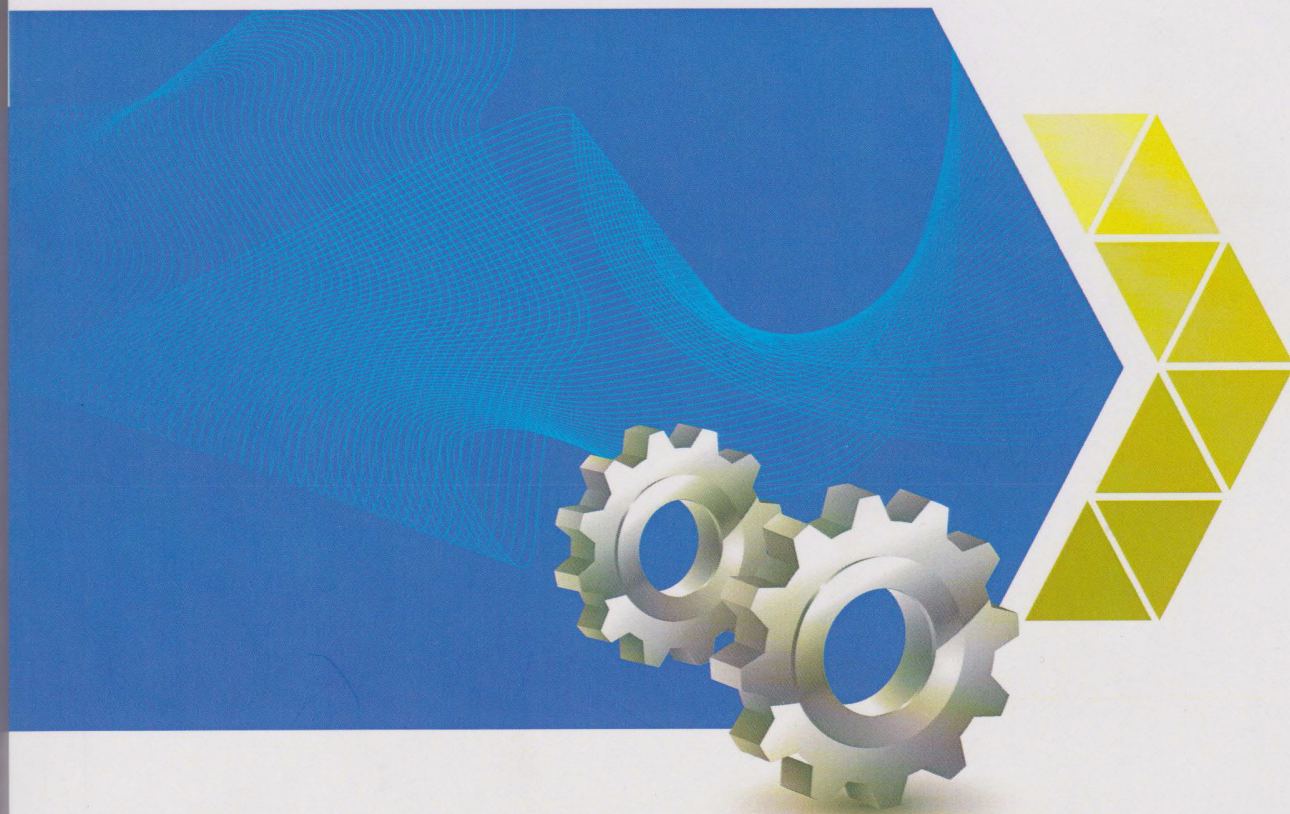


机械设计总论 及设计理论与方法研究

JIXIE SHEJI ZONGLUN JI SHEJI LILUN YU FANGFA YANJIU

主编 李 跃 李文春 徐 晗

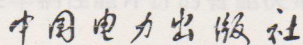


中国电力出版社

www.cepp.com.cn

机械设计总论

主 编 李 跃 李文春 徐 吟
副主编 贺 莹 周红梅 吴晓强 谷耀新



www.cepp.com.cn

内 容 提 要

本书按机械设计总论、连接件设计、机械传动件设计、轴系零部件设计、其他零部件设计五部分,设有:机械设计概论,机械零件设计的基础知识,机械零件的摩擦学设计,螺纹连接,轴毂连接,其他连接,带传动,链传动,齿轮传动,蜗杆传动,螺旋传动,轴,滑动轴承,滚动轴承,联轴器、离合器、制动器,弹簧,机架类零件,机械系统设计。本书结构合理,条理清晰,内容翔实,深入浅出,覆盖面广,可读性强。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计总论及设计理论与方法研究/李跃、李文春、徐晗主编. —北京:中国电力出版社,2016.12
ISBN 978-7-5198-0205-9

I. ①机… II. ①李… ②李… ③徐… III. ①机械设计—研究 IV. ①TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 316748 号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

*

2016 年 12 月第一版 2016 年 12 月第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 25.5 印张 652 千字

定价 56.00 元

版权专有 翻印必究

内容简介

本书编排按机械设计总论、连接件设计、机械传动件设计、轴系零部件设计、其他零部件设计五部分撰写,结构顺序设置有:机械设计概论,机械零部件设计的基础知识,机械零件的摩擦学设计,螺纹连接,轴毂连接,其他连接,带传动,链传动,齿轮传动,蜗杆传动,螺旋传动,滑动轴承,滚动轴承,联轴器离合器,制动器,弹簧机架类零件,机械系统设计。本书结构合理,条例清晰,内容翔实,深入浅出,图例丰富,类型全面覆盖面广,可读性强。

前 言

当今人类生存与社会发展高度依赖物质生产及经济建设基础,而优质精良的机械工业及其制造业则肩负着为人类生存的物质生产提供各种技术装备和机器产品的重任。机械是机器和机构的总称。机器是执行机械运动的装置,用来变换或传递能量、物料或信息,实现特定的功能。机器在我们工作和生活中比比皆是,如天上飞行的各类飞行器、海上航行的各类船舶、路上行驶的各种汽车,还有工业中使用的各类机床、起重机等,农业中使用的拖拉机、收割机等,以及家用的洗衣机、电风扇等;用来进行物料传递和变换的机器,通常称为器械、装置或设备,如锅炉、热交换器、分离设备等;用来进行信息传递和变换的机器,通常称为仪器,如测量仪、照相机、电视机等。

物质生产是人类社会生存发展的基础。机械工业的生产水平是一个国家现代化建设的重要标志。通过大量设计制造和广泛使用各种各样的先进机器,必将大大促进国民经济的发展,加速我国的社会主义现代化建设。随着生产的发展、社会的进步,不断要求开发制造新机器,并对原有机械产品进行更新换代。这些首先是从机械设计工作开始的。

设计是生产产品的第一道工序,是产品具有良好性能的首要保证。要想生产出好的产品,首先要有好的设计。如果设计水平不高,即使有很强的加工制造能力,也不可能生产出性能良好的机械产品。可见,机械设计是一项不可缺少的重要技术工作,在机械工程中占有十分重要的地位。因此本书作者在传统机械设计理论基础,结合现代科技发展的成果和思想,以一种新的视觉将相关技术学科的知识融为一体,突出质量第一思想及主要结构组成,引入了一些设计理念和设计方法,用简捷的编排方式对机械设计理论与方法进行了相应的总结、研究与探索。

全书共 18 章,按机械设计总论、连接件设计、机械传动件设计、轴系零部件设计、其他零部件设计五部分,设有:机械设计概论,机械零件设计的基础知识,机械零件的摩擦学设计,螺纹连接,轴毂连接,其他连接,带传动,链传动,齿轮传动,蜗杆传动,螺旋传动,螺旋传动,滑动轴承,滚动轴承,联轴器、离合器、制动器,弹簧机架类零件,机械系统设计。

将来机械设计学必将渗透到半导体制造、生物工程、纳米技术和机器人等行业中去,在对社会发展做出贡献的同时,不断完善自己,使设计理论进一步发展创新,并呈现出以下几个特点。

一是进一步实现系统性。即从系统观点入手,把机械产品看作一个系统或整体,依赖计算机技术,实现人、机、环境和相互协调。具体来说,是把总系统分解为若干个子系统,采用各种现代设计理论和方法,追求系统优化为目标协调各子系统的设计和匹配。

二是深化智能化设计。随着科技的进步和发展,设计要越来越多地考虑智能的因素。大量设计内容都可通过建立模型,来描述机械产品的各种工况行为,对模型求解可预测产品的性能、设计的合理性和最优性。例如,各类车辆性能评价的智能决策系统,齿轮箱设计专家系统,故障

诊断系统等已应用在新车的开发设计中。

三是更加注重绿色环保理念。绿色设计技术是对产品在其生命周期中,按符合环境保护、资源利用率最高、能源消耗最低的要求进行设计的技术。要求设计者从全周期考虑产品的环境属性和基本属性,在设计时始终立足于人的身心健康、环境保护等,同时要求所设计的产品具有可回收利用性,对环境的损害最小。

在本书撰写过程中,作者参阅了大量的书籍资料,获益匪浅,在此谨向这些书籍作者深表谢意!由于时间仓促,作者水平有限,本书难免存在错误、疏漏之处,恳请广大读者批评指正,不吝赐教。

作 者

2016 年 8 月

目 录

前言

第一篇 机械设计总论

| | |
|--------------------|----|
| 第一章 机械设计概论 | 2 |
| 第一节 机械概述 | 2 |
| 第二节 机械设计的概念、类型及原则 | 8 |
| 第三节 机械设计的基本要求和一般步骤 | 10 |
| 第四节 机械结构设计 | 13 |
| 第五节 现代机械设计方法简介 | 22 |
| 第二章 机械零件设计的基础知识 | 26 |
| 第一节 机械零件的失效形式与设计准则 | 26 |
| 第二节 机械零件的设计方法与步骤 | 28 |
| 第三节 机械零件材料的选用与热处理 | 30 |
| 第四节 机械零件的强度设计 | 31 |
| 第五节 机械零件的刚度设计 | 39 |
| 第三章 机械零件的摩擦学设计 | 42 |
| 第一节 概述 | 42 |
| 第二节 摩擦 | 42 |
| 第三节 磨损 | 47 |
| 第四节 润滑剂、添加剂和常用润滑方式 | 51 |
| 第五节 流体润滑原理简介 | 59 |

第二篇 连接件设计

| | |
|-----------------|----|
| 第四章 螺纹连接 | 62 |
| 第一节 螺纹及螺纹连接概述 | 62 |
| 第二节 螺纹连接的预紧和防松 | 68 |
| 第三节 螺栓组连接设计 | 78 |
| 第四节 提高螺纹连接性能的措施 | 80 |

| | |
|-------------------|-----|
| 第五节 螺旋传动 | 85 |
| 第五章 轴毂连接 | 92 |
| 第一节 键连接 | 92 |
| 第二节 花键连接 | 97 |
| 第三节 无键连接 | 99 |
| 第四节 过盈连接 | 102 |
| 第五节 销连接 | 103 |
| 第六章 其他连接 | 107 |
| 第一节 焊接 | 107 |
| 第二节 铆接 | 112 |
| 第三节 胶接 | 117 |

第三篇 机械传动件设计

| | |
|-------------------------------|-----|
| 第七章 带传动 | 123 |
| 第一节 带传动概述 | 123 |
| 第二节 带传动的工作情况分析 | 126 |
| 第三节 V 带传动的设计计算 | 130 |
| 第四节 V 带轮的设计 | 137 |
| 第五节 V 带传动的张紧装置 | 139 |
| 第六节 其他带传动简介 | 141 |
| 第八章 链传动 | 142 |
| 第一节 链传动概述 | 142 |
| 第二节 传动链和链轮 | 144 |
| 第三节 链传动的工作情况分析 | 148 |
| 第四节 链传动设计 | 151 |
| 第五节 链传动的布置、张紧和润滑 | 157 |
| 第九章 齿轮传动 | 159 |
| 第一节 齿轮传动概述 | 159 |
| 第二节 齿轮传动的主要失效形式及设计准则 | 161 |
| 第三节 齿轮材料及其热处理 | 165 |
| 第四节 齿轮的结构设计 | 166 |
| 第五节 齿轮传动的受力分析和计算载荷 | 169 |
| 第六节 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算 | 175 |
| 第七节 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算 | 181 |

| | |
|-------------------------------|-----|
| 第八节 直齿锥齿轮传动的强度计算····· | 182 |
| 第九节 齿轮传动的效率和润滑····· | 186 |
| 第十章 蜗杆传动 ····· | 188 |
| 第一节 蜗杆传动概述····· | 188 |
| 第二节 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算····· | 192 |
| 第三节 蜗杆传动的失效形式、设计准则及材料选择 ····· | 196 |
| 第四节 普通圆柱蜗杆传动的强度计算····· | 197 |
| 第五节 圆柱蜗杆和蜗轮的结构设计····· | 200 |
| 第六节 蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算 ····· | 201 |
| 第七节 其他蜗杆传动简介····· | 205 |
| 第十一章 螺旋传动 ····· | 208 |
| 第一节 螺旋传动概述····· | 208 |
| 第二节 滑动螺旋传动设计····· | 213 |
| 第三节 其他螺旋传动简介····· | 221 |
| 第四篇 轴系零部件设计 | |
| 第十二章 轴 ····· | 228 |
| 第一节 轴概述····· | 228 |
| 第二节 轴的结构设计····· | 234 |
| 第三节 轴的强度计算····· | 242 |
| 第四节 轴的刚度计算····· | 253 |
| 第十三章 滑动轴承 ····· | 256 |
| 第一节 滑动轴承概述····· | 256 |
| 第二节 滑动轴承的结构设计····· | 260 |
| 第三节 滑动轴承的失效形式及常用材料····· | 267 |
| 第四节 非完全液体润滑滑动轴承的设计计算····· | 270 |
| 第五节 滑动轴承的润滑····· | 272 |
| 第六节 其他形式滑动轴承简介····· | 276 |
| 第十四章 滚动轴承 ····· | 280 |
| 第一节 滚动轴承概述····· | 280 |
| 第二节 滚动轴承的类型选择及组合结构设计····· | 288 |
| 第三节 滚动轴承的载荷分布、失效形式及设计准则 ····· | 294 |
| 第四节 滚动轴承的寿命计算····· | 298 |
| 第五节 其他滚动轴承简介····· | 305 |

| | |
|----------------------------|-----|
| 第十五章 联轴器、离合器、制动器····· | 307 |
| 第一节 联轴器····· | 307 |
| 第二节 离合器····· | 320 |
| 第三节 制动器····· | 329 |
| 第五篇 其他零部件设计 | |
| 第十六章 弹簧····· | 335 |
| 第一节 弹簧概述····· | 335 |
| 第二节 弹簧的材料、许用应力及制造 ····· | 339 |
| 第三节 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计计算····· | 342 |
| 第四节 其他类型弹簧简介····· | 352 |
| 第十七章 机架类零件····· | 356 |
| 第一节 机架概述····· | 356 |
| 第二节 机架类零件设计要求····· | 358 |
| 第三节 机架类零件结构与性能设计····· | 361 |
| 第十八章 机械系统设计····· | 373 |
| 第一节 机械系统设计的任务和目的····· | 373 |
| 第二节 常用动力机械的特征及其选配····· | 377 |
| 第三节 执行机构及其创新设计····· | 383 |
| 第四节 传动子系统的方案设计与评价····· | 386 |
| 第五节 机械系统的配置性能设计····· | 387 |
| 第六节 机械系统的总体布置····· | 392 |
| 参考文献····· | 395 |
| 后记····· | 397 |

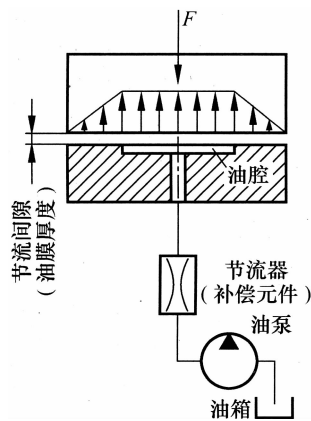


图 3-19 流体静压润滑系统示意图

显然,对于两个静止的或相对速度很低的,以及平行的摩擦表面间不可能获得流体动压润滑,只能采用流体静压润滑。流体静压润滑技术已成熟应用于静压轴承、静压导轨、静压丝杠等摩擦副零部件。

三、润滑方法及润滑系统

合理选择和设计机械设备的润滑方法、润滑系统和装置对于设备保持良好润滑状态和工作性能,以及获得较长使用寿命都具有重要的现实意义。

润滑系统的选择和设计包含润滑剂的输送、控制(分配、调节)、冷却、净化,以及压力、流量、温度等参数的监控。同时,还应考虑以下三方面的情况:摩擦副类型及工作条件,润滑剂类型及其性能,润滑方法及供油条件。

目前,机械设备所使用的润滑方法主要有分散润滑和集中润滑两大类型。

按润滑方式,集中润滑又可分为全损耗系统、循环系统及静压系统等三种基本类型。其中全损耗性润滑系统是指润滑剂送于润滑点以后,不再回收循环使用,常用于润滑剂回收困难或无须回收、需油量很小,或难以安置油箱或油池的场合。而循环润滑系统的润滑剂送至润滑点进行润滑以后又流回油箱再循环使用。静压系统则是用于静压流体润滑的润滑系统。

第二篇 连接件设计

第四章 螺纹连接

第一节 螺纹及螺纹连接概述

一、螺纹的类型和应用

通常螺纹分为内螺纹和外螺纹,二者共同组成螺旋副:用于连接的螺纹称为连接螺纹;用于传动的螺纹称为传动螺纹。按牙型,螺纹分为三角螺纹、矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹;按母体形状,螺纹分为圆柱螺纹和圆锥螺纹。此外,螺纹还有米制和英制,左旋和右旋,单线、双线和多线之分。一般的螺纹常采用右旋螺纹。

(一) 连接螺纹

连接螺纹的牙型为三角形,其特点是当量摩擦角大、自锁性较好、强度高,常用的种类有普通螺纹、管螺纹和圆锥螺纹,如图 4-1 所示。前一种多用于以承载为主的紧固连接,后两种则多用于有密封要求的紧密连接。

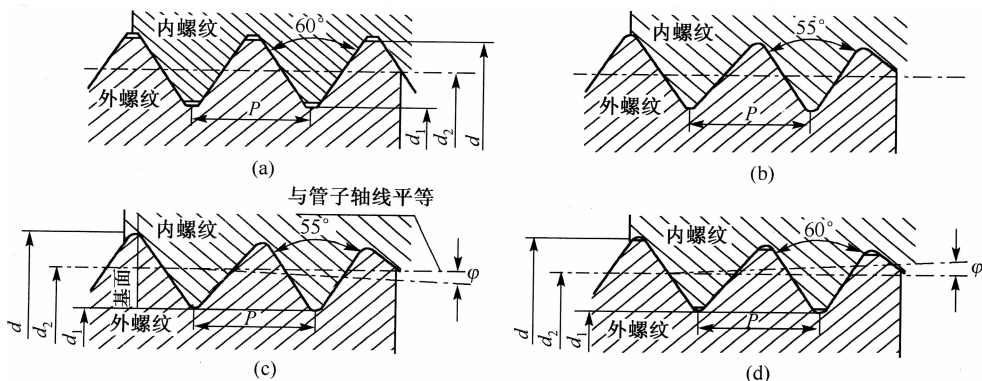


图 4-1 连接螺纹

国家标准中把牙型角 $\alpha = 60^\circ$ 的三角形米制螺纹称为普通螺纹,以大径 d 为公称直径,如图 4-1(a) 所示。同一公称直径的普通螺纹,可以有多种螺距,其中螺距最大的螺纹称为粗牙螺纹,其余都称为细牙螺纹,如图 4-2 所示。细牙螺纹因螺距小;故 α 角小、自锁性更好、强度高,但不耐磨,容易滑扣。一般连接多用粗牙普通螺纹。细牙螺纹常用于切制粗牙螺纹对强度影响较大的零件(如细轴、管状零件)或受冲击振动和变载荷的连接中,也可用做微调机构的调节螺纹。

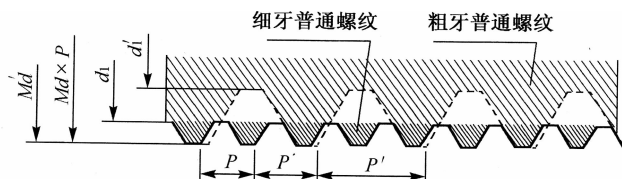


图 4-2 粗牙螺纹和细牙螺纹

管螺纹牙型角 α 多为 55° ，牙顶有较大的圆角，内外螺纹旋合后无径向间隙，以保证旋合的紧密性。管螺纹为英制细牙螺纹，它又根据是否用螺纹密封分为圆柱管螺纹[图 4-1(b)] 和圆锥管螺纹[图 4-1(c)]。

螺纹的完整标记由螺纹代号、中径公差带代号组成。对于左旋螺纹，应在螺纹尺寸代号之后加注左旋代号“LH”；对于粗牙螺纹，在螺纹尺寸代号中不注出螺距值。标记示例：M16，表示公称直径为 16mm 的粗牙螺纹；M10 \times 1.25LH，表示公称直径为 10 mm 的左旋细牙螺纹，螺距 P 为 1.25 mm。

管螺纹的公称直径是管子的公称通径(英寸)。圆柱管螺纹广泛应用于水、煤气、润滑及压强在 1.6 MPa 以下的管路系统的连接中。

圆锥管螺纹的螺纹分布在 1:16 的圆锥管壁上。螺纹旋合后，利用本身的变形来保证连接的紧密性，不需要任何填料，密封简单，旋合迅速，适用于紧密性要求较高的管路连接中。

锥螺纹与圆锥管螺纹相似，螺纹也分布在锥度为 1:16 的圆锥管壁上，但它是牙型角为 60° 的米制螺纹，且螺纹牙顶为平顶，如图 4-1(d) 所示。该螺纹多用于汽车、运输机械、航空机械和机床的燃料、油、水、气输送管路系统中。

(二) 传动螺纹

传动螺纹是用来传递运动和动力的螺纹。与连接螺纹相比，它的牙型角 α 较小，因此，当量摩擦系数小，传动效率高。常用的有矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹，如图 4-3 所示。

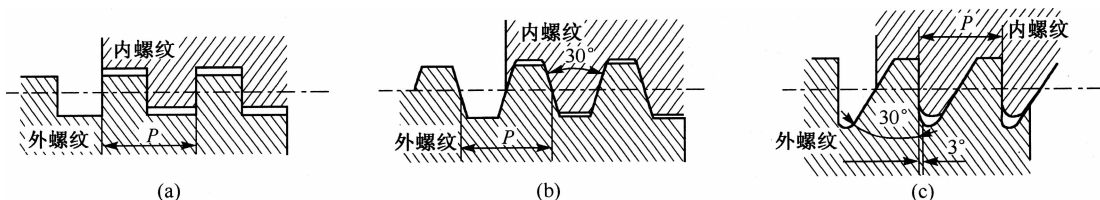


图 4-3 传动螺纹

如图 4-3(a) 所示，由于矩形螺纹的牙型角 α 为 0° ，当量摩擦系数最小($f_v = f$)，故传动效率最高，但其牙根强度较低，精加工困难，螺纹牙磨损后难以补偿，传动精度较低，故应用较少，也没有标准化，目前已逐渐被梯形螺纹所代替。

如图 4-3(b) 所示，梯形螺纹的牙型角 α 为 30° 与矩形螺纹相比，梯形螺纹的效率略低，但牙根强度较高，工艺性好，对中性好。如用剖分螺母，还可以利用径向位移消除因磨损而造成的间隙，因此是最常用的传动螺纹。

如图 4-3(c) 所示，牙型角 α 为 33° ，锯齿形螺纹的牙型为不等腰梯形。 3° 的工作面主要用来承受载荷，其传动效率高； 30° 的非工作面主要用来增强螺纹牙根的强度，所以它综合了矩形螺纹传

动效率高和梯形螺纹牙根强度高、对中性好的优点,但只适用于单向受力的传动中,如起重螺旋、螺旋压力机、大型螺栓连接等。

二、螺纹的主要参数

以普通圆柱外螺纹为例说明螺纹的主要几何参数(见图 4-4)。

① 大径 d 。螺纹的最大直径,即与螺纹牙顶相重合的假想圆柱面的直径,在标准中定为公称直径。

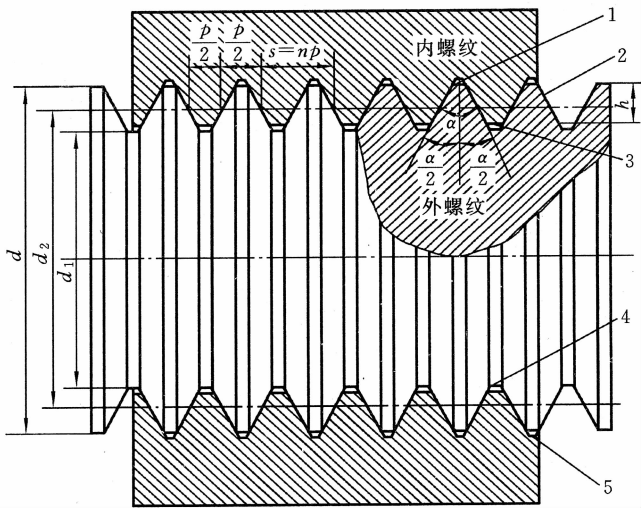


图 4-4 螺纹的主要几何参数

1—牙顶(外螺纹);2—牙侧;3—牙顶(内螺纹);4—牙底(外螺纹);5—牙底(内螺纹)

② 小径 d_1 。螺纹中的最小直径,即与螺纹牙底相重合的假想圆柱面的直径,在强度计算中常作为螺纹杆危险截面的计算直径。

③ 中径 d_2 。通过螺纹轴向截面内牙型上的沟槽和凸起宽度相等处的假想圆柱面的直径,近似等于螺纹的平均直径, $d_2 \approx (d_1 + d_2)/2$ 。中径是确定螺纹几何参数和配合性质的直径。

④ 牙型。轴向截面内,螺纹牙的轮廓形状。

⑤ 牙型角。螺纹牙型上,相邻两牙侧间的夹角。

⑥ 线数 n 。螺纹的螺旋线数目。沿一根螺旋线形成的螺纹称为单线螺纹;沿两根以上的等距螺旋线形成的螺纹称为多线螺纹,见图 4-5。常用的连接螺纹要求自锁性,故,多用单线螺纹;传动螺纹要求效率高,故多用多线螺纹。

⑦ 螺距 P 。螺纹相邻两个牙型上对应点间的轴向距离。

⑧ 导程 s 。同一螺旋线上相邻两个牙型上对应点间的轴向距离,单线螺纹 $s = p$;多线螺纹 $s = np$,见图 4-5。

⑨ 螺纹升角 φ 。螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面间的夹角。在螺纹的不同直径处,螺纹升角不同。通常按螺纹中径 d_2 处计算。

⑩ 接触高度 h 。内外螺纹旋合后的接触面的径向高度。

⑪ 螺纹旋向。分为左旋和右旋。

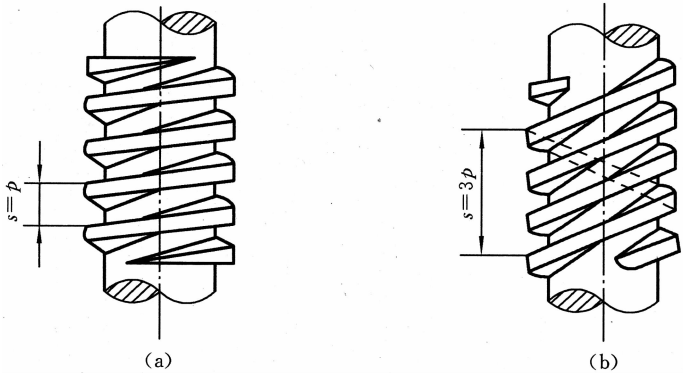


图 4-5 单线螺纹和多线螺纹

(a) $n = 1$; (b) $n = 3$

三、螺纹连接的类型

螺纹联接使用的紧固件多为标准件,常用的有螺栓、双头螺柱、螺钉和紧定螺钉等。

所谓紧螺栓联接就是指拧紧的螺栓联接,不拧紧的称为松联接,后者应用较少。

按螺栓主要受力状况不同可分为受拉螺栓联接和受剪螺栓联接两种,所用螺栓的结构形式和联接的结构细节也有所不同,前一种制造和装拆方便,应用广泛,后一种多用于板状件的联接,有时兼起定位作用。

(一) 螺栓联接

图 4-6(a) 为普通孔螺栓联接,在被联接件上开有通孔,插入螺栓后在螺栓的另一端拧上螺母。被联接件上的通孔与螺栓杆之间存在间隙,通孔的加工精度要求不高。这种联接的特点为:无需在被联接件上切制螺纹,使用不受被联接件材料的限制。构造简单,装拆方便,应用最广。用于可制通孔的场合。图 4-6(b) 为铰制孔螺栓联接。螺栓杆与孔之间采用基孔制过渡配合(H7/m6、H7/n6)。这种联接能精确固定被联接件的相对位置,并能承受横向载荷,但孔的加工精度要求较高。

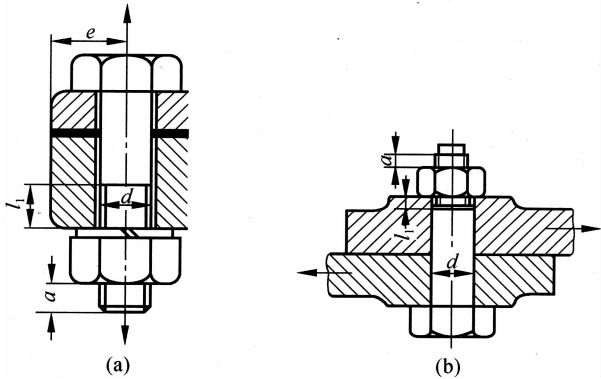


图 4-6 螺栓联接

螺纹余留长度 l_1 ; 受拉螺栓联接静载荷 $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d$, 变载荷 $l_1 \geq 0.75d$; 冲击、弯曲载荷 $l_1 \geq d$, 受剪螺栓联接, l_1 尽可能小; 螺纹伸出长度 $a \approx (0.2 \sim 0.3)d$; 螺栓轴线到被联接杆件边缘的距离 $e = d + (3 \sim 6)\text{mm}$

(二) 双头螺柱联接

图 4-7(a) 为双头螺柱联接, 这种联接适用于结构上不能采用螺栓联接的地方。比如被联接件之一太厚, 难以制作通孔, 材料比较软, 且需要经常拆卸和安装。这种联接结构紧凑, 但拆卸时比较困难。

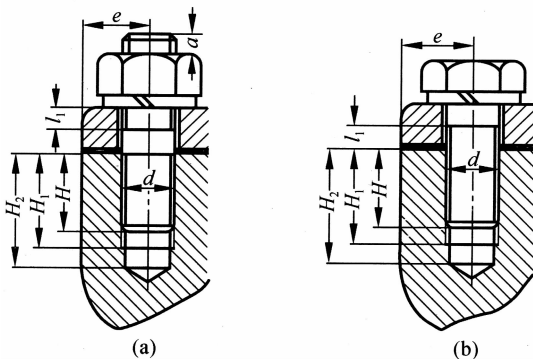


图 4-7 双头螺柱与螺钉联接

螺纹旋入深 H , 当螺纹孔零件为: 钢或青铜 $H \approx d$; 铸铁 $H = (1.25 \sim 1.5)d$ 铝合金 $H = (1.5 \sim 2.5)d$; 螺纹孔深度 $H_1 = H + (2 \sim 2.5)p$ 钻孔深度 $H_2 = H_1 + (0.5 \sim 1)d$, l_1 、 a 、 e 同上。

(三) 螺钉联接

图 4-7(b) 为螺钉联接, 这种联接的特点是螺钉直接拧入被联接件的螺纹孔中, 无须螺母, 外表面光整, 在结构上比双头螺柱联接简单、紧凑。用途与双头螺柱相似, 但如经常装拆, 易使螺纹孔磨损, 可能导致被联接件失效, 一般多用于受力不大, 或不需要经常装拆的场合。

(四) 紧定螺钉联接

如图 4-8 所示为紧定螺钉联接, 它是将螺钉直接拧入零件的螺纹通孔中, 利用螺钉末端顶住另一零件的表面, 或顶入相应的凹坑中, 以固定两个零件的相对位置, 并可以传递不大的力矩。

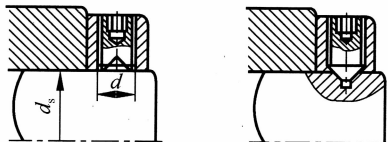


图 4-8 紧定螺钉联接

四、标准连接件

螺纹连接件的形式有很多, 在机械制造中常见的螺纹连接件有螺栓、双头螺柱、螺钉、螺母和

垫圈等。这些零件的结构形式和尺寸都已经标准化,设计时可根据有关标准选用。

(一) 螺栓

螺栓是应用最广的螺纹连接件,它是一端有头,另一端有螺纹的柱形零件(见图 4-9)。按制造精度分为 A、B、C 三级,通用机械中多用 C 级。螺杆部可以制造出一段螺纹或全螺纹,螺纹可用粗牙或细牙。

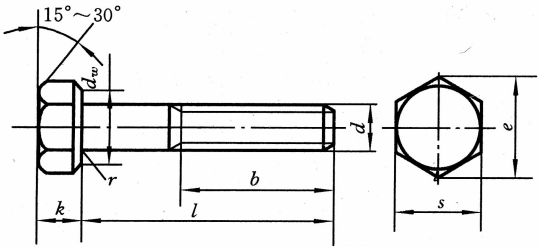


图 4-9 螺栓

(二) 双头螺柱

双头螺柱没有钉头,它的两端都有螺纹(见图 4-10)。适用于被连接件之一太厚不宜加工通孔的场合,一端常用于旋入铸铁或有色金属的螺纹孔中,旋入后即不拆卸,另一端则用于安装螺母固定被连接零件。

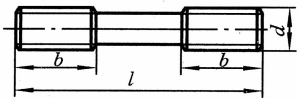


图 4-10 双头螺柱

(三) 螺钉

螺钉结构与螺栓大体相同,但头部形状较多,以适应扳手、螺丝刀的形状。它可分为连接螺钉[见图 4-11(a)]和紧定螺钉[见图 4-11(b)]两种。适用场合与双头螺柱类似,但不易经常装拆。

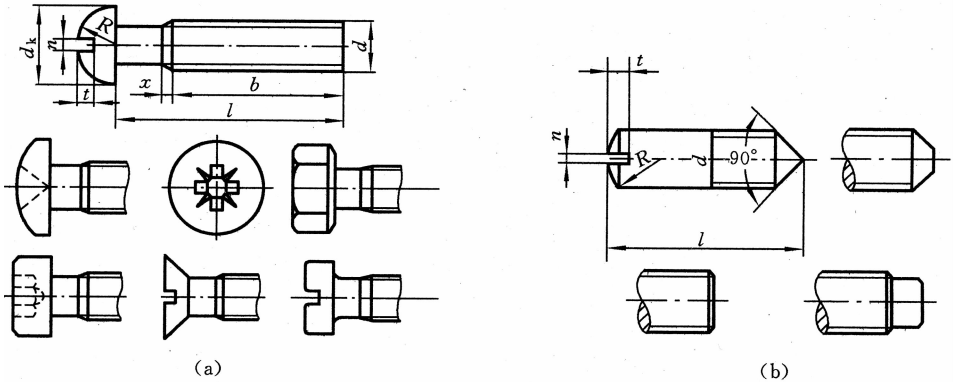


图 4-11 连接螺钉和紧定螺钉

(a) 连接螺钉;(b) 紧定螺钉

(四) 螺母

螺母有各种不同的形状,以六角螺母应用最广。按螺母的厚度不同,分为标准螺母和薄螺母两种规格[见图 4-12 (a)]。薄螺母常用于受剪切力的螺栓或空间尺寸受限制的场合。在需要快速装拆的地方,可采用蝶形螺母[见图 4-12(b)]。开槽螺母[见图 4-12(c)] 则用于防松装置中。

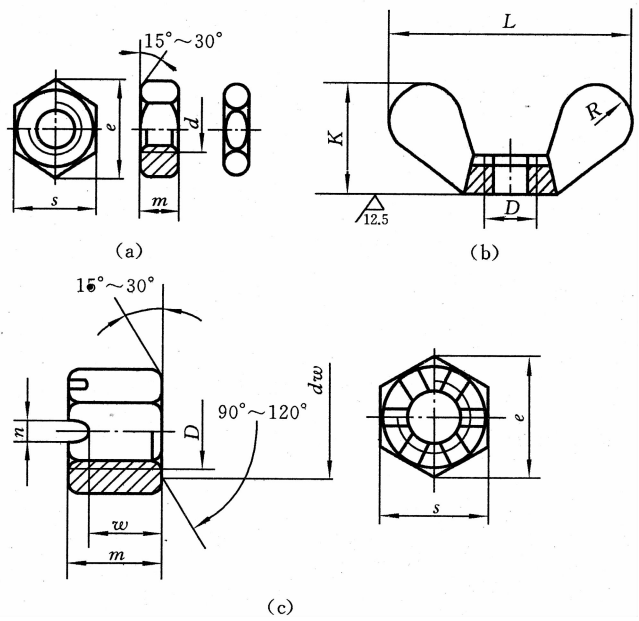


图 4-12 各种形式的螺母

(a) 标准螺母和扁螺母;(b) 蝶形螺母;(c) 开槽螺母

第二节 螺纹连接的预紧和防松

一、螺纹连接的预紧

绝大多数螺纹连接在装配时必须拧紧,使连接在承受工作载荷之前,就受力的作用。这种在装配时需要预紧的螺纹连接为紧螺栓连接。

在紧螺栓连接中,螺栓在拧紧后承受工作载荷之前受到的预加作用力称为预紧力。预紧力的大小对螺纹连接的可靠性、紧密性和防松能力有很大的影响。当预紧力不足时,在承受工作载荷后,被连接件之间可能会出现缝隙,或发生相对位移。对于普通螺栓连接,预紧还可以提高连接件的疲劳强度。但当预紧力过大时,则可能使连接过载,甚至断裂破坏。因此,为了保证连接所需的预紧力,又不使连接件过载,对于重要的紧螺栓连接,如汽缸盖、压力容器盖、管路凸缘、齿轮箱等的连接,装配时要控制预紧力的大小。

预紧力 F_0 的大小可以通过控制预紧力矩 T 来控制。在螺纹连接拧紧装配时,螺栓和被连接

件都受到预紧力 F_0 的作用,设拧紧螺母所需的预紧力矩为 T ,要克服螺纹副的摩擦力矩为 T_1 ,螺母与支承面间的摩擦力矩为 T_2 ,因此,拧紧力矩 T 为

$$T = T_1 + T_2 \quad (4-1)$$

根据螺旋副的受力关系,有

$$T_1 = F_0 \frac{d_2}{2} \tan(\Psi + \varphi_v) \quad (4-2)$$

$$T_2 = \frac{1}{3} f F_0 \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \quad (4-3)$$

将式(4-3)、式(4-2)代入式(4-1),整理得

$$T = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \tan(\Psi + \varphi_v) + \frac{2fD_0^3 - d_0^3}{3dD_0^2 - d_0^2} \right] F_0 d = K_t F_0 d \quad (4-4)$$

式中, Ψ 为螺旋升角($^\circ$); φ_v 为螺旋副的当量摩擦角($^\circ$); D_0 为螺纹中径(mm); d_2 为螺纹外径(mm); f 为螺母与支承面间的摩擦系数; K_t 表示拧紧力矩系数,为 $0.1 \sim 0.3$,通常取平均值 0.2 。

将 $K_t = 0.2$ 代入式(4-4)中,得近似公式为

$$T = 0.2 F_0 d \quad (4-5)$$

对于一定公称直径的螺栓,当所要求的预紧力 F_0 已知时,即可按式(4-5)确定扳手的拧紧力矩 T 。在实际装配时,对于一般用途的螺纹连接,其连接预紧力的大小通常靠工人的经验来控制,重要的螺纹连接则应根据所需预紧力 F_0 的大小按计算值控制拧紧力矩。控制拧紧力矩的专用工具很多,如测力矩扳手、定力矩扳手、电动扳手和风动扳手等。测力矩扳手如图 4-13(a) 所示,它根据扳手上弹性元件在拧紧力矩作用下所产生的弹性变形量来指示拧紧力矩的大小;定力矩扳手如图 4-13(b) 所示,它利用当达到要求的拧紧力矩时,弹簧受压自动打滑的原理来控制拧紧力矩的大小,所需拧紧力矩的大小可以通过调整螺钉来设定。

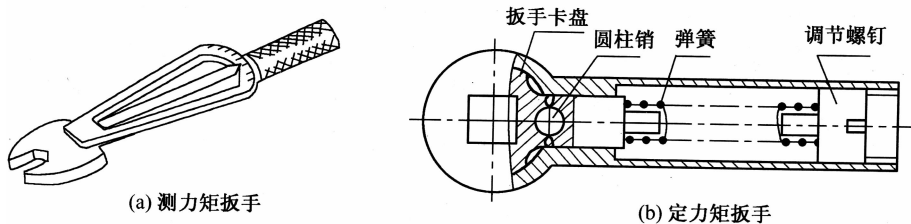


图 4-13 测力矩扳手与定力矩扳手

此外,如需精确控制预紧力,也可采用装配时测量螺栓伸长量或规定开始拧紧后的扳动角度或圈数等方法。对于大型连接,还可利用液力来拉伸螺栓,或通过电热、蒸汽加热等方法,使螺栓伸长到需要的变形量,再把螺母拧到与被连接件相贴合的位置。

特别注意的是,直径小的螺栓拧紧时容易过载拉断,因此,对于需要预紧的重要螺栓连接,不宜选用小于 M12 的螺栓。

在上述各种控制预紧力的方法中,以控制预紧力矩的方法应用最普遍,但测得的预紧力值误差大,一般在 $\pm 25\%$ 且分散;而测量螺栓伸长量的方法误差最小,一般为 $\pm (3 \sim 5)\%$,但这种方法比较麻烦,仅用于特殊需要的场合。

为了充分发挥螺纹连接的潜力,保证连接的可靠性,同时又不会因预紧力过大而使螺栓被拉

断,螺栓的预紧力 F_0 通常控制在小于其材料屈服极限 σ_s 的 80%。对于一般机械, $F_0 = (0.5 \sim 0.7)\sigma_s A_1$, 其中 $A_1 = \pi d_2^2/4$ 。

对于重要的螺栓连接,在产品技术文件和装配图样中应注明预紧力或拧紧力矩指标,以便在装配时予以保证。

二、螺纹连接的防松

螺纹连接件一般采用单线普通螺纹。螺纹升角 $\varphi = 1^\circ 42' \sim 3^\circ 2'$, 小于螺旋副的当量摩擦角 $\varphi_v = 6.5^\circ \sim 10.5^\circ$ 。因此,连接螺纹都能满足自锁条件 $\varphi < \rho_v$ 。但在冲击、振动或变载荷的作用下,螺旋副间的摩擦力可能减小或瞬间消失。这种现象多次重复后,就会使连接松脱。在高温或温度变化较大的情况下,由于螺纹连接件和被连接件的材料发生蠕变和应力松弛,也会使连接中的预紧力和摩擦力逐渐减小,最终将导致连接失效。因此,为了防止连接的松脱,保证连接安全可靠,设计时必须采取有效的防松方法。

防松的根本问题在于防止螺旋副发生相对转动。防松的方法按其工作原理可分为摩擦防松、机械防松以及铆冲防松等。螺纹连接常用的防松方法包括摩擦防松法和机械防松法两种。

(一) 摩擦防松法

1. 对顶螺母

其结构形式如图 4-14 所示, 两螺母对顶拧紧后,旋合螺纹间始终受到附加的压力和摩擦力的作用。工作载荷向左、右变动时,该摩擦力仍然存在。但螺纹牙存在比较严重的受载不均的现象。结构简单,适用于平稳、低速和重载的固定装置上的连接。

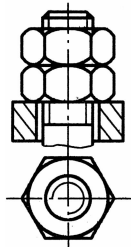


图 4-14 对顶螺母

2. 弹簧垫圈

螺母拧紧后,靠垫圈压平面产生的弹性反力使旋合螺纹间压紧。同时垫圈斜口的尖端抵住螺母与被连接件的支承面也有防松作用(图 4-15)。结构简单,使用方便,但由于垫圈的弹力不均,在冲击、振动的工作条件下,其防松效果较差,一般用于不太重要的连接。

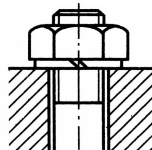


图 4-15 弹簧垫圈

3. 自锁螺母

自锁螺母的结构形式如图 4-16 所示,螺母一端制成非圆形收口或开缝后径向收口。当螺母拧紧后,收口胀开,利用收口的弹力使旋合螺纹间压紧。具有结构简单,防松可靠,可以多次装拆而不降低防松性能的特点。

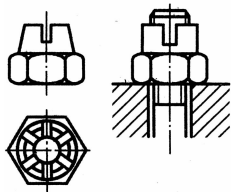


图 4-16 自锁螺母

(二) 机械防松法

1. 开口销与六角开槽螺母

结构形式如图 4-17,六角开槽螺母拧紧后,将开口销穿入螺栓尾部小孔和螺母的槽内,并将开口销尾掰开与螺母侧面贴紧,也可用普通螺母代替六角开槽螺母,但须拧紧螺母后再配钻销孔。适用于较大冲击、振动的高速机械中运动部件的连接。

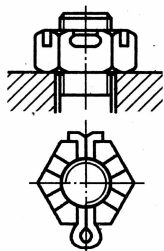


图 4-17 开口销与六角开槽螺母

2. 止动垫圈

止动垫圈的结构形式如图 4-18 所示,螺母拧紧后,将单耳或双耳止动垫圈分别向螺母和被连接件的侧面折弯贴紧,即可将螺母锁住。若两个螺栓需要双联锁紧时,可采用双联止动垫圈,使两个螺母相互制动。具有结构简单,使用方便,防松可靠的特点。

3. 串联钢丝

串联钢丝的结构如图 4-19 所示,用低碳钢钢丝穿入各螺钉头部的孔内,将各螺钉串联起来,使其相互止动,使用时必须注意钢丝的穿入方向[图(a) 正确,图(b) 错误]。适用于螺栓组连接,防松可靠,但装拆不便。

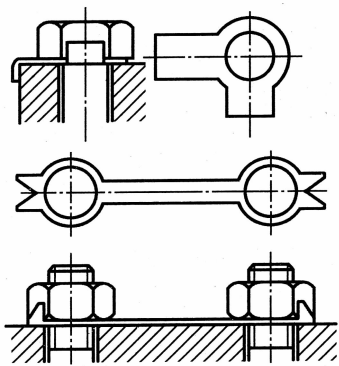


图 4-18 止动垫圈

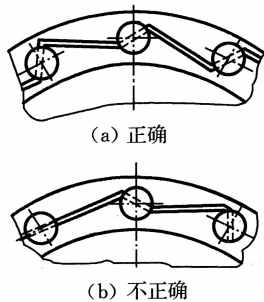


图 4-19 串联钢丝

第三节 单个螺栓连接的受力分析和强度计算

一、受拉螺栓连接的强度计算

普通螺栓连接大多属于受拉螺栓。按其装配时是否需要预紧,又分为松螺栓连接和紧螺栓连接。松螺栓连接装配时不需要拧紧,在承受工作载荷之前,螺栓不受力,工作时只有工作载荷 F 起拉伸作用,例如拉杆、起重吊钩、起重滑轮等的连接。紧螺栓连接装配时必须拧紧,在承受工作载荷之前,螺栓已经受到预紧力的作用。两者的受力状况不同,因而强度计算方法是不同的。

(一) 受拉紧螺栓连接

1. 只承受预紧力的受拉紧螺栓连接

受横向工作载荷及受转矩作用的普通螺栓组连接中的螺栓,在拧紧后的受力状况多属于此,如图 4-20 所示。但在预紧过程中,螺栓除受预紧力 F_0 的作用而产生拉应力 σ 外,还受到螺纹副间摩擦阻力矩 T_1 的作用,从而产生扭转切应力 τ 。因此,当对这类螺栓进行强度计算时,应综合考虑拉伸应力和扭转切应力的作用。其中,螺栓危险剖面的拉应力为

$$\sigma = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \quad (4-6)$$

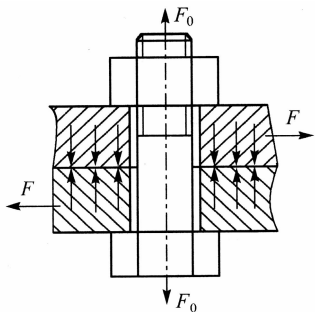


图 4-20 承受横向载荷的紧螺栓连接

螺栓危险剖面的扭转切应力为

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{F_0 \tan(\Psi + \varphi_v) \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16}d_1^3} = \frac{\tan\Psi + \tan\varphi_v}{1 - \tan\Psi \tan\varphi_v} \frac{2d_2}{d_1} \frac{4F_0}{\pi d_1^2} \quad (4-7)$$

对于 M10 ~ M64 的普通螺栓, $d_2 \approx 1.06d_1$, $\Psi \approx 2^\circ 50'$, 取 $\arctan\varphi_v \approx 0.17$, 代入式(4-7)得

$$\tau = 0.5\sigma$$

螺栓一般由塑性材料制成, 在拉、扭复合应力作用下, 可由第四强度理论求得螺栓在预紧状态下的计算应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\sigma^2 + 3(0.5\sigma)^2} \approx 1.3\sigma$$

由此可以得出结论: 对于受预紧力 F_0 作用的受拉紧螺栓(普通螺栓)连接, 在拧紧时必然同时受到拉伸和扭转所产生的复合应力作用, 但在计算时仍可按纯拉伸来计算螺栓的强度, 只需将所受拉力(预紧力)增大 30%, 以考虑扭转的影响即可。因此, 螺栓危险剖面的强度条件为

$$\sigma_{ca} = 1.3\sigma \leq [\sigma]$$

即

$$\frac{1.3F_0}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma]$$

设计公式为

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_0}{\pi[\sigma]}} \quad (4-8)$$

式中各符号的意义及单位如前所述。

这种受力形式的螺栓连接, 为保证连接的可靠性, 通常所需的预紧力较大, 从而使螺栓的结构尺寸增大。为此, 可采用各种减载零件来承担横向载荷, 如图 4-21 所示。

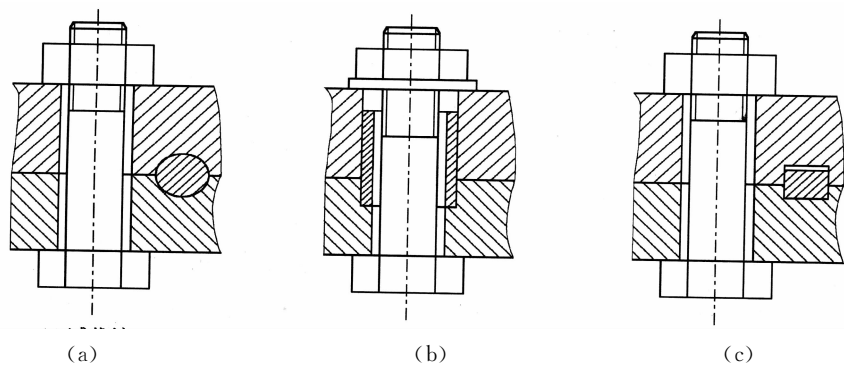


图 4-21 承受横向载荷的减载零件

(a) 减载销;(b) 减载套筒;(c) 减载键

2. 承受预紧力和工作拉力的手拉紧螺栓连接

这种受力形式的紧螺栓连接应用最广,常出现在受轴向载荷或受翻转力矩的螺栓组连接中。由于螺栓即受预紧力 F_0 作用又受工作拉力 F 作用,因此应首先确定螺栓的总拉力 F_2 ,再进行强度计算。特别指出的是,当螺栓承受工作拉力时,由于螺栓和被连接件弹性变形的影响,螺栓的总拉力 F_2 并不仅与预紧力 F_0 和工作拉力 F 有关,还与螺栓刚度 C_b 和被连接刚度 C_m 有关,即 $F_2 \neq F_0 + F$,应根据静力平衡条件和变形协调条件进行分析。

现就汽缸盖中的一个螺栓连接在装配、拧紧、承受工作拉力过程中的受力和变形关系进行分析,如图 4-22 所示,确定螺栓所受的总拉力 F_2 的值。

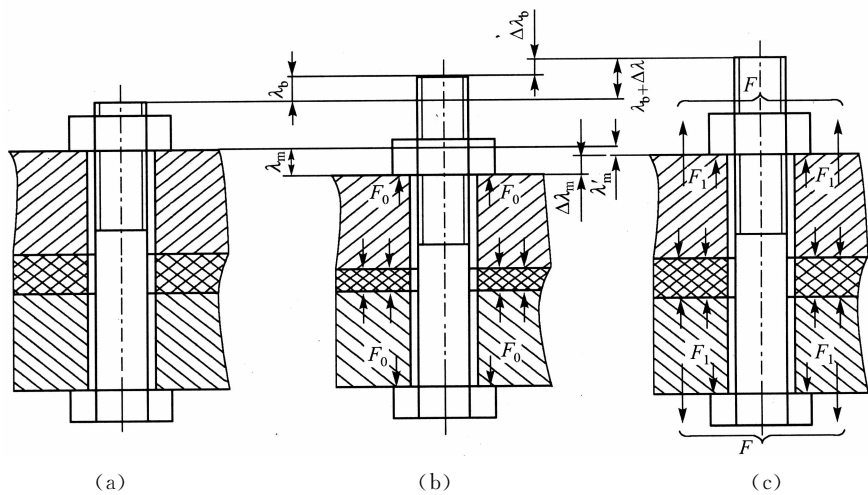


图 4-22 单个紧螺栓连接的受力变形图

(a) 未拧紧时;(b) 已拧紧时;(c) 已承受工作载荷时

图 4-22(a) 所示的是螺母刚好拧到与被连接件接触的情况。此时,螺栓与被连接件均未受力,也未产生变形。

当拧紧螺母后,如图 3-12(b) 所示。在预紧力 F_0 的作用下,螺栓产生伸长变形 λ_b ,被连接件产

生压缩变形 λ_m 。

现在把轴向工作拉力 F 作用于已预紧的螺栓上,如图 4-22 (c) 所示。螺栓因所受的拉力由 F_0 增加到 F_2 相应的变形量也增加 $\Delta\lambda_b$,螺栓总的伸长变形则为 $\lambda_b + \Delta\lambda_b$ 。与此同时,预紧后受压的被连接件,因螺栓伸长而有所放松,其压缩量较前减小了 $\Delta\lambda_m$ 。根据变形协调条件,被连接件压缩变形的减小量应等于螺栓拉伸变形的伸长量,即 $|\Delta\lambda_b| = |\Delta\lambda_m| = \Delta\lambda$ 。被连接件的压缩力由 F_0 减至 F_1 , F_1 称为残余预紧力。从而可知,紧螺栓连接受轴向工作拉力后,由于预紧力 F_0 变为残余预紧力 F_1 ,所以,螺栓所受的总拉力 F_2 等于残余预紧力 F_1 和工作拉力 F 之和。

还可用力—变形关系线图对螺栓和被连接件的受力与变形关系进行进一步的分析。

图 4-23 (a) 表示螺栓和被连接件仅受预紧力时的受力变形关系,此时,螺栓的拉力和被连接件的压缩力相同,都等于预紧力 F_0 。但由于两者的刚度不同,即 $C_b \neq C_m$ ($C_b = \tan\theta_b$, $C_m = \tan\theta_m$),所以变形量不同,即 $\lambda_b \neq \lambda_m$ 。

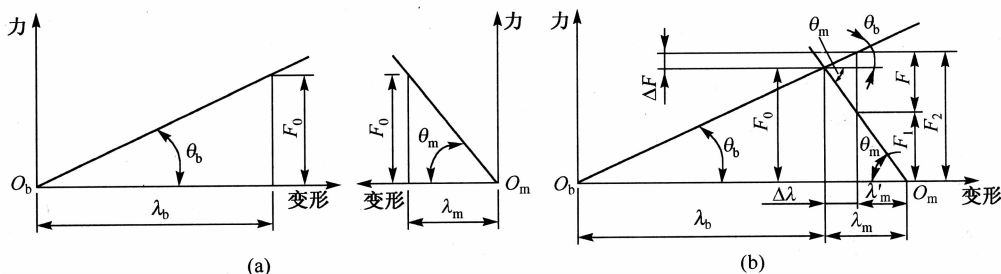


图 4-23 单个螺栓连接的受力变形图

图 4-23 (b) 表示承受工作拉力 F 后的受力变形关系。在 F 的作用下,螺栓的总拉力由 F_0 增加至 F_2 ,其总伸长量增至 $\lambda_b + \Delta\lambda$,被连接件的压缩力由 R 减小至残余预紧力 F_1 ,其总压缩量减至 $\lambda_m + \Delta\lambda$ 。由力—变形关系线图仍可得螺栓所受的总拉力 F_2 等于残余预紧力 F_1 和工作拉力 F 之和,即

$$F_2 = F_1 + F$$

由图 4-23(a) 可知

$$\frac{F_0}{\lambda_b} = \tan\theta_b = C_b$$

$$\frac{F_0}{\lambda_m} = \tan\theta_m = C_m$$

式中, C_b 、 C_m 分别为螺栓和被连接杆件的刚度,为定值。

由图 4-23 (b) 可得

$$F_0 = F_1 + (F - \Delta F) \quad (4-9)$$

$$\frac{\Delta F}{F - \Delta F} = \frac{\Delta\lambda \tan\theta_b}{\Delta\lambda \tan\theta_m} = \frac{C_b}{C_m} \quad (4-10)$$

可推得

$$\Delta F = \frac{C_b}{C_b + C_m} F \quad (4-11)$$

将式(4-11)代入式(4-9),得螺栓的预紧力 F_0 与工作载荷 F 、残余预紧力 F_1 的关系为

$$F_0 = F_1 + \left[1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right] F = F_1 + \frac{C_m}{C_b + C_m} F \quad (4-12)$$

由图 4-23(b) 及式(4-11) 可得,螺栓的总拉力 F_2 与预紧力 F_0 、工作载荷 F 的关系为

$$F_2 = F_0 + \Delta F = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F \tag{4-13}$$

考虑到螺栓在总拉力 F_2 作用下,螺栓可能松动而需要补充拧紧,为此应将总拉力增加 30%,以考虑扭转切应力的影响,故螺栓在危险剖面的强度条件为

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_2}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma] \tag{4-14}$$

设计公式为

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_2}{\pi[\sigma]}} \tag{4-15}$$

由式(4-13) 可知,螺栓的总拉力等于预紧力 F_0 加上部分工作载荷 ΔF ,而不是全部工作载荷 F 。式中, $\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 为螺栓的相对刚度,其值对螺栓的受力影响很大。在同样的载荷条件下,若被连接件的刚度很大,而螺栓刚度很小,则螺栓的相对刚度趋于零,此时螺栓所受的总拉力 F_2 趋于 F_0 ,即总拉力增加很少。反之,若螺栓的刚度很大,而被连接件刚度很小,则螺栓的相对刚度趋于 1,此时螺栓所受的总拉力 F_2 趋于 $F_0 + F$,即总拉力增加很多。因此,在螺栓连接的设计中,为了减小螺栓的受力,提高螺栓连接的强度和承载能力,应尽量使 $\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 值小一些。

$\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 的大小与螺栓及被连接件的材料、尺寸和结构形状有关,其值在 0 ~ 1 之间,可通过实验或计算确定。设计时可按表 3-1 选取。

表 4-1 螺母连接的相对刚度 $\frac{C_b}{(C_b + C_m)}$

| 垫片材料 | 金属垫片或无垫片 | 皮革垫片 | 铜皮石棉垫片 | 橡胶垫片 |
|---------------------------|-----------|------|--------|------|
| $\frac{C_b}{(C_b + C_m)}$ | 0.2 ~ 0.3 | 0.7 | 0.8 | 0.9 |

由图 4-22(b) 可见,如果工作载荷 F 过大,将使残余预紧力过小甚至为零,此时连接的接合面会出现缝隙,这是连接的失效,是不允许的。为了保证连接的紧密性,防止连接受载后产生缝隙,应使残余预紧力 F_1 大于零。对于不同要求的连接,建议残余预紧力 F_1 按表 4-2 推荐值选取。

表 4-2 残余预紧力 F_1 的推荐值

| 连接性质 | 残余预紧力 F_1 推荐值 | 连接性质 | 残余预紧力 F_1 推荐值 |
|------|-------------------|-----------|-------------------|
| 一般连接 | $(0.2 \sim 0.6)F$ | 冲击载荷 | $(1.0 \sim 1.5)F$ |
| 变载荷 | $(0.6 \sim 1.0)F$ | 压力容器或重要连接 | $(1.5 \sim 1.8)F$ |

对于受轴向变载荷的重要连接如内燃机汽缸盖的螺栓连接,除按式(4-14)、式(4-15) 进行静强度计算外,还应对连接螺栓进行疲劳强度校核。如图 4-24 所示的汽缸盖螺栓组连接,由于汽缸反复进气、压缩、燃烧、排气,所以螺栓所受工作拉力在 0 ~ F 之间变化,因而螺栓所受的总拉力将在 $F_0 \sim F_2$ 之间变化,如图 4-24 所示。螺栓危险剖面上的最大拉应力和最小拉应力分别为

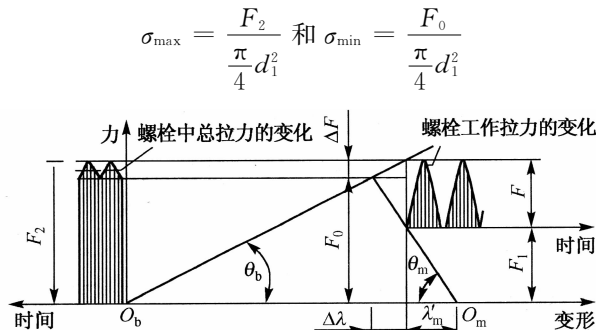


图 4-24 受轴向变载荷的螺栓连接

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{C_b}{C_b + C_m} \frac{2F}{\pi d_1^2}$$

受变载荷的零件多为疲劳破坏,应力幅的大小是影响变载荷零件疲劳强度的主要因素。因此,螺栓疲劳强度的校核公式为

$$\sigma_a = \frac{C_b}{C_b + C_m} \frac{2F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_a] \quad (4-16)$$

式中, $[\sigma_a]$ 为变载荷时的许用应力幅(MPa)。 $[\sigma_a] = \varepsilon_{-1T} / S_a k_\sigma$, ε_{-1T} 为螺栓材料的对称环拉压应力疲劳极限(MPa)。

(二) 受拉松螺栓连接

如图 4-25 所示,起重滑轮的螺栓连接即为松螺栓连接。螺栓工作时只有载荷 F 起拉伸作用(忽略自重),工作载荷即为螺栓所受的拉力,故其设计准则是保证螺栓的抗拉强度。

强度条件为

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma] \quad (4-17)$$

设计公式为

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad (4-18)$$

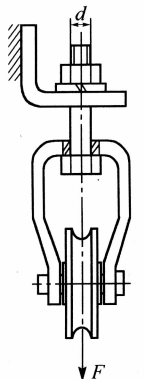


图 4-25 起重滑轮螺栓连接

式中, F 为工作拉力(N); d 为螺栓的小径(mm); $[\sigma]$ 为螺栓材料的许用拉应力(MPa)。

二、铰制孔螺栓连接

铰制孔螺栓靠侧面直接承受横向载荷(见图 4-26),连接的主要失效形式是:螺栓被剪断及螺栓或孔壁被压溃。因此计算

剪切强度

$$\tau = \frac{F}{m \frac{\pi}{4} d_0^2} \leq [\tau] \quad (4-19)$$

挤压强度

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \quad (4-20)$$

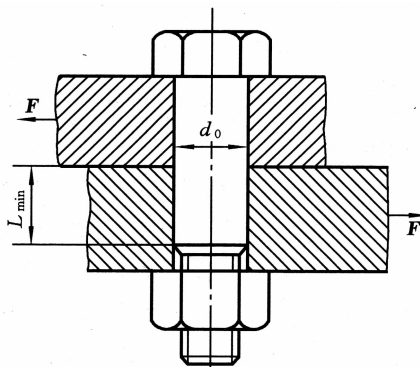


图 4-26 铰制孔螺栓连接

式中, F 为单个螺栓的工作剪力(N); d_0 为铰孔直径(mm); m 为螺栓的剪切工作面数目; L_{\min} 为螺栓与孔壁间的最小接触长度(mm), 建议 $L_{\min} \geq 1.25d_0$; $[\tau]$ 、 $[\sigma_p]$ 为螺栓材料的许用切应力、螺栓或孔壁的许用挤压应力(MPa)。

第三节 螺栓组连接设计

设计螺栓组联接时,首先需要选定螺栓的数目及布置方式,然后确定螺栓联接的结构尺寸。在确定螺栓的尺寸时,对于不重要的螺栓联接,可以参考现有的机械设备,用类比法确定,不再进行强度校核。但对于重要的联接,应根据联接的工作载荷,分析各螺栓的受力状况,找出受力最大的螺栓进行强度校核。

螺栓组连接结构设计的目的合理确定连接结合面的几何形状和螺栓的布置形式,使各螺栓和结合面间受力均匀,便于加工和装配。因此,螺栓组连接的结构设计原则有以下几个方面。

(一) 连接结合面的几何形状尽可能简单

常使结合面设计成轴对称的简单几何形状,且螺栓对称布置,螺栓组的对称中心与连接结合面的形心重合,如图 4-27 所示。这样,便于加工和安装,易于保证连接结合面受力均匀,结合牢固

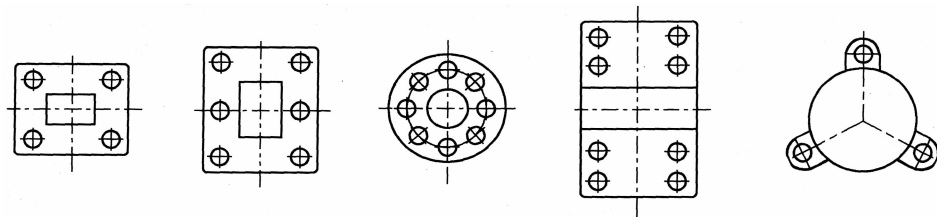


图 4-27 螺栓组连接结合常用形状及螺栓布置方案

(二) 螺栓的布置要求使各螺栓受力合理

主要设计原则有:对称布置螺栓,使螺栓组的对称中心和连接结合面的形心重合,从而保证连接结合面受力比较均匀,如图 4-28(a) 所示;当螺栓组承受横向载荷时,为了使各螺栓受力尽量均匀,不要在平行于工作载荷的方向上成排设计 8 个以上的螺栓,如图 4-28(b) 所示;当螺栓组承受弯矩或转矩时,为了减小螺栓的受力,应使螺栓的位置尽量靠近连接结合面的边缘,如图 4-28(c) 所示,而如图 4-28(d) 所示的布置则不合理。

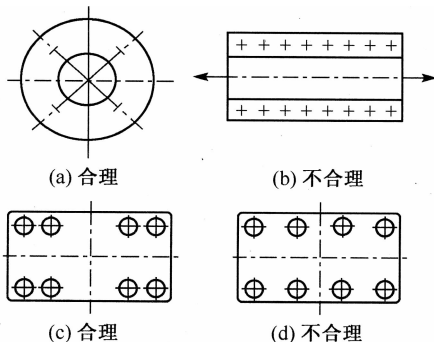


图 4-28 螺栓分布排列设计

当螺栓组同时承受较大的轴向载荷和横向载荷时,为了减小螺栓的预紧力和结构尺寸,应尽量采用铰制孔螺栓连接或采用减载装置,如图 4-22 所示。

(三) 螺栓排列应有合理的边距与间距

螺栓布置时,要在螺栓轴线间以及螺栓与机体壁面间留有足够的扳手活动空间,如图 4-29 所示。扳手空间的尺寸可查阅有关机械设计手册。对于压力容器等紧密性要求高的重要连接,螺栓间距的最大值 t_0 是有规定的,不得大于表 4-3 的推荐值。

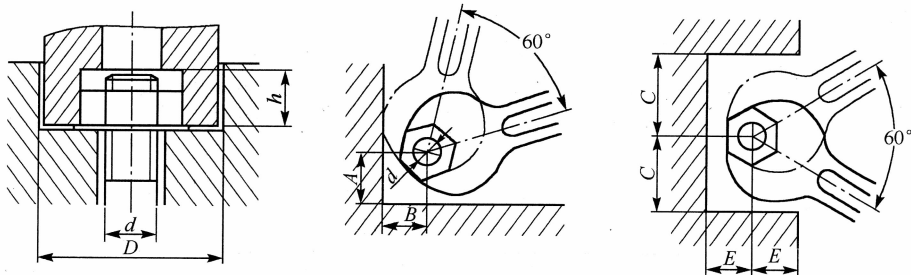
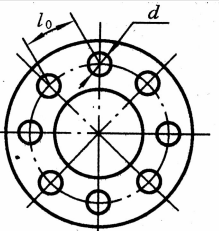


图 4-29 扳手空间

表 4-3

螺栓间距

|  | 工作压力 /Mpa | | | | | |
|---|-----------------|----------------|---------------|----------------|----------------|----------------|
| | ≤ 1.6 | $> 1.6 \sim 4$ | $> 4 \sim 10$ | $> 10 \sim 16$ | $> 16 \sim 20$ | $> 20 \sim 30$ |
| | l_0/mm | | | | | |
| | $7d$ | $5.5d$ | $4.5d$ | $4d$ | $3.5d$ | $3d$ |

(四) 避免螺栓承受附加弯曲载荷

被连接件上的螺母和螺栓头部的支承面应平整并与螺栓轴线垂直。对于在铸件等粗糙表面上安装螺栓时,应制成凸台或沉头座;当支承面为倾斜面时,应采用斜垫片等,如图 4-30 所示。

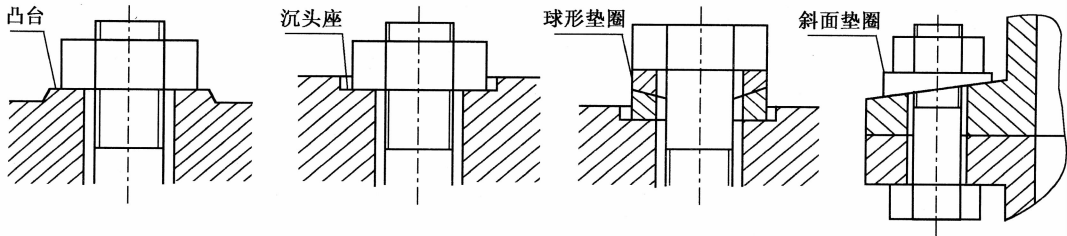


图 4-30 避免偏心的措施

(五) 要便于加工和装配

分布在同一圆周上的螺栓数目应取成偶数,以便于分度和画线;同一螺栓组的螺栓的材料、直径和长度均应相同,以便于装配。

第四节 提高螺纹连接性能的措施

影响螺栓强度的因素很多,主要涉及螺纹牙的载荷分配、应力变化幅度、应力集中、附加应力、材料的力学性能和制造工艺等几个方面。下面分析各种因素对螺栓强度的影响并介绍提高强度的相应措施。

(一) 改善螺纹牙向载荷分配不均现象

即使是制造和装配精确的螺栓和螺母,传力时其各圈螺纹牙的受力也是不均匀的,如图 4-31 所示,有 10 圈螺纹的螺母,最下圈受力为总轴向载荷的 34%,以上各圈受力递减,最上圈螺纹只占 1.5%。这是由于图 4-32 中的螺栓受拉力而螺母受压力,二者变形不能协调,采用加高螺母以增加旋合圈数,并不能提高连接的强度。

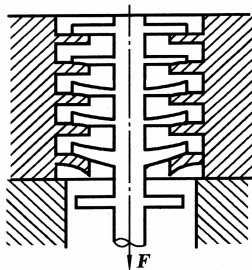


图 4-31 旋合螺纹的变形示意图

为了使螺纹牙受力比较均匀,可用以下方法改进螺母的结构(见图 4-33)。

① 图 4-33(a) 是悬置螺母,螺母与螺杆同受拉力,使其变形协调,载荷分布趋于均匀。

② 图 4-33(b) 是环槽螺母,其工作原理与图 4-33 (a) 相近。

③ 图 4-33(c) 是内斜螺母,螺母旋入端有 $10^\circ \sim 15^\circ$ 的内斜角,原受力较大的下面几圈螺纹牙受力点外移,使刚度降低,受载后易变形,载荷向上面的几圈螺纹转移,使各圈螺纹的载荷分布趋于均匀。

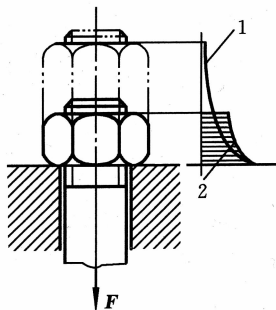


图 4-32 螺纹牙受力分配

1—用加高螺母时;2—用普通螺母时

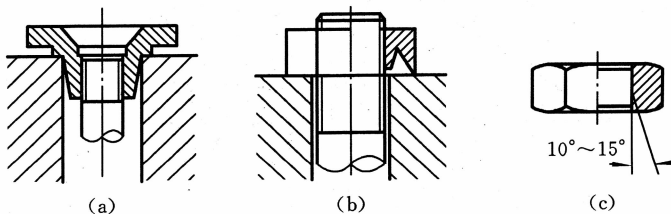


图 4-33 使螺纹牙受载比较均匀的几种螺母结构

(a) 悬置螺母;(b) 环槽螺母;(c) 内斜螺母

(二) 降低螺栓的应力幅

受轴向变载荷作用的螺栓连接,在最小应力不变的条件下,应力幅越小,螺栓连接的疲劳强度和连接的可靠性越高。在保持预紧力 F_0 不变的条件下,若减小螺栓刚度 C_b 或增大被连接件刚度 C_m ,都可以达到减小总拉力 F_2 的变动范围,即减小应力幅 σ_a 的目的,如图 4-34(a)、(b) 所示。

但在这两种情况下都将引起残余预紧力 F_1 减小,从而降低了连接的可靠性。所以,在减小 C_b ,增大 C_m 的同时,还应适当增加 F_0 ,使 F_1 不至于减小太多或保持不变,如图 4-34 (c) 所示。

为了减小螺栓刚度,可减小螺栓光杆部分的直径或采用空心螺杆,如图 4-35 所示。也可酌情增加螺栓的长度。图 4-36 所示的是液压油缸缸体和缸盖的螺栓连接,采用长螺栓比采用短螺栓的疲劳强度高。

被连接件本身的刚度往往是较大的,但被连接件的结合面因需要密封而采用软垫片时,会使其刚度降低,如图 4-37 (a) 所示,这将降低螺栓连接的疲劳强度。这时应改用刚度较大的金属薄垫片或密封环,如图 4-37 (b) 所示,即可保持被连接件原来的刚度值。

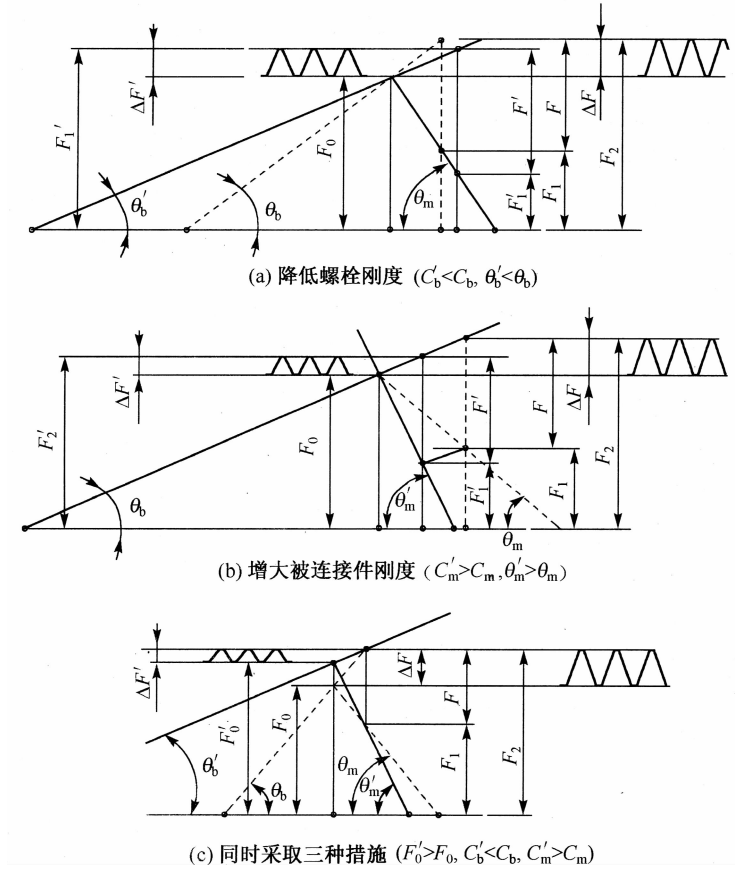


图 4-34 降低螺栓应力幅的措施

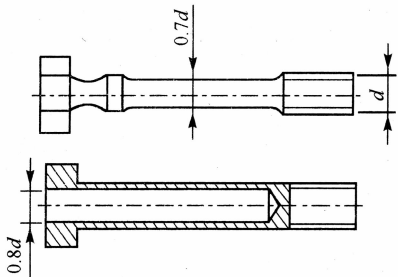


图 4-35 柔性螺栓

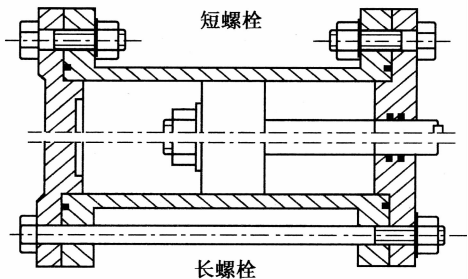


图 4-36 油缸缸体和缸盖的两种螺栓连接方式

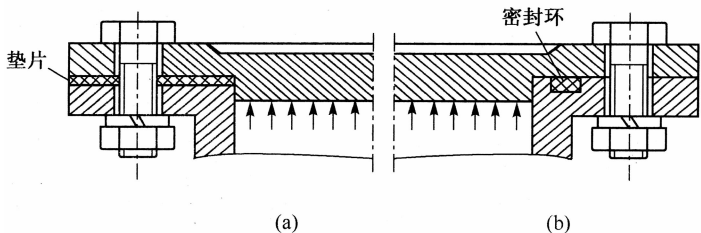


图 4-37 两种密封方式的比较

(三) 减小应力集中

螺纹的牙根部、螺纹收尾处、杆截面变化处、杆与头连接处等都有应力集中。为了减小应力集中,可加大螺纹根部圆角半径,或加大螺栓头过渡部分圆角[见图 4-38(a)],或切制卸载槽[见图 4-38(b)],或采用卸载过渡圆弧[见图 4-38(c)],或在螺纹收尾处采用退刀槽等。

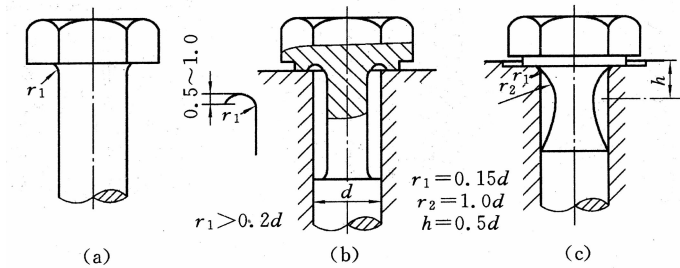


图 4-38 减小螺栓的应力集中

(a) 加大圆角;(b) 卸载槽;(c) 卸载过渡圆弧

(四) 避免附加应力

由于制造误差、支承表面不平或被连接件刚度小等原因,将在螺栓中产生附加应力(见图 4-39)。图 4-39(d) 所示的钩头螺栓连接,在预紧力 F 作用下,除产生拉应力外,还可以产生附加的弯曲应力,对螺栓强度有较大影响,因而以上各种情况均应尽量避免。

为减小或避免附加应力的影响,常采用下列几种措施。

① 螺栓头、螺母与被连接件支承面均应加工。为减小被连接件加工面,可做成凸台或沉头座(鱼眼坑),见图 4-40。

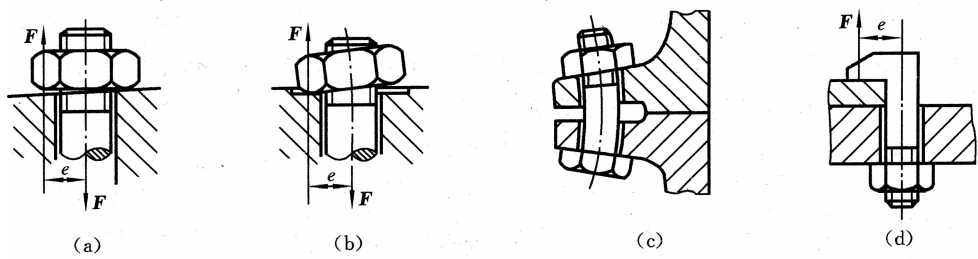


图 4-39 螺栓的附加应力

(a) 支承面不平;(b) 螺母孔不正;(c) 被连接件刚度小;(d) 钩头螺栓连接

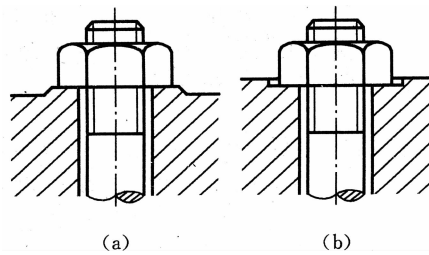


图 4-40 凸台和沉头座

(a) 凸台;(b) 沉头座

② 设计时避免采用斜支承面,如果采用槽钢翼缘等,可配置斜垫圈[见图 4-41 (a)]。为防止螺栓轴线偏斜,也可采用球面垫圈[见图 4-41 (b)]或环腰螺栓[见图 4-41 (c)]。

③ 增加被连接件的刚度,如增加凸缘厚度或采取其他相应措施。此外,提高装配精度,增大螺纹预留长度,采用细长螺栓等,均可减小附加应力。

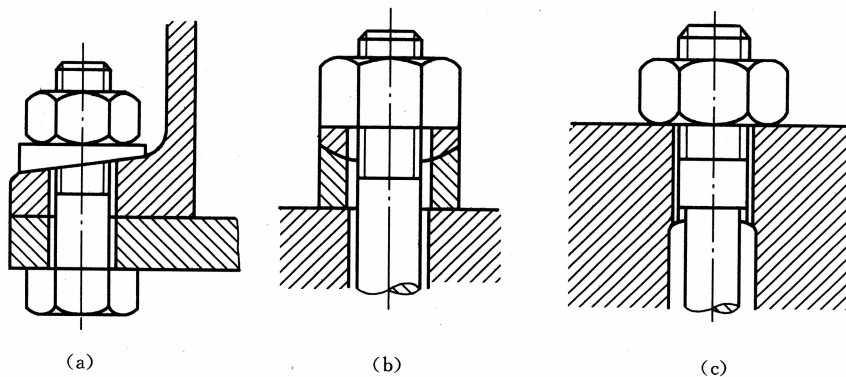


图 4-41 避免附加应力的影响

(a) 斜垫圈;(b) 球面垫圈;(c) 环腰螺栓

(五) 采用合理的制造工艺

制造工艺对螺栓的疲劳强度也会产生很大影响,采用合理的制造方法和加工方法控制螺纹表层的物理—力学性质(冷作硬化程度、残余应力等)均可提高螺栓的疲劳强度。

目前应用较多的滚压螺纹工艺,比车制螺纹工艺好,螺纹表面的纤维分布合理(见图 4-42)。

一般车制螺纹多采用钢棒料,无论是轧制棒料或拉制棒料,一般表面层质量均较好(晶体拉长)。但车制时将质量较好的材料车去,这种工艺不太合理。此外,车制螺纹时金属纤维被切断,而滚压螺纹工艺是利用材料的塑性成形,金属纤维连续,而且滚压加工时材料冷作硬化,滚压后金属组织紧密,螺纹工作时力流方向与材料纤维方向一致。因此滚压螺纹可比车制螺纹提高

疲劳强度 40% ~ 95%。如果热处理后再滚压螺纹,其疲劳强度可提高 70% ~ 100%。这种工艺还具有材料利用率高、生产效率高和制造成本低等优点。

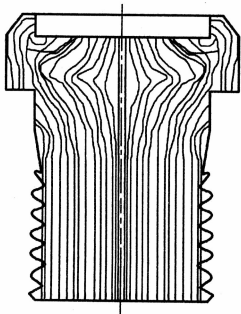


图 4-42 冷镦与滚压加工的螺栓中的金属线

第五节 螺旋传动

一、螺旋传动的类型、特点及应用

螺旋传动由螺杆(或称丝杠)和螺母组成(图 4-43),主要用于将旋转运动变换为直线运动,也可把直线运动变换为旋转运动,同时传递动力。

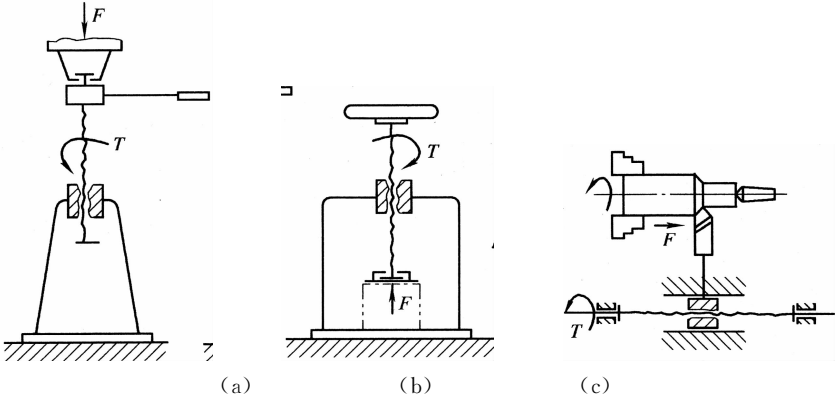


图 4-43 螺旋传动

(a) 螺旋千斤顶; (b) 压力机; (c) 车床纵向进给机构

螺旋传动工作平稳,容易获得较高的传动精度;有良好的减速性能;在主动件上施加较小的转矩,可使从动件获得很大的轴向推力;并且容易实现反向自锁。因此,螺旋传动在机床、起重设

备、锻压机械、测量仪器等得到广泛应用,类型多样。

(一) 按使用要求分

1. 传力螺旋

它主要用于传递动力,要求用较小的转矩转动螺杆(或螺母)而使螺母(或螺杆)产生轴向运动和较大的轴向力,如图 4-43(a)、(b) 所示的螺旋千斤顶和压力机等。

这类螺旋受力很大,一般为间歇性工作,工作速度不高,并要求具有反向自锁能力。

2. 传导螺旋

它主要用于传递运动,如图 4-43(c) 所示的车床纵向进给机构等。这类螺旋工作速度较高,并要求有较高的传动精度。

3. 调整螺旋

它主要用于调整、固定零件的相对位置,如机床夹具、仪器和测量装置中的调整螺旋、差动螺旋等。这类螺旋一般受力较小,要求微量或快速调整固定零件的相对位置。调整螺旋不经常转动。

(二) 按螺旋副的摩擦性质分

1. 滑动螺旋

常用梯形、矩形或锯齿形螺旋副。滑动螺旋结构简单,便于制造,易于自锁,应用广泛。但由于螺旋副表面处于混合摩擦状态,摩擦阻力大,传动效率低,磨损快,传动精度较低,且低速时有爬行现象。

2. 滚动螺旋

在螺杆和螺母之间有可滚动的钢球将两者隔开,将螺旋副的滑动摩擦变为滚动摩擦(图 4-44)。其特点是摩擦阻力小,传动效率高,可达 90% 以上,使用寿命长;但结构复杂,成本高,不易自锁。

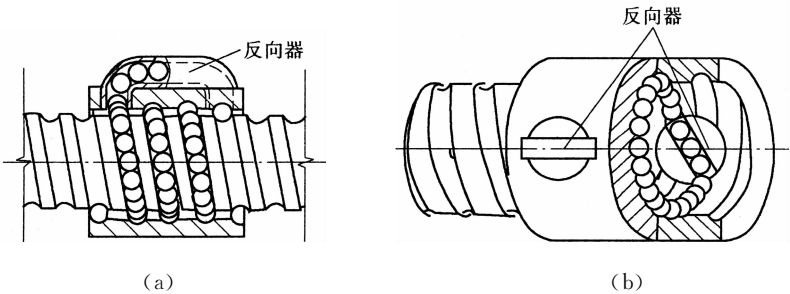


图 4-44 滚动螺旋的位置

3. 静压螺旋

螺杆与螺母螺旋面间被注入的压力油膜分隔开,螺旋副表面处于液体摩擦状态。其特点是摩擦阻力最小,传动效率高,可达 99%,工作寿命长;但结构复杂,需要配一套压力稳定的供油系统,成本高,为滑动螺旋的 2 ~ 3 倍(图 4-45)。

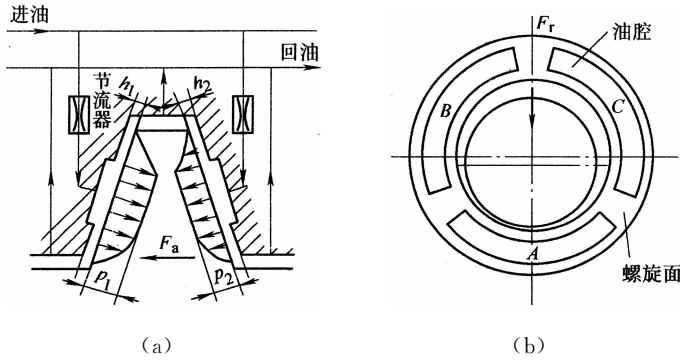


图 4-45 静压螺旋传动的工作原理

静压螺旋与滚动螺旋由于结构复杂,只用于高精度、高效率的重要传动中,如数控、精密机床、测试装置或自动控制系统中的螺旋传动;一般用途的传动多为滑动螺旋。本节主要介绍常用滑动螺旋传动的设计计算。

二、滑动螺旋传动的设计与计算

(一) 滑动螺旋传动螺杆及螺母的材料

螺杆的材料应具有足够的强度和耐磨性,并具有良好的工艺性。对于精密传动螺旋,还要求热处理后有较好的尺寸稳定性。螺母的材料除应具有足够的强度外,还要求与螺杆配合传动时摩擦因数小、耐磨性好。常用螺旋副材料见表 4-4。

表 4-4 滑动螺旋传动常用的材料

| 螺旋副 | 常用材料 | 应用范围 |
|-----|------------------------------|--|
| 螺杆 | Q235、Q275、45、50 | 材料不经热处理,适用于经常运动、受力不大、转速较低的一般传动 |
| | 40Cr、65Mn、T12、40WMn、20CrMnTi | 材料需经热处理,以提高其耐磨性,适用于重载、转速较高的重要传动 |
| | 9Mn2V、CrWMn、38CrMoAl | 材料需经热处理,以提高其尺寸的稳定性,适用于精密传动螺旋 |
| 螺母 | ZCuSn、10Pb12CuSn5Pb5Zn | 材料耐磨性好,适用于一般传动 |
| | ZCuAl10Fe3、ZCuZn25Al6Fe3Mn3 | 材料耐磨性好,强度高,适用于重载、低速的传动。对于尺寸较大或高速传动,螺母可采用钢或铸铁制造,内孔浇注青铜或巴氏合金 |

(二) 滑动螺旋传动的失效形式与计算准则

滑动螺旋采用的螺纹牙型有矩形、梯形和锯齿形,其中梯形和锯齿形螺纹应用最广,其形状尺寸皆有国家标准。

滑动螺旋工作时,主要承受转矩和轴向载荷作用,同时在螺杆和螺母的旋合螺纹面间有较大的相对滑动,其失效形式主要是螺纹磨损。因此,螺杆直径和螺母高度通常由耐磨性条件确定。对于受力较大的传力螺旋,可能发生螺杆和螺母螺纹牙断裂或较大塑性变形,应校核危险截面的强度和螺母螺纹牙的强度;对于要求自锁的螺旋,应校核其自锁性;对于长径比较大的螺杆,在受压时可能失稳,应校核其稳定性;对于精密传动螺旋,应校核螺杆的刚度。

(三) 滑动螺旋传动的计算

设计滑动螺旋传动时,应根据滑动螺旋传动的类型、工作要求及失效形式等,选择不同计算方法。

1. 耐磨性计算

对于一般螺旋传动,磨损主要发生在螺母的螺纹牙表面。螺旋传动的磨损与螺纹牙工作表面上的压强、滑动速度、表面粗糙度以及润滑状态等多种因素有关,其中以压强对磨损的影响最大。因此,通常采用限制螺纹牙表面的压强作为耐磨性计算的条件。

假设作用于螺杆的轴向载荷 F 均匀分布在旋合的每一圈螺纹牙工作表面上,如图 4-46 所示,将螺母上的一圈螺纹牙沿中径 D_2 展开,作为耐磨性计算的力学模型,则耐磨性计算的校核公式为

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d_2 h z} = \frac{FP}{\pi d_2 h H} \leq [p] \quad (4-21)$$

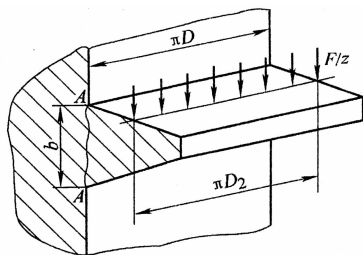


图 4-46 螺母一圈螺纹牙展开后的受力

式中, F 为螺旋传动的轴向力,单位为 N ; d_2 为螺杆的螺纹中径($d_2 = D_2$),单位为 mm ; A 为螺纹的受压面积,单位为 mm^2 ; P 为螺距,单位为 mm ; h 为螺纹接触高度,单位为 mm ,矩形和梯形螺纹 $h = 0.5P$,锯齿形螺纹 $h = 0.75P$; H 为螺母高度,单位为 mm ; z 为螺纹旋合圈数, $z = H/P$; $[p]$ 为许用压强,单位为 MPa ,由表 4-5 查取。

表 4-5 混动螺旋副螺旋副材料的许用压强和许应压力

| 螺杆 - 螺母 配对材料 | 滑动速度 /(m/s) | 许用压强 [p]/MPa | 许用应力 σ/MPa | | |
|-----------------|----------------|-----------------|-----------------------------|-------------------|---------|
| | | | 螺杆 | 螺母 | |
| | | | [σ] | [σ _b] | [τ] |
| 钢 - 青铜 | 低速或手动 | 18 ~ 25 | $\frac{\sigma_s}{3 \sim 5}$ | 40 ~ 60 | 30 ~ 40 |
| | ≤ 0.05 | 11 ~ 18 | | | |
| | 0.1 ~ 0.2 | 7 ~ 10 | | | |
| | > 0.25 | 1 ~ 2 | | | |
| 淬火钢 - 青铜 | 0.1 ~ 0.2 | 10 ~ 13 | | 45 ~ 55 | 40 |
| 钢 - 铸铁 | < 0.04 | 13 ~ 18 | | | |
| | 0.1 ~ 0.2 | 4 ~ 7 | | | |
| 钢 - 钢 | 低速或手动 | 7.5 ~ 13 | | (1 ~ 1.2)[σ] | 0.6[σ] |

注:表中[p]适用于φ = 2.5 ~ 4 的情况,当φ < 2.5 时,[p]值可提高 20%;σ_s 为螺杆材料的屈服点。

令高径比 $\varphi = \frac{H}{d_2}$, 则 $H = \varphi d_2$, 代入式(4-21), 得耐磨性计算的设计公式为

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{FP}{\pi h \varphi [p]}} \tag{4-22}$$

对于矩形和梯形螺纹,式(4-22) 可简化为

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\varphi [p]}} \tag{4-23}$$

对于锯齿形螺纹,式(4-23) 可简化为

$$d_2 \geq 0.65 \sqrt{\frac{F}{\varphi [p]}} \tag{4-24}$$

设计时,φ 值一般取 1.2 ~ 3.5。φ 值越大,螺纹圈数越多,载荷分布越不均匀。对于整体螺母,取 φ = 1.2 ~ 2.5;对于剖分螺母,可取 φ = 2.5 ~ 3.5;若载荷较大、传动精度较高、寿命要求长,可取 φ = 4。

计算求得 d₂ 后,应按国家标准选取相应的公称直径 d 及螺矩 P。为避免载荷沿螺纹分布不均匀,一般 φ < 10。

2. 螺纹牙的强度计算

一般螺母材料的强度比螺杆低,因此只需校核螺母螺纹牙的强度。将螺母上的一圈螺纹牙沿大径 D 展开,如图 4-46 所示,则可将螺纹牙视为宽度为 πD 的悬臂梁。假设螺母每圈螺纹牙受到平均载荷 F/z,且作用在以螺母中径 D₂ 为直径的圆周上,则螺纹牙危险截面 α-α 的剪切强度和弯曲强度校核公式分别为

$$\tau = \frac{F}{\pi D b z} \leq [\tau] \quad (4-25)$$

$$\sigma_b = \frac{\frac{F}{z} \frac{h}{2}}{\frac{1}{6} \pi D b^2} = \frac{3 F h}{\pi D b^2 z} \leq [\sigma_b] \quad (4-26)$$

式中, D 为螺母大径, 单位为 mm; b 为螺母螺纹牙根部的厚度, 单位为 mm, 矩形螺纹 $b = 0.5P$ 梯形螺纹 $b = 0.65P$, 锯齿形螺纹 $b = 0.74P$; $[\tau]$ 为螺母材料的许用切应力, 单位为 MPa, 查表 4-6; $[\sigma_b]$ 为螺母材料的许用弯曲应力, 单位为 MPa, 查表 4-7。

如果螺杆与螺母材料相同, 则校核螺杆的螺纹牙强度, 相应地将式(4-25)、式(4-26)中的 D 改为 d_1 。

3. 螺杆的强度计算

螺杆工作时其危险截面同时受到轴向拉(压)力 F 和转矩 T 的联合作用。根据第四强度理论, 其强度校核公式为

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (4-27)$$

式中, $[\sigma]$ 为螺杆材料的许用应力, 单位为 MPa, 查表 4-6; T 为螺杆危险截面上的转矩, 单位为 N·mm。

4. 螺杆的稳定性计算

受轴向压力较大的细长螺杆, 螺杆可能侧向弯曲而失稳, 为此应校核螺杆的稳定性。

螺杆稳定性校核公式为

$$\frac{F_{\sigma}}{F} \geq 2.5 \sim 4 \quad (4-28)$$

式中, F 为作用于螺杆上的轴向载荷, 单位为 N; F_{σ} 为螺杆的稳定临界载荷, 单位为 N, 其值根据螺杆柔度 λ 值的大小选用不同的计算公式, 见表 4-7。

若计算结果不满足稳定性条件, 可适当增大螺杆小径 d_1 后再进行计算。

5. 螺旋副的自锁条件校核

对于有自锁要求的螺旋传动, 满足自锁的条件为

$$\psi = \varphi_v \tan \mu_v = \arctan \frac{\mu}{\cos \beta} \quad (4-29)$$

式中, ψ 为螺纹升角, 单位为 $(^\circ)$; φ_v 为螺旋副的当量摩擦角, 单位为 $(^\circ)$; μ_v 为螺旋副的当量摩擦因数; μ 为螺旋副的摩擦因数, 查表 4-8; 螺纹牙侧角, 单位为 $(^\circ)$ 。

表 4-6 螺杆的稳定临界载荷

| 螺杆材料 | $\lambda = \frac{4\beta l}{d_1}$ | F_{σ} | 说明 |
|------|----------------------------------|---|---|
| 淬火钢 | ≥ 85 | $F_{\sigma} = \frac{\pi^2 EI}{(\beta l)^2}$ | β 为螺杆长度系数,与螺杆两端支承形式有关,见表 4-8 l 为螺杆的最大工作长度,单位为 mm d_1 为螺纹小径,单位为 mm I 为螺杆危险截面的截面二次矩,单位为 mm^4 ,可按下式计算 $I = \pi d_1^4 / 64$ E 为螺杆材料的弹性模量,单位为 MPa |
| | < 85 | $F_{\sigma} = \frac{48}{1 + 0.0002\lambda^2} \frac{\pi d_1^2}{4}$ | |
| 未淬火钢 | ≥ 90 | $F_{\sigma} = \frac{\pi^2 EI}{(\beta l)^2}$ | |
| | < 90 | $F_{\sigma} = \frac{48}{1 + 0.0002\lambda^2} \frac{\pi d_1^2}{4}$ | |
| | < 40 | 不必进行稳定性计算 | |

表 4-7 螺杆的长度系数 β

| 螺杆端部支承形式 | β | 说 明 |
|--------------|---------|-------------------------------------|
| 两端固定 | 0.50 | 采用滑动轴承支承; $l_0/d_0 < 1.5$,简化为铰支端 |
| 一端固定,一端不完全固定 | 0.60 | $l_0/d_0 < 1.5 \sim 3.0$,简化为不完全固定端 |
| 一端固定,一端铰支 | 0.70 | $l_0/d_0 > 3$,简化为固定端 |
| 两端不完全固定 | 0.75 | l_0 为轴承长度; d_0 轴承孔直径 |
| 两端铰支 | 1.00 | 采用滚动轴承支承:只有径向约束时,简化为铰支端 |
| 一端固定,一端自由 | 2.00 | 径向和轴向均有约束时,简化为固定端 |

表 4-8 混动螺纹副材料的摩擦因数(定期润滑条件下)

| 螺杆 - 螺母的材料 | 钢 - 青铜 | 钢 - 耐磨铸铁 | 钢 - 铸铁 | 钢 - 钢 | 淬火钢 - 青铜 |
|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 摩擦因数 μ | 0.08 ~ 0.10 | 0.10 ~ 0.12 | 0.12 ~ 0.15 | 0.11 ~ 0.17 | 0.06 ~ 0.08 |

第五章 轴毂连接

第一节 键连接

一、键联接的类型、特点和应用

键联接的主要类型有:平键联接、半圆键联接、楔键联接和切向键联接。键已标准化。现将键联接的各种类型的特点及应用介绍如下。

(一) 平键联接

普通平键联接(GB/T 1096—2003)如图 5-1(a) 所示。键的两侧面是工作面,工作时,靠键同键槽侧面的挤压来传递转矩,故键宽与键槽需配合。键的上表面和轮毂的键槽底面间留有间隙,不影响轮毂与轴的对中性。平键联接具有结构简单、装拆方便、对中性好、加工方便等优点,在冲击、变载荷下不易松脱,故常用于精度和转速较高或承受冲击、变载荷的场合,但它不能实现轴上零件的轴向固定。

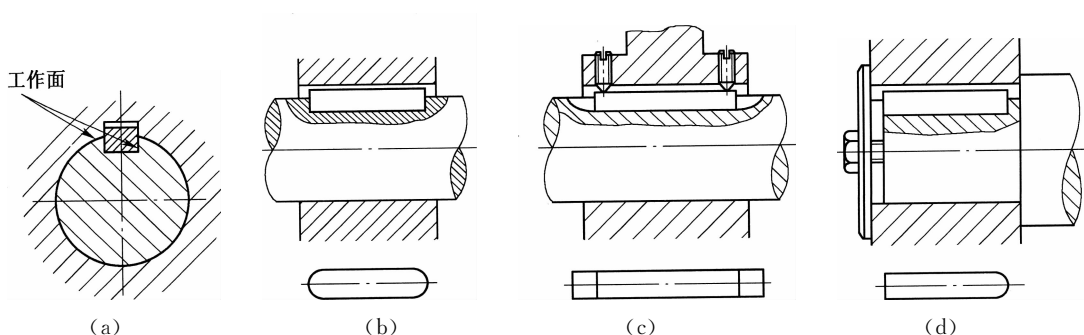


图 5-1 普通平键连接

(a) 工作面;(b)A 型;(c)B 型;(d)C 型

平键按用途的不同,分为普通平键、薄型平键、导向平键和滑键四种。其中普通平键和薄型平键用于静联接,即轴与轮毂间无相对轴向移动的联接;导向平键和滑键用于动联接,即轴与轮毂间有相对轴向移动的联接。

① 普通平键按端部形状分,有圆头(A 型)、平头(B 型)及单圆头(C 型)三种。圆头平键[图 5-1(b)]宜放在轴上用指形铣刀铣出的键槽中,故键槽两端具有与键相同的形状,键在键槽中轴向固定良好。但轴上键槽端部的应力集中较大。平头平键[图 5-1(c)]放在用盘铣刀铣出的键槽

中,轴上键槽端部的应力集中较小,但对于尺寸大的键,宜用紧定螺钉固定在轴上的键槽中,以防松动。单圆头平键[图 5-1(d)] 常用于轴端与毂类零件的联接。

② 薄型平键与普通平键的主要区别是薄型平键的高度为普通平键的 60% ~ 70%,也分圆头、平头和单圆头三种形式,但传递转矩的能力较低,常用于薄壁结构、空心轴及一些径向尺寸受限制的场合。

③ 当被联接的毂类零件在工作过程中必须在轴上作轴向移动时(如变速箱中的滑移齿轮),则应采用导向平键或滑键。导向平键(图 5-2) 是一种较长的平键,用螺钉固定在轴上的键槽中,为了拆卸方便,键上制有起键螺纹孔,键与轴上的键槽是间隙配合,用于轴上的零件沿轴向移动距离不大的场合。当零件需滑移的距离较大时,宜采用滑键(图 5-3)。滑键固定在轮毂上,轮毂带动滑键在轴上的键槽中作轴向滑移。这样,只需在轴上铣出较长的键槽,而键可做得较短。

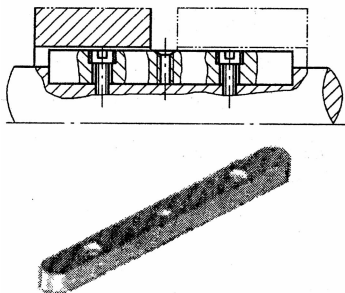


图 5-2 导向平键键联接

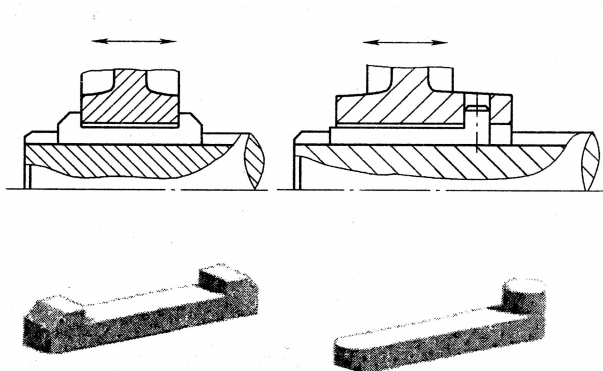


图 5-3 滑键连接

(二) 半圆键联接

半圆键联接如图 5-4 所示,也用于静联接,与平键一样,键的两侧面为工作面,定心性好。轴上键槽用尺寸与半圆键相同的半圆键槽铣刀铣出,因而键在槽中能绕其几何中心摆动以适应轮毂中键槽的斜度,故加工工艺性较好,装配方便,尤其适用于锥形轴端与轮毂的联接。缺点是轴上键槽较深,对轴的强度削弱较大,故一般只用于轻载静联接中。

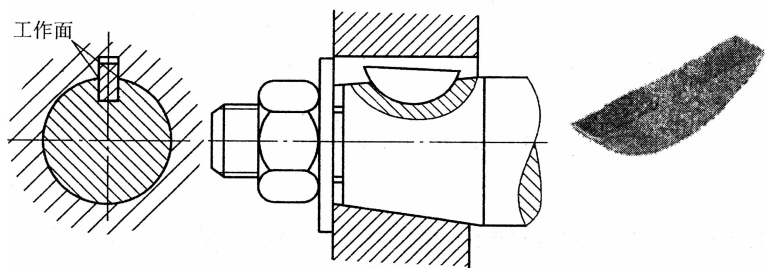


图 5-4 半圆键联接

(三) 楔键联接

如图 5-5(a) 所示,楔键只能用于静联接。楔键的上表面和轮毂键槽的底面都有 $1:100$ 的斜度,装配后,分别与轮毂和轴上键槽的底面贴合,键楔紧在轴和轮毂的键槽里。工作时靠键的楔紧作用来传递扭矩。楔键还能承受单方向的轴向力,因而在对轴上零件起周向固定的同时,还可对轮毂起单向的轴向固定作用。楔键联接的缺点是键在楔紧后,轴和轮毂的配合产生偏心,影响了轮毂与轴的对中性,故楔键一般用于转速不高、载荷轻、定心精度要求不高的场合。

楔键分为普通楔键和钩头楔键,普通楔键又分为圆头(A型)、平头(B型)和单圆头(C型)三种形式[图 5-5 (b)]。

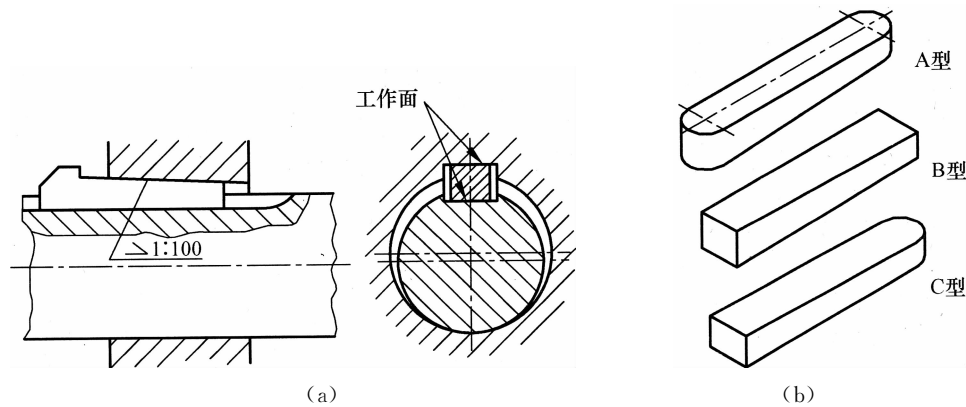


图 5-5 楔键联接

(四) 切向联接

切向键是由一对 $1:100$ 的楔键沿斜面拼合而成,如图 5-6 (a) 所示,拼合后两键的斜面互相贴合,上下表面是工作面,为互相平行的两个平面。装配时,两键分别从轮毂两端打入,使之楔紧,装配后,必须使其中一个工作表面处于包含轴心线的平面内,这样当联接工作时,工作面上的挤压力沿轴的切向作用,靠挤压力传递转矩。虽然在楔紧后,轴、毂之间的摩擦力能传递一部分转矩,但不是起主要作用。切向键也能传递单向轴向力,对轴上零件起单向轴向固定作用。用一个切向键只能传递单向转矩,如要转向,传递双向转矩,须用两个切向键,为避免对轴的强度削弱太大,两键通常要相隔 $90^\circ \sim 120^\circ$ [图 5-6(b)]。

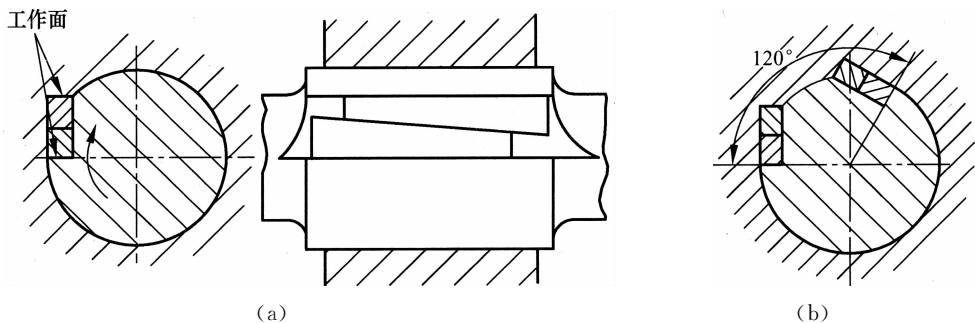


图 5-6 切向键联接

切向键能传递很大的转矩,但键槽对轴的削弱较大,同时切向键也会使轴上零件与轴的配合偏心,因而切向键常用于直径大于 100mm,定心精度要求不高的场合。

二、平键和半圆键联接的计算

键联接均有国家标准,设计时可根据使用要求选择适当的类型和尺寸,再验算其强度。

(一) 类型选择

键的类型主要是根据使用要求、工作状况、键的特点来进行选择。主要考虑的因素有:① 需传递的转矩大小,切向键和平键联接所能传递的转矩较大,楔键和半圆键联接承载能力较小;② 定心精度的高低,平键对中性较好,楔键、切向键对中性较差;③ 用于静联接还是动联接,普通平键、半圆键、楔键、切向键均用于静联接,导向平键和滑键用于动联接;④ 是否需要轴向固定,只有楔键和切向键对轴上零件可起单向轴向固定作用;⑤ 是否安装在轴端,半圆平键适用于轴端联接。

(二) 尺寸选择

键的主要尺寸为横截面的尺寸(键宽 b ×键高 h)与长度 L ,横截面尺寸是根据轴径 d 由标准中选择,键的长度则是由轮毂长度选定,一般取键长略短于轮毂的长度,轮毂长度约为 $1.5d \sim 2d$, d 为轴径。键的长度 L 应符合标准规定的长度系列,见表 5-1。

表 5-1 普通平键和普通楔键的主要尺寸

| | | | | | | | | |
|--------------------|---|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|-------------|
| 轴径 d | 6 ~ 8 | > 8 ~ 10 | > 10 ~ 12 | > 12 ~ 17 | > 17 ~ 22 | > 22 ~ 30 | > 30 ~ 38 | > 38 ~ 44 |
| 键宽 b × 键高 h | 2×2 | 3×3 | 4×4 | 5×5 | 6×6 | 8×7 | 10×8 | 12×8 |
| 轴径 d | > 44 ~ 50 | > 50 ~ 58 | > 58 ~ 65 | > 65 ~ 75 | > 75 ~ 85 | > 85 ~ 95 | > 95 ~ 110 | > 110 ~ 130 |
| 键宽 b × 键高 h | 14×9 | 16×10 | 18×11 | 20×12 | 22×14 | 25×14 | 28×16 | 32×18 |
| 键的长度 系列 | 6,8,10,12,14,16,18,20,22,25,28,32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100,110,125,140,180, 200,250, 200,200,250, | | | | | | | |

以上确定的键尺寸宽 $b \times$ 高 h 和长度 L 为键的初步尺寸,还需进一步对键进行强度验算

(三) 平键联接的强度计算

平键联接可能的失效形式是:对于静联接(普通平键联接)是键、轴、轮毂三者中较弱的零件(通常为轮毂)的工作表面被压溃,对于动联接(导向平键、滑键联接)是磨损过度。由于键的尺寸已标准化,一般情况下键不会被剪断,因此压溃和磨损是键的主要失效形式,所以只需要作联接的挤压强度和磨损校核。只有在重要的场合才做键的剪切强度校核。

如果忽略摩擦,平键联接的受力情况如图 5-7 所示,实际上平键联接的挤压力沿键的接触长度和键高的分布是不均匀的,工程上为简化计算通常将其假设成均匀分布。此外键与轴及轮毂互压的接触高度也是不同的,计算时把两边的接触高度近似取为键高的一半。上述原因引起的与零件实际工作情况的差异是通过降低许用应力的方法来解决的。挤压强度或耐磨性的条件性计算如下:

静联接(普通平键联接)

$$\sigma_p = \frac{2T}{h'ld} \leq [\sigma_p] \tag{5-1}$$

动联接(导向平键、滑键联接)

$$p = \frac{2T}{h'ld} \leq [p] \tag{5-2}$$

式中, T 为传递的转矩 ($\text{N} \cdot \text{mm}$); d 为轴的直径 (mm); h' 为轮毂与键的接触高度 (mm), $h' \approx h/2$; l 为键的接触长度 (mm), 圆头平键 $l = L - b$, 方头平键 $l = L$, 单圆头平键 $l = L - b/2$; $[\sigma_p]$ 为键联接许用挤压应力 (MPa), 见表 5-2; $[p]$ 为键联接许用压强 (MPa), 见表 5-2。

表 5-2 键联接的许用挤压力 $[\sigma_p]$ 和许用压强 $[p]$

| 许用挤压应力、 许用压强 | 联接的工作方式 | 键或毂、轴的材料 | 载荷性质 | | |
|-----------------|---------|----------|-----------|-----------|---------|
| | | | 静载荷 | 轻微冲击 | 冲击 |
| $[\sigma_p]$ | 静联接 | 钢 | 120 ~ 150 | 100 ~ 120 | 60 ~ 90 |
| | | 铸铁 | 70 ~ 80 | 50 ~ 60 | 30 ~ 45 |
| $[p]$ | 动联接 | 钢 | 50 | 40 | 30 |

(四) 半圆键联接的强度计算

半圆键联接只可用于静联接,其主要失效形式为工作面被压溃,只需进行挤压强度的校核,其强度校核与普通平键联接相同[式(5-1)],式中参数的含义也与平键相同,接触高度 h' 应根据键的尺寸从标准中查取,接触长度 l 取键的公称长度 L 。

设计键时,将初步选定的键尺寸代入式(5-1)或式(5-2)中,进行强度校核后,如果一个键联接的强度不够,可采用双键,值得注意的是,两平键的布置应相隔 180° 布置;两个半圆键应布置在轴的同一条母线上;双键联接的强度计算不是按两个键来计算,而是按 1.5 个键计算,主要是考虑到载荷分布不均。

(五) 键的材料

由于键联接的主要失效形式是压溃与磨损,所以键材料要有足够的硬度,按国家标准规定,键用钢材的抗拉强度不低于 600MPa,常用的材料是 45 钢。

第二节 花键连接

一、花键连接的类型、特点和应用

花键连接由内花键和外花键组成(见图 5-7),它靠轴上花键齿的侧面传递转矩。按齿形分为矩形花键和渐开线花键两种。与平键相比,花键的优点有接触齿数多,接触面积大,承载能力大。齿槽浅,齿根应力集中小。制造精度高,轴与轮毂对中性好。对于动连接有较好的导向性。

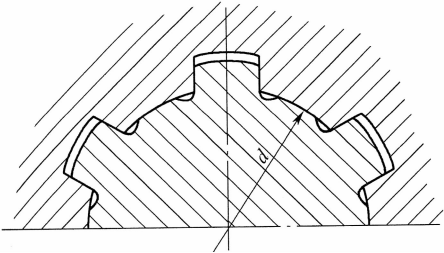


图 5-7 矩形花键

矩形花键(见图 5-8)的主要参数:齿数 N 、小径 d 、大径 D 、键宽 B ,分为轻系列和中系列两个系列,轻系列承载能力较小。采用小径对中,标记方法为 $N \times d \times D \times B$ 。花键可以采用热处理以提高其耐磨性,用磨削加工以提高其精度。

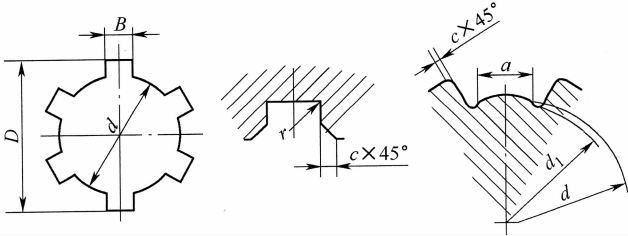


图 5-8 矩形花键的尺寸

渐开线花键(见图 5-9)的齿廓是渐开线。渐开线花键的压力角有 30° 、 37.5° 、 45° 等几种。模数 0.5 ~ 10mm 共 15 种。渐开线花键齿根较厚,齿根圆角大,强度高,有较大的承载能力,可以用加工齿轮的方法和设备进行加工,工艺性较好。靠齿侧面接触定心,定心精度高,有利于各齿之间的均载。

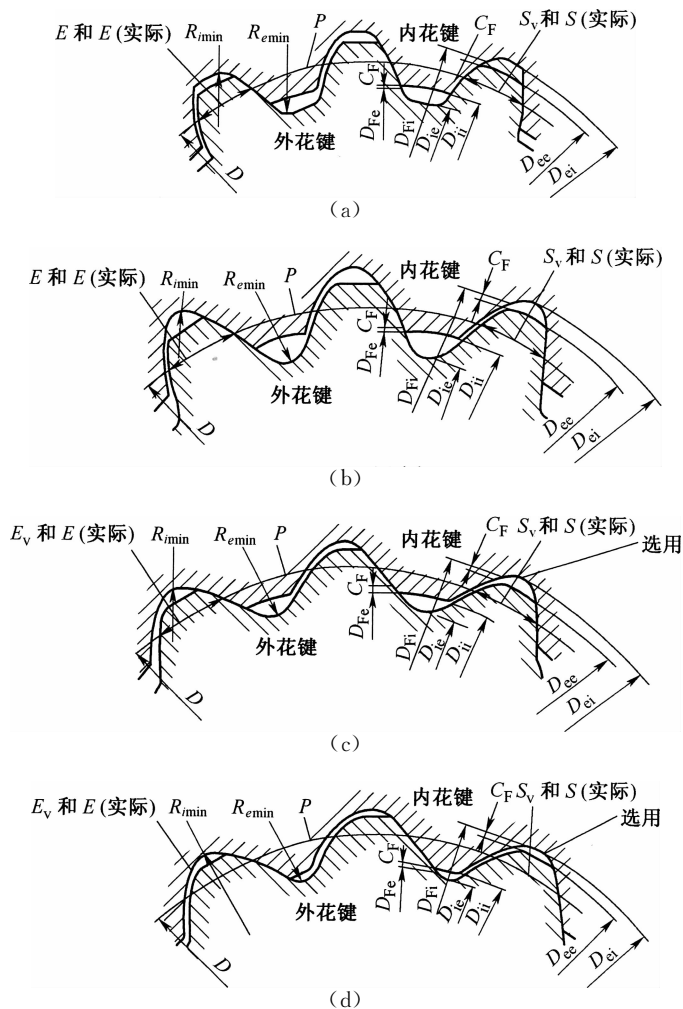


图 5-9 渐开线花键

(a) 30° 平齿根; (b) 30° 圆齿根; (c) 37.5° 圆齿根; (d) 45° 圆齿根

二、花键连接的设计

静连接花键的主要失效形式是表面挤压。如图 5-10 所示,因此要限制其表面的应力不得大于许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 。强度计算公式

$$\sigma_p = \frac{2T}{\phi z d_m l h} = [\sigma_p] \quad (5-3)$$

式中, T 为转矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$; ψ 为载荷分布不均匀系数, 取 $0.7 \sim 0.8$; z 为花键齿数; l 为键的接触长度, mm ; d_m 为花键平均直径, $d_m = (D + d)/2$; h 为花键齿工作高度, $h = (D - d)/2 - 2C$, C 为键齿倒角; $[\sigma_p]$ 为许用挤压应力, MPa , 表 5-3, 动连接取许用压强 $[p]$ 。

表 5-3 花键连接的许用挤压力 $[\sigma_p]$ 和许用压强 $[p]$

| 连接工作方式 | 使用和制造情况 | $[\sigma_p]$ 或 $[p]$ /MPa | |
|--------------|---------|---------------------------|-----------|
| | | 齿面未经热处理 | 齿面经过热处理 |
| 静连接 | 不良 | 35 ~ 50 | 40 ~ 70 |
| | 中等 | 60 ~ 100 | 100 ~ 140 |
| | 良好 | 80 ~ 120 | 120 ~ 200 |
| 空载下移动的动连接 | 不良 | 15 ~ 20 | 20 ~ 35 |
| | 中等 | 20 ~ 30 | 30 ~ 60 |
| | 良好 | 25 ~ 40 | 40 ~ 70 |
| 在载荷作用下移动的动连接 | 不良 | | 3 ~ 10 |
| | 中等 | | 5 ~ 15 |
| | 良好 | | 10 ~ 20 |

注：① 使用和制造情况不良是指受变载，有双向冲击，振动频率高和振幅大，动连接时润滑不良，材料硬度不高或精度不高。② 同一情况下的较小许用值用于工作时间长和较重要的场合。

第三节 无键连接

凡是轴与轮毂的连接不用键或花键时，统称为无键连接。无键连接主要有型面连接、弹性环连接和过盈连接等。本节仅介绍型面连接和弹性环连接。

一、型面连接

型面连接也称成形连接，如图 5-10 所示。把安装轮毂的那一段轴做成表面光滑的非圆形截面的柱体[图 5-10(a)] 或非圆形截面的锥体[图 5-10(b)]，并在轮毂上制成相应的孔。这种轴与轮毂孔相配合而构成的连接，称为型面连接。

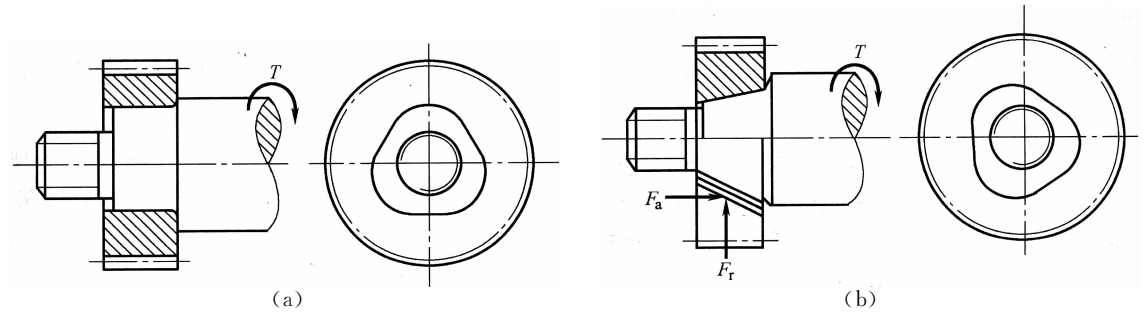


图 5-10 型面连接

(a) 圆柱面型面连接；(b) 圆锥面型面连接

型面连接的优点是：装拆方便，能保证良好的对中性；连接面上没有键槽及尖角，应力集中小，与键连接相比，可视为一种使轴的整个截面都参与传力的连接方式，故可传递较大的转矩。但

加工比较复杂,特别是为了保证配合精度,非圆截面轴先经车削或铣削加工,轮毂孔先经钻镗或拉削加工,最后工序一般都要在专用机床上进行磨削加工,成本较高,故目前型面连接还没有得到广泛应用。

型面连接常用的型面曲线有摆线和等距曲线两种。等距曲线如图 5-11 所示,因与其轮廓曲线相切的两平行线 T 间的距离 D 为一常数,故把此轮廓曲线称为等距曲线。与摆线相比,其加工与测量均较简单。

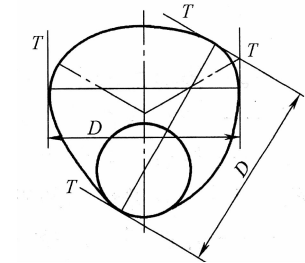


图 5-11 型面连接用等距曲线

此外,型面连接也有采用正方形、正六边形及带切口的圆形等截面形状的,但其定心精度较差,孔中压力集中较大。

二、弹性环连接

弹性环连接也称为胀紧连接,是利用以锥面贴合并挤紧在轴与轮毂之间的内、外弹性钢环(胀紧连接套,简称胀套)组成的连接。如图 5-12 所示,在轴 4 与轮毂孔 1 之间装入以锥面紧密贴合的一对弹性钢环 3、外弹性钢环 2,在对外弹性钢环 2 施加外力后,使轴与轮毂孔被挤紧,用于静连接。

弹性环连接中的弹性钢环,可以是一对,也可以是多对。弹性环一般用 45 钢或 40 Cr 钢制成,要求表面精加工和配合良好。根据弹性环结构形式的不同,JB/T 7934—1999 中规定了五种型号 ($Z_1 \sim Z_5$ 型),下面仅简要介绍 Z_1 、 Z_2 型弹性环连接。

采用 Z_1 型的弹性环连接如图 5-12 所示,在轴与轮毂孔的圆柱面间,加装一对弹性环[图 5-12(a)]或两对弹性环[图 5-12(b)]。当拧紧螺母或螺钉时,在轴向压力作用下,两个弹性钢环压紧,内环缩小而箍紧轴,外环胀大而撑紧轮毂孔,于是轴与内环、内环与外环、外环与轮毂孔在接触面间产生很大的正压力,互相楔紧。工作时,利用此压力所引起的摩擦力来传递转矩和轴向力。

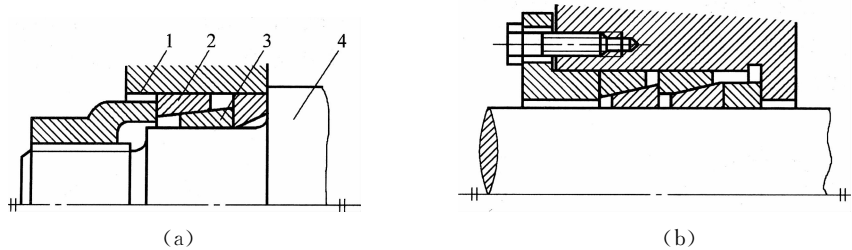


图 5-12 Z_1 型弹性环连接

(a) 一对弹性环;(b) 两对弹性环

1— 轮毂孔;2— 外弹性钢环;3— 内弹性钢环;4— 轴

采用 Z_2 型的弹性环连接如图 5-13 所示,与轴、轮毂孔紧密贴合的 Z_2 型弹性环上均开有纵向缝隙(图中未表示出),以利于变形和楔紧。根据传递载荷的大小,可在轴与轮毂孔之间加装一对或多对弹性环。拧紧连接螺钉,便可将轴与轮毂楔紧,以传递载荷。

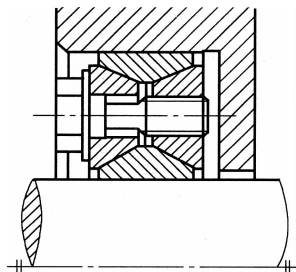


图 5-13 Z_2 型弹性环连接

各种类型的弹性环均已标准化,选用时只需根据设计的轴、轮毂孔尺寸以及传递载荷的大小,查阅有关机械手册选择合适的型号和尺寸,使传递的载荷在许用范围内,也即满足下列条件:

传递转矩时
$$T \leq [T] \tag{5-4}$$

传递轴向力时
$$F_a \leq [F_a] \tag{5-5}$$

传递联合作用的转矩和轴向力时

$$\sqrt{F_a + \left(\frac{2000T}{d}\right)} \leq [F_a] \tag{5-6}$$

式中, T 为传递的转矩 ($N \cdot m$); $[T]$ 为弹性环的额定转矩 ($N \cdot m$); F_a 为传递的轴向力 (N); $[F_a]$ 为对弹性环的额定轴向力 (N); d 为弹性环的内径 (mm)。

当一对弹性环满足不了要求时,可用两对以上的弹性环串联使用。当采用多对弹性环时,由于摩擦力的作用,轴向压紧力传到后面的弹性环时会降低,从而在接触面间产生的正压力降低,进而减小接触面的摩擦力。所以,弹性环连接中的弹性钢环对数不宜太多,一般不超过 $3 \sim 4$ 对为宜。多对弹性环时传递的总额定载荷为(以转矩为例)

$$[T_n] \leq m[T] \tag{5-7}$$

式中, $[T_n]$ 为 n 对弹性环的总额定转矩 ($N \cdot m$); m 为额定载荷系数,见表 5-4。

表 5-4 弹性环的额定载荷系数 m 的值

| 连接中的弹性环对数 n | m | |
|---------------|---------------|---------|
| | 连接中的弹性环对数 n | Z_2 型 |
| 1 | 1.0 | 1.00 |
| 2 | 1.56 | 1.80 |
| 3 | 1.86 | 2.70 |
| 4 | 2.03 | |

弹性环的材料通常采用弹簧钢,如 65、65 Mn、65 Si2MnA 等,经过热处理后,表面硬度为 $42 \sim 56$ HRC,工作表面粗糙度取为 $Ra = 3.2 \sim 1.6 \mu m$ 。

弹性环连接的主要特点是:没有应力集中源,定心性能好,装拆方便,承载能力高,并且有安

全保护作用。但由于要在轴和轮毂孔间安装弹性环,受轴与轮毂孔的标准尺寸影响,应用受到一定的限制。

第四节 过盈连接

一、过盈连接的特点和应用

过盈连接是利用互相配合的零件间的装配过盈来达到联接目的的。图 5-14 所示为两光滑圆柱面的过盈配合联接,包容件的配合尺寸制造得小于被包容件的配合尺寸。装配后的配合面上产生了很大的径向压力,工作时靠此压力所产生的摩擦力来传递转矩、轴向力或二者的复合载荷等。这种联接的特点是结构简单、对中性好、承载能力大、对轴削弱小、在冲击振动载荷下能可靠工作,但配合面加工精度要求高、装拆不便。过盈联接主要用于轴与毂的联接、轮圈与轮芯的联接以及滚动轴承与轴或座孔的联接等。

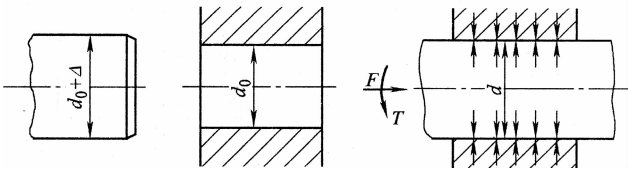


图 5-14 圆柱面过盈联接

过盈联接的配合面可以是圆柱面,也可以是圆锥面,分别称为圆柱面过盈联接和圆锥面过盈联接。

二、过盈联接的装配方法

圆柱面过盈联接的装配方法有压入法和胀缩法(温差法)。

压入法是利用压力机将被包容件直接压入包容件中。由于过盈量的存在,在压入过程中,配合表面微观不平度的峰尖不可避免地要受到擦伤或压平,因而降低了联接的紧固性。在被包容件和包容件上分别制出如图 5-15 所示的导锥,并对配合表面进行润滑,尽量减轻损伤。压入法一般用于配合尺寸和过盈量较小的联接。

对联接质量要求更高时,应采用胀缩法进行装配。即加热包容件或(和)冷却被包容件,这样既便于装配,又可减少或避免损伤配合表面,待温度恢复到常温时即达到牢固的联接。胀缩法一般是利用电炉、煤气或在热油中进行加热,冷却则多采用液态氮(沸点为 -195°C)、低温箱(温度为 -140°C)或固态二氧化碳(又名干冰,沸点为 -79°C)。加热时应防止配合面上产生氧化皮。加热法常用于配合直径较大时,冷却法则常用于配合直径较小时。

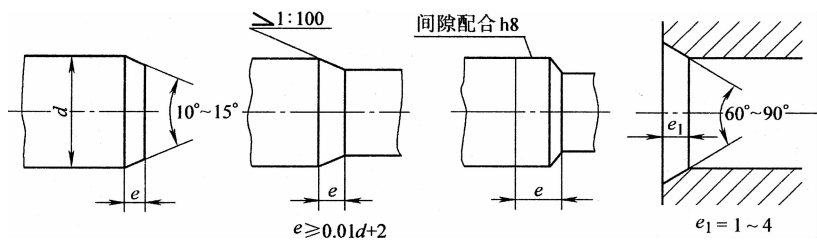


图 5-15 过盈构件的结构

过盈联接的应用实例如图 5-16 及图 5-17 所示。

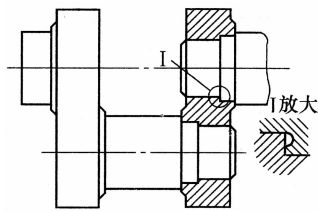


图 5-16 曲轴过盈连接

由于过盈联接经过多次拆装后,配合面会受到严重损伤,当装配过盈量很大时,装好后再拆开就更加困难。因此,为了保证多次拆装后配合仍能具有良好的紧固性,可采用液压拆卸,即在配合面间注入高压油,以涨大包容件的内径,缩小被包容件的外径,从而使联接便于拆开,并减小配合面的擦伤。但采用这种办法时,需在包容件和(或)被包容件上制出油孔和油沟,如图 5-17 所示。

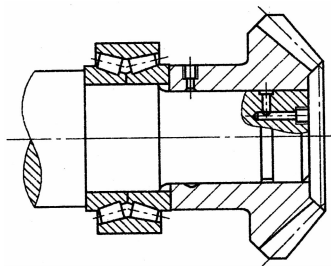


图 5-17 轴与轴承、齿轮的过盈连接剂吃开时用的注油螺口管道

一些对中性要求高,受载较大,或者有冲击的轴与轮毂的联接(例如重载齿轮或蜗轮与轴的联接),为保证其联接可靠和对中性要求,往往同时采用键联接或销联接和过盈联接。

第五节 销连接

销连接如图 5-18 所示,是通过销将两个被连接件连接在一起,形成静连接。销主要用来固定零件之间的相对位置,称为定位销(图 5-18),它是组合加工和装配时的重要辅助零件;也可用于连接,称为连接销(图 5-19),可传递不大的载荷;还可作为安全装置中的过载剪断元件,称为安全销(图 5-20)。

销有多种类型,如圆柱销、圆锥销、槽销、销轴和开口销等,这些销均已标准化。

圆柱销[图 5-18(a)]靠过盈配合固定在销孔中,经多次装拆会降低其定位精度和可靠性。圆柱销的直径公差代号有 u8、m6、h8 和 h11 四种,以满足不同的使用要求。

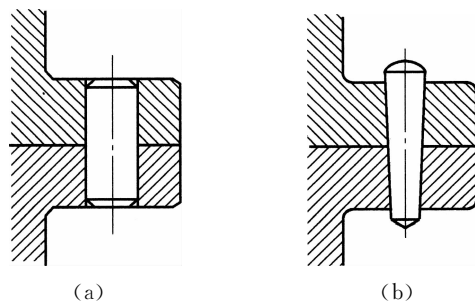


图 5-18 定位销

(a) 圆柱销;(b) 圆锥销

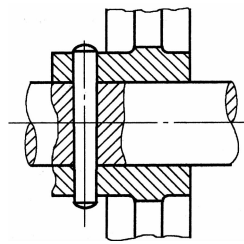


图 5-19 连接销

圆锥销[图 5-18(b)]具有 1 : 50 锥度,在受横向力时可以自锁。它安装方便,定位精度高,可多次装拆而不影响定位精度。端部带有螺纹的圆锥销(图 5-21)可用于盲孔或拆卸困难的场合。开尾圆锥销(图 5-22)适用于有冲击、振动的场合。

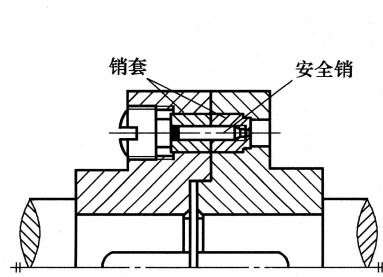


图 5-20 安全销

槽销上有辗压或模锻出的三条纵向沟槽,如图 5-23 所示,将槽销打入销孔后,由于材料的弹性使销挤紧在销孔中,不易松脱,因而能承受振动和变载荷。安装槽销的孔不需要铰制,加工方便,可多次装拆。

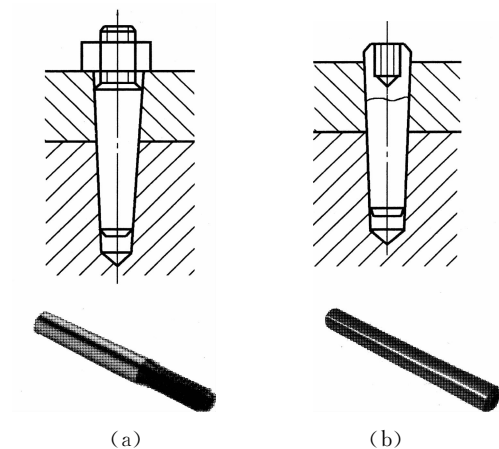


图 5-21 带有螺纹的圆锥销

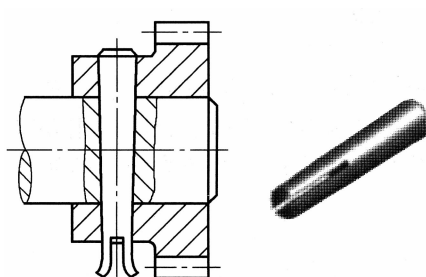


图 5-22 开尾圆锥销

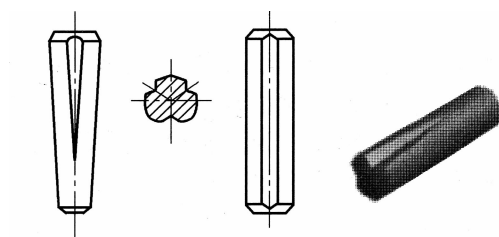


图 5-23 槽销

销轴连接用于两零件的铰接处,构成铰链,如图 5-24 所示。销轴通常用开口销锁定,工作可靠,拆卸方便。

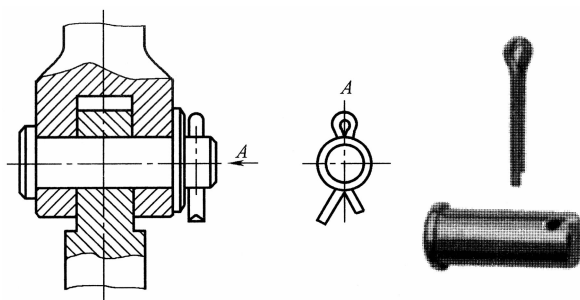


图 5-24 销轴连接

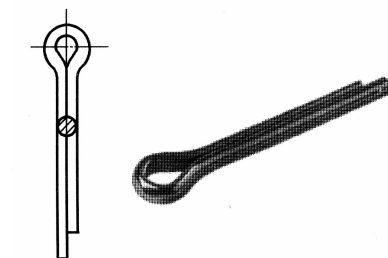


图 5-25 开口销

开口销如图 5-25 所示,装配时,将尾部弯折开,以防脱出。开口销除与销轴配用外,还常用于螺纹连接的防松装置中。

定位销通常不受载荷或只受很小的载荷,故不做强度校核计算,其直径可按结构确定,数目一般不少于两个。销装入每一被连接件内的长度,约为销直径的 $1 \sim 2$ 倍。

连接销的类型可根据工作要求选定,其尺寸可根据连接的结构特点按经验或规范确定,必要时再按剪切和挤压强度条件进行校核计算。

安全销在机器过载时会被剪断,因此,销的直径应按过载时被剪断的条件确定。

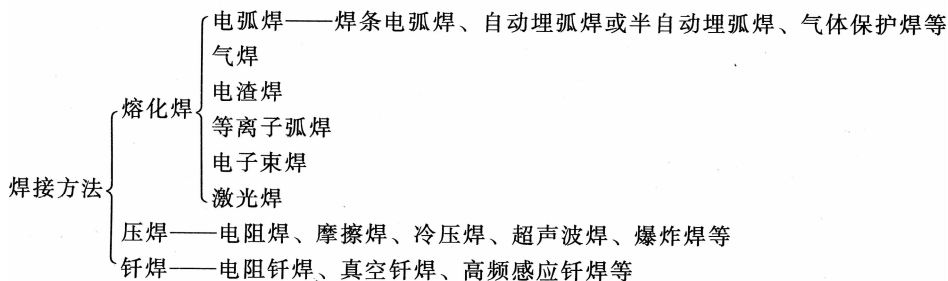
第六章 其他连接

第一节 焊接

利用局部加热或加压使两个或两个以上的金属件(被连接件)在连接处形成原子或分子间的结合而构成的不可拆连接称为焊连接,简称焊接。

一、焊接的分类及其应用

根据实现金属原子或分子间结合的方式不同,焊接方法可如下分类:



熔化焊是把被焊接件的结合部位加热到熔化状态(通常加入填充金属,如焊条或焊丝等),待冷凝后形成牢固的接头而连成一体。压焊是对被焊接件施加压力(或同时加热),使它们的结合部位接触在一起,形成分子或原子间的结合而连成一体。钎焊是把被焊接件和作为填充金属的钎料加热,被焊接件不熔化,但熔点低的钎料被熔化而充填于被焊接件的结合部位,与固态的被焊接金属相互溶解和扩散,冷凝后连成一体。其中应用最多的是熔化焊,熔化焊中又以电弧焊最为方便、应用最广。本节只概略介绍电弧焊的基本知识。

与其他连接比较,焊接有下列特点:

① 被焊接件不需要钻孔,其截面的利用较好;焊缝不用搭板(对接时)和角板(T形连接时)等辅助件,因此焊接结构比同样铆接结构质量小10%~20%。

② 焊接的工艺过程比较简单,工艺及设备费用均比铆接低。

③ 焊缝比铆缝更容易保证紧密性。

④ 没有铆合时那样震耳的噪声和强烈的振动,可改善劳动条件。

⑤ 被焊接件可以用各种型材,也可以用铸件、锻件拼焊,给结构设计提供了较大的方便性和灵活性。

⑥ 被焊接件一般会产生残余焊接应力和变形,所以焊接不适宜承受严重的冲击和振动载荷,焊接质量不容易从外部检查。

焊接主要用于下列场合:金属结构、容器、壳体的制造,可以代替铆接;在机械零件制造中,特别是小批量生产,用焊接毛坯代替铸、锻件毛坯,可以降低成本、减小质量、缩短生产周期、改善工艺性;制造巨型或形状复杂的零件时,用分开制造再焊接的方法代替整体铸、锻加工,解决加工设备工作能力不足的困难,简化工艺、降低成本。因此,焊接广泛应用于机械、船舶、汽车、航空航天、石油化工、建筑、电子等各个工业部门。图 6-1 所示为用焊接方法制成的减速器箱体,图 6-2 所示为用焊接方法制成的齿轮毛坯。

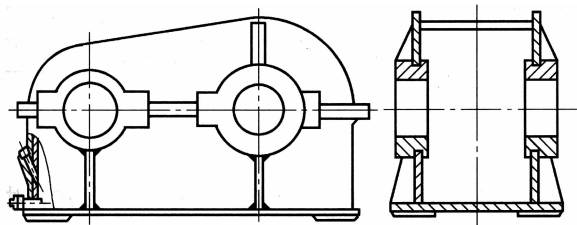


图 6-1 焊接减速器箱体

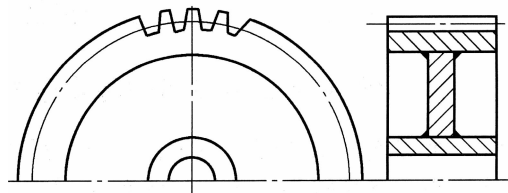


图 6-2 焊接齿轮

二、电弧焊缝的基本形式及特性

焊缝是焊接时形成的接缝:电弧焊缝的基本形式见图 6-3 如图所示,焊缝一般分为塞焊缝、对接焊缝和填角焊缝。塞焊缝仅应用在受力较小和重量限制的场合,对接焊缝则用于联接处于同一平面内的被焊件[图 6-3(c)],而填角焊缝用于联接不同平面内的被焊件[图 6-3(a)、(b)、(d)、(e)]。

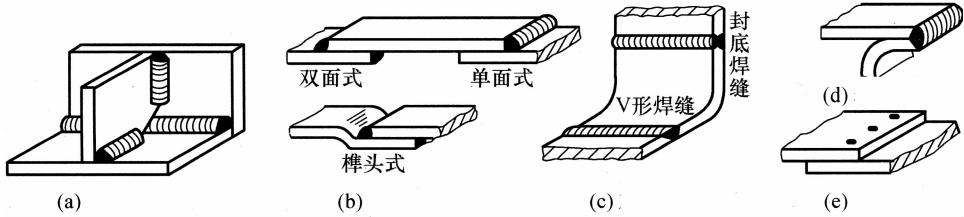


图 6-3 电弧焊缝形式

(a) 正接角焊缝;(b) 搭接角焊缝;(c) 对接焊接;(d) 卷边焊接;(e) 塞焊接

三、焊缝的受力及失效形式

对接焊缝用于承受作用在被焊件平面内的拉(压)力或弯矩[图 6-4(a)、(b)],沿焊缝断裂是其常有的失效形式[图 6-4(c)]。

填角焊缝中,主要是搭接焊缝(图 6-5) 和正接焊缝[图 6-3(a)]。根据受力方向的不同,搭接焊缝可分为端焊缝[受力方向与焊缝垂直,图 6-5(a)] 和侧焊缝[受力方向与焊缝平行,图 6-5(b)];两种情形都有的称为混合焊缝[图 6-5 (c)]。当只承受拉力时,常用端焊缝;承受拉力和弯矩时则用侧焊缝及混合焊缝。事实上,凡是填角焊缝,它的一般失效形式如图 6-5 中的剖面 A-A、B-B 所示,它的失效来自于剪切。填角焊缝的横剖面以等腰三角形为选取剖面,其腰长 k 等于板厚 δ ,即填角焊缝危险剖面的宽度为 $k\sin 45^\circ = 0.7k$ 。

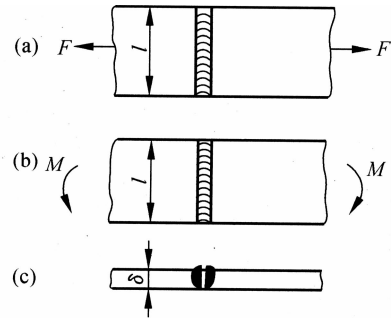


图 6-4 对接焊缝的受力及失效形式

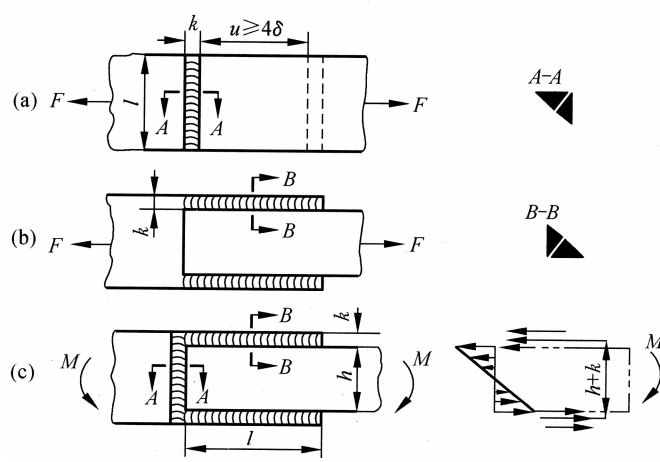


图 6-5 搭接焊的受力及失效形式

四、焊缝强度计算

焊缝的强度计算,通常都是在假设应力均匀分布,且不计残余应力的条件下进行简化计算,并根据实验来取定其许用应力。其原因是:① 焊接件受载时,焊缝附近的应力分布非常复杂,应力集中及内应力很难准确确定,做这样的条件性计算可使计算大为简化;② 被焊接件及焊缝本

身多为塑性好的材料,对应力集中不太敏感;③在设计及制造时,可采取各种措施,保证应力集中和内应力不致过大。

(一) 对接焊缝

对接焊缝主要用来承受作用于被焊接件所在平面内的拉(压)力 F [图 6-6(a)]、平面弯矩 M_1 (按右手规则确定的 M_1 的方向与焊缝平行) [图 6-6(b)]、垂直弯矩 M_2 (按右手规则确定的 M_2 的方向与焊缝垂直) [图 6-6(c)]、剪力 F_R [图 6-6(d)] 以及由它们组成的复合载荷。相应的破坏形式是沿焊缝拉断 [图 6-6(a)]、压坏、折断和剪断。强度计算公式为

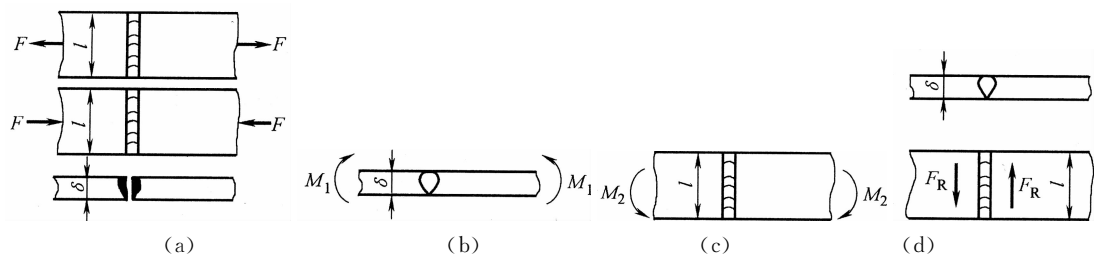


图 6-6 对接焊缝的受力及破坏形式

(a) 受拉(压)力和焊缝断裂;(b) 受平面弯矩 M_1 ;(c) 受垂直弯矩 M_2 ;(d) 受剪力

受拉力 F 时
$$\sigma = \frac{F}{l\delta} \leq [\sigma]'$$
 (6-1)

受压力 F 时
$$\sigma_c = \frac{F}{l\delta} \leq [\sigma_c]'$$
 (6-2)

受平面弯矩 M_1 时
$$\sigma_{B_1} = \frac{6M_1}{l\delta^2} \leq [\sigma]'$$
 (6-3)

受垂直弯矩 M_2 时
$$\sigma_{B_2} = \frac{6M_2}{l^2\delta} \leq [\sigma]'$$
 (6-4)

受剪力 F_R 时
$$\tau = \frac{F_R}{l\delta} \leq [\tau]'$$
 (6-5)

受复合载荷时
$$\sigma_{ca} = \sqrt{(\sigma + \sigma_{B1} + \sigma_{B2})^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]'$$
 (6-6)

式中, l 和 δ 焊缝的长度和厚度(mm); $[\sigma]'$ 、 $[\sigma_c]'$ 和 $[\tau]'$ 分别为静载荷时对接焊缝的许用拉应力、许用压应力和许用切应力 (MPa), 见表 6-1。

表 6-1 静载荷时焊接的许用应力

| 焊 缝 | 焊缝许用应力 | 焊条电弧焊 (E43、E50 系列焊条) | 焊条电弧焊(低氢焊条) 自动焊或半自动焊 |
|----------|---------------------|-------------------------|-------------------------|
| 对接焊缝 | 许用拉应力 $[\sigma]'$ | 0.9 $[\sigma]$ | 1.0 $[\sigma]$ |
| | 许用压应力 $[\sigma_c]'$ | 1.0 $[\sigma]$ | 1.0 $[\sigma]$ |
| 对接焊缝和角焊缝 | 许用切应力 $[\tau]'$ | 0.6 $[\sigma]$ | 0.65 $[\sigma]$ |

注:母体金属(即被焊接件)的许用拉应力 $[\sigma] = \sigma_s / [S]$, 其中 σ_s 为屈服极限; $[S]$ 为许用安全系数, 对于碳钢 $[S] = 1.35 \sim 1.60$; 对于合金钢 $[S] = 1.50 \sim 1.70$ 。

(二) 搭接角焊缝

在角焊缝中,主要是搭接角焊缝(图 6-7)、角接角焊缝[图 6-7(c)]和正交角焊缝[图 6-1(d)]。搭接角焊缝与受力方向垂直的称为正面角焊缝[图 6-7(a)];与受力方向平行的称为侧面角焊缝[图 6-7(b)];与受力方向倾斜的称为斜角焊缝[图 6-8(a)];三者兼有的称为混合角焊缝[图 6-8(b)]。正面角焊缝通常只用来承受拉力;侧面角焊缝、斜角焊缝及混合角焊缝可用来承受拉力或垂直弯矩 M_2 。角焊缝受载后产生的应力比较复杂,实践证明,凡是角焊缝,它的正常破坏形式均如图 6-7 中所示的截面 A-A、B-B,并认为是由于剪切而破坏的。角焊缝的横截面一般取为等腰直角三角形,并取其腰长先等于板厚,则角焊缝的危险截面的宽度为 $k\sin 45^\circ = 0.7k$,计算剖面的总面积为 $0.7k \sum l$ 。对角焊缝进行抗剪切强度的条件性计算,受拉力或压力 F 时角焊缝的强度条件为

$$\tau = \frac{F}{0.7k \sum l} \leq [\tau]' \quad (6-7)$$

式中, k 焊脚长度(mm); $[\tau]'$ 焊缝的许用切应力(MPa),见表 6-1; $\sum l$ 为焊缝的总长度(mm)(对图 6-7(a), $\sum l = l$;对图 6-7(b), $\sum l = l/2$;对图 6-8(a), $\sum l = l/\sin\beta$;对图 6-8(b), $\sum l$ 为各段焊缝长度之和)。

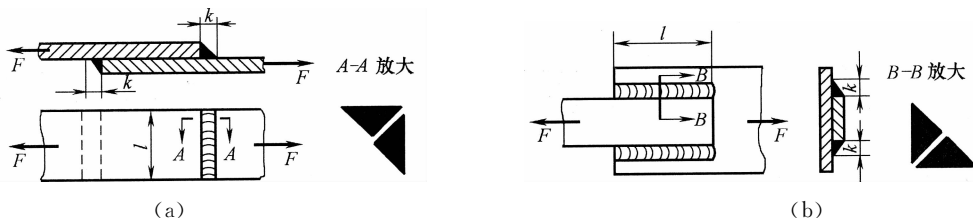


图 6-7 搭接角焊接的受力及破坏形式

(a) 正角焊接;(b) 侧面角焊接

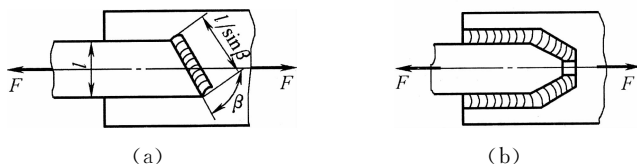


图 6-8 搭接角焊缝中的斜角焊缝和混合角焊缝

(a) 斜角焊缝;(b) 混合角焊缝

(三) 角接角焊缝和正交角焊缝

角接角焊缝和正交角焊缝的失效形式同搭接角焊缝,其强度计算准则也同搭接角焊缝。不开坡口时(图 6-9),其应力和强度计算公式为

$$\tau = \frac{F}{2 \times 0.7kl} \leq [\tau]'$$

五、焊接技术的发展与应用

1. 激光焊接

激光焊接是利用高能量的激光脉冲对材料进行微小区域内的局部加热,激光辐射的能量通过热传导向材料的内部扩散,将材料熔化后形成特定熔池。它是一种新型的焊接方式,激光焊接主要针对薄壁材料、精密零件的焊接,可实现点焊、对接焊、叠焊、密封焊等,深宽比高,焊缝宽度小,热影响区小、变形小,焊接速度快,焊缝平整、美观,焊后无须处理或只需简单处理,焊缝质量高,无气孔,可精确控制,聚焦光点小,定位精度高,易实现自动化。

2. 半自动焊接

自动送气、送料,手动结合自动控制焊接。具有焊接轨迹、焊接参数、焊枪姿态、焊缝跟踪等自动化方案的一项或多项。

3. 智能焊接

高精度可移动焊接变位机、高精度变极性焊接机、激光扫描焊缝跟踪器、焊接熔透控制系统和焊接离线编程:① 实现任务级离线编程。能自动生成焊接轨迹、焊接参数、焊枪姿态,并能进行动态仿真。② 实现自动导引机器人进入焊缝起始点,自动焊缝对中、自动保证焊接熔透和成形。③ 实现焊接机器人和变位机的双臂协调控制。使工件始终处于最有利于焊接的船形位置,保证焊接质量。

第二节 铆接

一、概述

利用铆钉把两个或两个以上的零件(钢板、型钢、机械零件)固定在一起的连接方法称为铆钉连接,简称铆接。铆钉是用塑性较好的金属(一般是低碳钢,如 Q215、Q235、10、15 等)棒料在锻压机上制成。铆钉一端有预制头,铆接时,将其穿入被连接件的预制孔中[图 6-9(a)],然后利用压铆机施压或用气动铆枪进行振动冲击再制出另一端的铆钉头[图 6-9(b)]。当钢铆钉直径小于 12mm 时,铆接时可不加热,称为冷铆;当直径大于 12mm 时,通常需将铆钉全部或局部加热至锻造温度再进行铆接,称为热铆。铝合金铆钉(如 LY1、LY10、L3、L4 等)均采用冷铆。铆钉的类型很多且已标准化。用各种铆钉铆接后的形式如图 6-10 所示,其中以半圆头铆钉应用最广[图 6-10(a)];其他钉头形式用于各种特殊情况,如沉头铆钉用于要求连接表面平滑处[图 6-10(f)];平截头铆钉用于要求耐腐蚀处[图 6-10(c)]。

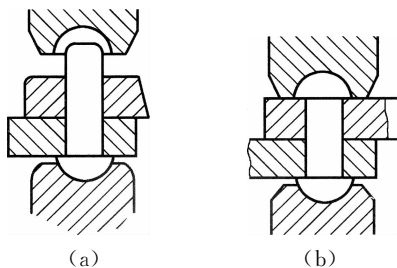


图 6-9 铆钉铆合过程

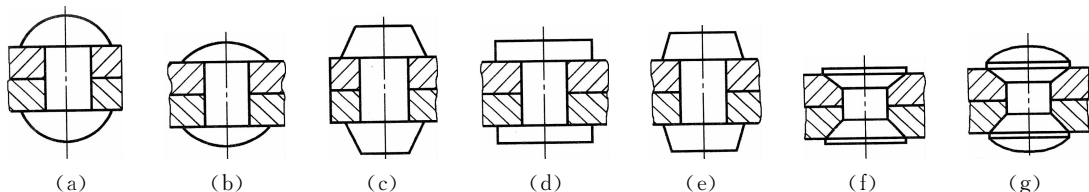


图 6-10 常见铆钉铆接后的形式

铆接具有工艺设备简单、抗振、耐冲击和牢固可靠等优点,但结构一般较为笨重。被连接件(或被铆件)上由于制有钉孔,使强度受到较大的削弱。铆接时一般噪声很大,影响工人健康。近年来由于焊接、胶接以及高强度螺栓连接的发展,铆接的应用已逐渐减少。目前只在轻金属结构(如飞机结构和铝合金门窗)、非金属元件的连接(如制动器中的摩擦片与制动蹄或制动带的连接)以及少数受严重冲击或振动载荷的金属结构(如桥梁、建筑、造船、重型机械等工业部门)中采用。图 6-11 和图 6-12 所示为金属结构和机械零件中铆接的应用实例。

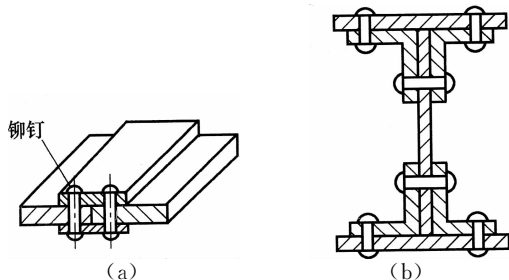


图 6-11 金属结构的铆接

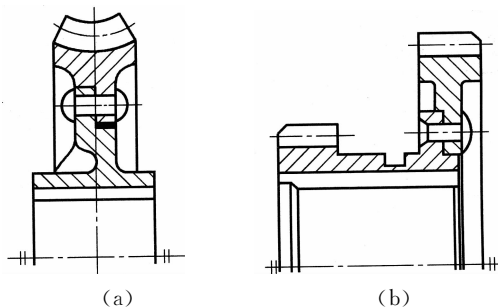


图 6-12 机械零件的铆接

二、铆缝的种类及特性

铆钉和被连接件一起所形成的连接部分统称为铆接缝,简称铆缝。铆缝的结构形式很多,根据工作要求的不同,可分为三种:以强度为基本要求的铆缝称为强固铆缝,如飞机机身框架及其蒙皮、桥梁和建筑物桁架、起重机机架等金属结构上的铆缝;不但要求具有足够的强度,而且要求保证良好的紧密性的铆缝称为强密铆缝,如蒸汽锅炉、高压容器等承受高压器皿的铆缝;仅以紧密性为基本要求的铆缝称为紧密铆缝,如水槽、低压容器或管道中的铆缝。根据铆接头构造分,铆缝有搭接缝、单盖板对接缝和双盖板对接缝三种[图 6-13(a)、(b)、(c)]。每一种又可制成单排、双排和多排。

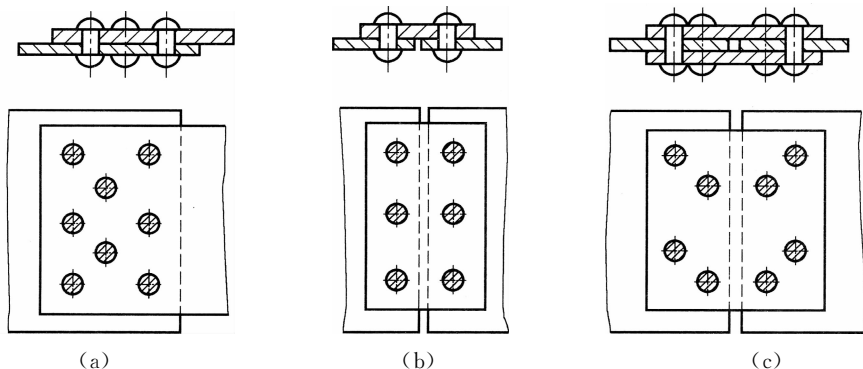


图 6-13 常用铆接接头形式

(a) 搭接缝;(b) 单盖板对接缝;(c) 双盖板对接缝

三、铆缝的受力、失效和强度计算

设计铆缝时,通常是根据承载情况及具体要求,按照有关专业的技术规范或规程,选出合适的铆缝类型及铆钉规格,进行铆缝的结构设计(如按照铆缝形式及有关要求布置铆钉等),然后分析铆缝受力时可能的破坏形式(图 6-14),并进行必要的强度校核。

铆钉铆合后,被铆件被铆钉头压紧,横向力主要靠摩擦力传递。当横向力超过被铆件之间可能产生的最大摩擦力时,被铆件发生相对滑动,而铆钉杆部将分别与被铆件的孔壁接触,是有一部分载荷将通过杆孔互相挤压时的挤压变形和钉杆的剪切变形来传递。如果载荷过大,超过一定限度,则将发生如图 6-14 所示的各种失效形式。

在进行受力分析时,一般假定:① 一组铆钉中的各个铆钉受力相等;② 危险截面上的拉应力、切应力和工作面挤压应力都是均匀分布的;③ 忽略被铆件贴合面上的摩擦力;④ 铆缝不受弯矩作用。但实际上,在弹性范围内,不论是沿受力方向的一列铆钉中的切应力,或是铆钉与孔壁间的挤压应力,或是一个被铆件在钉孔附近各个截面上的拉应力,都不是均匀分布的。不过,在达到塑性变形时,上述假定大致上是可以成立的,故可直接按材料力学的基本公式进行强度校核。这里要特别强调指出的是,所用的许用应力必须根据有关专业的技术规范或规程取定。

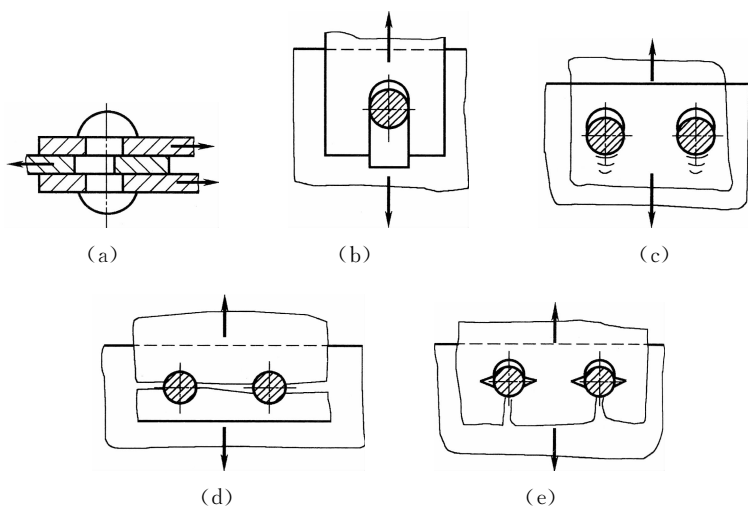


图 6-14 铆缝受横向力及其破坏形式

(a) 铆钉被剪断；(b) 板边被剪坏；(c) 钉孔接触面被压溃；

(d) 板沿钉孔被拉断；(e) 板边被撕裂

现对图 6-15 所示受横向载荷的单排搭接铆缝(设边距 e 符合规范要求), 根据可能出现的失效形式进行强度计算, 得出所能传递的载荷为

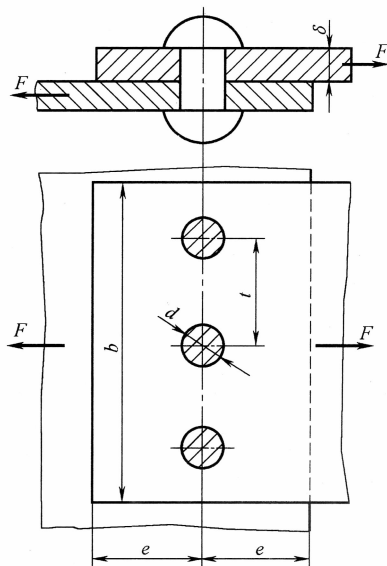


图 6-15 单排搭接铆钉强度分析

被铆件不被拉断时

$$F_1 \leq (b - zd) \delta [\sigma] \quad (6-9)$$

钉孔壁不被压溃时

$$F_2 \leq d \delta z [\sigma_p] \quad (6-10)$$

铆钉不被剪断时

$$F_3 \leq \frac{\pi d^2}{4} z [\tau] T'$$

(6-11)

式中, σ 为被铆件中较薄铆件的厚度(mm); d 为铆钉直径(mm); b 为被铆件宽度(mm); z 为铆钉数目; $[\sigma]$ 、 $[\sigma_p]$ 被铆件的许用拉应力、许用挤压应力(MPa), 见表 6-2; $[\tau]$ 为铆钉的许用切应力(MPa), 见表 6-2。

表 6-2

强固铆缝各元件静载荷下的许用应力

(单位: MPa)

| 材料 | | Q215 | Q235 | 16Mn |
|-----|--------------|-----------|-----------|-----------|
| 被铆件 | $[\sigma]$ | 140 ~ 155 | 155 ~ 170 | 215 ~ 240 |
| | $[\sigma_p]$ | 200 ~ 310 | 310 ~ 340 | 430 ~ 480 |
| 铆钉 | $[\tau]$ | 145 | | |

注: 采用冲孔或各被铆件分开钻孔而不用样板时, $[\sigma]$ 、 $[\sigma_p]$ 降低 15%; 板厚大于 16mm 时, 表中数值取小值。

显然, 此铆缝所能承受的静载荷 F 取决于 F_1 、 F_2 、 F_3 中的最小值, 同时, 还应根据技术规范对铆接设计和工艺提出相应的要求。如在设计铆接接头时, 若取多排铆钉时, 应使铆钉交错布置; 沿载荷方向上铆钉数最多不超过 6 个, 以避免载荷分布不均; 铆钉材料一般应与被铆件相同, 以免因热膨胀系数不同而影响铆接强度。

四、铆接技术

(一) 冷碾铆接法

所谓冷碾铆接法, 就是利用铆杆对铆钉局部加压, 并绕中心连续摆动直到铆钉成形的铆接方法。按照这种铆接法的冷碾轨迹, 可将其分为摆碾铆接法及径向铆接法。摆碾铆接法是铆头沿着圆周方向摆动碾压。而径向铆接法较为复杂, 它的铆头运动轨迹是梅花状的, 铆头每次都通过铆钉中心点, 即铆头不仅在圆周方向有运动, 而且沿径向也在摆动碾压。

就两种铆接法比较而言, 径向铆接法所铆零件的质量较好, 效率略高, 并且铆接更为稳定, 铆件无须夹持, 即使铆钉中心相对主轴中心略有偏移也能顺利完成铆接工作。而摆碾铆接机必须将工件准确定位, 最好夹持铆件。然而径向铆接机因结构复杂, 造价高, 维修不方便, 非特殊场合一般不采用。相反, 摆碾铆接机结构简单, 成本低, 维修方便, 可靠性好, 能够满足 90% 以上零件的铆接要求。此外, 利用摆碾铆接的原理, 还可以制造适宜于多点铆接的多头铆接机, 在现代工业生产中有其独特的优势。

(二) 冷碾铆接法同传统铆接法的工艺特性对比

① 冷碾铆接法所需摆碾力极小, 仅为锤击、冲压等铆接方式的 1/10 ~ 1/15。因为传统的铆接方式是铆杆对铆钉施压, 其压力越靠近轴心越大, 而冷碾铆接法是以连续的局部变形使铆钉成形, 其所施压力离铆钉中心越远越大, 这恰恰符合材料变形的自然规律。因此, 采用冷碾铆接法所需设备吨位极小, 节省费用。

② 冷碾铆接法使铆钉的变形顺从金属自然流向, 不会降低材料的缺口冲击韧性和延展性,

减少了在铆钉墩头周围出现切向拉应力过高的危险,铆后材料无折断纤维流,能提高铆钉的承载能力。将摆动冷碾铆接与传统锤击、冲压铆接试件做破坏性试验后知,冷碾铆接法所产生的联接强度约高于传统铆接的 80%。冷碾铆接后铆钉几乎无弯曲、鼓肚、墩粗等变形现象。同时与铆钉相连的部件毫无变形。

③ 冷碾铆接法铆头在铆钉上作纯滚动而无滑动,铆钉成型后的表面粗糙度仅取决于铆头,而铆头表面粗糙度容易保证,因而采用冷碾铆接铆钉表面光洁美观是其他铆接方法所不能比拟的。

④ 采用冷碾铆接法铆接时几乎无噪声(低于 70dB)、无振动。而传统的锤击、冲压铆接方式噪声超过 90dB。

⑤ 冷碾铆接机操作方便安全。冲床冲铆经常发生冲掉手指等恶性事故,人工锤铆误伤也时有发生,而碾铆相对较安全。主轴虽有旋转,但有可行的安全保护罩,铆头与工件接触面小。

⑥ 使用冷碾铆接机时,由于铆钉材料具有特别好的形变性能,铆杆不会出现质量问题,寿命较高,同时,只要改变铆头的形状,就可以铆接多种形状。

(三) 无铆钉铆接技术

无铆钉铆接机是利用静压式或动压压力以及专用模具将两层或多层金属板件挤压或辗压成形,形成一个具有一定抗拉强度和抗剪强度的内部相嵌联接点的联接设备。

适用范围:无铆钉联接适合于钢板、不锈钢板、铝板及非金属夹层的联接。

无铆钉联接铆接技术可分为冲压平点联接,冲压圆点联接或旋压圆点联接就几种方式而言,旋压圆点联接明显具有许多优点:

① 铆接质量好。铆接时金属纤维顺从自然流向,其铆后强度有明显提高,且铆后表面质量好(可达 $Ra1.25\mu\text{m}$)。

② 省力节能(压力仅为冲压平点联接或冲压圆点联接的 $1/10 \sim 1/15$),机体重量相应降低。

③ 无需配置复合缸及增压设备,制造成本大幅降低。

④ 铆接时间可调节,可以精确到 0.1s。

⑤ 因设备吨位很小,模具的磨损率和损毁率大大降低。

第三节 胶接

一、胶接及其应用

胶接是利用胶粘剂在一定条件下使零件胶结在一起的联接[图 6-16(a) 中的轮圈和轮芯],并具有一定的联接强度。它在木材制造业早有应用,如木工利用白胶粘合木质材料。但在机械制造中采用胶接金属构件,还是近 50 年来发展的新兴工艺。

胶接的机理与化学、物理的很多因素相关,随着高分子化学以及石油化学工业的发展,胶接的理论也日趋成熟。

目前,胶接在机床、汽车、航空及造船等应用领域的使用日渐广泛,其应用实例见图 6-16。

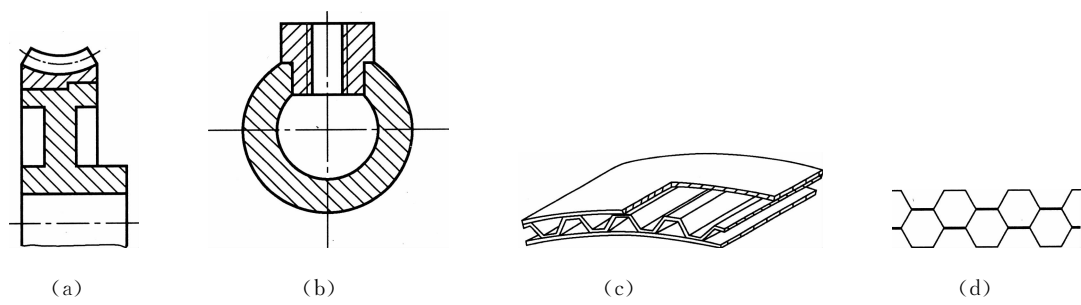


图 6-16 胶接的应用实例

(a) 胶接组合涡轮;(b) 螺纹接套与管件胶接;(c) 蒙皮与型材胶接;(d) 蜂窝结构填料

二、常见胶粘剂及其主要性能与优缺点

胶粘剂的品种繁多,现将它的性能及优缺点归纳如表 6-3 所示。

表 6-3 常用胶接剂的性能、类别、使用条件和优缺点

| 胶接剂类别 | 结构胶接剂 | 非结构胶接剂 | 其他胶接剂 |
|-------|---|--------------------|-------------------------|
| | 酚醛-缩醛-有机硅胶粘剂、环氧-酚醛胶粘剂和环氧-有机硅胶粘剂等 | 聚氨酯胶粘剂和酚醛-氯丁橡胶胶粘剂等 | 环氧导电胶接剂和环氧超低温胶接剂等 |
| 性能 | 抗剪强度 $\geq 8\text{MPa}$ 能承受较大载荷 | 常温下具有一定强度 | 特殊条件下具有一定的强度 |
| 使用条件 | 高温和低温 | 常温 | 超高温和超低温并能够耐蚀、耐老化、绝缘、导电等 |
| 使用优点 | 重量轻、变形小、应力分布较均匀,耐疲劳、耐蠕变性能好、应用范围较广、施工简便、生产成本低、能满足工作上的特殊要求 | | |
| 缺点 | 大多数胶接剂的稳定性较差,当工作温度超过 1000°C 时,胶接强度会减弱,并且耐酸、碱性能较差不稳定 | | |

三、胶接接头的结构形式、受力状况及设计要点

胶接接头的典型结构如图 6-17 所示。胶接接头的受力状况有拉伸、剪切、剥离与扯离等(图 6-18)。实践证明,胶缝的抗剪切及抗拉伸能力强,而抗扯离及抗剥离能力弱。

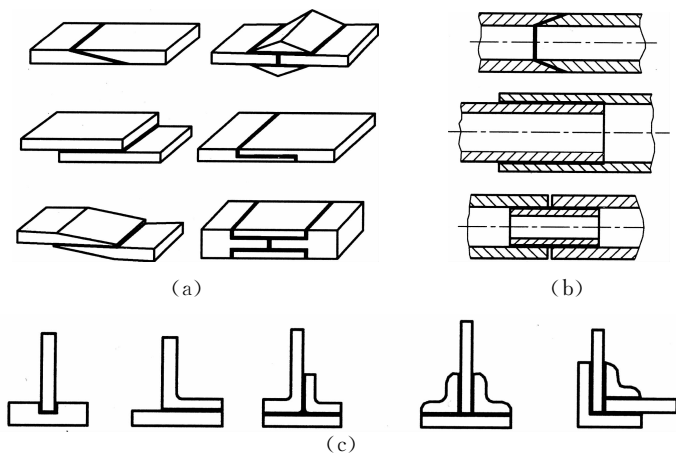


图 6-17 胶接接头典型结构

(a) 板接头; (b) 管接头; (c) 角接头

胶接接头的设计要点是:① 针对胶接件的工作要求正确选择胶粘剂;② 合理选定接头形式;③ 恰当选取工艺参数;④ 充分利用胶缝的承载特性,尽可能使胶缝承受剪切或拉伸载荷,而避免承受扯离,特别是剥离载荷;⑤ 从结构上应适当采取防止剥离的措施,如图 6-19 所示,以防止从边缘或拐角处脱缝;⑥ 可将胶缝处的板材端部切成斜角,或把胶粘剂和胶接件材料的膨胀系数选的很接近等;⑦ 可在胶接面间增加玻璃布层等缓冲材料。

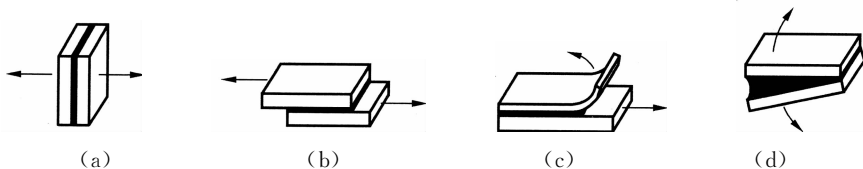


图 6-18 胶接接头的受力状况

(a) 拉伸; (b) 剪切; (c) 剥离; (d) 扯离

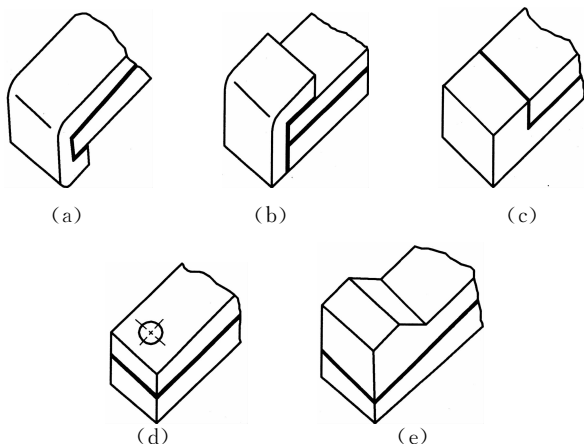


图 6-19 防止剥离的结构措施

四、金属胶接技术的发展方向

就制造技术而言,质量及成本从来就是永恒的主题,创新则是不断发展的动力。为此,当今金属胶接制造技术的发展方向主要有以下方面:

(1) 不断完善及提高胶接质量品质。

全面深入贯彻先进胶接体系内容,实现胶接结构耐久化,稳定提高先进胶粘剂体系质量;研制室温固化的高性能结构胶粘剂,开发胶接表面制备新技术;实现胶接表面制备质量的仪器检测,提高胶接质量无损检测的定量化、精确化及自动化。

(2) 开拓和发展新材料、新结构的航空胶接技术。

先进钛合金、铝锂合金等新材料胶接结构技术;新型金属胶接复合层板制造技术;新型纤维增强胶接层板技术;新型蜂窝夹层结构技术;特殊功能胶接结构技术,提高及拓宽复合材料结构胶接技术。

(3) 不断降低成本、提高生产效率。

胶接工艺全面采用计算机辅助技术,提高胶接工艺的机械化、自动化程度。发展节能胶接固化新技术,完善及简化胶接结构修补技术,开发推广低成本优质胶粘剂材料。

五、胶接的基本工艺

(一) 胶接件胶接表面的制备

胶接表面一般需要经过除油处理、机械处理及化学处理,以便清除表面油污及氧化层,改造表面粗糙度,使其达到最佳胶接表面状态,表面粗糙度值一般应为 $Ra = 1.6 \sim 3.2 \mu\text{m}$,过高或过低都会降低胶接的强度。

(二) 胶粘剂配制

因大多数胶粘剂是“多组分”的,在使用前应按规定的程序及正确的配方比例恰当配制。

(三) 涂胶

采取喷涂、刷涂、滚涂、浸涂、贴膜等方法涂布胶粘剂,以保证涂布层厚薄合适、均匀无缺、无气泡等。根据胶粘剂品种不同选择最佳叠合时间,叠合时应稍加压力,使其全面紧密贴合牢固。

(四) 清理

在涂胶装配后,及时清除胶接件上多余的胶粘剂(若产品允许在固化后进行机械加工或喷丸时,这一步可在固化后进行)。

(五) 固化

根据胶粘剂品种和胶接件的使用要求、接头形式、接头面积等,恰当选定固化条件(温度、压力及保持时间),使胶接区域固化。

(六) 质量检验

对胶接产品主要是进行 X 光、超声波探伤、放射性同位素或激光全息摄影等无损检验,以防止胶接接头存在严重缺陷。

六、胶接与其他连接的比较

与其他连接相比,胶接的主要优点有:

(1) 适用范围广。

胶接不受材料种类和胶接件几何形状的限制,不管厚与薄、硬与软、大与小的胶接件,相同或不同材质之间,都能实现胶接,这是焊、铆和螺栓等连接方法所无法相比的。图 6-20 所示为铰刀和铣刀刀刃的粘接。

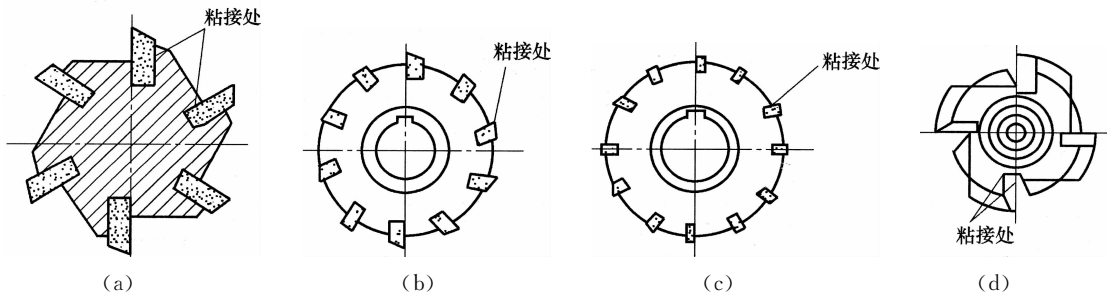


图 6-20 铰刀和铣刀刀刃的粘结

(a) 铰刀的粘结;(b) 错齿三面刃铣刀的粘结;(c) 直齿面三面刃铣刀的粘结;(d) 三面刃铣刀的粘结

(2) 应力集中小,疲劳强度高。

胶接接头处的应力分布均匀,不像铆接、螺栓连接那样需要钻孔,容易产生应力集中。胶接时,一般不需加热,不会产生热变形、裂纹和金相组织的变化,接缝的内应力小。一般胶接的剪切疲劳循环次数为 4×10^6 次,而铆接只有 2×10^5 次,胶接的疲劳寿命要比铆接的高很多。胶接薄板,其抗振性能要比铆接或螺栓连接高 40% ~ 60%。

(3) 结构质量小。

可节省大量材料,省去大量的铆钉、螺栓。采用胶接可使飞机质量减轻 20% ~ 25%,成本下降 30% ~ 35%。

(4) 密封性好。

胶接可达到完全密封,进而防止三漏(漏气、漏水、漏油),具有良好的耐水、耐腐蚀、防锈和绝缘性能。

(5) 制造成本低。

胶接工艺简便、对设备的要求低,一般操作容易,利用自动化生产,生产效率高。

其主要缺点是:剥离强度低;在湿热、温度变化大或冲击载荷下寿命不长;一般耐老化、耐酸、碱性能差;对实际加工过程、环境和操作者的技术有时要求高;有机胶粘剂易燃,并有毒等。