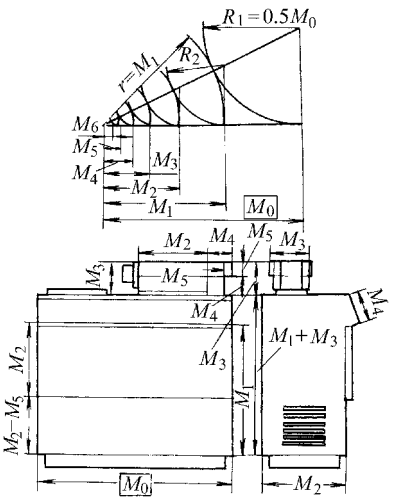
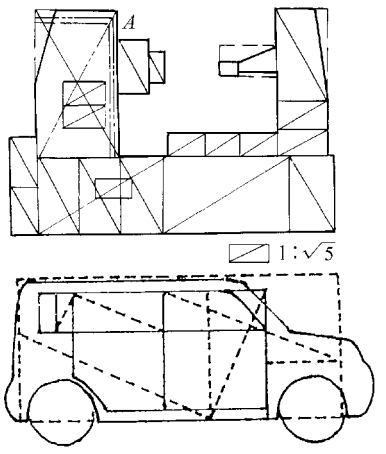
比例名称	比例数值或系列	比例特征	图　形　表　示	作　图　方　法
黄金分割比例	$\varphi=1:1.618$。常称 φ 矩形为 1.618 矩形，0.618 矩形称为 φ^{-1} 矩形 由 φ 矩形可派生出 F 矩形 $F=1:1.236$	一直线分成两段，分割后的长段与原直线之比，等于短段与长段之比 $\frac{x}{L}=\frac{L-x}{x}$ $x\approx0.618L$		
		以 $L=2a$ 代入 $x=\sqrt{5}a-a$（按此式作图）	见作图方法	
		φ 矩形与正方形（S）、$\sqrt{A}$ 矩形、F 矩形有相互转换关系		
中间值比例（相加级数比例）	$\frac{1}{l_1}=\frac{l_1}{l_2}=\frac{l_2}{l_3}=\cdots=\frac{l_n}{l_{n+1}}$（$n$ 为正整数）也可表示为 $l_1=1.618^1$ $l_2=1.618^2$ $l_3=1.618^3$ $l_4=1.618^4$ … 化简其比值为 1、2、3、5、8、13、21、…	中间值比例级数中有无穷多个数值变化，但全部统一在两项（1 和 l_1）基本数值的重复之中： $l_2=1+l_1$ $l_3=1+2l_1$ $l_4=2+3l_1$ $l_5=3+5l_1$ $l_6=5+8l_1$ $l_7=8+13l_1$ … 序列中的任一项为其前两项的数值之和		
模度理论	“红尺”比例系列为…、183、113、70、43、27、17 “蓝尺”比例系列为…、226、140、86、53、33、20	从人体的绝对尺度出发，选定标准人体的下垂手臂高（86cm）、脐高（113cm）、头顶高（183cm）、上伸手臂高（226cm）四个控制点，再分两列，分别插入中间值比例相应数值，形成两套费波纳级数。由此级数系列形成的造型比例，与人的生理构造尺寸密切结合		

（续）

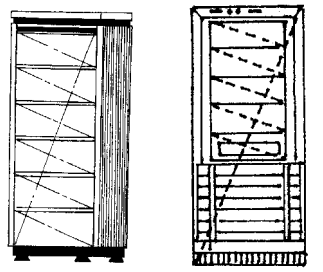
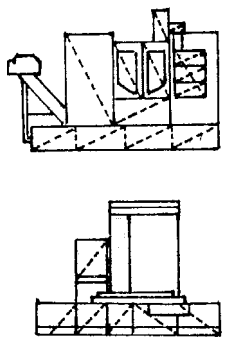
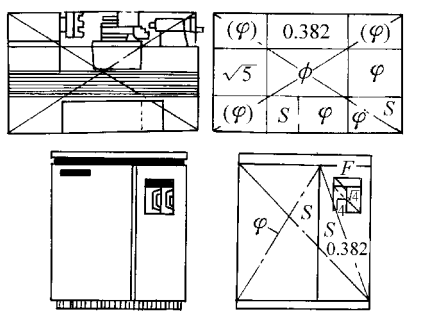
比例名称	比例数值或系列	比例特征	图形表示	作图方法
调和数列比例	$\frac{M}{1}$，$\frac{M}{2}$，$\frac{M}{3}$，$\frac{M}{4}$，…，$\frac{M}{n}$ （M 为任意数，n 为连续的正整数）	以长度 M 作基准，将其以 $\frac{1}{2}$、$\frac{1}{3}$、$\frac{1}{4}$、…分割下去，即得此调和数列		

（2）机械产品造型比例设计原理及方法（见表10.7-2）

表10.7-2　造型比例设计原理及方法

性质	设计原理名称	方法	特征	应用举例
固定比例因子构成	尺寸相似原理	选定产品某一关键尺寸（总体轮廓尺寸或关键部件的某一外廓尺寸）为基础，进行多次的黄金分割，求得与该尺寸具有同一比率的一系列尺寸 M_1、M_2、M_3、…、M_n，以这些尺寸为基础，按产品结构关系初定的尺寸来选取上述尺寸的组合，使之较为接近	这样确定的尺寸，既达到结构尺寸的要求，又因每一尺寸含有相同的比例因子，因而达到产品各尺寸的比例相似取得协调	
	相似从属原理	矩形对角线平行或垂直时，其矩形必然具有相同而协调的比例关系。采用符合上述关系的不同大小的矩形组合来构成产品的形体 矩形的比例值是按产品上某一关键部件的结构尺寸允许的特征比例或按造型者的比例爱好来确定的	采用一方面照顾产品部分和整体的结构参数所需的尺寸关系，另一方面又按其形体所包含的矩形间都具有相同比率矩形的组合构成形体，并应用作图方法来确定，这种比例设计方法较为快速和方便，也易获得比例协调的造型效果	

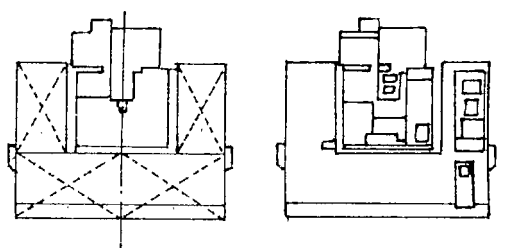
（续）

性质	设计原理名称	方　法	特　征	应 用 举 例
固定比例因子构成	相似划分原理	依据特征矩形可进行内部相似划分的特点，使产品各局部和整体之间的比例关系统一于局部比例重属于整体的比例型式之内	采用不同比例型式内部划分的方式，应用作图方法，比较方便的取得产品整体比例或局部形体与结构分划的细部比例协调	
混合比例因子构成	相似混合原理	既采用相似从属因素，又采用相似划分因素来确定产品整体与局部的比例（方法同前）	此法使产品比例构成的形体配合较为多样化，同时适宜内部结构划分的不同要求，比例既协调又不过于死板	
	综合比例原理	依据特征矩形内部可进行分割和相互转换的关系，但仍保持各部分为特征矩形的性质，采用作图方法确定整体与局部之间的形体比例	此法确定的各部分之间或与整体之间不为统一的比率，但它们之间具有互换的比例关系，又仍保持特征矩形的性质，既使造型比例协调，又使造型形体和结构间比例活跃、变化丰富	

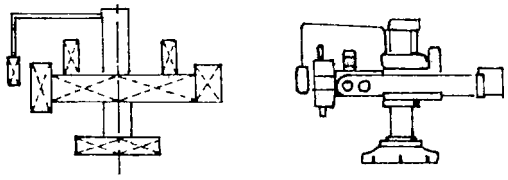
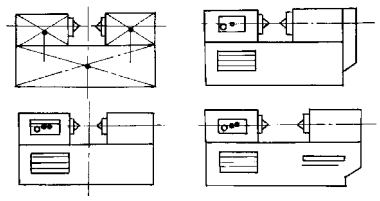
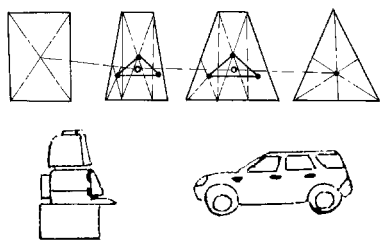
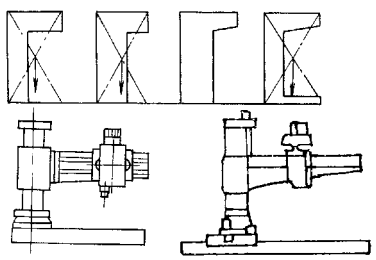
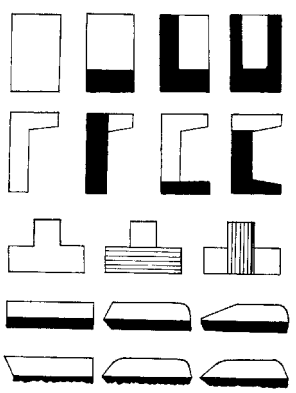
1.1.2　机械产品形态的均衡与稳定

机械产品形态获得均衡稳定的方法见表 10.7-3。

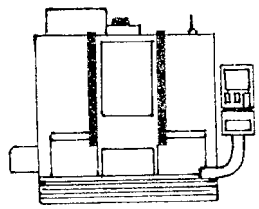
表 10.7-3　造型形态均衡稳定的方法

类型及方法		含义与作用	图　例
获得造型形态均衡的方法	体量完全对称法	以机器支承底面的中轴面为基准，使左右两面的体量完全对称的布局，产生最强的均衡感，造型感觉庄重，但单调、呆板	

（续）

类型及方法		含义与作用	图　例
获得造型形态均衡的方法	体量矩平衡法（非对称均衡法）	以机器主视面的形体支承底面的中点为假想的对称轴线，左右各部分形体以单元体量的多少对其中轴线取矩，力臂为该部分形体的重心到中轴线之垂直距离，然后，粗略地估计左边的体量矩之和略等于右边的体量矩之和，这样的体量组合大致趋于均衡	
	外部图形、色彩均衡法	机器的形体体量取得均衡之后，其外部的图形、色彩等还具有一定的视觉重量感，应依据体量平衡法则，在附有图形或色彩等视觉重量感较重的对称轴线对方，采取增加图形、色彩、形体等可行的方式增加视觉重量感来取得均衡	
获得造型形态稳定的方法	梯形造型法	使造型物的体量关系由底部较大逐渐向上递减缩小，使重心降低而获得稳定的视觉感。此法可丰富造型的线型变化，产生向上、雄伟、安祥、自然的视觉效果	
	附加或扩大形体支承面法	为增强造型形体的稳定感，在支承部分附加或扩大形体的支承面积，这样除增加实际的稳定度外，从视觉的心理感觉上，也增强了整个形体的视觉稳定感	
	利用表面涂装色彩或材质感的方法增加视觉稳定感法	当机器的造型形体是实际稳定的、但视觉稳定较差，会造成不稳定的倾倒感觉，可在下部涂装重量感强的色彩或利用表面材质的光亮轻盈与粗糙厚重的对比关系增加下部重量感来增强稳定感	

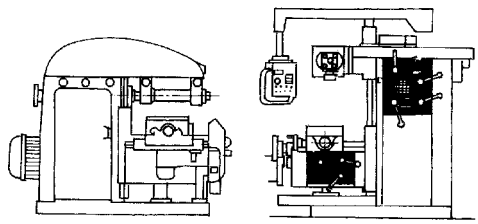
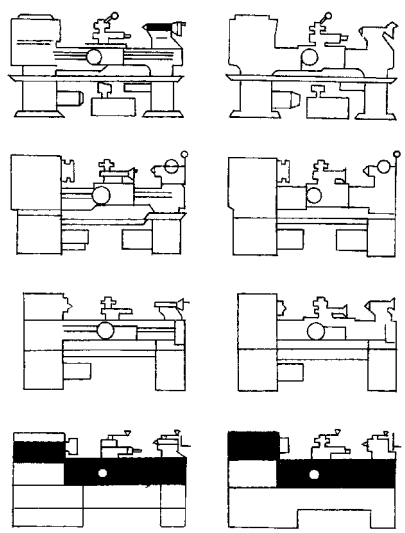
（续）

类型及方法		含义与作用	图　例
获得造型形态稳定的方法	利用表面装饰手段增强稳定感	当产品的视觉稳定较差时，可采用合理安置装饰标牌或其他装饰件的方法，以加强下部形和色的重量感，从而增加稳定感	

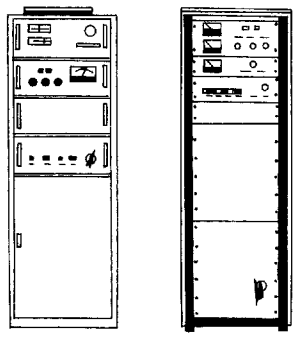
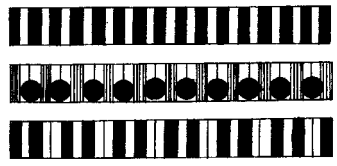
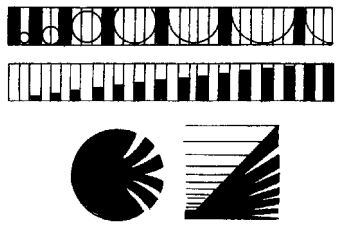
1.1.3　机械产品形态的统一与变化

（1）机械产品造型整体统一的手法（见表 10.7-4）

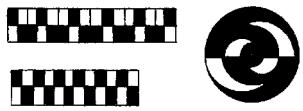
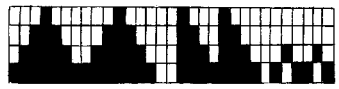
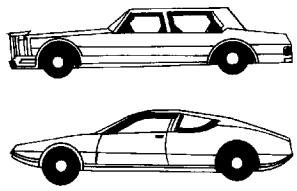
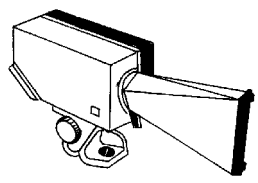
表 10.7-4　造型整体统一的手法

类型与方法		含　义　与　作　用	图　　例
调和统一	比例尺寸的调和	应用比例设计方法使造型形体各部分之间的比率相互协调	
	线型风格的调和	构成造型形体大轮廓的几何线型要大体一致，达到线型风格协调统一	
	结构线型的调和	造型体零部件连接所构成的线型，应与主体造型的线型风格调和之外，还应将这些结构线型按形体与结构关系，尽可能的简化、规整，做到均齐一致，从而达到大方、简洁、明快，产生统一协调的美感	

（续）

类型与方法		含义与作用	图例
调和统一	零件、辅件的调和	造型主体上的零辅件的线型风格，应尽量与主体线型风格一致，使整体与局部的造型格调协调	
	系统线型风格的调和	当产品由二个以上的独立部分构成时，构成该系统的各独立部分的线型风格也应大致统一，才能显示系统造型的内在联系，产生既有变化又有协调统一的整体感	
	结构分隔与联系的调和	产品因功能或其他原因的需要，将整体划分成若干局部或将若干局部组合成一个整体。这种结构上的分隔与联系既起加强造型变化的作用，又使局部与整体之间形成一定的联系。分隔能打破单调的局面，联系能加强形之间的律动感。分隔与联系可运用线条、体面转折、色彩、装饰条等方法实现	
	色彩的调和	产品的色彩也应整体协调统一，不宜过分单调，也不宜过分艳丽夺目与零乱，一般采用大面积低纯度的色彩统一全局，再选用小面积的高纯度色彩使之活跃变化，采用中性色来联系过渡，以达到调和的目的	参见本章1.3.3机械产品色彩设计的指导性原则
韵律统一（应用的韵律型式）	连续韵律	一种或几种造型要素连续重复的排列而产生的一种韵律，有简单与复杂之分	
	渐变韵律	连续重复的造型要素在某一方面作有规则的逐渐增减所产生的韵律。渐变因素也有繁简之分，表面型式有线型、体积、色彩、质感等	

（续）

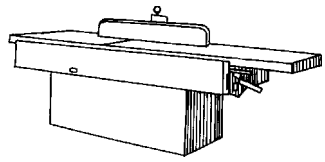
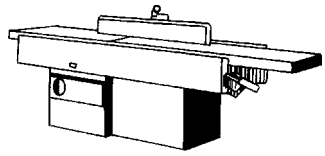
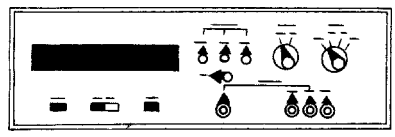
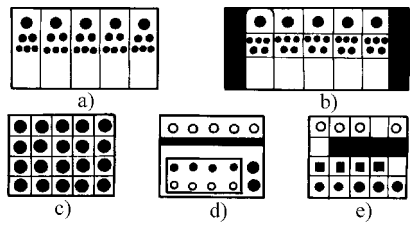
类型与方法		含　义　与　作　用	图　　例
韵律统一（应用的韵律型式）	交错韵律	重复的造型要素，按纵横两个方向或多方向进行穿插或交错而产生的一种韵律。有简单交错与复杂交错之分	
	起伏韵律	组成的造型要素，作有规律的增减而产生的韵律	
呼应统一		指在造型物的不同形体部件、组件或面饰上，运用相同或相近似的细部处理，以取得它们之间在线型、大小、色彩及质感等方面艺术效果的一致性，形成相互呼应的协调效果	
过渡统一		指在造型物的两个不同形状、色彩之间采用一种联系，又逐渐演变的型式，使它们之间互相协调，从而达到整体造型统一完美的效果	
主从统一		指在产品的造型设计中，恰当处理一些既有区别又有联系的各组成部分之间的主从关系，突出造型的核心与中心部分，使其主从有别，又使各部分互相衬托，融为一体，得到完整统一的效果	

（2）造型统一中求变化的方法（见表 10. 7-5）

表 10. 7-5　造型统一中求变化的方法

类型与方法			含义与作用	图　　例
对比手法	形状对比	线型对比	指造型物外部形体轮廓的线型对比关系，如常运用自然曲线与直线的对比，“方中见圆、圆中见方”，“柔中有刚、刚中有柔”的处理以丰富线型变化，避免过分统一而产生的单调感觉，使造型形态自如、亲切、生动美观	

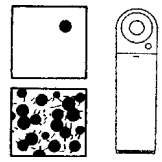
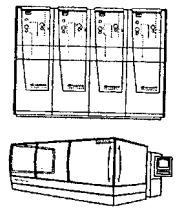
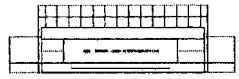
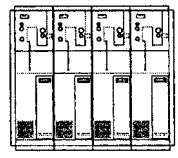
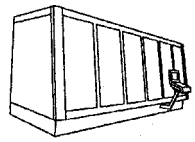
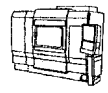
（续）

类型与方法			含义与作用	图　例
对比手法	形状对比	方向对比	造型中常运用垂直和水平方向的立面或线条来构成对比关系，使造型立面有所变化，达到自然、大方、生动的视觉感	
		体量对比	应用体量大小、方向、凸凹等构成因素，造成相近似的几何形体之间体量的对比，以增强形体变化，造成活跃、自然、重点突出及虚实的空间感	改进后的平刨床身既有方向对比，又有体量对比，造型不单调、死板 
	排列对比		利用线、形、体、色、质等造型元素，在造型平面或空间的排列关系上，形成繁简、疏密、虚实、高低的排列变化，达到变化协调、自然生动的视觉效果	
	色彩对比		应用色彩的浓淡、明暗、冷暖、轻重等对比关系，可丰富造型变化，突出重点，赋予造型以新颖、悦目、明朗的视觉效果，其作用显著	参见本章1.3.3 机械产品色彩设计的指导性原则
	材质对比		造型中利用表面材料与加工工艺的不同，形成材质光洁与粗犷、有纹理与无纹理、坚硬与松软等的对比关系，可加强造型物的稳定感，突出主从和虚实关系，丰富表面的质感和色光效果变化，使造型获得更好的艺术效果	
节奏变化手法			运用韵律的变化重复，进行有组织、有规律的造型，用线型、形体、体量、色彩和材质等造型要素，进行有规律的艺术处理，求得造型物既在变化中显出相同或近似的谐调成分，又在统一协调的成分中表现出不同的变化，使造型生动、自然而大方	
重点突出手法			造型中对体量、形状、线型、色彩、材质和装饰等方面的处理，采取主从分清、轻重有别的造型手法，使造型重点突出、生动活泼，重要部分产生强力的视觉吸引力	

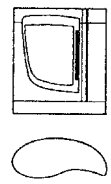
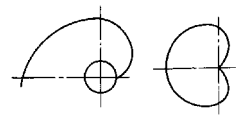
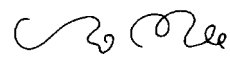
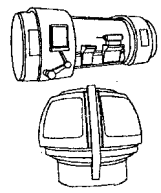
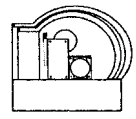
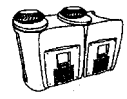
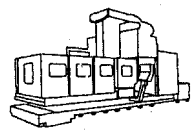
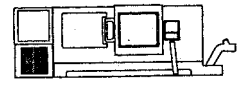
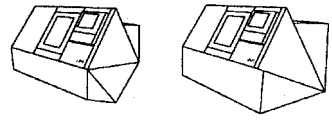
1.2　机械产品造型的构成手法

1.2.1　造型形态要素及其型式心理（见表 10.7-6）

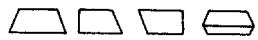
表 10.7-6　形态要素及其型式心理

构成要素				性　　质	造型的型式心理	图　　示
点				点表示位置所在。造型中的点有大小的区别，但没有固定的形状，可为多种状态的自然形。点的移动轨迹即为线	点具有高度集中的感觉，造型中利用大面与点之间的对比作用，极易起到引导视线、形成视焦点的作用，使之醒目、突出	
线	直线	线与直线		点的移动轨迹或二面相交之共线即为线。造型中线有粗细之分，线有一定的方位，不同运动方位的点移动轨迹形成不同性质的线	直线具有硬直、明晰、单纯的心理效果，粗直线具有强力、钝重、粗笨的感觉，而细直线具有神经质、锐敏、尖锐的感觉	
		水平线		平行于水平面的直线，为一切线的基准线	在造型中给人以起始、平静、稳定、统一的感觉，并具有平稳的流动感	
		垂线		垂直于水平线的直线	在造型中给人以庄重、严肃、坚固、沉重、挺拔向上的知觉感，常用以表现造型的刚直、挺拔有力、高大庄重的艺术效果	
		倾斜线		与水平线（或垂线）成一方位角的直线	在造型中给人以奔放向上、散射突破的感觉，使造型的线型表现具有较强的动感	
		折线	凸凹线	以水平线和垂线组合构成的折线	造型中具有连续、波动、重复的感觉，富于变化，有较强的跳跃动感	
			折线	以倾斜线构成的，方位随时改变的连续折线		

（续）

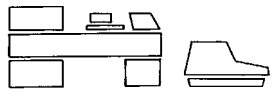
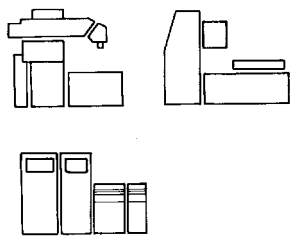
构成要素				性　质	造型的型式心理	图　示
线	曲线	曲线		点的运动方位不断改变所形成的运动轨迹则是曲线。其形态具有圆滑、丰满、愉快的特征	造型中按其曲率的大小与变化的状态具有不同程度的动感，给人以轻柔和优雅流动的感觉	
		函数曲线		可用数学方程进行描述的曲线		
		任意曲线	无规律的	任意形成的自由曲线		
			有规律的比例曲线	按一定比例关系和作图方法，与原始曲线间形成比例变化的派生曲线	除具有一般曲线的型式心理外，这类曲线构成的曲线簇由于有内在的变化关系，产生十分协调与柔和变化的感觉	
			有规律的 同簇曲线	按一定比例关系和边界条件作图，与原始曲线间形成比例变化的派生曲线		
			有规律的 波纹线	具有周期性变化的曲线		
面	平面及典型平面图形	平面形		直母线沿直导线移动所形成的面。平面上不同边界形状所包围的平面图形称之为平面形，它具有多种多样的型式	平面具有平整、开阔的型式心理感，但不同的平面形又有截然不同的心理感觉	
		正方形		四边相等，各边夹角皆为90°的肯定图形	造型中正方形具有稳定严肃的感觉，竖置的矩形具有稳定、雄壮、高耸、坚固的视觉感，横置的矩形具有宽广、稳定的感觉	
		矩形		四边两两对应相等，各边夹角皆为90°的肯定图形		
		正三角形		三边相等，各边夹角皆为60°的肯定图形	造型中竖放的等边三角形具有稳定、严肃的感觉，而倒置的正三角形则产生强力的不稳定感。任意三角形竖放具有稳定自由的视觉效果	
		任意三角形		三边不相等各边夹角之和为180°的三边形		

（续）

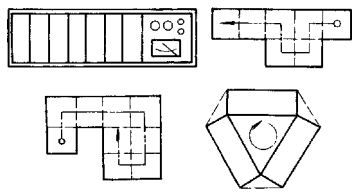
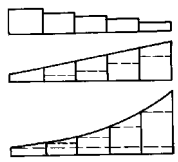
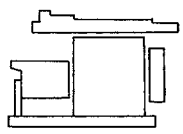
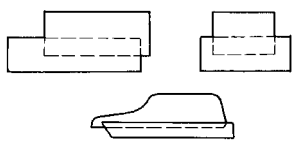
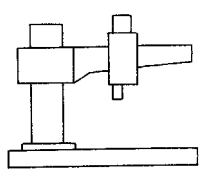
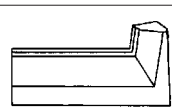
构成要素			性　　质	造型的型式心理	图　　示
面	平面及典型平面图形	正梯形	上下底平行，侧边与底边夹角相等构成的四边形	造型中正梯形给人稳定有生气的感觉，而任意梯形不仅具有稳定感，而且产生较自由的视觉感，倒梯形产生轻巧、生动，但欠稳定的感觉，如果正梯形与倒梯形组合造型，则给人既活泼生动，又轻巧稳定的感觉	
		任意梯形	上下底边平行，侧边与底边夹角不相等所构成的四边形		
		倒梯形	上底边大于下底边且相互平行，下底边与侧边夹角相等（或不相等）所构成的四边形		
		圆形	圆周率为 π，圆周各点距圆心距离均相等	造型中圆给人以严肃丰满、亲切和有动感的感觉，如果在圆的图形中加上水平线，则形成动中有静的感觉，如圆形中加上波浪形的曲线，则加强圆的动感，产生动中有动的视觉感	
		正椭圆	长轴平行于水平线、短轴垂直于水平线所构成的椭圆	造型中正椭圆具有较稳定、自由、亲切的感觉，而任意椭圆则产生不稳定的强烈动感	
		任意椭圆	长轴与水平线成任意夹角状的椭圆		
		曲正方形 曲正三角形 曲长方形	边为一定曲率半径的曲线构成的正方形、正三角形和矩形	造型中各曲边形吸取曲线的特点，但又仍保持原图形的基本性质，因此在造型的型式心理上，这类图形给人以严肃，但又生动、自由、轻巧、活跃、亲切的视觉效果	

1. 2. 2　造型形态构成的基本法则（见表 10. 7-7）

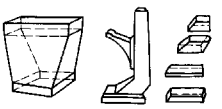
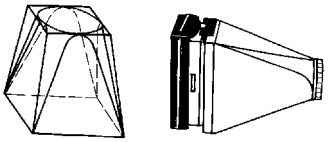
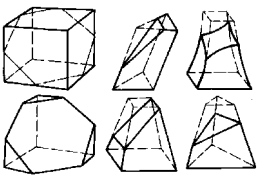
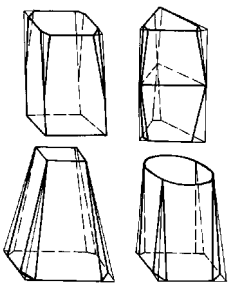
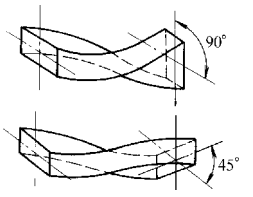
表 10. 7-7　产品形态构成的基本法则

法则名称及类型		构成方法	性　　质	图　　例
形体组合	堆砌组合	由分解的单一形体，由下而上逐个平稳地堆放在一起而构成的新形体	由堆砌组合方式构成的形体，易获得形态稳定、型式变化多样的造型，应用广泛	
	接触组合	由分解的单一形体（或局部组合体）的线、面，在水平方向上相互接合而组成的新形体	由接触组合方式构成的形体，易获得形态稳定、均衡、组合多样的造型，应用广泛	

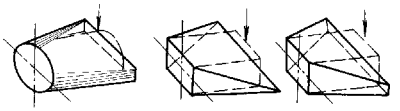
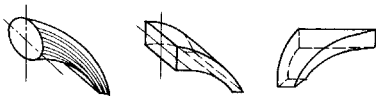
（续）

法则名称及类型		构成方法	性　质	图　例
形体组合	连续组合	由相同的单一形体，按水平直线或折线、弧线、圆周等方式，重复相接而组合成新的形体	由连续组合方式形成的造型，具有较强的节奏韵律感	
	渐变组合	由按一定规律减小（或增大）的多个单一形体连续组合而成的新形体	按渐变组合方式形成的造型，具有动势感，形体转换变化自然	
	贴加组合	在较大的形体上，悬空的贴附较小的形体而构成新的形体	贴加的形体失去稳定的概念，但造型整体的稳定性又决定于所有组成形体体量的均衡	
	叠合组合	由一个形体的一部分，嵌入另一形体的某部分之中而组合成的新形体	叠合方式构成的形体具有组合形体数量少，但新形体造型凸凹变化多、形态生动的特点	
	贯穿组合	一个形体通过另一个形体的内部而组合成的新形体	形体贯穿组合的交线为较复杂的空间曲线或折线，过多的贯穿交线，对造型的整体线型关系有一定影响	
形体过渡	形体过渡	形体组合之后，为使形体间衔接密切、转变自然、造型体感协调，在组合形体之间采用不同型式的过渡方式，使新组合的形体构成新的整体感	加强形体间的衔接，转变自然，组合协调	
	斜面过渡	采用包含两组合形体的斜面进行过渡	形成连续渐变的体面变化	
	弧面过渡	采用与两组合形体相衔接的弧形面进行过渡	形成圆滑流畅的曲线过渡	

（续）

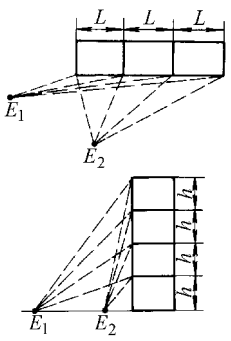
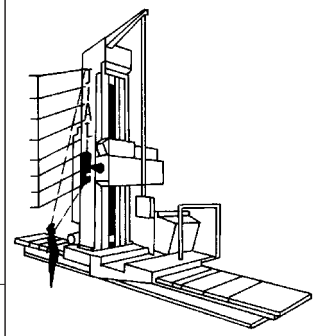
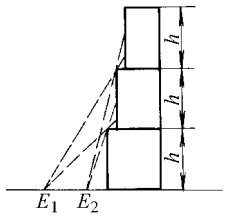
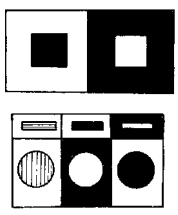
法则名称及类型		构成方法	性　质	图　例
形体过渡	异形异面体过渡	采用与两组合形体的截形面相同的中间异形异面体作为过渡形体	形成不同截形面的逐渐演变，使过渡自然新颖	
	形体修棱过渡	采用形体修棱的方式，使形体由一种截形逐渐转变成另一种截形，产生协调而自然的中间过渡	形成截面形状逐渐变化的自然过渡	
形体分割	形体切割	在单一形体上采用分割面对形体进行切割，使形体发生体面转换变化，从而增强形体构成的艺术效果	形体切割有利于形体转换变化，从结构上看可加强结构强度、实现功能区划、改变形体比例	
	形体修棱	在保证基本形体体量不变的情况下，对形体局部进行不同型式的修棱，使造型形体产生多种变化方案	对形体的局部修棱，可减弱形体锐边，丰富形体转换变化，也可形成形体间的自然衔接与过渡	
形体变化	扭曲变化	由形体两端断面的方位发生变化（或错动）而引起形体产生变化所形成的新形体	扭曲变化可丰富形体变化，实现造型中形体衔接方位的改变	

（续）

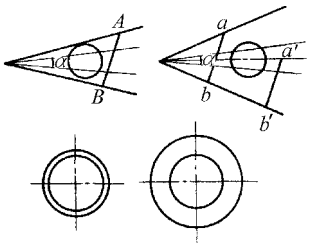
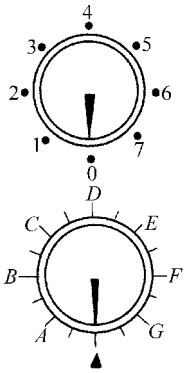
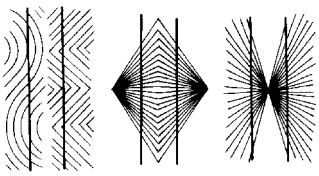
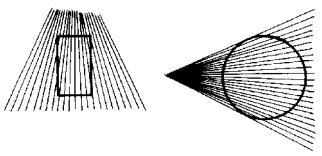
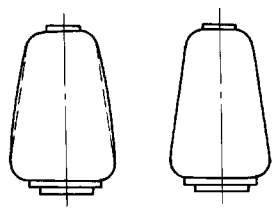
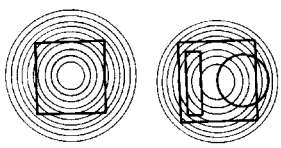
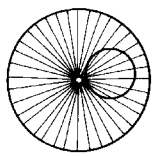
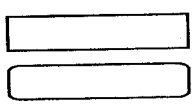
法则名称及类型		构成方法	性　质	图　例
形体变化	弯曲变化	使形体沿轴线弯曲变化而产生的一种新形体	能丰富形体变化，实现形体衔接方位的改变	
	压变变化	形体一端受外部压力作用而产生变形所形成的新形体	能丰富形体变化，改变功能断面形状的自然过渡变化	
	压曲变化	形体一端经压变后再经弯曲变化所形成的新形体	能丰富形体变化，实现形体与功能面积方位和大小的自然过渡变化	

1.2.3　机械产品造型设计的错视与校正（见表10.7-8）

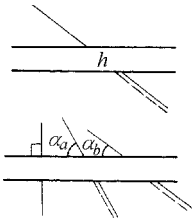
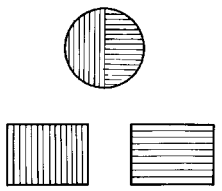
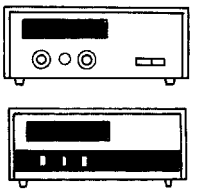
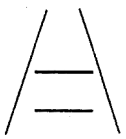
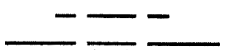
表10.7-8　造型设计中的主要错视及应用

错视类型	图形示意	性　质	错视矫正及利用方法	应用举例
透视错觉		人的观察点位置不同，因透视关系使相同长短尺寸产生视觉上的变化感觉	利用逐渐加大（或缩小）尺寸的方法，使因透视错觉产生的尺寸变化得到弥补，使尺寸获得大致相等的感觉	 如大型落地镗床立柱上的厂名字母，越靠上尺寸应逐渐增大，实际观察时，才觉上下字母尺寸大致相等
		人的观察点位置不同，因透视和视觉遮挡，使相同尺寸产生视觉上的变化	利用几何作图法求出遮挡量，适当加大尺寸的方法，使尺寸获得大致相等的感觉	
光渗错觉		面积相同的图形，浅色图形在深色背景下有涨大的感觉，而深色图形在浅色背景下有缩小的感觉	运用适当缩小浅色图形面积（或扩大深色图形面积）来调整使之获得图形面积相等的感觉	如产品应用深色涂装有使形体变小的感觉，反之有形体变大之感。等同面积涂装不同明度的色彩，面积有大小变化不等的感觉

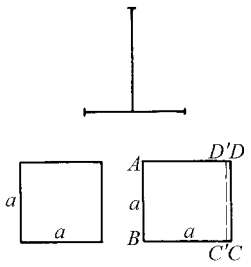
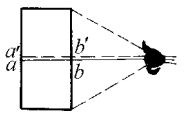
（续）

错视类型	图形示意	性质	错视矫正及利用方法	应用举例
对比错觉		相同大小的图形或线段在大图形的范围内比在小图形范围内感觉小，即图形经大小对比后，使不同环境中的相同图形产生大小变化的感觉	适当加大（或缩小）图形面积使之获得大体一致的感觉	
变形错觉		两根平行线以一束对交线的射线为背景，受其影响，使视觉上感觉两平行线变弯了（又称黑灵错觉）	避免要求平直的直线受背景图形的干扰	
		被一组射线包围的长方形变成顶比底宽的倒梯形 正圆受射线干扰感觉也不为正圆了（又称庞佐错觉）	避免图形受其他射线形背景图形干扰	 如机器零件的圆弧与直线相切构成的轮廓，直线受圆弧动势的影响，直线有内弯的视觉感，因此一般将中部制作时略凸起，使实际感觉平直不下凹
		正方形、圆形受一组同心圆的影响，正方形也不正方了，圆也不圆了（又称厄任斯错觉）		
		圆被一组同心射线干扰而不成正圆了（又称奥比生错觉）	避免图形受同心射线背景图形的干扰	如机器零件的圆弧与直线受圆弧动势的影响，直线有内弯的视觉感，因此一般将中部制作时略凸起，使实际感觉平直不下凹
		很长的长方形线条，会给人线条中间下陷的错觉	边缘作适当圆弧倒角，可纠正这种下陷的错觉	如有很长的长方形直线元素造型的机械产品，要注意通过修正其边角圆弧来排除直线中间下陷的错觉

（续）

错视类型	图形示意	性质	错视矫正及利用方法	应用举例
分割错觉		连续贯通的斜直线，经二条平行线分割，感觉错位而不连续（又称波根多夫错觉）	避免直线受其他平行线的分割产生错位	
		图形面积受不同方向的平行线分割，使图形沿分割线方向产生图形面积变长的感觉	可利用线条或色带的分割改变图形的尺度比例感觉	 如仪表面板的横向分割色带可感觉仪器的横向尺寸加宽，增强其稳定感
长短错觉		受两侧透视线的影响，上面的横线段感觉比下面的横线段长	适当缩短上面的横线段长度，或取消透视线	如汽车前进风口、机床通气口等，若因为造型需要必须将格栅排列呈梯形时，须特别注意修正每个格栅或通气口的长短和大小
		受两端箭头方向不同的影响，同样长的线段感觉长度不同	可将感觉较长的线段适当缩短	
		相同长度的线线段，在短线段的范围内感觉比在长线段的范围内长，即图形经大小对比后，使不同环境中的相同图形产生大小变化的感觉	适当加长（或缩短）线段长度使之获得大体一致的感觉	如机器产品控制面板上的显控装置或铭牌呈线形排列时，应特别注意修正该现象
大小错觉		相同大小的圆形，位置在上的感觉比位置在下的大	适当缩小上面的圆形面积（或加大下面的圆形面积），使之获得大体一致的感觉	如类似型式的音箱等产品上，应注意修正上下喇叭的大小；机器产品上的圆形仪表、控制钮等竖向排列时，要注意修正

（续）

错视类型	图形示意	性质	错视矫正及利用方法	应用举例
高低错觉		两条相等长度的直线，感觉竖直放置的高度要比横向放置的宽度大，产生不等长的错觉	适当缩短竖置直线的高度，或加长横向直线的长度，使之获得正方形的感觉	如一些立面呈正方形的电子产品，为获取正方形的感觉，须在设计时适当调整长宽比
		人眼观察的矩形面积平分线，略高于实际的平分线位置，产生视觉中心偏高的错觉	为使平分线获得合适的视觉感，可适当将平分线向上调整	如机柜等产品的横向主分隔线或隔板位置需要据此做适当调整

1.3　机械产品的色彩设计

任何产品最终都会以一定的色彩形象呈现在购买者和使用者面前，色彩设计的好与坏对产品的形象有着至关重要的影响，这种影响主要体现在以下几个方面。

1）产品色彩对使用环境的影响。由系列产品以及使用场所构成的使用环境，其总体色彩应该协调明快、冷暖补偿合理，有利于人们长时间在其中工作。

2）对使用者的心理影响。产品的色彩处理符合使用者所需要的使用情绪，不过于兴奋，也不易产生视觉疲劳。一些特别的颜色用于警戒色、安全色，提醒使用者、参观者规避危险。

3）对产品附加值的影响。包括使用恰当的色彩情感，塑造产品的精密感、高科技感、速度感、运动感、膨胀感、厚重感、温暖感、冷漠感、贵重感等。

1.3.1　色彩的性质与要素（见表 10.7-9）

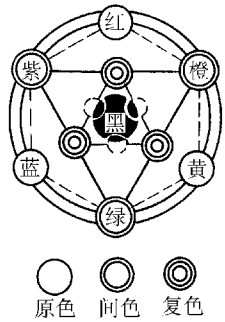
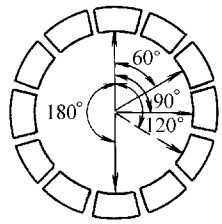
表 10.7-9　色彩性质与要素

项目		定义与性质	混合特性
色彩	色光	色光是电磁波的一部分，是由具有一定质量、能量和动量的粒子所组成的粒子流。色光三原色为红、绿、蓝	1）加色混合　色的明度增加。混合成分增加，其明度越高。三原色相混为白色 2）减色混合　与三原色互补的三个减色，原色为青、品红、黄。三减色原色的密度变化，则控制红、绿、蓝的色光比例，可得到各种混合色 3）匀色混合　色纸组成的圆盘，迅速旋转的色彩混合，色相变化和加色法相同，而明度值是各色明度的平均值
	颜色	颜色是各种有机与无机物质的色光反映。对有机颜料来说，颜色是固态微粒在水或油剂中的光反射所形成。颜色的三原色为黄、红、蓝	混合色越多，明度越暗。三原色相混合为黑色
色彩体系	色彩系列	可见光谱的色光混合的白光，经三棱镜色散后，分解出不同色相的人眼可感觉的各种色彩，这些不同色相的色彩，再加上不同的明度变化和纯度变化，即可形成无计其数的不同色彩，这些人眼可见的色彩，即构成有色彩感觉的色彩系列	与色光、颜色混合特性一致
	非色彩系列	非色彩系列是指不含色素的白色、黑色和由它两混合形成各种深浅不同的灰色所构成的一个黑白灰系列	与色光、颜色混合特性一致

项目		定义与性质	混合特性
色彩要素	色相	指每一颜色品质所独有的与其他颜色品质完全不相同的相貌特征，又称色泽	以色相为基础的颜色混合，是获得其中间色相关系的颜色，但各色相颜色的比例多少不同，中间色的偏离情况也不同，同时还受颜色明度、纯度的影响
	纯度	指每一颜色色素的凝聚程度，或饱和程度。饱和度或纯度越高，其色泽就越鲜艳。又称色度、彩度、艳度和饱和度	以纯度为基础的颜色混合是获得纯度变化的颜色，伴随着明度发生变化，同色相的颜色混合，仅变化纯度和明度；不同色相和纯度的颜色混合，三种要素成分都要变化
	明度	指每一颜色的明暗程度。又称光亮度或鲜明度	以明度为基础的颜色混合，是获得明度变化的颜色（其他性质同上）

1.3.2　常用色彩属性（见表10.7-10）

表10.7-10　色彩术语含义与特性

名称	定义（或含义）及特性	图示
原色	构成所有色彩的基本色，称为原色。颜料中的三原色为红、黄、蓝。但是，不是所有的颜色都能由三原色调配出来，白色以及某些颜色受颜料材料的性质、色素含量及混合要素性质变化的影响，不能由三原色调配出来	
间色（二次色）	由二种原色调配成的色	
复色（三次色、再间色）	由二种以上间色调配成的颜色。因复色含色素多，其纯度低，为灰性色	
补色	基础色相环中，互相对应的色彩关系，称为补色。它在色环中为180°的对应关系，它们之间的色彩对比效果最为强烈	
对比色	在色相色环中，某色与相对应色为120°的对应关系，即形成对比色。由于它们之间的色相差异较大，对比效果略次于补色，但仍较为强烈	
调和色（类似色）	在色相色环中，相邻为60°～90°之间的颜色，称为调和色。由于色相接近，差异较小，对比效果减弱，感觉较柔和	
消色	非色彩系列的黑、白、灰色，称为消色。消色无色别之分，仅有明暗差别，又称为中性色	
极色	消色中的黑、白二色称为极色	
光泽色	具有金、银、铬等金属光泽的颜色，称为光泽色。也为中性色	
色调	色彩配置的总倾向与色彩气氛。色调以色性来分，有暖调与冷调；以色相来分，有不同的色相调子；以明度来分，又有不同明度等级配置的明度调子，如高明调、中明调、低明调等	
色域	某颜色配置时占有的位置及面积大小，其对配色效果均有较大的影响	
色温	有色光线的温度。包含蓝色光线愈多，则温度愈高，色温也愈高。色温单位是K	

1.3.3　机械产品色彩设计的指导性原则（见表 10.7-11）

表 10.7-11　产品色彩设计的原则

原　则	要　点　内　容
合理选择产品的色调	色调主要依据产品功能、工作环境、用户要求等因素确定 色调应从产品的外观形态特征、功能特点及适应人的生理、心理要求确定 色调应新颖美观、符合时代的审美要求，又不能艳丽刺目
色彩配置应符合美学原则	色彩配置应注意色域的大小与合理分割，达到比例协调 配色应达到色彩视觉均衡与稳定的效果 产品色彩应有整体感，在不破坏整体效果的同时，应有适当变化，取得既协调又对比的统一变化效果 配色必须注意重点突出、注意节奏韵律感
应符合产品功能特点和外形结构特征	色彩应按产品的工作性质、环境和外部色彩的功能作用选择 大型设备不宜单用明度高的浅色，色度适宜以加强稳定感
色彩配置应满足视觉生理平衡	配色不宜过亮、过暗、模糊不清和色相单调，易使视觉产生疲劳和厌烦 应达到色彩的总效果是中间灰的色调效果，但又有小面积的艳丽色彩，以达到引人注目
应根据地区的色彩爱好与禁忌，以及气候条件，选择适宜的配色	寒冷工作环境下，以暖色调为好，以增强使用者的亲近感，反之宜用冷色调 适应地区的色彩爱好，避免禁忌的色彩配置
配色应具有时代感	配色应根据时代前进中人们审美观点的变化，选择人们特别喜爱的颜色 应用色彩表现时代风貌和科学技术与文化艺术的新成就
应考虑色彩涂装工艺的合理性	色彩涂装应符合实际可行的工艺条件和经济性 配色型式及方法，应使涂装操作方便、效果良好
应注意色质并重	配色应充分利用产品自身加工表面和特殊工艺处理后的色质效果来丰富造型色彩 同一材料，可选择不同的加工方法和涂装方法获得不同的色质效果，增加造型色彩的变化
合理应用极色与光泽色	极色易与其他色彩协调，常作为过渡、衬底与装饰色彩，起统一色彩的作用 不宜大面积和过多地应用光泽色，以免引起耀眼的刺激而使操作者视觉疲劳

1.3.4　色彩与材质的情感联想及应用方法（见表 10.7-12、表 10.7-13）

表 10.7-12　机械产品常用色系

色　系	基本工艺	色彩感觉	适用产品类型	面　积
黑白灰无彩色系	喷漆、烤漆、喷塑、注塑	冷静、高效、无差错	机床、仪器仪表、电子产品	大面积
金属色系	拉丝、抛光、电镀等	高贵、精密、高技术	仪器仪表、精密仪器、机械机芯	小面积，点缀色
中黄色系	喷漆、烤漆、喷塑、塑料注塑	明亮、欢快、醒目工程感、警醒感	工程机械、检测仪器、日用电子产品、电动工具、手工具	与黑白灰配合，中等面积，点缀色
橙色系	喷漆、烤漆、喷塑、塑料注塑	温暖、亲切、热情、开朗工程感、亲切感	检测仪器、电动工具、手工具、日用品	与黑白类配合，中等面积，点缀色
红色系	喷漆、烤漆、喷塑、塑料注塑	火辣、热情、奔放、醒目点缀感、醒目感	电动工具、手工具、农机	与黑白灰配合，中小面积，点缀色
蓝色系	喷漆、烤漆、喷塑、塑料注塑	沉静、安全、稳定	机床、农机、电动工具、手工具	与黑白灰配合，中等面积
绿色系	喷漆、烤漆、喷塑、塑料注塑	平静、安定、平和	农机、电动工具、手工具	与黑白灰配合，中等面积
紫色系	喷漆、烤漆、喷塑、塑料注塑	高贵、雅致、神秘	手工具、精密仪器	高明调，与黑白灰配合，中小面积，点缀色

表 10.7-13　材质对色彩情感的影响

材　质	加工工艺	表面肌理		材　质　感	对色彩感觉的影响
金属	钣金、模压、冲压	抛光	平滑反光	精巧、细致、高科技、价值高	
		拉丝	反光	精密、高科技	
		喷塑	亚光	沉静、柔和	柔和、温暖
	翻砂铸造	粗糙的		厚重、沉稳、结实	明度纯度下降，色彩感觉变暗、变暖、变重、变硬
	精密铸造	稍粗糙的、不光滑的		牢固、耐久、稳定、精密	明度纯度略下降，变暗，更结实、更厚重
工程塑料	抛光模具注塑	平整光滑、反光		轻巧、张扬、脆弱、廉价	明度彩度提高，鲜艳明亮，高光强烈、偏冷
	喷砂模具注塑	哑光		柔韧、温暖、雅致、低调、内敛	色彩柔和，灰度稍增加，偏暖
	电镀	光滑、反光		精致、明亮、轻浮	
透明塑料	透明塑料	光滑		精致、透明、轻	弱化色彩
	半透明塑料	光洁		精致、淡雅、柔韧	彩度下降、色彩层次增加
玻璃	透明玻璃	平整光滑、反光		透明、易碎	弱化色彩
	半透明玻璃	光滑、朦胧		精致、神秘	色彩层次增加
木材	原色木纹	可触木纹理		自然、亲切	柔和、温暖的木本色
	改色木纹	木纹理		自然	色彩倾向于柔和、淡雅、深刻
橡胶		亚光、柔软		坚韧、柔软、弹性	固有色，灰暗

1.4　机械产品的线条装饰与方法（见表 10.7-14）

表 10.7-14　线条装饰设计与方法

装饰型式	装饰方法	性　质　和　特　点	应　用　举　例
明线装饰	铸造凸线	铸出的凸线平直度差，外观效果不好，不宜过多采用。若产品铸件上因结构和工艺要求，必须制作凸线时，在不影响铸件强度和变形的情况下，宜采用较宽的凸线，避免细窄的凸线，以免造成垮砂和形成厚薄不匀	
	冷冲凸线	产品的板件上可以用冷冲的方式制作装饰凸线。一般以折弯的方式形成凸线最为经济方便，外观效果好。如果采用冲模效果也好，这种凸线一方面可按造型要求设计出丰富的变化，另一方面还有增强板材强度和丰富立面变化及分割联系造型面等作用	若非特别需要，一般采用凹线型式
	注塑凸线	产品的工程塑料件，可用模具注塑的方式形成装饰凸线，起到保护机体、防止刮蹭、增加强度、便于抓握等作用。恰当运用凸线，可以强化产品结构语义、丰富产品表面肌理、增添产品美感	
	贴装凸线	多数情况下，凸线装饰采用特别的装饰条贴装在产品表面上，施工简单，维护方便，能有效隐蔽产品结构缺陷和工艺瑕疵	汽车、仪器等常用贴装的明线装饰

（续）

装饰型式	装饰方法	性　质　和　特　点	应　用　举　例
暗线装饰	铸造凹线	若非结构和工艺特别要求，一般不采用凹线。若必须采用，则最好用在分型线部位	一般不采用
	冲压凹线	冲压包括弯折能形成优美的凹线。凹线可形成丰富的表面光影和肌理效果，装饰美感强。箱型产品在产品组合使用的时候，产品箱体之间不易互相刮蹭，整体感好	广泛用于由金属板材加工而成的机柜设计上
	注塑凹线	注塑产品各部件之间的结合部，一般采用启口型式，装配后形成自然的凹线；特殊部位有意留出的装饰凹线，可增强强度，丰富产品表面造型，提升产品美感。注塑凹线，经过精心的设计可形成整体自然的装饰效果，并同时还可隐藏产品加工工艺的一些瑕疵，为现代设计的主流装饰手法	目前广泛用于各种工程塑料制成品中
平线装饰	涂装平线	采用不同颜色的涂料在机器的某个部位涂装装饰线条，起到色彩对比、过渡和整体统一的作用。此法简便易行，但装饰痕迹明显，装饰效果较差	汽车、机床等产品常用
	粘贴平线	采用不同颜色的高强度装饰纸（背面有压敏胶），以单色或多色粘贴于装饰部位，最后喷罩光漆形成透明漆膜，起保护作用。此法方便、省工、省时，且装饰效果好	汽车、摩托车、机床、仪器等产品已广泛使用此法做线条装饰
	密封条	密封条类似于装饰凸线，设计时注意断面形状，一般需凸出并遮盖闭合的两个结构件的边缘，或内陷结构缝当中形成美观的凹线	多用于密闭容器

2　人机工程设计

2.1　人体尺寸

2.1.1　人体尺寸数据的使用目的

造型设计中应用人体尺寸数据，是为工业产品造型、工作位置和工作环境设计提供与人有关的尺寸及造型空间数据。

2.1.2　人体尺寸数据来源

人体尺寸数据是依据人体测量学的原理和测量方法，在大量实测的人体尺寸数据中，经数学方法处理而获得的有代表性的尺寸数据。

GB/T 10000—1988《中国成年人人体尺寸》根据人机工程学要求，提供了我国从事工业生产的法定成年人人体尺寸的基础数值（男 18～60 岁，女 18～55 岁），它适用于工业产品、建筑设计、军事工业，以及工业的技术改造、设备更换及劳动安全保护。关于人体测量术语及人体测量方法，本手册略，可详见 GB/T 5703。

2.1.3　采用人体数据百分位的建议与尺寸数值计算（见表 10.7-15、表 10.7-16）

（1）术语

1）百分位。表示某一身体尺寸范围内，有百分之几的人大于或小于给定值。

例　①第 5 百分位代表“小”身材，即只有 5% 的数值低于此下限值。

②第 95 百分位代表“大”身材，即只有 5% 的数值高于此上限值。

③第 50 百分位代表“适中”身材，即有 50% 的数值高于和低于此值。

2）平均值。表示某一身体尺寸范围的算术平均值。

3）标准差。表示数值分布离散程度的统计量。

（2）采用百分位的建议（见表 10.7-15）

表 10.7-15　造型尺寸选用百分位界限的建议

确定造型尺寸的性质	选用百分位数	应用举例
由人体总长决定的造型尺寸	第 95 百分位	门、船舱口、通道、床、担架
由人体某部分决定的造型尺寸	第 5 百分位	取决于臂长、腿长的坐平面高度，或调节构件必要的可及范围

（续）

确定造型尺寸的性质	选用百分位数	应用举例
由人完成的可调尺寸	第5百分位至第95百分位	座位、座位安全带至调节构件的距离
	第99百分位	至运转着的机器部件的有效半径或紧急出口的直径
	第1百分位	人操作紧急制动杆的距离
按人体尺寸确定适宜操作的最佳范围	第50百分位	门铃、开关、插座等的安置尺寸
造型尺寸需要考虑人的多项身体尺寸	以上述性质确定百分位后，不应以比例适中的人作为基准，应按可能出现的尺寸差距，改变造型型式加以适应	同一百分位高度的人，由于比例不均称，大腿长短不一，坐深尺寸则不相同，从而使座位表面适合臀部的造型对人的最佳配合失去意义。若将座位表面改为平的座椅，则可解决因坐深不同的适应问题

（3）百分位数值的计算

当已知某项人体测量尺寸的均值为 $\bar{x}$，标准差为 S_D，需要求任一百分位的人体测量尺寸 x 时，可用下式计算：

$$x = \bar{x} \pm S_D \times K$$

式中　K——变换系数，设计中常用的百分比值与变换系数 K 的关系见表10.7-16。

当求1%～50%之间的数据时，式中取“－”号；当求50%～99%之间的数据时，式中取“＋”号。

表10.7-16　百分比与变换系数

百分比(%)	K
0.5	2.576
1.0	2.326
2.5	1.960
5	1.645
10	1.282
15	1.036
20	0.842
25	0.674
30	0.524
50	0.000
70	0.524
75	0.674
80	0.842
85	1.036
90	1.282
95	1.645
97.5	1.960
99.0	2.326
99.5	2.576

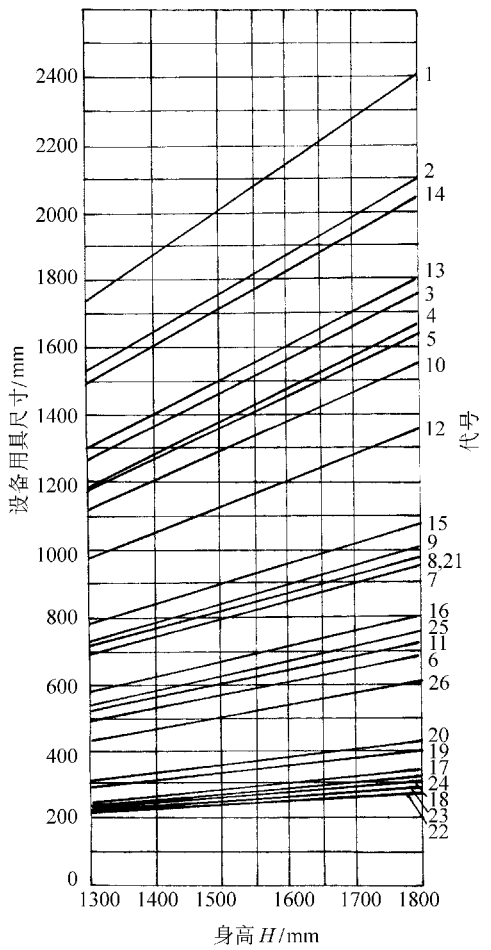
2.1.4　机械产品设计中的产品尺寸设计类型（见表10.7-17）

表10.7-17　产品尺寸设计分类

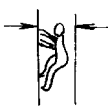
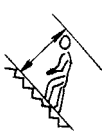
产品类型	产品类型定义	说　明
Ⅰ型产品尺寸设计	需要两个人体尺寸百分位数作为尺寸上限值和下限值的依据	又称双限值设计
Ⅱ型产品尺寸设计	只需要一个人体尺寸百分位数作为尺寸上限值或下限值的依据	又称单限值设计
ⅡA型产品尺寸设计	只需要一个人体尺寸百分位数作为尺寸上限值的依据	又称大尺寸设计
ⅡB型产品尺寸设计	只需要一个人体尺寸百分位数作为尺寸下限值的依据	又称小尺寸设计
Ⅲ型产品尺寸设计	只需要第50百分位数(P_{50})作为产品尺寸设计的依据	又称平均尺寸设计

2.1.5　以身高为基准的机械产品用具尺寸（见表10.7-18）

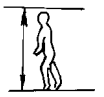
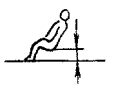
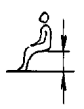
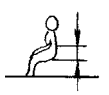
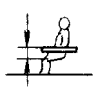
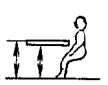
表10.7-18　以人体身高推算空间尺寸的推算图表



（续）

代号	图　示	尺寸名称	占身高的比值
H		身高	(1/1)*H*
1		举手达到的高度	(4/3)*H*
2		可随意取放东西的搁板高度(上限值)	(7/6)*H*
3		遮挡住直立姿势视线的隔板高度(下限值)	(33/34)*H*
4		直立姿势眼高	(11/12)*H*
5		抽屉高度(上限值)	(10/11)*H*
6		手提物的高度(最大值)	(3/8)*H*
7		桌面高度	(10/19)*H*
8		采取直立姿势的工作面高度	(6/11)*H*
9		人体重心高度	(5/9)*H*
10		使用方便的搁板高度(上限值)	(6/7)*H*
11		垂直踏棍爬梯的空间尺寸(最小值,倾斜 80°～90°)	(2/5)*H*
12		斜坡大的楼梯的天棚高度(最小值,倾斜度为 50°左右)	(3/4)*H*

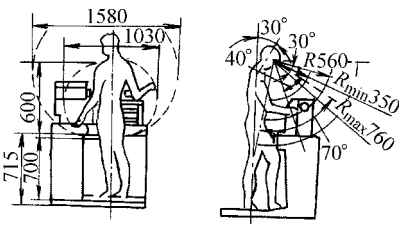
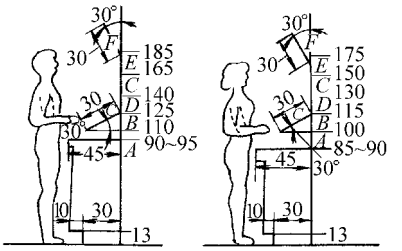
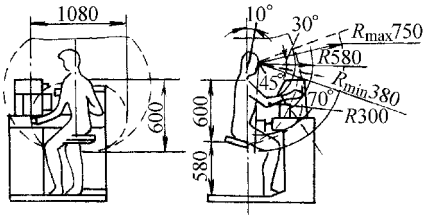
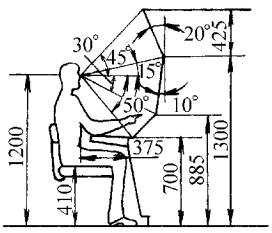
（续）

代号	图　示	尺寸名称	占身高的比值
13		楼梯的顶棚高度(最小值,地面倾斜度为 25°～35°)	(1/1)*H*
14		倾斜地面的顶棚高度(最小值,地面倾斜度为 5°～15°)	(8/7)*H*
15		能发挥最大拉力的高度	(3/5)*H*
16		盥洗槽高度	(4/9)*H*
17		小憩用椅子的高度①	(1/6)*H*
18		休息用椅子的高度①	(1/6)*H*
19		轻度工作的工作椅高度①	(3/14)*H*
20		工作椅的高度①	(3/13)*H*
21		坐高(坐姿)	(6/11)*H*
22		工作用椅子的椅面至靠背点的距离	(3/20)*H*
23		椅子扶手至椅子座面的距离	(2/13)*H*
24		桌面与椅子座面高差	(3/17)*H*
25		办公桌面高度①	(7/17)*H*
26		桌下空间高度(最小值)	(1/3)*H*

① 以座位基准点的高度计，不包括鞋高。

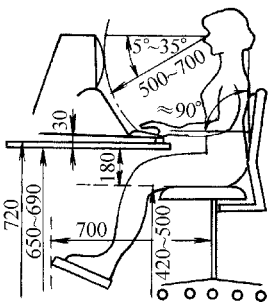
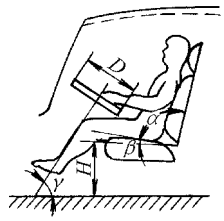
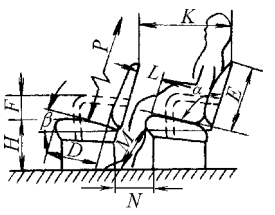
2.1.6　人体尺寸与作业空间（见表10.7-19）

表10.7-19　工作岗位形态空间设计应用举例　　（mm）

类型	说　明	应　用　图　例
男子立姿操作小型仪表机床	空间尺寸(见图例)	
男、女立姿进行仪表操作控制	*A* 工作台 *B* 书写位置 *C* 调节与显示最佳区域 *D* 较次要的调节与显示区域 *E* 重要显示区域和不太重要的调节区域 *F* 次要显示的辅助区域	
男子坐姿操作小型仪表机床	空间尺寸(见图例)	
男子坐姿进行仪表台(板)的操作控制	空间尺寸(见图例)	
女子坐姿进行仪表台的控制操作	见下表	

	A	*B*	*C*	*D*	*E*
a	1226	530	713	436	450
b	1131	515	623	394	400
c	1035	500	536	351	350

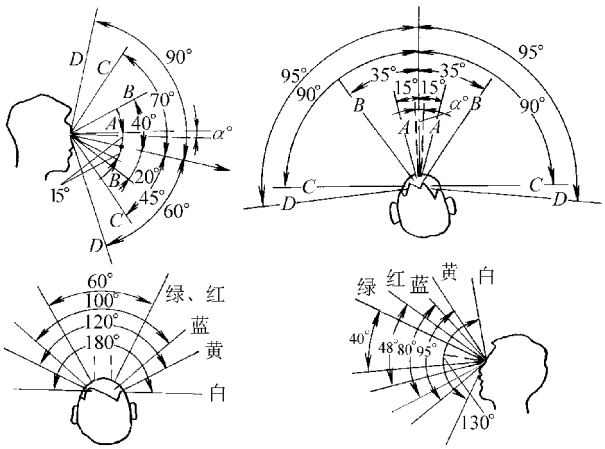
（续）

<table>
<tr><th>类型</th><th>说　明</th><th>应 用 图 例</th></tr>
<tr><td>女子坐姿在荧光屏工作岗位上的操作</td><td>工作台高度不能升降的情况下，必须选择工作座面高可调节的转椅，以调节适合的座面高</td><td> 
</td></tr>
<tr><td>汽车驾驶座的主要空间尺寸参数</td><td>
<table>
<tr><th>类　型</th><th>γ</th><th>α</th><th>β</th><th>H</th><th>D</th></tr>
<tr><td>小轿车</td><td></td><td>100°</td><td>12°</td><td>300 ~ 340</td><td></td></tr>
<tr><td>轻型载重车</td><td>20° ~ 30°</td><td>98°</td><td>10°</td><td>340 ~ 380</td><td>300 ~ 500</td></tr>
<tr><td>中型载重车（长头）</td><td>40° ~ 46°</td><td>96°</td><td>9°</td><td>400 ~ 470</td><td>400 ~ 530</td></tr>
<tr><td>重型载重车（平头）</td><td>60° ~ 85°</td><td>92°</td><td>7°</td><td>430 ~ 500</td><td>400 ~ 530</td></tr>
</table>
</td><td> 
</td></tr>
<tr><td>汽车乘客座椅的主要空间尺寸参数</td><td>
<table>
<tr><th>代号</th><th>尺寸参数名称</th><th>短途车</th><th>中程车</th><th>长途车</th></tr>
<tr><td>α</td><td>靠背与座垫之间的夹角</td><td>105°</td><td>110°</td><td>115°</td></tr>
<tr><td>β</td><td>座垫与水平面夹角</td><td>6° ~ 7°</td><td>6° ~ 7°</td><td>6° ~ 7°</td></tr>
<tr><td>D</td><td>座垫有效深度</td><td>420 ~ 450</td><td>420 ~ 450</td><td>420 ~ 450</td></tr>
<tr><td>H</td><td>座椅高度</td><td>480</td><td>450</td><td>440</td></tr>
<tr><td>E</td><td>靠背高度</td><td>530 ~ 560</td><td>530 ~ 560</td><td>530 ~ 560</td></tr>
<tr><td></td><td>座垫宽度（单座）</td><td>440 ~ 450</td><td>470 ~ 480</td><td>490 ~ 550</td></tr>
<tr><td></td><td>靠背宽度（单座）</td><td>440 ~ 450</td><td>470 ~ 480</td><td>490 ~ 550</td></tr>
<tr><td>F</td><td>扶手高度</td><td>230 ~ 240</td><td>230 ~ 240</td><td>230 ~ 240</td></tr>
<tr><td>K</td><td>前后座椅间距</td><td>650 ~ 700</td><td>720 ~ 760</td><td>750 ~ 800</td></tr>
<tr><td>L</td><td>后椅座垫前缘至前椅背面的最小距离</td><td>260</td><td>270</td><td>280</td></tr>
<tr><td>M</td><td>后椅座垫前缘至前椅后脚下端的距离</td><td>550</td><td>560</td><td>580</td></tr>
<tr><td>N</td><td>后椅前脚至前椅后脚的水平距离</td><td>＞300</td><td>＞300</td><td>＞300</td></tr>
<tr><td>P</td><td>座垫上平面与车顶内壁间的距离</td><td>1300 ~ 1500</td><td>1300 ~ 1500</td><td>950 ~ 1000</td></tr>
</table>
</td><td> 
</td></tr>
</table>

2.2　人的感觉与显示装置

2.2.1　人的视野（见表10.7-20）

表10.7-20　人的视野特性与范围界限

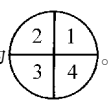


名称			代号	定义及条件	范围界限	应用特点
视野				头不动,眼可动,眼所能看见物体的范围		
固定视野				头、眼均不动,眼所能看见物体的范围		
观察物体形象	垂直视野	最适宜的视中心线位置		头、眼均不动	下15°	
		最佳视野界限	*A*	头、眼均不动	0°～下30°	安置最重要的指示器
		最佳视觉区	α	头、眼均不动	0°～下3°	安置最重要中的主要指示器
		有效(最大)视野界限	*B*	头、眼均不动	上25°～下35°	安置较主要的指示器和操纵器
		最大固定视野界限	*C*	头、眼均不动	上55°～下60°	边沿处似乎可见,但不能辨认
		扩大的视野界限	*D*	头部转动所扩大的视野范围	上75°～下75°	边沿处似乎可见,但不能辨认
	水平视野(双眼)	最舒适的视中心线位置		头、眼均不动	0°	
		最佳视野界限	*A*	头、眼均不动	左15°～右15°	安置最重要的指示器
		最佳视觉区	α	头、眼均不动	左1.5°～右1.5°	安置最重要中的主要指示器
		有效(最大)视野界限	*B*	头、眼均不动	左35°～右35°	
		最大固定视野界限	*C*	头、眼均不动	左90°～右90°	
		扩大的视野界限	*D*	头部转动所扩大的视野范围	左95°～右95°	
观察物体色彩	垂直视野	对白色的最大视野范围		头、眼均不动	上65°～下65°	安置该颜色指示器在此范围内
		对黄色的最大视野范围		头、眼均不动	上45°～下45°	安置该颜色指示器在此范围内
		对蓝色的最大视野范围		头、眼均不动	上40°～下40°	安置该颜色指示器在此范围内
		对红色的最大视野范围		头、眼均不动	上22.5°～下22.5°	安置该颜色指示器在此范围内
		对绿色的最大视野范围		头、眼均不动	上20°～下20°	安置该颜色指示器在此范围内
	水平视野(双眼)	对白色的最大视野范围		头、眼均不动	左90°～右90°	安置该颜色指示器在此范围内
		对黄色的最大视野范围		头、眼均不动	左60°～右60°	安置该颜色指示器在此范围内
		对蓝色的最大视野范围		头、眼均不动	左50°～右50°	安置该颜色指示器在此范围内
		对红色和绿色的最大视野范围		头、眼均不动	左30°～右30°	安置该颜色指示器在此范围内

2.2.2　显示装置的型式与排列方式(见表 10.7-21)

表 10.7-21　指示仪表显示方式的适用性选择

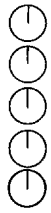
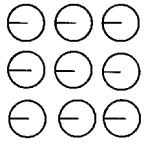
显示设备类别		识别任务				一般评语
		读出测量值	定向识别	跟踪测量值的变化	任务的混合型式	
数字量表 12.85		很适用(尤其对宽量程)	有条件地适用	不适用(不能把握测量值的快速变化)	有条件地适用(若测量值的变化很慢)	占地很小,因此可使用大号字体的数字。注意数字体系!可用彩色数码
刻度表显示,活动的标志(如指针),固定的刻度盘	圆周刻度盘	适用(尤其对宽量程)	很适用	很适用(尤其对宽量程)	很适用(尤其对宽量程)	成系列安排时指针的方向可以相同。刻度盘基线可以很长。可选择零点位置。若指示测量值的标志会部分地失去角度信息,应按角度信息损失的情况来降低适用等级
	四分之三圆周刻度盘					
	半圆刻度盘	适用	很适用	很适用	主要在第 2 和第 1 象限内很适用	很容易满足协调性的要求。如果显示测量值的标志会部分地失去角度信息,应按角度信息损失的情况来降低适用等级
		主要使用第 2 和第 1 象限内的刻度,其他安排位置会使识别困难,并且会扩大误差				
	四分之一圆刻度盘	适用	很适用	适用	适用(尤其对窄的量程)	
		主要使用向上方指示的或在第 2 象限内的刻度。刻度的其他位置会使识别困难,并且扩大误差				
	扇形刻度盘	有条件地适用(扇形面很大时)	有条件地适用(扇形面很大时)	不适用(指示范围太小)	有条件地适用	
	横向量表	适用	适用	适用	适用	很容易满足协调性的要求。量表的基线可以很长,可以选择零点位置。如果测量值的大小存在直接的运动协调性,或者读出的时间不是临界值,“读出一个测量值”使用纵向量表合适
	纵向量表	有条件地适用	适用	适用	适用	
量表显示,量表活动盘固定标志(如指针)的	显示范围大部或全部可见的显示设备	适用	有条件地适用	有条件地适用	有条件地适用	很容易满足协调性的要求。量表的基线可以很长,可以选择零点位置。如果测量值的大小存在直接的运动协调性,或者读出的时间不是临界值,“读出一个测量值”使用纵向量表合适
	只有一小部分显示范围可以看到的显示设备	有条件地适用(至少有两个参数数字可见)	有条件地适用	不适用	有条件地适用	

注:表中各个象限的编号为 

。

2.2.3　仪表的零点位置（见表10.7-22）

表10.7-22　仪表零点标志排列方位的选择

排列状况		图　　示	仪表零点方位排列型式
多个仪表水平排列			所有仪表零点方位水平按一直线型式排列，便于快速认读和校正
多个仪表垂直排列			所有仪表零点方位垂直按一直线型式排列，便于快速认读和校正
多个仪表矩阵形排列			所有仪表零点方位水平分排按一直线型式排列，便于快速认读和校正
单个仪表	要求高质量的认读		仪表零点标志的最优位置是在最左边的一点上
	眼睛在垂直运动状态下方便认读		仪表零点标志的最优位置是在最上边的一点上

2.2.4　显示装置的色彩选择（见表10.7-23）

表10.7-23　颜色指示的选择应用

颜　色	一般意义	应　用　性　质			
		信号（指示）灯	操作按钮	安全标志	表示管道流动物料
红色（对比色为白色）	停止、直接危险 紧急开关设备 禁止 救火	警戒、危险警报、禁止、停止、不安全（立即采取干预措施）	停止、关闭危险情况下的行动	停止、禁止、（用于标明消防用材料）	蒸气
黄色（对比色为黑色）	小心 警告有潜伏危险 有危险物质或会相撞、翻倒、挤压（黄黑条纹的宽度比例为1:1～1:5）	小心（条件改变或即将发生变化）	采取措施	小心，可能有危险	其他气体
绿色（对比色为白色）	无危险 自由通过 人员急救	安全（安全运行或允许继续运行）	起动或接通	无危险急救	水
蓝色（对比色为白色）	安全技术指令和生产指令	特殊信息（遥控显示，调节位置的选择开关）作为远距离的灯光指示“注意、停止”	不与上述颜色意义重复的任何一种意义	禁止符号指示	空气 氧气

（续）

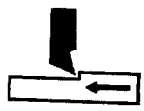
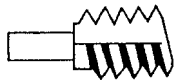
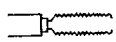
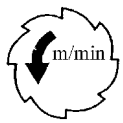
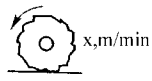
颜　色	一般意义	应　用　性　质			
		信号（指示）灯	操作按钮	安全标志	表示管道流动物料
白色		一般信息	无特殊意义	图像符号颜色	—
黑色		—	无特殊意义	图像符号颜色	—
灰色			无特殊意义		真空
橙色		户外有雾情况下作为灯光指示			酸
紫色					碱
褐色					其他液体（油）

注：信号灯作为颜色信号编码，建议采用的编码色彩和优劣的排列次序为：黄、紫、橙、浅蓝、红、浅黄、绿、紫红、蓝、黄粉等，同一类编码用色彩不宜超过 5 种。

2.2.5　图形符号的设计

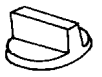
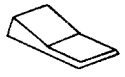
机械产品中大量运用图形符号作为辅助信息编码方式，主要用于警示、信息显示、操纵提示等。机械产品图形符号的选择与设计必须从人—机交互界面的关系中考虑，并且重视人的心理认知因素，如此才能使标明产品功能的图形符号具备理想的特征。具体原则见表 10.7-24。

表 10.7-24　图形符号的设计原则

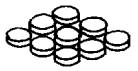
原　则	说　明	图 形 示 意
处理好图符与背景的关系	图符与背景必须达到清晰、稳定的对比效果	 好，稳定的符号　　单薄，不稳定
合理设置图符边界	对比强烈的图符边界，比细的图符边界识别性强 一般规定： 动态符号——实心图形 移动或主动部分—空心轮廓 固定或非主动部分——实心图形 这样规定可以避免在复合图形中可能出现的图形叠盖现象	
封闭图符	封闭图符可以增强认知效率，特别对于局部图符而言	
简单化	在确保意义表达的前提下，图符应该尽量简单、明确	 一个简单的图符容易被辨识  太多的细节，弱化了符号感
整体化	图符应该尽量整体，比如当轮廓线和指示线同时存在时，指示线最好在轮廓线内部	 这个符号的各个部分都圈在一条轮廓线范围内，使它容易被辨识  细节性的符号在外部弱化了符号的识别性

2.3　操纵装置的设计选择（见表 10.7-25 ~ 表 10.7-27）

表 10.7-25　操作、调节部件的应用可能性选择

调节的运动	调节部件举例		手握类或脚踏类	于下述情况下的适用性											
				两个工位	多于两个工位	无级调节	在某一工位调节件保持	快速调整某一工位的	准确调整某一工位的	占地少	若干调节部件单手同时调节	位置可见	位置可及	识调节阻止无意	可固定调节部件
转动	曲柄		抓、握	○	○	□	□	○	○	△	△	○	○	△	○
	手轮		抓、握	○	□	□	□	○	□	△	△	△	△	△	□
	旋塞		抓	□	□	□	□	○	□	○	△	□	○	○	○
	旋钮		抓	□	□	□	△	○	□	□	△	○	△	○	△
	钥匙		抓	□	○	△	□	○	○	○	△	□	○	○	△
摆动	开关杆		抓	□	□	○	○	□	○	△	△	□	□	△	△
	调节杆		握	□	□	□	□	□	○	△	△	□	□	△	○
	杠杆电键		手触抓	□	△	△	○	□	△	○	□	△	○	△	△
	拨动式开关		手触抓	□	○	△	△	□	□	□	□	□	□	△	△
	摆动式开关		手触	□	△	△	△	□	□	□	□	○	○	△	△
	脚挡		全脚踏上	□	○	□	□	□	○	△	△	△	△	△	○
按压滑动	钢丝脱扣器		手触	□	△	○	○	△	△	□	△	△	△	□	△
	按钮		手触、脚掌或脚踏上	□	△	△	△	□	□	□	□	○	○	△	△

（续）

调节的运动	调节部件举例		手握类或脚踏类	于下述情况下的适用性											
				两个工位	多于两个工位	无级调节	在某一工位调节件保持	快速调整某一工位的	准确调整某一工位的	占地少	若干调节部件单手同时调节	位置可见	位置可及	识调节阻止无意	可固定调节部件
按压滑动	按键		手触、脚掌或脚踏上	□	△	△	□	□	□	□	□	△	△	△	△
	键盘		手触	□	△	△	□	□	□	□	□	△	△	△	△
	手闸		手触抓、握	□	□	□	□	□	○	△	○	□	□	△	○
	指拨滑块、形状决定		手触抓	□	□	□	□	□	○	○	○	□	□	△	△
	指拨滑块、摩擦决定		手触	□	△	△	△	○	○	□	△	□	△	○	△
牵拉	拉环		握	□	○	○	□	□	○	△	△	□	△	△	□
	拉手		握	□	○	○	○	○	○	○	△	□	○	○	○
	拉圈		手触抓	□	○	○	□	○	○	○	△	□	○	○	△
	钮		抓	□	○	○	○	○	○	○	△	□	○	○	△

注：1. □—极适用，○—适用，△—不适用。

2. 在适用判断中凡列为“不适用”或“适用”的调节部件，若具有适当的结构设计时，这些调节部件可视为“适用”或“很适用”。在“阻止无意识调节”项下尤为如此。但只有当不可能使用其他调节部件时才可以这样做。

3. 在判断有关“一个工位的快速调节”时，考虑了接触时间。

表 10.7-26　小操作力下建议采用的调节部件

要　求	调节部件
2 个不连续工位	按钮、按键、拨动式开关、摆动开关、电键开关
3 个不连续工位	旋转开关、拨动式开关
4 ~ 24 个不连续工位	旋转开关、键盘
无级调节（线性调节或小于 360°者）	旋钮、偏心轮、调节杆、调节手柄
无级调节（大于 360°者）	旋钮、曲柄

表 10.7-27　大操作力下建议采用的调节部件

要　求	调节部件
2 个不连续工位	脚踏按钮、手压按钮、开关杆
3 ~ 24 个不连续工位	转动开关、开关杆
无级调节（线性调节或小于 360°者）	手轮、调节杆、调节手柄、曲柄
无级调节（大于 360°者）	手轮、曲柄

2.4　操纵与显示的相合性

（1）操纵与显示的相合性的定义与要求

操纵与显示的相合性主要是指产品的人机界面上操纵器与显示器之间排布关系是否符合人的习惯性要求，进而提高识别与操作效率。相合性的基本要求是依照人的习惯定势作设计，不要背离人的基本操作惯例。比如，顺时针转动方向盘，汽车右转；逆时针转动方向盘，汽车左转；向前推动操纵杆，汽车加速；向后拉动操纵杆，汽车减速。偏离这种相合性就很难准确控制操作，小则影响操作效率，大则关系到安全性。

（2）机械产品达到相合性的处理方法

1）方向性相合。即方向控制应一致，见表10.7-28。

2）空间排布相合。操纵器与显示器应存在一定的空间排列对应关系，以便于理解。

3）操纵、显示比处理得当。操纵、显示比是指控制量与显示量的比值，反映的是调节精度的问题。

4）操纵、显示清晰可辨。

5）操纵器上复合显示，可以很好地体现相合性。

表10.7-28　仪表指示运动与操纵运动的相合关系选择

手柄方位	仪表方位 / 较适应的相合关系 / 指针运动方向 / 手柄运动方向	正前面				水平面	
正前面		↑↓	→	↗	↗	↗	→
			→	↗	↗		→
		↑↓		↗		↗	
右侧面		↑↓	→	↗	↗	↗	
水平面		↑↓	→	↗	↗	↗	→
		↑↓		↗		↗	
			→	↗	↗		→

2.5　工作环境设计

在人—机—环境系统中，对系统产生影响的一般环境主要有：光环境、声环境、振动环境、小气候环境等。

2.5.1　光环境设计

作业场所的光环境，包括天然采光和人工照明。作业场所的合理采光与照明，对生产中的效率、安全和卫生都有重要意义。

在光环境设计中，常采用照度量、亮度对比值等作为衡量相关光环境质量的指标。具体见表 10.7-29、表 10.7-30。

表 10.7-29　生产车间工作面上的最低照度值

识别对象的最小尺寸/mm	视觉工作分类等级		亮度对比	最低照明/lx	
				混合照明	一般照明
$d \leqslant 0.15$	Ⅰ	甲	小	1500	—
		乙	大	1000	—
$0.15 < d \leqslant 0.3$	Ⅱ	甲	小	750	200
		乙	大	500	150
$0.3 < d \leqslant 0.6$	Ⅲ	甲	小	500	150
		乙	大	300	100
$0.6 < d \leqslant 1.0$	Ⅳ	甲	小	300	100
		乙	大	200	75
$1 < d \leqslant 2$	Ⅴ	—	—	150	50
$2 < d \leqslant 5$	Ⅵ	—	—	—	30
$d > 5$	Ⅶ	—	—	—	20
一般观察生产过程	Ⅷ	—	—	—	10
大件贮存	Ⅸ	—	—	—	5
有自行发光材料的车间	Ⅹ	—	—	—	30

注：1. 一般照明的最低照度是指距墙 1m（小面积房间为 0.5m）、距地为 0.8m 的假定工作面上的最低照度。

2. 混合照明的最低照度是指实际工作面上的最低照度。

3. 一般照明是指单独使用的照明。

表 10.7-30　亮度对比最大值

室内各部分	办公室	车　间
工作对象与其相邻近的周围之间（如书或机器与其周围之间）	3∶1	3∶1
工作对象与其离开较远处之间（如书与地面、机器与墙面之间）	5∶1	10∶1
照明器或窗与其附近周围之间		20∶1
在视野中的任何位置		40∶1

2.5.2　声环境设计

在声环境设计中，要注意噪声对工作、听觉及人的全身性的影响。由此给出噪声评价标准见表 10.7-31～表 10.7-33。

表 10.7-31　国外听力保护噪声允许标准

（A 声级）

每个工作日允许工作时间/h	允许噪声级/dB(A)		
	国际标准化组织(1971 年)	美国政府(1969 年)	美国工业卫生医师协会(1977 年)
8	90	90	85
4	93	95	90
2	96	100	95
1	99	105	100
1/2(30min)	102	110	105
1/4(15min)	115(最高限)	115	110

表 10.7-32　我国工业企业的噪声允许标准

每个工作日接触噪声的时间/h	新建、改建企业的噪声允许标准/dB(A)	现有企业暂时达不到标准时，允许放宽的噪声标准/dB(A)
8	85	90
4	88	93
2	91	96
1	94	99
最高不得超过	115	115

表 10.7-33　ISO 公布的各类环境噪声标准

Ⅰ. 不同时间的修正值/dB(A)	
时间	修正值
白天	0
晚上	－5
夜间	－10～－15
Ⅱ. 不同地区的修正值/dB(A)	
地区分类	修正值
医院和要求特别安静的地区	0
郊区住宅，小型公路	＋5
工厂与交通干线附近的住宅	＋15
城市住宅	＋10
城市中心	＋20
工业地区	＋25

（续）

Ⅲ. 室内修正值/dB(A)	
条件	修正值
开窗	－10
单层窗	－15
双层窗	－20
Ⅳ. 室内噪声标准/dB(A)	
室内类型	允许值
寝室	20～50
生活室	30～60
办公室	25～60
单间	70～75

2.5.3　小气候环境设计

推荐的工作环境气候值见表10.7-34。

表10.7-34　推荐的工作环境气候值

工作类别	空气温度/°C			相对湿度(%)			空气流速/m·s^{-1}
	最低	最佳	最高	最低	最佳	最高	最大
办公室工作	18	21	24	30	50	70	0.1
坐着轻手工劳动	18	20	24	30	50	70	0.1
站着轻手工劳动	17	18	22	30	50	70	0.2
重劳动	15	17	21	30	50	70	0.4
最重劳动	14	16	20	30	50	70	0.5

注：室温与周围物体及墙壁表面的温度差，在最佳气候设计中不得大于2°C。

2.6　工作环境的安全防护设计

安全防护是通过采用安全装置或防护装置对一些危险进行预防的安全技术措施。

2.6.1　常用安全防护设计（见表10.7-35）

表10.7-35　常用安全防护设计

安全装置	防护装置
定义：通过其自身的结构功能限制或防止机器的某些危险运动，或限制其运动速度、压力等危险因素，以防止危险的产生或减小风险	定义：通过物体妨碍方式防止人或人体部分进入危险区

（续）

安全装置	防护装置
具体装置包括： 联锁装置　止动装置 双手操纵装置　自动停机装置 机器抑制装置　限制装置 有限运动装置　警示装置 应急制动开关	具体装置包括： 机壳　防护罩 防护屏　防护门 盖板　封闭式装置

2.6.2　防护装置设计要求

专为防护人身安全而设置在机械产品上的各种防护装置，其结构和布局应设计合理，使人体各部位均不能直接进入危险区。

机械式防护装置设计应符合下述与人体测量参数相关的尺寸要求，见表10.7-36～表10.7-39。

（1）上肢自由摆动可及安全距离（见表10.7-36）

（2）上肢探越可及安全距离（见表10.7-37）

（3）防护栏的空间尺寸及安全距离（见表10.7-38）

表10.7-36　上肢自由摆动可及安全距离 S_d

（mm）

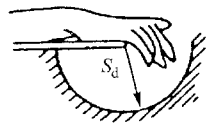
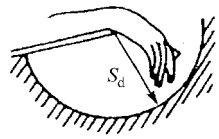
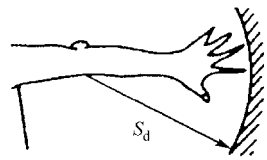
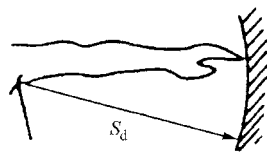
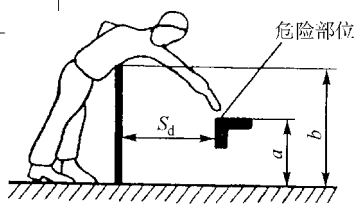
上肢部位		安全距离 S_d	图示
从	到		
掌指关节	指尖	≥120	
腕关节	指尖	≥225	
肘关节	指尖	≥510	
肩关节	指尖	≥820	

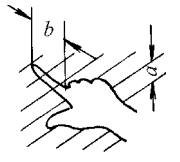
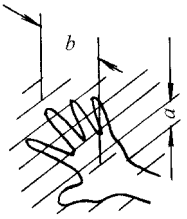
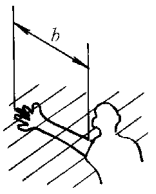
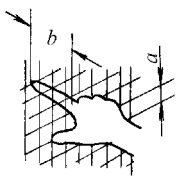
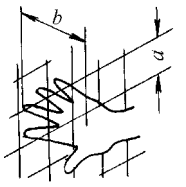
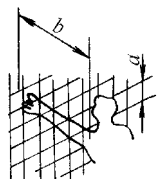
表 10.7-37　探越可及安全距离 S_d　　（mm）

a	b							
	2400	2200	2000	1800	1600	1400	1200	1000
2400	—	50	50	50	50	50	50	50
2200	—	150	250	300	350	350	400	400
2000	—	—	250	400	600	650	800	800
1800	—	—	—	500	850	850	950	1050
1600	—	—		400	850	850	950	1250
1400	—			100	750	850	950	1350
1200	—			—	400	850	950	1350
1000				—	200	850	950	1350
800				—	—	500	850	1250
600				—	—	—	450	1150
400				—	—	—	100	1150
200	—	—	—	—	—	—	—	1050



注：a—从地面算起的危险区高度；b—棱边的高度；S_d—棱边距危险区的水平安全距离。

表 10.7-38　防护栏的空间尺寸及安全距离

安全距离性质	形式	尺寸范围					
伸入可及和穿过可及	条形开口	开口宽度 a	$4<a\leqslant 8$	$8<a\leqslant 20$	$20<a\leqslant 30$	$30<a\leqslant 135$	$a\geqslant 135$
		至危险区距离 b	≥15	≥120	≥200	≥850	—
		身体部位	手指尖	手　指	手　掌	臂	—
		示意图					
		注：开口宽度在 135mm 以上者，身体可以弯着进去，属探越距离项内					
	方形或圆形开口	方形开口边长或圆形开口直径 a	$4<a<8$	$8<a\leqslant 25$	$25<a\leqslant 40$	$40<a\leqslant 250$	$a\geqslant 250$
		至危险区距离 b	≥15	≥120	≥200	≥850	—
		身体部位	手指尖	手　指	手掌	臂	
		示意图					
		注：开口宽度在 250mm 以上时，身体可以钻入，属于探越距离项内					

（4）防止挤压伤害的夹缝安全距离（见表10.7-39）

表10.7-39　防止挤压伤害的夹缝安全距离 S_d

（mm）

身体部位	安全夹缝间距 S_d	图　　示
躯体	≥470	
头	≥280	
腿	≥210	
足	≥120	
臂	≥120	
手、腕、拳	≥100	
手、指	≥25	

注：如果前列安全距离不小于所列尺寸，并能保证稍大的身体部分不陷进去，则夹缝部位并不视为人体有关部位的危险源。

2.7　通用设计的内涵和基本原则

2.7.1　通用设计的内涵

通用设计英文为 Universal Design。广义地讲，通用设计是指设计的产品要具有普遍的适用性，能为所有人提供方便。通用设计强调的是：无歧视、同等机会和尊重个人权利，因此通用设计倾向于把所有的使用者（无论是健康人、还是残疾人）都看成是程度不同的能力障碍者。按照通用设计理念设计出的产品或环境，应为所有的使用者都能提供公平的方法和渠道，以使其具备正常使用该产品和环境的能力。

2.7.2　通用设计的基本原则（见表10.7-40）

表10.7-40　通用设计的基本原则

基本原则	主要内容	设计实例
公平性	设计的产品应对能力各异的使用者们都适用 1）设计的产品应对所有的使用者提供相同的使用方法；只要可能，就应该使用同一方法；不然，也要用相对平等的方法 2）不能将任何使用者划作“另类”或者对其有歧视 3）保证使用者的安全和隐私，对任何使用者都不会造成危害和窘迫 4）设计作品要对所有使用者都有吸引力	方便所有人使用的自动门、升降电梯、遥控器等
灵活性	设计应广泛适应不同的个人爱好和身体能力 1）使用方法可以选择 2）左手和右手都能用 3）设计应有助于提高使用的准确和精确程度 4）可以调整并适应使用者的不同使用习惯和节奏	左右手通用的工具

（续）

基本原则	主要内容	设计实例
直观性	不论使用者的经验、知识、语言能力和目前的专注程度如何，使用方法都应简单易懂 1）设计要除去不必要的复杂性 2）与使用者的预期和直觉要一致 3）对使用者的文化素养和语言能力的适应范围要宽 4）根据信息的重要性提供排序 5）在任务完成过程中和完成后，要提供有效的激励和反馈	符合语义学原则的设计，简便易学的操作程序
准确性	不论环境条件及使用者的感官灵敏度如何，设计都应该能向使用者有效地传达必要的信息 1）要采用不同的方式（图形、语音、触摸等）多渠道表达基本的信息 2）重要信息与其背景环境之间要有足够的反差，重要信息要最大限度提高其易读性 3）要用可描述的方式将要素予以区分，以便于给出指示或指令 4）对感官灵敏度有限制的人群，要提供多样的具有兼容性的其他技术或装置	加大的开关和操作键等
容错性	设计要将危险，以及因意外或非故意动作导致的负面后果降到最小 1）为使危险和错误最小，越常用的要素要布置得最易触及，危险性的要素要予以排除、隔离或者屏蔽 2）对危险动作和错误操作提出报警警告 3）一旦操作失误，要提供误操作后的安全保护措施 4）要求集中精力的工作中，要设计有避免无意识动作的措施	可恢复的程序软件
省力	产品使用起来应该有效、舒适、不易疲劳 1）允许使用者保持自然体位 2）操作用力合理 3）无效的重复性动作最少 4）尽量减少静态施力	各种杠杆等省力机构，助力系统
外形尺寸和操作空间适当	能为不同身高、不同体态以及不同行动能力水平的使用者们提供接近、触及、操纵和使用的适当空间 1）无论是坐着还是站着的使用者，均不能阻挡其视线，以便使用者能看清重要信息 2）让坐着和站着的使用者都能舒服地触及所有的操作部位 3）要能容纳大小不同的手部尺寸，适应不同的抓握尺寸 4）为使用辅助设备和个人辅具提供足够的空间	所有人都可顺利通过的安检门，方便所有人使用的操作台等

第 8 章　数字化设计

1　数字化设计技术

1.1　概述

1.1.1　产品设计特点与数字化设计技术

随着市场竞争的加剧和产品生命周期的缩短，制造企业都迫切希望采用新的设计技术来提高产品设计效率和质量，缩短设计周期，以满足顾客需求，赢得市场竞争的主动权。在此背景下，传统的手工绘图或二维 CAD 绘图方式已不能满足制造业快速发展的需求，新的数字化设计技术就应运而生。

制造业产品数字化设计技术，是以现代设计方法学、各专业领域知识和信息技术相互融合的一系列技术学科的总称，主要以 CAD 为基础，集成计算机辅助工程（CAE—Computer Aided Engineering）、计算机辅助工艺设计（CAPP—Computer Aided Process Planning）、计算机辅助制造（CAM—Computer Aided Manufacturing）、产品数据管理（PDM—Product Data Management）和知识工程（KBE—Knowledge Based Engineering）等一系列计算机辅助技术，形成一套完整的用数字化表达的产品几何结构、装配关系、尺寸连接、功能表达、性能预测、产品配置、零部件物料清单、变更状态、版本等几何和非几何属性信息，也即是用全数字方式描述产品在全生命周期内的结构、属性和状态，并以数字样机（DMU—Digital Mockup）方式表现出来，以数字化设计手段支撑制造业产品的设计制造。产品设计的领域知识与数字化技术的结合，就构成了现代制造业数字化设计技术的完整体系。

1.1.2　数字化设计技术的内涵和体系结构

产品数字化设计技术的内涵可从以下两个方面来说明：

（1）产品数字化设计技术是工程技术学科与信息技术交叉融合的产物。就目前产品数字化设计技术所涉及的理论、方法和技术范畴来看，可以认为它是由现代设计方法学、计算机辅助设计、计算机辅助工程与数字仿真技术、虚拟测试技术、产品设计业务流程再造与协同管理、网络和通信技术、价值工程、质量功能配置（QFD）、产品数据管理（PDM）技术、逆向工程与快速原型技术等多技术学科的交叉与融合。在产品数字化设计技术群体各学科之间既相对独立又相互联系、相互渗透。根据设计对象和任务的不同，以及设计过程中各阶段特点，采用其中某些相适宜的、有效的方法和技术，去解决整个产品设计中的总体及各个具体的问题。

（2）以信息技术为依托的现代产品数字化设计技术，是传统设计技术与信息技术结合的产物，是对传统设计技术的继承、延伸和提高，并在一定的时间和一定的对象中它们共存于一体。例如，传统的运动学、动力学、机构学、结构力学、强度理论、机械零部件设计等基本原理与方法是现代设计技术的数学建模及许多分支学科（如可靠性设计、疲劳强度设计、优化设计等）的基础；另外，许多现代产品数字化设计技术是在吸收了传统设计技术的核心思想、观点和方法的精华而发展起来的。因此，在论述产品数字化设计技术的时候，不能将产品数字化设计技术与传统的设计技术割裂开来，片面夸大数字化技术的作用，而应将它们看成是一个整体的不同方面，它们是不可分割的。

表 10.8-1 以上是按产品设计阶段描述的数字化设计技术。图 10.8-1 为从技术层面描述的数字化设计的体系结构。在产品数字化设计技术中，包含 CAD、CAID、逆向工程、GT、KBE、CBD 等数字化技术；工程仿真分析技术中包含 CAE、CAT、工艺仿真等技术；数字化制造技术中包含数控加工、NC 仿真、激光加工、快速原型制造等数字化技术。

从图 10.8-1 可看出，产品数字化设计技术的体系结构由 4 层组成，底层为现代信息技术和产品设计/工艺设计专业技术，它们是整个产品设计技术的基础；第二层为利用现代管理技术和信息技术融合形成的 BPR 和 PDM 技术，它贯穿于整个产品设计全过程，是产品数字化设计的集成平台；第三层为贯穿于产品设计各阶段的具体数字化技术；第四层是为满足各制造企业的个性化需求而形成的数字化设计专用技术，如某企业塑料成形模具设计 KBE 技术，就只能用于该企业的模具设计中，而不适用于别的企业模具设计。产品数字化设计的四层体系结构形成了一个完整的应用工程技术体系，并在产品的创新设计中发挥着越来越重要的作用。

表 10.8-1　数字化设计的体系和结构

序号	阶段	内　　容	所采用的方法和技术
1	产品策划阶段的数字化技术	规划未来 2 ~ 3 年需要设计开发的产品，定义未来产品品种、技术规格、性能、目标客户、目标成本等	采用的数字化设计方法：市场需求预测与分析、用户需求与目标产品的功能转化、新产品概念定义、产品设计计划制订及产品目标成本预测等。采用数字化技术：市场调查与问卷设计技术、调查数据的统计分析技术、战略情报分析、市场预测与分析、用于市场预测的虚拟现实技术（如三维 CAD、动画仿真）、QFD 用户需求转换技术、技术经济分析技术，新产品概念评价和项目管理数字化技术等
2	产品概念设计（或报价设计）阶段的数字化技术	原理设计、总体布局设计、工业设计、人机工程设计、整机初步性能仿真分析、先期质量计划、技术经济分析与目标成本控制计划、产品结构初步配置、供应商选择、产品设计方案评审等	采用数字化设计技术：CAID——计算机辅助工业设计、CAD——计算机辅助设计、CAE——计算机辅助工程、KBE——基于知识的工程、CAM——计算机辅助制造（概念产品制作）、可视化协同设计工具（如 VisView）和 PDM/PLM 技术等
3	产品工程化设计阶段的数字化技术	产品总体结构（装配）设计、部件装配设计、零部件设计、整机及零部件性能计算与仿真分析，工艺性评估、零部件物料清单输出、装配图、零件图输出、计算书、说明书输出，设计评审等	采用数字化设计技术：CAD/CAE、CAT——计算机辅助试验、DFX——（面向装配的设计、面向制造的设计、面向质量的设计、面向成本的设计、面向环保的设计等）、逆向工程技术、快速原型技术、KBE、CBD——基于实例的设计、基于 GT 的相似设计、PDM、供应商信息管理等
4	产品工艺、工装设计阶段的数字化技术	产品工艺设计包括产品及部件装配工艺设计、零件冷热加工工艺设计、检验工艺设计、作业指导书编制、工艺过程验证等 工装设计包括：刀夹量辅具、模具、检具等的数字化设计	产品工艺设计采用的数字化设计技术有：GT——成组技术、CAPP、三维工艺设计、工艺过程仿真分析（如冲压仿真、铸造工艺仿真、注塑工艺仿真、锻造工艺仿真、装配仿真、生产线物流仿真）、制造资源数据库、工艺知识库、工艺决策支持系统、工艺技术信息管理等 产品工装设计采用的数字化设计技术：CAD/CAE/CAT/DFX/KBE/GT/PDM 等
5	产品数据管理中的数字化技术	设计业务流程再造、产品设计项目管理、配置管理、文档管理、变更管理、编码管理、组织结构与人员角色管理等业务内容	设计过程中可能涉及到的技术问题和解决措施，以及产品设计业务流程的顺畅和设计项目计划制订的合理性与科学性，将直接影响产品设计的成功与否

图 10.8-1　产品数字化设计技术的体系结构

1.1.3　数字化设计流程

产品数字化设计分三部分组成，第一部分是零件的数字化设计，第二部分是由零件组成部件的装配数字化设计，第三部分是由零件、部件组成产品的装配数字化设计，部件的装配和产品的装配设计流程基本上是一样的。因此，本节主要介绍产品的零件的数字化设计流程和装配数字化设计流程。

（1）机械零件数字化设计流程

零件数字化设计流程一般来说是根据零件正向设计步骤展开的，即从接到零件设计任务书后，如果设计者事先建立了三维零件参数化图库或设计实例库，在设计新零件时，则根据构思的新零件几何结构、性能、工艺和材料要求，按相似性原则在图库中匹配寻找，若能找到相似性在70%以上的零件，则调出按新零件设计要求进行修改设计，即可得到新零件设计输出。如果在图库中找不到相似的零件，则按新零件设计要求进行构思、草图设计、计算校核、零件图详细设计、CAE仿真分析、结构和性能优化、设计结果输出等设计流程完成零件的最终设计，如图10.8-2所示。

（2）机械产品装配数字化设计流程

产品装配数字化设计是在零部件数字化设计完成后展开的，或部分零部件设计完成后，边进行产品装配设计，边进行新零部件的设计，交替进行直至产品装配设计全部完成，其设计流程如表10.8-2所示。

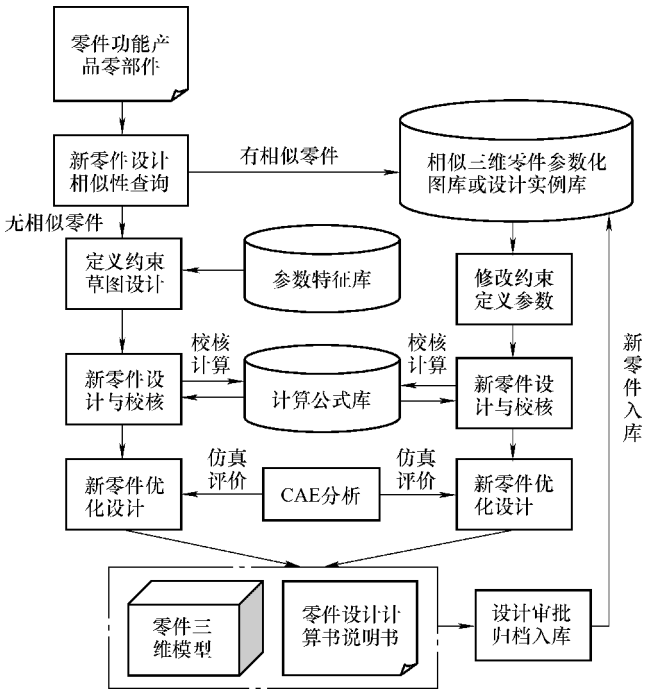


图10.8-2　机械零件数字化设计流程

表10.8-2　机械产品装配数字化设计流程

序号	流程名称	内　　容
1	明确设计要求	分析研究产品设计功能、性能、结构、零部件组成、装配关系、配合要求、装配公差、装配尺寸链等技术要求，理解产品设计要求，明确设计思路，查找参考资料
2	产品配置与结构定义	从产品系列型谱库或已有产品设计历史档案中，查找可借鉴的产品平台和设计BOM数据，包括零部件配置与结构，定义在新产品设计中，原有产品和零部件库、物料库中的哪些零部件能直接共用，哪些需要进行修改设计，哪些需要全新设计，定义出产品概念设计BOM
3	产品概念设计	参考已有产品装配图库，在已有产品装配总体布置基础上进行概念设计，概念设计包括对产品功能、性能、工作原理、总体布局、主要零部件结构、设计质量要求、目标成本等方面的定义。而总体布局是产品概念设计的起点和基础，根据产品的原理方案和功能要求，在产品装配图库中通过相似性派生推出新产品总体布局，获得整个产品的装配设计方案

（续）

序号	流程名称	内　　容
4	产品装配序列、路径规划	在总体布局设计基础上，对产品装配空间和装配层次的划分，即对产品的装配空间进行分解，结合装配环境的实际情况，将分解的装配空间具体化为产品在某装配空间或某物理安装面上的装配，再结合装配工艺实现的可行性，从而将产品装配划分为若干子装配，然后在子装配的基础上产生其下一层的装配和零部件，自顶向下逐级设计产生产品的装配和零部件
5	产品装配坐标系定义	先定义产品装配状态下的绝对坐标系，再定义装配体中各零部件相对产品绝对坐标系的相对坐标，零部件的三维设计按此相对坐标进行，当设计好的零部件进入产品三维装配设计环境时，就能按事先定义好的坐标系进行装配
6	产品装配设计	供产品装配所需的零部件三维模型主要有三种来源：一是企业已建立的基本零部件库中的零部件三维模型（包括标准件、外购件）；二是已有产品图库中可共用的零部件三维模型；三是在 CAD 系统中新设计的零部件三维模型
7	产品装配设计检查	产品装配设计检查主要包括装配位置的合理性、配合面选择的正确性、装配尺寸链正确性、装配干涉检查、装配公差校核、装配序列、装配路径、可达性与可维护性检查等。在实际的产品装配中，特别是复杂产品的装配中，很容易出现零部件间的干涉，甚至无法安装，利用数字化装配可以对零部件装配性进行评价，优化装配路径，缩短实际的装配时间
8	产品性能仿真分析	采用 CAE 分析工具软件，对装配设计完成的数字化产品进行功能、性能仿真分析和优化设计。主要包括采用有限元分析技术进行产品强度、刚度、疲劳寿命、振动噪声、温度场、电磁场和采用多体系统动力学分析技术进行的产品整体结构、功能和性能分析。通过 CAE 分析，及早发现产品和零部件设计过程中存在的缺陷或不足，及时进行修改和优化，提高产品设计质量和技术水平
9	产品设计输出	经 CAE 分析和不断优化设计后，形成了产品最终设计状态和输出结果，产品装配设计输出结果包括，产品三维装配设计模型、产品设计 BOM 和版本标识、与产品设计 BOM 各节点关联的零部件设计图文档、产品设计计算书、说明书、CAE 分析报告、专用零部件汇总表、通用件汇总表、外购件汇总表、标准件汇总表、原辅材料汇总表等，产品设计输出结果经审批后归档，即完成了产品数字化设计流程的全过程，如图 10. 8-3 所示

1. 2　数字化设计的几何建模技术

1. 2. 1　几何变换与图形处理

（1）基本图素绘制

1）生成图形的两种基本图素类型

图形输出的基本型式是屏幕显示和硬件复制（绘图或打印）。多种多样的图形输出设备，其构成图形的最基本图素类型可分为两类：一类是以直线为基本图素，属于这一类的有随机扫描式显示器和笔绘图机；另一类是以（像素）为最基本图素，以点阵组成图形，属于这一类的有光栅扫描式显示器和点阵式原理打印机。

2）点阵组成直线图像的生成算法

直线是最常见的图素，是组成复杂图形的基础。当构图的最基本图素为点时，需要用专门的算法程序生成直线。用点阵组成直线并不困难，重要的是如何让减少计算量而提高生成效率。Bresenham 算法的基本思想是在接受起点（x_1，y_1）和终点（x_2，y_2）之后，选出 $\Delta x = x_2 - x_1$ 绝对值 $\Delta y = y_2 - y_1$ 较大的坐标方向，从一个端点出发，每次改变该方向坐标值 1（递增或递减），而另一个方向的坐标，视网格上相邻点和直线点误差的符号而决定其是否需要变动，直至抵达另一端点。该算法效率较高的原因是它只需要进行整数加减的简单运算，不需要进行有关直线斜率的乘除运算。

3）点阵组成圆的生成算法

圆也是常见图素，像在光栅划线一样，以单位间隔取样并在每个步长中确定离指定圆最近的像素位置。终点圆算法是检验两像素间的中间位置，以确定这个中点是在圆边界内或外。对于整数圆半径，中点圆算法生成与 Bresenham 圆算法相同的像素位置，而且使中点检验时沿任何圆锥曲线所确定的像素位置的

误差限制在像素分段的1/2以内。由于对称性，可只需计算求出1/8圆的各像素，其余7/8圆可通过对称性求出。对于给定圆半径 r 和圆心坐标（x_c，y_c），可先给出圆心在坐标原点（0，0）圆的像素位置的算法，然后通过将 x_c 加到 x 和 y_c，加到 y 而把每个计算出的位置（x，y）移动到其适当的位置。

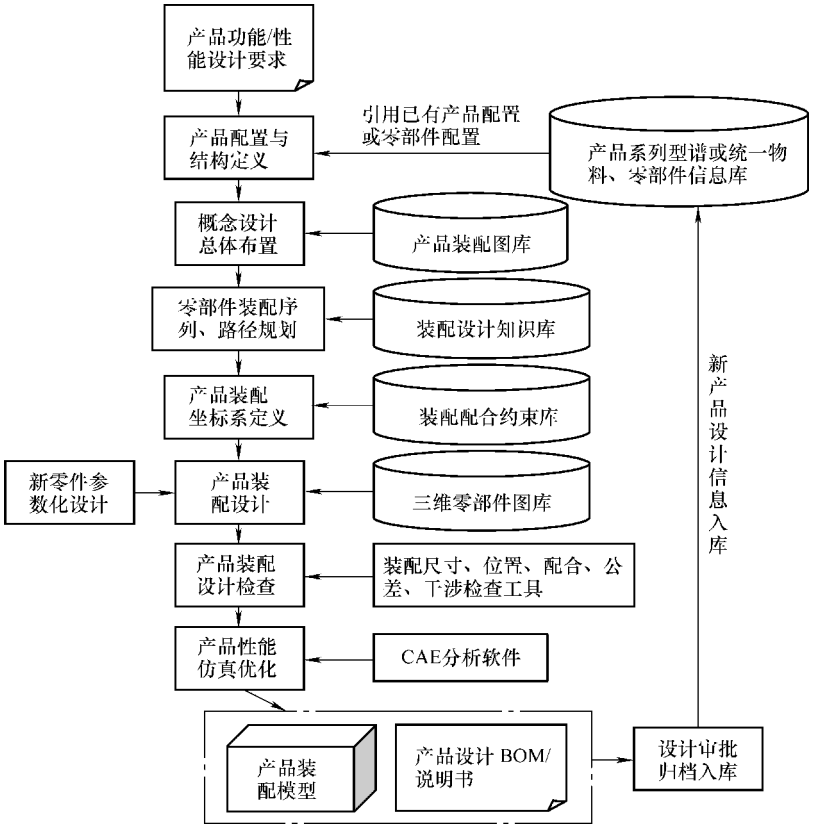


图 10.8-3　机械产品装配数字化设计流程

在第一象限，圆弧段从 $x=0$ 到 $x=y$，以这八分圆上的正 x 方向取单位步长，并使用决策参数 P_k 来确定每一步中两个可能的 y 位置中更接近于圆的位置。图10.8-4取样位置 x_k+1 为两候选像素间的中点。假设刚在（x_k，y_k）画了一个像素，下一步需要决定像素位置（x_k+1，y_k），还是位置（x_k+1，y_k-1）更接近于圆。取决于参数 P_k 定义为

$$P_k = f\left(x_k+1,\ y_k-\frac{1}{2}\right) = (x_k+1)^2+\left(y_k-\frac{1}{2}\right)^2-r^2 \tag{10.8-1}$$

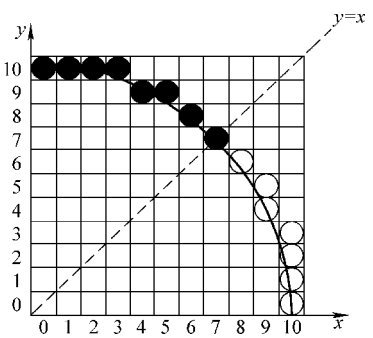


图 10.8-4　沿圆路径取样位置 x_k+1 处候选像素间的中点

假设 $P_k<0$，这个中点在圆内，扫描线 y_k 上的像素接近于圆的边界。否则，中点位于圆外或在圆周边界上，可选择扫描线 y_k-1 的像素；假设给定圆半径 $r=10$，圆心在坐标原点上，在第一象限中生成的像素点位置如图10.8-5。

（2）图形变换

1）坐标系统

①世界坐标系。在实物所处的二维或三维空间，用以协助用户定义图形所表达物体的坐标系。

②设备坐标系。与设备相关联的坐标系。例如，屏幕显示用坐标通常取屏幕的左上角或左下角为原点，以水平向右方向为 x 轴方向，以垂直向下或向上

方向为 y 轴方向，取屏幕分辨率刻度值作为坐标刻度值。

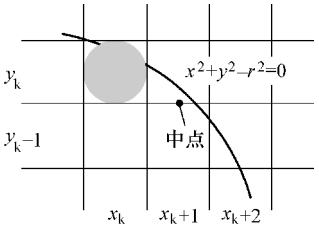


图 10.8-5　沿半径 $r=10$，圆心在原点的路径

③规范化设备坐标系。是人为规定的假想设备坐标系，它通常取原点在显示范围的左下角，显示范围的右上角坐标值定为（1，1），即将设备显示范围规范为 0 ~ 1 之间。对于既定具体设备来说，规范化设备坐标与设备坐标在数值上相差一个固定倍数，一般即该设备的分辨率。对于要适应于多种图形输出设备的软件来说，宜先将输出图形统一转化到规范化设备坐标系以控制图形在设备显示范围内的相对位置，当再转换到不同具体输出设备时，只需将图形的规范化坐标值再乘以相应的分辨率即可。

④齐次坐标系。齐次坐标系将 n 维空间的点扩充为用 $n+1$ 个坐标描述定义。设（x，y，z）是三维空间一点的坐标，H 是实数，则称（Hx，Hy，Hz，H）是该点的齐次坐标。点（x，y，z）的齐次坐标值不是唯一的，（x，y，z，1），（$2x$，$2y$，$2z$，2），（$3x$，$3y$，$3z$，3）都是它的齐次坐标，其中 $H=1$ 时的（x，y，z，1）称为规范化齐次坐标，这时，前三个坐标分量就是原来的三维坐标。已知一个点的齐次坐标（X，Y，Z，H），则该点的坐标（x，y，z）可经规范化而求得，即

$$x=\frac{X}{H},\ y=\frac{Y}{H},\ z=\frac{Z}{H} \qquad (10.8\text{-}2)$$

2）窗口和视区的匹配交换

窗口是世界坐标系中的一个矩形区域；而视区是设备坐标系中的一个矩形区域。窗口和视区的匹配，是指将两个矩形区域的点按相对位置一一对应起来，通过匹配交换，可以将世界坐标系中选定的窗口内的图形，输出到输出设备中指定的视区部位。

设在世界坐标系中（见图 10.8-6），选定窗口的左下角坐标为（x_{w1}，y_{w1}），窗口高为 H_w，宽为 L_w；在设备坐标中（见图 10.8-7），视区左下角为（x_{v1}，y_{v1}），高为 H_v，宽为 L_v，则在窗口中点（x_w，y_w）和视区中对应点（x_v，y_v）的相互交换关系为

$$\begin{cases} x_v = x_{v1} + \dfrac{L_v}{L_w}(x_w - x_{w1}) \\ y_v = y_{v1} + \dfrac{H_v}{H_w}(y_w - y_{w1}) \end{cases} \qquad (10.8\text{-}3)$$

$$\begin{cases} x_w = x_{w1} + \dfrac{L_w}{L_v}(x_v - x_{v1}) \\ y_w = y_{w1} + \dfrac{H_w}{H_v}(y_v - y_{v1}) \end{cases} \qquad (10.8\text{-}4)$$

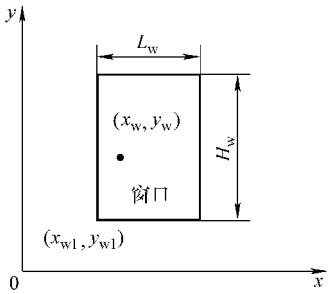


图 10.8-6　世界坐标系

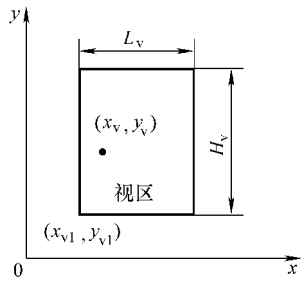


图 10.8-7　设备坐标系

当图形需要或可能在多种设备中输出时，先将窗口匹配到规范化输出设备坐标中的视区，然后按不同输出设备的不同分辨率再匹配到具体输出设备。

在上述变换中，在固定规区尺寸下改变窗口的大小参数（H_w，L_w），可改变显示的比例，即缩小或放大；固定视区尺寸但改变窗口位置（x_{w1}，y_{w1}），则可实现改变显示部位，即摇视。

3）图形裁剪

当只在指定区域内的图形显示时，需将图形以外的区域去掉，这个工作叫图形的剪裁。剪裁处理的基础是图形图素与区域边界交点计算及点在区域内外的判断。

最常见的剪裁工具是矩形区域对直线线段的剪裁。已提出了许多剪裁算法原理，下面所述的 Cohen-Sutherland 算法是其中较著名的一种。

①将图形所在的平面按矩形剪裁区域的边界延长线 $x=x_{min}$、$x=x_{max}$、$y=y_{min}$、$y=y_{max}$ 分为九个小区域

（见图 10.8-8），中央小区域就是要剪裁区域。每个小区域都以一个四位二进制代码 $c_4c_3c_2c_1$ 表示，其各位数字意义如下：

小区域在剪裁区域之左，即 $x < x_{min}$，则 $c_1 = 1$，否则 $c_1 = 0$；

小区域在剪裁区域之右，即 $x > x_{max}$，则 $c_2 = 1$，否则 $c_2 = 0$；

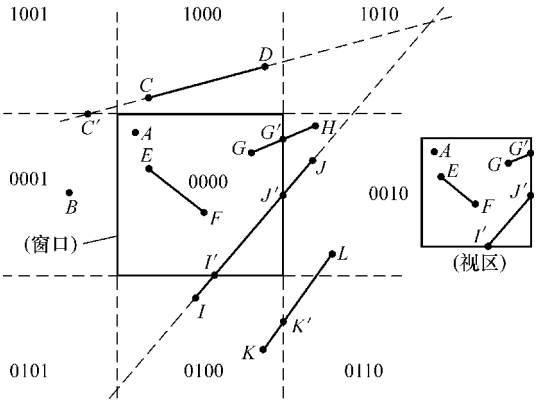


图 10.8-8　图形剪裁

小区域在剪裁区域之下，即 $y < y_{min}$，则 $c_3 = 1$，否则 $c_3 = 0$；

小区域在剪裁区域之上，即 $y > y_{max}$，则 $c_4 = 1$，否则 $c_4 = 0$；

②按上述规定决定被剪裁直线线段的两端点所在小区域代码。

③按被剪裁直线两端点代码，对被剪裁直线段进行如下可见性判别：如果两端点的代码全部由数字零组成，则此线段为可见，应将整个线段绘出，如果两端点的代码按相同位置的位进行逻辑与运算，结果不为零（即，两代码至少有一个相同位置的位的数字同时为 1），则此线段的两端点都在剪裁区域一个边界线的外侧，因此，此线段为不可见，应剪裁去。

如能判别被剪裁线段为可见或不可见，即可以决定将线段绘出或剪裁去，可以结束剪裁处理。

如果两端点代码不全部由数字零组成而其按位进行逻辑与运算的结果为零，则此线段可能与剪裁区域相交，需进行进一步的计算和判别。

④求被剪裁直线与剪裁区域边界线交点，舍弃在区域外的线段部分，对留下的线段进行步骤 2 以后各步骤。

4）二维图形线性变换

图形的变换可以归结为对组成图形的点集变换。设变换前点的坐标为想 x，y，变换后其坐标为 x'，y'，其线性变换的一般公式为

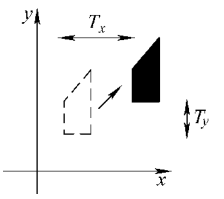
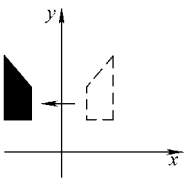
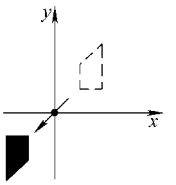
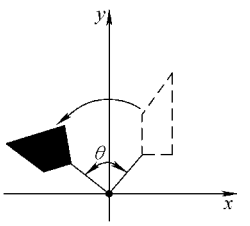
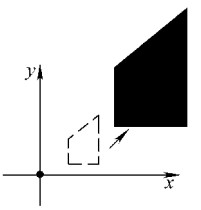
$$\begin{aligned} x' &= a_1x + b_1y + c_1 \\ y' &= a_2x + b_2y + c_2 \end{aligned} \tag{10.8-5}$$

它可以用矩阵型式表示为

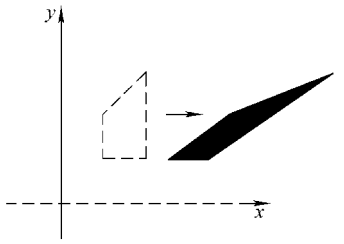
$$\begin{pmatrix} x' \\ y' \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \\ 1 \end{pmatrix} = \boldsymbol{T} \begin{pmatrix} x \\ y \\ 1 \end{pmatrix} \tag{10.8-6}$$

$\boldsymbol{T}$ 称为变换矩阵。典型的二维图形变换为：平移，移动，放大缩小，反射等，其图形变换情况及相对应的变换矩阵如表 10.8-3 所示。

表 10.8-3　基本线性变换及其变换矩阵

变换内容及说明	变换矩阵
	$\begin{pmatrix} 1 & 0 & T_x \\ 0 & 1 & T_y \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
	$\begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
	$\begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
	$\begin{pmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
	$\begin{pmatrix} s_x & 0 & 0 \\ 0 & s_y & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$

（续）

变换内容及说明	变换矩阵
	$\begin{pmatrix}1 & a & 0\\0 & 1 & 0\\0 & 0 & 1\end{pmatrix}$

5）变换的组合

复杂的图形变换可以分解为由多个基本变换的顺序组合。例如，要求某图形绕某点 P_1 旋转 θ 角，可分解为以下三个基本变换的顺序组合（见图 10.8-9）：

1 平移：使 P_1 点平移至原点。

2 旋转：绕原点旋转 θ 角。

3 平移：使落在原点的点回到原来 P_1 点所在位置。

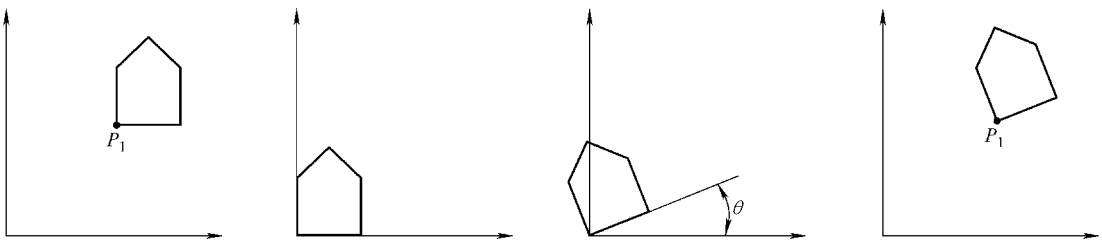


图 10.8-9　变换的组合

上述过程须将图中各点坐标顺序与三个变换矩阵相乘，也可以先将三个顺序相乘的变换矩阵合并为一个组合的变换矩阵再与各点的坐标相乘，即：

$$\begin{pmatrix}x'\\y'\\1\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1 & 0 & P_{1x}\\0 & 1 & P_{1y}\\0 & 0 & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\cos\theta & -\sin\theta & 0\\\sin\theta & \cos\theta & 0\\0 & 0 & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1 & 0 & -P_{1x}\\0 & 1 & -P_{1y}\\0 & 0 & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}x\\y\\1\end{pmatrix}$$

$$=\begin{pmatrix}\cos\theta & -\sin\theta & P_{1x}(1-\cos\theta)+P_{1y}\sin\theta\\\sin\theta & \cos\theta & P_{1y}(1-\cos\theta)-P_{1x}\sin\theta\\0 & 0 & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}x\\y\\1\end{pmatrix}\tag{10.8-7}$$

将多个变换矩阵组合成一个组合的变换矩阵时，应注意矩阵相乘的顺序与变换顺序相符。

6）三维变换

三维变换计算也是将其齐次坐标乘以变换矩阵。典型的三维变换有：物体在三维空间中平移和转动，平行（轴测）投影和透视投影。

①平移和转动变换

如取参考坐标为右手坐标系，其变换矩阵如表 10.8-4 所示。

表 10.8-4　三维平移和转动变换矩阵

变换内容及说明	变　换　矩　阵
平移，沿 x，y，z 轴方向移 T_x，T_y，T_z	$\begin{pmatrix}1 & 0 & 0 & T_x\\0 & 1 & 0 & T_y\\0 & 0 & 1 & T_z\\0 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$
绕 x 轴转动，转角为 θ	$\begin{pmatrix}1 & 0 & 0 & 0\\0 & \cos\theta & -\sin\theta & 0\\0 & \sin\theta & \cos\theta & 0\\0 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$
绕 y 轴转动，转角为 θ	$\begin{pmatrix}\cos\theta & 0 & \sin\theta & 0\\0 & 1 & 0 & 0\\-\sin\theta & 0 & \cos\theta & 0\\0 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$

（续）

变换内容及说明	变　换　矩　阵
绕 z 轴转动，转角为 θ	$\begin{pmatrix}\cos\theta & -\sin\theta & 0 & 0\\ \sin\theta & \cos\theta & 0 & 0\\ 0 & 0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$
绕过原点任意轴转动转角为 θ，旋转轴与 x，y，z 轴之间的夹角分别为 α，β，γ	$\begin{pmatrix}n_1^2+(1-n_1^2)\cos\theta & n_1n_2(1-\cos\theta)-n_3\sin\theta & n_3n_1(1-\cos\theta)+n_2\sin\theta & 0\\ n_1n_2(1-\cos\theta)+n_3\sin\theta & n_2^2+(1-n_2^2)\cos\theta & n_2n_3(1-\cos\theta)-n_1\sin\theta & 0\\ n_1n_3(1-\cos\theta)-n_2\sin\theta & n_2n_3(1-\cos\theta)+n_1\sin\theta & n_3^2+(1-n_3^2)\cos\theta & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$

②平移投影变换

工程制图就是按平行投影原理绘制的，其最常见的是正投影图，即取物体的主要坐标轴方向（长、宽、高方向）作为投影方向。它的优点是能直接反映物体在投影面方位的尺寸大小，但是图形的立体感不强，往往需要若干个投影图（例如主视图、俯视图和侧视图）才能表达物体的立体形状（见图 10.8-10）。

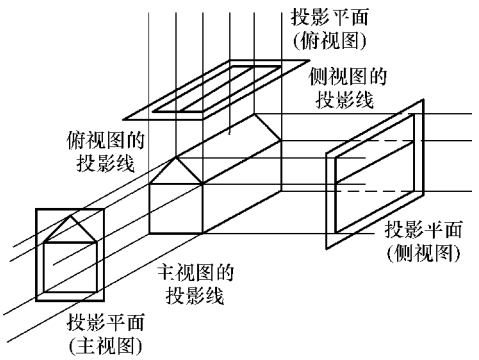


图 10.8-10　构造三种正投影

如果选择物体的方位使得物体的长、宽、高主轴方向与投影方向不相重合，这时，按平行投影绘得的图，称为轴测投影图（见图 10.8-11）。轴测投影图可以同时显示不同主轴方向表面形状，立体感较强。如使物体绕 y 轴旋转角，再绕 x 轴旋转角，然后向 $z=0$ 平面作平行正投影而得到轴测投影，其变换为

$$\begin{pmatrix}x'\\ y'\\ z'\\ 1\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&0&0\\0&0&0&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&\cos\theta&-\sin\theta&0\\0&\sin\theta&\cos\theta&0\\0&0&0&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\cos\varphi&0&\sin\varphi&0\\0&1&0&0\\-\sin\varphi&0&\cos\varphi&0\\0&0&0&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}x\\y\\z\\1\end{pmatrix}$$

（10.8-8）

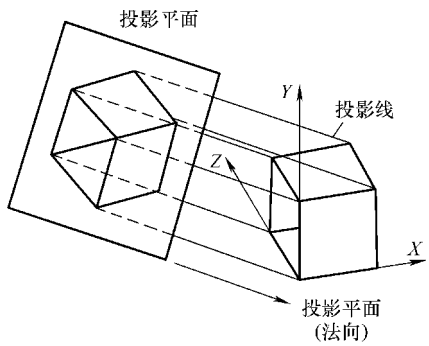


图 10.8-11　轴测投影

变换矩阵为：

$$T=\begin{pmatrix}\cos\varphi&0&\sin\theta&0\\\sin\varphi\sin\theta&\cos\theta&-\cos\varphi\sin\theta&0\\0&0&0&0\\0&0&0&1\end{pmatrix}$$

（10.8-9）

③透视投影变换

透视投影图时仿照人的视觉产生的图形，其形成原理如图 10.8-12 所示。在图中，视点取在原点，视点又称投影中心；投影平面选为与 z 轴垂直并离原点距离为 D 处。连接视点和物体上点（x，y，z）的视线交投影面于点（x'，y'，z'），点（x'，y'，z'）即点（x，y，z）的透视投影，其关系为 $x'=x\dfrac{D}{z}$，$y'=$

$y\dfrac{D}{z}$，$z'=D$。若以齐次坐标表示并写成矩阵型式则为

$$\begin{pmatrix}X'\\Y'\\Z'\\H\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&0\\0&0&\dfrac{1}{D}&0\end{pmatrix}\begin{pmatrix}x\\y\\z\\1\end{pmatrix}\quad(10.8\text{-}10)$$

$$x'=\frac{X'}{H}\quad y'=\frac{Y'}{H}\quad z'=\frac{Z'}{H}\quad(10.8\text{-}11)$$

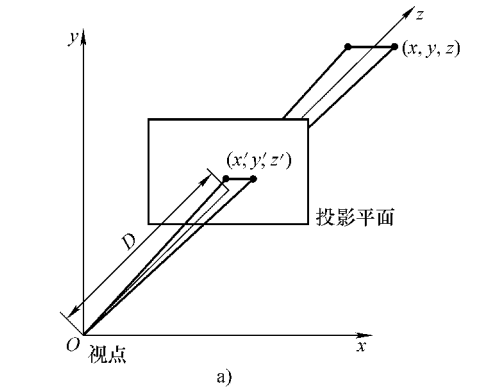


图 10.8-12　透视投影

如取投影平面再 $z=0$ 处，视点取在 z 轴上 $z=-D$，则变换关系式为

$$\begin{pmatrix}X'\\Y'\\Z'\\H\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&0&0\\0&0&\dfrac{1}{D}&1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}x\\y\\z\\1\end{pmatrix}\quad(10.8\text{-}12)$$

在透视投影图中，任何与投影平面不相平行的平行线，其投影的延长线都汇聚于一点，称灭点。通常，物体有三个主坐标方向，即其长、宽、高方向，物体上的外形轮廓线大都是平行于这三个方向的。如果在进行透视变换时，所选取的物体位置只有一个主坐标方向和投影平面相交，则所绘出的透视投影图中只有一个灭点（见图 10.8-13），称为一点透视。可以调整物体的方位，使之有二个或三个主坐标方向与投影平面相交，所绘得的透视图称二点透视图或三点透视，其图形真实感比一点透视好（见图 10.8-14）。

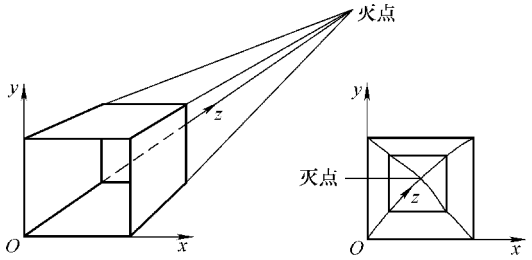


图 10.8-13　一点透视

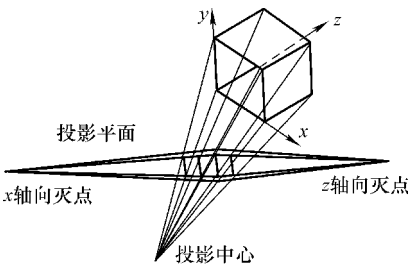


图 10.8-14　二点透视

（3）真实感图像绘制

1）透视图中隐藏线和隐藏面的消除

由于机械零部件几乎都是不透明的，应将透视图中为不透明的物体表面所遮蔽的轮廓线和表面消去，这样才能获得真实感强的立体透视图形。

目前，多数的图形输出时绘制轮廓图形，绘制中消去其被遮蔽轮廓线的处理称作隐藏线消除处理。如果输出的图形还要绘出外表面的颜色和光线的强弱（明暗），则需要消去那些被遮蔽的部分表面，即进行隐藏面消除处理。

消除处理中确定遮蔽关系的主要处理内容是排序，即，将轮廓线段或表面按相对于视点距离的远近排出先后次序。排序计算可以在十五世界坐标系中进行，也可以在屏幕坐标系中按成像逐个像素进行。上述来两种方法分别被称为物体空间算法和图像空间算法。物体空间算法可以精确的计算结果，按计算结果绘制图形可以反复放大。当被显示的物体外表面平面数目很多或需按像素进行表面明暗表现时，图像空间算法有优越性。

消隐处理经常引用下述的一些检验和比较判别。

①面可见性检验（法线方向检验）

将物体外表面平面的法线矢量规定为垂直于该表

面并由表面指向物体外部。如果视点和法线在表面同一侧，则该面是可见的，反之，则是不可见的。面可见性检验也可通过计算法线矢量和视线矢量的夹角来判别（见图 10.8-15）。

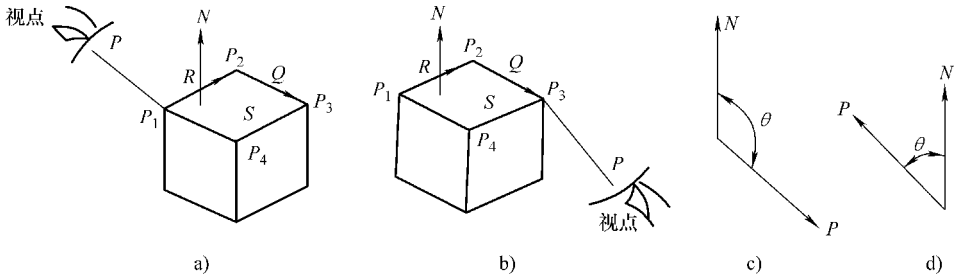


图 10.8-15　法线方向检验

a）顶面可见　b）顶面不可见　c）视线与法线夹角大于 90°　d）视线与法线夹角小于 90°

如果物体是单一凸形物体，只需经过面可见性检验，将不可见的面去掉，只绘出可见面的轮廓线，便得到消除了的透视图。

如果物体是含有凹形物体，则在满足法线检验的可见面之间还可能发生相互遮挡，还需作进一步的消隐检验和判别。但是，进一步的消隐计算只需对上述可见面进行。法线检验可有效地减少作进一步消隐计算的表面数目（平均可缩减面数的一半）。

②极大极小检验

检验在透视图中两多边形是否相交时，可将问题简化为先检验包容此两多边形的两矩形是否相交。如果包容的矩形不相交，则被包容的多边形就不会相交。检验两矩形是否相交只需比较一个矩形边框坐标的极大值与另一矩形边框坐标的极小值的相对大小，故又称极大极小检验，其条件为

上述各条件中只要有一个条件满足则此两矩形即不会相交（见图 10.8-16）。

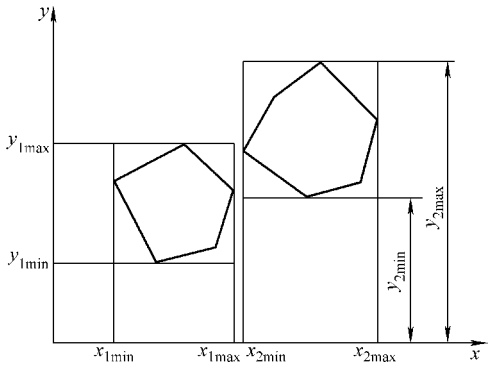


图 10.8-16　极大极小检验

对于不满足极大极小检验的两多边形，就需要按照其边框组成，逐边互相求交以判别两多边形是否相交。

③图形包容检验

两边框直线不发生相交的多边形之间可能存在一个多边形包容在另一个多边形内部的情况，在这种情况下，两多边形轮廓仍发生重叠和遮挡。

消隐处理算法有多种，其策略方法各有特点。物体空间算法比较典型的做法是：先进行法线方向检验，将不可见面排除，然后将可能见的表面多边形在投影平面内检验是否重叠或包容，对发生重叠或包容的部分再进一步作深度比较，以决定应消去的隐藏线段。

2）物体的浓淡显示图形

为了使图形显示更加逼真，可以在消除隐藏面处理的基础上，对图形中可见面的每一像素计算其照明反射出的光能，按照光能的强弱绘出其浓淡明暗表示图形。物体的照明反射分为漫射和镜面反射。漫射是粗糙的无光泽表面照射出来的反射，反射光线集中在反射方向的一个范围内，其反射光强度随着偏离角 α 的增加而迅速减小（见图 10.8-17）。为定量描述其变化，可引入系数 $\cos^n\alpha$，n 值一般取 1 ~ 200，对于理想光泽表面，n 值应为无穷大。

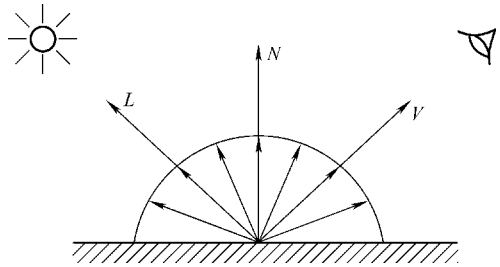


图 10.8-17　漫色

对于不透明的物体表面反射光强有如下三部分组成：环境光线引起的漫反射，已知光源照射引起的漫

反射和已知光源照射引起的镜面反射（图 10.8-18）。其总反射光强计算式为

$$I = I_a K_a + \sum_{j=1}^{m} \frac{I_{pj}}{d+k}(K_d \cos\theta_j + K_s \cos^n \alpha_j) \tag{10.8-13}$$

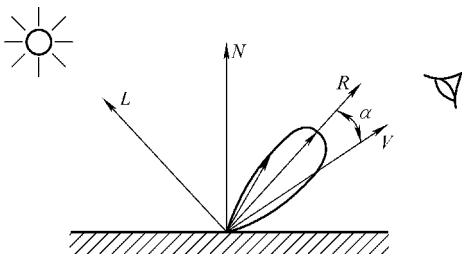


图 10.8-18　镜面反色

式中　I——反射光强度；

I_a——环境发光强度；

K_a——环境光散射系数，在 0 ~ 1 之间；

m——光源数目；

I_p——光源发光强度；

d——视点至表面距离；

k——可调节选取的常数；

K_d——散射系数，与材质有关，在 0 ~ 1 之间；

θ——入射光与表面法线夹角，θ 在 0 ~ π/2 之间；

K_s——系数，由实验确定；

α——视线与反射方向之间夹角。

对于有颜色的物体，颜色的浓淡明暗计算应按基色分别进行。例如，对在显示器上显示的图形，通常分为红、绿、蓝基色进行计算，即

$$I_r = I_{ar} K_{ar} + \sum_{j=1}^{m} \frac{I_{prj}}{d+k}(K_{dr} \cos\theta_j + K_s \cos^n \alpha_j) \tag{10.8-14}$$

$$I_g = I_{ag} K_{ag} + \sum_{j=1}^{m} \frac{I_{pgj}}{d+k}(K_{dg} \cos\theta_j + K_s \cos^n \alpha_j) \tag{10.8-15}$$

$$I_b = I_{ab} K_{ab} + \sum_{j=1}^{m} \frac{I_{pbj}}{d+k}(K_{db} \cos\theta_j + K_s \cos^n \alpha_j) \tag{10.8-16}$$

式中的系数 K_a、K_d 与颜色有关，分别取 K_{ar}，K_{ag}，K_{ab} 和 K_{dr}，K_{dg}，K_{db}；而系数 K_s 则对不同颜色都取相同值。

3）彩色图像绘制中的颜色模型

颜色是表达信息的有力工具，可以用几种不同的颜色模型来描述制定。

①RGB 颜色模型

彩色光栅显示器的彩色常以 RGB（红、绿、蓝）原色来规定。在 RGB 空间，人们只要指定红、绿、蓝的亮度，将这三个分量混合起来，就可产生希望的颜色。采用笛卡儿坐标系表示的 RGB 模型见图 10.8-19，是一个单位立方体。每种可显示的颜色用坐标空间中一点来表示。

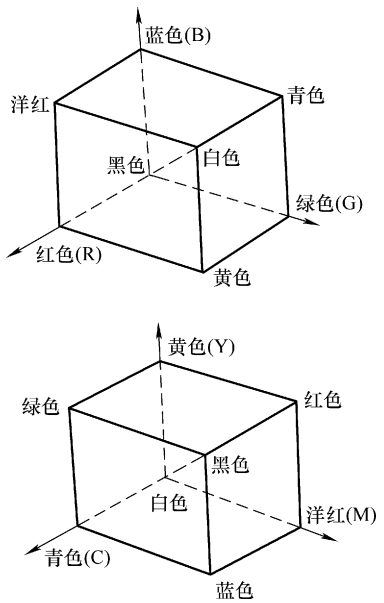


图 10.8-19　RGB 模型和 CMY 模型

②CMY 颜色模型

青色、洋红色和黄色分别是红色、绿色和蓝色的补色。由于它们的效果等同于从白光中减去某种颜色，因而被称为相减原色。除了是白色（完全光）而不是黑色（无光）位于原点以外，CMY 的笛卡儿坐标系子空间与 RGB 的完全相同、各种颜色是通过从白光中减去某种颜色来规定的。

对喷墨绘图机等将彩色沉积到纸上的设备说来，采用 CMY 模型较适宜。

③HSV 颜色模型

适用于用户的主观颜色模型，其依据是艺术家们对于色泽、明暗和色调的直观感觉。模型定义的子空间是一个六面锥体，见图 10.8-20。其中 H 表示色度；S 表示颜色的饱和度；V 表示颜色的明度。对理想的纯颜料颜色，V = 1，S = 1。当添加白色颜料便相应降低 S 值（V 值不变），当添加黑色颜料，便相应降低了 V 值（S 值不变）。HSV 模型的描述比较接近于人们对颜色的理解和工作习惯，用户比较容易选择和调整 HSV 的值以达到改变颜色的目的。HSV 常

作为用用户接口、而对于显示器设备，需将 HSV 转换成 RGB。当然，又是也需要将 RGB 变换为 HSV，以供用户改变颜色。

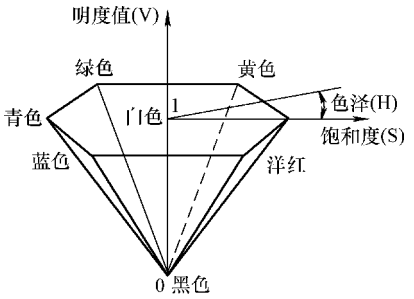


图 10.8-20　HSV 颜色模型

④HLS 颜色模型

产生一个双六面锥体子空间，见图 10.8-21 色彩用环绕该双六面锥体轴线的角度来表示，规定红色为 0°。沿逆时针方向，边界上各种颜色出现的次序为红、黄、绿、青、蓝、洋红。与单六面锥的模型一样，任何一个色彩的互补色都位于绕该六面体锥轴再往前转过 180°的位置上，同时，从该竖直轴线出发，可以辐射形地度量饱和度，取值范围从轴线上的 0 到锥体表面上的 1。对于黑色，灰度是 0（在双六面锥的下端顶点）；对于白色，灰度是 1（在上端点）。如同 HSV 模型那样，HLS 模型也是易于为用户所理解和使用的一种颜色模型。

1.2.2　几何建模技术

（1）线框建模技术（Wireframe Model）

1）三维线框建模技术

线框建模是 CAD 技术发展过程中最早应用的三维模型，这种模型表示的是物体的棱边。线框模型由物体上的点、直线和曲线组成。线框模型在计算机内部是以边表和点表来表达和存贮数据的，实际物体是边表和点表相应的三维映像。图 10.8-22 是用三维线框描述的一个正方体模型，图中正方体的 8 个顶点 $V_1 \sim V_8$ 和 12 条棱线 $e_1 \sim e_{12}$，分别记录了正方体的各顶点坐标值和每条棱线所连接的两个顶点。由此可见三维物体可以用它的全部顶点及边的集合来描述，线框一词由此而得名。

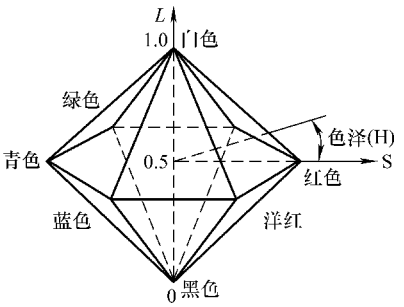


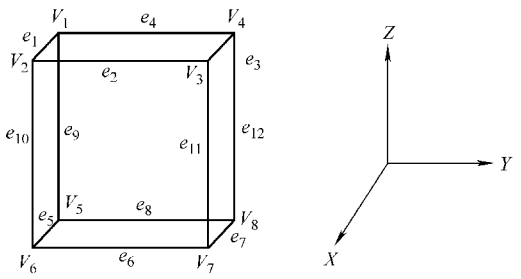
图 10.8-21　双六面锥 HLS 颜色模型

如果以顶点 V_5 为直角坐标原点，正方体的边长为 1，则正方体线框模型的 8 个顶点坐标值如图 10.8-22 所示。线框模型的特点是：描述物体三维信息的数据结构简单，表达物体轮廓信息清晰，占用计算机的内存空间和 CPU 计算时间少，交互功能强，它主要用于产品设计中的草图绘制、结构方案设计，是曲面建模和实体建模的基础。

2）自由曲线建模

所谓自由曲线通常指不能用直线，圆弧和二次圆锥曲线描述的任意形状的曲线。自由曲线常用的生成方法有：逼近和插值等方法。随着计算机技术的发展，自由曲线在机器人轨迹规划、航天航空、汽车、船舶、模具等流线型表面设计方面得到了广泛的应用。

在计算机图形技术发展史上，出现了许多曲线表示方法，下面主要以最能标志曲线发展的 Bezier 曲线、B 样条曲线、非均匀有理 B 样条（NURBS）曲线为例进行阐述。



顶点	坐标		
	X	Y	Z
V_1	0	0	1
V_2	1	0	1
V_3	1	1	1
V_4	0	1	1
V_5	0	0	0
V_6	1	0	0
V_7	1	1	0
V_8	0	1	0

图 10.8-22　线框模型的顶点、棱边表示和数据结构

①Beizer 曲线

这种曲线以逼近为基础，用一个特征多边形来定义。曲线的起始点和终点与其特征多边形的起始点和终点重合，特征多边形的第一条边和最后一条边表示曲线在起始点和终点的切矢量。如图 10.8-23，其中多边形 $P_{f1}P_{f2}P_{e1}P_{e2}$ 即特征多边形，矢量 $P_{f2}P_{f3}$ 为起始点的切矢量，矢量 $P_{e2}P_{e3}$ 为终点的切矢量。

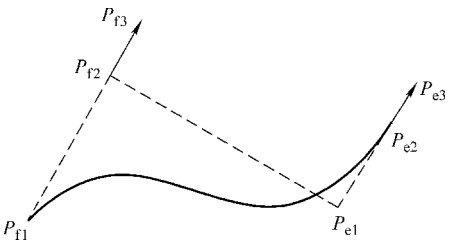


图 10.8-23　Bezier 曲线

若已知空间 $n+1$ 个点的位置矢量 P_i，则 Beizer 曲线上各点坐标的插值公式为

$$C(t) = \sum_{i=1}^{n} P_i B_{i,n}(t) = \sum_{i=1}^{n} P_i \frac{n!}{i!(n-i)!} t^i (1-t)^{n-i} = \sum_{i=1}^{n} P_i C_n^i t^i (1-t)^{n-i} \quad i = 1,2,\cdots,n-1 \tag{10.8-17}$$

其中 P_i 构成了特征多边形，B_i，$C(t)$ 为 Bernstein 基函数，是曲线上各点位置矢量的调和函数。

②B 样条曲线

数学模型为

$$C(u) = \sum_{i=0}^{n} P_i N_{i,k}(u) \tag{10.8-18}$$

已知特征多边形的 $n+1$ 个控制顶点 P_i（$i=0$，1，…，n），K 阶 B 样条曲线的表达式为

其中 $N_{i,k}(u)$ 为调和函数，按递推公式可定义为

$$N_{i,k}(u) = \begin{cases} 1 & (t_{k-1} \leqslant u \leqslant t_{n+1}) \\ 0 & \text{其他} \end{cases}$$

$$N_{i,k}(u) = \frac{(u-t_i)N_{i,k-1}(u)}{t_{i+k-1}-t_i} + \frac{(t_{i+k}-u)N_{i+1,k-1}(u)}{t_{i+k}-t_{i+1}} \tag{10.8-19}$$

其中 t_i 为节点，$T=[t_0, t_1, \cdots, t_{1+2k-1}]$ 构成了 K 阶 B 样条函数的节点矢量，节点为非减序列。当节点有 $t_{i+1}-t_i=$常数时，为均匀 B 样条函数；$t_{i+1}-t_i \neq$常数时，为非均匀 B 样条函数。图 10.8-24 为二次 B 样条曲线。

图 10.8-24 所示的图形即为由 Q_0、Q_1、Q_2、Q_3 四个控制点构成的二次 B—Spline 曲线。

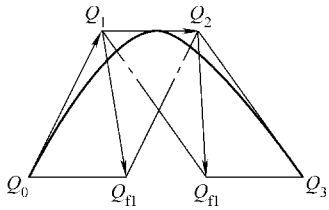


图 10.8-24　二次 B 样条曲线

③非均匀有理 B 样条函数（NURBS）

数学模型为：若已知 $n+1$ 个控制点 P_i（$i=1$，2，…，n）及其权因子 W_i（$i=1$，2，…，n），则 K 阶 $K-1$ 次 NURBS 曲线的表达式为式（10.8-20）。

$$C(u) = \sum_{i=0}^{n} W_i P_i N_{i,k}(u) \Big/ \sum_{i=0}^{n} W_i P_{i,k}(u) \tag{10.8-20}$$

P_i 为特征多边形顶点的位置矢量，$N_{i,k}$ 为调和函数，其定义和 B 样条函数相同。

（2）曲面建模技术

1）曲面建模技术（表 10.8-5）

曲面建模是以有理 B 样条曲面、参数化特征设计和隐式代数曲面表示这两类方法为主体，以插值、拟合、逼近这三种手段为骨架的三维几何设计体系。

表 10.8-5　曲面建模技术类型

序号	曲面名称	构　造　方　法
1	直纹面（图 10.8-25）	给定两条形状相似的 NURBS 曲线，两者有相同的阶次和相同的节点矢量，将两条曲线上参数相同的对应点用直线相连，便构成了直纹面
2	扫描曲面（图 10.8-26、10.8-27）	发生母线沿导向控制线运动而生成的曲面（平行扫描、旋转扫描）
3	蒙皮面（图 10.8-28）	采用一定的控制手段使曲面通过一组有序截面曲线的造型方法
4	过渡曲面（图 10.8-29）	指在两个或多个曲面之间采用圆弧过渡而生成的曲面
5	边界曲面（图 10.8-30）	以封闭的三边或四边作为边界而生成的曲面

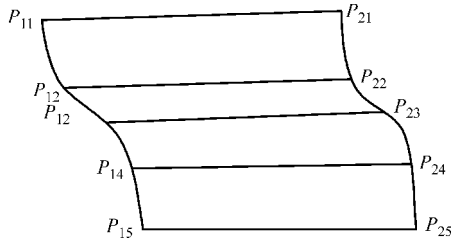


图 10.8-25　直纹曲面

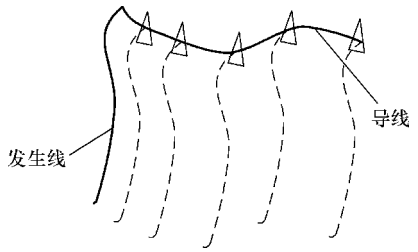


图 10.8-26　平行扫描

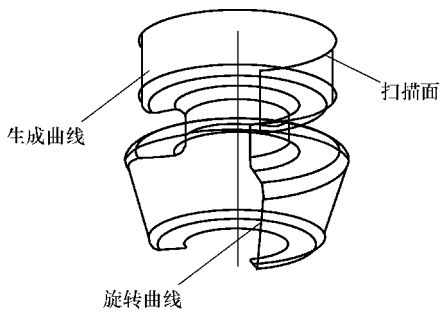


图 10.8-27　旋转扫描的曲面造型

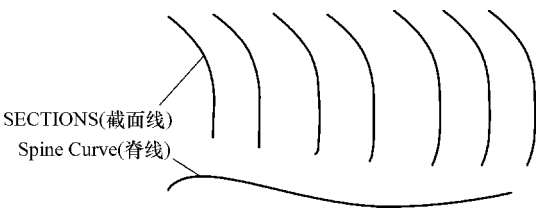


图 10.8-28　蒙皮面的生成

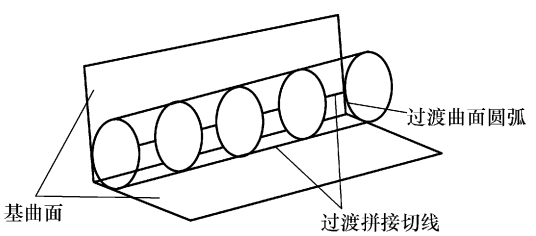


图 10.8-29　定半径过渡曲面

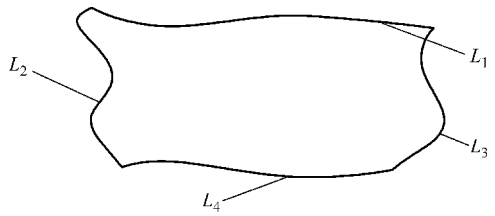


图 10.8-30　边界曲面

（3）实体建模技术

实体建模的表示方法主要有：边界表示法（B-rep）、体素构造法（CSG）、八叉树表示法、欧拉操作法、射线表示法等。几何模型上实现零件的质量计算、有限元分析、数控加工编程和消隐立体图的生成等方面已得到广泛应用。

1）边界表示法

边界表示法，又简称 B-rep 法，是以物体边界表面为基础，定义和描述几何形体的方法。这种方法能给出物体完整显示的边界描述。其原理是：实体是由有限个面构成，每个面是由有限条边围成的封闭域。

一个实体可以表示为有限边界表面的集合，即物体的边界是所有单个面（表面）的并集，而每一个面又由其边界的边所围成，这些边界位于各自顶点之间。面上可能存在孔洞，这样的面由外环和内环之间区域组成。

边界表示法采用“坐标值—点—边—环—面—实体”的方式表示实体，如图 10.8-31 所示，为一零件实体的边界表示方法。该表示方法能提供较全面的关于点、边、面、环的信息。在边界表示法中，一个实体的特征通过包围它的曲面或平面多边形的集合来表示。一个实体的边界必须将实体内部的点和外部的点区分开来，因此一个实体的边界完整地定义了该实体。用边界表示法描述零件实体，必须满足封闭、有向、不自交、有限和相连接，并能区分实体边界内、边界上的点。边界表示法可以用一系列点和边有序地

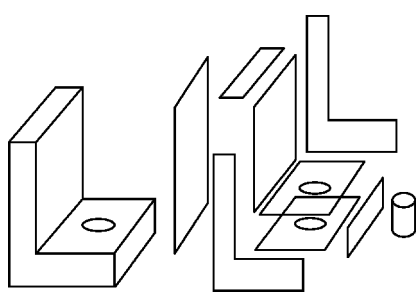


图 10.8-31　实体的边界表示法

将形状特征体边界划分为许多单元面。例如：平行六面体可以分成六个单元平面，各单元面由有向、有序的边组成，每条边则由两个点来定义。在进行实体的表示时，每个单元面都是整个实体边界的子集。

2）构造立体几何法

构造立体几何法，又简称 CSG 法。在计算机内部，它不是通过边界面和边界线来定义实体，而是通过基本体素及它们的集合运算（如相加、相减等）进行表示，因此也称为布尔模型。如图 10.8-32 为一物体的两种 CSG 表达方法。计算机内部存储的主要是实体的生成过程。因此，其数据结构成树状，称为 CSG 树。

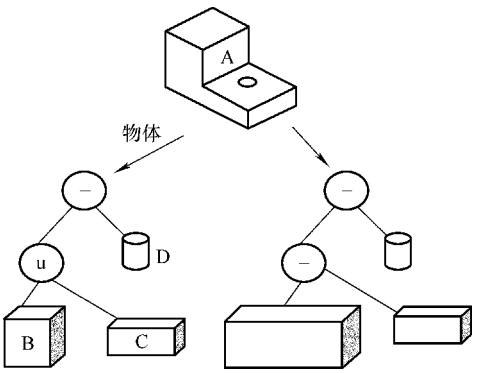


图 10.8-32　同一物体的两种 CSG 表达

CSG 法的几何实体定义以集合论为基础。通过集合本身的定义和集合之间的运算，也就是基本特征间的并、交、差运算，建立一个二叉树结构。树的节点是基本特征或变换参数，非叶节点是集合运算符：并（union）、交（intersection）、差（difference）等。因此，CSG 建模系统应为用户提供一些基本的几何实体，这些基本实体的尺寸、形状、位置、方向由用户输入较少的参数值来确定。例如：提供长方体这一简单特征，用户只需输入长、宽、高和原始位置参数，由系统检查这些参数的正确性和有效性并提供对基本特征的描述。几种常用的基本实体还包括圆柱体、球体、圆锥体和圆环等。CSG 建模系统除了最常见的并、交、差三种拼合运算型式外，也采用胶合（glue）算子，后者往往用于生成不规则的几何实体。

（4）特征建模技术

1）特征的定义

特征是产品及零部件设计制造信息的集合，它不仅具有按一定拓扑关系组成的特定形状，且反映特定的工程语义，适宜在设计、分析和制造中使用。

2）特征的表示方法

目前，常用的特征表示方法主要有以下三种，见表 10.8-6。

3）机械零件的特征建模

以特征来表示零件的方式即为零件的特征模型。在几何建模环境下建立特征模型主要有两种方法：一种方法是特征识别；另一种方法是基于特征的设计。

①特征识别

特征识别流程如图 10.8-33 所示。

表 10.8-6　特征的主要表示方法

序号	表示方法	内容	优　　点	缺点
1	基于 B-rep 的方法	特征被定义为一个零件的相互联系面的集合（面集）。这些特征也被称为“面特征”	可以得到充足的信息以及它是基于图的表示方法。B-rep 模型可以与属性值（如，表面粗糙度，材料等）、尺寸和公差联系在一起	它与特征体素和体积特征没有直接的联系，特征操作（如，删除特征）难于进行
2	基于 CSG 的方法	基于 CSG 的特征表达方法将特征定义为体积元素，体积元素通过布尔操作构造零件	使用 CSG 表示方法简捷、有效、易于编辑和操作体素，并提供 CSG 和特征体素之间有意义的联系，而且二叉树可用于特征模型的构造	对于特征提取，CSG 模型的主要问题是其表示的不唯一性，以及缺少对低层构形元素的显式表达
3	基于混合 CSG/B-rep 的方法	CSG 和 B-rep 表示方法的混合表示	同时兼有 CSG 模型及 B-rep 模型的优点：CSG 模型易于对高层元素操作，B-rep 模型易于与低层元素（点、线、面）附加尺寸、公差和其他属性	

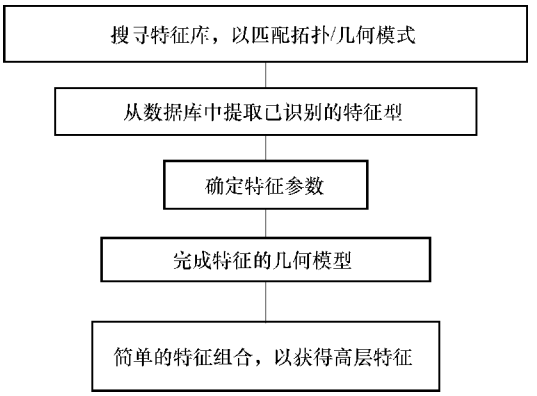


图 10.8-33　特征识别流程图

②基于特征的设计

特征分割建模：零件模型是通过毛坯材料与特征的布尔运算创建的。利用移去毛坯材料的操作，将毛坯模型转变为最终的零件模型，设计和加工规划可以同时生成。

特征合成法：CAD 系统允许设计人员通过加或减特征进行设计。首先通过一定的规划和过程预定义一般特征，建立一般特征库，然后对一般特征实例化，并对特征实例进行修改、复制、删除生成实体模型，导出特定的参数值等操作，建立产品模型。

（5）三维参数化设计

1）参数化设计

参数化设计是一种设计方法，采用尺寸驱动的方式改变几何约束构成的几何模型。

2）基于特征的参数化设计

基于特征的参数化主要包含下列要素：零件描述为形状特征的集合，形状特征有其对应拓扑固定的几何体素，零件的几何模型实质上由许多几何体素构成，几何体素可以是实体、曲面或线框模型，约束在设计过程中由设计者显式地指定，以完全地满足特征确定所必需的数据，约束可以是特征的空间关系以及尺寸、公差、装配结构和制造过程需求所反映的几何约束，几何体素的几何构成及其位置以三维几何构成知识为基础，通过给定约束的评测求解结果而决定（几何约束类型见表 10.8-7）。

基于特征的参数化设计的实现主要包括：几何和拓扑的混合建模（过程建模和特征建模）、约束建模和约束求解。

如图 10.8-36 所示是基于特征的参数化设计实例。从实例可以看出，基于特征的参数化设计将对零件的修改转化为对构成零件的特征参数值的修改，不用直接修改几何图素的位置，尤其对于结构复杂、特征多的零件，采用基于特征的参数化设计大大方便了零件的设计修改过程，提高了设计效率和准确性。

表 10.8-7　几何约束类型

序号	约束类型	定　　义
1	结构约束	指构成图形各几何元素间的相对位置和连接方式（平行、垂直），其属性值在参数化设计过程中保持不变
2	尺寸约束	指图中标注的尺寸，如距离、角度等
3	参数约束	指尺寸参数之间的关系，用表达式表示

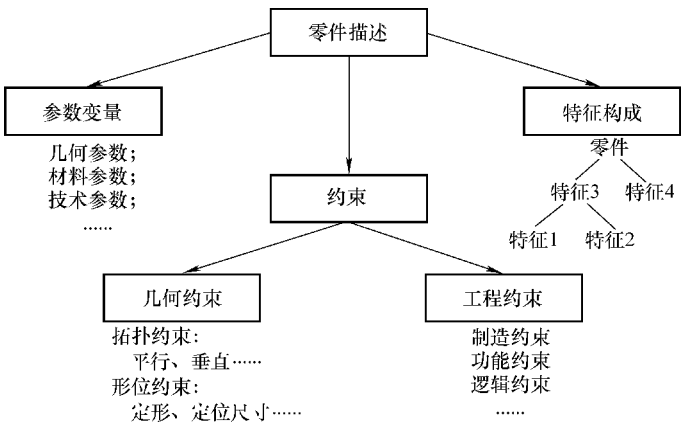


图 10.8-34　基于特征的零件参数化三维建模定义

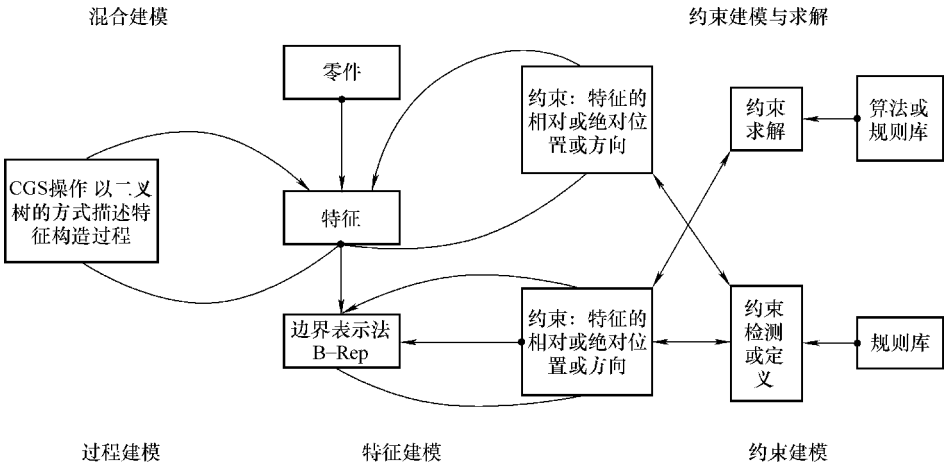
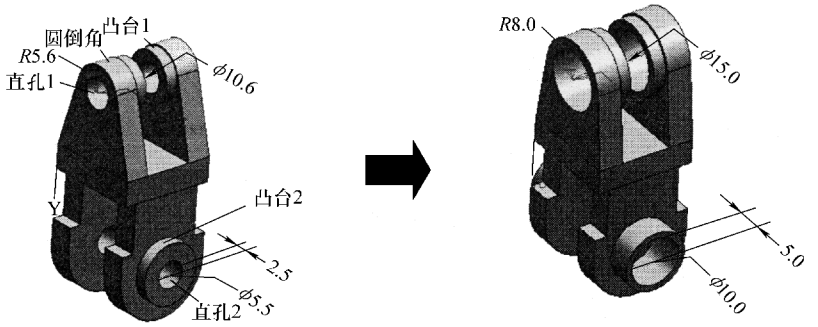


图 10.8-35　基于特征的零件参数化建模实现过程



特征	特征值	修改前的值(mm)	修改后的值(mm)
圆倒角	倒角半径	5.6	8
直孔1	直孔直径	6.2	8
凸台1	凸台直径	10.6	15
凸台2	凸台高度	2.5	5
直孔2	直孔直径	5.6	10

图 10.8-36　基于特征的参数化设计实例

1.2.3　数据交换标准

（1）产品数据交换标准 STEP

产品数据交换标准 STEP 指国际标准化组织（ISO）制定的系列标准 ISO 10303《产品数据的表达与交换》。这个标准的主要目的是解决制造业中计算机环境下的设计和制造（CAD/CAM）的数据交换和企业数据共享的问题。中国陆续将其制定为同名国家标准，标准号为 GB/T 16656。该标准有一个非正式的，但在国际上非常流行的名字—STEP（Standard for the Exchange of Product model data）。

STEP 标准的体系结构如图 10.8-37 所示，共分四个层次，下层主要是标准的原理和方法，中间两层是标准的资源，最上层是应用协议（AP）。其中资源是建立应用协议的基础，建立应用协议是制定本标准的目的，是开发 CAD / CAM 数据交换接口的依据。

STEP 标准是一个系列标准，是由若干分标准（或“部分”）组成的。体系结构的矩形框表示了系列标准的分类，其中的编号对应分标准的编号规则。例如描述方法类分标准的编号是 11、12、13…。应用协议类分标准的编号是 201、202、203…。

1）EXPRESS 语言

STEP 标准描述方法中的一个重要的标准是 ISO 10303-11 EXPRESS 语言参考手册。EXPRESS 语言是描述方法的核心，也是 STEP 标准的基础。该标准是一种型式化描述语言，但不是计算机编程语言。它吸收了现代编程语言的优点，主要目的是为了建立产品的数据模型，对产品的几何、拓扑、材料、管理信息等进行描述。

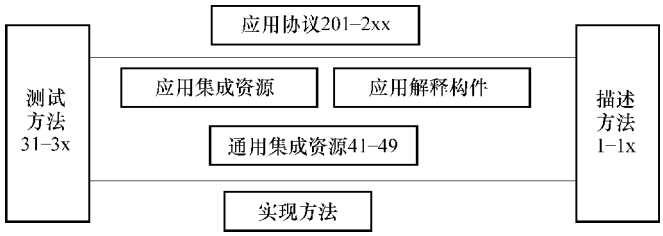


图 10.8-37　STEP 标准体系结构

2）STEP 标准内容和体系结构

STEP 标准将其标准文件分为若干系列编号发布。表 10.8-8 是各个系列的内容：

表 10.8-8　STEP 标准系列内容

0 系列	
1	概述和基本原理
10 系列：描述方法	
11	EXPRESS 语言参考手册
12	EXPRESS-1 语言参考手册
20 系列：实现方法	
21	物理文件格式
22	STEP 数据存储接口 SDAL
23	C + + 联编
24	C 滞后联编
25	FORTRAN 滞后联编
30 系列：一致性测试方法	
31	一致性检测方法与框架概念
32	一致性测试需求
33	抽象测试成套规范
34	对每个实现方法的抽象测试
40 系列：通用资源	
41	产品描述与支持
42	几何与拓扑关系
43	通用资源表示结构
44	产品配置结构
45	材料
46	显示
47	公差
48	形状特征
49	加工过程结构及特性
100 系列：应用资源	
101	绘图资源
102	船舶结构
103	电气线路
104	有限元分析
105	运动学
200 系列：应用协议	
201	二维绘图协议
202	三维几何绘图协议
203	三维产品配置定义协议
204	边界表示实体模型机械设计协议
205	曲面表面模型机械设计协议
206	线框模型机械设计协议
207	钣金冲模设计协议
208	产品配置和更改管理协议

3）应用协议（表 10.8-9）

应用协议（AP）是 STEP 标准的另一个重要组成部分，它指定了某种应用领域的内容，包括范围、信息需求以及用来满足这些要求的集成资源。STEP 标准是用来支持广泛领域的产品数据交换的，应该包括任何产品的完整生命周期的所有数据。由于它的广泛性和复杂性，任何一个组织想要完整地实现它都是不可能的。为了保证 STEP 的不同实现之间的一致性，它的子集的构成也必须是标准化的。对于某一具体的应用领域，这一子集就被称为应用协议。这样，若两个系统符合同一个应用协议，则两者的产品数据就应该是可交换的。

4）集成资源和应用解释构造

在 STEP 标准不同的应用协议中实际上有很多模型的内容可能是相同的或相似的。例如不同领域的几何模型和管理信息模型必定会有共性的方面。这样，在 STEP 标准中把不同领域中有共性的信息模型抽取出来，制定为标准的集成资源或应用解释构造（AIC），以供制定应用协议的时候引用。这些模型可

能是不完全的，在制定应用协议的时候还需要增加一定的约束信息。

5）实现方法（表 10. 8-10）

6）一致性测试

为了解决实际按照标准开发的系统是否真正符合标准的问题，在 STEP 标准中还专门制定了有关一致性测试的内容。每一个测试项是根据应用协议中不同的数据模型而规定的测试内容（测试题），它包括测试要输入的内容、期望输出的结果和相应的判定准则。因为 STEP 数据交换接口有前置处理器和后置处理器分别负责写出和读入 STEP 数据的双向过程，所以一致性测试套件要区分这两种不同的情况。

（2）图形交换文件 DXF

AutoCAD 具有一个十分紧凑的图形数据库，采用 DWG 文件存储和管理图形文件。但是，用户很难直接利用该图库中的数据信息，其他的通用 CAD 软件也不能直接读取 AutoCAD 的 DWG 图形文件，为此，AutoCAD 又规定了一种与 DWG 文件完全等价的，以 ASCII 码文本表示可供外部阅读的文件，称为 DXF（Drawing Interchange File or Drawing Exchange File）文件。DXF 文件可用于实现 AutoCAD 系统与其他系统之间交换图形数据。

DXF 格式是 AutoCAD 图形文件中包含的所有信息的一种带标记数据的表示方式。带标记数据是指文件的每个数据元素前面都带有一个称为组码的整数。组码的值表明了随后数据元素的类型。同时指出了数据元素对于给定对象（或记录）类型的含义。实际上，图形文件中所有用户指定的信息都可以用 DXF 格式表示。

1）DXF 文件的总体结构

DXF 文件是后缀为 DXF 的图样文件。AutoCAD 的 DXF 文件的总体结构如下：DXF 文件依次分为以下 7 个节，每个节中又有若干个组，如表 10. 8-11 所示。

表 10. 8-9　国际标准化组织现在正式发布的应用协议

序号	名称	国际标准号	国家标准号	内　　容
1	AP201	ISO 10303-201	GB/T 16656. 201	二维图的数据交换协议，它包括的数据模型主要有关于二维几何、尺寸标注、标题栏、材料表等内容
2	AP202	ISO10303-202	GB/T 16656. 202	二维图的数据交换协议，但是它增加了二维和三维之间的关系
3	AP203	ISO10303-203	GB/T 16656. 203	三维设计的数据模型

表 10. 8-10　STEP 标准的实现方法

序号	实现方法	国际标准号和标准名称	说　　明
1	物理文件的实现方法	ISO 10303-21《交换文件结构的纯正文编码》	主要规定把用 STEP 应用协议描述的数据写入电子文件（ASCII 文件）的格式。这种格式是开发 STEP 接口软件必须要遵循的。标准中规定了 STEP 物理文件的文件头段和数据段的内容，实体的表示方法，数据的表示方法，从 Express 向物理文件的映射方法等
2	标准数据访问接口（SDAI）的实现方法	ISO/DIS 10303-22《标准数据访问接口规范》（DIS 表示国际标准草案）	主要规定访问 STEP 数据库的标准接口实现方法。由于不同的应用系统存贮和管理 STEP 数据可能用的是不同的数据库。不同的数据库的数据结构和数据操纵方式都是不相同的。采用 SDAI 的目的就是为了在数据库与应用系统之间增加一个标准的访问接口，把应用系统与实际的数据库相隔离，使应用系统在存取 STEP 数据的时候可以采用统一和标准的方法进行操作
3	数据库的实现方法	未形成标准	未形成标准原因：Express 语言具有极其丰富的表达能力，现有的数据库管理系统均未能满足它的要求。它具有明显的面向对象的特征，要以数据库型式实现 Express 语言描述的 STEP 标准，只有在以面向对象模型为基础的新一代数据库系统中才有可能

表 10.8-11　DXF 文件的总体结构

序号	名　　称	定　　义
1	HEADER（标题）节	描述有关图形的一般信息，每个参数都有变量名称对应值。DXF 文件的标题节用来记录与图形相关的变量的设置值。这些变量值可用 AutoCAD 命令来设置和修改
2	CLASSES(类)节	描述了被定义了的应用类的有关信息
3	TABLES(表格)节	包括有名表项的定义
4	BLOCK(块)节	描述图中组成每个块的各个实体的定义
5	ENTITIES(实体)节	描述途中各个实体，包括各个引用块的信息
6	OBJECT(对象)节	描述系统中非图形对象的信息
7	THUMBNAILIMAGE(缩略图)节	描述快速浏览信息的预览图像的信息

（3）初始图像交换规范 IGES

初始图形交换规范 IGES（Initial Graphics Exchange Specification）是国际上产生最早，也是应用较广泛的数据交换标准。用于在不同的 CAD/CAM 系统之间产品设计和制造信息，IGES 以产品设计图样为直接处理对象，规定了图像数据交换文件的格式规范，其原理是前处理器把内部产品定义文件翻译成符合 IGES 规范的“中性格式”文件，在通过后处理器将中性格式文件翻译成接受系统的内部文件。

1）IGES 标准文件中的实体单元（表 10.8-12）

典型实体实例见图 10.8-38，括弧中的数字是实体的代号。IGES1.0 中主要实体是组成线框模型用的有关实体，2.0 版本增加了有理 B 样条曲线和曲面、直纹曲面、旋转曲面、有限元极其节点等实体，从 4.0 版本起支持三维实体模型。

表 10.8-12　IGES 规范将工程图样定义为以下三类实体单元的集合

序号	名　　称
1	几何实体（点、线、圆弧等）
2	标记实体（文字标注、实体标注等）
3	构造实体（子图像组成，属性定义等）

2）IGES 文件的结构

IGES 的文件包括五个或六个段，它们必须按顺序依次出现，如表 10.8-13 所示。

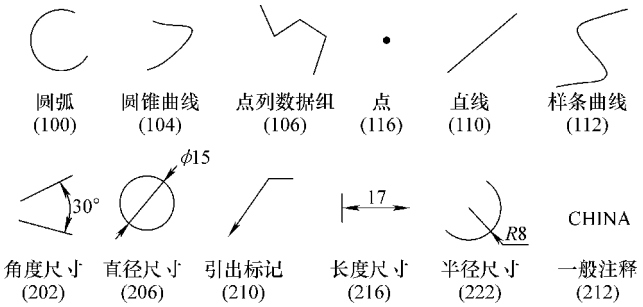


图 10.8-38　IGES 规范定义的典型实体单元示例

表 10.8-13　IGES 的文件结构

序号	段名称	字母标识符	功　　能
1	段标志	B 或 C	只是用于二进制和压缩 ASCII 格式，通常的 ASCII 格式不能用此段
2	开始段	S	对本 IGES 文件注解，至少一个记录
3	全局参数段	G	描述前处理器和后处理器的信息
4	目录目条段	D	为本文本包含的所有实体定义公共部分特征

（续）

序号	段名称	字母标识符	功　　能
5	参数数据段	P	包含每个实体的特定参数
6	结束段	T	是整个文件的最后一行记录，分别以字符 S、G、D、P 之后的数字记载各部分的总长度

1.3　数字样机设计技术

1.3.1　数字样机设计技术概述

数字样机 DMU——(Digital Mockup) 是在三维 CAD 技术的基础上，溶入了设计领域知识（KBE）、性能数字仿真、三维公差设计、工业设计、人机工程和三维设计数据管理等技术的一种面向新产品自主开发的综合性设计技术。在新产品的详细设计阶段，它能帮助新产品设计人员利用数字样机设计技术，在计算机上完成新产品的工程化结构设计、工艺工装设计、数字样机的性能仿真分析、设计过程数据管理和设计文档编写等一系列设计活动。采用 DMU 技术，可以用数字型式代替原来的实物原型实验，创造产品的数字模型，在数字状态下进行仿真试验，然后再对原设计重新进行组合或者改进。因此，这样常常只需要制作一次最终的实物原型，并且使新产品开发一次获得成功。

随着科学技术的快速发展，数字样机不仅为机械系统运动学与动力学分析提供方法，而且应用到设计、制造和加工的整个过程。目前，设计者不再提供时间和制造成本在物理样机试验和测试上发现缺点，相反，现代设计过程采用数字样机，在设计过程中反复改变虚拟模型，调整各种设计方案直到获得满意的性能，不仅缩短了产品的开发周期和降低了成本，而且提高了产品质量。它涉及多体动力学、计算方法与软件工程等学科，利用软件建立机械系统的三维实体模型、数学和力学模型，分析和评估系统的性能，从而为物理样机的设计和制造提供参数依据。

1.3.2　数字样机设计技术的体系结构

DMU 技术是对制造企业传统产品设计制造模式进行的革命性改造与整合，以先进的信息技术和传统的产品设计领域技术结合，从而诞生出全新的数字化设计技术。DMU 设计技术的建立过程是一个复杂的系统工程，涉及企业的组织重构、人员重组、设计手段提升、设计业务流程再造、多种数字化设计技术的综合应用等内容，图 10.8-39 是建立 DMU 设计技术的体系结构简图，DMU 技术的体系结构可以分为四个层次和六个分系统。细化 DMU 设计技术的体系结构简图即为图 10.8-40 所示的 DMU 技术体系结构应用范例。

1.3.3　数字样机设计技术应用

DMU 技术的应用可以体现在三个方面：一个以产品的数字化模型建立为主线，使产品的市场调查、产品策划、设计、分析、制造、装配过程数字化；第二个方面是指在产品的数字化模型建立后，对其进行性能仿真，在产品未制造出实物样机前，获得数字样机的性能参数和质量信息；第三个方面是产品协同设计过程管理的数字化，即通过 PDM 技术来管理产品设计过程中产生的数字化信息和工程变更信息。图 10.8-41 所示的是全断面掘进机（TBM）行业 DMU 技术协同设计应用过程。

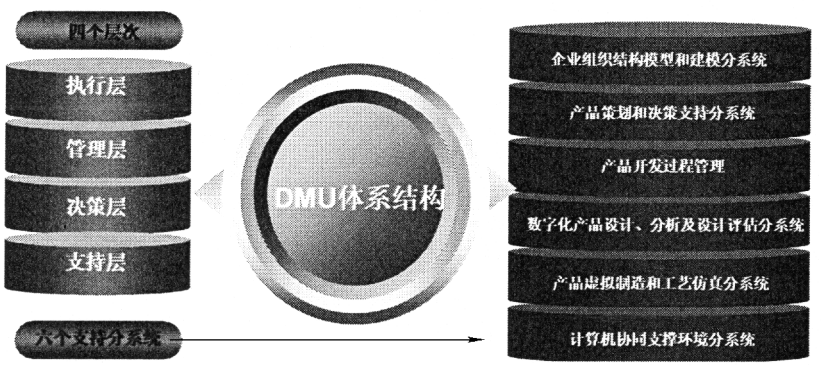


图 10.8-39　DMU 技术的体系结构简图

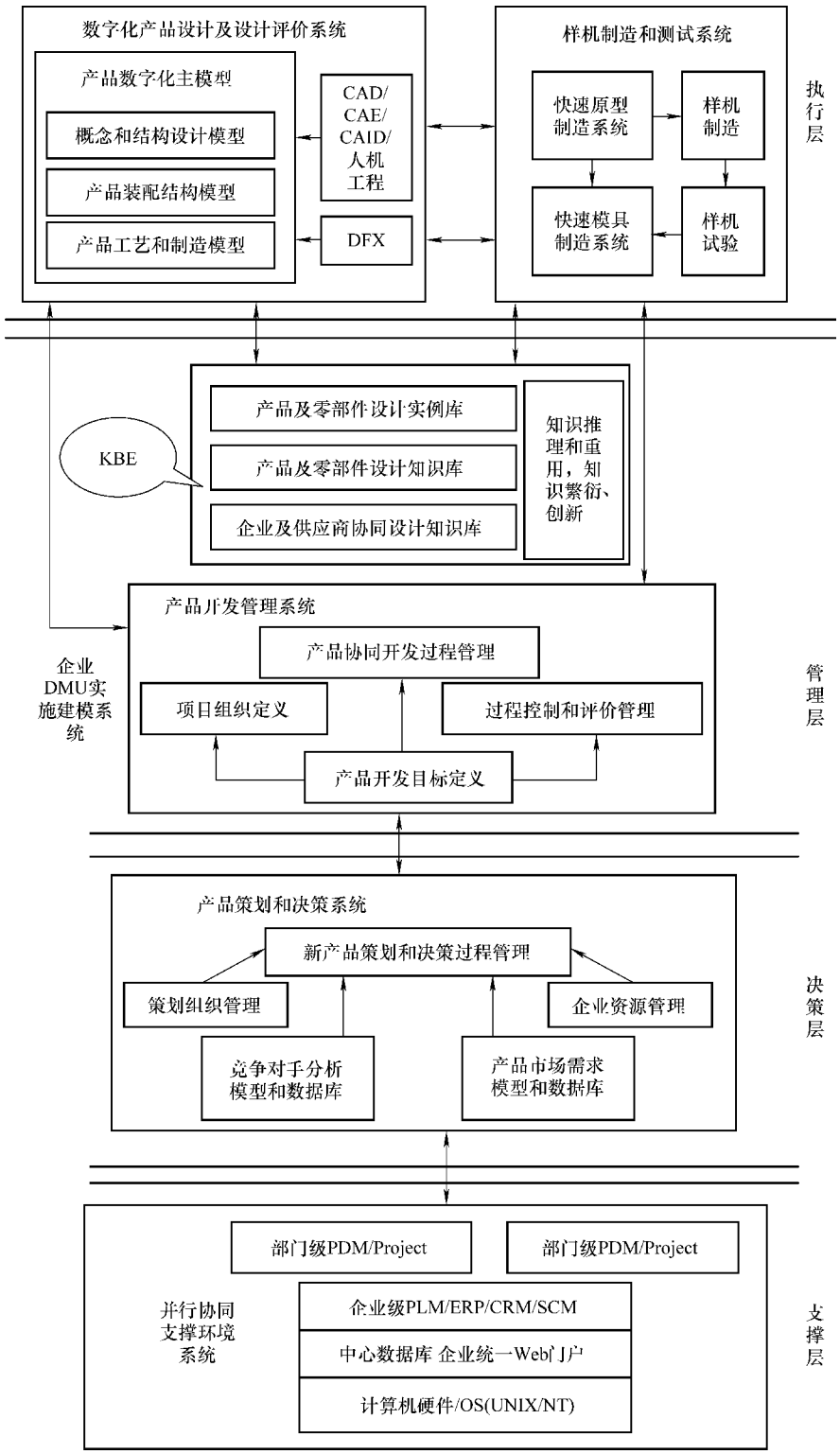


图 10.8-40　DMU 技术的体系结构应用范例

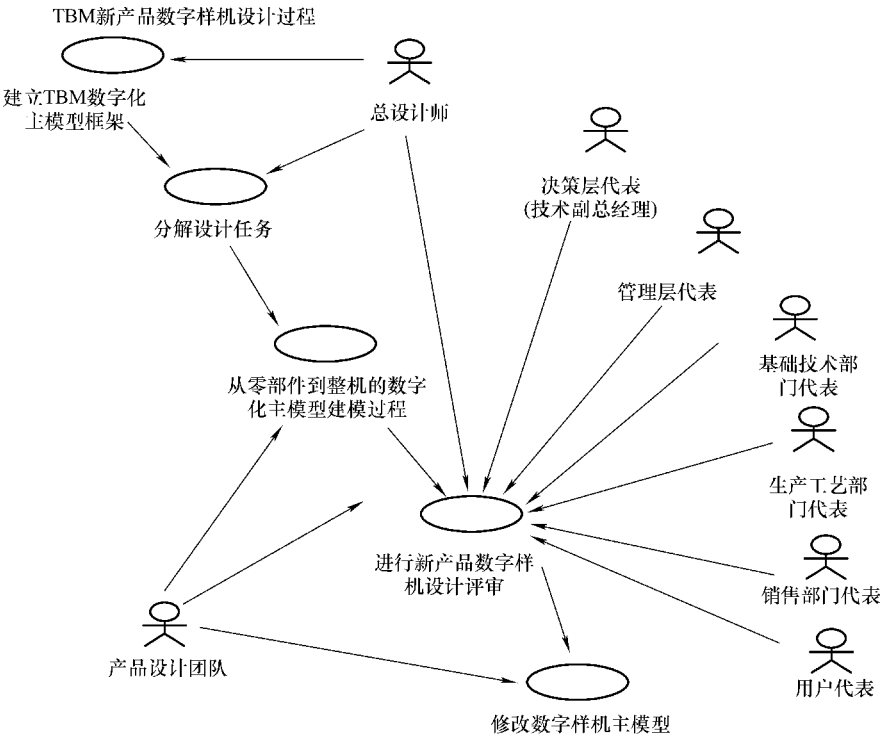


图 10.8-41　TBM 产品数字化主模型建模过程

在实施 DMU 技术开发新产品的过程中，以 STEP 标准来协调因采用不同数字化设计工具而带来的异构数据集成问题。围绕 STEP 的应用，最成功的莫过于波音 777 的研制。它首次全面采用了全数字化定义，成功地应用 STEP 标准和 e-VIS 协同设计技术实现了不同应用系统之间的数据交换，为它的全球化生产铺平了道路。此外，美国的福特公司、GM 公司和欧洲的许多汽车制造公司都不同程度地采用了 STEP 和 e-VIS 技术，取得了很好的效果。北方重工集团运用 STEP 和 e-VIS 技术，开发了面向全断面掘进机新产品开发研制的虚拟制造系统平台，如图 10.8-42 所示。

1.4　数字化设计中的 KBE 技术

在新产品设计开发中怎样才能有效而快速地继承原有产品的技术精华，并将其应用于新产品的开发中，这一直是设计师们追求的目标。到 20 世纪末期随着 KBE 技术的发展，这一问题才得到了解决。KBE（KBE——Knowledge Based Engineering）基于知识的工程，就是将经过长期工程考验的产品设计经验、数据、方法、配方及技术诀窍等进行归纳整理和提炼，使之成为指导产品设计、制造行之有效的规范化设计知识，并与企业选用的 CAX 系统结合，通过 CAX 系统的二次开发而形成的专业化设计工具和企业的知识财富，KBE 是一种利用已有知识和成功经验设计新产品的思想方法。

1.4.1　KBE 技术的定义和内涵

迄今为止，尚无一种公认的、完备的 KBE 定义。英国 Coventy 大学的 KBE 中心认为 KBE 是一种存储并处理与产品模型有关的知识，并基于产品模型的计算机系统；是目前促进工程化、实用化产品开发的最值得注意的软件方法。美国 Washington 大学机械工程系的 Dale E. Calins 教授认为 KBE 是一种设计方法学，将与下一代 CAD 技术紧密结合。使用启发式的设计规则，它将涵盖构件、装配和系统的开发。KBE 系统存储产品模型，它包含了几何和非几何信息，以及描述产品如何设计、分析和制造的工程准则。美国福特汽车公司的 J. A. Penoyer 等人认为 KBE 运用知识完成工程任务，这些知识是特意积累和存储的，并以计算机作为中介，KBE 通常使用一些计算机系统，如专家系统、基于网络的知识。英国 Cranfield 大学的 Huihua Li 博士认为 KBE 是一种特殊类型的基于知识的系统，它专注于工程设计以及后续的制造、销售等活动。美国的 UGS 公司认为：KBE 是获取智能对象或人造物（如零件）的生命周期内实质的方法，包括操作性、功能性和性能的要求，以及获取它的进一步变化。总之，KBE 的内涵可以概括为：KBE 是领

域专家知识的继承、集成、创新、管理和重用。

1.4.2　KBE的关键技术

KBE技术涉及现代设计方法学、人工智能、知识工程和专业知识等多学科领域，因而，其中的关键技术极多，包含的关键技术见表10.8-14。

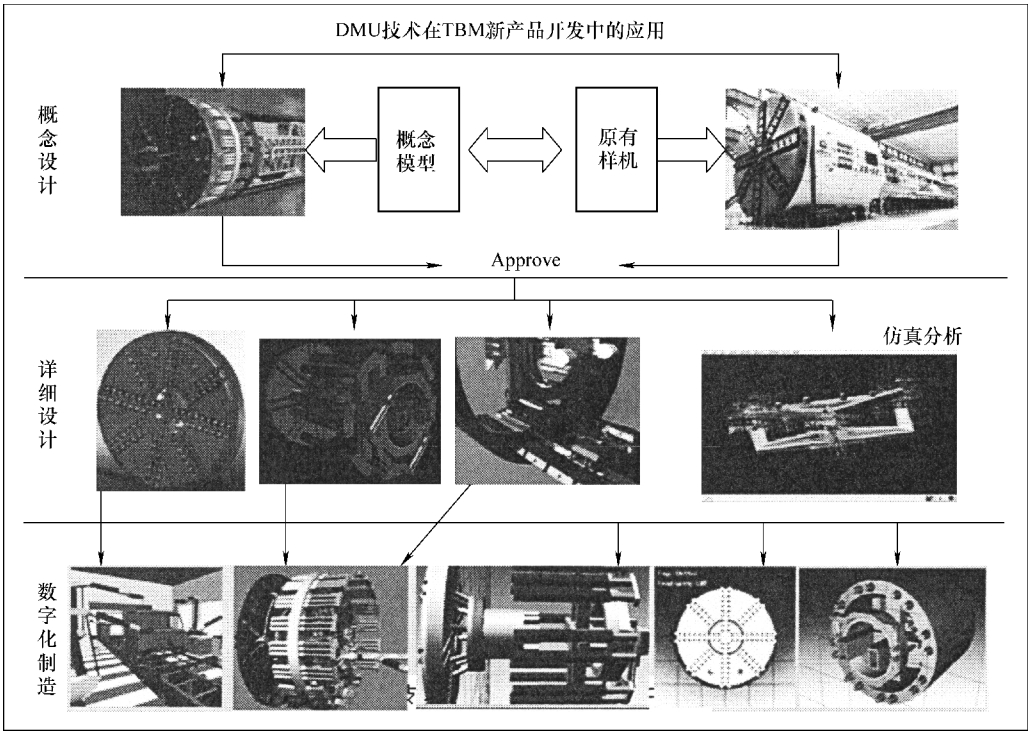


图10.8-42　面向全断面掘进机的虚拟制造系统构建和应用实例一

表10.8-14　KBE关键技术与定义

技术名称	技　术　定　义
知识的挖掘	要从专业技术人员或有经验的工人那里得到可重用的知识，从而减少以后设计的时间，进而提高设计效率
知识的表示	知识表示的方法主要有：一阶谓词逻辑表示法、产生式表示法、框架表示法、语义网络表示法、脚本表示法、过程表示法、Petri网表示法和面向对象表示法等
知识的建模	知识建模是指描述某一领域产品相关的专家的信息模型，它将专家知识产品设计过程知识和环境知识等明确的表示于产品信息模型中。建立产品知识模型是KBE实施的一个重要基础之一
知识的推理	在工程设计过程中，怎么来应用已表示出来的知识，这是知识推理的任务。现阶段知识推理主要有以下几种方法：自然演绎推理、归纳演绎推理以及与/或形演绎推理等
知识的繁衍	在工程设计过程中，产生新的经验或知识，能否变为后续可用的知识，换句话说，就是知识繁衍出新的可用的知识，这即是知识的繁衍，也是KBE系统区别于一般专家系统的标志之一

1.4.3　KBE系统开发方法

（1）采用软件工程和面向对象的分析与建模方法，如采用DFD的数据流程图法、IDEF的结构化分析与设计方法和面向对象的UML（统一建模语言）方法等，建立知识表达、知识推理、知识重用和知识维护（繁衍）应用系统的概念模型，即KBE软件系统的概要设计。它包括KBE系统的数据库结构、应用程序的逻辑结构和KBE应用的客户端事务处理的描述，最后形成完整的KBE系统软件概要设计文档。

（2）KBE系统软件开发平台的选择。由于工程

设计中要表达和重用的知识是多种多样的，有结构化的数据、也有非结构化的图形、曲线、模糊语义、逻辑关系等，对于这些复杂的知识数据，可分别采用关系数据库、关系数据库与图形组合、逻辑表达与数据库组合、二叉树等工具进行描述、定义和应用程序开发。

（3）将设计知识和逻辑推理等功能嵌入 CAX 系统中，所选择的 CAX 平台应是一个开放且有良好二次开发接口的系统，如三维 CAD 平台软件可选择 UG、PRO/E、CATIA 等，二维 CAD 平台可选挥 AutoCAD 等。采用 CAX 平台软件所提供的二次开发工具，进行设计知识的封装和系统集成，最后就可成为一个完整的 KBE 应用系统。

1.4.4　KBE 系统二次开发

KBE 二次开发是一个复杂的系统工程，在此以压缩机设计的 KBE 二次开发为例，介绍 KBE 系统的二次开发。压缩机是一种结构复杂的机、电、液一体化产品，需要与多种车型匹配，其技术性能要求高，可靠性要求高。压缩机的开发过程一般要经历方案设计、详细设计、与整车结构、性能匹配，设计评审、工艺、工装设计、样件试制、实物装车、台架和道路试验，整改、定型、批量生产等过程。因此，某公司根据压缩机快速设计的需要，委托作者开发一个基于 UG 平台的压缩机 KBE 系统。

（1）“压缩机 KBE 系统”的功能设计

根据某公司压缩机设计及性能要求，结合该公司在压缩机设计制造方面积累的丰富经验和历史数据，作者在 UG 平台上开发的“压缩机 KBE 系统”总体功能结构如图 10.8-43 所示。该 KBE 系统由三部分组成，第一部分是通过调用 UG 的零件三维建模、装配设计和 CAE 分析功能；第二部分是利用 API 函数和 VC ++ 二次开发的嵌入式 KBE 功能：有产品和零部件信息库管理、典型零件参数化设计、设计计算公式库、嵌入式机械设计电子手册、产品装配设计向导、关键零件 CAE 分析向导；第三部分是产品和零部件信息库管理与其他 CAD/PDM 系统的数据交换接口。

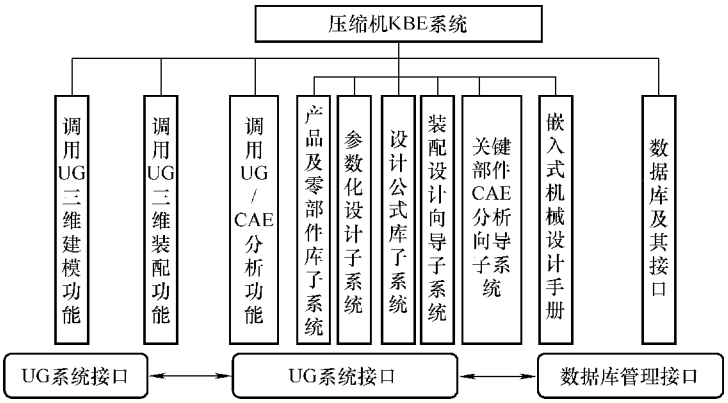


图 10.8-43　“压缩机 KBE 系统”总体结构

（2）压缩机设计 KBE 系统二次开发的实现技术

压缩机设计 KBE 系统是在 UG 平台上，利用 VC ++6.0 开发平台编程调用对话框和 UG/Open API，进行 API 及 Menu Script 菜单及数据库接口技术联合开发出的一套集成于 UG 中的应用系统。

UG/Open Menu Script 是 UG 提供的主要用于制作用户菜单的专用模块。用户使用它能很方便地用 ASCⅡ文本文件来编辑 UG 菜单和为自己的应用程序模块创建用户菜单，以便与 UG 无缝集成。本 KBE 系统利用 UG/Open Menu Script 定制的 UG 主菜单命名为压缩机设计 KBE 系统，在其下拉菜单中添加六个子系统：有产品和零部件信息库管理子系统、典型零件参数化设计子系统、设计计算公式库子系统、嵌入式机械设计电子手册、压缩机装配设计向导子系统、关键零件 CAE 分析向导子系统。

UG/Open API 是 UG 提供的二次开发程序设计模块，具有与外部高级开发语言的接口，能够实现强大的图形绘制、装配、工程图的生成和一定的文件管理功能，主要进行 UG 的功能调用。本 KBE 系统开发过程中利用 VC ++ 与 UG/Open API 相结合的方式运行 DLL 文件来调用 UG 本身的功能模块，如三维建模模块、装配模块、CAE 分析模块等，主要调用的函数有 UF _ PART、UF _ DISP、UF _ MODL、UF _ UI、UF _ ASSEM 等。

KBE 二次开发关键是实现 DLL 文件与 UG 菜单的无缝集成，DLL 文件主要是在 VC ++ 平台上通过编译链接程序所产生的。在本 KBE 系统开发中，结合 VC ++ 自身所支持的 C ++ 语言以及相应的各种控

件，与 UG/Open API 相结合来进行编程，编译调试直至得到所需要的界面以及运行 DLL 文件。如在参数化设计模块中采用 VC ++ 的 list、edit、button、tree 等控件等，设计出所需的界面布置，然后通过 C ++ 语言对控件进行初始化、添加 API 函数实现对 UG 的调用，将 UG 中的功能模块与 VC ++ 中的控件功能相结合，最后将结果直观的反应到用户界面上。

设计知识库的建立，主要是 ADO（Active Data Object，即 ActiveX 数据对象）和 OLE-DB（Object Linking and Embedding-DataBase，即对象连接与嵌入）相结合，共同开发 Windows 底层的 Access 数据库实现。

（3）压缩机设计 KBE 系统主要功能简介

1）产品及零部件信息库管理子系统

主要功能包括按产品及零部件分类查询、按产品设计 BOM 展开查询、与产品和零部件 BOM 节点对应的设计图文档、工艺/工装设计图文档、CAE 分析报告、试制、试验报告等关联和查询，利用嵌入式浏览器可在 UG 设计环境下浏览、批阅多种常用三维 CAD 图形格式、OFFICE 文档；在用户权限管理下，可对管理的产品和零部件信息进行添加、修改、删除等操作。该产品和零部件信息管理子系统能通过数据接口与其他 CAD 或 PDM 系统进行数据交换（图 10.8-44）。

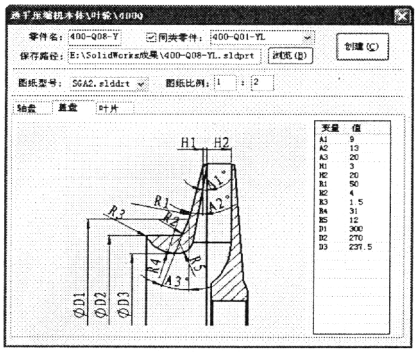


图 10.8-44　产品及零部件信息库管理子系统主界面

2）压缩机零件参数化设计子系统

主要功能包括在零件参数化库中查询相似的零件，提取 UG 系统中显示零件中的参数表达式到界面上的 list 表格中，查看及上传零件相应的二维视图，修改零件的参数，从公式库中调入校核所需要的公式并根据输入参数的值进行计算，同时可以将校核结果显示到编辑框中，也可以以文档格式保存到电脑中以备下次查看，校核合格后可直接将参数值传递到 list 表中的参数，反之，若校核不合格，则需重新修改参数值进行计算，直至合格为止。一旦需要修改的参数值确定，即可更新模型，生成的新模型可以直接保存到零件参数化库中备用（图 10.8-45）。

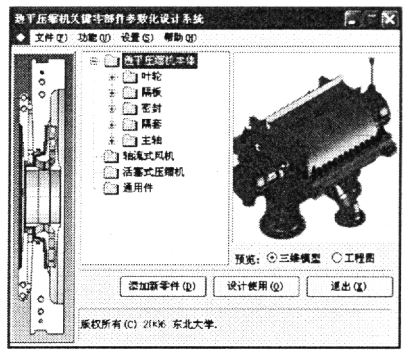


图 10.8-45　压缩机零件参数化子系统主界面

3）设计计算公式库子系统

主要功能包括对所有公式的查询、浏览和调用，在管理员权限下，可对公式库进行添加、删除、编辑等操作（图 10.8-46）。

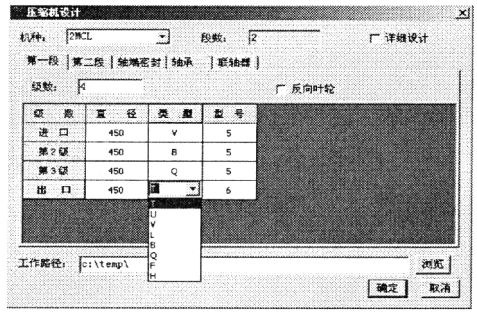


图 10.8-46　设计计算公式库子系统主界面

4）压缩机装配设计向导子系统

主要功能包括根据产品 BOM 的展开查看相关零部件节点对应的装配过程设计文档，以及装配过程的视频 avi 文件，该子系统中存入的是典型压缩机产品的装配过程演示，用户可根据自己的需要添加其他产品的装配设计过程文档，形成新的装配设计向导（图 10.8-47）。

5）关键零件 CAE 分析向导子系统

主要功能包括查看关键零件 CAE 分析过程中，每个步骤对应的 CAE 文档，及其对应的视频 avi 文件，用户可根据自己需求，添加新零件 CAE 分析文档（图 10.8-48）。

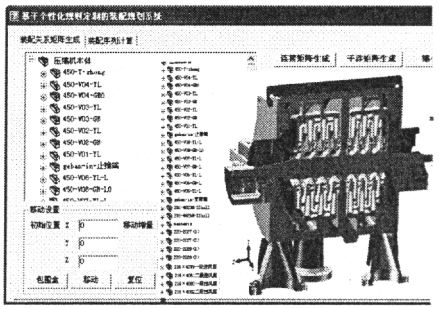


图 10.8-47　产品装配设计向导子系统主界面

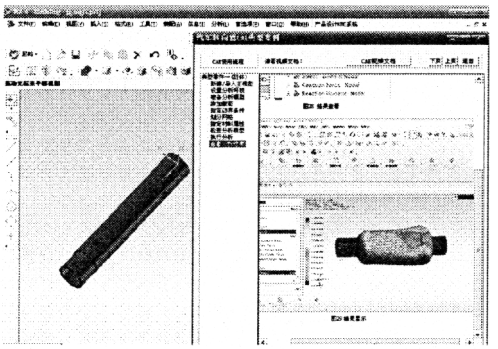


图 10.8-48　关键零件 CAE 分析向导子系统主界面

6）嵌入式机械设计电子手册子系统

为了能够方便地查询设计中所需要的设计信息和标准知识，本 KBE 系统嵌入了机械设计电子手册，通过 UG 菜单直接调用手册。机械设计电子手册主要提供通用机械基础数据查询、多种常用的 2D 或 3D 标准件图库、多达 10 万条容量的英汉/汉英机械工程大词典。

1.5　数字化设计应用实例

以某全断面掘进机制造企业的转数字样机设计为例，介绍产品数字化设计步骤。

1）客户需求分析，初步方案设计主要参数确定

隧道直径 15.5m，盾构机需要 16m 级；盾构机需要长距离地抵抗 1.7MPa 左右的水压力；对盾构机主轴承及盾尾刷的密封性提出更高要求。盾构机需要有单机掘进 13km 的能力；满足长距离掘进条件下，盾构机高水压的密封措施的耐久性。

2）零件实体数字建模与装配（图 10.8-49）

根据盾构机的运动特点，将其分解为刀盘、管片拼装机、前盾、中盾、后盾、尾部以及其他主要部件。首先利用 SolidWorks 分别对盾构机关键功能部件进行建模，最后用 SolidWorks 把它们组装成一台完整的盾构机。

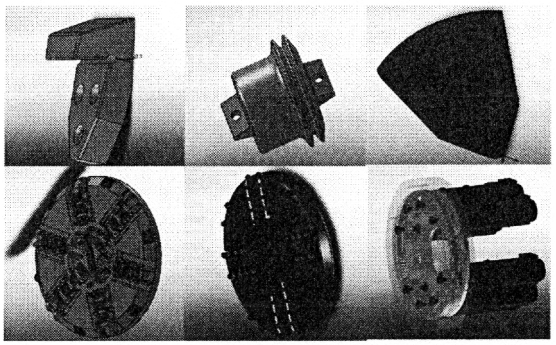


图 10.8-49　零件与子装配体建模

对各个功能部件建完模型后，对盾构机后部给及装置及其他装置进行建模。建模完成后，在 SolidWorks 中把各个功能部件装配起来。图 10.8-50 清晰地展示了全断面盾构机各功能部件在 SolidWorks 中装配后的效果，为了让内部结构更清晰，在 SolidWorks 中把部分部件的透明度进行了改变。

3）多刚体运动学、动力学仿真分析、有限元分析

全断面掘进机必须具有良好可靠性能，其结构必须具有良好的静动特性，故对其进行静力学和动力学分析和有限元进行分析。对 H 梁、刀盘连接体和管片安装机微调机构等典型关键零部件进行了有限元分析，分析方法可为零部件优化设计提供参考，为掘进机的设计制造提供参考依据。

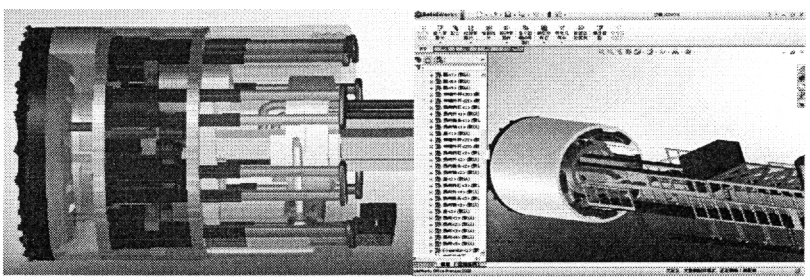


图 10.8-50　盾构机在 SolidWorks 中的装配图

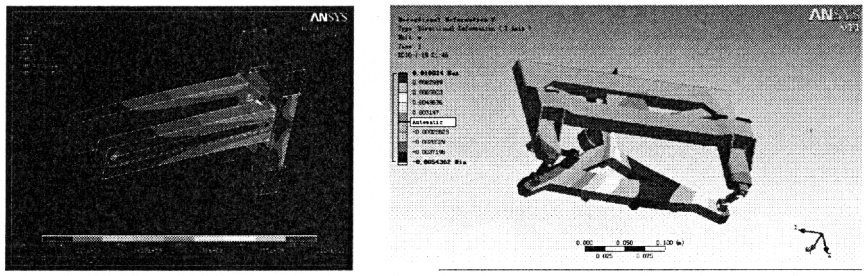


图 10.8-51　H 梁和微调机构有限元分析结果

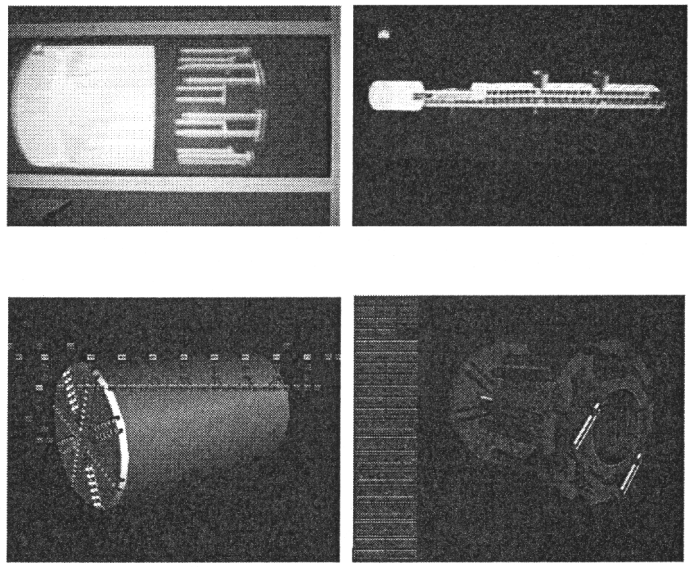


图 10.8-52　全断面掘进机仿真程序截图

4）数字样机三维立体化显示

设计人员根据客户的需求，设计出二维的图样或者模型，很难达到一个直观、真实的显示效果。如何把新产品运用三维显示技术真实的显示出来，是企业快速应对市场的需要。下面简要介绍两种不同类型的数字样机显示技术在全断面掘进机上的应用。

①面向全断面掘进机的虚拟设计、制造系统构建和应用实例一

基于大型的增强现实平台，这种系统的特点是显示效果比较逼真，沉浸感好，但是需要昂贵的增强现实平台。如图 10.8-52，基于 SGI Onyx4 可视化系统和科视（Christie）投影系统等硬件构建了一套面向全断棉掘进机的虚拟制造系统。在该系统上能够基于 Division Mockup 实现全断面掘进机的装配仿真和功能仿真，如图 10.8-52 上部，也能够基于 OpenGL Performer 开发独立的全断面掘进机仿真程序，如图 10.8-52 下部。

②面向全断面掘进机的虚拟设计、制造系统构建和应用实例二

基于先进的网络技术，可以构建完整的基于 Web 的功能仿真系统。构建方法比较简单、实用，不需要大的投资，但是显示效果不太理想。采用了浏览器/服务器（B/S）结构，利用 Internet 技术，将用于仿真的 VRML 程序模型以及实现动态交互功能的 Java 和 JavaScript 程序放在 Web 服务器上，构建了完整的具有用户注册、加工仿真、产品评价等功能的系统。这样开发效率高，周期短，任何一台能连接到 Internet 的机器，都能通过浏览器访问系统，并且具有可以跨平台操作的特点。图 10.8-53 是系统的主界面截图。

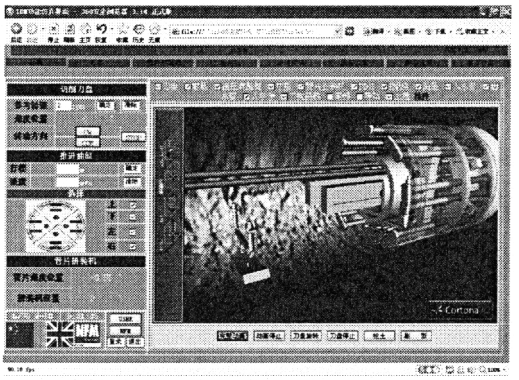


图 10. 8-53　基于 Web 的全断面掘进机功能仿真系统主界面

2　数字化仿真与分析技术

2. 1　数字化仿真与分析技术概述

随着信息技术的快速发展，全球化、网络化和拟实化已成为 21 世纪制造业发展的重要特征；特别是数字化仿真与分析技术的出现，已成为现代制造技术与系统发展的必然趋势，为制造业中复杂产品设计和制造提供了手段。近年来，为了缩短产品的开发周期、降低生产成本，提出了各种各样的制造模式，在这些新的制造模式中，数字化仿真与分析技术是产品的设计、开发与实现过程在计算机上实现，即在高性能计算机及高速网络的支持下群组协同工作，进行仿真与分析，检查产品设计和制造的合理性、预测其制造周期和使用性能，以便及时修改设计，更有效地灵活组织生产、以实现产品制造全过程的最优化。

目前制造技术的目标是以最短的时间、最低的成本和最有效的方法制造出高质量、高性能的产品。由于产品的复杂性增加和富有竞争性的产品生命周期的缩短，实际产品的实现和测试成为成功开发具有经济优越性的新产品的主要瓶颈。当前新产品的设计过程引用了数字化仿真与分析技术预测其性能，不仅减少硬件测试的费用和时间，而且减少反复对物理样机改进的次数，数字化仿真技术能很好地解决开发产品的 T（Time 最快的上市时间）、Q（Quality 最好的产品质量）、C（Cost 最低的产品成本）、S（Service 良好的产品服务）。而现代设计模式的新产品设计与试制过程中增加了建模、仿真和分析环节，可以在计算机上进行预测和评估产品的性能，当评价结果不满意时，进行修改设计的过程也是在计算机上完成，可以多次修改及优化产品设计方案，直到达到满意的设计要求，再制造实际样机，从而降低与昂贵物理样机试验成本，以更快的速度做出更好的实物样机，形成性能更好的产品，以满足市场需求。

数字化仿真和分析技术，涉及包括产品设计、工艺设计和制造过程的所有分析，其特点是建立计算模型并进行数字化仿真分析。通过仿真结果对其设计质量包括外观、功能、性能、成本、可制造性、安全可靠性及制造周期等指标进行分析和评价，对其未来的工作状态进行模拟，及早发现设计中的不足，并证实未来工程中的、产品功能和性能的可用性与可靠性。数字化仿真和分析技术能够对特定产品进行性能分析、预测和优化，以实现产品的技术创新。随着高性能计算机系统的发展，数字化仿真和分析软件将成为工程师实现其工程创新和产品创新的得力助手和有效工具。人们使用数字化仿真和分析软件，对其创新的设计方案快速实施性能与可靠性分析，并进行虚拟运行模拟，及早发现设计缺陷，在实现创新的同时，提高设计质量，降低研究开发成本，缩短研究开发周期。

2. 2　数字化仿真技术

2. 2. 1　数字化仿真的内涵及作用

数字化仿真在实体尚不存在或者不易在实体上进行试验的情况下，通过对考察对象进行建模，用数学方程式表达出其物理特性，然后编制计算机程序，利用仿真模型来模仿实际系统所发生的运动过程并进行试验，在模拟环境下实现和预测产品在真实环境下的性能和特征（动态的和静态的），通过考察对象在系统参数、内外环境条件改变的情况下，其主要参数如何变化，从而达到全面了解和掌握考察对象特性的目的。

数字化仿真包含从建模、施加负载和约束到预测在真实状况下的响应等一系列步骤。仿真技术综合集成了计算机、网络技术、图形图像技术、多媒体技术、软件工程、信息处理、自动控制、相似原理、系统技术及其应用领域有关的专业技术，是以计算机和各种物理效应设备为工具，利用系统模型对真实的或设想的系统进行动态实验研究的一门多学科的综合性技术，已经发展成为一门新兴的高科技技术。数字化仿真主要研究数字仿真方法、仿真语言、仿真技术、仿真计算机及其应用。

数字化仿真方法研究包括仿真算法、仿真模型的建立、仿真模型的误差及仿真算法的选择等；仿真语言研究仿真的程序设计，它们是在高级语言的基础上建立起来的，近年来已有几十种仿真语言问世；仿真技术研究并行处理的全数字仿真技术和模拟仿真中的

寻优技术；仿真计算机则是研究仿真专用计算机的结构与特点。数字化仿真方法是一种综合了实验方法与理论方法二者的优势，但又具备自己独特之处的全新的研究方法，它在科学方法论体系中应处于独立的地位。尽管数字化仿真方法中的系统模型建立的原则与数学方法中数学模型的建立原则基本相同，但是数字化仿真方法要比单纯的数学方法复杂得多，还须设计仿真模型、编制仿真程序、借助计算机系统去完成高速求解和逻辑判断任务以及实施仿真实验。因此具有如下特点：

（1）通用性——仿真建模是通用的，能用来表示广大范围的实际系统；

（2）柔性——计算机建模是柔性的，可以很方便地修改以表示各种系统模型或更换信息；

（3）费用低——计算机仿真系统的使用可以在没有建成实际系统的情况下，通过仿真进行设计，分析或重新设计；

（4）整体性——计算机仿真技术允许在不对实际系统进行分割的情况下，对系统进行设计，分析或重新设计；

（5）完整性——计算机仿真可以在想象得到的任何条件、参数、操作特性下进行仿真。设计人员应用这种技术可以在设计阶段直观地检查出各种运动轨迹、数学模型和干涉发生的原因，把设计风险降到最低，还可以模拟产品初期阶段的试制过程，大大地降低生产成本。

数字化仿真在科学研究和产品开发中发挥的作用越来越大，数字化仿真规模由小到大、从局部到整体、由以实物及外场为主向以数学模型及实验室内仿真为主，仿真应用由军事领域普及到了国民经济的各个方面。任何一个学科只要理论上较完备，就可借助数字化仿真方法进行开拓性的研究。不少学科领域的科学家利用数字化仿真方法进行了全新的理论探索和应用研究，取得了许多用其他方法无法得到的重大成果。作为系统全生命周期中各阶段的重要技术手段和工具，目前正广泛地应用于国民经济及军事的各个领域，并已在各类大型工业制造、运输系统控制与培训得到了成功的运用。数字化仿真在系统分析与设计中的应用主要有以下几个方面：

（1）在系统理论研究中的应用：对系统理论的研究，过去主要依靠理论推导。现在，数字化仿真技术为系统理论研究提供了一个十分有利的工具。它不仅可以验证理论本身的正确与否。而且还可以进一步暴露系统理论在实际应用中的矛盾与不足，为理论研究提供新的研究方向。目前，在最优控制、自适应控制和大系统的分解协调控制等理论问题的研究中都应用了仿真技术。

（2）在系统设计与分析中的应用：对尚未建立起来的系统进行方案论证及可行性分析，为系统设计打下基础；在系统的设计过程中利用仿真技术可以帮助设计人员建立系统模型，进行模型简化及验证，并进行优化设计；在系统建成之后，可以利用仿真技术来分析系统的运行状况，寻求改进系统的最佳途径，找出最优的控制策略。

（3）在专业人员培训与教育方面的应用：数字化仿真应用于培训和教育是它应用的另一个重要的方向。现在已经为各种运载工具（包括飞机、汽车和船舶等）以及各种复杂设备及系统（电站、电网和化工设备等）制造出各种训练仿真器。它们在提高培训效率、节约能源及安全培训等方面起着十分重要的作用。

2.2.2　数字化仿真的发展历史及现状

数学仿真的基本工具是计算机，通常又将数学仿真称为数字化仿真。按照所使用的计算机的种类的不同，可以将数字化仿真分为模拟数字化仿真、数字数字化仿真和混合数字化仿真。

（1）模拟数字化仿真

模拟计算机是由运算放大器组成的模拟计算装置，它包括运算器、控制器、模拟结果输出设备和电源等。模拟计算机的基本运算部件为加（减）法器、积分器、乘法器、函数器和其他非线性部件。这些运算部件的输入/输出变量都是随时间连续变化的模拟量电压，故称为模拟计算机。

模拟仿真是以相似性原理为基础的，实际系统中的物理量，如：距离、速度、角度和质量等，都用按一定比例变化的电压来表示，实际系统某一物理量随时间变化的动态关系和模拟计算机上与该物理量对应的电压随时间变化的关系是相似的。因此，原系统的数学方程和模拟机上的方程是相似的。只要原系统能用微分方程、代数方程（或逻辑方程）描述，就可以在模拟机上求解。

模拟仿真具有以下特点：

1）能快速求解微分方程。模拟计算机运行时各运算器是并行工作的，模拟机的解题速度与原系统的复杂程度无关。

2）可以灵活设置仿真试验的时间标尺。模拟机仿真既可以进行实时仿真，又可以进行非实时仿真。

3）易于和实物相连。模拟数字化仿真是用直流电压表示被仿真的物理量，因此和连续运动的实物系统连接时一般不需要 A/D、D/A 转换装置。

4）由于受到电路元件精度的制约和易于受到外界的干扰，所以模拟仿真的精度一般低于数字数字化仿真，且逻辑控制功能较差，自动化程度也较低。

（2）数字化仿真

数字化仿真使用的工具是通用数字计算机。20 世纪 60 年代后期数字计算机逐渐取代早期采用的模拟计算机，成为主要仿真工具，它把数学模型当作数字计算问题，用求解的方法进行处理。随着数值分析及软件的发展，数字仿真领域不断扩大，数字式仿真几乎可以应用于如系统动力学问题、系统中的排队、管理决策问题等所有工程和非工程领域。

数字仿真模型的建立与模拟仿真有很大不同，不是建立在数学模型相似的基础上，而是建立在离散数值计算的基础上。数字计算机的运算对象是二进制数码，因而机器变量表现为离散的型式，为了使数字计算机能够识别，必须将连续的数学运算转换为离散的数值计算。另外，数字化仿真需要选择合适的数值计算公式，研究各种仿真算法，以实现系统模型的离散化和建立仿真模型，然后再运用适当的算法语言编制仿真程序。近年来已经开发出的大量数字仿真软件包大大地提高了数字数字化仿真的自动化程度。

数字仿真的特点是：

1）数值计算的延迟。任何数值计算都有计算时间的延迟，其延迟的大小与计算机本身的存取速度、运算器的解算速度、所求解问题本身的复杂程度及使用的算法有关。

2）仿真模型的数值化。数字计算机对仿真问题进行计算是采用数值计算，仿真模型必须是离散模型，如果原始数学模型是连续模型，则必须转换成适合数字计算机求解的仿真模型，因此需要研究各种仿真算法。

3）计算精度高。特别是在工作量很大时，与模拟机相比具有更大的优越性。

4）实现实时仿真比模拟仿真困难。对复杂的快速动态系统进行实时仿真时，对数字计算机本身的计算速度、存取速度等要求高。

5）利用数字计算机进行半实物仿真时，需要有 A/D、D/A 转换装置与连续运动的实物相连接。

（3）混合数字化仿真方法（混合仿真方法）

混合仿真使用的工具是混合计算机。混合计算机是由模拟计算机、数字计算机以及专用的混合接口（A/D、D/A 转换装置）组成的计算机系统，兼有模拟计算机的快速性及数字计算机的灵活性。混合数字化仿真将模拟仿真与数字仿真的优点结合起来，可充分发挥模拟计算机和数字计算机两者各自的长处，即模拟计算机的高速处理能力以及数字计算机的高精度、高存贮及强逻辑功能。它不仅能解决系统动力学问题、管理决策等问题，而且最近也应用于解偏微分方程和求最优值的问题。

由于混合仿真可充分发挥模拟仿真和数字仿真各自的优势，因此提高了处理复杂工程系统仿真时的能力，可用于处理复杂、快速系统的实时仿真问题。但是，由于混合计算机硬件构造上的特点，其所用的硬件、软件与数字计算机相比要复杂得多，并且造价高昂，因此仅仅应用于宇航、航空等少数领域，难以在民用部门推广。

混合仿真系统的特点是：

1）混合仿真系统可以充分发挥模拟仿真和数字仿真的特点。

2）仿真任务同时在模拟计算机和数字计算机上执行，这就存在按什么原则分配模拟计算机和数字计算机的仿真任务，一般是使模拟计算机承担精度要求不高的快速计算任务，数字计算机则承担高精度、逻辑控制复杂的慢速变化任务。

3）混合仿真的误差包括模拟机误差、数字机误差和接口误差，这些误差在仿真中均予以考虑。

4）一般混合仿真需要专门的混合仿真语言来控制仿真任务的完成。

（4）全数字并行数字化仿真方法（并行仿真方法）

并行仿真的工具是全数字并行计算机。并行仿真就是利用并行计算机系统在多台处理机上对同一复杂模型进行并行求解，以便大大缩短仿真运行时间，或者实现对该系统的实时求解与控制。并行计算机系统通过利用多个计算机资源去完成某个单一的作业（即并行处理），以获得很高的处理速度。并行计算机的结构若从资源开发的角度可分为空间并行处理和时间并行处理两大类。空间并行处理又分为阵列处理（单指令多数据流——SIMD 系统）和功能并行处理（多指令多数据流——MIMD 系统）。时间并行处理主要指流水线处理（多指令单数据流——MISD 系统）。

并行仿真不管是在专用仿真计算机或是通用阵列计算机上实施，都需要解决诸如设计实用可靠的并行仿真算法，计算任务在各台处理机上的合理分配，各处理机间的通信方式，并行仿真算法在并行计算机上的实现等问题。具有处理速度非常高，因而适用于特大型复杂动态系统的实时仿真。另外并行处理系统在硬件与软件的设计和实现上都存在一些问题，并行仿真硬件与软件还难以实现最佳匹配，这都使得并行计算机的优势难以得到充分发挥。

2.2.3　数字化仿真的一般过程

无论哪种类型的仿真都是以系统数学模型为基础的，在一定假设条件下进行的信息处理过程，是在仿真基础上进行的实验研究的过程。数字化仿真包括系统、模型和计算机三个要素。数字化仿真的主要工作有：数字化仿真实验总体方案设计；仿真系统集成；仿真试验规范和标准制定；各类模型的建立、校核、验证及确认；仿真系统的可靠性和精确度分析与评估；仿真结果的认可和置信度分析等，涉及面十分广泛。为了使仿真试验顺利进行并获得预期的效果，必须把针对某一实际系统的仿真试验作为一项系统工程来抓。通常系统的仿真试验是为特定的目的而设计的，是为仿真用户服务的，因此，复杂系统的仿真实验需要仿真者与用户共同参与，从这个意义上来说，仿真试验应该包括这样几个阶段的工作。对于不同类型的数字化仿真方法，数字化仿真的具体内容区别很大。概括地说数字化仿真包括“系统模型和仿真模型的建立——仿真实验——分析”这三个基本部分，包括从建模到实验再到分析的全过程，具体步骤如图10.8-54所示。

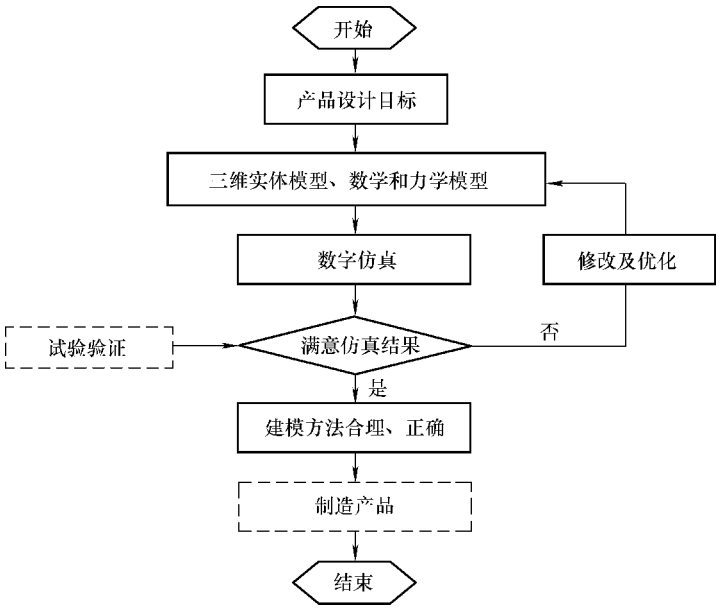


图10.8-54　数字化仿真的一般过程

随着科学技术的快速发展，数字化仿真与分析技术不仅为机械系统运动学与动力学分析提供方法，而且应用到设计、制造和加工的整个过程。在设计过程中反复改变虚拟模型，调整各种设计方案直到获得满意的性能，不仅缩短了产品的开发周期和降低了成本，而且提高了产品质量。它涉及多体动力学、计算方法与软件工程等学科，利用软件建立机械系统的三维实体模型、数学和力学模型，分析和评估系统的性能，从而为物理样机的设计和制造提供参数依据。借助于这项技术，设计者可以在计算机上建立机械系统的模型，模拟在现实环境下系统的运动、动态和加工特性，并根据仿真结果进行优化设计。如图10.8-54所示，如果设计目标是一种新的方法，所获得建模和仿真结果通过试验验证；如果设计是一种新的产品则无法通过试验验证。通过在计算机上建立虚拟样机，然后进行修改和优化，最后制造出产品。这种技术在设计阶段就可以对整个系统进行完整的分析，以达到预测产品性能的目的，从而降低成本，缩短生产周期，提高生产效率。

（1）建模阶段

在这一阶段中，通常是先分块建立系统的模型。若为数学模型则需要进行模型变换，即把数学模型变为可以在仿真计算机上运行的模型，并对其进行初步的校验；若为物理模型，它需要在功能与性能上覆盖系统的对应部分。然后根据系统的工作原理，将子系统的模型进一步集成为全系统的仿真实验模型。

（2）仿真模型设计

将原始的数学模型通过一定方式转换成相应模拟电路或采用计算机语言可表示和操作处理的仿真模型，使其能在计算机上实现和运行。仿真模型反映的是系统模型和计算机间的相互关系，其核心表现为一种算法。由于算法设计存在着一定误差，因而仿真模

型是实际系统的第二次简化（二级近似），通常是离散系统方框图或差分方程（离散方程）的型式。模拟模型由各种线性运算部件（运算放大器、加法器、积分器、系数器等）组成的物理模型构成。为了保证模型的运算精度，各部件的误差必须限制在一定的范围内。在数字仿真中，仿真模型通常表现为一个近似的数值计算公式（仿真算法）。连续系统一般用微分方程描述；而离散系统一般用差分方程描述。常用的仿真算法有欧拉法、四阶龙格-库塔法、屠斯丁法，状态转换法等。混合仿真模型一般被配置在模拟计算机和数字计算机两个部分，模型中的快速运算任务由模拟计算机承担，而逻辑推导和高精度计算任务则由数字计算机承担。并行仿真模型算法必须结合计算机硬件和软件的特点才能设计出来。目前的并行算法都是针对 SIMD 或 MIMD 系统的，且大多数倾向于前者。

（3）仿真程序编制

仿真模型在实际运行之前，必须编制相应的仿真程序，即计算机能够识别并执行的各种指令。编制的仿真模型程序必须进行调试，通过改变相关条件对计算结果进行分析、处理，从而检验仿真程序是否满足仿真试验的要求。由于各种语言在性能上存在差异，因而仿真程序（程序模型）是实际系统的第三次简化。模拟仿真程序的编制是指按照运算步骤设计框图，将相应运算部件的输入和输出连接起来，他们通常都被接到一个统一的排题板上，并依一定规律配置连接孔。数字仿真程序可按照各种专用或通用仿真语言如 CSMP、CSSL、SBASIC、GASPIV、ACSL 等进行编制，一般包括准备及输入程序段、运行程序段、运算程序段、存贮程序段、输出程序段五大部分。经常重复出现的程序段一般被编成通用的子程序模块和针对特殊应用领域的应用程序包，供随时调用。混合仿真程序必须考虑混合软件快速响应和处理外部中断的能力，以确保数字计算机、模拟计算机以及中间接口这三者在运算过程中的同步，使两种类型计算机的程序设计语言保持一致。同时还应具备人对机器实行干预的功能，顾及模拟计算机和中间接口部分的一般操作程序的应用。并行仿真程序必须考虑并行计算机硬件结构的特点，否则机器的效率将大受影响，例如一些并行算法适合在阵列机上运行，而另一些却只适合在流水线向量机上运行。

现在市场上已有很多编制好的仿真程序软件，如 MATLAB、ADAMS 等，在进行数字化仿真时，可根据解题需要选择对应的仿真分析软件即可，不必什么都自己从头做起。

（4）模型试验阶段

在这一阶段中，首先要根据试验目的制定试验计划、核试验大纲，在计划和大纲的指导下，设计一个好的流程，选定待测量变量和相应的测量点，以及适合的测量仪表。之后转入模型运行，即进行仿真实验并记录结果。

（5）结果分析阶段

结果分析在仿真过程占有重要的地位。在这一阶段中需要对试验数据进行去粗取精、去伪存真的科学分析，并根据分析的结果做出正确的判断和决策。因为试验的结果反映的是仿真模型系统的行为，这种行为能否代表实际系统的行为，往往得由仿真用户或熟悉系统领域的专家来判定。如果得到认可，则可以转入文档处理，否则，需要返回建模和模型试验阶段查找原因，或修改模型结构和参数，或检查试验流程和试验方法，然后再进行试验，如此往复，直到获得满意的结果。数字仿真语言是现代仿真工具，因其相对简单而被广泛采用。仿真语言最大的优点是软件相对独立于硬件装置，其缺点是仿真速度不能满足实时仿真的要求。

2.2.4　数字化仿真与分析相关软件

仿真与分析软件是一类面向仿真与分析用途的专用软件，它的特点是面向问题、面向用户。它的功能可概括为：

1）模型描述的规范及处理。

2）仿真试验的执行与控制。

3）资料与结果的分析、显示及文档化。

4）对模型、试验程序、资料、图形或知识的存储、检索与管理。

根据上述功能的实现情况，仿真软件分为仿真程序、仿真语言、仿真环境三个不同的层次。

仿真软件包括仿真程序和仿真语言，其中仿真程序是仿真软件的初级型式。是仿真软件的基本组成部分。仿真程序用于某些特定的问题的仿真，可提供许多算法；仿真语言则为用户提供更强的仿真功能，适用于不同领域的多种系统的仿真。仿真程序主要是采用高级计算机语言开发出来的，早期使用 Basic 语言，而现在一般使用 Fortran 语言和 Visual C 语言开发仿真程序，并且还发展到采用 Visual C ++ 语言来开发面向对象的计算机仿真程序。仿真程序一般对计算机的硬件要求比较低，一般的计算机只要配置了相应的算法语言程序就可以运行。仿真程序可以针对不同的问题作适当的修改，以满足不同的需要；仿真程序使用比较简单，只需要输入系统模型和系统参数即可，并可选择多种积分算法。但仿真程序在功能上一

般比较简单，只适于解决某一特定领域的一些小型仿真问题。

目前常用的典型数字化建模与仿真软件有许多种类型：根据不同要求，采取不同成熟软件进行设计。其中三维实体造型软件已广泛应用于机械设计及制造领域，如SolidWorks、Pro/E、UG和CATIA等功能强大的软件，这些三维实体建模软件可以快速地建立零件、进行装配，非常直观看到物体的每个位置和方向，可以检验干涉、碰撞等现象的发生，可以非常形象地看到物体运动，以及设计和制造的整个流程；运动学和动力学仿真软件，如美国MSC. ADAMS，德国SIMPACK，比利时DADS，该类软件采用数字化虚拟现实技术，在给出初始条件下，通过这些软件很容易测出物体某个零件的位移、速度、加速度、力、转矩等。有限元分析软件，如MSC. NASTRAN，ANSYS、ABAQUS等，能够进行包括结构、热、声、流体以及电磁场等学科的研究，尤其在电子和制造业等领域有着广泛的应用；控制仿真软件，如MATLAB很快解决数学计算上和控制方面难以解决的问题。通过这些软件建立可信度高的数字化模型和实体模型，等效简化实际工况进行虚拟试验，在设计阶段可以完全预测评价产品的各项性能，如图10. 8-55所示。本章主要介绍ADAMS、ANSYS、MATLAB工具包、VRML软件及编辑语言。

图10. 8-55　数字化仿真与分析相关软件

（1）MSC. ADAMS软件

ADAMS在工程中的应用是通过界面友好、功能强大、性能稳定的商品化虚拟样机软件实现的。

ADAMS软件包括三个最基本的解题程序模块：ADAMS/View（基本环境）、ADAMS/Solver（求解器）和ADAMS/PostProcessor（后处理）。ADAMS/View提供一个直接面向用户的基本操作环境，包括样机的建模和各种建模工具、样机模型数据的输入与编辑、与求解器和后处理等程序的自动连接、虚拟样机分析参数的设置、各种数据的输入和输出、同其他应用程序的接口等。ADAMS/View环境完成虚拟样机的前处理工作。

ADAMS/Solver是求解机械系统运动和动力学问题的程序。完成样机分析的准备工作以后，ADAMS/View自动调用ADAMS/Solver模块，求解样机模型的静力学、运动学、或动力学问题，完成仿真分析以后再自动地返回ADAMS/View操作界面。ADAMS/PostProcessor模块具有很强的后处理功能，它可以回放仿真结果，也可以绘制各种分析曲线，还可以对仿真分析曲线进行数学和统计计算。此外，ADAMS软件还包括其他扩展模块，例如图形接口模块ADAMS/Exchange、柔性分析模块ADAMS/Flex、工程专业模块ADAMS/Car、ADAMS/Aircraft等。

（2）有限元分析软件ANSYS

ANSYS 软件是美国 ANSYS 公司开发的、用于计算机辅助工程的大型有限元分析程序。ANSYS 软件在其不断发展过程中，逐渐形成了其丰富的功能，包括结构高度非线性分析、电磁分析、计算流体动力学分析、设计优化、接触分析、自适应网格划分等功能。ANSYS 设计数据访问模块（DDA）能够将使用 CAD 建立的模型输入到 ANSYS 程序中，DDA 为与设计数据密切相关的分析求解提供保证，并可通过先进的接口访问分析结果。ANSYS 软件可在大多数计算机及操作系统上进行，它的文件可在其所有的产品系列和工作平台上兼容。ANSYS 软件能与多数 CAD 软件实现数据的共享和交换，如 Pro/E，UG，AutoCAD 等。

（3）CACSD 软件 MATLAB

MATLAB 软件，是美国 MathWorks 公司开发的，它具有强大的矩阵运算能力，后来针对信号处理、应用数学等学科加入各种实用的专用工具箱，使其越来越完善，功能越来越强大；另外具有大量的工具箱和丰富的函数，以及图形和用户界面、仿真功能模块库和开发调试工具等，功能强大；由于采用矢量化运算运算速度快，且具有应用编程接口、预处理文件、实时代码生成及外部运行模式及丰富的求解器。软件具有开放和可扩展性，可以自定义数据类型（面向对象编程），具有 C/C ++ 数学库和图形库，可建立独立可任意发布的外部应用、进行图形界面设计、采用应用编程接口、用户自定义扩展功能模块、自定义实时应用模块等。目前，已经广泛应用于制造业、航空航天、电信行业、计算机外设开发、教育、科学研究、金融财务等领域。

（4）VRML（Virtual Reality Modeling Language 虚拟现实建模语言）是一种可以在万维网上发布的，采用文本信息描述交互式三维场景的文件格式。VRML 文件描述了基于时间的三维空间即虚拟现实，它包含了图形对象和听觉对象，可以通过多种机制动态修改。

VRML 定义了一种把三维图形和多媒体集成在一起的文件格式。在语法上，VRML 文件是一种显式地定义和组织三维多媒体对象的集合；在语义上，VRML 文件描述了基于时间的交互式多媒体信息的抽象行为。VRML 是一种 3D 交换格式，它定义了当今 3D 应用中的绝大多数常见概念，诸如变换层级，光源，视点，几何，动画，雾化，材质属性和纹理映射等等 VRML 文件是一个基于时间的三维空间，包含了可以通过多种机制进行动态修改的图形和听觉对象。

VRML 具有如下的基本特性：VRML 可以通过包含关系将多个文件（包括 VRML 文件和其他标准图像、声音和视频文件等）组织在一起，层次性的包含关系使得创建任意大动态场景成为可能；VRML 内建了支持多个分布式文件的多种对象和机制，适用于分布式环境。VRML 采用 C/S（客户/服务器）访问方式，实现了平台无关性。VRML 使用了（优于普通 3D 建模和动画的）VR 实时 3D 着色引擎，能提供更好的交互性。VRML 还提供了 6（3 个方向的移动和转动）+1（与其他三维空间的超链接）个自由度；VRML 采用 ASCII 文本来描述场景和链接（似 HTML 和 XML）。也可以压缩成 . zip 和 . rar 文件，还有二进制文件格式；VRML 具有可伸缩性，能够适应不同的硬件设备和网络环境，还可以进行扩充（可以根据需要，来定义自己的对象及其属性，并通过原型、描述语言等机制，使 VRML 浏览器能够解释这些对象及其行为）。

2.3　数字化分析技术

2.3.1　数字化分析技术内涵及其软件

随着计算机技术的快速发展，数字化分析技术是快速解决实际问题的重要手段之一。数字化分析技术是基于计算机建模与仿真方法对工程或产品设计和制造过程的成本、外观、功能、性能、可制造性、安全可靠性及制造周期等指标进行分析和评价，从而实际产品和工程的设计和制造提供参考依据及其优化。

数字化仿真分析技术主要包括：几何仿真分析和物理仿真分析。几何仿真分析主要从几何角度分析产品的运动状态、加工过程中干涉、碰撞及 NC 代码检验等。物理仿真分析主要分析产品物理特性，如结构力学（包括线性与非线性）、加工动力学、流体力学、电路学、电磁学等。而越来越多的发展更结合不同的领域，像流体与结构力学的结合，电路学与电磁学的结合，应用也越来越广泛。

目前常用的数字化仿真分析软件有 CAE、VP、CFD 等。CAE 指工程设计中的计算机辅助工程分析，是用计算机辅助求解分析复杂工程和产品的结构力学性能，以及优化结构性能，其发展越来越迅速。产品的动力传动可以借着机构系统仿真分析软件来虚拟各组件之间的动力传递以及组件之间有可能产生的摩擦力或接触力。而计算流体动力学 CFD 的软件可以仿真静态及动态下流体的行为以及流体与结构体之间的关系。完成前面的工作后，再使用结构力学和振动学的计算软件计算结构体的应力、应变、位移以及在振动时结构体的动态行为。当做完这些分析之后，可以

使用最佳化或参数确认对设计进行修订，并借着模型的修正重做分析以得到最好的结构。而完成实验测量可用来确认分析的误差，同时可以建立分析的可靠度。使用CAE软件并结合其他软件可以对各种不同企业建立起专家系统，更可以缩短新产品开发时间。

2.3.2　几何仿真分析技术

任何一个机电产品零部件模型都可用几何模型和属性模型来描述。几何模型表示工件的几何形状、几何尺寸及各曲面的相对位置等；属性模型表示工件的物理属性、化学属性、管理信息等。几何仿真从纯几何角度出发，在仿真过程中将产品零部件看做刚体，不考虑质量、弹性变形等物理因素的影响。机电产品各个零部件之间的相互关系由上向下逐层分解的装配关系所决定，通过零部件之间的相对位置和装配关系的描述，反映部件之间的相互约束关系。产品零部件几何模型之间的约束关系包括三类：几何关系、运动关系和相容/排斥关系。几何关系主要描述零件以及部件间的几何元素（点、线、面）之间的相互关系，它分为配合、对齐、偏置和接触四类；运动关系是描述零部件之间存在的相对运动如直线运动、旋转运动的一种关系；而相容/排斥关系表示产品部件之间存在的相容和排斥关系，即某些部件允许在同一台机床中同时存在，而某些则存在排斥，不允许在同一台机床中同时出现。

利用几何仿真，可以在计算机屏幕上逼真地显示产品整体和局部结构，从而使产品开发人员能够从不同角度、以不同的显示方式对产品进行研究和分析。通过模拟各个零部件之间的相互运动过程、装配和拆卸过程等，可以发现产品设计中可能存在的潜在碰撞和干涉错误。对发动机曲轴-连杆-活塞进行装配仿真，检验其装配过程可能产生的碰撞和干涉，有助于在产品设计阶段就发现发动机未来工作过程中可能存在问题。图10.8-56是某车铣加工中心的运动过程仿真的可视化显示。

2.3.3　物理仿真分析技术

物理力学仿真包括工程对象（如机械结构、船舶结构、大型承运结构等）的静动态、线性与非线性分析，温度场、热传导及热应力分析，磁场分析、流体场分析、电场分析及它们之间的耦合分析等。其目的就是根据分析任务的多样性和复杂性，以及目标的多重性，从系统的角度出发，以数值方法为主要手段，通过对工程对象的设计、分析、咨询等，逐步实现知识的综合信息分析及优化。

大多数工程分析问题都具有多目标、多约束、多参数、多假定及模糊性的特点，如新产品的开发设计中，新的设计方案出台之后，方案的可行性、可靠性等方面的问题。若完全依靠实物模型实验，需要消耗大量的人力、财力和时间。借助于计算机分析手段，根据不同的工程分析目的与要求，采用不同层次的分析方法，从而得到可行的满足工程需要的分析结果。

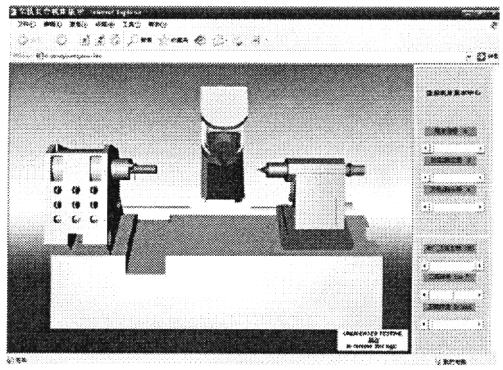


图10.8-56　基于Web的车铣加工中心运动过程仿真的可视化显示

物理力学仿真使许多过去受条件限制无法分析的复杂问题，通过计算机数值模拟得到满意的解答，使大量繁杂的工程分析问题简单化，节省了大量的时间，避免了低水平重复的工作，使工程分析更快、更准确，在产品的设计、分析、新产品的开发等方面发挥了重要作用。例如，物理力学仿真可用于车辆系统的起步加速过程的仿真，离合器接合过程的仿真，并可用于汽车动力性能、拖拉机牵引性能的分析。利用有限元技术可对发动机进行工作过程的模拟计算，以实现对产品的优化设计。

（1）结构静力学分析

结构静力学分析用来分析由于稳态外部载荷引起的系统或部件的位移、应力、应变和力。静力分析很适合于求解惯性及阻力的时间相关作用对结构响应的影响并不显著的问题。这种分析类型有很广泛的应用，如确定结构的应力集中程度，或预测结构中由温度引起的应力等。

静力学分析包括线性静力学分析和非线性静力学分析，如图10.8-57所示主轴的静力分析。

非线性静力学分析允许有大变形、蠕变、应力刚化、接触单元、超弹性单元等。结构非线性可以分为：几何非线性，材料非线性和状态非线性三种类型。

几何非线性指物体在外部载荷作用下所产生的变形与其本身的几何尺寸相比不能忽略时，由物体的变形引起的非线性响应。

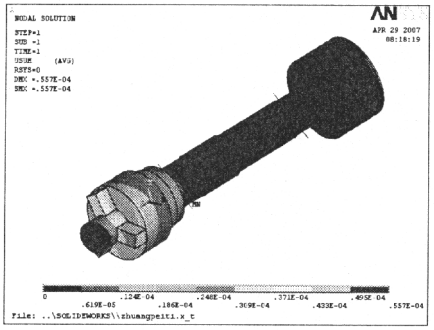


图 10.8-57　主轴系统的结构静力分析

材料非线性指物体材料变形时，材料所表现的非线性应力应变关系。常见的材料非线性有弹塑性、超弹性、粘弹塑性等。许多因素可以影响材料的非线性应力-应变关系，如加载历史、环境温度、加载的时间总量等。

状态非线性是指结构表现出来的一种与状态相关的非线性行为，如二个变形体之间的接触。随着接触状态的变化，其刚度矩阵发生显著的变化。

（2）结构动力学分析

结构动力学分析一般包括结构模态分析、谐响应分析和瞬态动力学分析。结构模态分析用于确定结构或部件的振动特性（固有频率和振型）。它也是其他瞬态动力学分析的起点，如谐响应分析、谱分析等。

结构模态分析中常用的模态提取方法有：子空间（Subspace）法、分块的兰索斯（Block Lanczos）法、PowerDynamics 法、豪斯霍尔德（Reduced Householder）法、Damped 法以及 Unsysmmetric 法等。

谐响应分析用于分析持速的周期载荷在结构系统中产生的持速的周期响应（谐响应），以及确定线性结构承受随时间按正弦（简谐）规律变化的载荷时稳态响应的一种分析方法，这种分析只计算结构的稳态受迫振动，不考虑发生在激励开始时的瞬态振动，谐响应分析是一种线性分析，但也可以分析有预应力的结构。

瞬态动力学分析（亦称时间历程分析）是用于确定承受任意随时间变化载荷的结构的动力学响应的一种方法。可用瞬态动力学分析方法确定结构在静载荷、瞬态载荷和简谐载荷的随意组合作用下的随时间变化的位移、应变、应力及力。由于载荷和时间的相关性，分析中惯性力和阻尼的作用比较重要。瞬态动力学分析主要采用直接时间积分方法，该方法功能强大，允许包含各种类型的非线性。直接时间积分方法主要有：Houbolt 方法、Wilson 法和 Newmark 法。图 10.8-58 是某机床主轴的结构模态分析。

（3）热及热应力分析

热分析用于计算一个系统或部件的温度分布及其他热物理参数，如热量获取或损失，热梯度、热流密度（热通量）等。热分析在许多工程应用中具有重要的作用，如内燃机、涡轮机、换热器、管路系统、电子元件的热分析等。物体热分析包括热传导、热对流及热辐射三种传递方式，此外，在一些 CAE 软件中热分析还可包括相变分析、有内热源及接触热阻等问题的分析。热分析的有限元方法一般基于能量守衡原理的热平衡方程，计算各节点的温度，并导出其他热物理参数。热分析的有限元方法中，常用的初、边值条件有：温度、热流率、热流密度、对流、辐射、绝热、生热等。

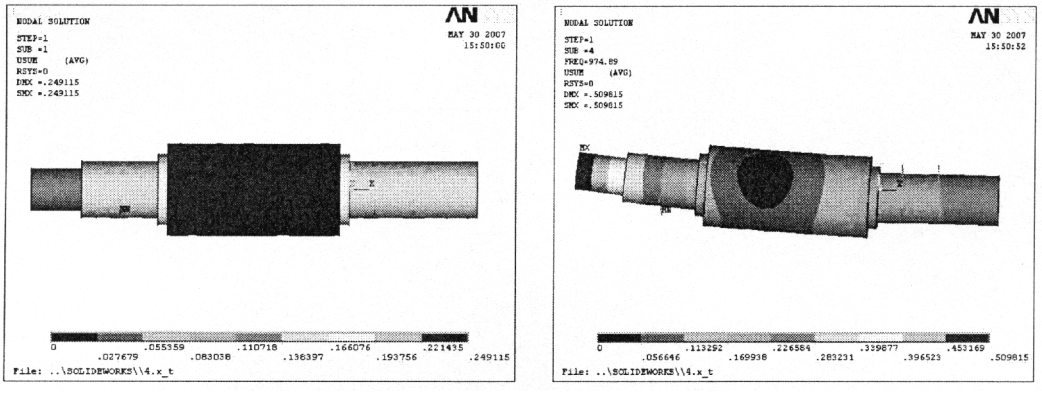


图 10.8-58　某型机床主轴 1 阶和 4 阶模态振型

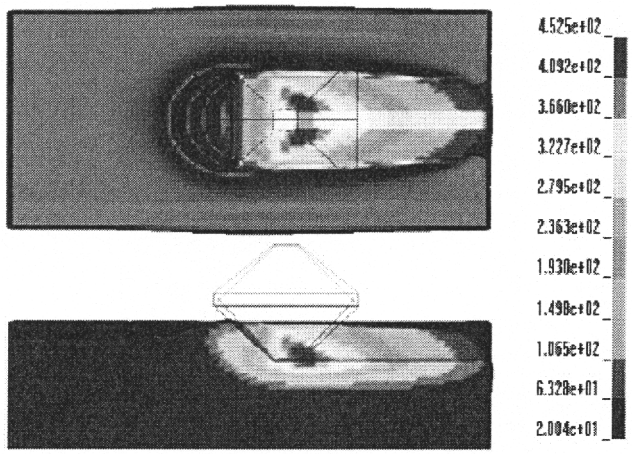


图 10.8-59　单颗粒磨削加工温度场分布

1）稳态传热分析。在稳态传热分析中，系统的温度场不随时间变化。稳态传热分析用于研究稳定的热载荷对系统或部件的影响。稳态传热分析的有限元计算可以确定由稳定的热载荷引起的温度、热梯度、热流率、热流密度等参数。如图 10.8-59 所示，单颗粒磨削加工过程的温度场分布。

2）瞬态传热分析。瞬态传热分析中，系统的温度场随时间明显变化。瞬态传热分析的有限元可以计算一个系统随时间变化的温度场及其他热物理参数。在工程中一般用瞬态传热分析计算温度场，并将其结果作为热载荷进行应力分析。

常见的热耦合分析有：

①热-结构耦合分析；

②热-流体耦合分析；

③热-电耦合分析；

④热-磁耦合分析；

⑤热-电-磁-结构耦合分析。

（4）其他分析

1）电磁场分析

电磁场有限元分析方法可用来分析电感、电容、磁通量密度、涡流、电场分布、磁力线、力、运动效应、电路和能量损失等多方面的电磁场问题。

磁场分析的有限元公式由磁场的 Maxwell 方程组导出，在方程组导出过程中，考虑电磁性质关系，并将标量势或矢量势引入 Maxwell 方程组。有限元磁场分析一般提供各种线性和非线性材料表示方法，包括各向同性和各向异性的线性磁导率，材料的 B-H 曲线和永磁体的退磁曲线。能计算磁通密度、磁场强度、力、力矩、源输入能量、感应系数、端电压和其他参数的计算。

电场有限元分析方法可用于分析研究电流传导、静电分析和电路分析，计算的典型物理量包括电流密度、电场强度、电势分布、电通量密度、传导产生的焦尔热、贮能、力、电容、电流以及电势降等。

电场有限元分析还可与结构、流体及热分析相耦合形成相应的分析方法，电路耦合器件的电磁场分析时、电路可被直接耦合到导体或电源，同时也可计及运动的影响。

2）流体动力学分析

流体动力学分析内容一般包括：层流或湍流分析、流体的传热与绝热分析、可压缩流或不可压缩流的分析、牛顿流体或非牛顿流体的分析、多组分输运分析等。

采用这些分析功能在工程应用中一般能解决以下问题：

①作用于气动翼型上的升力和阻力；

②超音速喷管中的流场；

③弯管中流体的复杂三维流动；

④发动机排气系统中气体的压力及温度分布；

⑤管路系统中热的层化及分离；

⑥热冲击的估计；

⑦电子封装芯片的热性能；

⑧多流体的热交换器的研究。

2.4　数字化仿真与分析应用实例（全断面掘进机刀具和刀盘系统数字化仿真分析）

随着产品复杂性的增加，在新产品制造之前，关键部件的研究是该产品的关键技术之一。全断面掘进机是一台现代化的大型、复杂的产品，其关键部件有刀盘和刀具系统、管片安装机、转弯及纠偏铰接机

构、液压驱动系统、密封系统等等，这些部件的质量和性能直接影响整机性能和掘进速度。在开发该产品过程中，课题组首先针对不同地质条件下掘进机刀具布置、刀具形状及优化，管片安装机及其微调机构的运动学和动力学及模态仿真分析的运动特性和动力特性等方面进行深入研究。这里仅以刀具和刀盘系统的运动学和动力学仿真分析作为数字化仿真分析的实例。

2.4.1　刀具和刀盘系统的运动学和动力学仿真分析

在实际工程中，刀具和刀盘系统通常有两种分类：一种是刮刀及刀盘，另外一种是滚刀及刀盘。本课题主要以刮刀和刀盘系统进行运动学和动力学仿真分析。前面已经对掘进机的建模方法进行详细阐述，在这里不再重复。但要说明的刀具和刀盘模型利用三维建模软件保存成中间文件格式，然后导入到 ADAMS 软件进行仿真分析，具体步骤如下：

（1）在 ADAMS \ View 中对模型进行检查三维模型是否完成，尤其关键部件是否有丢失现象的发生，在 SolidWorks 中导入 ADAMS 有三种主要图形交换格式分别是 STEP 格式、IGES 格式和 Parasolid 格式。

在上面三种格式中，Parasolid 格式成为开发高端、中等规模 CAD 系统及商品化 CAD/CAM/CAE 软件的标准。采用 Parasolid 作为两个软件进行数据交换的桥梁。Parasolid 格式的几何核心系统可提供精确的几何边界表达（B-Rep），能够在以它为几何核心的 CAD/CAE 系统间可靠地传递几何合拓扑信息（包括点、边界、片、环、面、体等）。并且 Parasolid 还具有容错造型技术（Tolerant Modeling），它可根据情况对不配合的公差进行优化，并能在优化后保持处理的连续性和一致性，这样就可通过自带的 xmt _ txt 文件，利用 Parasolid 管道实现数据的无缝传送。

（2）刀具和刀盘系统的三维模型以 Parasolid 格式导入 ADAMS/View 后，先需要添加零件的材料，修改零件名称，零件之间的约束关系（移动副，转动副，铰接，球接，固定），如图 10.8-60 和图 10.8-61 所示。然后在刀尖添加驱动（General _ motion），进行参数设置。

（3）先对仿真模型进行相应修改，调整相应结构、装配位置、零件之间约束关系，然后进行反复的仿真分析和数据处理，在分析过程中，只需改变样机模型中有关参数值，就可以自动地更新整个样机模型，最终得到满意的虚拟样机模型。在调整之前打开 ADAMS/View 的自检结果表是非常重要的，可以知道掘进机模型内零件信息和零件之间的约束关系，检查所添加的约束关系和自由度是否正确，通过检验，该由此可知该掘进机模型建立是正确的，如图 10.8-62 和 10.8-63 所示。

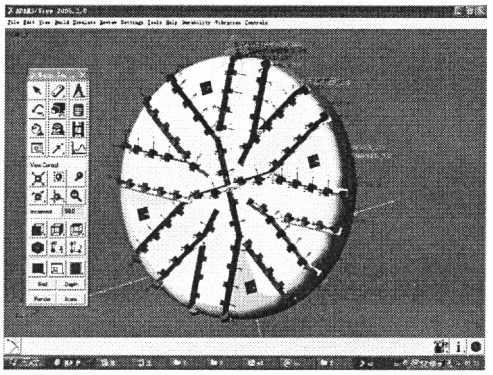


图 10.8-60　刮刀和刀盘的数字样机模型

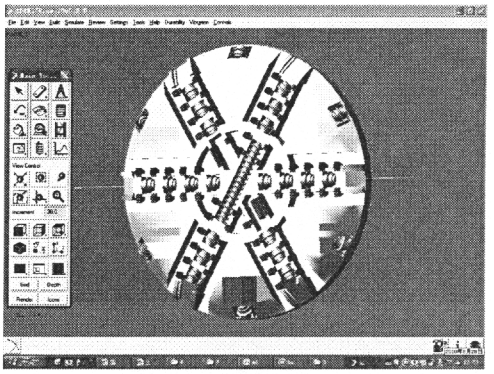


图 10.8-61　滚刀和刀盘的数字样机模型

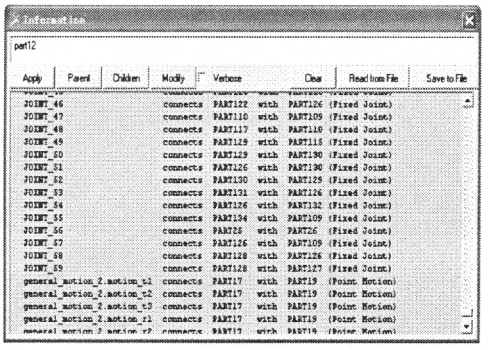


图 10.8-62　刀具和刀盘系统的信息表

在进行运动学和动力学仿真的初始条件：首先刀盘驱动系统进行（0，1s）内加速旋转，速度达到 100deg · s^{-1}；然后在（1s，9s）内以 100deg · s^{-1}进行匀速旋转；最后在（9s，10s）内减速到 0，并以函数型式作为驱动动力进行仿真。

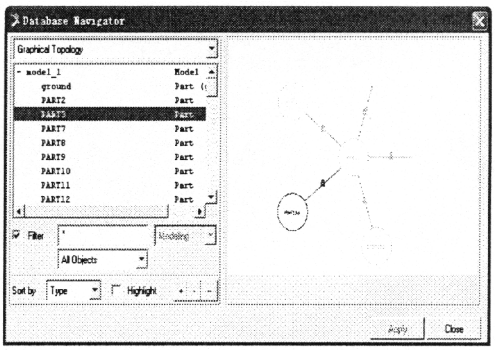


图 10.8-63　数字样机模型中间拓扑图

图 10.8-64 是刀具系统中的边缘刮刀在 X、Y、Z 以及空间上的线速度曲线。边缘刮刀在 1s 内的线速度达到 900mm·s^{-1}，然后进行匀速运动。由于刮刀在 X、Y 平面内运动，Z 方向速度为 0，与实际相符；在 X、Y 方向上线速度是不断变化，在加速和减速过程中都是以非正弦速度曲线运动，在匀速过程，两个方向的速度都是以正弦曲线运动。

图 10.8-65 是边缘刮刀在合成方向上的角速度和角加速度，通过仿真曲线可以看出刮刀的角速度和初始角速度相同，符合运动定律。根据微分方程，可以得出角加速度曲线的正确性。

图 10.8-66 可知，不同半径上的边缘刮刀受到的线速度是不同的，但运动规律相同；半径越大的刮刀线速度越大，但角速度相同。

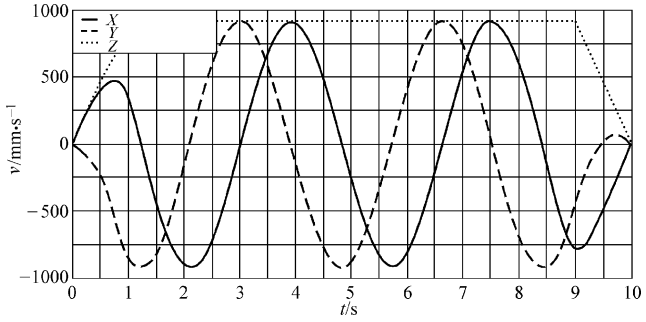


图 10.8-64　边缘刮刀在多方向上的线速度曲线

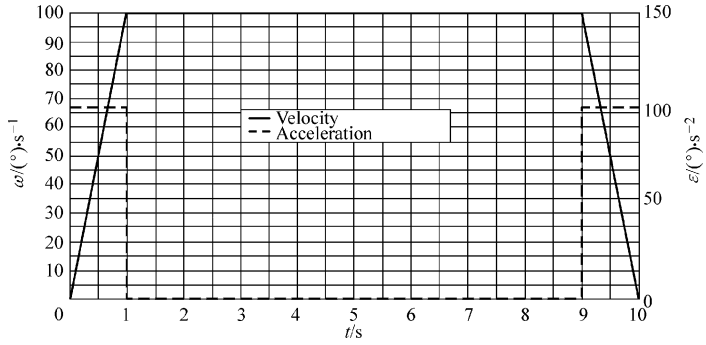


图 10.8-65　边缘刮刀在合成方向上的角速度和角加速度曲线

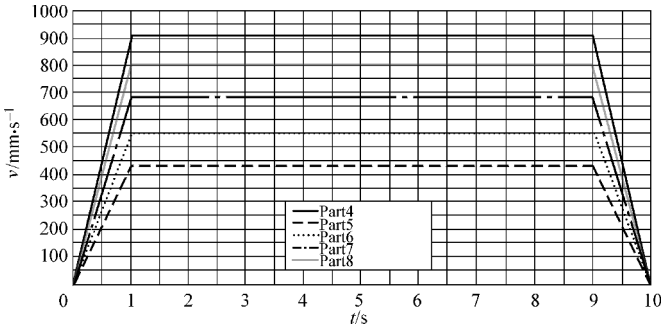


图 10.8-66　不同半径边缘刮刀在合成方向上的线速度曲线

图 10. 8-67 可以看出，不同半径上的边缘刮刀受到的位移是不同的，但运动规律相似，半径越大的刮刀位移曲线越大。

图 10. 8-68 是刀具系统中的边缘刮刀在 X、Y、Z 以及空间上的位移曲线。Z 方向位移为 0，与实际相符；在 X、Y 方向上位移是不断变化，在加速和减速过程中都是以非正弦位移曲线运动，在匀速过程，两个方向的位移都是以正弦曲线运动。

图 10. 8-69 可以看出，假设在不受外力情况下，不同半径上的边缘刮刀受到的受力是不同的。通过离心力规律计算和分析，半径越大的刮刀离心力曲线越大；在匀速运动时，力曲线是正弦曲线规律；在加速或减速时，离心力受到急剧变化。

图 10. 8-70 是不同半径的刮刀在合成方向上的转矩，无论在加减速度还是在匀速运动，转矩是相同的。

通过以上的运动学分析和动力学分析求出的速度、加速度、力和转矩的数据，为零部件设计提供依据。

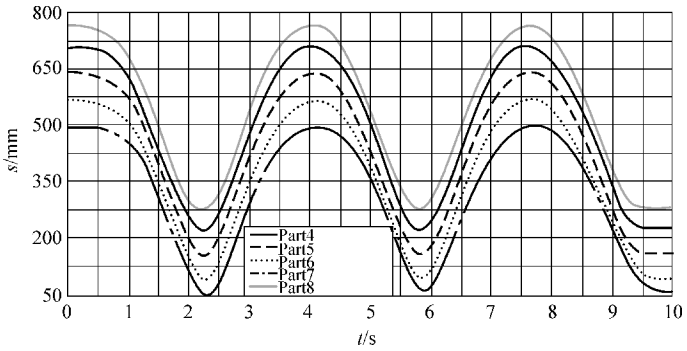


图 10. 8-67　不同半径边缘刮刀在合成方向上的位移曲线

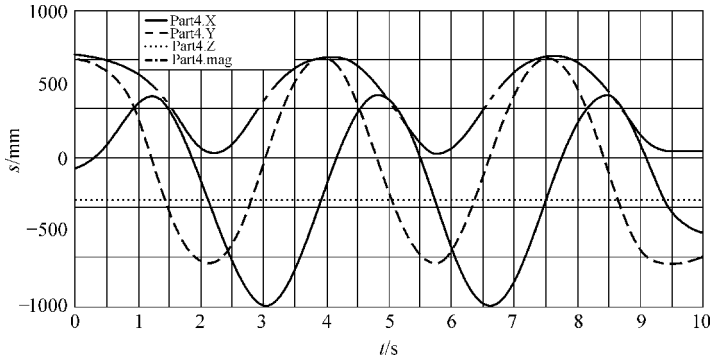


图 10. 8-68　一边缘刮刀在多个方向上的位移曲线

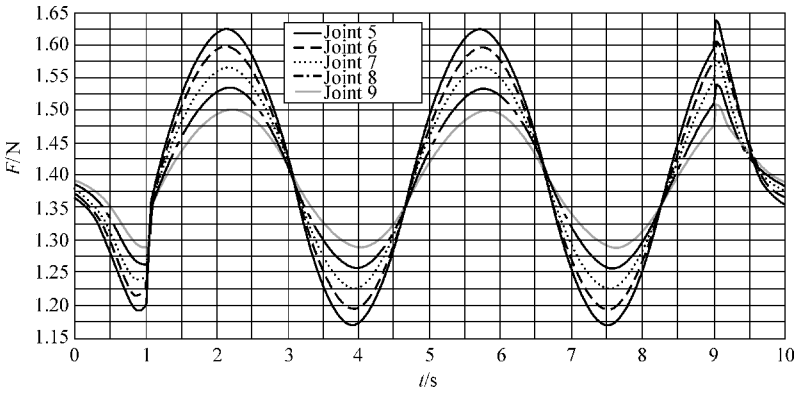


图 10. 8-69　同半径边缘刮刀在合成方向上的受力曲线

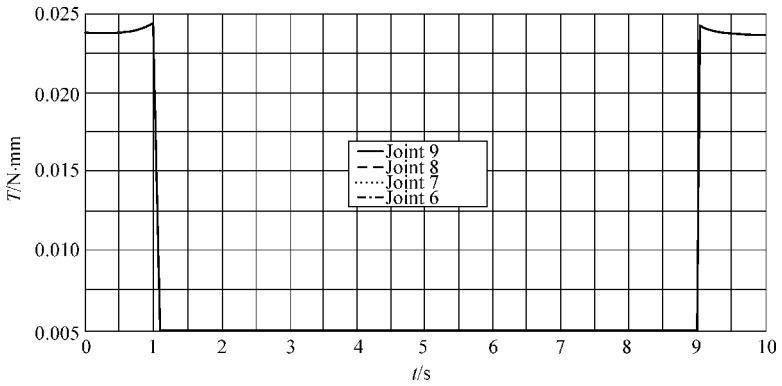


图 10.8-70　不同半径边缘刮刀在合成方向上的转矩曲线

2.4.2　全断面掘进机的刀具模态仿真分析

掘进机关键部件进行模态分析是非常重要的，不仅可以获得固有频率特性和振动特性，而且可以获得应力和强度的变化及规律。因此有必要进行关键部件的有限元分析。

目前使用的刀具一般有两类：一是刮刀类刀具，二是滚动类刀具。刮削刀具是指只随刀盘转动而没有自转的破岩刀具，刮削刀具的种类繁多，目前掘进机上常用的切削刀具类有边刮刀、切刀、齿刀、先行刀、仿形刀等。

滚动刀具是指不仅随刀盘转动，还同时作自转运动的破岩刀。刀盘在纵向液压缸施加的推力作用下，使其上的盘形滚刀压入岩石；刀盘在旋转装置的驱动下带动滚刀绕刀盘中心轴公转，同时各滚刀还绕各自的刀轴自传，使滚刀在岩面上连续滚压。刀盘施加给刀圈推力和滚动力，其中推力使刀圈压入岩体，滚动刀使刀圈滚压岩体。通过滚刀对岩体的挤压和剪切使岩体发生破碎，在岩面上切出一系列的同心圆。

（1）建模方法

建模有两种方式：第一种是用在 Ansys Workbench 的专业建模模块 DM 下，建立有限元分析模型。这种方法的优点是建模模块本来就是 ANSYS 的模块，数据的完整性更好，缺点是对特征比较复杂的模型的建立比较困难，对于不太熟悉 DM 的分析者来说，上手也需要一点的时间。第二种就是选择和 Ansys Workbench 有无缝接口的专用的三维建模软件。Ansys Workbench 有非常强大的协同仿真环境，具有非常完善的数据接口，可以与许多先进的 CAD 软件共享数据，各种零件的尺寸参数和装配关系等参数都可以在 Ansys Workbench 和 CAD 软件之间实现传输。利用 Ansys Workbench 和 SolidWorks 之间的无缝数据接口，首先精确地在专业建模软件 SolidWorks 平台上生成的数据导入 Ansys Workbench，在 Ansys Workbench 中划分网格求解，避免了 DM 的烦琐性。Ansys 的这种无缝数据接口已经嵌入到了很多的 CAD 软件中，用户可以直接在 CAD 软件中对模型进行预处理，保证 CAD 数据和分析数据间的相关性，为此，Ansys 软件提供了支持开放集合模型传递标准（IGES）格式及其他数据格式的数据接口，是用户可以 CAD 中定义好的有限元模型（包括节点位置、单元连接、材料特性、载荷与约束等），然后导入 Ansys Workbench，并根据需要再利用模型优化，在 Ansys Workbench 中把 SolidWorks 模型数据转化成 DM 模型数据，如图 10.8-71 和图 10.8-72 所示。

（2）指定材料

进行疲劳分析是基于线性静力分析，所以需要用到弹性模量和泊松比。按图样要求，全断面掘进机刀具的材料是 40CrNiMoA 钢，设定其弹性模量 E = 206GPa，泊松比 $\mu = 0.3$，密度 $\rho = 7200\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$。把刀具模型由 SolidWorks 导入 Ansys Workbench 后，应该预先建立材料特性曲线。

（3）定义载荷和支撑

全断面掘进机在实际工作过程中，刀的受力比较复杂。在推进的过程中，刀具受到两个力，两个转矩。受到液压缸给刀盘的推进力，这是一对作用力与反作用力。根据液压缸的额定技术指标，这个推力的大小为 6000kN。刀具是通过三个螺栓与刀盘基体固定在一起的，因此，推力也是通过这三个螺栓传递给刀具的，力的作用点分别为这三个螺栓接触的螺栓空的前方，这是一个半圆形的面力，方向为垂直与圆柱轴线；土壤的反作用阻力，垂直于刀具的前作用面，大小与推理的大小相同，方向相反，也是一个面力。同时刀具还受到转矩的作用，刀盘旋转的转矩大小为 600kN·m。由于刀具的形状比较特殊，不是一个规

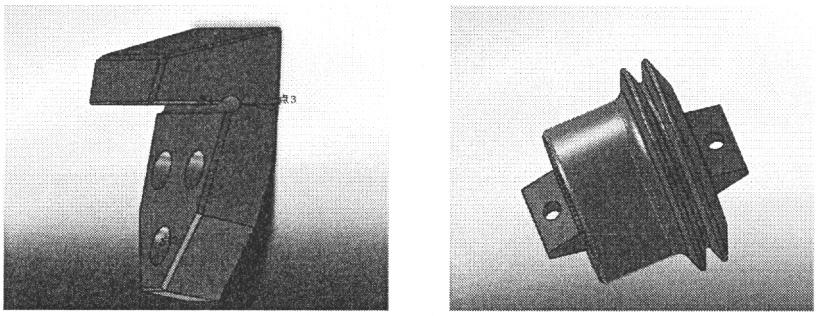
则的圆柱体，对单一的刀具进行疲劳分析的时候，这个转矩的中心无法寻找。采用的方法是把这个转矩转化成一个等大的面作用力，代替转矩的作用。

（4）设定求解结果

疲劳分析首先是基于静力分析的，因此需要知道应力、应变和变形接触结果。在求解过程中，向 Solution 栏添加 Equivalent（Von Mises）和 Total Deformation，以查看在施加载荷之后，刀具的应力大小状况和总体变形特点，找到应力最大点。

在疲劳计算被详细地定义以后，进行疲劳计算时，需要插入疲劳工具条（FatigueTool）：在 Solution 子菜单下，从相关的工具条上添加“Tools > Fatigue Tool”，FatigueTool 的明细窗中将控制疲劳计算的求解选项；疲劳工具条将出现在相应的位置中，并且也可添加相应的疲劳云图或结果曲线，这些是在分析中会被用到的疲劳结果，如寿命和破坏。在添加疲劳分析工具的求解结果之前，需要对 Fatigue Tool 进行设置。材料数据表示光滑试件和在役构件，因此定义疲劳强度因子为 0.8；刀具每旋转一周，都会受到交互应力循环，定义为对称循环载荷；由于是全反载荷而不是平均应力，所以不需要平均应力理论；定义 Von Mises 应力以便和疲劳材料数据比较。

添加完求解结果后，点击求解。查看分析的结果：静力分析结果有两部分，一是等效交变应力等值线在模型上绘出了部件的等效交变应力，如图 10.8-73 所示，它是基于所选择应力类型，在考虑了载荷类型和平均应力影响后，用于询问 *S-N* 曲线的应力。查看等效交变应力等值线会查找到应力最大的地方，刮刀为拐角沟槽处，滚刀为固定螺栓处。

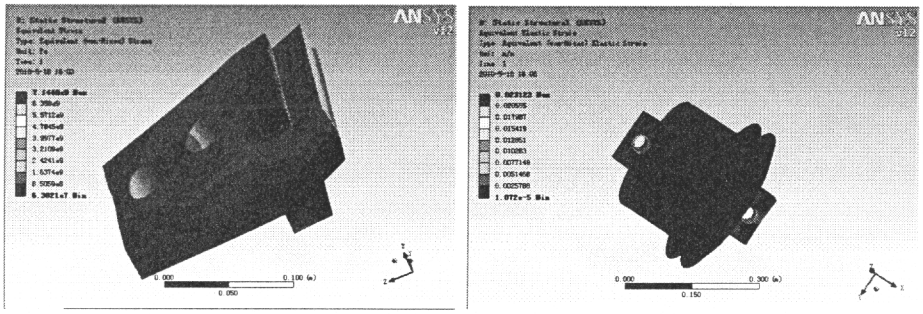


a)　　b)

图 10.8-71　刀具的三维模型

a）刮刀模型　b）滚刀模型

图 10.8-72　SolidWorks 和 ANSYS 的无缝链接



a)　　b)

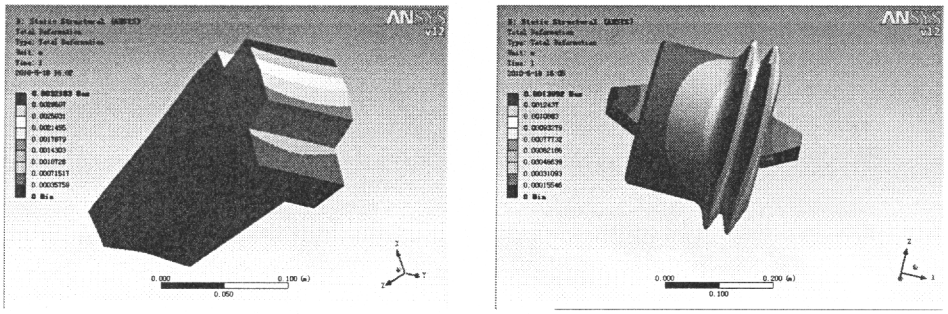
图 10.8-73　等效交变应力图

a）刮刀　b）滚刀

第二部分是整体变形，如图 10.8-74 所示，这一结果中越靠近红色的地方，越容易发生变形。在刮刀的尖角处和前端面是变形最大的地方，而滚刀也是滚子的最大圆处，变形最大，整体的变形趋势也符合理论上的预期效果，整体变形情况和我们实际挖掘过程中的刮刀损坏的位置基本吻合。

疲劳分析的结果有三部分：第一部分是安全系数等值线是关于一个在给定设计寿命下的失效，如图 10.8-75 所示。有分析结果可知，全断面掘进机在此循环下，是安全的。

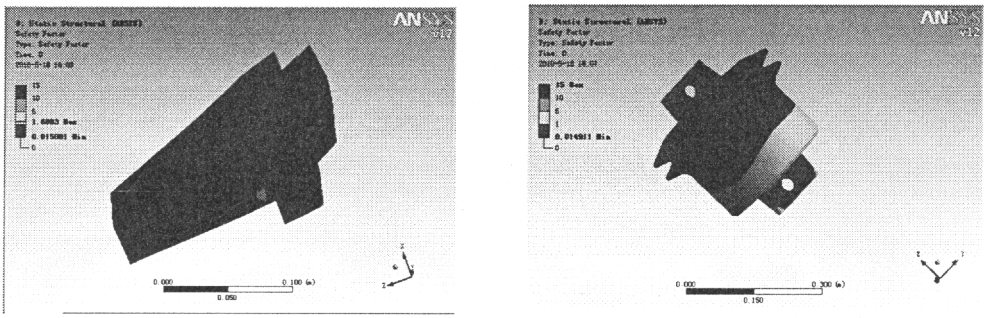
第二部分是双轴指示应力双轴等值线，如图 10.8-76 所示。有助于确定局部的应力状态，是较小与较大主应力的比值（对于主应力接近 0 的被忽略）。因此，单轴应力局部区域为 B 值为 0，纯剪切的为 –1，双轴的为 1。



a)　　b)

图 10.8-74　整体变形图

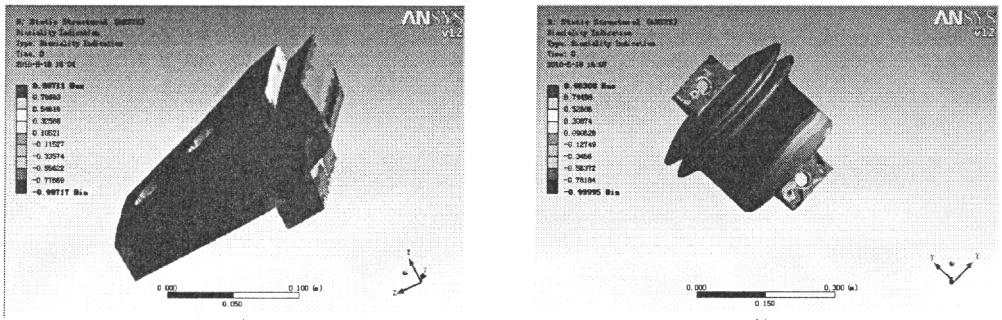
a）刮刀　b）滚刀



a)　　b)

图 10.8-75　安全系数

a）刮刀　b）滚刀



a)　　b)

图 10.8-76　双轴指示

a）刮刀　b）滚刀

第三部分是疲劳敏感性（Fatigue Sensitivity），显示的是一个疲劳敏感曲线图显示出部件的寿命、损伤或安全系数在临界区域随载荷的变化而变化，能够输入载荷变化的极限（包括负比率）。

疲劳分析的结论如下：①若某一部件在承受循环载荷，经过一定的循环次数后，该刮刀部件裂纹或破坏将会发展，而且有可能导致失效，这和我们掘进过程中的事实是相符的；②如果同一个部件作用在更高的载荷下，导致失效的载荷循环次数将减少，在增加了循环力的大小后，循环次数明显减小，对应的寿命也在减小；③该泥水平衡全断面掘进机的刮刀满足当前地质的要求，刀具的性能能够在指定的交互力的作用下，达到一定的疲劳寿命，刀具能够满足当前工况的要求。

（5）分析过程及处理方法

在全断面掘进机三维实体模型的基础上，我们采用结构力学有限元分析软件 Ansys 来对整机进行有关分析计算。为了减小计算负荷，缩短计算时间，同时尽量真实地模拟全断面掘进机的实际情形，我们对整机各部件及部件之间的接触关系作了一些合理的简化和模拟。

1）三维实体模型的简化

为了减小计算负荷，缩短计算时间，对各部件三维实体模型进行合理简化。

2）定义材料属性

3）施加约束

4）施加重力载荷

计算整机在重力加速度 $g = 9.8\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ 作用下的变形情况。

5）施加集中力载荷

在铣轴中心分别沿 x、y、z 三个方向施加载荷，计算加力点变形位移。

6）模态分析

对整机进行模态分析计算。

7）后处理

在后处理模块中查看计算结果，绘制变形位移等值图。

（6）结构的模态分析结果

对于模态分析的边界条件，有自由模态和工作模态之分。对结构的工作约束状态进行真实模拟，能够给出结构实际状况下的振动模态。分析转台的动态特性时，应首先模拟真实约束状态的支承方式，即考虑结构的约束，用整体的固有频率来分析。滚刀各阶频率振型如图 10.8-77 ~ 图 10.8-80 所示。

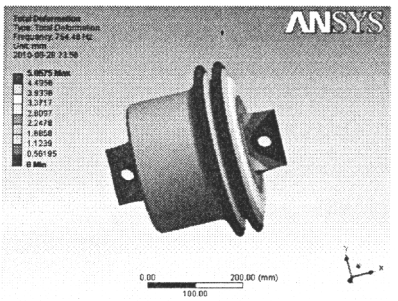


图 10.8-77　滚刀的 1 阶振型图

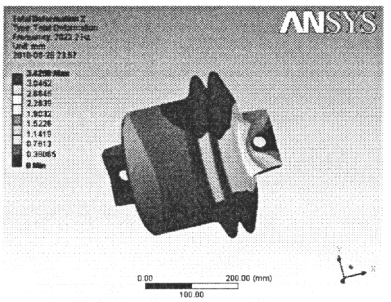


图 10.8-78　滚刀的 2 阶振型图

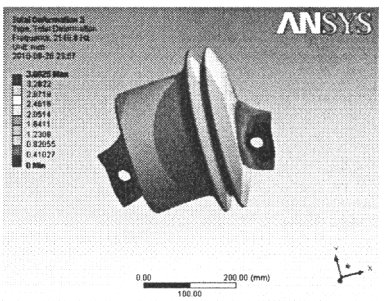


图 10.8-79　滚刀的 4 阶振型图

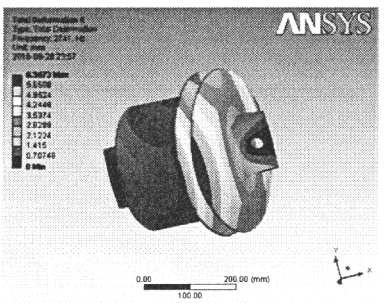


图 10.8-80　滚刀的 3 阶振型图

图 10.8-77 ~ 图 10.8-80 分别是滚刀的前 4 阶固有频率，固有频率分别为 754.8Hz、2022.2Hz、2149.8Hz 和 2741Hz，分别表现为前后摆动和左右摆动、上下摆动同时左右摆动和上下摆动同时前后摆

动。因此滚刀的模态分析各阶频率和振型方向，如表10.8-15所示。

表10.8-15　滚刀的固有频率和振型方向

	固有频率/Hz	振型方向
1	754.8	前后摆动
2	2022.2	左右摆动
3	2149.8	上下扭转
4	2741	前后扭转

模态分析后得到的各阶固有频率如表10.8-16所示，前6阶非刚体模态振型图。振型大小只是一个相对的量值，它表征的是各点按某一固有频率振动时，各自由度方向振幅间的相对比例关系，反映该固有频率上振动的传递情况，并不反映实际振动的位移数值。对于各阶振动的详细情况，可以查看各阶固有频率所对应的变形动画，以了解框架结构的振动形态。

图10.8-81～图10.8-84分别是刮刀的前4阶固有频率，固有频率分别为4627.6Hz、4855.1Hz、6155.2Hz和11128Hz，分别表现为上下扭转、左右摆动和上下摆动。表10.8-16是刮刀的固有频率和振型方向。

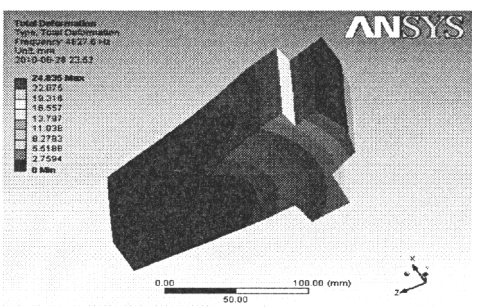


图10.8-81　刮刀的1阶振型图

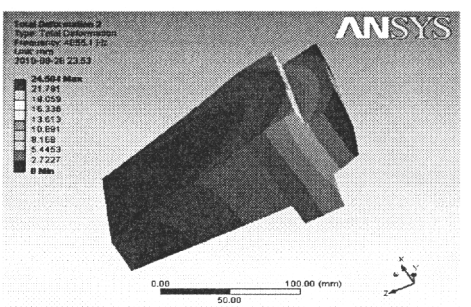


图10.8-82　刮刀的2阶振型图

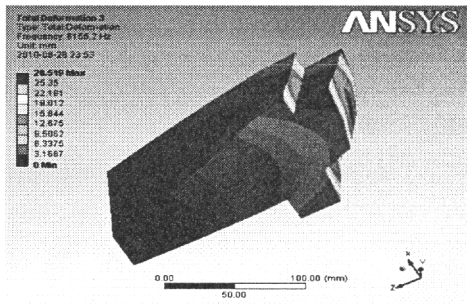


图10.8-83　刮刀的3阶振型图

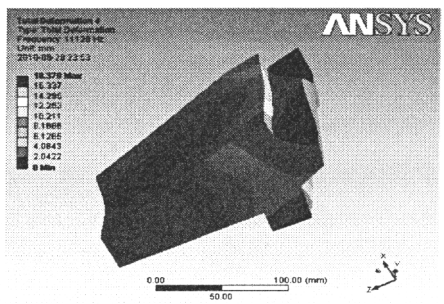


图10.8-84　刮刀的4阶振型图

表10.8-16　刮刀的固有频率和振型方向

	固有频率/Hz	振型方向
1	4627.6	上下扭转
2	4855.1	左右摆动
3	6155.2	上下摆动
4	11128	上下摆动同时前后摆动

通过刮刀模态分析可以看出，动态振动情况，同时可以获得固有频率，为刮刀结构动态特性分析提供参考依据和优化设计。

3　基于逆向工程的数字化设计

3.1　逆向工程设计概述

逆向工程（Reverse Engineering，RE）也叫做反向工程、反求数字化设计等，是相对于传统的正向工程提出的概念。对未来的产品进行功能分析，并数字化为CAD模型，在满足设计要求的情况下加工出产品的实物，这个过程称为正向工程，是一个构思——设计——产品的过程。

逆向工程是一个与正向工程相反的过程，是针对已有的产品模型或实物，消化吸收和挖掘蕴含其中的

涉及产品设计、制造和管理等各个方面的一系列分析方法、手段和技术的综合。它是以先进产品设备的实物、软件或影像为研究对象，应用现代设计方法学原理、生产工程学、材料学和有关专业知识进行系统深入的分析和研究、探索掌握其关键技术，进而开发出同类的更为先进的产品的系统工程。逆向工程可以分为广义的逆向工程和狭义的逆向工程，广义的逆向工程包括产品设计意图与原理的逆向、几何形状与结构的逆向、材料逆向、制造工艺逆向、管理逆向等。广义的逆向工程包括很多内容，但目前国内外大多数的逆向工程还只是针对几何形状的逆向工程，即建立产品的 CAD 数字模型。因此，通常提到的逆向工程也就是狭义的逆向工程，是把产品的模型或实物转化为 CAD 模型的相关计算机辅助技术、三维扫描技术和几何模型重建技术的总称，是由产品模型（或实物）到 CAD 模型再到 CAM 或快速成型的过程。

3.1.1　逆向工程的研究对象

逆向工程技术的研究对象多种多样，所包含的内容也比较广泛，主要可以分为三大类，如表 10.8-17 所示。

表 10.8-17　逆向工程的研究对象

类别	研究对象	主要应用
影像类	图片、照片或以影像型式出现的资料	修复照片、图片
资料类	图样、程序、技术文件等	程序反编译
实物类	先进产品设备的实物本身、油泥模型、人体骨骼器官等	先进产品的 CAD 模型获取、实验模型借助逆向工程转换为产品的三维 CAD 模型及其模具、人体骨骼或器官破损后的修复等

3.1.2　逆向工程的主要方法

（1）逆向工程的原理反求法

要分析一个产品，首先要从产品的设计指导思想分析入手。产品的设计指导思想决定了产品的设计方案，深入分析并掌握产品的设计指导思想是分析了解整个产品设计的前提。充分了解逆向工程对象的功能有助于对产品原理方案的分析、理解和掌握，才有可能在进行逆向设计时得到基于原产品而又高于原产品的原理方案，这才是逆向工程技术的精髓所在。

（2）逆向工程的材料反求法

对逆向对象材料的分析包括了材料成分的分析、材料组织结构的分析和材料的性能检测等几大部分。其中，常用的材料分析方法有：钢种的火花鉴别法，钢种听音鉴别法，原子发射光谱分析法，红外光谱分析法和化学分析微探针分析技术等；而材料的结构分析主要是分析研究材料的组织结构、晶体缺陷及相互之间的位相关系，可分为宏观组织分析和微观组织分析；性能检测主要是检测其力学性能和磁、电、声、光、热等物理性能。逆向工程材料反求法的一般过程如图 10.8-85 所示。在对反求对象进行材料分析时，要充分考虑到材料表面的改性处理技术。

（3）逆向工程的工艺反求法

反求设计和反求工艺是相互联系的，缺一不可。在缺乏制造原型产品的先进设备与先进工艺方法和未掌握某些技术诀窍的情况下，对反求对象进行工艺分析通常采用以下几种常用的方法，如表 10.8-18 所示。

（4）逆向工程的精度分析法

产品的精度直接影响到产品的性能，对反求分析的产品进行精度分析，是逆向工程精度分析的重要组成部分。逆向工程的精度分析包括了反求对象的初步确定、精度分配等内容，对反求对象进行初步确定的具体方法和精度分析的步骤如表 10.8-19 所示。

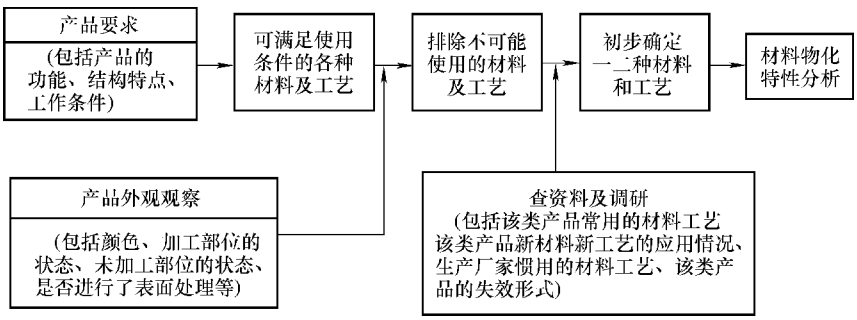


图 10.8-85　逆向工程材料反求法的一般过程

表 10.8-18　对反求对象进行工艺分析的常用方法

类　别	具 体 描 述
反判法编制工艺规程	以零件的技术要求如尺寸精度、形位公差、表面质量等为依据，查明设计基准，分析关键工艺，优选加工工艺方案，并依次由后向前递推加工工序，编制工艺规程
改进工艺方案，保证引进技术的原设计要求	在保证引进技术的设计要求和功能的前提条件下，局部地改进某些实现较为困难的工艺方案。对反求对象进行装配分析主要是考虑选用什么装配工艺来保证性能要求、能否将原产品的若干个零件组合成一个部件及如何提高装配速度等
用曲线对应法反求工艺参数	先将需分析的产品的性能指标或工艺参数建立第一参照系，以实际条件建立第二参照系，根据已知点或某些特殊点把工艺参数及其有关的量与性能的关系拟合出一条曲线，并按曲线的规律适当拓宽，从曲线中找出相对于第一参照系性能指标的工艺参教，就是所求的工艺参数
材料国产化，局部改进原型结构以适应工艺水平	由于材料对加工方法的选择起决定性作用，所以，在无法保证使用原产品的制造材料时，或在使用原产品的制造材料后，工艺水平不能满足要求时，应使用国产化材料，以适应目前的工艺水平

表 10.8-19　反求对象初步确定的具体方法和精度分析的步骤

反求对象	初步确定方法	精度分析步骤
实物	通过常用的测量设备如万能量具、投影仪、坐标机等对产品直接进行测量，以确定形体尺寸	明确产品的精度指标 ↓ 综合考虑理论误差和原理误差，进行产品工作原理设计和安排总体布局 ↓ 找出全部的误差源，进行总精度计算 ↓ 编写技术说明书，确定精度 ↓ 在产品的研制、生产的全过程中，根据实际的生产情况，对所作的精度分配进行调整、修改
资料	通常采用参照物对比法，利用透视成像的原理、作图技术、人机工程学以及相关专业知识，并通过分析计算来获得反求对象	
影像		

（5）逆向工程的系列化、模块化分析

分析逆向工程的反求对象时，要做到思路开阔，要考虑到所引进的产品是否已经系列化了，是否为系列型谱中的一个，在系列型谱中是否具有代表性，产品的模块化程度如何等具体问题，使在设计制造时少走弯路，提高产品质量，降低成本，生产出多品种、多规格、通用化较强的产品，提高产品的市场竞争力。

3.1.3　逆向工程的主要研究内容

逆向工程的研究内容涉及对反求的产品设计理论、生产制造工程、管理工程等诸多方面的研究。从设计角度看，逆向工程技术的研究内容主要包括以下几个部分：

（1）分析引进产品的设计指导思想；

（2）功能和原理方案分析；

（3）结构分析；

（4）形体尺寸分析；

（5）精度分析；

（6）材料分析；

（7）工作性能分析；

（8）三维重构设计分析；

（9）工艺分析；

（10）使用和维修分析；

（11）包装技术分析。

3.1.4　逆向工程的工作流程

逆向工程的工作流程见图 10.8-86 所示。

3.2　逆向工程设计的关键技术

前面介绍的逆向工程是指广义的逆向工程，虽然包括很多内容，但目前国内外大多数的逆向工程还只是针对几何形状的逆向工程即以实物作为反求对象的狭义逆向工程，因此这里只介绍狭义逆向工程的关键技术：数据采集技术、数据处理技术、曲面重构技术。狭义逆向工程的工作流程如图 10.8-87 所示。

3.2.1　数据采集技术

（1）测量方法的分类

数据采集技术是指通过特定的测量设备和测量方法获取零件表面离散点的几何坐标数据，以便下一步进行复杂曲面的重构、评价、改进和制造。数据采集技术作为逆向工程的第一步，如何高效、高精度的获得实物表面数据是逆向工程实现的基础和关键技术之一。

目前的数据采集技术可分为接触式和非接触式测量，接触式测量主要是三坐标测量，而非接触式的分类则依据信号源的种类，可以分为超声测量、光学测量和电磁测量。光学测量中以光栅投影测量的应用较为广泛。采用哪一种数据采集方法要考虑到测量方法、测量精度、采集点的分布与数目及测量过程对后续 CAD 模型重构的影响，测量方法的分类如图 10.8-88 所示。

（2）常用测量方法的原理

1）三坐标测量原理　三坐标测量机是比较常见的三维坐标测量仪器，一般用于工业产品的检测的较多，也用于反求测量。这种设备由三个互相垂直的测量轴和各自的长度测量系统组成，结合测头系统、控制系统、数据采集与计算系统组成主要的系统元件。测量时把被测件置于测量机的测量空间中，通过机器运动带动传感器即测头实现对被测空间内的任意点的瞄准，当瞄准实现时测头即发出读数信号，通过测量系统就可以得到被测点的几何坐标值，根据这些点的空间坐标值，经过数学运算求出待测的几何尺寸和相互位置关系。

三坐标测量机的出现时传统的手动方式向现代化的自动测试技术过渡的一个里程碑。它解决了复杂零件表面轮廓尺寸的测量，提高了测量的精度，极大提高了测量的效率。

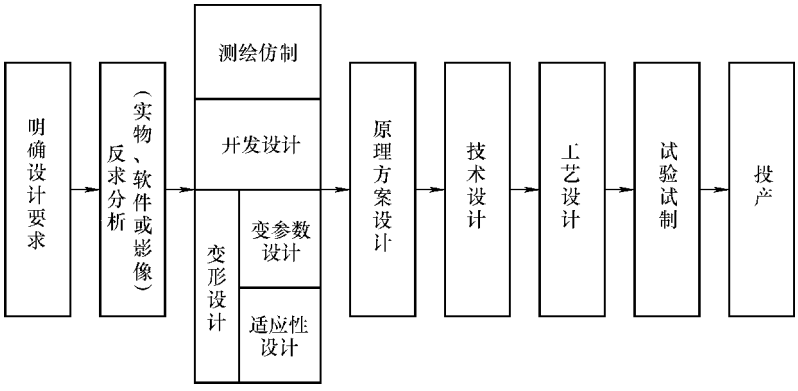


图 10.8-86　逆向工程的工作流程

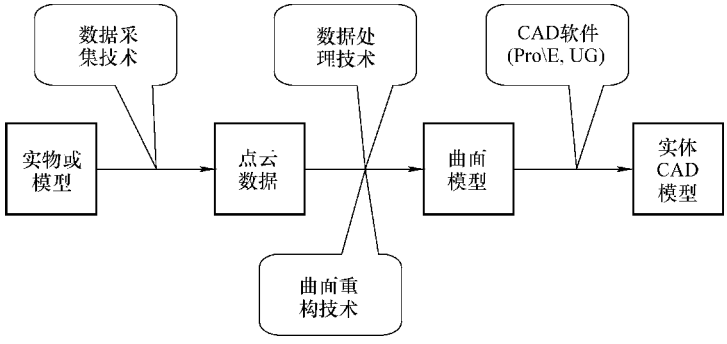


图 10.8-87　狭义逆向工程的工作流程

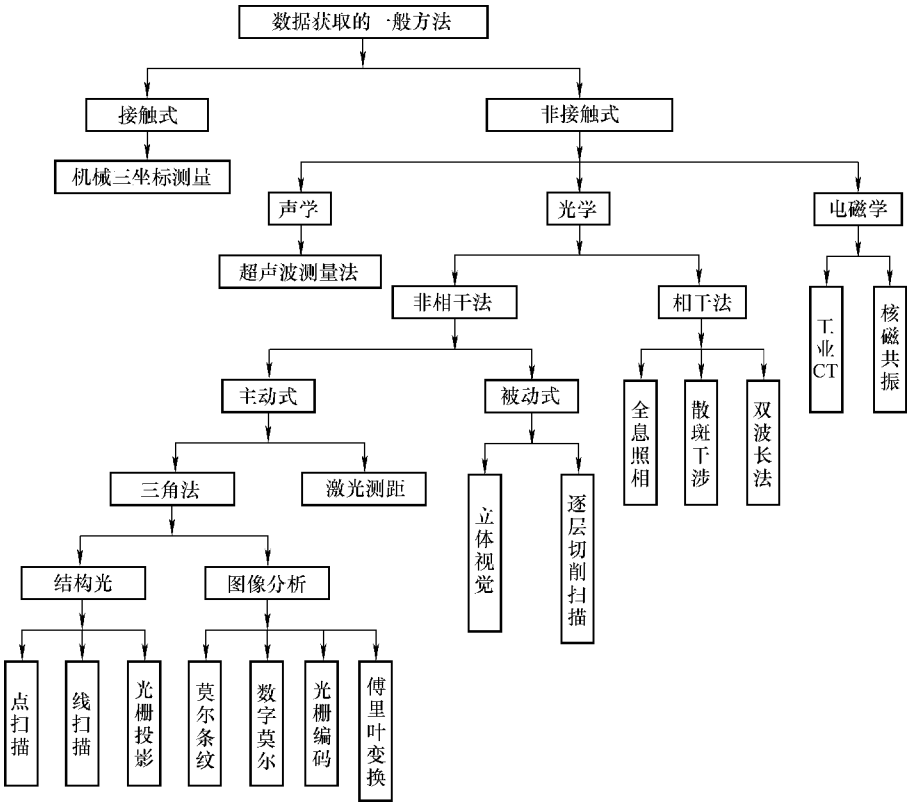


图 10.8-88　测量方法分类

2）投影光栅法原理　测量时光栅投影装置投影数幅特定编码的结构光到待测物体上，成一定夹角的两个摄像头同步采得相应图像，然后对图像进行解码和相位计算，并利用匹配技术、三角形测量原理，解算出两个摄像机公共视区内像素点的三维坐标。受到被测样件表面高度的调制，光栅影线发生变形。这样通过调解变形的光栅影线，就可以得到被测表面的高度信息。原理如图 10.8-89 所示，图 10.8-90 为光栅投影法的测量实物图。

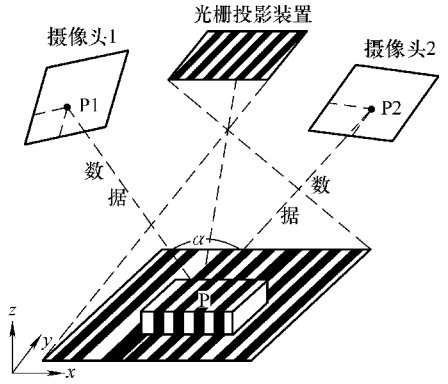


图 10.8-89　投影光栅测量原理

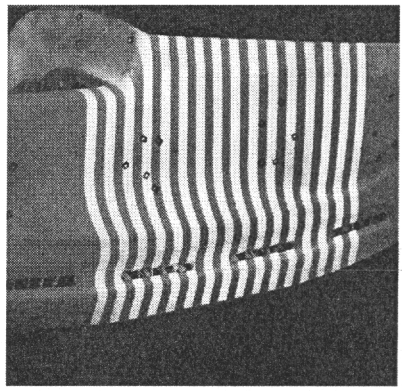


图 10.8-90　投影光栅的实物图

3）激光三角法原理　激光三角法是发展很成熟的一种非接触式测量方法。这种方法的基本原理是利用具有规则几何形状的激光束或模拟探针沿样品表面连续扫描，被测表面形成漫反射的光点或者光带在光路中安置的图像传感器上成像，按照三角形原理，测出被测点的空间坐标，激光三角法的系统结构如图 10.8-91 所示。

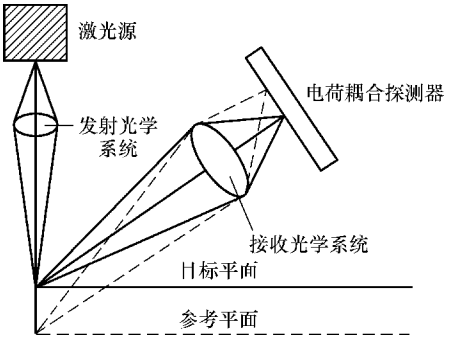


图 10. 8-91　激光三角法的测量原理

测量时，由激光源发出的激光束与接收光学系统的主光轴成一定的角度，即是三角成像角。当激光点或线照射位置发生变化时，深度变化的信息会反映在探测器上，根据光电转化等一系列的变换及有关几何光学原理，可以计算出激光束方向的位移等物体表面的坐标信息。

4）超声波测量原理　超声波测量的原理是当超声波脉冲到达被测物体时，在被测物体的两种介质边界会发生回波反射，通过测量回波与零点脉冲的时间间隔就可以计算出各面到零点的距离。

5）逐层切削照相测量原理　这种技术的原理是以极小的厚度逐层切削实物，并对每一断面进行照相，获取截面的图像数据，是目前断层测量精度最高的方法，且成本很低。其缺点是破坏了零件的完整性。

（3）常用测量方法的对比

根据以上阐述的各种测量原理及方法，几种常用测量方法的特点如表 10. 8-20 所示。

3. 2. 2　数据处理技术

无论是接触式测量还是非接触式测量，在获得点云数据以后都需要对点云数据进行处理，提取重构曲面必要的信息。点云数据的处理大致可分为：点云数据的拼接、点云数据的分块、点云数据的去噪、点云数据的精简等。在逆向工程中应根据点云情况选择必要的处理方式，这样才能有的放矢，提高效率，提高模型的重建精度。

（1）点云数据的拼接

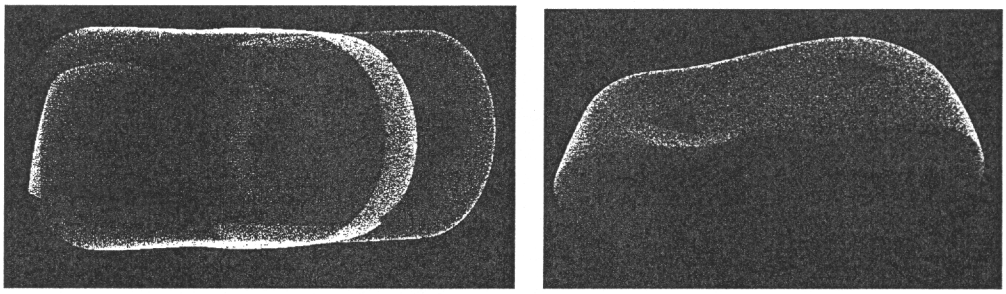
采用非接触式三维扫描仪采集模型的点云数据时一般需要从多个视角来获得模型表面完整的数据，这样就出现了多视数据拼接的问题。通过把多次扫描得到的数据对齐，以显示模型的三维拓扑关系。一般而言，对于同一个模型的多视数据一般有两种处理方法：可以先根据扫描得到的各个视图的数据进行模型重建，然后再对齐各个视图的模型数据。但是，这种方法不容易整体把握模型的结构和特征，一般不常用。一般采用先对齐各视图点云数据然后再重建模型的方法。

为了能较好地对齐各视图点云数据，一般需要在被扫描模型上贴标记点，扫描仪的软件系统会根据这些标记点来对齐各个试图的数据。一般在特征复杂区域可以多贴标记点，在特征简单区域少贴标记点。对齐点云后得到一个完整的模型点云就可以进行下一步处理了。如图 10. 8-92 所示为点云拼接前后的效果。

采用标记点对齐多视点云的方法是基于三点基准点原理的。因为三点可以建立一个坐标系，如果测量过程中，在不同的视图中标记用于对齐的三个基准点，通过对齐三个基准点，就能实现三维测量数据的多视对齐，事实上是将数据的对齐问题转化为坐标变换问题。测量时，在零件上设立基准点，取不同位置的三个点，用记号标记，在测量零件表面数据时，如果需变动零件位置，每次变动必须重复测量基准点；模型要求装配建模的，应分别测量零件状态和装配状态下的基准点。在不同测量坐标系下得到的数据，通过将三个基准点移动对齐，就能将数据统一在一个造型坐标下，数据变换问题就归结为基准点的对齐，可以利用几何图形的坐标变换方法来实现。单个零件的多次测量和多个零件装配测量的数据坐标变换都可以采取上述方法。

表 10. 8-20　几种扫描方法对比

扫描原理	精　度	成　本	扫描范围	代表厂家
接触式三坐标测量仪	高，可达 0. 02mm 左右	较高	小，不能扫描软质物体，速度慢	青岛海克斯康公司 英国雷尼绍公司
激光三角法三维扫描仪	中，一般达 0. 04mm 左右	较低	很大，可以扫描软质物体，速度较快	日本柯尼卡美能达 法国法如公司
投影光栅式三维扫描仪	一般，在 0. 05mm 左右	较低	大，可以扫描软质物体，对物体的反光及颜色敏感，速度很快	德国 GOM 公司 上海数造科技



a)　　b)

图 10.8-92　点云拼接

a）点云对齐之前　b）点云对齐之后

（2）点云数据分块

复杂模型外形一般是有多个曲面构成的。重建模型一般需要把原始点云数据分割成多个小的点云，使得分块得到的每个点云属于一个自然曲面。识别不同曲面间的边界、分割不同区域中的点是曲面重建的重要步骤。

即便是经过点云滤波精简，但对于特别复杂、曲率变化过大的实体，滤波精简后的点云数据还是比较大，用常用的正向造型软件处理起来仍然比较困难，不但精度不能保证，花费的时间较长，那就失去了逆向工程快速响应市场的特点。故应考虑对整体点云进行分块，分割成一块块小的点云数据进行处理，然后再进行整体匹配恢复原始实体形状。进行点云分割时，应基于方便最后整体匹配的基础上，尽量使分割线界于曲率平滑处，在曲率变化大的地方避免分割线的介入，否则匹配时容易引起整体局部细节的变形。点云数据的分块主要有三种方法：有基于边的方法、基于面的方法和基于群簇的方法。

基于边界的方法首先从数据点集中，根据组成曲面片的边界轮廓特征、两个曲面片之间的相交、过渡特征，以及形状表面曲面片之间存在的棱线或脊线特征，确定出相同类型曲面片的边界点，连接边界点形成边界环，判断点集是处于环内还是环外，实现数据分割。

基于面的方法是尝试推断出具有相同曲面性质的点，然后进一步决定所属的曲面，最后由相邻的曲面决定曲面间的边界。基于面是一种较好的分割方法，这种方法和曲面的拟合结合在一起，在处理过程中，这种方法同时完成了曲面的拟合。因此，相比较基于边的方法，基于面的方法是数据分割中更具有发展前途的一种技术。数据分割和曲面拟合是一对矛盾的统一体，如果知道将要拟合的是哪一种曲面类型，立即能划分属于它的数据点；反之，如果确切地知道属于一种曲面类型数据点集，根据点集，能拟合出最佳的曲面，然而，两个过程不是独立的：大多数场合，既不知道曲面类型，也不能划分数据点集，只能两个过程并行，反复计算，寻求最符合要求的结果。根据判断准则的确定，基于面的方法可以分为自下而上和自上而下两种。自下而上的方法是首先选定一个种子点（Seed Points），由种子点向外延伸，判断其周围领域的点是否属于同一个曲面，直到在其领域不存在连续的点集为止，最后将这些小区域组合在一起。在过程进行中，曲面类型并不是一成不变的：比如开始时，由于点的数量少，判断曲面是平面；随着点的增多，曲面也许改变为圆柱面或一个比较大的球面。和自下而上方法相反，自上而下的方法开始于这样的假设：所有数据点都属于一个曲面，然后检验这个假定的有效性。如果不符合，将点集分成两个或更多的子集，再应用曲面假设于这些子集，重复以上过程，直到假设条件满足。在自下而上的方法中，种子点的选取是困难的，如果存在一种以上的符合条件的曲面类型，如何选择需要仔细的考虑，如果有一个坏点被选入，它将使判断依据失真，即这种方法对误差点是敏感的。而自上而下方法的主要问题是选择在哪里和如何分割数据点集，而且经常是用直线作分割边界，它是和曲面片的自然边界不一致的，这导致最后曲面“组合或缝合”时，边界凸凹不光滑；另一个问题是数据点集重新划分后，计算过程又必须从头开始，计算效率较低。

（3）点云噪声去除

数据的获取方法有多种，但在实际的测量当中不可避免地会受到人为或随机的影响，这样测量到的数据将会引入和实际模型不符合的噪声点，一般测量方法噪声点会占到数据总量的0.1%～5%，为了尽量

提高后续重构工作的精度，需要对测量数据进行滤波处理。数据滤波的方式主要有两大类，一种是空间域方法，一种是频率域方法。常用的空间域方法有领域平均法、中值滤波法、多次测量平均，重要的频率域方法有低通滤波。散乱点云数据之间缺乏明显的拓扑关系，且数据分布空间不均匀，不能直接采用这些方法。

对于大量的散乱点云，常采用程式判别自动滤波技术，如标准高斯、N 点平均值滤波、中值滤波等。高斯滤波在指定域内的权重为高斯分布，其平均效果较小，故在滤波时能很好地保持原始数据的特征。平均滤波采样点的值取各个数据点的统计平均值来取代原始点，改变点云的位置，使点云平滑。中值滤波将相邻的三个点取平均值来取代原始点，实现滤波。中值滤波法采样点的值取滤波窗口内各点的数据点的统计中值，所以这种方法在消除数据毛刺方面效果较好。

图 10.8-93 所示为几种滤波方法的对比结果，可以看到同一个点数据采用不同的滤波方法，得到的结果不同。图 b 中高斯滤波的平均效果较小，而图 d 的中值滤波则平均效果很明显。选择哪种滤波方法，取决于点云质量和后续的建模要求。

图 10.8-93　数据滤波方法

a）原始点　b）高斯滤波　c）平均值滤波　d）中值滤波

（4）点云数据精简

运用非接触式扫描仪测量得到的数据量一般都会很庞大，小则十几兆，大则几十甚至几百兆，体积较大的模型动则得到几百万的数据点。大量的数据会导致许多无效的运算，影响了建模的质量和速度，所以有必要对数据进行精简。数据精简的目的是删除压缩不必要的数据点，保证精度的前提下，删除冗余数据，尽量保证原始数据的形状特征。

很多人提出了很多数据的精简方法。主要分为两类，空间采样方法和间隔采样方法。空间采样方法思想是将点云划分为空间包围盒，在每个包围盒中最多只保留一个散乱点，即仅保留距离包围盒中心最近的散乱点。间隔采样就是保留若干索引号间隔的散乱点，删除其他的散乱点，从而达到精简散乱数据的目的。

在 Geomagic 软件当中，可以首先将数据生成三角文件，然后减少三角片的数量，Geomagic 会尽量保持模型的细节特征。下面以一个小玩具的模型测试 Geomagic 以这种方法精简数据的效果。关于三角化，在曲面重构部分将会详细阐述。

图 10.8-94 显示了该模型的原始点云及三角化的渲染模型，该模型有 53231 个数据点，106486 个三角片。首先保持原三角片数量不变，与点云进行 3D 比较，结果如图 10.8-95 所示。可以发现，三角化的精度控制在 – 0.018mm 到 0.018mm 之间。然后，减少三角片数量至 30000 个，减少了 71.83%，再与原始点云进行一次 3D 对比，如图 10.8-96 所示。可以发现，三角化的精度控制在了 0.047mm 到 – 0.047mm 之间，小部分位置的精度在 0.047mm 到 0.196mm 之间。

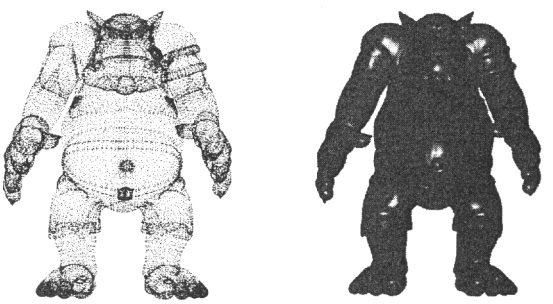
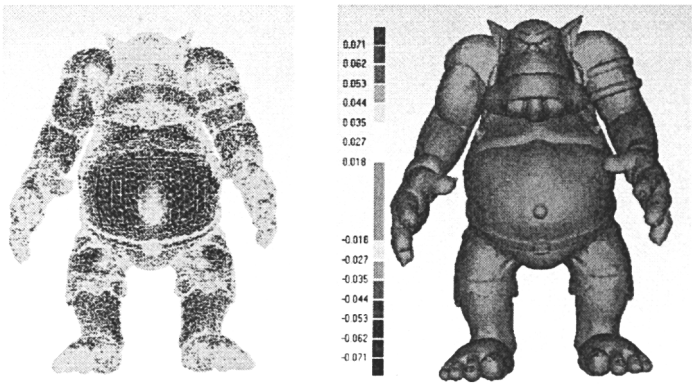


图 10.8-94　原始点云及三角渲染模型

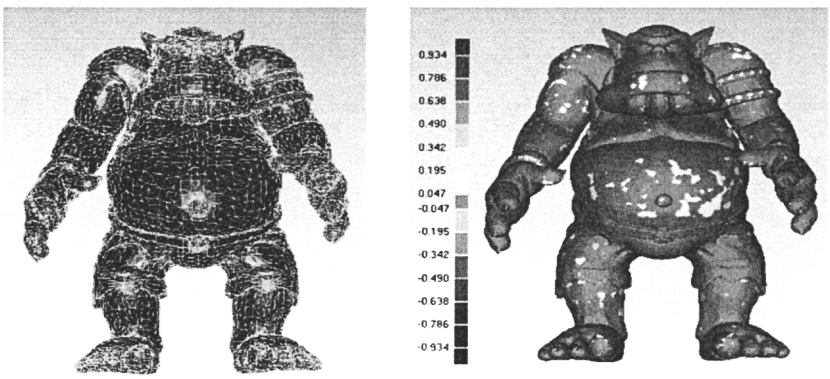
可以看到，模型的三角片从 106486 个减少 71.83% 至 30000 个，虽然小部分位置出现的误差有所增大，但模型依然保持原有较好的特征，而且其细节特征部位的三角文件减少得较少。所以，在精简点云数据时可以采用这种方法，也有利于评价精简数据给模型重建带来的误差。



a)　　b)

图 10.8-95　原始点与三角模型的对比

a）106486 个三角形模型　b）未精简三角模型与点云的 3D 对比



a)　　b)

图 10.8-96　精简模型与原始点对比

a）30000 个三角形模型　b）精简三角模型与点云的 3D 对比

3.2.3　曲面重构技术

（1）点云数据的三角化

模型重建就是根据测量得到的反映几何形体特征的一系列离散数据在计算机上获得形体曲线曲面的方程，大多曲面重建的对象是散乱的数据点。实物模型重建经常先要对散乱的数据点进行三角化，在三角网格的基础之上进行曲面拟合。尤其是当实物的边界和形状比较复杂时，基于三角剖分的曲面插值更为灵活。而且目前 STL 文件还是快速成形设备应用最为广泛的文件格式，此外在动画、虚拟环境、网络浏览、医学扫描、计算机游戏等领域可以看到许多由三角网格构建的实体模型，所以点云数据的三角化尤为重要。

1）三角化的基本理论　点云数据的三角化就是通过一系列算法将独立的点以三角形的方式连接在一起，建立点数据正确的拓扑关系，揭示数据蕴含的原始物体表面的形状和拓扑结构。逆向工程的三维扫描得到的数据以散乱数据居多，而且扫描设备的发展趋势也是向着更精确更海量的散乱点云数据方向，所以手册针对散乱点云数据介绍点云数据的三角化操作。

目前散乱数据三角化的基本思想是：由初始三角形的边界开始，向未剖分区域逐步扩展边界环，形成新的三角形，直至三角网格覆盖整张曲面。如图 10.8-97 直观地显示了 Imageware 和 Geomagic 软件对同一散乱数据点的三角剖分。

数据三角化有多种算法，比如 Delaunay 算法、生长三角剖分算法、螺旋边三角剖分算法等。其中，Delaunay 法是目前使用最为广泛的一类剖分方法。

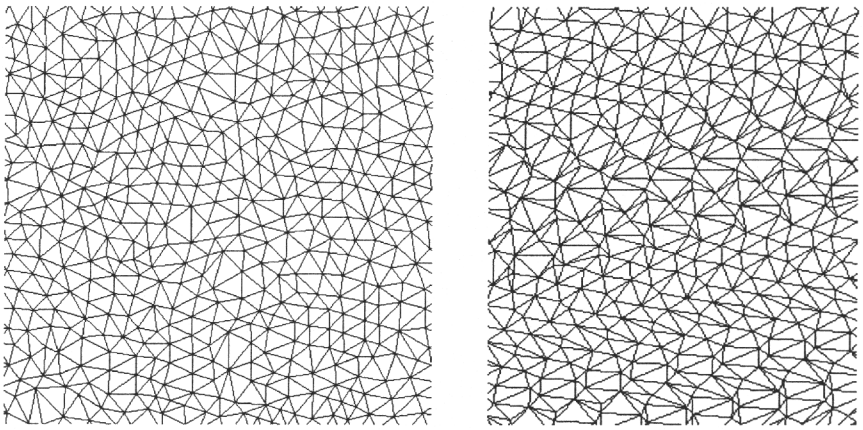


图 10.8-97　点云数据三角化

2）三角化的 Delaunay 法　Delaunay 法是用得比较多的一种算法，很多三角化的算法生成的都是 Delaunay 三角网格。Delaunay 法有二维空间的和三维空间的，三维的 Delaunay 三角剖分实际上是二维的 Delaunay 剖分向三维空间映射。

Delaunay 三角剖分将空间测量的数据点投影到平面进行二维三角化，然后将剖分后的拓扑关系映射回三维空间。设空间测量点集 P_1，P_2，…，P_n，在平面上的投影为 P_1，P_2，…，P_n，对每个投影点 P_i 划定一个区域 R_i，$1<i<n$，区域内任何一点距 P_i 的距离比距其他任一投影节点 P_j（$1<j<n$，$j\neq i$）的距离都要小，即：

$$R_i=\{x: d(x-P_i)<d(x-P_j),\ j\neq i\} \tag{10.8-21}$$

所以该区域是一个凸多边形，这种域分割称为 Dirichlet Tessellation，又称为 Voronoi 图。可见，R_i 域的边界是由节点 P_j 与相邻节点连线的中垂线构成的。每个 Voronoi 多变形中只包含一个节点。Voronoi 多边形的集合也称为 Dirichlet 图。连接相邻的 Voronoi 多边形中的节点可以形成三角网格，就是 Delaunay 三角网格。如图 10.8-98 所示，在投影平面上的粗虚线组成的网格即为 Dirichlet 图，包含有 P 点的一个凸六边形为一个 Voronoi 多边形。投影面上方的实线构成的三角网格即为三维空间 Delaunay 三角剖分。

要实现 Delounay 三角剖分有多种算法，其中有 Bowyer 算法、Watson 算法、基于四叉树、八叉树的 Sheohard. Yeery 算法、网格前沿法等。

这种算法运行效率高，且思想简单易于实现，适用于任意拓扑结构的物体和各种类型的散乱数据点，但这种算法对存储空间的要求比较高。

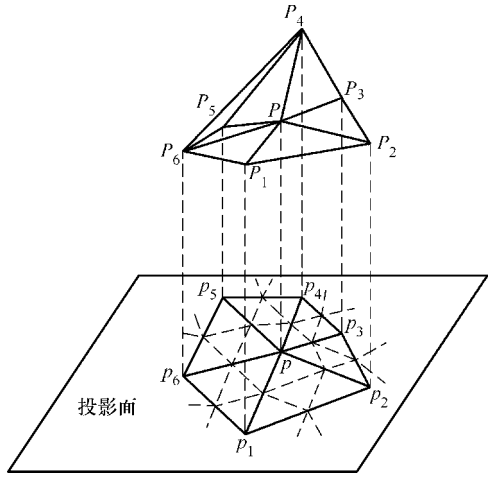


图 10.8-98　Delaunay 三角剖分及 Dirichlet 图

3）三角化的生长三角剖分算法　生长三角剖分算法的发展很成熟。其基本思想是：先在散乱点云数据中找到合适的种子三角形，然后依次遍历各边界边，搜索与当前边界边最匹配的散乱点，组成一个新的三角形，依次处理所有新生成的边，直至最终完成。如图 10.8-99 所示，首先生成种子三角形 ABC，然后搜索 CA 找到 D，接着搜索 AB 找到 E，最后搜索 BC 找到 F，结束第一次遍历。

生长三角剖分算法每次搜索边界后最多能添加一个三角形，因此运行速度比较慢，而且该算法无法避免重复三角形的加入。

4）三角化的螺旋边三角剖分算法　螺旋边三角剖分算法的原理是：该算法是以边界上的边界点为对象向外生长三角形，一次边界点的三角化可以生长出多个三角形。而上述的生长三角剖分算法是以边界环

上的边为生长对象向外生长三角形，一次三角化只能生长出一个三角形。

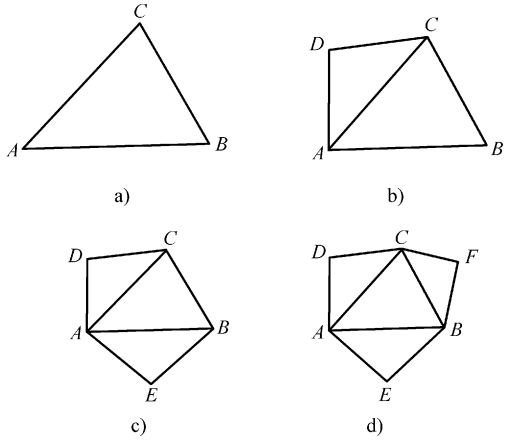


图 10.8-99　生长三角剖分原理

a）生成种子三角形　b）搜索 *CA* 找到 *D* 点
c）搜索 *AB* 找到 *E* 点　d）搜索 *BC* 找到 *F*，第一个三角形结束

如图 10.8-100 所示，螺旋三角剖分法以点 *A* 为对象生长出四个三角形，而生长三角剖分算法以 *AB* 为对象生长出一个三角形。所以，螺旋三角剖分原理效率高，速度快，但是，该方法对邻近点的判断很繁琐，且所得的邻近点并不一定是自然的邻近点，不一定能保证几何拓扑连续性。这种算法适用范围有一定的局限性。

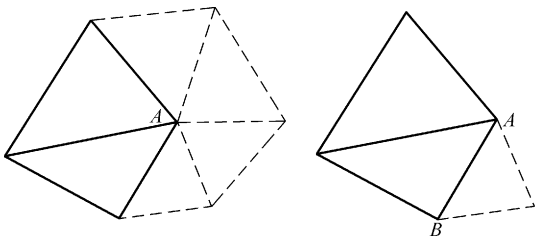


图 10.8-100　螺旋三角剖分原理

5）三角网格的优化准则　三角网格优化是指通过对原始网格进行调整，使得到的网格中出现尽量少的尖锐三角形，即在整个网格中所有三角形最小内角之和为最大，并使网格形状变化最合理。三角网格的优化准则有：最小内角最大准则、圆准则、Thiessen 区域准则、ABN 准则和 PLC 准则。三角化的算法很多都是基于这些优化原则的。

①最小内角最大准则，该准则是指划分三角形时，选择使得所有三角形中的最小为最大的那种剖分方法。如图 10.8-101 所示，第一种剖分方法得到的最小内角为 α，第二种剖分方法得到最小内角为 β，所以选择后面的剖分方法。

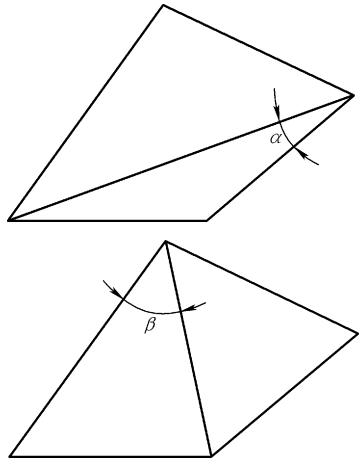


图 10.8-101　最小内角最大准则图

②圆准则，该准则是指过四边形的三个顶点作圆，如果第四个顶点落在圆内，则连接与其相对的顶点，否则连接另外两个顶点。

如图 10.8-102 所示，过 *A*、*D*、*C* 点作的实线圆，*B* 点落在圆内，连接 *BD*。过 *B*、*C*、*D* 点作的虚线圆，*A* 点落在圆外，连接 *BD*。该方法与最小内角最大等价。

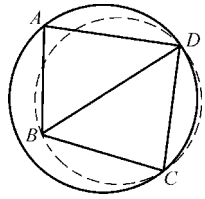


图 10.8-102　圆准则

其他准则不作介绍，其中 ABN 准则和 PLC 准则不是对网格中的三角形进行优化，而是选择这两个准则约束下的节点连接方式来保证网格空间形状出现尽量少的凸起变化。

6）Imageware 三角化操作　①三角化实验操作过程，下面以一个汽车覆盖件的散乱点云为例，阐述基于 Imageware 的三角化操作。该点云数据有 124406 个散乱点（图 10.8-104 显示了原始点云的基本信息，包括该目标所在的层、数据类型、数据量、最大操作距离等信息），点数较多。所以，需要先进行数据缩减。图 10.8-103 是经过间隔取样（Space Sampling）命令来实现（如图 10.8-105 所示为该命令的对话框）点云数据量缩减后的图像。

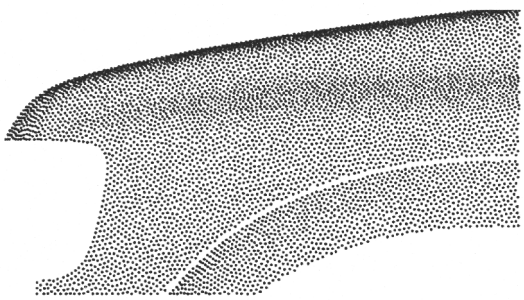


图 10.8-103　汽车覆盖件点云数据

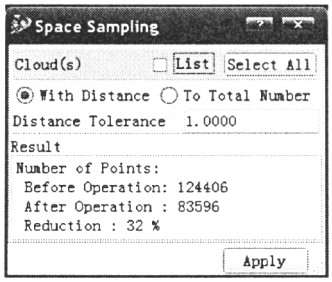


图 10.8-104　点云信息

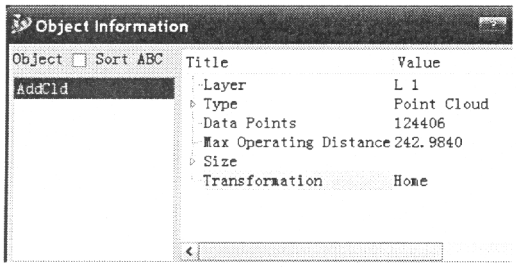


图 10.8-105　点云取样

Space Sampling 命令能实现在指定的间隔中简化点云，也能去除重叠点。也就相当于拿一个筛子，筛子的每个网孔是 1.0mm × 1.0mm，对点云进行筛选，每个网格只留下一个数据点。为研究方便暂选距离公差为 1.0mm，运行后可以从图 10.8-105 中看出，简化后的点云数据包括 83596 个数据点，减少了 32% 的数据点。然后，对简化后数据进行三角化操作，Imageware 中的命令是 Polygonize Cloud。设定参数后，然后就可以进行三角化了（图 10.8-106）。其中有两个主要参数 Max. Similar Distance 和 Neighborhood Size. Max. Similar Distance 是指同一个三角形中任何两个顶点的距离都比该设定的距离大；Neighborhood Size 是指同一个三角形中的任何两个顶点间的距离都小于该指定的距离。

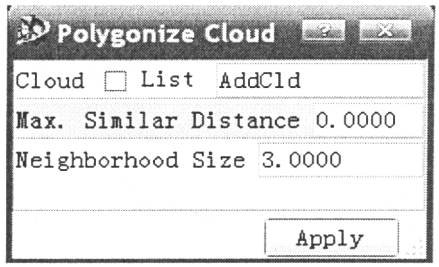


图 10.8-106　三角化参数

因为前面已经进行了 Space Sampling 命令，所以 Max. Similar Distance 距离设为 0，Neighborhood Size 设为 2.0，执行三角化，得到的结果如图 10.8-107 所示。从图中可以看出来，三角化不完全，表面有很多漏洞，说明 Neighborhood Size 的值太小，需加大。不断以 0.2 的速度加大 Neighborhood Size 的值，实验表明，当值加到 4.0 左右时，构造出的三角形虽然有少量孔洞，已经较为完美。图 10.8-108 显示了 Neighborhood Size 值为 4.0 时候的三角化情况。Neighborhood Size 值继续增加，三角化没有太大变化。当该值增加到 7.0 时，出现了一些违法的三角形，破坏了实物原有的拓扑结构。如图 10.8-109 所示，本来不相连的模型，采用的值为 7.0 时，出现了一些细长三角形连接了两侧边界。可想而知，当值继续增大时，将会出现更多的错误三角形。

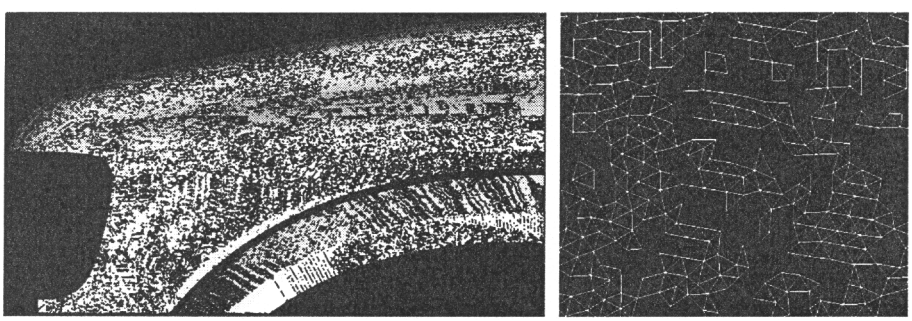


图 10.8-107　参数为 2.0 的三角化效果

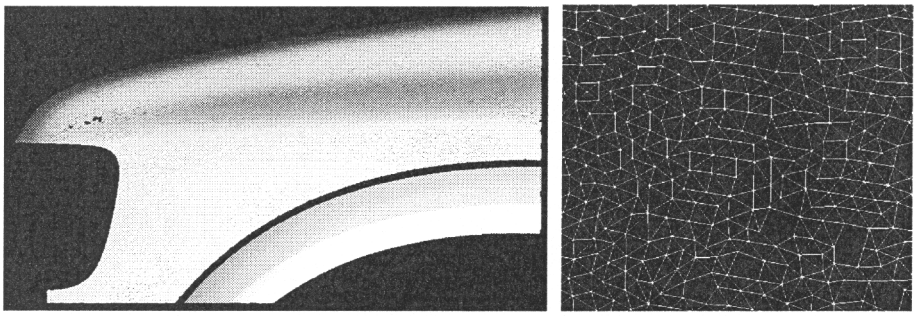


图 10.8-108　参数为 4.0 的三角化效果

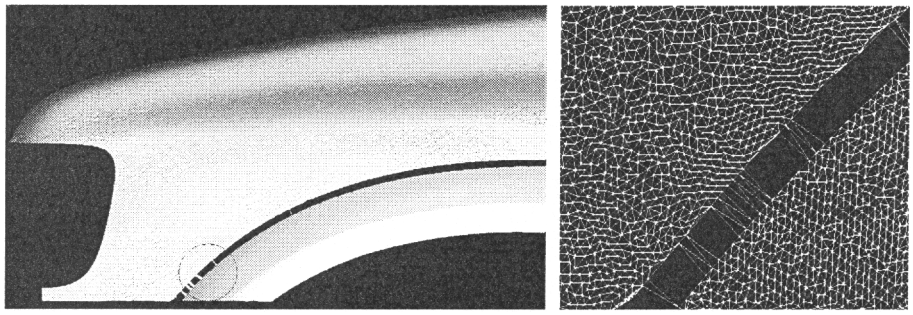


图 10.8-109　参数为 7.0 的三角化效果

设置 Space Sampling 的值为 2.0mm，然后进行三角化操作实验。经过实验，当 Neighborhood Size 值为 6.0 时候能产生较好的三角化效果。当 Space Sampling 的值为 3.0mm 时候，选取 Neighborhood Size 值为 9.0 时候能产生较好的三角化效果。

①三角化操作实验结论　通过上述实验研究，用 Imageware 进行散乱点云三角化时候，取 Max. Similar Distance 值为 0，取 Neighborhood Size 的值为 Space Sampling 的值的 4 倍左右时，可以得到较好的三角形。同时，若未进行 Space Sampling 命令，则 Neighborhood Size 的值也需达到点云平均间距的 4 倍左右。

②三角网格的优化　点云处理达到要求时，三角化完毕后依然有一些无法避免的缺陷会显现出来，比如一些由于扫描的原因产生的数据点缺漏的地方会产生孔洞。三角面片会有不平顺的地方，或者法向方向相反。如图 10.8-110 所示，圆内的深色部位出现了相反的法线方向，需要进一步修正。

图 10.8-111 所示，surfaces Imageware 有多种优化方法来修好三角网格，删除多余三角形（Redundant）、删除退化三角形（Degenerate）、删除重叠三件形（Overlap）、去除有重合边界的三角形（Multiple Edge）、去除法向不连续的三角形（Inconsistent Normal）、去除细长三角形（Long）等。此外，Imageware 还可以对三角片进行光顺（Smooth）。

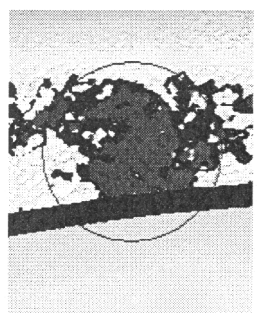


图 10.8-110　法向方向相反

经过以上命令的执行，可以创造出较好的三角模型。如图 10.8-112 所示，原来模型上的一些法向方向缺陷、孔洞、不平顺问题得到了修复，产生了较为理想的三角化模型。

在处理三角片文件方面，Geomagic 软件具有较好的操作性和可视性，处理速度也较快。在 Geomagic 当中，可以使用补洞、砂纸、平顺、投影边界等工具来处理三角片文件，也可以评估处理三角片文件带来的误差。

图 10.8-111　孔洞及不平顺

处理到这一步就可以生成 STL 文件，然后用专门操作修善 STL 文件的软件（如 Magics）来进一步处理模型，最后传输给快速成型设备，制造出来零件。但是，点云数据的三角网格模型虽然在计算机图形学和快速成型领域得到了广泛的应用，但它是原始模型的近似，精度较低，这类模型一般不能直接用于复杂产品模型的精确表示和数控加工中。很多时候我们并不是想简单的复制一个零件出来，而是需要在复制的同时进行改进，这时如果直接对 STL 文件进行操作将非常复杂，甚至不可行。所以，我们还需要建立扫描点云的 CAD 数字模型。

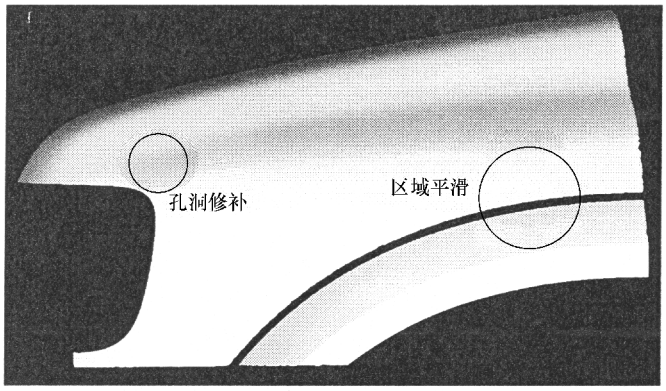


图 10.8-112　处理好的三角模型

（2）复杂零件逆向建模

曲面重构除了前面介绍的在三角网格的基础上进行曲面拟合外，还可以采用基于点云数据的直接拟合曲面构建、基于曲线的曲面构建、基于曲线和点云的曲面构建等方法。在实际应用时应根据不同类型的零件采用不同的方法，以及采用不同的软件组合使用，来完成曲面重构工作。

1）自由曲线曲面的基础理论　逆向工程中常常采用自由曲线和自由曲面。所谓自由曲线是指不能用直线、圆弧和二次曲线描述的任意形状的曲线。而自由曲面是指不能用基本立体要素描述的呈自由形状的曲面。自由曲线和自由曲面广泛应用于机器人、航空航天、汽车、船舶、模具型面等流线型表面的设计和分析领域。

构造自由曲线曲面有很多种方法，例如样条函数、参数样条曲线和曲面以及 Coons 曲面。这几种方法都属于构造差值曲线和插值曲面的方法，主要用于构造那些通过给定型值点的曲线和曲面，而不适用与进行曲线曲面的设计与构造。目前，构造自由曲线曲面的主流方法是 Bezier 曲线曲面、B 样条曲线曲面、非均匀有理 B 样条（NURBS）曲线和曲面。

①Bezier 曲线曲面　Bezier 曲线是以法国人 Pierre Bezier 的名字命名的，它是由指定的控制顶点为基准进行不同阶数的插值运算得到的。

二次 Bezier 曲线的表达式为

$$P(u)=\begin{pmatrix}u^2 & u & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1 & -2 & 1\\ -2 & 2 & 0\\ 1 & 0 & 0\end{pmatrix}\begin{pmatrix}V_0\\ V_1\\ V_2\end{pmatrix} \tag{10.8-22}$$

三次 Bezier 曲线的表达式为

$$P(u)=\begin{pmatrix}u^3 & u^2 & u & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}-1 & 3 & -3 & 1\\ 3 & -6 & 3 & 0\\ -3 & 3 & 0 & 0\\ 1 & 0 & 0 & 0\end{pmatrix}\begin{pmatrix}V_0\\ V_1\\ V_2\\ V_3\end{pmatrix} \tag{10.8-23}$$

Bezier 曲线一般表达式：

$$P(u)=\begin{pmatrix}(1-u)^2 & n(1-u)^{n-1}u & \cdots & n(1-u)u^{n-1} & u^n\end{pmatrix}\begin{pmatrix}V_0\\ V_1\\ \cdots\\ V_{n-1}\\ V_n\end{pmatrix}=\sum_{i=0}^{n}B_{n,i}(u)V_i \tag{10.8-24}$$

式中　u——参数值，$u\in[0,1]$；

V_i——特征多边形的顶点；

$B_{n,i}(u)$——Bernstein 基函数，$B_{n,i}(u)=C_n^i(1-u)^{n-1}u^i$。

式中（10.8-24）所表示的曲线称为由特征多边形 $V_0V_1\cdots V_n$ 定义的 Bezier 曲线，该曲线逼近给定的特征多变形，通过特征多边形的首末点 V_0 和 V_n，并与其首末边 V_0V_1 和 $V_{n-1}V_n$ 相切。

Bezier 曲线（图 10.8-113）有以下几个特点：一定通过始点和终点，并与特征多边形首末两边相切于始点和终点，其余中间点拉近曲线靠近自己；参数式允许描述多值曲线，包括封闭曲线；贝塞尔曲线依赖于参数，而不依赖于坐标的选择即具有几何不变性、凸包性，贝塞尔曲线必定落在特征多边形的凸包之中，不可能出现多余的摆动；表达曲线的参数多项式的次数可灵活控制；具有整体控制性，改动一个控制点，就会影响整段曲线形状。

Bezier 曲面即是把一维参数（u）扩展到二维参数（u，v）的结果，其特征和 Bezier 曲线类似。

②B 样条曲线和曲面　为了弥补 Bezier 曲线对曲线的局部控制能力不足，人们开始研究 B 样条曲线，B 样条曲线的具有良好的局域控制能力。

B 样条曲线的方程如下：

$$P(u)=\sum_{i=0}^{n}B_{n,i}(u)V_i \qquad (10.8\text{-}25)$$

式中　V_i——控制顶点；

$B_{n,i}(u)$——B 样条基函数。

B 样条曲线有以下几个特点：有良好的区域控制性能；形状和位置与坐标的选择无关，即几何不变性；造型灵活，可以构造尖锐区域等特殊情况等。图 10.8-114 所示为4 阶 B 样条曲线控制点的变化对曲线的影响，可以发现 B 样条曲线良好的局部控制能力。

③NURBS 曲线和曲面　非均匀有理 B 样条曲线 NURBS（Non-Uniform Rational B-Spline Curve），它是 B 样条方法中最具有一般性的曲线，是一种非常灵活的曲线，逆向工程当中经常用到。

NURBS 曲线为一分段的矢值有理多项式函数，表达式为

$$P(u)=\frac{\sum_{i=0}^{n}B_{i,k}(u)W_iV_i}{\sum_{i=0}^{n}B_{i,k}(u)W_i} \qquad (10.8\text{-}26)$$

式中　V_i——控制顶点；

W_i——权因子；

$B_{i,k}(u)$——k 为 B 样条基函数。

NURBS 曲面由式(10.8-26)定义：

$$P(u,w)=\frac{\sum_{i=0}^{n}\sum_{j=0}^{m}B_{i,k}(u)B_{j,l}(w)W_{i,j}V_{i,j}}{\sum_{i=0}^{n}\sum_{j=0}^{m}B_{i,k}(u)B_{j,l}(w)W_{i,j}} \qquad (10.8\text{-}27)$$

式中　$V_{i,j}$——控制顶点；

$W_{i,j}$——全因子；

$B_{i,k}(u)$——沿 u 方向的 k 次 B 样条基函数；

$B_{j,l}(w)$——沿 w 方向的 l 次 B 样条基函数。

图 10.8-113　三阶与四阶 Bezier 曲线

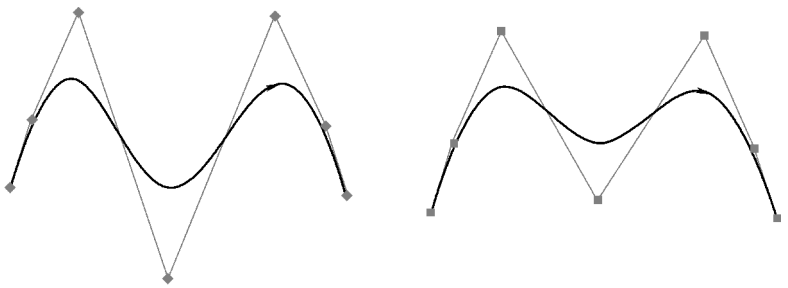


图 10.8-114　4 阶 B 样条曲线控制点的变化

NURBS 曲线曲面具备了 B 样条方法所具有的一切特性，当节点矢量仅由两端的（$k+1$）重节点构成时，NURBS 曲线曲面退化为 Bezier 曲线曲面。NURBS 曲线曲面具有很多优点：可以用一个统一的表达式同时精确表示标准的解析形体和自由曲线曲面；既可以借助调整控制顶点，又可以利用权因子来修改曲线曲面；NURBS 方法的计算也是稳定的；具有完善的集合计算工具，包括节点插入与删除、节点加密、升阶、分割等算法与程序。

2）曲线的构造

①初等基本曲线的拟合　在逆向造型过程中有些几何元素是明显的直线、圆弧等初等曲线，这时就可以根据点云数据直接拟合出相应的元素。

在 Imageware 中，可以用命令 Curve Form Cloud——Fit Line 来实现直线的拟合，如图所示为拟合的结果。Imageware 会根据点数据的分布情况自动逼近一条最佳的直线，对于一些明显偏离点群的点会忽略，得到一条最为靠近原始点数据的直线。得到直线之后，可以评估直线的拟合精度，用来评估拟合的直线与点数据的偏差，如果偏差太大，则不能将点数据当做直线来拟合。图 10.8-115 中为某点数据拟合为直线的结果，拟合完成之后，可以评估原始点数据到拟合直线的垂直距离，以反映拟合的精度。不同的色块代表不同的拟合误差范围。

Imageware 中还有很多拟合基本曲线的命令，如 Fit Circle（拟合圆）、Fit Ellipse（拟合椭圆）、Fit Rectangle（拟合矩形）、Fit Slot（拟合槽形（图 10.8-117））等。

图 10.8-116 是自动拟合圆的效果，也可以应用 Automatic Point Rejection 选项，不断调整公差值得到几个圆的半径，然后取平均值，用指定一个半径的方法来拟合圆。

对于基本几何元素的拟合，只要点云提取的合适，一般会拟合出来比较好的结果，这就需要耐心地去提取边界的点云，以期能得到较为符合原始设计的模型（图 10.8-118）。

②自由曲线的拟合　自由曲线的拟合有几种常见的方式：Uniform Curve（平滑曲线）、Tolerance Curve（误差曲线）、Interpolate Curve（插值曲线），在 Imageware 中都以 B 样条曲线的方法来拟合。

Uniform Curve 方法：根据点云拟合一条光滑的曲线，拟合的曲线光顺性较好，但是有时误差较大。选择合适的阶数和节点数才能拟合较为理想的曲线，可以借助误差报告来不断修改两个值以得到满意的结果。理论上阶数越大，得到的曲线越贴近点数据，但曲线的顺滑程度会产生明显变化，且阶数越大曲线越不容易控制。这时，可以增加曲线的节点数目。

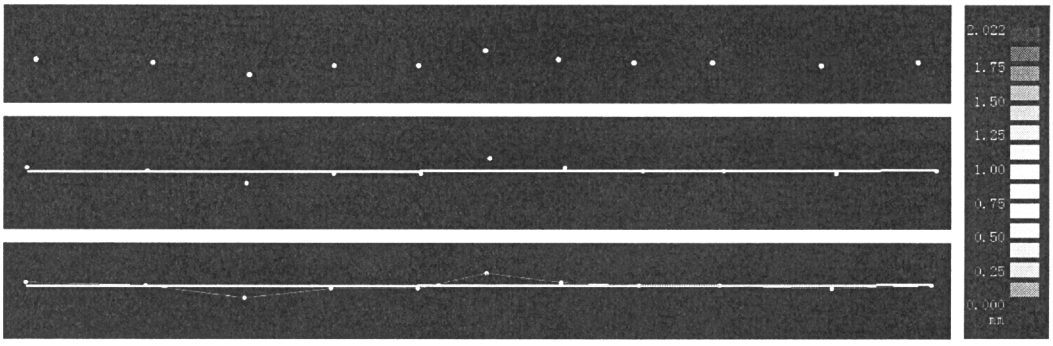


图 10.8-115　直线点云拟合

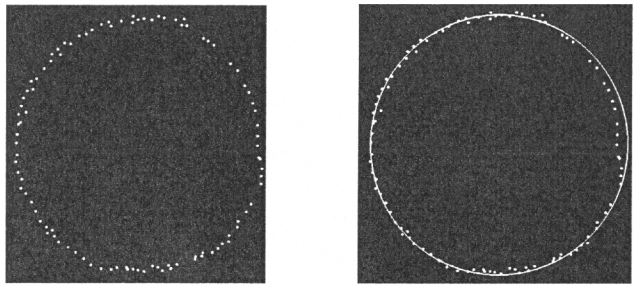


图 10.8-116　圆的拟合

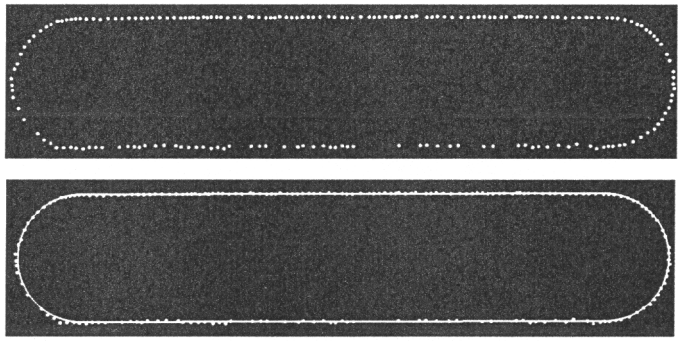


图 10.8-117　槽形拟合

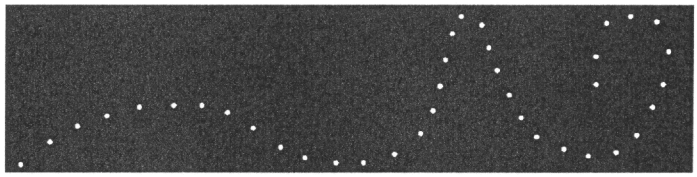


图 10.8-118　原始曲线点云

如图 10.8-119 所示，阶数为 4，节点数为 4 时的拟合显然偏差太大，这时适当的增加阶数以及节点数目，当阶数为 5，节点数为 6 时拟合得到了较为理想的效果（图 10.8-120）。这时可以查看误差报告，如图 10.8-121 所示。如果达不到要求，继续修改节点数目和阶数。

Imageware 还可以给用户自动生成如图 10.8-122 的误差诊断报告，我们可以方便地检查曲线与点之间的各项数据，来指导我们模型重建工作。报告中我们可以查看到法向方向和欧氏几何空间的最大偏差绝对值、平均偏差绝对值、标准偏差等等。

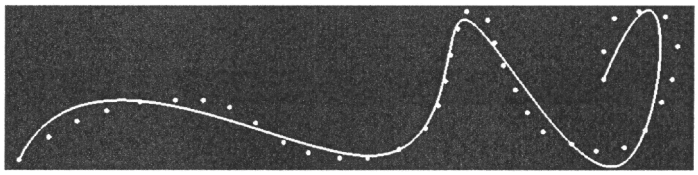


图 10.8-119　阶数为 4，节点为 4 的拟合

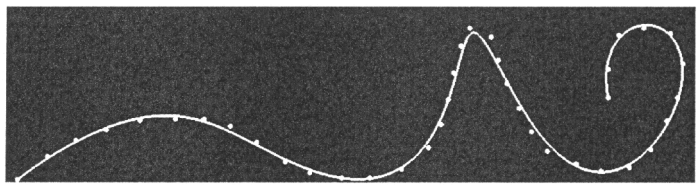


图 10.8-120　阶数为 5，节点为 6 的拟合

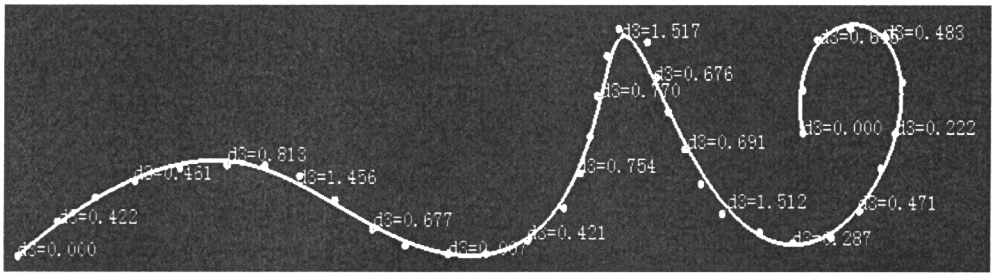


图 10.8-121　取样点到线的距离

Job:
ModelID:
Model Version:
Status.
Date Eff.

Curve to Cloud Diagnostic Report

Date: showpen 20.29:20 — 14 2010
Page: 1

SHOWPEN007
Northeastern University
Shenyang CHINA
NANHU PARK
+1 666 888 6688

Curve	"FitCrv" (Nominal)
Curve	""
Units	mm
Error Tolerances:	
Positive	2.3023
Lateral	0.1000
Analysis Type	High Precision
Max Checking Distance	5.0000
Offset Applied	0.0000

Curve Name: FitCrv

Error Statistics:

	Total	Out of Tol
n	38	0
%	100.00	0.00

	Abs. Norm.	Euclidean	
Maximum	2.3023	2.3023	0.0000
Average	0.6535	0.6535	0.0000
Std. Dev.	0.4783	0.4783	0.0000

图 10.8-122　误差报告

Tolerance Curve 方法：用这种误差曲线的方法生成的曲线会把误差控制到一个指定的范围内，这样就可以很好地控制误差的范围了，但是其光顺性就会比较差。如图 10.8-123 是用这种方法生成的误差曲线，阶数和上面的平滑曲线一样，都是 5 阶。因为，在逆向工程中一般达到 0.1mm 的误差就可满足要求，所以设置误差值为 0.1mm 对其进行曲率分析，可以发现曲率变化没有规律，光顺性很差，如图 10.8-124 所示。要提高光顺性，只能牺牲拟合的精度。

图 10.8-123　5 阶误差曲线拟合

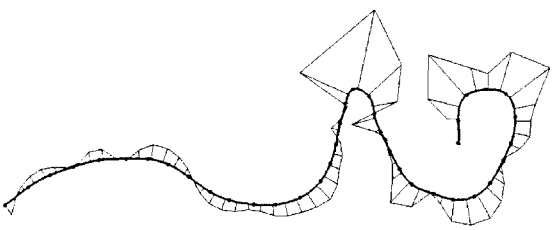


图 10.8-124　曲率图

Interpolate Curve 方法：这种方法让曲线通过每一个点数据，是百分之百精确的拟合方法。由于曲线只是简单的通过指定的采样点，所以光顺性更差。如图 10.8-125a 为 5 阶的插值拟合的曲线。对比各种拟合方法可以看到其各有特点，实际应用当中，根据具体情况选择合适的拟合方法。如果追求曲面的光顺程度，如汽车覆盖件，家电外形等，一般采用光顺曲线。如果追求拟合的精度，如人体模型等，可以采用其他两种方法。

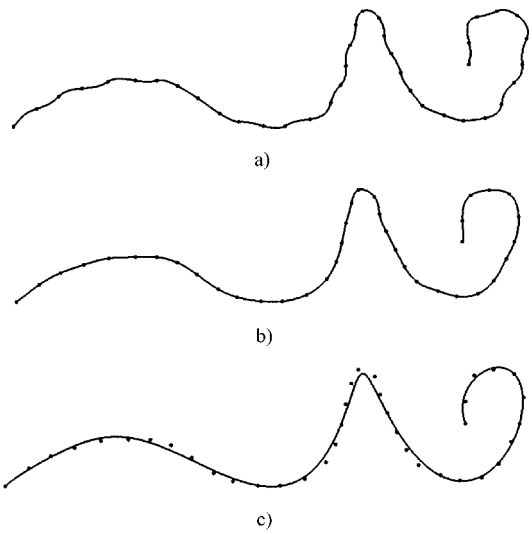


图 10.8-125　三种拟合方法

a）5 阶插值曲线　b）5 阶误差曲线（误差为 0.1）
c）5 阶光顺曲线

3）曲面的构造

①基于点云数据的直接曲面构造，这种方法对于简单基本几何体比较适用，若点云数据是一些明显的诸如平面、球体、圆柱体、圆锥、简单弧面可以用这种方法直接拟合得到，Imageware 会将点云最大程度的拟合成指定的简单几何体。

②基于曲线的曲面构建,基于曲线的曲面构造有多种方法,这也是逆向造型常用的方法。其中有:根据边界曲线创建曲面、UV 向量线构建曲面、放样曲面(Loft Surface)、旋转曲面、扫掠曲面(Swept)等。

③基于曲线和点云的曲面构建，这种方法结合曲面的边界和点云数据来构造曲面，一般能得到较为精确的曲面，但这样可能得到较多的控制点，会导致后续的工作比较繁琐。

对于曲面构造的具体过程将在后面的逆向工程实例中详细阐述。

(3) 曲面重构实例

下面以几个例子介绍曲面重构的一般方法，并对比几种方法的不同。

1) 汽车叶子板建模　首先对点云数据进行分析，确定建模的方案。由图 10.8-126 可以看山，这个零件由一系列的自由曲面组合而成，可以采用基于特征的建模方法。基本的思路为，首先找出并区分各种曲面特征，如：平面、二次曲面、简单自由曲面、过渡曲面等，然后提取特征曲线进行数据分块，把点数据分成各个小块分别重构曲面，进行曲面之间的操作，如过渡、桥接等，最后整体评价重建的精度。

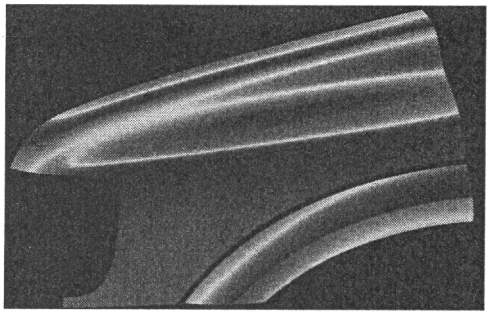


图 10.8-126　点云反射图

第一步：特征识别

特征的识别可以采用点云反射图或基于曲率的特征提取，但是这两种方法一般都不能很精确地提取到特征线，这是需要手工参与耐心提取点，为后面拟合特征线打好基础。在 Imageware 当中，得到点云的反射图后，软件会根据不同的颜色来提取点云，这时候得到的点云一般是不很理想的，然后手工删除不需要的地方，进行适当的整理，就可以得到较好的特征线。图 10.8-127 显示了点云的反射图，不同的曲率区域会通过不同的颜色显示。可以看到，下侧分离的挡泥板的脊线很好地提取了出来。

采用曲率提取的方法则可以提取到比较明显的高曲率部分，手工处理较为简单，但是可以操作的范围较小。

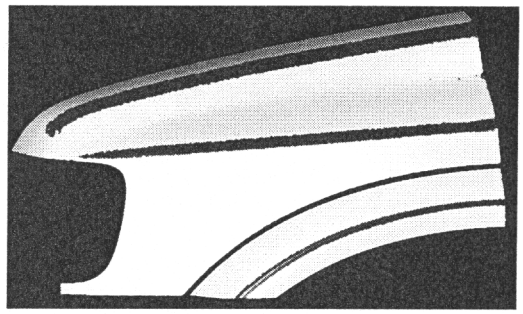


图 10.8-127　曲率提取

而对于边界可采用手工提取的方法来实现，一般提取边界采用框选点云的方法，本文提出一种提取边界的方法是采用重新创建点的方法，捕捉边界的点数据，手工创建一个新的边界点数据，这样效率更高，还可以人为地忽略一些明显的错点。然后可以根据这些新创建的点数据来拟合边界。如图 10.8-128 所示，十字形的点是原始点云数据，可以看到其边界比较整齐，圆形点为根据边界点捕捉到的新的边界点。

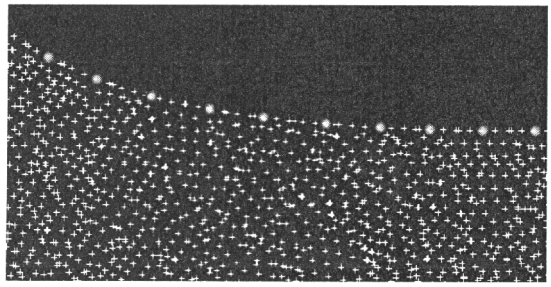


图 10.8-128　边界点云创建

第二步：特征线构造

根据上一步中得到的点云反射图提取一些特征线的点云数据，再人为地截取一些必要的特征线，结合创造的边界点云拟合成曲线，如图 10.8-129 所示。

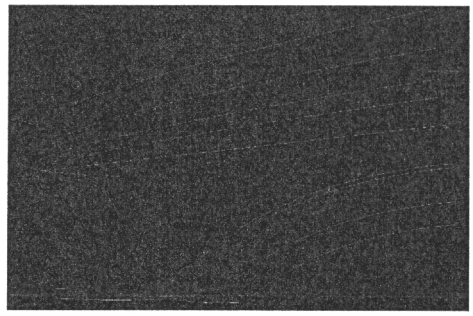


图 10.8-129　边界线及特征线的拟合

初步提取出特征线和边界线之后，由于操作的误差以及点云本身的误差，边界和一些特征线在空间上是不相交的，这会影响进一步的建模工作。这时通过

曲线的延伸（extend）、裁剪（snip）、混成（blend）、对齐（snap）、匹配（match）等操作得到在 3D 空间上相连的曲线。

第三步：进一步细分曲面片，生成曲面

根据特征线及边界进一步细分主要曲面片，尽量把曲面分成没有突兀变化的小面，一般要对边界线进行重新参数化操作，然后就可以生成曲面了。如图 10.8-130 所示为分片造型，一般会分成一些四边形小面，然后按照 UV 方向来生成 NURBS 曲面。

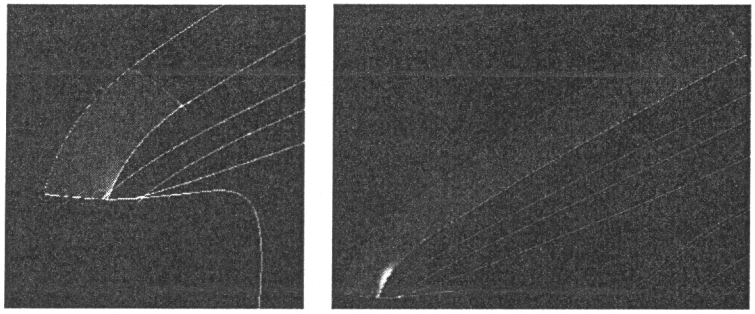


图 10.8-130　曲面的分片造型

主要曲面造型完毕后，通过曲面间的圆角过渡、裁剪、延伸、缝合等操作，实现曲面之间的过渡及次级曲面的生成。在建模过程中，随时查看误差报告，检查建模的精度。

第四步：模型重构结束，评价重建质量。

评价模型重建质量的一个重要方面是重建曲面与点云的吻合程度。如图 10.8-131 根据不同的颜色可以得知该区域的误差范围，如果没有达到要求则返回上一步进一步修改 CAD 模型。

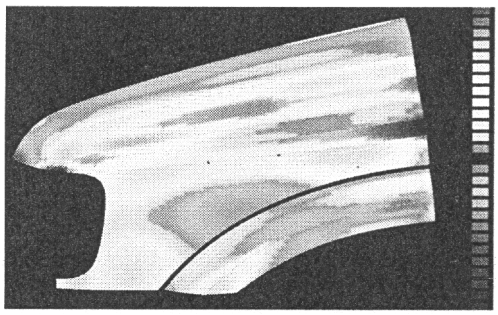


图 10.8-131　模型重建精度评价

另外一个方面是曲面的法线方向，根据法线方向指针的排列走向是否一致，分布是否均匀，可以方便地检查曲面的走势和光顺程度。同时，曲率检测也可以检查曲面的曲率变化是否连续。如图 10.8-132 所示为曲面的法向方向检测。

另外一种检测方法是等高线流，应用反射光线命令能够使灯光照射到曲面上，用反射出来的等高线流来判断曲面的品质。

如图 10.8-133 所示，等高线流越光滑平顺，且流线之间的间距越平均，表示曲面的质量越好，反之则曲面质量越差。

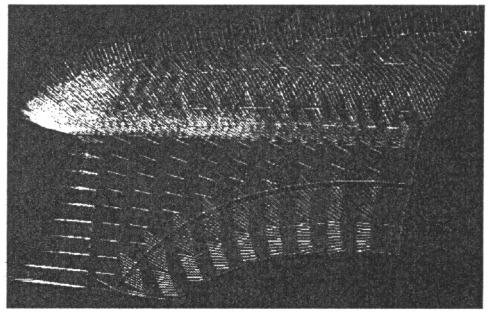


图 10.8-132　曲面的法向方向检测

欲达到汽车覆盖件 A 级曲面的要求，必须使得曲面的表面不能有明显的凸起和凹陷，曲面的过渡不能是简单的倒圆角产生的过渡面，必须是曲率逐渐变化的过渡曲面。文章中的汽车叶子板基本达到了 A 级曲面的要求。

这种基于特征的造型方法适用于对曲面质量要求比较高的场合，而且可以结合逆向软件和常用的正向造型软件（CATIA、Pro/E）以达到较好的效果。在逆向软件中提取出特征线之后，输出为 IGS 格式，然后导入到正向软件中造型，这样可以更多地参与改进创新设计。

2）基于 Geomagic 的车身快速蒙面造型 Geomagic 可以自动根据三角片文件构造 NURBS 曲面，这种方法关键在于处理得到高质量的三角化数据。Geomagic 以合理的数学模型、曲线曲面构造理论为基础，它与传统的点—线—面的曲面重构方式不同，而是提供了基于三角网格化的快速重构方式，体现了数字外形重构技术的发展趋势。

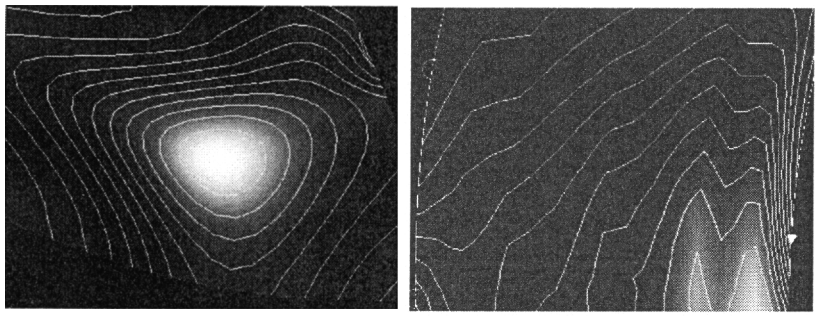


图 10.8-133　等高线流检测曲面质量

在 Geomagic 当中，模型构造分为三个阶段：点阶段、三角化阶段、面阶段。三者缺一不可，才能构造出高质量的模型。点阶段要进行手工删除明显偏离点、删除跳点、去除噪声点以及均匀减少数据量等操作，为三角化做好准备工作。然后就可以进行三角化了，得到三角化文件后，需要仔细处理三角网格，其中涉及到数据缺失地方的补洞、表面平滑、边界齐整、移除肿块或压痕、三角形数量减少等一些列操作以得到较好的三角模型，这时可以输出 STL 文件用于快速成形制造。得到三角模型后，软件系统能根据这个三角模型自动蒙面得到 NURBS 曲面模型，然后可以输出为 IGS、STEP 文件格式，输入到正向造型软件中作进一步处理，完成造型工作。文中对某车身的油泥模型得到的点云进行了造型工作。

第一步：点云处理。

经过手工删除、去噪声点、数据精简等操作，得到较为理想的点数据。图 10.8-134 为处理好的点云数据。

第二步：三角化阶段。

处理好点云数据后 314590 个数据点，数据点不是太庞大，可以进行三角化。图 10.8-135 为车身的三角化模型。可以看到三角模型有一些缺陷，应该作进一步处理。可以用 Fillholes 命令来填补孔洞、用 Defeature 命令来修补凸包凹陷等缺陷、用 Relax 命令进行整体平滑处理。此时，该三角模型有 630254 个三角形，三角形数目较多，可以用 Decimate Polygons 命令来减少三角形数目，以提高后续蒙面的计算效率。软件在减少三角形时，会自动把有细节特征的地方保留较多三角形，而平滑的区域用较少的三角形表示。图 10.8-136 中可以看出，简化三角形网格后，细节特征部位三角网格依然较为密集，这样更有利于表示其细节特征。

第三步：面阶段，进行蒙面。

首先从多边形阶段(polygonphase)进入到面阶段(shape phase)，进行轮廓线探测(detectcontours)。探测轮廓线之前先要进行轮廓区域计算，软件会计算出高曲率的区域。当然软件的计算往往达不到我们的要求，需要手工选取删除区域带，以引导生成轮廓线。这个工作需要大量时间。如图 10.8-137 是进行区域计算(compute regions)并手工调整后的结果。

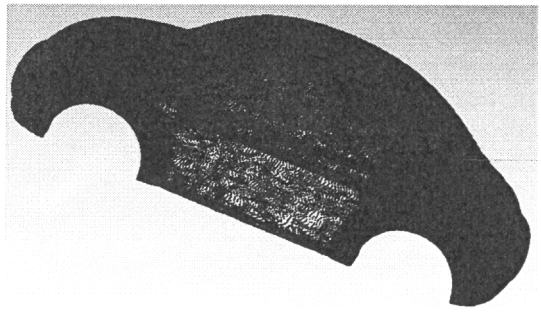


图 10.8-134　车身点云

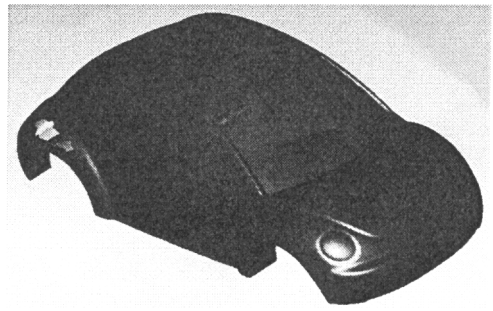


图 10.8-135　三角化模型

调整好区域带之后，就可以提取轮廓线了，软件能根据上一步中确定的红色轮廓带来计算出相应的轮廓线。当然，由于轮廓带的误差，轮廓线肯定有很多偏离我们预期的范围，这一步也需要手工调整编辑轮廓线，直到达到较好的效果。图 10.8-138 显示了提取并进行调整的轮廓线。

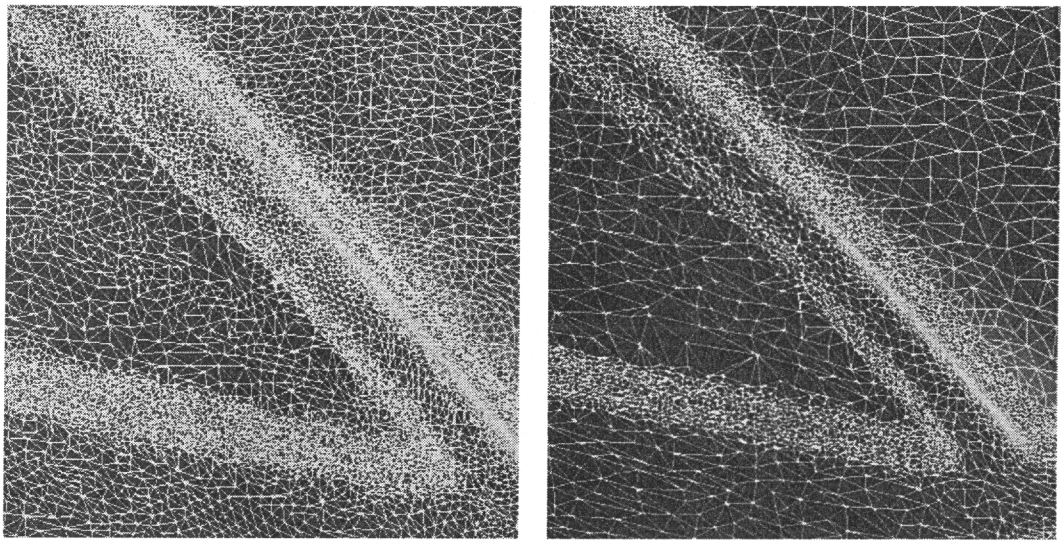


图 10. 8-136　三角网格精简

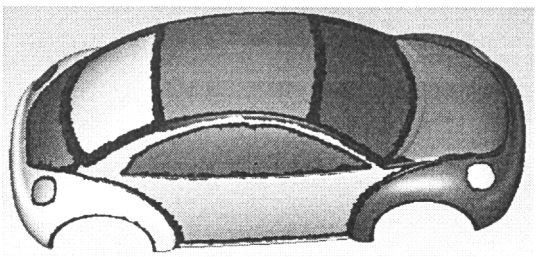


图 10. 8-137　轮廓带描绘

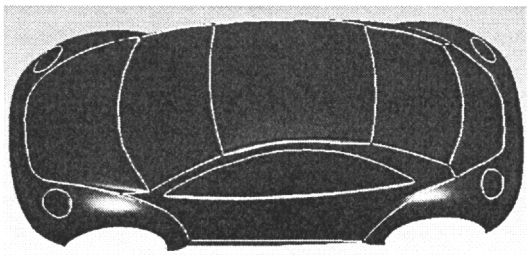


图 10. 8-138　轮廓线提取

然后可以计算片体，计算网格，最后生成曲面，也可以在上一步之前直接自动蒙面。探测出轮廓线之后，Geomagic 根据轮廓线和三角化模型构造出 NURBS 四边形曲面片。

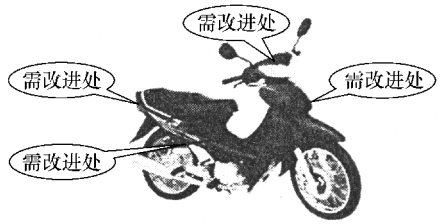
这种在 Geomagic 中的造型方法，可以快速地根据三角片文件得到曲面，并能输出为 IGS 等文件。这种方法的优点是模型重建的速度很快，对于复杂特征能较快地得到其 NURBS 曲面模型。但是，由于三角网格文件有这样那样的缺陷，这种方法构造的曲面质量不高。而且，这种方法更不允许数据的缺失，人工参与设计的成分较少。

通过以上三种曲面重构方法的讨论，对于不同类型和不同要求的零件可以采用不同的方法，或者综合几种方法来完成一个模型的重构工作。曲面重构需要操作者有较多的经验才能得到较好的模型，需要在实际工作中不断总结。

3. 3　逆向工程设计应用实例

摩托车作为轻便、快捷、低能耗和外形美观的交通工具，受到人们的青睐。随着市场竞争的加剧，各摩托车制造企业都在快速地不断推出新产品，其中摩托车产品的外观造型是这类产品开发的主要内容之一，因此，人们一直在追求一种快速的摩托车新产品外观改型开发的新方法，以适应激烈市场竞争，达到快速响应顾客需求的目标。基于逆向工程技术的新产品快速开发方法和技术，成为当前摩托车新产品外观改型开发的主要技术。以下以某款摩托车的外观改型开发为例，介绍逆向工程设计应用实例，其具体内容如图 10. 8-139 所示。

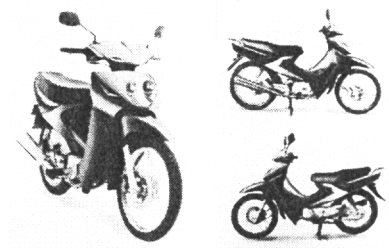
步骤一：市场预测与原型产品分析



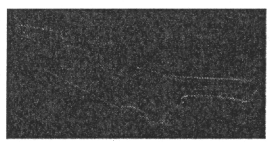
需改进设计的原型车外形

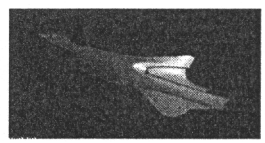
步骤二：工业设计方案构思

步骤三：工业设计方案评价


对原车所作的改进型工业设计效果图

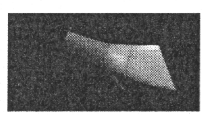
步骤四：实物样车覆盖件反求建模


根据数据点云重建的特征边界曲线


根据特征边界曲线重构得到的三维模型

步骤五：重构覆盖件三维模型的数字化预装配

步骤六：覆盖件改型部位的数字化设计


根据特征曲线生成的曲面

将改型方案的造型线投影到原曲面上

经剪切和缝合得到的改型后覆盖件

最终覆盖件三维模型

步骤七：数字化再装配、检验、修改完善

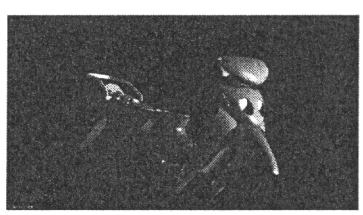

基于逆向工程的新产品改型数字化设计后的某摩托车覆盖件三维装配设计效果

图 10.8-139　逆向工程设计应用实例

4　协同设计

4.1　协同设计的概述

4.1.1　协同设计产生背景

产品设计问题是一个典型的具有分布、动态特征的群体求解问题。传统的串行产品设计开发模式，在设计的初始阶段不能很好地考虑用户需求、产品制造、装配、使用以及产品绿色性等问题，同时也缺乏相应的技术手段。因此，设计的产品常常存在可加工性、可装配性差以及用户不满意等问题。而这些问题往往一直延续到制造阶段，甚至到交付用户使用时才被发现。事后修改设计方案，不仅延长了产品的开发周期，增加了制造成本，而且用户的需求也不能很好地得到保证。

未来的制造业从某种意义上来说，将成为一种信息产业，用信息技术促进制造业的改造已成为时代的发展潮流。纵观制造业近 50 年的变化历程，如图 10.8-140 所示。21 世纪世界制造业发展的总趋势是：信息技术在促进制造业发展过程中的作用仍然是第一位的；独占性技术决定了产品的价值和价格；联合和竞争两位一体，并超出国界，敏捷性成为制造业追求的主要目标。

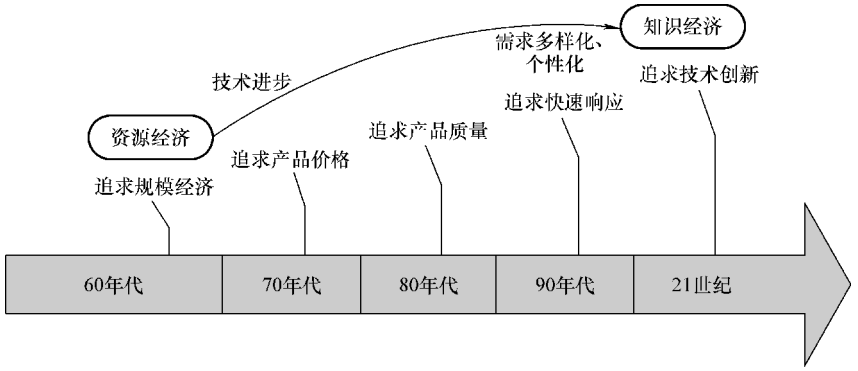


图 10.8-140　制造业企业的战略变迁

面对网络经济时代制造环境的变化，制造模式的转变，产品设计的内涵也发生了变化，与之相对应的解决方法和手段也随之变化。因此，网络化制造环境对产品设计提出了新的要求：

1）需要建立基于协同理论的产品集成设计团队；

2）对复杂结构产品的设计过程进行重组，建立产品协同设计开发流程；

3）建立能支持协同设计的计算机协同工作环境；

4）通过对复杂结构产品的建模，优化产品设计过程与质量；

5）利用 PDM、CAD/CAM/CAPP、Agent、虚拟设计等集成技术与工具，提高设计质量与速度。

现代产品的开发过程与信息网络的集成是目前研究的重点，而要实现这方面的集成，必须首先针对现代设计的过程模式和其具体要求进行研究。异地协同设计的顺利进行是现代设计取得效果的基础，也是并行设计得以实施的技术基础之一。先进的网络信息技术恰好可以提供高效率的信息交流，这为协同设计通过互联网来进行提供了有利的条件。

4.1.2　协同设计定义及特点

协同设计是指在计算机技术支持的网络环境中，由一个群体协同工作完成一项设计任务。协同设计继承发展了并行设计的基本思想，借助于迅速发展的计算机技术和网络技术，构成了“计算机支持下的网络化协同设计”。协同设计是计算机支持的协同工作在设计领域的应用，是对并行工程、敏捷制造等先进制造模式在设计领域的进一步深化。其目的是为了实现不同领域、不同层次人员对信息和资源共享，协调处理各种耦合、冲突和竞争，完成跨领域、跨时空协作，以满足变化市场的需求。它通过对复杂产品设计过程地重组、建模优化，建立协同设计开发流程，并利用 CAD/CAM/CAPP、PDM、虚拟设计等集成技术与工具，系统地进行产品开发。它不但可以体现面向用户的设计、面向制造的设计、面向装配的设计等现代设计技术，而且还可以体现现代管理技术。

协同设计至今还没有一个权威的定义，根据多年的研究再结合协同设计的内涵，笔者认为协同设计的含义是：为完成某一设计目标，由两个或两个以上的设计主体（或专家小组），通过一定的信息交换和相互协同机制，分别以不同的设计内容共同完成这一设计目标。协同设计的主要内容包括异地协同设计系统的组织结构、数据交换、异地数字化产品定义及管理、冲突消解、交互方法等。根据该定义，将实现协同设计的关键要素总结如表10.8-21所示。

表10.8-21　实现协同设计的关键要素

关键要素	特　征	优　势
科学的工作模式	由关注图样转向设计，实现所有数据唯一性	杜绝重复劳动，减少修改设计而产生错误
统一的语言环境	设计数据可以实现无障碍交换	方便设计团队协同设计过程中数据交换
专业团队协同设计	团队内部按照不同的设计内容进行分工	成员设计内容形成完整的专业设计数据
项目团队协同设计	各团队设计资料实现自动管理、流转和存档	所有涉及内容可形成完整项目设计数据
文件资料统一管理	所有图纸资料集中存储在数据库服务器，实现图纸管理与控制	完善共享管理和用户权限管理，服务器有完善的备份安全措施
即时通信	借助各种信息技术和工具，实现即时交流	提高了异地协同设计效率
冲突解决	通过冲突检测和消除技术解决冲突	改善了管理机制

协同设计在不同应用领域、协同目的及协同方法下会包含有不同的特性，但一般来讲都会有如表10.8-22所示特征。

表10.8-22　数字化协同设计的共同特征

特　征	特征描述
多主体性	设计由两个或以上独立的成员参与，并且独立具有领域知识、经验和一定的问题解决能力
分布性	设计系统具有时间与空间分布性，设计者可在不同时间、地点加入，参与设计
异构性	设计系统通常是跨行业、企业和部门，因此具有数据、知识、软硬件的异构性
协同性	设计成员要通过并发控制方法维护数据的正确性与一致性完成共同的设计目标
共同性	设计成员要实现的设计目标是共同的，所在设计环境和上下游信息也是一致的
灵活性	参与设计的成员数目可以动态的增减，协同设计的体系结构也是灵活多变的

4.1.3　协同设计技术现状

（1）协同设计的国外技术现状

国外从80年代开始大力研究和发展制造系统的数字化和网络化技术，以占领21世纪知识经济的制高点，增强其国际地位、发展本国经济；美、英、德、俄、日等国政府以及台湾和香港地区的重要学术、信息和工业机构已于近几年在与产品数字化协同及网络交互式设计技术紧密相关的领域和研究方向投入了巨资和大量人力物力，用于开展基础研究和应用开发，并且取得了许多重大的研究成果。部分有代表性的研究如表10.8-23所示。

除此之外，还包括Video Draw支持二维草图共享；Teledesign可用于三维CAD群件接口检查；Co-Count是一个开放分布式环境，支持异地的设计人员合作协商共同完成同一产品的设计制造等。

（2）协同设计的国内技术现状

在国内，就总体而论，工程设计领域计算机应用系统集成的基础还是很薄弱的。但是，我国对CSCD技术的研究早已展开，主要研究内容如表10.8-24所示。

表10.8-23　协同设计部分国外技术研究现状分析

研究单位	研究内容	研究成果
加州大学伯克利分校	在NSF、美国国防部先进研究计划代理和福特汽车公司的支持下开展Cybercut项目	建立了世界上第一个基于Web的设计和制造系统
Lockheed、EIT斯坦福大学及HP	进行PACT项目，研究大规模、分布式并行工程系统	较为系统地研究了分布式协同设计问题，并已拓展到以网络为基础的异地协同问题上
斯坦福大学CDR、EIT及SIMA	在APARSISTO的支持下开展SHARE项目	支持设计者通过计算机网络组织和交流设计信息，以建立对设计和开发过程共享理解

（续）

研究单位	研究内容	研究成果
RACECAR	在 Eprint 的支持下以汽车工业为应用背景进行了并行工程的研究	
CECED	以协同设计为出发点进行了并行工程支撑环境的研究	
麻省理工智能工程系统实验室	开展 DICE 项目，采用基于全局控制机制的面向对象的数据库管理系统，解决设计人员之间的协调和交流，通过提供的设计原理解决设计冲突	建立了基于计算机的设计系统 DICE，系统中提供了一个共享的工作空间，多个设计人员可以按照各自的工程学科进行设计
爱荷华大学工业工程系	建立 Internet 实验室，其主要研究项目包含如何利用 WWW 技术建立基于客户/服务器型式的协同设计模型	
Boeing 公司	进行 FlyThru 项目研究，节省了大量的时间和资金	方便了分布在异地的设计人员 ，缩短设计周期，为设计人员提供异步协调的手段
Mara Datavision	最新一代 CAD/CAM/CAE 软件 EUCLIDQUANTUM 研究	软件具备在 Internet 进行设计工作的功能
SDRC 公司	在 I-DEAS Master 系列 CAD/CAM/CAE 软件的基础上二次开发	增加了支持基于项目组的产品设计功能
MicroStation 等	开发基于网络的产品设计软件 Engineering Back Office	可用于广域范围内的工程设计平台、数据库以及其他企业信息系统的集成

表 10.8-24　协同设计部分国内技术研究现状分析

研究方向	研究内容	研究单位
CSCW 技术的研究	跟踪国外的先进技术，从事计算机支持协同工作机理、模型、方法等方面的研究	浙江大学、清华大学、西安交大、上海交大、天津大学、华中科技大学、中科院计算所和东北大学等
CSCD 技术在 CIMS 和并行工程设计中的应用研究	建立通用 CSCW 平台模型并利用组件化开发模式系统	天津大学
	利用 Microsoft NetMeeting 为基础平台进行二次开发	南京理工大学
	利用分布式对象建立基于信息共享的专用系统	国防科技大学
协同设计工作的模型和原型系统研究	提出工程设计数据库模型、版本管理模型、概念设计模型、基于黑板的多自治体模型、分步环境下的产品模型、以及 Agent 模型和 Mulit-Agent 等模型	
	提出的“一个协同设计支持系统原型”，较系统的提出了一个协同设计系统的组成结构，但是缺少设计信息的结构和模型	清华大学史美林教授
并行工程协同工作模式及支持环境的研究	863/CIMS 重大攻关项目“面向 CIMS 并行工程集成框架关键技术”和“航天并行工程”	
	基于 CSCW 技术开展了关于计算机支持的协同设计中关键技术的研究	南京理工大学、中国科学院计算所等单位
	网上资源共享及网上协同产品创新开发方面开展大量研究工作	西安交大的国家教委“现代设计与制造网上合作研究中心”
	开发基于 Web 的设计系统和协同设计支持系统等	国内软件开发商
企业间网络化协同设计平台	实现多家主机厂与各自供应商，在互联网上开展新产品开发项目协同、任务协同、设计协同、变更协同、数据发布与共享、技术冲突在线协商等协同设计功能	重庆大学在国家“十一五”科技支撑计划和重庆市重大科技攻关计划项目的支持下完成

4.2　协同设计的关键技术

4.2.1　协同设计数据交换与共享技术

一个产品的设计过程一般需要多方协作，如主机厂与配套厂之间的协作。图10.8-141所示的是主机厂与配套厂之间的协同设计数据关系，在供应链协同产品设计过程中将存在大量的数据信息交换和共享，这些涉及几何、技术和管理等多类型的数据信息交换主要包含有两个方面：一是各企业协同设计小组之间和企业内部设计小组各相关部门之间的数据交换和共享；二是设计部门与后续生产制造部门的数据交换和共享。

在数字化产品设计和制造环境中，从设计、工艺、工装设计到制造，各企业、各部门在产品及零部件的生命周期各个阶段，根据自身的需要和特点，会用不同厂家的软件，如CAD、CAPP、CAM、CAE等，不同软件的使用导致产品数据信息的表示和存储类型及格式不同；同时，由于技术的发展，各个专业软件本身也存在不同的版本，从而使得在不同时期同一类系统产生的数据也有所区别；加上在计算机软件不断更新换代和升级的同时，各企业信息化建设与技术更新速度也不能同步。因此，协同设计信息传输的媒介、组织和交换方法将直接影响设计的效率及设计能否顺利进行。

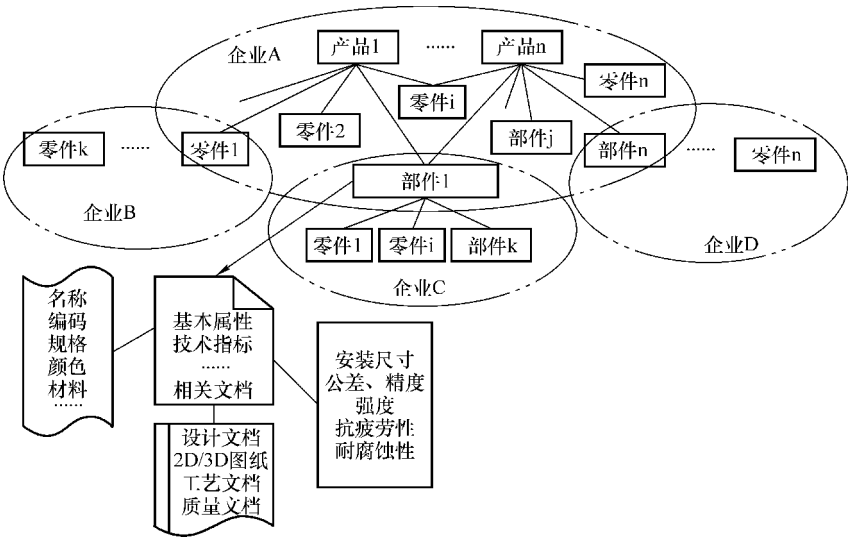


图10.8-141　协同设计数据共享

和传统串行集成方式不同，协同设计采用并行设计方式，需要支持同步和异步两种数据交换方式。异步方式的数据交换主要采用标准交换文件实现，常用的数据文件标准有IGES、DXF、STL、TIFF、UDA-FS和STEP等。从目前趋势看，各种标准都在向STEP转化，而同步协同设计数据交换方法主要有：专用格式交换法、标准格式交换法和基于消息的数据交换法，但更为常见的是采用XML方式和使用基于消息的语义传输方式实现产品数据的交换。

（1）基于STEP的协同设计数据交换标准

STEP［176-181］是产品模型数据交换标准（Standard for Exchange of Product Model Data）的非正式缩写。它是国际标准化组织制定的一种用于交换和共享数字化产品信息的国际标准，代号为ISO10303。它的目的是提供一种不依赖具体系统的中性机制来描述产品整个生命周期内的产品数据，同时保持数据的一致性和完整性。产品数据的这种描述，不仅适合于物理文件交换，而且是实现和共享产品数据库及产品数据的长期存档的基础。

STEP标准体系结构包括多种构成部分，支持产品数据的交换和共享。参与产品数据交换的计算机系统可以采用各自的数据格式存储产品数据，但是采用STEP格式进行产品数据交换。在产品数据共享时，STEP为单一的产品数据源提供各种接口，允许多个计算机应用系统同时访问和操作该数据源。STEP把产品信息的表达和用于数据交换的实现方法区分开来，将所有内容分为7大类，每一类由若干个部分组成。各个部分按类别给予不同的编号。7大类的内容分别是：①描述方法；②通用集成资源；③应用集成资源；④应用协议；⑤一致性测试方法论和框架；⑥

与应用协议对应的抽象测试集；⑦实现方法。如图 10. 8-142 所示。

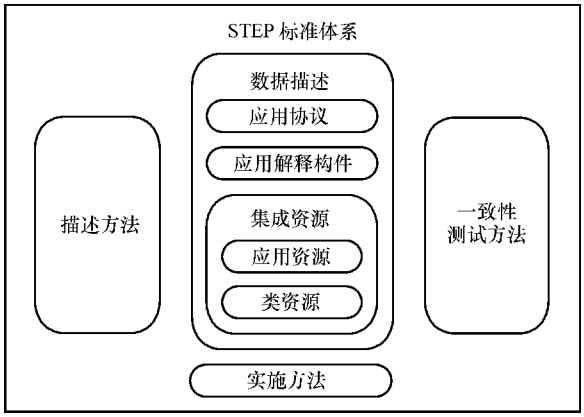


图 10. 8-142　STEP 标准体系结构

集成资源提供产品信息的表达，定义产品数据的全局信息模型。每一个集成资源是一个由 Express 描述的产品数据的集合，这些数据描述称为资源构件，不同应用中相似的信息可以用一个资源构件表达，资源构件可经过修改和增加约束、关系及属性来支持特殊的应用。集成资源分为一般资源和应用资源两组，应用资源是对一般资源的引用和扩展，这些一般资源往往被一组相似的应用所使用，例如绘图、有限元等。

集成资源要支持某一应用的信息要求，必须对集成资源增加许多特定的约束和关系。STEP 中定义的应用协议通过解释集成资源来满足特定应用的信息要求。集成资源的解释就是选择合适的资源构件，进一步细化含义，增加必需的约束和关系。解释的结果，形成了应用解释模型，这是应用协议文本的一部分。应用协议提供一组映射，显示集成资源的解释如何满足应用的信息要求。

STEP 中的实现方法用以规定在计算机系统间实现产品数据交换和共享的具体方法，例如文件交换格式或数据库共享方法等。一致性测试描述了对 STEP 应用系统进行测试的框架和方法等。

STEP 最为重要的一点是可扩充性。它建立于 Express 语言之上，对任何需要交换的工程信息，均以 Express 语言规范描述其结构和正确条件。另外，Express 语言不仅能描述数据结构，还能表达约束，这些约束条件是数字化产品数据的一种显式正确性标准。

（2）XML 数据共享格式

XML 的定义为可扩展标记语言（XML：extendable markup language），是 W3C（World Wide Web Consortium）制定的标准标记语言。W3C 将 XML 1. 0 版描述如下：XML 是标准通用标记语言（SGML：Standard Generalized Markup Language）的一个子集，其目标是让一般的 SGML 能够在网站上被服务、接收和处理。XML 小巧、简洁，对于广泛应用的 Web 和其他方式的数据交换来说正变得日益重要。它自含字典定义和解析方法，具有可扩展能力，可以为不同运行平台软件所接受，具有以下特点：

1）它是一种建立标记语言的语法，拥有标准格式，易于创建、学习和使用；能够与 SGML 及 HTML 共同合作，并且专门为用于 Internet 而设计。作为连续性的文本文件，可以轻易通过防火墙，在现存的网络上传送，易于实现数据的安全传输。

2）可提供描述方法和在应用程序之间实现格式化的消息和数据传输。使用者可以通过读和解析（Parsing）XML 资源来处理 XML 对象（文档）。

3）可以实现结构化。利用 DTD（Document Type Definition）/Schema 可以结构化，以使内容和语法都能轻易地进行验证。DTD 定义按照树节点之间关系来创建 XML 文档结构树的格式集合规则。XML 处理器能读 DTD 模板并和 XML 文档实例进行对比以发现错误，这种强化的结构化特性确保用户可以建立标准化而且有效的 XML 文件。

4）XML 文件可以使用组合的方式建立。利用 XML 更具威力的链接方式，可以利用其他文件的组合来建立文件。这种强化链接系统让用户只需选择其他文件上需要的部分，就可建立自订文件。

5）数据建模能力强。XML 文档既描述了实体数据，又描述了数据模式，因此特别适宜产品数据库之间的模式和数据的传递与交换，使得基于模型的产品族集成中产品数据模式重构变得简单。

6）数据冗余少。虽然 XML 包含大量标记，会造成一定数据冗余，但通过映射，可以过滤掉不需要传递的子元素和属性。

7）数据约束强。XML 元素中数据通常被统一视为字符串类型，因此很难判断基本数据类型的错误，通过结构类型的映射可以对每个叶子节点作显式的类型声明。

8）数据传递的灵活性高。通过映射与反映射，可以不使用 XSLT 就实现 XML 到 XML 的转换。

在网络化制造环境下，针对产品协同设计的需要，图 10. 8-143 展示了的基于 STEP 和 XML 标准的产品信息共享与交换系统的解决方案。

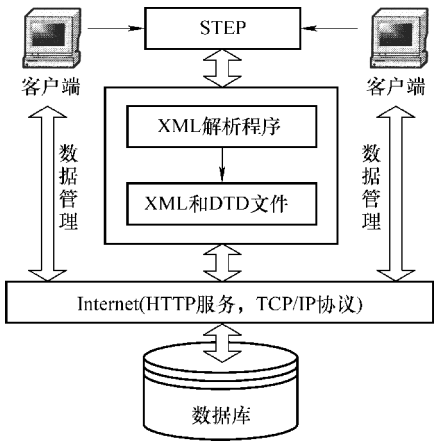


图 10.8-143　协同设计环境下基于 STEP 数据交换过程

4.2.2　协同设计中的任务协同

协同产品设计是由多个设计活动组成的，每个活动通常又可划分为一系列子活动，每个活动或子活动都可看作一项任务或者子任务的集合。在网络化制造的协同设计方式下，进度控制是指在项目实施过程中，对各阶段的进展程度和项目最终完成的期限所进行的管理。其目的是保证项目能在满足其时间约束条件的前提下实现其总体目标。进度的调整需要由负责人与合作伙伴通过充分协商、协调，是满足合作伙伴各自的资源约束的再协商过程。任务协同是协同管理的一个重要方面，主要包括项目进度计划的制定和项目进度计划的控制。

协同设计任务分解是协同设计活动中最关键的一步，必须保证任务的相对独立、粒度适宜，要与参与产品协同设计的企业内外部资源相匹配，尤其是对于分配给供应商执行的外协任务要设计要求明确、便于对交互结果进行评估考核，对于由不同供应商承接的子任务之间应尽量减少相互的交叉和耦合，降低协同组织的难度。

协同设计任务分解过程具有很强的经验性和知识性，项目各基本任务之间的逻辑关系主要有强制性的依赖关系、可灵活处理的关系和外部依赖关系。面向网络化制造的协同设计系统的任务进度机制是指在任务进行时，实际进度与计划进度发生偏差时所采用的进度监控与调整机制。它是基于产品结构树操作的。任务树是由若干节点组成的有限集，除根节点以外的其他节点可以分为多个互不相交的有限集合，每个集合又是一个任务树，称为子任务树。任务树中每一个节点可独立地作为新的设计任务看待，而整个树是由这些独立任务分解过程按一定顺序组成的有向集合，如图 10.8-144 所示。但是由于各级任务的分解和组织是在各协同设计参与企业内部进行的，相互之间并不完全透明，因此各企业都只看到该结构的一部分，而不是全部。每个企业看到的任务结构图为协同设计任务规划在各层次上的协同设计任务结构各级子视图。每个视图一般都由三部分组成：来自上级企业的任务或任务要求、内部任务、分配给下级企业的子任务。上、下级子视图之间则通过由外协任务组成的虚拟中间层视图关联，借助外协任务（中间层视图）传递相互之间的任务时间、输入输出等约束关系，如图 10.8-145 所示。

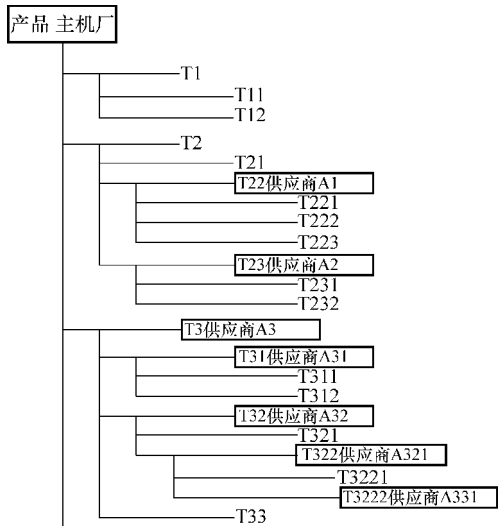


图 10.8-144　协同设计任务规划层次结构

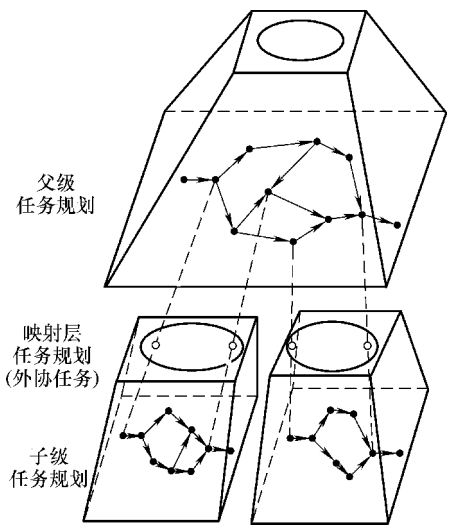


图 10.8-145　协同任务规划子视图层次关系

外协任务由于跨越不同的企业组织，其执行监控过程比企业内部任务更加严谨，这里采用递归权重统计法与时间比值相结合的方法。对实际任务进行项目进度的监控。

方法（1）递归权重法

递归权重统计法是以一种权重累加算法，最后结果可以得到由多子部件、零件组成的产品总体的设计进度。其表达式为

$$\eta = \eta^1\lambda_1 + \eta^2\lambda_2 + \cdots + \eta^m\lambda_m \text{ 或 } \eta = \sum_{j=1}^{m}\eta^m \cdot \lambda_j \tag{10.8-28}$$

η^j：第 j 个子零部件设计进度

λ_j：第 j 个子零部件权重系数，$0 < \lambda \leqslant 1$，其中权重系数由相关专家给出。

方法（2）时间比值递归法

设一个设计任务有 n 个设计子任务，其中，已完成 m 个子任务，则此时的任务进度具体计算方法如下：

$$S = \sum_{i=0}^{m} AT_i \Big/ \left(\sum_{i=0}^{m} AT_i + \sum_{j=m+1}^{n} T_j \right) \tag{10.8-29}$$

其中，T_j 是在进行设计之前对该设计任务进行预测的需要完成第 j 个子任务所需时间。AT_i 为第 i 个子任务实际完成时间。$\sum_{i=0}^{m} AT_i$ 为 m 个子任务工作实际完成的时间，$\sum_{j=m+1}^{n} T_j$ 是剩余任务预计需要的时间。由上式可知，对于实际的任务进度的计算，它是随着实际完成时间的变化而变化的。

在网络化制造过程中，协作项目是逐级的，这就形成了多级协作目标，其进度也需要自下而上逐级计算，总体进度即所属子目标进度的综合。因此，时间比值进度计算也是一个递归的计算过程。

以上两种方法从不同角度对设计任务的进度进行了分析，在实际监控中采用两种方法相结合。在任务进度过程中两种方法计算出的进度需要进行比较，如果两者差值小于 0.01 则按进度较低的为最终进度显示。否则，需要进行调整预测时间以及整体设计项目的周期，以安排相应后续工作。

由上述递归算法，可以得到项目进度控制的流程如图 10.8-146。

4.2.3　协同设计冲突协调机制

（1）冲突的产生

协同设计需要多个群体或个体协作，各设计主体间相互关联使得整个协同设计过程中，冲突不可避免地存在着。在协同设计过程中，对于各关联对象而言，对产品开发的考虑角度、评价标准、领域知识等不同，导致设计目标、方案在各主体之间存在一种不一致、不匹配或不稳定的状态。这些协作主体包括设计对象、设计意图、产品开发过程、产品开发人员、多学科专家小组、企业组织等多种具有一定的信息结构及相关属性的信息实体或功能实体。冲突的存在会造成设计的不协调甚至搁浅，影响设计进度和增加设计成本；但冲突也可以促进产品设计革新，促使设计人员及早发现和解决问题，最终实现提高产品质量和性能指标的目的。

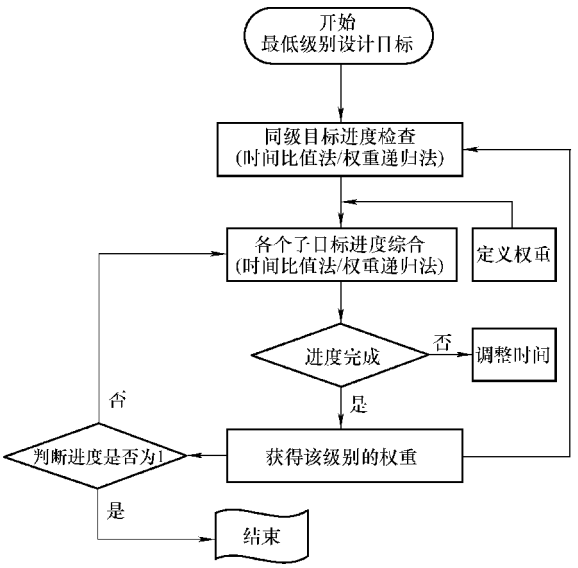


图 10.8-146　进度控制算法流程

冲突的产生会出现在概念设计、方案设计、详细设计和生产过程设计等涉及协同产品设计活动的一个或几个阶段。从某种意义上来说，协同设计的过程是一个冲突产生和消除的过程。而且协作的耦合度越大，设计过程越复杂，冲突产生的可能性也越大，进而会造成设计的不协调甚至搁浅，影响设计进度增加了设计成本。冲突是协同设计的内在特征，一般具有必发性、多样性、关联性、破坏性与建设性并存等特点。依据冲突涉及对象和产生的原因，可以将冲突分为设计冲突、过程冲突和资源冲突。依据协同的紧密程度，可以分为强冲突和弱冲突。根据冲突暴露的明显程度，可以分为显式冲突和隐式冲突。

（2）冲突的检测

为了尽早发现、及时处理冲突，在协同设计过程中要实时监测出存在的冲突。常用的冲突检测方法有：基于启发式分类的冲突检测、基于约束不可满足

的冲突检测、基于真值的冲突检测、基于 Petri 网的一致性冲突检测等。目前研究得较多的基于约束的冲突检测技术，是依据约束满足问题（Constraint Satisfaction Problem，CSP）及其求解算法的思想来进行的。一个工程设计问题就是在一系列设计要求的规定下为各设计参数寻找合适的值来满足这些设计规定，这些规定和要求就是设计约束。因此一个工程设计问题可以看作一个约束满足问题，即对各设计变量寻找合适的解，使所有的约束都能得到满足。常用的约束满足问题求解算法有 LocalWaltz 算法、区间传播算法、一致性算法、定量化约束求解算法和遗传算法等。

在实际应用中，简单的冲突检测方法是基于真值的检测与基于约束的检测结合。根据协同环境下同步和异步工作的不同情况，可以将在线检测和阶段检测结合起来，并利用数据库触发器技术等相关技术工具进行冲突检测。基于 Petri 网的一致性冲突检测主要是对协同设计环境下各代理之间的关系进行研究、分析和描述，并采用一定的集成算法对所有描述设计群体代理的 Petri 网进行集成，形成具有一个输出库的集成 Petri 网，从而形成冲突检测模型，再根据冲突检测算法进行冲突检测。

（3）冲突的消解

冲突消解包括在设计周期内避免和对已产生的冲突进行消解。冲突避免主要表现为合理地进行设计任务规划及协作人员分工合作，最大程度地共享领域知识、设计成果等；冲突消解主要有知识推理、约束松弛法、回溯、协商及仲裁等方法，如表 10.8-25。

表 10.8-25　冲突消解的主要方法

消解方法	方法内容		
知识推理	基于规则的冲突消解		把这些冲突解决规则总结成知识库的型式，在一定的推理机制的支持下辅助设计人员解决冲突
	基于实例的冲突消解		通过找出一个同当前冲突相似的实例，较快提出大致的冲突解决方法，在此基础上进行修改
约束松弛	分析约束违反情况、用松约束代紧约束，重新进行设计求解方法	显式冲突	设计人员可通过对设计对象的当前值与可行值区间进行比较，或用约束验证工具来自动检测到设计对象的改变
		隐式冲突	采用人工智能领域的约束满足问题来检测冲突的产生
回溯方法	当冲突发生时，设计流程回退到过去的某个决策点，选择一些过去未被采用的方案，回溯是在没有冲突消解知识的经验指导下进行的，因此可能在冲突被解决前需要进行大量的回溯工作，并且无法保证能找到最佳的解决方案		
协商	一个反复交互逐步求精的过程，建议和理由被反复交互，冲突各方提出自己的建议及支持理由、对他人建议的评价及接受程度、对建议的修改意见等，直至最终达成一致。各方在建议与反建议、评价、决策三个状态间进行转移、循环往复，直至协商结束。协商冲突的结果是使提议既能满足设计要求，又能让协商各方接受一种优化设计方案，从而达到最终消解某些冲突的目的		
仲裁	仲裁是一个反复交互与逐渐求解的过程，在这个过程中，建议、理由被反复交互，冲突各方面提出自己的建议及支持的理由、对他人建议的评价及接受程度、对建议的修改意见等，直至最终达成一致，消解冲突		

一般情况下，产品设计过程仅靠一种冲突的消解方案是不可能全面解决各种复杂冲突的，很多时候需要将这些冲突消解方法结合使用消除冲突，使得设计任务顺利进行。

4.2.4　协同设计交互技术

协同设计交互技术是指为异地协同设计的参与者进行全面沟通、交流、协作提供方便的网络化协同会议支撑技术，包括即时通信、共享白板、多媒体、远程协作等技术。

（1）即时通信技术

即时通信（Instant Messenger，简称 IM）技术是一种使人们能在网上识别在线用户并与他们实时交流的技术。借助即时通信技术，人们可以搭建具有文字聊天、语音、视频、文件共享、短信发送等信息交换功能通信平台。与传统的通信方式相比，IM 可跟踪网络用户的在线状态并允许用户实时双向沟通，还可以在 PC/手机/PDA 用户之间进行高效、低成本的即时文字交流。

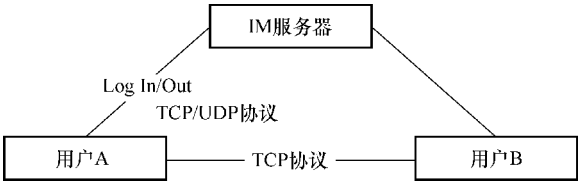


图 10.8-147　IM 原理图

即时通信软件一般由即时通信服务器（Server）和即时通信客户端（Client）组成，如图 10.8-147 所示。通常，IM 有在线直接通信、在线代理通信、离线代理通信、扩展方式通信四种通信方式。即时通信软件和 Email 等信息传送软件最大不同之处在于“状态监测”和通信的快捷性。

（2）协同设计共享白板技术

白板技术是在应用软件中设置共享文档工作区，并以“页”的型式组织，每个用户都可以建立新页面，添加或删除页面中的内容。每个用户可以通过共享工作区相互交换文档资料，并在其中实时加注自己的意见。此外，每个用户还有私有文档工作区，其内容只被用户自己访问。在共享文档工作区和私有工作区之间相互交换内容，如复制、移动操作等。

文档工作区支持读入事先写好的至少包括 ASCII 文本、POSTScript、静止图像等格式的文档，以及用户在页面上加注包括做示意图的各方面，如直线、任意曲线、矩形、箭头、标注文字、荧光笔等的标记；提供多种作图颜色，以便每个用户分别选用；对于图形部分能方便地复制、移动或删除；支持多种型式的现场输入手段，如扫描仪、光笔等；并能支持中文、英文等多种语言；文档工作区中的内容应能保存到文件中，以便以后查问。如果共享文档工作区中的内容涉及权限问题，只有在对方给予授权后才能修改别人所写的内容。

（3）多媒体通信技术

多媒体通信是通信技术和计算机技术相结合的产物，是指在一次通信过程中能够同时提供多种媒体信息，如声音、图像、图形、数据、文本等的新型通信方式。和传统的单一媒体通信方式比较，多媒体通信使得异地用户不仅能声像图文并茂地交流信息，不同地点的多媒体信息还能步调一致地作为一个完整的信息呈现在用户面前，而且用户对通信全过程具有完备的交互控制能力。这就是多媒体通信的分布性、同步性和交互性特点，其研究内容包括多媒体数据的压缩编码、多媒体数据的同步、多媒体数据库、多媒体通信网等几个方面。

（4）远程协助

“远程协助”是 Windows XP 系统附带提供的一种简单的远程控制的方法。远程协助的发起者通过 MSN Messenger 向 Messenger 中的联系人发出协助要求，在获得对方同意后，即可进行远程协助，远程协助中被协助方的计算机将暂时受协助方（在远程协助程序中被称为专家）的控制，专家可以在被控计算机当中进行系统维护、安装软件、处理计算机中的某些问题、或者向被协助者演示某些操作。它的功能主要体现在应用程序共享、远程协助、白板共享、寻求远程协助等方面。

4.2.5　协同设计集成技术

要实现协同设计与企业其他业务的一体化，就要考虑协同设计与企业其他信息系统（如 ERP、SCM、CRM、PDM、OA、CAX 等）的集成。这种针对网络化异构环境下的系统集成需要用到多种集成技术，主要包括数据集成技术、分布式对象技术、Web Service 集成技术。

（1）数据集成技术

数据集成是将不同来源与格式的数据在逻辑上或物理上进行集成的过程。一般说来，数据集成可以分为数据仓库和联邦数据库两大类方法。数据库仓库技术在物理上将分布在多个数据源的数据统一集中到一个中央数据库中；而联邦数据库则仅通过将用户查询翻译为数据源查询来进行逻辑上的数据集成。在企业数据集成领域，数据集成发生在企业内的数据库和数据源级别，通过从一个数据源将数据移植到另外一个数据源来完成数据集成。目前已有的一些成熟框架，如联邦式、基于中间件模型和数据仓库等可以利用，这些技术在不同的着重点和应用上解决数据共享和为企业提供决策支持等问题。数据集成的一个最大的问题是企业的业务逻辑常常只存在于主系统中，无法在数据库层次去响应业务流程的处理，因此这限制了实时处理的能力。还有一些数据复制和中间件工具来推动在数据源之间的数据传输，有些是以实时方式工作的，而另外一些则是以批处理方式工作的。

联邦数据库系统（FDBS）由半自治数据库系统构成，相互之间分享数据，联盟各数据源之间相互提供访问接口，同时联盟数据库系统可以是集中数据库系统或分布式数据库系统等。数据仓库是在企业管理和决策中面向主题的、集成的、与时间相关的和不可修改的数据集合。其中，数据被归类为广义的、功能上独立的、没有重叠的主题。

在一定程度上，此三种技术解决了企业应用之间的数据共享和互通的问题，但也存在异同。联邦数据库系统主要面向多个数据库系统的集成，其中数据源有可能要映射到每一个数据模式，当集成的系统很大时，对实际开发将带来巨大的困难；数据仓库技术则在另外一个层面上表达数据之间的共享，它主要是为了针对企业某个应用领域提出的一种数据集成方法，也就是我们在上面所提到的面向主题并为企业提供数据挖掘和决策支持的系统。

（2）分布式对象集成技术

分布式对象技术主要是在分布式异构环境下，在网络计算平台上部署计算环境，建立应用系统框架和对象构件，提供公共服务和开发工具，实现资源共享和协同工作。在此框架的支撑下，开发者可以将软件功能包装为更易管理和使用的对象，这些对象可以跨越不同的软、硬件平台进行互操作。分布式对象技术经过近20年来的研究，已经形成了比较成熟的、被广泛接受的两大技术标准：OMG的CORBA（Common Obiect Request Broker Architecture）和Microsoft的DCOM（Distributed Component Obiect Model）。分布式对象技术的优势在于使面向对象技术能够在异构的网络环境中得以全面、彻底和方便地实施，从而能够有效地控制系统的开发、管理和维护的复杂性。

一般来说，创建和维护分布式对象实体的应用称为服务器，按照接口访问该对象的应用称为客户。分布式对象技术将分布在网络上的全部资源都按照对象的概念来组织，每个对象都有清晰的访问接口，这些对象可存在于网络的任何地方，通过方法调用的型式访问。

分布式对象技术的最大特点是具有分布的透明性，这种透明性体现在客户访问某个对象时，它不需要知道该对象在网络中的具体位置，以及运行在何种操作系统上，更不需要知道该对象使用何种程序设计语言和编译器所创建。同时，分布式对象技术为实现应用的可移植性、可扩展性和可重用性提供了解决途径。但是，分布式对象技术要求服务客户端与系统提供的服务本身之间必须进行紧密耦合，而且基于该技术的系统往往十分脆弱，如果一端的执行机制发生变化（如服务器端改变了应用程序接口），则另一端便会崩溃。由于这些缺陷，分布式对象技术的应用很难扩展到互联网上。

（3）Web Service集成技术

Web Service是一个独立于平台和开发工具的软件模块，是一个应用逻辑单元，为其他应用提供了数据和业务。Web Service通过SOAP在网络上提供软件服务，使用WSDL文件对其进行说明，并通过UDDI进行注册。Web Service的特点、角色及相关操作如表10.8-26。这些角色和操作均围绕Web Service的两个构件展开，即服务和服务描述。Web Service典型的实现模型是服务提供者开发一个通过网络可以被访问的服务，而后将服务描述注册到服务注册中心或发给服务请求者；服务请求者使用查找操作从本地或服务注册中心获得服务描述，并使用服务描述的信息与服务的提供者实现绑定，与Web Service交互、调用其中操作。服务提供者和服务请求者是Web Service的逻辑基础，一个Web Service既可是提供者也可是请求者，其结构如图10.8-148所示。

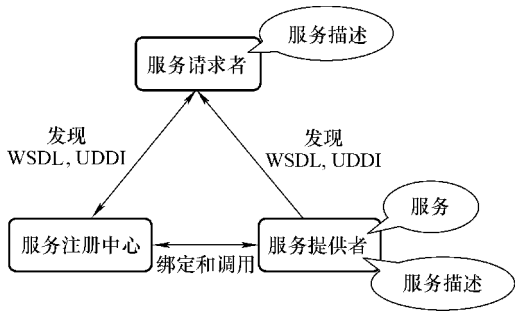


图10.8-148　基于Web的SOA服务体系模型

表10.8-26　Web Service的特点、角色和操作

类型	特　点	内　涵
特点	完好封装性	作为一种对象，对于调用这些服务的开发者来说，仅能看到服务提供的功能，不需要了解这些服务是如何实现
	松耦合	只要提供服务的接口功能不变，不论其实现如何变动，对于调用者而言都是透明的
	使用标准协议规范	所有的公共接口都是使用开放的标准协议进行的
	可查找和自描述	开发人员可简单的发现服务并加以调用，同时提供简单方法对服务的接口进行说明
	高度集成能力	采用可扩展标记语言作为服务的描述和信息的封装，因此消除了平台的差异
角色	服务提供者（Service provider）	从企业角度来看，它是指服务所有者；从体系结构上来看，它是指提供访问服务的平台
	服务请求者（Service requester）	从企业角度来看，它指需要特定功能的企业；从体系结构上看，它指查找和调用服务的客户端应用程序
	服务注册中心（Service registry）	用来存储服务描述信息的信息库，服务提供者在此发布服务，服务请求者查找服务，获取服务的绑定信息

（续）

类型	特　点	内　涵
操作	发布（Publish）	服务提供者要将服务进行一定描述后发布到注册中心供用户发现并使用。在发布操作中，服务提供者需通过注册服务器身份验证，才能对服务描述信息进行发布和修改
	查找（Find）	服务请求者能够根据注册服务器提供的规范接口发出查询请求，以获得绑定服务所需的相关信息
	绑定（Bind）	解决怎样实现对服务的调用问题

为了使不同系统顺利地实现 Web Service 交互，需有一系列标准技术支撑。目前，Web Service 体系结构被定义成几个层次，整个 Web Service 技术系列被称为 Web Service 协议栈，它们就像一个堆栈，按照这样的方式协作工作，其结构如表 10.8-27 所示。

表 10.8-27　Web Service 协议栈

技　术	层　次	公共机制		
WSFL	服务工作流程层	安全	管理	QOS
Static—UDDI	服务发现层			
Direct—UDDI	服务发布层			
WSDL	服务描述层 —服务实现 —服务接口			
SOAP	基于 XML 的消息层			
SML Schema	数据模型层			
XML	XML 消息层			
HTTP、FTP、SMTP、MQ	传输层			

4.2.6　协同设计安全技术

协同设计涉及诸多业务活动，并且这些业务活动的大量数据主要依靠计算机网络来传输和承载。对于基于 Internet/Intranet 网络体系构建的分布式网络化协同设计系统，大量机密信息也都是借助互联网传输和交换的，而传输控制协议（Transmission Control Pro2tocol，TCP）/网间协议（Internet Protoco，IP）本身缺乏足够的安全机制，加之网络的开放性和自由化特征，使得系统易被黑客攻击、信息易被窃取等。因此协同设计系统安全要从信息安全策略、安全等级、安全机制等方面得以保证。

信息安全策略是以保证提供一定级别的安全保护所必须遵守的规则。实现信息安全，除了依靠先进的技术，还要有严格的安全管理、法律约束等。

为了定性评价网络安全性，美国国防部所属的国家计算机安全中心（NCSC）在 20 世纪 90 年代提出了网络安全性标准（DoD5200.28 _ STD），如表 10.8-28，即可信任计算机标准评估准则（Trusted Computer Standard Evaluation Criteria），亦称为橘皮书（Orange Book）。对于协同设计的安全来说，为使系统免受攻击，应对不同的安全级别，硬件、软件和存储的信息实施不同的安全保护。

表 10.8-28　网络安全性标准

（DoD5200.28 _ STD）

类别	名称	主要特征
D1	最小的保护	保护措施很小，没有安全功能
C1	选择的安全保护	有选择的存取控制，用户与数据分离，数据保护以用户组为单位
C2	受控的访问控制	存取控制以用户为单位，广泛的审计
B1	标记安全保护	除了 C2 级的安全要求外，增加安全策略模型、数据标号（安全和属性）和托管访问控制
B2	结构化安全保护	设计系统时必须有一个合理的总体设计方案，面向安全的体系结构，遵循最小授权原则，有较好的抗渗透能力，访问控制应对所有的主题和课题进行保护，对系统进行隐蔽通道分析
B3	安全域机制	安全内核，高抗渗透能力
A1	可验证 安全设计	型式化的最高级描述和验证，型式化隐秘通道分析，非型式化代码一致性证明

根据身份的可认证性、信息保密性和完整性、信息不可抵赖性、信息可用性和防御性等特征，列举表 10.8-29 中几种技术。

表 10.8-29　协同设计安全技术

安全技术		功能内容
身份认证技术	静态口令认证	最常见方式、简单易用、无须其他费用，但存在严重的安全问题。口令在使用时易被窃听、骗取或破解
	动态口令认证	让用户密码按照时间或使用次数不断动态变化，每个密码只用一次
	PKI 认证体系	即公共密钥基础体系，解决了数据加密、数字签名、身份认证等问题；采用数字证书的方式来实现，由 CA 认证中心完成身份确认；数字证书可以为软件证书和 IC 卡证书，前者易被卸载到其他机器上，安全性差；后者成本相对比较高
数据加密技术	私有密钥体制	也称保密密钥、单密钿、对称密钥，数学运算量小，加密速度快，易于处理，但密钥的公布和管理比较困难，一旦密钥泄漏，秘密通信便难以保证。比较著名算法有美国的 DES 以及各种变形，欧洲的 IDEA，日本的 FEALN，Lok191、Skipjack、Rc4、Rc5 以及代换密码和转换密码为代表的古典密码等
	公开密钥体制	又称双密钥或非对称密钥，它把信息的加密密钥和解密密钥分离，依赖于两个不同的密钥，一个公有密钥和一个私有密钥。公有密钥用于加密消息，可以公开；私有密钥用于解密它们，则由接收方秘密保存。比较著名的公钥密码有 RSA 算法、背包算法、椭圆曲线公钥算法、MeEliece 公钥算法、Rabin 算法等
防火墙技术	基本功能	网络信息通过时，对它们实施访问控制策略的一个或一组系统；基本功能有包过滤、网络地址转换、代理服务
	安全保障	透明接入技术、分布式防火墙和以防火墙为核心；结合 IDS、病毒检测等相关安全系统构建网络安全体系的技术等
VPN 技术	基本内容	对网络数据封包和加密传输，在一个公用网络建立临时的、安全的连接，从而实现在公网上传输私有数据、达到私有网络的安全级别
	采用技术	隧道技术、加解密技术、密钥管理技术、用户与设备身份认证技术
	用途分类	企业各部门与远程分支之间的 Intranet VPN；企业网与远程（移动）雇员之间的远程访问（Remote Access）VPN；企业与合作伙伴、客户、供应商之间的 ExtranetVPN

其中，VPN 的隧道加密技术，加密强度高、安全性好，协同设计中的文字和图形等数据均可通过此隧道在 Internet 上安全传输，但 VPN 不能提供完善的应用层安全，需要配合应用级防火墙实现对象调用的安全过滤。图 10.8-149 为针对协同设计应用的 VPN 实现，对于移动和远程的用户，可通过拨号接入本地的 POP 服务器。VPN 以极低成本提供了比传统方法更安全、可靠的网络连接方式。

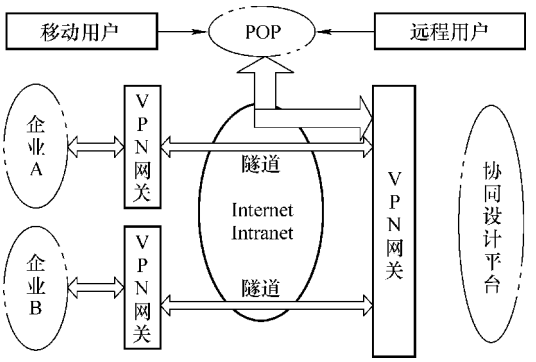


图 10.8-149　VPN 应用

4.3　协同设计体系结构及主要功能

4.3.1　协同设计体系结构

协同设计是跨地区的多领域设计人员共同参与的设计，在协同工作的过程中涉及到计算机协同工作技术的应用、过程的组织与管理、网络结构等多方面问题。但制造企业的设计环境是十分复杂的，要真正实现数据信息的传递与共享，保证协同过程的可靠与可行；保证系统具有足够的计算资源来确保系统较高的计算性能，和对计算资源的管理与调度的功能等。因此，协同设计系统采用图 10.8-150 所示的分布式网络拓扑结构，以实现客户通过浏览器在因特网上提出自己的需求；满足设计成员建立自己的内部 Intranet 网，并通过防火墙连接到因特网，向客户提供所需的服务。在网络化制造平台中，协同设计系统与其他系统存在着一定的关系，如图 10.8-151 所示。

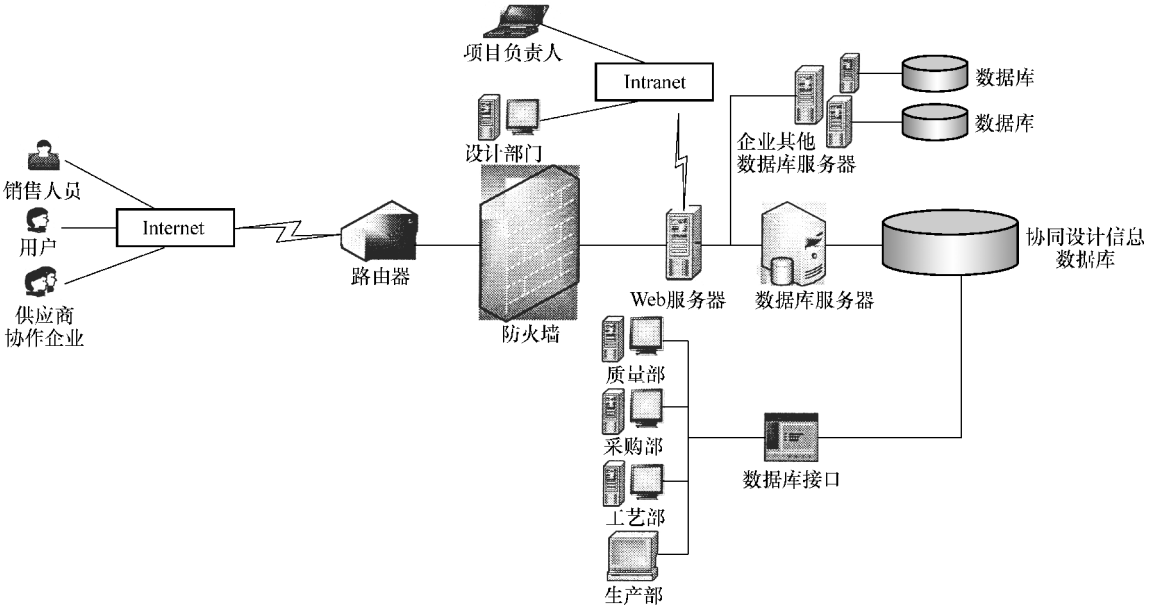


图 10. 8-150　协同设计系统分布式网络拓扑结构

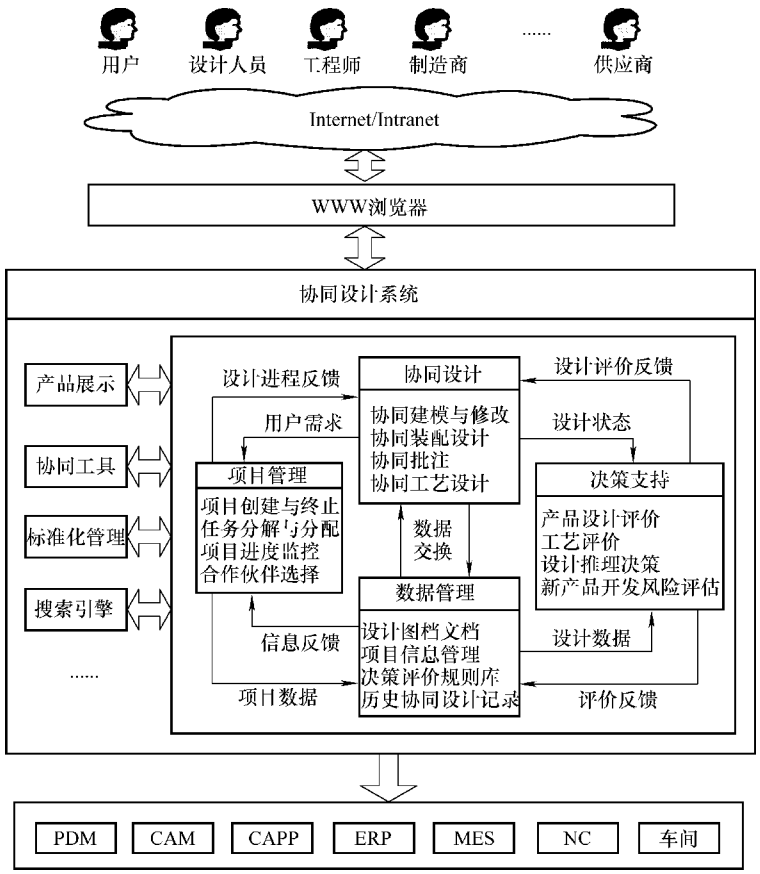


图 10. 8-151　协同设计系统与平台子系统关系

4.3.2　协同设计关系建立

在一般产品设计工作流程的基础上，引入网络化协作内容和技术，建立协同产品的设计工作过程如图10.8-152所示。

协同设计本质是多个人或组织协作完成一项共同的任务，设计任务的执行必须考虑参与者这一关键因素。为了保证协同设计各阶段设计活动的质量与效率，必须尽可能地选择最优的具有网络化协同设计能力的协作伙伴。协作伙伴的选择随协同设计组织（团队）的构建过程而展开。这个过程是基于协同设计任务的分解结果，目的在于协同设计任务指派。通常协作伙伴的选择有两种方式：委托和招投标。委托方式要建立在与供应商长期合作基础之上，以规避写作过程中的风险。招标分为公开招标和邀请招标。在公开招标中，协作发起企业对将要参与协作的企业的状况了解很少，最后的决策可通过从投标书中获取的企业信息并评价做出，可采用数学规划法、作业成本法、层次分析法、模糊综合评价、遗传算法、蚁群算法、神经网络等算法。而邀请招标中，协作发起企业对相关企业有一定了解（如企业能力、信誉等等），并在招标开始前已对企业作了第一轮的筛选。选择合作伙伴时，可以混合使用委托方式和招投标方式，如图10.8-153所示。

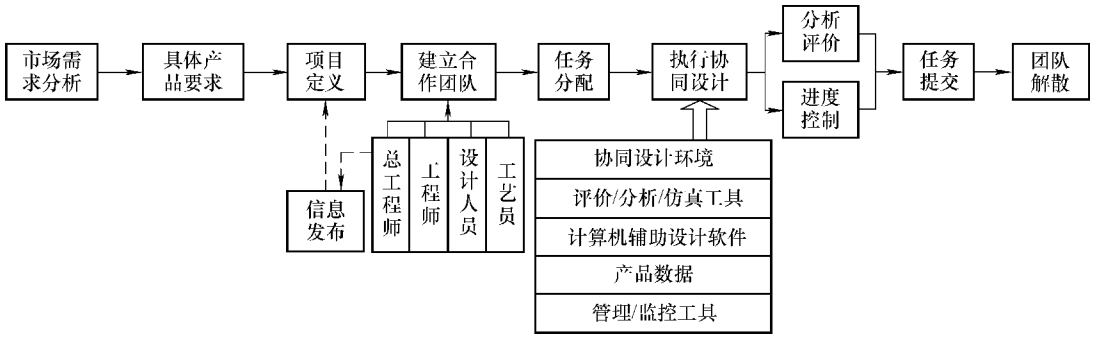


图10.8-152　产品的协同设计工作流程

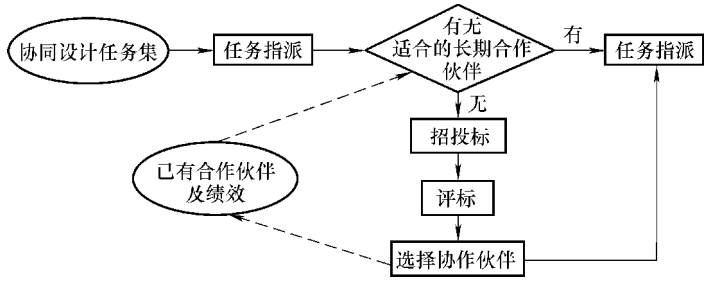


图10.8-153　协作伙伴选择

协同设计进行一定时间后，为了保证设计的质量，要对新加入的协作伙伴进行阶段性绩效评价，对于曾参与过其他产品协同设计的协作伙伴则可以进一步对协同设计历史情况进行评估考核，协作伙伴绩效评估可以从表10.8-30所示的几个因素进行考虑。

表10.8-30　协作伙伴在协同设计过程中要考虑的因素

因　素	内　涵
时间（Time）	指任务是否按时完成，是否提交协同设计最终结果和中间结果
质量（Quality）	设计技术指标完成情况、被打回比率的情况、需求理解能力
成本（Cost）	设计成本控制情况，包括设计结果的成本指标完成情况
技术（Technological）	主要评价供应商在协同设计过程中技术解决能力
协同（Coordination）	反映在协同设计中沟通、反馈、信息传递、协同主动性等情况

4.3.3　协同设计管理

（1）协同设计文档管理

主要完成协同设计项目实施过程中产生的文档及图档的管理功能，实现文件编辑、存储、修改、查询、维护以及文件执行中的信息反馈记录，包括文档图档的版本创建、电子会签、电子审图等。表 10.8-31 展示了协同设计文档管理所涉及的内容。

表 10.8-31　协同设计文档管理功能涉及的内容

功能	内　　容
图档文档入库	存储产品所有图档，把已有图样文件通过自动提取和手工输入相结合的方式送入图档库中，形成图档管理控制信息的过程，入库时需填写产品代号、图档名称及代号、图幅等信息
图样的查看与下载	将数据信息存放在数据库服务器上，通过网页来打开和下载数据库中存放的电子图样，供本企业人员（或者在外人员）或者相关用户浏览，为了方便客户使用，系统也应提供图档下载的超级链接。普通用户可进行在线查看或下载图档，高权限用户不仅可以查看文档还可以查看审核结果，同时可以对文档进行修改，重新上传，以及删除的操作
在线查看与电子审图	系统提供在线浏览图样功能，同时具有较高权限的用户在权限认证后可以获得要审核的设计图样任务列表，审核人员可以在线审图同时通过使用网页上设置的邮箱提出批注及修改意见，发送到设计人员的邮箱中以利于设计人员的修改。同时也可以启动 netmeeting 进行协商
数据查询模块	对一个产品来说其结构像一棵树，它由若干个部件、零件等组成，而每一个部件又由若干个小的部件、组件及零件组成。在获取相应权限后可以使用关键字如产品编号、产品名称查询到某种产品的零部件及图纸的浏览、状态等
图档删除	企业已经停产或者近段时间内不进行生产的产品，系统管理员可对该产品的数据进行备份，再从系统上删除，以减轻服务器内存的占有空间

（2）协同设计项目管理

协同设计项目的管理主要通过任务的下达对协同设计小组和成员进行任务分配。在获取客户需求后，项目小组负责人添加项目信息，同时由具有分配任务权限的负责人对任务信息登记，并进行任务分解，通过筛选分配给指定人员。任务分配结果被保存在数据库中，并通过相关字段与成员表关联。在协同设计过程中，通过定义任务执行状态来监控任务实现。同时，系统还应提供任务、人员查询、修改功能，实现任务下达、人员分配，进行任务状态的查询和对任务进展的控制。

1）添加设计项目：在项目管理子系统中，项目负责人获得产品设计任务后，进行需求转化，转化成具体项目信息并进行发布，查询选择合作伙伴。

2）设计进度规划：信息发布后，项目负责人要对具体设计任务进度定制，进入任务进度定制页面，填写合作伙伴完成任务的信息，系统会给出相应伙伴完成该任务的进度结果。

3）个人设计任务执行：项目负责人通过系统发送任务信息，设计者通过身份验证，进入个人项目任务系统，查询任务列表以及进行任务再创建。

4.3.4　协同设计产品配置工具

产品结构配置是将一个产品或一个部件，按照所属零件数量、性质及相互关系进行编组，并形成产品结构配置清单（BOM，Bill of Materials）的过程。产品配置是以配置模型和需求模型为输入，以最终产品的配置结果为输出的一类设计活动。产品配置的相关概念主要包括表 10.8-32 所示内容。

表 10.8-32　产品配置相关概念

相关概念	内　　容
产品结构节点	产品结构节点由节点组织标识、节点信息标识和描述信息标识等组成
产品模型	产品模型定义上下级装配关系的零部件的集合
产品结构	设计完成后具备装配关系的零部件集合，产品模型结构的实例化
零部件	一个零部件的所有参数是一定的，可看成产品结构的实例化
配置规则	由规则库来管理，产品模型中的所有节点（零部件）之间的关系通过约束形成具体产品

产品、产品结构节点（其中根节点表示产品，中间节点是部件，叶节点是零件）、部件与零件的关系可用图 10.8-154 来说明；图 10.8-155 展示了产品配置开发流程。

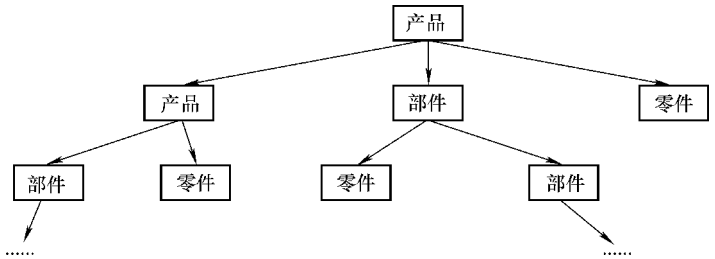


图 10.8-154　产品结构模型示意图

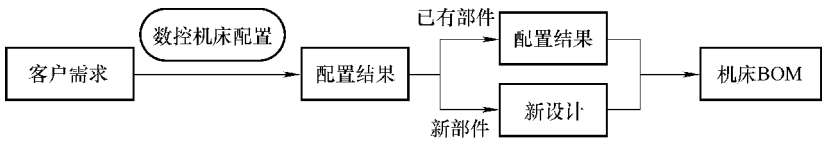


图 10.8-155　产品配置开发流程

4.3.5　协同设计三维视频协同会议

协同设计过程中，参与者各方均可以借助网络化平台提供的在线视频协同会议功能，对复杂的协同设计问题进行在线技术交流和多方设计的冲突协调。

协同会议首先由协同小组负责人发起，并对会议主题、会议时间、会议内容、会议文档、与会人员（包括客户和供应商企业人员）进行定义，然后以Email、手机短信、邮件、系统消息等多种方式向受邀人员发放会议通知，并且根据需要进行语音、视频及三维协作环境的虚拟会议室申请。成员加入后，协同小组负责人主持协同会议，并发起对话给所有参与者。此时，控制权在发起者手中，如果其他参与者需要对数据模型进行操作，则必须提出控制权请求，经发起者同意后，即可对图样进行设计。经批准后，设计者可进行模型的移动、翻转、放缩等操作，同时，二维图样可被实时进行批注。会议结束只能由发起者决定，但是其他参与者可以随时退出会议。当会议结束时，由会议发起者提出会议结束并且保存会议过程修改的批阅文件。图 10.8-156 显示了协同会议过程。

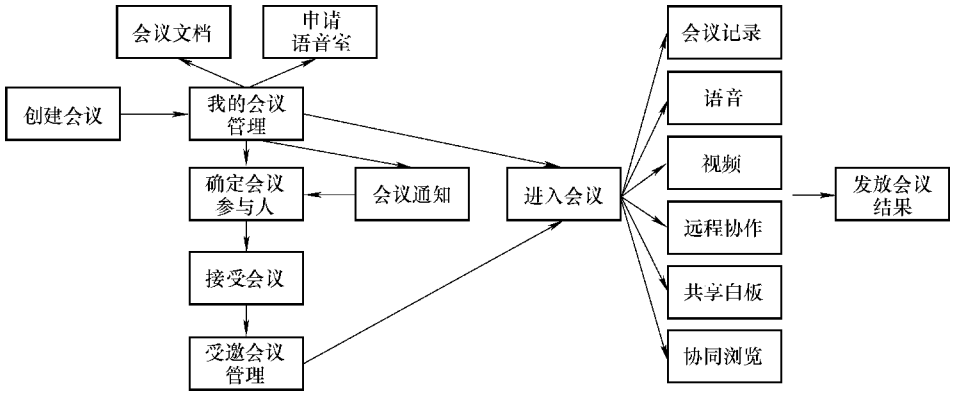


图 10.8-156　协同会议

4.3.6　协同设计数据集成管理

协同设计在应用过程中涉及到与企业其他信息系统（如ERP、PDM、OA、CAPP、CAX等）进行多方面文档、BOM、零部件、项目、任务等数据信息交互。为了能够将一套设计的有关信息作为一个有机的整体加以处理，必须构建一个集成的产品或者装置结构，该结构还应该包括所有相关文档的逻辑联系。如图 10.8-157 所示，将 M-CAD（专用的机械 CAD）和 E-CAD（电气/电子 CAD）系统集成到 PDM 系统中，并不需要对数据模型进行特别的扩充。为了对机器或装置中的电气/电子部分进行结构化，可以采用文件架结构。

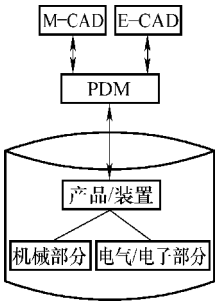


图 10.8-157　基于 PDM 系统的 M-CAD 与 E-CAD 系统集成

以机械和电气/电子产品或装置的数据为例介绍集成管理的原理，如图 10.8-158 所示。为此，迫切需要一个企业级的 PDM 系统。一个集成的产品模型中包括了所有机械和电气/电子的零部件。PDM 系统能够为机械产品开发设计提供所有的功能，同样也能向电气/电子产品的开发设计项目提供：诸如通过项目的结构进行导航；查询线路图、元器件清单、工程图和文本文档等；浏览图像文件、版本管理、状态标识、历史过程管理和生命周期管理；面向过程的更改；满足 ISO9000 质量要求；快速查找已有的 Know how；统一的机械和电气/电子零部件 BOM；设计项目集成管理服务等。

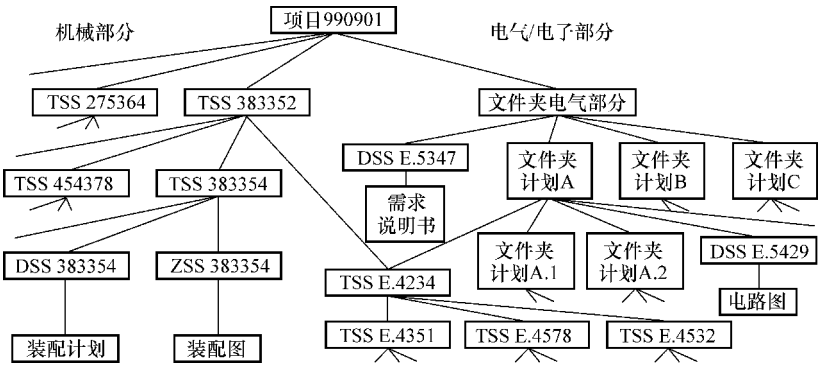


图 10.8-158　产品数据集成管理

4.4　数字化协同设计应用实例

基于网络化和数字化的协同设计技术显示出良好的应用前景，国内外都有不少成功应用的案例，这里结合前面介绍的理论知识，举出两个较典型的数字化协同设计应用实例。

（1）波音 777 协同开发

协同设计成功应用的最典型例子当属波音公司的飞机制造。波音 777 飞机的诞生，是大型工程协同设计与制造的典范。项目投资 40 多亿，是由网络技术协调该公司分散在世界各地的分支机构和日本三菱重工等 5 家公司协同设计与制造的，参与人员总数超过 8000 人。他们以飞机部件产品为对象，将设计、制造人员编制成 238 个独立的设计、制造团队，而整个项目所用的小型机和 PC 总数超过 10000 台。在世界各地的波音公司工程师随时可从波音 777 客机 300 多万个零部件中调出其中一种，在计算机屏幕上对三维模型零部件观察、研究、修改。信息技术为波音创造了前所未有的协同工作环境，同时带来了空前的收益。通过对 10 万余个零部件的数字化定义，并在计算机上进行数字化预装配和设计更改，使设计更改减少 93%；设计费用减少 94%；项目装配时出现的问题减少了 50% ~80%；整机装配误差为 0.09in；整机的设计制造周期仅为 4.5 年，远低于 757、767 所花的 9 ~10 年时间，产品性能更胜一筹。

（2）沈阳重型全断面掘进机数字化协同设计应用实例

沈阳重型机械集团公司是我国全断面掘进机研发、生产基地之一。目前，已经为青海、甘肃等省大型引水工程、武汉长江过江隧道工程、广深港铁路客运专线工程、北京铁路客运地下直径线工程以及广州、深圳、沈阳、北京、武汉、昆明等城市地铁建设等多个国家重点建设项目研制生产出各种类型和结构的全断面掘进机 40 多台；公司生产的全断面掘进机还远销到海外一些国家和地区。一台全断面掘进机由成千上万个零部件组成，整机企业只生产其中的 20%，其余 80% 的零部件均通过零部件配套企业提供，但是由于大多数配套企业几乎不具备零部件自主设计开发能力，迫使沈阳重型几乎包揽所有零部件的设计，而零部件企业主要依靠沈阳重型提供图样或按

实物加工产品。由于全断面掘进机属于单件、小批量生产的产品，这种不合理的合作模式，一方面导致沈重担负繁重的设计开发任务，不能集中人、财、物致力于其自身应承担的新机型开发和整机技术优化等技术创新能力的提升；另一方面，导致零部件企业成为依附于沈重的加工厂，不具备核心竞争能力，在全球化采购的新一轮竞争中面临淘汰出局的危险。

随着企业集团——北方重工的成立，集团下属的沈重集团公司、沈矿集团公司由于企业规模较大，分布在不同的地点，在管理上也存在着较大的困难。同时随着信息技术发展，企业管理技术水平的提高，沈阳重型机械集团公司设计管理体系和方法，也已经不能满足日常生产的需要，图 10.8-159 所示的产品设计管理流程。根据数次调研，公司与协作企业之间受到地域和设计限制，同时来自企业内部的销售、客户服务、市场、生产等部门的产品设计信息是离散的。因此，公司各部门和协作企业间形成了信息孤岛。各部门难以在统一信息的基础上面对客户，从而不能及时与协作企业、客户进行设计信息交互，工作效率低、不能及时响应市场的需求。

综上所述，沈阳重型机械集团公司外部合作伙伴的分散性，以及内部部门的协调性都使得沈阳重型机械集团对网络化协同设计提出了迫切的需求。为解决上述问题，就需要建立一种基于网络化制造环境下的协同设计系统 PCDMS（Product Collaborative Design Management System），如图 10.8-160，将公司各个部门、协作企业协调起来，使公司产品研发与设计管理形成一个有机整体，实现产品全生命周期协同设计管理的整体优化。本系统包括协同管理、协同设计、协同决策支持、系统管理以及其他辅助等五个主要模块。

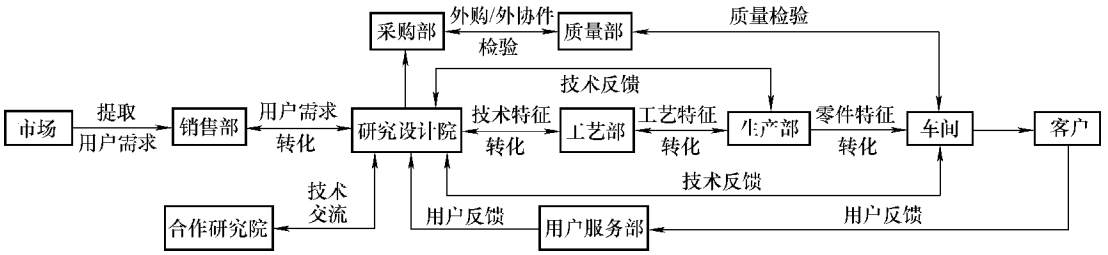


图 10.8-159　沈阳重型机械集团公司的设计管理流程

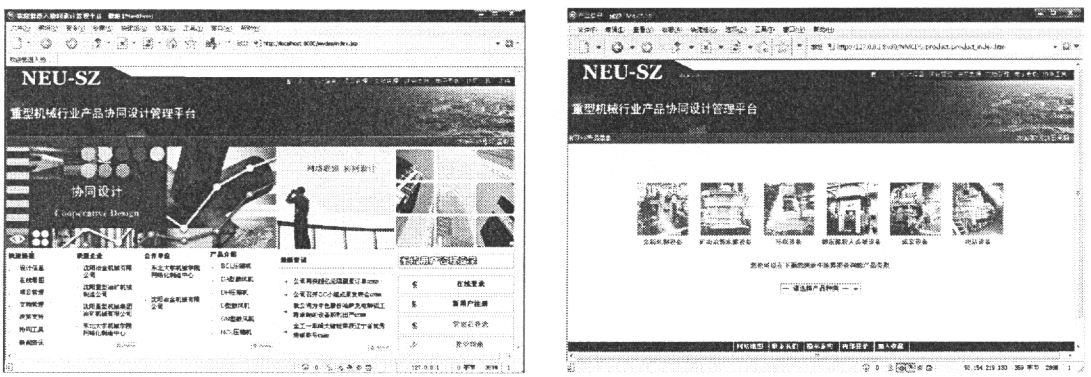


图 10.8-160　全断面掘进机数字化协同设计平台首页界面和应用导航图

1）协同管理功能。协同管理功能模块负责对协同设计过程进行管理，统筹安排项目实施中的各种活动、资源，包括项目和人员管理等。

①协同项目管理功能：协同项目的管理主要通过任务的下达对协同设计小组和成员进行任务分配。在获取客户需求后，项目小组负责人添加项目信息，同时由具有分配任务权限的负责人对任务信息登记，并进行任务分解，通过筛选分配给指定人员。任务分配结果被保存在数据库中，并通过相关字段与成员表关联。在协同设计过程中，通过定义任务执行状态来监控任务实现。同时，系统还应提供任务、人员查询、修改功能，实现任务下达、人员分配，进行任务状态

的查询和对任务进展的控制。图 10. 8-161、10. 8-162 展示了设计任务创建和制定设计进度的界面。

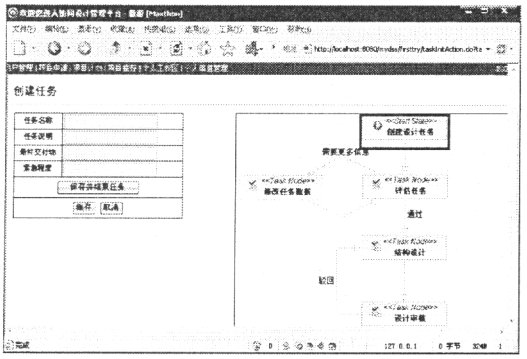


图 10. 8-161　创建设计任务界面

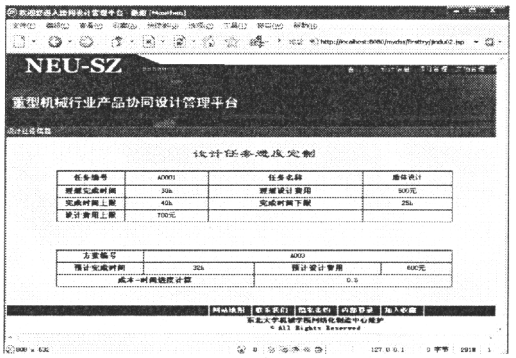


图 10. 8-162　设计进度制定界面

②协同文档管理功能：主要完成协同设计项目实施过程中产生的文档及图档的管理功能，实现文件的编辑、存储、修改、查询、维护以及文件执行中的信息反馈记录，包括文档图档的版本创建、电子会签、电子审图等。图 10. 8-163、10. 8-164 显示了图样下载与在线审核过程。

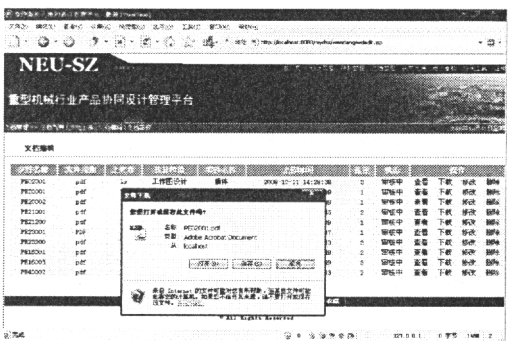


图 10. 8-163　图纸下载

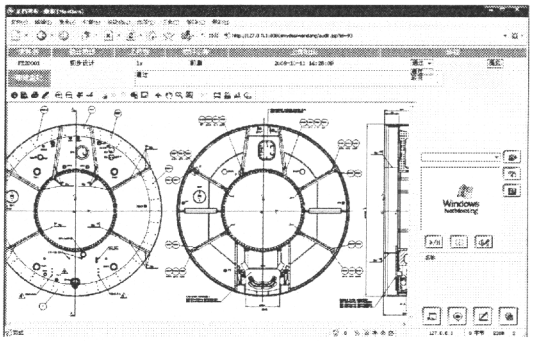


图 10. 8-164　审核图纸页面

2）协同设计功能。协同设计功能是 PCDMS 的主要功能之一，这在沈阳重型机械集团显得更为重要。因为沈阳重型机械集团的产品都是个性化的，需要与用户进行在线技术、信息等的交流，有时需要与用户，各学科专家协同完成产品的开发设计任务，如图 10. 8-165、10. 8-166 所示。因此，协同设计功能体现了最大限度地满足顾客需求与多学科融合设计的设计管理思想，是 PCDMS 其他模块的基础。作为协同设计的主体功能模块，主要为设计者提供协同设计过程的产品设计平台和设计者之间进行交互的工具。包括协同和交互工具，协同工具在保证集成支持产品设计的 CAD 软件工具基础上，还要为其他参与者（如产品用户）提供浏览和批注工具，用户可以利用该平台完成产品设计的协同建模与装配、协同批注和远程操作其他用户的设计任务；交互工具要具有多种多媒体功能，如语音、文本、白板、视频会议等，为参与协同设计的所有用户提供协商交流的工具，保证设计过程的人-人交互通信。

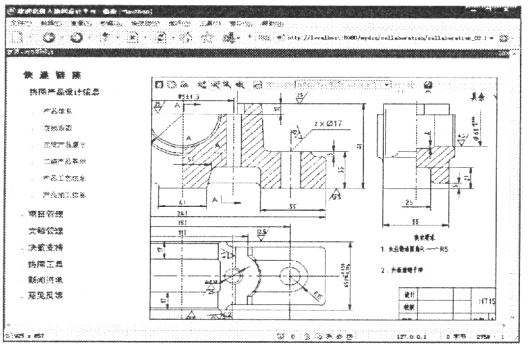


图 10. 8-165　设计信息在线发布

根据用户对实现协同设计目标的不同程度，本系统把协同设计需求分为图样浏览、图样批注及同步设计三个层次，分别应用不同的技术手段实现。用户可

以通过该模块对二维、三维模型进行在线浏览，具有较高权限的用户还可以对数据模型进行在线的批注。对于设计过程中出现的不可解决的问题，召开多领域专家会议，进行集体裁定。出现设计冲突与矛盾时，项目小组可以及时组织并召开协同设计会议，实现异地同步协同设计，如图 10.8-167、图 10.8-168 所示。

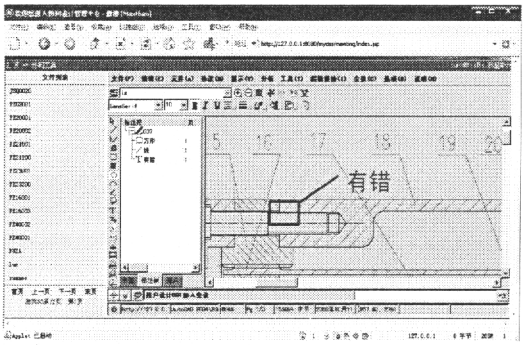


图 10.8-166　设计端系统图纸批注

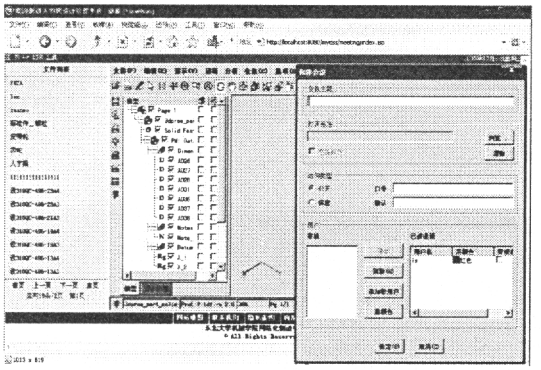


图 10.8-167　设计端创建会议

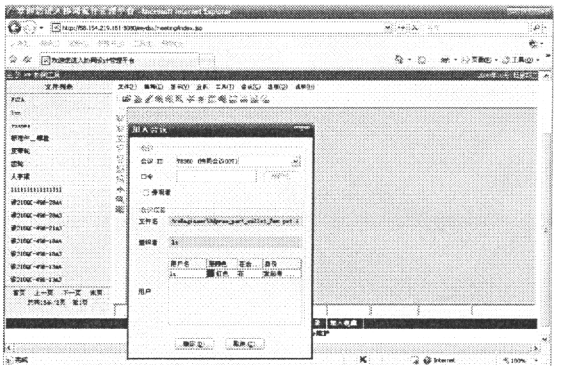
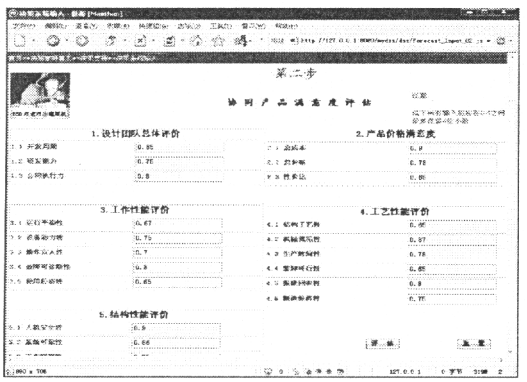


图 10.8-168　客户端加入协同会议

3）协同决策支持功能。通过建立科学、有效的评价指标体系，以专家打分的型式对协同设计管理过程中产品开发方案，检索案例及其协作伙伴选择等进行综合评价。该模块的目的在于解决对一些不确定的信息评价，同时让专家从繁琐、重复的计算工作中解脱出来，尽量利用本系统计算出科学、有效的评价结果，为企业决策层提供充分和适时有效的决策数据，根据评价结果对产品的设计、工艺、制造等流程进行及时调整，实现网络化制造企业产品质量保证与产品方案持续改进，从而持续提升协同设计的产品客户满意度。本模块中除了提供评价决策功能外，还能够完成冲突消解和协同案例检索。

①评价过程管理：不论是采用实例检索，还是多伙伴协作，对于检索到的案例，选中的方案以及合作伙伴为保证设计的正确性，设计的高效性，都要经过科学系统的评价才能进一步应用与合作，如图 10.8-169 所示。



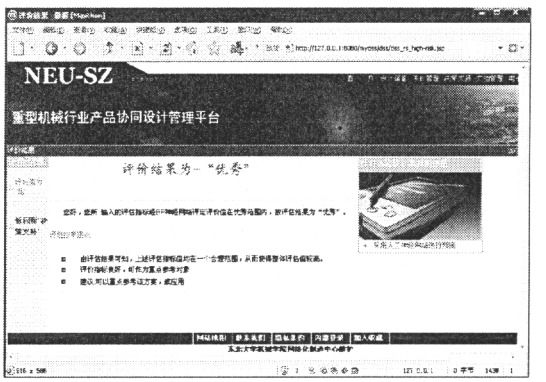


图 10.8-169　BP 神经网络评估界面

②冲突消解：由于各设计小组或领域专家在设计目标、领域知识和评价标准上的差异，同时由于不同设计对象之间或设计对象的不同属性之间存在着各种相互依赖的关系，在设计过程中难免发生冲突。本模块提供了冲突消解功能，相关人员可以在此进行冲突发布，由专家给出冲突消解方案，如图 10. 8-170、图 10. 8-171 所示。

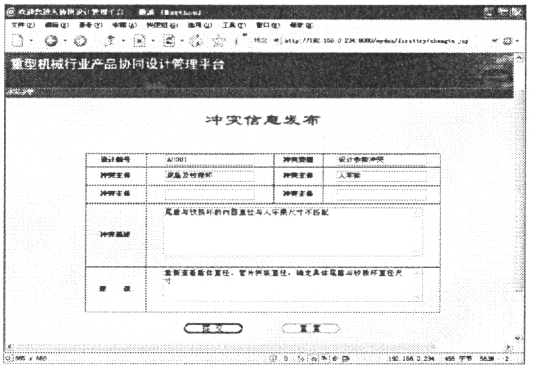


图 10. 8-170　冲突发布

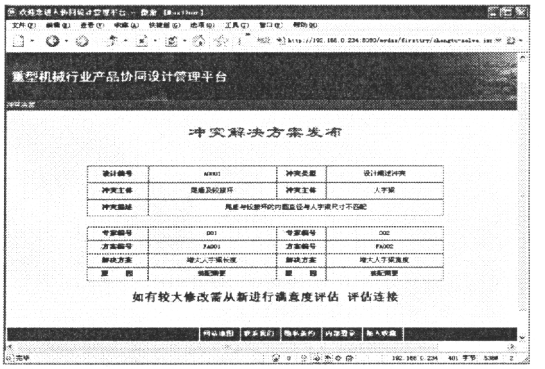


图 10. 8-171　解决方案发布

③协同案例检索：在本系统中可以采用实例模板进行参数化设计。全断面掘进机的方案与零件设计可以应用检索工具检索产品设计实例库，如有一些与查找要求相匹配的实例，则采用计算相似度寻找相似实例，并对其进行适应性修改，如图 10. 8-172 所示；如果无相似实例，则显示“无实例”，需要进行全新参数化设计。

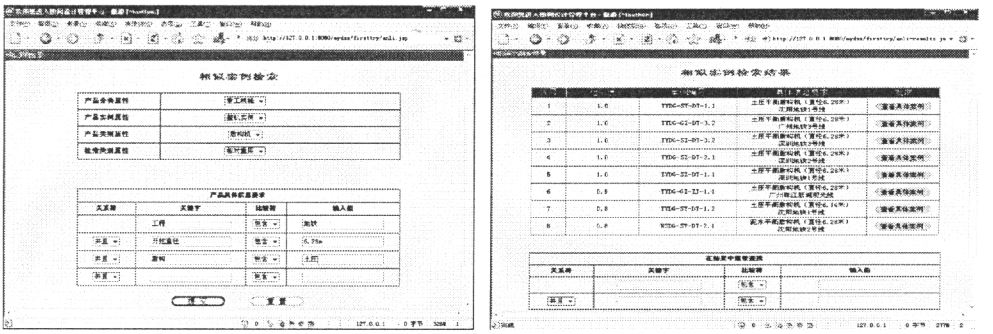


图 10. 8-172　相似案例检索

4）系统管理功能。系统管理功能主要针对 PC-DMS 中的数据的维护。系统的日志管理对系统的工作事务进行记录，并包括诸如对用户进入、退出时间，姓名，访问内容等进行记录。系统可以从其他功能模块提取运行参数。数据维护管理主要针对协同设计过程中的设计数据提供相关技术支持。具体包括数据库服务和数据通信服务，保证设计过程的信息流、数据流的传输、交换和共享。

5）其他辅助功能。该模块的建立是对上述功能模块的保证，其目标是实现协同产品的服务，信息的发布以及系统的帮助。协同产品的信息发布与协同设计数据库直接相连，管理员将产品协同设计管理过程中的不同阶段的最新设计信息或最新的设计方案通过 Internet 进行发布，企业的决策者和该产品的用户通过本系统直接获得当前产品设计信息与产品进度，以便做出决策。同时，专家在进行评价时需要通过登录本系统获得产品各阶段的设计信息，确保产品开发决策或合作伙伴评价的准确性。系统还提供了新闻浏览、相关链接、电子看板等服务，如图 10. 8-173、图 10. 8-174 所示。

6）系统应用效果

本案例中提出的网络化制造模式下产品协同设计管理系统的组织结构、系统结构设计、系统功能设计等研究内容，是以沈阳重型机械集团有限公司的生产模式为背景，并且适于该公司目前的产品设计要求。从系统应用实例中可以看出，所研究设计并开发的面向网络化制造的协同设计管理系统，在产品协同设计管理应用中表现良好，能够解决现代制造生产过程中

产品设计管理面临的部分问题，并可以与该公司现有的信息软件系统进行集成，符合实际应用要求，PC-DMS能够简化和规范产品设计管理，从而有效地提高公司的产品开发效率，在进一步完善基础上，可以应用于公司实际产品协同设计管理。

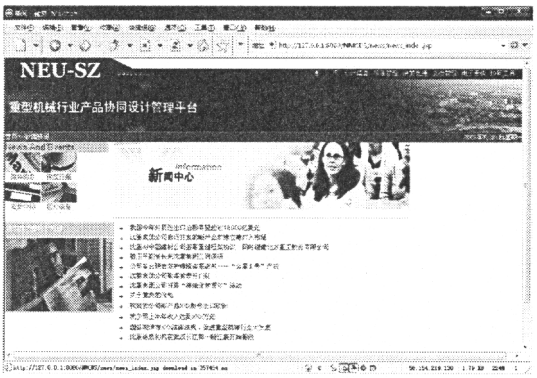


图 10.8-173　新闻管理页面

图 10.8-174　电子看板页面

第 9 章　机械产品系统化设计

1　概述

1.1　实施基于系统工程的产品系统化设计的目的与意义

机械产品在国内外市场中竞争力的强弱，在很大程度上取决于产品的质量，而产品的质量是通过精心设计、精益生产和严格管理而获得的。产品的设计工作对其质量有着十分重要的影响，这是因为产品的设计可赋予产品“先天特优、先天良好、先天一般和先天不足”这些至关重要的本质特性。因此，对绝大多数产品来说，产品的设计在保证其质量的过程中起着头等重要的作用。为搞好产品设计，国内外科技工作者进行了大量的研究工作，提出了数十种设计理论与方法，这么多的设计方法，自然不能只采用一种方法，作者提出了 1 + 3 + X 系统化设计法的简易的公式，这便于设计者掌握、理解和运用这种设计方法，高效地和高质量地完成产品的设计工作。

对产品进行系统化设计，其目的就是要克服单一设计方法的局限性,在现有的一些主要的方法中找出对产品总体质量有决定性影响,或有重要影响的、能够从不同侧面满足产品综合性能要求的几种方法,在设计中加以综合地考虑与实施,可以在较大范围内,考虑设计中应该考虑综合质量的几个主要问题,能相对较多地或较全面地反映用户对产品设计综合质量的要求。

不论在新产品的设计中，或老产品的改造中，采用这种系统化设计法是十分必要的，而且是有效的，这对提高产品设计的综合质量具有重要的意义。对产品进行系统化设计，会提升我国装备制造业设计技术水平和企业在市场中的竞争能力，同时会显著提高企业的经济效益与社会效益。

1.2　基于系统工程的产品系统化设计的内容与方法

系统化设计法是以顾客需求为驱动，以获得优良功能与综合性能（产品设计的质量，或广义质量）为目标，以现代机械设计和制造先进理论、线性与非线性动力学理论、线性与非线性控制理论、动态仿真理论、优化理论、材料科学等理论为基础，以产品功能设计、动态设计、控制系统设计、可视化设计为内容和手段的一种多学科融合交叉的全功能和全性能的设计理论与方法。

对系统化设计法的分类，详情见表 10.9-1。

表 10.9-1　系统化设计法的分类

三优系统化设计法	将“动态设计、控制系统设计和可视化设计”三种方法综合在一起的设计法，称为三优系统化设计法。这种设计法一般适用于机器方案已经确定或功能设计已完成的产品，这类产品的功能方案已经确定，而对其性能有严格要求，因此，必须进行详细设计，完成动态设计、控制系统设计和可视化设计
1 +3 系统化设计法	将“功能设计、动态设计、控制系统设计和可视化设计”等方法综合在一起的设计法称为 1 +3 系统化设计，其中的 1 是功能设计，3 即是前面所说的三化设计：动态设计、控制系统设计和可视化设计
1 +3 + X 系统化设计法	除了采用前面所述 4 种设计方法外，还要根据机器的特点和要求，采用其他设计方法，例如，轿车的外形设计要选用造型设计法，这类设计法通过上面的公式中的 X 予以考虑

系统化设计法可分为一般系统化设计法和深层次的系统化设计法两类。一是以线性理论为基础的一般系统化设计法，二是以非线性理论为基础的深层次的系统化设计法。

1.3　机械产品设计工作过程的四个阶段

机械产品设计比较理想的工作过程可分为四个阶段，见表 10.9-2。

表 10.9-2　机械产品设计比较理想工作过程的四个阶段

产品研究、开发及设计的调研阶段	如果对产品研究与开发的调研工作做得不够充分，对用户的要求、市场的需求情况、产品环境的了解不全面，以及该种产品国内外的研制与生产情况不十分清楚等，产品的研究与开发就有可能出现各种各样的问题

（续）

产品研究、开发及设计的规划阶段	在对产品调查研究的基础上，要做好产品设计与生产的规划，即要对设计目标、设计思想、设计环境、设计过程、设计内容、设计方法和设计质量的检验与评估进行全面系统的规划，即所谓的7D规划
产品研究、开发及设计的实施阶段	在实施阶段主要是贯彻产品设计规划的具体内容，通过采用适当的设计理论与方法，实现对产品功能与性能的要求，根据产品设计的目标确定产品设计内容和方法。对于一般新开发的产品，较为理想的方法应该是系统化设计理论与方法，即深层次的1＋3＋X系统化设计法，详见本章以后各节
产品研究与开发及设计的检验阶段	在完成产品设计工作后，要对产品设计质量进行检验与评估，当发现产品设计中存在问题时，应及时采取有效措施予以改正，或在适当时机进行修改

1.3.1　现代机械产品设计的第一阶段——调研阶段

产品信息的调研内容应该包括：①用户需求信息；②产品的环境信息，其中包括社会环境（政治、经济、人才、法律、国际和人际环境等）、自然环境、资金环境、市场环境、技术环境和政策环境等；③所生产产品的风险调查。

产品功能信息来自各方面，但主要是使用者。图10.9-1示出用户需求（Customer requirements，CRs）智能获取与合成关键技术框图，其中包含CRs信息模糊动态聚类技术、CRs模糊合成技术、基于模糊事例推理（Fuzzy case based reasoning，FCBR）的CRs模板自动生成技术、基于模糊C均值（Fuzzy C－Means，FCM）的目标市场确定技术等。

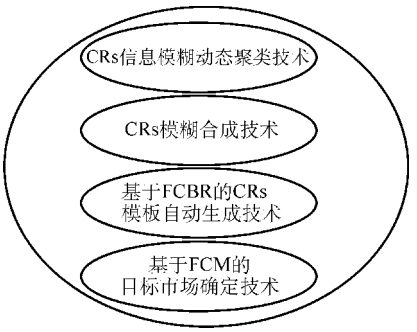


图10.9-1　用户需求CRs智能获取与合成

各关键技术及其内容，见表10.9-3。

总之，通过对用户需求的聚类、合成、模板自动生成等，最后确定其目标市场及开发的相应策略。

表10.9-3　各关键技术及其内容

CRs信息模糊动态聚类技术	可通过各种方式及Internet网络获得大量用户需求信息，对这些需求信息进行科学地分析、合并、归类，才能提炼出能够代表这些需求信息的具体用户需求，并采用树枝形结构来描述，使用户需求体系有一个清晰的了解。传统的归类分析方法是运用关键路径法对用户需求逐级分类，这是一种以分类者的经验、直觉为依据的实际操作方法。若运用模糊动态分类技术对用户需求进行分类，把用户需求分类置于数量化的处理基础之上，将会使之更加科学、合理
CRs模糊合成技术	用户在表达需求时往往用符合习惯的自然语言对需求进行大致的、定性的描述，如希望产品的质量要轻、噪声要小等。在表达需求权重时常常使用“很重要”、“重要”、“不重要”等语言值，这些语言值都具有模糊化和语言化的特点。通过各种方式及Internet网所获得的用户需求同样也具有语言化、模糊化的特点。因此，需要运用模糊集理论对CRs进行建模。CRs模糊合成主要是考虑各用户需求的初始权重及其覆盖率，采用模糊数学运算，对所有用户需求报告中的用户需求模糊权重进行综合，形成能代表目标市场中全体被调查用户观点的综合权重，作为最终确定总的CRs报告中所包含需求项及其权重的依据
基于FCBR的CRs模板自动生成技术	基于事例推理（Case—based reasoning，CBR）的CRs模板自动生成技术在对用户需求进行分析和综合过程中，需要在知识库和数据库的支持下，对用户的需求输入信息进行推理和判断，对于改进产品和新产品应采用不同的处理策略，产生出一个初始的CRs模板框架，作为顾客进一步编辑和完善CRs文档的参考模板。基于事例的推理（CBR）是人工智能中一种重要的推理模式。它将以往的事例按照一定方式组织起来，存放于Case库中。在新问题出现以后，即检索出相关事例，当被检索出的相关事例与相关问题不完全一致时，就需要对旧的事例进行修改，使其适合新的问题，得出新问题的解。CBR推理过程类似人类的经验推理，具有模糊性和启发性，为此将模糊集与CBR结合，提出了一个模糊CBR（FCBR）模型，用于CRs模板的自动生成是必要的

（续）

基于 FCM 的目标市场确定模型	企业不可能在每个市场经营和满足各种需求，甚至不可能在一个大的市场内做好工作。因此，企业在新产品开发以前，首先要确定所开发产品要满足的目标市场，并针对不同的目标市场来实施不同的开发策略。由于通过各种方式及 Internet 网络获得的用户需求可能来自许多不同的目标市场。不同目标市场内的用户对产品的需求是有差别的，而这种差别信息也自然包含在获得的用户需求报告中。因此，可以利用 FCM 方法对这些需求报告进行处理，确定这些用户需求报告所属的目标市场，然后针对每个目标市场确定相应的开发策略

1.3.2　现代机械产品设计的第二阶段——规划阶段

作者经过长期的设计实践和多年的研究，总结出了一种基于系统工程的产品设计规划模型，它包括以下 7 方面的内容：①要进行产品的研究与开发，首先要从系统工程角度出发对产品设计工作进行全面的规划，即 7D 设计总体规划，图 10.9-2 画出了产品设计总体规划的 7 个映射域，构建了产品的 7D 设计总体规划模型；②要有明确的设计思想，构建了产品设计思想模型（表 10.9-5 中图 c）；③要考虑产品的设计环境，构建了产品设计环境模型（表 10.9-5 中图 d）；④要确定好产品的设计目标，画出了产品设计目标的 5 个映射域，构建了产品的 5O 设计目标模型（表 10.9-5 中图 a、b）；⑤要拟订好产品的设计步骤，画出了产品设计过程的 5 个映射域，建立了产品的 5S 设计过程模型（表 10.9-5 中图 e）；⑥要规划好产品设计内容和选择好产品的设计方法，画出了产品设计内容和方法的 5 个映射域及 5M 设计内容与方法模型（表 10.9-5 中图 f），在这里，将设计内容与设计方法有机结合在一起，提出了全功能和全性能优化系统化设计法，或称为 1 + 3 + X 系统化设计法；⑦在产品设计完成后，应对产品设计质量进行评估和检验，画出了产品设计质量评估和检验模型（表 10.9-5 中图 i）。下面分别予以说明。

（1）产品设计的 7D 总体规划模型

要想设计出一种好产品，即质量优、成本低、生产周期短、环保意识强、售后能进行有成效的服务和有市场竞争力的产品，应从系统工程的观点出发对产品的设计工作进行详细的规划，即对设计主观条件、设计客观环境及所选用的各种具体的设计方法在产品设计中的地位和作用做系统的考虑。首先要有正确的指导思想，有明确的设计目标，了解设计环境对设计工作的要求，接着要规划好具体的设计步骤和内容，选择合适的设计方法，最后还要对产品设计质量进行评估，因此，在产品设计时出现了 7 个方面的映射，这些映射对产品的功能与性能起着不同的特定的作用。图 10.9-2 示出基于系统工程的产品设计总体规划的 7 个映射域，即设计目标域、设计思想域、设计环境域、设计步骤域、设计内容域、设计具体方法域和设计质量评价域，图 10.9-3 为基于系统工程的产品 7D 设计总体规划模型的具体内容。

在执行本章所提出的面向产品广义质量的系统化设计法时，也必须要从系统工程的观念出发，做好产品设计的全面规划，也就是要对产品设计思想、设计环境、设计目标、设计内容与步骤、设计方法、设计质量评价等 7 个方面的设计问题进行全面的和具体的规划，称它们为产品设计总体规划的 7 个映射域或产品 7D 设计总体规划模型，其具体内容见表 10.9-4。

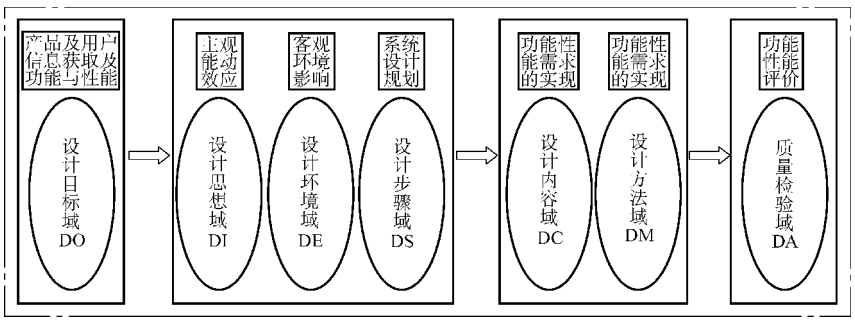


图 10.9-2　基于系统工程的产品设计规划的 7 个映射域和 7D 设计规划模型

表 10.9-4　7D 设计总体规划模型的具体内容

确定设计目标	产品设计的目标可分为广义目标与技术目标。广义目标包括思想目标（I）、技术目标（Q）、成本目标（C）、时间目标（T）、环境目标（E）和服务目标（S）等；而技术目标（Q）主要是指产品的主辅功能与各种性能
明确设计思想	在科学发展观和自主创新思想指导下完成产品设计工作，如采用人本设计（以人为本的设计）、概念设计、创新设计、基于系统工程的设计等
考虑设计环境	考虑设计环境：如政治、经济、人文环境、法律环境、社会环境（指国际与人际环境）、生态环境、技术环境的要求等，在产品设计时要采用绿色设计和和谐设计等
拟订设计步骤	设计过程和步骤是用户需求获取、制订设计任务书、产品概念设计、详细设计、施工设计及工艺设计等
规划设计内容	设计内容就是面向产品功能和三大性能的主辅功能设计、结构性能设计、使用性能设计、制造性能设计和特殊性能设计等，更具体地说，可以采用方案设计、结构设计、机构设计、各种系统的设计、参数设计等
选择设计方法（狭义的）	选择设计方法，如优化设计、虚拟设计、CAE、数字化设计、平行设计、网络设计、协同设计、系统化设计、一体化设计等
检验设计质量	建立产品质量的可靠性评估体系，采用模糊评价法、价值工程评价法等对产品设计质量进行评估，克服产品设计工作中的随意性，进而可提高产品的设计质量，使企业产品的设计质量得到有效的保证。此外，还要通过试验及在产品使用过程中来检验产品质量

对于产品设计的每一映射域的内涵还应进一步地予以具体化，不管是产品的设计思想或设计环境，还是设计目标、设计内容、设计方法或设计质量的评估和检验，都应拟订出实施的具体内容和建立好实施的实际模型，包括实现的原理和执行的步骤、实施的具体内容和方法、执行的策略和规则等。从图 10.9-3 中，可以发现目前文献中所介绍的 50 多种设计方法都可能找到它们各自所处的合适位置和所应占有的空间，它们对保证或提高产品的质量，即功能与性能都会发挥各自的积极作用。

在产品的设计工作中应该努力贯彻以科学发展观和自主创新的指导思想，同时必须对设计的政治、经济、人文、法律、生态、社会及技术环境进行全面的考虑，应该符合国家的方针、政策和制度，这也是对设计工作者提出的基本要求；在上述条件下，设计工作者可根据某一类或某一种产品的具体情况，对设计目标、设计内容、设计方法及设计质量的评价方法进行研究，并做出规划，这样可以保证产品的质量战略、成本战略和时间战略得以同时实现。

（2）产品设计的各子规划模型

产品设计的各子规划模型及内容，见表 10.9-5。

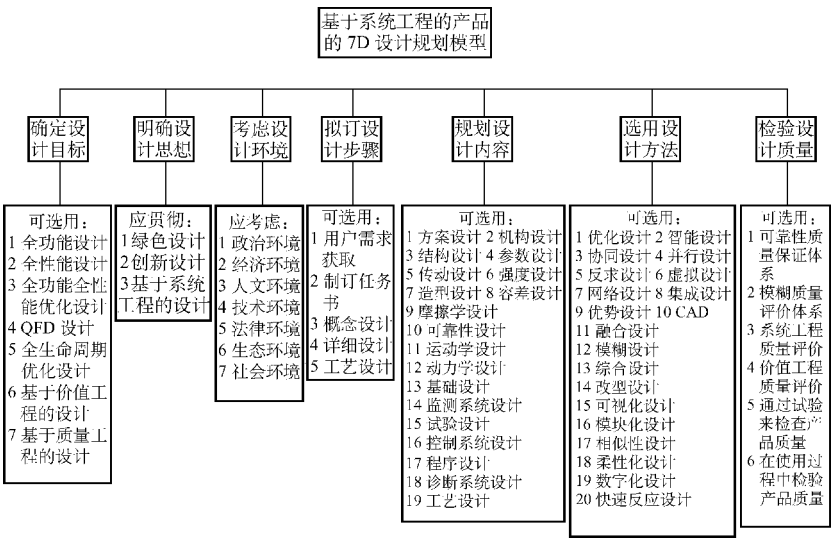
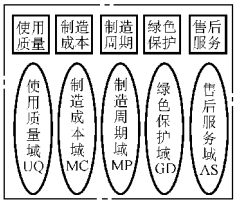
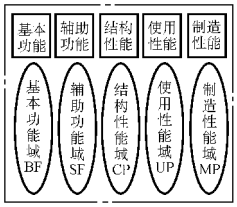
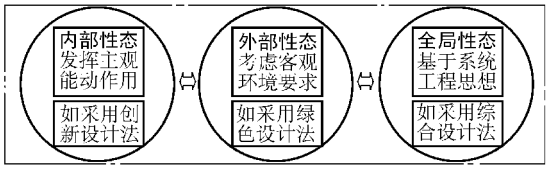
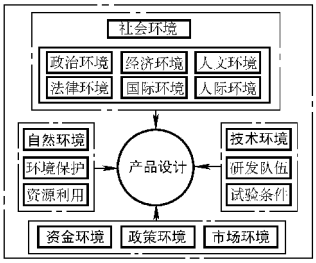
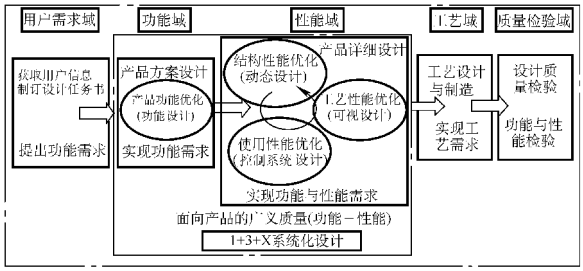
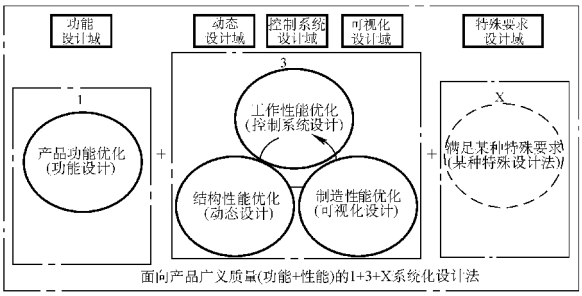
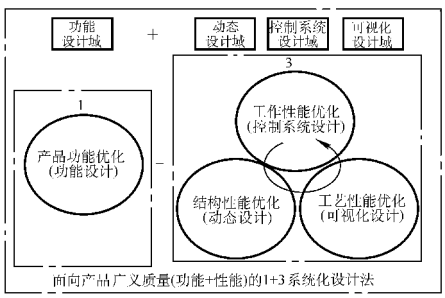


图 10.9-3　基于系统工程的产品的 7D 设计规划模型

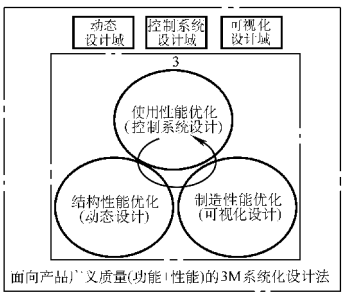
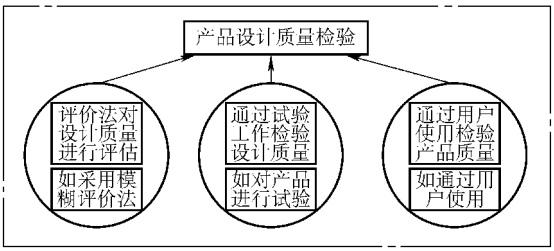
表 10.9-5　产品设计的各子规划模型及内容

子　模　型	内　　容
 a）以产品五大要素为设计目标的 5 个映射域和 5O 设计规划模型  b）以产品主辅功能及三大性能为设计目标的 5 个映射域和 5O 设计规划模型	产品的设计目标模型可以从两个角度进行构建，一是直接从设计产品 5 个基本要素对设计目标进行规划；二是把产品的设计目标通过产品所要实现的主辅功能与三大性能加以表述 目前在设计产品时，常常从产品的使用质量 Q、制造成本 C、制造周期 T、环境意识 E 和产品售后服务 S（包括产品的维修、升级和回收等）5 个方面进行考虑，因而可以画出以产品五大要素为设计目标的 5 个映射域与 5O 设计目标模型（左图 a） 将产品的设计目标通过产品的主辅功能与三大性能加以表述时，产品设计目标的 5 个映射域和 5O 设计目标模型如左图 b 所示，其中主辅功能即为基本功能与辅助功能，而三大性能即为结构性能、使用性能和制造性能
 c）产品的设计思想模型	产品设计的指导思想可以从以下三个方面来考虑： ①内部性态：设计者的主观能动性和创造性应该放到重要的位置上，要建设一个创新型国家，产品设计中的自主创新（包括原始性创新、集成创新和引进消化吸收后再创新）十分重要，产品创新设计是在这一思想指导下必须严格执行的一项至关重要的工作。与此同时，在主观方面还应按照科学发展观来完成产品的设计工作，即在设计时应主动地贯彻科学发展观的基本思想 ②外部性态：在产品设计过程中要充分考虑人与社会、人与自然之间的协调与和谐，以促进国民经济稳定、协调、全面和可持续的发展。在这里要充分考虑环境的绿色保护，资源的有效和合理的利用，以便建设一个环境友好型、资源节约型的社会 ③全局性态：产品设计工作要从系统工程角度出发全面考虑产品设计中的问题。因此，基于系统工程的产品设计理论与方法应该作为产品设计工作的指导思想，从目前国内外的发展情况来看，产品设计工作的一体化及基于系统工程的多学科交叉的产品系统化设计法已是设计理论与方法发展的主导方向 图 c 表示产品设计指导思想的三个方面，即设计的主观能动性与产品的创新设计、考虑产品设计环境的绿色设计和基于系统工程的产品系统化设计
 d）产品的设计环境模型	产品设计环境是多方面的，即应考虑社会环境、自然环境、资金环境、市场环境、技术环境和政策环境方面的要求。更具体地说，在社会要求方面，有政治、经济、人文、法律、国际和人际等方面的内容；从自然环境方面，主要是生态环境的要求，包括环境保护、资源利用等；此外，还有技术环境的要求，如研究与开发的队伍和试验的条件等，还要考虑产品开发的资金环境、市场环境和政策环境等。图 d 表示了各种环境对产品设计要求的框图。设计环境既可能对产品设计产生约束，如果充分利用好周围的环境，也会给产品设计创造良好的条件，给设计工作带来不可忽视的好处

（续）

子　模　型	内　　容
	产品的设计过程可以划分为5个主要阶段，左图e表示了5S产品设计过程模型，这5个主要阶段是： 第1阶段为获取产品与用户信息、提出产品设计目标及编制设计任务书；第2阶段是依据提出的设计目标，完成功能优化设计或方案设计；第3阶段是以动态优化、控制系统优化和可视优化为基本内容的三优设计，完成产品的设计工作，在第2和第3阶段中是将设计目标、设计内容和步骤、设计的具体方法的综合；第4阶段是完成产品及其零部件的工艺设计与制造；第5阶段是对产品设计质量进行检验 当通过设计质量的检验发现设计中存在问题时，应及时地进行修改，这样可以使产品获得良好的功能和性能。在具体实施过程中，从事产品设计的科技工作者可以遵照前面提出的设计规划和设计方法针对某种产品提出更加具体的系统化设计的方法和内容，来完成产品的设计工作。由左图e可见，产品的质量是产品功能和性能的综合，通过功能优化、动态优化、控制系统优化和可视优化来满足产品功能和性能的要求，这5种优化方法是相互联系和相互补充的，对产品功能和性能的影响也是相互依赖和相互影响的，只有充分发挥各种优化方法在产品设计中的作用，才能取得良好的设计效果，并使产品获得良好的质量
e）产品设计过程的5个映射域及5S设计过程模型	
	本章研究的面向产品广义质量的全功能和全性能优化设计法（即1＋3＋X系统化设计法）是产品的7D设计规划模型、5O设计目标模型、5S设计过程模型、5M设计内容和方法模型中的核心内容，是一种较理想设计方法 图f表示了产品系统化设计法的5A设计内容与方法模型，或称为5M设计模型，它是由功能设计、动态设计、控制系统设计和可视化设计及对某种产品有特殊要求的设计等5个部分所组成 从系统工程的观点出发，在产品设计的整个过程中的核心问题是产品的全功能和全性能系统化设计，一种产品最根本的任务是满足用户使用的要求，即产品的功能需求，通过产品的全功能设计可以达到上述目的；除产品的功能外，为了使所开发的产品安全可靠、经久耐用、结构紧凑、环境无害、实用有效、运行稳定、测控方便、操作宜人、工艺性好、生产周期短、便于维修、制造经济等，对产品的结构性能、使用性能和制造性能进行全面的系统化设计，称它为全性能优化设计。将功能设计和性能优化设计有机地结合起来，提出了1＋3＋X的全功能和全性能系统化设计法。其中1为功能设计，3为基于动态设计、控制系统设计和可视化设计的“三化”或“三优”设计，功能设计和性能优化设计的综合，即为5M系统化设计，X为某种产品需要采用的特殊要求的设计方法 如果对于某种产品没有特殊的设计要求，那么可以在1＋3＋X的5M系统化设计法中消去X，余下的就是1＋3，即1＋3的系统化设计法；如果对于某种产品已经完成功能设计，那么只要考虑3方面的系统化设计法即可。图g和图h
f）产品设计方法的5个映射域及5M设计内容和方法模型	
	
g）产品设计方法的4个映射域及4M设计内容和方法模型	

（续）

子　模　型	内　　容
 h）产品设计方法的 3 个映射域及 3M 设计内容和方法模型	分别表示含有 4 个和 3 个设计方法映射域与 4M 及 3M 设计方法模型。有关 1 + 3 + X 系统化设计法、1 + 3 系统化设计法及 3 优系统化设计法的详细内容将在后面作详细的叙述。必须特别指出的是本章中所提出的优化是广义优化，除一般所指的基于数学方法的最优化方法外，还包括列表评分选优法、在企业中经常采用的类比优选法等。事实上，在产品研究和设计部门，提高产品质量、降低制造成本和缩短制造周期始终是设计者所努力追求的目标，他们最经常采用的从多种方案中选出较理想的方案，这就是产品设计优化的一种方法，除类比方法外他们还采用其他优化方法来提高产品质量、降低成本、缩短生产周期等，除满足产品功能和性能的基本要求外，还通过各种优化方法，使所设计的产品获得更优良的功能和性能
 i）产品设计质量的评估及检验模型	通过产品设计质量的评估和检验可以发现产品设计中存在的问题和不足，以便对设计进行修改，或对下一轮的生产提出改进意见，以克服设计中的不足，使产品设计质量得到不断的提高。产品设计质量的评估与检验，主要从三个方面入手：①通过各种评价方法对设计质量进行评估，如采用模糊评价法、系统分析法和价值工程评价法等；②通过试验，找出产品存在的不足和问题，并进一步采取有效措施予以改进；③直接通过用户不断的使用实践，发现产品的不足和需要改进的问题。对于绝大多数产品来说，都要一个批量又一个批量地生产，在生产第一批产品后，应对产品存在的不足进行一次改进，这样可以逐步地使产品的性能不断地得到提高，不断地满足用户提出的对产品质量的要求 产品设计质量评价与检验模型如左图 i 所示

1.3.3　现代机械产品设计的第三阶段——实施阶段

（1）面向产品广义质量的 1 + 3 + X 系统化设计法的内涵

1 + 3 + X 系统化设计法如图 10.9-4 所示。其中 1 是功能设计，3 是动态设计、控制系统设计和可视化设计。它和 1 + 3 系统化设计法不同之点只是增加了某些产品对设计方法的特殊要求，而需要增加某种特殊设计方法对产品进行设计，所采用的特殊方法可以是一种、两种，甚至更多，这依赖于所设计产品的特点和要求。例如，对轿车来说，车体外形的设计，即造型设计或车体外形的设计显得特别重要，这就要求设计者在完成前面几种方法的基础上，进行附加的设计工作。因此，必须采用造型设计法来完成该产品的设计。面向产品广义质量的 1 + 3 + X 系统化设计法的内涵，见表 10.9-6。

表 10.9-6　面向产品广义质量的 1 + 3 + X 系统化设计法的内涵

功能设计	在产品设计时，首先要充分掌握和了解用户的需求及对产品广义质量的要求，然后开展产品的功能设计，即通过选择产品合乎要求的、能获得较高安全性、可靠性和经济性的产品合理结构和系统：驱动系统、传动系统、工作系统（或机构）和控制系统等；在功能优化设计初步方案基本确定后，再进行三优系统化设计，或者更具体地说，通过三优设计来完成产品的结构性能优化、使用性能优化和制造性能优化设计，从而可以保证用户对产品的结构性能、使用性能和制造性能的要求

（续）

结构性能的优化设计——动态设计	动态设计考虑产品运行过程中的所有运动学和动力学的问题，自然动态设计的内容也包括了静态设计中的有关内容。这里只讨论动态设计的有关问题 ①动态设计是机械设计内容中最重要和最具广泛性的问题。在目前机械装备设计中，不少产品的设计还是以静态设计为主，或是采用传统的动态设计方法。这对大型机械装备，特别是大型旋转机械设备的设计来说是远远不能满足实际需要的。机械系统的非线性动力学问题是国际上研究的热点，许多原来认识不清的问题，现在可以用非线性动力学理论与方法来解决，因此，对重大机械装备进行深层次的动力学设计，引入与采用非线性动力学理论与方法，这是十分必要的 ②可靠性设计是机电设备产品设计的主要内容之一。对现代机械设备除进行动态设计外，设备的可靠性设计也是广义动态设计的重要内容之一。国内外一些有代表性的机电产品（如数控机床、汽车、仪表等）在设计上更加强调可靠性指标。美、日等发达国家把可靠性工作放在与产品性能、成本和开发周期同等重要的位置，并颁布一系列管理措施，推动可靠性技术的研究与应用。可以说，可靠性工程与质量管理、环境工程、价值工程、人机工程学、运筹学以及计算机技术相结合，已成为工程设计、经营决策和维修管理中不可缺少的有力工具
使用性能的优化设计——控制系统设计	这里所讨论的智能设计对产品设计提出了高要求，但并不排斥对常规设计方法的采用。控制系统设计的主要目标是使产品获得优良的使用性能，具体内容是操纵系统、监测系统、控制系统和诊断系统的设计，采用的理想方法是优化方法和智能手段 控制系统设计应该完成的主要内容有： ①机器操纵系统的设计。任何机器的各种动作都要通过操纵系统来完成，机器的操纵有的是依靠操作人员进行具体的操作，有的是通过自动化系统来完成。目前在某些设备中广泛采用人机对话的方式事先对设备的操作过程进行设计和规划，然后设备按照设计好的程序进行具体的操作，如目前较为先进的洗衣机等有关设备大多采用这种方式。 ②状态检测系统的设计。为了实现对机械设备工作过程的智能控制，必须首先对其工作状态进行智能监测。同时，为了实现现代机械高速化、高效化、自动化、大规模和连续性生产的要求，以及为了使机械装备在运转过程中具有高可靠性、高安全性和高经济性，应对设备的工况进行智能检测。对设备进行状态检测的同时，还要建立起设备的先进、科学的管理和检修制度 ③工作参数及工作状态的智能控制与优化。由于设备的工作参数及状态受内、外部各种因素的影响，使得机器在运行时不能获得最理想的工况，也就不能获得最优的指标。因此，必须对机器最主要的工作参数和状态进行智能控制，智能控制的目标是使机器工作参数和工作状态实现最优化，首先应找出和确定最优的工况，然后进一步实现有效的控制 ④工作过程的智能控制与优化。为了使机械设备在整个工作过程中获得最优的工作状态，例如，尽量减少空余时间，充分利用机器的有效工作时间，这是提高机器单位时间工作效率的基本措施。对工作过程进行智能控制，可以达到以上目的 ⑤机器故障的智能检测与诊断。对绝大多数机械来说，故障的出现是不可避免的。因此近年来，在一些重大机械设备中安装有故障检测与诊断系统，据统计，安装诊断系统的产出（即安装诊断系统后所获得的效益）与投入比为10～17。可见，对于这些重大机械装备来说安装诊断系统是有重大实际意义的
制造性能的优化设计——可视化设计	设备主要工作过程的可视化设计可通过虚拟的、实用性较强的虚拟设计平台来实现。该种技术除了可在虚拟的环境下，对产品的可制造性、可装配性等进行检验和评价，还可对设备工作过程的功能进行检验和评价。这项工作可以使新产品开发周期缩短、风险降低、投资减少、工效增大。 ①制造过程的可视化。虚拟制造（VDM）是信息时代制造技术发展的重要标志，它利用了在计算机上形成的虚拟模型和仿真环境 ②装配过程的可视化。装配过程可视化指的仅是虚拟装配，是有限范围内的虚拟技术，是对设计产品装配的可行性和合理性等进行综合评价和检验。基于产品虚拟装配的装配模型是新兴的虚拟产品开发研究中的重要内容，近年来引起了人们的广泛关注 ③运动过程的可视化。运动过程的可视优化用来检验运动过程的可行性和合理性，如运动的型式：圆

（续）

制造性能的优化设计——可视化设计	周运动、椭圆运动或其他运动；运动是否会出现干涉；运动各个阶段的位移、速度和加速度等，这些运动参数对于所要完成的功能是否是可行和合理的，它对产品的结构性能、使用性能和制造性能影响如何？都要通过运动过程可视化予以检验 ④动力学过程的可视化。产品的某些零部件的动力学特性可以通过动力学过程的可视化予以表示。产品的零部件通过动力学分析，可以求出它们的各阶模态和振型，求出它们的振动响应，可以显示它们起动和停机时通过共振时振幅增大、减小的变化过程。对于非线性振动系统，还可以求出其高次谐波和次谐波，可显示出其非线性振动系统在慢变、参变和突变情况下的变化过程，甚至可以显示非线性的某些特性：滞后、跳跃、频率俘获等各种过程 ⑤工作过程的可视化。机器完成所执行功能的整个工作过程可以通过可视化技术予以表示。通过工作过程中的连续动作，可以发现其完成工作的情况，并对其工作的优劣予以评价。找出不合理的工作状态及其影响因素，以及采取相应有效措施，使机器在有效的工况工作，进而提高机器的工作效率 ⑥控制过程的可视化。工作参数和工作过程控制的可视化是可视化设计工作中最重要的工作，实现控制过程的可视化可以观察控制过程的情况和效果，以及应该采取的进一步的改进措施等。应用基于网络的可视化设计与制造技术，以及以装配过程与重要工作过程为核心的产品三维建模等技术应是三优系统化设计法的重要内容之一 ⑦产品的试验。产品的试验是可视化工作的基础，单纯依靠可视化手段来实现对产品制造性能及综合性能的检验是不现实的。因为建立的可视化模型的正确性和合理性必须通过试验才能获知，假如可视化模型出现问题，其所得结果就会失去实际的价值和意义。产品的试验是产品研究和开发过程中一个不可缺少的环节，因此，这些方法的综合，可以使产品的综合质量：结构性能、使用性能和制造性能得到较全面的保证。不论在新产品的设计中，或老产品的改造中，采用这种三优系统化设计法是十分必要的，而且是有效的，这对提高产品设计的综合质量具有重要的意义
特殊性能的优化设计——特殊设计方法的设计	有不少产品除了前面所述的性能要求外，还有一些特殊的性能要求，例如在煤矿井下工作的机器，必须要考虑井下工作的特殊条件，例如防爆等特殊要求，这时要求设计师对该类产品进行防爆的设计，可以把这种特殊的性能要求作为 X 来考虑

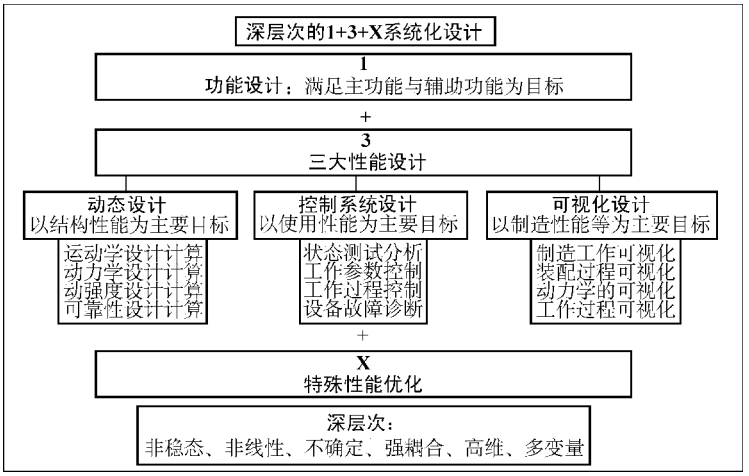


图 10.9-4　面向产品广义质量的现代机械的 1 +3 + X 系统化设计法

（2）深层次系统化设计法的特点（见表 10.9-7）

由于非线性动力学理论与方法、智能控制理论与技术和计算机技术的迅速发展，为上述问题的解决提供了有效的方法和实现的可能性。

1.3.4　现代机械产品设计的第四阶段——检验阶段

产品设计质量的评估和检验是一项十分重要的工作，通过这一工作可以发现产品设计中存在的问题和不足，以便对设计进行修改，或对下一轮的生产提出改进的意见，这样可以克服设计中的不足，使产品设计质量得到不断的提高。产品设计质量的评估与检验，主要从三个方面入手，见表10.9-8。

表10.9-7　深层次系统化设计法的特点

非稳态特性	非稳态特性，如慢变、突变、参变和滞后特性等，即应考虑系统或工作过程中的非稳定工况下的动态特性，严格地说，几乎所有的机械设备都处在非稳态情况下运行（包括起动和停机）
非线性特性	非线性特性，应考虑系统与工作过程中的非线性因素，不论是机械系统，或是控制系统，几乎都具有非线性的性质。在目前多数的设计中，常常忽略那些非线性因素，而使计算结果具有较大的误差，甚至会得出错误的结果
不确定性	许多机械，其几何参量和物理参量是不确定的，对于这类机械要采用随机的方法加以处理，这与一般常规的问题是不相同的
高维与强耦合特性	多数机器设备的实际工作系统是高维和强耦合的，因此，应该真实地反映机器实际工作的情况，即应该考虑系统的耦合性和高维的特性
多参数或多变量的特性	应考虑机器实际工作过程中的具有多参数和多变量等复杂的实际情况

表10.9-8　产品设计质量的评估与检验

评估与检验方法	内　　容
通过各种理论方法对设计质量进行评估	如采用模糊评价法、系统分析法和价值工程评价法等
通过试验对设计质量进行评估	通过试验，找出产品存在的不足和问题，并进一步采取有效措施予以改进
通过用户不断地使用对设计质量进行评估	通过用户使用发现产品的不足和需要改进的问题。对于绝大多数产品来说，都要一个批量又一个批量地生产，在生产第一批产品以后，应对产品存在的不足进行一次改进，这样可以逐步地使产品的性能不断地得到提高，不断地满足用户提出的对产品质量的要求

2　产品功能与性能的内涵及质量的定义

2.1　现代机械产品的基本功能与辅助功能

2.1.1　产品的基本功能与辅助功能

产品的功能包括基本功能和辅助功能。具体地说，产品的基本功能或主功能，就是用来改变被处理物质、物体或物件的几何形态、物理状态、化学组成、生理机能或信息表现型式等各方面的工作，所以在机械产品中要出现物质形态的转变过程，常常呈现物质流的型式，也就是将输入物质的初始形态改变为新的形态。例如，车床的主功能是加工零件，用来改变工件的几何形态，它要将毛坯加工到所要求尺寸精度的零件。

产品的辅助功能是为了实现主功能而需要完成的一些辅助工作，常常包括物质的转移、所需运动型式的转换、所需能量的输入、操纵指令的输入、信息的获取及处理等，如数控机床的基本功能是它所要完成的加工任务——工件的加工，而辅助功能包括工件的运输与夹装，刀具的运输与夹装，为完成既定功能，工作机构还要获得一定的运动型式，输入足够的动力和能量，以及对其实行检测和控制等，因此常常把工件和刀具的运输系统、工件和刀具的装卡、工作机构运动型式的构建、操纵系统对执行机构发出指令、能量的输入以及对系统进行检测和控制等，都看作是机器的辅助功能。产品的基本功能和辅助功能结构简图，如图10.9-5所示。

2.1.2　产品功能的主要特性及要求

无论是对产品的基本功能，还是辅助功能，都有一些基本要求，如图10.9-6。产品的功能，它们都有其限定的范围（产品的技术特性），如产品的规格尺寸和加工范围（几何参数）、产量和效率（工艺参数）、运动速度及型式（运动参数）、承载能力或允许最大负载和电动机功率（动力参数）等。

在研究如何实现产品所要求的功能时，不仅要选择好合适的机构型式、合适的工作系统、合适的产品结构，还要选择合适的参数等，使之与工作要求相适应。此外，用户在选择产品时，还希望产品的结构和参数在可能范围内具有可调节性和可升级性等（图10.9-6）。质量优异的产品，它应该有良好的功能，功能与性能是密切相关的，而良好的功能常常是通过良好的使用性能来体现，与产品功能密切相关的主要使用性能有：工效实用性、指标优越性、人机安全性、系统可靠性、结构紧凑性、状态测控性、操作宜

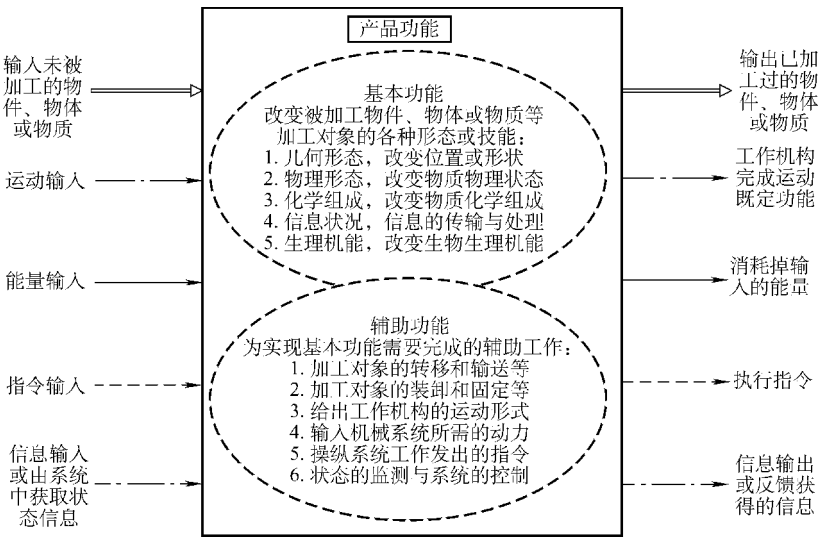


图 10. 9-5　产品的基本功能和辅助功能结构简图

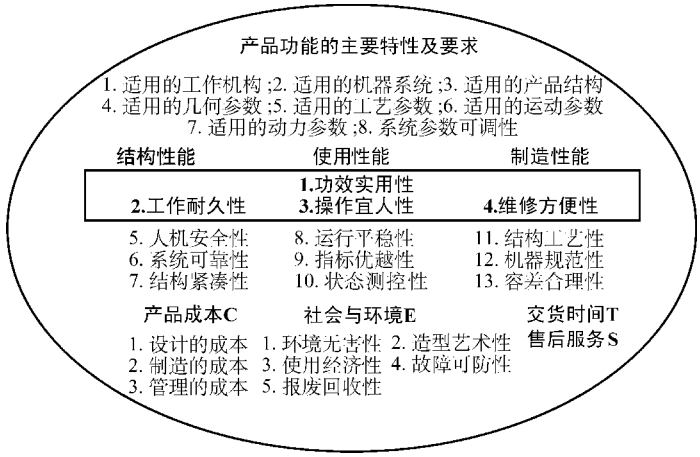


图 10. 9-6　产品功能的主要特性及要求

人性、环境无害性和使用经济性等。

产品的功能与性能具有不同的概念和含义，功能不等于性能，功能要通过良好的性能才得以实现和予以保证。

一种质量优异的产品，它应该有良好的功能。一台机器的功能要由机器的所有各个部分来完成，现作如下概括：

1）一组结构。由前面这些组成部分，组合成可以实现全部工作要求的完整的机器结构。

2）两个部分。任何设备都包括有满足基本功能和辅助功能的两个方面的结构，所以这两部分结构常常分别执行所要实现的功能。

3）三种机构。机器的许多工作系统都是由驱动机构、传动机构和工作机构三部分组成，不管是主系

统，还是辅助系统都是如此。

4）四类参数。包括工艺参数、几何参数、运动参数和动力参数等。

5）五大系统。包括物质转运与工件夹持、运动传递、能量传输、指令输入和状态控制系统。

2.2　机械产品的综合性能

2.2.1　产品综合性能的分类

机械产品的综合性能分类如图10.9-7所示。

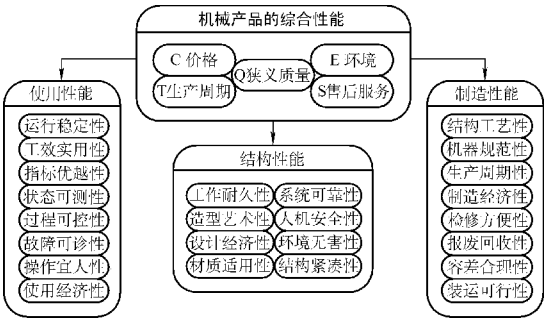


图10.9-7　机械产品的三大性能

2.2.2　产品综合性能的内涵

产品综合性能的内涵，见表10.9-9。

表10.9-9　产品综合性能的内涵

名称	含义	各项性能	内　　容
结构性能	结构性能，即设备的安全性、可靠性与工作耐久性等 机械设备的安全性和可靠性是在机器的设计、生产和使用过程中必须予以考虑的头等重要的问题。产品的安全、可靠、耐用、结构紧凑、外形美观、对环境无害、设计经济等在产品设计阶段首要考虑的和在机器结构设计中极易体现出的8方面的性能，我们称它为结构性能	人机安全性	设计机器时要考虑到操作者和外来参观人员的安全，机器工作时不应发生意外的损坏与不安全事故
		系统可靠性	所设计的产品应该进行可靠性分析，系统及其零部件的可靠度应该满足设计的要求
		工作耐久性	对机器零部件进行静强度和疲劳强度、抗磨损、抗腐蚀、抗蠕变等有关工作寿命的计算，应该符合有限工作寿命的要求，要对机器的一些关键零部件，如对一些易损坏零件和易磨损零件进行失效分析
		材质适用性	对于任何机电产品，其零部件所选用的材质不能满足要求，就会使设备出现早期损坏；如果选用的材质过高，又会造成浪费，所以对零部件要选用适应产品实际所需要求的材质
		结构紧凑性	机器的结构应该紧凑。在没有特殊要求的条件下，机器的质量应轻，体积应小
		环境无害性	机器所选用材质及机器工作时不应对环境造成污染，所设计的产品不应排放出有害的液体和气体，振动与噪声水平应在限定的范围内；还应考虑所开发产品对周围环境的适应性，如温度、湿度、载荷等
		造型艺术性	在不影响使用效果和不显著增加机器制造成本的条件下，机器应该有优美的外形，并应具有一定的艺术性，这也是争取市场和用户的重要因素之一
		设计经济性	产品结构的复杂性、安全性、可靠性、工作耐久性、结构的紧凑性、对环境的无害性、造型艺术性等，都会影响到产品的制造成本，因此，在设计时必须考虑如何降低产品设计的经济性问题
使用性能	使用性能，如工效实用、工作稳定、指标优越等 这里，把工效实用、工作稳定、指标优越、状态可测、系统可控、故障可诊断、使用经济等在机器工作过程中直接体现的8方面的性能称为使用性能	工效实用性	对产品最基本的要求是能完成用户对产品使用的要求，应具有完成所执行工作的基本能力。没有必要增加一些会造成浪费的多余功能
		运行稳定性	机械工作稳定性显得特别重要。如汽轮机组由于不稳定振动和振幅超标，曾引发多次毁机事故
		指标优越性	产品的设计工作就是要使机器在工作时能获得较理想或最佳的技术指标，从而可以获得较高的工效。优越的技术指标可以使产出增大，进而可相对地降低了产品的单位时间的成本
		操作宜人性	任何机器的设计工作应使操作人员具有良好的操作条件和环境，提高操作的自动化程度，这样可减轻操作人员的体力和脑力劳动强度，减少可能出现的误操作，保证生产的正常和有效地进行

（续）

名称	含义	各项性能	内　　容
使用性能	使用性能，如工效实用、工作稳定、指标优越等 这里，把工效实用、工作稳定、指标优越、状态可测、系统可控、故障可诊断、使用经济等在机器工作过程中直接体现的 8 方面的性能称为使用性能	状态可测性	对机器工作状态进行检测就是为了掌握机器的实际运行情况，另外也是为掌握机器出现意外情况，并及时采取相应的策略和措施，以及进一步对机器可能出现的故障进行诊断
		系统可控性	为了使机械产品正常和有效地工作，对系统的工况进行控制是一项有效的措施，系统的可控性是保证产品正常和有效工作的基本要求
		故障可诊性	在对机器状态进行测控的基础上，可对机器可能出现的故障进行及时诊断，避免造成过大的损失。当机器出现故障时，容易诊断出故障的类型及发生的位置，进而采取相应的措施预防故障的扩大和蔓延，或急速停机进行检修
		使用经济性	前面所述的工效实用、运行稳定、指标优越、操作宜人、状态测控、故障诊断等都和使用过程的经济性有着密切的联系，每一项实施都要对所花费的费用和可能获得的成效的多少对比，只有当取得的效益所创造的价值大于或接近于投入，或从长远的利益出发考虑有实际意义时，才有采用的价值
制造性能	制造性能，指的是制造加工工艺性、产品生产周期、设备维修性和制造经济性等。这里把结构工艺性、零部件的规范性（机器和零部件的标准化、通用化和系列化程度）、生产时间性、精度合理性、维修方便性、装运可行性、报废回收性、制造经济性等在产品制造、维修及报废回收过程中可得到充分体现的 8 方面的性能称为制造性能	结构工艺性	产品的制造工艺性，它会直接影响机器及其零部件制造的难易程度、所花费的工时及制造成本
		机器规范性	零部件的规范性是指机械产品及其零部件的标准化、通用化和系列化程度，这会影响产品及其零部件的加工和制造工时、影响产品的制造成本和生产周期
		生产时间性（生产周期）	产品的生产周期和进入市场时间的快慢是市场竞争的重要条件之一。产品投入市场有其时间性，有时显得特别重要
		容差合理性	机器零部件的公差配合和精度会直接影响加工难易程度及制造成本。机器零部件的精度必须适当，既能满足产品功能和性能的要求，又不浪费加工工时及增加制造成本
		设备维修性	在设计产品时还要考虑产品的维护和检修，要为产品的维修提供方便，维护和检修的方便性可以降低维修成本，缩短产品维修的时间。设备的维修性还应考虑产品易损坏零部件的再制造的可行性和方便性
		装运可行性	机器及其零部件装卸及运输的可行性也是设计者必须考虑的问题，要保证机器及其零部件装卸方便及从制造厂运至使用地点的可行性，要保证特大型部件在运输时能够顺利地通过桥梁及隧道
		报废回收性	建立一个节约型和经济型的社会，废品回收是一项重要的工作，产品的报废和回收是一个应该考虑的问题
		制造经济性	产品制造工艺性、零部件规范性、生产周期、机器维修、运输与拆装、报废回收等都与制造过程中的经济性有直接关系。在某一方面考虑不周，就会增加制造加工的复杂性，延长制造周期，增加制造成本。所以产品设计时必须考虑制造经济性

从另外一个角度，可以将经济性和社会性从三大性能中独立出来，把对产品设计要求的所有性能按照以下 5 个方面进行归类，即结构性能、使用性能、制造性能、经济性和社会性等，更具体地可分为 11 方面：①安全可靠性；②耐用性；③紧凑性；④工作实用性和有效性；⑤系统可测可控可诊断性；⑥操纵性；⑦设计制造和使用的经济性；⑧制造性能；⑨生产周期；⑩维修性；⑪环保及社会性（图 10.9-8）。

2.3　现代机械产品设计质量的内涵

图 10.9-9 表示了广义质量 GQ 与质量 Q（狭义的）、价格 C、生产周期 T、环保 E、售后服务 S 及其他性能的关系，由图可见，有些制造工艺和装运性能并不能包括在 Q、C、T、E、S 之内，但它们仍包括在广义质量 GQ 之中。

产品的设计质量应该包括产品所要求实现的功能和设计时所应考虑的综合性能。

对于那些需要进行功能优化设计和方案待定的产品，其广义质量是产品的所有功能和性能的综合体现（图 10.9-10）。

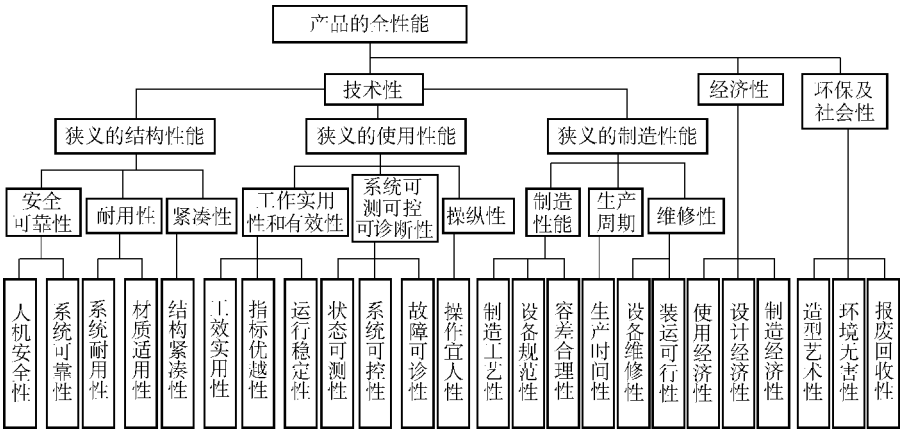


图 10.9-8　机械产品的综合性能

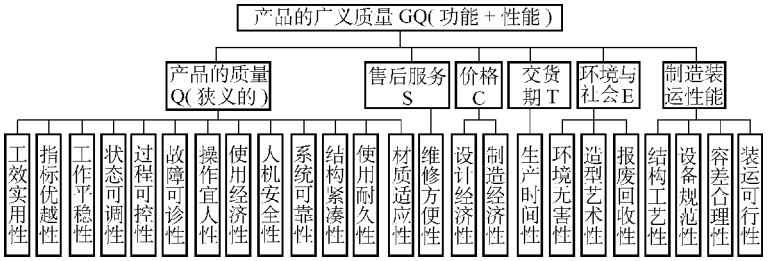


图 10.9-9　产品的广义质量

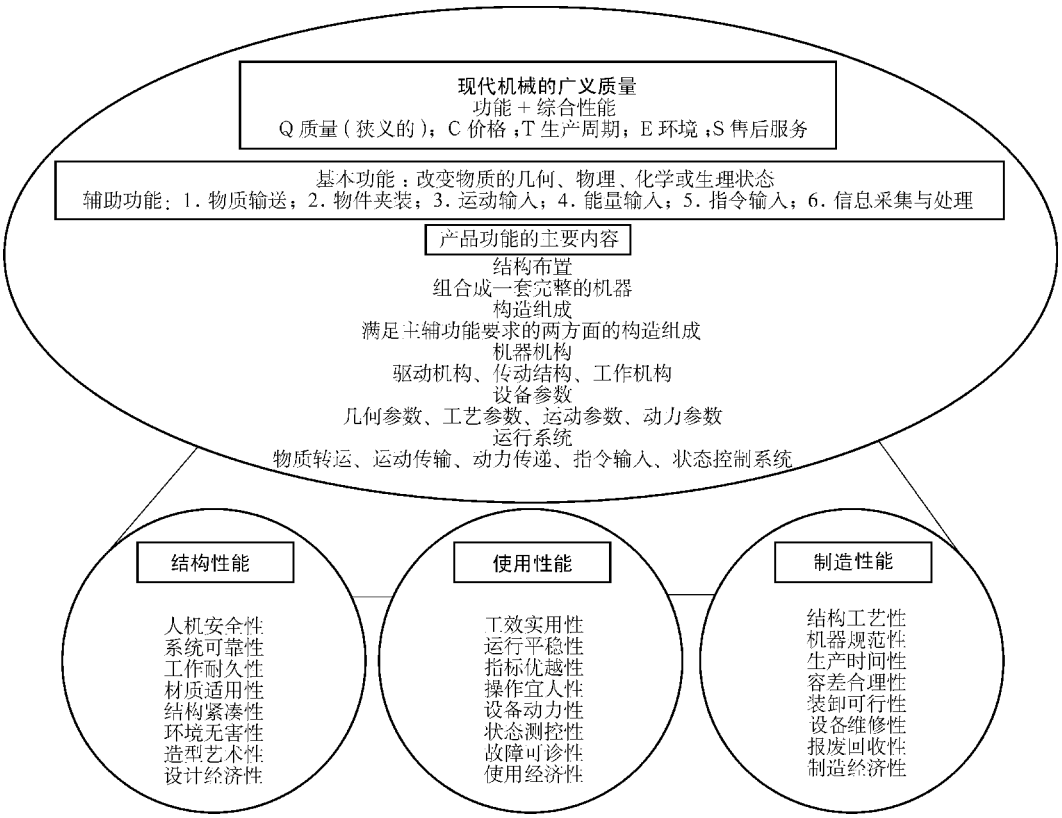


图 10.9-10　现代机械的广义质量的内涵

在新产品开发中，要充分考虑用户的需求，使产品具有良好的质量(Q)(狭义的),合适的价格(C)、较短的交货时间或生产周期(T)、(可把前两者作为制造性能来考虑)、优良的工作环境(E)及良好的售后服务(S),这 5 个要素和前面所提出的三大性能是统一的。5 要素的具体内容,见表 10.9-10。

这 5 方面的要求和前面提出的三大性能及 8 项功能要求是统一的，但三大性能中的 24 项子性能更为具体，方向更加明确，从设计角度来看，更易于实施。能满足上述三种性能要求的产品应是优良的产品，它在市场中应该具有较强的竞争力，这是所有设计工作者所追求的目标，也是用户的要求。

表 10.9-10　5 要素的具体内容

质量(Q)	质量(Q)(狭义的)一般地可理解为产品的功效齐全实用、工作可靠安全、操作简便宜人、使用经济无害,这些情况在机器工作时会得到充分地体现
价格(C)	价格(C)一般与产品的设计、制造和管理工作的经济性有关,因此,必须抓住每一个环节,减少每一环节中的支出,才会降低产品的价格。较低的产品价格会增强产品在市场中的竞争力
交货时间或生产周期(T)	交货时间或生产周期(T)与产品的复杂程度与制造难易程度有关,与产品设计的优劣也有直接关系,产品的生产周期和进入市场时间快慢是市场竞争的重要条件之一。产品投入市场有其时间性,有时还显得特别重要。许多企业千方百计地缩短产品的生产周期,以便在国内外激烈的市场竞争中立于不败之地
工作环境(E)	工作环境(E)是指所设计的产品对环境的影响如何？产品的设计必须考虑对环境不会产生有害的影响
售后服务(S)	售后服务(S)包括产品的修理、易损坏零部件的更换和备品、备件的供应等

2.4　机械产品的质量与设计质量的定义

产品质量与产品设计质量的定义，见表 10.9-11。

表 10.9-11　产品质量与产品设计质量的定义

名称	内　　容
产品质量	本章提出，产品质量的定义应该因不同的前提条件而有所区别，产品质量可分为产品的使用质量、设计质量、制造质量、装配质量、安装质量和包装质量等等。由此，产品的某种质量可定义为“在某种前提条件下产品完成某种工作的要求所能表现的能力和水平”。依此类推，产品的制造质量应是“执行产品制造的工作要求所能表现的能力”；产品的装配质量应是“执行产品装配的工作要求所能表现的能力”；产品的安装质量应是“执行产品安装的工作要求所能表现的能力”；产品的包装质量应是“执行产品包装的工作要求所能表现的能力” 一般书籍中或人们通常所指的产品质量 Q 应该是产品的使用质量，这是因为产品是为用户所使用和为用户服务的，所以产品使用质量，或产品的质量可定义为“执行或完成使用的工作要求所能表现的能力和水平”
产品的设计质量	产品的设计质量可定义为“执行或完成产品设计的工作要求所能表现的能力”，对产品设计的工作要求应该包括用户、企业和社会对产品设计工作提出的所有质量要求 产品的质量（狭义的）和产品的设计质量（产品的广义质量）（Generalized quality，GQ）应该有不相同的概念和含义，产品的设计质量的内涵是最广泛的，它不仅包含用户提出的质量要求，也包括企业和社会对产品设计工作提出的质量要求，它应以用户、企业及社会对产品设计、制造、销售、使用及至废品回收的全过程提出的所有质量要求是否在设计中予以体现为原则，如果在产品设计中得以体现，那么可以说该产品的设计质量属优秀、良好或合格；如果这些要求在设计中不能体现，便可以说产品设计质量是低劣的，或设计工作是不尽人意的。产品的设计工作必须全面考虑用户、企业和社会提出的各种质量要求 作者认为，产品的设计质量有以下两个主要内容：一是产品的功能（包括主功能和辅助功能），二是产品的综合性能（结构性能、使用性能和制造性能等）

2.5　产品质量组成元素公式与产品质量方程

2.5.1　产品质量元素公式及各元素在系统中的作用

（1）产品质量组成元素公式

产品的质量和设计质量包括5方面的内容，即主功能、辅助功能和结构性能、使用性能及制造性能等。因此，质量与设计质量的组成元素公式为

$$Q(y) = f(y_1, y_2, y_3, y_4, y_5) \qquad (10.9\text{-}1)$$

式中　y_1、y_2、y_3、y_4、y_5——主功能、辅助功能、结构性能、使用性能和制造性能。

主功能、辅助功能、结构性能、使用性能和制造性能又分别由它们各自的元素所组成，因此，其组成元素的表示式分别为

$$\begin{aligned} y_1 &= f_{y1}(x_{11}, x_{12}, \cdots, x_{1n}) \\ y_2 &= f_{y2}(x_{21}, x_{22}, \cdots, x_{2n}) \\ y_3 &= f_{y3}(x_{31}, x_{32}, \cdots, x_{3n}) \\ &\vdots \\ y_i &= f_{yi}(x_{i1}, x_{i2}, \cdots, x_{in}) \end{aligned} \qquad (10.9\text{-}2)$$

式中　x_{ij}——分别表示 y_i 的各个组成元素。

将式（10.9-2）代入式（10.9-1），则质量或设计质量的组成元素表达式为

$$\begin{aligned} Q(y) = f(&f_{y1}(x_{11}, x_{12}, \cdots, x_{1n}), f_{y2}(x_{21}, x_{22}, \cdots, x_{2n}), \\ &\cdots, f_{y5}(x_{51}, x_{52}, \cdots, x_{5n})) \end{aligned} \qquad (10.9\text{-}3)$$

由于产品质量与产品设计质量的内涵及其组成元素不同，因而其表达式不完全相同。

（2）元素的种类及其在系统中所起的作用

1）必要元素与不必要元素　事实上，在产品质量与产品设计质量的组成元素中有一些是不必要的元素，而有些是必要元素，因此，为了减化计算过程，应将不必要元素删去。

2）主要元素与次要元素　在这些元素中同时有主要元素和次要元素，它们对产品质量的贡献是不相同的，因此，必须分清主次，抓住关键环节和关键元素，这更有利于提高产品的质量和设计质量。

如前所述，产品主功能的组成元素包括5大系统、4类参数、3种机构、2个组成部分和1组机器，这些都可以作为主功能的各个组成元素，但在具体分析时，可以不必考虑那些对产品质量影响很少的一些元素。

产品的辅助功能包括物质转移、运动传输、能量传递、指令输入和状态测试与控制等系统，因此，其组成元素自然也包括这些内容。

产品的结构性能、使用性能和制造性能在图10.9-7中表示的各有8个元素，但根据产品情况的不同，可以有所选择，决定其取舍，确定其主次。

利用前面列出的产品质量与产品设计质量元素组成公式，对质量进行分析是有实际意义的。

2.5.2　系统组成元素的量与质

系统中各元素量的多少和质的高低对系统会产生不同程度的影响。为了分析系统中的各元素对整个系统贡献的大小，必须首先分析各元素在系统中量的大小和质量的高低。

系统元素的量即是指该元素所含的数量的多少，例如，某一企业生产多种产品，各种产品的数量多少即为该种元素的数量。

系统元素的质即是指该元素所含的品质的高低，例如，某一企业生产多种产品，各种产品的价值高低即为该种元素的品质。

系统元素的量和质的综合表达式为

$$P(i) = \gamma_i p_i \qquad (10.9\text{-}4)$$

式中　p_i、γ_i——元素 i 的数量的多少和品质的高低。

2.5.3　各组成元素对产品质量的贡献率

产品质量各组成元素对产品质量贡献率的大小应该是不相同的，有的大有的小，有的甚至对产品质量没有影响，这些元素是不必要的元素。在必要元素中，根据它们对产品量和质的贡献大小，可以写出产品的组成元素的贡献总量

$$P(n) = \sum_{i=1}^{n} \gamma_i p_i = \gamma_1 p_1 + \gamma_2 p_2 + \cdots + \gamma_n p_n \qquad (10.9\text{-}5)$$

式中　γ_i——元素 i 的品质高低；

p_i——各元素的数量多少。

元素 i 对质量的贡献率为

$$\Delta P_i = \gamma_i p_i / P(n) = \gamma_i p_i \Big/ \sum_{i=1}^{n} \gamma_i p_i \qquad (10.9\text{-}6)$$

根据式（10.9-6）可以分析各个元素对产品质量或设计质量贡献率的大小。

2.5.4　产品的质量与设计质量公式

产品的质量和设计质量是由各个组成元素积累而成的，因此，如果产品质量和设计质量是由主功能、辅助功能、结构性能、使用性能和制造性能所组成，则产品总的绝对质量为

$$Q(n) = \sum_{i=1}^{n} \gamma_i q_i = \gamma_1 q_1 + \gamma_2 q_2 + \cdots + \gamma_n q_n \tag{10.9-7}$$

式中　q_i——元素 i 对产品质量贡献的量的多少；

γ_i——元素 i 对产品质量贡献的质的高低。

元素 i 对产品质量的贡献率为

$$\Delta Q_i(n) = \gamma_i q_i / Q(n) = \gamma_i q_i \Big/ \sum_{i=1}^{n} \gamma_i q_i \tag{10.9-8}$$

如果已知 q_i 的最大值为 $q_{i\max}$，则质量的最大值为

$$Q_{\max}(n) = \sum_{i=1}^{n} \gamma_i q_{i\max} = \gamma_1 q_{1\max} + \gamma_2 q_{2\max} + \cdots + \gamma_n q_{n\max} \tag{10.9-9}$$

因为产品的绝对质量缺乏可比性，所以求出产品的最大质量，即产品质量的最优值，同时把产品的最优质量看作是产品质量的最大值。产品的相对质量是相对于最优质量而言的，这样便可以通过产品的相对质量，了解某种产品质量的优劣。

产品的相对质量可表示为

$$\Delta Q_n(n) = Q(n) / Q_{\max}(n) \tag{10.9-10}$$

由此可求出元素 i 对最大的产品质量的贡献率，现作出如下表示：

$$\Delta Q_{i\max}(n) = \gamma_i q_i / Q_{\max}(n) = \gamma_i q_i \Big/ \sum_{i=1}^{n} \gamma_i q_{i\max} \tag{10.9-11}$$

由于质量的各元素对产品质量的贡献率是不相同的，贡献率大的为重要元素，贡献率小的为次要元素，贡献率等于零的为不必要元素。在产品设计时，将产品质量的组成元素分为重要的和次要的、必要的和不必要的是一件十分重要的工作。对产品质量的分析，既可以针对整个系统，也可以针对各子系统，通过对各子系统的分析，再对子系统的质量进行集合，便可得到整个系统的质量。

3　机械产品的功能及功能设计

3.1　概述

任何机械设备都有它们要执行的功能，它们通常用来改变物质的几何位置和形状、改变物质的物理形态、化学组成、生理机能和进行信息的传输和转换等。图 10.9-11 所示为机械产品的功能结构图。产品功能优化设计工作的基本步骤，见表 10.9-12。

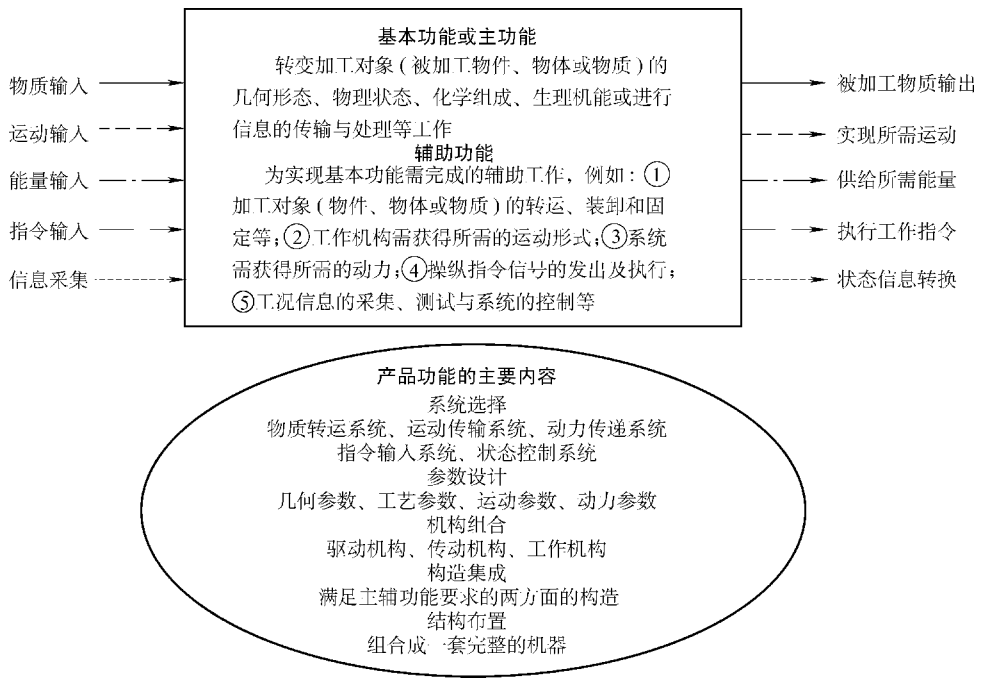


图 10.9-11　功能结构简图和对功能设计的要求

表 10.9-12　产品功能设计工作的基本步骤

序号	步　　骤	
1	产品功能信息的获取	
2	产品功能的分析（功能的种类、内容、特性及其分解）	
3	产品功能技术方案的分解和组合	
4	产品功能设计方案的构思	主功能设计方案
		物质输送系统的设计方案
		物件夹装系统的设计方案
		运动传输系统的设计方案
		能量传递系统的设计方案
		机器操纵系统的设计方案
		信息传输系统的设计方案
5	对初步方案的评价和选择	

3.2　产品功能分析

3.2.1　功能的种类

机械设备功能的种类，见表10.9-13。

3.2.2　产品基本功能和辅助功能的内涵（见表10.9-14）

表 10.9-13　机械设备功能的种类

种类	内　　涵
基本功能	基本功能是产品或系统的主体功能，也是产品或系统存在的基本条件。基本功能是用户要求的功能，是用户购买产品或系统的基本原因，见图10.9-11
辅助功能	辅助功能对实现主要功能起支持、保证和完善作用的次要或附带的功能，称为辅助功能。辅助功能与基本功能并存，它可以使产品的功能更加完善，属于锦上添花的功能，但如果没有它，产品并不会失去基本使用价值，所以设计者可视具体情况对辅助功能进行添加或删除，见图10.9-11
目的功能	任何一种功能，不管是基本功能还是辅助功能，都具有一定的目的，所以都可视为目的功能，目的功能也称为上位功能
手段功能	对实现目的功能起手段作用的功能称为手段功能，手段功能也称为下位功能。任何功能都具有目的功能与手段功能两种性质，这就是功能的两重性

（续）

种类	内　　涵
使用功能	使用功能是指产品或系统所要实现的实际用途或价值，通常包括使用价值、可靠性、安全性、维修性等，使用功能也称为物质功能
表观功能	表观功能是在使用功能的基础上，对产品工艺造型方面进行更合理和有效的设计，使其外形更加美观，富有表现能力和具有形象力，更能吸引用户和观众，他是产品的美学功能，也是一种精神功能或心理功能
必要功能	必要功能是指用户需要并接受的功能，包括基本功能和辅助功能。由于产品的使用功能和表观功能是通过基本功能与辅助功能来实现的，因此，必要功能也包括使用功能和表观功能
不必要功能	不必要功能是指那些不必要的和多余的功能。例如，过大的安全系数、超过实际要求的精度和粗糙度、超出实际功能需要的材质、过长的和不合理要求的寿命、过分装饰的外观等，因为这会增加制造的复杂性，延长制造周期等，进而会提高制造成本等

表 10.9-14　产品基本功能和辅助功能的内涵

类型	内　　涵
基本功能	产品的基本功能或主功能是用来改变物质的几何位置或形状、物理形态、化学组成或生理机能等。对于一般机械设备，其基本功能或主功能通常是对某种物质进行处理，改变其几何位置或形状、物理形态、化学组成和生理机能等。例如，起重机或输送机的用途是转移物质的几何位置；飞机、车辆和船舶等运载工具将旅客和货物从出发地运送至目的地，使运输对象的位置发生变化；机床将毛坯加工成所需几何形状和尺寸的零件；气体压缩机和风机用来改变气体的物理状态：压力大小、容积、流动速度和温度等；某些化工机械和设备通过某些化学元素的分解和合成制造出新的化学物质；一些生物机械和设备用于改变生物体的生理机能，这些都是机械设备所要实现的基本功能或主功能

（续）

类型	内　　涵
辅助功能	通常机器除基本功能或主功能外，还有辅助功能。如数控机床的基本功能就是完成工件的加工，而它的辅助功能包括工件的运输与夹装，刀具的运输与夹装，为完成既定功能的工作机构还要获得一定的运动型式，输入足够的动力和能量，以及对其实行检测和控制等，因此常常把工件和刀具的运输系统、工件和刀具的装卡、工作机构运动型式的构建、操纵系统对执行机构发出指令、能量的输入、以及对系统进行检测和控制等，都看作是机器的辅助功能 在某些特殊情况下，机器的辅助功能有时会转变为基本功能，例如起重机和输送机的基本功能是转移物体的位置，在这种情况下物质的输送是该种产品的基本功能或主功能。此外，在用户提出的功能中，常常还有一些多余功能和不必要的功能，这些功能在进行分析之后，要予以删除

3.2.3　产品功能的分解

产品的功能确定以后，要对其功能进行分解，化繁为简。由此就可了解总功能与各功能元、分功能之间的关系，进而可将求得的各功能元解有机地结合起来，并求出系统的方案。

功能树是根据总功能对功能进行一级一级地分解，即分为一级分功能，二级分功能，其末端为功能元。前级功能是后级功能的目的功能，后级功能是前级功能的手段功能。同一层次的功能元组合起来，应该满足上一层功能的要求，最后合成的功能应该满足系统总功能的要求。

实际设计时，建立系统的功能结构可以从系统功能分解出发，分析功能关系与逻辑关系。首先从上层分功能的结构开始考虑，建立该层功能结构的雏形，再逐层向下细化，最终得到完善的功能树。

下面以数控车床为例，说明功能树的建立过程（图 10.9-12）。

由数控车床的设计任务书可知，其总功能的技术原理是将数控加工过程自动复现，通过车刀切削工件来完成零件的车削加工，其特点是加工的自动化和数字化。为实现此功能，必须具有车削功能，要有一套能将数字控制的加工程序转化为工件转动和车刀自动行走和进给的运动控制命令的信息处理功能，还要有在车削过程中承受各种作用力，保证几何精度的结构功能。由此得到第一级分功能：车削加工功能（基本功能：由工件的转动和车刀的行走和进给所完成的）、输送功能、夹持功能、操纵功能（发出指令，有的包括在控制系统中，但也是可以与控制系统分开，作为操纵指令信号流单独来考虑）、运动功能、动力功能、控制功能（主要是对工况进行检测与控制）和结构功能。对于车削加工功能它牵涉到加工件、刀具和切削液等三个方面，因此，车削加工的第二级分功能是分别与加工件、刀具和切削液的转动、装卸、输送等相关的功能。各层还可以向下继续分解，如动力功能中的能量传递等。还可以继续分解为电动机、传动系统、卡盘等。如此逐层分解，便可以得到数控车床的功能树。

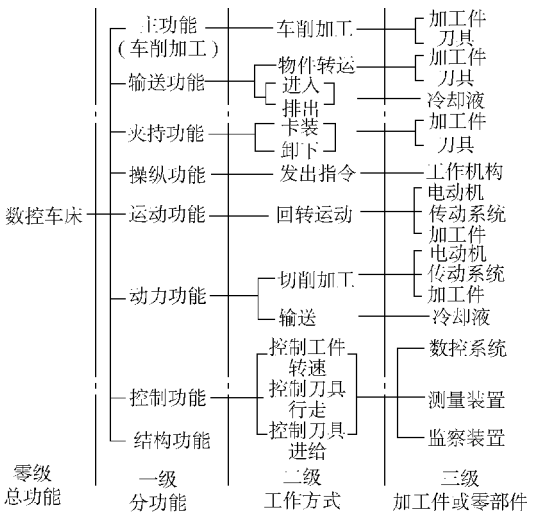


图 10.9-12　数控车床的功能树

功能设计确定了为完成总功能系统的总体结构方案。系统所包括的功能，见表 10.9-15。

表 10.9-15　系统所包括的功能

功 能 项	内　　容
基本功能或主功能	完成物质处理、加工或转换，使物质的几何形态、物理形态或化学组成发生变化，进而完成产品的基本功能或主功能
物质转移功能	完成物质输入、输出等，形成物质流
工件装卸和夹持功能	如果被加工件和加工件（如刀具）的夹装是通过发出的指令信号来完成的，这里也产生了工件夹装指令信号流
运动功能	将原动机的运动型式改变为工作机构所要求的运动型式，形成运动型式或运动形态流

（续）

功能项	内　　容
动力功能	将原动机的功率传递到工作机械或执行机构，以便在完成物质处理和加工时所要消耗的能量，以及克服系统运行过程摩擦所消耗的能量，传输能量的系统形成能量流
操纵功能	任何机械都要通过操纵系统对执行机构发出指令，然后由执行机构按照对产品的功能要求去完成机器所要完成的工作。如果操纵和执行过程是通过发出的指令来完成的，在这里就出现了操纵指令信号流
控制功能	为了使系统正常有效地运行，并获得优良的功能和良好的性能，常常要对系统中的运行状态进行检测和控制，检测系统运行状态是对系统实现控制的前提，将获得的系统状态信息反馈给原系统，以使系统在理想的工况下运行，从而获得优良的技术指标。传输信息的系统形成信息流

3.3　实现产品主辅功能的工作系统设计

3.3.1　物质输送系统设计方案的要点

物质输送系统设计方案的要点，见表10.9-16。

表10.9-16　物质输送系统设计方案的要点

物流系统决定了机械系统的总体布置	由于物料的输入和输出往往要受周围条件的限制，当输入和输出部分决定以后，与其相连的物料流的其他部分就可以相应地确定下来，从而可以将对应的能量流部分，其中包含驱动和传动部分，就可以确定，因此，物料流系统决定了机械系统的总体布置情况
物料流系统决定了能量流系统的主要参数	能量流所提供的能量主要用于物料的运动、形态的改变等目的。能量流中动力机械的容量主要取决于物料的量与性质。物料流动的速度决定了相应传动部分的速比。例如，带式输送机的物料所需的输送速度决定了传动带的速度，也决定了动力机与传动带间的速比关系。因此可以说，物料流系统决定了能量流系统的主要参数
物料系统是信息流系统的主要对象	信息流的主要作用是根据机械系统工作进程的具体情况对工作进程进行必要的操纵和调整，而机械系统的工作进程实际上就是物料的转换过程。例如，轴加工中的起动、停机、运动方向和速度的变换等实际上也是加工机床的工作进程，无论这些动作是由人工完成或是由控制系统自动完成，都是根据被加工对象所需而定的。另外，机械的工作节拍也是决定物料流输入、输出的节拍。因此可以说，信息流系统的设计也决定了物料流系统

3.3.2　物件夹持系统设计方案的要点（见表10.9-17）

表10.9-17　物件夹持系统设计方案的要点

工件的定位	无论工件的结构形状如何，都可以用6个支承点来限制它们的6个自由度，只是6个支承点的分布位置不同而已。把用适当分布的与工件接触的6个支承点来限制工件的6个自由度的规则，称为六点定位规则。这里需要强调的有以下几点： ①6个支承点的分布必须适当，否则就限制不了工件的6个自由度 ②用支承点去限制工件在空间的自由度时，支承点必须与工件的定位基准始终保持接触 ③在分析支承点的定位作用时，不应考虑力的影响	对工件定位的方法与定位元件的设置要求	①以平面定位时的定位元件。平面定位元件有固定支承、可调支承和自位支承等。在工件定位时，上述支承中除辅助支承外均对工件起定位作用，用来限制工件的自由度 ②以圆孔定位时的定位元件。以圆孔内表面作为定位基面时，常用以下定位元件：圆柱销、圆柱心轴、圆锥销和圆锥心轴等 ③以外圆柱面定位时的定位元件。工件以外圆柱面定位时，常用的有以下定位元件：V形块、定位套、半圆套、圆锥套等

（续）

工件和刀具的夹持	工件和刀具夹紧装置的结构型式很多，但就其组成来说，一般夹紧装置都由力源装置和夹紧机构两大部分组成 力源装置产生夹紧力，夹紧力来源于机械作用力、电力或电磁力，该种力源装置称为夹具的动力装置，常见的有气压装置、液压装置、电动装置等。力源来自人力的，称为手动夹紧装置 夹紧机构是将力源装置产生的夹紧力作用在工件上，它包括中间力的传递机构和夹紧元件两部分。前者是将力源程序装置产生的夹紧力传递给夹紧元件，以便对工件实施夹紧；后者是夹紧装置的执行元件，与工件直接接触而完成夹紧作用	对夹紧装置的基本要求	①夹紧可靠。夹紧时不能破坏工件在夹具定位元件上所获得的正确位置 ②夹紧大小适当。夹紧后的工件变形和表面压伤程度必须在加工精度允许范围内 ③结构性能好。夹紧装置的结构应力求简单、紧凑，全球制造与维修 ④使用性能好。夹紧动作迅速，操作方便，安全省力 常用的夹紧机构有斜楔夹紧机构、螺旋夹紧机构、偏心夹紧机构等

3.3.3　运动传递系统设计方案的要点

运动传递系统及其所要完成的功能：变速（增速或减速）、运动型式的转换、操纵和执行任务等。从具体构造上看，它包括变速器、运动转换装置、起动和停机装置、换向装置、制动及安全保护装置，详细内容见表 10.9-18。

3.3.4　机器操纵系统设计方案的要点

操纵系统和执行机构的特点和要求，见表 10.9-19。

表 10.9-18　运动传递系统及其所要完成的功能

增速和减速	原动机的转速和运动形态常常不能直接满足工作机构的要求，所以通常要将原动机的旋转运动通过变速（减速或增速）装置，使之达到工作机构所要求的转速，旋转速度的增大和减小可通过不同型式的传动机构来实现，最常见的机械传动机构（齿轮传动、带传动、链传动和一些特殊的传动）、液压传动、气动传动和电磁传动等，此外，还有螺旋传动、凸轮传动和连杆传动等。设计者要根据工作要求来选择合适的传动机构型式
运动形式转换	运动型式的转变是将原动机的旋转运动改变为工作转速和速度符合工作要求的旋转运动或直线运动。如对一些振动机器，将原动机（如电动机、液压马达等）的旋转运动转变为不同运动型式的振动：直线振动、圆周振动和椭圆振动等。
起动与停机	任何机械都有起动和停机的要求，对于具有较大转动惯量的机械设备，起动常常是在加速过程中完成的，需要的时间长，会产生较大的起动电流，有时会烧坏电动机，因此必须采取适当的预防措施。对于振动机械在起动与停机过程中，特别是在停机时，因通过共振而使系统的振幅增大，会导致某些零部件的损坏，必须采取特殊的措施和设置特殊的起动和停机系统，预防某些零部件的损坏
换向	对于某些机械设备，工作时的换向是一项必须完成的功能，常见的换向机构有齿轮-摩擦离合器、齿轮换向器等
制动	在工作时为了使系统处在较理想状态，或为了避免设备运行时突发事故的发生，对系统应安装制动装置。对制动装置的要求是工作可靠，操纵方便，制动平稳且时间短，结构简单，尺寸小，磨损轻，散热良好。系统制动常常采用摩擦式和非摩擦式制动器，摩擦式制动器又分为外抱块式、内张蹄式、带式和盘式等；非摩擦式分为磁粉式、磁涡流式和水涡流式等
安全保护	机械设备在工作中若载荷变化频繁、变化幅度较大，可能引起过载，如果没有安全保护装置，就有可能引发某些零部件的损坏。在机械传动链中如果有传动带、摩擦离合器等摩擦副，这些摩擦副具有安全保护的功能，否则，在传动链中应该安装安全离合器或安全销等过载保护装置。安全保护装置有销钉联轴器、钢球安全离合器、摩擦离合器和液力联轴节等可供选用

表 10.9-19　操纵系统和执行机构的特点和要求

操纵系统	操纵系统是机器按照人的指令去完成指定功能或工作的机构，任何机器都包括有操纵系统，操纵系统主要有操纵件、执行件和传动装置三部分组成。例如，在汽车上要实现起动、制动、转向、换挡等功能，均需有专门的操纵装置，如转向盘、离合器和脚刹等 操纵系统的一般功能是实现信号转换，即把操作者施加于机械的信号，经转换传递到执行系统，以实现机械设备的起动、停车、制动、换向、变速、改变作用力等目的	对操纵系统的基本要求	①在满足功能和运动要求的情况下，应尽量简单、轻便、省力，这样可以减轻劳动强度，提高劳动生产率和安全性 ②操纵灵活、反应灵敏 ③操纵选择适当，操作方便宜人 ④操纵安全可靠 ⑤操作系统应便于调整 操纵系统分人力操纵、助力操纵、液压操纵和气压操纵等四大类。可以根据实际工作的要求来选择适当的操纵系统
执行机构	执行机构的作用是传递和变换运动和动力，完成夹持、搬运、转位、加载等各种功能。根据工作要求，执行机构可以采用各种各样的机构，所要求的运动型式有移动、转动和空间运动等。它们可以采用不同型式的原动机驱动		

3.3.5　动力传输系统设计方案的要点

工作系统所需能量是由驱动装置通过传动系统提供的，所以产品功能设计中的一个重要环节是能量流设计，能量流设计一般应解决的问题是：①机械系统能量流动状况和特性分析；②工作机构的载荷分析和计算；③驱动装置的选择；④系统能量的配置与计算。

（1）机械系统能量流动状况和特性分析（见表10.9-20）

表 10.9-20　机械系统能量流动状况和特性分析

名 称	能量流表示图	特　　性
电动机的能量流	电能 → 机械能	电动机是将电能变换成机械能
液压马达的能量流	液压能 → 机械能	液压马达是将液压能转换为机械能
气动马达的能量流	压力能 → 机械能	气动马达是将压缩空气的压力能转换为机械能的能量转换装置
内燃机的能量流	化学能 → 热能 → 机械能	内燃机是将燃油的化学能通过燃烧变成热能，再由热能变成机械能
电动机驱动的切削加工机床	电能 → 机械能 → 切削变形能 机械能 → 摩擦附加能耗	对于电动机驱动的切削加工机床，电能变换成机械能，再由机械能变为切削变形能和摩擦附加能耗

能量流表示图能较好地反映机械系统的功能和工作特性。所有机械系统必须有机械能与其他形态能量的互换、机械能的利用等，否则就不称为机械系统。

（2）工作机构的载荷分析和计算

1）工作机构的载荷分析　工作机构的载荷种类很多，按载荷是否随时间变化可分为静载荷与动载荷。根据载荷历程的不同，动载荷又可分为周期载荷、非周期载荷和随机载荷三种类型，见表10.9-21。

2）工作机构载荷的计算　计算载荷的方法有类比法、实测法和理论计算法三种，见表10.9-22。

表 10.9-21　动载荷的种类

载荷种类	定　　义
周期载荷	载荷大小随时间作周期性变化的载荷称为周期载荷。周期载荷可用幅值、频率和相位角三个要素来描述 作用于某惯性直线振动筛的周期载荷是按正弦规律变化的简谐载荷，简谐载荷的函数表达式为 $x(t) = x_0\sin(\omega t + \varphi)$ 式中　$x(t)$—t 时刻的载荷幅值 x_0—最大载荷 ω—圆频率 φ—初相位 工程实际中简谐载荷并不多，但有很多载荷都呈现出周期性的特点，任何一个周期性载荷都可通过傅里叶变换将其分解为具有基频整数倍的无限个简谐载荷的叠加
非周期载荷	载荷大小不随时间作周期变化的载荷称为非周期载荷。如爆破载荷和模锻设备所承受的冲击载荷等，都是非周期载荷。非周期载荷应采用杜哈梅积分法处理（见机械振动学）
随机载荷	随机载荷不能用确定的数学方程式来表达，但可对它进行统计计数处理。将实测采集的工作载荷信号经过模数转换输入计算机，进行统计计数，可得到用数学方程式表示的累积频次分布，这对动态设计、疲劳寿命预测及动力机选择均有重大的实际意义

表 10.9-22　计算载荷的方法

方法种类	计算载荷的方法
类比法	设计的产品与现有产品类似时，可用已知类似产品的载荷参数通过相似理论分析与设计，来拟定其工作载荷 假设已知的原型机械产品与待设计的机械产品之间存在力相似，用 F 表示载荷，则载荷相似系数 K_F 为 $K_F = \dfrac{F_{11}}{F_{12}} = \dfrac{F_{21}}{F_{22}} = \cdots = \dfrac{F_{n1}}{F_{n2}}$ 式中　F_{11}、F_{21}、…、F_{n1}—原型产品承受的载荷 F_{12}、F_{22}、…、F_{n2}—设计产品对应原型产品各位置上所作用的载荷
实测法	如果所设计的产品为新创产品，没有文献资料可借鉴或参考，且载荷的确定又非常重要时，则需要对新研制的产品进行实际测量与测量数据分析来确定其载荷。若表征载荷的参数难以直接测量时，可将不同的被测参数转换成相同的电量参数进行测量，再将采集的结果进行计算机处理，即得载荷值
理论计算法	理论计算法是根据机械产品的功能要求和结构特点运用各种力学原理、经验公式或图表等计算确定载荷的方法。用理论计算法确定载荷时，必须认真分析所设计的产品的作业特点、负载及其有关影响因素 下面介绍一种常用的 GD^2 法 GD^2 是指回转体的重 G 与回转体直径 D 平方的乘积，也称飞轮矩，它的含义与机械的转动惯量是等价的。对于分布质量回转体，转动惯量 $J = mr^2$（m 为质量，r 为回转半径），因为 $m = G/g$ 及 $r = D/2$，所以有 $J = GD^2/(4g)$，即 GD^2 与 J 成正比关系 计算复杂形状旋转体的 GD^2 时，需要把整体分成能简单计算的小块，求出每一块的 GD^2，再求和 由力学中的刚体转动定律知，旋转运动的运动方程式（转矩与角加速度及转动惯量之间的关系）为 $T = J\dfrac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = \dfrac{GD^2}{4g}\dfrac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t}$ 或 $\dfrac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = \dfrac{4g}{GD^2}M$　　(a) 式中　T—转矩 ω—角速度 t—时间 对整个机械系统来说，需要将 GD^2 换算到某一轴上来计算，这可用能量守恒原理及等效 GD^2 的概念来计算

（续）

方法种类	计算载荷的方法
理论计算法	若机械系统中有 n 个转动轴，k 个移动构件，各转动轴的转动惯量分别为 $J_i(i=1,2,\cdots,n)$，转速分别为 $\omega_i(i=1,2,\cdots,n)$，各移动构件的质量分别为 $m_j(j=1,2,\cdots,k)$，速度分别为 $v_j(j=1,2,\cdots,k)$，为了选择电动机，则应求该系统相对于电动机输出轴1的等效 GD^2 该系统的总动能为 $$E=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2}J_i\omega_i^2+\sum_{j=1}^{k}\frac{1}{2}m_jv_j^2 \quad (b)$$ 由能量守恒原理可知，等效系统与原系统的总能量相等，设原系统相对于电动机输出轴1的等效转动惯量为 J，则应有 $$E=\frac{1}{2}J\omega_1^2=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2}J_i\omega_i^2+\sum_{j=1}^{k}\frac{1}{2}m_jv_j^2 \quad (c)$$ 则 $$J=\sum_{i=1}^{n}J_i\left(\frac{\omega_i}{\omega_1}\right)^2+\sum_{j=1}^{k}m_j\left(\frac{v_j}{\omega_1}\right)^2 \quad (d)$$ 根据 GD^2 与转动惯量 J 之间的关系，可求出机械系统的等效 GD^2，再根据式（a）求出作用于电动机输出轴上的负载转矩

（3）机械系统的能量流程

能量流是机械系统完成特定工作过程所需的能量形态变化和实现动作过程所需的动力，没有能量流就不存在机械系统的工作过程。其工作过程的能量流可用图10.9-13描述，图中 E_I 为输入到机械系统的能量；E_C 是克服工作机构负载而做功的能量，是机械系统的有效能；E_S 为系统广义储能，是机械系统工作过程中系统贮存和释放能量的代数和；E_L 为系统损耗的总能量，它包括驱动装置和机械传动部件的各种能量损耗。

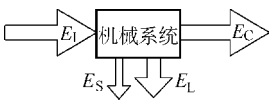


图10.9-13　机械系统的能量流图

某一时刻机械系统的瞬态能量流如图10.9-14所示，图中 P_I 为输入总功率，$P_I=\frac{dE_I}{dt}$；P_C 是克服执行机构负载的功率，$P_C=\frac{dE_C}{dt}$；P_L 为损耗功率，$P_L=\frac{dE_L}{dt}$。

当图10.9-14中的 $P_C=0$ 时，即系统处于无载荷空运行时，此时系统消耗的功率称为系统空运转功率。实际上，此功率不仅是维持机械系统空运转所需的功率，而且也是在整个机械系统工作过程中维持系统运转必不可少的功率，是一种与工作机械载荷无关的功率，因此称为非载荷功率，用 P_u 表示。

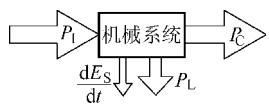


图10.9-14　机械系统某一时刻的瞬态能量流（a）

当 $P_C\neq0$，即系统有负载时，机械系统的总损耗 P_L 要在原空载损耗的基础上增加一部分，增加的这部分损耗称为系统附加损耗功率，用 P_a 表示，又称载荷损耗，即：$P_L=P_u+P_a$，此时，图10.9-14所示系统则转变为图10.9-15所示型式。由图10.9-15可得

$$P_I=\frac{dE_S}{dt}+P_u+P_a+P_C \quad (10.9\text{-}12)$$

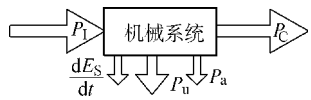


图10.9-15　机械系统某一时刻的瞬态能量流（b）

若忽略过渡过程的影响，即只考虑机械系统稳态运行时，则功率的平衡方程为

$$P_I=P_u+P_a+P_C \quad (10.9\text{-}13)$$

（4）机械工作过程的能量效率与能量利用率

机械系统能量流动的状况可以表征系统能量的变化情况、外载荷状况、无载损耗的大小，以及机器的工作效率等。

机械工作过程一般是变负载工作过程。例如，机

床加工工件的过程，一般要经过粗加工、半精加工、精加工等几道工序，如图 10.9-16 所示，后两者的切削功率在总输入功率中占的比例均很小，导致能量效率较低，以至于整个加工过程的能量利用率很低。

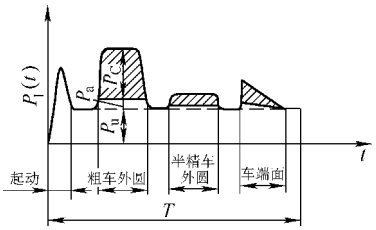


图 10.9-16　车床工作过程的功率曲线

机器工作过程的能量效率 η（t）定义为机械工作过程中某一时刻克服负载所需功率 $P_C(t)$ 与输入总功率 $P_1(t)$ 之比，即

$$\eta(t) = \frac{P_C(t)}{P_1(t)} \qquad (10.9\text{-}14)$$

由式（10.9-14）可见，机械工作过程中的能量效率 $\eta(t)$ 是随时间 t 而变化的。图 10.9-17 所示为图 10.9-16 所示的工作过程的能量效率曲线。为了用一个参数描述整个工作过程的能量利用状况，引入机械工作过程能量利用率 φ，φ 定义为整个工作过程的有效能与输入总能量的比值，即

$$\varphi = \frac{\int_0^T P_C(t)\,dt}{\int_0^T P_1(t)\,dt} \qquad (10.9\text{-}15)$$

式中　T——为工作周期。

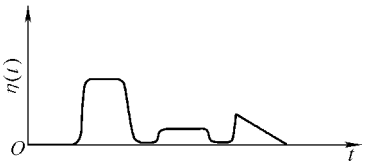


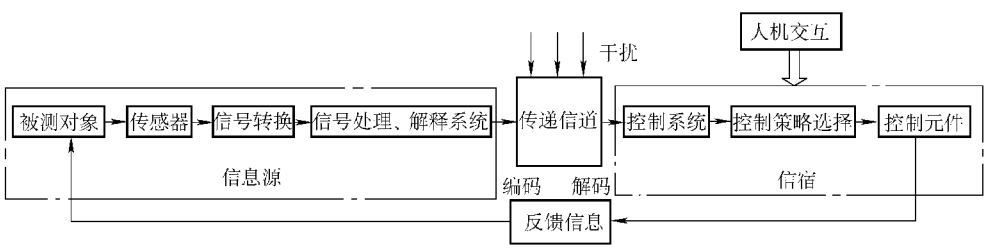
图 10.9-17　车床工作过程的能量效率曲线

为了提高工作效率，应该设法减少系统空载的功率消耗，即应减少机器用于克服系统摩擦的功率损耗；此外，减小机器工作时的有效载荷可以减少实际功率的消耗，例如利用超声波可以减少刀具切削工件时的切削力与功率，振动压路机利用振动可以减少压实土壤时的阻力，进而提高机器的工作效率。

3.3.6　信息传输和处理系统设计方案的要点

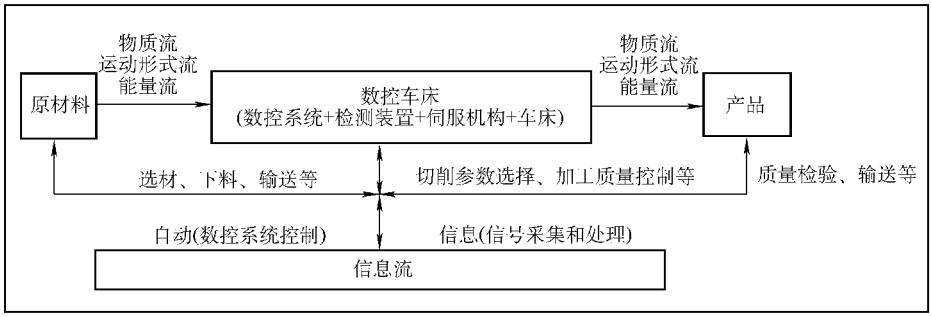
信息传输和处理系统设计方案的要点见表 10.9-23。

表 10.9-23　信息传输和处理系统设计方案的要点

<table>
<tr><td>信息流的结构模型</td><td colspan="2"> 

a）信息流的结构模型图</td></tr>
<tr><td rowspan="5">信息系统的信息采集、转换、传输、处理和储存</td><td>信息的采集</td><td>信息采集是获得信息的一种必要手段，通常采用各种型式的传感器。关于传感器的种类和型式及选择可参见专门书籍</td></tr>
<tr><td>信息的转换</td><td>被测量的信号经过各种传感器测得以后，往往成为电压、电流、电阻、电容、电感或频率等电参量。为了最后驱动显示仪表、记录仪表、记录器、控制器或输入计算机进行数据处理，还需经过放大、运算、分析等中间转换。转换的方式有 V/I、I/V、V/F、F/V、A/D、D/A 等</td></tr>
<tr><td>信息的传输</td><td>信息的传输可通过导线、光纤等，特别要注意的是防止各种干扰信号。在测试系统中，往往要对导线进行屏蔽。目前很多信息可通过 Internet 网进行传输</td></tr>
<tr><td>信息的处理</td><td>信号采集之后，还要对采集得到的信号进行分析，判断其误差，以及所测结果是否正常。如果有意外情况或所得结果有疑问，还需继续进行测试</td></tr>
<tr><td>信息的储存</td><td>信息的储存利用各种计算机、光盘、移动硬盘等</td></tr>
</table>

（续）

系统工作状态的控制	 b）数控车床的加工过程和控制过程 对数控车床进行功能设计时，要考虑如何通过计算机进行零件加工信息的采集、存储、传输和处理，并通过信息流，发送加工指令，控制加工过程，同时还要对加工过程进行监控，通过各种传感器、信号采集系统和信号处理系统实时检测工件的加工质量，通过信息流的信息反馈通道，将加工状态传递给控制系统，控制系统据此判断加工状态，并根据判断结果做出进一步的动作，实施对车床的控制。数控车床的加工和控制过程如图 b 所示

3.4　产品功能需求的四类参数（见表 10.9-24）

表 10.9-24　产品功能需求的四类参数

参数种类	内　　容
几何参数（尺寸、规格与质量）	机械产品结构参数主要指影响力学性能的结构尺寸、规格尺寸。如总体轮廓尺寸（总长、总宽、总高）、安装连接尺寸（基础尺寸、安装尺寸等）、规格参数（加工安装工件的最大尺寸、最大工作行程、测量范围、示值范围等）以及主要零部件的结构尺寸。例如，机床的主要尺寸参数，普通车床为最大工件直径和最大工件长度；齿轮加工机床为最大工件直径及齿轮的最大模数等。尺寸及规格包括整机质量、各主要部件质量、质心位置等
工艺参数及经济指标（生产率、效率、精度及成本）	生产率指机械在单位时间内生产的产品数量。根据所选用的计量和计时单位不同，可表示为每小时多少件或每分钟多少米等。加工质量主要由机械设备的精度等技术指标来保证，其中最重要的是精度指标。例如，设计高精度外圆磨床，以加工出圆度为 2μm、圆柱度为 3μm、表面粗糙度为 Ra 取 0.4～0.8μm 的圆柱工件等为依据，就可定出头架主轴中心线径向跳动、轴向蹿动、头架和尾座导向面对工作台移动的平行度技术指标分别为 3μm、2μm 、15μm/1000mm。机械的经济指标指机械的效率、寿命、成本等。这些指标对机械的经济性提出了要求，以保证机械的功能与成本的统一
运动参数（运动速度与运动型式）	运动参数一般指执行机构的转动或移动速度及调速范围等，主要根据工作对象的工艺过程和生产率等因素来确定，如机床等加工机械的主轴、工作台、刀架的运动速度，起重机的上升、旋转、移动速度，工业机械手的工作节拍等。调速范围是为了适应不同品种和各种工况要求来设置的。运动参数主要根据工作对象的工艺过程和生产率等因素来确定，一般总是在满足工艺要求的前提下尽可能缩短工作时间，以提高生产率
动力参数（负载、加速度及功率）	动力参数指机械系统中使用的动力源参数。如电动机、液压马达、内燃机的功率等。动力参数是机械中各零部件尺寸设计计算的依据，动力参数的选择恰当与否，既影响机械系统的使用性能，也影响其经济性 动力参数一般由负载要求确定。详见 3.3.5 节动力传输系统设计部分

3.5　产品功能设计示例

下面介绍自同步直线振动筛的总体设计过程。

（1）明确设计任务，编写设计任务书（见表 10.9-25）

表 10.9-25　自同步直线振动筛的设计任务书

编号		名称	自同步直线振动筛
设计单位		起止时间	
主要设计人员		设计费用	
设计要求			
1	功能	主要功能：完成物料筛分，保证筛分效率为：(80±5)%	
2	适应性	适应对象：冶金、矿山、煤炭、化工、电力等行业物料分级处理。环境：根据要求而定。能源：交流电源：50Hz，380V	
3	筛分效率	处理冷烧结矿要求筛分效率为：(80±5)%	
4	处理能力	根据筛孔大小而定，筛孔尺寸为：10mm×80mm 时，产量为：300t/h	
5	工作面倾角	7°	
6	振幅	单振幅为：4～5mm	
7	控制性能	采用两台异步电动机，功率为：22kW/台，转速为：740r·min^{-1}，与激振器轴直连，保证两电机运转时转数相差±1 转。运转时间连续 8 小时后轴承温度不得超过 70℃，若超过 70℃采用水冷设施。外形尺寸、整机质量：无特别限制	
8	使用寿命	日维护期间不发生故障，主要零部件使用寿命为 5 年	
9	人机工程	安装、维护、检修方便，使用方便（自动控制）；分级精确；造型美观	
10	安全性	电器接地，筛机采用隔振，传给基础的振动小，运行稳定	

（2）系统功能描述

根据设计任务书可知，自同步直线振动筛主要应用于物料的筛分，实现物料的分级。由此，可以得到振动筛的功能系统图，即设计任务简图，如图 10.9-18 所示。

系统由电动机转动产生激振力作为振动筛的动力功能，通过温度、电机转速与筛分等级的控制来实现对物料的有效筛分。

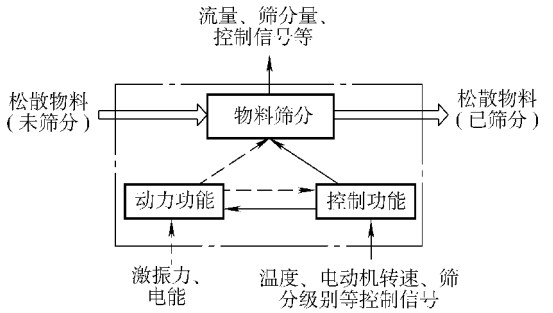


图 10.9-18　自同步直线振动筛设计任务

（3）功能分解

自同步直线振动筛主要用于松散物料等的筛分，松散物料由给料设备传送到筛面上，筛分之后由输送机输送到另外的场地。振动筛的功能树如图 10.9-19 所示。

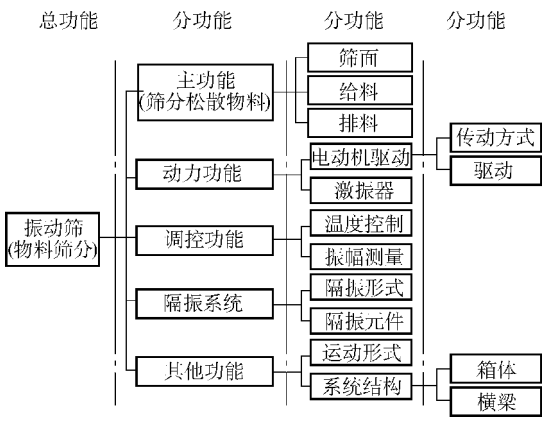


图 10.9-19　振动筛的功能树

（4）总体方案设计

1）功能分解与实现策略的制定　根据振动筛功能树中所提出的各分功能，制定功能实现的策略，并构建功能与实现策略表，如表 10.9-26 所示。

从功能与策略表中选择两种方案：

方案 1：1A-2B-3A-4A-5B-6A-7C-8D-9B-10B-11C-12B

方案 2：1B-2A-3B-4A-5B-6A-7B-8B-9B-10B-11A-12A

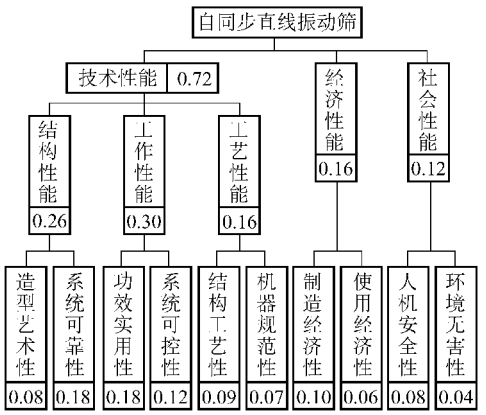
2）方案综合评价　方案综合评价，见表 10.9-27。

表 10.9-26　自同步直线振动筛的功能与实现策略

序号	分功能与系统结构	功能实现策略			
		A	B	C	D
1	筛面	编织筛	焊接	橡胶	
2	给料	给料机	漏斗	传送带	
3	排料	皮带式	鳞板式		
4	激振器	惯性式	弹性连杆式	电磁式	液压式
5	传动方式	间接	直接		
6	驱动	异步电动机	同步电动机		
7	箱体结构	焊接	铆接	铆焊复合	
8	横梁	圆型梁	方型	U 型	工字型
9	筛机运动	圆运动	直线运动	椭圆运动	
10	隔振型式	一次隔振	二次隔振		
11	隔振元件	金属螺旋弹簧	橡胶弹簧	复合弹簧	空气弹簧
12	振幅测控	振幅牌	手持测幅仪	位移传感器	加速度传感器

表 10.9-27　方案综合评价

评价指标及加权系数的确立



自同步直线振动筛的评价目标树

从技术性能、经济性能和社会性能 3 个方面对产品的设计方案进行评价，其中技术性能又从本章提出的结构性能、使用性能和制造性能 3 方面来评价。从前面所述内容可以得到，技术性能的 3 个方面包括 24 个方面的性能指标，而由于产品的特性不同，采用的评价内容也有所不同，故在本例中采用造型艺术性、系统可靠性、工效实用性、系统可控性、结构工艺性、机器规范性、制造经济性、使用经济性、人机安全性和环境无害性等 10 个性指标来进行对设计方案的综合评价

考虑各性能指标的重要程度，确定其加权系数。左图中的各加权系数通过加权系数判别法获得，此处不再具体求解

专家组评分并决策

专家组综合各个方面的因素，集体讨论，对上述预定方案的各项评价指标进行评分，结果如表 10.9-28 所示。表中 ε 表示评价指标特征值对应的评价分值，采用 10 分制，其对应规则为：非常好，9～10 分；很好，8 分；好，7 分；较好，6 分；一般，5 分；尚可，4 分；较差，3 分；差，1～2。加权系数与评价值的乘积 $g\varepsilon$ 表示加权评价值，最后得到每个方案的总体评价值，由评价值的大小决定方案的优劣性

表 10.9-28　方案综合评价结果

序号	评价指标	加权系数 g	方案 1		方案 2	
			ε	$g\varepsilon$	ε	$g\varepsilon$
1	造型艺术性	0.08	6	0.48	7	0.56
2	系统可靠性	0.18	9	1.62	8	1.44
3	功效实用性	0.18	7	1.26	7	1.26
4	系统可控性	0.12	9	1.08	8	0.96
5	结构工艺性	0.09	6	0.54	5	0.45
6	机器规范性	0.07	7	0.49	7	0.49
7	制造经济性	0.10	7	0.7	5	0.5
8	使用经济性	0.06	5	0.3	7	0.42
9	人机安全性	0.08	8	0.64	5	0.4
10	环境无害性	0.04	5	0.2	6	0.24
总评价值（$\Sigma g\varepsilon$）			7.31		6.72	

由于方案 1 总评价值要高于方案 2，各分项指标也都符合要求，故取方案 1 为产品设计方案。

（5）总体布局设计

根据评价得到的较优方案进行总体布局设计。自同步直线振动筛的控制与信息传递以及其余辅助结构需要根据工程使用设备及筛分物料的现场情况单独布置，因此，对该设备而言，总体布局主要是针对振动筛的主体机械结构部分的布置与设计（图 10.9-20 和图 10.9-21）。

通过功能设计完成振动筛的机械结构可视化动态设计、动力学仿真等，并与智能优化法相结合完成振动筛的控制系统设计等。

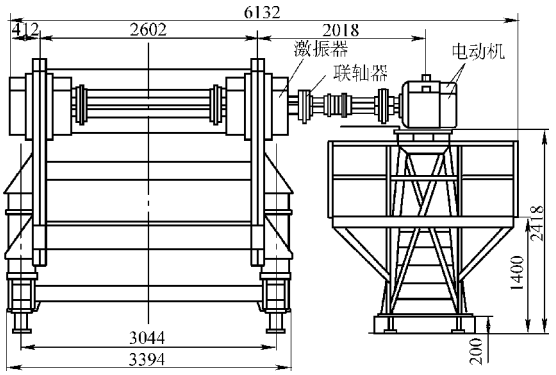


图 10.9-20　振动筛主视图

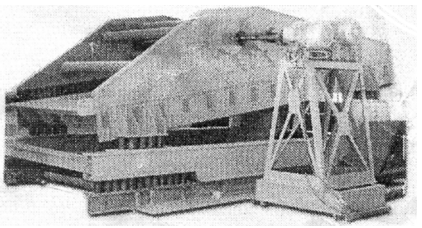


图 10.9-21　自同步直线振动筛产品

4　机械产品的结构性能及动态设计

4.1　结构性能优化设计的目标、内容与方法及其关联性方程式

4.1.1　动态设计的主要目标、内容与方法

机械动态设计的主要目标、内容和方法见图 10.9-22。

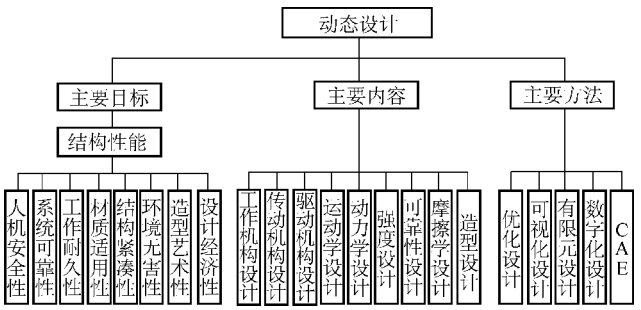


图 10.9-22　动态设计的主要目标、内容与方法

4.1.2　动态设计的主要目标、内容与方法的关联方程式

从物理概念出发，动态设计的主要目标、内容和方法，彼此间有着不可分割的联系。它们各自组成元素的方程式为

$$\begin{aligned} C_s(n) &= f_b(c_1, c_2, \cdots, c_n) \\ D_s(m) &= f_d(d_1, d_2, \cdots, d_m) \\ A_s(k) &= f_a(a_1, a_2, \cdots, a_k) \end{aligned} \tag{10.9-16}$$

式中　$C_s(n)$ ——表示 n 个元素或子系统组成的设计目标函数；

$D_s(m)$ ——表示 m 个元素或子系统组成的设计内容函数；

$A_s(k)$ ——表示 k 个元素或子系统组成的设计方法函数；

c_i、d_i、a_i——分别表示设计目标、设计内容与设计方法的组成元素或组成子系统。

它们的关联方程可表示为

$$\boldsymbol{C}_s = \boldsymbol{A}_s \boldsymbol{D}_s \tag{10.9-17}$$

式中　$\boldsymbol{C}_s$、$\boldsymbol{D}_s$、$\boldsymbol{A}_s$——目标列阵、内容列阵和方法矩阵。

$\boldsymbol{C}_s$、$\boldsymbol{D}_s$、$\boldsymbol{A}_s$ 分别为

$$\boldsymbol{C}_s = \begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ \vdots \\ c_n \end{pmatrix}, \boldsymbol{D}_s = \begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_m \end{pmatrix},$$

$$\boldsymbol{A}_s = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \cdots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & \cdots & a_{2m} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & \cdots & a_{3m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & a_{n3} & \cdots & a_{nm} \end{pmatrix} \tag{10.9-18}$$

式中　c_i、d_j、a_{ij}——分别为目标列阵、内容列阵和方法矩阵的各个单元或元素。

将式（10.9-18）代入式（10.9-17）可得

$$\begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ \vdots \\ c_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \cdots & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & \cdots & a_{2m} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & \cdots & a_{3m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & a_{n3} & \cdots & a_{nm} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_m \end{pmatrix} \tag{10.9-19}$$

因此，动态设计所涵盖的内容十分广泛，要想做好这项工作是相当复杂的，这里提出的动态设计是一种较好的概括，它抓住了产品设计中的核心问题和关键问题。

4.2　动态设计的内涵

4.2.1　动态设计的种类和含义

现代机械动态设计有两种不同的含义，见表10.9-29。动态设计根据所应用的理论，可分为以下两类：

1）一般动态设计法，它是以线性动力学理论为基础。

2）深层次动态设计法，它是以非线性动力学理论为基础。

此外，按照机器的类别，即针对利用有用的振动和预防有害的振动的两类机械，可分为以下两种：

1）普通机械的动态设计法，通常要对可能产生的有害振动进行预防，设法抑制或消除。

2）振动机械的动态设计法，设法有效地利用振动来完成机器的主要功能。

表10.9-29　现代机械动态设计的两种不同含义

种类	含　义
狭义的机械动态设计	狭义的机械动态设计，即是目前多数书本中所述的动态优化设计，它是以机器中结构型零部件为研究对象，以线性动力有限元法为手段，采用理论研究和模型试验相结合的方法，找出产品初步设计中的缺陷和问题，进而对零部件或结构进行动力修改，避免结构在工作时发生共振和出现不稳定振动，它的研究范围仅限于结构的动态特性，即机器零部件的固有特性
广义的动态设计	广义的动态设计和狭义的机械动态设计有不相同的含义。动态设计，顾名思义，它应该包括机器工作过程中发生的运动学、动力学等与动态特性有关的所有设计内容，因而它有以下特点： ①从研究的理论基础看，广义动态设计不只是以线性动力学理论为基础，而且要提升到以非线性动力学理论为基础。对于许多机械，如果不去研究非线性动力学问题，就很难揭示机器运转过程中所发生的非线性动力学现象，例如超谐和亚谐振动、跳跃和滞后、分岔与混沌、慢变与突变等 ②从研究目标看，广义动态设计考虑的是与机器运动学和动力学分析及相关参数计算等所有的设计内容 ③从研究内容看，狭义动态设计重点是研究机器结构或系统的模态参数，并以避免或减轻机器或结构出现共振及不稳定的振动为主要目的；而广义动态涵盖了机器运动学和动力学的所有方面，不只考虑消除那些有害的振动；对于利用振动的机械，还要考虑如何充分地利用振动，甚至是利用共振给生产和人类生活带来益处，并创造经济效益和社会效益 ④从研究手段和方法看，它一般采用广义优化和试验研究相互结合的方法，广义优化的内涵除书本中所述的最优化方法（通常得到的是量化的结果）外，还要考虑工程设计过程中常常采用的类比和选优等优化方法 ⑤从研究对象看，不只限于一般机械，目前已扩展到设计难度最大的一些大型高速旋转机械，如汽轮机组等 由此可见，广义动态设计已经大大扩展了并改变了狭义机械动态设计的内容和范围，从而使动态设计所涉及的内容的广度、深度和难度都发生了根本性的变化

4.2.2　一般动态设计法

一般动态设计法是以提高产品结构性能为主要目标、以线性动力学理论为基础的动态设计法，具体地说，它的主要目标是使机器获得优良的结构性能：产品的工作可靠性、人机安全性、工作耐久性、环境无害性、造型艺术性和设计经济性等。

本章所述的动态设计是广义的，指的是对机器的运动学和动力学相关的所有主要问题进行分析与计

算，而不是一般意义上的狭义动态设计。它主要包括两方面的内容，见表 10.9-30。

机械动态设计还因机器的类型不同而有区别，各类机械的动态设计的内容是不相同的。目前工矿企业中使用的机械设备大体上可分为两大类：

1）一般机械　这类机械不希望在使用过程中出现振动，对多数机械来说振动是有害的。因此，在动态设计时要设法限制这些有害振动的发生。

2）利用振动的机械　通常称它为振动机械，振动机械工作时，所出现的振动有的是有用的，也有的是有害的。对于有害振动设法限制与消除，所以振动机械的动态设计较一般机械有更大的普遍性和适用性。下面以振动机械为例，讨论现代机械设备的动态设计方法。

振动机械的动态设计应该包括两个方面，即如何有效地利用振动和如何防止及消除有害的振动，见表 10.9-31。

表 10.9-30　一般动态设计法

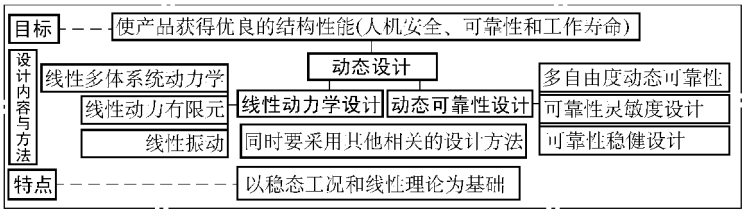
理论框架	项目	内　容
 一般动态设计法的理论框架	动力学设计(主要研究的是线性动力学设计)	一般动态设计法应是一种以提高机器结构性能和使用性能为目标，以线性动力学理论为基础，以机器运动学和动力学分析与计算为内容，以广义优化为手段的动态设计
	可靠性分析	可靠性设计是对机器零部件和可靠度进行计算，以保证机器零部件安全和可靠地工作。可靠性设计研究的重点是多自由度线性随机振动问题

表 10.9-31　振动机械动态设计的内容

有益振动的利用	选择振动机构的型式	选择振动机构的型式，例如：惯性式、弹性连杆式、电磁式或液压式振动机构，线性非共振式、线性近共振式、非线性式或冲击式等动力学型式，单质体式、双质体式或多质体式振动系统等
	振动机械运动学参数的设计计算	主要内容是计算与选择振动机械的工作转速、振幅和振动方向角等。对于振动输送机，还要选择及计算物料在振动平面上的平均速度等
	振动机械动力学参数的设计和计算	主要内容是计算与选择振动机械的最佳动力学状态和参数。为此，必须首先对振动机械振动系统进行动力学建模，然后计算振动机械系统的隔振模态和主振动模态，对于非共振类振动机，主要是计算隔振模态。对于近共振类振动机，上述两种模态均需计算，并在此基础上，计算出振动机械的动力学参数
	计算振动系统的质量、阻尼和刚度	主要内容是计算振动系统的结合质量、当量阻尼，隔振弹簧刚度和主共振弹簧刚度
	激振器同步性条件的验算	对于多电动机驱动的振动机械，还要验算其同步条件与同步状态的稳定性条件等
	振动机械所需功率的计算	
	各主要零件上作用力及应力计算等	

（续）

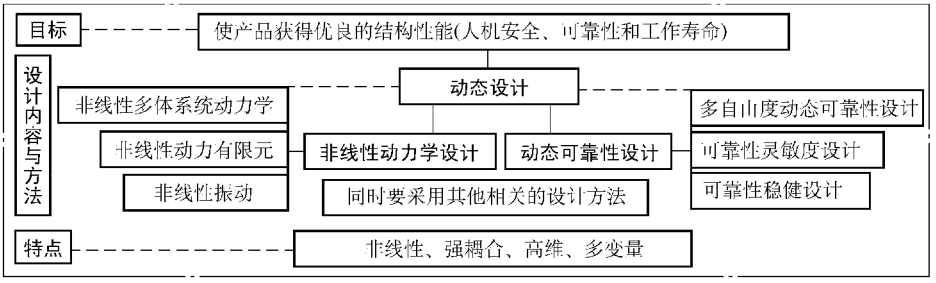
有害振动的防止	振动的隔离	振动机械机体振动的隔离，主要是选择隔振的方案和计算隔振的频率与隔振弹簧刚度
	双振动质体系统的平衡	对双质体或多质体振动机，采用两个机体惯性力相互平衡的方法，这是减小振动机体惯性力传给基础或楼板的有效方法
	弹性振动的防止	为防止振动机械弹性件产生振动，必须采取防止弹性振动的措施，并进行必要的计算。例如：振动机械的悬吊钢丝绳出现的弹性振动，大长度输送机槽体的弹性弯曲振动等，应采取相应措施，设法予以消除
	振动机械框架的有限元分析及静动强度计算	振动机械框架的有限元分析及静动强度计算，例如：振动筛的筛框、压路机机架的有限元分析及静动强度计算等
	振动机械振动系统不稳定振动的预防	
	弹簧型式的选择与计算等	
	传动系统的转轴等零件的动强度计算等	
	振动系统有害振动的控制方法和控制系统的设计等	
	一般振动机械工作时噪声的控制	

4.2.3　深层次动态设计法

深层次动态设计法是以非线性动力学为基础的动态设计方法，主要内容见表10.9-32。

和一般动态设计方法相同，深层次的机械动态设计通常包括狭义的和广义的两类目的。深层次机械动态设计也因机器的不同类型而有区别，各类机械的动态设计的内容也不完全相同。

表10.9-32　深层次动态设计法

理论框架	 深层次动态设计法的理论框架
主要内容	以非线性动力学为基础的设计（包括非线性可靠性设计） 现代机械深层次动态设计应是一种以非线性动力学理论为基础，以机器运动学和动力学分析与计算为内容，以广义优化为手段的动态设计。为了做好此项工作，应该建立以非线性振动、非线性动力有限元和非线性多体系统动力学为基础的非线性动态设计体系和设计平台
	建立以广义质量为目标、以非线性动力学理论和可靠性理论为基础的机器及其零部件可靠性设计体系 现代机械设计理论与方法的主导研究方向，正是在确立以产品广义质量为主要目标，采用综合集成技术将几种对产品质量有重要影响的设计法有机地结合在一起的系统化设计模式，来解决包括复杂非线性系统等有关问题在内的一些深层次设计问题。 深层次机械动态设计的目的和一般动态设计相同之点是，要求所设计的机械设备在投入生产后，能处在较理想的状态下工作，不仅能获得满意的技术性能指标，能安全可靠地工作，还能满足工作寿命的要求

4.3　动态设计的步骤和方法

一般机械和振动机械动态设计的步骤大致相同，可以概括为以下 8 个方面：

1）线性或非线性运动学参数的选择计算。

2）线性或非线性动力学建模。

3）线性或非线性动态特性分析与动力学参数计算。

4）其他动力学问题的分析和计算。

5）用实验方法研究机器的线性或非线性运动学和动力学问题。

6）通过试验所得的数据对机器的参数进行辨识，找出问题。

7）制定修改的准则及提出需要修改的问题

8）对机器或结构中线性或非线性问题进行修改设计。

完成上述动态设计通常采用解析法、数值法和实验法。最理想的是将这些方法结合起来，做到理论与实际紧密结合。

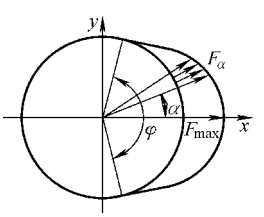
振动机械运动学参数的选择计算、机械系统的线性或非线性动力学建模、机器线性或非线性的动态特性分析与动力学参数计算、其他线性或非线性动力学特性分析和根据试验结果对线性或非线性机械系统的未知参数进行辨识等参见机械设计手册（第 5 版）6 卷 52 篇。

4.4　应用举例

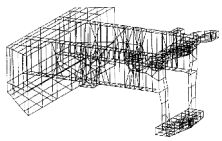
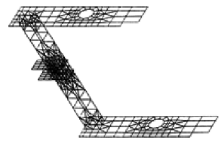
本节以振动机械动态设计实例来说明现代机械动态设计的基本内容和方法。

振动压路机机架结构动态特性的动力有限元分析，见表 10.9-33。

表 10.9-33　振动压路机机架结构动态特性的动力有限元分析

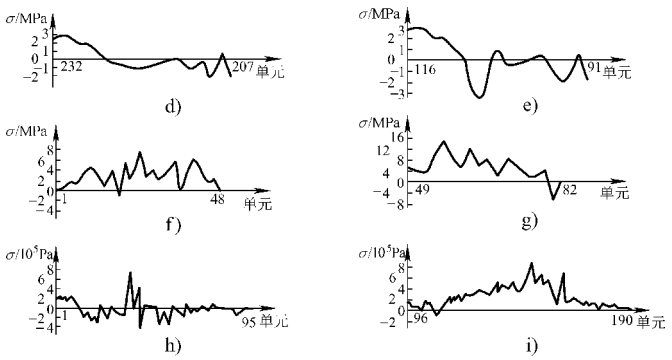
计算工况的确定	振动压路机有水平直线前进、后退；左右转；上下坡；振幅有大有小；被压实层为石子、粘土和其他颗粒材料的路基和次路基等，工况复杂。下面讨论压路机处于水平直线运动、大振幅、被压实层为粘性基础层作业中的常用工况
边界条件的确定	①振动压路机牵引车架受的静载作用：液压油箱及发动机罩重力、操纵台及驾驶室重力、油箱和柴油重力等 ②振动压路机压轮框架受到的动载作用：振动轮重力、振动轮的最大激振力等 操纵台及驾驶室的重力平均分配在牵引架的四个支腿上；发动机及附属装置的重力也平均分配在其支腿上；发动机罩和液压油箱靠两边支腿支撑，由于质心接近支腿中点，故其重力加在支腿中点处；柴油箱和柴油重力，也加在两槽钢与其连接处；振动轮重力平均分配在侧板与振动轮连接的几何中心处，压轮框架铰接连接作用力平均加在托架的侧板上 前后车架用铰接连接。当分别取牵引架和压轮框架为力学模型进行有限元计算时，铰接孔承受由铰接轴传来的载荷 F，一般假设作用在孔壁上的载荷沿圆周按余弦规律分布，如图 a 所示，即 $$F_\alpha = F_{\max}\cos k\alpha \tag{1}$$ 式中　F_α—分布载荷 $F_{\max}$—最大分布载荷 分布载荷的合力应等于载荷 F，即有 $$F = \int_{-\frac{\varphi}{2}}^{\frac{\varphi}{2}} RF_{\max}\cos k\alpha\cos\alpha\mathrm{d}\alpha \tag{2}$$ 式中　R—铰接孔半径 φ—轴与轴孔的接触角 由图 a 可见，当 $\alpha=\varphi/2$ 时，$F_\alpha=0$，即由式(1)可得 $$F_{\max}\cos k\alpha = 0 \quad \text{且有 } k = 180/\varphi$$ 当 $\varphi=60°\times2=120°$ 时，由 $F=\int_{-\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{3}} RF_{\max}\cos\frac{3\alpha}{2}\cos\alpha\mathrm{d}\alpha = 1.2RF_{\max}$  a)铰接孔受力计算模型

（续）

边界条件的确定	于是得　$F_{max}=\frac{F}{1.2R}$　(3) 在指定工况的条件下　$F=G\mu$ 式中　G—工作重力 μ—土的滚动阻力系数 求出分布规律以后，即可计算轴孔边界上各节点之间微段上分布力的合力 F_m 及其 x、y 轴方向的分量 F_{mx} 和 F_{my}，然后按照静力等效原则，将微段上的分力或其分量分别移置到对应的边界各节点上 ③边界约束条件：前后车架用铰接轴连接，铰接轴孔与铰接轴不接触部分的单元节点上约束 x、y、z 三个方向的位移和两个转角，允许铰接轴轴线转动 牵引车架驱动轮采用低压宽断面轮胎。轮胎具有一定的弹性和阻尼，其阻尼较小，可以忽略，弹性刚度根据实验确定
结构离散化	为全面准确地反映压路机在各种工况下的变形和应力特点，在研究对象的选取与简化上，保留原有结构和受载条件。牵引架中车架上下板与槽钢和加强板相连，厚度较大，取三维块单元。槽钢、支座和支架等处采用板壳单元 在牵引架和压轮框架有限元计算中采用以下几种单元： ①块单元。采用八节点三维块单元，用于模拟车架上板和车架下板 ②壳单元。采用板壳单元，用于计算槽钢、支架、支座等部位 ③边界单元。采用边界单元，给节点提供线弹性支座，模拟轮胎和减振块刚度 ④读入单元。采用有限元中的第十类单元，用于模拟三维块单元和板壳单元的连接 在划分单元时，尽量使单元的各条边长相差不太大，为了节省机时，减少节点数，单元划分遵循“应力均匀区粗划，应力变化大处细划”的原则
机架结构有限元计算模型	①牵引车架的有限元模型：牵引车架力学模型简图见图b。模型共有662个节点，595个单元，其中块单元82个，板壳单元462个，弹簧边界单元43个，读入单元8个 ②压轮框架的有限元计算模型：压轮框架力学计算模型见图c。模型共有485个节点，538个单元。其中块单元18个，板壳单元508个，弹簧边界单元4个，读入单元8个  b）牵引车架的有限元计算模型  c）压轮框架的有限元计算模型
计算结果与分析	有限元程序中，单元应力的输出点是单元的体心及六个面心，但程序最多允许输出七个应力点中的任意两个点的值。体心应力采用总体坐标系，输出六个应力分量和三个主应力。单元面心处应力采用单元表面的局部坐标系，输出三个应力分量和两个主应力及最大的主应力与局部坐标系 x 轴之间的夹角。采用板单元时，输出单元中心处的主应力、方向和当量应力。图d～图i中给出了几个主要零件的单元应力分布。从应力分布情况可知： ①整个牵引车架和压轮框架所受应力都比较小，远低于材料的许用应力。但就整体来看，车架下板所受的应力比其他部分大；侧板所受应力较横梁和铰接板处大 ②就局部来看，车架上板两侧中部、车架上板铰接孔处、左右槽钢两端、横梁靠近铰接处和侧板中部圆孔周围应力较大

（续）

计算结果与分析

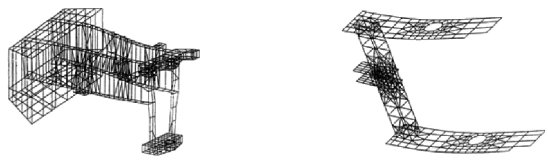


d)、e) 左右槽钢上表面应力分布　f)、g) 车架上下板上表面应力分布

h)、i) 左右侧板外表面应力分布

机架结构模态分析

对机架进行模态分析，得到前十阶固有频率和振型。表10.9-34列出了牵引车架、压轮框架及机架的十阶固有频率。图j和图k分别是牵引车架和压轮框架的一阶振型图

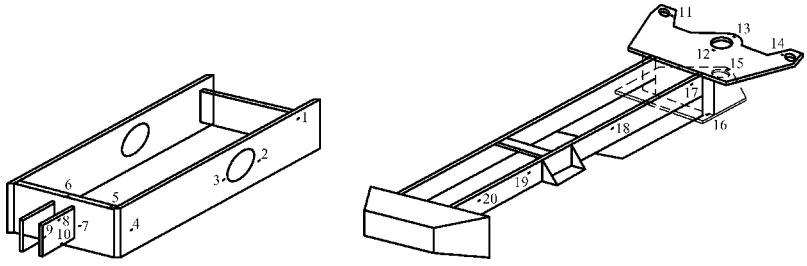


j)牵引车架一阶振型图　　k)压轮框架一阶振型图

振动压路机机架应力的实验分析

为验证模型是否合理，对YZ10型振动压路机机架进行了应力测试。实验的主要内容是确定机架的动态变形，从而获得相应测点上的应力。应变花在机架上的布置如图1所示。由于结构对称，大部分布置在结构的一边，尽量顾及整个结构，在应力集中处应多布置测点

现将机架实测应力列于表10.9-35。为便于与计算结果进行比较，表中还列入了相应点的计算结果。由表10.9-35可知，测量结果与计算结果基本一致，但也有一定差异，但误差在工程允许范围内



l)机架应力测点布置

实验模态分析

①模态实验方法与装置。采用脉冲激振法分别测试牵引车架、压轮框架及铰接后机架的动态特性，求出各测点的传递函数。经模态分析后，识别出前十阶模态和各项动态特性参数

试验主要内容为测定机架的固有频率及振型。用长钢丝绳将试件自由悬挂在空中。试验装置由振动压路机机架、测试仪器组成。测试仪器包括信号采集处理仪、力锤、加速度传感器及电荷放大器。加速度传感器布置位置如图10.9-23及图10.9-24所示

②模态试验识别与分析。试验结果由信号采集处理仪记录，经分析得各测点的响应信号见图10.9-25，并可得到机架的固有频率，列于表10.9-36

从实测结果看，理论计算和实际测试结果有一定的差距。因为试验中激振力的方向垂直向下，试验结果不能反映机架的横向振动和扭振响应；另外，由于计算模型做了简化及系统误差等影响了计算结果。因此，有必要改进机架结构，使其各阶固有频率远离主振动频率，以提高机架的动态特性

表 10.9-34　牵引车架、压轮框架及机架的固有频率　　(Hz)

固有频率	牵引车架	压轮框架	整体机架	固有频率	牵引车架	压轮框架	整体机架
一 阶	12.33	11.35	56.80	六 阶	102.5	50.48	193.87
二 阶	13.33	12.11	104.82	七 阶	129.5	63.68	200.69
三 阶	34.29	14.23	117.77	八 阶	133.2	71.07	220.84
四 阶	82.71	19.80	120.96	九 阶	143.6	72.00	225.39
五 阶	93.63	31.01	129.17	十 阶	154.5	77.77	226.81

表 10.9-35　机架的应力测试结果

测点	测试结果/Pa	计算结果/Pa	相对误差(%)	测点	测试结果/Pa	计算结果/Pa	相对误差(%)
1	0.3690E+6	0.4601E+6	19.8	11	0.1429E+7	0.1790E+7	20.7
2	0.6950E+5	0.7599E+5	8.5	12	0.6370E+4	0.7740E+4	15.4
3	0.1195E+7	0.1088E+7	8.9	13	0.1440E+7	0.1790E+7	19.5
4	0.8560E+6	0.7104E+6	17.0	14	0.8200E+5	0.8550E+5	17.7
5	0.1965E+6	0.2245E+6	12.5	15	0.3561E+7	0.3970E+7	10.3
6	0.7865E+6	0.9395E+6	16.3	16	0.4620E+7	0.5600E+7	17.5
7	0.4170E+6	0.3620E+6	13.0	17	0.3433E+7	0.3620E+7	5.2
8	0.2042E+7	0.1730E+7	15.3	18	0.3927E+7	0.4411E+7	10.9
9	0.3561E+7	0.3970E+7	10.3	19	0.5080E+7	0.5520E+7	8.0
10	0.4620E+7	0.5600E+7	17.5	20	0.3120E+7	0.2900E+7	7.1

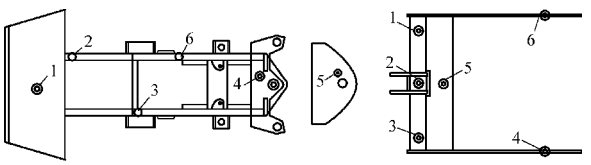


图 10.9-23　分别测试时加速度传感器布置图

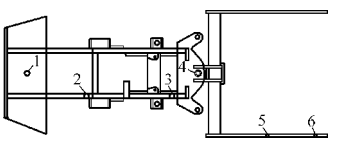


图 10.9-24　整体测试时加速度传感器布置图

表 10.9-36　牵引车架模态试验结果　　(Hz)

固有频率	牵引车架	压轮框架	整体机架	固有频率	牵引车架	压轮框架	整体机架
一阶	70.96	4.92	4.38	六阶	184.61	117.61	109.94
二阶	111.97	31.59	30.25	七阶	206.37	129.02	127.29
三阶	135.27	69.38	54.72	八阶	238.02	154.79	145.38
四阶	151.20	83.41	72.10	九阶	279.48	170.48	174.22
五阶	172.68	104.18	91.93	十阶	290.03	203.99	183.13

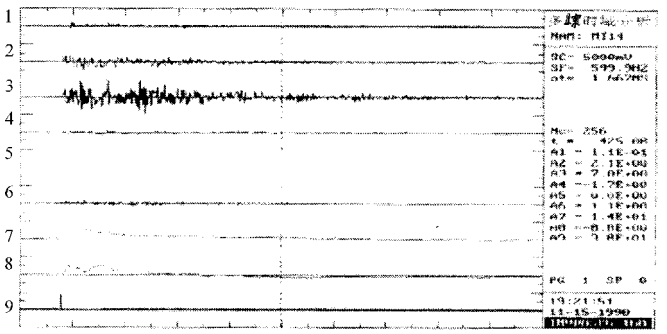


图 10.9-25　脉冲力和各测点的响应信号

通过前面的分析，可以得出以下几点结论：

1）通过对机架结构强度进行理论计算和实际测试，可认为 YZ10 型振动压路机的机架结构有待于进一步改善，牵引车架槽钢端部应布置横梁，以加强牵引车架端部的强度；车架上板和车架下板处应布置加强肋，以改善其受力状况；铰接处侧板应加厚，进而改善铰接轴及铰接轴承的受力状况。

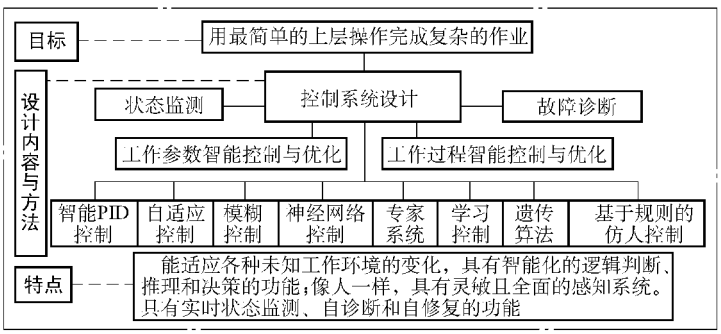
2）铰接式车架结构复杂，其整体动力学分析是比较困难的。本节采用弹性连接来近似铰接结构，即前后车架由弹性连接来耦合。本节对牵引车架、压轮框架及整体机架，分别用有限元程序和试验进行动态分析，用模态综合法进行整体分析，得到了整体车架的动态特性，这为设计开发具有较好动态特性的振动压路机提供了理论依据。

5　机械产品的使用性能及控制系统设计

5.1　控制系统设计的目标、内容与方法

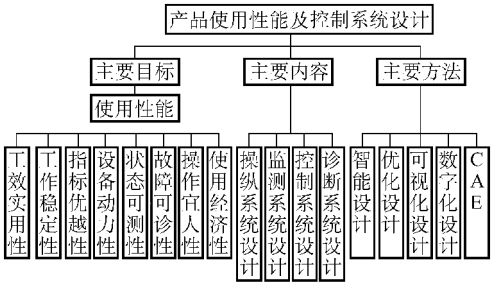
5.1.1　控制系统设计的内涵（见表 10.9-37）

表 10.9-37　产品控制系统设计的内涵

图　示	内　容
 控制系统设计的内涵框图	控制方法的选择主要取决于控制系统设计的目标，也就是取决于控制系统应具有的功能和性能。通过左图表示的控制系统设计内涵图，可以看出各种控制方法的选择在控制系统设计过程中所处的地位。由该图可见，控制系统设计内容主要包括以下几个方面：工作参数智能控制与优化，工作过程智能控制与优化，状态监测和故障诊断等方面。不同的工作任务，其需要考虑的侧重点也不一样。例如对于车削、铣削或磨削等各种需切削参数优化的智能系统，往往是以生产率最高、加工质量好为目标。它们的设计内容重点为工作参数智能控制与优化；再如参加表演的舞蹈机器人，它的设计重点自然是舞姿优美，动作协调等，即工作过程智能控制与优化；又如在相对恶劣的工作环境下工作的智能机器，状态监测和故障诊断一定是其设计的重点内容

5.1.2　控制系统设计的主要目标、内容和方法（见表 10.9-38）

表 10.9-38　机械产品控制系统设计的主要目标、内容和方法

图　示	说　明
 产品控制系统设计的主要目标、内容和方法	机械产品控制系统设计的主要目标：使机械产品具有良好的使用性能及其他性能，其中包括工效实用性、工作稳定性、指标优越性、设备动力性、状态测控性、故障可诊性、操作宜人性、使用经济性等，还包括其他一些性能 主要设计内容是对机械产品完成四大系统的设计：即操纵系统设计、监测系统设计、控制系统设计、诊断系统设计等 采用的设计方法：智能设计、优化设计、可视化设计、数字化设计等。左图表示了产品设计的目标、内容及特点，也介绍了产品控制系统与智能设计的各种方法

控制系统设计主要是完成对机械产品四大系统的设计，即操纵系统设计、监测系统设计、控制系统设计及诊断系统设计等。下面对这四大系统的设计进行详细介绍。

5.2　机械产品的操纵系统

机械设备通常由一个原动机驱动，原动机有电动机、各种型式的发动机和液压马达等，这些原动机通

常都附有操纵系统。操作人员在工作之前要起动这些原动机，在停止工作之前要关闭这些原动机，因此，在通常情况下，机器要附有操纵系统，因此，要对操纵系统进行设计。

操纵系统通常要完成起动和停机、换向、制动、变速、运动型式转换、安全保护等工作，见表10.9-18和表10.9-19。

5.3　机械产品的监测系统

工作状态监测技术是实现数字化生产与维护的基础。对生产设备进行实时监测可以让操作者对生产过程的运行状态以及变化趋势能有一个全面了解，对可能出现的故障与异常状态及时预防。一般来讲，工作状态监测系统应具备四项基本功能，如图10.9-26所示。有关机械产品监测系统的设计可参看机械设计手册（第5版）第30篇有关内容。

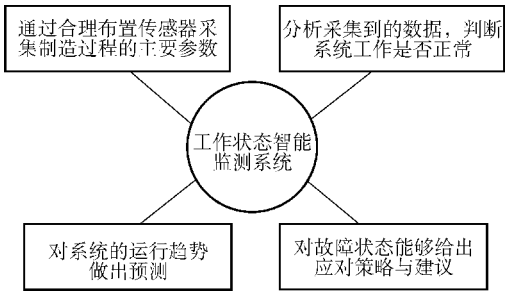


图10.9-26　工作状态检测系统的主要功能

5.4　机械产品的控制系统

机械产品控制的主要目的、内容和方法，见表10.9-39。

表10.9-39　机械产品控制的主要目的、内容和方法

项目	内　　容
主要目的	机械产品控制的主要目的就是为了使产品获得优良的使用性能，当然从全局上看，对它的主辅功能及其他相关性能也会产生一定的影响
主要内容	机械产品控制的主要内容包括工作参数的控制、运动学状态的控制、动力学状态的控制和工作过程的控制等
采用的方法	采用的方法可以是传统的控制方法，如PID控制、最优控制、自适应控制和H_∞控制；也可以是智能控制方法，如模糊控制、神经网络控制和专家系统的控制等
对控制系统的要求	对控制系统的要求大体包括：①有较好的适用性和耐用性；②有足够的控制精度；③有较高的稳定性或鲁棒性；④较高的灵敏度和较小的滞后时间等

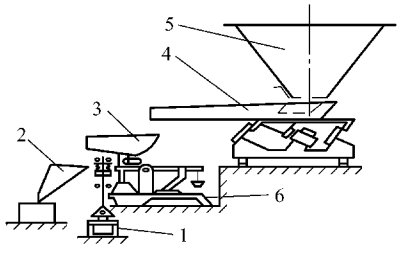
下面分别对机械产品的工作参数控制、运动学状态控制、动力学状态控制和工作过程控制作简要说明。

5.4.1　机械产品工艺参数的控制

现以电磁振动给料机为例，说明机械产品工艺参数的控制，见表10.9-40。

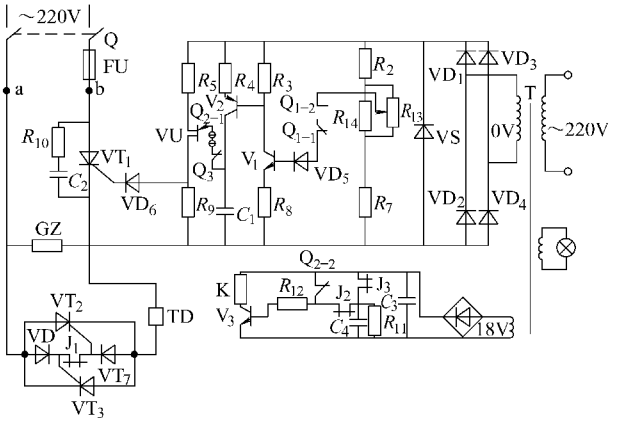
表10.9-40　机械产品工艺参数的控制

图示



a)

a）食糖自动称量工艺布置图
1—牵引电磁铁　2—漏斗　3—翻斗
4—电振给料机　5—料斗　6—秤



b)

b）自动秤量机控制原理

（续）

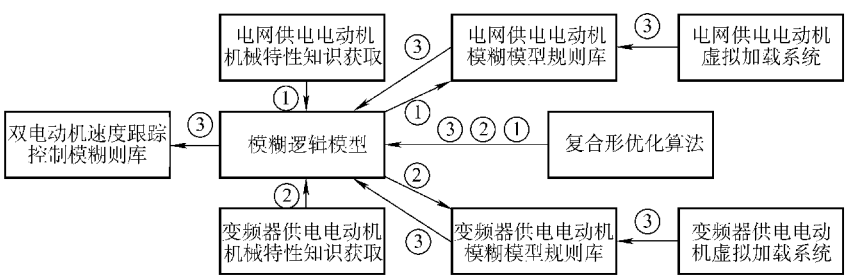
内容	电振机的控制方式分为手动和自动两种。电振机的最大优点，就是除了易于进行无级调节以外，还易于实现自动控制。例如，作为自动称量系统中的电振给料机，根据称量的质量要求，常采用自动切断电振机供电线路的方法，进行自动称量。作为均匀连续定量给料系统中的电振给料机，常以反映给料量变化的某种参量（如物料的质量，物料发出的声音，工作机轴上的转矩及功率变化等），作为反馈信号，自动调节给料机的振幅来保证自动均匀连续定量给料。对于某些定量给料，精度要求不高，可以通过自动控制振幅的方法，即直接将振幅的变化转化成电信号，晶闸管元件的触发角自动保持振幅稳定，来达到自动均匀连续给料的要求 图 a 为采用微型电振机给料进行食糖自动称量的工艺布置图 图 b 为自动称量机控制原理图。从图 b 可以看出，它是在可控半波整流控制线路中，加上干簧管开关和牵引电磁铁实现自动称量的。利用标准台秤，将秤盘改成翻斗（见图 a），并在秤杆适当位置上装两只具有常闭、常开触点的干簧管 Q_1、Q_2。当起动后，电振机快速向翻斗中加料，秤杆逐渐抬起；待加料至接近所要求的质量时，$Q_{1\text{-}1}$ 由常闭断开，$Q_{1\text{-}2}$ 闭合，此时由快速加料变成慢速加料；达到所要求的质量后，$Q_{2\text{-}1}$ 断开，电振机停止加料；$Q_{2\text{-}2}$ 闭合，使处于开关状态的晶体管 V_3 饱和，继电器 J 动作，J_1、J_3 闭合，J_2 断开，接通交流电，使电磁铁 TD 动作，使翻斗翻转，物料倾出，此时 Q_3 断开。由于翻斗翻转后，还有一部分物料未及时翻出，秤杆就自动落下（由于翻斗中质量减少），故增加 RC 延时环节（由 R_{10} 和 C_2 组成），以便使物料全部卸出。翻斗复位后，Q_3 闭合，重新开始下一循环

5.4.2　多机传动机械系统运动学状态的控制

本节针对多机传动机械系统结构复杂，各电动机之间具有较强的动力学耦合性这一特点，以双电动机跟踪控制为例，提出一种基于模糊集合理论，通过在线识别电动机的机械特性，设计双电动机跟踪控制器的智能控制方法。

双电动机速度跟踪同步自组织模糊控制系统设计，见表 10.9-41。

表 10.9-41　双电动机速度跟踪同步自组织模糊控制系统设计

双电动机速度跟踪同步自组织模糊控制系统组成	图示	 双电动机速度跟踪同步自组织模糊控制系统组成
	说明	自组织模糊控制系统的特点是能够自动获得系统的模糊控制器规则。模糊控制系统的关键问题就是模糊控制规则的获取。上图为双电动机跟踪自组织模糊控制规则库的自动获取知识系统的组成图
	自组织模糊控制规则库的三个基本步骤	①电网供电电动机机械特性的获取。通过电动机加载和速度检测获得电网供电电动机的负载与转速的关系实测数据，利用复合形优化算法，对模糊逻辑模型进行优化处理，获取描述电网供电电动机机械特性描述的模糊规则 ②变频器供电电动机机械特性的获取。通过改变变频器输入控制电压、电动机的外负载和检测速度，获得电动机转速与变频器控制电压及电动机外负载的关系实测数据，再利用复合形优化算法，对模糊逻辑模型进行优化，进而得到描述变频器供电电动机机械特性的模糊规则 ③同步跟踪模糊控制规则的获取。通过对两个电动机模糊模型的虚拟加载，利用优化算法优化模糊控制逻辑，获得模糊控制规则，建立模糊规则库

5.4.3　机械产品动力学状态的控制

动力学状态的控制例子很多，例如振动量与波动量的控制，特别是通过共振区的控制，传递给基础或机器动载荷的控制，运动稳定性的控制，机器噪声的控制，此外，还有混沌的控制等。

下面举出一个动力学状态控制的例子，即利用改变支承刚度来控制转子系统过渡过程的振幅。

由于主动控制作用的引入，使得转子系统的一些参数发生变化，从而起到减振的作用。下面以慢变刚度主动控制为例，研究在控制过程中转子的振动特性。

取 $\varepsilon = 0.01$，$m = 12.4\text{kg}$，$e = 0.04\text{m}$，进行数值仿真，得到图 10.9-27 所示的仿真曲线。而图 10.9-28 所示为不同的 k_d 时试验所得的三维谱图，由图可见，当 $k_d = 10$ 时振幅最小，即通过振动主动控制的方法，适当选取变刚度系数 k_d，可以有效地抑制系统振动的振幅。

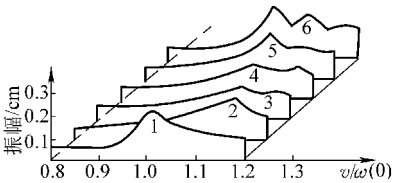


图 10.9-27　不同变刚度系数 k_d 时的仿真曲线

5.4.4　机械产品工作过程的控制

这里所要讨论的工作过程的控制仅对某一种机械设备而言，即一种单体设备工作过程的控制问题。

下面以机器人运动转换过程的控制为例来说明机械产品工作过程的控制，见表 10.9-42。

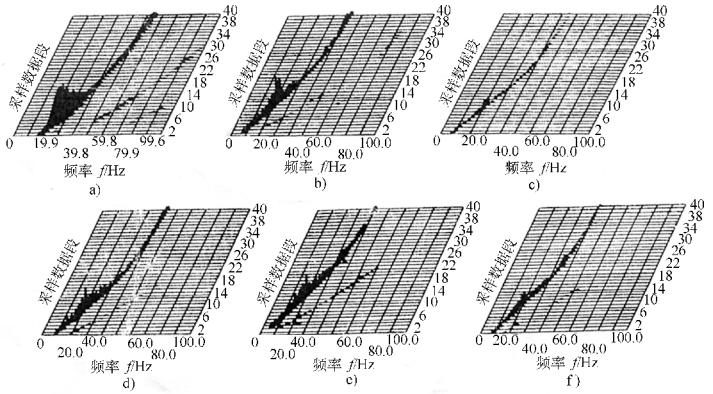
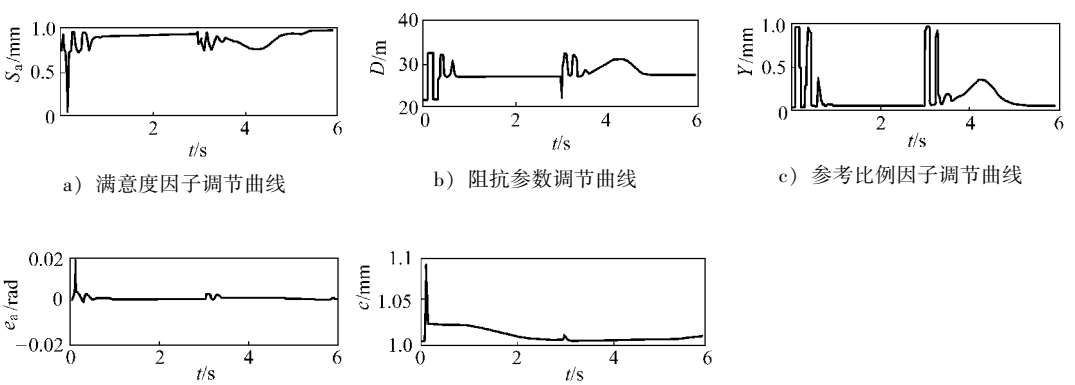


图 10.9-28　不同变刚度系数 k_d 时三维谱图

a）$k_d = 0$　b）$k_d = 5$　c）$k_d = 10$　d）$k_d = 15$　e）$k_d = 20$　f）$k_d = 25$

表 10.9-42　机械产品工作过程的控制

图示	 a）满意度因子调节曲线　b）阻抗参数调节曲线　c）参考比例因子调节曲线 d）预测方向角误差变化曲线　e）曲率适应因子调节曲线

（续）

内容

在机器人进行与环境或操作对象接触的工作过程中，一般都存在从自由空间运动到受限制运动的运动转换过程。当机器人以非零速度去接触受限环境时，由于动力学的不连续性，会导致较大的冲击，引起接触点处的振荡，如果在运动转换过程中应用受限运动中的控制策略，冲击和振荡较大。因此，必须采用另外的控制策略使运动转换过程变得平滑、稳定，避免出现大的力冲击及振荡现象。在整个工作过程中的不同阶段，采用不同的控制策略、调用不同的控制程序是智能控制的特点之一。下面就运动转换过程的控制问题作简要讨论

转换过程中冲击力的大小取决于接触速度的大小、受限表面和机械手的刚度情况。设定机械手接触前后的动能分别为：$k^- = (1/2)(\dot{\boldsymbol{q}}^-)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}(\boldsymbol{q})(\dot{\boldsymbol{q}}^-)$ 和 $k^+ = (1/2)(\dot{\boldsymbol{q}}^+)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}(\boldsymbol{q})(\dot{\boldsymbol{q}}^+)$，其中，$\boldsymbol{M}$ 为机械手的惯性量，$\dot{\boldsymbol{q}}^-$、$\dot{\boldsymbol{q}}^+$ 分别为机械手接触受限表面前后的关节速度。撞击过程能量变化过程为

$$k^- - k^+ = \Delta k \tag{1}$$

在转换过程中的控制策略应设法吸收冲撞过程中的系统能量 Δk。为了在转换过程中能尽快消耗机器人的初始接触能量，在机器人动力学模型中加入力冲击抑制项。转换过程的控制律采用 Paqilla 提出的非连续转换控制策略，控制律为

$$\tau = \boldsymbol{M}(\boldsymbol{q})\ddot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{C}(\boldsymbol{q},\dot{\boldsymbol{q}})\dot{\boldsymbol{q}} + \boldsymbol{G}(\boldsymbol{q}) - \boldsymbol{J}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{F}_{\mathrm{e}} + \boldsymbol{u}_{\mathrm{t}} \tag{2}$$

$$\boldsymbol{u}_{\mathrm{t}} = -\boldsymbol{K}_{\mathrm{v}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{v}} - \lambda_{\mathrm{tn}}\boldsymbol{n}\mathrm{sgn}(e_{\mathrm{vn}}) \tag{3}$$

式中　$\boldsymbol{K}_{\mathrm{v}}$—正定的增益矩阵

λ_{tn}—正的比例系数

$$\boldsymbol{e}_{\mathrm{v}} = \dot{\boldsymbol{q}} - (\dot{\boldsymbol{q}}_{\mathrm{d}} - \boldsymbol{\lambda}_P e) \tag{4}$$

$$e_{\mathrm{vn}} = \boldsymbol{n}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{v}} \tag{5}$$

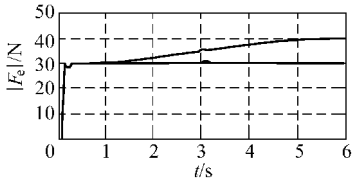
式（3）、式（4）中，$\boldsymbol{n}$ 为法线向量；$\boldsymbol{\lambda}_P$ 为正定的增益矩阵；$\dot{\boldsymbol{q}}_{\mathrm{d}}$ 为期望的关节速度，e 为关节位置误差。在转换过程中采用式（2）所示的控制律，控制目标是使机械手末端满足一个匀减速的过程，当法向速度接近于零时，实际接触力也达到期望力的设定值。根据这个控制目标可以选定式（3）～式（5）中的期望关节变量，速度及比例参数。转换过程的结束标志是碰撞后的法向速度在规定的误差限之内。由于在转换过程和随后的受限运动过程采用不同的控制策略，为了使两种不同的控制策略平滑过渡，受限运动中第一个参考轨迹 $\boldsymbol{x}_{t0}$ 采用转换过程后实际接触力第一次达到期望力时的末端实际轨迹

本节联合非连续转换控制策略和基于位置反馈的预测算法进行了仿真研究（图 a～图 e），选择跟踪的受限表面仍是正弦曲线。初始速度为 $v_0 = 0.7\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}^{-1}$，仿真初始点为（0.7，0.5），在接触表面法线方向上期望力为 30N，机械手末端沿椭圆表面的滑动摩擦因数为 0.1

在受限运动中，环境刚度的变化为

$$k_{\mathrm{e}} = \begin{cases} 1000 & 0 < t < 3 \\ 1000 + 300\sin[\pi(t-3)/2] & 3 \leqslant t < 6 \end{cases} \tag{6}$$

图 f 为在转换过程中应用非连续控制算法，在受限运动中应用位置反馈预测算法所得到的力控制曲线。由于在转换过程中加入了非连续控制算法，所以实际接触力在达到期望力后基本上没有大的冲击和振荡



f）应用非线性连续控制策略的力响应曲线

5.5　机械产品的诊断系统

随着现代工业及科学技术的迅速发展，生产设备日趋大型化、高速化、自动化和智能化，故障诊断技术正面临着新的挑战。尽管如此，但常规的诊断仪器与设备造价较低，在一般设备的诊断过程中得到广泛应用。机械产品的主要故障有：摩擦、磨损、疲劳、裂纹、松动、碰磨、振动超标、失稳、油膜振荡、转子涡动、不对中与动不平衡等。而常用的诊断方法有灰色诊断、模糊诊断、神经网络诊断、专家系统诊断和小波诊断等。不管采用哪一种方法，数据的积累、经验的积累、诊断策略和知识规律是诊断技术的基础。机械设备故障诊断可以采用一般诊断方法和智能诊断方法。一般的故障诊断方法是以常规的诊断理论与技术为基础，其诊断的准确性未能达到理想的地步，目前正在向智能诊断方向发展。

智能故障诊断系统如图10.9-29所示，这种系统主要由传感器、接口装置及计算机组成，其中接口装置具有电平转换、采样、存储等功能。其主要环节包括：信号在线检测、信号特征分析、特征量选取、工作状态识别和智能故障诊断。

故障诊断是通过研究故障诊断与征兆之间的关系来判断设备的状态，出于实际因素的复杂性，故障与征兆之间的关系很难用精确数学模型表示，而现代故障诊断早已不满足于“是否有故障”的简易诊断结果，而要求给出故障机理及故障的位置和程度如何。这类问题应用模糊逻辑能得到较满意的解决。

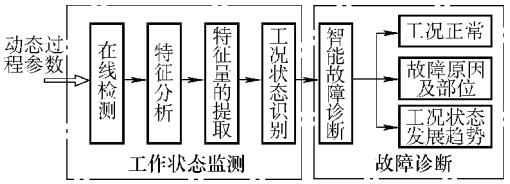


图10.9-29　工作状态检测与故障诊断系统结构

有关机械产品诊断系统的设计可参阅机械设计手册（第5版）第30篇的有关内容。

6　机械产品的制造性能及可视化设计

6.1　产品可视化设计的主要目标、内容和方法（见表10.9-43）

表10.9-43　产品可视化设计的主要目标、内容和方法

图　示	项目	说　明
可视化设计 主要目标　主要内容　主要方法 制造性能 结构工艺性　机器规范性　容差合理性　生产周期性　装运可行性　维修方便性　报废回收性　制造经济性　其他性能 容差设计　装配设计　工装设备　工艺设计 优化设计　智能设计　可视化设计　有限元设计　数字化设计　CAD 产品可视化设计的主要目标、主要内容和主要方法	目标	可视化设计主要目标是产品的功能和性能，但是更为突出的是产品的制造性能或工艺性能，但可视化设计不仅适用于对产品制造性能的检验，也适用于对结构性能与使用性能的检验，更适用于对产品主辅功能的检验
	内容	可视化设计的主要内容有零部件制造过程可视化，装配过程可视化，设备工作过程可视化，运动学可视化和动力学可视化，此外，还有控制过程与诊断过程可视化等
	方法	所采用的设计方法有动态仿真，即可视化设计法、虚拟设计法、优化设计法、智能设计法、相似性设计法等

6.2　可视化设计法的理论框架

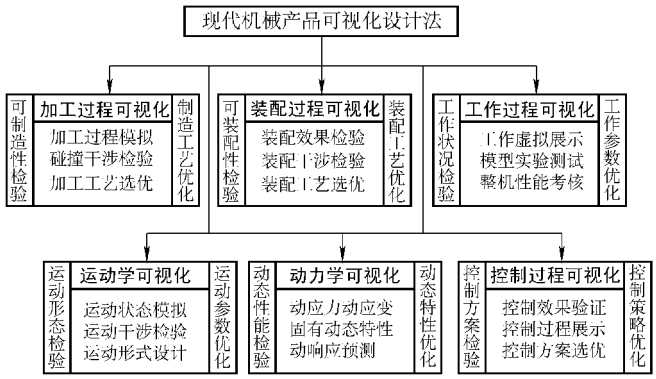
6.2.1　可视化设计法的主要内容

机械产品可视化设计法的主要内容，见表10.9-44。

6.2.2　可视化设计法的技术流程

可视化设计法的技术流程，见表10.9-45。

表 10.9-44　可视化设计法的主要内容

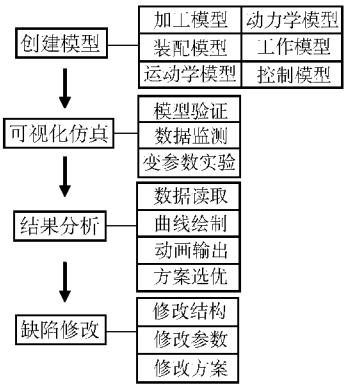
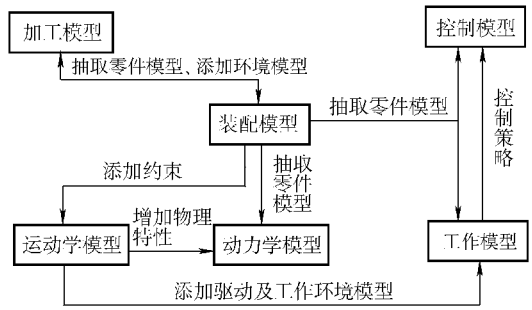
<table>
<tr><td>理论框架</td><td colspan="2"> 

可视设计理论框架</td></tr>
<tr><td rowspan="3">项目</td><td>加工过程可视化</td><td>加工过程可视化就是通过在计算机上创建加工设备、工作机构、加工工具和被加工对象（如轧辊、机床、刀具等，还包括成品零件）的模型，模拟零件的加工过程，从而可在零件真正被制造出前，预见和评估其加工过程中可能出现的各种问题并加以解决，达到确保零件的可加工性和优化加工工艺的目的
加工过程可视化重点研究三方面内容：①对加工过程的模拟，分析“制造”出的产品与“设计”产品之间的差别，从而对可加工性进行评价；②碰撞与干涉检验，及早发现工艺过程中可能出现的各种碰撞与干涉；③加工工艺方案对比、选优，保证高质量的完成加工任务</td></tr>
<tr><td>装配过程可视化</td><td>装配过程可视化就是在计算机上创建装配模型，通过计算机模拟零件及装配器械在装配过程中的运动形态和空间位置关系，从而可在真实产品生产之前，检验零部件的可装配性，并可尽早发现装配过程中可能存在的问题，为制定高效而可靠的装配工艺提供决策依据
装配过程可视化重点研究三方面内容：①通过对装配过程模拟，检验零件的装配效果，从而判定零件间是否可以实现预期的装配；②装配干涉检验，通过可视化仿真，判定各零件移动路线以及装配器械与工作环境间是否存在干涉问题；③通过对装配过程的模拟，寻找最优的装配工艺，对装配过程进行合理规划</td></tr>
<tr><td>运动学可视化</td><td>运动学可视化就是通过在计算机上创建运动学模型，模拟关键零部件的运动过程，确定它们在任意时刻的位置与姿态，以及位移、速度和加速度等运动学参数的变化情况，从而在设计阶段就可判断所设计的产品能否正常运动起来，构件与构件之间以及构件与周围环境之间是否存在干涉，此外还要考核机构的运动是否符合给定的运动规律和运动条件
运动学可视化重点研究三方面内容：①通过对运动状态的模拟，检验构件能否正常运动及运动参数、运动空间是否符合要求，以及是否有良好的运动学状态等；②运动干涉检验，检验机构在运动的状态下是否发生干涉；③运动型式设计是一种逆运动分析，即在给定运动规律的条件下，求能实现此运动型式的机构</td></tr>
<tr><td></td><td>动力学可视化</td><td>动力学可视化就是通过在计算机上创建机械产品的动力学模型，通过可视化仿真获得工作状态下动载荷的分布情况、固有动态特性和在一定激励下的各种响应，从而可在设计阶段就可获知所设计产品的各种动态性能，通过相应的动力学修改和进一步仿真可获得最优的性能，这对于提高产品质量有着重要意义
动力学可视化研究以下三方面内容：①基于可视化的模型，求出机械设备的固有动态特性，包括固有频率及振型等；②用可视化仿真的方法确定工作状态下机械设备的动应力、动应变的分布情况；③通过可视化的模型，检验机械设备在给定激励下的动响应是否符合要求，以及产品是否有较优良动力学性能等</td></tr>
</table>

（续）

项目	工作过程可视化	工作过程可视化就是通过在计算机上创建机械产品的工作模型，包括样机模型和环境模型，运用仿真技术模拟所设计的机械产品的工作状况，从而在设计阶段就可获知产品的运行状态，进一步可以通过改变运行参数来检测产品的工作状况，经优化分析获得最优的参数，进而提升了产品的性能 工作过程可视化重点研究以下三方面内容：①整机工作过程的虚拟展示，用以了解产品的工作状况；②模型的试验测试，在可视化的虚拟模型上完成各种测试，用于优化各种运行参数；③整机性能考核，模拟极限状态下的工作环境，考核整机性能
	控制过程可视化	控制过程可视化就是通过在计算机上创建所研制系统的控制模型，通过计算机仿真模拟所设计系统的控制过程，输出相应的技术数据，从而可评价现有控制系统的优劣，进一步修改控制参数或控制策略再进行仿真，最终获得稳定、快速和准确的控制系统 控制过程可视化主要研究以下三方面内容：①控制效果验证，通过可视化的模型，检验现有控制过程的有效性；②控制过程展示，将控制策略与机械本体结合，展示机械本体在控制条件下的工作状况；③控制方案选优，在模型上快速检验几种控制方案，从中选出较优的，达到优化的目的

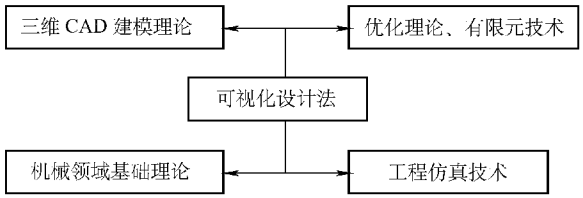
表 10.9-45　可视化设计法的技术流程

图示	a）可视化设计方法技术流程  	b）各模型之间的相互关系 
步骤	创建模型	可视化设计的第一步就是创建装配模型、加工模型、运动学模型、动力学模型、工作模型和控制模型。各模型之间又必然有一定的联系，各模型相互之间的关系见图b。图b中装配模型为可视化建模的核心内容，与其他模型都有联系，只是联系的紧密程度不同。例如，在创建运动学模型对运动进行精确求解时，就可以利用实体装配模型，将装配约束关系转化为运动约束关系（约束副），从而完成运动模型的创建
	可视化仿真	可视化模型创建完成后，就可以在计算机中可视的操作环境中进行仿真。可视化仿真包括模型验证、数据监测和变参数试验。模型验证是进行可视化仿真研究的重要步骤，只有经过验证的模型方可进行仿真试验研究
	结果分析	通过对结果的分析，在设计阶段就能及时发现各种缺陷或错误、判断所选方案的可行性和优越性等。结果分析一般包括：结果数据的读取、曲线的绘制、仿真动画输出和最优方案的选择，根据可视化仿真结果，对现有设计评价与优化
	缺陷修改	经过对仿真结果的分析，对发现的错误和缺陷进行反复修改，直到各方面性能都没有问题且主要功能参数达到最优为止

6.2.3　可视化设计法的关键技术

在机械领域应用的可视化设计是建立在交叉学科基础上的设计方法，结合了大量的应用力学、应用数学、图形学、信息技术，涉及的主要关键技术可概括为以下四方面，见表 10.9-46。

表 10.9-46　可视化设计法的关键技术

图示	 可视优化设计法的关键技术	
关键技术	三维 CAD 建模理论	三维 CAD 建模理论是可视化仿真的基础，三维几何形体的创建、零件装配等均靠三维 CAD 技术来保证。三维模型与二维模型或框图相比具有更直观、更形象的特点，可方便非专业人士参与到专业产品的设计中来。可以说正是由于三维 CAD 建模理论的成熟，才使对机械产品进行可视化仿真研究蓬勃发展起来。可喜的是当前三维 CAD 技术已经相当成熟，可创建具有复杂形状机械零件的实体模型。另外由于 CAD 技术中引入了参数化和变量化技术，使产品几何要素的优化修改变为可能。还有，现有的 CAD 建模软件一般都可以与工程模拟类软件进行数据交换
	机械领域基础理论	机械领域基础理论是用来指导将可视化技术应用到机械产品的设计中。进行机械可视化仿真研究，要求设计者对机械制图、原理、零件、力学等基础知识熟练掌握。以对机械产品进行运动学和动力学可视化研究为例，可能要用到多刚体动力学、多柔体动力学、机械振动等相关基础知识。只有具备以上基础理论才能对所创建的模型进行初步验证，而模型验证正是可视化仿真研究的关键
	优化理论、有限元技术	工程数学的发展也给机械产品进行可视化研究带来很大的推动，而在众多工程数学理论中优化理论及有限元技术与可视化仿真联系最为紧密。本章所提的可视化方法就定义为可视优化方法，可见无论进行哪种可视化研究都要用到优化理论，都伴随着“优化”的思想。有限元技术与可视化仿真更是紧密联系，尤其以动力学可视化研究，在很多方面都应用了有限元技术，例如在求零件或整机的各种动态特性、动响应等，就可以应用有限元技术，利用有限元软件求解，可获得零件或整机的应力、应变分布、位移及固有频率和振型等
	工程仿真技术	工程仿真技术是进行可视化仿真研究的重要核心技术，对所设计产品的各种性能的动态模拟以及创建相似的工作环境都要用到工程仿真技术。仿真技术是以相似原理、信息技术及其应用领域相关技术为基础，以计算机和各种专用物理效应设备为工具，利用系统模型对真实的或假想的系统进行动态模拟的一门多学科的综合性技术。在机械领域进行可视化仿真研究涉及的工程仿真技术，包括对机器的运动状况、动力学特性、工作过程、控制过程等进行模拟。现在，已有大量的工程仿真分析软件可实现上述功能

6.3　加工过程可视化

加工过程可视化就是对加工过程的模拟，通过模拟可在设计阶段就了解关键零件的可加工制造性，以及加工过程中存在的各种问题，另外通过可视化仿真还可以确定较优的加工方案。这对提高机械产品的质量、降低成本、缩短开发周期具有重要意义。

6.3.1　研究内容及目标

加工过程可视化主要研究三方面内容，见表 10.9-47。

6.3.2　研究方法及实施过程

加工过程可视化实施过程，见表 10.9-48。

表 10.9-47　加工过程可视化主要研究内容

项　目	内　容
产品可加工制造性检验	通过加工过程仿真，评价“制造”出的产品与“设计”产品之间的差别，并可根据毛坯制造的过程和结果来评价设计产品的可制造性问题。例如，通过轧制过程仿真可识别工件及轧辊的应力变化，可快速评价轧制质量及可制造性问题
加工过程中碰撞与干涉检验	零件在加工过程中，由于工艺安排不当，可能会发生刀具与工件、刀具与夹具、刀具与加工工作台之间的碰撞与干涉等问题。尤其是自动化程度较高的数控加工，更有可能发生上述问题，所以非常有必要对复杂的加工过程进行仿真，及早发现可能发生的干涉与碰撞，通过相应的修改加以避免
加工工艺方案对比和选优	对于加工工艺复杂的工件，即需多次从多个方位，采用多种加工方法方能完成加工过程，凭经验通常很难找到最合理的加工工艺方案。加工过程可视化仿真为寻找最优的加工工艺方案，提供了最快捷和最节省的方法，通过对几种方案的对比，可找出省时、高效的加工工艺方案

表 10.9-48　加工过程可视化实施过程

图　示	项目	内　容
加工过程可视化研究流程	创建加工模型	创建加工模型是进行加工过程可视化仿真的前提。对于所研究问题，模型的创建效果直接影响仿真精度及正确性。加工模型包含以下四部分：加工工具模型、加工环境模型、毛坯工件模型、加工工艺模型。加工工具模型主要指完成加工制造的各种器械，包括机床、刀具、夹具等。加工环境模型指影响加工过程的各种环境因素，包括车间布局、温度及其他环境物。毛坯工件模型主要指待加工的各种零件，通常为了做对比试验也要求创建出完成后的零件模型。加工工艺模型指要完成加工活动的各种工艺信息，包括工艺路线、加工精度、NC 代码等 在模型的创建上可以采用相应的 CAD/CAM 软件创建相应的模型。如机床、刀具、夹具、工件等就可以用 CAD 软件进行实体建模。NC 代码可由相应的 CAM 软件生成
	加工过程可视化仿真	加工过程可视化仿真就是用相应的工程仿真方法对与加工相关的所有要素进行计算机模拟。通过可视化仿真要完成碰撞及干涉检验、可加工制造性、加工精度、工艺方案合理性等检验。如对于一个机械加工系统，要仿真的内容包括：刀具运动轨迹仿真，此时只是刀具按运动轨迹围绕毛坯运动，目的是直观检验刀具运动轨迹的合理性；机床运动过程仿真，此时将工件安装在机床工作台上，刀具运动轨迹分解为机床各运动部件的运动，目的是直观检验刀具与机床部件及机床部件间的碰撞和干涉；材料去除过程仿真，此时刀具按其运动轨迹对毛坯进行材料切除，目的是模拟实际的切削过程，生成产品加工结果模型，对加工精度和可制造性进行评估 加工过程仿真也包括加工过程中对刚性变形、夹紧变形、切削力作用下变形及振动量的检验，因为以上要素对加工精度有着显著的影响
	可加工性评价	完成对加工过程的可视化仿真，由仿真结果可对零件的可加工制造性进行综合评价。评价内容包括加工过程中是否出现干涉与碰撞、零件在现有条件下能否进行加工、加工过程中应力及变形情况和工艺方案的合理性等。在可加工性评价阶段，要求软件系统能够输出碰撞及干涉检验报告、刀具运动轨迹曲线、应力及变形分析报告、加工工艺方案对比分析报告等，由此方便决策者进行零件可加工性综合评价
	缺陷修改	在加工过程仿真中同样会发现各种错误和缺陷，及时发现这些问题是可视化分析的一个重要意义。对于加工过程的仿真，可能发现的问题有零件现有结构难以按规定实现加工操作、现有工艺方案难以完成规定的加工任务、刀具等工具不符合要求等。对以上问题加以修改，接着还要进行仿真，直到仿真结果满足要求为止

6.4　装配（拆卸）过程可视化

装配一直是产品开发中的一个最重要的环节，通常要占整个制造成本的 50% 甚至更高。在产品开发中，装配可能会遇到诸如工程师所设计的零件能否按相关要求成功地装配在一起、装配器械与周围的环境之间是否存在干涉、如何保证现有装配工艺能高效地完成装配作业等问题，合理解决这些问题，对于企业缩短研发周期、降低成本具有重要意义。

6.4.1　研究内容及目标

装配过程可视化主要研究内容及目标，见表 10.9-49。

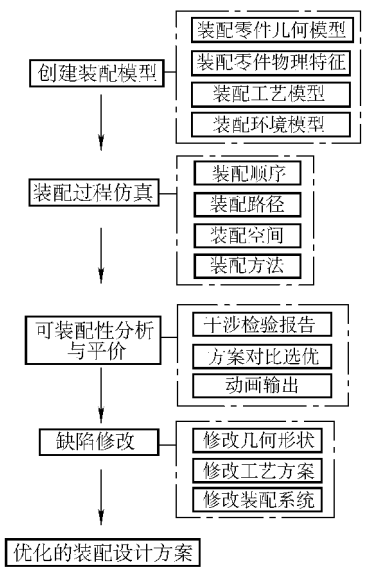
6.4.2　研究方法及实施过程

装配过程可视化操作过程的四个步骤，见表 10.9-50。

表 10.9-49　装配过程可视化主要研究内容及目标

目　　标	内　　容
检验所设计的零件之间是否能实现预期的装配效果	传统设计中，零件的可装配性完全取决于设计者的实际经验。由于设计者的疏忽，零件在装配环节上可能会发生装配失败，即零件间不能实现预期的装配关系。通过装配过程可视化仿真，预先在计算机上创建装配模型，可在零件造出前检验零件间的可装配性
判断装配过程中，各零件移动路线以及装配器械与工作环境间是否存在干涉问题	装配过程可视化可有效判别出装配过程中的干涉问题，尤其对于自动装配系统，通常由机械手实现整个装配过程，所以，对于这样的装配系统，判断零件的移动路线与工作环境之间的干涉问题就显得尤为重要。对于人为手工装配，也会出现装配干涉问题，及早发现装配操作中的干涉问题是非常重要的
寻找最优的装配工艺，合理规划装配系统	复杂产品的装配工艺规划一直是产品开发中的难点和瓶颈，仅凭经验很难找到一个合理、经济、实用的产品装配工艺路线，通过装配过程可视化，模拟几种装配工艺方案，可从中选择最优的。另外在规划装配系统上，装配过程可视化仿真技术有着很强的技术优势，通过仿真可以确定合理的装配流水线布局、零部件输送方式、缓冲站数目、机器运动方式、零部件夹持方式、装配节拍等

表 10.9-50　装配过程可视化操作过程的四个步骤

图　　示	步骤	内　　容
 装配过程可视化研究流程	创建装配模型	创建装配模型的核心问题是解决如何在计算机中表达和存储产品装配信息，使之能够全面支持产品的设计过程，并为后续的可装配性分析与评价、装配工艺规划、装配系统规划、装配仿真等环节提供所需的信息数据。装配模型可以继续被分为几何模型、物理模型、工艺模型、环境模型等。几何和物理模型描述零件的基本属性，工艺模型描述装配工艺路线、公差信息等，环境模型包括车间布局、装配器械模型等。视研究问题的难易程度可有选择性地创建装配模型
	装配过程仿真	装配过程仿真是对装配过程的模拟，要通过仿真判断可装配性、干涉情况、装配工艺合理性等。仿真过程要记录装配顺序、装配路径、装配空间、装配方法等，为生成相关报告作准备。在进行装配过程仿真时也要紧密结合仿真任务，例如主要判断装配过程中的干涉情况，就要针对可能出现的所有干涉情况进行仿真，包括零件与零件之间、零件与装配器械之间、装配器械与其他空间环境之间等
	可装配性分析与评价	完成装配过程的仿真就要对装配效果做出评价，包括输出装配干涉检验报告、方案对比选优报告和装配动画。干涉检验报告要明确指出发生干涉的零件、器械等，方案对比选优主要是针对装配工艺说的，通过分析确定合适的公差、及合理的装配路线等，即对装配系统做出合理的分析与评价。装配动画可让设计者直观地了解装配操作过程，也可以让其他观察者了解产品的结构，装配动画可用于产品的使用、维护、维修等的培训
	缺陷修改	完成可装配性分析与评价一般会发现一些缺陷，及时修改这些缺陷，对于保证产品质量、缩短产品开发周期有着重要的意义，这也正是装配可视化研究的重要意义所在。可能存在的缺陷有几何结构、工艺方案、装配器械等，通过对这些方面进行修改达到在设计阶段剔除可能影响装配的各种缺陷

6.5　运动学可视化

运动学可视化是指对机械产品与运动相关的特性进行可视化预测、分析和设计，可保证所设计的产品具有良好的运动学特性。

6.5.1　研究内容及目标

运动学可视化的研究内容及目标，见表10.9-51。

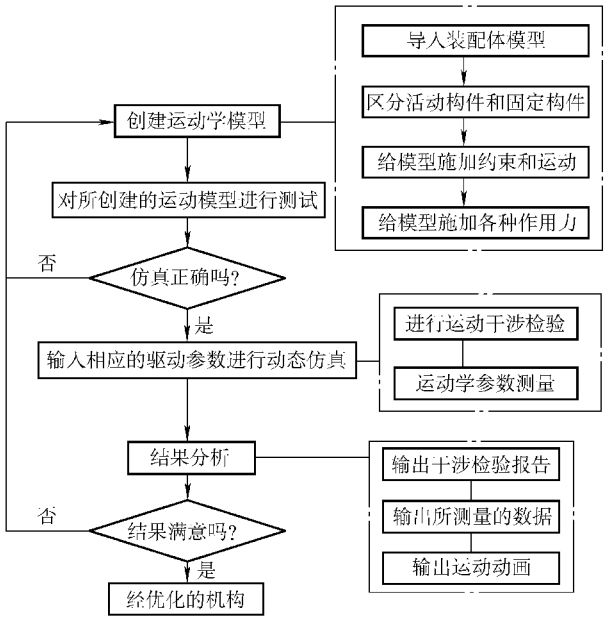
6.5.2　研究方法与步骤

运动学可视化分析步骤，见表10.9-52。

表10.9-51　运动学可视化研究内容及目标

目　　标	内　　容
运动过程中，构件之间或构件与外界环境之间运动干涉检验	装配可视化过程所进行的干涉检验是一种静态检验，是对机构在静止状态下及在装配过程中对干涉情况的判定。当机构装配完成后，在运行过程中同样也可能会发生干涉，通过运动学可视化模拟可以快速发现这种干涉
验证机构运动是否符合给定的运动规律和运动条件	用计算机中的运动学模型检验所设计的机械产品的运动状况，看关键工作部件的运动学参数是否符合设计要求，如不符合要求则对原有设计加以修正，直到满足要求为止
设计运动型式合理的机构	已知所设计机械产品关键工作部件的运动轨迹，反求能实现该轨迹的机构。通过运动学可视化仿真，动态改变结构参数，从而获得满足运动要求的合理机构

表10.9-52　运动学可视化分析步骤

<table>
<tr><td>图示</td><td colspan="2"> 

运动学可视化分析流程图</td></tr>
<tr><td rowspan="2">步骤</td><td>创建运动学模型</td><td>流程图中是按导入装配体模型进行处理。导入装配体模型后，下一步工作就是与机构（组合）和机构系统的实体装配模型相比，运动模型将系统的构件集合分为活动构件和固定构件两大类，活动构件自由度DOF=1，固定构件与机架相连，DOF=0；操作时需要根据具体情况从实体装配模型中分别选取。对各构件间施加各种约束，运动和各种作用力，对力需要进行说明，是力还是力矩、力作用的构件和作用点、力的大小和方向。经过以上步骤就完成了对运动模型的创建</td></tr>
<tr><td>对所创建的运动模型进行测试</td><td>对运动学模型测试合格后方可进行仿真，否则仿真的结果是不可靠的。测试中可发现创建运动模型中的各种错误，要及时地加以修正</td></tr>
</table>

（续）

步骤	输入相应的驱动参数进行动态仿真	经过测试满足仿真要求的模型可进行仿真操作。输入旋转驱动、移动驱动等驱动参数。在动态仿真过程中要进行各种测试，包括进行运动干涉检验和运动学参数测量。①启动干涉检验功能，观察和检验待观测构件是否与周围构件发生干涉，并提示干涉位置和形状信息；②对位移、速度、加速度、反作用力等参数进行测量，包括对实体对象的测量、对点的测量、点到点的测量、对姿势的测量、对角度的测量和范围的测量等。动态模拟时可使用户看到动态模拟和测量的结果，还可进行多种方案的对比试验，寻求最优的方案
	仿真结果分析	运动学可视化动态模拟结果分析主要有：①输出干涉检验报告。以图表及画面输出的检验报告，对运动干涉情况做出判断；②输出测量的数据。以曲线型式输出各参数随时间的变化关系，经处理获得各参数之间的关系，帮用户分析设计方案的运动相关特性。输出特征点的运动轨迹帮设计者进行轨迹优化和轨迹综合的分析；③运动动画输出。通过动画输出将可视化动态模拟过程保存下来，供其他用户分析研究

6.6　动力学可视化

动力学可视化就是用可视化的方法研究所设计的机械产品动力学特性，使产品在未制造出前就能保证具有良好的性能和相应的工作寿命要求。

6.6.1　研究内容及目标

动力学可视化仿真重点研究的内容及目标，见表 10.9-53。

6.6.2　研究方法与步骤

动力学可视化仿真研究的方法与步骤，见表 10.9-54。

表 10.9-53　动力学可视化仿真研究的内容及目标

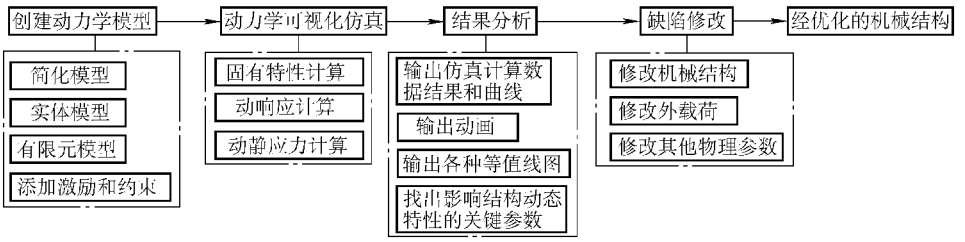
目　　标	内　　容
通过可视化仿真，确定载荷分布情况及进行强度验证	进行动力学可视化仿真，要加入各种动态特性，通过仿真可获得机械结构的等值应力云图，直观地了解工作过程或其他特殊情况下，载荷的分布，从而可确定结构的薄弱环节，进行强度校核
通过动力学可视化仿真确定机械产品零部件的固有动态特性	通过动力学可视化仿真可获得结构的各阶模态参数及振型图，获得固有动态特性后，可获知现有激振频率是否引起系统共振（设计过程中可能避免或利用共振），从而能够高质量地设计出相应的机械结构
仿真确定在给定激励下的响应情况	通过可视化仿真可在人为设定激励的型式、频率及幅度的情况下，检验响应是否在规定的范围内，或响应是否达到要求，这直接决定了机械产品的使用性能。如振动设备，可判断振幅是否达到规定要求

表 10.9-54　动力学可视化仿真研究的方法与步骤

方法与步骤	创建动力学模型	经简化的模型往往可以在工程模拟或有限元分析软件中直接创建，而要求模型结构尺寸精度较高的情况下，则需要用三维 CAD 软件进行创建。对创建好的实体模型，施加各种约束及外载荷，则完成动力学模型的创建
	动力学可视化仿真	在创建好的动力学模型上，应用动力学可视化仿真软件就可对系统进行求解，不仅可以对线性系统进行求解也可以对非线性系统进行求解
	结果分析	通过结果分析要判断所求解的机械系统最大载荷是否超出许用值、激振频率是否在共振区、动响应是否在规定的范围内等，找出影响结构特性最大的关键参数，这正是结构灵敏度分析的主要任务
	缺陷修改	根据动力学可视化仿真结果，对结构中存在的缺陷和错误，进行结构的外载荷、结构物理参数（如质量、阻尼、刚度）、几何结构、动态特性（固有频率、振型和响应）等进行修改。修改后的模型还要进行动力学可视化仿真，所得的结果与前面获得的结果对比，直到动力学相关的各种特性满足要求为止

（续）

图示



动力学可视化仿真技术流程

6.7　工作过程可视化

工作过程可视化研究，可使设计者在虚拟的样机模型上完成各种试验测试，而预先了解整机的使用性能，并可对整机的工作参数加以优化。

6.7.1　研究内容及目标

工作过程的可视化主要研究三方面内容，见表10.9-55。

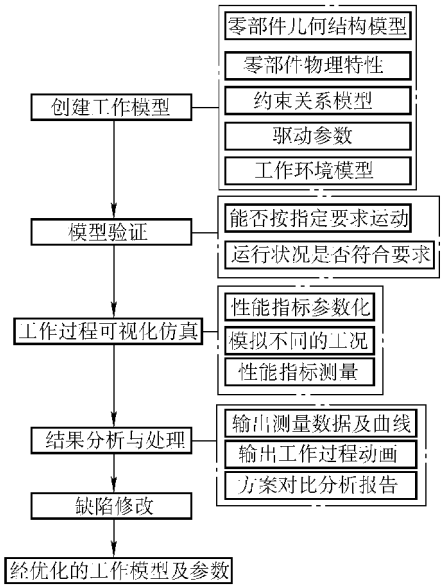
6.7.2　研究方法与步骤

进行工作过程可视化研究的方法与步骤，见表10.9-56。

表10.9-55　工作过程可视化研究的内容及目标

目　　标	内　　容
整机工作过程虚拟展示	工作过程可视化研究的一个重要内容就是整机工作过程的虚拟展示，可让设计者在产品未被制造出之前，就获知整机的工作状况，可以初步判断工作过程是否满足设计要求
对处于工作状态下的模型进行试验测试，优化各种参数	在进行工作过程可视化研究中，可对于处在工作状态下的模型进行试验测试，例如，对于直线振动筛，可以通过监测入料口和出料口的振动状况，判断现有结构和激励是否能达到预设的工作要求。以某个设计指标最大或最小为优化目标，还可在仿真模型上进行计算求出满足优化目标的最佳结构、运行等参数
模拟极限工作环境，考核整机性能	工作过程的可视化仿真，可以做到针对物理样机难以完成的试验。通过计算机模拟高载荷、高温、高速等极限状态工作环境，检测此时样机性能，而对原有设计质量做出客观的判断。这对于进行实物试验是难以完成的或成本极高

表10.9-56　工作过程可视化研究的方法与步骤

图　　示	步骤	内　　容
	创建模型	在创建模型上，工作过程可视化所利用的模型与运动学、动力学可视化模型是有所区别的，除考虑机械产品自身三维几何模型、各种约束及驱动外，还必须考虑工作环境因素。进行工作过程可视化研究所创建的模型包括虚拟样机模型和环境模型。工作的环境要素指摩擦、风、重力、障碍物等。只有考虑了环境因素，工作过程可视化仿真结果才更有现实意义
	工作过程仿真	工作过程可视化仿真目标是优化各种参数，所以仿真过程也要参数化，即要把最关心的性能指标参数化。由于研究问题的不同，可能作为参数的有位移、速度、加速度、工作臂长、间隙量、频率等。通过不断地改变上述参数，寻求最优的运行参数
	结果分析	结果处理包括对在一定工况下，运行状况的评价、多种工作方案的对比、寻求最优的工作方案等。进行工作过程可视化研究所应用的软件系统包括CAD建模软件和工作过程仿真软件。建模软件可采用Solid Works、Catia等，工作过程仿真软件可采用功能强大的MSC. ADAMS，它可进行一系列的参数化分析

工作过程可视化研究流程

6.8　控制过程可视化

控制过程可视化仿真现已成为设计复杂控制系统必然采用的技术手段，可有效地保证设计出稳定、快速和准确的控制系统。控制过程进行可视化研究是在传统控制系统设计方法基础上建立的，即通过在计算机上创建控制系统模型和进行控制系统仿真，最终获得经优化的控制系统。实现控制过程的可视化，可保证设计出的控制系统更可靠。

6.8.1　研究内容及目标

控制过程可视化研究内容主要包括三个方面，见表 10.9-57。

6.8.2　研究方法及步骤

控制过程可视化研究方法及步骤，见表 10.9-58。

表 10.9-57　控制过程可视化研究内容及目标

目　　标	内　　容
控制效果的可视化验证	通过控制过程可视化研究，可实现对控制系统各种功能的可视化验证。通过在计算机上创建控制系统、驱动系统、机械系统的模型，可以可视化地检验控制策略的有效性，从而在实际系统未被制造出前，实现对控制系统的验证。另外，现在对控制系统进行设计时，一般也是采用可视化方法，这样可以更直观地将控制策略表达出来，且可以快速检验控制策略的稳定性、快速性和准确性
控制方案的对比选优	通过对控制过程进行可视化研究，能快速实现几种控制方案的对比，从而选择出适于本系统的最优控制方案。开环系统一般比闭环系统具有控制过程简单、实现容易、成本低廉的特点，但是控制精度相对较低。通过控制过程可视化研究，可以快速检验开环系统进行控制的可行性与否，这对于设计者及生产部门都有着重要意义
控制过程可视化展示	对控制过程进行可视化展示，也是控制过程可视化研究的一个重要内容。传统对控制系统仿真只能通过结果判断控制的正确性，这样有时会导致仿真结果显示可行的控制系统，在实际应用上效果却有很大的差别。控制过程可视化展示是将控制策略与受控对象的机械本体结合起来进行联合仿真，通过这样的研究手段，可使设计出的控制系统可靠性更高

表 10.9-58　控制过程可视化研究方法及步骤

图　　示	步骤	内　　容
对ADAMS和Matlab做相关设定 在Maelab中创建控制模型 在ADAMS中创建工作模型 进行联合可视化仿真 变换关键控制参数 记录机械本体的各种响应数据 仿真结果的分析与评价 否 对结果满意吗? 是 经优化的控制系统 控制过程可视化研究框图	对 ADAMS 和 Matlab 相关设定	定义 ADAMS 的输入和输出为 ADAMS 与 Matlab 的接口。ADAMS 的输入输出是与 Matlab 设计的控制系统进行数据传递的接口，ADAMS 的输入就相当于系统的控制输入，ADAMS 的输出就相当于系统的测量值。从而完成联合仿真的相关设定
	创建控制模型	在进行联合仿真过程中，创建控制模型的方法与传统研究有所不同。传统上创建系统的控制模型通常要经过以下过程：分别列出系统各个环节的微分方程式；对微分方程进行 Laplace 变换；分别画出各个环节的结构图；将各个环节的结构图结为一体，组成复杂系统的控制结构模型图。而对于复杂的机械系统，建立数学模型，求解复杂的传递函数是非常困难的。借助 ADAMS 软件可有效地解决上述问题，利用该软件在计算机上按照实际系统的情况构造它的工作模型，自动建立其数学模型，将绝大部分参数间的传递函数关系隐藏在机械结构内部，模型精确度高，且可视化效果强
	进行联合可视化仿真	创建好控制模型及工作模型后可以进行联合控制过程可视化仿真，ADAMS/Control 模块将机械系统的传递函数导入到 Matlab/Simulink，在 Matlab 中完成控制系统结果图的创建，形成完整的控制策略，在将控制策略输入到 ADAMS，驱动机械本体进行控制系统仿真，修改相应的控制参数，进行多种方案的仿真，记录相应的数据和曲线
	结果分析与评价	按评价控制系统性能的指标（包括稳定性、响应速度、准确性等）评价现有控制策略的优劣。修改控制参数、控制方案，再进行联合仿真，直到各方面性能满足要求为止，从而完成控制过程可视化的仿真研究

7　机械产品设计质量的检验与评估

在完成产品设计任务之后，要对产品设计质量进行检验和评价，及早发现该产品设计中存在的某些不足并进行修改，以避免该产品在制造和使用过程中出现这样或那样的问题和缺陷，显然是一项十分重要的工作。检验和评价的根本目的或目标，就是要通过检验和评价发现设计中存在的问题，进而对原设计提出改进的意见，使产品的设计质量得到不断的提高。

7.1　产品设计质量的评估及检验模型

产品设计质量的评估与检验，主要从三方面入手：①通过各种评价方法对设计质量进行评估，如采用模糊评价法、系统分析法和价值工程评价法等；②通过试验，找出产品存在的不足和问题，并进一步采取有效措施予以改进；③直接通过用户不断的使用实践，发现产品的不足和需要改进的问题。

产品设计质量的评估及检验模型，如图10.9-30所示。

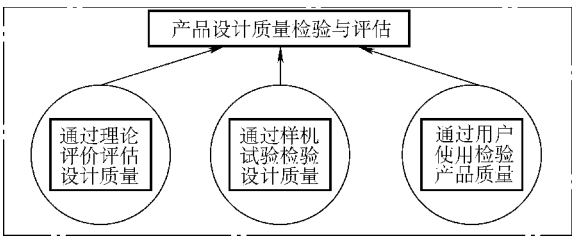


图10.9-30　产品设计质量的评估及检验模型

7.2　产品设计质量评价指标的内涵（见表10.9-59）

表10.9-59　产品设计质量评价指标的内涵

评价指标		内　　涵
全功能评价指标	基本功能	对于一般机械设备，其基本功能通常是对某种物质进行处理，改变其几何形态、物理形态、化学组成和生理机能等，例如，起重机或输送机用来转移物质的几何位置；飞机、车辆和船舶将旅客和货物从出发地运送至目的地，用来改变物质的位置；机床用来改变零件的几何形状和尺寸；水轮机、火力和核能发电汽轮机组、燃气轮机等将水的能量、蒸汽的能量和燃气的能量转变为电能等，这些都是机械类产品的基本功能
全功能评价指标	辅助功能	辅助功能有：①物质的输送功能；②物质夹装功能；③执行机构的运动功能；④执行机构的动力功能；⑤操纵系统的指令功能；⑥信息传输与处理功能
全性能评价指标	结构性能	①人机安全性；②工作可靠性；③使用耐久性；④材质适应性；⑤结构紧凑性；⑥环境无害性；⑦造型艺术性；⑧设计经济性
全性能评价指标	使用性能	①工效实用性；②运行稳定性；③指标优越性；④操作宜人性；⑤设备动力性；⑥状态测控性；⑦故障可诊性；⑧使用经济性
全性能评价指标	制造性能	①结构工艺性；②机器规范性；③容差合理性；④生产时间性；⑤设备维修性；⑥装运可行性；⑦报废回收性；⑧制造经济性
其他评价指标		反映实际情况的准确性：主要评价设计过程中建立的数学、力学模型是否符合实际，是否考虑实际存在的非线性与非稳态因素 计算方法：在产品设计过程中必然涉及相关构件的力学计算，并且这些计算结果的精确度是否会影响产品的质量，计算过程与方法是否粗糙等情况也要给以考虑 干扰因素：设计过程中是否考虑到产品使用环境中噪声及其他干扰，以及产品本身是否存在一定的（如噪声等）干扰因素
用户的一些特殊要求		①　第一特殊要求 ②　第二特殊要求

7.3　评价指标的加权系数

诸多的评价指标对产品设计质量的影响有的很大，有的影响较小或很小，在某些情况下几乎没有影响，可以不必考虑。评价指标的加权系数可以在很大范围内变化。

产品评价的依据是评价目标，也称评价准则，通常有三个方面，见表10.9-60。

在对产品进行评价的过程中，有很多评价指标与产品本身的相关程度很小，甚至没有任何关系，对于这种情况，这些评价指标加权系数的值可以取为0，

即不予考虑。

表 10.9-60　产品评价准则

评价准则	内　　容
技术性能评价准则	主要评价产品在技术上的可行性和先进性，包括结构性能、使用性能、制造性能等方面
经济性能评价准则	评价产品设计质量的经济效益，包括成本、利润、使用经济性、实施方案的措施费及投资回收期等方面的指标
社会性评价准则	评价产品对社会带来的利益和影响，是否符合国家科技发展的政策和规划要求，是否有利于资源开发与新能源的利用，以及对环境的影响和产品的可回收性与报废情况。必须针对这些评价目标对产品广义质量的影响程度确定其加权系数

对于确定加权系数的方法，没有一个固定的模式。可以利用简单的对比判别法，采用对重要程度不同的评价指标赋予不同大小的数值来区别，而对重要程度相同的评价指标则赋予同样的数值。例如，当其中一个指标要高于另外一个指标时，高的给 5 分，低的给 3 分，或者是给 1 分；而当两个指标重要程度相同时，分别赋予 2 分。或者是当其中一个指标比另一个高时，高的赋予 4 分，或者是 3 分，而低的给 1 分，而程度相同的分别为 2 分。

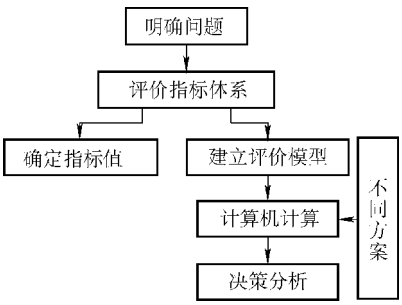
无论利用何种方法进行各指标的重要度分析，最后得到的加权系数都需要进行归一化计算，使得所有产品的评价指标加权系数之和为 1。

在对产品设计质量进行评价时常常采用目标树的方法。目标树的建立是用系统分析的方法对目标系统进行分解并图示，将总目标具体化为便于定性或定量评价的目标。目标树从上到下进行分解，最上层为总目标，二层为子目标，下层为上层的子目标，最后分枝即为产品目标的各个具体评价目标，也就是各个评价性能指标。下层子目标加权系数之和为上级子目标加权系数，从最低层往上逐级相加，得到各层目标的加权系数，加权系数大表示重要程度高。

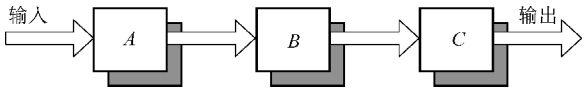
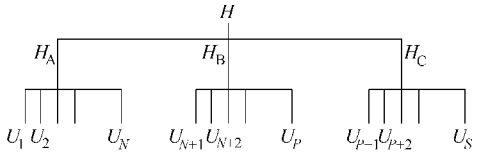
7.4　产品设计质量评价方法的种类

产品设计质量的评价方法有系统分析法、价值工程评价法和模糊综合评价法等，下面仅介绍系统分析法和价值工程评价法，见表 10.9-61。

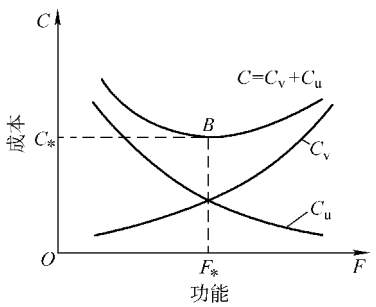
表 10.9-61　产品设计质量的评价方法

种类	内　　容		
系统分析法	评价步骤	 a）系统工程评价步骤	系统分析法就是将整个机械系统的方案作为一个整体，全面地对提出的多个总体方案进行客观的和合理的评估，它们是否适合总功能的要求，从提出的方案中选择较理想的方案，就是这些方案中的哪一个方案更符合总功能的要求。系统工程评价是通过求总评价值 H 来进行的，通常在 Q 个方案中 H 值最高的方案为整体最佳的方案。当然，最后还要由设计者根据实际情况通过最终决策做出选择。例如，完成某一实际工艺动作有许多机械运动方案，有时为了满足一些特殊的要求，并不一定要选择 H 值最高的方案，而是选择 H 值稍低而某些指标值较高的方案 对于任一机械运动系统方案要达到的目标很多，它们的要求也不一样，系统工程评价法就是将一个机构系统从整体上对其各项评价指标进行综合评价
	系统工程评价方法的基本原则	为了达到机构系统从整体上进行综合评价，必须遵循以下几个原则： ①要保证评价的客观性：系统综合评价的目的是为了决策和选优，因此评价的客观性、有效性和合理性必须充分保证。这就要求评价的依据安全和可靠；评价专家要有一定的权威性和客观性；评价方法要合理和可靠等 ②要保证方案的可比性：各个供选择的机械运动方案在保证实现系统的基本功能上要有可比性和一致性。不能突出一点不及其余，要进行方案的全面比较，才能防止片面性和个人主观武断 ③要有适合机械运动方案的评价指标体系：评价指标既要包括机构系统所要实现的定量目标，也要包括机构系统所应满足的定性要求。评价指标体系制定得好坏，对于评价结果的合理性和有效性十分重要。评价指标体系的建立过程应充分集中该领域专家的知识和经验	

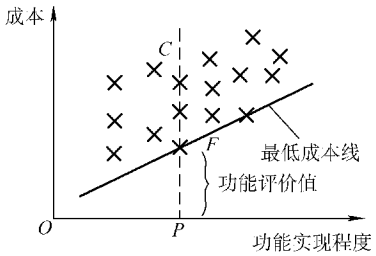
（续）

种类		内　　容
系统分析法	建立评价指标体系和确定评价指标值	对于机械设计质量的评价指标体系如前所述，可以从功能、结构性能、使用性能和制造性能等各个方面，或者是其中的几个方面来评价，从各方面的评价指标确定重要程度，如果在具体的机械产品设计、产品质量评价中还要考虑一些特别情况，则应根据具体情况确定评价指标的重要度数值，合理设置有关评价指标的加权系数 确定评价指标值的过程称之为量化，它是把具体某一执行机构所能达到评价指标要求的程度进行量化，一般采用相对比值办法，将实现程度定为1、0.75、0.5、0.25、0。对完全能实现评价指标规定要求的机构就定为1，也就取得这项评价指标分配分的满分，否则就要将分配分打一个折扣。量化的方法通常有3种：直接量化法、间接量化法和分等级法 如何确定机械产品设计质量的各项评价指标及其各项评价指标重要度的分配是产品质量评估中十分重要的步骤。这些工作要通过领域专家的咨询而最后确定下来 为了对各机械产品设计质量进行评估，还必须对各个具体执行机构的各项指标的实现程度用相对比值来表示，这些相对比值的确定一定要根据机构的技术资料、手册、试验数据以及领域专家的知识和经验来确定。如果由多名专家用填表方式来确定相对比值，其平均值就作为最后确定的相对比值
	建立评价模型	评价模型应能综合考虑各评价指标，得出合理的评价结果。体现系统工程评价法的具体计算原理。评价模型不但应考虑各指标在总体目标中的重要程度，还应考虑各指标之间的相互影响及结合状态。一般不能只用加权方法，还应运用多种价值组合规则。当各因素之间互相促进时用代换规则，当各因素之间可以互相补偿时用加法规则，当因素个个重要时用乘法规则 如要进行对于由 A、B、C 三个执行机构组成的机械产品运动方案的评价，如图b所示  b）3个执行机构组成的机械运动方案评价模型 它的总评价模型为 H： $$H = \langle H_{a}^{\omega_A} \cdot H_{b}^{\omega_B} \cdot H_{c}^{\omega_C} \rangle \tag{1}$$ 式中，ω_A、ω_B、ω_C 为加权因子，根据各执行机构 A、B、C 在整体中所占的重要程度而定。必须注意，运用乘法规则时的加权因子采用指数加权。评价模型的结构如图c所示  c）评价模型结构 其中：$H_A = \langle U_1 (\cdot) U_2 \cdots (\cdot) U_N \rangle$ 为乘法规则；$H_B = \langle U_{N+1} (+) U_{N+2} \cdots (+) U_P \rangle$ 为加法规则；$H_C = \langle U_{P+1} (\cdot) U_{P+2} \cdots (+) U_S \rangle$ 为组合规则 每个指标 U_i 又可由若干子指标组成，可根据设计要求采用某一运动规则来组成。对于加法规则 $$U_i = \sum_{i=1}^{M} W_i \tag{2}$$ 经过计算得出所有方案的评价值后，应对所得结果进行分析，选取其中最能适合设计要求的方案。例如，A 执行机构有 m 个方案、B 执行机构有 n 个方案、C 执行机构有 p 个方案，那么根据排列组合理论和实际可行性，此机械运动系统方案共有方案数为 $$Q = mnp - k \tag{3}$$ 式中　k—A、B、C 三个执行机构组成的不可行方案数 在通常情况下，Q 个方案中以 H 值最高的机械运动系统方案为整体最佳的方案。当然，由系统工程方法算出的评价值只是为设计者选择机械运动方案提供了可靠的依据 上面部分内容与前面功能优化节关于方案的优化选择是相似的，在产品质量评价中，则是将各个评价指标变换为产品功能、结构性能、使用性能和制造性能的各项指标即可，并根据具体的机械产品赋予不同的重要度数值。通过评价以 H 值最高的产品为质量最好

（续）

种类	内　　容
价值工程法	价值工程是以提高产品实用价值为目的，以功能分析为核心，以开发集体智力资源为基础，以科学分析方法为工具，用最低的成本去实现机械产品的必要功能。价值工程中功能与成本的关系是： $$V=\frac{F}{C} \tag{4}$$ 式中　V—价值 F—功能 C—寿命周期成本 例如在对机械运动系统方案的评价中，可以按它的各项功能求出综合功能评价值，从多种方案中合理地选择最佳方案，即以功能为评价对象，以金额为评价尺度，找出某一功能最低成本；或者是从结构性能、使用性能和制造性能三个方面共同来评价产品的设计质量，检验产品是否能够符合设计初期的想法，产品的性能哪方面较优，哪方面需要改进等问题 下面分别说明产品的功能、产品的寿命周期成本、产品的价值以及产品价值评定等的含义 （1）产品的功能 价值工程的根本问题，是摆脱以事物（产品结构）为中心的研究，转向以功能为中心的研究。功能是机械产品设计的出发点和依据，用户所要求的是特定的功能而不是具体的产品结构本身，结构本身只不过是实现特定功能的一种手段。例如，间歇运动机构的改进，如果单从机械结构出发来研究，最终仍离不开原来的框框，如从实现间歇运动这一功能出发就可采用步进电动机。因此，功能定义可以帮助设计者打破老框框，创造新机构 功能是指机械产品所具有的特定用途和使用价值。对于机械运动方案来说；特定用途就是指实现某一特定工艺动作过程，使用价值就是指机械实现了功能所体现的价值。对某一执行机构来说，特定用途就是指实现某一工艺动作，使用价值就是此动作所体现的效果 （2）产品的寿命周期成本 产品的寿命周期成本是指产品自研究、形成到退出使用所需的全部费用。产品的寿命周期成本是生产成本 C_v 与使用成本 C_u 之和，即 $$C=C_v+C_u \tag{5}$$ 用户为获得机械产品而用的购置费，称为生产成本 C_v；而用户在使用机械产品过程中所支付的各种使用费用，称为使用成本 C_u 价值工程法的目的就是寻求不同的设计方案，以使最低寿命周期成本可靠地实现使用者所需功能，以获取最佳的综合效益。图 d 表示机械产品功能 F 与机械产品寿命周期成本 C 之间的关系。其中 C_v 是生产成本、C_u 是使用成本、C 是 C_v 与 C_u 之和，在 C 曲线的最低点 B 处，产品寿命周期成本最低。价值工程追求的也是这一理想点。说明设计方案在技术、经济上更为合理  d）产品功能与产品成本间的关系 （3）产品的价值 为了评定机械产品的价值，必须使功能能够与成本进行比较。因此，功能也必须用货币来表示。每一机械产品都是为了实现用户需要的某种功能，为了获得这种功能必须克服某种困难，而克服困难的难易程度是可以设法用货币来表示的。这种用货币表示的实现功能的费用，亦即功能的货币表现，称为功能评价值。在大多数情况下，对于机械运动方案的功能有好几项，选择的分析对象为执行机构。例如家用缝纫机，它的四个执行机构——刺料机构、挑线机构、送料机构和勾线机构，它们的功能分别为 F_1、F_2、F_3、F_4

（续）

种类	内　　容
价值工程法	由此得出价值公式： $$V=\frac{F_1+F_2+F_3+F_4+\cdots}{C} \tag{6}$$ 功能评价值（即货币表示的功能）可以相加 在评定机械运动方案的价值时，$V=1$ 表示实现功能所花的费用与其成本相适应，这是理想状况。$V<1$ 表示实现功能的实际成本比其必需成本大，应该努力降低成本，其趋近于1。$V>1$ 表示用较少的成本实现了规定的功能，可以采取保持一定成本水平下适当地提高其功能 （4）机械运动方案的价值评定 价值工程评价过程，主要是功能成本分析和功能评价值的确定 ①功能成本分析：功能成本是实现功能所需费用，它包括生产成本和使用成本。对于机械运动方案的功能是由各执行机构来实现的，因此功能成本分析对象就是各个执行机构。功能成本分析主要依靠生产厂和用户的资料进行预测和估算，这就需要进行成本资料的积累和分析。这些工作往往有很强的针对性。例如，针对振动筛、振动沉拔桩机等进行资料积累 ②功能评价值的确定。从定义来看，功能评价值是一个理论数值。在实际工作中，通常都是把功能目标成本作为功能评价值。这一数值的确定，既要考虑用户的需求，还要考虑技术实现的可行性和经济性。确定这一数值的方法很多，下面介绍一种比较有效的方法——最低成本法。最低成本法实际上是一种类比的方法，当功能的目标成本在理论上难以找到时，可以找出实际中实现同样功能的最低成本作为目标成本，具体做法为： a. 广泛收集已有产品中完成同样功能的实际资料，弄清楚它们的功能相关条件，如使用性能、动力性能、经济性、结构紧凑等，并了解这些功能的实际满足程度和产品成本及用户反映等 b. 统一产品的可比成本。将收集到的产品有关资料，按功能相关条件进行分类，功能及功能实现条件相似或相同的划分为一类，同一类中，依据功能满足程度再划分等级 c. 根据成本资料估算出各自的功能成本。然后以产品功能实现程度为横坐标，以成本值为纵坐标绘制坐标图，把各产品实现该功能的情况画入坐标图，分别描出“×”点，如图e所示  e）产品功能估算 d. 把图中最低点连成一条直线，这条直线就是按不同满足程度实现这一功能的最低成本线。从这条直线上可以很方便地求出目标成本 这种方法要求有充分的实际数据作为依据，可靠性强，可比性好。而目标成本实际上是不断变化的，需要不断收集资料进行分析，并适当地调整收集到的成本值。有了进行运动方案的功能成本和功能评价值，就可以对几个机械运动方案进行评估选优。但是，由于方案阶段不确定因素较多，因此困难较大。所以对某种专门机械产品一定要在大量资料积累之后才能够有效地进行评价选择。此外，该方法由于强调机械的功能和成本，因此有可能对不同工作原理的方案进行评价，为人们进行方案创造开辟一条重要途径

7.5　通过样机试验检验产品设计质量

产品的试验是评定设计工作好坏的唯一标准。产品的功能和性能代表了产品的设计质量，产品的试验只能针对部分功能和性能，而有些性能，如工作耐久性、工作寿命等很难在较短时期内加以具体观测。

产品是否能够完成既定的主功能，这是检验产品质量最主要的一项内容。试验的内容与方法，见表10.9-62。

表 10.9-62　试验的内容与方法

试验项目	试验的内容
主功能	能否完成主要功能及相关的技术参数，如工作尺寸范围、工作速度及工作负载的最大值、产量与工作效率、工作稳定性等主要技术性能能否满足设计要求，操纵、监测、控制和诊断系统是否能满足各个主要工作系统达到理想的要求等
辅助功能	产品的几个辅助功能是否都能满足工作要求，工作是否灵活，操作是否灵便，非有效工作时间是否能减少到较理想的程度等
相关的主要技术性能	主要技术性能能否达到设计要求，如安全性、可靠性、耐用性、稳定性、测控性、可操作性、动力性能、环保性能、振动与噪声是否低于规定的水平、设备的维修性如何等

7.6　通过用户使用检验产品设计质量

用户直接使用是检验产品设计质量的最好手段和方式，通过用户的使用，可以从几个方面的问题进行检验，见表 10.9-63。

表 10.9-63　通过用户使用检验产品设计质量

序号	检 验 内 容
1	产品的主功能，各种机器有各种不同的主功能，机械产品一般只有一种主功能，或两种主功能，有多种主功能的仅仅是极少数。这些主功能是物质几何形态的转变、物理状态的改变、化学组成的变化、生理机能的更改，或信息表达型式的变换等
2	产品的辅助功能，即包括 6 种不同的系统，如物质的转运、物件的装卸与夹持、运动形态的转换、能量的传输、操纵指令的输入、状态的监测与控制等系统，有些机器不一定包括其中全部 6 种系统，只有其中的少数几种
3	产品的结构性能，如人机安全性、系统可靠性、工作耐用性、材质适用性、结构紧凑性、环境无害性、造型艺术性、设计经济性等，其中安全性、可靠性、耐用性、环境无害性等更为突出
4	产品的使用性能，如工效实用性、运行稳定性、指标优越性、设备动力性、状态测控性、故障可诊性、操作宜人性（如人机对话）、使用经济性等，这些指标在使用过程中都会直接表现出来
5	产品的制造性能，如制造工艺性、设备规范性、容差合理性、生产时间性、设备维修性、装运可行性、报废回收性、制造经济性等，这些性能指标只能局部地表现出来，如设备维修性的好坏更容易被发现，其它一些性能指标不易反映到使用过程中

作为生产企业对用户反映的意见必须安排专人对提出的问题进行汇总和整理，建立产品的质量库，还要对出现的问题进行分析，找出原因，制订出克服存在问题的具体措施，并有计划地进行改进，将产品的质量提高到新的水平。

参 考 文 献

[1] 郭钢. 新产品数字化设计与管理［M］. 重庆：重庆大学出版社，2004.

[2] 莫蓉，吴英. 常智勇. 计算机辅助几何造型技术［M］. 北京：科学出版社，2004.

[3] 张洪武，等. 有限元分析与 CAE 技术基础［M］. 北京：清华大学出版社，2004.

[4] 王霄，刘会霞，梁佳洪. 逆向工程技术及应用［M］. 北京：化学工业出版社，2004.

[5] 施法中. 计算机辅助几何设计与非均匀有理 B 样条［M］. 北京：高等教育出版社，2004.

[6] 武建伟. Internet 环境下产品协同设计支持方法和技术的研究［D］. 杭州：浙江大学，2005.

[7] 李玉良. 面向过程的产品智能协同设计研究［D］. 武汉：华中科技大学，2004.

[8] 罗天洪. 网络驱动的协同设计几何模型共享技术研究［D］. 重庆：重庆大学，2005.

[9] 闻邦椿. 机械设计手册：第 6 卷［M］. 5 版. 北京：机械工业出版社，2010.

[10] 徐灏. 新编机械设计师手册［M］. 北京：机械工业出版社，1995.

[11] 机械设计手册编委会. 机械设计手册：第 5 卷，第 6 卷［M］. 新版. 北京：机械工业出

版社，2004.
[12] 王启义. 中国机械设计大典：第1卷［M］. 南昌：江西科学技术出版社，2002.
[13] 余俊. 现代设计方法及应用［M］. 北京：中国标准出版社，2002.
[14] 尹成湖，等. 创新的理性认识及实践［M］. 北京：化学工业出版社，2005.
[15] 李祖阳，柳洲. 创新原理与方略［M］. 天津：天津人民出版社，2007.
[16] 赵新军. 技术创新理论（TRIZ）及应用［M］. 北京：化学工业出版社，2004.
[17] 赵敏，胡钰. 创新的方法［M］. 北京：当代中国出版社，2008.
[18] 陶学忠. 创新创造能力训练［M］. 北京：中国经济出版社，2008.
[19] 檀润华. 创新设计-TRIZ发明问题解决理论［M］. 北京：机械工业出版社，2002.
[20] G. S. Altshuller，The Innovation Algorithm，TRIZ，Systematic Innovation and Technical Creativity［P/OL］. Worcester：Technical Innovation Center，INC，1999.
[21] 牛占文，等. 发明创造的科学方法论——TRIZ［J］. 中国机械工程，1999.
[22] 韩清凯，孙伟. 弹性力学及有限元法基础教程［M］. 沈阳：东北大学出版社，2009.
[23] 曾攀. 有限元分析与应用［M］. 北京：清华大学出版社，2004.
[24] 张汝清，詹先义. 非线性有限元分析［M］. 重庆：重庆大学出版社，1990.
[25] 郭乙木，陶伟明，庄茁. 线性与非线性有限元及其应用［M］. 北京：机械工业出版社，2004.
[26] 陈立周，机械优化设计方法［M］. 北京：冶金工业出版社，1995.
[27] 孙靖民. 机械优化设计［M］. 北京：机械工业出版社，1999.
[28] 李洪兴. 工程模糊数学方法及应用［M］. 天津：天津科学技术出版社，1993.
[29] 王光远. 工程软件设计理论［M］. 北京：科学出版社，1992.
[30] 黄洪钟. 机械设计模糊优化原理及应用［M］. 北京：科学出版社，1997.
[31] 黄洪钟. 模糊设计［M］. 北京：机械工业出版社，1999.
[32] 马履中. 机械优化设计［M］. 南京：东南大学出版社，1993.
[33] 闻邦椿，刘树英，何勍. 振动机械的理论与动态设计方法［M］. 北京：机械工业出版社，2001.
[34] 闻邦椿，李以农，徐培民，等. 工程非线性振动［M］. 北京：科学出版社，2007.
[35] 闻邦椿，刘树英，陈照波，等. 机械振动理论及应用［M］. 北京：高等教育出版社，2009.
[36] 闻邦椿，刘凤翘. 振动机械的理论及应用［M］. 北京：机械工业出版社，1982.
[37] 屈维德，唐恒龄. 机械振动手册［M］. 北京：机械工业出版社，2000.
[38] 张义民. 机械振动［M］. 北京：清华大学出版社，2007.
[39] 成大先. 机械设计手册：第4卷［M］. 5版. 北京：化学工业出版社，2008.
[40] 徐灏. 机械设计手册［M］. 北京：机械工业出版社，1991.
[41] 王德俊. 疲劳强度设计理论与方法［M］. 沈阳：东北工学院出版社，1992.
[42] 徐灏. 疲劳强度设计［M］. 北京：机械工业出版社，1981.
[43] 徐灏. 安全系数和许用应力［M］. 北京：机械工业出版社，1981.
[44] 赵少汴，王忠保. 抗疲劳设计——方法与数据［M］. 北京：机械工业出版社，1997.
[45] 王超，王金，等. 机械可靠性工程［M］. 北京：冶金工业出版社，1992.
[46] 豪根 EB. 机械概率设计［M］. 北京：机械工业出版社，1985.
[47] 什赫萨列夫 TA. 减速器的可靠性设计［J］. 机械设计，1984（2-4）.
[48] 孙志礼，王超. 载荷为随机变量时滚动轴承的可靠性设计［J］. 东北工学院学报，1991，12（5）.
[49] 张义民. 汽车零部件可靠性设计［M］. 北京：北京理工大学出版社，2000.
[50] 孙志礼，陈良玉. 实用机械可靠性设计理论与方法［M］. 北京：科学出版社，2003.
[51] 卡帕 KC，兰博森 LR. 工程设计中的可靠性［M］. 张智铁，译. 北京：机械工业出版社，1984.
[52] 戴树森，费鹤良，王玲玲，等. 可靠性试验及其统计分析［M］. 北京：国防工业出版

社，1983.
[53] 高敏. 机电产品艺术造型基础［M］. 成都：四川科学技术出版社，1984.
[54] 丁玉兰. 人机工程学［M］. 3 版. 北京：北京理工大学出版社，2005.
[55] 赵江洪. 人机工程学［M］. 北京：高等教育出版社，2006.
[56] 郭钢. 新产品数字化设计与管理［M］. 重庆：重庆大学出版社，2004.
[57] 莫蓉，吴英，常智勇. 计算机辅助几何造型技术［M］. 北京：科学出版社，2004.
[58] 张洪武，等. 有限元分析与 CAE 技术基础［M］：北京：清华大学出版社，2004.
[59] 王霄，刘会霞，梁佳洪. 逆向工程技术及应用［M］. 北京：化学工业出版社，2004.
[60] 施法中. 计算机辅助几何设计与非均匀有理 B 样条［M］. 北京：高等教育出版社，2004.
[61] 武建伟. Internet 环境下产品协同设计支持方法和技术的研究［D］. 杭州：浙江大学，2005.
[62] 李玉良. 面向过程的产品智能协同设计研究［D］. 武汉：华中科技大学，2004.
[63] 罗天洪. 网络驱动的协同设计几何模型共享技术研究［D］. 重庆：重庆大学，2005.
[64] 闻邦椿，张国忠，柳洪义. 面向产品广义质量的综合设计理论与方法［M］. 北京：科学出版社，2007.
[65] 闻邦椿. 产品全功能与全性能的综合设计［M］. 北京：机械工业出版社，2008.
[66] 闻邦椿，刘树英，李小彭. 产品的主辅功能及功能优化设计［M］. 北京：机械工业出版社，2008.
[67] 闻邦椿，韩清凯，姚红良. 产品的结构性能及动态优化设计［M］. 北京：机械工业出版社，2008.
[68] 闻邦椿，赵春雨，任朝晖. 产品的使用性能及智能优化设计［M］. 北京：机械工业出版社，2009.
[69] 闻邦椿，孙伟，李鹤. 产品的制造性能及可视化设计［M］. 北京：机械工业出版社，2010.
[70] 闻邦椿，李小彭，李鹤，等. 机械产品设计质量的检验与评估［M］. 北京：机械工业出版社，2010.
[71] 闻邦椿. 关于发展装备制造业的若干思考［J］. 矿山机械，2006，34（1）.
[72] 李小彭，等. “三化”综合设计法在产品质量综合评价中的应用［J］. 东北大学学报：自然科学版，2006，27（5）：532-535.
[73] 李朝峰，刘杰，纪盛青，等. 动力可视化在大型振动机械中的应用［J］. 机械与电子，2006，卷终（12）：12-15.
[74] 闻邦椿. 产品设计方法学——兼论产品的顶层设计与系统化设计［M］. 北京：机械工业出版社，2012.

华德液压

民族品牌

成就未来

销售热线：400-000-6987

电子邮箱：huadehyd@mei.net.cn

http：//www.huade-hyd.com.cn

江南工业炉

JNL

项目地址：中国第一重型机械集团公司

◆ 大型天然气台车炉 7 台 1.5 万吨水压机配套项目

额定温度：	1150℃
工作尺寸：	16000mm × 7000mm × 5000mm
温度均匀性：	± 10℃
装载量：	800t

● 产品说明：主要用于发电机转子、常规岛低压转子、高中压转子、火电低压转子、支撑辊等锻件热处理

项目地址：中国石油天然气第七建设公司

◆ 台车式燃气热处理炉

额定温度：	950℃
工作尺寸：	36000mm × 7000mm × 7000mm
温度均匀性：	± 10℃
装载量：	700t

● 产品说明：主要用于重型压力容器及钢结构等焊接后消除应力热处理及正火处理

项目地址：浙江德润重工机械有限公司

◆ 台车式燃气加热炉

额定温度：	1300℃
工作尺寸：	13000mm × 5000mm × 3500mm
温度均匀性：	± 10℃
装载量：	250t

● 产品说明：主要用于各类大型锻件的锻造加热和锻后热处理

项目地址：辽宁北祥重工机械制造有限公司

◆ 蓄热式台车加热炉

额定温度：	1350℃
工作尺寸：	4000mm × 10000mm × 4000mm
温度均匀性：	± 10℃
装载量：	250t

● 产品说明：主要用于圈子、转子、支承辊等大型锻件共用

项目地址：张家港海陆环形锻件有限公司

◆ 台车式天然气热处理炉　环段配套项目

额定温度：	1050℃
工作尺寸：	9000mm × 9000mm × 3000mm
温度均匀性：	± 5℃
装载量：	100t

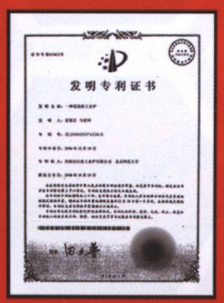
● 产品说明：主要用于大型核电锻件的热处理

项目地址：中铝东北轻合金有限责任公司

◆ 铝板材时效炉　航空配套项目

额定温度：	600℃
工作尺寸：	18500mm × 4400mm × 1400mm
温度均匀性：	± 2.5℃
装载量：	40t

● 产品说明：主要用于铝及铝合金板材的时效及退火处理



地址(ADD)：江苏省丹阳市开发区银杏路　　邮编(P.C)：212310　　联系人：马建国
电话(TEL)：+86-511-86969313　86969316　　传真(FAX)：+86-511-86969312
E-mail：webmaster@jngyl.com　　Http//:www.jngyl.com

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
社服务中心：010-88361066
销售一部：010-68326294
销售二部：010-88379649
读者购书热线：010-88379203
网络服务
教材网：http://www.cmpedu.com
机工官网：http://www.cmpbook.com
机工官博：http://weibo.com/cmp1952
封面无防伪标均为盗版

上架指导 工业技术/机械工程/机械设计

ISBN 978-7-111-38331-4

策划编辑◎曲彩云

ISBN 978-7-111-38331-4

9 787111 383314 >

定价：248.00元