

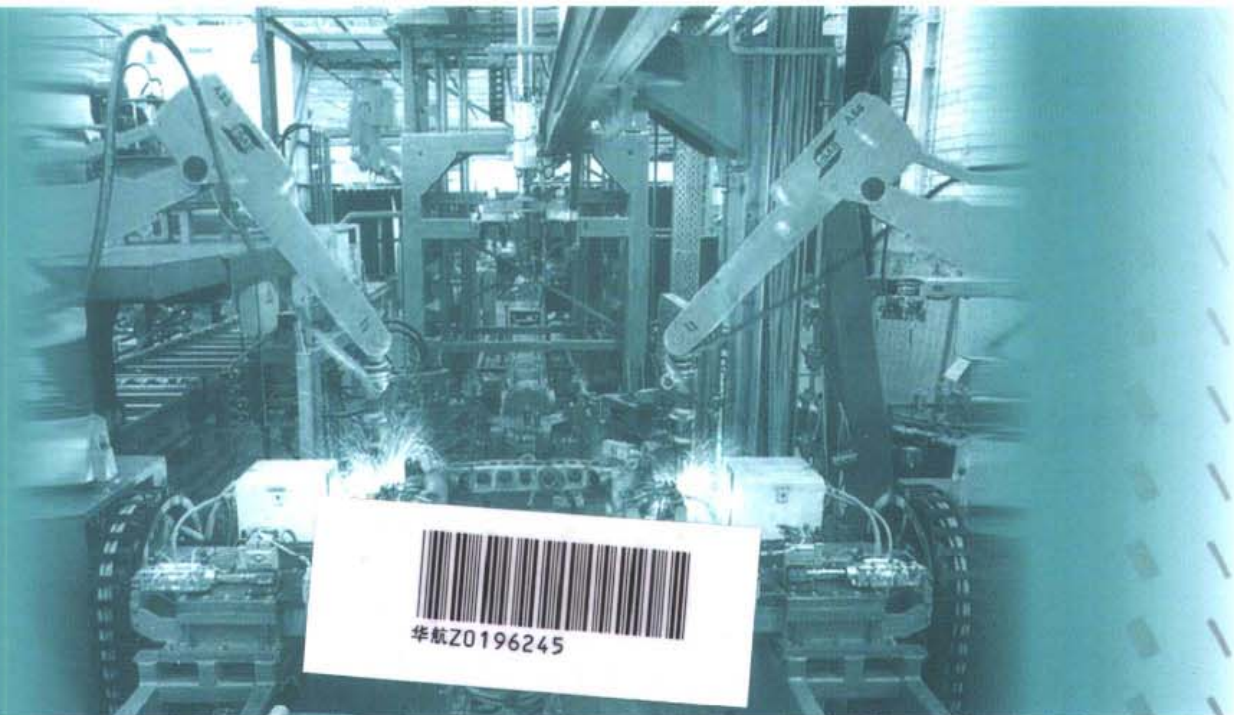
普通高等教育“九五”国家级重点教材

机械设计

(第七版)

西北工业大学机械原理及机械零件教研室 编著

濮良贵 纪名刚 主编



高等教育出版社

www.pdf365.com

1196245

普通高等教育“九五”国家级重点教材



机械设计

(第七版)

西北工业大学机械原理及机械零件教研室 编著
濮良贵 纪名刚 主编



高等教育出版社

内容提要

本书是在西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著,濮良贵、纪名刚主编《机械设计》(第六版)的基础上,在满足原国家教育委员会颁发的《机械设计课程教学基本要求》(1995年修订版)的同时,贯彻《关于“九五”期间普通高等教育教材建设与改革的意见》(教高[1995]6号文)精神和1998年全国普通高等学校教学工作会议、1999年全国教育工作会议关于高校教材改革的指导思想,加强学生素质教育和能力培养,并结合拓宽专业面后教学改革的需要修订而成的。

全书共分五篇(十八章):第一篇总论;第二篇联接;第三篇机械传动;第四篇轴系零、部件;第五篇其它零、部件。另有附录:常用量的名称、单位、符号及换算关系表。

本书主要作为高等院校机械类专业的教材,也可供其它有关专业的师生和工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计/濮良贵,纪名刚主编.—7版.—北京:高等教育出版社,2001

普通高等教育“九五”国家级重点教材

ISBN 7-04-009348-0

I.机… II.①濮…②纪… III.机械设计—高等学校—教材 IV.TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 07861 号

责任编辑 沈 忠 封面设计 李卫青 责任绘图 李维平
版式设计 马静如 责任校对 俞声佳 责任印制 杨 明

机械设计 (第七版)

西北工业大学机械原理及机械零件教研室 编著

出版发行 高等教育出版社

社 址 北京市东城区沙滩后街 55 号

电 话 010-64054588

网 址 <http://www.hep.edu.cn>

<http://www.hep.com.cn>

邮政编码 100009

传 真 010-64014048

经 销 新华书店北京发行所

排 版 高等教育出版社照排中心

印 刷 国防工业出版社印刷厂

开 本 787×1092 1/16

印 张 26.5

字 数 650 000

版 次 1960 年 8 月第 1 版

2001 年 6 月第 7 版

印 次 2001 年 6 月第 1 次印刷

定 价 22.30 元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题,请到所购图书销售部门联系调换。

版权所有 侵权必究

第七版序言

本书自 1960 年面世以来,在广大师生、工程技术人员和各有关部门同志的热情关注与爱护下,经过六次修订,现在第七版于新世纪之初诞生了。

本版是在 1996 年第六版的基础上,在满足原国家教育委员会颁发的《机械设计课程教学基本要求》(1995 年修订版)的同时,贯彻《关于“九五”期间普通高等教育教材建设与改革的意见》(教高[1995]6 号文)的精神和 1998 年全国普通高等学校教学工作会议及 1999 年全国教育工作会议关于高校教材改革的指导思想,加强学生素质教育和能力培养,并结合拓宽专业面后教学改革的需要修订而成的。

这次修订,除了进一步突出本课程的基本内容,以利大多数师生能在规定的课内外学时范围内教好学好,为进而学习有关专业课程及进行改革、创新的探索打好基础外,还做了以下几项工作:

1. 关于机械现代设计方法,已经出版了一系列小专题书籍(书目可参看与本书配套的《机械设计学习指南》附录),为了便于学生从总体上了解现代设计方法的特征及发展动向,并能择其重点进行初步运用,本书除在 §2-11 中就其共性方面作了概略介绍外,还在《机械设计学习指南》中针对目前流行与应用情况分别作了不同程度的论述。

2. 考虑到目前高强度钢材及大型构件在通用机械中的应用已渐增多,由材料本身原始微观裂纹(或缺陷)扩展而引起的低应力脆断已成为较常见的失效形式,因而疲劳裂纹的扩展寿命亦应得到重视,故对断裂力学的基本概念作了些说明。

3. 由于对机械的承载能力、工作效率及寿命的要求不断提高,为了降低磨损及发热带来的影响,对机械设计中的滚动化增加了少许内容(如滚子螺旋副、滚动蜗杆-蜗轮副等)。

4. 为了适应各院校结合本课程学习加强学生运用计算机的锻炼,在本书的配套教材中相应增加了 CAD 及 CAI 方面的应用资料。

5. 用现行的有关标准取代了原书中目前已废弃的标准。另外考虑到近几年已施行的标准中某些新内容的推广已经过几年的过渡,故删去原书中新旧对照部分并列的旧标准(如滚动轴承的代号)。

6. 更正或改进了原书文字、插图与计算中的疏漏和印刷中的错误。

另外,还须说明以下几点:

1. 本书主要用作高等院校机械类各专业的教材,也可供其它有关专业的师生和工程技术人员参考。编者还希望用作教材的师生也是把它作为一本主要参考书来看待,并尽量多参阅一些相关的书籍和文献,以弥补本书的不足或缺陷。

2. 为了适应拓宽专业面的需要,本书以编入机械类各专业通用的基本内容为主,其它某些密切相关或新近发展的内容,请各校教师审视具体需要酌加介绍。

3. 本书章节次序的安排不代表教学的必然顺序,各校可根据教学经验结合具体情况自行机动调整。

4. 本书采用的设计计算方法,是从技术基础课程本身的性质出发,使学生通过一种基本的方法去掌握设计计算的基本理论和技能,因而不可能与各类专业设计中使用的方法和数据完全符合。故在进行具体专业产品和设备的设计时,应分析情况,区别对待。

5. 本书所引用的有关标准、规范、数据、资料等,仅摘取与阐明问题密切有关的部分,详细的数据及资料等可另查阅有关手册,在实际设计时,均应以当时的现行标准、规范为依据。

6. 本书所用的符号(包括已按惯例采用的国际上通用的符号),各章自成体系。同一符号在不同的章里代表不同的意义时,均已及时作出相应的说明。

参加本书修订工作的有濮良贵、王步瀛、纪名刚、张富洲、陈庚梅、李建华、陈国定、李育锡、吴立言同志,由濮良贵、纪名刚担任主编。

本书经教育部重点教材建设管理委员会和高等教育出版社约请教育部高等工业学校机械基础课程教学指导委员会委员、机械设计课程教学指导小组成员、北京科技大学罗圣国教授和天津大学杨景蕙教授先后详细审阅全稿,提出了许多宝贵的意见;大量兄弟院校的对口教研室的老师和学习了本课程的同学、厂矿机械设计工作者们,在接受口头或书面征询改进意见时,都给予了热情诚恳的帮助;出版社的编审人员为本书的出版与提高质量投入了大量的心血,在此一并致以衷心的感谢!

最后,限于我们的水平和时间,误漏之处,敬烦不吝批评指正。来信请寄 100009(邮编)北京市沙滩后街 55 号高等教育出版社力学机械编辑室或 710072(邮编)陕西省西安市西北工业大学 178 信箱。

编 者

2000 年 12 月于西安

目 录

第一篇 总 论

第一章 绪论	1	§ 2-10 机械零件设计中的标准化	19
§ 1-1 机械工业在现代化建设中的作用	1	§ 2-11 机械现代设计方法简介	20
§ 1-2 机器的基本组成要素	1	第三章 机械零件的强度	22
§ 1-3 本课程的内容、性质与任务	2	§ 3-1 材料的疲劳特性	22
第二章 机械设计总论	4	§ 3-2 机械零件的疲劳强度计算	24
§ 2-1 机器的组成	4	§ 3-3 机械零件的抗断裂强度	32
§ 2-2 设计机器的一般程序	5	§ 3-4 机械零件的接触强度	34
§ 2-3 对机器的主要要求	9	本章附录	35
§ 2-4 机械零件的主要失效形式	10	习题	41
§ 2-5 设计机械零件时应满足的基本 要求	11	第四章 摩擦、磨损及润滑概述	43
§ 2-6 机械零件的设计准则	13	§ 4-1 摩擦	43
§ 2-7 机械零件的设计方法	15	§ 4-2 磨损	47
§ 2-8 机械零件设计的一般步骤	16	§ 4-3 润滑剂、添加剂和润滑方法	49
§ 2-9 机械零件的材料及其选用	17	§ 4-4 流体润滑原理简介	55

第二篇 联 接

第五章 螺纹联接和螺旋传动	60	§ 6-1 键联接	100
§ 5-1 螺纹	60	§ 6-2 花键联接	106
§ 5-2 螺纹联接的类型和标准联接件	62	§ 6-3 无键联接	108
§ 5-3 螺纹联接的预紧	66	§ 6-4 销联接	110
§ 5-4 螺纹联接的防松	68	习题	112
§ 5-5 螺纹联接的强度计算	69	第七章 铆接、焊接、胶接和过盈联接	114
§ 5-6 螺栓组联接的设计	76	§ 7-1 铆接	114
§ 5-7 螺纹联接件的材料及许用应力	83	§ 7-2 焊接	117
§ 5-8 提高螺纹联接强度的措施	85	§ 7-3 胶接	123
§ 5-9 螺旋传动	90	§ 7-4 过盈联接	126
习题	98	习题	132
第六章 键、花键、无键联接和销联接	100		

第三篇 机 械 传 动

第八章 带传动	140	§ 8-1 概述	140
---------------	-----	----------------	-----

§ 8-2 带传动工作情况的分析	142	度计算	195
§ 8-3 V带传动的设计计算	147	§ 10-6 齿轮传动的设计参数、许用应 力与精度选择	200
§ 8-4 V带轮设计	156	§ 10-7 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度 计算	211
§ 8-5 V带传动的张紧装置	159	§ 10-8 标准锥齿轮传动的强度计算	221
§ 8-6 其它带传动简介	160	§ 10-9 变位齿轮传动强度计算概述	226
习题	162	§ 10-10 齿轮的结构设计	227
第九章 链传动	163	§ 10-11 齿轮传动的润滑	230
§ 9-1 链传动的特点及应用	163	§ 10-12 圆弧齿圆柱齿轮传动简介	232
§ 9-2 传动链的结构特点	164	习题	233
§ 9-3 滚子链链轮的结构和材料	167	第十一章 蜗杆传动	235
§ 9-4 链传动的运动特性	170	§ 11-1 蜗杆传动的类型	235
§ 9-5 链传动的受力分析	173	§ 11-2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及 几何尺寸计算	239
§ 9-6 滚子链传动的设计计算	174	§ 11-3 普通圆柱蜗杆传动承载能 力计算	247
§ 9-7 链传动的布置、张紧和润滑	180	§ 11-4 圆弧圆柱蜗杆传动设计计算	254
习题	183	§ 11-5 普通圆柱蜗杆传动的效率、润 滑及热平衡计算	259
第十章 齿轮传动	184	§ 11-6 圆柱蜗杆和蜗轮的结构设计	265
§ 10-1 概述	184	习题	268
§ 10-2 齿轮传动的失效形式及设计 准则	184		
§ 10-3 齿轮的材料及其选择原则	187		
§ 10-4 齿轮传动的计算载荷	190		
§ 10-5 标准直齿圆柱齿轮传动的强			

第四篇 轴系零、部件

第十二章 滑动轴承	271	§ 13-5 滚动轴承尺寸的选择	310
§ 12-1 概述	271	§ 13-6 轴承装置的设计	318
§ 12-2 径向滑动轴承的主要结构型式	271	§ 13-7 其它	329
§ 12-3 滑动轴承的失效形式及常用材料	273	习题	334
§ 12-4 轴瓦结构	277	第十四章 联轴器和离合器	335
§ 12-5 滑动轴承润滑剂的选用	279	§ 14-1 联轴器的种类和特性	335
§ 12-6 不完全液体润滑滑动轴承设计 计算	280	§ 14-2 联轴器的选择	343
§ 12-7 液体动力润滑径向滑动轴承设计 计算	283	§ 14-3 离合器	345
§ 12-8 其它型式滑动轴承简介	293	§ 14-4 安全联轴器及安全离合器	349
习题	298	§ 14-5 特殊功用及特殊结构的联轴器 及离合器	351
第十三章 滚动轴承	300	习题	352
§ 13-1 概述	300	第十五章 轴	353
§ 13-2 滚动轴承的主要类型及其代号	301	§ 15-1 概述	353
§ 13-3 滚动轴承类型的选择	305	§ 15-2 轴的结构设计	355
§ 13-4 滚动轴承的工作情况	307	§ 15-3 轴的计算	361
		习题	374

第五篇 其它零、部件

第十六章 弹簧	377	§ 17-2 机座和箱体的截面形状及肋板 布置	399
§ 16-1 概述	377	§ 17-3 机座和箱体设计概要	402
§ 16-2 圆柱螺旋弹簧的结构、制造、 材料及许用应力	378	第十八章 减速器和变速器	403
§ 16-3 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计 计算	381	§ 18-1 减速器	403
§ 16-4 圆柱螺旋扭转弹簧的设计计算	392	§ 18-2 变速器	406
§ 16-5 其它类型弹簧简介	395	§ 18-3 摩擦轮传动简介	408
习题	398	附录 常用量的名称、单位、符号 及换算关系表	412
第十七章 机座和箱体简介	399	参考文献	413
§ 17-1 概述	399		

第一篇 总 论

本篇概括地论述与本课程普遍有关的内容,包括第一至四章,即绪论,机械设计总论,机械零件的强度,摩擦、磨损及润滑概述。

第一章 绪 论

§ 1-1 机械工业在现代化建设中的作用

机械工业的生产水平是一个国家现代化建设水平的主要标志之一。这是因为工业、农业、国防和科学技术的现代化程度,都会通过机械工业的发展程度反映出来。人们所以要广泛使用机器,是由于机器既能承担人力所不能或不便进行的工作,又能较人工生产改进产品质量,特别是能够大大提高劳动生产率和改善劳动条件。同时,不论是集中进行大量生产还是迅速完成多品种、小批量生产,都只有使用机器才便于实现产品的标准化、系列化和通用化,尤其是便于实现高度的机械化、电气化和自动化。因此,机械工业肩负着为国民经济各个部门提供技术装备和促进技术改造的重要任务,在现代化建设的进程中起着主导和决定性的作用。所以通过大量设计制造和广泛使用各种各样先进的机器,就能大大加强促进国民经济发展的力度,加速我国的社会主义现代化建设。

§ 1-2 机器的基本组成要素

在一台现代化的机器中,常会包含着机械、电气、液压、气动、润滑、冷却、信号、控制、监测等系统的部分或全部,但是机器的主体,仍然是它的机械系统。无论分解哪一台机器,它的机械系统总是由一些机构组成;每个机构又是由许多零件组成。所以,机器的基本组成要素就是机械零件。

概括地说,机械零件可分为两大类:一类是在各种机器中经常都能用到的零件,叫做通用零件,如螺钉、齿轮、链轮等;另一类则是在特定类型的机器中才能用到的零件,叫做专用零件,如涡轮机的叶片、飞机的螺旋桨、往复式活塞内燃机的曲轴等。另外,还常把由一组协同工作的零件所组成的独立制造或独立装配的组合物叫做部件,如减速器、离合器等。

应该明确,对于一台机器这个总体来说,一切零件都是它的局部,它们必须受到全局的制约。因而它们在机器中,或按确定的位置相互联接,或按给定的规律作相对运动,共同为完成机器的

功能而发挥各自的作用。所以任何机器的性能,都是建立在它的主要零件的性能或某些关键零件的综合性能的基础之上的。由此可知,要想设计出一台很好的机器,必须很好地设计或选择它的零件;而每个零件的设计或选择,又是和整台机器的要求分不开的。所以本书除了从共性方面简要论述整台机器设计的基本理论、要求及一般方法外,将分章讨论各种通用零件的设计原理或选用方法。但是它们决不是各自孤立的,而是互相关联、互相影响,共同为设计完整的机器服务的。所以必须牢记,如果不从机器的全局出发,任何一个零件都是不可能正确地设计或选择出来的。

§ 1-3 本课程的内容、性质与任务

本课程的内容是在简要介绍关于整台机器设计的基本知识的基础上,重点讨论一般尺寸和参数的通用零件(重型、微型及在高速、高压、高温、低温条件下工作的通用零件除外),包括它们的基本设计理论和方法,以及有关技术资料的应用等。

本书讨论的具体内容是:

- 1) 总论部分——机器及零件设计的基本原则,设计计算理论,材料选择,结构要求,以及摩擦、磨损、润滑等方面的基本知识;
- 2) 联接部分——螺纹联接,键、花键及无键联接,销联接,铆接,焊接,胶接与过盈联接等;
- 3) 传动部分——螺旋传动,带传动,链传动,齿轮传动,蜗杆传动以及摩擦轮传动等;
- 4) 轴系部分——滑动轴承,滚动轴承,联轴器与离合器以及轴等;
- 5) 其它部分——弹簧,机座和箱体,减速器和变速器等。

由上可知,本课程的性质是以一般通用零件的设计为核心的设计性课程,而且是论述它们的基本设计理论与方法的技术基础课程。这里需要特别提醒的是,书中虽然只讨论了上述一些零、部件,但决不是仅仅为了学会这些零、部件的设计理论和方法,而是通过学习这些基本内容去掌握有关的设计规律和技术措施,从而具有设计一切通用零、部件和某些专用零、部件(包括书中没有提到的乃至目前尚未出现的)的能力。

本课程(包括它的全部教学环节)的主要任务是培养学生:

1. 具有正确的设计思想、勇于创新探索、实事求是、团结协作、艰苦奋斗的精神;
2. 掌握通用机械零件的设计原理、方法和机械设计的一般规律,进而具有综合运用所学的知识,研究改进或开发新的基础件及设计简单的机械的能力;
3. 具有运用标准、规范、手册、图册和查阅有关技术资料的能力;
4. 掌握典型机械零件的实验方法,获得实验技能的基本训练;
5. 了解国家当前的有关技术经济政策,并对机械设计的新发展有所了解。

在本课程的学习过程中,要综合运用先修课程中所学的有关知识与技能,结合各个教学实践环节进行机械工程技术人员的基本训练,逐步提高自己的理论水平、构思能力、工程洞察力和判断力,特别是不断增殖的汲取、融会与分析问题及解决问题的能力,为顺利过渡到专业课程的学习及进行专业产品和设备的设计打下宽广而坚实的基础。

关于本课程的特点和学习方法,以及本书一些章节的重点、难点与学习注意事项,可参阅与

本书配套的教材《机械设计学习指南》(见参考文献[63]^①)。

我们伟大的祖国有着悠久的历史 and 灿烂的文化,我们勤劳、勇敢、智慧的中华民族已经而且必将继续对世界的发展作出卓越的贡献。经过二十多年的改革开放,我国的社会主义现代化建设正在蓬勃发展,面对国内生产任务的增长和国际竞争形势的严峻,各个生产部门都对机械产品和技术装备提出了日益增长的需求,已经从事和正在培育成长的机械设计工作者都在面临着光荣而艰巨的任务。值此新世纪伊始,我国正在大力推进科教兴国和科技创新机制的重要历史时期,我们一定要学好机械设计的基本理论、基本知识和基本技能,并在此基础上,刻苦钻研,努力奋斗,树雄心,立壮志,攻难关,攀高峰,不断用先进的设计理论和生产技术来武装与发展我国的机械工业,密切结合用户需求和国内外市场动向,创新开发出大量高质量、高性能、多品种、多功能的现代化机器,为推进全人类的物质文明和精神文明建设做出应有的贡献!

^① 本书用带有方括号的数字按序表示书末所附的参考文献。

第二章 机械设计总论

§ 2-1 机器的组成

机器的发展经历了一个由简单到复杂的过程。人类为了满足生产及生活的需要,设计和制造了类型繁多、功能各异的机器。但是,只是在蒸汽机出现以后,机器才具有了完整的形态。我们可以用图 2-1 来概括地说明一部完整机器的组成。

在图 2-1 中,双线框表示一部机器的基本组成部分,单线框表示附加组成部分。这里的着眼点在于它们的功能,并不涉及它们的复杂性。

原动机部分是驱动整部机器以完成预定功能的动力源。通常一部机器只用一个原动机,复杂的机器也可能有好几个动力源。一般地说,它们都是把其它形式的能量转换为可以利用的机械能。从历史发展来说,最早被用来作

为原动部分的是人力或畜力。此后水力机及风力机相继出现。工业革命以后,主要是利用蒸汽机(包括汽轮机)及内燃机。电动机的出现,使一切可以得到电力供应的地方几乎全部使用了电动机作为原动机。现代机器中使用的原动机大致是以各式各样的电动机和热力机为主。

原动机的动力输出绝大多数呈旋转运动的状态,输出一定的转矩。在少数情况下也有用直线运动马达或作动筒以直线运动的形式输出一定的推力或拉力。

执行部分是用来完成机器预定功能的组成部分。一部机器可以只有一个执行部分(例如压路机的压辊);也可以把机器的功能分解成好几个执行部分(例如桥式起重机的卷筒、吊钩部分执行上下吊放重物的功能,小车行走部分执行横向运送重物的功能,大车行走部分执行纵向运送重物的功能)。

由于机器的功能是各式各样的,所以要求的运动形式也是各式各样的。同时,所要克服的阻力也会随着工作情况而异。但是原动机的运动形式、运动及动力参数却是有限的,而且是确定的。这就提出了必须把原动机的运动形式、运动及动力参数转变为执行部分所需的运动形式、运动及动力参数的问题。这个任务就是靠**传动部分**来完成的。也就是说,机器中之所以必须有传动部分,就是为了解决运动形式、运动及动力参数的转变。例如把旋转运动变为直线运动,高转速变为低转速,小转矩变为大转矩等。

简单的机器就只由上述三个基本部分组成。随着机器的功能越来越复杂,对机器的精确度要求也就越来越高,如机器只有以上三个基本部分,使用起来就会遇到很大的困难。所以机器除了以上三个部分外,还会不同程度地增加其它部分,例如控制系统和辅助系统等。

机器的传动部分多数使用机械传动系统。有时也可使用液压或电力传动系统。机械传动是绝大多数机器不可缺少的重要组成部分。

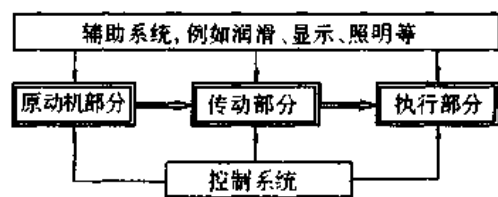


图 2-1 机器的组成

以汽车为例,发动机(汽油机或柴油机)是汽车的原动机;离合器、变速箱、传动轴和差速器组成传动部分;车轮、悬挂系统及底盘(包括车身)是执行部分;转向盘和转向系统、排挡杆、刹车及其踏板、离合器踏板及油门组成控制系统;油量表、速度表、里程表、润滑油温度表及蓄电池电流表、电压表等组成显示系统;后视镜、车门锁、刮雨器等为其它辅助装置;前后灯及仪表盘灯组成照明系统;转向信号灯及车尾红灯组成信号系统等。

§ 2-2 设计机器的一般程序

一部机器的质量基本上决定于设计质量。制造过程对机器质量所起的作用,本质上就在于实现设计时所规定的质量。因此,机器的设计阶段是决定机器好坏的关键。

本书中所讨论的设计过程仅指狭义的技术性的设计过程。它是一个创造性的工作过程,同时也是尽可能多地利用已有的成功经验的工作。要很好地把继承与创新结合起来,才能设计出高质量的机器。作为一部完整的机器,它是一个复杂的系统。要提高设计质量,必须有一个科学的设计程序。虽然不可能列出一个在任何情况下都有效的唯一程序,但是,根据人们设计机器的长期经验,一部机器的设计程序基本上可以如表 2-1 所示。

以下对各阶段分别加以简要说明。

(一) 计划阶段

在根据生产或生活的需要提出所要设计的新机器后,计划阶段只是一个预备阶段。此时,对所要设计的机器仅有一个模糊的概念。

在计划阶段中,应对所设计的机器的需求情况作充分的调查研究和分析。通过分析,进一步明确机器所应具有的功能,并为以后的决策提出由环境、经济、加工以及时限等各方面所确定的约束条件。在此基础上,明确地写出设计任务的全面要求及细节,最后形成设计任务书,作为本阶段的总结。设计任务书大体上应包括:机器的功能,经济性及环保性的估计,制造要求方面的大致估计,基本使用要求,以及完成设计任务的预计期限等。此时,对这些要求及条件一般也只能给出一个合理的范围,而不是准确的数字。例如可以用必须达到的要求、最低要求、希望达到的要求等方式予以确定。

(二) 方案设计阶段

本阶段对设计的成败起关键的作用。在这一阶段中也充分地表现出设计工作有多个解(方案)的特点。

机器的功能分析,就是要对设计任务书提出的机器功能中必须达到的要求、最低要求及希望达到的要求进行综合分析,即这些功能能否实现,多项功能间有无矛盾,相互间能否替代等。最后确定出功能参数,作为进一步设计的依据。在这一步骤中,要恰当处理需要与可能、理想与现实、发展目标与当前目标等之间可能产生的矛盾问题。

确定出功能参数后,即可提出可能的解决办法,亦即提出可能采用的方案。寻求方案时,可按原动部分、传动部分及执行部分分别进行讨论。较为常用的办法是先从执行部分开始讨论。

讨论机器的执行部分时,首先是关于工作原理的选择问题。例如,设计制造螺钉的机器时,其工作原理既可采用在圆柱形毛坯上用车刀车削螺纹的办法,也可采用在圆柱形毛坯上用滚丝模滚压螺纹的办法。这就提出了两种不同的工作原理。工作原理不同,当然所设计出的机器就

表 2-1 设计机器的一般程序

设计的阶段	工作步骤	阶段的目标
计 划		设计任务书
方案设计		提出原理性的设计方案——原理图或机构运动简图
技术设计		总体设计草图及部件装配草图, 并绘制出零件图、部件装配图及总装图
技术文件的编制		编制设计计算说明书、使用说明书、标准件明细表、其它技术文件等

会根本不同。特别应当强调的是,必须不断地研究和发展新的工作原理。这是设计技术发展的重要途径。

根据不同的工作原理,可以拟定多种不同的执行机构的具体方案。例如仅以切削螺纹来说,既可以采用工件只作旋转运动而刀具作直线运动来切削螺纹(如在普通车床上切削螺纹),也可以使工件不动而刀具作转动和移动来切削螺纹(如用板牙加工螺纹)。这就是说,即使对于同一种工作原理,也可能有几种不同的结构方案。

原动部分的方案当然也可以有多种选择。由于电力供应的普遍性和电力拖动技术的发展,现在可以说绝大多数的固定机械都优先选择电动机作为原动部分。热力原动机主要用于运输机、工程机械或农业机械。即使是用电动机作原动机,也还有交流和直流的选择,高转速和低转速的选择等。

传动部分的方案就更为复杂、多样了。对于同一传动任务,可以有多种机构及不同机构的组合来完成。因此,如果用 N_1 表示原动部分的可能方案数, N_2 和 N_3 分别代表传动部分和执行部

分的可能方案数,则机器总体的可能方案数 N 为 $N_1 \times N_2 \times N_3$ 个。

以上仅就组成机器的三个主要部分讨论的。有时,还须考虑到配置辅助系统。本书不再讨论。

在如此众多的方案中,技术上可行的仅有几个。对这几个可行的方案,要从技术方面和经济及环保等方面进行综合评价。评价的方法很多,现以经济性评价为例略作说明。根据经济性进行评价时,既要考虑到设计及制造时的经济性,也要考虑到使用时的经济性。如果机器的结构方案比较复杂,则其设计制造成本就要相对地增大,可是其功能将更为齐全,生产率也较高,故使用经济性也较好。反过来,结构较为简单、功能不够齐全的机器,设计及制造费用虽少,但使用费用却会增多。这一考虑问题的思路导出图 2-2 所示的机器经济性-费用曲线。把设计制造费用和使用费用加起来得到总费用。总费用最低处所对应的机器复杂程度就是最优的复杂程度。相应于这一复杂程度的机器结构方案就应是经济最佳方案。

评价结构方案的设计制造经济性时,还可以用单位功效的成本来表示。例如单位输出功率的成本、单件产品的成本等。

进行机器评价时,还必须对机器的可靠性进行分析,把可靠性作为一项评价的指标。从可靠性的观点来看,盲目地追求复杂的结构往往是不明智的。一般地讲,系统越复杂,则系统的可靠性就越低。为了提高复杂系统的可靠性,就必须增加并联备用系统,而这不可避免地会提高机器的成本。

环境保护也是设计中必须认真考虑的重要方面。对环境造成不良影响的技术方案,必须详细进行分析,并提出技术上成熟的解决办法。

通过方案评价,最后进行决策,确定一个据以进行下步技术设计的原理图或机构运动简图。

在方案设计阶段,要正确地处理好借鉴与创新的关系。同类机器成功的先例应当借鉴,原先薄弱环节及不符合现有任务要求的部分应当加以改进或者根本改变。既要积极创新,反对保守和照搬原有设计,也要反对一味求新而把合理的原有经验弃置不用这两种错误倾向。

(三) 技术设计阶段

技术设计阶段的目标是产生总装配草图及部件装配草图。通过草图设计确定出各部件及其零件的外形及基本尺寸,包括各部件之间的联接零、部件的外形及基本尺寸。最后绘制零件的工作图、部件装配图和总装图。

为了确定主要零件的基本尺寸,必须做以下工作:

1) 机器的运动学设计 根据确定的结构方案,确定原动机的参数(功率、转速、线速度等)。然后作运动学计算,从而确定各运动构件的运动参数(转速、速度、加速度等)。

2) 机器的动力学计算 结合各部分的结构及运动参数,计算各主要零件所承载荷的大小及特性。此时求出的载荷,由于零件尚未设计出来,因而只是作用于零件上的公称(或名义)载荷。

3) 零件的工作能力设计 已知主要零件所受的公称载荷的大小和特性,即可作零、部件的初步设计。设计所依据的工作能力准则,须参照零、部件的一般失效情况、工作特性、环境条件等合理地拟定,一般有强度、刚度、振动稳定性、寿命等准则。通过计算或类比,即可决定零、部件的

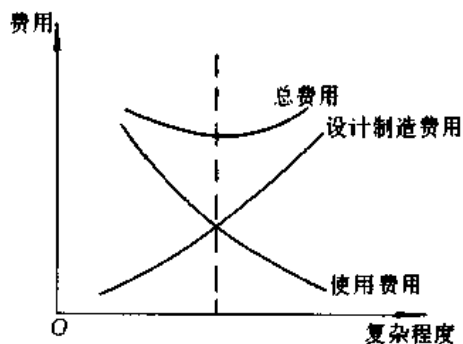


图 2-2 机器经济性-费用曲线

基本尺寸。

4) 部件装配草图及总装配草图的设计 根据已定出的主要零、部件的基本尺寸,设计出部件装配草图及总装配草图。草图上需对所有零件的外形及尺寸进行结构化设计。在此步骤中,需要很好地协调各零件的结构及尺寸,全面地考虑所设计的零、部件的结构工艺性,使全部零件有最合理的构形。

5) 主要零件的校核 有一些零件,在上述第3步中由于具体的结构未定,难于进行详细的工作能力计算,所以只能作初步计算及设计。在绘出部件装配草图及总装配草图以后,所有零件的结构及尺寸均为已知,相互邻接的零件之间的关系也为已知。只有在这时,才可以较为精确地定出作用在零件上的载荷,决定影响零件工作能力的各个细节因素。只有在此条件下,才有可能并且必须对一些重要的或者外形及受力情况复杂的零件进行精确的校核计算。根据校核的结果,反复地修改零件的结构及尺寸,直到满意为止。

在技术设计的各个步骤中,近三、四十年来发展起来的优化设计技术,越来越显示出它可使结构参数的选择达到最佳的能力。一些新的结构强度及变形的计算方法,如有限元素法等,可使以前难以定量计算的问题求得极好的近似定量计算的结果。对于少数非常重要、结构复杂且价格昂贵的零件,在必要时还须用模型试验方法来进行设计,即按初步设计的图纸制造出模型,通过试验,找出结构上的薄弱部位或多余的截面尺寸,据以进行加强或减小来修改原设计,最后达到完善的程度。机械可靠性理论用于技术设计阶段,可以按可靠性的观点对所设计的零、部件结构及其参数作出是否满足可靠性要求的评价,提出改进设计的建议,从而进一步提高机器的设计质量。上述一些设计方法和概念,应当在设计中加以应用与推广,使之得到相应的发展。

草图设计完成以后,即可根据草图业已确定的零件基本尺寸,设计零件的工作图。此时,仍有大量的零件结构细节要加以推敲和确定。设计工作图时,要充分考虑到零件的加工和装配工艺性、零件在加工过程中和加工完成后的检验要求和实施方法等。有些细节安排如果对零件的工作能力有值得考虑的影响时,还须返回去重新校核工作能力。最后绘制出除标准件以外的全部零件的工作图。

按最后定型的零件工作图上的结构及尺寸,重新绘制部件装配图及总装配图。通过这一工作,可以检查出零件工作图中可能隐藏的尺寸和结构上的错误。人们把这一工作通俗地称为“纸上装配”。

(四) 技术文件编制阶段

技术文件的种类较多,常用的有机器的设计计算说明书、使用说明书、标准件明细表等。

编制设计计算说明书时,应包括方案选择及技术设计的全部结论性的内容。

编制供用户使用的机器使用说明书时,应向用户介绍机器的性能参数范围、使用操作方法、日常保养及简单的维修方法、备用件的目录等。

其它技术文件,如检验合格单、外购件明细表、验收条件等,视需要与否另行编制。

在机械设计中充分运用计算机技术,将有助于提高设计的效率和质量。利用计算机的快速运算能力、交互图形显示、数据库和模拟仿真等项技术,可以实现在设计阶段进行多方案的比较、提高计算的速度和精度、形成标准化工程图。同时,还可以在计算机上对设计的结果进行虚拟制造、对虚拟样机进行验证,从而在设计阶段就充分评价设计的可制造性和可行性。随着计算机技术的发展,上述各设计环节可快速和反复进行,可使设计者感到各设计环节是同时进行的。这也

就是近年来发展起来的并行工程的含义。在设计阶段运用并行工程的思想和技术,十分有助于提高产品的设计质量和缩短产品开发周期。

以上简要地介绍了机器的设计程序。广义地讲,在机器的制造过程中,随时都有可能出现由于工艺原因而修改设计的情况。如需修改时,则应遵循一定的审批程序。机器出厂后,应该有计划地进行跟踪调查;另外,用户在使用过程中也会给制造或设计部门反馈出现的问题。设计部门根据这些信息,经过分析,也有可能对原设计进行修改,甚至改型。这些工作,虽然广义上也属设计程序的组成部分,但究竟是属于另一个层次的问题,本书不再讨论其具体的内容。但是作为设计工作者,应当有强烈的社会责任感,要把自己工作的视野延伸到制造、使用乃至报废利用的全过程中去,反复不断地改进设计,才能使机器的质量继续不断地提高,更好地满足生产及生活的需要。

§ 2-3 对机器的主要要求

设计机器的任务是在当前技术发展所能达到的条件下,根据生产及生活的需要提出的。不管机器的类型如何,一般来说,会对机器提出以下的基本要求。

(一) 使用功能要求

机器应具有预定的使用功能。这主要靠正确地选择机器的工作原理,正确地设计或选用能够全面实现功能要求的执行机构、传动机构和原动机,以及合理地配置必要的辅助系统来实现。

(二) 经济性要求

机器的经济性体现在设计、制造和使用的全过程中,设计机器时就要全面综合地进行考虑。设计制造的经济性表现为机器的成本低;使用经济性表现为高生产率,高效率,较少地消耗能源、原材料和辅助材料,以及低的管理和维护费用等。

提高设计和制造经济性指标的主要途径有:

1) 采用先进的现代设计方法,使设计参数最优化,达到尽可能精确的设计计算结果,保证机器足够的可靠性。尽可能多地应用 CAD 技术,加快设计进度,降低设计成本。

2) 最大限度地采用标准化、系列化及通用化的零、部件。零件结构尽可能采用标准化结构及尺寸。

3) 尽可能采用新技术、新工艺、新结构和新材料。

4) 合理地组织设计和制造过程。

5) 力求改善零件的结构工艺性,使其用料少、易加工、易装配。

提高使用经济性指标的主要途径有:

1) 合理地提高机器的机械化和自动化水平,以期提高机器的生产率和产品的质量。

2) 选用高效率的传动系统,尽可能减少传动的中间环节,以期降低能源消耗和生产成本。

3) 适当地采用防护(如闭式传动,表面防护等)及润滑,以延长机器的使用寿命。

4) 采用可靠的密封,减少或消除渗漏现象。

(三) 劳动保护和环境保护要求

1) 要使所设计的机器符合劳动保护法规的要求,为操作者提供方便和安全的条件。因此设计时要按照人机工程学(Ergonomics)的观点尽可能减少操作手柄的数量,操作手柄及按钮等应放

置在便于操作的位置,合理地规定操作时的驱动力,操作方式要符合人们的心理和习惯(例如汽车转向盘向左打则汽车向左拐弯等)。同时,设置完善的安全防护及保安装置、报警装置、显示装置等。

2) 改善机器周围及操作者的环境条件。如降低机器运转时的噪声水平,防止有毒、有害介质的渗漏,对废水、废气和废液进行治理,根据工程美学的原则美化机器的外形及外部色彩等。

(四) 可靠性要求

关于可靠性的要求是在机器的组成日趋复杂的背景下发展起来的。机器可靠性的高低是用可靠度来衡量的。机器的可靠度 R ,是指在规定的使用时间(寿命)内和预定的环境条件下机器能够正常工作的概率。机器不能正常工作,即机器由于某种故障而不能完成其预定的功能叫做失效。和机器的生产能力或额定功率等一样,机器的可靠性也是机器的一种固有属性。机器出厂时已经存在的可靠性叫做机器的固有可靠性。它在机器的设计、制造阶段就已确定。作为机器的用户,其使用机器的经验、维修能力和技艺都有很大的差别。考虑到用户的这些人为因素,已出厂的机器(即已具有确定的固有可靠性的机器)正确地完成预定功能的概率,叫做机器的使用可靠性。作为机器的设计者,当然对机器的可靠性要起到决定性的影响。

(五) 其它专用要求

对不同的机器,还有一些为该机器所特有的要求。例如:对机床有长期保持精度的要求;对飞机有质量小,飞行阻力小而运载能力大的要求;对流动使用的机器(如钻探机械)有便于安装和拆卸的要求;对大型机器有便于运输的要求等。设计机器时,在满足前述共同的基本要求的前提下,还应着重地满足这些特殊要求,以提高机器的使用性能。

不言而喻,机器的各项要求的满足,是以组成机器的机械零件的正确设计和制造为前提的。亦即零件设计的好坏,将对机器使用性能的优劣起着决定性的作用。

§ 2-4 机械零件的主要失效形式

机械零件的失效形式主要有:

(一) 整体断裂

零件在受拉、压、弯、剪、扭等外载荷作用时,由于某一危险截面上的应力超过零件的强度极限而发生的断裂,或者零件在受变应力作用时,危险截面上发生的疲劳断裂均属此类。例如螺栓的断裂、齿轮轮齿根部的折断等。

(二) 过大的残余变形

如果作用于零件上的应力超过了材料的屈服极限,则零件将产生残余变形。机床上夹持定位零件的过大的残余变形,要降低加工精度;高速转子轴的残余挠曲变形,将增大不平衡度,并进一步地引起零件的变形。

(三) 零件的表面破坏

零件的表面破坏主要是腐蚀、磨损和接触疲劳。腐蚀是发生在金属表面的一种电化学或化学侵蚀现象。腐蚀的结果是使金属表面产生锈蚀,从而使零件表面遭到破坏。与此同时,对于承受变应力的零件,还要引起腐蚀疲劳的现象。

磨损是两个接触表面在作相对运动的过程中表面物质丧失或转移的现象。

零件表面的疲劳是受到接触变应力长期作用的表面产生裂纹或微粒剥落的现象。

磨蚀、磨损和接触疲劳都是随工作时间的延续而逐渐发生的失效形式。处于潮湿空气中或与水、汽及其它腐蚀性介质相接触的金属零件,均有可能发生腐蚀现象;所有作相对运动的零件接触表面都有可能发生磨损;而在接触变应力条件下工作的零件表面也将有可能发生接触疲劳。

(四) 破坏正常工作条件引起的失效

有些零件只有在一定的工作条件下才能正常地工作。例如,液体摩擦的滑动轴承,只有在存在完整的润滑油膜时才能正常地工作;带传动和摩擦轮传动,只有在传递的有效圆周力小于临界摩擦力时才能正常地工作;高速转动的零件,只有其转速与转动件系统的固有频率避开一个适当的间隔时才能正常地工作等。如果破坏了这些必备的条件,则将发生不同类型的失效。例如,滑动轴承将发生过热、胶合、磨损等形式的失效;带传动将发生打滑的失效;高速转子将发生共振从而使振幅增大,以致引起断裂的失效等。

零件到底经常发生哪种形式的失效,这与很多因素有关,并且在不同行业和不同的机器上也不尽相同。根据参考文献[21]中对 1378 项失效所进行的分类结果来看,由于腐蚀、磨损和各种疲劳破坏所引起的失效就占了 73.88%,而由于断裂所引起的失效只占 4.79%。所以可以说,腐蚀、磨损和疲劳是引起零件失效的主要原因。

§ 2-5 设计机械零件时应满足的基本要求

设计零件时应满足的要求是从设计机器的要求中引申出来的。一般地讲,大致有以下基本要求。

(一) 避免在预定寿命期内失效的要求

1. 强度

零件在工作中发生断裂或不允许的残余变形统属于强度不足。上述失效形式,除了用于安全装置中预定适时破坏的零件外,对任何零件都是应当避免的。因此,具有适当的强度是设计零件时必须满足的最基本要求。

有些大型零件,例如机架、床身等,虽然在工作时不会发生断裂,但在运输过程中由于吊装、捆绑、固定等操作,也有可能使零件承受比工作载荷大得很多的载荷,因而引起断裂。此时,就应当优先考虑运输时的强度问题。

为了提高机械零件的强度,在设计时原则上可以采用以下的措施:采用强度高的材料;使零件具有足够的截面尺寸;合理地设计零件的截面形状,以增大截面的惯性矩;采用热处理和化学热处理方法,以提高材料的力学性能;提高运动零件的制造精度,以降低工作时的动载荷;合理地配置机器中各零件的相互位置,以降低作用于零件上的载荷等。

2. 刚度

零件在工作时所产生的弹性变形不超过允许的限度,就叫做满足了刚度要求。显然,只有当弹性变形过大就要影响机器工作性能的零件(例如机床主轴、导轨等),才需要满足这项要求。对于这类零件,设计时除了要作强度计算外,还必须作刚度计算。

零件的刚度分为整体变形刚度和表面接触刚度两种。前者是指零件整体在载荷作用下发生的伸长、缩短、挠曲、扭转等弹性变形的程度;后者是指因两零件接触表面上的微观凸峰,在外载

荷作用下发生变形所导致的两零件相对位置变化的程度。原则上说,为了提高零件的整体刚度,可采取增大零件截面尺寸或增大截面的惯性矩;缩短支承跨距或采用多支点结构,以减小挠曲变形等。为了提高接触刚度,可采取增大贴合面以降低压力;采用精加工以降低表面不平度等。

3. 寿命

有的零件在工作初期虽然能够满足各种要求,但在工作一定时间后,却可能由于某种(或某些)原因而失效。这个零件正常工作延续的时间就叫做零件的寿命。

影响零件寿命的主要因素有:材料的疲劳,材料的腐蚀以及相对运动零件接触表面的磨损等三个方面。

大部分机械零件均在变应力条件下工作,因而疲劳破坏是引起零件失效的主要原因。近代对零件进行精确的强度计算时,都要考虑到零件材料的疲劳问题。影响零件材料疲劳强度的主要因素是:应力集中、零件尺寸大小、零件表面品质及环境状况。在设计零件时,应努力从这几方面采取措施,以提高零件抵抗疲劳破坏的能力。

零件处于腐蚀性介质中工作时,就有可能使材料遭受腐蚀。对于这些零件,应选用耐腐蚀材料或采用各种防腐蚀的表面保护,例如发蓝、表面镀层、喷涂漆膜及表面阳极化处理等,以提高零件的耐腐蚀性能。

关于磨损及提高耐磨性等问题见第四章。

(二) 结构工艺性要求

零件具有良好的结构工艺性,是指在既定的生产条件下,能够方便而经济地生产出来,并便于装配成机器这一特性。所以,零件的结构工艺性应从毛坯制造、机械加工过程及装配等几个生产环节加以综合考虑。工艺性是和机器生产批量大小及具体的生产条件相关的。为了改善零件的工艺性,就应当熟悉当前的生产水平及条件。对零件的结构工艺性具有决定性影响的零件结构设计,在整个设计工作中占有很大的比重,因而必须予以足够的重视。关于零件结构设计的内容与方法可参看参考文献[1]、[55]、[56]或[63]。

(三) 经济性要求

零件的经济性首先表现在零件本身的生产成本上。设计零件时,应力求设计出耗费最少的零件。所谓耗费,除了钱财的耗费以外,还应当包括制造时间及人工的消耗。

要降低零件的成本,首先要采用轻型的零件结构,以降低材料消耗;采用少余量或无余量的毛坯或简化零件结构,以减少加工工时。这些对降低零件成本均有显著的作用。工艺性良好的结构就意味着加工及装配费用低,所以工艺性对经济性有着直接的影响。

采用廉价而供应充足的材料以代替贵重材料;对于大型零件采用组合结构以代替整体结构,都可以在降低材料费用方面起到积极的作用。

另外,尽可能采用标准化的零、部件以取代特殊加工的零、部件,就可在经济方面取得很大的效益。

(四) 质量小的要求

对绝大多数机械零件来说,都应当力求减小其质量。减小质量有两方面的好处:一方面可以节约材料;另一方面,对于运动零件来说,可以减小惯性,改善机器的动力性能,减小作用于构件上的惯性载荷。此外,对于运输机械的零件,由于减小了本身的质量,就可以增加运载量,从而提高机器的经济效能。

为了达到零件质量小的目的,可以从多方面采取设计措施。这些措施大致有:采用缓冲装置来降低零件上所受的冲击载荷;采用安全装置来限制作用在主要零件上的最大载荷;从零件上应力较小处削减部分材料,以改善零件受力的均匀性,从而提高材料的利用率;采用与工作载荷相反方向的预载荷,以降低零件上的工作载荷;采用轻型薄壁的冲压件或焊接件来代替铸、锻零件,以及采用强重比(即强度与单位体积材料所受的重力之比)高的材料等。

(五) 可靠性要求

零件可靠度的定义和机器可靠度的定义是相同的,即在规定的使用时间(寿命)内和预定的环境条件下,零件能够正常地完成其功能的概率。对于绝大多数的机械来说,失效的发生都是随机性的。造成失效具有随机性的原因,在于那些衡量零件工作条件的数量指标的随机性。例如零件所受的载荷、环境温度等等不可能是永远恒定的,而是随机地变化的;零件本身的物理及机械性能也是随机地变化的。因此,为了提高零件的可靠性,就应当在工作条件和零件性能两个方面使其随机变化尽可能地小。此外,在使用中加强维护和对工作条件进行监测,也可以提高零件的可靠性。

§ 2-6 机械零件的设计准则

为了保证所设计的机械零件能安全、可靠地工作,在进行设计工作之前,应确定相应的设计准则。不同的零件或相同的零件在差异较大的环境中工作,都应有不同的设计准则。设计准则的确定应该与零件的失效形式紧密地联系起来。一般来讲,大体有以下设计准则:

(一) 强度准则

强度准则就是指零件中的应力不得超过允许的限度。例如:对一次断裂来讲,应力不超过材料的强度极限;对疲劳破坏来讲,应力不超过零件的疲劳极限;对残余变形来讲,应力不超过材料的屈服极限。这就叫做满足了强度要求,符合了强度计算的准则。其代表性的表达式为

$$\sigma \leq \sigma_{\lim} \quad (2-1)$$

考虑到各种偶然性或难以精确分析的影响,式(2-1)右边要除以设计安全系数(简称为安全系数) S ,即

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{\lim}}{S} \quad (2-2)$$

(二) 刚度准则

零件在载荷作用下产生的弹性变形量 y (它广义地代表任何形式的弹性变形量),小于或等于机器工作性能所允许的极限值 $[y]$ (即许用变形量),就叫做满足了刚度要求,或符合了刚度设计准则。其表达式为

$$y \leq [y] \quad (2-3)$$

弹性变形量 y 可按各种求变形量的理论或实验方法来确定,而许用变形量 $[y]$ 则应随不同的使用场合,根据理论或经验来确定其合理的数值。

(三) 寿命准则

由于影响寿命的主要因素——腐蚀、磨损和疲劳是三个不同范畴的问题,所以它们各自发展过程的规律也就不同。迄今为止,还没有提出实用有效的腐蚀寿命计算方法,因而也无法列出腐

蚀的计算准则。关于磨损的计算方法,由于其类型众多,产生的机理还未完全搞清,影响因素也很复杂,所以尚无可供工程实际使用的能够进行定量计算的方法,本书不拟讨论。关于疲劳寿命,通常是求出使用寿命时的疲劳极限或额定载荷来作为计算的依据。这在第三章中再作介绍。

(四) 振动稳定性准则

机器中存在着很多的周期性变化的激振源。例如:齿轮的啮合,滚动轴承中的振动,滑动轴承中的油膜振荡,弹性轴的偏心转动等。如果某一零件本身的固有频率与上述激振源的频率重合或成整倍数关系时,这些零件就会发生共振,以致使零件破坏或机器工作情况失常等。所谓振动稳定性,就是说在设计时要使机器中受激振作用的各零件的固有频率与激振源的频率错开。例如,令 f 代表零件的固有频率, f_p 代表激振源的频率,则通常应保证如下的条件:

$$0.85f > f_p \text{ 或 } 1.15f < f_p \quad (2-4)$$

如果不能满足上述条件,则可用改变零件及系统的刚性,改变支承位置,增加或减少辅助支承等办法来改变 f 值。

把激振源与零件隔离,使激振的周期性改变的能量不传递到零件上去;或者采用阻尼以减小受激振动零件的振幅,都会改善零件的振动稳定性。

(五) 可靠性准则

如有一大批某种零件,其件数为 N_0 , 在一定的工作条件下进行试验。如在 t 时间后仍有 N 件在正常地工作,则此零件在该工作环境条件下工作 t 时间的可靠度 R 可表示为

$$R = \frac{N}{N_0} \quad (2-5)$$

如试验时间不断延长,则 N 将不断地减小,故可靠度也将改变。这就是说,零件的可靠度本身是一个时间的函数。

如果在时间 t 到 $t + dt$ 的间隔中,又有 dN 件零件发生破坏,则在此 dt 时间间隔内破坏的比率 $\lambda(t)$ 定义为

$$\lambda(t) = - \frac{dN/dt}{N} \quad (a)$$

式中 $\lambda(t)$ 称为失效率,负号表示 dN 的增大将使 N 减小。

分离变量并积分,得

$$- \int_0^t \lambda(t) dt = \int_{N_0}^N \frac{dN}{N} = \ln \frac{N}{N_0} = \ln R \quad (b)$$

即

$$R = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} \quad (2-6)$$

零件或部件的失效率 $\lambda(t)$ 与时间 t 的关系如图 2-3 所示。这个曲线,常被形象化地称为浴盆曲线,一般是用试验的办法求得的。该曲线分为三段:

第 I 段代表早期失效阶段。在这一阶段中,失效率由开始时很高的数值急剧地下降到某一稳定的数值。引起这一阶段失效率特别高的原因是零、部件中所存在的初始缺陷,例如零件上未被发现的加工裂纹,安装不正确,接触表面未经磨合(跑合)等。

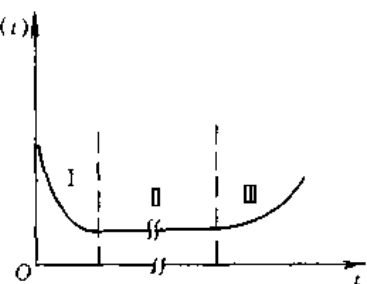


图 2-3 失效率曲线

第Ⅱ段代表正常使用阶段。在此阶段内如果发生失效,一般地总是由于偶然的原因而引起的,故其发生是随机性的,失效率则表现为缓慢增长。

第Ⅲ段代表损坏阶段。由于长时间的使用而使零件发生磨损、疲劳裂纹扩展等原因,使失效率急剧地增加。良好的维护和及时更换马上要发生破坏的零件,就可以延缓机器进入这一阶段工作的时间。

表征零件可靠性的另一指标是零件的平均工作时间(也称平均寿命)。对于不可修复的零件,平均寿命是指其失效前的平均工作时间,用 MTTF(mean time to failures)表示;对于可修复的零件,则是指其平均故障间隔时间,用 MTBF(mean time between failures)表示。在工程实际中,平均寿命应用统计的方法确定。

§ 2-7 机械零件的设计方法

机械零件的设计方法,可从不同的角度作出不同的分类。目前较为流行的分类方法是把过去长期采用的设计方法称为常规的(或传统的)设计方法,近几十年发展起来的设计方法称为现代设计方法。本节主要阐明本书使用的常规设计方法。

机械零件的常规设计方法可概括地划分为以下几种:

(一) 理论设计

根据长期总结出来的设计理论和实验数据所进行的设计,称为理论设计。现以简单受拉杆件的强度设计为例来讨论理论设计的概念。设计时强度计算按式(2-2)为

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S}$$

或

$$\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma_{\text{lim}}}{S} \quad (2-7)$$

式中: F ——作用于拉杆上的外载荷;

A ——拉杆横截面面积;

σ_{lim} ——拉杆材料的极限应力;

S ——设计安全系数(简称为安全系数)。

对式(2-7)的运算过程,可以有下述两大类不同的处理方法:

1. 设计计算

由公式直接求出杆件必需的横截面尺寸 A , 即

$$A \geq \frac{SF}{\sigma_{\text{lim}}} \quad (2-7a)$$

2. 校核计算

在按其它办法初步设计出杆件的横截面尺寸后,可选用下列四式之一进行校核计算。

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma] \quad (2-7b)$$

$$F \leq \frac{\sigma_{\text{lim}} A}{S} \quad (2-7c)$$

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} \geq S \quad (2-7d)$$

$$\sigma_{lim} \geq \sigma S \quad (2-7e)$$

式(2-7d)中的 S_{ca} 为安全系数计算值,或简称为计算安全系数。

设计计算多用于能通过简单的力学模型进行设计的零件;校核计算则多用于结构复杂,应力分布较复杂,但又能用现有的应力分析方法(以强度为设计准则时)或变形分析方法(以刚度为设计准则时)进行计算的场合。

(二) 经验设计

根据对某类零件已有的设计与使用实践而归纳出的经验关系式,或根据设计者本人的工作经验用类比的办法所进行的设计叫做经验设计。这对那些使用要求不大变动而结构形状已典型化的零件,是很有效的设计方法。例如箱体、机架、传动零件的各结构要素等。

(三) 模型实验设计

对于一些尺寸巨大而结构又很复杂的重要零件,尤其是一些重型整体机械零件,为了提高设计质量,可采用模型实验设计的方法。即把初步设计的零、部件或机器作成小模型或小尺寸样机,经过实验的手段对其各方面的特性进行检验,根据实验结果对设计进行逐步的修改,从而达到完善。这样的设计过程叫做模型实验设计。

这个设计方法费时、昂贵,因此只用于特别重要的设计中。

§ 2-8 机械零件设计的一般步骤

机械零件的设计大体要经过以下几个步骤:

- 1) 根据零件的使用要求,选择零件的类型和结构。为此,必须对各种零件的不同类型、优缺点、特性与使用范围等,进行综合对比并正确选用。
- 2) 根据机器的工作要求,计算作用在零件上的载荷。
- 3) 根据零件的类型、结构和所受载荷,分析零件可能的失效形式,从而确定零件的设计准则。
- 4) 根据零件的工作条件及对零件的特殊要求(例如高温或在腐蚀性介质中工作等),选择适当的材料。
- 5) 根据设计准则进行有关的计算,确定出零件的基本尺寸。
- 6) 根据工艺性及标准化等原则进行零件的结构设计。
- 7) 细节设计完成后,必要时进行详细的校核计算,以判定结构的合理性。
- 8) 画出零件的工作图,并写出计算说明书。

在进行设计时,对于数值的计算除少数与几何尺寸精度要求有关者外,对于手算工作,一般以两、三位有效数字的计算精度为宜。

必须再度强调指出,结构设计是机械零件的重要设计内容之一,在有些情况下,它占了设计工作量中一个较大的比例,一定要给予足够的重视。

绘制的零件工作图应完全符合制图标准,并满足加工的要求。

写出的设计说明书要条理清晰,语言简明,数字正确,格式统一,并附有必要的结构草图和计

算草图。重要的引用数据,一般要注明来源出处。对于重要的计算结果,要写出简短的结论。

§ 2-9 机械零件的材料及其选用

材料的选择是机械零件设计中非常重要的环节。随着工程实际对机械及零件要求的提高,以及材料科学的不断发展,材料的合理选择愈来愈成为提高零件质量、降低成本的重要手段。

(一) 机械零件常用的材料

1. 金属材料

在各类工程材料中,以金属材料(尤其是钢铁)使用最广。据统计,在机械制造产品中,钢铁材料占 90% 以上。钢铁之所以被大量采用,除了由于它们具有较好的力学性能(如强度、塑性、韧性等)外,还因价格相对便宜和容易获得,而且能满足多种性能和用途的要求。在各类钢铁材料中,由于合金钢的性能优良,因而常常用来制造重要的零件。

除钢铁以外的金属材料均称为有色金属。在有色金属中,铝、铜及其合金的应用最多。其中,有的具有质量小、有的具有导热和导电性能好等优点,通常还可用于有减摩及耐腐蚀要求的场合。

2. 高分子材料

高分子材料通常包含三大类型,即塑料、橡胶及合成纤维。高分子材料有许多优点,如原料丰富,可以从石油、天然气和煤中提取,获取时所需的能耗低;密度小,平均只有钢的 $1/6$;在适当的温度范围内有很好的弹性;耐腐蚀性好等。例如,有“塑料王”之称的聚四氟乙烯,有很强的耐蚀性,其化学稳定性也极强,在极低的温度下不会变脆,在沸水中也不会变软。因此,聚四氟乙烯在化工设备和冷冻设备中有广泛应用。

但是,高分子材料也有明显的缺点,如:容易老化,其中不少材料阻燃性差,总体上讲,耐热性不好。

3. 陶瓷材料

作为工程结构陶瓷材料,有以 Si_3N_4 和 SiC 为主要成分的高温结构陶瓷;有以 Al_2O_3 为主要成分的刀具结构陶瓷。陶瓷材料的主要特点是:硬度极高、耐磨、耐腐蚀、熔点高、刚度大以及密度比钢铁低等。陶瓷材料常被形容为“像钢一样强,像金刚石一样硬,像铝一样轻”的材料。目前,陶瓷材料已应用于密封件、滚动轴承和切削刀具等结构中。

但是陶瓷材料的主要缺点是比较脆,断裂韧度低,价格昂贵,加工工艺性差等。

4. 复合材料

复合材料是由两种或两种以上具有明显不同的物理和力学性能的材料复合制成的,不同的材料可分别作为材料的基体相和增强相。增强相起着提高基体相的强度和刚度的作用,而基体相起着使增强相定型的作用,从而获得单一材料难以达到的优良性能。

复合材料的基体相通常以树脂为主,而按增强相的不同可分为纤维增强复合材料和颗粒增强复合材料。作为增强相的纤维织物的原料主要有玻璃纤维、碳纤维、碳化硅纤维、氧化铝纤维等。作为增强相的颗粒有碳化硼、碳化硅、氧化铝等颗粒。复合材料的制备是按一定的工艺将增强相和基体相组合在一起,利用特定的模具而成型的。

复合材料的主要优点是有较高的强度和弹性模量,而质量又特别小;但也有耐热性差、导热

和导电性能较差的缺点。此外,复合材料的价格比较贵。所以目前复合材料主要用于航空、航天等高科技领域,如在战斗机、直升机和人造卫星等中有不少的应用。在民用产品中,复合材料也有一些应用,如在体育娱乐业中的高尔夫球棒、网球拍、赛艇、划船桨等。

(二) 机械零件材料的选择原则

从各种各样的材料中选择出合用的材料,是一项受多方面因素所制约的工作。在以后的各有关章节中,将分别介绍各种零件适用的材料和牌号。由于钢铁仍是在机械设计中应用得最多和最广的材料,所以下面就金属材料(主要是钢铁)的一般选用原则作一简介。

1. 载荷、应力的性质和大小

这方面的因素主要是从强度观点来考虑的,应在充分了解材料的力学性能的前提下进行选择。

脆性材料原则上只适用于制造在静载荷下工作的零件。在多少有些冲击的情况下,应以塑性材料作为主要使用的材料。

金属材料的性能一般可通过热处理加以提高和改善,因此,要充分利用热处理的手段来发挥材料的潜力。对于最常用的调质钢,由于其回火温度的不同,可得到力学性能不同的毛坯。回火温度愈高,材料的硬度和强度将愈低,而塑性愈好。所以在选择材料的品种时,应同时规定其热处理规范,并在图纸上注明。

2. 零件的工作情况

零件的工作情况是指零件所处的环境特点、工作温度、摩擦磨损的程度等。

在湿热环境下工作的零件,其材料应有良好的防锈和耐腐蚀的能力,例如选用不锈钢、铜合金等。

工作温度对材料选择的影响,一方面要考虑互相配合的两零件的材料的线膨胀系数不能相差过大,以免在温度变化时产生过大的热应力,或者使配合松动;另一方面也要考虑材料的力学性能随温度而改变的情况。

零件在工作中有可能发生磨损之处,要提高其表面硬度,以增强耐磨性。因此,应选择适于进行表面处理的淬火钢、渗碳钢、氮化钢等品种。

3. 零件的尺寸及质量

零件尺寸及质量的大小与材料的品种及毛坯制取方法有关。用铸造材料制造毛坯时,一般可以不受尺寸及质量大小的限制;而用锻造材料制造毛坯时,则须注意锻压机械及设备的生产能力。此外,零件尺寸和质量的大小还和材料的强重比有关,应尽可能选用强重比大的材料,以便减小零件的尺寸和质量。

4. 零件结构的复杂程度及材料的加工可能性

结构复杂的零件宜选用铸造毛坯,或用板材冲压出元件后再经焊接而成。结构简单的零件可用锻造法制取毛坯。

对材料工艺性的了解,在判断加工可能性方面起着重要的作用。铸造材料的工艺性是指材料的液态流动性、收缩率、偏析程度及产生缩孔的倾向性等。锻造材料的工艺性是指材料的延展性、热脆性及冷态和热态下塑性变形的能力等。焊接材料的工艺性是指材料的焊接性及焊缝产生裂纹的倾向性等。材料的热处理工艺性是指材料的可淬性、淬火变形倾向性及热处理介质对它的渗透能力等。冷加工工艺性是指材料的硬度、易切削性、冷作硬化程度及切削后可能达到的

表面粗糙度等。在材料手册中,对上述各点均有简明的介绍。

5. 材料的经济性

材料的经济性主要表现在以下几方面:

1) 材料本身的相对价格。当用价格低廉的材料能满足使用要求时,就不应选择价格高的材料。这对于大批量制造的零件尤为重要。

2) 材料的加工费用。例如制造某些箱体类零件,虽然铸铁比钢板价廉,但在批量小时,选用钢板焊接反较有利,因其可以省掉铸模的生产费用。

3) 材料的利用率。例如采用无切屑或少切屑毛坯(如精铸、模锻、冷拉毛坯等),可以提高材料的利用率。此外,在结构设计时也应设法提高材料的利用率。

4) 采用组合结构。例如火车车轮是在一般材料的轮芯外部热套上一个硬度高而耐磨损的轮箍,这种选材的方法常叫做局部品质原则。

5) 节约稀有材料。例如用铝青铜代替锡青铜制造轴瓦,用锰硼系合金钢代替铬镍系合金钢等。

6. 材料的供应状况

选材时还应考虑到当时当地材料的供应状况。为了简化供应和贮存的材料品种,对于小批制造的零件,应尽可能地减少同一部机器上使用的材料品种和规格。

§ 2-10 机械零件设计中的标准化

对于机械零件的设计工作来说,标准化的作用是很重要的。所谓零件的标准化,就是通过零件的尺寸、结构要素、材料性能、检验方法、设计方法、制图要求等,制定出各式各样的大家共同遵守的标准。标准化带来的优越性表现为:

1) 能以最先进的方法在专门化工厂中对那些用途最广的零件进行大量的、集中的制造,以提高质量,降低成本。

2) 统一了材料和零件的性能指标,使其能够进行比较,并提高了零件性能的可靠性。

3) 采用了标准结构及零、部件,可以简化设计工作,缩短设计周期,提高设计质量。另外,也同时简化了机器的维修工作。

机械制图的标准化保证了工程语言的统一。因此,对设计图纸的标准化检验是设计工作中的一个重要环节。

现已发布的与机械零件设计有关的标准,从运用范围上来讲,可以分为国家标准(GB)、行业标准和企 业标准三个等级,从使用的强制性来说,可分为必须执行的(有关度、量、衡及涉及人身安全等标准)和推荐使用的(如标准直径等)。

对于同一产品,为了符合不同的使用条件,在同一基本结构或基本尺寸条件下,规定出若干个辅助尺寸不同的产品,称为不同的系列,这就是系列化的含义。例如对于同一结构、同一内径的滚动轴承,制出不同外径及宽度的产品,称为滚动轴承系列。系列大小的规定,一般是以优先数系为基础的。优先数系就是按几何级数关系变化的数字系列,而级数项的公比一般取为 10 的某次方根。例如取公比 $q = \sqrt[5]{10}$,通常取根式指数 $n = 5, 10, 20, 40$ 。按它们求出的数字系列(要作适当的圆整)分别称为 5、10、20 和 40 系列(详见 GB/T 321—1980)。

§ 2-11 机械现代设计方法简介

机械现代设计方法通常是相对传统的设计方法而言的。由于现代设计方法正在不断发展,人们对它的内涵看法不一,尚无明确的域界。但对它的特征和发展动向,可以从总体上概括为力求运用现代应用数学、应用力学、微电子学及信息科学等方面的最新成果与手段实现下述某些方面的转化:

1) 以动态的取代静态的——如以机器结构动力学计算取代静力学计算;以实时在线测试数据作为评价依据等。

2) 以定量的取代定性的——如以有限元法或(和)边界元法计算箱体的尺寸和刚度取代经验类比法的设计。

3) 以变量取代常量——如可靠性设计中用随机变量取代传统设计中当作常量的粗略处理方法。

4) 以优化设计取代可行性设计——用相关的设计变量恰当地建立设计目标的数学模型,从众多的可行解(方案)中寻求其最优解。

5) 以并行设计取代串行设计——并行设计(CD:concurrent design,也称并行工程 CE:concurrent engineering)是一种面向整个“产品生命周期”的一体化设计过程,在设计阶段就从总体上并行地综合考虑其整个生命周期中功能结构、工艺规划、可制造性、可装配性、可测试性、可维修性以及可靠性等各方面的要求与相互关系,避免串行设计中可能发生的干涉与返工,从而迅速开发出优质、价廉、低能耗的产品。

6) 以微观的取代宏观的——如以断裂力学理论处理零件材料本身微观裂纹扩展引起的低应力脆断现象,建立以损伤容限为设计判据的设计方法;润滑理论中的微-纳米摩擦学等。

7) 以系统工程法取代分部处理法——将产品的整个设计工作作为一个单级或多级的系统,用系统工程的观点分析划分其设计阶段及组成单元,通过仿真及自动控制等手段,综合最优地处理它们的内在关系及系统与外界环境的关系。

8) 以自动化设计取代人工设计——按照集成化与智能化的要求,充分利用先进的硬件及软件(如计算机、自动绘图机,以及数据库、图形库、知识库、专家系统、评价与决策系统等等众多支持系统),极力提高人机结合的设计系统的自动化水平,大大提高产品的设计质量、设计效率和经济效益,并利于设计人员集中精力创新开发更多的高科技产品,无疑是现代设计方法发展的核心目标。

总之,设计工作本质上是一种创造性的活动,是对知识与信息等创造性的运作与处理。发展机械现代设计方法,实质上就是不断追求最机智、最恰当而且最迅速地解决用户要求、社会效益、经济效益、机械内在要求等对机械构成的全部约束条件。

机械现代设计方法发展很快,目前常见或较易见到的有:计算机辅助设计(CAD:computer-aided design)、优化设计(OD:optimization design)、可靠性设计(RD:reliability design)、摩擦学设计(TD:tribology design)、设计方法学设计(DMD:design-methodology design)、并行设计(CD)、虚拟产品设计(VPD:virtual-product design)、质量驱动设计(QDD:quality-driven design)、参数化设计(PD:parametrization design)、智能设计(ID:intelligent design)、分形设计(FD:fractal design)、基于实例设

计(CBD:case-based design)、网上设计(OND:on-net design)等。

对于上述各种现代设计方法,将在[63]中根据目前应用情况作出不同程度的论述(其中 CAD 可以达到初步应用的程度,以利学生进行运用计算机的演练)。

第三章 机械零件的强度

前已说过,强度准则是设计机械零件的最基本准则。通用机械零件的强度分为静应力强度和变应力强度两个范畴。根据设计经验及材料的特性,通常认为在机械零件整个工作寿命期间应力变化次数小于 10^3 的通用零件,均按静应力强度进行设计。利用材料力学中获得的知识,已可对零件进行静应力强度设计,所以本章对此不再加以讨论。要说明的一点是,在机械零件的设计实践中,按静强度设计计算之处还很多;即使是承受变应力的零件,在按疲劳强度进行设计的同时,还有不少情况需要根据受载过程中作用次数很少而数值很大的峰值载荷作静应力强度校核。本章以下只讨论零件在变应力下的疲劳、低应力下的脆断和接触强度等问题。

§ 3-1 材料的疲劳特性

材料的疲劳特性可用最大应力 σ_{\max} 、应力循环次数 N 、应力比(或循环特性) $r(\sigma_{\min}/\sigma_{\max})$ 来描述。机械零件材料的抗疲劳性能是通过试验来测定的。即在材料的标准试件上加上一定应力比的等幅变应力,通常是加上应力比 $r = -1$ 的对称循环应力或是 $r = 0$ 的脉动循环应力,通过试验,记录出在不同最大应力下引起试件疲劳破坏所经历的应力循环次数 N 。把试验的结果用图 3-1 或图 3-2 来表达,就得到材料的疲劳特性曲线。图 3-1 描述了在一定的应力比 r 下,疲劳极限(以最大应力 σ_{\max} 表征)与应力循环次数 N 的关系曲线,通常称为 $\sigma-N$ 曲线。图 3-2 描述的是在一定的应力循环次数 N 下,极限平均应力 σ_m 与极限应力幅值 σ_a 的关系曲线。这一曲线实际上也反映了在特定寿命条件下,最大应力 $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$ 与应力比 $r = (\sigma_m - \sigma_a)/(\sigma_m + \sigma_a)$ 的关系,故常称其为等寿命曲线或极限应力线图。

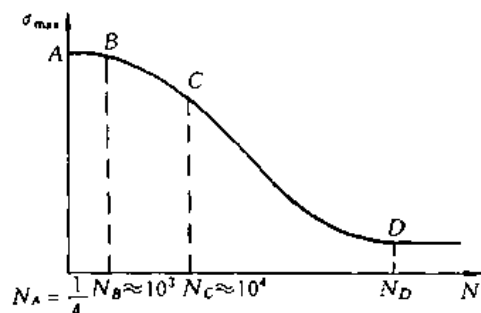


图 3-1 材料疲劳曲线之一($\sigma-N$ 曲线)

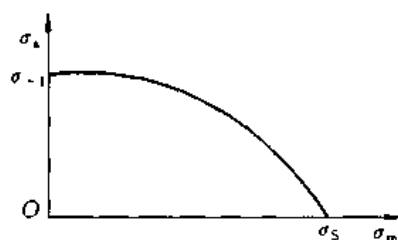


图 3-2 材料疲劳曲线之二(等寿命曲线)

在循环次数约为 10^3 以前,相应于图 3-1 中的曲线 AB 段,使材料试件发生破坏的最大应力值基本不变,或者说下降得很小,因此我们可以把在应力循环次数 $N \leq 10^3$ 时的变应力强度看作是静应力强度的状况。

曲线的 BC 段,随着循环次数的增加,使材料发生疲劳破坏的最大应力将不断下降。仔细检查试件在这一阶段的破坏断口状况,总能见到材料已发生塑性变形的特征。 C 点相应的循环次

数大约在 10^4 左右(也有文献中认为约在 10^5 , 现在工程实践中多以 10^4 为准)。这一阶段的疲劳破坏, 因为这时已伴随着材料的塑性变形, 所以用应变 - 循环次数来说明材料的行为更为符合实际。因此, 人们把这一阶段的疲劳现象称为应变疲劳。由于应力循环次数相对很少, 所以也叫做低周疲劳。有些机械零件在整个使用寿命期间应力变化次数只有几百到几千次, 但应力值较大, 故其疲劳属于低周疲劳范畴。但对绝大多数通用零件来说, 当其承受变应力作用时, 其应力循环次数总是大于 10^4 的。所以本书中不讨论低周疲劳问题。如有需要可参见参考文献[20]。

(一) $\sigma - N$ 疲劳曲线

图 3-1 中曲线 CD 段代表有限寿命疲劳阶段。在此范围内, 试件经过一定次数的交变应力作用后总会发生疲劳破坏。曲线 CD 段上任何一点所代表的疲劳极限, 称为有限寿命疲劳极限, 用符号 σ_{rN} 表示。脚标 r 代表该变应力的应力比, N 代表相应的应力循环次数。曲线 CD 段可用式(3-1)来描述:

$$\sigma_{rN}^m N = C \quad (N_c \leq N \leq N_D) \quad (3-1)$$

如果作用的变应力的最大应力小于 D 点的应力, 则无论应力变化多少次, 材料都不会破坏。故 D 点以后的线段代表了试件无限寿命疲劳阶段, 可用式(3-2)描述:

$$\sigma_{rN} = \sigma_{r\infty} \quad (N > N_D) \quad (3-2)$$

式中, $\sigma_{r\infty}$ 表示 D 点对应的疲劳极限, 常称为持久疲劳极限。 D 点所对应的循环次数 N_D , 对于各种工程材料来说, 大致在 $10^6 \sim 25 \times 10^7$ 之间。由于 N_D 有时很大, 所以人们在作疲劳试验时, 常规定一个循环次数 N_0 (称为循环基数), 用 N_0 和与 N_0 相对应的疲劳极限 σ_{rN_0} (简称为 σ_r) 来近似代表 N_D 和 $\sigma_{r\infty}$ 。这样, 式(3-1)可改写为

$$\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0 = C \quad (3-1a)$$

由上式便得到了根据 σ_r 及 N_0 来求有限寿命区间内任意循环次数 N ($N_c < N < N_D$) 时的疲劳极限 σ_{rN} 的表达式为

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = \sigma_r K_N \quad (3-3)$$

式中 K_N 称为寿命系数, 它等于 σ_{rN} 与 σ_r 之比值。

以上各式中, m 为材料常数, 其值由试验来决定。对于钢材, 在弯曲疲劳和拉压疲劳时, $m = 6 \sim 20$, $N_0 = (1 \sim 10) \times 10^6$ 。在初步计算中, 钢制零件受弯曲疲劳时, 中等尺寸零件取 $m = 9$, $N_0 = 5 \times 10^6$; 大尺寸零件取 $m = 9$, $N_0 = 10^7$ 。

当 N 大于疲劳曲线转折点 D 所对应的循环次数 N_D 时, 式(3-3)中的 N 就取为 N_D 而不再增加(亦即 $\sigma_{r\infty} = \sigma_{rN_D}$)。

图 3-1 中的曲线 CD 和 D 以后两段所代表的疲劳通常统称为高周疲劳, 大多数通用机械零件及专用零件的失效都是由高周疲劳引起的。

(二) 等寿命疲劳曲线(极限应力线图)

图 3-2 所示的疲劳特性曲线可用于表达不同应力比时, 疲劳极限的特性。按试验的结果, 这一疲劳特性曲线为二次曲线。但在工程应用中, 常将其以直线来近似替代, 图 3-3 所示的双折线极限应力线图就是一种常用的近似替代线图(其它形式的近似替代线图可参看[17])。

在作材料试验时, 通常是求出对称循环及脉动循环时的疲劳极限 σ_{-1} 及 σ_0 。把这两个极限

应力标在 $\sigma_m - \sigma_a$ 图上(图 3-3)。由于对称循环变应力的平均应力 $\sigma_m = 0$, 最大应力等于应力幅, 所以对称循环疲劳极限在图中以纵坐标轴上的 A' 点来表示。由于脉动循环变应力的平均应力及应力幅均为 $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_0}{2}$, 所以脉动循环疲劳极限以由原点 O 所作 45° 射线上的 D' 点来表示。连接 A' 、 D' 得直线 $A'D'$ 。由于这条直线与不同循环特性时进行试验所求得的疲劳极限应力曲线(即曲线 $A'D'$, 图 3-3 中未示出)非常接近, 故用此直线代替曲线是可以的, 所以直线 $A'D'$ 上任何一点都代表了一定循环特性时的疲劳极限。横轴上任何一点都代表应力幅等于零的应力, 即静应力。取 C 点的坐标值等于材料的屈服极限 σ_s , 并自 C 点作一直线与直线 CO 成 45° 的夹角, 交 $A'D'$ 的延线于 G' , 则 CG' 上任何一点均代表 $\sigma_{\max} = \sigma'_m + \sigma'_a = \sigma_s$ 的变应力状况。

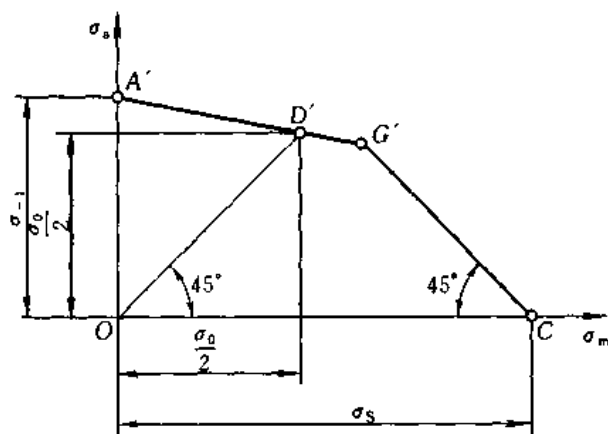


图 3-3 材料的极限应力线图

于是, 零件材料(试件)的极限应力曲线即为折线 $A'G'C$ 。材料中发生的应力如处于 $OA'G'C$ 区域以内, 则表示不发生破坏; 如在此区域以外, 则表示一定要发生破坏; 如正好处于折线上, 则表示工作应力状况正好达到极限状态。

图 3-3 中直线 $A'G'$ 的方程可由已知两点坐标 $A'(0, \sigma_{-1})$ 及 $D'(\sigma_0/2, \sigma_0/2)$ 求得, 即

$$\sigma_{-1} = \sigma'_a + \psi_\sigma \sigma'_m \quad (3-4)$$

直线 CG' 的方程为

$$\sigma'_a + \sigma'_m = \sigma_s \quad (3-5)$$

式中, σ'_a 、 σ'_m 为试件受循环弯曲应力时的极限应力幅与极限平均应力;

ψ_σ 为试件受循环弯曲应力时的材料常数, 其值由试验及下式决定

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad (3-6)$$

根据试验, 对碳钢, $\psi_\sigma \approx 0.1 \sim 0.2$; 对合金钢, $\psi_\sigma \approx 0.2 \sim 0.3$ 。

§ 3-2 机械零件的疲劳强度计算

由于零件尺寸及几何形状变化、加工质量及强化因素等的影响, 使得零件的疲劳极限要小于材料试件的疲劳极限。如以弯曲疲劳极限的综合影响系数 K_σ 表示材料对称循环弯曲疲劳极限

σ_{-1} 与零件对称循环弯曲疲劳极限 σ_{-1e} 的比值,即

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1e}} \quad (3-7)$$

则当已知 K_σ 及 σ_{-1} 时,就可以不经试验而估算出零件的对称循环弯曲疲劳极限为

$$\sigma_{-1e} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma} \quad (3-8)$$

在不对称循环时, K_σ 是试件的与零件的极限应力幅的比值。把零件材料的极限应力线图上的直线 $A'D'G'$ 按比例向下移,成为图 3-4 所示的直线 ADG ,而极限应力曲线的 CG' 部分,由于是按照静应力的要求来考虑的,故不需进行修正。这样一来,零件的极限应力曲线当即由折线 AGC 表示。直线 AC 的方程,由已知两点坐标 $A(0, \sigma_{-1}/K_\sigma)$ 及 $D(\sigma_0/2, \sigma_0/2K_\sigma)$ 求得为

$$\sigma_{-1e} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma} = \sigma'_{ae} + \psi_{\sigma e} \sigma'_{me} \quad (3-9)$$

$$\text{或} \quad \sigma_{-1} = K_\sigma \sigma'_{ae} + \psi_\sigma \sigma'_{me} \quad (3-9a)$$

直线 CG 的方程为

$$\sigma'_{ae} + \sigma'_{me} = \sigma_S \quad (3-10)$$

式中: σ'_{ae} ——零件受循环弯曲应力时的极限应力幅;

σ'_{me} ——零件受循环弯曲应力时的极限平均应力;

$\psi_{\sigma e}$ ——零件受循环弯曲应力时的材料常数。

$\psi_{\sigma e}$ 可用下式计算

$$\psi_{\sigma e} = \frac{\psi_\sigma}{K_\sigma} = \frac{1}{K_\sigma} \cdot \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad (3-11)$$

K_σ ——弯曲疲劳极限的综合影响系数。

式中: K_σ 可用下式计算

$$K_\sigma = \left(\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} \quad (3-12)$$

式中: k_σ ——零件的有效应力集中系数(脚标 σ 表示在正应力条件下,下同);

ϵ_σ ——零件的尺寸系数;

β_σ ——零件的表面质量系数;

β_q ——零件的强化系数。

以上各系数的值见有关资料或本章附录。

同样,对于切应力的情况,也可以仿照式(3-9)及(3-10),并以 τ 代换 σ ,得出极限应力曲线的方程为

$$\tau_{-1e} = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau} = \tau'_{ae} + \psi_{\tau e} \tau'_{me} \quad (3-13)$$

$$\text{或} \quad \tau_{-1} = K_\tau \tau'_{ae} + \psi_\tau \tau'_{me} \quad (3-13a)$$

$$\text{及} \quad \tau'_{ae} + \tau'_{me} = \tau_S \quad (3-14)$$

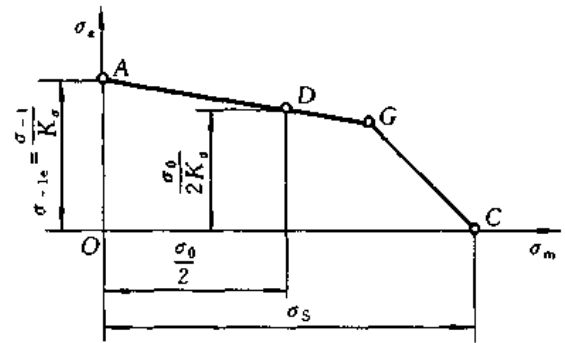


图 3-4 零件的极限应力线图

式中: ψ_{re} ——零件受循环切应力时的材料常数。

仿式(3-11)得

$$\psi_{re} = \frac{\psi_r}{K_r} = \frac{1}{K_r} \cdot \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \quad (3-11a)$$

ψ_r ——试件受循环切应力时的材料常数, $\psi_r \approx 0.5\psi_\sigma$;

K_r ——剪切疲劳极限的综合影响系数。

仿式(3-12)得

$$K_r = \left(\frac{k_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{\beta_r} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} \quad (3-12a)$$

式中: k_r 、 ϵ_r 、 β_r 的含义分别与上述 k_σ 、 ϵ_σ 、 β_σ 相对应, 脚标 τ 则表示在切应力条件下。

(一) 单向稳定变应力时机械零件的疲劳强度计算

在作机械零件的疲劳强度计算时, 首先要求出机械零件危险截面上的最大工作应力 σ_{\max} 及最小工作应力 σ_{\min} , 据此计算出工作平均应力 σ_m 及工作应力幅 σ_a , 然后, 在极限应力线图的坐标上即可标示出相应于 σ_m 及 σ_a 的一个工作应力点 M (或者点 N), 见图 3-5。

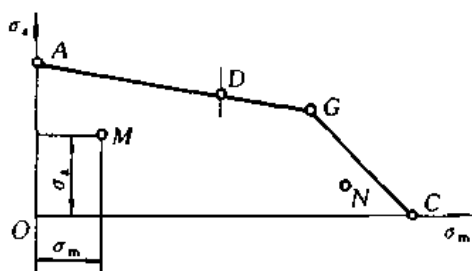


图 3-5 零件的应力在极限应力线图坐标上的位置

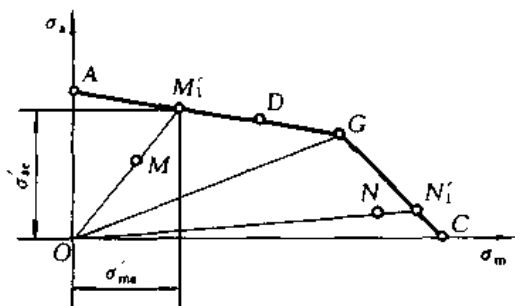


图 3-6 $r = C$ 时的极限应力

显然, 强度计算时所用的极限应力应是零件的极限应力曲线 (AGC) 上的某一个点所代表的应力。到底用哪一个点来表示极限应力才算合适, 这要根据零件中由于结构的约束而使应力可能发生的变化规律来决定。根据零件载荷的变化规律以及零件与相邻零件互相约束情况的不同, 可能发生的典型的应力变化规律通常有下述三种: a) 变应力的应力比保持不变, 即 $r = C$ (例如绝大多数转轴中的应力状态); b) 变应力的平均应力保持不变, 即 $\sigma_m = C$ (例如振动着的受载弹簧中的应力状态); c) 变应力的最小应力保持不变, 即 $\sigma_{\min} = C$ (例如紧螺栓联接中螺栓受轴向变载荷时的应力状态)。以下分别讨论这三种情况。

1. $r = C$ 的情况

当 $r = C$ 时, 需找到一个其应力比与零件工作应力的应力比相同的极限应力值。因为

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{1 - r}{1 + r} = C' \quad (3-15)$$

式中 C' 也是一个常数, 所以在图 3-6 中, 从坐标原点引射线通过工作应力点 M (或 N), 与极限应力曲线交于 M' (或 N'), 得到 OM' (或 ON'), 则在此射线上任何一个点所代表的应力循环都具有相同的应力比。因为 M' (或 N') 为极限应力曲线上的一个点, 它所代表的应力值就是我

们在计算时所用的极限应力。

联解 OM 及 AG 两直线的方程式,可求出 M'_1 点的坐标值 σ'_{me} 及 σ'_{ae} ,把它们加起来,就可求出对应于 M 点的零件的极限应力(疲劳极限) σ'_{max}

$$\sigma'_{max} = \sigma'_{ae} + \sigma'_{me} = \frac{\sigma_{-1}(\sigma_m + \sigma_a)}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{\sigma_{-1} \sigma_{max}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (3-16)$$

于是,计算安全系数 S_{ca} 及强度条件为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma'_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq S \quad (3-17)$$

对应于 N 点的极限应力点 N'_1 位于直线 CG 上。此时的极限应力即为屈服极限 σ_s 。这就是说,工作应力为 N 点时,可能发生的是屈服失效,故只需进行静强度计算。在工作应力为单向应力时,强度计算式为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_s}{\sigma_a + \sigma_m} \geq S \quad (3-18)$$

分析图 3-6 得知,凡是工作应力点位于 OGC 区域内时,在应力比等于常数的条件下,极限应力统为屈服极限,都只需进行静强度计算。

2. $\sigma_m = C$ 的情况

当 $\sigma_m = C$ 时,需找到一个其平均应力与零件工作应力的平均应力相同的极限应力。在图 3-7 中,通过 M (或 N)点作纵轴的平行线 MM'_2 (或 NN'_2),则此线上任何一个点所代表的应力循环都具有相同的平均应力值。因为 M'_2 (或 N'_2)点为极限应力曲线上的点,所以它代表的应力值就是计算时所采用的极限应力。

MM'_2 的方程为 $\sigma'_{me} = \sigma_m$ 。联解 MM'_2 及 AG 两直线的方程式,求出 M'_2 点的坐标 σ'_{me} 及 σ'_{ae} ,把它们加起来,就可求得对应于 M 点的零件的极限应力(疲劳极限) σ'_{max} 。同时,也知道了零件的极限应力幅 σ'_{ae} 。它们分别是:

$$\sigma'_{max} = \sigma_{-1e} + \sigma_m \left(1 - \frac{\psi_\sigma}{K_\sigma}\right) = \frac{\sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_m}{K_\sigma} \quad (3-19)$$

$$\sigma'_{ae} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{K_\sigma} \quad (3-20)$$

根据最大应力求得的计算安全系数 S_{ca} 及强度条件为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{\sigma'_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma) \sigma_m}{K_\sigma (\sigma_m + \sigma_a)} \geq S \quad (3-21)$$

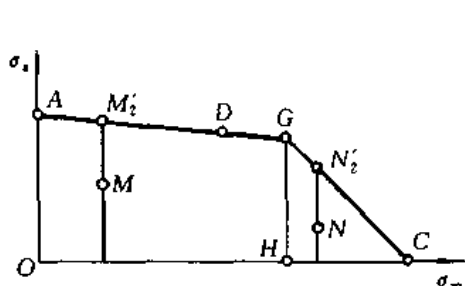


图 3-7 $\sigma_m = C$ 时的极限应力

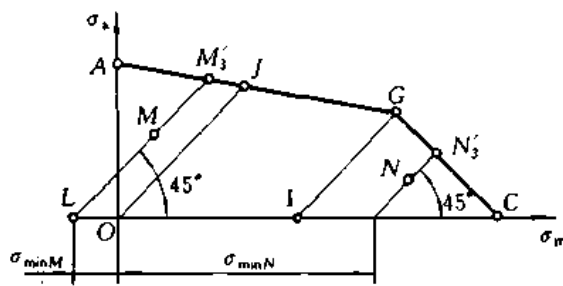


图 3-8 $\sigma_{min} = C$ 时的极限应力

也有文献上建议,在 $\sigma_m = C$ 的情况下,按照应力幅来校核零件的疲劳强度,即按应力幅求得安全系数计算值为

$$S'_a = \frac{\sigma'_{ae}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{K_\sigma \sigma_a} \geq S \quad (3-22)$$

对应于 N 点的极限应力由 N'_2 点表示,它位于直线 CG 上,故仍只按式(3-18)进行静强度计算,分析图 3-7 可知,凡是工作应力点位于 CGH 区域内时,在 $\sigma_m = C$ 的条件下,极限应力统为屈服极限,也是只进行静强度计算。

3. $\sigma_{\min} = C$ 的情况

当 $\sigma_{\min} = C$ 时,需找到一个其最小应力与零件工作应力的最小应力相同的极限应力。因为

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a = C \quad (3-23)$$

所以在图 3-8 中,通过 M (或 N)点,作与横坐标轴夹角为 45° 的直线,则此直线上任何一个点所代表的应力均具有相同的最小应力。该直线与 AG (或 CG)线的交点 M'_3 (或 N'_3)在极限应力曲线上,所以它所代表的应力就是计算时所采用的极限应力。

通过 O 点及 G 点作与横坐标轴夹角为 45° 的直线,得 OJ 及 IG ,把安全工作区域分成三个部分。当工作应力点位于 AOJ 区域内时,最小应力均为负值。这在实际的机械结构中是极为罕见的,所以毋需讨论这一情况。当工作应力点位于 GIC 区域内时,极限应力统为屈服极限,故只需按式(3-18)进行静强度计算。只有工作应力点位于 $OJGI$ 区域内时,极限应力才在疲劳极限应力曲线 AG 上。计算时所用的分析方法和前述两种情况相同,而所得到的计算安全系数 S_{ca} 及强度条件为

$$S_{ca} = \frac{\sigma'_{\max}}{\sigma_{\max}} = \frac{2\sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma)\sigma_{\min}}{(K_\sigma + \psi_\sigma)(2\sigma_a + \sigma_{\min})} \geq S \quad (3-24)$$

在 $\sigma_{\min} = C$ 条件下,也可以写出按极限应力幅求得的计算安全系数 S'_a 及强度条件为

$$S'_a = \frac{\sigma'_{ae}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_{\min}}{(K_\sigma + \psi_\sigma)\sigma_a} \geq S_a \quad (3-25)$$

具体设计零件时,如果难于确定应力可能变化的规律,在实践中往往采用 $r = C$ 时的公式。

进一步分析式(3-17),分子为材料的对称循环弯曲疲劳极限,分母为工作应力幅乘以应力幅的综合影响系数(即 $K_\sigma \sigma_a$)再加上 $\psi_\sigma \sigma_m$ 。从实际效果来看,可以把 $\psi_\sigma \sigma_m$ 项看成是一个应力幅,而 ψ_σ 是把平均应力折算为等效的应力幅的折算系数。因此,可以把 $K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m$ 看成是一个与原来作用的不对称循环变应力等效的对称循环变应力。由于是对称循环,所以它是一个应力幅,记为 σ_{ad} 。这样的概念叫做应力的等效转化。由此得

$$\sigma_{ad} = K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m \quad (3-26)$$

于是计算安全系数为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ad}} \quad (3-27)$$

对于剪切变应力,只需把以上各公式中的正应力符号 σ 改为切应力符号 τ 即可。

如果只要求机械零件在不长的使用期限内不发生疲劳破坏,具体地讲,当零件应力循环次数 N 在 $10^4 < N < N_0$ 的范围以内时,则在作疲劳强度计算时所采用的极限应力 σ_{lim} ,应当为所要求的寿命时的有限疲劳极限。即在以前的有关计算公式中,统统以按式(3-3)求出的 σ_{rN} 来代替 σ_r (即以 σ_{-1N} 代替 σ_{-1} ,以 σ_{0N} 代替 σ_0)。显然,这时零件的计算安全系数就会增大。

(二) 单向不稳定变应力时的疲劳强度计算

不稳定变应力可分为非规律性的和规律性的两大类。

非规律性的不稳定变应力,其变应力参数的变化要受到很多偶然因素的影响,是随机地变化的。承受非规律的不稳定变应力的典型零件,可以举汽车的钢板弹簧为例。作用在它上面的载荷和应力的变化,要受到载重量大小、行车速度、轮胎充气程度、路面状况以及驾驶员的技术水平等一系列因素的影响。对于这一类的问题,应根据大量的试验,求得载荷及应力的统计分布规律,然后用统计疲劳强度的方法来处理。

规律性的不稳定变应力,其变应力参数的变化有一个简单的规律。承受近似于规律性的不稳定变应力的零件,可以举专用机床的主轴、高炉上料机构的零件等作为例子。对于这一类问题,是根据疲劳损伤累积假说(常称为 Miner 法则)进行计算的。下面就来讨论这一问题。

图 3-9 为一规律性的不稳定变应力的示意图。变应力 σ_1 (对称循环变应力的最大应力,或不对称循环变应力的等效对称循环变应力的应力幅,下同)作用了 n_1 次, σ_2 作用了 n_2 次,……。把图 3-9 中所示的应力图放在材料的 $\sigma_r - N$ 坐标上,如图 3-10 所示。根据 $\sigma_r - N$ 曲线,可以找出仅有 σ_1 作用时使材料发生疲劳破坏的应力循环次数 N_1 。假使应力每循环一次都对材料的破坏起相同的作用,则应力 σ_1 每循环一次对材料的损伤率即为 $\frac{1}{N_1}$,而循环了 n_1 次的 σ_1 对材料的损伤率即为 n_1/N_1 。如此类推,循环 n_2 次的 σ_2 对材料的损伤率为 n_2/N_2 ,……。

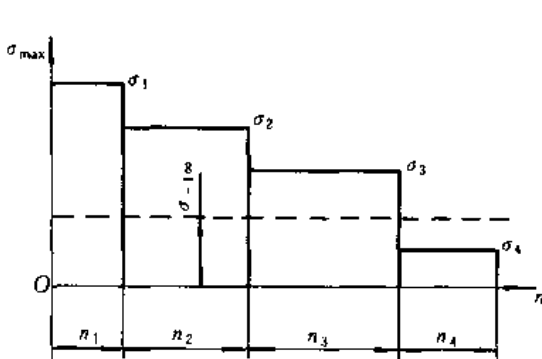


图 3-9 规律性不稳定变应力示意图

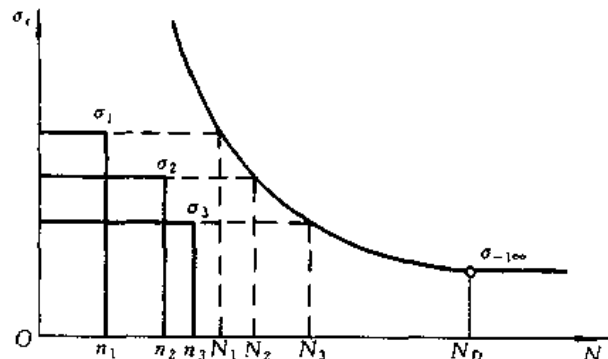


图 3-10 不稳定变应力在 $\sigma_r - N$ 坐标上

按图所示,如 σ_4 小于材料的持久疲劳极限 $\sigma_{-1\infty}$,它当然可以作用无限多次循环而不引起疲劳破坏。这就是说,小于材料持久疲劳极限的工作应力对材料不起疲劳损伤的作用,故在计算时不予考虑。

因为当损伤率达到 100% 时,材料即发生疲劳破坏,故对应于极限状况有

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} = 1$$

一般地写成

$$\sum_{i=1}^i \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (3-28)$$

式(3-28)是疲劳损伤累积假说的数学表达式。自从此假说提出后,曾作了大量的试验研究,以验证此假说的正确性。试验证明,当各个作用的应力幅无巨大的差别以及无短时的强烈过

载时,这个规律是正确的;当各级应力是先作用最大的,然后依次降低时,式(3-28)中的等号右边将不等于1而小于1;当各级应力是先作用最小的,然后依次升高时,则式中等号右边要大于1。通过大量的试验,可以有以下的关系:

$$\sum_{i=1}^j \frac{n_i}{N_i} = 0.7 \sim 2.2 \quad (3-29)$$

当上式右边的值小于1时,表示每一循环的变应力的损伤率实际上是大于 $\frac{1}{N_i}$ 的。这一现象可以解释为:使初始疲劳裂纹产生和使裂纹扩展所需的应力水平是不同的。递升的变应力不易产生破坏,是由于前面施加的较小的应力对材料不但没有使初始疲劳裂纹产生,而且对材料起了强化的作用;递减的变应力却由于开始作用了最大的变应力,引起了初始裂纹,则以后施加的应力虽然较小,但仍能够使裂纹扩展,故对材料有削弱的作用,因此使式(3-29)右边的值小于1。虽然如此,由于疲劳试验的数据具有很大的离散性,从平均的意义上来说,在设计中应用式(3-28)还是可以得出一个较为合理的结果的。

根据式(3-1a)可得

$$N_1 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1} \right)^m; N_2 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_2} \right)^m; \cdots; N_i = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_i} \right)^m$$

把它们代入式(3-28),即得到不稳定变应力时的极限条件为

$$\frac{1}{N_0 \sigma_{-1}^m} (n_1 \sigma_1^m + n_2 \sigma_2^m + \cdots + n_i \sigma_i^m) = \frac{\sum_{i=1}^j n_i \sigma_i^m}{N_0 \sigma_{-1}^m} = 1$$

如果材料在上述应力作用下还未达到破坏,则

$$\frac{\sum_{i=1}^j n_i \sigma_i^m}{N_0 \sigma_{-1}^m} < 1 \text{ 或 } \sum_{i=1}^j n_i \sigma_i^m < N_0 \sigma_{-1}^m \quad (3-30)$$

$$\text{令} \quad \sigma_{ca} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^j n_i \sigma_i^m} \quad (3-31)$$

σ_{ca} 称为不稳定变应力的计算应力。这时式(3-30)为

$$\sigma_{ca} < \sigma_{-1} \quad (3-32)$$

此时,计算安全系数 S_{ca} 及强度条件则为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ca}} \geq S \quad (3-33)$$

对于不对称循环的不稳定变应力,可先按式(3-26)求出各等效的对称循环变应力 σ_{ad1} 、 σ_{ad2} 、 \cdots ,然后应用式(3-31)及式(3-33)进行计算。

例题 45 钢经过调质后的性能为: $\sigma_{-1} = 307 \text{ MPa}$, $m = 9$, $N_0 = 5 \times 10^6$ 。现用此材料作试件进行试验,以对称循环变应力 $\sigma_1 = 500 \text{ MPa}$ 作用 10^4 次, $\sigma_2 = 400 \text{ MPa}$ 作用 10^5 次,试计算该试件在此条件下的计算安全系数。若以后再以 $\sigma_3 = 350 \text{ MPa}$ 作用于试件,还能再循环多少次才会使试件破坏?

【解】 根据式(3-31)

$$\sigma_{ca} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^j n_i \sigma_i^m} = \sqrt[9]{\frac{1}{5 \times 10^6} \times (10^4 \times 500^9 + 10^5 \times 400^9)} \text{ MPa} \approx 275.52 \text{ MPa}$$

根据式(3-33),试件的计算安全系数为

$$S_{ca} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ca}} = \frac{307}{275.52} = 1.114$$

又根据式(3-1a)

$$N_1 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left(\frac{307}{500} \right)^9 = 0.0625 \times 10^6$$

$$N_2 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_2} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left(\frac{307}{400} \right)^9 = 0.47 \times 10^6$$

$$N_3 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_3} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left(\frac{307}{350} \right)^9 = 1.55 \times 10^6$$

若要使试件破坏,则由式(3-28)得

$$\frac{10^4}{0.0625 \times 10^6} + \frac{10^5}{0.47 \times 10^6} + \frac{n_3}{1.55 \times 10^6} = 1$$

故

$$n_3 = 1.55 \times 10^6 \times \left(1 - \frac{10^4}{0.0625 \times 10^6} - \frac{10^5}{0.47 \times 10^6} \right) = 0.97 \times 10^6$$

即该试件再在 $\sigma_3 = 350$ MPa 的对称循环变应力作用下,估计尚可再承受 0.97×10^6 次应力循环。

事实上,试件还可以再工作的循环次数并不会准确地等于以上所求的值。如按 $\Sigma \frac{n_i}{N_i} = 0.7 \sim 2.2$ 的范围来计算,则 n_3 将分别等于 0.507×10^6 和 2.832×10^6 。

(三) 双向稳定变应力时的疲劳强度计算

在零件上同时作用有同相位的法向及切向对称循环稳定变应力 σ_a 及 τ_a 时,对于钢材,经过试验得出的极限应力关系式为

$$\left(\frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}} \right)^2 = 1 \quad (3-34)$$

上式在 $\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}} \right) - \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1e}} \right)$ 坐标系上是一个单位圆,如图 3-11 所示。式(3-34)中 τ'_a 及 σ'_a 为同时作用的切向及法向应力幅的极限值。由于是对称循环变应力,故应力幅即为最大应力。圆弧 $AM'B$ 上任何一个点即代表一对极限应力 σ'_a 及 τ'_a 。如果作用于零件上的应力幅 σ_a 及 τ_a 在坐标上用 M 表示,则由于此工作应力点在极限圆以内,未

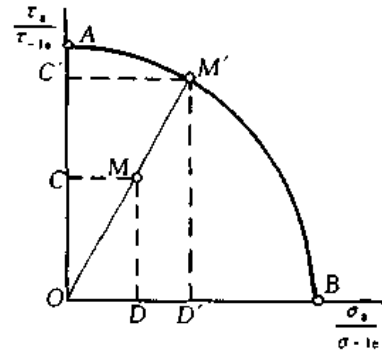


图 3-11 双向应力时的极限应力线图

达到极限条件,因而是安全的。引直线 OM 与 \widehat{AB} 交于 M' 点,则计算安全系数 S_{ca} 为

$$S_{ca} = \frac{OM'}{OM} = \frac{OC'}{OC} = \frac{OD'}{OD} \quad (a)$$

式中各线段的长度为 $OC' = \frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}}$, $OC = \frac{\tau_a}{\tau_{-1e}}$, $OD' = \frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}}$, $OD = \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}}$,代入式(a)后得:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\tau'_a}{\tau_{-1e}} &= S_{ca} \frac{\tau_a}{\tau_{-1e}}, \text{即 } \tau'_a = S_{ca} \tau_a \\ \frac{\sigma'_a}{\sigma_{-1e}} &= S_{ca} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1e}}, \text{即 } \sigma'_a = S_{ca} \sigma_a \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

将式(b)代入式(3-34),得

$$\left(\frac{S_{ca}\tau_a}{\tau_{-1e}}\right)^2 + \left(\frac{S_{ca}\sigma_a}{\sigma_{-1e}}\right)^2 = 1 \quad (c)$$

从强度计算的观点来看, $\frac{\tau_{-1e}}{\tau_a} = S_\tau$ 是零件上只承受切应力 τ_a 时的计算安全系数, $\frac{\sigma_{-1e}}{\sigma_a} = S_\sigma$ 是零件上只承受法向应力 σ_a 时的计算安全系数,故

$$\left(\frac{S_{ca}}{S_\tau}\right)^2 + \left(\frac{S_{ca}}{S_\sigma}\right)^2 = 1$$

亦即

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (3-35)$$

当零件上所承受的两个变应力均为不对称循环的变应力时,可先由式(3-17)分别求出

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \text{ 及 } S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

然后按式(3-35)求出零件的计算安全系数 S_{ca} 。

(四) 提高机械零件疲劳强度的措施

在零件的设计阶段,除了采取提高零件强度的一般措施外,还可以通过以下一些设计措施来提高机械零件的疲劳强度。

1) 尽可能降低零件上的应力集中的影响,是提高零件疲劳强度的首要措施。零件结构形状和尺寸的突变是应力集中的结构根源。因此,为了降低应力集中,应尽量减少零件结构形状和尺寸的突变或使其变化尽可能地平滑和均匀。为此,要尽可能地增大过渡处的圆角半径;同一零件上相邻截面处的刚性变化应尽可能地小等等。

在不可避免地要产生较大的应力集中的结构处,可采用减载槽来降低应力集中的作用。例如图 3-12 中用加开环槽的办法来降低轴肩处的应力集中。

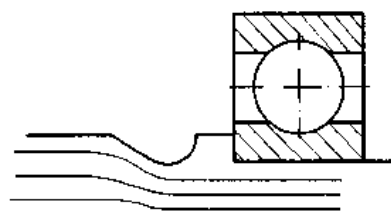


图 3-12 减载槽

2) 选用疲劳强度高的材料和规定能够提高材料疲劳强度的热处理方法及强化工艺。

3) 提高零件的表面质量。如将处在应力较高区域的零件表面加工得较为光洁;对于工作在腐蚀性介质中的零件规定适当的表面保护等。

4) 尽可能地减小或消除零件表面可能发生的初始裂纹的尺寸,对于延长零件的疲劳寿命有着比提高材料性能更为显著的作用。因此,对于重要的零件,在设计图纸上应规定出严格的检验方法及要求。

§ 3-3 机械零件的抗断裂强度

在工程实际中,有这样一些结构,若按常规的强度理论来分析,它们是能满足强度条件的,即工作应力小于许用应力。但是在实际使用中,又往往会发生突然性的断裂。这种在工作应力小于许用应力时所发生的突然断裂,常称为低应力脆断。

通过对大量结构断裂事故分析表明,大部分低应力脆断事故都是发生在应用了高强度钢材的结构或大型的焊接件中,例如:飞机构件、机器中的重载构件以及高压容器等结构。在发生脆断的构件断口处,往往可以找到原有的宏观裂纹的痕迹。进一步的研究和分析发现,高强度材料的大量采用、结构的大型化、焊接工艺使用的普遍化、结构工作条件的复杂化和载荷形式的多样化,是低应力断裂大量发生的客观原因;而结构内部裂纹和缺陷的存在,则是导致低应力断裂的内在原因。

实验研究表明,对于高强度材料,一方面是它的强度高(即许用应力高),另一方面则是它抵抗裂纹扩展的能力要随着强度的增高而下降。因此,用传统的强度理论计算高强度材料结构的强度问题,就存在一定的危险性。为了解决这一问题,断裂力学便应运而生。

断裂力学是研究带有裂纹或带有尖缺口的结构或构件的强度和变形规律的学科。准确地说,上述裂纹是指宏观裂纹,即用肉眼或低倍显微镜能看得见的裂纹。工程中常认为裂纹尺寸大于 0.1 mm ,就称为宏观裂纹。断裂力学建立了构件的裂纹尺寸、工作应力以及材料抵抗裂纹扩展能力三者之间的定量关系。

对于传统的强度理论,是运用应力和许用应力来度量和控制结构的强度与安全性。为了度量含裂纹结构体的强度,在断裂力学中是运用了应力强度因子 K_I (或 K_{II} 、 K_{III})^① 和平面应变断裂韧度 K_{Ic} (或 K_{IIc} 、 K_{IIIc})^① 两个新的度量指标。应力强度因子 K_I 是反映裂纹顶端附近各点应力大小的物理量,它表征裂纹顶端附近应力场的强弱。 K_I 的值越大,应力场越强。平面应变断裂韧度 K_{Ic} 是取决于材料性质的参数,反映了材料阻止裂纹失稳扩展的能力。 K_{Ic} 的值越大,材料抵抗裂纹失稳扩展的能力越强。利用这两项指标判别结构安全性的判别式是:若 $K_I < K_{Ic}$,则裂纹不会失稳扩展;若 $K_I \geq K_{Ic}$,则裂纹失稳扩展。 K_I 和 K_{Ic} 的量纲为 $[ML^{-1/2}T^{-2}]$,常用单位为 $MPa \cdot mm^{1/2}$ 。

高强度材料的广泛应用,推进了断裂力学的发展。对断裂力学研究的不断深入,使其应用范围不断扩大。目前,断裂力学在工程上主要应用于估计含裂纹构件的安全性和使用寿命,确定构件在工作条件下所允许的最大裂纹尺寸。用断裂力学指导结构的安全性设计。

在运用断裂力学对含裂纹结构进行强度分析和安全性评价时,通常应做以下几方面的工作:

1) 分析确定裂纹的形状、大小及分布,以确定初始裂纹的尺寸 a_0 ,通常应对构件进行精确的无损探伤来确定 a_0 ;

2) 对构件的工作载荷进行充分的分析,运用断裂力学的知识,确定裂纹顶端的应力强度因子 K_I ;

3) 通过断裂力学试验,测定构件材料的断裂韧度 K_{Ic} 。目前已有一些工程手册中列出了常用结构材料的平面应变断裂韧度;

4) 对构件进行安全性判断。

例如,某燃气轮机的一个零件是由高强度合金钢制成。工作时,零件所受最大应力为 410 MPa 。经超声波无损探伤以及进一步的分析,确定其结构内部可能有最大长度为 3 mm 的等效裂纹。根据断裂力学的计算得到应力强度因子 $K_I = 1.8 \times 10^7\text{ MPa} \cdot mm^{1/2}$ 。由试验可以确定该零件材料的断裂韧度 $K_{Ic} = 7.5 \times 10^7\text{ MPa} \cdot mm^{1/2}$ 。进一步可计算出断裂破坏的计算安全系数 $S_{ca} =$

① 脚标 I、II、III 分别表示按承载时裂纹产生不同的变形现象(或趋势)而划分的裂纹类型。(如 I 表示张开型)。

$K_{Ic}/K_I = 7.5/1.8 = 4.17$ 。因此,可以判断该零件的安全性是足够的。

断裂力学自二十世纪五十年代诞生以来,已逐步引起学术界及工程界的广泛重视。现在断裂力学已应用于航空、航天、交通、机械、化工等许多部门。由于断裂力学涉及到较深的数学和力学理论,所以本节只简略介绍了一些有关的基本概念。应该说,这点知识对于认识和运用断裂力学还相差甚远。进一步了解和学习断裂力学知识,可参考有关专著或教材。应该指出的是,实践表明,对于采用低中强度材料的小型结构,只用传统的强度计算方法进行设计是足够的。在很多情况下,传统的强度理论仍不失其使用价值。

§ 3-4 机械零件的接触强度

机械中各零件之间力的传递,总是通过两零件的接触来实现的。除了共形面(即两相互接触面的几何形态完全相同,处处贴合)相接触(例如平面与平面相接触)的情况外,大量存在着异形曲面相接触的情况。这些异形曲面在未受外力时的初始接触情况,不外乎是线接触(图 3-13a、b)和点接触(图 3-13c、d)两种。图 3-13a、c 所示的接触称为外接触;图 b、d 所示的接触称为内接触。在通用机械零件中,渐开线直齿圆柱齿轮齿面间的接触为线接触,外啮合时为外接触,内啮合时为内接触。滚动轴承中,钢球与套圈的接触则为点接触。

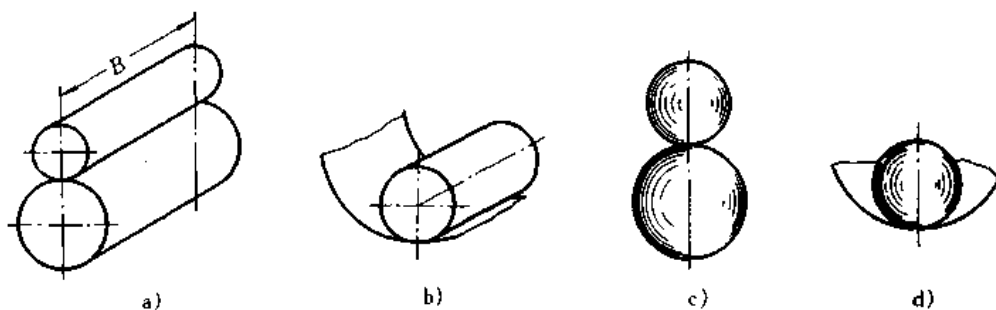


图 3-13 几种曲面接触情况

图 3-14 表示两个轴线平行的圆柱体外接触和内接触受力后的轴向示意图。未受力前,两圆柱体沿与轴线相平行的一条线(在图上投影为一个点)相接触;在受力后,由于材料的弹性变形,接触线变成宽度为 $2b$ 的一个矩形面。由图可看出,两零件接触面上沿接触宽度不同点处材料发生的弹性位移量在连心线方向上是不相同的,因此,接触表面上所承受的压应力也是处处不相同的。此压应力向量的分布呈半圆柱形。初始接触线处的压应力最大,以此最大压应力代表两零件间接触受力后的应力,称为接触应力,用符号 σ_H 表示。图中, ω_1 及 ω_2 分别为零件 1 和零件 2 初始接触线上沿连心线方向的弹性位移(即最大弹性位移)。在点接触情形下,受力后也会发生类似的变形,不过接触区一般地呈椭圆形,而不是线接触时的矩形。接触应力向量的分布呈半椭球形。当两个球面相接触时,接触区则变成一个圆形。

在本教材中,用到接触应力计算的地方仅为线接触的情况。球轴承及圆弧齿轮中虽用到点接触的概念,但未作接触应力计算。接触应力的计算是一个弹性力学问题。对于线接触,弹性力学给出的接触应力计算公式为

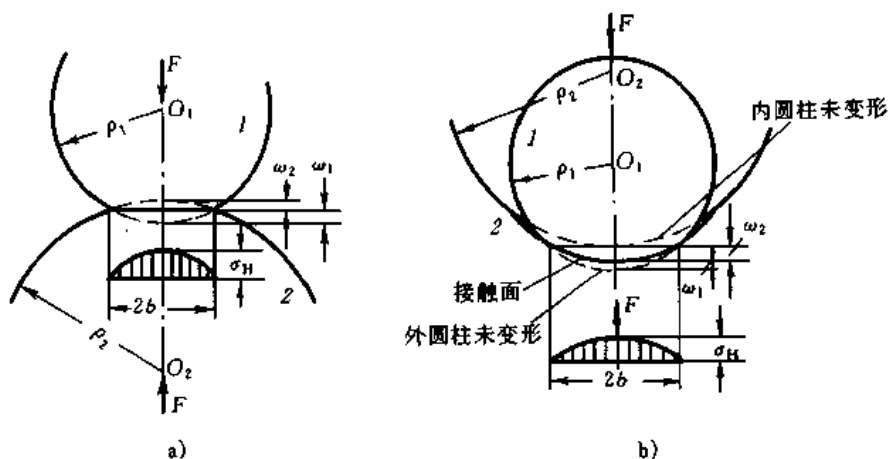


图 3-14 两圆柱体接触受力后的变形与应力分布

$$\sigma_H \approx \sqrt{\frac{\frac{F}{B} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right]}} \quad (3-36)$$

式中: F ——作用于接触面上的总压力;

B ——初始接触线长度;

ρ_1 和 ρ_2 ——分别为零件 1 和零件 2 初始接触线处的曲率半径,通常,令 $\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$,称为

综合曲率,而 $\rho_\Sigma = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$,称为综合曲率半径,其中正号用于外接触,负号用于内接触;

μ_1 和 μ_2 ——分别为零件 1 和零件 2 材料的泊松比;

E_1 和 E_2 ——分别为零件 1 和零件 2 材料的弹性模量。

在接触点(或线)连续改变位置时,显然对于零件上任一点处的接触应力只能在 0 到 σ_H 之间改变,因此,接触变应力是一个脉动循环变应力。在作接触疲劳计算时,极限应力也应是一个脉动循环的极限接触应力。

在有的文献中,接触应力也叫做赫兹应力,以纪念首先解决接触应力计算问题的科学家赫兹(H. Hertz)。

本章附录

(一) 零件结构的理论应力集中系数

用弹性理论或实验的方法(即把零件材料看作理想的弹性体)求出的零件几何不连续处的应力集中系数 α_σ (α_τ)称为理论应力集中系数。引起应力集中的几何不连续因素称为应力集中源。理论应力集中系数的定义为:

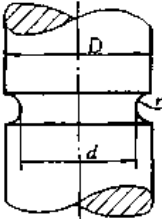
$$\left. \begin{aligned} \alpha_\sigma &= \sigma_{\max} / \sigma \quad (\text{对正应力}) \\ \alpha_\tau &= \tau_{\max} / \tau \quad (\text{对切应力}) \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-1})$$

式中: σ_{\max} (τ_{\max}) ——应力集中源处产生的弹性最大正(切)应力;

$\sigma(\tau)$ ——应力集中源处按弹性力学公式求出的公称正(切)应力。

对于常见的几种应力集中源的情况, $\alpha_\sigma(\alpha_\tau)$ 的数值可从附表 3-1~附表 3-3 中查到^[18]。

附表 3-1 轴上环槽处的理论应力集中系数

简 图	应力	公称应力公式	α_σ (拉伸、弯曲)或 α_τ (扭转剪切)										
	拉 伸	$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}$	r/d	D/d									
				∞	2.00	1.50	1.30	1.20	1.10	1.05	1.03	1.02	1.01
			0.04						2.70	2.37	2.15	1.94	1.70
			0.10	2.45	2.39	2.33	2.27	2.18	2.01	1.81	1.68	1.58	1.42
			0.15	2.08	2.04	1.99	1.95	1.90	1.78	1.64	1.55	1.47	1.33
			0.20	1.86	1.83	1.80	1.77	1.73	1.65	1.54	1.46	1.40	1.28
			0.25	1.72	1.69	1.67	1.65	1.62	1.55	1.46	1.40	1.34	1.24
			0.30	1.61	1.59	1.58	1.55	1.53	1.47	1.40	1.36	1.31	1.22
	弯 曲	$\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$	r/d	D/d									
				∞	2.00	1.50	1.30	1.20	1.10	1.05	1.03	1.02	1.01
			0.04	2.83	2.79	2.74	2.70	2.61	2.45	2.22	2.02	1.88	1.66
			0.10	1.99	1.98	1.96	1.92	1.89	1.81	1.70	1.61	1.53	1.41
			0.15	1.75	1.74	1.72	1.70	1.69	1.63	1.56	1.49	1.42	1.33
			0.20	1.61	1.59	1.58	1.57	1.56	1.51	1.46	1.40	1.34	1.27
			0.25	1.49	1.48	1.47	1.46	1.45	1.42	1.38	1.34	1.29	1.23
			0.30	1.41	1.41	1.40	1.39	1.38	1.36	1.33	1.29	1.24	1.21
	扭 转 剪 切	$\tau_T = \frac{16T}{\pi d^3}$	r/d	D/d									
				∞	2.00	1.30	1.20	1.10	1.05	1.02	1.01		
			0.04	1.97	1.93	1.89	1.85	1.74	1.61	1.45	1.33		
			0.10	1.52	1.51	1.48	1.46	1.41	1.35	1.27	1.20		
			0.15	1.39	1.38	1.37	1.35	1.32	1.27	1.21	1.16		
			0.20	1.32	1.31	1.30	1.28	1.26	1.22	1.18	1.14		
			0.25	1.27	1.26	1.25	1.24	1.22	1.19	1.16	1.13		
			0.30	1.22	1.22	1.21	1.20	1.19	1.17	1.15	1.12		

(二) 疲劳强度降低系数或有效应力集中系数

在有应力集中源的试件上,应力集中对其疲劳强度降低的影响用疲劳强度降低系数或有效应力集中系数 k_σ (k_τ) 来表示。其定义为:

$$\left. \begin{aligned} k_\sigma &= \sigma_{-1}/\sigma_{-1k} \\ k_\tau &= \tau_{-1}/\tau_{-1k} \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-2})$$

式中: $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ ——无应力集中源的光滑试件的对称循环弯曲(扭转剪切)疲劳极限;

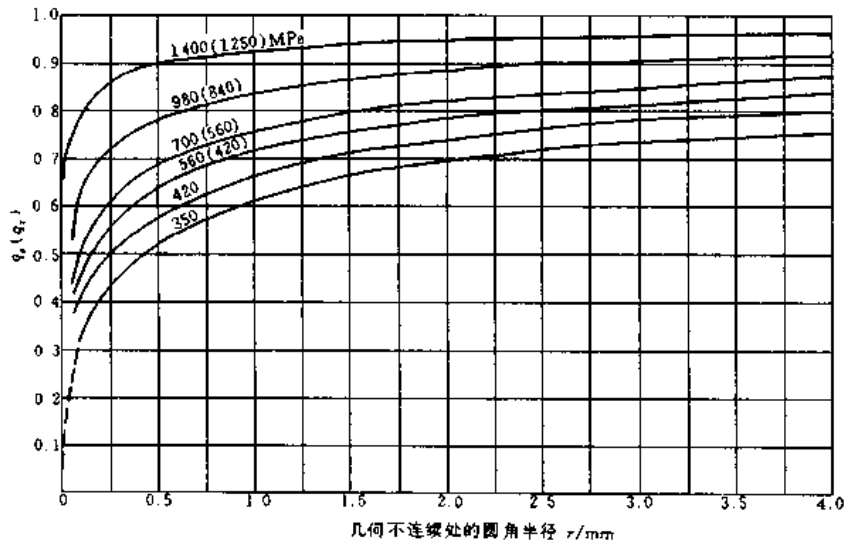
$\sigma_{-1k}(\tau_{-1k})$ ——有应力集中源的试件的对称循环弯曲(扭转剪切)疲劳极限。

试验结果证明, $k_\sigma(k_\tau)$ 总是小于 $\alpha_\sigma(\alpha_\tau)$ 的。为了工程设计上的需要,根据大量试验总结出了联系理论应力集中系数与有效应力集中系数的关系式为:

$$k - 1 = q(\alpha - 1)$$

(附 3-3)

式中 q 为材料的敏性系数,其值见附图 3-1。



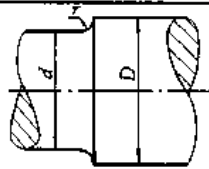
曲线上的数字为材料的强度极限。查 q_s 时用不带括号的数字,查 q_r 时用括号内的数字
附图 3-1 钢材的敏性系数

根据式(附 3-3)即可求出有效应力集中系数值为:

$$\left. \begin{aligned} k_s &= 1 + q_s(\alpha_s - 1) \\ k_r &= 1 + q_r(\alpha_r - 1) \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-4})$$

对于若干典型的零件结构,在有关文献中已直接列出了根据疲劳试验求出的有效应力集中系数的数值。本书中最常用到的见附表 3-4~附表 3-6^[19]。

附表 3-2 轴肩圆角处的理论应力集中系数

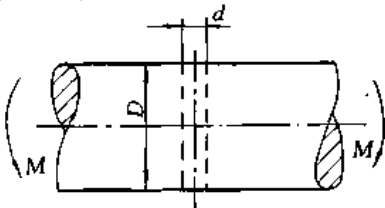
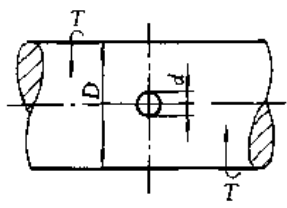


应力	公称应力公式	α_s (拉伸、弯曲)或 α_r (扭转剪切)										
拉 伸	$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}$	r/d	D/d									
			2.00	1.50	1.30	1.20	1.15	1.10	1.07	1.05	1.02	1.01
		0.04	2.80	2.57	2.39	2.28	2.14	1.99	1.92	1.82	1.56	1.42
		0.10	1.99	1.89	1.79	1.69	1.63	1.56	1.52	1.46	1.33	1.23
		0.15	1.77	1.68	1.59	1.53	1.48	1.44	1.40	1.36	1.26	1.18
		0.20	1.63	1.56	1.49	1.44	1.40	1.37	1.33	1.31	1.22	1.15
		0.25	1.54	1.49	1.43	1.37	1.34	1.31	1.29	1.27	1.20	1.13
		0.30	1.47	1.43	1.39	1.33	1.30	1.28	1.26	1.24	1.19	1.12

附表 3-2(完)

应力	公称应力公式	α_σ (拉伸、弯曲)或 α_τ (扭转剪切)										
弯曲	$\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$	r/d	D/d									
			6.0	3.0	2.0	1.50	1.20	1.10	1.05	1.03	1.02	1.01
		0.04	2.59	2.40	2.33	2.21	2.09	2.00	1.88	1.80	1.72	1.61
		0.10	1.88	1.80	1.73	1.68	1.62	1.59	1.53	1.49	1.44	1.36
		0.15	1.64	1.59	1.55	1.52	1.48	1.46	1.42	1.38	1.34	1.26
		0.20	1.49	1.46	1.44	1.42	1.39	1.38	1.34	1.31	1.27	1.20
		0.25	1.39	1.37	1.35	1.34	1.33	1.31	1.29	1.27	1.22	1.17
扭转剪切	$\tau_r = \frac{16T}{\pi d^3}$	r/d	D/d									
			2.0	1.33	1.20	1.09						
		0.04	1.84	1.79	1.66	1.32						
		0.10	1.46	1.41	1.33	1.17						
		0.15	1.34	1.29	1.23	1.13						
		0.20	1.26	1.23	1.17	1.11						
		0.25	1.21	1.18	1.14	1.09						
		0.30	1.18	1.16	1.12	1.09						

附表 3-3 轴上横孔处的理论应力集中系数

															
公称弯曲应力 $\sigma_b = \frac{M}{\pi D^3 - \frac{dD^2}{32}}$								公称扭转切应力 $\tau_r = \frac{T}{\pi D^3 - \frac{dD^2}{16}}$							
d/D	0.0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	d/D	0.0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
α_σ	3.0	2.46	2.25	2.13	2.03	1.96	1.89	α_τ	2.0	1.78	1.66	1.57	1.50	1.46	1.42

附表 3-4 轴上键槽处的有效应力集中系数

轴材料的 σ_b/MPa	500	600	700	750	800	900	1 000
k_σ	1.5	-	-	1.75	-	-	2.0
k_τ	-	1.5	1.6	-	1.7	1.8	1.9

注:公称应力按照扣除键槽的净截面面积来求。

附表 3-5 外花键的有效应力集中系数

轴材料的 σ_B/MPa		400	500	600	700	800	900	1 000	1 200
k_σ		1.35	1.45	1.55	1.60	1.65	1.70	1.72	1.75
k_τ	矩 形 齿	2.10	2.25	2.36	2.45	2.55	2.65	2.70	2.80
	渐开线形齿	1.40	1.43	1.46	1.49	1.52	1.55	1.58	1.60

附表 3-6 公称直径 12 mm 的普通螺纹的拉压有效应力集中系数

材料的 σ_B/MPa	400	600	800	1 000
k_σ	3.0	3.9	4.8	5.2

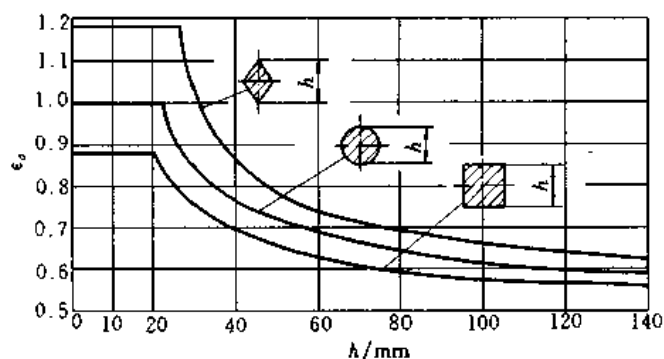
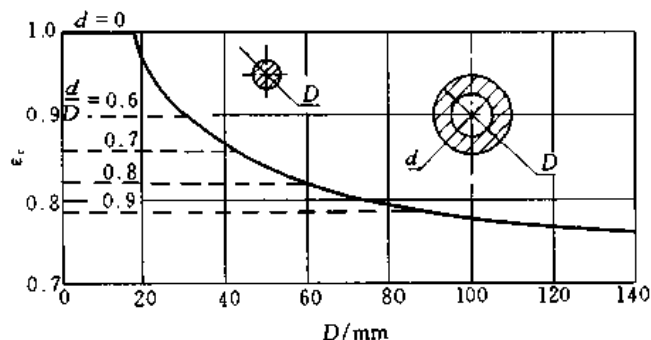
(三) 绝对尺寸及截面形状影响系数(简称尺寸及截面形状系数)

零件真实尺寸及截面形状与标准试件尺寸($d = 10 \text{ mm}$)及形状(圆柱形)不同时对材料疲劳极限的影响,用尺寸及截面形状系数 ϵ_σ (ϵ_τ) 来表示,其定义为:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_\sigma &= \sigma_{-1d}/\sigma_{-1} \\ \epsilon_\tau &= \tau_{-1d}/\tau_{-1} \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-5})$$

式中 σ_{-1d} (τ_{-1d}) 表示尺寸为 d 的无应力集中的各截面形状试件的弯曲(扭转剪切)疲劳极限。

钢材的尺寸及截面形状系数的值见附图 3-2 和附图 3-3^[18]。

附图 3-2 钢材的尺寸及截面形状系数 ϵ_σ 附图 3-3 圆截面钢材的扭转剪切尺寸系数 ϵ_τ

螺纹联接件的尺寸系数(因截面为圆形,故只有尺寸影响)见附表 3-7⁽¹⁾。

附表 3-7 螺纹联接件的尺寸系数 ϵ_s

直径 d/mm	≤ 16	20	24	28	32	40	48	56	64	72	80
ϵ_s	1	0.81	0.76	0.71	0.68	0.63	0.60	0.57	0.54	0.52	0.50

对于轮毂或滚动轴承与轴以过盈配合相联接时,可按附表 3-8 求出其有效应力集中系数与尺寸系数的比值 k_σ/ϵ_σ 。如缺乏试验数据,设计时可取 $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} = (0.7 \sim 0.85) \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ 。

附表 3-8 零件与轴过盈配合处的 $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ 值

直径/mm	配 合	σ_B/MPa							
		400	500	600	700	800	900	1 000	1 200
30	H7/r6	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	3.75	4.25
	H7/k6	1.69	1.88	2.06	2.25	2.44	2.63	2.82	3.19
	H7/h6	1.46	1.63	1.79	1.95	2.11	2.28	2.44	2.76
50	H7/r6	2.75	3.05	3.36	3.66	3.96	4.28	4.60	5.20
	H7/k6	2.06	2.28	2.52	2.76	2.97	3.20	3.45	3.90
	H7/h6	1.80	1.98	2.18	2.38	2.57	2.78	3.00	3.40
> 100	H7/r6	2.95	3.28	3.60	3.94	4.25	4.60	4.90	5.60
	H7/k6	2.22	2.46	2.70	2.96	3.20	3.46	3.98	4.20
	H7/h6	1.92	2.13	2.34	2.56	2.76	3.00	3.18	3.64

注:1) 滚动轴承与轴配合处的 $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ 值与表内所列 H7/r6 配合的 $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ 值相同;

2) 表中无相应的数值时,可按插入法计算。

(四) 表面质量系数

零件表面质量(主要指表面粗糙度)对疲劳强度的影响,用表面质量系数 β 来表示,其定义为:

$$\left. \begin{aligned} \beta_\sigma &= \sigma_{-1\beta} / \sigma_{-1} \\ \beta_\tau &= \tau_{-1\beta} / \tau_{-1} \end{aligned} \right\} \quad (\text{附 3-6})$$

式中 $\sigma_{-1\beta}(\tau_{-1\beta})$ 为某种表面质量的试件的对称循环弯曲(扭转剪切)疲劳极限。

弯曲疲劳时的钢材表面质量系数值 β_σ 可从附图 3-4 中查取。当无试验资料时,扭转剪切疲劳的表面质量系数 β_τ 可取其近似地等于 β_σ 。

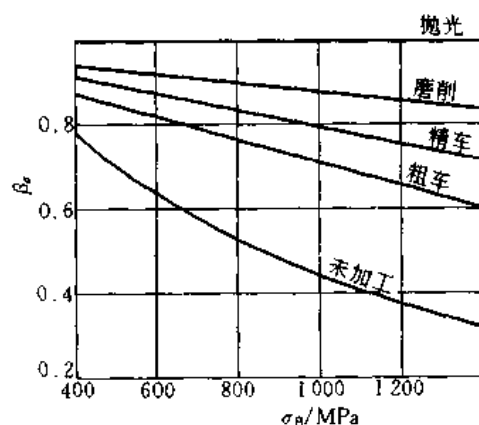
(五) 强化系数

对零件表面施行不同的强化处理,例如表面化学热处理、高频表面淬火、表面硬化加工等,均可不同程度地提高零件的疲劳强度。强化处理对疲劳强度的影响用强化系数 β_q 来表示,其定义为:

$$\beta_q = \sigma_{-1q} / \sigma_{-1} \quad (\text{附 3-7})$$

式中 σ_{-1q} 为经过强化处理后试件的弯曲疲劳极限。

附表 3-9 ~ 附表 3-11 列出了钢材经不同强化处理后的 β_q



附图 3-4 钢材的表面质量系数 β_σ

值^[19]。在无资料时,表中数值也可用于扭转剪切疲劳强度的场合。

附表 3-9 表面高频淬火的强化系数 β_q

试件种类	试件直径/mm	β_q
无应力集中	7~20	1.3~1.6
	30~40	1.2~1.5
有应力集中	7~20	1.6~2.8
	30~40	1.5~2.5

注:表中系数值用于旋转弯曲,淬硬层厚度为 0.9~1.5 mm。应力集中严重时,强化系数较高。

附表 3-10 化学热处理的强化系数 β_q

化学热处理方法	试件种类	试件直径/mm	β_q
氮化,氮化层厚度 0.1~0.4 mm 表面硬度 64HRC 以上	无应力集中	8~15	1.15~1.25
		30~40	1.10~1.15
	有应力集中	8~15	1.9~3.0
		30~40	1.3~2.0
渗碳,渗碳层厚度 0.2~0.6 mm	无应力集中	8~15	1.2~2.1
		30~40	1.1~1.5
	有应力集中	8~15	1.5~2.5
		30~40	1.2~2.0
氰化,氰化层厚度 0.2 mm	无应力集中	10	1.8

附表 3-11 表面硬化加工的强化系数 β_q

加工方法	试件种类	试件直径/mm	β_q
滚子滚压	无应力集中	7~20	1.2~1.4
		30~40	1.1~1.25
	有应力集中	7~20	1.5~2.2
		30~40	1.3~1.8
喷丸	无应力集中	7~20	1.1~1.3
		30~40	1.1~1.2
	有应力集中	7~20	1.4~2.5
		30~40	1.1~1.5

习 题

3-1 某材料的对称循环弯曲疲劳极限 $\sigma_{-1} = 180$ MPa,取循环基数 $N_0 = 5 \times 10^6$, $m = 9$,试求循环次数 N 分别为 7 000, 25 000, 620 000 次时的有限寿命弯曲疲劳极限。

3-2 已知材料的力学性能为 $\sigma_s = 260$ MPa, $\sigma_{-1} = 170$ MPa, $\psi_\sigma = 0.2$,试绘制此材料的简化极限应力线图(参

看图 3-3 中的 $A'D'G'C$)。

3-3 一圆轴的轴肩尺寸为: $D = 72 \text{ mm}$, $d = 62 \text{ mm}$, $r = 3 \text{ mm}$ 。材料为 40CrNi, 其强度极限 $\sigma_B = 900 \text{ MPa}$, 屈服极限 $\sigma_S = 750 \text{ MPa}$, 试计算轴肩的弯曲有效应力集中系数 k_σ 。

3-4 圆轴轴肩处的尺寸为: $D = 54 \text{ mm}$, $d = 45 \text{ mm}$, $r = 3 \text{ mm}$ 。如用题 3-2 中的材料, 设其强度极限 $\sigma_B = 420 \text{ MPa}$, 试绘制此零件的简化极限应力线图。

3-5 如题 3-4 中危险截面上的平均应力 $\sigma_m = 20 \text{ MPa}$, 应力幅 $\sigma_a = 30 \text{ MPa}$, 试分别按: a) $r = C$; b) $\sigma_m = C$, 求出该截面的计算安全系数 S_{ca} 。

第四章 摩擦、磨损及润滑概述

当在正压力作用下相互接触的两个物体受切向外力的影响而发生相对滑动,或有相对滑动的趋势时,在接触表面上就会产生抵抗滑动的阻力,这一自然现象叫做摩擦,这时所产生的阻力叫做摩擦力。摩擦是一种不可逆过程,其结果必须有能量损耗和摩擦表面物质的丧失或迁移,即磨损。据估计,世界上在工业方面约有 $1/3 \sim 1/2$ 的能量消耗于摩擦过程中。为了替换易损零件,我国每年都要用一大批钢材去制作配件,而磨损件又占了其中很大的比例。磨损会使零件的表面形状和尺寸遭到缓慢而连续的破坏,使机器的效率及可靠性逐渐降低,从而丧失原有的工作性能,最终还可能导致零件的突然破坏。虽然从十七世纪就开始了^①对摩擦进行系统的研究,近几十年来已在某些机器或设备的设计中采用了考虑磨损寿命的设计方法,但是由于摩擦、磨损过程的复杂性,对于它们的机理,至今仍在进行深入的研究探讨。不过人们为了控制摩擦、磨损,提高机器效率,减小能量损失,降低材料消耗,保证机器工作的可靠性,已经找到了一个有效的手段——润滑。

当然,摩擦在机械中也并非总是有害的,如带传动、汽车及拖拉机的制动器等正是靠摩擦来工作的,这时还要进行增摩技术的研究。

现在把研究有关摩擦、磨损与润滑的科学与技术统称为摩擦学,并把在机械设计中正确运用摩擦学知识与技术,使之具有良好的摩擦学性能这一过程称为摩擦学设计。本章将概略介绍机械设计中有关摩擦学方面的一些基本知识。

§ 4-1 摩擦

摩擦可分两大类:一类是发生在物质内部,阻碍分子间相对运动的内摩擦;另一类是当相互接触的两个物体发生相对滑动或有相对滑动的趋势时,在接触表面上产生的阻碍相对滑动的外摩擦。仅有相对滑动趋势时的摩擦叫作静摩擦;相对滑动进行中的摩擦叫作动摩擦。根据位移形式的不同,动摩擦又分为滑动摩擦与滚动摩擦。本节将只着重讨论金属表面间的滑动摩擦。根据摩擦面间存在润滑剂的情况,滑动摩擦又分为干摩擦、边界摩擦(边界润滑)、流体摩擦(流体润滑)及混合摩擦(混合润滑),如图4-1所示。

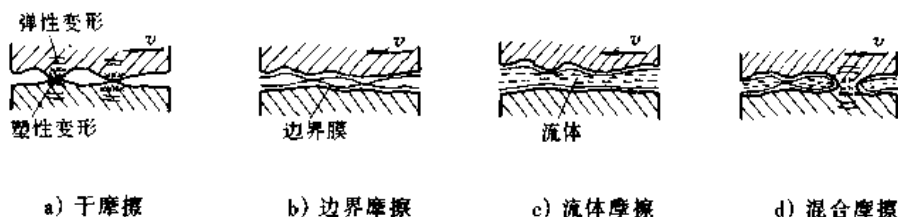


图 4-1 摩擦状态

干摩擦是指表面间无任何润滑剂或保护膜^②的纯金属接触时的摩擦。在工程实际中,并不存

在真正的干摩擦,因为任何零件的表面不仅会因氧化而形成氧化膜,而且多少也会被含有润滑剂分子的气体所湿润或受到“油污”。在机械设计中,通常把这种未经人为润滑的摩擦状态当作“干”摩擦处理(图 4-1a)。当运动副的摩擦表面被吸附在表面的边界膜隔开,摩擦性质取决于边界膜和表面的吸附性能时的摩擦称为边界摩擦(图 4-1b)。当运动副的摩擦表面被流体膜隔开,摩擦性质取决于流体内部分子间粘性阻力的摩擦称为流体摩擦(图 4-1c)。当摩擦状态处于边界摩擦及流体摩擦的混合状态时称为混合摩擦(图 4-1d)。边界摩擦、混合摩擦及流体摩擦都必须具备一定的润滑条件,所以,相应的润滑状态也常分别称为边界润滑、混合润滑及流体润滑。可以用膜厚比 λ 来大致估计两滑动表面所处的摩擦(润滑)状态,即

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{(R_{q1}^2 + R_{q2}^2)^{1/2}} \quad (4-1)$$

式中: h_{\min} ——两滑动粗糙表面间的最小公称油膜厚度,单位为 μm ;

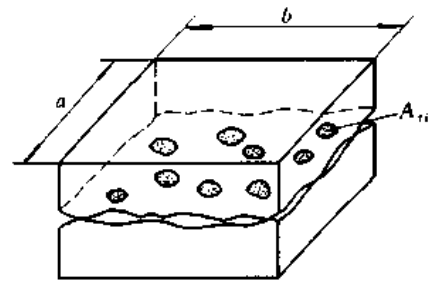
R_{q1} 、 R_{q2} ——分别为两表面轮廓的均方根偏差(约为算术平均偏差 Ra_1 、 Ra_2 的 1.20 ~ 1.25 倍),单位为 μm 。

通常认为: $\lambda \leq 1$ 时呈边界摩擦(润滑)状态; $\lambda > 3$ 时呈流体摩擦(润滑)状态; $1 \leq \lambda \leq 3$ 时呈混合摩擦(润滑)状态。

(一) 干摩擦

固体表面之间的摩擦,虽然早就有人进行系统的研究,并在 18 世纪就提出了至今仍在沿用的、关于摩擦力的数学表达式: $F_f = fF_n$ (式中 F_f 为摩擦力、 F_n 为法向载荷、 f 为摩擦系数)。但是,有关摩擦的机理,直到 20 世纪中叶才比较清楚地揭示出来,并逐渐形成现今被广泛接受的分子-机械理论、粘附理论^[22]等。对于金属材料,特别是钢,目前较多采用修正后的粘附理论。

简单粘附理论于 1945 年由鲍登(F. P. Bowden)等人提出,他们认为两个金属表面在法向载荷作用下的接触面积,并非两个金属表面互相覆盖的公称接触面积(或叫表观接触面积) A_0 ,而是由一些表面轮廓峰相接触所形成的接触斑点的微面积的总和,叫真实接触面积 A_r (图 4-2)。由于真实接触面积很小,因此可以认为轮廓峰接触区所受的压力很高。当接触区受到高压而产生塑性变形后,这些微小接触面便发生粘附现象,形成冷焊结点。当接触面相对滑动时,这些冷焊结点就被剪开。在干摩擦条件下,可将较硬表面坚硬的轮廓峰在较软表面上犁出“犁沟”时所需克服的阻力忽略不计,则摩擦力



$$A_0 = ab \quad A_r = \sum_{i=1}^n A_{ri}$$

图 4-2 摩擦副接触面积示意图

$$F_f \approx A_r \tau_B \quad (4-2)$$

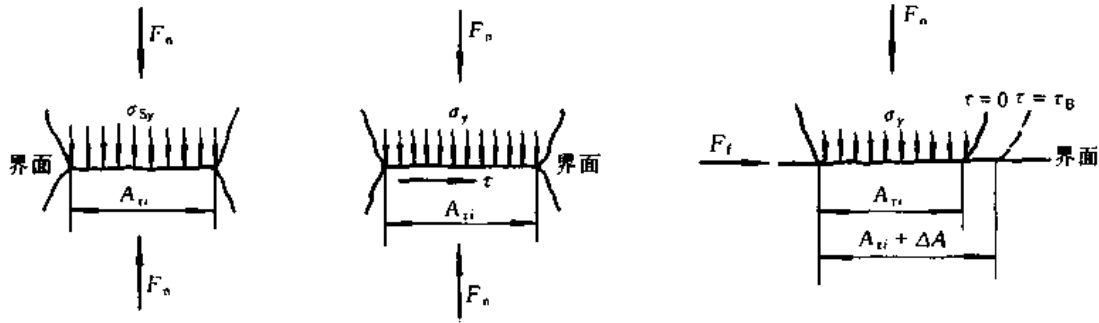
式中 τ_B 是结点材料的剪切强度极限。

对于理想的弹塑性材料,当法向载荷增大时,真实接触面积 A_r 也随之增大,应力并不升高,而停留在材料的压缩屈服极限 σ_{Sy} 。例如图 4-3a 所示为单个轮廓峰接触区在高压作用下产生塑性流动,导致接触面积增大到恰好能支承法向载荷为止的模型。故真实接触面积 A_r 为

$$A_r = \frac{F_n}{\sigma_{Sy}} \quad (4-3)$$

故得

$$F_f \approx A_r \tau_B = \frac{F_n}{\sigma_{Sy}} \tau_B$$



a) 在法向载荷作用下

b) 在复合应力作用下

c) 在复合应力作用下结点增长

图 4-3 单个轮廓峰接触模型

金属的摩擦系数为

$$f = \frac{F_f}{F_n} = \frac{\tau_B}{\sigma_{Sy}} \quad (4-4)$$

式中 τ_B 、 σ_{Sy} 是指相接触的两种金属中较软者的剪切强度极限与压缩屈服极限。由于大多数金属的 τ_B/σ_{Sy} 的比值均较接近, 所以其摩擦系数相差甚小。但是, 这个结论不完全符合实际。例如处于高真空中的洁净金属发生摩擦时, 其摩擦系数要比常规环境里的摩擦系数大得多。这一事实说明真实接触面积一定比简单粘附理论所指出的大得多。在简单粘附理论中, 认为真实接触面积决定于软金属的压缩屈服极限和法向载荷。对于静态接触, 这在大体上是正确的。为此, 鲍登等人于 1964 年又提出了一种更切合实际的修正粘附理论。这种理论认为, 在摩擦情况下, 轮廓峰接触区除作用有法向力外, 还作用有切向力, 所以接触区同时有压应力和切应力存在。这时金属材料的塑性变形取决于压应力和切应力所组成的复合应力作用, 而不仅仅取决于金属材料的压缩屈服极限 σ_{Sy} 。图 4-3b 所示为压应力 σ_y 及切应力 τ 联合作用下, 单个轮廓峰的接触模型, 并且假定材料的塑性变形产生于最大切应力达到某一极限值的情况。若将作用在轮廓峰接触区的切向力逐渐增大到 F_f 值, 结点将进一步发生塑性流动, 这种流动导致接触面积增大。也就是说, 在复合应力作用下, 接触区出现了结点增长的现象。结点增长模型如图 4-3c 所示, 其中 τ_B 为较软金属的剪切强度极限。

在真空中, 洁净的金属表面发生摩擦时, 结点可能大幅度地增长, 因此摩擦系数较高。在空气中, 由于界面上覆盖有一层氧化膜或污染膜, 这种表面膜通常抗剪能力很弱, 因而摩擦系数较低。

修正后的粘附理论认为:

$$f = \frac{F_f}{F_n} = \frac{\tau_{Bj}}{\sigma'_{Sy}} = \frac{\text{界面剪切强度极限}}{\text{两种金属基体中的较软者的压缩屈服极限}} \quad (4-5)$$

当两金属界面被表面膜分隔开时, τ_{Bj} 为表面膜的剪切强度极限; 当剪断发生在较软金属基体内时, τ_{Bj} 为较软金属基体的剪切强度极限 τ_B ; 若表面膜局部破裂并出现金属粘附结点时, τ_{Bj} 将介于较软金属的剪切强度极限和表面膜的剪切强度极限之间。

这个理论与实际情况比较接近,可以在相当大的范围内解释摩擦现象。在工程中,常用金属材料副的摩擦系数是指在常规的压力与速度条件下,通过实验测定的,并可认为是一个常数,其值可参考[68]。

(二) 边界摩擦(边界润滑)

润滑油中的脂肪酸是一种极性化合物,它的极性分子能牢固地吸附在金属表面上。单分子膜吸附在金属表面上的符号如图 4-4a 所示,图中○为极性原子团。这些单分子膜整齐地呈横向排列,很像一把刷子。边界摩擦类似两把刷子间的摩擦,其模型见图 4-4b。吸附在金属表面上的多层分子边界膜的摩擦模型如图 4-5 所示。分子层距金属表面越远,吸附能力越弱,剪切强度越低,远到若干层后,就不再受约束。因此,摩擦系数将随着层数的增加而下降,三层时要比一层时降低约一半。比较牢固地吸附在金属表面上的分子膜,称为边界膜。边界膜极薄,润滑油中的一个分子长度平均约为 $0.002\ \mu\text{m}$,如果边界膜有十层分子其厚度也仅为 $0.02\ \mu\text{m}$ 。两摩擦表面的粗糙度之和一般都超过边界膜的厚度(当膜厚比 $\lambda \leq 1$ 时),所以边界摩擦时,不能完全避免金属的直接接触,这时仍有微小的摩擦力产生,其摩擦系数通常约在 0.1 左右。

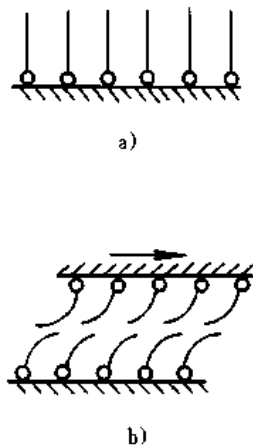


图 4-4 单层分子边界膜的摩擦模型

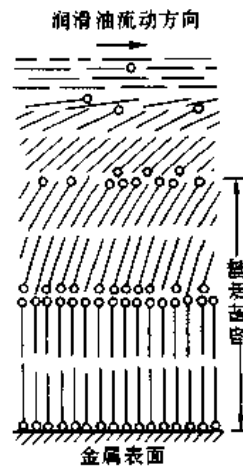


图 4-5 多层分子边界膜的摩擦模型

按边界膜形成机理,边界膜分为吸附膜(物理吸附膜及化学吸附膜)和反应膜。润滑剂中脂肪酸的极性分子牢固地吸附在金属表面上,就形成物理吸附膜;润滑剂中分子受化学键力作用而贴附在金属表面上所形成的吸附膜则称为化学吸附膜。吸附膜的吸附强度随温度升高而下降,达到一定温度后,吸附膜发生软化、失向和脱吸现象,从而使润滑作用降低,磨损率和摩擦系数都将迅速增加。

反应膜是当润滑剂中含有以原子形式存在的硫、氯、磷时,在较高的温度(通常在 $150\ ^\circ\text{C} \sim 200\ ^\circ\text{C}$)下,这些元素与金属起化学反应而生成硫、氯、磷的化合物(如硫化铁)在油与金属界面处形成的薄膜。这种反应膜具有低的剪切强度和高熔点,它比前两种吸附膜都更稳定。

合理选择摩擦副材料和润滑剂,降低表面粗糙度值,在润滑剂中加入适量的油性添加剂和极压添加剂,都能提高边界膜强度。

(三) 混合摩擦(混合润滑)

当摩擦表面间处于边界摩擦与流体摩擦的混合状态时(膜厚比 $\lambda = 1 \sim 3$),称为混合摩擦。

混合摩擦时,如流体润滑膜的厚度增大,表面轮廓峰直接接触的数量就要减小,润滑膜的承载比例也随之增加。所以在一定条件下,混合摩擦能有效地降低摩擦阻力,其摩擦系数要比边界摩擦时小得多。但因表面间仍有轮廓峰的直接接触,所以不可避免地仍有磨损存在。

(四) 流体摩擦(流体润滑)

当摩擦面间的润滑膜厚度大到足以将两个表面的轮廓峰完全隔开(即 $\lambda > 3 \sim 4$) 时,即形成了完全的流体摩擦。这时润滑剂中的分子已大都不受金属表面吸附作用的支配而自由移动,摩擦是在流体内部的分子之间进行,所以摩擦系数极小(油润滑时约为 $0.001 \sim 0.008$),而且不会有磨损产生,是理想的摩擦状态。

从上述情况看,由于摩擦到流体摩擦所形成的摩擦学理论体系仍然是不完善的,因为不论是从膜厚还是从摩擦特性来说,在弹流润滑和边界润滑之间还存在一个空白区,而混合润滑只是描述了各种润滑状态共存时的润滑性能,并不具有基本的、独立的润滑机理。因此,近些年来提出了介于弹流润滑和边界润滑之间的薄膜润滑,以填补上述的空白区。随着科学技术的发展,摩擦学研究已渐深入到微观研究领域,形成了微-纳米摩擦学理论,引发出许多新的概念,比如提出了超润滑概念。从理论上讲,超润滑是实现摩擦系数为零的润滑状态,但在实际研究中,一般认为摩擦系数在 0.001 量级(或更低)的润滑状态即为超润滑状态。这一状态可以认为是对上述理论体系的一个补充,此项研究也是微-纳米摩擦学研究的一个重要方面。

§ 4-2 磨 损

运动副之间的摩擦将导致零件表面材料的逐渐丧失或迁移,即形成磨损。磨损会影响机器的效率,降低工作的可靠性,甚至促使机器提前报废。因此,在设计时预先考虑如何避免或减轻磨损,以保证机器达到设计寿命,就具有很大的现实意义。另外也应当指出,工程上也有不少利用磨损作用的场合,如精加工中的磨削及抛光,机器的“磨合”过程等都是磨损的有用方面。

一个零件的磨损过程大致可分为三个阶段,即磨合阶段、稳定磨损阶段及剧烈磨损阶段(图 4-6)。磨合阶段包括摩擦表面轮廓峰的形状变化和表面材料被加工硬化两个过程。由于机件加工后的表面总具有一定的粗糙度,在磨合初期,只有很少的轮廓峰接触,因此接触面上真实应力很大,使接触轮廓峰压碎和塑性变形,同时薄的表层被冷作硬化,原有的轮廓峰逐渐局部或完全消失,产生出形状和尺寸均不同于原样的新轮廓峰。实验证明,各种摩擦副在不同条件下磨合之后,相应于给定摩擦条件下形成稳定的表面粗糙度,在以后的摩擦过程中,此粗糙度不会继续改变。磨合后的稳定粗糙度是给定摩擦条件(材料、压力、温度、润滑剂与润滑条件)下的最佳粗糙度,它与原始粗糙度无关,并以磨损量最少为原则。磨合是磨损的不稳定阶段,在整个工作时间内其所占的比率很小。

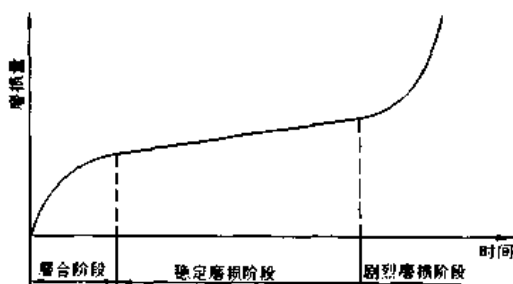


图 4-6 机件的磨损量与工作时间
时间的关系(磨损曲线)

在稳定磨损阶段内,零件在平稳而缓慢的速度下磨损,它标志着摩擦条件保持相对恒定。这个阶段的长短就代表零件使用寿命的长短。

经过稳定磨损阶段后,零件的表面遭到破坏,运动副中的间隙增大,引起额外的动载荷,出现噪声和振动。这样就不能保证良好的润滑状态,摩擦副的温升便急剧增大,磨损速度也急剧增大。这时就必须停机,更换零件。

由此可见,在设计或使用机器时,应该力求缩短磨合期,延长稳定磨损期,推迟剧烈磨损的到来。为此就必须对形成磨损的机理有所了解。

关于磨损分类的见解颇不一致,大体上可概括为两种:一种是根据磨损结果着重对磨损表面外观的描述,如点蚀磨损、胶合磨损、擦伤磨损等;另一种则是根据磨损机理来分类,如粘附磨损、磨粒磨损、疲劳磨损、流体磨粒磨损、流体侵蚀磨损、机械化学磨损等。现按后一种分类依次进行简要的说明。

(一) 粘附磨损

当摩擦表面的轮廓峰在相互作用的各点处发生“冷焊”后,在相对滑动时,材料从一个表面迁移到另一个表面,便形成了粘附磨损。这种被迁移的材料,有时也会再附着到原先的表面上去,出现逆迁移,或脱离所粘附的表面而成为游离颗粒。严重的粘附磨损会造成运动副咬死。这种磨损是金属摩擦副之间最普遍的一种磨损形式。

(二) 磨粒磨损

外部进入摩擦面间的游离硬颗粒(如空气中的尘土或磨损造成的金属微粒)或硬的轮廓峰尖在较软材料表面上犁刨出很多沟纹时被移去材料,一部分流动到沟纹的两旁,一部分则形成一连串的碎片脱落下来成为新的游离颗粒,这样的微切削过程就叫磨粒磨损。

(三) 疲劳磨损

疲劳磨损是指由于摩擦表面材料微体积在重复变形时疲劳破坏而引起的机械磨损。例如当作滚动或滚-滑运动的高副受到反复作用的接触应力(如滚动轴承运转或齿轮传动)时,如果该应力超过材料相应的接触疲劳极限,就会在零件工作表面或表面下一定深度处形成疲劳裂纹,随着裂纹的扩展与相互连接,就造成许多微粒从零件工作表面上脱落下来,致使表面上出现许多月牙形浅坑,形成疲劳磨损或疲劳点蚀。

(四) 流体磨粒磨损和流体侵蚀磨损(冲蚀磨损)

流体磨粒磨损是指由流动的液体或气体中所夹带的硬质物体或硬质颗粒作用引起的机械磨损。利用高压空气输送型砂或用高压水输送碎矿石时,管道内壁所产生的机械磨损是其实例之一。

流体侵蚀磨损是指由液流或气流的冲蚀作用引起的机械磨损。近年来,由于燃气涡轮机的叶片、火箭发动机的尾喷管这样一些部位的破坏,才引起人们对这种磨损形式的特别注意。

(五) 机械化学磨损(腐蚀磨损)

机械化学磨损是指由机械作用及材料与环境的化学作用或电化学作用共同引起的磨损。例如摩擦副受到空气中的酸或润滑油、燃油中残存的少量无机酸(如硫酸)及水分的化学作用或电化学作用,在相对运动中造成表面材料的损失所形成的磨损。氧化磨损是最常见的机械化学磨损之一。

此外,人们还把一种甚为隐蔽的、由粘附磨损、磨粒磨损、机械化学磨损和疲劳磨损共同形成的复合磨损形式称为微动磨损。它发生在名义上相对静止,实际上存在循环的微幅相对滑动的两个紧密接触的表面上(如轴与孔的过盈配合面、滚动轴承套圈的配合面、旋合螺纹的工作面、铆

钉的工作面等)。这种相对滑移是在循环变应力或振动条件下,由于两接触面上产生的弹性变形的差异而引起的。在这种情况下,相对滑移的幅度非常小,一般仅为微米的量级。这时由于接触面上的正压力较大,而相对滑移幅度很小,致使接触面间产生氧化磨损微粒难于从接触部位排除,故当名义上相对静止的接触面间有氧化磨损微粒(黑色金属件间主要为红褐色的 Fe_2O_3 微粒;铝合金件间主要为黑色的 Al_2O_3 微粒)存在时,即为发生微动磨损的标志。

微动作用不仅要损坏配合表面的品质,而且要导致疲劳裂纹的萌生,从而急剧地降低零件的疲劳强度^[25]。所以微动损伤通常包含有微动腐蚀、微动磨损和微动疲劳。

§ 4-3 润滑剂、添加剂和润滑方法

(一) 润滑剂

在摩擦面间加入润滑剂不仅可以降低摩擦,减轻磨损,保护零件不遭锈蚀,而且在采用循环润滑时还能起到散热降温的作用。由于液体的不可压缩性,润滑油膜还具有缓冲、吸振的能力。使用膏状的润滑脂,既可防止内部的润滑剂外泄,又可阻止外部杂质侵入,避免加剧零件的磨损,起到密封作用。

润滑剂可分为气体、液体、半固体和固体四种基本类型。在液体润滑剂中应用最广泛的是润滑油,包括矿物油、动植物油、合成油和各種乳剂。半固体润滑剂主要是指各种润滑脂。它是润滑油和稠化剂的稳定混合物。固体润滑剂是任何可以形成固体膜以减少摩擦阻力的物质,如石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯等。任何气体都可作为气体润滑剂,其中用得最多的是空气,它主要用在气体轴承中。下面仅对润滑油及润滑脂作些介绍。

1. 润滑油

用作润滑剂的油类可概括为三类:一是有机油,通常是动植物油;二是矿物油,主要是石油产品;三是化学合成油。其中因矿物油来源充足,成本低廉,适用范围广,而且稳定性好,故应用最多。动植物油中因含有较多的硬脂酸,在边界润滑时有很好的润滑性能,但因其稳定性差而且来源有限,所以使用不多。化学合成油是通过化学合成方法制成的新型润滑油,它能满足矿物油所不能满足的某些特性要求,如高温、低温、高速、重载和其它条件。由于它多系针对某种特定需要而制,适用面较窄,成本又很高,故一般机器应用较少。无论哪类润滑油,若从润滑观点考虑,主要是从以下几个指标评判它们的优劣。

(1) 粘度

润滑油的粘度可定性定义为它的流动阻力,它是润滑油最重要的性能之一。

1) 动力粘度

如图 4-7 所示,在两个平行的平板间充满具有一定粘度的润滑油,若平板 A 以速度 v 移动,另一平板 B 静止不动,则由于油分子与平板表面的吸附作用,将使贴近板 A 的油层以同样的速度 $u = v$ 随板移动;而贴近板 B 的油层则静止不动($u = 0$)。于是形成各油层间的相对滑移,在各层的界面上就存在有相应的切应力。牛顿在 1687 年提出了粘性液的摩擦定律(简称粘性定律),即在流体中任意点处的切应力均与该处流体的速度梯度成正比。若用数学形式表示这一定律,即为

$$\tau = -\eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4-6)$$

式中: τ ——流体单位面积上的剪切阻力,即切应力;

$\frac{\partial u}{\partial y}$ ——流体沿垂直于运动方向(即沿图 4-7 中 y 轴方向或流体膜厚度方向)的速度梯度,式中的“-”号表示 u 随 y 的增大而减小;

η ——比例常数,即流体的动力粘度。

摩擦学中把凡是服从这个粘性定律的流体都叫牛顿液体。

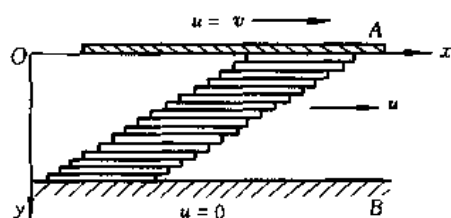


图 4-7 平行板间液体的层流流动

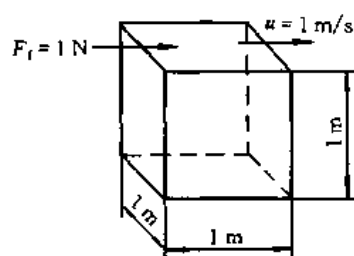


图 4-8 液体的动力粘度示意图

图 4-8 所示长、宽、高各为 1 m 的液体,上、下平面发生 1 m/s 相对滑动速度需要的切向力为 1 N 时,该液体的动力粘度为 $1 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 或 $1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ (帕·秒)。 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 是国际单位制(SI)的粘度单位。

在绝对单位制(C.G.S.制)中,把动力粘度的单位定为 $1 \text{ dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$,叫 1 P(泊),百分之一 P 称为 cP(厘泊),即 $1 \text{ P} = 100 \text{ cP}$ 。

P 和 cP 与 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 的换算关系可取为: $1 \text{ P} = 0.1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $1 \text{ cP} = 0.001 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

2) 运动粘度

工程中常用动力粘度 η (单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$) 与同温度下该液体密度 ρ (单位为 kg/m^3) 的比值表示粘度,称为运动粘度 ν (单位为 m^2/s) ,

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4-7)$$

对于矿物油,密度 $\rho \approx 850 \sim 900 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

在 C.G.S.制中运动粘度的单位是 St(斯), $1 \text{ St} \approx 1 \text{ cm}^2/\text{s}$ 。百分之一 St 称为 cSt(厘斯),它们之间有下列关系:

$$1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s} = 100 \text{ cSt} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}, \quad 1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$$

GB/T 314-1994 规定采用润滑油在 40°C 时的运动粘度中心值作为润滑油的牌号。润滑油实际运动粘度在相应中心粘度值的 $\pm 10\%$ 偏差以内。常用工业润滑油的粘度分类及相应的运动粘度值见表 4-1。例如牌号为 L-AN15 的全损耗系统用油(旧名 10 号机械油)在 40°C 时的运动粘度中心值为 15 cSt,实际运动粘度范围为 13.5 ~ 16.5 cSt。

3) 条件粘度

条件粘度是在一定条件下,利用某种规格的粘度计,通过测定润滑油穿过规定孔道的时间来进行计量的粘度。我国常用恩氏度($^\circ\text{E}$)作为条件粘度单位。美国习惯用赛氏通用秒(SUS),英国习惯用雷氏秒(R)作为条件粘度单位。

表 4-1 常用工业润滑油的粘度分类及相应的粘度值(单位为 cSt)

粘度等级	运动粘度中心值(40℃)	运动粘度范围(40℃)	粘度等级	运动粘度中心值(40℃)	运动粘度范围(40℃)
2	2.2	1.98 ~ 2.42	68	68	61.2 ~ 74.8
3	3.2	2.88 ~ 3.52	100	100	90.0 ~ 110
5	4.6	4.14 ~ 5.06	150	150	135 ~ 165
7	6.8	6.12 ~ 7.48			
10	10	9.00 ~ 11.0	220	220	198 ~ 242
15	15	13.5 ~ 16.5	320	320	288 ~ 352
			460	460	414 ~ 506
22	22	19.8 ~ 24.2	680	680	612 ~ 748
32	32	28.8 ~ 35.2	1 000	1 000	900 ~ 1 100
46	46	41.4 ~ 50.6	1 500	1 500	1 350 ~ 1 650

运动粘度 ν_t (单位为 cSt) 与条件粘度 η_E (单位为 $^\circ E_t$) 可按下列关系进行换算 (ν_t 指平均温度 t 时的运动粘度):

$$\left. \begin{aligned} \text{当 } 1.35 < \eta_E \leq 3.2 \text{ 时,} & \quad \nu_t = 8.0 \eta_E - \frac{8.64}{\eta_E} \\ \text{当 } \eta_E > 3.2 \text{ 时,} & \quad \nu_t = 7.6 \eta_E - \frac{4.0}{\eta_E} \\ \text{当 } \eta_E > 16.2 \text{ 时,} & \quad \nu_t = 7.41 \eta_E \end{aligned} \right\} \quad (4-8)$$

各种流体的粘度,特别是润滑油的粘度,随温度而变化的情况十分明显。由于油的成分及纯净程度之不同,很难用一个解析式来表达各种润滑油的粘-温关系。图 4-9 示出几种常用润滑油的粘-温曲线。润滑油粘度受温度影响的程度可用粘度指数(VI)表示。粘度指数值越大,表明粘度随温度的变化越小,即粘-温性能越好。

压力对流体的影响有两方面。一是流体的密度随压力增高而加大,不过对于所有的润滑油来说,压力在 100 MPa 以下时,每增加 20 MPa 的压力,油的密度才增加 1%。因此在实际润滑条件下这个影响可以不予考虑。另一是压力对流体粘度的影响,这只有在压力超过 20 MPa 时,粘度才随压力的增高而加大,高压时则更为显著。因此在一般的润滑条件下也同样不予考虑。但在弹性流体动力润滑中,这种影响就变得十分重要。例如在齿轮传动中,啮合处的局部压力可能高达 4 000 MPa,那时矿物油已不再像液体而更像蜡状的固体了。对于一般矿物油的粘-压关系,可用下列经验式表示:

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (4-9)$$

式中: η_p ——润滑油在压力 p 时的动力粘度,单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$;

η_0 ——润滑油在 10^5 Pa 的压力下的动力粘度,单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$;

e ——自然对数的底, $e = 2.718$;

α ——润滑油的粘-压系数;当压力 p 的单位为 Pa 时, α 的单位即为 m^2/N ;对于一般的矿物油, $\alpha \approx (1 \sim 3) \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

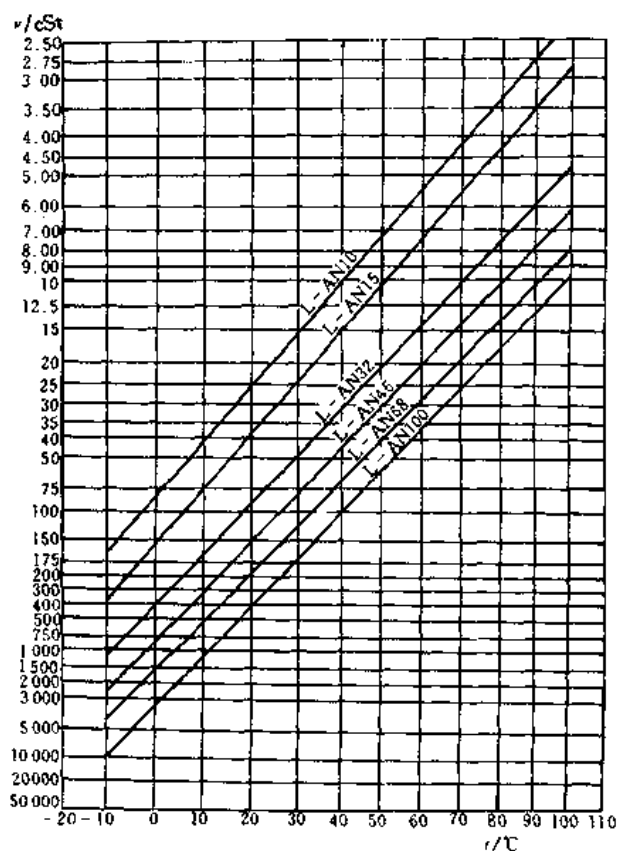


图 4-9 几种全损耗系统用油的粘-温曲线

润滑油粘度的大小不仅直接影响摩擦副的运动阻力,而且对润滑油膜的形成及承载能力有决定性作用。这是流体润滑中一个极为重要的因素。

(2) 润滑性(油性)

润滑性是指润滑油中极性分子与金属表面吸附形成一层边界油膜,以减小摩擦和磨损的性能。润滑性愈好,油膜与金属表面的吸附能力愈强。对于那些低速、重载或润滑不充分的场合,润滑性具有特别重要的意义。

(3) 极压性

极压性能是润滑油中加入含硫、氯、磷的有机极性化合物后,油中极性分子在金属表面生成抗磨、耐高压的化学反应边界膜的性能。它在重载、高速、高温条件下,可改善边界润滑性能。

(4) 闪点

当油在标准仪器中加热所蒸发出的油气,一遇火焰即能发出闪光时的最低温度,称为油的闪点。这是衡量油的易燃性的一种尺度。对于高温下工作的机器,这是润滑油的一个十分重要的指标。通常应使工作温度比油的闪点低 30~40℃。

(5) 凝点

这是指润滑油在规定条件下,不能再自由流动时所达到的最高温度。它是润滑油在低温下工作的一个重要指标,直接影响到机器在低温下的起动性能和磨损情况。

(6) 氧化稳定性

从化学意义上讲,矿物油是很不活泼的,但当它们暴露在高温气体中时,也会发生氧化并生成硫、氯、磷的酸性化合物。这是一些胶状沉积物,不但腐蚀金属,而且加剧零件的磨损。

2. 润滑脂

这是除润滑油外应用最多的一类润滑剂。它是润滑油与稠化剂(如钙、锂、钠的金属皂)的膏状混合物。根据调制润滑脂所用皂基之不同,润滑脂主要有以下几类:

(1) 钙基润滑脂

这种润滑脂具有良好的抗水性,但耐热能力差,工作温度不宜超过 $55 \sim 65\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 钠基润滑脂

这种润滑脂有较高的耐热性,工作温度可达 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$,但抗水性差。由于它能与少量水乳化,从而保护金属免遭腐蚀,比钙基润滑脂有更好的防锈能力。

(3) 锂基润滑脂

这种润滑脂既能抗水、耐高温(工作温度不宜高于 $145\text{ }^{\circ}\text{C}$),而且有较好的机械安定性,是一种多用途的润滑脂。

(4) 铝基润滑脂

这种润滑脂具有良好的抗水性,对金属表面有高的吸附能力,故可起到很好的防锈作用。

润滑脂的主要质量指标有:

(1) 锥(针)入度(或稠度)

这是指一个质量为 1.5 N 的标准锥体,于 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 恒温下,由润滑脂表面经 5 s 后刺入的深度(以 0.1 mm 计)。它标志着润滑脂内阻力的大小和流动性的强弱。锥入度愈小表明润滑脂愈稠。锥入度是润滑脂的一项主要指标,润滑脂的牌号就是该润滑脂锥入度的等级。

(2) 滴点

在规定的加热条件下,润滑脂从标准测量杯的孔口滴下第一滴时的温度叫润滑脂的滴点。润滑脂的滴点决定了它的工作温度。润滑脂的工作温度至少应低于滴点 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

一般机械中最常用的润滑油、润滑脂的牌号、性能及适用场合等,将在以后各有关章节中进行介绍,详细资料可参看参考文献[26]。

(二) 添加剂

普通润滑油、润滑脂在一些十分恶劣的工作条件下(如高温、低温、重载、真空等)会很快劣化变质,失去润滑能力。为了提高油的品质和使用性能,常加入某些分量虽少(从百分之几到百万分之几)但对润滑剂性能改善起巨大作用的物质,这些物质称为添加剂。

添加剂的作用有:

1) 提高润滑剂的油性、极压性和在极端工作条件下更有效的工作能力。

2) 推迟润滑剂的老化变质,延长其正常使用寿命。

3) 改善润滑剂的物理性能,如降低凝点、消除泡沫、提高粘度、改进其粘-温特性等。

添加剂的种类很多,有油性添加剂、极压添加剂、分散净化剂、消泡添加剂、抗氧化添加剂、降凝剂、增粘剂等。为了有效地提高边界膜的强度,简单而行之有效的方法是在润滑油中添加一定量的油性添加剂或极压添加剂。例如图 4-10 所示,非极性润滑油(如纯矿物油)的摩擦系数最大;含有油性添加剂(如脂肪酸)的润滑油,温度低时摩擦系数小,当温度超过脂肪酸金属皂膜的软化温度后,摩擦系数将迅速上升;含有极压添加剂的润滑油,在软化温度附近,摩擦系数迅速下

降;若在润滑油中同时加入油性添加剂和极压添加剂,则低温时可靠油性添加剂的油性来获得减摩性,高温时则靠极压添加剂的化学反应膜来得到良好的减摩性。

(三) 润滑方法

润滑油或润滑脂的供应方法在设计中是很重要的,尤其是油润滑时的供应方法与零件在工作时所处润滑状态有着密切的关系。

1. 油润滑

向摩擦表面施加润滑油的方法可分间歇式和连续式两种。手工用油壶或油枪向注油杯内注油,只能做到间歇润滑。图 4-11 为压配式注油杯,图 4-12 为旋套式注油杯。这些只可用于小型、低速或间歇运动的轴承。对于重要的轴承,必须采用连续供油的方法。

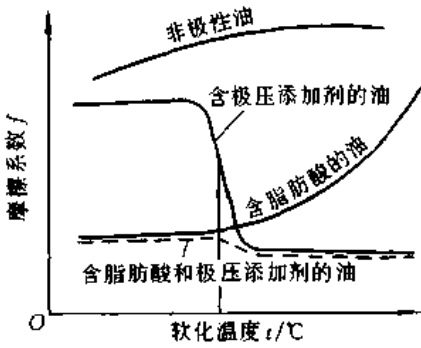


图 4-10 添加剂的作用

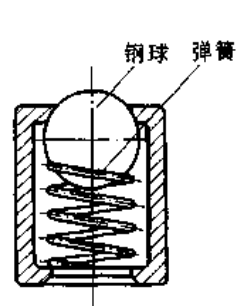


图 4-11 压配式注油杯

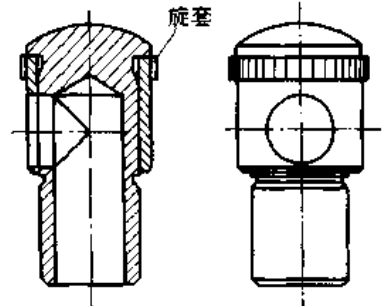


图 4-12 旋套式注油杯

(1) 滴油润滑

图 4-13 及图 4-14 所示的针阀油杯和油芯油杯都可做到连续滴油润滑。针阀油杯可调节滴油速度来改变供油量,并且停车时可扳倒油杯上端的手柄以关闭针阀而停止供油。油芯油杯在停车时则仍继续滴油,引起无用的消耗。

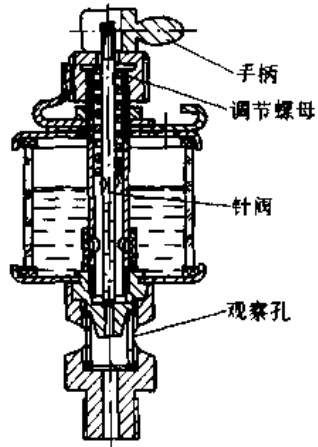


图 4-13 针阀油杯

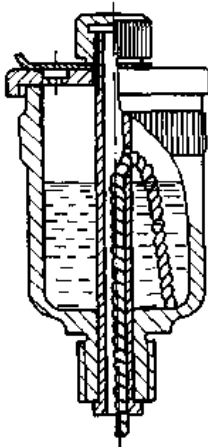


图 4-14 油芯油杯

(2) 油环润滑

图 4-15 所示为油环润滑。油环套在轴颈上,下部浸在油中。当轴颈转动时带动油环转动,

将油带到轴颈表面进行润滑。轴颈速度过高或者过低,油环带的油量都会不足,通常用于转速不低于 $50 \sim 60 \text{ r/min}$ 。油环润滑的轴承,其轴线应水平布置。

(3) 飞溅润滑

利用转动件(例如齿轮)或曲轴的曲柄等将润滑油溅成油星以润滑轴承。

(4) 压力循环润滑

用油泵进行压力供油润滑,可保证供油充分,能带走摩擦热以冷却轴承。这种润滑方法多用于高速、重载轴承或齿轮传动上。

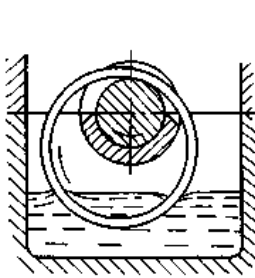


图 4-15 油环润滑

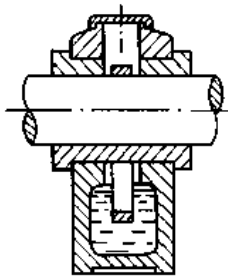


图 4-16 旋盖式油脂杯

2. 脂润滑

脂润滑只能间歇供应润滑脂。旋盖式油脂杯(图 4-16)是应用得最广的脂润滑装置。杯中装满润滑脂后,旋动上盖即可将润滑脂挤入轴承中。有的也使用油枪向轴承补充润滑脂。

§ 4-4 流体润滑原理简介

根据摩擦面间油膜形成的原理,可把流体润滑分为流体动力润滑(利用摩擦面间的相对运动而自动形成承载油膜的润滑)及流体静力润滑(从外部将加压的油送入摩擦面间,强迫形成承载油膜的润滑)。当两个曲面体作相对滚动或滚-滑运动时(如滚动轴承中的滚动体与套圈相接触,一对齿轮的两个轮齿相啮合等),若条件合适,也能在接触处形成承载油膜。这时不但接触处的弹性变形和油膜厚度都同样不容忽视,而且它们还彼此影响,互为因果。因而把这种润滑称为弹性流体动力润滑(简称弹流润滑)。

(一) 流体动力润滑

两个作相对运动物体的摩擦表面,用借助于相对速度而产生的粘性流体膜将两摩擦表面完全隔开,由流体膜产生的压力来平衡外载荷,称为流体动力润滑。所用的粘性流体可以是液体(如润滑油),也可以是气体(如空气等),相应地称为液体动力润滑和气体动力润滑。流体动力润滑的主要优点是,摩擦力小,磨损小,并可以缓和振动与冲击。

下面简要介绍流体动力润滑中的楔效应承载机理。

图 4-17a 所示 A 、 B 两板平行,板间充满有一定粘度的润滑油,若板 B 静止不动,板 A 以速度 v 沿 x 方向运动。由于润滑油的粘性及其它与平板间的吸附作用,与板 A 紧贴的流层的流速 u 等于板速 v ,其它各流层的流速 u 则按直线规律分布。这种流动是由于油层受到剪切作用而产生的,所以称为剪切流。这时通过两平行平板间的任何垂直截面处的流量皆相等,润滑油虽能维

持连续流动,但油膜对外载荷并无承载能力(这里忽略了流体受到挤压作用而产生压力的效应)。

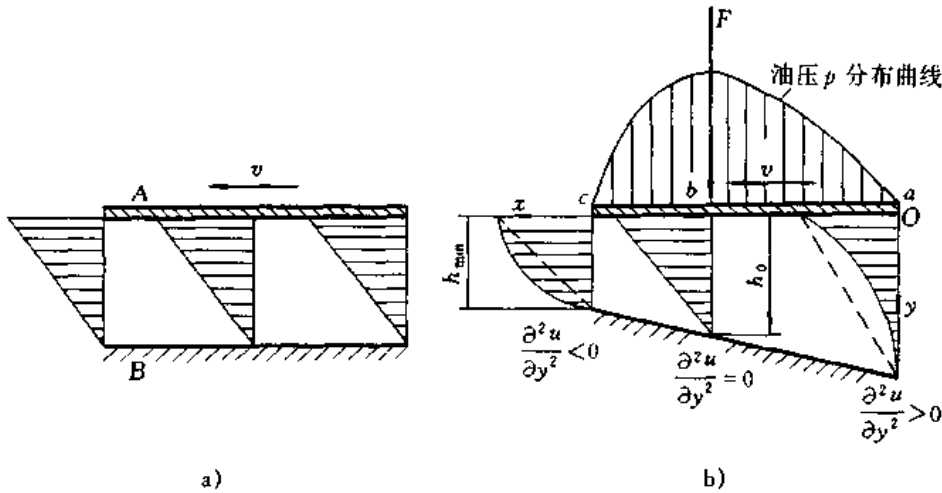


图 4-17 两相对运动平板间油层中的速度分布和压力分布

当两平板相互倾斜使其间形成楔形收敛间隙,且移动件的运动方向是从间隙较大的一方移向间隙较小的一方时,若各油层的分布规律如图 4-17b 中的虚线所示,那么进入间隙的油量必然大于流出间隙的油量。设液体是不可压缩的,则进入此楔形间隙的过剩油量,必将由进口 a 及出口 c 两处截面被挤出,即产生一种因压力而引起的流动称为压力流。这时,楔形收敛间隙中油层流动速度将由剪切流和压力流二者叠加,因而进口油的速度曲线呈内凹形,出口呈外凸形。只要连续充分地提供一定粘度的润滑油,并且 A 、 B 两板相对速度 v 值足够大,流入楔形收敛间隙流体产生的动压力是能够稳定存在的。这种具有一定粘性的流体流入楔形收敛间隙而产生压力的效应叫流体动力润滑的楔效应。

(二) 弹性流体动力润滑

流体动力润滑通常研究的是低副接触受润零件之间的润滑问题,把零件摩擦表面视作刚体,并认为润滑剂的粘度不随压力而改变。可是在齿轮传动、滚动轴承、凸轮机构等高副接触中,两摩擦表面之间接触压力很大,摩擦表面会出现不能忽略的局部弹性变形。同时,在较高压力下,润滑剂的粘度也将随压力发生变化。

弹性流体动力润滑理论是研究在相互滚动或伴有滑动的滚动条件下,两弹性物体间的流体动力润滑膜的力学性质,把计算在油膜压力下摩擦表面的变形的弹性方程、表述润滑剂粘度与压力间关系的粘压方程与流体动力润滑的主要方程结合起来,以求解油膜压力分布、润滑膜厚度分布等问题。

图 4-18 就是两个平行圆柱体在弹性流体动力润滑条件下,接触面的弹性变形、油膜厚度及油膜压力分布的示意图。依靠润滑剂与摩擦表面的粘附作用,两圆柱体相互滚动时将润滑剂带入间隙。由于接触压力较高使接触面发生局部弹性变形,接触面积扩大,在接触面间形成了一个平行的缝隙,在出油口处的接触面边缘出现了使间隙变小的突起部分(一种缩颈现象),并形成最小油膜厚度,出现了一个第二峰值压力。

由于任何零件表面都有一定的粗糙度,当弹性流体动力润滑的油膜很薄时,接触表面的粗糙

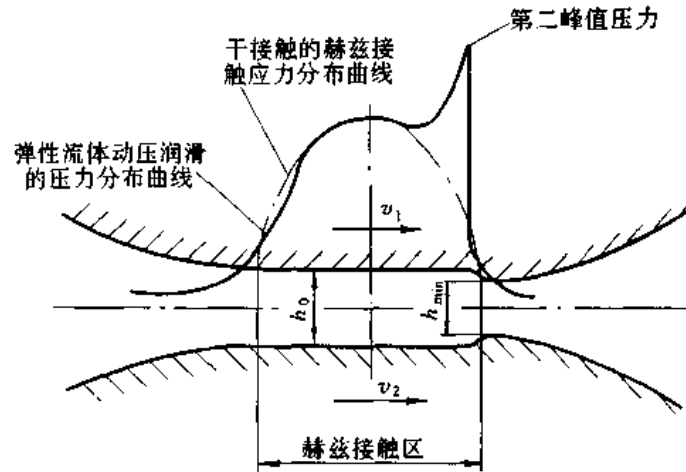


图 4-18 弹性流体动力润滑时,接触区的弹性变形、油膜厚度及压力分布

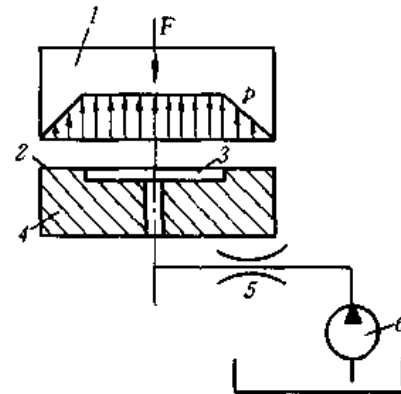
度对润滑性能具有决定性的影响。一般认为要保证实现完全弹性流体动力润滑,其膜厚比 λ 应大于 3~4。当 $\lambda < 3$ 时,总有少数表面轮廓峰会直接接触,这种状态称为部分弹性流体动力润滑状态。生产实际中绝大多数的齿轮传动、滚动轴承等都是在这种润滑状态下工作。

(三) 流体静力润滑

流体静力润滑是靠液压泵(或其它压力流体源)将加压后的流体送入两摩擦表面之间,利用流体静压力来平衡外载荷。图 4-19 为典型流体静力润滑系统示意图,由液压泵将润滑剂加压,通过补偿元件送入摩擦件的油腔,润滑剂再通过油腔周围的封油面与另一摩擦面构成的间隙流出,并降至环境压力。油腔一般开在承载件上。

环境压力包围的封油面和油腔总称为油垫,一个油垫可以有一个或几个油腔。一个单油腔油垫不能承受倾覆力矩。

两个静止的、平行的摩擦表面间能采用流体静力润滑形成流体膜。它的承载能力不依赖于流体粘度,故能用粘度极低的润滑剂,使摩擦副承载能力既高,摩擦转矩又低。



1—运动件;2—封油面;3—油腔;
4—承载件;5—补偿元件;6—液压泵

图 4-19 流体静力润滑系统示意图

第二篇 联 接

为了便于机器的制造、安装、运输、维修以及提高劳动生产率等,广泛地使用各种联接。因此,机械设计人员必须熟悉各种机器中常用的联接方法及有关联接零件的结构、类型、性能与适用场合,掌握它们的设计理论或选用方法。

机械联接有两大类:一类是机器工作时,被联接的零(部)件间可以有相对运动的联接,称为机械动联接,如机械原理课程中讨论的各种运动副;另一类则是在机器工作时,被联接的零(部)件间不允许产生相对运动的联接,称为机械静联接,这是本篇所要讨论的内容。应该说明,在机器制造中,“联接”这一术语,实际上也只指机械静联接,故本书中除了指明为动联接外,所用到的“联接”均指机械静联接。

机械静联接又分为可拆联接和不可拆联接。可拆联接是不须毁坏联接中的任一零件就可拆开的联接,故多次装拆无损于其使用性能。常见的有螺纹联接、键联接(包括花键联接、无键联接)及销联接等,其中尤以螺纹联接和键联接应用较广。不可拆联接是至少必须毁坏联接中的某一部分才能拆开的联接,常见的有铆钉联接、焊接、胶接等。

另外,还有一种可以做成可拆或不可拆的过盈联接,在机器中也常使用。

根据上述各种联接的使用广泛性,本篇将着重讨论螺纹联接和键联接;并对销联接、铆钉联接、焊接、胶接的基本结构型式和性能,以及过盈联接的基本原理和设计方法作一概略的介绍。另外,由于螺旋传动也是利用螺纹零件工作的,所以就附在本篇内一并讨论。

在设计被联接零件时,就应同时决定所要采用的联接类型。联接类型的选择是以使用要求及经济要求为根据的。一般地说,采用不可拆联接多系由于制造及经济上的原因;采用可拆联接多系由于结构、安装、运输、维修上的原因。不可拆联接的制造成本通常较可拆联接低廉。

在具体选择联接的类型时,还须考虑到联接的加工条件和被联接零件的材料、形状及尺寸等因素。例如:板件与板件的联接,多选用螺纹联接、焊接、铆接或胶接;杆件与杆件的联接,多选用螺纹联接或焊接;轴与轮毂的联接则常选用键、花键联接或过盈联接等。有时亦可综合使用两种联接,例如胶-焊联接、胶-铆联接以及键与过盈配合同时并用的联接等。轴与轴的联接则采用联轴器或离合器,这将在第十四章中讨论。

在设计联接时,除应考虑强度、刚度及经济性等基本问题外,在某些场合(如用于锅炉、容器等),还必须满足紧密性的要求。就强度来说,必须做到既满足联接的工作要求,又保证联接零件本身的强度。影响联接强度的主要因素,除了特殊情况的过载外,就是载荷在各联接零件上分配不均和应力在各联接零件的危险截面或工作面上分布不均,也就是载荷集中和应力集中问题。为此,从结构、制造和装配工艺上采取适当的改善措施(如减少或削弱应力集中源,保证一定的制造精度,装配位置准确等),就成为不可忽视的问题。还应注意,当一个联接中包含多个危险截面和工作面时,要以其中最薄弱的部位来决定联接的工作能力。此外,在可能条件下,还应使联接的强度等于或接近于被联接件的强度,以便充分发挥被联接件的承载能力。

第五章 螺纹联接和螺旋传动

螺纹联接和螺旋传动都是利用螺纹零件工作的,但两者的工作性质不同,在技术要求上也有差别。前者作为紧固件用,要求保证联接强度(有时还要求紧密性);后者则作为传动件用,要求保证螺旋副的传动精度、效率和磨损寿命等。本章将分别讨论螺纹联接和螺旋传动的类型、结构以及设计计算等问题。

§ 5-1 螺 纹

(一) 螺纹的类型和应用

螺纹有外螺纹和内螺纹之分,它们共同组成螺旋副。起联接作用的螺纹称为联接螺纹;起传动作用的螺纹称为传动螺纹。螺纹又分为米制和英制(螺距以每英寸牙数表示)两类。我国除管螺纹保留英制外,都采用米制螺纹。

常用螺纹的类型主要有普通螺纹、米制锥螺纹、管螺纹、梯形螺纹、矩形螺纹和锯齿形螺纹。前三种主要用于联接,后三种主要用于传动。其中除矩形螺纹外,都已标准化。标准螺纹的基本尺寸,可查阅有关标准。常用螺纹的类型、特点和应用,见表 5-1。

表 5-1 常用螺纹的类型、特点和应用

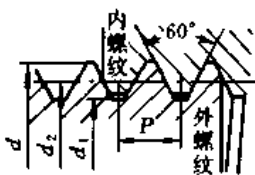
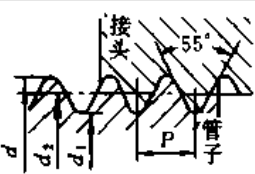
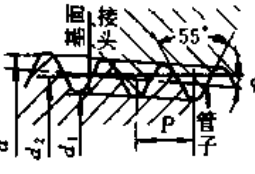
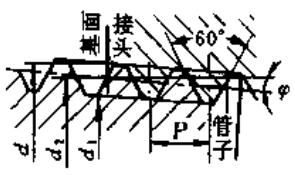
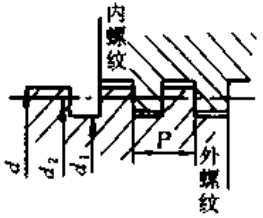
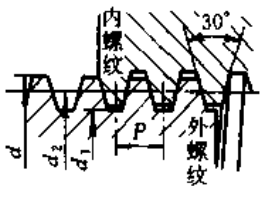
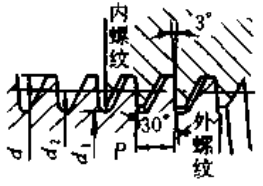
螺纹类型	牙 型 图	特点和应用
普通螺纹		牙型为等边三角形,牙型角 $\alpha = 60^\circ$,内外螺纹旋合后留有径向间隙。外螺纹牙根允许有较大的圆角,以减小应力集中。同一公称直径按螺距大小,分为粗牙和细牙。细牙螺纹的牙型与粗牙相似,但螺距小,升角小,自锁性较好,强度高,因牙细不耐磨,容易滑扣。 一般联接多用粗牙螺纹,细牙螺纹常用于细小零件,薄壁管件或受冲击、振动和变载荷的联接中,也可作为微调机构的调整螺纹用
非螺纹密封的管螺纹		牙型为等腰三角形,牙型角 $\alpha = 55^\circ$,牙顶有较大的圆角,内外螺纹旋合后无径向间隙,管螺纹为英制细牙螺纹,基准直径为管子的外螺纹大径。适用于管接头、旋塞、阀门及其它附件。若要求联接后具有密封性,可压紧被联接件螺纹副外的密封面,也可在密封面间添加密封物
用螺纹密封的管螺纹		牙型为等腰三角形,牙型角 $\alpha = 55^\circ$,牙顶有较大的圆角,螺纹分布在锥度为 1:16 ($\varphi = 1^\circ 47' 24''$) 的圆锥管壁上。它包括圆锥内螺纹与圆锥外螺纹和圆柱内螺纹与圆锥外螺纹两种联接形式。螺纹旋合后,利用本身的变形就可以保证联接的紧密性,不需要任何填料,密封简单。适用于管子、管接头、旋塞、阀门和其它螺纹联接的附件

表 5-1(完)

螺纹类型	牙型图	特点和应用
联接螺纹		牙型角 $\alpha = 60^\circ$, 螺纹牙顶为平顶, 螺纹分布在锥度为 $1:16$ ($\varphi = 1^\circ 47' 24''$) 的圆锥管壁上。用于气体或液体管路系统依靠螺纹密封的联接螺纹(水、煤气管道用管螺纹除外)
传动螺纹		牙型为正方形, 牙型角 $\alpha = 0^\circ$ 。其传动效率较其它螺纹高, 但牙根强度弱, 螺旋副磨损后, 间隙难以修复和补偿, 传动精度降低。为了便于铣、磨削加工, 可制成 10° 的牙型角。 矩形螺纹尚未标准化, 推荐尺寸: $d = \frac{5}{4} d_1$, $P = \frac{1}{4} d_1$ 。目前已逐渐被梯形螺纹所代替
		牙型为等腰梯形, 牙型角 $\alpha = 30^\circ$ 。内外螺纹以锥面贴紧不易松动。与矩形螺纹相比, 传动效率略低, 但工艺性好, 牙根强度高, 对中性好。如用剖分螺母, 还可以调整间隙。梯形螺纹是最常用的传动螺纹
		牙型为不等腰梯形, 工作面的牙侧角为 3° , 非工作面的牙侧角为 30° 。外螺纹牙根有较大的圆角, 以减小应力集中。内、外螺纹旋合后, 大径处无间隙, 便于对中。这种螺纹兼有矩形螺纹传动效率高、梯形螺纹牙根强度高的特点, 但只能用于单向受力的螺纹联接或螺旋传动中, 如螺旋压力机

机械制造中除上述的常用螺纹外, 还制订有特殊用途的螺纹, 以适应各行业的特殊工作要求, 需用时可查阅有关专用标准。

(二) 螺纹的主要参数

现以圆柱普通螺纹的外螺纹为例说明螺纹的主要几何参数(图 5-1)。

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。

2) 小径 d_1 ——螺纹的最小直径, 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, $d_2 \approx \frac{1}{2}(d + d_1)$ 。中径是确定螺纹几何参数和配合性质的直径。

4) 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。常用的联接螺纹要求自

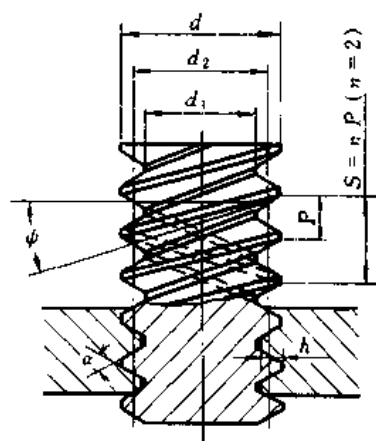


图 5-1 螺纹的主要几何参数

锁性,故多用单线螺纹;传动螺纹要求传动效率高,故多用双线或三线螺纹。为了便于制造,一般用线数 $n \leq 4$ 。

5) 螺距 P ——螺纹相邻两个牙型上对应点间的轴向距离。

6) 导程 S ——螺纹上任一点沿同一条螺旋线转一周所移动的轴向距离。单线螺纹 $S = P$; 多线螺纹 $S = nP$ 。

7) 螺纹升角 ψ ——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,螺纹升角各不相同。通常按螺纹中径 d_2 处计算,即

$$\psi = \arctan \frac{S}{\pi d_2} = \arctan \frac{nP}{\pi d_2} \quad (5-1)$$

8) 牙型角 α ——螺纹轴向截面内,螺纹牙型两侧边的夹角。螺纹牙型的侧边与螺纹轴线的垂直平面的夹角称为牙侧角,对称牙型的牙侧角 $\beta = \alpha/2$ 。

9) 接触高度 h ——内外螺纹旋合后的接触面的径向高度。

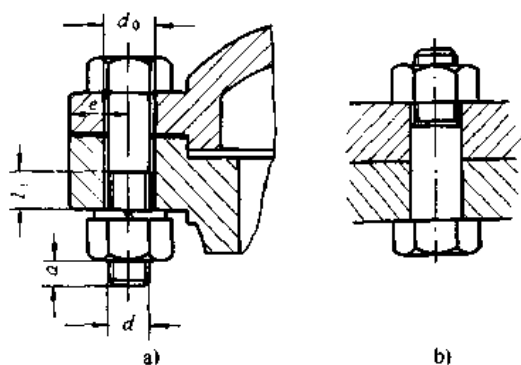
各种管螺纹的主要几何参数可查阅有关标准,其尺寸代号都不是螺纹大径,而近似等于管子的内径。

§ 5-2 螺纹联接的类型和标准联接件

(一) 螺纹联接的基本类型

1. 螺栓联接

常见的普通螺栓联接如图 5-2a 所示。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。这种联接的结构特点是被联接件上的通孔和螺栓杆间留有间隙,通孔的加工精度要求低,结构简单,装拆方便,使用时不受被联接件材料的限制,因此应用极广。图 5-2b 是铰制孔用螺栓联接。孔和螺栓杆多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。



螺纹余留长度 l_1

静载荷 $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d$; 变载荷 $l_1 \geq 0.75d$;

冲击载荷或弯曲载荷 $l_1 \geq d$;

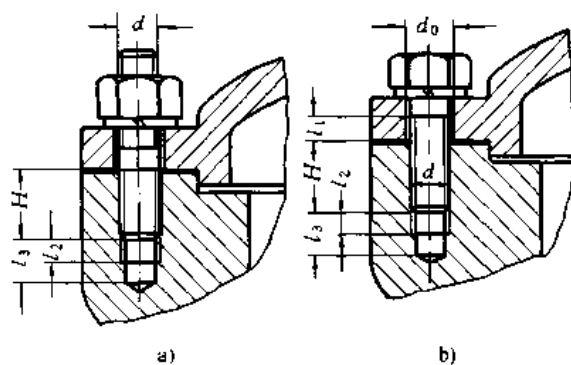
铰制孔用螺栓联接 $l_1 \approx d$ 。

螺栓伸出长度 $a \approx (0.2 \sim 0.3)d$;

螺栓轴线到被联接件边缘的距离 $e = d + (3 \sim 6)\text{mm}$;

通孔直径 $d_0 \approx 1.1d$ 。

图 5-2 螺栓联接



拧入深度 H , 当带螺纹孔件材料为:

钢或青铜 $H \approx d$;

铸铁 $H = (1.25 \sim 1.5)d$;

铝合金 $H = (1.5 \sim 2.5)d$ 。

图 5-3 双头螺栓、螺钉联接

2. 双头螺柱联接

如图 5-3a 所示,这种联接适用于结构上不能采用螺栓联接的场合,例如被联接件之一太厚不宜制成通孔,材料又比较软(例如用铝镁合金制造的壳体),且需要经常拆装时,往往采用双头螺柱联接。显然,拆卸这种联接时,不用拆下螺柱。

3. 螺钉联接

如图 5-3b 所示,这种联接的特点是螺栓(或螺钉)直接拧入被联接件的螺纹孔中,不用螺母,在结构上比双头螺柱联接简单、紧凑。其用途和双头螺柱联接相似,但如经常拆装时,易使螺纹孔磨损,可能导致被联接件报废,故多用于受力不大,或不需要经常拆装的场合。

4. 紧定螺钉联接

紧定螺钉联接是利用拧入零件螺纹孔中的螺钉末端顶住另一零件的表面(图 5-4a)或顶入相应的凹坑中(图 5-4b),以固定两个零件的相对位置,并可传递不大的力或转矩。

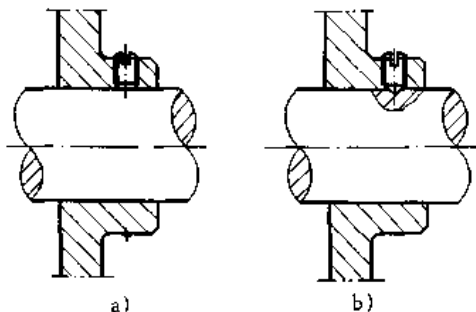


图 5-4 紧定螺钉联接

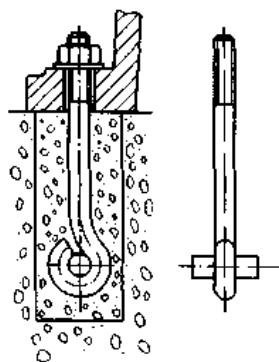


图 5-5 地脚螺栓联接

螺钉除作为联接和紧定用外,还可用于调整零件位置,如机器、仪器的调节螺钉等。

除上述四种基本螺纹联接型式外,还有一些特殊结构的联接。例如专门用于将机座或机架固定在地基上的地脚螺栓联接(图 5-5),装在机器或大型零、部件的顶盖或外壳上便于起吊用的吊环螺钉联接(图 5-6),用于工装设备中的 T 型槽螺栓联接(图 5-7)等。

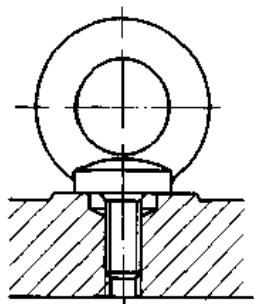
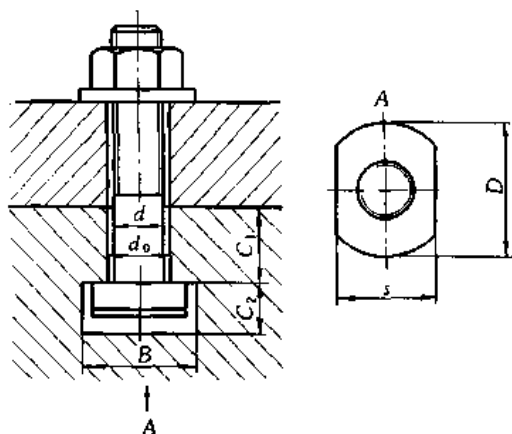


图 5-6 吊环螺钉联接



$$d_0 = 1.1d;$$

$$C_2 = (0.7 \sim 0.9)d;$$

$$C_1 = (1 \sim 1.5)d;$$

$$B = (1.75 \sim 2.0)d$$

图 5-7 T 型槽螺栓联接

(二) 标准螺纹联接件

螺纹联接件的类型很多,在机械制造中常见的螺纹联接件有螺栓、双头螺柱、螺钉、螺母和垫圈等。这类零件的结构型式和尺寸都已标准化,设计时可根据有关标准选用。它们的结构特点和应用示于表 5-2。

表 5-2 常用标准螺纹联接件

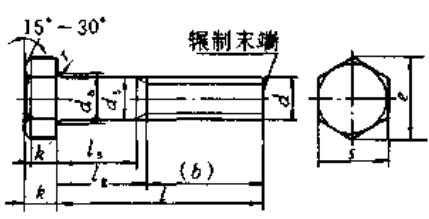
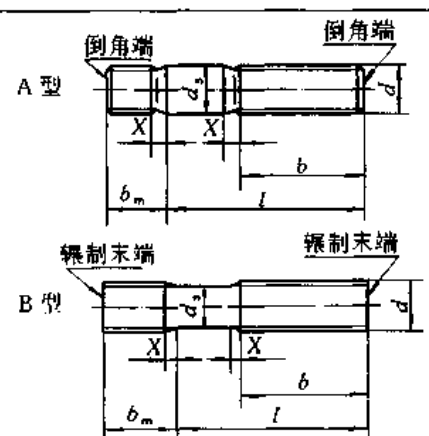
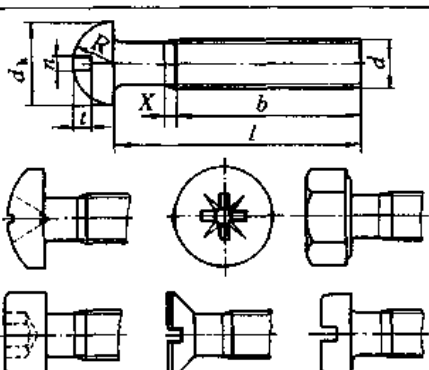
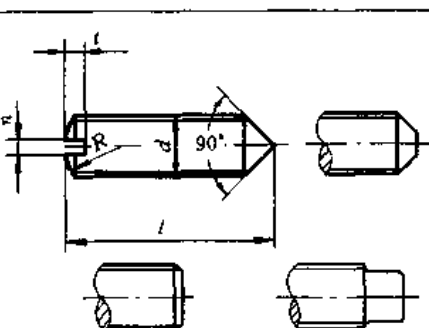
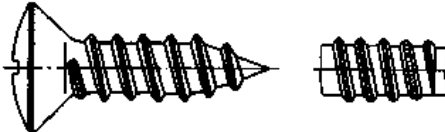
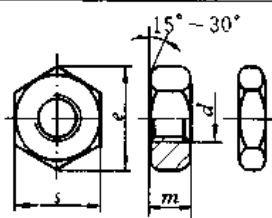
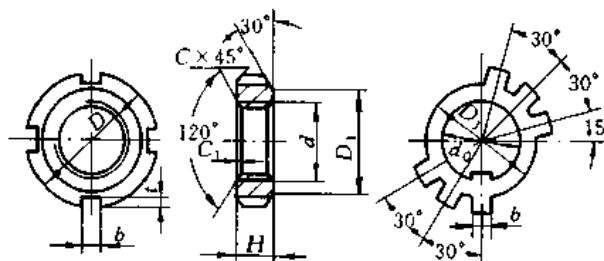

类 型	图 例	结构特点和应用
六角头螺栓		<p>种类很多,应用最广,精度分为 A、B、C 三级,通用机械制造中多用 C 级(左图)。螺栓杆部可制出一段螺纹或全螺纹,螺纹可用粗牙或细牙(A、B 级)</p>
双头螺柱		<p>螺柱两端都制有螺纹,两端螺纹可相同或不同,螺柱可带退刀槽或制成腰杆,也可制成全螺纹的螺柱。螺柱的一端常用于旋入铸铁或有色金属的螺纹孔中,旋入后即不拆卸,另一端则用于安装螺母以固定其它零件</p>
螺 钉		<p>螺钉头部形状有圆头、扁圆头、六角头、圆柱头和沉头等。头部起子槽有一字槽、十字槽和内六角孔等形式。十字槽螺钉头部强度高、对中性好,便于自动装配。内六角孔螺钉能承受较大的扳手力矩,联接强度高,可代替六角头螺栓,用于要求结构紧凑的场合</p>
紧定螺钉		<p>紧定螺钉的末端形状,常用的有锥端、平端和圆柱端。锥端适用于被紧定零件的表面硬度较低或不经常拆卸的场合;平端接触面积大,不伤零件表面,常用于顶紧硬度较大的平面或经常拆卸的场合;圆柱端压入轴上的凹坑中,适用于紧定空心轴上的零件位置</p>

表 5-2(完)

类 型	图 例	结构特点和应用
自攻螺钉		螺钉头部形状有圆头、平头、半沉头及沉头等。头部起子槽有一字槽、十字槽等形式。末端形状有锥端和平端两种。多用于联接金属薄板、轻合金或塑料零件。在被联接件上可不预先制出螺纹,在联接时利用螺钉直接攻出螺纹。螺钉材料一般用渗碳钢,热处理后表面硬度不低于 45HRC。自攻螺钉的螺纹与普通螺纹相比,在相同的大径时,自攻螺纹的螺距大而小径则稍小,已标准化
六角螺母		根据螺母厚度不同,分为标准的和薄的两种。薄螺母常用于受剪力的螺栓上或空间尺寸受限制的场所。螺母的制造精度和螺栓相同,分为 A、B、C 三级,分别与相同级别的螺栓配用
圆螺母		圆螺母常与止动垫圈配用,装配时将垫圈内舌插入轴上的槽内,而将垫圈的外舌嵌入圆螺母的槽内,螺母即被锁紧。常作为滚动轴承的轴向固定用
		垫圈是螺纹联接中不可缺少的附件,常放置在螺母和被联接件之间,起保护支承表面

§ 5-3 螺纹联接的预紧

在实用上,绝大多数螺纹联接在装配时都必须拧紧,使联接在承受工作载荷之前,预先受到力的作用。这个预加作用力称为预紧力。预紧的目的在于增强联接的可靠性和紧密性,以防止受载后被联接件间出现缝隙或发生相对滑移。经验证明:适当选用较大的预紧力对螺纹联接的可靠性以及联接件的疲劳强度都是有利的(详见 § 5-8),特别对于像气缸盖、管路凸缘、齿轮箱、轴承盖等紧密性要求较高的螺纹联接,预紧更为重要。但过大的预紧力会导致整个联接的结构尺寸增大,也会使联接件在装配或偶然过载时被拉断。因此,为了保证联接所需要的预紧力,又不使螺纹联接件过载,对重要的螺纹联接,在装配时要控制预紧力。

通常规定,拧紧后螺纹联接件的预紧应力不得超过其材料的屈服极限 σ_s 的 80%。对于一般联接用的钢制螺栓联接的预紧力 F_0 ,推荐按下列关系确定:

$$\left. \begin{array}{l} \text{碳素钢螺栓} \quad F_0 \leq (0.6 \sim 0.7) \sigma_s A_1 \\ \text{合金钢螺栓} \quad F_0 \leq (0.5 \sim 0.6) \sigma_s A_1 \end{array} \right\} \quad (5-2)$$

式中: σ_s —— 螺栓材料的屈服极限;

A_1 —— 螺栓危险截面的面积, $A_1 \approx \pi d_1^2/4$ ①。

预紧力的具体数值应根据载荷性质、联接刚度等具体工作条件确定。对于重要的或有特殊要求的螺栓联接,预紧力的数值应在装配图上作为技术条件注明,以便在装配时加以保证。受变载荷的螺栓联接的预紧力应比受静载荷的要大些。

控制预紧力的方法很多,通常是借助测力矩扳手(图 5-8)或定力矩扳手(图 5-9),利用控制拧紧力矩的方法来控制预紧力的大小。测力矩扳手的工作原理是根据扳手上的弹性元件 1,在拧紧力的作用下所产生的弹性变形来指示拧紧力矩的大小。

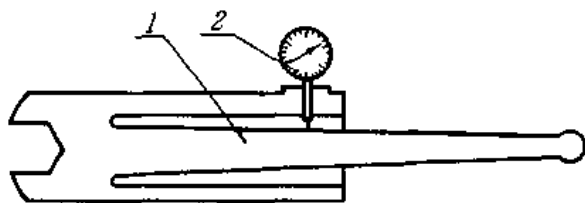


图 5-8 测力矩扳手

为方便计量,可将指示刻度 2 直接以力矩值标出。定力矩扳手的工作原理是当拧紧力矩超过规定值时,弹簧 3 被压缩,扳手卡盘 1 与圆柱销 2 之间打滑,如果继续转动手柄,卡盘即不再转动。拧紧力矩的大小可利用螺钉 4 调整弹簧压紧力来加以控制。

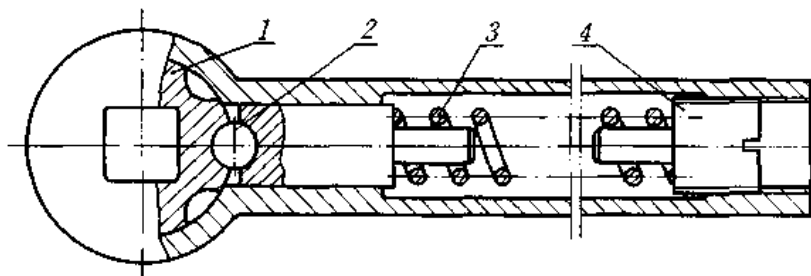


图 5-9 定力矩扳手

① 若螺栓局部直径小于其螺杆部分的小径 d_1 (如有退刀槽等) 或局部空心时,应取最小截面面积计算。

如上所述,装配时预紧力的大小是通过拧紧力矩来控制的。因此,应从理论上找出预紧力和拧紧力矩之间的关系。

如图 5-10 所示,由于拧紧力矩 $T(T=FL)$ 的作用,使螺栓和被联接件之间产生预紧力 F_0 。由机械原理可知,拧紧力矩 T 等于螺旋副间的摩擦阻力矩 T_1 和螺母环形端面与被联接件(或垫圈)支承面间的摩擦阻力矩 T_2 之和,即

$$T = T_1 + T_2 \quad (5-3)$$

螺旋副间的摩擦力矩为

$$T_1 = F_0 \frac{d_2}{2} \tan(\phi + \phi_v) \quad (5-4)$$

螺母与支承面间的摩擦力矩为

$$T_2 = \frac{1}{3} f_c F_0 \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \quad (5-5)$$

将式(5-4)、(5-5)代入式(5-3),得

$$T = \frac{1}{2} F_0 \left[d_2 \tan(\phi + \phi_v) + \frac{2}{3} f_c \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \right] \quad (5-6)$$

对于 M10 ~ M64 粗牙普通螺纹的钢制螺栓,螺纹升角 $\phi = 1^\circ 42' \sim 3^\circ 2'$; 螺纹中径 $d_2 \approx 0.9d$; 螺旋副的当量摩擦角 $\phi_v \approx \arctan 1.155f$ (f 为摩擦系数,无润滑时 $f \approx 0.1 \sim 0.2$); 螺栓孔直径 $d_0 \approx 1.1d$; 螺母环形支承面的外径 $D_0 \approx 1.5d$; 螺母与支承面间的摩擦系数 $f_c = 0.15$ 。将上述各参数代入式(5-6)整理后可得

$$T \approx 0.2 F_0 d \quad (5-7)$$

对于一定公称直径 d 的螺栓,当所要求的预紧力 F_0 已知时,即可按式(5-7)确定扳手的拧紧力矩 T 。一般标准扳手的长度 $L \approx 15d$,若拧紧力为 F ,则 $T = FL$ 。由式(5-7)可得: $F_0 \approx 75F$ 。假定 $F = 200 \text{ N}$,则 $F_0 \approx 15\,000 \text{ N}$ 。如果用这个预紧力拧紧 M12 以下的钢制螺栓,就很可能过载拧断。因此,对于重要的联接,应尽可能不采用直径过小(例如小于 M12)的螺栓。必须使用时,应严格控制其拧紧力矩。

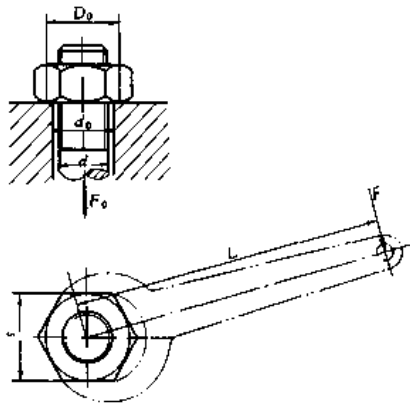


图 5-10 螺旋副的拧紧力矩

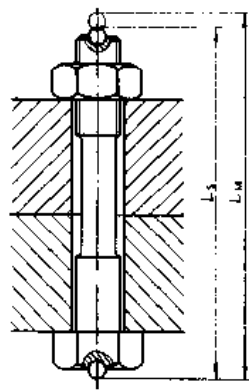


图 5-11 测量螺栓伸长量

采用测力矩扳手或定力矩扳手控制预紧力的方法,操作简便,但准确性较差(因拧紧力矩受摩擦系数波动的影响较大),也不适用于大型的螺栓联接。为此,可采用测定螺栓伸长量的方法

来控制预紧力(图 5-11)。所需的伸长量可根据预紧力的规定值计算。

§ 5-4 螺纹联接的防松

螺纹联接件一般采用单线普通螺纹。螺纹升角($\psi = 1^{\circ}42' \sim 3^{\circ}2'$)小于螺旋副的当量摩擦角($\varphi_v \approx 6.5^{\circ} \sim 10.5^{\circ}$)。因此,联接螺纹都能满足自锁条件($\psi < \varphi_v$)。此外,拧紧以后螺母和螺栓头部等支承面上的摩擦力也有防松作用,所以在静载荷和工作温度变化不大时,螺纹联接不会自动松脱。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时消失。这种现象多次重复后,就会使联接松脱。在高温或温度变化较大的情况下,由于螺纹联接件和被联接件的材料发生蠕变和应力松弛,也会使联接中的预紧力和摩擦力逐渐减小,最终将导致联接失效。

螺纹联接一旦出现松脱,轻者会影响机器的正常运转,重者会造成严重事故。因此,为了防止联接松脱,保证联接安全可靠,设计时必须采取有效的防松措施。

防松的根本问题在于防止螺旋副在受载时发生相对转动。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。一般说,摩擦防松简单、方便,但没有机械防松可靠。对于重要的联接,特别是在机器内部的不易检查的联接,应采用机械防松。常用的防松方法,见表 5-3。

表 5-3 螺纹联接常用的防松方法

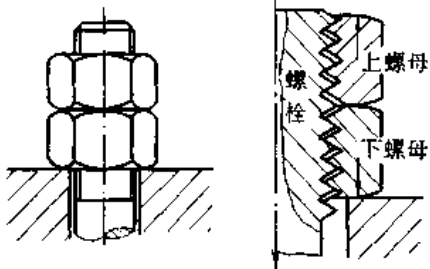
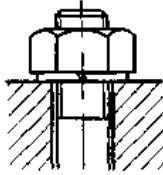
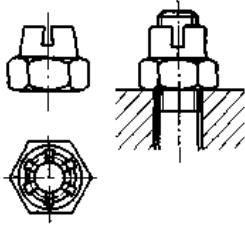
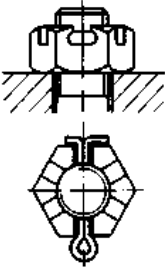
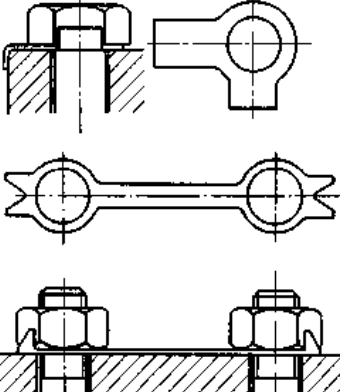
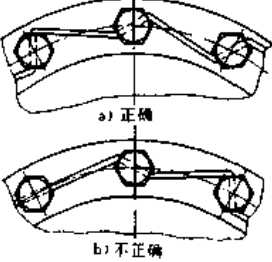
防松方法	结构型式	特点和应用
对顶螺母		两螺母对顶拧紧后,使旋合螺纹间始终受到附加的压力和摩擦力的作用。工作载荷有变动时,该摩擦力仍然存在。旋合螺纹间的接触情况如图所示,下螺母螺纹牙受力较小,其高度可小些,但为了防止装错,两螺母的高度取成相等为宜。 结构简单,适用于平稳、低速和重载的固定装置上的联接
弹簧垫圈		螺母拧紧后,靠垫圈压平面产生的弹性反力使旋合螺纹间压紧。同时垫圈斜口的尖端抵住螺母与被联接件的支承面也有防松作用。 结构简单、使用方便。但由于垫圈的弹力不均,在冲击、振动的工作条件下,其防松效果较差,一般用于不甚重要的联接
自锁螺母		螺母一端制成非圆形收口或开缝后径向收口。当螺母拧紧后,收口胀开,利用收口的弹力使旋合螺纹间压紧。 结构简单,防松可靠,可多次装拆而不降低防松性能

表 5-3(完)

防松方法	结构型式	特点和应用
开口销与六角开槽螺母		<p>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,并将开口销尾部掰开与螺母侧面贴紧。也可用普通螺母代替六角开槽螺母,但需拧紧螺母后再配钻销孔。</p> <p>适用于较大冲击、振动的高速机械中运动部件的联接</p>
机械防松 止动垫圈		<p>螺母拧紧后,将单耳或双耳止动垫圈分别向螺母和被联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。</p> <p>结构简单,使用方便,防松可靠。</p>
串联钢丝	 <p>a) 正确</p> <p>b) 不正确</p>	<p>用低碳钢丝穿入各螺钉头部的孔内,将各螺钉串联起来,使其相互制动。使用时必须注意钢丝的穿入方向(上图正确,下图错误)。</p> <p>适用于螺钉组联接,防松可靠,但装拆不便</p>

还有一些特殊的防松方法,例如在旋合螺纹间涂以液体胶粘剂或在螺母末端镶嵌尼龙环等。

此外,还可以采用铆冲方法防松。螺母拧紧后把螺栓末端伸出部分铆死,或利用冲头在螺栓末端与螺母的旋合缝处打冲,利用冲点防松。这种防松方法可靠,但拆卸后联接件不能重复使用。

§ 5-5 螺纹联接的强度计算

螺纹联接包括螺栓联接、双头螺柱联接和螺钉联接等类型。下面以螺栓联接为代表讨论螺纹联接的强度计算方法。所讨论的方法对双头螺柱联接和螺钉联接也同样适用。

当两零件用螺栓进行联接时,常常同时使用若干个螺栓,称为螺栓组。在开始进行强度计算前,先要进行螺栓组的受力分析,找出其中受力最大的螺栓及其所受的力,作为进行强度计算的依据,详见 § 5-6。对构成整个联接的螺栓组而言,所受的载荷可能包括轴向载荷、横向载荷、弯

矩和转矩等。但对其中每一个具体的螺栓而言,其受载的形式不外乎是受轴向力或受横向力。在轴向力(包括预紧力)的作用下,螺栓杆和螺纹部分可能发生塑性变形或断裂;而在横向力的作用下,当采用铰制孔用螺栓时,螺栓杆和孔壁的贴合面上可能发生压溃或螺栓杆被剪断等。根据统计分析,在静载荷下螺栓联接是很少发生破坏的,只有在严重过载的情况下才会发生。就破坏性质而言,约有 90% 的螺栓属于疲劳破坏。而且疲劳断裂常发生在螺纹根部,即截面面积较小并有缺口应力集中的部位(约占其中的 85%),有时也发生在螺栓头与光杆的交接处(约占其中的 15%)。

综上所述,对于受拉螺栓,其主要破坏形式是螺栓杆螺纹部分发生断裂,因而其设计准则是保证螺栓的静力或疲劳拉伸强度;对于受剪螺栓,其主要破坏形式是螺栓杆和孔壁的贴合面上出现压溃或螺栓杆被剪断,其设计准则是保证联接的挤压强度和螺栓的剪切强度,其中联接的挤压强度对联接的可靠性起决定性作用。

螺栓联接的强度计算,首先是根据联接的类型、联接的装配情况(预紧或不预紧)、载荷状态等条件,确定螺栓的受力;然后按相应的强度条件计算螺栓危险截面的直径(螺纹小径)或校核其强度。螺栓的其它部分(螺纹牙、螺栓头、光杆)和螺母、垫圈的结构尺寸,是根据等强度条件及使用经验规定的,通常都不需要进行强度计算,可按螺栓螺纹的公称直径由标准中选定。

(一) 松螺栓联接强度计算

松螺栓联接装配时,螺母不需要拧紧。在承受工作载荷之前,螺栓不受力。这种联接应用范围有限,例如拉杆、起重吊钩等的螺纹联接均属此类。

现以起重吊钩的螺纹联接为例,说明松螺栓联接的强度计算方法。如图 5-12 所示,当联接承受工作载荷 F 时,螺栓所受的工作拉力为 F ,则螺栓危险截面[一般为螺纹牙根圆柱的横截面,参看式(5-2)中对 A_1 的说明]的拉伸强度条件为

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma] \quad (5-8)$$

或

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad (5-9)$$

式中: F ——工作拉力,单位为 N;

d_1 ——螺栓危险截面的直径,单位为 mm;

$[\sigma]$ ——螺栓材料的许用拉应力,单位为 MPa。

(二) 紧螺栓联接强度计算

1. 仅承受预紧力的紧螺栓联接

紧螺栓联接装配时,螺母需要拧紧,在拧紧力矩作用下,螺栓除受预紧力 F_0 的拉伸而产生拉伸应力外,还受螺纹摩擦力矩 T_1 [见式(5-4)]的扭转而产生扭转切应力,使螺栓处于拉伸与扭转的复合应力状态下。因此,进行仅承受预紧力的紧螺栓强度计算时,应综合考虑拉伸应力和扭转切应力的作用。

螺栓危险截面的拉伸应力为

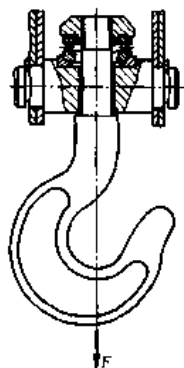


图 5-12 起重吊钩的松螺栓联接

$$\sigma = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \quad (5-10)$$

螺栓危险截面的扭转切应力为

$$\tau = \frac{F_0 \tan(\psi + \varphi_v) \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{\tan \psi + \tan \varphi_v}{1 - \tan \psi \tan \varphi_v} \cdot \frac{2 d_2}{d_1} \cdot \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \quad (5-11)$$

对于 M10 ~ M64 普通螺纹的钢制螺栓, 可取 $\tan \varphi_v \approx 0.17$, $\frac{d_2}{d_1} = 1.04 \sim 1.08$, $\tan \psi \approx 0.05$, 由此可得

$$\tau \approx 0.5 \sigma \quad (5-12)$$

由于螺栓材料是塑性的, 故可根据第四强度理论, 求出螺栓预紧状态下的计算应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\sigma^2 + 3(0.5\sigma)^2} \approx 1.3\sigma \quad (5-13)$$

由此可见, 对于 M10 ~ M64 普通螺纹的钢制紧螺栓联接, 在拧紧时虽是同时承受拉伸和扭转的联合作用, 但在计算时可以只按拉伸强度计算, 并将所受的拉力(预紧力)增大 30% 来考虑扭转的影响。

当普通螺栓联接承受横向载荷时, 由于预紧力的作用, 将在接合面间产生摩擦力来抵抗工作载荷(图 5-13)。这时, 螺栓仅承受预紧力的作用, 而且预紧力不受工作载荷的影响, 在联接承受工作载荷后仍保持不变。预紧力 F_0 的大小, 根据接合面不产生滑移的条件确定。

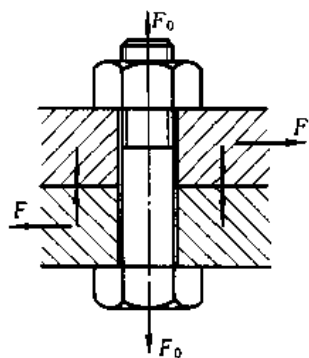


图 5-13 承受横向载荷的普通螺栓联接

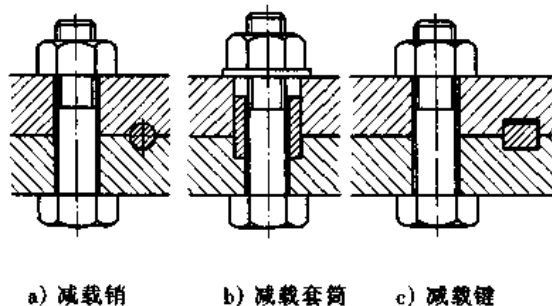


图 5-14 承受横向载荷的减载零件

螺栓危险截面的拉伸强度条件根据式(5-10)及(5-13)可写为

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3 F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma] \quad (5-14)$$

式中: F_0 为螺栓所受的预紧力, 单位为 N; 其余符号意义及单位同前。

这种靠摩擦力抵抗工作载荷的紧螺栓联接, 要求保持较大的预紧力(使联接接合面不滑移的预紧力 $F_0 \geq F/f$, 若 $f = 0.2$, 则 $F_0 \geq 5F$), 会使螺栓的结构尺寸增加。此外, 在振动、冲击或变载荷下, 由于摩擦系数 f 的变动, 将使联接的可靠性降低, 有可能出现松脱。

为了避免上述缺陷, 可以考虑用各种减载零件来承担横向工作载荷(图 5-14), 这种具有减

载零件的紧螺栓联接,其联接强度按减载零件的剪切、挤压强度条件计算,而螺纹联接只是保证联接,不再承受工作载荷,因此预紧力不必很大。但这种联接增加了结构和工艺上的复杂性。

2. 承受预紧力和工作拉力的紧螺栓联接

这种受力形式在紧螺栓联接中比较常见,因而也是最重要的一种。这种紧螺栓联接承受轴向拉伸工作载荷后,由于螺栓和被联接件的弹性变形,螺栓所受的总拉力并不等于预紧力和工作拉力之和。根据理论分析,螺栓的总拉力除和预紧力 F_0 、工作拉力 F 有关外,还受到螺栓刚度 C_b 及被联接件刚度 C_m 等因素的影响。因此,应从分析螺栓联接的受力和变形的关系入手,找出螺栓总拉力的大小。

图 5-15 表示单个螺栓联接在承受轴向拉伸载荷前后的受力及变形情况。

图 5-15a 是螺母刚好拧到和被联接件相接触,但尚未拧紧。此时,螺栓和被联接件都不受力,因而也不产生变形。

图 5-15b 是螺母已拧紧,但尚未承受工作载荷。此时,螺栓受预紧力 F_0 的拉伸作用,其伸长量为 λ_b 。相反,被联接件则在 F_0 的压缩作用下,其压缩量为 λ_m 。

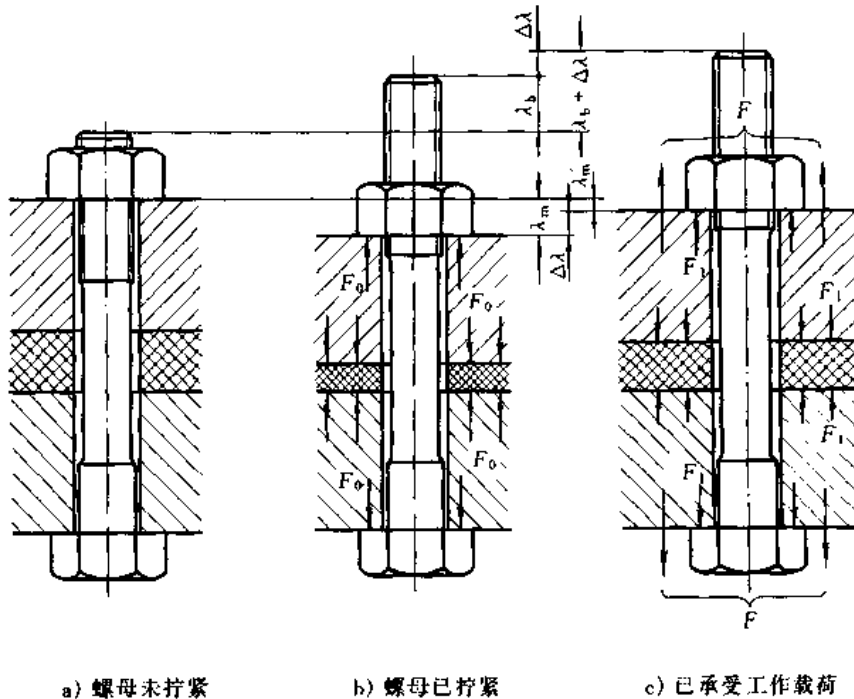


图 5-15 单个紧螺栓联接受力变形图

图 5-15c 是承受工作载荷时的情况。此时若螺栓和被联接件的材料在弹性变形范围内,则两者的受力与变形的关系符合拉(压)虎克定律。当螺栓承受工作载荷后,因所受的拉力由 F_0 增至 F_2 而继续伸长,其伸长量增加 $\Delta\lambda$,总伸长量为 $\lambda_b + \Delta\lambda$ 。与此同时,原来被压缩的被联接件,因螺栓伸长而被放松,其压缩量也随着减小。根据联接的变形协调条件,被联接件压缩变形的减小量应等于螺栓拉伸变形的增加量 $\Delta\lambda$ 。因而,总压缩量为 $\lambda'_m = \lambda_m - \Delta\lambda$ 。而被联接件的压缩力由 F_0 减至 F_1 。 F_1 称为残余预紧力。

显然,联接受载后,由于预紧力的变化,螺栓的总拉力 F_2 并不等于预紧力 F_0 与工作拉力 F 之和,而等于残余预紧力 F_1 与工作拉力 F 之和。

上述的螺栓和被联接件的受力与变形关系,还可以用线图表示。如图 5-16 所示,图中纵坐标代表力,横坐标代表变形。螺栓拉伸变形由坐标原点 O_b 向右量起;被联接件压缩变形由坐标原点 O_m 向左量起。图 a、b 分别表示螺栓和被联接件的受力与变形的关系。由图可见,在联接尚未承受工作拉力 F 时,螺栓的拉力和被联接件的压缩力都等于预紧力 F_0 。因此,为分析上的方便,可将图 5-16a 和 b 合并成图 5-16c。

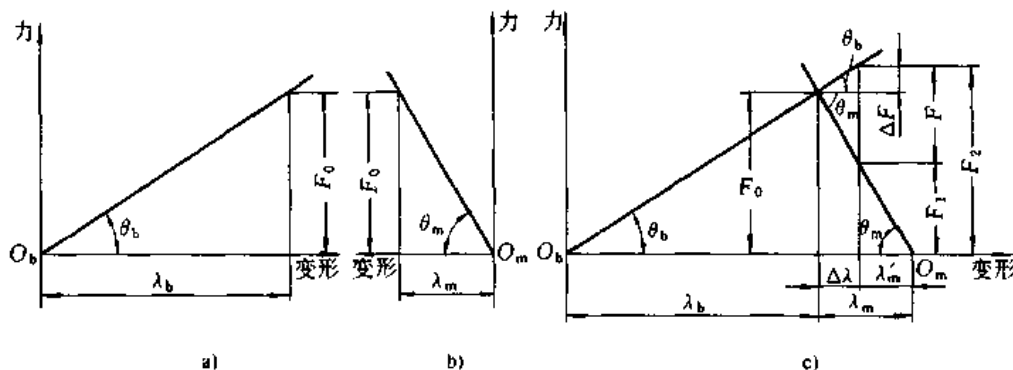


图 5-16 单个紧螺栓联接受力变形线图

如图 5-16c 所示,当联接承受工作载荷 F 时,螺栓的总拉力为 F_2 ,相应的总伸长量为 $\lambda_b + \Delta\lambda$;被联接件的压缩力等于残余预紧力 F_1 ,相应的总压缩量为 $\lambda'_m = \lambda_m - \Delta\lambda$ 。由图可见,螺栓的总拉力 F_2 等于残余预紧力 F_1 与工作拉力 F 之和,即

$$F_2 = F_1 + F \quad (5-15)$$

为了保证联接的紧密性,以防止联接受载后接合面间产生缝隙,应使 $F_1 > 0$ 。推荐采用的 F_1 为:对于有密封性要求的联接, $F_1 = (1.5 \sim 1.8) F$;对于一般联接,工作载荷稳定时, $F_1 = (0.2 \sim 0.6) F$;工作载荷不稳定时, $F_1 = (0.6 \sim 1.0) F$;对于地脚螺栓联接, $F_1 \geq F$ 。

螺栓的预紧力 F_0 与残余预紧力 F_1 、总拉力 F_2 的关系,可由图 5-16 中的几何关系推出。由图 5-16 可得:

$$\begin{aligned} \frac{F_0}{\lambda_b} &= \tan \theta_b = C_b \\ \frac{F_0}{\lambda_m} &= \tan \theta_m = C_m \end{aligned} \quad (5-16)$$

式中 C_b 、 C_m 分别表示螺栓和被联接件的刚度,均为定值。

由图 5-16c 得

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

按图中的几何关系得

$$\frac{\Delta F}{F - \Delta F} = \frac{\Delta\lambda \tan \theta_b}{\Delta\lambda \tan \theta_m} = \frac{C_b}{C_m}$$

或

$$\Delta F = \frac{C_b}{C_b + C_m} F \quad (b)$$

将式(b)代入式(a)得螺栓的预紧力为

$$F_0 = F_1 + \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) F = F_1 + \frac{C_m}{C_b + C_m} F \quad (5-17)$$

螺栓的总拉力为

$$F_2 = F_0 + \Delta F$$

或

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F \quad (5-18)$$

式(5-18)是螺栓总拉力的另一种表达形式。

上式中 $\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 称为螺栓的相对刚度,其大小与螺栓和被联接件的结构尺寸、材料以及垫片、工作载荷的作用位置等因素有关,其值在 0~1 之间变动。若被联接件的刚度很大,而螺栓的刚度很小(如细长的或中空螺栓),则螺栓的相对刚度趋于零。此时,工作载荷作用后,使螺栓所受的总拉力增加很少。反过来,当螺栓的相对刚度较大时,则工作载荷作用后,将使螺栓所受的总拉力有较大的增加。为了降低螺栓的受力,提高螺栓联接的承载能力,应使 $\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 值尽量小些。

$\frac{C_b}{C_b + C_m}$ 值可通过计算或实验确定。一般设计时,可根据垫片材料不同使用下列推荐数据:金属垫片(或无垫片)0.2~0.3;皮革垫片 0.7;铜皮石棉垫片 0.8;橡胶垫片 0.9。

设计时,可先根据联接的受载情况,求出螺栓的工作拉力 F ,再根据联接的工作要求选取 F_1 值,然后按式(5-15)计算螺栓的总拉力 F_2 。求得 F_2 值后即可进行螺栓强度计算。考虑到螺栓在总拉力 F_2 的作用下可能需要补充拧紧,故仿前将总拉力增加 30% 以考虑扭转切应力的影响。于是螺栓危险截面的拉伸强度条件为

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3 F_2}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leq [\sigma] \quad (5-19)$$

或

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_2}{\pi [\sigma]}} \quad (5-20)$$

式中各符号的意义及单位同前。

对于受轴向变载荷的重要联接(如内燃机汽缸盖螺栓联接等),除按式(5-19)或(5-20)作静强度计算外,还应根据下述方法对螺栓的疲劳强度作精确校核。

如图 5-17 所示,当工作拉力在 0~ F 之间变化时,螺栓所受的总拉力将在 $F_0 \sim F_2$ 之间变

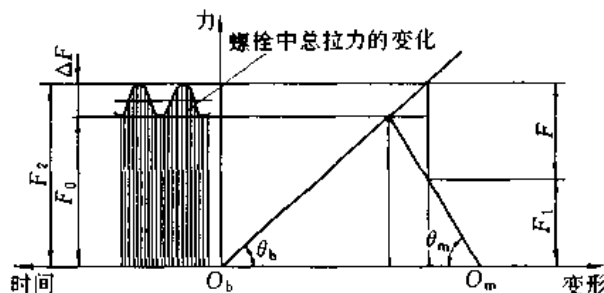


图 5-17 承受轴向变载荷的紧螺栓联接

化。如果不考虑螺纹摩擦力矩的扭转作用,则螺栓危险截面的最大拉应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{F_2}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

最小拉应力(注意此时螺栓中的应力变化规律是 σ_{\min} 保持不变)为

$$\sigma_{\min} = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$$

应力幅为

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

由 §3-2 可知,设螺栓的工作应力点在 $OJGI$ 区域内,则其应力线应与极限应力线 AG 相交(参看图 3-8),此时可仿式(3-24)校核螺栓危险截面的疲劳强度[如其应力点在 GIC 区域内时,则只需仿式(3-18)校核其静强度]。即螺栓的最大应力计算安全系数为①

$$S_{ca} = \frac{2\sigma_{-1tc} + (K_\sigma - \psi_\sigma)\sigma_{\min}}{(K_\sigma + \psi_\sigma)(2\sigma_s + \sigma_{\min})} \geq S$$

式中: σ_{-1tc} ——螺栓材料的对称循环拉压疲劳极限(值见表 5-4),单位为 MPa;

ψ_σ ——试件的材料常数,即循环应力中平均应力的折算系数,对于碳素钢, $\psi_\sigma = 0.1 \sim 0.2$,对于合金钢, $\psi_\sigma = 0.2 \sim 0.3$;

K_σ ——拉压疲劳强度综合影响系数,如忽略加工方法的影响,则 $K_\sigma = k_\sigma/\epsilon_\sigma$,此处 k_σ 为有效应力集中系数,见第三章附表 3-6, ϵ_σ 为尺寸系数,见附表 3-7;

S ——安全系数,见表 5-10。

表 5-4 螺纹联接件常用材料的疲劳极限(摘自 GB/T 38—1976)

材 料	疲劳极限/MPa	
	σ_{-1}	σ_{-1tc}
10	160 ~ 220	120 ~ 150
Q215	170 ~ 220	120 ~ 160
35	220 ~ 300	170 ~ 220
45	250 ~ 340	190 ~ 250
40Cr	320 ~ 440	240 ~ 340

3. 承受工作剪力的紧螺栓联接

如图 5-18 所示,这种联接是利用铰制孔用螺栓抗剪切来承受载荷 F 的。螺栓杆与孔壁之间无间隙,接触表面受挤压;在联接接合面处,螺栓杆则受剪切。因此,应分别按挤压及剪切强度条件计算。

计算时,假设螺栓杆与孔壁表面上的压力分布是均匀的,又因这种联接所受的预紧力很小,

① 对于 σ_{\min} 保持不变,实用中常根据式(3-25)校核其应力幅的安全系数,该式中的设计安全系数 S_d 值可查表 5-10。

所以不考虑预紧力和螺纹摩擦力矩的影响。

螺栓杆与孔壁的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \leq [\sigma_p] \quad (5-21)$$

螺栓杆的剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_0^2} \leq [\tau] \quad (5-22)$$

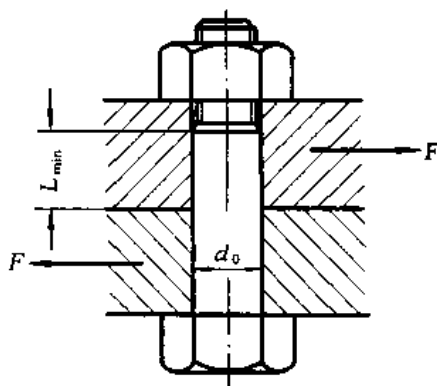


图 5-18 承受工作剪力的紧螺栓联接

式中: F ——螺栓所受的工作剪力, 单位为 N;

d_0 ——螺栓剪切面的直径(可取为螺栓孔的直径),
单位为 mm;

L_{\min} ——螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度, 单位为 mm, 设计时应使 $L_{\min} \geq 1.25 d_0$;

$[\sigma_p]$ ——螺栓或孔壁材料的许用挤压应力, 单位为 MPa。

$[\tau]$ ——螺栓材料的许用切应力, 单位为 MPa。

§ 5-6 螺栓组联接的设计

大多数机器的螺纹联接件都是成组使用的, 其中以螺栓组联接最具有典型性, 因此, 下面以螺栓组联接为例, 讨论它的设计和计算问题。其基本结论对双头螺柱组、螺钉组联接也同样适用。

设计螺栓组联接时, 首先需要选定螺栓的数目及布置形式; 然后确定螺栓联接的结构尺寸。在确定螺栓尺寸时, 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。

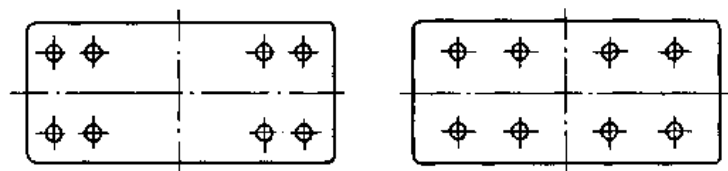
有关螺栓联接的强度计算方法已在 § 5-5 中介绍, 本节主要讨论螺栓组联接的结构设计和受力分析。

(一) 螺栓组联接的结构设计

螺栓组联接结构设计的主要目的, 在于合理地确定联接接合面的几何形状和螺栓的布置形式, 力求各螺栓和联接接合面间受力均匀, 便于加工和装配。为此, 设计时应综合考虑以下几方面的问题:

1) 联接接合面的几何形状通常都设计成轴对称的简单几何形状, 如圆形、环形、矩形、框形、三角形等。这样不但便于加工制造, 而且便于对称布置螺栓, 使螺栓组的对称中心和联接接合面的形心重合, 从而保证联接接合面受力比较均匀。

2) 螺栓的布置应使各螺栓的受力合理。对于铰制孔用螺栓联接, 不要在平行于工作载荷的方向上成排地布置八个以上的螺栓, 以免载荷分布过于不均。当螺栓联接承受弯矩或转矩时, 应使螺栓的位置适当靠近联接接合面的边缘, 以减小螺栓的受力(图 5-19)。如果同时承受轴向载荷和较大的横向载荷, 应采用销、套筒、键等抗剪零件来承受横向载荷(参看图 5-14), 以减小螺栓的预紧力及其结构尺寸。



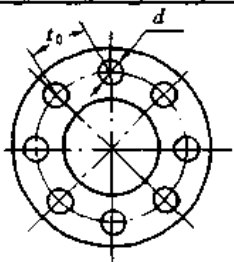
a) 合理

b) 不合理

图 5-19 接合面受弯矩或转矩时螺栓的布置

3) 螺栓的排列应有合理的间距、边距。布置螺栓时,各螺栓轴线间以及螺栓轴线和机体壁间的最小距离,应根据扳手所需活动空间的大小来决定。扳手空间的尺寸可查阅有关标准。对于压力容器等紧密性要求较高的重要联接,螺栓的间距 t_0 不得大于表 5-5 所推荐的数值。

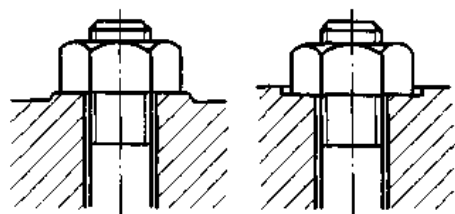
表 5-5 螺栓间距 t_0

	工作压力/MPa					
	≤ 1.6	$> 1.6 \sim 4$	$> 4 \sim 10$	$> 10 \sim 16$	$> 16 \sim 20$	$> 20 \sim 30$
	t_0/mm					
	$7d$	$5.5d$	$4.5d$	$4d$	$3.5d$	$3d$

注:表中 d 为螺纹公称直径。

4) 分布在同一圆周上的螺栓数目,应取成 4、6、8 等偶数,以便在圆周上钻孔时的分度和画线。同一螺栓组中螺栓的材料、直径和长度均应相同。

5) 避免螺栓承受附加的弯曲载荷。除了要在结构上设法保证载荷不偏心外,还应在工艺上保证被联接件、螺母和螺栓头部的支承面平整,并与螺栓轴线相垂直。在铸、锻件等的粗糙表面上安装螺栓时,应制成凸台或沉头座(图 5-20)。当支承面为倾斜表面时,应采用斜面垫圈(图 5-21)等。



a) 凸台

b) 沉头座

图 5-20 凸台与沉头座的应用

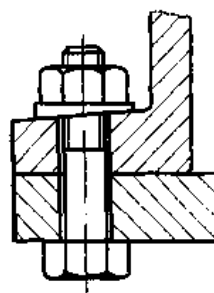


图 5-21 斜面垫圈的应用

螺栓组的结构设计,除综合考虑以上各点外,还包括根据联接的工作条件合理地选择螺栓组的防松装置(详见 § 5-4)。

(二) 螺栓组联接的受力分析

进行螺栓组联接受力分析的目的在于,根据联接的结构和受载情况,求出受力最大的螺栓及其所受的力,以便进行螺栓联接的强度计算。

为了简化计算,在分析螺栓组联接的受力时,假设所有螺栓的材料、直径、长度和预紧力均相同;螺栓组的对称中心与联接结合面的形心重合;受载后联接结合面仍保持为平面。下面针对几种典型的受载情况,分别加以讨论。

1. 受横向载荷的螺栓组联接

图 5-22 所示为一由四个螺栓组成的受横向载荷的螺栓组联接。横向载荷的作用线与螺栓轴线垂直,并通过螺栓组的对称中心。当采用螺栓杆与孔壁间留有间隙的普通螺栓联接时(图 5-22a),靠联接预紧后在结合面间产生的摩擦力来抵抗横向载荷;当采用铰制孔用螺栓联接时(图 5-22b),靠螺栓杆受剪切和挤压来抵抗横向载荷。虽然两者的传力方式不同,但计算时可近似地认为,在横向总载荷 F_{Σ} 的作用下,各螺栓所承担的工作载荷是均等的。因此,对于铰制孔用螺栓联接,每个螺栓所受的横向工作剪力为

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{z} \quad (5-23)$$

式中 z 为螺栓数目。

求得 F 后,按式(5-21)与式(5-22)校核螺栓联接的挤压强度与剪切强度。

对于普通螺栓联接,应保证联接预紧后,结合面间所产生的最大摩擦力必须大于或等于横向载荷。

假设各螺栓所需要的预紧力均为 F_0 ,螺栓数目为 z ,则其平衡条件为

$$fF_0zi \geq K_s F_{\Sigma} \quad \text{或} \quad F_0 \geq \frac{K_s F_{\Sigma}}{fzi} \quad (5-24)$$

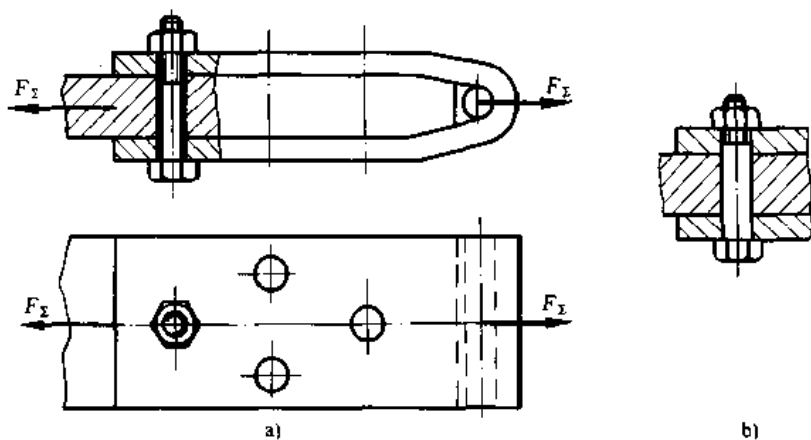


图 5-22 受横向载荷的螺栓组联接

式中: f ——接合面的摩擦系数,见表 5-6;

i ——接合面数(图 5-22 中, $i=2$);

K_s ——防滑系数, $K_s=1.1 \sim 1.3$ 。

由式(5-24)求得预紧力 F_0 ,然后按式(5-14)校核螺栓(联接件)的强度。

表 5-6 联接接合面的摩擦系数

被联接件	接合面的表面状态	摩擦系数 f
钢或铸铁零件	干燥的加工表面	0.10 ~ 0.16
	有油的加工表面	0.06 ~ 0.10
钢结构件	轧制表面, 钢丝刷清理浮锈	0.30 ~ 0.35
	涂富锌漆	0.35 ~ 0.40
	喷砂处理	0.45 ~ 0.55
铸铁对砖料、混凝土或木材	干燥表面	0.40 ~ 0.45

2. 受转矩的螺栓组联接

如图 5-23 所示, 转矩 T 作用在联接接合面内, 在转矩 T 的作用下, 底板将绕通过螺栓组对称中心 O 并与接合面相垂直的轴线转动。为了防止底板转动, 可以采用普通螺栓联接, 也可采用铰制孔用螺栓联接。其传力方式和受横向载荷的螺栓组联接相同。

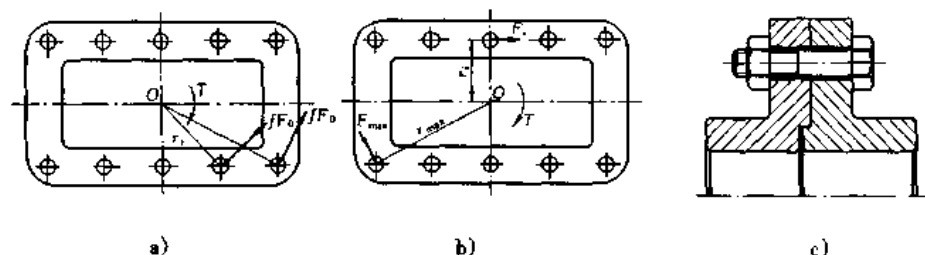


图 5-23 受转矩的螺栓组联接

采用普通螺栓时, 靠联接预紧后在接合面间产生的摩擦力矩来抵抗转矩 T (图 5-23a)。假设各螺栓的预紧程度相同, 即各螺栓的预紧力均为 F_0 , 则各螺栓联接处产生的摩擦力均相等, 并假设此摩擦力集中作用在螺栓中心处。为防止接合面发生相对转动, 各摩擦力应与各该螺栓的轴线到螺栓组对称中心 O 的连线 (即力臂 r_i) 相垂直。根据作用在底板上的力矩平衡及联接强度的条件, 应有

$$fF_0r_1 + fF_0r_2 + \cdots + fF_0r_z \geq K_s T$$

由上式可得各螺栓所需的预紧力为

$$F_0 \geq \frac{K_s T}{f(r_1 + r_2 + \cdots + r_z)} = \frac{K_s T}{f \sum_{i=1}^z r_i} \quad (5-25)$$

式中: f ——接合面的摩擦系数, 见表 5-6;

r_i ——第 i 个螺栓的轴线到螺栓组对称中心 O 的距离;

z ——螺栓数目;

K_s ——防滑系数, 同前。

由式 (5-25) 求得预紧力 F_0 , 然后按式 (5-14) 校核螺栓的强度。

采用铰制孔用螺栓时,在转矩 T 的作用下,各螺栓受到剪切和挤压作用,各螺栓所受的横向工作剪力和各该螺栓轴线到螺栓组对称中心 O 的连线(即力臂 r_i)相垂直(图 5-23b)。为了求得各螺栓的工作剪力的大小,计算时假定底板为刚体,受载后接合面仍保持为平面,则各螺栓的剪切变形量与各该螺栓轴线到螺栓组对称中心 O 的距离成正比。即距螺栓组对称中心 O 越远,螺栓的剪切变形量越大。如果各螺栓的剪切刚度相同,则螺栓的剪切变形量越大时,其所受的工作剪力也越大。

如图 5-23b 所示,用 r_i 、 r_{\max} 分别表示第 i 个螺栓和受力最大螺栓的轴线到螺栓组对称中心 O 的距离; F_i 、 F_{\max} 分别表示第 i 个螺栓和受力最大螺栓的工作剪力,则得

$$\frac{F_{\max}}{r_{\max}} = \frac{F_i}{r_i} \quad \text{或} \quad F_i = F_{\max} \frac{r_i}{r_{\max}}, \quad i = 1, 2, \dots, z \quad (5-26)$$

根据作用在底板上的力矩平衡的条件得

$$\sum_{i=1}^z F_i r_i = T \quad (5-27)$$

联解式(5-26)及(5-27),可求得受力最大的螺栓的工作剪力为

$$F_{\max} = \frac{T r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} \quad (5-28)$$

然后按式(5-21)与式(5-22)校核螺栓联接的挤压强度与剪切强度。

图 5-23c 所示的凸缘联轴器,是承受转矩的螺栓组联接的典型部件。各螺栓的受力根据 $r_1 = r_2 = \dots = r_z$ 的关系以及螺栓联接的类型,分别代入式(5-25)或(5-28)即可求得。

3. 受轴向载荷的螺栓组联接

图 5-24 为一受轴向总载荷 F_{Σ} 的汽缸盖螺栓组联接。 F_{Σ} 的作用线与螺栓轴线平行,并通过螺栓组的对称中心。计算时,认为各螺栓平均受载,则每个螺栓所受的轴向工作载荷为

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{z} \quad (5-29)$$

应当指出的是,各螺栓除承受轴向工作载荷 F 外,还受有预紧力 F_0 的作用。前已说明,各螺栓在工作时所受的总拉力,并不等于 F 与 F_0 之和,故由式(5-29)求得 F 后,即应按式(5-18)算出螺栓的总拉力 F_2 ,并按式(5-19)计算螺栓的强度。

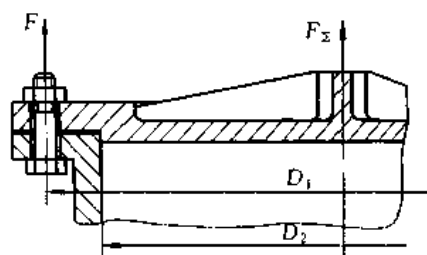


图 5-24 受轴向载荷的螺栓组联接

4. 受倾覆力矩的螺栓组联接

图 5-25a 为一受倾覆力矩的底板螺栓组联接。倾覆力矩 M 作用在通过 $x-x$ 轴并垂直于联接接合面的对称平面内。底板承受倾覆力矩前,由于螺栓已拧紧,螺栓受预紧力 F_0 ,有均匀的伸长;地基在各螺栓的 F_0 作用下,有均匀的压缩,如图 5-25b 所示。当底板受到倾覆力矩作用后,它绕轴线 $O-O$ 倾转一个角度,假定仍保持为平面。此时,在轴线 $O-O$ 左侧,地基被放松,螺栓被进一步拉伸;在右侧,螺栓被放松,地基被进一步压缩。底板的受力情况如图 5-25c 所示。

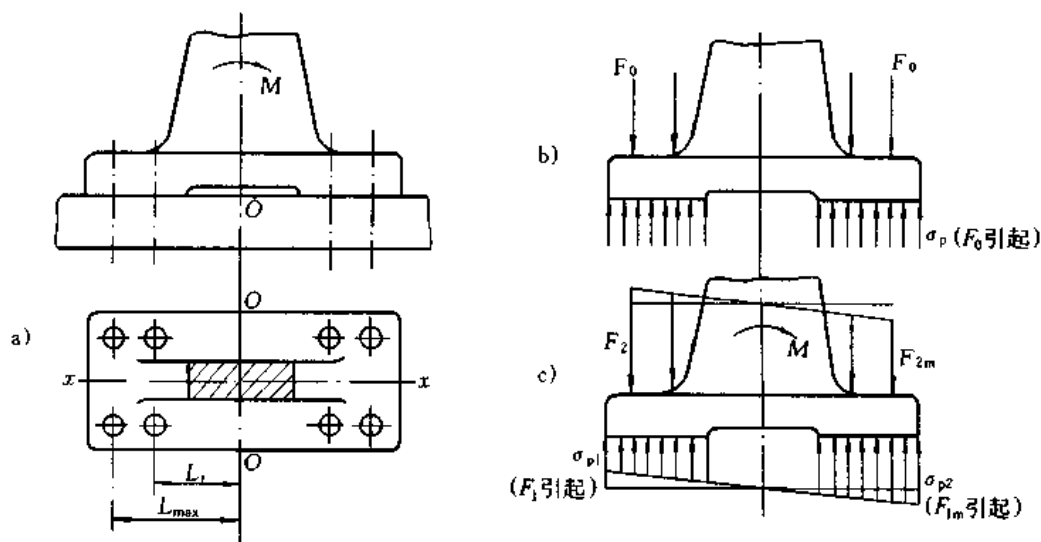


图 5-25 受倾覆力矩的螺栓组联接

上述过程,可用单个螺栓-地基的受力变形图来表示,见图 5-26。为简便起见,地基与底板的互相作用力以作用在各螺栓中心的集中力代表。如图所示,斜线 O_bA 表示螺栓的受力变形线,斜线 O_mA 表示地基的受力变形线。在倾覆力矩 M 作用以前,螺栓和地基的工作点都处于 A 点。底板上受到的合力为零。当底板上受到外加的倾覆力矩 M 后(相当于图 5-25c 的情况),在倾转轴线 $O-O$ 左侧,螺栓与地基的工作点分别移至 B_1 与 C_1 点。两者作用到底板上的合力的大小等于螺栓的工作载荷 F ,方向向下。在 $O-O$ 右侧,螺栓与地基的工作点分别移至 B_2 与 C_2 点,两者作用到底板上的合力等于载荷 F_m ,其大小等于工作载荷 F ,但方向向上(注意右侧螺栓的工作载荷为零)。作用在 $O-O$ 两侧底板上的两个总合力,对 $O-O$ 形成一个力矩,这个力矩应与外加的倾覆力矩 M 平衡,即

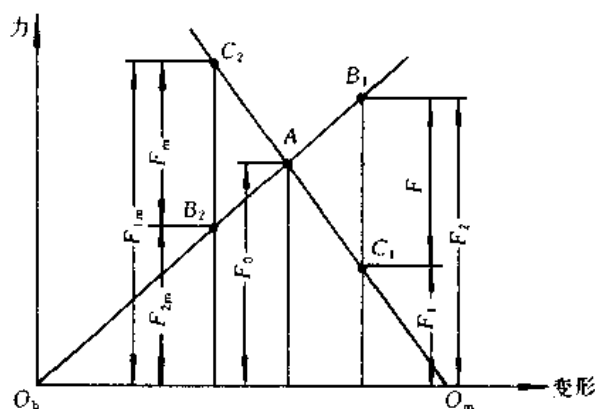


图 5-26 单个螺栓-地基的受力变形图

$$M = \sum_{i=1}^z F_i L_i \quad (5-30)$$

$$F_i = F_{\max} \frac{L_i}{L_{\max}}$$

因

则

$$M = F_{\max} \sum_{i=1}^z \frac{L_i^2}{L_{\max}}$$

或

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2} \quad (5-31)$$

式中 F_{\max} 代表最大的工作载荷; z 代表总的螺栓个数; L_i 代表各螺栓轴线到底板轴线 $O-O$ 的距离; L_{\max} 表示 L_i 中最大的值(图 5-25a)。

为了防止接合面受压最大处被压碎或受压最小处出现间隙,应该检查受载后地基接合面压应力的最大值不超过允许值,最小值不小于零,即有

$$\sigma_{p\max} = \sigma_p + \Delta\sigma_{p\max} \leq [\sigma_p] \quad (5-32)$$

$$\sigma_{p\min} = \sigma_p - \Delta\sigma_{p\max} > 0 \quad (5-33)$$

这里 $\sigma_p = \frac{zF_0}{A}$, 代表地基接合面在受载前由于预紧力而产生的挤压应力; A 为接合面的有效面积; $[\sigma_p]$ 为地基接合面的许用挤压应力; $\Delta\sigma_{p\max}$ 代表由于加载而在地基接合面上产生的附加挤压应力的最大值,用下式计算:

$$\Delta\sigma_{p\max} = \frac{1}{W} \left(M \frac{C_m}{C_m + C_b} \right) \quad (5-34)$$

式中 W 为接合面的有效抗弯截面系数; $\frac{C_m}{C_m + C_b}$ 称为地基的相对刚度。对于刚性大的地基,螺栓刚度相对来说比较小, $\frac{C_m}{C_m + C_b}$ 的值接近于 1, 计算时可取其极限情况,即取 $\frac{C_m}{C_m + C_b} = 1$, 于是

$$\Delta\sigma_{p\max} \approx \frac{M}{W} \quad (5-35)$$

则式(5-32)、式(5-33)可写成

$$\sigma_{p\max} \approx \frac{zF_0}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma_p] \quad (5-36)$$

$$\sigma_{p\min} \approx \frac{zF_0}{A} - \frac{M}{W} > 0 \quad (5-37)$$

联接接合面材料的许用挤压应力 $[\sigma_p]$, 可查表 5-7。

表 5-7 联接接合面材料的许用挤压应力 $[\sigma_p]$

材 料	钢	铸 铁	混 凝 土	砖(水泥浆缝)	木 材
$[\sigma_p]/\text{MPa}$	$0.8\sigma_s$	$(0.4 \sim 0.5)\sigma_B$	2.0~3.0	1.5~2.0	2.0~4.0

注:1) σ_s 为材料屈服极限,单位为 MPa; σ_B 为材料强度极限,单位为 MPa。

2) 当联接接合面的材料不同时,应按强度较弱者选取。

3) 联接承受静载荷时, $[\sigma_p]$ 应取表中较大值;承受变载荷时,则应取较小值。

计算受倾覆力矩的螺栓组的强度时,首先由预紧力 F_0 、最大工作载荷 F_{\max} 确定受力最大的螺栓的总拉力 F_2 ,由式(5-18)得

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F_{\max} \quad (5-38)$$

然后按式(5-19)进行强度计算。

在实际使用中,螺栓组联接受的工作载荷常常是以上四种简单受力状态的不同组合。但不论受力状态如何复杂,都可利用静力分析方法将复杂的受力状态简化成上述四种简单受力状态。因此,只要分别计算出螺栓组在这些简单受力状态下每个螺栓的工作载荷,然后将它们向量地迭加起来,便得到每个螺栓的总的工作载荷。一般说,对普通螺栓可按轴向载荷或(和)倾覆力矩确定螺栓的工作拉力;按横向载荷或(和)转矩确定联接所需要的预紧力,然后求出螺栓的总拉力。对铰制孔用螺栓则按横向载荷或(和)转矩确定螺栓的工作剪力。求得受力最大的螺栓及其所受的剪力后,再进行单个螺栓联接的强度计算。

§ 5-7 螺纹联接件的材料及许用应力

(一) 螺纹联接件的材料

国家标准规定螺纹联接件按材料的力学性能分出等级(简示于表 5-8、5-9,详见 GB/T 3098.1—2000 和 GB/T 3098.2—2000)。螺栓、螺柱、螺钉的性能等级分为十级,自 3.6 至 12.9。小数点前的数字代表材料的抗拉强度极限的 $1/100(\sigma_B/100)$,小数点后的数字代表材料的屈服极限(σ_S 或 $\sigma_{0.2}$)与抗拉强度极限(σ_B)之比值(屈强比)的 10 倍($10\sigma_S/\sigma_B$)。例如性能等级 4.6,其中 4 表示材料的抗拉强度极限为 400 MPa,6 表示屈服极限与抗拉强度极限之比为 0.6。螺母的性能等级分为七级,从 4 到 12。数字粗略表示螺母保证(能承受的)最小应力 σ_{min} 的 $1/100(\sigma_{min}/100)$ 。选用时,须注意所用螺母的性能等级应不低于与其相配螺栓的性能等级。

表 5-8 螺栓、螺钉和螺柱的性能等级

性能等级(标记)	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
抗拉强度极限 σ_B/MPa	300	400		500		600	800	900	1 000	1 200
屈服极限 σ_S (或 $\sigma_{0.2}$)/MPa	180	240	320	300	400	480	640	720	900	1 080
硬度 HBS _{min}	90	114	124	147	152	181	238	276	304	366
推荐材料	低碳钢	低碳钢或中碳钢					低碳合金钢,中碳钢,淬火并回火	中碳钢,低、中碳合金钢,合金钢,淬火并回火	合金钢淬火并回火	

注:规定性能等级的螺栓、螺母在图纸中只标出性能等级,不应标出材料牌号。

表 5-9 螺母的性能等级

性能等级(标记)	4	5	6	8	9	10	12
螺母保证最小应力 σ_{min}/MPa	510 ($d \geq 16 \sim 39$)	520 ($d \geq 3 \sim 4$, 右同)	600	800	900	1 040	1 150
推荐材料	易切削钢,低碳钢		低碳钢或中碳钢	中碳钢		中碳钢,低、中碳合金钢,淬火并回火	
相配螺栓的性能等级	3.6, 4.6, 4.8 ($d > 16$)	3.6, 4.6, 4.8 ($d \leq 16$); 5.6, 5.8	6.8	8.8	8.8($d > 16 \sim 39$) 9.8($d \leq 16$)	10.9	12.9

注:1) 均指粗牙螺纹螺母。

2) 性能等级为 10、12 的硬度最大值为 38HRC,其余性能等级的硬度最大值为 30HRC。

适合制造螺纹联接件的材料品种很多,常用材料有低碳钢(Q215、10 钢)和中碳钢(Q235、35 钢、45 钢)。对于承受冲击、振动或变载荷的螺纹联接件,可采用低合金钢、合金钢,如 15Cr、40Cr、30CrMnSi 等。标准规定 8.8 和 8.8 级以上的中碳钢、低碳或中碳合金钢都须经淬火并回火处理。对于特殊用途(如防锈蚀、防磁、导电或耐高温等)的螺纹联接件,可采用特种钢或铜合金、铝合金等,并经表面处理(如氧化、镀锌钝化、磷化、镀镉等)。

普通垫圈的材料,推荐采用 Q235、15 钢、35 钢,弹簧垫圈用 65Mn 制造,并经热处理和表面处理。

(二) 螺纹联接件的许用应力

螺纹联接件的许用应力与载荷性质(静、变载荷)、装配情况(松联接或紧联接)以及螺纹联接件的材料、结构尺寸等因素有关。螺纹联接件的许用拉应力按下式确定:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} \quad (5-39)$$

螺纹联接件的许用切应力 $[\tau]$ 和许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 分别按下式确定:

$$[\tau] = \frac{\sigma_s}{S_r} \quad (5-40)$$

对于钢 $[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{S_p} \quad (5-41)$

对于铸铁 $[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{S_p} \quad (5-42)$

式中: σ_s, σ_B ——分别为螺纹联接件材料的屈服极限和强度极限,见表 5-8,常用铸铁联接件的 σ_B 可取 200~250 MPa;

S, S_r, S_p ——安全系数,见表 5-10。

表 5-10 螺纹联接的安全系数 S

受载类型			静 载 荷				变 载 荷			
松螺栓联接			1.2~1.7							
紧螺栓联接	受轴向及横向载荷的普通螺栓联接	不控制预紧力的计算		M6~M16	M16~M30	M30~M60		M6~M16	M16~M30	M30~M60
		碳 钢	5~4	4~2.5	2.5~2	碳 钢	12.5~8.5	8.5	8.5~12.5	
		合金钢	5.7~5	5~3.4	3.4~3	合金钢	10~6.8	6.8	6.8~10	
	控制预紧力的计算	1.2~1.5				1.2~1.5 ($S_s=2.5\sim4$), 参看式(3-25)				
		铰制孔用螺栓联接	钢: $S_r=2.5, S_p=1.25$ 铸铁: $S_p=2.0\sim2.5$				钢: $S_r=3.5\sim5, S_p=1.5$ 铸铁: $S_p=2.5\sim3.0$			

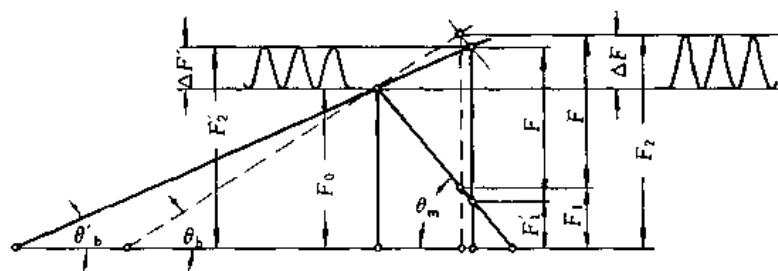
§ 5-8 提高螺纹联接强度的措施

以螺栓联接为例,螺栓联接的强度主要取决于螺栓的强度,因此,研究影响螺栓强度的因素和提高螺栓强度的措施,对提高联接的可靠性有着重要的意义。

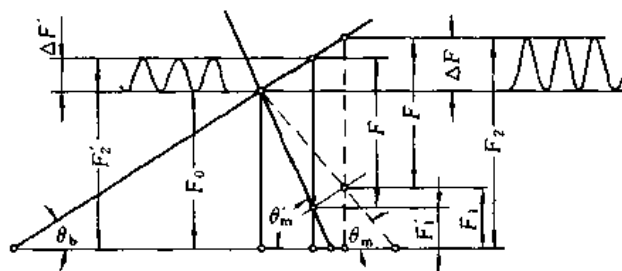
影响螺栓强度的因素很多,主要涉及到螺纹牙的载荷分配、应力变化幅度、应力集中、附加应力、材料的机械性能和制造工艺等几个方面。下面分析各种因素对螺栓强度的影响以及提高强度的相应措施。

(一) 降低影响螺栓疲劳强度的应力幅

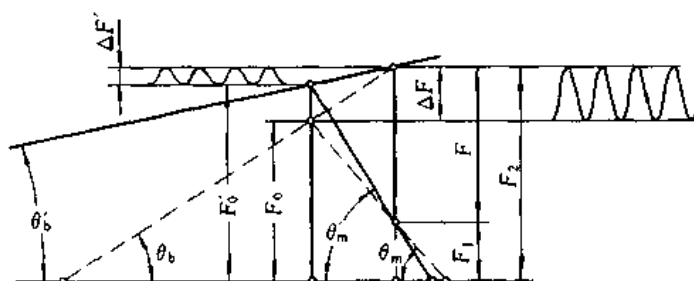
根据理论与实践可知,受轴向变载荷的紧螺栓联接,在最小应力不变的条件下,应力幅越小,则螺栓越不容易发生疲劳破坏,联接的可靠性越高。当螺栓所受的工作拉力在 $0 \sim F$ 之间变化时,则螺栓的总拉力将在 $F_0 \sim F_2$ 之间变动。由式(5-18)可知,在保持预紧力 F_0 不变的条件下,



a) 降低螺栓的刚度 ($C_b' < C_b$, 即 $\theta_b' < \theta_b$)



b) 增大被联接件的刚度 ($C_m' > C_m$, 即 $\theta_m' > \theta_m$)



c) 同时采用三种措施 ($F_0' > F_0$, $C_b' < C_b$, $C_m' > C_m$)

图 5-27 提高螺栓联接变应力强度的措施

若减小螺栓刚度 C_b 或增大被联接件刚度 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。但由式(5-17)可知, 在 F_0 给定的条件下, 减小螺栓刚度 C_b 或增大被联接件的刚度 C_m , 都将引起残余预紧力 F_1 减小, 从而降低了联接的紧密性。因此, 若在减小 C_b 和增大 C_m 的同时, 适当增加预紧力 F_0 , 就可以使 F_1 不致减小太多或保持不变。这对改善联接的可靠性和紧密性是有利的。但预紧力不宜增加过大, 必须控制在所规定的范围内[见式(5-2)], 以免过分削弱螺栓的静强度。

图 5-27a、b、c 分别表示单独降低螺栓刚度、单独增大被联接件刚度和把这两种措施与增大预紧力同时并用时, 螺栓联接的载荷变化情况。

为了减小螺栓的刚度, 可适当增加螺栓的长度, 或采用图 5-28 所示的腰状杆螺栓和空心螺栓。如果在螺母下面安装上弹性元件(图 5-29), 其效果和采用腰状杆螺栓或空心螺栓时相似。

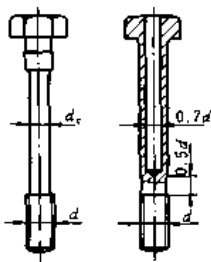


图 5-28 腰状杆螺栓与空心螺栓

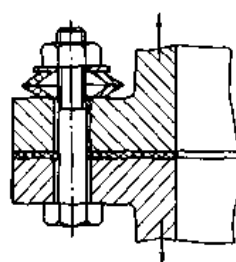
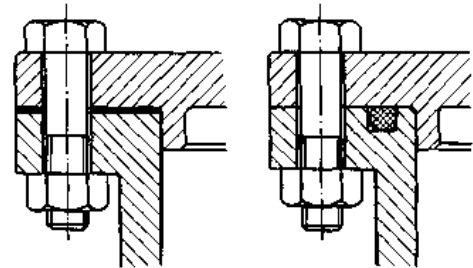


图 5-29 弹性元件



a) 软垫片密封 b) 密封环密封

图 5-30 汽缸密封元件

为了增大被联接件的刚度, 可以不用垫片或采用刚度较大的垫片。对于需要保持紧密性的联接, 从增大被联接件的刚度的角度来看, 采用较软的汽缸垫片(图 5-30a)并不合适。此时以采用刚度较大的金属垫片或密封环较好(图 5-30b)。

(二) 改善螺纹牙上载荷分布不均的现象

不论螺栓联接的具体结构如何, 螺栓所受的总拉力 F_2 都是通过螺栓和螺母的螺纹牙面接触来传递的。由于螺栓和螺母的刚度及变形性质不同, 即使制造和装配都很精确, 各圈螺纹牙上的受力也是不同的。如图 5-31 所示, 当联接受载时, 螺栓受拉伸, 外螺纹的螺距增大; 而螺母受压缩, 内螺纹的螺距减小。由图可知, 螺纹螺距的变化差以旋合的第一圈处为最大。以后各圈递减。旋合螺纹间的载荷分布, 如图 5-32 所示。实验证明, 约有 1/3 的载荷集中在第一圈上, 第八圈以后的螺纹牙几乎不承受载荷。因此, 采用螺纹牙圈数过多的加厚螺母, 并不能提高联接的强度。

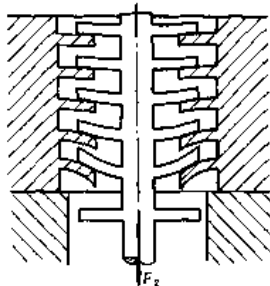


图 5-31 旋合螺纹的变形示意图

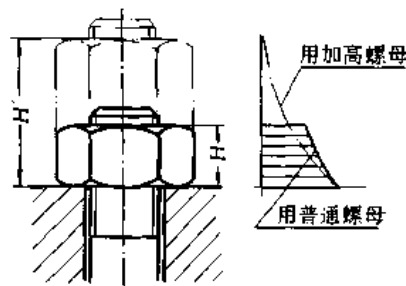


图 5-32 旋合螺纹间的载荷分布

为了改善螺纹牙上的载荷分布不均程度,常采用悬置螺母、减小螺栓旋合段本来受力较大的几圈螺纹牙的受力面或采用钢丝螺套,现分述于后。

图 5-33a 为悬置螺母,螺母的旋合部分全部受拉,其变形性质与螺栓相同,从而可以减小两者的螺距变化差,使螺纹牙上的载荷分布趋于均匀。图 5-33b 为环槽螺母,这种结构可以使螺母内缘下端(螺栓旋入端)局部受拉,其作用和悬置螺母相似,但其载荷均布的效果不及悬置螺母。

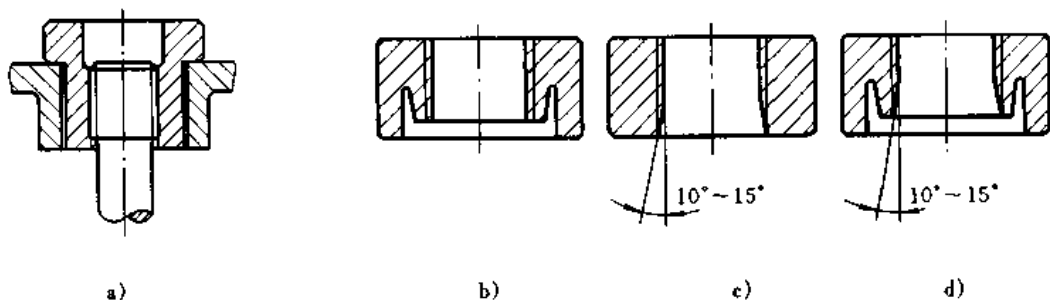


图 5-33 均载螺母结构

图 5-33c 为内斜螺母。螺母下端(螺栓旋入端)受力大的几圈螺纹处制成 $10^\circ \sim 15^\circ$ 的斜角,使螺栓螺纹牙的受力面由上而下逐渐外移。这样,螺栓旋合段下部的螺纹牙在载荷作用下,容易变形,而载荷将向上转移使载荷分布趋于均匀。

图 5-33d 所示的螺母结构,兼有环槽螺母和内斜螺母的作用。这些特殊结构的螺母,由于加工比较复杂,所以只限于重要的或大型的联接上使用。

图 5-34 为钢丝螺套。它主要用来旋入轻合金的螺纹孔内,旋入后将安装柄根在缺口处折断,然后才旋上螺栓。因它具有一定的弹性,可以起到均载的作用,再加上它还有减振的作用,故能显著提高螺纹联接件的疲劳强度。

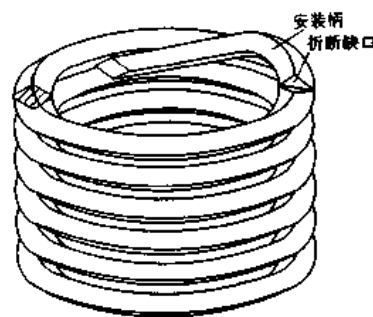
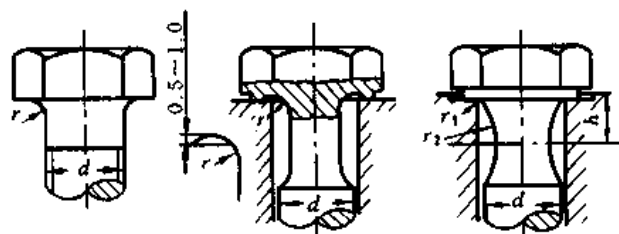


图 5-34 钢丝螺套

(三) 减小应力集中的影响

螺栓上的螺纹(特别是螺纹的收尾)、螺栓头和螺栓杆的过渡处以及螺栓横截面面积发生变化的部位等,都要产生应力集中。为了减小应力集中的程度,可以采用较大的圆角和卸载结构(图 5-35),或将螺纹收尾改为退刀槽等。但应注意,采用一些特殊结构会使制造成本增高。



a) 加大圆角 b) 卸载槽 c) 卸载过渡结构

$$r = 0.2d; r_1 \approx 0.15d; r_2 \approx 1.0d; h \approx 0.5d$$

图 5-35 圆角和卸载结构

此外,在设计、制造和装配上应力求避免螺纹联接产生附加弯曲应力,以免严重降低螺栓的强度。为了减小附加弯曲应力,要从结构、制造和装配等方面采取措施。例如规定螺母、螺栓头部和被联接件的支承面的加工要求,以及螺纹的精度等级、装配精度等;或者采用球面垫圈(图 5-36)、带有腰环(图 5-37)或细长的螺栓等来保证螺栓联接的装配精度。至于在结构上应注意的问题,可参考 § 5-6 中的有关内容,这里不再赘述。

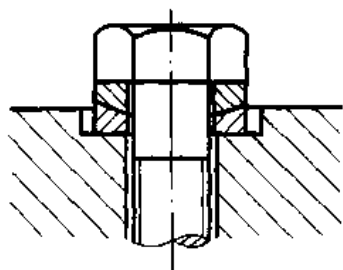


图 5-36 球面垫圈

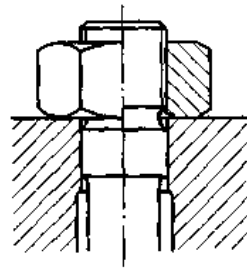


图 5-37 腰环螺栓联接

(四) 采用合理的制造工艺方法

采用冷墩螺栓头部和滚压螺纹的工艺方法,可以显著提高螺栓的疲劳强度。这是因为除可降低应力集中外,冷墩和滚压工艺不切断材料纤维,金属流线的走向合理(图 5-38),而且有冷作硬化的效果,并使表层留有残余应力。因而滚压螺纹的疲劳强度可较切削螺纹的疲劳强度提高 30%~40%。如果热处理后再滚压螺纹,其疲劳强度可提高 70%~100%。这种冷墩和滚压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。

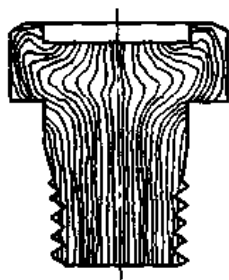


图 5-38 冷墩与滚压加工螺栓中的金属流线

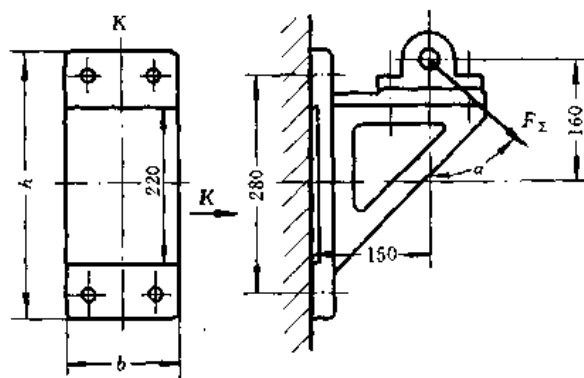


图 5-39 托架底板螺栓组联接

此外,在工艺上采用氮化、氰化、喷丸等处理,都是提高螺纹联接件疲劳强度的有效方法。

例题 图 5-39 所示为一固定在钢制立柱上的铸铁托架,已知总载荷 $F_z = 4800 \text{ N}$,其作用线与垂直线的夹角 $\alpha = 50^\circ$,底板高 $h = 340 \text{ mm}$,宽 $b = 150 \text{ mm}$,试设计此螺栓组联接。

[解] 1. 螺栓组结构设计

采用如图所示的结构,螺栓数 $z = 4$,对称布置。

2. 螺栓受力分析

1) 在总载荷 F_z 的作用下,螺栓组联接承受以下各力和倾覆力矩的作用:

轴向力(F_z 的水平分力 F_{zk} ,作用于螺栓组中心,水平向右)

$$F_{Zh} = F_Z \sin \alpha = 4\,800 \text{ N} \cdot \sin 50^\circ = 3\,677 \text{ N}$$

横向力 (F_Z 的垂直分力 F_{Zv} , 作用于接合面, 垂直向下)

$$F_{Zv} = F_Z \cos \alpha = 4\,800 \text{ N} \cdot \cos 50^\circ = 3\,085 \text{ N}$$

倾覆力矩 (顺时针方向)

$$M = F_{Zh} \times 16 + F_{Zv} \times 15 = 105\,107 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

2) 在轴向力 F_{Zh} 的作用下, 各螺栓所受的工作拉力为

$$F_A = \frac{F_{Zh}}{z} = \frac{3\,677}{4} \text{ N} = 919 \text{ N}$$

3) 在倾覆力矩 M 的作用下, 上面两螺栓受到加载作用, 而下面两螺栓受到减载作用, 故上面的螺栓受力较大, 所受的载荷按式 (5-31) 确定

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2} = \frac{105\,107 \times 14}{2 \times (14^2 + 14^2)} \text{ N} = 1\,877 \text{ N}$$

故上面的螺栓所受的轴向工作载荷为

$$F = F_A + F_{\max} = 919 \text{ N} + 1\,877 \text{ N} = 2\,796 \text{ N}$$

4) 在横向力 F_{Zv} 的作用下, 底板联接接合面可能产生滑移, 根据底板接合面不滑移的条件

$$f \left(zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m} F_{Zh} \right) \geq K_s F_{Zv}$$

由表 5-6 查得接合面间的摩擦系数 $f = 0.16$, 并取 $\frac{C_b}{C_b + C_m} = 0.2$, 则 $\frac{C_m}{C_b + C_m} = 1 - \frac{C_b}{C_b + C_m} = 0.8$, 取防滑系数 $K_s = 1.2$, 则各螺栓所需要的预紧力为

$$F_0 \geq \frac{1}{z} \left(\frac{K_s F_{Zv}}{f} + \frac{C_m}{C_b + C_m} F_{Zh} \right) = \frac{1}{4} \times \left(\frac{1.2 \times 3\,085}{0.16} + 0.8 \times 3\,677 \right) \text{ N} = 6\,520 \text{ N}$$

5) 上面每个螺栓所受的总拉力 F_2 按式 (5-18) 求得

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F = 6\,520 \text{ N} + 0.2 \times 2\,796 \text{ N} = 7\,079 \text{ N}$$

3. 确定螺栓直径

选择螺栓材料为 Q235、性能等级为 4.6 的螺栓, 由表 5-8 查得材料屈服极限 $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$, 由表 5-10 查得

安全系数 $S = 1.5$, 故螺栓材料的许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{240}{1.5} \text{ MPa} = 160 \text{ MPa}$ 。

根据式 (5-20) 求得螺栓危险截面的直径 (螺纹小径 d_1) 为

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_2}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 7\,079}{3.1416 \times 160}} \text{ mm} = 8.6 \text{ mm}$$

按粗牙普通螺纹标准 (GB 196—81), 选用螺纹公称直径 $d = 12 \text{ mm}$ (螺纹小径 $d_1 = 10.106 \text{ mm} > 8.6 \text{ mm}$)。

4. 校核螺栓组联接接合面的工作能力

1) 联接接合面下端的挤压应力不超过许用值, 以防止接合面压碎。参考式 (5-36), 有

$$\begin{aligned} \sigma_{p\max} &= \frac{1}{A} \left(zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_m} F_{Zh} \right) + \frac{M}{W} \\ &= \left[\frac{1}{15 \times (34 - 22)} \times (4 \times 6\,520 - 0.8 \times 3\,677) + \frac{105\,107}{\frac{15}{12 \times \frac{34}{2}} \times (34^3 - 22^3)} \right] \text{ N/cm}^2 \\ &= 184.6 \text{ N/cm}^2 = 1.84 \text{ MPa} \end{aligned}$$

由表 5-7 查得 $[\sigma_p] = 0.5\sigma_B = 0.5 \times 250 \text{ MPa} = 125 \text{ MPa} \gg 1.84 \text{ MPa}$, 故联接接合面下端不致压碎。

2) 联接接合面上端应保持一定的残余预紧力, 以防止托架受力时接合面间产生间隙, 即 $\sigma_{pmin} > 0$, 参考式 (5-37), 有

$$\sigma_{pmin} = \frac{1}{A} \left(zF_0 - \frac{C_m}{C_b + C_n} F_{\Sigma h} \right) - \frac{M}{W} = 72.44 \text{ N/cm}^2 \approx 0.72 \text{ MPa} > 0$$

故接合面上端受压最小处不会产生间隙。

5. 校核螺栓所需的预紧力是否合适

参考式 (5-2), 对碳素钢螺栓, 要求

$$F_0 \leq (0.6 \sim 0.7) \sigma_s A_1$$

已知 $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$, $A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{\pi}{4} \times 10.106^2 \text{ mm}^2 = 80.214 \text{ mm}^2$, 取预紧力下限即

$$0.6\sigma_s A_1 = 0.6 \times 240 \times 80.214 \text{ N} = 11\,550.8 \text{ N}$$

要求的预紧力 $F_0 = 6\,520 \text{ N}$, 小于上值, 故满足要求。

确定螺栓的公称直径后, 螺栓的类型、长度、精度以及相应的螺母、垫圈等结构尺寸, 可根据底板厚度、螺栓在立柱上的固定方法及防松装置等全面考虑后定出, 此处从略。

§ 5-9 螺旋传动

(一) 螺旋传动的类型和应用

螺旋传动是利用螺杆和螺母组成的螺旋副来实现传动要求的。它主要用于将回转运动转变为直线运动, 同时传递运动和动力。

根据螺杆和螺母的相对运动关系, 螺旋传动的常用运动形式, 主要有以下两种: 图 5-40a 是螺杆转动, 螺母移动, 多用于机床的进给机构中; 图 5-40b 是螺母固定, 螺杆转动并移动, 多用于螺旋起重器 (千斤顶, 参看图 5-41) 或螺旋压力机中。

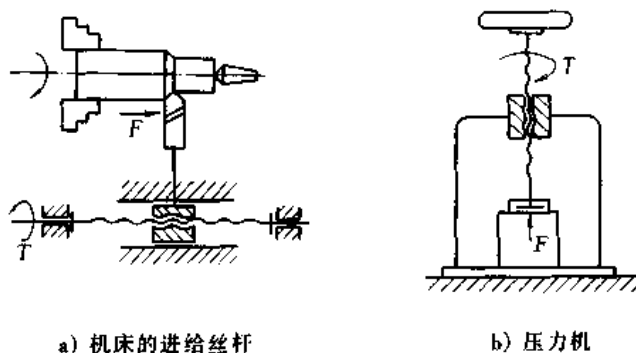


图 5-40 螺旋传动的运动形式

螺旋传动按其用途不同, 可分为以下三种类型:

1) 传力螺旋 它以传递动力为主, 要求以较小的转矩产生较大的轴向推力, 用以克服工件阻力, 如各种起重或加压装置的螺旋。这种传力螺旋主要是承受很大的轴向力, 一般为间歇性工作, 每次的工作时间较短, 工作速度也不高, 而且通常需有自锁能力。

2) 传导螺旋 它以传递运动为主, 有时也承受较大的轴向载荷, 如机床进给机构的螺旋等。传导螺旋常需在较长的时间内连续工作, 工作速度较高, 因此要求具有较高的传动精度。

3) 调整螺旋 它用以调整、固定零件的相对位置,如机床、仪器及测试装置中的微调机构的螺旋。调整螺旋不经常转动,一般在空载下调整。

螺旋传动按其螺旋副的摩擦性质不同,又可分为滑动螺旋(滑动摩擦)、滚动螺旋(滚动摩擦)和静压螺旋(流体摩擦)。滑动螺旋结构简单,便于制造,易于自锁,但其主要缺点是摩擦阻力大,传动效率低(一般为30%~40%),磨损快,传动精度低等。相反,滚动螺旋和静压螺旋的摩擦阻力小,传动效率高(一般为90%以上),但结构复杂,特别是静压螺旋还需要供油系统。因此,只有在高精度、高效率的重要传动中才宜采用,如数控、精密机床,测试装置或自动控制系统中的螺旋传动等。

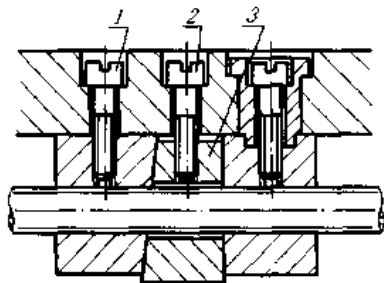
本节重点讨论滑动螺旋传动的设计和计算,对滚动螺旋和静压螺旋只作简单的介绍。

(二) 滑动螺旋的结构和材料

1. 滑动螺旋的结构

螺旋传动的结构主要是指螺杆、螺母的固定和支承的结构形式。螺旋传动的工作刚度与精度等和支承结构有直接关系,当螺杆短而粗且垂直布置时,如起重及加压装置的传力螺旋,可以利用螺母本身作为支承(图5-41)。当螺杆细长且水平布置时,如机床的传导螺旋(丝杠)等,应在螺杆两端或中间附加支承,以提高螺杆的工作刚度。螺杆的支承结构和轴的支承结构基本相同,可参看第十二、十三两章有关内容。此外,对于轴向尺寸较大的螺杆,应采用对接的组合结构代替整体结构,以减少制造工艺上的困难。

螺母的结构有整体螺母、组合螺母和剖分螺母等形式。整体螺母结构简单,但由磨损而产生的轴向间隙不能补偿,只适合在精度要求较低的螺旋中使用。对于经常双向传动的传导螺旋,为了消除轴向间隙和补偿旋合螺纹的磨损,避免反向传动时的空行程,常采用组合螺母或剖分螺母。图5-42是利用调整楔块来定期调整螺旋副的轴向间隙的一种组合螺母的结构型式。



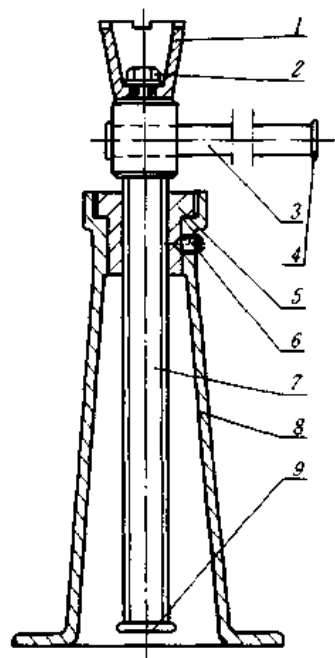
1—固定螺钉;2—调整螺钉;3—调整楔块

图 5-42 组合螺母

滑动螺旋采用的螺纹类型有矩形、梯形和锯齿形。其中以梯形和锯齿形螺纹应用最广。螺杆常用右旋螺纹,只有在某些特殊的场合,如车床横向进给丝杠,为了符合操作习惯,才采用左旋螺纹。传力螺旋和调整螺旋要求自锁时,应采用单线螺纹。对于传导螺旋,为了提高其传动效率及直线运动速度,可采用多线螺纹(线数 $n=3\sim 4$,甚至多达6)。

2. 螺杆和螺母的材料

螺杆材料要有足够的强度和耐磨性。螺母材料除要有足够的强度外,还要求在与螺杆材料配合时摩擦系数小和耐磨。螺旋传动常用的材料见表5-11。



1—托杯;2—螺钉;3—手柄;4—挡环;

5—螺母;6—紧定螺钉;7—螺杆;

8—底座;9—挡环

图 5-41 螺旋起重器

表 5-11 螺旋传动常用的材料

螺旋副	材 料 牌 号	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,转速较低的传动
	40Cr、65Mn、T12、40WMn	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
	20CrMnTi	
	9Mn2V、CrWMn	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传动
	38CrMoAl	
螺 母	ZCuSn10P1、ZCuSn5Pb5Zn5(铸锡青铜)	材料耐磨性好,适用于一般传动
	ZCuAl9Fe4Ni4Mn2(铸铝青铜)	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
	ZCuZn25Al6Fe3Mn3(铸铝黄铜)	

(三) 滑动螺旋传动的设计计算

滑动螺旋工作时,主要承受转矩及轴向拉力(或压力)的作用,同时在螺杆和螺母的旋合螺纹间有较大的相对滑动。其失效形式主要是螺纹磨损。因此,滑动螺旋的基本尺寸(即螺杆直径与螺母高度),通常是根据耐磨性条件确定的。对于受力较大的传力螺旋,还应校核螺杆危险截面以及螺母螺纹牙的强度,以防止发生塑性变形或断裂;对于要求自锁的螺杆应校核其自锁性;对于精密的传动螺旋应校核螺杆的刚度(螺杆的直径应根据刚度条件确定),以免受力后由于螺距的变化引起传动精度降低;对于长径比很大的螺杆,应校核其稳定性,以防止螺杆受压后失稳;对于高速的长螺杆还应校核其临界转速,以防止产生过度的横向振动等。在设计时,应根据螺旋传动的类型、工作条件及其失效形式等,选择不同的设计准则,而不必逐项进行校核。

下面主要介绍耐磨性计算和几项常用的校核计算方法。

1. 耐磨性计算

滑动螺旋的磨损与螺纹工作面上的压力、滑动速度、螺纹表面粗糙度以及润滑状态等因素有关。其中最主要的是螺纹工作面上的压力,压力越大螺旋副间越容易形成过度磨损。因此,滑动螺旋的耐磨性计算,主要是限制螺纹工作面上的压力 p ,使其小于材料的许用压力 $[p]$ 。

如图 5-43 所示,假设作用于螺杆的轴向力为 F (单位为 N),螺纹的承压面积(指螺纹工作表面投影到垂直于轴向力的平面上的面积)为 A (单位为 mm^2),螺纹中径为 d_2 (单位为 mm),螺纹工作高度为 h (单位为 mm),螺纹螺距为 P (单位为 mm),螺母高度为 H (单位为 mm),螺纹工作圈数为 $u = \frac{H}{P}$,则螺纹工作面上的耐磨性条件为

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d_2 h u} = \frac{FP}{\pi d_2 h H} \leq [p] \quad (5-43)$$

上式可作为校核计算用。为了导出设计计算式,令 $\phi = \frac{H}{d_2}$,则 $H = \phi d_2$ 。代入式(5-43)整理后可得

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{FP}{\pi h \phi [p]}} \quad (5-44)$$

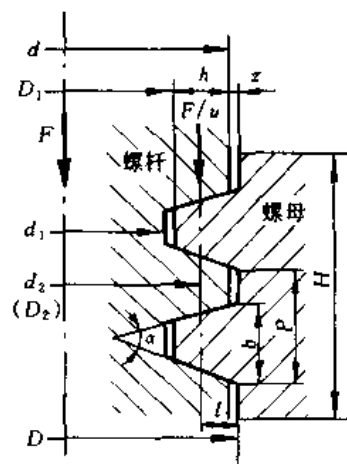


图 5-43 螺旋副受力

对于矩形和梯形螺纹, $h = 0.5P$, 则

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\phi[p]}} \quad (5-45)$$

对于 30°锯齿形螺纹, $h = 0.75P$, 则

$$d_2 \geq 0.65 \sqrt{\frac{F}{\phi[p]}} \quad (5-46)$$

螺母高度

$$H = \phi d_2 \quad (5-47)$$

式中: $[p]$ 为材料的许用压力, 单位为 MPa, 见表 5-12; ϕ 值一般取 1.2~3.5。对于整体螺母, 由于磨损后不能调整间隙, 为使受力分布比较均匀, 螺纹工作圈数不宜过多, 故取 $\phi = 1.2 \sim 2.5$; 对于剖分螺母和兼作支承的螺母, 可取 $\phi = 2.5 \sim 3.5$; 只有传动精度较高, 载荷较大, 要求寿命较长时, 才允许取 $\phi = 4$ 。

根据公式算得螺纹中径 d_2 后, 应按国家标准选取相应的公称直径 d 及螺距 P 。螺纹工作圈数不宜超过 10 圈。

螺纹几何参数确定后, 对于有自锁性要求的螺旋副, 还应校核螺旋副是否满足自锁条件, 即

$$\psi \leq \varphi_v = \arctan \frac{f}{\cos \beta} = \arctan f_v \quad (5-48)$$

式中: ψ 为螺纹升角; f_v 为螺旋副的当量摩擦系数; f 为摩擦系数, 见表 5-12。

表 5-12 滑动螺旋副材料的许用压力 $[p]$ 及摩擦系数 f

螺杆 - 螺母的材料	滑动速度/(m/min)	许用压力/MPa	摩擦系数 f
钢 - 青铜	低速	18 ~ 25	0.08 ~ 0.10
	≤ 3.0	11 ~ 18	
	6 ~ 12	7 ~ 10	
	> 15	1 ~ 2	
淬火热钢 - 青铜	6 ~ 12	10 ~ 13	0.06 ~ 0.08
钢 - 铸铁	< 2.4	13 ~ 18	0.12 ~ 0.15
	6 ~ 12	4 ~ 7	
钢 - 钢	低速	7.5 ~ 13	0.11 ~ 0.17

注: 1) 表中许用压力值适用于 $\phi = 2.5 \sim 4$ 的情况。当 $\phi < 2.5$ 时可提高 20%; 若为剖分螺母时应降低 15% ~ 20%。

2) 表中摩擦系数起动时取大值, 运转中取小值。

2. 螺杆的强度计算

受力较大的螺杆需进行强度计算。螺杆工作时承受轴向压力(或拉力) F 和扭矩 T 的作用。螺杆危险截面上既有压缩(或拉伸)应力, 又有切应力。因此, 校核螺杆强度时, 应根据第四强度理论求出危险截面的计算应力 σ_{ca} , 其强度条件为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{F}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_T}\right)^2} \leq [\sigma]$$

或

$$\sigma_{ca} = \frac{1}{A} \sqrt{F^2 + 3 \left(\frac{4T}{d_1} \right)^2} \leq [\sigma] \quad (5-49)$$

式中: F —— 螺杆所受的轴向压力(或拉力), 单位为 N;

A —— 螺杆螺纹段的危险截面面积; $A = \frac{\pi}{4} d_1^2$, 单位为 mm^2 ;

W_T —— 螺杆螺纹段的抗扭截面系数, $W_T = \frac{\pi d_1^3}{16} = A \frac{d_1}{4}$, 单位为 mm^3 ;

d_1 —— 螺杆螺纹小径, 单位为 mm;

T —— 螺杆所受的扭矩, $T = F \tan(\psi + \varphi_v) \frac{d_2}{2}$, 单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}$;

$[\sigma]$ —— 螺杆材料的许用应力, 单位为 MPa, 见表 5-13。

表 5-13 滑动螺旋副材料的许用应力

螺旋副材料		许用应力/MPa		
		$[\sigma]$	$[\sigma_b]$	$[\tau]$
螺栓	钢	$\frac{\sigma_s}{3 \sim 5}$		
	青铜		40 ~ 60	30 ~ 40
	铸铁		45 ~ 55	40
	铜		$(1.0 \sim 1.2)[\sigma]$	$0.6[\sigma]$

注: 1) σ_s 为材料屈服极限。

2) 载荷稳定时, 许用应力取大值。

3. 螺母螺纹牙的强度计算

螺纹牙多发生剪切和挤压破坏, 一般螺母的材料强度低于螺杆, 故只需校核螺母螺纹牙的强度。

如图 5-44 所示, 如果将一圈螺纹沿螺母的螺纹大径 D (单位为 mm) 处展开, 则可看作宽度为 πD 的悬臂梁。假设螺母每圈螺纹所承受的平均压力为

$\frac{F}{u}$, 并作用在以螺纹中径 D_2 (单位为 mm) 为直径的圆周上,

则螺纹牙危险截面 $a-a$ 的剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F}{\pi D b u} \leq [\tau] \quad (5-50)$$

螺纹牙危险截面 $a-a$ 的弯曲强度条件为

$$\sigma_b = \frac{6 Fl}{\pi D b^2 u} \leq [\sigma_b] \quad (5-51)$$

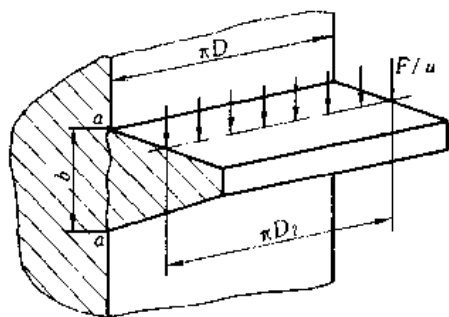


图 5-44 螺母螺纹圈的受力

式中: b —— 螺纹牙根部的厚度, 单位为 mm, 对于矩形螺纹, $b = 0.5P$, 对于梯形螺纹, $b = 0.65P$, 对于 30° 锯齿形螺纹, $b = 0.75P$, P 为螺纹螺距;

l —— 弯曲力臂, 单位为 mm (参看图 5-43, $l = \frac{D - D_2}{2}$);

$[\tau]$ —— 螺母材料的许用切应力, 单位为 MPa, 见表 5-13;

$[\sigma_b]$ —— 螺母材料的许用弯曲应力, 单位为 MPa, 见表 5-13。

其余符号的意义和单位同前。

当螺杆和螺母的材料相同时,由于螺杆的小径 d_1 小于螺母螺纹的大径 D ,故应校核螺杆螺纹牙的强度。此时,式(5-50)、(5-51)中的 D 应改为 d_1 。

4. 螺母外径与凸缘的强度计算

在螺旋起重器螺母的设计计算中,除了进行耐磨性计算与螺纹牙的强度计算外,还要进行螺母下段与螺母凸缘的强度计算。如图 5-45 所示的螺母结构形式,工作时,在螺母凸缘与底座的接触面上产生挤压应力,凸缘根部受到弯曲及剪切作用。螺母下段悬置,承受拉力和螺纹牙上的摩擦力矩作用。

设悬置部分承受全部外载荷 F ,并将 F 增加 20% ~ 30% 来代替螺纹牙上摩擦力矩的作用,则螺母悬置部分危险截面 $b-b$ 内的最大拉伸应力为

$$\sigma = \frac{(1.2 \sim 1.3) F}{\frac{\pi}{4} (D_3^2 - D^2)} \leq [\sigma] \quad (5-52)$$

式中 $[\sigma]$ 为螺母材料的许用拉伸应力, $[\sigma] = 0.83[\sigma_b]$, $[\sigma_b]$ 为螺母材料的许用弯曲应力,见表 5-13。

螺母凸缘的强度计算包括:

凸缘与底座接触表面的挤压强度计算

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi}{4} (D_4^2 - D_3^2)} \leq [\sigma_p] \quad (5-53)$$

式中 $[\sigma_p]$ 为螺母材料的许用挤压应力,可取 $[\sigma_p] = (1.5 \sim 1.7)[\sigma_b]$ 。

凸缘根部的弯曲强度计算

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot \frac{1}{4} (D_4 - D_3)}{\frac{1}{6} \pi D_3 a^2} = \frac{1.5 F (D_4 - D_3)}{\pi D_3 a^2} \leq [\sigma_b] \quad (5-54)$$

式中各尺寸符号的意义见图 5-45。

凸缘根部被剪断的情况极少发生,故强度计算从略。

5. 螺杆的稳定性计算

对于长径比大的受压螺杆,当轴向压力 F 大于某一临界值时,螺杆就会突然发生侧向弯曲而丧失其稳定性。因此,在正常情况下,螺杆承受的轴向力 F (单位为 N) 必须小于临界载荷 F_{cr} (单位为 N)。则螺杆的稳定性条件为

$$S_{sc} = \frac{F_{cr}}{F} \geq S_s \quad (5-55)$$

式中: S_{sc} ——螺杆稳定性的计算安全系数。

S_s ——螺杆稳定性安全系数,对于传力螺旋(如起重螺杆等), $S_s = 3.5 \sim 5.0$; 对于传导螺旋, $S_s = 2.5 \sim 4.0$; 对于精密螺杆或水平螺杆, $S_s > 4$ 。

F_{cr} ——螺杆的临界载荷,单位为 N; 根据螺杆的柔度 λ 值的大小选用不同的公式计算, $\lambda = \frac{\mu l}{i}$ 。

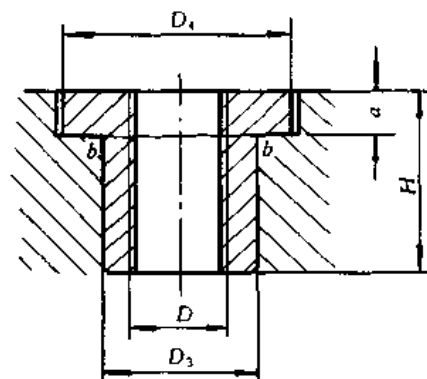


图 5-45 螺旋起重器的螺母结构

此处, μ 为螺杆的长度系数, 见表 5-14; l 为螺杆的工作长度, 单位为 mm; 螺杆两端支承时取两支点间的距离作为工作长度 l , 螺杆一端以螺母支承时以螺母中部到另一端支点的距离作为工作长度 l ; i 为螺杆危险截面的惯性半径, 单位为 mm; 若螺杆危险截面面积 $A = \frac{\pi}{4} d_1^2$, 则 $i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_1}{4}$ 。

临界载荷 F_{cr} 可按欧拉公式计算, 即

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} \quad (5-56)$$

式中: E —— 螺杆材料的拉压弹性模量, 单位为 MPa, $E = 2.06 \times 10^5$ MPa;

I —— 螺杆危险截面的惯性矩, $I = \frac{\pi d_1^4}{64}$, 单位为 mm^4 。

当 $\lambda_0 < 40$ 时, 可以不必进行稳定性校核。若上述计算结果不满足稳定性条件, 应适当增加螺杆的小径 d_1 。

表 5-14 螺杆的长度系数 μ

端部支承情况	长度系数 μ
两端固定	0.50
一端固定, 一端不完全固定	0.60
一端铰支, 一端不完全固定	0.70
两端不完全固定	0.75
两端铰支	1.00
一端固定, 一端自由	2.00

注: 判断螺杆端部支承情况的方法:

- 1) 若采用滑动支承时, 则以轴承长度 l_0 与直径 d_0 的比值来确定。 $l_0/d_0 < 1.5$ 时, 为铰支; $l_0/d_0 = 1.5 \sim 3.0$ 时, 为不完全固定; $l_0/d_0 > 3.0$ 时, 为固定支承。
- 2) 若以整体螺母作为支承时, 仍按上述方法确定。此时, 取 $l_0 = H$ (H 为螺母高度)。
- 3) 若以剖分螺母作为支承时, 可作为不完全固定支承。
- 4) 若采用滚动支承且有径向约束时, 可作为铰支; 有径向和轴向约束时, 可作为固定支承。

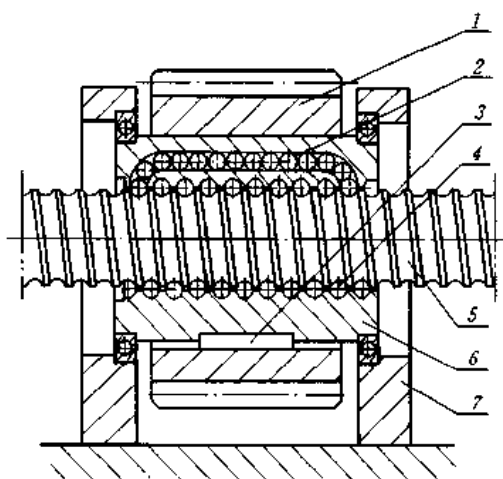
(四) 滚动螺旋传动简介

滚动螺旋可分为滚珠螺旋和滚子螺旋两大类。

滚珠螺旋又可分为总循环式(全部滚珠一道循环)和分循环式(滚珠分组循环), 还可按循环回路的位置分为内循环(滚珠在螺母体内循环)和外循环(在螺母的圆柱面上开出滚道加盖或另插管子作为滚珠循环回路)。总循环的内循环滚珠螺旋由图 5-46 中的 4、5、6 等件组成, 即由螺母和螺杆的近似半圆形螺旋凹槽拼合而成的滚道中装入适量的滚珠, 并用螺母上制出的通路及导向辅助件构成闭合回路, 以备滚珠连续循环。图示的螺母两端支承在机架 7 的滚动轴承上, 是以螺母作为螺旋副的主动件, 当外加的转矩驱动齿轮 1 而带动螺母旋转时, 螺杆即作轴向移动。外循环式及分循环式的滚珠螺旋可参看有关资料。

滚子螺旋可分为自转滚子式和行星滚子式, 自转式按滚子形状又可分为圆柱滚子(对应矩形螺纹的螺杆)和圆锥滚子(对应梯形螺纹的螺杆)。自转圆锥滚子式滚子螺旋的示意图见图 5-

47,即在套筒形螺母内沿螺纹线装上约三圈滚子(可用销轴及滚针支承)代替螺纹牙进行传动。



1—齿轮;2—返回滚道;3—键;4—滚珠;
5—螺杆;6—螺母;7—机架

图 5-46 滚珠螺旋的工作原理

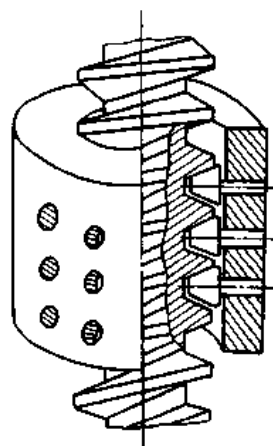


图 5-47 圆锥滚子螺旋示意图

这种螺旋还可在螺母上开出轴向槽,以便躲过长螺杆(或两段螺杆接头处)的支柱而运行到远处。行星滚子螺旋可参看文献[29],其中 SR 型可参看文献[9]。由于对承载能力及工作寿命的要求不断提高,目前国外滚子螺旋的应用已趋广泛。

滚动螺旋传动具有传动效率高、起动力矩小、传动灵敏平稳、工作寿命长等优点,故目前在机床、汽车、拖拉机、航空、航天及武器等制造业中应用颇广。缺点是制造工艺比较复杂,特别是长螺杆更难保证热处理及磨削工艺质量,刚性和抗振性能较差。

(五) 静压螺旋传动简介

为了降低螺旋传动的摩擦,提高传动效率,并增强螺旋传动的刚性的抗振性能,可以将静压原理应用于螺旋传动中,制成静压螺旋。

关于静压原理的基本论述可参看 § 4-4。本节只简要介绍静压螺旋的结构和工作情况。

如图 5-48 所示,在静压螺旋中,螺杆仍为一具有梯形螺纹的普通螺杆,但在螺母每圈螺纹

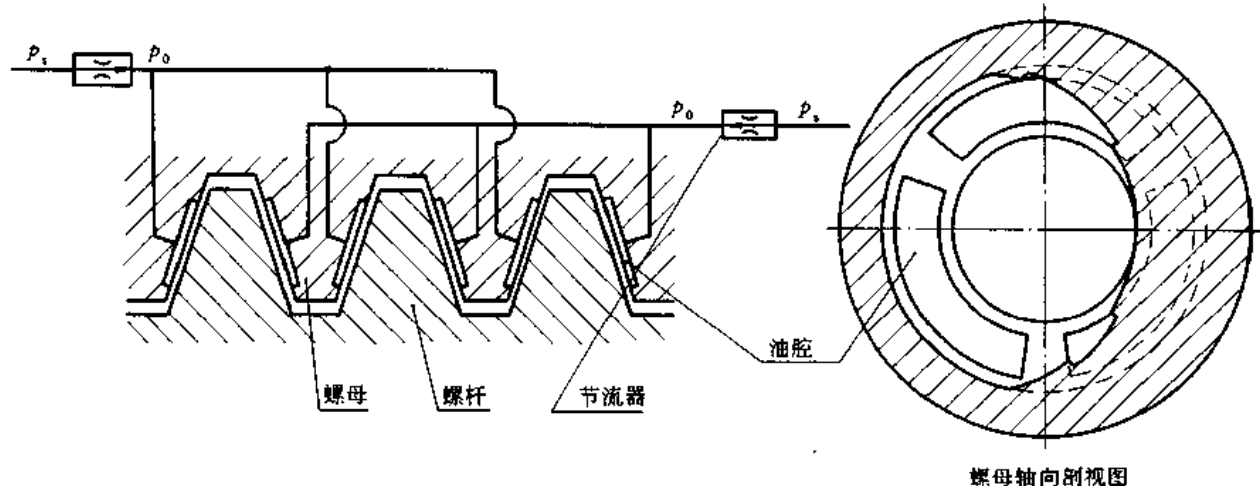


图 5-48 静压螺旋传动示意图

牙两个侧面的中径处,各开有 3~4 个油腔,压力油通过节流器进入油腔,产生一定的油腔压力。

当螺杆未受载荷时,螺杆的螺纹牙位于螺母螺纹牙的中间位置,处于平衡状态。此时,螺杆螺纹牙的两侧间隙相等,经螺纹牙两侧流出的油的流量相等。因此,油腔压力也相等。

当螺杆受轴向载荷时,螺杆沿受载方向产生一位移,螺纹牙一侧的间隙减小,另一侧的间隙增大。由于节流器的调节作用,使间隙减小一侧的油腔压力增高;而另一侧的油腔压力降低。于是两侧油腔便形成了压力差,从而使螺杆重新处于平衡状态。

当螺杆承受径向载荷或倾覆力矩时,其工作情况与上述的相同。

习 题

5-1 分析比较普通螺纹、管螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹的特点,各举一例说明它们的应用。

5-2 将承受轴向变载荷的联接螺栓的光杆部分做得细些有什么好处?

5-3 分析活塞式空气压缩机气缸盖联接螺栓在工作时的受力变化情况,它的最大应力、最小应力如何得出?当气缸内的最高压力提高时,它的最大应力、最小应力将如何变化?

5-4 图 5-49 所示的底板螺栓组联接受外力 F_x 的作用。外力 F_x 作用在包含 x 轴并垂直于底板接合面的平面内。试分析底板螺栓组的受力情况,并判断哪个螺栓受力最大?保证联接安全工作的必要条件有哪些?

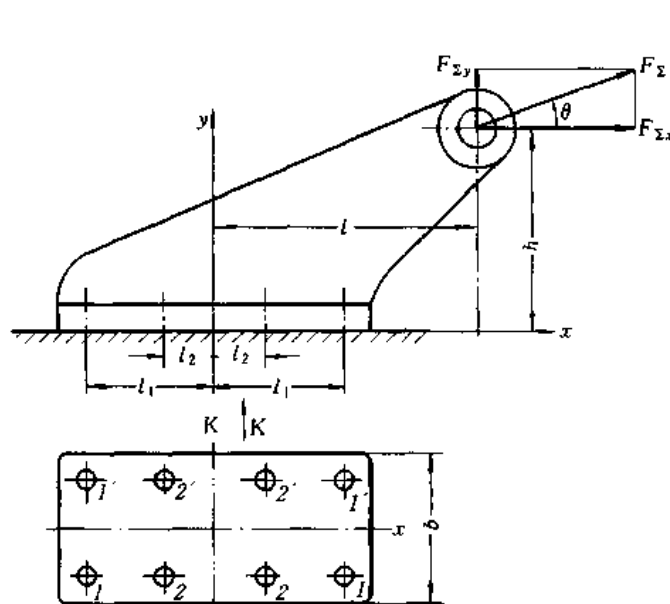


图 5-49 底板螺栓组联接

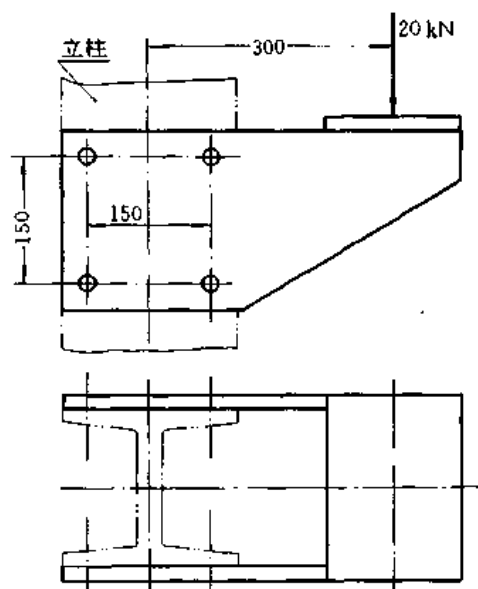


图 5-50 龙门起重机导轨托架

5-5 图 5-50 是由两块边板和一块承重板焊成的龙门起重机导轨托架。两块边板各用 4 个螺栓与立柱相联接,托架所承受的最大载荷为 20 kN,载荷有较大的变动。试问:此螺栓联接采用普通螺栓联接还是铰制孔用螺栓联接为宜?为什么?

5-6 已知一个托架的边板用 6 个螺栓与相邻的机架相联接。托架受一与边板螺栓组的垂直对称轴线相平行、距离为 250 mm、大小为 60 kN 的载荷作用。现有如图 5-51 所示的两种螺栓布置型式,设采用铰制孔用螺栓联接,试问哪一种布置型式所用的螺栓直径较小?为什么?

5-7 图 5-52 所示为一拉杆螺纹联接。已知拉杆所受的载荷 $F = 56$ kN,载荷稳定,拉杆材料为 Q235 钢,试设计此联接。

5-8 两块金属板用两个 M12 的普通螺栓联接。若接合面的摩擦系数 $f = 0.3$,螺栓预紧力控制在其屈服极

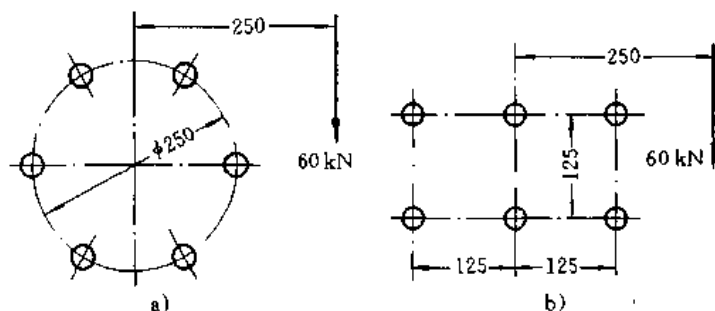


图 5-51 螺栓的两种布置型式

限的 70%。螺栓用性能等级为 4.8 的中碳钢制造,求此联接所能传递的横向载荷。

5-9 受轴向载荷的紧螺栓联接,被联接钢板间采用橡胶垫片。已知螺栓预紧力 $F_0 = 15\,000\text{ N}$,当受轴向工作载荷 $F = 10\,000\text{ N}$ 时,求螺栓所受的总拉力及被联接件之间的残余预紧力。

5-10 图 5-24 所示为一汽缸盖螺栓组联接。已知汽缸内的工作压力 $p = 0 \sim 1\text{ MPa}$,缸盖与缸体均为钢制,直径 $D_1 = 350\text{ mm}$, $D_2 = 250\text{ mm}$,上、下凸缘厚均为 25 mm ,试设计此联接。

5-11 设计简单千斤顶(参见图 5-41)的螺杆和螺母的主要尺寸。起重量为 $40\,000\text{ N}$,起重高度为 200 mm ,材料自选。

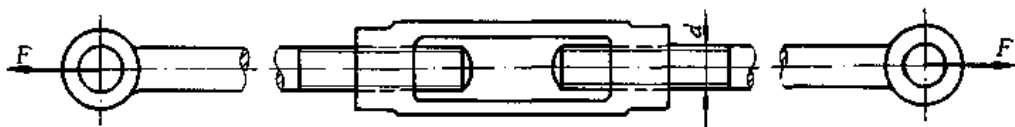


图 5-52 拉杆螺纹联接

第六章 键、花键、无键联接和销联接

§ 6-1 键 联 接

(一) 键联接的功能、分类、结构型式及应用

键是一种标准零件,通常用来实现轴与轮毂之间的周向固定以传递转矩,有的还能实现轴上零件的轴向固定或轴向滑动的导向。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。

1. 平键联接

图 6-1a 为普通平键联接的结构型式。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。键的上表面和轮毂的键槽底面间则留有间隙。平键联接具有结构简单、装拆方便、对中性较好等优点,因而得到广泛应用。这种键联接不能承受轴向力,因而对轴上的零件不能起到轴向固定的作用。

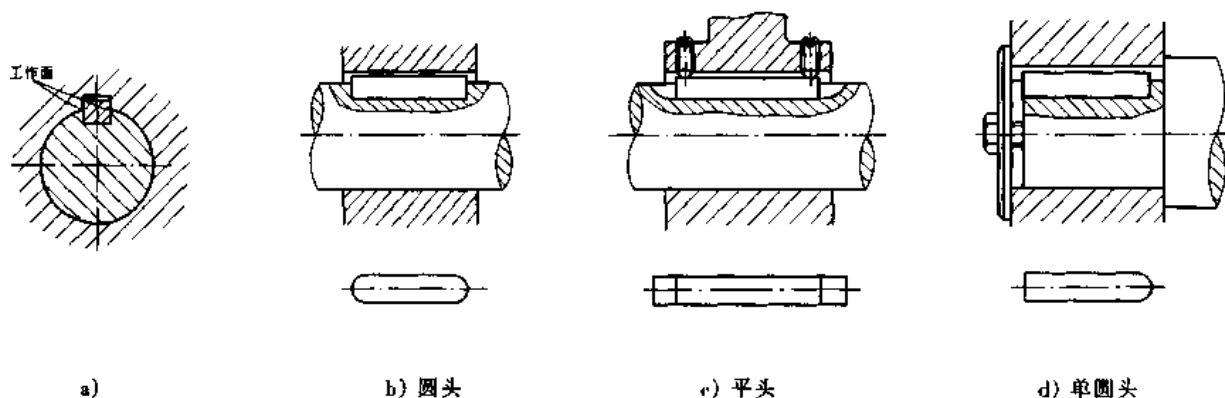


图 6-1 普通平键联接(图 b、c、d 下方为键及键槽示意图)

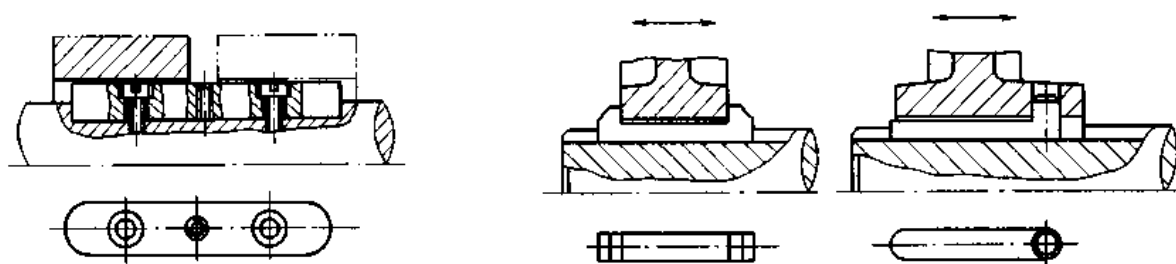
根据用途的不同,平键分为普通平键、薄型平键、导向平键和滑键四种。其中普通平键和薄型平键用于静联接,导向平键和滑键用于动联接。

普通平键按构造分,有圆头(A型)、平头(B型)及单圆头(C型)三种。圆头平键(图 6-1b)宜放在轴上用键槽铣刀铣出的键槽中,键在键槽中轴向固定良好。缺点是键的头部侧面与轮毂上的键槽并不接触,因而键的圆头部分不能充分利用,而且轴上键槽端部的应力集中较大。平头平键(图 6-1c)是放在用盘铣刀铣出的键槽中,因而避免了上述缺点,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 6-1d)则常用于轴端与毂类零件的联接。

薄型平键与普通平键的主要区别是键的高度约为普通平键的 60%~70%,也分圆头、平头

和单圆头三种型式,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所。

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),则须采用导向平键或滑键。导向平键(图 6-2a)是一种较长的平键,用螺钉固定在轴上的键槽中,为了便于拆卸,键上制有起键螺孔,以便拧入螺钉使键退出键槽。轴上的传动零件则可沿键作轴向滑移。当零件需滑移的距离较大时,因所需导向平键的长度过大,制造困难,故宜采用滑键(图 6-2b)。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。



a) 导向平键联接

b) 滑键联接(键槽已截短)

图 6-2 导向平键联接和滑键联接(下方为键的示意图)

2. 半圆键联接

半圆键联接如图 6-3 所示。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。半圆键工作时,靠其侧面来传递转矩。这种键联接的优点是工艺性较好,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。

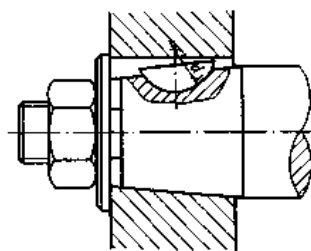


图 6-3 半圆键联接

3. 楔键联接

楔键联接如图 6-4 所示。键的上下两面是工作面,键的上表面和与它相配合的轮毂键槽底面均具有 1:100 的斜度。装配后,键即楔紧在轴和轮毂的键槽里。工作时,靠键的楔紧作用来传递转矩,同时还可以承受单向的轴向载荷,对轮毂起到单向的轴向固定作用。楔键的侧面与键槽侧面间有很小的间隙,当转矩过载而导致轴与轮毂发生相对转动时,键的侧面能像平键那样参加工作。因此,楔键联接在传递有冲击和振动的较大转矩时,仍能保证联接的可靠性。楔键联接的缺点是键楔紧后,轴和轮毂的配合产生偏心 and 偏斜。因此主要用于毂类零件的定心精度要求不高和低转速的场合。

楔键分为普通楔键和钩头楔键两种,普通楔键有圆头、平头和单圆头三种型式。装配时,圆头楔键要先放入轴上键槽中,然后打紧轮毂(图 6-4a);平头、单圆头和钩头楔键则在轮毂装好后才将键放入键槽并打紧。钩头楔键的钩头供拆卸用,安装在轴端时,应注意加装防护罩。

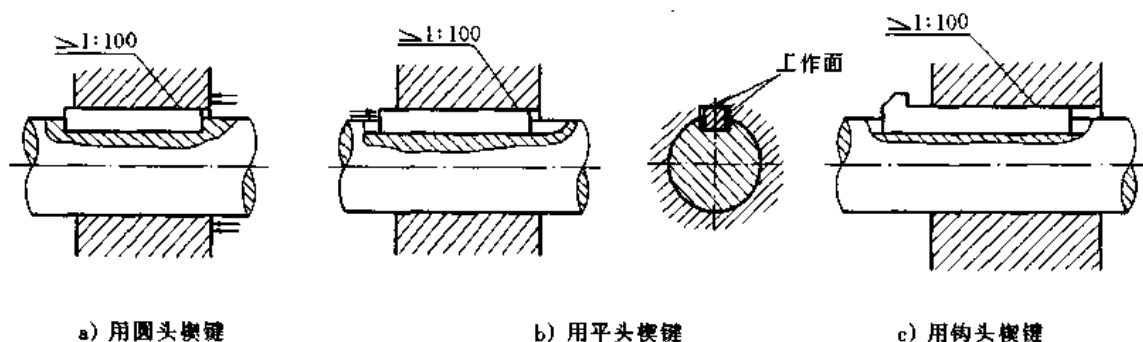


图 6-4 楔键联接

4. 切向键联接

切向键联接如图 6-5 所示。切向键是由一对斜度为 1:100 的楔键组成。切向键的工作面是由一对楔键沿斜面拼合后相互平行的两个窄面,被联接的轴和轮毂上都制有相应的键槽。装配时,把一对楔键分别从轮毂两端打入,拼合而成的切向键就沿轴的切线方向楔紧在轴与轮毂之间。工作时,靠工作面上的挤压力和轴与轮毂间的摩擦力来传递转矩。用一个切向键时,只能传递单向转矩;当要传递双向转矩时,必须用两个切向键,两者间的夹角为 $120^\circ \sim 130^\circ$ 。由于切向键的键槽对轴的削弱较大,因此常用于直径大于 100 mm 的轴上。例如用于大型带轮,大型飞轮,矿山用大型绞车的卷筒及齿轮等与轴的联接。

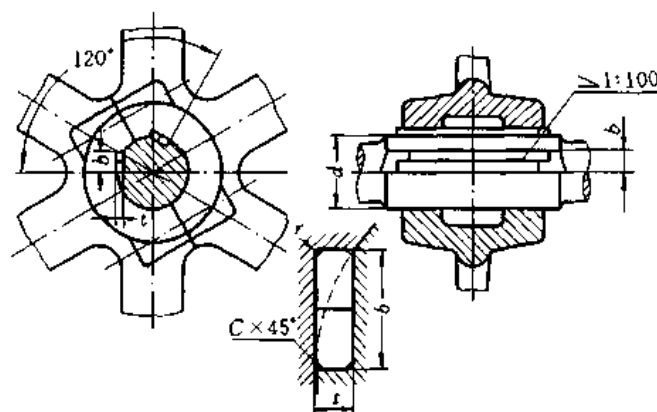


图 6-5 切向键联接

(二) 键的选择和键联接强度计算

1. 键的选择

键的选择包括类型选择和尺寸选择两个方面。键的类型应根据键联接的结构特点、使用要求和工作条件来选择;键的尺寸则按符合标准规格和强度要求来取定。键的主要尺寸为其截面尺寸(一般以键宽 b × 键高 h 表示)与长度 L 。键的截面尺寸 $b \times h$ 按轴的直径 d 由标准中选定。键的长度 L 一般可按轮毂的长度而定,即键长等于或略短于轮毂的长度;而导向平键则按轮毂的长度及其滑动距离而定。一般轮毂的长度可取为 $L' \approx (1.5 \sim 2)d$, 这里 d 为轴的直径。所选定的键长亦应符合标准规定的长度系列。普通平键和普通楔键的主要尺寸见表 6-1。重要的键联接在选出键的类型和尺寸后,还应进行强度校核计算。

表 6-1 普通平键和普通楔键的主要尺寸

mm

轴的直径 d	6~8	>8~10	>10~12	>12~17	>17~22	>22~30	>30~38	>38~44
键宽 $b \times$ 键高 h	2×2	3×3	4×4	5×5	6×6	8×7	10×8	12×8
轴的直径 d	>44~50	>50~58	>58~65	>65~75	>75~85	>85~95	>95~110	>110~130
键宽 $b \times$ 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 L	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, 160, 200, 220, 250, ...							

2. 键联接强度计算

(1) 平键联接强度计算

平键联接传递转矩时,联接中各零件的受力情况见图 6-6。对于采用常见的材料组合和按标准选取尺寸的普通平键联接(静联接),其主要失效形式是工作面被压溃。除非有严重过载,一般不会出现键的剪断(图 6-6 中沿 $a-a$ 面剪断)。因此,通常只按工作面上的挤压应力进行强度校核计算。对于导向平键联接和滑键联接(动联接),其主要失效形式是工作面的过度磨损。因此,通常按工作面上的压力进行条件性的强度校核计算。

假定载荷在键的工作面上均匀分布,普通平键联接的强度条件为

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [\sigma_p] \quad (6-1) \quad \text{图 6-6 平键联接受力情况}$$

导向平键联接和滑键联接的强度条件为

$$p = \frac{2T \times 10^3}{kld} \leq [p] \quad (6-2)$$

式中: T ——传递的转矩 ($T = F \times r \approx F \times d/2$), 单位为 $N \cdot m$;

k ——键与轮毂键槽的接触高度, $k = 0.5h$, 此处 h 为键的高度, 单位为 mm ;

l ——键的工作长度, 单位为 mm , 圆头平键 $l = L - b$, 平头平键 $l = L$, 这里 L 为键的公称长度, 单位为 mm ; b 为键的宽度, 单位为 mm ;

d ——轴的直径, 单位为 mm ;

$[\sigma_p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力, 单位为 MPa , 见表 6-2;

$[p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用压力, 单位为 MPa , 见表 6-2。

(2) 半圆键联接强度计算

半圆键联接的受力情况如图 6-7 所示(轮毂未示出), 因其只用于静联接, 故主要失效形式是工作面被压溃。通常按工作面的挤压应力进行强度校核计算, 强度条件同式(6-1)。所应注意的是: 半圆键的接触高度 k 应根据键的尺寸从标准中查取; 半圆键的工作长度 l 近似地取其等于键的公称长度 L 。

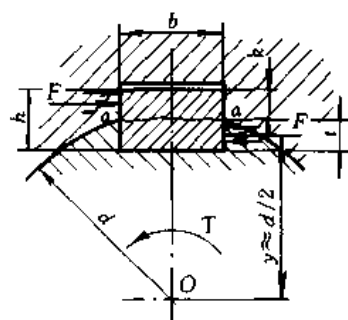


表 6-2 键联接的许用挤压应力、许用压力

MPa

许用挤压应力、 许用压力	联接工作方式	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

注:如与键有相对滑动的被联接件表面经过淬火,则动联接的许用压力 $[p]$ 可提高 2~3 倍。

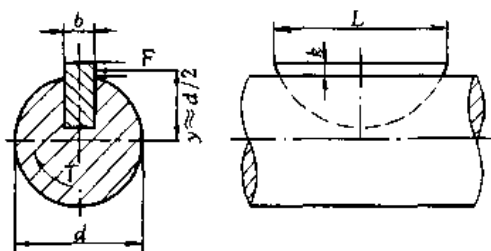


图 6-7 半圆键联接的受力情况

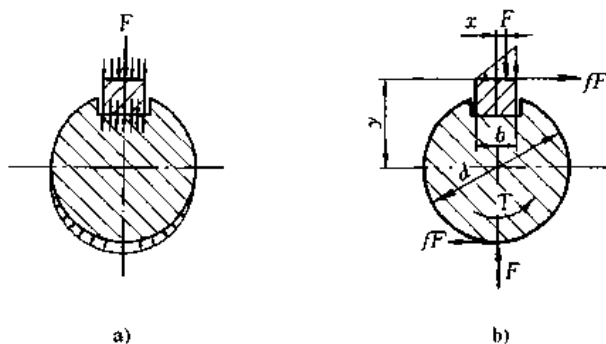


图 6-8 楔键联接受力情况

(3) 楔键联接简化强度计算

楔键联接装配后的受力情况如图 6-8a 所示(轮毂已取开),其主要失效形式是相互楔紧的工作面被压溃,故应校核各工作面的抗挤压强度。当传递转矩时(图 6-8b),为了简化,把键和轴视为一体,并将下方分布在半圆柱面上的径向压力用集中力 F 代替,由于这时轴与轮毂有相对转动的趋势,轴与毂也都产生了微小的扭转变形,故沿键的工作长度 l 及沿宽度 b 上的压力分布情况均较以前发生了变化,压力的合力 F 不再通过轴心。计算时假设压力沿键长均匀分布,沿键宽为三角形分布,取 $x \approx b/6$, $y \approx d/2$,由键和轴一体对轴心的受力平衡条件 $T = Fx + fFy + fF \cdot d/2$ 得到工作面上压力的合力为

$$F = \frac{T}{x + fy + f \frac{d}{2}} = \frac{6T}{b + 6fd}$$

则楔键联接的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{2F}{bl} = \frac{12T \times 10^3}{bl(b + 6fd)} \leq [\sigma_p] \quad (6-3)$$

式中: T ——传递的转矩,单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$;

d ——轴的直径,单位为 mm ;

b ——键的宽度,单位为 mm ;

l ——键的工作长度,单位为 mm ;

f ——摩擦系数,一般取 $f = 0.12 \sim 0.17$;

$[\sigma_p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力,单位为 MPa ,见表 6-2。

(4) 切向键联接简化强度计算

切向键联接的主要失效形式是工作面被压溃。设把键和轴看成一体,则当键联接传递转矩时,其受力情况如图 6-9 所示。假定压力在键的工作面上均匀分布,取 $y = (d - t)/2$, $t = d/10$,按一个切向键来计算时,由键和

轴一体对轴心的受力平衡条件 $T = fF \cdot d/2 + Fy$ 得到工作面上压力的合力为

$$F = \frac{T}{f \frac{d}{2} + y} = \frac{T}{d(0.5f + 0.45)}$$

则切向键联接的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{F}{(t - C)l} = \frac{T \times 10^3}{(t - C)dl(0.5f + 0.45)} \leq [\sigma_p] \quad (6-4)$$

式中: T ——传递的转矩,单位为 $\text{N} \cdot \text{m}$;

d ——轴的直径,单位为 mm ;

l ——键的工作长度,单位为 mm ;

t ——键槽的深度,单位为 mm ;

C ——键的倒角,单位为 mm ;

f ——摩擦系数,一般取 $f = 0.12 \sim 0.17$;

$[\sigma_p]$ ——键、轴、轮毂三者中最弱材料的许用挤压应力,单位为 MPa ,见表 6-2。

键的材料采用抗拉强度不小于 600 MPa 的钢,通常为 45 钢。

在进行强度校核后,如果强度不够时,可采用双键。这时应考虑键的合理布置。两个平键最好布置在沿周向相隔 180° ;两个半圆键应布置在轴的同一条母线上;两个楔键则应布置在沿周向相隔 $90^\circ \sim 120^\circ$ 。考虑到两键上载荷分配的不均匀性,在强度校核中只按 1.5 个键计算。如果轮毂允许适当加长,也可相应地增加键的长度,以提高单键联接的承载能力。但由于传递转矩时键上载荷沿其长度分布不均,故键的长度不宜过大。当键的长度大于 $2.25d$ 时,其多出的长度实际上可认为并不承受载荷,故一般采用的键长不宜超过 $(1.6 \sim 1.8)d$ 。

例题 已知减速器中某直齿圆柱齿轮安装在轴的两个支承点间,齿轮和轴的材料都是锻钢,用键构成静联接。齿轮的精度为 7 级,装齿轮处的轴径 $d = 70 \text{ mm}$,齿轮轮毂宽度为 100 mm,需传递的转矩 $T = 2\,200 \text{ N} \cdot \text{m}$,载荷有轻微冲击。试设计此键联接。

【解】 1. 选择键联接的类型和尺寸

一般 8 级以上精度的齿轮有定心精度要求,应选用平键联接。由于齿轮不在轴端,故选用圆头普通平键(A 型)。

根据 $d = 70 \text{ mm}$ 从表 6-1 中查得键的截面尺寸为:宽度 $b = 20 \text{ mm}$,高度 $h = 12 \text{ mm}$ 。由轮毂宽度并参考键的长度系列,取键长 $L = 90 \text{ mm}$ (比轮毂宽度小些)。

2. 校核键联接的强度

键、轴和轮毂的材料都是钢,由表 6-2 查得许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$,取其平均值, $[\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$ 。键的工作长度 $l = L - b = 90 \text{ mm} - 20 \text{ mm} = 70 \text{ mm}$,键与轮毂键槽的接触高度 $k = 0.5h = 0.5 \times 12 \text{ mm} = 6 \text{ mm}$ 。由式(6-1)可得

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 2\,200 \times 10^3}{6 \times 70 \times 70} \text{ MPa} = 149.7 \text{ MPa} > [\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$$

可见联接的挤压强度不够。考虑到相差较大,因此改用双键,相隔 180° 布置。双键的工作长度 $l = 1.5 \times 70 \text{ mm} = 105 \text{ mm}$ 。由式(6-1)可得

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 2\,200 \times 10^3}{6 \times 105 \times 70} \text{ MPa} = 99.8 \text{ MPa} \leq [\sigma_p] \text{ (合适)}$$

键的标记为:键 20×90 GB/T 1096—1979(一般 A 型键可不标出“A”,对于 B 型或 C 型键,须将“键”标为“键 B”或“键 C”)。

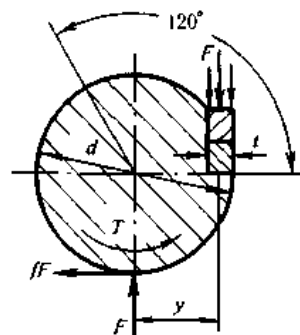


图 6-9 切向键联接受力情况

§ 6-2 花 键 联 接

(一) 花键联接的类型、特点和应用

花键联接是由外花键(图 6-10a)和内花键(图 6-10b)组成。由图可知,花键联接是平键联接在数目上的发展。但是,由于结构型式和制造工艺的不同,与平键联接比较,花键联接在强度、工艺和使用方面有下列一些优点:a) 因为在轴上与毂孔上直接而匀称地制出较多的齿与槽,故联接受力较为均匀;b) 因槽较浅,齿根处应力集中较小,轴与毂的强度削弱较少;c) 齿数较多,总接触面积较大,因而可承受较大的载荷;d) 轴上零件与轴的对中性好(这对高速及精密机器很重要);e) 导向性较好(这对动联接很重要);f) 可用磨削的方法提高加工精度及联接质量。其缺点是齿根仍有应力集中;有时需用专用设备加工;成本较高。因此,花键联接适用于定心精度高、载荷大或经常滑移的联接。花键联接的齿数、尺寸、配合等均应按标准选取。

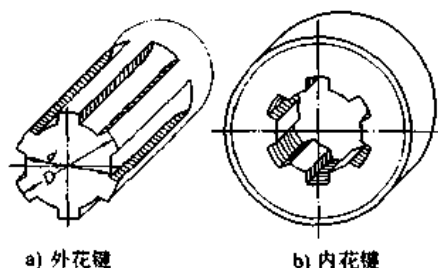


图 6-10 花键

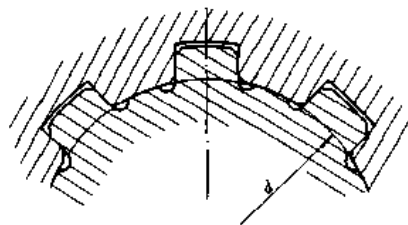


图 6-11 矩形花键联接

花键联接可用于静联接或动联接。按其齿形不同,可分为矩形花键和渐开线花键两类,均已标准化。

1. 矩形花键

按齿高的不同,矩形花键的齿形尺寸在标准中规定了两个系列,即轻系列和中系列。轻系列的承载能力较小,多用于静联接或轻载联接;中系列用于中等载荷的联接。

矩形花键的定心方式为小径定心(图 6-11),即外花键和内花键的小径为配合面。其特点是定心精度高,定心的稳定性好,能用磨削的方法消除热处理引起的变形。矩形花键联接应用广泛。

2. 渐开线花键

渐开线花键的齿廓为渐开线,分度圆压力角有 30° 和 45° 两种(图 6-12),齿顶高分别为 $0.5m$ 和 $0.4m$,此处 m 为模数。图中 d_f 为渐开线花键的分度圆直径。与渐开线齿轮相比,渐开线花键齿较短,齿根较宽,不发生根切的最小齿数较少。

渐开线花键可以用制造齿轮的方法来加工,工艺性较好,制造精度也较高,花键齿的根部强度高,应力集中小,易于定心,当传递的转矩较大且轴径也大时,宜采用渐开线花键联接。压力角为 45° 的渐开线花键,由于齿形钝而短,与压力角为 30° 的渐开线花键相比,对联接件的削弱较少,但齿的工作面高度较小,故承载能力较低,多用于载荷较轻,直径较小的静联接,特别适用于薄壁零件的轴毂联接。

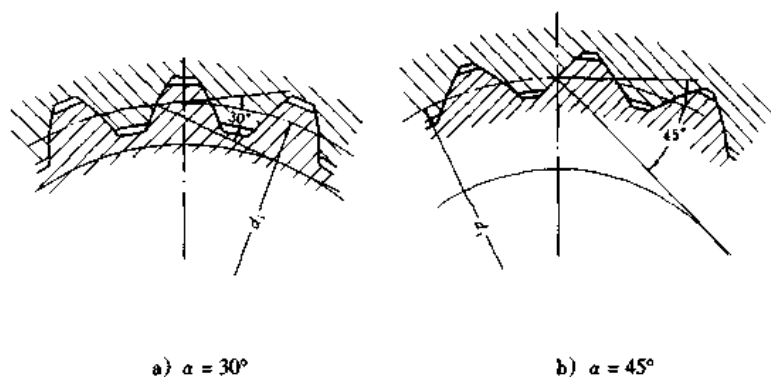


图 6-12 渐开线花键联接

渐开线花键的定心方式为齿形定心。当齿受载时,齿上的径向力能起到自动定心作用,有利于各齿均匀承载。

(二) 花键联接强度计算

花键联接的强度计算与键联接相似,首先根据联接的结构特点、使用要求和工作条件选定花键类型和尺寸,然后进行必要的强度校核计算。花键联接的受力情况如图 6-13 所示。其主要失效形式是工作面被压溃(静联接)或工作面过度磨损(动联接)。因此,静联接通常按工作面上的挤压应力进行强度计算,动联接则按工作面上的压力进行条件性的强度计算。

计算时,假定载荷在键的工作面上均匀分布,每个齿工作面上压力的合力 F 作用在平均直径 d_m 处(图 6-13),即传递的转矩 $T = zF \times d_m/2$,并引入系数 ψ 来考虑实际载荷在各花键齿上分配不均的影响,则花键联接的强度条件为

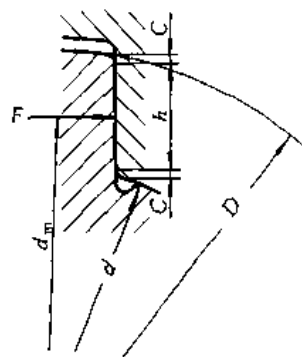


图 6-13 花键联接受力情况

$$\text{静联接} \quad \sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{\psi z h l d_m} \leq [\sigma_p] \quad (6-5)$$

$$\text{动联接} \quad p = \frac{2T \times 10^3}{\psi z h l d_m} \leq [p] \quad (6-6)$$

式中: ψ ——载荷分配不均系数,与齿数多少有关,一般取 $\psi = 0.7 \sim 0.8$,齿数多时取偏小值;

z ——花键的齿数;

l ——齿的工作长度,单位为 mm;

h ——花键齿侧面的工作高度,矩形花键, $h = \frac{D-d}{2} - 2C$, 此处 D 为外花键的大径, d 为内花键的小径, C 为倒角尺寸(图 6-13),单位均为 mm;渐开线花键, $\alpha = 30^\circ$, $h = m$; $\alpha = 45^\circ$, $h = 0.8m$, m 为模数;

d_m ——花键的平均直径,矩形花键, $d_m = \frac{D+d}{2}$;渐开线花键, $d_m = d_f$, d_f 为分度圆直径,单位为 mm;

$[\sigma_p]$ ——花键联接的许用挤压应力,单位为 MPa,见表 6-3;

$[p]$ ——花键联接的许用压力,单位为 MPa,见表 6-3。

表 6-3 花键联接的许用挤压应力、许用压力

MPa

许用挤压应力、许用压力	联接工作方式	使用和制造情况	齿面未经热处理	齿面经热处理
$[\sigma_p]$	静联接	不良	35 ~ 50	40 ~ 70
		中等	60 ~ 100	100 ~ 140
		良好	80 ~ 120	120 ~ 200
$[p]$	空载下移动的动联接	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联接	不良	—	3 ~ 10
		中等	—	5 ~ 15
		良好	—	10 ~ 20

注:1) 使用和制造情况不良系指受变载荷,有双向冲击、振动频率高和振幅大、润滑不良(对动联接)、材料硬度不高或精度不高等。

2) 同一情况下, $[\sigma_p]$ 或 $[p]$ 的较小值用于工作时间长和较重要的场合。

3) 花键材料的抗拉强度极限不低于 600 MPa。

§ 6-3 无 键 联 接

凡是轴与毂的联接不用键或花键时,统称为无键联接。下面介绍型面联接和胀紧联接。

(一) 型面联接

型面联接如图 6-14 所示。把安装轮毂的那一段轴作成表面光滑的非圆形截面的柱体(图 6-14a)或非圆形截面的锥体(图 6-14b),并在轮毂上制成相应的孔。这种轴与毂孔相配合而构成的联接,称为型面联接。

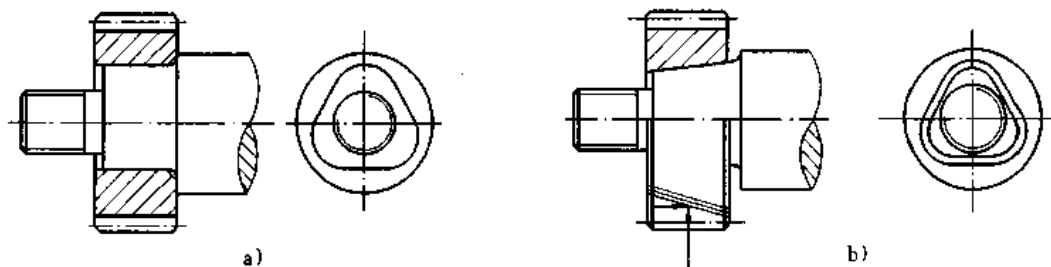


图 6-14 型面联接

型面联接装拆方便,能保证良好的对中性;联接面上没有键槽及尖角,从而减少了应力集中,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,最后工序多要在专用机床上进行磨削加工,故目前应用还不广泛。

型面联接常用的型面曲线有摆线和等距曲线两种。等距曲线如图 6-15 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。

此外,型面联接也有采用方形、正六边形及带切口的圆形等截面形状的。

(二) 胀紧联接

胀紧联接(图 6-16)是在毂孔与轴之间装入胀紧联接套(简称胀套),可装一个(指一组)或几个,在轴向力作用下,同时胀紧轴与毂而构成的一种静联接。根据胀套结构形式的不同,GB/T 5867—1986规定了五种型号(Z1~Z5型),下面简要介绍采用 Z1、Z2 型胀套的胀紧联接。

采用 Z1 型胀套的胀紧联接如图 6-16 所示,在毂孔和轴的对应光滑圆柱面间,加装一个胀套(图 a)或两个胀套(图 b)。当拧紧螺母或螺钉时,在轴向力的作用下,内、外套筒互相楔紧。内套筒缩小而箍紧轴,外套筒胀大而撑紧毂,使接触面间产生压紧力。工作时,利用此压紧力所引起的摩擦力来传递转矩或(和)轴向力。

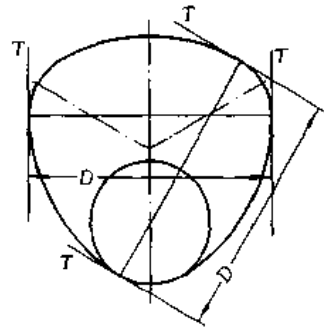


图 6-15 型面联接用等距曲线

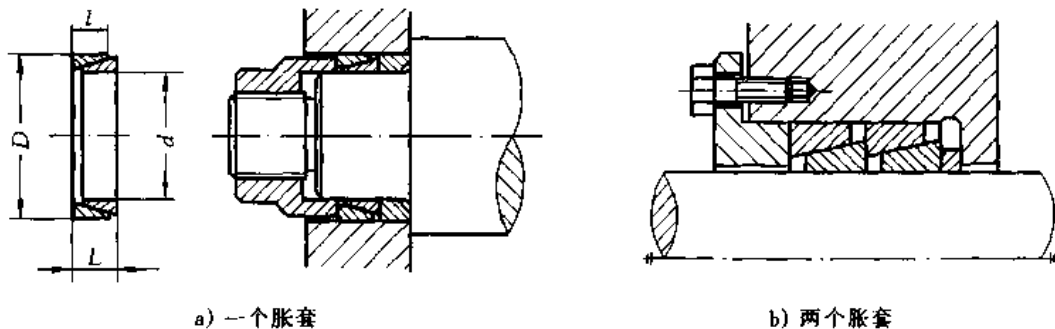


图 6-16 采用 Z1 型胀套的胀紧联接

采用一个 Z2 型胀套的胀紧联接如图 6-17 所示。Z2 型胀套中,与轴或毂孔贴合的套筒均开有纵向缝隙(图中未示出),以利变形和胀紧。根据传递载荷的大小,可在轴与毂孔间加装一个或几个胀套。拧紧联接螺钉,便可将轴、毂胀紧,以传递载荷。

各型胀套已标准化,选用时只需根据妥为设计的轴和轮毂尺寸以及传递载荷的大小,查阅手册选择合适的型号和尺寸,使传递的载荷在许用范围内,亦即满足下列条件:

$$\text{传递转矩时} \quad T \leq [T] \quad (6-7)$$

$$\text{传递轴向力时} \quad F_a \leq [F_a] \quad (6-8)$$

传递联合作用的转矩和轴向力时

$$F_R = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2000 T}{d}\right)^2} \leq [F_a] \quad (6-9)$$

式中: T ——传递的转矩,单位为 $N \cdot m$;

$[T]$ ——一个胀套的额定转矩,单位为 $N \cdot m$;

F_a ——传递的轴向力,单位为 N ;

$[F_a]$ ——一个胀套的额定轴向力,单位为 N ;

d ——胀套内径,单位为 mm 。

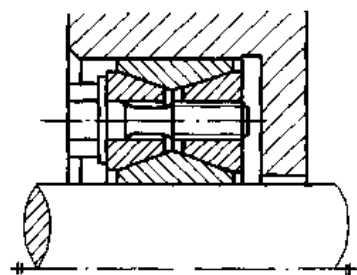


图 6-17 采用 Z2 型胀套的胀紧联接

当一个胀套满足不了要求时,可用两个以上的胀套串联使用(这时单个胀套传递载荷的能力将随胀套数目的增加而降低,故套数不宜过多)。其总的额定载荷为(以转矩为例)

$$[T_n] = m[T] \quad (6-10)$$

式中: $[T_n]$ —— n 个胀套的总额定转矩,单位为 $N \cdot m$;

m ——额定载荷系数,见表 6-4。

表 6-4 胀套的额定载荷系数 m 值

联接中胀套的数量 n	m	
	Z1 型胀套	Z2 型胀套
1	1.00	1.00
2	1.56	1.80
3	1.86	2.70
4	2.03	—

胀紧联接的定心性好,装拆方便,引起的应力集中较小,承载能力高,并且有安全保护作用。但由于要在轴和毂孔间安装胀套,应用有时受到结构尺寸的限制。

§ 6-4 销 联 接

销主要用来固定零件之间的相对位置,称为定位销(图 6-18),它是组合加工和装配时的重要辅助零件;也可用于联接,称为联接销(图 6-19),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 6-20)。

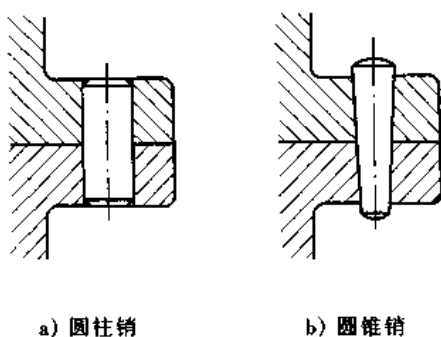


图 6-18 定位销

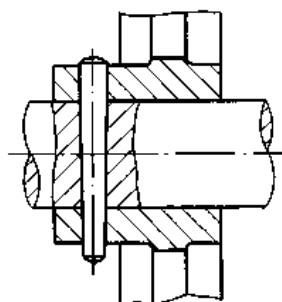


图 6-19 联接销

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 6-18a)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。圆柱销的直径偏差有 $u8$ 、 $m6$ 、 $h8$ 和 $h11$ 四种,以满足不同的使用要求。

圆锥销(图 6-18b)具有 1:50 的锥度,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。端部带螺纹的圆锥销(图 6-21)可用于盲孔或拆卸困难的场合。开尾圆锥销(图 6-22)适用于有冲击、振动的场合。

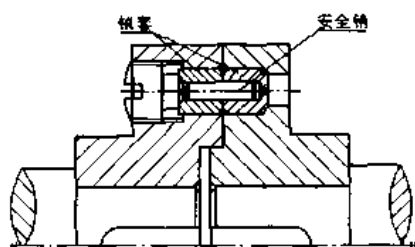
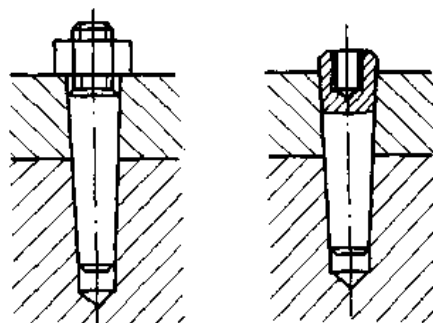


图 6-20 安全销



a) 螺尾圆锥销 b) 内螺纹圆锥销

图 6-21 端部带螺纹的圆锥销

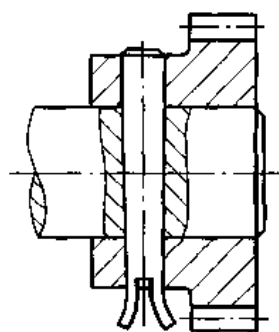


图 6-22 开尾圆锥销

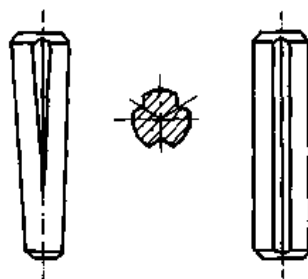


图 6-23 槽销

槽销上有辗压或模锻出的三条纵向沟槽(图 6-23),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。

销轴用于两零件的铰接处,构成铰链联接(图 6-24)。销轴通常用开口销锁定,工作可靠,拆卸方便。

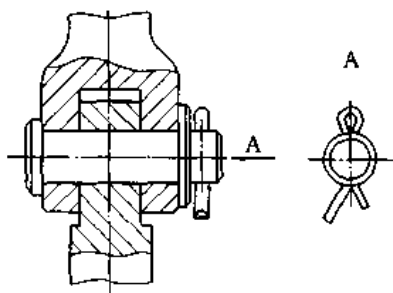


图 6-24 销轴联接

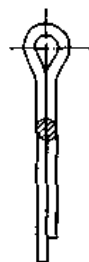


图 6-25 开口销

开口销如图 6-25 所示。装配时,将尾部分开,以防脱出。开口销除与销轴配用外,还常用于螺纹联接的防松装置中(参看表 5-3)。

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

联接销的类型可根据工作要求选定,其尺寸可根据联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应被剪断(参看图 6-20),因此,销的直径应按过载时被剪断的条件确定。

销的材料为 35、45 钢(开口销为低碳钢),许用切应力 $[\tau] = 80 \text{ MPa}$,许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 查表 6-2。

习 题

6-1 为什么采用两个平键时,一般布置在沿周向相隔 180° 的位置;采用两个楔键时,相隔 $90^\circ \sim 120^\circ$;而采用两个半圆键时,却布置在轴的同一母线上?

6-2 胀套串联使用时,为何要引入额定载荷系数 m ? 为什么 Z1 型胀套和 Z2 型胀套的额定载荷系数有明显的差别?

6-3 在一直径 $d = 80 \text{ mm}$ 的轴端,安装一钢制直齿圆柱齿轮(图 6-26),轮毂宽度 $L' = 1.5d$,工作时有轻微冲击。试确定平键联接的尺寸,并计算其允许传递的最大转矩。

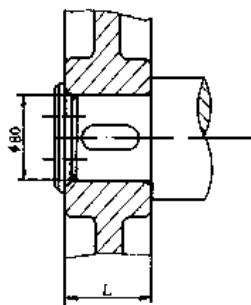


图 6-26 轴端键联接设计

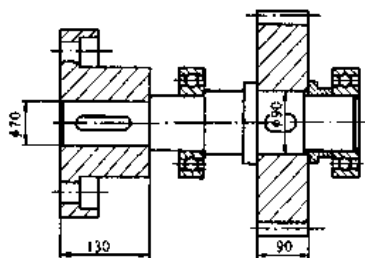


图 6-27 键联接设计

6-4 图 6-27 所示的凸缘半联轴器和圆柱齿轮,分别用键与减速器的低速轴相联接。试选择两处键的类型及尺寸,并校核其联接强度。已知:轴的材料为 45 钢,传递的转矩 $T = 1000 \text{ N}\cdot\text{m}$,齿轮用锻钢制成,半联轴器用灰铸铁制成,工作时有轻微冲击。

6-5 图 6-28 所示的灰铸铁 V 带轮,安装在直径 $d = 45 \text{ mm}$ 的轴端,带轮的基准直径 $d_d = 250 \text{ mm}$,工作时的有效拉力 $F = 2 \text{ kN}$,轮毂宽度 $L' = 65 \text{ mm}$,工作时有轻微振动。设采用钩头楔键联接,试选择该楔键的尺寸,并校核联接的强度。

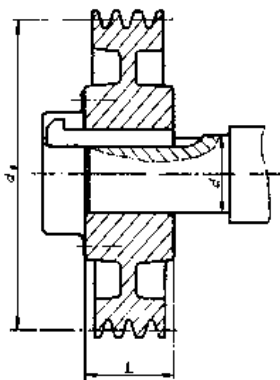


图 6-28 楔键联接设计

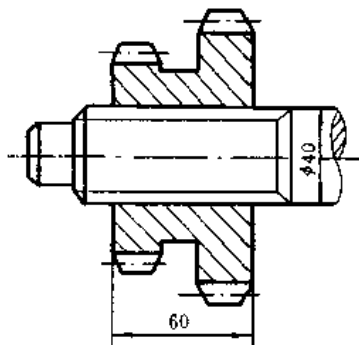


图 6-29 花键联接设计

6-6 图 6-29 所示为变速箱中的双联滑移齿轮,传递的额定功率 $P = 4 \text{ kW}$,转速 $n = 250 \text{ r/min}$ 。齿轮在空载下移动,工作情况良好。试选择花键类型和尺寸,并校核联接的强度。

6-7 图 6-30 所示为套筒式联轴器,分别用平键及半圆键与两轴相联接。已知:轴径 $d \approx 38 \text{ mm}$,联轴器材料为灰铸铁,外径 $D_1 = 90 \text{ mm}$ 。试分别计算两种联接允许传递的转矩,并比较其优缺点。

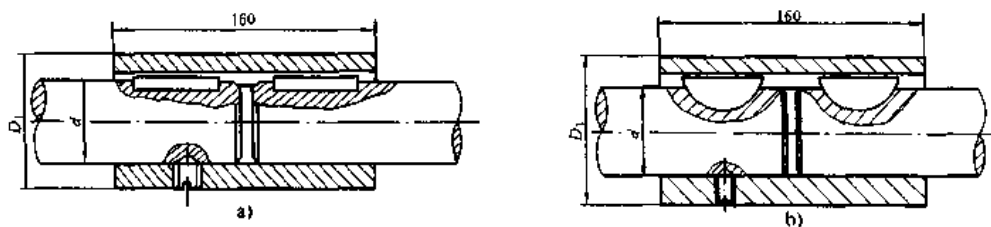


图 6-30 平键联接与半圆键联接对比

第七章 铆接、焊接、胶接和过盈联接

本章涉及的内容较多,但由于这几种联接的结构设计、强度计算及工艺要求,均与各有关专业的技术规范或规程有密切的关联,因而下面只就它们的基本内容分别作一概论介绍。

§ 7-1 铆 接

铆接是一种早就使用的简单的机械联接,其典型结构如图 7-1 所示。它们主要是由联接件铆钉 1 和被联接件板 2、3 所组成,有的还有辅助联接件盖板 4。这些基本元件在构造物上所形成的联接部分统称为铆接缝(简称铆缝)。

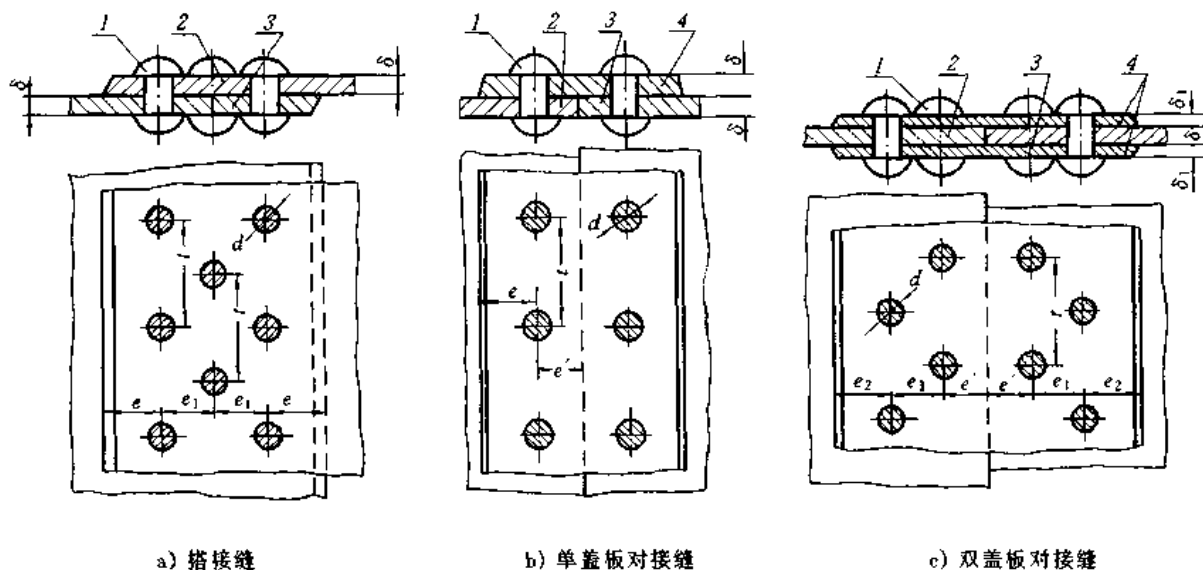


图 7-1 典型铆缝

(一) 铆缝的种类、特性及应用

铆缝的结构型式很多,就接头情况看,有图 7-1 所示的搭接缝、单盖板对接缝和双盖板对接缝;就铆钉排数看,又有单排、双排与多排之分。如按铆缝性能的不同,又可分为三种:以强度为基本要求的铆缝称为强固铆缝,如飞机蒙皮与框架、起重设备的机架、建筑物的桁架等结构用的铆缝;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、压缩空气贮存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,多用于一般的流体贮存器和低压管道上。

铆接具有工艺设备简单、抗震、耐冲击和牢固可靠等优点,但结构一般较为笨重,被联接件(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。因此,目前除在桥梁、建筑、造船、重型机械及飞机制造等工业部门中仍常采用外,应用已渐减少,并

为焊接、胶接所代替。

(二) 铆钉的主要类型和标准

铆钉的类型是多种多样的,而且多已标准化(见 GB/T 863.1—1986 ~ GB/T 876—1986 等)。通用机械中常用的铆钉在铆接后的型式如图 7-2 所示。它们的材料、结构尺寸等可查有关标准。

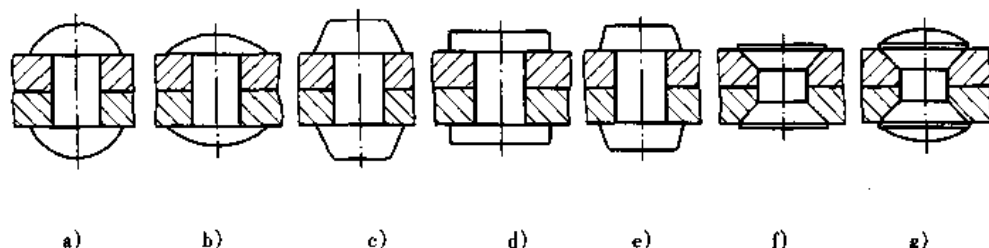


图 7-2 常用的铆钉在铆接后的型式

(三) 铆缝的受力及破坏形式,设计计算要点

铆缝的受力及破坏形式如图 7-3 所示。

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(如按照铆缝型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 7-3),并进行必要的强度校核。

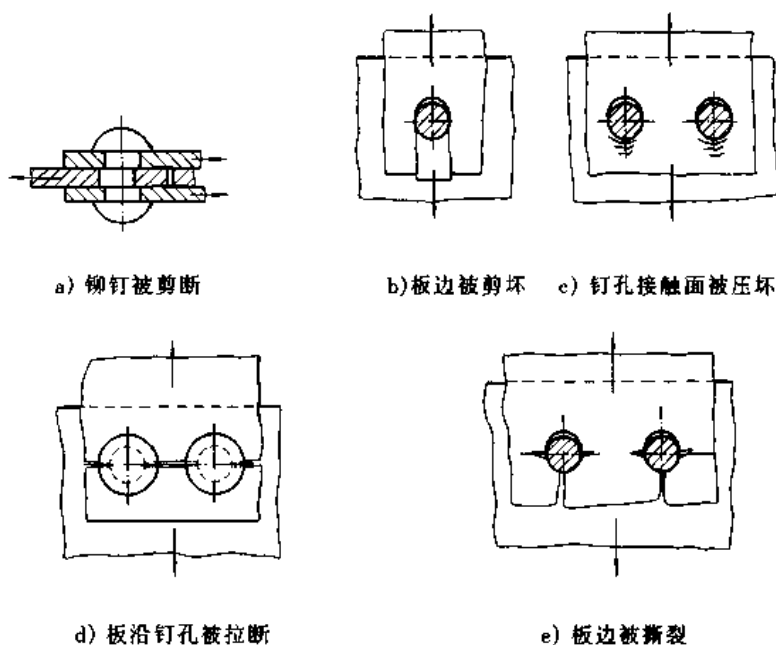


图 7-3 铆缝的受力及破坏形式

应该指出:在进行受力分析时,均假定:a)一组铆钉中的各个铆钉受力均等;b)危险截面上的拉应力或切应力、工作面上的挤压应力都是均匀分布的;c)被铆件贴合面上无摩擦力;d)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,或是一个铆

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。

铆缝的强度经过校核合格后,还应根据技术规范对铆接工艺提出相应的要求。

现以图 7-4 所示的单排搭接铆缝进行静强度分析。取图中宽度等于节距 t (即垂直于受力方向的钉距) 的阴影部分进行计算(设边距 e 合乎规范要求,不致出现图 7-3b 所示的破坏形式)。

1) 由被铆件的拉伸强度条件得知,允许铆缝承受的静载荷为

$$F_1 = (t - d)\delta[\sigma] \quad (7-1)$$

2) 由被铆件上孔壁的挤压强度条件得知,被铆件允许承受的压力

$$F_2 = d\delta[\sigma_p] \quad (7-2)$$

3) 由铆钉的剪切强度条件得知,铆钉允许承受的横向载荷

$$F_3 = \frac{\pi d^2[\tau]}{4} \quad (7-3)$$

上列三式中: F_1 、 F_2 、 F_3 的单位均为 N; $[\sigma]$ 、 $[\sigma_p]$ 、 $[\tau]$ 分别为被铆件的许用拉伸应力、被铆件的许用挤压应力及铆钉的许用切应力,对一般强固铆缝可按表 7-1 取值; d 、 t 、 δ 的单位均为 mm。

表 7-1 组成强固铆缝各元件的静载许用应力

许用应力/MPa	元件材料		说 明
	Q215	Q235、Q255	
被铆件的许用拉应力 $[\sigma]$	200	210	采用冲孔或各被铆件分开钻孔而不用样板时, $[\sigma]$ 、 $[\sigma_p]$ 降低 20%; 角钢单边铆接时, 各许用应力降低 25%
被铆件的许用挤压应力 $[\sigma_p]$	400	420	
铆钉的许用切应力 $[\tau]$	180	180	

显然,这段铆缝允许承受的静载荷 F 应取 F_1 、 F_2 、 F_3 中的最小者。

如令上面的 $F_1 = F_2 = F_3$, 由式 (7-1) ~ (7-3) 解出 d 、 t 、 δ 间的关系, 并按此选出 d 、 t 、 δ 时, 叫做该单排搭接铆缝的等强度设计。但由于规范对于 d 、 t 、 δ 间的关系均有规定的范围, 所以实际上难于达到等强度的要求。

被铆件遭到钉孔削弱后的强度与完整时的强度之比值, 叫做铆缝的强度系数。如以图 7-4 所示的铆缝为例, 则强度系数 φ 为

$$\varphi = \frac{(t - d)\delta[\sigma]}{t\delta[\sigma]} = \frac{t - d}{t} < 1 \quad (7-4)$$

当铆钉排数一定时, φ 的大小由 t 与 d 的比值决定; 排数增多时, t 可取大些, 即 φ 可以提高, 但材料及工时增多, 结构的质量也增大。

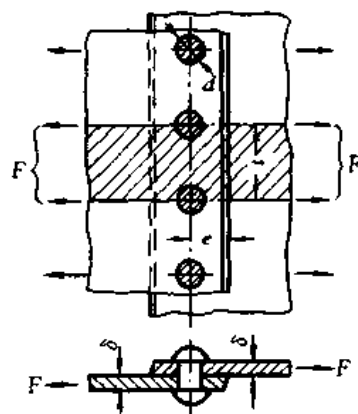


图 7-4 单排搭接铆缝强度分析简图

§ 7-2 焊 接

焊接的方法很多,机械制造业中常用的是属于熔融焊的电焊、气焊与电渣焊,其中尤以电焊应用最广。电焊又分为电阻焊与电弧焊两种。前者是利用大的低压电流通过被焊件时,在电阻最大的接头处(被焊接部位)引起强烈发热,使金属局部熔化,同时机械加压而形成的联接;后者则是利用电焊机的低压电流,通过电焊条(为一个电极)与被焊件(为另一个电极)间形成的电路,在两极间引起电弧来熔融被焊接部分的金属和焊条,使熔融的金属混合并填充接缝而形成的(图 7-5)。本节只概略介绍有关电弧焊的基本知识及焊缝强度计算的一般方法。

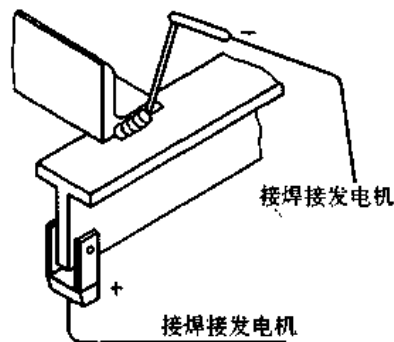


图 7-5 电弧焊接

(一) 电弧焊缝的基本形式、特性及应用实例

焊件经焊接后形成的结合部分叫做焊缝。电弧焊缝常用的形式见图 7-6。由图可见,除了受力较小和避免增大质量时采用图 7-6e 所示的塞焊缝外,其它焊缝大体上可以分为对接焊缝与角焊缝两类。前者用于联接位于同一平面内的被焊件(图 7-6c),后者用于联接不同平面内的被焊件(图 7-6a、b、d)。

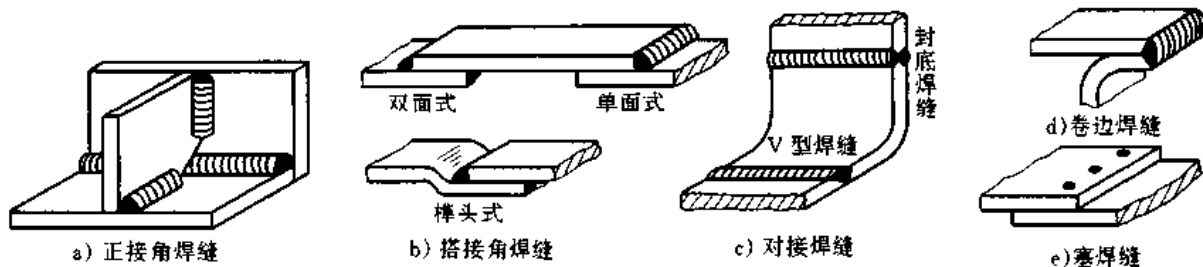


图 7-6 电弧焊缝常用的形式

与铆接相比,焊接具有强度高、工艺简单、由于联接而增加的质量小、工人劳动条件较好等优点。所以应用日益广泛,新的焊接方法发展也很迅速。另外,以焊代铸可以大量节约金属,也便于制成不同材料的组合件而节约贵重或稀有金属。在技术革新、单件生产、新产品试制等情况下,采用焊接制造箱体、机架等,一般比较经济。

电弧焊的应用实例见图 7-7。

(二) 焊接件常用材料及焊条

焊接的金属结构常用材料为 Q215、Q235、Q255;焊接的零件则常用 Q275、15~50 碳钢,以及 50Mn、50Mn2、50SiMn2 等合金钢。在焊接中,广泛地使用各种型材、板材及管材。焊条的种类很多,应针对具体要求从手册中选取。常用的焊条型号为 E4301、E4303、E5001、E5003 等。型号中的数字,前两位表示熔敷金属的最低抗拉强度极限(如 43 表示 $\sigma_B \geq 43 \text{ kgf/mm}^2 \approx 420 \text{ MPa}$),第三位“0”或“1”表示适用于各种位置的焊接(平焊、立焊、仰焊、横焊),第四位表示药皮类型及焊接电源,第三、四两位组合时,01 表示钛铁矿型,03 表示钛钙型,二者的电源均为交流或直流正反接。

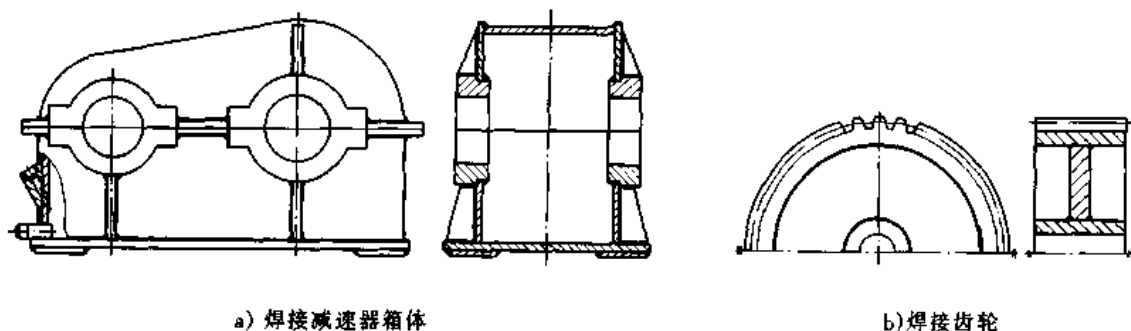


图 7-7 焊接应用实例

(三) 焊缝的受力及破坏形式

对接焊缝主要用来承受作用于被焊件所在平面内的拉(压)力或弯矩(图 7-8a、b),其正常的破坏形式是沿焊缝断裂(图 7-8c)。

在角焊缝中,主要是搭接口焊缝(图 7-9)和正接角焊缝(参看图 7-6a)。搭接口焊缝与受力方向垂直的叫做正面角焊缝(图 7-9a);与受力方向平行的叫做侧面角焊缝(图 7-9b);二者兼有的叫做混合角焊缝(图 7-9c)。正面角焊缝通常只用来承受拉力;侧面角焊缝及混合角焊缝可用来承受拉力或弯矩。实践证明,凡是角焊缝,它的正常破坏形式均如图 7-9 中的截面 A-A、B-B 所示,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 k 等于板厚 δ ,则角焊缝的危险截面的宽度为 $k \sin 45^\circ \approx 0.7k$ 。

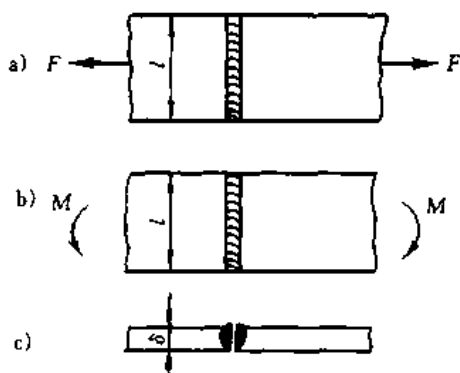


图 7-8 对接焊缝的受力及破坏形式

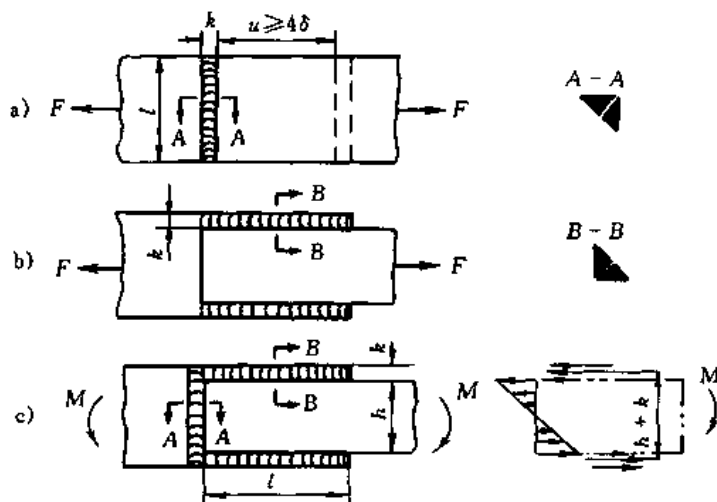


图 7-9 搭接口焊缝的受力及破坏形式

(四) 焊缝的强度计算

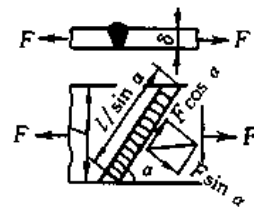
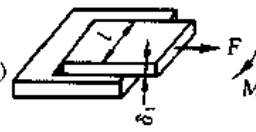
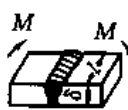


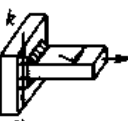
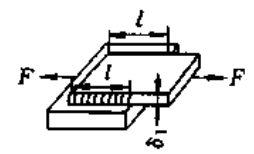
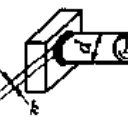
焊缝的强度计算,通常都是在假设应力均匀分布,且不计残余应力的条件下进行简化计算,

并根据实验来取定其许用应力。这样做的原因是:a) 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决定,作这样的条件性计算可使计算大为简化;b) 被焊件及焊缝本身多为塑性较大的材料,对应力集中不大敏感;c) 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。

根据上述焊缝破坏形式及简化计算方法,当一些常用的焊缝受拉(压)或弯曲时,其强度计算公式见表 7-2,其中 $[\sigma']$ 、 $[\tau']$ 分别为焊缝的许用正应力及许用切应力。

焊缝的强度与被焊件本身的强度之比,称为焊缝强度系数,现以 φ 表示,因焊缝的许用应力 $[\sigma']$ 通常小于被焊件的许用应力 $[\sigma]$,故 $\varphi = [\sigma'] / [\sigma] < 1$ 。因此,对于对接焊缝,只有采用表 7-2 中 a) 所示的斜焊缝, φ 才能增大(见其强度条件式);当焊缝与被焊件边线的夹角 $\alpha = 45^\circ$ 时,低碳钢焊接件的焊缝强度系数 $\varphi \approx 1$ 。

表 7-2 常用各式焊缝的承载情况及其强度条件式

焊缝承载情况	强度条件式	焊缝承载情况	强度条件式
a) 	$\begin{cases} \sigma = \frac{F \sin^2 \alpha}{l \delta} \leq [\sigma'] \\ \tau = \frac{F \sin \alpha \cos \alpha}{l \delta} \leq [\tau'] \end{cases}$	e) 	$\tau = \frac{F}{0.7 \delta_1 l} + \frac{6M}{0.7 \delta_1 l^2} \leq [\tau']$
b) 	$\sigma = \frac{6M}{l \delta^2} \leq [\sigma']$	f) 	$\tau = \frac{6M}{2 \times 0.7 k l^2} \leq [\tau']$
c) 	$\sigma = \frac{6M}{l \delta^2} \leq [\sigma']$	g) 	$\tau = \frac{F}{2 \times 0.7 k l} \leq [\tau']$
d) 	$\tau = \frac{F}{2 \times 0.7 \delta_1 l} \leq [\tau']$	h) 	$\tau = \frac{F}{0.7 \pi d k} \leq [\tau']$

下面简略介绍不对称侧面角焊缝及混合角焊缝的强度计算。

1) 当焊接结构中有角钢等构件(图 7-10)时,因外力 F 的作用线应通过角钢截面的形心 c ,作用线在焊接平面上的投影线与两侧焊缝间的距离不等(即 $a \neq b$),故两侧焊缝受力亦不等,因而对这种焊接结构应设计成不对称侧面角焊缝来承受外载荷。设两侧焊缝分别承担的载荷为 F_1 及 F_2 ,则因 $F = F_1 + F_2$, $F_1/F_2 = a/b$,故

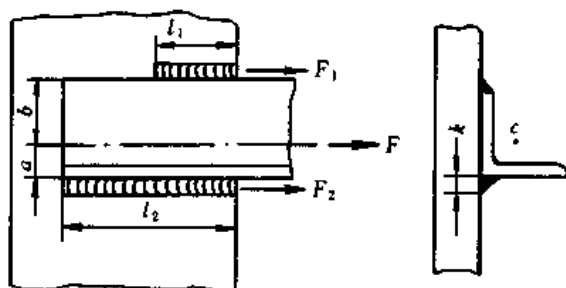


图 7-10 不对称侧面角焊缝承受拉力

$$F_1 = F \frac{a}{a+b} \quad F_2 = F \frac{b}{a+b}$$

所以两侧所需的焊缝长度分别为:

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \frac{F_1}{0.7k[\tau']} = \frac{Fa}{0.7k[\tau'](a+b)} \\ l_2 &= \frac{F_2}{0.7k[\tau']} = \frac{Fb}{0.7k[\tau'](a+b)} \end{aligned} \right\} \quad (7-5)$$

式中 $[\tau']$ 为焊缝的许用切应力,见表 7-3;其它符号意义如图所示。

表 7-3 焊缝的静载许用应力

许用应力类别	用 E4303 焊条手工焊接或熔剂层下自动焊接下列被焊件材料时,焊缝的静载许用应力/MPa	
	Q215	Q235、Q255
许用压应力 $[\sigma']$	200	210
许用拉应力(用精确方法检查焊缝质量) $[\sigma']$	200	210
许用拉应力(用普通方法检查焊缝质量) $[\sigma']$	180	180
许用切应力 $[\tau']$	140	140

注:对于单边焊接的角钢,各许用应力降低 25%。

2) 当混合角焊缝受弯矩时(参看图 7-9c),可按“力矩独立作用原理”来进行计算。即作用在对称侧面角焊缝上的力矩(由两侧焊缝产生的力偶矩来平衡)为

$$M_1 = 0.7kl(h+k)\tau$$

作用在正面角焊缝上的力矩(由焊缝危险截面模拟地承担弯矩,即取其抗弯截面承受切应力,其抗弯截面系数 $W = 0.7kh^2/6$)为

$$M_2 = W \cdot \tau = \frac{0.7kh^2\tau}{6}$$

则由 $M = M_1 + M_2$ 可得强度校核公式为

$$\tau = \frac{6M}{0.7k[6l(h+k) + h^2]} \leq [\tau'] \quad (7-6)$$

设计混合角焊缝时,若取 $k = \delta$,即可由上式求出所需的焊缝长度 l 。

除上述两种情况外,其它常用各式焊缝的承载情况及其强度条件式见表 7-2(取 $k = \delta$)。

焊缝的许用应力是随着焊接方法、焊条和被焊件的力学性能及载荷性质等而定的。应该强调指出的是,选择许用应力时,必须根据各该行业(如机器制造、锅炉制造、建筑结构、船舶制造等)的规范或规程取定。常用低碳钢焊接结构在静载下的焊缝许用应力见表 7-3。

当焊接件承受变载荷时,焊缝及被焊件的许用应力均应乘上降低系数 γ :

$$\gamma = \frac{1}{a - b \frac{F_{\min}}{F_{\max}}} \leq 1 \quad (7-7)$$

式中: F_{\min} 、 F_{\max} ——按绝对值计算的最小及最大载荷,在代入上式时必须带有本身的正(拉力)、负(压力)号;

a 、 b ——系数,其值见表 7-4。

表 7-4 系数 a 、 b 的数值

焊缝型式	低碳钢		低碳合金钢	
	a	b	a	b
被焊件无应力集中时	1.00	0.50	1.30	0.70
表面加工的对接焊缝	1.10	0.60	1.45	0.85
有背焊的对接焊缝	1.30	0.80	1.75	1.15
腰长比为 1:1.5 的正面角焊缝	1.50	1.00	2.00	1.40
侧面角焊缝	2.00	1.20	2.70	2.10

当按式(7-7)计算出的 γ 值大于 1 时,应取为 1。

(五) 焊接件的工艺及设计注意点

为了保证焊接的质量,避免未焊透或缺焊现象(图 7-11),焊缝应按被焊件的厚度制成如图 7-12 所示的相应的坡口型式,或进行一般的倒棱修边工艺。在焊接前,应对坡口进行清洗整理。

熔化的金属冷却时要收缩,因此使焊缝内部产生残余应力,导致构件翘曲。这不仅使焊接件难以获得精确的尺寸,且将影响到焊缝的强度。所以在满足强度条件的情况下,焊缝的长度应按实际结构的情况尽可能取得短些或分段进行焊接,并应避免焊缝交叉;还应在焊接工艺上采取措施,使构件在冷却时能有微小自由移动的可能;焊后应经热处理(如退火),以消除残余应力。此外,在焊接厚度不同的对接板件时,应将较厚的板件沿对接部位平滑辗薄或削薄到较薄板的厚度,以利焊缝金属匀称熔化和承载时的力流得以平滑过渡。

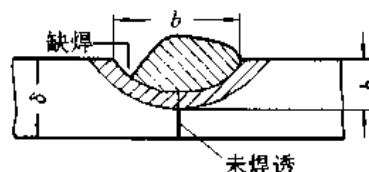


图 7-11 未焊透与缺焊现象

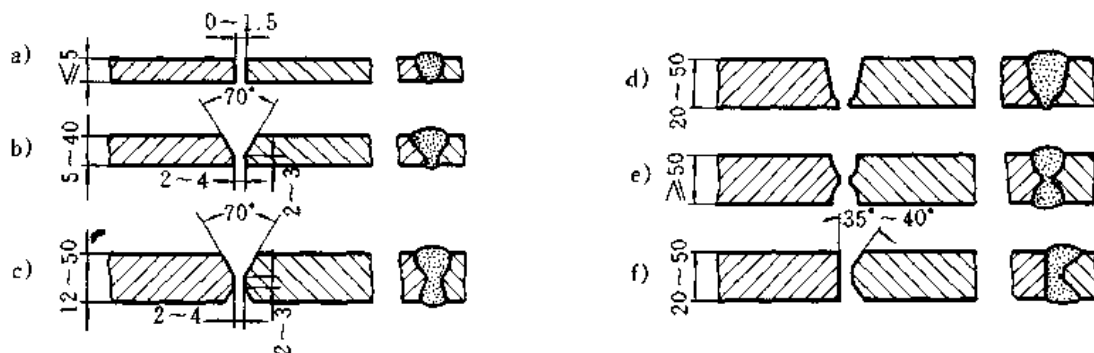


图 7-12 坡口型式及其适用的焊接件厚度(单位为 mm)

在设计焊接件时,应注意恰当选择母体材料及焊条;根据被焊件厚度选择接头及坡口型式;合理布置焊缝及焊缝长度;正确安排焊接工艺,以避免施工不便及残余应力源。对于那些有强度要求的重要焊缝,必须按照有关行业的强度规范进行焊缝尺寸的校核,同时还应规定一定技术水平的焊工进行焊接,并在焊后仔细地进行质量检验。

例题 7-1 校核图 7-13 所示工字钢支架焊缝的强度。已知:静载荷 $F = 150\,000\text{ N}$, 力臂 $l = 150\text{ mm}$, 焊缝腰长 $k = 8\text{ mm}$, 工字钢型号为 25a, 材料为 Q235-A·F(A 为质量等级, F 代表沸腾钢), 用 E4303 焊条手工焊接。

[解] 由机械设计手册查知, 25a 型工字钢的尺寸是: 高 $h = 250\text{ mm}$, 腿宽 $b = 116\text{ mm}$, 腿平均厚度 $t = 13\text{ mm}$, 腰厚 $d = 8\text{ mm}$ 。

为了简化计算, 设在 F 作用下 ($l = 0$ 时) 的剪力仅由两条竖直的焊缝承担(偏于安全), 此二焊缝在联接面上的投影面积为 $A_1 = 2k \cdot (h - 2t)$, 则由 F 在焊缝危险截面上产生的切应力为

$$\begin{aligned}\tau_1 &\approx \frac{F}{0.7A_1} = \frac{F}{0.7 \times 2k(h - 2t)} \\ &= \frac{150\,000}{0.7 \times 2 \times 8 \times (250 - 2 \times 13)} \text{ MPa} = 59.79 \text{ MPa}\end{aligned}$$

焊缝在联接面上的投影面积 A_2 (见图 c, 并略去上下腿两端很短的焊缝, 简化成腰、腿厚度均为 8 mm 的两个工字形) 的转动惯量 J_{x-x} 可近似求得^① 为

$$J_{x-x} \approx 2 \left[\frac{bh^3}{12} - \frac{(b-k)(h-2k)^3}{12} \right] = 2 \times \left[\frac{116 \times 250^3 - 108 \times 234^3}{12} \right] \text{ mm}^4 = 71\,451\,061 \text{ mm}^4$$

于是在力矩 $F \times l$ 作用下, 焊缝危险截面上产生的切应力为

$$\tau_2 \approx \frac{Fl}{0.7 \frac{J_{x-x}}{y}} = \frac{150\,000 \times 150}{0.7 \times \frac{71\,451\,061}{112}} \text{ MPa} = 44.66 \text{ MPa}$$

故得焊缝危险截面上的合成切应力为

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \sqrt{59.79^2 + 44.66^2} \text{ MPa} = 74.63 \text{ MPa}$$

由表 7-3 查得焊缝的许用切应力为 $[\tau'] = 140 \text{ MPa} > \tau = 74.63 \text{ MPa}$, 故强度足够。

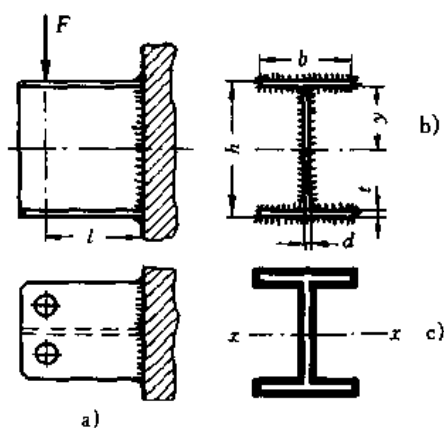


图 7-13 焊接工字钢支架

^① 本题因 $k = 8\text{ mm} < t = 13\text{ mm}$, 如 $k \approx t$ 时, 可近似取 A_2 的 J_{x-x} 为工字钢横截面的 J_{x-x} 的 2 倍。

§ 7-3 胶 接

(一) 胶接及其应用

胶接是利用胶粘剂在一定条件下把预制的元件(如图 7-14a 中的轮圈和轮芯)联接在一起;并具有一定的联接强度。它是早就使用的一种不可拆联接。如木工利用聚醋酸乙烯乳液(乳胶)粘合木质构件就是一例。但在机械制造中采用胶接的金属构件,还是近 50 年来发展出的新兴工艺。

胶接的机理涉及到很多化学的与物理的因素,目前虽已有多种理论,但都不能作出圆满的解释,故尚在积极研究中。随着高分子化学,特别是石油化学工业的迅速发展,胶接的理论必将日臻完善。

目前,胶接在机床、汽车、拖拉机、造船、化工、仪表、航空、航天等工业部门中的应用日渐广泛,其应用实例见图 7-14。

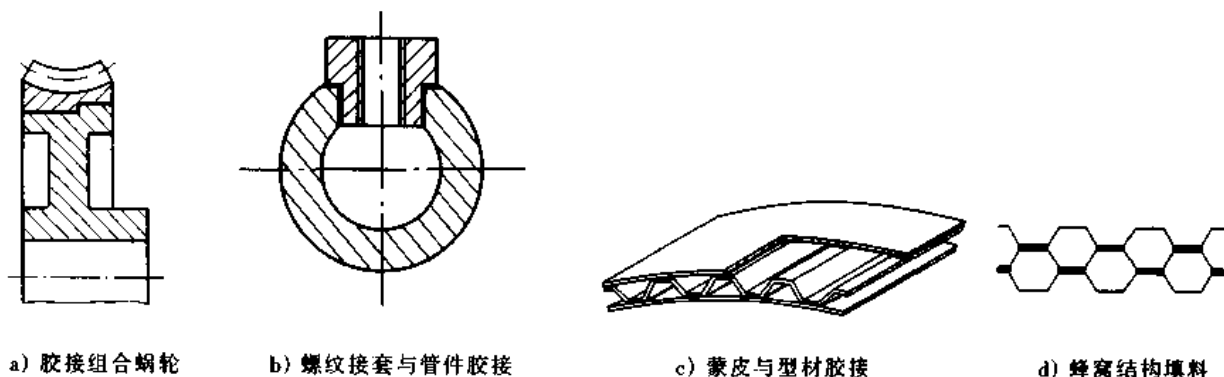


图 7-14 胶接应用实例

(二) 常用胶粘剂及其主要性能与选择原则

胶粘剂的品种繁多(见参考文献[67]第 16 篇第 3 章),可从不同的角度划分为很多类别,现仅按使用目的分以下三类作简单介绍。

1. 结构胶粘剂

这类胶粘剂在常温下的抗剪强度一般不低于 8 MPa,经受一般高、低温或化学的作用不降低其性能,胶接件能承受较大的载荷。例如酚醛-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。

2. 非结构胶粘剂

这类胶粘剂在正常使用时有一定的胶接强度,但在受到高温或重载时,性能迅速下降。例如聚氨酯胶粘剂和酚醛-氯丁橡胶胶粘剂等。

3. 其它胶粘剂

即具有特殊用途(如防锈、绝缘、导电、透明、超高温、超低温、耐酸、耐碱等)的胶粘剂。例如环氧导电胶粘剂和环氧超低温胶粘剂等。

在机械制造中,目前较为常用的是结构胶粘剂中的酚醛-缩醛-有机硅胶粘剂及环氧-酚

醛胶粘剂等。

胶粘剂的主要性能是胶接强度(耐热性、耐介质性、耐老化性)、固化条件(温度、压力、保持时间)、工艺性能(涂布性、流动性、有效贮存期)以及其它特殊性能(如防锈等)。

胶粘剂的力学性能随着胶接件材料、环境温度、固化条件、胶层厚度、工作时间、工艺水平等的不同而异。例如可用于胶接各种碳钢、合金钢、铝、镁、钛等合金以及各种玻璃钢的酚醛-缩醛-有机硅耐高温胶粘剂(牌号为 204 胶)胶接 30CrMnSiA 钢时,在常温下,剪切强度 $\tau_B \geq 22.8$ MPa;200℃时, $\tau_B \geq 15.8$ MPa;300℃时, $\tau_B \geq 8.6$ MPa;350℃时, $\tau_B \geq 4$ MPa。各种胶粘剂的性能数据可查阅有关手册。

胶粘剂的选择原则,主要是针对胶接件的使用要求及环境条件,从胶接强度、工作温度、固化条件等方面选取胶粘剂的品种,并兼顾产品的特殊要求(如防锈等)及工艺上的方便。此外,如对所受有一般冲击、振动的产品,宜选用弹性模量小的胶粘剂;在变应力条件下工作的胶接件,应选膨胀系数与零件材料的膨胀系数相近的胶粘剂等。

(三) 胶接的基本工艺过程

1. 胶接件胶接表面的制备

胶接表面一般需经过除油处理、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。表面粗糙度一般应为 $\sqrt[3]{2} \sim \sqrt[3]{6}$, 过高或过低都会降低胶接的强度。

2. 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妥善配制。

3. 涂胶

采取适当的方法涂布胶粘剂(如喷涂、刷涂、滚涂、浸渍、贴膜等),以保证厚薄合适、均匀无缺、无气泡等。

4. 清理

在涂胶装配后,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)。

5. 固化

根据胶接件的使用要求、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),使胶接域固化。

6. 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。

(四) 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见图 7-15。

胶接接头的受力状况有拉伸、剪切、剥离与扯离等(图 7-16)。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。

胶接接头的设计要点是:

- a) 针对胶接件的工作要求正确选择胶粘剂;
- b) 合理选定接头形式;
- c) 恰当选取工艺参数;
- d) 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,特别是对剥

离载荷,不宜采用胶接接头;e) 从结构上适当采取防止剥离的措施,如加装紧固元件,在边缘采用卷边和加大胶接面积等,以防止从边缘或拐角处脱缝;f) 尽量减小胶缝处的应力集中,如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得很接近等;g) 当有较大的冲击、振动时,应在胶接面间增加玻璃布层等缓冲减振材料。

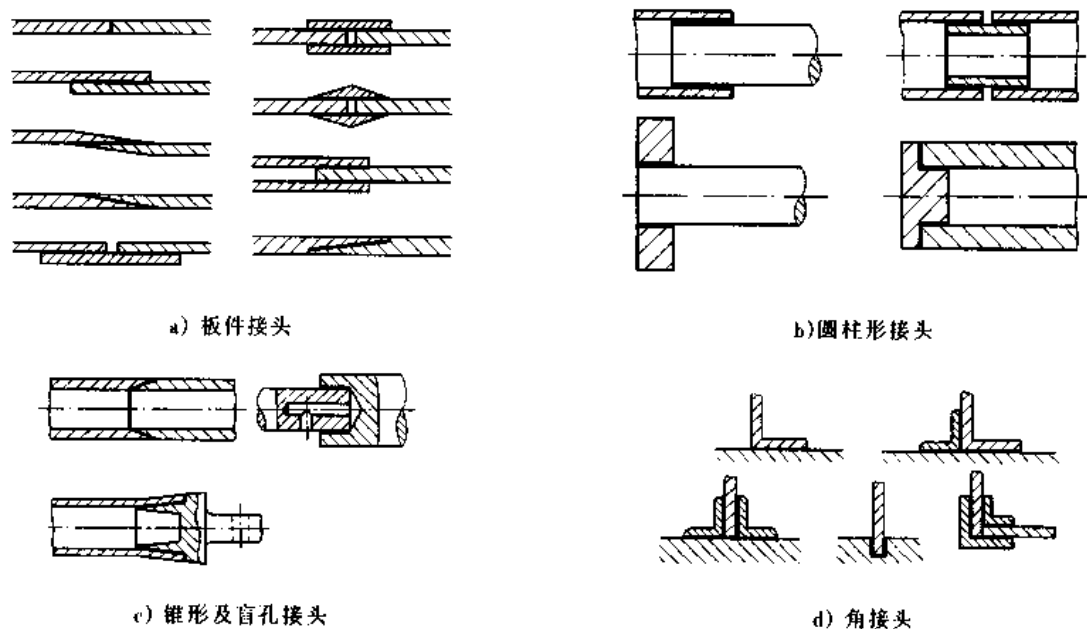


图 7-15 胶接接头典型结构

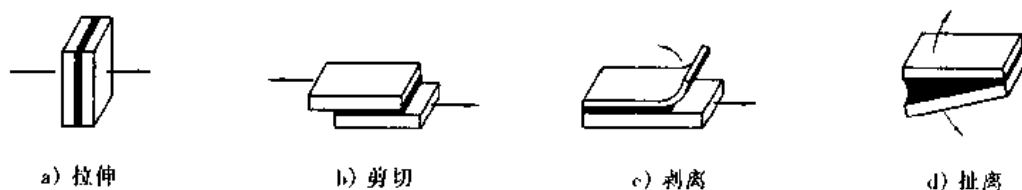


图 7-16 胶接接头的受力状况

(五) 胶接与铆接、焊接的比较

胶接与铆接、焊接相比,其优点是:a) 质量较小(一般可小 20%左右),材料的利用率较高;b) 不会使胶缝附近母体材料的金相组织改变,冷却时也不会产生翘曲和变形;c) 因为是全部贴合面间的胶粘联接,应力分布较为均匀,故耐疲劳、耐蠕变性能较好;d) 能使异形、复杂、微小或很薄的元件以及金属与非金属构件相互联接;e) 所需设备简单,操作方便,无噪声,劳动条件好,劳动生产率高,成本较低;f) 密封性比铆接可靠,如环氧胶粘剂可耐水压达 2 MPa;g) 工作温度在有特殊要求时可达 $-200 \sim +1000^{\circ}\text{C}$ (一般为 $-60 \sim +400^{\circ}\text{C}$);h) 能满足防锈、绝缘、透明等特殊要求。其缺点是:a) 工作温度过高时,胶接强度将随温度的增高而显著下降;b) 抗剥离、抗弯曲及抗冲击振动性能差;c) 耐老化、耐介质(如酸、碱等)性能较差,且不稳定;d) 有的胶粘剂(如酚醛-缩醛-有机硅耐高温胶粘剂)所需的胶接工艺较为复杂;e) 胶接件的缺陷有时不易发现,目前尚无完善可靠的无损检验方法。

§ 7-4 过盈联接

(一) 过盈联接的特点及应用

过盈联接是利用零件间的配合过盈来达到联接目的的。这种联接也叫干涉配合联接或紧配合联接。

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。这种联接的特点是结构简单、对中性好、承载能力大、承受冲击性能好、对轴削弱少,但配合面加工精度要求高、装拆不便。本节只讲述配合面为圆柱面的过盈联接(圆锥面过盈联接可参看 GB/T 5371—1985 及 JB/ZQ 4277—1986 或参考文献[66])。

(二) 过盈联接的工作原理及装配方法

过盈联接是将外径为 d_B 的被包容件压入内径为 d_A 的包容件中(图 7-17)。由于配合直径间有 $\Delta A + \Delta B$ 的过盈量,在装配后的配合面上,便产生了一定的径向压力。当联接承受轴向力 F (图 7-18)或转矩 T (图 7-19)时,配合面上便产生摩擦阻力或摩擦阻力矩以抵抗和传递外载荷。

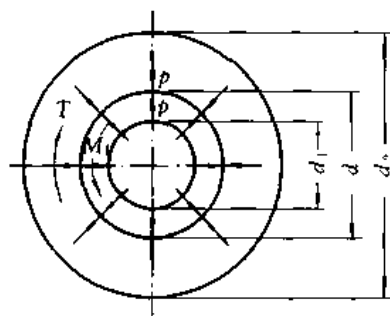
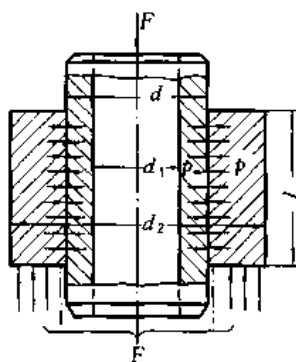
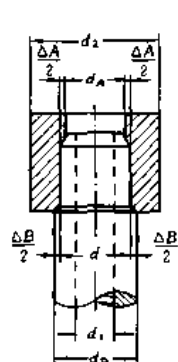


图 7-17 圆柱面过盈联接

图 7-18 受轴向力的过盈联接

图 7-19 受转矩的过盈联接

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 7-20 所示的导锥,并对配合表面进行润滑,可以减轻上述缺点。但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,使之既便于装配,又可减少或避免损伤配合表面,而在常温下即达到牢固的联接。胀缩法一般是利用电加热,冷却则多采用液态空气(沸点为 $-194\text{ }^{\circ}\text{C}$)或固态二氧化碳(又名干冰,沸点为 $-79\text{ }^{\circ}\text{C}$)。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。

过盈联接的应用实例见图 7-21 及 7-22。

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,为了保证多次装拆后的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,以胀大包容件的内径,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 7-22 所示。

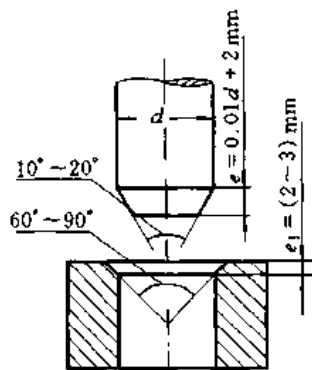


图 7-20 过盈构件的结构

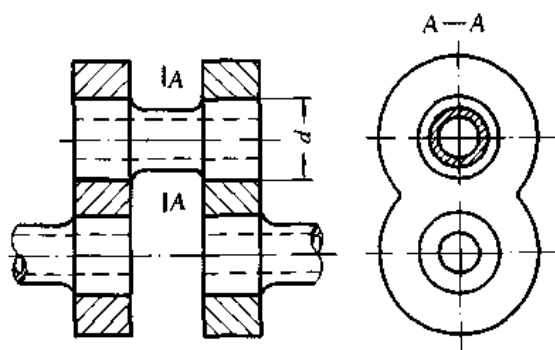


图 7-21 曲轴过盈联接组装件

(三) 过盈联接的设计计算

过盈联接计算的假设条件是:联接零件中的应力处于平面应力状态(即轴向应力 $\sigma_z = 0$),应变均在弹性范围内;材料的弹性模量为常量;联接部分为两个等长的厚壁筒,配合面上的压力为均匀分布。

过盈联接主要用以承受轴向力或传递转矩,或者同时兼有以上两种作用(个别情况也用以承受弯矩)。由前述工作原理可知,为了保证过盈联接的工作能力,强度计算须包含两个方面:一方面是在已知载荷的条件下,计算配合面间所需产生的压力和产生这个压力所需的最小过盈量;另一方面是在选定的标准过盈配合下,校核联接的诸零件(如轮圈与轮芯,轮毂与轴等)在最大过盈量时的强度。如采用胀缩法装配时,还应算出加热及冷却的温度。此外,须算出装拆时所需的压入力及压出力。必要时还应算出包容件外径的胀大量及被包容件内径的缩小量。现分述于后。

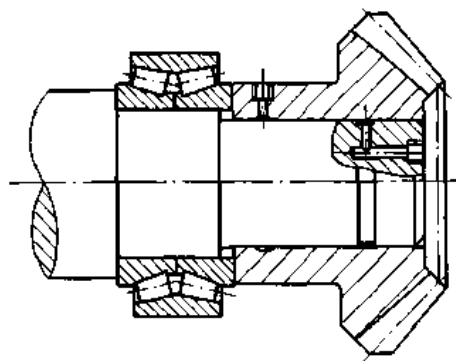


图 7-22 轴与轴承、齿轮的过盈联接及拆开时用的注油螺口管道

1. 配合面间所需的径向压力 p

过盈联接的配合面间应具有的径向压力是随着所传递的载荷类型不同而异的。

1) 传递轴向力 F 当联接传递轴向力 F 时(图 7-18),应保证联接在此载荷作用下,不产生轴向滑动。亦即当径向压力为 p 时,在外载荷 F 的作用下,配合面上所能产生的轴向摩擦阻力 F_f ,应大于或等于外载荷 F 。

设配合的公称直径为 d ,配合面间的摩擦系数为 f ,配合长度为 l ,则

$$F_f = \pi d l p f$$

因需保证 $F_f \geq F$,故

$$p \geq \frac{F}{\pi d l f} \quad (7-8)$$

2) 传递转矩 T 当联接传递转矩 T 时(图 7-19),则应保证在此转矩作用下不产生周向滑移。亦即当径向压力为 p 时,在转矩 T 的作用下,配合面间所能产生的摩擦阻力矩 M_f 应大于或等于转矩 T 。

设配合面上的摩擦系数为 $f^{\text{①}}$, 配合尺寸同前, 则

$$M_f = \pi d l p f \frac{d}{2}$$

因需保证 $M_f \geq T$, 故得

$$p \geq \frac{2T}{\pi d^2 l f} \quad (7-9)$$

配合面间摩擦系数的大小与配合面的状态、材料及润滑情况等因素有关, 应由实验测定。表 7-5 给出了几种情况下摩擦系数值, 以供计算时参考。

表 7-5 摩擦系数 f 值

压 入 法			胀 缩 法		
联接零件材料	无润滑时 f	有润滑时 f	联接零件材料	结合方式、润滑	f
钢 - 铸钢	0.11	0.08	钢 - 钢	油压扩孔, 压力油为矿物油	0.125
钢 - 结构钢	0.10	0.07		油压扩孔, 压力油为甘油, 结合面排油干净	0.18
钢 - 优质结构钢	0.11	0.08		在电炉中加热包容件至 300 °C	0.14
钢 - 青铜	0.15 ~ 0.20	0.03 ~ 0.06		在电炉中加热包容件至 300 °C 以后, 结合面脱脂	0.2
钢 - 铸铁	0.12 ~ 0.15	0.05 ~ 0.10	钢 - 铸铁	油压扩孔, 压力油为矿物油	0.1
铸铁 - 铸铁	0.15 ~ 0.25	0.15 ~ 0.10	钢 - 铝镁合金	无润滑	0.10 ~ 0.15

3) 承受轴向力 F 和转矩 T 的联合作用 此时所需的径向压力为

$$p \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f} \quad (7-10)$$

2. 过盈联接的最小有效过盈量 δ_{\min}

根据材料力学有关厚壁圆筒的计算理论, 在径向压力为 p 时的过盈量为

$$\Delta = p d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2) \times 10^3$$

则由式(7-8) ~ (7-10)可知, 过盈联接传递载荷所需的最小过盈量应为

$$\Delta_{\min} = p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3 \quad (7-11)$$

两式中: Δ 、 Δ_{\min} ——分别为过盈联接的过盈量和最小过盈量, 单位为 μm ;

p ——配合面间的径向压力, 由式(7-8) ~ (7-10)计算, 单位为 MPa ;

d ——配合的公称直径, 单位为 mm ;

E_1 、 E_2 ——分别为被包容件与包容件材料的弹性模量, 单位为 MPa ;

C_1 ——被包容件的刚性系数, $C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$;

① 实际上, 周向摩擦系数与轴向摩擦系数略有差异, 现为简化, 取两者近似相等, 均以 f 表示。

C_2 ——包容件的刚性系数, $C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$;

d_1, d_2 ——分别为被包容件的内径和包容件的外径, 单位为 mm;

μ_1, μ_2 ——分别为被包容件与包容件材料的泊松比。对于钢, $\mu = 0.3$; 对于铸铁, $\mu = 0.25$ 。

由式(7-8)~(7-10)可见, 当传递的载荷一定时, 配合长度 l 越短, 所需的径向压力 p 就越大。再由式(7-11)可见, 当 p 增大时, 所需的过盈量也随之增大。因此, 为了避免在载荷一定时需用较大的过盈量而增加装配时的困难, 配合长度不宜过短, 一般推荐采用 $l \approx 0.9d$ 。但应注意, 由于配合面上的应力分布不均匀, 当 $l > 0.8d$ 时, 即应考虑两端应力集中的影响, 并从结构上采取降低应力集中的措施, 参看图 15-19。

显然, 上面求出的 Δ_{\min} 只有在采用胀缩法装配不致擦去或压平配合表面微观不平度的峰尖时才是有效的。所以用胀缩法装配时, 最小有效过盈量 $\delta_{\min} = \Delta_{\min}$ 。但当采用压入法装配时, 配合表面的微观峰尖将被擦去或压平一部分(图 7-23), 此时按式(7-11)求出的 Δ_{\min} 即为理论值, 应再增加被擦去部分 $2u$, 故计算公式为

$$\left. \begin{aligned} \delta_{\min} &= \Delta_{\min} + 2u \\ 2u &= 0.8(R_{z1} + R_{z2}) \end{aligned} \right\} \quad (7-12)$$

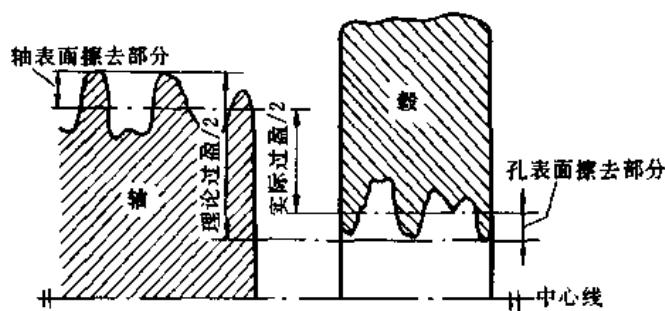


图 7-23 压入法装配时配合表面擦去部分示意图

式中: u ——装配时图 7-23 所示两配合表面上微观峰尖被擦去部分的高度之和, 取其为 $0.4(R_{z1} + R_{z2})$, 单位为 μm ;

R_{z1}, R_{z2} ——分别为被包容件及包容件配合表面上微观不平度的十点高度, 单位为 μm , 其值随表面粗糙度而异, 见表 7-6。

表 7-6 加工方法、表面粗糙度及表面微观不平度十点高度 R_z

加工方法	精车或精镗, 中等磨光, 刮(每平方厘米内有 1.5~3 个点)		铰, 精磨, 刮(每平方厘米内有 3~5 个点)		钻石刀头锉, 磨磨		研磨, 抛光, 超精加工等		
表面粗糙度代号	$\sqrt{3.2}$	$\sqrt{1.6}$	$\sqrt{0.8}$	$\sqrt{0.4}$	$\sqrt{0.2}$	$\sqrt{0.1}$	$\sqrt{0.05}$	$\sqrt{0.025}$	$\sqrt{0.012}$
$R_z/\mu\text{m}$	10	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05

设计过盈联接时, 如用压入法装配, 应根据式(7-12)求得的最小有效过盈量 δ_{\min} , 从国家标

准中选出一个标准过盈配合,这个标准过盈配合的最小过盈量应略大于或等于 δ_{\min} 。若使用胀缩法装配时,由于配合表面微观峰尖被擦伤或压平的很少,可以忽略不计,亦即可按式(7-11)求出 δ_{\min} 后直接选定标准过盈配合。

还应指出的是:实践证明,不平度较小的两表面相配合时贴合的情况较好,从而可提高联接的紧固性。

3. 过盈联接的强度计算^①

前已指出,过盈联接的强度包括两个方面,即联接的强度及联接零件本身的强度。由于按照上述方法选出的标准过盈配合已能产生所需的径向压力,即已能保证联接的强度,所以下面只讨论联接零件本身的强度问题。

过盈联接零件本身的强度,可按材料力学中阐明的厚壁圆筒强度计算方法进行校核。当压力 p 一定时,联接零件中的应力大小及分布情况见图7-24。首先按所选的标准过盈配合种类查算出最大过盈量 δ_{\max} (采用压入法装配时应减掉被擦去的部分 $2u$),再按式(7-11a)求出最大径向压力 p_{\max} ,即

$$p_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3} \quad (7-11a)$$

然后根据 p_{\max} 来校核联接零件本身的强度。当包容件(被包容件)为脆性材料时,可按图7-24所示的最大周向拉(压)应力用第一强度理论进行校核。由图可见,其主要破坏形式是包容件内表层断裂。

设 σ_{B1} 、 σ_{B2} 分别为被包容件材料的压缩强度极限及包容件材料的拉伸强度极限,则强度校核公式为:

$$\text{对被包容件} \quad p_{\max} \leq \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \times \frac{\sigma_{B1}}{2 \sim 3} \quad (7-13)$$

$$\text{对包容件} \quad p_{\max} \leq \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2 + d^2} \times \frac{\sigma_{B2}}{2 \sim 3} \quad (7-14)$$

当零件材料为塑性材料时,则应按第三强度理论($\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_s$)检验其承受最大应力的表层是否处于弹性变形范围内^②。设 σ_{S1} 、 σ_{S2} 分别为被包容件及包容件材料的屈服极限,则由图7-24可知,不出现塑性变形的检验公式为:

$$\text{对被包容件内表层} \quad p_{\max} \leq \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \sigma_{S1} \quad (7-15)$$

$$\text{对包容件内表层} \quad p_{\max} \leq \frac{d_2^2 - d^2}{\sqrt{3d_2^4 + d^4}} \sigma_{S2} \quad (7-16)$$

4. 过盈联接最大压入力、压出力

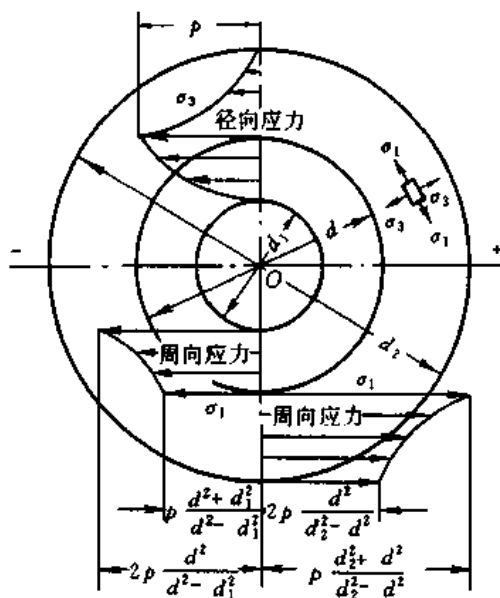


图7-24 过盈联接中的应力大小及分布情况

① 本书只讨论承受载荷时静止的或转速不高的过盈联接,对高转速的过盈联接还应计入离心力的影响。

② 既计入转速的影响,又按弹-塑性变形条件来设计过盈联接的方法可参看[30]。

当采用压入法装配并准备拆开时,为了选择所需压力机的容量,应将其最大压入力、压出力按下列公式算出:

$$\text{最大压入力} \quad F_i = f\pi d l p_{\max} \quad (7-17)$$

$$\text{最大压出力} \quad F_0 = (1.3 \sim 1.5) F_i = (1.3 \sim 1.5) f\pi d l p_{\max} \quad (7-18)$$

5. 包容件加热及被包容件冷却温度

如采用胀缩法装配时,包容件的加热温度 t_2 或被包容件的冷却温度 t_1 (单位均为 $^{\circ}\text{C}$) 可按下列式计算:

$$t_2 = \frac{\delta_{\max} + \Delta_0}{\alpha_2 d \times 10^3} + t_0 \quad (7-19)$$

$$t_1 = -\frac{\delta_{\max} + \Delta_0}{\alpha_1 d \times 10^3} + t_0 \quad (7-20)$$

式中: δ_{\max} ——所选得的标准配合在装配前的最大过盈量,单位为 μm ;

Δ_0 ——装配时为了避免配合面互相擦伤所需的最小间隙。通常采用同样公称直径的间隙配合 H7/g6 的最小间隙,单位为 μm ,或从手册中查取;

d ——配合的公称直径,单位为 mm ;

α_1, α_2 ——分别为被包容件及包容件材料的线膨胀系数,查有关手册;

t_0 ——装配环境的温度,单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。

6. 包容件外径胀大量及被包容件内径缩小量(一般只需计算其最大绝对值)

当有必要计算过盈联接装配后包容件外径胀大量及被包容件内径缩小量时,可按下列公式计算:

$$\text{包容件外径最大胀大量} \quad \Delta d_{2\max} = \frac{2p_{\max} d_2 d^2}{E_2 (d_2^2 - d^2)} \quad (7-21)$$

$$\text{被包容件内径最大缩小量} \quad \Delta d_{1\max} = \frac{2p_{\max} d_1 d^2}{E_1 (d^2 - d_1^2)} \quad (7-22)$$

式中 $\Delta d_{2\max}$ 和 $\Delta d_{1\max}$ 的单位为 mm ,其余各符号的意义及单位同前。

例题 7-2 图 7-25 所示为一过盈联接的组合齿轮,齿圈材料为 45 钢,轮芯材料为铸铁 HT250;已知其传递的转矩 $T = 7 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$,结构尺寸如图所示,装配后不再拆开,装配时配合面用润滑油润滑,试决定其标准过盈量和压入力。

[解] 1. 确定压力 p

在 $T = 7 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 作用下,联接应具有径向压力 p ,根据式(7-9),并由表 7-5 取 $f = 0.08$ 得

$$p \geq \frac{2T}{f\pi d^2 l} = \frac{2 \times 7 \times 10^6}{0.08 \pi \times 480^2 \times 110} \text{ MPa} = 2.19 \text{ MPa}$$

2. 确定最小有效过盈量,选定配合种类

1) 求满足上面 p 值所需的最小过盈量 由式(7-11),先计算式中的刚性系数 C_1, C_2 ,已知 $\mu_1 = 0.25, \mu_2 = 0.3; E_1 = 1.3 \times 10^5 \text{ MPa}, E_2 = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$,得

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{480^2 + 440^2}{480^2 - 440^2} - 0.25 = 11.27$$

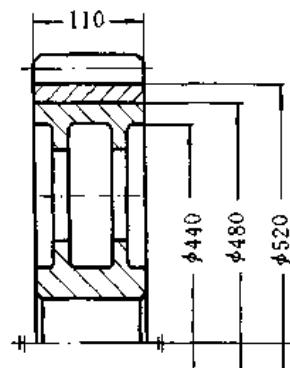


图 7-25 过盈联接的组合齿轮

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{520^2 + 480^2}{520^2 - 480^2} + 0.3 = 12.82$$

将以上诸值代入式(7-11),得

$$\Delta_{\min} = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3 = 2.19 \times 480 \times \left(\frac{11.27}{1.3 \times 10^5} + \frac{12.82}{2.1 \times 10^5} \right) \times 10^3 \mu\text{m} \approx 155 \mu\text{m}$$

2) 选择标准配合,确定标准过盈量 根据式(7-12)确定最小有效过盈量。设配合孔的表面粗糙度为 $\sqrt[3]{2}$, 轴为 $\sqrt[1.6]{}$, 由表 7-6 选取 $R_{z1} = 10 \mu\text{m}$; $R_{z2} = 6.3 \mu\text{m}$, 则

$$\delta_{\min} = \Delta_{\min} + 0.8(R_{z1} + R_{z2}) = [155 + 0.8 \times (6.3 + 10)] \mu\text{m} \approx 170 \mu\text{m}$$

现考虑齿轮所传递的转矩较大,由公差配合表选 H7/s6 配合,其孔公差为 $\phi 480^{+0.063}_0$;轴公差为 $\phi 480^{+0.252}_{-0.252}$ 。此标准配合可能产生的最大过盈量 $\delta_{\max} = (292 - 0) \mu\text{m} = 292 \mu\text{m}$;最小过盈量为 $(252 - 63) \mu\text{m} = 189 \mu\text{m} > \delta_{\min} = 170 \mu\text{m}$,合用。

3. 计算过盈联接的强度

因所选标准配合可以产生足够的径向压力,故联接强度已保证。现只需校核联接零件本身的强度。已知所选配合的最大过盈量为 $292 \mu\text{m}$,但因采用压入法装配,考虑配合表面微观峰尖被擦去 $2u = 0.8(R_{z1} + R_{z2})$,故装配后可能产生的最大径向压力 p_{\max} 按式(7-11a)及式(7-12)求得为

$$p_{\max} = \frac{\delta_{\max} - 0.8(R_{z1} + R_{z2})}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \times 10^3} = \frac{292 - 0.8 \times (6.3 + 10)}{480 \times \left(\frac{11.27}{1.3 \times 10^5} + \frac{12.82}{2.1 \times 10^5} \right) \times 10^3} \text{MPa} \approx 3.95 \text{MPa}$$

再由手册查取包容件齿圈材料 45 钢的屈服极限 $\sigma_s = 280 \text{MPa}$,则由式(7-16)求得

$$\frac{d_2^2 - d^2}{\sqrt{3d_2^4 + d^4}} \times \sigma_s = \frac{520^2 - 480^2}{\sqrt{3 \times 520^4 + 480^4}} \times 280 \text{MPa} \approx 0.077 \times 280 \text{MPa} = 21.56 \text{MPa}$$

因 $p_{\max} = 3.95 \text{MPa} \ll 21.56 \text{MPa}$,即齿圈强度足够;而被包容件轮芯材料为 HT250,具有很高的抗压强度,勿须进行校核,故联接零件本身强度均已足够。

4. 计算所需压入力

由表 7-5 取对应的摩擦系数最大值为 $f = 0.10$,根据式(7-17)求得压入力为

$$F_i = f \pi d l p_{\max} = 0.10 \times 3.14 \times 480 \times 110 \times 3.95 \text{N} \approx 65488 \text{N}$$

由上述计算可知,装配此组合齿轮可选用容量为 7.5 t 的压力机。

习 题

7-1 现有图 7-26 所示的焊接接头,被焊件材料均为 Q235 钢, $b = 170 \text{mm}$, $b_1 = 80 \text{mm}$, $\delta = 12 \text{mm}$,承受静载荷 $F = 0.4 \text{MN}$,设采用 E4303 号焊条手工焊接,试校核该接头的强度。

7-2 上题的接头如承受变载荷 $F_{\max} = 0.4 \text{MN}$, $F_{\min} = 0.2 \text{MN}$,其它条件不变,接头强度能否满足要求?

7-3 试设计图 7-10 所示的不对称侧面角焊缝,已知被焊件材料均为 Q235 钢,角钢尺寸为 $100 \times 100 \times 10$ (单位为 mm),截面形心 c 到两边外侧的距离 $z_0 = a = 28.4 \text{mm}$,用 E4303 号焊条手工焊接,焊缝腰长 $k = \delta = 10 \text{mm}$,静载荷 $F = 0.35 \text{MN}$ 。

7-4 现有 45 钢制的实心轴与套筒采用过盈联接,轴径 $d = 80 \text{mm}$,套筒外径 $d_2 = 120 \text{mm}$,配合长度 $l = 80 \text{mm}$,材料的屈服极限 $\sigma_s = 360 \text{MPa}$,配合面上的摩擦系数 $f = 0.085$,轴与孔配合表面的粗糙度分别为 $\sqrt[1.6]{}$ 及 $\sqrt[3]{2}$,传递的转矩 $T = 1600 \text{N}\cdot\text{m}$,试设计此过盈联接。

7-5 图 7-27 所示的铸锡磷青铜蜗轮轮圈与铸铁轮芯采用过盈联接,所选用的标准配合为 H8/t7,配合表面粗糙度均为 $\sqrt[3]{2}$,设联接零件本身的强度足够,试求此联接允许传递的最大转矩(摩擦系数 $f = 0.10$)

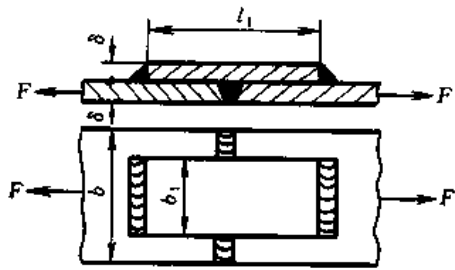


图 7-26 单盖板对接焊接接头

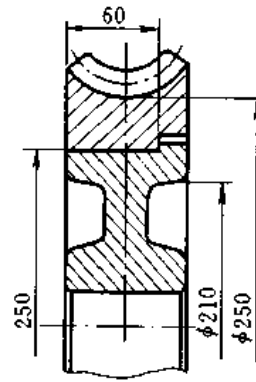


图 7-27 组合蜗轮

第三篇 机械传动

(一) 传动的重要性

工作机一般都要靠原动机供给一定形式的能量(绝大多数是机械能)才能工作。但是,把原动机和工作机直接联接起来的情况是很少的,往往需在二者之间加入传递动力或改变运动状态的传动装置。其主要原因是:

1) 工作机所要求的速度,一般与原动机的最优速度不相符合,故需增速或减速(实用中多为减速)。此外,原动机的输出轴通常只作匀速回转运动,但工作机所要求的运动形式却是多种多样的,如直线运动、间歇运动等。

2) 很多工作机都需要根据生产要求而进行速度调整,但依靠调整原动机的速度来达到这一目的往往是不经济的,甚至是不可能的。

3) 在有些情况下,需要用一台原动机带动若干个工作速度不同的工作机。

4) 为了工作安全及维护方便,或因机器的外廓尺寸受到限制等其它原因,有时不能把原动机和工作机直接联接在一起。

由此可见,传动装置是大多数机器或机组的主要组成部分。实践证明,传动装置在整台机器的质量和成本中都占有很大的比例。机器的工作性能和运转费用也在很大的程度上决定于传动装置的优劣。因此,不断提高传动装置的设计和制造水平就具有极其重大的意义。

(二) 传动的分类

根据工作原理的不同,可将传动分为两类:a) 机械能不改变为另一种形式的能的传动——机械传动(指广义的机械传动);b) 机械能改变为电能,或电能改变为机械能的传动——电传动。机械传动又分为摩擦传动、啮合传动、液力传动和气力传动。它们的特性对比列于表1,以供对各类传动作一般比较时参考。现代机器往往需要综合运用上述某些传动组成复杂的传动系统,以满足对机器提出的各种功能要求。

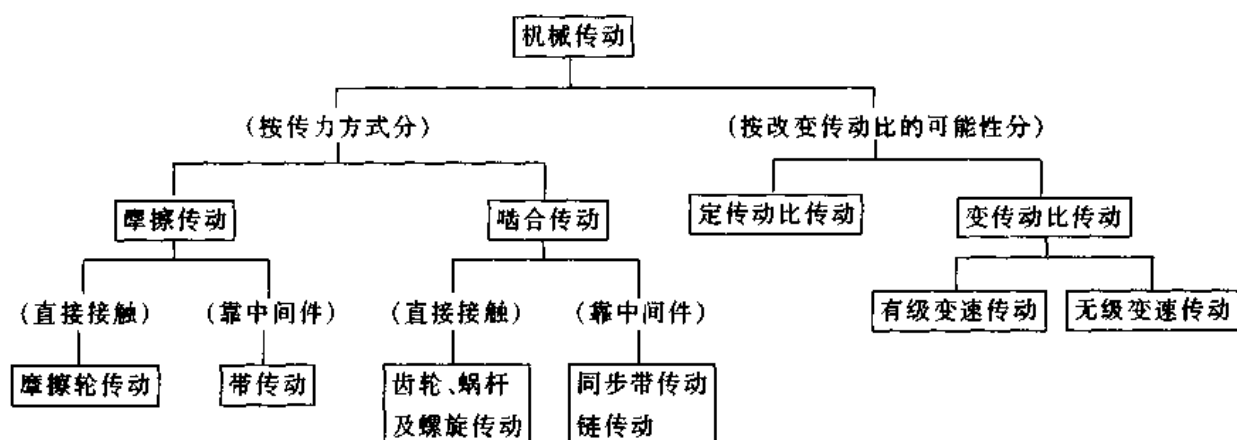
表1 各类传动特性的对比

各种特点	电力传动	机械传动			
		啮合的	摩擦的	液力的	气力的
便于集中供应能量	+				+
在远距离传动时,设备简单	+				
能量易于储存					+
易于在较大范围内实现有级变速	+	+	+		
易于在较大范围内实现无级变速	+		+	+	
保持准确的传动比		+			

表 1(完)

各 种 特 点	电力传动	机 械 传 动			
		啮合的	摩擦的	液力的	气力的
可用于高转速	+				+
易于实现直线运动		+	+	+	+
周围环境温度变化影响很小	+	+			+
作用于工作部分的压力大		+	+	+	
易于自动控制和远程控制	+				

电力、液力和气力传动不属本课程范围,可参看各有关书籍。本书只讨论机械传动中的摩擦传动与啮合传动。摩擦传动与啮合传动的型式很多,发展甚为迅速,新型的高速、大功率或大传动比的传动不断涌现。这里只就常用的一般型式及其基本性能与特点作简要的阐述与对比。它们的概括分类如下:



上面列举的各类传动中,除螺旋传动已合并第五章中讲述外,带传动、链传动、齿轮传动和蜗杆传动将在后面分章进行讨论;至于摩擦轮传动,因其一般是为机械无级变速器的原理及设计方法提供初步基础,故只在第十八章里作简略介绍,如需作进一步了解时,可参看[1]、[2]、[6]或其它有关书籍。

(三) 传动类型选择概要^①

当设计传动时,如传递的功率 P 、传动比 i 和工作条件已定,则不同类型的传动各有其优缺点。因而就产生了怎样合理选择传动类型的问题。

概括地说,选择传动类型时所应根据的主要指标是:效率高、外廓尺寸小、质量小,运动性能良好及符合生产条件(生产的可能性、预期的生产率及生产成本)等。至于在具体情况下,究竟应选择哪种传动类型,只有综合对比若干方案的技术经济指标后才能作出结论。现简述下列数点,供选择一般机械传动类型时参考。

^① 主要论述定传动比传动。

1) 功率与效率

各类传动所能传递的功率取决于其传动原理、承载能力、载荷分布、工作速度、制造精度、机械效率和发热情况等因素。

一般地说, 啮合传动传递功率的能力高于摩擦传动; 蜗杆传动工作时的发热情况较为严重, 因而传递的功率不宜过大; 摩擦轮传动由于必需具有足够的压紧力, 故在传递同一圆周力时, 其压轴力要比齿轮传动的大几倍, 因而一般不宜用于大功率的传动; 链传动和带传动为了增大传递功率的能力, 必须增大链条和带的截面面积或列数(根数), 这就要受到载荷分布不均的限制; 齿轮传动在较多的方面优于上述各种传动, 因而应用也就最广。

效率是评定传动性能的主要指标之一。不断提高传动的效率, 就能节约动力, 降低运转费用。效率的对立面是传动中的功率损失。在机械传动中, 功率的损失主要由于轴承摩擦、传动零件间的相对滑动和搅动润滑油等原因, 所损失的能量绝大部分将转化为热。如果损失过大, 将会使工作温度超过允许的限度, 导致传动的失效。因此, 效率低的传动装置一般不宜用于大功率的传动。

各种传动传递功率的范围及效率概值见表 2。

表 2 各种传动传递功率的范围及效率概值

传 动 类 型	功率 P/kW		效率 η (未计入轴承中摩擦损失)	
	使用范围	常用范围	闭式传动	开式传动
圆柱齿轮及锥齿轮传动(单级)	极小 ~ 60 000	—	0.96 ~ 0.99	0.92 ~ 0.95
蜗杆传动:	可达 800	20 ~ 50		
自锁的			0.40 ~ 0.45	0.30 ~ 0.35
非自锁的, 蜗杆头数为:				
$z_1 = 1, 2$			0.70 ~ 0.80	0.60 ~ 0.70
2			0.80 ~ 0.85	—
4, 6			0.85 ~ 0.92	—
链传动	可达 4 000	100 以下	0.97 ~ 0.98	0.90 ~ 0.93
带传动:				
平带	1 ~ 3 500	20 ~ 30	—	0.94 ~ 0.98
V 带	可达 1 000	50 ~ 100	—	0.92 ~ 0.97
同步带	可达 300	10 以下		0.95 ~ 0.98
摩擦轮传动	很小至 200	20 左右	0.90 ~ 0.96	0.80 ~ 0.88

还应指出, 不同的传动型式, 在传递同样的功率时, 通过传动零件作用到轴上的压力亦不同。这个力在很大程度上决定着传动的摩擦损失和轴承寿命。摩擦轮传动作用在轴上的压力最大, 带传动次之, 斜齿轮及蜗杆传动再次之, 链传动、直齿和人字齿齿轮传动则最小。

2) 速度

速度是传动的主要运动特性之一。提高传动速度是机器的重要发展方向。

表示传动速度的参数是最大圆周速度和最大转速。传动速度的提高,在不同传动型式中要受到不同因素的限制,例如载荷、传动的热平衡条件、离心力及振动稳定性等。

表3中给出了各类传动一般的速度范围,以供参考。

表3 各类传动的最大允许速度、转速与传动比(参考值)

传 动 类 型	最大允许速度 /(m/s)	最大允许转速 /(r/min)	减速传动比 ^④
普通平带传动	≤25(30)		≤3(5) ^③
高质量皮革带传动	35~40	7 000~8 000	≤5
特殊高质量的织造的平带传动	到100 ^①	到60 000 ^①	≤5
钢带传动	80~100	—	≤5
V带传动			
普通V带	25~30	12 000	≤8(15)
窄V带	35~40	15 000	≤8(15)
同步带传动	50~100	20 000	≤10(20)
链传动	40	8 000~10 000	≤6(10)(滚子链)≤15(齿形链)
6级精度直齿圆柱齿轮传动	到20	<30 000	5(8) ^⑤
6级精度非直齿圆柱齿轮传动	到50	30 000	5(8) ^⑤
5级精度直齿圆柱齿轮传动	到120	30 000	5(8) ^⑤
蜗杆传动	15~35 ^②		≤40(80) ^⑥
摩擦轮传动	15~25		≤5(15)

注:①在缩短寿命的条件下,可达到的数值。

②指滑动速度。

③由于增速传动的工作情况较差,摩擦传动的增速比≤1:3(1:5),啮合传动的增速比≤1:1.5(1:2)。

④括弧中的数值是指迫不得已时使用的极限值,下同。

⑤圆柱齿轮定轴传动的传动比>8时,一般不宜采用单级传动;锥齿轮的单级传动比≤3(开式)~5(闭式)。

⑥只传递运动时可达1 000。

3) 外廓尺寸、质量和成本

传动的外廓尺寸和质量与功率和速度的大小密切相关,也与传动零件材料的力学性能有关。但当这些条件一定时,传动装置的外廓尺寸和质量基本上取决于传动的型式。在大传动比的多级传动中,传动比的分配对外廓尺寸起着很大的影响。

传动比是传动的运动特性之一。各类传动用于单级减速及单级增速时的传动比(主动轮与从动轮的转速比)参考值见表3。

在同样功率和传动比的条件下,各类传动装置外廓尺寸的差异是很可观的。由表4可以看出,在传动比不大的情况下,从尺寸与质量来看,蜗杆传动质量最小。当传动比很大时,虽然蜗杆传动便于实现大传动比,但由于蜗轮的增大和轴承结构尺寸的增大,其外廓尺寸就不能保持最小。显然,这时采用齿轮传动较为适宜。

成本是选择传动类型时的重要经济指标,常用几种传动的相对成本见表4。

表 4 各类传动(功率 $P = 75 \text{ kW}$, 传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1\,000}{250} = 4$) 的尺寸、质量和成本对比

传动类型 [圆周速度/(m/s)]	平带传动 [23.6]	有张紧轮的平 带传动[23.6]	普通 V 带传动 [23.6]	滚子链传动 [7]	齿轮传动 [5.85]	蜗杆传动 [5.85]
中心距/mm	5 000	2 300	1 800	830	280	280
轮宽/mm	350	250	130	360	160	60
质量概值/kg	500	550	500	500	600	450
相对成本/%	106	125	100	140	165	125

应该说明,上面只是概括了常用的基本传动型式,其它如摆线针轮传动、谐波传动、渐开线少齿差行星传动等也应用渐多。另外,章动传动(nutating drive)^[71]、滚柱密切圆传动^[72]、超环面传动(toroidal drive)^[73]、多滚柱牵引传动(multiroller traction drive)^[74]等较新型传动亦有研究或应用。

值得注意的是,从滚动螺旋、套筒滚子链、滚动蜗杆-蜗轮、摆线针轮、章动传动、滚柱密切圆传动、超环面传动、多滚柱牵引传动等很多传动装置的结构看,无不通过以滚动取代滑动这一重要途径来减小磨损和发热,以提高传动的功率、效率和工作寿命。因此,加强机械设计中的滚动化应该得到足够的重视。

前已指出,传动部分在机器中一般居于举足轻重的地位,因而积极钻研创新开发先进的大功率、高效率、长寿命、大传动比的传动,无疑是发展机械产品及装备的核心工作,亟待投入巨大的努力。

第八章 带 传 动

§ 8-1 概 述

带传动是由固联于主动轴上的带轮 1(主动轮)、固联于从动轴上的带轮 3(从动轮)和紧套在两轮上的传动带 2 组成的(图 8-1)。当原动机驱动主动轮转动时,由于带和带轮间的摩擦(或啮合),便拖动从动轮一起转动,并传递一定动力。带传动具有结构简单、传动平稳、造价低廉以及缓冲吸振等特点,在近代机械中被广泛应用。

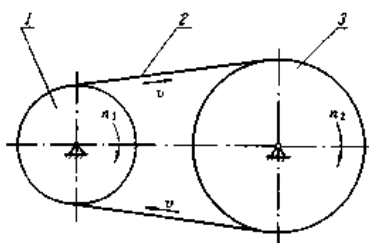


图 8-1 带传动示意图

(一) 带传动的类型

在带传动中,常用的有平带传动(图 8-2a)、V 带传动(图 8-2b)、多楔带传动(图 8-2c)和同步带传动(图 8-2d)等。

平带传动结构最简单,带轮也容易制造,在传动中心距较大的情况下应用较多。

常用的平带有帆布芯平带、编织平带(棉织、毛织和缝合棉布带)、锦纶片复合平带等数种。其中以帆布芯平带应用最广,它的规格可查阅国家标准或手册。

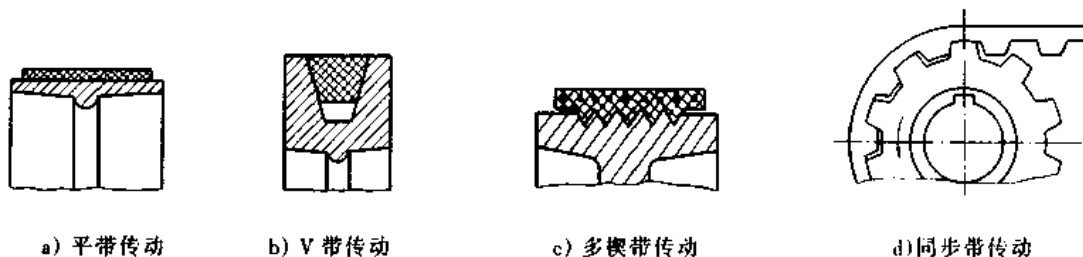


图 8-2 带传动的类型

在一般机械传动中,应用最广的是 V 带传动。V 带的横截面呈等腰梯形,带轮上也做出相应的轮槽。传动时,V 带只和轮槽的两个侧面接触,即以两侧面为工作面(参看图 8-2b)。根据槽面摩擦的原理,在同样的张紧力下,V 带传动较平带传动能产生更大的摩擦力。这是 V 带传动性能上的最主要优点。再加上 V 带传动允许的传动比较大,结构较紧凑,以及 V 带多已标准化并大量生产等优点,因而 V 带传动的应用比平带传动广泛得多,故本章着重介绍 V 带传动。

多楔带兼有平带和 V 带的优点:柔性好,摩擦力大,能传递的功率大,并解决了多根 V 带长短不一而使各带受力不均的问题。多楔带主要用于传递功率较大而结构要求紧凑的场合,传动比可达 10,带速可达 40 m/s。

(二) V 带的类型与结构

V 带有普通 V 带、窄 V 带、联组 V 带、齿形 V 带、大楔角 V 带、宽 V 带等多种类型,其中普通 V 带应用最广,近年来窄 V 带也得到广泛的应用。

标准普通 V 带都制成无接头的环形。其结构(图 8-3)由顶胶 1、抗拉体 2、底胶 3 和包布 4

等部分组成。抗拉体的结构分为帘布芯 V 带和绳芯 V 带两种。帘布芯 V 带, 制造较方便。绳芯 V 带柔韧性好, 抗弯强度高, 适用于转速较高, 载荷不大和带轮直径较小的场合。

窄 V 带是用合成纤维绳作抗拉体, 与普通 V 带相比, 当高度相同时, 窄 V 带的宽度约缩小 1/3, 而承载能力可提高 1.5~2.5 倍, 适用于传递动力大而又要求传动装置紧凑的场合。

普通 V 带的截型分为 Y、Z、A、B、C、D、E 七种, 窄 V 带的截型分为 SPZ、SPA、SPB、SPC 四种, 其截面尺寸见表 8-1。

上述普通 V 带和窄 V 带采用基准宽度制, 即用基准线的位置和基准宽度来定带轮的槽型、基准直径和带在轮槽中的位置。V 带受到垂直于其底面的弯曲时, 顶胶伸长而变窄, 底胶缩短而变宽, 带中长度及宽度尺寸与自由状态时相比保持不变的那个面(类似于梁的中性层)称为带的节面, 节面的宽度称为节宽 b_p (见表 8-1 附图)。V 带轮的轮槽与配用 V 带节宽相等处的槽宽称为轮槽节宽 l_p , V 带轮在轮槽节宽处的直径称为节圆直径 d_p 。国标规定直接取 V 带轮的轮槽基准宽度 b_d 等于配用 V 带节宽的名义尺寸, 即 $b_d = b_p$ 。 b_d 是表示轮槽宽度的一个无公差规定值, 这个宽度通常与所配用 V 带的节面处于同一位置。V 带轮在 b_d 处的直径称为基准直径 d_d (参看表 8-10 附图)。由于取 $b_d = b_p$, 所以 $d_d \approx d_p$, 因而在带传动计算中常以 d_d 取代 d_p 。

V 带在规定的张紧力下, 其截面上与“测量带轮”轮槽基准宽度相重合的宽度处, V 带的周线长度称为基准长度 L_d , 并以 L_d 表示 V 带的公称长度。V 带的基准长度系列见表 8-2。

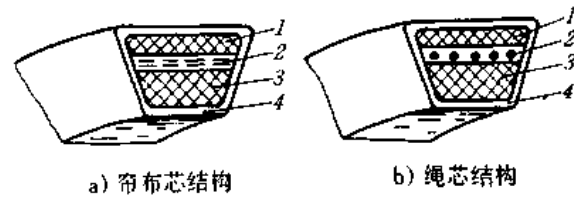


图 8-3 普通 V 带的结构

表 8-1 V 带的截面尺寸

mm

	截 型		节宽 ^①	顶宽	高度 ^①	截面面积	楔角 φ
	普通 V 带	窄 V 带	b_p	b	h	A/mm^2	
	Y		5.3	6	4	18	40°
	Z		8.5	10	6	47	
		SPZ			8	57	
	A		11.0	13	8	81	
		SPA			10	94	
	B		14.0	17	10.5	138	
		SPB			14	167	
	C		19.0	22	13.5	230	
		SPC			18	278	
	D		27.0	32	19	476	
	E		32.0	38	23.5	692	

注: 1) 注有①者为基本尺寸。

2) h/b_p 称为带的相对高度。

3) h' 可取其等于表 8-10 中的 h_{\min} 。

表 8-2 V 带的基准长度系列及长度系数 K_L

基准长度 L_d/mm	K_L										
	普通 V 带							窄 V 带			
	Y	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
450	1.00	0.89									
500	1.02	0.91									
560		0.94									
630		0.96	0.81					0.82			
710		0.99	0.82					0.84			
800		1.00	0.85					0.86	0.81		
900		1.03	0.87	0.81				0.88	0.83		
1 000		1.06	0.89	0.84				0.90	0.85		
1 120		1.08	0.91	0.86				0.93	0.87		
1 250		1.11	0.93	0.88				0.94	0.89	0.82	
1 400		1.14	0.96	0.90				0.96	0.91	0.84	
1 600		1.16	0.99	0.93	0.84			1.00	0.93	0.86	
1 800		1.18	1.01	0.95	0.85			1.01	0.95	0.88	
2 000			1.03	0.98	0.88			1.02	0.96	0.90	0.81
2 240			1.06	1.00	0.91			1.05	0.98	0.92	0.83
2 500			1.09	1.03	0.93			1.07	1.00	0.94	0.86

注:超出表列范围时可另查机械设计手册,下同。

§ 8-2 带传动工作情况的分析

(一) 带传动中的力分析

安装带传动时,传动带即以一定的预紧力 F_0 紧套在两个带轮上。由于 F_0 的作用,带和带轮的接触面上就产生了正压力。带传动不工作时传动带两边的拉力相等,都等于 F_0 (图 8-4a)。

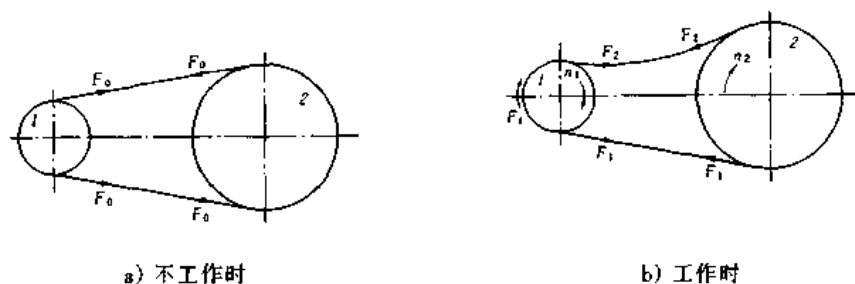


图 8-4 带传动的工作原理图

带传动工作时(图 8-4b),设主动轮以转速 n_1 转动,带与带轮的接触面间便产生摩擦力,主动轮作用在带上的摩擦力 F_f 的方向和主动轮的圆周速度方向相同(见图 8-5 轮 1 的外侧),主动轮即靠此摩擦力驱使带运动;带作用在从动轮上的摩擦力的方向,显然与带的运动方向相同(见图 8-5 轮 2 的内侧;带轮作用在带上的摩擦力的方向则与带的运动方向相反),带同样靠摩擦力 F_f 而驱使从动轮以转速 n_2 转动。这时传动带两边的拉力也相应地发生了变化;带绕上主

动轮的一边被拉紧,叫做紧边,紧边拉力由 F_0 增加到 F_1 ;带绕上从动轮的一边被放松,叫做松边,松边拉力由 F_0 减少到 F_2 (参看图 8-4b)。如果近似地认为带工作时的总长度不变,则带的紧边拉力的增加量,应等于松边拉力的减少量,即

$$\left. \begin{aligned} F_1 - F_0 &= F_0 - F_2 \\ F_1 + F_2 &= 2F_0 \end{aligned} \right\} \quad (8-1)$$

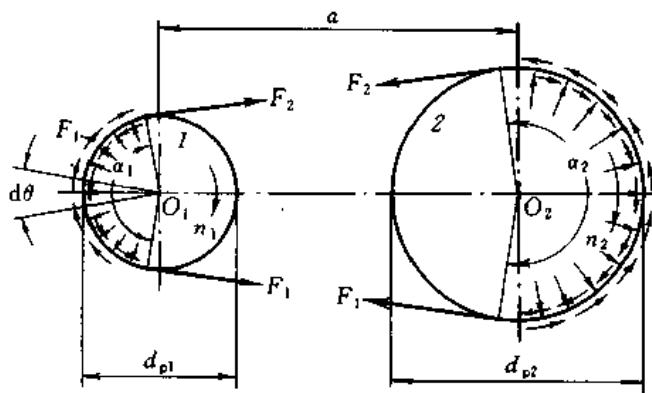


图 8-5 带与带轮的受力分析

在图 8-5 中(径向箭头表示带轮作用于带上的正压力),当取主动轮一端的带为分离体时,则总摩擦力 F_f 和两边拉力对轴心的力矩的代数和 $\sum T = 0$,即

$$F_f \frac{d_{p1}}{2} - F_1 \frac{d_{p1}}{2} + F_2 \frac{d_{p1}}{2} = 0$$

由上式可得

$$F_f = F_1 - F_2$$

在带传动中,有效拉力 F_e 并不是作用于某固定点的集中力,而是带和带轮接触面上各点摩擦力的总和,故整个接触面上的总摩擦力 F_f 即等于带所传递的有效拉力,则由上式关系可知

$$F_e = F_f = F_1 - F_2 \quad (8-2)$$

即带传动所能传递的功率 P (单位为 kW)为

$$P = \frac{F_e v}{1000} \quad (8-3)$$

式中: F_e 为有效拉力,单位为 N; v 为带的速度,单位为 m/s。

将式(8-2)代入式(8-1),可得

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_e}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_e}{2} \end{aligned} \right\} \quad (8-4)$$

由式(8-4)可知,带的两边的拉力 F_1 和 F_2 的大小,取决于预紧力 F_0 和带传动的有效拉力 F_e 。而由式(8-3)可知,在带传动的传动能力范围内, F_e 的大小又和传动的功率 P 及带的速度有关。当传动的功率增大时,带的两边拉力的差值 $F_e = F_1 - F_2$ 也要相应地增大。带的两边拉

力的这种变化,实际上反映了带和带轮接触面上摩擦力的变化。显然,当其它条件不变且预紧力 F_0 一定时,这个摩擦力有一极限值(临界值)。这个极限值就限制着带传动的传动能力。

(二) 带传动的最大有效拉力及其影响因素

带传动中,当带有打滑趋势时,摩擦力即达到极限值,亦即带传动的有效拉力达到最大值。这时,根据理论推导(可参看[4、5]),带的紧边拉力与松边拉力二者的临界值间的关系为

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha} \quad (8-5)$$

此式即为著名的柔韧体摩擦的欧拉公式,其中:

e ——自然对数的底($e = 2.718\cdots$);

f ——摩擦系数(对于V带,用当量摩擦系数 f_v 代替 f);

α ——带在带轮上的包角单位为 rad。而由图 8-5 可得,带在带轮上的包角为

$$\begin{aligned} \alpha_1 &\approx 180^\circ - (d_{p2} - d_{p1}) \frac{180^\circ}{a\pi} \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.5^\circ}{a} \\ \alpha_2 &\approx 180^\circ + (d_{p2} - d_{p1}) \frac{180^\circ}{a\pi} \approx 180^\circ + (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.5^\circ}{a} \end{aligned} \quad (8-6)$$

上式中的 d_{p1} 、 d_{p2} 分别为小带轮及大带轮的节圆直径,可用小带轮、大带轮的基准直径 d_{d1} 、 d_{d2} 近似代换。

将式(8-5)与(8-4)、(8-2)、(8-1)联立求解后可得出以下关系式,其中用 F_{ec} (单位为 N) 表示最大(临界)有效拉力, F_1 、 F_2 (单位为 N) 也表示其临界值。

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_{ec} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (\text{单位为 N}) \\ F_2 &= F_{ec} \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \quad (\text{单位为 N}) \\ F_{ec} &= 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{f\alpha}}{1 + 1/e^{f\alpha}} \end{aligned} \right\} \quad (8-7)$$

由式(8-7)可知,最大有效拉力 F_{ec} 与下列几个因素有关:

1) 预紧力 F_0 最大有效拉力 F_{ec} 与 F_0 成正比。这是因为 F_0 越大,带与带轮间的正压力越大,则传动时的摩擦力就越大,最大有效拉力 F_{ec} 也就越大。但 F_0 过大时,将使带的磨损加剧,以致过快松弛,缩短带的工作寿命。如 F_0 过小,则带传动的工作能力得不到充分发挥,运转时容易发生跳动和打滑。

2) 包角 α 最大有效拉力 F_{ec} 随包角 α 的增大而增大^①。这是因为 α 越大,带和带轮的接触面上所产生的总摩擦力就越大,传动能力也就越高。

3) 摩擦系数 f 最大有效拉力 F_{ec} 随摩擦系数的增大而增大。这是因为摩擦系数越大,则摩擦力就越大,传动能力也就越高。而摩擦系数 f 与带及带轮的材料和表面状况、工作环境条件等有关。

(三) 带的应力分析

带传动工作时,带中的应力有以下几种:

^① 所以对于水平或近似水平布置的带传动,应将松边放在上侧,以增大包角。

1. 拉应力

紧边的拉应力

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$$

松边的拉应力

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$$

(8-8)

式中 σ_1, σ_2 的单位为 MPa; 拉力 F_1, F_2 的单位为 N; A 为带的横截面面积, 单位为 mm^2 , 见表 8-1。

2. 弯曲应力

带绕在带轮上时要引起弯曲应力, 带的弯曲应力 σ_b (单位为 MPa) 为

$$\sigma_b \approx 2E \frac{h'}{d_p} \approx E \frac{h}{d_p} \approx E \frac{h}{d_d} \quad (8-9)$$

式中: h' ——带的节面以上的高度 (见表 8-1 附图), 单位为 mm;

h ——带的高度, 见表 8-1, 单位为 mm;

E ——带的弹性模量, 单位为 MPa。

由式(8-9)可见, 当 h 越大、 d_d 越小时, 带的弯曲应力 σ_b 就越大。故带绕在小带轮上时的弯曲应力 σ_{b1} 大于绕在大带轮上时的弯曲应力 σ_{b2} 。为了避免弯曲应力过大, 基准直径就不能过小。V 带轮的最小基准直径列于表 8-3 中。

表 8-3 V 带轮的最小基准直径

槽 型	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC
d_{min}/mm	50 63	75 90	125 140	200 224

3. 离心应力

当带以切线速度 v 沿带轮轮缘作圆周运动时, 带本身的质量将引起离心力。由于离心力的作用, 带中产生的离心拉力在带的横截面上就要产生离心应力 σ_c (单位为 MPa)。这个应力可用下式计算:

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{A} \quad (8-10)$$

式中: q ——传动带单位长度的质量, 单位为 kg/m (见表 8-4);

A ——带的横截面面积, 单位为 mm^2 ;

v ——带的线速度, 单位为 m/s 。

表 8-4 V 带单位长度的质量

带 型	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC
$q/(\text{kg/m})$	0.06 0.07	0.10 0.12	0.17 0.20	0.30 0.37

图 8-6 表示带工作时的应力分布情况。带中可能产生的瞬时最大应力发生在带的紧边开始绕上小带轮处, 此时的最大应力可近似地表示为

$$\sigma_{\max} \approx \sigma_1 + \sigma_{bl} + \sigma_c \quad (8-11)$$

由图 8-6 可见,带是处于变应力状态下工作的。即带每绕两带轮循环一周时,作用在带上某点的应力是变化的。当应力循环次数达到一定值后,将使带产生疲劳破坏。

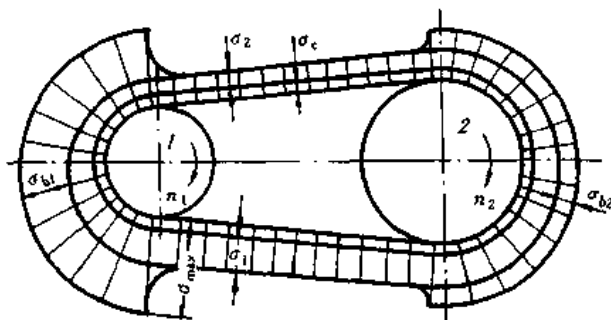


图 8-6 带工作时的应力分布情况示意图

(四) 带的弹性滑动和打滑

带传动在工作时,带受到拉力后要产生弹性变形。但由于紧边和松边的拉力不同,因而弹性变形也不同。当紧边在 A_1 点绕上主动轮时(图 8-7),其所受的拉力为 F_1 ,此时带的线速度 v 和主动轮的圆周速度(均指带轮的节圆圆周速度) v_1 相等。在带由 A_1 点转到 B_1 点的过程中,带所受的拉力由 F_1 逐渐降低到 F_2 ,带的弹性变形也就随之逐渐减小,因而带沿带轮的运动是一面绕进、一面向后收缩,所以带的速度便过渡到逐渐低于主动轮的圆周速度 v_1 。这就说明了带在绕经主动轮缘的过程中,在带与主动轮缘之间发生相对滑动。相对滑动现象也发生在从动轮上,但情况恰恰相反,带绕过从动轮时,拉力由 F_2 增大到 F_1 ,弹性变形随之逐渐增加,因而带沿带轮的运动是一面绕进、一面向前伸长,所以带的速度便过渡到逐渐高于从动轮的圆周速度 v_2 ,亦即带与从动轮间也发生相对滑动。这种由于带的弹性变形而引起的带与带轮间的滑动,称为带传动的弹性滑动。这是带传动正常工作时固有的特性。

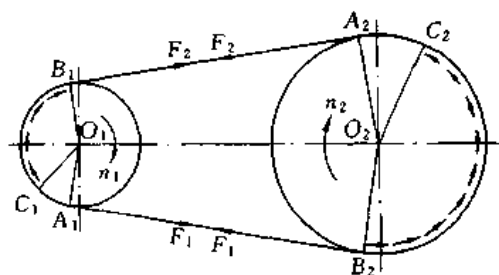


图 8-7 带的弹性滑动示意图
(箭头表示带轮对带的摩擦力方向)

由于弹性滑动的影响,将使从动轮的圆周速度 v_2 低于主动轮的圆周速度 v_1 ,其降低量可用滑动率 ϵ 来表示:

$$\epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\% \quad (8-12)$$

或
$$v_2 = (1 - \epsilon) v_1 \quad (8-12a)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \times 1000} \approx \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} \\ v_2 &= \frac{\pi d_{p2} n_2}{60 \times 1000} \approx \frac{\pi d_{d2} n_2}{60 \times 1000} \end{aligned} \right\} \quad (8-13)$$

式中: v_1 、 v_2 ——分别为主、从动轮的圆周速度,单位为 m/s;

n_1, n_2 ——主动轮和从动轮的转速,单位为 r/min;

d_{p1}, d_{p2} ——主动轮和从动轮的节圆直径,可用 d_{d1}, d_{d2} 近似代换,单位为 mm。

将式(8-13)代入式(8-12),可得

$$d_{d2} n_2 = (1 - \varepsilon) d_{d1} n_1$$

因而带传动的实际平均传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1 - \varepsilon)} \quad (8-14)$$

在一般传动中,因滑动率并不大($\varepsilon \approx 1\% \sim 2\%$),故可不予考虑,而取传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \quad (8-15)$$

在正常情况下,带的弹性滑动并不是发生在相对于全部包角的接触弧上。当有效拉力较小时,弹性滑动只发生在带由主、从动轮上离开以前的那一部分接触弧上,例如 $\widehat{C_1 B_1}$ 和 $\widehat{C_2 B_2}$ (图 8-7),并把它们称为滑动弧,所对的中心角叫滑动角;而未发生弹性滑动的接触弧 $\widehat{A_1 C_1}$ 、 $\widehat{A_2 C_2}$ 则称为静弧,所对的中心角叫静角。随着有效拉力的增大,弹性滑动的区段也将扩大。当弹性滑动区段扩大到整个接触弧(相当于 C_1 点移动到与 A_1 点重合)时,带传动的有效拉力即达到最大(临界)值 F_{ec} 。如果工作载荷再进一步增大,则带与带轮间就将发生显著的相对滑动,即产生打滑。打滑将使带的磨损加剧,从动轮转速急剧降低,甚至使传动失效,这种情况应当避免。

§ 8-3 V 带传动的设计计算

(一) 设计准则和单根 V 带的基本额定功率

根据前面的分析可知,带传动的主要失效形式即为打滑和疲劳破坏。因此,带传动的设计准则应为:在保证带传动不打滑的条件下,具有一定的疲劳强度和寿命。

由式(8-2)、(8-5)和(8-8),并对 V 带用当量摩擦系数 f_v 代替平面摩擦系数 f ,则可推导出带在有打滑趋势时的有效拉力(亦即最大有效拉力 F_{ec})为

$$F_{ec} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) \quad (8-16)$$

再由式(8-11)可知,V 带的疲劳强度条件为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{bl} + \sigma_c \leq [\sigma]$$

或

$$\sigma_1 \leq [\sigma] - \sigma_{bl} - \sigma_c \quad (8-17)$$

式中 $[\sigma]$ 为在一定条件下,由带的疲劳强度所决定的许用应力。

将式(8-17)代入式(8-16),则得

$$F_{ec} = ([\sigma] - \sigma_{bl} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) \quad (8-18)$$

将式(8-18)代入式(8-3),即可得出单根 V 带所允许传递的功率为

$$P_0 = \frac{([\sigma] - \sigma_{bl} - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) A v}{1000} \quad (8-19)$$

式中 P_0 的单位为 kW; 其余各符号的意义和单位同前。

由实验得出, 在 $10^8 \sim 10^9$ 次循环应力下, V 带的许用应力为

$$[\sigma] = \sqrt[11.1]{\frac{CL_d}{3600jL_hv}}$$

式中: $[\sigma]$ 的单位为 MPa; v 的单位为 m/s;

L_d ——带的基准长度, 单位为 m;

j ——带上某一点绕行一周时所绕过的带轮数;

L_h ——V 带寿命, 单位为 h;

C ——由带的材质和结构决定的实验常数, 单位为 $\text{MPa}^{11.1}$ 。

在包角 $\alpha = 180^\circ$ 、特定长度、平稳工作条件下, 单根 V 带的基本额定功率 P_0 见表 8-5a、c。

表 8-5a 单根普通 V 带的基本额定功率 P_0

kW

带型	小带轮节圆直径 d_{p1} /mm	小带轮转速 $n_1/(r/min)$						
		400	730	800	980	1 200	1 460	2 800
Z 型	50	0.06	0.09	0.10	0.12	0.14	0.16	0.26
	63	0.08	0.13	0.15	0.18	0.22	0.25	0.41
	71	0.09	0.17	0.20	0.23	0.27	0.31	0.50
	80	0.14	0.20	0.22	0.26	0.30	0.36	0.56
A 型	75	0.27	0.42	0.45	0.52	0.60	0.68	1.00
	90	0.39	0.63	0.68	0.79	0.93	1.07	1.64
	100	0.47	0.77	0.83	0.97	1.14	1.32	2.05
	112	0.56	0.93	1.00	1.18	1.39	1.62	2.51
	125	0.67	1.11	1.19	1.40	1.66	1.93	2.98
B 型	125	0.84	1.34	1.44	1.67	1.93	2.20	2.96
	140	1.05	1.69	1.82	2.13	2.47	2.83	3.85
	160	1.32	2.16	2.32	2.72	3.17	3.64	4.89
	180	1.59	2.61	2.81	3.30	3.85	4.41	5.76
	200	1.85	3.05	3.30	3.86	4.50	5.15	6.43
C 型	200	2.41	3.80	4.07	4.66	5.29	5.86	5.01
	224	2.99	4.78	5.12	5.89	6.71	7.47	6.08
	250	3.62	5.82	6.23	7.18	8.21	9.06	6.56
	280	4.32	6.99	7.52	8.65	9.81	10.74	6.13
	315	5.14	8.34	8.92	10.23	11.53	12.48	4.16
	400	7.06	11.52	12.10	13.67	15.04	15.51	—

注: d_{p1} 可用 d_{d1} 近似代换。

表 8-5b 单根普通 V 带额定功率的增量 ΔP_0

kW

带型	小带轮 转速 n_1 /(r/min)	传 动 比 i									
		1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.25	1.35	1.52	≥ 2.0
		~ 1.01	~ 1.04	~ 1.08	~ 1.12	~ 1.18	~ 1.24	~ 1.34	~ 1.51	~ 1.99	
Z 型	400	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01
	730	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02
	800	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
	980	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
	1 200	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03
	1 460	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03
	2 800	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04
A 型	400	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.04	0.05
	730	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
	800	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10
	980	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11
	1 200	0.00	0.02	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.15
	1 460	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
	2 800	0.00	0.04	0.08	0.11	0.15	0.19	0.23	0.26	0.30	0.34
B 型	400	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13
	730	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.22
	800	0.00	0.03	0.06	0.08	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.25
	980	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.26	0.30
	1 200	0.00	0.04	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.30	0.34	0.38
	1 460	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.31	0.36	0.40	0.46
	2 800	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.79	0.89
C 型	400	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.23	0.27	0.31	0.35
	730	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62
	800	0.00	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71
	980	0.00	0.09	0.19	0.27	0.37	0.47	0.56	0.65	0.74	0.83
	1 200	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.70	0.82	0.94	1.06
	1 460	0.00	0.14	0.28	0.42	0.58	0.71	0.85	0.99	1.14	1.27
	2 800	0.00	0.27	0.55	0.82	1.10	1.37	1.64	1.92	2.19	2.47

表 8-5c 单根窄 V 带的基本额定功率 P_0

kW

带型	小带轮节圆直径 d_{p1} /mm	小带轮转速 $n_1/(r/min)$						
		400	730	800	980	1 200	1 460	2 800
SPZ 型	63	0.35	0.56	0.60	0.70	0.81	0.93	1.45
	71	0.44	0.72	0.78	0.92	1.08	1.25	2.00
	80	0.55	0.88	0.99	1.15	1.38	1.60	2.61
	90	0.67	1.12	1.21	1.44	1.70	1.98	3.26
SPA 型	90	0.75	1.21	1.30	1.52	1.76	2.02	3.00
	100	0.94	1.54	1.65	1.93	2.27	2.61	3.99
	112	1.16	1.91	2.07	2.44	2.86	3.31	5.15
	125	1.40	2.33	2.52	2.98	3.50	4.06	6.34
	140	1.68	2.81	3.03	3.58	4.23	4.91	7.64
SPB 型	140	1.92	3.13	3.35	3.92	4.55	5.21	7.15
	160	2.47	4.06	4.37	5.13	5.98	6.89	9.52
	180	3.01	4.99	5.37	6.31	7.38	8.5	11.62
	200	3.54	5.88	6.35	7.47	8.74	10.07	13.41
	224	4.18	6.97	7.52	8.83	10.33	11.86	15.41
SPC 型	224	5.19	8.82	10.43	10.39	11.89	13.26	—
	250	6.31	10.27	11.02	12.76	14.61	16.26	—
	280	7.59	12.40	13.31	15.40	17.60	19.49	—
	315	9.07	14.82	15.90	18.37	20.88	22.92	—
	400	12.56	20.41	21.84	25.15	27.33	29.40	—

注: d_{p1} 可用 d_{d1} 近似代换。表 8-5d 单根窄 V 带额定功率的增量 ΔP_0

kW

带型	小带轮转速 n_1 /(r/min)	传动比 i									
		1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.05	1.06 ~ 1.11	1.12 ~ 1.18	1.19 ~ 1.26	1.27 ~ 1.38	1.39 ~ 1.57	1.58 ~ 1.94	1.95 ~ 3.38	≥ 3.39
SPZ 型	400	0.00	0.01	0.01	0.03	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	0.06
	730	0.00	0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12
	800	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.13
	980	0.00	0.01	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.15
	1 200	0.00	0.02	0.04	0.08	0.10	0.13	0.15	0.17	0.18	0.19
	1 460	0.00	0.02	0.05	0.09	0.13	0.15	0.18	0.20	0.22	0.23
	2 800	0.00	0.04	0.10	0.18	0.24	0.30	0.35	0.39	0.43	0.45
SPA 型	400	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	0.16
	730	0.00	0.02	0.07	0.12	0.16	0.20	0.23	0.26	0.28	0.30
	800	0.00	0.03	0.08	0.13	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.33
	980	0.00	0.03	0.09	0.16	0.21	0.26	0.30	0.34	0.37	0.40
	1 200	0.00	0.04	0.11	0.20	0.27	0.33	0.38	0.43	0.47	0.49
	1 460	0.00	0.05	0.14	0.24	0.32	0.39	0.46	0.51	0.56	0.59
	2 800	0.00	0.10	0.26	0.46	0.63	0.76	0.89	1.00	1.09	1.15
SPB 型	400	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.22	0.26	0.30	0.32	0.34
	730	0.00	0.05	0.14	0.25	0.33	0.40	0.47	0.53	0.58	0.62
	800	0.00	0.06	0.16	0.27	0.37	0.45	0.53	0.59	0.65	0.68
	980	0.00	0.07	0.19	0.33	0.45	0.54	0.63	0.71	0.78	0.82
	1 200	0.00	0.09	0.23	0.41	0.56	0.67	0.79	0.89	0.97	1.03
	1 460	0.00	0.10	0.28	0.49	0.67	0.81	0.95	1.07	1.16	1.23
	2 800	0.00	0.20	0.55	0.96	1.30	1.57	1.85	2.08	2.26	2.40
SPC 型	400	0.00	0.09	0.24	0.41	0.56	0.68	0.79	0.89	0.97	1.03
	730	0.00	0.16	0.42	0.74	1.00	1.22	1.43	1.60	1.75	1.85
	800	0.00	0.17	0.47	0.82	1.12	1.35	1.58	1.78	1.94	2.06
	980	0.00	0.21	0.56	0.98	1.34	1.62	1.90	2.14	2.33	2.47
	1 200	0.00	0.26	0.71	1.23	1.67	2.03	2.38	2.67	2.91	3.09
	1 460	0.00	0.31	0.85	1.48	2.01	2.43	2.85	3.21	3.50	3.70

(二) 原始数据及设计内容

设计 V 带传动时给定的原始数据为:传递的功率 P , 转速 n_1 、 n_2 (或传动比 i), 传动位置要求及工作条件等。

设计内容包括:确定带的截型、长度、根数、传动中心距、带轮基准直径及结构尺寸等。

(三) 设计步骤和方法

1. 确定计算功率 P_{ca}

计算功率 P_{ca} 是根据传递的功率 P , 并考虑到载荷性质和每天运转时间长短等因素的影响而确定的。即

$$P_{ca} = K_A P$$

式中: P_{ca} ——计算功率, 单位为 kW;

P ——传递的额定功率 (例如电动机的额定功率), 单位为 kW;

K_A ——工作情况系数, 见表 8-6。

表 8-6 工作情况系数 K_A

工 况		K_A					
		软 起 动			负 载 起 动		
		每天工作小时数/h					
		< 10	10 ~ 16	> 16	< 10	10 ~ 16	> 16
载荷变动微小	液体搅拌机, 通风机和鼓风机 (≤ 7.5 kW), 离心式水泵和压缩机, 轻型输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机(不均匀载荷), 通风机 (> 7.5 kW), 旋转式水泵和压缩机, 发电机, 金属切削机床, 印刷机, 旋转筛, 锯木机和木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷变动较大	制砖机, 斗式提升机, 往复式水泵 和压缩机, 起重机, 磨粉机, 冲剪 机床, 橡胶机械, 振动筛, 纺织机 械, 重载输送机	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载荷变动很大	破碎机(旋转式、颚式等), 磨碎机 (球磨、棒磨、管磨)	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注: 1) 软起动—电动机 (交流起动、三角形起动、直流并励), 四缸以上的内燃机, 装有离心式离合器、液力联轴器的动力机。

负载起动—电动机 (联机交流起动、直流复励或串励), 四缸以下的内燃机。

2) 反复起动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合, K_A 应乘 1.2。

3) 增速传动时 K_A 应乘下列系数:

增速比: 1.25 ~ 1.74	1.75 ~ 2.49	2.5 ~ 3.49	≥ 3.5
系 数: 1.05	1.11	1.18	1.28

2. 选择带型

根据计算功率 P_{ca} 和小带轮转速 n_1 由图 8-8 或图 8-9 选定带型(图中均以 d_d 代 d_p)。

3. 确定带轮的基准直径 d_{d1} 和 d_{d2} 。

1) 初选小带轮的基准直径 d_{d1} 根据 V 带截型, 参考表 8-3 及表 8-7 选取 $d_{d1} \geq d_{dmin}$ 。为了提高 V 带的寿命, 宜选取较大的直径。

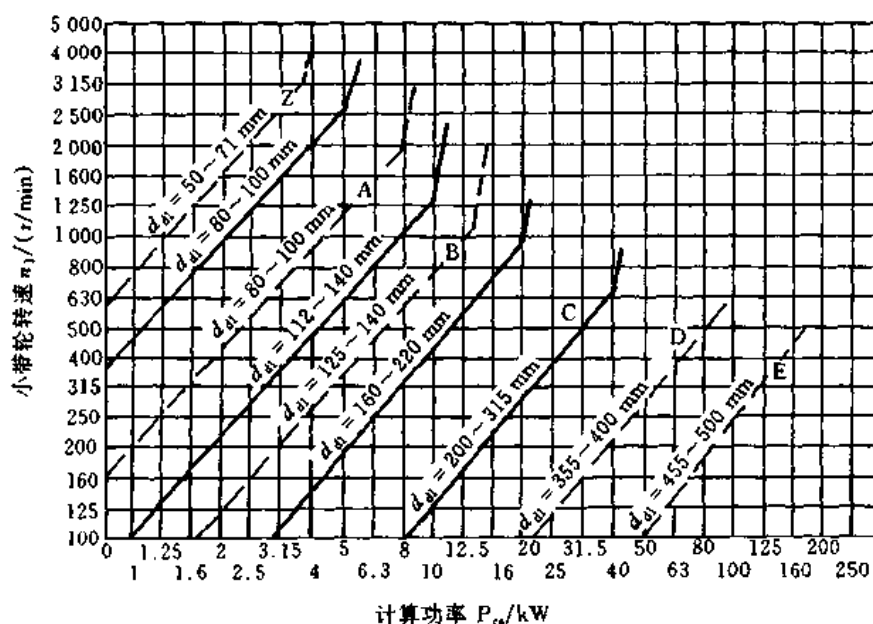


图 8-8 普通 V 带选型图

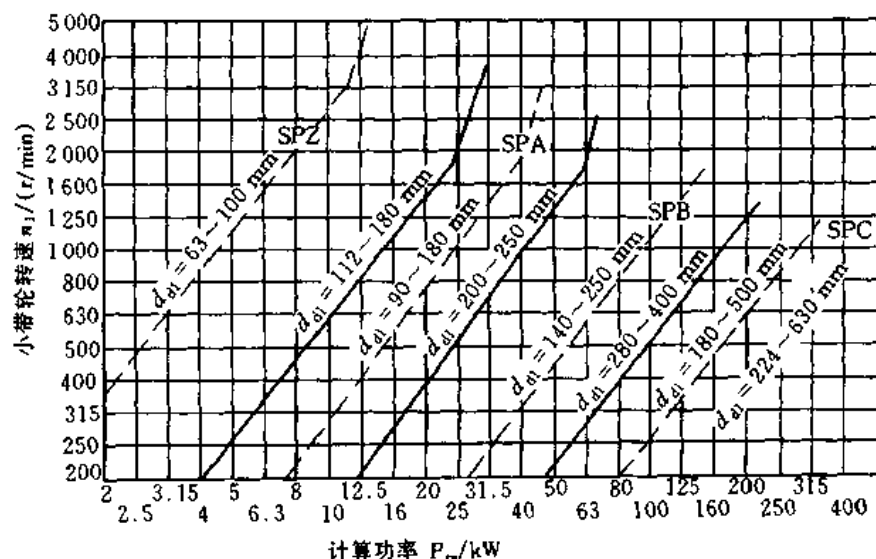


图 8-9 窄 V 带选型图

2) 验算带的速度 v 根据式(8-13)来计算带的速度, 并使 $v \leq v_{max}$ 。对于普通 V 带 v_{max}

$= 25 \sim 30 \text{ m/s}$; 对于窄 V 带, $v_{\max} = 35 \sim 40 \text{ m/s}$ 。如 $v > v_{\max}$, 则离心力过大, 即应减小 d_{d1} ; 如 v 过小 (例如 $v < 5 \text{ m/s}$), 则表示所选 d_{d1} 过小, 这将使所需的有效拉力 F_e 过大, 即所需带的根数 z 过多, 于是带轮的宽度、轴径及轴承的尺寸都要随之增大。一般以 $v \approx 20 \text{ m/s}$ 为宜。

3) 计算从动轮的基准直径 d_{d2} $d_{d2} = id_{d1}$, 并按 V 带轮的基准直径系列表 8-7 加以适当圆整。

表 8-7 V 带轮的基准直径系列

mm

基准直径 d_d	带 型					
	Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D E
	外 径 d_a					
50	53.2	54 ^①				
63	66.2	67				
71	74.2	75				
75	—	79	80.5 ^①			
80	83.2	84	85.5 ^①			
85	—	—	90.5 ^①			
90	93.2	94	95.5			
95	—	—	100.5			
100	103.2	104	105.5			
106	—	—	111.5			
112	115.2	116	117.5			
118	—	—	123.5			
125	128.2	129	130.5	132 ^①		
132		136 ^①	137.5	139 ^①		
140		144	145.5	147		
150		154	155.5	157		
160		164	165.5	167		
170		—	—	177		
180		184	185.5	187		
200		204	205.5	207	209.6 ^①	
212		—	—	219 ^②	221.6 ^①	
224		228	229.5 ^①	231	233.6	
236		—	—	243 ^②	245.6	
250		254	255.5	257	259.6	
265		—	—	—	274.6	
280		284	285.5 ^①	287	289.6	
315		319	320.5	322	324.6	
355		359	360.5 ^①	362	364.6	371.2
375		—	—	—	—	391.2
400		404	405.5	407	409.6	416.2
425		—	—	—	—	441.2
450		—	455.5 ^①	457 ^①	459.6	466.2
475		—	—	—	—	491.2
500		504	505.5	507	509.6	516.2
						519.2

注: 1) d_d 参见图 8-12。

2) 直径的极限偏差: 基准直径按 c11, 外径按 h12。

3) 没有外径值的基准直径不推荐采用。

4) ①仅限于普通 V 带轮; ②仅限于 SP 型窄 V 带轮。

4. 确定中心距 a 和带的基准长度 L_d

如果中心距未给出,可根据传动的结构需要初定中心距 a_0 ,取

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$$

a_0 取定后,根据带传动的几何关系,按下式计算所需带的基准长度 L'_d :

$$L'_d \approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (8-20)$$

根据 L'_d 由表 8-2 中选取和 L'_d 相近的 V 带的基准长度 L_d 。再根据 L_d 来计算实际中心距。

由于 V 带传动的中心距一般是可以调整的,故可采用下式作近似计算,即

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} \quad (8-21)$$

考虑安装调整和补偿预紧力(如带伸长而松弛后的张紧)的需要,中心距的变动范围为:

$$a_{\min} = a - 0.015L_d$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d$$

5. 验算主动轮上的包角 α_1

根据式(8-6)及对包角的要求,应保证

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.5^\circ \geq 120^\circ (\text{至少 } 90^\circ)$$

6. 确定带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L} \quad (8-22)$$

式中: K_a ——考虑包角不同时的影响系数,简称包角系数,查表 8-8;

K_L ——考虑带的长度不同时的影响系数,简称长度系数,查表 8-2;

P_0 ——单根 V 带的基本额定功率,查表 8-5a 或 8-5c;

ΔP_0 ——计入传动比的影响时,单根 V 带额定功率的增量(因 P_0 是按 $\alpha = 180^\circ$,即 $d_{d1} = d_{d2}$ 的条件计算的,而当传动比越大时,从动轮直径就越比主动轮直径大,带绕上从动轮时的弯曲应力就越比绕上主动轮时的小,故其传动能力即有所提高),其值见表 8-5b 或 8-5d。

表 8-8 包角系数 K_a

小带轮包角/ $^\circ$	K_a	小带轮包角/ $^\circ$	K_a
180	1	145	0.91
175	0.99	140	0.89
170	0.98	135	0.88
165	0.96	130	0.86
160	0.95	125	0.84
155	0.93	120	0.82
150	0.92		

在确定 V 带的根数 z 时,为了使各根 V 带受力均匀,根数不宜太多(通常 $z < 10$),否则应改选带的截型,重新计算。

7. 确定带的预紧力 F_0

由式(8-7),并考虑离心力的不利影响时,单根 V 带所需的预紧力为

$$F_0 = \frac{1}{2} F_{ec} \frac{e^{f_v \alpha} + 1}{e^{f_v \alpha} - 1} + qv^2$$

用 $F_{ec} = \frac{1000 P_{ca}}{zv}$ 代入上式,并考虑包角对所需预紧力的影响(略去推证过程),可将 F_0 的计算式写为

$$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{zv} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2 \quad (8-23)$$

式中各符号的意义和单位同前。

由于新带容易松弛,所以对非自动张紧的带传动,安装新带时的预紧力应为上述预紧力的 1.5 倍。

在带传动中,预紧力是通过在带与两带轮的切点跨距的中点 M ,加上一个垂直于两轮上部外公切线的适当载荷 G (图 8-10),使带沿跨距每长 100 mm 所产生的挠度 y 为 1.6 mm(即挠角为 1.8°)来控制的。 G 值见表 8-9。

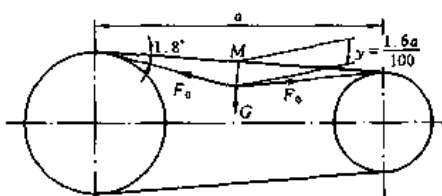


图 8-10 预紧力的控制

表 8-9 载荷 G 值

N/根

截 型		小带轮基准 直径 d_{d1}/mm	带速 $v/(\text{m/s})$			截 型		小带轮基准 直径 d_{d1}/mm	带速 $v/(\text{m/s})$		
			0 ~ 10	10 ~ 20	20 ~ 30				0 ~ 10	10 ~ 20	20 ~ 30
普通 V 带	Z	50 ~ 100	5 ~ 7	4.2 ~ 6	3.5 ~ 5.5	窄 V 带	SPZ	67 ~ 95	9.5 ~ 14	8 ~ 13	6.5 ~ 11
		> 100	7 ~ 10	6 ~ 8.5	5.5 ~ 7			> 95	14 ~ 21	13 ~ 19	11 ~ 18
	A	75 ~ 140	9.5 ~ 14	8 ~ 12	6.5 ~ 10		SPA	100 ~ 140	18 ~ 26	15 ~ 21	12 ~ 18
		> 140	14 ~ 21	12 ~ 18	10 ~ 15			> 140	26 ~ 38	21 ~ 32	18 ~ 27
B	125 ~ 200	18.5 ~ 28	15 ~ 22	12.5 ~ 18	SPB	160 ~ 265	30 ~ 45	26 ~ 40	22 ~ 34		
	> 200	28 ~ 42	22 ~ 33	18 ~ 27		> 265	45 ~ 58	40 ~ 52	34 ~ 47		
C	200 ~ 400	36 ~ 54	30 ~ 45	25 ~ 38	SPC	224 ~ 355	58 ~ 82	48 ~ 72	40 ~ 64		
	> 400	54 ~ 85	45 ~ 70	38 ~ 56		> 355	82 ~ 106	72 ~ 96	64 ~ 90		

注:表中高值用于新安装的 V 带或必须保持高张紧的传动。

8. 计算带传动作用在轴上的力(简称压轴力) F_p

为了设计安装带轮的轴和轴承,必须确定带传动作用在轴上的力 F_p 。如果不考虑带的两边的拉力差,则压轴力可以近似地按带的两边的预紧力 F_0 的合力来计算(图 8-11)。即

$$F_p = 2zF_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2zF_0 \cos \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha_1}{2} \right) = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (8-24)$$

式中: z ——带的根数;

F_0 ——单根带的预紧力;

α_1 ——主动轮上的包角。

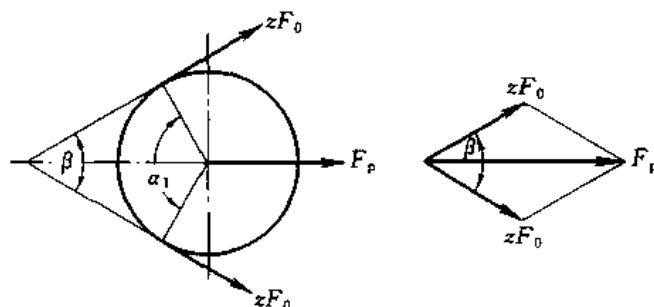


图 8-11 带传动作用在轴上的力

§ 8-4 V 带轮设计

(一) V 带轮设计的要求

设计 V 带轮时应满足的要求有:质量小;结构工艺性好;无过大的铸造内应力;质量分布均匀,转速高时要经过动平衡;轮槽工作面要精细加工(表面粗糙度一般应为 $\sqrt[3]{2}$),以减少带的磨损;各槽的尺寸和角度应保持一定的精度,以使载荷分布较为均匀等。

(二) 带轮的材料

带轮的材料主要采用铸铁,常用材料的牌号为 HT150 或 HT200;转速较高时宜采用铸钢(或用钢板冲压后焊接而成);小功率时可用铸铝或塑料。

(三) 结构尺寸

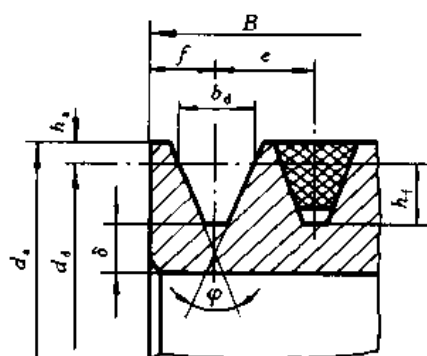
铸铁制 V 带轮的典型结构有以下几种形式:(1) 实心式(图 8-12a);(2) 腹板式(图 8-12b);(3) 孔板式(图 8-12c);(4) 椭圆轮辐式(图 8-12d)。

带轮基准直径 $d_d \leq 2.5d$ (d 为轴的直径,单位为 mm) 时,可采用实心式; $d_d \leq 300$ mm 时,可采用腹板式(当 $D_1 - d_1 \geq 100$ mm 时,可采用孔板式); $d_d > 300$ mm 时,可采用轮辐式。

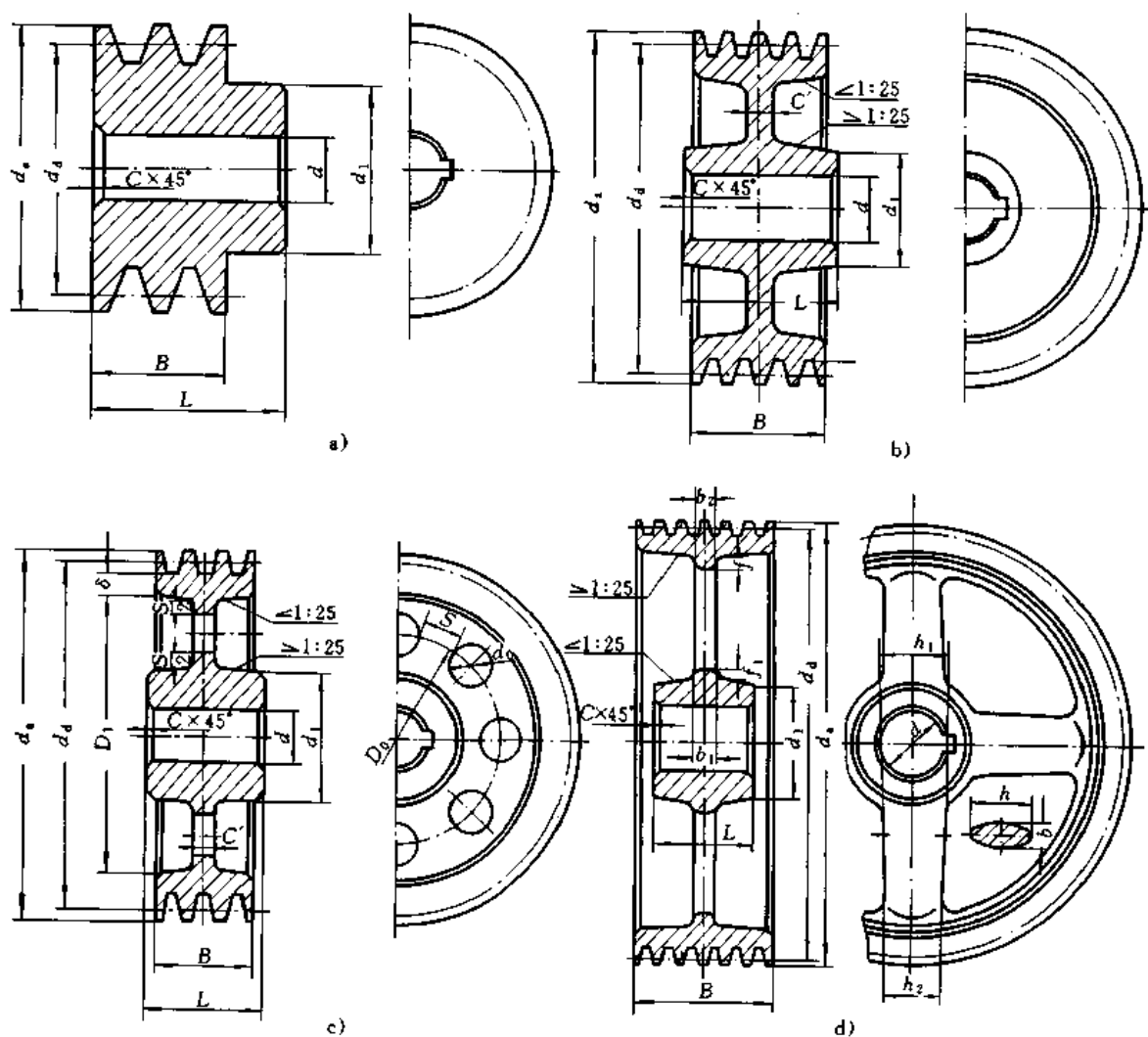
带轮的结构设计,主要是根据带轮的基准直径选择结构型式;根据带的截型确定轮槽尺寸(表 8-10);带轮的其它结构尺寸可参照图 8-12 所列经验公式计算。确定了带轮的各部分尺寸后,即可绘制出零件图,并按工艺要求注出相应的技术条件等。

表 8-10 V 带轮的轮槽尺寸

mm



项 目		符号	槽 型						
			Y	Z SPZ	A SPA	B SPB	C SPC	D	E
基准宽度(节宽)		$b_d(b_p)$	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0
基准线上槽深		h_{max}	1.6	2.0	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6
基准线下槽深		h_{min}	4.7	7.0 9.0	8.7 11.0	10.8 14.0	14.3 19.0	19.9	23.4
槽间距		e	8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7
第一槽对称面至端面的距离		f	7 ± 1	8 ± 1	10^{+2}_{-1}	12.5^{+2}_{-1}	17^{+2}_{-1}	23^{+3}_{-1}	29^{+4}_{-1}
最小轮缘厚		δ_{min}	5	5.5	6	7.5	10	12	15
带轮宽		B	$B = (z - 1)e + 2f$ z —轮槽数						
外径		d_s	$d_s = d_d + 2h_s$						
轮 槽 角 φ	32°	相应的基 准直 径 d_d	≤ 60	—	—	—	—	—	—
	34°		—	≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315	—	—
	36°		> 60	—	—	—	—	≤ 475	≤ 600
	38°		—	> 80	> 118	> 190	> 315	> 475	> 600
	极限偏差		$\pm 1^\circ$				$\pm 30'$		



$$\begin{aligned}
 d_1 &= (1.8 \sim 2) d, d \text{ 为轴的直径} & h_2 &= 0.8 h_1 \\
 D_0 &= 0.5 (D_1 + d_1) & b_1 &= 0.4 h_1 \\
 d_0 &= (0.2 \sim 0.3) (D_1 - d_1) & b_2 &= 0.8 b_1 \\
 C' &= \left(\frac{1}{7} \sim \frac{1}{4} \right) B & S &= C' \\
 L &= (1.5 \sim 2) d, \text{当 } B < 1.5 d \text{ 时, } L = B & f_1 &= 0.2 h_1 \\
 h_1 &= 290 \sqrt[3]{\frac{P}{n z_1}} & f_2 &= 0.2 h_2
 \end{aligned}$$

式中: P —传递的功率,单位为 kW;
 n —带轮的转速,单位为 r/min;
 z_1 —轮辐数。

图 8-12 V 带轮的结构

§ 8-5 V 带传动的张紧装置

各种材质的 V 带都不是完全的弹性体,在预紧力的作用下,经过一定时间的运转后,就会由于塑性变形而松弛,使预紧力 F_0 降低。为了保证带传动的能力,应定期检查预紧力的数值。如发现不足时,必须重新张紧,才能正常工作。常见的张紧装置有以下几种。

(一) 定期张紧装置

采用定期改变中心距的方法来调节带的预紧力,使带重新张紧。在水平或倾斜不大的传动中,可用图 8-13a 的方法,将装有带轮的电动机安装在制有滑道的基板 1 上。要调节带的预紧力时,松开基板上各螺栓的螺母 2,旋动调节螺钉 3,将电动机向右推移到所需的位置,然后拧紧螺母 2。在垂直的或接近垂直的传动中,可用图 8-13b 的方法,将装有带轮的电动机安装在可调的摆架上。

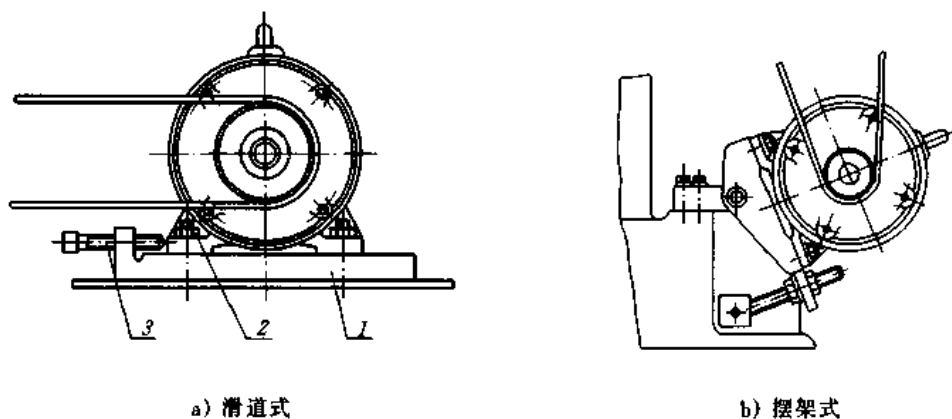


图 8-13 带的定期张紧装置

(二) 自动张紧装置

将装有带轮的电动机安装在浮动的摆架上(图 8-14),利用电动机的自重,使带轮随同电动机绕固定轴摆动,以自动保持张紧力。

(三) 采用张紧轮的装置

当中心距不能调节时,可采用张紧轮将带张紧(图 8-15)。张紧轮一般应放在松边的内侧,使带只受单向弯曲。同时张紧轮还应尽量靠近大轮,以免过分影响带在小轮上的包角。张紧轮的轮槽尺寸与带轮的相同,且直径小于小带轮的直径。

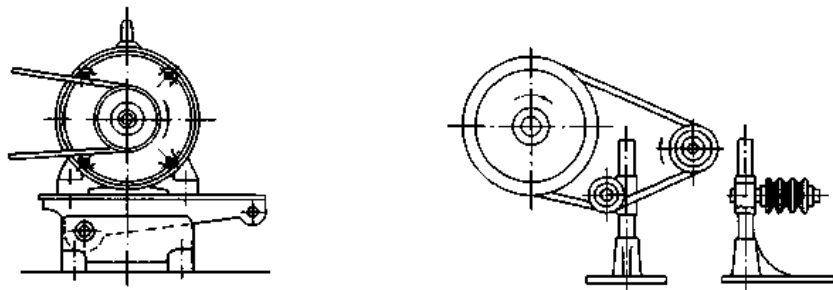


图 8-14 带的自动张紧装置

图 8-15 张紧轮装置

§ 8-6 其它带传动简介

(一) 高速带传动

高速带传动系指带速 $v > 30 \text{ m/s}$ 、高速轴转速 $n_1 = 10\,000 \sim 50\,000 \text{ r/min}$ 的传动。这种传动主要用于增速以驱动高速机床、粉碎机、离心机及某些其它机器。高速带传动的增速比为 $2 \sim 4$ ，有时可达 8 。

高速带传动要求传动可靠、运转平稳、并有一定的寿命，故高速带都采用质量小、厚度薄而均匀、挠曲性好的环形平带，如麻织带、丝织带、锦纶编织带、薄型强力锦纶带、高速环形胶带等。薄型强力锦纶带采用胶合接头，故应使接头与带的挠曲性能尽量接近。

高速带轮要求质量小而且分布对称均匀、运转时空气阻力小，通常都采用钢或铝合金制造，各个面均应进行加工，轮缘工作表面的粗糙度不得大于 $\sqrt[3]{2}$ ，并要求进行动平衡。

为防止掉带，主、从动轮轮缘表面都应加工出凸度，可制成鼓形面或 2° 左右的双锥面，如图 8-16a。为了防止运转时带与轮缘表面间形成气垫，轮缘表面应开环形槽，如图 8-16b。

在高速带传动中，带的寿命占有很重要的地位，带的绕曲次数 $u = \frac{v}{L}$ (j 为带上某一点绕行一周时所绕过的带轮数；带速 v 及带长 L 的单位分别为 m/s 及 m) 是影响带的寿命的主要因素，因此应限制 $u_{\max} < 45 \text{ s}^{-1}$ 。

高速带传动的具体设计，可参阅[67]。

(二) 同步带传动

同步带传动综合了带传动和链传动的优点。同步带通常是以钢丝绳或玻璃纤维绳等为抗拉层、氯丁橡胶或聚氨酯橡胶为基体、工作面上带齿的环状带(图 8-17)。工作时，带的凸齿与带轮外缘上的齿槽进行啮合传动(参看图 8-2d)。由于抗拉层承载后变形小，能保持同步带的周节不变，故带与带轮间没有相对滑动，从而保证了同步传动。

同步带传动时的线速度可达 50 m/s (有时允许达 100 m/s)，传动功率可达 300 kW ，传动比可达 10 (有时允许达 20)，传动效率可达 0.98 。

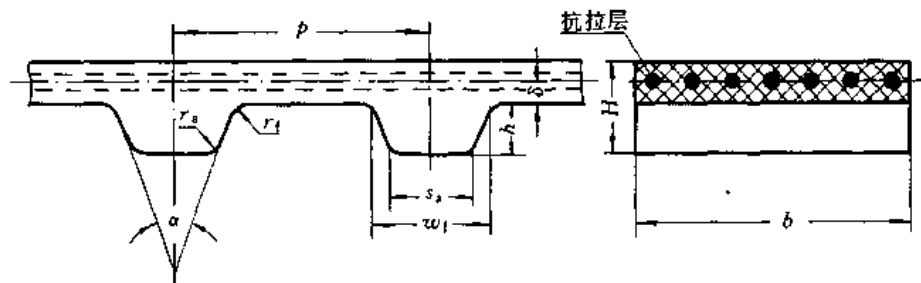


图 8-17 同步带

同步带传动的优点是：a) 无滑动，能保证固定的传动比；b) 预紧力较小，轴和轴承上所受的载荷小；c) 带的

厚度小,单位长度的质量小,故允许的线速度较高;d) 带的柔性好,故所用带轮的直径可以较小。其主要缺点是安装时中心距的要求严格,且价格较高。

同步带主要用于要求传动比准确的中、小功率传动中,如电子计算机、放映机、录音机、磨床、纺织机械等。

同步带的最基本参数是节距 p (带上相邻两齿中心轴线间沿节线度量的距离)。由于抗拉层在工作时长度不变,所以就以其中心线位置定为带的节线,并以节线周长作为其公称长度。国产同步带的带型(即节距代号)有:MXL——最轻型;XXL——超轻型;XL——特轻型;L——轻型;H——重型;XH——特重型;XXH——超重型。同步带的标记为:带长代号 带型 带宽代号。

同步带传动的设计可参阅[68]。

例题 设计某带式输送机传动系统中第一级用的窄 V 带传动。设已知电动机型号为 Y112M-4,额定功率 $P = 4 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 3.8$, 一天运转时间 $< 10 \text{ h}$ 。

[解] 1. 确定计算功率 P_{ca}

由表 8-6 查得工作情况系数 $K_A = 1.1$, 故

$$P_{ca} = K_A P = 1.1 \times 4 \text{ kW} = 4.4 \text{ kW}$$

2. 选取窄 V 带带型

根据 P_{ca} 、 n_1 由图 8-9 确定选用 SPZ 型。

3. 确定带轮基准直径

由表 8-3 和表 8-7 取主动轮基准直径 $d_{d1} = 80 \text{ mm}$ 。

根据式(8-15),从动轮基准直径 d_{d2} 。

$$d_{d2} = i d_{d1} = 3.8 \times 80 \text{ mm} = 304 \text{ mm}$$

根据表 8-7,取 $d_{d2} = 315 \text{ mm}$ 。

按式(8-13)验算带的速度

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80 \times 1440}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 6.032 \text{ m/s} < 35 \text{ m/s}$$

带的速度合适。

4. 确定窄 V 带的基准长度和传动中心距

根据 $0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$, 初步确定中心距 $a_0 = 400 \text{ mm}$ 。

根据式(8-20)计算带所需的基准长度

$$\begin{aligned} L'_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d2} + d_{d1}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= \left[2 \times 400 + \frac{\pi}{2} \times (315 + 80) + \frac{(315 - 80)^2}{4 \times 400} \right] \text{ mm} = 1455 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 8-2 选带的基准长度 $L_d = 1400 \text{ mm}$ 。

按式(8-21)计算实际中心距 a

$$a = a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} = \left(400 + \frac{1400 - 1455}{2} \right) \text{ mm} = 373 \text{ mm}$$

5. 验算主动轮上的包角 α_1

由式(8-6)得

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.5^\circ = 180^\circ - \frac{315 - 80}{373} \times 57.5^\circ = 143.8^\circ > 120^\circ$$

主动轮上的包角合适。

6. 计算窄 V 带的根数 z

由式(8-22)知

$$z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L}$$

由 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ 、 $d_{d1} = 80 \text{ mm}$ 、 $i = 3.8$ ，查表 8-5c 和表 8-5d 得

$$P_0 = 1.6 \text{ kW}$$

$$\Delta P_0 = 0.23 \text{ kW}$$

查表 8-8 得 $K_a = 0.89$ ，查表 8-2 得 $K_L = 0.96$ ，则

$$z = \frac{4.4}{(1.60 + 0.23) \times 0.89 \times 0.96} = 2.81$$

取 $z = 3$ 根。

7. 计算预紧力 F_0

由式(8-23)知

$$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{vz} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2$$

查表 8-4 得 $q = 0.07 \text{ kg/m}$ ，故

$$F_0 = \left[500 \times \frac{4.4}{6.032 \times 3} \times \left(\frac{2.5}{0.89} - 1 \right) + 0.07 \times 6.032^2 \right] \text{ N} = 221.37 \text{ N}$$

8. 计算作用在轴上的压轴力 F_p

由式(8-24)得

$$F_p = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = \left[2 \times 3 \times 221.37 \times \sin \frac{143.8^\circ}{2} \right] \text{ N} = 1262.5 \text{ N}$$

9. 带轮结构设计(略)。

习 题

8-1 V带传动的 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ ，带与带轮的当量摩擦系数 $f_v = 0.51$ ，包角 $\alpha_1 = 180^\circ$ ，预紧力 $F_0 = 360 \text{ N}$ 。试问：(1) 该传动所能传递的最大有效拉力为多少？(2) 若 $d_{d1} = 100 \text{ mm}$ ，其传递的最大转矩为多少？(3) 若传动效率为 0.95，弹性滑动忽略不计，从动轮输出功率为若干？

8-2 V带传动传递的功率 $P = 7.5 \text{ kW}$ ，带速 $v = 10 \text{ m/s}$ ，紧边拉力是松边拉力的两倍，即 $F_1 = 2F_2$ ，试求紧边拉力 F_1 、有效拉力 F_e 和预紧力 F_0 。

8-3 已知一窄 V带传动的 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ ， $n_2 = 400 \text{ r/min}$ ， $d_{d1} = 180 \text{ mm}$ ，中心距 $a = 1600 \text{ mm}$ ，窄 V带为 SPA 型，根数 $z = 2$ ，工作时有振动，一天运转 16 h(即两班制)，试求带能传递的功率。

8-4 有一带式输送装置，其异步电动机与齿轮减速器之间用普通 V带传动，电动机功率 $P = 7 \text{ kW}$ ，转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$ ，减速器输入轴的转速 $n_2 = 330 \text{ r/min}$ ，允许误差为 $\pm 5\%$ ，运输装置工作时有轻度冲击，两班制工作，试设计此带传动。

第九章 链 传 动

§ 9-1 链传动的特点及应用

链传动是应用较广的一种机械传动。它是由链条和主、从动链轮所组成(图 9-1)。链轮上制有特殊齿形的齿,依靠链轮轮齿与链节的啮合来传递运动和动力。

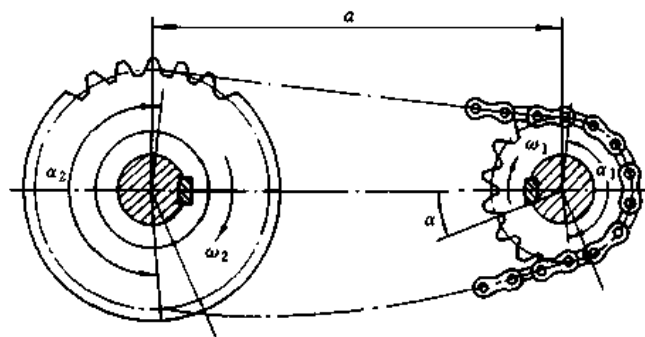


图 9-1 链传动

链传动是属于带有中间挠性件的啮合传动。与属于摩擦传动的带传动相比,链传动无弹性滑动和打滑现象,因而能保持准确的平均传动比,传动效率较高;又因链条不需要像带那样张得很紧,所以作用于轴上的径向压力较小;在同样使用条件下,链传动结构较为紧凑。同时链传动能在高温及速度较低的情况下工作。与齿轮传动相比,链传动的制造与安装精度要求较低,成本低廉;在远距离传动(中心距最大可达十多米)时,其结构比齿轮传动轻便得多。链传动的主要缺点是:在两根平行轴间只能用于同向回转的传动;运转时不能保持恒定的瞬时传动比;磨损后易发生跳齿;工作时会有噪声;不宜在载荷变化很大和急速反向的传动中应用。

链传动主要用在要求工作可靠,且两轴相距较远,以及其它不宜采用齿轮传动的场合。例如在摩托车上应用了链传动,结构上大为简化,而且使用方便可靠。链传动还可应用于低速重型及极为恶劣的工作条件下,例如掘土机的运行机构,虽常受到土块、泥浆及瞬时过载等影响,但仍能很好地工作。

总的说来,在机械制造中,如农业、矿山、起重运输、冶金、建筑、石油、化工等机械都广泛地应用着链传动。

按用途不同,链可分为:传动链、输送链和起重链。输送链和起重链主要用在运输和起重机械中,而在一般机械传动中,常用的是传动链。

传动链传递的功率一般在 100 kW 以下,链速一般不超过 15 m/s,推荐使用的最大传动比 $i_{\max} = 8$ 。传动链有短节距精密滚子链(简称滚子链)、齿形链等类型。其中滚子链使用最广,齿形

链使用较少。本章主要讨论滚子链,对齿形链仅作简要介绍。

§ 9-2 传动链的结构特点

(一) 滚子链

滚子链的结构如图 9-2 所示。它是由滚子 1、套筒 2、销轴 3、内链板 4 和外链板 5 所组成。内链板与套筒之间、外链板与销轴之间分别用过盈配合固联。滚子与套筒之间,套筒与销轴之间均为间隙配合。当内、外链板相对挠曲时,套筒可绕销轴自由转动。滚子是活套在套筒上的,工作时,滚子沿链轮齿廓滚动,这样就可减轻齿廓的磨损。链的磨损主要发生在销轴与套筒的接触面上。因此,内、外链板间应留少许间隙,以便润滑油渗入销轴和套筒的摩擦面间。

链板一般制成 8 字形,以使它的各个横截面具有接近相等的抗拉强度,同时也减小了链的质量和运动时的惯性力。

当传递大功率时,可采用双排链(图 9-3)或多排链。多排链的承载能力与排数成正比。但由于精度的影响,各排链承受的载荷不易均匀,故排数不宜过多。

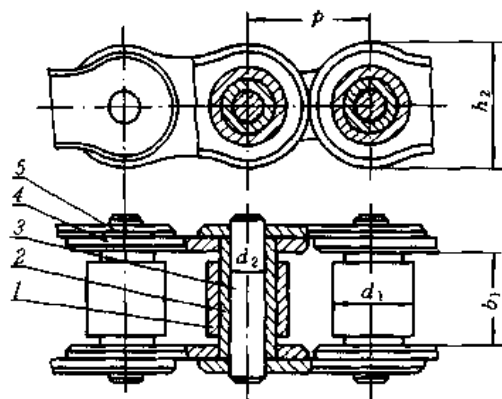


图 9-2 滚子链的结构

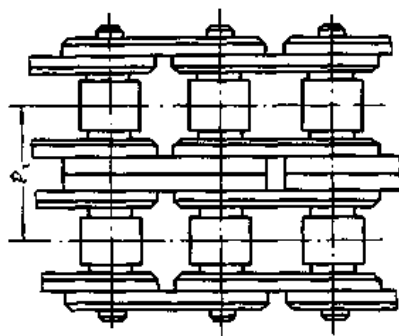


图 9-3 双排链

滚子链的接头型式如图 9-4 所示。当链节数为偶数时,接头处可用开口销(图 9-4a)或弹簧卡片(图 9-4b)来固定,一般前者用于大节距,后者用于小节距;当链节数为奇数时,需采用图 9-4c 所示的过渡链节。由于过渡链节的链板要受附加弯矩的作用,所以在一般情况下最好不要用奇数链节。

如图 9-2 所示,滚子链和链轮啮合的基本参数是节距 p ,滚子外径 d_1 和内链节内宽 b_1 (对于多排链还有排距 p_1 ,见图 9-3)。其中节距 p 是滚子链的主要参数,节距增大时,链条中各零件的尺寸也要相应地增大,可传递的功率也随着增大。链的使用寿命在很大程度上取决于链的材料及热处理方法。因此,组成链的所有元件均需经过热处理,以提高其强度、耐磨性和耐冲击性。

考虑到我国链条生产的历史和现状,以及国际上几乎所有国家的链节距均用英制单位,我国链条标准 GB/T 1243.1—1983 中规定节距用英制折算成米制的单位。表 9-1 列出了 GB/T 1243.1—1983 规定的几种规格滚子链的主要尺寸和极限拉伸载荷。表中链号和相应的国际标准链号一致,链号数乘以 25.4/16 mm 即为节距值。后缀 A 或 B 分别表示 A 或 B 系列。本章仅介

绍最常用的 A 系列滚子链传动的设计。

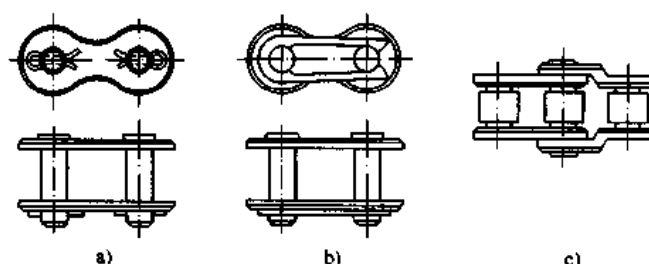


图 9-4 滚子链的接头型式

表 9-1 滚子链规格和主要参数

链号	节距 p	排距 p_t	滚子外径 d_1	内链节内宽 b_1	销轴直径 d_2	内链板高度 h_2	极限拉伸载 荷(单排) $F_{lim}^{①}$	每米质量 (单排) q
	mm						kN	kg/m
05B	8.00	5.64	5.00	3.00	2.31	7.11	4.4	0.18
06B	9.525	10.24	6.35	5.72	3.28	8.26	8.9	0.40
08B	12.70	13.92	8.51	7.75	4.45	11.81	17.8	0.70
08A	12.70	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13.8	0.60
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21.8	1.00
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.94	18.08	31.1	1.50
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.92	24.13	55.6	2.60
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.53	30.18	86.7	3.80
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124.6	5.60
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169.0	7.50
32A	50.80	58.55	28.58	31.55	14.27	48.26	222.4	10.10
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.84	60.33	347.0	16.10
48A	76.20	87.83	47.63	47.35	23.80	72.39	500.4	22.60

注:① 过渡链节取 F_{lim} 值的 80%。

滚子链的标记为:

 — ×
 链号 排数 整链链节数 标准编号

例如:08A-1×88 GB 1243.1-83 表示:A 系列、节距 12.7 mm、单排、88 节的滚子链。

(二) 齿形链

齿形链又称无声链,它是由一组带有两个齿的链板左右交错并列铰接而成(图 9-5)。链齿外侧是直边,工作时链齿外侧边与链轮轮齿相啮合来实现传动,其啮合的齿楔角有 60°和 70°两种,前者用于节距 $p \geq 9.525$ mm,后者用于 $p < 9.525$ mm。齿楔角为 60°的齿形链传动因较易制造,应用较广。其标准为 JB 1839-76 和 JB 1840-76。

齿形链上设有导板,以防止链条在工作时发生侧向窜动。导板有内导板和外导板两种。用

内导板齿形链时,链轮轮齿上应开出导向槽。内导板可以较精确地把链定位于适当的位置,故导向性好,工作可靠,适用于高速及重载传动。用外导板齿形链时,链轮轮齿不需开出导向槽,故链轮结构简单,但其导向性差,外导板与销轴铆合处易松脱。当链轮宽度大于 25 ~ 30 mm 时,一般采用内导板齿形链;当链轮宽度较小,链轮轮齿上切削导向槽有困难时,可采用外导板齿形链。



图 9-5 齿形链

齿形链按铰链结构不同可分为圆销式、轴瓦式、滚柱式三种,其主要结构特点见表 9-2。

与滚子链相比,齿形链传动平稳、无噪声,承受冲击性能好,工作可靠。

齿形链既适宜于高速传动,又适宜于传动比大和中心距较小的场合,其传动效率一般为 0.95 ~ 0.98,润滑良好的传动可达 0.98 ~ 0.99。齿形链比滚子链结构复杂,价格较高,且制造较难,故多用于高速或运动精度要求较高的传动装置中。

表 9-2 齿形链铰链形式

铰链形式	简 图	主 要 结 构	特 点
圆销式 (简单铰链)		链板用圆柱销铰接,链板孔与销轴是间隙配合	铰链承压面积小,压力大,磨损严重,日益少用
轴瓦片 (衬瓦铰链)		链板销孔两侧有长短扇形槽各一条,相邻链板在同一销轴上左、右相间排列。销孔中装入销轴,并在销轴两侧的短槽中嵌入与之紧配的轴瓦。这样由两片轴瓦和一根销轴组成了一个铰链。两相邻链节作相对转动时,左右轴瓦将各在其长槽中摆动,两轴瓦内表面沿销轴表面滑动	轴瓦长等于链宽,承压面积大,压力小。当铰链内的压力相同时,轴瓦式所能传递的载荷约为圆销式的两倍。但因轴瓦与销轴表面是滑动摩擦,故磨损仍较严重
滚柱式 (滚动摩擦铰链)		没有销轴,铰链由两个曲面滚柱组成。曲面滚柱各自固定在相应的链板孔中。当两相邻链节相对转动时,两滚柱工作面作相对滚动	载荷沿全链宽均匀分布,以滚动摩擦代替滑动摩擦,故显著地减小了有害阻力。链节相对转动时,滚动中心变化,实际节距随之变化,可补偿链传动的“多边形效应”

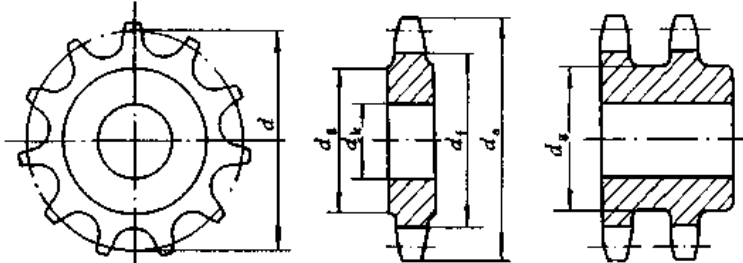
§ 9-3 滚子链链轮的结构和材料

链轮是链传动的主要零件,链轮齿形已经标准化。链轮设计主要是确定其结构及尺寸,选择材料和热处理方法。

(一) 链轮的基本参数及主要尺寸

链轮的基本参数是配用链条的节距 p ,套筒的最大外径 d_1 ,排距 p_1 以及齿数 z 。链轮的主要尺寸及计算公式见表 9-3。链轮轮毂的最大许用直径见表 9-4。

表 9-3 滚子链链轮主要尺寸

			
名称	代号	计算公式	备注
分度圆直径	d	$d = p / \sin(180^\circ / z)$	
齿顶圆直径	d_a	$d_{a\max} = d + 1.25p - d_1$ $d_{a\min} = d + \left(1 - \frac{1.6}{z}\right)p - d_1$ 若为三圆弧一直线齿形,则 $d_a = p \left(0.54 + \cot \frac{180^\circ}{z}\right)$	可在 $d_{a\max}$ 、 $d_{a\min}$ 范围内任意选取,但选用 $d_{a\max}$ 时,应考虑采用展成法加工有发生顶切的可能性
分度圆弦齿高	h_s	$h_{s\max} = \left(0.625 + \frac{0.8}{z}\right)p - 0.5d_1$ $h_{s\min} = 0.5(p - d_1)$ 若为三圆弧一直线齿形,则 $h_s = 0.27p$	h_s 是为简化放大齿形图的绘制而引入的辅助尺寸(见表 9-5) $h_{s\max}$ 相应于 $d_{a\max}$ $h_{s\min}$ 相应于 $d_{a\min}$
齿根圆直径	d_f	$d_f = d - d_1$	
齿侧凸缘 (或排间槽) 直径	d_g	$d_g \leq p \cot \frac{180^\circ}{z} - 1.04h_2 - 0.76 \text{ mm}$ h_2 —内链板高度(表 9-1)	

注: d_a 、 d_g 值取整数,其它尺寸精确到 0.01 mm。

表 9-4 链轮齿孔最大许用直径 d_{kmax}

mm

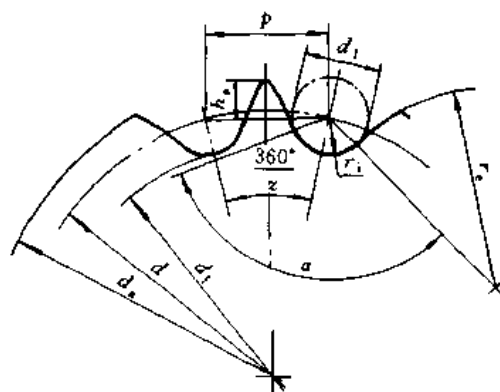
$\begin{matrix} z \\ p/mm \end{matrix}$	11	13	15	17	19	21	23	25
8.00	10	13	16	20	25	28	31	34
9.525	11	15	20	24	29	33	37	42
12.70	18	22	28	34	41	47	51	57
15.875	22	30	37	45	51	59	65	73
19.05	27	36	46	53	62	72	80	88
25.40	38	51	61	74	84	95	109	120
31.75	50	64	80	93	108	122	137	152
38.10	60	79	95	112	129	148	165	184
44.45	71	91	111	132	153	175	196	217
50.80	80	105	129	152	177	200	224	249
63.50	103	132	163	193	224	254	278	310
76.20	127	163	201	239	276	311	343	372

(二) 链轮齿形

滚子链与链轮的啮合属于非共轲啮合,其链轮齿形的设计可以有较大的灵活性,GB/T 1244—1985 中没有规定具体的链轮齿形,仅仅规定了最大和最小齿槽形状及其极限参数,见表 9-5。凡在两个极限齿槽形状之间的各种标准齿形均可采用。目前较流行的一种齿形是三圆弧一直线齿形(或称凹齿形)(图 9-6)。当选用这种齿形并用相应的标准刀具加工时,链轮齿形在工作图上不画出,只需注明链轮的基本参数和主要尺寸,并注明“齿形按 3R GB/T 1244—1985 规定制造”即可。

链轮轴向齿廓及尺寸,应符合 GB/T 1244—1985 的规定,见图 9-7 及表 9-6。

表 9-5 滚子链链轮的最大和最小齿槽形状



名称	代号	计 算 公 式	
		最大齿槽形状	最小齿槽形状
齿面圆弧半径	r_e	$r_{emin} = 0.008 d_1 (z^2 + 180)$	$r_{emax} = 0.12 d_1 (z + 2)$
齿沟圆弧半径	r_1	$r_{1max} = 0.505 d_1 + 0.069 \sqrt[3]{d_1}$	$r_{1min} = 0.505 d_1$
齿沟角	α	$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$	$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$

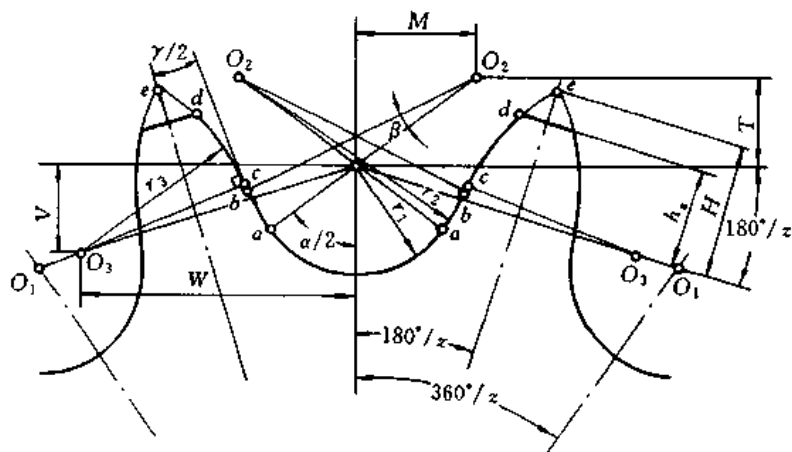


图 9-6 三圆弧一直线齿槽形状

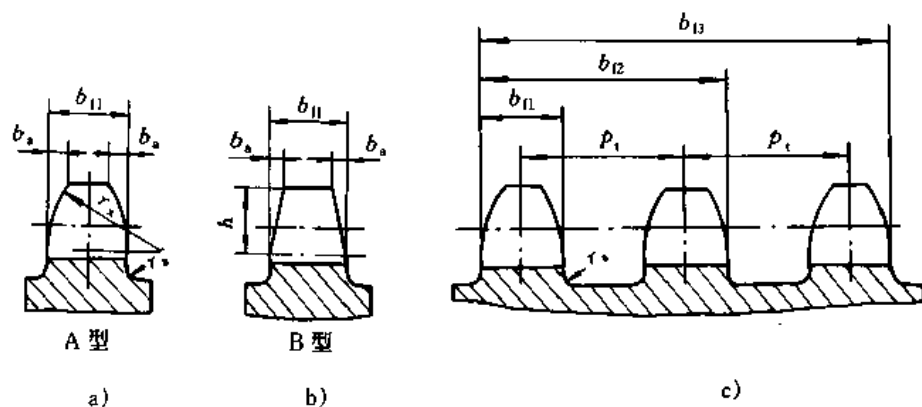


图 9-7 轴向齿廓

表 9-6 滚子链链轮轴向齿廓尺寸

名 称		代 号	计 算 公 式		备 注
			$p \leq 12.7 \text{ mm}$	$p > 12.7 \text{ mm}$	
齿 宽	单排	b_n	$0.93b_1$	$0.95b_1$	$p > 12.7 \text{ mm}$ 时, 经制造厂同意, 亦可使用 $p \leq 12.7$ 时的齿宽。 b_1 —内链节内宽, 见表 9-1
	双排、三排		$0.91b_1$	$0.93b_1$	
	四排以上		$0.88b_1$	$0.93b_1$	
倒角宽		b_a	$b_a = (0.1 \sim 0.15)p$		
倒角半径		r_s	$r_s \geq p$		
倒角深		h	$h = 0.5p$	仅适用于 B 型	
齿侧凸缘(或排间槽)圆角半径		r_a	$r_a \approx 0.04p$		
链轮齿总宽		b_{in}	$b_{in} = (n-1)p_1 + b_n$ n —排数		

(三) 链轮的结构

小直径的链轮可制成整体式(图 9-8a);中等尺寸的链轮可制成孔板式(图 9-8b);大直径的链轮,常采用可更换的齿圈用螺栓联接在轮芯上(图 9-8c)。

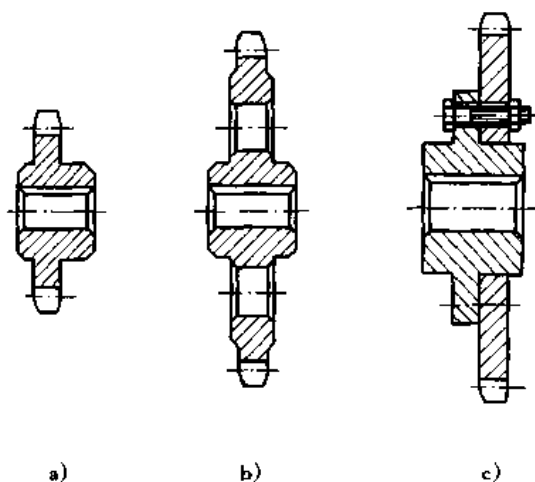


图 9-8 链轮的结构

(四) 链轮的材料

链轮的材料应能保证轮齿具有足够的耐磨性和强度。由于小链轮轮齿的啮合次数比大链轮轮齿的啮合次数多,所受冲击也较严重,故小链轮应采用较好的材料制造。

链轮常用的材料和应用范围见表 9-7。

表 9-7 链轮常用的材料及齿面硬度

材 料	热 处 理	热处理后硬度	应 用 范 围
15、20	渗碳、淬火、回火	50~60HRC	$z \leq 25$, 有冲击载荷的主、从动链轮
35	正火	160~200HBS	在正常工作条件下, 齿数较多($z > 25$)的链轮
40、50、ZG310-570	淬火、回火	40~50HRC	无剧烈振动及冲击的链轮
15Cr、20Cr	渗碳、淬火、回火	50~60HRC	有动载荷及传递较大功率的重要链轮($z < 25$)
35SiMn、40Cr、35CrMo	淬火、回火	40~50HRC	使用优质链条, 重要的链轮
Q235、Q275	焊接后退火	140HBS	中等速度、传递中等功率的较大链轮
普通灰铸铁(不低于 HT150)	淬火、回火	260~280HBS	$z_2 > 50$ 的从动链轮
夹布胶木	—	—	功率小于 6 kW、速度较高、要求传动平稳和噪声小的链轮

§ 9-4 链传动的运动特性

(一) 链传动的运动不均匀性

因为链是由刚性链节通过销轴铰接而成,当链绕在链轮上时,其链节与相应的轮齿啮合后,这一段链条将曲折成正多边形的一部分(图 9-9)。该正多边形的边长等于链条的节距 p , 边数

等于链轮齿数 z 。链轮每转一转,随之转过的链长为 $z p$,所以链的平均速度 v (单位为 m/s)为:

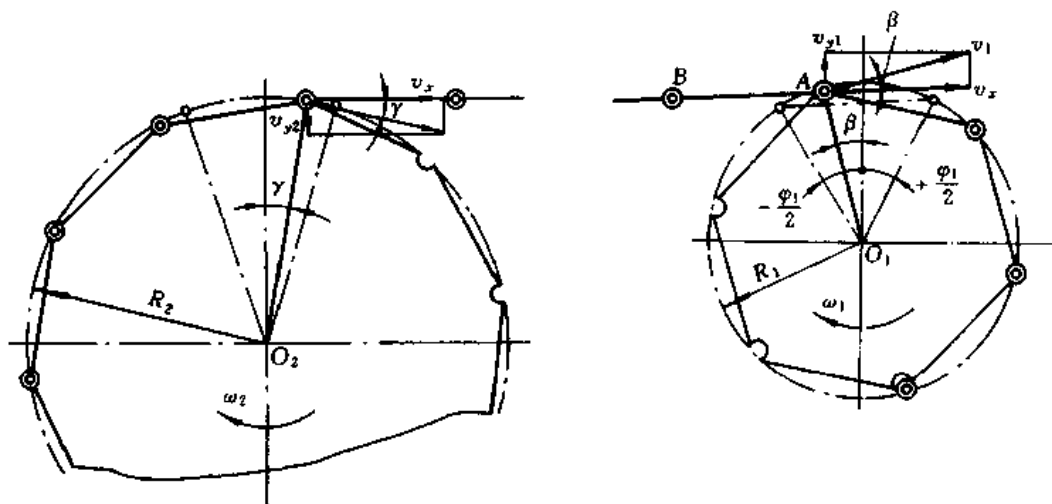


图 9-9 链传动的速度分析

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{z_2 n_2 p}{60 \times 1000} \quad (9-1)$$

式中: z_1, z_2 ——分别为主、从动链轮的齿数;

n_1, n_2 ——分别为主、从动链轮的转速,单位为 r/min ;

p ——链的节距(实际上,随着链的磨损, p 为变量,暂视其为常量),单位为 mm 。

链传动的传动比为

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (9-2)$$

通常使用式(9-1)和(9-2)来求链速和传动比,它们反映的仅是平均值。事实上,即使主动链轮的角速度 $\omega_1 = \text{常数}$,其瞬时链速和瞬时传动比都是变化的,而且是按每一链节的啮合过程作周期性的变化。

如图 9-9 所示,链轮转动时,绕在链轮上的链条,只有其铰链的销轴 A 的轴心是沿着链轮分度圆(实际应为节圆,参看图 9-15,本章均用分度圆近似代换)运动的,而链节其余部分的运动轨迹均不在分度圆上。若主动链轮以等角速度 ω_1 转动时,该链节的铰链销轴 A 的轴心作等速圆周运动,设以链轮分度圆半径 R_1 近似取代节圆半径,则其圆周速度 $v_1 = R_1 \omega_1$ 。

为了便于分析,设链传动在工作时,主动边始终处于水平位置。这样 v_1 可分解为沿着链条前进方向的水平分速度 v_x 和作上下运动的垂直分速度 v_{y1} ,其值分别为:

$$v_x = v_1 \cos \beta = R_1 \omega_1 \cos \beta \quad (9-3)$$

$$v_{y1} = v_1 \sin \beta = R_1 \omega_1 \sin \beta \quad (9-4)$$

式中 β 是主动轮上最后进入啮合的链节铰链的销轴 A 的圆周速度 v_1 与水平线的夹角,它也是啮入过程中,链节铰链在主动轮上的相位角。从销轴 A 进入铰链啮合位置到销轴 B 也进入铰链啮

合位置为止, β 角是从 $-\frac{\varphi_1}{2}$ 到 $+\frac{\varphi_1}{2}$ 之间变化的($\varphi_1 = 360^\circ/z_1$)。

当 $\beta = \pm \frac{\varphi_1}{2}$ 时,

$$v_x = v_{x\min} = R_1 \omega_1 \cos \frac{180^\circ}{z_1}$$

$$v_{y1} = v_{y1\max} = R_1 \omega_1 \sin \frac{180^\circ}{z_1}$$

当 $\beta = 0$ 时,

$$v_x = v_{x\max} = R_1 \omega_1$$

$$v_{y1} = v_{y1\min} = 0$$

由此可见,主动链轮虽作等角速度回转,而链条前进的瞬时速度却周期性地由小变大,又由大变小。每转过一个链节,链速的变化就重复一次,链轮的节距越大,齿数越少, β 角的变化范围就越大,链速的变化也就越大。与此同时,铰链销轴作上下运动的垂直分速度 v_{y1} 也在周期性地变化,导致链沿铅垂方向产生有规律的振动。同前理,每一链节在与从动链轮轮齿啮合的过程中,链节铰链在从动链轮上的相位角 γ ,亦不断地在 $\pm 180^\circ/z_2$ 的范围内变化(图 9-9),所以从动链轮的角速度为

$$\omega_2 = \frac{v_x}{R_2 \cos \gamma} = \frac{R_1 \omega_1 \cos \beta}{R_2 \cos \gamma} \quad (9-5)$$

链传动的瞬时传动比

$$i_s = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta} \quad (9-6)$$

由上式可知,随着 β 角和 γ 角的不断变化,链传动的瞬时传动比也是不断变化的。当主动链轮以等角速度回转时,从动链轮的角速度将周期性地变动。只有在 $z_1 = z_2$ (即 $R_1 = R_2$),且传动的中心距恰为节距 p 的整数倍时(这时 β 和 γ 角的变化才会时时相等),传动比才能在全啮合过程中保持不变,即恒为 1。

上述链传动运动不均匀性的特征,是由于围绕在链轮上的链条形成了正多边形这一特点所造成的,故称为链传动的多边形效应。

(二) 链传动的动载荷

链传动在工作过程中,链条和从动链轮都是作周期性的变速运动,因而造成和从动链轮相连的零件也产生周期性的速度变化,从而引起了动载荷。动载荷的大小与回转零件的质量和加速度的大小有关。

链条前进的加速度引起的动载荷 F_{dl} (单位为 N) 为

$$F_{dl} = m a_c \quad (9-7)$$

式中: m ——紧边链条的质量,单位为 kg;

a_c ——链条加速度,单位为 m/s^2 。

$$a_c = \frac{dv_x}{dt} = \frac{d}{dt} R_1 \omega_1 \cos \beta = -R_1 \omega_1^2 \sin \beta$$

当 $\beta = \pm 180^\circ/z_1$ 时,

$$a_{c\max} = \mp R_1 \omega_1^2 \sin \frac{180^\circ}{z_1} = \mp \frac{\omega_1^2 p}{2}$$

式中: p 为链节距, $p = 2R_1 \sin 180^\circ / z_1$ 。

从动链轮的角加速度引起的动载荷 F_{a2} (单位为 N) 为

$$F_{a2} = \frac{J}{R_2} \frac{d\omega_2}{dt} \quad (9-8)$$

式中: J ——从动系统转化到从动链轮轴上的转动惯量, 单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

ω_2 ——从动链轮的角速度, 单位为 rad/s ;

R_2 ——从动链轮的分度圆半径, 单位为 m 。

计算结果表明, 链轮的转速越高, 节距越大, 齿数越少 (对相同的链轮直径), 则传动的动载荷就越大。同时, 由于链条沿垂直方向的分速度 v_y 也在作周期性的变化, 将使链条发生横向振动, 甚至发生共振。这也是链传动产生动载荷的重要原因之一。

此外, 链节和链轮啮合瞬间的相对速度, 也将引起冲击和动载荷。如图 9-10 所示, 当链节啮上链轮轮齿的瞬间, 作直线运动的链节铰链和以角速度 ω 作圆周运动的链轮轮齿, 将以一定的相对速度突然相互啮合, 从而使链条和链轮受到冲击, 并产生附加动载荷。显然, 链节距 p 越大, 链轮的转速越高, 则冲击越强烈。

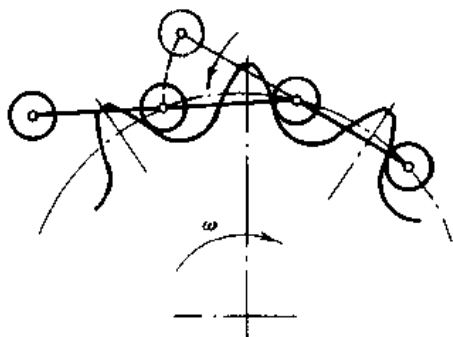


图 9-10 链条和链轮啮合瞬间的冲击

§ 9-5 链传动的受力分析

链传动在安装时, 应使链条受到一定的张紧力, 其张紧力是通过使链保持适当的垂度所产生的悬垂拉力来获得的。链传动张紧的目的主要是使松边不致过松, 以免影响链条正常退出啮合和产生振动、跳齿或脱链现象, 因而所需的张紧力比起带传动来要小得多。

链在工作过程中, 紧边和松边的拉力是不等的。若不计传动中的动载荷, 则链的紧边受到的拉力 F_1 是由链传递的有效圆周力 F_e 、链的离心力所引起的拉力 F_c 以及由链条松边垂度引起的悬垂拉力 F_f 三部分组成的。

$$F_1 = F_e + F_c + F_f \quad (9-9)$$

链的松边所受拉力 F_2 则由 F_c 及 F_f 两部分组成, 即

$$F_2 = F_c + F_f \quad (9-10)$$

有效圆周力 F_e (单位为 N) 为

$$F_e = 1000 \frac{P}{v} \quad (9-11)$$

式中: P ——传递的功率, 单位为 kW ;

v ——链速, 单位为 m/s 。

离心力引起的拉力 F_c (单位为 N) 为

$$F_c = qv^2 \quad (9-12)$$

式中: q ——单位长度链条的质量, 单位为 kg/m (见表 9-1);

v ——链速,单位为 m/s 。

悬垂拉力 F_f 的大小与链条的松边垂度及传动的布置方式有关(图 9-11),在 F'_f 和 F''_f (单位均为 N) 中选用大者。

$$\left. \begin{aligned} F'_f &= K_f q a \times 10^{-2} \\ F''_f &= (K_f + \sin \alpha) q a \times 10^{-2} \end{aligned} \right\} \quad (9-13)$$

式中: a ——链传动的中心距,单位为 mm ;

q ——单位长度链条的质量,单位为 kg/m (见表 9-1);

K_f ——垂度系数,见图 9-11。图中 f 为下垂度, α 为两轮中心连线与水平面的倾斜角。

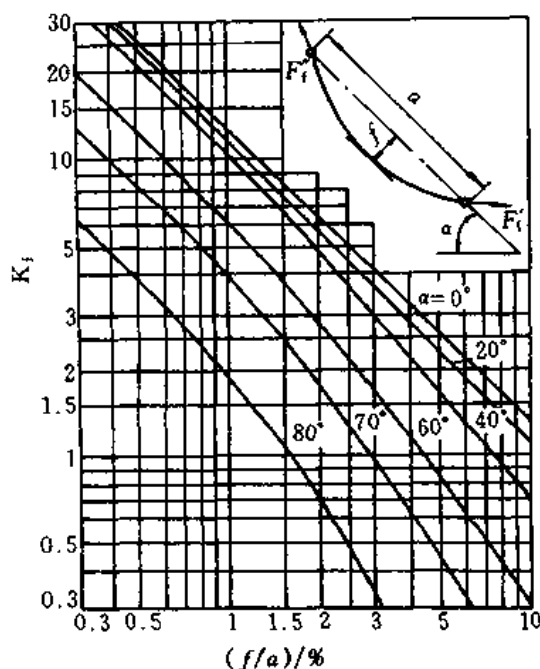


图 9-11 悬垂拉力的确定

§ 9-6 滚子链传动的设计计算

(一) 链传动的失效形式

1. 链的疲劳破坏

链在工作时,周而复始地由松边到紧边不断运动着,因而它的各个元件都是在变应力作用下工作,经过一定循环次数后,链板将会出现疲劳断裂,或者套筒、滚子表面将会出现疲劳点蚀(多边形效应引起的冲击疲劳)。因此,链条的疲劳强度就成为决定链传动承载能力的主要因素。

2. 链条铰链的磨损

链条在工作过程中,由于铰链的销轴与套筒间承受较大的压力,传动时彼此又产生相对转动,导致铰链磨损,使链条总长伸长,从而使链的松边垂度变化,增大动载荷,发生振动,引起跳齿,加大噪声以及其它破坏,如销轴因磨损削弱而断裂等。

3. 链条铰链的胶合

当链轮转速高达一定数值时,链节啮入时受到的冲击能量增大,销轴和套筒间润滑油膜被破坏,使两者的工作表面在很高的温度和压力下直接接触,从而导致胶合。因此,胶合在一定程度上限制了链传动的极限转速。

4. 链条静力拉断

低速($v < 0.6 \text{ m/s}$)的链条过载,并超过了链条静力强度的情况下,链条就会被拉断。

(二) 滚子链传动的额定功率

链传动的各种失效形式都在一定条件下限制了它的承载能力。因此,在选择链条型号时,必须全面考虑各种失效形式产生的原因及条件,从而确定其能传递的额定功率 P_0 。

图 9-12 所示是通过实验作出的单排链的额定功率曲线图。由图可见:在润滑良好、中等速度的链传动中,链传动的承载能力主要取决于链板的疲劳强度;随着转速增高,链传动的多边形效应增大,传动能力主要取决于滚子和套筒的冲击疲劳强度,转速越高,传动能力就越低,并会出现铰链胶合现象,使链条迅速失效。

对于质量符合国家标准 GB/T 1243.1—1983 的 A 系列滚子链,其工作能力与各参数间关系的数学表达式为:

由链板疲劳强度限定的额定功率 P_0 (曲线 1)

$$P_0 = 0.003 z_1^{1.08} n_1^{0.9} \left(\frac{p}{25.4} \right)^{3-0.0028p} \quad (9-14)$$

由滚子、套筒的冲击疲劳强度限定的额定功率 P_0 (曲线 2)

$$P_0 = \frac{950 z_1^{1.5} p^{0.8}}{n_1^{1.5}} \quad (9-15)$$

由销轴与套筒的胶合限定的滚子链工作能力(曲线 3)

$$\left(\frac{n_{\max}}{1000} \right)^{1.5916 \frac{p}{25.4} + 1.873} = \frac{82.5}{(7.95)^{p/25.4} \times (1.0278)^{z_1} \times (1.323)^{F_c/4450}} \quad (9-16)$$

上述各式中:

P_0 ——单排滚子链传递的功率,单位为 kW;

z_1 ——小链轮齿数;

n_1 ——小链轮转速,单位为 r/min;

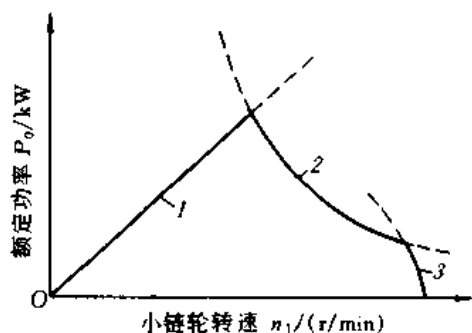
p ——链条节距,单位为 mm;

n_{\max} ——小链轮最大转速,单位为 r/min;

F_c ——单排链传递的有效圆周力,单位为 N。

图 9-13 为 A 系列滚子链的额定功率曲线,它是在标准实验条件下得出的,即 1) 两链轮安装在水平轴上,两链轮共面;2) 小链轮齿数 $z_1 = 19$;3) 链长 $L_p = 100$ 节;4) 载荷平稳;5) 按推荐的方式润滑(图 9-14);6) 能连续 15 000 h 满负荷运转;7) 链条因磨损引起的相对伸长量不超过 3%。根据小链轮转速,在此图上可查出各种链条在链速 $v > 0.6 \text{ m/s}$ 情况下允许传递的额定功率 P_0 。

若所设计的链传动与上述实验条件不符时,由图 9-13 查得的 P_0 值应乘以一系列修正系



1—由链板疲劳强度限定;
2—由滚子、套筒冲击疲劳强度限定;
3—由销轴和套筒胶合限定
图 9-12 滚子链额定功率曲线

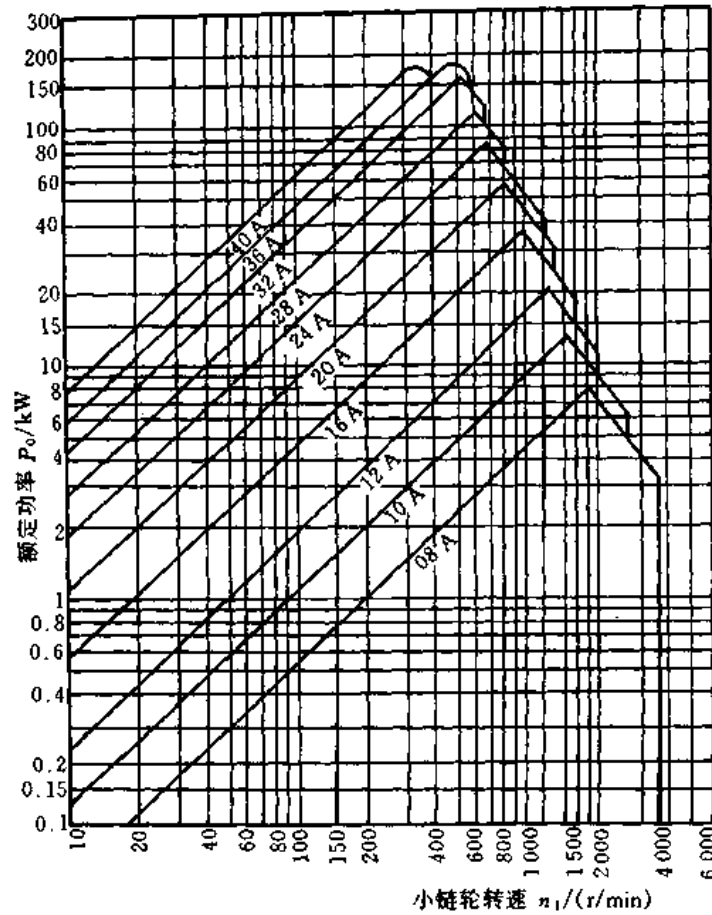
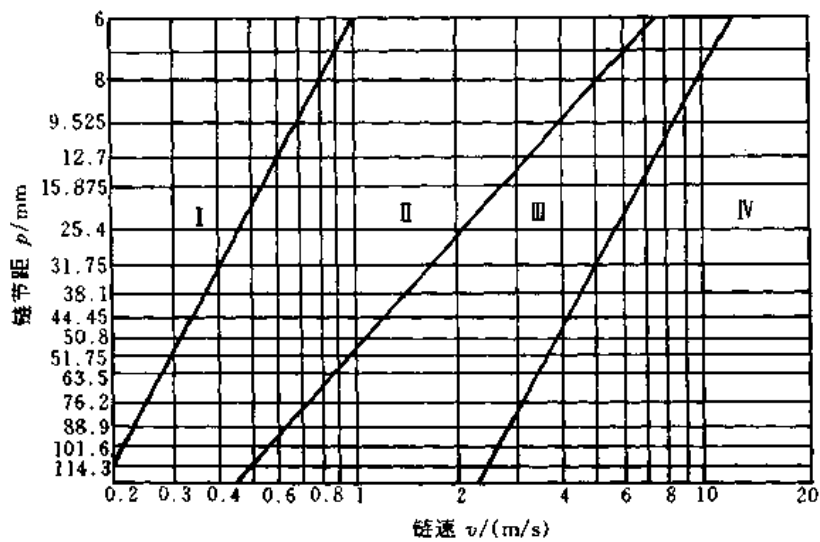


图 9-13 A 系列滚子链的额定功率曲线 ($v > 0.6 \text{ m/s}$)



I—人工定期润滑； II—滴油润滑；
 III—油浴或飞溅润滑； IV—压力喷油润滑

图 9-14 推荐的润滑方式

数,如小链轮齿数系数 K_z ,链长系数 K_L ,多排链系数 K_p 和工作情况系数 K_A 等。

当不能保证图 9-14 中所推荐的润滑方式时,则线图中所规定的功率 P_0 应降到下列数值:

当 $v \leq 1.5 \text{ m/s}$, 润滑不良时,降至 $(0.3 \sim 0.6) P_0$; 无润滑时,降至 $0.15 P_0$ (寿命不能保证 15 000 h)。

当 $1.5 \text{ m/s} < v < 7 \text{ m/s}$, 润滑不良时,降至 $(0.15 \sim 0.3) P_0$;

当 $v > 7 \text{ m/s}$, 润滑不良时,则传动不可靠,不宜采用。

当要求的实际工作寿命低于 15 000 h 时,可按有限寿命进行设计。这时允许传递的功率可高些。

(三) 滚子链传动的设计步骤和方法

设计滚子链传动时原始数据为:传动的功率 P ,小链轮和大链轮的转速 n_1, n_2 (或传动比 i),原动机种类,载荷性质以及传动用途等。设计计算的方法为:

1. 选择链轮齿数 z_1, z_2 或传动比

小链轮齿数 z_1 对链传动的平稳性和使用寿命有较大的影响。齿数少可减小外廓尺寸,但齿数过少,将会导致:1) 传动的不均匀性和动载荷增大;2) 链条进入和退出啮合时,链节间的相对转角增大,使铰链的磨损加剧;3) 链传递的圆周力增大,从而加速了链条和链轮的损坏。

由此可见,增加小链轮齿数对传动是有利的。但如 z_1 选得太大时,大链轮齿数 z_2 将更大,除增大了传动的尺寸和质量外,也易于因链条节距的伸长而发生跳齿和脱链现象,同样会缩短链条的使用寿命。销轴和套筒磨损后,链节距的增长量 Δp 和节圆由分度圆的外移量 Δd (图 9-15) 有如下关系

$$\Delta p = \Delta d \sin \frac{180^\circ}{z}$$

当节距 p 一定时,齿高就一定,也就是说允许的节圆外移量 Δd 就一定,齿数越多,允许不发生脱链的节距增长量 Δp 就越小,链的使用寿命就越短。为此,通常限定最大齿数 $z_{\max} \leq 120$ 。为使 z_2 不致过大,在选择 z_1 时可参考表 9-8 (先假设某一链速)。

由于链节数常是偶数,为考虑磨损均匀,链轮齿数一般应取与链节数互为质数的奇数,并优先选用以下数列:17、19、21、23、25、38、57、76、95、114。

表 9-8 小链轮齿数 z_1 的选择

链速 $v/(\text{m/s})$	0.6~3	3~8	> 8	> 25
齿数 z_1	≥ 17	≥ 21	≥ 25	≥ 35

通常限制链传动的传动比 $i \leq 6$,推荐的传动比 $i = 2 \sim 3.5$ 。当 $v < 2 \text{ m/s}$ 且载荷平稳时, i 可达 10。传动比过大时,由于链条在小链轮上的包角过小,将减少啮合齿数,因而易出现跳齿或加速轮齿的磨损,故可采用二级或二级以上传动。

2. 确定计算功率

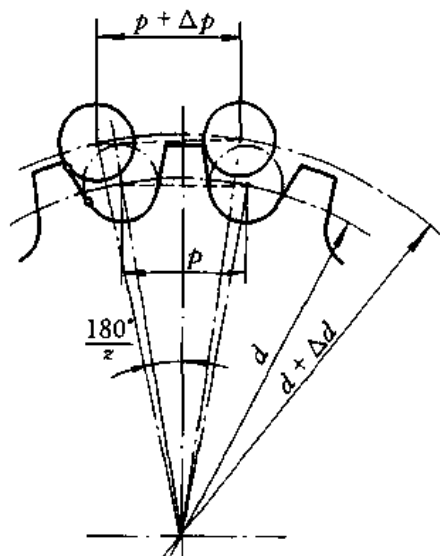


图 9-15 链节距增长量和节圆外移量间的关系

计算功率 P_{ca} 是根据传递的功率 P , 并考虑到载荷性质和原动机的种类而确定的, 即

$$P_{ca} = K_A P \quad (9-17)$$

式中: P_{ca} ——计算功率, 单位为 kW;

P ——传递的功率, 单位为 kW;

K_A ——工作情况系数, 见表 9-9。

表 9-9 工作情况系数 K_A

工 况	输入动力种类		
	内燃机 - 液力传动	电动机或汽轮机	内燃机 - 机械传动
平稳 载荷	液体搅拌机, 中小型离心式鼓风机, 离心式压缩机, 谷物机械, 均匀载荷输送机, 发电机, 均匀载荷不反转的一般机械	1.0	1.2
中等 冲击	半液体搅拌机, 三缸以上往复压缩机, 大型或不均匀负载输送机, 中型起重机和升降机, 重载天轴传动, 金属切削机床, 食品机械, 木工机械, 印染纺织机械, 大型风机, 中等脉动载荷不反转的一般机械	1.2	1.4
严重 冲击	船用螺旋桨, 制砖机, 单、双缸往复压缩机, 挖掘机, 往复、振动式输送机, 破碎机, 重型起重机械, 石油钻井机械, 锻压机械, 线材拉拔机械, 冲床, 严重冲击、有反转的机械	1.4	1.7

3. 链的节距

链的节距 p 的大小, 反映了链条和链轮齿各部分尺寸的大小。在一定条件下, 链的节距越大, 承载能力就越高, 但传动的多边形效应也要增大, 于是振动、冲击、噪声也越严重。所以设计时, 为使传动结构紧凑, 寿命长, 应尽量选取较小节距的单排链。速度高、功率大时, 则选用小节距的多排链。从经济上考虑, 中心距小、传动比大时, 选小节距多排链; 中心距大、传动比小时, 选大节距单排链。

允许采用的链条节距可根据功率 P_0 和小链轮转速 n_1 由图 9-13 并结合表 9-1 选取。由于链传动的实际工作条件与实验条件不完全一致, 因此, 必须对 P_0 进行修正。即令

$$P_0 = \frac{P_{ca}}{K_z K_L K_p} \quad (9-18)$$

式中: P_0 ——在特定条件下, 单排链所能传递的功率(图 9-13);

P_{ca} ——链传动的计算功率;

K_z ——小链轮齿数系数(表 9-10);

K_L ——链长系数(表 9-10);

表 9-10 小链轮齿数系数 K_z 和链长系数 $K_L^{[32]}$

链传动工作在图 9-13 中的位置	位于功率曲线顶点左侧时 (链板疲劳)	位于功率曲线顶点右侧时 (滚子、套筒冲击疲劳)
小链轮齿数系数 K_z	$\left(\frac{z_1}{19}\right)^{1.00}$	$\left(\frac{z_1}{19}\right)^{1.5}$
链长系数 K_L	$\left(\frac{L_p}{100}\right)^{0.26}$	$\left(\frac{L_p}{100}\right)^{0.5}$

K_p ——多排链系数(表 9-11)。

表 9-11 多排链系数 K_p

排数	1	2	3	4	5	6
K_p	1	1.7	2.5	3.3	4.0	4.6

根据式(9-18)求出链所能传递的功率后,再由图 9-13 结合表 9-1 查出合适的链节距和排数。

4. 链传动的中心距和链节数

中心距过小,链速不变时,单位时间内链条绕转次数增多,链条曲伸次数和应力循环次数增多,因而加剧了链的磨损和疲劳。同时,由于中心距小,链条在小链轮上的包角变小,在包角范围内,每个轮齿所受的载荷增大,且易出现跳齿和脱链现象;中心距太大,会引起从动边垂度过大,传动时造成松边颤动。因此在设计时,若中心距不受其它条件限制,一般可取 $a_0 = (30 \sim 50)p$,最大取 $a_{0\max} = 80p$ 。有张紧装置或托板时, $a_{0\max}$ 可大于 $80p$;对中心距不能调整的传动, $a_{0\max} \approx 30p$ 。

链条长度以链节数 L_p (节距 p 的倍数)来表示。与带传动相似,链节数 L_p 与中心距 a_0 之间的关系为

$$L_p = \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_0} \quad (9-19)$$

计算出的 L_p 应圆整为整数,最好取偶数。然后根据圆整后的链节数计算理论中心距,即

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (9-20)$$

为了保证链条松边有一个合适的安装垂度 $f = (0.01 \sim 0.02)a$,实际中心距 a' 应较理论中心距 a 小一些,即

$$a' = a - \Delta a$$

理论中心距 a 的减小量 $\Delta a = (0.002 \sim 0.004)a$,对于中心距可调整的链传动, Δa (即相应于 f)可取大的值;对于中心距不可调整的和没有张紧装置的链传动,则应取较小的值。

5. 小链轮齿孔最大直径

当确定了链与链轮的节距和小链轮齿数后,则链轮的结构和各部分尺寸基本已可定出(表 9-3),齿孔的最大直径 $d_{k\max}$ 也可定出(表 9-4),但 $d_{k\max}$ 须不小于安装链轮处的轴径;若不能满足要求时,可采用特殊结构链轮(如链轮轴)或重新选择链传动参数(增大 z_1 或 p)。

6. 链传动作用在轴上的力(简称压轴力) F_p

链传动的压轴力 F_p (单位为 N)可近似取为

$$F_p \approx K_{Fp} F_e \quad (9-21)$$

式中: F_e ——链传递的有效圆周力,单位为 N;

K_{Fp} ——压轴力系数,对于水平传动 $K_{Fp} = 1.15$;对于垂直传动 $K_{Fp} = 1.05$ 。

(四) 低速链传动的静力强度计算

对于链速 $v < 0.6 \text{ m/s}$ 的低速链传动,因抗拉静力强度不够而破坏的机率很大,故常按下式进行抗拉静力强度计算,

$$S_{ca} = \frac{F_{lim} n}{K_A F_1} \geq 4 \sim 8 \quad (9-22)$$

式中: S_{ca} ——链的抗拉静力强度的计算安全系数;

F_{lim} ——单排链的极限拉伸载荷,单位为 kN,查表 9-1;

n ——链的排数;

K_A ——工作情况系数,查表 9-9;

F_1 ——链的紧边工作拉力,单位为 kN。

§ 9-7 链传动的布置、张紧和润滑

(一) 链传动的布置

链传动一般应布置在铅垂平面内,尽可能避免布置在水平或倾斜平面内。如确有需要,则应考虑加托板或张紧轮等装置,并且设计较紧凑的中心距。

链传动的布置应考虑表 9-12 中提出的一些布置原则。

表 9-12 链传动的布置

传动参数	正确布置	不正确布置	说 明
$i = 2 \sim 3$ $a = (30 \sim 50)p$ <i>(i 与 a 较佳场合)</i>			两轮轴线在同一水平面,紧边在上在下都可以,但在上好些
$i > 2$ $a < 30p$ <i>(i 大 a 小场合)</i>			两轮轴线不在同一水平面,松边应在下面,否则松边下垂量增大后,链条易与链轮卡死
$i < 1.5$ $a > 60p$ <i>(i 小 a 大场合)</i>			两轮轴线在同一水平面,松边应在下面,否则下垂量增大后,松边会与紧边相碰,需经常调整中心距
i, a 为任意值 <i>(垂直传动场合)</i>			两轮轴线在同一铅垂面内,下垂量增大,会减少下链轮的有效啮合齿数,降低传动能力。为此应采用: a) 中心距可调; b) 设张紧装置; c) 上、下两轮偏置,使两轮的轴线不在同一铅垂面内

(二) 链传动的张紧

链传动张紧的目的,主要是为了避免在链条的垂度过大时产生啮合不良和链条的振动现象;同时也为了增加链条与链轮的啮合包角。当两轮轴心连线倾斜角大于 60° 时,通常设有张紧装置。

张紧的方法很多。当链传动的中心距可调整时,可通过调节中心距来控制张紧程度;当中心距不能调整时,可设置张紧轮(图 9-16),或在链条磨损变长后从中取掉一、二个链节,以恢复原来的长度。张紧轮一般是紧压在松边靠近小链轮处。张紧轮可以是链轮,也可以是无齿的滚轮。张紧轮的直径应与小链轮的直径相近。张紧轮有自动张紧(图 9-16a、b)及定期调整(图 9-16c、d)两种,前者多用弹簧、吊重等自动张紧装置,后者可用螺旋、偏心等调整装置,另外还可用压板和托板张紧(图 9-16e)。

(三) 链传动的润滑

链传动的润滑十分重要,对高速、重载的链传动更为重要。良好的润滑可缓和冲击,减轻磨损,延长链条使用寿命。图 9-14 中所推荐的润滑方法和要求列于表 9-13 中。

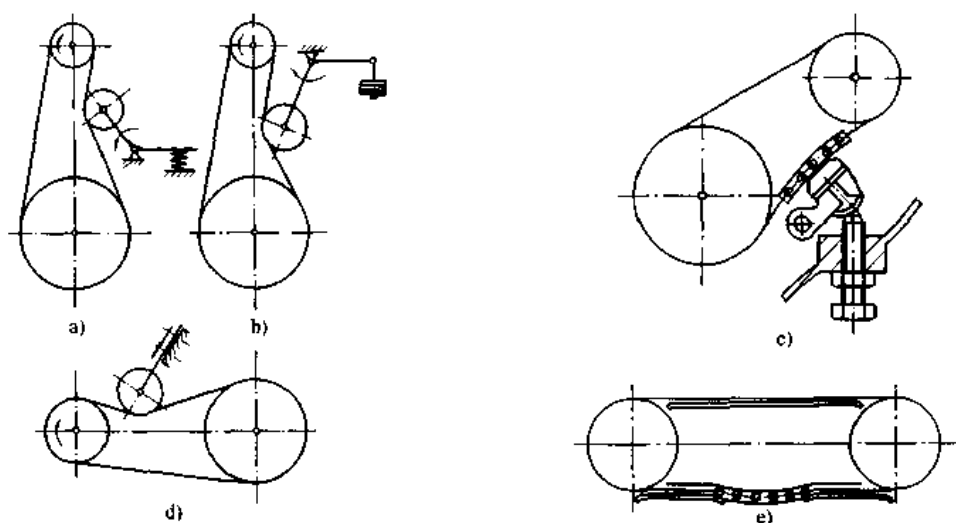


图 9-16 链传动的张紧装置

表 9-13 滚子链的润滑方法和供油量

方 式	润 滑 方 法	供 油 量
人工润滑	用刷子或油壶定期在链条松边内、外链板间隙中注油	每班注油一次
滴油润滑	装有简单外壳,用油杯滴油	单排链,每分钟供油 5~20 滴,速度高时取大值
油浴供油	采用不漏油的外壳,使链条从油槽中通过	链条浸入油面过深,搅油损失大,油易发热变质。 一般浸油深度为 6~12 mm
飞溅润滑	采用不漏油的外壳,在链轮侧边安装甩油盘,飞溅润滑。甩油盘圆周速度 $v > 3 \text{ m/s}$ 。当链条宽度大于 125 mm 时,链轮两侧各装一个甩油盘	甩油盘浸油深度为 12~35 mm
压力供油	采用不漏油的外壳,油泵强制供油,喷油管口设在链条啮入处,循环油可起冷却作用	每个喷油口供油量可根据链节距及链速大小查阅有关手册

注:开式传动和不易润滑的链传动,可定期拆下用煤油清洗,干燥后,浸入 $70 \sim 80^\circ\text{C}$ 润滑油中,待铰链间隙中充满油后安装使用。

润滑油推荐采用牌号为 L-AN32、L-AN46、L-AN68 的全损耗系统用油。温度低时取前者。对于开式及重载低速传动,可在润滑油中加入 MoS_2 、 WS_2 等添加剂。对用润滑油不便的场合,允许涂抹润滑脂,但应定期清洗与涂抹。

例题 设计拖动某带式运输机用的链传动。已知。电动机功率 $P = 10 \text{ kW}$, 转速 $n = 970 \text{ r/min}$, 电动机轴径 $D = 42 \text{ mm}$, 传动比 $i = 3$, 载荷平稳, 链传动中心距不小于 550 mm (水平布置)。

【解】 采用滚子链传动, 设计步骤及方法如下:

1. 选择链轮齿数 z_1, z_2

假定链速 $v = 3 \sim 8 \text{ m/s}$, 由表 9-8 选取小链轮齿数 $z_1 = 21$; 从动链轮齿数 $z_2 = iz_1 = 3 \times 21 = 63$ 。

2. 计算功率 P_{ca}

由表 9-9 查得工作情况系数 $K_A = 1$, 故

$$P_{ca} = K_A P = 1 \times 10 \text{ kW} = 10 \text{ kW}$$

3. 确定链条链节数 L_p

初定中心距 $a_0 = 40p$, 则链节数为

$$\begin{aligned} L_p &= \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a_0} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \left[\frac{2 \times 40p}{p} + \frac{21 + 63}{2} + \frac{p}{40p} \left(\frac{63 - 21}{2\pi} \right)^2 \right] \text{ 节} \\ &= 123.12 \text{ 节, 取 } L_p = 124 \text{ 节} \end{aligned}$$

4. 确定链条的节距 p

由图 9-13 按小链轮转速估计, 链工作在功率曲线顶点左侧时, 可能出现链板疲劳破坏。由表 9-10 查得小链轮齿数系数 $K_z = \left(\frac{z_1}{19} \right)^{1.08} = \left(\frac{21}{19} \right)^{1.08} = 1.11$; $K_L = \left(\frac{L_p}{100} \right)^{0.26} = \left(\frac{124}{100} \right)^{0.26} = 1.06$; 选取单排链, 由表 9-11 查得多排链系数 $K_p = 1.0$, 故得所需传递的功率为

$$P_0 = \frac{P_{ca}}{K_z K_L K_p} = \frac{10}{1.11 \times 1.06 \times 1} \text{ kW} = 8.5 \text{ kW}$$

根据小链轮转速 $n_1 = 970 \text{ r/min}$ 及功率 $P_0 = 8.5 \text{ kW}$, 由图 9-13 选链号为 10A 单排链。同时也证实原估计链工作在额定功率曲线顶点左侧是正确的。再由表 9-1 查得链节距 $p = 15.875 \text{ mm}$ 。

5. 确定链长 L 及中心距 a

$$\begin{aligned} L &= \frac{L_p p}{1000} = \frac{124 \times 15.875}{1000} \text{ m} = 1.97 \text{ m} \\ a &= \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \\ &= \frac{15.875}{4} \times \left[\left(124 - \frac{21 + 63}{2} \right) + \sqrt{\left(124 - \frac{21 + 63}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{63 - 21}{2\pi} \right)^2} \right] \text{ mm} \\ &= 642 \text{ mm} \end{aligned}$$

中心距减小量

$$\begin{aligned} \Delta a &= (0.002 \sim 0.004) a = (0.002 \sim 0.004) \times 642 \text{ mm} \\ &= 1.3 \sim 2.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

实际中心距

$$\begin{aligned} a' &= a - \Delta a = 642 \text{ mm} - (1.3 \sim 2.6) \text{ mm} = 640.7 \sim 639.4 \text{ mm} \\ a' &= 640 \text{ mm} \end{aligned}$$

取

6. 验算链速

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{970 \times 21 \times 15.875}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 5.389 \text{ m/s} \approx 5.4 \text{ m/s}$$

与原假设相符。

7. 验算小链轮齿孔 d_k

由表 9-4 查得小链轮齿孔许用最大直径 $d_{k\max} = 59 \text{ mm}$, 大于电动机轴径 $D = 42 \text{ mm}$, 故合适。

8. 作用在轴上的压轴力

$$F_p = K_{Fp} F_e$$

有效圆周力

$$F_e = 1000 \frac{P}{v} = 1000 \times \frac{10}{5.4} \text{ N} = 1851.85 \text{ N} \approx 1852 \text{ N}$$

按水平布置取压轴力系数 $K_{Fp} = 1.15$, 故

$$F_p = 1.15 \times 1852 \text{ N} \approx 2030 \text{ N}$$

习 题

9-1 如图 9-17 所示链传动的布置形式, 小链轮为主动轮, 中心距 $a = (30 \sim 50)p$ 。它在图 a、b 所示布置中应按哪个方向回转才算合理? 两轮轴线布置在同一铅垂面内(图 c)有什么缺点? 应采取什么措施?

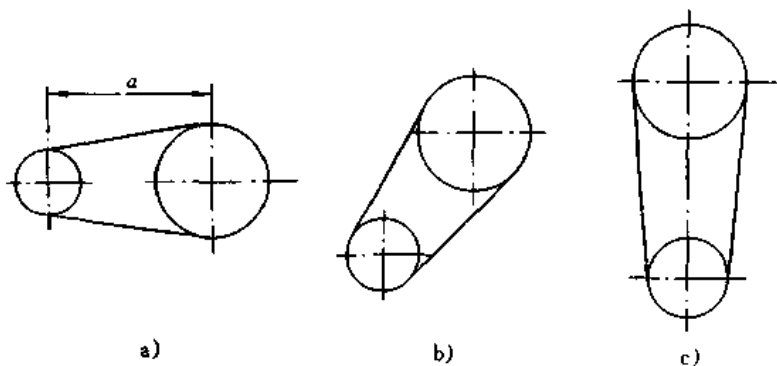


图 9-17

9-2 某链传动传递的功率 $P = 1 \text{ kW}$, 主动链轮转速 $n_1 = 48 \text{ r/min}$, 从动链轮转速 $n_2 = 14 \text{ r/min}$, 载荷平稳, 定期人工润滑, 试设计此链传动。

9-3 已知主动链轮转速 $n_1 = 850 \text{ r/min}$, 齿数 $z_1 = 21$, 从动链轮齿数 $z_2 = 99$, 中心距 $a = 900 \text{ mm}$, 滚子链极限拉伸载荷为 55.6 kN , 工作情况系数 $K_A = 1$, 试求链条所能传递的功率。

9-4 选择并验算一输送装置用的传动链。已知链传动传递的功率 $P = 7.5 \text{ kW}$, 主动链轮的转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 3$, 工作情况系数 $K_A = 1.5$, 中心距 $a \leq 650 \text{ mm}$ (可以调节)。

第十章 齿轮传动

§ 10-1 概 述

齿轮传动是机械传动中最重要的传动之一,型式很多,应用广泛,传递的功率可达数十万千瓦,圆周速度可达 200 m/s。本章主要介绍最常用的渐开线齿轮传动。

齿轮传动的主要特点有:

1) 效率高 在常用的机械传动中,以齿轮传动的效率为最高。如一级圆柱齿轮传动的效率可达 99%。这对大功率传动十分重要,因为即使效率只提高 1%,也有很大的经济意义。

2) 结构紧凑 在同样的使用条件下,齿轮传动所需的尺寸一般较小。

3) 工作可靠、寿命长 设计制造正确合理、使用维护良好的齿轮传动,工作十分可靠,寿命可长达一、二十年,这也是其它机械传动所不能比拟的。这对车辆及在矿井内工作的机器尤为重要。

4) 传动比稳定 传动比稳定往往是对传动性能的基本要求。齿轮传动获得广泛应用,也就是由于具有这一特点。

但是齿轮传动的制造及安装精度要求高,价格较贵,且不宜用于传动距离过大的场合。

齿轮传动可做成开式、半开式及闭式。如在农业机械、建筑机械以及简易的机械设备中,有一些齿轮传动没有防尘罩或机壳,齿轮完全暴露在外边,这叫开式齿轮传动。这种传动不仅外界杂物极易侵入,而且润滑不良,因此工作条件不好,轮齿也容易磨损,故只宜用于低速传动。当齿轮传动装有简单的防护罩,有时还把大齿轮部分地浸入油池中,则称为半开式齿轮传动。它的工作条件虽有改善,但仍不能做到严密防止外界杂物侵入,润滑条件也不算最好。而汽车、机床、航空发动机等所用的齿轮传动,都是装在经过精确加工而且封闭严密的箱体(机匣)内,这称为闭式齿轮传动(齿轮箱)。它与开式或半开式的相比,润滑及防护等条件最好,多用于重要的场合。

§ 10-2 齿轮传动的失效形式及设计准则

(一) 失效形式

齿轮传动就装置型式来说,有开式、半开式及闭式之分;就使用情况来说,有低速、高速及轻载、重载之别;就齿轮材料的性能及热处理工艺的不同,轮齿有较脆(如经整体淬火、齿面硬度很高的钢齿轮或铸铁齿轮)或较韧(如经调质、常化的优质碳钢及合金钢齿轮),齿面有较硬(轮齿工作面的硬度大于 350HBS 或 38HRC,并称为硬齿面齿轮)或较软(轮齿工作面的硬度小于或等于 350HBS 或 38HRC,并称为软齿面齿轮)的差别等。由于上述条件的不同,齿轮传动也就出现了不同的失效形式。一般地说,齿轮传动的失效主要是轮齿的失效,而轮齿的失效形式又是多种多样的,这里只就较为常见的轮齿折断和工作齿面磨损、点蚀、胶合及塑性变形等略作介绍,其余的轮

齿失效形式请参看有关标准。至于齿轮的其它部分(如齿圈、轮辐、轮毂等),除了对齿轮的质量大小需加严格限制者外,通常只按经验设计,所定的尺寸对强度及刚度来说均较富裕,实践中也极少失效。

1. 轮齿折断

轮齿折断有多种形式,在正常工况下,主要是齿根弯曲疲劳折断,因为在轮齿受载时,齿根处产生的弯曲应力最大,再加上齿根过渡部分的截面突变及加工刀痕等引起的应力集中作用,当轮齿重复受载后,齿根处就会产生疲劳裂纹,并逐步扩展,致使轮齿疲劳折断(图 10-1)。

此外,在轮齿受到突然过载时,也可能出现过载折断或剪断;在轮齿经过严重磨损后齿厚过分减薄时,也会在正常载荷作用下发生折断。

在斜齿圆柱齿轮(简称斜齿轮)传动中,轮齿工作面上的接触线为一斜线(参看图 10-27),轮齿受载后,如有载荷集中时,就会发生局部折断。若制造及安装不良或轴的弯曲变形过大,轮齿局部受载过大时,即使是直齿圆柱齿轮(简称直齿轮),也会发生局部折断。

为了提高轮齿的抗折断能力,可采取下列措施:1) 用增大齿根过渡圆角半径及消除加工刀痕的方法来减小齿根应力集中;2) 增大轴及支承的刚性,使轮齿接触线上受载较为均匀;3) 采用合适的热处理方法使齿芯材料具有足够的韧性;4) 采用喷丸、滚压等工艺措施对齿根表层进行强化处理。

2. 齿面磨损

在齿轮传动中,齿面随着工作条件的不同会出现多种不同的磨损形式。例如当啮合齿面间落入磨料性物质(如砂粒、铁屑等)时,齿面即被逐渐磨损而致报废。这种磨损称为磨粒磨损(图 10-2)。它是开式齿轮传动的主要失效形式之一。改用闭式齿轮传动是避免齿面磨粒磨损最有效的办法。

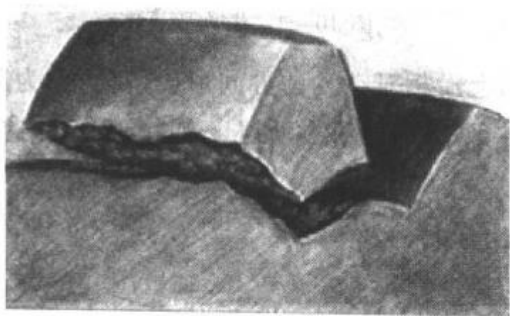


图 10-1 轮齿疲劳折断

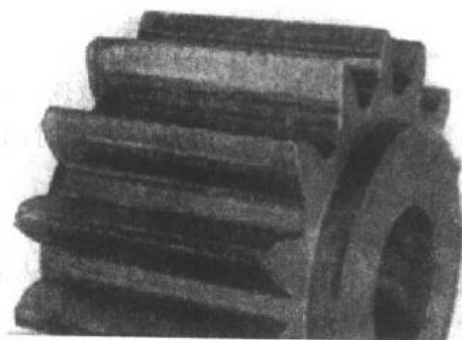


图 10-2 齿面磨粒磨损

3. 齿面点蚀

点蚀是齿面疲劳损伤的现象之一。在润滑良好的闭式齿轮传动中,常见的齿面失效形式多为点蚀。所谓点蚀就是齿面材料在变化着的接触应力作用下,由于疲劳而产生的麻点状损伤现象(图 10-3)。齿面上最初出现的点蚀仅为针尖大小的麻点,如工作条件未加改善,麻点就会逐渐扩大,甚至数点连成一片,最后形成了明显的齿面损伤。

轮齿在啮合过程中,齿面间的相对滑动起着形成润滑油膜的作用,而且相对滑动速度愈高,愈易在齿面间形成油膜,润滑也就愈好。当轮齿在靠近节线处啮合时,由于相对滑动速度低,形

成油膜的条件差,润滑不良,摩擦力较大,特别是直齿轮传动,通常这时只有一对齿啮合,轮齿受力也最大,因此,点蚀也就首先出现在靠近节线的齿根面上,然后再向其它部位扩展。从相对意义上说,也就是靠近节线处的齿根面抵抗点蚀的能力最差(即接触疲劳强度最低)。

提高齿轮材料的硬度,可以增强轮齿抗点蚀的能力。在啮合的轮齿间加注润滑油可以减小摩擦,减缓点蚀,延长齿轮的工作寿命。并且在合理的限度内,润滑油的粘度愈高,上述效果也愈好。因为当齿面上出现疲劳裂纹后,润滑油就会浸入裂纹,而且粘度愈低的油,愈易浸入裂纹。润滑油浸入裂纹后,在轮齿啮合时,就有可能在裂纹内受到挤胀,从而加快裂纹的扩展,这是不利之处。所以对速度不高的齿轮传动,以用粘度高一些的油来润滑为宜;对速度较高的齿轮传动(如圆周速度 $v > 12 \text{ m/s}$),要用喷油润滑(同时还起散热的作用),此时只宜用粘度低的油。

开式齿轮传动,由于齿面磨损较快,很少出现点蚀。

4. 齿面胶合

对于高速重载的齿轮传动(如航空发动机减速器的主传动齿轮),齿面间的压力大,瞬时温度高,润滑效果差,当瞬时温度过高时,相啮合的两齿面就会发生粘在一起的现象,由于此时两齿面

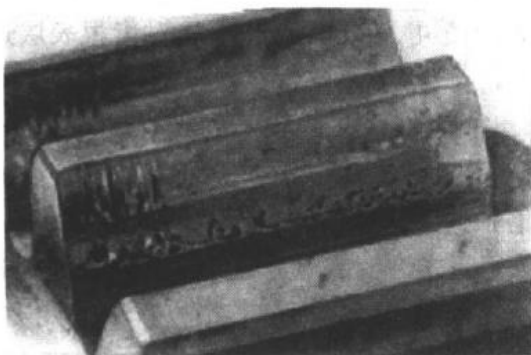


图 10-3 齿面点蚀

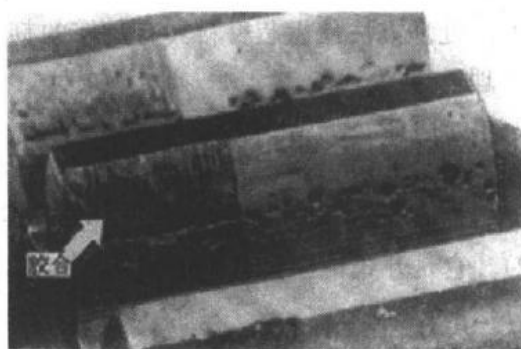


图 10-4 齿面胶合

又在作相对滑动,相粘结的部位即被撕破,于是在齿面上沿相对滑动的方向形成伤痕,称为胶合,如图 10-4 中的轮齿左部所示。传动时的齿面瞬时温度愈高、相对滑动速度愈大的地方,愈易发生胶合。

有些低速重载的重型齿轮传动,由于齿面间的油膜遭到破坏,也会产生胶合失效。此时,齿面的瞬时温度并无明显增高,故称之为冷胶合。

加强润滑措施,采用抗胶合能力强的润滑油(如硫化油),在润滑油中加入极压添加剂等,均可防止或减轻齿面的胶合。

5. 塑性变形

塑性变形属于轮齿永久变形一大类的失效形式,它是由于在过大的应力作用下,轮齿材料处于屈服状态而产生的齿面或齿体塑性流动所形成的。塑性变形一般发生在硬度低的齿轮上;但在重载作用下,硬度高的齿轮上也会出现。

塑性变形又分为滚压塑变和锤击塑变。滚压塑变是由

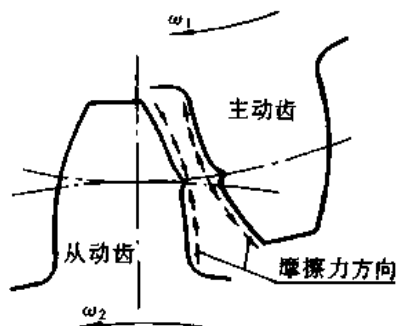


图 10-5 轮齿的滚压塑变

于啮合轮齿的相互滚压与滑动而引起的材料塑性流动所形成的。由于材料的塑性流动方向和齿面上所受的摩擦力方向一致,所以在主动轮的轮齿上沿相对滑动速度为零的节线处将被碾出沟槽,而在从动轮的轮齿上则在节线处被挤出脊棱。这种现象称为滚压塑变(图 10-5)。锤击塑变则是伴有过大的冲击而产生的塑性变形,它的特征是在齿面上出现浅的沟槽,且沟槽的取向与啮合轮齿的接触线相一致。提高轮齿齿面硬度,采用高粘度的或加有极压添加剂的润滑油均有助于减缓或防止轮齿产生塑性变形。

提高轮齿对上述几种失效形式的抵抗能力,除上面所说的办法外,还有减小齿面粗糙度值,适当选配主、从动齿轮的材料及硬度,进行适当的磨合(跑合),以及选用合适的润滑剂及润滑方法等。

前已说明,轮齿的失效形式很多。除上述五种主要形式外,还可能出现过热、侵蚀、电蚀和由于不同原因产生的多种腐蚀与裂纹等等,可参看有关资料。

(二) 设计准则

由上述分析可知,所设计的齿轮传动在具体的工作情况下,必须具有足够的、相应的工作能力,以保证在整个工作寿命期间不致失效。因此,针对上述各种工作情况及失效形式,都应分别确立相应的设计准则。但是对于齿面磨损、塑性变形等,由于尚未建立起广为工程实际使用而且行之有效的计算方法及设计数据,所以目前设计一般使用的齿轮传动时,通常只按保证齿根弯曲疲劳强度及保证齿面接触疲劳强度两准则进行计算。对于高速大功率的齿轮传动(如航空发动机主传动、汽轮发电机组传动等),还要按保证齿面抗胶合能力的准则进行计算(参阅 GB/T 6413—1986)。至于抵抗其它失效的能力,目前虽然一般不进行计算,但应采取相应的措施,以增强轮齿抵抗这些失效的能力。

由实践得知,在闭式齿轮传动中,通常以保证齿面接触疲劳强度为主。但对于齿面硬度很高、齿芯强度又低的齿轮(如用 20、20Cr 钢经渗碳后淬火的齿轮)或材质较脆的齿轮,通常则以保证齿根弯曲疲劳强度为主。如果两齿轮均为硬齿面且齿面硬度一样高时,则视具体情况而定。

功率较大的传动,例如输入功率超过 75 kW 的闭式齿轮传动,发热量大,易于导致润滑不良及轮齿胶合损伤等,为了控制温升,还应作散热能力计算(计算准则及办法参看第十一章)。

开式(半开式)齿轮传动,按理应根据保证齿面抗磨损及齿根抗折断能力两准则进行计算,但如前所述,对齿面抗磨损能力的计算方法迄今尚不够完善,故对开式(半开式)齿轮传动,目前仅以保证齿根弯曲疲劳强度作为设计准则。为了延长开式(半开式)齿轮传动的寿命,可视具体需要而将所求得的模数适当增大。

前已指出,对于齿轮的轮圈、轮辐、轮毂等部位的尺寸,通常仅作结构设计,不进行强度计算。

§ 10-3 齿轮的材料及其选择原则

由轮齿的失效形式可知,设计齿轮传动时,应使齿面具有较高的抗磨损、抗点蚀、抗胶合及抗塑性变形的能力,而齿根要有较高的抗折断的能力。因此,对齿轮材料性能的基本要求为:齿面要硬,齿芯要韧。

(一) 常用的齿轮材料

1. 钢

钢材的韧性好,耐冲击,还可通过热处理或化学热处理改善其力学性能及提高齿面的硬度,故最适于用来制造齿轮。

(1) 锻钢

除尺寸过大或者是结构形状复杂只宜铸造者外,一般都用锻钢制造齿轮,常用的是含碳量在0.15%~0.6%的碳钢或合金钢。

制造齿轮的锻钢可分为:

1) 经热处理后切齿的齿轮所用的锻钢 对于强度、速度及精度都要求不高的齿轮,应采用软齿面(硬度 ≤ 350 HBS)以便于切齿,并使刀具不致迅速磨损变钝。因此,应将齿轮毛坯经过常化(正火)或调质处理后切齿。切制后即为成品。其精度一般为8级,精切时可达7级。这类齿轮制造简便、经济、生产率高。

2) 需进行精加工的齿轮所用的锻钢 高速、重载及精密机器(如精密机床、航空发动机)所用的主要齿轮传动,除要求材料性能优良,轮齿具有高强度及齿面具有高硬度(如58~65HRC)外,还应进行磨齿等精加工。需精加工的齿轮目前多是先切齿,再作表面硬化处理,最后进行精加工,精度可达5级或4级。这类齿轮精度高,价格较贵,所用热处理方法有表面淬火、渗碳、氮化、软氮化及氰化等。所用材料视具体要求及热处理方法而定。

合金钢材根据所含金属的成分及性能,可分别使材料的韧性、耐冲击、耐磨及抗胶合的性能等获得提高,也可通过热处理或化学热处理改善材料的力学性能及提高齿面的硬度。所以对于既是高速、重载,又要求尺寸小、质量小的航空用齿轮,就都用性能优良的合金钢(如20CrMnTi、20Cr2Ni4A等)来制造。

由于硬齿面齿轮具有力学性能高、结构尺寸小等优点,因而一些工业发达的国家在一般机械中也普遍采用了中、硬齿面的齿轮传动。

(2) 铸钢

铸钢的耐磨性及强度均较好,但应经退火及常化处理,必要时也可进行调质。铸钢常用于尺寸较大的齿轮。

2. 铸铁

灰铸铁性质较脆,抗冲击及耐磨性都较差,但抗胶合及抗点蚀的能力较好。灰铸铁齿轮常用于工作平稳,速度较低,功率不大的场合。

3. 非金属材料

对高速、轻载及精度不高的齿轮传动,为了降低噪声,常用非金属材料(如夹布塑胶、尼龙等)做小齿轮,大齿轮仍用钢或铸铁制造。为使大齿轮具有足够的抗磨损及抗点蚀的能力,齿面的硬度应为250~350 HBS。

常用的齿轮材料及其力学性能列于表10-1。

(二) 齿轮材料的选择原则

齿轮材料的种类很多,在选择时应考虑的因素也很多,下述几点可供选择材料时参考:

1) 齿轮材料必须满足工作条件的要求。例如,用于飞行器上的齿轮,要满足质量小、传递功率大和可靠性高的要求,因此必须选择力学性能高的合金钢;矿山机械中的齿轮传动,一般功率很大、工作速度较低、周围环境中粉尘含量极高,因此往往选择铸钢或铸铁等材料;家用及办公用机械的功率很小,但要求传动平稳、低噪声或无噪声、以及能在少润滑或无润滑状态下正常工作,

因此常选用工程塑料作为齿轮材料。总之,工作条件的要求是选择齿轮材料时首先应考虑的因素。

表 10-1 常用齿轮材料及其力学特性

材 料 牌 号	热 处 理 方 法	强度极限 σ_b/MPa	屈服极限 σ_s/MPa	硬度(HBS)	
				齿 芯 部	齿 面
HT250		250		170 ~ 241	
HT300		300		187 ~ 255	
HT350		350		197 ~ 269	
QT500 - 5	常 化	500		147 ~ 241	
QT600 - 2		600		229 ~ 302	
ZG310 - 570		580	320	156 ~ 217	
ZG340 - 640		650	350	169 ~ 229	
45		580	290	162 ~ 217	
ZG340 - 640	调 质	700	380	241 ~ 269	
45		650	360	217 ~ 255	
30CrMnSi		1 100	900	310 ~ 360	
35SiMn		750	450	217 ~ 269	
38SiMnMo		700	550	217 ~ 269	
40Cr		700	500	241 ~ 286	
45	调质后表面淬火			217 ~ 255	40 ~ 50HRC
40Cr				241 ~ 286	48 ~ 55HRC
20Cr	渗碳后淬火	650	400	300	58 ~ 62HRC
20CrMnTi		1 100	850		
12Cr2Ni4		1 100	850	320	
20Cr2Ni4		1 200	1 100	350	
35CrAlA	调质后氮化(氮化层厚 δ $\geq 0.3 \sim 0.5 \text{ mm}$)	950	750	255 ~ 321	> 850HV
38CrMoAlA		1 000	850		
夹布塑胶		100		25 ~ 35	

注:40Cr 钢可用 40MnB 或 40MnVB 钢代替;20Cr、20CrMnTi 钢可用 20Mn2B 或 20MnVB 钢代替。

2) 应考虑齿轮尺寸的大小、毛坯成型方法及热处理和制造工艺。大尺寸的齿轮一般采用铸造毛坯,可选用铸钢或铸铁作为齿轮材料。中等或中等以下尺寸要求较高的齿轮常选用锻造毛坯,可选择锻钢制作。尺寸较小而又要求不高时,可选用圆钢作毛坯。

齿轮表面硬化的方法有:渗碳、氮化和表面淬火。采用渗碳工艺时,应选用低碳钢或低碳合金钢作齿轮材料;氮化钢和调质钢能采用氮化工艺;采用表面淬火时,对材料没有特别的要求。

3) 正火碳钢,不论毛坯的制作方法如何,只能用于制作在载荷平稳或轻度冲击下工作的齿轮,不能承受大的冲击载荷;调质碳钢可用于制作在中等冲击载荷下工作的齿轮。

4) 合金钢常用于制作高速、重载并在冲击载荷下工作的齿轮。

5) 飞行器中的齿轮传动,要求齿轮尺寸尽可能小,应采用表面硬化处理的高强度合金钢。

6) 金属制的软齿面齿轮,配对两轮齿面的硬度差应保持为 30~50HBS 或更多。当小齿轮与大齿轮的齿面具有较大的硬度差(如小齿轮齿面为淬火并磨制,大齿轮齿面为常化或调质),且速度又较高时,较硬的小齿轮齿面对较软的大齿轮齿面会起较显著的冷作硬化效应,从而提高了大齿轮齿面的疲劳极限。因此,当配对的两齿轮齿面具有较大的硬度差时,大齿轮的接触疲劳许用应力可提高约 20%,但应注意硬度高的齿面,粗糙度值也要相应地减小。

§ 10-4 齿轮传动的计算载荷

为了便于分析计算,通常取沿齿面接触线单位长度上所受的载荷进行计算。沿齿面接触线单位长度上的平均载荷 p (单位为 N/mm) 为

$$p = \frac{F_n}{L}$$

式中: F_n ——作用于齿面接触线上的法向载荷,单位为 N;

L ——沿齿面的接触线长,单位为 mm。

法向载荷 F_n 为公称载荷,在实际传动中,由于原动机及工作机性能的影响,以及齿轮的制造误差,特别是基节误差和齿形误差的影响,会使法向载荷增大。此外,在同时啮合的齿对间,载荷的分配并不是均匀的,即使在一对齿上,载荷也不可能沿接触线均匀分布。因此在计算齿轮传动的强度时,应按接触线单位长度上的最大载荷,即计算载荷 p_{ca} (单位为 N/mm) 进行计算。即

$$p_{ca} = Kp = \frac{KF_n}{L} \quad (10-1)$$

式中: K 为载荷系数; F_n 、 L 的意义和单位同前。

计算齿轮强度用的载荷系数 K ,包括使用系数 K_A 、动载系数 K_v 、齿间载荷分配系数 K_α 及齿向载荷分布系数 K_β ,即

$$K = K_A K_v K_\alpha K_\beta \quad (10-2)$$

1. 使用系数 K_A

使用系数 K_A 是考虑齿轮啮合时外部因素引起的附加动载荷影响的系数。这种动载荷取决于原动机和从动机械的特性、质量比、联轴器类型以及运行状态等。 K_A 的实用值应针对设计对象,通过实践确定。表 10-2 所列的 K_A 值可供参考。

表 10-2 使用系数 K_A

载荷状态	工 作 机 器	原 动 机			
		电动机、均匀运转的蒸汽机、燃气轮机	蒸汽机、燃气轮机液压装置	多缸内燃机	单缸内燃机
均匀平稳	发电机、均匀传送的带式输送机或板式输送机、螺旋输送机、轻型升降机、包装机、机床进给机构、通风机、均匀密度材料搅拌机	1.00	1.10	1.25	1.50

表 10-2(完)

载荷状态	工 作 机 器	原 动 机			
		电动机、均匀运转的蒸汽机、燃气轮机	蒸汽机、燃气轮机液压装置	多缸内燃机	单缸内燃机
轻微冲击	不均匀传送的带式输送机或板式输送机、机床的主传动机构、重型升降机、工业与矿用风机、重型离心机、变密度材料搅拌机等	1.25	1.35	1.50	1.75
中等冲击	橡胶挤压机、橡胶和塑料作间断工作的搅拌机、轻型球磨机、木工机械、钢坯初轧机、提升装置、单缸活塞泵等	1.50	1.60	1.75	2.00
严重冲击	挖掘机、重型球磨机、橡胶揉合机、破碎机、重型给水泵、旋转式钻探装置、压砖机、带材冷轧机、压坯机等	1.75	1.85	2.00	2.25 或更大

注：表中所列 K_A 值仅适用于减速传动；若为增速传动， K_A 值约为表值的 1.1 倍。当外部机械与齿轮装置间有挠性连接时，通常 K_A 值可适当减小。

2. 动载系数 K_v

齿轮传动不可避免地会有制造及装配的误差，轮齿受载后还要产生弹性变形。这些误差及变形实际上将使啮合轮齿的法节 p_{b1} 与 p_{b2} 不相等（参看图 10-6 和 10-7），因而轮齿就不能正确地啮合传动，瞬时传动比就不是定值，从动齿轮在运转中就会产生角加速度，于是引起了动载荷或冲击。对于直齿轮传动，轮齿在啮合过程中，不论是由双对齿啮合过渡到单对齿啮合，或是由单对齿啮合过渡到双对齿啮合的期间，由于啮合齿对的刚度变化，也要引起动载荷。为了计及动载荷的影响，引入了动载系数 K_v 。

齿轮的制造精度及圆周速度对轮齿啮合过程中产生动载荷的大小影响很大。提高制造精度，减小齿轮直径以降低圆周速度，均可减小动载荷。

为了减小动载荷，可将轮齿进行齿顶修缘，即把齿顶的一小部分齿廓曲线（分度圆压力角 $\alpha = 20^\circ$ 的渐开线）修整成 $\alpha > 20^\circ$ 的渐开线。如图 10-6 所示，因 $p_{b2} > p_{b1}$ ，则后一对轮齿在未进入啮合区时就开始接触，从而产生动载荷。为此将从动轮 2 进行齿顶修缘，图中从动轮 2 的虚线齿廓即为修缘后的齿廓，实线齿廓则为未经修缘的齿廓。由图明显地看出，修缘后的轮齿齿顶处的法节 $p'_{b2} < p_{b2}$ ，因此当 $p_{b2} > p_{b1}$ 时，对修缘了的轮齿，在开始啮合阶段（图 10-6），相啮合的轮齿的法节差就小一些，啮合时产生的动载荷也就小一些。

又如图 10-7 所示，若 $p_{b1} > p_{b2}$ ，则在后一对齿已进入啮合区时，其主动齿齿根与从动齿齿顶还未啮合。要待前一对齿离开正确啮合区一段距离以后，后一对齿才能开始啮合，在此期间，仍不免要产生动载荷。若将主动轮 1 也进行齿顶修缘（如图 10-7 中虚线齿廓所示），即可减小这种动载荷。

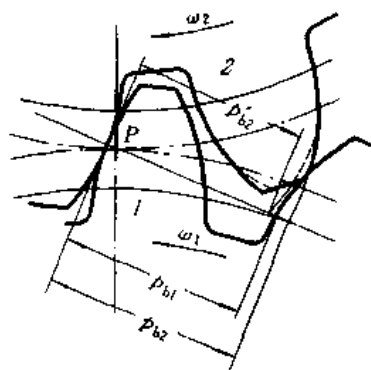


图 10-6 从动轮齿修缘

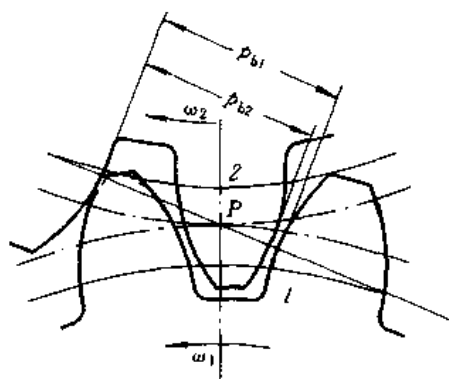


图 10-7 主动轮齿修缘

高速齿轮传动或齿面经硬化的齿轮,轮齿应进行修缘。但应注意,若修缘量过大,不仅重合度减小过多,而且动载荷也不一定就相应减小,故轮齿的修缘量应定得适当。修缘量的选择可参看[67]。

动载系数 K_v 的实用值,应针对设计对象通过实践确定,或按[67]所推荐的办法确定。对于一般齿轮传动的动载系数 K_v ,可参考图 10-8 选用。若为直齿锥齿轮传动,应按图中低一级的精度线及锥齿轮平均分度圆处的圆周速度 v_m 查取 K_v 值。

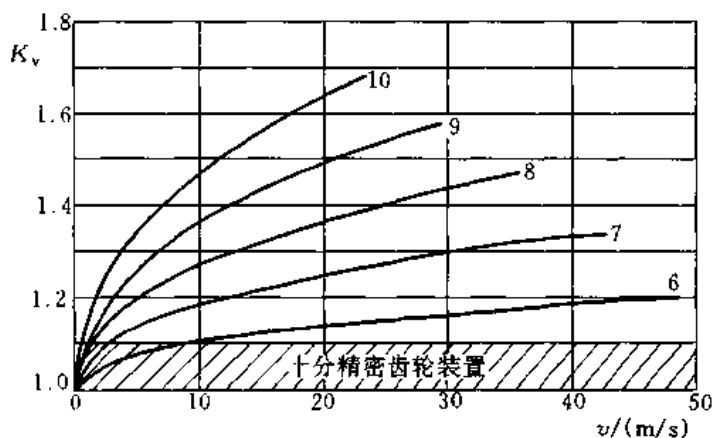


图 10-8 动载系数 K_v 值

3. 齿间载荷分配系数 K_a

一对相互啮合的斜齿(或直齿)圆柱齿轮,如在啮合区 B_1B_2 (图 10-9,参看图 10-17)中有两对(或多对)齿同时工作时,则载荷应分配在这两对(或多对)齿上。

图 10-9 中两对齿同时啮合的接触线总长 $L = PP' + QQ'$ 。但由于齿距误差及弹性变形等原因,总载荷 F_n 并不是按 PP'/QQ' 的比例分配在 PP' 及 QQ' 这两条接触线上。因此其中一条接触线上的平均单位载荷可能会大于 p ,而另一条接触线上的平均单位载荷则小于 p 。进行强度计算时当然应按平均单位载荷大于 p 的值计算。为此,在式(10-2)中引入齿间载荷分配系数

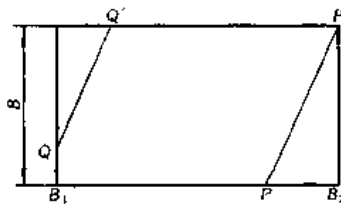


图 10-9 啮合区内齿间载荷的分配

K_{α} 。

K_{α} 的值可用详尽的算法计算^[37]。对一般不需作精确计算的直齿轮和 $\beta \leq 30^\circ$ 的斜齿圆柱齿轮传动可查表 10-3。

表 10-3 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$

$K_A F_t/b$		$\geq 100 \text{ N/mm}$				$< 100 \text{ N/mm}$
精度等级 II 组		5	6	7	8	5 级及更低
经表面硬化的 直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	≥ 1.2
	K_{Fa}					≥ 1.2
经表面硬化 的斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1	1.2	1.4	≥ 1.4
	K_{Fa}					
未经表面硬化 的直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0			1.1	≥ 1.2
	K_{Fa}					≥ 1.2
未经表面硬化 的斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0		1.1	1.2	≥ 1.4
	K_{Fa}					

注:1) 对修形齿轮,取 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ 。

2) 如大、小齿轮精度等级不同时,按精度等级较低者取值。

3) $K_{H\alpha}$ 为按齿面接触疲劳强度计算时用的齿间载荷分配系数, $K_{F\alpha}$ 为按齿根弯曲疲劳强度计算时用的齿间载荷分配系数。

4. 齿向载荷分布系数 K_{β}

如图 10-10 所示,当轴承相对于齿轮作不对称配置时,受载前,轴无弯曲变形,轮齿啮合正常,两个节圆柱恰好相切;受载后,轴产生弯曲变形(图 10-11a),轴上的齿轮也就随之偏斜,这就使作用在齿面上的载荷沿接触线分布不均匀(图 10-11b)。当然,轴的扭转变形,轴承、支座的变形以及制造、装配的误差等也是使齿面上载荷分布不均的因素。

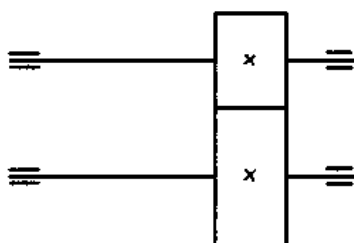


图 10-10 轴承作不对称配置

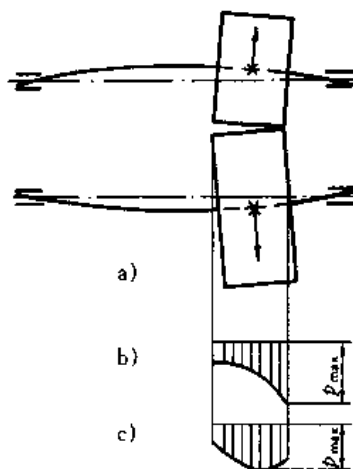


图 10-11 轮齿所受的载荷分布不均

计算轮齿强度时,为了计及齿面上载荷沿接触线分布不均的现象,通常以系数 K_{β} 来表征齿面上载荷分布不均的程度对轮齿强度的影响。

为了改善载荷沿接触线分布不均的程度,可以采取增大轴、轴承及支座的刚度,对称地配置轴承,以及适当地限制轮齿的宽度等措施。同时应尽可能避免齿轮作悬臂布置(即两个支承皆在齿轮的一

边)。这对高速、重载(如航空发动机)的齿轮传动应更加重视。

除上述一般措施外,也可把一个齿轮的轮齿做成鼓形(图 10-12)。当轴产生弯曲变形而导致齿轮偏斜时,鼓形齿齿面上载荷分布的状态如图 10-11c 所示。显然,这对于载荷偏于轮齿一端的现象大有改善。

由于小齿轮轴的弯曲及扭转变形,改变了轮齿沿齿宽的正常啮合位置,因而相应于轴的这些变形量,沿小齿轮齿宽对轮齿作适当的修形,可以大大改善载荷沿接触线分布不均的现象。这种沿齿宽对轮齿进行修形,多用于圆柱斜齿轮及人字齿轮传动,故通常即称其为轮齿的螺旋角修形。

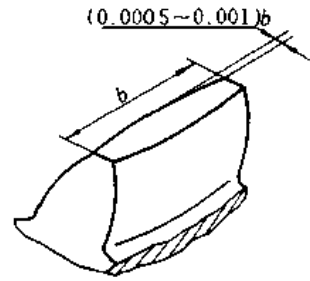


图 10-12 鼓形齿

齿向载荷分布系数 K_{β} 可分为 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$ 。其中 $K_{H\beta}$ 为按齿面接触疲劳强度计算时所用的系数,而 $K_{F\beta}$ 为按齿根弯曲疲劳强度计算时所用的系数。表 10-4 给出了用于计算圆柱齿轮(包括直齿及斜齿)的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 的公式,可根据齿轮在轴上的支承情况、齿轮的精度等级、齿宽 b (单位为 mm)与齿宽系数 ϕ_d 按表 10-4 中给出的公式计算该齿轮的 $K_{H\beta}$ 值。

表 10-4 接触疲劳强度计算用齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 的简化计算公式

	精度等级	小齿轮相对支承的布置	$K_{H\beta}$	
调质齿轮	6	对称	$K_{H\beta} = 1.11 + 0.18\phi_d^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$	
		非对称	$K_{H\beta} = 1.11 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$	
		悬臂	$K_{H\beta} = 1.11 + 0.18(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.15 \times 10^{-3}b$	
	7	对称	$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	
		非对称	$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	
		悬臂	$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$	
硬齿面齿轮	5	对称	$K_{H\beta} = 1.15 + 0.18\phi_d^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$	
		非对称	$K_{H\beta} = 1.15 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$	
		悬臂	$K_{H\beta} = 1.15 + 0.18(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.31 \times 10^{-3}b$	
		限制条件		
		$K_{H\beta} \leq 1.34$	对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26\phi_d^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$
			非对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$
	6	悬臂	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.10 \times 10^{-3}b$	
		限制条件		
		$K_{H\beta} > 1.34$	对称	$K_{H\beta} = 0.99 + 0.31\phi_d^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$
			非对称	$K_{H\beta} = 0.99 + 0.31(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$
		悬臂	$K_{H\beta} = 0.99 + 0.31(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.12 \times 10^{-3}b$	
		限制条件		
		$K_{H\beta} \leq 1.34$	对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26\phi_d^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$
			非对称	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$
		悬臂	$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.16 \times 10^{-3}b$	
		限制条件		
		$K_{H\beta} > 1.34$	对称	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$
			非对称	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$
		悬臂	$K_{H\beta} = 1.0 + 0.31(1 + 6.7\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.19 \times 10^{-3}b$	

注: 1) 表中所列公式适用于装配时经过检验调整或对研跑合的齿轮传动(不作检验调整时用的公式见 GB/T 3480—1997)。

2) b 为齿宽的数值。

齿轮的 $K_{F\beta}$ 可根据其 $K_{H\beta}$ 之值、齿宽 b 与齿高 h 之比值 b/h 从图 10-13 中查得。

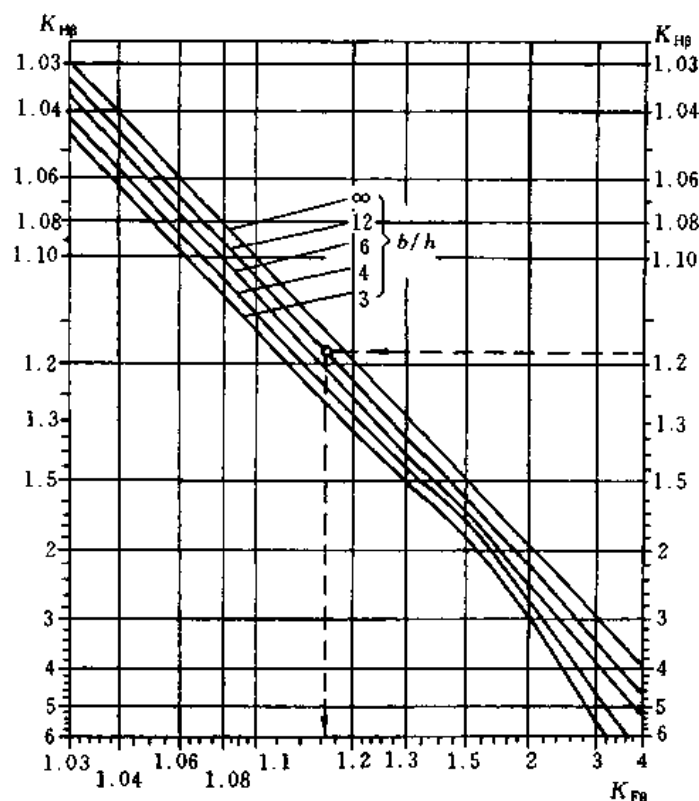


图 10-13 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$

§ 10-5 标准直齿圆柱齿轮传动的强度计算

(一) 轮齿的受力分析

进行齿轮传动的强度计算时,首先要知道轮齿上所受的力,这就需要对齿轮传动作受力分析。当然,对齿轮传动进行力分析也是计算安装齿轮的轴及轴承时所必须的。

齿轮传动一般均加以润滑,啮合轮齿间的摩擦力通常很小,计算轮齿受力时,可不予考虑。

沿啮合线作用在齿面上的法向载荷 F_n 垂直于齿面,为了计算方便,将法向载荷 F_n (单位为 N) 在节点 P 处分解为两个相互垂直的分力,即圆周力 F_t 与径向力 F_r (单位均为 N),如图 10-14 所示。由此得

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T_1/d_1 \\ F_r &= F_t \tan \alpha \\ F_n &= F_t / \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10-3)$$

式中: T_1 ——小齿轮传递的转矩,单位为 $N \cdot mm$;

d_1 ——小齿轮的节圆直径,对标准齿轮即为分度圆直径,单位为 mm ;

α ——啮合角,对标准齿轮, $\alpha = 20^\circ$ 。

以上分析的是主动轮轮齿上的力,从动轮轮齿上的各力分别与其大小相等、方向相反。

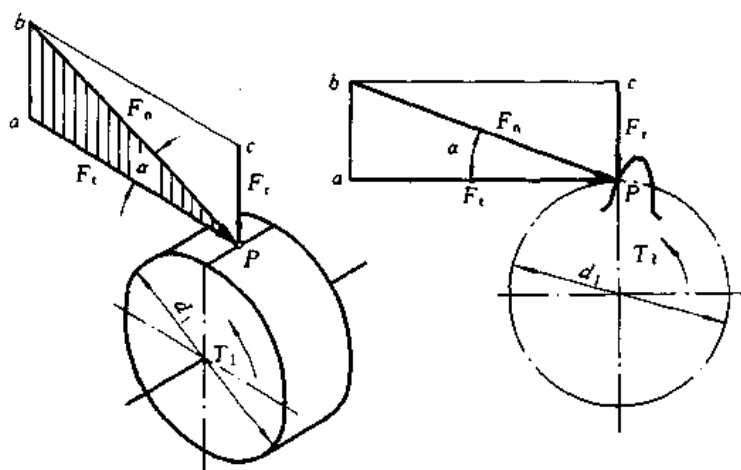


图 10-14 直齿圆柱齿轮轮齿的受力分析

(二) 齿根弯曲疲劳强度计算

轮齿在受载时,齿根所受的弯矩最大,因此齿根处的弯曲疲劳强度最弱。当轮齿在齿顶处啮合时,处于双对齿啮合区,此时弯矩的力臂虽然最大,但力并不是最大,因此弯矩并不是最大。根据分析,齿根所受的最大弯矩发生在轮齿啮合点位于单对齿啮合区最高点时。因此,齿根弯曲强度也应按载荷作用于单对齿啮合区最高点来计算。由于这种算法比较复杂,通常只用于高精度的齿轮传动(如6级精度以上的齿轮传动)。

对于制造精度较低的齿轮传动(如7、8、9级精度),由于制造误差大,实际上多由在齿顶处啮合的轮齿分担较多的载荷,为便于计算,通常按全部载荷作用于齿顶来计算齿根的弯曲强度。当然,采用这样的算法,轮齿的弯曲强度比较富裕。

下面仅介绍中等精度齿轮传动的弯曲强度计算。高精度齿轮传动的弯曲强度计算方法可参阅[37]。

图 10-15 所示为单位齿宽的轮齿在齿顶啮合时的受载情况。图 10-16 所示为齿顶受载时,轮齿根部的应力图。

在齿根危险截面 \$AB\$ 处的压应力 \$\sigma_c\$ 仅为弯曲应力 \$\sigma_F\$ 的百分之几,故可忽略,仅按水平分力 \$p_{ca} \cos \gamma\$ 所产生的弯矩进行弯曲强度计算。

如图 10-16 所示,假设轮齿为一悬臂梁^①,则单位齿宽 (\$b=1\$) 时齿根危险截面的弯曲应力为

$$\sigma_{F0} = \frac{M}{W} = \frac{p_{ca} \cos \gamma \cdot h}{\frac{1 \times S^2}{6}} = \frac{6 p_{ca} \cos \gamma \cdot h}{S^2}$$

取 \$h = K_h m\$, \$S = K_S m\$, 并将式(10-1)及式(10-3)代入上式,对直齿圆柱齿轮,齿面上的接触线长 \$L\$ 即为齿宽 \$b\$ (mm), 得

$$\sigma_{F0} = \frac{6 K F_t \cos \gamma \cdot K_h m}{b \cos \alpha \cdot (K_S m)^2} = \frac{K F_t}{b m} \cdot \frac{6 K_h \cos \gamma}{K_S^2 \cos \alpha}$$

^① 抛弃视轮齿为悬臂梁的假设,按实际齿形计算齿根应力的方法见[39]。

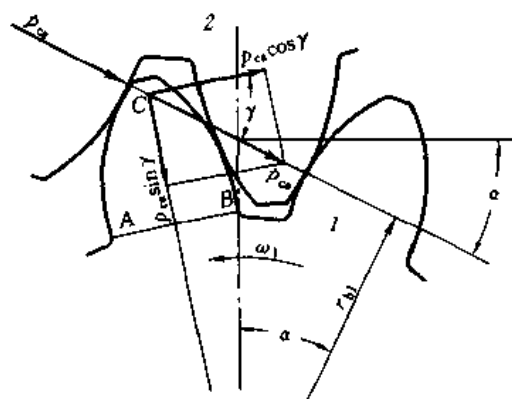


图 10-15 齿顶啮合受载

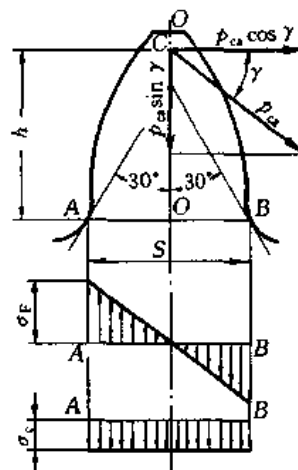


图 10-16 齿根应力图

令

$$Y_{Fa} = \frac{6K_h \cos \gamma}{K_S^2 \cos \alpha}$$

Y_{Fa} 是一个量纲为一的系数,只与轮齿的齿廓形状有关,而与齿的大小(模数 m)无关。因此,称为齿形系数。 S 值大或 h 值小的齿轮, Y_{Fa} 的值要小些; Y_{Fa} 小的齿轮抗弯曲强度高。载荷作用于齿顶时的齿形系数 Y_{Fa} 可查表 10-5。

表 10-5 齿形系数 Y_{Fa} 及应力校正系数 Y_{Sa}

$z(z_v)$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Y_{Fa}	2.97	2.91	2.85	2.80	2.76	2.72	2.69	2.65	2.62	2.60	2.57	2.55	2.53
Y_{Sa}	1.52	1.53	1.54	1.55	1.56	1.57	1.575	1.58	1.59	1.595	1.60	1.61	1.62
$z(z_v)$	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	150	200	∞
Y_{Fa}	2.52	2.45	2.40	2.35	2.32	2.28	2.24	2.22	2.20	2.18	2.14	2.12	2.06
Y_{Sa}	1.625	1.65	1.67	1.68	1.70	1.73	1.75	1.77	1.78	1.79	1.83	1.865	1.97

注:1) 基准齿形的参数为 $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$, $\rho = 0.38m$ (m 为齿轮模数);

2) 对内齿轮:当 $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$, $\rho = 0.15m$ 时,齿形系数 $Y_{Fa} = 2.053$;应力校正系数 $Y_{Sa} = 2.65$ 。

齿根危险截面的弯曲应力为

$$\sigma_{F0} = \frac{KF_1 Y_{Fa}}{bm}$$

上式中的 σ_{F0} 仅为齿根危险截面处的理论弯曲应力,实际计算时,还应计入齿根危险截面处的过渡圆角所引起的应力集中作用以及弯曲应力以外的其它应力对齿根应力的影响,因而得齿根危险截面的弯曲强度条件式为

$$\sigma_F = \sigma_{F0} Y_{Sa} = \frac{KF_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm} \leq [\sigma_F] \quad (10-4)$$

式中 Y_{Sa} 为载荷作用于齿顶时的应力校正系数(数值列于表 10-5)。

令

$$\phi_d = b/d_1$$

ϕ_d 称为齿宽系数(数值参看表 10-7),并将 $F_1 = 2T_1/d_1$ 及 $m = d_1/z_1$ 代入式(10-4),得

$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d m^3 z_1^2} \leq [\sigma_F] \quad (10-5a)$$

于是得

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} \quad (10-5)$$

式(10-5)为设计计算公式,式(10-4)为校核计算公式。两式中 σ_F 、 $[\sigma_F]$ 的单位为 MPa; F_t 的单位为 N; b 、 m 的单位为 mm; T_1 的单位为 N·mm。

(三) 齿面接触疲劳强度计算

齿面接触疲劳强度计算的基本公式,仿式(3-36)并以计算载荷 F_{ca} 代 F , 接触线长度 L 代 B , 可得

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{ca} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)}{\pi \left[\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right] L}} \leq [\sigma_H]$$

为计算方便,取接触线单位长度上的计算载荷

$$p_{ca} = \frac{F_{ca}}{L}$$

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]}}$$

则上式为

$$\sigma_H = \sqrt{p_{ca} / \rho_\Sigma} \cdot Z_E \leq [\sigma_H] \quad (10-6)$$

式中: ρ_Σ ——啮合齿面上啮合点的综合曲率半径,单位为 mm;

Z_E ——弹性影响系数,单位为 $\text{MPa}^{1/2}$;数值列于表 10-6。

表 10-6 弹性影响系数 Z_E

$\text{MPa}^{1/2}$

弹性模量 E/MPa 齿轮材料		配对齿轮材料				
		灰铸铁	球墨铸铁	铸 钢	锻 钢	夹布塑胶
		11.8×10^4	17.3×10^4	20.2×10^4	20.6×10^4	0.785×10^4
锻 钢		162.0	181.4	188.9	189.8	56.4
铸 钢		161.4	180.5	188.0	—	—
球墨铸铁		156.6	173.9	—		
灰 铸 铁		143.7	—			

注:表中所示夹布塑胶的泊松比 μ 为 0.5,其余材料的 μ 均为 0.3。

由“机械原理”得知,渐开线齿廓上各点的曲率($1/\rho$)并不相同,沿工作齿廓各点所受的载荷也不同。因此按式(10-6)计算齿面的接触强度时,就应同时考虑啮合点所受的载荷及综合曲率($1/\rho_\Sigma$)的大小。对端面重合度 $\epsilon_\alpha \leq 2$ 的直齿轮传动,如图 10-17 所示,以小齿轮单对齿啮合的最低点(图中 C 点)产生的接触应力为最大,与小齿轮啮合的大齿轮,对应的啮合点是大齿轮单

对齿啮合的最高点,位于大齿轮的齿顶面上。如前所述,同一齿面往往齿根面先发生点蚀,然后才扩展到齿顶面,亦即齿顶面比齿根面具有较高的接触疲劳强度。因此,虽然此时接触应力大,但对大齿轮不一定会构成威胁。由图 10-17 可看出,大齿轮在节点处的接触应力较大,同时,大齿轮单对齿啮合的最低点(图中 D 点)处接触应力也较大。按理应分别对小轮和大轮节点与单对齿啮合的最低点处进行接触强度计算。但按单对齿啮合的最低点计算接触应力比较麻烦,并且当小齿轮齿数 $z_1 \geq 20$ 时,按单对齿啮合的最低点所计算得的接触应力与按节点啮合计算得的接触应力极为相近。为了计算方便,通常即以节点啮合为代表进行齿面的接触强度计算。

下面即介绍按节点啮合进行接触强度计算的方法。至于按大、小齿轮单对齿啮合的最低点计算齿面接触强度的办法可参阅[37]。

节点啮合的综合曲率为

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_2 \rho_1} = \frac{\frac{\rho_2}{\rho_1} \pm 1}{\rho_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)}$$

轮齿在节点啮合时,两轮齿廓曲率半径之比与两轮的直径或齿数成正比,即 $\rho_2/\rho_1 = d_2/d_1 = z_2/z_1 = u$, 故得

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \quad (10-7)$$

如图 10-17 所示,小齿轮轮齿节点 P 处的曲率半径 $\rho_1 = \overline{N_1 P}$ 。对于标准齿轮,节圆就是分度圆,故得

$$\rho_1 = d_1 \sin \alpha / 2$$

代入式(10-7)得

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

将 $\frac{1}{\rho_\Sigma}$ 、式(10-1)、(10-3)及 $L = b$ (b 为齿轮的设计工作宽度,最后取定的齿宽 B 可能因结构、安装上的需要而略大于 b ,下同)代入式(10-6)得

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{KF_1}{b \cos \alpha} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \cdot Z_E \\ &= \sqrt{\frac{KF_1}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha}} \cdot Z_E \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

令

$$Z_H = \sqrt{2/\sin \alpha \cos \alpha}$$

Z_H 称为区域系数(标准直齿轮 $\alpha = 20^\circ$ 时, $Z_H = 2.5$), 则可写为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_1}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \cdot Z_H Z_E \leq [\sigma_H] \quad (10-8)$$

将 $F_1 = 2T_1/d_1$ 、 $\phi_d = b/d_1$ 代入上式得

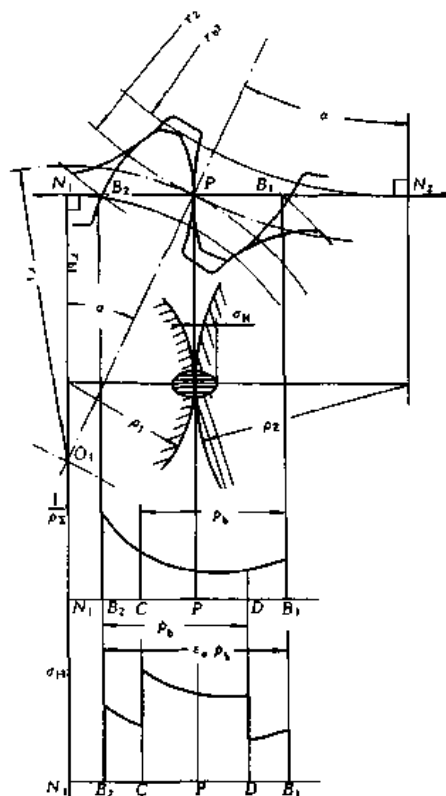


图 10-17 齿面上的接触应力

$$\sqrt{\frac{2KT_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E \leq [\sigma_H]$$

于是得

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (10-9)$$

若将 $Z_H = 2.5$ 代入式(10-8)及(10-9),得

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (10-8a)$$

及

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (10-9a)$$

式(10-9)、(10-9a)为标准直齿圆柱齿轮的设计计算公式;式(10-8)、(10-8a)为校核计算公式。各式中 σ_H 、 $[\sigma_H]$ 的单位为 MPa, d_1 的单位为 mm, 其余各符号的意义和单位同前。

(四) 齿轮传动的强度计算说明

1) 由式(10-4)可得 $\sigma_F / (Y_{Fa} Y_{Sa}) = KF_t / b m \leq [\sigma_F] / (Y_{Fa} Y_{Sa})$, 即配对齿轮的 $\sigma_F / (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$ 值皆一样, 而 $[\sigma_F] / (Y_{Fa} Y_{Sa})$ 的值却可能不同。因此按齿根弯曲疲劳强度设计齿轮传动时, 应将 $[\sigma_F]_1 / (Y_{Fa1} Y_{Sa1})$ 或 $[\sigma_F]_2 / (Y_{Fa2} Y_{Sa2})$ 中较小的数值代入设计公式进行计算。

2) 因配对齿轮的接触应力皆一样, 即 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 。同理, 若按齿面接触疲劳强度设计直齿轮传动时, 应将 $[\sigma_H]_1$ 或 $[\sigma_H]_2$ 中较小的数值代入设计公式进行计算。

3) 当配对两齿轮的齿面均属硬齿面时^①, 两轮的材料、热处理方法及硬度均可取成一样的。设计这种齿轮传动时, 可分别按齿根弯曲疲劳强度及齿面接触疲劳强度的设计公式进行计算, 并取其中较大者作为设计结果(见例题)。

4) 当用设计公式初步计算齿轮的分度圆直径 d_1 (或模数 m_n) 时, 动载系数 K_v 、齿间载荷分配系数 K_a 及齿向载荷分布系数 K_β 不能预先确定, 此时可试选一载荷系数 K_1 ^② (如取 $K_1 = 1.2 \sim 1.4$), 则算出来的分度圆直径(或模数)也是一个试算值 d_{1t} (或 m_{nt}), 然后按 d_{1t} 值计算齿轮的圆周速度, 查取动载系数 K_v 、齿间载荷分配系数 K_a 及齿向载荷分布系数 K_β , 计算载荷系数 K 。若算得的 K 值与试选的 K_1 值相差不多, 就不必再修改原计算; 若二者相差较大时, 应按下式校正试算所得分度圆直径 d_{1t} (或 m_{nt}):

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{K/K_1} \quad (10-10a)$$

$$m_n = m_{nt} \sqrt[3]{K/K_1} \quad (10-10b)$$

§ 10-6 齿轮传动的设计参数、许用应力与精度选择

(一) 齿轮传动设计参数的选择

1. 压力角 α 的选择

① 由于硬齿面齿轮传动的尺寸较软齿面齿轮传动的可显著减小, 故在生产技术条件等不受限制时应广为采用, 目前已逐渐推广。

② 脚标 t 表示试选或试算值, 下同。

由《机械原理》可知,增大压力角 α ,轮齿的齿厚及节点处的齿廓曲率半径亦皆随之增加,有利于提高齿轮传动的弯曲强度及接触强度。我国对一般用途的齿轮传动规定的标准压力角为 $\alpha = 20^\circ$ 。为增强航空用齿轮传动的弯曲强度及接触强度,我国航空齿轮传动标准还规定了 $\alpha = 25^\circ$ 的标准压力角。但增大压力角并不一定都对传动有利。对重合度接近2的高速齿轮传动,推荐采用齿顶高系数为1~1.2,压力角为 $16^\circ \sim 18^\circ$ 的齿轮,这样做可增加轮齿的柔性,降低噪声和动载荷。

2. 齿数 z 的选择

若保持齿轮传动的中心距 a 不变,增加齿数,除能增大重合度、改善传动的平稳性外,还可减小模数,降低齿高,因而减少金属切削量,节省制造费用。另外,降低齿高还能减小滑动速度,减少磨损及减小胶合的危险性。但模数小了,齿厚随之减薄,则要降低轮齿的弯曲强度。不过在一定的齿数范围内,尤其是当承载能力主要取决于齿面接触强度时,以齿数多一些为好。

闭式齿轮传动一般转速较高,为了提高传动的平稳性,减小冲击振动,以齿数多一些为好,小齿轮的齿数可取为 $z_1 = 20 \sim 40$ 。开式(半开式)齿轮传动,由于轮齿主要为磨损失效,为使轮齿不致过小,故小齿轮不宜选用过多的齿数,一般可取 $z_1 = 17 \sim 20$ 。

为使轮齿免于根切,对于 $\alpha = 20^\circ$ 的标准直齿圆柱齿轮,应取 $z_1 \geq 17$ 。

小齿轮齿数确定后,按齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1}$ 可确定大齿轮齿数 z_2 。为了使各个相啮合齿对磨损均匀,传动平稳, z_2 与 z_1 一般应互为质数。

3. 齿宽系数 ϕ_d 的选择

由齿轮的强度计算公式可知,轮齿愈宽,承载能力也愈高,因而轮齿不宜过窄;但增大齿宽又会使齿面上的载荷分布更趋不均匀,故齿宽系数应取得适当。圆柱齿轮齿宽系数 ϕ_d 的荐用值列于表10-7。对于标准圆柱齿轮减速器,齿宽系数取为 $\phi_d = \frac{b}{a} = \frac{b}{0.5d_1(1+u)}$,所以对于外啮合齿轮传动

$$\phi_d = \frac{b}{d_1} = 0.5(1+u)\phi_a \quad (10-11)$$

ϕ_a 的值规定为0.2,0.25,0.30,0.40,0.50,0.60,0.80,1.0,1.2。运用设计计算公式时,对于标准减速器,可先选定 ϕ_a 后再用式(10-11)计算出相应的 ϕ_d 值。

圆柱齿轮的实用齿宽,在按 $b = \phi_d d_1$ 计算后再作适当圆整,而且常将小齿轮的齿宽在圆整值的基础上人为地加宽5~10 mm,以防止大小齿轮因装配误差产生轴向错位时导致啮合齿宽减小而增大轮齿的工作载荷。

表 10-7 圆柱齿轮的齿宽系数 ϕ_d

装置状况	两支承相对小齿轮作对称布置	两支承相对小齿轮作不对称布置	小齿轮作悬臂布置
ϕ_d	0.9~1.4(1.2~1.9)	0.7~1.15(1.1~1.65)	0.4~0.6

注:1) 大、小齿轮皆为硬齿面时, ϕ_d 应取表中偏下限的数值;若皆为软齿面或仅大齿轮为软齿面时, ϕ_d 可取表中偏上限的数值;

2) 括号内的数值用于人字齿轮,此时 b 为人字齿轮的总宽度;

3) 金属切削机床的齿轮传动,若传递的功率不大时, ϕ_d 可小到0.2;

4) 非金属齿轮可取 $\phi_d \approx 0.5 \sim 1.2$ 。

(二) 齿轮传动的许用应力

本书荐用的齿轮的疲劳极限是用 $m = 3 \sim 5 \text{ mm}$ 、 $\alpha = 20^\circ$ 、 $b = 10 \sim 50 \text{ mm}$ 、 $v = 10 \text{ m/s}$ ，齿面粗糙度约为 $\sqrt{0.8}$ 的直齿圆柱齿轮副试件，按失效概率为 1%，经持久疲劳试验确定的。对一般的齿轮传动，因绝对尺寸、齿面粗糙度、圆周速度及润滑等对实际所用齿轮的疲劳极限的影响不大，通常都不予考虑（必要时可参阅[37]），故只要考虑应力循环次数对疲劳极限的影响即可。

齿轮的许用应力 $[\sigma]$ 按下式计算

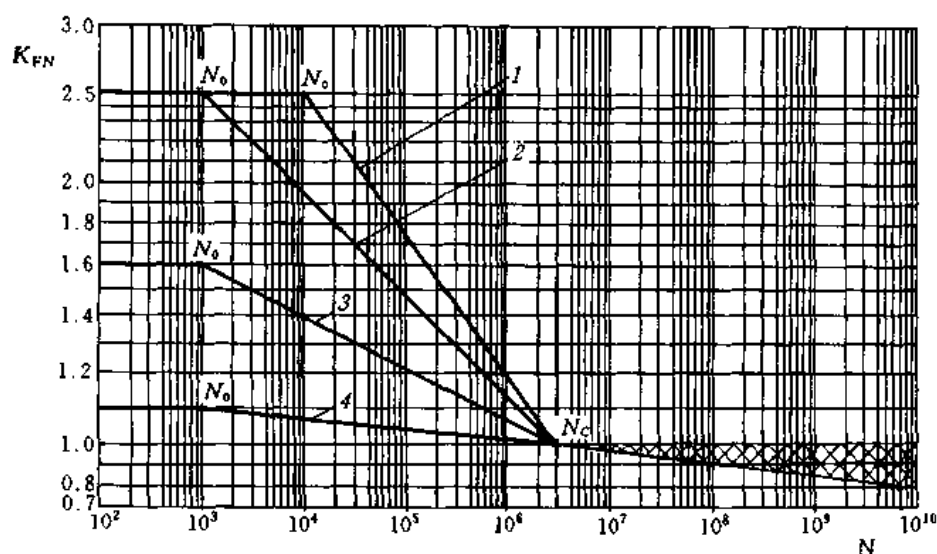
$$[\sigma] = \frac{K_N \sigma_{\text{lim}}}{S} \quad (10-12)$$

式中： S ——疲劳强度安全系数。对接触疲劳强度计算，由于点蚀破坏发生后只引起噪声、振动增大，并不立即导致不能继续工作的后果，故可取 $S = S_H = 1$ 。但对弯曲疲劳强度来说，如果一旦发生断齿，就会引起严重的事故，因此在进行齿根弯曲疲劳强度计算时取 $S = S_F = 1.25 \sim 1.5$ 。

K_N ——考虑应力循环次数影响的系数，称为寿命系数。弯曲疲劳寿命系数 K_{FN} 查图 10-18；接触疲劳寿命系数 K_{HN} 查图 10-19。两图中应力循环次数 N 的计算方法是：设 n 为齿轮的转速（单位为 r/min ）； j 为齿轮每转一圈时，同一齿面啮合的次数； L_h 为齿轮的工作寿命（单位为 h ），则齿轮的工作应力循环次数 N 按下式计算：

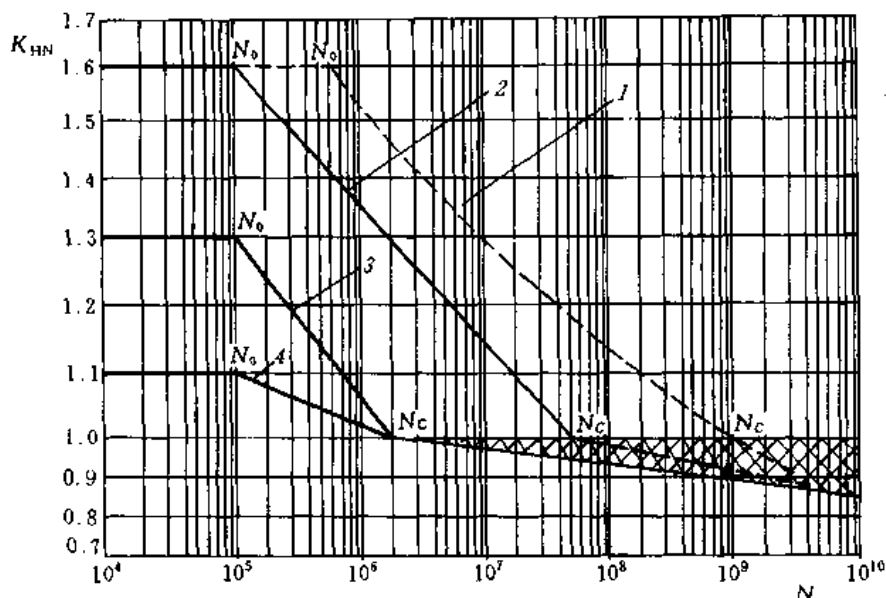
$$N = 60njL_h \quad (10-13)$$

σ_{lim} ——齿轮的疲劳极限。弯曲疲劳强度极限值用 σ_{FE} 代入，查图 10-20，图中的 $\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}$ ， Y_{ST} 为试验齿轮的应力校正系数；接触疲劳强度极限值 σ_{Hlim} 查图 10-21。



- 1—调质钢；球墨铸铁（珠光体、贝氏体）；珠光体可锻铸铁
2—渗碳淬火的渗碳钢；全齿廓火焰或感应淬火的钢，球墨铸铁
3—渗氮的渗氮钢；球墨铸铁（铁素体）；灰铸铁；结构钢
4—氮碳共渗的调质钢、渗碳钢

图 10-18 弯曲疲劳寿命系数 K_{FN} （当 $N > N_c$ 时，可根据经验在网纹区内取 K_{FN} 值）



- 1—允许一定点蚀时的结构钢；调质钢；球墨铸铁（珠光体、贝氏体）；珠光体可锻铸铁；渗碳淬火的渗碳钢
 2—结构钢；调质钢；渗碳淬火钢；火焰或感应淬火的钢；球墨铸铁；球墨铸铁（珠光体、贝氏体）；珠光体可锻铸铁
 3—灰铸铁；球墨铸铁（铁素体）；渗氮的渗氮钢；调质钢、渗碳钢
 4—氮碳共渗的调质钢、渗碳钢

图 10-19 接触疲劳寿命系数 K_{HN} (当 $N > N_c$ 时可根据经验在网纹区内取 K_{HN} 值)

由于材料品质的不同,对齿轮的疲劳强度极限共给出了代表材料品质的三个等级 ME、MQ、和 ML,其中 ME 是齿轮材料品质和热处理质量很高时的疲劳强度极限取值线,MQ 是齿轮材料品质和热处理质量达到中等要求时的疲劳强度极限取值线,ML 是齿轮材料品质和热处理质量达到最低要求时的疲劳强度取值线。(GB/T 3480—1997 的强度极限图中还列有 MX 线,它是齿轮材料对淬透性及金相组织有特别考虑的调质合金钢的疲劳强度极限的取值线。)

图 10-20、10-21 所示的极限应力值,一般选取其中间偏下值,即在 MQ 及 ML 中间选值。使用图 10-20 及图 10-21 时,若齿面硬度超出图中荐用的范围,可大体按外插法查取相应的极限应力值。图 10-20 所示为脉动循环应力的极限应力。对称循环应力的极限应力值仅为脉动循环应力的 70%。

夹布塑胶的弯曲疲劳许用应力 $[\sigma_F] = 50 \text{ MPa}$,接触疲劳许用应力 $[\sigma_H] = 110 \text{ MPa}$ 。

(三) 齿轮精度的选择

各类机器所用齿轮传动的精度等级范围列于表 10-8 中,按载荷及速度推荐的齿轮传动精度等级如图 10-22 所示。

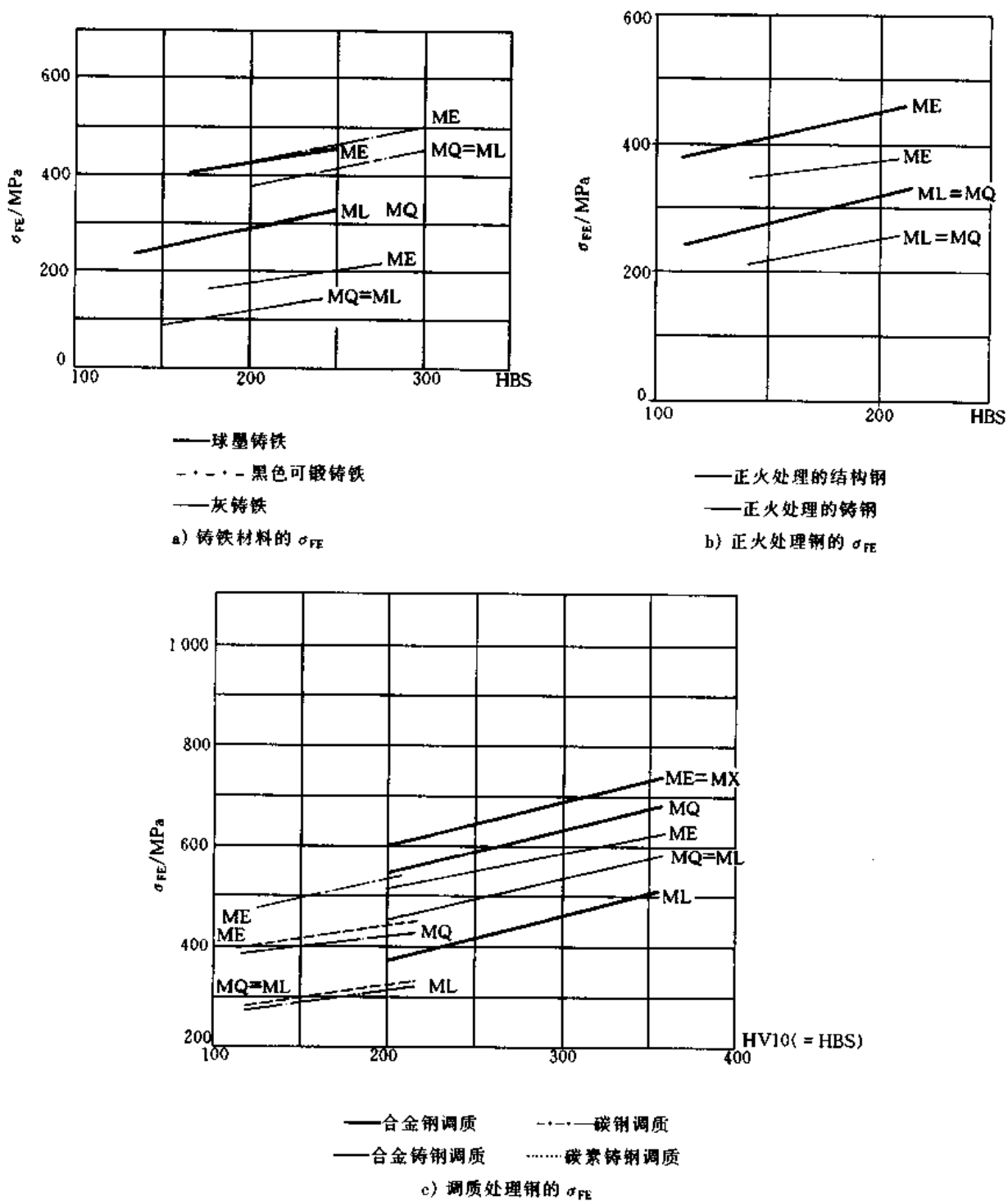
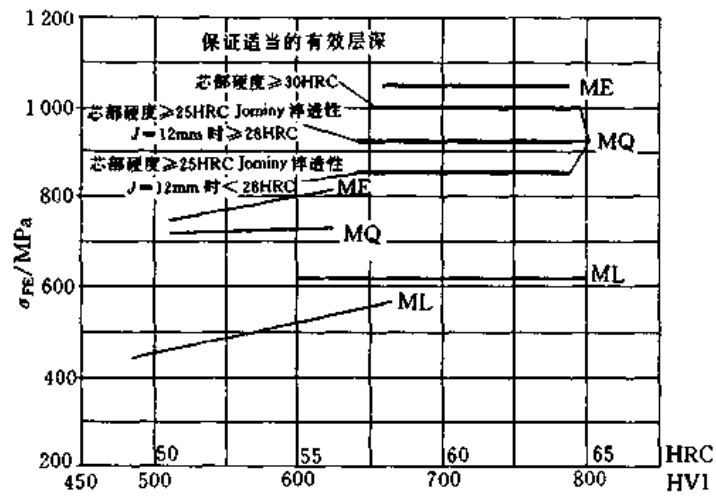
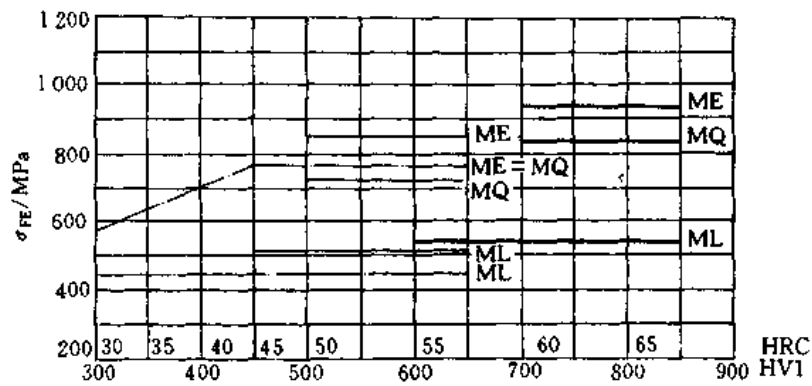


图 10-20 齿轮的弯曲疲劳强度极限 σ_{FE}



——渗碳淬火钢 ——表面硬化钢

d) 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 σ_{FE}



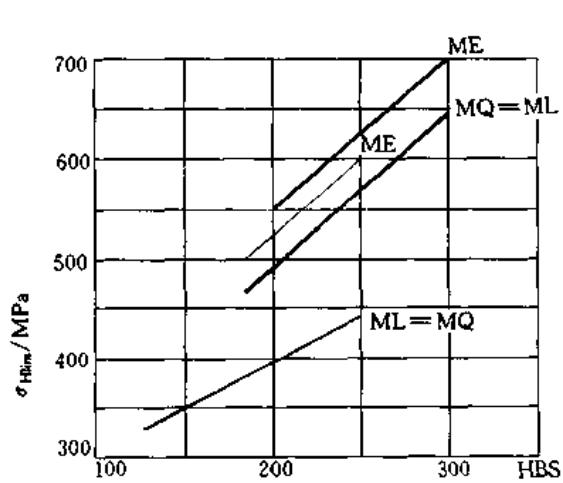
——调质、气体氮化处理的氮化钢(不含铝)

——调质、气体氮化处理的调质钢

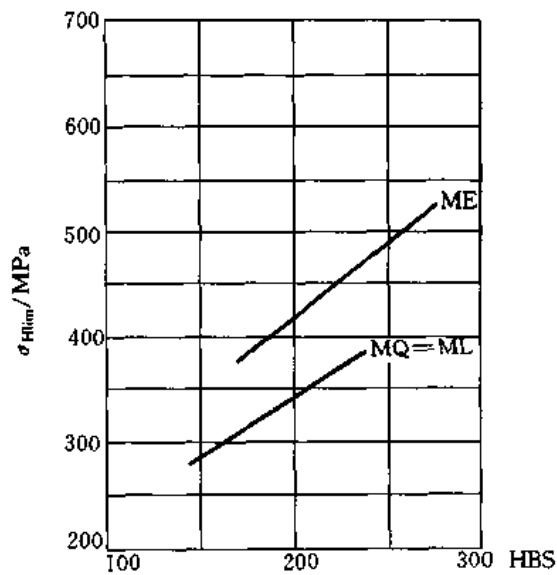
---调质或正火、碳氮共渗处理的调质钢

e) 氮化及碳氮共渗钢的 σ_{FE}

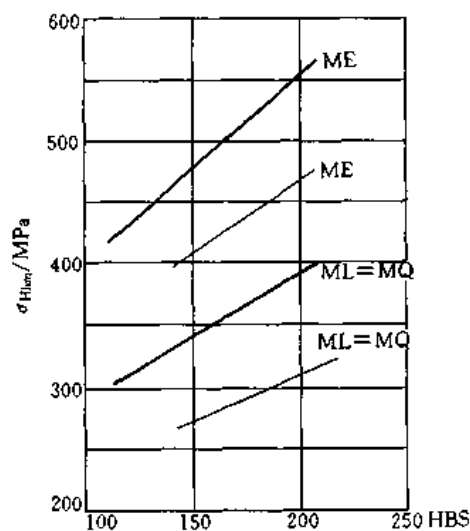
图 10-20(完)



— 球墨铸铁
— 黑色可锻铸铁
a) 铸铁材料的 σ_{Hlim}

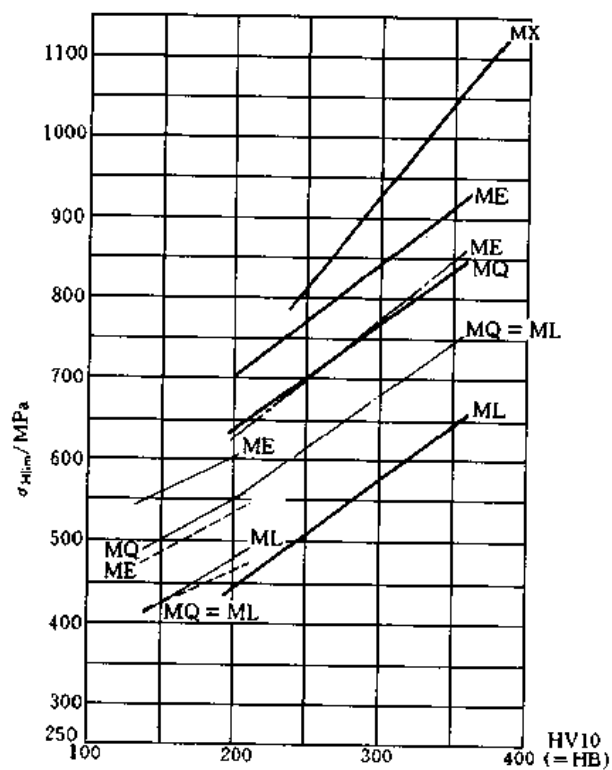


b) 灰铸铁的 σ_{Hlim}

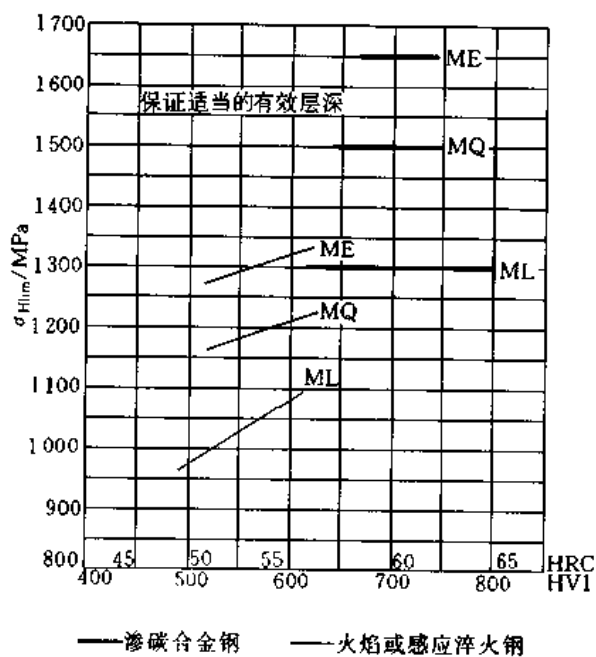


— 正火处理的结构钢
— 正火处理的铸钢
c) 正火处理的结构钢和铸钢的 σ_{Hlim}

图 10-21 齿轮的接触疲劳强度极限 σ_{Hlim}

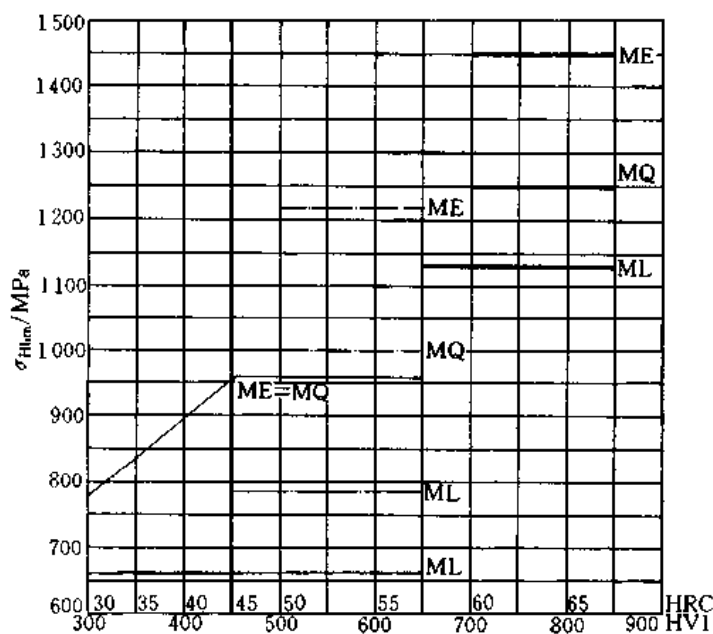


d) 调质处理钢的 σ_{Hlim}



e) 渗碳淬火钢和表面硬化(火焰或感应淬火)钢的 σ_{Hlim}

图 10 - 21(续)



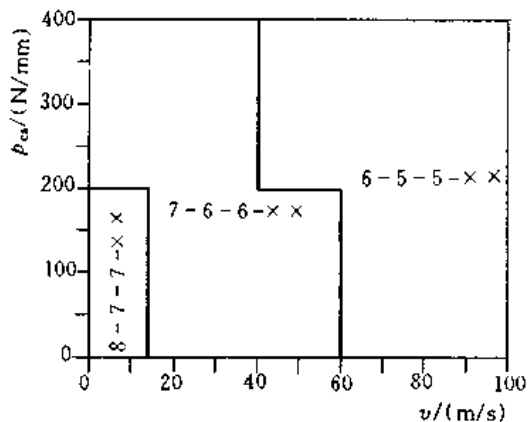
——调质-气体渗氮处理的渗氮钢
调质-气体渗氮处理的调质钢
 ——调质或正火-氮碳共渗处理的调质钢
 f) 渗氮和氮碳共渗钢的 σ_{Hlim}

图 10-21(完)

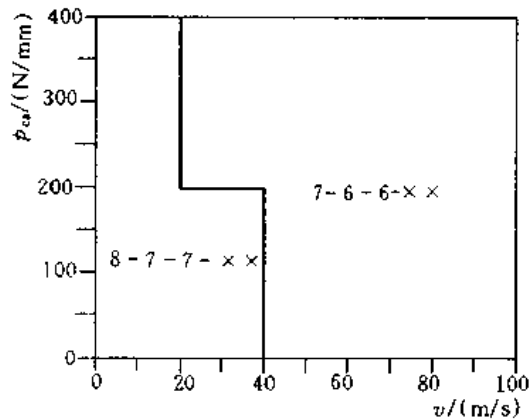
表 10-8 各类机器所用齿轮传动的精度等级范围

机 器 名 称	精度等级	机 器 名 称	精度等级
汽轮机	3~6	拖拉机	6~8
金属切削机床	3~8	通用减速器	6~8
航空发动机	4~8	锻压机床	6~9
轻型汽车	5~8	起重机	7~10
载重汽车	7~9	农业机器	8~11

注: 主传动齿轮或重要的齿轮传动, 精度等级偏上限选择; 辅助传动的齿轮或一般齿轮传动, 精度等级居中或偏下限选择。



a) 圆柱齿轮传动



b) 锥齿轮传动

图 10-22 齿轮传动的精度选择

例题 10-1 如图 10-23 所示,试设计此带式输送机减速器的高速级齿轮传动。已知输入功率 $P_1 = 10 \text{ kW}$, 小齿轮转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 齿数比 $u = 3.2$, 由电动机驱动, 工作寿命 15 年(设每年工作 300 天), 两班制, 带式输送机工作平稳, 转向不变。

【解】 1. 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

1) 按图 10-23 所示的传动方案, 选用直齿圆柱齿轮传动。

2) 输送机为一般工作机器, 速度不高, 故选用 7 级精度 (GB10095-88)。

3) 材料选择。由表 10-1 选择小齿轮材料为 40 Cr(调质), 硬度为 280HBS, 大齿轮材料为 45 钢(调质)硬度为 240HBS, 二者材料硬度差为 40HBS。

4) 选小齿轮齿数 $z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $z_2 = uz_1 = 3.2 \times 24 = 76.8$, 取 $z_2 = 77$ 。

2. 按齿面接触强度设计

由设计计算公式(10-9a)进行试算, 即

$$d_{11} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_1 T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 试选载荷系数 $K_1 = 1.3$

(2) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 95.5 \times 10^5 P_1 / n_1 = 95.5 \times 10^5 \times 10 / 960 \text{ N} \cdot \text{mm} = 9.948 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(3) 由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d = 1$

(4) 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$

(5) 由图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$; 大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$;

(6) 由式 10-13 计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 960 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 4.147 \times 10^9$$

$$N_2 = 4.147 \times 10^9 / 3.2 = 1.296 \times 10^9$$

(7) 由图 10-19 查得接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.90$; $K_{HN2} = 0.95$

(8) 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%, 安全系数 $S = 1$, 由式(10-12)得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.9 \times 600 \text{ MPa} = 540 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 0.95 \times 550 \text{ MPa} = 522.5 \text{ MPa}$$

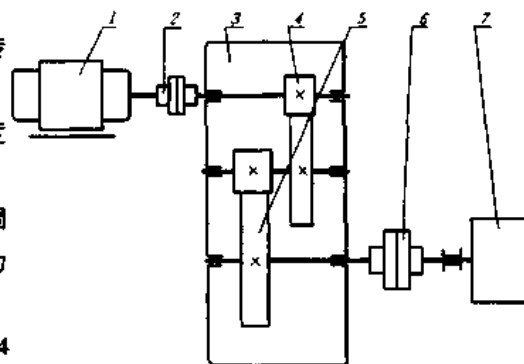
2) 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{11} , 代入 $[\sigma_H]$ 中较小的值

$$d_{11} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_1 T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 9.948 \times 10^4}{1} \times \frac{4.2}{3.2} \times \left(\frac{189.8}{522.5} \right)^2} \text{ mm} = 65.396 \text{ mm}$$

(2) 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{11} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 65.396 \times 960}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 3.29 \text{ m/s}$$



1—电动机; 2 及 6—联轴器; 3—减速器;
4—高速级齿轮传动; 5—低速级齿轮传动;
7—输送机滚筒

图 10-23 带式输送机传动简图

(3) 计算齿宽 b

$$b = \phi_d \cdot d_{11} = 1 \times 65.396 \text{ mm} = 65.396 \text{ mm}$$

(4) 计算齿宽与齿高之比 b/h

模数 $m_1 = d_{11}/z_1 = 65.396/24 \text{ mm} = 2.725 \text{ mm}$

齿高 $h = 2.25 m_1 = 2.25 \times 2.725 \text{ mm} = 6.13 \text{ mm}$

$$b/h = 65.396/6.13 = 10.67$$

(5) 计算载荷系数

根据 $v = 3.29 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.12$;

直齿轮, 假设 $K_A F_t/b < 100 \text{ N/mm}$ 。由表 10-3 查得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.2$;

由表 10-2 查得使用系数 $K_A = 1$;

由表 10-4 查得 7 级精度、小齿轮相对支承非对称布置时,

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3}b$$

将数据代入后得

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 65.396 = 1.423;$$

由 $b/h = 10.67$, $K_{H\beta} = 1.423$ 查图 10-13 得 $K_{H\beta} = 1.35$; 故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.423 = 1.913$$

(6) 按实际的载荷系数校正所算得的分度圆直径, 由式 (10-10a) 得

$$d_1 = d_{11} \sqrt[3]{K/K_1} = 65.396 \times \sqrt[3]{1.913/1.3} \text{ mm} = 74.38 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m

$$m = d_1/z_1 = 74.38/24 \text{ mm} = 3.10 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲强度设计

由式 (10-5) 得弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 由图 10-20c 查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500 \text{ MPa}$; 大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}$;

(2) 由图 10-18 查得弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$, $K_{FN2} = 0.88$;

(3) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$, 由式 (10-12) 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} \text{ MPa} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} \text{ MPa} = 238.86 \text{ MPa}$$

(4) 计算载荷系数 K

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.35 = 1.814$$

(5) 查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.65$; $Y_{Fa2} = 2.226$ 。

(6) 查取应力校正系数

由表 10-5 可查得 $Y_{Sa1} = 1.58$; $Y_{Sa2} = 1.764$ 。

(7) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.65 \times 1.58}{303.57} = 0.01379$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.226 \times 1.764}{238.86} = 0.01644$$

大齿轮的数值大。

2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.814 \times 9.948 \times 10^4}{1 \times 24^2} \times 0.01644} \text{ mm} = 2.176 \text{ mm}$$

对比计算结果,由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数,由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力,而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力,仅与齿轮直径(即模数与齿数的乘积)有关,可取由弯曲强度算得的模数 2.176 并就近圆整为标准值 $m = 2.5 \text{ mm}$,按接触强度算得分度圆直径 $d_1 = 74.38 \text{ mm}$,算出小齿轮齿数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{74.38}{2.5} = 30$$

大齿轮齿数

$$z_2 = uz_1 = 3.2 \times 30 = 96, \text{取 } z_2 = 96。$$

这样设计出的齿轮传动,既满足了齿面接触疲劳强度,又满足了齿根弯曲疲劳强度,并做到结构紧凑,避免浪费。

4. 几何尺寸计算

1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 30 \times 2.5 \text{ mm} = 75.0 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 96 \times 2.5 \text{ mm} = 240.0 \text{ mm}$$

2) 计算中心距

$$a = (d_1 + d_2)/2 = (75.0 + 240.0)/2 \text{ mm} = 157.5 \text{ mm}$$

3) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 75.0 \text{ mm} = 75.0 \text{ mm}$$

取 $B_2 = 75 \text{ mm}$, $B_1 = 80 \text{ mm}$ 。

5. 验算

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 9.948 \times 10^4}{75.0} \text{ N} = 2652.8 \text{ N}$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1 \times 2652.8}{75.0} \text{ N/mm} = 35.37 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}, \text{合适}$$

6. 结构设计及绘制齿轮零件图(从略)

§ 10-7 标准斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

(一) 轮齿的受力分析

在斜齿轮传动中,作用于齿面上的法向载荷 F_n 仍垂直于齿面。如图 10-24 所示,作用于主动轮上的 F_n 位于法面 $Pabc$ 内,与节圆柱的切面 $Pa'ae$ 倾斜一法向啮合角 α_n 。力 F_n 可沿齿轮的周向、径向及轴向分解成三个相互垂直的分力。

首先,将力 F_n 在法面内分解成沿径向的分力(径向力) F_r 和在 $Pa'ae$ 面内的分力 F' ,然后再将力 F' 在 $Pa'ae$ 面内分解成沿周向的分力(圆周力) F_t 及沿轴向的分力(轴向力) F_a 。各力的方

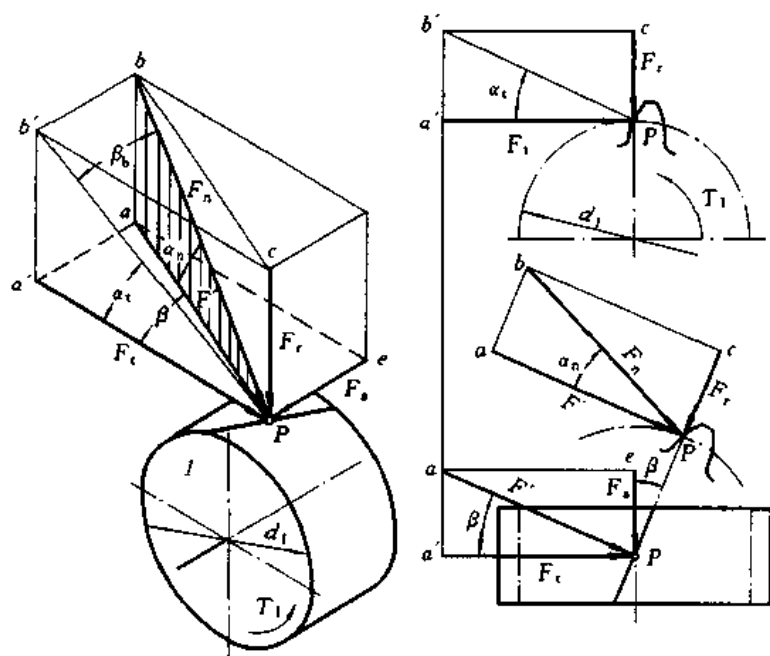


图 10-24 斜齿轮的轮齿受力分析

向如图所示;各力的大小为:

$$\left. \begin{aligned}
 F_t &= 2T_1/d_1 \\
 F' &= F_t/\cos \beta \\
 F_r &= F' \tan \alpha_n = F_t \tan \alpha_n / \cos \beta \\
 F_s &= F_t \tan \beta \\
 F_n &= F' / \cos \alpha_n = F_t / (\cos \alpha_n \cos \beta) = F_t / (\cos \alpha_t \cos \beta_b)
 \end{aligned} \right\} \quad (10-14)$$

式中: β ——节圆螺旋角,对标准斜齿轮即分度圆螺旋角;

β_b ——啮合平面的螺旋角,亦即基圆螺旋角;

α_n ——法向压力角,对标准斜齿轮, $\alpha_n = 20^\circ$;

α_t ——端面压力角。

从动轮轮齿上的载荷也可分解为 F_t 、 F_s 和 F_r 各力,它们分别与主动轮上的各力大小相等方向相反。

由式(10-14)可知,轴向力 F_s 与 $\tan \beta$ 成正比。为了不使轴承承受过大的轴向力,斜齿圆柱齿轮传动的螺旋角 β 不宜选得过大,常在 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ 之间选择。在人字齿轮传动中,同一个人字齿上按力学分析所得的两个轴向分力大小相等,方向相反,轴向分力的合力为零。因而人字齿轮的螺旋角 β 可取较大的数值($15^\circ \sim 40^\circ$),传递的功率也较大。人字齿轮传动的受力分析及强度计算都可沿用斜齿轮传动的公式。

(二) 计算载荷

由式(10-1)可知,轮齿上的计算载荷与啮合轮齿齿面上接触线的长度有关。对于斜齿轮,如图 10-25 所示,啮合区中的实线为实际接触线,每一条全齿宽的接触线长为 $b/\cos \beta_b$,接触线

总长为所有啮合齿上接触线长度之和,即为接触区内几条实线长度之和。在啮合过程中,啮合线总长一般是变动的,据研究,可用 $\frac{be_a}{\cos \beta_b}$ 作为总长度的代表值。因此,

$$p_{ca} = \frac{KF_n}{L} = \frac{KF_1}{\frac{be_a}{\cos \beta_b} \cos \alpha_1 \cos \beta_b} = \frac{KF_1}{be_a \cos \alpha_1} \quad (10-15)$$

式中 ϵ_a 为斜齿轮传动的端面重合度,可按《机械原理》所述公式计算,或由图 10-26 查取。

斜齿轮的纵向重合度 ϵ_β 可按以下公式计算:

$$\epsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m_n) = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta$$

斜齿轮计算中的载荷系数 $K = K_A K_V K_\beta$, 其中使用系数 K_A 与齿向载荷分布系数 K_β 的查取与直齿轮相同; 动载系数 K_V 可由图 10-8 中查取; 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 与 $K_{F\alpha}$ 可根据斜齿轮的精度等级、齿面硬化情况和载荷大小由表 10-3 中查取。

(三) 齿根弯曲疲劳强度计算

如图 10-27 所示,斜齿轮齿面上的接触线为一斜线。受载时,轮齿的失效形式为局部折断。斜齿轮的弯曲强度,若按轮齿局部折断分析则较繁。现对比直齿轮的弯曲强度计算,仅就其计算特点作必要的说明。

首先由式(10-15)可知,斜齿轮的计算载荷要比直齿轮的多计入一个参数 ϵ_a , 其次还应计入反映螺旋角 β 对轮齿弯曲强度影响的因素,即计入螺旋角影响系数 Y_β 。由上述特点,参照式(10-4)及(10-5)可得斜齿轮轮齿的弯曲疲劳强度公式为

$$\sigma_F = \frac{KF_1 Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta}{bm_n \epsilon_a} \leq [\sigma_F] \quad (10-16)$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 \epsilon_a} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} \quad (10-17)$$

式中: Y_{Fa} ——斜齿轮的齿形系数,可近似地按当量齿数 $z_v \approx z / \cos^3 \beta$ 由表 10-5 查取;

Y_{Sa} ——斜齿轮的应力校正系数,可近似地按当量齿数 z_v 由表 10-5 查取;

Y_β ——螺旋角影响系数,数值查图 10-28。

式(10-17)为设计计算公式,式(10-16)为校核计算公式。两式中 σ_F 、 $[\sigma_F]$ 的单位为 MPa, m_n 的单位为 mm,其余各符号的意义和单位同前。

(四) 齿面接触疲劳强度计算

斜齿轮的齿面接触疲劳强度仍按式(10-6)计算,节点的综合曲率 $1/\rho_\Sigma$ 仍按式(10-7)计算。如图 10-29 所示,对于渐开线斜齿圆柱齿轮,在啮合平面内,节点 P 处的法面曲率半径 ρ_n

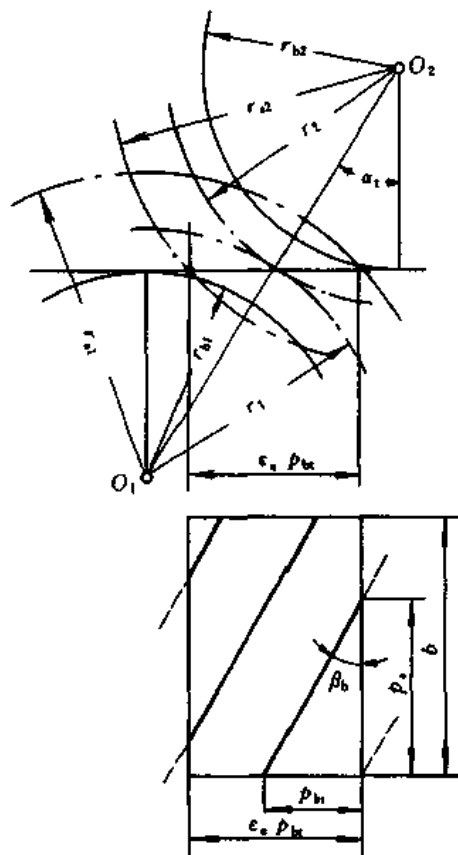
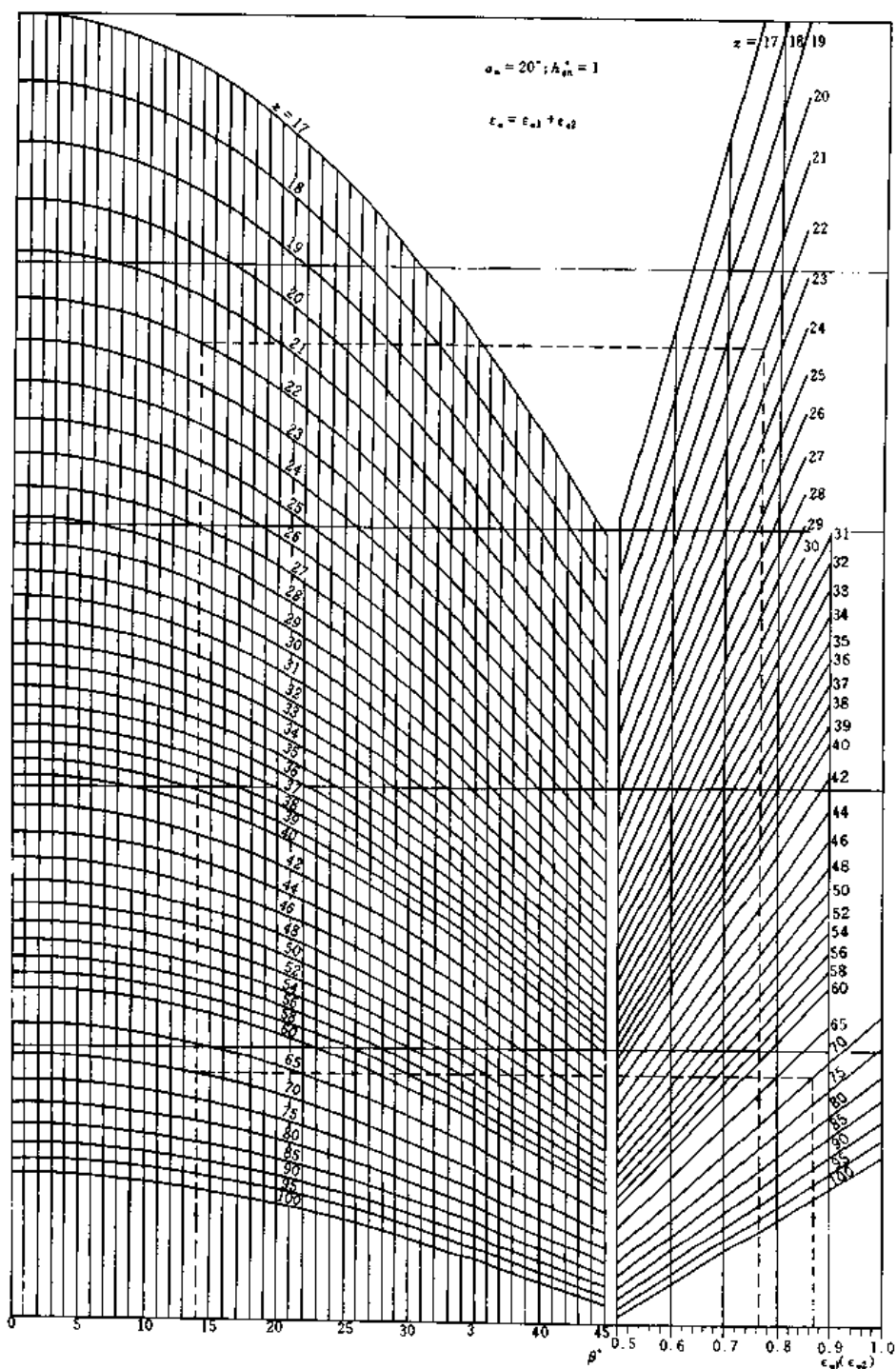


图 10-25 斜齿圆柱齿轮传动的啮合区



用法举例: 已知 $z_1 = 22, z_2 = 70, \beta = 14^\circ$, 求 ϵ_a 之值。

[解] 由图分别查得 $\epsilon_{a1} = 0.765; \epsilon_{a2} = 0.87$, 得

$$\epsilon_a = \epsilon_{a1} + \epsilon_{a2} = 0.765 + 0.87 = 1.635$$

图 10-26 标准圆柱齿轮传动的端面重合度 ϵ_a

与端面曲率半径 ρ_i 的关系由几何关系得

$$\rho_n = \frac{\rho_t}{\cos \beta_b} \quad (10-18)$$

斜齿轮端面上节点的曲率半径为

$$\rho_t = \frac{d \sin \alpha_t}{2}$$

因而由式(10-7)及(10-18)得

$$\frac{1}{\rho_\Sigma} = \frac{1}{\rho_{n1}} \pm \frac{1}{\rho_{n2}} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \sin \alpha_t} \pm \frac{2 \cos \beta_b}{u d_1 \sin \alpha_t} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \sin \alpha_t} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)$$

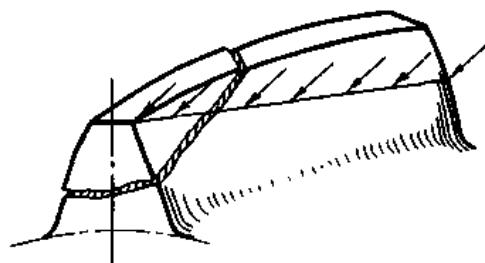


图 10-27 斜齿圆柱齿轮轮齿受载及折断

将上式及式(10-15)代入式(10-6),得

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{p_{cs}}{\rho_\Sigma}} \cdot Z_E = \sqrt{\frac{KF_t}{b \epsilon_a \cos \alpha_t}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \sin \alpha_t} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \cdot Z_E \\ &= \sqrt{\frac{KF_t}{b d_1 \epsilon_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_t \cos \alpha_t}} \cdot Z_E \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

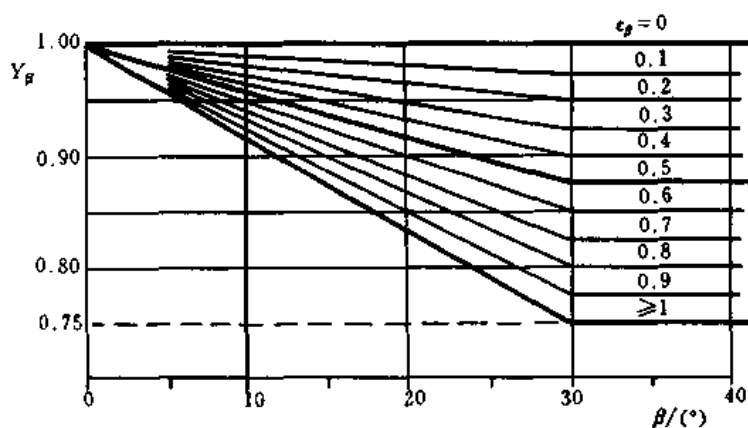


图 10-28 螺旋角影响系数 Y_β

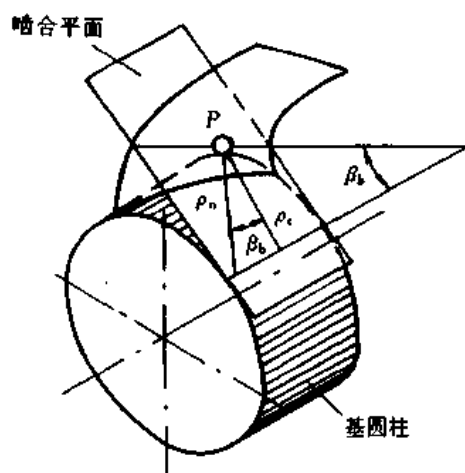


图 10-29 斜齿圆柱齿轮法面曲率半径

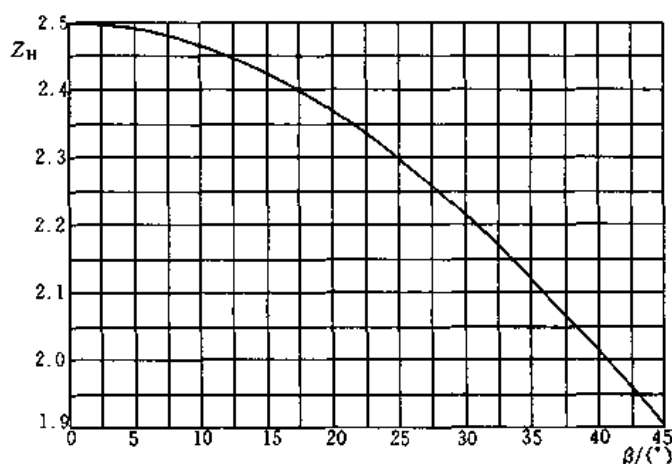


图 10-30 区域系数 $Z_H (\alpha_n = 20^\circ)$

$$\text{令 } Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_1 \cos \alpha_1}} \quad (10-19)$$

Z_H 称为区域系数。图 10-30 为法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 的标准齿轮的 Z_H 值。于是得

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_1}{bd_1 \epsilon_\alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot Z_H Z_E} \leq [\sigma_H] \quad (10-20)$$

同前理,由上式可得

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d \epsilon_\alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (10-21)$$

式(10-21)为设计计算公式,式(10-20)为校核计算公式。两式中 σ_H 、 $[\sigma_H]$ 的单位为 MPa, d_1 的单位为 mm,其余各符号的意义和单位同前。

应该注意,对于斜齿圆柱齿轮传动,因齿面上的接触线是倾斜的(图 10-31),所以在同一齿面上就会有齿顶面(其上接触线段为 e_1P)与齿根面(其上接触线段为 e_2P)同时参与啮合的情况(直齿轮传动,齿面上的接触线与轴线平行,就没有这种现象)。

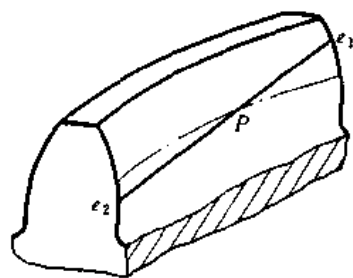


图 10-31 斜齿轮齿面上的接触线

如前所述,齿轮齿顶面比齿根面具有较高的接触疲劳强度。设小齿轮的齿面接触疲劳强度比大齿轮的高(即小齿轮的材料较好,齿面硬度较高),那么,当大齿轮的齿根面产生点蚀, e_2P 一段接触线已不能再承受原来所分担的载荷,而要部分地由齿顶面上的 e_1P 一段接触线来承担时,因同一齿面上,

齿顶面的接触疲劳强度较高,所以即使承担的载荷有所增大,只要还未超过其承载能力时,大齿轮的齿顶面仍然不会出现点蚀;同时,因小齿轮齿面的接触疲劳强度较高,与大齿轮齿顶面相啮合的小齿轮的齿根面,也未因载荷增大而出现点蚀。这就是说,在斜齿轮传动中,当大齿轮的齿根面产生点蚀时,仅实际承载区由大齿轮的齿根面向齿顶面有所转移而已,并不导致斜齿轮传动的失效(直齿轮传动齿面上的接触线为一平行于轴线的直线,大齿轮齿根面点蚀时,纵然小齿轮不坏,这对齿轮也不能再继续工作了)。因此,斜齿轮传动齿面的接触疲劳强度应同时取决于大、小齿轮。实用中斜齿轮传动的许用接触应力约可取为 $[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)/2$, 当 $[\sigma_H] > 1.23[\sigma_H]_2$ 时,应取 $[\sigma_H] = 1.23[\sigma_H]_2$ 。 $[\sigma_H]_2$ 为较软齿面的许用接触应力。

例题 10-2 按例题 10-1 的数据,改用斜齿圆柱齿轮传动,试设计此传动。

【解】 1. 选精度等级、材料及齿数

- 1) 材料及热处理仍按例题 10-1;
- 2) 精度等级仍选 7 级精度;
- 3) 仍选小齿轮齿数 $z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $z_2 = 77$;
- 4) 选取螺旋角。初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$

2. 按齿面接触强度设计

按式(10-21)试算,即

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2K_1 T_1}{\phi_d \epsilon_\alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 试选 $K_t = 1.6$ 。

(2) 由图 10-30 选取区域系数 $Z_H = 2.433$ 。

(3) 由图 10-26 查得 $\epsilon_{a1} = 0.78, \epsilon_{a2} = 0.87$, 则 $\epsilon_a = \epsilon_{a1} + \epsilon_{a2} = 1.65$ 。

(4) 许用接触应力

$$[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)/2 = (540 + 522.5)/2 \text{ MPa} = 531.25 \text{ MPa}$$

其余参数均与例题 10-1 相同。

2) 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{t1} , 由计算公式得

$$d_{t1} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 9.948 \times 10^4}{1 \times 1.65} \times \frac{4.2}{3.2} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{531.25} \right)^2} \text{ mm} = 57.62 \text{ mm}$$

(2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{t1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 57.62 \times 960}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 2.9 \text{ m/s}$$

(3) 计算齿宽 b 及模数 m_m

$$b = \phi_d d_{t1} = 1 \times 57.62 \text{ mm} = 57.62 \text{ mm}$$

$$m_m = \frac{d_{t1} \cos \beta}{z_1} = \frac{57.62 \times \cos 14^\circ}{24} \text{ mm} = 2.33 \text{ mm}$$

$$h = 2.25 m_m = 2.25 \times 2.33 \text{ mm} = 5.24 \text{ mm}$$

$$b/h = 57.62/5.24 = 10.99$$

(4) 计算纵向重合度 ϵ_β

$$\epsilon_\beta = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 24 \times \tan 14^\circ = 1.903$$

(5) 计算载荷系数 K

已知使用系数 $K_A = 1$ 。

根据 $v = 2.97 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.11$; 由表 10-4 查得 $K_{H\beta}$ 的计算公式与直齿轮的相同,

故

$$K_{H\beta} = 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1^2) \times 1^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times 57.62 = 1.42$$

由图 10-13 查得 $K_{F\beta} = 1.35$;

由表 10-3 查得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.4$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.11 \times 1.4 \times 1.42 = 2.21$$

(6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径, 由式 (10-10a) 得

$$d_1 = d_{t1} \sqrt[3]{K/K_t} = 57.62 \times \sqrt[3]{2.21/1.6} \text{ mm} = 64.17 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{64.17 \times \cos 14^\circ}{24} \text{ mm} = 2.59 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲强度设计

由式 (10-17)

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 \epsilon_a} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定计算参数

(1) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.11 \times 1.4 \times 1.35 = 2.10$$

(2) 根据纵向重合度 $\epsilon_\beta = 1.903$, 从图 10-28 查得螺旋角影响系数 $Y_\beta = 0.88$ 。

(3) 计算当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 14^\circ} = 26.27$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{77}{\cos^3 14^\circ} = 84.29$$

(4) 查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.592$; $Y_{Fa2} = 2.211$

(5) 查取应力校正系数

由表 10-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.596$; $Y_{Sa2} = 1.774$

其余参数与例题 10-1 相同。

(6) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.592 \times 1.596}{303.57} = 0.013 \ 63$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.211 \times 1.774}{238.86} = 0.016 \ 42$$

大齿轮的数值大。

2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.10 \times 9.948 \times 10^4 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{1 \times 24^2 \times 1.65}} \times 0.016 \ 42 \text{ mm} = 1.82 \text{ mm}$$

对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数, 取 $m_n = 2.0 \text{ mm}$, 已可满足弯曲强度。但为了同时满足接触疲劳强度, 需按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1 = 64.17 \text{ mm}$ 来计算应有的齿数。于是由

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{64.17 \cos 14^\circ}{2} = 31.13,$$

取 $z_1 = 31$, 则 $z_2 = uz_1 = 3.2 \times 31 = 99$ 。

4. 几何尺寸计算

1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(31 + 99) \times 2}{2 \times \cos 14^\circ} \text{ mm} = 133.98 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 134 mm 。

2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(31 + 99) \times 2}{2 \times 134} = 14^\circ 2' 5''$$

因 β 值改变不多, 故参数 ϵ_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{31 \times 2}{\cos 14^\circ 2' 5''} = 63.9 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{99 \times 2}{\cos 14^\circ 2' 5''} = 204.09 \text{ mm}$$

4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 63.9 \text{ mm} = 63.9 \text{ mm}$$

圆整后取 $B_2 = 65 \text{ mm}$; $B_1 = 70 \text{ mm}$ 。

5) 结构设计

以大齿轮为例。因齿轮齿顶圆直径大于 160 mm , 而又小于 500 mm , 故以选用腹板式结构为宜。其它有关尺寸按图 10-39 荐用的结构尺寸设计(尺寸计算从略), 并绘制大齿轮零件图如图 10-32 所示。

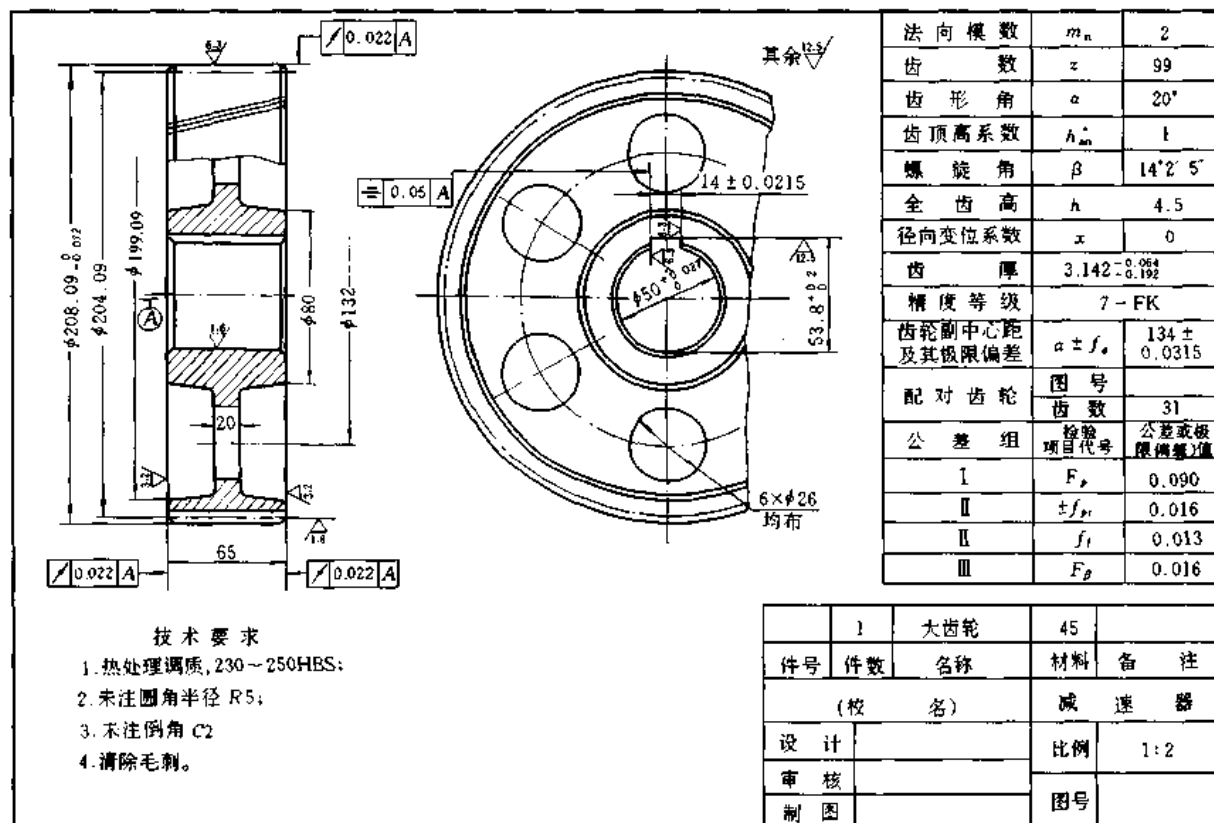


图 10-32 大齿轮零件图

比较例题 10-1 和例题 10-2 可知, 在工作条件完全相同的情况下, 采用斜齿轮传动可比直齿轮传动获得较小的传动几何尺寸; 也就是说, 斜齿轮传动比直齿轮传动具有较大的承载能力。

例题 10-3 按例题 10-2 的数据, 改用硬齿面齿轮, 试设计此传动。

〔解〕 1. 选精度等级、材料及齿数

1) 材料及热处理。由表 10-1 选得大、小齿轮的材料均为 40 Cr, 并经调质及表面淬火, 齿面硬度为 48~55 HRC。

2) 表面淬火, 轮齿变形不大, 故精度等级、大小齿轮的齿数及螺旋角与例题 10-2 同。

2. 按齿面接触强度设计

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{2K_1 T_1}{\phi_d \epsilon_\alpha} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{z_H z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式内的各计算数值

(1) 因大、小齿轮均为硬齿面, 故宜选取稍小的齿宽系数, 现取 $\phi_d = 0.8$ 。

(2) 由图 10-21e 查得 $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1100 \text{ MPa}$ 。

(3) 计算接触疲劳许用应力(失效概率 1%, 安全系数 $S = 1$)

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.9 \times 1100 \text{ MPa} = 990 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 0.95 \times 1100 \text{ MPa} = 1045 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)/2 = (990 + 1045)/2 \text{ MPa} = 1017.5 \text{ MPa}$$

其余参数均与例题 10-2 相同。

2) 计算

(1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{t1}

$$d_{t1} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 9.948 \times 10^4}{0.8 \times 1.65} \times \frac{4.2}{3.2} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{1017.5}\right)^2} \text{ mm} = 40.25 \text{ mm}$$

(2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{t1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 40.25 \times 960}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 2.023 \text{ m/s}$$

(3) 计算齿宽 b 及模数 m_n

$$b = \phi_d d_{t1} = 0.8 \times 40.25 \text{ mm} = 32.2 \text{ mm}$$

$$m_n = \frac{d_{t1} \cos \beta}{z_1} = \frac{40.25 \times \cos 14^\circ}{24} \text{ mm} = 1.63 \text{ mm}$$

$$h = 2.25 m_n = 3.67 \text{ mm}$$

$$b/h = 32.2/3.67 = 8.77$$

(4) 计算纵向重合度 ϵ_β

$$\epsilon_\beta = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 0.8 \times 24 \times \tan 14^\circ = 1.522$$

(5) 计算载荷系数 K

根据 $v = 2.023 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v = 1.09$; 由表 10-3 查得 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1.4$; 从表 10-4 中的硬齿面齿轮栏查得小齿轮相对支承非对称布置, 6 级精度, $K_{H\beta} \leq 1.34$ 时

$$K_{H\beta} = 1.05 + 0.26(1 + 0.6\phi_d^2)\phi_d^2 + 0.16 \times 10^{-3} b$$

故 $K_{H\beta} = 1.05 + 0.26 \times (1 + 0.6 \times 0.8^2) \times 0.8^2 + 0.16 \times 10^{-3} \times 32.2 = 1.285$

考虑齿轮为 7 级精度, 取 $K_{H\beta} = 1.295$, 故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.09 \times 1.4 \times 1.295 = 1.976$$

另由图 10-13 查得 $K_{F\beta} = 1.26$ 。

(6) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径

$$d_1 = d_{t1} \sqrt[3]{K/K_t} = 40.25 \times \sqrt[3]{1.976/1.6} \text{ mm} = 43.184 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{43.184 \times \cos 14^\circ}{24} \text{ mm} = 1.746 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲疲劳强度设计

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 \epsilon_\alpha} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定计算参数

(1) 计算载荷系数

$$K = K_A K_v K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.09 \times 1.4 \times 1.26 = 1.923$$

(2) 由图 10-20d 查得齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = \sigma_{FE2} = 620 \text{ MPa}$; 弯曲疲劳寿命系数及安全系数与例

题 10-1 同;

(3) 计算弯曲疲劳许用应力

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 620}{1.4} \text{ MPa} = 376.43 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 620}{1.4} \text{ MPa} = 389.7 \text{ MPa}$$

(4) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.592 \times 1.596}{376.43} = 0.01099$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.211 \times 1.774}{389.7} = 0.01007$$

小齿轮的数值较大。

2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.923 \times 9.948 \times 10^4 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{0.8 \times 24^2 \times 1.65}} \times 0.01099 \text{ mm} = 1.66 \text{ mm}$$

对比计算结果,由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 与由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数相差不大,取标准值 $m_n = 2 \text{ mm}$,取分度圆直径 $d_1 = 43.184 \text{ mm}$ 。

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{43.184 \times \cos 14^\circ}{2} = 20.95$$

取 $z_1 = 21$, 则 $z_2 = uz_1 = 3.2 \times 21 = 67.2$, 取 $z_2 = 67$ 。

4. 几何尺寸计算

1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(21 + 67) \times 2}{2 \times \cos 14^\circ} \text{ mm} = 90.694 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 91 mm。

2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(21 + 67) \times 2}{2 \times 91} = 14^\circ 45' 10''$$

因 β 值改变不多,故参数 ϵ_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{21 \times 2}{\cos 14^\circ 45' 10''} \text{ mm} = 43.43 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{67 \times 2}{\cos 14^\circ 45' 10''} \text{ mm} = 138.57 \text{ mm}$$

4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 0.8 \times 43.43 = 34.74 \text{ mm}$$

圆整后取 $B_2 = 35 \text{ mm}$; $B_1 = 40 \text{ mm}$ 。

比较例题 10-2 和例 10-3 可以看到,硬齿面齿轮传动的几何尺寸明显小于软齿面齿轮传动的几何尺寸。因此,近年来随着生产技术的提高,齿轮传动愈来愈多地采用了硬齿面。

§ 10-8 标准锥齿轮传动的强度计算

由于工作要求的不同,锥齿轮传动可设计成不同的型式。下面着重介绍最常用的、轴交角

$\Sigma = 90^\circ$ 的标准直齿锥齿轮传动的强度计算。

(一) 设计参数

直齿锥齿轮传动是以大端参数为标准值的。在强度计算时,则以齿宽中点处的当量齿轮作为计算的依据。对轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 的直齿锥齿轮传动,其齿数比 u 、锥距 R (图 10-33)、分度圆直径 d_1 、 d_2 、平均分度圆直径 d_{m1} 、 d_{m2} 、当量齿轮的分度圆直径 d_{v1} 、 d_{v2} 之间的关系分别为:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \cot \delta_1 = \tan \delta_2 \quad (a)$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} = d_1 \frac{\sqrt{(d_2/d_1)^2 + 1}}{2} = d_1 \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{2} \quad (b)$$

$$\frac{d_{m1}}{d_1} = \frac{d_{m2}}{d_2} = \frac{R - 0.5b}{R} = 1 - 0.5 \frac{b}{R} \quad (c)$$

令 $\phi_R = \frac{b}{R}$, 称为锥齿轮传动的齿宽系数,通常取 $\phi_R = 0.25 \sim 0.35$,最常用的值为 $\phi_R = 1/3$ 。于是

$$d_m = d(1 - 0.5\phi_R) \quad (d)$$

由图 10-33 可找出当量直齿圆柱齿轮的分度圆半径 r_v 与平均分度圆直径 d_m 的关系式为

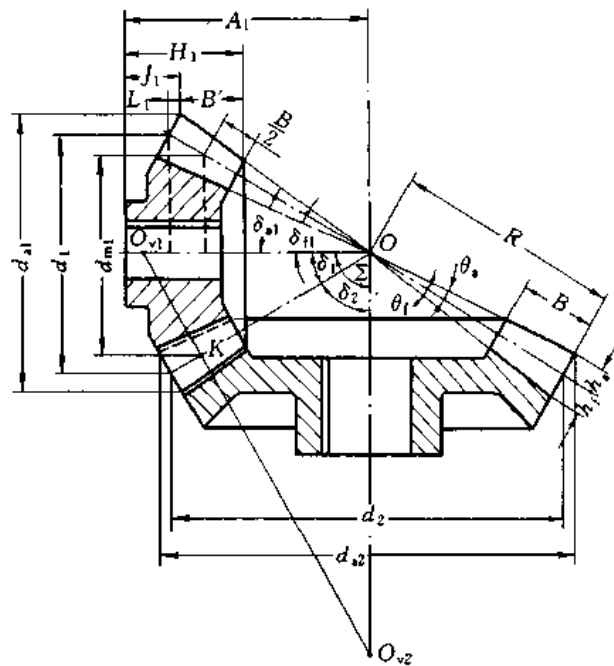


图 10-33 直齿锥齿轮传动的几何参数

$$r_v = \frac{d_m}{2 \cos \delta} \quad (e)$$

现以 m_m 表示当量直齿圆柱齿轮的模数,亦即锥齿轮平均分度圆上轮齿的模数(简称平均模数),则当量齿数 z_v 为

$$z_v = \frac{d_v}{m_m} = \frac{2r_v}{m_m} = \frac{z}{\cos \delta} \quad (f)$$

当量齿轮的齿数比

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = u^2 \quad (g)$$

显然,为使锥齿轮不致发生根切,应使当量齿数不小于直齿圆柱齿轮的根切齿数。另外,由式(d)极易得出平均模数 m_m 和大端模数 m 的关系为

$$m_m = m(1 - 0.5\phi_R) \quad (h)$$

(二) 轮齿的受力分析

直齿锥齿轮齿面上所受的法向载荷 F_n 通常都视为集中作用在平均分度圆上,即在齿宽中点的法向截面 $N-N$ ($Pabc$ 平面)内(图 10-34)。与圆柱齿轮一样,将法向载荷 F_n 分解为切于分度圆锥面的周向分力(圆周力) F_t 及垂直于分度圆锥母线的分力 F' ,再将力 F' 分解为径向分力 F_{r1} 及轴向分力 F_{a1} 。小锥齿轮轮齿上所受各力的方向如图所示,各力的大小分别为

$$\left. \begin{aligned} F_t &= \frac{2T_1}{d_{m1}} \\ F' &= F_t \tan \alpha \\ F_{r1} &= F' \cos \delta_1 = F_t \tan \alpha \cos \delta_1 = F_{a2} \\ F_{a1} &= F' \sin \delta_1 = F_t \tan \alpha \sin \delta_1 = F_{r2} \\ F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (10-22)$$

式中 F_{r1} 与 F_{a2} 及 F_{a1} 与 F_{r2} 大小相等,方向相反。

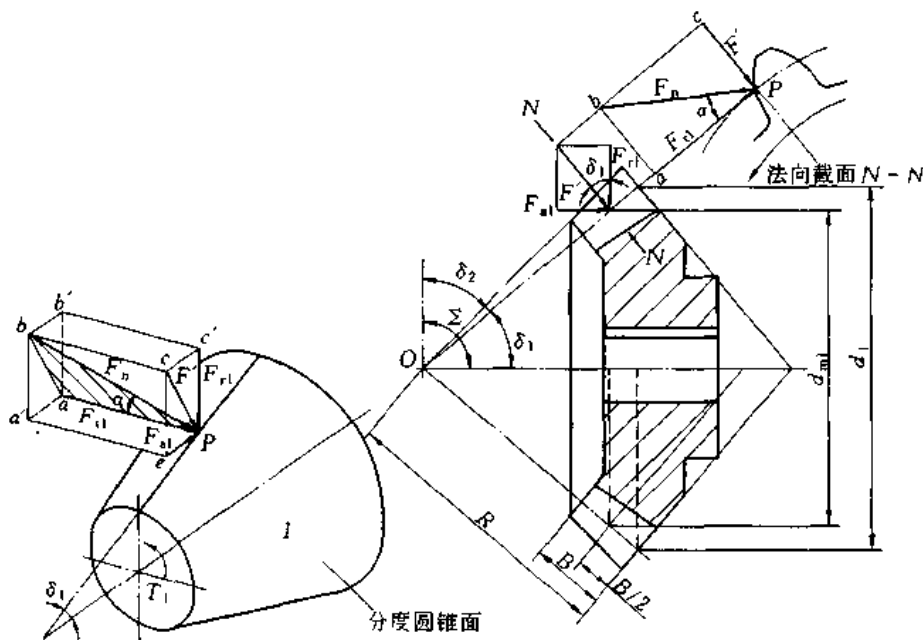


图 10-34 直齿锥齿轮的轮齿受力分析

(三) 齿根弯曲疲劳强度计算

直齿锥齿轮的弯曲疲劳强度可近似地按平均分度圆处的当量圆柱齿轮进行计算。因而可直接沿用式(10-4)得

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm_m} \leq [\sigma_F]$$

直齿锥齿轮的载荷系数同样为 $K = K_A K_V K_{\alpha} K_{\beta}$, 其中使用系数 K_A 可由表 10-2 查取; 动载系数 K_V 可按图 10-8 中低一级的精度线及 v_m (m/s) 查取; 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 及 $K_{F\alpha}$ 可取为 1; 齿向载荷分布系数可按式计算:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1.5 K_{H\beta e}$$

式中 $K_{H\beta e}$ 是轴承系数, 可从表 10-9 中查取。

表 10-9 轴承系数 $K_{H\beta e}$

应用	小轮和大轮的支承		
	两者都是两端支承	一个两端支承一个悬臂	两者都是悬臂
飞机	1.00	1.10	1.25
车辆	1.00	1.10	1.25
工业用、船舶用	1.10	1.25	1.50

Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 分别为齿形系数及应力校正系数, 按当量齿数 z_v 查表 10-5。

引入式 (h), 得

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm(1-0.5\phi_R)} \leq [\sigma_F] \quad (10-23)$$

引入式 (b), 得

$$b = R\phi_R = d_1 \phi_R \frac{\sqrt{u^2+1}}{2} = mz_1 \phi_R \frac{\sqrt{u^2+1}}{2}$$

并将

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_1}{m_m z_1} = \frac{2T_1}{m(1-0.5\phi_R)z_1}$$

代入式 (10-23), 可得

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} \quad (10-24)$$

式 (10-24) 为设计计算公式; 式 (10-23) 为校核计算公式。两式中 σ_F 、 $[\sigma_F]$ 的单位为 MPa, m 的单位为 mm, 其余各符号的意义和单位同前。

(四) 齿面接触疲劳强度计算

直齿锥齿轮的齿面接触疲劳强度, 仍按平均分度圆处的当量圆柱齿轮计算, 工作齿宽即为锥齿轮的齿宽 b 。按式 (10-6) 计算齿面接触疲劳强度时, 式中的综合曲率为

$$\frac{1}{\rho_z} = \frac{1}{\rho_{v1}} + \frac{1}{\rho_{v2}} \quad (i)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho_{v1} &= \frac{d_{v1}}{2} \sin \alpha \\ \rho_{v2} &= \frac{u_v d_{v1}}{2} \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (j)$$

将式(e)代入上式,得

$$\left. \begin{aligned} \rho_{v1} &= \frac{d_{m1} \sin \alpha}{2 \cos \delta_1} \\ \rho_{v2} &= \frac{u_v d_{m1} \sin \alpha}{2 \cos \delta_1} \end{aligned} \right\} \quad (k)$$

将上式代入式(i),可得

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{u_v} \right) \quad (l)$$

将式(1)及 $u_v = u^2, \cos \delta_1 = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}$ 、式(10-1)、式(10-22)等代入式(10-6),并令接触线长度 $L = b$,得

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{p_{ca}}{\rho_{\Sigma}}} \cdot Z_E = \sqrt{\frac{KF_t}{b \cos \alpha} \cdot \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} \left(1 + \frac{1}{u^2} \right)} \cdot Z_E = Z_E Z_H \sqrt{\frac{KF_t}{b} \cdot \frac{u / \sqrt{u^2 + 1}}{d_1 (1 - 0.5 \phi_R)} \left(\frac{u^2 + 1}{u^2} \right)} \\ &= Z_E Z_H \sqrt{\frac{2KT_1}{(1 - 0.5 \phi_R)^2 b d_1^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} = Z_E Z_H \sqrt{\frac{4KT_1}{\phi_R (1 - 0.5 \phi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

对 $\alpha = 20^\circ$ 的直齿锥齿轮, $Z_H = 2.5$, 于是可得

$$\sigma_H = 5 Z_E \sqrt{\frac{KT_1}{\phi_R (1 - 0.5 \phi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma_H] \quad (10-25)$$

$$d_1 \geq 2.92 \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2 \frac{KT_1}{\phi_R (1 - 0.5 \phi_R)^2 u}} \quad (10-26)$$

式(10-26)为设计计算公式;式(10-25)为校核计算公式。两式中 σ_H 、 $[\sigma_H]$ 的单位为 MPa, d_1 的单位为 mm, 其余各符号的意义和单位同前。

(五) 曲齿锥齿轮传动简介

曲齿锥齿轮传动较之直齿锥齿轮传动具有重合度大、承载能力高、传动效率高、传动平稳、噪声小等优点,因而获得了日益广泛的应用。

曲齿锥齿轮有圆弧齿(简称弧齿,为格里森制齿轮)及长幅外摆线齿(为奥里康制齿轮)等。格里森制弧齿锥齿轮传动的压力角 α 取为 20° , 平均分度圆处的轮齿螺旋角 β_m (图 10-35) 取为 30° 或 0° (零度弧齿锥齿轮)。

零度弧齿锥齿轮传动较之直齿锥齿轮传动, 平稳性及生产率都高, 并因 $\beta_m = 0$, 轴向力的方向亦不随转矩方向的改变而改变。经磨制的零度弧齿锥齿轮传动, 圆周速度可达 50 m/s 。零度弧齿锥齿轮传动多用来取代直齿锥齿轮传动。

弧齿锥齿轮的轴向力的方向与齿轮的转向及轮齿的螺旋方向有关, 设计时应使齿轮所受的轴向力有使齿隙增大的作用, 以免啮合的轮齿楔紧。

弧齿锥齿轮传动的强度目前是按美国格里森齿轮公司提供的方法计算, 该计算方法比较具体, 详尽地反映了

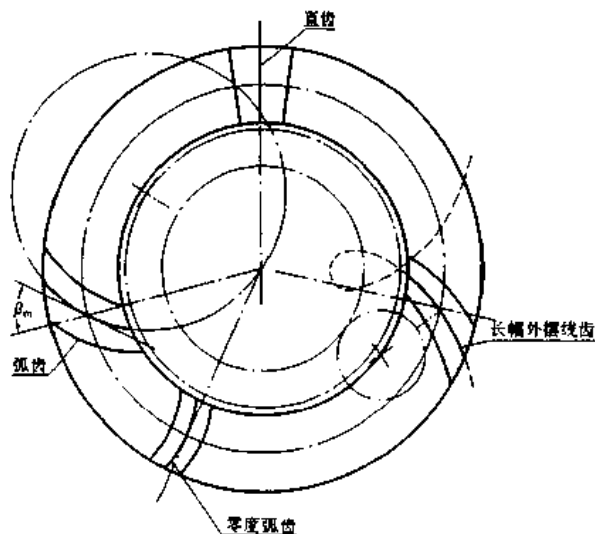


图 10-35 曲齿锥齿轮

弧齿锥齿轮传动中轮齿实际受力的状况和所产生的弯曲应力及接触应力的_{大小},并提供了较为完备的设计资料,可参阅有关文献或手册。

§ 10-9 变位齿轮传动强度计算概述

变位齿轮传动的受力分析及强度计算的原理与标准齿轮传动的一样。

经变位修正后的轮齿齿形有变化,故轮齿弯曲强度计算式中的齿形系数 Y_{Fa} 及应力校正系数 Y_{Sa} 也随之改变,但进行弯曲强度计算时,仍沿用标准齿轮传动的公式。

变位齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 及应力校正系数 Y_{Sa} 的具体数值可查阅[37]。

在一定的齿数范围内(如 80 齿以内),正变位齿轮的齿厚增加(即 Y_{Fa} 减小),尽管齿根圆角半径有所减小(即 Y_{Sa} 有所增大),但 $Y_{Fa} Y_{Sa}$ 的乘积仍然减小。因而对齿轮采取正变位修正,可以提高轮齿的弯曲强度。

在变位齿轮传动中,分别以 x_2, x_1 代表大、小齿轮的变位系数, x_Σ 代表配对齿轮的变位系数和,即 $x_\Sigma = x_1 + x_2$ 。对于 $x_\Sigma = 0$ 的高度变位齿轮传动,轮齿的接触强度未变,故高度变位齿轮传动的接触强度计算仍沿用标准齿轮传动的公式。对于 $x_\Sigma \neq 0$ 的角度变位齿轮传动,其轮齿接触强度的变化由区域系数 Z_H 来体现。

角度变位的直齿圆柱齿轮传动的区域系数为

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \tan \alpha'}}$$

角度变位的斜齿圆柱齿轮传动的区域系数为

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha'_t}}$$

式中 α_t, α'_t 分别为变位斜齿轮传动的端面压力角及端面啮合角。

角度变位齿轮传动的区域系数 Z_H 的具体数值可查阅[37]。

$x_\Sigma > 0$ 的角度变位齿轮传动,节点的啮合角 $\alpha' > \alpha$ (或 $\alpha'_t > \alpha_t$),可使区域系数 Z_H 减小,因而提高了轮齿的接触强度。

渐开线齿轮传动可借适当的变位修正获得所需要的特性,满足一定的使用要求。为了提高外啮合齿轮传动的弯曲强度和接触强度,增强耐磨性及抗胶合能力,推荐采用的变位系数列于表 10-10 中(或参考[37]确定)。按表中所列变位系数设计制造的齿轮传动皆能确保轮齿不产生根切与干涉、端面重合度 $\epsilon_a \geq 1.2$ 及齿顶厚 $s_a \geq 0.25 m_n$ 。对于斜齿圆柱齿轮或直齿锥齿轮,按当量齿数 z_v 查表,所得变位系数对斜齿圆柱齿轮为法向数值(x_{n1}, x_{n2})。

锥齿轮传动通常不作角度变位。但为使大、小齿轮轮齿的弯曲强度相近,可对锥齿轮传动进行切向变位修正。

表 10-10 提高外啮合齿轮传动强度的变位系数荐用值

$z_1(z_2)$	$x(x_2)$ 适用性①	$z_2(z_1)$															
		22		28		34		42		50		65		80		100	
		x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
15	I	0.28	0.75	0.26	1.04	0.23	1.32	0.20	1.53	0.25	1.65	0.26	1.87	0.30	2.14	0.36	2.32
	II	0.73	0.32	0.79	0.35	0.83	0.34	0.92	0.32	0.97	0.31	0.80	0.04	0.73	-0.15	0.71	-0.22
	III	0.55	0.54	0.60	0.63	0.63	0.72	0.68	0.88	0.66	1.02	0.67	1.22	0.67	1.36	0.66	1.70
18	I	0.58	0.64	0.40	1.02	0.30	1.30	0.29	1.48	0.30	1.63	0.41	1.89	0.48	2.08	0.52	2.31
	II	0.81	0.38	0.89	0.38	0.93	0.37	1.02	0.36	1.05	0.36	1.10	0.40	1.14	0.40	1.00	0.28
	III	0.60	0.63	0.63	0.72	0.67	0.82	0.68	0.94	0.70	1.11	0.71	1.35	0.71	1.61	0.71	1.90
22	I	0.68	0.68	0.59	0.94	0.48	1.20	0.40	1.48	0.43	1.60	0.53	1.80	0.61	1.99	0.65	2.19
	II	0.95	0.39	1.04	0.40	1.08	0.38	1.18	0.38	1.20	0.42	1.10	0.36	1.15	0.26	1.12	0.22
	III	0.67	0.67	0.71	0.81	0.74	0.90	0.76	1.03	0.76	1.17	0.76	1.44	0.76	1.73	0.76	1.98
28	I	—		0.86	0.86	0.80	1.08	0.72	1.33	0.64	1.60	0.70	1.82	0.75	2.04	0.80	2.22
	II			1.26	0.42	1.30	0.36	1.24	0.31	1.20	0.25	1.17	0.18	1.16	0.12	1.12	0.08
	III			0.85	0.85	0.86	1.00	0.88	1.12	0.91	1.26	0.88	1.56	0.87	1.85	0.86	2.12
34	I	—		—		1.00	1.00	0.88	1.30	0.80	1.58	0.83	1.79	0.89	1.97	0.94	2.18
	II					1.34	0.34	1.26	0.26	1.25	0.20	1.20	0.15	1.16	0.07	1.13	0.00
	III					1.00	1.00	1.00	1.16	1.00	1.31	0.99	1.55	0.98	1.80	1.00	2.15

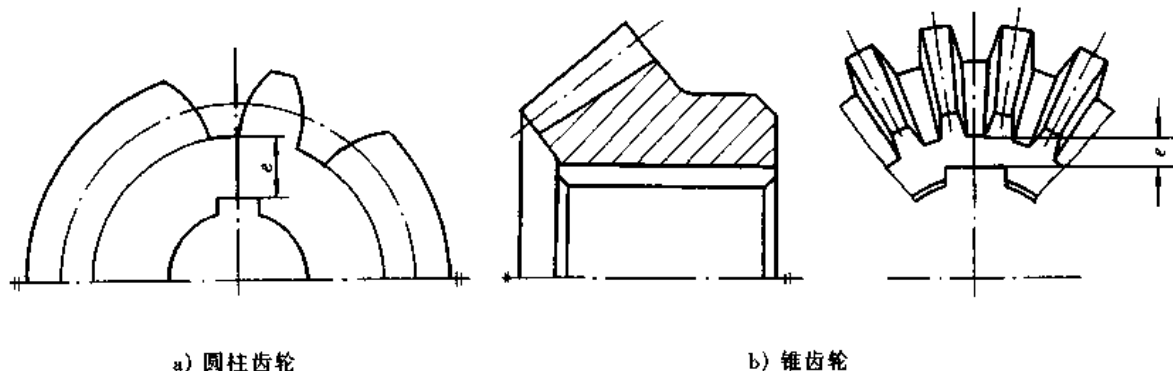
注：① I—适用于提高接触强度；II—适用于提高弯曲强度；III—适用于提高耐磨性及抗胶合能力。

§ 10-10 齿轮的结构设计

通过齿轮传动的强度计算，只能确定出齿轮的主要尺寸，如齿数、模数、齿宽、螺旋角、分度圆直径等，而齿圈、轮辐、轮毂等的结构形式及尺寸大小，通常都由结构设计而定。

齿轮的结构设计与齿轮的几何尺寸、毛坯、材料、加工方法、使用要求及经济性等因素有关。进行齿轮的结构设计时，必须综合地考虑上述各方面的因素。通常是先按齿轮的直径大小，选定合适的结构形式，然后再根据荐用的经验数据，进行结构设计。

对于直径很小的钢制齿轮（图 10-36），当为圆柱齿轮时，若齿根圆到键槽底部的距离 $e < 2m_f$ （ m_f 为端面模数）；当为锥齿轮时，按齿轮小端尺寸计算而得的 $e < 1.6m$ 时，均应将齿轮和轴做成一体，叫做齿轮轴（图 10-37）。若 e 值超过上述尺寸时，齿轮与轴以分开制造为合理。

图 10-36 齿轮结构尺寸 e

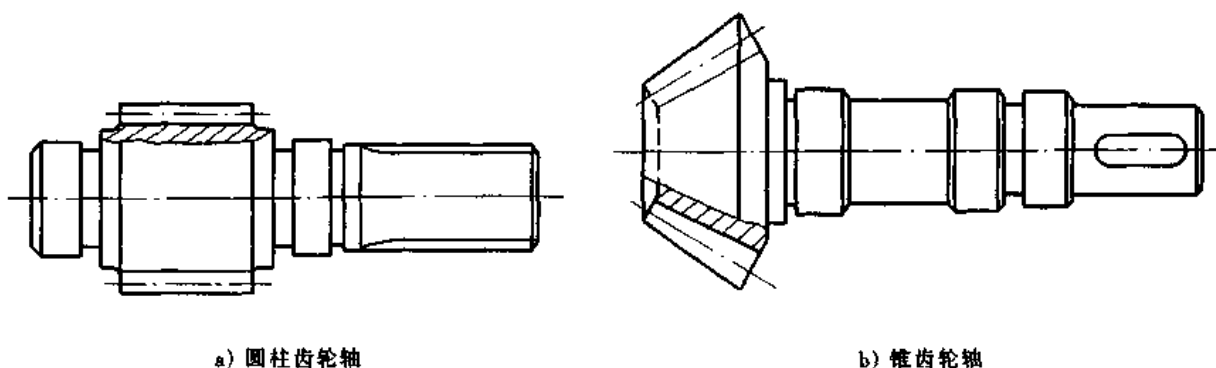


图 10-37 齿轮轴

当齿顶圆直径 $d_a \leq 160 \text{ mm}$ 时, 可以做成实心结构的齿轮(图 10-36 及图 10-38)。但航空产品中的齿轮, 虽 $d_a \leq 160 \text{ mm}$, 也有做成腹板式的(图 10-39)。当齿顶圆直径 $d_a < 500 \text{ mm}$ 时, 可做成腹板式结构(图 10-39), 腹板上开孔的数目按结构尺寸大小及需要而定。

齿顶圆直径 $d_a > 300 \text{ mm}$ 的铸造锥齿轮, 可做成带加强肋的腹板式结构(图 10-40), 加强肋的厚度 $C_1 \approx 0.8 C$, 其它结构尺寸与腹板式相同。

当齿顶圆直径 $400 < d_a < 1000 \text{ mm}$ 时, 可做成轮辐截面为“十”字形的轮辐式结构的齿轮(图 10-41)。

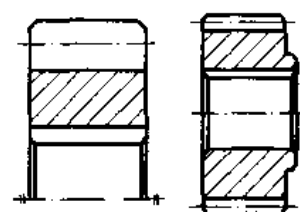
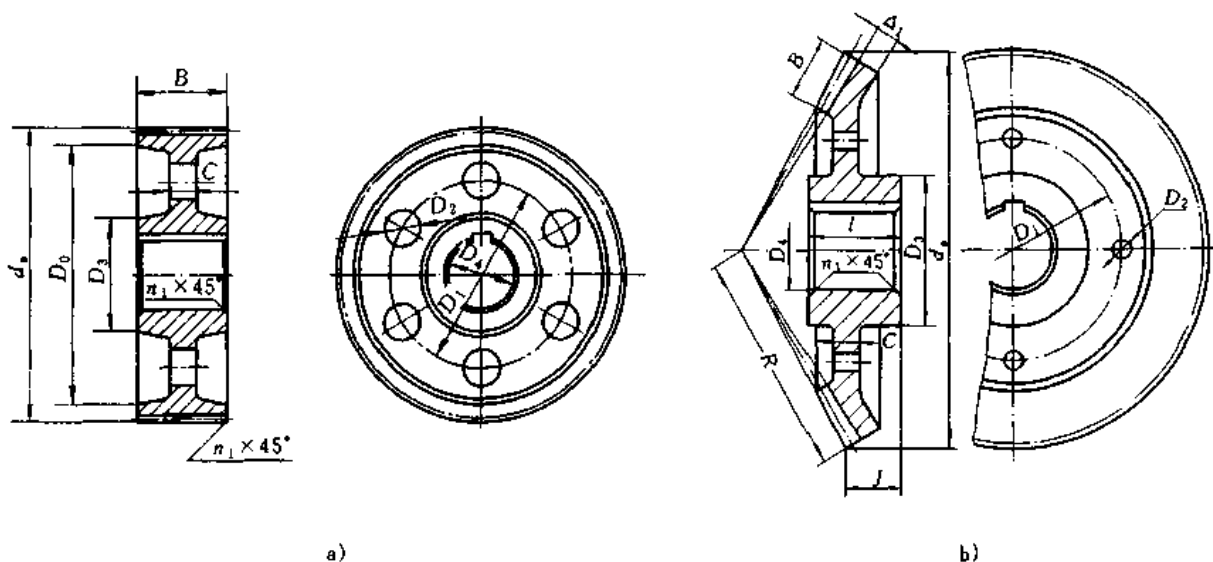


图 10-38 实心结构的齿轮



$$D_1 \approx (D_0 + D_3)/2; D_2 \approx (0.25 \sim 0.35)(D_0 - D_3);$$

$$D_3 \approx 1.6 D_a (\text{钢材}); D_3 \approx 1.7 D_a (\text{铸铁}); n_1 \approx 0.5 m_n; r \approx 5 \text{ mm};$$

$$\text{圆柱齿轮: } D_0 \approx d_a - (10 \sim 14) m_n; C \approx (0.2 \sim 0.3) B;$$

$$\text{锥齿轮: } l \approx (1 \sim 1.2) D_1; C \approx (3 \sim 4) m; \text{尺寸 } J \text{ 由结构设计而定}; \Delta_1 \approx (0.1 \sim 0.2) B$$

常用齿轮的 C 值不应小于 10 mm , 航空用齿轮可取 $C \approx 3 \sim 6 \text{ mm}$

图 10-39 腹板式结构的齿轮 ($d_a < 500 \text{ mm}$)

为了节约贵重金属,对于尺寸较大的圆柱齿轮,可做成组装齿圈式的结构(图 10-42)。齿圈用钢制,而轮芯则用铸铁或铸钢。

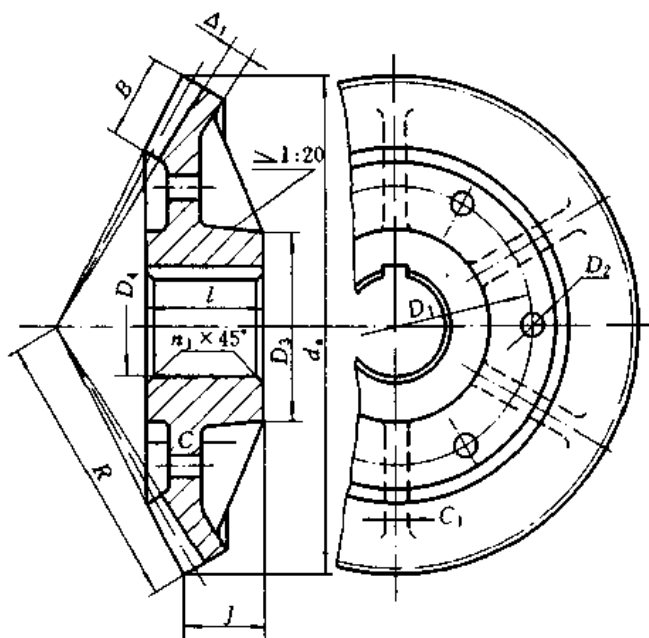
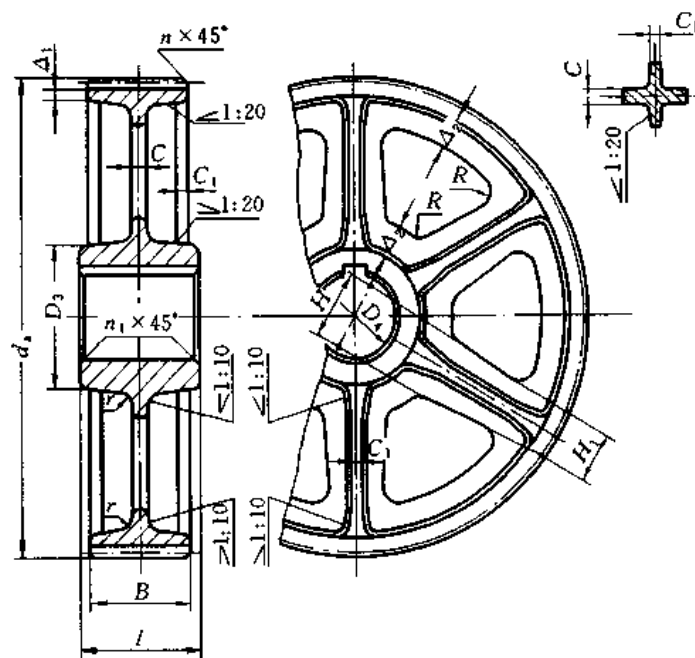


图 10-40 带加强肋的腹板式锥齿轮 ($d_a > 300$ mm)



$B < 240$ mm; $D_3 \approx 1.6 D_4$ (铸钢); $D_3 \approx 1.7 D_4$ (铸铁); $\Delta_1 \approx (3-4) m_n$, 但不应小于 8 mm;
 $\Delta_2 \approx (1-1.2) \Delta_1$; $H \approx 0.8 D_4$ (铸钢); $H \approx 0.9 D_4$ (铸铁); $H_1 \approx 0.8 H$; $C \approx H/5$; $C_1 \approx H/6$;
 $R \approx 0.5 H$; $1.5 D_4 > l \geq B$; 轮辐数常取为 6

图 10-41 轮辐式结构的齿轮 ($400 < d_a < 1\,000$ mm)

用尼龙等工程塑料模压出来的齿轮,也可参照图 10-38 或图 10-39 所示的结构及尺寸进

行结构设计。用夹布塑胶等非金属材料制造的齿轮结构见图 10-43。

进行齿轮结构设计时,还要进行齿轮和轴的联接设计。通常采用单键联接。但当齿轮转速较高时,要考虑轮芯的平衡及对中性。这时齿轮和轴的联接应采用花键或双键联接。对于沿轴滑移的齿轮,为了操作灵活,也应采用花键或双键联接。关于键和花键联接参看第六章。

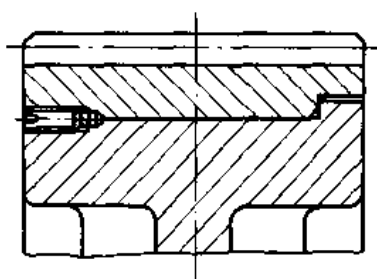


图 10-42 组装齿圈的结构

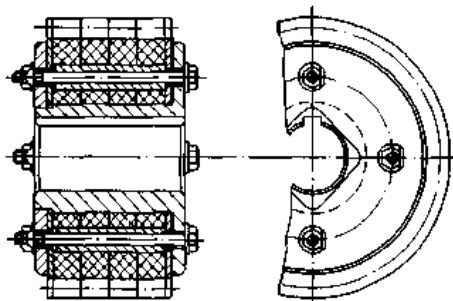


图 10-43 用非金属板材制造的齿轮的组装结构

§ 10-11 齿轮传动的润滑

齿轮在传动时,相啮合的齿面间有相对滑动,因此就要发生摩擦和磨损,增加动力消耗,降低传动效率。特别是高速传动,就更需要考虑齿轮的润滑。

轮齿啮合面间加注润滑剂,可以避免金属直接接触,减少摩擦损失,还可以散热及防锈蚀。因此,对齿轮传动进行适当地润滑,可以大为改善轮齿的工作状况,确保运转正常及预期的寿命。

(一) 齿轮传动的润滑方式

开式及半开式齿轮传动,或速度较低的闭式齿轮传动,通常用人工工作周期性加油润滑,所用润滑剂为润滑油或润滑脂。

通用的闭式齿轮传动,其润滑方法根据齿轮的圆周速度大小而定。当齿轮的圆周速度 $v < 12 \text{ m/s}$ 时,常将大齿轮的轮齿浸入油池中进行浸油润滑(图 10-44)。这样,齿轮在传动时,就把润滑油带到啮合的齿面上,同时也将油甩到箱壁上,借以散热。齿轮浸入油中的深度可视齿轮的圆周速度大小而定,对圆柱齿轮通常不宜超过一个齿高,但一般亦不应小于 10 mm ;对锥齿轮应浸入全齿宽,至少应浸入齿宽的一半。在多级齿轮传动中,可借带油轮将油带到未浸入油池内的齿轮的齿面上(图 10-45)。

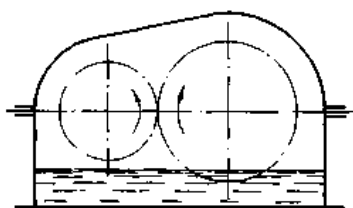


图 10-44 浸油润滑

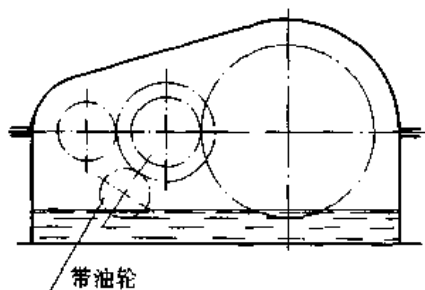


图 10-45 用带油轮带油

油池中的油量多少,取决于齿轮传递功率的大小。对单级传动,每传递 1 kW 的功率,需油量

约为 0.35 ~ 0.7 L。对于多级传动,需油量按级数成倍地增加。

当齿轮的圆周速度 $v > 12 \text{ m/s}$ 时,应采用喷油润滑(图 10-46),即由油泵或中心供油站以一定的压力供油,借喷嘴将润滑油喷到轮齿的啮合面上。当 $v \leq 25 \text{ m/s}$ 时,喷嘴位于轮齿啮入边或啮出边均可;当 $v > 25 \text{ m/s}$ 时,喷嘴应位于轮齿啮出的一边,以便借润滑油及时冷却刚啮合过的轮齿,同时亦对轮齿进行润滑。

(二) 润滑剂的选择

齿轮传动常用的润滑剂为润滑油或润滑脂。所用的润滑油或润滑脂的牌号按表 10-11 选取;润滑油的粘度按表 10-12 选取。

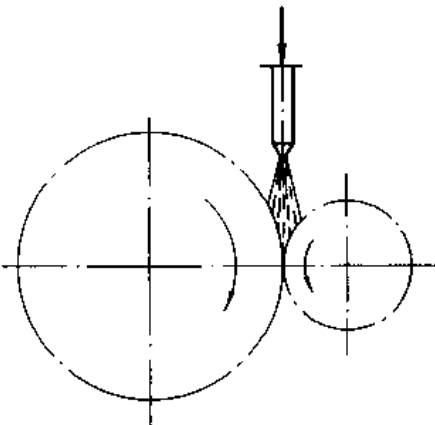


图 10-46 喷油润滑

表 10-11 齿轮传动常用的润滑剂^①

名 称	牌 号	运动粘度 $\nu/\text{cSt}(40\text{ }^{\circ}\text{C})$	应 用
全损耗系统用油 (GB/T 443—1989)	L-AN46 L-AN68 L-AN100	41.4 ~ 50.6 61.2 ~ 74.8 90.0 ~ 110.0	适用于对润滑油无特殊要求的锭子、轴承、齿轮和其它低负荷机械等部件的润滑
工业齿轮油 (SY 1172—88)	68 100 150 220 320	61.2 ~ 74.8 90 ~ 110 135 ~ 165 198 ~ 242 288 ~ 352	适用于工业设备齿轮的润滑
中负荷工业齿轮油 (GB/T 5903—86)	68 100 150 220 320 460	61.2 ~ 74.8 90 ~ 110 135 ~ 165 198 ~ 242 288 ~ 352 414 ~ 506	适用于煤炭、水泥和冶金等工业部门的大型闭式齿轮传动装置的润滑
普通开式 齿轮油 (SY 1232—85)	68 100 150	100 $^{\circ}\text{C}$ 60 ~ 75 90 ~ 110 135 ~ 165	主要适用于开式齿轮、链条和钢丝绳的润滑

表 10-11(完)

名 称	牌 号	运动粘度 $\nu/\text{cSt}(40^\circ\text{C})$	应 用
硫-磷型极压 工业齿轮油	120 150 200 250 300 350	50 $^\circ\text{C}$	适用于经常处于边界润滑的重载、高冲击的直、斜齿轮 和蜗轮装置及轧钢机齿轮装置
		110 ~ 130	
		130 ~ 170	
		180 ~ 220	
		230 ~ 270	
		280 ~ 320	
钙钠基润滑脂 (ZBE 86001—88)	ZGN-2		适用于 80 ~ 100 $^\circ\text{C}$, 有水分或较潮湿的环境中工作的齿 轮传动, 但不适于低温工作情况
	ZGN-3		
石墨钙基润滑脂 (ZBE 36002—88)	ZG-S		适用于起重机底盘的齿轮传动、开式齿轮传动、需耐潮 湿处

注: ①表中所列仅为齿轮油的一部分, 必要时可参阅有关资料。

表 10-12 齿轮传动润滑油粘度荐用值

齿轮材料	强度极限 σ_B /MPa	圆周速度 $v/(\text{m/s})$						
		< 0.5	0.5 ~ 1	1 ~ 2.5	2.5 ~ 5	5 ~ 12.5	12.5 ~ 25	> 25
		运动粘度 $\nu/\text{cSt}(40^\circ\text{C})$						
塑料、铸铁、青铜	—	350	220	150	100	80	55	—
钢	450 ~ 1 000	500	350	220	150	100	80	55
	1 000 ~ 1 250	500	500	350	220	150	100	80
渗碳或表面淬火的钢	1 250 ~ 1 580	900	500	500	350	220	150	100

注: 1) 多级齿轮传动, 采用各级传动圆周速度的平均值来选取润滑油粘度;

2) 对于 $\sigma_B > 800 \text{ MPa}$ 的镍铬钢制齿轮(不渗碳)的润滑油粘度应取高一档的数值。

§ 10-12 圆弧齿圆柱齿轮传动简介

减小齿轮传动的尺寸和质量的主要途径, 在于设法提高其承载能力。目前工业中广泛使用的渐开线齿轮传动已有两百多年的历史。虽然它具有易于加工及传动可分性等特点, 但由于综合曲率半径 ρ_Σ 不能增大很多, 载荷沿齿宽分布不均匀, 以及啮合损失较大等原因, 提高其承载能力就受到了一定的限制, 因而日益不能满足如冶金、采矿、动力等重要工业部门所提出的越来越高的要求。为此, 提出了新的齿轮传动——圆弧齿圆柱齿轮传动, 简称圆弧齿轮传动。

圆弧齿轮传动的齿廓及其类型、啮合原理及传动特性等已在《机械原理》中介绍过。圆弧齿轮传动与渐开线齿轮传动相比有下列特点:

1) 圆弧齿轮传动啮合轮齿的综合曲率半径 ρ_Σ 较大, 轮齿具有较高的接触强度。由实验得知, 对于软齿面 ($\leq 350 \text{ HBS}$)、低速和中速的圆弧齿轮传动, 按接触强度而定的承载能力至少为渐开线直齿圆柱齿轮传动的 1.75 倍, 甚至有时达 2 ~ 2.5 倍。

目前我国对软齿面的单圆弧齿轮传动, 经精滚工艺, 精度可达 6 级, 齿面接触斑点达 80%, 约相当于经过磨

制的渐开线齿轮传动。

而双圆弧齿轮传动较之单圆弧者,不仅接触弧线长,而且主、从动齿轮的齿根都较厚,不论齿面接触强度、齿根弯曲强度以及耐磨性都更高。双圆弧齿轮的齿高较大,轮齿的刚度就较小,故啮合时的冲击、噪声也小,因而双圆弧齿轮传动更具发展前途。

2) 圆弧齿轮传动具有良好的磨合性能。经磨合之后,圆弧齿轮传动相啮合的齿面能紧密贴合,实际啮合面积较大,而且轮齿在啮合过程中主要是滚动摩擦,啮合点又以相当高的速度沿啮合线移动,这就对形成轮齿间的动力润滑带来了有利的条件,因而啮合齿面间的油膜较厚。这不仅有助于提高齿面的接触强度及耐磨性,而且啮合摩擦损失也大为减小(约仅为渐开线齿轮传动的一半),因而传动效率较高(当齿面粗糙度为 $\sqrt{1.6}$ 时,传动效率约为0.99左右)。

3) 圆弧齿轮传动轮齿没有根切现象,故齿数可少到8~6,但应视小齿轮轴的强度及刚度而定。

4) 圆弧齿轮不能做成直齿,并为确保传动的连续性,必须具有一定的齿宽。但是对不同的要求(如承载能力、效率、磨损、噪声等)可通过选取不同的参数,设计出不同的齿形来实现。

5) 圆弧齿轮传动的中心距及切齿深度的偏差对轮齿沿齿高的正常接触影响很大,它将降低齿轮应有的承载能力,因而这种传动对中心距及切齿深度的精度要求较高。

圆弧齿轮轮齿的失效形式与渐开线齿轮相同,齿面有点蚀、磨损,齿根有折断。对于要求寿命长、冲击轻微的闭式齿轮传动,应以防止齿面疲劳点蚀为主,故应考虑选用双圆弧齿轮,并选取较大的齿高系数,以增长接触弧,从而提高轮齿的齿面接触强度。若是齿轮的承载能力取决于齿根的弯曲强度时,则又应考虑选用短齿制的双圆弧齿轮,以减小轮齿受载的力臂及增大齿根厚度,从而提高齿根的弯曲强度。

圆弧齿圆柱齿轮传动的强度计算可参阅[41]。

习 题

10-1 试分析图 10-47 所示的齿轮传动各齿轮所受的力(用受力图表示出各力的作用位置及方向)。

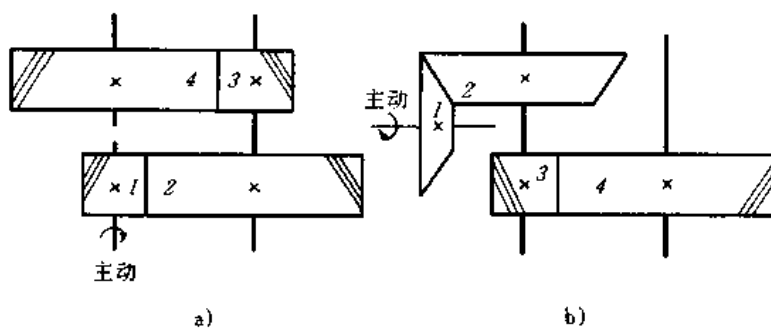


图 10-47 齿轮传动力分析

10-2 如图 10-48 所示的齿轮传动,齿轮 A、B 和 C 的材料都是中碳钢调质,其硬度:齿轮 A 为 240 HBS, 齿轮 B 为 260 HBS, 齿轮 C 为 220 HBS, 试确定齿轮 B 的许用接触应力 $[\sigma_H]$ 和许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 。假定:

- (1) 齿轮 B 为“惰轮”(中间轮), 齿轮 A 为主动轮, 齿轮 C 为从动轮, 设 $K_{FV} = K_{HN} = 1$;
- (2) 齿轮 B 为主动, 齿轮 A 和齿轮 C 均为从动, 设 $K_{FV} = K_{HN} = 1$;

10-3 对于作双向传动的齿轮来说,它的齿面接触应力和齿根弯曲应力各属于什么循环特性? 在作强度计算时应怎样考虑?

10-4 齿轮的精度等级与齿轮的选材及热处理方法有什么关系?

10-5 要提高轮齿的抗弯疲劳强度和齿面抗点蚀能力有哪些可能的措施?

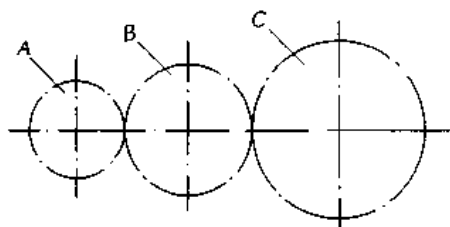


图 10-48 齿轮传动许用应力分析

10-6 设计铣床中的一对圆柱齿轮传动, 已知 $P_1 = 7.5 \text{ kW}$, $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, $z_1 = 26$, $z_2 = 54$, 寿命 $L_h = 12000 \text{ h}$, 小齿轮相对其轴的支承为不对称布置, 并画出大齿轮的结构图。

10-7 某齿轮减速器的斜齿圆柱齿轮传动, 已知 $n_1 = 750 \text{ r/min}$, 两轮的齿数为 $z_1 = 24$, $z_2 = 108$, $\beta = 9^\circ 22'$, $m_n = 6 \text{ mm}$, $b = 160 \text{ mm}$, 8 级精度, 小齿轮材料为 38SiMnMo(调质), 大齿轮材料为 45 钢(调质), 寿命 20 年(设每年 300 工作日), 每日两班制, 小齿轮相对其轴的支承为对称布置, 试计算该齿轮传动所能传递的功率。

10-8 设计小型航空发动机中的一对斜齿圆柱齿轮传动, 已知 $P_1 = 130 \text{ kW}$, $n_1 = 11640 \text{ r/min}$, $z_1 = 23$, $z_2 = 73$, 寿命 $L_h = 100 \text{ h}$, 小齿轮作悬臂布置, 使用系数 $K_A = 1.25$ 。

10-9 设计用于螺旋输送机的闭式直齿锥齿轮传动, 轴夹角 $\Sigma = 90^\circ$, 传递功率 $P_1 = 1.8 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 250 \text{ r/min}$, 齿数比 $u = 2.3$, 两班制工作, 寿命 10 年(每年按 300 天计算), 小齿轮作悬臂布置。

第十一章 蜗杆传动

蜗杆传动是在空间交错的两轴间传递运动和动力的一种传动机构(图 11-1),两轴线交错的夹角可为任意值,常用的为 90° 。这种传动由于具有下述特点,故应用颇为广泛。

1) 当使用单头蜗杆(相当于单线螺纹)时,蜗杆旋转一周,蜗轮只转过一个齿距,因而能实现大的传动比。在动力传动中,一般传动比 $i = 5 \sim 80$;在分度机构或手动机构的传动中,传动比可达 300;若只传递运动,传动比可达 1 000。由于传动比大,零件数目又少,因而结构很紧凑。

2) 在蜗杆传动中,由于蜗杆齿是连续不断的螺旋齿,它和蜗轮齿是逐渐进入啮合及逐渐退出啮合的,同时啮合的齿对又较多,故冲击载荷小,传动平稳,噪声低。

3) 当蜗杆的螺旋线升角小于啮合面的当量摩擦角时,蜗杆传动便具有自锁性。

4) 蜗杆传动与螺旋齿轮传动相似,在啮合处有相对滑动。当滑动速度很大,工作条件不够良好时,会产生较严重的摩擦与磨损,从而引起过分发热,使润滑情况恶化。因此摩擦损失较大,效率低;当传动具有自锁性时,效率仅为 0.4 左右。同时由于摩擦与磨损严重,常需耗用有色金属制造蜗轮(或轮圈),以便与钢制蜗杆配对组成减摩性良好的滑动摩擦副。

蜗杆传动通常用于减速装置,但也有个别机器用作增速装置。

§ 11-1 蜗杆传动的类型

根据蜗杆形状的不同,蜗杆传动可以分为圆柱蜗杆传动(图 11-1),环面蜗杆传动(图 11-2)和锥蜗杆传动(图 11-3)等。

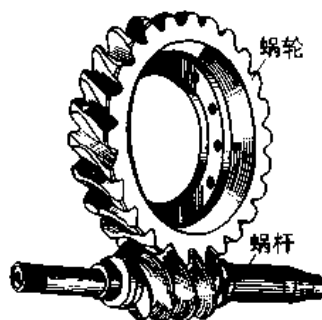


图 11-1 圆柱蜗杆传动

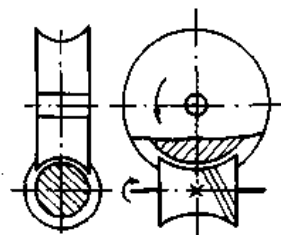


图 11-2 环面蜗杆传动

(一) 圆柱蜗杆传动

圆柱蜗杆传动包括普通圆柱蜗杆传动和圆弧圆柱蜗杆传动两类。

1. 普通圆柱蜗杆传动

普通圆柱蜗杆的齿面(除 ZK 型蜗杆外)一般是在车床上用直线刀刃的车刀车制的。根据车刀安装位置的不同,所加工出的蜗杆齿面在不同截面中的齿廓曲线也不同。根据不同的齿廓曲

线,普通圆柱蜗杆可分为阿基米德蜗杆(ZA蜗杆)、渐开线蜗杆(ZI蜗杆)、法向直廓蜗杆(ZN蜗杆)和锥面包络蜗杆(ZK蜗杆)等四种。GB/T 10085—1988 推荐采用 ZI 蜗杆和 ZK 蜗杆两种。现将上述四种普通圆柱蜗杆传动所用的蜗杆及配对的蜗轮齿形分别予以介绍。

(1) 阿基米德蜗杆(ZA 蜗杆) 这种蜗杆,在垂直于蜗杆轴线的平面(即端面)上,齿廓为阿基米德螺旋线(图 11-4),在包含轴线的平面上的齿廓(即轴向齿廓)为直线,其齿形角 $\alpha_0 = 20^\circ$ 。它可在车床上用直线刀刃的单刀(当导程角 $\gamma \leq 3^\circ$ 时)或双刀(当 $\gamma > 3^\circ$ 时)车削加工。安装刀具时,切削刃的顶面必须通过蜗杆的轴线,如图 11-4 所示。这种蜗杆磨削困难,当导程角 γ 较大时加工不便。

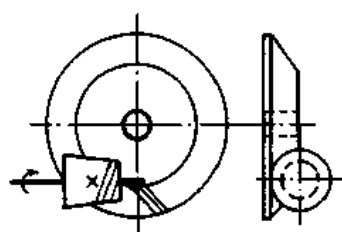


图 11-3 锥蜗杆传动

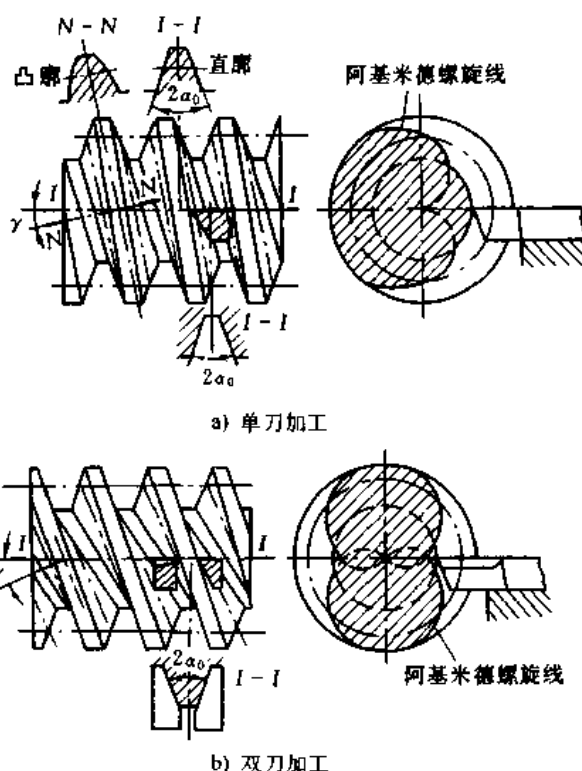


图 11-4 阿基米德蜗杆(ZA 蜗杆)

(2) 法向直廓蜗杆(ZN 蜗杆) 这种蜗杆的端面齿廓为延伸渐开线(图 11-5),法面(N-N)齿廓为直线。ZN 蜗杆也是用直线刀刃的单刀或双刀在车床上车削加工。刀具的安装形式如图 11-5 所示。这种蜗杆磨削起来也比较困难。

(3) 渐开线蜗杆(ZI 蜗杆) 这种蜗杆的端面齿廓为渐开线(图 11-6),所以它相当于一个少齿数(齿数等于蜗杆头数)、大螺旋角的渐开线圆柱斜齿轮。ZI 蜗杆可用两把直线刀刃的车刀在车床上车削加工。刀刃顶面应与基圆柱相切,其中一把刀具高于蜗杆轴线,另一把刀具则低于蜗杆轴线,如图 11-6 所示。刀具的齿形角应等于蜗杆的基圆柱螺旋角。这种蜗杆可以在专用机床上磨削。

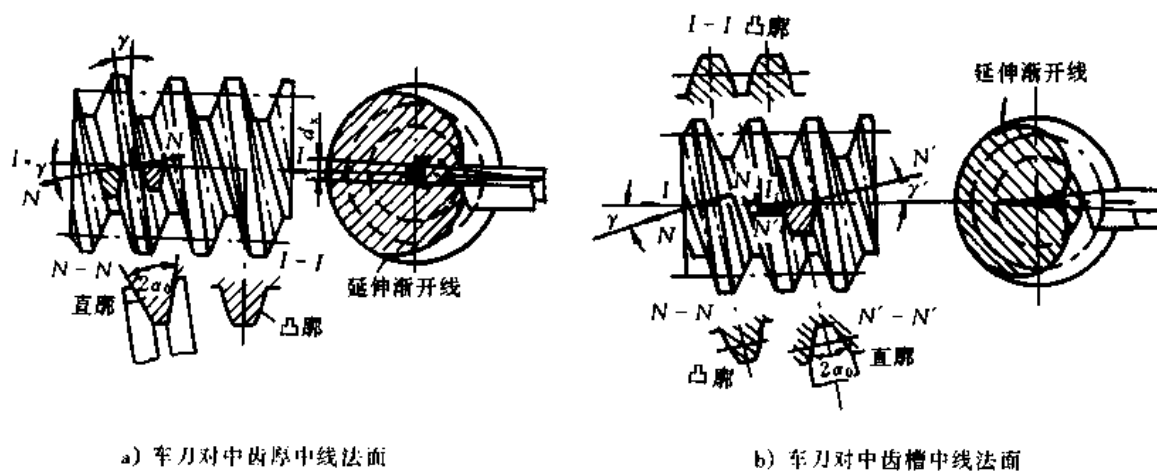


图 11-5 法向直廓蜗杆(ZN 蜗杆)

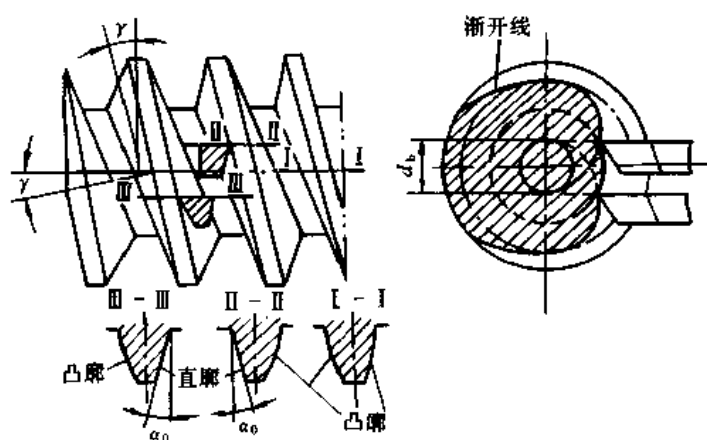


图 11-6 渐开线蜗杆(ZI 蜗杆)

(4) 锥面包络圆柱蜗杆(ZK 蜗杆) 这是一种非线性螺旋齿面蜗杆。它不能在车床上加工,只能在铣床上铣制并在磨床上磨削。加工时,除工件作螺旋运动外,刀具同时绕其自身的轴线作回转运动。这时,铣刀(或砂轮)回转曲面的包络面即为蜗杆的螺旋齿面(图 11-7),在 $I-I$ 及 $N-N$ 截面上的齿廓均为曲线(图 11-7a)。这种蜗杆便于磨削,蜗杆的精度较高,应用日渐广泛。

至于与上述各类蜗杆配对的蜗轮齿廓,则完全随蜗杆的齿廓而异。蜗轮一般是在滚齿机上用滚刀或飞刀加工的。为了保证蜗杆和蜗轮能正确啮合,切削蜗轮的滚刀齿廓,应与蜗杆的齿廓一致;滚切时的中心距,也应与蜗杆传动的中心距相同。

2. 圆弧圆柱蜗杆传动(ZC 蜗杆)

图 11-8 所示的圆弧圆柱蜗杆传动和普通圆柱蜗杆传动相似,只是齿廓形状有所区别。这种蜗杆的螺旋面是用刃边为凸圆弧形的刀具切制的,而蜗轮是用范成法制造的。在中间平面(即蜗杆轴线和蜗杆副连心线所在的平面,参看图 11-13)上,蜗杆的齿廓为凹弧形(11-8b),而与之相配的蜗轮的齿廓则为凸弧形。所以,圆弧圆柱蜗杆传动是一种凹凸弧齿廓相啮合的传动,也是

一种线接触的啮合传动。其主要特点为:效率高,一般可达 90% 以上;承载能力高,一般可较普通圆柱蜗杆传动高出 50% ~ 150%;体积小;质量小;结构紧凑。这种传动已广泛应用到冶金、矿山、化工、建筑、起重等机械设备的减速机构中。

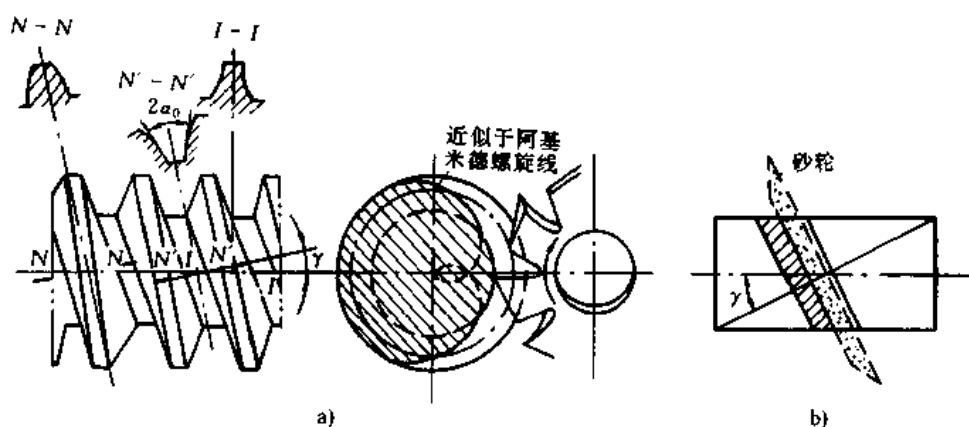


图 11-7 锥面包络圆柱蜗杆(ZK 蜗杆)

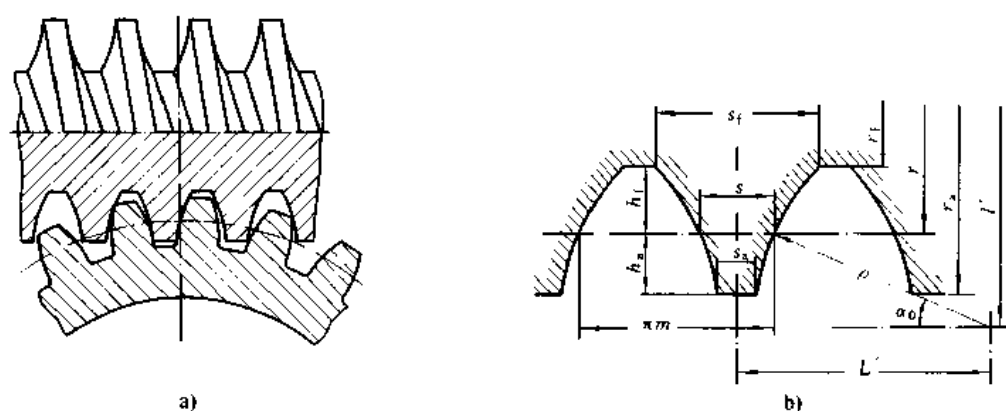


图 11-8 圆弧圆柱蜗杆传动

(二) 环面蜗杆传动

环面蜗杆传动的特征是,蜗杆体在轴向的外形是以凹圆弧为母线所形成的旋转曲面,所以把这种蜗杆传动叫做环面蜗杆传动(参看图 11-2)。在这种传动的啮合带内,蜗轮的节圆位于蜗杆的节弧面上,亦即蜗杆的节弧沿蜗轮的节圆包着蜗轮。在中间平面内,蜗杆和蜗轮都是直线齿廓。由于同时相啮合的齿对多,而且轮齿的接触线与蜗杆齿运动的方向近似于垂直^[40],这就大大改善了轮齿受力情况和润滑油膜形成的条件,因而承载能力约为阿基米德蜗杆传动的 2 ~ 4 倍,效率一般高达 0.85 ~ 0.9;但它需要较高的制造和安装精度。有关资料可参看参考文献[66]或[68]。

除上述环面蜗杆传动外,还有包络环面蜗杆传动。这种蜗杆传动分为一次包络和二次包络(双包)环面蜗杆传动两种。它们的承载能力和效率较上述环面蜗杆传动均有显著的提高。其啮合原理和设计计算方法可参看参考文献[68]。

(三) 锥蜗杆传动(图 11-3)

锥蜗杆传动也是一种空间交错轴之间的传动,两轴交错角通常为 90° 。蜗杆是由在节锥上分布的等导程的螺旋所形成的,故称为**锥蜗杆**。而蜗轮在外观上就像一个曲线齿锥齿轮,它是用与锥蜗杆相似的锥滚刀在普通滚齿机上加工而成的,故称为**锥蜗轮**。锥蜗杆传动的特点是:同时接触的点数较多,重合度大;传动比范围大(一般为 $10 \sim 360$);承载能力和效率较高;侧隙便于控制和调整;能作离合器使用;可节约有色金属;制造安装简便,工艺性好。但由于结构上的原因,传动具有不对称性,因而正、反转时受力不同,承载能力和效率也不同。

以上都是由蜗杆与蜗轮组成滑动副的一些滑动蜗杆传动,由于它们在传动过程中的摩擦磨损严重,因而也研制出了多种滚动蜗杆传动,有滚动体安装于蜗杆上的,如图 11-9 及 11-10(沿蜗杆的螺旋线安装许多与蜗杆螺旋齿尺寸相当的圆锥滚子,从而组成与取代蜗杆齿),也有滚动体安装于蜗轮上的,如图 11-11 及 11-12。显然,通过以滚代滑,大大减轻了摩擦磨损,提高了工作效率与使用寿命,也节约了有色金属,但结构较为复杂,主要用于功率不太大(功率较大时可将图 11-9 中的单线循环滚珠改用双线循环滚珠或采用滚子齿蜗杆)或以传递运动为主的场合。

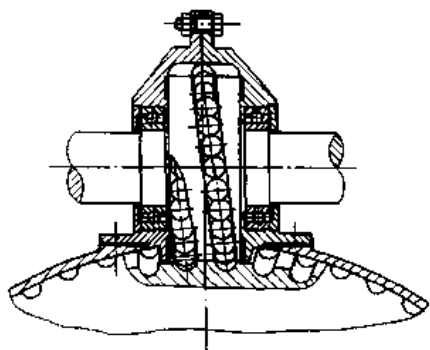


图 11-9 滚动蜗杆传动(滚珠齿蜗杆)

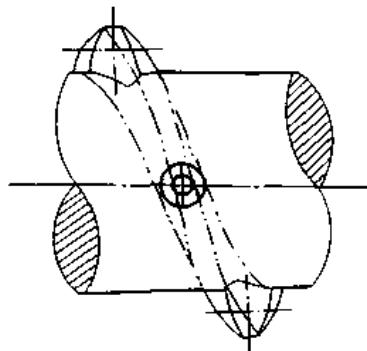


图 11-10 滚子齿蜗杆(示意图)

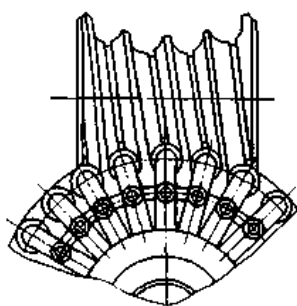


图 11-11 滚动蜗杆传动(滚珠齿蜗轮)

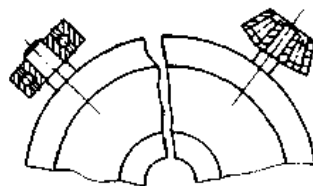


图 11-12 滚子齿蜗轮(示意图)

§ 11-2 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算

如图 11-13 所示,在中间平面上,普通圆柱蜗杆传动就相当于齿条与齿轮的啮合传动。故在设计蜗杆传动时,均取中间平面上的参数(如模数、压力角等)和尺寸(如齿顶圆、分度圆等)为

基准,并沿用齿轮传动的计算关系。

(一) 普通圆柱蜗杆传动的主要参数及其选择

普通圆柱蜗杆传动的主要参数有模数 m 、压力角 α 、蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2 及蜗杆的直径 d_1 等。进行蜗杆传动的设计时,首先要正确地选择参数。

1. 模数 m 和压力角 α

和齿轮传动一样,蜗杆传动的几何尺寸也以模数为主要计算参数。蜗杆和蜗轮啮合时,在中间平面上,蜗杆的轴面模数、压力角应与蜗轮的端面模数、压力角相等,即

$$m_{a1} = m_{a2} = m$$

$$\alpha_{a1} = \alpha_{a2}$$

ZA 蜗杆的轴向压力角 α_a 为标准值(20°),其余三种(ZN、ZI、ZK)蜗杆的法向压力角 α_n 为标准值(20°),蜗杆轴向压力角与法向压力角的关系为

$$\tan \alpha_a = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma}$$

式中: γ 为导程角。

2. 蜗杆的分度圆直径 d_1

在蜗杆传动中,为了保证蜗杆与配对蜗轮的正确啮合,常用与蜗杆具有同样尺寸的蜗轮滚刀^①来加工与其配对的蜗轮。这样,只要有一种尺寸的蜗杆,就得有一种对应的蜗轮滚刀。对于同一模数,可以有很多不同直径的蜗杆,因而对每一模数就要配备很多蜗轮滚刀。显然,这样很不经济。为了限制蜗轮滚刀的数目及便于滚刀的标准化,就对每一标准模数规定了一定数量的蜗杆分度圆直径 d_1 ,而把比值

$$q = \frac{d_1}{m} \quad (11-1)$$

称为蜗杆的直径系数。 d_1 与 q 已有标准值,常用的标准模数 m 和蜗杆分度圆直径 d_1 及直径系数 q 见表 11-2。如果采用非标准滚刀或飞刀切制蜗轮, d_1 与 q 值可不受标准的限制。

3. 蜗杆头数 z_1

蜗杆头数 z_1 可根据要求的传动比和效率来选定。单头蜗杆传动的传动比可以较大,但效率较低。如要提高效率,应增加蜗杆的头数。但蜗杆头数过多,又会给加工带来困难。所以,通常蜗杆头数取为 1、2、4、6。

4. 导程角 γ

蜗杆的直径系数 q 和蜗杆头数 z_1 选定之后,蜗杆分度圆柱上的导程角 γ 也就确定了。由图 11-14 可知,

$$\tan \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{z_1 p_a}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} = \frac{z_1}{q} \quad (11-2)$$

式中: p_a 为蜗杆轴向齿距。

5. 传动比 i 和齿数比 u

^① 蜗轮滚刀的齿顶高比与蜗轮相配的蜗杆的齿顶高大 c , c 为蜗杆传动的顶隙。

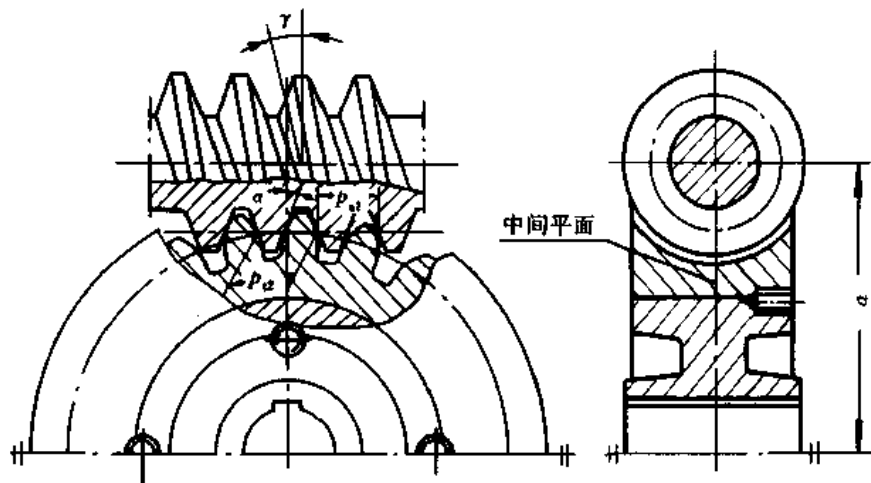


图 11-13 普通圆柱蜗杆传动

传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

式中: n_1 、 n_2 分别为蜗杆和蜗轮的转速, 单位为 r/min 。

齿数比

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

式中: z_2 为蜗轮的齿数。

当蜗杆为主动时,

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = u \quad (11-3)$$

6. 蜗轮齿数 z_2

蜗轮齿数 z_2 主要根据传动比来确定。应注意: 为了避免用蜗轮滚刀切制蜗轮时产生根切与干涉, 理论上应使 $z_{2\min} \geq 17$ 。但当 $z_2 < 26$ 时, 啮合区要显著减小, 将影响传动的平稳性, 而在 $z_2 \geq 30$ 时, 则可始终保持有两对以上的齿啮合, 所以通常规定 z_2 大于 28。对于动力传动, z_2 一般不大于 80。这是由于当蜗轮直径不变时, z_2 越大, 模数就越小, 将使轮齿的弯曲强度削弱; 当模数不变时, 蜗轮尺寸将要增大, 使相啮合的蜗杆支承间距加长, 这将降低蜗杆的弯曲刚度, 容易产生挠曲而影响正常的啮合。 z_1 、 z_2 的荐用值见表 11-1 (具体选择时可考虑表 11-2 中的匹配关系)。当设计非标准或分度传动时, z_2 的选择可不受限制。

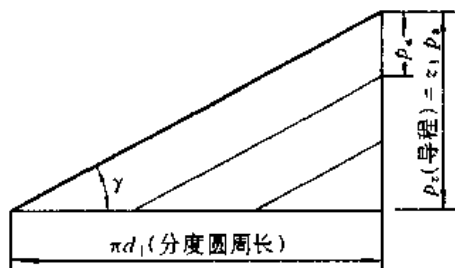


图 11-14 导程角与导程的关系

表 11-1 蜗杆头数 z_1 与蜗轮齿数 z_2 的荐用值

$i = z_2/z_1$	z_1	z_2
≈ 5	6	29 ~ 31
7 ~ 15	4	29 ~ 61
14 ~ 30	2	29 ~ 61
29 ~ 82	1	29 ~ 82

7. 蜗杆传动的标准中心距 a

蜗杆传动的标准中心距为

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(q + z_2)m \quad (11-4)$$

标准普通圆柱蜗杆传动的基本尺寸和参数列于表 11-2。设计普通圆柱蜗杆减速装置时,在按接触强度或弯曲强度确定了中心距 a 或 $m^2 d_1$ 后,一般应按表 11-2 的数据确定蜗杆与蜗轮的尺寸和参数,并按表值予以匹配。如可自行加工蜗轮滚刀或减速器箱体时,也可不按表 11-2 选配参数。

表 11-2 普通圆柱蜗杆基本尺寸和参数及其与蜗轮参数的匹配

中心距 a /mm	模数 m /mm	分度圆直径 d_1 /mm	$m^2 d_1$ /mm ³	蜗杆头数 z_1	直径系数 q	分度圆导程角 γ	蜗轮齿数 z_2	变位系数 x_2
40 50	1	18	18	1	18.00	3°10'47"	62 82	0 0
40 50 63	1.25	20 22.4	31.25 35	1	16.00 17.92	3°34'35" 3°11'38"	49 62 82	-0.500 +0.040 +0.440
50 63 80	1.6	20 28	51.2 71.68	1 2 4	12.50 17.50	4°34'26" 9°05'25" 17°44'41"	51 61 82	-0.500 +0.125 +0.250
40 (50) (63)	2	22.4	89.6	1 2 4 6	11.20	5°06'08" 10°07'29" 19°39'14" 28°10'43"	29 (39) (51)	-0.100 (-0.100) (+0.400)
80 100		35.5	142	1	17.75	3°13'28"	62 82	+0.125

表 11-2(完)

中心距 a /mm	模数 m /mm	分度圆直径 d_1 /mm	$m^2 d_1$ /mm ³	蜗杆头数 z_1	直径系数 q	分度圆导程角 γ	蜗轮齿数 z_2	变位系数 x_2
50 (63) (80)	2.5	28	175	1	11.20	5°06'08"	29 (39) (53)	-0.100 (+0.100) (-0.100)
				2		10°07'29"		
				4		19°39'14"		
				6		28°10'43"		
100		45	281.25	1	18.00	3°10'47"	62	0
63 (80) (100)	3.15	35.5	352.25	1	11.27	5°04'15"	29 (39) (53)	-0.134 9 (+0.261 9) (-0.388 9)
				2		10°03'48"		
				4		19°32'29"		
				6		28°01'50"		
125		56	555.66	1	17.778	3°13'10"	62	-0.206 3
80 (100) (125)	4	40	640	1	10.00	5°42'38"	31 (41) (51)	-0.500 (-0.500) (+0.750)
				2		11°18'36"		
				4		21°48'05"		
				6		30°57'50"		
160		71	1 136	1	17.75	3°13'28"	62	+0.125
100 (125) (160) (180)	5	50	1 250	1	10.00	5°42'38"	31 (41) (53) (61)	-0.500 (-0.500) (+0.500) (+0.500)
				2		11°18'36"		
				4		21°48'05"		
				6		30°57'50"		
200		90	2 250	1	18.00	3°10'47"	62	0
125 (160) (180) (200)	6.3	63	2 500.47	1	10.00	5°42'38"	31 (41) (48) (53)	-0.658 7 (-0.103 2) (-0.428 6) (+0.246 0)
				2		11°18'36"		
				4		21°48'05"		
				6		30°57'50"		
250		112	4 445.28	1	17.778	3°13'10"	61	+0.293 7
160 (200) (225) (250)	8	80	5 120	1	10.00	5°42'38"	31 (41) (47) (52)	-0.500 (-0.500) (-0.375) (+0.250)
				2		11°18'36"		
				4		21°48'05"		
				6		30°57'50"		

注:1) 本表中导程角 γ 小于 3°30' 的圆柱蜗杆均为自锁蜗杆。2) 括号中的参数不适用于蜗杆头数 $z_1 = 6$ 时。

3) 本表摘自 GB/T 10085—1988。

(二) 蜗杆传动变位的特点

为了配凑中心距或提高蜗杆传动的承载能力及传动效率,常采用变位蜗杆传动。变位方法与齿轮传动的变位方法相似,也是在切削时,利用刀具相对于蜗轮毛坯的径向位移来实现变位。但是在蜗杆传动中,由于蜗杆的齿廓形状和尺寸要与加工蜗轮的滚刀形状和尺寸相同,所以为了保持刀具尺寸不变,蜗杆尺寸是不能变动的,因而只能对蜗轮进行变位。图 11-15 表示了几种变位情况(图中 a' 、 z'_2 分别为变位后的中心距及蜗轮齿数, x_2 为蜗轮变位系数)。变位后,蜗轮的分度圆和节圆仍旧重合,只是蜗杆在中间平面上的节线有所改变,不再与其分度线重合。

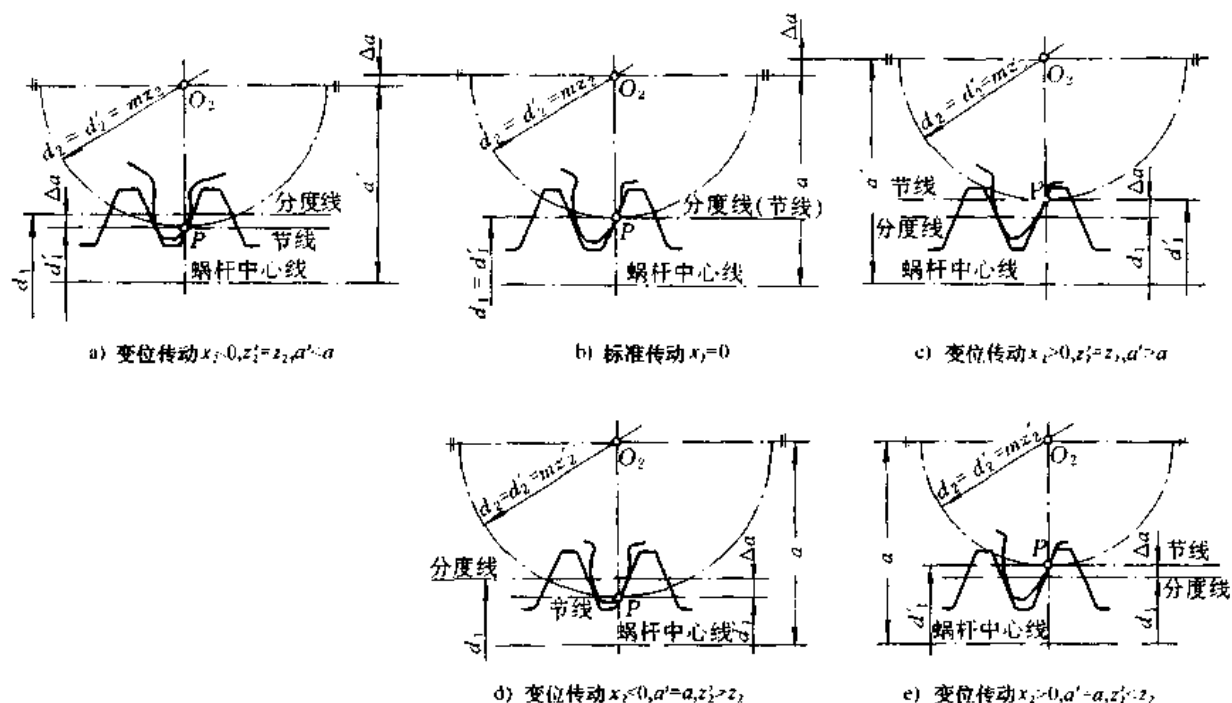


图 11-15 蜗杆传动的变位

变位蜗杆传动根据使用场合的不同,可在下述两种变位方式中选取一种。

1) 变位前后,蜗轮的齿数不变($z'_2 = z_2$),蜗杆传动的中心距改变($a' \neq a$),如图 a、c 所示,其中心距的计算式如下:

$$a' = a + x_2 m = (d_1 + d_2 + 2x_2 m) / 2 \quad (11-5)$$

2) 变位前后,蜗杆传动的中心距不变($a' = a$),蜗轮齿数发生变化($z'_2 \neq z_2$),如图 d、e 所示, z'_2 可计算如下:

$$\text{因} \quad \frac{d_1 + d_2 + 2x_2 m}{2} = \frac{m}{2} (q + z'_2 + 2x_2) = \frac{m}{2} (q + z_2)$$

$$\text{故} \quad z'_2 = z_2 - 2x_2 \quad (11-6)$$

$$\text{则} \quad x_2 = \frac{z_2 - z'_2}{2} \quad (11-6a)$$

(三) 蜗杆传动的几何尺寸计算

蜗杆传动的几何尺寸及其计算公式见图 11-16 及表 11-3、表 11-4。

表 11-3(完)

名 称	代号	计算关系式	说 明
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2(h_a^* m + c)$	
顶隙	c	$c = c^* m$	按规定
渐开线蜗杆基圆直径	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \cdot \tan \gamma / \tan \gamma_b = m z_1 / \tan \gamma_b$	
蜗杆齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = h_a^* m = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_1)$	按规定
蜗杆齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m = \frac{1}{2}(d_1 - d_{f1})$	
蜗杆齿高	h_1	$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = \frac{1}{2}(d_{a1} - d_{f1})$	
蜗杆导程角	γ	$\tan \gamma = m z_1 / d_1 = z_1 / q$	
渐开线蜗杆基圆导程角	γ_b	$\cos \gamma_b = \cos \gamma \cos \alpha_n$	
蜗杆齿宽	b_1	见表 11-4	由设计确定
蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = m z_2 = 2a - d_1 - 2x_2 m$	
蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$	
蜗轮齿根圆直径	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$	
蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_2) = m(h_a^* + x_2)$	
蜗轮齿根高	h_{f2}	$h_{f2} = \frac{1}{2}(d_2 - d_{f2}) = m(h_a^* - x_2 + c^*)$	
蜗轮齿高	h_2	$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = \frac{1}{2}(d_{a2} - d_{f2})$	
蜗轮咽喉母圆半径	r_{a2}	$r_{a2} = a - \frac{1}{2} d_{a2}$	
蜗轮齿宽	b_2		由设计确定
蜗轮齿宽角	θ	$\theta = 2 \arcsin \left(\frac{b_2}{d_1} \right)$	
蜗杆轴向齿厚	s_a	$s_a = \frac{1}{2} \pi m$	
蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_a \cos \gamma$	
蜗轮齿厚	s_f	按蜗杆节圆处轴向齿槽宽 e'_a 确定	
蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1 + 2x_2 m = m(q + 2x_2)$	
蜗轮节圆直径	d'_2	$d'_2 = d_2$	

表 11-4 蜗轮宽度 B 、顶圆直径 d_{a2} 及蜗杆齿宽 b_1 的计算公式

z_1	B	d_{a2}	x_2/mm	b_1
1	$\leq 0.75d_{a1}$	$\leq d_{a2} + 2m$	0	$\geq (11 + 0.06z_2)m$
			-0.5	$\geq (8 + 0.06z_2)m$
			-1.0	$\geq (10.5 + z_1)m$
2	$\leq 0.75d_{a1}$	$\leq d_{a2} + 1.5m$	0.5	$\geq (11 + 0.1z_2)m$
			1.0	$\geq (12 + 0.1z_2)m$
4	$\leq 0.67d_{a1}$	$\leq d_{a2} + m$	0	$\geq (12.5 + 0.09z_2)m$
			-0.5	$\geq (9.5 + 0.09z_2)m$
			-1.0	$\geq (10.5 + z_1)m$
			0.5	$\geq (12.5 + 0.1z_2)m$
			1.0	$\geq (13 + 0.1z_2)m$

当变位系数 x_2 为中间值时, b_1 取 x_2 邻近两公式所求值的较大者。
 经磨削的蜗杆, 按左式所求的 b_1 应再增加下列值:
 当 $m < 10 \text{ mm}$ 时, 增加 25 mm;
 当 $m = 10 \sim 16 \text{ mm}$ 时, 增加 35 ~ 40 mm;
 当 $m > 16 \text{ mm}$ 时, 增加 50 mm

§ 11-3 普通圆柱蜗杆传动承载能力计算

(一) 蜗杆传动的失效形式、设计准则及常用材料

和齿轮传动一样, 蜗杆传动的失效形式也有点蚀(齿面接触疲劳破坏)、齿根折断、齿面胶合及过度磨损等。由于材料和结构上的原因, 蜗杆螺旋齿部分的强度总是高于蜗轮轮齿的强度, 所以失效经常发生在蜗轮轮齿上。因此, 一般只对蜗轮轮齿进行承载能力计算。由于蜗杆与蜗轮齿面间有较大的相对滑动, 从而增加了产生胶合和磨损失效的可能性, 尤其在某些条件下(如润滑不良), 蜗杆传动因齿面胶合而失效的可能性更大。因此, 蜗杆传动的承载能力往往受到抗胶合能力的限制。

在开式传动中多发生齿面磨损和轮齿折断, 因此应以保证齿根弯曲疲劳强度作为开式传动的主要设计准则。

在闭式传动中, 蜗杆副多因齿面胶合或点蚀而失效。因此, 通常是按齿面接触疲劳强度进行设计, 而按齿根弯曲疲劳强度进行校核。此外, 闭式蜗杆传动, 由于散热较为困难, 还应作热平衡核算。

由上述蜗杆传动的失效形式可知, 蜗杆、蜗轮的材料不仅要求具有足够的强度, 更重要的是要具有良好的磨合和耐磨性能。

蜗杆一般是用碳钢或合金钢制成。高速重载蜗杆常用 15Cr 或 20Cr, 并经渗碳淬火; 也可用 40、45 钢或 40Cr 并经淬火。这样可以提高表面硬度, 增加耐磨性。通常要求蜗杆淬火后的硬度为 40 ~ 55HRC, 经氮化处理后的硬度为 55 ~ 62HRC。一般不太重要的低速中载的蜗杆, 可采用 40 或 45 钢, 并经调质处理, 其硬度为 220 ~ 300HBS。

常用的蜗轮材料为铸造锡青铜(ZCuSn10P1, ZCuSn5Pb5Zn5)、铸造铝铁青铜(ZCuAl10Fe3)及灰铸铁(HT150、HT200)等。锡青铜耐磨性最好, 但价格较高, 用于滑动速度 $v_s \geq 3 \text{ m/s}$ 的重要传动; 铝铁青铜的耐磨性较锡青铜差一些, 但价格便宜, 一般用于滑动速度 $v_s \leq 4 \text{ m/s}$ 的传动; 如果滑动速度不高($v_s < 2 \text{ m/s}$), 对效率要求也不高时, 可采用灰铸铁。为了防止变形, 常对蜗轮进行

时效处理。

(二) 蜗杆传动的受力分析

蜗杆传动的受力分析和斜齿圆柱齿轮传动相似。在进行蜗杆传动的受力分析时,通常不考虑摩擦力的影响。

图 11-17 所示是以右旋蜗杆为主动件,并沿图示的方向旋转时,蜗杆螺旋面上的受力情况。设 F_n 为集中作用于节点 P 处的法向载荷,它作用于法向截面 $Pabc$ 内(图 11-17a)。 F_n 可分解为三个互相垂直的分力,即圆周力 F_t 、径向力 F_r 和轴向力 F_a 。显然,在蜗杆与蜗轮间,相互作用着 F_{t1} 与 F_{a2} 、 F_{r1} 与 F_{r2} 和 F_{a1} 与 F_{t2} 这三对大小相等、方向相反的力(图 11-17c)。

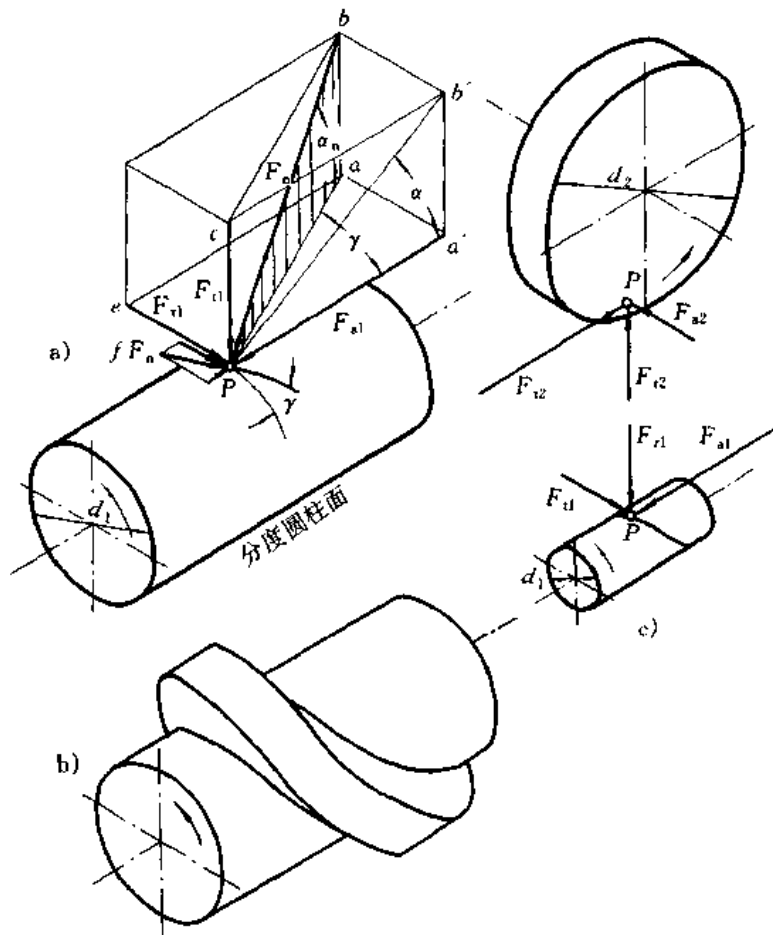


图 11-17 蜗杆传动的受力分析

在确定各力的方向时,尤其需注意蜗杆所受轴向力方向的确定。因为轴向力的方向是由螺旋线的旋向和蜗杆的转向来决定的。如图 11-17a 所示,该蜗杆为右旋蜗杆,当其为主动件沿图示方向(由左端视之为逆时针方向)回转时,如图 b 所示,蜗杆齿的右侧为工作面(推动蜗轮沿图 c 所示方向转动),故蜗杆所受的轴向力 F_{a1} (即蜗轮齿给它的阻力的轴向分力)必然指向左端(见图 c 下部)。如果该蜗杆的转向相反,则蜗杆齿的左侧为工作面(推动蜗轮沿图 c 所示方向的反

向转动),故此时蜗杆所受的轴向力必指向右端^①。至于蜗杆所受圆周力 F_{t1} 的方向,总是与它的转向相反的;径向力的方向则总是指向轴心的。关于蜗轮上各力的方向,可由图 11-17c 所示的关系定出。

当不计摩擦力的影响时,各力的大小可按下列各式计算,各力的单位均为 N:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (11-7)$$

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (11-8)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \quad (11-9)$$

$$F_n = \frac{F_{a1}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha_n \cos \gamma} \quad (11-10)$$

式中: T_1 、 T_2 ——分别为蜗杆及蜗轮上的公称转矩,单位为 $N \cdot mm$;

d_1 、 d_2 ——分别为蜗杆及蜗轮的分度圆直径,单位为 mm 。

(三) 蜗杆传动强度计算

1. 蜗轮齿面接触疲劳强度计算

蜗轮齿面接触疲劳强度计算的原始公式仍来源于赫兹公式。接触应力 σ_H (单位为 MPa) 为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_n}{L_0 \rho_\Sigma}} \cdot Z_E$$

式中: F_n ——啮合齿面上的法向载荷,单位为 N ;

L_0 ——接触线总长,单位为 mm ;

K ——载荷系数;

Z_E ——材料的弹性影响系数,单位为 $MPa^{1/2}$,对于青铜或铸铁蜗轮与钢蜗杆配对时,取 $Z_E = 160 MPa^{1/2}$ 。

将以上公式中的法向载荷 F_n 换算成蜗轮分度圆直径 d_2 (单位为 mm) 与蜗轮转矩 T_2 (单位为 $N \cdot mm$) 的关系式,再将 d_2 、 L_0 、 ρ_Σ 等换算成中心距 a (单位为 mm) 的函数后,即得蜗轮齿面接触疲劳强度的验算公式为

$$\sigma_H = Z_E Z_\rho \sqrt{KT_2/a^3} \leq [\sigma_H] \quad (11-11)$$

式中: Z_ρ ——蜗杆传动的接触线长度和曲率半径对接触强度的影响系数,简称接触系数,可从图 11-14 中查得。

K ——载荷系数, $K = K_A K_\beta K_v$, 其中 K_A 为使用系数,查表 11-5; K_β 为齿向载荷分布系数,当蜗杆传动在平稳载荷下工作时,载荷分布不均现象将由于工作表面良好的磨合而得到改善,此时可取 $K_\beta = 1$; 当载荷变化较大,或有冲击、振动时,可取 $K_\beta = 1.3 \sim 1.6$; K_v 为动载系数,由于蜗杆传动一般较平稳,动载荷要比齿轮传动的小得多,故 K_v 值可取定如下:对于精确制造,且蜗轮圆周速度 $v_2 \leq 3 m/s$ 时,取 $K_v = 1.0 \sim 1.1$;

^① 右(左)旋蜗杆所受轴向力的方向也可用右(左)手法则确定。所谓右(左)手法则,是指用右(左)手握拳时,以四指所示的方向表示蜗杆的回转方向,则拇指伸直时所指的方向就表示蜗杆所受轴向力 F_{a1} 的方向。

$v_2 > 3 \text{ m/s}$ 时, $K_v = 1.1 \sim 1.2$ 。

σ_H 、 $[\sigma_H]$ ——分别为蜗轮齿面的接触应力与许用接触应力,单位为 MPa。

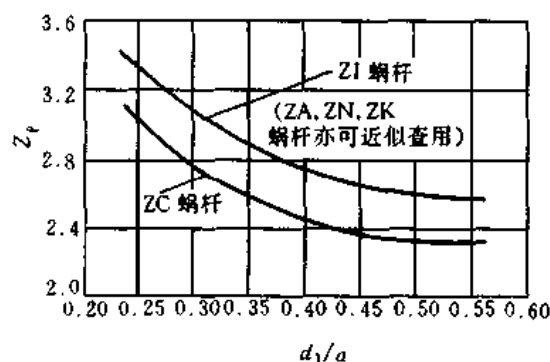


图 11-18 圆柱蜗杆传动的接触系数 Z_p

表 11-5 使用系数 K_A

工作类型	I	II	III
载荷性质	均匀、无冲击	不均匀、小冲击	不均匀、大冲击
每小时启动次数	< 25	25 ~ 50	> 50
启动载荷	小	较大	大
K_A	1	1.15	1.2

当蜗轮材料为灰铸铁或高强度青铜($\sigma_B \geq 300 \text{ MPa}$)时,蜗杆传动的承载能力主要取决于齿面胶合强度。但因目前尚无完善的胶合强度计算公式,故采用接触强度计算是一种条件性计算,在查取蜗轮齿面的许用接触应力时,要考虑相对滑动速度的大小。由于胶合不属于疲劳失效, $[\sigma_H]$ 的值与应力循环次数 N 无关,因而可直接从表 11-6 中查出许用接触应力 $[\sigma_H]$ 的值。

若蜗轮材料为强度极限 $\sigma_B < 300 \text{ MPa}$ 的锡青铜,因蜗轮主要为接触疲劳失效,故应先从表 11-7 中查出蜗轮的基本许用接触应力 $[\sigma_H]'$,再按 $[\sigma_H] = K_{HN} \cdot [\sigma_H]'$ 算出许用接触应力的值。

上面 K_{HN} 为接触强度的寿命系数, $K_{HN} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N}}$ 。其中,应力循环次数 $N = 60jn_2L_h$,此处 n_2 为蜗轮转速,单位为 r/min ; L_h 为工作寿命,单位为 h ; j 为蜗轮每转一转,每个轮齿啮合的次数。

表 11-6 灰铸铁及铸铝铁青铜蜗轮的许用接触应力 $[\sigma_H]$

MPa

材 料		滑动速度 $v_s/(\text{m/s})$						
蜗 杆	蜗 轮	< 0.25	0.25	0.5	1	2	3	4
20 或 20Cr 渗碳、淬火, 45 钢 淬火, 齿面硬度大于 45HRC	灰铸铁 HT150	206	166	150	127	95	—	—
	灰铸铁 HT200	250	202	182	154	115	—	—
	铸铝铁青铜 ZCuAl10Fe3	—	—	250	230	210	180	160
45 钢或 Q275	灰铸铁 HT150	172	139	125	106	79	—	—
	灰铸铁 HT200	208	168	152	128	96	—	—

表 11-7 铸锡青铜蜗轮的基本许用接触应力 $[\sigma_H]'$

MPa

蜗轮材料	铸造方法	蜗杆螺旋面的硬度	
		$\leq 45\text{HRC}$	$> 45\text{HRC}$
铸锡磷青铜 ZCuSn10P1	砂模铸造	150	180
	金属模铸造	220	268
铸锡锌铅青铜 ZCuSn5Pb5Zn5	砂模铸造	113	135
	金属模铸造	128	140

注:锡青铜的基本许用接触应力为应力循环次数 $N = 10^7$ 时之值,当 $N \neq 10^7$ 时,需将表中数值乘以寿命系数 K_{HN} ;当 $N > 25 \times 10^7$ 时,取 $N = 25 \times 10^7$;当 $N < 2.6 \times 10^5$ 时,取 $N = 2.6 \times 10^5$ 。

从式(11-11)中可得到按蜗轮接触疲劳强度条件设计计算的公式为

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_F Z_\rho}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (11-12)$$

从上式算出蜗杆传动的中心距 a (单位为 mm) 后,可根据预定的传动比 $i(z_2/z_1)$ 从表 11-2 中选择一合适的 a 值,以及相应的蜗杆、蜗轮的参数。

2. 蜗轮齿根弯曲疲劳强度计算

蜗轮轮齿因弯曲强度不足而失效的情况,多发生在蜗轮齿数较多(如 $z_2 > 90$ 时)或开式传动中。因此,对闭式蜗杆传动通常只作弯曲强度的校核计算,但这种计算是必须进行的。因为校核蜗轮轮齿的弯曲强度决不只是为了判别其弯曲断裂的可能性,对那些承受重载的动力蜗杆副,蜗轮轮齿的弯曲变形量还要直接影响到蜗杆副的运动平稳性精度。

由于蜗轮轮齿的齿形比较复杂,要精确计算齿根的弯曲应力是比较困难的,所以常用的齿根弯曲疲劳强度计算方法就带有很大的条件性。通常是把蜗轮近似地当作斜齿圆柱齿轮来考虑,仿式(10-16)得蜗轮齿根的弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{KF_a}{b_2 m_n} Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta = \frac{2KT_2}{b_2 d_2 m_n} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta$$

式中: \hat{b}_2 ——蜗轮轮齿弧长, $\hat{b}_2 = \frac{\pi d_1 \theta}{360^\circ \cos \gamma}$, 其中 θ 为蜗轮齿宽角(参看图 11-16), 可按 100° 计算;

m_n ——法面模数, $m_n = m \cos \gamma$, 单位为 mm;

Y_{Sa2} ——齿根应力校正系数, 放在 $[\sigma_F]$ 中考虑;

Y_ϵ ——弯曲疲劳强度的重合度系数, 取 $Y_\epsilon = 0.667$;

Y_β ——螺旋角影响系数, $Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ}$ 。

将以上参数代入上式得

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F] \quad (11-13)$$

式中: σ_F ——蜗轮齿根弯曲应力, 单位为 MPa;

Y_{Fa2} ——蜗轮齿形系数, 可由蜗轮的当量齿数 $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ 及蜗轮的变位系数 x_2 从图 11-19 中查得。

$[\sigma_F]$ ——蜗轮的许用弯曲应力,单位为 MPa。 $[\sigma_F] = [\sigma_F]' \cdot K_{FN}$,其中 $[\sigma_F]'$ 为计入齿根应力校正系数 Y_{Sa2} 后蜗轮的基本许用应力,由表 11-8 中选取; K_{FN} 为寿命系数, $K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}}$,其中应力循环次数 N 的计算方法同前。

其余符号的意义和单位同前。

表 11-8 蜗轮的基本许用弯曲应力 $[\sigma_F]'$ ⁽⁶⁵⁾

MPa

蜗轮材料		铸造方法	单侧工作 $[\sigma_F]'$	双侧工作 $[\sigma_{-1F}]'$
铸锡青铜 ZCuSn10P1		砂模铸造	40	29
		金属模铸造	56	40
铸锡锌铅青铜 ZCuSn5Pb5Zn5		砂模铸造	26	22
		金属模铸造	32	26
铸铝铁青铜 ZCuAl10Fe3		砂模铸造	80	57
		金属模铸造	90	64
灰铸铁	HT150	砂模铸造	40	28
	HT200	砂模铸造	48	34

注:表中各种青铜的基本许用弯曲应力为应力循环次数 $N = 10^6$ 时之值,当 $N \neq 10^6$ 时,需将表中数值乘以 K_{FN} ;当 $N > 25 \times 10^7$ 时,取 $N = 25 \times 10^7$;当 $N < 10^5$ 时,取 $N = 10^5$ 。

式(11-13)为蜗轮弯曲疲劳强度的校核公式,经整理后可得蜗轮轮齿按弯曲疲劳强度条件设计的公式为

$$m^2 d_1 \geq \frac{1.53 K T_2}{z_2 [\sigma_F]} Y_{Fa2} \cdot Y_\beta \quad (11-14)$$

计算出 $m^2 d_1$ (单位为 mm^3)后,可从表 11-2 中查出相应的参数。

(四) 蜗杆的刚度计算

蜗杆受力后如产生过大的变形,就会造成轮齿上的载荷集中,影响蜗杆与蜗轮的正确啮合,所以蜗杆还须进行刚度校核。校核蜗杆的刚度时,通常是把蜗杆螺旋部分看作以蜗杆齿根圆直径为直径的轴段,主要是校核蜗杆的弯曲刚度,其最大挠度 y (单位为 mm)可按下式作近似计算,并得其刚度条件为

$$y = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 EI} L'^3 \leq [\gamma] \quad (11-15)$$

式中: F_{t1} ——蜗杆所受的圆周力,单位为 N;

F_{r1} ——蜗杆所受的径向力,单位为 N;

E ——蜗杆材料的弹性模量,单位为 MPa;

I ——蜗杆危险截面的惯性矩, $I = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}$,单位为 mm^4 ,其中 d_{f1} 为蜗杆齿根圆直径,mm;

L' ——蜗杆两端支承间的跨距,单位为 mm,视具体结构要求而定,初步计算时可取 $L' \approx 0.9 d_2$, d_2 为蜗轮分度圆直径;

$[\gamma]$ ——许用最大挠度, $[\gamma] = \frac{d_1}{1\,000}$, 此处 d_1 为蜗杆分度圆直径, 单位为 mm。

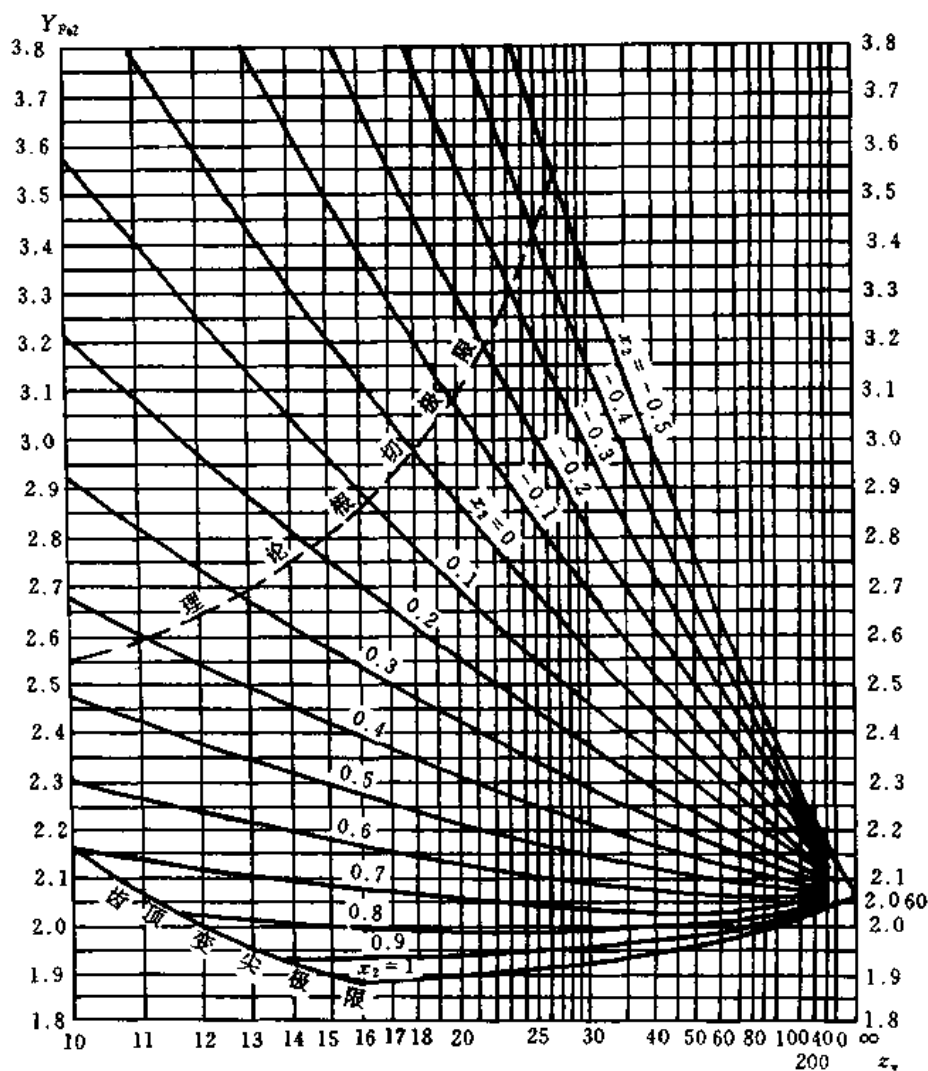


图 11-19 蜗轮的齿形系数 $Y_{Fa2} (\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, \rho_{a0} = 0.3m_n)$

(五) 普通圆柱蜗杆传动的精度等级及其选择

GB/T 10089—1988 对蜗杆、蜗轮和蜗杆传动规定了 12 个精度等级;1 级精度最高,依次降低。与齿轮公差相仿,蜗杆、蜗轮和蜗杆传动的公差也分成三个公差组。

普通圆柱蜗杆传动的精度,一般以 6~9 级应用得最多。6 级精度的传动可用于中等精度机床的分度机构、发动机调节系统的传动以及武器读数装置的精密传动,它允许的蜗轮圆周速度 $v_2 > 5 \text{ m/s}$ 。7 级精度常用于运输和一般工业中的中等速度 ($v_2 < 7.5 \text{ m/s}$) 的动力传动。8 级精度常用于每昼夜只有短时工作的次要的低速 ($v_2 \leq 3 \text{ m/s}$) 传动。

§ 11-4 圆弧圆柱蜗杆传动设计计算

(一) 概述

圆弧圆柱蜗杆(ZC蜗杆)传动是一种新型的蜗杆传动。实践证明,这种蜗杆传动比普通圆柱蜗杆传动的承载能力大,传动效率高,使用寿命长。因此圆弧圆柱蜗杆传动有逐渐代替普通圆柱蜗杆传动的趋势。

1. 圆弧圆柱蜗杆传动的特点

这种蜗杆传动和其它蜗杆传动一样,可以实现交错轴之间的传动,蜗杆能安装在蜗轮的上、下方或侧面。它的主要特点有:

1) 传动比范围大,可实现 1:100 的大传动比传动;

2) 蜗杆与蜗轮的齿廓呈凸凹啮合,接触线与相对滑动速度方向间的夹角大,有利于润滑油膜的形成;

3) 当蜗杆主动时,啮合效率可达 95% 以上,比普通圆柱蜗杆传动的啮合效率提高 10% ~ 20%;

4) 传动的中心距难以调整,对中心距误差的敏感性较强。

2. 圆弧圆柱蜗杆传动的主要参数及其选择

圆弧圆柱蜗杆传动的主要参数有齿形角 α_0 、变位系数 x_2 及齿廓圆弧半径 ρ (图 11-8b)。

1) 齿形角 α_0 依据啮合分析,推荐选取齿形角 $\alpha_0 = 23^\circ \pm 2^\circ$ 。

2) 变位系数 x_2 一般推荐 $x_2 = 0.5 \sim 1.5$ 。代替普通圆柱蜗杆传动时,一般选 $x_2 = 0.5 \sim 1$ 。当传动的转速较高时,应尽量选取较大的变位系数,取 $x_2 = 1 \sim 1.5$ 。此外,当 $z_1 > 2$ 时,取 $x_2 = 0.7 \sim 1.2$; $z_1 \leq 2$ 时,取 $x_2 = 1 \sim 1.5$ 。

3) 齿廓圆弧半径 ρ 齿廓圆弧半径 ρ 可按 $\rho = (0.72 \pm 0.1) h_a^* \left(\frac{1}{\sin \alpha_0} \right)^{2.2}$ 计算。实际应用中,推荐 $\rho = (5 \sim 5.5) m$ (m 为模数)。当 $z_1 = 1, 2$ 时,取 $\rho = 5m$; $z_1 = 3$ 时, $\rho = 5.3m$; $z_1 = 4$ 时, $\rho = 5.5m$ 。

3. 圆弧圆柱蜗杆的参数及几何尺寸计算

圆弧圆柱蜗杆的齿形参数及几何尺寸见表 11-9。

表 11-9 圆弧圆柱蜗杆齿形参数及几何尺寸计算(参见图 11-8b)

名 称	符号	计算公式	备 注
齿形角	α_0	常取 $\alpha_0 = 23^\circ$	
蜗杆齿厚	s	$s = 0.4\pi m$	m 为模数,下同
蜗杆齿间宽	e	$e = 0.6\pi m$	
蜗杆轴向齿距	p_a	$p_a = \pi m$	
齿廓圆弧半径	ρ	$\rho = (5 \sim 5.5) m$	
齿廓圆弧中心到蜗杆轴线的距离	l'	$l' = \rho \sin \alpha_0 + 0.5qm$	
齿廓圆弧中心到蜗杆齿对称线的距离	L'	$L' = \rho \cos \alpha_0 + 0.5s = \rho \cos \alpha_0 + 0.2\pi m$	

表 11-9(完)

名 称	符号	计 算 公 式	备 注
齿顶高	h_a	$h_a = m$	
齿根高	h_f	$h_f = 1.2m$	
齿全高	h	$h = 2.2m$	
顶隙	c	$c = 0.2m$	
蜗杆齿顶厚度	s_a	$s_a = 2[L' - \sqrt{\rho^2 - (L' - r_a)^2}]$	
蜗杆齿根厚度	s_f	$s_f = 2[L' - \sqrt{\rho^2 - (L' - r_f)^2}]$	
蜗杆分度圆柱导程角	γ	$\gamma = \arctan(z_1/q)$	
法面模数	m_n	$m_n = m \cos \gamma$	
蜗杆法面齿厚	s_n	$s_n = s \cos \gamma$	
齿廓圆弧半径最小界限值	ρ_{\min}	$\rho_{\min} \geq \frac{h_a}{\sin \alpha_0} = \frac{h_a^* m}{\sin \alpha_0}$	

(二) 圆弧圆柱蜗杆传动强度计算

圆弧圆柱蜗杆传动的受力情况与普通圆柱蜗杆传动相同,因此,其主要失效形式及设计准则也大体相同。由于蜗轮的强度相对较弱,因此主要对蜗轮进行强度计算。

在进行计算前,应具备的已知条件为输入功率 P_1 ,输入轴的转速 n_1 ,传动比 i (或输出轴的转速 n_2)以及载荷的变化规律等。

根据功率 P_1 、转速 n_1 和传动比 i ,按图 11-20 可以初步确定蜗杆传动的中心距 a (见图下“用法举例”),参考表 11-10 可确定该传动中蜗杆与蜗轮的主要几何参数,基本几何尺寸的计算关系式见表 11-11。

图 11-20 是按磨削的淬火钢蜗杆与锡青铜蜗轮制订的,在其它情况下,可传递的功率 P_1 随 $\sigma_{H\lim}$ 增减而增减。

表 11-10 圆弧圆柱蜗杆减速器参数匹配

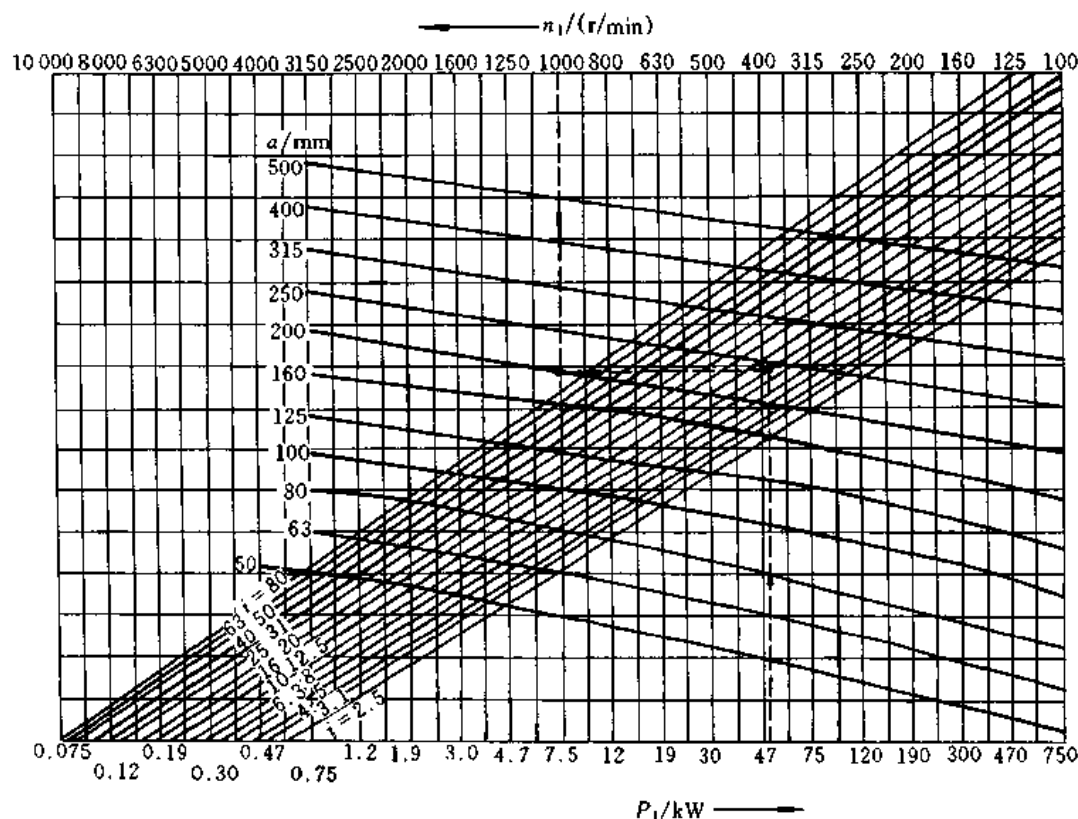
中心距 a/mm	参 数	公 称 传 动 比											
		5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	60
63	z_2/z_1	24/5	25/4	31/4	31/3	38/3	31/2	39/2	49/2	31/1	39/1	49/1	—
	m/mm	3.6	3.6	3	3	2.5	3	2.5	2	2	2.5	2	—
	d_1/mm	35.4	35.4	30.4	32	30	32	26	26	32	26	26	—
	x_2/mm	0.583	0.083	0.433	0.167	0.2	0.167	0.5	0.5	0.167	0.5	0.5	—
80	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	37/3	31/2	41/2	51/2	31/1	41/1	51/1	59/1
	m/mm	4.5	4.5	3.6	3.8	3.2	3.8	3	2.5	3.8	3	2.5	2.25
	d_1/mm	43.6	43.6	35.4	38.4	36.6	38.4	32	30	38.4	32	30	26.5
	x_2/mm	0.933	0.433	0.806	0.5	0.781	0.5	0.833	0.5	0.5	0.833	0.5	0.167

表 11-10(完)

中心距 a/mm	参 数	公 称 传 动 比											
		5	6.3	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	60
100	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	37/3	31/2	41/2	49/2	31/1	41/1	50/1	60/1
	m/mm	5.8	5.8	4.5	4.8	4	4.8	3.8	3.2	4.8	3.8	3.2	2.75
	d_1/mm	49.4	49.4	43.6	46.4	44	46.4	38.4	36.6	46.4	38.4	36.6	32.5
	x_2/mm	0.983	0.483	0.878	0.5	1	0.5	0.763	1.031	0.5	0.763	0.531	0.455
125	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	37/3	31/2	41/2	51/2	30/1	41/1	50/1	59/1
	m/mm	7.3	7.3	5.8	6.2	5.2	6.2	4.8	4	6.2	4.8	4	3.5
	d_1/mm	61.8	61.8	49.4	57.6	54.6	57.6	46.4	44	57.6	46.4	44	39
	x_2/mm	0.890	0.390	0.793	0.016	0.288	0.016	0.708	0.250	0.516	0.708	0.750	0.643
(140)	z_2/z_1	—	29/5	29/4	31/3	35/3	31/2	39/2	51/2	31/1	39/1	51/1	58/1
	m/mm	—	7.3	7.3	6.5	6.2	6.5	5.6	4.4	6.5	5.6	4.4	4
	d_1/mm	—	61.8	61.8	67	57.6	67	58.8	47.2	67	58.8	47.2	44
	x_2/mm	—	0.445	0.445	0.885	0.435	0.885	0.250	0.955	0.885	0.250	0.955	0.5
160	z_2/z_1	24/5	25/4	34/4	31/3	37/3	31/2	41/2	49/2	31/1	41/1	50/1	60/1
	m/mm	9.5	9.5	7.3	7.8	6.5	7.8	6.2	5.2	7.8	6.2	5.2	4.4
	d_1/mm	73	73	61.8	69.4	67	69.4	57.6	54.6	69.4	57.6	54.6	47.2
	x_2/mm	1	0.5	0.685	0.564	0.962	0.564	0.661	1.019	0.564	0.661	0.519	0.5
(180)	z_2/z_1	—	29/5	29/4	29/3	36/3	33/2	39/2	52/2	33/1	40/1	52/1	60/1
	m/mm	—	9.5	9.5	9.2	7.8	8.2	7.1	5.6	8.2	7.1	5.6	5
	d_1/mm	—	73	73	80.6	69.4	78.6	70.8	58.8	78.6	70.8	58.8	55
	x_2/mm	—	0.605	0.605	0.685	0.628	0.659	0.866	0.893	0.659	0.366	0.893	0.5
200	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	38/3	31/2	41/2	51/2	31/1	41/1	50/1	60/1
	m/mm	11.8	11.8	9.5	10	8.2	10	7.8	6.5	10	7.8	6.5	5.6
	d_1/mm	93.5	93.5	73	82	78.6	82	69.4	67	82	69.4	67	58.8
	x_2/mm	0.987	0.487	0.711	0.4	0.598	0.4	0.692	0.115	0.4	0.692	0.615	0.464
(225)	z_2/z_1	—	29/5	29/4	32/3	36/3	32/2	39/2	52/2	32/1	40/1	52/1	58/1
	m/mm	—	11.8	11.8	10.5	10	10.5	9	7.1	10.5	9	7.1	6.5
	d_1/mm	—	93.5	93.5	99	82	99	84	70.8	99	84	70.8	67
	x_2/mm	—	0.606	0.606	0.714	0.4	0.714	0.833	0.704	0.714	0.333	0.704	0.462
250	z_2/z_1	24/5	25/4	33/4	31/3	37/3	31/2	41/2	51/2	31/1	41/1	50/1	59/1
	m/mm	15	15	11.8	12.5	10.5	12.5	10	8.2	12.5	10	8.2	7.1
	d_1/mm	111	111	93.5	105	99	105	82	78.6	105	82	78.6	70.8
	x_2/mm	0.967	0.467	0.724	0.3	0.595	0.3	0.4	0.195	0.3	0.4	0.695	0.725

注:1) 括号中的中心距属于第二系列。

2) $a > 250 \text{ mm}$ 时请查有关标准。



用法举例: 已知 $P_1 = 53 \text{ kW}$, $i = 10$, $n_1 = 1000 \text{ r/min}$, 可按箭头方向沿虚线查得中心距 $a = 200 \text{ mm}$ 。

图 11-20 齿面疲劳强度承载能力的线图

表 11-11 圆弧圆柱蜗杆传动基本几何尺寸计算关系式

名 称	符号	计 算 关 系 式	备 注
中心距	a	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$	$a' = \frac{1}{2}(d_1 + d_2 + 2x_2m)$ (变位后)
传动比	i	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$	
蜗杆分度圆直径	d_1	$d_1 = mq$	$q = \frac{2a}{m} - (z_1 + 2x_2)$
蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = mz_2$	$d_2 = 2a - d_1 - 2x_2m$ (变位后)
蜗杆节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1$	$d'_1 = d_1 + x_2m = 2a' - mz_2$ (变位后)
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$	
蜗轮齿顶圆直径(中间平面)	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m + 2x_2m$ (变位后)
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2.4m$	
蜗轮齿根圆直径(中间平面)	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2.4m$	$d_{f2} = d_2 - 2.4m + 2x_2m$ (变位后)
蜗轮顶圆直径	d_{e2}	$d_{e2} \leq d_{a2} + (0.8 \sim 1)m$	取整数值
蜗轮宽度	B	$B = (0.67 \sim 0.7)d_{a1}$	取整数值
蜗杆齿宽	b_1	<div> $z_1 = 1 \sim 2$ $x < 1, b_1 \geq (12.5 + 0.1z_2)m$ $x \geq 1, b_1 \geq (13 + 0.1z_2)m$ </div> <div> $z_1 = 3 \sim 4$ $x < 1, b_1 \geq (13.5 + 0.1z_2)m$ $x \geq 1, b_1 \geq (14 + 0.1z_2)m$ </div>	对磨削蜗杆 b_1 的加长量: $m \leq 6 \text{ mm}$, 加长 20 mm $m = 7 \sim 9 \text{ mm}$, 加长 30 mm $m = 10 \sim 14 \text{ mm}$, 加长 40 mm $m = 16 \sim 25 \text{ mm}$, 加长 50 mm

1. 校核蜗轮齿面接触疲劳强度的安全系数

在初步确定蜗杆传动的主要几何尺寸后,可按下式校核蜗轮齿面接触疲劳强度的安全系数 S_H :

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \geq S_{Hmin} \quad (11-16)$$

式中: σ_H ——蜗轮齿面接触应力,单位为 MPa,见式(11-17);

σ_{Hlim} ——蜗轮齿面接触疲劳极限,单位为 MPa,见式(11-18);

S_{Hmin} ——最小安全系数,见表 11-12;

表 11-12 最小安全系数 S_{Hmin}

蜗轮的圆周速度/(m/s)	> 10	≤ 10	≤ 7.5	≤ 5
精度等级 GB/T 10089—1988	5	6	7	8
S_{Hmin}	1.2	1.6	1.8	2.0

蜗轮齿面接触应力

$$\sigma_H = \frac{F_{t2}}{Z_m Y_z b_{m2} (d_2 + 2x_2 \cdot m)} \quad (11-17)$$

式中: F_{t2} ——蜗轮分度圆上的圆周力,单位为 N;

Z_m ——系数, $Z_m = \sqrt{\frac{10m}{d_1}}$;

b_{m2} ——蜗轮平均齿宽, $b_{m2} \approx 0.45(d_1 + 6m)$,单位为 mm;

Y_z ——蜗杆齿的齿形系数,见表 11-13;

其余各符号的意义和单位同前。

表 11-13 蜗杆齿的齿形系数 Y_z

$\tan \gamma$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
Y_z	0.695	0.666	0.638	0.618	0.600	0.590	0.583	0.580	0.576	0.575	0.570

蜗轮齿面接触疲劳极限

$$\sigma_{Hlim} = K_0 \cdot f_h \cdot f_n \cdot f_w \quad (11-18)$$

式中: K_0 ——蜗轮与蜗杆的配对材料系数,见表 11-14;

f_h ——寿命系数,见表 11-15, $f_h = \sqrt[3]{\frac{12\,000}{L_h}}$,其中 L_h 是设计时所要求的以小时为单位的工作寿命;

f_n ——速度系数,当转速不变时,见表 11-16,当转速有变化时,计算方法可见参考文献[68];

f_w ——载荷系数,当载荷平稳时, $f_w = 1$;当载荷有变化时,计算方法可见参考文献[68]。

表 11-14 蜗轮与蜗杆的配对材料系数 K_0

MPa

蜗杆材料	蜗轮齿圈材料	K_0	蜗杆材料	蜗轮齿圈材料	K_0
钢经淬火、磨削	锡青铜	7.84	钢经调质、不磨削	锡青铜	4.61
	铜铝合金	4.17		铜铝合金	2.45
	珠光体铸铁	11.76		铜锌合金	1.67

表 11-15 寿命系数 f_h

$L_h/1000$	0.75	1.5	3	6	12	24	48	96	190
f_h	2.5	2.0	1.6	1.26	1.0	0.8	0.63	0.50	0.40

表 11-16 速度系数 f_v

$v_s/(m/s)$	0.1	0.4	1.0	2.0	4.0	8.0	12	16	24	32	46	64
f_v	0.935	0.815	0.666	0.526	0.380	0.268	0.194	0.159	0.108	0.095	0.071	0.065

注：表中滑动速度 v_s 参看图 11-21 及式(11-22)。

2. 校核蜗轮齿根弯曲疲劳强度的安全系数

$$S_F = \frac{C_{F\lim}}{C_{F\max}} \geq 1 \quad (11-19)$$

式中： $C_{F\lim}$ ——蜗轮齿根应力系数极限值，单位为 MPa，见表 11-17； $C_{F\max}$ ——蜗轮齿根最大应力系数，单位为 MPa，

$$C_{F\max} = \frac{F_{t2\max}}{m_n \pi \hat{b}_2}$$

式中： $F_{t2\max}$ ——蜗轮平均圆（以蜗轮的齿顶圆直径和喉圆直径的平均值为直径所作的圆）上的最大圆周力，单位为 N； \hat{b}_2 ——蜗轮齿弧长，单位为 mm，蜗轮齿圈为锡青铜时， $\hat{b}_2 \approx 1.1b_2$ ；为铜铝合金时， $\hat{b}_2 \approx 1.17b_2$ ； m_n ——法向模数，单位为 mm。表 11-17 蜗轮齿根应力系数极限值 $C_{F\lim}$

蜗轮齿圈材料	锡青铜	铜铝合金
$C_{F\lim}/\text{MPa}$	39.2	18.62

3. 计算几何尺寸

当蜗轮强度校核合格后，计算蜗杆及蜗轮的全部几何尺寸（参看表 11-11）。

§ 11-5 普通圆柱蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算

(一) 蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动的功率损耗一般包括三部分，即啮合摩擦损耗、轴承摩擦损耗及浸入油池中的

零件搅油时的溅油损耗。因此总效率为

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad (11-20)$$

式中, η_1 、 η_2 、 η_3 分别为单独考虑啮合摩擦损耗、轴承摩擦损耗及溅油损耗时的效率。而蜗杆传动的总效率, 主要取决于计入啮合摩擦损耗时的效率 η_1 。当蜗杆主动时, 则

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)} \quad (11-21)$$

式中: γ ——普通圆柱蜗杆分度圆柱上的导程角;

φ_v ——当量摩擦角, $\varphi_v = \arctan f_v$, 其值可根据滑动速度 v_s 由表 11-18 或表 11-19 中选取。

滑动速度 v_s (单位为 m/s) 由图 11-21 得

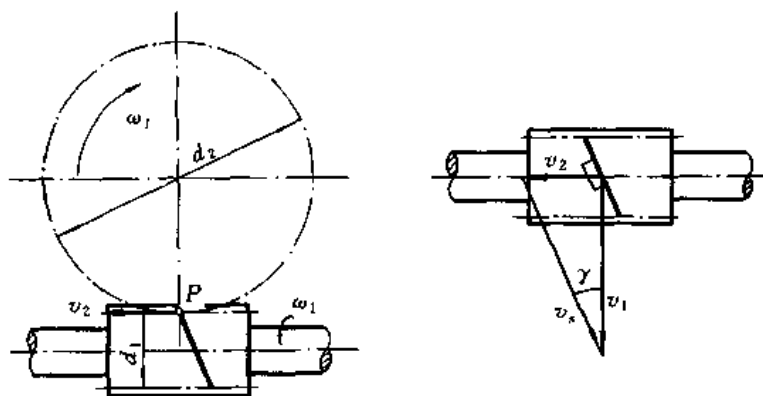


图 11-21 蜗杆传动的滑动速度

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} \quad (11-22)$$

式中: v_1 ——蜗杆分度圆的圆周速度, 单位为 m/s;

d_1 ——蜗杆分度圆直径, 单位为 mm;

n_1 ——蜗杆的转速, 单位为 r/min。

由于轴承摩擦及溅油这两项功率损耗不大, 一般取 $\eta_2 \cdot \eta_3 = 0.95 \sim 0.96$, 则总效率 η 为

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)} \quad (11-20a)$$

在设计之初, 为了近似地求出蜗轮轴上的扭矩 T_2 , η 值可如下估取:

蜗杆头数	z_1	1	2	4	6
总效率	η	0.7	0.8	0.9	0.95

表 11-18 普通圆柱蜗杆传动的 v_s 、 f_v 、 φ_v 值

蜗轮齿圈材料	锡青铜				无锡青铜		灰铸铁			
	$\geq 45\text{HRC}$		其它		$\geq 45\text{HRC}$		$\geq 45\text{HRC}$		其它	
滑动速度 $v_s^{①}/(\text{m/s})$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{③}$	f_v	φ_v	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{③}$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{③}$	f_v	φ_v
0.01	0.110	6°17'	0.120	6°51'	0.180	10°12'	0.180	10°12'	0.190	10°45'
0.05	0.090	5°09'	0.100	5°43'	0.140	7°58'	0.140	7°58'	0.160	9°05'

表 11-18(完)

蜗轮齿圈材料	锡青铜				无锡青铜		灰铸铁			
蜗杆齿面硬度	$\geq 45\text{HRC}$		其它		$\geq 45\text{HRC}$		$\geq 45\text{HRC}$		其它	
滑动速度 $v_s^{①}/(\text{m/s})$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v
0.10	0.080	4°34'	0.090	5°09'	0.130	7°24'	0.130	7°24'	0.140	7°58'
0.25	0.065	3°43'	0.075	4°17'	0.100	5°43'	0.100	5°43'	0.120	6°51'
0.50	0.055	3°09'	0.065	3°43'	0.090	5°09'	0.090	5°09'	0.100	5°43'
1.0	0.045	2°35'	0.055	3°09'	0.070	4°00'	0.070	4°00'	0.090	5°09'
1.5	0.040	2°17'	0.050	2°52'	0.065	3°43'	0.065	3°43'	0.080	4°34'
2.0	0.035	2°00'	0.045	2°35'	0.055	3°09'	0.055	3°09'	0.070	4°00'
2.5	0.030	1°43'	0.040	2°17'	0.050	2°52'				
3.0	0.028	1°36'	0.035	2°00'	0.045	2°35'				
4	0.024	1°22'	0.031	1°47'	0.040	2°17'				
5	0.022	1°16'	0.029	1°40'	0.035	2°00'				
8	0.018	1°02'	0.026	1°29'	0.030	1°43'				
10	0.016	0°55'	0.024	1°22'						
15	0.014	0°48'	0.020	1°09'						
24	0.013	0°45'								

注:① 如滑动速度与表中数值不一致时,可用插入法求得 f_v 和 φ_v 值。

② 蜗杆齿面经磨削或抛光并仔细磨合、正确安装、以及采用粘度合适的润滑油进行充分润滑时。

表 11-19 圆弧圆柱蜗杆传动的 v_s, f_v, φ_v 值

蜗轮齿圈材料	锡青铜				无锡青铜		灰铸铁			
蜗杆齿面硬度	$\geq 45\text{HRC}$		其它		$\geq 45\text{HRC}$		$\geq 45\text{HRC}$		其它	
$v_s^{①}/(\text{m/s})$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	$f_v^{②}$	$\varphi_v^{②}$	f_v	φ_v
0.01	0.093	5°19'	0.10	5°47'	0.156	8°53'	0.156	8°53'	0.165	9°22'
0.05	0.075	4°17'	0.083	4°45'	0.12	6°51'	0.12	6°51'	0.138	7°12'
0.10	0.065	3°43'	0.075	4°17'	0.111	6°20'	0.111	6°20'	0.119	6°47'
0.25	0.052	2°59'	0.060	3°26'	0.083	4°45'	0.083	4°45'	0.107	5°50'
0.50	0.042	2°25'	0.052	2°59'	0.075	4°17'	0.075	4°17'	0.083	4°45'
1.00	0.033	1°54'	0.042	2°25'	0.056	3°12'	0.056	3°12'	0.075	4°17'
1.50	0.029	1°40'	0.038	2°11'	0.052	2°59'	0.052	2°59'	0.065	3°43'
2.00	0.023	1°21'	0.033	1°54'	0.042	2°25'	0.042	2°25'	0.056	3°12'
2.5	0.022	1°16'	0.031	1°47'	0.041	2°21'	0.041	2°21'		
3	0.019	1°05'	0.027	1°33'	0.037	2°07'	0.037	2°07'		

表 11-19(完)

蜗轮齿圈材料	锡青铜				无锡青铜		灰铸铁			
蜗杆齿面硬度	≥45 HRC		其它		≥45 HRC		≥45 HRC		其它	
$v_s^{①}/(m/s)$	$f_s^{②}$	$\varphi_s^{②}$	f_s	φ_s	$f_s^{②}$	$\varphi_s^{②}$	$f_s^{②}$	$\varphi_s^{②}$	f_s	φ_s
4	0.018	1°02'	0.024	1°23'	0.033	1°54'	0.033	1°54'		
5	0.017	0°59'	0.023	1°20'	0.029	1°40'	0.029	1°40'		
8	0.014	0°48'	0.022	1°16'	0.025	1°26'	0.025	1°26'		
10	0.012	0°41'	0.020	1°09'						
15	0.011	0°38'	0.017	0°59'						
20	0.010	0°35'								
25	0.009	0°31'								

注:① 如滑动速度与表中数值不一致时,可用插入法求得 f_s 和 φ_s 值。

② 蜗杆齿面经磨削或抛光并仔细磨合、正确安装、采用粘度合适的润滑油进行充分的润滑时。

(二) 蜗杆传动的润滑

润滑对蜗杆传动来说,具有特别重要的意义。因为当润滑不良时,传动效率将显著降低,并且会带来剧烈的磨损和产生胶合破坏的危险,所以往往采用粘度大的矿物油进行良好的润滑,在润滑油中还常加入添加剂,使其提高抗胶合能力。

蜗杆传动所采用的润滑油、润滑方法及润滑装置与齿轮传动的基本相同。

1. 润滑油

润滑油的种类很多,需根据蜗杆、蜗轮配对材料和运转条件合理选用。在钢蜗杆配青铜蜗轮时,常用的润滑油见表 11-20,也可参照第十章有关资料进行选取。

表 11-20 蜗杆传动常用的润滑油

全损耗系统用油牌号 L-AN	68	100	150	220	320	460	680
运动粘度 ν_{40}/cSt	61.2 ~ 74.8	90 ~ 110	135 ~ 165	198 ~ 242	288 ~ 352	414 ~ 506	612 ~ 748
粘度指数 不小于	90						
闪点(开口)/℃ 不低于	180		200				220
倾点/℃ 不高于	- 8						- 5

注:其余指标可参看 GB/T 5903—1986。

2. 润滑油粘度及给油方法

润滑油粘度及给油方法,一般根据相对滑动速度及载荷类型进行选择。对于闭式传动,常用的润滑油粘度及给油方法见表 11-21;对于开式传动,则采用粘度较高的齿轮油或润滑脂。

如果采用喷油润滑,喷油嘴要对准蜗杆啮入端;蜗杆正反转时,两边都要装有喷油嘴,而且要控制一定的油压。

表 11-21 蜗杆传动的润滑油粘度荐用值及给油方法

蜗杆传动的相对滑动速度 $v_s/(m/s)$	0~1	0~2.5	0~5	>5~10	>10~15	>15~25	>25
载荷类型	重	重	中	(不限)	(不限)	(不限)	(不限)
运动粘度 ν_{40}/cSt	900	500	350	220	150	100	80
给油方法	油池润滑			喷油润滑 或 油池润滑	喷油润滑时的喷油压力 /MPa		
					0.7	2	3

3. 润滑油量

对闭式蜗杆传动采用油池润滑时,在搅油损耗不致过大的情况下,应有适当的油量。这样不仅有利于动压油膜的形成,而且有助于散热。对于蜗杆下置式或蜗杆侧置式的传动,浸油深度应为蜗杆的一个齿高;当为蜗杆上置式时,浸油深度约为蜗轮外径的 1/3。

(三) 蜗杆传动的热平衡计算

蜗杆传动由于效率低,所以工作时发热量大。在闭式传动中,如果产生的热量不能及时散逸,将因油温不断升高而使润滑油稀释,从而增大摩擦损失,甚至发生胶合。所以,必须根据单位时间内的发热量 Φ_1 等于同时间内的散热量 Φ_2 的条件进行热平衡计算,以保证油温稳定地处于规定的范围内。

由于摩擦损耗的功率 $P_f = P(1 - \eta)$,则产生的热流量(单位为 $1\text{ W} = 1\text{ J/s}$)为

$$\Phi_1 = 1\,000P(1 - \eta)$$

式中 P 为蜗杆传递的功率,单位为 kW。

以自然冷却方式,从箱体外壁散发到周围空气中热流量 Φ_2 (单位为 W)为

$$\Phi_2 = \alpha_d S(t_0 - t_a)$$

式中: α_d ——箱体的表面传热系数,可取 $\alpha_d = (8.15 \sim 17.45)\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,当周围空气流通良好时,取偏大值;

S ——内表面能被润滑油所飞溅到,而外表面又可为周围空气所冷却的箱体表面面积,单位为 m^2 ;

t_0 ——油的工作温度,一般限制在 $60 \sim 70\text{ }^\circ\text{C}$,最高不应超过 $80\text{ }^\circ\text{C}$;

t_a ——周围空气的温度,常温情况可取为 $20\text{ }^\circ\text{C}$;

按热平衡条件 $\Phi_1 = \Phi_2$,可求得在既定工作条件下的油温 t_0 (单位为 $^\circ\text{C}$)为

$$t_0 = t_a + \frac{1\,000P(1 - \eta)}{\alpha_d S} \quad (11-23)$$

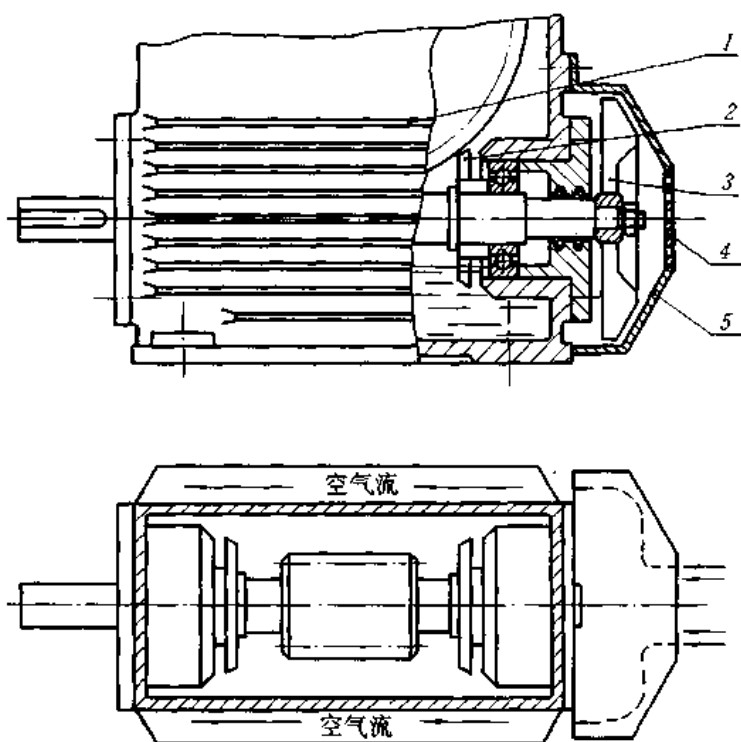
或在既定条件下,保持正常工作温度所需要的散热面积 S (单位为 m^2)为

$$S = \frac{1\,000P(1 - \eta)}{\alpha_d(t_0 - t_a)} \quad (11-24)$$

两式中各符号的意义和单位同前。

在 $t_0 > 80\text{ }^\circ\text{C}$ 或有效的散热面积不足时,则必须采取措施,以提高散热能力。通常采取:

1) 加散热片以增大散热面积,见图 11-22。



1—散热片;2—蜗油轮;3—风扇;4—过滤网;5—集气罩

图 11-22 加散热片和风扇的蜗杆传动

2) 在蜗杆轴端加装风扇(图 11-22)以加速空气的流通。

由于在蜗杆轴端加装风扇,这就增加了功率损耗。总的功率损耗 P_f (单位为 kW) 为

$$P_f = (P - \Delta P_f)(1 - \eta) \quad (11-25)$$

式中 ΔP_f (单位为 kW) 为风扇消耗的功率,可按下式计算:

$$\Delta P_f \approx \frac{1.5 v_f^3}{10^5} \quad (11-26)$$

此处 v_f 为风扇叶轮的圆周速度,单位为 m/s, $v_f = \frac{\pi D_f n_f}{60 \times 1000}$, 其中 D_f 为风扇叶轮外径,单位为 mm; n_f 为风扇叶轮转速,单位为 r/min。

由摩擦消耗的功率所产生的热流量 Φ_1 (单位为 W) 为

$$\Phi_1 = 1000(P - \Delta P_f)(1 - \eta) \quad (11-27)$$

式中: P 、 ΔP_f 的单位为 kW。

散发到空气中的热流量 Φ_2 (单位为 W) 为

$$\Phi_2 = (\alpha'_d S_1 + \alpha_d S_2)(t_0 - t_a) \quad (11-28)$$

式中: S_1 、 S_2 ——分别为风冷面积及自然冷却面积,单位为 m^2 ;

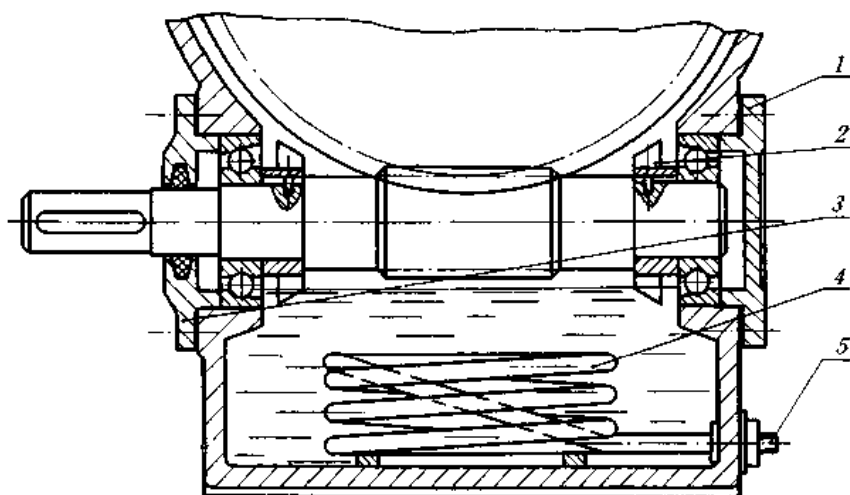
α'_d ——风冷时的表面传热系数,按表 11-22 选取;

t_0 、 t_a ——分别为油的工作温度及周围空气的温度,单位为 $^{\circ}C$ 。

表 11-22 风冷时的表面传热系数 α'_s

蜗杆转速/(r/min)	750	1 000	1 250	1 550
$\alpha'_s/[W/(m^2 \cdot ^\circ C)]$	27	31	35	38

3) 在传动箱内装循环冷却管路,见图 11-23。



1—网盖;2—润滑油轮;3—透盖;4—蛇形管;5—冷却水出、入接口

图 11-23 装有循环冷却管路的蜗杆传动

关于散热片,冷却管路的设计计算见参考文献[66]。

§ 11-6 圆柱蜗杆和蜗轮的结构设计

蜗杆螺旋部分的直径不大,所以常和轴做成一个整体,结构形式见图 11-24,其中图 a 所示

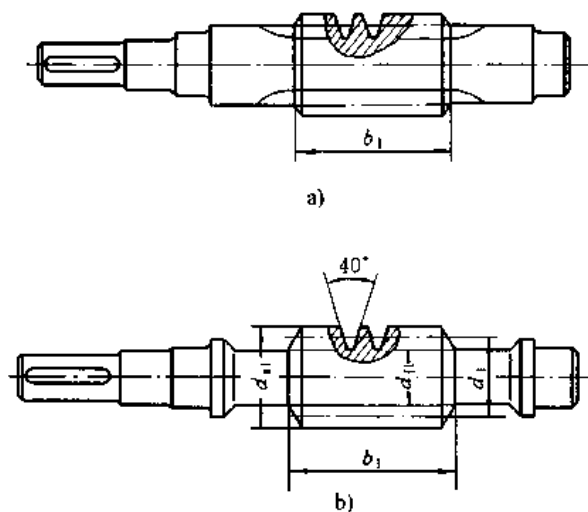


图 11-24 蜗杆的结构形式

的结构无退刀槽,加工螺旋部分时只能用铣制的办法;图 b 所示的结构则有退刀槽,螺旋部分可以车制,也可以铣制,但这种结构的刚度比前一种差。当蜗杆螺旋部分的直径较大时,可以将蜗杆与轴分开制作。

常用的蜗轮结构形式有以下几种:

1) 齿圈式(图 11-25a) 这种结构由青铜齿圈及铸铁轮芯所组成。齿圈与轮芯多用 H7/r6 配合,并加装 4~6 个紧定螺钉(或用螺钉拧紧后将头部锯掉),以增强联接的可靠性。螺钉直径取作 $(1.2 \sim 1.5)m$, m 为蜗轮的模数。螺钉拧入深度为 $(0.3 \sim 0.4)B$, B 为蜗轮宽度。为了便于钻孔,应将螺孔中心线由配合缝向材料较硬的轮芯部分偏移 $2 \sim 3 \text{ mm}$ 。这种结构多用于尺寸不太大或工作温度变化较小的地方,以免热胀冷缩影响配合的质量。

2) 螺栓联接式(图 11-25b) 可用普通螺栓联接,或用铰制孔用螺栓联接,螺栓的尺寸和数目可参考蜗轮的结构尺寸取定,然后作适当的校核。这种结构装拆比较方便,多用于尺寸较大或容易磨损的蜗轮。

3) 整体浇铸式(图 11-25c) 主要用于铸铁蜗轮或尺寸很小的青铜蜗轮。

4) 拼铸式(图 11-25d) 这是在铸铁轮芯上加铸青铜齿圈,然后切齿。只用于成批制造的蜗轮。

蜗轮的几何尺寸可按表 11-3、11-4 中的计算公式及图 11-16、图 11-25 所示的结构尺寸来确定;轮芯部分的结构尺寸可参考齿轮的结构尺寸。

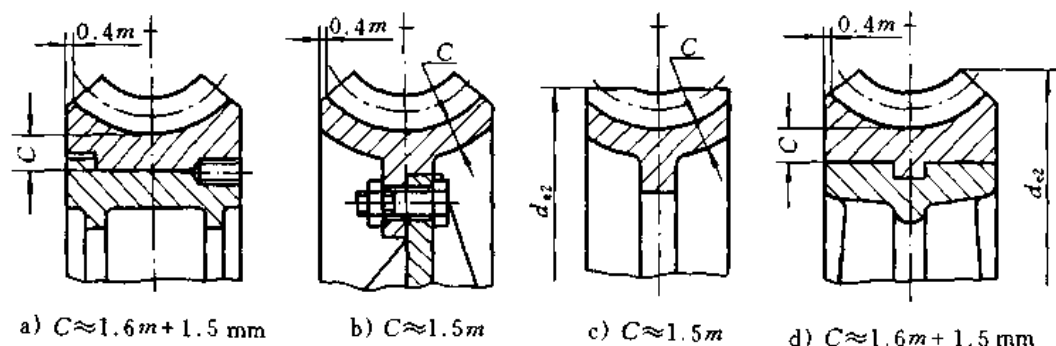


图 11-25 蜗轮的结构形式(m 为蜗轮模数, m 和 C 的单位均为 mm)

例题 试设计一搅拌机用的闭式蜗杆减速器中的普通圆柱蜗杆传动。已知:输入功率 $P = 9 \text{ kW}$, 蜗杆转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, 传动比 $i_{12} = 20$, 搅拌机为大批量生产, 传动不反向, 工作载荷较稳定, 但有不大的冲击, 要求寿命 L_h 为 12 000 h。

[解] 1. 选择蜗杆传动类型

根据 GB/T 10085—1988 的推荐, 采用渐开线蜗杆(ZI)。

2. 选择材料

根据库存材料的情况, 并考虑到蜗杆传动传递的功率不大, 速度只是中等, 故蜗杆用 45 钢; 因希望效率高些, 耐磨性好些, 故蜗杆螺旋齿面要求淬火, 硬度为 45~55 HRC。蜗轮用铸锡磷青铜 ZCuSn10P1, 金属模铸造。为了节约贵重的有色金属, 仅齿圈用青铜制造, 而轮芯用灰铸铁 HT100 制造。

3. 按齿面接触疲劳强度进行设计

根据闭式蜗杆传动的设计准则,先按齿面接触疲劳强度进行设计,再校核齿根弯曲疲劳强度。由式(11-12),传动中心距

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z_p}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定作用在蜗轮上的转矩 T_2

按 $z_1 = 2$, 估取效率 $\eta = 0.8$, 则

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \frac{P\eta}{n_1/i_{12}} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{9 \times 0.8}{1450/20} \text{ N} \cdot \text{mm} = 948\,400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2) 确定载荷系数 K

因工作载荷较稳定,故取载荷分布不均系数 $K_\beta = 1$; 由表 11-5 选取使用系数 $K_A = 1.15$; 由于转速不高,冲击不大,可取动载系数 $K_v = 1.05$; 则

$$K = K_A \cdot K_\beta \cdot K_v = 1.15 \times 1 \times 1.05 \approx 1.21$$

3) 确定弹性影响系数 Z_E

因选用的是铸锡磷青铜蜗轮和钢蜗杆相配,故 $Z_E = 160 \text{ MPa}^{1/2}$ 。

4) 确定接触系数 Z_p

先假设蜗杆分度圆直径 d_1 和传动中心距 a 的比值 $d_1/a = 0.35$, 从图 11-18 中可查得 $Z_p = 2.9$ 。

5) 确定许用接触应力 $[\sigma_H]$

根据蜗轮材料为铸锡磷青铜 ZCuSn10P1, 金属模铸造, 蜗杆螺旋齿面硬度 $> 45 \text{ HRC}$, 可从表 11-7 中查得蜗轮的基本许用应力 $[\sigma_H]' = 268 \text{ MPa}$ 。

$$\text{应力循环次数} \quad N = 60jn_2L_h = 60 \times 1 \times \frac{1450}{20} \times 12\,000 = 5.22 \times 10^7$$

$$\text{寿命系数} \quad K_{HN} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{5.22 \times 10^7}} = 0.813\,4$$

$$\text{则} \quad [\sigma_H] = K_{HN} \cdot [\sigma_H]' = 0.813\,4 \times 268 \text{ MPa} = 218 \text{ MPa}$$

6) 计算中心距

$$a \geq \sqrt[3]{1.21 \times 948\,400 \times \left(\frac{160 \times 2.9}{218} \right)^2} \text{ mm} = 173.234 \text{ mm}$$

取中心距 $a = 200 \text{ mm}$, 因 $i = 20$, 故从表 11-2 中取模数 $m = 8 \text{ mm}$, 蜗杆分度圆直径 $d_1 = 80 \text{ mm}$ 。这时 $d_1/a = 0.4$, 从图 11-18 中可查得接触系数 $Z'_p = 2.74$, 因为 $Z'_p < Z_p$, 因此以上计算结果可用。

4. 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸

1) 蜗杆

轴向齿距 $p_s = 25.133 \text{ mm}$; 直径系数 $q = 10$; 齿顶圆直径 $d_{a1} = 96 \text{ mm}$; 齿根圆直径 $d_{f1} = 60.8 \text{ mm}$; 分度圆导程角 $\gamma = 11^\circ 18' 36''$; 蜗杆轴向齿厚 $s_s = 12.566\,4 \text{ mm}$ 。

2) 蜗轮

蜗轮齿数 $z_2 = 41$; 变位系数 $x_2 = -0.5$;

验算传动比 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{41}{2} = 20.5$, 这时传动比误差为 $\frac{20.5 - 20}{20} = 0.025 = 2.5\%$, 是允许的。

蜗轮分度圆直径 $d_2 = mz_2 = 8 \times 41 \text{ mm} = 328 \text{ mm}$

蜗轮喉圆直径 $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = (328 + 2 \times 8) \text{ mm} = 344 \text{ mm}$

蜗轮齿根圆直径 $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = (328 - 2 \times 1.2 \times 8) \text{ mm} = 308.8 \text{ mm}$

蜗轮咽喉母圆半径 $r_{\phi 2} = a - \frac{1}{2}d_{a2} = (200 - \frac{1}{2} \times 344) \text{ mm} = 28 \text{ mm}$

5. 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{1.53 K T_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma_F]$$

当量齿数

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{41}{(\cos 11.31^\circ)^3} = 43.48$$

根据 $x_2 = -0.5$, $z_{v2} = 43.48$, 从图 11-19 中可查得齿形系数 $Y_{Fa2} = 2.87$ 。

螺旋角系数

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{11.31^\circ}{140^\circ} = 0.9192$$

许用弯曲应力

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]' \cdot K_{FN}$$

从表 11-8 中查得由 ZCuSn10P1 制造的蜗轮的基本许用弯曲应力 $[\sigma_F]' = 56 \text{ MPa}$ 。

寿命系数

$$K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{5.22 \times 10^7}} = 0.644$$

$$[\sigma_F] = 56 \times 0.644 \text{ MPa} = 36.086 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{1.53 \times 1.21 \times 948 \times 400}{80 \times 328 \times 8} \times 2.87 \times 0.9192 \text{ MPa} = 22.065 \text{ MPa}$$

弯曲强度是满足的。

6. 精度等级公差和表面粗糙度的确定

考虑到所设计的蜗杆传动是动力传动,属于通用机械减速器,从 GB/T 10089—1988 圆柱蜗杆、蜗轮精度中选择 8 级精度,侧隙种类为 f,标注为 8f GB/T 10089—1988。然后由有关手册查得要求的公差项目及表面粗糙度,此处从略。

7. 热平衡核算(从略)。

8. 绘制工作图(从略)。

习 题

11-1 试分析图 11-26 所示蜗杆传动中各轴的回转方向、蜗轮轮齿的螺旋方向及蜗杆、蜗轮所受各力的作用位置及方向。

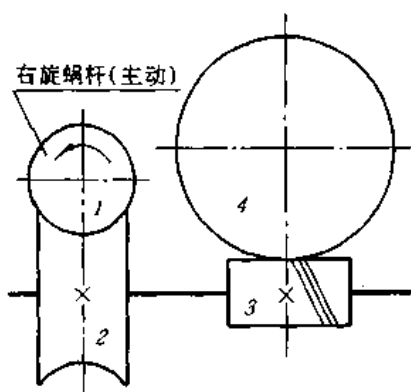


图 11-26 蜗杆传动

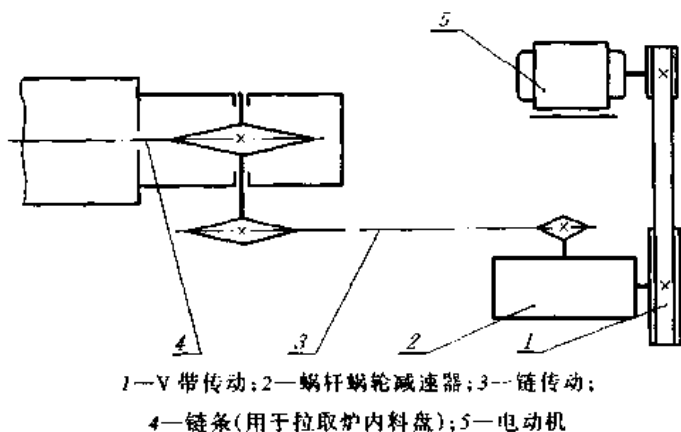


图 11-27 加热炉拉料机传动简图

11-2 图 11-27 所示为热处理车间所用的可控气氛加热炉拉料机传动简图。已知:蜗轮传递的转矩 $T_2 = 405 \text{ N} \cdot \text{m}$, 蜗杆减速器的传动比 $i_{12} = 20$, 蜗杆转速 $n_1 = 480 \text{ r/min}$, 传动较平稳, 冲击不大。工作时间为每天 8 h, 要求工作寿命为 5 年(每年按 300 工作日计), 试设计该蜗杆传动。

11-3 设计用于带式输送机的普通圆柱蜗杆传动, 传递功率 $P_1 = 5.0 \text{ kW}$, $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 23$, 由电动机驱动, 载荷平稳。蜗杆材料为 20Cr, 渗碳淬火, 硬度 $\geq 58 \text{ HRC}$ 。蜗轮材料为 ZCuSn10P1, 金属模铸造。蜗杆

减速器每日工作 8 h, 要求工作寿命为 7 年(每年按 300 工作日计)。

11-4 设计一起重设备用的蜗杆传动, 载荷有中等冲击, 蜗杆轴由电动机驱动, 传递的额定功率 $P_1 = 10.3$ kW, $n_1 = 1460$ r/min, $n_2 = 120$ r/min, 间歇工作, 平均约为每日 2 h, 要求工作寿命为 10 年(每年按 300 工作日计)。

11-5 试设计轻纺机械中的一单级蜗杆减速器, 传递功率 $P = 8.5$ kW, 主动轴转速 $n_1 = 1460$ r/min, 传动比 $i = 20$, 工作载荷稳定, 单向工作, 长期连续运转, 润滑情况良好, 要求工作寿命为 15 000 h。

11-6 试设计某钻机用的单级圆弧圆柱蜗杆减速器。已知蜗轮轴上的转矩 $T_2 = 10\,600$ N·m, 蜗杆转速 $n_1 = 910$ r/min, 蜗轮转速 $n_2 = 18$ r/min, 断续工作, 有轻微振动, 有效工作时数为 3 000 h。

第四篇 轴系零、部件

第十二章 滑动轴承

§ 12-1 概 述

根据轴承中摩擦性质的不同,可把轴承分为滑动摩擦轴承(简称滑动轴承)和滚动摩擦轴承(简称滚动轴承)两大类。滚动轴承由于摩擦系数小,起动阻力小,而且它已标准化,选用、润滑、维护都很方便,因此在一般机器中应用较广。但由于滑动轴承本身具有一些独特的优点,使得它在某些不能、不便或使用滚动轴承没有优势的场合,如工作转速特高、特大冲击与振动、径向空间尺寸受到限制或必须剖分安装(如曲轴的轴承)、以及需在水或腐蚀性介质中工作等条件下,仍占有重要地位。因此,滑动轴承在轧钢机、汽轮机、内燃机、铁路机车及车辆、金属切削机床、航空发动机附件、雷达、卫星通信地面站、天文望远镜以及各种仪表中应用颇为广泛。

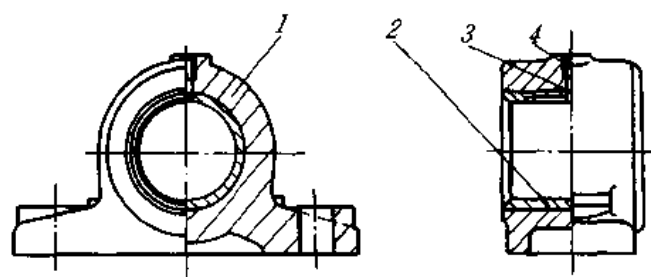
滑动轴承的类型很多,按其承受载荷方向的不同,可分为径向轴承(承受径向载荷)和止推轴承(承受轴向载荷)。根据其滑动表面间润滑状态的不同(本书着重讨论液体润滑),可分为液体润滑轴承、不完全液体润滑轴承(指滑动表面间处于边界润滑或混合润滑状态)和无润滑轴承(指工作时不加润滑剂)。根据液体润滑承载机理的不同,又可分为液体动力润滑轴承(简称液体动压轴承)和液体静压润滑轴承(简称液体静压轴承)。本章主要讨论液体动压轴承。

要正确地设计滑动轴承,必须合理地解决以下问题:1) 轴承的型式和结构;2) 轴瓦的结构和材料选择;3) 轴承的结构参数;4) 润滑剂的选择和供应;5) 轴承的工作能力及热平衡计算。

§ 12-2 径向滑动轴承的主要结构型式

(一) 整体式径向滑动轴承

整体式径向滑动轴承的结构型式见图 12-1。它由轴承座、减摩材料制成的整体轴套等组成。轴承座上面设有安装润滑油杯的螺纹孔。在轴套上开有油孔,并在轴套的内表面上开有油槽。这种轴承的优点是结构简单,成本低廉。它的缺点是轴套磨损后,轴承间隙过大时无法调整;另外,只能从轴颈端部装拆,对于重型机器的轴或具有中间轴颈的轴,装拆很不方便或无法安装。所以这种轴承多用在低速、轻载或间歇性工作的机器中,如某些农业机械,手动机械等。这种轴承所用的轴承座叫做整体有衬正滑动轴承座,其标准见 JB/T 2560—1991。

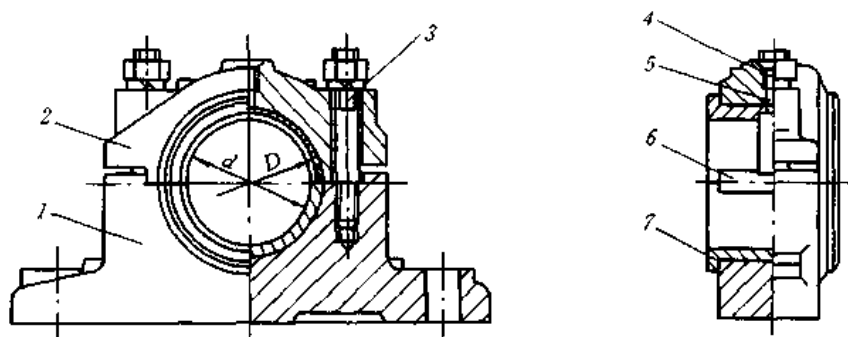


1—轴承座；2—整体轴套；3—油孔；4—螺纹孔

图 12-1 整体式径向滑动轴承

(二) 对开式径向滑动轴承

对开式径向滑动轴承的结构型式见图 12-2。它是由轴承座、轴承盖、剖分式轴瓦和双头螺栓等组成。轴承盖和轴承座的剖分面常作成阶梯形,以便对中和防止横向错动。轴承盖上部开有螺纹孔,用以安装油杯或油管。剖分式轴瓦由上、下两半组成,通常是下轴瓦承受载荷,上轴瓦不承受载荷。为了节省贵重金属或其它需要,常在轴瓦内表面上贴附一层轴承衬。在轴瓦内壁不承受载荷的表面上开设油槽,润滑油通过油孔和油槽流进轴承间隙。轴承剖分面最好与载荷方向近于垂直,多数轴承的剖分面是水平的(也有做成倾斜的,如倾斜 45° ,以适应径向载荷作用线的倾斜度超出轴承垂直中心线左右各 35° 范围的情况)。这种轴承装拆方便,并且轴瓦磨损后可以用减少剖分面处的垫片厚度来调整轴承间隙(调整后应修刮轴瓦内孔)。这种轴承所用的轴承座叫做对开式二螺柱正滑动轴承座,其标准见 JB/T 2561—1991;四螺柱的见 JB/T 2562—1991。



1—轴承座；2—轴承盖；3—双头螺栓；4—螺纹孔；5—油孔；6—油槽；7—剖分式轴瓦

图 12-2 对开式径向滑动轴承

另外,还可将轴瓦的瓦背制成凸球面,并将其支承面制成凹球面,从而组成调心轴承,用于支承挠度较大或多支点的长轴。

§ 12-3 滑动轴承的失效形式及常用材料

(一) 滑动轴承的失效形式

1. 磨粒磨损

进入轴承间隙的硬颗粒(如灰尘、砂粒等)有的嵌入轴承表面,有的游离于间隙中并随轴一起转动,它们都将对轴颈和轴承表面起研磨作用。在起动、停车或轴颈与轴承发生边缘接触时,它们都将加剧轴承磨损,导致几何形状改变、精度丧失,轴承间隙加大,使轴承性能在预期寿命前急剧恶化。

2. 刮伤

进入轴承间隙中的硬颗粒或轴颈表面粗糙的轮廓峰顶,在轴承上划出线状伤痕,导致轴承因刮伤而失效。

3. 咬粘(胶合)

当轴承温升过高,载荷过大,油膜破裂时,或在润滑油供应不足条件下,轴颈和轴承的相对运动表面材料发生粘附和迁移,从而造成轴承损坏。咬粘有时甚至可能导致相对运动中止。

4. 疲劳剥落

在载荷反复作用下,轴承表面出现与滑动方向垂直的疲劳裂纹,当裂纹向轴承衬与衬背结合面扩展后,造成轴承衬材料的剥落。它与轴承衬和衬背因结合不良或结合力不足造成轴承衬的剥离有些相似,但疲劳剥落周边不规则,结合不良造成的剥离则周边比较光滑。

5. 腐蚀

润滑剂在使用中不断氧化,所生成的酸性物质对轴承材料有腐蚀性,特别是对铸造铜铅合金中的铅,易受腐蚀而形成点状的脱落。氧对锡基巴氏合金的腐蚀,会使轴承表面形成一层由 SnO_2 和 SnO 混合组成的黑色硬质覆盖层,它能擦伤轴颈表面,并使轴承间隙变小。此外,硫对含银或含铜的轴承材料的腐蚀,润滑油中水分对铜铅合金的腐蚀,都应予以注意。

以上列举了几种失效形式,由于工作条件不同,滑动轴承还可能出现气蚀、流体侵蚀、电侵蚀和微动磨损等损伤。从美国、英国和日本三家汽车厂统计的汽车用滑动轴承故障原因的平均比率来看(表12-1),因不干净或有异物而导致故障所占的比例最大。

表 12-1 滑动轴承故障原因的平均比率/%

故障原因	不干净	润滑油不足	安装误差	对中不良	超载	腐蚀	制造精度低	气蚀	其它
比率/%	38.3	11.1	15.9	8.1	6.0	5.6	5.5	2.8	6.7

(二) 轴承材料

轴瓦和轴承衬的材料统称为轴承材料。针对上述失效形式,轴承材料性能应着重满足以下主要要求。

1. 良好的减摩性、耐磨性和抗咬粘性

减摩性是指材料副具有低的摩擦系数。耐磨性是指材料的抗磨性能(通常以磨损率表示)。抗咬粘性是指材料的耐热性和抗粘附性。

2. 良好的摩擦顺应性、嵌入性和磨合性

摩擦顺应性是指材料通过表层弹塑性变形来补偿轴承滑动表面初始配合不良的能力。嵌入性是指材料容纳硬质颗粒嵌入,从而减轻轴承滑动表面发生刮伤或磨粒磨损的性能。磨合性是指轴瓦与轴颈表面经短期轻载运转后,易于形成相互吻合的表面粗糙度。

3. 足够的强度和抗腐蚀能力。

4. 良好的导热性、工艺性、经济性等。

应该指出,没有一种轴承材料能够全面具备上述性能,因而必须针对各种具体情况,仔细进行分析后合理选用。

常用的轴承材料可分三大类:1)金属材料,如轴承合金、铜合金、铝基合金和铸铁等;2)多孔质金属材料;3)非金属材料,如工程塑料、碳-石墨等。下面择其主要者略作介绍。

1. 轴承合金(通称巴氏合金或白合金)

轴承合金是锡、铅、锑、铜的合金,它以锡或铅作基体,其内含有锑锡(Sb-Sn)或铜锡(Cu-Sn)的硬晶粒。硬晶粒起抗磨作用,软基体则增加材料的塑性。轴承合金的弹性模量和弹性极限都很低,在所有轴承材料中,它的嵌入性及摩擦顺应性最好,很容易和轴颈磨合,也不易与轴颈发生咬粘。但轴承合金的强度很低,不能单独制作轴瓦,只能贴附在青铜、钢或铸铁轴瓦上作轴承衬。轴承合金适用于重载、中高速场合,价格较贵。

2. 铜合金

铜合金具有较高的强度,较好的减摩性和耐磨性。由于青铜的减摩性和耐磨性比黄铜好,故青铜是最常用的材料。青铜有锡青铜、铅青铜和铝青铜等几种,其中锡青铜的减摩性和耐磨性最好,应用较广。但锡青铜比轴承合金硬度高,磨合性及嵌入性差,适用于重载及中速场合。铅青铜抗粘附能力强,适用于高速、重载轴承。铝青铜的强度及硬度较高,抗粘附能力较差,适用于低速、重载轴承。

3. 铝基轴承合金

铝基轴承合金在许多国家获得广泛应用。它有相当好的耐蚀性和较高的疲劳强度,摩擦性能亦较好。这些品质使铝基轴承合金在部分领域取代了较贵的轴承合金和青铜。铝基轴承合金可以制成单金属零件(如轴套、轴承等),也可制成双金属零件,双金属轴瓦以铝基轴承合金为轴承衬,以钢作衬背。

4. 灰铸铁及耐磨铸铁

普通灰铸铁或加有镍、铬、钛等合金成分的耐磨灰铸铁,或者球墨铸铁,都可以用作轴承材料。这类材料中的片状或球状石墨在材料表面上覆盖后,可以形成一层起润滑作用的石墨层,故具有一定的减摩性和耐磨性。此外,石墨能吸附碳氢化合物,有助于提高边界润滑性能,故采用灰铸铁作轴承材料时,应加润滑油。由于铸铁性脆、磨合性差,故只适用于轻载低速和不受冲击载荷的场合。

5. 多孔质金属材料

这是用不同金属粉未经压制、烧结而成的轴承材料。这种材料是多孔结构的,孔隙约占体积的10%~35%。使用前先把轴瓦在热油中浸渍数小时,使孔隙中充满润滑油,因而通常把这种材料制成的轴承叫含油轴承。它具有自润滑性。工作时,由于轴颈转动的抽吸作用及轴承发热时油的膨胀作用,油便进入摩擦表面间起润滑作用;不工作时,因毛细管作用,油便被吸回到轴承

内部,故在相当长时间内,即使不加润滑油仍能很好地工作。如果定期给以供油,则使用效果更佳。但由于其韧性较小,故宜用于平稳无冲击载荷及中低速度情况。常用的有多孔铁和多孔质青铜。多孔铁常用来制作磨粉机轴套、机床油泵衬套、内燃机凸轮轴衬套等。多孔质青铜常用来制作电唱机、电风扇、纺织机械及汽车发电机的轴承。我国已有专门制造含油轴承的工厂,需用时可根据设计手册选用。

6. 非金属材料

非金属材料中应用最多的是各种塑料(聚合物材料),如酚醛树脂、尼龙、聚四氟乙烯等。聚合物的特性是:与许多化学物质不起反应,抗腐蚀能力特别强,例如聚四氟乙烯(PTFE)能抗强酸弱碱;具有一定的自润滑性,可以在无润滑条件下工作,在高温条件下具有一定的润滑能力;具有包容异物的能力(嵌人性好),不易擦伤配偶表面;减摩性及耐磨性都比较好。

选择聚合物作轴承材料时,必须注意下述一些问题:由于聚合物的热传导能力只有钢的百分之几,因此,必须考虑摩擦热的消散问题,它严格限制着聚合物轴承的工作转速及压力值。又因聚合物的线胀系数比钢大得多,因此,聚合物轴承与钢制轴颈的间隙应该比金属轴承的间隙大。此外,聚合物材料的强度和屈服极限较低,因而在装配和工作时能承受的载荷有限。又由于聚合物材料在常温条件下会出现蠕变现象,因而不宜用来制作间隙要求严格的轴承。

碳-石墨是电机电刷的常用材料,也是不良环境中的轴承材料。碳-石墨是由不同量的碳和石墨构成的人造材料,石墨含量愈多,材料愈软,摩擦系数愈小。可在碳-石墨材料中加入金属、聚四氟乙烯或二硫化钼组分,也可以浸渍液体润滑剂。碳-石墨轴承具有自润性,它的自润性和减摩性取决于吸附的水蒸气量。碳-石墨和含有碳氢化合物的润滑剂有亲和力,加入润滑剂有助于提高其边界润滑性能。此外,它还可以作水润滑的轴承材料。

橡胶主要用于以水作润滑剂且环境较脏污之处。橡胶轴承内壁上带有纵向沟槽,以利润滑剂的流通,加强冷却效果并冲走污物。

木材具有多孔质结构,可用填充剂来改善其性能。填充聚合物能提高木材的尺寸稳定性和减少吸湿量,并能提高强度。采用木材(以溶于润滑油的聚乙烯作填充剂)制成的轴承,可在灰尘极多的条件下工作,例如用作建筑、农业中使用的带式输送机支承辊子的滑动轴承。

常用金属轴承材料性能见表 12-2;常用非金属和多孔质金属轴承材料性能可参看[68]。

表 12-2 常用金属轴承材料性能^[68]

材料类别	牌 号 (名称)	最大许用值 ^①			最高工作 温度/℃	轴颈 硬度 /HBS	性能比较 ^②					备 注
		[p] /MPa	[v] /(m/s)	[pv] /(MPa ·m/s)			抗咬 粘性	顺 应 性	嵌 入 性	耐 蚀 性	疲 劳 强 度	
锡基轴承合金	ZSnSb11Cu6 ZSnSb8Cu4	平稳载荷			150	150	1	1	1	5	用于高速、重载下工作的重要轴承,变载荷下易于疲劳,价贵	
		25	80	20								
		冲击载荷										
		20	60	15								
铅基轴承合金	ZPbSb16Sn16Cu2	15	12	10	150	150	1	1	3	5	用于中速、中等载荷的轴承,不宜受显著冲击。可作为锡基轴承合金的代用品	
	ZPbSb15Sn5Cu3Cd2	5	8	5								

表 12-2(完)

材料类别	牌 号 (名称)	最大许用值 ^①			最高工作 温度/℃	轴颈 硬度 /HBS	性能比较 ^②					备 注
		$[p]$ /MPa	$[v]$ (m/s)	$[pv]$ (MPa·m/s)			抗 咬 粘 性	顺 应 性	嵌 入 性	耐 蚀 性	疲 劳 强 度	
锡青铜	ZCuSn10P1 (10-1 锡青铜)	15	10	15	280	300~400	3	5	1	1		用于中速、重载及受变 载荷的轴承
	ZCuSn5Pb5Zn5 (5-5-5 锡青铜)	8	3	15								用于中速、中载的轴承
铝青铜	ZCuPb30 (30 铅青铜)	25	12	30	280	300	3	4	4	4	2	用于高速、重载轴承,能 承受变载和冲击
铅青铜	ZCuAl10Fe3 (10-3 铅青铜)	15	4	12	280	300	5	5	5	5	2	最宜用于润滑充分的低 速重载轴承
黄 铜	ZCuZn16Si4 (16-4 硅黄铜)	12	2	10	200	200	5	5	1	1	1	用于低速、中载轴承
	ZCuZn40Mn2 (40-2 锰黄铜)	10	1	10	200	200	5	5	1	1	1	用于高速、中载轴承,是 较新的轴承材料,强度高、 耐腐蚀、表面性能好。可 用于增压强化柴油机轴承
铝基轴承合金	2% 铝锡合金	28~35	14	—	140	300	4	3	1	1	2	较新的轴承材料,强度高、 耐腐蚀、表面性能好。可 用于增压强化柴油机轴承
三元电镀合金	铝-硅-锡镀层	14~35	—	—	170	200~300	1	2	2	2	2	镀铅锡青铜作中间层, 再镀 10~30 μm 三元减摩 层,疲劳强度高,嵌入性好
银	镀层	28~35	—	—	180	300~400	2	3	1	1	1	镀银,上附薄层铅,再镀 锡,常用于飞机发动机、柴 油机轴承
耐磨铸铁	HT300	0.1~6	3~0.75	0.3~4.5	150	<150	4	5	1	1	1	宜用于低速、轻载的不 重要轴承,价廉
灰铸铁	HT150~HT250	1~4	2~0.5	—	—	—	4	5	1	1	1	

注:① $[pv]$ 为不完全液体润滑下的许用值。

② 性能比较:1~5 依次由佳到差。

§ 12-4 轴瓦结构

轴瓦是滑动轴承中的重要零件,它的结构设计是否合理对轴承性能影响很大。有时为了节省贵重合金材料或者由于结构上的需要,常在轴瓦的内表面上浇铸或轧制一层轴承合金,称为轴承衬。轴瓦应具有一定的强度和刚度,在轴承中定位可靠,便于输入润滑剂,容易散热,并且装拆、调整方便。为此,轴瓦应在外形结构、定位、油槽开设和配合等方面采用不同的形式以适应不同的工作要求。

(一) 轴瓦的型式和构造

常用的轴瓦有整体式和对开式两种结构。

整体式轴瓦按材料及制法不同,分为整体轴套(图 12-3)和单层、双层或多层材料的卷制轴套(图 12-4)。非金属整体式轴瓦既可以是整体非金属轴套,也可以是在钢套上镶衬非金属材料。

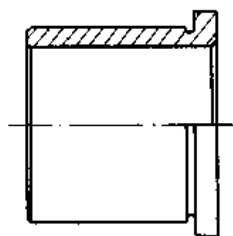


图 12-3 整体轴套

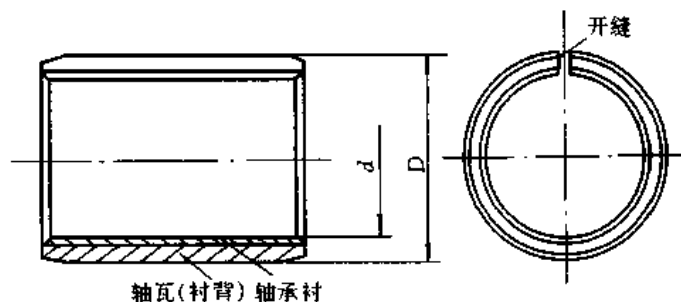


图 12-4 卷制轴套

对开式轴瓦有厚壁轴瓦和薄壁轴瓦之分。厚壁轴瓦用铸造方法制造(图 12-5),内表面可附有轴承衬,常将轴承合金用离心铸造法浇注在铸铁、钢或青铜轴瓦的内表面上。为使轴承合金与轴瓦贴附得好,常在轴瓦内表面上制出各种形式的棒头、凹沟或螺纹。

薄壁轴瓦(图 12-6)由于能用双金属板连续轧制等新工艺进行大量生产,故质量稳定,成本低,但轴瓦刚性小,装配时不再修刮轴瓦内圆表面,轴瓦受力后,其形状完全取决于轴承座的形状,因此,轴瓦和轴承座均需精密加工。薄壁轴瓦在汽车发动机、柴油机上得到广泛应用。

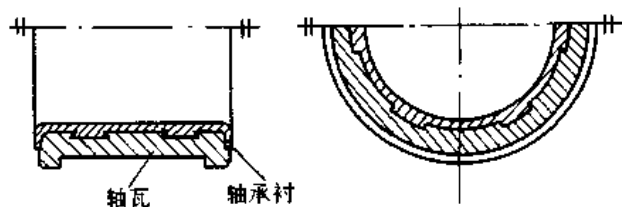


图 12-5 对开式厚壁轴瓦

(二) 轴瓦的定位

轴瓦和轴承座不允许有相对移动。为了防止轴瓦沿轴向和周向移动,可将其两端做出凸缘来作轴向定位,也可用紧定螺钉(图 12-7a)或销钉(图 12-7b)将其固定在轴承座上,或在轴瓦

剖分面上冲出定位唇(凸耳)以供定位用(图 12-6)。

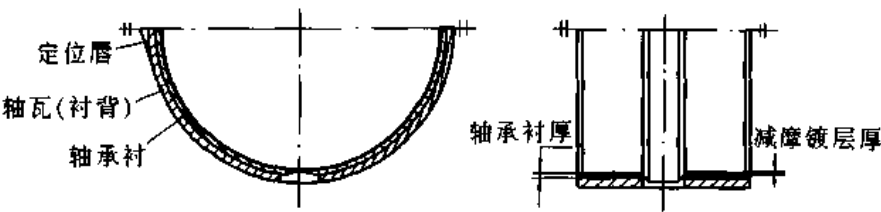


图 12-6 对开式薄壁轴瓦(GB/T 3162—1991)

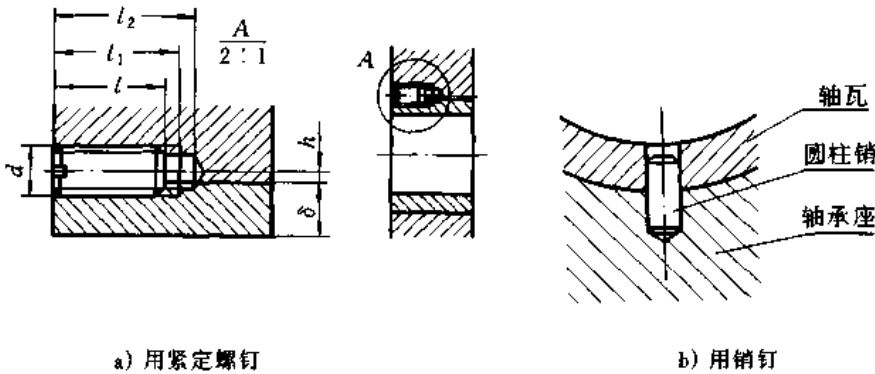


图 12-7 轴瓦的固定

(三) 油孔及油槽

为了把润滑油导入整个摩擦面间,轴瓦或轴颈上须开设油孔或油槽。对于液体动压径向轴承,有轴向油槽和周向油槽两种形式可供选择。

轴向油槽分为单轴向油槽及双轴向油槽。对于整体式径向轴承,轴颈单向旋转时,载荷方向变化不大,单轴向油槽最好开在最大油膜厚度位置(图 12-8),以保证润滑油从压力最小的地方输入轴承。对开式径向轴承,常把轴向油槽开在轴承剖分面处(剖分面与载荷作用线成 90°),如果轴颈双向旋转,可在轴承剖分面上开设双轴向油槽(图 12-9),通常轴向油槽应较轴承宽度稍短,以便在轴瓦两端留出封油面,防止润滑油从端部大量流失。周向油槽适用于载荷方向变动范围超过 180° 的场合,它常设在轴承宽度中部,把轴承分为两个独立部分;当宽度相同时,设有周向

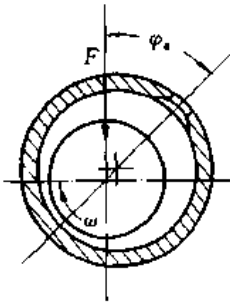


图 12-8 单轴向油槽开在最大油膜厚度位置

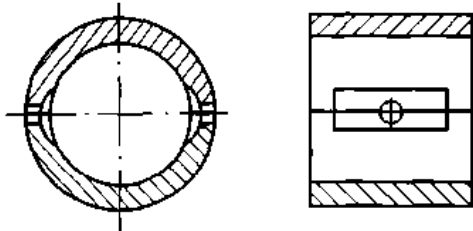


图 12-9 双轴向油槽开在轴承剖分面上

油槽轴承的承载能力低于设有轴向油槽的轴承(图 12-10)。对于不完全液体润滑径向轴承,常用油槽形状见图 12-11,设计时,可以将油槽从非承载区延伸到承载区。油槽尺寸可查有关手册。

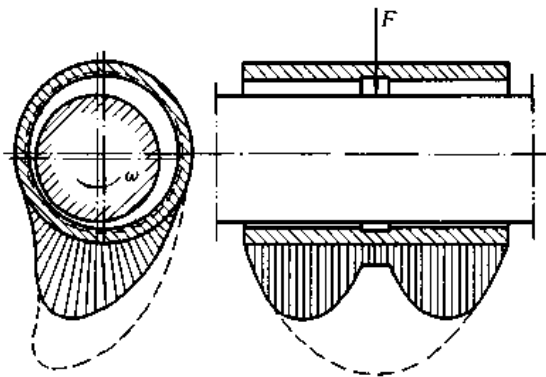


图 12-10 周向油槽对轴承承载能力的影响

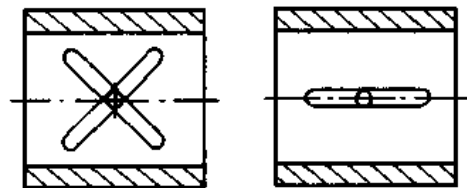


图 12-11 不完全液体润滑轴承常用油槽形状

§ 12-5 滑动轴承润滑剂的选用

滑动轴承种类繁多,使用条件和重要程度往往相差较大,因而对润滑剂的要求也各不相同。下面仅就滑动轴承常用润滑剂的选择方法作一简要介绍。

(一) 润滑脂及其选择

使用润滑脂也可以形成将滑动表面完全分开的一层薄膜。由于润滑脂属于半固体润滑剂,流动性极差,故无冷却效果。常用在那些要求不高、难以经常供油,或者低速重载以及作摆动运动之处的轴承中。

选择润滑脂品种的一般原则为:

- 1) 当压力高和滑动速度低时,选择针入度小一些的品种;反之,选择针入度大一些的品种。
- 2) 所用润滑脂的滴点,一般应较轴承的工作温度高约 $20 \sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$,以免工作时润滑脂过多地流失。
- 3) 在有水淋或潮湿的环境下,应选择防水性强的钙基或铝基润滑脂。在温度较高处应选用钠基或复合钙基润滑脂。

选择润滑脂牌号时可参考表 12-3。

(二) 润滑油及其选择

润滑油是滑动轴承中应用最广的润滑剂。液体动压轴承通常采用润滑油作润滑剂。原则上讲,当转速高、压力小时,应选粘度较低的油;反之,当转速低、压力大时,应选粘度较高的油。

润滑油粘度随温度的升高而降低。故在较高温度下工作的轴承(例如 $t > 60\text{ }^{\circ}\text{C}$),所用油的粘度应比通常的高一些。

不完全液体润滑轴承润滑油的选择参考表 12-4。液体动压轴承润滑油的选择参考表 4-1。

表 12-3 滑动轴承润滑脂的选择

压力 p/MPa	轴颈圆周速度 $v/(\text{m/s})$	最高工作温度/ $^{\circ}\text{C}$	选用的牌号
≤ 1.0	≤ 1	75	3号钙基脂
1.0~6.5	0.5~5	55	2号钙基脂
≥ 6.5	≤ 0.5	75	3号钙基脂
≤ 6.5	0.5~5	120	2号钠基脂
> 6.5	≤ 0.5	110	1号钙钠基脂
1.0~6.5	≤ 1	-50~100	锂基脂
> 6.5	0.5	60	2号压延机脂

注:1)“压力”或“压强”,本书统用“压力”。

2)在潮湿环境,温度在75~120 $^{\circ}\text{C}$ 的条件下,应考虑用钙-钠基润滑脂。

3)在潮湿环境,工作温度在75 $^{\circ}\text{C}$ 以下,没有3号钙基脂时也可以用铝基脂。

4)工作温度在110~120 $^{\circ}\text{C}$ 可用锂基脂或钼基脂。

5)集中润滑时,稠度要小些。

表 12-4 滑动轴承润滑油选择(不完全液体润滑,工作温度 $< 60^{\circ}\text{C}$)

轴颈圆周速度 $v/(\text{m/s})$	平均压力 $p < 3 \text{ MPa}$	轴颈圆周速度 $v/(\text{m/s})$	平均压力 $p = (3 \sim 7.5) \text{ MPa}$
< 0.1	L-AN68、100、150	< 0.1	L-AN150
0.1~0.3	L-AN68、100	0.1~0.3	L-AN100、150
0.3~2.5	L-AN46、68	0.3~0.6	L-AN100
2.5~5.0	L-AN32、46	0.6~1.2	L-AN68、100
5.0~9.0	L-AN15、22、32	1.2~2.0	L-AN68
> 9.0	L-AN7、10、15		

注:表中润滑油是以40 $^{\circ}\text{C}$ 时运动粘度为基础的牌号。

(三) 固体润滑剂

固体润滑剂可以在摩擦表面上形成固体膜以减小摩擦阻力,通常只用于一些有特殊要求的场合。

二硫化钼用粘结剂调配涂在轴承摩擦表面上可以大大提高摩擦副的磨损寿命。在金属表面上涂镀一层钼,然后放在含硫的气氛中加热,可生成 MoS_2 膜。这种膜粘附最为牢固,承载能力极高。在用塑料或多孔质金属制造的轴承材料中渗入 MoS_2 粉末,会在摩擦过程中连续对摩擦表面提供 MoS_2 薄膜。将全熔金属注到在石墨或碳-石墨零件的孔隙中,或经过烧结制成轴瓦可获得较高的粘附能力。聚四氟乙烯片材可冲压成轴瓦,也可以用烧结法或粘结法形成聚四氟乙烯膜粘附在轴瓦内表面上。软金属薄膜(如铅、金、银等薄膜)主要用于真空及高温的场合。

§ 12-6 不完全液体润滑滑动轴承设计计算

采用润滑脂、油绳或滴油润滑的径向滑动轴承,由于轴承中得不到足够的润滑剂,在相对运

动表面间难以产生一个完全的承载油膜,轴承只能在混合摩擦润滑状态(即边界润滑和液体润滑同时存在的状态)下运转。这类轴承可靠的工作条件是:边界膜不遭破裂,维持粗糙表面微腔内有液体润滑存在。因此,这类轴承的承载能力不仅与边界膜的强度及其破裂温度有关,而且与轴承材料、轴颈与轴承表面粗糙度、润滑油的供给量等因素有着密切的关系。

在工程上,这类轴承常以维持边界油膜不遭破坏作为设计的最低要求。但是促使边界油膜破裂的因素较复杂,所以目前仍采用简化的条件性计算。这种计算方法只适用于一般对工作可靠性要求不高的低速、重载或间歇工作的轴承。

(一) 径向滑动轴承的计算

在设计时,通常是已知轴承所受径向载荷 F (单位为 N)、轴颈转速 n (单位为 r/min) 及轴颈直径 d (单位为 mm), 然后进行以下验算。

1. 验算轴承的平均压力 p (单位为 MPa)

$$p = \frac{F}{dB} \leq [p] \quad (12-1)$$

式中: B ——轴承宽度, mm (根据宽径比 B/d 确定);

$[p]$ ——轴瓦材料的许用压力, MPa, 其值见表 12-2。

2. 验算轴承的 pv (单位为 MPa·m/s) 值

轴承的发热量与其单位面积上的摩擦功耗 f_{pv} 成正比 (f 是摩擦系数), 限制 pv 值就是限制轴承的温升。

$$pv = \frac{F}{Bd} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{Fn}{19100B} \leq [pv] \quad (12-2)$$

式中: v ——轴颈圆周速度, 即滑动速度, m/s;

$[pv]$ ——轴承材料的 pv 许用值, MPa·m/s, 其值见表 12-2。

3. 验算滑动速度 v (单位为 m/s)

$$v \leq [v] \quad (12-3)$$

式中 $[v]$ 为许用滑动速度, m/s, 其值见表 12-2。

对于 p 和 pv 的验算均合格的轴承, 由于滑动速度过高, 也会加速磨损而使轴承报废。这是因为 p 只是平均压力, 实际上, 在轴发生弯曲或不同心等引起的一系列误差及振动的影响下, 轴承边缘可能产生相当高的压力, 因而局部区域的 pv 值还会超过许用值。

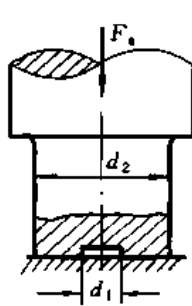
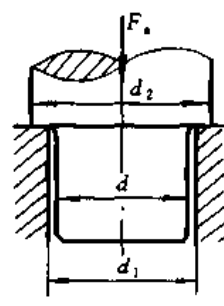
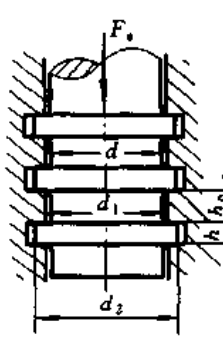
滑动轴承所选用的材料及尺寸经验算合格后, 应选取恰当的配合, 一般可选 $\frac{H9}{d9}$ 或 $\frac{H8}{f7}$ 、 $\frac{H7}{f6}$ 。

以上介绍了一般不完全液体润滑径向轴承的计算方法, 对于重要的不完全液体润滑径向轴承, 设计计算方法可参考[68]。

(二) 止推滑动轴承的计算

止推滑动轴承由轴承座和止推轴颈组成。常用的结构形式有空心式、单环式和多环式, 其结构及尺寸见表 12-5。通常不用实心式轴颈, 因其端面上的压力分布极不均匀, 靠近中心处的压力很高, 对润滑极为不利。空心式轴颈接触面上压力分布较均匀, 润滑条件较实心式有所改善。单环式是利用轴颈的环形端面止推, 而且可以利用纵向油槽输入润滑油, 结构简单, 润滑方便, 广泛用于低速、轻载的场合。多环式止推轴承不仅能承受较大的轴向载荷, 有时还可承受双向轴向载荷。由于载荷在各环间分布不均, 许用压力 $[p]$ 及 $[pv]$ 值均应比单环式的降低 50%。

表 12-5 止推滑动轴承形式及尺寸

空 心 式	单 环 式	多 环 式
		
d_2 由轴的结构设计拟定 $d_1 = (0.4 \sim 0.6) d_2$ 若结构上无限制, 应取 $d_1 = 0.5 d_2$	d_1, d_2 由轴的结构设计拟定	d 由轴的结构设计拟定 $d_2 = (1.2 \sim 1.6) d$ $d_1 = 1.1 d$ $h = (0.12 \sim 0.15) d$ $h_0 = (2 \sim 3) h$

1. 验算轴承的平均压力 p (单位为 MPa)

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{z \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)} \leq [p] \quad (12-4)$$

式中: d_1 ——轴承孔直径, 单位为 mm; d_2 ——轴环直径, 单位为 mm; F_a ——轴向载荷, 单位为 N; z ——环的数目; $[p]$ ——许用压力, 单位为 MPa, 见表 12-6。2. 验算轴承的 pv (单位为 MPa·m/s) 值因轴承的环形支承面平均直径处的圆周速度 v (单位为 m/s) 为

$$v = \frac{\pi n (d_1 + d_2)}{60 \times 1000 \times 2}$$

$$pv = \frac{4 F_a}{z \pi (d_2^2 - d_1^2)} \times \frac{\pi n (d_1 + d_2)}{60 \times 1000 \times 2} = \frac{n F_a}{30000 z (d_2 - d_1)} \leq [pv] \quad (12-5)$$

式中: n ——轴颈的转速, 单位为 r/min; $[pv]$ —— pv 的许用值, 单位为 MPa·m/s, 见表 12-6。

其余各符号的意义和单位同前。

表 12-6 止推滑动轴承的 $[p]$ 、 $[pv]$ 值

轴(轴环端面、凸缘)	轴承	$[p]$ /MPa	$[pv]$ /MPa·m/s
未淬火钢	铸 铁	2.0~2.5	1~2.5
	青 铜	4.0~5.0	
	轴承合金	5.0~6.0	

表 12-6(完)

轴(轴环端面、凸缘)	轴承	$[p]/\text{MPa}$	$[pv]/\text{MPa}\cdot\text{m/s}$
淬火钢	青 铜	7.5 ~ 8.0	1 ~ 2.5
	轴承合金	8.0 ~ 9.0	
	淬火钢	12 ~ 15	

§ 12-7 液体动力润滑径向滑动轴承设计计算

流体动力润滑的楔效应承载机理已在第四章作过简要说明,本章将讨论流体动力润滑理论的基本方程(即雷诺方程)及其在液体动力润滑径向滑动轴承设计计算中的应用。

(一) 流体动力润滑的基本方程

流体动力润滑理论的基本方程是流体膜压力分布的微分方程。它是从粘性流体动力学的基本方程出发,作了一些假设条件而简化后得出的,这些假设条件是:流体为牛顿液体;流体膜中流体的流动是层流;忽略压力对流体粘度的影响;略去惯性力及重力的影响;认为流体不可压缩;流体膜中的压力沿膜厚方向是不变的。

如图 12-12 所示,两平板被润滑油隔开,设板 A 沿 x 轴方向以速度 v 移动;另一板 B 为静止。再假定油在两平板间沿 z 轴方向没有流动(可视此运动副在 z 轴方向的尺寸为无限大)。现从层流运动的油膜中取一微单元体进行分析。

由图可见,作用在此微单元体右面和左面的压力分别为 p 及 $(p + \frac{\partial p}{\partial x}dx)$,作用在单元体上、下两面的切应力分别为 τ 及 $(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y}dy)$ 。根据 x 方向的平衡条件,得

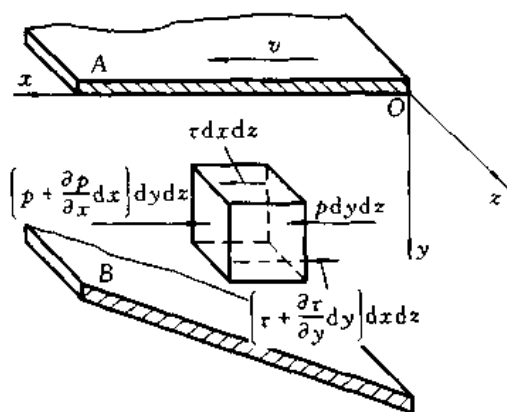


图 12-12 被油膜隔开的两平板的相对运动情况

$$p dy dz + \tau dx dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx dz = 0$$

整理后得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\partial \tau}{\partial y} \quad (12-6)$$

根据牛顿粘性流体摩擦定律,将式(4-6)对 y 求导数,得 $\frac{\partial \tau}{\partial y} = -\eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$,代入式(12-6)得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (12-7)$$

该式表示了压力沿 x 轴方向的变化与速度沿 y 轴方向的变化关系。

下面进一步介绍流体动力润滑理论的基本方程。

1. 油层的速度分布

将式(12-7)改写成

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (a)$$

对 y 积分后得

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) y + C_1 \quad (b)$$

$$u = \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) y^2 + C_1 y + C_2 \quad (c)$$

根据边界条件决定积分常数 C_1 及 C_2 : 当 $y=0$ 时, $u=v$; $y=h$ (h 为相应于所取单元体处的油膜厚度)时, $u=0$, 则得

$$C_1 = -\frac{h}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \frac{v}{h}; \quad C_2 = v$$

代入式(c)后,即得

$$u = \frac{v(h-y)}{h} - \frac{y(h-y)}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (d)$$

由上式可见,油层的速度 u 由两部分组成:式中前一项表示速度呈线性分布,这是直接由剪切流引起的;后一项表示速度呈抛物线分布,这是由油流沿 x 方向的变化所产生的压力流所引起的,如图 4-17b 所示。

2. 润滑油流量

当无侧漏时,润滑油在单位时间内流经任意截面上单位宽度面积的流量为

$$q = \int_0^h u dy \quad (e)$$

将式(d)代入式(e)并积分后,得

$$\begin{aligned} q &= \int_0^h \left[\frac{v(h-y)}{h} - \frac{y(h-y)}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] dy \\ &= \frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \end{aligned} \quad (f)$$

如图 4-17b 所示,设在 $p = p_{\max}$ 处的油膜厚度为 h_0 (即 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ 时, $h = h_0$), 在该截面处的流量为

$$q = \frac{vh_0}{2} \quad (g)$$

当润滑油连续流动时,各截面的流量相等,由此得

$$\frac{vh_0}{2} = \frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}$$

整理后得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta v}{h^3} (h - h_0) \quad (12-8)$$

该式为一维雷诺方程。它是计算流体动力润滑滑动轴承(简称流体动压轴承)的基本方程。由雷诺方程可以看出,油膜压力的变化与润滑油的粘度、表面滑动速度和油膜厚度及其变化有关。利用这一公式,经积分后可求出油膜的承载能力。由式(12-8)及图4-17b也可看出,在 ab ($h > h_0$)段, $\partial^2 u / \partial y^2 > 0$ (即速度分布曲线呈凹形), 所以 $\partial p / \partial x > 0$, 即压力沿 x 方向逐渐增大; 而在 bc ($h < h_0$) 段, $\partial^2 u / \partial y^2 < 0$ (即速度分布曲线呈凸形), 即 $\partial p / \partial x < 0$, 这表明压力沿 x 方向逐渐降低。在 a 和 c 之间必有一处 (b 点) 的油流速度变化规律不变, 此处的 $\partial^2 u / \partial y^2 = 0$, 即 $\partial p / \partial x = 0$, 因而压力 p 达到最大值。由于油膜沿着 x 方向各处的油压都大于入口和出口的油压, 且压力形成如图4-17b上部曲线所示的分布, 因而能承受一定的外载荷。

由上可知,形成流体动力润滑(即形成动压油膜)的必要条件是:

- 1) 相对滑动的两表面间必须形成收敛的楔形间隙;
- 2) 被油膜分开的两表面必须有足够的相对滑动速度(亦即滑动表面带油时要有足够的油层最大速度), 其运动方向必须使润滑油由大口流进, 从小口流出;
- 3) 润滑油必须有一定的粘度, 供油要充分。

(二) 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

径向滑动轴承的轴颈与轴承孔间必须留有间隙, 如图12-13a所示, 当轴颈静止时, 轴颈处于轴承孔的最低位置, 并与轴瓦接触。此时, 两表面间自然形成一收敛的楔形空间。当轴颈开始转动时, 速度极低, 带入轴承间隙中的油量较少, 这时轴瓦对轴颈摩擦力的方向与轴颈表面圆周速度方向相反, 迫使轴颈在摩擦力作用下沿孔壁向右爬升(图12-13b)。随着转速的增大, 轴颈表面的圆周速度增大, 带入楔形空间的油量也逐渐加多。这时, 右侧楔形油膜产生了一定的动压力, 将轴颈向左浮起。当轴颈达到稳定运转时, 轴颈便稳定在一定的偏心位置上(图12-13c)。这时, 轴承处于流体动力润滑状态, 油膜产生的动压力与外载荷 F 相平衡。此时, 由于轴承内的摩擦阻力仅为液体的内阻力, 故摩擦系数达到最小值。

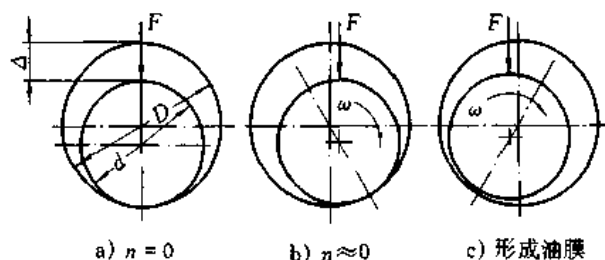


图 12-13 径向滑动轴承形成流体动力润滑的过程

(三) 径向滑动轴承的几何关系和承载量系数

图 12-14 为轴承工作时轴颈的位置。如图所示, 轴承和轴颈的连心线 OO_1 与外载荷 F (载荷作用在轴颈中心上) 的方向形成一偏位角 φ_0 。轴承孔和轴颈直径分别用 D 和 d 表示, 则轴承直径间隙为

$$\Delta = D - d \quad (12-9)$$

半径间隙为轴承孔半径 R 与轴颈半径 r 之差, 则

$$\delta = R - r = \Delta/2 \quad (12-10)$$

直径间隙与轴颈公称直径之比称为相对间隙, 以 ψ 表示, 则

$$\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r} \quad (12-11)$$

轴颈在稳定运转时, 其中心 O 与轴承中心 O_1 的距离, 称为偏心距, 用 e 表示。而偏心距与半径间隙的比值, 称为偏心率, 以 χ 表示, 则

$$\chi = \frac{e}{\delta}$$

于是由图可见, 最小油膜厚度为

$$h_{\min} = \delta - e = \delta(1 - \chi) = r\psi(1 - \chi) \quad (12-12)$$

对于径向滑动轴承, 采用极坐标描述较方便。取轴颈中心 O 为极点, 连心线 OO_1 为极轴, 对应于任意角 φ (包括 $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ 均由 OO_1 算起) 的油膜厚度为 h , h 的大小可在 $\triangle AOO_1$ 中应用余弦定理求得, 即

$$R^2 = e^2 + (r + h)^2 - 2e(r + h)\cos \varphi$$

解上式得

$$r + h = e \cos \varphi \pm R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi}$$

若略去微量 $\left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi$, 并取根式的正号, 则得任意位置的油膜厚度为

$$h = \delta(1 + \chi \cos \varphi) = r\psi(1 + \chi \cos \varphi) \quad (12-13)$$

在压力最大处的油膜厚度 h_0 为

$$h_0 = \delta(1 + \chi \cos \varphi_0) \quad (12-14)$$

式中 φ_0 相应于最大压力处的极角。

将式(12-8)改写成极坐标表达式, 即 $dx = r d\varphi$, $v = r\omega$ 及 h, h_0 之值代入式(12-8)后得极坐标形式的雷诺方程

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6\eta \frac{\omega}{\psi^2} \cdot \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} \quad (12-15)$$

将上式从油膜起始角 φ_1 到任意角 φ 进行积分, 得任意位置的压强, 即

$$p_\varphi = 6\eta \frac{\omega}{\psi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \quad (12-16)$$

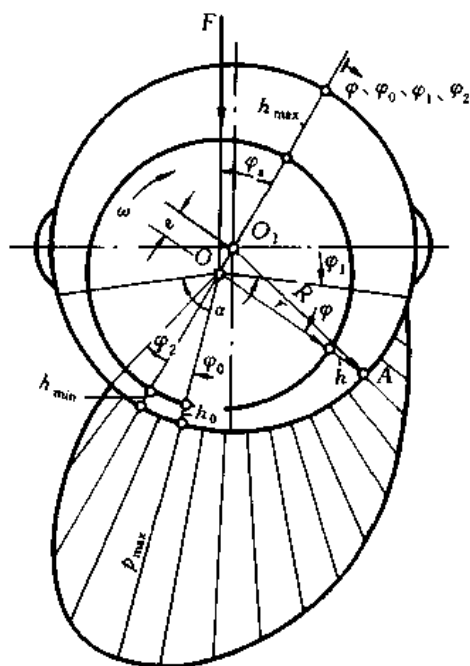


图 12-14 径向滑动轴承的几何参数和油压分布

压力 p_φ 在外载荷方向上的分量为

$$p_{\varphi r} = p_\varphi \cos[180^\circ - (\varphi_a + \varphi)] = -p_\varphi \cos(\varphi_a + \varphi) \quad (12-17)$$

把上式在 φ_1 到 φ_2 的区间内积分,就得出在轴承单位宽度上的油膜承载力,即

$$\begin{aligned} p_y &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_{\varphi r} r d\varphi = - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_\varphi \cos(\varphi_a + \varphi) r d\varphi \\ &= 6 \frac{\eta \omega r}{\psi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left[\int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \right] [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi \end{aligned} \quad (12-18)$$

为了求出油膜的承载能力,理论上只需将 p_y 乘以轴承宽度 B 即可。但在实际轴承中,由于油可能从轴承的两个端面流出,故必须考虑端泄的影响。这时,压力沿轴承宽度的变化呈抛物线分布,而且其油膜压力也比无限宽轴承的油膜压力低(图 12-15),所以乘以系数 C' , C' 的值取决于宽径比 B/d 和偏心率 χ 的大小。这样,在 φ 角和距轴承中线为 z 处的油膜压力的数学表达式为

$$p'_y = p_y C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] \quad (12-19)$$

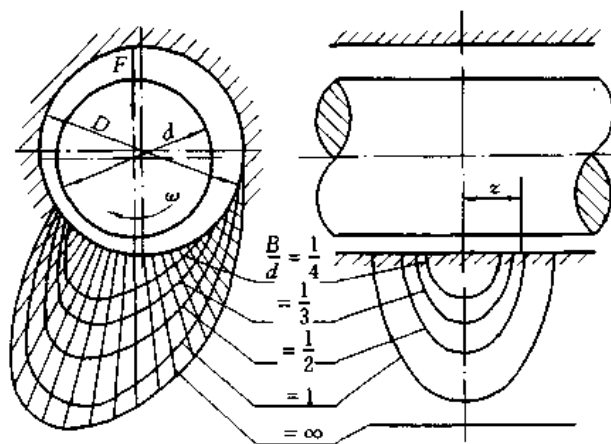


图 12-15 不同宽径比时沿轴承周向和轴向的压力分布

因此,对有限宽轴承,油膜的总承载能力为

$$\begin{aligned} F &= \int_{-B/2}^{+B/2} p'_y dz \\ &= \frac{6 \eta \omega r}{\psi^2} \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \left[\frac{\chi (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \right] \cdot [-\cos(\varphi_a + \varphi)] \cdot C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] dz \end{aligned} \quad (12-20)$$

由上式得

$$F = \frac{\eta \omega d B}{\psi^2} C_p \quad (12-21)$$

式中

$$C_p = 3 \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \left[\frac{\chi (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{B(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \right] \cdot [-\cos(\varphi_a + \varphi)] \cdot C' \left[1 - \left(\frac{2z}{B} \right)^2 \right] dz \quad (12-22)$$

又由式(12-21)得

$$C_p = \frac{F\psi^2}{\eta v d B} = \frac{F\psi^2}{2\eta v B} \quad (12-23)$$

式中: C_p 为承载量系数, η 为润滑油在轴承平均工作温度下的动力粘度, 单位为 $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; B 为轴承宽度, 单位为 m ; F 为外载荷, 单位为 N ; v 为轴颈圆周速度, 单位为 m/s 。

C_p 的积分非常困难, 因而采用数值积分的方法进行计算, 并作成相应的线图或表格供设计应用。由式(12-22)可知。在给定边界条件时, C_p 是轴颈在轴承中位置的函数, 其值取决于轴承的包角 α (指轴承表面上的连续光滑部分包围轴颈的角度, 即入油口到出油口间所包轴颈的夹角), 相对偏心率 χ 和宽径比 B/d 。由于 C_p 是一个无量纲的量, 故称之为轴承的承载量系数。当轴承的包角 α ($\alpha = 120^\circ, 180^\circ$ 或 360°) 给定时, 经过一系列换算, C_p 可以表示为

$$C_p \propto (\chi, B/d) \quad (12-24)$$

若轴承是在非承载区内进行无压力供油, 且设液体动压力是在轴颈与轴承衬的 180° 的弧内产生时, 则不同 χ 和 B/d 的 C_p 值见表 12-7。

表 12-7 有限宽轴承的承载量系数 C_p

B/d	χ													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.80	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
	承载量系数 C_p													
0.3	0.0522	0.0826	0.128	0.203	0.259	0.347	0.475	0.699	1.122	2.074	3.352	5.73	15.15	50.52
0.4	0.0893	0.141	0.216	0.339	0.431	0.573	0.776	1.079	1.775	3.195	5.055	8.393	21.00	65.26
0.5	0.133	0.209	0.317	0.493	0.622	0.819	1.098	1.572	2.428	4.261	6.615	10.706	25.62	75.86
0.6	0.182	0.283	0.427	0.655	0.819	1.070	1.418	2.001	3.036	5.214	7.956	12.64	29.17	83.21
0.7	0.234	0.361	0.538	0.816	1.014	1.312	1.720	2.399	3.580	6.029	9.072	14.14	31.88	88.90
0.8	0.287	0.439	0.647	0.972	1.199	1.538	1.965	2.754	4.053	6.721	9.992	15.37	33.99	92.89
0.9	0.339	0.515	0.754	1.118	1.371	1.745	2.248	3.067	4.459	7.294	10.753	16.37	35.66	96.35
1.0	0.391	0.580	0.853	1.253	1.528	1.920	2.460	3.377	4.808	7.777	11.38	17.18	37.00	98.05

$$[h] = S(R_{z1} + R_{z2}) \quad (12-26)$$

式中: R_{z1} 、 R_{z2} ——分别为轴颈和轴承孔表面粗糙度十点高度(表 7-6), 对一般轴承, 可分别取 R_{z1} 和 R_{z2} 值为 $3.2 \mu\text{m}$ 和 $6.3 \mu\text{m}$, 或 $1.6 \mu\text{m}$ 和 $3.2 \mu\text{m}$; 对重要轴承可取为 $0.8 \mu\text{m}$ 和 $1.6 \mu\text{m}$, 或 $0.2 \mu\text{m}$ 和 $0.4 \mu\text{m}$ 。

S ——安全系数, 考虑表面几何形状误差和轴颈挠曲变形等, 常取 $S \geq 2$ 。

(五) 轴承的热平衡计算

轴承工作时, 摩擦功耗将转变为热量, 使润滑油温度升高。如果油的平均温度超过计算承载能力时所假定的数值, 则轴承承载能力就要降低。因此要计算油的温升 Δt , 并将其限制在允许的范围。

轴承运转中达到热平衡状态的条件是: 单位时间内轴承摩擦所产生的热量 Q 等于同时间内流动的油所带走的热量 Q_1 与轴承散发的热量 Q_2 之和, 即

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (12-27)$$

轴承中的热量是由摩擦损失的功转变而来的。因此, 每秒钟在轴承中产生的热量 Q (单位为 W) 为

$$Q = fpv \quad (12-27a)$$

由流出的油带走的热量 Q_1 (单位为 W) 为

$$Q_1 = q\rho c(t_0 - t_i) \quad (12-27b)$$

式中: q ——润滑油流量, 按润滑油流量系数求出, 单位为 m^3/s ;

ρ ——润滑油的密度, 对矿物油为 $850 \sim 900 \text{ kg}/\text{m}^3$;

c ——润滑油的比热容, 对矿物油为 $1675 \sim 2090 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$, 单位见书末“附录”;

t_0 ——油的出口温度, 单位为 $^\circ\text{C}$;

t_i ——油的入口温度, 通常由于冷却设备的限制, 取为 $35 \sim 40 ^\circ\text{C}$ 。

除了润滑油带走的热量以外, 还可以由轴承的金属表面通过传导和辐射把一部分热量散发到周围介质中去。这部分热量与轴承的散热表面的面积、空气流动速度等有关, 很难精确计算。因此, 通常采用近似计算。若以 Q_2 (单位为 W) 代表这部分热量, 并以油的出口温度 t_0 代表轴承温度, 油的入口温度 t_i 代表周围介质的温度, 则

$$Q_2 = \alpha_s \pi dB(t_0 - t_i) \quad (12-27c)$$

式中 α_s 为轴承的表面传热系数, 随轴承结构的散热条件而定。对于轻型结构的轴承, 或周围的介质温度高和难于散热的环境(如轧钢机轴承), 取 $\alpha_s = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 中型结构或一般通风条件, 取 $\alpha_s = 80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 在良好冷却条件下(如周围介质温度很低, 轴承附近有其它特殊用途的水冷或气冷的冷却设备)工作的重型轴承, 可取 $\alpha_s = 140 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

热平衡时, $Q = Q_1 + Q_2$, 即

$$fpv = q\rho c(t_0 - t_i) + \alpha_s \pi dB(t_0 - t_i)$$

于是得出为了达到热平衡而必须的润滑油温度差 Δt (单位为 $^\circ\text{C}$) 为

$$\Delta t = t_0 - t_i = \frac{\left(\frac{f}{\psi}\right)p}{c\rho\left(\frac{q}{\psi v B d}\right) + \frac{\pi \alpha_s}{\psi v}} \quad (12-28)$$

式中: $\frac{q}{\psi v B d}$ —— 润滑油流量系数, 是一个无量纲数, 可根据轴承的宽径比 B/d 及偏心率 χ 由图 12-16 查出。

f —— 摩擦系数, $f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} + 0.55 \psi \xi$, 式中 ξ 为随轴承宽径比而变化的系数, 对于 $B/d < 1$ 的轴承, $\xi = (d/B)^{1.5}$; $B/d \geq 1$ 时, $\xi = 1$; ω 为轴颈角速度, 单位为 rad/s ; B 、 d 的单位为 mm ; p 为轴承的平均压力, 单位为 Pa ; η 为润滑油的动力粘度, 单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

v —— 轴颈圆周速度, 单位为 m/s 。

用式(12-28)只是求出了平均温度差, 实际上轴承上各点的温度是不相同的。润滑油从入口到流出轴承, 温度逐渐升高, 因而在轴承中不同之处的油的粘度也将不同。研究结果表明, 在利用式(12-21)计算轴承的承载能力时, 可以采用润滑油平均温度时的粘度。润滑油的平均温度 $t_m = (t_i + t_o)/2$, 而温升 $\Delta t = t_o - t_i$, 所以润滑油的平均温度 t_m 按下式计算:

$$t_m = t_i + \frac{\Delta t}{2} \quad (12-29)$$

为了保证轴承的承载能力, 建议平均温度不超过 75°C 。

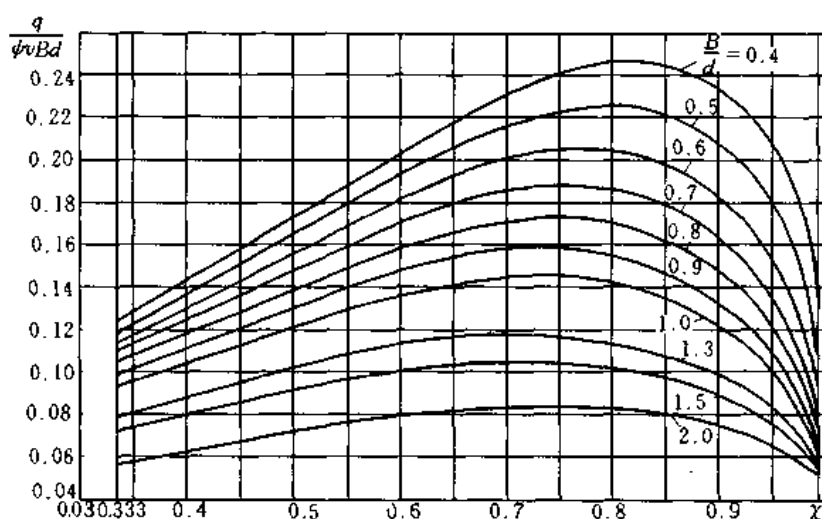


图 12-16 润滑油流量系数线图(指速度供油的耗油量)

设计时, 通常是先给定平均温度 t_m , 按式(12-28)求出的温升 Δt 来校核油的入口温度 t_i , 即

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} \quad (12-30)$$

若 $t_i > 35 \sim 40^\circ\text{C}$, 则表示轴承热平衡易于建立, 轴承的承载能力尚未用尽。此时应降低给定的平均温度, 并允许适当地加大轴瓦及轴颈的表面粗糙度, 再行计算。

若 $t_i < 35 \sim 40^\circ\text{C}$, 则表示轴承不易达到热平衡状态。此时需加大间隙, 并适当地降低轴瓦及轴颈的表面粗糙度, 再作计算。

此外要说明的是, 轴承的热平衡计算中的润滑油流量仅考虑了速度供油量, 即由旋转轴颈从油槽带入轴承间隙的油量, 忽略了油泵供油时, 油被输入轴承间隙时的压力供油量, 这将影响轴

承温升计算的精确性。因此,它适用于一般用途的液体动力润滑径向轴承的热平衡计算,对于重要的液体动压轴承计算可参考[68]第4卷。

(六) 参数选择

1. 宽径比 B/d

一般轴承的宽径比 B/d 在 0.3~1.5 范围内。宽径比小,有利于提高运转稳定性,增大端泄量以降低温升。但轴承宽度减小,轴承承载能力也随之降低。

高速重载轴承温升高,宽径比宜取小值;低速重载轴承,为提高轴承整体刚性,宽径比宜取大值;高速轻载轴承,如对轴承刚性无过高要求,可取小值;需要对轴有较大支承刚性的机床轴承,宜取较大值。

一般机器常用的 B/d 值为:汽轮机、鼓风机 $B/d = 0.3 \sim 1$;电动机、发电机、离心泵、齿轮变速器 $B/d = 0.6 \sim 1.5$;机床、拖拉机 $B/d = 0.8 \sim 1.2$;轧钢机 $B/d = 0.6 \sim 0.9$ 。

2. 相对间隙 ψ

相对间隙主要根据载荷和速度选取。速度愈高, ψ 值应愈大;载荷愈大, ψ 值应愈小。此外,直径大、宽径比小,调心性能好,加工精度高时, ψ 值取小值,反之取大值。

一般轴承,按转速取 ψ 值的经验公式为:

$$\psi \approx \frac{(n/60)^{4/9}}{10^{31/9}} \quad (12-31)$$

式中 n 为轴颈转速,单位为 r/min 。

一般机器中常用的 ψ 值为:汽轮机、电动机、齿轮减速器 $\psi = 0.001 \sim 0.002$;轧钢机、铁路车辆 $\psi = 0.0002 \sim 0.0015$;机床、内燃机 $\psi = 0.0002 \sim 0.00125$;鼓风机、离心泵 $\psi = 0.001 \sim 0.003$ 。

3. 粘度 η

这是轴承设计中的一个重要参数。它对轴承的承载能力、功耗和轴承温升都有不可忽视的影响。轴承工作时,油膜各处温度是不同的,通常认为轴承温度等于油膜的平均温度。平均温度的计算是否准确,将直接影响到润滑油粘度的大小。平均温度过低,则油的粘度较大,算出的承载能力偏高;反之,则承载能力偏低。设计时,可先假定轴承平均温度(一般取 $t_m = 50 \sim 75^\circ\text{C}$),初选粘度,进行初步设计计算。最后再通过热平衡计算来验算轴承入口油温 t_i 是否在 $35 \sim 40^\circ\text{C}$ 之间,否则应重新选择粘度再作计算。

对于一般轴承,也可按轴颈转速 n (单位为 r/min)先初估油的动力粘度 η' (单位为 $\text{Pa}\cdot\text{s}$),即

$$\eta' = \frac{(n/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} \quad (12-32)$$

由式(4-7)计算相应的运动粘度 ν' ,选定平均油温 t_m ,参照表 4-1 选定全损耗系统用油的牌号。然后查图 4-9,重新确定 t_m 时的运动粘度 ν_{t_m} 及动力粘度 η_{t_m} 。最后再验算入口油温。

(七) 液体动力润滑径向滑动轴承设计举例

例题 设计一机床用的液体动力润滑径向滑动轴承,载荷垂直向下,工作情况稳定,采用对开式轴承。已知工作载荷 $F = 100\,000\text{ N}$,轴颈直径 $d = 200\text{ mm}$,转速 $n = 500\text{ r/min}$,在水平剖分面单侧供油。

[解] 1. 选择轴承宽径比 根据机床轴承常用的宽径比范围,取宽径比为 1。

2. 计算轴承宽度

$$B = (B/d) \times d = 1 \times 0.2\text{ m} = 0.2\text{ m}$$

3. 计算轴颈圆周速度

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 500}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 5.23 \text{ m/s}$$

4. 计算轴承工作压力

$$p = \frac{F}{dB} = \frac{100\,000}{0.2 \times 0.2} \text{ MPa} = 2.5 \text{ MPa}$$

5. 选择轴瓦材料 查表 12-2, 在保证 $p \leq [p]$ 、 $v \leq [v]$ 、 $pv \leq [pv]$ 的条件下, 选定轴承材料为 ZCuSn10P1。

6. 初估润滑油动力粘度 由式(12-32)

$$\eta' = \frac{(n/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} = \frac{(500/60)^{-1/3}}{10^{7/6}} \text{ Pa}\cdot\text{s} = 0.034 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

7. 计算相应的运动粘度, 取润滑油密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 由式(4-7),

$$\nu' = \frac{\eta'}{\rho} \times 10^6 = \frac{0.034}{900} \times 10^6 \text{ cSt} = 38 \text{ cSt}$$

8. 选定平均油温 现选平均油温 $t_m = 50^\circ\text{C}$

9. 选定润滑油牌号 参照表 4-1 选定全损耗系统用油 L-AN68。

10. 按 $t_m = 50^\circ\text{C}$ 查出 L-AN68 的运动粘度 由图 4-9 查得 $\nu_{50} = 40 \text{ cSt}$ 。

11. 换算出 L-AN68 50°C 时的动力粘度

$$\eta_{50} = \rho \nu_{50} \times 10^{-6} = 900 \times 40 \times 10^{-6} \text{ Pa}\cdot\text{s} \approx 0.036 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

12. 计算相对间隙 由式(12-31),

$$\phi = \frac{(n/60)^{4/9}}{10^{31/9}} = \frac{(500 \times 60)^{4/9}}{10^{31/9}} \approx 0.001, \text{ 取为 } 0.00125$$

13. 计算直径间隙

$$\Delta = \phi d = 0.00125 \times 200 \text{ mm} = 0.25 \text{ mm}$$

14. 计算承载量系数 由式(12-23)

$$C_p = \frac{F\phi^2}{2\eta v B} = \frac{100\,000 \times (0.00125)^2}{2 \times 0.036 \times 5.23 \times 0.2} = 2.075$$

15. 求出轴承偏心率 根据 C_p 及 B/d 的值查表 12-7, 经过插算求出偏心率 $\chi = 0.713$ 。

16. 计算最小油膜厚度 由式(12-12)

$$h_{\min} = \frac{d}{2} \phi (1 - \chi) = \frac{200}{2} \times 0.00125 \times (1 - 0.713) \mu\text{m} = 35.8 \mu\text{m}$$

17. 确定轴颈、轴承孔表面粗糙度十点高度 按加工精度要求取轴颈表面粗糙度等级为 $\sqrt{0.8}$, 轴承孔表面粗糙度等级为 $\sqrt{1.6}$, 查表 7-6 得轴颈 $R_{z1} = 0.0032 \text{ mm}$, 轴承孔 $R_{z2} = 0.0063 \text{ mm}$ 。

18. 计算许用油膜厚度 取安全系数 $S = 2$, 由式(12-26)

$$[h] = S(R_{z1} + R_{z2}) = 2 \times (0.0032 + 0.0063) \mu\text{m} = 19 \mu\text{m}$$

因 $h_{\min} > [h]$, 故满足工作可靠性要求。

19. 计算轴承与轴颈的摩擦系数 因轴承的宽径比 $B/d = 1$, 取随宽径比变化的系数 $\xi = 1$, 由摩擦系数计算式

$$f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta v}{p} + 0.55 \phi \xi = \frac{\pi \times 0.036 \times (2\pi \times 500/60)}{0.00125 \times 2.5 \times 10^6} + 0.55 \times 0.00125 \times 1 = 0.00258$$

20. 查出润滑油流量系数 由宽径比 $B/d = 1$ 及偏心率 $\chi = 0.713$ 查图 12-16, 得润滑油流量系数 $q/\psi v B d = 0.145$ 。

21. 计算润滑油温升 按润滑油密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 取比热容 $c = 1800 \text{ J/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$, 表面传热系数 $\alpha_s = 80 \text{ W/(m}^2\cdot^\circ\text{C)}$, 由式(12-28)

$$\Delta t = \frac{\left(\frac{f}{\psi}\right)P}{c\varphi\left(\frac{q}{\psi Bd}\right) + \frac{\pi\alpha_s}{\psi}} = \frac{\frac{0.00258}{0.00125} \times 2.5 \times 10^6}{1800 \times 900 \times 0.145 + \frac{\pi \times 80}{0.00125 \times 5.23}} \text{ } ^\circ\text{C} = 18.866 \text{ } ^\circ\text{C}$$

22. 计算润滑油入口温度 由式(12-29)

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 50 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{18.866}{2} \text{ } ^\circ\text{C} = 40.567 \text{ } ^\circ\text{C}$$

因一般取 $t_i = 35 \sim 40 \text{ } ^\circ\text{C}$, 故上述入口温度合适。

23. 选择配合 根据直径间隙 $\Delta = 0.25 \text{ mm}$, 按 GB/T 1801—1979 选配合 F6/d7, 查得轴承孔尺寸公差为 $\phi 200_{-0.050}^{+0.079}$, 轴颈尺寸公差为 $\phi 200_{-0.216}^{+0.170}$ 。

24. 求最大、最小间隙

$$\Delta_{\max} = 0.079 \text{ mm} - (-0.216) \text{ mm} = 0.295 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\min} = 0.050 \text{ mm} - (-0.170) \text{ mm} = 0.22 \text{ mm}$$

因 $\Delta = 0.25 \text{ mm}$ 在 Δ_{\max} 与 Δ_{\min} 之间, 故所选配合合适。

25. 校核轴承的承载能力、最小油膜厚度及润滑油温升 分别按 Δ_{\max} 及 Δ_{\min} 进行校核, 如果在允许值范围内, 则绘制轴承工作图; 否则需要重新选择参数, 再作设计及校核计算。

§ 12-8 其它型式滑动轴承简介

(一) 无润滑轴承与自润滑轴承

1. 轴承材料

无润滑轴承是在不加润滑剂的状态下运转, 不能避免磨损, 因而要选用磨损率低的材料制造, 常用各种工程塑料和碳-石墨作为轴承材料。为了减小磨损率, 轴颈材料最好用不锈钢或碳钢镀硬铬, 轴颈表面硬度应大于轴瓦表面硬度。常用无润滑轴承材料及其性能见表 12-8。各种轴承材料适用环境见表 12-9。

表 12-8 常用无润滑轴承材料及其性能

轴承材料		最大静压力 p_{\max} /MPa	压缩弹性模量 E /GPa	线胀系数 α /($10^{-6}/^\circ\text{C}$)	导热系数 κ /[W/(m· $^\circ\text{C}$)]
热塑性塑料	无填料热塑性塑料	10	2.8	99	0.24
	金属瓦无填料热塑性塑料衬套	10	2.8	99	0.24
	有填料热塑性塑料	14	2.8	80	0.26
	金属瓦有填料热塑性塑料衬	300	14.0	27	2.9
聚四氟乙烯	无填料聚四氟乙烯	2	—	86~218	0.26
	有填料聚四氟乙烯	7	0.7	(< 20 $^\circ\text{C}$) 60 (> 20 $^\circ\text{C}$) 80	0.33
	金属瓦有填料聚四氟乙烯衬	350	21.0	20	42.0
	金属瓦无填料聚四氟乙烯衬套	7	0.8	(< 20 $^\circ\text{C}$) 140 (> 20 $^\circ\text{C}$) 96	0.33
	织物增强聚四氟乙烯	700	4.8	12	0.24

表 12-8(完)

轴 承 材 料		最大静压力 p_{\max} /MPa	压缩弹性模量 E /GPa	线胀系数 α /($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	导热系数 κ /[W/(m· $^{\circ}\text{C}$)]
热固性塑料	增强热固性塑料	35	7.0	($< 20^{\circ}\text{C}$) 11~25 ($> 20^{\circ}\text{C}$) 80	0.38
	碳-石墨填料热固性塑料	—	4.8	20	—
碳-石墨	碳-石墨(高碳)	2	9.6	1.4	11
	碳-石墨(低碳)	1.4	4.8	4.2	55
	加铜和铅的碳-石墨	4	15.8	4.9	23
	加巴氏合金的碳-石墨	3	7.0	4	15
	浸渍热固性塑料的碳-石墨	2	11.7	2.7	40
石墨	浸渍金属的石墨	70	28.0	12~20	126

表 12-9 无润滑轴承材料的适用环境

轴 承 材 料	高 温 $> 200^{\circ}\text{C}$	低 温 $< -50^{\circ}\text{C}$	辐 射	真 空	水	油	磨 粒	耐酸、碱
有填料热塑性塑料	少数可用	通常好	通常差	大多数可用,避免用石墨作填充物	通常差,注意配合面的粗糙度	通常好	一般尚好	尚好或好
有填料聚四氟乙烯	尚 好	很 好	很 差					极好
有填料热固性塑料	部分可用	好	部分尚好					部分好
碳-石墨	很 好	很 好	很好,不要加塑料	极 差	尚好或好	好	不 好	好 (除强酸外)

2. 主要设计参数

径向轴承的宽径比 B/d 一般取为 0.35~1.5。止推轴承常取 $d_2/d_1 \leq 2$ (见表 12-5)。轴承间隙应随材料的线胀系数而变化,一般塑料轴承的间隙应比金属轴承的大(聚四氟乙烯除外),常用直径间隙 $\Delta \approx 0.005 d$ 且不小于 0.1 mm (碳-石墨轴承可不小于 0.075 mm)。轴瓦壁厚应随轴颈直径 d 而变化,为使轴承体积小,多用金属轴瓦,然后在其中压入薄的塑料衬套或涂敷塑料薄膜。使用塑料轴瓦时,常取其壁厚为 $d/(12 \sim 20)$ 。为了减小轴承的磨损率,轴瓦工作表面的粗糙度值应取低些,通常可取 $R_a = 0.2 \sim 0.4 \mu\text{m}$ 。

3. 承载能力计算

无润滑轴承的使用寿命决定于其磨损率,而磨损率取决于材料的力学性能和摩擦特性,并随载荷和速度的增加而加大,同时也受到工作条件的影响。温升是限制轴承承载能力的重要因素之一,故应将其 p_v 值控制在允许的范围内。工程上校核一般用途无润滑轴承的承载能力时,相应非金属轴承材料的 $[p]$ 、 $[p_v]$ 值仍可查阅[68]。

由于无润滑轴承常用的材料如石墨、聚四氟乙烯等,本身就是固体润滑剂,这种情况下也常称为自润滑轴承。这类轴承目前应用渐多的是镶嵌自润滑轴承,它是在普通滑动轴承的整体轴

套或轴瓦上,通过合理设计与钻孔或拉槽后,将适当形状、尺寸与强度的固体润滑剂嵌入孔(槽)中而组成,可在无油(也可外部供油)的条件下工作,主要用于油膜不能或不易形成的工况下,能承受大的稳定或变载荷,摩擦系数 $f = 0.04 \sim 0.09$,使用温度范围为 $-190 \sim 700\text{ }^{\circ}\text{C}$,并可在高真空、强辐射、粉尘、潮湿或液体介质中正常运转。由于有专业工厂生产,选用方便而经济,具体选用时可参看[45]及其参考文献。

(二) 多油楔轴承

前述液体动力润滑径向滑动轴承只能形成一个油楔来产生液体动压油膜,故称为单油楔轴承。这类轴承在轻载、高速条件下运转时,容易出现失稳现象(即如果轴颈受到某个微小的外力干扰时,轴心容易偏离平衡位置作有规律或无规律的运动,难于自动返回原来的平衡位置)。多油楔轴承的轴瓦则制成可以在轴承工作时产生多个油楔的结构形式,这种轴瓦可分成固定的和可倾的两类。

1. 固定瓦多油楔轴承

图 12-17a、b 为双油楔椭圆轴承及双油楔错位轴承示意图。显然,前者可以用于双向回转的轴,后者只能用于单向回转的轴。

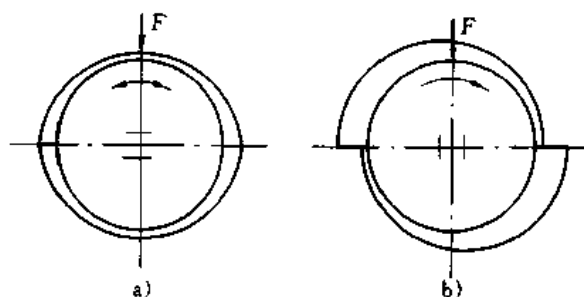


图 12-17 双油楔椭圆轴承和双油楔错位轴承示意图

图 12-18a、b 分别为三油楔和四油楔轴承示意图。它们都是固定瓦多油楔轴承。工作时,各油楔中同时产生油膜压力,有助于提高轴的旋转精度及轴承的稳定性。但是与同样条件下的单油楔轴承相比,承载能力有所降低,功耗有所增大。

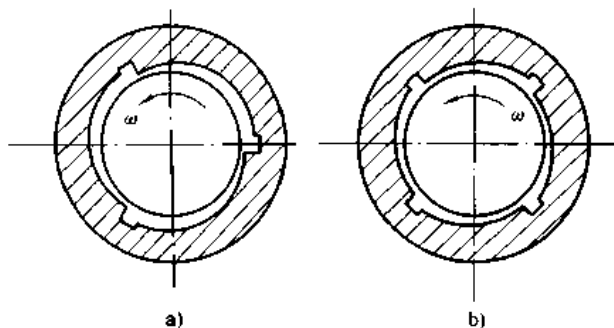


图 12-18 三油楔和四油楔轴承示意图

2. 可倾瓦多油楔轴承

图 12-19 为可倾瓦多油楔径向轴承,轴瓦由三块或三块以上(通常为奇数)的扇形块组成。扇形块以其背面的球窝支承在调整螺钉尾端的球面上。球窝的中心不在扇形块中部,而是沿圆周偏向轴颈旋转方向的一边。由于扇形块是支承在球面上,所以它的倾斜度可以随轴颈位置的不同而自动地调整,以适应不同的载荷、转速和轴的弹性变形偏斜等情况,保持轴颈与轴瓦间的适当间隙,因而能够建立起可靠的液体摩擦的润滑油膜。间隙的大小可用球端螺钉进行调整。

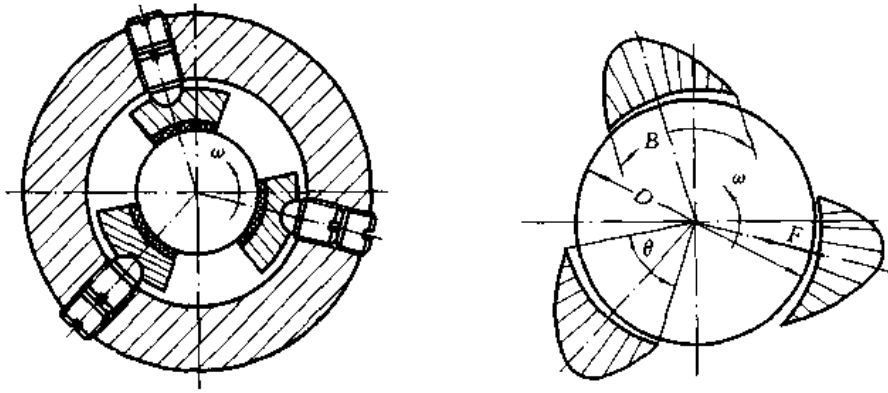


图 12-19 可倾瓦多油楔径向轴承示意图

这类轴承的共同特点是,即使在空载运转时,轴与各个轴瓦也相对处于某个偏心位置上,即形成几个有承载能力的油楔,而这些油楔中产生的油膜压力有助于轴的稳定运转。

图 12-20 所示为可倾瓦止推轴承的示意结构。轴颈端面仍为一平面,轴承是由数个(3~20)支承在圆柱面或球面上的扇形块组成。扇形块用钢板制成,其滑动表面敷有轴承衬材料。轴承工作时,扇形块可以自动调位,以适应不同的工作条件。

(三) 液体静压轴承

液体静压轴承是依靠一个液压系统供给压力油,压力油进入轴承间隙里,强制形成压力油膜以隔开摩擦表面,保证了轴颈在任何转速下(包括转速为零)和预定载荷下都与轴承处于液体摩擦状态。

顺便指出,静压轴承在工作转速够高时也要产生动压效应,计入这一因素影响的轴承称为混合轴承。

1. 液体静压轴承的主要优缺点

1) 液体静压轴承是依靠外界供给一定的压力油而形成承载油膜,使轴颈和轴承相对转动时处于完全液体摩擦状态,摩擦系数很小,一般 $f=0.0001 \sim 0.0004$,因此起动力矩小,效率高。

2) 由于工作时轴颈与轴承不直接接触(包括起动、停车等),轴承不会磨损,能长期保持精度,故使用寿命长。

3) 静压轴承的油膜不像动压轴承的油膜那样受到速度的限制,因此能在极低或极高的转速下正常工作。

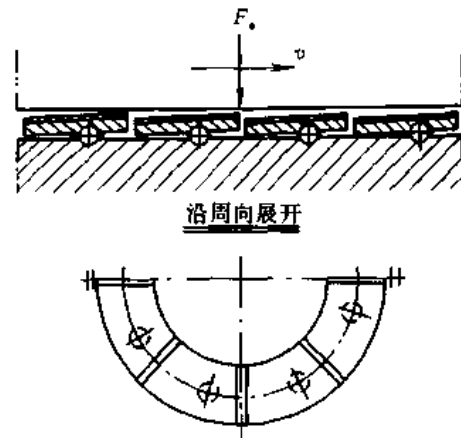


图 12-20 可倾瓦止推轴承示意图

4) 对轴承材料要求不像液体动压轴承那样高,同时对间隙和表面粗糙度也不像液体动压轴承要求那么严,可以采用较大的间隙和较大的粗糙度值。例如,在对回转精度要求相同的情况下,静压轴承的轴承孔和轴颈的加工精度可降低1~2级,表面粗糙度值则可大1~2级。

5) 油膜刚性大,具有良好的吸振性,运转平稳,精度高。

其缺点是必须有一套复杂的供给压力油的系统,在重要场合还必须加一套备用设备,故设备费用高,维护管理也较麻烦,一般只在动压轴承难以完成任务时才采用静压轴承。

但由于静压轴承具有上述优点,目前在工业部门中已得到了日益广泛的应用。

2. 液体静压轴承的工作原理

在第四章中,已介绍了流体静力润滑的基本原理,这里仅以液体静压径向滑动轴承为例介绍静压轴承的工作原理。

图12-21为一液体静压径向轴承示意图。轴承有4个完全相同的油腔,分别通过各自的节流器与供油管路相联接。压力为 p_b 的高压油流经节流器降压后流入各油腔,然后一部分经过径向封油面流入回油槽,并沿槽流出轴承;一部分经轴向封油面流出轴承。当无外载荷(忽略轴的自重)时,4个油腔的油压均相等,使轴颈与轴承同心。此时,4个油腔的封油面与轴颈间的间隙相等,均为 h_0 。因此,流经4个油腔的油流量相等,在4个节流器中产生的压力降也相同。

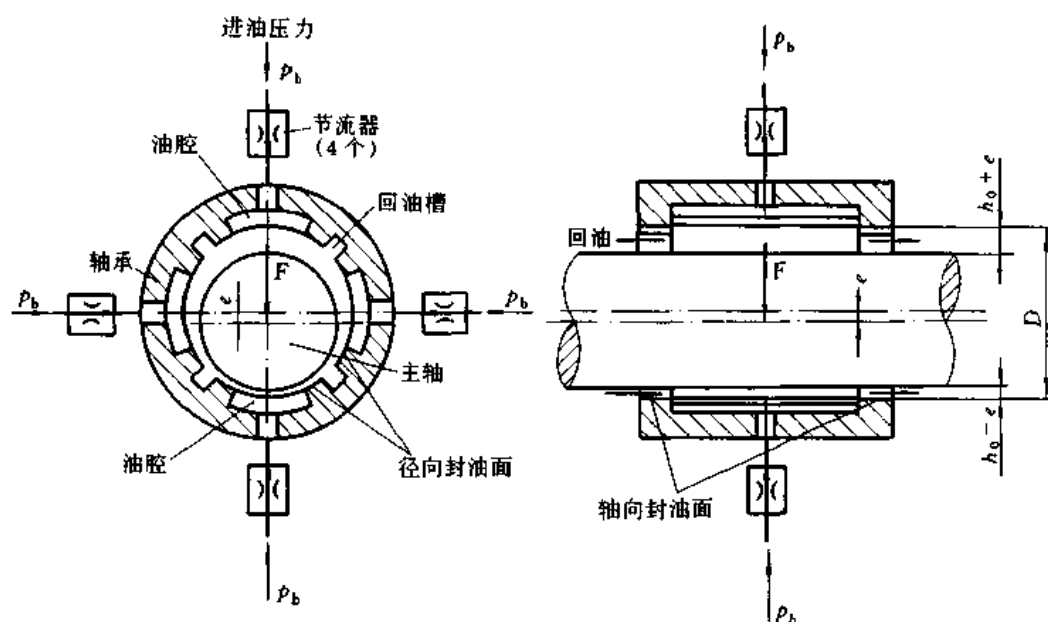


图 12-21 液体静压径向轴承示意图

当外载荷 F 加在轴颈上时,轴颈由于失去平衡而要下沉,使下部油腔的封油面侧隙减小,油的流量亦随之减小,下部油腔节流器中的压力降也随之减小,下部油腔压力即跟着增高;同时,上部油腔封油面侧隙加大,流量加大,节流器中压力降加大,油腔压力减小,上下两油腔间形成了一个压力差。由这个压力差所产生的向上的力即与所加在轴颈上的外载荷 F 相平衡,使轴颈保持在图示位置上,即轴的轴线下移了 e 。因为没有外加的侧向载荷,故左右两个油腔中并不产生压力差,左右间隙就不改变。只要下油腔封油面侧隙($h_0 - e$)大于两表面最大不平度之和,就能保

证液体摩擦。

外载荷 F 减小时, 轴承中将发生与上述情况相反的变化, 此处不再赘述。

常用的节流器有小孔节流器、毛细管节流器、滑阀节流器和薄膜节流器等。

图 12-22 所示为毛细管节流器的结构图。当油流经过细长的管道时, 产生一压力降。压力降的大小与流量成正比, 与毛细管的长度 l_c 和油的粘度的乘积成正比, 而与毛细管直径 d_c 的 4 次方成反比。

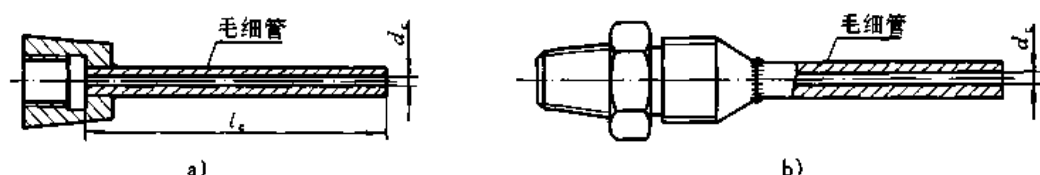


图 12-22 毛细管节流器

关于静压轴承的设计可参阅有关专题资料。

此外, 静压的原理现在已不限于在轴承中应用。其它例如精密螺旋和精密机床的导轨, 亦可利用静压原理, 制成静压螺旋(参看 § 5-9)和静压导轨。

(四) 气体润滑轴承

当轴颈转速极高 ($n > 100\,000\text{ r/min}$) 时, 用液体润滑剂的轴承即使在液体摩擦状态下工作, 摩擦损失还是很大的。过大的摩擦损失将降低机器的效率, 引起轴承过热。如改用气体润滑剂, 就可极大地降低摩擦损失, 这是由于气体的粘度显著地低于液体粘度的缘故。如在 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 全损耗系统用油的粘度为 $0.072\text{ Pa}\cdot\text{s}$, 而空气的粘度为 $0.89 \times 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$, 二者之比值为 8 100。气体润滑轴承(简称气体轴承)也可以分为动压轴承、静压轴承及混合轴承, 其工作原理与液体滑动轴承相同。

气体润滑剂主要是空气, 它既不需特别制造, 用过之后也无需回收。此外氢的粘度比空气的低 $1/2$, 适用于高速; 氮具有惰性, 在高温时使用, 可使机件不致生锈等。

气体润滑剂除了粘度低的特点之外, 其粘度随温度的变化也小, 而且具有耐辐射性及对机器不会发生污染等, 因而在高速(例如转速在每分钟十几万转以上; 目前有的甚至已超过每分钟百万转)、要求摩擦很小、高温 ($600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上)、低温以及有放射线存在的场合, 气体润滑轴承显示了它的特殊功能。如在高速磨头、高速离心分离机、原子反应堆、陀螺仪表、电子计算机记忆装置等尖端技术上, 由于采用了气体润滑轴承, 克服了使用滚动轴承或液体润滑滑动轴承所不能解决的困难。

习 题

12-1 某不完全液体润滑径向滑动轴承, 已知: 轴颈直径 $d = 200\text{ mm}$, 轴承宽度 $B = 200\text{ mm}$, 轴颈转速 $n = 300\text{ r/min}$, 轴瓦材料为 $\text{ZCuAl}_{10}\text{Fe}_3$, 试问它可以承受的最大径向载荷是多少?

12-2 已知一起重机卷筒的径向滑动轴承所承受的载荷 $F = 100\,000\text{ N}$, 轴颈直径 $d = 90\text{ mm}$, 轴的转速 $n = 9\text{ r/min}$, 轴承材料采用铸造青铜, 试设计此轴承(采用不完全液体润滑)。

12-3 某对开式径向滑动轴承, 已知径向载荷 $F = 35\,000\text{ N}$, 轴颈直径 $d = 100\text{ mm}$, 轴承宽度 $B = 100\text{ mm}$, 轴

颈转速 $n = 1\,000\text{ r/min}$ 。选用 L-AN32 全损耗系统用油, 设平均温度 $t_m = 50\text{ }^\circ\text{C}$, 轴承的相对间隙 $\psi = 0.001$, 轴颈、轴瓦表面粗糙度分别为 $R_{z1} = 1.6\text{ }\mu\text{m}$, $R_{z2} = 3.2\text{ }\mu\text{m}$, 试校验此轴承能否实现液体动压润滑。

12-4 设计一发电机转子的液体动压径向滑动轴承。已知: 载荷 $F = 50\,000\text{ N}$, 轴颈直径 $d = 150\text{ mm}$, 转速 $n = 1\,000\text{ r/min}$, 工作情况稳定。

第十三章 滚动轴承

§ 13-1 概 述

滚动轴承是现代机器中广泛应用的部件之一,它是依靠主要元件间的滚动接触来支承转动零件的。与滑动轴承相比,滚动轴承具有摩擦阻力小,功率消耗少,起动容易等优点。

常用的滚动轴承绝大多数已经标准化,并由专业工厂大量制造及供应各种常用规格的轴承。因而本章只讨论如何根据具体工作条件正确选择轴承的类型和尺寸、验算轴承的承载能力,以及与轴承的安装、调整、润滑、密封等有关的“轴承装置设计”问题。

滚动轴承的基本结构如图 13-1 所示,它由内圈 1、外圈 2、滚动体 3 和保持架 4 等四部分组成。内圈用来和轴颈装配,外圈用来和轴承座装配。通常是内圈随轴颈回转,外圈固定,但也可用于外圈回转而内圈不动,或是内、外圈同时回转的场合。当内、外圈相对转动时,滚动体即在内、外圈的滚道间滚动。常用的滚动体,如图 13-2 所示,有 a) 球; b) 圆柱滚子; c) 滚针; d) 圆锥滚子; e) 球面滚子; f) 非对称球面滚子等几种。轴承内、外圈上的滚道,有限制滚动体侧向位移的作用。

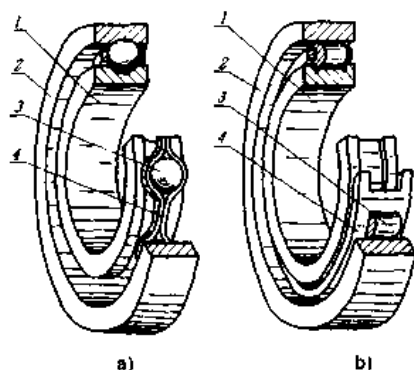


图 13-1 滚动轴承的基本结构

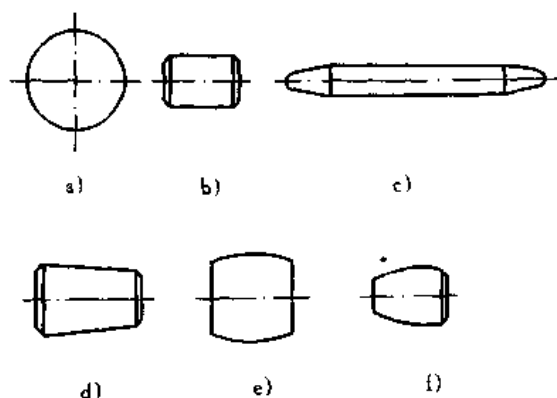


图 13-2 常用的滚动体

保持架的主要作用是均匀地隔开滚动体。如果没有保持架,则相邻滚动体转动时将会由于接触处产生较大的相对滑动速度而引起磨损。保持架有冲压的(图 13-1a)和实体的(图 13-1b)两种。冲压保持架一般用低碳钢板冲压制成,它与滚动体间有较大的间隙。实体保持架常用铜合金、铝合金或塑料经切削加工制成,有较好的定心作用。

轴承的内、外圈和滚动体,一般是用轴承铬钢制造的,热处理后硬度一般不低于 60 HRC。由于一般轴承的这些元件都经过 150 °C 的回火处理,所以通常当轴承的工作温度不高于 120 °C 时,

元件的硬度不会下降。

当滚动体是圆柱滚子或滚针时,在某些情况下,可以没有内圈、外圈或保持架,这时的轴颈或轴承座就要起到内圈或外圈的作用,因而工作表面应具备相应的硬度和粗糙度。此外,还有一些轴承,除了以上四种基本零件外,还增加有其它特殊零件,如在外圈上加止动环或带密封盖等。

§ 13-2 滚动轴承的主要类型及其代号

(一) 滚动轴承的主要类型、性能与特点

如果仅按轴承用于承受的外载荷不同来分类时,滚动轴承可以概括地分为向心轴承、推力轴承和向心推力轴承三大类,图 13-3 为它们承载情况的示意图。主要承受径向载荷 F_r 的轴承叫做向心轴承,其中有几种类型还可以承受不大的轴向载荷;只能承受轴向载荷 F_a 的轴承叫做推力轴承,轴承中与轴颈紧套在一起的叫轴圈,与机座相联的叫座圈;能同时承受径向载荷和轴向载荷的轴承叫做向心推力轴承。向心推力轴承的滚动体与外圈滚道接触点(线)处的法线 $N-N$ 与半径方向的夹角 α 叫做轴承的接触角。轴承实际所承受的径向载荷 F_r 与轴向载荷 F_a 的合力与半径方向的夹角 β ,则叫做载荷角(图 13-3c)。

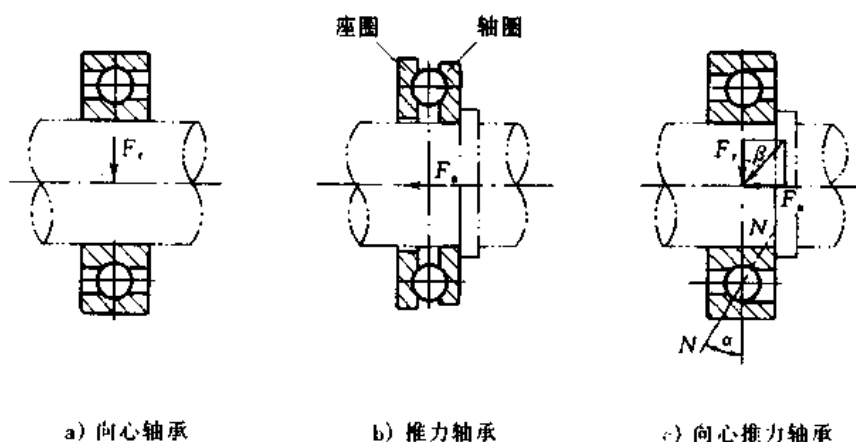


图 13-3 不同类型的轴承的承载情况

滚动轴承的类型很多,现将常用的各类滚动轴承的性能和特点简要介绍于表 13-1 中。

除了表 13-1 中介绍的滚动轴承之外,标准的滚动轴承还有双列深沟球轴承(类型代号 4)、双列角接触球轴承(类型代号 0)以及各类组合轴承等等。目前,国内外滚动轴承在品种规格方面越来越趋向轻型化、微型化、部件化和专用化。例如,现已开发出装有传感器的汽车轮毂轴承单元,从而可对轴承工况进行监测与控制。

表 13-1 常用滚动轴承的类型、主要性能和特点

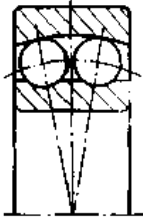
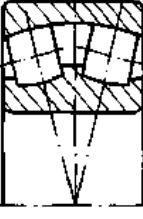
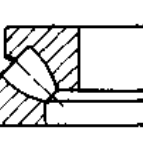
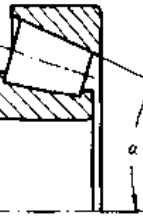
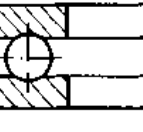

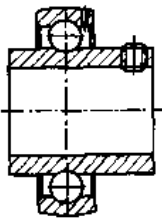
类型 代号	简 图	类型名称	结构代号	基本额定 动 载 荷 比 ^①	极限转 速比 ^②	轴向 承载 能力	轴向 限位 能力 ^③	性 能 和 特 点
1		调心球 轴承	10000	0.6 ~ 0.9	中	少量	I	因为外圈滚道表面是以轴承中点为中心的球面,故能自动调心,允许内圈(轴)对外圈(外壳)轴线偏斜量 $\leq 2^\circ \sim 3^\circ$ 。一般不宜承受纯轴向载荷
2		调心滚 子轴承	20000	1.8 ~ 4	低	少量	I	性能、特点与调心球轴承相同,但具有较大的径向承载能力,允许内圈对外圈轴线偏斜量 $\leq 1.5^\circ \sim 2.5^\circ$
		推力调 心滚子 轴承	29000	1.6 ~ 2.5	低	很大	II	
3		圆锥滚 子轴承 $\alpha = 10^\circ \sim 18^\circ$	30000	1.5 ~ 2.5	中	较大	II	可以同时承受径向载荷及轴向载荷(30000型以径向载荷为主,30000B型以轴向载荷为主)。外圈可分离,安装时可调整轴承的游隙。一般成对使用
		大锥角 圆锥滚 子轴承 $\alpha = 27^\circ \sim 30^\circ$	30000B	1.1 ~ 2.1	中	很大		
5		推力球 轴承	51000	1	低	只能承 受单向 的轴向 载荷	II	为了防止钢球与滚道之间的滑动,工作时必须加有一定的轴向载荷。高速时离心力大,钢球与保持架磨损,发热严重,寿命降低,故极限转速很低。轴线必须与轴承座底面垂直,载荷必须与轴线重合,以保证钢球载荷的均匀分配
		双向推力 球轴承	52000	1	低	能承受 双向的 轴向载 荷	I	

表 13-1(续)

类型 代号	简 图	类型名称	结构代号	基本额定 动 载 荷 比 ^①	极限转 速比 ^②	轴向 承载 能力	轴向 限位 能力 ^③	性 能 和 特 点
6		深沟球 轴承	60000	1	高	少量	I	主要承受径向载荷,也可同时承受小的轴向载荷。当量摩擦系数最小。在高转速时,可用来承受纯轴向载荷。工作中允许内、外圈轴线偏斜量 $\leq 8' \sim 16'$,大量生产,价格最低
7		角接触 球轴承	70000C ($\alpha = 15^\circ$)	1.0 ~ 1.4	高	一般	II	可以同时承受径向载荷及轴向载荷,也可以单独承受轴向载荷。能在较高转速下正常工作。由于一个轴承只能承受单向的轴向力,因此,一般成对使用。承受轴向载荷的能力与接触角 α 有关。接触角大的,承受轴向载荷的能力也高
			70000AC ($\alpha = 25^\circ$)	1.0 ~ 1.3		较大		
			70000B ($\alpha = 40^\circ$)	1.0 ~ 1.2		更大		
N		外圈无 挡边的 圆柱滚 子轴承	N0000	1.5 ~ 3	高	无	III	外圈(或内圈)可以分离,故不能承受轴向载荷,滚子由内圈(或外圈)的挡边轴向定位,工作时允许内、外圈有少量的轴向错动。有较大的径向承载能力,但内、外圈轴线的允许偏斜量很小($2' \sim 4'$)。这一类轴承还可以不带外圈或内圈
		内圈无 挡边的 圆柱滚 子轴承	NU0000					
		内圈有 单挡边 的圆柱 滚子轴 承	NJ0000			少量	II	
NA		滚针轴 承	NA0000	—	低	无	III	在同样内径条件下,与其它类型轴承相比,其外径最小,内圈或外圈可以分离,工作时允许内、外圈有少量的轴向错动。有较大的径向承载能力。一般不带保持架。摩擦系数大

表 13-1(完)

类型 代号	简 图	类型名称	结构代号	基本额定 动 载 荷 比 ^①	极限转 速比 ^②	轴向 承载 能力	轴向 限位 能力 ^③	性 能 和 特 点
UC		带顶丝 外球面 球轴承	UC000	I	中	少量	Ⅰ	内部结构与深沟球轴承相同,但外圈具有球形外表面,与轴承座的凹球面相配能自动调心。轴心线允许偏斜 5°。内圈与轴之间有间隙,用紧定螺钉、偏心套或紧定套将轴承内圈固定在轴上。 按结构还有带偏心套轴承(UEL型、UE型)、带紧定套轴承(UK型、UK+H型)、两端平头轴承(UD型)等

注:① 基本额定动载荷比:指同一尺寸系列(直径及宽度)各种类型和结构形式的轴承的基本额定动载荷与单列深沟球轴承(推力轴承则与单向推力球轴承)的基本额定动载荷之比。
② 极限转速比:指同一尺寸系列 0 级公差的各种轴承脂润滑时的极限转速与单列深沟球轴承脂润滑时极限转速之比。高、中、低的意义为:高为单列深沟球轴承极限转速的 90%~100%;中为单列深沟球轴承极限转速的 60%~90%;低为单列深沟球轴承极限转速的 60%以下。
③ 轴向限位能力:Ⅰ为轴的双向轴向位移限制在轴承的轴向游隙范围以内;Ⅱ为限制轴的单向轴向位移;Ⅲ为不限制轴的轴向位移。

(二) 滚动轴承的代号

在常用的各类滚动轴承中,每种类型又可做成几种不同的结构、尺寸和公差等级,以便适应不同的技术要求。为了统一表征各类轴承的特点,便于组织生产和选用,GB/T 272—1993 规定了轴承代号的表示方法。

滚动轴承代号由基本代号、前置代号和后置代号组成,用字母和数字等表示。轴承代号的构成见表 13-2。

表 13-2 滚动轴承代号的构成

前置代号		基 本 代 号					后 置 代 号						
轴 承 分 部 件 代 号	五	四	三	二	一	内 部 结 构 代 号	密 封 与 防 尘 结 构 代 号	保 持 架 及 其 材 料 代 号	特 殊 轴 承 材 料 代 号	公 差 等 级 代 号	游 隙 代 号	多 轴 承 配 置 代 号	其 它 代 号
	类 型 代 号	尺 寸 系 列 代 号		内 径 代 号									
		宽 度 系 列 代 号	直 径 系 列 代 号										

注:基本代号下面的一至五表示代号自右向左的位置序数

1. 基本代号

基本代号用来表明轴承的内径、直径系列、宽度系列和类型,现分述如下:

1) 轴承内径用基本代号右起第一、二位数字表示。对常用内径 $d = 20 \sim 480$ mm 的轴承,内径一般为 5 的倍数,这两位数字表示轴承内径尺寸被 5 除得的商数,如 04 表示 $d = 20$ mm;12 表示 $d = 60$ mm 等等。对于内径为 10 mm、12 mm、15 mm 和 17 mm 的轴承,内径代号依次为 00、01、02 和 03。

2) 轴承的直径系列(即结构相同、内径相同的轴承在外径和宽度方面的变化系列)用基本代号右起第三位数字表示。直径系列代号有7、8、9、0、1、2、3、4和5,对应于相同内径轴承的外径尺寸依次递增。部分直径系列之间的尺寸对比如图13-4所示。

3) 轴承的宽度系列(即结构、内径和直径系列都相同的轴承,在宽度方面的变化系列)用基本代号右起第四位数字表示。当宽度系列为0系列(正常系列)时,对多数轴承在代号中不标出宽度系列代号0,但对于调心滚子轴承和圆锥滚子轴承,宽度系列代号0应标出。

直径系列代号和宽度系列代号统称为尺寸系列代号。

4) 轴承类型代号用基本代号右起第五位数字表示,其表示方法见表13-1。

2. 后置代号

轴承的后置代号是用字母和数字等表示轴承的结构、公差及材料的特殊要求等等。后置代号的内容很多,下面介绍几个常用的代号。

1) 内部结构代号是表示同一类型轴承的不同内部结构,用字母紧跟着基本代号表示。如:接触角为 15° 、 25° 和 40° 的角接触球轴承分别用C、AC和B表示内部结构的不同。

2) 轴承的公差等级分为2级、4级、5级、6级、6x级和0级,共6个级别,依次由高级到低级,其代号分别为/P2、/P4、/P5、/P6x、/P6和/P0。公差等级中,6x级仅适用于圆锥滚子轴承;0级为普通级,在轴承代号中不标出。

3) 常用的轴承径向游隙系列分为1组、2组、0组、3组、4组和5组,共6个组别,径向游隙依次由小到大。0组游隙是常用的游隙组别,在轴承代号中不标出,其余的游隙组别在轴承代号中分别用/C1、/C2、/C3、/C4、/C5表示。

3. 前置代号

轴承的前置代号用于表示轴承的分部件,用字母表示。如用L表示可分离轴承的可分离套圈;K表示轴承的滚动体与保持架组件等等。

实际应用的滚动轴承类型是很多的,相应的轴承代号也是比较复杂的。以上介绍的代号是轴承代号中最基本、最常用的部分,熟悉了这部分代号,就可以识别和查选常用的轴承。关于滚动轴承详细的代号方法可查阅GB/T 272—1993。

代号举例:

6308——表示内径为40 mm,深沟球轴承,尺寸系列为03,正常结构,0级公差,0组游隙。

7211C/P5——表示内径为55 mm,角接触球轴承,尺寸系列为02,接触角 $\alpha = 15^\circ$,5级公差,0组游隙。

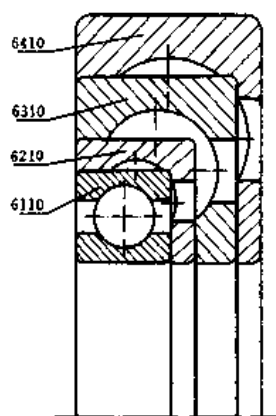


图13-4 直径系列的对比

§ 13-3 滚动轴承类型的选择

选用轴承时,首先是选择轴承类型。如前所述,我国常用的标准轴承的基本特点已在表13-1中说明,下面再归纳出正确选择轴承类型时所应考虑的主要因素。

(一) 轴承的载荷

轴承所受载荷的大小、方向和性质,是选择轴承类型的主要依据。

根据载荷的大小选择轴承类型时,由于滚子轴承中主要元件间是线接触,宜用于承受较大的载荷,承载后的变形也较小。而球轴承中则主要为点接触,宜用于承受较轻的或中等的载荷,故在载荷较小时,应优先选用球轴承。

根据载荷的方向选择轴承类型时,对于纯轴向载荷,一般选用推力轴承。较小的纯轴向载荷可选用推力球轴承;较大的纯轴向载荷可选用推力滚子轴承。对于纯径向载荷,一般选用深沟球轴承、圆柱滚子轴承或滚针轴承。当轴承在承受径向载荷 F_r 的同时,还有不大的轴向载荷 F_a 时,可选用深沟球轴承或接触角不大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承;当轴向载荷较大时,可选用接触角较大的角接触球轴承或圆锥滚子轴承,或者选用向心轴承和推力轴承组合在一起的结构,分别承担径向载荷和轴向载荷(参看图 13-19)。

(二) 轴承的转速

在一般转速下,转速的高低对类型的选择不发生什么影响,只有在转速较高时,才会有比较显著的影响。轴承样本中列入了各种类型、各种尺寸轴承的极限转速 n_{lim} 值。这个转速是指载荷不太大(当量动载荷 $P \leq 0.1C$, C 为基本额定动载荷),冷却条件正常,且为 0 级公差轴承时的最大允许转速。但是,由于极限转速主要是受工作时温升的限制,因此,不能认为样本中的极限转速是一个绝对不可超越的界限。从工作转速对轴承的要求看,可以确定以下几点:

1) 球轴承与滚子轴承相比较,有较高的极限转速,故在高速时应优先选用球轴承。

2) 在内径相同的条件下,外径越小,则滚动体就越小,运转时滚动体加在外圈滚道上的离心惯性力也就越小,因而也就更适于在更高的转速下工作。故在高速时,宜选用同一直径系列中外径较小的轴承。外径较大的轴承,宜用于低速重载的场合。若用一个外径较小的轴承而承载能力达不到要求时,可再并装一个相同的轴承,或者考虑采用宽系列的轴承。

3) 保持架的材料与结构对轴承转速影响极大。实体保持架比冲压保持架允许高一些的转速,青铜实体保持架允许更高的转速。

4) 推力轴承的极限转速均很低。当工作转速高时,若轴向载荷不十分大,可以采用角接触球轴承承受纯轴向力。

5) 若工作转速略超过样本中规定的极限转速,可以用提高轴承的公差等级,或者适当地加大轴承的径向游隙,选用循环润滑或油雾润滑,加强对循环油的冷却等措施来改善轴承的高速性能。若工作转速超过极限转速较多,应选用特制的高速滚动轴承(参见 § 13-7)。

(三) 轴承的调心性能

当轴的中心线与轴承座中心线不重合而有角度误差时,或因轴受力而弯曲或倾斜时,会造成轴承的内外圈轴线发生偏斜。这时,应采用有一定调心性能的调心轴承或带座外球面球轴承(图 13-5)。这类轴承在轴与轴承座孔的轴线有不大的相对偏斜时仍能正常工作。

圆柱滚子轴承和滚针轴承对轴承的偏斜最为敏感,这类轴承在偏斜状态下的承载能力可能低于球轴承。因此在轴的刚度和轴承座孔的支承刚度较低时,应尽量避免使用这类轴承。

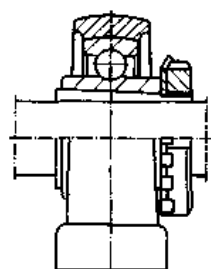


图 13-5 带座外球面球轴承(安装在
紧定衬套上)

(四) 轴承的安装和拆卸

便于装拆,也是在选择轴承类型时应考虑的一个因素。在轴承座没有剖分面而必须沿轴向安装和拆卸轴承部件时,应优先选用内外圈可分离的轴承(如 N0000、NA0000、30000 等)。当轴承在长轴上安装时,为了便于装拆,可以选用其内圈孔为 1:12 的圆锥孔(用以安装在紧定衬套上)的轴承(图 13-5)。

此外,轴承类型的选择还应考虑轴承装置整体设计的要求,如轴承的配置使用要求、游动要求等,详见 § 13-6。

§ 13-4 滚动轴承的工作情况

在这一节里,将讨论向心轴承、角接触球轴承和圆锥滚子轴承工作时,元件上的载荷分布和变化情况。

(一) 轴承工作时轴承元件上的载荷分布

以向心轴承为例。当轴承工作的某一瞬间,滚动体处于图 13-6 所示的位置时,径向载荷 F_r 通过轴颈作用于内圈,位于上半圈的滚动体不会受力,而由下半圈的滚动体将此载荷传到外圈上。如果假定内、外圈的几何形状并不改变,则由于它们与滚动体接触处共同产生局部接触变形,内圈将下沉一个距离 δ_0 ,亦即在载荷 F_r 作用线上的接触变形量为 δ_0 。按变形协调关系,不在载荷 F_r 作用线上的其它各点的径向变形量为: $\delta_i = \delta_0 \cos(i\gamma)$, $i = 1, 2, \dots$ 。也就是说,真实的变形量的分布是中间最大,向两边逐渐减小,如图 13-6 所示。可以进一步判断,接触载荷也是处于 F_r 作用线上的接触点处最大,向两边逐渐减小。各滚动体从开始受力到受力终止所对应的区域叫做承载区。

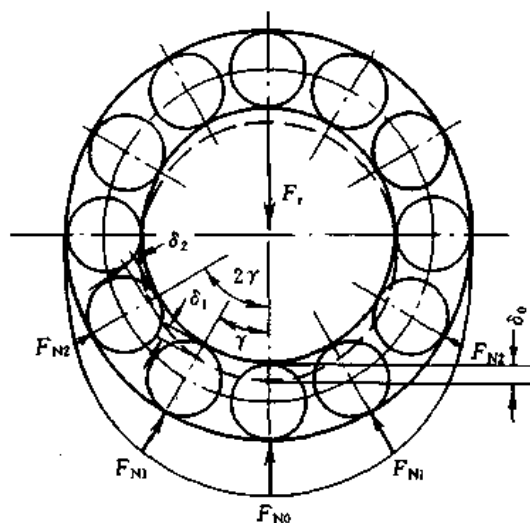


图 13-6 向心轴承中径向载荷的分布

根据力的平衡原理,所有滚动体作用在内圈上的反力 F_{Ni} 的向量和必定等于径向载荷 F_r 。应该指出,实际上由于轴承内存在游隙,故由径向载荷 F_r 产生的承载区的范围将小于 180° 。

也就是说,不是下半部滚动体全部受载。这时,如果同时作用有一定的轴向载荷,则可以使承载区扩大。

(二) 轴承工作时轴承元件上的载荷及应力的变化

轴承工作时,各个元件上所受的载荷及产生的应力是时时变化的。根据上面的分析,当滚动体进入承载区后,所受载荷即由零逐渐增加到 F_{N2} 、 F_{N1} 直到最大值 F_{N0} ,然后再逐渐降低到 F_{N1} 、 F_{N2} 而至零(图 13-6)。就滚动体上某一点而言,它的载荷及应力是周期性地不稳定变化的(图 13-7a)。

滚动轴承工作时,可以是外圈固定、内圈转动,也可以是内圈固定、外圈转动。对于固定套圈^①,处在承载区内的各接触点,按其所在位置的不同,将受到不同的载荷。处于 F_r 作用线上的点将受到最大的接触载荷。对于每一个具体的点,每当一个滚动体滚过时,便承受一次载荷,其大小是不变的,也就是承受稳定的脉动循环载荷的作用,如图 13-7b 所示。载荷变动的频率快慢取决于滚动体中心的圆周速度,当内圈固定外圈转动时,滚动体中心的运动速度较大,故作用在固定套圈上的载荷的变化频率也较高。

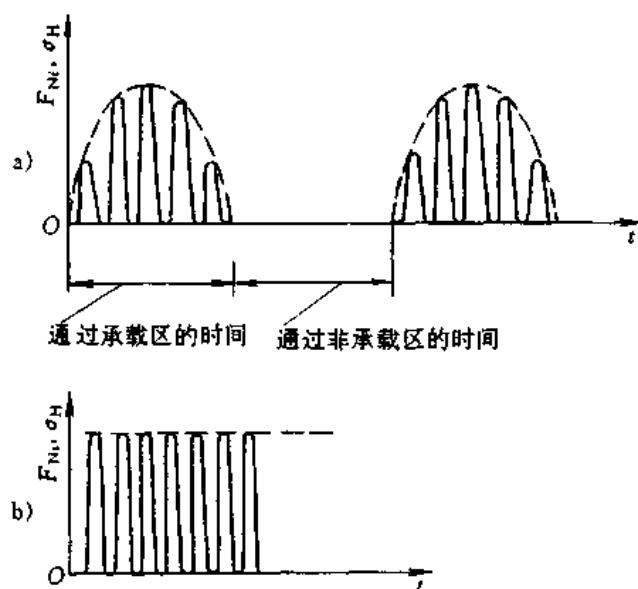


图 13-7 轴承元件上的载荷及应力变化

转动套圈上各点的受载情况,类似于滚动体的受载情况,可用图 13-7a 示意地描述。

(三) 轴向载荷对载荷分布的影响

当角接触球轴承或圆锥滚子轴承(现以圆锥滚子轴承为例)承受径向载荷 F_r 时,如图 13-8 所示,由于滚动体与滚道的接触线与轴承轴线之间夹一个接触角 α ,因而各滚动体的反力 F'_{Ni} 并不指向半径方向,它可以分解为一个径向分力和一个轴向分力。用 F_{Ni} 代表某一个滚动体反力的径向分力(图 13-8b),则相应的轴向分力 F_{di} 应等于 $F_{Ni} \tan \alpha$ 。所有径向分力 F_{Ni} 的向量和与

^① “套圈”指内圈或外圈以及内、外圈的总称。

径向载荷 F_r 相平衡；所有的轴向分力 F_{di} 之和组成轴承的派生轴向力 F_d ，它迫使轴颈（连同轴承内圈和滚动体）有向右移动的趋势，这应由轴向力 F_a 来与之平衡（图 13-8a）。

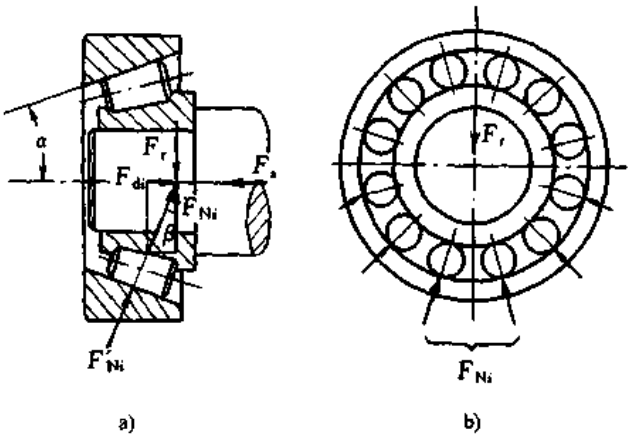


图 13-8 圆锥滚子轴承的受力

当只有最下面一个滚动体受载时，

$$F_s = F_d = F_r \tan \alpha \quad (13-1)$$

当受载的滚动体数目增多时，虽然在同样的径向载荷 F_r 的作用下，但派生的轴向力 F_d 将增大，即

$$F_d = \sum_{i=1}^n F_{di} = \sum_{i=1}^n F_{Ni} \tan \alpha > F_r \tan \alpha \quad (13-2)$$

式中： n 为受载的滚动体数目； F_{di} 是作用于各滚动体上的派生的轴向力； F_{Ni} 是作用于各滚动体上的径向分力；尾部的不等式也表明了 n 个 F_{Ni} 的代数和大于它们的向量和。由式(13-2)可得出这时平衡派生轴向力 F_d 所需施加的轴向力 F_a 为

$$F_a = F_d > F_r \tan \alpha \quad (13-3)$$

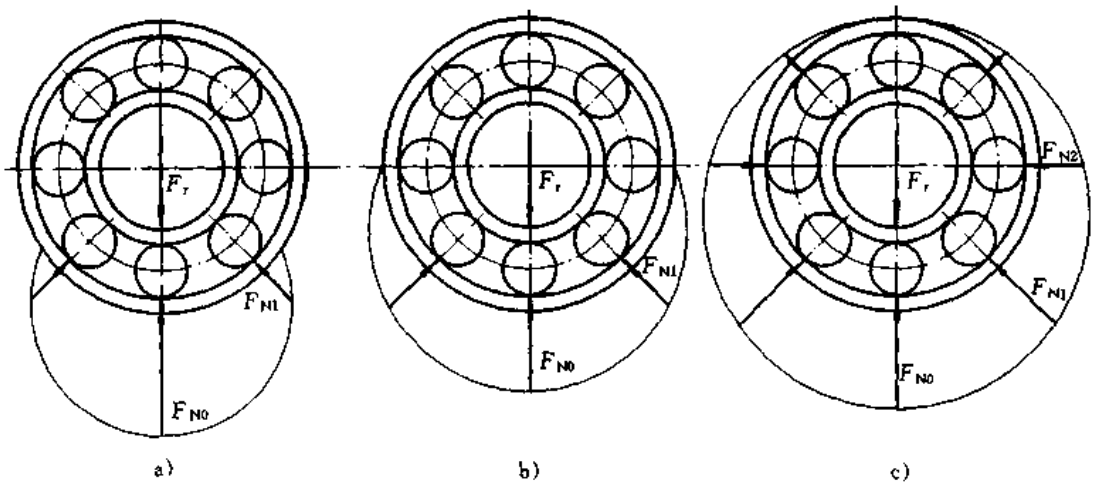


图 13-9 轴承中受载滚动体数目的变化

上面的分析说明:1) 角接触球轴承及圆锥滚子轴承总是在径向力 F_r 和轴向力 F_a 的联合作用下工作。为了使较多的滚动体同时受载,应使 F_a 比 $F_r \tan \alpha$ 大一些;2) 对于同一个轴承(设 α 不变),在同样的径向载荷作用下,当轴向力 F_a 由最小值($F_r \tan \alpha$, 即一个滚动体受载时)逐步增大时,同时受载的滚动体数目逐渐增多,与轴向力 F_a 平衡的派生轴向力 F_d 也随之增大。根据研究,当 $F_a \approx 1.25 F_r \tan \alpha$ 时会有约半数的滚动体同时受载(图 13-9b);当 $F_a \approx 1.7 F_r \tan \alpha$ 时,开始使全部滚动体同时受载(图 13-9c)。

应该指出,对于实际工作的角接触球轴承或圆锥滚子轴承,为了保证它能可靠地工作,应使它至少达到下半圈的滚动体全部受载。因此,在安装这类轴承时,不能有较大的轴向窜动量。

§ 13-5 滚动轴承尺寸的选择

(一) 滚动轴承的失效形式及基本额定寿命

滚动轴承的正常失效形式是滚动体或内外圈滚道上的点蚀破坏(图 13-10)。这是在安装、润滑、维护良好的条件下,由于大量重复地承受变化的接触应力所致。单个轴承,其中一个套圈或滚动体材料首次出现疲劳扩展之前,一套圈相对于另一套圈的转数称为轴承的寿命。轴承点蚀破坏后,在运转时通常会出现较强烈的振动、噪声和发热现象。

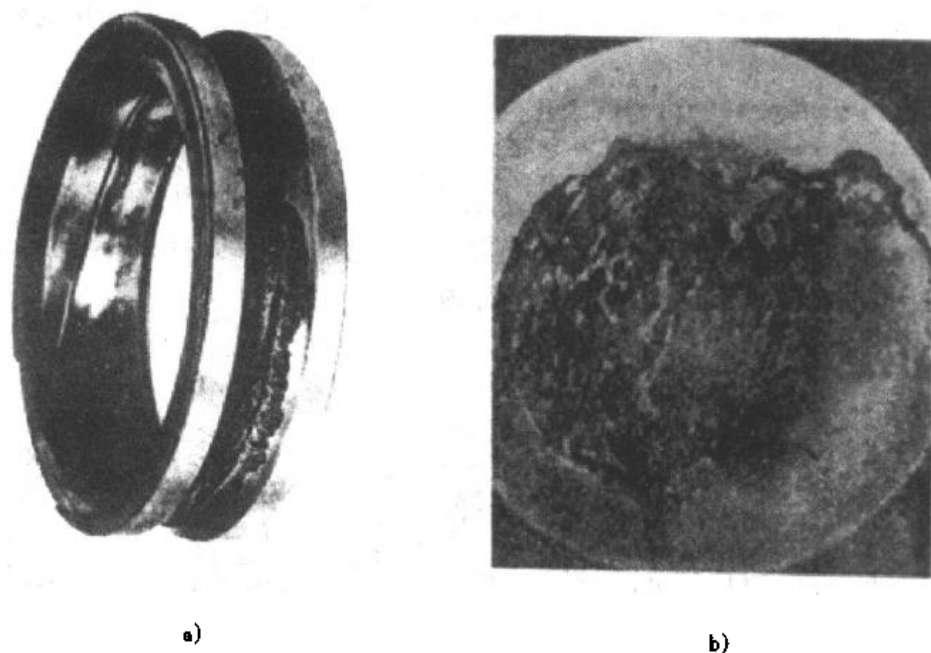


图 13-10 轴承内圈滚道和滚动体的点蚀破坏

由于制造精度、材料的均质程度等的差异,即使是同样材料、同样尺寸以及同一批生产出来的轴承,在完全相同的条件下工作,它们的寿命也会极不相同。图 13-11 为一典型的轴承寿命分布曲线。从图中可以看出,轴承的最长工作寿命与最早破坏的轴承的寿命可相差几倍,甚至几十倍。

轴承的寿命,不能以同一批试验轴承中的最长寿命或者最短寿命作为标准。因为前者过于

不安全,在实际使用中,提前破坏的可能性几乎为 100%;而后者又过于保守,使几乎 100% 的轴承都可以超过标准寿命继续工作。现在规定:一组在相同条件下运转的近于相同的轴承,其可靠度为 90% 时的寿命作为标准寿命,即按一组轴承中 10% 的轴承发生点蚀破坏,而 90% 的轴承不发生点蚀破坏前的转数(以 10^6 转为单位)或工作小时数作为轴承的寿命,并把这个寿命叫做基本额定寿命,以 L_{10} 表示。

由于基本额定寿命与破坏概率有关,所以在实际上按基本额定寿命计算而选择出的轴承中,可能有 10% 的轴承发生提前破坏;同时,也可能有 90% 的轴承超过基本额定寿命后还能继续工作,甚至相当多的轴承还能再工作一个、两个或更多个基本额定寿命期。对每一个轴承来说,它能顺利地在本基本额定寿命期内正常工作的概率为 90%,而在基本额定寿命期未达到之前即发生点蚀破坏的概率仅为 10%。在作轴承的寿命计算时,必须先根据机器的类型、使用条件及对可靠性的要求,确定一个恰当的预期计算寿命(即设计机器时所要求的轴承寿命,通常可参照机器的大修期限取定)。表 13-3 中给出了根据对机器的使用经验推荐的预期计算寿命值,可供参考采用。

除了点蚀以外,轴承还可能发生其它多种形式的失效。例如,润滑油不足使轴承烧伤;润滑油不清洁而使滚动体和滚道过度磨损;装配不当而使轴承卡死、胀破内圈、挤碎内外圈和保持架等。这些失效形式虽然是多种多样的,但一般都是可以而且应当避免的。所以不能根据这些失效形式来建立轴承的计算理论和公式。对于重要用途的轴承,可在使用中采取在线监测及故障诊断的措施,及时发现故障并更换失效的轴承。

表 13-3 推荐的轴承预期计算寿命 L_h

机 器 类 型	预期计算寿命 L_h/h
不经常使用的仪器或设备,如闸门开闭装置等	300 ~ 3 000
短期或间断使用的机械,中断使用不致引起严重后果,如手动机械等	3 000 ~ 8 000
间断使用的机械,中断使用后果严重,如发动机辅助设备、流水作业线自动传送装置、升降机、车间吊车、不常使用的机床等	8 000 ~ 12 000
每日 8 h 工作的机械(利用率不高),如一般的齿轮传动、某些固定电动机等	12 000 ~ 20 000
每日 8 h 工作的机械(利用率较高),如金属切削机床、连续使用的起重机、木材加工机械、印刷机械等	20 000 ~ 30 000
24 h 连续工作的机械,如矿山升降机、纺织机械、泵、电机等	40 000 ~ 60 000
24 h 连续工作的机械,中断使用后果严重,如纤维生产或造纸设备、发电站主电机、矿井水泵、船舶螺旋桨轴等	100 000 ~ 200 000

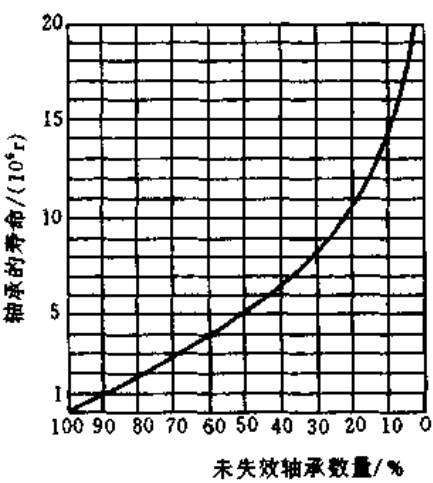


图 13-11 滚动轴承的寿命分布曲线

(二) 滚动轴承的基本额定动载荷

轴承的寿命与所受载荷的大小有关,工作载荷越大,引起的接触应力也就越大,因而在发生点蚀破坏前所能经受的应力变化次数也就越少,亦即轴承的寿命越短。所谓轴承的基本额定动载荷,就是使轴承的基本额定寿命恰好为 10^6 r(转)时,轴承所能承受的载荷值,用字母 C 代表。这个基本额定动载荷,对向心轴承,指的是纯径向载荷,并称为径向基本额定动载荷,常用 C_r 表示;对推力轴承,指的是纯轴向载荷,并称为轴向基本额定动载荷,常用 C_a 表示;对角接触球轴承或圆锥滚子轴承,指的是使套圈间产生纯径向位移的载荷的径向分量。

不同型号的轴承有不同的基本额定动载荷值,它表征了不同型号轴承的承载特性。在轴承样本中对每个型号的轴承都给出了它的基本额定动载荷值,需要时可从轴承样本中查取。轴承的基本额定动载荷值是在大量的试验研究的基础上,通过理论分析而得出来的。

(三) 滚动轴承寿命的计算公式

对于具有基本额定动载荷 C (C_a 或 C_r) 的轴承,当它所受的载荷 P (当量动载荷,为一计算值,见下面说明)恰好为 C 时,其基本额定寿命就是 10^6 r。但是当所受的载荷 $P \neq C$ 时,轴承的寿命为多少? 这就是轴承寿命计算所要解决的一类问题。轴承寿命计算所要解决的另一类问题是,轴承所受的载荷等于 P ,而且要求轴承具有的预期计算寿命为 L'_h ,那末,需选用具有多大的基本额定动载荷的轴承? 下面就来讨论解决上述问题的方法。

图 13-12 所示为在大量试验研究基础上得出的代号为 6207 的轴承的载荷-寿命曲线。该曲线表示这类轴承的载荷 P 与基本额定寿命 L_{10} 之间的关系。曲线上相应于寿命 $L_{10} = 1 \times 10^6$ r 的载荷 (25.5 kN),即为 6207 轴承的基本额定动载荷 C 。其它型号的轴承,也有与上述曲线的函数规律完全一样的载荷-寿命曲线。把此曲线用公式表示为

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (13-4)$$

式中 L_{10} 的单位为 10^6 r。 ϵ 为指数。对于球轴承, $\epsilon = 3$; 对于滚子轴承, $\epsilon = 10/3$ 。

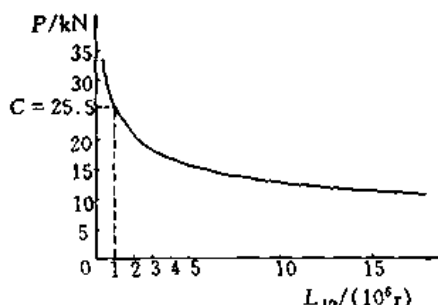


图 13-12 轴承的载荷-寿命曲线

实际计算时,用小时数表示寿命比较方便。这时可将式(13-4)改写。如令 n 代表轴承的转速(单位为 r/min),则以小时数表示的轴承寿命 L_h (单位为 h)为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\epsilon \quad (13-5)$$

如果载荷 P 和转速 n 为已知,预期计算寿命 L'_h 又已取定,则所需轴承应具有的基本额定动载荷 C (单位为 N)可根据式(13-5)计算得出:

$$C = P \sqrt[\epsilon]{\frac{60nL'_h}{10^6}} \quad (13-6)$$

在较高温度下工作的轴承(例如高于 125°C),应该采用经过较高温度回火处理的高温轴承。由于在轴承样本中列出的基本额定动载荷值是对一般轴承而言的,因此,如果要将该数值用于高温轴承,须乘以温度系数 f_t (见表 13-4),即

$$C_t = f_t C \quad (13-7)$$

式中 C_t 为高温轴承的修正额定动载荷; C 为轴承样本所列的同一型号轴承的基本额定动载荷。这时式(13-4)、(13-5)、(13-6)变为

$$L_{10} = \left(\frac{f_t C}{P} \right)^{\epsilon} \quad (13-4a)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{P} \right)^{\epsilon} \quad (13-5a)$$

$$C = \frac{P}{f_t} \sqrt[{\epsilon}]{\frac{60nL_h}{10^6}} \quad (13-6a)$$

表 13-4 温度系数 f_t

轴承工作温度/℃	≤ 120	125	150	175	200	225	250	300	350
温度系数 f_t	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.6	0.5

(四) 滚动轴承的当量动载荷

滚动轴承的基本额定动载荷是在一定的运转条件下确定的,如载荷条件为:向心轴承仅承受纯径向载荷 F_r ,推力轴承仅承受纯轴向载荷 F_a 。实际上,轴承在许多应用场合,常常同时承受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 。因此,在进行轴承寿命计算时,必须把实际载荷转换为与确定基本额定动载荷的载荷条件相一致的当量动载荷,用字母 P 表示。这个当量动载荷,对于以承受径向载荷为主的轴承,称为径向当量动载荷,常用 P_r 表示;对于以承受轴向载荷为主的轴承,称为轴向当量动载荷,常用 P_a 表示。当量动载荷 P (P_r 或 P_a) 的一般计算公式为

$$P = XF_r + YF_a \quad (13-8)$$

式中, X 、 Y 分别为径向动载荷系数和轴向动载荷系数,其值见表 13-5。

对于只能承受纯径向载荷 F_r 的轴承(如 N、NA 类轴承)

$$P = F_r \quad (13-9)$$

对于只能承受纯轴向载荷 F_a 的轴承(如 5 类轴承)

$$P = F_a \quad (13-10)$$

按式(13-8)~(13-10)求得的当量动载荷仅为—理论值。实际上,在许多支承中还会出现一些附加载荷,如冲击力、不平衡作用力、惯性力以及轴挠曲或轴承座变形产生的附加力等等,这些因素很难从理论上精确计算。为了计及这些影响,可对当量动载荷乘上一个根据经验而定的载荷系数 f_p ,其值参见表 13-6。故实际计算时,轴承的当量动载荷应为:

$$P = f_p (XF_r + YF_a) \quad (13-8a)$$

$$P = f_p F_r \quad (13-9a)$$

$$P = f_p F_a \quad (13-10a)$$

表 13-5 径向动载荷系数 X 和轴向动载荷系数 Y (摘自 2000 年版《滚动轴承产品样本》)

轴承类型		相对轴向载荷		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		判断系数 e
名称	代号	$f_0 F_a / C_{0r}$	F_a / C_0	X	Y	X	Y	
双列角接触球轴承	00000	—	—	1	0.78	0.63	1.24	0.8
调心球轴承	10000	—	—	1	(Y_1)	0.65	(Y_2)	(e)
调心滚子轴承	20000	—	—	1	(Y_1)	0.67	(Y_2)	(e)
推力调心滚子轴承	29000	—	—	1	1.2	1	1.2	—
圆锥滚子轴承	30000	—	—	1	0	0.4	(Y)	(e)
双列圆锥滚子轴承	350000	—	—	1	(Y_1)	0.67	(Y_2)	(e)
深沟球轴承	60000	0.172	—	1	0	0.56	2.30	0.19
		0.345					1.99	0.22
		0.689					1.71	0.26
		1.030					1.55	0.28
		1.380					1.45	0.30
		2.070					1.31	0.34
		3.450					1.15	0.38
		5.170					1.04	0.42
		6.890					1.00	0.44
角接触球轴承	70000C $\alpha = 15^\circ$	—	0.015	1	0	0.44	1.47	0.38
			0.029				1.40	0.40
			0.058				1.30	0.43
			0.087				1.23	0.46
			0.120				1.19	0.47
			0.170				1.12	0.50
			0.290				1.02	0.55
			0.440				1.00	0.56
			0.580				1.00	0.56
	70000AC $\alpha = 25^\circ$	—	—	1	0	0.41	0.87	0.68
	70000B $\alpha = 40^\circ$	—	—	1	0	0.35	0.57	1.14

注:1) f_0 为与轴承零件的几何形状、制造精度及材料性质等有关的系数(对深沟球轴承为径向接触系数 f_{0r}),其值可在已知轴承的基本额定径向静载荷 C_{0r} 、滚动体的列数 i 、每列滚动体数 z 、滚动体直径 D_w 等后,由 $f_0 = C_{0r} / izD_w^2$ 来计算。但在选择轴承时,这些数据均为未知,为了便于教学,本书在计算中,粗略地对深沟球轴承取常用轴承的近似平均值 $f_0 = 14.7$ 。按此选择出的轴承 C 值,误差大多在容许的范围内。具体选择轴承时, f_0 值可查 GB/T 4662—1993。

2) C_0 是轴承基本额定静载荷; α 是接触角。

3) 表中括号内的系数 Y 、 Y_1 、 Y_2 和 e 的详值应查轴承手册,对不同型号的轴承,有不同的值。

4) 深沟球轴承的 X 、 Y 值仅适用于 0 组游隙的轴承,对应其它轴承组的 X 、 Y 值可查轴承手册。

5) 对于深沟球轴承和角接触球轴承,先根据算得的相对轴向载荷的值查出对应的 e 值,然后再得出相应的 X 、 Y 值。对于表中未列出的相对轴向载荷值,可按线性插值法求出相应的 e 、 X 、 Y 值。

6) 两套相同的角接触球轴承可在同一支点上“背对背”、“面对面”或“串联”安装作为一个整体使用,这种轴承可由生产厂选配组合成套提供,其基本额定动载荷及 X 、 Y 系数可查轴承手册。

表 13-6 载荷系数 f_p

载荷性质	f_p	举 例
无冲击或轻微冲击	1.0 ~ 1.2	电机、汽轮机、通风机、水泵等
中等冲击或中等惯性力	1.2 ~ 1.8	车辆、动力机械、起重机、造纸机、冶金机械、选矿机、卷扬机、机床等
强大冲击	1.8 ~ 3.0	破碎机、轧钢机、钻探机、振动筛等

(五) 角接触球轴承和圆锥滚子轴承的径向载荷 F_r 与轴向载荷 F_a 的计算

角接触球轴承和圆锥滚子轴承承受径向载荷时,要产生派生的轴向力,为了保证这类轴承正常工作,通常是成对使用的,如图 13-13 所示,图中表示了两种不同的安装方式。

在按式(13-8a)计算各轴承的当量动载荷 P 时,其中的径向载荷 F_r 即为由外界作用到轴上的径向力 F_{re} 在各轴承上产生的径向载荷;但其中的轴向载荷 F_a 并不完全由外界的轴向作用力 F_{ae} 产生,而是应该根据整个轴上的轴向载荷(包括因径向载荷 F_r 产生的派生轴向力 F_d)之间的平衡条件得出。下面来分析这个问题。

根据力的径向平衡条件,很容易由外界作用到轴上的径向力 F_{re} 计算出两个轴承上的径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} ,当 F_{re} 的大小及作用位置固定时,径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} 也就确定了。由 F_{r1} 、 F_{r2} 派生的轴向力 F_{d1} 、 F_{d2} 的大小可按照表 13-7 中的公式计算。计算所得的 F_d 值,相当于正常的安装情况,即大致相当于下半圈的滚动体全部受载(轴承实际的工作情况不允许比这样更坏)。

表 13-7 约有半数滚动体接触时派生轴向力 F_d 的计算公式

圆锥滚子轴承	角接触球轴承		
	70000C($\alpha = 15^\circ$)	70000AC($\alpha = 25^\circ$)	70000B($\alpha = 40^\circ$)
$F_d = F_r / (2Y)^\text{①}$	$F_d = eF_r^\text{②}$	$F_d = 0.68F_r$	$F_d = 1.14F_r$

注:① Y 是对应表 13-5 中 $F_a/F_r > e$ 的 Y 值;

② e 值由表 13-5 查出。

如图 13-13 所示,把派生轴向力的方向与外加轴向载荷 F_{ae} 的方向一致的轴承标为 2,另一端标为轴承 1。取轴和与其相配合的轴承内圈为分离体,如达到轴向平衡时,应满足

$$F_{ae} + F_{d2} = F_{d1}$$

如果按表 13-7 中的公式求得的 F_{d1} 和 F_{d2} 不满足上面的关系式时,就会出现下面两种情况:

当 $F_{ae} + F_{d2} > F_{d1}$ 时,则轴有向左窜动的趋势,相当于轴承 1 被“压紧”,轴承 2 被“放松”,但实际上轴必须处于平衡位置(即轴承座必然要通过轴承元件施加一个附加的轴向力来阻止轴的窜动),所以被“压紧”的轴承 1 所受的总轴向力 F_{a1} 必须与 $F_{ae} + F_{d2}$ 相平衡,即

$$F_{a1} = F_{ae} + F_{d2} \quad (13-11a)$$

而被“放松”的轴承 2 只受其本身派生的轴向力 F_{d2} ,即

$$F_{a2} = F_{d2} \quad (13-11b)$$

当 $F_{ae} + F_{d2} < F_{d1}$ 时,同前理,被“放松”的轴承 1 只受其本身派生的轴向力 F_{d1} ,即

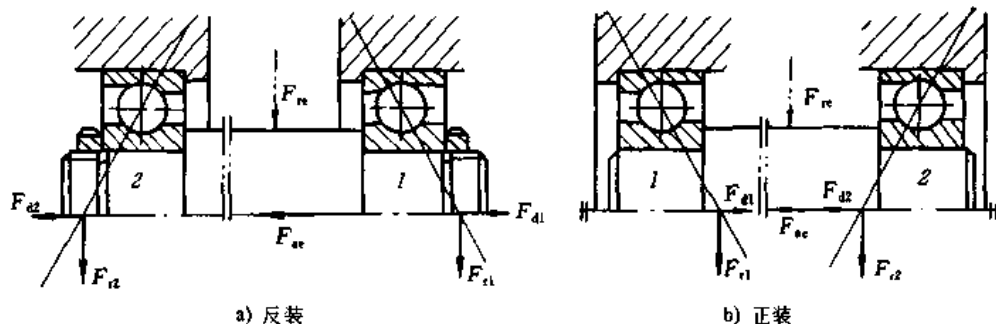


图 13-13 角接触球轴承轴向载荷的分析

$$F_{d1} = F_{d1} \quad (13-12a)$$

而被“压紧”的轴承 2 所受的总轴向力为

$$F_{a2} = F_{d1} - F_{ae} \quad (13-12b)$$

综上所述,计算角接触球轴承和圆锥滚子轴承所受轴向力的方法可以归结为:先通过派生轴向力及外加轴向载荷的计算与分析,判定被“放松”或被“压紧”的轴承;然后确定被“放松”轴承的轴向力仅为其本身派生的轴向力,被“压紧”轴承的轴向力则为除去本身派生的轴向力后其余各轴向力的代数和。

轴承反力的径向分力在轴心线上的作用点叫轴承的压力中心。图 13-13a、b 两种安装方式,对应两种不同的压力中心的位置。但当两轴承支点间的距离不是很小时,常以轴承宽度中点作为支点反力的作用位置,这样计算起来比较方便,且误差也不大。

(六) 不稳定载荷和不稳定转速时轴承的寿命计算

对于像金属切削机床、起重机等机械中的轴承来说,工作载荷和转速都是在频繁地改变着的。此时,应根据不稳定变应力时的疲劳损伤累积理论求出轴承的计算载荷 P_m 及计算转速 n_m ,然后利用式(13-5)进行计算。

轴承的载荷-寿命曲线的解析式 $L_{10} = (C/P)^k$ 可以写为

$$P^k L_{10} = C^k = K \quad (a)$$

现设轴承依次地在当量动载荷 P_1, P_2, \dots, P_s 下工作,其相应的转速为 n_1, n_2, \dots, n_s ,轴承在每种工作状态下的运转时间与总运转时间之比为 q_1, q_2, \dots, q_s 。此时,可以按以下方式导出计算载荷 P_m 及计算转速 n_m 的公式。

为了避免符号相混淆,此处分别用 z'_i 及 z_i 表示轴承在 P_i 作用下实际的载荷循环次数及达到极限值时所需的载荷循环次数,根据疲劳损伤累积理论,在寿命达到极限状态时,应有

$$\sum_{i=1}^s \frac{z'_i}{z_i} = 1 \quad (b)$$

假定轴承在 P_1, P_2, \dots, P_s 作用下总共工作了 H 时间后,元件寿命达到了极限状态,则轴承失效前在 P_i 作用下的实际载荷循环次数可按式计算:

$$z'_i = n_i q_i H \quad (c)$$

这时如将所有载荷作用次数的总和记为 z_m ,则

$$z_m = n_1 q_1 H + n_2 q_2 H + \dots + n_s q_s H = (n_1 q_1 + n_2 q_2 + \dots + n_s q_s) H = n_m H \quad (d)$$

这里 $n_m = n_1 q_1 + n_2 q_2 + \dots + n_s q_s$,称为计算转速,相当于转速的平均值。

假定用一个相当的载荷 P_m 来代替所有载荷的作用,并在作用 z_m 次后,轴承达到极限状态,则按式(a)得

$$P_m^* z_m = P_i^* z_i \quad (e)$$

即

$$z_i = \left(\frac{P_m}{P_i} \right)^{\epsilon} z_m \quad (f)$$

将式(c)、(d)、(f)代入式(b), 则得

$$\sum_{i=1}^j \frac{n_i q_i H}{\left(\frac{P_m}{P_i} \right)^{\epsilon} z_m} = \sum_{i=1}^j \frac{P_i^{\epsilon} n_i q_i}{P_m^{\epsilon} n_m} = 1$$

经变换后, 得

$$P_m = \left(\frac{\sum_{i=1}^j n_i q_i P_i^{\epsilon}}{n_m} \right)^{1/\epsilon} \quad (13-13)$$

而

$$n_m = \sum_{i=1}^j n_i q_i \quad (13-14)$$

将式(13-13)及(13-14)代入式(13-5), 得寿命计算公式为

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_m} \left(\frac{C}{P_m} \right)^{\epsilon} \quad (13-15)$$

式中 L_h 的单位为 h, 其余各符号的意义和单位同前。

(七) 滚动轴承的静载荷

上面说过, 轴承的正常失效形式是点蚀破坏。但是, 对于那些在工作载荷下基本上不旋转的轴承(例如起重机吊钩上用的推力轴承), 或者慢慢地摆动以及转速极低的轴承, 如果还是按照点蚀破坏来选择轴承的尺寸, 那就不符合轴承的实际失效形式了。因为在这些情况下, 如果滚动接触面上的接触应力过大, 将产生永久性的过大的凹坑(即材料表面发生了不允许的永久变形)才是轴承的失效形式。所以这时应按轴承的静强度来选择轴承的尺寸。为此, 必须对每个型号的轴承规定一个不能超过的外载荷界限。GB/T 4662—1993 规定, 使受载最大的滚动体与滚道接触中心处引起的接触应力达到一定值(对于向心球轴承为 4 200 MPa)的载荷, 作为轴承静强度的界限^①, 称为**基本额定静载荷**, 用 C_0 (C_{0r} 或 C_{0a}) 表示。实践证明, 在上述接触应力作用下所产生的永久接触变形量, 除了对那些要求转动灵活性高和振动低的轴承外, 一般不会影响其正常工作。

轴承样本中列有各型号轴承的基本额定静载荷值, 以供选择轴承时查用。

轴承上作用的径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a , 应折合成一个当量静载荷 P_0 , 即

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (13-16)$$

式中 X_0 及 Y_0 分别为当量静载荷的径向载荷系数和轴向载荷系数, 其值可查轴承手册。

按轴承静载能力选择轴承的公式为

$$C_0 \geq S_0 P_0 \quad (13-17)$$

式中 S_0 称为轴承静强度安全系数。 S_0 的值取决于轴承的使用条件, 当要求轴承转动很平稳时, 则 S_0 应取大于 1, 以尽量避免轴承滚动表面的局部塑性变形量过大; 当对轴承转动平稳要求不高, 又无冲击载荷, 或轴承仅作摆动运动时, 则 S_0 可取 1 或小于 1, 以尽量使轴承在保证正常运行条件下发挥最大的静载能力。 S_0 的选择可参考表 13-8。

^① ISO 已提出采用许用接触应力的方法进行校核计算, ISO 76:1987 给出的计算公式及许用接触应力值见[48]。

表 13-8 静强度安全系数 S_0 [48]

旋 转 条 件	载 荷 条 件	S_0	使 用 条 件	S_0
连续旋转轴承	普通载荷	1~2	高精度旋转场合	1.5~2.5
	冲击载荷	2~3	振动冲击场合	1.2~2.5
不常旋转及作摆动运动的轴承	普通载荷	0.5	普通旋转精度场合	1.0~1.2
	冲击及不均匀载荷	1~1.5	允许有变形量	0.3~1.0

(八) 不同可靠度时滚动轴承尺寸的选择

前已说明,样本中所列的基本额定动载荷是在不破坏的概率(即可靠度)为 90% 时的数据。但在实用中,由于使用轴承的各类机械的要求不同,对轴承可靠度的要求也就随之不同。为了把样本中的基本额定动载荷值用于可靠度要求不等于 90% 的情况,须引入寿命修正系数 a_1 ,于是修正额定寿命为

$$L_n = a_1 L_{10} \quad (13-18)$$

其中: L_{10} ——可靠度为 90% (破坏概率为 10%) 时的寿命,即基本额定寿命,按式(13-5)计算;

a_1 ——可靠度不为 90% 时的额定寿命修正系数,其值见表 13-9。

表 13-9 可靠度不为 90% 时的额定寿命修正系数 a_1 (GB/T 6391—1995)

可靠度/%	90	95	96	97	98	99
L_n	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
a_1	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

将式(13-5)代入式(13-18),得

$$L_n = \frac{10^6 a_1}{60 n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} \quad (13-19)$$

式中修正额定寿命 L_n 的单位为 h。

当给定可靠度以及在该可靠度下的寿命 L_n (单位为 h) 时,可以利用下式计算所需的基本额定动载荷 C :

$$C = P \left(\frac{60 L_n n}{10^6 a_1} \right)^{\frac{1}{\epsilon}} \quad (13-19a)$$

§ 13-6 轴承装置的设计

要想保证轴承顺利工作,除了正确选择轴承类型和尺寸外,还应正确设计轴承装置。轴承装置的设计主要是正确解决轴承的安装、配置、紧固、调节、润滑、密封等问题。下面提出一些设计中的注意要点以供参考。

(一) 支承部分的刚性和同心度

轴和安装轴承的外壳或轴承座,以及轴承装置中的其它受力零件,必须有足够的刚性,因为这些零件的变形都要阻滞滚动体的滚动而使轴承提前损坏。外壳及轴承座孔壁均应有足够的厚

度,壁板上的轴承座的悬臂应尽可能地缩短,并用加强肋来增强支承部位的刚性(参看图7-7a)。如果外壳是用轻合金或非金属制成的,安装轴承处应采用钢或铸铁制的套杯(参看图13-20)。

对于一根轴上两个支承的座孔,必须尽可能地保持同心,以免轴承内外圈间产生过大的偏斜。最好的办法是采用整体结构的外壳,并把安装轴承的两个孔一次镗出。如在一根轴上装有不同尺寸的轴承时,外壳上的轴承孔仍应一次镗出,这时可利用衬筒来安装尺寸较小的轴承。当两个轴承孔分在两个外壳上时,则应把两个外壳组合在一起进行镗孔。

(二) 轴承的配置

一般来说,一根轴需要两个支点,每个支点可由一个或一个以上的轴承组成。合理的轴承配置应考虑轴在机器中有正确的位置、防止轴向窜动以及轴受热膨胀后不致将轴承卡死等因素。常用的轴承配置方法有以下三种:

1. 双支点各单向固定

这种轴承配置常用两个反向安装的角接触球轴承或圆锥滚子轴承,两个轴承各限制一个方向的轴向移动,如图13-14、图13-15所示。安装时,通过调整轴承外圈(图13-14)或内圈(图13-15)的轴向位置,可使轴承达到理想的游隙或所要求的预紧程度。图13-14和图13-15所示的结构均为悬臂支承的小锥齿轮轴。从图中可看出,在支承距离 b 相同的条件下,压力中心间的距离,图13-14中为 L_1 ,图13-15中为 L_2 ,且 $L_1 < L_2$,故前者悬臂较长,支承刚性较差。在受热变形方面,因运转时轴的温度一般高于外壳的温度,轴的轴向和径向热膨胀将大于外壳的热膨胀,这时图13-14的结构中减小了预调的间隙,可能导致卡死,而图13-15的结构可以避免这种情况发生。

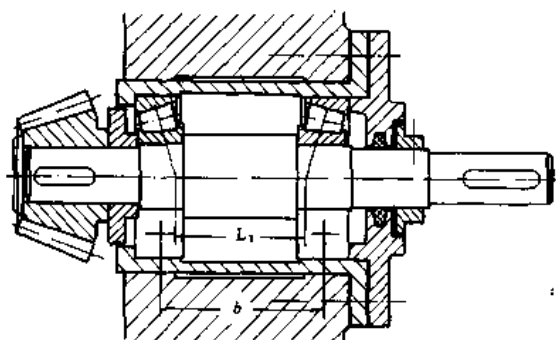


图 13-14 小锥齿轮轴支承结构之一

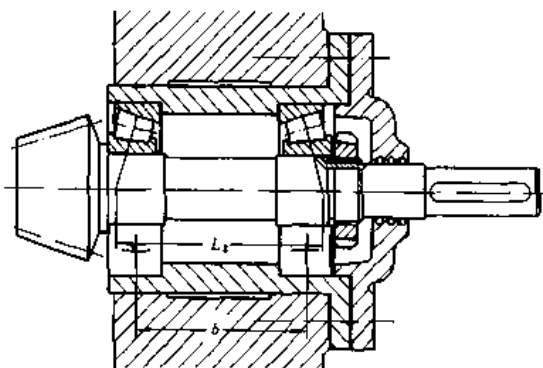


图 13-15 小锥齿轮轴支承结构之二

深沟球轴承也可用于双支点各单向固定的支承,如图13-16所示。这种轴承在安装时,通过调整端盖端面与外壳之间垫片的厚度,使轴承外圈与端盖之间留有很小的轴向间隙,以适当补偿轴受热伸长。由于轴向间隙的存在,这种支承不能作精确的轴向定位。由于轴向间隙不能过大(避免在交变的轴向力作用下轴来回窜动),因此这种支承不能用于工作温度较高的场合。

2. 一支点双向固定,另一端支点游动

对于跨距较大(如大于350 mm)且工作温度较高的轴,其热伸长量大,应采用一支点双向固定,另一支点游动的支承结构。作为固定支承的轴承,应能承受双向轴向载荷,故内外圈在轴上都要固定。作为补偿轴的热膨胀的游动支承,若使用的是内外圈不可分离型轴承,只需固定内圈,其外圈在座孔内应可以轴向游动,如图13-17所示;若使用的是可分离型的圆柱滚子轴承或

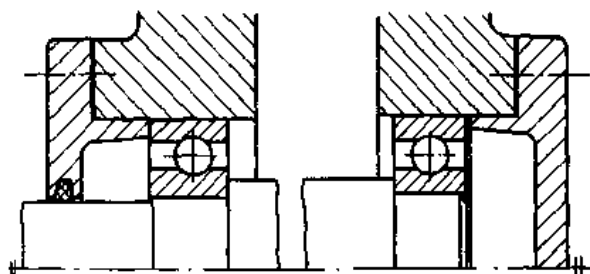


图 13-16 采用深沟球轴承的双支点各单向固定

滚针轴承,则内外圈都要固定,如图 13-18 所示。当轴向载荷较大时,作为固定的支点可以采用向心轴承和推力轴承组合在一起的结构,如图 13-19 所示;也可以采用两个角接触球轴承(或圆锥滚子轴承)“背对背”或“面对面”组合在一起的结构,如图 13-20 所示(左端两轴承“面对面”安装)。

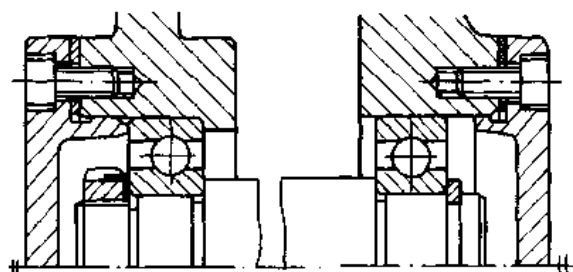


图 13-17 一端固定,另一端游动支承方案之一

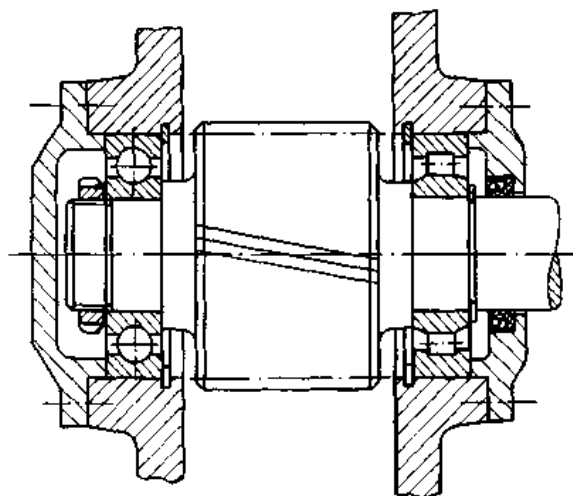


图 13-18 一端固定,另一端游动支承方案之二

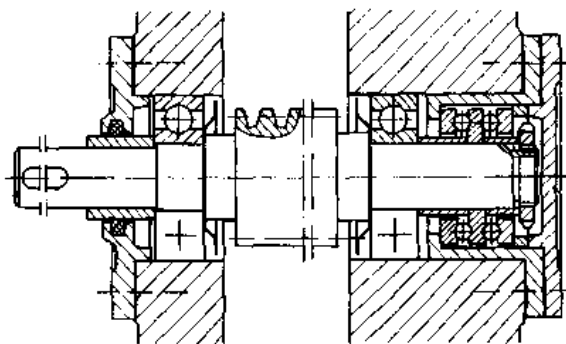


图 13-19 一端固定,另一端游动支承方案之三

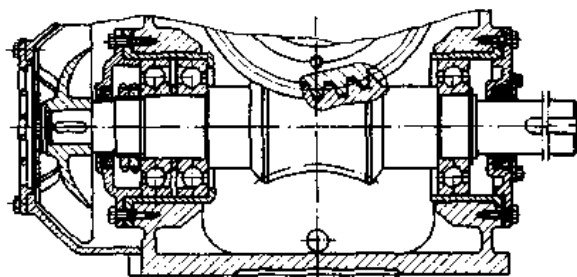


图 13-20 一端固定,另一端游动支承方案之四

3. 两端游动支承

对于一对人字齿轮轴,由于人字齿轮本身的相互轴向限位作用,它们的轴承内外圈的轴向紧

固应设计成只保证其中一根轴相对机座有固定的轴向位置,而另一根轴上的两个轴承都必须是游动的,以防止齿轮卡死或人字齿的两侧受力不均匀。

(三) 滚动轴承的轴向紧固

滚动轴承轴向紧固的方法很多,内圈紧固的常用方法有:1) 用轴用弹性挡圈嵌在轴的沟槽内,主要用于轴向力不大及转速不高时(图 13-21a);2) 用螺钉固定的轴端挡圈紧固,可用于在高转速下承受大的轴向力(图 13-21b);3) 用圆螺母和止动垫圈紧固,主要用于轴承转速高、承受较大的轴向力的情况(图 13-21c);4) 用紧定衬套、止动垫圈和圆螺母紧固,用于光轴上的、轴向力和转速都不大的、内圈为圆锥孔的轴承(参看图 13-5)。内圈的另一端常以轴肩作为定位面。为了便于轴承拆卸,轴肩的高度应低于轴承内圈的厚度。

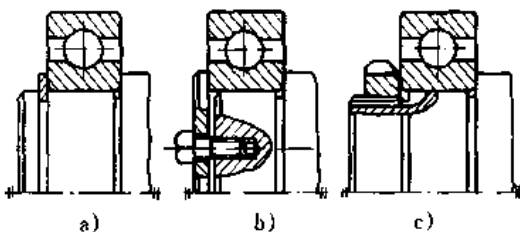


图 13-21 内圈轴向紧固的常用方法

外圈轴向紧固的常用方法有:1) 用嵌入外壳沟槽内的孔用弹性挡圈紧固,用于轴向力不大且需减小轴承装置的尺寸时(图 13-22a);2) 用轴用弹性挡圈嵌入轴承外圈的止动槽内紧固,用于带有止动槽的深沟球轴承,当外壳不便设凸肩且外壳为剖分式结构时(图 13-22b);3) 用轴承盖紧固,用于高转速及很大轴向力时的各类向心、推力和向心推力轴承(图 13-22c);4) 用螺纹环紧固,用于轴承转速高、轴向载荷大,而不适于使用轴承盖紧固的情况(图 13-22d)。

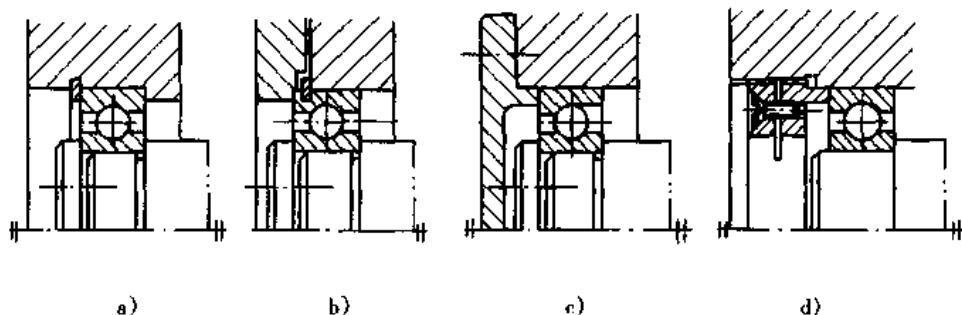


图 13-22 外圈轴向紧固常用的方法

(四) 轴承游隙及轴上零件位置的调整

前面图 13-14、图 13-19 中的右支点及图 13-20 中的左支点,轴承的游隙和预紧是靠端盖下的垫片来调整的,这样比较方便。而图 13-15 中的结构,轴承的游隙是靠轴上的圆螺母来调整的,操作不甚方便;更为不利的是必须在轴上制出应力集中严重的螺纹,削弱了轴的强度。

锥齿轮或蜗杆在装配时,通常需要进行轴向位置的调整。为了便于调整,可将确定其轴向位置的轴承装在一个套杯中(参看图 13-14 和 13-15 中的圆锥滚子轴承,图 13-19 中的双向推力球轴承,图 13-20 中的两个角接触球轴承),套杯则装在外壳孔中。通过增减套杯端面与外壳之间垫片的厚度,即可调整锥齿轮或蜗杆的轴向位置。

(五) 滚动轴承的配合

轴承的配合是指内圈与轴颈及外圈与外壳孔的配合。轴承的内、外圈,按其尺寸比例一般可

认为是薄壁零件,容易变形。当它装入外壳孔或装到轴上后,其内、外圈的不圆度,将受到外壳孔及轴颈形状的影响。因此,除了对轴承的内、外径规定了直径公差外,还规定了平均内径和平均外径(用 d_m 或 D_m 表示)的公差,后者相当于轴承在正确制造的轴上或外壳孔中装配后,它的外径或内径的尺寸公差。标准规定,0、6、5、4、2 各公差等级的轴承的内径 d_m 和外径 D_m 的公差带均为单向制,而且统一采用上偏差为零,下偏差为负值的分布(图 13-23)。详细内容见有关标准。

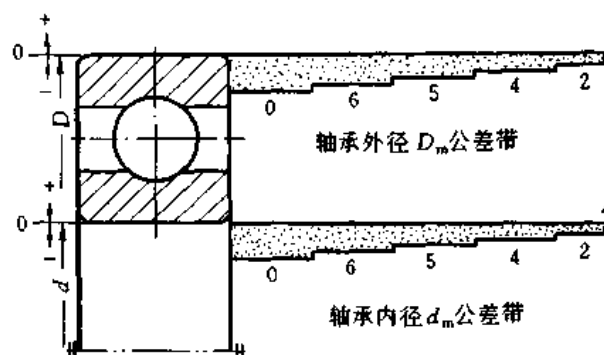


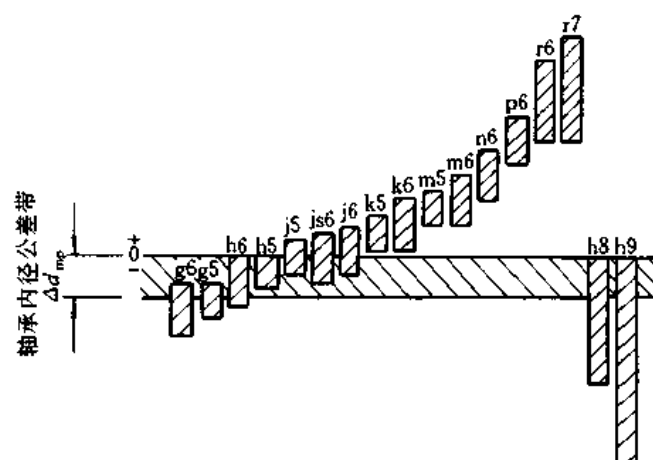
图 13-23 轴承内、外径公差带的分布

滚动轴承是标准件,为使轴承便于互换和大量生产,轴承内孔与轴的配合采用基孔制,即以轴承内孔的尺寸为基准;轴承外径与外壳孔的配合采用基轴制,即以轴承的外径尺寸为基准。与内圈相配合的轴的公差带以及与外圈相配合的外壳孔的公差带,均按圆柱公差与配合的国家标准选取。由于 d_m 的公差带在零线之下,而圆柱公差标准中基准孔的公差带在零线之上,所以轴承内圈与轴的配合比圆柱公差标准中规定的基孔制同类配合要紧得多。图 13-24 中表示了滚动轴承配合和它的基准面(内圈内径,外圈外径)偏差与轴颈或座孔尺寸偏差的相对关系。由图中可以看出,对轴承内孔与轴的配合而言,圆柱公差标准中的许多过渡配合在这里实际成为过盈配合,而有的间隙配合,在这里实际变为过渡配合。轴承外圈与外壳孔的配合与圆柱公差标准中规定的基轴制同类配合相比较,配合性质的类别基本一致,但由于轴承外径的公差值较小,因而配合也较紧。

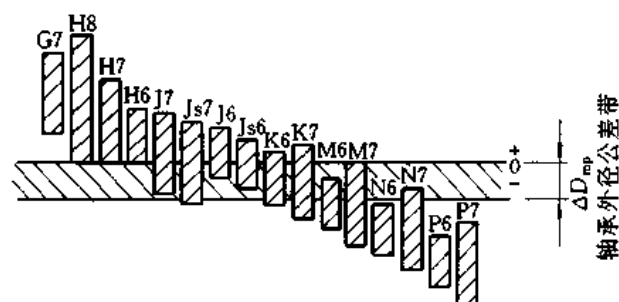
轴承配合种类的选取,应根据轴承的类型和尺寸、载荷的大小和方向以及载荷的性质等来决定。正确选择的轴承配合应保证轴承正常运转,防止内圈与轴、外圈与外壳孔在工作时发生相对转动。一般地说,当工作载荷的方向不变时,转动圈应比不动圈有更紧一些的配合,因为转动圈承受旋转的载荷,而不动圈承受局部的载荷。当转速愈高、载荷愈大和振动愈强烈时,则应选用愈紧的配合。当轴承安装于薄壁外壳或空心轴上时,也应采用较紧的配合。但是过紧的配合是不利的,这时可能因内圈的弹性膨胀和外圈的收缩而使轴承内部的游隙减小甚至完全消失,也可能由于相配合的轴和座孔表面的不规则形状或不均匀的刚性而导致轴承内外圈不规则的变形,这些都将破坏轴承的正常工作。过紧的配合还会使装拆困难,尤其对于重型机械。

对开式的外壳与轴承外圈的配合,宜采用较松的配合。当要求轴承的外圈在运转中能沿轴向游动时,该外圈与外壳孔的配合也应较松,但不应让外圈在外壳孔内可以转动。过松的配合对

提高轴承的旋转精度、减少振动是不利的。



a) 轴承内孔与轴的配合



b) 轴承外径与外壳孔的配合

图 13-24 滚动轴承与轴及与外壳孔的配合

如果机器工作时有较大的温度变化,那么,工作温度将使配合性质发生变化。轴承运转时,对于一般工作机械来说,套圈的温度常高于其相邻零件的温度。这时,轴承内圈可能因热膨胀而与轴松动,外圈可能因热膨胀而与外壳孔胀紧,从而可能使原来需要外圈有轴向游动性能的支承丧失游动性。所以,在选择配合时必须仔细考虑轴承装置各部分的温差和其热传导的方向。

以上介绍了选择轴承配合的一般原则,具体选择时可结合机器的类型和工作情况,参照同类机器的使用经验进行。各类机器所使用的轴承配合以及各类配合的配合公差、配合表面粗糙度和几何形状允许偏差等资料可查阅有关设计手册。

(六) 滚动轴承的预紧

为了提高轴承的旋转精度,增加轴承装置的刚性,减小机器工作时轴的振动,常采用预紧的滚动轴承。例如机床的主轴轴承,常用预紧来提高其旋转精度与轴向刚度。

所谓预紧,就是在安装时用某种方法在轴承中产生并保持一轴向力,以消除轴承中的轴向游隙,并在滚动体和内、外圈接触处产生初变形。预紧后的轴承受到工作载荷时,其内、外圈的径向及轴向相对移动量要比未预紧的轴承大大地减少。

常用的预紧装置有:1) 夹紧一对圆锥滚子轴承的外圈而预紧(图 13-25a);2) 用弹簧预紧,

可以得到稳定的预紧力(图 13-25b);3) 在一对轴承中间装入长度不等的套筒而预紧,预紧力可由两套筒的长度差控制(图 13-25c),这种装置刚性较大;4) 夹紧一对磨窄了的外圈而预紧(图 13-25d);反装时可磨窄内圈并夹紧。这种特制的成对安装角接触球轴承,可由生产厂选配组合成套提供。在滚动轴承样本中可以查到不同型号的成对安装角接触球轴承的预紧载荷值及相应的内圈或外圈的磨窄量。

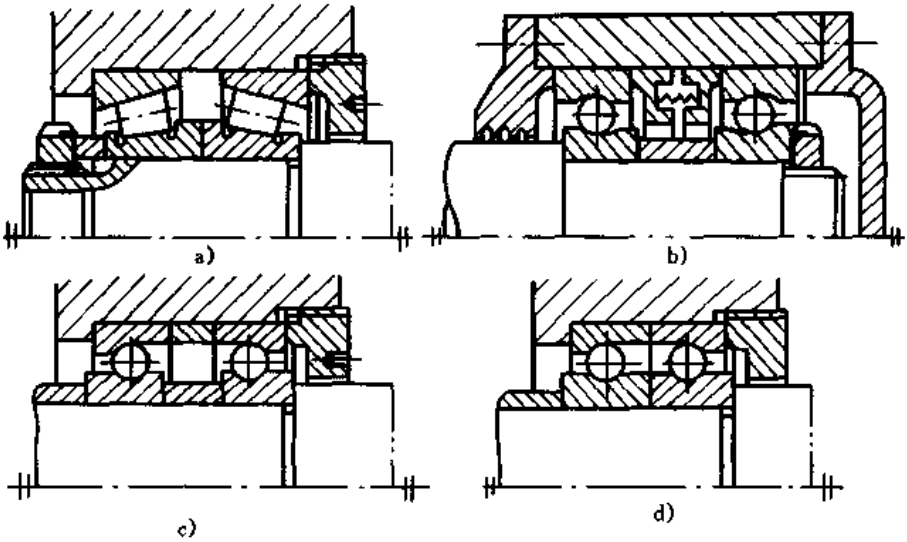


图 13-25 轴承的预紧结构

(七) 滚动轴承的润滑

润滑对于滚动轴承具有重要意义,轴承中的润滑剂不仅可以降低摩擦阻力,还可以起着散热、减小接触应力、吸收振动、防止锈蚀等作用。

轴承常用的润滑方式有油润滑及脂润滑两类。此外,也有使用固体润滑剂润滑的。选用哪一类润滑方式,这与轴承的速度有关,一般用滚动轴承的 dn 值(d 为滚动轴承内径,单位为 mm ; n 为轴承转速,单位为 r/min)表示轴承的速度大小。适用于脂润滑和油润滑的 dn 值界限列于表 13-10 中,可作为选择润滑方式时的参考。

表 13-10 适用于脂润滑和油润滑的 dn 值界限(表值 $\times 10^4$)

$\text{mm} \cdot \text{r/min}$

轴承类型	脂润滑	油 润 滑			
		油 浴	滴 油	循环油(喷油)	油 雾
深沟球轴承	16	25	40	60	> 60
调心球轴承	16	25	40	50	
角接触球轴承	16	25	40	60	> 60
圆柱滚子轴承	12	25	40	60	> 60
圆锥滚子轴承	10	16	23	30	

表 13-10(完)

轴承类型	脂润滑	油 润 滑			
		油 浴	滴 油	循环油(喷油)	油 雾
调心滚子轴承	8	12	20	25	
推力球轴承	4	6	12	15	

1. 脂润滑

润滑脂的润滑膜强度高,能承受较大的载荷,不易流失,容易密封,一次加脂可以维持相当长的一段时间。对于那些不便经常添加润滑剂的地方,或那些不允许润滑油流失而致污染产品的工业机械来说,这种润滑方式十分适宜。但它只适用于较低的 dn 值。滚动轴承的装脂量一般为轴承内部空间容积的 $1/3 \sim 2/3$ 。

润滑脂的主要性能指标为锥入度和滴点(参看 §4-3)。轴承的 dn 值大、载荷小时,应选锥入度较大的润滑脂;反之,应选用锥入度较小的润滑脂。此外,轴承的工作温度应比润滑脂的滴点低,对于矿物油润滑脂,应低 $10 \sim 20^\circ\text{C}$;对于合成润滑脂,应低 $20 \sim 30^\circ\text{C}$ 。

2. 油润滑

在高速高温的条件下,通常采用油润滑。润滑油的主要性能指标是粘度,转速越高,应选用粘度越低的润滑油;载荷越大,应选用粘度越高的润滑油。根据工作温度及 dn 值,参考图 13-26,可选出润滑油应具有粘度值,然后按粘度值从润滑油产品目录中选出相应的润滑油牌号。

油润滑时,常用的润滑方法有下列几种:

1) 油浴润滑 把轴承局部浸入润滑油中,当轴承静止时,油面应不高于最低滚动体的中心(图 13-27)。这个方法不适于高速,因为搅动油液剧烈时要造成很大的能量损失,以致引起油液和轴承的严重过热。

2) 滴油润滑 适用于需要定量供应润滑油的轴承部件,滴油量应适当控制,过多的油量将引起轴承温度的增高。为使滴油通畅,常使用粘度较小的全损耗系统用油 L-AN15。

3) 飞溅润滑 这是一般闭式齿轮传动装置中的轴承常用的润滑方法,即利用齿轮的转动把润滑齿轮的油甩到四周壁面上,然后通过适当的沟槽把油引入轴承中去。这类润滑方法所用装置的结构形式较多,可参考现有机器的使用经验来进行设计。

4) 喷油润滑 适用于转速高,载荷大,要求润滑可靠的轴承。用油泵将润滑油增压,通过油管或机体上特制的油孔,经喷嘴将油喷射到轴承中去;流过轴承后的润滑油,经过过滤冷却后再循环使用。为了保证油能进入高速转动的轴承,喷嘴应对准内圈和保持架之间的间隙。

5) 油雾润滑 当轴承滚动体的线速度很高(如 $dn \geq 6 \times 10^5 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$)时,常采用油雾润滑,以避免其它润滑方法由于供油过多,油的内摩擦增大而增高轴承的工作温度。润滑油在油雾发生器中变成油雾,其温度较液体润滑油的温度低,这对冷却轴承来说也是有利的。但润滑轴承的油雾,可能部分地随空气散逸,要污染环境。故在必要时,宜用油气分离器来收集油雾,或者采用通风装置来排除废气。

3. 固体润滑

在一些特殊条件下,如果使用脂润滑和油润滑达不到可靠的润滑要求时,则可采用固体润滑方法。例如在高温中使用的轴承(如工业焙烧炉车用轴承)、真空环境中工作的轴承等等。常用

的固体润滑方法有：

- 1) 用粘接剂将固体润滑剂粘接在滚道和保持架上；
- 2) 把固体润滑剂加入工程塑料和粉末冶金材料中，制成有自润滑性能的轴承零件；
- 3) 用电镀、高频溅射、离子镀层、化学沉积等技术使固体润滑剂或软金属(金、银、钨、铅等)在轴承零件摩擦表面形成一层均匀致密的薄膜。

最常用的固体润滑剂有二硫化钼、石墨和聚四氟乙烯等。

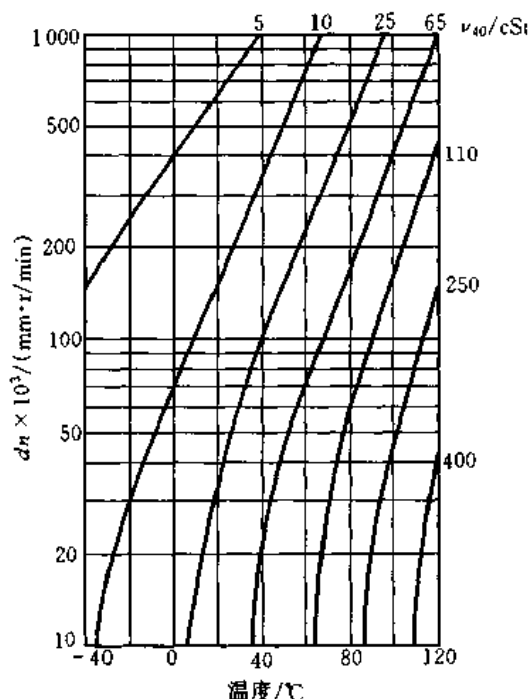


图 13-26 润滑油选择用线图

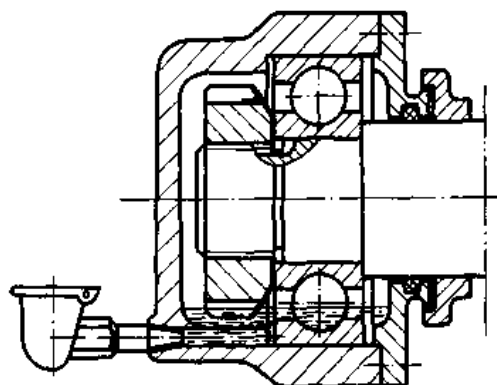


图 13-27 油浴润滑

(八) 滚动轴承的密封装置

轴承的密封装置是为了阻止灰尘、水、酸气和其它杂物进入轴承，并阻止润滑剂流失而设置的。密封装置可分为接触式及非接触式两大类。

1. 接触式密封

在轴承盖内放置软材料与转动轴直接接触而起密封作用。常用的软材料有毛毡、橡胶、皮革、软木等，或者放置减摩性好的硬质材料(如加强石墨、青铜、耐磨铸铁等)与转动轴直接接触以进行密封。下面是几种常用的结构形式。

1) 毡圈油封 在轴承盖上开出梯形槽，将毛毡按标准制成环形(尺寸不大时)或带形(尺寸较大时)，放置在梯形槽中以与轴密合接触(图 13-28a)；或者在轴承盖上开缺口放置毡圈油封，然后用另外一个零件压在毡圈油封上，以调整毛毡与轴的密合程度(图 13-28b)，从而提高密封效果。这种密封主要用于脂润滑的场合，它的结构简单，但摩擦较大，只用于滑动速度小于 4~5 m/s 的地方。与毡圈油封相接触的轴表面如经过抛光且毛毡质量高时，可用到滑动速度达 7~8 m/s 之处。

2) 唇形密封圈 在轴承盖中，放置一个用耐油橡胶制的唇形密封圈，靠弯折了的橡胶的弹

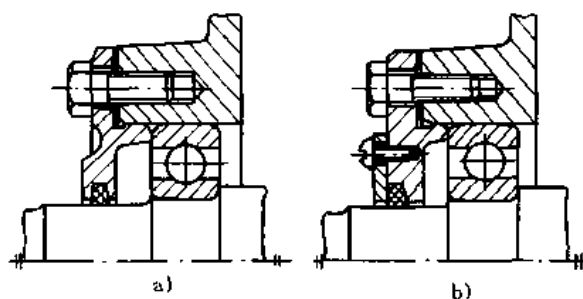


图 13-28 用毡圈油封密封

力和附加的环形螺旋弹簧的扣紧作用而紧套在轴上,以便起密封作用。有的唇形密封圈还装在一个钢套内,可与端盖较精确地装配。唇形密封圈密封唇的方向要朝向密封的部位。即如果主要是为了封油,密封唇应对着轴承(朝内);如果主要是为了防止外物浸入,则密封唇应背着轴承(朝外,图 13-29a);如果两个作用都要有,最好使用密封唇反向放置的两个唇形密封圈(图 13-29b)。它可用到接触面滑动速度小于 10 m/s (当轴颈是精车的)或小于 15 m/s (当轴颈是磨光的)处。轴颈与唇形密封圈接触处最好经过表面硬化处理,以增强耐磨性。

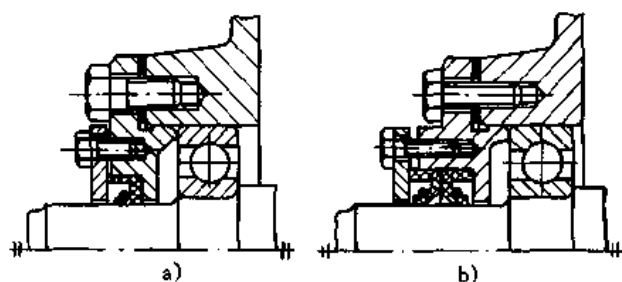


图 13-29 用唇形密封圈密封

3) 密封环 密封环是一种带有缺口的环状密封件,把它放置在套筒的环槽内(图 13-30),套筒与轴一起转动,密封环靠缺口被压拢后所具有的弹性而抵紧在静止件的内孔壁上,即可起到密封的作用。各个接触表面均需经硬化处理并磨光。密封环用含铬的耐磨铸铁制造,可用于滑动速度小于 100 m/s 之处。在滑动速度为 $60 \sim 80 \text{ m/s}$ 范围内,也可以用锡青铜制造密封环。

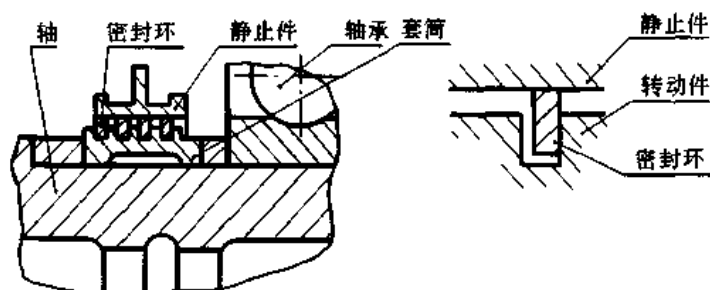


图 13-30 密封环密封

2. 非接触式密封

使用接触式密封,总要在接触处产生滑动摩擦。使用非接触式密封,就能避免此缺点。常用的非接触式密封有以下几种:

1) 隙缝密封(图 13-31) 在轴和轴承盖的通孔壁之间留一个极窄的隙缝,半径间隙通常为 $0.1 \sim 0.3 \text{ mm}$ 。这对使用脂润滑的轴承来说,已具有一定的密封效果。如果在轴承盖上车出环槽(图 13-31b),在槽中填以润滑脂,可以提高密封效果。

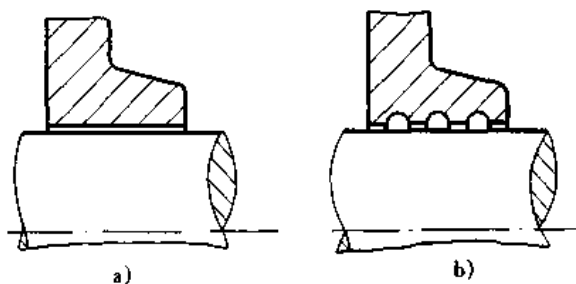


图 13-31 隙缝密封

2) 甩油密封(图 13-32) 油润滑时,在轴上开出沟槽(图 13-32a),或装入一个环(图 13-32b),都可以把欲向外流失的油沿径向甩开,再经过轴承盖的集油腔及与轴承腔相通的油孔流回。或者在紧贴轴承处装一甩油环,在轴上车有螺旋式送油槽(图 13-32c),可有效地防止油外流,但这时轴必须只按一个方向旋转,以便把欲向外流失的润滑油借螺旋的输送作用而送回到轴承腔内。

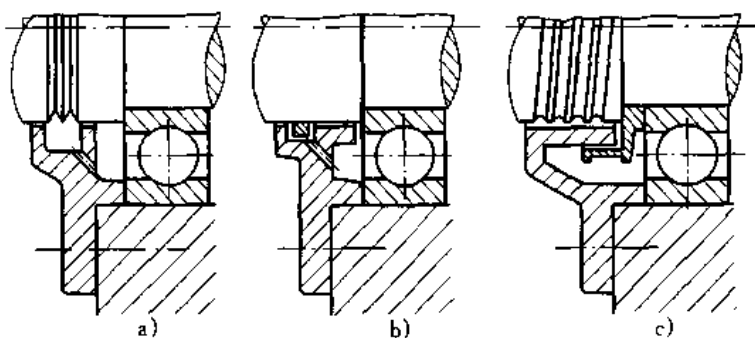


图 13-32 甩油密封

3) 曲路密封(图 13-33) 当环境比较脏和比较潮湿时,采用曲路密封是相当可靠的。曲路密封是由旋转的和固定的密封零件之间拼合成的曲折的隙缝所形成的。隙缝中填入润滑脂,可增加密封效果。根据部件的结构,曲路的布置可以是径向的(图 13-33a)或轴向的(图 13-33b)。采用轴向曲路时,端盖应为剖分式。当轴因温度变化而伸缩或采用调心轴承作支承时,都有使旋转片与固定片相接触的可能,设计时应加考虑。

以上介绍的各种密封装置,在实践中可以把它们适当组合起来使用。

其它有关润滑、密封方法及装置可参看有关手册。

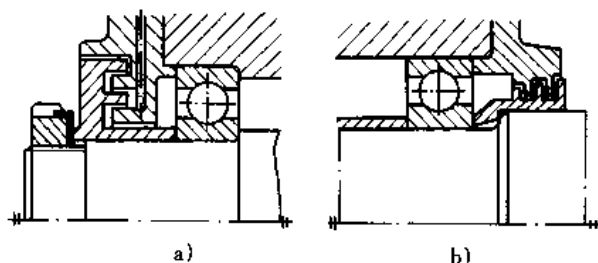


图 13-33 曲路密封

§ 13-7 其 它

(一) 高速滚动轴承简介

所谓高速轴承,并没有一个绝对的界限,一般认为 $dn \geq 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 就算高速轴承;有的轴承,虽然 $dn < 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$,但其转速达到或超过样本中所列极限转速的 1.6 倍,也常视为高速轴承。实际应用中,轴承的 dn 值已有达到 $2.2 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 的。

高速轴承的失效形式,除点蚀破坏外,常见的还有滚道烧伤、保持架断裂、保持架引导边磨损、润滑油失效(氧化或焦化)以及过大的振动等。因此,限制轴承转速的因素可以说是很多的。

在高速运转下的轴承,需提高轴承本身的精度,轴承的滚道应有很准确的几何形状、最小的偏心以及很低的表面粗糙度值,滚动体也应有较高的分选精度。

高速轴承的保持架的结构和材料是一个很重要的问题,应该采用强度较高的且能用轴承内圈或外圈的挡边来引导定心的实体结构的保持架,并且经过很好的平衡检验。保持架的材料可用酚醛胶布、铝合金或青铜,后者适合于较高的工作温度。

轴承高速运转时,滚动体在较大的离心力作用下会压向外圈滚道,滚动体与内圈滚道间因压力减小而产生相对滑动,导致过度磨损,甚至烧伤。对轴承进行适当的预紧,有助于防止滚动体与套圈间的打滑。

尽可能地加强对高速轴承的润滑与冷却,是保持高速轴承可靠工作的另一个重要措施。为此,喷油润滑、油雾润滑及环下供油润滑(即在轴承内圈或外圈上开一径向孔,使润滑油经过该孔流上滚道而实现润滑的方法)是高速轴承的主要润滑方法。喷油润滑时,喷嘴应尽可能地对准保持架非引导边一侧的间隙,从而直接喷射到滚动体上。喷嘴可以用一个,也可以用两个或三个,可以安装在轴承的一侧,也可以安装在轴承的两侧。安装在一侧时,应在未装喷嘴的一侧用泵抽油,从而使润滑油能全部通过轴承;两侧安装喷嘴时,也要用泵抽油,或采用其它办法,不使油聚集在轴承腔之中。

高速轴承的振动和噪声问题,已成为近年来研究的一个重要课题。为了减轻或消除轴承振动对整机振动的影响,除了改善轴承本身条件外,还可在支承设计方面采取措施,例如采用油膜减振支承等结构形式。

(二) 高温滚动轴承简介

一般认为,工作温度高于 120°C 的轴承可称为高温轴承。

高温轴承的主要失效形式有:过热烧伤、退火和表面疲劳点蚀。选用时应根据轴承材料和热处理工艺提出要求,选取适当的润滑剂和润滑方法,并注意温度对轴承配合和游隙的影响。

工作温度在 $120 \sim 250^\circ\text{C}$ 的轴承,套圈和滚动体如选用普通轴承钢,则应提高回火温度。一般回火温度比工作温度高 $30 \sim 50^\circ\text{C}$ 。当工作温度在 $200 \sim 500^\circ\text{C}$ 时,轴承的套圈和滚动体应采用高温轴承合金钢,如:Cr14Mo4、W18CrV 等;当工作温度在 500°C 以上时,轴承则要采用超高温合金,如钴基或镍基合金以及陶瓷等。

保持架的材料也应与工作温度相适应,酚醛胶布使用温度的上限为 135 ℃,铜合金使用温度的上限为 315 ℃。在使用铜合金而有短时间润滑不足的可能时,应在铜保持架表面镀银。对于工作温度约为 500 ℃处,已有成功的应用铜镍(蒙乃尔)合金保持架的经验。

普通的矿物润滑油为石油产品,在高温时要氧化成脂肪酸,促使轴承腐蚀而失效。如果使用得当,供油方法良好,已有把矿物油用于 280 ℃的经验。但一般认为石油润滑油的工作温度应低于其闪点,以保证安全。当温度更高时,可考虑采用固体润滑剂。

此外,高温轴承在结构设计上,应着眼于加强冷却和散热,设法隔绝外来热源,尽量降低轴承的工作温度,以保证它可靠地工作。

(三) 滚动轴承与滑动轴承的比较

表 13-11 列出了滚动轴承与滑动轴承性能的对比。在设计机器时,应当结合具体条件,选择一种最能适应工作要求且较经济的轴承。

表 13-11 滚动轴承与滑动轴承性能的对比

性 能	滚 动 轴 承	不完全液体润滑轴承	完全液体润滑轴承	
			动压滑动轴承	静压滑动轴承
承载能力与转速的关系	一般无关,特高速时,滚动体的离心力要降低承载能力	随转速增高而降低	随转速增高而增大	与转速无关
受冲击载荷的能力	不高	不高	油层有承受较大冲击的能力	良好
高速性能	一般,受限于滚动体的离心力及轴承的温升	不高,受限于轴承的发热和磨损	高,受限于油膜振荡及润滑油的温升	高,用空气作润滑剂时极高
起动阻力	低	高	高	低
功率损失	一般不大,但如润滑及安装不当时将骤增	较大	较低	轴承本身的损失不大,加上油泵功率损失可能超过液体动压轴承
寿命	有限,受限于材料的点蚀	有限,受限于材料的磨损	长,载荷稳定时理论上寿命无限,实际上受限于轴瓦的疲劳破坏	理论上无限
噪声	较大	不大	工作不稳定时有噪声,工作稳定时基本上无噪声	轴承本身的噪声不大,但油泵有不小的噪声
轴承的刚性	高,预紧时更高	一般	一般	一般到最高
旋转精度	较高	较低	一般到高	较高到最高
轴承尺寸	径向	大	小	小
	轴向	$(0.2 \sim 0.5)d$	$(0.5 \sim 4)d$	中等
使用润滑剂	油、脂或固体	油、脂或固体	液体或气体	液体或气体

表 13-11(完)

性 能	滚 动 轴 承	不完全液体润滑轴承	完全液体润滑轴承	
			动压滑动轴承	静压滑动轴承
润滑剂用量	一般很小,高速时较多	一般不大	较大	最大
维护要求	油质要洁净,脂润滑时只需定期维护	要求不高	油质须洁净	油质须洁净,须经 常维护润滑供油系 统
更换易损零件	很方便,一般不需修理 轴颈	轴承轴瓦需经常更 换,有时需修复轴颈	同左	同左
价格	中等	大量生产时价格不高	较高	连同供油系统,价 格最高

例题① 13-1 设某支承根据工作条件决定选用深沟球轴承。轴承径向载荷 $F_r = 5\,500\text{ N}$, 轴向载荷 $F_a = 2\,700\text{ N}$, 轴承转速 $n = 1\,250\text{ r/min}$, 装轴承处的轴颈直径可在 $50 \sim 60\text{ mm}$ 范围内选择, 运转时有轻微冲击, 预期计算寿命 $L_h = 5\,000\text{ h}$ 。试选择其轴承型号。

【解】 1. 求比值

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2\,700}{5\,500} = 0.49$$

根据表 13-5, 深沟球轴承的最大 e 值为 0.44, 故此时 $\frac{F_a}{F_r} > e$ 。

2. 初步计算当量动载荷 P , 根据式(13-8a)

$$P = f_p(XF_r + YF_a)$$

按照表 13-6, $f_p = 1.0 \sim 1.2$, 取 $f_p = 1.2$ 。

按照表 13-5, $X = 0.56$, Y 值需在已知型号和基本额定静载荷 C_0 后才能求出。现暂选一近似中间值, 取 $Y = 1.5$, 则

$$P = 1.2 \times (0.56 \times 5\,500 + 1.5 \times 2\,700)\text{ N} = 8\,556\text{ N}$$

3. 根据式(13-6), 求轴承应有的基本额定动载荷值

$$C = P \sqrt[6]{\frac{60nL_h}{10^6}} = 8\,556 \times \sqrt[6]{\frac{60 \times 1\,250 \times 5\,000}{10^6}}\text{ N} = 61\,699\text{ N}$$

4. 按照轴承样本或设计手册选择 $C = 61\,800\text{ N}$ 的 6310 轴承。此轴承的基本额定静载荷 $C_0 = 38\,000\text{ N}$ 。验算如下:

1) 求相对轴向载荷对应的 e 值与 Y 值 按表 13-5 注 1), 对深沟球轴承取 $f_0 \approx 14.7$, 则相对轴向载荷为 $f_0 F_a / C_0 \approx 14.7 \times 2\,700 / 38\,000 = 1.044$, 在表中介于 $1.030 \sim 1.380$ 之间, 对应的 e 值为 $0.28 \sim 0.30$, Y 值为 $1.55 \sim 1.45$ 。

2) 用线性插值法求 Y 值

$$Y = 1.45 + \frac{(1.55 - 1.45) \times (1.380 - 1.044)}{1.380 - 1.030} = 1.55$$

① 本章例题, 着重说明本章中各公式和表格数据的用法, 偏重于计算方面。有关结构设计的问题, 应结合设计任务进行讨论, 此处从略。

故

$$X = 0.56, Y = 1.55$$

$$3) \text{ 求当量动载荷 } P \quad P = 1.2 \times (0.56 \times 5\,500 + 1.55 \times 2\,700) \text{ N} = 8\,718 \text{ N}$$

4) 验算 6310 轴承的寿命, 根据式 (13-5)

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 1\,250} \times \left(\frac{61\,800}{8\,718} \right)^3 \text{ h} = 4\,748 \text{ h} < 5\,000 \text{ h}$$

即低于预期计算寿命。因题中的轴径尺寸允许取为 50~60 mm, 故可改用 6311 (或 6312) 轴承, 验算从略。

例题 13-2 设根据工作条件决定在轴的两端反装两个角接触球轴承, 如图 13-34a 所示。已知轴上齿轮受切向力 $F_{te} = 2\,200 \text{ N}$, 径向力 $F_{re} = 900 \text{ N}$, 轴向力 $F_{ae} = 400 \text{ N}$, 齿轮分度圆直径 $d = 314 \text{ mm}$, 齿轮转速 $n = 520 \text{ r/min}$, 运转中有中等冲击载荷, 轴承预期计算寿命 $L'_h = 15\,000 \text{ h}$ 。设初选两个轴承型号均为 7207C, 试验算轴承是否可达到预期计算寿命的要求。

【解】 查滚动轴承样本 (或设计手册) 可知 7207C 轴承的 $C = 30\,500 \text{ N}$, $C_0 = 20\,000 \text{ N}$ 。

1. 求两轴承受到的径向载荷 F_{r1} 和 F_{r2}

将轴系部件受到的空间力系分解为铅垂面 (图 13-34b) 和水平面 (图 13-34c) 两个平面力系。其中: 图 13-34b 中的 F_{te} 为通过另加转矩而平移到指向轴线; 图 a 中的 F_{ae} 亦应通过另加弯矩而平移到作用于轴线上 (上述两步转化图中均未画出)。由力分析可知:

$$F_{r1V} = \frac{F_{re} \times 200 - F_{te} \times \frac{d}{2}}{200 + 320} = \frac{900 \times 200 - 400 \times \frac{314}{2}}{520} \text{ N} = 225.38 \text{ N}$$

$$F_{r2V} = F_{re} - F_{r1V} = 900 \text{ N} - 225.38 \text{ N} = 674.62 \text{ N}$$

$$F_{r1H} = \frac{200}{200 + 320} F_{te} = \frac{200}{520} \times 2\,200 \text{ N} = 846.15 \text{ N}$$

$$F_{r2H} = F_{te} - F_{r1H} = 2\,200 \text{ N} - 846.15 \text{ N} = 1\,353.85 \text{ N}$$

$$F_{r1} = \sqrt{F_{r1V}^2 + F_{r1H}^2} = \sqrt{225.38^2 + 846.15^2} \text{ N} = 875.65 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{r2V}^2 + F_{r2H}^2} = \sqrt{674.62^2 + 1\,353.85^2} \text{ N} = 1\,512.62 \text{ N}$$

2. 求两轴承的计算轴向力 F_{d1} 和 F_{d2}

对于 70000C 型轴承, 按表 13-7, 轴承派生轴向力 $F_d = eF_r$, 其中, e 为表 13-5 中的判断系数, 其值由 $\frac{F_r}{C_0}$ 的大小来确定, 但现轴承轴向力 F_a 未知, 故先初取 $e = 0.4$, 因此可估算

$$F_{d1} = 0.4 F_{r1} = 350.26 \text{ N}$$

$$F_{d2} = 0.4 F_{r2} = 605.05 \text{ N}$$

按式 (13-11) 得

$$F_{a1} = F_{ae} + F_{d2} = 400 \text{ N} + 605.05 \text{ N} = 1\,005.05 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{d1} = 350.26 \text{ N}$$

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{1\,005.05}{20\,000} = 0.0503$$

$$\frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{350.26}{20\,000} = 0.0175$$

由表 13-5 仿例题 13-1 进行插值计算, 得 $e_1 = 0.422$, $e_2 = 0.401$ 。再计算

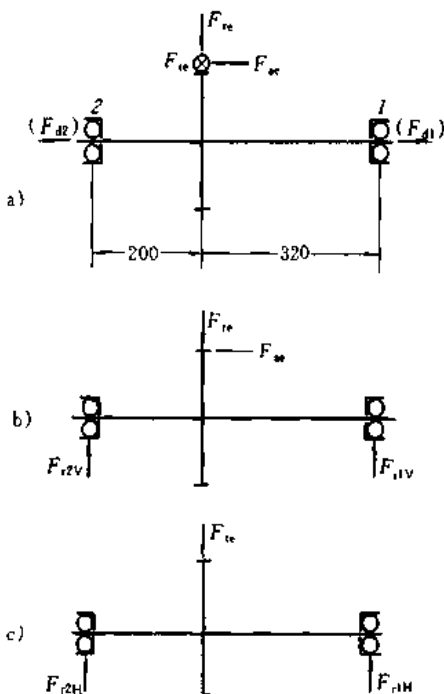


图 13-34

$$F_{d1} = e_1 F_{r1} = 0.422 \times 875.65 \text{ N} = 369.52 \text{ N}$$

$$F_{d2} = e_2 F_{r2} = 0.401 \times 1\,512.62 \text{ N} = 606.56 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{ae} + F_{d2} = 400 \text{ N} + 606.56 \text{ N} = 1\,006.56 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{d2} = 606.56 \text{ N}$$

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{1\,006.56}{20\,000} = 0.050\,33$$

$$\frac{F_{a2}}{C_0} = \frac{606.56}{20\,000} = 0.030\,33$$

两次计算的 $\frac{F_a}{C_0}$ 值相差不大, 因此确定 $e_1 = 0.422$, $e_2 = 0.401$, $F_{a1} = 1\,006.56 \text{ N}$, $F_{a2} = 606.56 \text{ N}$ 。

3. 求轴承当量动载荷 P_1 和 P_2

因为

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1\,006.56}{875.65} = 1.149 > e_1$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{606.56}{1\,512.62} = 0.401 = e_2$$

由表 13-5 分别进行查表或插值计算得径向载荷系数和轴向载荷系数为

$$\text{对轴承 1} \quad X_1 = 0.44, Y_1 = 1.327$$

$$\text{对轴承 2} \quad X_2 = 1, Y_2 = 0$$

因轴承运转中有中等冲击载荷, 按表 13-6, $f_p = 1.2 \sim 1.8$, 取 $f_p = 1.5$ 。则

$$P_1 = f_p (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) = 1.5 \times (0.44 \times 875.65 + 1.327 \times 1\,006.56) \text{ N} = 2\,581.49 \text{ N}$$

$$P_2 = f_p (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) = 1.5 \times (1 \times 1\,512.62 + 0 \times 606.56) \text{ N} = 2\,268.93 \text{ N}$$

4. 验算轴承寿命

因为 $P_1 > P_2$, 所以按轴承 1 的受力大小验算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_1} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 520} \times \left(\frac{30\,500}{2\,581.49} \right)^3 = 52\,860.78 \text{ h} > L'_h$$

故所选轴承可满足寿命要求。

例题 13-3 试选择图 13-20 中支承蜗杆用的轴承型号。设右轴承为支承 1, 左轴承(一对)为支承 2。已知轴承所受载荷分别为: $F_{r1} = 1\,500 \text{ N}$, $F_{r2} = 2\,800 \text{ N}$, $F_{a2} = 9\,000 \text{ N}$ (方向由支承 1 指向支承 2)。蜗杆装轴承处轴径 $d = 45 \text{ mm}$, 转速 $n = 30 \text{ r/min}$, 要求连续工作 5 年(设每年按 300 个工作日计), 工作情况平稳。

【解】 支承 1 为游动支承, 因载荷不大, 可选用深沟球轴承。支承 2 选择两个 70000AC 型角接触球轴承, 面对面安装。

1. 支承 2 轴承型号的确定

1) 由滚动轴承样本可查得, 70000AC 型轴承背对背或面对面成对安装在一个支点时, 当量动载荷可按式计算:

$$\text{当 } F_a/F_r \leq 0.68 \quad P = F_r + 0.92 F_a$$

$$\text{当 } F_a/F_r > 0.68 \quad P = 0.67 F_r + 1.41 F_a$$

2) 因 $F_{a2}/F_{r2} = 9\,000/2\,800 = 3.21 > 0.68$, 且工作平稳, 取 $f_p = 1$, 按式(13-8a)

$$P_2 = f_p (0.67 F_{r2} + 1.41 F_{a2}) = 1 \times (0.67 \times 2\,800 + 1.41 \times 9\,000) \text{ N} = 14\,566 \text{ N}$$

3) 计算预期寿命 L'_h

$$L'_h = 5 \times 300 \times 24 \text{ h} = 36\,000 \text{ h}$$

4) 求该对轴承应具有的基本额定动载荷值

按式(13-6)

$$C = P_2 \sqrt[3]{\frac{60nL'_2}{10^6}} = 14\,566 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 30 \times 36\,000}{10^6}} \text{ N} = 58\,505.76 \text{ N}$$

5) 按照滚动轴承样本,以下各型号轴承面对面成对安装于一个支点时的基本额定动载荷 C (括号内为单个轴承的 C 值)为:

轴承型号	7009AC	7209AC
基本额定动载荷/N	41 800(25 800)	59 500(36 800)

故选择一对 7209AC 轴承装在支点 2 上合适。

2. 支承 I 轴承型号的确定(略)

例题 13-4 一球轴承,要求在可靠度为 0.99 时,在径向载荷 $F_r = 11\,000 \text{ N}$ 作用下工作应力循环次数达 80×10^6 ,求此轴承应具有的基本额定动载荷 C 。

[解] 根据表 13-9,查得可靠度为 0.99 时的寿命修正系数 $a_1 = 0.21$,按式(13-18)计算出相应的基本额定寿命为

$$L_{10} = \frac{L_h}{a_1} = \frac{80 \times 10^6}{0.21} = 381 \times 10^6$$

再按式(13-4)算得轴承应具有的基本额定动载荷(因轴承不受轴向载荷, $P = F_r$; L_{10} 的单位为 10^6 r)为

$$C = L_{10}^{1/3} \cdot P = 381^{1/3} \times 11\,000 \text{ N} = 79\,744 \text{ N}$$

习 题

13-1 试说明下列各轴承的内径有多大? 哪个轴承公差等级最高? 哪个允许的极限转速最高? 哪个承受径向载荷能力最高? 哪个不能承受径向载荷?

N307/P4 6207/P2 30207 51307/P6

13-2 欲对一批同型号滚动轴承作寿命试验。若同时投入 50 个轴承进行试验,按其基本额定动载荷值加载,试验机主轴转速 $n = 2\,000 \text{ r/min}$ 。若预计该批轴承为正品,则试验进行 8 小时 20 分时,应约有几个轴承已失效。

13-3 某深沟球轴承需在径向载荷 $F_r = 7\,150 \text{ N}$ 作用下,以 $n = 1\,800 \text{ r/min}$ 的转速工作 3 800 h。试求此轴承应有的基本额定动载荷 C 。

13-4 一农用水泵,决定选用深沟球轴承,轴颈直径 $d = 35 \text{ mm}$,转速 $n = 2\,900 \text{ r/min}$,已知径向载荷 $F_r = 1\,810 \text{ N}$,轴向载荷 $F_a = 740 \text{ N}$,预期计算寿命 $L'_h = 6\,000 \text{ h}$,试选择轴承的型号。

13-5 根据工作条件,决定在轴的两端选用 $\alpha = 25^\circ$ 的两个角接触球轴承,如图 13-13b 所示正装。轴颈直径 $d = 35 \text{ mm}$,工作中有中等冲击,转速 $n = 1\,800 \text{ r/min}$,已知两轴承的径向载荷分别为 $F_{r1} = 3\,390 \text{ N}$, $F_{r2} = 1\,040 \text{ N}$,外加轴向载荷 $F_{ae} = 870 \text{ N}$,作用方向指向轴承 I,试确定其工作寿命。

13-6 若将图 13-34a 中的两轴承换为圆锥滚子轴承,代号为 30207。其它条件同例题 13-2,试验算轴承的寿命。

13-7 某轴的一端支点上原采用 6308 轴承,其工作可靠度为 90%,现需将该支点轴承在寿命不降低的条件下将工作可靠度提高到 99%,试确定可能用来替换的轴承型号。

第十四章 联轴器和离合器

联轴器和离合器是机械传动中常用的部件。它们主要用来联接轴与轴(或联接轴与其它回转零件),以传递运动与转矩;有时也可用作安全装置。根据工作特性,它们可分为以下四类:

1) 联轴器 用来把两轴联接在一起,机器运转时两轴不能分离;只有在机器停车并将联接拆开后,两轴才能分离。

2) 离合器 在机器运转过程中,可使两轴随时接合或分离的一种装置。它可用来操纵机器传动系统的断续,以便进行变速及换向等。

3) 安全联轴器及安全离合器 机器工作时,如果转矩超过规定值,这种联轴器及离合器即可自行断开或打滑,以保证机器中的主要零件不致因过载而损坏。

4) 特殊功用的联轴器及离合器 用于某些有特殊要求处,例如在一定的回转方向或达到一定的转速时,联轴器或离合器即可自动接合或分离等。

由上可知,具有上述功能之一者均可用作联轴器或离合器,但由于机器的工况各异,因而对联轴器和离合器提出了各种不同的要求,如传递转矩的大小、转速高低、扭转刚度变化情况、体积大小、缓冲吸振能力等等,为了适应机器的工作性能、特点及应用场合的需要,联轴器和离合器都已出现了很多类型,而且新型产品正在不断涌现,是一个广阔的开发领域。读者完全可以结合具体需要试行创新设计。

由于联轴器和离合器的类型繁多,本章仅对少数典型结构及其有关知识作些介绍,以便为选用标准件和自行创新设计提供必要的基础。

§ 14-1 联轴器的种类和特性

联轴器所联接的两轴,由于制造及安装误差、承载后的变形以及温度变化的影响等,往往不能保证严格的对中,而是存在着某种程度的相对位移,如图 14-1 所示。这就要求设计联轴器时,要从结构上采取各种不同的措施,使之具有适应一定范围的相对位移的性能。

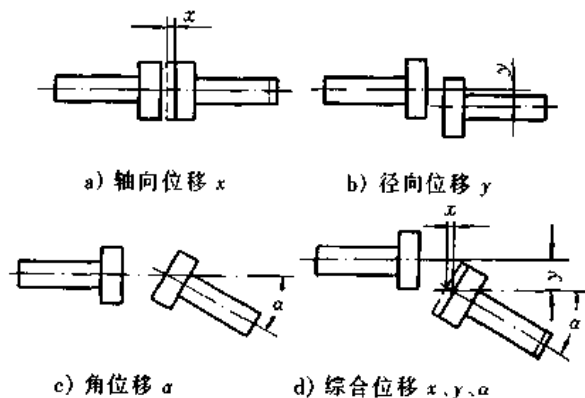


图 14-1 联轴器所联两轴的相对位移

根据对各种相对位移有无补偿能力(即能否在发生相对位移条件下保持联接的功能),联轴器可分为刚性联轴器(无补偿能力)和挠性联轴器(有补偿能力)两大类。挠性联轴器又可按是否具有弹性元件分为无弹性元件的挠性联轴器和有弹性元件的挠性联轴器两个类别。

(一) 刚性联轴器

这类联轴器有套筒式(参看图 6-30)、夹壳式和凸缘式等。这里只介绍较为常用的凸缘联轴器。

凸缘联轴器是把两个带有凸缘的半联轴器用键分别与两轴联接,然后用螺栓把两个半联轴器联成一体,以传递运动和转矩(图 14-2)。这种联轴器有两种主要的结构型式:图 14-2a 是普通的凸缘联轴器,通常是靠铰制孔用螺栓来实现两轴对中;

图 14-2b 是有对中榫的凸缘联轴器,靠一个半联轴器上的凸肩与另一个半联轴器上的凹槽相配合而对中。联接两个半联轴器的螺栓可以采用 A 级或 B 级的普通螺栓,此时螺栓杆与钉孔壁间存在间隙,转矩靠半联轴器接合面的摩擦力矩来传递(图 14-2b);也可采用铰制孔用螺栓,此时螺栓杆与钉孔为过渡配合,靠螺栓杆承受挤压与剪切来传递转矩(图 14-2a)。

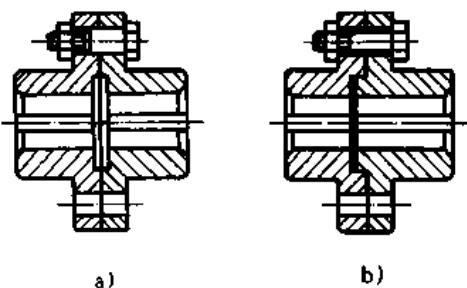


图 14-2 凸缘联轴器

凸缘联轴器的材料可用灰铸铁或碳钢,重载时或圆周速度大于 30 m/s 时应用铸钢或锻钢。

由于凸缘联轴器属于刚性联轴器,对所联两轴间的相对位移缺乏补偿能力,故对两轴对中性的要求很高。当两轴有相对位移存在时,就会在机件内引起附加载荷,使工作情况恶化,这是它的主要缺点。但由于构造简单、成本低、可传递较大转矩,故当转速低、无冲击、轴的刚性大、对中性较好时亦常采用。

(二) 挠性联轴器

1. 无弹性元件的挠性联轴器

这类联轴器因具有挠性,故可补偿两轴的相对位移。但因无弹性元件,故不能缓冲减振。常用的有以下几种:

1) 十字滑块联轴器

如图 14-3 所示,十字滑块联轴器由两个在端面上开有凹槽的半联轴器 1、3,和一个两面带有凸牙的中间盘 2 所组成。因凸牙可在凹槽中滑动,故可补偿安装及运转时两轴间的相对位移。

这种联轴器零件的材料可用 45 钢,工作表面须进行热处理,以提高其硬度;要求较低时也可用 Q275 钢,不进行热处理。为了减少摩擦及磨损,使用时应从中间盘的油孔中注油进行润滑。

因为半联轴器与中间盘组成移动副,不能发生相对转动,故主动轴与从动轴的角速度应相等。但在两轴间有相对位移的情况下工作时,中间盘就会产生很大的离心力,从而增大动载荷及磨损。因此选用时应注意其工作转速不得大于规定值。

这种联轴器一般用于转速 $n < 250 \text{ r/min}$,轴的刚度较大,且无剧烈冲击处。效率 $\eta = 1 - (3 \sim 5) \frac{fy}{d}$, 这里 f 为摩擦系数,一般取为 0.12 ~ 0.25; y 为两轴间径向位移量,单位为 mm; d 为轴

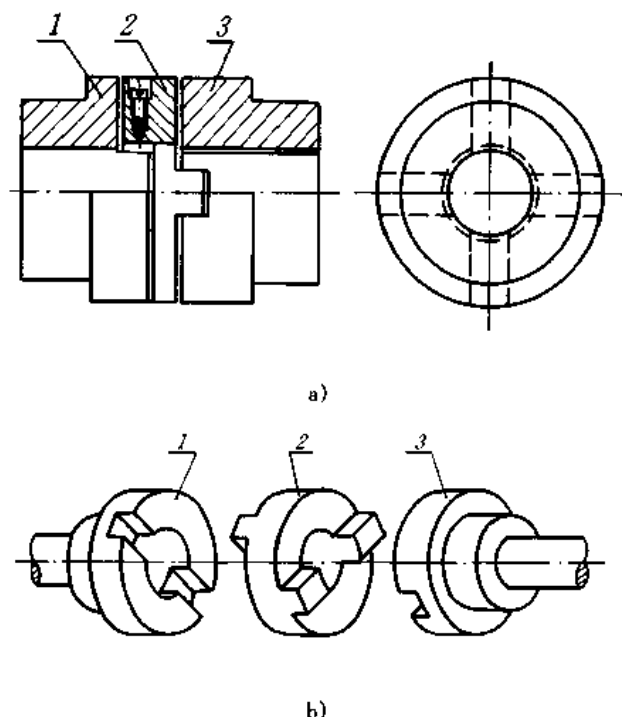


图 14-3 十字滑块联轴器

径,单位为 mm。

2) 滑块联轴器

如图 14-4 所示,这种联轴器与十字滑块联轴器相似,只是两边半联轴器上的沟槽很宽,并把原来的中间盘改为两面不带凸牙的方形滑块,且通常用夹布胶木制成。由于中间滑块的质量减小,又具有弹性,故具有较高的极限转速。中间滑块也可用尼龙 6 制成,并在配制时加入少量的石墨或二硫化钼,以便在使用时可以自行润滑。

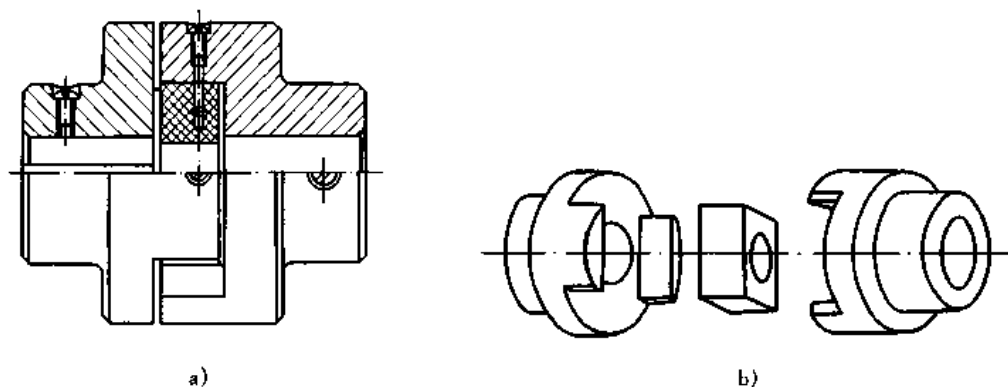


图 14-4 滑块联轴器

这种联轴器结构简单,尺寸紧凑,适用于小功率、高转速而无剧烈冲击处。

3) 十字轴式万向联轴器

如图 14-5a 所示,它由两个叉形接头 1、3,一个中间联接件 2 和轴销 4(包括销套及铆钉)、

5 所组成;轴销 4 与 5 互相垂直配置并分别把两个叉形接头与中间联接件 2 联接起来。这样,就构成了一个可动的联接。这种联轴器可以允许两轴间有较大的夹角(夹角 α 最大可达 $35^\circ \sim 45^\circ$),而且在机器运转时,夹角发生改变仍可正常传动;但当 α 过大时,传动效率会显著降低。

这种联轴器的缺点是:当主动轴角速度 ω_1 为常数时,从动轴的角速度 ω_3 并不是常数,而是在一定范围内($\omega_1 \cos \alpha \leq \omega_3 \leq \omega_1 / \cos \alpha$)变化,因而在传动中将产生附加动载荷。为了改善这种情况,常将十字轴式万向联轴器成对使用(图 14-5b),但应注意安装时必须保证 O_1 轴、 O_3 轴与中间轴之间的夹角相等,并且中间轴的两端的叉形接头应在同一平面内(图 14-6)。只有这种双万向联轴器才可以得到 $\omega_3 = \omega_1$ 。

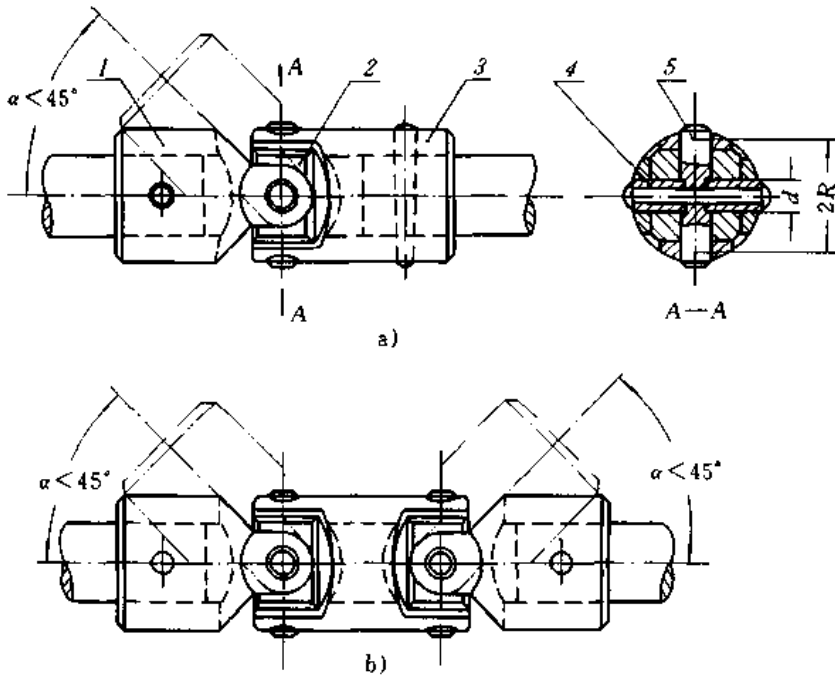


图 14-5 十字轴式万向联轴器

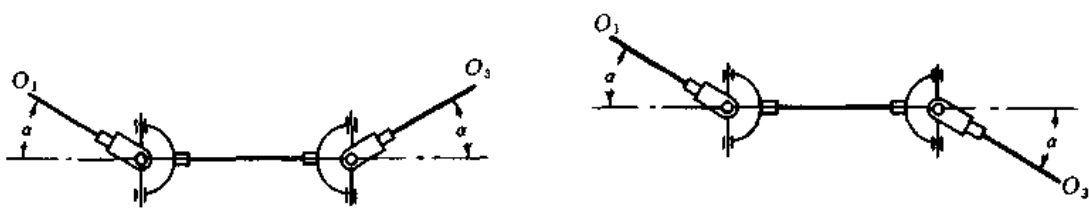


图 14-6 双万向联轴器

这类联轴器各元件的材料,除铆钉用 20 钢外,其余多用合金钢,以获得较高的耐磨性及较小的尺寸。

这类联轴器结构紧凑,维护方便,广泛应用于汽车、多头钻床等机器的传动系统中。小型十字轴式万向联轴器已标准化,设计时可按标准选用。

4) 齿式联轴器

如图 14-7a 所示,这种联轴器由两个带有内齿及凸缘的外套筒 3 和两个带有外齿的内套筒 1 所组成。两个内套筒 1 分别用键与两轴联接,两个外套筒 3 用螺栓 5 联成一体,依靠内外齿相啮合以传递转矩。由于外齿的齿顶制成椭球面,且保证与内齿啮合后具有适当的顶隙和侧隙,故在传动时,套筒 1 可有轴向和径向位移以及角位移(图 14-7b)。又为了减少磨损,可由油孔 4 注入润滑油,并在套筒 1 和 3 之间装有密封圈 6,以防止润滑油泄漏。

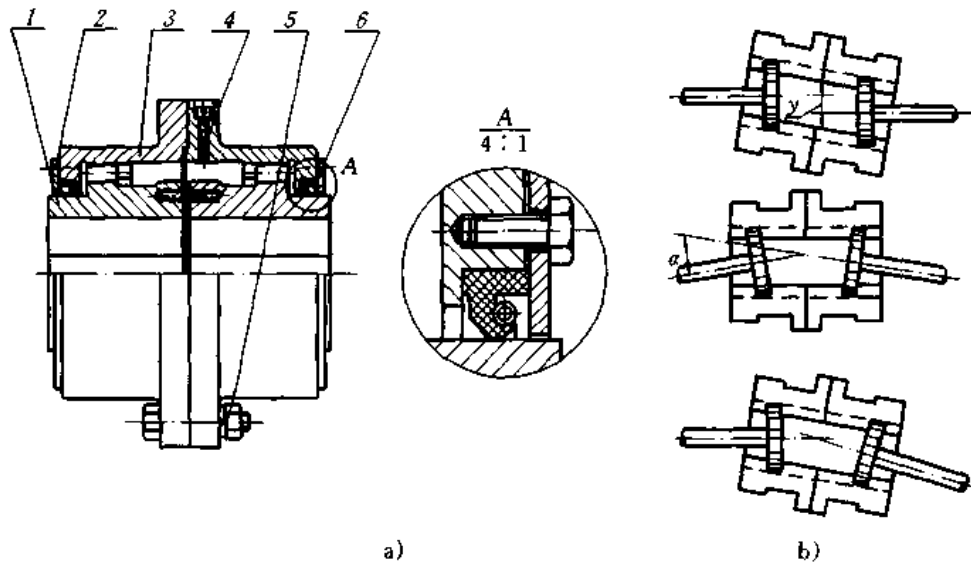


图 14-7 齿式联轴器

齿式联轴器中,所用齿轮的齿廓曲线为渐开线,啮合角为 20° ,齿数一般为 30~80,材料一般用 45 钢或 ZG310-570。这类联轴器能传递很大的转矩,并允许有较大的偏移量,安装精度要求不高;但质量较大,成本较高,在重型机械中广泛应用。

5) 滚子链联轴器

图 14-8 所示为滚子链联轴器。这种联轴器是利用一条公用的双排链条 2 同时与两个齿数相同的并列链轮啮合来实现两半联轴器 1 与 4 的联接。为了改善润滑条件并防止污染,一般都将联轴器密封在罩壳 3 内。

滚子链联轴器的特点是结构简单,尺寸紧凑,质量小,装拆方便,维修容易、价廉并具有一定的补偿性能和缓冲性能,但因链条的套筒与其相配件间存在间隙,不宜用于逆向传动、起动频繁或立轴传动。同时由于受离心力影响也不宜用于高速传动。

2. 有弹性元件的挠性联轴器

如前所述,这类联轴器因装有弹性元件,不仅可以补偿两轴间的相对位移,而且具有缓冲减振的能力。弹性元件所能储蓄的能量愈多,则联轴器的缓冲能力愈强;弹性元件的弹性滞后性能与弹性变形时零件间的摩擦功愈大,则联轴器的减振能力愈好。这类联轴器目前应用很广,品种亦愈来愈多。

制造弹性元件的材料有非金属和金属两种。非金属有橡胶、塑料等,其特点为质量小,价格便宜,有良好的弹性滞后性能,因而减振能力强。金属材料制成的弹性元件(主要为各种弹簧)则

强度高、尺寸小而寿命较长。

联轴器在受到工作转矩 T 以后,被联接两轴将因弹性元件的变形而产生相应的扭转角 φ 。 φ 与 T 成正比关系的弹性元件为定刚度,不成正比的为变刚度。非金属材料的弹性元件都是变刚度的,金属材料的则由其结构不同可有变刚度的与定刚度的两种。常用非金属材料的刚度多随载荷的增大而增大,故缓冲性好,特别适用于工作载荷有较大变化的机器。

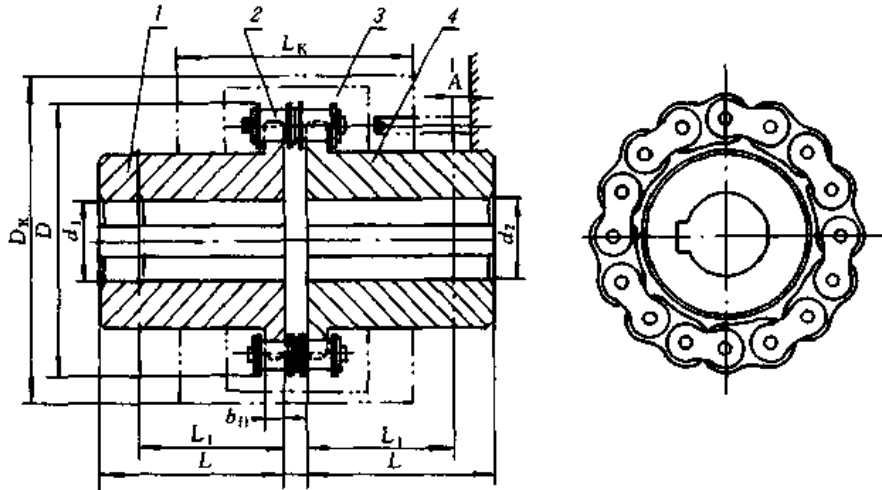


图 14-8 滚子链联轴器

1) 弹性套柱销联轴器

这种联轴器(图 14-9)的构造与凸缘联轴器相似,只是用套有弹性套的柱销代替了联接螺栓。因为通过桶状的弹性套传递转矩,故可缓冲减振。弹性套的材料常用耐油橡胶,并作成截面形状如图中网纹部分所示,以提高其弹性。半联轴器与轴的配合孔可作成圆柱形或圆锥形(图 14-9)。

半联轴器的材料常用 HT 200,有时也采用 35 钢或 ZG 270-500;柱销材料多用 35 钢。这种联轴器可按标准(GB/T 4323-1984)选用,必要时应按下式验算弹性套与孔壁间的挤压应力 σ_p (单位为 MPa)和柱销的弯曲应力 σ_b (单位为 MPa)。即

$$\sigma_p = \frac{2T_{ca}}{zdsD_1} \leq [\sigma]_p \quad (14-1)$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \left(\frac{2T_{ca}}{zD_1} \cdot \frac{L}{2} \right) / 0.1d^3 = \frac{10T_{ca}L}{zD_1d^3} \leq [\sigma]_b \quad (14-2)$$

式中: T_{ca} ——计算转矩[参见式(14-3)],单位为 $N \cdot mm$;

z ——柱销数目;

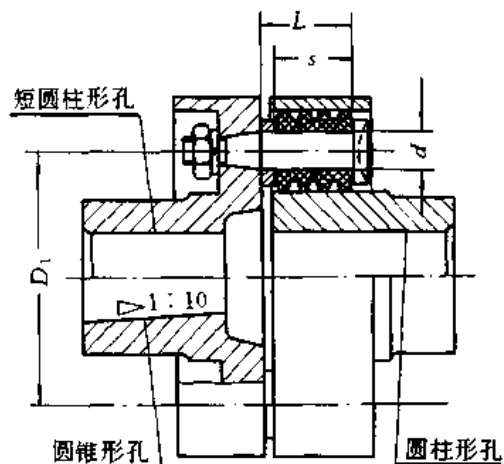


图 14-9 弹性套柱销联轴器

D_1 ——柱销中心所在圆的直径,单位为 mm;

$[\sigma_p]$ ——许用挤压应力,对橡胶弹性套, $[\sigma_p] = 2 \text{ MPa}$;

$[\sigma_b]$ ——柱销的许用弯曲应力, $[\sigma_b] = 0.25\sigma_s$, σ_s 为柱销材料的屈服极限,单位为 MPa;

d, s, L 见图 14-9,单位为 mm。

这种联轴器制造容易,装拆方便,成本较低,但弹性套易磨损,寿命较短。它适用于联接载荷平稳、需正反转或起动频繁的传递中小转矩的轴。

2) 弹性柱销联轴器

这种联轴器的结构如图 14-10 所示,工作时转矩是通过主动轴上的键、半联轴器、柱销、另一半联轴器及键而传到从动轴上去的。为了防止柱销脱落,在半联轴器的外侧,用螺钉固定了挡板。

这种联轴器与弹性套柱销联轴器很相似,但传递转矩的能力很大,结构更为简单,安装、制造方便,耐久性好,也有一定的缓冲和吸振能力,允许被联接两轴有一定的轴向位移以及少量的径向位移和角位移,适用于轴向窜动较大、正反转变化较多和起动频繁的场合,由于尼龙柱销对温度较敏感,故使用温度限制在 $-20 \sim +70^\circ\text{C}$ 的范围内。

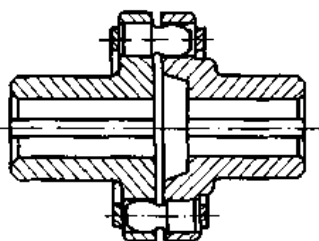


图 14-10 弹性柱销联轴器

3) 梅花形弹性联轴器

这种联轴器如图 14-11 所示,其半联轴器与轴的配合孔可作成圆柱形或圆锥形。装配联轴器时将梅花形弹性件的花瓣部分夹在两半联轴器端面凸齿交错插进所形成的齿侧空间,以便在联轴器工作时起到缓冲减振的作用。弹性件可根据使用要求选用不同硬度的聚氨酯橡胶、铸型尼龙等材料制造。工作温度范围为 $-35 \sim +80^\circ\text{C}$,短时工作温度可达 100°C ,传递的公称转矩范围为 $16 \sim 25\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

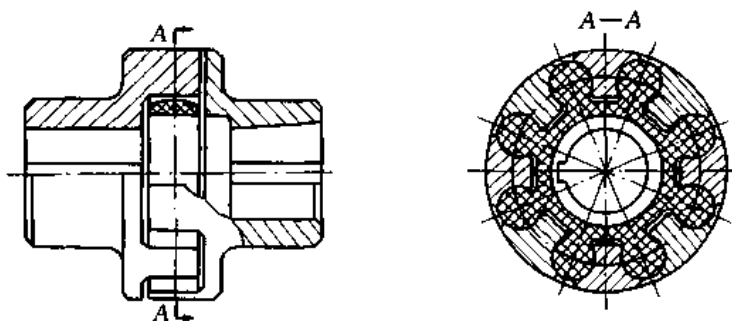


图 14-11 梅花形弹性联轴器

4) 轮胎式联轴器

轮胎式联轴器如图 14-12 所示,用橡胶或橡胶织物制成轮胎状的弹性元件 1,两端用压板 2 及螺钉 3 分别压在两个半联轴器 4 上。这种联轴器富有弹性,具有良好的消振能力,能有效地降低动载荷和补偿较大的轴向位移,而且绝缘性能好,运转时无噪声。缺点是径向尺寸较大;当转矩较大时,会因过大扭转变形而产生附加轴向载荷。

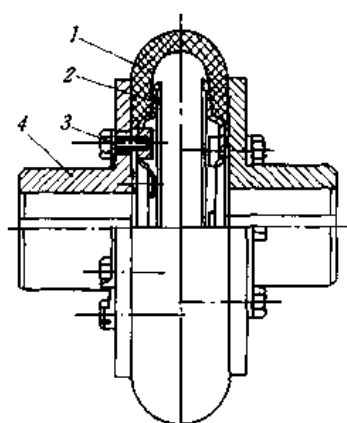
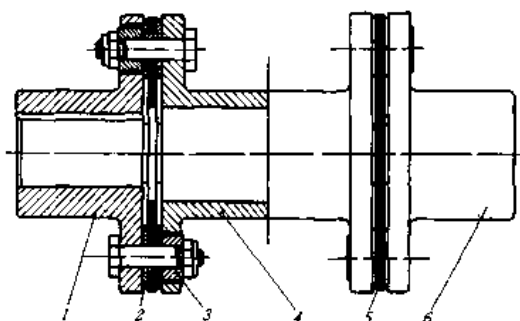


图 14-12 轮胎联轴器



1、6—半联轴器；2—衬套；3—垫圈；
4—中间轴；5—膜片组

图 14-13 膜片联轴器

5) 膜片联轴器

膜片联轴器的典型结构如图 14-13 所示。其弹性元件为一定数量的很薄的多边环形(或圆环形)金属膜片叠合而成的膜片组,膜片上有沿圆周均布的若干个螺栓孔,用铰制孔用螺栓交错间隔与半联轴器相联接。这样将弹性元件上的弧段分为交错受压缩和受拉伸的两部分,拉伸部分传递转矩,压缩部分趋向皱折。当所联接的两轴存在轴向、径向和角位移时,金属膜片便产生波状变形。

这种联轴器结构比较简单,弹性元件的联接没有间隙,不需润滑,维护方便,平衡容易,质量小,对环境适应性强,发展前途广阔,但扭转弹性较低,缓冲减振性能差,主要用于载荷比较平稳的高速传动。

有金属弹性元件的挠性联轴器除上述膜片联轴器外,还有多种型式,如定刚度的圆柱弹簧联轴器(图 14-14)、变刚度的蛇形弹簧联轴器(图 14-15)及径向弹簧片联轴器(图 14-16)等,可参看有关资料。

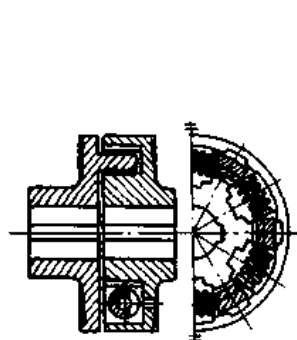


图 14-14 圆柱弹簧联轴器

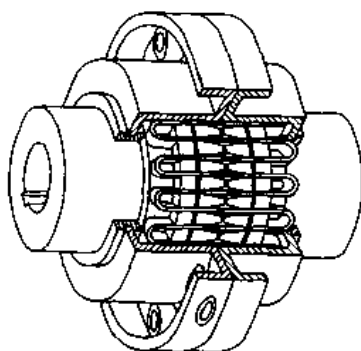


图 14-15 蛇形弹簧联轴器

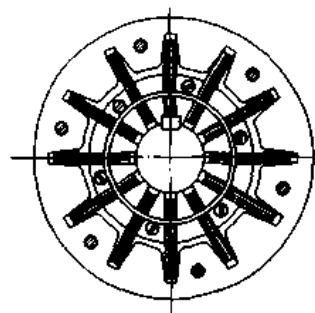


图 14-16 径向弹簧片联轴器

§ 14-2 联轴器的选择

绝大多数联轴器均已标准化或规格化(见有关手册)。一般机械设计者的任务是选用,而不是设计。下面介绍选用联轴器的基本步骤。

(一) 选择联轴器的类型

根据传递载荷的大小,轴转速的高低,被联接两部件的安装精度等,参考各类联轴器特性,选择一种合用的联轴器类型。具体选择时可考虑以下几点:

1) 所需传递的转矩大小和性质以及对缓冲减振功能的要求。例如,对大功率的重载传动,可选用齿式联轴器;对严重冲击载荷或要求消除轴系扭转振动的传动,可选用轮胎式联轴器等具有高弹性的联轴器。

2) 联轴器的工作转速高低和引起的离心力大小。对于高速传动轴,应选用平衡精度高的联轴器,例如膜片联轴器等,而不宜选用存在偏心的滑块联轴器等。

3) 两轴相对位移的大小和方向。当安装调整后,难以保持两轴严格精确对中,或工作过程中两轴将产生较大的附加相对位移时,应选用挠性联轴器。例如当径向位移较大时,可选滑块联轴器,角位移较大或相交两轴的联接可选用万向联轴器等。

4) 联轴器的可靠性和工作环境。通常由金属元件制成的不需润滑的联轴器比较可靠;需要润滑的联轴器,其性能易受润滑完善程度的影响,且可能污染环境。含有橡胶等非金属元件的联轴器对温度、腐蚀性介质及强光等比较敏感,而且容易老化。

5) 联轴器的制造、安装、维护和成本。在满足使用性能的前提下,应选用装拆方便、维护简单、成本低的联轴器。例如刚性联轴器不但结构简单,而且装拆方便,可用于低速、刚性大的传动轴。一般的非金属弹性元件联轴器(例如弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、梅花形弹性联轴器等),由于具有良好的综合性能,广泛适用于一般的中小功率传动。

(二) 计算联轴器的计算转矩

由于机器起动时的动载荷和运转中可能出现的过载现象,所以应当按轴上的最大转矩作为计算转矩 T_{ca} 。计算转矩按下式计算:

$$T_{ca} = K_A T \quad (14-3)$$

式中 T 为公称转矩,单位为 $N \cdot m$; K_A 为工作情况系数,见表 14-1。

表 14-1 工作情况系数 K_A

工 作 机		K_A			
		原 动 机			
分类	工 作 情 况 及 举 例	电动机、 汽轮机	四缸和四缸 以上内燃机	双缸内燃机	单缸内燃机
I	转矩变化很小,如发电机、小型通风机、小型离心泵	1.3	1.5	1.8	2.2
II	转矩变化小,如透平压缩机、木工机床、运输机	1.5	1.7	2.0	2.4
III	转矩变化中等,如搅拌机、增压泵、有飞轮的压缩机、冲床	1.7	1.9	2.2	2.6

表 14-1(完)

工 作 机		K_A			
		原 动 机			
分类	工作情况及举例	电动机、 汽轮机	四缸和四缸 以上内燃机	双缸内燃机	单缸内燃机
IV	转矩变化和冲击载荷中等,如织布机、水泥搅拌机、拖拉机	1.9	2.1	2.4	2.8
V	转矩变化和冲击载荷大,如造纸机、挖掘机、起重机、碎石机	2.3	2.5	2.8	3.2
VI	转矩变化大并有极强烈冲击载荷,如压延机、无飞轮的活塞泵、重型初轧机	3.1	3.3	3.6	4.0

(三) 确定联轴器的型号

根据计算转矩 T_{ca} 及所选的联轴器类型,按照

$$T_{ca} \leq [T] \quad (14-4)$$

的条件由联轴器标准中选定该联轴器型号。上式中的 $[T]$ 为该型号联轴器的许用转矩。

(四) 校核最大转速

被联接轴的转速 n 不应超过所选联轴器允许的最高转速 n_{max} , 即

$$n \leq n_{max}$$

(五) 协调轴孔直径

多数情况下,每一型号联轴器适用的轴的直径均有一个范围。标准中或者给出轴直径的最大和最小值,或者给出适用直径的尺寸系列,被联接两轴的直径应当在此范围之内。一般情况下被联接两轴的直径是不同的,两个轴端的形状也可能是不同的,如主动轴轴端为圆柱形,所联接的从动轴轴端为圆锥形。

(六) 规定部件相应的安装精度

根据所选联轴器允许轴的相对位移偏差,规定部件相应的安装精度。通常标准中只给出单项位移偏差的允许值。如果有多项位移偏差存在,则必须根据联轴器的尺寸大小计算出相互影响的关系,以此作为规定部件安装精度的依据。

(七) 进行必要的校核

如有必要,应对联轴器的主要传动零件进行强度校核。使用有非金属弹性元件的联轴器时,还应注意联轴器所在部位的工作温度不要超过该弹性元件材料允许的最高温度。

例题 某车间起重机根据工作要求选用一电动机,其功率 $P = 10 \text{ kW}$, 转速 $n = 960 \text{ r/min}$, 电动机轴伸的直径 $d = 42 \text{ mm}$, 试选择所需的联轴器(只要求与电动机轴伸联接的半联轴器满足直径要求)。

[解] 1. 类型选择

为了隔离振动与冲击,选用弹性套柱销联轴器。

2. 载荷计算

$$\text{公称转矩} \quad T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{10}{960} \text{ N}\cdot\text{m} = 99.48 \text{ N}\cdot\text{m}$$

由表 14-1 查得 $K_A = 2.3$, 故由式(14-3)得计算转矩为

$$T_{ca} = K_A T = 2.3 \times 99.48 \text{ N}\cdot\text{m} = 228.80 \text{ N}\cdot\text{m}$$

3. 型号选择

从 GB 4323-84 中查得 TL6 型弹性套柱销联轴器的许用转矩为 $250 \text{ N}\cdot\text{m}$, 许用最大转速为 $3\,800 \text{ r/min}$, 轴径为 $32 \sim 42 \text{ mm}$ 之间, 故合用。

其余计算从略。

§ 14-3 离 合 器

离合器在机器运转中可将传动系统随时分离或接合。对离合器的要求有: 接合平稳, 分离迅速而彻底; 调节和修理方便; 外廓尺寸小; 质量小; 耐磨性好和有足够的散热能力; 操纵方便省力。离合器的类型很多, 常用的可分牙嵌式与摩擦式两大类。

(一) 牙嵌离合器

牙嵌离合器由两个端面上有牙的半离合器组成(图 14-17)。其中一个(图的左部)半离合器固定在主动轴上; 另一个半离合器用导键(或花键)与从动轴联接, 并可由操纵机构使其作轴向移动, 以实现离合器的分离与接合。牙嵌离合器是借牙的相互嵌合来传递运动和转矩的。为使两半离合器能够对中, 在主动轴端的半离合器上固定一个对中环, 从动轴可在对中环内自由转动。

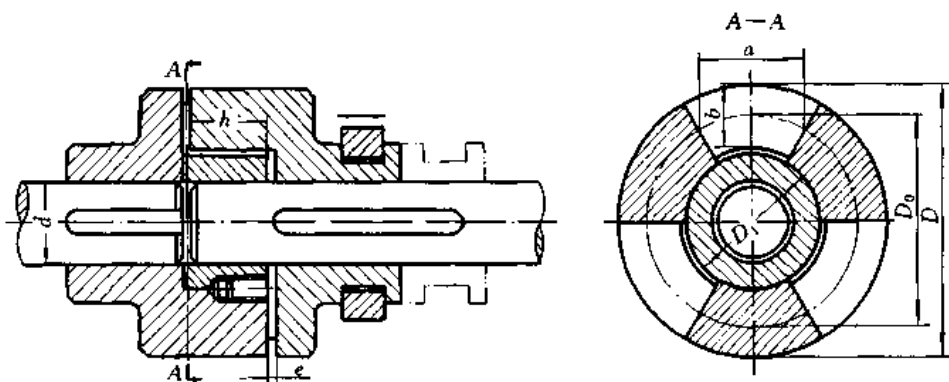


图 14-17 牙嵌离合器

牙嵌离合器常用的牙形如图 14-18 所示, 三角形牙(图 a、b)用于传递小转矩的低速离合器; 矩形牙(图 e)无轴向分力, 但不便于接合与分离, 磨损后无法补偿, 故使用较少; 梯形牙(图 c)的强度高, 能传递较大的转矩, 能自动补偿牙的磨损与间隙, 从而减少冲击, 故应用较广; 锯齿形牙(图 d)强度高, 只能传递单向转矩, 用于特定的工作条件处; 图 f 所示的牙形主要用于安全离合器; 图 g 所示为牙形的纵截面。牙数一般取为 $3 \sim 60$ 。

牙嵌离合器的主要尺寸可从有关手册中选取, 必要时应按式验算牙面上的压力 p 及牙根弯曲应力 σ_b 。即

$$p = \frac{2K_A T}{D_0 z A} \leq [p] \quad (14-5)$$

$$\sigma_b = \frac{K_A T h}{W D_0 z} \leq [\sigma_b] \quad (14-6)$$

式中: A —— 每个牙的接触面积, 单位为 mm^2 ;

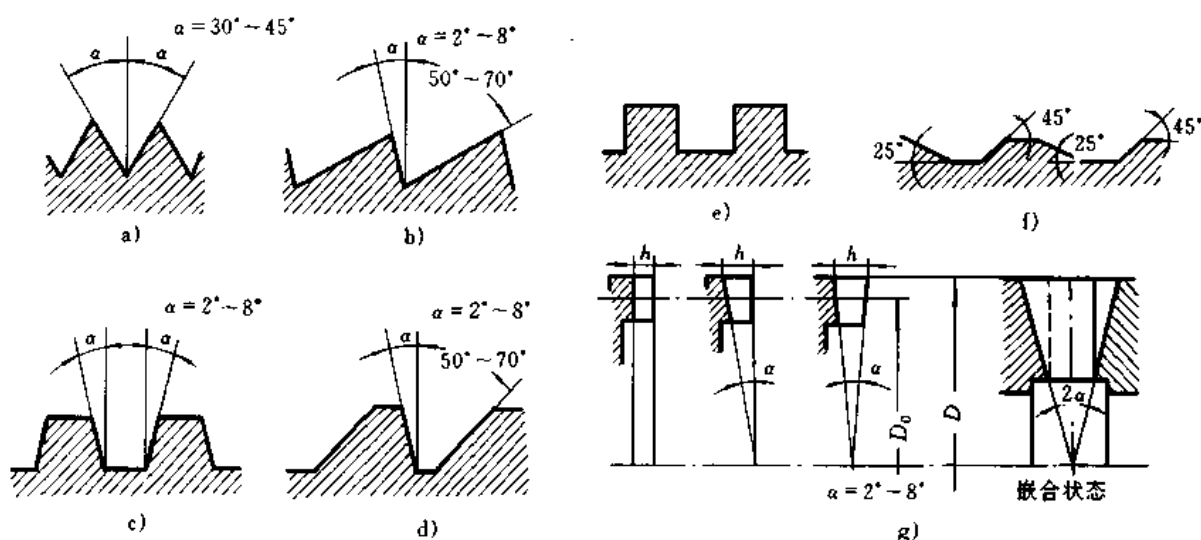


图 14-18 各种牙型图

D_0 ——离合器牙齿所在圆环的平均直径(图 14-17),单位为 mm;

h ——牙的高度,单位为 mm;

z ——半离合器上的牙数;

W ——牙根的抗弯截面系数, $W = \frac{a^2 b}{6}$, 其中 a 、 b 所代表的尺寸如图 14-17 所示;

$[p]$ ——许用压力,当静止状态下接合时, $[p] \leq 90 \sim 120$ MPa;低速状态下接合时, $[p] \leq 50 \sim 70$ MPa;较高速状态下接合时, $[p] = 35 \sim 45$ MPa;

$[\sigma_b]$ ——许用弯曲应力,静止状态下接合时, $[\sigma_b] = \frac{\sigma_s}{1.5}$ MPa;运转状态下接合时, $[\sigma_b] = \frac{\sigma_s}{5 \sim 6}$ MPa。

牙嵌离合器一般用于转矩不大,低速接合处。材料常用低碳钢表面渗碳,硬度为 56~62 HRC;或采用中碳钢表面淬火,硬度为 48~54 HRC;不重要的和静止状态接合的离合器,也允许用 HT 200 制造。

(二) 圆盘摩擦离合器

圆盘摩擦离合器是在主动摩擦盘转动时,由主、从动盘的接触面间产生的摩擦力矩来传递转矩的,有单盘式和多盘式两种。

图 14-19 为单盘摩擦离合器的简图。在主动轴 1 和从动轴 2 上,分别安装摩擦盘 3 和 4,操纵环 5 可以使摩擦盘 4 沿轴 2 移动。接合时以力 F 将盘 4 压在盘 3 上,主动轴上的转矩即由两盘接触面间产生的摩擦力矩传到从动轴上。设摩擦力的合力作用在平均半径 R 的圆周上,则可传递的最大转矩 T_{\max} 为

$$T_{\max} = FfR \quad (14-7)$$

式中 f 为摩擦系数(见表 14-2)。

图 14-20 为多盘摩擦离合器,它有两组摩擦盘:一组外摩擦盘 5(图 14-21a)以其外齿插入

主动轴 1 上的外鼓轮 2 内缘的纵向槽中, 盘的孔壁则不与任何零件接触, 故盘 5 可与轴 1 一起转动, 并可在轴向力推动下沿轴向移动; 另一组内摩擦盘 6 (图 14-21b) 以其孔壁凹槽与从动轴 3 上的套筒 4 的凸齿相配合, 而盘的外缘不与任何零件接触, 故盘 6 可与轴 3 一起转动, 也可在轴向力推动下作轴向移动。另外在套筒 4 上开有三个纵向槽, 其中安置可绕销轴转动的曲臂压杆 8; 当滑环 7 向左移动时, 曲臂压杆 8 通过压板 9 将所有内、外摩擦盘紧压在调节螺母 10 上, 离合器即进入接合状态。螺母 10 可调节摩擦盘之间的压力。内摩擦盘也可作成碟形 (图 14-21c), 当承压时, 可被压平而与外盘贴紧; 松脱时, 由于内盘的弹力作用可以迅速与外盘分离。

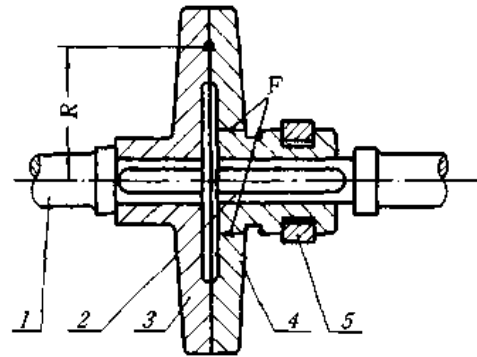


图 14-19 单盘摩擦离合器

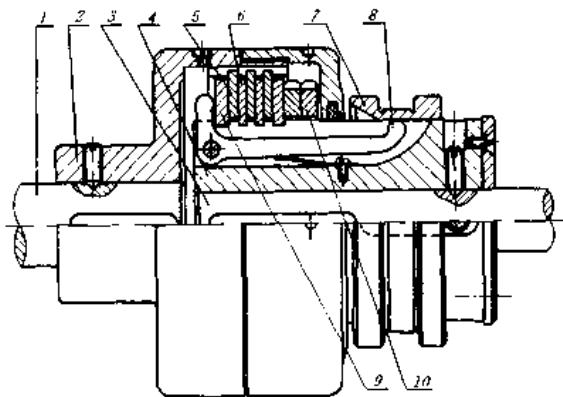


图 14-20 多盘摩擦离合器

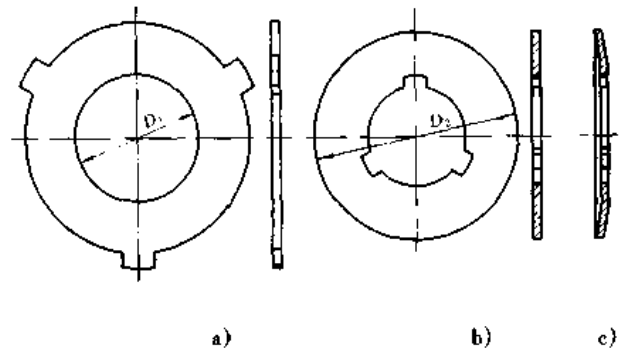


图 14-21 摩擦盘结构图

摩擦盘常用材料及其性能见表 14-2。

表 14-2 摩擦离合器的材料及其性能

摩擦副的材料及工作条件		摩擦系数	圆盘摩擦离合器 [p_0] ^① /MPa
在油中工作	淬火钢 - 淬火钢	0.06	0.6 ~ 0.8
	淬火钢 - 青铜	0.08	0.4 ~ 0.5
	铸铁 - 铸铁或淬火钢	0.08	0.6 ~ 0.8
	钢 - 夹布胶木	0.12	0.4 ~ 0.6
	淬火钢 - 陶质金属	0.1	0.8
不在油中工作	压制石棉 - 钢或铸铁	0.3	0.2 ~ 0.3
	淬火钢 - 陶质金属	0.4	0.3
	铸铁 - 铸铁或淬火钢	0.15	0.2 ~ 0.3

① 基本许用压力 [p_0] 为标准情况下的许用压力。

多盘摩擦离合器所能传递的最大转矩 T_{\max} 和作用在摩擦盘接合面上的压力 p 为：

$$T_{\max} = zF \frac{D_2 + D_1}{4} \geq K_A T \quad (14-8)$$

$$p = \frac{4F}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \leq [p] \quad (14-9)$$

式中: D_1 、 D_2 ——摩擦盘接合面的内径和外径,单位为 mm;

z ——接合面的数目;

F ——操作轴向力,单位为 N;

f ——摩擦系数;

$[p]$ ——许用压力,单位为 MPa,它等于基本许用压力 $[p_0]$ 与系数 k_a 、 k_b 、 k_c 的乘积,即

$$[p] = [p_0] k_a k_b k_c \quad (14-10)$$

式中 $[p_0]$ 见表 14-2; k_a 、 k_b 、 k_c 分别为根据离合器平均圆周速度、主动摩擦盘的数目、每小时的接合次数等不同而引入的修正系数,其值见表 14-3。

表 14-3 修正系数 k_a 、 k_b 、 k_c 值

平均圆周速度/(m/s)	1	2	2.5	3	4	6	8	10	15
k_a	1.35	1.08	1	0.94	0.86	0.75	0.68	0.63	0.55
主动摩擦盘数目	3	4	5	6	7	8	9	10	11
k_b	1	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.82	0.79	0.76
每小时接合次数	90	120	180	240	300	≥ 360			
k_c	1	0.95	0.8	0.7	0.6	0.5			

摩擦离合器和牙嵌离合器相比,有下列优点:不论在何种速度时,两轴都可以接合或分离;接合过程平稳,冲击、振动较小;从动轴的加速时间和所传递的最大转矩可以调节;过载时可发生打滑,以保护重要零件不致损坏。其缺点为外廓尺寸较大;在接合、分离过程中要产生滑动摩擦,故发热量较大,磨损也较大。为了散热和减轻磨损,可以把摩擦离合器浸入油中工作。根据是否浸入润滑油中工作,把摩擦离合器分为干式与油式两种。

设计时,可先选定摩擦面材料和根据结构要求初步定出摩擦盘接合面的直径 D_1 和 D_2 。对油式摩擦离合器,取 $D_1 = (1.5 \sim 2)d$, d 为轴径; $D_2 = (1.5 \sim 2)D_1$; 对干式摩擦离合器,取 $D_1 = (2 \sim 3)d$; $D_2 = (1.5 \sim 2.5)D_1$ 。然后利用式(14-9)求出轴向压力 F , 利用式(14-8)求出所需的摩擦结合面数目 z 。因为 z 增加过多时,传递转矩并不能随之成正比增加,故一般对油式取 $z = 5 \sim 15$; 对干式取 $z = 1 \sim 6$ 。并限制内外摩擦盘总数不大于 $25 \sim 30$ 。

摩擦离合器在接合与分离时,从动轴的转速总是小于主动轴的转速,因而内外摩擦盘间必有相对滑动产生,从而消耗摩擦功,并引起摩擦盘的磨损和发热。当温度过高时,就会引起摩擦系数改变,严重时还可能導致摩擦盘胶合与塑性变形。一般对钢制摩擦盘,应限制其表面最高温度不超过 $300 \sim 400^\circ\text{C}$, 整个离合器的平均温度不大于 $100 \sim 120^\circ\text{C}$ 。

摩擦离合器的操纵方法有机械的、电磁的、气动的和液压的等数种。机械式操纵多用杠杆机构(参看图 14-20); 当所需轴向力较大时,也有采用其它机械的(如螺旋机构)。下面介绍一种电磁操纵的多盘摩擦离合器。如图 14-22 所示,当直流电经接触环 1 导入电磁线圈 2 后,产生磁通量 ϕ 使线圈吸引衔铁 5, 于是衔铁 5 将两组摩擦片 3、4 压紧, 离合器处于接合状态。当电流

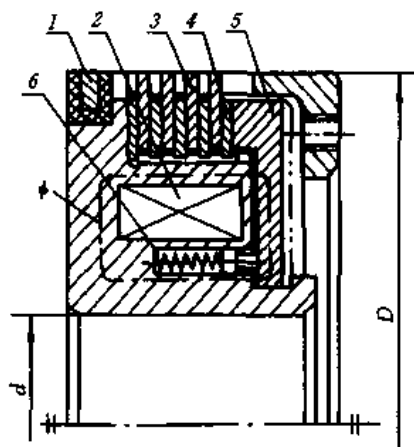


图 14-22 电磁摩擦离合器

切断时,依靠复位弹簧 6 将衔铁推开,使两组摩擦片松开,离合器处于分离状态。电磁摩擦离合器可实现远距离操纵,动作迅速,没有不平衡的轴向力,因而在数控机床等机械中获得了广泛的应用。

§ 14-4 安全联轴器及安全离合器

安全联轴器及安全离合器的作用是,当工作转矩超过机器允许的极限转矩时,联接件将发生折断、脱开或打滑,从而使联轴器或离合器自动停止传动,以保护机器中的重要零件不致损坏。下面介绍几种常用的类型。

(一) 剪切销安全联轴器

这种联轴器有单剪的(图 14-23a)和双剪的(图 14-23b)两种。现以单剪的为例加以说明。这种联轴器的结构类似凸缘联轴器,但不用螺栓,而用钢制销钉联接。销钉装入经过淬火的两段钢制套管中,过载时即被剪断。销钉直径 d (单位为 mm)可按剪切强度计算,即

$$d = \sqrt{\frac{8KT}{\pi D_m z [\tau]}} \quad (14-11)$$

式中: T ——公称转矩,单位为 $N \cdot mm$;

D_m ——销钉轴心所在圆的直径,单位为 mm;

z ——销钉数目;

$[\tau]$ ——销钉的许用切应力,单位为 MPa, $[\tau] = (0.7 \sim 0.8) \sigma_B$, σ_B 为销钉材料的抗拉强度极限,单位为 MPa;

K ——过载限制系数,即极限转矩与公称转矩之比;极限转矩值应略小于机器中最薄弱部分的破坏转矩(折算至联轴器处),在初步计算时, K 值也可参考表 14-4 选取;

其余尺寸可根据结构需要查有关标准。

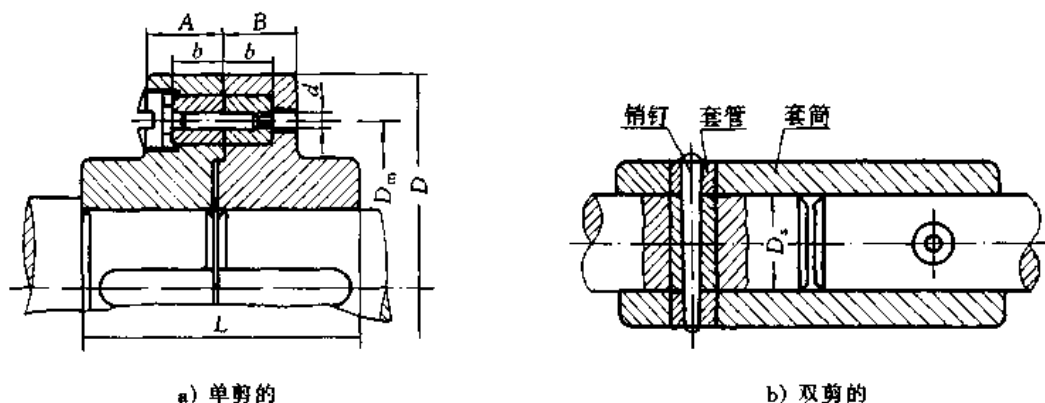


图 14-23 剪切销安全联轴器

表 14-4 过载限制系数 K 值

机 器 名 称	载 荷		K
	起 动	工 作	
小型风扇、离心式与转子式泵和压气机、车床、钻床、磨床、发电机、带式输送机	达到额定载荷的 110%	接近静载荷	1.1
轻型传动装置、铣床、齿轮铣床、六角车床、带有较重飞轮的活塞泵和压气机、平板输送机	达到额定载荷的 150%	有微小变化	1.6
可逆传动装置、刨床、插床与插齿机、带有较轻飞轮的活塞泵与压气机、螺旋输送机与刮斗式提升机、带有较重飞轮的螺旋与偏心压力机、纺织机与纺纱机、粗纺机、精纺机	达到额定载荷的 200%	有较大变化	2.1
起重机、挖掘机、挖土机、碾碎机、排锯机、双盘式磨碎机、球磨机、多辊磨碎机、带有较轻飞轮的偏心与螺旋压力机、剪断机、碎矿机	达到额定载荷的 300%	极不均匀载荷或冲击载荷	3.2

销钉材料可采用 45 钢淬火或高碳工具钢,准备剪断处应预先切槽,使剪断处的残余变形最小,以免毛刺过大,有碍于更换报废的销钉。

这类联轴器由于销钉材料力学性能的不稳定,以及制造尺寸的误差等原因,致使工作精度不高;而且销钉剪断后,不能自动恢复工作能力,因而必须停车更换销钉;但由于构造简单,所以对很少过载的机器还常采用。

(二) 滚珠安全离合器

滚珠安全离合器的结构形式很多,这里只介绍较常用的一种。如图 14-24a 所示,离合器由主动齿轮 1、从动盘 2、外套筒 3、弹簧 4、调节螺母 5 组成。主动齿轮 1 活套在轴上,外套筒 3 用花键与从动盘 2 联接,同时又用键与轴相联。在主动齿轮 1 和从动盘 2 的端面内,各沿直径为 D_m 的圆周上制有数量相等的滚珠承窝(一般为 4~8 个),承窝中装入滚珠大半后(图 14-24b 中, $a > \frac{d}{2}$),进行敛口,以免滚珠脱出。正常工作时,由于弹簧 4 的推力使两盘的滚珠互相交错压紧,如图 14-24b 所示,主动齿轮传来的转矩通过滚珠、从动盘、外套筒而传给从动轴。当转矩超过许用值时,弹簧被过大的轴向分力压缩,使从动盘向右移动,原来交错压紧的滚珠因被放松

而相互滑过,此时主动齿轮空转,从动轴即停止转动;当载荷恢复正常时,又可重新传递转矩。弹簧压力的大小可用螺母 5 来调节。

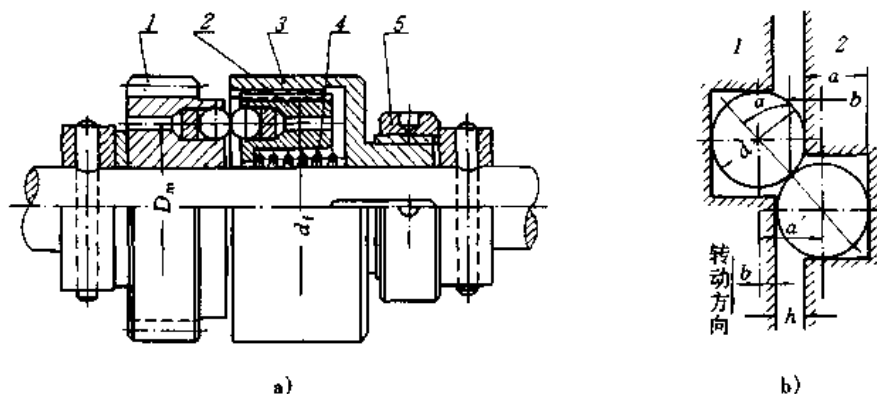


图 14-24 滚珠安全离合器

这种离合器由于滚珠表面会受到较严重的冲击与磨损,故一般只用于传递较小转矩的装置中。

§ 14-5 特殊功用及特殊结构的联轴器及离合器

(一) 定向离合器

定向离合器只能传递单向的转矩,其结构可以是摩擦滚动元件式,也可以是棘轮棘爪式。这里主要介绍前一种。

图 14-25 所示为一种滚柱式定向离合器,由爪轮 1、套筒 2、滚柱 3、弹簧顶杆 4 等组成。如果爪轮 1 为主动轮并作顺时针回转时,滚柱将被摩擦力转动而滚向空隙的收缩部分,并楔紧在爪轮和套筒间,使套筒随爪轮一同回转,离合器即进入接合状态。但当爪轮反向回转时,滚柱即被滚到空隙的宽敞部分,这时离合器即处于分离状态。因而定向离合器只能传递单向的转矩,可在机械中用来防止逆转及完成单向传动。如果在套筒 2 随爪轮 1 旋转的同时,套筒又从另一运动系统获得旋向相同但转速较大的运动时,离合器也将处于分离状态。即从动件的角速度超过主动件时,不能带动主动件回转。这种从动件可以超越主动件的特性可以应用于内燃机等起动装置中。

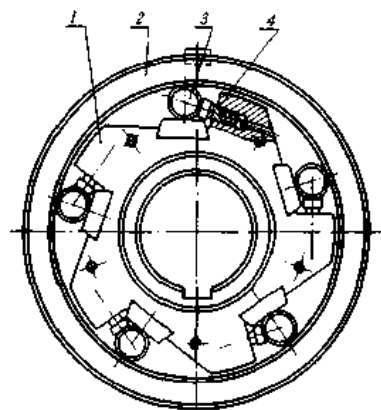


图 14-25 滚柱式定向离合器

(二) 离心离合器

离心离合器按其静止状态时的离合情况可分为开式和闭式两种:开式只有当达到一定工作转速时,主、从动部分才进入接合;闭式在到达一定工作转速时,主、从动部分才分离。在起动频繁的机器中采用离心离合器,可使电动机在运转稳定后才接入负载。如电动机的起动电流较大或起动力矩很大时,采用开式离心离合器就可避免电动机过热,或防止传动机构受到很大的动载荷。采用闭式离心离合器则可在机器转速过高时起保安作用。又因这种离合器是靠摩擦力传递转矩的,故转矩过大时也可通过打滑而起保安作用。

图 14-26a 所示为开式离心离合器的工作原理图,在两个拉伸螺旋弹簧 3 的弹力作用下,主动部分的一对闸块 2 与从动部分的鼓轮 1 脱开;当转速达到某一数值后,离心力对支点 4 的力矩增加到超过弹簧拉力对支点 4 的力矩时,便使闸块绕支点 4 向外摆动与从动鼓轮 1 压紧,离合器即进入接合状态。当接合面上产生的摩擦

力矩足够大时,主、从动轴即一起转动。图 14-26b 为闭式离心离合器的工作原理图,其作用与上述相反,在正常运转条件下,由于压缩弹簧 3 的弹力,使两个闸块 2 与鼓轮 1 表面压紧,保持接合状态而一起转动;当转速超过某一数值后,离心力矩大于弹簧压力的力矩时,即可使闸块绕支点 4 摆动而与鼓轮脱离接触。

(三) 电磁粉末离合器

图 14-27 所示为电磁粉末离合器的原理图。金属外筒 1 为从动件,嵌有环形励磁线圈 3 的电磁铁 4 与主动轴联接,1 与 4 间留有少量间隙,一般为 1.5~2 mm,内装适量的铁和石墨的粉末 2(这种称为干式;如采用羰基化铁加油作为工作介质时,则称为油式或湿式)。当励磁线圈中无电流时,散砂似的粉末不阻碍主、从动件之间的相对运动,离合器处于分离状态;当通入电流时(通常为直流电),电磁粉末即在磁场作用下被吸引而聚集,从而将主、从动件联系起来,离合器即接合。这种离合器在过载滑动时,会产生高温。当温度超过电磁粉末的居里点^①时,则磁性消失,离合器即分离,从而可以起到保安作用。对电磁粉末颗粒大小,有一定要求,工作一定时间后电磁粉末磨损,则须进行更换。

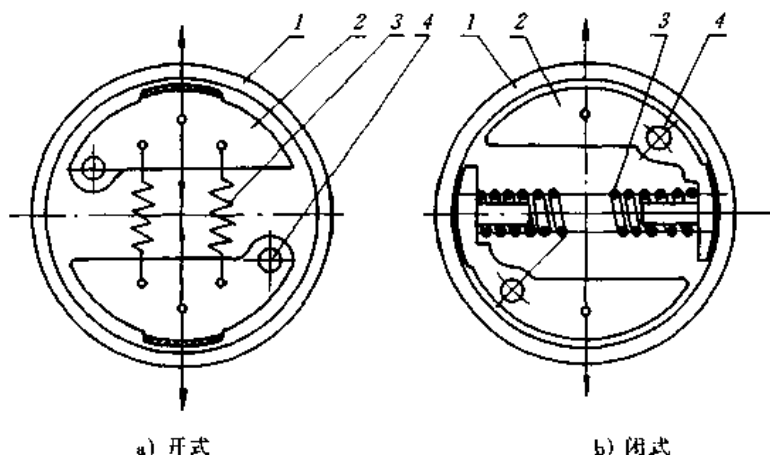


图 14-26 离心离合器的工作原理图

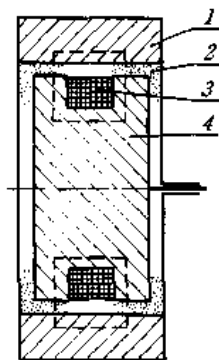


图 14-27 电磁粉末离合器

习 题

14-1 某电动机与油泵之间用弹性套柱销联轴器联接,功率 $P = 4 \text{ kW}$, 转速 $n = 960 \text{ r/min}$, 轴伸直径 $d = 32 \text{ mm}$, 试决定该联轴器的型号(只要求与电动机轴伸联接的半联轴器满足直径要求)。

14-2 某离心式水泵采用弹性柱销联轴器联接,原动机为电动机,传递功率 38 kW , 转速为 300 r/min , 联轴器两端联接轴径均为 50 mm , 试选择该联轴器的型号。若原动机改为活塞式内燃机时,又应如何选择其联轴器?

14-3 一机床主传动换向机构中采用如图 14-20 所示的多盘摩擦离合器,已知主动摩擦盘 5 片,从动摩擦盘 4 片,接合面内径 $D_1 = 60 \text{ mm}$, 外径 $D_2 = 110 \text{ mm}$, 功率 $P = 4.4 \text{ kW}$, 转速 $n = 1214 \text{ r/min}$, 摩擦盘材料为淬火钢对淬火钢,试求需要多大的轴向力 F ?

14-4 图 14-23a 所示的剪切销安全联轴器,传递转矩 $T_{\max} = 650 \text{ N}\cdot\text{m}$, 销钉直径 $d = 6 \text{ mm}$, 销钉材料用 45 钢正火,销钉中心所在圆的直径 $D_m = 100 \text{ mm}$, 销钉数 $z = 2$ 。若取 $[\tau] = 0.7\sigma_B$, 试求此联轴器在载荷超过多大时方能体现其安全作用。

^① 使铁磁介质中的剩磁化强度消失的温度叫居里点。

第十五章 轴

§ 15-1 概 述

(一) 轴的用途及分类

轴是组成机器的主要零件之一。一切作回转运动的传动零件(例如齿轮、蜗轮等),都必须安装在轴上才能进行运动及动力的传递。因此轴的主要功用是支承回转零件及传递运动和动力。

按照承受载荷的不同,轴可分为转轴、心轴和传动轴三类。工作中既承受弯矩又承受扭矩的轴称为转轴(图 15-1 中的轴)。这类轴在各种机器中最为常见。只承受弯矩而不承受扭矩的轴称为心轴。心轴又分为转动心轴(图 15-2a)和固定心轴(图 15-2b)两种。只承受扭矩而不承受弯矩(或弯矩很小)的轴称为传动轴(图 15-3)。

轴还可按照轴线形状的不同,分为曲轴(图 15-4)和直轴两大类。曲轴通过连杆可以将旋转运动改变为往复直线运动,或作相反的运动变换。直轴根据外形的不同,可分为光轴(图 15-2 中的轴)和阶梯轴(图 15-1 中的轴)两种。光轴形状简单,加工容易,应力集中源少,但轴上的零件不易装配及定位;阶梯轴则正好与光轴相反。因此光轴主要用于心轴和传动轴,阶梯轴则常用于转轴。

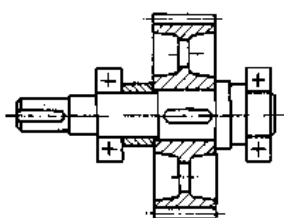


图 15-1 支承齿轮的转轴

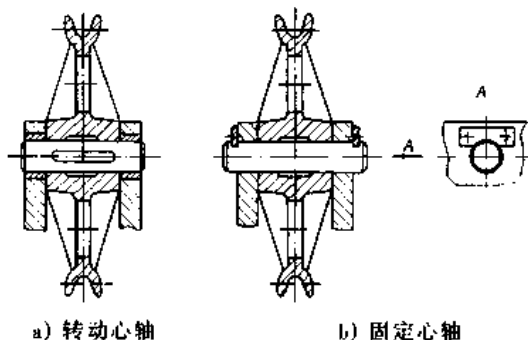


图 15-2 支承滑轮的心轴

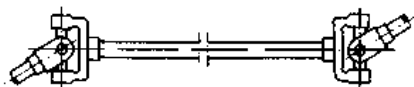


图 15-3 传动轴

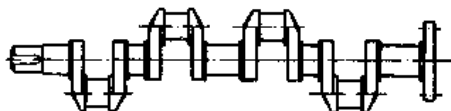


图 15-4 曲轴

直轴一般都制成实心的。在那些由于机器结构的要求而需在轴中装设其它零件或者减小轴

的质量具有特别重大作用的场合,则将轴制成空心的(图 15-5)。空心轴内径与外径的比值通常为 0.5~0.6,以保证轴的刚度及扭转稳定性。

此外,还有一种**钢丝软轴**,又称**钢丝挠性轴**。它是由多组钢丝分层卷绕而成的(图 15-6),具有良好的挠性,可以把回转运动灵活地传到不开敞的空间位置(图 15-7)。

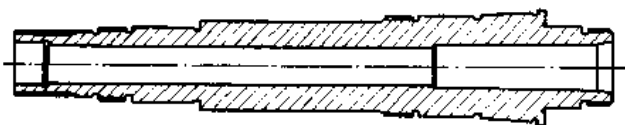


图 15-5 空心轴



图 15-6 钢丝软轴的绕制

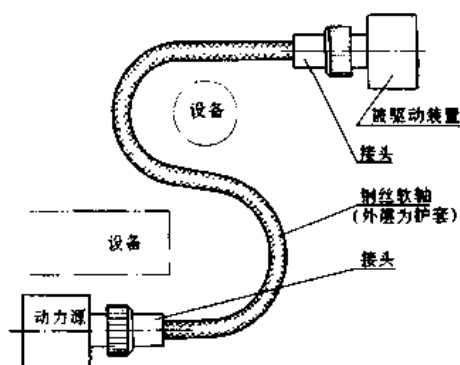


图 15-7 钢丝软轴的应用

(二) 轴设计的主要内容

轴的设计也和其它零件的设计相似,包括结构设计和工作能力计算两方面的内容。

轴的结构设计是根据轴上零件的安装、定位以及轴的制造工艺等方面的要求,合理地确定轴的结构形式和尺寸。轴的结构设计不合理,会影响轴的工作能力和轴上零件的工作可靠性,还会增加轴的制造成本和轴上零件装配的困难等。因此,轴的结构设计是轴设计中的重要内容。

轴的工作能力计算指的是轴的强度、刚度和振动稳定性等方面的计算。多数情况下,轴的工作能力主要取决于轴的强度。这时只需对轴进行强度计算,以防止断裂或塑性变形。而对刚度要求高的轴(如车床主轴)和受力大的细长轴,还应进行刚度计算,以防止工作时产生过大的弹性变形。对高速运转的轴,还应进行振动稳定性计算,以防止发生共振而破坏。

(三) 轴的材料

轴的材料主要是碳钢和合金钢。钢轴的毛坯多数用轧制圆钢和锻件,有的则直接用圆钢。

由于碳钢比合金钢价廉,对应力集中的敏感性较低,同时也可以热处理或化学热处理的办法提高其耐磨性和抗疲劳强度,故采用碳钢制造轴尤为广泛,其中最常用的是 45 钢。

合金钢比碳钢具有更高的力学性能和更好的淬火性能。因此,在传递大动力,并要求减小尺寸与质量,提高轴颈的耐磨性,以及处于高温或低温条件下工作的轴,常采用合金钢。

必须指出:在一般工作温度下(低于 200℃),各种碳钢和合金钢的弹性模量均相差不多,因此在选择钢的种类和决定钢的热处理方法时,所根据的是强度与耐磨性,而不是轴的弯曲或扭转刚度。但也应当注意,在既定条件下,有时也可选择强度较低的钢材,而用适当增大轴的截面面积的办法来提高轴的刚度。

各种热处理(如高频淬火、渗碳、氮化、氰化等)以及表面强化处理(如喷丸、滚压等),对提高轴的抗疲劳强度都有着显著的效果。

高强度铸铁和球墨铸铁容易作成复杂的形状,且具有价廉、良好的吸振性和耐磨性,以及对

应力集中的敏感性较低等优点,可用于制造外形复杂的轴。

表 15-1 中列出了轴的常用材料及其主要力学性能。

表 15-1 轴的常用材料及其主要力学性能

材料牌号	热处理	毛坯直径 /mm	硬度 /HBS	抗拉强度极限 σ_B	屈服强度极限 σ_S	弯曲疲劳 极限 σ_{-1}	剪切疲劳 极限 τ_{-1}	许用弯曲应力 [σ_{-1}]	备 注
				MPa					
Q235 - A	热轧或锻后空冷	≤ 100		400 ~ 420	225	170	105	40	用于不重要及受载荷不大的轴
		$> 100 \sim 250$		375 ~ 390	215				
45	正火	≤ 100	170 ~ 217	590	295	255	140	55	应用最广泛
	回火	$> 100 \sim 300$	162 ~ 217	570	285	245	135		
	调质	≤ 200	217 ~ 255	640	355	275	155	60	
40Cr	调质	≤ 100	241 ~ 286	735	540	355	200	70	用于载荷较大,而无很大冲击的重要轴
		$> 100 \sim 300$		685	490	335	185		
40CrNi	调质	≤ 100	270 ~ 300	900	735	430	260	75	用于很重要的轴
		$> 100 \sim 300$	240 ~ 270	785	570	370	210		
38SiMnMo	调质	≤ 100	229 ~ 286	735	590	365	210	70	用于重要的轴,性能近于 40CrNi
		$> 100 \sim 300$	217 ~ 269	685	540	345	195		
38CrMoAlA	调质	≤ 60	293 ~ 321	930	785	440	280	75	用于要求高耐磨性,高强度且热处理(氮化)变形很小的轴
		$> 60 \sim 100$	277 ~ 302	835	685	410	270		
		$> 100 \sim 160$	241 ~ 277	785	590	375	220		
20Cr	渗碳 淬火 回火	≤ 60	渗碳 56 ~ 62 HRC	640	390	305	160	60	用于要求强度及韧性均较高的轴
3 Cr13	调质	≤ 100	≥ 241	835	635	395	230	75	用于腐蚀条件下的轴
1Cr18Ni9Ti	淬火	≤ 100	≤ 192	530	195	190	115	45	用于高、低温及腐蚀条件下的轴
		$> 100 \sim 200$		490		180	110		
QT600 - 3			190 ~ 270	600	370	215	185		用于制造复杂外形的轴
QT800 - 2			245 ~ 335	800	480	290	250		

注:1) 表中所列疲劳极限 σ_{-1} 值是按下列关系式计算的,供设计时参考。碳钢: $\sigma_{-1} \approx 0.43\sigma_B$;合金钢: $\sigma_{-1} \approx 0.2(\sigma_B + \sigma_S) + 100$;不锈钢: $\sigma_{-1} \approx 0.27(\sigma_B + \sigma_S)$; $\tau_{-1} \approx 0.156(\sigma_B + \sigma_S)$;球墨铸铁: $\sigma_{-1} \approx 0.36\sigma_B$, $\tau_{-1} \approx 0.31\sigma_B$ 。

2) 1Cr18Ni9Ti(GB 1221-84)可选用,但不推荐。

§ 15-2 轴的结构设计

轴的结构设计包括定出轴的合理外形和全部结构尺寸。

轴的结构主要取决于以下因素:轴在机器中的安装位置及形式;轴上安装的零件的类型、尺寸、数量以及和轴联接的方法;载荷的性质、大小、方向及分布情况;轴的加工工艺等。由于影响

轴的结构因素较多,且其结构形式又要随着具体情况的不同而异,所以轴没有标准的结构形式。设计时,必须针对不同情况进行具体的分析。但是,不论何种具体条件,轴的结构都应满足:轴和装在轴上的零件要有准确的工作位置;轴上的零件应便于装拆和调整;轴应具有良好的制造工艺性等。下面讨论轴的结构设计中要解决的几个主要问题。

(一) 拟定轴上零件的装配方案

拟定轴上零件的装配方案是进行轴的结构设计的前提,它决定着轴的基本形式。所谓装配方案,就是预定出轴上主要零件的装配方向、顺序和相互关系。例如图 15-8 中的装配方案是:齿轮、套筒、右端轴承、轴承端盖、半联轴器依次从轴的右端向左安装,左端只装轴承及其端盖。这样就对各轴段的粗细顺序作了初步安排。拟定装配方案时,一般应考虑几个方案,进行分析比较与选择。

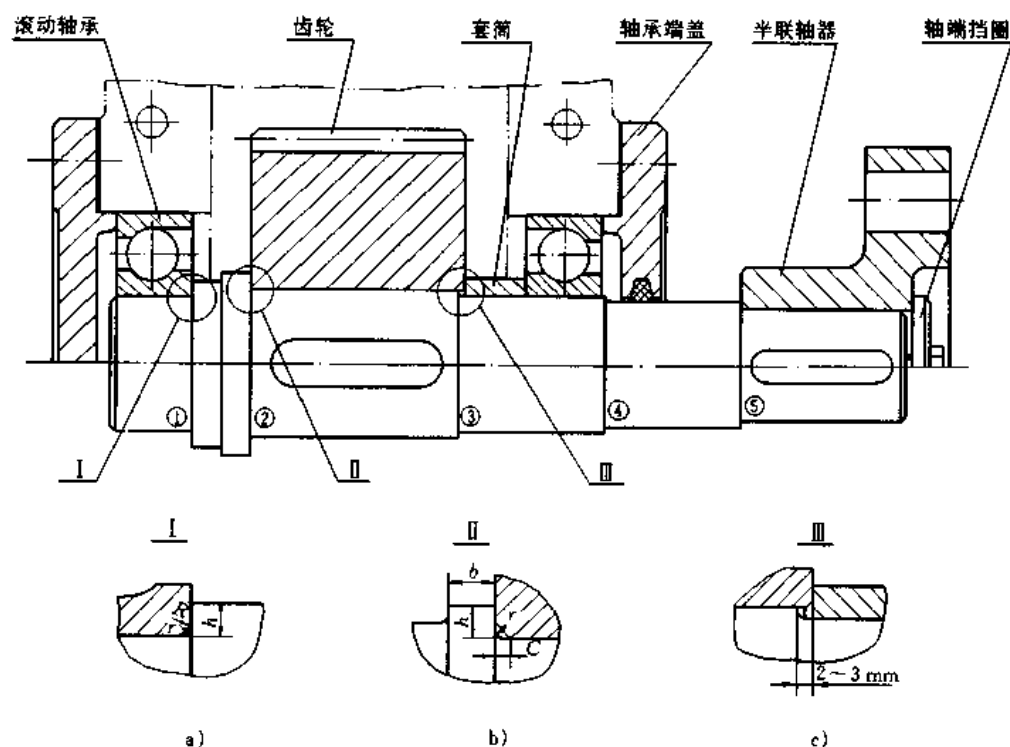


图 15-8 轴上零件装配与轴的结构示例

(二) 轴上零件的定位

为了防止轴上零件受力时发生沿轴向或周向的相对运动,轴上零件除了有游动或空转的要求者外,都必须进行轴向和周向定位,以保证其准确的工作位置。

1. 零件的轴向定位

轴上零件的轴向定位是以轴肩、套筒、轴端挡圈、轴承端盖(图 15-8)圆螺母等来保证的。

轴肩分为定位轴肩(如图 15-8 中的轴肩①、②、⑤)和非定位轴肩(轴肩③、④)两类。利用轴肩定位是最方便可靠的方法,但采用轴肩就必然会使轴的直径加大,而且轴肩处将因截面突变而引起应力集中。另外,轴肩过多时也不利于加工。因此,轴肩定位多用于轴向力较大的场合。

定位轴肩的高度 h 一般取为 $h = (0.07 \sim 0.1)d$, d 为与零件相配处的轴的直径, 单位为 mm。滚动轴承的定位轴肩(如图 15-8 中的轴肩①)高度必须低于轴承内圈端面的高度, 以便拆卸轴承, 轴肩的高度可查手册中轴承的安装尺寸。为了使零件能靠紧轴肩而得到准确可靠的定位, 轴肩处的过渡圆角半径 r 必须小于与之相配的零件毂孔端部的圆角半径 R 或倒角尺寸 C (图 15-8a, b)。轴和零件上的倒角和圆角尺寸的常用范围见表 15-2。非定位轴肩是为了加工和装配方便而设置的, 其高度没有严格的规定, 一般取为 $1 \sim 2$ mm。

表 15-2 零件倒角 C 与圆角半径 R 的推荐值

mm

直径 d	> 6 ~ 10		> 10 ~ 18	> 18 ~ 30	> 30 ~ 50		> 50 ~ 80	> 80 ~ 120	> 120 ~ 180
C 或 R	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.6	2.0	2.5	3.0

套筒定位(图 15-8)结构简单, 定位可靠, 轴上不需开槽、钻孔和切制螺纹, 因而不影响轴的疲劳强度, 一般用于轴上两个零件之间的定位。如两零件的间距较大时, 不宜采用套筒定位, 以免增大套筒的质量及材料用量。因套筒与轴的配合较松, 如轴的转速很高时, 也不宜采用套筒定位。

轴端挡圈适用于固定轴端零件, 可以承受较大的轴向力。轴端挡圈可采用单螺钉固定(图 15-8), 为了防止轴端挡圈转动造成螺钉松脱, 可加圆柱销锁定轴端挡圈(图 15-9a), 也可采用双螺钉加止动垫片防松(图 15-9b)等固定方法。

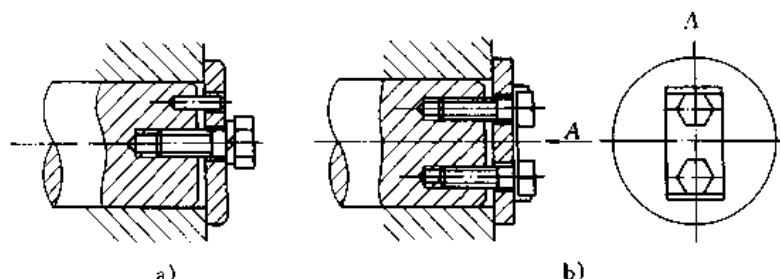
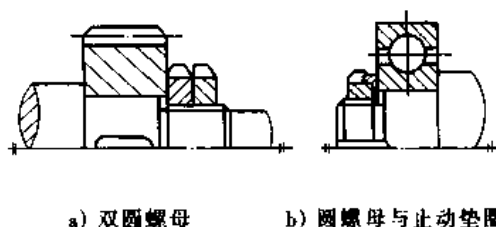


图 15-9 轴端挡圈定位

圆螺母定位(图 15-10)可承受大的轴向力, 但轴上螺纹处有较大的应力集中, 会降低轴的疲劳强度, 故一般用于固定轴端的零件, 有双圆螺母(图 15-10a)和圆螺母与止动垫圈(图 15-10b)两种型式。当轴上两零件间距离较大不宜使用套筒定位时, 也常采用圆螺母定位。

轴承端盖用螺钉或榫槽与箱体联接而使滚动轴承的外圈得到轴向定位。在一般情况下, 整个轴的轴向定位也常利用轴承端盖来实现(图 15-8)。

利用弹性挡圈(图 15-11)、紧定螺钉(参看图 5-4)及锁紧挡圈(图 15-12)等进行轴向定位, 只适用于零件上的轴向力不大之处。紧定螺钉和锁紧挡圈常用于光轴上零件的定位。此外, 对于承受冲击载荷和同心度要求



a) 双圆螺母 b) 圆螺母与止动垫圈

图 15-10 圆螺母定位

较高的轴端零件,也可采用圆锥面定位(图 15-13)。

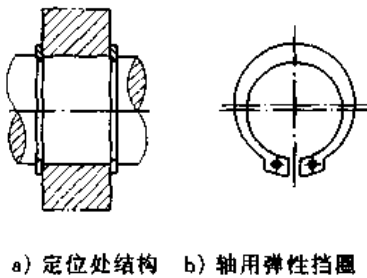


图 15-11 弹性挡圈定位

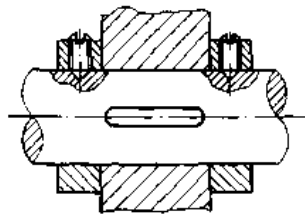


图 15-12 锁紧挡圈定位

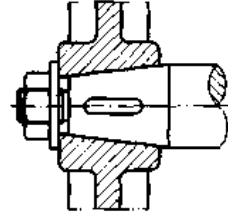


图 15-13 圆锥面定位

2. 零件的周向定位

周向定位的目的是限制轴上零件与轴发生相对转动。常用的周向定位零件有键、花键、销、紧定螺钉以及过盈配合等,其中紧定螺钉只用在传力不大之处。

(三) 各轴段直径和长度的确定

零件在轴上的定位和装拆方案确定后,轴的形状便大体确定。各轴段所需的直径与轴上的载荷大小有关。初步确定轴的直径时,通常还不知道支反力的作用点,不能决定弯矩的大小与分布情况,因而还不能按轴所受的具体载荷及其引起的应力来确定轴的直径。但在进行轴的结构设计前,通常已能求得轴所受的扭矩。因此,可按轴所受的扭矩初步估算轴所需的直径(见 § 15-3)。将初步求出的直径作为承受扭矩的轴段的最小直径 d_{\min} ,然后再按轴上零件的装配方案和定位要求,从 d_{\min} 处起逐一确定各段轴的直径。在实际设计中,轴的直径亦可凭设计者的经验取定,或参考同类机器用类比的方法确定。

有配合要求的轴段,应尽量采用标准直径。安装标准件(如滚动轴承、联轴器、密封圈等)部位的轴径,应取为相应的标准值及所选配合的公差。

为了使齿轮、轴承等有配合要求的零件装拆方便,并减少配合表面的擦伤,在配合轴段前应采用较小的直径(如图 15-8 中轴肩③、④右侧的直径)。为了使与轴作过盈配合的零件易于装配,相配轴段的压入端应制出锥度(图 15-14);或在同一轴段的两个部位上采用不同的尺寸公差(图 15-15)。

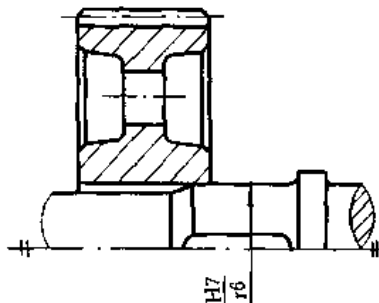


图 15-14 轴的装配锥度

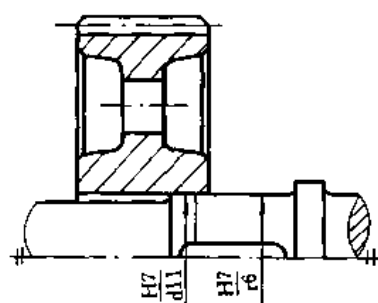


图 15-15 采用不同的尺寸公差

确定各轴段长度时,应尽可能使结构紧凑,同时还要保证零件所需的装配或调整空间。轴的各段长度主要是根据各零件与轴配合部分的轴向尺寸和相邻零件间必要的空隙来确定的。为了

保证轴向定位可靠,与齿轮和联轴器等零件相配合部分的轴段长度一般应比轮毂长度短 2~3 mm(图 15-8c)。

(四) 提高轴的强度的常用措施

轴和轴上零件的结构、工艺以及轴上零件的安装布置等对轴的强度有很大的影响,所以应在这些方面进行充分考虑,以利提高轴的承载能力,减小轴的尺寸和机器的质量,降低制造成本。

1. 合理布置轴上零件以减小轴的载荷

为了减小轴所承受的弯矩,传动件应尽量靠近轴承,并尽可能不采用悬臂的支承形式,力求缩短支承跨距及悬臂长度等。

当转矩由一个传动件输入,而由几个传动件输出时,为了减小轴上的扭矩,应将输入件放在中间,而不要置于一端。如图 15-16 所示,输入转矩为 $T_1 = T_2 + T_3 + T_4$,轴上各轮按图 15-16a 的布置方式,轴所受最大扭矩为 $T_2 + T_3 + T_4$,如改为图 15-16b 的布置方式,最大扭矩仅为 $T_3 + T_4$ 。

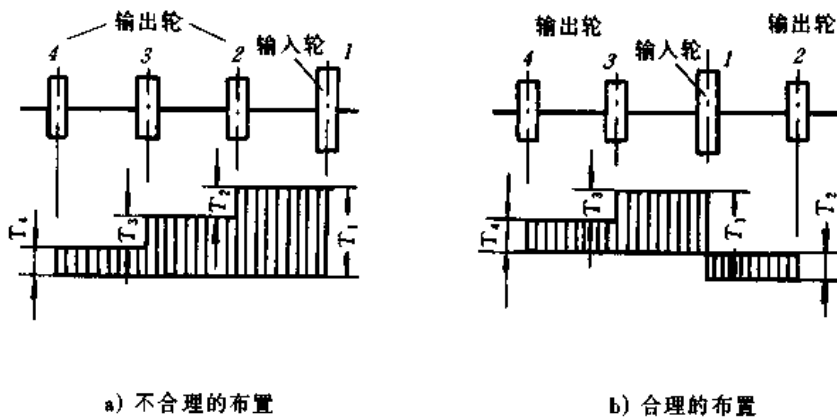


图 15-16 轴上零件的布置

2. 改进轴上零件的结构以减小轴的载荷

通过改进轴上零件的结构也可减小轴上的载荷。例如图 15-17 所示起重卷筒的两种安装方案中,图 a 的方案是大齿轮和卷筒联在一起,转矩经大齿轮直接传给卷筒,卷筒轴只受弯矩而不受扭矩;而图 b 的方案是大齿轮将转矩通过轴传到卷筒,因而卷筒轴既受弯矩又受扭矩。在同样的载荷 F 作用下,图 a 中轴的直径显然可比图 b 中的轴径小。

3. 改进轴的结构以减小应力集中的影响

轴通常是在变应力条件下工作的,轴的截面尺寸发生突变处要产生应力集中,轴的疲劳破坏往往在此处发生。为了提高轴的疲劳强度,应尽量减少应力集中源和降低应力集中的程度。为此,轴肩处应采用较大的过渡圆角半径 r 来降低应力集中。但对定位轴肩,还必须保证零件得到可靠的定位。当靠轴肩定位的零件的圆角半径很小时(如滚动轴承内圈的圆角),为了增大轴肩处的圆角半径,可采用内凹圆角(图 15-18a)或加装隔离环(图 15-18b)。

当轴与轮毂为过盈配合时,配合边缘处会产生较大的应力集中(图 15-19a)。为了减小应力集中,可在轮毂上或轴上开减载槽(图 15-19b,c);或者加大配合部分的直径(图 15-19d)。由于配合的过盈量愈大,引起的应力集中也愈严重,因而在设计中应合理选择零件与轴的配合。

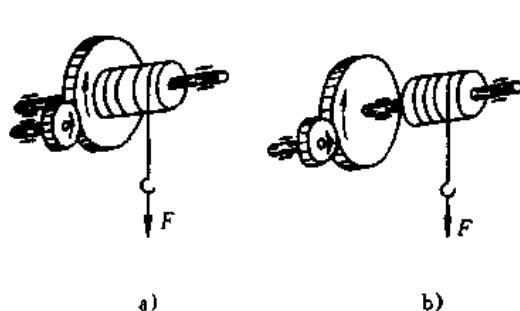


图 15-17 起重卷筒的两种安装方案

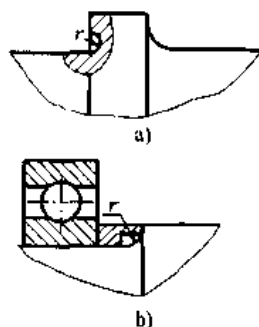
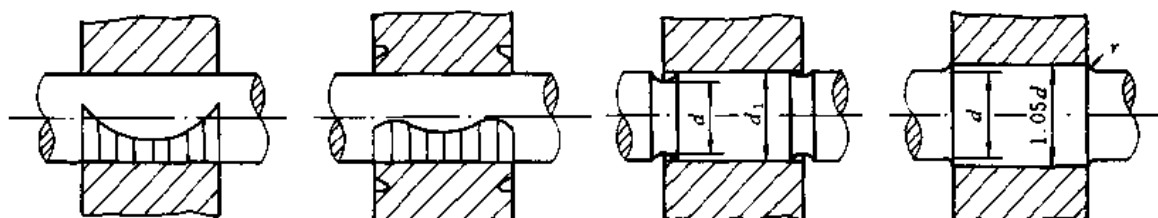


图 15-18 轴肩过渡结构



(应力集中系数 K_σ 约
减小 15% ~ 25%)

$d_1 = (1.06 \sim 1.08) d$
(K_σ 约减小 40%)

$r > (0.1 \sim 0.2) d$
(K_σ 约减小 30% ~ 40%)

a) 过盈配合处的应力集中

b) 轮毂上开减载槽

c) 轴上开减载槽

d) 增大配合处直径

图 15-19 轴毂配合处的应力集中及其降低方法

用盘铣刀加工的键槽比用键槽铣刀加工的键槽在过渡处对轴的截面削弱较为平缓(参看图 6-1b、c),因而应力集中较小;渐开线花键比矩形花键在齿根处的应力集中小,在作轴的结构设计时应妥加考虑。此外,由于切制螺纹处的应力集中较大,故应尽可能避免在轴上受载较大的区段切制螺纹。

4. 改进轴的表面质量以提高轴的疲劳强度

轴的表面粗糙度和表面强化处理方法也会对轴的疲劳强度产生影响。轴的表面愈粗糙,疲劳强度也愈低。因此,应合理减小轴的表面及圆角处的加工粗糙度值。当采用对应力集中甚为敏感的高强度材料制作轴时,表面质量尤应予以注意。

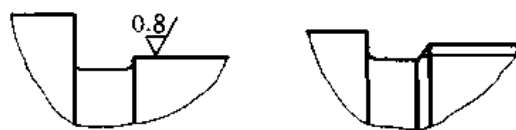
表面强化处理的方法有:表面高频淬火等热处理;表面渗碳、氰化、氮化等化学热处理;碾压、喷丸等强化处理。通过碾压、喷丸进行表面强化处理时,可使轴的表层产生预压应力,从而提高轴的抗疲劳能力。

(五) 轴的结构工艺性

轴的结构工艺性是指轴的结构形式应便于加工和装配轴上的零件,并且生产率高,成本低。一般地说,轴的结构越简单,工艺性越好。因此,在满足使用要求的前提下,轴的结构形式应尽量简化。

为了便于装配零件并去掉毛刺,轴端应制出 45° 的倒角;需要磨削加工的轴段,应留有砂轮越程槽(图 15-20a);需要切制螺纹的轴段,应留有退刀槽(图 15-20b)。它们的尺寸可参看标准或手册。

为了减少装夹工件的时间,同一轴上不同轴段的键槽应布置(或投影)在轴的同一母线上。为了减少加工刀具种类和提高劳动生产率,轴上直径相近处的圆角、倒角、键槽宽度、砂轮越程槽宽度和退刀槽宽度等应尽可能采用相同的尺寸。



a) 砂轮越程槽

b) 螺纹退刀槽

图 15-20

通过上面的讨论已可进一步说明,轴上零件的装配方案对轴的结构形式起着决定性的作用。为了强调同时拟定不同的装配方案进行分析对比与选择的重要性,现以圆锥-圆柱齿轮减速器(图 15-21)输出

轴的两装配方案(图 15-22)为例进行对比。显而易见,图 b 较图 a 多了一个用于轴向定位的长套筒,使机器的零件增多,质量增大。相比之下,可知图 a 中的装配方案较为合理。

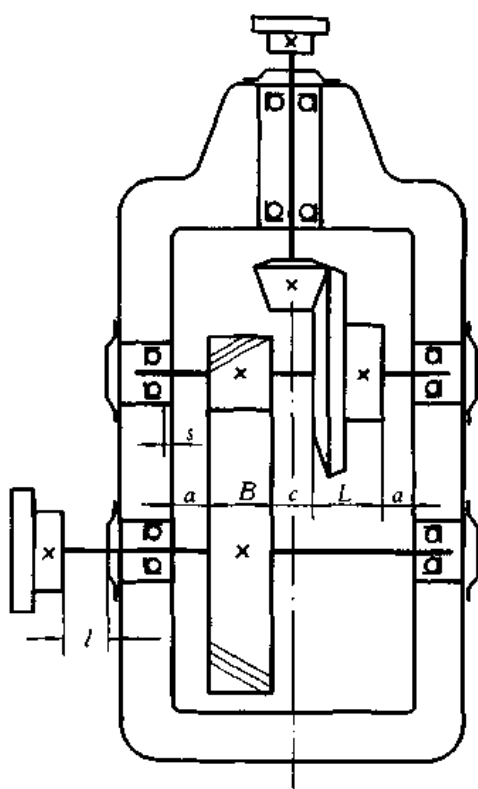


图 15-21 圆锥-圆柱齿轮减速器简图

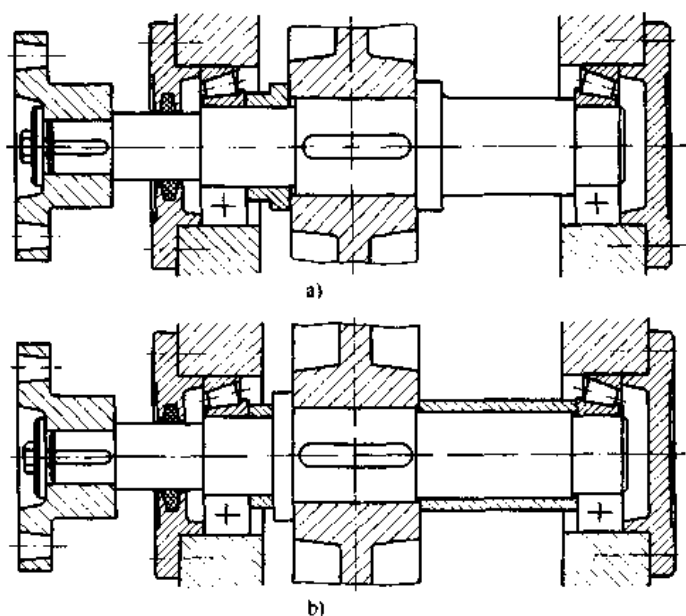


图 15-22 输出轴的两结构方案

§ 15-3 轴 的 计 算

轴的计算通常都是在初步完成结构设计后进行校核计算,计算准则是满足轴的强度或刚度要求,必要时还应校核轴的振动稳定性。

(一) 轴的强度校核计算

进行轴的强度校核计算时,应根据轴的具体受载及应力情况,采取相应的计算方法,并恰当

地选取其许用应力。对于仅仅(或主要)承受扭矩的轴(传动轴),应按扭转强度条件计算;对于只承受弯矩的轴(心轴),应按弯曲强度条件计算;对于既承受弯矩又承受扭矩的轴(转轴),应按弯扭合成强度条件进行计算,需要时还应按疲劳强度条件进行精确校核。此外,对于瞬时过载很大或应力循环不对称性较为严重的轴,还应按峰尖载荷校核其静强度,以免产生过量的塑性变形。下面介绍几种常用的计算方法。

1. 按扭转强度条件计算

这种方法是只按轴所受的扭矩来计算轴的强度;如果还受有不大的弯矩时,则用降低许用扭转切应力的办法予以考虑。在作轴的结构设计时,通常用这种方法初步估算轴径。对于不大重要的轴,也可作为最后计算结果。轴的扭转强度条件为

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} \approx \frac{9\,550\,000}{0.2d^3} \frac{P}{n} \leq [\tau_T] \quad (15-1)$$

式中: τ_T ——扭转切应力,单位为 MPa;

T ——轴所受的扭矩,单位为 $\text{N}\cdot\text{mm}$;

W_T ——轴的抗扭截面系数,单位为 mm^3 ;

n ——轴的转速,单位为 r/min ;

P ——轴传递的功率,单位为 kW;

d ——计算截面处轴的直径,单位为 mm;

$[\tau_T]$ ——许用扭转切应力,单位为 MPa,见表 15-3。

表 15-3 轴常用几种材料的 $[\tau_T]$ 及 A_0 值

轴的材料	Q235-A、20	Q275、35 (1Cr18Ni9Ti)	45	40Cr、35SiMn 38SiMnMo、3Cr13
$[\tau_T]/\text{MPa}$	15~25	20~35	25~45	35~55
A_0	149~126	135~112	126~103	112~97

注:1) 表中 $[\tau_T]$ 值是考虑了弯矩影响而降低了的许用扭转切应力。

2) 在下述情况时, $[\tau_T]$ 取较大值, A_0 取较小值;弯矩较小或只受扭矩作用、载荷较平稳、无轴向载荷或只有较小的轴向载荷、减速器的低速轴、轴只作单向旋转;反之, $[\tau_T]$ 取较小值, A_0 取较大值。

由上式可得轴的直径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9\,550\,000P}{0.2[\tau_T] \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{9\,550\,000}{0.2[\tau_T]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (15-2)$$

式中 $A_0 = \sqrt[3]{9\,550\,000/0.2[\tau_T]}$, 查表 15-3。对于空心轴, 则

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n(1-\beta^4)}} \quad (15-3)$$

式中 $\beta = \frac{d_1}{d}$, 即空心轴的内径 d_1 与外径 d 之比, 通常取 $\beta = 0.5 \sim 0.6$ 。

应当指出, 当轴截面上开有键槽时, 应增大轴径以考虑键槽对轴的强度的削弱。对于直径 $d > 100 \text{ mm}$ 的轴, 有一个键槽时, 轴径增大 3%; 有两个键槽时, 应增大 7%。对于直径 $d \leq 100 \text{ mm}$ 的轴, 有一个键槽时, 轴径增大 5%~7%; 有两个键槽时, 应增大 10%~15%。然后将轴径圆整

为标准直径。应当注意,这样求出的直径,只能作为承受扭矩作用的轴段的最小直径 d_{\min} 。

2. 按弯扭合成强度条件计算

通过轴的结构设计,轴的主要结构尺寸,轴上零件的位置,以及外载荷和支反力的作用位置均已确定,轴上的载荷(弯矩和扭矩)已可以求得,因而可按弯扭合成强度条件对轴进行强度校核计算。一般的轴用这种方法计算即可。其计算步骤如下:

1) 作出轴的计算简图(即力学模型)

轴所受的载荷是从轴上零件传来的。计算时,常将轴上的分布载荷简化为集中力,其作用点取为载荷分布段的中点。作用在轴上的扭矩,一般从传动件轮毂宽度的中点算起。通常把轴当作置于铰链支座上的梁,支反力的作用点与轴承的类型和布置方式有关,可按图 15-23 来确定。图 b 中的 a 值可查滚动轴承样本或手册,图 d 中的 e 值与滑动轴承的宽径比 B/d 有关。当 $B/d \leq 1$ 时,取 $e = 0.5B$;当 $B/d > 1$ 时,取 $e = 0.5d$,但不小于 $(0.25 \sim 0.35)B$;对于调心轴承, $e = 0.5B$ 。

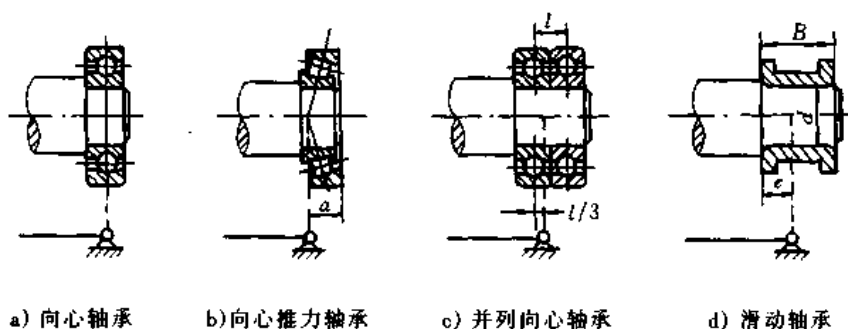


图 15-23 轴的支反力作用点

在作计算简图时,应先求出轴上受力零件的载荷(若为空间力系,应把空间力分解为圆周力、径向力和轴向力,然后把它们全部转化到轴上),并将其分解为水平分力和垂直分力,如图 15-24a 所示。然后求出各支承处的水平反力 F_{NH} 和垂直反力 F_{NV} (轴向反力可表示在适当的面上,图 15-24c 是表示在垂直面上,故标以 F'_{NV1})。

2) 作出弯矩图

根据上述简图,分别按水平面和垂直面计算各力产生的弯矩,并按计算结果分别作出水平面上的弯矩 M_H 图(图 15-24b)和垂直面上的弯矩 M_V 图(图 15-24c)^①;然后按下式计算总弯矩并作出 M 图(图 15-24d);

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$$

3) 作出扭矩图

扭矩图如图 15-24e 所示。

4) 校核轴的强度

已知轴的弯矩和扭矩后,可针对某些危险截面(即弯矩和扭矩大而轴径可能不足的截面)作弯扭合成强度校核计算。按第三强度理论,计算应力

① 图中支反力 F_{NV2} 的假设方向与后面例题中的计算结果相反,因此,垂直面弯矩图的右段为负弯矩。

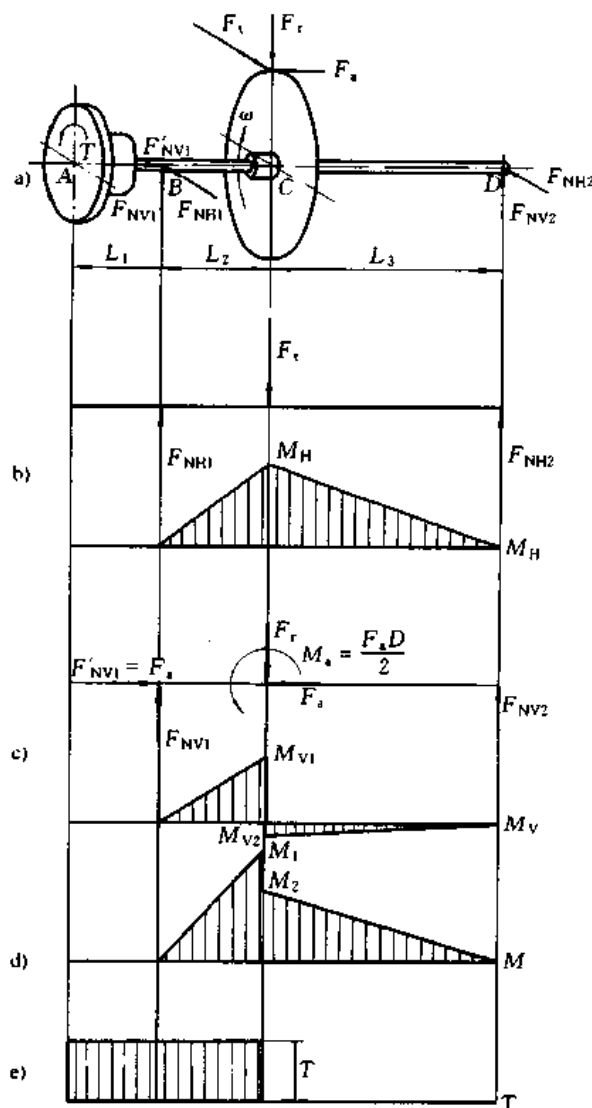


图 15-24 轴的载荷分析图

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

通常由弯矩所产生的弯曲应力 σ 是对称循环变应力, 而由扭矩所产生的扭转切应力 τ 则常常不是对称循环变应力。为了考虑两者循环特性不同的影响, 引入折合系数 α , 则计算应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2} \quad (15-4)$$

式中的弯曲应力为对称循环变应力。当扭转切应力为静应力时, 取 $\alpha \approx 0.3$; 当扭转切应力为脉动循环变应力时, 取 $\alpha \approx 0.6$; 若扭转切应力亦为对称循环变应力时, 则取 $\alpha = 1$ 。

对于直径为 d 的圆轴, 弯曲应力 $\sigma = \frac{M}{W}$, 扭转切应力 $\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{T}{2W}$, 将 σ 和 τ 代入式(15-4), 则轴的弯扭合成强度条件为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{\alpha T}{2W}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \leq [\sigma_{-1}] \quad (15-5)$$

式中: σ_{ca} ——轴的计算应力, 单位为 MPa;

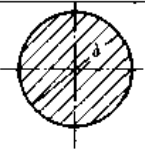
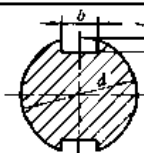
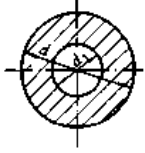
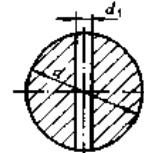
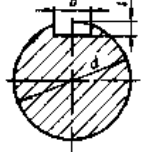
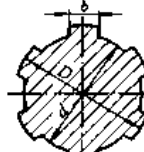
M ——轴所受的弯矩, 单位为 N·mm;

T ——轴所受的扭矩, 单位为 N·mm;

W ——轴的抗弯截面系数, 单位为 mm³, 计算公式见表 15-4;

$[\sigma_{-1}]$ ——对称循环变应力时轴的许用弯曲应力, 其值按表 15-1 选用。

表 15-4 抗弯、抗扭截面系数计算公式

截 面	W	W_T	截 面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2 d^3$		$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1 - \beta^4)$ $\approx 0.1 d^3 (1 - \beta^4)$ $\beta = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} (1 - \beta^4)$ $\approx 0.2 d^3 (1 - \beta^4)$ $\beta = \frac{d_1}{d}$		$\frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1.54 \frac{d_1}{d}\right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{d_1}{d}\right)$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$		$\left[\frac{\pi d^4 + (D-d)(D+d)^2 zb}{32D}\right]$ z —花键齿数	$\left[\frac{\pi d^4 + (D-d)(D+d)^2 zb}{16D}\right]$ z —花键齿数

注: 近似计算时, 单、双键槽一般可忽略, 花键轴截面可视为直径等于平均直径的圆截面。

由于心轴工作时只承受弯矩而不承受扭矩, 所以在应用式(15-5)时, 应取 $T=0$ 。转动心轴的弯矩在轴截面上所引起的应力是对称循环变应力。对于固定心轴, 考虑起动、停车等的影响, 弯矩在轴截面上所引起的应力可视为脉动循环变应力, 所以在应用式(15-5)时, 固定心轴的许用应力应为 $[\sigma_0]$ ($[\sigma_0]$ 为脉动循环变应力时的许用弯曲应力), $[\sigma_0] \approx 1.7[\sigma_{-1}]$ 。

3. 按疲劳强度条件进行精确校核

这种校核计算的实质在于确定变应力情况下轴的安全程度。在已知轴的外形、尺寸及载荷的基础上, 即可通过分析确定出一个或几个危险截面(这时不仅要考虑弯曲应力和扭转切应力的影响, 而且要考虑应力集中和绝对尺寸等因素影响的程度), 按式(3-35)求出计算安全系数 S_{ca} 并应使其稍大于或至少等于设计安全系数 S , 即

$$S_{ca} = \frac{S_o \cdot S_r}{\sqrt{S_o^2 + S_r^2}} \geq S \quad (15-6)$$

① 轴向力引起的压应力和弯曲应力相比, 一般较小, 故忽略不计(但如过大时, 除须计入外, 还应考虑轴的失稳问题)。

仅有法向应力时,应满足

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma - 1}{K_{\sigma}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m} \geq S \quad (15-7)$$

仅有扭转切应力时,应满足

$$S_{\tau} = \frac{\tau - 1}{K_{\tau}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m} \geq S \quad (15-8)$$

以上诸式中的符号及有关数据已在第三章内说明,此处不再重复。设计安全系数值可按下述情况选取。

$S = 1.3 \sim 1.5$, 用于材料均匀, 载荷与应力计算精确时;

$S = 1.5 \sim 1.8$, 用于材料不够均匀, 计算精确度较低时;

$S = 1.8 \sim 2.5$, 用于材料均匀性及计算精确度很低, 或轴的直径 $d > 200 \text{ mm}$ 时。

4. 按静强度条件进行校核

静强度校核的目的在于评定轴对塑性变形的抵抗能力。这对那些瞬时过载很大, 或应力循环的不对称性较为严重的轴是很必要的。轴的静强度是根据轴上作用的最大瞬时载荷来校核的。静强度校核时的强度条件是

$$S_{Sca} = \frac{S_{S\sigma} S_{S\tau}}{\sqrt{S_{S\sigma}^2 + S_{S\tau}^2}} \geq S_S \quad (15-9)$$

式中: S_{Sca} ——危险截面静强度的计算安全系数;

S_S ——按屈服强度的设计安全系数:

$S_S = 1.2 \sim 1.4$, 用于高塑性材料 ($\sigma_S/\sigma_B \leq 0.6$) 制成的钢轴;

$S_S = 1.4 \sim 1.8$, 用于中等塑性材料 ($\sigma_S/\sigma_B = 0.6 \sim 0.8$) 的钢轴;

$S_S = 1.8 \sim 2$, 用于低塑性材料的钢轴;

$S_S = 2 \sim 3$, 用于铸造轴。

$S_{S\sigma}$ ——只考虑弯矩和轴向力时的安全系数, 见式 (15-10);

$S_{S\tau}$ ——只考虑扭矩时的安全系数, 见式 (15-11):

$$S_{S\sigma} = \frac{\sigma_S}{\left(\frac{M_{\max}}{W} + \frac{F_{a\max}}{A} \right)} \quad (15-10)$$

$$S_{S\tau} = \frac{\tau_S}{T_{\max}/W_T} \quad (15-11)$$

式中: σ_S, τ_S ——材料的抗弯和抗扭屈服极限, 单位为 MPa, 其中 $\tau_S = (0.55 \sim 0.62)\sigma_S$;

M_{\max}, T_{\max} ——轴的危险截面上所受的最大弯矩和最大扭矩, 单位为 $\text{N}\cdot\text{mm}$;

$F_{a\max}$ ——轴的危险截面上所受的最大轴向力, 单位为 N;

A ——轴的危险截面的面积, 单位为 mm^2 ;

W, W_T ——分别为危险截面的抗弯和抗扭截面系数, 单位为 mm^3 , 见表 15-4。

(二) 轴的刚度校核计算

轴在载荷作用下, 将产生弯曲或扭转变形。若变形量超过允许的限度, 就会影响轴上零件的正常工作, 甚至会丧失机器应有的工作性能。例如, 安装齿轮的轴, 若弯曲刚度 (或扭转刚度) 不

足而导致挠度(或扭转角)过大时,将影响齿轮的正确啮合,使齿轮沿齿宽和齿高方向接触不良,造成载荷在齿面上严重分布不均。又如采用滑动轴承的轴,若挠度过大而导致轴颈偏斜过大时,将使轴颈和滑动轴承发生边缘接触,造成不均匀磨损和过度发热。因此,在设计有刚度要求的轴时,必须进行刚度的校核计算。

轴的弯曲刚度以挠度或偏转角来度量;扭转刚度以扭转角来度量。轴的刚度校核计算通常是计算出轴在受载时的变形量,并控制其不大于允许值。

1. 轴的弯曲刚度校核计算

常见的轴大多可视为简支梁。若是光轴,可直接用材料力学中的公式计算其挠度或偏转角;若是阶梯轴,如果对计算精度要求不高,则可用当量直径法作近似计算。即把阶梯轴看成是当量直径为 d_v 的光轴,然后再按材料力学中的公式计算。当量直径 d_v (单位为 mm) 为

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{L}{\sum_{i=1}^z \frac{l_i}{d_i^4}}} \quad (15-12)$$

式中: l_i ——阶梯轴第 i 段的长度,单位为 mm;

d_i ——阶梯轴第 i 段的直径,单位为 mm;

L ——阶梯轴的计算长度,单位为 mm;

z ——阶梯轴计算长度内的轴段数。

当载荷作用于两支承之间时, $L = l$ (l 为支承跨距);当载荷作用于悬臂端时, $L = l + K$ (K 为轴的悬臂长度,单位为 mm)。

轴的弯曲刚度条件为:

$$\text{挠度} \quad y \leq [y] \quad (15-13)$$

$$\text{偏转角} \quad \theta \leq [\theta] \quad (15-14)$$

式中: $[y]$ ——轴的允许挠度,单位为 mm,见表 15-5;

$[\theta]$ ——轴的允许偏转角,单位为 rad,见表 15-5。

表 15-5 轴的允许挠度及允许偏转角

名 称	允许挠度 $[y]/\text{mm}$	名 称	允许偏转角 $[\theta]/\text{rad}$
一般用途的轴	$(0.0003 \sim 0.0005)l$	滑动轴承	0.001
刚度要求较严的轴	$0.0002l$	向心球轴承	0.005
感应电动机轴	0.1Δ	调心球轴承	0.05
安装齿轮的轴	$(0.01 \sim 0.03)m_n$	圆柱滚子轴承	0.0025
安装蜗轮的轴	$(0.02 \sim 0.05)m_a$	圆锥滚子轴承	0.0016
		安装齿轮处轴的截面	0.001 ~ 0.002

注: l —轴的跨距,单位为 mm; Δ —电动机定子与转子间的气隙,单位为 mm; m_n —齿轮的法面模数,单位为 mm; m_a —蜗轮的端面模数,单位为 mm。

2. 轴的扭转刚度校核计算

轴的扭转变形用每米长的扭转角 φ 来表示。圆轴扭转角 φ [单位为 $(^\circ)/\text{m}$] 的计算公式为:

$$\text{光轴} \quad \varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{T}{GI_p} \quad (15-15)$$

$$\text{阶梯轴} \quad \varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{1}{LG} \sum_{i=1}^z \frac{T_i l_i}{I_{pi}} \quad (15-16)$$

式中: T ——轴所受的扭矩, 单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}$;

G ——轴的材料剪切弹性模量, 单位为 MPa , 对于钢材, $G = 8.1 \times 10^4 \text{ MPa}$;

I_p ——轴截面的极惯性矩, 单位为 mm^4 , 对于圆轴, $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$;

L ——阶梯轴受扭矩作用的长度, 单位为 mm ;

T_i, l_i, I_{pi} ——分别代表阶梯轴第 i 段上所受的扭矩、长度和极惯性矩, 单位同前;

z ——阶梯轴受扭矩作用的轴段数。

轴的扭转刚度条件为

$$\varphi \leq [\varphi] \quad (15-17)$$

式中 $[\varphi]$ 为轴每米长的允许扭转角, 与轴的使用场合有关。对于一般传动轴, 可取 $[\varphi] = 0.5 \sim 1$ ($^\circ$)/ m ; 对于精密传动轴, 可取 $[\varphi] = 0.25 \sim 0.5$ ($^\circ$)/ m ; 对于精度要求不高的轴, $[\varphi]$ 可大于 1 ($^\circ$)/ m 。

(三) 轴的振动及振动稳定性的概念

轴是一个弹性体, 当其旋转时, 由于轴和轴上零件的材料组织不均匀, 制造有误差或对中不良等, 就要产生以离心力为表征的周期性的干扰力, 从而引起轴的弯曲振动(或称横向振动)。如果这种强迫振动的频率与轴的弯曲自振频率相重合时, 就出现了弯曲共振现象。当轴由于传递的功率有周期性的变化而产生周期性的扭转变形时, 将会引起扭转振动。如其强迫振动频率与轴的扭转自振频率重合时, 也要产生对轴有破坏作用的扭转共振。若轴受有周期性的轴向干扰力时, 自然也会产生纵向振动及在相应条件下的纵向共振。不过, 在一般通用机械中, 涉及到共振的问题不多, 而且轴的弯曲振动现象较扭转振动更为常见, 纵向振动则由于轴的纵向自振频率很高, 而常予忽略, 所以下面只对轴的弯曲振动问题略加说明。

轴在引起共振时的转速称为临界转速。如果轴的转速停滞在临界转速附近, 轴的变形将迅速增大, 以至达到使轴甚至整个机器破坏的程度。因此, 对于高速的轴, 必须计算其临界转速, 使其工作转速 n 避开其临界转速 n_c 。临界转速可以有多个, 最低的一个称为一阶临界转速, 其余为二阶、三阶……。在一阶临界转速下, 振动激烈, 最为危险, 所以通常主要计算一阶临界转速。但是, 在某些情况下还需要计算高阶的临界转速。

弯曲振动临界转速的计算方法很多, 现仅以装有单圆盘的双铰支轴(图 15-25)为例, 介绍一种计算一阶临界转速的粗略方法。设圆盘的质量 m 很大, 相对而言, 轴的质量可略去不计, 并假定圆盘材料不均匀或制造有误差而未经“平衡”, 其质心 c 与轴线间的偏心距为 e 。当该圆盘以角速度 ω 转动时, 由于离心力而产生挠度 y , 则旋转时的离心力为

$$F_c = m\omega^2(y + e) \quad (15-18)$$

与离心力对抗的, 就是轴弯曲变形后所产生的弹性反力。当轴的挠度为 y 时, 此弹性反力为

$$F'_c = ky \quad (15-19)$$

式中 k 为轴的弯曲刚度。根据平衡条件得

$$m\omega^2(y + e) = ky \quad (15-20)$$

由式(15-20)可求得轴的挠度

$$y = \frac{e}{\frac{k}{m\omega^2} - 1} \quad (15-21)$$

当轴的角速度 ω 由零逐渐增大时, 式(15-21)的分母随之减小, 故 y 值随 ω 的增大而增大。在没有阻尼的情况下, 当 $\frac{k}{m\omega^2}$ 趋近于 1 时, 则挠度 y 趋近于无穷大。这就意味着轴会产生极大的变形而导致破坏。此时所对应

的角速度称为轴的临界角速度,以 ω_c 表示

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (15-22)$$

上式右边恰为轴的自振角频率,这就表明轴的临界角速度等于其自振角频率。由上式可知,轴的临界角速度 ω_c 只与轴的刚度 k 和圆盘的质量 m 有关,而与偏心距 e 值无关。

由于轴的刚度 $k = \frac{mg}{y_0}$, 式中 m 为圆盘质量, g 为重力加速度, y_0 为轴在圆盘处的静挠度,所以临界角速度又可写为

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{y_0}} \quad (15-23)$$

现取 $g = 9\,810 \text{ mm/s}^2$; y_0 的单位为 mm,则由式(15-23)可求得装有单圆盘的双铰支轴在不计轴的质量时的一阶临界转速 n_{c1} (单位为 r/min) 为

$$n_{c1} = \frac{60}{2\pi} \omega_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_0}} \approx 946 \sqrt{\frac{1}{y_0}}$$

工作转速低于一阶临界转速的轴称为刚性轴(工作于亚临界区),超过一阶临界转速的轴称为挠性轴(工作于超临界区)。一般情况下,对于刚性轴,应使工作转速 $n < 0.85n_{c1}$; 对于挠性轴,应使 $1.15n_{c1} < n < 0.85n_{c2}$ (此处 n_{c1} 、 n_{c2} 分别为轴的一阶、二阶临界转速)。若轴的工作转速很高时,显然应使其转速避开相应的高阶临界转速。满足上述条件的轴就是具有了弯曲振动的稳定性。

当相当于简支梁的轴上装有多于个回转零件时,其 n_{c1} 有多种计算方法,常用的近似计算方法可参看[2]、[6]或[9]。

例题 某一化工设备中的输送装置运转平稳,工作转矩变化很小,以圆锥-圆柱齿轮减速器作为减速装置,试设计该减速器的输出轴。减速器的装置简图参看图 15-21。输入轴与电动机相联,输出轴通过弹性柱销联轴器与工作机相联,输出轴为单向旋转(从装有半联轴器的一端看为顺时针方向)。已知电动机功率 $P = 10 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1\,450 \text{ r/min}$, 齿轮机构的参数列于下表:

级 别	z_1	z_2	m_a/mm	m_v/mm	β	α_n	h_a^*	齿宽/mm
高速级	20	75		3.5		20°	1	大锥齿轮轮毂长 $L = 50$
低速级	23	95	4	4.040 4	$8^\circ 06' 34''$			$B_1 = 85$, $B_2 = 80$

【解】 1. 求输出轴上的功率 P_3 、转速 n_3 和转矩 T_3

若取每级齿轮传动的效率(包括轴承效率在内) $\eta = 0.97$, 则

$$P_3 = P\eta^2 = 10 \times 0.97^2 \text{ kW} = 9.41 \text{ kW}$$

又

$$n_3 = n_1 \frac{1}{i} = 1\,450 \times \frac{20}{75} \times \frac{23}{95} \text{ r/min} = 93.61 \text{ r/min}$$

于是

$$T_3 = 9\,550\,000 \frac{P_3}{n_3} = 9\,550\,000 \times \frac{9.41}{93.61} \text{ N}\cdot\text{mm} \approx 960\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

2. 求作用在齿轮上的力

因已知低速级大齿轮的分度圆直径为

$$d_2 = m_1 z_2 = 4.040\,4 \times 95 \text{ mm} = 383.84 \text{ mm}$$

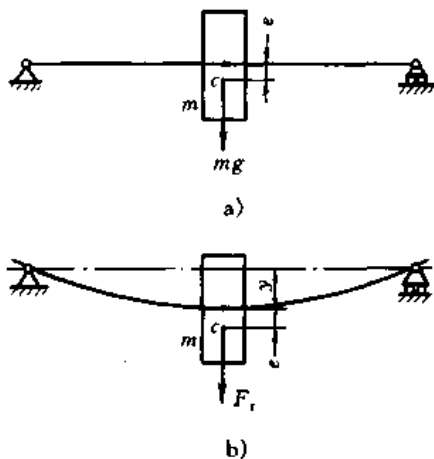


图 15-25 装有单圆盘的双铰支轴

而

$$F_1 = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 \times 960\,000}{383.84} \text{ N} = 5\,002 \text{ N}$$

$$F_r = F_1 \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 5\,002 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ 06' 34''} \text{ N} = 1\,839 \text{ N}$$

$$F_a = F_1 \tan \beta = 5\,002 \times \tan 8^\circ 06' 34'' \text{ N} = 713 \text{ N}$$

圆周力 F_t 、径向力 F_r 及轴向力 F_a 的方向如图 15-24 所示。

3. 初步确定轴的最小直径

先按式(15-2)初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢,调质处理。根据表 15-3,取 $A_0 = 112$,于是得

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{9.41}{93.61}} \text{ mm} = 52.1 \text{ mm}$$

输出轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径 d_{1-11} (图 15-26)。为了使所选的轴直径 d_{1-11} 与联轴器的孔径相适应,故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_3$,查表 14-1,考虑到转矩变化很小,故取 $K_A = 1.3$,则:

$$T_{ca} = K_A T_3 = 1.3 \times 960\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1\,248\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件,查标准 GB/T 5014—1985 或手册,选用 HL4 型弹性柱销联轴器,其公称转矩为 1 250 000 N·mm。半联轴器的孔径 $d_1 = 55 \text{ mm}$,故取 $d_{1-11} = 55 \text{ mm}$;半联轴器长度 $L = 112 \text{ mm}$,半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 84 \text{ mm}$ 。

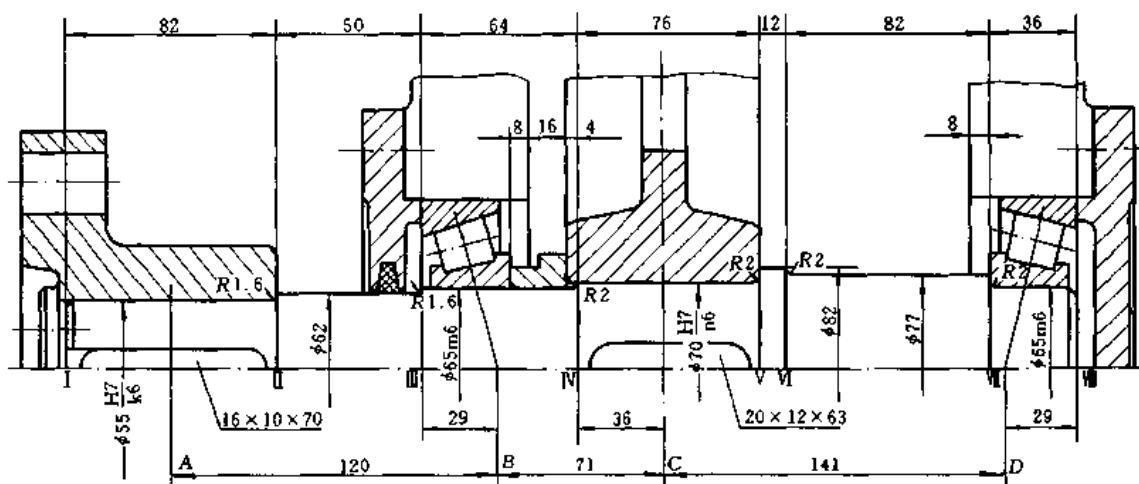


图 15-26 轴的结构与装配

4. 轴的结构设计

1) 拟定轴上零件的装配方案

本题的装配方案已在前面分析比较,现选用图 15-22a 所示的装配方案。

2) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度

(1) 为了满足半联轴器的轴向定位要求, I - II 轴段右端需制出一轴肩,故取 II - III 段的直径 $d_{11-11} = 62 \text{ mm}$;左端用轴端挡圈定位,按轴端直径取挡圈直径 $D = 65 \text{ mm}$ 。半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1 = 84 \text{ mm}$,为了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴的端面上,故 I - II 段的长度应比 L_1 略短一些,现取 $l_{1-11} = 82 \text{ mm}$ 。

(2) 初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力的作用,故选用单列圆锥滚子轴承。参照工作要

求并根据 $d_{II-III} = 62 \text{ mm}$, 由轴承产品目录中初步选取 0 基本游隙组、标准精度级的单列圆锥滚子轴承 30313, 其尺寸为 $d \times D \times T = 65 \text{ mm} \times 140 \text{ mm} \times 36 \text{ mm}$, 故 $d_{II-IV} = d_{III-IV} = 65 \text{ mm}$; 而 $l_{III-IV} = 36 \text{ mm}$ 。

右端滚动轴承采用轴肩进行轴向定位。由手册上查得 30313 型轴承的定位轴肩高度 $h = 6 \text{ mm}$, 因此, 取 $d_{VI-VII} = 77 \text{ mm}$ 。

(3) 取安装齿轮处的轴段 IV-V 的直径 $d_{IV-V} = 70 \text{ mm}$; 齿轮的左端与左轴承之间采用套筒定位。已知齿轮轮毂的宽度为 80 mm , 为了使套筒端面可靠地压紧齿轮, 此轴段应略短于轮毂宽度, 故取 $l_{IV-V} = 76 \text{ mm}$ 。齿轮的右端采用轴肩定位, 轴肩高度 $h > 0.07d$, 取 $h = 6 \text{ mm}$, 则轴环处的直径 $d_{V-VI} = 82 \text{ mm}$ 。轴环宽度 $b \geq 1.4h$, 取 $l_{V-VI} = 12 \text{ mm}$ 。

(4) 轴承端盖的总宽度为 20 mm (由减速器及轴承端盖的结构设计而定)。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑脂的要求, 取端盖的外端面与半联轴器右端面间的距离 $l = 30 \text{ mm}$ (参看图 15-21), 故取 $l_{II-III} = 50 \text{ mm}$ 。

(5) 取齿轮距箱体内壁之距离 $a = 16 \text{ mm}$, 锥齿轮与圆柱齿轮之间的距离 $c = 20 \text{ mm}$ (参看图 15-21)。考虑到箱体的铸造误差, 在确定滚动轴承位置时, 应距箱体内壁一段距离 s , 取 $s = 8 \text{ mm}$ (参看图 15-21), 已知滚动轴承宽度 $T = 36 \text{ mm}$, 大锥齿轮轮毂长 $L = 50 \text{ mm}$, 则

$$l_{III-IV} = T + s + a + (80 - 76) = (36 + 8 + 16 + 4) \text{ mm} = 64 \text{ mm}$$

$$l_{VI-VII} = L + c + a + s - l_{V-VI} = (50 + 20 + 16 + 8 - 12) \text{ mm} = 82 \text{ mm}$$

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

3) 轴上零件的周向定位

齿轮、半联轴器与轴的周向定位均采用平键联接。按 d_{IV-V} 由手册查得平键截面 $b \times h = 20 \text{ mm} \times 12 \text{ mm}$ (GB/T 1095—1979), 键槽用键槽铣刀加工, 长为 63 mm (标准键长见 GB/T 1096—1979), 同时为了保证齿轮与轴配合有良好的对中性, 故选择齿轮轮毂与轴的配合为 H7/n6; 同样, 半联轴器与轴的联接, 选用平键为 $16 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 70 \text{ mm}$, 半联轴器与轴的配合为 H7/k6。滚动轴承与轴的周向定位是借过渡配合来保证的, 此处选轴的直径尺寸公差为 m6。

4) 确定轴上圆角和倒角尺寸

参考表 15-2, 取轴端倒角为 $2 \times 45^\circ$, 各轴肩处的圆角半径见图 15-26。

5. 求轴上的载荷

首先根据轴的结构图 (图 15-26) 作出轴的计算简图 (图 15-24)。在确定轴承的支点位置时, 应从手册中查取 α 值 (参看图 15-23)。对于 30313 型圆锥滚子轴承, 由手册中查得 $\alpha = 29^\circ$ 。因此, 作为简支梁的轴的支承跨距 $L_2 + L_3 = 71 \text{ mm} + 141 \text{ mm} = 212 \text{ mm}$ 。根据轴的计算简图作出轴的弯矩图和扭矩图 (图 15-24)。

从轴的结构图以及弯矩和扭矩图中可以看出截面 C 是轴的危險截面。现将计算出的截面 C 处的 M_H 、 M_V 及 M 的值列于下表 (参看图 15-24)。

载 荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{NH1} = 3\,327 \text{ N}, F_{NH2} = 1\,675 \text{ N}$	$F_{NV1} = 1\,869 \text{ N}, F_{NV2} = -30 \text{ N}$
弯矩 M	$M_H = 236\,217 \text{ N} \cdot \text{mm}$	$M_{V1} = 132\,699 \text{ N} \cdot \text{mm}, M_{V2} = -4\,140 \text{ N} \cdot \text{mm}$
总弯矩	$M_1 = \sqrt{236\,217^2 + 132\,699^2} = 270\,938 \text{ N} \cdot \text{mm}$ $M_2 = \sqrt{236\,217^2 + 4\,140^2} = 236\,253 \text{ N} \cdot \text{mm}$	
扭矩 T	$T_3 = 960\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$	

6. 按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时, 通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面 (即危險截面 C) 的强度。则由式 (15-5) 及下表

中的数值可得

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M_1^2 + (\alpha T_3)^2}}{W} = \frac{\sqrt{270\,938^2 + (0.6 \times 960\,000)^2}}{0.1 \times 10^3} \text{ MPa} = 18.6 \text{ MPa}$$

前已选定轴的材料为 45 钢,调质处理,由表 15-1 查得 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ 。因此 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$,故安全。

7. 精确校核轴的疲劳强度^①

1) 判断危险截面

截面 A, II, III, B 只受扭矩作用,虽然键槽、轴肩及过渡配合所引起的应力集中均将削弱轴的疲劳强度,但由于轴的最小直径是按扭转强度较为宽裕地确定的,所以截面 A, II, III, B 均无需校核。

从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看,截面 IV 和 V 处过盈配合引起的应力集中最严重;从受载的情况来看,截面 C 上的应力最大。截面 V 的应力集中的影响和截面 IV 的相近,但截面 V 不受扭矩作用,同时轴径也较大,故不必作强度校核。截面 C 上虽然应力最大,但应力集中不大(过盈配合及键槽引起的应力集中均在两端),而且这里轴的直径最大,故截面 C 也不必校核。截面 VI 和 VII 显然更不必校核。由第三章附录可知,键槽的应力集中系数比过盈配合的小,因而该轴只需校核截面 IV 左右两侧即可。

2) 截面 IV 左侧

抗弯截面系数 $W = 0.1 d^3 = 0.1 \times 65^3 \text{ mm}^3 = 27\,463 \text{ mm}^3$

抗扭截面系数 $W_T = 0.2 d^3 = 0.2 \times 65^3 \text{ mm}^3 = 54\,925 \text{ mm}^3$

截面 IV 左侧的弯矩 M 为

$$M = 270\,938 \times \frac{71 - 36}{71} \text{ N} \cdot \text{mm} = 133\,561 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

截面 IV 上的扭矩 T_3 为 $T_3 = 960\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{133\,561}{27\,463} \text{ MPa} = 4.86 \text{ MPa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T_3}{W_T} = \frac{960\,000}{54\,925} \text{ MPa} = 17.48 \text{ MPa}$$

轴的材料为 45 钢,调质处理。由表 15-1 查得 $\sigma_B = 640 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}$, $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$ 。

截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数 α_σ 及 α_τ 按附表 3-2 查取。因 $\frac{r}{d} = \frac{2.0}{65} = 0.031$, $\frac{D}{d} = \frac{70}{65} =$

1.08,经插值后可查得

$$\alpha_\sigma = 2.0, \quad \alpha_\tau = 1.31$$

又由附图 3-1 可得轴的材料敏感性系数为

$$q_\sigma = 0.82, \quad q_\tau = 0.85$$

故有效应力集中系数按式(附 3-4)为

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.82 \times (2.0 - 1) = 1.82$$

$$k_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) = 1 + 0.85 \times (1.31 - 1) = 1.26$$

由附图 3-2 得尺寸系数 $\epsilon_\sigma = 0.67$;由附图 3-3 得扭转尺寸系数 $\epsilon_\tau = 0.82$ 。

轴按磨削加工,由附图 3-4 得表面质量系数为

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.92$$

轴未经表面强化处理,即 $\beta_q = 1$,则按式(3-12)及(3-12a)得综合系数值为

^① 这里是设该轴需要精确校核疲劳强度,如不需要,则这一步工作可省略。

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 = \frac{1.82}{0.67} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.80$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = \frac{1.26}{0.82} + \frac{1}{0.92} - 1 = 1.62$$

又由 §3-1 及 §3-2 得碳钢的特性系数

$$\phi_{\sigma} = 0.1 \sim 0.2, \quad \text{取 } \phi_{\sigma} = 0.1$$

$$\phi_{\tau} = 0.05 \sim 0.1, \quad \text{取 } \phi_{\tau} = 0.05$$

于是, 计算安全系数 S_{ca} 值, 按式 (15-6) ~ (15-8) 则得

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_s + \phi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{2.80 \times 4.86 + 0.1 \times 0} = 20.21^{①}$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau}\tau_s + \phi_{\tau}\tau_m} = \frac{155}{1.62 \times \frac{17.48}{2} + 0.05 \times \frac{17.48}{2}} = 10.62$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{20.21 \times 10.62}{\sqrt{20.21^2 + 10.62^2}} = 9.40 \gg S = 1.5$$

故可知其安全。

3) 截面 IV 右侧

抗弯截面系数 W 按表 15-4 中的公式计算,

$$W = 0.1 d^3 = 0.1 \times 70^3 \text{ mm}^3 = 34\,300 \text{ mm}^3$$

抗扭截面系数 W_T 为

$$W_T = 0.2 d^3 = 0.2 \times 70^3 \text{ mm}^3 = 68\,600 \text{ mm}^3$$

弯矩 M 及弯曲应力为

$$M = 270\,938 \times \frac{71-36}{71} \text{ N} \cdot \text{mm} = 133\,561 \text{ N} \cdot \text{mm}^{②}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{133\,561}{34\,300} \text{ MPa} = 3.89 \text{ MPa}$$

扭矩 T_3 及扭转切应力为

$$T_3 = 960\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_T = \frac{T_3}{W_T} = \frac{960\,000}{68\,600} \text{ MPa} = 14.00 \text{ MPa}$$

过盈配合处的 $k_{\sigma}/\epsilon_{\sigma}$ 值, 由附表 3-8 用插入法求出, 并取 $k_{\tau}/\epsilon_{\tau} = 0.8 k_{\sigma}/\epsilon_{\sigma}$, 于是得

$$\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} = 3.16 \quad \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} = 0.8 \times 3.16 = 2.53$$

轴按磨削加工, 由附图 3-4 得表面质量系数为

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.92$$

故得综合系数为

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 = 3.16 + \frac{1}{0.92} - 1 = 3.25$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = 2.53 + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.62$$

① 由轴向力 F_a 引起的压缩应力在此处本应作为 σ_m 计入, 但因其值甚小, 故予忽略, 下同。

② 这里只作近似计算, 因为轴向力产生的弯矩只是理论上集中作用于截面 C 上, 实际上是要部分地作用到截面 IV 右侧的。

15-5 有一台离心式水泵,由电动机带动,传递的功率 $P = 3 \text{ kW}$,轴的转速 $n = 960 \text{ r/min}$,轴的材料为 45 钢,试按强度要求计算轴所需的最小直径。

15-6 设计某搅拌机用的单级斜齿圆柱齿轮减速器中的低速轴(包括选择两端的轴承及外伸端的联轴器),见图 15-29。

已知:电动机额定功率 $P = 4 \text{ kW}$,转速 $n_1 = 750 \text{ r/min}$,低速轴转速 $n_2 = 130 \text{ r/min}$,大齿轮节圆直径 $d_2 = 300 \text{ mm}$,宽度 $B_2 = 90 \text{ mm}$,轮齿螺旋角 $\beta = 12^\circ$,法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 。

要求:(1) 完成轴的全部结构设计;(2) 根据弯扭合成理论验算轴的强度;(3) 精确校核轴的危险截面是否安全。

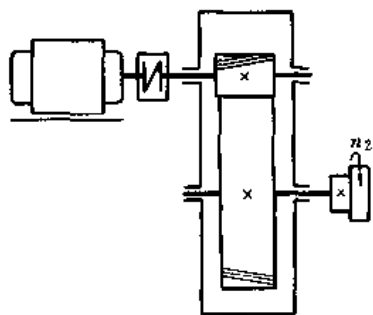


图 15-29 单级齿轮减速器简图

15-7 两级展开式斜齿圆柱齿轮减速器的中间轴(见图 15-30a),尺寸和结构如图 15-30b 所示。已知:中间轴转速 $n_2 = 180 \text{ r/min}$,传递功率 $P = 5.5 \text{ kW}$,有关的齿轮参数见下表:

	m_n/mm	α_n	z	β	旋向
齿轮 2	3	20°	112	$10^\circ 44'$	右
齿轮 3	4	20°	23	$9^\circ 22'$	右

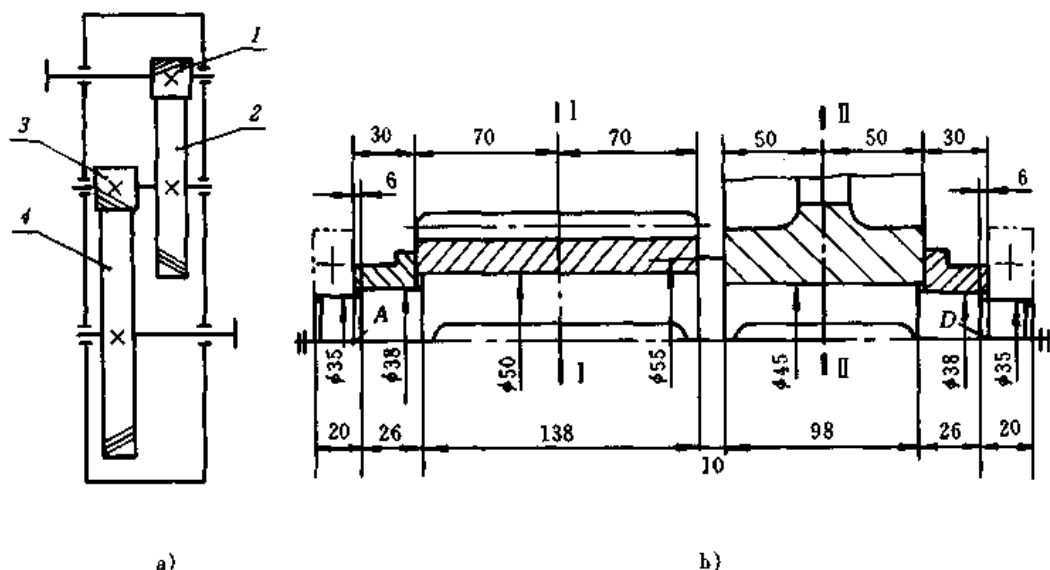


图 15-30 两级齿轮减速器的中间轴

图中 A、D 为圆锥滚子轴承的载荷作用中心。轴的材料为 45 钢(正火)。要求按弯扭合成理论验算轴的截面 I 和 II 的强度,并精确校核轴的危險截面是否安全。

15-8 一蜗杆轴的结构如图 15-31 所示,试计算其当量直径 d_v 。

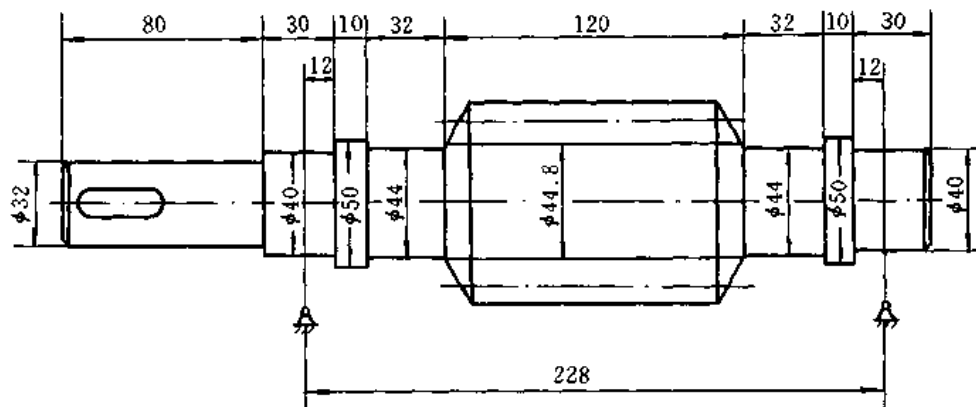


图 15-31 蜗杆轴结构图

第五篇 其它零、部件

第十六章 弹 簧





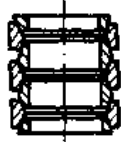
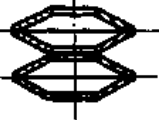
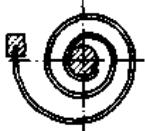

§ 16-1 概 述

弹簧是一种弹性元件,它可以在载荷作用下产生较大的弹性变形。弹簧在各类机械中应用十分广泛,主要用于:

- 1) 控制机构的运动,如制动器、离合器中的控制弹簧,内燃机气缸的阀门弹簧等。
- 2) 减振和缓冲,如汽车、火车车厢下的减振弹簧,以及各种缓冲器用的弹簧等。
- 3) 储存及输出能量,如钟表弹簧、枪机弹簧等。
- 4) 测量力的大小,如测力器和弹簧秤中的弹簧等。

按照所承受的载荷不同,弹簧可以分为拉伸弹簧、压缩弹簧、扭转弹簧和弯曲弹簧等四种;而按照弹簧的形状不同,又可分为螺旋弹簧、环形弹簧、碟形弹簧、板簧和平面涡卷弹簧等。表16-1中列出了弹簧的基本类型。

表 16-1 弹簧的基本类型

按载荷分 按形状分	拉 伸	压 缩		扭 转	弯 曲
螺 旋 形	圆柱螺旋 拉伸弹簧 	圆柱螺旋 压缩弹簧 	圆锥螺旋 压缩弹簧 	圆柱螺旋 扭转弹簧 	
其 它 形	—	环形弹簧 	碟形弹簧 	平面涡卷弹簧 	板 簧 

螺旋弹簧是用弹簧丝卷绕制成的,由于制造简便,所以应用最广。在一般机械中,最为常用的是圆柱螺旋弹簧,故本章主要讲述这类弹簧的结构形式和设计方法,其它类型的弹簧只在§16-5中作简要介绍。

§16-2 圆柱螺旋弹簧的结构、制造、材料及许用应力

(一) 圆柱螺旋弹簧的结构形式

1. 圆柱螺旋压缩弹簧

如图16-1所示,弹簧的节距为 p ,在自由状态下,各圈之间应有适当的间距 δ ,以便弹簧受压时,有产生相应变形的可能。为了使弹簧在压缩后仍能保持一定的弹性,设计时还应考虑在最大载荷作用下,各圈之间仍需保留一定的间距 δ_1 。 δ_1 的大小一般推荐为

$$\delta_1 = 0.1d \geq 0.2 \text{ mm}$$

式中 d 为弹簧丝的直径,单位为mm。

弹簧的两个端面圈应与邻圈并紧(无间隙),只起支承作用,不参与变形,故称为死圈。当弹簧的工作圈数 $n \leq 7$ 时,弹簧每端的死圈约为0.75圈; $n > 7$ 时,每端的死圈约为1~1.75圈。这种弹簧端部的结构有多种形式(图16-2),最常用的有两个端面圈均与邻圈并紧且磨平的YI型(图a)、并紧不磨平的YII型(图c)和加热卷绕时弹簧丝两端锻扁且与邻圈并紧(端面圈可磨平,也可不磨平)的YIII型(图b)三种。在重要的场合,应采用YI型,以保证两支承端面与弹簧的轴线垂直,从而使弹簧受压时不致歪斜。弹簧丝直径 $d \leq 0.5 \text{ mm}$ 时,弹簧的两支承端面可不必磨平。 $d > 0.5 \text{ mm}$ 的弹簧,两支承端面则需磨平。磨平部分应不少于圆周长的 $3/4$,端头厚度一般不小于 $d/8$,端面粗糙度应低于 $\sqrt[25]{}$ 。

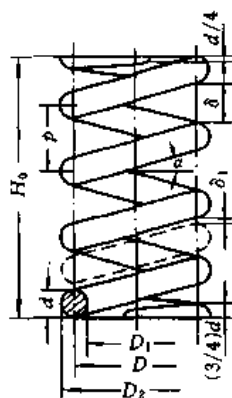


图 16-1 圆柱螺旋压缩弹簧

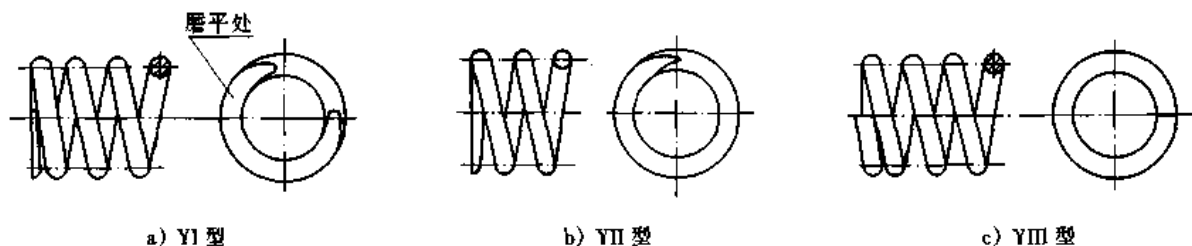


图 16-2 圆柱螺旋压缩弹簧的端面图

2. 圆柱螺旋拉伸弹簧

如图16-3所示,圆柱螺旋拉伸弹簧空载时,各圈应相互并拢。另外,为了节省轴向工作空间,并保证弹簧在空载时各圈相互压紧,常在卷绕的过程中,同时使弹簧丝绕其本身的轴线产生扭转。这样制成的弹簧,各圈相互间即具有一定的压紧力,弹簧丝中也产生了一定的预应力,故称为有预应力的拉伸弹簧。这种弹簧一定要在外加的拉力大于初拉力 F_0 后,各圈才开始分离,故可较无预应力的拉伸弹簧节省轴向的工作空间。拉伸弹簧的端部制有挂钩,以便安装和加载。挂钩的形式如图16-4所示。其中LI型和LII型制造方便,应用很广。但因在挂钩过渡处产生

很大的弯曲应力,故只宜用于弹簧丝直径 $d \leq 10 \text{ mm}$ 的弹簧中。LⅦ、LⅧ型挂钩不与弹簧丝联成一体,适用于受力较大的场合。

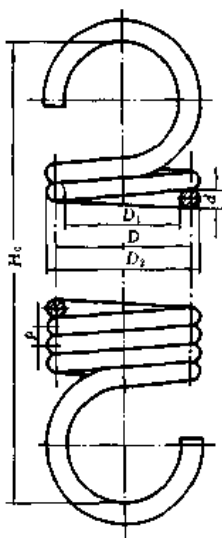


图 16-3 圆柱螺旋拉伸弹簧

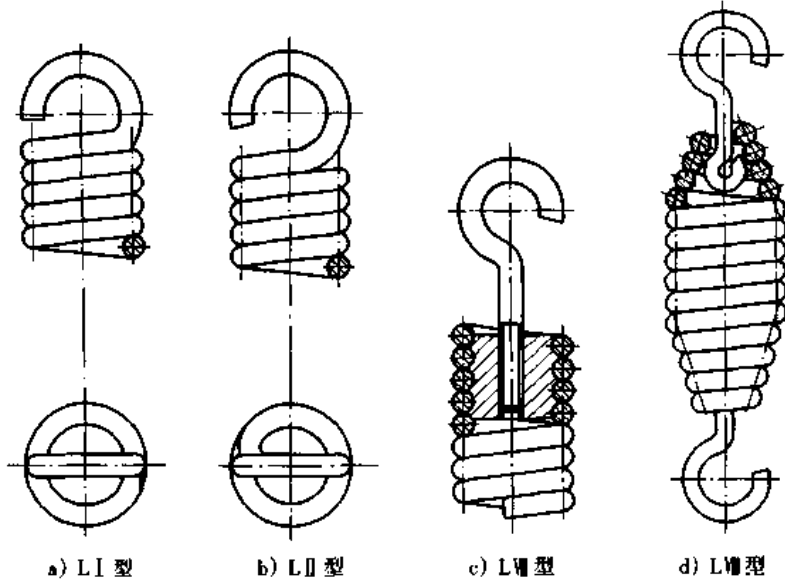


图 16-4 圆柱螺旋拉伸弹簧挂钩的形式

(二) 制造

螺旋弹簧的制造工艺包括:a)卷制;b)挂钩的制作或端面圈的精加工;c)热处理;d)工艺试验及强压处理。

卷制分冷卷及热卷两种。冷卷用于经预先热处理后拉成的直径 $d < (8 \sim 10) \text{ mm}$ 的弹簧丝;直径较大的弹簧丝制作的强力弹簧则用热卷。热卷时的温度随弹簧丝的粗细在 $800 \sim 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的范围内选择。

对于重要的压缩弹簧,为了保证两端的承压面与其轴线垂直,应将端面圈在专用的磨床上磨平;对于拉伸及扭转弹簧,为了便于联接、固着及加载,两端应制有挂钩或杆臂(参看图 16-4 及图 16-14)。

弹簧在完成上述工序后,均应进行热处理。冷卷后的弹簧只作回火处理,以消除卷制时产生的内应力。热卷的须经淬火及中温回火处理。热处理后的弹簧,表面不应出现显著的脱碳层。

此外,弹簧还须进行工艺试验和根据弹簧的技术条件的规定进行精度、冲击、疲劳等试验,以检验弹簧是否符合技术要求。要特别指出的是,弹簧的持久强度和抗冲击强度,在很大程度上取决于弹簧丝的表面状况,所以弹簧丝表面必须光洁,没有裂纹和伤痕等缺陷。表面脱碳会严重影响材料的持久强度和抗冲击性能。

为了提高承载能力,还可在弹簧制成后进行强压处理或喷丸处理。强压处理是使弹簧在超过极限载荷作用下持续 $6 \sim 48 \text{ h}$,以便在弹簧丝截面的表层高应力区产生塑性变形和有益的与工作应力反向的残余应力,使弹簧在工作时的最大应力下降,从而提高弹簧的承载能力。但用于长期振动、高温或腐蚀性介质中的弹簧,不宜进行强压处理。

(三) 弹簧的材料及许用应力

为了使弹簧能够可靠地工作,弹簧材料必须具有高的弹性极限和疲劳极限,同时应具有足够

的韧性和塑性,以及良好的可热处理性。几种常用弹簧材料的性能见表 16-2。

表 16-2 弹簧材料及其许用应力

材 料 及 代 号	许用切应力 $[\tau]$ /MPa			许用弯曲应力 $[\sigma_b]$ /MPa		弹性 模量 E /MPa	切变 模量 G /MPa	推荐使用 温度 /℃	推荐硬度 /HRC	特性及用途
	I类弹簧	II类弹簧	III类弹簧	II类弹簧	III类弹簧					
碳素弹簧钢丝 B、C、D 级	0.3 σ_B	0.4 σ_B	0.5 σ_B	0.5 σ_B	0.625 σ_B	0.5 $\leq d \leq 4$ 207 500	0.5 $\leq d \leq 4$ 83 000	-40~ 130	—	强度高,加工性能 好,适用于小尺寸弹 簧。 65Mn 弹簧钢丝用 作重要用途弹簧
65Mn						$d > 4$ 200 000	$d > 4$ 80 000			
60Si2Mn 60Si2MnA	480	640	800	800	1 000	200 000	80 000	-40~ 200	45~50	弹性好,回火稳定 性好,易脱碳,用于 承受大载荷弹簧
50CrVA	450	600	750	750	940			-40~ 210		疲劳性能好,淬透 性、回火稳定性好
不锈钢丝 1Cr18Ni9 1Cr18Ni9Ti	330	440	550	550	690	197 000	73 000	-200~ 300		耐腐蚀,耐高温, 有良好工艺性,适用 于小弹簧

注:1) 弹簧按载荷性质分为三类:I类—受变载荷作用次数在 10^6 以上的弹簧;II类—受变载荷作用次数在 $10^3 \sim 10^5$ 及冲击载荷的弹簧;III类—受变载荷作用次数在 10^3 以下的弹簧。

2) 碳素弹簧钢丝按力学性能高低分为B、C、D级,见表16-3。

3) 弹簧材料的拉伸强度极限,查表16-3。

4) 各类螺旋拉、压弹簧的极限工作应力 τ_{lim} ,对于I类、II类弹簧 $\tau_{lim} \leq 0.5\sigma_B$,对于III类弹簧 $\tau_{lim} \leq 0.56\sigma_B$ 。

5) 表中许用切应力为压缩弹簧的许用值,拉伸弹簧的许用切应力为压缩弹簧的80%。

6) 经强压处理的弹簧,其许用应力可增大25%。

常用弹簧钢主要有以下几种:

1. 碳素弹簧钢

这种弹簧钢(例如65、70钢)的优点是价格便宜,原材料来源方便;缺点是弹性极限低,多次重复变形后易失去弹性,且不能在高于130℃的温度下正常工作。

2. 低锰弹簧钢

这种弹簧钢(例如65Mn)与碳素弹簧钢相比,优点是淬透性较好和强度较高;缺点是淬火后容易产生裂纹及热脆性。但由于价格便宜,所以一般机械上常用于制造尺寸不大的弹簧,例如离合器弹簧等。

3. 硅锰弹簧钢

这种钢(例如60Si2MnA)中因加入了硅,故可显著地提高弹性极限,并提高了回火稳定性,因而可在更高的温度下回火,从而得到良好的力学性能。硅锰弹簧钢在工业中得到了广泛的应用。一般用于制造汽车、拖拉机的螺旋弹簧。

4. 铬钒钢

这种钢(例如50CrVA)中加入钒的目的是细化组织,提高钢的强度和韧性。这种材料的耐疲劳和抗冲击性能良好,并能在-40~210℃的温度下可靠工作,但价格较贵。多用于要求较高的

场合,如用于制造航空发动机调节系统中的弹簧。

此外,某些不锈钢和青铜等材料,具有耐腐蚀的特点,青铜还具有防磁性和导电性,故常用于制造化工设备中或工作于腐蚀性介质中的弹簧。其缺点是不容易热处理,力学性能较差,所以在一般机械中很少采用。

表 16-3 弹簧钢丝的拉伸强度极限 σ_B (摘自 GB/T 4357—1989)

MPa

碳 素 弹 簧 钢 丝							
钢丝直径 d/mm	级 别			钢丝直径 d/mm	级 别		
	B	C	D		B	C	D
0.90	1 710 ~ 2 060	2 010 ~ 2 350	2 350 ~ 2 750	2.80	1 370 ~ 1 670	1 620 ~ 1 910	1 710 ~ 2 010
1.00	1 660 ~ 2 010	1 960 ~ 2 360	2 300 ~ 2 690	3.00	1 370 ~ 1 670	1 570 ~ 1 860	1 710 ~ 1 960
1.20	1 620 ~ 1 960	1 910 ~ 2 250	2 250 ~ 2 550	3.20	1 320 ~ 1 620	1 570 ~ 1 810	1 660 ~ 1 910
1.40	1 620 ~ 1 910	1 860 ~ 2 210	2 150 ~ 2 450	3.50	1 320 ~ 1 620	1 570 ~ 1 810	1 660 ~ 1 910
1.60	1 570 ~ 1 860	1 810 ~ 2 160	2 110 ~ 2 400	4.00	1 320 ~ 1 620	1 520 ~ 1 760	1 620 ~ 1 860
1.80	1 520 ~ 1 810	1 760 ~ 2 110	2 010 ~ 2 300	4.50	1 320 ~ 1 570	1 520 ~ 1 760	1 620 ~ 1 860
2.00	1 470 ~ 1 760	1 710 ~ 2 010	1 910 ~ 2 200	5.00	1 320 ~ 1 570	1 470 ~ 1 710	1 570 ~ 1 810
2.20	1 420 ~ 1 710	1 660 ~ 1 960	1 810 ~ 2 110	5.50	1 270 ~ 1 520	1 470 ~ 1 710	1 570 ~ 1 810
2.50	1 420 ~ 1 710	1 660 ~ 1 960	1 760 ~ 2 060	6.00	1 220 ~ 1 470	1 420 ~ 1 660	1 520 ~ 1 760

65Mn 弹簧钢丝

钢丝直径 d/mm	1 ~ 1.2	1.4 ~ 1.6	1.8 ~ 2	2.2 ~ 2.5	2.8 ~ 3.4
σ_B	1 800	1 750	1 700	1 650	1 600

注: B 级用于低应力弹簧, C 级用于中等应力弹簧, D 级用于高应力弹簧。

在选择材料时,应考虑到弹簧的用途、重要程度、使用条件(包括载荷性质、大小及循环特性,工作持续时间,工作温度和周围介质情况等),以及加工、热处理和经济性等因素。同时,也要参照现有设备中使用的弹簧,选择出较为合用的材料。

弹簧材料的许用扭转切应力 $[\tau]$ 和许用弯曲应力 $[\sigma_b]$ 的大小和载荷性质有关,静载荷时的 $[\tau]$ 或 $[\sigma_b]$ 较变载荷时的大。表 16-2 中推荐的几种常用材料及其 $[\tau]$ 和 $[\sigma_b]$ 值可供设计时参考。碳素弹簧钢丝和 65Mn 弹簧钢丝的拉伸强度极限 σ_B 按表 16-3 选取。

§ 16-3 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计计算

(一) 几何参数计算

普通圆柱螺旋弹簧的主要几何尺寸有:外径 D_2 、中径 D 、内径 D_1 、节距 p 、螺旋升角 α 及弹簧丝直径 d 。由图 16-5 可知,它们的关系为

$$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D} \quad (16-1)$$

式中弹簧的螺旋升角 α ,对圆柱螺旋压缩弹簧一般应在 $5^\circ \sim 9^\circ$ 范围内选取。弹簧的旋向可以是右旋或左旋,但无特殊要求时,一般都用右旋。

普通圆柱螺旋压缩及拉伸弹簧的结构尺寸计算公式见表 16-4。

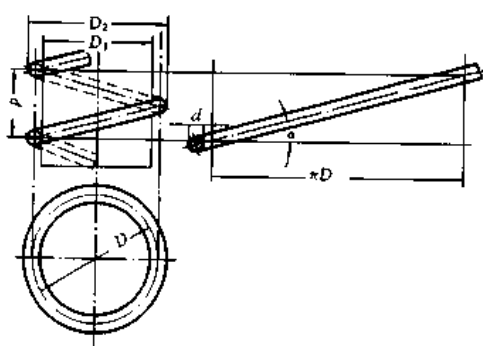


图 16-5 圆柱螺旋弹簧的几何尺寸参数

表 16-4 普通圆柱螺旋压缩及拉伸弹簧的结构尺寸计算公式

mm

参数名称及代号	计 算 公 式		备 注
	压 缩 弹 簧	拉 伸 弹 簧	
中 径 D	$D = Cd$		按表 16-5 取标准值
内 径 D_1	$D_1 = D - d$		
外 径 D_2	$D_2 = D + d$		
旋绕比 C	$C = D/d$		
压缩弹簧长细比 b	$b = \frac{H_0}{D}$		b 在 1~5.3 的范围内选取
自由高度或长度 H_0	两端并紧,磨平: $H_0 \approx pn + (1.5 \sim 2)d$ 两端并紧,不磨平: $H_0 \approx pn + (3 \sim 3.5)d$	$H_0 = nd + H_h$	H_h 为钩环轴向长度
工作高度或长度 H_1, H_2, \dots, H_n	$H_n = H_0 - \lambda_n$	$H_n = H_0 + \lambda_n$	λ_n —工作变形量
有效圈数 n	根据要求变形量按式(16-13)计算		$n \geq 2$
总 圈 数 n_1	冷卷: $n_1 = n + (2 \sim 2.5)$ Y II 型热卷: $n_1 = n + (1.5 \sim 2)$	$n_1 = n$	拉伸弹簧 n_1 尾数为 1/4、1/2、3/4、整圈,推荐用 1/2 圈
节 距 p	$p = (0.28 \sim 0.5) D$	$p = d$	
轴向间距 δ	$\delta = p - d$		
展开长度 L	$L = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha}$	$L \approx \pi D n + L_h$	L_h 为钩环展开长度
螺旋角 α	$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D}$		对压缩螺旋弹簧,推荐 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$
质 量 m_s	$m_s = \frac{\pi d^2}{4} L \gamma$		γ 为材料的密度,对各种钢, $\gamma = 7\,700 \text{ kg/m}^3$; 对钛青铜, $\gamma = 8\,100 \text{ kg/m}^3$

表 16-5 普通圆柱螺旋弹簧尺寸系列(摘自 GB/T 1358—1993)

弹直 径 丝 d/mm	第一系列	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1		
		1.2	1.6	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	6	8	10
		12	16	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80
	第二系列	0.32	0.55	0.65	1.4	1.8	2.2	2.8	3.2	5.5	6.5	7	9
		11	14	18	22	28	32	38	42	55	65		
弹 簧 中 径 D/mm		2	2.2	2.5	2.8	3	3.2	3.5	3.8	4	4.2	4.5	4.8
		5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	10	12	14
		16	18	20	22	25	28	30	32	35	38	40	42
		45	48	50	52	55	58	60	65	70	75	80	85
		90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
		150	160	170	180	190	200						
有 效 圈 数 $n/\text{圈}$	压缩弹簧	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75	4	4.25	4.5	4.75
		5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5
		11.5	12.5	13.5	14.5	15	16	18	20	22	25	28	30
	拉伸弹簧	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
		14	15	16	17	18	19	20	22	25	28	30	35
		40	45	50	55	60	65	70	80	90	100		
自 由 高 度 H_0/mm	压缩弹簧	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	32	35
		38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	65	70
		75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	130	140
		150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320
		340	360	380	400	420	450	480	500	520	550	580	600

注:1) 本表适用于压缩、拉伸和扭转的圆截面弹簧丝的圆柱螺旋弹簧。

2) 应优先采用第一系列。

3) 拉伸弹簧有效圈数除按表中规定外,由于两勾环相对位置不同,其尾数还可为 0.25、0.5、0.75。

(二) 特性曲线

弹簧应具有经久不变的弹性,且不允许产生永久变形。因此在设计弹簧时,务必使其工作应力在弹性极限范围内。在这个范围内工作的压缩弹簧,当承受轴向载荷 F 时,弹簧将产生相应的弹性变形,如图 16-6a 所示。为了表示弹簧的载荷与变形的关系,取纵坐标表示弹簧承受的载荷,横坐标表示弹簧的变形,通常载荷和变形成直线关系^①(图 16-6b)。这种表示载荷与变形的关系的曲线称为弹簧的特性曲线。对拉伸弹簧,如图 16-7 所示,图 b 为无预应力的拉伸弹簧的特性曲线;图 c 为有预应力的拉伸弹簧的特性曲线。

图 16-6a 中的 H_0 是压缩弹簧在没有承受外力时的自由长度。弹簧在安装时,通常预加一个压力 F_{\min} ,使它可靠地稳定在安装位置上。 F_{\min} 称为弹簧的最小载荷(安装载荷)。在它的作用下,弹簧的长度被压缩到 H_1 ,其压缩变形量为 λ_{\min} 。 F_{\max} 为弹簧承受的最大工作载荷。在 F_{\max} 作用下,弹簧长度减到 H_2 ,其压缩变形量增到 λ_{\max} 。 λ_{\max} 与 λ_{\min} 的差即为弹簧的工作行程 h , $h = \lambda_{\max} - \lambda_{\min}$ 。 F_{\lim} 为弹簧的极限载荷。在该力的作用下,弹簧丝内的应力达到了材料的弹性极限。与 F_{\lim} 对应的弹簧长度为 H_3 ,压缩变形量为 λ_{\lim} ,产生的极限应力为 τ_{\lim} 。

等节距的圆柱螺旋压缩弹簧的特性曲线为一直线,亦即

① 某些特殊设计的弹簧,如不等节距弹簧、变径弹簧、涡卷形盘簧,它们的载荷与变形成非线性关系。

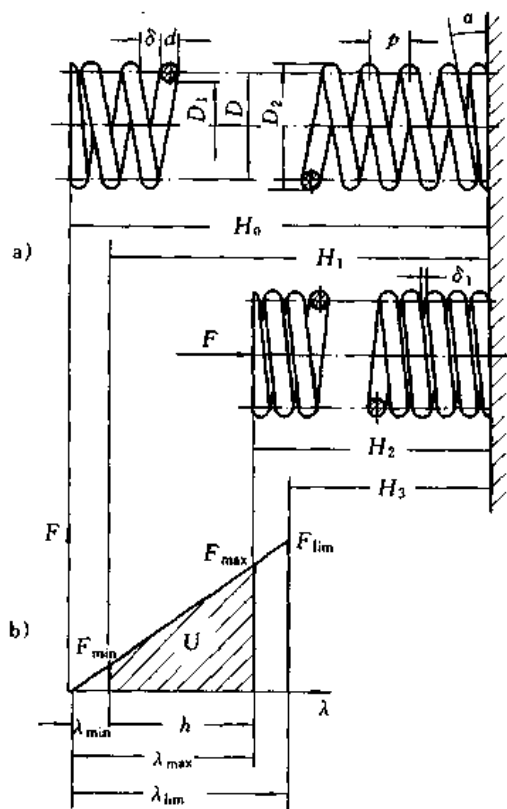


图 16-6 圆柱螺旋压缩弹簧的特性曲线

$$\frac{F_{\min}}{\lambda_{\min}} = \frac{F_{\max}}{\lambda_{\max}} = \dots = \text{常数}$$

压缩弹簧的最小工作载荷通常取为 $F_{\min} = (0.1 \sim 0.5) F_{\max}$; 但对有预应力的拉伸弹簧(图 16-7c), $F_{\min} > F_0$, F_0 为使具有预应力的拉伸弹簧开始变形时所需的初拉力。如图 16-7c 所示, 有预应力的拉伸弹簧相当于有预变形 x 。因而在同样的 F 作用下, 有预应力的拉伸弹簧产生的变形要比没有预应力时小。

弹簧的最大工作载荷 F_{\max} , 由弹簧在机构中的工作条件决定, 但不应到达它的极限载荷, 通常应保持 $F_{\max} \leq 0.8 F_{\lim}$ 。

弹簧的特性曲线应绘在弹簧工作图中, 作为检验和试验时的依据之一。此外, 在设计弹簧时, 利用特性曲线分析受载与变形的关系也较方便。

(三) 圆柱螺旋弹簧受载时的应力及变形

1. 圆截面弹簧丝的圆柱螺旋弹簧计算

圆柱螺旋弹簧受压或受拉时, 弹簧丝的受力情况是完全一样的。现就图 16-8 所示的圆形截面弹簧丝的压缩弹簧承受轴向载荷 F 的情况进行分析。

由图 16-8a(图中弹簧下部断去, 未示出)可知, 由于弹簧丝具有升角 α , 故在通过弹簧轴线的截面上, 弹簧丝的截面 A—A 呈椭圆形, 该截面上作用着力 F 及扭矩 $T = F \frac{D}{2}$ 。因而在弹簧丝的法向截面 B—B 上则作用有横向力 $F \cos \alpha$ 、轴向力 $F \sin \alpha$ 、弯矩 $M = T \sin \alpha$ 及扭矩 $T' = T \cos \alpha$ 。

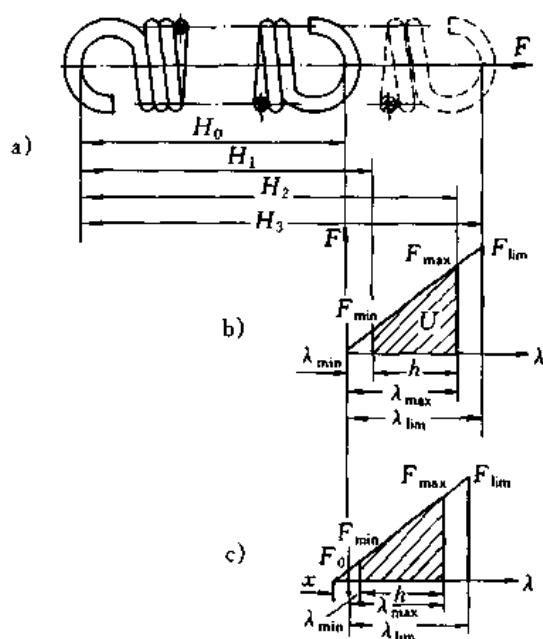


图 16-7 圆柱螺旋拉伸弹簧的特性曲线

由于弹簧的螺旋升角一般取为 $\alpha = 5^\circ \sim 9^\circ$, 故 $\sin \alpha \approx 0$; $\cos \alpha \approx 1$ (图 16-8b), 则截面 B—B 上的应力 (图 16-8c) 可近似地取为

$$\tau_{\Sigma} = \tau_F + \tau_T = \frac{F}{\pi d^2/4} + \frac{FD/2}{\pi d^3/16} = \frac{4F}{\pi d^2} \left(1 + \frac{2D}{d} \right) = \frac{4F}{\pi d^2} (1 + 2C) \quad (16-2)$$

式中 $C = \frac{D}{d}$ 称为旋绕比 (或弹簧指数)。为了使弹簧本身较为稳定, 不致颤动和过软, C 值不能太大; 但为避免卷绕时弹簧丝受到强烈弯曲, C 值又不宜太小。 C 值的范围为 4 ~ 16 (表 16-6), 常用值为 5 ~ 8。

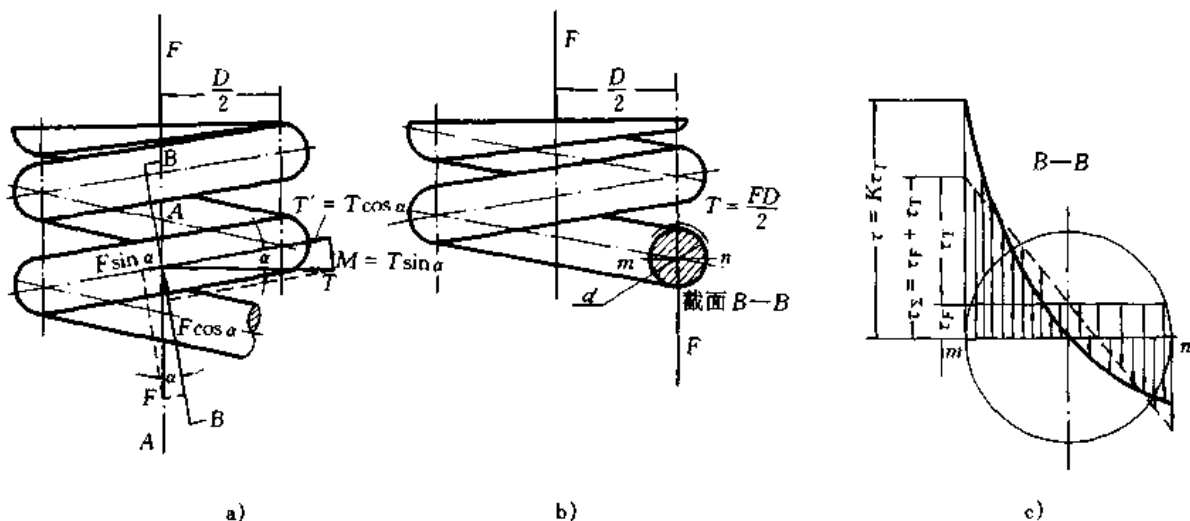


图 16-8 圆柱螺旋压缩弹簧的受力及应力分析

表 16-6 常用旋绕比 C 值

d/mm	0.2~0.4	0.45~1	1.1~2.2	2.5~6	7~16	18~42
$C = D/d$	7~14	5~12	5~10	4~9	4~8	4~6

为了简化计算,通常在式(16-2)中取 $1+2C \approx 2C$ (因为当 $C = 4 \sim 16$ 时, $2C \gg 1$, 实质上即为略去了 τ_r), 由于弹簧丝升角和曲率的影响, 弹簧丝截面中的应力分布将如图 16-8c 中的粗实线所示。由图可知, 最大应力产生在弹簧丝截面内侧的 m 点。实践证明, 弹簧的破坏也大多由这点开始。为了考虑弹簧丝的升角和曲率对弹簧丝中应力的影响, 现引进一个曲度系数 K , 则弹簧丝内侧的最大应力及强度条件可表示为

$$\tau = K\tau_T = K \frac{8CF}{\pi d^2} \leq [\tau] \quad (16-3)$$

式中曲度系数 K , 对于圆截面弹簧丝可按式计算:

$$K \approx \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (16-4)$$

式(16-3)用于设计时确定弹簧丝的直径 d 。

圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧受载后的轴向变形量 λ , 可根据材料力学关于圆柱螺旋弹簧变形量的公式求得, 即

$$\lambda = \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \frac{8FC^3n}{Gd} \quad (16-5)$$

式中: n ——弹簧的有效圈数;

G ——弹簧材料的切变模量, 见表 16-2。如以 F_{\max} 代替 F , 则最大轴向变形量为:

1) 对于压缩弹簧和无预应力的拉伸弹簧:

$$\lambda_{\max} = \frac{8F_{\max}C^3n}{Gd} \quad (16-6)$$

2) 对于有预应力的拉伸弹簧:

$$\lambda_{\max} = \frac{8(F_{\max} - F_0)C^3n}{Gd} \quad (16-7)$$

拉伸弹簧的初拉力(或初应力)取决于材料、弹簧丝直径、弹簧旋绕比和加工方法。

用不需淬火的弹簧钢丝制成的拉伸弹簧, 均有一定的初拉力。如不需要初拉力时, 各圈间应有间隙。经淬火的弹簧, 没有初拉力。当选取初拉力时, 推荐初应力 τ'_0 值在图 16-9 的阴影区内选取。

初拉力按下式计算:

$$F_0 = \frac{\pi d^3 \tau'_0}{8KD} \quad (16-8)$$

使弹簧产生单位变形所需的载荷 k_F 称为弹簧刚度, 即

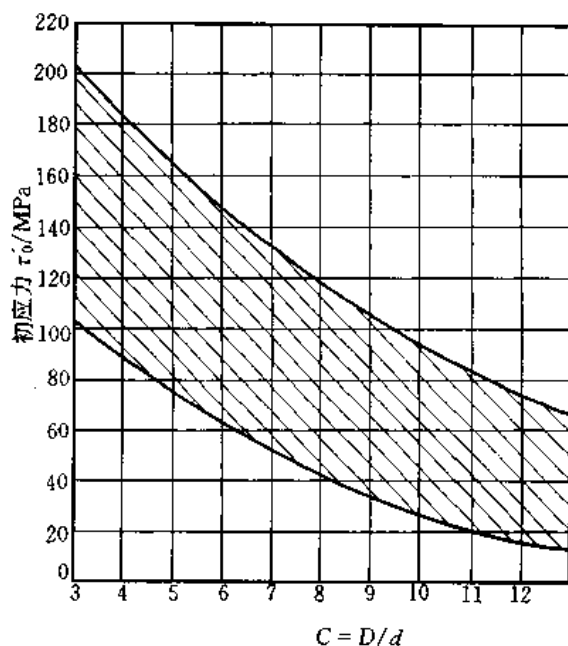


图 16-9 弹簧初应力的选择范围

$$k_F = \frac{F^{\text{①}}}{\lambda} = \frac{Gd}{8C^3n} = \frac{Gd^4}{8D^3n} \quad (16-9)$$

弹簧刚度是表征弹簧性能的主要参数之一。它表示使弹簧产生单位变形时所需的力,刚度愈大,需要的力愈大,则弹簧的弹力就愈大。但影响弹簧刚度的因素很多,从式(16-9)可知, k_F 与 C 的三次方成反比,即 C 值对 k_F 的影响很大。所以,合理地选择 C 值就能控制弹簧的弹力。另外, k_F 还和 G 、 d 、 n 有关。在调整弹簧刚度 k_F 时,应综合考虑这些因素的影响。

2. 矩形截面弹簧丝的圆柱螺旋弹簧计算

为了提高弹簧承载能力,节省空间,可使用非圆形截面(如矩形、梯形、扁圆形)弹簧丝的弹簧。下面介绍矩形截面弹簧丝圆柱螺旋弹簧的简化计算公式^[51]。

$$\text{弹簧刚度} \quad k_F = \frac{Gh^4(0.42a/h - 0.25)}{D^3n} \quad (16-10)$$

最大应力及强度条件

$$\text{当 } a/h \geq 1 \text{ 时} \quad \tau = \frac{(1+C)(2.2+0.26a/h)F}{h\sqrt{ah}} \leq [\tau] \quad (16-11a)$$

$$\text{当 } a/h < 1 \text{ 时} \quad \tau = \frac{(1+C)(2.4+0.26h/a)F}{h\sqrt{ah}} \leq [\tau] \quad (16-11b)$$

式(16-10)与式(16-11a、b)中的 a 与 h 分别为弹簧丝截面的宽度与厚度(见图 16-10),其余符号的意义同前,旋绕比 $C = D/a$ 。

设计时,由式(16-11)确定弹簧丝的尺寸 a 和 h ,由式(16-10)确定弹簧的圈数 n 。

① 对于有预应力的拉伸弹簧, $\frac{F}{\lambda}$ 应改为 $\frac{\Delta F}{\Delta \lambda}$,其中 ΔF 是载荷改变量, $\Delta \lambda$ 是变形改变量,式(16-9)仍成立。

(四) 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计

在设计时,通常是根据弹簧的最大载荷、最大变形、以及结构要求(例如安装空间对弹簧尺寸的限制)等来决定弹簧丝直径、弹簧中径、工作圈数、弹簧的螺旋升角和长度等。

具体设计方法和步骤如下:

- 1) 根据工作情况及具体条件选定材料,并查取其力学性能数据。
- 2) 选择旋绕比 C ,通常可取 $C \approx 5 \sim 8$ (极限状态时不小于 4 或超过 16),并按式(16-4)算出曲度系数 K 值。
- 3) 根据安装空间初设弹簧中径 D ,根据 C 值估取弹簧丝直径 d ,并由表 16-2 查取弹簧丝的许用应力。
- 4) 试算弹簧丝直径 d' ,由式(16-3)可得

$$d' \geq 1.6 \sqrt{\frac{F_{\max} KC}{[\tau]}} \quad (16-12)$$

当弹簧材料选用碳素弹簧钢丝或 65Mn 弹簧钢丝时,因钢丝的许用应力决定于其 σ_B ,而 σ_B 是随着钢丝的直径 d 变化的(见表 16-3),所以计算时需先假设一个 d 值,然后进行试算。最后的 d 、 D 、 n 及 H_0 值应符合表 16-5 所给的标准尺寸系列。

- 5) 根据变形条件求出弹簧工作圈数。由式(16-6)、(16-7)可知:

$$\left. \begin{aligned} \text{对于有预应力的拉伸弹簧} \quad n &= \frac{Cd}{8(F_{\max} - F_0)C^3\lambda_{\max}} \\ \text{对于压缩弹簧或无预应力的拉伸弹簧} \quad n &= \frac{Gd}{8F_{\max}C^3\lambda_{\max}} \end{aligned} \right\} \quad (16-13)$$

- 6) 求出弹簧的尺寸 D_2 、 D_1 、 H_0 ,并检查其是否符合安装要求等。如不符合,则应改选有关参数(例如 C 值)重新设计。

- 7) 验算稳定性。对于压缩弹簧,如其长度较大时,则受力后容易失去稳定性(图 16-11a),

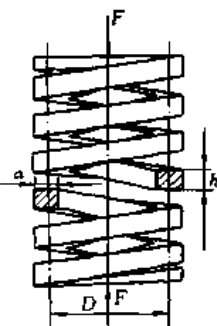


图 16-10 矩形截面弹簧丝的圆柱螺旋压缩弹簧

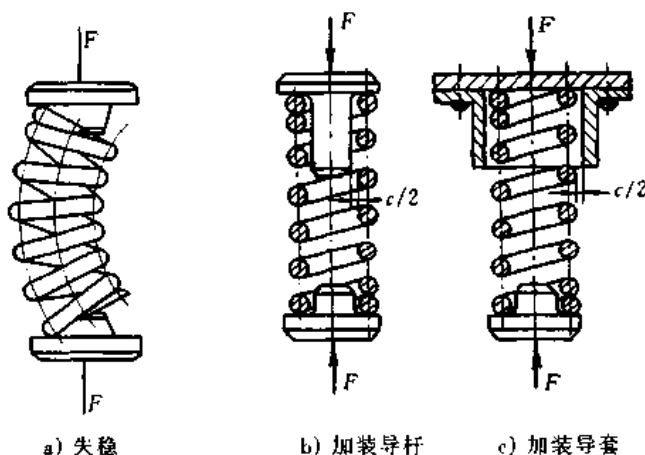


图 16-11 压缩弹簧失稳及对策

这在工作中是不允许的。为了便于制造及避免失稳现象,建议一般压缩弹簧的长细比 $b = \frac{H_0}{D}$ 按

下列情况选取:当两端固定时,取 $b < 5.3$;当一端固定,另一端自由转动时,取 $b < 3.7$;当两端自由转动时,取 $b < 2.6$ 。

当 b 大于上述数值时,要进行稳定性验算,并应满足

$$F_c = C_u k_F H_0 > F_{\max} \quad (16-14)$$

式中: F_c ——稳定时的临界载荷;

C_u ——不稳定系数,从图 16-12 中查得;

F_{\max} ——弹簧的最大工作载荷。

如 $F_{\max} > F_c$ 时,要重新选取参数,改变 b 值,提高 F_c 值,使其大于 F_{\max} 值,以保证弹簧的稳定性。如条件受到限制而不能改变参数时,则应加教导杆(图 16-11b)或导套(图 16-11c)。导杆(导套)与弹簧间的间隙 c 值(直径差)按表 16-7 的规定选取。

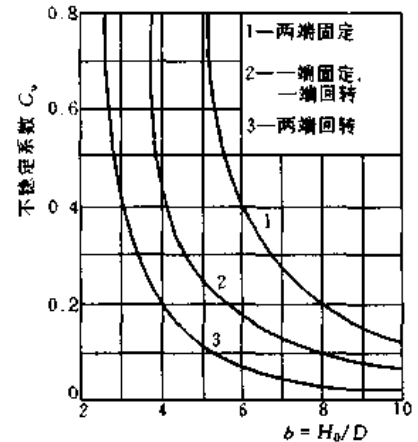


图 16-12 不稳定系数线图

表 16-7 导杆(导套)与弹簧间的间隙

中径 D/mm	≤ 5	$> 5 \sim 10$	$> 10 \sim 18$	$> 18 \sim 30$	$> 30 \sim 50$	$> 50 \sim 80$	$> 80 \sim 120$	$> 120 \sim 150$
间隙 c/mm	0.6	1	2	3	4	5	6	7

8) 疲劳强度和静应力强度的验算。对于循环次数较多、在变应力下工作的重要弹簧,还应该进一步对弹簧的疲劳强度和静应力强度进行验算(如果变载荷的作用次数 $N \leq 10^3$,或载荷变化的幅度不大时,可只进行静应力强度验算)。

疲劳强度验算 图 16-13 所示为弹簧在变载荷作用下的应力变化状态。图中 H_0 为弹簧的自由长度, F_1 和 λ_1 为安装载荷和预压变形量, F_2 和 λ_2 为工作时的最大载荷和最大变形量。当弹簧所受载荷在 F_1 和 F_2 之间不断循环变化时,则根据式(16-3)可得弹簧材料内部所产生的最大和最小循环切应力为:

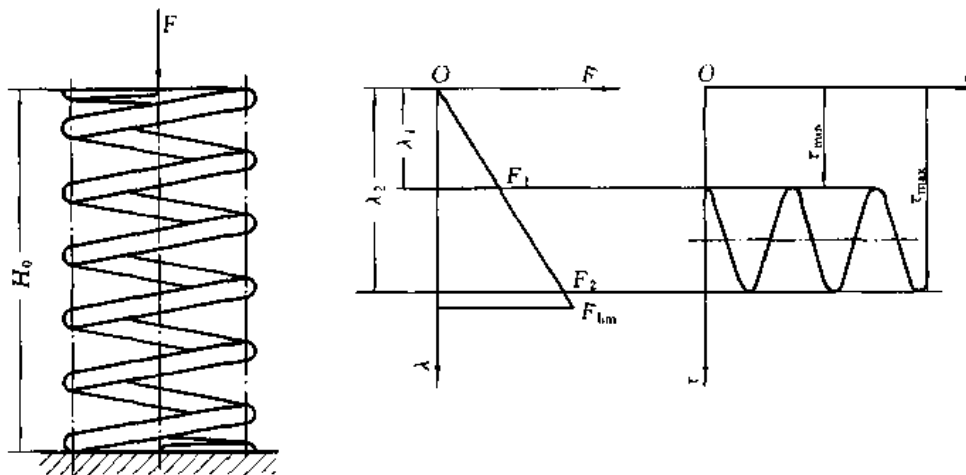


图 16-13 弹簧在变载荷作用下的应力变化状态

$$\tau_{\max} = \frac{8KD}{\pi d^3} F_2$$

$$\tau_{\min} = \frac{8KD}{\pi d^3} F_1$$

对应于上述变应力作用下的普通圆柱螺旋压缩弹簧,疲劳强度安全系数计算值 S_{ca} 及强度条件可按下式计算:

$$S_{ca} = \frac{\tau_0 + 0.75\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \geq S_F \quad (16-15)$$

式中: τ_0 ——弹簧材料的脉动循环剪切疲劳极限,按变载荷作用次数 N ,由表 16-8 中查取;

S_F ——弹簧疲劳强度的设计安全系数,当弹簧的设计计算和材料的力学性能数据精确性高时,取 $S_F = 1.3 \sim 1.7$;当精确性低时,取 $S_F = 1.8 \sim 2.2$ 。

表 16-8 弹簧材料的脉动循环剪切疲劳极限

变载荷作用次数 N	10^4	10^5	10^6	10^7
τ_0/MPa	$0.45\sigma_B$	$0.35\sigma_B$	$0.33\sigma_B$	$0.3\sigma_B$

注:1) 此表适用于高优质钢丝、不锈钢丝、铍青铜和硅青铜丝;

2) 对喷丸处理的弹簧,表中数值可提高 20%;

3) 对于硅青铜、不锈钢丝, $N = 10^4$ 时的 τ_0 值可取 $0.35\sigma_B$;

4) 表中 σ_B 为弹簧材料的拉伸强度极限,单位为 MPa。

静应力强度验算 静应力强度安全系数计算值 S_{Scs} 的计算公式及强度条件为

$$S_{Scs} = \frac{\tau_S}{\tau_{\max}} \geq S_S \quad (16-16)$$

式中 τ_S 为弹簧材料的剪切屈服极限。静应力强度的设计安全系数 S_S 的选取与 S_F 相同。

9) 振动验算。承受变载荷的圆柱螺旋弹簧常是在加载频率很高的情况下工作(如内燃机汽缸阀门弹簧)。为了避免引起弹簧的谐振而导致弹簧的破坏,需对弹簧进行振动验算,以保证其临界工作频率(即工作频率的许用值)远低于其基本自振频率。

圆柱螺旋弹簧的基本自振频率 f_b (单位为 Hz) 为

$$f_b = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_F}{m_s}} \quad (16-17)$$

式中: k_F ——弹簧的刚度,单位为 N/mm,见式(16-9);

m_s ——弹簧的质量,单位为 kg,见表 16-4。

将 k_F , m_s 的关系式代入式(16-17),并取 $n \approx n_1$ 则

$$f_b = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{Gd^4/8D^3n}{\pi^2 d^2 D n_1 \gamma / 4 \cos \alpha}} \approx \frac{d}{8.9 D^2 n_1} \sqrt{\frac{G \cos \alpha}{\gamma}} \quad (16-18)$$

式中各符号意义及单位同前,见式(16-9)及表 16-4。

弹簧的基本自振频率 f_b 应不低于其工作频率 f_w (单位为 Hz) 的 15 ~ 20 倍,以避免引起严重的振动。即

$$f_b \geq (15 \sim 20) f_w$$

或

$$f_w \leq \frac{f_b}{15 \sim 20} \quad (16-19)$$

但弹簧的工作频率一般是预先给定的,故当弹簧的基本自振频率不能满足上式时,应增大 k_F 或减小 m_s , 重新进行设计。

10) 进行弹簧的结构设计。如对拉伸弹簧确定其钩环类型等,并按表 16-4 计算出全部有关尺寸。

11) 绘制弹簧工作图。

例题 16-1 设计一普通圆柱螺旋拉伸弹簧。已知该弹簧在一般载荷条件下工作,并要求中径 $D \approx 18 \text{ mm}$, 外径 $D_2 \leq 22 \text{ mm}$ 。当弹簧拉伸变形量 $\lambda_1 = 7.5 \text{ mm}$ 时,拉力 $F_1 = 180 \text{ N}$; 拉伸变形量 $\lambda_2 = 17 \text{ mm}$ 时,拉力 $F_2 = 340 \text{ N}$ 。

【解】 1. 根据工作条件选择材料并确定其许用应力

因弹簧在一般载荷条件下工作,可按第Ⅲ类弹簧来考虑。现选用碳素弹簧钢丝 C 级。并根据 $D_2 - D \leq 22 \text{ mm} - 18 \text{ mm} = 4 \text{ mm}$, 估取弹簧钢丝直径为 3.0 mm 。由表 16-3 暂选 $\sigma_B = 1570 \text{ MPa}$, 则根据表 16-2 可知 $[\tau] = 0.8 \times 0.5 \times \sigma_B = 628 \text{ MPa}$ 。

2. 根据强度条件计算弹簧钢丝直径

现选取旋绕比 $C = 6$, 则由式(16-4)得

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} + \frac{0.615}{6} \approx 1.25$$

根据式(16-12)得

$$d' \geq 1.6 \sqrt{\frac{F_2 K C}{[\tau]}} = 1.6 \times \sqrt{\frac{340 \times 1.25 \times 6}{628}} \text{ mm} = 3.22 \text{ mm}$$

改取 $d = 3.2 \text{ mm}$, 查得 σ_B 不变, 故 $[\tau]$ 不变, 取 $D = 18 \text{ mm}$, $C = 18/3.2 = 5.625$, 计算得 $K = 1.253$, 于是

$$d' \geq 1.6 \times \sqrt{\frac{340 \times 1.253 \times 5.625}{628}} = 3.12 \text{ mm}$$

上值与原估取值相近, 取弹簧钢丝标准直径 $d = 3.2 \text{ mm}$ 。此时 $D \approx 18 \text{ mm}$, 为标准值, 则

$$D_2 = D + d = 18 \text{ mm} + 3.2 \text{ mm} = 21.2 \text{ mm} < 22 \text{ mm}$$

所得尺寸与题中的限制条件相符, 合适。

3. 根据刚度条件, 计算弹簧圈数 n

由式(16-9)得弹簧刚度为

$$k_F = \frac{F_2 - F_1}{\lambda_2 - \lambda_1} = \frac{340 - 180}{17 - 7.5} \text{ N/mm} = 16.8 \text{ N/mm}$$

由表 16-2 取 $G = 82000 \text{ MPa}$, 则弹簧圈数 n 为

$$n = \frac{Gd^4}{8D^3 k_F} = \frac{82000 \times 3.2^4}{8 \times 18^3 \times 16.8} = 10.96$$

取 $n = 11$ 圈。

此时弹簧的刚度为

$$k_F = 10.96 \times 16.8/11 \text{ N/mm} = 16.74 \text{ N/mm}$$

4. 验算

1) 弹簧初拉力

$$F_0 = F_1 - k_F \lambda_1 = 180 \text{ N} - 16.74 \times 7.5 \text{ N} = 54.45 \text{ N}$$

初应力 τ_0' 按式(16-8)得

$$\tau'_0 = K \frac{8 F_0 D}{\pi d^3} = 1.253 \times \frac{8 \times 54.45 \times 18}{\pi \times 3.2^3} \text{MPa} = 95.44 \text{MPa}$$

按照图 16-9, 当 $C = 5.62$ 时, 初应力 τ'_0 的推荐值为 $65 \sim 150 \text{MPa}$, 故此初应力值合适。

2) 极限工作应力 τ_{lim} 取 $\tau_{\text{lim}} = 0.56 \sigma_B$, 则

$$\tau_{\text{lim}} = 0.56 \times 1570 \text{MPa} = 879.2 \text{MPa}$$

3) 极限工作载荷

$$F_{\text{lim}} = \frac{\pi d^3 \tau_{\text{lim}}}{8 DK} = \frac{3.14 \times 3.2^3 \times 879.2}{8 \times 18 \times 1.253} \text{N} = 501.4 \text{N}$$

5. 进行结构设计

选定两端钩环, 并计算出全部尺寸(从略)。

§ 16-4 圆柱螺旋扭转弹簧的设计计算

(一) 圆柱螺旋扭转弹簧的结构及特性曲线

扭转弹簧常用于压紧、储能或传递扭矩。它的两端带有杆臂或挂钩, 以便固着或加载。图 16-14 中, N I 型为内臂扭转弹簧, N II 型为外臂扭转弹簧, N III 型为中心臂扭转弹簧, N IV 型为双扭簧。螺旋扭转弹簧在相邻两圈间一般留有微小的间距, 以免扭转变形时相互摩擦。

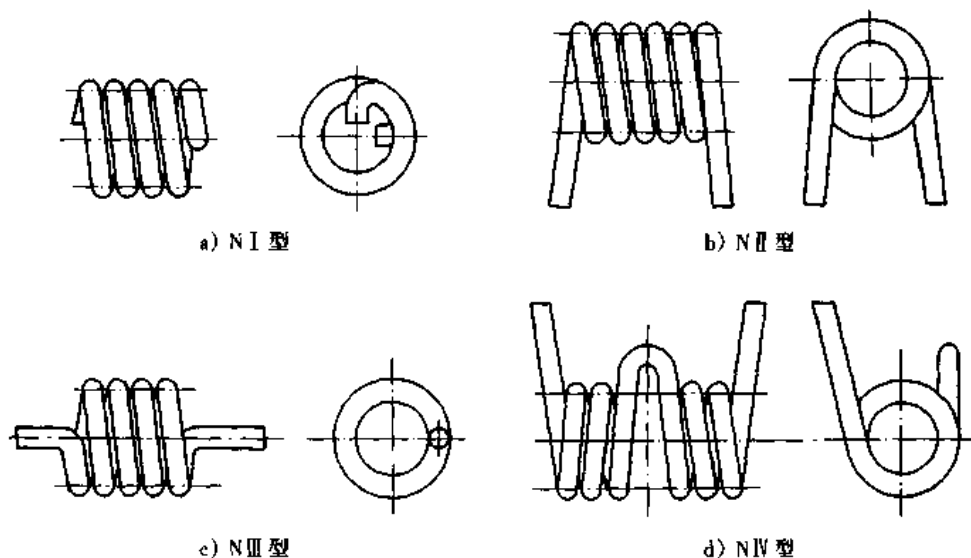


图 16-14 圆柱螺旋扭转弹簧

扭转弹簧的工作应力也是要在其材料的弹性极限范围内才能正常工作, 故载荷 T 与扭转角 φ 间仍为直线关系, 其特性曲线如图 16-15 所示。图中各符号的意义是:

T_{lim} ——极限工作扭矩, 即达到这个载荷时, 弹簧丝中的应力已接近其弹性极限;

T_{max} ——最大工作扭矩, 即对应于弹簧丝中的弯曲应力到达许用值时的最大工作载荷;

T_{min} ——最小工作扭矩(安装值), 按弹簧的功用选定, 一般取 $T_{\text{min}} = (0.1 \sim 0.5) T_{\text{max}}$;

$\varphi_{\text{lim}}, \varphi_{\text{max}}, \varphi_{\text{min}}$, ——分别对应于上述各载荷的扭转角。

扭转弹簧的轴向长度的计算, 可仿照表 16-4 中拉伸弹簧自由长度 H_0 (单位为 mm) 的计算公式进行计算, 即

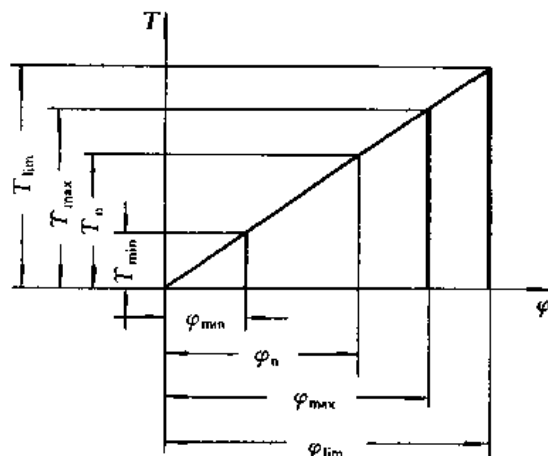


图 16-15 扭转弹簧的特性曲线

$$H_0 = n(d + \delta_0) + H_h$$

式中： δ_0 ——弹簧相邻两圈间的轴向间距，一般取 $\delta_0 = 0.1 \sim 0.5 \text{ mm}$ ；

H_h ——挂钩或杆臂沿弹簧轴向的长度，单位为 mm。

(二) 圆柱螺旋扭转弹簧受载时的应力及变形

图 16-16 为一承受扭矩 T 的圆柱螺旋扭转弹簧。取弹簧丝的任意圆形截面 $B-B$ ，扭矩 T 对此截面作用的载荷为一引起弯曲应力的力矩 M 及一引起扭转切应力的扭矩 T' 。而 $M = T \cos \alpha$ ， $T' = T \sin \alpha$ 。因 α 很小，故 T' 的作用可以忽略不计。而 $M \approx T$ ，即弹簧丝截面上的应力，可以近似地按受弯矩的梁来计算，其最大弯曲应力 σ_{\max} （单位为 MPa）及强度条件（以 T_{\max} 代 T ，单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}$ ）为

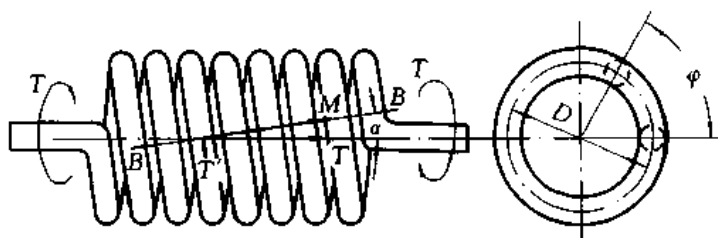


图 16-16 扭转弹簧的载荷分析

$$\sigma_{\max} = \frac{K_t M}{W} \approx \frac{K_t T_{\max}}{0.1 d^3} \leq [\sigma_b] \quad (16-20)$$

式中： W ——圆形截面弹簧丝的抗弯截面系数，单位为 mm^3 ，即

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$$

d ——弹簧丝直径，单位为 mm；

K_t ——扭转弹簧的曲度系数（意义与前述拉压弹簧的曲度系数 K 相似）；对圆形截面弹

簧丝的扭转弹簧,曲度系数 $K_t = \frac{4C-1}{4C-4}$, 常用 C 值为 4~16;

$[\sigma_b]$ ——弹簧丝的许用弯曲应力,单位为 MPa,由表 16-2 选取。

扭转弹簧承载时的变形以其角位移来测定。弹簧受扭矩 T 作用后,因扭转变形而产生的扭转角 φ [单位为($^\circ$)]可按材料力学中的公式作近似计算,即

$$\varphi \approx \frac{180 TDn}{EI} \quad (16-21)$$

扭转弹簧的刚度为

$$k_T = \frac{T}{\varphi} = \frac{EI}{180 Dn} \quad (16-22)$$

式中: k_T ——弹簧的扭转刚度,单位为 $N \cdot mm/(^\circ)$;

I ——弹簧丝截面的轴惯性矩,单位为 mm^4 ,对于圆形截面, $I = \frac{\pi d^4}{64}$;

E ——弹簧材料的弹性模量,单位为 MPa,见表 16-2;

其余各符号的意义和单位同前。

(三) 圆柱螺旋扭转弹簧的设计

圆柱螺旋扭转弹簧的设计方法和步骤是:首先选定材料及许用应力,并选择 C 值,计算出 K_t (或暂取 $K_t = 1$);对于圆形截面弹簧丝的弹簧,以 $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3$ 代入式(16-20),试算出弹簧丝直径

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{K_t \cdot T_{\max}}{0.1 [\sigma_b]}} \quad (16-23)$$

同前理,如果弹簧是选用碳素弹簧钢丝或 65Mn 弹簧钢丝制造时,仍应仿前检查 d' 与原来估取的 d 值是否接近。如接近时,即可将 d' 圆整为标准直径 d ,并按 d 求出弹簧的其它尺寸。然后检查各尺寸是否合适。

由式(16-21)整理后,可得出计算扭转弹簧圈数的公式为

$$n = \frac{EI\varphi}{180 TD} \quad (16-24)$$

扭转弹簧的弹簧丝长度可仿照表 16-4 中拉伸弹簧展开长度的计算公式进行计算,即

$$L \approx \pi Dn + L_h \quad (16-25)$$

式中 L_h 为制做挂钩或杆臂的弹簧丝长度。

最后绘制弹簧的工作图。

例题 16-2 试设计一 NIII 型圆柱螺旋扭转弹簧。最大工作扭矩 $T_{\max} = 7 N \cdot m$, 最小工作扭矩 $T_{\min} = 2 N \cdot m$, 工作扭转角 $\varphi = \varphi_{\max} - \varphi_{\min} = 50^\circ$, 载荷循环次数 N 为 10^5 。

【解】 1. 选择材料并确定其许用弯曲应力

根据弹簧的工作情况,属于 II 类弹簧。现选用碳素弹簧钢丝 B 级制造,由表 16-2 查得 $[\sigma_b] = 0.5 \sigma_b$, 估取弹簧钢丝直径为 5 mm,由表 16-3 取 $\sigma_b = 1320$ MPa。则 $[\sigma_b] = 0.5 \times 1320$ MPa = 660 MPa。

2. 选择旋绕比 C 并计算曲度系数 K_t

选取 $C = 6$, 则

$$K_t = \frac{4C-1}{4C-4} = \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} = \frac{23}{20} = 1.15$$

3. 根据强度条件试算弹簧钢丝直径

由式(16-23)得

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{K_1 T_{\max}}{0.1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{1.15 \times 7\,000}{0.1 \times 660}} \text{ mm} = 4.95 \text{ mm}$$

原值 $d = 5 \text{ mm}$ 可用, 不须重算。

4. 计算弹簧的基本几何参数

$$D = Cd = 6 \times 5.0 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

$$D_2 = D + d = 30 \text{ mm} + 5.0 \text{ mm} = 35 \text{ mm}$$

$$D_1 = D - d = 30 \text{ mm} - 5.0 \text{ mm} = 25 \text{ mm}$$

取间距 $\delta_0 = 0.5 \text{ mm}$, 则

$$p = d + \delta_0 = 5.0 \text{ mm} + 0.5 \text{ mm} = 5.5 \text{ mm}$$

$$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D} = \arctan \frac{5.5}{\pi \times 30} = 3^\circ 20'$$

5. 按刚度条件计算弹簧的工作圈数

由表 16-2 知, $E = 200\,000 \text{ MPa}$; $I = \pi d^4/64 \approx \pi \times (5^4/64) \text{ mm}^4 = 30.68 \text{ mm}^4$ 。故由式(16-24)得

$$n = \frac{EI\varphi}{180TD} = \frac{200\,000 \times 30.68 \times 50}{180 \times (7\,000 \sim 2\,000) \times 30} = 11.36 (\text{圈})$$

取 $n = 11.5 (\text{圈})$ 。

6. 计算弹簧的扭转刚度

由式(16-22)得

$$k_T = \frac{EI}{180Dn} = \frac{200\,000 \times 30.68}{180 \times 30 \times 11.5} \text{ N} \cdot \text{mm}/(^{\circ}) = 98.8 \text{ N} \cdot \text{mm}/(^{\circ})$$

7. 计算 φ_{\max} 及 φ_{\min}

因为

$$T_{\max} = k_T \varphi_{\max}$$

所以

$$\varphi_{\max} = \frac{T_{\max}}{k_T} = \left(\frac{7\,000}{98.8} \right)^{\circ} = 70.85^{\circ}$$

$$\varphi_{\min} = \varphi_{\max} - \varphi = 70.85^{\circ} - 50^{\circ} = 20.85^{\circ}$$

8. 计算自由高度 H_0

取 $H_b = 40 \text{ mm}$, 则

$$H_0 = n(d + \delta_0) + H_b = 11.5 \times (5 + 0.5) \text{ mm} + 40 \text{ mm} = 103.25 \text{ mm}$$

9. 计算弹簧丝展开长度 L

取 $L_b = H_b = 40 \text{ mm}$, 则由式(16-25)得

$$L = \pi Dn + L_b = \pi \times 30 \times 11.5 \text{ mm} + 40 \text{ mm} = 1\,123.8 \text{ mm}$$

10. 绘制工作图(从略)。

§ 16-5 其它类型弹簧简介

(一) 平面涡卷弹簧

平面涡卷弹簧(简称涡簧)是阿基米德涡线形的结构,如图 16-17 所示。它的外端固定在活动构件或壳体上,内端固定在心轴上。涡簧主要用作仪表机构的发条及武器的发射弹簧。弹簧在这些机构中,用积蓄的能量带动活动构件运动,完成机构所需要的动作。

涡簧所受的外载荷是扭矩,但弹簧丝的每一个截面都承受着相同的弯矩,其受力状态和工作条件与扭转螺

旋弹簧的基本上相同。因此,可以利用扭转螺旋弹簧的设计计算方法来计算涡簧。

涡簧的特性曲线如图 16-18 所示,它在工作行程中所受的扭矩与其扭转角大体上是成正比的,但特性曲线的两头不是直线而是曲线。这是由于涡簧结构上的原因所造成的。在涡簧工作的开始阶段和终止阶段,参加工作的不是弹簧丝的全部长度,而是它的一部分。涡簧外层几圈是逐渐松开的,当各圈完全松离心轴后,涡簧才能在全部长度内变形,所以特性曲线的两头出现曲线段。

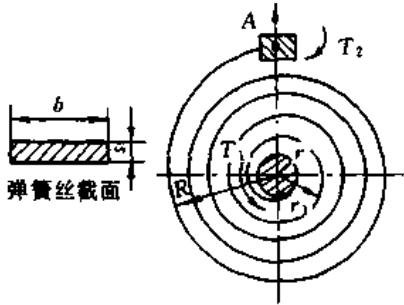


图 16-17 平面涡卷弹簧

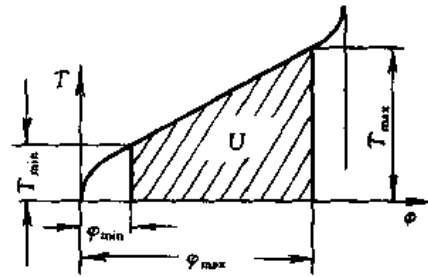


图 16-18 平面涡卷弹簧的特性曲线

涡簧所用的材料为优质高碳钢及冷轧工具钢等。涡簧的制作是将钢带卷到特制的心轴上,使之一圈一圈地叠起来,然后进行强压处理(一般为 24 h),以便使钢带中产生的应力保持稳定。

(二) 碟形弹簧

碟形弹簧呈无底碟状,是用薄钢板冲压而成的。实用中一般是将很多碟形弹簧组合起来(图 16-19),并装在导杆上或套筒中工作。

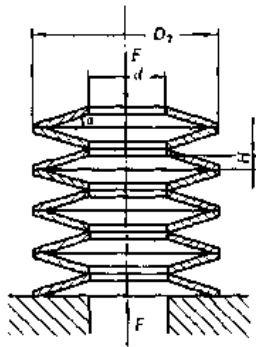


图 16-19 碟形弹簧

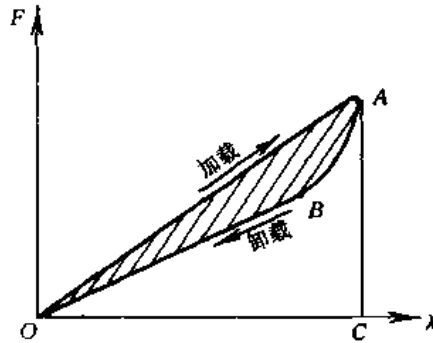


图 16-20 碟形弹簧的特性曲线

碟形弹簧只能承受轴向载荷,是一种刚度很大的压缩弹簧。当受到轴向压力 F 时,碟形弹簧片的 α 角将减小,使弹簧产生轴向变形。由于每个 α 角时的刚度不同,载荷与变形不再是线性关系,但在工程上常将碟形弹簧的特性曲线近似地取为直线。又因工作过程中有能量消耗,所以,加载过程和卸载过程的特性曲线 OA 和 ABO 并不重合(图 16-20),两段曲线所围成的面积(阴影部分)代表弹簧的内摩擦功。阴影面积与近似三角形 OAC 的面积比值则表征弹簧的缓冲能力。

碟形弹簧片常用 60Si2MnA 或与其力学性能相近的其它钢板(60SiMn5、67SiCr5 或 50CrVA 等)冲压而成,钢板厚度 $s \leq 6 \text{ mm}$ 的用冷冲法, $s > 6 \text{ mm}$ 的用热冲法。采用冷冲法时,冲制前先进行退火,冲制后再进行淬火和回火。为了提高弹簧的承载能力,最后可进行强压处理。

碟形弹簧常用在空间尺寸小,外载荷又很大的缓冲减震装置中。

(三) 环形弹簧

环形弹簧是由若干带锥面的内外圆环组成的一种压缩弹簧(图 16-21)。它在轴向载荷 F 作用下,内外环的接触面间将产生很大的法向压力,使内环直径减小,外环直径增大。由于内外环直径发生这样的变化,就使弹簧缩短了长度;当外力卸除后,由于环的锥角 β 大于摩擦角,所以弹簧便在弹性内力的作用下恢复原来的尺寸。



图 16-21 环形弹簧

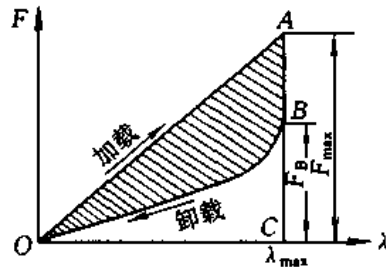


图 16-22 环形弹簧的特性曲线

环形弹簧承受轴向力 F 时,内、外环的锥形接触面间产生很大的摩擦力,消耗很多的能量,此时受力与变形仍成线性关系,见特性曲线(图 16-22)中的 OA 段。在加载过程中,外力 F 等于弹簧内力与摩擦力之和。 ABO 表示卸载过程,它包括两个阶段,即 AB 段和 BO 段。 AB 段表示载荷由 F_{\max} 降至 F_B ,弹簧的弹性内力克服静摩擦力的情况。这时外力虽降低了,而弹簧的轴向尺寸并没有恢复。 BO 段表示外力继续下降,所存的弹性内力克服临界摩擦力,使弹簧逐渐恢复原状的情况。

环形弹簧的内、外环,由优质碳钢或耐磨的合金钢制成。各环按所需的外形先进行滚压,以提高其承载能力,然后再进行热处理。

环形弹簧是一种强力弹簧,具有很大的缓冲吸震能力,(面积 $OABO$ 与 $OACO$ 之比可达 60% ~ 70%),常用在重型车辆、火炮和飞机起落架等的缓冲装置中。

(四) 板簧

板簧一般是由 6~15 片长度不等的弹簧钢板重叠而成(图 16-23)。它是把钢板制成等宽的板条,两端加以适当的修整,然后重叠起来,并加装弹簧夹等而组成。重叠前把每片钢板制成不同的曲率(图 16-23a),装配后(图 16-23b),使其产生初应力,以提高板簧的强度。

板簧受力后,产生弯曲变形,即产生一定的挠度,而力和变形成正比,所以它的特性曲线也是一条直线,如图 16-24 所示。

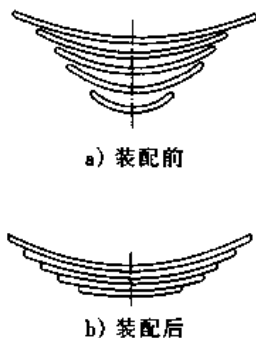


图 16-23 实用板簧的形成

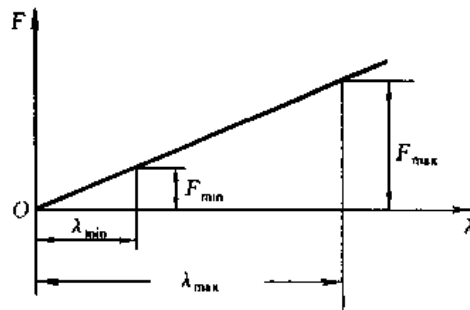


图 16-24 板簧的特性曲线

制造板簧的材料主要是用热处理后具有高强度的合金钢,常用的有 60Si2MnA, 60Si2Ni2A 等。

板簧的刚度很大,也是一种强力弹簧,由于板簧有较大的消振能力,主要用于各种车辆的减震装置和某些锻压设备(如弹簧锤)的结构中。

习 题

16-1 试设计一在静载荷、常温下工作的阀门圆柱螺旋压缩弹簧。已知:最大工作载荷 $F_{\max} = 220 \text{ N}$,最小工作载荷 $F_{\min} = 150 \text{ N}$,工作行程 $h = 5 \text{ mm}$,弹簧外径不大于 16 mm ,工作介质为空气,两端固定支承。

16-2 设计一圆柱螺旋扭转弹簧。已知该弹簧用于受力平稳的一般机构中,安装时的预加扭矩 $T_1 \approx 2 \text{ N}\cdot\text{m}$,工作扭矩 $T_2 = 6 \text{ N}\cdot\text{m}$,工作时的扭转角 $\varphi = \varphi_{\max} - \varphi_{\min} = 40^\circ$ 。

16-3 某牙嵌式离合器用的圆柱螺旋压缩弹簧(参看图 16-6)的参数如下: $D_2 = 36 \text{ mm}$, $d = 3 \text{ mm}$, $n = 5$,弹簧材料为碳素弹簧钢丝(C级),最大工作载荷 $F_{\max} = 100 \text{ N}$,载荷性质为Ⅱ类,试校核此弹簧的强度,并计算其最大变形量 λ_{\max} 。

16-4 设计一具有预应力的圆柱螺旋拉伸弹簧(参看图 16-7c)。已知:弹簧中径 $D \approx 10 \text{ mm}$,外径 $D_2 < 15 \text{ mm}$ 。要求:当弹簧变形量为 6 mm 时,拉力为 160 N ;变形量为 15 mm 时,拉力为 320 N 。

16-5 圆柱螺旋扭转弹簧用在 760 mm 宽的门上,如图 16-25 所示。当关门后,手把上加 4.5 N 的推力 F 能把门打开;当门转到 180° 时,手把上的推力为 13.5 N ,若材料的许用弯曲应力 $[\sigma_b] = 1100 \text{ MPa}$,求:(1) 该弹簧的弹簧钢丝直径 d 和中径 D ;(2) 所需的初始变形角 φ_{\min} ;(3) 弹簧的工作圈数 n 。

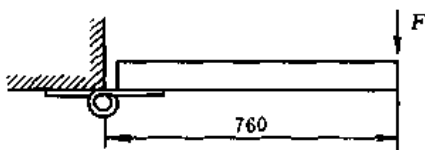


图 16-25 门用弹簧设计

第十七章 机座和箱体简介

§ 17-1 概 述

机座和箱体等零件,在一台机器的总质量中占有很大的比例(例如在机床中约占总质量的 70% ~ 90%),同时在很大程度上影响着机器的工作精度及抗振性能;若兼作运动部件的滑道(导轨)时,还影响着机器的耐磨性等。所以正确选择机座和箱体等零件的材料和正确设计其结构形式及尺寸,是减小机器质量、节约金属材料、提高工作精度、增强机器刚度及耐磨性等的重要途径。现仅就机座和箱体的一般类型、材料、制法、结构特点及基本设计准则作一简要介绍。

(一) 机座和箱体的一般类型

机座(包括机架、基板等)和箱体(包括机壳、机匣等)的形式繁多,分类方法不一。就其一般构造形式而言,可划分为四大类(图 17-1):机座类(图 a、b、c、d)、机架类(图 e、f、g)、基板类(图 h)和箱壳类(图 i、j)。若按结构分类,则可分为整体式和装配式;按制法分类又可分为铸造的、焊接的和拼焊的等等。

(二) 机座和箱体的材料及制法

固定式机器,尤其是固定式重型机器,其机座和箱体的结构较为复杂,刚度要求也较高,因而通常都为铸造。铸造材料常用既便于施工又价廉的铸铁(包括普通灰铸铁、球墨铸铁与变性灰铸铁等);只有需要强度高、刚度大时才用铸钢;当减小质量具有很大的意义时(如运行式机器的机座和箱体)才用铝合金等轻合金。对于运行式机器,如飞机、汽车、拖拉机及运行式起重机等,减小机体的质量非常重要,故常用钢或轻合金型材焊制。大型机座的制造,则常采取分零铸造,然后焊成一体的办法。

铸造及焊接零件的基本工艺、应用特性及一般选择原则已在金属工艺学中阐述,设计时,应全面进行分析比较,以期设计合理,且能符合生产实际。例如虽然一般地说,成批生产且结构复杂的零件以铸造为宜;单件或少量生产,且生产期限较短的零件则以焊接为宜,但对具体的机座或箱体仍应分析其主要决定因素。譬如成批生产的中小型机床及内燃机等机座,结构复杂是其主要问题,固然应以铸造为宜;但成批生产的汽车底盘及运行式起重机的机体等却以质量小和运行灵便为主,则又应以焊接为宜。又如质量及尺寸都不大的单件机座或箱体以制造简便和经济为主,应采用焊接;而单件大型机座或箱体若单采用铸或焊皆不经济或不可能时,则应采用拼焊结构等等。

§ 17-2 机座和箱体的截面形状及肋板布置

(一) 截面形状

绝大多数的机座和箱体受力情况都很复杂,因而要产生拉伸(或压缩)、弯曲、扭转等变形。当受到弯曲或扭转时,截面形状对于它们的强度和刚度有着很大的影响。如能正确设计机座和箱体的截面形状,从而在既不增大截面面积,又不增大(甚至减小)零件质量(材料消耗量)的条件下,来增大截面系数及截面的惯性矩,就能提高它们的强度和刚度。表 17-1 中列出了常用的几种截面形状(面积接近相等),通过它们的相对强度和相对刚度的比较可知;虽然空心矩形截面的弯曲强度不及工字形截面的,扭转强度不及圆形截面的,但它的扭转刚度却大得很多,而且采用空心矩形截面的机座和箱体的内外壁上较易装设其它机件。因而对于机座和箱体来说,它是结构性能较好的截面形状。实用中绝大多数的机座和箱体都采用这种截面形状就是这个缘故。

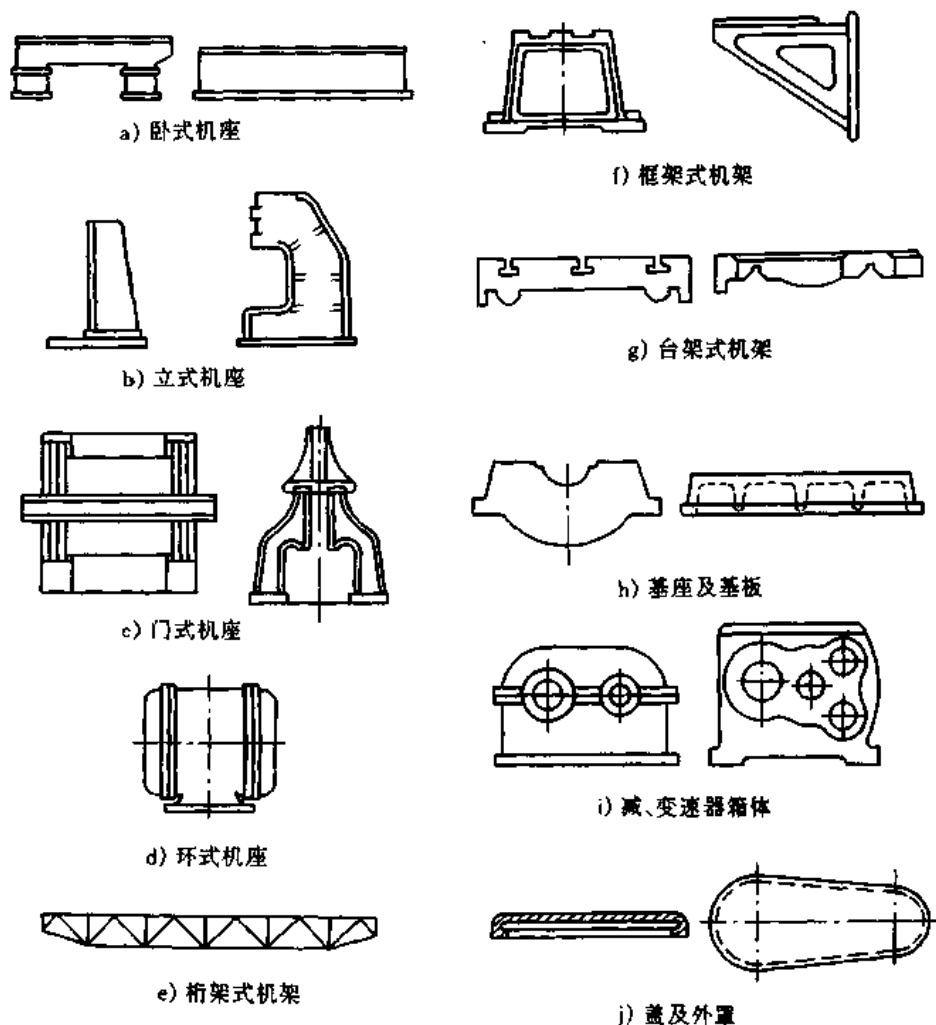


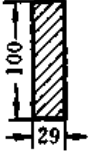
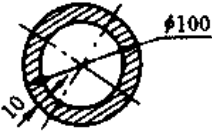
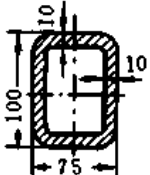
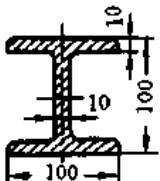
图 17-1 机座和箱体的形式

(二) 肋板布置

一般地说,增加壁厚固然可以增大机座和箱体的强度和刚度,但不如加设肋板来得有利。因为加设肋板时,既可增大强度和刚度,又可较增大壁厚时减小质量;对于铸件,由于不需增加壁厚,就可减少铸造的缺陷;对于焊件,则壁厚时更易保证焊接的品质。特别是当受到铸造、焊接工艺及结构要求的限制时,例如为了便于砂芯的安装或清除,以及需在机座内部装置其它机件等等,往往需把机座制成一面或两面敞开的,或者至少须在某些部位开出较大的孔洞,这样必然大大削弱了机座的刚度,此时则加设肋板更属必要。因此加设肋板不仅是较为有利的,而且常常是必要的。

肋板布置的正确与否对于加设肋板的效果有着很大的影响。如果布置不当,不仅不能增大机座和箱体的强度和刚度,而且会造成浪费工料及增加制造困难。由表 17-2 所列的几种肋板布置情况即可看出:除了第 5、6 号的斜肋板布置情况外,其它几种肋板布置形式对于弯曲刚度增加得很少;尤其是第 3、4 号的布置情况,相对弯曲刚度 C_b 的增加值还小于相对质量 R 的增加值 $\left(\frac{C_b}{R} < 1\right)$ 。由此可知肋板的布置以第 5、6 号所示的斜肋板形式较佳。但若采用斜肋板会造成工艺上的困难时,亦可妥善安排若干直肋板。例如为了便于焊制,桥式起重机箱形主梁的肋板即为直肋板。此外,肋板的结构形状也是需要考虑的重要影响因素,并应随具体的应用场合及不同的工艺要求(如铸、铆、焊、胶等)而设计成不同的结构形状。

表 17-1 常用的几种截面形状的对比

截 面		弯 曲			扭 转			
形 状	面 积 /cm ²	许用弯矩 /(N·m)	相对强度	相对刚度	许用扭矩 /(N·m)	相对强度	单位长度 许用扭矩 /(N·m)	相对刚度
	29.0	4.83[σ_b]	1.0	1.0	0.27[τ_T]	1.0	6.6G[φ_0]	1.0
	28.3	5.82[σ_b]	1.2	1.15	11.6[τ_T]	43	58G[φ_0]	8.8
	29.5	6.63[σ_b]	1.4	1.6	10.4[τ_T]	38.5	207G[φ_0]	31.4
	29.5	9.0[σ_b]	1.8	2.0	1.2[τ_T]	4.5	12.6G[φ_0]	1.9

注:[σ_b]为许用弯曲应力;[τ_T]为许用扭转切应力;G为切变模量;[φ_0]为单位长度许用扭转角。

表 17-2 几种肋板布置情况的对比

号 码	形 状	相对弯曲刚度 C_b	相对扭转刚度 C_T	相对质量 R	$\frac{C_b}{R}$	$\frac{C_T}{R}$
1 (基型)		1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
2a		1.10	1.63	1.10	1.00	1.48
2b		1.09	1.39	1.05	1.04	1.32
3		1.08	2.04	1.14	0.95	1.79
4		1.17	2.16	1.38	0.85	1.56
5		1.78	3.69	1.49	1.20	2.47
6		1.55	2.94	1.26	1.23	2.34

§ 17-3 机座和箱体设计概要

机座和箱体等零件工作能力的主要指标是刚度,其次是强度和抗振性能;当同时用作滑道时,滑道部分还应具有足够的耐磨性。此外,对具体的机械,还应满足特殊的要求,并力求具有良好的工艺性。

机座和箱体的结构形状和尺寸大小,决定于安装在它的内部或外部的零件和部件的形状和尺寸及其相互配置、受力与运动情况等。设计时,应使所装的零件和部件便于装拆与操作。

机座和箱体的一些结构尺寸,如壁厚、凸缘宽度、肋板厚度等,对机座和箱体的工作能力、材料消耗、质量和成本,均有重大的影响。但是由于这些部位形状的不规则和应力分布的复杂性,以前大多是按照经验公式、经验数据或比照现用的类似机件进行设计,而略去强度和刚度等的分析与校核。这对那些不太重要的场合虽是可行的,但却带有一定的盲目性(例如对减速器箱体的设计就是如此)。因而对重要的机座和箱体,考虑到上述设计方法不够可靠,或者资料不够成熟,还需用模型或实物进行实测试验,以便按照测定的数据进一步修改结构及尺寸,从而弥补经验设计的不足。但是,随着科学技术和计算工具的发展,现在已有条件采用精确的计算方法(有限元法)来决定前述一些结构尺寸。采用有限元法的计算方法可参看[4]、[59]。

关于增强机座和箱体刚度的办法,除了前述选用完全封闭或仅一面敞开的空心矩形截面及采用斜肋板等较好的结构外,还可采取尽量减少与其它机件的联接面数;使联接面垂直于作用力;使相联接的各机件间相互联接牢固并靠紧;尽量减小机座和箱体的内应力以及选用弹性模量较大的材料等一系列的措施。

设计机座和箱体时,为了机器装配、调整、操纵、检修及维护等的方便,应在适当的位置设有大小适宜的孔洞。金属切削机床的机座还应具有便于迅速清除切屑或边脚料的可能。各种机座均应有方便、可靠的与地基联接的装置。

箱体零件上必须键磨的孔数及各孔位置的相关影响应尽量减少。位于同一轴线上的各孔直径最好相同或顺序递减。在不太重要的场合,按照经验设计决定减速器箱体具体尺寸的方法可参看[57]。

当机座和箱体的质量很大时,应设有便于起吊的装置,如吊装孔、吊钩或吊环等。如需用绳索捆绑时,必须保证捆吊时具有足够的刚度,并考虑在放置平稳后,绳索易于解下或抽出。

另外还须指出,机器工作时总要产生振动并引发出噪声,对周围的人员、设备、产品质量及自然环境都会带来损害与污染,因而隔振也是设计机座与箱体时应该同时考虑的问题,特别是当机器转速或往复运动速度较高以及冲击严重时,必须通过阻尼或缓冲等手段使振动波在传递过程中迅速衰减到允许的范围内(可根据不同的车间设计规范取定)。最常见的隔振措施是在机座与地基间加装由金属弹簧或橡胶等弹性元件制成的隔振器,它们可根据计算结果的要求从专业工厂的产品中选用,必要时也可委托厂家订做。

第十八章 减速器和变速器

§ 18-1 减 速 器

(一) 概述

减速器是指原动机与工作机之间独立的闭式传动装置,用来降低转速并相应地增大转矩。此外,在某些场合,也有用作增速的装置,并称为增速器。

减速器的种类很多,这里仅讨论由齿轮传动、蜗杆传动以及由它们组合成的减速器。若按传动和结构特点来划分,这类减速器有下述六种:

1. 齿轮减速器

主要有圆柱齿轮减速器、圆锥齿轮减速器和圆锥-圆柱齿轮减速器。

2. 蜗杆减速器

主要有圆柱蜗杆减速器、环面蜗杆减速器和锥蜗杆减速器。

3. 蜗杆-齿轮减速器及齿轮-蜗杆减速器。

4. 行星齿轮减速器

5. 摆线针轮减速器

6. 谐波齿轮减速器

上述六种减速器已有标准系列产品,使用时只需结合所需传动功率、转速、传动比、工作条件和机器的总体布置等具体要求,从产品目录或有关手册中选择即可。只有在选不到合适的产品时,才自行设计制造。

此外,还有一些专用减速器(如在电梯、阀门开关等处用),以及滚子凸轮减速器、超环面蜗杆减速器等。

本节主要介绍前述齿轮减速器和蜗杆减速器的主要类型、特点及应用。

(二) 齿轮减速器

齿轮减速器的特点是效率及可靠性高,工作寿命长,维护简便,因而应用范围很广。

齿轮减速器按其减速齿轮的级数可分为单级、两级、三级和多级的;按其轴在空间的布置可分为立式和卧式的;按其运动简图的特点可分为展开式、同轴式(又称回归式)和分流式的等。

单级圆柱齿轮减速器(图 18-1a)为了避免外廓尺寸过大,其最大传动比一般为 $i_{\max} = 5 \sim 8$; 当 $i > 8$ 时,就应采用两级的圆柱齿轮减速器。

两级圆柱齿轮减速器应用最广,常用于 $i = 8 \sim 50$ 及高、低速级的中心距总和 $a_{\Sigma} = 250 \sim 4\,000$ mm 的情况下。其运动简图可以是展开式、分流式或同轴式的。

展开式两级圆柱齿轮减速器(图 18-1b)是两级减速器中最简单、应用最广泛的一种。它的齿轮相对于支承位置不对称,当轴产生弯扭变形时,载荷在齿宽上分布不均匀,因此轴应设计得具有较大的刚度,并使齿轮远离输入或输出端。一般用在中心距总和 $a_{\Sigma} \leq 1\,700$ mm 的情况下。

分流式两级圆柱齿轮减速器有高速级分流(图 18-1e)及低速级分流(图 18-1h)两种。根据使用经验,两者中以高速级分流时性能较好,所以,在实际中也比低速级分流者应用更广。分流式减速器的外伸轴位置可由任意一边伸出,便于进行机器的总体配置。分流级的齿轮均做成斜齿,一边右旋,另一边左旋,以抵消轴向力。这时,应使其中的一根轴能作稍许轴向游动,以免卡死齿轮。

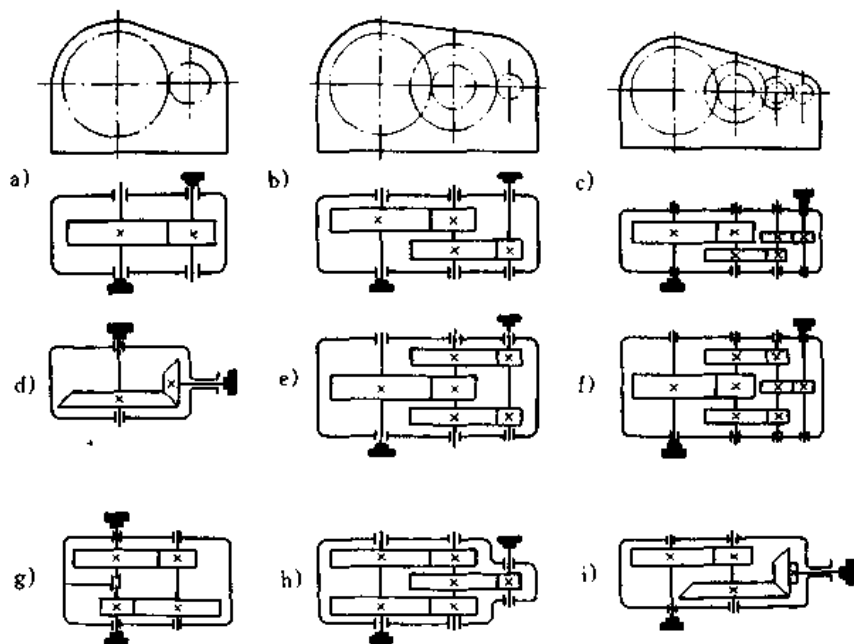


图 18-1 各式齿轮减速器

同轴式两级圆柱齿轮减速器(图 18-1g)的径向尺寸紧凑,但轴向尺寸较大。由于中间轴较长,轴在受载时的挠曲亦较大,因而沿齿宽上的载荷集中现象亦较严重。同时由于两级齿轮的中心距必须一致,所以高速级齿轮的承载能力难以充分利用。而且位于减速器中间部分的轴承润滑也比较困难。此外,减速器的输入轴端和输出轴端位于同一轴线的两端,给传动装置的总体配置带来一些限制。但当要求输入轴端和输出轴端必须放在同一轴线上时,采用这种减速器却极为方便。这种减速器常用于中心距总和 $a_{\Sigma} = 100 \sim 1\,000\text{ mm}$ 的情况下。

三级圆柱齿轮减速器通常用于 $i = 50 \sim 500$ 及中心距总和 $a_{\Sigma} \leq 5\,000\text{ mm}$ 的情况下。它可以做成展开式的(图 18-1c)或分流式的(图 18-1f)。分流式的分流级应是中间级,以期同时改善轴的刚性较差的高速级传动及受力最大的低速级传动中轮齿上的载荷集中现象。

对于上述各类齿轮减速器,究竟采用卧式或立式,则视传动组合的方便与否而定。

单级圆锥齿轮减速器(图 18-1d)及两级圆锥-圆柱齿轮减速器(图 18-1i)用于需要输入轴与输出轴成 90° 配置的传动中。当传动比不大($i = 1 \sim 5$)时,采用单级圆锥齿轮减速器;当传动比较大时,则采用两级($i = 6 \sim 35$)或三级($i = 35 \sim 208$)的圆锥-圆柱齿轮减速器。由于大尺寸的圆锥齿轮较难精确制造,因而总是把圆锥齿轮传动作为圆锥-圆柱齿轮减速器的高速级(载荷较小),以减小其尺寸,便于提高制造精度。

(三) 蜗杆减速器

蜗杆减速器的特点是在外廓尺寸不大的情况下,可以获得大的传动比,工作平稳,噪声较小,但效率较低。其中应用最广的是单级蜗杆减速器,两级蜗杆减速器则应用较少。

单级蜗杆减速器根据蜗杆的位置可分为上蜗杆(图 18-2a)、下蜗杆(图 18-2b)及侧蜗杆(图 18-2c)三种。单级蜗杆减速器常用的传动比 $i = 10 \sim 70$ 。

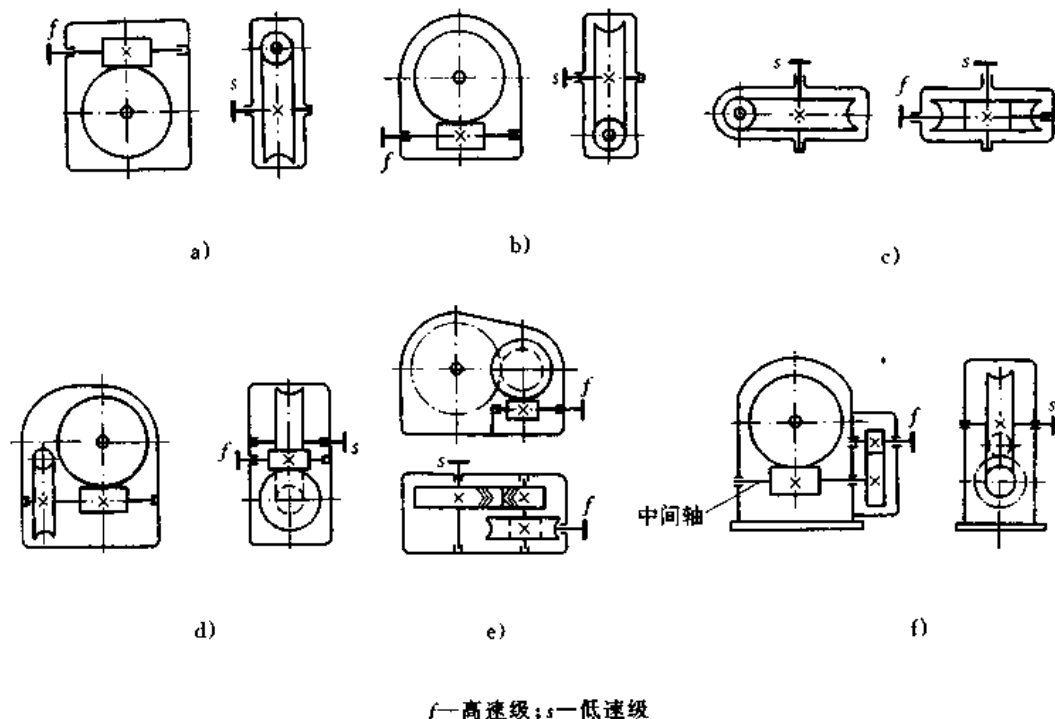


图 18-2 各式蜗杆减速器及蜗杆与齿轮组合的减速器

上述蜗杆配置方案的选取,亦视传动装置组合的方便与否而定。选择时,应尽可能地选用下蜗杆的结构。因为此时的润滑和冷却问题均较易解决,同时蜗杆轴承的润滑也很方便。当蜗杆的圆周速度大于 $4 \sim 5 \text{ m/s}$ 时,为了减少搅油和飞溅时损耗的功率,可采用上蜗杆结构。

两级蜗杆减速器(图 18-2d)的特点是结构尺寸紧凑,常用于传动比很大的地方(一般为 $i = 100 \sim 4\,000$),但其效率较低。当低速级的中心距为高速级的二倍时,可得到各级蜗杆传动大致为等强度的结构。

(四) 蜗杆-齿轮减速器

这类减速器在绝大多数情况下,都是把蜗杆传动作为高速级的,称为蜗杆-齿轮减速器(图 18-2e)。因为在高速时,蜗杆传动的效率较高,它所适用的传动比一般在 $50 \sim 130$ 的范围内,最大可达 250。至于把圆柱齿轮传动作为高速级的,即齿轮-蜗杆减速器(图 18-2f)则应用较少,它的传动比可达 150 左右。

还应指出:在选择减速器的类型时,首先必须根据传动装置总体配置的要求,结合减速器的效率、外廓尺寸或质量、制造及运转费用等指标进行综合的分析比较,以期获得最合理的结果。

关于减速器的设计可参看[52]、[57]或有关书籍。

§ 18-2 变 速 器

前节所述的减速器,传动比都是固定不变的。但在许多情况下,机器需要在工作过程中根据不同的要求随时改变速度,如汽车要根据具体情况改变行车速度;机床要根据被加工零件的具体情况调整主轴的转速,以达到最有利的切削速度。变速器就是能随时改变传动比的传动机构。它一般是一台机器整个传动系统的一部分,很少作为独立的传动装置使用,所以也常称其为变速机构。

变速器可分为有级变速器(或分级变速器)和无级变速器两大类。前者的传动比只能按既定的设计要求通过操纵机构分级进行改变;而后者的传动比则可在设计预定的范围内无级地进行改变。

本节介绍几种常用变速器的变速原理及特点。

(一) 有级变速器

1. 塔轮变速器

如图 18-3a 所示,两个塔形带轮分别固定在轴 I、II 上,传动带可在带轮上移换三个不同位置。由于两个塔形带轮对应各级的直径比值不同,所以当轴 I 以固定不变的转速旋转时,通过移换带的位置可使轴 II 得到三级不同的转速。这种变速器较多采用平带传动,也可用 V 带传动。其特点是传动平稳,结构简单,但尺寸较大,变速不方便。

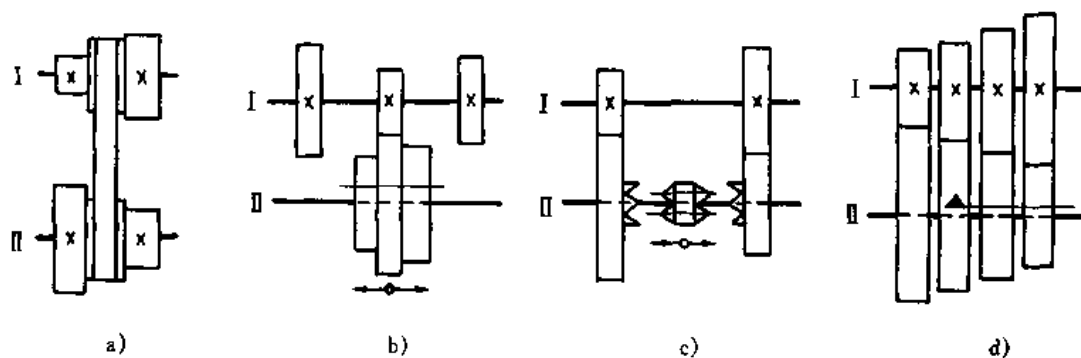


图 18-3 各式有级变速器

2. 滑移齿轮变速器

如图 18-3b 所示,三个齿轮固联在轴 I 上,一个三联齿轮由导向花键联接在轴 II 上。这个三联齿轮可移换左、中、右三个位置,使传动比不同的三对齿轮分别啮合,因而主动轴 I 转速不变时,从动轴 II 可得到三级不同的转速。这种变速器变速方便,结构紧凑,传动效率高,应用广泛。显然,这种变速器中不可用斜齿轮。

3. 离合器式齿轮变速器

如图 18-3c 所示,固定在轴 I 上的两个齿轮与空套在轴 II 上的两个齿轮保持经常啮合。轴

Ⅱ上装有牙嵌式离合器,轴上两齿轮在靠离合器一侧的端面上有能与离合器牙齿相啮合的齿组。当离合器向左或向右移动并与齿轮接合时,齿轮才通过离合器带动轴Ⅱ同步回转。因此当轴Ⅰ以固定的转速旋转时,轴Ⅱ可获得两种不同的转速。

这种变速器的最大特点是可以采用斜齿轮或人字齿轮,使传动平稳。若采用摩擦式离合器,则可在运转中变速。其缺点是齿轮处于常啮合状态,磨损较快,离合器所占空间较大。

4. 拉键式变速器

如图 18-3d 所示,有四个齿轮固定联接在轴Ⅰ上,另四个齿轮空套在轴Ⅱ上,两组齿轮成对地处于常啮合状态。轴Ⅱ上装有拉键,当拉键沿轴向移动到不同位置时,可使某一齿轮与轴Ⅱ上对应的齿轮传递载荷,从而变换轴Ⅰ、Ⅱ间的传动比,使轴Ⅱ得到不同转速。这种变速器的特点是,结构比较紧凑,但拉键的强度、刚度通常较低,因此不能传递较大的转矩。

(二) 无级变速器

为了获得最合适的工作速度,机器通常应能在一定范围内任意调整其转速,这就需要使用无级变速器。实现无级变速的方法有机械的、电气的(如利用变频器使交流电动机的转速作连续变化)和液动的(如液动机调速)。这里只介绍机械无级变速器,以下简称无级变速器。

机械无级变速器主要是依靠摩擦轮(或摩擦盘、球、环等)传动原理,通过改变主动件和从动件的传动半径,使输出轴的转速无级地变化。机械无级变速器的类型很多,下面仅举几例略作说明。

1. 滚轮-平盘式变速器

如图 18-4a 所示,主动滚轮 1 与从动平盘 2 用弹簧 3 压紧,工作时靠接触处产生的摩擦力传动,传动比 $i = r_2/r_1$ 。当操纵滚轮 1 作轴向移动,即可改变 r_2 ,从而实现无级变速。这种无级变速器结构简单,制造方便。但因存在较大的相对滑动,所以磨损严重,不宜用于传递大功率。

2. 钢球无级变速器

如图 18-4b 所示,这种变速器主要由两个锥轮 1、2 和一组钢球 3(通常为 6 个)组成。主、从动锥轮 1 和 2 分别装在轴Ⅰ、Ⅱ上,钢球 3 被压紧在两锥轮的工作锥面上,并可在轴 4 上自由转动。工作时,主动锥轮 1 依靠摩擦力带动钢球 3 绕轴 4 旋转,钢球同样依靠摩擦力带动从动锥轮 2 转动。轴Ⅰ、Ⅱ传动比 $i = \frac{r_1 R_2}{R_1 r_2}$,由于 $R_1 = R_2$,所以 $i = r_1/r_2$ 。调整支承轴 4 的倾斜角与倾斜方向,即可改变钢球 3 的传动半径 r_1 和 r_2 ,从而实现无级变速。这种变速器结构简单,传动平稳,相对滑动小,结构紧凑,但钢球加工精度要求高。

3. 菱锥无级变速器

如图 18-4c 所示,空套在轴 4 上的菱锥 3(通常为 5~6 个)被压紧在主、从动轮 1、2 之间。轴 4 支承在支架 5 上,其倾斜角度是固定的。工作时,主动轮 1 靠摩擦力带动菱锥 3 绕轴 4 旋转,菱锥又靠摩擦力带动从动轮 2 旋转。轴Ⅰ、Ⅱ间传动比 $i = \frac{r_1 R_2}{R_1 r_2}$,水平移动支架 5 时,可改变菱锥的传动半径 r_1 、 r_2 ,从而实现无级变速。

4. 宽 V 带无级变速器

如图 18-4d 所示,在主动轴Ⅰ和从动轴Ⅱ上分别装有锥轮 1a、1b 和 2a、2b,其中锥轮 1b 和 2a 分别固定在轴Ⅰ和轴Ⅱ上,锥轮 1a 和 2b 可以沿轴Ⅰ、Ⅱ同步同向移动。宽 V 带 3 套在 two

锥轮之间,工作时如同V带传动,传动比 $i = r_2/r_1$ 。通过轴向同步移动锥轮 $1a$ 和 $2b$,可改变传动半径 r_1 和 r_2 的大小,从而实现无级变速。

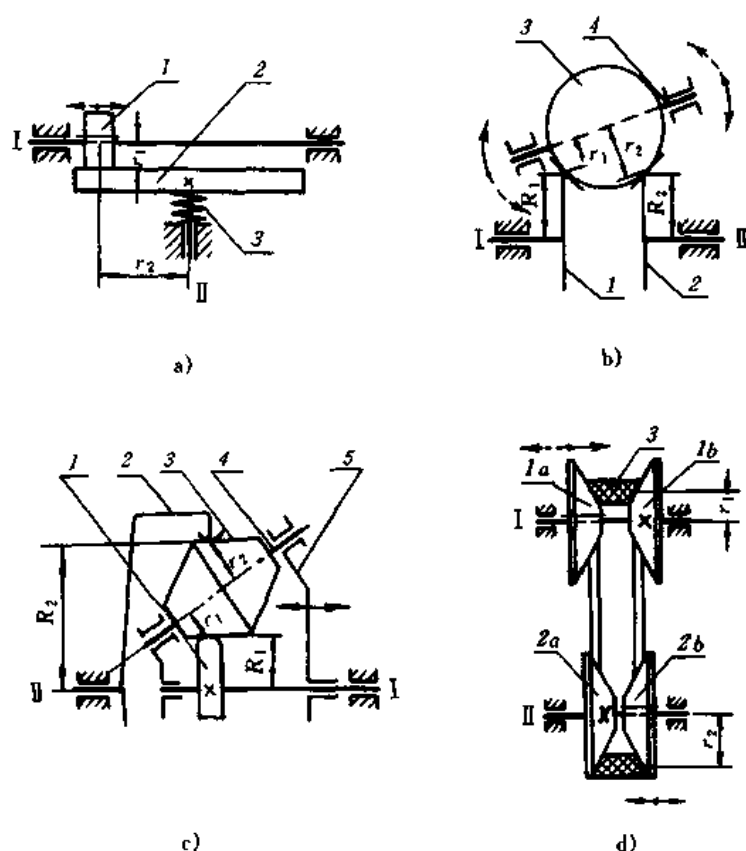


图 18-4 各式机械无级变速器

靠摩擦传动的无级变速器的优点是:构造简单;过载时可利用摩擦传动元件间的打滑而避免损坏机器;运转平稳、无噪声,可用于较高转速的传动;易于平缓连续地变速;有些(如上述的第2、3、4种)无级变速器可在较大的变速范围内具有传递恒定功率的特性,这是电气和液压无级变速所难以达到的。但其缺点是:不能保证精确的传动比;承受过载和冲击能力差;传递大功率时结构尺寸过大;轴和轴承上的载荷较大。另外,各种机械无级变速器的变速范围都比较小,一般为 $i_{\max}/i_{\min} = 10$ 左右。为了扩大变速范围,通常可将无级变速器与有级变速器串联使用。

关于变速器的设计方法可参看[2]、[53]、[54]或有关书籍。

§ 18-3 摩擦轮传动简介

由上可知,机械无级变速器大多是依靠摩擦轮传动来实现无级变速的。但须说明,摩擦轮传动除了在机械无级变速器中广泛采用外,在锻压、起重、运输、机床、仪表等设备中也常用到。传递的功率可从很小到数百千瓦,常用的多在 10 kW 左右;传动比可达 15,常用的一般小于 5。

摩擦轮传动的基本型式可分为圆柱平摩擦轮传动(图 18-5a)、圆柱槽摩擦轮传动(图 18-5b)和圆锥摩擦轮传动(图 18-5c 为圆锥摩擦轮传动在摩擦压力机中的应用)。此外,还有在本型式上的某些变种,例如图 18-4a、b、c 所示。

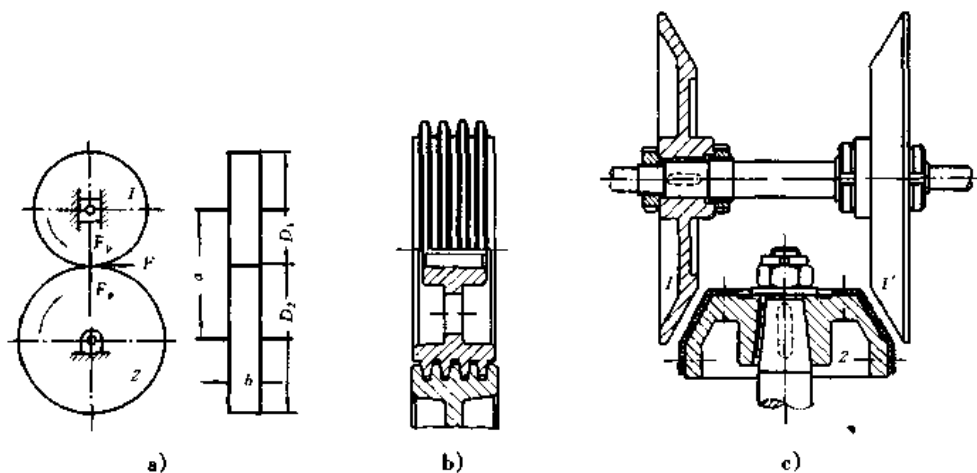


图 18-5 摩擦轮传动的基本型式

由于摩擦轮传动工作时是依靠主、从动轮接触部位产生的摩擦力(圆周力)来传递转矩的,所以两轮必须事先相互压紧(压紧力 F_p 见图 18-5a),而且传动时不可避免地要产生弹性滑动(全金属摩擦轮传动中只是弹性滑动很小),过载时还会出现打滑;对于如图 18-4a 所示的传动型式,由于主动轮沿轮缘宽度与从动轮不同直径的轮面相接触,还要产生几何滑动。圆柱槽摩擦轮传动工作时,沿各轮槽的接触线上只可能在一个接触点处两轮的圆周速度相等(该点即为节点),其它各接触点处都要产生几何滑动。显然,不论采用哪种传动型式,它的主要失效形式将是接触疲劳、过度磨损或打滑(为了能起过载保护作用而出现的短暂打滑除外),设计时就应针对上述失效形式建立相应的计算准则。

由上述情况可知,对摩擦轮传动材料副的选择至关重要。对摩擦轮材料(包括在轮芯上的覆面材料)的主要要求和目的是:

- 1) 接触疲劳强度高,耐磨性好,以便延长工作寿命;
- 2) 弹性模量大,以便减小弹性滑动和功率损耗;

3) 摩擦系数大,以便在满足所需摩擦力的前提下,降低所需的压紧力,从而减小工作面上的接触应力、磨损量、发热量以及轴与轴承上的载荷,避免当压紧力过大时需要附加卸载装置(例如在圆柱平摩擦轮传动的两轮外,紧套上一个以两倍中心距为内径的卸载环)。

摩擦轮传动常用的材料副、工作条件、性能数据及适用场合见表 18-1。

表 18-1 摩擦轮传动常用的材料副、工作条件、性能数据及适用场合

摩擦轮传动材料副	工作条件	摩擦系数 f	许用接触应力 $[\sigma_H]/\text{MPa}$	许用线性载荷 $[q]/(\text{N/mm})$	适用场合
淬火钢-淬火钢	油中	0.03~0.05	25~30HRC	—	传动空间较小,转速较高,功率较大,工作频繁
钢-钢	无润滑	0.1~0.2	1.2~1.5HBS	—	
铸铁-钢或铸铁		0.1~0.15	$1.5\sigma_{Bk}$	—	传动空间较大,功率、转速一般,开式传动
夹布胶木-钢或铸铁		0.2~0.25	—	40~80	传动功率较小,转速较低,间歇工作
皮革-铸铁		0.25~0.35	—	20~30	
木材-铸铁		0.4~0.5	—	5~15	
橡胶-铸铁		0.45~0.6	—	10~30	

注: σ_{Bk} 为铸铁的弯曲强度极限,单位为 MPa。

摩擦轮传动设计的步骤是:首先选定传动型式和摩擦轮材料副,然后通过强度计算定出摩擦轮的主要尺寸,最后进行合理的结构设计。

摩擦轮传动的载荷系数 K ,对动力传动取为 1.25~1.5;对仪表传动取为 2~3。弹性滑动系数 ϵ [参看式(8-12)]一般小于 2%,可忽略不计。

摩擦轮传动的强度计算,由前述失效形式可知,当在油中工作时,应按工作表面接触疲劳强度(防止点蚀)计算;当无润滑时,应按单位接触线长度上的许用载荷(许用线性载荷) $[q]$ 进行条件性计算(防止过度磨损);打滑失效则由计算所需的压紧力加以控制。有关计算公式见表 18-2。

关于摩擦轮传动较详细的说明可参看[1]、[6]或[8]。

表 18-2 摩擦轮传动计算公式

传动类型	计算项目	计算公式	说明
圆柱平摩擦轮传动	法向压紧力 F_p/N	$F_p = \frac{KF}{f}$	F —传递的圆周力,单位为 N; f —摩擦系数; K —载荷系数
	按接触疲劳强度计算中心距 a/mm	$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KP_1}{\phi \sqrt{n_2} \left(\frac{1}{i[\sigma_H]} \right)^2}}$	i —减速传动比; E —综合弹性模量,单位为 MPa $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ P_1 —主动轴传动功率,单位为 kW; ϕ —轮宽系数, $\phi = b/a$ (见图 18-5a),常取为 0.2~0.4; n_2 —从动轮转速,单位为 r/min; 正号用于外接触,负号用于内接触
	按许用线性载荷计算中心距 a/mm	$a = 3090 \sqrt{\frac{KP_1(i \pm 1)}{\phi \sqrt{n_2} i [q]}}$	

表 18-2(完)

传动类型	计算项目	计算公式	说明
圆柱 槽 摩擦 轮 传动	径向压紧力 F_p/N	$F_p = \frac{KF}{f} \sin \beta$	β —轮槽夹角之半,常取为 15°
	按接触疲劳强度计算中心距 a/mm	$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{E \frac{KP_1}{fz n_2} \left(\frac{1.615}{i[\sigma_H]} \right)^2 (i \pm 1)}$	z —摩擦轮槽数; [轮槽接触部位深度 $h \leq 0.04 D_1$, D_1 为小轮节圆直径,单位为 mm, 即接触线长 $l = h/\cos \beta$,单位为 mm; 接触部位最小槽宽 $\delta = 3 \text{ mm}$ (钢), 5 mm (铸铁);径向间隙 $c \approx 2 \text{ mm}$]
	按许用线性载荷计算中心距 a/mm	$a = 7590(i \pm 1) \sqrt{\frac{KP_1}{fz n_2 i[q]}}$	
圆锥 摩擦 轮 传动	轴向压紧力 F_{p1}/N	$F_{p1} = \frac{KF}{f} \sin \delta_1$	δ_1 —小轮锥顶半角;
		$F_{p2} = \frac{KF}{f} \sin \delta_2$	δ_2 —大轮锥顶半角
	按接触疲劳强度计算锥距 R/mm	$R = 118 \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{E \frac{KP_1}{\phi_R f n_2} \left[\frac{1}{i[\sigma_H](1 - 0.5\phi_R)} \right]^2}$	ϕ_R —轮宽系数, $\phi_R = \frac{B}{R}$ (B 为轮宽,单位为 mm),常取为 0.2 ~ 0.25
	按许用线性载荷计算锥距 R/mm	$R = 3125 \sqrt{\frac{KP_1}{\phi_R f n_2 i[q]} \sqrt{i^2 + 1}}$	

注:1) 浸入油中的金属摩擦轮传动如处于不稳定载荷下工作时,式中的 $[\sigma_H]$ 应改用 $K_H[\sigma_H]$, K_H 为接触疲劳寿命系数,参看式(3-3);

2) 浸入油中工作的闭式摩擦轮传动还应进行热平衡计算,计算方法见 § 11-5。

附录 常用量的名称、单位、符号及换算关系表

量的名称(常用符号)	单位名称	单位符号	其它表示	换算关系
力;重力 (F, P, W, G)	牛[顿]	N	$\text{kg} \cdot \text{m/s}^2$	$1\text{N} (\approx 0.1\text{kgf})^{\text{①}}$
力矩, 转矩(扭矩) (M, T)	牛[顿]米	$\text{N} \cdot \text{m}$		$1\text{N} \cdot \text{m} (\approx 0.1\text{kgf} \cdot \text{m})^{\text{①}}$
压力、压强 ^② ; 应力 ($p, P; \sigma, \tau$)	帕[斯卡]	Pa	N/m^2	$1\text{Pa} = 10^{-3}\text{kPa} = 10^{-6}\text{MPa} [\approx 10^{-5}\text{kgf/cm}^2, \approx (1/101325)\text{atm}]^{\text{①}}$
能量; 功; 热量 ($E; W; Q$)	焦[耳]	J	$\text{N} \cdot \text{m}$	$1\text{J} [\approx (1/4.187)\text{cal}]^{\text{①}}$
功 率(P)	瓦[特]	W	J/s	$1\text{W} = 10^{-3}\text{kW} (\approx 1.36 \times 10^{-3}\text{P.S.})^{\text{①}}$
温 度 (t, t_s)	摄氏 度	$^{\circ}\text{C}$		
体 积 (V)	升	l, L		$1\text{L} = 10^{-3}\text{m}^3$
密 度 ^③ (γ, ρ)	千克每立方米	kg/m^3		$1\text{kg/m}^3 = 10^{-3}\text{g/cm}^3$
平 面 角 ($\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varphi, \phi, \theta$)	弧度 度	rad ($^{\circ}$)		$1\text{rad} = 180^{\circ}/\pi$ $1^{\circ} = 60' = 3600'' = (\pi/180)\text{rad}$
(线)速度, 圆周速度 (v, V, u, U)	米 每 秒	m/s		
加速度, 重力加速度 (a, g)	米每二次方秒	m/s^2		
旋转速度(n)	转 每 分	r/min		$1\text{r/min} = (\pi/30)\text{rad/s}$
角速度(ω)	弧度每秒	rad/s		$1\text{rad/s} = (30/\pi)\text{r/min}$
粘度 ^④ (η, ν)	帕[斯卡]秒	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	$\text{N} \cdot \text{s/m}^2$	$1\text{Pa} \cdot \text{s} [\approx 10\text{P}(\text{泊}) = 10^3\text{cP}(\text{厘泊})]^{\text{①}}$
频 率 (f)	赫[兹]	Hz		
热导率(导热系数) (κ)	瓦[特]每米 摄氏 度	$\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$		$1\text{W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}) (\approx 0.86\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})^{\text{①}}$
表面传热系数 (α)	瓦[特]每平方 米摄氏 度	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$		$1\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}) (\approx 0.86\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})^{\text{①}}$
比 热 容 (c)	焦[耳]每千克 摄氏 度	$\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$		$1\text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}) [\approx 4200\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})]^{\text{①}}$

注: ① 暂时用于对废除单位的换算。

② 压力、压强的单位均为单位面积上的力, 本书均使用压力。

③ “相对密度”定义为“在所规定的条件下, 某物质的密度(单位为 kg/m^3)与参考物质的密度之比”。它是一个无量纲的量。在未指明参考物质时, 均指 4°C 的蒸馏水而言。

④ 单独说粘度时, 均指动力粘度 η (或绝对粘度)。运动粘度 ν 均应以 m^2/s 为单位, 即 $1\text{St}(\text{斯}) = 10^{-4}\text{m}^2/\text{s} = 100\text{cSt}(\text{厘斯})$ 。我国习用的相对粘度(或条件粘度)为恩氏粘度, 单位为 $^{\circ}\text{E}$ 。各种粘度的换算关系见 www.pdf365.com

参考文献

- 1 西北工业大学机械原理及机械零件教研组编,濮良贵主编.机械零件.1962年修订本(即第三版),北京:人民教育出版社,1962
- 2 西北工业大学机械原理及机械零件教研组编.机械设计.北京:人民教育出版社,1978
- 3 西北工业大学机械原理及机械零件教研室编,濮良贵主编.机械零件.1982年修订本(即第四版).北京:高等教育出版社,1982
- 4 西北工业大学机械原理及机械零件教研室 濮良贵主编.机械设计.第五版.北京:高等教育出版社,1989
- 5 西北工业大学机械原理及机械零件教研室编,濮良贵,纪名刚主编.机械设计.第六版.北京:高等教育出版社,1996
- 6 邱宣怀主编.机械设计.第四版.北京:高等教育出版社,1997
- 7 余俊等主编.机械设计.第二版.北京:高等教育出版社,1986
- 8 吴宗泽主编.机械设计.北京:中央广播电视大学出版社,1998
- 9 [苏]列舍托夫 Д. Н.著.机械零件.西安交通大学机械原理及机械零件教研室译.北京:高等教育出版社,1982
- 10 [苏]库德里亚夫采夫 В. Н.著.机械零件.汪一麟等译.北京:高等教育出版社,1985
- 11 [美]希格利 J. E,米切尔 L. D.著.机械工程设计.全永昕,余长庚,汝元功等译.北京:高等教育出版社,1988
- 12 扎布隆斯基 K. E.著.机械零件.余梦生等译.北京:高等教育出版社,1990
- 13 Hindhede I, Uffe. Machine Design Fundamentals——A Practical Approach. New York: Wiley, 1983
- 14 Rajput R K. Elements of Mechanical Engineering. Katson Publ. House, 1985
- 15 Orlov P. Fundamentals of Machine Design. Moscow: Mir Pub., 1987
- 16 [美]伯尔著.机械分析与机械设计.汪一麟等译.北京:机械工业出版社,1988
- 17 Juvinall R. C. Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength. New York: McGraw-Hill, 1967
- 18 Sors L. Fatigue Design of Machine Components. Oxford: Pergamon Press, 1971
- 19 [苏]谢联先 С. В.主编.机械零件的承载能力和强度计算.汪一麟等译.北京:机械工业出版社,1984
- 20 王步瀛编.机械零件强度计算的理论和方法.北京:高等教育出版社,1986
- 21 Collacott R A. Mechanical Fault Diagnosis and Condition Monitoring. London: Chapman and Hall, 1977
- 22 霍林 J 主编.摩擦学原理.上海交通大学摩擦学研究室译.北京:机械工业出版社,1981

- 23 全永昕,施高义编著.摩擦磨损原理.杭州:浙江大学出版社,1988
- 24 郑林庆.摩擦学原理.北京:高等教育出版社,1994
- 25 李东紫主编.微动损伤与防护技术.西安:陕西科学技术出版社,1992
- 26 钱祥麟,陈耕编著.润滑剂及添加剂.北京:高等教育出版社,1993
- 27 卜炎编.螺纹联接设计与计算.北京:高等教育出版社,1993
- 28 [日]山本晃著.螺纹联接的理论与计算.郭可谦等译.北京:机械工业出版社,1987
- 29 Ball and Roller Screws. Engineering Material and Design. 19(12), 1975
- 30 Kollmann F.G. Rotating Elasto-Plastic Interference Fits. Trans. ASME, (80 - C 2/DET - 11)
- 31 涂铭旌,鄢文彬编著.机械零件的失效分析与预防.北京:高等教育出版社,1993
- 32 Patton W.J. Mechanical Power Transmission. New Jersey: Printice-Hall, 1980
- 33 Mechanical Drive (Reference Issue). Machine Design. 52(14), 1980
- 34 [德]S.弗罗尼斯主编.设计学——传动零件.王汝霖等译.北京:高等教育出版社,1988
- 35 徐溥滋,陈铁鸣,韩永春编.带传动.北京:高等教育出版社,1988
- 36 郑志峰主编.链传动设计与应用手册.北京:机械工业出版社,1992
- 37 齿轮国家标准汇编.北京:中国标准出版社,1992
- 38 仙波正庄著.齿轮强度计算.姜永等译.北京:化学工业出版社,1985
- 39 冯守卫等.关于齿根应力计算方法的建议.齿轮.13(2), 1989(或其英文稿——1988 国际齿轮会议论文集.589 页)
- 40 齿轮手册编委会.齿轮手册.北京:机械工业出版社,1990
- 41 陈谡闻主编.圆弧齿圆柱齿轮传动.北京:高等教育出版社,1995
- 42 张桂芳编.滑动轴承.北京:高等教育出版社,1985
- 43 张直明主编.滑动轴承的流体动力润滑理论.北京:高等教育出版社,1988
- 44 张鹏顺,陆思聪.弹性流体动力润滑及其应用.北京:高等教育出版社,1995
- 45 黄贵根,黄瑜.镶嵌自润滑轴承的应用.润滑与密封,1996(6)
- 46 洛阳轴承研究所编.滚动轴承产品样本.1989
- 47 王振华编.实用轴承手册.上海:上海科学技术文献出版社,1991
- 48 余俊编著.滚动轴承计算——额定负荷、当量负荷及寿命.北京:高等教育出版社,1993
- 49 Поляков В С. Справочник по муфты. Москва: Машинностроение,1974
- 50 花家寿编.新型联轴器与离合器.上海:上海科学技术出版社,1989
- 51 舒福荣,王秀凤.矩形钢丝圆柱螺旋弹簧的简化设计法.机械科学与技术,1997,16(2)
- 52 减速器实用技术手册编委会编.减速器实用技术手册.北京:机械工业出版社,1992
- 53 余茂芄编.摩擦无级变速器.北京:高等教育出版社,1986
- 54 阮忠唐主编.机械无级变速器.北京:机械工业出版社,1988
- 55 章日晋等编.机械零件的结构设计.北京:机械工业出版社,1987
- 56 吴宗泽主编.机械结构设计.北京:机械工业出版社,1988
- 57 吴宗泽,罗圣国主编.机械设计课程设计手册(第二版).北京:高等教育出版社,1999
- 58 吴宗泽主编.机械零件习题集.北京:高等教育出版社,1983
- 59 许尚贤编.机械设计中的有限元法.北京:高等教育出版社,1992

- 60 黄纯颖编著. 工程设计方法. 北京: 中国科学技术出版社, 1989
- 61 [美] 约翰逊 R C 著. 机械设计综合——创造性设计与最优化. 陈国贤等译. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 62 [日] 伊藤 广编著. 未来机械设计. 徐凤燕译. 北京: 机械工业出版社, 1992
- 63 西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著, 濮良贵, 纪名刚主编. 机械设计学习指南. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2001
- 64 周开勤主编. 机械零件手册. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 1994
- 65 岑军键等编. 非标准设备设计手册. 北京: 国防工业出版社, 1980
- 66 北京有色冶金设计研究总院主编. 机械设计手册. 第三版. 北京: 化学工业出版社, 1993
- 67 机械工程手册编委会编. 机械工程手册. 第2版. 北京: 机械工业出版社, 1995
- 68 徐灏主编. 机械设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1991
- 69 紧固件联接设计手册编写委员会编. 紧固件联接设计手册. 北京: 国防工业出版社, 1990
- 70 汝元功, 唐照民主编. 机械设计手册. 北京: 高等教育出版社, 1995
- 71 洛阳矿山机械研究所等编译. 国际齿轮装置与传动会议论文集. 北京: 机械工业出版社, 1977
- 72 徐永贤, 刘作良. 滚柱密切圆传动. 北京: 首都机械厂, 1978
- 73 Kuehnle M R. Toroidal Drive Combines Concepts. Product Engineering. Aug. 1979
- 74 Loewenthal S H. et. al. Evaluation of a High Performance Fixed Ratio Traction Drive. Trans. ASME, 80 - C2/DET - 38, Apr. 1981