

高等学校教材

机械设计

第四版

邱宣怀 郭可谦 吴宗泽 汤绍模 编著
郭芝俊 黄纯颖 杨景蕙
邱宣怀 主编



高等教育出版社

TH122

A78-2

(4)

446373

高等学校教材

机械设计

第四版

邱宣怀 郭可谦 吴宗泽 汤绍模 编著
郭芝俊 黄纯颖 杨景蕙

邱宣怀 主编



00446373



高等教育出版社

(京)112号

内 容 简 介

本书第四版是根据国家教委高教司批准印发的高等学校工科本科《机械设计课程教学基本要求》(机械类专业适用,1995年修订版)的精神修订的。本版更新了部分内容,例如渐开线圆柱齿轮、锥齿轮承载能力计算方法,滚动轴承的代号和表示方法,动载荷和静载荷计算,窄V带传动等。在拓宽知识面、加强归纳和综合等方面也适当增加了一些内容。

全书分5篇共21章。第1篇总论,第2篇联接,第3篇传动,第4篇轴、轴承、联轴器,第5篇其他零件。本书可作为高等学校机械类专业机械设计课程的教材,也可供有关专业师生和工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计/邱宣怀等编著. —4版. —北京:高等教育出版社,1997(1998重印)
高等学校教材
ISBN 7-04-005667-4

I. 机… I. 邱… II. 机械设计-高等学校-教材 IV. T
H122

中国版本图书馆CIP数据核字(97)第02301号

*

高等教育出版社出版

北京沙滩后街55号

邮政编码:100009 传真:64014048 电话:64054588

新华书店总店北京发行所发行

化学工业出版社印刷厂印装

*

开本 787×1092 1/16 印张 30 字数 740 000

1965年1月第1版

1997年7月第4版 1998年6月第3次印刷

印数 29 105—37 114

定价 23.60元

凡购买高等教育出版社的图书,如有缺页、倒页、脱页等
质量问题者,请与当地图书销售部门联系调换

版权所有,不得翻印

第四版序

本书第四版是根据国家教委高教司批准印发的高等学校工科本科《机械设计课程教学基本要求》(机械类专业适用,1995年修订版)的精神修订的。

从1989年本书第三版发行以来,已有不少机械零件的国家标准重新修订,新修订的标准更向国际标准靠拢。新产品、优质产品和出口产品优先采用国际标准是我国既定的科学技术政策。为了适应当前市场发展的需要,也为了满足教育改革的需要,有必要对本书再次修订。

本次修订着重在更新内容方面,计有:渐开线圆柱齿轮、锥齿轮承载能力计算方法,滚动轴承的代号和表示方法、额定动载荷和额定寿命、额定静载荷,V带、窄V带和同步带传动,花键联接等等。乘此次修订机会,液体动力润滑径向轴承的计算直接引用了ISO提供的方法(因尚无国标)。蜗杆传动承载能力计算和液体动力润滑推力轴承计算也相应作了变更。有必要指出,教材有其自身的特点和要求,既要便于教,也要便于学,所以书中的有些公式、图、表的表达方式是经过适当归纳、简化和整理的,在有关章中已作了说明。

在开阔视野、拓宽知识面、加强综合等方面又在前一版的基础上适当增加了一些内容,希望能对读者扩展思路有所帮助。

在贯彻标准规定的量的符号方面,也做了一些统一工作,例如力的符号过去用 R 、 N 、 Q 等,现一律改为 F_R 、 F_N 、 F_Q 等。但同时也要照顾到各专业标准、各学科本身常用的符号以及教材本身已长期使用的符号,因此要做到完全统一还有不少困难。

国家教委非常重视进一步深化教学改革,要求“九五”期间高等教育要立足改革,加大力度,更新观念,全面贯彻落实《中国教育发展和改革纲要》。为了推进面向21世纪高等工程教育的教学内容和课程体系的改革计划,要使“九五”期间教材建设工作上一个新台阶。“不管是新编还是修订或重印,其着眼点均应放在课程体系和教学内容改革以及教学手段和方法改革上,使学生的素质、知识和能力更好地适应市场经济和新技术发展的需要,增强学生的适应性、工程实践能力和创造性,而且也是把提高水平和质量作为重点。”^①

本版虽在教学内容改革方面做了一些工作,但由于对教委文件精神的学习、消化不够,肯定存在不少差距,衷心欢迎广大教师和读者提出宝贵意见。

参加本版修订工作的有:邱宣怀——第1、4、10、13、15、19、20、21章,郭可谦——第6、7、8、9章,吴宗泽——第16、17章,汤绍模——第5、12章,郭芝俊——第2、3章,黄纯颖——第18章,杨景蕙——第11、14章。全书由邱宣怀负责修订。

本版由全永昕教授审阅,他对本书提出很多宝贵意见,在此深致谢意。

原书作者之一朱景梓教授和曾负责主审的陈近朱教授已先后谢世,我们对两位老教授致以诚挚的悼念。

作者

1996年10月

^① 见国家教委高教司《关于制定高等学校工科本科基础课程及有关专业“九五”教材建设规划的原则意见(讨论稿)》,1995。

第一版序

这本教材是根据 1962 年 5 月审订的高等工业学校本科五年制机械制造类专业适用的“机械零件教学大纲(试行草案)”编写的。编写过程中,编者在贯彻“少而精”原则方面虽曾进行一些探索,但限于水平,深感距当前教学改革形势的要求相差仍远。目前,教学改革正在我国迅速开展,估计到这本教材和读者见面之日,这个差距将会更大。因此,使用本教材时,如何把最主要的内容教给学生还有待讲课教师的努力。

目前,机械类各专业的教学计划对机械零件规定的教学时数还不尽相同,而各专业对具体内容的要求也不完全一致,例如某些专业对液体摩擦润滑、螺纹联接等内容可能要求多些、深些,而另一些专业却要求少些、浅些。为使教材有较大的适应性,一般说来各章都是按较高要求编写的。所以有些内容对某些专业不免偏多,这一点也希望使用本书的教师加以注意。

过去我国出版的教材,在符号和符号脚注字的使用上比较混乱。考虑到汉语拼音在国家标准和其他各方面都在广泛采用,所以本书中也做了一些尝试:凡是国际上较通用的脚注字仍保留原样,其他脚注字则改用汉语拼音字母而不采用外文缩写。这样做,对已习惯于外文脚注字的同志来说可能不甚方便,但编者认为虽然安排上还有待商榷,但作为改革方向,似有提倡的必要。

书中用小号字排印的内容,可根据具体情况决定是否讲授。

参加本书编写的有:许镇宇(设计总论,铆钉联接,焊接,皮带传动);朱景梓(齿轮传动,蜗轮传动);郑林庆(轴,滑动轴承,滚动轴承);邱宣怀(摩擦轮传动,链传动,减速机,联轴器和离合器,弹簧,机架零件);郭可谦(过盈配合联接,螺纹联接,键、花键、无键、楔和销联接);并由许镇宇担任主编。

编者衷心希望对本书提出宝贵的意见和批评。意见和批评请寄北京景山东街 45 号高等教育出版社转。

编者

1964 年 5 月

基本符号表

A	面积, 振幅	U	速度
a	中心距, 距离, 系数	u	齿数比, 速度
B	宽度	V	体积
b	宽度	v	速度
C	常数, 旋绕比, 系数	W	截面系数
c	刚度, 系数, 间隙	w	单位宽度载荷
D	直径, 孔径	X	系数
d	直径, 轴径	x	坐标, 系数
E	弹性模量, 能	Y	系数
e	偏心距	y	坐标, 距离, 挠度
F	作用力, 载荷	Z	系数
f	系数, 垂度	z	坐标, 距离
G	切变模量, 重力	α	表面传热系数, 角度
H	高度	$\beta, \lambda, \theta, \phi$	角度
h	间隙, 距离, 系数	δ	厚度, 过盈量, 间隙
I, I_p	惯性矩, 极惯性矩	ϵ	偏心率, 磨损量(率), 指数
i	数, 传动比	η	动力粘度, 效率
K	系数	λ	变形量
k	系数	μ	摩擦系数, 泊松比
L	寿命, 长度	ν	运动粘度
l	长度, 距离	ρ	曲率半径, 密度
M	弯矩, 力矩	ψ	相对间隙, 系数, 升角, 轮宽系数
m	质量, 指数, 模数	ω	角速度
N	循环次数	σ	正应力, 拉应力
n	转速, 数	σ_c	压应力
O	中心	σ_b	弯曲应力
P	传动功率	σ_p	挤压应力
p	压强, 节距, 螺距	σ_H	接触应力
Q	热量	τ, τ_T	切应力
q	磨损量, 流量, 单位长度质量	σ_B, τ_B	强度极限
R	半径, 可靠度, 粗糙度	σ_S, τ_S	屈服极限
r	半径	σ_r	疲劳极限
S	安全系数	σ_{1sb}	弯曲强度极限
s	厚度	σ_{sc}	压缩屈服极限
T	转矩, 温度	σ_{lim}	极限应力
t	时间, 摄氏温度($^{\circ}\text{C}$)		

σ_a, τ_a 应力幅		σ_{-1}, τ_{-1} 对称循环疲劳极限
σ_m, τ_m 平均应力		σ_0, τ_0 脉动循环疲劳极限

注：除本表所列符号及其基本意义外，各章还有其他一些符号或意义，初次出现时另作说明。

目 录

第四版序	1
第一版序	1
基本符号表	1

第 1 篇 总 论

第 1 章 机械设计概论	1	2.3.3 表面挤压强度	21
1.1 课程性质和任务	1	2.3.4 表面磨损强度	22
1.2 设计机器的基本原则和设计程序	2	2.3.5 提高表面磨损强度的主要措施	22
1.2.1 设计机器时应满足的要求	2	2.4 机械零件的刚度	23
1.2.2 设计方法	3	2.4.1 刚度的影响	23
1.2.3 设计程序	3	2.4.2 刚度计算概述	23
1.2.4 技术经济评价	4	2.4.3 影响刚度的因素及其改进措施	23
1.3 机械零件设计概述	5	2.5 机械零件的冲击强度	25
1.3.1 设计机械零件时应满足的要求	5	2.5.1 冲击强度和冲击变形计算	25
1.3.2 设计步骤	5	2.5.2 提高机械零件冲击强度和缓冲能力的措施	26
1.3.3 设计计算和校核计算	6	2.6 温度对机械零件工作能力的影响	28
1.3.4 标准化、系列化、通用化	7	2.6.1 温度对摩擦磨损过程的影响	28
1.4 结构设计	7	2.6.2 温度对材料膨胀和收缩的影响	28
1.5 设计的检查	8	2.6.3 温度对材料力学性能的影响	29
1.6 设计人员的素质	8	2.7 机械零件的振动稳定性	30
1.7 机械设计的新发展	9	2.7.1 振动稳定性	30
第 2 章 机械零件的工作能力和计算准则	11	2.7.2 振动稳定性计算概述	30
2.1 载荷和应力的分类	11	2.7.3 减轻振动的措施	31
2.1.1 载荷分类	11	2.8 机械零件的可靠性	31
2.1.2 应力分类	12	2.8.1 可靠性概念	31
2.2 机械零件的强度	13	2.8.2 机械零件的可靠性计算	33
2.2.1 两种判断零件强度的方法	13	2.8.3 串联系统可靠性	35
2.2.2 静应力强度	14	2.8.4 提高机械零件可靠性的措施	35
2.2.3 变应力强度	15	第 3 章 机械零件的疲劳强度	36
2.2.4 许用安全系数	15	3.1 疲劳断裂特征	36
2.2.5 提高机械零件强度的措施	16	3.2 疲劳曲线和疲劳极限应力图	37
2.3 机械零件的表面强度	18	3.2.1 疲劳曲线	37
2.3.1 表面接触强度	18	3.2.2 疲劳极限应力图	39
2.3.2 提高表面接触强度的主要措施	21	3.3 影响机械零件疲劳强度的主要因素	41
		3.3.1 应力集中的影响	41

6.1.3 螺纹公差和精度	102	7.2.1 花键联接的分类和构造	126
6.2 螺栓联接的拧紧和防松	102	7.2.2 花键联接的计算	127
6.2.1 螺栓联接的拧紧	102	7.3 销联接	128
6.2.2 螺纹联接的防松	103	7.4 成形联接	129
6.3 单个螺栓联接的受力分析和强度 计算	105	第 8 章 过盈联接	130
6.3.1 受拉螺栓联接	105	8.1 圆柱面过盈联接	131
6.3.2 受剪螺栓联接	109	8.1.1 传递载荷所需的最小压强	131
6.3.3 许用应力	110	8.1.2 传递载荷所需的最小过盈	132
6.4 螺栓组联接的受力分析	112	8.1.3 被联接件的应力及强度计算	133
6.4.1 受轴向力 F_Q 的螺栓组联接	112	8.1.4 装拆压力	134
6.4.2 受横向力 F_R 的螺栓组联接	112	8.1.5 装配温度	134
6.4.3 受旋转力矩 T 的螺栓组联接	113	8.1.6 提高过盈联接承载能力的措施	136
6.4.4 受翻转力矩 M 的螺栓组联接	114	8.2 圆锥面过盈联接	137
6.5 提高螺栓联接强度的措施	114	8.3 弹性环联接	138
6.5.1 均匀螺纹牙受力分配	115	第 9 章 铆接、焊接、胶接	140
6.5.2 减小附加应力	116	9.1 铆接	140
6.5.3 减轻应力集中	117	9.1.1 铆接的应用	140
6.5.4 降低应力幅	117	9.1.2 铆缝	141
6.5.5 选择恰当的预紧力并保持不减退	118	9.1.3 铆接的工作原理	142
6.5.6 改善制造工艺	118	9.1.4 铆缝的强度计算	142
6.6 螺旋传动	118	9.1.5 铆缝的等强度条件	143
6.6.1 滑动螺旋传动	119	9.1.6 铆缝的强度系数	144
6.6.2 滚动螺旋传动简介	121	9.2 焊接	144
6.6.3 静压螺旋传动简介	122	9.2.1 焊缝的式样	146
第 7 章 键、花键、销、成形联接	123	9.2.2 焊缝的强度计算	148
7.1 键联接	123	9.2.3 焊接材料和许用应力	149
7.1.1 键联接的分类和构造	123	9.2.4 影响焊缝强度的因素和提高焊缝强 度的结构措施	150
7.1.2 平键联接和半圆键联接的计算	125	9.3 胶接	152
7.2 花键联接	126	9.3.1 胶接头	152
		9.3.2 胶接剂	153
		第 3 篇 传 动	
第 10 章 摩擦轮传动	163	10.3 摩擦轮材料	166
10.1 概述	163	10.4 圆柱摩擦轮传动计算	167
10.1.1 分类	163	10.4.1 传动比	167
10.1.2 优缺点	164	10.4.2 压紧力计算	167
10.1.3 应用范围	164	10.4.3 表面接触强度计算	167
10.2 摩擦轮传动中的滑动	164	10.4.4 条件性计算	169
10.2.1 弹性滑动和打滑	164	10.4.5 作用在轴上的载荷	169
10.2.2 几何滑动	165	10.4.6 功率损失、效率和热平衡计算	169

10.5 圆锥摩擦轮传动计算	171	12.3.3 齿面胶合	208
10.6 摩擦轮结构和传动压紧装置	172	12.3.4 齿面磨粒磨损	209
10.6.1 摩擦轮结构	172	12.3.5 齿面塑性流动	209
10.6.2 摩擦轮传动的压紧装置	172	12.3.6 计算准则	209
10.7 摩擦无级变速器简介	173	12.4 齿轮材料及其热处理	209
第 11 章 带传动	176	12.4.1 齿轮材料	209
11.1 概述	176	12.4.2 齿轮热处理	210
11.1.1 传动形式	176	12.5 圆柱齿轮传动(外啮合)的几何计算	212
11.1.2 优缺点	177	12.6 圆柱齿轮传动的载荷计算	213
11.1.3 应用范围	177	12.6.1 直齿圆柱齿轮传动的受力分析	213
11.2 带和带轮	177	12.6.2 斜齿圆柱齿轮传动的受力分析	214
11.2.1 平带和带轮	177	12.6.3 计算载荷	214
11.2.2 V带和带轮	178	12.7 直齿圆柱齿轮传动的强度计算	219
11.2.3 带轮轮辐计算	180	12.7.1 齿面接触疲劳强度计算	219
11.3 带传动的几何计算	181	12.7.2 齿根弯曲疲劳强度计算	227
11.4 带传动的计算基础	182	12.7.3 静强度校核计算	232
11.4.1 作用力分析	182	12.8 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算	237
11.4.2 带的应力	183	12.8.1 齿面接触疲劳强度计算	237
11.4.3 弹性滑动、打滑和滑动率	184	12.8.2 齿根弯曲疲劳强度计算	238
11.4.4 带传动的疲劳强度	185	12.8.3 静强度校核计算	239
11.4.5 提高带传动工作能力的措施	186	12.9 直齿锥齿轮传动	243
11.5 V带传动设计	186	12.9.1 几何计算	243
11.5.1 V带传动和平带传动的比较	186	12.9.2 受力分析	245
11.5.2 传动参数的选择	187	12.9.3 齿面接触疲劳强度计算	245
11.6 平带传动设计	197	12.9.4 齿根弯曲疲劳强度计算	246
11.7 带传动的张紧装置	198	12.10 齿轮传动的效率和润滑	251
11.8 同步带传动设计	198	12.10.1 齿轮传动的效率	251
11.9 其他带传动简介	202	12.10.2 齿轮传动的润滑	251
11.9.1 高速带传动	202	12.11 齿轮结构	252
11.9.2 多楔带传动	203	12.12 曲线齿锥齿轮传动和准双曲面 齿轮传动简介	253
第 12 章 齿轮传动	204	12.12.1 曲线齿锥齿轮传动	253
12.1 概述	204	12.12.2 准双曲面齿轮传动	254
12.1.1 优缺点	204	12.13 圆弧齿轮传动简介	254
12.1.2 分类	204	12.13.1 单圆弧齿轮传动	255
12.1.3 基本要求	204	12.13.2 双圆弧齿轮传动	256
12.2 齿轮传动的主要参数	205	第 13 章 蜗杆传动	257
12.2.1 主要参数	205	13.1 概述	257
12.2.2 精度等级的选择	206	13.1.1 特点和应用	257
12.3 齿轮传动的失效形式	207	13.1.2 分类	257
12.3.1 轮齿折断	207	13.1.3 精度等级的选择	258
12.3.2 齿面接触疲劳磨损(点蚀)	208		

13.2 蜗杆传动的失效形式、材料选择和结构	259	14.2 链传动的零件和材料	281
13.2.1 失效形式	259	14.2.1 传动链	281
13.2.2 材料选择	259	14.2.2 链轮	283
13.2.3 蜗杆和蜗轮的结构	260	14.2.3 链和链轮的材料	284
13.3 圆柱蜗杆传动的的基本参数	261	14.3 链传动的运动特性	285
13.3.1 基本齿廓	261	14.3.1 传动比、链速和速度不均匀性	285
13.3.2 模数 m	261	14.3.2 链传动的动载荷	286
13.3.3 齿形角 α_0	262	14.4 链传动的受力分析	287
13.3.4 蜗杆分度圆直径 d_1	262	14.5 滚子链传动的计算	288
13.3.5 蜗杆直径系数 q	263	14.5.1 额定功率曲线	288
13.3.6 蜗杆导程角 γ	263	14.5.2 额定功率	288
13.3.7 蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2	263	14.5.3 主要参数的选择	289
13.3.8 传动比 i 、齿数比 u	263	14.6 齿形链传动的计算	292
13.3.9 中心距 a	264	14.6.1 齿形链传动的基本参数	292
13.3.10 变位系数	264	14.6.2 齿形链传动的计算功率	292
13.4 圆柱蜗杆传动的几何计算	265	14.6.3 齿形链链宽	292
13.5 蜗杆传动受力分析和效率计算	266	14.7 链传动的合理布置和张紧方法	293
13.5.1 蜗杆传动中的作用力	266	14.7.1 链传动的合理布置	293
13.5.2 蜗杆传动的效率	267	14.7.2 张紧方法	294
13.6 圆柱蜗杆传动的强度计算	269	14.8 链传动的润滑、护罩或链条箱	294
13.6.1 初选 $[d_1/a]$ 值	269	14.8.1 链传动的润滑	294
13.6.2 蜗轮齿面接触疲劳强度计算	270	14.8.2 护罩或链条箱	295
13.6.3 蜗轮轮齿弯曲疲劳强度计算	272	第 15 章 减速器	297
13.7 蜗杆轴挠度计算	272	15.1 减速器的主要型式及其特性	297
13.8 温度计算	272	15.1.1 圆柱齿轮减速器	297
13.8.1 润滑油工作温度	272	15.1.2 圆锥齿轮减速器	298
13.8.2 冷却方法和计算	273	15.1.3 蜗杆减速器	298
13.9 蜗杆传动的润滑	274	15.1.4 齿轮-蜗杆减速器	299
13.9.1 润滑油粘度和润滑方法	274	15.1.5 行星齿轮减速器	299
13.9.2 蜗杆布置与润滑方式	275	15.1.6 轴装式减速器	300
13.10 提高圆柱蜗杆传动承载能力的措施	277	15.1.7 组装式减速器	300
13.10.1 提高蜗杆强度的措施	277	15.1.8 多安装式减速器	300
13.10.2 提高蜗轮的承载能力	277	15.1.9 联体式减速器	301
13.11 环面蜗杆传动简介	278	15.2 传动比分配	302
附录	279	15.3 减速器结构	303
第 14 章 链传动	280	15.3.1 传统型减速器结构	303
14.1 概述	280	15.3.2 新型减速器结构	303
14.1.1 优缺点	280	15.4 减速器润滑	305
14.1.2 链的种类	280	15.4.1 传动的润滑	305
14.1.3 应用范围	280	15.4.2 轴承的润滑	307
14.2 链传动的零件和材料	281	15.5 减速器试验	308
14.2.1 传动链	281		
14.2.2 链轮	283		
14.2.3 链和链轮的材料	284		
14.3 链传动的运动特性	285		
14.3.1 传动比、链速和速度不均匀性	285		
14.3.2 链传动的动载荷	286		
14.4 链传动的受力分析	287		
14.5 滚子链传动的计算	288		
14.5.1 额定功率曲线	288		
14.5.2 额定功率	288		
14.5.3 主要参数的选择	289		
14.6 齿形链传动的计算	292		
14.6.1 齿形链传动的基本参数	292		
14.6.2 齿形链传动的计算功率	292		
14.6.3 齿形链链宽	292		
14.7 链传动的合理布置和张紧方法	293		
14.7.1 链传动的合理布置	293		
14.7.2 张紧方法	294		
14.8 链传动的润滑、护罩或链条箱	294		
14.8.1 链传动的润滑	294		
14.8.2 护罩或链条箱	295		

第 4 篇 轴、轴承、联轴器

第 16 章 轴	309	17.7.1 径向轴承	341
16.1 概述	309	17.7.2 推力轴承	342
16.1.1 轴的分类	309	17.8 液体动力润滑的基本方程式	343
16.1.2 轴的材料	310	17.8.1 雷诺润滑方程式	343
16.1.3 轴设计的主要问题	310	17.8.2 油楔承载机理	344
16.2 轴的结构设计	310	17.9 液体动力润滑径向轴承的计算	345
16.2.1 轴的毛坯	310	17.9.1 几何关系	345
16.2.2 轴颈、轴头、轴身	310	17.9.2 动力润滑状态的建立	346
16.2.3 零件在轴上的固定	311	17.9.3 承载能力和索氏数 S_o	346
16.2.4 结构草图画法	312	17.9.4 流量计算	349
16.3 轴的强度计算	312	17.9.5 功耗计算	349
16.3.1 按许用切应力计算	314	17.9.6 热平衡计算	349
16.3.2 按许用弯曲应力计算	314	17.9.7 保证液体动力润滑的条件	352
16.3.3 安全系数校核计算	315	17.9.8 参数选择	352
16.4 轴的刚度计算	320	17.10 液体动力润滑推力轴承的计算	355
16.4.1 扭角的计算	321	17.11 其他轴承简介	357
16.4.2 弯曲变形的计算	321	17.11.1 多油楔滑动轴承	357
16.5 轴的临界转速	325	17.11.2 液体静压轴承	358
16.6 提高轴的强度、刚度和减轻重量的措施	326	17.11.3 气体轴承	358
附录	329	第 18 章 滚动轴承	359
第 17 章 滑动轴承	333	18.1 概述	359
17.1 概述	333	18.1.1 构造	359
17.2 径向滑动轴承的主要类型	333	18.1.2 材料	359
17.2.1 整体式轴承	333	18.1.3 优缺点	360
17.2.2 剖分式轴承	333	18.2 滚动轴承的类型和选择	360
17.3 滑动轴承材料	334	18.2.1 滚动轴承的类型	360
17.3.1 对轴承材料的要求	334	18.2.2 滚动轴承类型的选择	365
17.3.2 轴承材料的分类	334	18.3 滚动轴承的代号	366
17.4 轴瓦结构	337	18.3.1 基本代号	366
17.4.1 轴瓦和轴承衬	337	18.3.2 前置代号	368
17.4.2 油孔、油沟和油室	338	18.3.3 后置代号	368
17.5 轴承润滑材料	338	18.4 滚动轴承的力分析、失效和计算准则	369
17.5.1 润滑油	338	18.4.1 向心轴承中作用力的分布	369
17.5.2 润滑脂	339	18.4.2 角接触轴承中的附加轴向力 F_S	370
17.6 润滑方法	339	18.4.3 滚动轴承的失效	371
17.6.1 油润滑	340	18.4.4 滚动轴承的计算准则	372
17.6.2 脂润滑	341	18.5 滚动轴承的动载荷和寿命计算	372
17.7 滑动轴承的条件性计算	341	18.5.1 基本额定动载荷和基本额定寿命	372

18.5.2 当量动载荷	373	19.3 无弹性元件挠性联轴器	408
18.5.3 基本额定寿命	375	19.3.1 牙嵌联轴器	408
18.5.4 角接触轴承的载荷计算	377	19.3.2 齿式联轴器	408
18.5.5 不稳定载荷下的轴承寿命计算	378	19.3.3 滚子链联轴器	410
18.5.6 修正额定寿命	379	19.3.4 滑块联轴器	411
18.6 滚动轴承的静载荷计算	381	19.3.5 万向联轴器	412
18.6.1 基本额定静载荷	381	19.3.6 其他平行轴间的联接	413
18.6.2 当量静载荷	381	19.4 金属弹性元件挠性联轴器	414
18.6.3 静载荷计算	382	19.4.1 蛇形弹簧联轴器	414
18.7 极限转速	383	19.4.2 径向簧片联轴器	416
18.8 成对安装角接触轴承的计算特点	386	19.5 非金属弹性元件挠性联轴器	416
18.9 滚动轴承的组合结构设计	388	19.5.1 弹性套柱销联轴器	416
18.9.1 滚动轴承轴系支点固定的结构型式	388	19.5.2 弹性柱销联轴器	418
18.9.2 滚动轴承的配合	390	19.5.3 弹性柱销齿式联轴器	418
18.9.3 提高轴系刚度的措施	391	19.5.4 梅花形弹性联轴器	419
18.10 滚动轴承的润滑和密封	394	19.5.5 轮胎联轴器	420
18.10.1 滚动轴承的润滑	394	19.6 嵌合式离合器	420
18.10.2 滚动轴承的密封	395	19.7 摩擦离合器	422
18.11 滚动轴承的弹性流体动力润滑计算	396	19.7.1 圆盘摩擦离合器	423
附录	398	19.7.2 圆锥摩擦离合器	425
第 19 章 联轴器和离合器	404	19.7.3 操纵方法	425
19.1 概述	404	19.8 磁粉离合器	426
19.1.1 联轴器的类型	404	19.9 安全离合器	427
19.1.2 离合器的类型	405	19.9.1 破断式安全离合器	427
19.1.3 计算转矩	406	19.9.2 牙嵌安全离合器	427
19.2 刚性联轴器	406	19.9.3 摩擦安全离合器	427
19.2.1 凸缘联轴器	406	19.10 离心离合器	428
19.2.2 套筒联轴器	407	19.11 超越离合器	428
19.2.3 夹壳联轴器	407	19.11.1 滚柱超越离合器	428
		19.11.2 楔块超越离合器	429
		19.11.3 棘轮超越离合器	429
第 5 篇 其他零件			
第 20 章 弹簧	431	20.3.1 弹簧特性线	435
20.1 概述	431	20.3.2 弹簧刚度	435
20.1.1 弹簧功用	431	20.3.3 变形能	436
20.1.2 弹簧种类	431	20.3.4 斜力弹簧	436
20.2 弹簧材料和制造	431	20.3.5 等效弹簧	437
20.2.1 弹簧材料	431	20.4 圆柱螺旋压缩弹簧	437
20.2.2 弹簧制造	434	20.4.1 圆弹簧丝弹簧的计算	438
20.3 弹簧工作原理	435	20.4.2 方弹簧丝弹簧的计算	443

20.5 圆柱螺旋拉伸弹簧	444	第 21 章 机架零件	455
20.6 圆柱螺旋扭转弹簧	445	21.1 概述	455
20.7 环形弹簧	446	21.2 截面形状的合理选择	456
20.8 碟形弹簧	449	21.3 间壁和肋	458
20.9 橡胶弹簧简介	452	21.4 壁厚的选择	459
附录	453	21.5 隔振	459
参考书目			461

第 1 篇 总 论

第 1 章 机械设计概论

1.1 课程性质和任务

机器是人类进行生产以减轻体力劳动和提高劳动生产率的主要工具,使用机器进行生产的水平是衡量一个国家的技术水平和现代化程度的重要标志之一。

机器是执行机械运动的装置,用来变换或传递能量、物料或信息。机械是机器和机构的总称。用来进行物料传递和变换的机器,通常称为器械、装置或设备,如蒸汽锅炉、蒸发器、热交换器、过滤装置、分离设备等。用来进行信息传递和变换的机器,通常称为仪器,如测量仪、照相机、录像机、电视机、打字机、控制和监视仪器等。

组成机器的不可拆的基本单元称为机械零件(简称零件),如螺钉、键、带、齿轮、轴、弹簧等。为完成同一使命在结构上组合在一起(可拆或不可拆)并协同工作的零件称为部件,如联轴器、轴承、减速器等。机械零件这一术语也常用来泛指零件和部件。

各种机器中普遍使用的零件称为通用零件,只在一定类型的机器中使用的零件称为专用零件。汽轮机中的叶片,纺织机中的织梭、纺锭,往复机械中的曲轴、活塞等都是专用零件。本课程只研究在普通工作条件下一般参数的通用零件和部件。

经过优选、简化、统一,并给以标准代号的零件和部件称为标准件。在正常运转过程中容易损坏,并在规定期限内必须更换的零件或部件称为易损件。

由许多机器、装置、监控仪器等组成的大型工程系统,或由零件、部件等组成的机器(甚至机器中的局部)都可以看成是一个机械系统。任何机械系统都是由“输入量——技术系统——输出量”所构成,输入量可以是能量、物料或信息,技术系统的职能是联接输入量和输出量并完成功能的转变。复杂的机械系统可以按不同的目标分解为若干主系统、分系统、子系统。用系统的观点来处理一切工程问题是当前既科学又完善的方法之一。

设计是为了满足某一特定要求而进行的创造过程(尽管设计的难易程度不同)。掌握设计的基本理论和方法是所有受工程教育的学生都应具备的能力。机械设计课程是培养机械工程类专业学生初步掌握设计机器能力的一门技术基础课。

机械设计可以是应用新的原理或新的概念,开发创造新的机器,也可以是在已有机器的基础上,重新设计或作局部的改革。因此,提高机器工作能力,合并或简化机器结构,增多或减少机器功能,提高机器效率,降低机器能耗,变更机器零件,改用新材料等等,都属于机械设计的范畴。

机械零件的设计和计算是本课程的基本教学内容,但本课程最终目的在于综合运用各种机械零件、各种机构的知识以及其他先修课程的知识,掌握设计机械传动装置和一般机械的能力。因此,教学内容必须与机械设计教学环节紧密配合。机械设计一词是广义的,要做好设计工作,必须贯彻科研、设计、试验、制造、安装、使用、维护“七事一贯制”原则^①,以设计为主来综合权衡,才能取得良好的设计效果。

工业、农业、社会生活等各个部门都要求机械工业提供各种各样的机器,大多科学研究成果也必须通过机械设计、机械制造等过程才能转变为生产力。机械设计是生产机械产品的第一道工序,设计质量的高低,将直接影响机械产品的技术水平和经济效果。在设计这道工序下的功夫愈多,愈加符合客观实际,则其效果愈好。因此,机械设计学科对于国民经济的发展具有很重要的意义。产品设计是工业发展的命脉,工业革新也必须以设计为中心。

1.2 设计机器的基本原则和设计程序

1.2.1 设计机器时应满足的要求

首先要能胜任对机器提出的功能要求(或工作职能)。在此前提下,同时满足使用方便、安全可靠、经济合理、外形美观等各项要求,并希望能做到体积小、重量轻、能耗少、效率高。

在使用方面,机器应能在给定的工作期限内具有高的工作可靠性,并能始终正常工作(定期维修和更换易损件除外)。联系人和机器间的各个环节应做到:操纵轻便省力;操纵机构的部位适合人体的生理条件;操作安全,万一失误应有联锁装置或保险装置;简单重复的劳动应尽量由机器完成;维修方便等等。

在经济方面,应从机器费用、产品制造成本等多种因素中综合衡量,以能获得最大经济效益的方案为最佳设计方案。功能多、适用范围广、自动化程度高的机器,价格虽然贵一些,但产品成本(包括设备、材料、生产费用)可能反而降低。

机器外观造型应比例协调、大方,给人以时代感、美感、安全感。色彩要和产品功能相应。例如:消防、起重机械要用鲜艳醒目色,给人以紧迫、预警感;医疗、食品机械要用浅色,给人以卫生、安静感;军用器械要用保护色,给人以安全感;冰箱、风扇等要用冷色,给人以清凉感等等。

噪声也是一种环境污染,影响人体健康。限制噪声分贝数已成为评定机器质量的指标之一。机器噪声最好在70 dB~80 dB以下。每天工作8小时的机器,噪声不得高于90 dB~95 dB。大于95 dB的机器,操作时必须戴耳塞。大于105 dB的机器,必须采用降低噪声的措施。齿轮传动、链传动、滚动轴承、牙嵌离合器、液压系统、电动机等都是机器中常见的噪声源。为了降低噪声,首先要分析产生噪声的原因,然后从设计、工艺、材料等因素着手,采取各种降低噪声的措施。随着环境对机器噪声的要求愈来愈苛刻,故低噪声设计日见重要。

对不同用途的机器还可能提出一些其他要求,如巨型机器有起重、运输的要求,生产食品的机器有保持清洁和不污染环境的要求等。

^① 国家科学技术委员会,科学技术政策白皮书第1号,中国科学技术政策指南,北京:科学技术文献出版社,1986。

1.2.2 设计方法

设计机器的方法大体上有以下几种。

1. 内插式设计

在两个现有设计方案中作内插式设计是一般机器常用的设计方法。这种方法有成功的经验可以借鉴,只要设计时精心对待,认真作一些技术改进工作,通过少量试验研究,就能有把握地设计出成功的产品。通常所谓的类比设计、相似设计都属于内插式设计范畴。

2. 外推式设计

和内插式设计不同,虽也有部分经验可以借鉴,但外推部分处于未知领域,若某些运行参数超过通用设计方法所许用的范围,就有可能产生意想不到的结果。因此,外推式设计必须慎重对待,对外推领域要做好技术开发研究、理论探讨和科学实验工作。

3. 开发性设计

应用新原理、新技术设计新型技术装备的工作称为开发性设计。功能设计和结构设计是开发性设计的核心。功能设计时要运用物理学、理论力学、机械原理、流体力学、热力学、摩擦学等基础理论知识;结构设计时要应用机械零件、金属材料及热处理、机械制造工艺、公差配合等知识和生产实践的经验。

1.2.3 设计程序

新产品设计是一项复杂细致的工作,要提供性能好、质量高、成本低、有市场竞争能力、受用户欢迎的新产品,必须有一套科学的工作程序和方法。三十多年来,世界各国开展了“设计方法学”的研究,重视市场调查,开展新技术的试验研究,进行技术经济评价,做好为用户服务等工作。

新产品从提出任务到投放市场的全部程序要经过四个阶段(图 1.1):调查决策阶段;研究设计阶段;试制阶段;投产销售阶段。

调查项目应包括:工作原理及其应用成果;有关技术情报和专利;用户意见和要求;市场供销和竞争等。在调查研究的基础上,拟订新产品开发计划书,内容包括:调查结果分析;设计方案构思和建议;新技术、新工艺、新结构的采用;投资、成本、价格和利润;日程安排等。在设计开始阶段,应充分发挥创造性,构思方案应多样化,以便经过反复分析比较后作出决策,从中选取最佳的设计方案。决策是非常关键的一步,直接影响设计工作和产品的成败。^①

研究设计阶段应在决策后开始,一般分两步进行。第一步主要

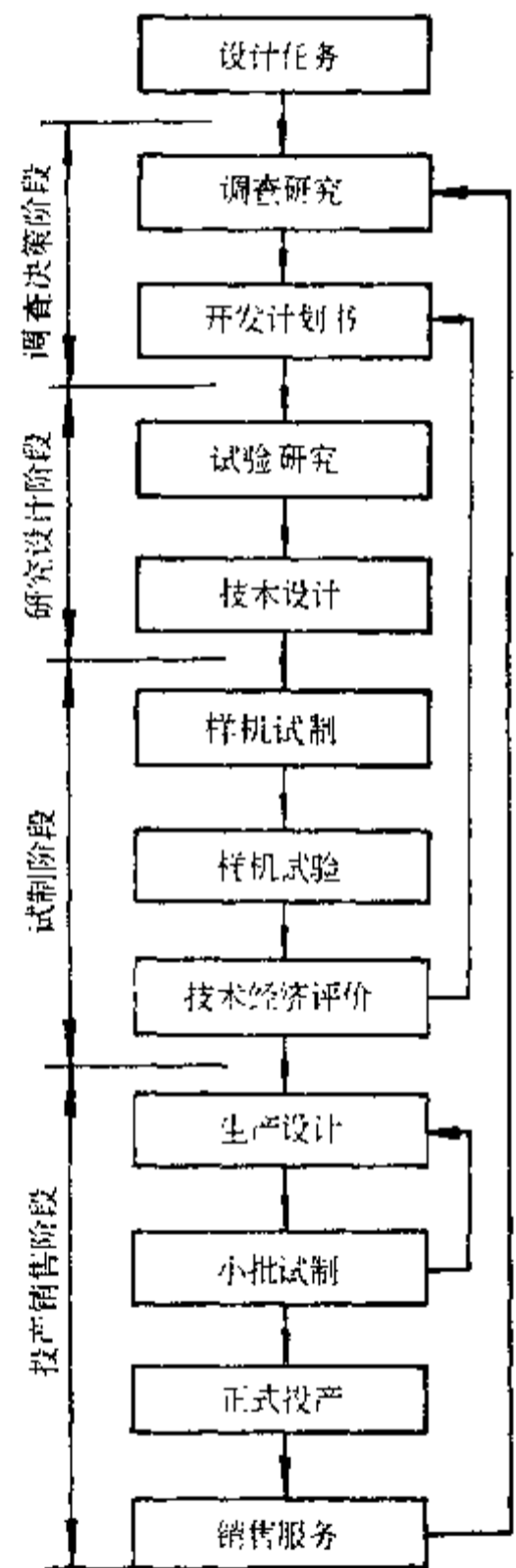


图 1.1 新产品开发设计程序

^① 例如,日本人瞄准大众市场开发出来的“傻瓜”产品具有功能集约化、操作简易化、使用大众化等特点,由于物美价廉,迅速占据了广大的市场,取得了可观的经济效益。

为功能设计研究,称为前期开发,主要任务是解决技术中的关键问题。为此,需要对新产品进行试验研究和技术分析,验证原理的可行性和发现存在的问题,并将试验中积累的大量数据整理编制成设计计算公式和图表。第二步为新产品的技术设计,称为后期开发。第一步完成后,应写出总结报告,内容包括:工作原理和设计方案论证;预定技术性能指标;新技术采用和效果;计算公式和图表;总布局图;外形图等等。第二步完成后,应绘出总装配图、部件装配图、零件工作图、各种系统图(传动系统、润滑系统、液压系统、电路系统等)以及详细的计算说明书。计算内容包括动力计算、运动计算、功率确定、强度计算以及刚度计算等。设计完成后,应进行初步技术经济分析。以上各部分内容常需互相配合、交叉进行。设计工作也常需多次修改,逐步逼近,以便设计出技术先进可靠、经济合理、造型美观的新产品。在技术设计工作中,需进行大量的结构设计工作(见1.4节)。为保证设计质量,分阶段多次进行设计的检查是十分必要的。

样机试验完成以后,应进行全面技术经济评价,以决定设计方案是否可用或需要修改。即使是可用的方案,一般还需作适当修改,以便使设计达到最佳化。需要修改的方案,应检查数学、物理模型是否符合实际,必要时,改进模型后重新进行试验,甚至重新设计。

由于使用不当,工作环境恶劣,未按规定时间维修等原因,任何机器都可能发生故障。开展销售服务工作,如传授正确使用方法、规定免费保修期限、定期跟踪检查、健全索赔制度等,不仅有利于保证产品质量,提高产品信誉,开拓市场销路,而且可从市场反馈信息中,发现产品的薄弱环节,这对于进一步完善产品设计,提高产品可靠度,萌生新的设计构思,开发新产品都有积极意义。

1.2.4 技术经济评价^①

技术经济评价分为技术评价和经济评价。技术评价时,某些性能指标如重量、体积、生产能力、动力等可以用数量来衡量,某些指标如外观、操纵性能、维修性能等则不能。能用数量表示的,由于使用单位不同,不能简单相加。所以,技术评价常用评分的办法,对每一个评价项目依好坏不同给予不同的分数,例如:4—很好,3—好,2—一般,1—较差,0—差。技术评价用技术价值 x 表示

$$x = \frac{\sum P}{\sum P_{\max}}$$

式中 $\sum P$ ——评定总分数; $\sum P_{\max}$ ——满分总分数。 $\sum P = \sum P_{\max}$ 时, $x = 1$ 表示技术价值最高。一般认为 x 值在 0.8 以上是很好的方案,在 0.6 以下不合要求。

经济评价通常只计算制造费用,因它是经济评价中最主要的项目。经济评价用经济价值 y 表示

$$y = \frac{\text{理想制造费用 } H_1}{\text{实际制造费用 } H} = \frac{0.7 \times [H]}{H}$$

若 $H = H_1$, 则 $y = 1$, 表示经济价值最高。理想制造费用建议取为允许制造费用 $[H]$ 的 70%。因允许制造费用通常应低于销售费用,故若 $H = [H]$, 即 $y = 0.7$ 时仍然有利可图。 $[H]$ 可根据市场供销情况确定。

^① 取自德国工程师协会 VDI 2225。

图 1.2 为技术经济对比图。图中任何一点代表一种设计方案的技术价值和经济价值。 S 点是理想的设计方案, $x=1, y=1$ 。 OS 线上各点是技术价值与经济价值相等的设计方案。显然, 靠近 OS 线且愈近 S 的点, 其设计方案愈近理想。

利用图 1.2 可以从多种设计方案的比较中找出理想的设计方案, 如图中方案 S_2 比 S_1 好, S_3 比 S_2 好。也可以经过对设计方案的多次探讨, 逐渐找到理想的设计方案, 如先做方案 S_1 , 评价后, 改进其薄弱环节, 再做方案 S_2, S_3 。遇到两个评价相近的方案, 其中之一技术价值较高, 而另一则经济价值较高, 这时最好选用技术价值较高的设计方案。

要提高技术经济价值可以从以下四方面着手: 1) 进一步改善和简化设计, 减少零件数目, 提高标准化、通用化程度; 2) 采用廉价材料; 3) 改善毛坯、零件加工、装配等工艺性, 合理选择精度、公差和配合以及其他技术条件; 4) 改善生产、经营管理制度。在以上四方面中, 改善设计最为重要。

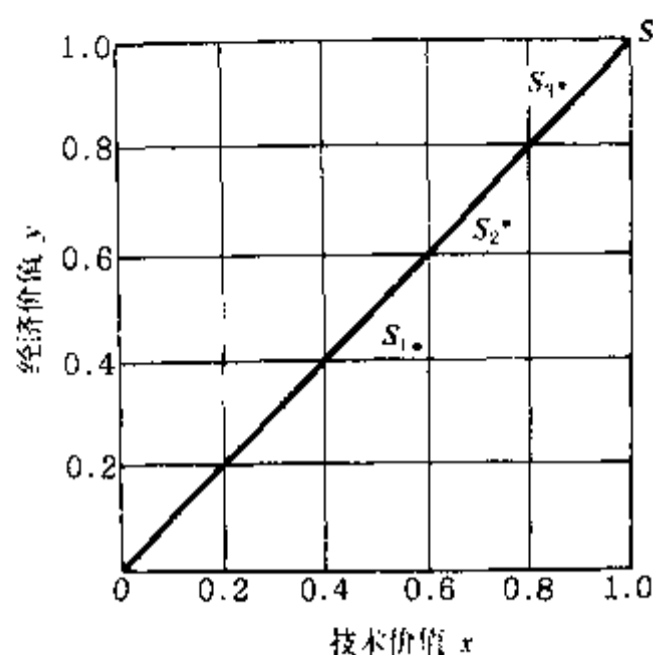


图 1.2 技术经济对比图

1.3 机械零件设计概述

1.3.1 设计机械零件时应满足的要求

设计的机械零件既要工作可靠, 又要成本低廉。要解决前一个问题, 需要根据可能发生的失效, 确定零件在强度、刚度、振动稳定性、耐磨性、温升等方面必须满足的条件, 这些条件是判断零件工作能力的准则。这些准则将分别在第 2 章、第 3 章以及其他有关章中讨论。

要想降低机械零件的制造成本, 必须从设计和制造两方面着手。设计时应正确选择材料, 合理规定公差等级以及认真考虑零件的加工工艺性和装配工艺性。这些问题见第 5 章。

和设计机器时一样, 设计机械零件时也常需拟定出几种不同方案, 认真比较后, 选用其中最好的一种。

1.3.2 设计步骤

设计机械零件的一般步骤如下。

——根据机器的具体运转情况和简化的计算方案, 确定零件的载荷。

根据额定功率用力学公式计算出作用在零件上的载荷, 称为名义载荷(如力 F 、功率 P 、转矩 T)。名义载荷是机器在平稳工作条件下作用在零件上的载荷, 它没有反映动力机和工作机间的实际载荷随时间作用的不均匀性、载荷在零件上分布的不均匀性及其他影响零件受力情况等因素。这些因素的综合影响, 常用载荷系数 K (或工作情况系数)来做概略估计。载荷系数 K 与名义载荷的乘积称为计算载荷(如 $F_c = KF, P_c = KP, T_c = KT$), 机械零件常按计算载荷进行计算。

——根据材料的力学性能、物理性质、经济因素及供应情况等选择零件的材料。

——根据零件工作能力准则, 确定零件的主要尺寸, 并加以标准化或圆整。

——根据确定的主要尺寸并结合结构上和工艺上的要求,绘制零件工作图。

——零件工作图是制造零件的依据,故应对其进行严格的检查,以提高工艺性,避免差错,造成浪费。

1.3.3 设计计算和校核计算

机械零件的计算可分为设计计算和校核计算两种。设计计算是先根据零件的工作情况和选定的工作能力准则拟定出安全条件(如许用应力、许用变形等),用计算方法求出零件危险截面的尺寸,然后根据结构与工艺要求和尺寸协调的原则,使结构进一步具体化。校核计算是先参照已有实物、图纸和经验数据初步拟定零件的结构布局和有关尺寸,然后根据工作能力准则核验危险截面是否安全。采用校核计算时,因为已知零件的有关尺寸,所以有可能计入影响强度的结构因素和尺寸因素,计算结果比较精确。充分考虑了各有关因素的校核计算常称为精确校核计算。并不是所有的校核计算都能算作精密校核计算。由于试验数据还不够充分,目前只有形状和受载都较简单的零件才能进行精确校核。

应当指出,不论是设计计算还是校核计算,在计算方案上通常要对某些较复杂的现象作出适当的简化,例如,以集中力代替实际上的分布力,以点支承代替实际上的面支承,等等。所以机械零件的计算和一般的工程计算一样,总是带有或多或少的条件性(假定性)。

条件性计算实质上是合理的简化计算。当计算所涉及的问题过于复杂,或当它们的内在规律还不能完全掌握时,根据充分的试验数据作些合理的假设和简化时常是必要的。条件性计算虽然不够精确,但如注意到公式的适用范围,计算结果也具有一定的可靠性。

随着研究资料的逐步丰富和对客观规律的深入掌握,条件性计算日益减少,计算的趋势则是朝着精确的方向发展。有些形状复杂的零件过去无法准确计算,现在用有限元法可以解决复杂零件的应力分析问题。传统的疲劳强度计算是建立在没有裂纹的前提下和“安全-寿命”的设计概念上,但在实际使用中无法避免类裂纹的存在。为此,近年来又发展了一门新学科——断裂力学,它允许裂纹存在,只要掌握疲劳裂纹的扩展特性,也能使设计获得预期的安全效果,从而建立了“破损-安全”的设计概念。

为了使计算的结果更符合实际情况,应该多方面参考过去成功的设计和在使用过程中积累起来的统计资料。对于复杂零件,必要时还可以进行模型试验或实物试验。

为了使读者能运用工程基础知识,书中零件的主要尺寸大多是通过数学方法确定的。作为教材,运用理论分析的方法说明这些公式的由来是完全必要的。读者不仅要掌握这些公式的应用,而且应了解公式中各参数间的相互关系及其影响,调整各参数的大小可以改善零件的工作能力、延长使用寿命。但必须指出,在实际设计中,除计算外,还需要综合考虑结构、制造、安装、维修等因素,所以选用尺寸往往比计算值大些。有时也会遇到不可能用计算方法来确定零件尺寸,这时就需要由生产经验和设计经验来确定。

此外还应指出,设计工作常需多次修改方案,改变设计参数,使之逐步趋于完善和合理,力求做到承载能力较大,摩擦功耗较少,工作温度较低,结构尺寸较为紧凑。这个过程实际上也是逐步优化的过程。近年来,发展了以优化数学为理论基础,以计算机为手段的设计方法,称为优化设计。优化设计首先是建立能反映设计变量与工作性能关系的数学模型,然后在给定的约束条件下,每改变一组设计变量即可构成一种设计方案,经过若干次计算机运算,可从中选择最佳的

设计方案。

1.3.4 标准化、系列化、通用化

在不同类型、不同规格的各种机器中,有相当多的零部件是相同的,将这些零部件加以标准化,并按尺寸不同加以系列化,则设计者毋须重复设计,可直接从有关手册的标准中选用。通用化是指系列之内或跨系列的产品之间尽量采用同一结构和尺寸的零部件,以减少企业内部的零部件种数,从而简化生产管理和获得较高的经济效益。

标准化、系列化、通用化通称“三化”。“三化”是长期生产实践和科研成果的可靠的技术总结。采用“三化”的重要意义是:1)减轻设计工作量,以便把主要精力用在关键零部件的设计工作上;2)便于安排专门工厂采用先进技术大规模地集中生产标准零部件,有利于合理使用原材料,保证产品质量和降低制造成本;3)可以减少技术过失的重复出现;4)增大互换性,便于维修工作;5)有利于增加产品品种,扩大生产批量,达到产品的优质、高产和低消耗等。“三化”程度的高低也常是评定产品的指标之一。“三化”是我国现行的很重要的一项技术政策。

我国现行标准分为国家标准(GB)、专业标准和行业标准等。新产品、优质产品和出口产品要首先采用国际标准。国家标准将逐步与国际标准接轨。

1.4 结构设计

计算和结构设计都是设计工作中的重要内容,两者同样重要。有必要指出,结构设计千万不可轻视,何况计算也往往要在初步结构构思的基础上将其抽象为数学模型后才能进行(以轴为例,只有在先确定轴的支承和受载零件的位置和尺寸后才能计算)。在实际工作中,并不是所有零件都必须通过计算才能决定尺寸的。

良好的设计工作者常需通过多年的设计实践活动,积累了相当多的经验,才能在结构设计能力方面成为一个熟练者。借鉴前人成功的设计经验,注意归纳、分析、总结、掌握设计中的规律,对提高设计质量帮助很大。这里,列举一些结构设计中的问题供初学者参考。

- 注意功能的合理配置和布局。
- 尽量采用比较短的传动链和比较简单的结构。
- 科学地划分部件。
- 零件间力的平衡,力流的合理传递与闭锁。
- 系统或零件本身的等强度设计。
- 变形协调原理的应用及其计算。
- 斜面或楔在增压或自锁机构中的应用及其计算。
- 预加载荷或预应力的原理、应用及其计算。
- 卸载的原理和应用。
- 自平衡、自保护、自张紧、自密封等自助原则的应用。
- 稳定性原则的应用。
- 考虑与强度因素有关的结构改善措施。
- 考虑与热因素有关的结构设计。
- 考虑与摩擦磨损因素有关的结构设计。
- 考虑与腐蚀因素有关的结构设计。

以上各个方面,大多在本书各章中有所体现,应注意相互联系。

1.5 设计的检查

在设计完成之后或在各个设计阶段过程中,应按照预先拟订的清单逐项进行系统的检查,这有利于再次引发新的构思,避免遗漏和疏忽,及早发现问题和采取改进的措施,进一步提高设计质量和降低产品成本,为最后评估和决策提供充分的数据和资料。清单的详简视产品的重要程度和生产数量而定。下面列举一些检查项目供参考。

- 设计方案是否最简单和最容易实现。
- 和同类产品相比,新产品在构思上有何新意和独到之处。
- 产品功能是否能满足用户的需要,有无多余功能或不足,能否再简化或合并,如作适当修改是否有扩大功能的潜力。
- 运动链可否再短一些,有无多余的运动。
- 可否再作一些变更,省略或合并一些零件。某些零件可否改用标准件或借用通用件来替代。在零件数目中标准件占多大比例。
- 零件毛坯的选择是否与生产批量相适应。
- 材料品种是否过多,可否再作归并。有无特殊要求的材料,如何解决。
- 总体尺寸是否紧凑,重量是否有所降低。
- 零件加工表面能否进一步减少、合并或省略。
- 零件加工是否易于装卡,是否需用专门的工装、卡具、刀具、量具等。
- 有无要求特种加工的零件,如何解决。
- 规定的零件公差、配合精度、粗糙度等是否要求过严,能否适当放宽仍能满足使用要求。
- 哪些零件需要严格控制加工质量,如何保证加工精度。
- 装配时是否需要专用的组装工具。
- 装配、维修、更换易损件是否方便。
- 润滑系统的安排是否妥善和便于管理。
- 发生操作错误时有没有联锁、保险装置;不正常运动时有没有预警或安全保护措施;发生事故时有没有紧急制动装置。
- 操纵机器是否方便、省力、舒适、合乎人体生理要求。测量、监视、控制仪表装置等是否布置在操作者的视野之内。
- 产品造型是否美观、大方、有时代感。
- 对产品设计作何总评价,属于豪华型还是普及型。

1.6 设计人员的素质

从事设计工作的人员除应具备广博的基础理论知识和生产实践知识外,还应具备下列素质。

1. 要有高度的责任心

设计人员应对设计的技术合理性和设计后果负责,做到工作原理正确,方案可行,使用可靠。由于产品质量责任,造成用户财产损失、人员伤亡、触犯刑律的,可由司法机关依法追究当事人的责任。因此设计人员一定要把提高机械产品的质量放在第一位。

2. 要有法律观念和道德观念

国家正式颁布的有关条文,如标准、设计规范、专利法等都属于法律与法规范畴,必须严格遵

守。合同、协议等文件也受法律保护,签约后要坚决履行,以守信誉。对机器功能要实事求是,不夸大其性能指标,操作中可能发生和应注意的问题,必须在产品说明书中写清楚。

3. 要有不断创新和改革的意愿与气质

设计人员一定要养成勤于观察和思索的习惯,从中发现和提出问题。只有发现问题的存在,才有可能产生改革和创造的意愿。设计人员要不断进行创造性思维和方法的锻炼,才能逐渐提高设计水平。创新产品一定要有新意,如应用新的技术原理、具有新的设计构思、在技术上有较大突破等,即使是更新的产品也必须在结构、材质、工艺等方面有明显改善,从而提高和扩大产品的功能。

4. 要有善于学习和不断进取的精神

平时要多注意积累有关的科学研究、科技开发、专利等新成果,以及市场信息等有关资料。设计人员掌握的知识面要宽,但也要善于应用归纳、推理、分析、综合的方法,从各种资料中预测未来的发展趋势。

要虚心征求用户、制造人员、管理人员、销售人员和同行技术专家的各种意见,从而制订比较适合实际情况的完善的设计方案。团结协作是做好设计工作的基础之一。由于产品更新周期将越来越短,从设计、制造到销售的传统顺序模式有逐渐变为平行模式的可能,因此设计人员要善于团结有关人员。

由于现代科学技术的迅速发展,为了适应时代的要求,设计人员应不断总结经验,同时努力学习新的知识,为改进和提高设计水平而努力。

1.7 机械设计的新发展

近二三十年来,机械设计学科发生了相当大的变化,设计方法更为科学、完善,计算精度更高,计算速度更快。主要表现在以下几方面。

——基础理论得到进一步深化和扩展。过去研究问题,比较偏向于宏观方面,现已向微观方面发展。例如:摩擦学研究摩擦表面间的物理和化学性质,进一步探索薄层摩擦副的机理和计算问题;断裂力学研究微观裂纹的扩展规律,对“复活”报废零件,防范事故发生,改善结构等都起着积极作用;弹性流体动力润滑研究重载接触副的最小油膜厚度、摩擦力、摩擦温度等问题,以提高齿轮传动、滚动轴承等的寿命和可靠性。

——传统的机械设计偏重于零件、部件的静态设计,现正向以多种零件的综合或整机系统为对象的动态设计方向扩展。例如,研究机械系统的动力学问题对发展高速机械具有很重要的意义。

——为使产品设计更科学、更完善、更有市场竞争能力,新的设计方法不断出现,如优化设计、可靠性设计、系统设计、设计方法学、价值工程、造型设计、模块化设计等等。

——由于计算机具有速度快、计算精度高、有记忆和逻辑判断功能等特点,某些设计方法如优化设计、有限元等得以应用。在机械设计中,还应用计算机进行程序设计、自动设计、计算机绘图、人-机对话、建立程序库和数据库等先进设计手段。这些内容统称为计算机辅助设计(CAD)。

——近年来,机械设计的CAD技术正向规模大、知识广、层次深、智能化等方面发展。除了具有一般的数值计算、绘图等功能外,还具有逻辑推理、分析综合、方案构思、决策等功能,其中还

包括专家的知识丰富经验,这对于创造性地提高设计质量和设计效率具有很重要的应用价值。这一技术通称为机械设计专家系统或智能机械设计。

——传统的机械产品正面临新的转折。机电一体化是当今世界掌握高技术国家的发展方向,我国也已将其列为机械工业技术政策的发展目标之一。机电一体化实质上是机械与电子、强电与弱电、软件与硬件、控制与信息等多种技术的有机结合,其产品具有技术先进,结构简单,工作精度高,易于实现自动化或半自动化操作,调整维修方便,产品更新换代快等特点。

——任何科学技术的开发,都必须通过实验验证,并提供足够的设计数据才能应用。机械设计的实验研究技术,在微观、动态的精密测量,在自动控制和监测、数据采集和处理等方面都已取得很大的进步。由于实验和理论的相互促进,对问题的认识进一步得到深化,从而促使设计水平进一步提高。

第2章 机械零件的工作能力和计算准则

机械零件丧失工作能力或达不到设计要求性能时,称为失效。失效并不单纯意味着破坏。常见的失效形式有:因强度不足而断裂;过大的弹性变形或塑性变形;摩擦表面的过度磨损、打滑或过热;联接松动;压力容器、管道等的泄漏;运动精度达不到要求等。

同一种零件发生失效的形式可能有数种。例如齿轮的失效形式有:1) 齿面粘着磨损和胶合、磨粒磨损;2) 齿面疲劳点蚀和剥落;3) 轮齿疲劳折断和过载折断;4) 齿面或齿体塑性变形;5) 齿轮其他部分的破坏等。在各种失效中,其主要的失效形式将由齿轮的材料、具体结构和工作条件等决定。在多尘粉下工作的开式齿轮传动,齿面磨粒磨损可能是主要失效形式;润滑良好的闭式齿轮传动,疲劳点蚀可能是主要失效形式。

零件不发生失效时的安全工作限度称为工作能力。对载荷而言的工作能力称为承载能力。工作能力有时也对变形、速度、温度、压力等的限度而言。同一种零件既然可能有数种不同的失效形式,那么对应于各种失效形式也就有不同的工作能力。以轴为例,轴的失效可能是疲劳断裂,也可能是过大的弹性变形。对于前者来说,轴的工作能力取决于轴的疲劳强度,对后者来说,取决于轴的刚度。显然,起决定作用的将是承载能力中的较小值。

机械零件虽然有很多种可能的失效形式,但归纳起来,最主要的是由于强度、刚度、耐磨性、温度对工作能力的影响以及振动稳定性、可靠性等方面的问题。在以下各节中,将分别阐明考虑这些问题并达到工作能力要求时的计算准则,还相应地提出提高零件工作能力的主要措施。关于疲劳强度和耐磨性问题将分别在第3章和第4章中讨论。

2.1 载荷和应力的分类

2.1.1 载荷分类

载荷可分为静载荷和变载荷两类。不随时间变化或变化缓慢的载荷称为静载荷,如锅炉所受压力。随时间作周期性变化或非周期性变化的载荷称为变载荷,前者如内燃机阀门弹簧所受的载荷,后者如汽车的齿轮和轴等所受的载荷(因负载和道路不同,载荷是随机性的)。对非周期性变化的载荷可用统计规律来表征。

在设计计算中,常把载荷分为名义载荷和计算载荷,计算载荷等于名义载荷乘以载荷系数 K 。载荷系数的含义见第1章,以后各章引用载荷系数时也都有所说明。

动力机和工作机的工作性质是影响载荷系数大小的主要因素之一。不同工作性质的动力机和工作机的举例见表2.1。

表 2.1 动力机和工作机举例

	工 作 性 质	举 例
动力机	工 作 平 稳	电动机、汽轮机、燃气轮机
	轻 度 冲 击	多缸内燃机
	中 等 冲 击	单缸内燃机
工作机	平稳载荷 ($\frac{T_{max}}{T} \leq 1.25$) ^①	通风机、离心泵、车床、钻床、磨床、发电机、带式运输机、液体搅拌机
	轻度冲击 ($\frac{T_{max}}{T} \leq 1.50$)	轻型传动装置、铣床、滚齿机床、六角车床、自动车床、带有较重飞轮的活塞式水泵和压缩机、链式运输机、印刷机、振动筛
	中度冲击 ($\frac{T_{max}}{T} \leq 2.0$)	可逆转的传动装置、刨床、插床、插齿机、带有较轻飞轮的活塞式水泵和压缩机、螺旋运输机、刮板运输机、带有较重飞轮的螺旋压力机和偏心压力机
	重度冲击 ($\frac{T_{max}}{T} \leq 3.0$)	起重机、掘土机、挖泥船、破碎机、锯木机、球磨机、带有较轻飞轮的螺旋压力机和偏心压力机、剪断机、锤、往复式运输机、轧钢机、橡胶辊压机

① T_{max} ——启动转矩； T ——名义转矩。

2.1.2 应力分类

按应力随时间变化的特性不同,可分为静应力和变应力,见图 2.1。不随时间变化或变化缓慢的应力称为静应力。随时间变化的应力称为变应力。变应力是多种多样的,但可归纳为:非对称循环变应力、脉动循环变应力和对称循环变应力三种基本类型。

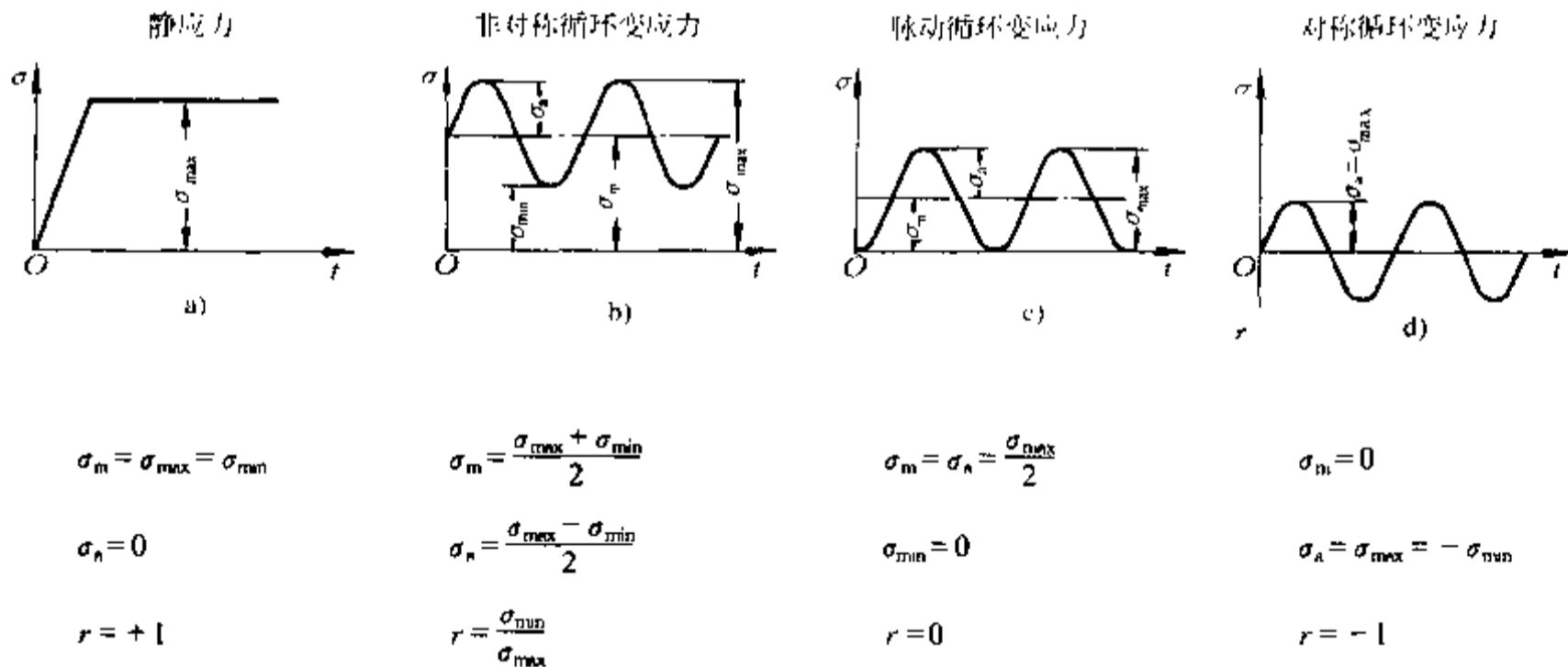


图 2.1 应力的类型

当变应力的最大应力为 σ_{max} , 最小应力为 σ_{min} 时, 其平均应力 σ_m 和应力幅 σ_a 分别为

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

最小应力与最大应力之比称为变应力的循环特性 r , 即

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

变应力特性可用 σ_{\max} 、 σ_{\min} 、 σ_m 、 σ_a 、 r 等五个参数中的任意两个来描述,常用的有:1) σ_m 和 σ_a ; 2) σ_{\max} 和 σ_{\min} ; 3) σ_{\max} 和 σ_m 。

静应力只能在静载荷作用下产生。变应力可能由变载荷产生,也可能由静载荷产生。在静载荷作用下产生变应力的例子见图 2.2。图示为转动心轴和滚动轴承外圈表面上 a 点的应力变化情况。

用材料力学公式,根据名义载荷求得的应力称为名义应力;根据计算载荷求得的应力称为计算应力。计算应力中有时还要计入应力集中等因素。零件的尺寸常取决于危险截面处的最大计算应力,以下简称最大应力。

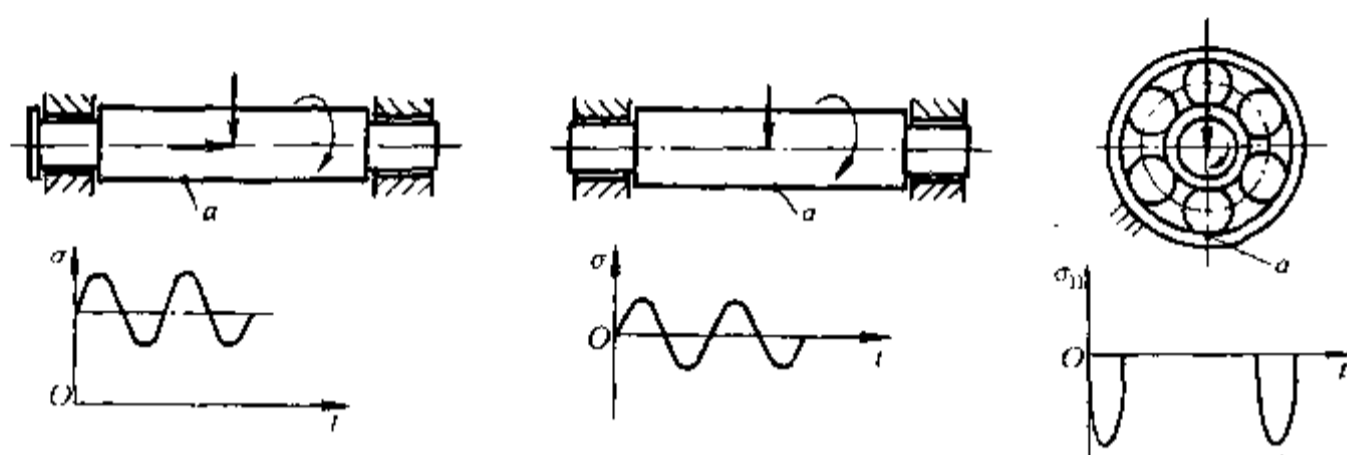


图 2.2 在静载荷作用下,随时间 t 变化的变应力举例

2.2 机械零件的强度

2.2.1 两种判断零件强度的方法

——一种方法是判断危险截面处的最大应力(σ, τ)是否小于或等于许用应力($[\sigma], [\tau]$)。这时,强度条件可以写成

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma], [\sigma] = \frac{\sigma_{\lim}}{[S_{\sigma}]} \\ \tau &\leq [\tau], [\tau] = \frac{\tau_{\lim}}{[S_{\tau}]} \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

式中 $\sigma_{\lim}, \tau_{\lim}$ ——分别为极限正应力和切应力; $[S_{\sigma}], [S_{\tau}]$ ——分别为正应力和切应力时的许用安全系数。

——另一种方法是判断危险截面处的实际安全系数(S_{σ}, S_{τ})是否大于或等于许用安全系数。这时,强度条件可以写成

$$\left. \begin{aligned} S_{\sigma} &= \frac{\sigma_{\lim}}{\sigma} \geq [S_{\sigma}] \\ S_{\tau} &= \frac{\tau_{\lim}}{\tau} \geq [S_{\tau}] \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

采用何种方法计算,通常要由可资利用的数据和计算惯例来决定。

2.2.2 静应力强度

在静应力时工作的零件,其强度失效将是塑性变形或断裂。

1. 单向应力时的塑性材料零件

按照不发生塑性变形的条件进行强度计算。这时,式 2.1 和式 2.2 中的极限应力应为材料的屈服极限 σ_S 或 τ_S , 计算 σ 、 τ 时可不考虑应力集中。

2. 复合应力时的塑性材料零件

根据第三或第四强度理论来确定其强度条件。用第三和第四强度理论计算弯扭复合应力时,其强度条件分别为

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_T^2} \leq [\sigma] \\ \sigma &= \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_T^2} \leq [\sigma] \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

式中 σ_b ——弯曲应力; τ_T ——切应力。按第三强度理论计算时近似取 $\frac{\sigma_S}{\tau_S} = 2$, 按第四强度理论

计算时近似取 $\frac{\sigma_S}{\tau_S} = \sqrt{3}$, 可得复合安全系数的计算式为

$$S = \frac{\sigma_S}{\sqrt{\sigma_b^2 + \left(\frac{\sigma_S}{\tau_S}\right)^2 \tau_T^2}} \leq [S] \text{ 或 } S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \leq [S] \quad (2.4)$$

式中 $[S]$ ——许用复合安全系数。

3. 允许少量塑性变形的零件

可根据允许达到一定塑性变形时的载荷进行强度计算。图 2.3a 为一受弯矩 M 作用的矩形截面简支梁,在弹性变形范围内梁的危险截面上的弯曲应力分布状况。如果梁用塑性材料制成,随着弯矩的增加,最大弯曲应力 σ_b 将达到材料的屈服极限 σ_S (如 a 图中虚线所示),进一步增大弯矩,最大弯曲应力不再增加,应力分布将如图 2.3b、c 所示。由此可以看出,在承受载荷能力上,b 和 c 图要比 a 图发挥更大的作用。a 图中 $\sigma_b = \sigma_S$ 时和 c 图所受弯矩之比为 1:1.5。图 2.3c 为应力的极限状态,与之相应的载荷,称为极限载荷。

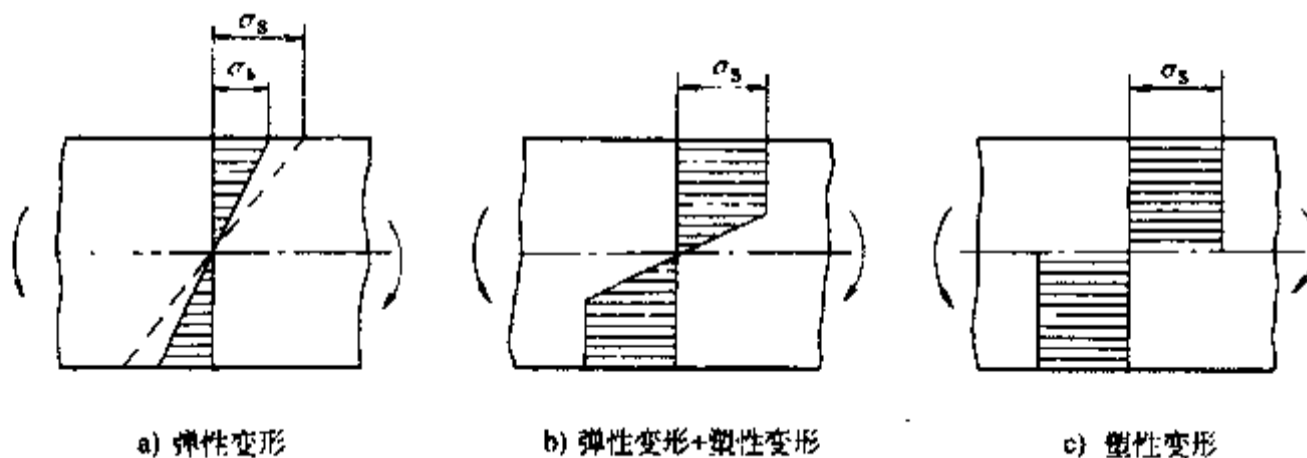


图 2.3 梁的变形状态

4. 脆性材料和低塑性材料的零件

式 2.1 和式 2.2 中的极限应力应为材料的强度极限 (σ_B 或 τ_B)。因不连续组织在零件内部引起的局部应力要远远大于零件形状和机械加工等所引起的局部应力,所以对于组织不均匀的

材料(如灰铸铁),在计算时不考虑应力集中。组织均匀的低塑性材料(如低温回火的高强度钢),则应考虑应力集中。

2.2.3 变应力强度

在变应力时工作的零件,其强度失效将是疲劳断裂。

循环特性 r 一定时,应力循环 N 次后,材料不发生疲劳破坏时的最大应力,称为疲劳极限,以 σ_{rN} 表示。

在应用式 2.1 和式 2.2 以及式 2.3 和式 2.4 计算疲劳强度时,其极限应力为疲劳极限。影响零件疲劳极限的因素除循环特性和循环次数外,还有应力集中、零件尺寸、表面状态等,当这些因素不能详细考虑时,可用降低许用应力或提高许用安全系数的办法进行近似计算。详细考虑各因素影响的疲劳强度计算见第 3 章。

2.2.4 许用安全系数

在许用安全系数中,要考虑的因素有:1) 载荷和应力的性质和计算的准确性;2) 材料的性质和材质的不均匀性;3) 零件的重要程度;4) 工艺质量和探伤水平;5) 运行条件(平稳、冲击);6) 环境状况(腐蚀、温度)等。合理选择许用安全系数是设计中的一项重要工作。安全系数过大,机器将失之笨重,在用料、加工、运输、运转等方面都不符合经济原则;安全系数过小,机器又可能不够安全。在保证安全、可靠的前提下,尽可能选用较小的许用安全系数。

在不同的机器制造部门中,常制定有自己的许用应力和许用安全系数的专用规范。没有规范时可以遵循下述原则选定许用安全系数 $[S]$ ($[S_s]$ 、 $[S_r]$):

——用塑性材料制成的零件,在静应力下以屈服极限作为极限应力时,其许用安全系数 $[S]$ 可照表 2.2 选取;如载荷和应力的计算不十分准确, $[S]$ 应加大 20%~50%。 $[S]$ 随比值 $\frac{\sigma_s}{\sigma_B}$ 的增加而加大是为了保证防止破坏的安全度。

表 2.2 最小许用安全系数 $[S]$ 值

$\frac{\sigma_s}{\sigma_H}$	0.45~0.55	0.55~0.70	0.70~0.90	铸 件
$[S]$	1.2~1.5	1.4~1.8	1.7~2.2	1.6~2.5

——用组织不均匀的材料制成的零件,在静应力下以强度极限作为极限应力时,可取 $[S]=3\sim 4$;组织均匀的低塑性材料,取 $[S]=2\sim 3$ 。如果计算不十分准确,则加大 50%~100%。

——在变应力下,以疲劳极限作为极限应力时,若计算较为精确,作用载荷和材料力学性能等数据可靠,取 $[S]=1.3\sim 1.5$;否则,视准确和可靠程度不同,钢件取 $[S]=1.5\sim 2.1$,灰铸铁件取 $[S]=2\sim 2.4$ 。

许用安全系数也可用部分安全系数法来确定。这时许用安全系数 $[S]$ 等于单独考虑各影响因素的部分安全系数 $[S_1]$ 、 $[S_2]$ 、 \dots 、 $[S_n]$ 的乘积,即 $[S]=[S_1][S_2]\dots[S_n]$ 。

2.2.5 提高机械零件强度的措施

提高零件的强度可以从结构和制造工艺两方面着手。

改善零件结构形状以提高零件强度是设计中经常采取的措施,例如:

1. 合理布置零件,减少所受载荷

——使最大转矩减小之例,见图 16.15。

——使最大弯矩减小之例,见图 16.16。

2. 降低载荷集中,均匀载荷分布

这将有利于充分发挥零件材料的效能,提高承载能力。

——如图 2.4a 所示,由于制造和安装误差造成两齿仅在 a 端啮合,引起载荷集中,若将一齿改为鼓形齿如 b 图,则啮合区将移到中间 b 区域,载荷在局部均布。

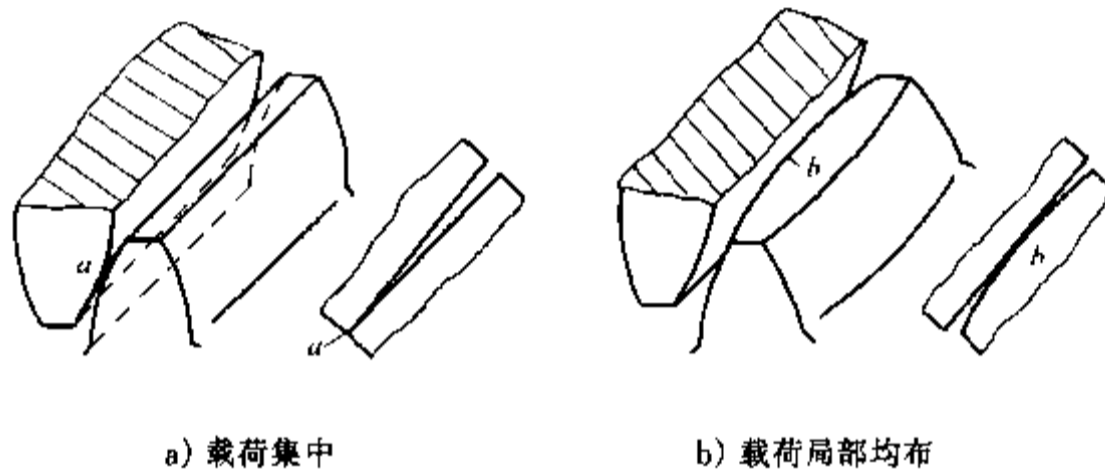


图 2.4 轮齿载荷分布

——提高分度精度,使有较多齿(如齿轮、花键)能同时分担载荷。

——自动调节载荷分布。如将容易发生载荷集中的普通滑动轴承(图 2.5a)改为自动调心滑动轴承(图 2.5b)。

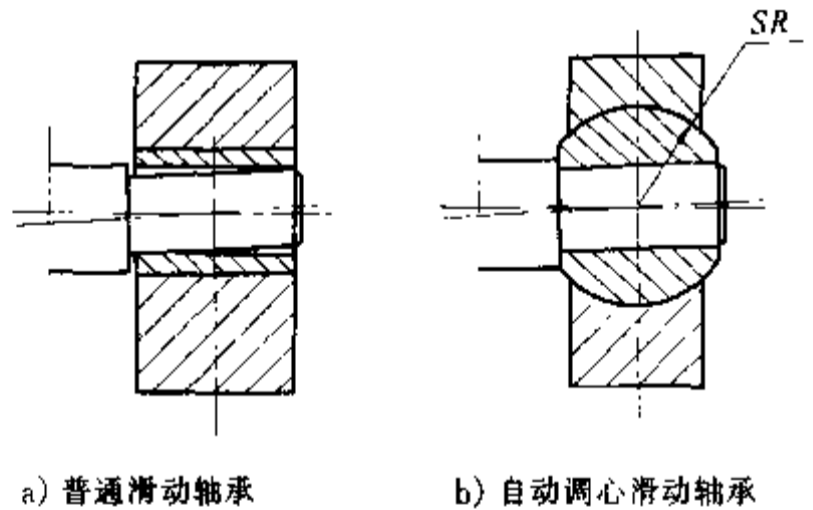


图 2.5 滑动轴承载荷分布

——并联零件不能过多。如限制 V 带传动的 V 带根数。

——限制接触宽度。如规定齿轮传动的齿宽系数(见齿轮传动章)。

3. 采用等强度结构

按等强度设计零件可充分发挥材料的效能,但在实际中常由于制造和安装等的需要,不可能

完全做到等强度。标准件大多是按等强度原则设计的,所以一经选用,无须对零件尺寸一一再行校核。

——等强度轴之例见图 2.6。图中虚线为等强度轴外形,实线为实际外形。

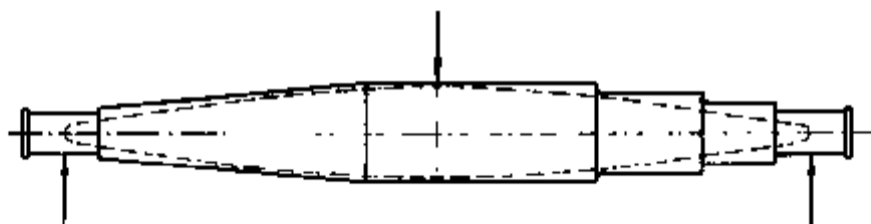


图 2.6 轴的等强度外形和实际外形

——等强度标准螺钉和螺母之例见图 2.7。螺钉钉头高度 h 和支承面 a ,螺母高度 m 、支承面 b 和螺纹部分都应与螺杆螺纹小径 d_1 截面等强度。

4. 选用合理截面

如梁的截面采用工字形、T 字形;轴的截面采用圆形、空心圆形。

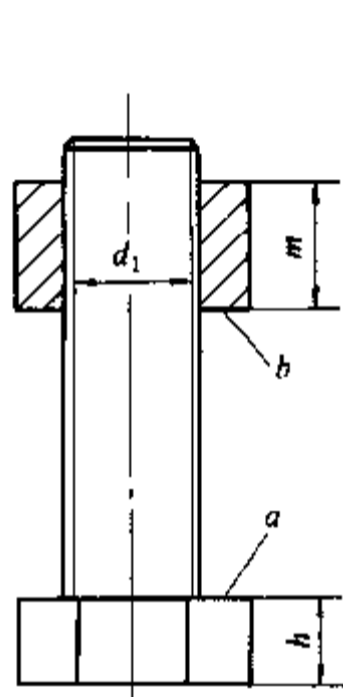


图 2.7 等强度标准螺钉和螺母

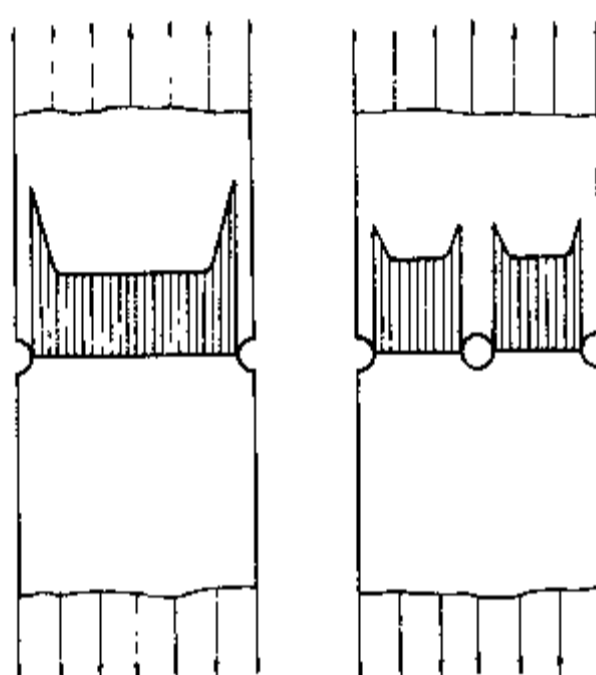


图 2.8 用卸载孔减少缺口处的应力集中

5. 减小应力集中

——避免零件两交接部分的截面尺寸相差太大。

——增大零件上过渡曲线的曲率半径。

——增加卸载结构以减小或“转移”应力集中,例如图 2.8 中的卸载孔和图 2.9 中的卸载槽。这些措施特别有利于提高零件的疲劳强度。

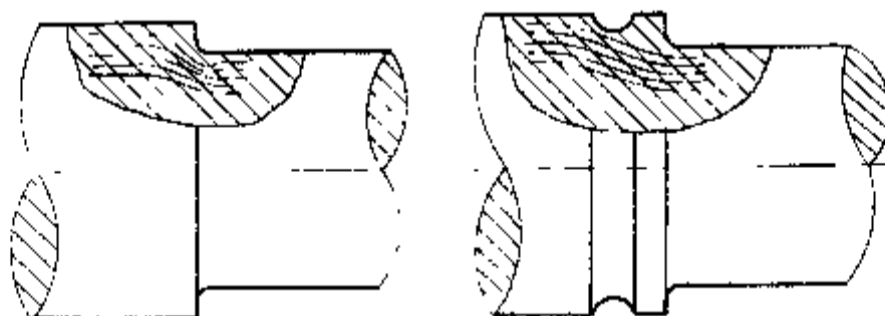


图 2.9 用卸载槽减缓力流的集中

为改善零件表面的物理状态以提高其疲劳强度,常采用的表面强化工艺可分成两类:1) 属于机械方法的,如喷丸处理及辊子辗压等;2) 属于热处理方法的,如渗碳、碳氮共渗、渗氮、表面

淬火等。所有这些强化方法都能使材料表层的强度增加,在表层中形成有利的残余压应力。试验证明,残余压应力可显著提高零件的疲劳强度。

2.3 机械零件的表面强度

一些依靠表面接触工作的零件,如齿轮传动、滚动轴承、摩擦离合器等,它们的工作能力决定于接触表面的强度。根据接触状态和工作条件不同,表面强度分为三种:1) 表面接触强度;2) 表面挤压强度;3) 表面磨损强度。

2.3.1 表面接触强度

在载荷作用下,两零件表面理论上为线接触或点接触,考虑到弹性变形,实际上为很小的面接触。两圆柱体和两球体接触时的接触面尺寸和接触应力可按赫兹公式计算,见表 2.3。两圆柱体接触,接触面为矩形($2a \times b$),最大接触应力 $\sigma_{H \max}$ 位于接触面宽中线处;两球体接触,接触面为圆(半径等于 c),最大接触应力 $\sigma_{H \max}$ 位于圆的中心。

由表 2.3 可见,最大接触应力 $\sigma_{H \max}$ 与载荷 F 具有下列关系:圆柱体接触 $\sigma_{H \max} \propto F^{\frac{1}{2}}$;球体接触 $\sigma_{H \max} \propto F^{\frac{1}{3}}$,所以接触应力的增加与载荷的增加不呈线性关系。

在静载荷作用下,接触表面的失效形式有脆性材料的表面压碎和塑性材料的表面塑性变形。表面接触强度的计算条件是 $\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H]_{\max}$, $[\sigma_H]_{\max}$ ——最大许用接触应力。

例题 2.1 已知一对外啮合渐开线标准直齿圆柱齿轮传动,节点处齿廓曲率半径 $\rho_1 = 17.10 \text{ mm}$, $\rho_2 = 68.40 \text{ mm}$,当改用正传动后, $\rho'_1 = 20.919 \text{ mm}$, $\rho'_2 = 83.674 \text{ mm}$,其他条件不变,试问齿面最大接触应力降低百分之几? 计算时以节点处啮合为准。

解

在齿面接触强度计算中,将齿廓在节点处啮合看为两圆柱体接触,其半径为节点处齿廓曲率半径,采用两圆柱体最大接触应力计算式 2.6 计算最大接触应力

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{F}{\pi b} \left[\frac{\frac{1}{\rho}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \right]}$$

当曲率半径发生变化而其他条件不变时,上式可写成

$$\sigma_{H \max} = A \sqrt{\frac{1}{\rho}}, \quad A \text{——常数}$$

$$\text{标准齿轮传动} \quad \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{17.10} + \frac{1}{68.40} = 0.0731 \quad 1/\text{mm}$$

$$\sigma_{H \max} = A \sqrt{0.0731} = 0.270A$$

$$\text{正传动} \quad \frac{1}{\rho'} = \frac{1}{\rho'_1} + \frac{1}{\rho'_2} = \frac{1}{20.919} + \frac{1}{83.674} = 0.0598 \quad 1/\text{mm}$$

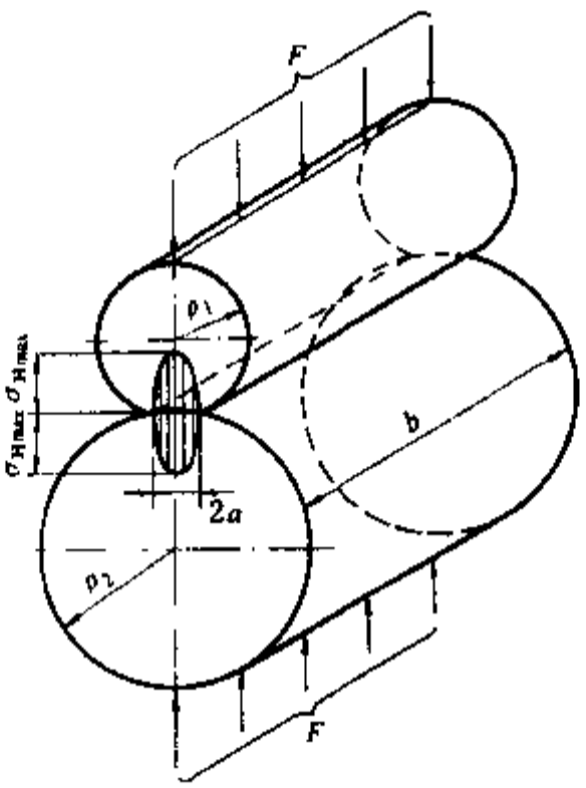
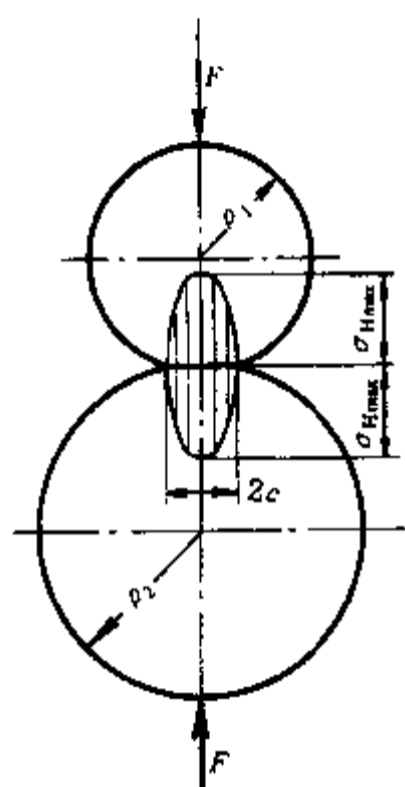
$$\sigma'_{H \max} = A \sqrt{0.0598} = 0.245A$$

$$\text{应力比} \quad \frac{\sigma'_{H \max}}{\sigma_{H \max}} = \frac{0.245A}{0.270A} = 0.907$$

以上结果说明,正变位后由于节点处的综合曲率半径增大,最大接触应力可降低 9.3%。

例题 2.2 求图 2.10 所示三种圆柱体接触的最大接触应力 $\sigma_{H \max}$ 之比,其他工作条件均相同,尺寸分别如下:

表 2.3 两圆柱体和两球体接触的计算式

两圆柱体接触	两球体接触
	
<p>接触面半宽 a</p> $a = \sqrt{\frac{4F}{\pi b} \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right] \frac{1}{\rho}} \quad (2.5)$	<p>接触面半径 c</p> $c = \sqrt{\frac{3F}{4} \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right] \frac{1}{\rho}} \quad (2.8)$
<p>最大接触应力 $\sigma_{H\max}$</p> $\sigma_{H\max} = \frac{4}{\pi} \frac{F}{2ab} = \sqrt{\frac{F}{\pi b} \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right] \frac{1}{\rho}} \quad (2.6)$	<p>最大接触应力 $\sigma_{H\max}$</p> $\sigma_{H\max} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi c^2} = \frac{1}{\pi} \sqrt{6F \left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right] \frac{1}{\rho}} \quad (2.9)$
<p>当 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ 和 $E_1 = E_2 = E$ 时</p> $\sigma_{H\max} = 0.418 \sqrt{\frac{FE}{b\rho}} \quad (2.7)$	<p>当 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ 和 $E_1 = E_2 = E$ 时</p> $\sigma_{H\max} = 0.388 \sqrt{\frac{FE^2}{\rho^2}} \quad (2.10)$

式中 ρ ——综合曲率半径, $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$, 正号用于外接触, 负号用于内接触; 平面和圆柱或球接触, 取平面

曲率半径 $\rho_2 = \infty$ 。 E ——综合弹性模量, $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$, E_1 、 E_2 为两接触体材料的弹性模量。 μ_1 、 μ_2 ——两接触体材料的泊松比。

两圆柱体外接触(a图) $\rho_1 = 50 \text{ mm}$, $\rho_2 = 80 \text{ mm}$;

圆柱体-平面外接触(b图) $\rho_1 = 50 \text{ mm}$, $\rho_2 = \infty$;

内、外圆柱体内接触(c图) $\rho_1 = 50 \text{ mm}$, $\rho_2 = 80 \text{ mm}$ 。

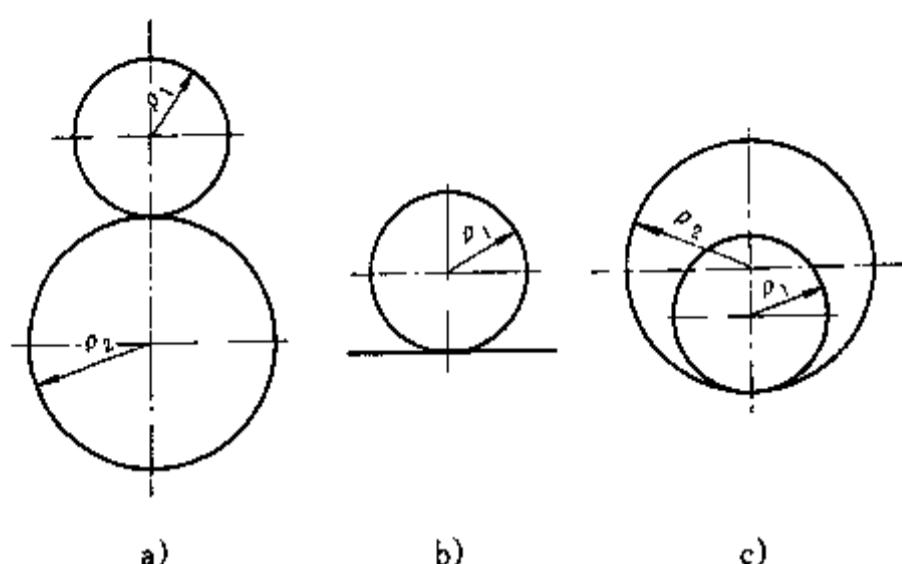


图 2.10 例题 2.2 图

解

因三种接触的其他工作条件相同,故可由式 2.6 求得最大接触应力之比

$$\sigma_{H \max a} : \sigma_{H \max b} : \sigma_{H \max c} = \sqrt{\frac{1}{\rho_a}} : \sqrt{\frac{1}{\rho_b}} : \sqrt{\frac{1}{\rho_c}}$$

$$\text{其中 } \frac{1}{\rho_a} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{50} + \frac{1}{80} = 0.0325 \quad 1/\text{mm}$$

$$\frac{1}{\rho_b} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{50} + 0 = 0.02 \quad 1/\text{mm}$$

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{50} - \frac{1}{80} = 0.0075 \quad 1/\text{mm}$$

$$\sigma_{H \max a} : \sigma_{H \max b} : \sigma_{H \max c} = \sqrt{0.0325} : \sqrt{0.02} : \sqrt{0.0075} = 1 : 0.783 : 0.483$$

由此可见,最大接触应力以两圆柱体外接触的最高,圆柱体-平面外接触的次之,内、外圆柱体内接触的最低。后者只有前者的 48%,故在重载情况下,采用内接触,有利于提高承载能力或降低接触副的尺寸。

当零件在循环接触条件下工作时(如齿轮传动),接触应力是随时间变化的,接触表面的失效属于疲劳破坏,称为表面疲劳磨损。表面疲劳磨损的过程是:由于接触应力的循环作用,使表面下约 $15 \mu\text{m} \sim 25 \mu\text{m}$ 处的最大切应力所引起的剪切塑性变形发生循环变化,产生初始疲劳裂纹(图 2.11a 上),并沿最大切应力方向扩展到表面(图 2.11b),最后以贝壳状的小片剥落(图



图 2.11 点蚀的形成过程

2.11c),在零件表面上形成小坑(图 2.11d),引起表面材料损失,所以称为表面疲劳磨损,也称疲劳点蚀,简称点蚀。初始裂纹也可能由于表面材料发生循环剪切塑性变形,引起晶体沿滑移面滑移产生(图 2.11a 下),然后向内层扩展发生材料剥落,形成点蚀。此外,初始裂纹的发生还要受到材料存在微裂纹、杂质等缺陷的影响。

点蚀的形成和润滑油的存在有密切关系:1) 如图 2.12a 所示, 润滑油从表面裂纹开口处渗入裂纹中, 若裂纹开口方向与零件运动方向一致, 则在运动时裂纹开口先与另一零件表面接触而被封住(图 2.12b), 在载荷作用下, 导致裂纹内部产生巨大油压, 从而促进裂纹的发展和表层剥落。油的粘度愈低, 油便易于渗入裂纹, 点蚀发展愈快; 2) 如果没有润滑油, 表面便直接接触, 引起磨粒磨损。因磨粒磨损的速度常远远超过裂纹发展的速度, 故点蚀来不及形成。

点蚀形成后, 零件的有效面积减少, 传递载荷的能力随之降低。此外, 由于表面被破坏, 失去正确的形状, 工作时将引起振动和噪声。闭式齿轮传动、滚动轴承等零件, 点蚀常是主要的失效形式。

判断金属表面接触疲劳强度的指标是接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$, 即在规定的应力循环次数下材料不发生点蚀现象时的极限应力。表面接触疲劳强度的计算条件是 $\sigma_{H\max} \leq [\sigma_H]$, $\sigma_{H\max}$ 为最大接触应力, $[\sigma_H]$ 为许用接触应力。对闭式齿轮传动进行齿面接触疲劳强度计算时, 其安全系数可取: 表面未强化时 $[S_H] = 1.1 \sim 1.2$; 强化时 $[S_H] = 1.2 \sim 1.3$ 。

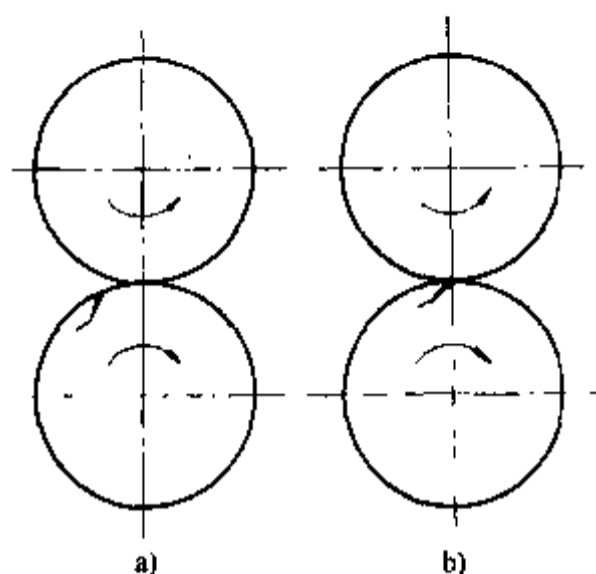


图 2.12 润滑油对裂纹扩展的影响

2.3.2 提高表面接触强度的主要措施

——增大接触表面的综合曲率半径 ρ , 以降低接触应力, 如将标准齿轮传动改为正传动。

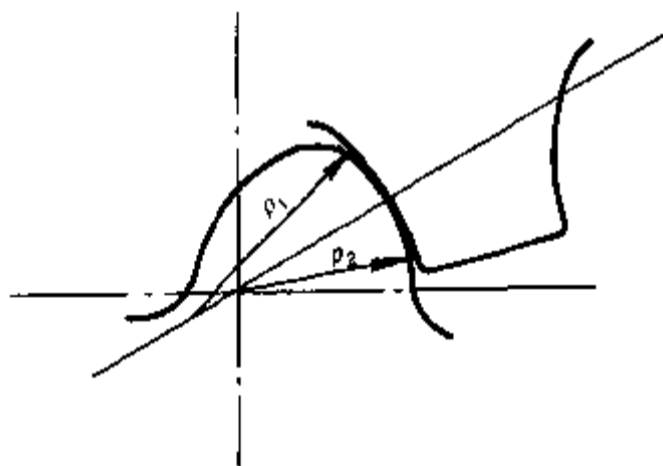


图 2.13 圆弧齿轮啮合

——将外接触改成内接触, 如图 2.13 所示的圆弧齿轮啮合。

——在结构设计上将点接触改为线接触, 如用圆柱滚子轴承代替球轴承。

——提高零件表面硬度。

——在一定范围内提高接触表面的加工质量, 接触疲劳强度也随着提高。

——采用粘度较高的润滑油, 除降低渗入裂纹的能力外, 还能在接触区形成较厚的油膜, 增大接触面积, 从而降低接触应力。

2.3.3 表面挤压强度

通过局部配合而间的接触来传递载荷的零件, 在接触面上的压应力称为挤压应力。图 2.14 所示受横向载荷 F 的销轴联接, 在销和孔的接触面间可能产生挤压破坏。当挤压应力过大时, 塑性材料将产生表面塑性变形, 脆性材料将产生表面破碎。挤压应力分布比较复杂(见图中虚线), 通常采用简化的办法, 假设挤压应力在接触面上呈均匀分布(见图中实线)。这种简化某些条件的计算方法, 工程上常称为条件性计算。

挤压强度的计算公式是

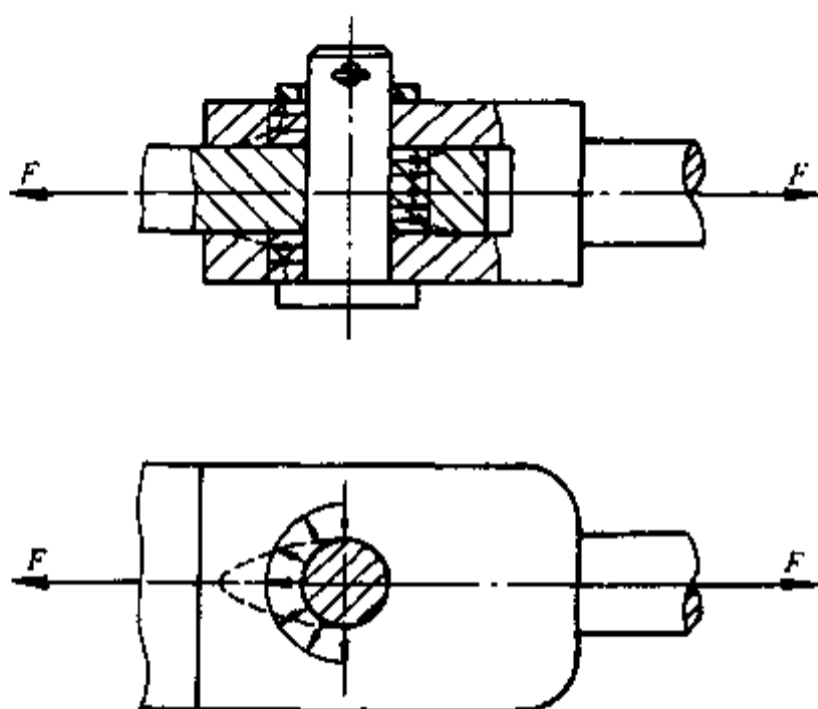


图 2.14 销轴联接

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma_p] \quad (2.11)$$

式中 σ_p 、 $[\sigma_p]$ ——挤压应力和许用挤压应力； A ——接触面积或曲面接触时的投影面积。

当各件的材料和接触面积均不相同，应分别计算其挤压强度。

2.3.4 表面磨损强度

在滑动摩擦下工作的零件，常因过度磨损而失效。影响磨损的因素很多，而且比较复杂，通常采用条件性计算。滑动速度低、载荷大时，可只限制工作表面的压强 p ，即

$$p \leq [p] \quad (2.12)$$

滑动速度 v 较高时，还要限制摩擦功耗，以免工作温度过高而使润滑失效。摩擦功耗与 μpv 成正比，摩擦系数 μ 可视为常数，故常限制 pv 值，即

$$pv \leq [pv] \quad (2.13)$$

高速时还要限制滑动速度 v ，以免由于速度过高而加速磨损，降低零件工作寿命，即

$$v \leq [v] \quad (2.14)$$

$[p]$ 、 $[pv]$ 和 $[v]$ 均为许用值，将在有关各章中给出。

2.3.5 提高表面磨损强度的主要措施

- 选用合适的摩擦副材料，如钢—青铜。
- 提高表面硬度。
- 降低表面粗糙度值。
- 采用有效的润滑剂和润滑方法。
- 表面镀层、氧化处理。
- 防止尘土落入两摩擦表面间，如加防尘罩。
- 限制工作温度过高，如利用风扇散热。

2.4 机械零件的刚度

刚度是指零件在载荷作用下抵抗弹性变形的能力。刚度大小常用产生单位弹性变形所需的外力或外力矩来表示。刚度的反义词是柔度,柔度大小常用单位外力或外力矩所产生的弹性变形来表示。

2.4.1 刚度的影响

凡是对弹性变形、变形稳定性、精度或振动有一定要求的零件,都应具有一定的刚度,分别说明如下:

——如果某些零件刚度不足,将影响机器正常工作。例如轴弯曲刚度不足时,轴颈将在轴承中倾斜而使两者接触不良(参见图 2.5a)。

——刚度有时也是保证强度的一个重要条件。例如受压的长杆、受外压力的容器,其承载能力决定于它们对变形的稳定性,所以要想提高其承载能力,一般要从提高其刚度着手。

——为了保证机床的加工精度,被加工的零件和机床零件都应具有一定的刚度。被加工零件的变形(如夹持变形、进刀变形等)和机床零件(如主轴、刀架等)的变形都会引起制造误差。大量生产时,被加工零件的刚度还是决定进刀量和切削速度的重要因素,将直接影响生产率。

——对于弹簧一类的弹性零件,其设计的出发点就是要在一定的载荷下产生一定的弹性变形(压缩或伸长量等),可以说满足柔度要求是这类零件的计算前提。

——刚度会影响零件的自振频率。刚度小自振频率低,刚度大自振频率高。

2.4.2 刚度计算概述

刚度计算是利用材料力学公式计算零件的弹性变形量,如受拉杆件的伸长量、梁的挠度和转角、传动轴的扭角等,使其不超过相应的许用值。

形状简单的零件进行刚度计算一般不很困难,形状复杂的零件则很难进行精确的刚度计算。通常需要将复杂形状零件用简化的模型来代替。例如用等直径轴代替阶梯轴作条件性计算,必要时通过实测对计算加以修正;也可以根据经验和资料对零件刚度进行类比设计。

按刚度计算所得的零件截面尺寸一般要比按强度计算的大,故满足刚度要求的零件往往也能同时满足强度要求。但对于尺寸较大的零件,当满足刚度要求时,强度也可能不足。

2.4.3 影响刚度的因素及其改进措施

1. 材料对刚度的影响

材料的弹性模量愈大,零件的刚度愈大。金属的弹性模量一般远大于非金属的弹性模量。常用金属材料的弹性模量见表 2.4。实际上零件所用的材料多决定于工作要求、制造方法和成本高低,所以单纯以弹性模量来选用零件材料往往不可能。

同类金属的弹性模量相差不大,因此以昂贵的高强度合金钢代替普通碳钢来提高零件的刚度是不起作用的。

表 2.4 常用金属的弹性模量 E 及切变模量 G

MPa

金属材料	弹性模量 E	切变模量 G
钢	$(200 \sim 220) \times 10^3$	81×10^3
铸 钢	$(175 \sim 216) \times 10^3$	$(70 \sim 84) \times 10^3$
铸 铁	$(115 \sim 160) \times 10^3$	45×10^3
青 铜	$(105 \sim 115) \times 10^3$	$(40 \sim 42) \times 10^3$
硬铝合金	71×10^3	27×10^3

2. 结构对刚度的影响

——截面形状。当截面积相同时,中空截面比实心截面的惯性矩大,故零件的弯曲刚度和扭转刚度也大。

——支承方式和位置。简支梁的挠度与支点距的三次方(集中载荷)或四次方(分布载荷)成正比,所以减小支点距能有效地提高梁的刚度。

尽量避免采用悬臂结构,必须采用时,也应尽量减小悬臂长度。图 2.15 所示悬臂结构(a图)、球轴承简支结构(b图)和滚子轴承固支结构(c图),它们的最大弯矩之比 $M_a:M_b:M_c$ 为 4:2:1,最大挠度之比 $y_a:y_b:y_c$ 为 16:4:1。

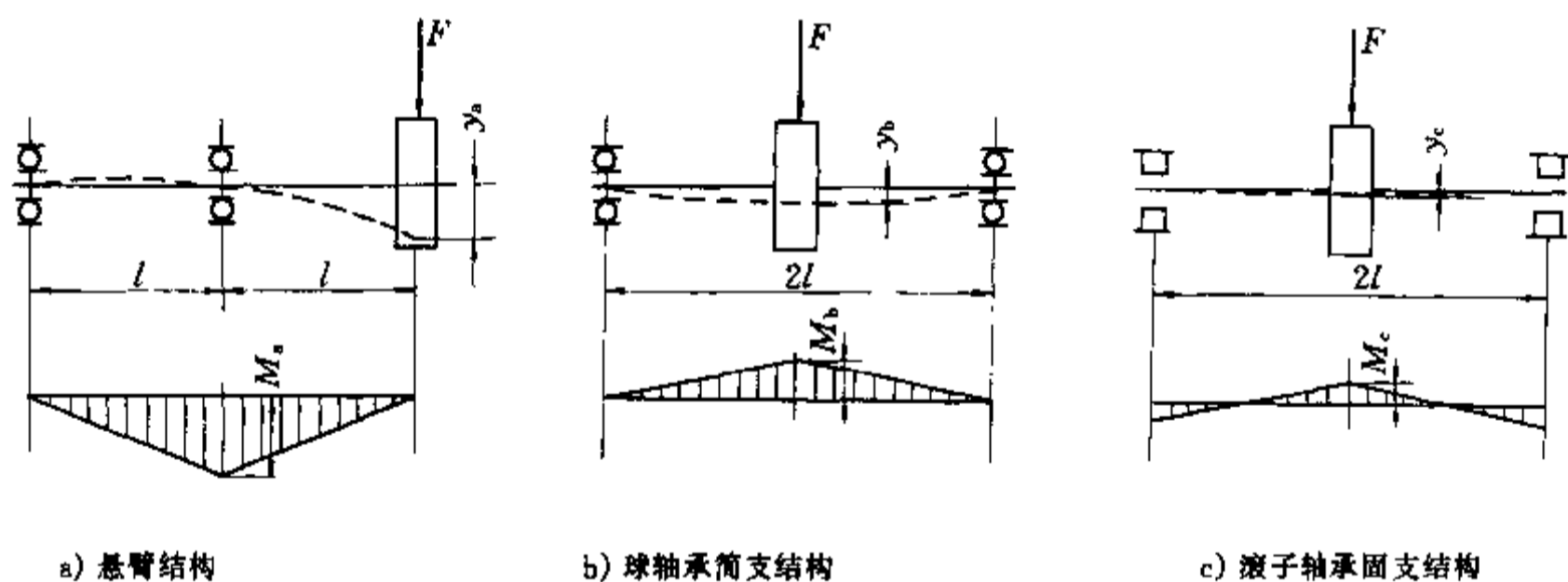


图 2.15 悬臂结构和双支点结构

采用多支承也能增加轴的刚度,如内燃机曲轴、某些机床主轴的多支承结构,但增加了制造工艺的难度和装配的复杂性。

——加强肋。采用加强肋来提高零件和机架的刚度。设计加强肋应遵守下列原则:1) 承载的加强肋应在受压下工作,避免受拉情况;2) 三角肋必须延至外力的作用点处(图 2.16);3) 加强肋的高度不宜过低,否则会削弱截面的弯曲强度(见图 2.17 中的 W 值,截面系数 W 和惯性矩 I 均为相对值)。

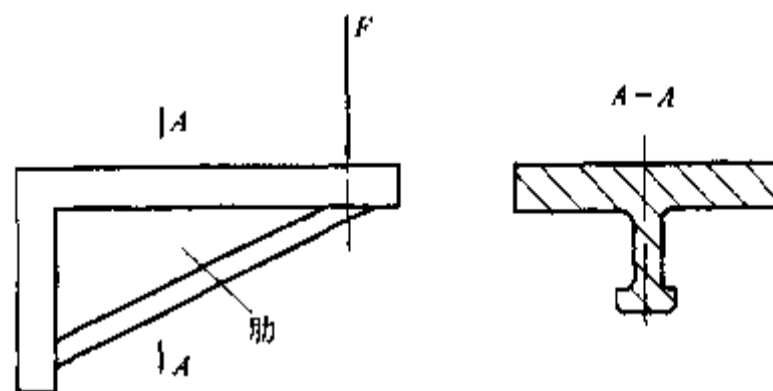
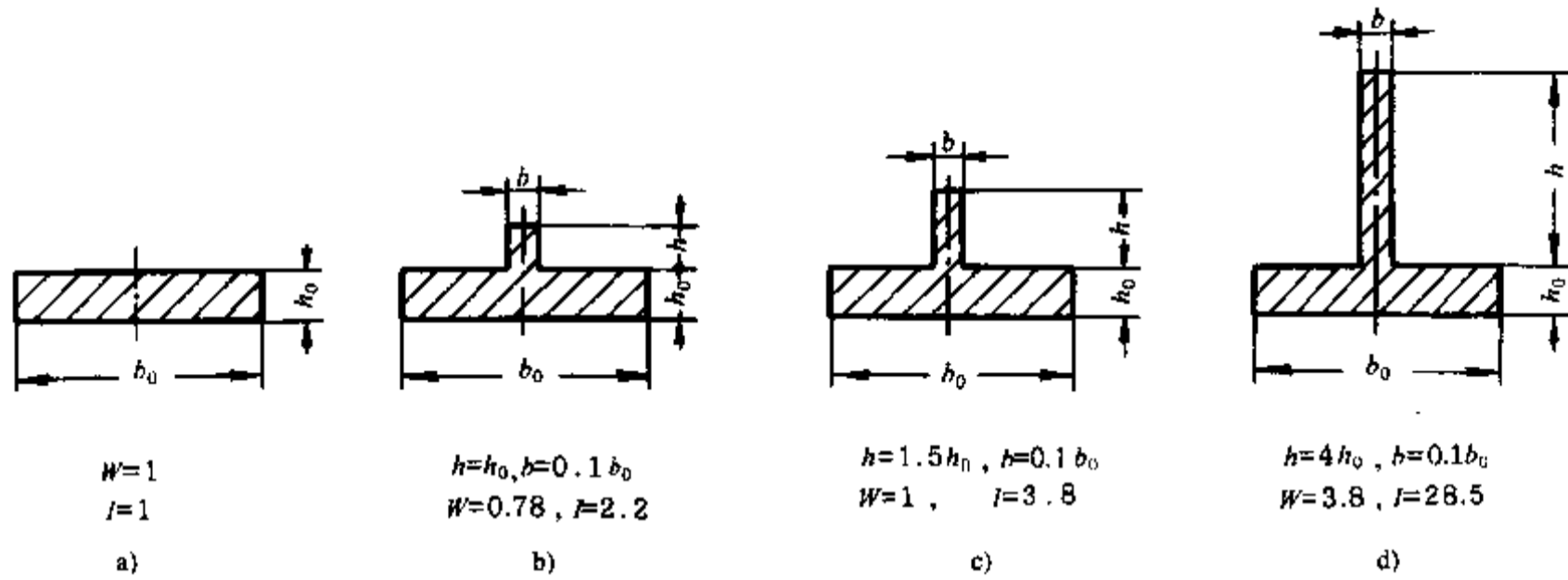


图 2.16 三角肋的结构

3. 预紧装配对接触刚度的影响

图 2.17 加强肋高度对截面系数 W 和惯性矩 I 的影响

接触刚度是指接触表面层在载荷作用下抵抗弹性变形的能力。由于点接触副的变形与载荷呈非线性关系,故接触刚度将随着载荷的增大而迅速增大,例见图 18.34,所以采用预紧装配工艺,不仅能消除接触间隙,而且对提高接触刚度非常有利,但同时使接触面间的载荷增大。

2.5 机械零件的冲击强度

2.5.1 冲击强度和冲击变形计算

图 2.18 中一重力为 F 的物体 A 从高度 h 下落沿轴向冲击直杆 B , B 在冲击载荷 F' 的作用下,弹性变形为 y' , A 给 B 的冲击能 E_k 和 B 的变形位能 E_p 分别为

$$E_k = F(h + y'), \quad E_p = \frac{F'y'}{2}$$

根据 $E_k = E_p$ 的关系,得

$$F(h + y') = \frac{F'y'}{2}$$

假设材料在弹性范围内工作,则载荷与变形成正比,故

$$\frac{F}{F'} = \frac{y}{y'}$$

式中 y 为物体 B 受静载荷 F 时的弹性变形。联立解上两式,可得

$$F' = \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{y}}\right) F = K_1 F, \quad K_1 = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{y}} \quad (2.15)$$

式中 K_1 称为冲击系数。相应得冲击应力 $\sigma' = K_1 \sigma$, σ 为静载荷 F 时的静应力。

根据 $\frac{F}{F'} = \frac{F}{K_1 F} = \frac{y}{y'}$ 的关系,可得冲击变形

$$y' = K_1 y \quad (2.16)$$

以上结果说明:在自由落体冲击下,距离 h 愈小和零件静载荷弹性变形 y 愈大,冲击系数、冲击载荷和冲击变形愈小;即使 $h \approx 0$,冲击载荷和冲击变形也要增大到静载荷时的两倍。

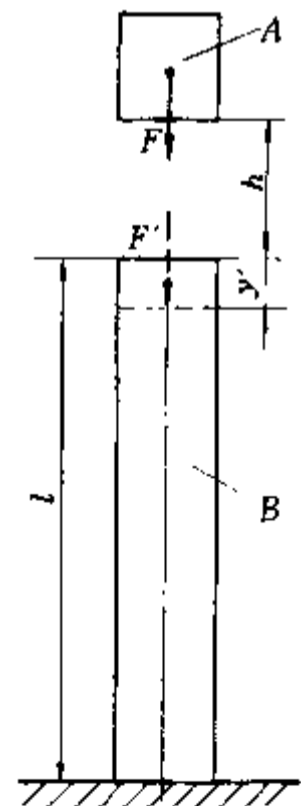


图 2.18 冲击载荷

当零件所受的载荷和速度变化时,也都会引起冲击,所以在设计时也应考虑冲击系数。

由于影响冲击系数的因素很多,所以按上述理论计算所得结果可能和实际值相差很大,因此常用经验公式计算。在设计时,也可将载荷增大某一倍数或将许用应力降低来考虑。通常可取 K_1 值:轻度冲击 1~1.1,中度冲击 1.25~1.4,重度冲击 1.6~2,极大冲击 2~3。有时是将冲击系数考虑在载荷系数或工作情况系数中。

2.5.2 提高机械零件冲击强度和缓冲能力的措施

1. 采用能增大零件弹性变形的结构

——增加零件长度。如图 2.19 所示的气缸盖与气缸体的螺栓联接,将 a 图的短螺栓改为 b 图的长螺栓,则可降低螺栓所受的冲击载荷。

——受轴向冲击的杆状零件其截面积在全长上要尽量相等,最好都等于允许的最小值,以增大其柔度,不应有较长的加粗段和窄的凹槽。图 2.20 是具有较强抗冲击和抗疲劳能力的柔性螺栓结构。

——等强度梁较等截面梁具有较大的弹性变形,抗冲击能力高。如汽车的板弹簧。

2. 采用弹性模量低的材料,以获得大的弹性变形

——非金属的弹性模量低,如尼龙齿轮。

3. 增加缓冲零件吸收冲击能

——如橡胶垫、弹簧等。表 2.5 中带碟形弹簧的紧螺栓联接也具有较强的抗冲击能力。

4. 采用无间隙或预紧的联接,防止由间隙引起冲击

——如轴毂间采用过盈联接、弹簧预紧安装等。

例题 2.3 一重物质量 $m = 1\ 000\ \text{kg}$,自直钢柱顶上 $h = 10\ \text{mm}$ 处

自由下落轴向冲击钢柱顶面,钢柱为方形截面,截面积 $A = 50 \times 50 = 2\ 500\ \text{mm}^2$,长 $l = 2\ 000\ \text{mm}$,弹性模量 $E = 200 \times 10^3\ \text{MPa}$ 。求冲击系数 K_1 和冲击应力 σ' 。

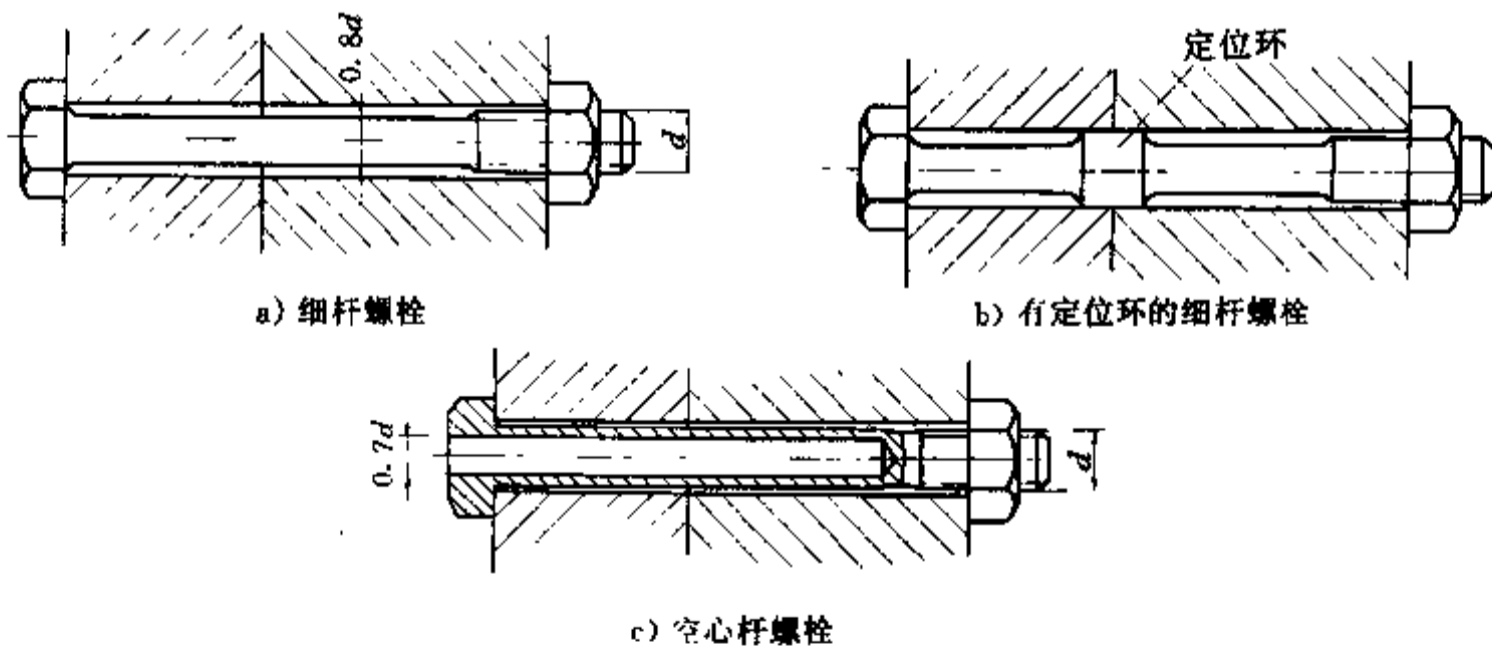


图 2.20 抗冲击和抗疲劳柔性螺栓

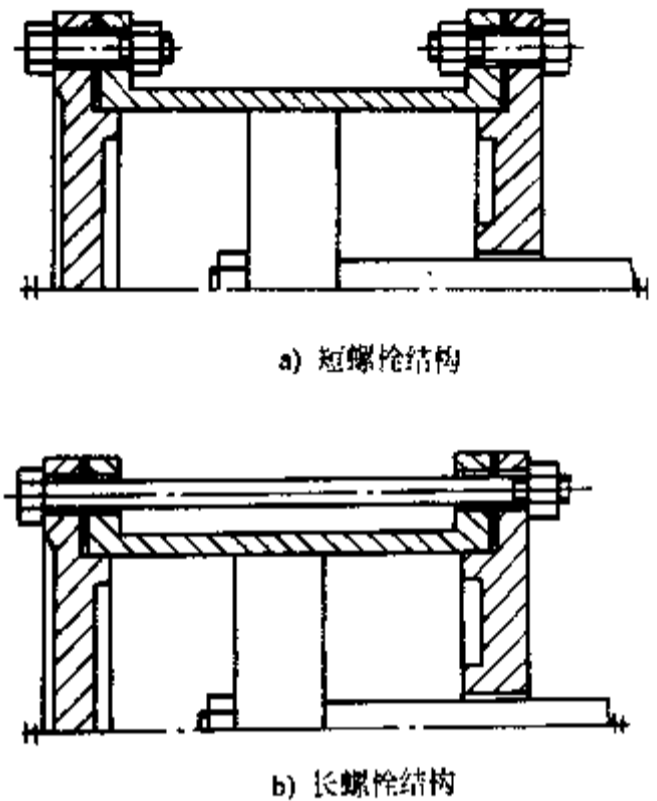


图 2.19 气缸盖螺栓联接

解

1. 求钢柱所受的静载荷 F 和相应产生的静应力 σ

$$F = mg = 1\,000 \times 10 = 10\,000 \text{ N}$$

$$\sigma = F/A = 10\,000/2\,500 = 4 \text{ MPa}$$

2. 计算钢柱静压缩弹性变形

$$y = \frac{Fl}{EA} = \frac{10\,000 \times 2\,000}{200 \times 10^3 \times 2\,500} = 0.04 \text{ mm}$$

3. 计算冲击系数 K_1 和冲击应力 σ'

$$K_1 = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{y}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \times 10}{0.04}} = 23.38$$

$$\sigma' = K_1 \sigma = 23.38 \times 4 = 93.52 \text{ MPa}$$

计算结果 K_1 值较大,这是由于在推导 K_1 计算式时未考虑一部分冲击能要转化为热能,以及受冲击物的支持系统也要发生少量变形吸收一部分能量等因素所致,实际上 K_1 值要比理论计算值小。

例题 2.4 图 2.21 所示螺栓联接,工作时受到冲击能 E_k 的作用,结构尺寸如图所示。试求 a 图普通螺栓与 b 图抗冲击螺栓所受冲击应力 σ' 之比。计算时近似取冲击系数 $K_1 = \sqrt{\frac{2h}{y}}$ 。

解

1. 冲击能

$$E_k \approx Fh \quad F \text{——静载荷; } h \text{——} F \text{ 的行程}$$

2. 螺栓杆受 F 时的静拉伸弹性变形 y

普通螺栓(a图)为变截面杆,故

$$y_a = \frac{F \times 0.1L}{E \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{F(L - 0.1L)}{E \frac{\pi (1.2d_1)^2}{4}} = 0.93 \frac{FL}{Ed_1^2}$$

抗冲击螺栓(b图)为直杆,故

$$y_b = \frac{FL}{E \frac{\pi d_1^2}{4}} = 1.27 \frac{FL}{Ed_1^2}$$

3. 冲击系数 K_1

$$K_1 = \sqrt{\frac{2h}{y}} = \sqrt{\frac{2E_k}{Fy}}, h = \frac{E_k}{F}$$

普通螺栓

$$K_{1a} = \sqrt{\frac{2E_k}{Fy_a}} = \sqrt{\frac{2E_k}{F \times 0.93 \frac{FL}{Ed_1^2}}}$$

$$= 1.47 \frac{d_1}{F} \sqrt{\frac{E_k E}{L}}$$

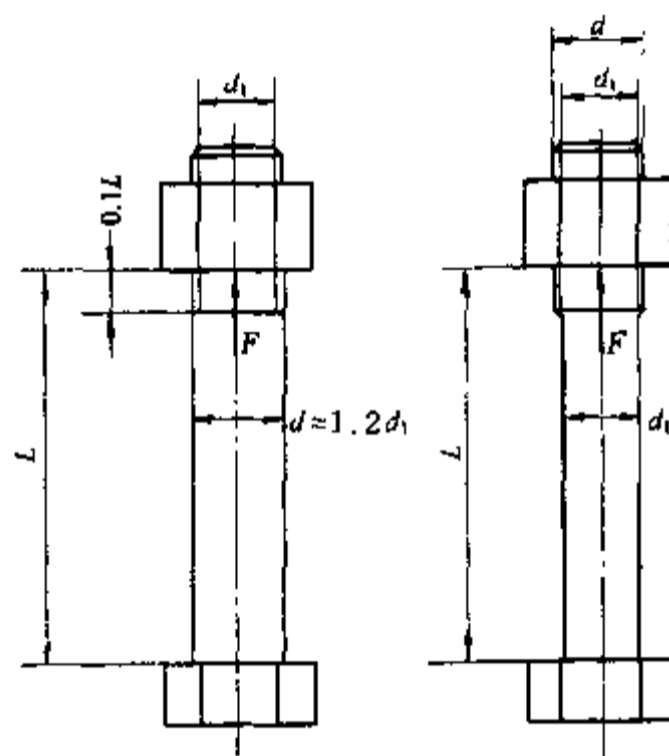
抗冲击螺栓

$$K_{1b} = \sqrt{\frac{2E_k}{Fy_b}} = \sqrt{\frac{2E_k}{F \times 1.27 \frac{FL}{Ed_1^2}}} = 1.25 \frac{d_1}{F} \sqrt{\frac{E_k E}{L}}$$

4. 冲击应力 σ'

两种螺栓所受静应力均为

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$$



a) 普通螺栓

b) 抗冲击螺栓

图 2.21 例题 2.4 图

$$\text{普通螺栓} \quad \sigma'_a = K_{1a}\sigma = 1.47 \frac{d_1}{F} \sqrt{\frac{E_k E}{L}} \frac{F}{\pi d_1^2} = 1.87 \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{E_k E}{L}}$$

$$\text{抗冲击螺栓} \quad \sigma'_b = K_{1b}\sigma = 1.25 \frac{d_1}{F} \sqrt{\frac{E_k E}{L}} \frac{F}{\pi d_1^2} = 1.59 \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{E_k E}{L}}$$

$$\text{冲击应力之比} \quad \frac{\sigma'_a}{\sigma'_b} = \frac{1.87}{1.59} = 1.18$$

由于普通螺栓具有较长的加粗段,弹性变形小,所以冲击应力比抗冲击螺栓大。

2.6 温度对机械零件工作能力的影响

2.6.1 温度对摩擦磨损过程的影响

常用的润滑剂是矿物油,它的有效温度范围一般是 $-30\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。温度太低润滑油要凝固;温度过高润滑油粘度要下降,易引起吸附油膜破裂,使两摩擦表面有直接接触的可能,从而增大摩擦磨损和产生更多的热量,导致润滑油性质进一步恶化,直至发生咬死现象。

在设计摩擦副时,常需进行热平衡计算,以判断单位时间内的摩擦发热量和散热量达到平衡时,零件的工作温度 t 是否超过许用值 $[t]$,蜗杆传动和滑动轴承的热平衡计算分别见第13、17章。

2.6.2 温度对材料膨胀和收缩的影响

温度变化能使材料胀缩,引起零件尺寸、配合间隙或过盈量发生变化,从而影响零件的正常工作能力。当尺寸变化受到约束面不能自由胀缩时,便在零件中产生应力。两端受约束的钢直杆,工作温度由 t_1 升至 t_2 时产生的压应力为

$$\sigma_c = \epsilon E = \alpha(t_2 - t_1)E \quad (2.17)$$

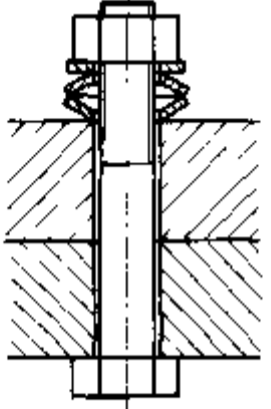
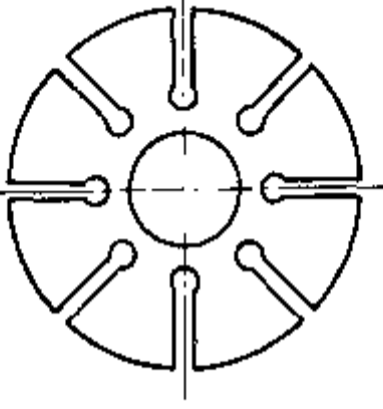
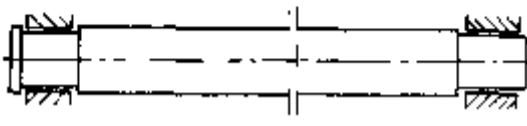
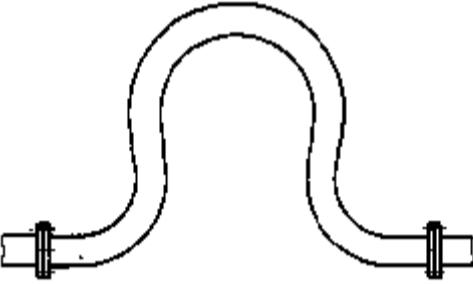
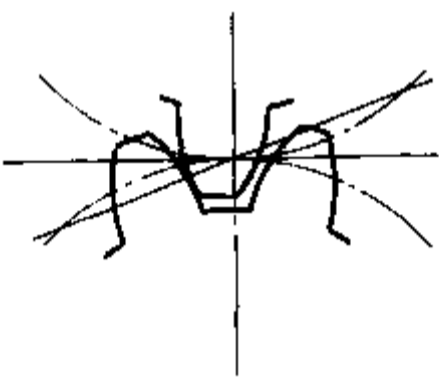
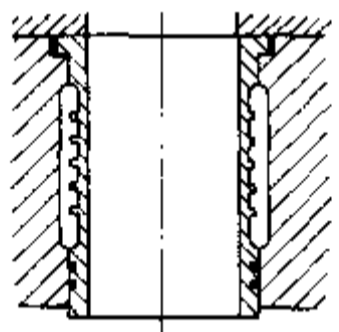
式中 ϵ 为热应变, E 为弹性模量, α 为线膨胀系数。若温差过高,压应力就能超过材料的屈服极限。

在设计配合件时应采用膨胀系数相等(或相近)的材料,或计入胀缩的影响,以免由于温度变化引起配合间隙和过盈量有大的变化,影响工作性能。例如滑动轴承采用铝合金轴瓦时要比青铜轴瓦留有较大的轴承间隙。

在一些零件的装配工艺上常利用材料的胀缩性质,如滚动轴承安装和过盈联接等都可以采用加热包容件或冷却被包容件的工艺方法。

在结构上补偿胀缩的方法举例见表2.5。

表 2.5 结构上补偿胀缩方法举例

增加弹性环节	留有胀缩空间	允许自由伸缩
带碟形弹簧的紧螺栓联接	开有径向槽的摩擦离合器片	一端固定一端游动的长轴
		
蒸汽管道中的弧形补偿器	齿轮传动的齿侧间隙	一端固定一端游动的内燃机缸套
		

2.6.3 温度对材料力学性能的影响

1. 温度对蠕变的影响

金属一般在温度超过某一数值(钢为 $300\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 400\text{ }^{\circ}\text{C}$, 轻合金为 $100\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 150\text{ }^{\circ}\text{C}$)后, 其强度将急剧下降(参看图 5.11), 因此在必要时应采用耐高温材料, 如耐热合金钢、金属陶瓷等。在低温时钢的强度有所提高, 但韧性显著降低(参看图 5.12), 应力集中敏感性增大。有色金属(如铜、铝等)在低温下一般无冷脆性, 且强度及塑性均有提高, 所以低温设备常用有色金属制造。不同温度时材料的力学性能可从材料手册中查取。

在一定工作温度和应力下, 零件塑性变形缓慢而连续增长的现象, 称为蠕变。例如高温高压蒸汽管由于蠕变使管壁不断减薄, 直径增大, 最后会因强度不足引起管壁破裂。碳钢和铸铁超过 $300\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 350\text{ }^{\circ}\text{C}$, 合金钢超过 $350\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 400\text{ }^{\circ}\text{C}$, 轻合金超过 $50\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时便产生蠕变, 铅在室温下也会发生蠕变。蠕变曲线见图 2.22, 应力 σ 愈大, 温度 T 愈高, 时间 t 愈长, 蠕变量 ϵ 愈大。蠕变速率 $v =$

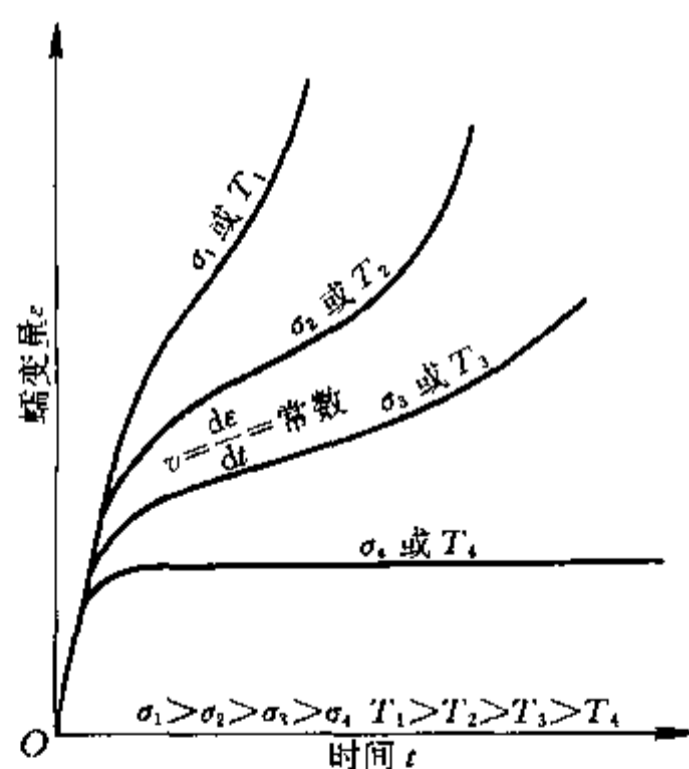


图 2.22 蠕变曲线

$$\frac{de}{dt}^{\circ}$$

高温下工作的零件允许有微小的蠕变速率存在,只要在一定的工作期限内蠕变量不超过允许值即可,如汽轮机螺栓的许用蠕变速率为 10^{-8} mm/(mm·h)。

在工程上,常规定在工作温度下,蠕变速率达到某一值时的极限应力称为蠕变极限。蠕变计算是以零件的应力不超过材料的蠕变极限为准则的。若零件处于交变应力和蠕变的工作情况下,应按两者中较小的许用应力进行计算。

改善蠕变可采取的措施如:

- 高温工作的零件要采用蠕变小的材料制造,如耐热钢等。
- 对有蠕变的零件进行冷却或隔热。
- 防止零件向可能损害设备功能或造成拆卸困难的方向蠕变。

2. 温度对松弛的影响

在预紧情况(如紧螺栓联接、过盈配合等)下工作的零件总变形量不变,而其弹性变形随时间逐渐转化为塑性变形,引起应力逐渐降低的现象称为松弛。应力降低的速率随材料性质、应力大小和温度高低等因素而变。

改善松弛可采取的措施如:

- 选择满足工作温度要求的材料。
- 尽量采用少而加工良好的接合面。
- 对于输送煤气、蒸汽等管道凸缘的紧螺栓联接,为了防止由于松弛引起泄漏,需要定期补充拧紧。

2.7 机械零件的振动稳定性

2.7.1 振动稳定性

零件发生周期弹性变形的现象称为振动。振幅和频率是描述振动现象的两个主要参数。随着现代机器工作速度的不断提高,易于使机器出现振动问题,影响工作质量。所以,在零件设计中,考虑振动问题也就愈来愈具有重要意义。

振幅尺寸虽然很小,但当机器或零件的自振频率和周期性外力的变化频率相等或相接近时,就要发生共振。这时,振幅将急剧增大,此种现象称为失稳,即丧失振动稳定性。共振可在短期内使零件损坏,对零件或机器来说,为保持振动稳定性,应避开在邻近共振频率区域内工作。

引起振动的周期性外力有:1) 由往复运动零件产生的惯性力和由摆动零件产生的惯性力矩;2) 由转动零件的不平衡产生的离心力;3) 周期性作用的外力等。

2.7.2 振动稳定性计算概述

计算准则是使零件的自振频率与外力作用的频率不相等也不相接近,例如转轴、弹簧等的振动稳定性计算(分别见第16、20章)。由于外力作用的频率决定于工作的转速和往复行程数,它们通常是不能改变的,因此,只有用改变零件自振频率的方法来避免发生共振。改变零件的自振频率可以用改变零件的刚度和质量来实现。增大零件刚度和减小其质量可提高零件的自振频

率;反之则降低零件的自振频率。有些零件虽不进行振动稳定性计算,但必要时在设计上需采取一些减轻振动的措施。

2.7.3 减轻振动的措施

为减轻振动可采取以下几方面的措施:

——采用对称结构(如花键联接)、减少悬臂长度、缩短中心距(如V带传动)等。

——对转动零件进行平衡。

——利用阻尼作用消耗引起振动的能量。例如:1)利用两个接触面间的摩擦形成阻尼(如多股弹簧、堆积式组合碟形弹簧、环形弹簧、多板弹簧等,因阻尼大,都具有较高的减振能力;在机床中采用滚动导轨虽能克服低速爬行且操作轻便,但阻尼能力和抗振性不如滑动导轨);2)利用油、空气等介质的阻尼作用(如在液压油缸端部设阻尼孔以起到介质阻尼作用);3)利用材料内部的阻尼作用(如灰铸铁具有良好的减振性,其阻尼容量大于钢,故常用来制造机架。高碳钢和合金钢的阻尼容量大于低碳钢)。

——设置隔振零件。如弹簧、橡胶垫、隔振层(如木板、砂层等)都能起到减轻振动传播的作用。

——设置阻尼器或吸振器。阻尼器是用阻尼耗散能量,减弱冲击、振动的装置;动力吸振器能产生一平衡力,此力与引起振动的外力频率和大小相等,但方向相反,从而可减小或消除振动。

2.8 机械零件的可靠性

2.8.1 可靠性概念

按传统的强度设计方法($\sigma \leq [\sigma]$ 或 $S \geq [S]$)设计的零件,由于材料强度、外载荷和加工尺寸等都存在着离散性,有可能出现达不到预定工作时间而失效的情况。因此,希望将出现这种失效情况的概率限制在一定程度之内,这就是对零件提出可靠性要求。采用可靠性设计能定量给出零件可靠性的概率值,排除主要的不可靠因素和预防危险事故的发生,但也有可能出现大大超过预定工作时间而失效的情况,这意味着浪费和增加了生产成本。

可靠性是指产品在规定的条件下和规定的时间内,完成规定功能的能力。

可靠度是指产品在规定的条件下和规定的时间内,完成规定功能的概率,常用 R_t 表示。

累积失效概率是指产品在规定的条件下和规定的时间内失效的概率,常用 F_t 表示,有时也用 P 表示。

设有 N 个同样零件,在规定时间 t 内有 N_f 个零件失效,剩下 N_r 个零件仍能继续工作,则

$$\text{可靠度} \quad R_t = \frac{N_r}{N} = \frac{N - N_f}{N} = 1 - \frac{N_f}{N}$$

$$\text{累积失效概率} \quad F_t = \frac{N_f}{N} = 1 - R_t$$

可靠度与累积失效概率之和等于1。即

$$R_t + F_t = 1 \quad (2.18)$$

将 F_t 对时间 t 求导,得

$$f(t) = \frac{dF_t}{dt} = \frac{dN_t}{Ndt}$$

$f(t)$ 称为失效分布密度。

失效分布密度 $f(t)$ 与时间 t 的关系曲线为失效(寿命)分布曲线, 常见的有正态分布、韦布尔分布、指数分布等多种。零件寿命、应力和工艺误差, 材料寿命和极限应力等一般可认为按正态分布, 见图 2.23。

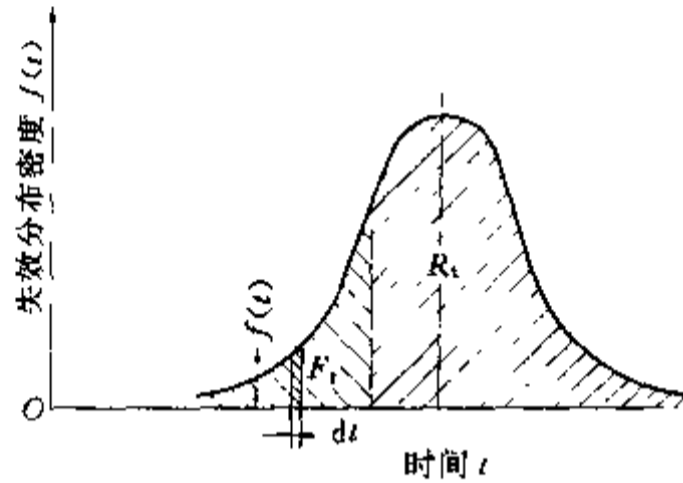


图 2.23 正态分布

当失效分布函数已知时, 可求出累积失效概率 $F_t = \int dF_t = \int f(t)dt$ 和可靠度 $R_t = 1 - F_t$ 。 F_t 和 R_t 即为图 2.23 中 $f(t)$ 曲线下所包围的面积。

图 2.24 所示为用累积失效概率 P (即 F_t) 表示的疲劳曲线, 称为 $P-\sigma-N$ 曲线, 图中 N 为

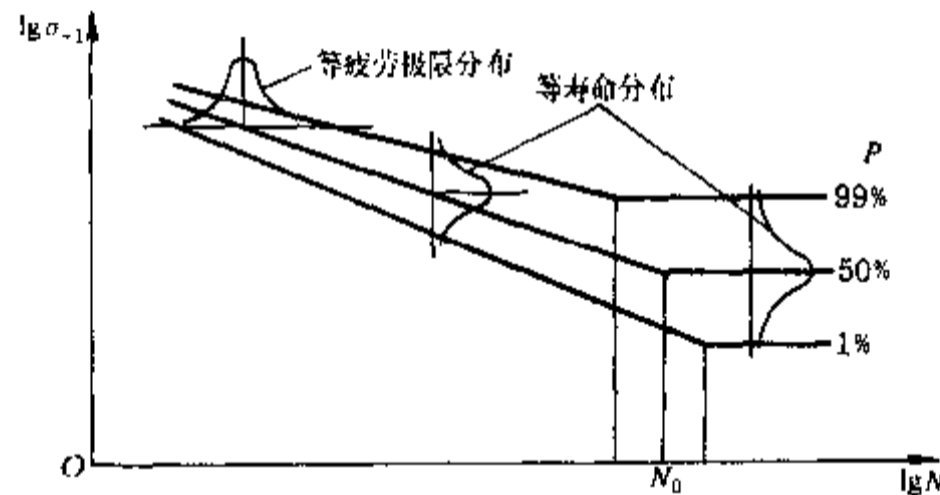


图 2.24 $P-\sigma-N$ 曲线

循环次数。通常在资料中给出的疲劳极限 σ_{-1} 是平均值, 可靠度为 50%。可靠度高时, σ_{-1} 值低, 反之则高。

不同可靠度 R 时的疲劳极限 σ_{-1R} 也可用 σ_{-1} 乘以可靠性系数 k_R 来表示, 即

$$\sigma_{-1R} = k_R \sigma_{-1} \quad (2.19)$$

k_R 值是根据疲劳极限分布曲线特性计算得到的, 见图 2.25。表 2.6 给出了疲劳极限按正态分布时的 k_R 值, 表中以可靠度 50% 时的 k_R 值为 1。若对强度极限、屈服极限等考虑可靠性时, 表 2.6 中的 k_R 值也适用。

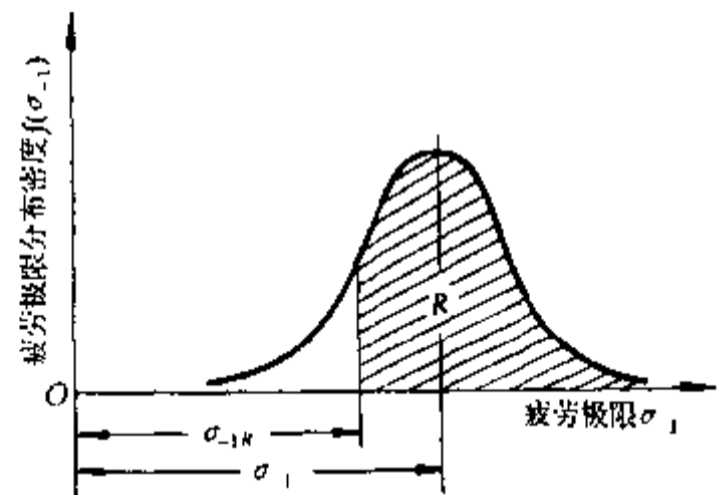


图 2.25 σ_{-1R} 和 σ_{-1} 间关系

机械制造业取 90% ~ 99% 可靠度一般是足够的, 例

如,滚动轴承的额定寿命取可靠度为 90%,齿轮材料的疲劳极限常取可靠度为 99%。

表 2.6 可靠性系数 k_R

可靠度 $R, \%$	可靠性系数 k_R
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.700

2.8.2 机械零件的可靠性计算

图 2.26 为零件工作应力和材料极限应力的随机变量统计分布曲线,横坐标代表零件工作应力和材料极限应力,纵坐标代表分布密度。从图中看出,材料的平均极限应力 $\bar{\sigma}_{\text{lim}}$ 大于零件平均工作应力 $\bar{\sigma}_w$, 平均安全系数大于 1, 零件工作是可靠的。但从极限应力和工作应力的分布来看,在曲线相交的阴影区内有可能出现工作应力大于极限应力的情况,实际安全系数小于 1, 零件工作是不可靠的。

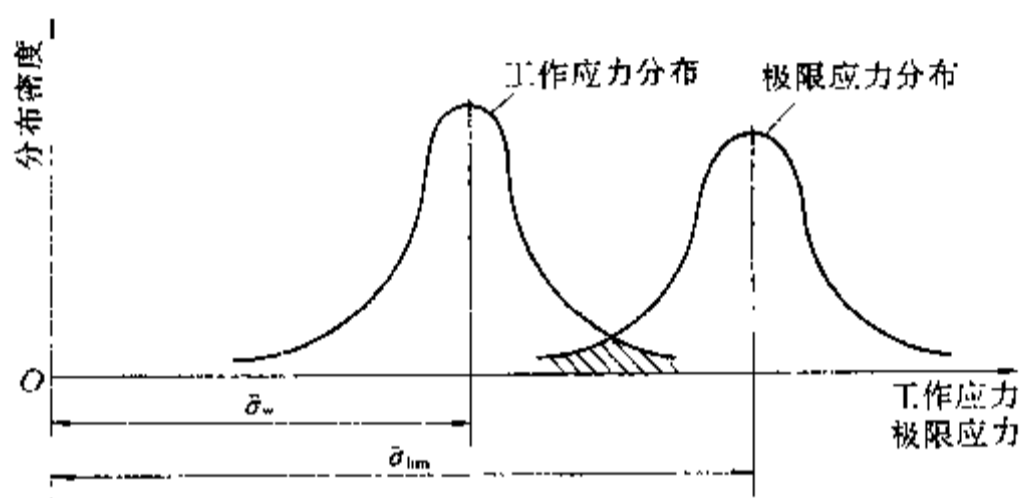


图 2.26 工作应力和极限应力分布

机械零件的可靠性计算,是将工作应力和极限应力等参数看作随机变量,根据它们的失效分布规律,运用概率论和数理统计的方法得出可靠性的定量指标。和强度、刚度等是零件的固有属性一样,可靠性也是零件的一个固有属性,其水平是随着设计、材料和制造方法的确定而确定的,这些因素若没有改善,就不能提高零件的固有可靠性水平。

设零件的工作应力 σ_w 为正态分布,其均值为 $\bar{\sigma}_w$ 和标准离差为 S_w ,材料极限应力 σ_{lim} 亦为正态分布,其均值为 $\bar{\sigma}_{\text{lim}}$ 和标准离差为 S_{lim} ,因 σ_w 和 σ_{lim} 均为服从正态分布的随机变量,根据数理统计理论可知,由 $\sigma_{\text{lim}} - \sigma_w = \sigma_z$ 构成的随机变量将服从一新的正态分布,其均值 $\bar{\sigma}_z$ 和标准离差 S_z 为

$$\bar{\sigma}_z = \bar{\sigma}_{\text{lim}} - \bar{\sigma}_w, \quad S_z = \sqrt{S_{\text{lim}}^2 + S_w^2}$$

当 $\sigma_z = \sigma_{\text{lim}} - \sigma_w < 0$ 时,认为零件发生失效。

为了便于计算,应将新构成的正态分布转化为标准正态分布,因此,需对 $\bar{\sigma}_z$ 和 S_z 进行变量置换,化为以 S_z 为单位的变量,即

$$z = \frac{\bar{\sigma}_z}{S_z} = \frac{\bar{\sigma}_{\text{lim}} - \bar{\sigma}_w}{\sqrt{S_{\text{lim}}^2 + S_w^2}} \quad (2.20)$$

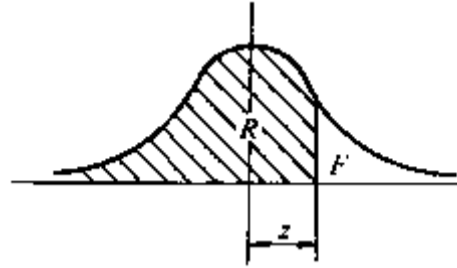
z 为标准正态分布的随机变量。标准正态分布的标准离差等于 1。

上式称为联接方程,它将材料极限应力和零件工作应力之间的随机关系联接起来,根据计算得出的 z 值,可

从标准正态分布表(表 2.7)中查得可靠度 R 。

应当指出,尽管疲劳强度更符合韦布尔分布,但由于按正态分布得到的联接方程简单可行,所以在零件疲劳强度可靠性计算中得到广泛采用。

表 2.7 标准正态分布表



z	R	z	R	z	R	z	R
0.0	0.5000	0.9	0.8159	1.8	0.9641	2.7	0.9965
0.1	0.5398	1.0	0.8413	1.9	0.9713	2.8	0.9974
0.2	0.5793	1.1	0.8643	2.0	0.9773	2.9	0.9981
0.3	0.6179	1.2	0.8849	2.1	0.9821	3.0	0.9986
0.4	0.6554	1.3	0.9032	2.2	0.9861	3.5	0.9998
0.5	0.6915	1.4	0.9192	2.3	0.9893	4.0	0.99997
0.6	0.7257	1.5	0.9332	2.4	0.9918	4.5	0.99999
0.7	0.7580	1.6	0.9452	2.5	0.9938	5.0	1.0000
0.8	0.7881	1.7	0.9554	2.6	0.9953		

例题 2.5 已知一种内燃机零件的工作应力为正态分布,其均值 $\bar{\sigma}_w = 480$ MPa,标准离差 $S_w = 50$ MPa;材料强度极限亦为正态分布,在正常制造工艺和工作温度范围时,强度极限的均值 $\bar{\sigma}_{lim} = 720$ MPa,标准离差 $S_{lim} = 70$ MPa。

1. 求平均安全系数 S 。
2. 计算可靠度 R_t 和累积失效概率 F_t 。
3. 当由于不良的热处理工艺和工作温度变化引起材料的标准离差增大到 $S_{lim} = 100$ MPa 时,求零件的可靠度 R_t 和累积失效概率 F_t 。

解

1. 求平均安全系数 S

$$S = \frac{\bar{\sigma}_{lim}}{\bar{\sigma}_w} = \frac{720}{480} = 1.5$$

2. 求可靠度 R_t 和累积失效概率 F_t

计算 $\bar{\sigma}_z$ 、 S_z 和 z

$$\bar{\sigma}_z = \bar{\sigma}_{lim} - \bar{\sigma}_w = 720 - 480 = 240 \text{ MPa}$$

$$S_z = \sqrt{S_{lim}^2 + S_w^2} = \sqrt{70^2 + 50^2} = 86 \text{ MPa}$$

$$z = \frac{\bar{\sigma}_z}{S_z} = \frac{240}{86} = 2.79$$

从表 2.7 查得可靠度

$$R_t = 0.9973$$

累积失效概率

$$F_t = 1 - R_t = 1 - 0.9973 = 0.0027$$

3. 求材料的标准离差增大时,零件的可靠度 R_1 和累积失效概率 F_1

此时

$$S_z = \sqrt{100^2 + 50^2} = 111.8 \text{ MPa}$$

$$z = \frac{240}{111.8} = 2.15$$

从表 2.7 查得可靠度

$$R_1 = 0.984 1$$

累积失效概率

$$F_1 = 1 - 0.984 1 = 0.015 9$$

上述结果说明,尽管平均安全系数 $S = 1.5 > 1$,由于材料和工作应力的标准离差影响,仍存在一定的累积失效概率,并随着标准离差的增大而增大。同时也说明材料的工艺质量影响着零件的固有可靠性水平。

2.8.3 串联系统可靠度

由 n 个零件组成的系统,若其中一件失效,整个系统就失效,此种系统称为串联系统。图 2.27 所示为串联系统可靠性逻辑框图,表示各个零件之间的可靠性联系,它有别于机械传动系统和串联电路的含义。例如,支持转轴的两端滚动轴承,从可靠性分析则为串联系统。机械传动系统多为串联系统。



图 2.27 串联系统可靠性逻辑框图

设系统中各零件的可靠度为 R_1, R_2, \dots, R_n , 则串联系统的可靠度为

$$R = R_1 R_2 \cdots R_n \quad (2.21)$$

由上式可知,串联系统可靠度 R 低于系统中最低可靠度零件的可靠度,串联零件愈多,系统可靠度愈低。例如,由 30 个零件组成的串联系统,若各零件的可靠度均为 99%,则系统可靠度只达到 73.97%。

2.8.4 提高机械零件可靠性的措施

下面列举一些可供参考的措施:

- 设计上要力求结构简单,传动链短,零件数少,调整环节少,联接可靠等。
- 设法提高系统中最低可靠度零件的可靠度。
- 尽量选用可靠度高的标准件。
- 避免采用容易出现维护疏忽和操作错误的结构,如采用自动润滑系统代替人工供油,操纵手柄的扳动方向应与机构的运动方向相一致等。
- 结构布置要能直接检查和修理,如油面指示器位置应便于观察油面、设置检查孔等。
- 合理规定维修期。维修期过长,可靠度下降,如润滑油变质、配合间隙过大等。
- 必要时增加备用系统,如重要的液体动力润滑滑动轴承备有两套供油系统、采用双列滚动轴承等。
- 设置监测系统以便及时报警故障。如温度监测、微裂纹监测等。
- 增加过载保护装置、自动停机装置等。

第3章 机械零件的疲劳强度

机械零件的疲劳强度计算有两种:

1. 安全-寿命设计

其准则是:在规定的工作期间内,不允许零件出现疲劳裂纹,一旦出现,即认为失效。这时可按 $\sigma-N$ 曲线(见3.2节)进行有限寿命和无限寿命疲劳计算,或按 ϵ_p-N 曲线(见3.7节)进行低周循环疲劳计算。

2. 破损-安全设计

其准则是:允许零件存在裂纹并缓慢扩展,但须保证在规定的工作周期内,仍能安全可靠地工作。这时可按 $\frac{da}{dN}-\Delta K$ 曲线(见3.8节)进行疲劳裂纹寿命计算。

本章主要介绍按 $\sigma-N$ 曲线进行的疲劳强度计算,按 ϵ_p-N 曲线和 $\frac{da}{dN}-\Delta K$ 曲线进行的疲劳强度计算只作简介。

3.1 疲劳断裂特征

在变应力下工作的零件,疲劳断裂是主要的失效形式之一。表面无缺陷的金属材料,其疲劳断裂过程分为两个阶段:第一阶段是零件表面上应力较大处的材料发生剪切滑移,产生初始裂纹,形成疲劳源,疲劳源可以有一个或数个;第二阶段是裂纹尖端在切应力下发生反复塑性变形,使裂纹扩展直至发生疲劳断裂。实际上,材料内部的夹渣、微孔、晶界以及表面划伤、裂纹、酸洗等都有可能产生初始裂纹。因此一般说零件的疲劳过程是从第二阶段开始的,应力集中促使表面裂纹产生和发展。

疲劳断裂截面是由表面光滑的疲劳发展区和粗糙的脆性断裂区组成。图3.1为一旋转弯曲、载荷小和表面应力集中大并有三个初始裂纹的疲劳断裂截面。零件在变应力下反复变形,裂纹周期地压紧和分开,使疲劳发展区呈光滑状态,在电子显微镜下放大观察,有以疲劳源为中心,间隔为 $0.1\mu\text{m}\sim 1\mu\text{m}$ 的同心疲劳纹。每一疲劳纹表示每次应力循环使裂纹延伸的结果。人眼所见到的同心弧状前沿线是由于机器开停或载荷不稳定使裂纹前进不均衡所造成的。当载荷稳定时,前沿线可能很轻微甚至没有。此外,还可看到自疲劳源向外放射的条纹,称垄沟纹。粗糙的脆性断裂区是由于剩余截面静应力强度不足造成的。截面大小与所受载荷有关,载荷大,粗糙表面也大。两应力相同、表面应力集中程度不同的试件,在受载形式不同时的疲劳断裂截面见表3.1,可供参考。

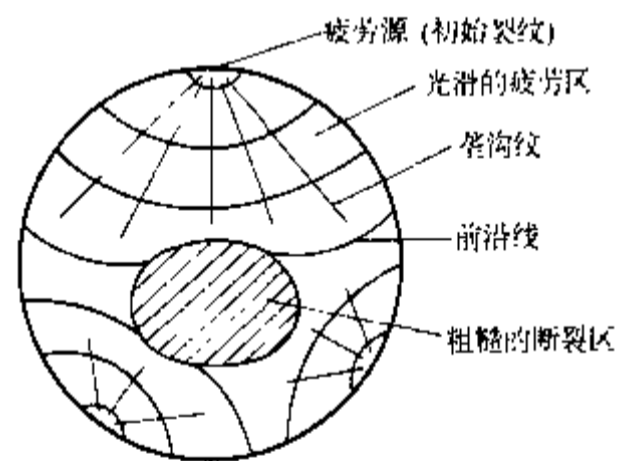
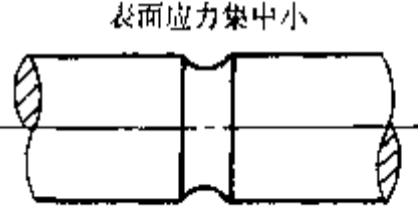
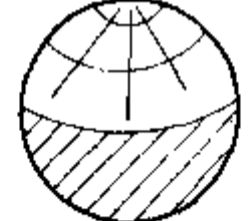
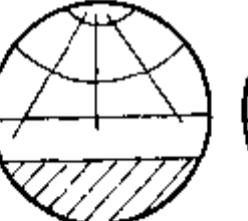
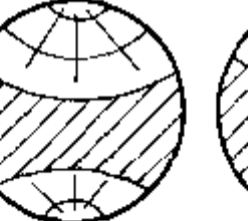
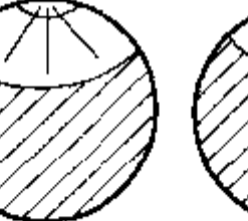


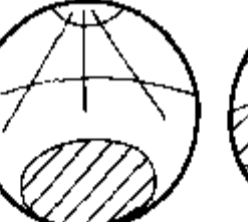
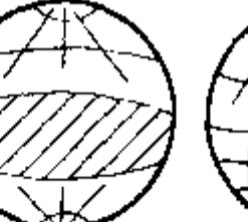
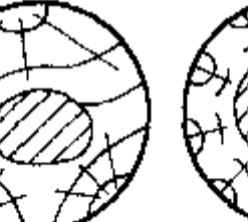


图 3.1 旋转弯曲的疲劳断裂截面

表 3.1 应力相同、表面应力集中程度不同的试件在受载形式不同的疲劳断裂截面

试 件	受 载 形 式				
	拉-压	单向弯曲	反复弯曲	旋转弯曲	扭 剪
表面应力集中小					
表面应力集中大					

3.2 疲劳曲线和疲劳极限应力图

3.2.1 疲劳曲线

在循环特性 r 下的变应力, 经过 N 次循环后, 材料不发生破坏的应力最大值称为疲劳极限 σ_{rN} 或 τ_{rN} 。表示循环次数 N 与疲劳极限间的关系曲线, 称为疲劳曲线 ($\sigma-N$ 或 $\tau-N$ 曲线)。典型的疲劳曲线见图 3.2。图示为双对数坐标, 疲劳曲线为一折线。钢受弯曲、拉压和扭剪时的疲劳曲线具有相似的形状, 但疲劳极限值要依次减小, 见表 3.2。

由图 3.2 可见, 疲劳曲线可以分成两个区域: $N < N_0$ 为有限寿命区; $N \geq N_0$ 为无限寿命区。 N_0 为循环基数。

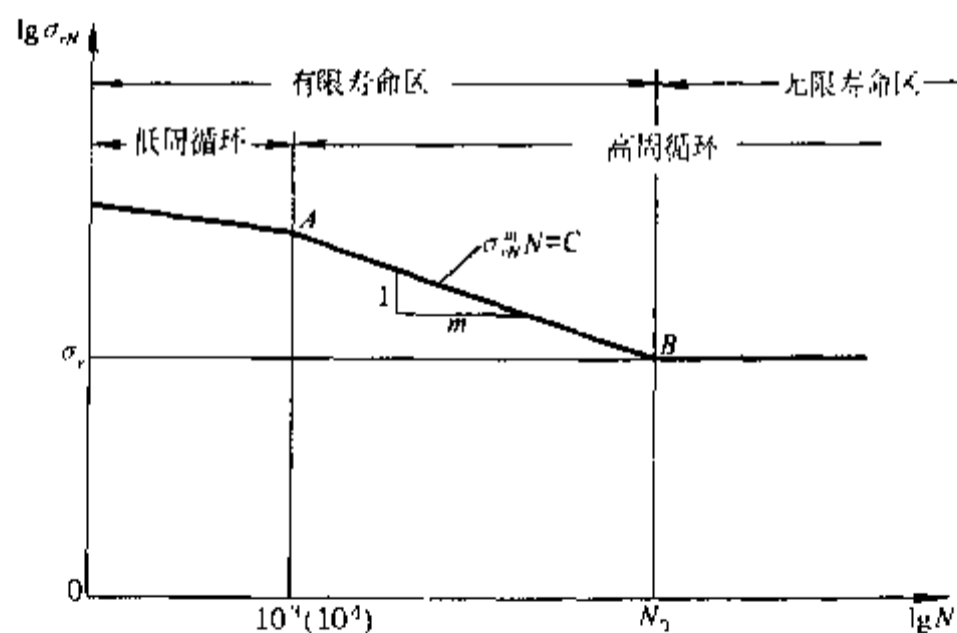


图 3.2 疲劳曲线

1. 有限寿命区

当 $N < 10^3 (10^4)$ 次时, 疲劳极限较高, 接近屈服极限, 疲劳极限几乎与循环次数的变化无关, 称为低周循环疲劳, 见 3.7 节。当 $N \geq 10^3 (10^4)$ 次时, 称为高周循环疲劳, 其中 $10^3 (10^4) \leq N < N_0$ 时, 疲劳极限随循环次数的增加而降低。

2. 无限寿命区

$N \geq N_0$ 时, 疲劳曲线为水平线, 即疲劳极限不再随循环次数的增加而降低, 称为无限寿命区。 N_0 次循环时的疲劳极限记为: 循环特性 r 时为 σ_r, τ_r , 对称循环时为 σ_{-1}, τ_{-1} , 脉动循环时为 σ_0, τ_0 。

大多数钢的疲劳曲线类似图 3.2。有色金属和高强度合金钢的疲劳曲线没有无限寿命区。

当缺少钢的疲劳曲线时, 只要知道 N_0 时的疲劳极限 σ_r (B 点) 和 $N = 10^3$ 次时的疲劳极限 [通常取为 $0.9\sigma_s$ (A 点)], 仿照图 3.2 即可画出其疲劳曲线图的 AB 段。

寿命 $N < 10^3$ (10^4) 次的零件, 一般可按静应力强度计算, 但在重要情况 (如化工压力容器) 下, 应按低周循环疲劳设计。

在有限寿命区 10^3 (10^4) $\leq N < N_0$ 范围内疲劳曲线方程式为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{rN}^m N &= \sigma_r^m N_0 = C \\ \tau_{rN}^m N &= \tau_r^m N_0 = C' \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

式中 m —— 随材料和应力状态而定的指数; C, C' —— 试验常数。

若已知循环基数 N_0 和疲劳极限 σ_r, τ_r , 则 N 次循环时的疲劳极限为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{rN} &= \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \sigma_r = k_N \sigma_r \\ \tau_{rN} &= \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \tau_r = k_N \tau_r \\ k_N &= \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

式中 k_N —— 寿命系数。

表面接触疲劳曲线的形状和方程式基本上与图 3.2 和式 3.1 相似。循环次数为 N 时的接触疲劳极限用 σ_{HN} 表示。

有关疲劳曲线方程的某些问题说明如下:

1. 循环基数 N_0

材料性质不同, N_0 值也不同。钢的硬度 (强度) 愈高, N_0 值愈大。按硬度粗略分: ≤ 350 HB 的钢, $N_0 \approx 10^6 \sim 10^7$; > 350 HB 的钢, $N_0 \approx 10 \times 10^7 \sim 25 \times 10^7$ 。有色金属 $N_0 \approx 25 \times 10^7$ 。

通常金属材料的疲劳极限是在 10^7 (也有定为 10^6 或 5×10^6) 循环次数下试验得来的, 所以在计算 k_N 时取 $N_0 = 10^7$ 。对于 ≤ 350 HB 的钢, 若 $N > 10^7$, 取 $N = N_0 = 10^7, k_N = 1$; > 350 HB 的钢, 若 $N > 25 \times 10^7$, 取 $N = 25 \times 10^7$ 。由于有色金属的疲劳曲线没有水平部分, 只能规定当 $N > 25 \times 10^7$ 时取 $N = 25 \times 10^7$ 。

2. 指数 m

已知疲劳曲线方程 $\sigma_{rN}^m N = \sigma_r^m N_0$, 对此式取对数 (图 3.3), 得

$$m = \frac{\lg N_0 - \lg N}{\lg \sigma_{rN} - \lg \sigma_r} \quad (3.3)$$

m 的平均值: 对于钢, 拉应力、弯曲应力和切应力时 $m = 9$, 接触应力时 $m = 6$; 对于青铜, 弯曲应力时 $m = 9$, 接触应力时 $m = 8$ 。

3. 不同循环特性 r 时的疲劳曲线

不同 r 时的疲劳曲线具有相似的形状, 见图 3.4, 但 r 愈大, σ_{rN} 也愈大。

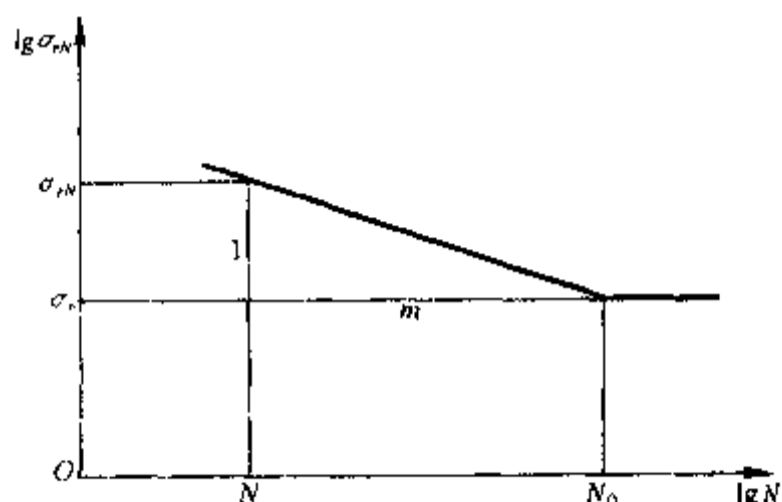


图 3.3 疲劳曲线的指数 m

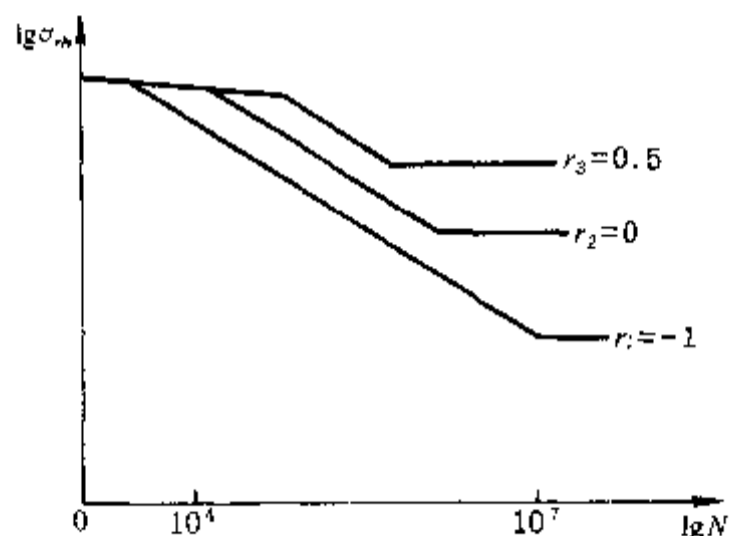


图 3.4 不同 r 时的疲劳曲线

例题 3.1 已知 45 钢的 $\sigma_{-1} = 300 \text{ MPa}$, $N_0 = 10^7$, $m = 9$, 用双对数坐标绘出该材料的疲劳曲线图。

解

在双对数坐标上取一点 B , 其坐标为

$$\lg N_0 = \lg 10^7$$

$$\lg \sigma_{-1} = \lg 300$$

过 B 作斜率等于 $-1/9$ 的直线, 即为所求的疲劳曲线, 见图 3.5。

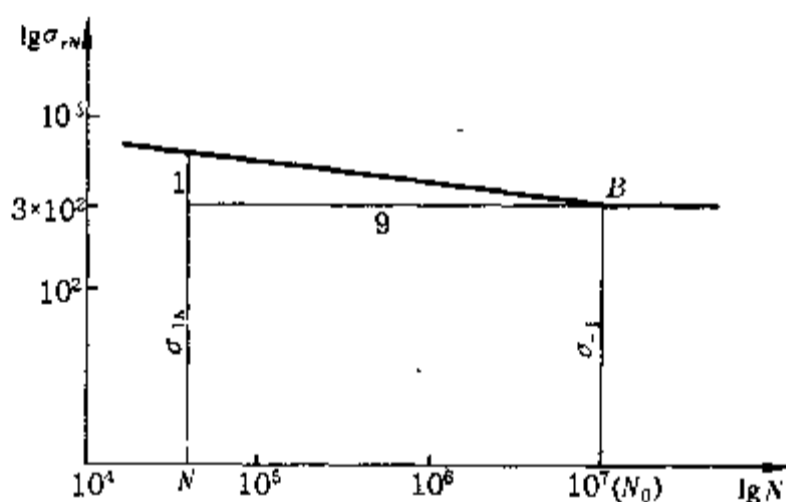


图 3.5 例题 3.1 图解

3.2.2 疲劳极限应力图

由图 3.4 可看出, 材料在相同循环次数和不同循环特性下有不同的疲劳极限, 可用疲劳极限应力图表示。根据试验数据, 用 $\sigma_m - \sigma_a$ 坐标表示的塑性材料的疲劳极限应力图近似呈抛物线分布, 见图 3.6; 低塑性和脆性材料的疲劳极限应力图呈直线形状, 见图 3.7。 σ_m 为平均应力, σ_a 为应力幅, $A(0, \sigma_{-1})$ 为对称循环点, $B(\sigma_0/2, \sigma_0/2)$ 为脉动循环点, $F(\sigma_B, 0)$ 为静强度极限点。

为便于计算, 常将塑性材料疲劳极限应力图简化。简化方法有数种, 本书主要介绍第一种图 3.8a 所示的简化疲劳极限应力图, 具体方法是: 考虑到塑性材料的最大应力不得超过屈服极限, 故由屈服极限点 S 作 135° 斜线与 AB 连线的延长线交于 E , 得折线 $ABES$, 其上各点横坐标为极限平均应力 σ'_m , 纵坐标为极限应力幅 σ'_a , 因 ES 为屈服极限曲线, 线上各点均为 $\sigma_{\max} = \sigma'_m + \sigma'_a$ 。

$= \sigma_S$ 。零件的工作应力 (σ_m, σ_a) 点处于折线以内时,其最大应力既不超过疲劳极限,也不超过屈服极限,故为**疲劳和塑性安全区**,在 $ABES$ 以外为**疲劳和塑性失效区**。工作应力点距 $ABES$ 折线愈远,安全程度愈高。

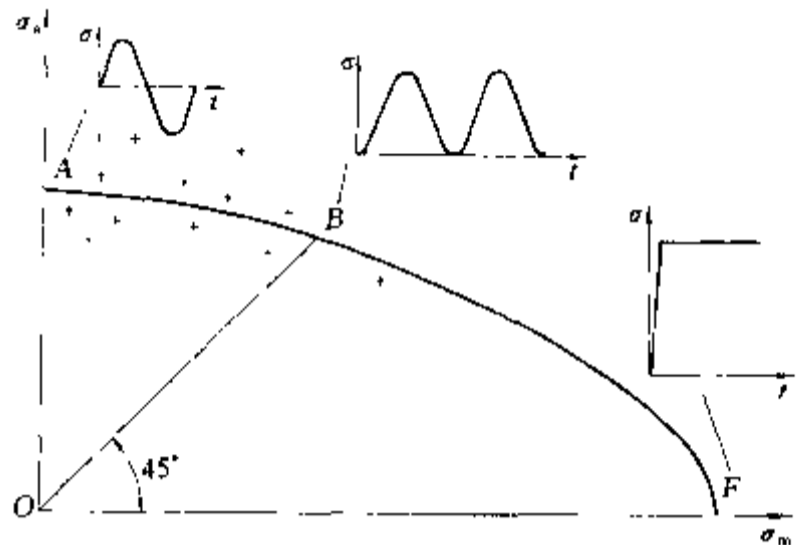


图 3.6 塑性材料疲劳极限应力图

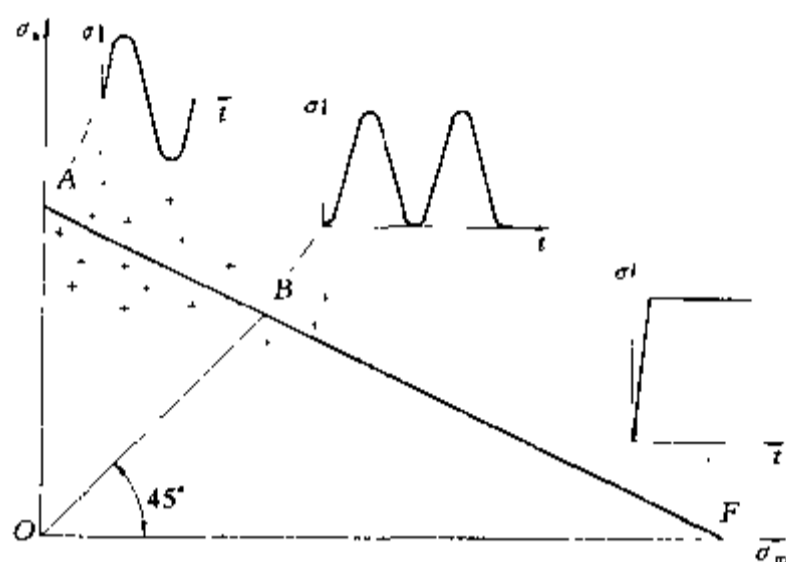
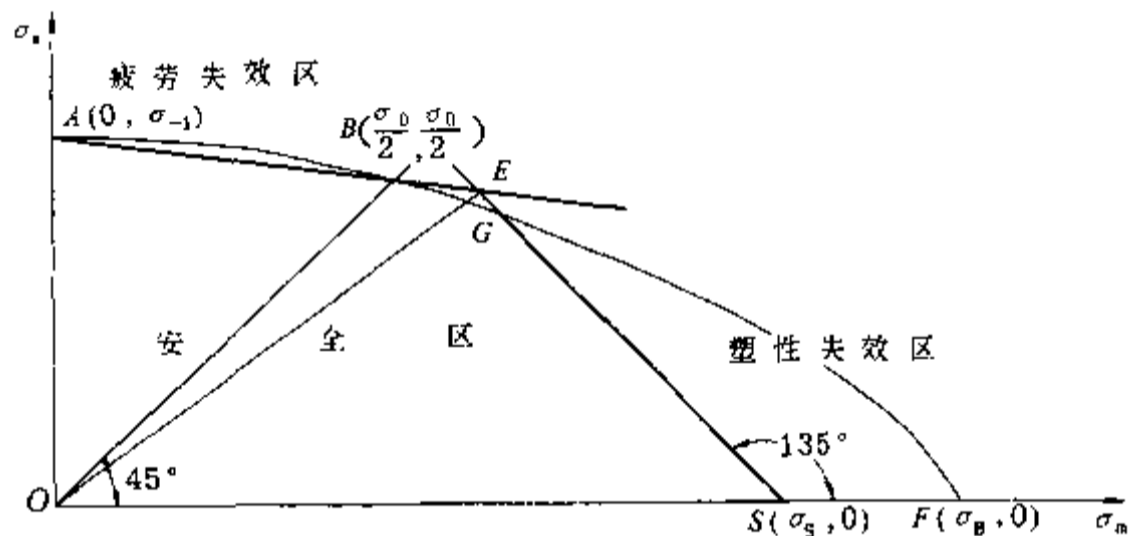
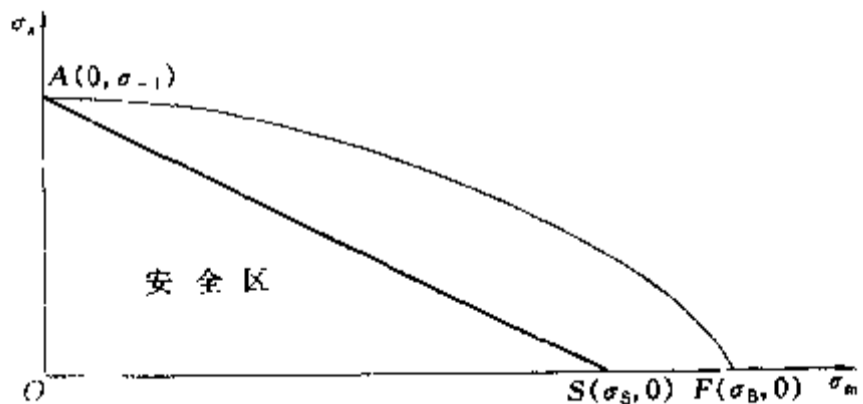


图 3.7 低塑性和脆性材料疲劳极限应力图

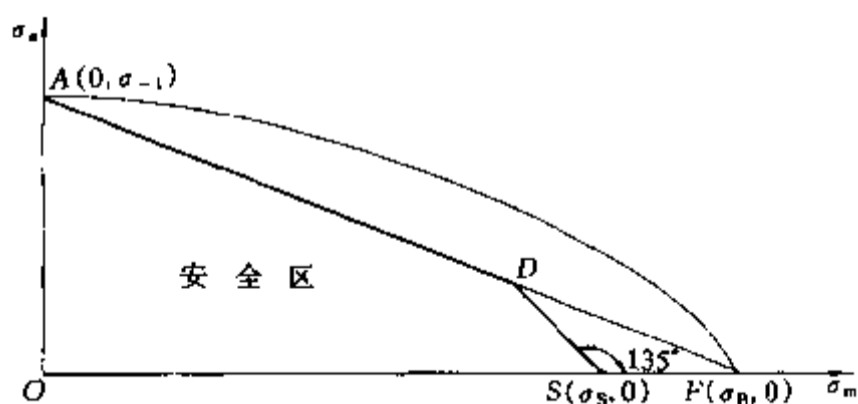
采用 AS 直线(图 3.8b)和 ADS 折线(图 3.8c)两种简化法,与第一种方法比较都有未能充分利用材料强度的缺点。



a)



b)



c)

图 3.8 塑性材料简化疲劳极限应力图

金属材料的 σ_B 、 σ_S 可由有关手册查得。其他有关极限应力值,可利用表 3.2 中所列经验公式求出。由此可绘出材料的简化疲劳极限应力图。

表 3.2 钢、灰铸铁和轻金属的极限应力经验计算式^①

材 料	拉 伸 ^②		弯 曲 ^③			扭 剪 ^④		
	σ_{-1}	σ_0	σ_{-1b}	σ_{0b}	σ_{Sb}	τ_{-1}	τ_0	τ_S
结构钢	$0.45\sigma_B$	$1.3\sigma_{-1}$	$0.49\sigma_B$	$1.5\sigma_{-1b}$	$1.5\sigma_S$	$0.35\sigma_B$	$1.1\tau_{-1}$	$0.70\sigma_S$
调质钢	$0.41\sigma_B$	$1.7\sigma_{-1}$	$0.44\sigma_B$	$1.7\sigma_{-1b}$	$1.4\sigma_S$	$0.30\sigma_B$	$1.6\tau_{-1}$	$0.70\sigma_S$
渗碳钢 ^④	$0.40\sigma_B$	$1.6\sigma_{-1}$	$0.41\sigma_B$	$1.7\sigma_{-1b}$	$1.4\sigma_S$	$0.30\sigma_B$	$1.4\tau_{-1}$	$0.70\sigma_S$
灰铸铁	$0.25\sigma_B$	$1.6\sigma_{-1}$	$0.37\sigma_B$	$1.8\sigma_{-1b}$	—	$0.36\sigma_B$	$1.6\tau_{-1}$	—
轻金属	$0.30\sigma_B$	—	$0.40\sigma_B$	—	—	$0.25\sigma_B$	—	—

① 本表摘自参考书目 12, 第 1 卷, p62。

② 受压缩时, σ_0 要大一些。例如: 对于弹簧钢, $\sigma_{0k} \approx 1.3\sigma_0$; 对于灰铸铁, $\sigma_{0k} \approx 3\sigma_0$ 。

③ 试件直径为 10 mm 左右, 表面抛光。

④ 由直径 30 mm 左右、表面渗碳硬化试件得出, σ_B 和 σ_S 均为心部材料的强度。

3.3 影响机械零件疲劳强度的主要因素

影响机械零件疲劳强度的因素很多, 有应力集中、零件尺寸、表面状态、环境介质、加载顺序和频率等, 其中以前三种最为重要。

3.3.1 应力集中的影响

零件受载时, 在几何形状突然变化处(如圆角、孔、凹槽等)要产生应力集中, 对应力集中的敏感还与零件材料有关, 常用有效应力集中系数 k_σ 、 k_τ 来考虑应力集中对疲劳强度的影响。

$$k_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1), \quad k_\tau = 1 + q(\alpha_\tau - 1) \quad (3.4)$$

式中 α_σ 、 α_τ ——考虑零件几何形状的理论应力集中系数, 可从应力集中系数手册中查到;

q ——考虑材料对应力集中感受程度的敏感系数。

平板肩部圆角处的理论应力集中系数 α_σ 见图 3.9。在结构上, 减缓零件几何尺寸的突然变化、增大过渡圆角半径、增加卸载结构等都可降低应力集中, 提高零件的疲劳强度。

强度极限愈高的钢敏感系数 q 值愈大, 说明对应力集中愈敏感, 见图 3.10。铸铁零件由外形引起的应力集中远低于内部组织的应力集中, 故取 $q=0$, 而 $k_\sigma = k_\tau = 1$ 。

若缺少 α_τ 的数据而己知 k_σ 时, 可利用下式求 k_τ 值

$$k_\tau = 1 + 0.6(k_\sigma - 1) \quad (3.5)$$

若在同一截面上同时有几个应力集中源时, 应采用其中最大有效应力集中系数进行计算。

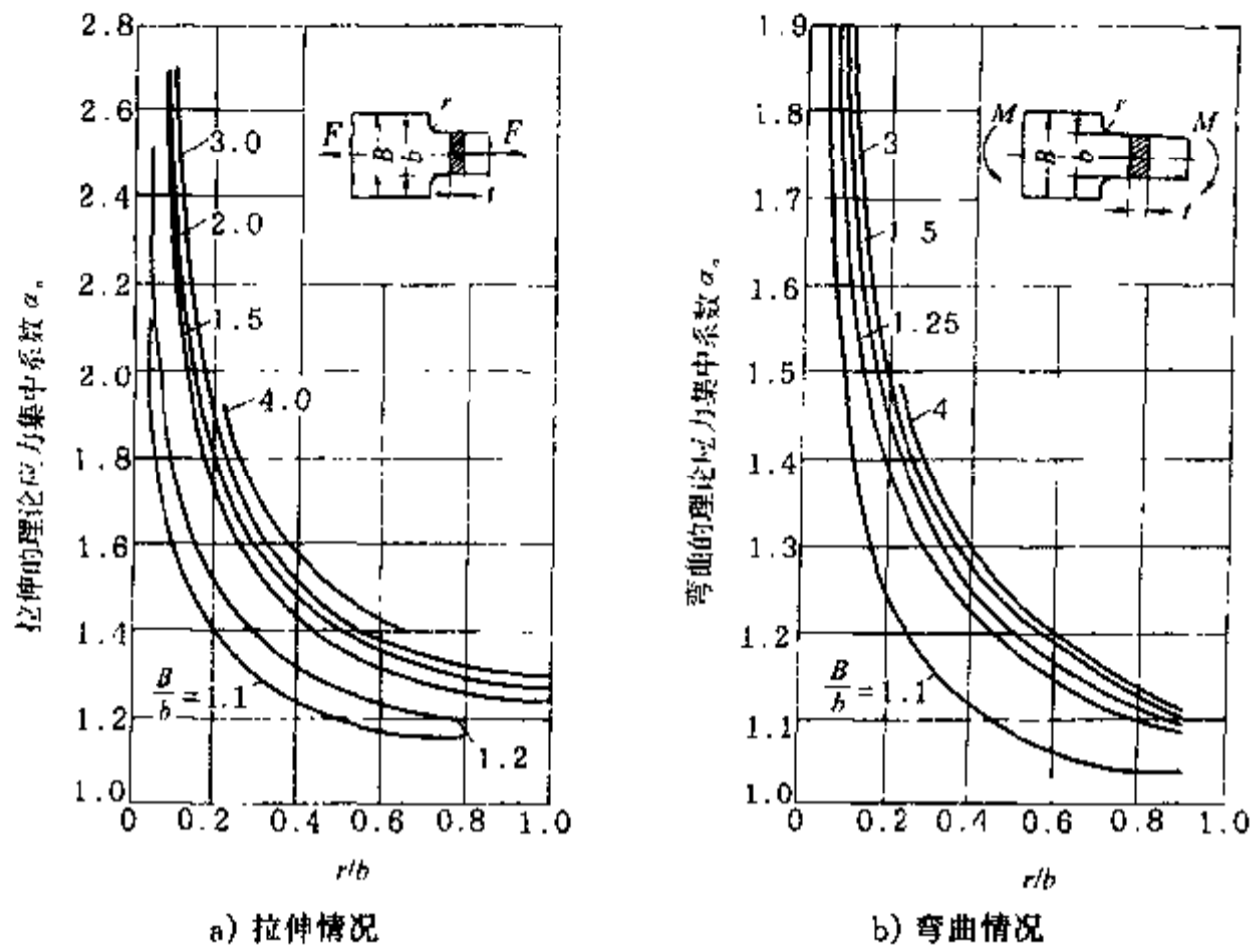
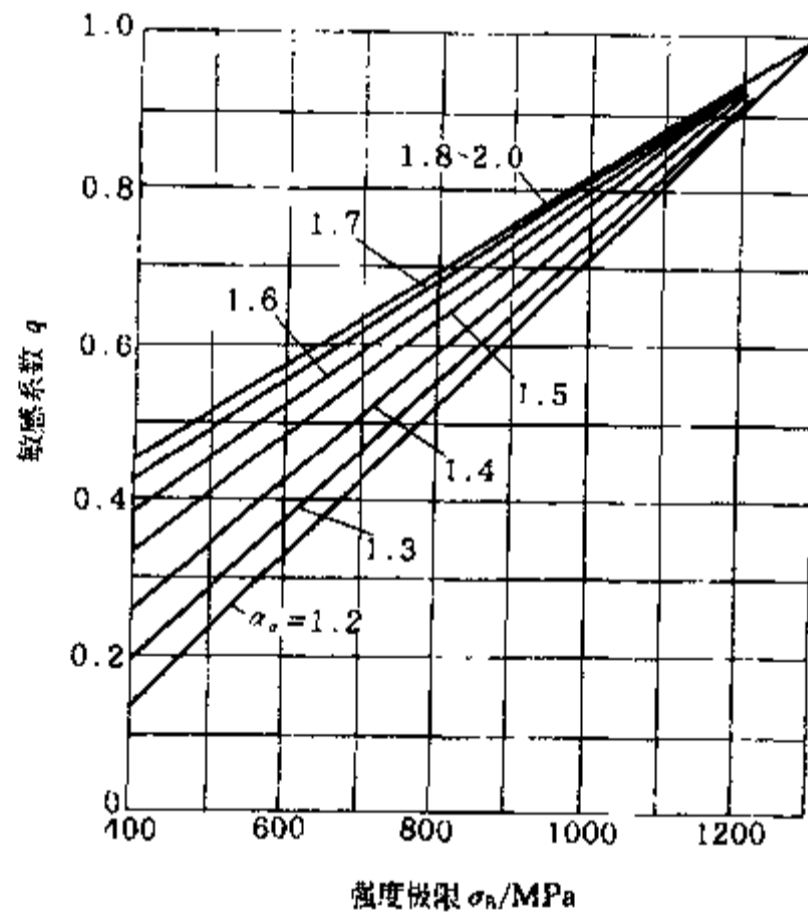
图 3.9 平板肩部圆角处的理论应力集中系数 α_s 

图 3.10 钢的敏感系数

3.3.2 尺寸的影响

零件尺寸的大小对疲劳强度的影响可以用尺寸系数 ϵ_s 和 ϵ_r 来表示。当其他条件相同时,尺寸愈大,对零件疲劳强度的不良影响更加显著。原因是由于材料晶粒较粗,出现缺陷的概率大和机械加工后表面冷作硬化层(对疲劳强度有利)相对较薄等。

钢的尺寸系数见图 3.11; 铸铁的尺寸系数见图 3.12。若缺少 ϵ_r 数据时, 可取 $\epsilon_\sigma = \epsilon_r$ 。

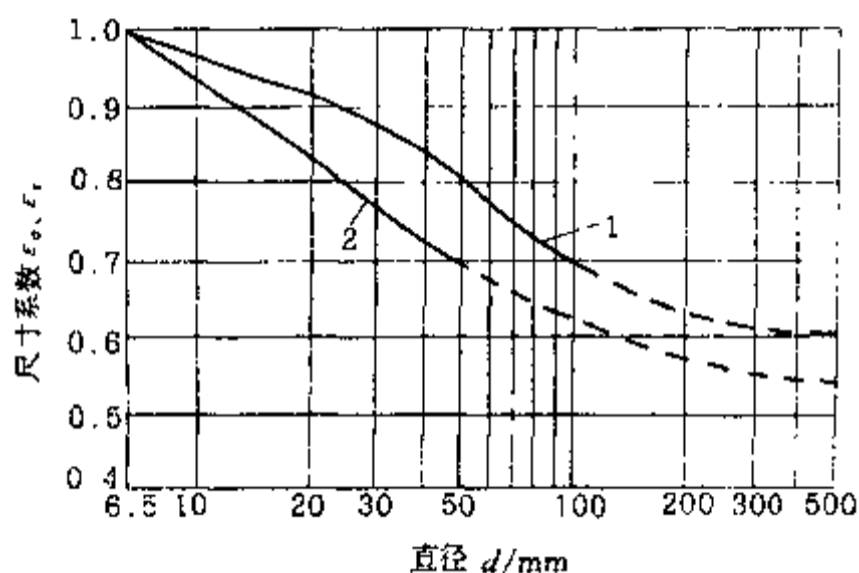


图 3.11 钢的尺寸系数 ϵ_σ 、 ϵ_τ

- 1— ϵ_σ (适用于 $\sigma_H = 400 \text{ MPa} \sim 500 \text{ MPa}$);
2— ϵ_σ (适用于 $\sigma_H = 1200 \text{ MPa} \sim 1400 \text{ MPa}$),
 ϵ_r (适用于各种钢)。

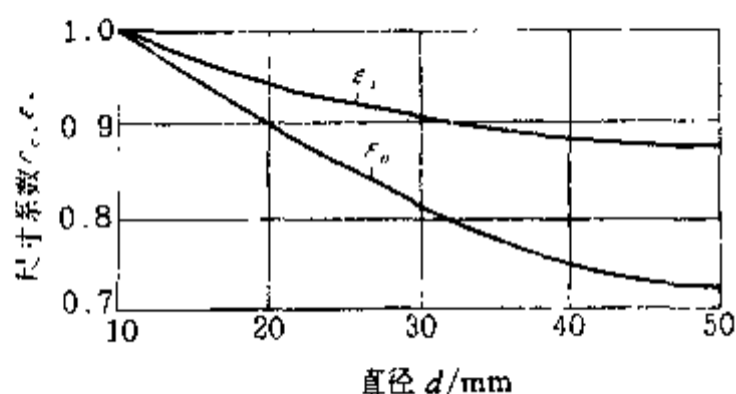


图 3.12 铸铁的尺寸系数 ϵ_σ 、 ϵ_τ

3.3.3 表面状态的影响

零件加工表面质量对疲劳强度的影响可以用表面状态系数 β_σ 和 β_τ 来表示。材料为钢时 β_σ 值可查图 3.13, β_τ 可按下式计算。

$$\beta_\tau = 0.6\beta_\sigma + 0.4 \quad (3.6)$$

铸铁对于加工后的表面状态很不敏感, 故可取 $\beta_\sigma = \beta_\tau = 1$ 。

由图 3.13 可见, 钢的强度极限愈高, 表面愈粗糙, 表面状态系数愈低, 所以用高强度合金钢制造的零件, 为使疲劳强度有所提高, 其表面应有较高的加工质量。

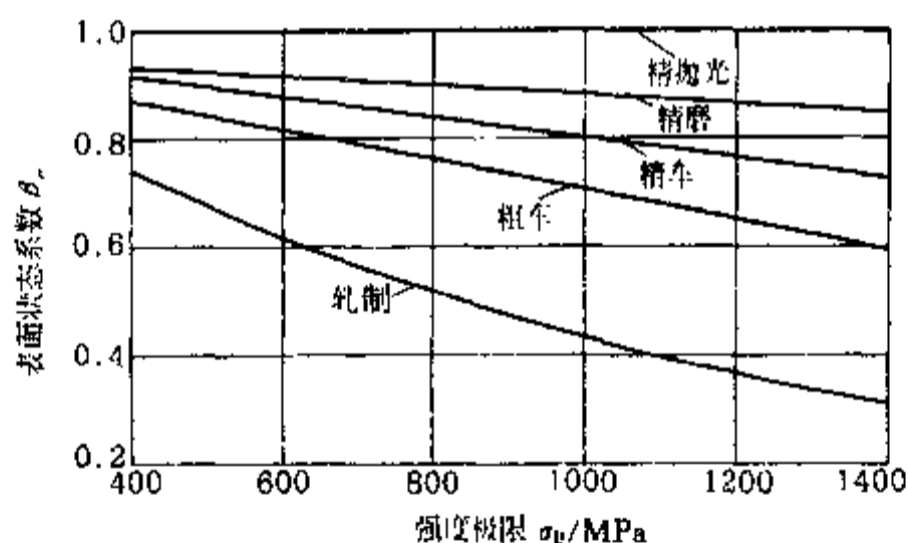


图 3.13 钢的表面状态系数 β_σ

此外, 还可采取下列改善表面状态的措施来提高零件的疲劳强度, 如淬火、渗氮、渗碳等热处理工艺, 抛光、喷丸、滚压等冷作工艺。这些措施都有利于提高表面强度和产生残余压应力。残余压应力有降低平均拉应力和减少初始裂纹产生和扩展的作用。改善后的表面状态系数可能大

于1,一般计算时仍取1。

冷拉加工产生的残余拉应力,会降低疲劳强度。

受到腐蚀的金属表面要产生腐蚀坑,形成应力集中源,故腐蚀也会降低疲劳强度。

3.3.4 综合影响系数

试验证明:应力集中、零件尺寸和表面状态都只对应力幅有影响,对平均应力没有明显影响。为此,可将这三个系数合并为一综合影响系数

$$\left. \begin{aligned} (k_{\sigma})_D &= \frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \\ (k_{\tau})_D &= \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau} \beta_{\tau}} \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

在计算时,零件的工作应力幅要乘以综合影响系数,或材料的极限应力幅要除以综合影响系数。

有关轴的应力集中系数、尺寸系数和表面状态系数见第16章附录表1至表6。

3.4 许用疲劳极限应力图

3.4.1 稳定变应力和非稳定变应力

在每次循环中,平均应力 σ_m 、应力幅 σ_a 和周期都不随时间 t 变化的变应力称为稳定变应力,见图3.14a,b图为其最大应力和累积循环次数的直方图。若其中之一随时间变化的则称为非稳定变应力。非稳定变应力通常是由于载荷和(或)工作转速变化所造成,作周期性规律变化的称为规律性非稳定变应力(图3.15),随机变化的称为随机性非稳定变应力(图3.16)。随机性非稳定变应力可采用统计概率分布方法转换成规律性非稳定变应力。

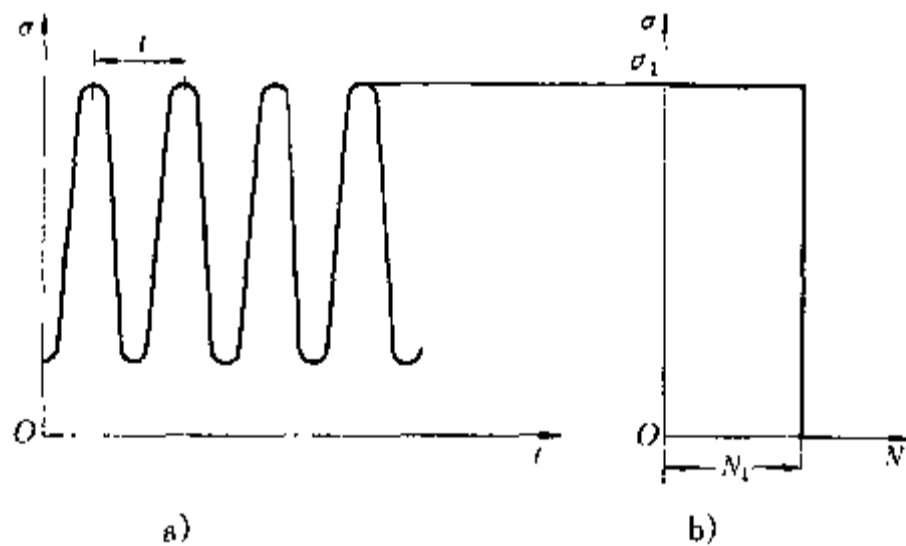


图 3.14 稳定变应力及其直方图

3.4.2 许用疲劳极限应力图

图3.17中 ABE 是简化疲劳极限曲线,考虑了影响疲劳强度的综合影响系数 $(k_{\sigma})_D$ 或 $(k_{\tau})_D$ 和寿命系数 k_N 后,得到许用疲劳极限曲线 $A'B'E'$ 。综合影响系数只对极限应力幅有影响,寿命系数对极限平均应力和极限应力幅均有影响,可参看图中标出的 A 、 B 和 A' 、 B' 各点的坐标。

工作应力点 $C(\sigma_m, \sigma_a)$ 必须落在 $OA'B'E'SO$ 区域(称为安全区)内。许用极限应力点的位

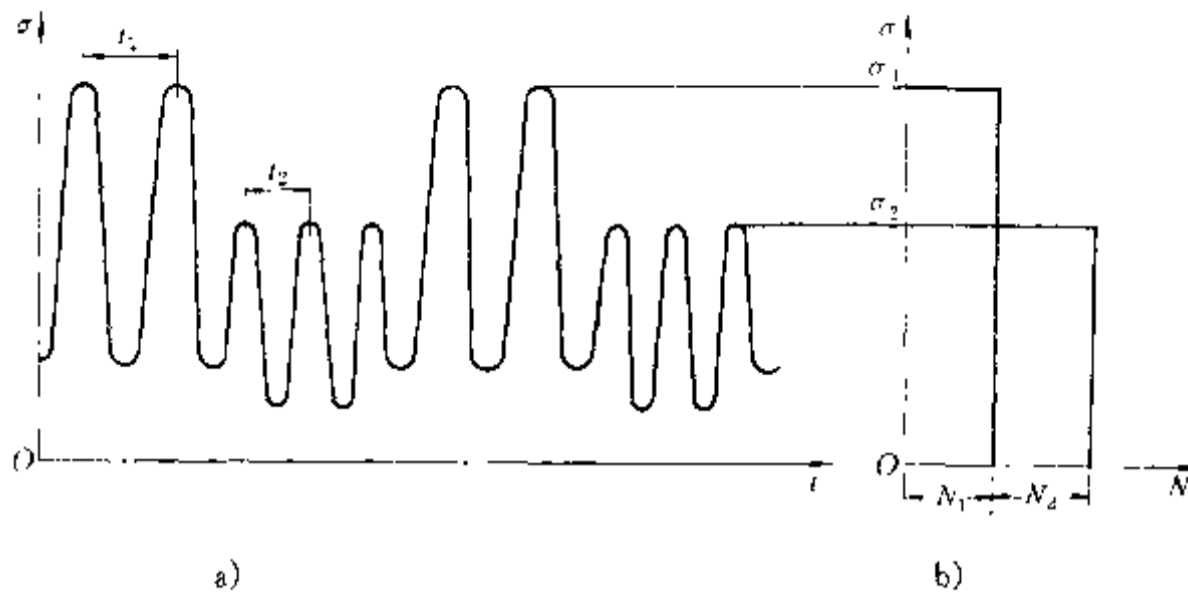


图 3.15 规律性非稳定变应力及其直方图

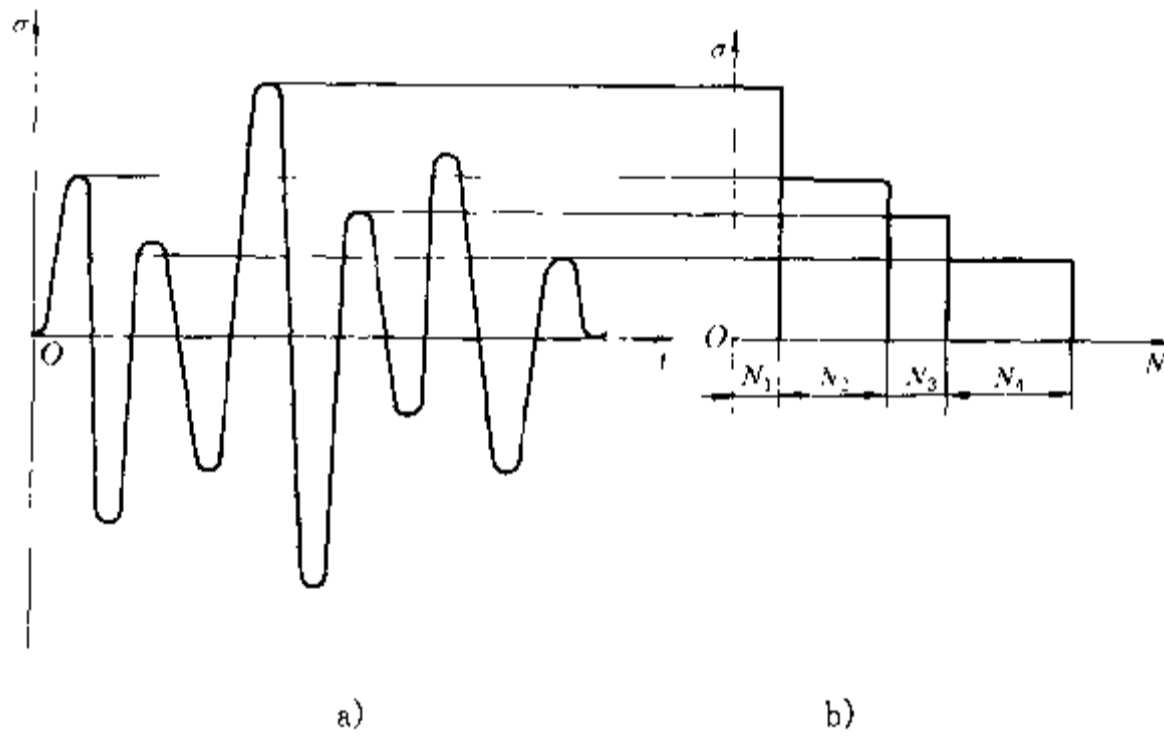


图 3.16 随机性非稳定变应力及其直方图

置取决于工作应力的增长规律,例如按图示曲线 f 规律增长时,则许用极限应力点为 $C'(\sigma'_m, \sigma'_s)$ 。

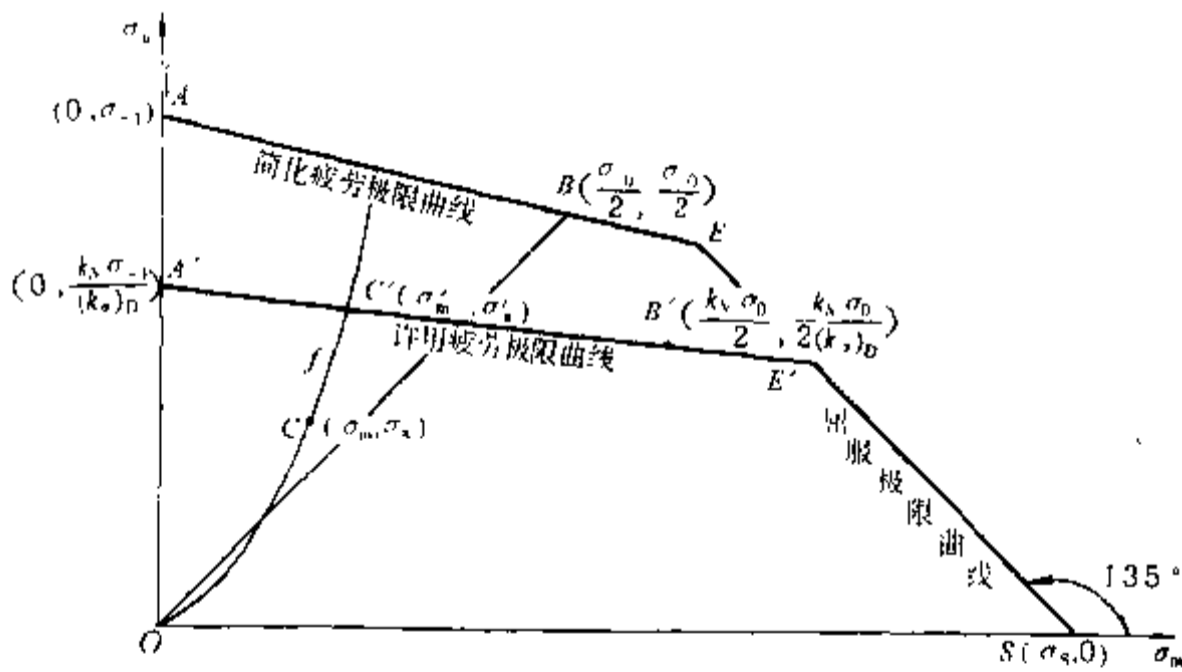


图 3.17 许用疲劳极限应力图

3.4.3 工作应力增长规律

常见的工作应力增长规律有以下几种(图 3.18): 1) $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \text{常数}$, 如转轴的弯曲应力; 2) $\sigma_m = \text{常数}$, 如车辆减振弹簧, 由于车的质量先在弹簧上产生预加平均应力, 车辆运行中的振动又在弹簧上产生对称循环应力; 3) $\sigma_{\min} = \text{常数}$, 如气缸盖的螺栓联接, 在安装拧紧时螺栓杆上先产生预加(最小)拉应力, 气缸工作时的压力又在螺栓杆上产生循环拉应力。通常将第一种称为简单加载, 后两种称为复杂加载。

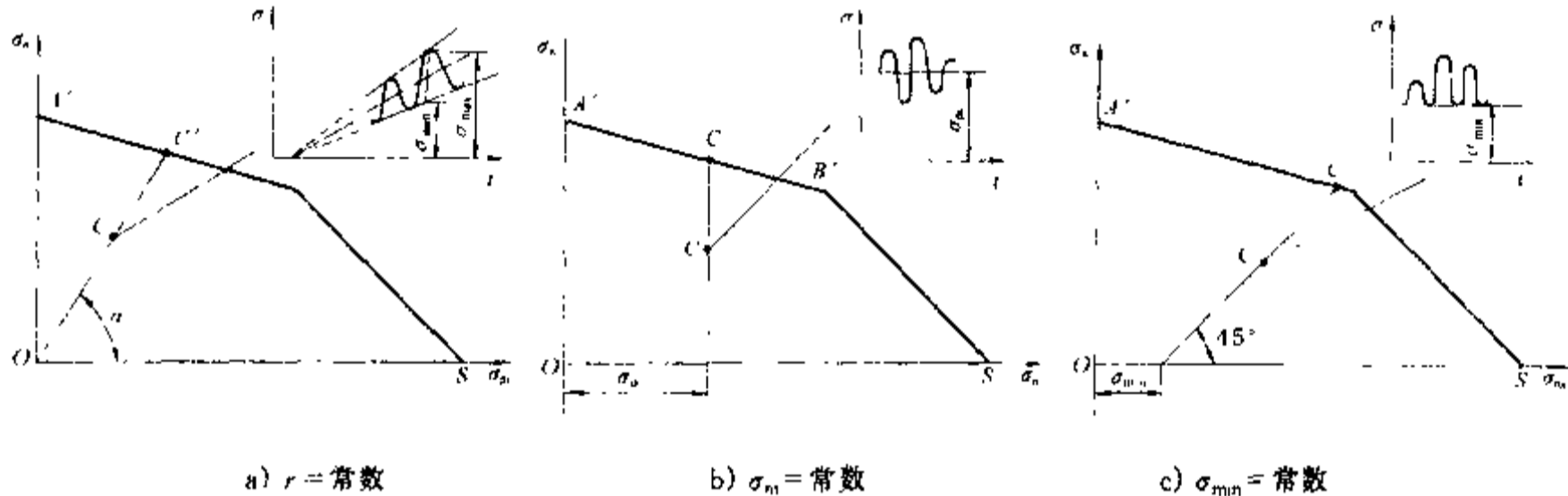


图 3.18 三种工作应力增长规律

3.5 稳定变应力时安全系数的计算

疲劳强度计算是采用安全系数法判断零件危险截面处的安全程度, 其条件是: $S \geq [S]$ 。由于计算是在零件的材料、结构和尺寸初步确定之后进行, 所以具有验算性质。

下面主要介绍简单加载情况, 即 $r = \text{常数}$ 时在单向应力状态和复合应力状态时的安全系数计算。其余两种只列出计算公式, 见表 3.3。

3.5.1 单向应力状态时的安全系数

当工作应力增长过程符合 $r = \text{常数}$ 的规律, 则

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{1 - \frac{\sigma_a}{\sigma_m}}{1 + \frac{\sigma_a}{\sigma_m}} = \text{常数}$$

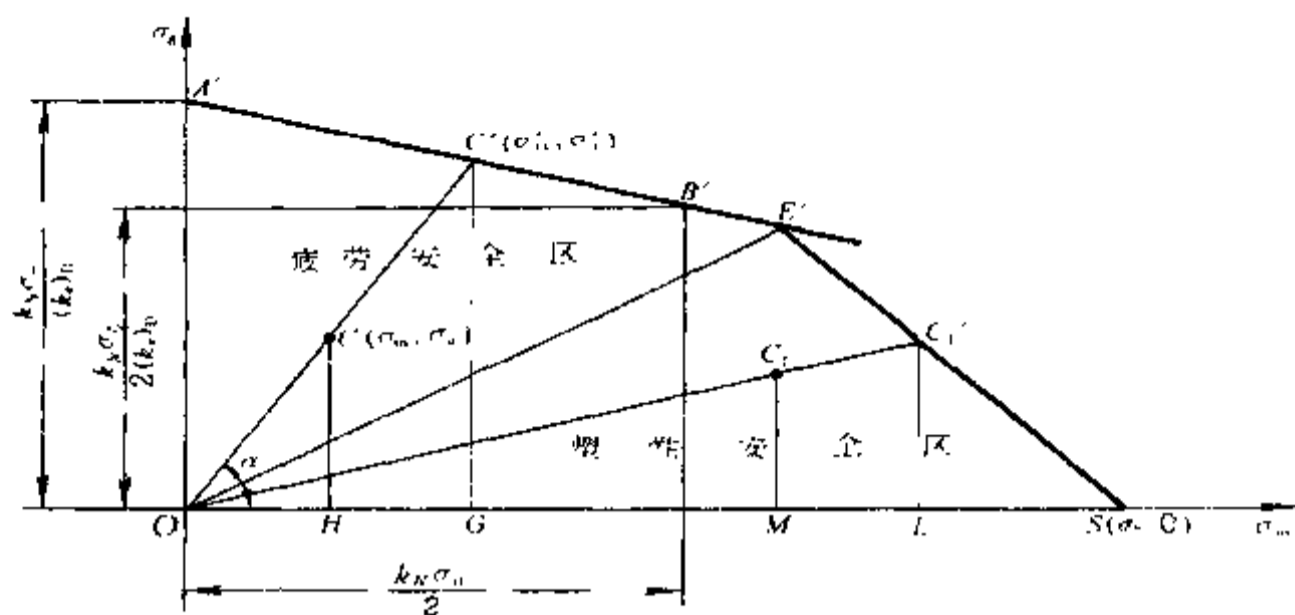
由上式可见, 要使 $r = \text{常数}$, $\frac{\sigma_a}{\sigma_m}$ 必须保持不变。这时 σ_a 和 σ_m 应按同一比例增长。

图 3.19 为许用疲劳极限应力图, $C(\sigma_m, \sigma_a)$ 为工作点, 连 OC 并延长与 $A'E'$ 交于 $C'(\sigma'_m, \sigma'_a)$, 因

$$\frac{\sigma'_a}{\sigma'_m} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \text{常数}$$

所以工作应力沿射线 OC' 增长时, $r = \text{常数}$ 。

OC' 线与水平轴间夹角 α 为

图 3.19 $r = \text{常数}$ 时安全系数计算简图

$$\alpha = \arctan \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \arctan \frac{1-r}{1+r} \quad (3.8)$$

因此,根据求得的 α 角作射线与 $A'E'$ 的交点即是求得 C' 点, C' 点为应力增长规律的极限点。

计算安全系数时有图解法和解析法两种:

1. 图解法

此法是在按比例绘制的许用疲劳极限应力图(图 3.19)上量取位于 $OA'E'O$ 区内代表 C' 和 C 各应力的线段长来求 $r = \text{常数}$ 时疲劳强度的最大应力安全系数 S_σ 和应力幅安全系数 $S_{\sigma n}$

$$S_\sigma = \frac{\sigma'_{\max}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma'_m + \sigma'_a}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{OG + GC'}{OH + HC} = \frac{OC'}{OC}$$

$$S_{\sigma n} = \frac{\sigma'_a}{\sigma_a} = \frac{GC'}{HC}$$

因 $r = \text{常数}$, 根据相似三角形关系, $S_\sigma = S_{\sigma n}$ 。所以可选其中任一方法计算。

工作应力点 C_1 位于 $OE'SO$ 区内时, 对于塑性材料, 危险截面处的塑性变形发生在疲劳破坏之前, 此时量取代表 C'_1 和 C_1 各应力的线段求屈服强度安全系数

$$S_\sigma = \frac{\sigma_S}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{OL + LC'_1}{OM + MC_1} = \frac{OL}{OM} = \frac{LC'_1}{MC_1} = \frac{OC'_1}{OC_1}$$

上述图解法也适用于求受切应力时的安全系数, 只是应力幅和平均应力的坐标应分别为 τ_a 和 τ_m 。

2. 解析法

以下推导 $r = \text{常数}$ 时疲劳强度安全系数的解析式。当工作点位于疲劳安全区时, 可根据点 A' 和 B' 求得 $A'E'$ 直线方程式

$$\frac{\frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D} - \frac{k_N \sigma_0}{2(k_\sigma)_D}}{\frac{k_N \sigma_0}{2}} = \frac{\frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D} - \sigma'_a}{\sigma'_m}$$

化简得

$$\left. \begin{aligned} \sigma'_a &= \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D} - \frac{1}{(k_\sigma)_D} \psi_\sigma \sigma'_m \\ \psi_\sigma &= \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

对于切应力,同理得

$$\left. \begin{aligned} \tau'_a &= \frac{k_N \tau_{-1}}{(k_\tau)_D} - \frac{1}{(k_\tau)_D} \psi_\tau \tau'_m \\ \psi_\tau &= \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

式中 ψ_σ, ψ_τ ——平均应力折合为应力幅的等效系数,其大小表示材料对循环不对称性的敏感程度。

将 $\sigma'_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_a} \sigma'_a$ 和 $\tau'_m = \frac{\tau_m}{\tau_a} \tau'_a$ 的关系分别代入式 3.9 和 3.10 得极限应力幅

$$\begin{aligned} \sigma'_a &= \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D + \psi_\sigma \frac{\sigma_m}{\sigma_a}} \\ \tau'_a &= \frac{k_N \tau_{-1}}{(k_\tau)_D + \psi_\tau \frac{\tau_m}{\tau_a}} \end{aligned}$$

按应力幅求安全系数

$$\left. \begin{aligned} S_{\sigma a} &= \frac{\sigma'_a}{\sigma_a} = \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{k_N \sigma_{-1}}{\sigma_{ae}} \geq [S_{\sigma a}] \\ S_{\tau a} &= \frac{\tau'_a}{\tau_a} = \frac{k_N \tau_{-1}}{(k_\tau)_D \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{k_N \tau_{-1}}{\tau_{ae}} \geq [S_{\tau a}] \\ \sigma_{ae} &= (k_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m \\ \tau_{ae} &= (k_\tau)_D \tau_a + \psi_\tau \tau_m \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

可理解 σ_{ae} 和 τ_{ae} 是由非对称循环变应力折算成的当量对称循环变应力。

对于塑性材料,当工作点位于塑性安全区,则应验算屈服强度安全系数

$$\left. \begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_S}{\sigma_a + \sigma_m} \geq [S_\sigma] \\ S_\tau &= \frac{\tau_S}{\tau_a + \tau_m} \geq [S_\tau] \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

采用解析法计算时,常不能判断工作点所在的区域,为安全计,疲劳强度和屈服强度安全系数都计算。

对于低塑性和脆性材料,因其疲劳极限应力图也为一直线(图 3.7),所以,式 3.11 也适用,但脆性材料不必验算屈服强度安全系数。

表 3.3 给出用解析法求 $\sigma_m, \tau_m = \text{常数}$ 和 $\sigma_{\min}, \tau_{\min} = \text{常数}$ 时疲劳强度安全系数计算式(式 3.13、式 3.14 和式 3.16、式 3.17),以及塑性材料验算屈服强度安全系数计算式(式 3.15 和式

3. 求 k_N

$$k_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{5 \times 10^5}} = 1.39 \quad (\text{式 3.2})$$

取 $m=9$ (拉应力), $N_0=10^7$ (≤ 350 HB)

4. 求圆角处 $(k_\sigma)_D$

$$(k_\sigma)_D = \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta_\sigma} = \frac{1.48}{0.68 \times 0.85} = 2.56 \quad (\text{式 3.7})$$

$$k_\sigma = 1 + q(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.64 \times (1.75 - 1) = 1.48 \quad (\text{式 3.4})$$

$$q = 0.64 \quad (\text{图 3.10}), \alpha_\sigma = 1.75 \quad (\text{图 3.9a})$$

$$\epsilon_\sigma = 0.68 \quad (\text{图 3.11})$$

$$\beta_\sigma = 0.85 \quad (\text{图 3.13})$$

5. 用图解法求安全系数

求图 3.19 中许用疲劳极限曲线上 $A' \left(0, \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D} \right)$ 和 $B' \left(\frac{k_N \sigma_0}{2}, \frac{k_N \sigma_0}{2(k_\sigma)_D} \right)$ 的坐标值。

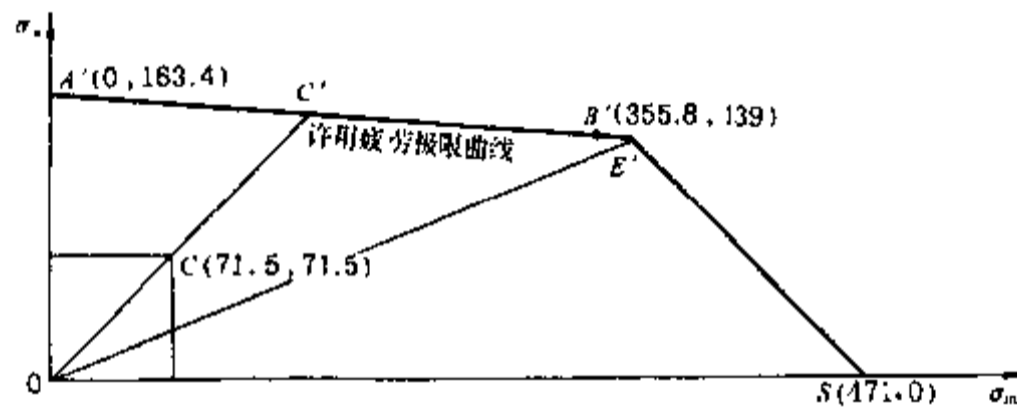


图 3.21 例题 3.2 图解

$$\frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D} = \frac{1.39 \times 301}{2.56} = 163.4 \text{ MPa}$$

$$\frac{k_N \sigma_0}{2(k_\sigma)_D} = \frac{1.39 \times 512}{2 \times 2.56} = 139 \text{ MPa}$$

$$\frac{k_N \sigma_0}{2} = \frac{1.39 \times 512}{2} = 355.8 \text{ MPa}$$

在图 3.21 上连 $A'(0, 163.4)$ 和 $B'(355.8, 139)$ 直线, 过 $S(471, 0)$ 作与横坐标轴成 135° 的斜线, 与 $A'B'$ 延长线交于 E' 。因 $r = \text{常数}$, 自原点 O 作过 $C(71.5, 71.5)$ 射线交 $A'E'$ 于 C' , 量 OC' 和 OC 长度, 则

$$S_{\sigma a} = S_\sigma = \frac{OC'}{OC} = \frac{214}{100} = 2.14$$

从图中看出工作点 C 位于 $OA'E'O$ 疲劳安全区内, 故不需验算屈服强度安全系数。

6. 用解析法求安全系数

——计算疲劳强度安全系数。因 $r = \text{常数}$, 故可利用式 3.11 求疲劳强度安全系数

$$S_\sigma = S_{\sigma a} = \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{1.39 \times 301}{2.56 \times 71.5 + 0.176 \times 71.5} = 2.14$$

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{2 \times 301 - 512}{512} = 0.176 \quad (\text{式 3.9})$$

——计算屈服强度安全系数。由式 3.12 得

$$S_\sigma = \frac{\sigma_s}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{471}{71.5 + 71.5} = 3.29$$

3.5.2 复合应力状态时的安全系数

1. 塑性材料时

塑性材料零件在对称循环弯扭复合应力状态下的疲劳强度安全系数,按第三强度理论计算时,可近似取 $\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \approx 2$,按第四强度理论计算时,可近似取 $\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \approx \sqrt{3}$ 。强度条件为

$$\sqrt{[(k_{\sigma})_D \sigma_a]^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 [(k_{\tau})_D \tau_a]^2} \leq \frac{k_{N\sigma-1}}{[S]}$$

由此得复合应力疲劳强度安全系数

$$S = \frac{k_{N\sigma-1}}{\sqrt{[(k_{\sigma})_D \sigma_a]^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 [(k_{\tau})_D \tau_a]^2}} \geq [S]$$

由式 3.11 可知,对称循环单向应力的安全系数 $S_{\sigma a} = S_{\sigma} = \frac{k_{N\sigma-1}}{(k_{\sigma})_D \sigma_a}$ 和 $S_{\tau a} = S_{\tau} = \frac{k_{N\tau-1}}{(k_{\tau})_D \tau_a}$,代入上式后得复合安全系数

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] \quad (3.19)$$

为防止塑性材料零件在复合应力下发生塑性变形,还要验算复合应力屈服强度安全系数(上式用于第三强度理论,下式用于第四强度理论)

$$\left. \begin{aligned} S &= \frac{\sigma_S}{\sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2}} \geq [S] \\ S &= \frac{\sigma_S}{\sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}} \geq [S] \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

式中 $\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m, \tau_{\max} = \tau_a + \tau_m$ 。

2. 低塑性和脆性材料时

建议用下式计算弯扭复合应力疲劳强度安全系数

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{S_{\sigma} + S_{\tau}} \geq [S] \quad (3.21)$$

因非对称循环应力可以折算成当量对称循环应力,故式 3.19 和 3.21 也可用于非对称循环复合应力安全系数的计算。

3.5.3 许用安全系数

见 2.2.4 节和有关各章。

3.6 规律性非稳定变应力时机械零件的疲劳强度

3.6.1 疲劳损伤积累假说

设图 3.22a 为一零件的规律性非稳定变应力直方图,图中 $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n$ 是当循环特性为 r

时各个循环的最大应力, N_1, N_2, \dots, N_n 为与各应力相对应的积累循环次数。 N'_1, N'_2, \dots, N'_n 为与各应力相对应的材料发生疲劳破坏时的极限循环次数, 见图 3.22c。疲劳损伤积累假说是: 在每一次应力作用下, 零件寿命就要受到微量的疲劳损伤, 当疲劳损伤积累到一定程度达到疲劳寿命极限时便发生疲劳断裂。

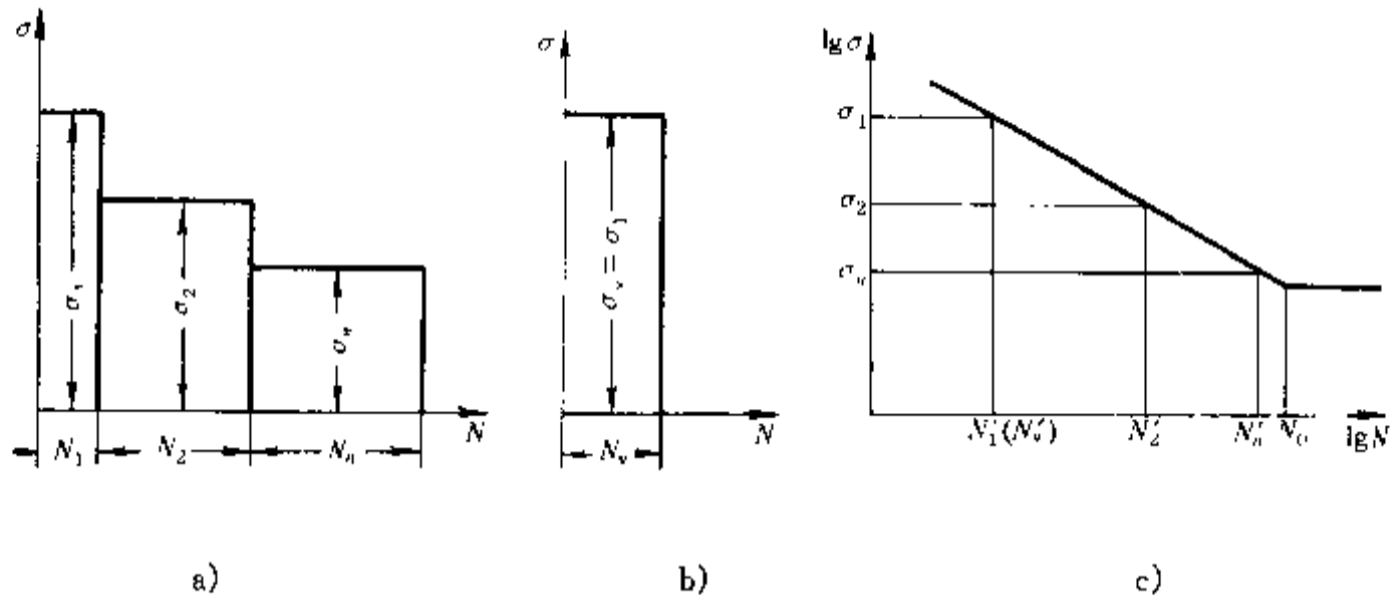


图 3.22 疲劳损伤积累图

线性疲劳损伤积累计算提出: 应力每循环一次, 造成零件一次寿命损伤, 故其总寿命损伤率

$$F = \frac{N_1}{N'_1} + \frac{N_2}{N'_2} + \dots + \frac{N_n}{N'_n} = \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N'_i} \quad (3.22)$$

零件达到疲劳寿命极限时, 理论上总寿命损伤率为 1, 即 $F = \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N'_i} = 1$ 。试验结果表明, 总寿命损伤率约在 0.7~2.2 之间。表面有残余压应力的可能大于 1; 表面有残余拉应力的可能小于 1。为计算方便, 通常取 1, 小于 1 时可认为未达到疲劳寿命极限。

应当指出, 在进行疲劳寿命计算时, 可以认为: 小于疲劳极限 σ_r 的应力对疲劳寿命无影响。

3.6.2 等效稳定变应力和寿命系数

非稳定变应力下零件的疲劳强度计算是先将非稳定变应力折算成单一的与其总寿命损伤率相等的等效稳定变应力(简称等效应力) σ_v , 然后再按稳定变应力进行疲劳强度计算。

通常取等效应力 σ_v 等于非稳定变应力中作用时间最长的和(或)起主要作用的应力, 例如图 3.22b 中取 $\sigma_v = \sigma_1$ 。对应 σ_v 的是等效循环次数 N_v 和材料发生疲劳破坏时的极限循环次数 N'_v (图 3.22c)。根据总寿命损伤率应相等的条件, 可列出

$$\frac{N_1}{N'_1} + \frac{N_2}{N'_2} + \dots + \frac{N_n}{N'_n} = \frac{N_v}{N'_v}$$

已知 $\sigma_v = \sigma_1$ 时, 相应的 $N'_v = N'_1$ 。上式各项的分子和分母相应乘以 $\sigma_1^m, \sigma_2^m, \dots, \sigma_v^m$, 并利用式 3.1 给出的 $\sigma_i^m N'_i = C$ 的关系得

$$\begin{aligned} \sigma_1^m N_1 + \sigma_2^m N_2 + \dots + \sigma_n^m N_n &= \sigma_v^m N_v \\ N_v &= \sum_{i=1}^n \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_v} \right)^m N_i \end{aligned} \quad (3.23)$$

设等效循环次数 N_v 时的疲劳极限为 $\sigma_{r,v}$, 循环基数 N_0 时的疲劳极限为 σ_r , 则由式 3.1 关系

可得

$$\sigma_{rv}^m N_v = \sigma_r^m N_0$$

$$\sigma_{rv} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}} \sigma_r = k_N \sigma_r, k_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_v}\right)^m N_i}} \quad (3.24)$$

同理

$$\tau_{rv} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}} \tau_r = k_N \tau_r, k_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\tau_i}{\tau_v}\right)^m N_i}}$$

式中 k_N ——等效循环次数时的寿命系数。

若疲劳极限数据直接从资料中采用,在计算 k_N 时,取钢的 $N_0 = 10^7$ 。对于 ≤ 350 HB 的钢,若 $N_v > 10^7$,计算时取 $N_v = N_0 = 10^7$,则 $k_N = 1$; > 350 HB 的钢,若 $N_v > 25 \times 10^7$,则计算时取 $N_v = 25 \times 10^7$ 。

计算等效循环次数的寿命系数 k_N 时,也可将式 3.24 中各变应力换为相应的载荷,但应注意它们间的换算关系:受拉(压)、弯、扭时 σ_i (或 τ_i) $\propto F_i$ 、 σ_v (或 τ_v) $\propto F_v$, F_i 为与各应力相对应的载荷, F_v 为等效载荷;对于接触强度,两球体接触时, $\sigma_{Hi} \propto F_i^{1/3}$ 、 $\sigma_{Hv} \propto F_v^{1/3}$,两圆柱体接触时, $\sigma_{Hi} \propto F_i^{1/2}$ 、 $\sigma_{Hv} \propto F_v^{1/2}$ 。

在计算规律性非稳定变应力下零件的疲劳强度时,也可根据总寿命损伤率相等的条件,将非稳定变应力折算成一个循环次数为 N_0 时的等效应力进行计算,或将非稳定变载荷折算成一个等效转速时的等效载荷进行计算(例见式 18.9 和 18.10)。

3.6.3 规律性非稳定变应力时安全系数的计算步骤

——取等效应力 σ_v 等于非稳定变应力中作用时间最长的和(或)起主要作用的应力 σ_i , 并取 σ_v 的应力幅 σ_{mv} 和平均应力 σ_{mv} 相应地等于 σ_i 的应力幅 σ_{mi} 和平均应力 σ_{mi} 。

——求等效循环次数 N_v 。

——求等效循环次数时的寿命系数 k_N 和疲劳极限 σ_{rv} 。

——按等效应力计算疲劳强度安全系数。

——按最大非稳定变应力计算塑性材料屈服强度安全系数。

例题 3.3 图 3.23a 为一机械工作时的载荷变化图(称为载荷谱),在一零件上相应引起规律性非稳定对称循环弯曲应力(图 3.23b),设计时近似用三级稳定对称循环弯曲应力来模拟, $\sigma_1 = 600$ MPa、 $\sigma_2 = 550$ MPa、 $\sigma_3 = 450$ MPa,在每一工作周期内各应力均作用一次,已工作了 10^5 周期,零件材料在 10^7 循环时 $\sigma_{-1} = 400$ MPa。求 1) 零件的总寿命损伤率; 2) 估计零件剩余寿命还能工作多少周期。

解

1. 求总寿命损伤率 F

由式 3.1 可得 $\sigma_i^m N_i = \sigma_{-1}^m N_0$, 则 $N_i = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_i}\right)^m$, 并取 $m = 9$, 故与各应力对应的材料疲劳破坏的极限循环次数为

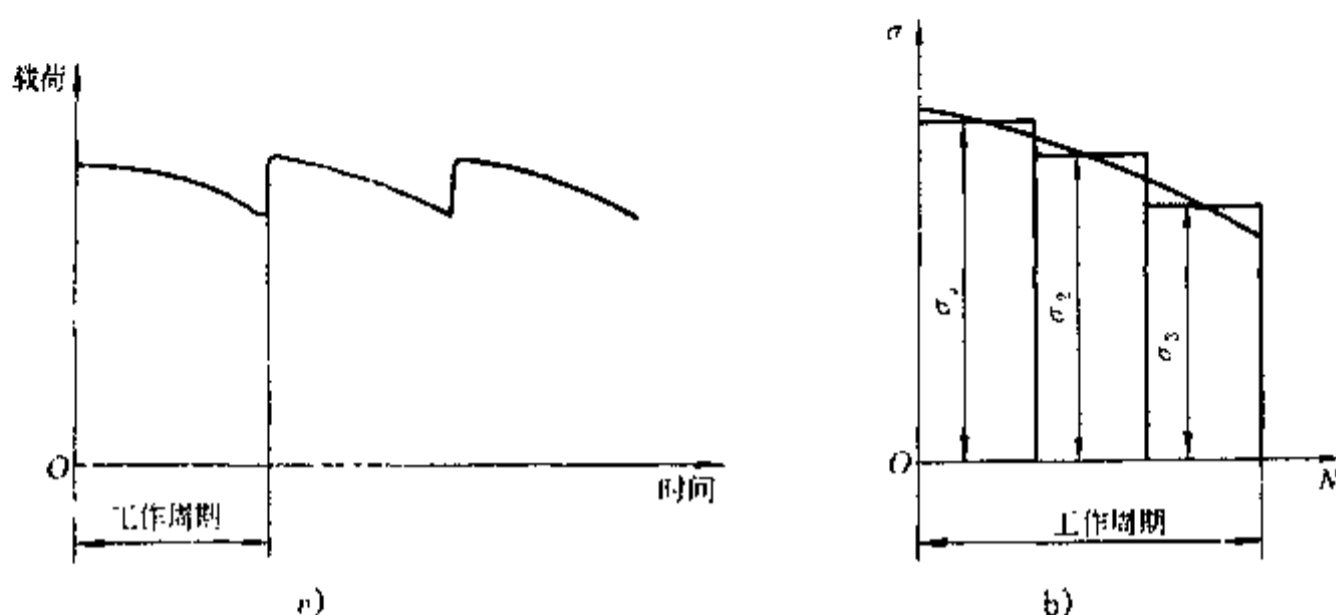


图 3.23 例题 3.3 图

$$N'_1 = 10^7 \times \left(\frac{400}{600}\right)^9 = 2.60 \times 10^5$$

$$N'_2 = 10^7 \times \left(\frac{400}{550}\right)^9 = 5.69 \times 10^5$$

$$N'_3 = 10^7 \times \left(\frac{400}{450}\right)^9 = 34.64 \times 10^5$$

各应力的工作循环次数

$$N_1 = N_2 = N_3 = 10^5$$

总寿命损伤率

$$F = \frac{N_1}{N'_1} + \frac{N_2}{N'_2} + \frac{N_3}{N'_3} = \frac{10^5}{2.60 \times 10^5} + \frac{10^5}{5.69 \times 10^5} + \frac{10^5}{34.64 \times 10^5} = 0.59$$

2. 求剩余工作周期 N_R

寿命剩余率

$$R = 1 - F = 1 - 0.59 = 0.41$$

设 N_R 为零件剩余寿命的工作周期

$$R = \frac{N_R}{N'_1} + \frac{N_R}{N'_2} + \frac{N_R}{N'_3}$$

$$\begin{aligned} N_R &= R \frac{N'_1 N'_2 N'_3}{N'_2 N'_3 + N'_1 N'_3 + N'_1 N'_2} \\ &= 0.41 \times \frac{2.60 \times 10^5 \times 5.69 \times 10^5 \times 34.64 \times 10^5}{5.69 \times 10^5 \times 34.64 \times 10^5 + 2.60 \times 10^5 \times 34.64 \times 10^5 + 2.60 \times 10^5 \times 5.69 \times 10^5} \\ &= 70\ 000 \end{aligned}$$

例题 3.4 一转轴截面上的非稳定对称循环弯曲应力如图 3.24 所示。转轴工作时间 t_h 为 200 h, 转速 n 为 100 r/min。材料为 45 钢, 调质处理 200 HB, $\sigma_{-1} = 270$ MPa。 $(k_\sigma)_{D_1} = 2.5$, 求寿命系数 k_N 、疲劳极限 σ_{-1v} 和安全系数 S_{on} 。

解

1. 求寿命系数

因是弯曲应力, 取 $m = 9$ (见 3.2.1 节有关疲劳曲线的说明 2)。选定等效应力 $\sigma_v = \sigma_2 = 80$ MPa。

求各变应力循环次数

$$N_1 = 60nt_{h1} = 60n \frac{t_1}{t} t_h = 60 \times 100 \times \frac{3}{20} \times 200 = 180\,000$$

$$N_2 = 60nt_{h2} = 60n \frac{t_2}{t} t_h = 60 \times 100 \times \frac{10}{20} \times 200 = 600\,000$$

$$N_3 = 60nt_{h3} = 60n \frac{t_3}{t} t_h = 60 \times 100 \times \frac{7}{20} \times 200 = 420\,000$$

求等效循环次数(式 3.23)

$$\begin{aligned} N_v &= \sum_{i=1}^3 \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_v} \right)^m N_i = \left(\frac{100}{80} \right)^9 \times 180\,000 \\ &\quad + \left(\frac{80}{80} \right)^9 \times 600\,000 + \left(\frac{20}{80} \right)^9 \times 420\,000 \\ &= 1\,341\,105 + 600\,000 + 1.6 = 0.194 \times 10^7 < 10^7 \end{aligned}$$

对较小应力考虑了综合影响系数和安全系数后若仍小于疲劳极限时,计算时可不计入。若仍计入,从以上计算结果可看出,对 N_v 影响很小,也可忽略不计。

求寿命系数(式 3.24)

$$k_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_v}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{0.194 \times 10^7}} = 1.2$$

2. 求疲劳极限

本题 $r = -1$, 故

$$\sigma_{-1v} = k_N \sigma_{-1} = 1.2 \times 270 = 324 \text{ MPa}$$

3. 求安全系数

利用式 3.11, 式中 $\sigma_{ev} = 80 \text{ MPa}$, $\sigma_{mv} = 0$, 故

$$S_{en} = \frac{k_N \sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D \sigma_{mv} + \psi_\sigma \sigma_{mv}} = \frac{1.2 \times 270}{2.5 \times 80} = 1.62$$

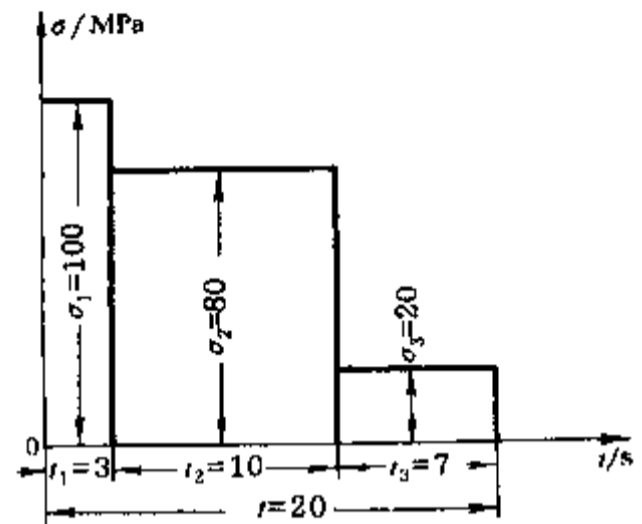


图 3.24 例题 3.4 图

3.7 低周循环疲劳概述

低周循环疲劳是零件在变应力达到屈服极限和循环次数低于 10^3 (10^4) 时发生的疲劳损坏。与高周循环疲劳一样,低周循环疲劳也是由于反复塑性变形造成的。

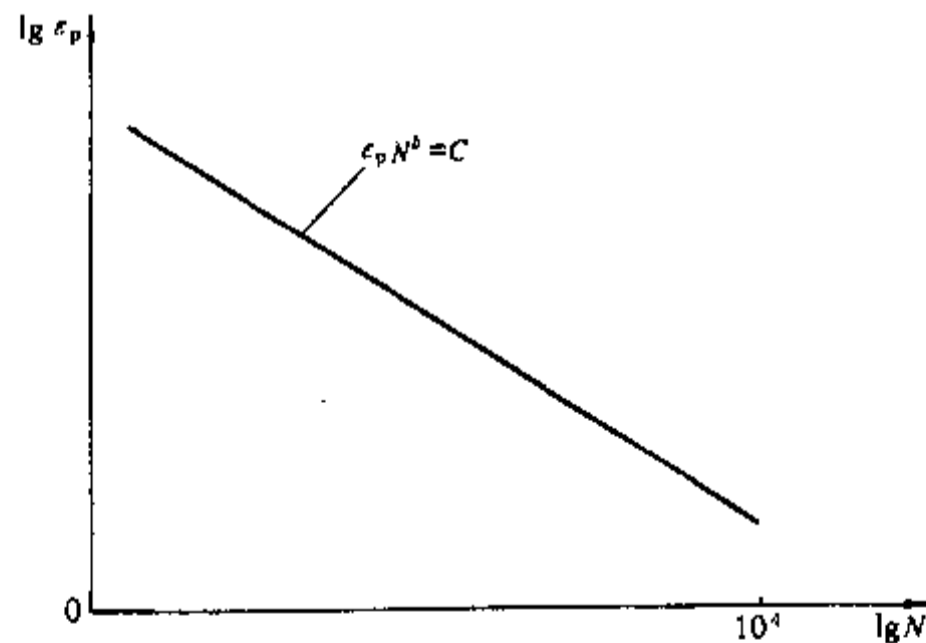


图 3.25 应变疲劳曲线($\epsilon_p - N$ 曲线)

在低周循环下,疲劳极限与循环次数几乎无关(图 3.2), $\sigma - N$ 疲劳曲线已不适用。通过试验得知,绝大多数金属的塑性应变量 ϵ_p 与循环次数 N 间存在着明显关系,见图 3.25 所示的应变疲劳 $\epsilon_p - N$ 曲线,其方程式为

$$\epsilon_p \cdot N^b = C \quad (3.25)$$

式中 N ——低周循环次数; ϵ_p ——循环次数为 N 时的塑性应变量; b ——与材料有关的常数,对于大多数材料, $b = 0.35 \sim 0.8$ (软钢 0.591, 30CrMo 钢 0.621, 40CrNiMo 钢 0.556, 硬铝 0.590); C ——常数,近似等于静拉伸断裂时的应变量。

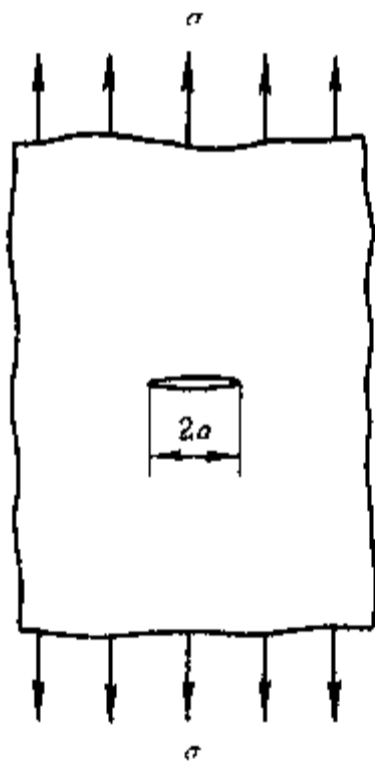
3.8 疲劳裂纹寿命概述

传统的疲劳强度计算是建立在假设材料没有裂纹的前提下进行的。事实上,材料表面和内部都不可避免有裂纹存在。断裂力学是在承认裂纹存在的前提下进行的疲劳强度计算,其判据是裂纹扩展到临界尺寸时发生疲劳断裂。疲劳裂纹的扩展速度 $\frac{da}{dN}$ 可近似用以下关系表示

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^n \quad (3.26)$$

$$\Delta K = \alpha \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (3.27)$$

式中 a ——裂纹半长(图 3.26); N ——循环次数; C ——与材料有关的系数,如 40 钢 $C = 3.1 \times 10^{-11}$; n ——指数(结构钢 3~4, 40 钢 3); ΔK ——应力强度因子幅度; α ——几何效应因子,与零件的形状和尺寸,裂纹的形状、尺寸和部位,以及载荷等因素有关,例见图 3.26; $\Delta \sigma$ ——变应力的变化范围, $\Delta \sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ (当 σ_{\min} 为压应力时,取 $\sigma_{\min} = 0$)。



无限大板穿透裂纹

$$\alpha = 1$$

图 3.26 穿透裂纹及其几何效应因子 α

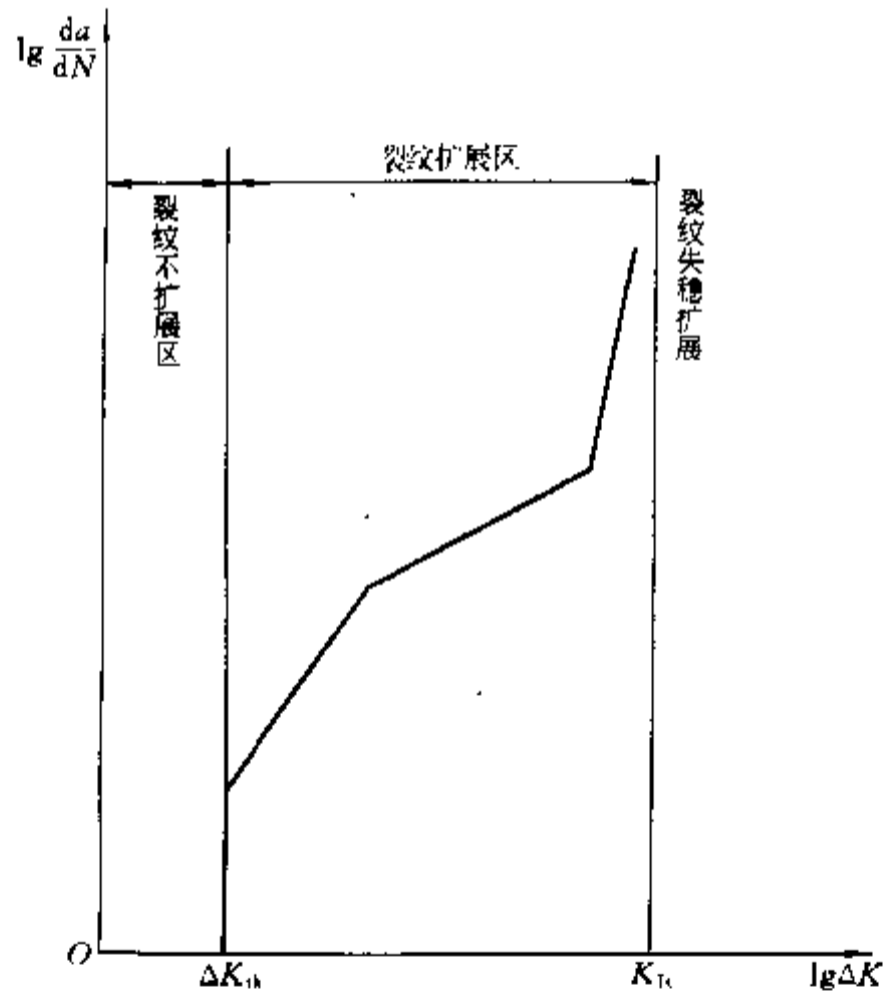


图 3.27 $\frac{da}{dN} - \Delta K$ 曲线

应力强度因子幅度 ΔK 是控制裂纹扩展速度 $\frac{da}{dN}$ 的主要参数,见图 3.27。当 ΔK 小于界限应力强度因子幅

度 ΔK_{th} 时, 裂纹便不扩展, 所以要求无限寿命的零件, 其计算判据为

$$\Delta K \leq \Delta K_{th}$$

在对称循环下, 结构碳钢和低合金钢 $\Delta K_{th} = 180 \text{ N/mm}^{3/2} \sim 220 \text{ N/mm}^{3/2}$, 高强度钢 $\Delta K_{th} = 35 \text{ N/mm}^{3/2} \sim 70 \text{ N/mm}^{3/2}$ 。

$\Delta K > \Delta K_{th}$ 时, 裂纹以一定速度扩展, 由积分式 3.26 可得裂纹半长由 a_1 扩展到 a_2 时的循环次数(寿命)

$$N = \int_{N_1}^{N_2} dN = \int_{a_1}^{a_2} \frac{da}{C(\Delta K)^n} \quad (3.28)$$

式中 N_1 ——裂纹初始半长为 a_1 时的循环次数; N_2 ——裂纹半长扩展到 a_2 时的循环次数。

当 ΔK 增大到等于材料的断裂韧度 K_{Ic} 时, 裂纹达到临界尺寸 a_c , 扩展速度急剧增大, 发生裂纹失稳扩展断裂。裂纹临界尺寸 a_c 可用式 3.27 算出, 在该式中令 $\Delta K = K_{Ic}$, 例如 40 钢 860 ℃ 正火时 $K_{Ic} = 2280 \text{ N/mm}^{3/2} \sim 2320 \text{ N/mm}^{3/2}$, 1100 ℃ 淬火 330 ℃ 回火时 $K_{Ic} = 2700 \text{ N/mm}^{3/2}$, 并取 $a_2 = a_c$, 由式 3.28 可算出裂纹的工作寿命。

按 $\frac{da}{dN} - \Delta K$ 曲线设计时, 允许零件在有裂纹的情况下工作, 但裂纹的最大允许长度和临界长度之间要有一定的安全系数, 并且零件位置能使检查人员进行直接检查, 如飞机大梁、船体等, 以确保在下一工作周期中不会发生由于裂纹失稳扩展引起突然疲劳断裂。

对于高周循环疲劳, 无裂纹寿命占总寿命的主要部分, 裂纹寿命计算只是计算高周循环零件出现裂纹后的剩余寿命。对于低周循环疲劳, 无裂纹寿命占总寿命很小部分, 可忽略不计, 裂纹出现后扩展阶段的寿命占总寿命的绝大部分, 所以裂纹寿命就是低周循环零件的寿命。

第4章 摩擦、磨损、润滑

机器中在相互摩擦下工作的零件很多,其结果将造成能量损耗、效率降低、温度升高、表面磨损。过度磨损会使机器丧失应有的精度,产生振动和噪声,缩短使用寿命。在失效零件中,因磨损而失效的零件占有很大的比例,约为80%。润滑是工程中降低摩擦和功耗、提高机器效率、减轻磨损的最经济、最有效、也是最常用的方法。

在摩擦下工作的零件,主要有两类:一类要求摩擦阻力小、功耗少,如滑动轴承等动联接、啮合传动。一类要求摩擦阻力大,利用摩擦传递动力(如带传动、摩擦无级变速器、摩擦离合器)、制动(如摩擦制动器)或吸收能量起缓冲阻尼作用(如环形弹簧、多板弹簧)。前一类零件要求用减摩材料制造,如滑动轴承材料(见17.3节);后一类零件要求用耐磨材料制造,如摩擦面材料(见19.7节)。

4.1 摩擦的种类及其基本性质

在外力作用下,一物体相对于另一物体运动或有运动趋势时在摩擦表面上所产生的切向阻力叫做摩擦力,其现象称为摩擦。按摩擦状态分,有干摩擦、边界摩擦、流体摩擦和混合摩擦等,如图4.1所示。

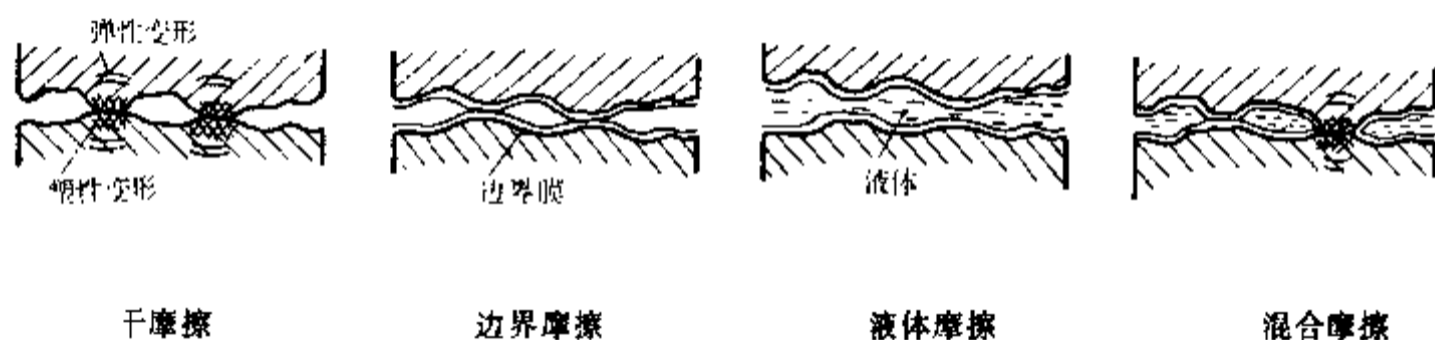


图4.1 摩擦状态

两摩擦表面直接接触,不加入任何润滑剂的摩擦称为干摩擦。两摩擦表面被一流体层(液体或气体)隔开,摩擦性质取决于流体内部分子间粘性阻力的,称为流体摩擦。两摩擦表面被吸附在表面的边界膜隔开,摩擦性质不取决于流体粘度,而与边界膜和表面的吸附性质有关,称为边界摩擦。在实际使用中,有较多的摩擦副处于干摩擦、边界摩擦、流体摩擦的混合状态,称为混合摩擦。

一般说来,干摩擦的摩擦阻力最大,磨损最严重,零件使用寿命最短,应力求避免。流体摩擦的摩擦阻力小,没有磨损,使用寿命长,但必须在一定载荷、速度和流体粘度等工况下才能实现。边界摩擦和混合摩擦能有效地降低摩擦阻力、减轻磨损、提高承载能力和延长零件使用寿命。边界摩擦和混合摩擦有时统称为边界摩擦。对于要求低摩擦的摩擦副,流体摩擦是比较理想的摩擦状态,维持边界摩擦或混合摩擦为其最低要求。对于要求高摩擦的摩擦副,则大多处于干摩擦或边界摩擦状态。

流体摩擦、边界摩擦、混合摩擦,都必须在一定润滑条件下实现,所以又常称为流体润滑、边界润滑和混合润滑。混合润滑时,其摩擦磨损行为主要取决于边界摩擦状态,面载荷则有相当一

部分由弹性流体动力润滑(见 4.5.2 节)承担。

当载荷很大、工作温度非常低或非常高时,常采用石墨、二硫化钼等固体润滑剂润滑,称为固体润滑。

各种摩擦状态的摩擦系数见表 4.1。

图 4.2 为摩擦特性曲线,随着 $\frac{mv}{p}$ (η ——液体粘度; n ——转速; p ——压强,单位面积上的载荷)的不同,摩擦副分别处于边界润滑、混合润滑和流体润滑,相应的间隙变化亦见图所示。

图 4.3 为磨损曲线,随着载荷的增加,摩擦副分别处于不同的润滑状态。当载荷小于 F_s 时,磨损率较低,能保持一定的工作寿命。增大载荷,工作温度随之增加,摩擦副将发生胶合磨损甚至咬死。润滑油中含有极压添加剂时的磨损曲线见图中虚线所示。

表 4.1 不同摩擦润滑状态下的摩擦系数(大致值)

摩擦状况	摩擦系数	摩擦状况	摩擦系数
干摩擦(干净表面,无润滑)		边界润滑	
相同金属:		矿物油湿润金属表面	0.15~0.3
黄铜-黄铜;青铜-青铜	0.8~1.5	加油性添加剂的油润滑:	
异种金属:		钢-钢;尼龙-钢	0.05~0.10
铜铝合金-钢	0.15~0.3	尼龙-尼龙	0.10~0.20
巴氏合金-钢	0.15~0.3	流体润滑	
非金属:		液体动力润滑	0.01~0.001
橡胶-其他材料	0.6~0.9	液体静力润滑	<0.001~极小
聚四氟乙烯-其他材料	0.04~0.12	滚动摩擦	
固体润滑		滚动摩擦	
石墨、二硫化钼润滑	0.06~0.20	滚动摩擦系数与接触面材料的硬度、粗糙度、湿度等有关。球和圆柱滚子轴承的摩擦大体与液体动力润滑相近,其他滚子轴承则稍大	
钨膜润滑	0.08~0.20		

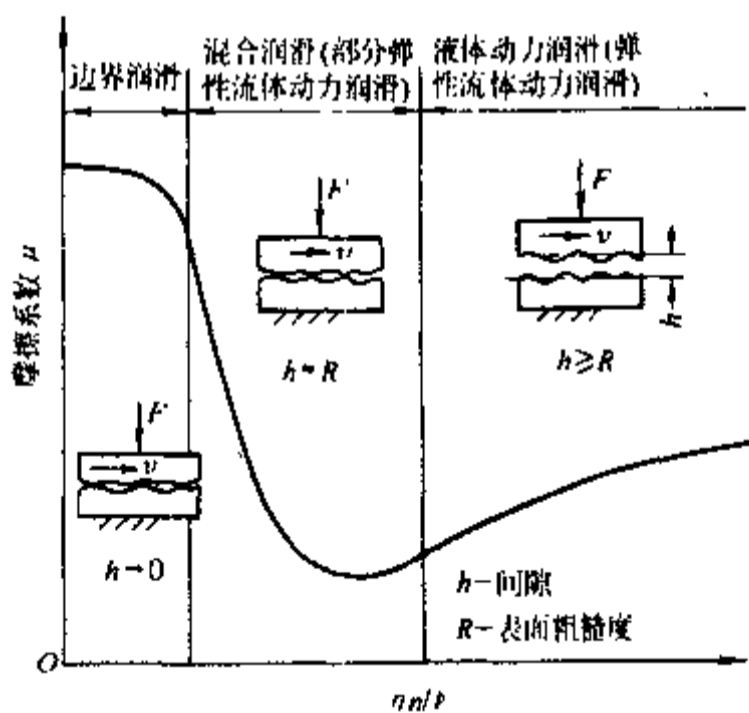


图 4.2 摩擦特性曲线

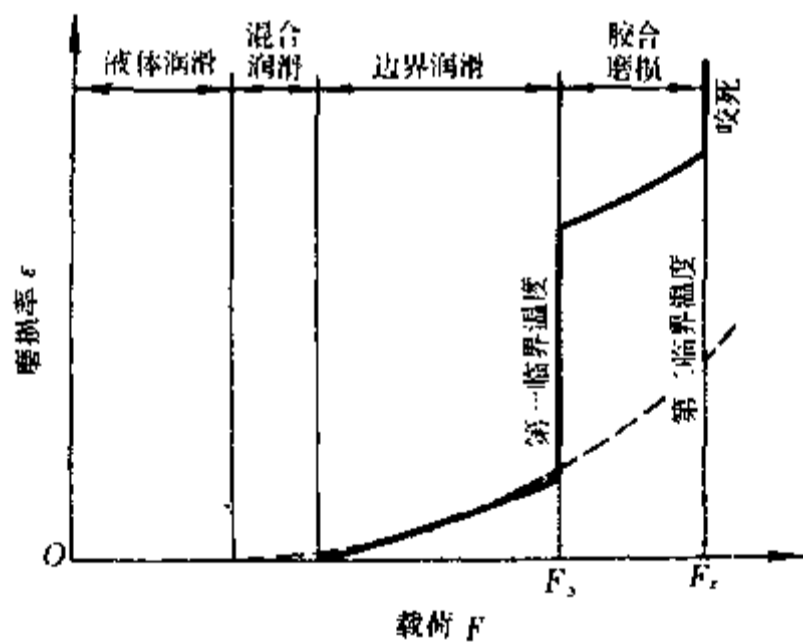


图 4.3 磨损曲线

4.2 干摩擦

干摩擦常用库伦公式表达两相对滑动表面间摩擦力 F_μ 、法向力 F_N 和摩擦系数 μ 之间的关系:

$$\mu = \frac{F_\mu}{F_N} \quad (4.1)$$

库伦公式具有简单、实用等特点。在工程上,除流体摩擦外,其他几种摩擦和固体润滑都能用该公式进行计算。

工程上认为不加任何润滑剂的摩擦即为干摩擦。事实上,在很洁净的表面上,也存在脏污膜和氧化膜,因此它们的摩擦系数要比在真空下测定的纯净表面的摩擦系数小得多。

阐述干摩擦现象的理论很多,早先的机械摩擦啮合理论认为,两个粗糙表面接触时,接触点互相啮合,摩擦力就是啮合点间切向阻力的总和,表面愈粗糙,摩擦力愈大。但该理论不能解释光滑表面间的摩擦现象,表面愈光滑,接触面积愈大,摩擦力也愈大,滑动速度大时还与速度有关。所以又有分子-机械理论、能量理论、粘着理论、变形-犁沟-粘着理论等。

简单粘着理论认为,两粗糙表面在载荷作用下,摩擦副只是部分峰顶接触,真实接触面积 A_r 只有表观接触面积 A 的百分之一至万分之一(图 4.4)。所以,单位接触面积上的压力很容易达到材料的压缩屈服极限 σ_{sc} 而产生塑性流动。对于理想的弹塑性材料,载荷增大,真实接触面积也增加,应力并不升高,由此得

$$A_r = \frac{F_N}{\sigma_{sc}}$$

在接触点受到高压力和塑性变形后,脏污膜遭到破坏,很容易使基体金属发生粘着现象,形成冷焊结点,见图 4.5a。当发生滑动时,必须先将结点切开,设结点的剪切强度极限为 τ_B ,则摩擦力

$$F_\mu = A_r \tau_B$$

剪切如果发生在软金属上(c图),则 τ_B 为软金属的剪切强度极限;剪切如果发生在结点界面上(b图),则上式中 $\tau_B = \tau_f$, τ_f 为界面的剪切强度极限(脏污严重的表面, $\tau_f \ll \tau_B$)。

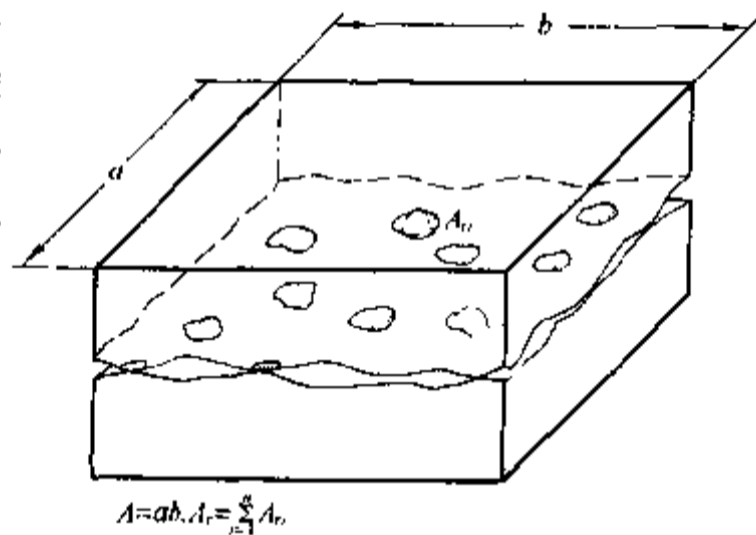


图 4.4 接触面积

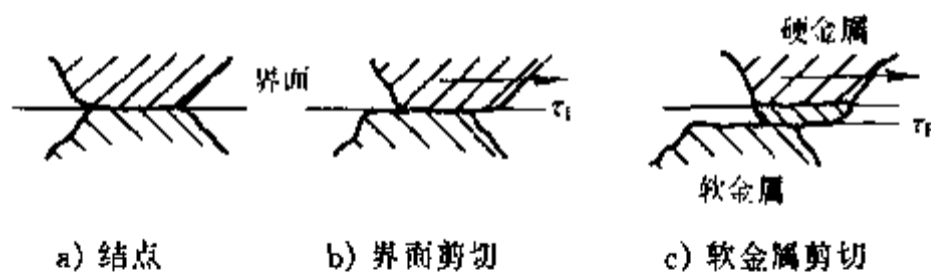


图 4.5 冷焊结点及其剪切

摩擦系数 μ 为切向力 F_μ 与法向力 F_N 之比,故

$$\mu = \frac{F_\mu}{F_N} = \frac{\tau_B}{\sigma_{sc}}$$

大多数金属的比值 τ_B/σ_{Sx} 很相近 ($\tau_B \approx \frac{1}{5} \sigma_{Sx}$), 因之摩擦系数变化不大。为降低摩擦系数, 工程上常在硬金属基体表面涂敷一层极薄的软金属, 这时, σ_{Sx} 仍取决于基体材料, 而 τ_B 则取决于软金属。

4.3 边界摩擦润滑

边界膜有物理吸附膜、化学吸附膜和化学反应膜。由润滑油中的极性分子与金属表面相互吸引而形成的吸附膜称为物理吸附膜。由润滑油中的分子靠分子键与金属表面形成化学吸附的称为化学吸附膜。在润滑油中加入硫、磷、氯等元素的化合物(即添加剂)与金属表面进行化学反应而生成的膜称为化学反应膜。这三种边界膜的模型见图 4.6。

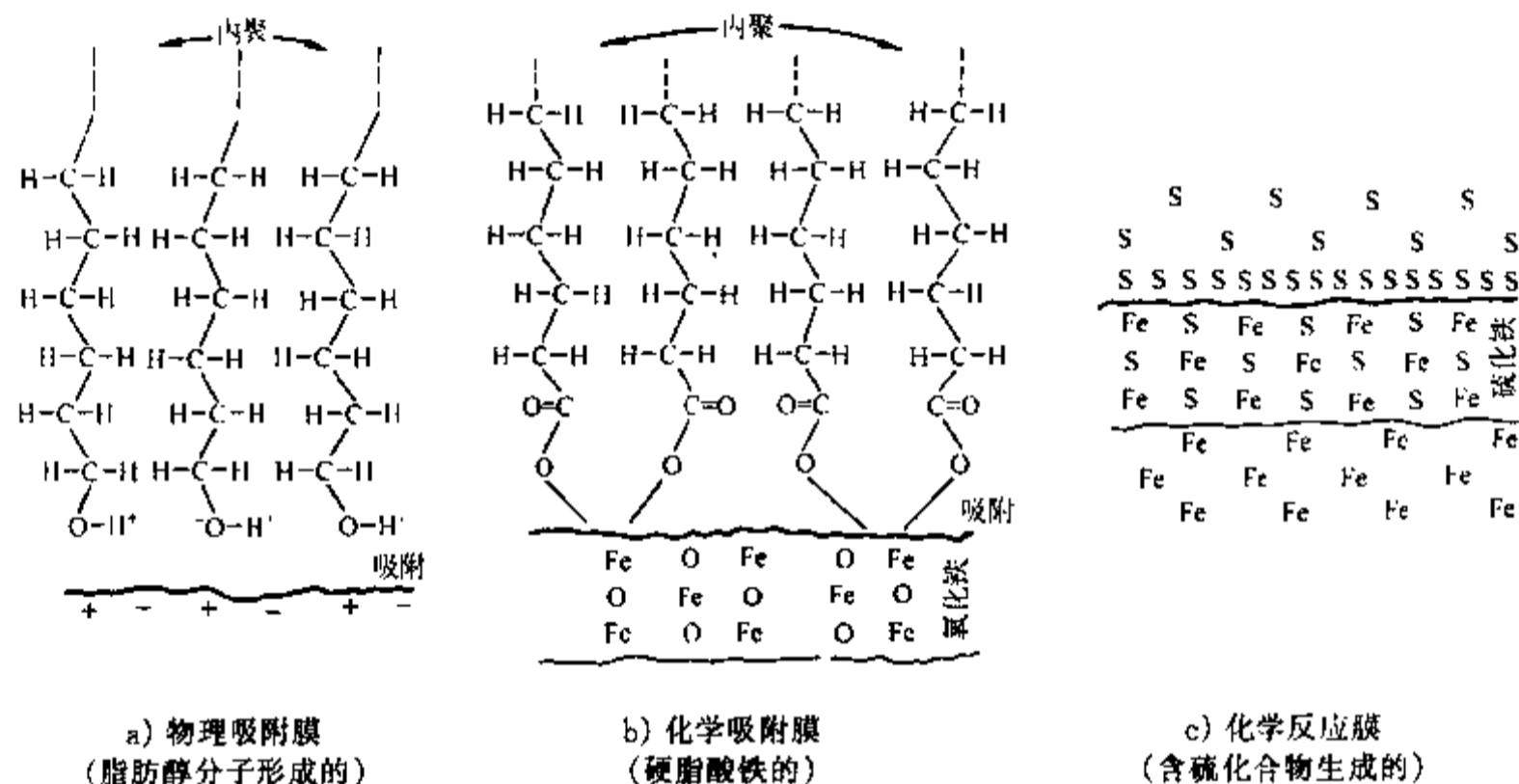


图 4.6 边界膜的类型

物理吸附膜是由于润滑油中的脂肪酸是一种极性化合物, 其极性分子能牢固地吸附在金属表面上。图 4.7a 为单分子吸附在金属表面的符号。○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 b 图。吸附在金属表面上的多层分子膜的模型见图 4.8。距表面愈远的分子, 吸附能力愈弱, 剪切强度愈低, 到若干层以后, 就不再受约束。因此, 摩擦系数将随层数的增加而下降, 例见图 4.9。图中三层分子时的摩擦系数较一层降低约一半。边界膜极薄, 一个分子的长度约为 2 nm ($1 \text{ nm} = 10^{-9} \text{ m}$), 如果边界膜有十个分子厚, 其厚度也仅 $0.02 \mu\text{m}$, 比两摩擦表面的粗糙度之和小, 故边界摩擦时磨损不可避免。

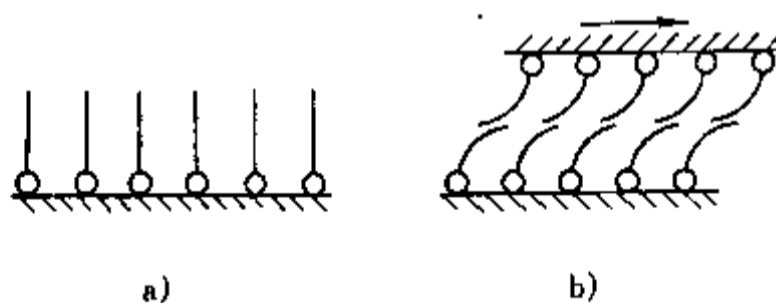


图 4.7 单分子边界膜模型

温度对物理吸附膜影响较大, 受热易使吸附膜脱附、乱向, 甚至完全破坏, 故物理吸附膜适宜于在常温、轻载、低速下工作。

化学吸附膜的吸附强度比物理吸附膜高, 且稳定性好, 受热后的熔化温度也较高, 故化学吸附膜适宜于在中等载荷、速度、温度下工作。

吸附膜破坏后就会发生表面擦伤,从摩擦学方面考虑,在计算上应采取的办法是限制摩擦副的表面接触温度低于吸附膜的脱附、解吸温度。

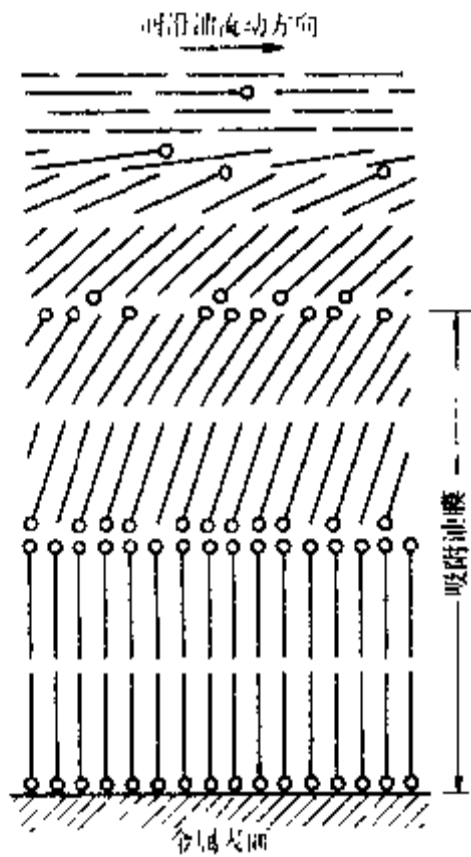


图 4.8 多层分子边界膜模型

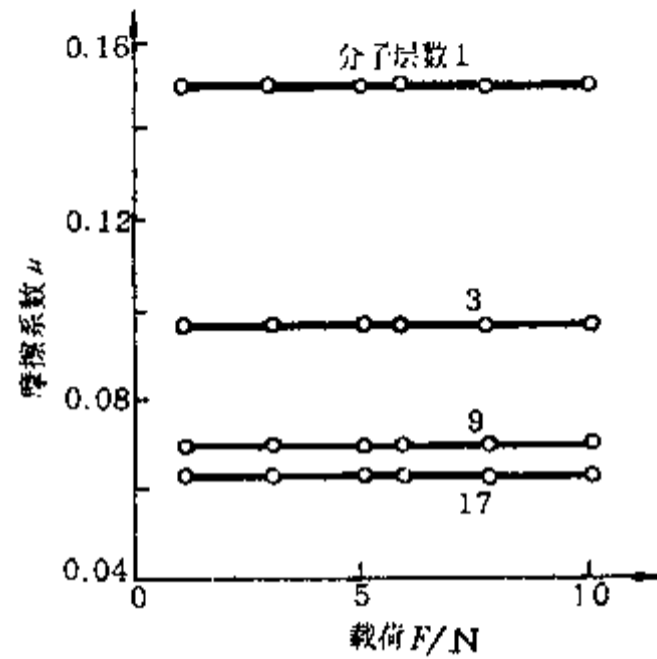


图 4.9 分子膜厚度对摩擦系数的影响

(软钢- $\phi 7.6$ 钢球摩擦, $v_s = 0.05$ mm/s)

化学反应膜厚度较厚,所形成的金属盐具有较高的熔点和较低的剪切强度,稳定性也好,故化学反应膜适用于重载、高速和高温下工作的摩擦副。其性能和添加剂与金属起化学反应的性质有关。

摩擦表面的工作温度对边界膜性能影响很大(参看图 4.3),当达到第一临界温度时,吸附膜发生软化、乱向和脱附现象,从而使润滑作用降低,磨损率和摩擦系数都将迅速增加;当达到第二临界温度时,边界膜完全破坏,摩擦副将发生严重粘着甚至咬死。因摩擦热与 pv (p ——压强; v ——相对速度)值成正比,故限制 pv 值是控制摩擦表面工作温度的主要措施。

合理选择摩擦副材料和润滑剂、降低表面粗糙度值、在润滑剂中加入油性润滑剂和极压添加剂都能提高边界膜强度。图 4.10 中,非极性油的摩擦系数随着温度的升高而增大;含脂肪酸的油因易于形成吸附膜,故温度不高时减摩性好,达到软化温度后,摩擦系数迅速上升;

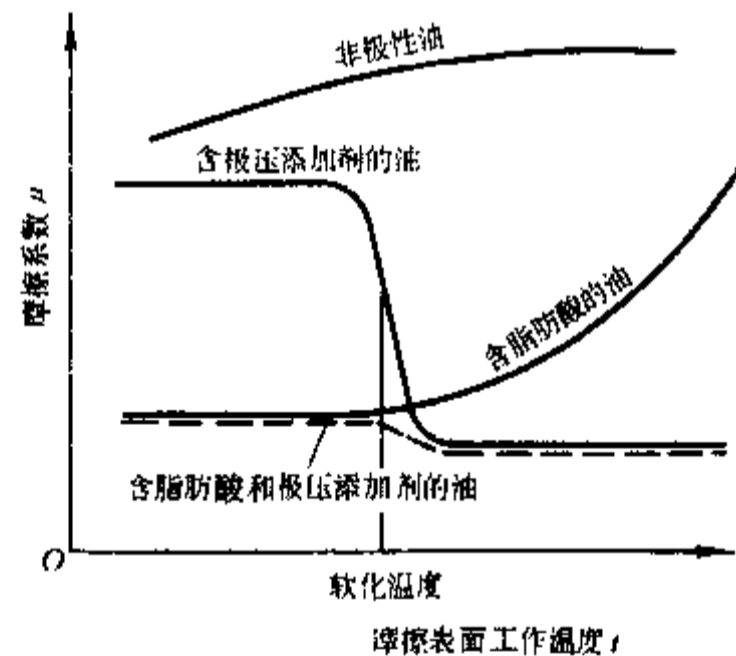


图 4.10 油性添加剂和极压添加剂的作用

速上升;含有极压添加剂的油因易于形成化学反应膜,故在软化温度之前,摩擦系数很高,达到软化温度后,摩擦系数迅速下降。若在油中加入脂肪酸和极压添加剂,则低温时依靠吸附膜的油性,高温时依靠化学反应膜的极压性来得到良好的减摩性,见图中虚线所示。

4.4 磨损

使摩擦表面的物质不断损失的现象称为磨损。除非采取特殊措施(如静压润滑,电、磁悬浮等),否则磨损很难避免。在规定年限内,只要磨损量不超过允许值,就认为是正常磨损。磨损并非都有害,跑合、研磨都是有益的磨损。

单位时间内(或单位行程、每一转、每一次摆动)材料的磨损量称为磨损率。磨损量可以用体积、重量或厚度来衡量。磨损率是很重要的参数。在规定磨损率下可以通过试验测定摩擦材料的许用 $[p]$ 、 $[v]$ 和 $[pv]$ 值;或者在一定 p 和 v 的作用下测定磨损率,以便对不同摩擦材料进行耐磨性比较。

耐磨性是指磨损过程中材料抵抗脱落的能力,常用磨损率的倒数来表示。

图 4.11 为磨损过程图。 I 为跑合磨损阶段。跑合是指机器使用初期,为改善机器零件的适应性、表面形貌和摩擦相容性的过程。滑动轴承能自行适应轴的挠曲和少量不对中而保持正常运转的性能称为适应性;固体表面的微观几何形状称为表面形貌;配对摩擦材料抵抗粘着磨损的性能称为摩擦相容性。跑合后,尖峰高度降低,峰顶半径增大(图 4.12),有利于增大接触面积,降低磨损速度。跑合时,应注意由轻至重、缓慢加载,并注意油的清洁,防止磨屑进入摩擦面而造成剧烈磨损和发热。跑合阶段结束,润滑油应进行过滤后再用。 II 为稳定磨损阶段,这时,磨损率 $\epsilon = \Delta q / \Delta t = \text{常数}$ (q ——磨损量; t ——时间)。磨损率也即磨损曲线的斜率,斜率越小磨损率越低,零件使用寿命越长。 III 为剧烈磨损阶段,零件经若干时间使用后精度下降,间隙增大,润滑状况恶化(油易被挤出),从而产生振动、冲击和噪声,磨损加剧,温度升高,使零件迅速报废。

在正常情况下,零件经短期跑合后即进入稳定磨损阶段,但若压强过大、速度过高、润滑不良时,则跑合期很短,并立即转入剧烈磨损阶段,使零件很快报废,如图 4.11 中虚线所示。

不同材料、载荷、润滑、工作温度对磨损的影响如图 4.13 所示。

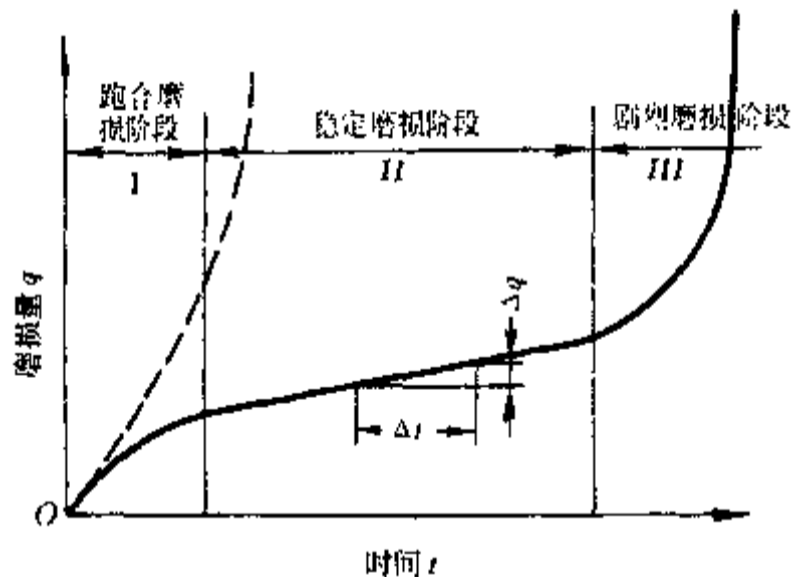


图 4.11 磨损过程

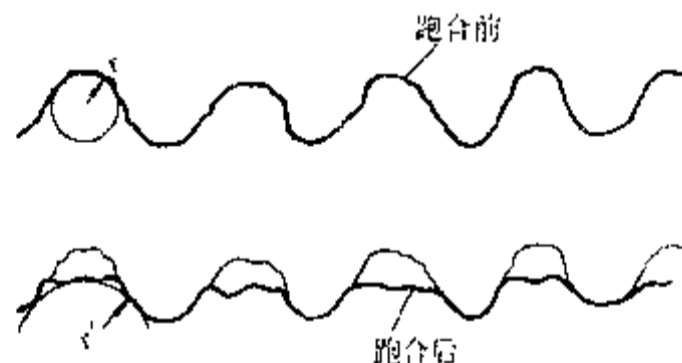


图 4.12 跑合作用

按破坏机理分,磨损主要有四种基本类型:粘着磨损,表面疲劳磨损,磨粒磨损和腐蚀磨损。磨损常以复合形式出现。

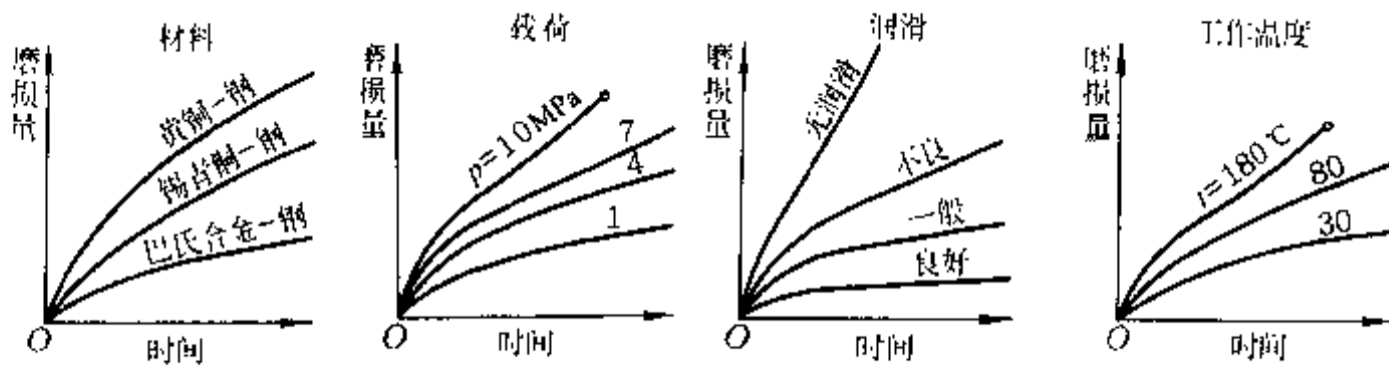


图 4.13 不同因素对磨损的影响

4.4.1 粘着磨损

关于粘着的成因已见于摩擦一节。有油或无油的表面,都需要切向力使吸附膜和脏污膜破裂后,由新表面直接接触才能发生粘着。载荷越大,表面温度越高,粘着现象也越严重。由于粘着作用使材料由一表面转移至另一表面所引起的磨损称为粘着磨损。

粘着磨损按破坏程度不同分为五级(由轻至重):**轻微磨损**——剪切破坏发生在界面上,表面材料的转移极为轻微;**涂抹**——剪切发生在软金属浅层,并转移到硬金属表面;**划伤**——剪切发生在软金属表层,硬表面可能被划伤;**撕脱**——剪切发生在摩擦副一方或双方基本金属较深的地方;**咬死**——粘着严重,运动停止。粘着比较严重的后几种磨损,常称为**胶合**。胶合是高速重载接触副常见的破坏形式。这时,油膜破裂,由于干摩擦产生局部高温,从而使金属发生熔焊并迅速转移。

为了减轻粘着磨损,可以采取下列措施:

——合理选择摩擦副材料。相同金属比异种金属粘着倾向大;多相金属比单相金属粘着倾向小;脆性材料比塑性材料的抗粘着能力高;采用表面处理(电镀、表面热处理、喷镀等)可防止粘着磨损发生。如在巴氏轴承合金上电镀银或铟,有利于改善轴瓦的耐磨性。

——采用含有油性和极压添加剂的润滑剂。

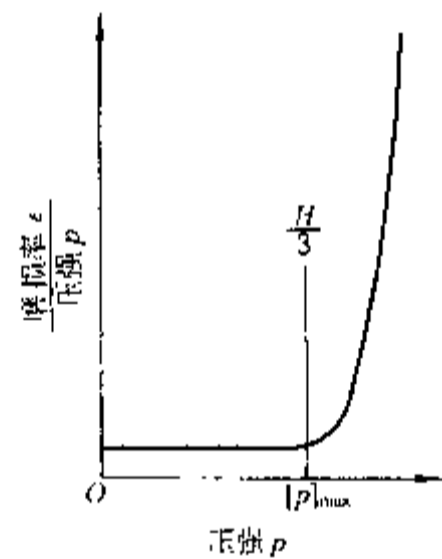
——限制摩擦表面的温度。温度过高易使油膜破坏,发生粘着。

——控制压强。对于一定硬度的金属材料,在不同的压强下进行

磨损试验得到的 $\frac{\epsilon}{p} - p$ 的关系曲线见图 4.14。由图可见,当压强 $p < H/3$ 时,磨损率 ϵ 将随着压强 p 的增加而同步增大,但若 $p > H/3$, 则磨损率将迅速增大,故设计时必须控制最大许用压强 $[p]_{\max} = H/3$ 。

若 H 为布氏硬度 HB, 因 $1 \text{ kgf/mm}^2 \approx 10 \text{ N/mm}^2$, 故 $[p]_{\max} = \frac{10 \text{ HB}}{3} \text{ MPa}$ 。

粘着也有其可利用的一面,例如压力焊接。

图 4.14 $\frac{\epsilon}{p} - p$ 曲线

4.4.2 表面疲劳磨损

受交变接触应力的摩擦副,在其表面上将形成疲劳点蚀,有小块金属剥落,这种现象称为表面疲劳磨损。产生表面疲劳点蚀的成因见 2.3 节。

为了提高摩擦副的表面疲劳寿命,除应合理选择摩擦副材料外,还应注意:

——合理选择表面粗糙度。一般地说,表面粗糙度值愈小,疲劳寿命愈高。以滚动轴承为

4.4.4 腐蚀磨损

在摩擦过程中,与周围介质发生化学反应或电化学反应的磨损称为腐蚀磨损。氧化磨损是最常见的腐蚀磨损,因氧化膜的生成速度与时间成指数规律下降,故磨损速度小于氧化速度时,则氧化膜起着保护表面的作用(如铝合金表面的韧性氧化铝膜);若磨损速度大于氧化速度,则极易磨损(如钢铁表面的脆性氧化膜—— Fe_2O_3 、 Fe_3O_4 和 FeO 膜)。氧化磨损一般比较缓慢,但在高温、潮湿环境中,有时也很严重。

润滑油(脂)具有保护摩擦表面的作用,但应注意油脂与氧反应生成的酸性化合物对表面有腐蚀作用。

磨损类型也可能随着工作条件的变化而转化,如载荷或滑动速度变化时磨损类型的转化如图 4.17 所示。

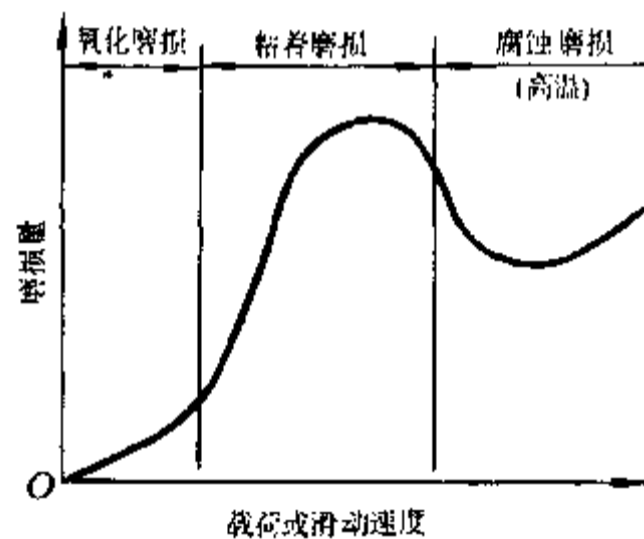


图 4.17 载荷或滑动速度变化时磨损类型的转化

由于工作条件的复杂性,磨损经常以复合的形式出现。

某些摩擦零件可能发生的磨损见表 4.3。

表 4.3 某些摩擦零件可能发生的磨损类型(一般情况)

摩擦零件	粘着磨损	表面疲劳磨损	磨粒磨损	氧化磨损
液体动力润滑轴承		A		B
混合摩擦或固体摩擦润滑轴承	A	B	A	B
滚动轴承	B	A	B	B
齿轮传动	A	A	B	B
蜗杆传动	A	A	B	B
摩擦离合器	A	B	B	B
制动器	B	B	A	B
磨粒摩擦零件		B	A	B

注:A——起主要作用;B——起部分作用。

4.5 流体摩擦润滑

流体摩擦润滑的性质取决于粘性流体的内摩擦力。粘度是衡量内摩擦大小的指标,粘度越

大,摩擦力也越大。关于粘度的单位及单位换算见 4.8 节。

两块被流体隔开的平行平板,在相对运动时,流体作层流流动的模型见图 4.18。由于分子吸附的关系,假设与板面紧贴的流体层的流速分别等于板速,其他各层则按直线规律分布。当平板平移时,流体润滑的摩擦力

$$F_{\mu} = \eta A \frac{v}{h} \quad (4.2)$$

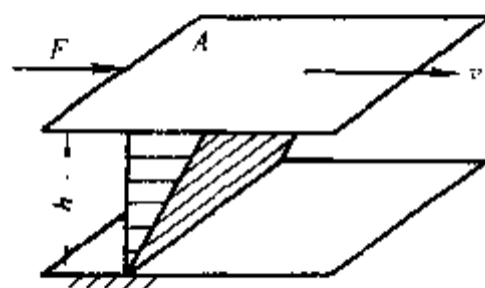


图 4.18 平行平板间流体的层流流动

由上式可见,摩擦力 F_{μ} 与流体粘度 η 、平板面积 A 和运动速度 v 成正比,而与油膜厚度 h 成反比。若取法向力 $F_N = pA$ (p ——单位平板面积上的压力),则流体润滑时的摩擦系数

$$\mu = \frac{F_{\mu}}{F_N} = \frac{\eta A \frac{v}{h}}{pA} = \left(\frac{\eta v}{p} \right) \frac{1}{h} \quad (4.3)$$

由上式可见,若为液体润滑时,其摩擦系数与 $\eta v/p$ 成正比,与油膜间隙成反比。 $\eta v/p$ 称为轴承数,它是评定轴承性能的无量纲数群(见第 17 章)。轴承数也还有其他的表达形式,如前面讲过的 $\eta v/p$ 。

要维持流体润滑,必须在两滑动表面间建立压力油膜。按建立压力油膜的原理不同,流体润滑主要有:流体动力润滑和弹性流体动力润滑、流体静力润滑等。

4.5.1 流体动力润滑

获得流体动力润滑的基本条件是:1) 两滑动表面沿运动方向的间隙必须呈由大变小的形状(图 4.19),通常称为“油楔”;2) 相对速度必须足够大,以便流体连续泵入油楔中,依靠楔的作用建立压力油膜。雷诺方程是流体动力润滑的基本方程,见滑动轴承章式 17.7。对于无限宽的平板,假设油沿 z 轴方向(垂直于图面)没有流动,由此可求出板面沿运动方向的压力分布为

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta v \frac{h - h_0}{h^3} \quad (4.4)$$

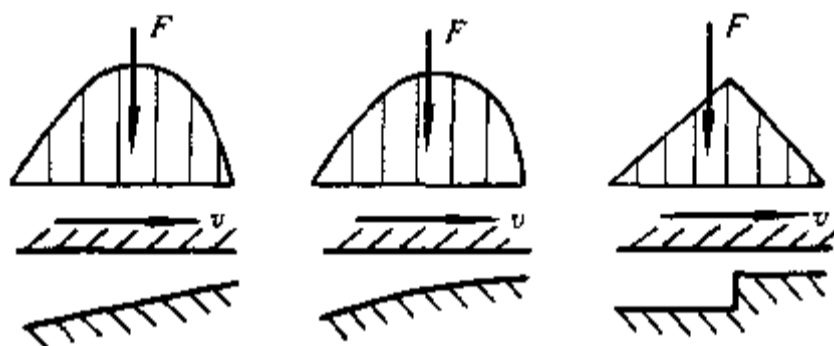


图 4.19 油楔与液体动力润滑轴承的压力分布

式中 h_0 为 $\partial p/\partial x = 0$ 处的油膜厚度。积分上式,可求出板面上各点的压力,从而计算油楔的承载能力。

流体为油、水或其他液体时称为液体动力润滑,流体为气体时称为气体动力润滑。

4.5.2 弹性流体动力润滑

在流体动力润滑计算中,通常都忽略润滑表面的弹性变形和压力对润滑油粘度的影响。这对于低副接触,因压强不大(多数滑动轴承的压强 $p < 10$ MPa),比较吻合实际,而计算可以大为简化。对于高副接触(如齿轮副、滚动轴承,最大压强 p 可达 1 000 MPa),则与实际相差过大。

① 公式的推导见 17.8 节式 17.7。

考虑弹性变形和压力对粘度影响两个因素的流体动力润滑称为弹性流体动力润滑。当流体油膜薄到一定程度,需要进一步考虑表面形貌的峰顶干扰影响时,就称为部分弹性流体动力润滑。

在压力作用下润滑油的粘度

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (4.5)$$

式中 η_0 ——大气压下油的粘度, Pa·s; α ——粘压指数, 压强 p 的单位为 Pa 时, α 的单位为 Pa^{-1} , 见表 4.4; e ——自然对数的底。压力在 10 MPa 以下, 压力对粘度的影响不大, 可以忽略。粘度将随着压力的增加而显著提高。

表 4.4 矿物油的粘压指数 $\alpha \times 10^8$ 值

Pa^{-1}

温度, °C	环 烷 基			石 蜡 基		
	锭子油 VI 45	轻机油 VI 45	重机油 VI 43	轻机油 VI 98	重机油 VI 95	气缸油 VI 95
30	2.1	2.6	2.8	2.2	2.4	3.4
60	1.6	2.0	2.3	1.9	2.1	2.8
90	1.3	1.6	1.8	1.4	1.6	2.2

两个接触圆柱(通称线接触)在弹性流体动力润滑下的油膜厚度变化和接触区内的油膜压力分布见图 4.20。在“缩颈”处的最小油膜厚度, 道森给出了著名的公式

$$h_m = 2.65 \alpha^{0.54} (\eta_0 U)^{0.7} R^{0.43} E'^{-0.03} w^{-0.13} \quad (4.6)$$

$$U = \frac{1}{2}(U_1 + U_2), \quad R = \left(\frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \right)^{-1}, \quad E' = \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{-1}$$

式中 U ——接触副的滚动速度; R ——综合曲率半径(+号用于外接触, -号用于内接触, $R_1 < R_2$); E ——弹性模量; μ ——泊松比; E' ——综合弹性模量; w ——单位接触宽度的载荷。接触面中间处的油膜厚度 h_0 约为最小油膜厚度的 4/3

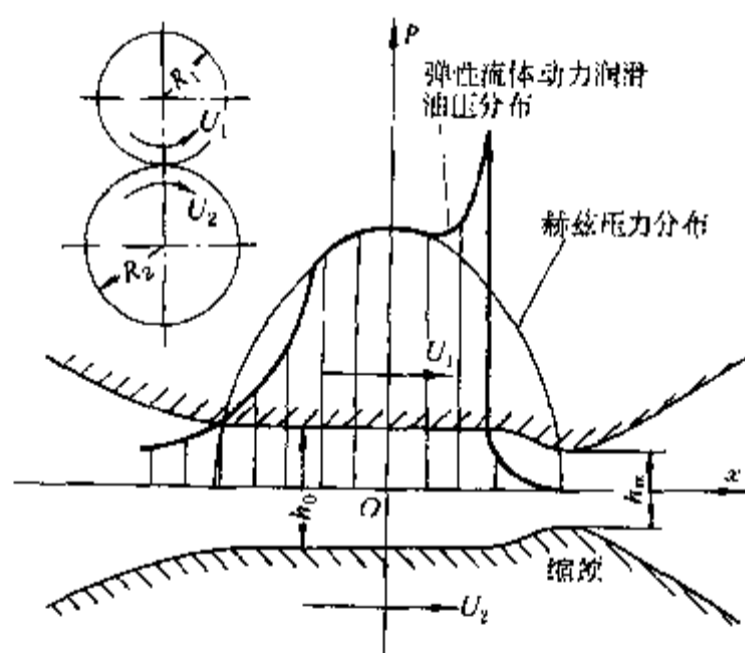


图 4.20 弹性流体动力润滑压力分布

线接触的弹流润滑, 因接触长度远比接触圆柱的宽度小, 故可假设没有侧泄。点接触的弹流润滑则不同, 需要考虑侧泄的影响。道森给出点接触弹流润滑的最小油膜厚度为

$$h_m = 3.63 \alpha^{0.49} (\eta_0 U)^{0.68} E'^{-0.117} R_x^{0.466} F_N^{-0.073} (1 - e^{0.68k}) \quad (4.7)$$

式中 F_N ——接触处的法向力; R_x ——沿着运动方向的综合曲率半径; k ——椭圆参数, $k = a/b$, a 和 b 分别为接触椭圆的半长轴和半短轴; 其他符号意义同线接触。

4.5.3 流体静力润滑

利用外部供油(气)装置将一定压力的流体送入摩擦面之间以建立压力油膜的润滑称为流体静力润滑。液体静力润滑的工作原理见图 4.21。全部载荷由油垫面上的液体静压力所平衡。正常使用时,压力油不断从节流间隙外泄,又不断得到补充。随着载荷的变化,油膜厚度的变化规律不仅和载荷大小有关,而且和流量补偿的性能有关。如果流量补偿随时和排出流量相等,则油膜厚度将恒定不变,油膜就具有无穷大的刚度。这是最理想的情况,但不易实现。如果流量补偿跟不上排出流量,则载荷增大时,油膜厚度将减小。补偿流量的装置称为补偿元件,常用的补偿元件有毛细管节流器、小孔节流器、定量泵等。补偿元件的性能对油垫承载能力和油膜刚度具有很大影响。用气体作润滑剂时称为气体静力润滑。

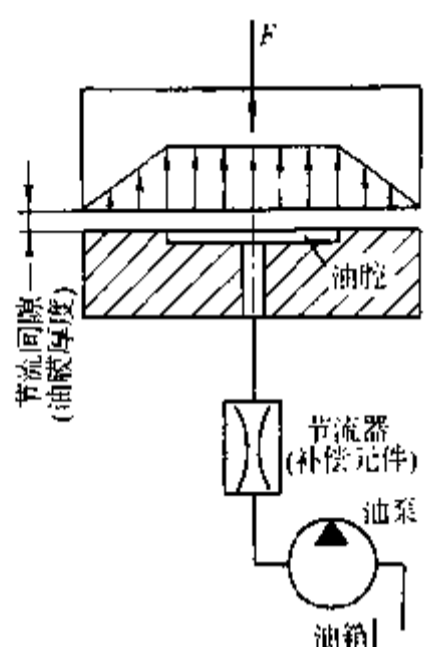


图 4.21 液体静力润滑

流体静力润滑的主要优点是:1) 压力油膜的建立与速度无关,所以速度适用范围很宽,可以从极低速(甚至为零)至高速;2) 在正常使用情况下,起动、工作和停止时,始终不会发生金属直接接触,所以使用寿命很长,精度保持性很好;3) 油膜刚度很大,所以运转精度很高,抗振性能好;4) 只要合理选择参数和结构,比较容易满足设计者对承载能力、油膜刚度等性能要求。基于上述的一些优点,液体静力润滑已在重型、精密、高效率机器上成功地用于轴承、导轨、蜗杆副、传动螺旋等零件中,并取得了良好的效果。主要缺点是需要一套供油装置,增加了设备费用。

4.6 膜厚比与润滑状态

图 4.2 是随着 $\eta m/p$ 的增大,润滑状态由边界润滑过渡到液体润滑时摩擦系数的变化情况。图 4.3 是随着载荷的增加,润滑状态由液体润滑过渡到边界润滑以至发生胶合时的磨损率变化情况。接触副处于何种润滑状态,设计时应先有所考虑。膜厚比是大致估计润滑状态的简单判据。它是最小油膜厚度与表面粗糙度之比,常用 λ 表示

$$\lambda = \frac{h_m}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (4.8)$$

式中 R_q ——接触表面轮廓的均方根偏差(均方根偏差 R_q 与算术平均偏差 R_a 之间具有下列近似关系: $R_q = 1.20R_a \sim 1.25R_a$)。

一般认为: $\lambda > 3$ 为完全弹性流体动力润滑或流体润滑状态; $1 < \lambda < 3$ 为部分弹性流体动力润滑或混合润滑状态; $\lambda \leq 1$ 为边界润滑状态。必须指出,润滑状态的转变是个过程,所以 1、3 都是大致值,参看图 4.22。

膜厚比 λ 与相对寿命 L 的关系见图 4.22。由图可见, $\lambda < 1$ 时寿命很短, $\lambda > 3$ 时寿命很长,

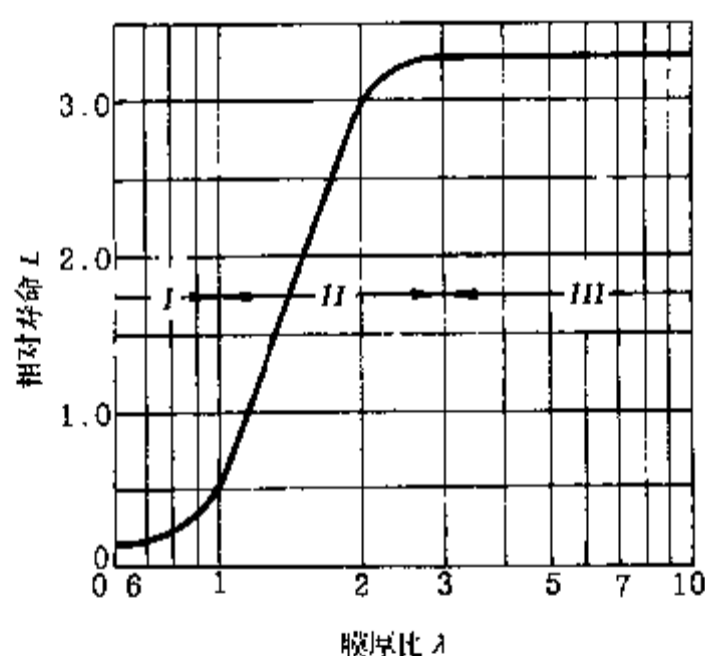


图 4.22 膜厚比与相对寿命的关系曲线
I—边界润滑; II—部分弹流, 混合润滑;
III—完全弹流, 流体润滑

$\lambda = 1.5$ 时寿命约为 $\lambda = 1$ 时的 4 倍,从使用寿命的观点考虑, λ 的设计值宜大于 1.5。

不同润滑状态的主要影响因素和性能比较见表 4.5,供参考。

表 4.5 不同润滑状态的主要影响因素和性能比较

润滑状态	主要影响因素		油膜厚度	摩擦系数
	润滑剂	摩擦面		
1. 流体动力润滑	粘度	呈油楔形		
2. 弹性流体动力润滑	粘压指数	几何形状, 表面粗糙度, 材料弹性模量		
3. 混合润滑				
4. 边界润滑	吸附性, 化学反应性, 极压性, 热性能	几何形状, 表面粗糙度, 材料硬度, 弹性模量, 表面层		
5. 无润滑		材质		

4.7 润滑剂、添加剂

润滑剂的主要作用是减小摩擦和磨损,降低工作表面的温度。液体润滑剂还能带走摩擦所产生的热量,对降温更为有效。此外,润滑剂有防锈、传递动力、消除污物、减振、密封等作用。

4.7.1 润滑剂种类

润滑剂有液体润滑剂、半固体润滑剂、气体润滑剂和固体润滑剂四大类。

1. 液体润滑剂

主要有石油润滑剂、合成润滑剂以及其他液体。石油润滑剂具有粘度品种多、挥发性低、惰性好、防腐性强、价格便宜等特点。动物油和植物油是最早使用的润滑油,油性好,常作添加剂使用,但易于变质。

为了满足石油润滑剂难以达到的某些技术要求,如低温、高温、粘温性能、化学安定性、真空和抗辐射性、阻燃性等,合成润滑剂正在日益发展,并在军工、原子能、宇航等高科技领域中广泛应用。常用的合成油如磷酸酯(低温润滑剂)、硅酸盐酯(高温润滑剂)、氟化或氟化合物(耐氧化润滑剂,化学惰性好)等。合成润滑剂不是从石油中提炼的,而是用化学合成的方法制取,但某些性质与石油润滑剂又有相似之处。

2. 润滑脂(半固体润滑剂)

在液体润滑剂(基础油)中加入增稠剂制成。增稠剂有皂类(如铝皂、钡皂、钙皂、锂皂、钠皂等),非皂类(如硅石粉、酞青颜料等)和填充物(如石墨、石棉、金属粉末等)。此外,还常加入一些添加剂,以增加抗氧化性和油膜强度。

3. 气体润滑剂

空气、氢气、氦气、水蒸气、其他工业气体以及液体金属蒸气等都可作为气体润滑剂。最常用

的为空气,对环境没有污染。用气体作润滑剂主要是由于气体粘度低(空气粘度只有 AN-15 号机械油粘度的 1/5 000),所以摩擦阻力极小,温升很低,特别适用于高速场合。又由于气体的粘-温性质变化小,所以又能在低温(-200 ℃)或高温(2 000 ℃)的环境中应用,但气体润滑的气膜厚度和承载能力都较小,例如空气润滑时的气膜厚度只有油润滑时的 1/50~1/200。

4. 固体润滑剂

主要用于怕油污染、不易维护的场合和特殊工作的环境(如低温、高温、抗辐射、太空或真空等)。固体润滑剂的材料有无机化合物、有机化合物和金属等。无机化合物有石墨、二硫化钼、二硫化钨、硼砂、一氮化硼、硫酸银等,石墨和二硫化钼都是惰性物质,热稳定性好。有机化合物有聚合物、金属皂、动物蜡、油脂等,属于聚合物的有聚四氟乙烯、聚氯氟乙烯、尼龙等。金属有铅、金、银、锡、铟等。

使用固体润滑剂时,通常是将粉末和胶接剂调成混合物用擦涂、胶接的方法,在摩擦表面上形成一层厚约 0.1 μm~10 μm 的光滑薄膜。胶接剂有:玉米糖浆、丙烯树脂、酚醛树脂、环氧树脂、硅酸钠、磷酸钠等。也可将固体粉末分散于油或脂中使用。金属固体润滑剂可以用真空沉积、化学镀涂、电泳等方法获得金属薄膜,膜厚约 0.25 μm~1 μm,主要用于真空和高温场合。

4.7.2 润滑剂性质

下面介绍润滑剂的几种主要性能指标。

——**粘度**。是液体润滑剂的主要性能指标,滑动表面间的摩擦力、润滑膜的厚度都与粘度大小有关。粘度的单位见 4.8 节。

——**凝点**。是润滑油冷却到不能流动时的最高温度。低温润滑时,应选用凝点低的油。

——**闪点、燃点**。闪点是润滑油在火焰下闪烁时的最低温度。闪烁持续 5s 以上时的最低温度称为燃点。在较高温度和易燃环境中润滑时,应选用闪点高于工作温度 20 ℃~30 ℃的油。

——**油性**。是湿润或吸附于摩擦表面的性能。吸附能力愈强,油性愈好。目前还没有正规的测试方法。一般认为,动、植物油和脂肪酸油性较高。

——**滴点**。是表示润滑脂受热后开始滴落时的温度。润滑脂能够使用的工作温度应低于滴点 20 ℃~30 ℃,低 40 ℃~60 ℃更好。

——**锥入度**。是表征润滑脂稀稠度的指标。锥入度越小,表示润滑脂越稠;反之,流动性越大。

4.7.3 添加剂

为了改善炼制润滑剂的性能,加进润滑剂中的某些物质称为**添加剂**。添加剂种类很多,有**极压添加剂**、**油性剂**、**粘度指数改进剂**、**抗蚀添加剂**、**消泡添加剂**、**降凝剂**、**防锈剂**等。使用添加剂是现代改善润滑性能的重要手段,其品种和产量都发展很快。

在重载接触副中常用的极压添加剂,能在高温下分解出活性元素与金属表面起化学反应,生成一种低剪切强度的金属化合物薄层,以增进抗粘着能力。极压添加剂有磷化物(如磷酸酯、二烷基二硫代磷酸锌)、硫化物(如硫化烯烃、硫化妥尔油脂肪酸酯)、氯化物(如氯化石蜡)等。

油性添加剂也称边界润滑添加剂,是由极性很强的分子组成,在常温下也能吸附在金属表面形成边界膜。油性添加剂主要有:脂肪油、油酸、硬脂酸等。

4.7.4 润滑剂的选择

各种润滑剂特性的比较见表 4.6;几种机械零件对润滑剂特性要求的重要程度见表 4.7。不同润滑时的速度、轴承压强极限见图 4.23,这些极限是概括的,受温度、寿命等影响,假定粘度已选定。

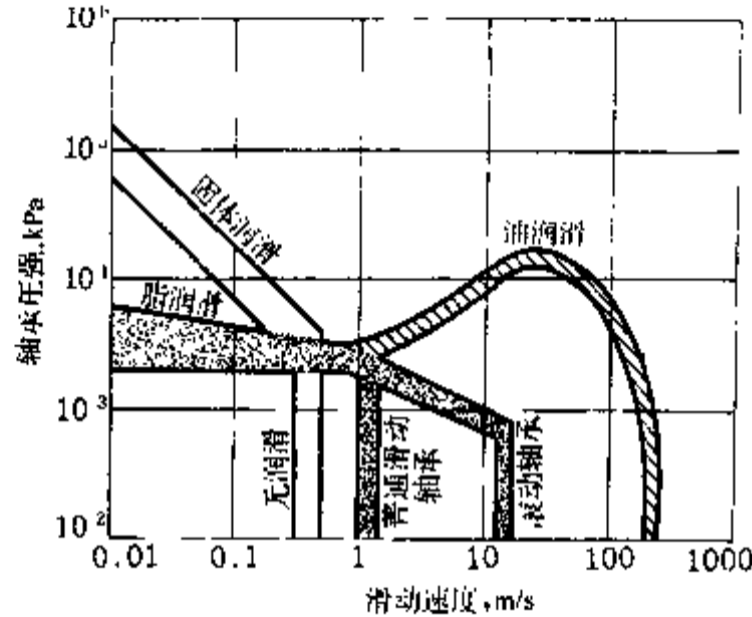


图 4.23 不同润滑时的速度、轴承压强极限
(流体静力润滑全部范围均可用)

表 4.6 润滑剂特性的比较

特 性	矿物油	合成油	润滑脂	固体润滑剂	气 体
形成流体动力润滑性	A	A	D	不 能	B
低摩擦性	B	B	C	C	A
边界润滑性	B	C	A	—	D
冷却性	A	B	D	D	A
使用温度范围	B	A	B	A	A
密封防污性	D	D	A	B	D
可燃性	D	A	C	A	与气体有关
价格便宜	A	D	C	D	与气体有关
影响寿命因素	变质,污染	变质,污染	变 质	变质,杂质	与气体有关

注:A——很好;B——好;C——中等;D——差。

表 4.7 几种机械零件对润滑剂特性要求的重要程度

润滑剂特性	滑动轴承	滚动轴承	齿轮传动、蜗杆传动 (闭式)	齿轮传动、蜗杆传动 链传动(开式)	钟表、仪器支承
粘度	A	B	B	C	A
边界润滑性	C	B	A	B	B
低摩擦性	C	B	B	D	A
冷却性	B	B	A	D	D
密封性	D	B	D	C	A
工作温度范围	C	B	B	C	D
抗腐蚀性	C	B	D	B	D
抗挥发性	C	C	D	B	B

注:A——重要;B——次重要;C——中等;D——不重要。

4.8 润滑油粘度

4.8.1 粘度的单位

图 4.24 所示为被润滑油分开的两平行平板,当力 F 拖动上平板且润滑油作层流流动时,油层间的切应力 τ 与其速度梯度 $\frac{\partial u}{\partial y}$ 成正比关系

$$\tau = \frac{F}{A} = -\eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad \text{或} \quad \eta = -\frac{F}{A} \cdot \frac{1}{\frac{\partial u}{\partial y}} \quad (4.9)$$

式中 A ——移动板的面积; η ——比例常数,即液体的(动力)粘度。负号意即速度 u 随距离 y 的增加而减小。

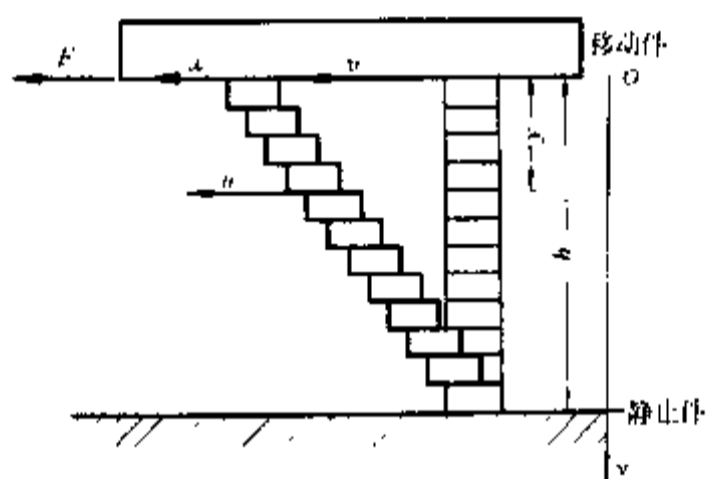


图 4.24 平行板间液体的层流流动

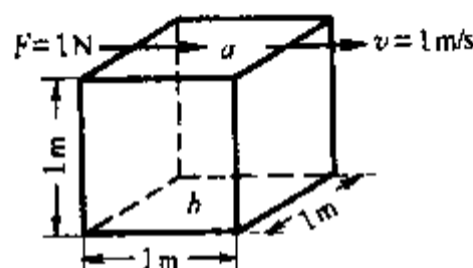


图 4.25 单位液体动力粘度 $1\text{Pa}\cdot\text{s}$ 的含义

图 4.25 所示为长、宽、高各为 1m 的液体,上、下平面发生 1m/s 相对速度需要的切向力为 1N 时,该液体的粘度为 $1\text{Pa}\cdot\text{s}$ (即 $1\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)。

工业上常用动力粘度 η 与同温度下该液体密度 ρ 的比值表示粘度,称之为运动粘度 ν ,即

$$\nu = \frac{\eta(\text{Pa}\cdot\text{s})}{\rho(\text{kg}/\text{m}^3)} \quad \text{m}^2/\text{s} \quad (4.10)$$

矿物油密度 $\rho = 850\text{kg}/\text{m}^3 \sim 900\text{kg}/\text{m}^3$ 。

$\text{Pa}\cdot\text{s}$ 和 m^2/s 都是我国法定计量单位。

4.8.2 粘度单位换算

——过去常以 cm^2/s 作为运动粘度单位,称为 St(斯)。百分之一 St 称为 cSt(厘斯),单位为 mm^2/s 。 m^2/s 、St 和 cSt 的换算关系是

$$1\text{m}^2/\text{s} = 10^6\text{cSt} = 10^4\text{St} \quad (4.11)$$

——动力粘度的物理单位是 P(泊), $1\text{P} = 1\text{dyn}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$ 。百分之一 P 称为 cP(厘泊),即 $1\text{P} = 100\text{cP}$ 。 $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 和 P、cP 的换算关系是

$$1\text{Pa}\cdot\text{s} = 10\text{P} = 1000\text{cP} \quad (4.12)$$

4.8.3 粘度等级

为与国际油品统一,我国工业用润滑油的粘度等级新标准(GB 3141—82)是以 40℃ 时的运

动粘度(中心值)分级的^①,计有2、3、5、…、1500等18个粘度等级,它们的运动粘度范围及其中心值见表4.8。旧标准是以50℃或100℃分级的,新旧粘度牌号对照见本章附录。

表4.8 工业用润滑油粘度牌号分类(GB 3141—82)

mm²/s

粘度牌号	运动粘度中心值 40℃	运动粘度范围 40℃	粘度牌号	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	220	220	198~242
10	10	9.00~11.0	320	320	288~352
15	15	13.5~16.5	460	460	414~506
22	22	19.8~24.2	680	680	612~748
32	32	28.8~35.2	1000	1000	900~1100
46	46	41.4~50.6	1500	1500	1350~1650

4.8.4 温度和压力对粘度的影响

——温度对粘度的影响。润滑油的粘度是随着温度的增高而降低的。工业用润滑油在不同

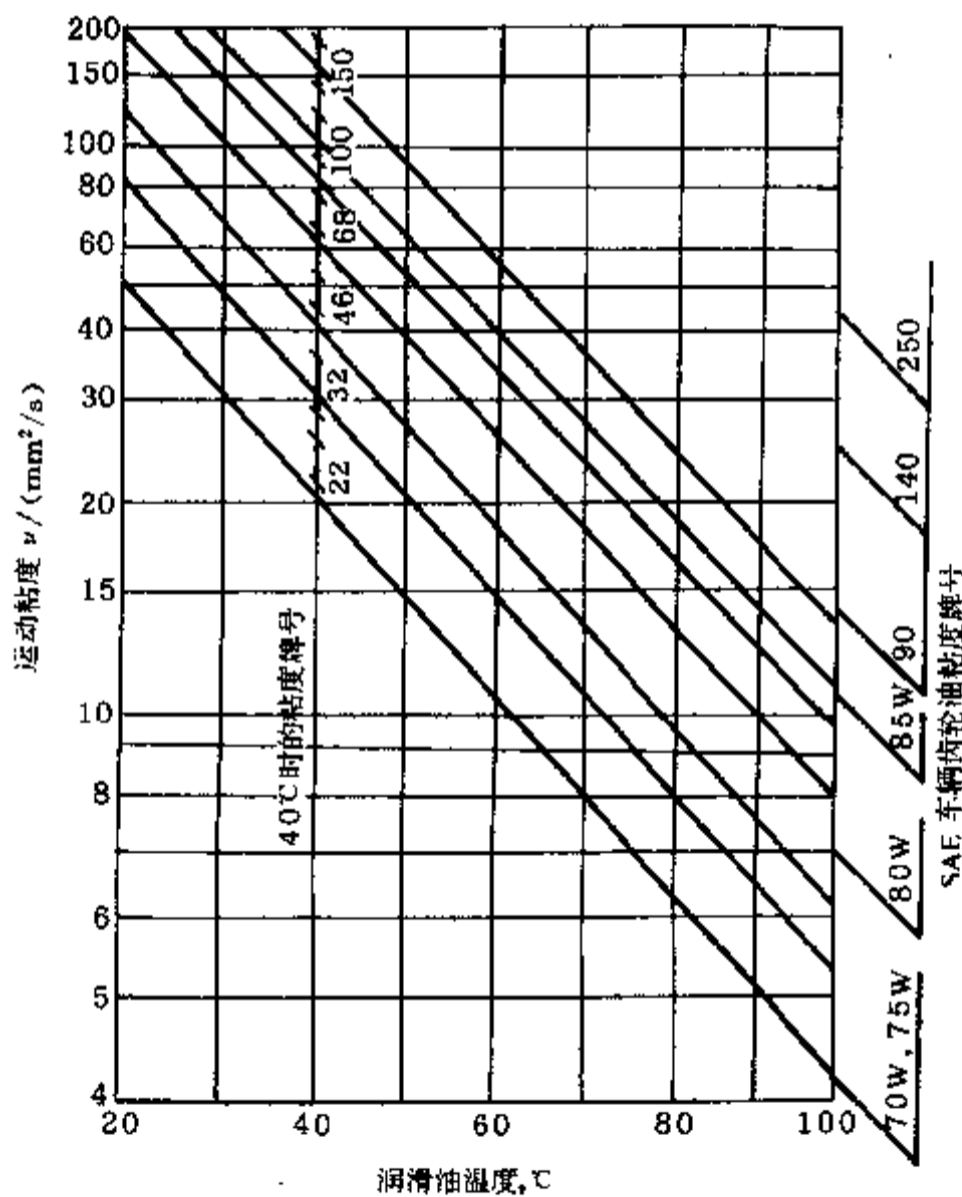


图 4.26 油的粘-温特性(VI≈100)

^① 我国尚有部分润滑油仍以 50℃ 时的运动粘度分级,如 GB 2537—88 汽轮机油分为 HU-20、30、40、45、50 等级;也有以 100℃ 时的运动粘度分级的,如 SY 1172—88 工业齿轮油分为 50、70、90、120、150、250、300、350 等级。

温度下的运动粘度可由图 4.26 查出。图中斜线为油 40℃ 时的运动粘度值为 20、30、…、150(并非牌号)时的粘-温特性线。不同牌号油的运动粘度范围见图中油温 40℃ 线上的粗短线。作与斜线相平行的线,即可求出在不同温度下油的粘度范围。

衡量润滑油受温度变化时对粘度的影响程度常用粘度指数 VI 表示。VI 越大的油,粘度受温度变化越小。VI ≤ 35 为低粘度指数;VI > 35 ~ 85 为中粘度指数;VI > 85 ~ 110 为高粘度指数;VI > 110 为很高粘度指数。

——压力对粘度的影响。见 4.5.2 节。在压力作用下的润滑油粘度见式 4.5。

4.8.5 配油计算

若所需的油粘度 ν 无合用的相应牌号时,可以自行配制。方法是在相同品种和用途的油中,选择高于 ν 的油(称为 A 油,粘度为 ν_A)和低于 ν 的油(称为 B 油,粘度为 ν_B)各一种。然后利用下式求出配油比

$$K = \frac{\nu - \nu_B}{\nu_A - \nu_B} \quad (4.13)$$

已知配油比 K,即可由下表求出 A 油和 B 油各应占的百分率

配油比 K	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
A 油, %	26	43	57	68	76	83	88	93
B 油, %	74	57	43	32	24	17	12	7

4.9 工业用润滑油和润滑脂简介

4.9.1 工业用润滑油

按照 GB 7631.1—87 规定,工业用润滑剂及其有关产品(L 类——润滑油)共分 19 组。表 4.9 列出了少数有关润滑油的组别、名称、代号和标准号。

表 4.9 几种常用工业用润滑油的组别、名称、代号和标准

组别 ^①	润滑油名称、代号、标准号
A	机械油 AN, GB 443—89
C	齿轮油(中负荷,极压)CKC, GB 5903—86
D	空气压缩机(回转式)油 DAG, GB 5904—86
F	轴承油(抗氧、防锈、抗磨)FD, SH 0017—90
G	导轨油 G, SY ^② 1228—88
T	汽轮机油(防锈)TSA, GB 11120—89

① 19 组的组别分别用拉丁字母 A、B、…、Z(I、J、K、L、O、U、V 除外)表示。A 组油不循环使用,故统称全损耗油。F、H、T 组油可循环使用,统称循环用油。

② SY 为原石油化工部标准。

常用的几种工业用润滑油的粘度等级范围见图 4.27。选用时,可先根据润滑对象(零件或设备)选择润滑油品种,例如齿轮传动选用齿轮油,滑动轴承选用轴承油,汽轮机、压缩机等机器选用汽轮机油、压缩机油等。然后根据运动速度、载荷、温度等工作情况来选择油的粘度等级或牌号,选用原则如下:

——在高速运转或载荷较轻的摩擦部位,宜选用粘度低一些的油,否则会增大摩擦阻力,温升过高反而对润滑不利。

——在低速运转或载荷较大的摩擦部位,宜选用粘度较高、油性较好的润滑油,以利于油膜形成和良好润滑。在低速而载荷又大的摩擦部位,应选用含有极压和油性添加剂的润滑油。受冲击、振动载荷的以及作间歇和往复运动的,都应选用粘度高、吸附性好的油。

——在较高温度下工作的摩擦部位,应选用粘度较大、闪点较高和抗氧化性较好的油。工作温度变化较大,还应选用粘度指数高的油。在低温下工作的,应选用粘度较小、凝点较低、不含水分的油。

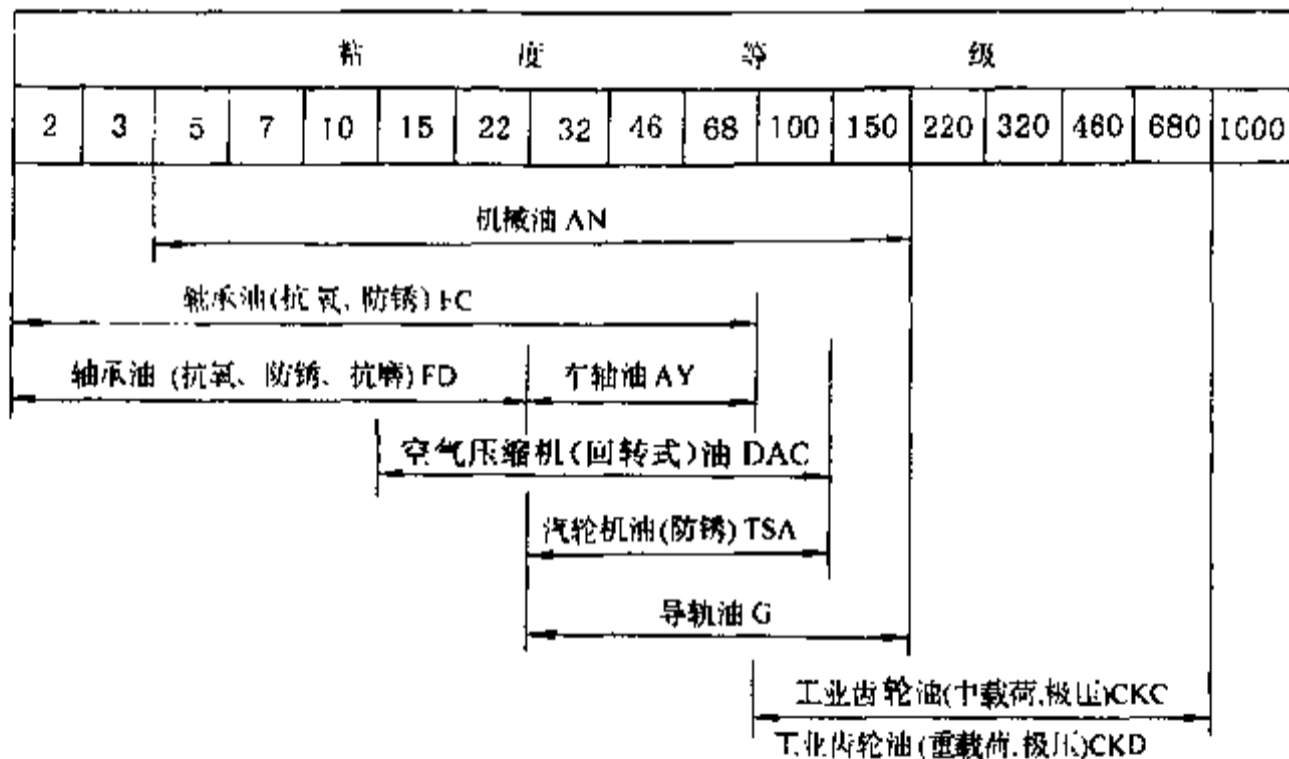


图 4.27 几种常用润滑油的粘度等级范围

对于闭式工业齿轮油和车辆齿轮油,国际上常通用 AGMA(美国齿轮制造商协会)和 SAE(美国汽车工程师学会)的润滑油牌号,它们和新粘度等级的大致对应关系见表 4.10。表中带 * 号的为复合油,带 W 的除规定 100 ℃ 时的粘度范围外,还规定 100 ℃ 时的最低粘度和低温流变性能。

表 4.10 AGMA 和 SAE 齿轮油与新粘度等级对应关系

GB 3141—82 粘度等级	22	32	46	68	100	150	220	320	460	680	1000	1500
AGMA 250.04—81 工业闭式齿轮油			1	2	3	4	5	6	7*	8*	8A*	
SAE J306—83 车辆齿轮油	70 W 75 W			80 W 85 W			90		140			250

4.9.2 润滑脂

常用的几种润滑脂的使用性能见表 4.11。选用时应注意以下各点：

——在潮湿环境或与水、水汽相接触的工作部位，宜选用耐水性好的润滑脂。钠基脂耐水性差，易于乳化，不能选用。

——在低温或高温下工作的部位，所选用的润滑脂应满足其允许使用温度范围的要求。最高工作温度至少应比滴点低 20℃。温度较高的宜选用锥入度小、安定性好的润滑脂。

——受载较大(压强 $p > 5 \text{ MPa}$)的部位，宜选用锥入度较小的润滑脂。低速而又重载的部位，最好选用含有极压添加剂的润滑脂。

——在相对滑动速度较高的部位，宜选用锥入度大、机械安定性好的脂，否则增大阻力，热量过多，对润滑不利。

表 4.11 几种润滑脂的使用性能

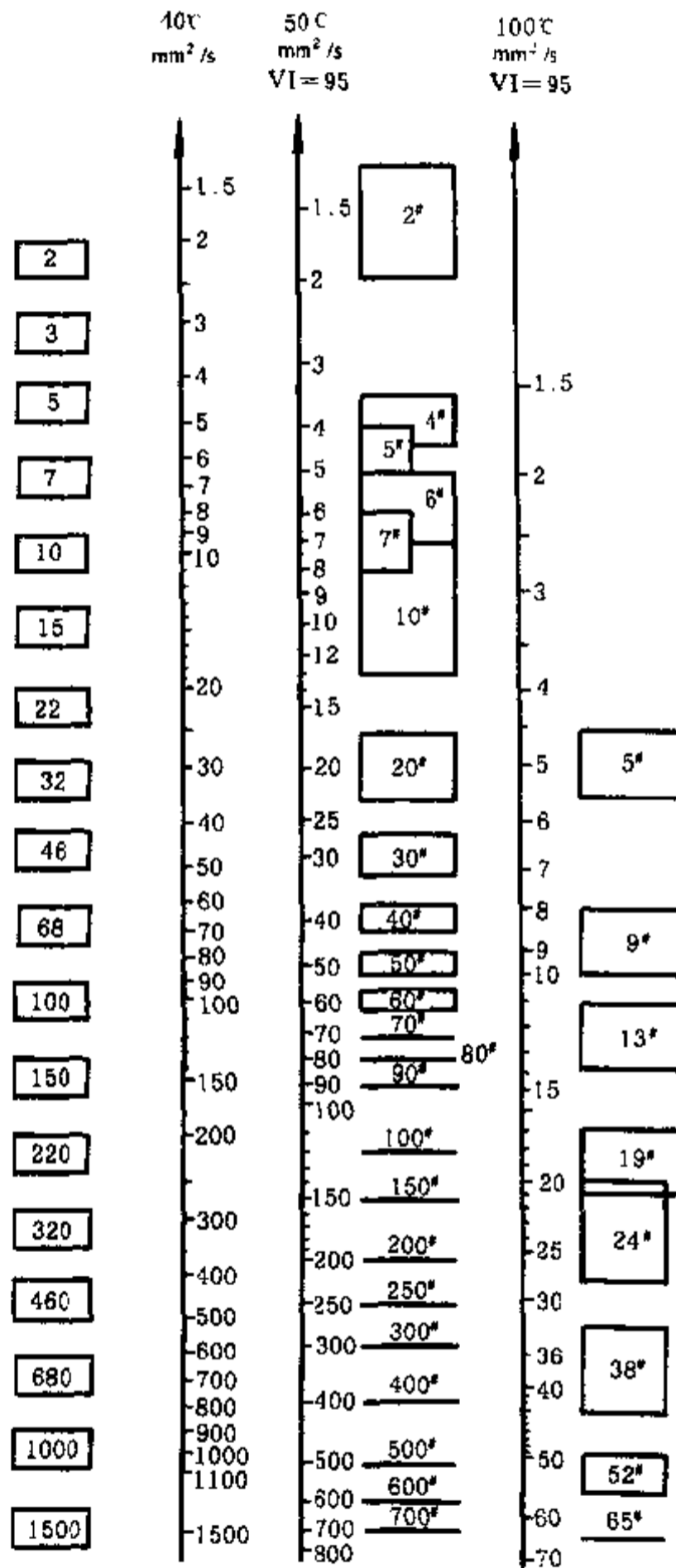
润 滑 脂 种 类	锥入度 ^① 1/10 mm	滴 点 ℃	使用温度 ℃	耐水性	寿 命	机 械 安 定 性
钙基脂 GB 441—87	175~340	80~95	-10~60	优	中	优
钠基脂 GB 442—89	220~295	160	-10~120	劣	中~长	良
铝基脂 ZBE 36004—88	230~280	75	-10~80	良	短	中
锂基脂 GB 7323—87	265~385	170	-20~120	良	中~长	良
钡基脂 SY 1406—76	200~260	135	-10~130	良	中	良

① 每一种润滑脂按锥入度的不同分为若干号。例如钙基脂 1 号为 310~340，4 号为 175~205，表中数值范围为最小值至最大值。

附录 工业用润滑油新旧粘度牌号对照

按 40℃ 分新粘度牌号
(GB 3141-82)

按 50℃
100℃ 分旧粘度牌号



第5章 机械常用材料和制造工艺性

5.1 机械常用材料

机械常用材料有铁碳合金、有色合金、非金属材料和各种复合材料。钢和铸铁都是铁碳合金,应用最广。

常用材料的分类和应用举例见表 5.1。

表 5.1 机械常用材料的分类和应用举例

		材 料 分 类	应 用 举 例 或 说 明
钢	碳素钢	低碳钢(含碳量 $\leq 0.25\%$) 中碳钢(含碳量 $> 0.25\% \sim 0.60\%$) 高碳钢(含碳量 $> 0.60\%$)	铆钉、螺钉、连杆、渗碳零件等 齿轮、轴、蜗杆、丝杠、联接件等 弹簧、工具、模具等
	合金钢	低合金钢(合金元素总含量 $\leq 5\%$) 中合金钢(合金元素总含量 $> 5\% \sim 10\%$) 高合金钢(合金元素总含量 $> 10\%$)	较重要的钢结构和构件、渗碳零件、压力容器等 飞机构件、热锻模具、冲头等 航空工业蜂窝结构、液体火箭壳体、核动力装置、弹簧等
铸 钢	一般铸钢	普通碳素铸钢 低合金铸钢	机座、箱壳、阀体、曲轴、大齿轮、棘轮等 容器、水轮机叶片、水压机工作缸、齿轮、曲轴等
	特殊用途铸钢		分别用于耐蚀、耐热、无磁、电工零件、水轮机叶片、模具等
铸 铁	灰铸铁	低牌号(HT100、HT150)	对机械性能无一定要求的零件,如盖、底座、手轮、机床床身等
		高牌号(HT200~HT350)	承受中等静载的零件,如机身、底座、泵壳、法兰、齿轮、联轴器、飞轮、带轮等
	可锻铸铁	铁素体型(KTH300-06~KTH370-12)	承受低、中、高动载荷和静载荷的零件,如差速器壳、犁刀、扳手、支座、弯头等
		珠光体型(KTZ450-06~KTZ700-02)	要求强度和耐磨性较高的零件,如曲轴、凸轮轴、齿轮、活塞环、轴套、犁刀等
球墨铸铁	铁素体型,珠光体型 (QT400-18~QT900-2)	与可锻铸铁基本相同	
	特殊性能铸铁		分别用于耐热、耐蚀、耐磨等场合

续表

材 料 分 类			应 用 举 例 或 说 明
铜 合 金	铸造铜合金	铸造黄铜(ZCu)	分别用于轴瓦、衬套、阀体、船舶零件、耐蚀零件、管接头等
		铸造青铜(ZCu)	分别用于轴瓦、蜗轮、丝杠螺母、叶轮、管配件等
	变形铜合金	黄铜(H)	分别用于管、销、铆钉、螺母、垫圈、小弹簧、电气零件、耐蚀零件、减摩零件等
		青铜(Q)	分别用于弹簧、轴瓦、蜗轮、螺母、耐磨零件等
轴承合金 (巴氏合金)	锡基轴承合金(ZSnSb)	用于轴承衬,其摩擦系数低,减摩性、抗烧蚀性、磨合性、耐蚀性、韧性、导热性均良好	
	铅基轴承合金(ZPbSb)	同上,强度和耐蚀性稍差,但价格较低	
塑 料	热塑性塑料(如聚乙烯、有机玻璃、尼龙等)		用于一般结构零件、减摩和耐磨零件、传动件、耐腐蚀件、绝缘件、密封件、透明件等
	热固性塑料(如酚醛塑料、氨基塑料等)		
橡 胶	普通橡胶		用于密封件、减振件、防振件、传动带、运输带和软管、绝缘材料、轮胎、胶辊、化工衬里等
	特种橡胶		

5.2 金属材料的力学、加工和使用性能

5.2.1 应力极限

由静拉伸试验所得的应力极限,是静强度计算时确定许用应力的依据。图 5.1 为低碳钢的应力-应变曲线。图中 a 、 b 、 c 各点的意义分别说明如下。

——比例极限 σ_p 。应力与应变成正比(Oa 段)的最大应力称为比例极限。在这一区段加载后卸载,仍沿 Oa 回至 O 点,无残余变形,即材料处于弹性阶段。

——屈服极限 σ_s 。继续加载,曲线 ab 出现微小波动,应力几乎不变而应变增加,称为屈服阶段,屈服阶段的最低应力即为屈服极限。卸载时,沿 be 线回至 e 点, Oe 即残余变形。没有明显屈服现象的塑性材料,通常以永久塑性变形量为 0.2% 时的应力值定为屈服极限,用 $\sigma_{0.2}$ 表示。

——强度极限 σ_B 。材料在断裂前的最大应力称为强度极限(图 5.1 的 c 点)。对于普通结构钢, $\sigma_s/\sigma_B \approx 0.6$;对于调质钢和渗碳钢, $\sigma_s/\sigma_B \approx 0.7$ 。

若应力超过屈服极限(如 f 点),卸载时将沿与 Oa 平行的 fg 直线下降, Og 为永久塑性变形, gh 为弹性变形。再次加载时, $\sigma - \epsilon$ 曲线则变为 $gfcd$,相当于提高了屈服极限。这种在常温下经过塑性变形使材料强度提高、塑性降低的现

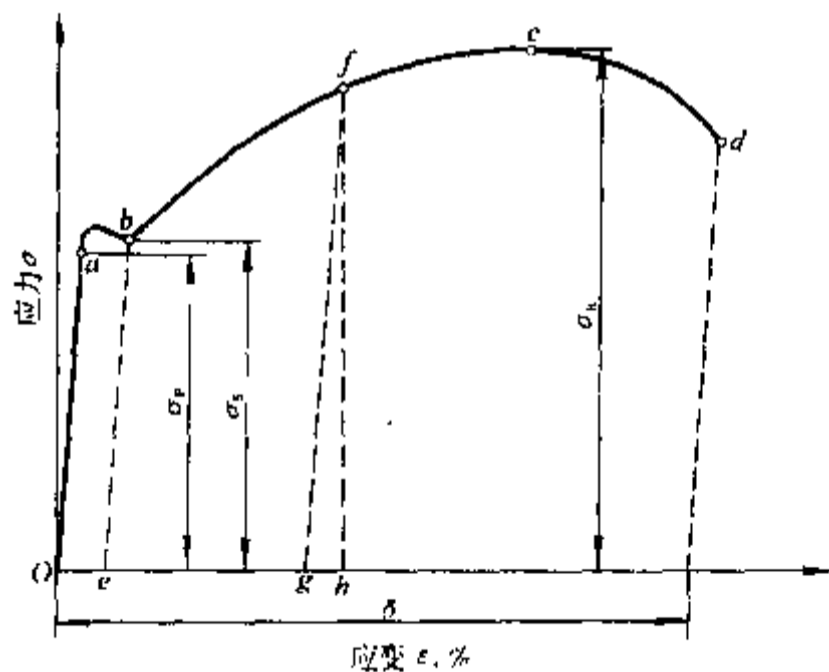


图 5.1 低碳钢的应力-应变曲线

象,称为冷作硬化。在机械零件中常利用冷作硬化提高强度。冷拔、冷挤压、冷镦、冷轧等也都能得到冷作硬化的效果,图 5.2 为含碳量 0.3% 的碳钢冷轧后力学性能的变化情况。经过冷作硬化的零件,其强度和硬度均得到提高,但韧性则有所降低。

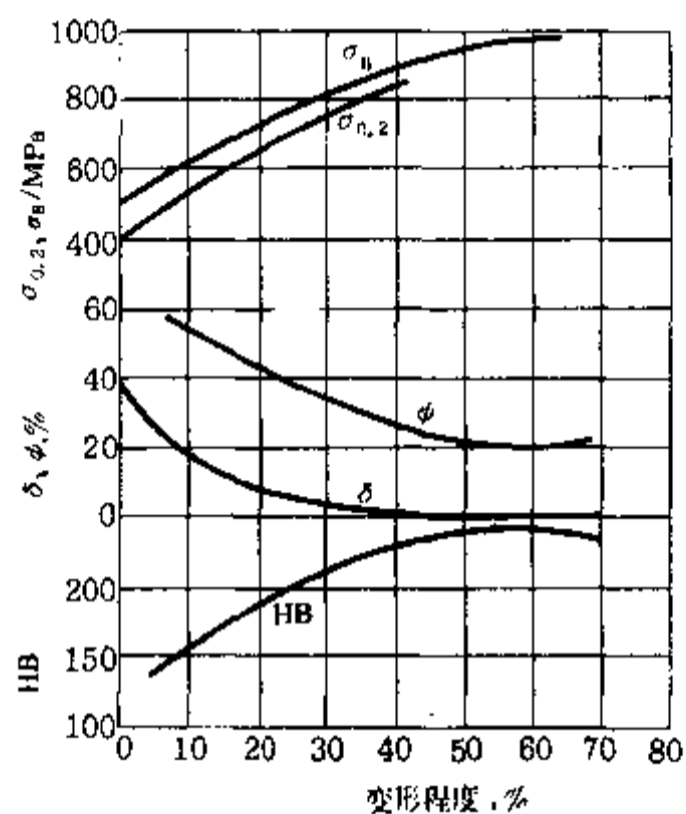


图 5.2 0.3% C 碳钢冷轧后力学性能的变化

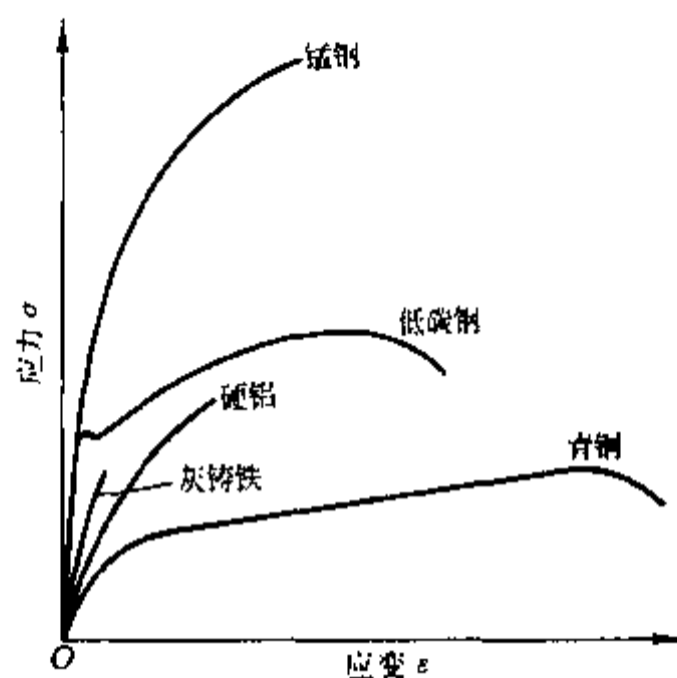


图 5.3 几种材料拉伸时的应力-应变曲线

几种不同材料拉伸时的应力-应变曲线见图 5.3。在铁碳合金中,合金钢强度最高,碳素钢次之,灰铸铁最低。

在变应力下的零件强度计算应以材料的疲劳极限 σ_r 为依据,详见第 3 章。

5.2.2 弹性模量 E

在比例极限范围内,应力 σ 与应变 ϵ 成正比,比例常数 $E(=\sigma/\epsilon)$ 即为弹性模量(剪切时为切变模量 G)。弹性模量的大小反映了材料抵抗变形的能力,因此是衡量材料刚度的性能指标。弹性模量愈小,应力-应变曲线的斜率愈小,材料的刚度亦愈小。由图 5.3 可见,灰铸铁、铝合金和青铜的弹性模量均比钢小。还应指出,不同钢种的弹性模量相差甚微,若为了提高刚度而采用合金钢,那将是无效的。

5.2.3 延展性

延展性是衡量材料塑性性能的指标,它包括伸长率和断面收缩率两项。

——伸长率 δ 。试件拉断后,标距内的伸长量与标距原长之比的百分率称为伸长率。 $\delta > 5\%$ 者为塑性材料, $\delta < 5\%$ 者为脆性材料。试件长度为直径 5 倍者,记作 δ_5 ,10 倍者记作 δ_{10} 。

——断面收缩率 ψ 。试件拉断后,断裂处面积的缩小量与原面积之比的百分率称为断面收缩率。

伸长率或断面收缩率愈大,材料的塑性愈高。需要进行压力加工的零件,应选用塑性高的材料,以免加工时开裂。

5.2.4 冲击韧度 α_K

冲击韧度是衡量材料承受冲击载荷能力的性能指标。在有缺口的试件上,缺口底部单位截面积所能承受的冲击功称为冲击韧度。

受冲击载荷的零件(如冲模、锻锤的锤头、冲床的冲头、发动机的活塞杆等),由于外力具有瞬时冲击的性质,由此而产生的变形和应力,远比静载荷作用时大,这些零件的材料应具有较高的冲击韧度。

5.2.5 弹性能 E_e 和韧性能 E_t

物体受外力作用产生变形时,外力所做的功,在数值上等于应变能。在弹性变形范围内,应变能将以势能的形式贮存在材料内部,撤去外力又立即全部释放。这种应变能称为弹性能,见图 5.4 中的三角形面积 E_e 。若应力超过

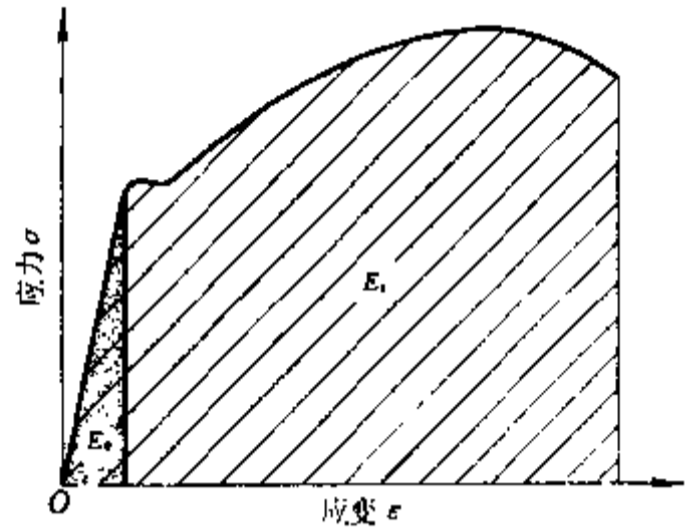


图 5.4 材料的最大弹性能和最大韧性能

比例极限,材料就要产生永久变形,应变能的大部分将消耗在材料的塑性变形上,并以热的形式散失。材料在断裂前所能吸收的能量称为韧性能,见图 5.4 中的面积 E_t 。

用以储存能量的弹性元件,要求用弹性能大的材料制造;用以承受冲击载荷的零件,要求用韧性能大的材料制造。铸铁等脆性材料所能吸收的弹性能和韧性能均很低,故不能用于制造弹性元件和承受冲击载荷的零件。

5.2.6 硬度

硬度表示材料表面在一个小体积范围内抵抗弹性变形、塑性变形或断裂的能力。一般地说,材料硬度愈高,强度(包括接触强度)和耐磨性亦愈高,但塑性愈低。常用的硬度指标有:布氏硬度(HB)、洛氏硬度(HRC——洛氏 C 标度硬度)和维氏硬度(HV)。HB、HRC、HV 和碳素钢的强度极限 σ_B 之间的相互近似关系见图 5.5。例如 350 HB 的钢, $\sigma_B = 1\ 260\ \text{MPa}$,相应的其他硬度为 38 HRC 和 357 HV。灰铸铁拉伸强度极限和硬度的关系见图 5.6。

5.2.7 加工性能

加工性能有:铸造性能、切削性能、焊接性能、冲压性能、热处理性能等。铸铁的铸造性能比铸钢好,但强度和塑性均较低。含碳量 $\leq 0.25\%$ 的低碳钢和 $\sigma_B = 300\ \text{MPa} \sim 400\ \text{MPa}$ 的低合金高强度钢,焊接性能良好,中碳钢的焊接性能较差。含碳量愈低的钢,塑性成形的性能愈好。切削性能是综合性的,应按刀具寿命、切削阻力、加工表面粗糙度和排屑难易程度等四方面衡量。热处理性能包括淬硬性、淬透性、变形开裂倾向性和回火脆性等。淬硬性是钢经淬火后能获得最高表面硬度的性能,其主要影响因素是含碳量;淬透性是钢能被淬硬的深度的性能,主要取决于合金成分。

5.2.8 使用性能

对不同材料还分别要求具有吸振性、耐磨性、减摩性、耐热性、耐蚀性以及电、磁等特殊性能。

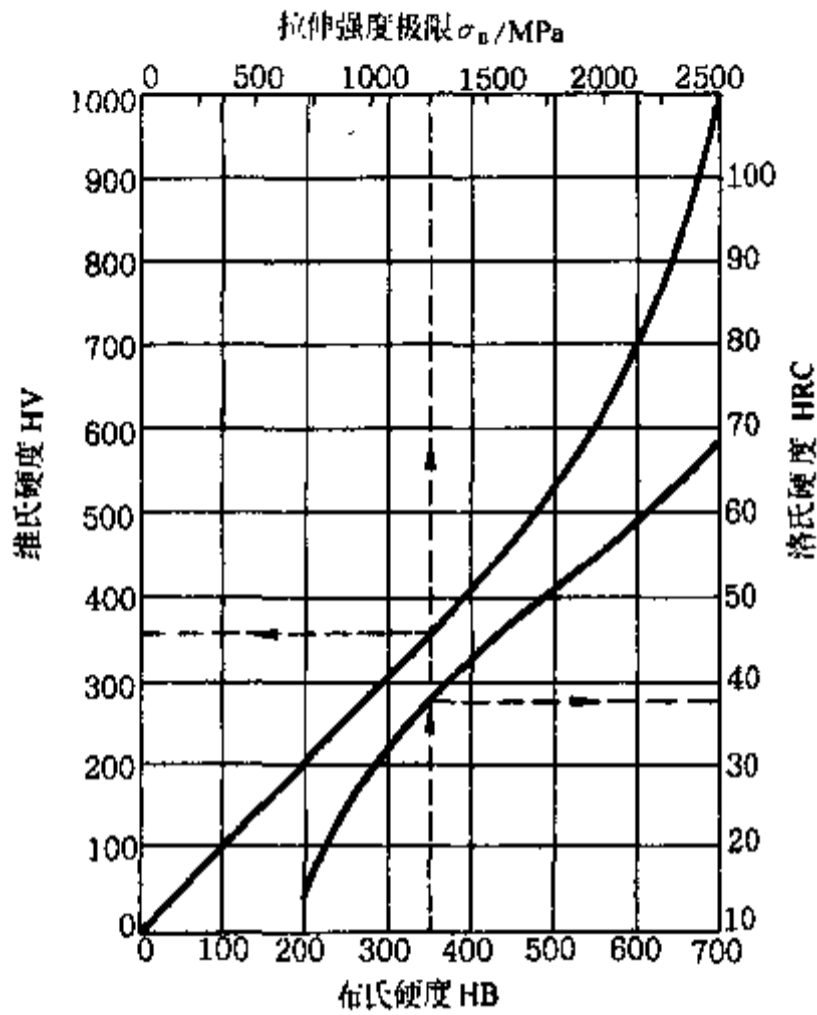


图 5.5 HB、HRC、HV 和碳素钢拉伸强度极限之间的相互关系

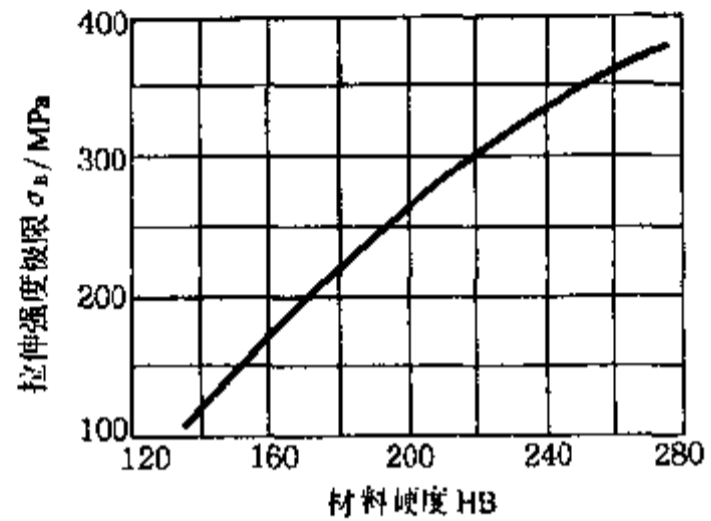


图 5.6 灰铸铁拉伸强度极限和硬度的关系

5.3 影响钢材力学性能的主要因素

5.3.1 含碳量的影响

钢的含碳量愈高,材料强度和硬度亦愈高,但塑性显著降低,切削性、锻造性、焊接性、导电性和导热性等亦随之下降。不同含碳量对正火碳素钢、正火碳素铸钢力学性能的影响分别见图 5.7 和图 5.8;不同含碳量的钢淬

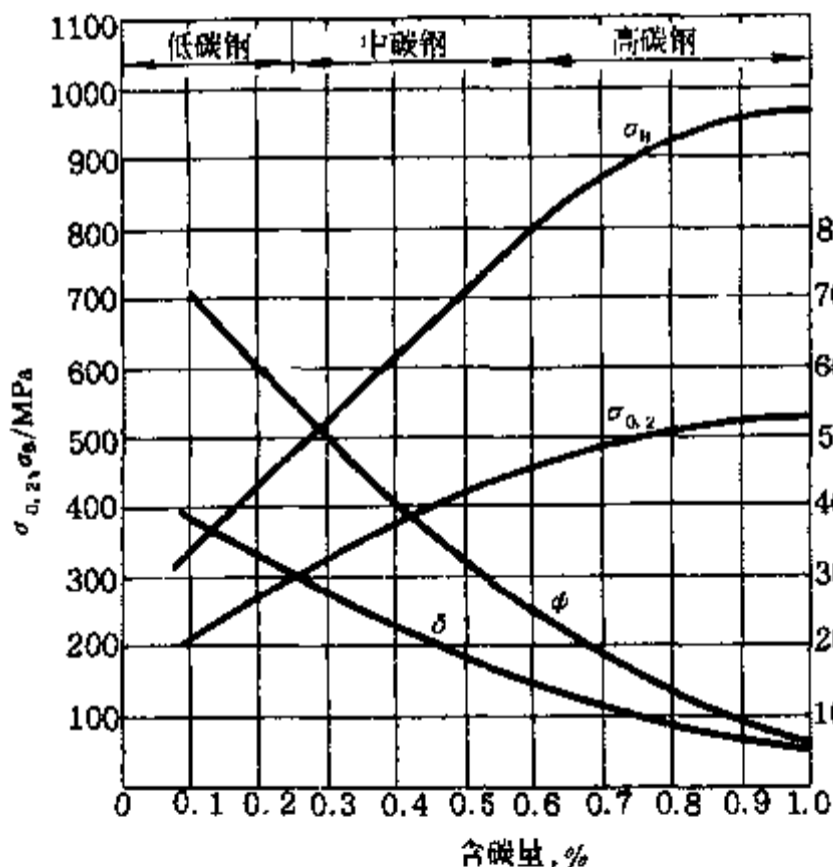


图 5.7 含碳量对正火碳素钢力学性能的影响

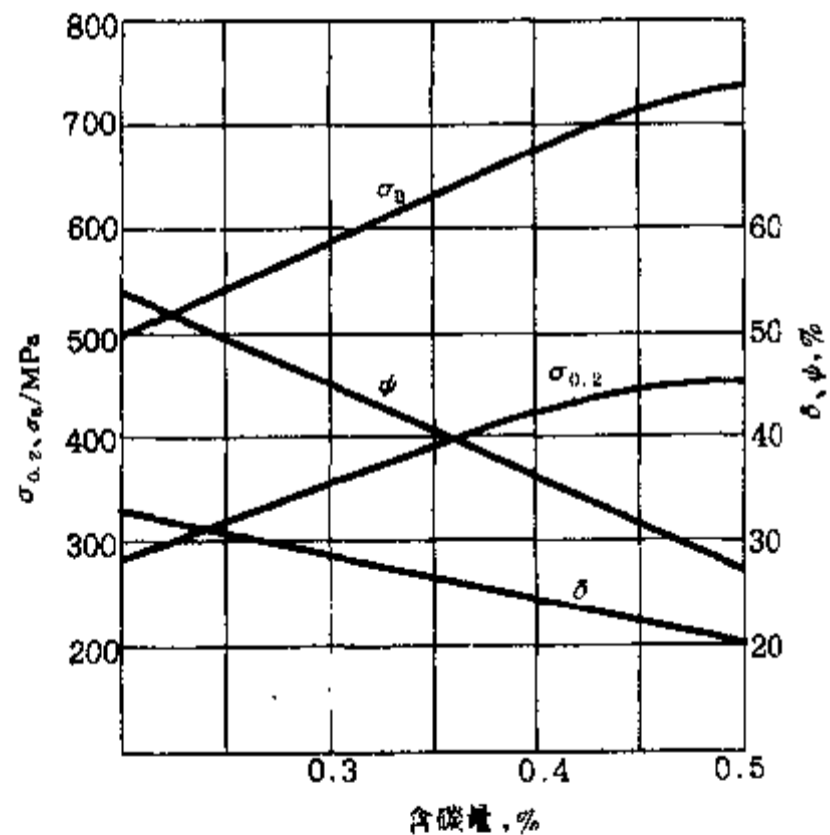


图 5.8 含碳量对正火碳素铸钢力学性能的影响

火后获得的最高硬度见图 5.9。

5.3.2 合金元素的影响

在冶炼过程中加入合金元素的钢称为合金钢。常用的合金元素有铬、锰、硅、镍、钼、钨、钛、钒、稀土元素等。通过合金化,可以做到:1)提高和改善钢的综合力学性能;2)提高和改善钢的淬透性、焊接性能、回火稳定性和切削性等;3)获得某些特殊的物理和化学性能,如耐热、耐蚀等。例如:锰能提高钢的强度和淬透性;镍常和铬一起使钢获得高强度,耐热、耐蚀并提高淬透性;铬能和碳形成碳化铬以提高钢的硬度、耐磨性、冲击韧性和淬透性;钼能使钢提高抗回火脆性和淬透性;钨能提高钢的硬度和韧性,多用于生产高速钢和耐热工具钢;硫能提高切削性能,但降低钢的疲劳强度。

不同含铬量对钢在退火和正火状态下强度的影响见图 5.10。

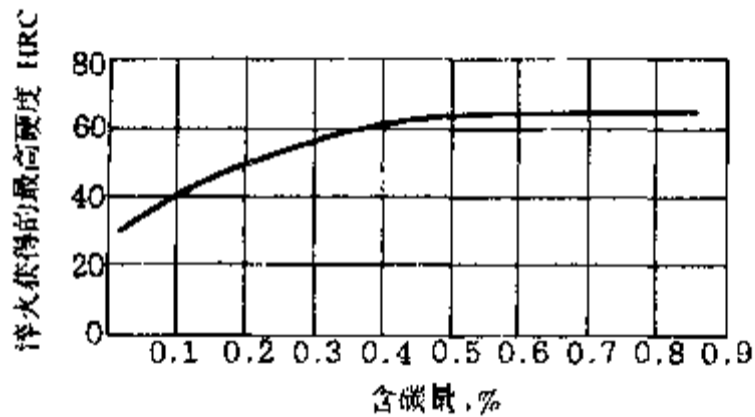


图 5.9 不同含碳量的钢淬火后获得的最高硬度

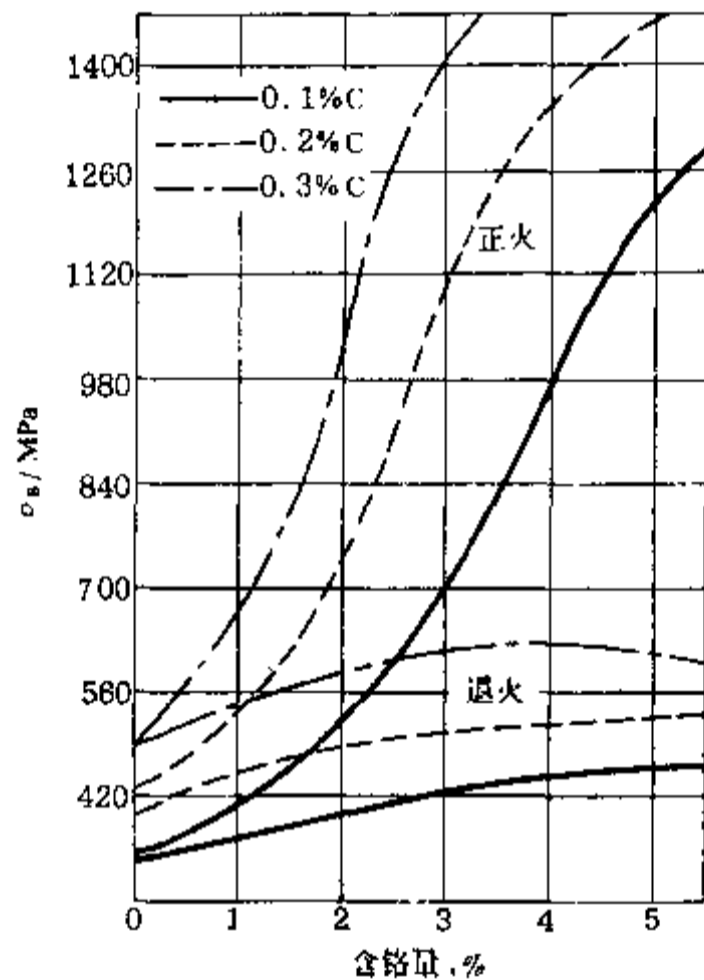


图 5.10 不同含铬量对钢在退火和正火状态下强度的影响

5.3.3 温度的影响

一般地说,高温零件的强度和硬度均随温度升高而降低,塑性则增高。图 5.11 为 16Mn 钢正火状态的高温力学性能;图 5.12 为 40 钢的低温力学性能。绝大多数钢在低温下强度有所增加,而塑性和冲击韧性则有所下降。低温下材料变脆的现象称为冷脆。

碳钢和合金钢,根据不同的合金化程度,约于 350℃ 开始出现蠕变现象。温度变化又可能产生氧化、热应力等,高温紧固件和弹簧还可能产生应力松弛。蠕变和松弛见 2.6.3 节。

5.3.4 热处理工艺的影响

热处理可改变金属材料的内部组织,以发挥强度潜力、改善使用性能、提高产品质量和延长使用寿命。

经过淬火的钢,强度和硬度可大为提高,但塑性和韧性却显著降低,并有较大的残余应力。为了提高综合力学性能和消除残余应力,应再进行回火处理,以提高塑性和韧性,但强度和硬度稍有降低。选择合适的回火温度及保温时间,可使两者得到良好的结合。图 5.13 为 45 钢不同回火温度的力学性能。

主要热处理工艺的目的和应用见表 5.2。

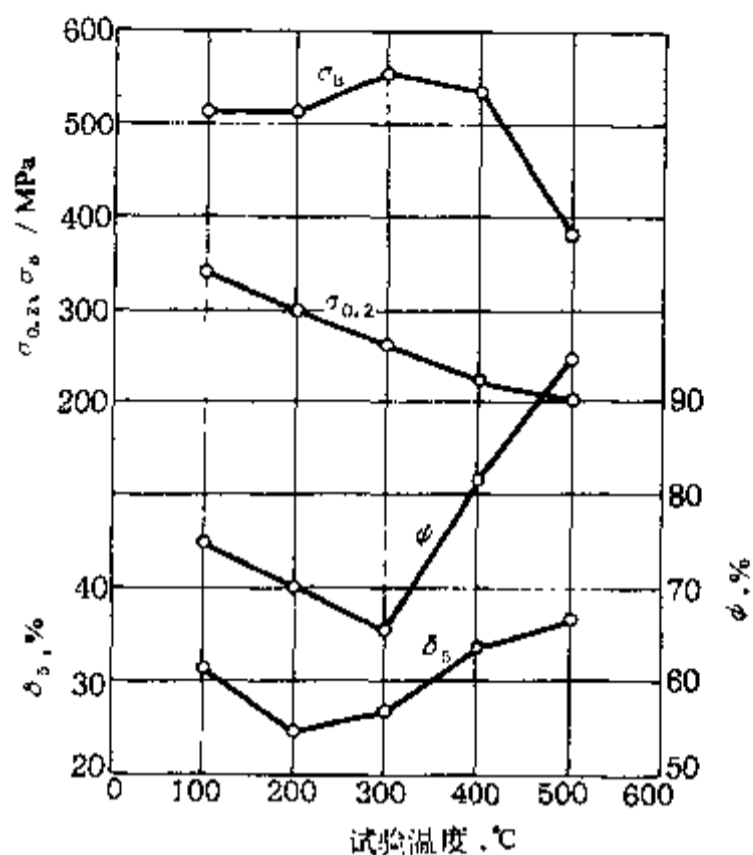


图 5.11 16Mn 钢(正火)高温力学性能

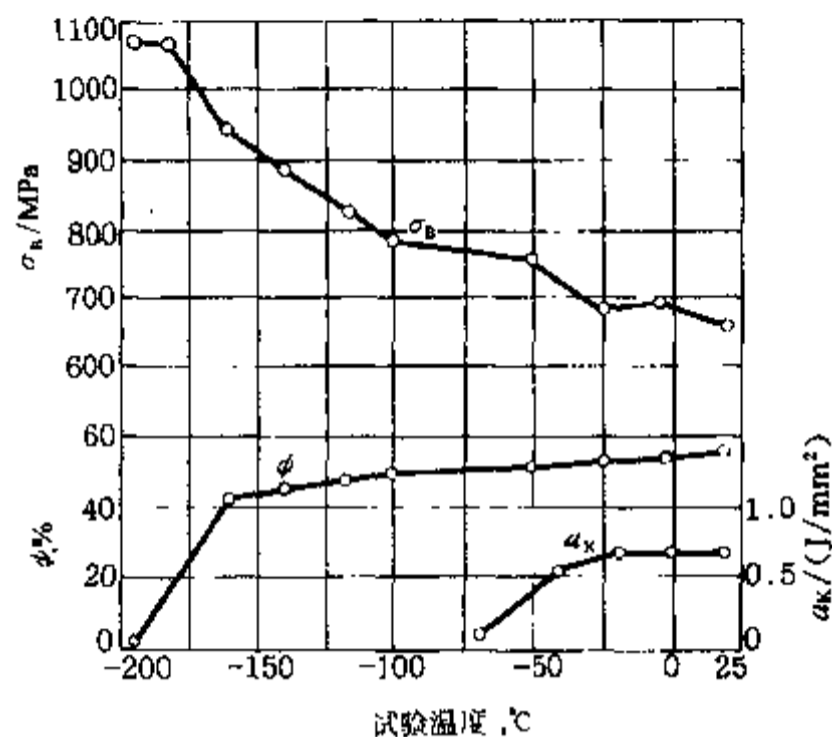


图 5.12 40 钢低温力学性能

表 5.2 主要热处理工艺的目的和应用

热处理工艺	主要目的	应用
退火	降低硬度,消除内应力,均匀组织,细化晶粒和预备热处理	铸件、焊接件、中碳钢和中碳合金钢锻件和轧制件等
正火	调整硬度,细化晶粒,消除网状碳化物,淬火前的预备热处理,以减少淬火缺陷	改善低碳钢和某些低碳合金钢的切削性能;中碳钢和合金结构钢淬火前的预备热处理;对要求不高的零件可作为最终热处理,如大齿轮、轴等
淬火及回火	提高硬度、强度和耐磨性。回火作为淬火的后继工序,目的是提高塑性和韧性,降低或消除残余应力并稳定零件形状和尺寸。 淬火后高温回火又称调质处理。高温回火能得到较高的综合力学性能	低温回火(150℃~300℃)用于碳钢或合金工具钢消除内应力和渗碳、碳氮共渗或表面淬火零件的后继处理。高温回火(350℃~650℃)即调质处理,用于重要零件如齿轮、曲轴等。调质也作为某些重要零件的预备热处理
表面淬火	使表面具有高硬度和高耐磨性及有利的残余应力分布,内部有足够的强度和韧性	用于要求表面硬度高、内部韧性大的零件,如齿轮、蜗杆、丝杠、轴颈、链轮等。感应加热速度快、生产率高,能防止表层氧化和脱碳,淬透深度易控制,但设备贵,不适于单件和小批量生产
渗碳淬火	提高表面硬度、耐磨性、疲劳强度,并保持原来材料的高塑性和韧性	齿轮、轴、活塞销、链、万向联轴器要求表面硬度大而内部韧性大的重载零件
渗氮	能获得比渗碳淬火更高的表面硬度、耐磨性、热硬性、疲劳强度和抗腐蚀性能,渗氮后不再淬火,变形小	要求硬度和耐磨性高和不易磨削的零件和精密零件,如齿轮(尤其是内齿轮)、主轴、丝杠、精密丝杠、量具、模具等
碳氮共渗(氰化)	表面硬度高而不脆,并提高耐磨性、疲劳强度和抗腐蚀能力,变形比渗碳淬火小,处理周期短	齿轮、轴、链等零件,可代替渗碳淬火

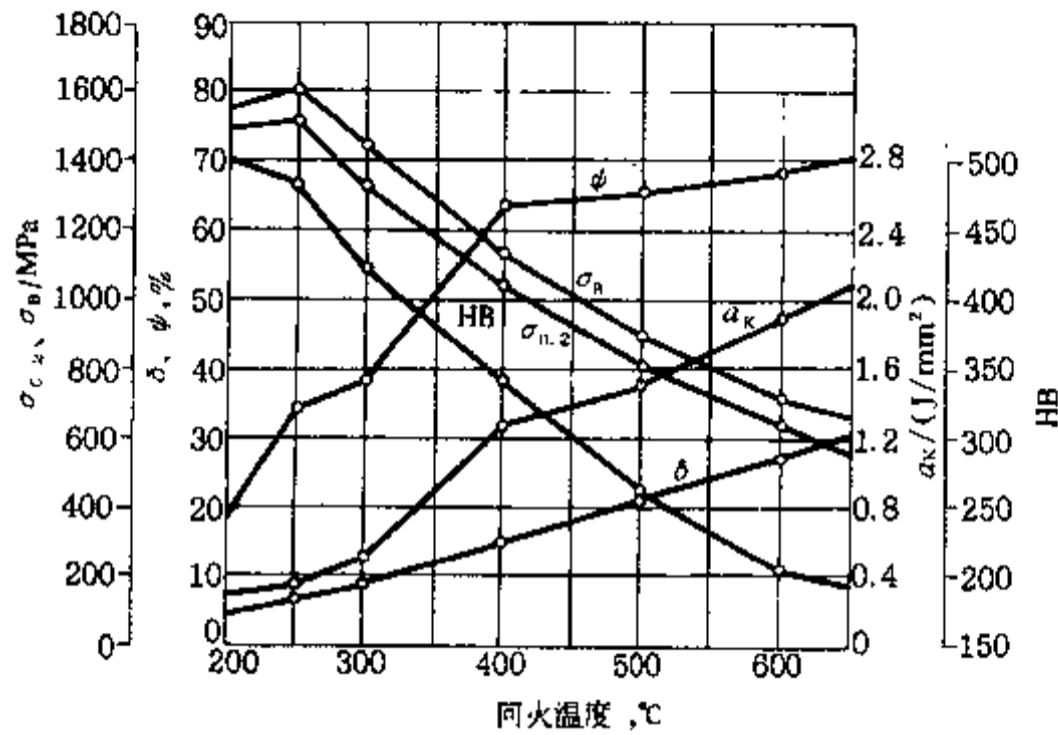


图 5.13 45 钢不同回火温度的力学性能

5.4 材料的选择原则

材料选择是设计中的一个重要环节。同一零件如采用不同材料制造,则零件尺寸、结构、加工方法、工艺要求等都会有所不同。

选择材料主要应考虑三个方面问题:使用要求、工艺要求和经济要求。

5.4.1 使用要求

使用要求一般包括:1)零件的受载情况和工作状况;2)对零件尺寸和质量的限制;3)零件的重要程度等。受载情况是指载荷大小和应力种类,工作状况是指零件所处的环境(如介质、工作温度、摩擦性质等)。

按使用要求选择材料的一般原则是:

——若零件尺寸取决于强度,且尺寸和重量又受到某些限制时,应选用强度较高的材料。在静应力下工作的零件,应力分布均匀的(拉伸、压缩和剪切),宜选用组织均匀,屈服极限较高的材料;应力分布不均匀(弯曲、扭转),宜采用热处理后在应力较大部位具有较高强度的材料。在变应力下工作的零件,应选用疲劳强度较高的材料(采取某些工艺、结构措施,往往是提高疲劳强度的有效途径)。

——零件尺寸取决于接触强度的,应选用可进行表面强化处理的材料,如调质钢、渗碳钢、氮化钢。以齿轮传动为例,经渗碳、渗氮或碳氮共渗等处理后,其接触强度要比正火或调质的高很多。正火或调质齿轮宜于在单件生产中采用。如果设备条件允许,用硬齿面取代软齿面齿轮是发展的趋势。

——若零件尺寸取决于刚度,则应选用弹性模量较大的材料。碳素钢和合金钢的弹性模量相差很小,故选用优质合金钢没有意义。截面积相同,改变零件形状能使刚度得到较大的提高。

——滑动摩擦下工作的零件,应选用减摩性能好的材料。在高温下工作的零件应选用耐热材料。在腐蚀介质中工作的零件应选用耐腐蚀材料等。

在材料的各种性能指标中,只取其中之一(如强度极限、疲劳极限等)作为选择材料的依据,

常常不很合理。由于减轻质量常是设计机器的主要要求之一,故可采用质量指标对零件质量进行评定,但要求不同时,质量指标也不同。

要求满足强度条件的零件和满足刚度条件的零件,其质量指标如下。

设一受静拉力 F 、长度为 l 的拉杆,如果采用不同拉伸强度极限 $\sigma_{B1}, \sigma_{B2}, \dots, \sigma_{Bi}, \dots, \sigma_{Bn}$ 的材料制造,许用应力分别为 $[\sigma]_1, [\sigma]_2, \dots, [\sigma]_i, \dots, [\sigma]_n$ 时,拉杆所需的横截面面积各为

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma]_1}, A_2 = \frac{F}{[\sigma]_2}, \dots, A_i = \frac{F}{[\sigma]_i}, \dots, A_n = \frac{F}{[\sigma]_n}$$

取相同安全系数 $S_1 = S_2 = \dots = S_i = \dots = S_n$, 则

$$A_1 \sigma_{B1} = A_2 \sigma_{B2} = \dots = A_i \sigma_{Bi} = \dots = A_n \sigma_{Bn}$$

将 $A_i = m_i / (l \rho_i)$ 代入上式,得

$$m_1 \frac{\sigma_{B1}}{\rho_1} = m_2 \frac{\sigma_{B2}}{\rho_2} = \dots = m_i \frac{\sigma_{Bi}}{\rho_i} = \dots = m_n \frac{\sigma_{Bn}}{\rho_n}$$

式中 m_i ——拉杆质量; ρ_i ——材料密度。

由上式可见, $\frac{\sigma_{Bi}}{\rho_i}$ 愈大,拉杆则愈轻。 $\frac{\sigma_{Bi}}{\rho_i}$ 即为满足拉伸强度要求时的质量指标。受力情况不同,指标形式也不同。满足强度要求、刚度要求和受冲击载荷的零件,质量指标形式列于表 5.3。若零件承受变应力,则将指标中的 σ_B (σ_{Bb}) 代以 σ_{-1} , τ_B 代以 τ_{-1} 即可。

几种材料的质量指标见表 5.4。

表 5.3 质量指标形式

强 度			刚 度			冲击
拉 压	弯 曲	扭 转	拉 压	弯 曲	扭 转	
$\frac{\sigma_B}{\rho}$	$\frac{\sigma_{Bb}^{2/3}}{\rho}$	$\frac{\tau_B^{2/3}}{\rho}$	$\frac{E}{\rho}$	$\frac{E^{1/2}}{\rho}$	$\frac{G^{1/2}}{\rho}$	$\frac{\sigma_F^2}{E\rho}$

注: σ_{Bb} ——弯曲强度极限; τ_B ——扭转强度极限; E ——弹性模量; G ——切变模量; σ_F ——比例极限。

表 5.4 几种材料的质量指标

材料	σ_B (σ_{Bb}) MPa	σ_s ($\sigma_{0.2}$) MPa	δ_5 %	ρ kg/m ³	E 10 ³ MPa	质 量 指 标			
						刚度	拉伸强度	弯曲强度	冲击强度
						$\frac{E}{\rho}$	$\frac{\sigma_B}{\rho}$	$\frac{\sigma_{Bb}^{2/3}}{\rho} \times 10^5$ ①	$\frac{\sigma_F^2}{E\rho} \times 10^6$ ②
45	600	350	16	7 800	206	26.41	0.077	912	76.24
20CrMnTi	1 080	840	10	7 800	206	26.41	0.138	1 350	439.1
65Si2MnWA	1 860	1 670	5	7 800	206	26.41	0.238	1 940	1 736
ZG310-570	570	310	15	7 800	202	25.90	0.073	881	61
HT300	300(540)	—	—	7 100	118	16.62	0.042	934	—
QT600-3	600	(370)	3	7 200	173	24.03	0.083	988	109.9
ZCuSn5Pb5Zn5	200	(90)	13	8 800	103	11.70	0.023	389	8.94
ZCuAl10Fe3	540	(290)	15	7 500	113	15.07	0.072	884	99.23

① 除灰铸铁外,均近似以 σ_B 代替 σ_{Bb} 计算。

② 近似以 σ_s 代替 σ_F 计算。

5.4.2 工艺要求

零件形状和尺寸对材料也有一定要求。形状复杂、尺寸较大的零件难以锻造。如果采用铸造或焊接,则其材料必须具有良好的铸造性能或焊接性能,在结构上也要适应铸造或焊接的要求。至于选用铸造还是焊接,则应视批量大小而定。对于锻件,也要视批量大小而决定采用模锻还是自由锻。

在自动机床上进行大批量生产的零件,应考虑材料的切削性能(易断屑、表面光滑、刀具磨损小等)。

选择材料还必须考虑热处理工艺性能(淬硬性、淬透性、变形开裂倾向性、回火脆性等)。

5.4.3 经济要求

经济性首先表现为材料的相对价格。当零件质量不大而加工量很大时,加工费用在零件总成本中要占很大比例。这时,选择材料时所考虑的因素将不是相对价格而是其加工性能。

影响经济性的因素还有材料的利用率、零件的结构等。

在很多情况下,零件在其不同的部位上对材料有不同的要求。要想选用一种材料满足不同的要求,事实上是不可能的,即使可能,价格也非常昂贵。这时,可根据局部品质原则,在不同的部位上采用不同的材料或采用不同的热处理工艺,使各局部的要求分别得到满足。例如蜗轮的轮齿必须具有优良的耐磨性和较高的抗胶合能力,其他部分只需具有一般的强度即可,故在铸铁轮心外套以青铜齿圈,以满足这些要求。又如滑动轴承只在其和轴颈接触的表面处要求有减摩性,所以只需用减摩材料制成轴瓦,而不必把整个轴承都用减摩材料制造。

局部品质也可以用渗碳、表面淬火、表面喷镀、表面辗压等方法获得。

采用局部品质原则是符合经济要求的。

除以上要求外,在选择材料时,还应考虑材料的可获得性。影响材料可获得性的因素有二:商业上的和战略上的。

为了保证产品的正常生产,设计者应充分了解原材料由市场供应的可能性,这就必须考虑企业的标准产品、地理位置、正常的交付时间和数量要求等。

某些材料也可能是从国外进口的,这就会受到国际政治气候或战争的影响。或者说,这些材料是具有战略性的,它的可获得性往往要受到国际局势的影响,在选择时应予注意。

5.5 毛坯的选择

零件毛坯可由铸造、型材、锻造、冲压、焊接等方式获得。毛坯的获得方式不同,直接影响着零件的成本和质量。

在满足功能要求的前提下,不同的毛坯成本可能相差很悬殊。通常,对毛坯和零件的成本可按以下三方面进行评价:

——材料价格。铸造零件中,铸铁价格最低,铸钢较贵,铸造有色合金更贵。型材和锻造、冲压、焊接零件等均以碳钢或合金钢为原材料,型材可直接用作毛坯,也可由不同原材料的型材经锻造、冲压、焊接而制成毛坯。钢是由铸铁经冶炼再轧制而成的,价格比铸铁贵得多。不同的钢种价格也相差很大,其价格按普通碳钢、优质碳钢、合金结构钢、弹簧钢、滚动轴承钢、合金工具钢

的顺序而增长。有色金属价格昂贵,除有特殊需要不应选用。

——制造毛坯的费用。若直接由型材下料,其费用当然是最低的,但只能用于形状简单的毛坯。铸造、模锻、冲压的生产率高,生产费用亦较低,其中模锻和冲压的毛坯生产率更高,质量也最好,但必须具有专用的设备和锻模、冲模,这些属于生产准备的费用都要加在毛坯的成本上。因此,单件或小批量生产不宜采用铸造、模锻和冲压。自由锻和焊接的毛坯生产率低,故生产费用较大,但生产准备费用少,用于单件或小批量生产是经济的。对于某些大型设备的机座,若以焊接代替铸造,其生产费用能得到降低。

——毛坯加工的费用。由毛坯到成品零件通常要由切削加工完成,其加工费用则取决于毛坯材料的加工性能、毛坯的形状和尺寸、加工余量和表面质量等。

铸铁的加工性能好,钢的加工性能随强度和硬度升高而降低。加工余量愈大,加工工时则愈多,采用无切削、少切削的工艺可使加工费用大大降低。

选择不同材料和毛坯首先应满足零件的功能要求,单纯从经济性考虑是不合理的,也未必真正符合经济原则。例如选用甲材料可能成本是最底的,符合眼前经济效益,但若改用乙材料,成本虽略有提高,却能延长产品的大修周期、减少维修费用,使用单位也获得了经济效益,受到用户欢迎。因此,改用乙材料是合理的。

毛坯选择是一项复杂问题,要从功能、制造、使用、成本等多方面综合考虑。

5.6 公差与配合的选择

尺寸精确程度是以公差等级(代号为 IT01、IT0、IT1、…、IT18)表示的,等级代号数字愈大,其公差等级愈低,尺寸精确程度亦愈低。选择公差等级时,除必须满足功能要求外,也要考虑工艺的可能性和经济性。凡低等级能满足要求的,就不应采用高等级。盲目追求高等级,必将导致加工量和加工费用的增长。图 5.14 为公差等级和相对加工费用的关系。很明显,IT8 以上,每提高一级,费用增长很多。此外,公差等级还应和互相配合零件的精度、结构设计、加工及装配方法相适应。例如:与滚动轴承内、外圈相配合的轴颈和机座孔,其精度应与滚动轴承精度相适应;齿轮轮毂孔和轴的配合精度也应与齿轮精度相适应。

机械中广泛采用基孔制配合,但纺织机械、农业机械和某些仪器中采用不需要后继加工的精拉钢轴,滚动轴承外圈和孔的配合,以及光轴的不同部位装有不同配合要求的零件时,则采用基轴制。

在选择具体配合时,还应考虑零件相对运动特性、载荷性质、工作温度、结合长度、装配条件以及材料等因素。

常用优先配合的公差带示意图和应用举例见表 5.5。

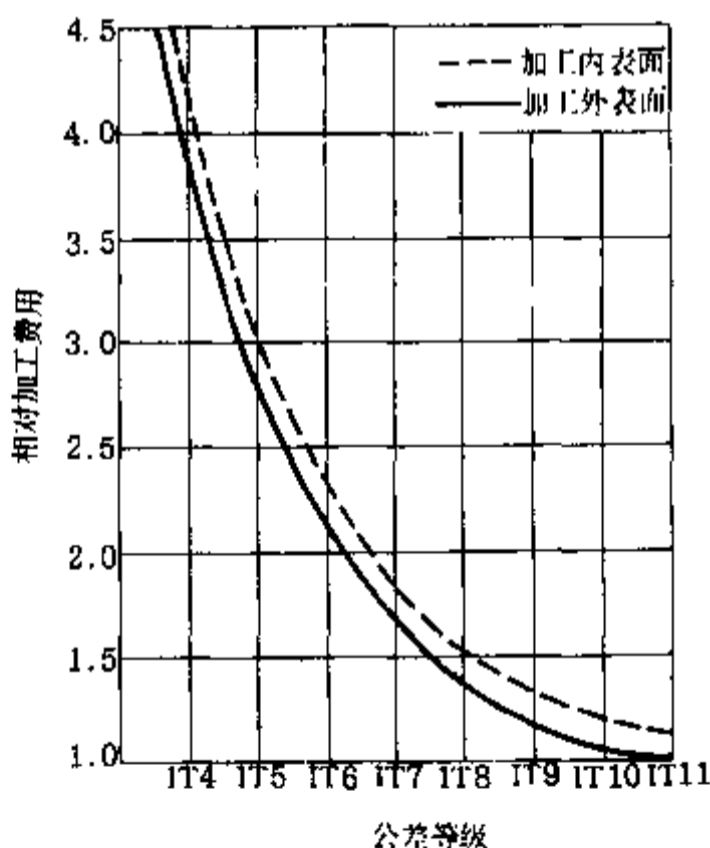


图 5.14 公差等级和相对加工费用的关系

表 5.5 常用优先配合的公差带示意图和应用举例

间隙配合			过渡配合			过盈配合	
基 孔 制							
$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{u6}$
基 轴 制							
$\frac{F8}{h7}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{U7}{h6}$
应 用 及 举 例							
转动配合 如滑动轴承 等	不转动的 滑动配合如 活塞及滑阀、 滚动轴承、花 键联接等	不转动的 定位配合和 精密滑动配 合如滚动轴 承等	精密定位配 合如低速齿轮、 蜗轮、带轮和轴 的配合,滚动轴 承等	更精密定位 配合如齿轮、蜗 轮、带轮和轴的 配合,铰制孔用 螺栓、联轴器、 圆柱销、滚动轴 承等	特别重要 的定位配合 如较高速的 齿轮、蜗轮和 轴的配合、联 轴器等	能传递外 载荷的配合 以及高速齿 轮孔和轴的 配合等	能传递较 大外载荷的 过盈联接

注:本表中的公差带按 $\phi 50$ 查得的值绘出。 — 孔; — 轴。

5.7 表面粗糙度的选择

表面粗糙度是一种表面微观几何形状误差,评定参数有:轮廓算术平均偏差 R_a ;微观不平度十点高度 R_z 和轮廓最大高度 R_y 。 R_a 主要用于经过切削加工所获得的表面, R_z 主要用于未加工表面和非常精细的精加工表面。若在表面粗糙度符号中标注的是 R_a 值,则不注明 R_a 字样。 R_a 、 R_z 、 R_y 值愈大,则表面愈粗糙;反之,表面愈光滑。

不同的加工方法获得的表面粗糙度是不相同的,常用的几种加工方法能得到的轮廓算术平均偏差 R_a 值见表 5.6。

表 5.6 常用加工方法能得到的轮廓算术平均偏差 R_a 值 μm

加工方法	R_a	加工方法	R_a
珩磨和超精加工	0.32~0.02	精刮	0.63~0.04
细磨	0.32~0.04	粗刮	2.5~0.63
精磨	1.25~0.32	铣切和精刨	2.5~0.63
精车和精镗	2.5~0.4	钻孔	12.5~3.2

5.7.1 表面粗糙度的选择原则

表面粗糙度的主要选择原则概括如下:

——应满足零件的功能要求和符合生产的经济性要求。

——应与尺寸公差和形位公差相协调。

——尺寸公差等级相同时轴比孔的 R_a 值小。

——有下列要求时,宜选用较小的 R_a 值:1) 降低应力集中,提高零件的疲劳强度;2) 提高接触强度;3) 降低摩擦;4) 减轻腐蚀;5) 提高密封性能。

降低 R_a 值意味着提高加工费用,因此在满足功能要求和使用要求的前提下,没有特殊原因不宜片面追求降低 R_a 值。

在确定表面粗糙度时,还应考虑零件材料的性质。某些材料性粘(如铜、铝等),其屑粒粘附在砂轮表面上会使其丧失切削能力,故不宜进行磨削加工。要使这种材料加工表面获得很低的 R_a 值有一定困难。

5.7.2 表面粗糙度和尺寸公差的关系

表面粗糙度和尺寸公差的关系,难以用解析式表示,通常用经验公式进行计算或查表,本书只介绍查表法。

不同尺寸的不同公差等级和配合,应选择相适应的表面粗糙度。例如基本尺寸为 50 mm~80 mm 时,对应 H7 的 R_a 值应为 1.6 μm 、h6 的 R_a 值应为 0.8 μm ;对应 H8 的 R_a 值应为 1.6 μm 、h7 的 R_a 值应为 1.6 μm 。详见机械设计手册。

5.8 机械零件的制造工艺性

在一定的生产规模和生产条件下,花费劳动量最小、加工费用最少的零件,就认为具有良好的工艺性。应该指出,不能把零件的工艺性和整个机器的工艺性分割开来,如果某个零件单独看来具备上述特点,但在整个机器中安装和维修都发生困难,就不能认为具有良好的工艺性。

零件工艺性作为一个重要概念提出来,是由于近代机器的生产规模有了很大变化(由单件生产到大量生产),材料品种、改变材料性能的处理方法、零件的加工方法和加工设备都在日益增多,因此零件工艺性就成为关系到提高生产率的一个重要问题。具有同样功能的零件可以用极

不相同的材料(由钢到塑料)制造,而用同一种材料制成的零件又可用不同的加工原理和加工设备来加工,加工后还可以用不同的热处理、机械强化、表面被覆等方法使其具备不同的性能。如何根据具体条件,从众多的方案中选择最好的一个,并设计出符合这一方案的零件结构是一个十分复杂的问题。即使是熟悉各种现代加工工艺的设计人员,也常需与工艺人员、技术工人以及其他从事实际工作的人员相互合作。

零件制造一般包括毛坯生产、切削加工、热处理、装配等阶段,各阶段间都是有机联系着的,设计时必须全面考虑。设计机械零件时有关工艺性的基本要求如下:

——与生产条件、批量大小及获得毛坯的方法相适应。零件的工艺性与生产条件、批量大小、获得毛坯的方法有密切联系。单件或小批量生产的零件,应充分利用已有的生产条件。以齿轮毛坯为例,直径较大($>600\text{ mm}$)的用一般锻压设备难于锻造,批量小时采用焊接件较为合理;若批量较大,则宜改用铸件。在单件或小批量生产时,不宜采用铸件或模锻件,以免模具造价太贵(尤其是模锻)而提高零件成本。当缺乏磨齿机时,不宜选用导致较大变形的热处理工艺。

获得毛坯的方法不同,零件结构也有区别。

切削加工是比较昂贵的加工方法,所以切削工作量愈小愈好。获得毛坯方法不同,切削工作量也有很大差别。一般说来,生产率愈大、尺寸精度要求愈高的毛坯,愈需要复杂的工具和设备来生产。

良好的工艺性必须与一定的生产条件和生产规模相适应,例如车制矩形螺纹或梯形螺纹在生产率方面并无多大区别,但如采用铣制方法,则必须用梯形螺纹,矩形螺纹不能铣制。

——造型简单化。形状愈复杂,制造愈困难,产品成本愈高。一般应采用最简单的表面及其组合构成,并应力求减少被加工表面的数量并减少加工面积。

——加工的可能性、方便性、精确性和经济性。画出来的零件不一定都能制造,能制造的零件不一定都加工方便,加工方便的零件也未必都能满足精度要求,不能满足精度要求的零件将是废品。

加工精度和表面粗糙度等级应根据实际要求确定。精度等级愈高,表面愈光滑,费用亦愈大。在能满足工作要求的前提下,宜选用较低的加工精度等级和较大的表面粗糙度值。

——满足热处理的要求。为避免热处理时变形、开裂或降低热处理质量(如硬度不足、软点、强度低、渗碳层薄或不均匀等),零件的几何形状应简单、对称,长径比不可太大,尽量减少应力集中源,截面均匀,无锐边和尖角,避免盲孔、配作孔和局部渗碳、局部渗氮等。零件也应有足够的刚度。

为使淬火气膜不易附着、冷却均匀、变形较小,对零件表面粗糙度有一定要求。淬火零件(包括表面淬火)的 R_a 值不大于 $3.2\text{ }\mu\text{m}$,渗氮零件为 $0.8\text{ }\mu\text{m}\sim 0.1\text{ }\mu\text{m}$,渗碳零件不大于 $6.3\text{ }\mu\text{m}$ 。

——装拆的可能性和方便性。机器工作一定期限之后,需要进行检修。因此,工艺性还必须包括零件装拆的可能性和方便性。

铸造工艺性和焊接工艺性示例见表5.7。热处理工艺性示例和热处理齿轮的合理结构见表5.8和表5.9。切削加工工艺性和装拆工艺性示例见表5.10。

表 5.7 铸造工艺性和焊接工艺性示例

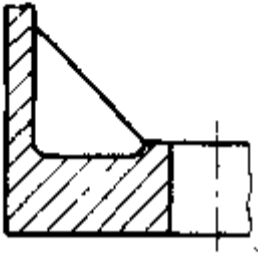
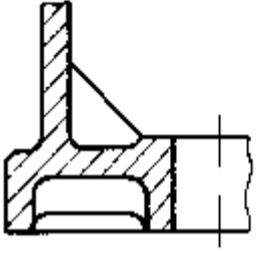
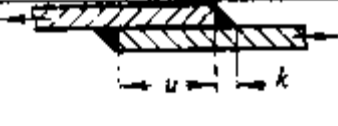
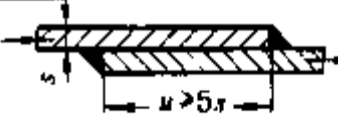


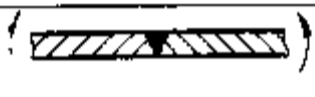
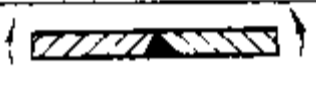
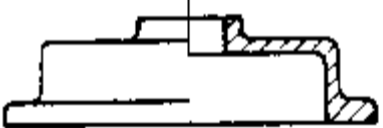
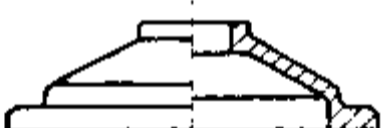


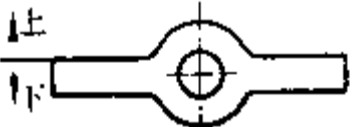
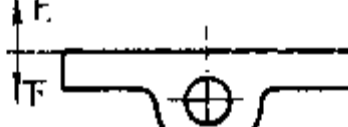
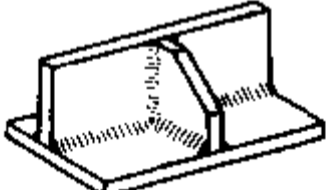
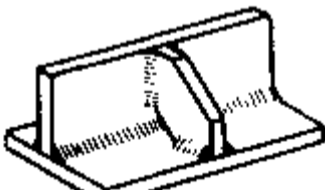
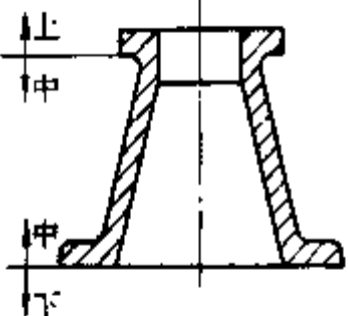
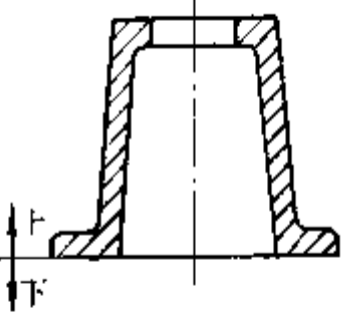
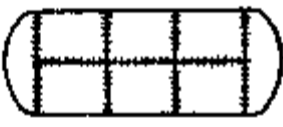
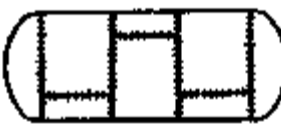
铸 造 工 艺 性 示 例		焊 接 工 艺 性 示 例	
不合理的结构	合理的结构	不合理的结构	合理的结构
 <p>壁厚不均匀,易出现缩孔</p>	 <p>厚壁减薄加肋</p>	 <p>搭接长度过小,为平衡外弯矩焊缝受力大</p>	 <p>加大搭接长度,焊缝受力小(对于侧焊缝,应使焊缝长 <math>< 50k</math>)</p>
 <p>内、外壁无起模斜度</p>	 <p>内、外壁有起模斜度</p>	 <p>不宜作为受拉侧</p>	 <p>焊缝底面作为受压侧</p>
 <p>水平面较大,杂质和气体难以排除,内应力大</p>	 <p>水平面改为锥面,杂质和气体易于排除,内应力小</p>	 <p>需要预加工并开坡口,工艺较复杂</p>	 <p>不开坡口,工艺简单</p>
 <p>铸件不在一个砂箱内,易错箱</p>	 <p>铸件在一个砂箱内,避免错箱</p>	 <p>交叉处焊缝集中,内应力大</p>	 <p>切去焊缝交叉处肋板的角,减小内应力</p>
 <p>分型面多,造型不便</p>	 <p>三箱造型变为两箱造型</p>	 <p>焊缝十字相交,内应力大</p>	 <p>焊缝错开,减小内应力</p>

表 5.8 热处理工艺性示例

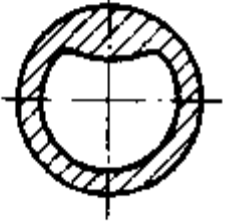


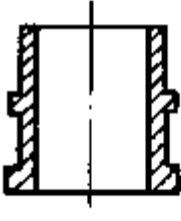
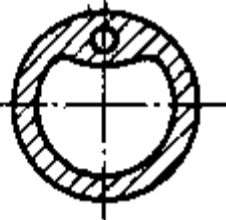

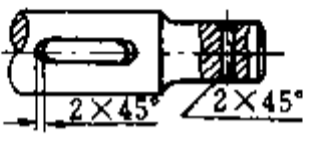
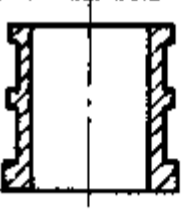
	淬	火	高频淬火	渗 氮
不合理的结构	 <p>剖面不均匀, 淬火变形大</p>	 <p>一侧键槽, 淬火变形大</p>	 <p>锐边尖角易熔化或过热</p>	 <p>一端有凸缘, 壁薄, 渗氮后易形成喇叭口</p>
合理的结构	 <p>加开工艺孔, 淬火变形小</p>	 <p>加开对称工艺槽, 淬火变形小</p>	 <p>槽或孔边应有 2mm ~ 3mm 的倒角 (与轴线平行的键槽边可不倒角)</p>	 <p>另一端加凸缘, 变形减小</p>

表 5.9 热处理齿轮的合理结构


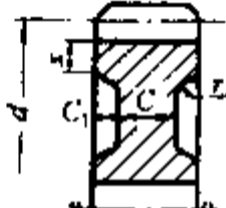

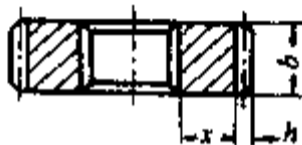
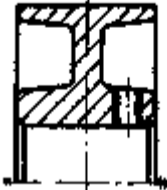

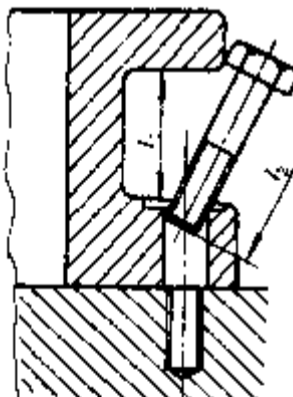
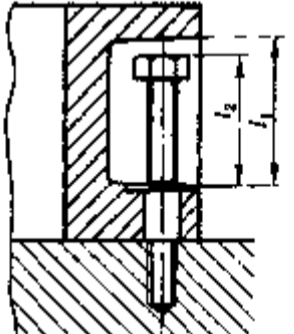
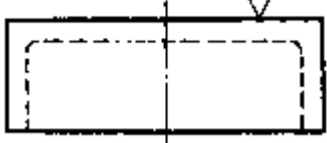
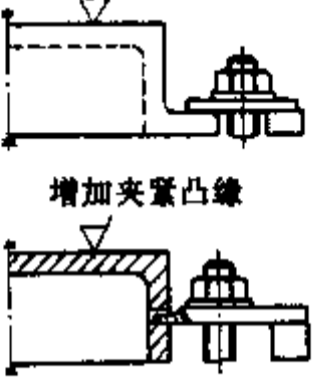
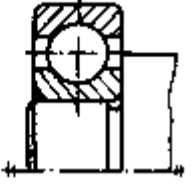
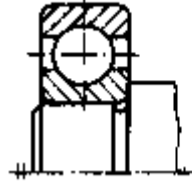
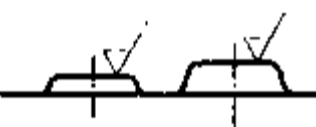

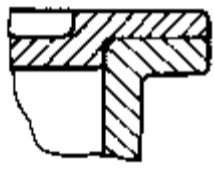
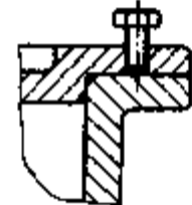

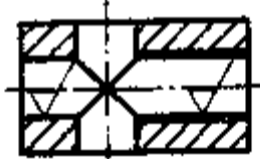
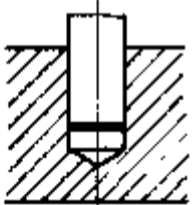
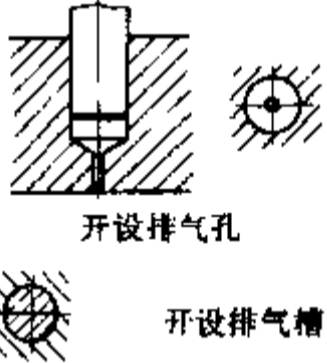
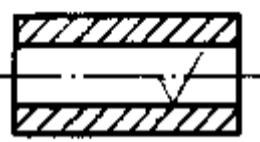
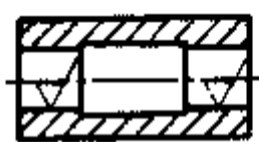
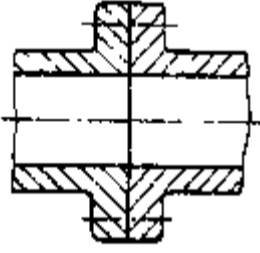
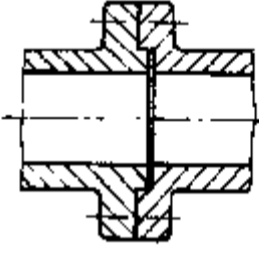
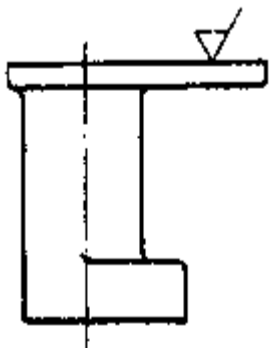
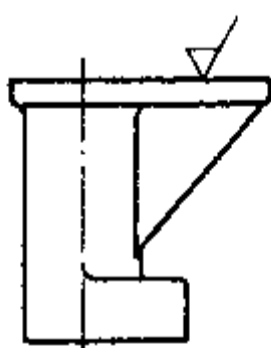
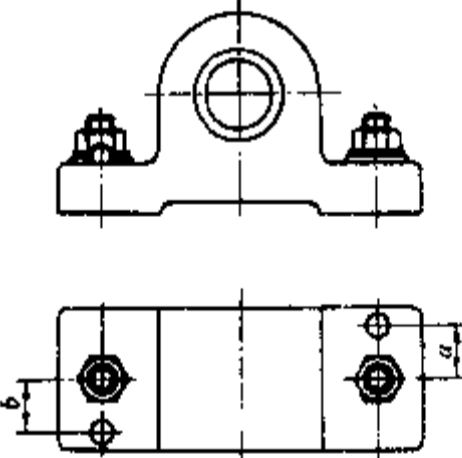
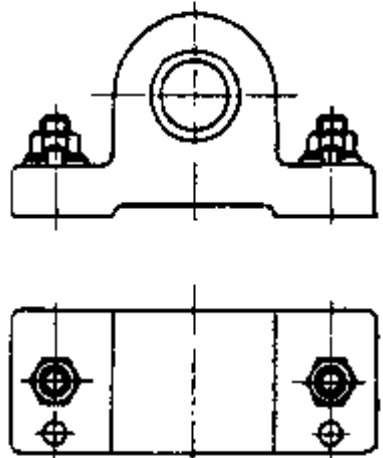
 <p>b_1 和 b_2 不宜相差过大</p>	 <p>应使 $x/d \geq 0.1 \sim 0.2$, $C \approx 2C_1$, r 宜取大些</p>	 <p>b_1 和 b_2 不宜相差过大</p>	 <p>高频淬火时, 应使 $x \geq 2.5h$, $b \leq 55 \text{ mm}$</p>
---	--	---	--

表 5.10 切削加工工艺性和装拆工艺性示例

切 削 加 工 工 艺 性 示 例		装 拆 工 艺 性 示 例	
不合理的结构	合理的结构	不合理的结构	合理的结构
 <p>螺纹孔无法加工</p>	 <p>轮缘上开工艺孔</p>	 <p>$l_1 < l_2$ 时螺钉无法装入</p>	 <p>应使 $l_1 > l_2$ 或采用双头螺栓联接 (注意扳手空间)</p>

续表

切削加工工艺性示例		装拆工艺性示例	
不合理的结构	合理的结构	不合理的结构	合理的结构
 <p>难以在机床上固定</p>	 <p>增加夹紧凸缘 开夹紧工艺孔</p>	 <p>轴肩过高, 轴承拆卸困难</p>	 <p>轴肩高度应小于内圈厚度</p>
 <p>需要两次走刀</p>	 <p>一次走刀</p>	 <p>圆柱面配合较紧时, 拆卸不便</p>	 <p>增设拆卸螺钉</p>
 <p>需要两次装卡</p>	 <p>一次装卡, 易保证孔的同轴度</p>	 <p>装销时空气无法排出</p>	 <p>开设排气孔 开设排气槽</p>
 <p>精车长度过长</p>	 <p>减小精车长度</p>	 <p>用受拉螺栓联接无定位基准, 不能满足同轴度要求</p>	 <p>有定位基准, 同轴度容易保证</p>
 <p>刚度不足, 加工变形影响精度</p>	 <p>增设加强肋</p>	 <p>定位销对角布置 $a = b$, 易导致安装错误(误转 180°)</p>	 <p>将销同侧布置或使 $a \neq b$</p>

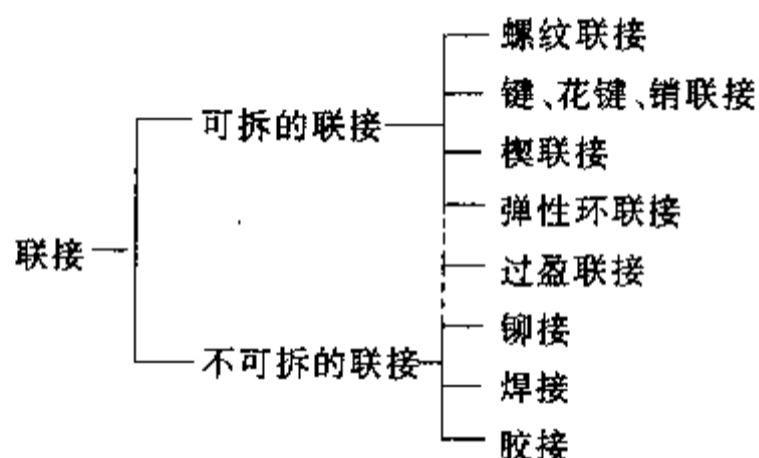


第 2 篇 联 接

由于使用、结构、制造、装配、运输等原因,机器中有相当多的零件需要彼此联接。被联接件间相互固定、不能作相对运动的称为静联接。能按一定运动形式作相对运动的称为动联接,如导向平键和导向花键联接、铰链等都是动联接。但在机械设计中,轴承、螺旋传动等习惯上不列在“联接”之内,按不同功能分列在其他篇。因此,通常所谓的联接主要是指静联接。

静联接的分类见表 1。除表列的以外,还有成形联接、夹紧联接,也有把弹簧列在联接之内的。

表 1 联接的分类



可拆的联接是指联接拆开时,不破坏联接中的零件,重新安装,即可继续使用的联接。不可拆的联接是指联接拆开时,要破坏联接中的零件,不能继续使用的联接。表 1 所列的可拆联接大多具有双重性,例如平键、花键联接,因配合不同,紧的可构成静联接,松的可构成动联接。过盈联接介于可拆和不可拆之间,一般宜用作不可拆联接,因一经拆开,虽仍可使用,但承载能力有所降低。过盈量小的,则可多次使用,影响较小。圆锥面过盈联接、液压装配的过盈联接都是可拆的联接。从工作性质看,弹性环联接也属于过盈联接。

螺纹联接大多用作静联接,能经常装拆,应用最广。采用矩形、梯形等牙形的螺纹副,常被用作动联接,如螺旋传动。

楔联接是一种能快速装拆的静联接。

键联接、花键联接、过盈联接、弹性环联接、销联接等都是常用的轴毂联接。这几种联接的比较见表 2。

铆接、焊接、胶接都是不可拆的静联接。这三种联接的比较见表 3。

从传递载荷(力或力矩)的工作原理来看,联接又可分为摩擦的和非摩擦的两大类。前者靠联接中配合面间的摩擦来传递载荷,如过盈联接;后者通过联接中零件的相互嵌合来传递载荷,如平键联接。有的联接既可做成摩擦的,也可做成非摩擦的,如螺纹联接。也有联接同时靠摩擦和嵌合来传递载荷,如斜键联接中的楔键联接。

表2 轴毂联接的比较

比较项目	平键联接	半圆键联接	花键联接	过盈联接 (常与键联接并用)	弹性环联接	销联接
传递转矩	中	中	大	中	中(与环数有关)	小
相对扭转疲劳强度 ^①	0.5	0.4	0.45	0.6	0.85	—
受力均匀性	差	差	好	好	好	差
强度削弱程度	较多	较多	较少	无	无	较多
固定方向	周向	周向	周向	周向,轴向	周向,轴向	周向,轴向
定心性	不由它定	不由它定	好	好	好	不由它定
互换性	较好	较好	好	好	好	较好
装拆方便性	方便	方便	方便	不方便	方便	方便
精度要求	一般	一般	较高	一般	较高	一般
制造设备	一般	一般	需专用设备和工具	一般	一般	一般

①取实心轴为1。

表3 铆接、焊接、胶接的比较

比较项目	铆 接	焊 接	胶 接
联接的强度系数	30%~80%	可达100%	与胶接剂、胶接方法等有关
应力集中	有	有	无
抗冲击能力	吸收变形能力小	吸收变形能力大	有缓冲减振作用
是否受结构形状限制	受施工限制	限制较少	基本无限制
密封难易	较难,要有措施	较易	容易
可靠程度	较大	大	受环境影响
外表平整性	接头处有凸起	较平整	平整
有无最大(最小)板厚限制	有(有)	无(无)	无(无)
有无材料限制	无	有	无
不同材料能否联接	能	一般不能	能
母材受热影响,加工变形程度	较小	较大	有
加工后是否需热处理	不需要	重要零件需要	不需要
加工后的材料缺陷	无	有残余应力、裂纹等	无
需要准备工作	较多(刨边、钻孔、做盖板)	较少(开坡口)	最少(清洗接合面)
生产设备费用	较多	较少	少
加工时噪声	相当大	中等	无

设计联接时,除应考虑强度和经济性外,还应考虑使用要求和其他工作条件,如满足紧密性、刚度和定心等方面的要求。

联接的强度要力求与被联接件的强度相等,力求联接对各种可能的失效具有相等的抗力——等强度设计,这样才有可能使联接中各零件潜存的承载能力都充分发挥。不过由于结构、工艺和经济上的原因,时常不能达到等强度设计。这时,联接的强度由联接中最薄弱环节的强度决定。

第6章 螺纹联接

螺纹联接是利用螺纹零件构成的可拆联接,应用很广,本章讨论它的构造、计算和设计。螺旋传动在几何和受力关系上与螺纹联接相似,因此也在本章中介绍。

6.1 螺纹联接的主要类型、材料和精度

6.1.1 主要类型

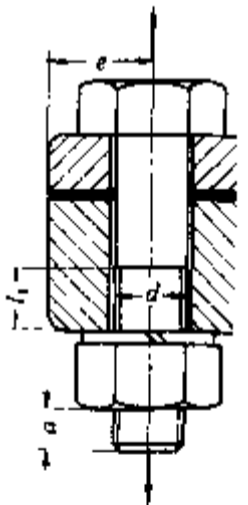
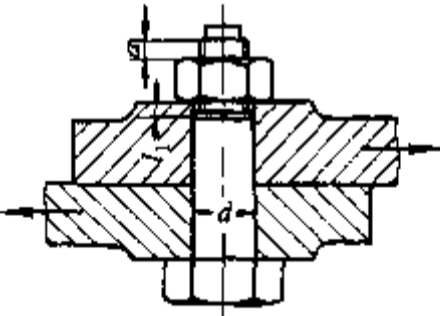
螺纹紧固件多为标准件,常用的有螺栓、双头螺柱、螺钉和紧定螺钉等,所构成的联接见表 6.1。

本章将以螺栓联接为例说明联接的受力分析和强度计算,其结论对双头螺柱和螺钉联接也基本适用。

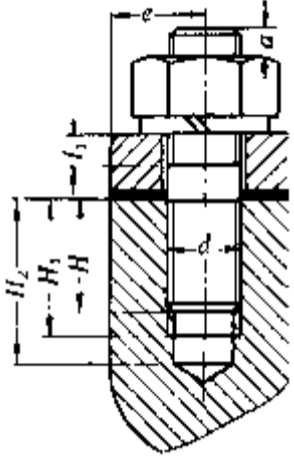
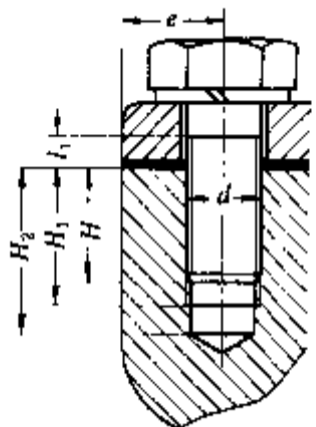
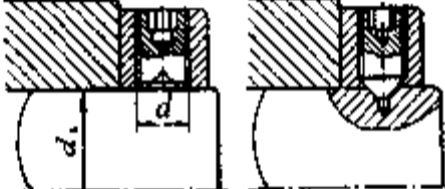
拧紧的螺栓联接称为**紧联接**,不拧紧的称为**松联接**,后者应用较少。

按螺栓主要受力状况不同可分为**受拉螺栓联接**和**受剪螺栓联接**两种(表 6.1),所用螺栓的结构型式和联接的结构细节也有所不同,前一种制造和装拆方便,应用广泛,后一种多用于板状件的联接,有时兼起定位作用。

表 6.1 螺纹联接的主要类型

类 型 和 构 造	主要尺寸关系	特 点 和 应 用
<p style="text-align: center;">受拉螺栓联接</p> 	<p style="text-align: center;">受剪螺栓联接</p> 	<p>无需在被联接件上切削螺纹,使用不受被联接件材料的限制。构造简单,装拆方便,应用最广。用于可制通孔的场合</p>
	<p>螺纹余留长度 l_1</p> <p>受拉螺栓联接</p> <p>静载荷 $l_1 \geq (0.3 \sim 0.5)d$</p> <p>变载荷 $l_1 \geq 0.75d$</p> <p>冲击、弯曲载荷 $l_1 \geq d$</p> <p>受剪螺栓联接</p> <p>l_1 尽可能小</p> <p>螺纹伸出长度</p> <p>$a \approx (0.2 \sim 0.3)d$</p> <p>螺栓轴线到被联接件边缘的距离</p> <p>$e = d + (3 \sim 6)\text{mm}$</p>	

续表

类型和构造	主要尺寸关系	特点和应用
<p>双头螺柱联接</p>  <p>螺钉联接</p> 	<p>螺纹旋入深度 H, 当螺纹孔零件为:</p> <p>钢或青铜 $H \approx d$</p> <p>铸铁 $H \approx (1.25 \sim 1.5)d$</p> <p>铝合金 $H \approx (1.5 \sim 2.5)d$</p> <p>螺纹孔深度</p> $H_1 \approx H + (2 \sim 2.5)p$ <p>钻孔深度</p> $H_2 \approx H_1 + (0.5 \sim 1)d$ <p>l_1, a, e 同上</p> <p>(式中 p——螺距)^①</p>	<p>双头螺柱联接座端旋入并紧定在被联接件之一的螺纹孔中, 用于受结构限制而不能用螺栓或希望联接结构较紧凑的场合。</p> <p>螺钉联接不用螺母, 而且能有光整的外露表面, 应用与双头螺柱联接相似, 但不宜用于时常装拆的联接, 以免损坏被联接件的螺纹孔</p>
<p>紧定螺钉联接</p> 	$d \approx (0.2 \sim 0.3)d_s$ <p>转矩大时取大值, d_s 为轴径</p>	<p>旋入被联接件之一的螺纹孔中, 其末端顶住另一被联接件的表面或顶入相应的坑中, 以固定两个零件的相互位置, 并可传递不大的力或转矩</p>

① 在国家标准中, 螺距用 P 表示, 为不与功率 P 混用, 故本书一律用 p 表示。

6.1.2 螺纹紧固件的性能等级和材料

国家标准规定螺纹紧固件按机械性能分级。

——螺栓、螺柱、螺钉的性能等级分为十级(见 GB 3098.1—82):

3.6 4.6 4.8 5.6 5.8 6.8 8.8 9.8 10.9 12.9

点前数字为 $\sigma_{B \min}/100$, 点后数字为 $10(\sigma_{S \min}/\sigma_{B \min})$ 。此处 σ_B 为材料的拉伸强度极限, σ_S 为屈服极限, 单位均为 MPa。

螺栓、螺柱和螺钉的材料可按不同的性能等级选取:

3.6——低碳钢

4.6~6.8——低碳钢或中碳钢

8.8、9.8——中碳钢或低碳合金钢

10.9——中碳钢、低碳或中碳合金钢

12.9——合金钢

8.8 和 9.8 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, 其最低回火温度标准中有规定(约为 $340^\circ\text{C} \sim 450^\circ\text{C}$)。低碳或中碳合金钢的合金元素为硼、锰或铬。

有防蚀或导电等要求时, 螺纹紧固件材料也可用铜及其合金以及其他有色金属。近年来还

发展了高强度塑料螺栓和螺母。

——螺母性能等级按螺母高度 m 不同有两类(见 GB 3098.2—82、86):

$m \geq 0.8D$	4	5	6	8	9	10	12
$0.5D \leq m < 0.8D$	04	05					

此处 D 为螺母螺纹直径。性能等级的数字表示螺母材料强度 $\sigma_{Bmin}/100$ 值,“0”表示螺母的实际承载能力比后面数字表示的低。

螺母材料为中碳钢,最高含碳量 4、5、6 三级为 0.5%,其余各级为 0.58%。

螺母等级与螺栓、螺柱、螺钉等级之间的相配关系标准中也有规定,如 4—3.6、4.6、4.8, 8—8.8 等。

6.1.3 螺纹公差和精度

根据标准(GB 197—81)规定,内螺纹的公差带为 G 和 H 两种,外螺纹的公差带为 e、f、g、h 四种。H 和 h 的基本偏差为零,G 的基本偏差为正值,e、f、g 的基本偏差为负值。内、外螺纹的配合最好选用 G/h、H/g 或 H/h。

标准中还规定了三种不同的精度,其选用原则为:精密——用于精密螺纹和要求配合变动小的场合;中等——一般用途;粗糙——用于对精度要求不高的场合。

内螺纹的小径和中径,外螺纹的大径和中径,应依精度和旋合长度的不同选用不同的公差等级。螺纹常用的公差等级为 4~8 级,精密的用 4~6 级,中等的用 7 级,粗糙的用 7~8 级。旋合长度有短、中、长之分。旋合长度长的,稳定性好且有足够的联接强度,但加工精度难于保证,螺距累积误差大,故其公差等级宜比旋合长度短的低一级。

6.2 螺栓联接的拧紧和防松

6.2.1 螺栓联接的拧紧

拧紧联接能增强联接的刚性、紧密性和防松能力。对于受拉螺栓联接,还可提高螺栓的疲劳强度;对于受剪螺栓联接,有利于增大联接中的摩擦力。当然,过度拧紧也是不适当的。

拧紧螺母时,需要克服螺纹副的螺纹力矩 T_1 和螺母的承压面力矩 T_2 ,因此拧紧力矩 $T = T_1 + T_2$ (图 6.1a)。螺栓所受的螺纹力矩 T_1 与头部的承压面力矩 T_3 和夹持力矩 T_4 相平衡,即 $T_1 = T_3 + T_4$ (图 6.1b)。螺栓的转矩图见图 6.1c。在螺纹力矩的影响下,螺纹副间有圆周力 F_t 的作用,螺栓受到预紧力 F' ,而被联接件则受到预紧压力 F' (图 6.1d)。

因为 $T_1 = F_t \frac{d_2}{2} = F' \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}$, $T_2 = \mu F' \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}$, 此处螺纹中径升角 $\psi = \arctan[np / (\pi d_2)]$, 当量摩擦角 $\rho_v = \arctan \mu / \cos \alpha$ 。上列式中符号意义如下: d_2 ——螺纹中径; n ——螺纹头数; p ——螺距; np ——导程; α ——牙型角; μ ——螺母与被联接件承压面摩擦系数; D_1 和 d_0 ——承压面直径(见图 6.1e)。结合以上各式得

$$T = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{d_2}{d} \tan(\psi + \rho_v) + \frac{2\mu}{3d} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right] F'd = k_t F'd \quad (6.1)$$

式中 k_t ——拧紧力矩系数,其值与螺纹和承压面尺寸以及相应的摩擦系数有关。将不同螺栓

直径 d 时的 d_2 、 d_0 、 D_1 、 ψ 值,代入 k_1 计算式,并取 $\rho_v = \arctan 0.15$,平均可得 $k_1 \approx 0.2$ 。

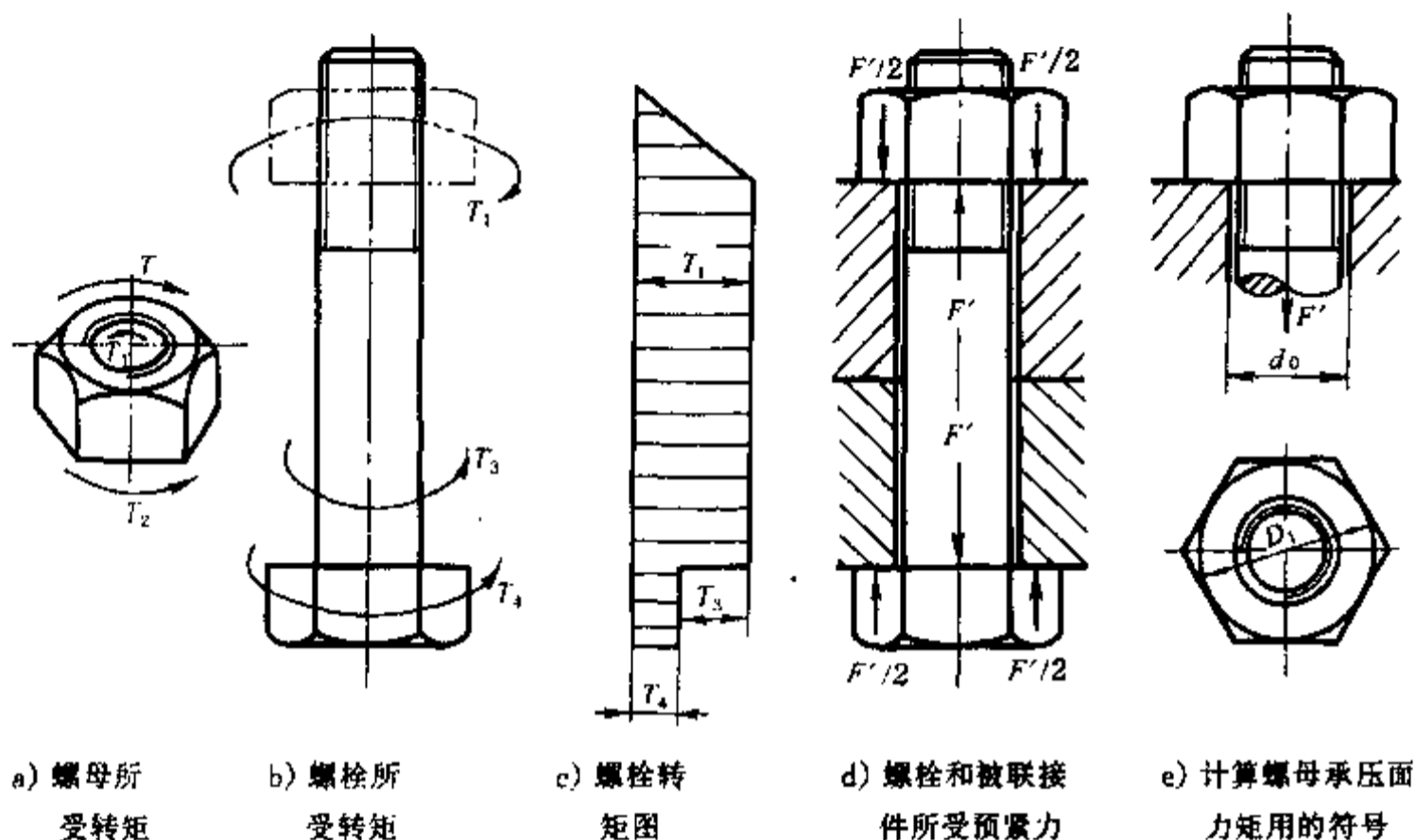


图 6.1 拧紧时联接中各零件的受力

控制拧紧力矩有许多方法,例如:使用测力矩扳手或定力矩扳手(图 6.2),装配时测量螺栓的伸长,规定开始拧紧后的扳动角度或圈数。对于大型联接,还可利用液力来拉伸螺栓,或加热使螺栓伸长到需要的变形量再把螺母拧到与被联接件相贴合。近年来发展了利用微机通过轴力传感器拾取数据并画出预紧力与所加拧紧力矩对应曲线的方法。

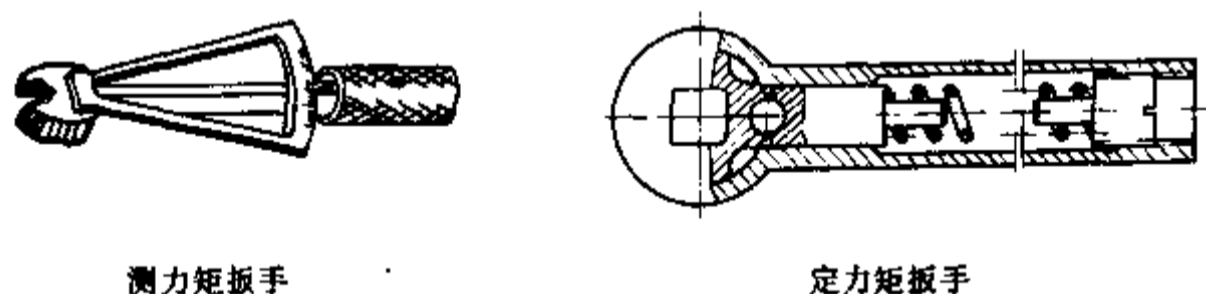


图 6.2 控制拧紧力矩用的扳手

由于摩擦系数不稳定和加在扳手上的力难于准确控制,有时可能拧得过紧而使螺栓拧断。因此,对于要求拧紧的强度螺栓联接应严格控制其适度的拧紧力,并不宜用小于 M12~M16 的螺栓。

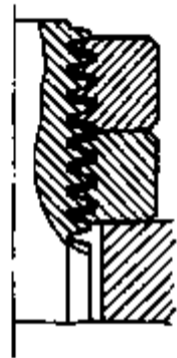
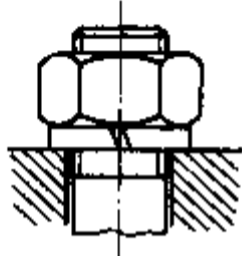
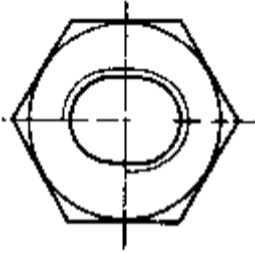


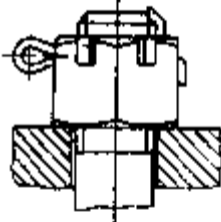
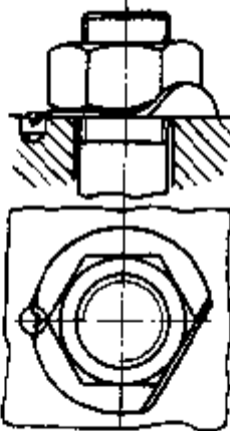

6.2.2 螺纹联接的防松

在静载荷下,螺纹联接能满足的自锁条件为 $\psi < \rho_v$ 。螺母、螺栓头部等承压面处的摩擦也有防松作用。但在冲击、振动或变载荷下,或当温度变化大时,联接有可能松动,甚至松开,这就容易发生事故。所以在设计螺纹联接时,必须考虑防松问题。

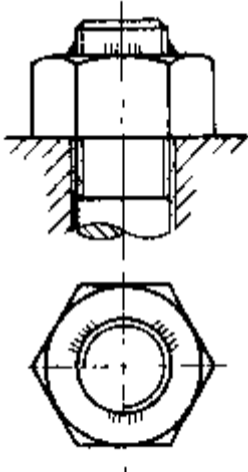
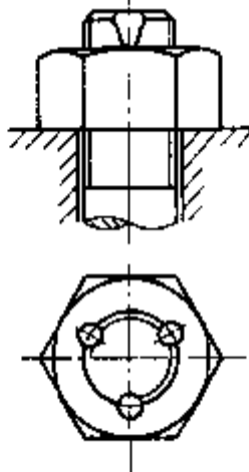

防松的根本问题在于防止螺纹副相对转动。具体的防松装置或方法很多,就工作原理来看,可分为利用摩擦、直接锁住和破坏螺纹副关系三种,举例说明见表 6.2。

利用摩擦防松简单方便,而直接锁住则较可靠;两者还可联合使用,例如用金属丝绕在螺栓上以挡住对顶螺母。至于破坏螺纹副关系的方法,多用于很少拆开或不拆的联接。横向压紧的锁紧螺母没有预紧力也能锁住,它可在任意旋合位置箍紧,即使工作时回松少许,也不致很快继续松开。利用强力拧紧联接以防松,效果也好。这些近年来都有所发展。

表 6.2 防松装置和方法举例

防松原理	防 松 装 置 或 方 法		
利用摩擦	对顶螺母	弹簧垫圈	
使螺纹副中 有不随联接载 荷而变的压力, 因而始终有摩 擦力矩防止相 对转动。压力 可由螺纹副纵 向或横向压紧 而产生			两螺母对顶拧紧,螺栓旋合段受拉而螺母受压,从而使螺纹副纵向压紧
			利用拧紧螺母时,垫圈被压平后的弹性力使螺纹副纵向压紧
	金属锁紧螺母	尼龙圈锁紧螺母	楔紧螺纹锁紧螺母
			
	利用螺母末端椭圆口的弹性变形箍紧螺栓,横向压紧螺纹	利用螺母末端的尼龙圈箍紧螺栓,横向压紧螺纹	利用楔紧螺纹,使螺纹副纵横压紧
直接锁住	开口销与槽形螺母	止动垫片	串联金属丝
利用便于更 换的金属元件 约束螺纹副			
	利用开口销使螺栓、螺母相互约束	垫片约束螺母而自身又约束在被联接件上(此时螺栓应另有约束)	利用金属丝使一组螺钉头部相互约束,当有松动趋势时,金属丝更加拉紧

续表

防松原理	防 松 装 置 或 方 法		
破坏螺纹副关系 把螺纹副转变为非运动副,从而排除相对转动的可能	焊住 	冲点 	胶接 
	在螺纹副间涂金属胶接剂(胶层夸大画出)		

6.3 单个螺栓联接的受力分析和强度计算

本节讨论单个螺栓联接中螺栓和被联接件(主要是螺栓)的受力和强度计算。

6.3.1 受拉螺栓联接

如果选用的是标准件,则强度计算主要是确定或验算螺栓危险截面的尺寸。螺栓其他部分、螺母、垫圈等的尺寸,一般都可从标准中选定,这是因为制订标准时,已考虑了螺栓、螺母的各部分以及垫圈的等强度。

静载荷螺栓的损坏多为螺纹部分的塑性变形和断裂。变载荷螺栓的损坏多为栓杆部分的疲劳断裂,发生在从传力算起第一圈旋合螺纹处的约占 65%,光杆与螺纹部分交接处的约占 20%,螺栓头与杆交接处的约占 15%。如果螺纹精度低或联接时常装拆,很可能发生滑扣现象。

在螺栓强度计算中,螺栓螺纹部分危险截面的面积要用计算直径 d_c 计算,此直径可根据螺栓拉断截面状况归纳出的经验公式确定:

$$d_c = d_1 - \frac{H}{6} \quad (6.2)$$

式中 d_1 ——螺纹小径; H ——螺纹牙形的三角形高度,对于普通螺纹, $H \approx 0.866p$; d_1 、 p 值见有关手册。

1. 受拉螺栓联接

这种联接只能受静载荷。螺栓在工作时才受拉力 F ,例如图 6.3 所示的起重滑轮螺栓,其螺纹部分的强度条件为

$$\frac{4F}{\pi d_c^2} \leq [\sigma] \quad (6.3)$$

式中 $[\sigma]$ ——松联接螺栓的许用拉应力,见表 6.3。

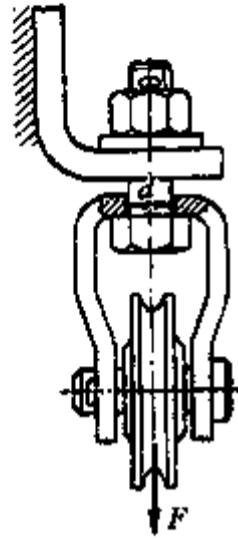


图 6.3 起重滑轮的松螺栓联接

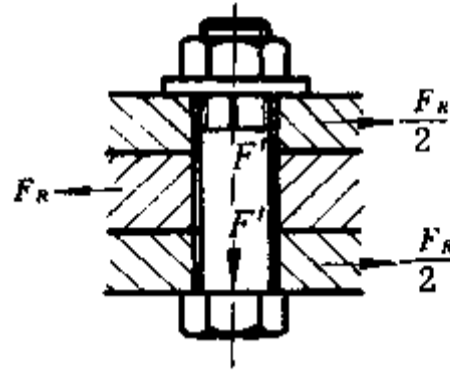


图 6.4 只受预紧力的紧螺栓联接

2. 受拉紧螺栓联接

这种联接能承受变载荷。

——只受预紧力的紧螺栓联接。图 6.4 为靠摩擦传递横向力 F_R 的受拉螺栓联接,这时,螺栓只受预紧力 F' (已知 F_R 求 F' 的公式见式 6.14), 所受的螺纹力矩 $T_1 = F' \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}$ 。相应得拉应力 $\sigma = 4F' / (\pi d_c^2)$, 切应力 $\tau_T = 16F' \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2} / (\pi d_c^3) = 2\sigma \tan(\psi + \rho_v) d_2 / d_c$ 。因螺栓材料是塑性的, 可根据第四强度理论计算螺纹部分强度。把 $d = 10 \text{ mm} \sim 68 \text{ mm}$ 的单头米制三角形螺纹的 d_2 、 d_c 和 ψ 的平均值代入上式, 取 $\rho_v = \arctan 0.15$, 并考虑了工程设计中的经验数据(如摩擦系数)和许用拉应力的变化, 得螺栓螺纹部分的强度条件为

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau_T^2} \approx 1.3\sigma \leq [\sigma]$$

或

$$\frac{4 \times 1.3F'}{\pi d_c^2} \leq [\sigma] \quad (6.4)$$

式中 $[\sigma]$ ——紧联接螺栓的许用拉应力, 见表 6.3。

——受预紧力和工作载荷的紧螺栓联接。如图 6.5 所示, 这种联接拧紧后螺栓受预紧力 F' , 工作时还受到工作载荷 F 。螺栓和被联接件都是弹性体, 联接中各零件受力关系属静不定问题。现以工作载荷作用在螺栓头部和螺母的承压面的情况为例, 分析如下。

一般情况下, 螺栓的总拉力 F_0 并不等于 F' 与 F 之和。当应变在弹性范围之内时, 各零件的受力可根据静力平衡和变形协调条件求出。

由图 6.5b 得知, 根据静力平衡条件, 螺栓所受拉力应与被联接件所受压力大小相等, 均为 F' 。以 c_1 和 c_2 分别表示螺栓和被联接件的刚度, 则螺栓伸长量 $\delta_1 = \frac{F'}{c_1}$, 被联接件缩短量 $\delta_2 = \frac{F'}{c_2}$; 图 6.6a 为此时二者的受力和变形关系图, 将两关系图合并得图 6.6b。图 6.5c 和 6.6c 是螺栓受工作载荷时的情况。这时, 螺栓总拉力为 F_0 , 拉力增量为 $F_0 - F'$, 伸长增量为 $\Delta\delta_1$; 被联接件随之放松, 其压力减小为剩余预紧力 F'' , 压力减量为 $F' - F''$, 缩短减量为 $\Delta\delta_2$ 。根据螺栓的静力平衡条件得

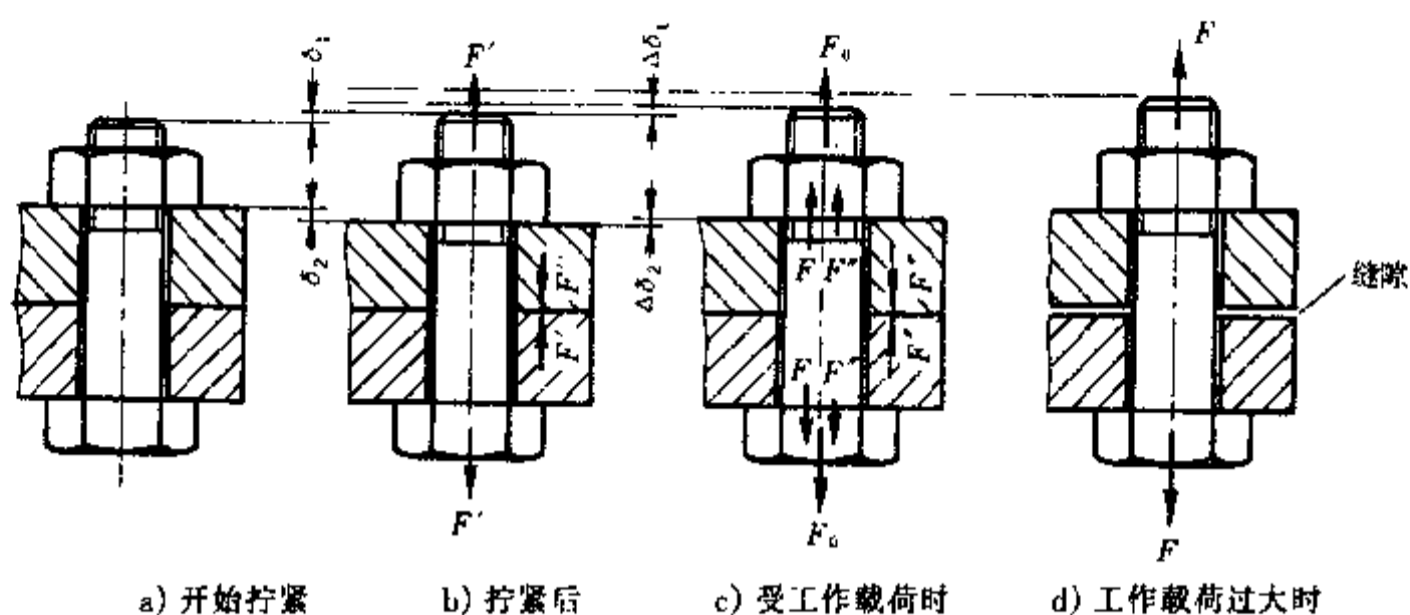


图 6.5 螺栓和被联接件的受力和变形

$$F_0 = F + F'' \quad (6.5)$$

即螺栓总拉力为工作载荷与被联接件给它的剩余预紧力之和。

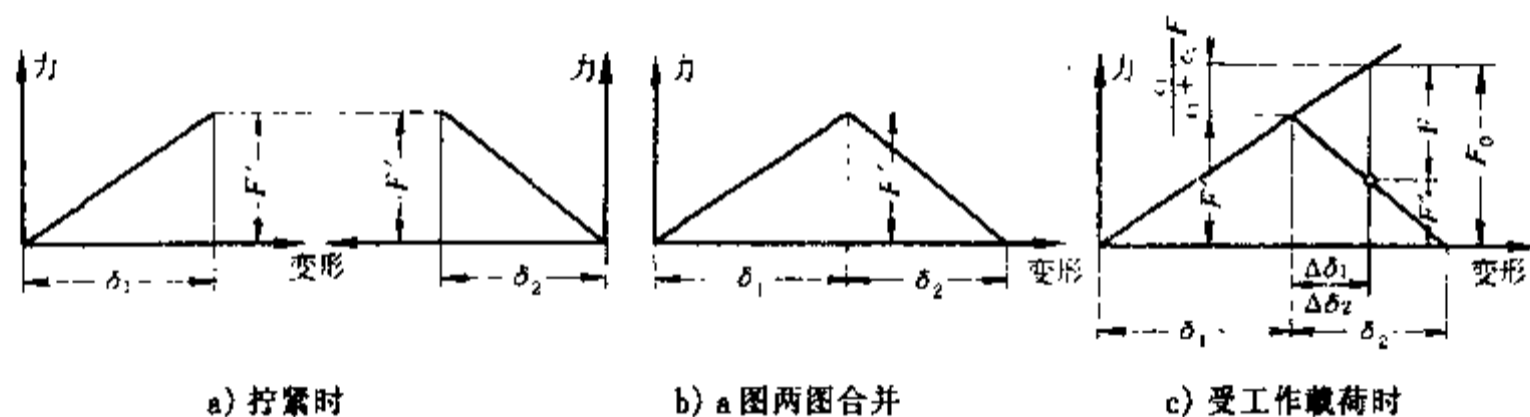


图 6.6 螺栓和被联接件的力与变形的关系

根据螺栓与被联接件变形协调条件有 $\Delta\delta_1 = \Delta\delta_2$, 以 $\Delta\delta_1 = \frac{F_0 - F'}{c_1} = \frac{F + F'' - F'}{c_1}$ 和 $\Delta\delta_2 = \frac{F' - F''}{c_2}$ 代入得

$$F'' = F' - \frac{c_2}{c_1 + c_2} F \quad (6.6)$$

$$F' = F'' + \frac{c_2}{c_1 + c_2} F \quad (6.7)$$

$$F_0 = F' + \frac{c_1}{c_1 + c_2} F \quad (6.8)$$

式 6.8 是螺栓总拉力的另一表达式, 即螺栓总拉力等于预紧力加上部分工作载荷。 F_0 值与螺栓相对刚度系数 $\frac{c_1}{c_1 + c_2}$ 有关。当 $c_2 \gg c_1$ 时, $F_0 \approx F'$; 当 $c_2 \ll c_1$ 时, $F_0 \approx F' + F$ 。

相对刚度系数的大小与螺栓和被联接件的材料、结构、尺寸, 以及工作载荷作用位置、垫片等因素有关, 可通过计算或试验求出。被联接件为钢铁零件时, 一般可根据垫片材料不同采用下列数据: 金属(包括不用垫片) 0.2~0.3; 皮革 0.7; 铜皮石棉 0.8; 橡胶 0.9。

图 6.5d 为螺栓工作载荷过大时, 联接出现缝隙的情况, 这是不容许的。显然, F'' 应大于零,

以保证联接的刚性或紧密性。下列数据可供选择 F'' 时参考: F 无变化时, $F'' = (0.2 \sim 0.6)F$; F 有变化时, $F'' = (0.6 \sim 1.0)F$; 压力容器的紧密联接, $F'' = (1.5 \sim 1.8)F$, 且应保证密封面的剩余预紧压力大于压力容器的工作压力。

设计时, 通常在求出 F 后, 即可根据联接的工作要求选择 F'' , 然后由式 6.5 求 F_0 以计算螺栓的强度; 至于为保证 F'' 所需的 F' , 则可由式 6.7 求出。当 F 和 F' 已知时, 可用式 6.8 求 F_0 , 用式 6.6 求 F'' 以检查其是否达到需要值。

联接应该是在受工作载荷前拧紧的, 螺纹力矩为 $F' \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}$; 但考虑到出现特殊情况时可能在工作载荷下补充拧紧, 则螺纹力矩为 $F_0 \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}$, 相应的螺栓切应力 τ_T 和拉应力 σ 分别为

$$\tau_T = \frac{16F_0 \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2}}{\pi d_c^3}$$

$$\sigma = \frac{4F_0}{\pi d_c^2}$$

因此, 为安全起见, 可按这一情况推导出螺纹部分的强度条件。参照式 6.4 的推导, 得此强度条件为

$$\frac{4 \times 1.3F_0}{\pi d_c^2} \leq [\sigma] \quad (6.9)$$

式 6.9 用于静载计算。静载时的许用应力见表 6.3。

若受的是变载, 工作载荷在 F_1 与 F_2 之间变化, 则螺栓拉力将在 F_{01} 和 F_{02} 之间变化, 如图 6.7 所示。由此可知, 螺栓的拉力变幅

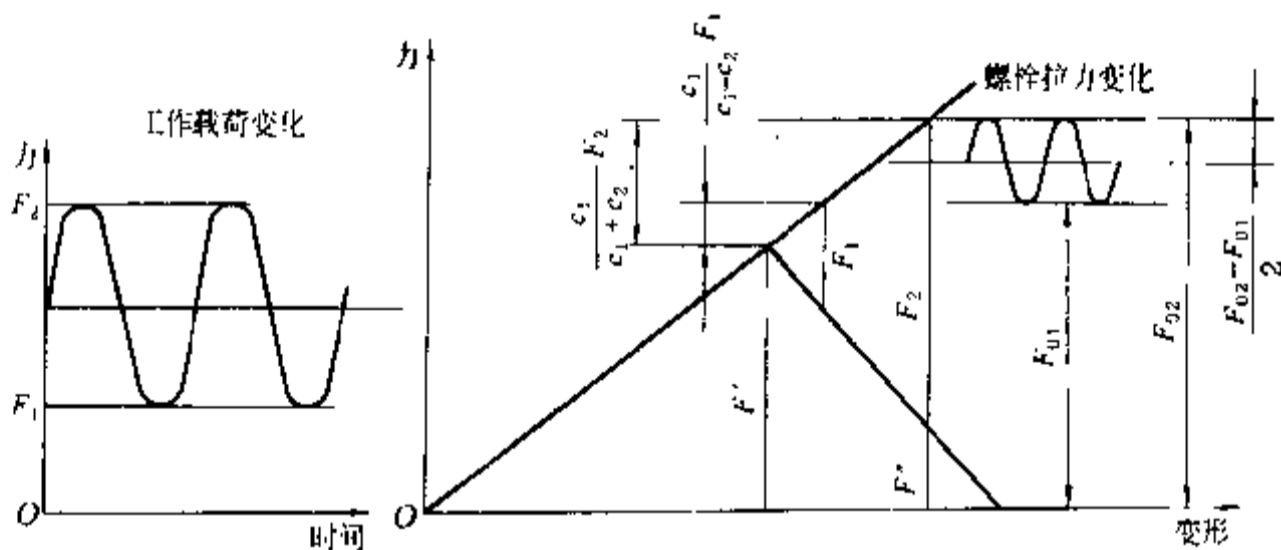


图 6.7 工作载荷变化时螺栓拉力的变化

$$F_a = \frac{F_{02} - F_{01}}{2} = \frac{F_2 - F_1}{2} \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2}$$

由于变载零件的疲劳强度应力幅是主要因素, 故应满足强度条件

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_c} = \frac{2(F_2 - F_1)}{\pi d_c^2} \cdot \frac{c_1}{c_1 + c_2} \leq [\sigma_a] \quad (6.10)$$

式中 $[\sigma_s]$ ——螺栓变载时的许用应力幅,见表 6.3。

若 $F_1=0$,则它也属于 $\sigma_{\min}=\text{常数}$ 的变载情况,故也可按表 3.3 中所列的公式计算其安全系数。

6.3.2 受剪螺栓联接

工作时,螺栓在联接接合面处受剪,并与被联接件孔壁互相挤压。联接损坏的可能形式有:螺栓被剪断,栓杆或孔壁被压溃等。栓杆还受弯曲,但在各接合面贴紧情况下可不考虑。联接的预紧力和摩擦力在一般情况下可忽略不计。

设螺栓所受的剪力为 F_s ,则其强度条件为

$$\frac{4F_s}{\pi d^2 m} \leq [\tau] \quad (6.11)$$

式中 d ——螺栓抗剪面直径; m ——螺栓抗剪面数目; $[\tau]$ ——螺栓的许用切应力,见表 6.4。

杆孔表面的挤压应力分布见图 6.8c,它和表面加工、杆孔配合、零件变形等有关,很难精确确定。计算时,常假设按均匀规律分布,如图 6.8d,因此联接的强度条件为

$$F_s \leq dh[\sigma_p] \quad (6.12)$$

式中 h ——计算对象的受压高度; $[\sigma_p]$ ——计算对象的许用挤压应力,见表 6.4。考虑到各零件的材料和受压高度可能不同,应就联接中所有受压件分别计算,或先判断其中弱者作为计算对象。

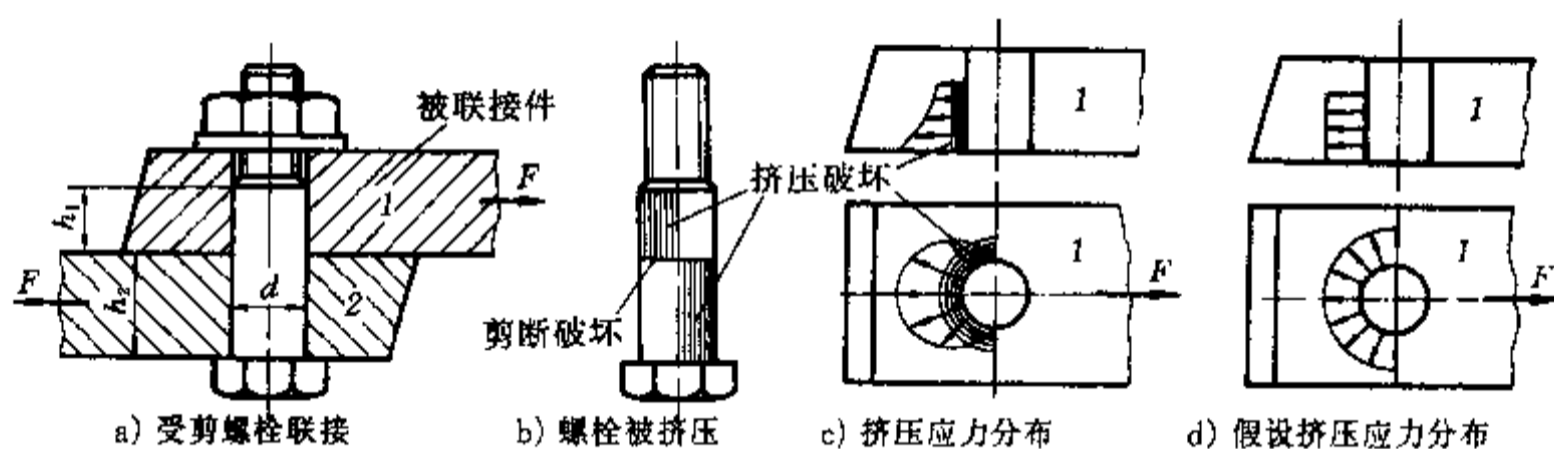
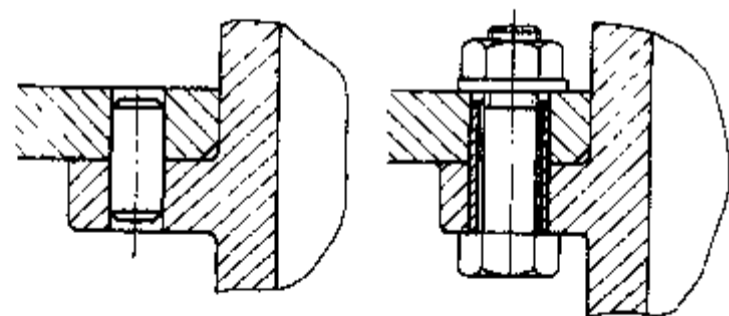


图 6.8 受剪螺栓联接

图 6.4 所示的受拉螺栓联接也是用以传递横向载荷的。由于靠摩擦传力,在冲击、振动或变载荷下不够可靠,而且所需螺栓直径也较大(说明见 6.4 节受横向力 F_R 的螺栓组联接)。为了避免上述缺点,除受剪螺栓外,还常用各种抗剪件来传递横向力,如图 6.9 所示,其强度计算与受剪螺栓联接相同。采用衬套还有保护孔壁免于压溃的作用。

另一方面,近年来发展了高强度螺栓摩擦联接,螺栓的 σ_B 高达 1 200 MPa,一般为 800 MPa~1 000 MPa。用强力拧紧后,螺栓的预紧应力允许达到(0.75~0.85)

σ_S ,甚至更高。用喷砂、喷丸、火焰清理、适当生锈再刷去浮锈等方法并改进联接的结构型式和螺



用销抗剪 用衬套抗剪
图 6.9 用抗剪件传递横向力

栓的布置,合理选择螺母和垫圈材料,加大螺栓头部、螺母和垫圈外径尺寸等,有利于增大联接的摩擦力。这种联接在桥梁、建筑等钢结构中应用较广。

6.3.3 许用应力

受拉螺栓联接的许用应力见表 6.3,受剪螺栓联接的许用应力见表 6.4。

表 6.3 受拉螺栓联接的许用应力

静 载 荷				变 载 荷														
螺栓许用拉应力				螺栓许用应力幅和极限应力幅														
$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S_s]}$				$[\sigma_s] = \frac{\sigma_{s,lm}}{[S_s]}, \sigma_{s,lm} = \frac{e k_m k_u}{k_a} \sigma_s$														
紧联接螺栓				式中 e ——尺寸系数(下表尺寸 d 为第一系列);														
——不控制预紧力时, $[S_s]$ 按下表选取:																		
材料	M6~M16	M16~M30	M30~M60	d/mm	<12	16	20	24	30									
碳素钢	5~4	4~2.5	2.5~2	e	1	0.87	0.81	0.76	0.69									
合金钢	5.7~5	5~3.4	3.4~3	d/mm	36	42	48	56	64									
				e	0.65	0.62	0.60	0.57	0.54									
——控制预紧力时				k_a ——螺纹应力集中系数:														
$[S_s] = 1.2 \sim 1.5$				<table border="1"> <thead> <tr> <th>σ_B/MPa</th> <th>400</th> <th>600</th> <th>800</th> <th>1000</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>k_a</td> <td>3</td> <td>3.9</td> <td>4.8</td> <td>5.2</td> </tr> </tbody> </table>					σ_B/MPa	400	600	800	1000	k_a	3	3.9	4.8	5.2
σ_B/MPa	400	600	800	1000														
k_a	3	3.9	4.8	5.2														
松联接螺栓				k_m ——螺纹制造工艺系数:车制 $k_m = 1$, 辗制 $k_m = 1.25$;														
未经淬火的钢 $[S_s] = 1.2$				k_u ——各圈螺纹牙受力分配不均系数:受压螺母 $k_u = 1$, 部分受拉														
经淬火的钢 $[S_s] = 1.6$				或全部受拉的螺母(图 6.15 悬置螺母) $k_u = 1.5 \sim 1.6$;														
				$[S_s]$ ——安全系数,一般取 $[S_s] = 2.5 \sim 4$														

表 6.4 受剪螺栓联接的许用应力

静 载 荷			变 载 荷		
螺栓许用切应力			螺栓许用切应力		
$[\tau] = \frac{\sigma_s}{[S_s]}, [S_s] = 2.5$			$[\tau] = \frac{\sigma_s}{[S_s]}, [S_s] = 3.5 \sim 5$		
螺栓许用挤压应力			螺栓许用挤压应力		
钢 $[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{[S_p]}, [S_p] = 1 \sim 1.25$			钢 $[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{[S_p]}, [S_p] = 1.6 \sim 2$		
铸铁 $[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{[S_p]}, [S_p] = 2 \sim 2.5$			铸铁 $[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{[S_p]}, [S_p] = 2.5 \sim 3.5$		

例题 6.1 已知气缸工作压力在 0 MPa~0.5 MPa 之间变化,工作温度 < 125 °C,气缸内直径 $D_2 = 1100$ mm,螺栓数目 $z = 20$,采用铜皮石棉垫片。试计算气缸盖螺栓直径(参看图 6.10,本题为受轴向力 F_Q 的螺栓组联接,受力分析见 6.4 节)。

解

计算项目	计算内容	计算结果
计算螺栓受力		
气缸盖最大压力	$F_Q = \frac{\pi D_2^2}{4} p = \frac{\pi \times 100^2}{4} \times 0.5$	$F_Q = 475\,200\text{ N}$
螺栓工作载荷	$F_1 = 0, F_2 = \frac{F_Q}{z} = \frac{475\,200}{20}$ (式 6.13)	$F_1 = 0$ $F_2 = 23\,760\text{ N}$
剩余预紧力	$F' = 1.5F_2 = 1.5 \times 23\,760$ (见 6.3.1 节)	$F' = 35\,640\text{ N}$
螺栓最大拉力	$F_{02} = F_2 + F' = 23\,760 + 35\,640$ (式 6.5)	$F_{02} = 59\,400\text{ N}$
相对刚度系数	采用铜皮石棉垫片	$\frac{c_1}{c_1 + c_2} = 0.8$
预紧力	$F' = F_{02} - \frac{c_1}{c_1 + c_2} F_2 = 59\,400 - 0.8 \times 23\,760$ (式 6.8)	$F' = 40\,390\text{ N}$
螺栓拉力变化幅	$F_a = \frac{F_{02} - F'}{2} = \frac{59\,400 - 40\,390}{2}$ ($p = 0\text{ MPa} \sim 0.5\text{ MPa}$) 或 $F_a = \frac{F_2 - F_1}{2} \times \frac{c_1}{c_1 + c_2} = \frac{23\,760 - 0}{2} \times 0.8$	$F_a = 9\,505\text{ N}$
计算螺栓应力幅		
假设螺栓直径	自定 $d = 42\text{ mm}$	$d = 42\text{ mm}$
螺栓几何尺寸	查手册 $d_1 = 37.129\text{ mm}, d_2 = 39.077\text{ mm},$ $p = 4.5\text{ mm}, H = 0.866p = 3.897\text{ mm}$	
螺栓危险截面面积	$A_c = \frac{\pi}{4} (d_1 - \frac{H}{6})^2 = \frac{\pi}{4} (37.129 - \frac{3.897}{6})^2$	$A_c = 1\,045\text{ mm}^2$
螺栓应力幅	$\sigma_a = \frac{F_a}{A_c} = \frac{9\,505}{1\,045}$	$\sigma_a = 9.10\text{ MPa}$
确定许用应力幅		
选择螺栓材料	35 钢	
选择螺栓性能等级	5.6 级 $\sigma_B = 5 \times 100$ (见 6.1.2 节) $\sigma_S = 6 \times \frac{\sigma_B}{10} = 6 \times \frac{500}{10}$ (同上)	$\sigma_B = 500\text{ MPa}$ $\sigma_S = 300\text{ MPa}$
螺栓疲劳极限	$\sigma_{-1} = 0.32 \sigma_B = 0.32 \times 500$ (表 3.2)	160 MPa
极限应力幅	$\sigma_{a\text{lim}} = \frac{\varepsilon k_m k_u}{k_\sigma} \sigma_{-1} = \frac{0.62 \times 1 \times 1.5}{3.45} \times 160$ (由表 6.3; $\varepsilon = 0.62, k_m = 1$ 车制, $k_u = 1.5, k_\sigma = 3.45$)	43.1 MPa
许用应力幅	$[\sigma_a] = \frac{\sigma_{a\text{lim}}}{[S_a]} = \frac{43.1}{3}$ (表 6.3)	$[\sigma_a] = 14.4\text{ MPa}$
校核螺栓变载荷强度		
应满足条件	$\sigma_a < [\sigma_a]$	$9.10 < 14.4\text{ MPa}$
校核螺栓静载荷强度	略	

6.4 螺栓组联接的受力分析

多数情况下螺栓都是成组使用的,设计时,常根据被联接件的结构和联接的载荷来确定联接的传力方式、螺栓的数目和布置。为了减少所用螺栓的规格和提高联接的结构工艺性,通常都采用相同的螺栓材料、直径和长度。

螺栓组联接受力分析的任务是求出联接中各螺栓受力的大小,特别是其中受力最大的螺栓及其载荷。分析时,通常做以下假设:1)被联接件为刚体;2)各螺栓的拉伸刚度或剪切刚度(即各螺栓的材料、直径和长度)及预紧力都相同;3)螺栓的应变没有超出弹性范围。下面介绍几种典型螺栓组受力分析的方法。

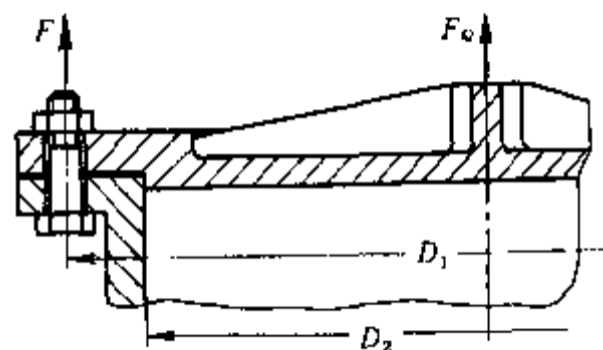


图 6.10 受轴向力的螺栓组联接

6.4.1 受轴向力 F_Q 的螺栓组联接

图 6.10 为气缸盖螺栓联接,其载荷通过螺栓组形心,因此各螺栓分担的工作载荷 F 相等。设螺栓数目为 z ,则

$$F = \frac{F_Q}{z} \quad (6.13)$$

此外,螺栓还受有预紧力,其总拉力的求法见 6.3 节。

6.4.2 受横向力 F_R 的螺栓组联接

图 6.11 为板件联接,螺栓沿载荷方向布置。载荷可通过两种不同方式传递,a 图用受拉螺栓联接,b 图用受剪螺栓联接。

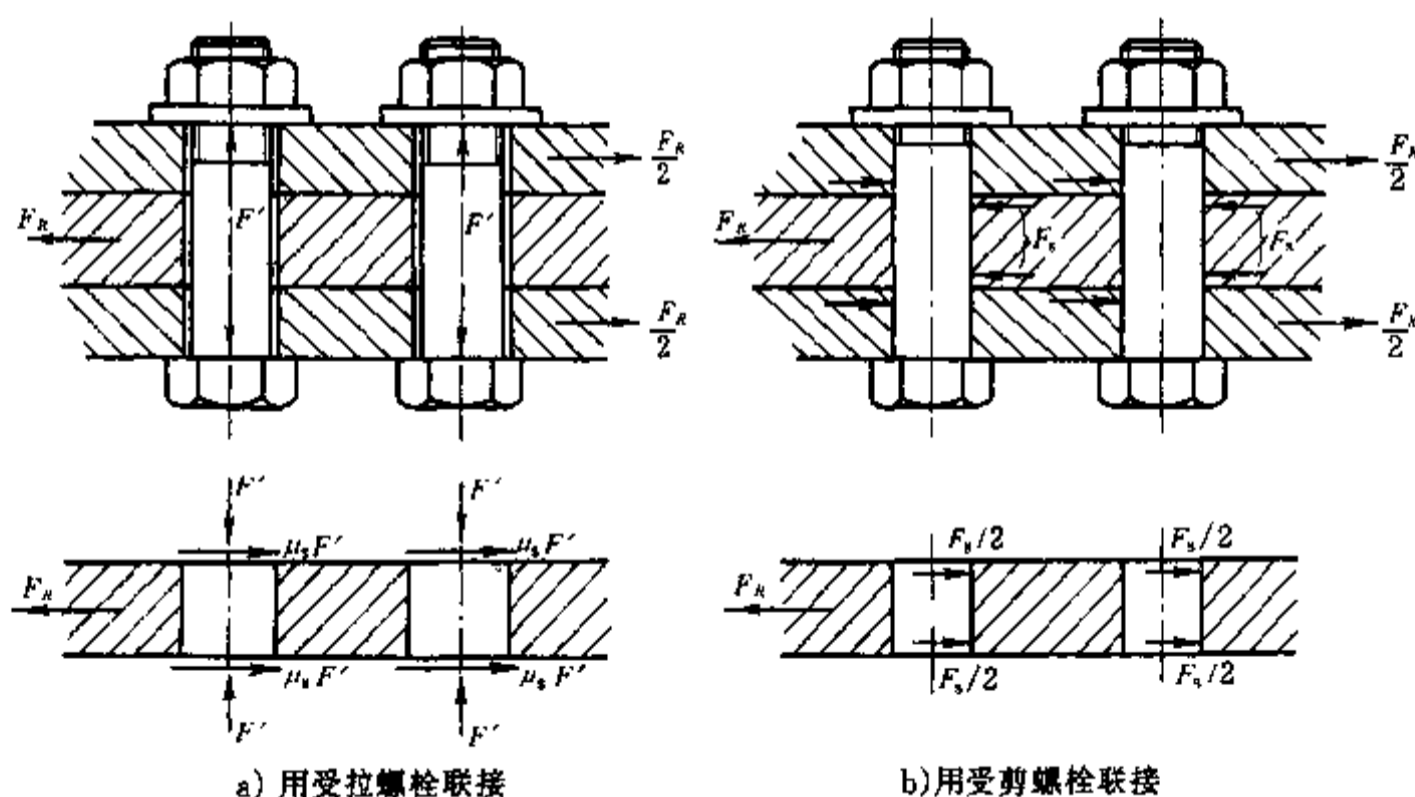


图 6.11 受横向力的螺栓组联接

——当用受拉螺栓联接时,螺栓只受预紧力 F' ,靠结合面间的摩擦来传递载荷。假设各螺栓联接结合面的摩擦力相等并集中在螺栓中心处,则根据板的平衡条件得

$$\mu_s F' m z = k_f F_R \quad \text{或} \quad F' = \frac{k_f F_R}{\mu_s m z} \quad (6.14)$$

式中 μ_s ——接合面摩擦系数,对于钢铁零件,当接合面干燥时, $\mu_s = 0.10 \sim 0.16$; 当接合面沾有油时, $\mu_s = 0.06 \sim 0.10$; m ——接合面数目; z ——螺栓数目; k_f ——考虑摩擦传力的可靠系数, $k_f = 1.1 \sim 1.5$ 。

若 $z = 1, m = 1$, 并取 $\mu_s = 0.15, k_f = 1.2$, 则 $F' = 8F_R$ 。由此可见,这种联接的主要缺点是所需的预紧力很大,为横向载荷的很多倍。若采用高强度螺栓摩擦联接可在很大程度上克服这一缺点。

——当用受剪螺栓联接时,靠螺栓受剪和螺栓与被联接件相互挤压时的变形来传递载荷。由于拧紧,联接中有预紧力和摩擦力,但一般忽略不计。假设各螺栓所受的工作载荷均为 F_s , 则根据板的静力平衡条件得

$$z F_s = F_R \quad \text{或} \quad F_s = \frac{F_R}{z} \quad (6.15)$$

实际上由于板是弹性体,两端螺栓所受剪力比中间螺栓大,所以沿载荷方向布置的螺栓数目不宜超过6个,以免受力严重不均。

6.4.3 受旋转力矩 T 的螺栓组联接

图 6.12 为一底板螺栓联接,假设在 T 作用下,底板有绕通过螺栓组形心的轴线 $O-O$ (简称旋转中心)旋转的趋势,则每个螺栓联接都受有横向力,也可通过两种方式传递。

——当用受拉螺栓联接(图 6.12b)时,假设各螺栓联接接合面的摩擦力相等并集中在螺栓中心处,与螺栓中心至底板旋转中心 O 的连线垂直,则根据底板的静力平衡条件得

$$\begin{aligned} \mu_s F' r_1 + \mu_s F' r_2 + \dots + \mu_s F' r_z &= k_f T \\ \text{或} \quad F' &= \frac{k_f T}{\mu_s (r_1 + r_2 + \dots + r_z)} \end{aligned} \quad (6.16)$$

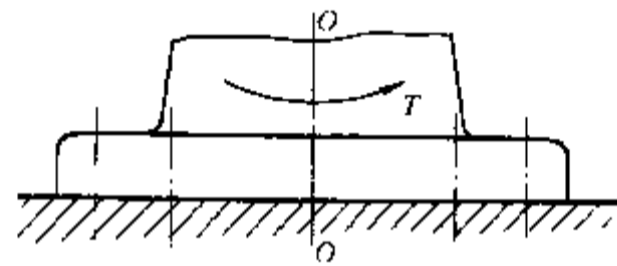
式中 F' ——需要的螺栓预紧力; r_1, r_2, \dots, r_z ——各螺栓中心至底板旋转中心的距离,角注代表螺栓序号; μ_s 和 k_f 见前。

——当用受剪螺栓联接(图 6.12c)时,各螺栓的工作载荷 F_s 与其中心至底板旋转中心的连线垂直。忽略联接中的预紧力和摩擦力,则根据底板的静力平衡条件得

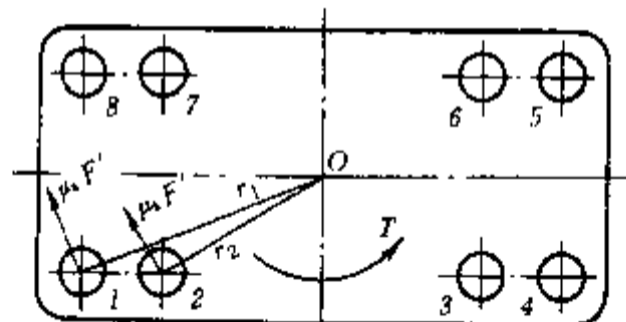
$$F_{s1} r_1 + F_{s2} r_2 + \dots + F_{sz} r_z = T$$

根据螺栓的变形协调条件,各螺栓的剪切变形量与其中心至底板旋转中心的距离成正比。因为螺栓剪切刚度相同,所以各螺栓的剪力也与这个距离成正比,于是

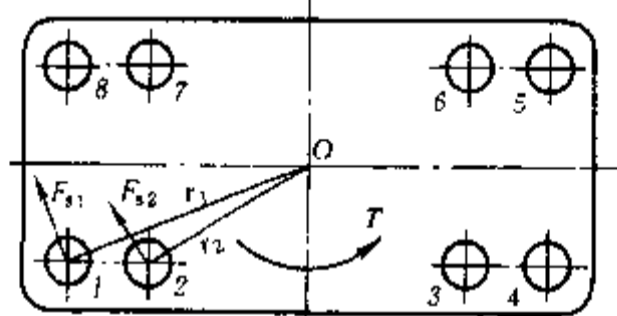
$$\frac{F_{s1}}{r_1} = \frac{F_{s2}}{r_2} = \dots = \frac{F_{sz}}{r_z}$$



a) 联接受旋转力矩 T



b) 用受拉螺栓联接



c) 用受剪螺栓联接

图 6.12 受旋转力矩的螺栓组联接

F_{s1}, F_{s2}, \dots 等可通过联立解上两式求出。例如,距底板旋转中心最远的1、4、5、8四个螺栓受力最大

$$F_{s1} = F_{s4} = F_{s5} = F_{s8} = \frac{Tr_1}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_8^2} \quad (6.17)$$

6.4.4 受翻转力矩 M 的螺栓组联接

图6.13为另一底板螺栓联接,采用受拉螺栓。拧紧后,螺栓受预紧力。假设被联接件是弹性体但其结合面始终保持为平面(与本节开始的假设不同),且在 M 作用下底板有绕通过螺栓组形心的轴线 $O-O$ 翻转的趋势,则轴线左边螺栓受到工作载荷 F ,右边螺栓相当于受了负的拉力,其预紧力将减小。就底板面言,则是左半边螺栓的紧固力增大,而右半边基座的反抗压力以同样大小增大。根据底板的静力平衡条件得

$$F_1 r_1 + F_2 r_2 + \dots + F_z r_z = M$$

根据螺栓变形协调条件,各螺栓的拉伸变形量与其中心至底板翻转轴线的距离成正比。因为螺栓拉伸刚度相同,所以左边螺栓的工作载荷和右边基座在螺栓处的压力也与这个距离成正比,于是

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \dots = \frac{F_z}{r_z}$$

F_1, F_2, \dots 等即可通过联立解上两式求出。例如,距底板翻转轴线最远处的1、10两个左边螺栓受力最大

$$F_1 = F_{10} = \frac{Mr_1}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_{10}^2} \quad (6.18)$$

至于螺栓的总拉力求法,见6.3节。

在以上四种典型的螺栓组联接受力分析中,螺栓的受力是在所作假设下,根据静力平衡和变形协调条件求出的。其他型式的螺栓组联接的受力分析方法基本相同,只是有些联接有时还需要满足其他要求而影响螺栓的受力。例如图6.11a的联接有紧密性要求时,螺栓的预紧力可能由保证紧密性的条件决定。

6.5 提高螺栓联接强度的措施

分析影响螺栓联接强度的因素,从而提出提高联接强度的措施,对设计和使用螺栓联接具有重要的意义。下面就受拉螺栓联接作一简单说明。大多数情况下,这种联接的强度决定于螺栓的强度,因此,以下说明也针对螺栓而言。

影响螺栓强度的因素很多,有材料、结构、尺寸参数、制造和装配工艺等。就其影响而言,涉及到螺纹牙受力分配、附加应力、应力集中、应力幅、材料、机械性能、制造工艺等方面。前而提到,受拉螺栓的损坏多属于疲劳性质,所以下面就按这几方面分析各种因素对螺栓疲劳强度的影响和提高疲劳强度的措施。这些措施是从降低螺栓的负担(实际应力)和提高其能力(主要是抗

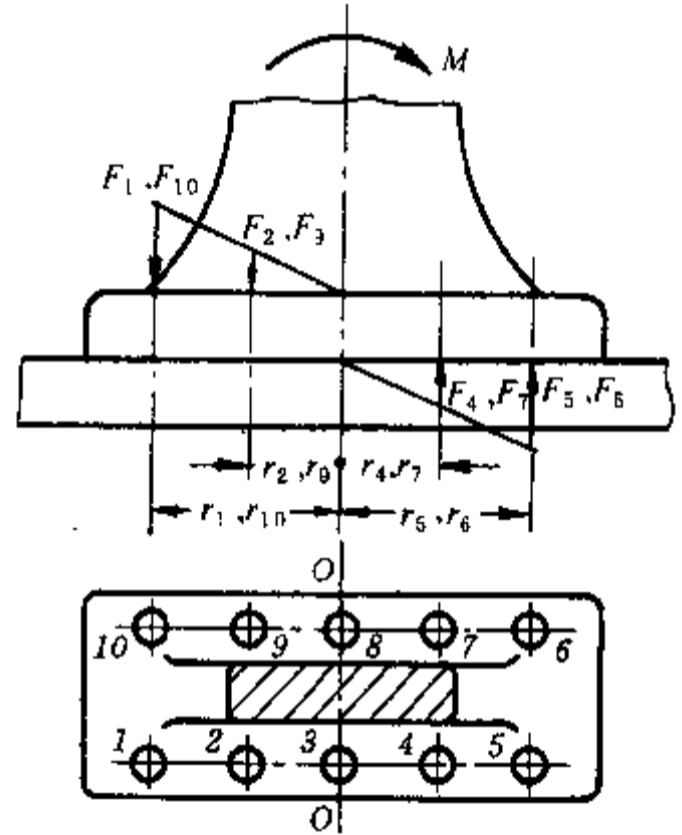


图6.13 受翻转力矩的螺栓组联接

疲劳破坏能力)或同时从这两方面入手提出的。

6.5.1 均匀螺纹牙受力分配

即使是制造和装配精确的螺栓和螺母,传力时其旋合各圈螺纹牙的受力也不是均匀的。参看图 6.14a 的受拉螺栓与受压螺母组合,螺栓杆拉力自下而上由 F 递减为零,并通过螺纹牙传给了螺母;螺母体压力则自上而下由零递增为 F 。螺栓受拉,螺距增大;而螺母受压,螺距减小。

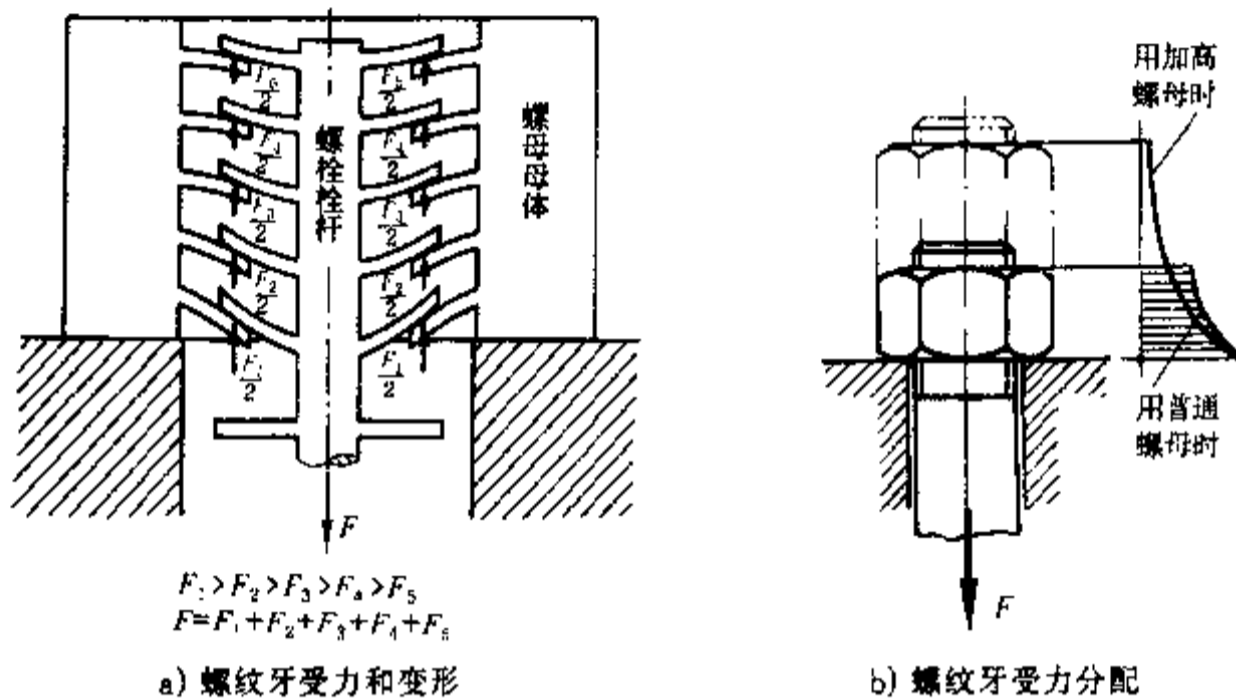


图 6.14 螺纹牙的受力

由螺纹牙、栓杆和母体的变形协调条件可知,这种螺纹螺距变化差主要靠旋合各圈螺纹牙的变形来补偿。由图可知,从传力算起的第一圈螺纹变形最大,因而受力也最大,以后各圈递减。旋合圈数越多,受力不均匀程度也越显著(图 6.14b),到第 8~10 圈以后,螺纹牙几乎不受力。因此,采用加高螺母以增加旋合圈数,对提高螺栓强度并没有多少作用。

——为了使螺纹牙受力比较均匀,可用下述方法(图 6.15)改进螺母结构:1) 悬置螺母,使母体和栓杆的变形一致以减少螺距变化差,可提高螺栓疲劳强度达 40%;2) 内斜螺母,可减小原受力大的螺纹牙的刚度而把力分移到原受力小的牙上,可提高螺栓疲劳强度达 20%;3) 环槽螺母,利用螺母下部受拉且富于弹性可提高螺栓疲劳强度达 30%。这些结构特殊的螺母制造费工,只在重要的或大型的联接中使用。

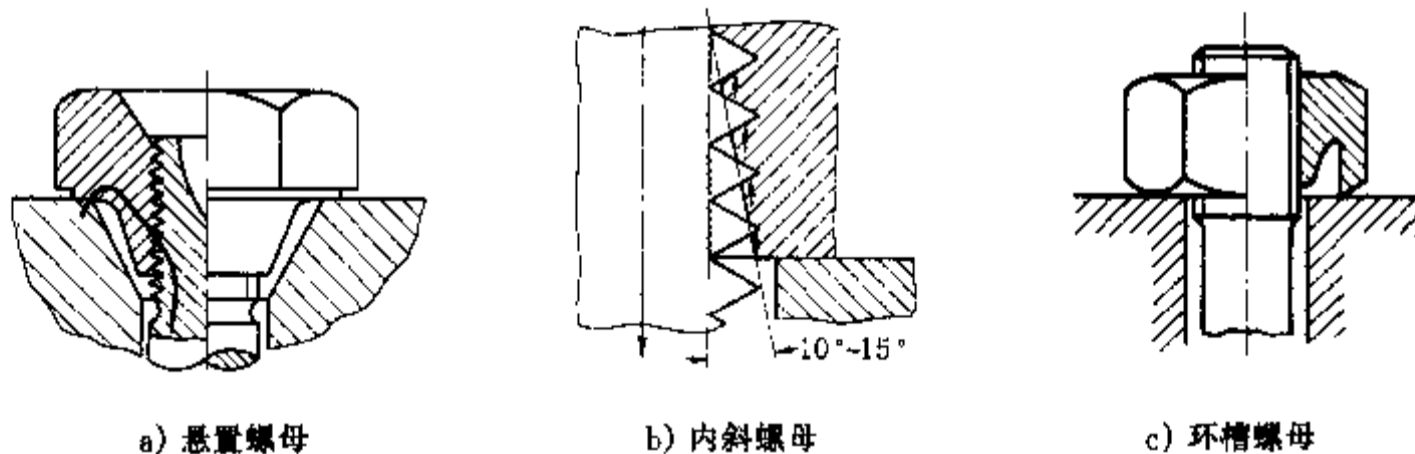


图 6.15 使螺纹牙受力分配较均匀的螺母结构举例

——如果螺母材料软、弹性模量低,例如钢螺栓配用有色金属螺母,则可改善螺纹牙受力分

配,提高螺栓疲劳强度达40%。

——为增强铝、镁合金螺纹孔而研制出的钢丝螺套,由菱形截面钢丝绕成,类似螺旋弹簧(图6.16),装于螺纹孔或螺母中,有减轻螺纹牙受力不均和冲击振动的作用,可提高螺钉或螺栓疲劳强度达30%。若螺套材料为不锈钢,并具有较高的硬度和较低的表面粗糙度值,则还能提高抗微动磨损和腐蚀的能力。螺套装入螺纹孔中后,即将安装柄根缺口折断。锁紧型螺套还有防止旋入的螺钉松脱的作用,因此,钢丝螺套也是一种防松零件。

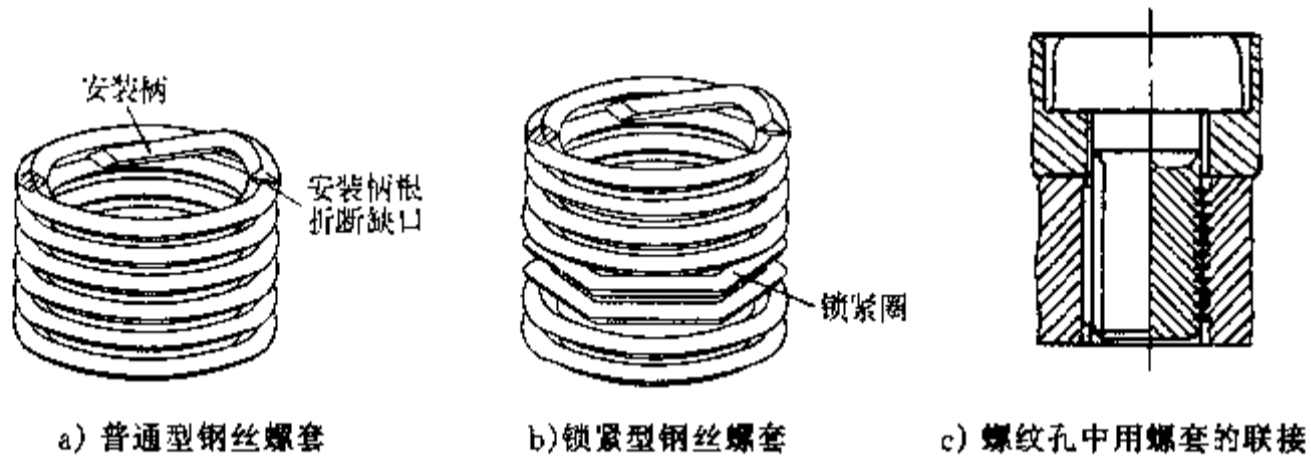


图 6.16 钢丝螺套的结构和应用

6.5.2 减小附加应力

主要指弯曲应力。螺纹牙根对弯曲很敏感,在相当大的拉应力下弯曲应力对螺栓断裂起关键作用。几种产生弯曲应力的原因见图6.17。钩头螺栓引起的弯曲应力很大 $\left[\sigma_b = 32Fe / (\pi d_c^3) = (8e/d_c)(4F/\pi d_c^2) \right]$, 如 $e = d_c$, 则 $\sigma_b = 8\sigma$, 应尽量少用。此外,被联接件、螺栓头部、螺母等的承压面倾斜,螺纹孔不正,都会引起弯曲应力。

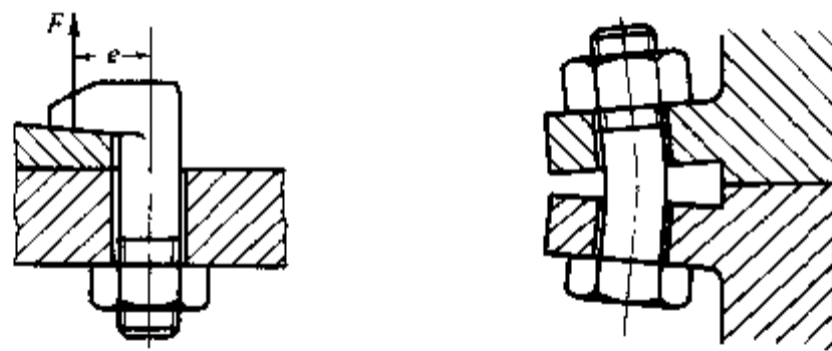


图 6.17 使螺栓受弯曲应力的原因举例

几种减小或避免弯曲应力的结构措施见图6.18。在工艺上要求螺纹孔轴线与联接中各承压面垂直。

由螺纹力矩引起的切应力是另一种附加应力,虽属静应力,在某些场合也应考虑。可用各种方法使栓杆在拧紧时不受螺纹力矩,图6.19所示的螺栓,装配时用扳手在其末端加一相反力矩,即为一例。

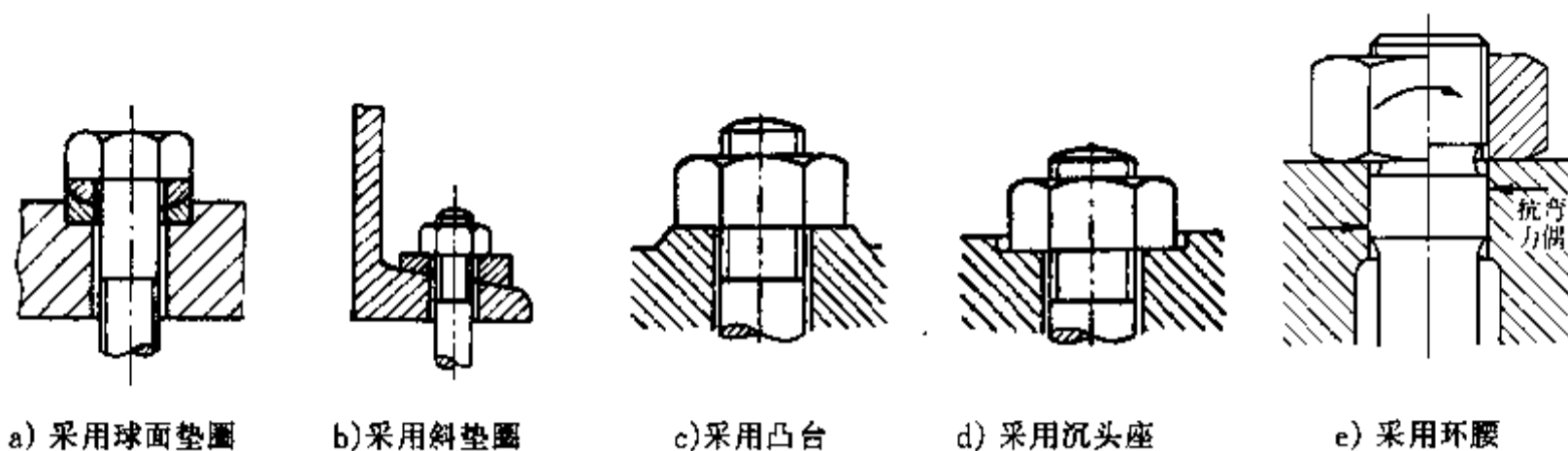


图 6.18 使栓杆减免弯曲应力的措施举例

6.5.3 减轻应力集中

螺纹的牙根和收尾、螺栓头部与栓杆交接处,都有应力集中,是产生断裂的危险部位;特别是在旋合螺纹的牙根处,由于栓杆拉伸,牙受弯剪,而且受力不均,情况更为严重。适当加大牙根圆角半径以减轻应力集中,可提高螺栓疲劳强度达 20%~40%;在螺纹收尾处用退刀槽、在螺母承压面以内的栓杆有余留螺纹(表 6.1)等,都有良好效果。航空、航天器螺栓采用新发展的 MJ 螺纹,其主要结构特点就是牙根圆角半径增大。

高强度钢螺栓对应力集中敏感,但由于可用更大的预紧力拧紧和更高的极限强度,结果还是有利的。

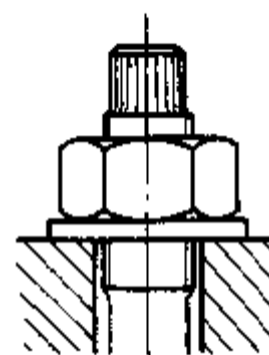


图 6.19 使栓杆不受螺纹力矩的措施举例

6.5.4 降低应力幅

螺栓的最大应力一定时,应力幅越小,疲劳强度越高。在工作载荷和剩余预紧力不变的情况下,减小螺栓刚度或增大被联接件刚度都能达到减小应力幅的目的(图 6.20),但预紧力则应增大。当螺栓刚度为被联接件刚度的一半时(即 $c_1 = c_2/2$),螺栓拉力变化幅仅为工作载荷变化幅的三分之一(参看图 6.7, $\frac{c_1}{c_1 + c_2} F = \frac{1}{1+2} F = \frac{1}{3} F$)。

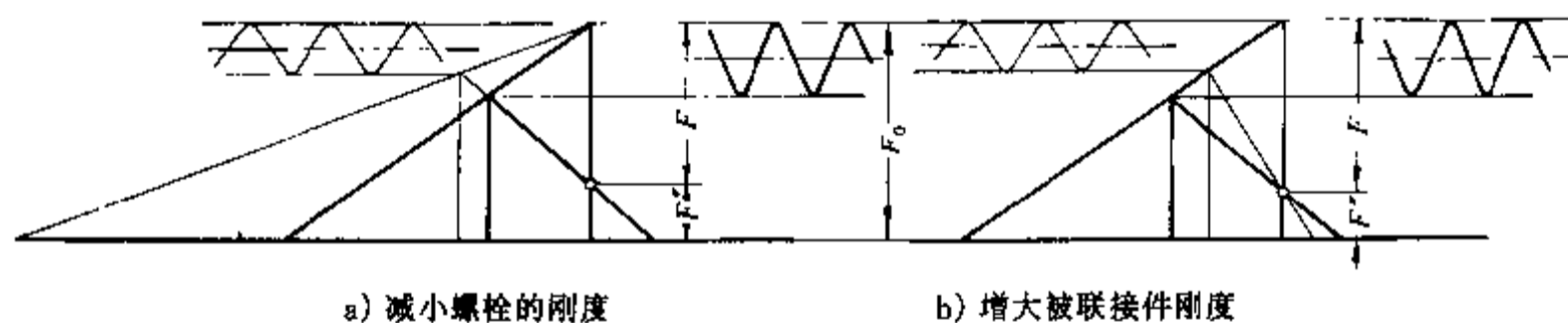


图 6.20 减小螺栓应力幅的措施

减小螺栓刚度的措施有:适当增大螺栓的长度;部分减小栓杆直径或作成中空的结构——柔性螺栓。柔性螺栓受力时变形量大,吸收能量作用强,也适于承受冲击和振动。在螺母下面安装弹性元件(图 6.21),当工作载荷由被联接件传来时,由于弹性元件的较大变形,也能起到柔性螺栓的效果。

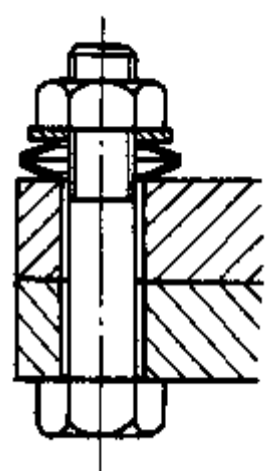


图 6.21 螺母下面装弹性元件

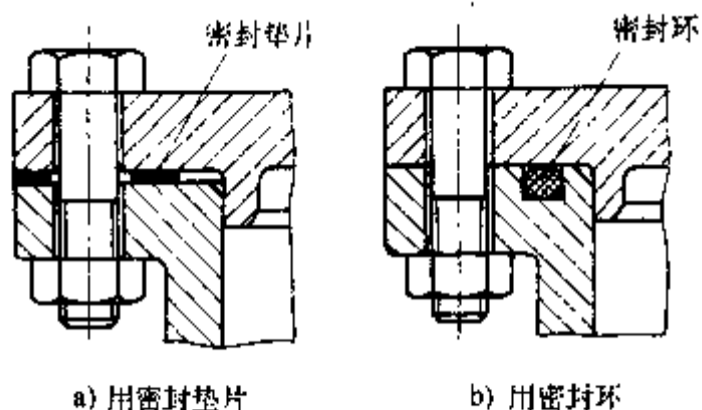


图 6.22 两种密封方案的比较

为了增大被联接系的刚度,不宜用刚度小的垫片。图 6.22 所示的紧密联接,就以用密封环为佳。

6.5.5 选择恰当的预紧力并保持不减退

由于多种因素的影响,螺栓和被联接件的刚度不变,只恰当地增大预紧力,能提高螺栓的疲劳强度,这就是螺栓预紧应力有时高达 $(0.7\sim 0.8)\sigma_s$ 的一个原因。为此,准确控制预紧力并保持其不减退是很重要的。由于零件接触面处的压陷作用,联接装配后的初期一段时间里,螺栓的预紧力有所减退。由图 6.23 可知,在同样的由于压陷引起的被联接件压缩变形减量下,螺栓刚度小时预紧力减退量小。从减轻压陷来看,采用带有承压凸缘的螺栓头部要比采用垫圈效果好些。

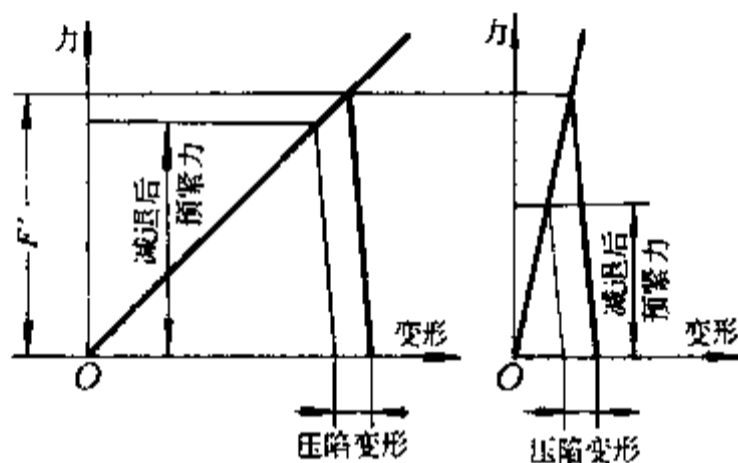


图 6.23 螺栓刚度不同时压陷对预紧力减退的影响

6.5.6 改善制造工艺

制造工艺对螺栓疲劳强度有重要影响。采用滚制螺纹时,由于冷作硬化的作用,表层有残余压应力,金属流线合理,螺栓疲劳强度可较车制螺纹高 $30\%\sim 40\%$;热处理后再滚压的效果更好。

碳氮共渗、渗氮、喷丸处理都能提高螺栓疲劳强度。

至于受剪螺栓联接,其失效形式多为被联接件孔壁的压溃,提高其强度的主要措施是增强孔壁强度。近年发展的各种形式杆孔过盈配合和冷挤压胀孔技术,能有效提高联接的疲劳强度。

6.6 螺旋传动

螺旋传动主要用以变回转运动为直线运动,同时传递能量或力,也可用以调整零件的相互位置,有时兼有几种作用。其应用很广,如螺旋千斤顶、螺旋丝杠、螺旋压力机等。

根据螺纹副的摩擦情况,可分为滑动螺旋、滚动螺旋和静压螺旋。静压螺旋实际上是采用静压流体润滑的滑动螺旋。滑动螺旋构造简单、加工方便、易于自锁,但摩擦大、效率低(一般为 $30\%\sim 40\%$)、磨损快,低速时可能爬行,定位精度和轴向刚度较差。滚动螺旋和静压螺旋没有这

些缺点,前者效率在 90% 以上,后者效率可达 99%;但构造较复杂,加工不便。静压螺旋还需要供油系统。本节主要介绍滑动螺旋,其他两种只作简介。

把回转运动变为直线运动的几种基本方式见图 6.24。

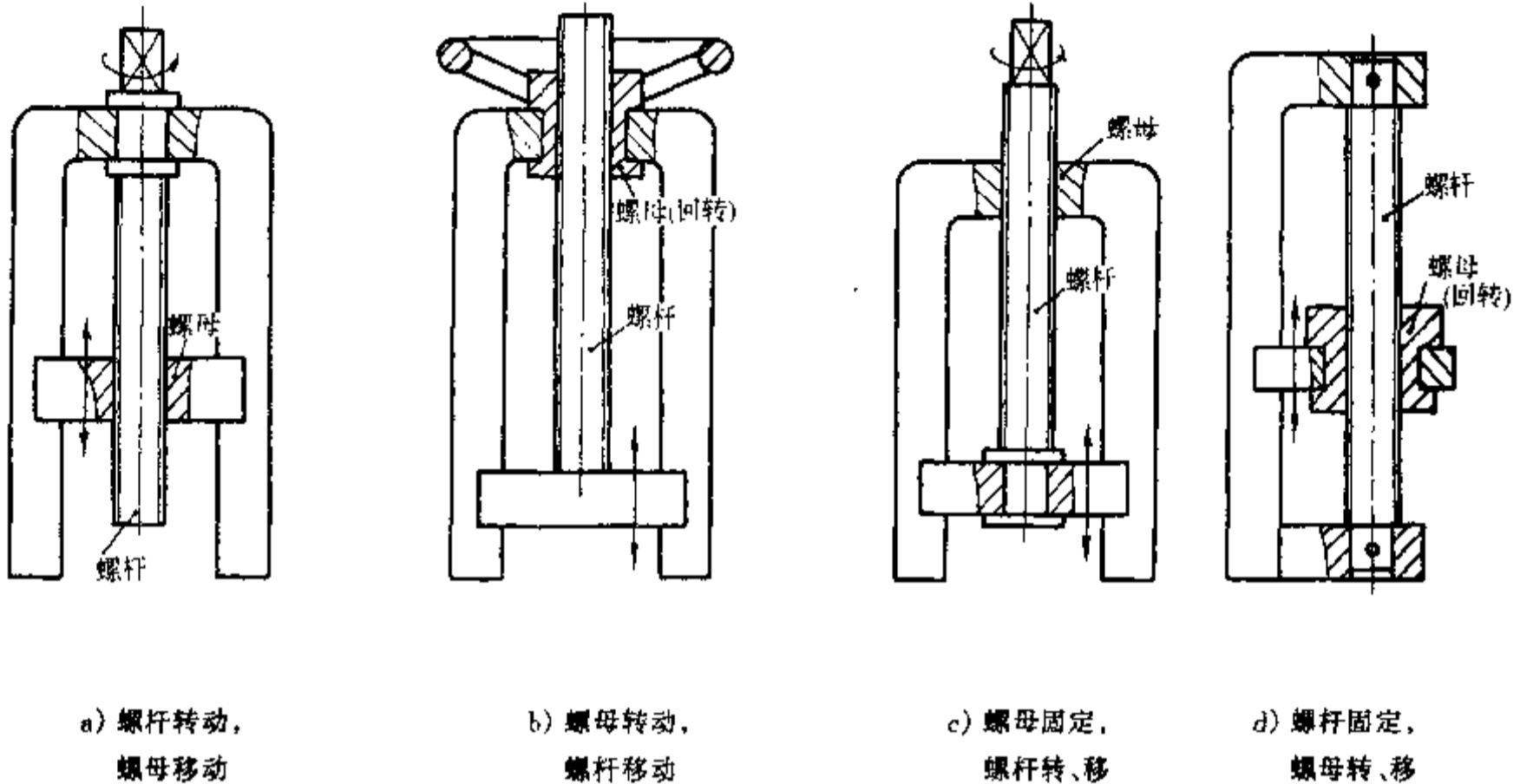


图 6.24 螺旋传动的运动转变方式

6.6.1 滑动螺旋传动

螺杆材料要有足够的强度和耐磨性,以及良好的加工性。不经热处理的螺杆一般可用 Q255、Y40Mn、45、50 钢,重要的经热处理的螺杆可用 65Mn、40Cr 或 20CrMnTi 钢。精密传动螺杆可用 9MnV、CrWMn、38CrMoAl 钢等。

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。常用的材料是铸锡青铜 ZCuSn10P1、ZCuSn5Pb5Zn5;重载低速时用高强度铸造铝青铜 ZCuAl10Fe3 或铸造黄铜 ZCuZn25Al6Fe3Mn3;重载时可用 35 钢或球墨铸铁;低速轻载时也可用耐磨铸铁。尺寸大的螺母可用钢或铸铁作外套,内部浇注青铜。高速螺母可浇注锡铋或铅铋轴承合金(即巴氏合金)。

滑动螺旋传动用梯形、矩形或锯齿形螺纹,其失效形式多为螺纹磨损,而螺杆的直径和螺母的高度也常由耐磨性要求决定。传力较大时,应验算有螺纹部分的螺杆或其他危险部位以及螺母或螺杆螺纹牙强度。要求自锁时,应验算螺纹副的自锁条件。要求运动精确时,应验算螺杆的刚度,其直径常由刚度要求决定。对于长径比很大的受压螺杆,应验算其稳定性,其直径也常由稳定性要求决定;当水平安放时,还应注意其弯曲。对于高速长螺杆,则应验算其临界转速。

在设计时,可根据对螺旋传动的要求,进行必要的计算。考虑到螺杆受力情况复杂并有刚度和稳定性问题,计算其螺纹部分的强度和刚度时,截面的面积和惯性矩等可按螺纹内径计算。

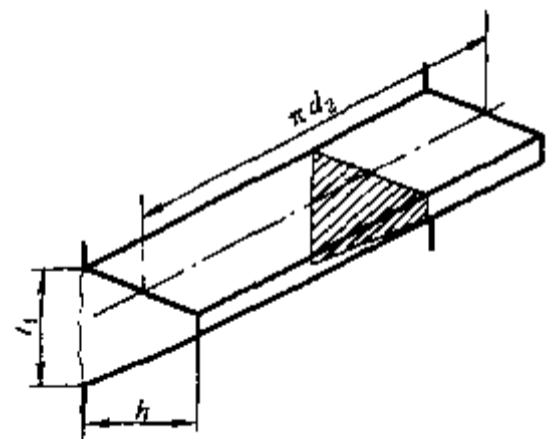


图 6.25 展直后的一圈螺纹牙

1. 螺纹副耐磨性计算

磨损多发生在螺母,把螺纹牙展直后相当于一根悬臂梁(图 6.25)。耐磨性的计算在于限制螺纹副的压强。设轴向力为 F ,相旋合螺纹圈数 $z = H'/p$,此处 H' 是螺母旋合长度, p 为螺距,则验算计算式为

$$\frac{F}{\pi d_2 h z} = \frac{F p}{\pi d_2 h H'} \leq [p] \text{①} \quad (6.19)$$

式中 d_2 ——螺纹中径; h ——螺纹工作高度,梯形和矩形螺纹 $h = 0.5p$,锯齿形螺纹 $h = 0.75p$;

$[p]$ ——许用压强,见表 6.5。

表 6.5 滑动螺旋传动的许用压强 $[p]$

螺纹副材料	滑动速度, m/min	许用压强, MPa	螺纹副材料	滑动速度, m/min	许用压强, MPa
钢对青铜	低速	18~25	钢对灰铸铁	<2.4	13~18
	<3.0	11~18		6~12	4~7
	6~12	7~10	钢对钢	低速	7.5~13
	>15	1~2		6~12	10~13
钢对耐磨铸铁	6~12	6~8	淬火钢对青铜	6~12	10~13

注: $\phi < 2.5$ 或人力驱动时, $[p]$ 可提高约 20%;螺母为两半式时, $[p]$ 应降低约 15%~20%。

为了导出计算公式,可引用系数 $\phi = \frac{H'}{d_2}$ 以消去 H' ,得

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F p}{\pi \phi h [p]}} \quad (6.20)$$

当螺母为整体式、磨损后间隙不能调整时,宜取 $\phi = 1.2 \sim 2.5$;螺母为两半式、间隙能够调整,或螺母兼作支承而受力较大时,可取 $\phi = 2.5 \sim 3.5$;传动精度较高,要求寿命较长时,允许取 $\phi = 4$ 。

由于旋合各圈螺纹牙受力不均, z 不宜大于 10。

2. 螺纹牙强度计算

螺纹牙的剪切和弯曲破坏多发生在螺母。参看图 6.25,牙的剪切和弯曲强度条件分别为

$$\frac{F}{\pi d t_1 z} \leq [\tau] \quad (6.21)$$

$$\frac{3 F h}{\pi d t_1^2 z} \leq [\sigma_b] \quad (6.22)$$

式中 d ——螺母螺纹大径; t_1 ——螺纹牙底宽度,梯形螺纹 $t_1 = 0.634p$,矩形螺纹 $t_1 = 0.5p$,锯齿形螺纹 $t_1 = 0.736p$; $[\tau]$ 和 $[\sigma_b]$ ——螺纹牙的许用切应力和弯曲应力,见表 6.6。

① 用 p 表示螺距的说明已见表 6.1 下注。用 p 表示压强也是历来机械设计书通用的符号。式 6.19 和式 6.20 同时出现两个 p ,注意两者意义不同。

表 6.6 螺杆和螺母的许用应力

MPa

材	料	许 用 应 力		
		$[\sigma]$	$[\sigma_b]$	$[\tau]$
螺 杆	钢	$\frac{\sigma_s}{3\sim 5}$		
螺 母	青铜		40~60	30~40
	耐磨铸铁		50~60	40
	灰铸铁		45~55	40
	钢		$(1\sim 1.2)[\sigma]$	$0.6[\sigma]$

螺母和螺杆材料相同时,按螺杆计算, d 改用 d_1 。

3. 螺杆强度计算

螺杆受有压力(或拉力) F 和扭矩 T , 根据第四强度理论,其强度条件为

$$\sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (6.23)$$

钢螺杆的许用压(拉)应力 $[\sigma]$ 见表 6.6。

4. 螺纹副自锁条件

自锁条件为 $\psi < \rho_v$, 当量摩擦系数见表 6.7。

表 6.7 螺旋传动螺纹副的当量摩擦系数(定期润滑)

螺纹副材料	钢对青铜	钢对耐磨铸铁	钢对灰铸铁	钢对钢	淬火钢对青铜
当量摩擦系数 μ_v	0.08~0.10	0.10~0.12	0.12~0.15	0.11~0.17	0.06~0.08

注:大值用于起动时。

5. 螺杆稳定性计算

螺杆受压时的稳定性验算式为

$$\left. \begin{aligned} \frac{F_{cr}}{F} &\geq 2.5 \sim 4 \\ F_{cr} &= \frac{\pi^2 EI}{(\beta l)^2} \end{aligned} \right\} \quad (6.24)$$

式中 F_{cr} ——螺杆的稳定临界载荷; E ——螺杆材料的弹性模量; I ——螺杆危险截面的轴惯性矩, $I = \frac{\pi d_1^4}{64}$; β ——长度系数,与两端支座形式有关;两端铰支,或一端固定、一端移动时为 1;一端固定、一端自由,或一端铰支、一端移动时为 2;两端固定时为 $1/2$ 。

6.6.2 滚动螺旋传动简介

滚动螺旋传动的结构如图 6.26 所示。当螺杆或螺母回转时,滚珠依次沿螺纹滚动,经导路出而复入,其方式分外循环和内循环;前者导路为一导管,后者导路为每圈螺纹有一反向器,滚珠在本圈内运动。外循环加工方便,但径向尺寸较大。螺母螺纹以 3~5 圈为宜,过多受力不均,并不能提高承载能力。

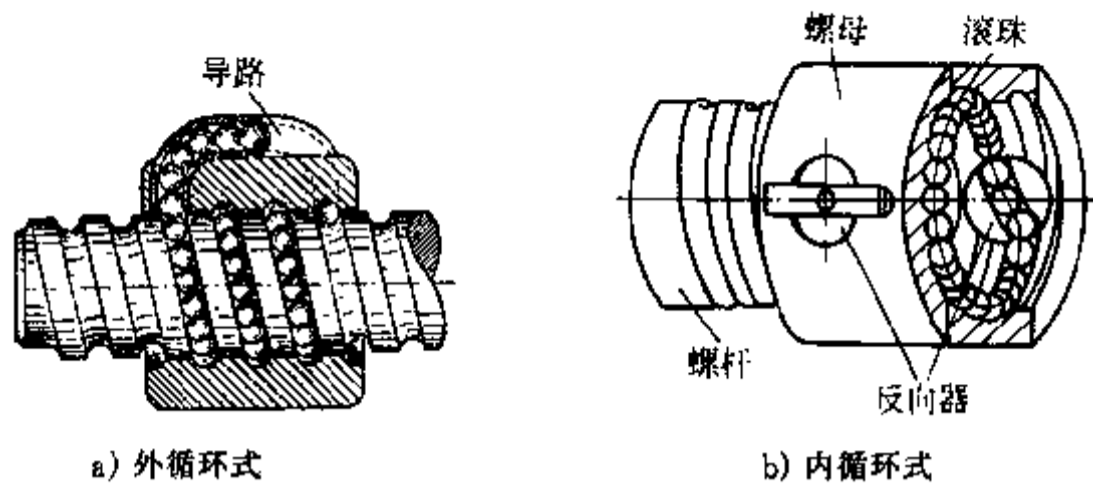


图 6.26 滚动螺旋传动

6.6.3 静压螺旋传动简介

如图 6.27a 所示,压力油经节流器进入内螺纹牙两侧的油腔,然后经回油通路流回油箱。当螺杆不受力时,处于中间位置,而牙两侧的间隙和油腔压力都相等。当螺杆受轴向力 F_a 而左移时,间隙 h_1 减小, h_2 增大,使牙左侧压力大于右侧,从而产生一平衡 F_a 的液压力。在图 6.27 b 中,如果每一螺纹牙侧开三个油腔,则当螺杆受径向力 F_r 而下移时,油腔 A 侧间隙减小,压力增高, B 和 C 侧间隙增大,压力降低,从而产生一平衡 F_r 的液压力。

当螺杆受弯曲力矩时,也有平衡的能力。

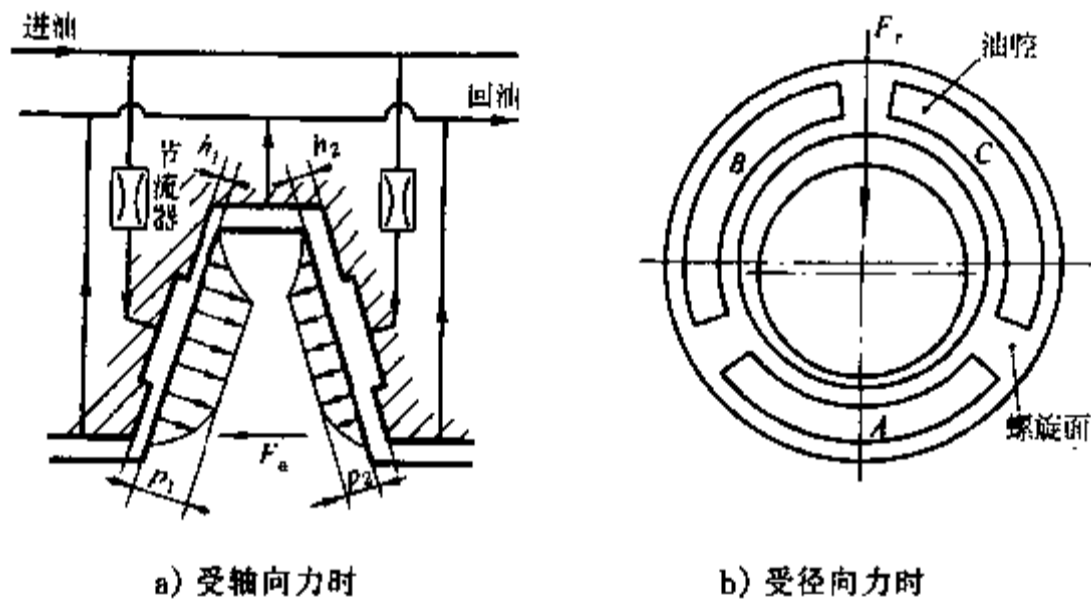


图 6.27 静压螺旋传动的工作原理

第7章 键、花键、销、成形联接

键和花键主要用于轴和带毂零件(如齿轮、蜗轮等),实现周向固定以传递转矩的轴毂联接。其中,有些还能实现轴向固定以传递轴向力;有些则能构成轴向动联接。销主要用来固定零件的相互位置。销联接通常只传递少量载荷。销还可用作安全装置。成形联接和弹性环联接是轴毂联接的其他型式,后者只能构成静联接。成形联接又称无键联接,轴毂联接段为非圆形。

7.1 键联接

7.1.1 键联接的分类和构造

键是标准零件,分为两大类:1)平键和半圆键,构成松联接;2)斜键,构成紧联接。

1. 平键和半圆键联接

——平键联接。键的侧面是工作面(图 7.1)。工作时,靠键与键槽的互压传递转矩(图 7.8)。按用途,平键分为普通平键(GB 1096—79)、导向平键(GB 1097—79)和滑键三种,导向平键简称导键。有一种键高较小的普通平键称为薄型平键(GB 1566—79),可用于薄壁零件。

普通平键用于静联接,按结构分为圆头的、方头的和一端圆头一端方头的。圆头键牢固地卧于指状铣刀铣出的键槽中,方头键卧于用盘状铣刀铣出的键槽中,常用螺钉紧固。一端圆头一端方头的键用于轴伸处。

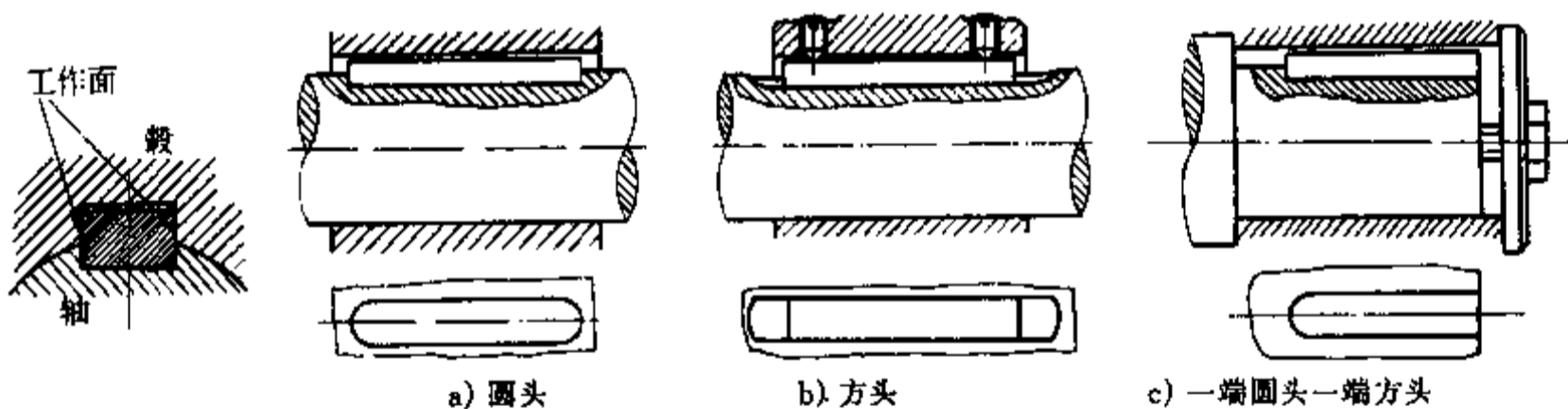


图 7.1 普通平键联接

导键联接和滑键联接都是动联接。导键(图 7.2)固定在轴上而毂可以沿着键移动,滑键(图 7.3)固定在毂上而随毂一同沿着轴上键槽移动。键与其相对滑动的键槽之间的配合为间隙配合。键与键槽的滑动面应具有较低的粗糙度值,以减少移动时的摩擦阻力。当轴向移动距离较大时,宜采用滑键,因为如用导键,键将很长,增加制造的困难。

导键按结构分为圆头的和方头的,一般用螺钉紧固在轴上。滑键结构依固定方式而定,图 7.3 所示为典型的两种。

——半圆键联接。半圆键(GB 1099—79)用圆钢切制或冲压后磨制。轴上键槽用半径与键相同的盘状铣刀铣出,因而键在槽中能绕其几何中心摆动以适应毂上键槽的斜度。半圆键联接见图 7.4。

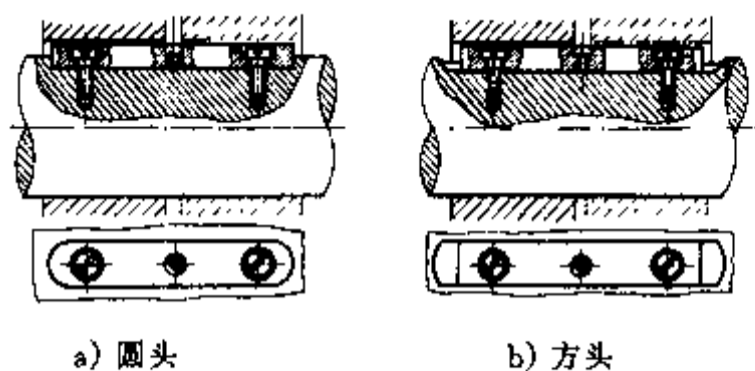


图 7.2 导键联接

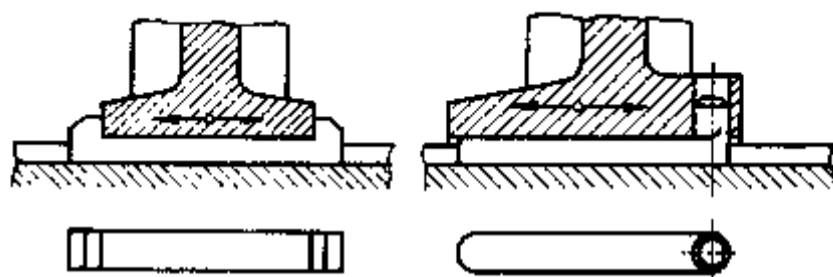


图 7.3 滑键联接

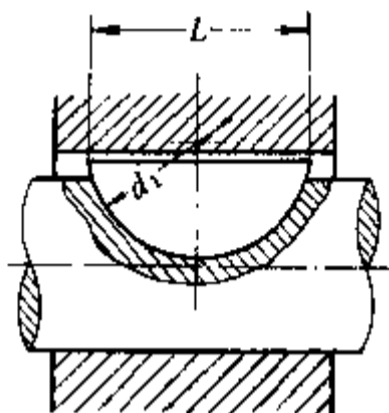


图 7.4 半圆键联接

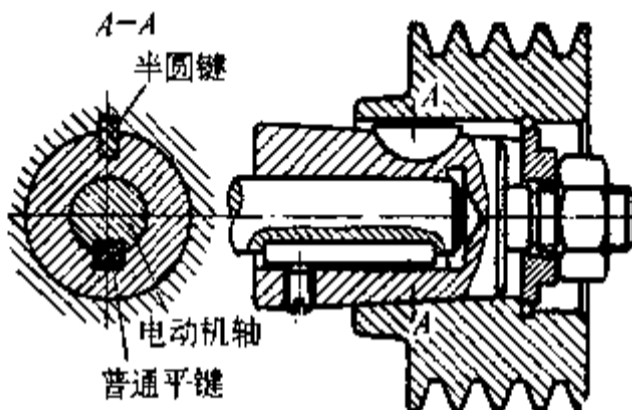


图 7.5 普通平键和半圆键联接的应用和轴向固定举例

半圆键用于静联接,键的侧面是工作面。半圆键联接的优点是工艺性较好,缺点是轴上键槽较深。它主要用于载荷较轻的联接,也常用作锥形轴联接的辅助装置(图 7.5)。

平键和半圆键联接制造简易,装拆方便,在一般情况下不影响被联接件的定心,因而应用相当广泛。平键和半圆键联接不能实现轴上零件的轴向固定,所以也不能传递轴向力。当零件需要轴向固定时,可采用图 7.5 和第 16 章中所述的各种方法。

2. 斜键联接

只能用于静联接。根据联接的构造和工作原理不同,斜键有很多种。下面介绍常用的两种:楔键和切向键。

——楔键联接。由图 7.6 中可见键的上下两面是工作面,分别与毂和轴上键槽的底面贴合。键的上表面具有 1:100 的斜度。装配后,键楔紧在轴毂之间。工作时,靠键、轴、毂之间的摩擦力和由于轴与毂有相对转动的趋势而使键受到的偏压来传递转矩;也能传递单向的轴向力。当过载而轴与毂发生相对转动时,键的两个侧面能象平键侧面那样地参加工作,不过这一特点只有在单向且无冲击的载荷条件下才能利用。普通楔键见 GB 1564—79,钩头楔键见 GB 1565—79。

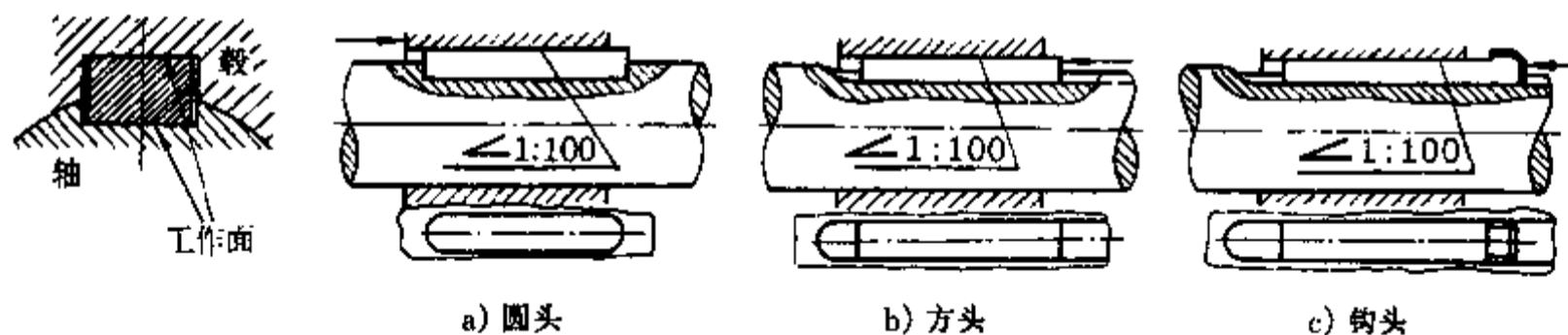


图 7.6 楔键联接

——切向键联接。由两个斜度为 1:100 的单边倾斜楔组成。装配后,两楔以其斜面相互贴合,共同楔紧在轴毂之间(图 7.7)。切向键的上下两面是工作面,键在联接中必须有一个工作面处于包含轴心线的平面之内。

这样则当联接工作时,工作上的挤压力沿轴的切向作用,而靠挤压力传递转矩。轴、毂之间虽有摩擦力,但主要不依靠它传递转矩。如果转矩要变向,须用两个切向键。切向键也能传递单向的轴向力。

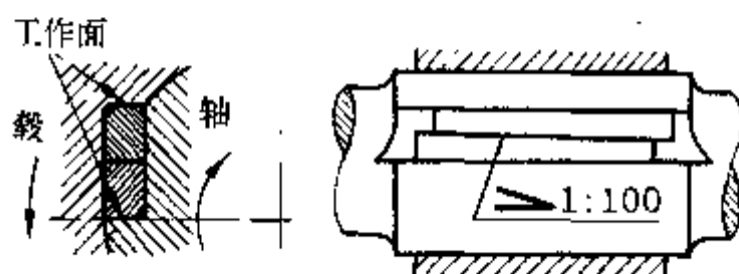


图 7.7 切向键联接

斜键联接的主要缺点是引起轴上零件与轴的配合偏心,在冲击、振动或变载下也容易松动,因此,不宜用于要求准确定心、高速和承受冲击、振动或变载的联接。近年来它的应用范围已经缩小。

在各种轴毂联接中,键联接具有简单、紧凑、可靠、装拆方便和成本低廉等优点,因此是最通用的联接型式。但键槽削减了被联接件的承载面积,特别是会引起高度的应力集中;此外,被联接件也难以获得精确的定心。由于有这些缺点,在载荷很大和变化复杂或对被联接件定心要求较高的场合。键联接已逐渐为花键联接、弹性环联接和过盈联接所代替。

7.1.2 平键联接和半圆键联接的计算

设计键联接时,通常被联接件的材料、构造和尺寸已初步决定,联接的载荷也已求得。因此,可根据联接的结构特点、使用要求和工作条件来选择键的类型,再根据轴径从标准中选出键的截面尺寸,并参考毂长选出键的长度,然后用适当的校核计算公式作强度验算。

——对于平键联接,如果忽略摩擦,则当联接传递转矩时键轴一体的受力如图 7.8 所示。可能的失效有:较弱零件(通常为毂)的工作面被压溃(静联接)或磨损(动联接,特别是在载荷作用下移动时)和键的剪断等。对于实际采用的材料组合和标准尺寸来说,压溃或磨损常是主要失效形式。因此,通常只作联接的挤压强度或耐磨性计算,但在重要的场合,也要验算键的强度。

键标准考虑了联接中各零件的强度,按照等强度设计的观点,视毂材料的不同,规定键在轴和毂中的高度也不同。但一般说来,毂常是较弱零件,所以按毂计算。

假设压力在键的接触长度内均匀分布,则根据挤压强度或耐磨性的条件性计算,求得联接所能传递的转矩

$$\left. \begin{aligned} \text{静联接 } T &= \frac{1}{2} h' l' d [\sigma_p] \approx \frac{1}{4} h l' d [\sigma_p] \\ \text{动联接 } T &\approx \frac{1}{4} h l' d [p] \end{aligned} \right\} \quad (7.1)$$

式中 d ——轴的直径; h' ——键与毂的接触高度, $h' \approx h/2$; h ——键的高度; l' ——键的接触长度; $[\sigma_p]$ ——许用挤压应力; $[p]$ ——许用压强。 $[\sigma_p]$ 和 $[p]$ 见表 7.1。

因为压溃和磨损常是键联接的主要失效形式,所以键的材料要有足够的硬度。根据标准规

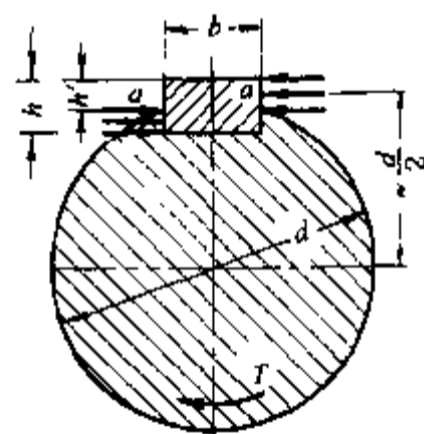


图 7.8 平键联接传递转矩时,键轴一体的受力情况

定,键用强度极限不低于 600 MPa 的钢料制造,常用的如 45 中碳钢。

表 7.1 键联接的许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 和压强 $[p]$

MPa

联接的工作方式	联接中较弱零件的材料	$[\sigma_p]$ 或 $[p]$		
		静载荷	轻微冲击载荷	冲击载荷
静联接,用 $[\sigma_p]$	锻钢、铸钢	125~150	100~120	60~90
	铸 铁	70~80	50~60	30~45
动联接,用 $[p]$	锻钢、铸钢	50	40	30

——半圆键联接应满足的键的剪切强度条件为

$$T = \frac{1}{2} db l [\tau] \quad (7.2)$$

式中 b 、 l ——键的宽度和长度; $[\tau]$ ——键的许用切应力,静载时可取 120 MPa,冲击载荷时可取 60 MPa。

例题 7.1 —8 级精度的铸铁直齿圆柱齿轮与一钢轴用键构成静联接。装齿轮处的轴径为 60 mm, 齿轮轮毂长 95 mm。联接传递的转矩为 840 N·m, 载荷平稳。试选择此键联接。

解 8 级精度的齿轮要求一定的定心性, 因此选用平键。由于是静联接, 选用普通平键, 圆头。由手册可查得当 $d = 58 \text{ mm} \sim 65 \text{ mm}$ 时, 键的截面尺寸为: 宽 $b = 18 \text{ mm}$, 高 $h = 11 \text{ mm}$ 。参考轮毂长选键长 $l = 80 \text{ mm}$ 。

键的接触长度 $l' = l - b = 80 - 18 = 62 \text{ mm}$ 。由表 7.1 取铸铁轮毂键槽的许用挤压应力 $[\sigma_p] = 80 \text{ MPa}$ (载荷平稳, 故取大值)。由式 7.1 得联接所能传递的转矩

$$T = \frac{1}{4} h l' d [\sigma_p] = \frac{1}{4} \times 11 \times 62 \times 60 \times 80 \approx 820 < 840 \text{ N}\cdot\text{m}$$

可见联接的挤压强度不够; 考虑到相差有限, 适当增大键长或改用方头键(键的全长都与毂上键槽接触)就能满足要求。为了不改动齿轮轮毂和轴的径向尺寸, 并考虑到圆头键在槽中固定较牢, 决定改选 $l = 90 \text{ mm}$ 的圆头普通平键。取键的材料为 45 钢。

增大键长虽能增大联接的承载能力, 但键长有一定限度, 通常 $l_{\max} \leq (1.6 \sim 1.8)d$, 以免压力沿键长分布不均匀的现象严重。又改用两个键相隔 180° 布置, 也能增大联接的承载能力, 但由于各键的载荷分配不均匀, 其承载能力只能按用一个键时的 1.5 倍计算; 再加上对轴的削弱很大, 在本例题的具体情况下不宜采用。

7.2 花键联接

花键联接靠轴和毂上的纵向齿的互压传递转矩, 可用于静联接或动联接。

7.2.1 花键联接的分类和构造

根据齿形不同, 花键联接分为矩形花键联接 (GB 1144—87) 和渐开线花键联接 (GB 3478.1—83) 两种, 分别见图 7.9 和图 7.10。图 7.11 为细齿渐开线花键联接。

新标准中规定矩形花键联接以内径定心, 有轻、中两个系列, 分别适用于载荷较轻或中等的场合。制造时, 轴和毂上的接合面都要经过磨削, 故键热处理后的表面硬度应高于 40 HRC。矩形花键联接具有定心精度高、应力集中较小、承载能力较大等优点, 故应用很广。但在目前生产中, 还有按旧标准生产的以外径定心和以侧面定心的矩形花键联接, 分别见图 7.12a、b。外径定心适用于毂孔表面硬度不高于 40 HRC, 键槽可用拉刀加工的情况。侧面定心因压力易于沿键

长方向得到均匀分布,故较适用于载荷较重的场合,但不能保证轴毂的精确定心。

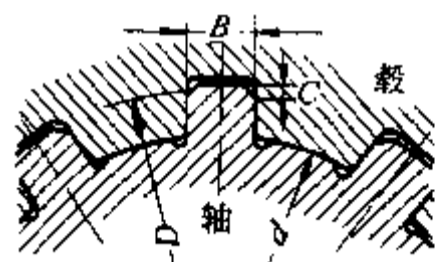


图 7.9 矩形花键联接

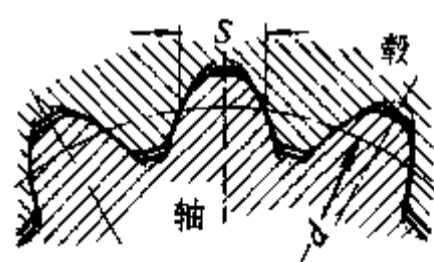


图 7.10 渐开线花键联接

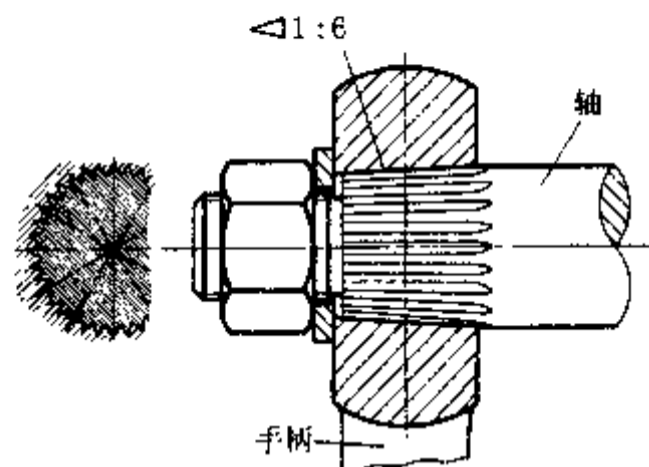


图 7.11 细齿渐开线花键联接

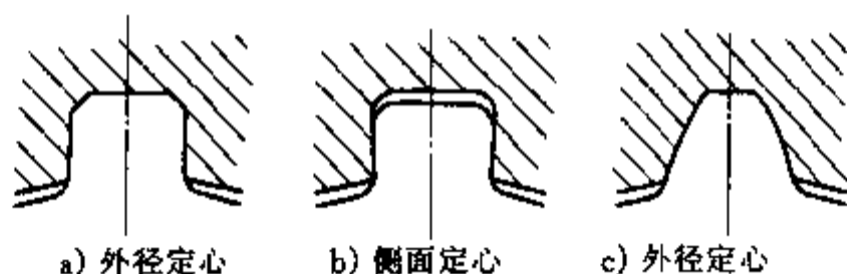


图 7.12 其他定心方式的花键联接

新标准中规定渐开线花键联接是由作用于齿面上的压力自动平衡来定心的,渐开线的制造工艺和齿轮制造完全相同,但压力角有 30° 和 45° 两种,齿根有平齿根和圆齿根两种。为便于加工,一般选用平齿根,但圆齿根有利于降低应力集中和减少产生淬火裂纹的可能性。渐开线花键联接具有承载能力大、使用寿命长、定心精度高等特点,宜用于载荷较大、尺寸也较大的联接。在目前生产中,也有以外径定心的(见图 7.12c),这时,需要专用的滚刀和插刀切齿,常用于径向载荷较大的动联接。

细齿渐开线花键的齿较细,有时也可做成三角形。这种联接适用于载荷很轻或薄壁零件的轴毂联接,也可用作锥形轴上的辅助联接。

与平键联接比较,花键联接有以下优点:1)齿对称布置,使轴毂受力匀称;2)齿轴一体而且齿槽较浅,齿根的应力集中较小,被联接件的强度削弱较少;3)齿数多,总接触面积大,压力分布较均匀。这些都使联接具有较高的承载能力。此外,齿可利用较完善的制造工艺,因而被联接件能得到较好的定心和轴上零件沿轴移动时能得到较好的导引,而且零件的互换性也容易保证。以上各点使花键联接的应用日趋广泛,特别是作为轴毂的动联接更有其独特的优越性。不过,齿的制造要用专门的设备和工具,这就使花键联接的应用受到一定的限制。

7.2.2 花键联接的计算

设计花键联接和设计键联接相似,通常先选联接类型和方式,查出标准尺寸,然后再作强度验算。联接的可能失效有:齿面的压溃或磨损,齿根的剪断或弯断等。对于实际采用的材料组合和标准尺寸来说,齿面的压溃或磨损常是主要的失效形式,因此,一般只作联接的挤压强度或耐磨性计算。

参看图 7.9 和图 7.10,假设压力在各齿的接触长度上均匀分布,各齿压力的合力作用在平

均半径 r_m 处,并用载荷不均系数 k 来估计实际压力分布不均匀的影响, $k=0.7\sim 0.8$,则得联接所能传递的转矩

$$\left. \begin{array}{l} \text{静联接 } T = kzhl'r_m[\sigma_p] \\ \text{动联接 } T = kzhl'r_m[p] \end{array} \right\} \quad (7.3)$$

式中 z ——齿数; h ——齿面工作高度; l' ——齿的接触长度; $[\sigma_p]$ ——花键联接的许用挤压应力; $[p]$ ——花键联接的许用压强。 $[\sigma_p]$ 和 $[p]$ 见表 7.2。对于矩形花键, $h = \frac{D-d}{2} - 2C$, $r_m = \frac{D+d}{4}$,此处 C 为齿顶的倒圆半径。对于渐开线花键, $h = m = \frac{d}{z}$, $r_m = \frac{d}{2}$,此处 m 为模数, d 为分度圆直径。

花键联接的零件多用强度极限不低于 600 MPa 的钢料制造,多数要经过热处理(特别是在载荷下频繁移动的齿)以便获得足够的硬度抗磨。

表 7.2 花键联接的许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 和压强 $[p]$

MPa

联接的工作方式	工作条件	$[\sigma_p]$ 或 $[p]$		
		齿面未经热处理	齿面经过热处理	
静联接 $[\sigma_p]$	不良	35~50	40~70	
	中等	60~100	100~140	
	良好	80~120	120~200	
动联接 $[p]$	不在载荷下移动	不良	15~20	
		中等	20~30	
		良好	25~40	
	在载荷下移动	不良	—	
		中等	—	
		良好	—	
			3~10	5~15
			10~20	

7.3 销联接

销联接(图 7.13)通常只传递不大的载荷,或者作为安全装置(参看图 19.35)。销的另一重要用途是固定零件的相互位置,它是组合加工和装配时的重要辅助零件(图 7.14)。

销的材料一般用强度极限不低于 500 MPa~600 MPa 的碳素结构钢(例如 35、45)和易切钢(Y12)等。

圆柱销(GB 119—86)利用微量过盈固定在铰光的销孔中,多次装拆将有损于联接的紧固和定位的精确。

圆锥销(GB 117—86)有 1:50 的锥度,可自锁;靠锥挤作用固定在铰光的销孔中,可多次装拆。

内螺纹圆锥销(GB 120—86)和螺尾圆锥销(GB 881—86)可用于销孔没有开通或拆卸困难的场合;开尾圆锥销(GB 877—86)可保证销在冲击、振动或变载下不致松脱(图 7.15)。

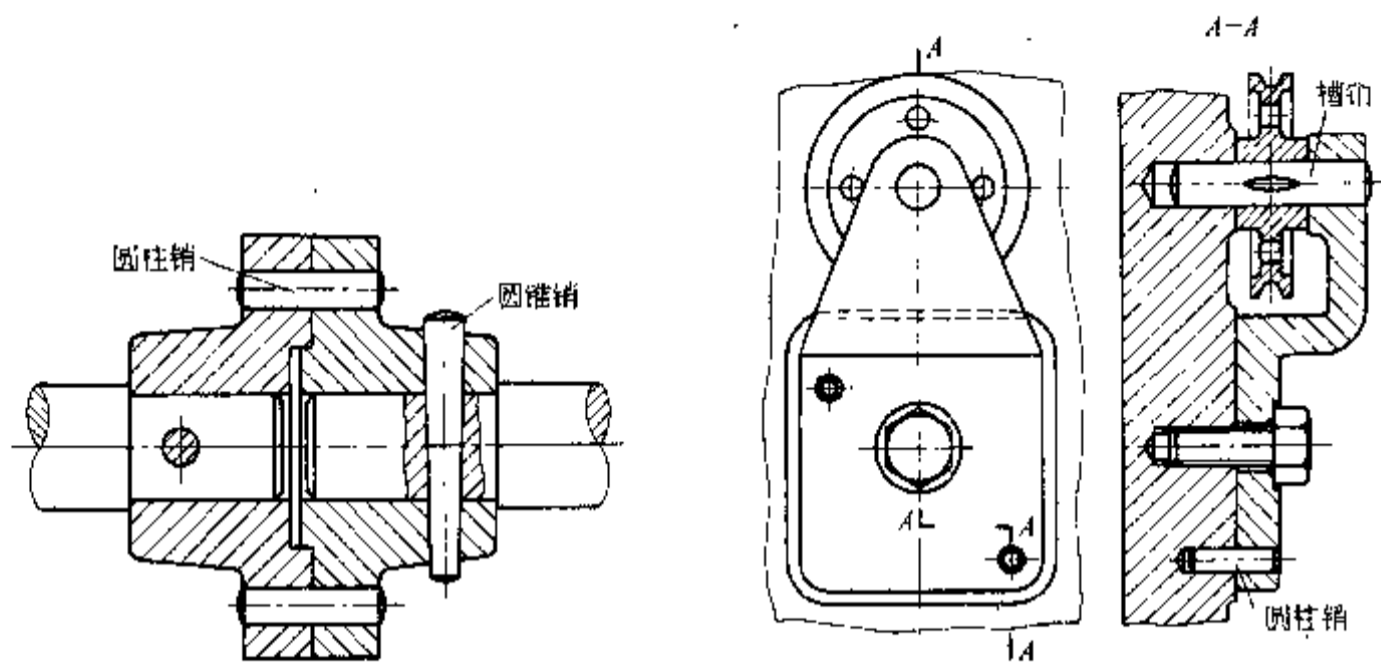
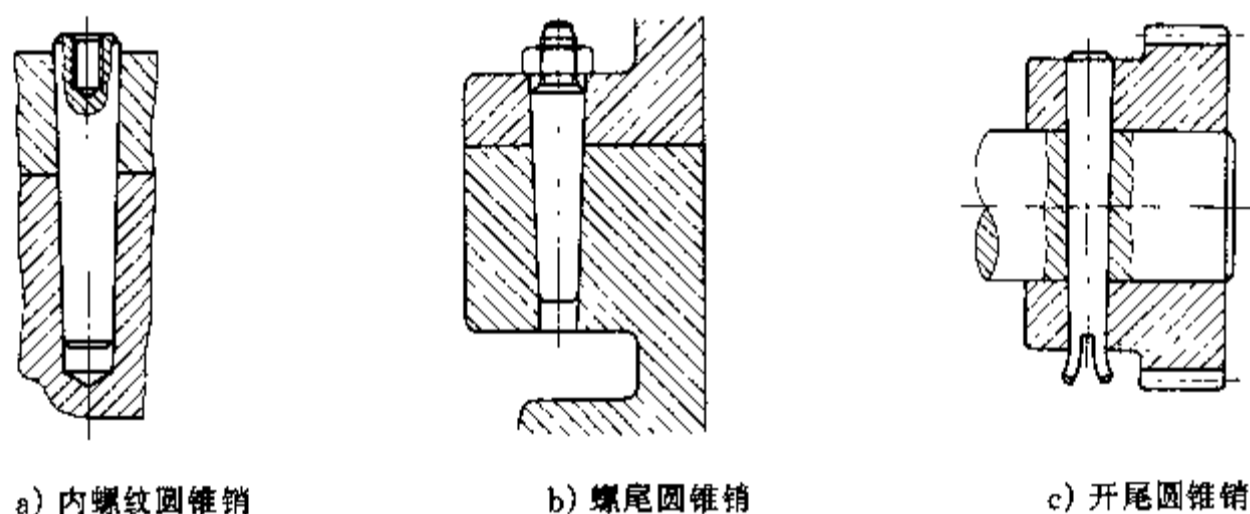


图 7.13 传递转矩的圆柱销和圆锥销联接

图 7.14 定位用圆柱销和用作心轴的槽销



a) 内螺纹圆锥销

b) 螺尾圆锥销

c) 开尾圆锥销

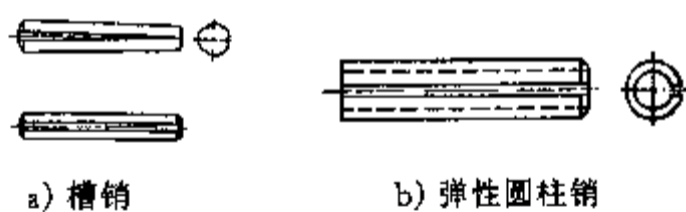
图 7.15 几种特殊结构的圆锥销

槽销(图 7.16a)用弹簧钢滚压或模锻而成,有纵向凹槽。由于材料的弹性,销挤紧在销孔中,销孔无需铰光。槽销制造比较简单,可多次装拆,多用于传递载荷。

弹性圆柱销(图 7.16b)是由弹簧钢带制成的纵向开缝的圆管,借弹性均匀挤紧在销孔中。销孔无需铰光。这种销比实心销轻,可多次装拆。弹性圆柱销标准见 GB 879—86。

用作联接的销在工作时通常受到挤压和剪切(如图 7.13),有的还受弯曲(如图 7.14 中的槽销)。设计时,可先根据联接的构造和工作要求来选择销的类型、材料和尺寸,再作适当的强度验算。对于 45 钢,可取许用切应力 $[\tau] = 80 \text{ MPa}$,许用挤压应力 $[\sigma_p]$ 可按表 7.1 选取。用作安全装置的销(图 19.35),其尺寸须按过载时被剪断的条件决定,剪切强度极限可取 $\tau_B \approx (0.6 \sim 0.7)\sigma_B$ 。

定位销通常不受或只受很小的载荷,其尺寸由经验决定。同一面上的定位销至少要用两个。



a) 槽销

b) 弹性圆柱销

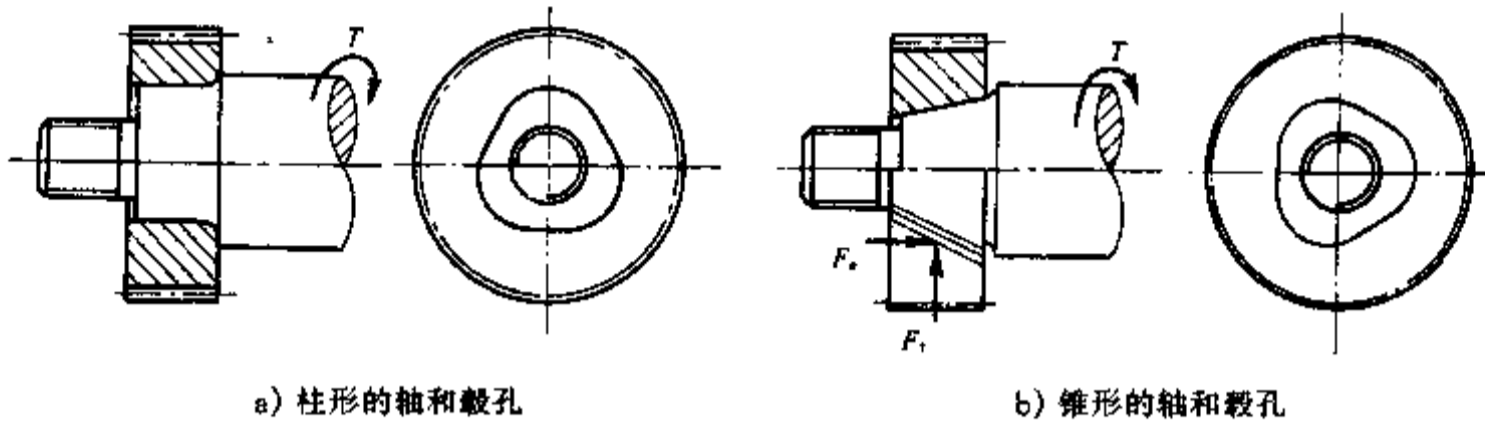
图 7.16 槽销和弹性圆柱销

7.4 成形联接

成形联接是利用非圆截面的轴与相应的毂孔构成的联接(图 7.17)。轴和毂孔可做成柱形或锥形,前者只能传递转矩,但可用作不在载荷下移动的动联接,后者还能传递轴向力。

这种联接没有应力集中源,定心性好,承载能力强,装拆也方便;但由于工艺上的困难,应用

并不普遍。非圆截面轴先经车削,然后磨制;毂孔先经钻镗或拉削,然后磨制。截面形状要能适应磨削。



a) 柱形的轴和毂孔

b) 锥形的轴和毂孔

图 7.17 成形联接(未画螺母)

第8章 过盈联接

过盈联接是利用两个被联接件本身的过盈配合来实现的,一为包容件,一为被包容件。其配合面通常为圆柱面(图 8.1 中粗实线处),也有为圆锥面的(图 8.9)。这种联接能传递载荷的原因在于零件具有弹性和联接具有装配过盈。因此,装配后包容件和被包容件的径向变形使配合面间产生了很大的压力,工作时载荷就靠着相伴而生的摩擦力来传递。载荷可以是轴向力、转矩或两者的组合,有时也可以是弯矩(例如曲柄和轴联接)。联接的摩擦力或力矩也称为固持力。

当配合面为圆柱面时,可采用压入法或温差法(加热包容件或冷却被包容件)装配。当其他条件相同时,用温差法能获得较高的固持力,因为它不像压入法那样会擦伤配合表面。采用哪一种装配法由工厂设备条件、过盈量大小、零件结构和尺寸等决定。

在一般情况下,拆开过盈联接要用很大的力,常常会使零件配合表面损坏,有时还会使整个零件损坏。因此,这种联接属于不可拆联接。但是,如果装配过盈不大,或者过盈虽大采取适当的装拆方法,则联接也能是可拆的。后者如圆锥面过盈联接(见 8.2 节)、弹性环联接(见 8.3 节)等。

过盈联接的优点是构造简单、定心性好、承载能力高和在振动下能可靠地工作。其主要缺点是装配困难和对配合尺寸的精度要求较高。

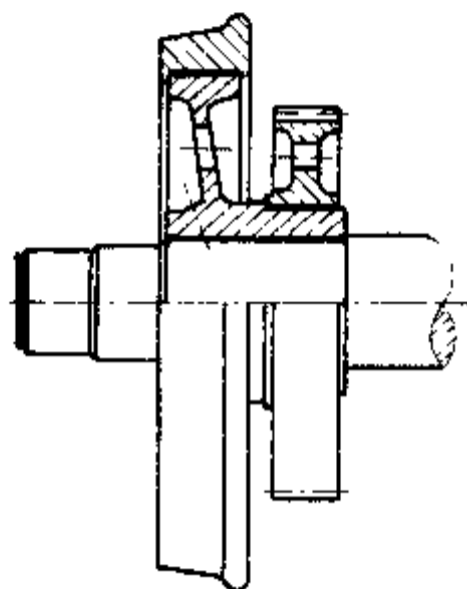


图 8.1 圆柱面过盈联接

8.1 圆柱面过盈联接

设计这种过盈联接时,被联接件的材料、构造和尺寸一般都已初步确定,联接的载荷也已求得。因此,设计的主要问题是:1)选择具有所需要的承载能力的配合;2)安排合理的结构;3)确定对零件配合表面的工艺要求;4)决定装配方法和提出装配要求等。

过盈联接的承载能力取决于联接的固持力和联接中各零件的强度。选择配合时,既要使联接具有足够的固持力以保证在载荷作用下不发生相对滑动,又要注意到零件在装配应力下不致损坏^①。

下面介绍载荷为轴向力、转矩或两者并存时的联接计算。计算时假设:1)零件的应变在弹性范围之内;2)被联接件是两个等长的厚壁圆筒,其配合面间的压力是均匀分布的。

8.1.1 传递载荷所需要的最小压强

当载荷为轴向力 F 时,联接中不发生相对滑动的条件为固持力应大于或等于轴向力(图 8.2a),即

^① 这里指的是静载强度,轴工作时还有疲劳强度问题。

$$\pi dl\mu p \geq F \quad (8.1)$$

式中 d ——配合直径; l ——配合长度; p ——配合面间压强; μ ——配合面间的摩擦系数。

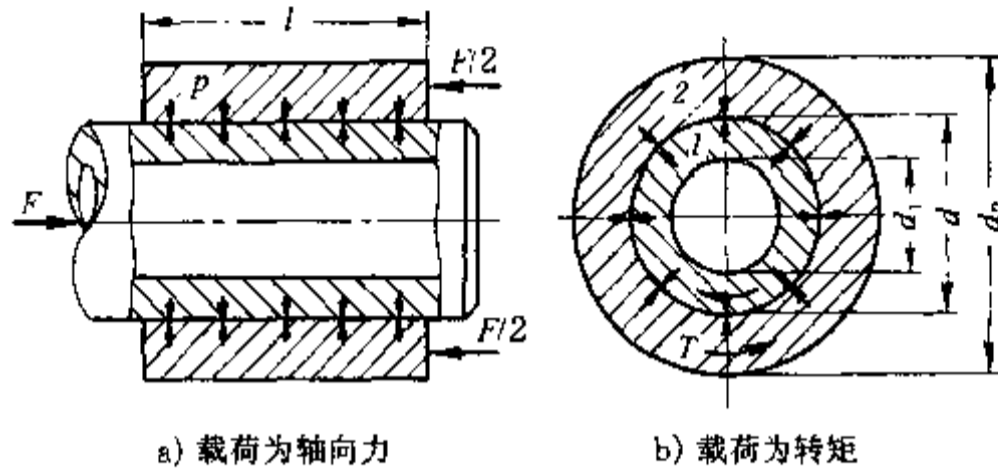


图 8.2 过盈联接计算简图

当载荷为转矩 T (图 8.2b)时,不发生相对滑动的条件为

$$\pi dl\mu p \cdot \frac{d}{2} \geq T \quad (8.2)$$

此时固持力为力矩 $\pi dl\mu p \cdot \frac{d}{2}$ 。

同时有轴向力和转矩时,此条件为

$$\pi dl\mu p \geq \sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \quad (8.3)$$

由以上三式可求出所需要最小压强 p_{\min} ,例如载荷为轴向力时, $p_{\min} = F/(\pi dl\mu)$ 。

过盈联接的摩擦系数与以下因素有关:零件的材料和形状偏差,零件配合表面的加工方法和粗糙度,零件可能的相对运动方向(轴向或周向),压入或压出的进行过程(包括润滑),配合面间压强的大小等。在一般计算中,通常选用摩擦系数的平均值;对于钢-钢或钢-铸铁零件,用压入法装配时,取 $\mu \approx 0.1$;用温差法装配时,取 $\mu \approx 0.14$ 。

8.1.2 传递载荷所需要的最小过盈

配合面间压强 p 与配合过盈量 δ 的关系为

$$p = \frac{\delta \times 10^{-3}}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)} \quad \text{MPa} \quad (8.4)$$

式中 d ——配合直径,mm; E_1, E_2 ——分别为零件 1、2 材料的弹性模量,MPa; c ——为简化计算式而引用的系数

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$$

此处 μ_1, μ_2 分别为零件 1、2 材料的泊松比。式中 δ 的单位为 μm 。

把由式 8.1、8.2 或 8.3 求出的所需要最小压强代入式 8.4,可得所需要最小过盈量为

$$\delta'_{\min} = p_{\min} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \times 10^3 \quad \mu\text{m} \quad (8.5)$$

当采用压入法装配时,要考虑到最不利的情况,就是零件配合面的表面不平波峰被擦平少

许,因而实际过盈量要比装配前的过盈量小。因此,需要的最小过盈量应为

$$\delta_{\min} = \delta'_{\min} + 1.2(R_{z1} + R_{z2}) \text{ } \textcircled{1} \text{ } \mu\text{m} \quad (8.6)$$

此处 R_z 为零件配合表面微观不平度十点高度,见图 8.3。按照所需过盈程度不同, R_z 值一般依次取为:12.5、6.3、3.2、1.6(由粗糙至光滑)。

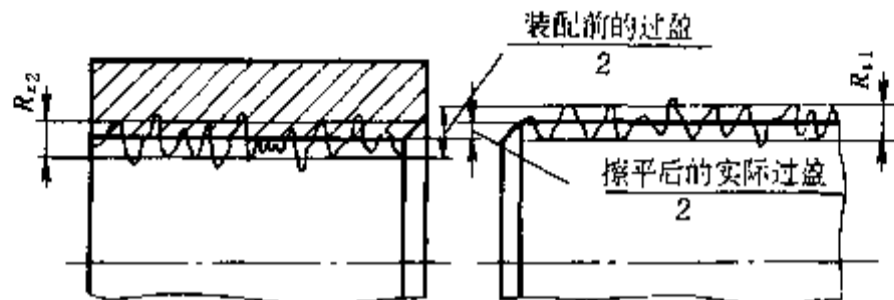


图 8.3 零件配合表面不平波峰被擦平对实际过盈量的影响

用温差法装配时,配合面的表面不平波峰也可能受到擦平影响,不过其值甚小可略去不计,因此可取 δ'_{\min} 为需要的最小过盈。

8.1.3 被联接件的应力及强度计算

联接装配后,包容件被胀大,产生了周向拉应力和径向压应力;被包容件则被压小,产生了周向压应力和径向压应力。根据厚壁圆筒的应力分析,应力的分布如图 8.4 所示,图中给出了零件内外表面处的应力计算式(负号表示压应力)。

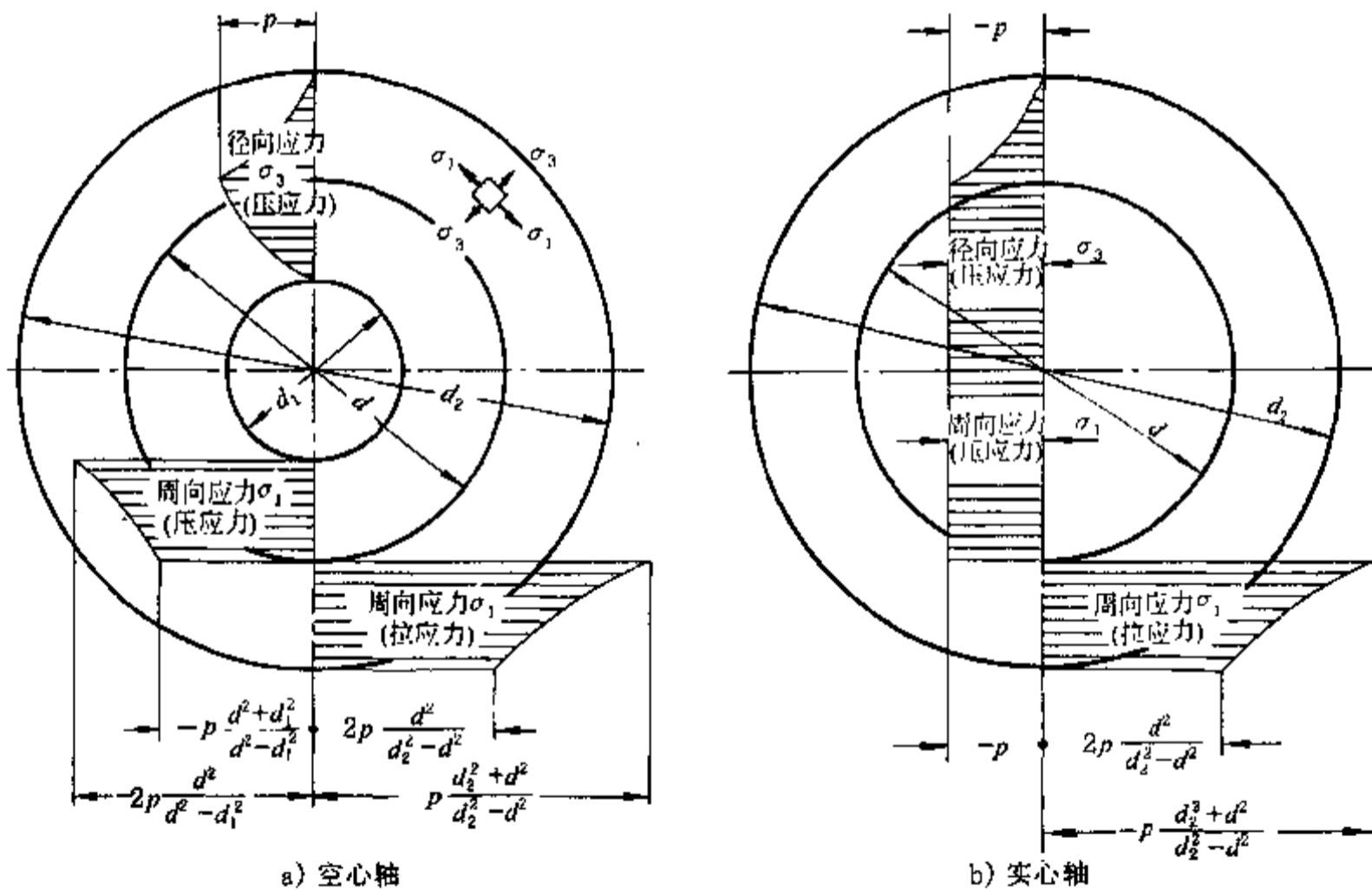


图 8.4 过盈联接零件的应力图

$\textcircled{1}$ GB 5371—85 给出的公式为 $\delta_{\min} = \delta'_{\min} + 2(0.4R_{z1} + 0.4R_{z2})$ 或 $\delta_{\min} = \delta'_{\min} + 2(1.6R_{a1} + 1.6R_{a2})$ 。 R_a 为轮廓算术平均偏差,它和微观不平度十点高度 R_z 值之间大致有如下关系: $R_a \approx R_z/4$ 。

如果零件是用塑性材料制成,则装配后不应发生塑性变形(如果发生少量塑性变形,联接一般仍能工作)。根据第三强度理论,应满足强度条件: $\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_S$,此处 σ_S 为材料的屈服极限, σ_1 和 σ_3 如图8.4所示。

当被包容件为空心轴时(图8.4a),对于包容件,危险应力发生在内表面处,该处

$$\sigma_1 = p \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}, \quad \sigma_3 = -p$$

因此,强度条件为

$$\frac{2p d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{S2} \quad (8.7)$$

对于被包容件,危险应力也发生在内表面处,该处 $\sigma_1 = -\frac{2p d^2}{d^2 - d_1^2}$, $\sigma_3 = 0$ 。因此

$$\frac{2p d^2}{d^2 - d_1^2} \leq \sigma_{S1} \quad (8.8)$$

当被包容件为实心轴时,其应力分布见图8.4b。包容件的强度条件同式8.7,被包容件的强度条件为 $\sigma_1 - \sigma_3 = -p_{\max} - (-p_{\max}) = 0$ 。

GB 5371—85 提出,包容件的强度根据歪形能理论计算。这时,应满足的条件应为

$$\frac{p \sqrt{3d_2^4 + d^4}}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{S2} \quad (8.9)$$

如果零件的材料是脆性的,则其失效形式将是断裂,应根据第一强度理论计算。

8.1.4 装拆压力

装拆压力指的是最大压入力 F_i 和最大压出力 F_o 。以 μ_i 和 μ_o 分别表示压入和压出摩擦系数,则有

$$F_i = \pi d l p_{\max} \mu_i, \quad F_o = \pi d l p_{\max} \mu_o \quad (8.10)$$

最大压入力发生在压入终了时,这时两个零件还在作相对滑动。最大压出力则发生在压出开始时,这时两个零件是相对静止的。此外,在压入和压出时零件配合面的表面情况和润滑情况也不同。因此, μ_o 和 μ_i 大小不同,通常 $\mu_o > \mu_i$,而 $F_o > F_i$ 。因 μ_i 和 μ_o 难于确定,故在作一般计算时,可取 $\mu_i = \mu_o = \mu$ 。但要注意,应考虑最不利的情况,即 p_{\max} 应按联接是以配合偏差范围内的最大装配过盈 δ_{\max} 的情况来计算。实际压出力应考虑适当增大,约为计算值的(1.5~2)倍。

8.1.5 装配温度

计算装配时的加热(或冷却)温度 t 时,应按所选配合偏差范围内的最大过盈量,而且为了使装配容易起见还要留有一定的装配间隙。因此

$$t = \frac{\delta_{\max} + \delta_c}{\alpha d \times 10^3} + t_0 \quad (8.11)$$

式中 δ_c ——留出的最小装配间隙,通常取H7/g6间隙配合的最小间隙; α ——零件材料的加热/冷却时的线膨胀系数(钢 11×10^{-8} / -8.5×10^{-8} ,铸铁 10×10^{-8} / -8×10^{-8}) $^{\circ}\text{C}^{-1}$; t_0 ——装配环境温度。

例题 8.1 一蜗轮以过盈联接装在轴上,并用平键联接作为辅助(图 8.5)。联接的载荷是转矩 $T=1\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 和轴向力 $F=2\,500\text{ N}$ 。轴和毂的尺寸如图所示。蜗轮轮心的材料为 Q275 钢,其屈服极限 $\sigma_{S2}=265\text{ MPa}$;轴的材料为 45 钢,其屈服极限 $\sigma_{S1}=355\text{ MPa}$ 。轴和孔的表面粗糙度为 $R_{z}6.3$ 。准备用压入法装配,试计算此联接。

解 计算所要解决的主要问题是选择联接的配合。假设全部载荷由过盈联接传递。因为有平键联接作为辅助,所以取较高的摩擦系数,即取 $\mu=0.1$ 。

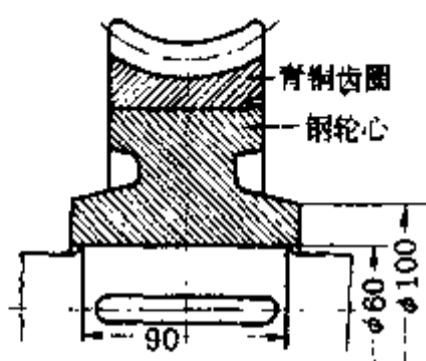


图 8.5 蜗轮与轴过盈联接的结构和尺寸

计算项目	计算内容	计算结果
选择配合		
所需最小压强	$p_{\min} = \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l \mu} \quad (\text{式 8.3})$ $= \frac{\sqrt{2\,500^2 + \left(\frac{2 \times 1\,000 \times 1\,000}{60}\right)^2}}{\pi \times 60 \times 90 \times 0.1}$	$p_{\min} = 20\text{ MPa}$
所需最小过盈量	$\delta'_{\min} = \frac{p_{\min} d}{E} \left(1 + \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}\right) \times 10^3$ $= \frac{20 \times 60}{2.1 \times 10^5} \times \left(1 + \frac{100^2 + 60^2}{100^2 - 60^2}\right) \times 10^3$ <p style="text-align: right;">(式 8.5, $d_1=0$)</p>	$\delta'_{\min} = 18\ \mu\text{m}$
轴的表面微观不平度十点高度	自定	$R_{z1} = 6.3\ \mu\text{m}$
孔的表面微观不平度十点高度	自定	$R_{z2} = 6.3\ \mu\text{m}$
实际需要的最小过盈量	$\delta_{\min} = \delta'_{\min} + 1.2(R_{z1} + R_{z2})$ $= 18 + 1.2 \times (6.3 + 6.3)$	$\delta_{\min} = 33\ \mu\text{m}$
选择配合	选择基孔制过盈配合	H7/u6
孔、轴的偏差值	查机械零件手册	孔 $\phi 60^{+30}_0$, 轴 $\phi 60^{+106}_{-87}$
最小装配过盈量 δ_{\min}	$\delta_{\min} = 87 - 30$	$\delta_{\min} = 57\ \mu\text{m} > 33\ \mu\text{m}$ (满足)
校核联接强度		
最大装配过盈量	$\delta_{\max} = 106 - 0$	$\delta_{\max} = 106\ \mu\text{m}$
最大径向压强	$p_{\max} = p_{\min} \frac{\delta_{\max}}{\delta'_{\min}} = 20 \times \frac{106}{18}$	$p_{\max} = 117.8\text{ MPa}$

续表

计 算 项 目	计 算 内 容	计 算 结 果
校核包容件强度条件	$\frac{p \sqrt{3d_2^4 + d^4}}{d_2^2 - d^2} = \frac{117.8 \times \sqrt{3 \times 100^4 + 60^4}}{100^2 - 60^2}$ (式 8.9)	326 MPa > 265 MPa
	或 $\frac{2p_{\max} d_2^2}{d_2^2 - d^2} = \frac{2 \times 117.8 \times 100^2}{100^2 - 60^2}$ (式 8.7)	368 MPa > 265 MPa (不够) ^①
校核被包容件强度条件	$\sigma_1 - \sigma_3 = -p_{\max} - (-p_{\max}) = 0 < \sigma_{S1}$	0 < 355 MPa (安全)
计算装配力		
最大压入力 F_{\max}	$F_{i, \max} = \pi d l p_{\max} \mu = \pi \times 60 \times 90 \times 117.8 \times 0.1$	20 000 N

① 计算结果,选择 H7/u6 配合,最小过盈量可以满足要求,但若过盈量为最大时包容件强度不够。如果改用 H7/t6 配合,则最小过盈量 $\delta_{\min} = 36 \mu\text{m} > 33 \mu\text{m}$,可以满足要求;最大过盈量 $\delta_{\max} = 85 \mu\text{m}$,相应的 $p_{\max} = 94.4 \text{ MPa}$ 。包容件的最大应力若按歪形能理论则为 $261 \text{ MPa} < 265 \text{ MPa}$,可以满足要求;若按剪应力理论则为 $295 \text{ MPa} > 265 \text{ MPa}$,不能满足要求。表中的最大压入力 $F_{i, \max}$ 是按 $p_{\max} = 117.8 \text{ MPa}$ 计算的。

8.1.6 提高过盈联接承载能力的措施

除零件材料、尺寸和装配过盈量外,结构形式、制造与装配工艺和工作条件对过盈联接的承载能力也有很大影响。其影响表现在联接的固持力和零件的强度两方面。分析这些影响将有助于提出相应的提高联接承载能力的措施。

1. 结构形式的影响

当采用压入法装配时,零件压入端的形状影响压入力和联接的固持力。如采用图 8.6 的结构可使联接定心良好和接触均匀,因而可提高联接的固持力。

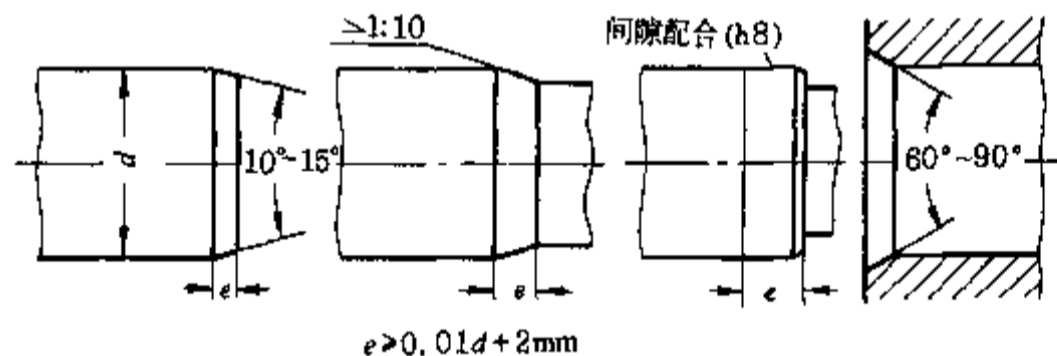


图 8.6 过盈联接零件压入端的合理结构举例

在轴毂过盈联接中,轴比较长。轴在毂外部分阻碍轴在毂内部分的压缩,使径向压力沿接触长度分布不均匀(图 8.7a),并引起轴的应力集中。轴的刚度通常比毂小,因而在传递转矩时其扭转变形要大些,这就引起了联接的端部滑动(图 8.7b 中的 aa' 表示相对滑动量)。如果转矩是变化的,则滑动会造成局部磨损而引起联接的松动。压力分布不均匀和局部微动磨损会使轴的疲劳强度降低。为了减轻这些有害影响,可采用图 8.8 所示的合理结构形式。

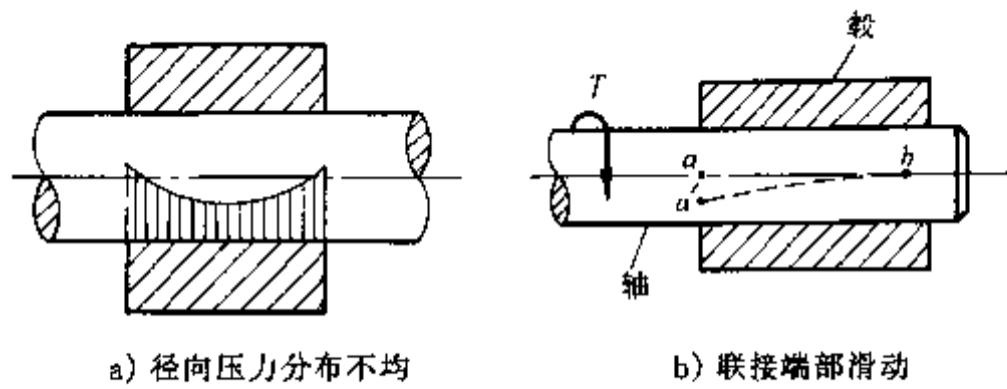


图 8.7 轴毂过盈联接的压力分布和端部滑动示意图

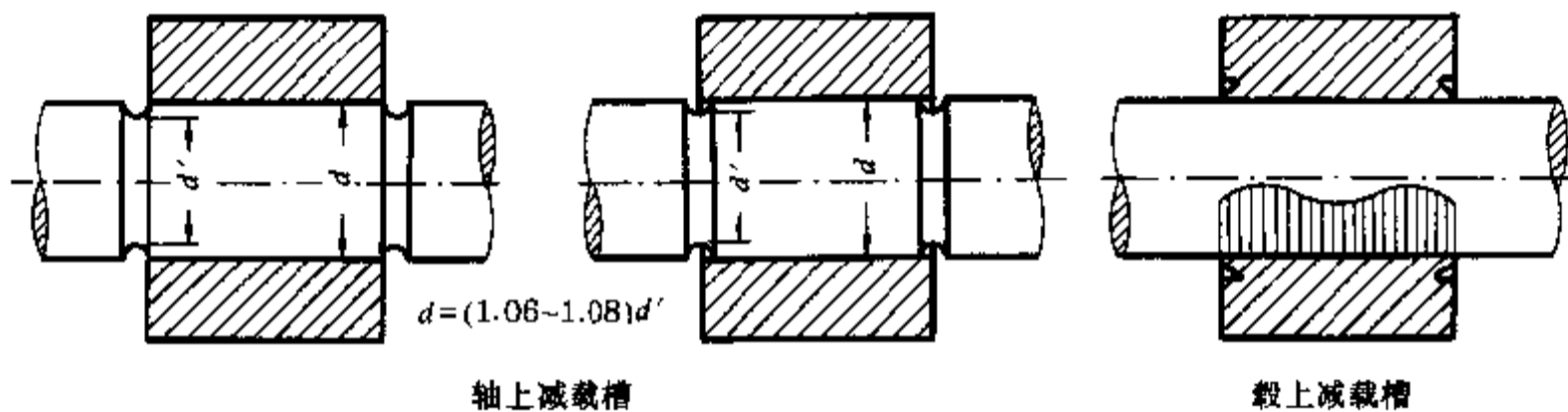


图 8.8 轴毂过盈联接的合理结构举例

2. 制造与装配工艺的影响

除前面提到的装配方法对联接固持力的影响外,研究和经验还证明,零件的形状偏差较小和表面粗糙度值较大时,可提高联接的固持力。此外,用压入法装配时,零件配合表面适当涂以润滑油可防止零件表层卡住和使摩擦力分布较均匀。压入速度不应超过 5 mm/s 。在联接配合面间加刚玉粉和对配合表面进行氧化处理能有效地提高联接的固持力。

3. 工作条件的影响

当联接高速回转时,离心力常常使实际过盈减小。联接的工作温度与其装配时温度相差过大时,也影响到实际过盈的大小。这些,在规定装配过盈时都应考虑。

某些研究指出,联接在变载下的固持力并不低于在静载下的,但变载下零件的疲劳强度对联接的承载能力常有决定性影响。

8.2 圆锥面过盈联接

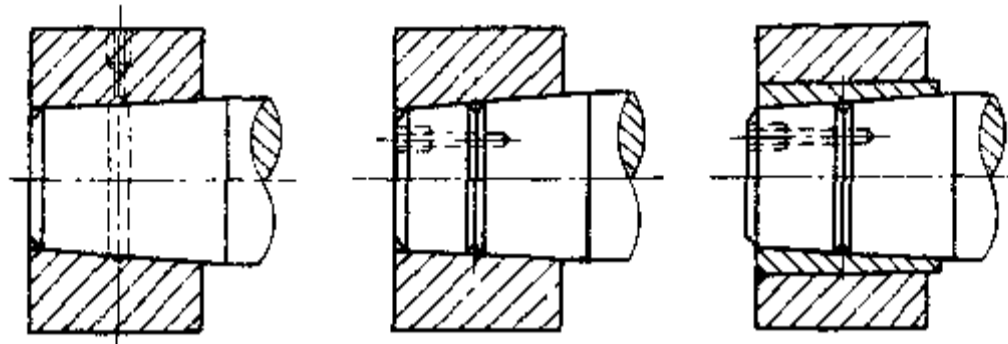
圆锥面过盈联接(图 8.9)在机床主轴的轴端上应用很普遍。装配时,借助转动端螺母并通过压板施力使轮毂作微量轴向移动以实现过盈联接。这种联接定心性好,便于装拆,压紧程度也易于调整。为保证其可靠性,还常兼用半圆键联接。

为了简化计算,圆锥面过盈联接的计算仍可借用圆柱面过盈联接的分析方法和公式,但应取圆锥面的平均直径作为圆柱过盈配合面的直径。

对于重载、过盈量大,要求可靠度高的圆锥形过盈联接,可用液压装拆的方法。参看图 8.9,装配时,把高压(200 MPa 以上)油压入联接的配合面间,以胀大包容件和压小被包容件,同时加以不大的轴向力把两件推到预定的相互位置,放出高压油后两件即构成过盈联接。拆卸时,压入高压油,两件即可分离。

采用这种联接,配合表面不易擦伤,能传递更大的载荷,尤其适用于大型被联接件,但对配合面的接触精度要求较高。

圆柱面过盈联接也可用液压装配,通常多用于拆卸或微调两件相互位置。



a) 油从包容件压入 b) 油从被包容件压入 c) 带中间套的联接

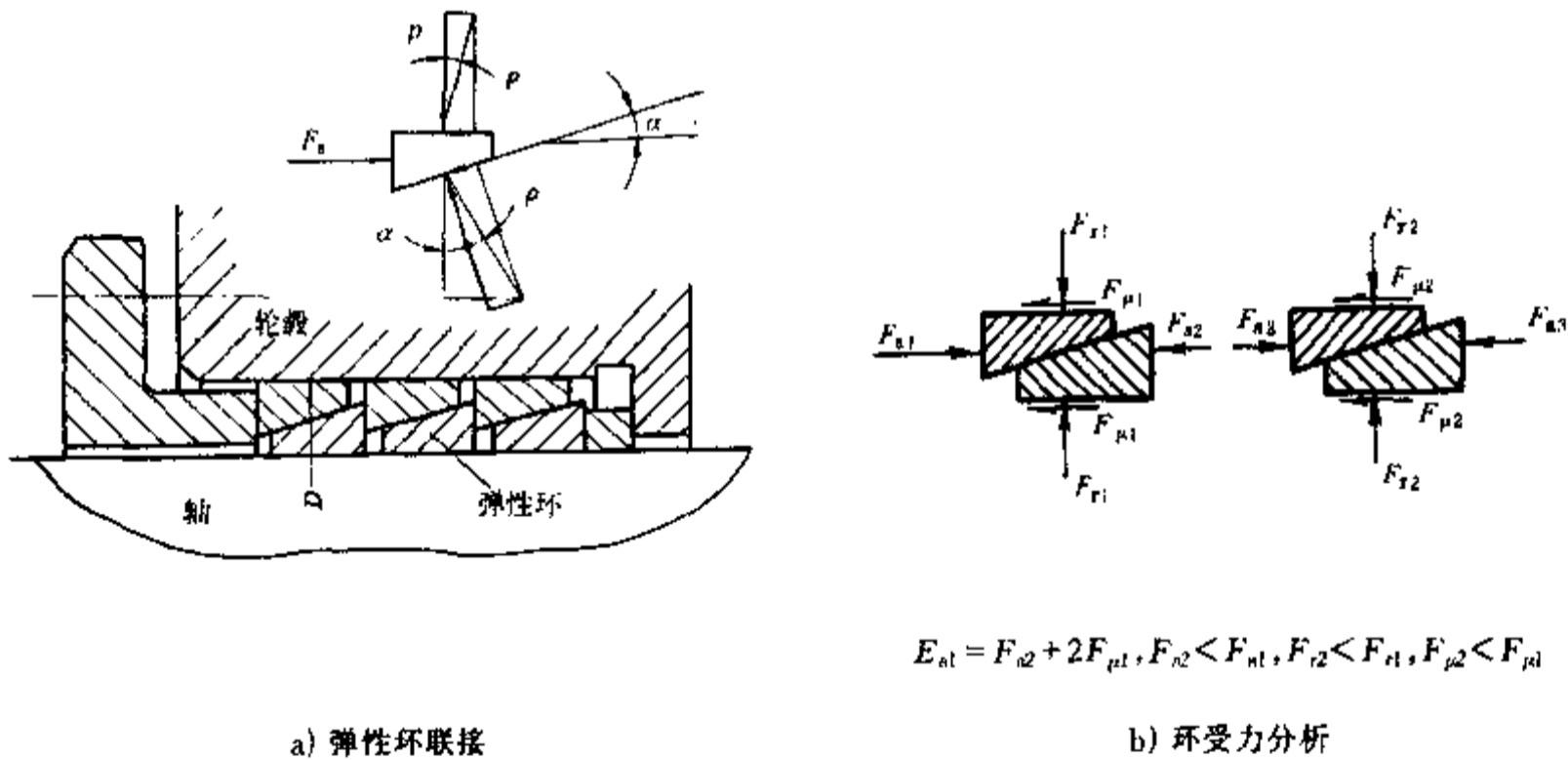
图 8.9 利用液压装配的过盈联接

8.3 弹性环联接

弹性环联接是利用以锥面贴合并挤紧在轴毂之间的内、外钢环构成的联接(图 8.10)。在由拧紧螺纹联接而产生的轴向压紧力作用下,两环抵紧,内环缩小而箍紧轴,外环胀大而撑紧毂,于是在接触面间产生径向压力,载荷就靠相伴而生的摩擦力来传递。

环用 65、65Mn、70、55Cr2、60Cr2 钢等制成,并经热处理。为便于拆卸,半锥角 α 一般为 $12.5^\circ \sim 17^\circ$ 。环为整圈,定心精度很好。

参看图 8.10,由于摩擦力的作用,从压紧端起,轴向力和径向压力递减,因此,环的对数过多无益,以不超过 3~4 对为宜。



$$E_{a1} = F_{a2} + 2F_{\mu1}, F_{a2} < F_{a1}, F_{r2} < F_{r1}, F_{\mu2} < F_{\mu1}$$

a) 弹性环联接

b) 环受力分析

图 8.10 弹性环联接及环受力分析

弹性环联接能传递相当大的转矩和轴向力,它没有应力集中源,定心性好,装拆方便,但由于要在轴与毂间安装弹性环,它的应用有时受到结构上的限制。

计算弹性环联接在传递转矩 T 时所需的轴向压紧力 F_a 和由此产生的配合面间的压强 p 可用下列公式(参看图 8.10);

$$F_a \approx \frac{2T}{\mu D z_e} [\tan(\alpha + \rho) + \tan \rho] \quad (8.12)$$

$$p \approx \frac{2T}{\pi D b \cdot \mu D z_e} \leq [\rho] \quad (8.13)$$

式中 D ——弹性环外径； b ——弹性环宽度； μ ——配合面间的摩擦系数，取 0.07~0.16； ρ ——摩擦角； z_e ——弹性环有效对数，当实际对数为 1、2、3、4 时，相应的有效对数分别取 1、1.5、1.75、1.875； $[\rho]$ ——配合面间的许用压强，钢-钢可取 200 MPa，钢-铸铁可取 80 MPa。

弹性环的强度和变形计算可借用圆柱面过盈联接中的公式，但须将弹性环圆锥面的平均直径作为圆柱的过盈配合面直径。应力若超过屈服极限，联接仍能正常工作，但因有局部塑性变形会增加拆卸困难。

胀紧套联接也是一种弹性环联接，见图 8.11。所不同的只是内、外弹性环都开有一轴向缺口，称为胀紧套，其特点是有利于增加弹性。GB 5867—86 中有两种标准：Z2 型和 Z5 型。以 Z2 型为例，基本尺寸为 $d = 20 \text{ mm} \sim 1000 \text{ mm}$ 、 $D = 47 \text{ mm} \sim 1110 \text{ mm}$ 、 $l = 17 \text{ mm} \sim 96 \text{ mm}$ 时，相应的使用参数为：轴向力 $F_a = 27 \text{ kN} \sim 4000 \text{ kN}$ ，转矩 $T = 0.27 \text{ kN} \cdot \text{m} \sim 2000 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ，胀紧套与轴之间的压强 $p = 210 \text{ MPa} \sim 110 \text{ MPa}$ 。Z5 型的直径尺寸和 Z2 型相同，但套宽 l 约大一倍，故轴向力和转矩均约增 50%~78%，尺寸愈大，增得愈多。与之相应的压强 p 约为 200 MPa~150 MPa。

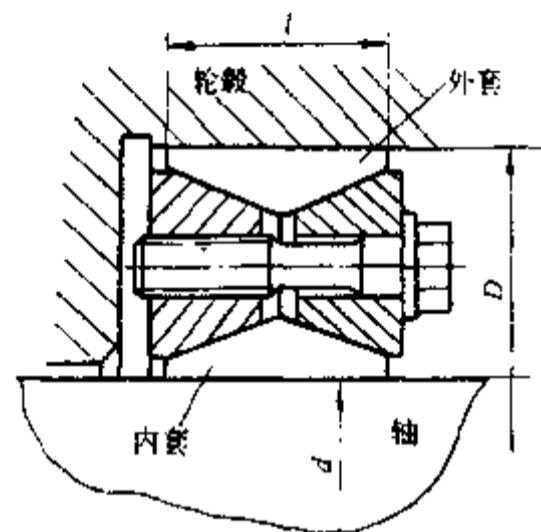


图 8.11 胀紧套联接

第9章 铆接、焊接、胶接

9.1 铆接

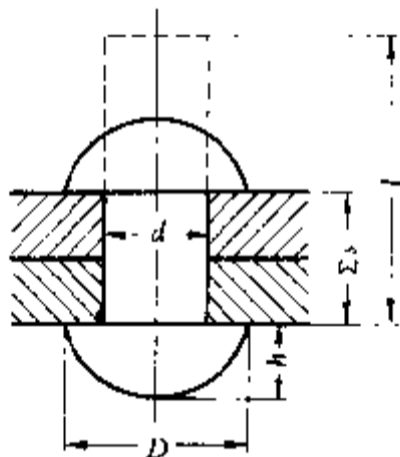
利用铆钉把两个以上的被铆件联接在一起的不可拆联接,称为**铆钉联接**,简称**铆接**。

铆钉用棒料在锻压机上制成,一端有**预制头**。把铆钉插入被铆件的重叠孔内,利用端模再制出另一端的**铆成头**(图 9.1),这个过程称为**铆合**。铆合可用人力,或者气力或液力(用气铆枪或铆钉机)。钢铆钉直径如小于 12 mm,铆合时可不加热,称为**冷铆**;直径如大于 12 mm,铆合时通常要把铆钉全部或局部加热,称为**热铆**。铝合金铆钉均用冷铆。

按照 GB 152—76 规定,铆钉直径 d 有 18 种规格(单位为 mm):

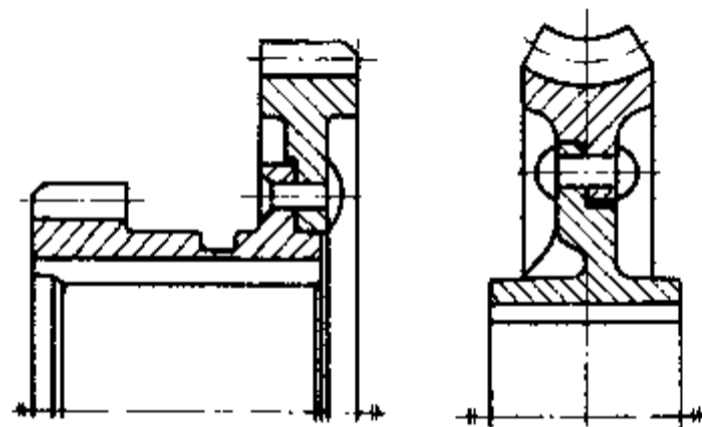
2 2.5 3 3.5 4 5 6 8 10 12 14 16 18 20 24 27 30 36

铆钉孔直径分两种情况:精装配时, $d = 2 \sim 4, +0.1 \text{ mm}; 5 \sim 8, +0.2 \text{ mm}; 10, +0.3 \text{ mm}; 12, +0.4 \text{ mm}; 14 \sim 16, +0.5 \text{ mm}$ 。粗装配时, $d = 10 \sim 18, +1 \text{ mm}; 20 \sim 27, +1.5 \text{ mm}; 30 \sim 36, +2 \text{ mm}$ 。



$$D \approx 1.75d; h \approx 0.65d; t = 1.1\Sigma s + 1.4d$$

图 9.1 半圆头钢铆钉及联接的尺寸关系



a) 两个齿轮的铆接 b) 蜗轮齿圈和轮心的铆接

图 9.2 机器零件中铆接举例

9.1.1 铆接的应用

建筑结构和锅炉制造应用铆接已有长久历史。近年来,由于焊接和高强度螺栓摩擦联接的发展,铆接的应用已逐渐减少。少数受严重冲击或振动载荷的金属结构中,由于焊接技术的限制,目前还采用铆接,如某些起重机的构架。在轻金属结构(如飞机结构)中,铆接至今还是联接的主要形式。此外,非金属元件的联接(如制动闸中的摩擦片与闸靴或闸带的联接)有时也需采用铆接。图 9.2 和 9.3 所示为机器零件和金属结构中铆接的应用实例。

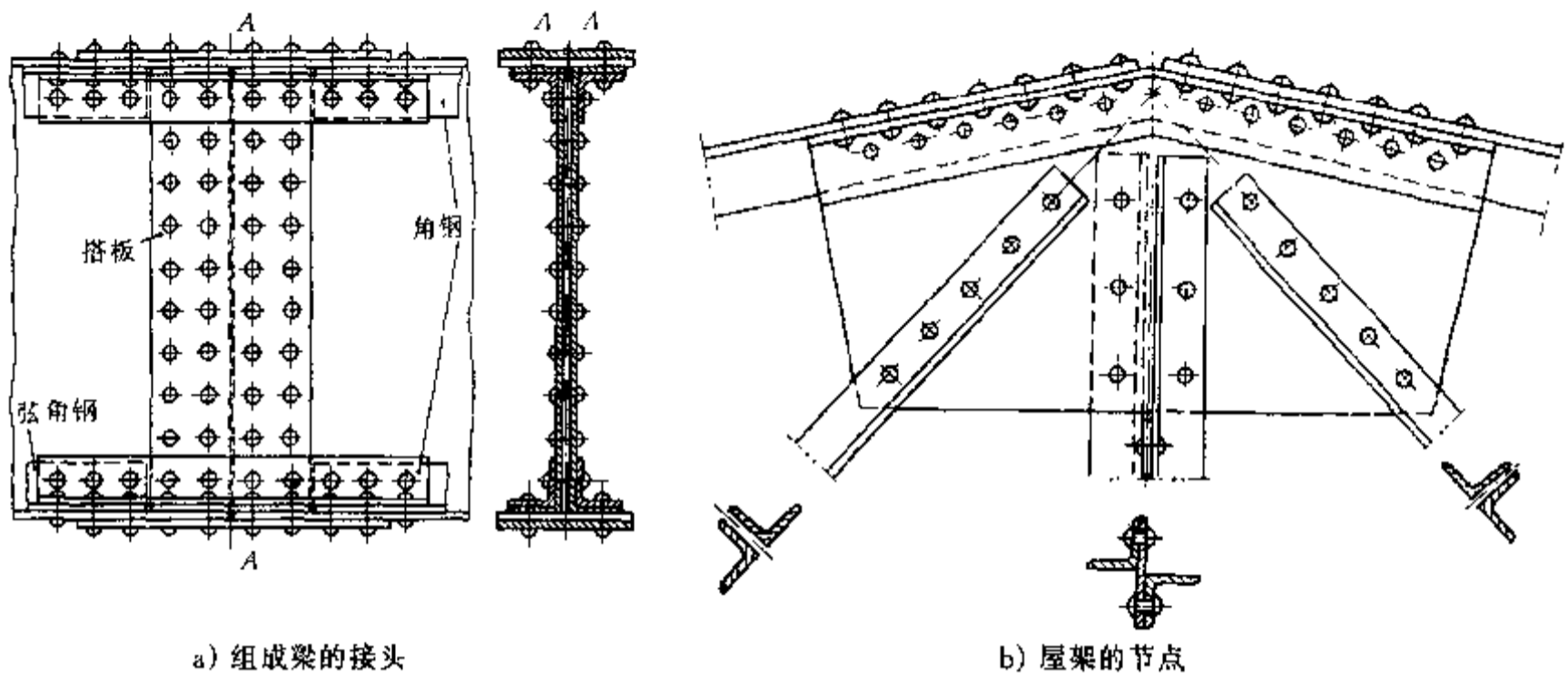


图 9.3 金属结构中铆接举例

9.1.2 铆缝

铆钉和被铆件铆合部分一起构成**铆缝**，根据工作要求铆缝分为：**强固铆缝**（如建筑结构的铆缝）、**强密铆缝**（如压力容器的铆缝）和**紧密铆缝**（如水柜的铆缝）。本章只介绍强固铆缝。

根据被铆件的相接位置，铆缝分为**搭接**和**对接**两种，对接又分**单搭板对接**和**双搭板对接**两种，每一种又可制成**单排**、**双排**和**多排**等形式，如图 9.4 所示。

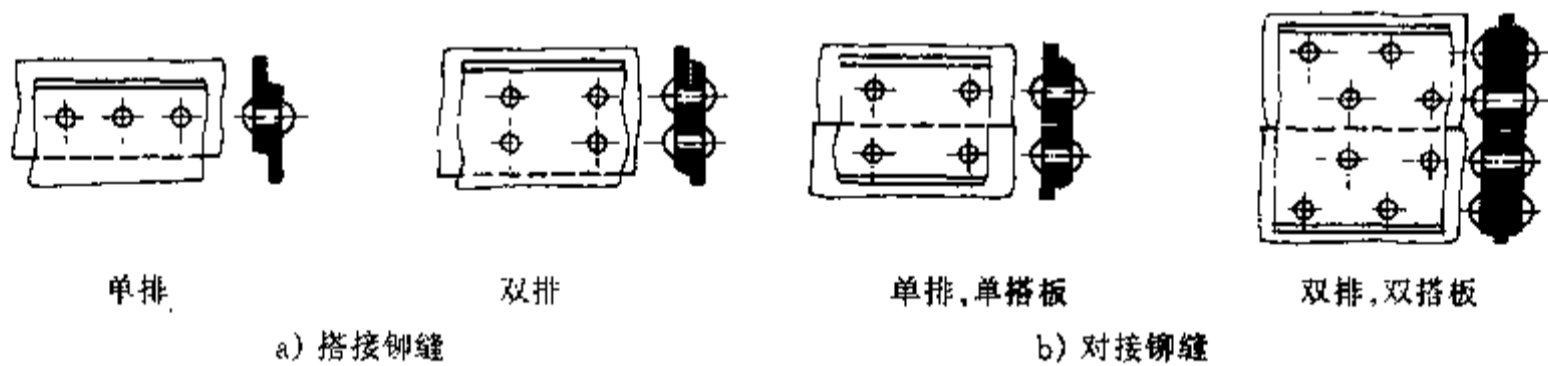


图 9.4 铆缝的分类

铆钉分实心的和空心的两种。空心铆钉用于受力较小的薄板或非金属零件的联接。

铆钉材料须有高的塑性和不可淬性，常用的铆钉钢如 Q215、Q235、ML2、ML3、10、15（或 ML10、ML15）等低碳钢；要求高强度时，也可用合金钢如 ML20MnA、ML30CrMnSiA、1Cr18Ni9Ti 等。轻金属结构的铆钉则多用铝合金如 LY1、LY10、L3、L4、LC3 等。近年航空、航天器结构开始采用钛合金铆钉，如 TA2、TA3、TB2-1 等。

钢实心铆钉中，**半圆头铆钉**用得最多，要求联接表面平滑时用**沉头铆钉**，要求耐腐蚀时用**平锥头铆钉**。铝合金铆钉中，平头铆钉和沉头铆钉用得较多，后者尤多用于航空、航天器结构。

在铆接结构中，被铆件通常是低碳钢或铝合金型材或板材；在机器中，被铆件有时则是各种不同材料的成形零件。

9.1.3 铆接的工作原理

热铆是铆钉在红热时铆合,冷却后由于钉杆的纵向收缩,把被铆件压紧;由于钉杆的横向收缩,在钉杆与孔壁间产生少许间隙。被铆件被铆钉头压紧,载荷横向力就靠相伴而生的摩擦力来传递(图 9.5a)。当横向力超过铆缝中可能产生的最大摩擦力时,被铆件发生相对滑动,而钉杆两侧将分别与两被铆件的孔壁接触,于是有一部分载荷将通过杆孔互压来传递(图 9.5b)。热铆铆接的力-变形曲线见图 9.5c,其中 BC 为滑移台阶, D 为破坏发生点。

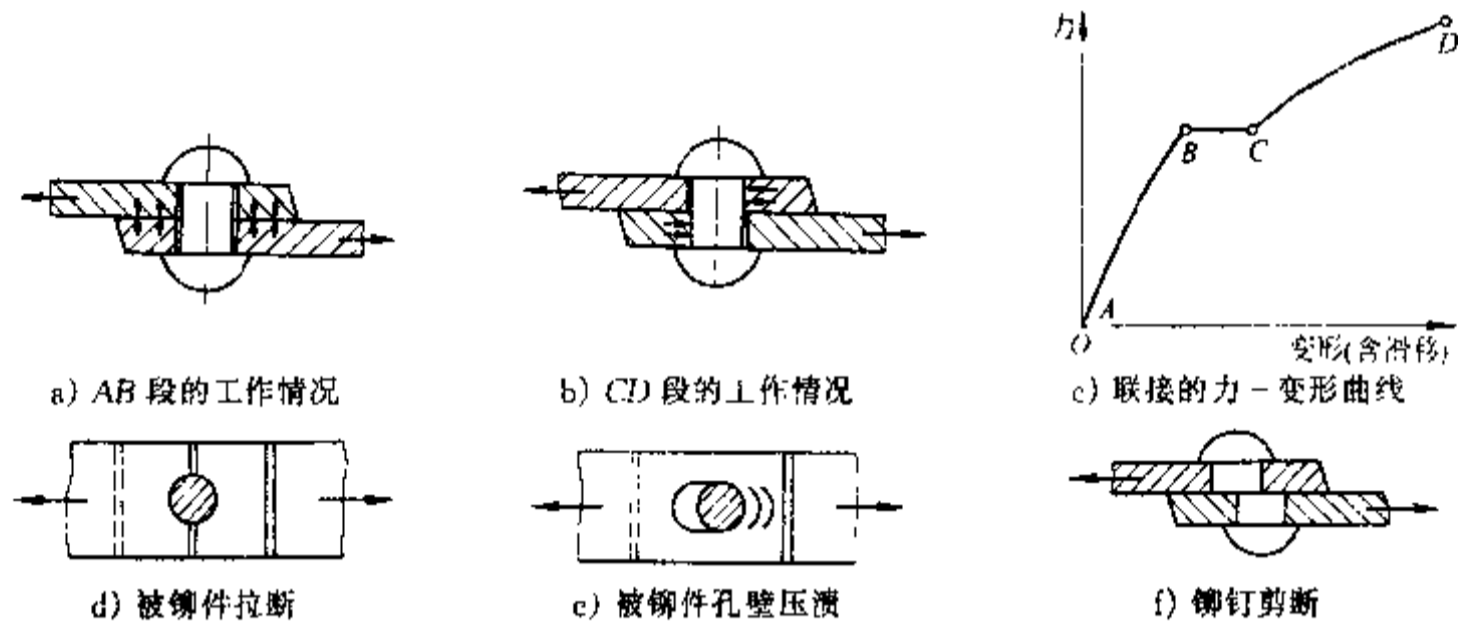


图 9.5 热铆铆接的工作情况及其力-变形曲线

如果载荷继续增大并超过一定限度,将使铆缝损坏,主要的可能损坏是:1)被铆件沿被钉孔削弱的截面拉断;2)被铆件孔壁被压溃;3)铆钉被剪断(分别见图 9.5d、e、f)。

冷铆铆接要求铆合后,钉杆胀满钉孔,其力-变形曲线与图 9.5c 所示相似,但无滑移台阶。至于铆缝的损坏形式,主要也是上述三种。

对于强密铆缝,滑移将破坏联接的紧密性,所以防滑条件是衡量联接工作能力的准则。防滑能力的大小与铆合技术的好坏有密切关系。对于强固铆缝,虽少量滑移不致影响联接质量,但也要在工艺上采取措施,力图避免滑移,或使滑移减至最小。

9.1.4 铆缝的强度计算

铆钉间的距离称为钉距。垂直于载荷方向的钉距称为节距,用 t 表示。每一排中的节距都是相等的。

图 9.6 示铆缝的载荷垂直于铆钉中心连线,其合力通过铆钉组形心,每个铆钉分担的载荷为 F 。

现取宽度等于节距 t 的一条铆缝(图中阴影部分)进行强度分析。由被铆件的拉伸强度条件,得知这条铆缝所能传递的载荷为

$$F_1 = (t - d)s[\sigma] \quad (9.1)$$

由被铆件孔壁的挤压强度条件,得知这个载荷为

$$F_2 = ds[\sigma_p] \quad (9.2)$$

由铆钉的剪切强度条件,得知这个载荷为

$$F_3 = \frac{\pi d^2}{4} [\tau] \quad (9.3)$$

式中 $[\sigma]$ ——被铆件的许用拉应力; $[\sigma_p]$ ——被铆件孔壁的许用挤压应力; $[\tau]$ ——铆钉的许用切应力; s ——被铆件的厚度(此处设两件厚度相等); d ——钉孔直径,也是铆钉的计算直径。

决定这条铆缝承载能力的是 F_1 、 F_2 和 F_3 中的小值。整个铆缝的承载能力则是这条铆缝承载能力乘以此单排中铆钉的数目。

不同钢材的强固铆缝在静载荷下的许用应力见表 9.1。

铆钉材料为 ML2 或 ML3 钢时的许用切应力 $[\tau]$ 为: I 类孔为 185 MPa; II 类孔为 155 MPa。I 类孔是指用钻模钻成的孔或其他有质量保证的制成孔; II 类孔是指一次冲成的孔。铆钉头的许用拉应力为 120 MPa。

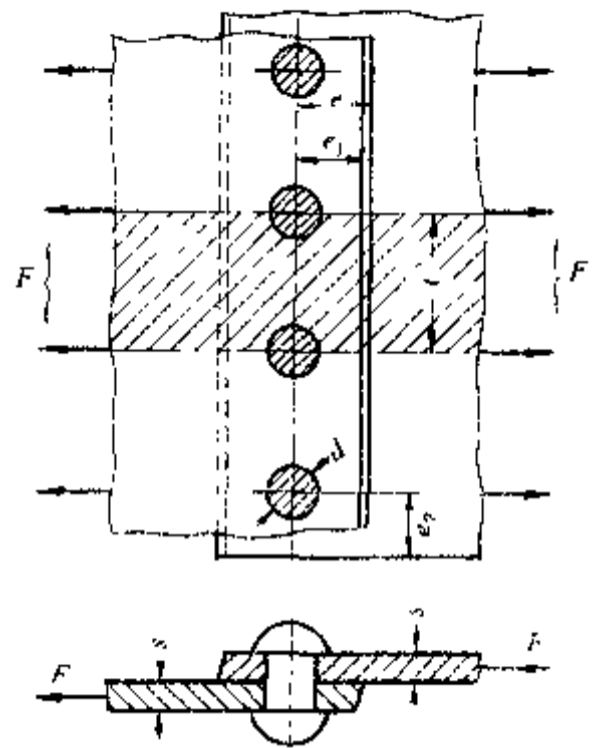


图 9.6 单排搭接铆缝的强度分析简图

表 9.1 不同钢材的强固铆缝在静载荷下的许用应力

MPa

许 用 应 力	Q235	16Mn	15MnV	ZG230-450	ZG310-570
许用拉、压、弯应力 $[\sigma]$ 、 $[\sigma_c]$ 、 $[\sigma_b]$	200	300	335	180	240
许用切应力 $[\tau]$	115	175	195	105	140
许用挤压应力 $[\sigma_p]$	320	425	435	290	370

注:1. 本表和表 9.3 中的数据主要摘自 GBJ 17-88《钢结构设计规范》。

2. 表中数值都是中间尺寸时的许用值;对于 Q235 钢,圆、方、扁钢的直径或厚度为 $> 40 \text{ mm} \sim 100 \text{ mm}$, 钢板厚度为 $> 20 \text{ mm} \sim 40 \text{ mm}$, 角钢、工字钢和槽钢厚度(指腹板)为 $> 15 \text{ mm} \sim 20 \text{ mm}$;对于 16Mn 和 15MnV 合金钢,直径或厚度为 $17 \text{ mm} \sim 25 \text{ mm}$ 。凡小于或大于上列尺寸的应将表中数值增大或降低 5%。

3. Q235 为镇静钢时表中数值可增大 5%。

4. II 类孔或角钢单面铆接时表中数值应降低 20%~25%。

9.1.5 铆缝的等强度条件

当被铆件厚度 s 已定时,适当选择 d 和 t ,可使 $F_1 = F_2 = F_3$,即所谓等强度设计。由 $F_1 = F_2$ 和 $F_2 = F_3$ 可解出

$$t = \left(\frac{[\sigma_p]}{[\sigma]} + 1 \right) d, \quad d = \frac{4[\sigma_p]}{\pi[\tau]} s \quad (9.4)$$

但为了适应其他方面的技术要求,所规定的关系与等强度条件并不完全符合,例如,限制最小钉距的是铆合时放置端模所需的空处;限制最大钉距的是接触面全部保持紧密贴合的要求等。例如在钢结构中通常取(参看图 9.6)

最小孔间距离 $t \approx 3d$

最大孔间距离

受力较大时 $t \approx 8d$ 或 $15s$

只用于固持	$t \approx 12d$ 或 $25s$
最小边缘距离	
在外力方向	$e_1 \approx 2d$
垂直外力方向	$e_2 \approx 1.5d$
最大边缘距离	$e_1 = e_2 \approx 3d$ 或 $6s$

式中 s 应取构件中的薄者计算。

上述等强度条件只对单排搭接铆缝才是正确的。对于其他形式的铆缝, t 、 d 和 s 的关系也可用相同的方法求出。

9.1.6 铆缝的强度系数

铆缝的强度与未制孔前被铆件中弱者的强度的比值,称为铆缝强度系数 φ 。以图 9.6 的单排搭接铆缝为例,强度系数应为 F_1 、 F_2 和 F_3 中的小值与未制孔前两被铆件中弱者的拉伸强度的比值。当这个铆缝是按等强度设计且各被铆件强度相同时,如果联接承受静载荷而略去应力集中,则其强度系数将简化为铆缝中被铆件的强度与未制孔前被铆件的强度的比值,即

$$\varphi = \frac{(t-d)s[\sigma]}{ts[\sigma]} = \frac{t-d}{t} \quad (9.5)$$

取 $t=3d$, 则 $\varphi=67\%$ 。对于双排搭接缝(图 9.4), 取 $t=5d$, 则 $\varphi=80\%$ 。一般说来, 铆缝的排数愈多, 则其强度系数愈高, 而制造时也愈费工, 联接重量也往往愈大。

设计一具体铆缝时, 须遵照铆接规范的各项规定, 一般先布置铆缝, 再根据所传递的载荷, 进行必要的强度校核, 此处从略。

9.2 焊接

借助加热(有时还要加压)使两个以上的金属件在联接处形成原子或分子间的结合而构成的不可拆联接, 称为焊接, 简称焊。

根据实现金属原子或分子间结合的方式不同, 焊接可分为熔化焊(电弧焊、气焊、电渣焊等)、压力焊(电阻焊、摩擦焊等)、钎焊。电弧焊应用最广。

电阻焊有对焊、点焊和缝焊数种, 在焊接时, 需借机械的帮助把被焊件夹持和压紧, 又称为机械焊接。电阻焊是高生产率的焊接方法, 在汽车、飞机、车辆和无线电等制造部门中获得了广泛的应用。图 9.7 所示是对焊的汽车曲轴和排气阀。曲轴采用对焊可简化毛坯生产过程; 排气阀采用对焊可使耐热合金钢阀帽与普通钢阀杆结成一体。图 9.8 所示是点焊的 V 带轮。

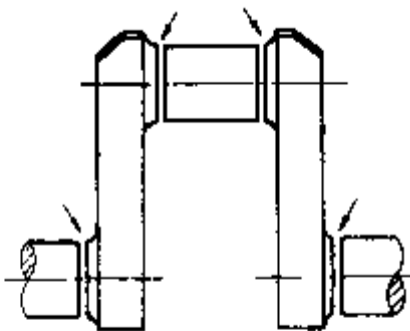


图 9.7 对焊的曲轴和排气阀

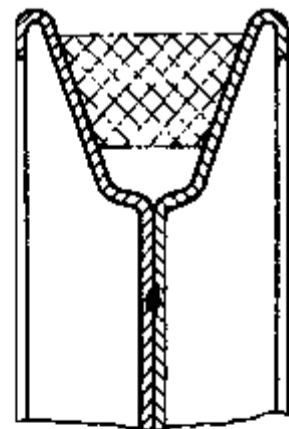
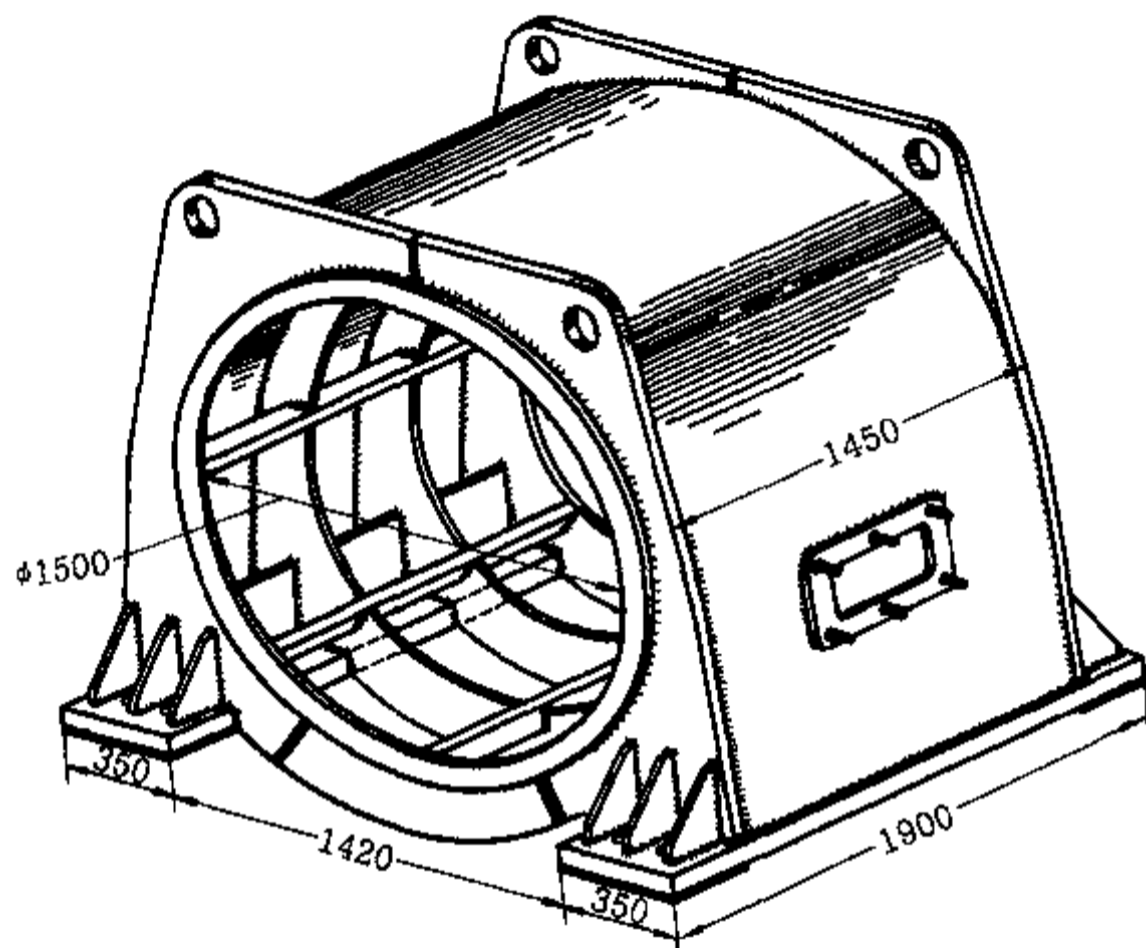


图 9.8 点焊的 V 带轮

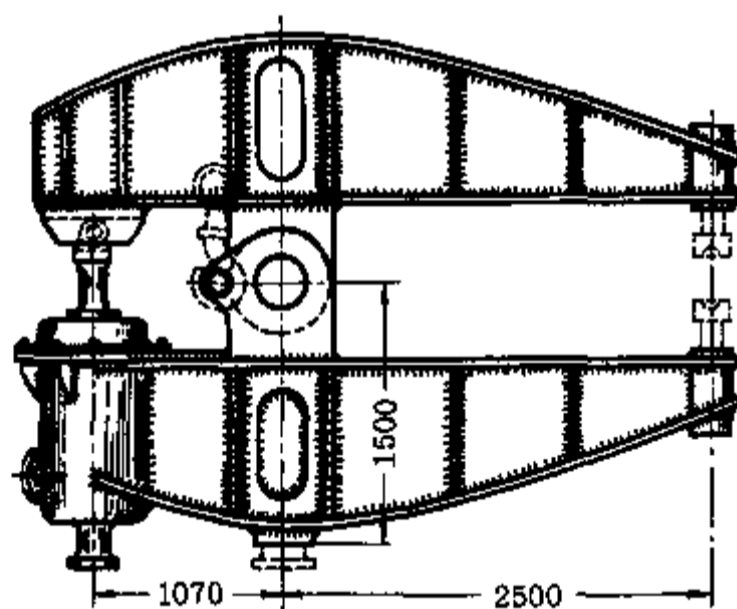
电弧焊操作灵活,适用范围广,联接强度较高,是目前最重要、用得最多的一种焊接方法。埋弧自动焊、氩弧焊等方法发明后,电弧焊的生产率大大提高,质量也得到进一步改善。

本章只介绍电弧焊接(以下将略去电弧二字)。

焊接主要用于下列场合:1)金属构架、容器和壳体结构的制造;2)在机械零件制造中,用焊接代替铸造;3)制造巨型或形状复杂的零件时,用分开制造再焊接的方法。



a) 电机外壳



b) 铆钉机机架

图 9.9 焊接的电机外壳和铆钉机机架

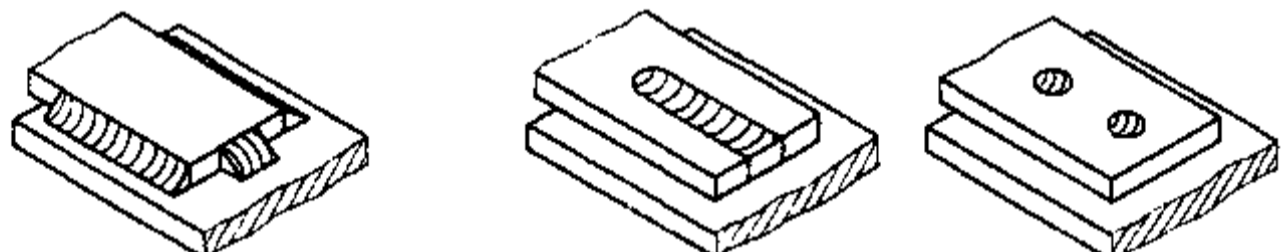
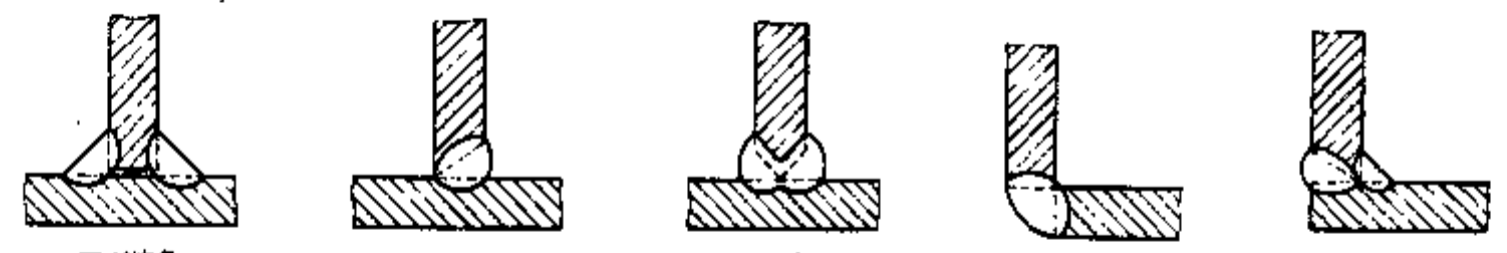
图 9.9 所示是焊接的电机外壳和铆钉机机架。这类零件的毛坯通常是铸造的。但如果生产批量很小,在总成本中制模费将要占很大的比重,就往往不如采用焊接毛坯经济。此外,铸件的最小壁厚受铸造工艺的限制,常大于强度和刚度的需要,如改用焊接毛坯,就可采用较小壁厚,重量可平均降低 30%。

与铆接比较,焊接有下列优点:1)被焊件不需钻孔,其截面的利用较好;焊缝不用搭板(对接时)、角板(T形联接时)等辅助件,因此焊接结构比同样铆接结构重量约轻10%~20%;2)焊接的工艺流程比较简单,工艺及设备费用均比铆接低;3)焊缝比铆缝更容易保证紧密性;4)没有铆合时那样震耳的声音(尤其是当壳体铆接而使用气铆枪时),可改善劳动条件;5)可以用板材、管材、型材,也可以用铸件、锻件拼焊,给结构设计提供了很大灵活性。但焊接在承受冲击载荷时不及铆接可靠,联接质量不如铆接容易从外部检查。

9.2.1 焊缝的式样

根据被焊件在空间的相互位置,焊接接头基本上分为对接接头、搭接接头和正交接头(T形和L形)三种型式。焊缝式样见表9.2,坡口的基本形式和尺寸可参看GB 985—88。现将其中主要的几种焊缝分述如下。

表 9.2 焊缝的式样

		对 接		
		埋弧自动焊时	手工焊时	手工焊时
$s < 15$	$s = 15 \sim 30$	$s = 3 \sim 8$	$0.8s$	$s = 4 \sim 26$
$s < 15$	$20^\circ \sim 30^\circ$	无坡口双面	U型	V型不对称
$s < 15$	$s > 30$	$s = 4 \sim 26$	60°	$s = 12 \sim 60$
$15^\circ \sim 20^\circ$	60°	V型	X型	K型
搭 接				
				
堆角 切口 塞形				
正 交				
				
双面填角 单面V型 K型 堆角 V型填角				

1. 对接焊缝

由于能构成被焊件的平缓结合,对接焊缝是最合理和最主要的焊缝。当被焊件较厚时,为了保证焊透,在焊接处要预制出坡口。如果焊接处较薄而不便预制坡口时,要从正反两面进行焊接(双面焊或补焊)。埋弧自动焊接有较大的熔深而坡口较小,焊缝的形成主要靠母体金属的熔化,焊丝只占熔积金属的40%左右。如果只从一面焊接而不补焊,则为了防止熔化金属流失而造成缺焊,在反面要加金属或非金属材料的垫板。手工焊缝的形成主要依靠焊条的熔化。

2. 填角焊缝

填角焊缝如图9.10所示,垂直于载荷方向的称为端焊缝;平行于载荷方向的称为侧焊缝;既不平行又不垂直的称为斜焊缝;同一接头不止一种焊缝时,称为组合焊缝。

填角焊缝的截面形状通常是等腰三角形(图9.11),其腰长 k 称为焊脚或焊缝厚度。在大多数情况下, k 等于被焊件厚度 s ,但也可略小于 s 。对于传力的焊缝, k 的最小值是3mm。

为形成较平缓的结合以减小应力集中,在变应力下工作的端焊缝,其截面可以做成凹面三角形或沿载荷方向一边较长的非等腰三角形,其两边之比为1.5:1~2:1。

在重要的场合为了保证焊透,T形接头和L形接头的填角焊缝应制出单面或双面的坡口。

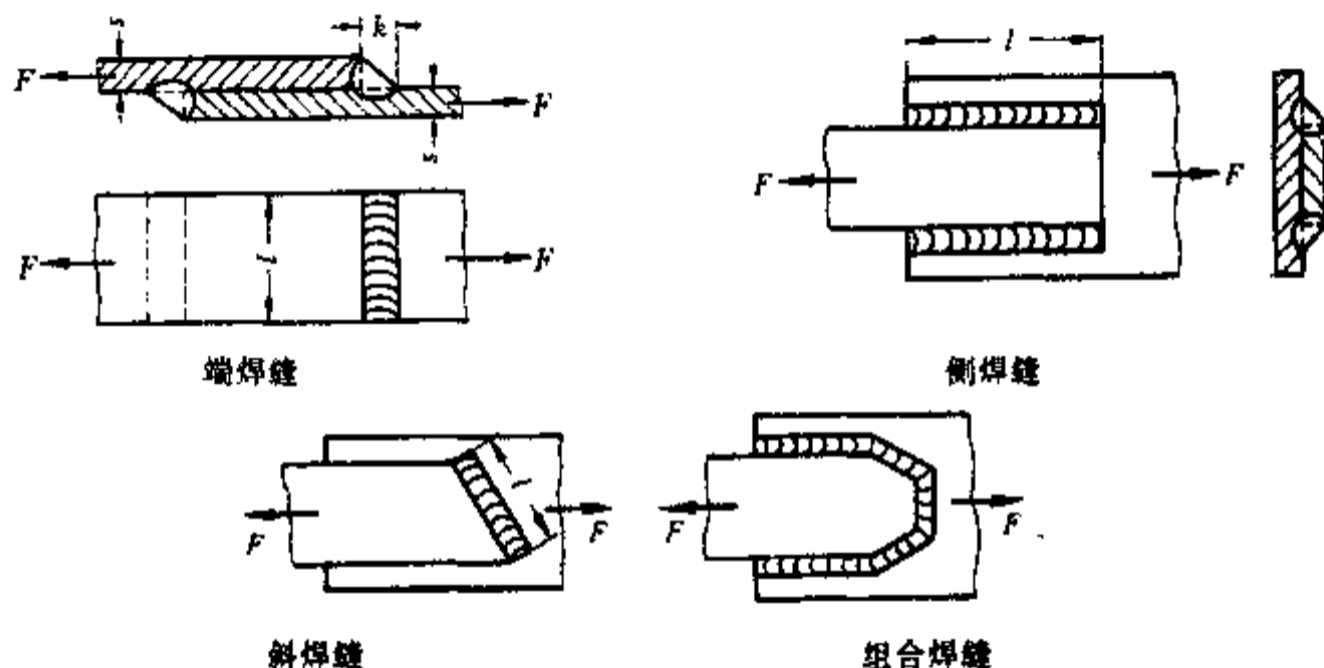


图9.10 填角焊缝的式样

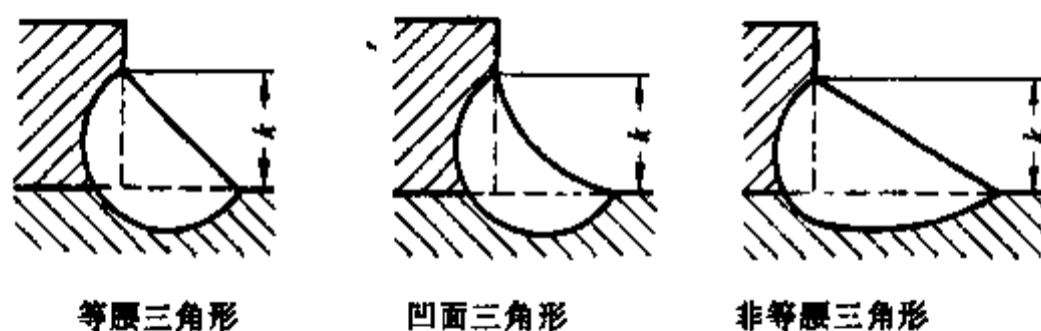


图9.11 填角焊缝的截面形状

3. 切口焊缝和塞形焊缝

切口焊缝和塞形焊缝(见表9.2)一般只用作辅助焊缝以补主焊缝强度的不足,成用来使被焊件互相贴紧。

9.2.2 焊缝的强度计算

计算焊缝时假设:1)载荷沿焊缝均匀分布;2)焊缝中的工作应力在其相应的截面上也均匀分布。下面介绍各种焊缝的计算方法。

1. 对接焊缝

不论坡口形状如何,计算时采用同样公式。当接头受拉力 F 时,焊缝的强度条件为

$$\frac{F}{ls} \leq [\sigma'] \quad (9.6)$$

当接头受压力时,焊缝的强度条件为

$$\frac{F}{ls} \leq [\sigma'_c] \quad (9.7)$$

上两式中 s ——被焊件的厚度,如果两被焊件厚度不等,应取其中较薄的作为计算厚度; l ——焊缝长度; $[\sigma']$ 、 $[\sigma'_c]$ ——熔积金属的许用拉应力和许用压应力,见表 9.3。

焊缝的强度系数是焊缝强度与被焊件强度的比值。当焊缝长度 l 与被焊件的宽度 b 相等时,对接焊缝的强度系数

$$\varphi = \frac{ls[\sigma']}{bs[\sigma]} = \frac{[\sigma']}{[\sigma]} \quad (9.8)$$

式中 $[\sigma]$ ——母体金属的许用拉应力。如果 $[\sigma'] = [\sigma]$,则 $\varphi = 1$,即此时焊缝和母体金属等强度。通常 $[\sigma'] < [\sigma]$,所以 $\varphi < 1$ 。采用斜焊缝可以使 $l > b$,因而可以提高焊缝强度。如果斜角 $\beta = 45^\circ$,当母体金属是低碳钢时,就认为焊缝强度和母体金属相等,无需进行计算。

2. 搭接焊缝

——端焊缝。端焊缝在受力时的应力情况很复杂。参看图 9.12,在焊缝三角形的垂直平面上有正应力 σ ,水平平面上有切应力 τ ,同时还存在着图上未表明的其他应力,如弯曲应力等等。试验证明,在静载荷作用下,焊缝的破裂多沿与载荷方向成 45° 的斜面,所以就用这个截面作为计算截面,截面上的应力称为条件应力,应小于其许用值。因此焊缝的强度条件为

$$\frac{F}{\sin 45^\circ kl} = \frac{F}{0.7kl} \leq [\tau'] \quad (9.9)$$

式中 $[\tau']$ ——熔积金属的许用条件应力,见表 9.3。这里,采用切应力的符号,但实际上并非是单纯的切应力。因 F 力并不平行于计算截面,所以计算具有很大的假定性或条件性。

对于非等腰三角形截面的端焊缝,同样按式 9.9 计算,其中 k 应是较短一边的长度。

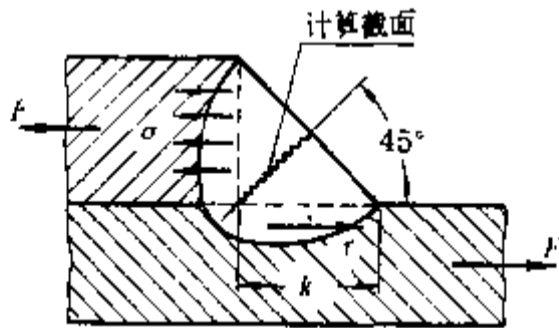


图 9.12 端焊缝的计算简图

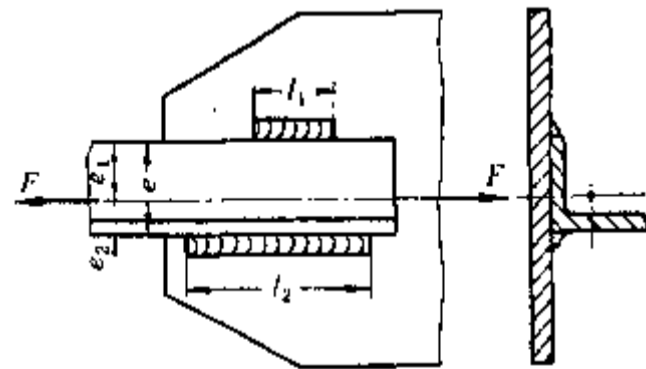


图 9.13 不对称截面件焊接的计算简图

——侧焊缝。侧焊缝中的应力情况也很复杂。仍取与载荷方向成 45° 的截面作为计算截

面,相应的许用应力也用 $[\tau']$ 表示,设焊缝的总长度为 Σl (图 9.10 中的侧焊缝 $\Sigma l = 2l$),则强度条件为

$$\frac{F}{0.7k\Sigma l} \leq [\tau'] \quad (9.10)$$

用侧焊缝联接不对称截面件(如角钢)时,在侧视图上应使焊缝形心线与角钢横截面的形心线重合,以减小偏心载荷。参看图 9.13,用 e_1 、 e_2 分别表示两侧边(焊缝)到截面形心线的距离(见角钢标准), l_1 、 l_2 表示两条焊缝的长度,则根据 $\Sigma l = l_1 + l_2$ 、 $\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}$ 两个条件,可得

$$l_1 = \frac{F}{0.7k[\tau']} \frac{e_2}{e}, \quad l_2 = \frac{F}{0.7k[\tau']} \frac{e_1}{e} \quad (9.11)$$

——斜焊缝和组合焊缝。斜焊缝(图 9.10)的强度条件为

$$\frac{F}{0.7kl} \leq [\tau'] \quad (9.12)$$

在包括有端焊缝、侧焊缝和斜焊缝的组合焊缝中(图 9.10),各焊缝的截面尺寸通常是相等的,由式 9.9、9.10、9.12 可推出强度条件为

$$\frac{F}{0.7k\Sigma l} \leq [\tau'] \quad (9.13)$$

试验证明,端焊缝刚度较其他焊缝为大,其单位长度受力也较大,但用式 9.13 仍足够可靠。焊缝强度系数的定义和计算与对接焊缝强度系数相似。

以上介绍的是受拉力或压力的对接和搭接焊缝的强度计算。有关手册中列有各种焊缝不同受力情况下的计算方法,可以参考。设计焊缝时,还必须遵照有关的焊接规范的规定。

9.2.3 焊接材料和许用应力

焊接结构通常采用与铆接结构相同的材料。在建筑结构中采用各种低碳钢和低碳低合金钢;在焊接的机械零件中,除了低碳钢以外,还采用各种中碳钢和中碳合金钢。

焊条应根据焊接材料和要求形成焊缝中熔积金属的机械性能从国家标准中选取,例如碳钢焊条见 GB 5117—85(型号为 E4300~E5048),低合金钢焊条见 GB 5118—85,不锈钢焊条见 GB 983—85 等。

在静载荷作用下焊缝的许用应力见表 9.3,母体金属的许用应力同被铆件的许用应力见表 9.1。

表 9.3 在静载荷下焊缝的许用应力

许用应力	不同钢材在自动焊、半自动焊或用 E 系列焊条手工焊时		
	Q235-E43××	16Mn-E50××	15MnV-E55××
对接焊缝			
许用拉、压、弯应力 $[\sigma']$ 、 $[\sigma'_c]$ 、 $[\sigma'_b]$	200	300	335
许用切应力 $[\tau']$	115	175	195
填角焊缝			
许用拉、压、切应力 $[\sigma']$ 、 $[\sigma'_c]$ 、 $[\tau']$	160	200	220

注:1. 见表 9.1 中注 1。

2. 对接焊缝的许用值同表 9.1 中注 2 的规定。填角焊缝的许用值与尺寸无关。

3. 对接焊缝的拉、弯许用值由焊缝质量达到一、二级来保证,三级时应降低 15%;

4. 自动焊和半自动焊时应保证其熔敷金属的抗拉强度不低于手工焊时的数值。

能使焊缝受力比较均匀。由图 9.15c 及 d 中所示的力流可看出,非等腰三角形截面焊缝在这方面优于等腰三角形截面焊缝。图 9.15a 所示是自动电焊对接焊缝的截面形状,有凸起加强部分,但由于形成了应力集中源,在变载荷作用下反而要削弱焊缝,所以在重要的焊缝中,常常用机械加工方法把凸起部分切除。

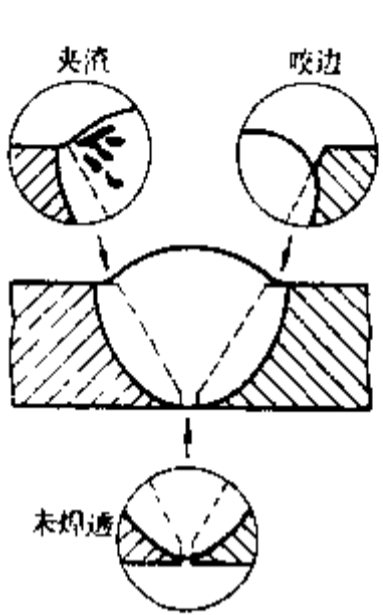


图 9.14 焊缝的缺陷

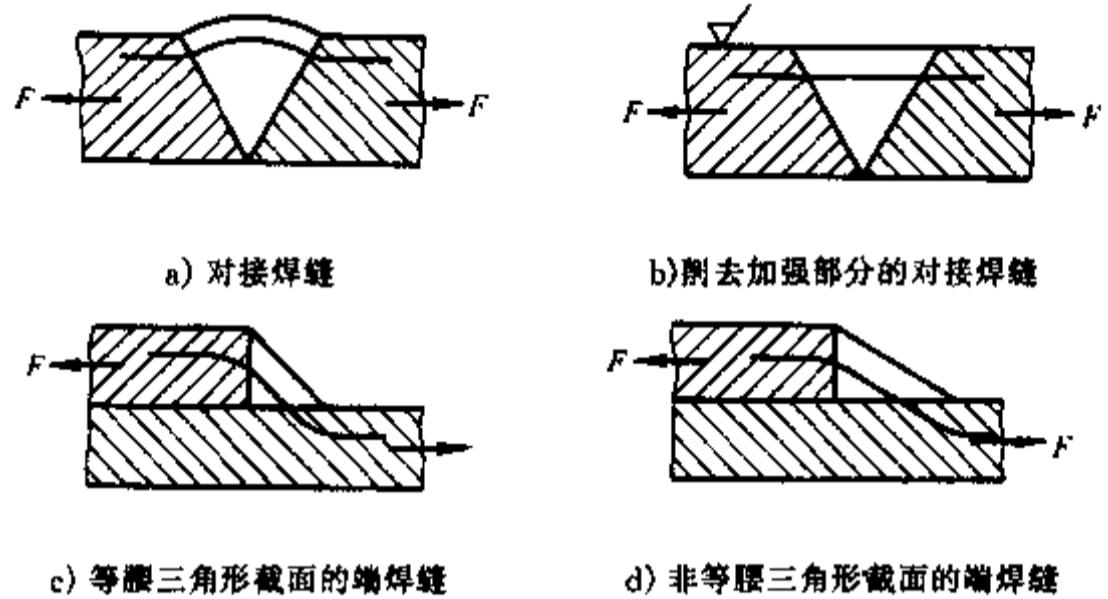


图 9.15 焊缝中的力流情况

——在搭接接头的侧焊缝(图 9.10)中,受力是不均匀的(参看图 9.22),焊缝愈长,不均匀现象愈显著。在设计时,应限制焊缝长度 l 不超过 $50k$ 。

——在搭接接头中,因为两端的作用力不在同一平面内,所以接头受到弯曲作用。如果采用双面端焊缝,则在每一条焊缝上还要产生一大小相等方向相反的力,组成一个力偶矩以平衡外加的力矩。搭接长度 u 愈小,焊缝中平衡力矩的力即愈大,所以通常规定 $u \geq 5s$ (图 9.16a)。显然,如果是单面焊接,焊缝中的弯曲应力必将很大,这时应把接头做成如图 9.16b 所示。

——当焊缝受弯曲时,要把强度较弱的焊缝底面放在受压力的一面,如图 9.17 实线受力情况。

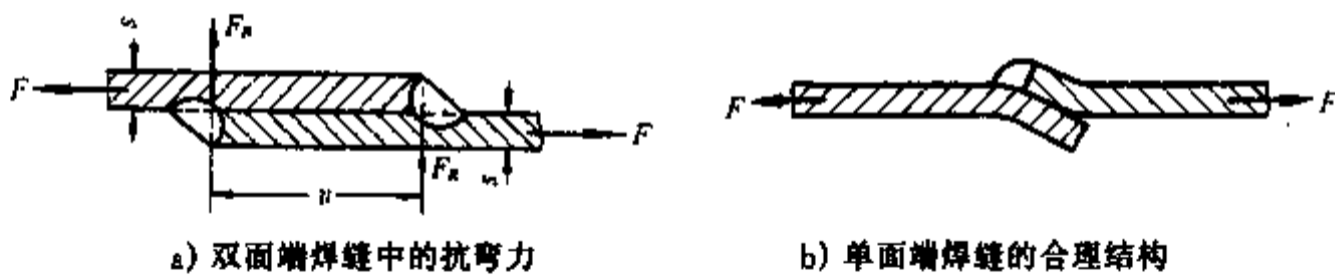


图 9.16 搭接接头受到的弯曲作用

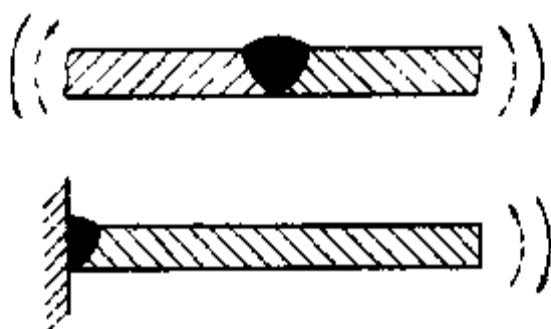


图 9.17 受弯焊缝的合理受力方向(实线所示)

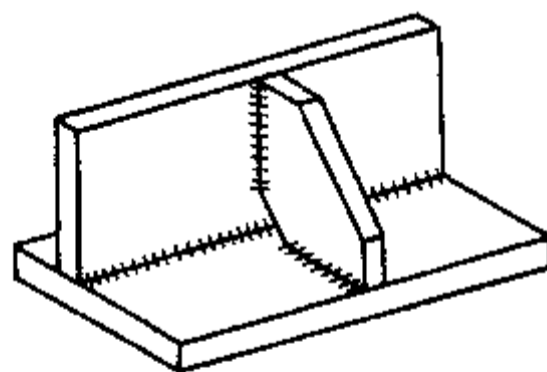


图 9.18 焊缝交叉处加强肋的合理结构

——焊接零件的结构应尽量减少产生焊接应力的可能性。在图 9.18 中,为了减小在焊缝交叉处的焊接应力,切去了加强肋交叉处的一角。

9.3 胶接

胶接历史很久,但应用在金属零件的联接上则是近三四十年来发展的结果。本节对胶接作一简介,图 9.19 为金属胶接的应用举例。

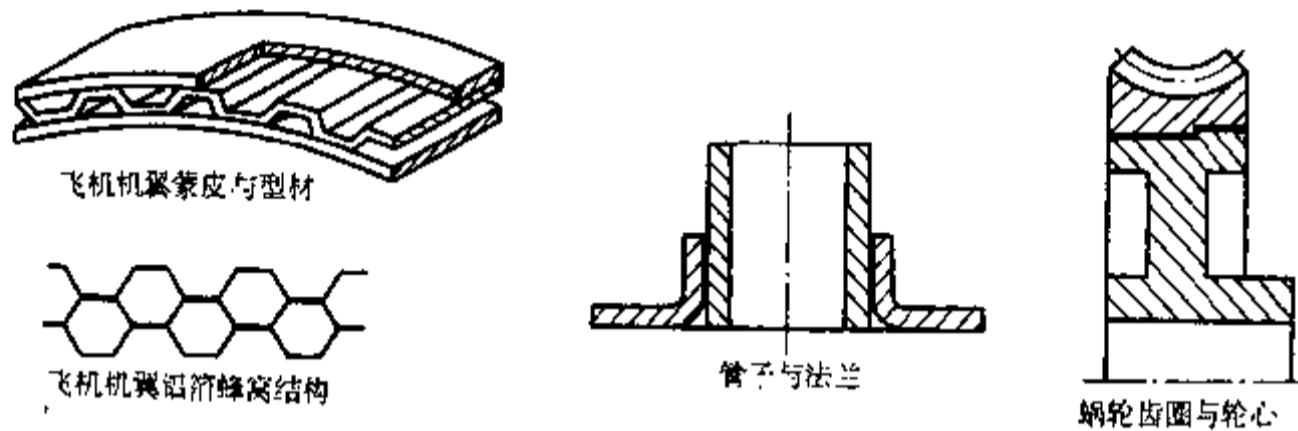


图 9.19 金属胶接举例

9.3.1 胶接接头

胶接接头的基本形式是对接、搭接和正交,其典型结构见图 9.20,其选用与被胶件的结构形式及载荷情况有关。

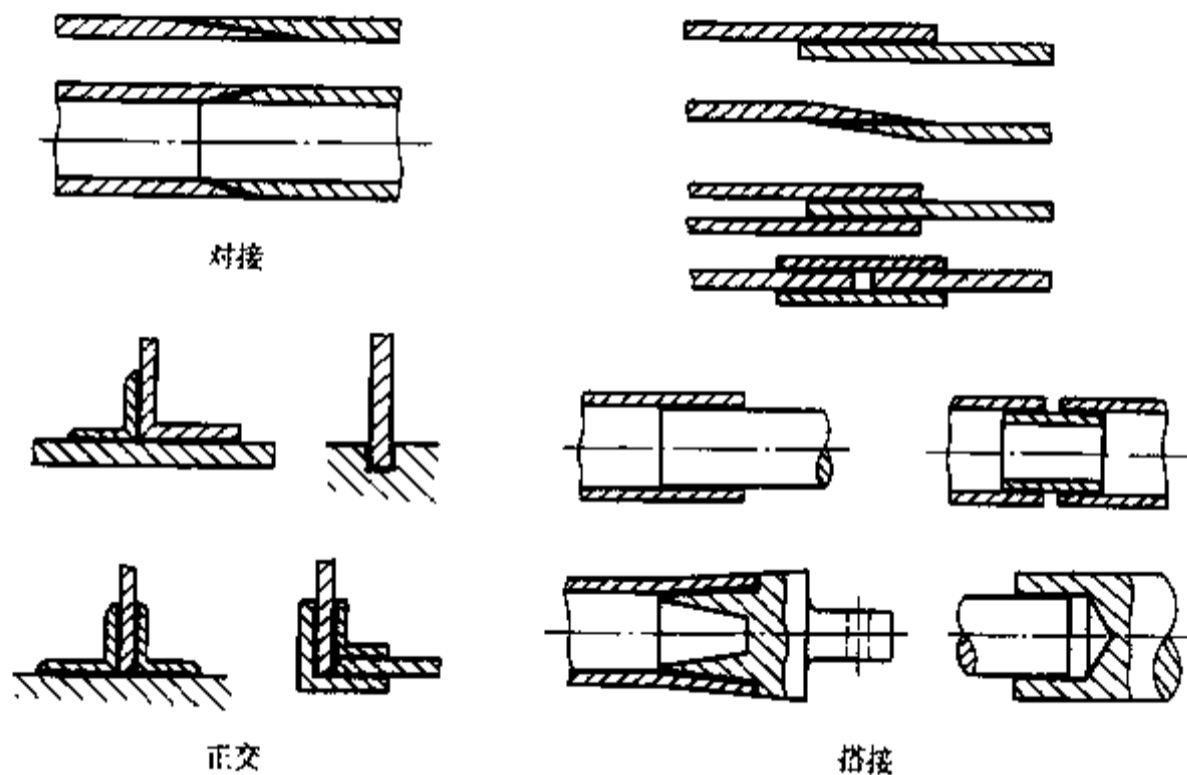


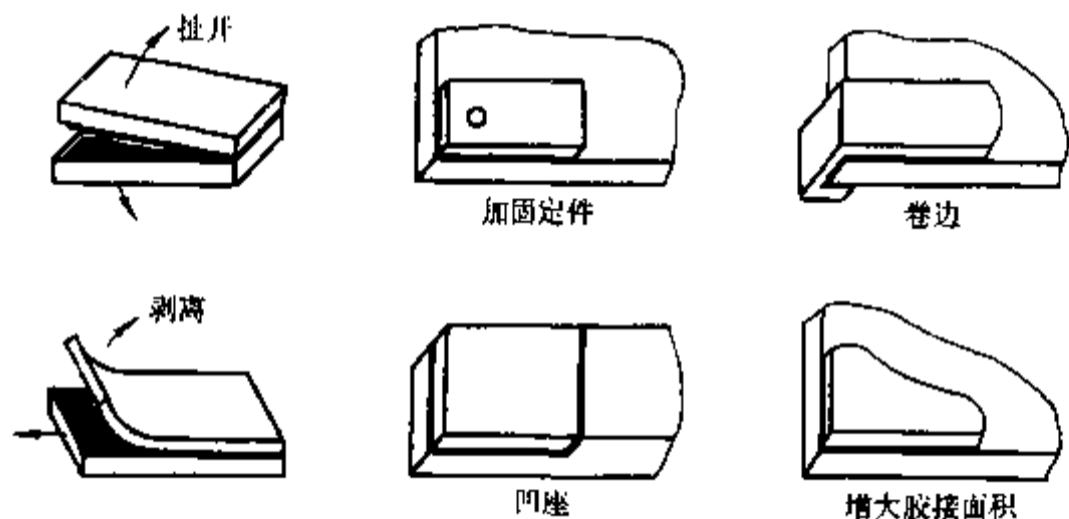
图 9.20 胶接接头的基本型式

设计胶接接头时应注意以下各点:

——尽可能使胶层受剪或受压,受拉易于发生扯开或剥离破坏。必要时应采取的保护措施举例见图 9.21。

——尽量使胶层应力分布均匀。以搭接接头为例,若搭接长度过长,应力分布愈不均匀,两侧最大切应力 τ_{\max} 与平均切应力 τ_m 之比 τ_{\max}/τ_m 愈大,见图 9.22。故建议取搭接长度不超过 $10s \sim 15s$, s 为板厚。采用斜口接头对应力分布可有所改善。

- 胶层厚度为 0.1 mm~0.2 mm 时,胶层强度最高。轴与毂的联接则只需 0.03 mm。
- 因胶层强度一般都低于被胶金属的强度,故胶接面积宜取大些以利于金属强度的充分利用。



a) 应避免的受力 b) 胶层保护措施举例

图 9.21 胶层应避免的受力和保护措施

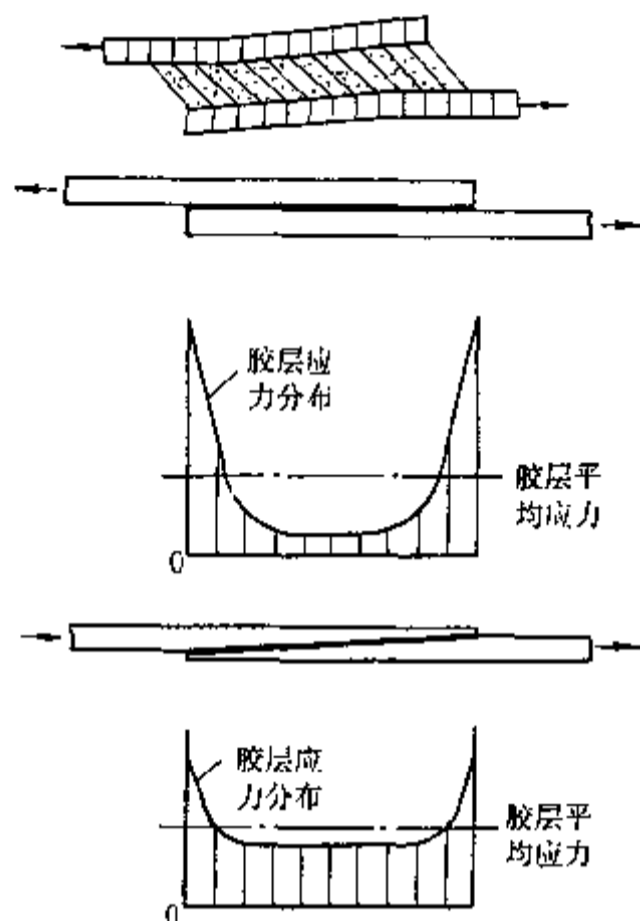


图 9.22 胶层应力分布不均及其改善

胶接接头的计算仍可借用材料力学的分析方法和计算公式,接头的剪切强度可取为:胶接剂在室温下固化的约 7 MPa~20 MPa;在高温下固化的约 20 MPa~35 MPa(低值用于单面搭接和表面未经仔细处理的接头,高值用于双面搭接表面又经仔细处理的接头);脉动剪切强度极限 $\tau_0 \approx 0.3\tau_B$,安全系数可按使用情况不同取 2~3。

9.3.2 胶接剂

胶接剂的品种很多,基本组合成分有:环氧树脂、酚醛树脂、环氧树脂-酚醛树脂、聚酰胺-环氧树脂、丙烯酸酯树脂、氰基丙烯酸酯、聚酰亚胺等。胶接剂有单组分和双组分之分。双组分系指树脂和固化剂,在施工前两者须先调和后再使用。按固化温度不同,有在室温下或较高温度(例如 60 °C)下固化的胶接剂和只能在高温下(例如约 200 °C)固化的胶接剂。后者的胶接强度高于前者。

胶接剂的生产已商品化,由生产单位提供商品名称(如 101、202、204 胶等)、使用指标、工艺条件、适用场合、特点等。选用时,需考虑被胶接的材料(如金属与金属、金属与非金属、非金属与非金属等)、对胶接强度的要求、固化温度等。一般宜选用固化后韧性比被胶件高、线膨胀系数与被胶件相近的胶接剂,以便减轻温度变化对胶层应力分布不均的影响(另一方面,两被胶件的线膨胀系数如果不同,胶层却有协调温度变化时两被胶件变形的作用,从而改善整个接头的受力情况)。对于受冲击、振动的接头,应选用固化后弹性模量小的胶,以利用其柔性减振;必要时,还可

在胶层中添加玻璃布等缓冲材料。

表 9.5 列出了几种常用胶接剂的性能比较,可供选用时参考。

表 9.5 几种常用胶接剂的性能比较

胶接剂	物理性能				适用被胶件材料						胶接强度	
	耐水性	耐高温	耐低温	耐溶剂性	金属	塑料	橡胶	皮革	木材	陶瓷	抗张/剪切	剥离/冲击
环氧树脂	AB	A	B	A	A	A	B	B	A	A	A	B
酚醛树脂	A	A	A	A	B	C	C	B	A	B	A	A
聚氨酯	AB	B	A	B	A	A	A	A	A	A	A	A
丙烯酸酯树脂	B	B	B	B	B	AB	B	A	B	B	A	B
氨基丙烯酸酯	C	BC	B	B	A	A	A	A	A	A	A	BC
聚酯酸乙烯酸脂	B	C	C	C	B	B	B	B	A	B	B	—
聚酰胺	B	—	B	B	C	C	C	C	B	B	—	—
氯丁橡胶	B	B	B	B	A	B	B	A	B	C	B	A

注:1. A——优;B——良;C——一般;AB——优良之间;BC——良和一般之间。

2. 表中所列的胶接剂,抗霉菌性皆优。

在室温情况下几种常用胶接剂胶层剪切强度 τ_B 的比较见图 9.23。

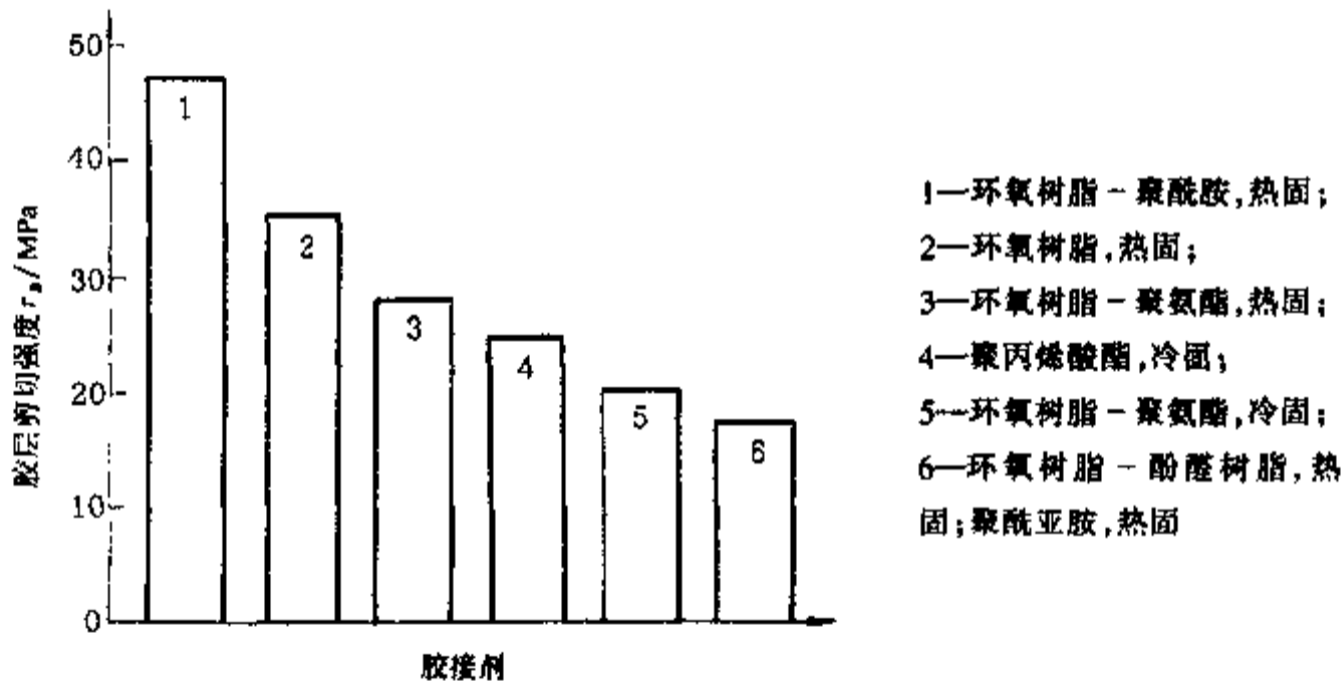


图 9.23 几种常用胶接剂胶层剪切强度 τ_B 的比较

胶接前应对表面进行预处理,做到没有脂、油、氧化皮或其他残留物。机械处理方法有刮削、车削、砂布打磨、喷砂等;化学处理方法有用有机溶剂脱脂、酸洗、浸蚀等。表面粗糙的、经阳极氧化处理的(轻金属)胶接件,胶接强度更高。例如被胶件为钢,经酸洗处理的比用蒸汽脱脂的可提高强度约 50%。胶接接头的强度还与固化温度、压力和时间有关。

与铆接、焊接比较,金属胶接有以下优点:1)被胶件的材料能得到充分利用,没有因高温引起的金属晶体组织变化,也便于不同金属的结合和薄金属片的联接;2)胶层有缓冲减振作用,还能提高接头承受变载时的疲劳强度;3)胶层把胶接在一起的不同金属隔开,可防电化腐蚀;4)胶层

有电、热绝缘性,需要时,也可加金属填充物来提高导电或导热性能;5)联接的重量轻,外表光整;6)可起到密封作用。由于有这些优点,它的应用日益广泛。不过,这种联接的工艺虽较简单,但对施工技术要求较高,且结合速度不及其他联接;如果胶接面不清洁,胶层不均匀或过厚,固化的温度、压力和时间控制不当等,都会使胶层中产生从外部难以检查的内部缺陷。此外,它的可靠程度和稳定性受环境因素(如温度、湿度或蒸气、油类等)的影响较大。

金属胶接与其他联接方法共同使用,能显著提高联接的强度,特别是疲劳强度。例如,受剪铆钉或螺栓的接头可先用胶胶接,板件可先胶接后再点焊或缝焊等。

第 3 篇 传 动

机器(机组)的组成

由动力机、传动装置和工作机共同组成的机器,通常称为**机组**。其基本组成形式见图 1。单流传动应用最广,其特点是:1)全部能量依次通过每一零件传递,故尺寸较大,设计时宜尽量使各零件的承载能力相近;2)为使总效率最高,宜选用效率较高的传动。工作机和动力机转速相同时,传动装置可以省去。

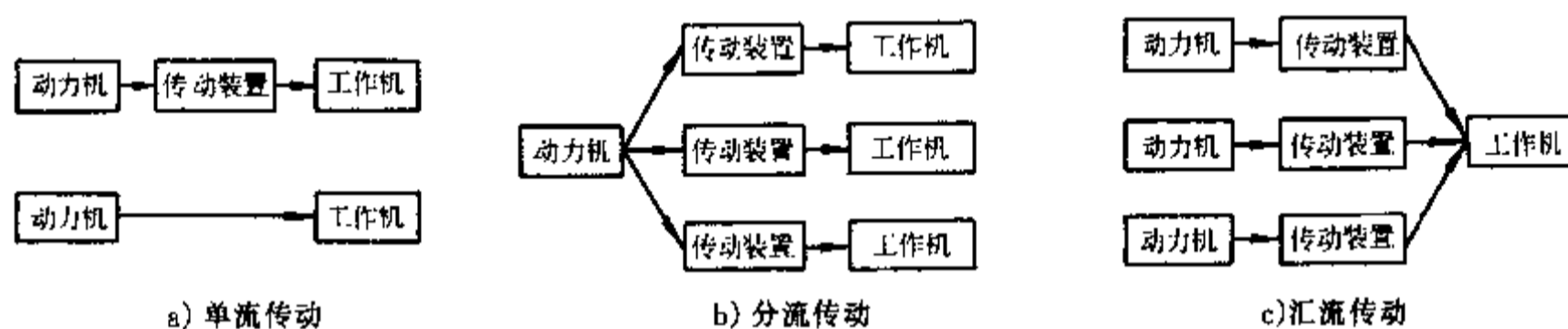


图 1 机器(机组)的组成

若工作机的工作机构较多,但总功率不大时,可以采用**分流传动**。低速、重载、大功率的工作机,为了减小机器的体积、重量和转动惯量,可以采用多个动力机共同驱动一个工作机的**汇流传动**。

动力机有:1)直接利用自然能源的动力机械称为**一次动力机**,如汽轮机、内燃机、水轮机、风力机等;2)利用一次动力机得到的电能、液能、气能等能源转变为机械能的动力机械称为**二次动力机**,如电动机、液压马达、气动马达等。

传动装置

传动装置是一种在距离间传递能量并兼实现某些其他作用的装置。这些作用是:1)能量的分配;2)转速的改变;3)运动形式的改变(如回转运动改变为往复运动),等等。

机器中所以要采用传动装置是因为:1)工作机构所要求的速度、转矩或力,通常与动力机不一致;2)工作机构常要求改变速度,用调节动力机速度的方法来达到这一目的往往不很经济;3)动力机的输出轴一般只作等速回转运动,而工作机构往往需要多样的运动,如螺旋运动、直线运动或间歇运动等;4)一个动力机有时要带动若干个运动形式和速度都不同的工作机构。

传动装置是大多数机器的主要组成部分。例如,在汽车中,制造传动部件所花费的劳动量约占制造整个汽车的 50%,而在金属切削机床中则占 60% 以上。

传动的分类

传动分为机械传动、流体传动和电传动三类。在机械传动和流体传动中,输入的是机械能,输出的仍是机械能;在电传动中,则把电能变为机械能或把机械能变为电能。

机械传动分为啮合传动和摩擦传动;流体传动分为液压传动和气压传动。各种传动的特点见表1。

表1 各种传动的特点

特 点	电传动	机械传动		流体传动	
		啮合传动	摩擦传动	液压传动	气压传动
能集中供应能量	+			+	+
便于远距离输送能量	+				
易于储蓄能量				+	+
动力分配与传送容易	+			+	+
能高速回转	+				+
能保持准确传动比		+			
无级变速范围大	+		+	+	
传动系统结构简单	+			+	+
传动效率较高	+	+			
直线运动时工作机构简单		+	+	+	+
作用于工作部分压力较大		+		+	
易于操纵(自动和远程操纵)	+			+	+
制造容易,精度要求一般	+	+	+		
安装布置较易	+			+	+
制造成本较低		+	+		
维修方便	+				
有过载保护作用			+	+	+
噪声较低			+	+	
重量较轻,体积较小				+	+

在机械设计课程中只研究作回转运动的啮合传动和摩擦传动,以后提到传动(略去机械)二字,仅指这两种传动而言。

摩擦传动与啮合传动的比较

摩擦传动和啮合传动都可分为直接接触的和有中间机件的两种。机械传动的分类见表2。各种机械传动的主要特性见表3。

表2 机械传动的分类

机械传动分类	直接接触的传动	有中间机件的传动
摩擦传动	摩擦轮传动	带传动
	摩擦无级变速器	绳传动 摩擦无级变速器
啮合传动	齿轮传动	链传动
	蜗杆传动	同步带传动
	螺旋传动	
	凸轮机构、连杆机构、组合机构(见机械原理)	

表3 各种机械传动的主要特性

特 性	摩 擦 传 动			啮 合 传 动		
	摩擦轮传动	平带传动	V带传动	齿轮传动	蜗杆传动	链传动
传动效率 $\eta, \%$	80~90	94~98	90~96	95~99	50~90	92~98
圆周速度 $v_{\max}/(m/s)$	25(20)	60(10~30)	30(10~20)	150(15)	35(15)	40(5~20)
单级传动比 i_{\max}	20(5~12)	6(开式)	10(7)	8(10)	1 000(8~100)	15(8)
传动功率 P_{\max}/kW	200(20)	3 500(20)	500	40 000	750(50)	3 600(100)
中心距大小	小	大	中	小	小	中
传动比是否准确	否	否	否	是	是	是(平均)
能否用于无级调速	能	能	能	否	否	能(特种链)
能否过载保护	能	能	能	否	否	否
缓冲、减振能力	因轮质而异	好	好	差	差	有一些
寿命长短	因轮质而异	短(可换带)	短(可换带)	长	中	中
噪声	小	小	小	大	小	大
价格(包括轮子)	中等	廉	廉	较贵	较贵	中等

注:()内为常用数字;对于蜗杆传动, v_{\max} 为最大相对滑动速度 $v_{s, \max}c$ 。

摩擦传动的轮廓尺寸较大,由于打滑和弹性滑动等原因,其传动比不能保持恒定。但它的回转体要远比啮合传动简单,即使精度要求很高,制造也不困难。摩擦传动运行平稳、无噪声。大部分摩擦传动(自动压紧的除外)都能起安全作用,可借助接触零件的打滑来限制传递的最大转矩。摩擦传动的另一优点是易于实现无级调速,无级变速装置中以摩擦传动作基础的很多。

啮合传动具有轮廓尺寸小、效率高(蜗杆传动除外)、传动比恒定、功率范围广等优点。因为靠着金属元件间的齿的啮合来传递动力,所以即使有很小的制造误差及齿廓变形,在高速时也将引起冲击和噪声,这是啮合传动的主要缺点。提高制造精度和改用螺旋齿可以减轻这一缺点,但不能完全消除。

以有齿的橡胶带作为中间挠性件的同步带传动,因为相啮合的一对齿中有一个是非金属元件,所以对制造精度要求不高。传动的圆周速度可达 100 m/s。

按传动比可调性的传动分类

主动轮的转速 n_1 与从动轮的转速 n_2 之比 i 称为传动比, $i = n_1/n_2$ 。传动比可以是固定的或可调的。

机器需要调节传动比,是为了根据工作条件选择一最经济的工作速度。例如在切削金属时,需要根据工件材料、硬度、刀具性能等选择适当的切削速度;又如在驾驶汽车时,需要根据道路情况、坡度大小等选择适当的行驶速度。能调节速度常是保持某类机器通用性的重要条件。

当调节传动比时,如果只能从某一传动比突然跳到另一传动比,变化是不连续的,就称为有级调速或有级变速;如果传动比的变化是连续的,因而理论上可以获得在一定范围内的任一传动比,就称为无级调速或无级变速。

摩擦传动和啮合传动都能实现有级调速,但在近代机器中。有级调速主要利用啮合传动(齿轮变速装置),因为它的体积较小。无级调速绝大多数都是利用摩擦传动。利用啮合传动也可以实现无级调速,但需要采用特殊结构,例如链条无级变速器。

有级调速传动将在有关的专业课中讲述,无级调速传动将在摩擦轮传动一章中简要介绍,下面只谈固定传动比的传动。

固定传动比的传动

所谓固定传动比指的是在工作时变化不大而且不能调节的传动比。在摩擦传动中,由于有弹性滑动和打滑,传动比是不“确定”的。即使正常工作(不打滑),传动比也将随着载荷的变化而有少量变化。啮合传动一般说来可以保证“确定”的传动比,但是由于齿形误差和传动本身的运动特点(链传动),传动比也并不能在任何瞬间都严格地保持不变。

固定传动比的传动在专用机器中用得最多。

设计固定传动比的传动时,至少要具备下列一些数据:1)传动功率 P 或主、从动轴上的转矩 T ;2)主、从动轴的转速 n_1 、 n_2 ,或其中一个转速和传动比 i ;3)主、从动轴在空间的相互位置及对中心距的要求;4)转矩和转速按时间的变化规律, $T = f(t)$ 和 $n = f(t)$ 。

知道上述数据和工作要求后,在一般情况下可能选用几种不同的传动方案。然后从效率、体积、重量、维护、价格等方面进行全面比较,从中选取一种。表2和表3可供选用时参考。下面就效率等问题作一概括说明。

1. 效率

效率 η 表示能量的利用程度,损失率 $\zeta = 1 - \eta$ 表示能量的损耗程度。效率是评定传动优劣的重要指标之一。

损失率 ζ 的大小一方面表示耗费于非生产能量的大小,另一方面还间接评定传动的发热和磨损。对于大功率传动,非生产能量的花费和由于发热、磨损而付出的维护费,时常是很高的。例如,一个功率为 100 kW 并经常工作的减速机,如果效率提高 1%,每年节电费用也很可观。

在各种传动中齿轮传动的损耗率最小,依次为链传动、平带传动、V带传动、摩擦轮传动,蜗杆传动最大。蜗杆传动即使效率相当高($\eta = 0.90$),它的损耗也要比齿轮传动大好几倍。

2. 传动比

传动可以做成一级的和多级的。多级传动的总传动比 i_{Σ} 等于各级传动比的连乘积。除齿

轮和蜗杆传动外,其他传动很少做成多级的。在一般情况下各种传动的最大传动比(单级)见表3。啮合传动的最大传动比 i_{\max} 通常受到传动尺寸的限制,如果传动比很大,用多级传动常比用一级传动尺寸小。摩擦轮传动的 i_{\max} 同样受到传动尺寸的限制,带传动的 i_{\max} 一般是受最小包角的限制(参看第11章)。

以上所述的传动比都是对减速传动($n_1 > n_2$)而言。大多数传动都是在减速的情况下工作,这一方面由于动力机的转速一般都高于工作机构的转速,另一方面由于增速时传动的工作质量较差,尤其在啮合传动中这种现象更为突出。

3. 圆周速度

在一般情况下各种传动的最高圆周速度见表3。

不同的传动,限制其圆周速度的因素也各不同:对于摩擦轮传动是接触面的磨损;对于平带传动是离心应力;对于V带传动是带进入和离开带轮时的弯曲频率;对于齿轮传动是制造误差;对于链传动则是链节进入链轮时所产生的冲击。这些因素在有关各章中还要详细讨论。

4. 传动功率

各种传动所能传递的最大功率见表3,可供参考。

因为功率等于圆周速度与传递载荷的乘积,所以限制圆周速度的各因素也同样限制着传递的功率。限制传递载荷的因素主要是传动的宽度(或中间挠性件的根数),因为传动的宽度愈大(或根数愈多),载荷沿接触面(或每根上的载荷)的分布就愈不均匀,所以当宽度超过一定限度以后,对提高承载能力的作用也就甚微。

5. 质量和尺寸

下面以传动功率 $P = 7.5 \text{ kW}$ 、传动比 $i = 1000/250 = 4$ 为例,各种传动的尺寸和质量比较见表4。其中以蜗杆传动的尺寸和质量为最小。

表4 各种传动的尺寸和质量

传动种类	带 传 动			啮 合 传 动		
	平带传动	有张紧轮的平带传动	V带传动	链传动	齿轮传动	蜗杆传动
中心距,mm	5 000	2 300	1 800	830	280	280
轮宽,mm	350	250	130	360	160	60
质量,kg	500	550	500	500	600	450

注:带传动的圆周速度为 23.6 m/s ;链传动的圆周速度为 7 m/s ;齿轮、蜗杆传动的圆周速度为 5.85 m/s 。

选择机械传动的一般原则

——小功率宜选用结构简单、价格便宜、标准化程度高的传动,以降低制造费用。

——大功率宜优先选用传动效率高的传动,以节约能源、降低生产费用。齿轮传动效率最高,自锁蜗杆传动和普通螺旋传动效率最低。

——速度低、传动比大时,有多种方案可供选择;1)采用多级传动,这时,带传动宜放在高速级,链传动宜放在低速级;2)要求结构尺寸小时,宜选用多级齿轮传动、齿轮-蜗杆传动或多级蜗杆传动。传动链应力求短些,以减少零件数目。

——链传动只能用于平行轴间的传动；带传动主要用于平行轴间的传动，功率小、速度低时，也可用于半交叉或交错轴间的传动；蜗杆传动能用于两轴空间交错的传动，交错角为 90° 的最常用；齿轮传动能适应各种轴线位置。

——工作中可能出现过载的设备，宜在传动系统中设置一级摩擦传动，以便起到过载保护的作用。但摩擦有静电发生，在易爆、易燃的场合，不能采用摩擦传动。

——载荷经常变化、频繁换向的传动，宜在传动系统中设置一级能缓冲、吸振的传动（如带传动、链传动），或工作机采用液力传动（中速）或气力传动（高速）。

——工作温度较高、潮湿、多粉尘、易燃、易爆的场合，宜采用链传动或闭式齿轮传动、蜗杆传动。

——要求两轴严格同步时，不能采用摩擦传动和流体传动，只能采用齿轮传动或蜗杆传动。

第10章 摩擦轮传动

10.1 概述

图 10.1 是最简单的摩擦轮传动,由两个相互压紧的圆柱摩擦轮组成。当传动正常工作时,主动轮 1 可借助摩擦力的作用带动从动轮 2 回转,并使传动基本上保持固定的传动比。设 F_N 为两轮接触面间的法向压力, μ 为轮面材料的摩擦系数,则传动在接触面间的最大摩擦力为 μF_N ,此摩擦力应大于或等于带动从动轮所需的工作圆周力 F ,即

$$\mu F_N \geq F \quad (10.1)$$

如果 $\mu F_N < F$,那末,主动轮就带不动从动轮回转,而将在从动轮的轮面上打滑。

由于摩擦轮传动是在摩擦力的作用下工作的,所以保持两轮相互压紧,由压紧力在接触面间产生足够的法向力是摩擦轮传动的最基本条件。

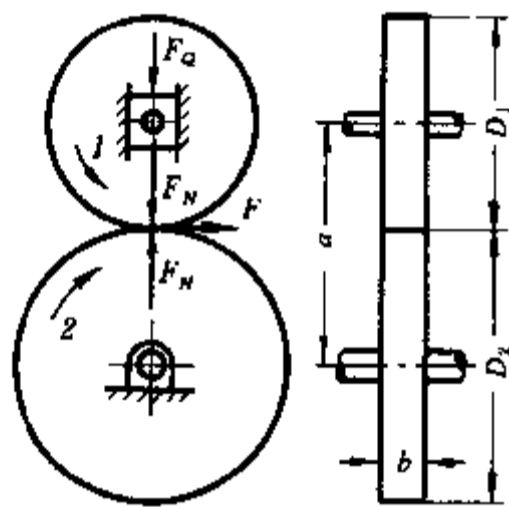


图 10.1 圆柱平摩擦轮传动

10.1.1 分类

按照摩擦轮形状不同,摩擦轮传动的类型见图 10.2。a 图为圆柱摩擦轮传动; b、c、d 图为圆锥摩擦轮传动; e 图为平盘摩擦轮传动。

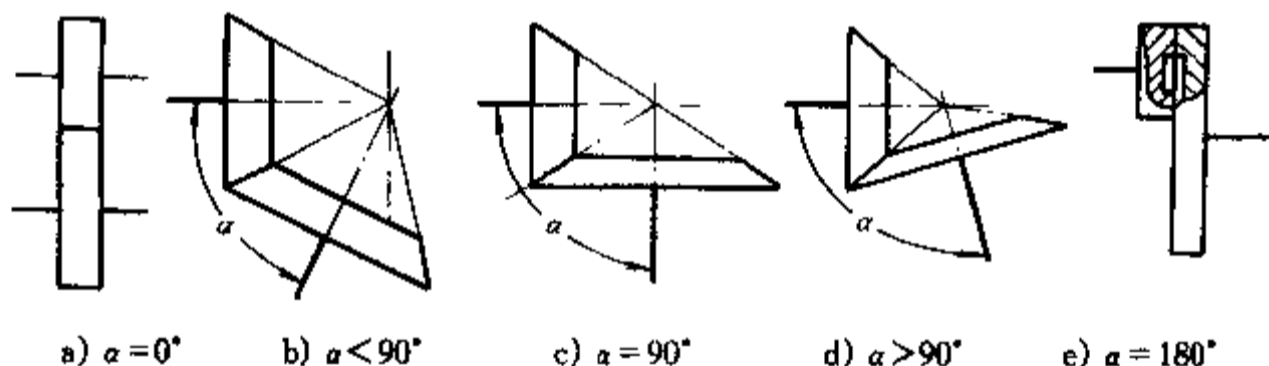


图 10.2 摩擦轮传动的类型

圆柱摩擦轮传动又有圆柱平摩擦轮传动和圆柱槽摩擦轮传动(图 10.3)之分。上述都属于传动比基本固定的摩擦轮传动。

若主动轮以一定的转速回转,而从动轮的转速可随两轮接触位置的不同而变的,这种从动轮转速可以调节、传动比可作相应改变的摩擦轮传动,通常称为摩擦无级变速器。图 10.4 中, a 图为直接接触的圆柱-圆盘式摩擦无级变速器, b 图为间接接触的环柱体摩擦无级变速器。属于这一类的传动称为传动比可调的摩擦轮传动。由于无级变速器中的从动轮转速可以在不停车的情况下调节至最佳工作速度,所以很有利于提高产品质量和工作效率。

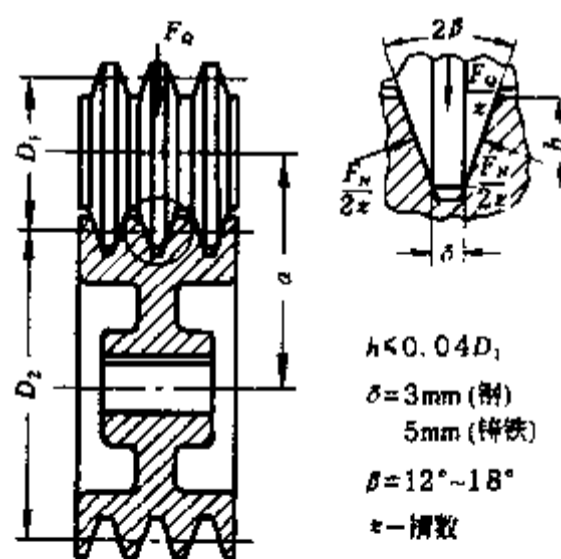


图 10.3 圆柱槽摩擦轮传动

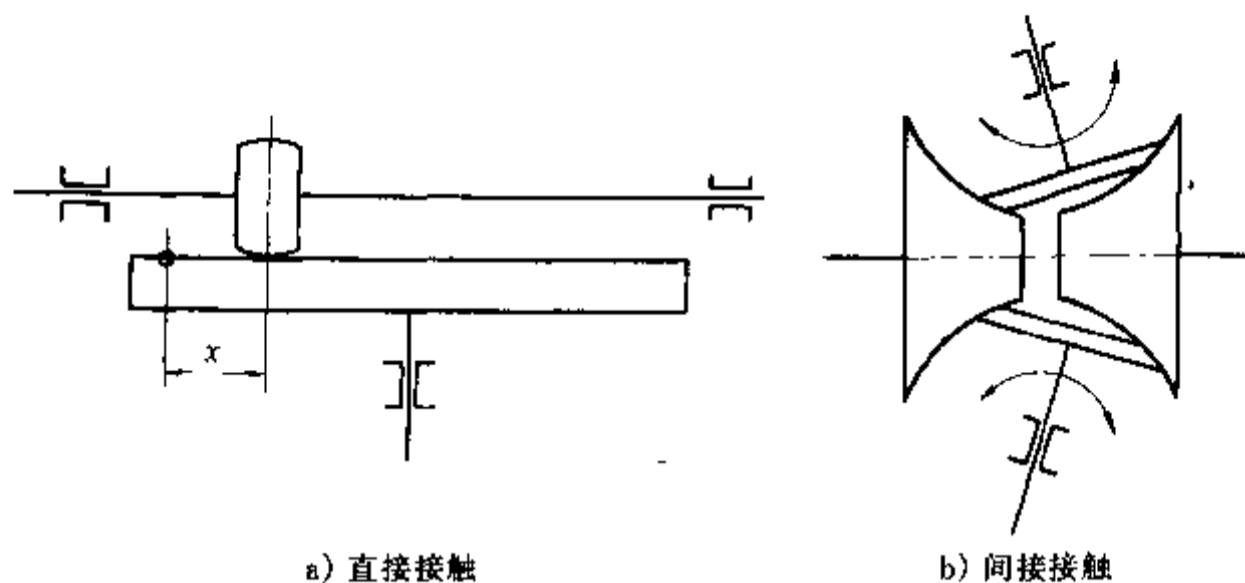


图 10.4 摩擦无级变速器

实现无级调速的方法除上述机械的以外,还有电磁的(如变频交流电动机、调磁直流电动机)、流体的(如液力变矩器、液压节流调速器)等。

摩擦无级变速器在 10.7 节中作简介,其基本型式见表 10.2。

10.1.2 优缺点

从上述简单作用原理中可看到,摩擦轮传动具有下列优点:1)由于摩擦轮轮面没有轮齿,所以制造简单,而且工作时不会发生类似齿轮节距误差所引起的周期性冲击,因而运转平稳,噪声很小;2)过载时发生打滑,故能防止机器中重要零件的损坏;3)能无级地改变传动比(通称无级调速),等等。它的主要缺点是:1)效率较低;2)当传递同样大的功率时,轮廓尺寸和作用在轴与轴承上的载荷都比齿轮传动大;3)由于上述两项原因,所以不适宜传递很大的功率;4)不能保持准确的传动比;5)干摩擦时磨损快、寿命低;6)必须采用压紧装置等。

10.1.3 应用范围

摩擦轮传动在传递功率、传动比和调速幅度(在传动比可调的传动中,从动轴的最大转速与其最小转速之比称为调速幅度)、速度、轴间距离等方面都有着很大的适用范围。传递功率可自几瓦直到 300 kW,但多数不超过 20 kW。传递功率的摩擦轮传动的传动比一般可到 7(甚至到 10),有卸载轴时可到 15,在手动仪器中传动比可高达 25。调速幅度在直接接触的传动中,一般为 3~4,在有中间机件的传动中,一般可达到 8~12。圆周速度可自很低到高达 25 m/s。

10.2 摩擦轮传动中的滑动

摩擦轮传动工作时,在两个摩擦轮的接触面间可能产生下列性质不同的滑动:弹性滑动和打滑、几何滑动。

10.2.1 弹性滑动和打滑

两摩擦轮受压后,在接触处因材料的弹性变形而被压出一小平面(以下称为接触区)。当传递功率时,在该平面上受有摩擦力的作用,从而使主动轮表面任一微块在通过接触区的过程中由压缩逐渐变为拉伸,而从动轮上的对应微块则由拉伸逐渐变为压缩,所以彼此之间就产生相对滑动。这种由于材料弹性变形而产生的滑动称为弹性滑动。

当传动正常工作时,在接触面上的诸微摩擦力之和等于从动轮上的圆周阻力(图 10.5a)。当圆周力增大并大于最大的摩擦力 μF_N 值时,全部接触表面将发生滑动(图 10.5b),这时就称为打滑。刚要打滑时的载荷是传动的极限载荷。经常发生打滑会使摩擦轮轮面产生严重磨损,迅速降低传动的寿命。摩擦轮传动在正常工作时不应发生打滑现象,但在惯性阻力较大的机器中,在起动和剧烈改变速度情况下,短暂的打滑不能避免。

在具有弹性滑动的情况下,两轮表面的速度并不相等,而是从动轮速度总是落后于主动轮速度。设 v 为从动轮在没有弹性滑动时的圆周速度(亦即主动轮的圆周速度), v' 为从动轮在有弹性滑动时的圆周速度,那末,滑动率(速度损失率)

$$\epsilon = \frac{v - v'}{v} \times 100\% \quad (10.2)$$

不同摩擦轮材料在传动正常工作时的 ϵ 值约为:钢-钢 0.2%;钢-夹布胶木 1%;钢-橡胶 3%。

弹性滑动在使摩擦轮传动产生速度损失的同时,还导致功率损失。摩擦轮材料的弹性模量越低,这两项损失均将愈大。弹性滑动可通过用高弹性模量材料制造轮面的方法予以减轻,但不能完全根除。

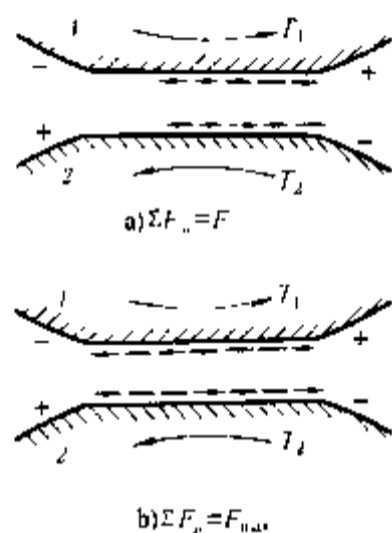


图 10.5 弹性滑动

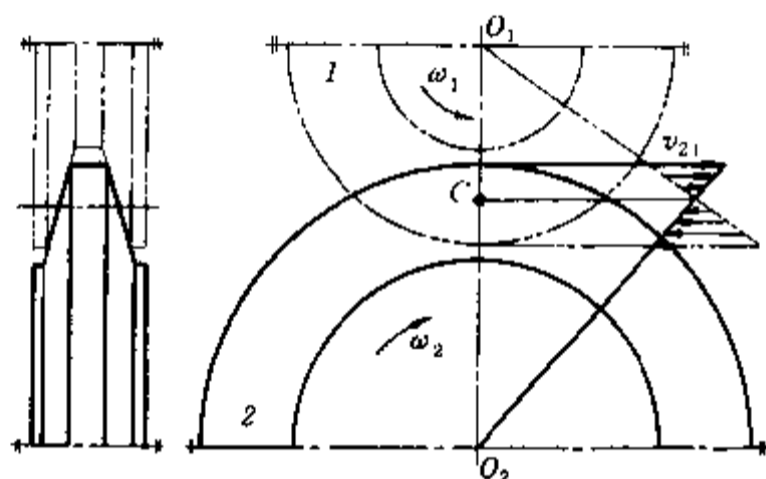


图 10.6 几何滑动

10.2.2 几何滑动

由于传动的几何关系所引起的滑动称为几何滑动。以槽摩擦轮传动为例,在不打滑情况下两轮在沿接触长度上的各点速度如图 10.6 所示,其中两轮只有 C 点的表面速度相等,其他各点都有不同程度的速度差,因而都有相对滑动产生。不发生相对滑动的 C 点称为节点。通过节点的摩擦轮直径称为节圆直径。节点位置是随着传递转矩的大小而改变,节圆直径也相应改变,所以有几何滑动的摩擦轮传动的传动比不可能为常数。在实际计算时,常取接触处的平均直径作为节圆直径,如接触长度不过大,将不致引起显著的计算误差。

几何滑动并不是在所有摩擦轮传动中都存在,例如在圆柱平摩擦轮传动和锥顶交于一点的圆锥摩擦传动就都没有几何滑动。

几何滑动不仅影响传动比的准确性,而且会加速磨损、降低效率和使传动发热。从图 10.6 中看到,接触点距 C 点愈远,速度差愈大。因此在设计有几何滑动的传动时,应尽量降低接触长度以减小相对滑动。故槽摩擦轮的接触槽高 h 通常限制为: $h \leq 0.04D_1$; D_1 ——小摩擦轮的平均直径。

10.3 摩擦轮材料

根据摩擦轮传动的工作特点,对摩擦轮材料提出了下列要求:1)弹性模量要大,以减小弹性滑动和滚动摩擦损失;2)摩擦系数要高,以便在传递同样大圆周力的情况下可减小两轮间的压紧力;3)表面接触强度和耐磨性要好,以保证传动所需的寿命等等。可是,目前还没有能满足上述全部要求的材料,因此在选择材料时要根据具体情况保证对传动所提出的主要要求能首先得到满足。

当要求结构紧凑、传动效率高时,最好选用淬火钢—淬火钢相配的轮面材料。使用这种材料时,为使接触良好和减小磨损,要求传动有较高的制造精度和较低的表面粗糙度值($R_a=0.8\ \mu\text{m}\sim 1.6\ \mu\text{m}$);为了提高寿命,通常都在油中工作,但这时摩擦系数较低,需要较大的压紧力。

可供制造摩擦轮的淬火钢材料(和热处理)例如:GCr15、GCr15SiMn(以上淬火, $\approx 63\ \text{HRC}$);45、55、40Cr、35SiMn(以上表面淬火, $\approx 58\ \text{HRC}$);42SiMn、40Cr2MoV(以上高频淬火, $\approx 60\ \text{HRC}$);20CrMn、22CrMnMo(以上渗碳淬火, $\approx 63\ \text{HRC}$)等。硬度最好控制在62 HRC~64 HRC之间,小于58 HRC将降低疲劳寿命和许用接触应力。渗碳层的厚度最好大于1 mm。

当摩擦轮尺寸较大、转速较低时,可以采用铸铁—铸铁(或钢)相配的轮面材料。这种材料通常在开式传动和干摩擦下工作。为了提高传动的工作能力,铸铁表面可用急冷或表面淬火的方法进行硬化处理。

当要求较高的摩擦系数和较小的噪声时,可以采用铸铁(或钢)—夹布胶木、皮革、压制石棉、纤维或橡胶等相配的轮面材料。这些材料因有较高的摩擦系数,故当传递同样大的圆周力时所需的压紧力较小,同时对制造精度和表面粗糙度的要求也较低。但由于这些非金属材料的弹性模量和强度均较金属材料低,所以传动效率较低,结构尺寸也较大。为避免过大的接触变形,通常都用皮革或橡胶等较软材料覆盖轮面,轮心仍用金属制造。使用非金属材料的摩擦轮传动都在干摩擦下工作。

用木材、皮革等材料制成的摩擦轮结构示例见图10.9。通常将轮面较软的摩擦轮用作主动轮,以免打滑时使从动轮面遭受局部磨损,影响传动质量。

相配摩擦轮材料的摩擦系数及有关许用设计值见表10.1。

表10.1 摩擦系数 μ ,许用接触应力 $[\sigma_H]$,单位接触长度的许用载荷 $[w]$

工作条件	摩擦轮材料	摩擦系数 μ	$[\sigma_H]/\text{MPa}$	$[w]/(\text{N}/\text{mm})$
在油中	淬火钢—淬火钢	0.05~0.06	$(2.5\sim 3)\times\text{HB}$	
	铸铁—铸铁	0.06~0.07	$1.5\sigma_{1\text{B}}^{\text{①}}$	
	淬火钢—铸铁	0.06~0.07	$1.5\sigma_{1\text{B}}^{\text{①}}$	
无润滑	钢—钢	0.15~0.18	$(1.2\sim 1.5)\times\text{HB}$	
	铸铁—铸铁或钢	0.15~0.18	—	105~135
	夹布胶木—钢或铸铁	0.20~0.25	—	40~80
	纤维—钢或铸铁	0.15~0.20	—	35~40
	皮革—铸铁	0.25~0.35	—	15~25
	木材—铸铁	0.40~0.50	—	2.5~5
	橡胶—铸铁或钢	0.45~0.60	—	10~30

① $\sigma_{1\text{B}}$ ——铸铁弯曲强度极限,MPa。

10.4 圆柱摩擦轮传动计算

10.4.1 传动比

设 D_1 、 D_2 分别为主动轮和从动轮的直径(参阅图 10.1 和图 10.7,对圆柱槽摩擦轮传动是指平均直径); n_1 、 n_2 分别为主动轮和从动轮的实际转速,那末,根据式 10.2 可求得摩擦轮传动的实际传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{(1-\epsilon)D_1} \approx \frac{D_2}{D_1} \quad (10.3)$$

10.4.2 压紧力计算

为防止打滑,两摩擦轮之间必须有足够的法向压力 F_N 。压力 F_N 是由对摩擦轮所施加的外力 F_Q 产生的,力 F_Q 称为压紧力。施加压紧力的机构称为压紧装置,见 10.6 节。

设 μ 为摩擦副材料的摩擦系数,则传动在接触面间的最大摩擦力为 μF_N ,此摩擦力应大于或等于从动轮所需的圆周力,即 $\mu F_N \geq F$ 。

压力 F_N 可根据传动所传递的名义载荷求出,但为了计及载荷的不稳定性和保证传动的工作可靠性,引入一载荷系数 K 。现以 KF 代 F 并写成等式 $\mu F_N = KF$,由此得出所需的法向压力

$$F_N = \frac{KF}{\mu} = \frac{K}{\mu} \cdot \frac{1000P_1}{\pi D_2 n_2} = 19 \times 10^6 \frac{K}{\mu} \cdot \frac{P_1}{D_2 n_2} \quad \text{N} \quad (10.4)$$

式中 P_1 ——传动功率, kW; D_2 ——从动轮直径, mm; n_2 ——从动轮转速, r/min; μ ——摩擦系数,见表 10.1; K ——载荷系数。对于功率传动, $K=1.25 \sim 1.5$, 间歇工作, 载荷不大的取小值, 载荷较大的取大值, 连续工作 10 h 以上的再加大 30%~50%; 对于仪器传动, $K=2 \sim 3$ 。

由此可以求得圆柱平摩擦轮传动(图 10.1)的压紧力 F_Q 为

$$F_Q = F_N = \frac{KF}{\mu} \quad (10.5)$$

圆柱槽摩擦轮传动(图 10.3)的压紧力 F_Q 为

$$F_Q = F_N \sin \beta = \frac{KF}{\mu} \sin \beta \quad (10.6)$$

从上列公式中可以看到:

——圆柱平摩擦轮传动所需的压紧力约数倍于圆周力 F (若取 $K=1.25$ 和 $\mu=0.20$, 则 $F_Q \approx 6F$), 这就限制了圆柱平摩擦轮传动所传递的功率不宜过大。如采用摩擦系数大的轮面材料, 则压紧力可以小些。

——比较式 10.5 和 10.6, 如取槽半角 $\beta=15^\circ$, 则在相同工作条件下, 槽摩擦轮传动所需的压紧力约仅为圆柱平摩擦轮传动的四分之一。 β 角如再取小些, 压紧力还可以降低, 但当 $\beta < \arctan \mu$ 时, 两轮在卸去压紧力后仍将互相楔紧, 需借外力才能使两轮分离。因此角 β 不能过小, 通常取 $\beta=12^\circ \sim 18^\circ$ 。由于槽摩擦轮有较大的几何滑动, 所以只宜用在低速的传动中。

10.4.3 表面接触强度计算

除打滑外, 当两轮面均为金属材料且在油中工作时, 传动的主要失效形式将是表面疲劳磨

损;在无润滑下工作的传动,无论是金属-金属摩擦副或金属-非金属摩擦副,其主要失效形式将是表面磨粒磨损。前一种失效应按接触应力公式进行表面疲劳强度计算;后一种失效目前只能根据单位接触长度的许用载荷进行条件性计算。

进行表面接触强度计算时可引用赫兹公式,见式 2.6。

1. 圆柱平摩擦轮传动

两轮的综合曲率半径

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{D_1 D_2}{2(D_2 \pm D_1)} = \frac{D_2}{2(i \pm 1)}$$

将上式和式 10.4 的 F_N 值代入式 2.6,并换入

$$D_2 = \frac{2ai}{i \pm 1}$$

用 $[\sigma_H]$ 代替 σ_{Hmax} 和取 $b = \psi a$ 后,得到计算圆柱平摩擦轮传动中心距 a 的公式

$$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{E \frac{K}{\psi \mu} \cdot \frac{P_1}{n_2} \cdot \left(\frac{1}{i [\sigma_H]} \right)^2} \quad \text{mm} \quad (10.7)$$

式中 ψ ——轮宽系数,通常取 $\psi = 0.2 \sim 0.4$; E ——综合弹性模量,MPa; $[\sigma_H]$ ——许用接触应力,见表 10.1;其他符号意义和单位均同前。

上式中正号用于外接触,负号用于内接触。

在绝大多数情况下,摩擦轮传动的传动功率和主、从动轮的转速等都是已知的,有时还限定中心距的范围作为补充条件。因此在设计时,常先选定摩擦轮材料和假设轮宽系数 ψ ,然后再利用式 10.7 求出所需的中心距 a ,进而可以算出两摩擦轮的直径 D_1 、 D_2 和轮面宽度 b 等尺寸。可能时,中心距宜选大些,因为它有利于提高传动的接触强度和减小压紧力。选取轮宽系数时,应注意到 ψ 愈大,则传动的承载能力愈大,但需要采用刚度较大的轴和较高的制造精度,以保证载荷能沿轮宽均匀分布。

2. 圆柱槽摩擦轮传动

由于槽的侧面是两轮的接触工作面,因此它应该按照如图 10.7 所示的两个半径为 ρ_1 和 ρ_2 的当量接触圆柱进行表面接触强度计算。这时,两轮的综合曲率半径

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{D_2}{2(i \pm 1) \sin \beta}$$

设 z 为槽摩擦轮的槽数,取槽高 $h = 0.04D_1$ 和角 $\beta = 15^\circ$,则整个槽摩擦轮的接触宽度

$$b = 2z \frac{h}{\cos \beta} = 2z \frac{0.04D_1}{\cos 15^\circ} = 2z \frac{0.08a}{(i \pm 1) \cos 15^\circ}$$

将上两式和式 10.4 的 F_N 值代入式 2.6,并换入 $D_2 = \frac{2ai}{i \pm 1}$ 和用 $[\sigma_H]$ 代替 σ_{Hmax} ,经整理后,得到计算圆柱槽摩擦轮传动中心距 a 的公式

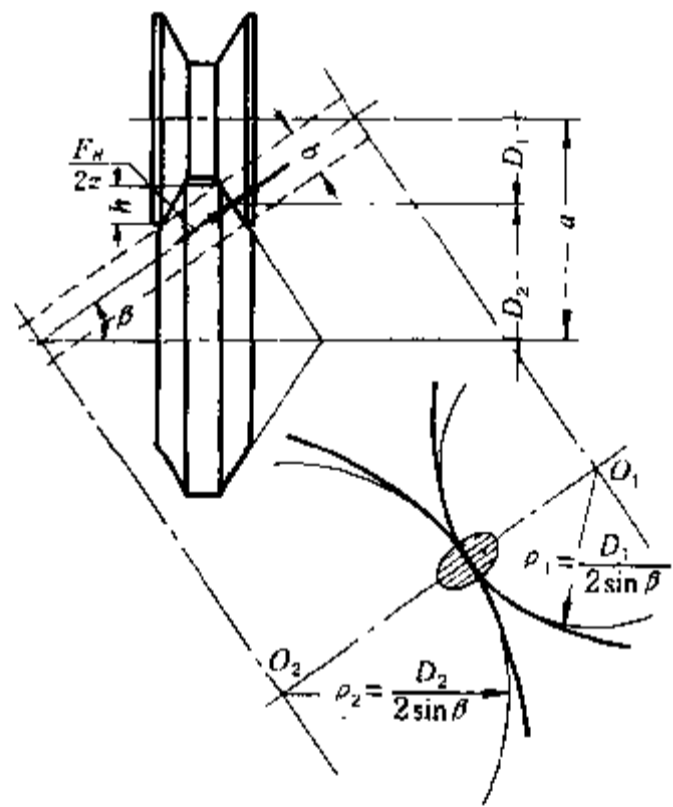


图 10.7 圆柱槽摩擦轮传动的当量接触圆柱

$$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{E \frac{K}{z\mu} \cdot \frac{P_1}{n_2} \left(\frac{1615}{i[\sigma_H]} \right)^2 (i \pm 1)} \quad \text{mm} \quad (10.8)$$

增加槽数可以减小中心距,但槽数愈多愈难于使各槽均匀分担载荷,因此一般取槽数 $z \leq 5 \sim 8$ 。为了减轻几何损失,建议取 $h \leq 0.04D_1$; 为了便于松开,建议取 $\beta \leq 12^\circ \sim 18^\circ$ 。槽底宽度可取 3 mm(钢)~5 mm(铸铁)。

在油中工作的金属摩擦轮传动,当处于非稳定载荷状态下工作时,应将式 10.7 和式 10.8 中的 $[\sigma_H]$ 代以 $k_N[\sigma_H]$, k_N ——寿命系数,可引用式 3.2 计算。

10.4.4 条件性计算

摩擦轮传动的条件性计算是采用限制单位接触长度上的载荷的方法来决定传动的尺寸。

设 $[w]$ 为许用的单位接触长度上的载荷,见表 10.1,则传动所需的接触宽度

$$b = \frac{F_N}{[w]} \quad (10.9)$$

如果将式 10.4 的 F_N 值代入上式,并经过和表面接触强度相似的数学变换后,即可求得圆柱平摩擦轮传动的中心距

$$a = 3090 \sqrt{\frac{K}{\psi\mu} \cdot \frac{P_1}{n_2} \cdot \frac{i \pm 1}{i[w]}} \quad \text{mm} \quad (10.10)$$

圆柱槽摩擦轮传动的中心距

$$a = 7590 (i \pm 1) \sqrt{\frac{K}{z\mu} \cdot \frac{P_1}{n_2} \cdot \frac{1}{i[w]}} \quad \text{mm} \quad (10.11)$$

10.4.5 作用在轴上的载荷

摩擦轮传动中作用在轴上的载荷为圆周力 F 和接触面间的压力 F_N 。必须先确定这两个载荷的大小和方向,才能进行轴和轴承的计算。载荷大小的计算已如前述,这里只谈载荷作用在轴上的方向。

对于圆柱平摩擦轮和圆柱槽摩擦轮传动,作用在轴上的载荷为:径向力等于压紧力 F_Q ,其方向永远指向轮心;周向力等于圆周力 F ,其方向在主动轮上的与回转方向相反,在从动轮上的与回转方向相同。

10.4.6 功率损失、效率和热平衡计算

摩擦轮传动中的功率损失主要包括滚动摩擦损失、弹性滑动损失和轴承摩擦损失三部分。前两部分可统称为接触面间的摩擦损失。对于有几何滑动的摩擦轮传动,接触面间还有几何滑动损失。

当其他条件相同时,轮面材料的弹性模量愈低,接触面间的损失也将愈大。对于非金属材料的摩擦轮传动,这项损失有时可达传递功率的 15% 以上。

包括轴承损失,摩擦轮传动的效率约在 70%~95% 的范围内。

要提高摩擦轮传动的效率可以从材料选择和结构设计两方面考虑。选用弹性模量高、轮面硬度大的材料时,可使接触面间的损失降低,但同时会因摩擦系数小而需增大压紧力,致使轴承

损失增加。如果选用摩擦系数大的材料,虽能使压紧力降低而减少轴承损失,但往往又会使接触面间的损失增加。在结构设计方面,尽量采取直径大些的摩擦轮,这样可以减少压紧力和提高传动效率。在载荷较大而且有变化的传动中,如能采用压紧力可随载荷变化的压紧方法或采用能卸除轴上载荷的结构对提高传动效率十分有利。

摩擦轮传动中的功率损失将全部转变为热量。在油中工作的摩擦轮传动达到热平衡时,单位时间内的发热量应与箱体散热量相等,即 $1\,000(1-\eta)P_1 = \alpha_w A(t_1 - t_0)$ 。式中 η 为传动效率, A 为散热面积, α_w 为表面传热系数(数据参见蜗杆传动章), t_0 为环境温度。由此得润滑油温度

$$t_1 = \frac{1\,000(1-\eta)P_1}{\alpha_w A} + t_0 \quad (10.12)$$

t_0 通常为 $20\text{ }^\circ\text{C}$, 最高油温应低于 $75\text{ }^\circ\text{C} \sim 85\text{ }^\circ\text{C}$ 。

例题 10.1 试设计一驱动运输机用的圆柱平摩擦轮传动: 传动功率 $P_1 = 4\text{ kW}$, $n_1 = 1\,000\text{ r/min}$, $n_2 = 350\text{ r/min}$ (传动比 $i = 2.85$)。

解 为了进行比较,选择两种方案计算: 1——采用淬火钢与淬火钢相配的摩擦轮材料; 300 HB, 在油中工作; 2——采用夹布胶木与钢相配的摩擦轮材料。计算时取载荷系数 $K = 1.5$, 轮宽系数 $\psi = 0.3$ 。现将计算步骤列下:

计算项目	计算内容	计算结果	
		方案 1	方案 2
求中心距			
选取摩擦系数	查表 10.1	$\mu = 0.05$	$\mu = 0.22$
许用接触应力	查表 10.1, $[\sigma_H] = 2.6 \times \text{HB} = 2.6 \times 300$	$[\sigma_H] = 780\text{ MPa}$	—
单位接触长度的许用载荷	查表 10.1		$[w] = 50\text{ N/mm}$
综合弹性模量	$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$	$E = 2.1 \times 10^5\text{ MPa}$	—
初步计算中心距	$a = (i+1)\sqrt[3]{E \frac{K \cdot P_1}{\psi \mu n_2} \left(\frac{1290}{i[\sigma_H]}\right)^2}$ (式 10.7)		
	$= (2.85+1)\sqrt[3]{2.1 \times 10^5 \times \frac{1.5}{0.3 \times 0.05} \times \frac{4}{350} \left(\frac{1290}{2.85 \times 780}\right)^2}$	$a = 166\text{ mm}$	
	$a = 3\,090\sqrt{\frac{K \cdot P_1 \cdot i+1}{\psi \mu n_2 i[w]}}$ (式 10.10)		
	$= 3\,090\sqrt{\frac{1.5}{0.3 \times 0.22} \times \frac{4}{350} \times \frac{2.85+1}{2.85 \times 50}}$		$a = 260\text{ mm}$
求传动尺寸			
摩擦轮直径	$D_1 = \frac{2a}{i+1}$	$D_1 = 86\text{ mm}$	$D_1 = 136\text{ mm}$
	$D_2 = iD_1(1-\epsilon)$ 。方案 1, 取 $\epsilon = 0.2\%$; 方案 2, 取 $\epsilon = 1\%$	$D_2 = 246\text{ mm}$	$D_2 = 384\text{ mm}$
最后定中心距	$a = \frac{1}{2}(D_1 + D_2)$	$a = 166\text{ mm}$	$a = 260\text{ mm}$
摩擦轮宽度	$b = \psi a = 0.3 \times 166$ 和 0.3×260	$b = 50\text{ mm}$	$b = 78\text{ mm}$

续表

计算项目	计算内容	计算结果	
		方案1	方案2
求散热面积			
箱体散热面积	$A = \frac{1000(1-\eta)P_1}{\alpha_w(t_1-t_0)} = \frac{1000 \times (1-0.9) \times 4}{18 \times (85-20)} \quad (\text{式 } 10.12)$	$A = 0.34 \text{ m}^2$	
	取 $\eta = 0.9$, $t_1 = 85^\circ\text{C}$, $\alpha_w = 18 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$		
求压紧力			
压紧力	$F_Q = F_N = 19 \times 10^6 \frac{K}{\mu} \frac{P_1}{D_2 n_2} \quad (\text{式 } 10.4)$		
	$= F_N = 19 \times 10^6 \times \frac{1.5}{0.05} \times \frac{4}{246 \times 350}$	$F_Q = 26500 \text{ N}$	
	$F_Q = F_N = 19 \times 10^6 \times \frac{1.5}{0.22} \times \frac{4}{384 \times 350}$	$F_Q = 3860 \text{ N}$	

从上列计算结果可以看到,当两轮轮面均为金属时,传动所需的中心距较小,方案1只有方案2的60%,因而结构紧凑。如采用硬度更高的轮面,则传动尺寸可以更小。但是,传动所需的压紧力则大得多,方案1比方案2要大6倍,所以轴和轴承所承受的载荷也就很大。方案1的传动在油中工作,寿命较长,但对制造精度的要求则较高。

10.5 圆锥摩擦轮传动计算

两轴相垂直的圆锥摩擦轮传动见图10.8所示。因 $\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ$, 故传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{D_2}{D_1} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} = \tan \alpha_2 = \cot \alpha_1 \quad (10.13)$$

式中 α_1, α_2 ——主动、从动摩擦轮的半锥顶角。

圆锥摩擦轮传动在接触面间所需的法向力 F_N 亦可用式10.4计算,但式中 D_2 应为从动轮的平均直径。为获得法向力 F_N , 施加于小轮和大轮上的压紧力分别为

$$\left. \begin{aligned} F_{Q1} &= F_N \sin \alpha_1 = \frac{KF}{\mu} \sin \alpha_1 \\ F_{Q2} &= F_N \sin \alpha_2 = \frac{KF}{\mu} \sin \alpha_2 \end{aligned} \right\} \quad (10.14)$$

由于 $\alpha_1 < \alpha_2$, 故 $F_{Q1} < F_{Q2}$, 因此最好将小轮做成可动的, 即由小轮向大轮施加压力, 以便操作时省力些。

法向力 F_N 可分解为径向力 F_R 和轴向力 F_Q

$$\left. \begin{aligned} F_{R1} &= F_N \cos \alpha_1, F_{Q1} = F_N \sin \alpha_1 \\ F_{R2} &= F_N \cos \alpha_2, F_{Q2} = F_N \sin \alpha_2 \end{aligned} \right\} \quad (10.15)$$

故圆锥摩擦轮传动作用轴上的载荷计有圆周力 F 、径向力 F_R 和轴向力 F_Q 。各力的作用方向是: 圆周力和径向力的作用方向与圆柱摩擦轮传动所述的相同, 轴向力的作用方向则永远使轮分离。应当指出: 在主动轮上的径向力与从动轮上的轴向力大小相等, 而从动轮上的径向力则与主动轮上的轴向力大小相等。

由于圆锥摩擦轮传动的接触线位于截圆锥的母线上, 因此它应按图10.8中所示的两个当量接触圆柱进行

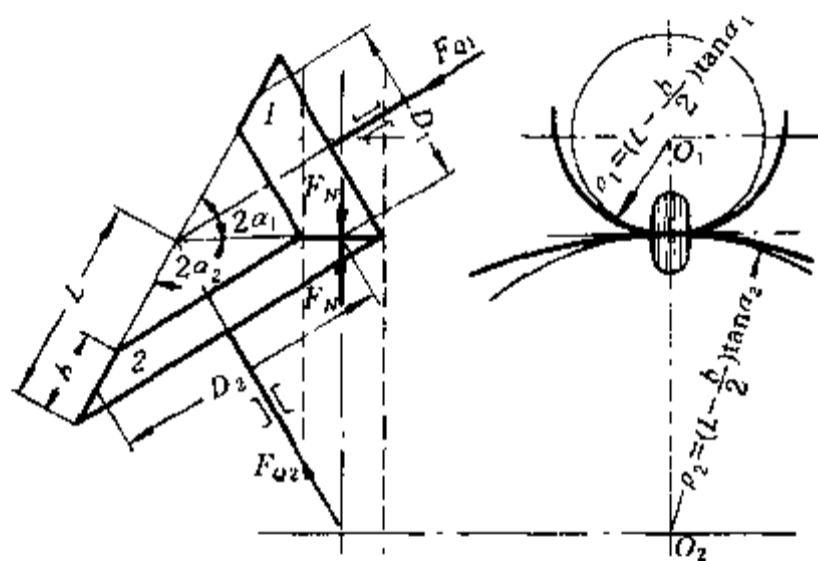


图10.8 圆锥摩擦轮传动的当量接触圆柱

表面接触强度计算。采用与圆柱摩擦轮传动相同的方法,可求出圆锥摩擦轮传动所需的圆锥母线长度

$$L = 118 \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{E \frac{K}{\psi_L \mu} \cdot \frac{P_1}{n_2} \left[\frac{1}{i[\sigma_H](1-0.5\psi_L)} \right]^2} \quad \text{mm} \quad (10.16)$$

式中 ψ_L ——轮宽系数, $\psi_L = \frac{b}{L}$, 通常取 $\psi_L = 0.2 \sim 0.25$ 。

采用条件性计算时,则母线长度

$$L = 3125 \sqrt{\frac{K}{\psi_L \mu} \cdot \frac{P_1}{n_2} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i[w](1-0.5\psi_L)}} \quad \text{mm} \quad (10.17)$$

10.6 摩擦轮结构和传动压紧装置

10.6.1 摩擦轮结构

用金属材料制成的圆柱平摩擦轮和槽摩擦轮分别与平带轮、V带轮相似,前者轮缘没有凸度,后者轮槽尺寸不同。用非金属材料制成的摩擦轮,下面列举两个例子见图 10.9, a 图为皮革制、b 图为木制的摩擦轮。尺寸较大的摩擦轮,也常将摩擦材料(如橡胶带)包裹在摩擦轮外缘上。

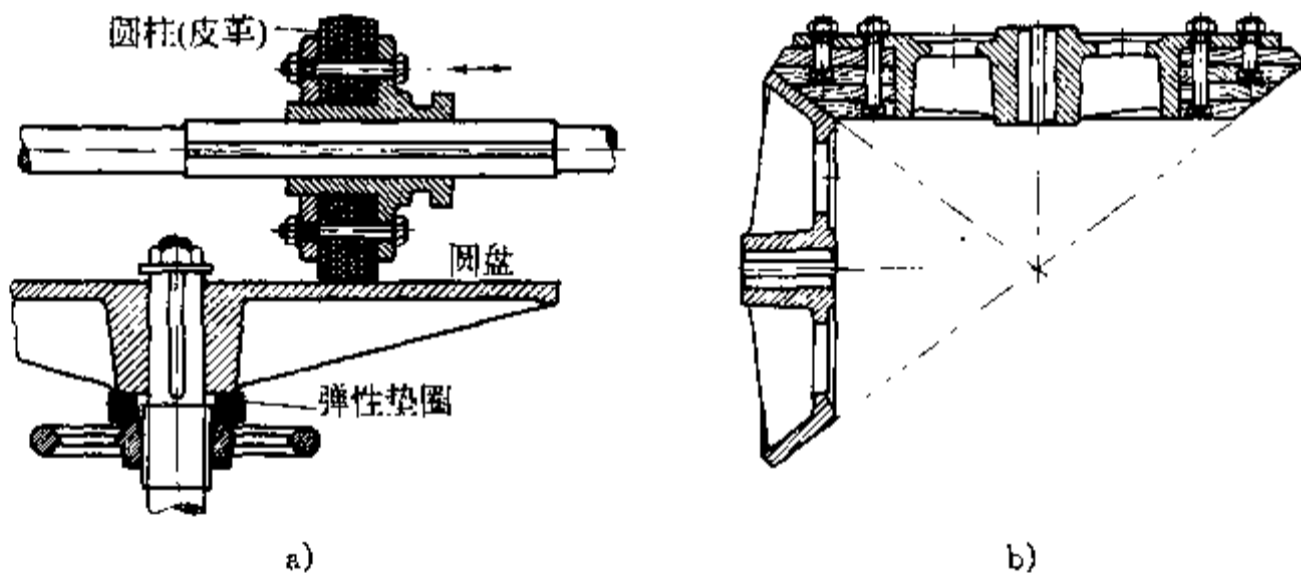


图 10.9 非金属摩擦轮的构造

10.6.2 摩擦轮传动的压紧装置

使两摩擦轮相互压紧的方法有压力不变和压力可随载荷大小而变的两类。前一类适用于载荷比较稳定且功率又不很大的传动。为提高传动的寿命,对于载荷不稳定而功率又比较大的传动,最好采用后者。

摩擦轮传动的压紧装置主要有以下几种:

——利用重量压紧。图 10.10a 常用于回转圆筒,由圆筒的重量与两侧的托轮相压紧。托轮起着支承作用,其中之一与减速器和电机相联,起着驱动轮的作用。

图 10.11 为一利用电机及其底座的重量自动压紧的摩擦轮传动。电动机 3 和底板可绕轴心 4 回转。当不传递转矩时,主动轮 1 靠电动机和底板的重量对轴心 4 所产生的力矩而压在从动轮 2 上。当传递转矩时,在接触处所产生的摩擦力 μF_N 将使两轮进一步压紧,并且随着转矩

的增加,压紧力也将自动增大(可以从对轴心 4 列出的力矩平衡方程式得到证明)。弹簧 5 是用来调节起动时的压力的。从图中可看出,主动轮必须按顺时针方向回转,反转时就不能工作。

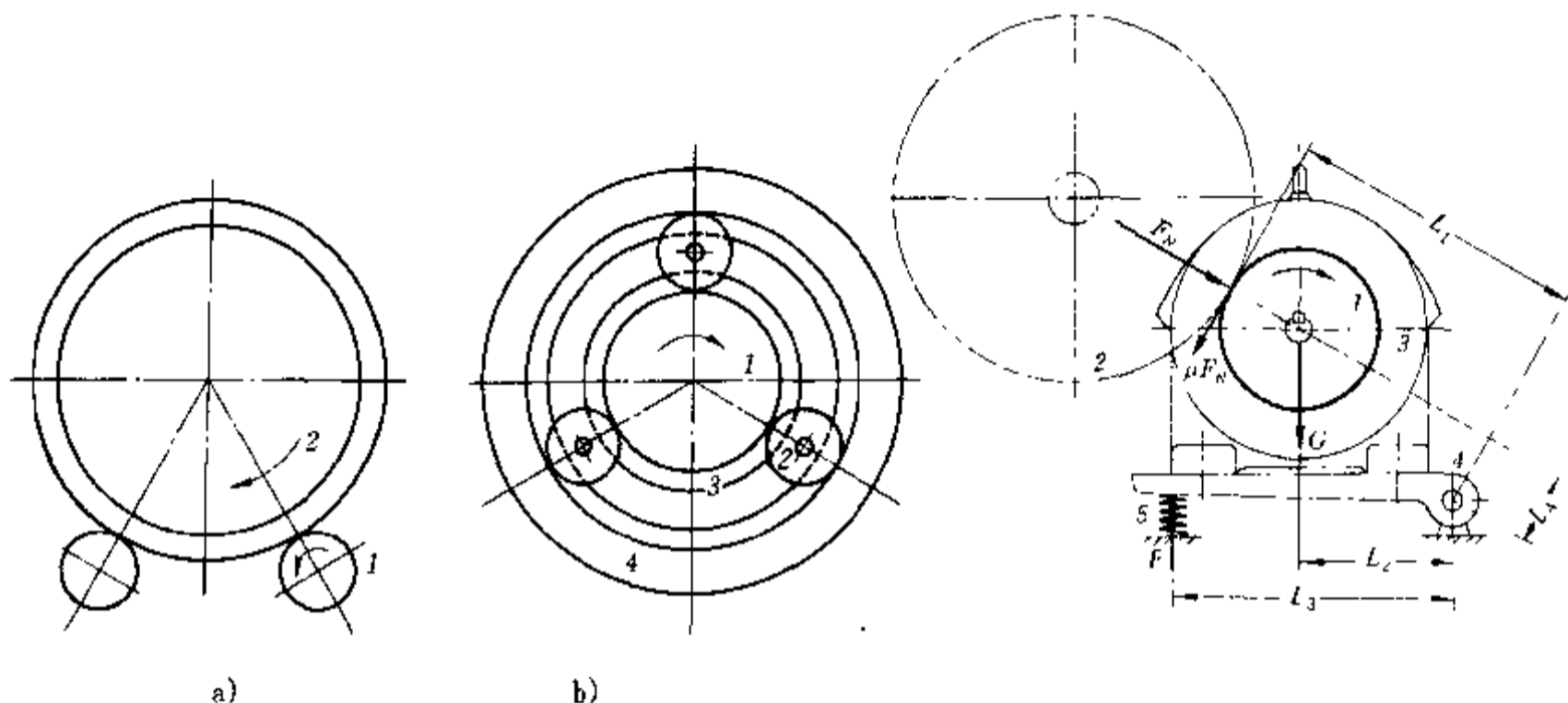


图 10.10 压紧装置

图 10.11 随载荷而变的自动压紧装置

——利用弹簧压紧。图 10.9a 是由弹性垫圈压紧的圆柱-圆盘摩擦无级变速器,压紧力的大小由手轮调节。

——利用过盈压紧。图 10.10b 为一行星式结构,1 为主动摩擦轮,带动行星轮 2 和行星架 3 旋转,由行星架与输出轴相连接,行星轮与主动轮之间的压紧力是由于外环 4 采用过盈的办法套在行星轮之外,压紧力的大小取决于过盈量的大小。行星式结构适用于同轴线传动。

——利用端面凸轮压紧。

——利用液压或气压压紧。

10.7 摩擦无级变速器简介

现代的无级变速器有机械的、电力的和液力的。多数机械无级变速器都是利用摩擦传动的原理。一般说来,摩擦无级变速器具有结构简单、紧凑和回转质量较小等特点。

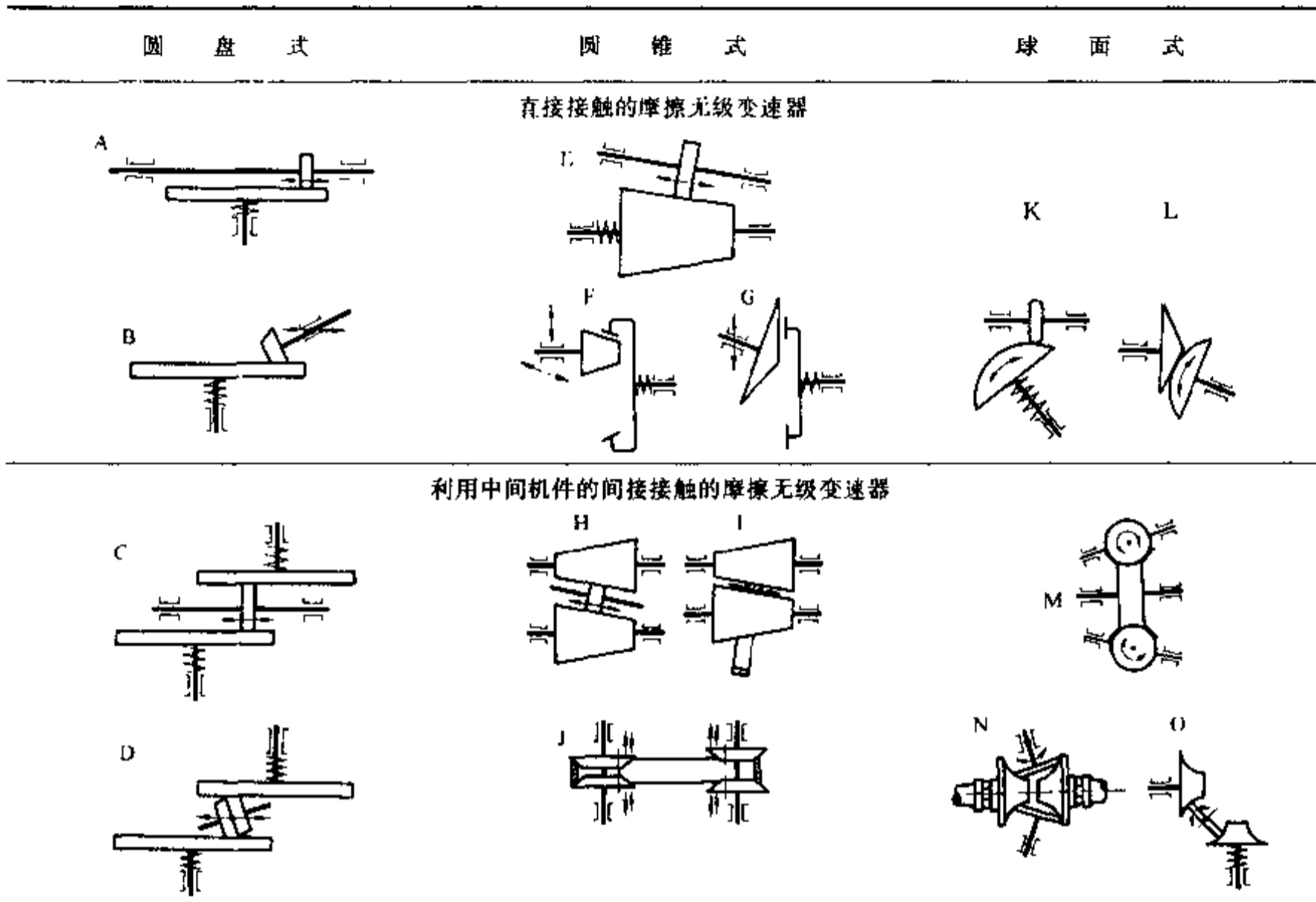
根据有无中间机件,摩擦无级变速器可分为直接接触的和间接接触的两大类。根据各类变速器中的摩擦面形状,又有圆盘的、圆锥的、球面的、环柱体的等数种不同型式。

摩擦无级变速器的基本型式见表 10.2。

A 式和 C 式变速器结构简单,在调速时只需沿轴移动小轮位置。这两种变速器的几何滑动都较大,磨损较剧烈,效率也较低。

B 式和 D 式变速器在几何滑动方面比 A、C 两式略小。由于这两种变速器在调速时都需要移动轴的位置,因而结构较复杂。

表 10.2 摩擦无级变速器的基本型式



E、H、I 式变速器都是以移动小轮(或带)在圆锥轮上的位置而实现调速的,它们具有 A、C 式和 B、D 式的优点,几何滑动较小和在调速时不用移动轴的位置。

F 式变速器有两种不同的调速方法:轴作上下移动(实线)或作斜向移动(虚线)。在前一种情况下,当轴上移时,将迫使大摩擦轮向右移动,并使右侧弹簧受到压缩。由此可见,当传动比较大时(即轴上移时),弹簧压力和接触面间的压力都将增加。在后一种情况下调速时,并不伴随着接触面间压力的改变。

J 式变速器是由分装在两个花键轴上的两对可动圆锥和联接圆锥的中间机件所组成。在调速时,两对圆锥能各沿其花键轴同步地作分离和靠拢的移动,因而可以改变中间机件在圆锥轮上的位置而实现调速,如图 10.12。中间机件可用块带、三角带、链或钢环等作成,分别称为块带无级变速器、三角带无级变速器、链条无级变速器和钢环无级变速器。

K、L、M 式为球面变速器。K 式是以变更圆柱在球面上的位置而实现调速的,并可随圆柱位于球面左方或右方而得到相反的旋转方向。L 式变速器中,当球面转动时,同时改变了球面与锥面的接触半径,所以这种变速器的调速幅度很大。M 式为利用钢球作为中间机件的球式变速器,它是利用改变钢球旋转轴的位置而实现调速的。由于钢球尺寸的限制,这种变速器的传动功率一般小于 $4\text{ kW} \sim 5\text{ kW}$,调速范围一般为 $10 \sim 12$ 。N、O 式为环柱体变速器。它是利用改变中间滚子的位置而实现调速的。这种变速器能构成同轴线的、垂直轴的、平行轴的等传动形式。它具有滑动较小、效率较高(90%以上)、噪声很小、操纵方便等优点,中间滚子可用硬化钢或层压织

物制造,前者比后者的承载能力约大二、三倍。

输出轴的最高转速与最低转速之比称为调速幅度。下面以图 10.12 所示无级变速器为例说明调速幅度的计算。假设 I 为主动轴,转速为常数;II 为从动轴,转速随中间机件的位置而定。a 图时,从动轴转速最低, $n_{2\min} < n_1$; b 图时,从动轴转速等于主动轴转速, $n_2 = n_1$; c 图时从动轴转速最高, $n_{2\max} > n_1$ 。输出轴的调速幅度 R 为

$$R = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} \quad (10.18)$$

上式又可写成

$$R = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{n_1}{\frac{n_1}{i_{\min}}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{1\min}} \cdot \frac{D_{1\max}}{D_{2\min}}$$

因为两轮尺寸相同, $D_{1\min} = D_{2\min}$, $D_{1\max} = D_{2\max}$, 故

$$R = \frac{D_{2\max}^2}{D_{1\min}^2} = i_{\max}^2 \quad (10.19)$$

所以,通常称这种变速器的调速范围为 $1:i_{\max}^2$ 。调速幅度的大小也是评定无级变速器的技术指标之一。

无级变速器的结构和计算可参看有关资料。

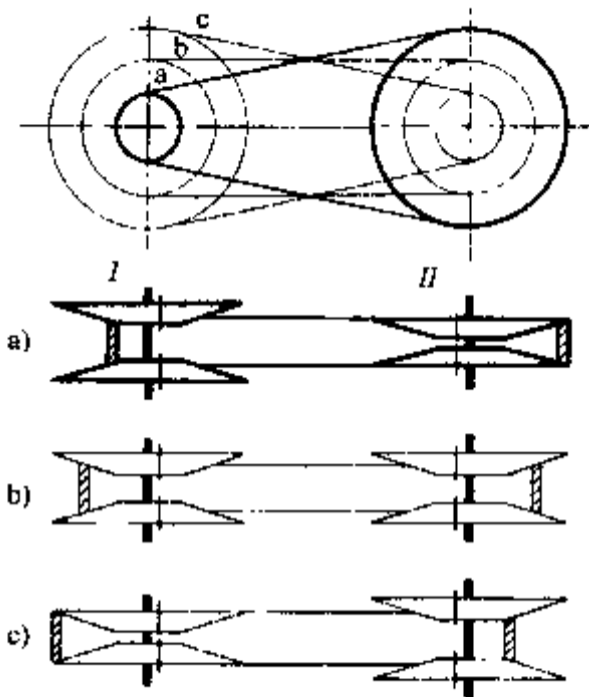


图 10.12 利用中间机件的可动圆锥式摩擦无级变速器的工作原理

第11章 带传动

11.1 概述

带传动是两个或多个带轮之间用带作为挠性拉曳零件的传动,工作时借助零件之间的摩擦(或啮合)来传递运动或动力。根据带的截面形状不同,可分为平带传动、V带传动、同步带传动、多楔带传动等,见图 11.1。

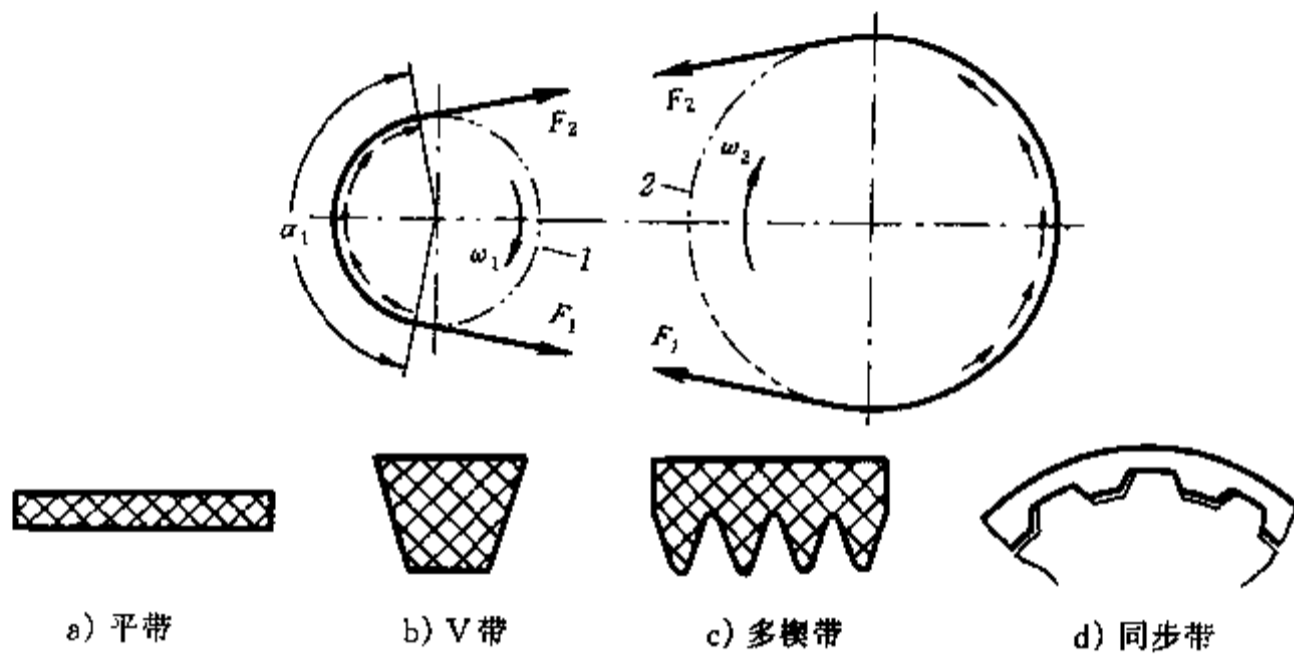


图 11.1 带传动的类型

11.1.1 传动形式

常用的带传动形式见表 11.1。

表 11.1 带传动的传动形式和比较

传动形式	开口传动	交叉传动 ^①	半交叉传动 ^①	张紧轮传动
传动简图				
		(中心距 $a > 20$ 倍带宽)		
使用范围				
传动比	$i \leq 5$ (平带) ≤ 7 (V带)	$i \leq 6$	$i \leq 3$	$i \leq 10$
带速, m/s	$v \leq 20 \sim 50$	$v \leq 15$	$v \leq 15$	$v \leq 25 \sim 50$
相对拉曳能力 ^②	1	0.75~0.85	0.7~0.8	> 1
应用场合	两轴平行, 回转方向相同	两轴平行, 回转方向相反。由于交叉处带的摩擦和扭转, 带的寿命短	两轴交错, 不能逆转	两轴平行, 回转方向相同, 不能逆转。用于短中心距、大传动比的传动

① 交叉传动、半交叉传动适用于平带。

② 相对于开口传动的拉曳能力。

11.1.2 优缺点

带传动是具有中间挠性件的一种传动,所以:1)能缓和载荷冲击;2)运行平稳,无噪声;3)制造和安装精度不象啮合传动那样严格;4)过载时将引起带在带轮上打滑,因而可防止其他零件的损坏;5)可增加带长以适应中心距较大的工作条件(可达 15 m)。

带传动和摩擦轮传动一样,也有下列缺点:1)有弹性滑动和打滑,使效率降低和不能保持准确的传动比(同步带传动是靠啮合传动的,所以可保证传动同步);2)传递同样大的圆周力时,轮廓尺寸和轴上的压力都比啮合传动大;3)带的寿命较短。

11.1.3 应用范围

带传动的应用范围很广,见表 11.1。带的工作速度一般为 5 m/s~25 m/s,使用高速环形胶带时可达 60 m/s;使用锦纶片复合平带时,可高达 80 m/s。胶帆布平带传递功率小于 500 kW,普通 V 带传递功率小于 700 kW。

11.2 带和带轮

11.2.1 平带和带轮

——平带。胶帆布平带强度高、价廉,在平带传动中应用最多,其尺寸见表 11.2。此外,还有用麻、丝或锦纶等材料编织而成的编织带;承载层为涤纶绳,表面覆以耐磨耐油胶布或聚氨酯的高速胶带;承载层为锦纶片的强力锦纶带等。

胶帆布平带通常整卷出售,使用时根据所需长度截取,并将其端部联接起来(硫化接头或机械接头)。高速带为无端的环形平带。

胶帆布平带宽度 b 的系列为:

16、20、25、32、40、50、63、71、80、90、100、112、125、140、160、180、200、224、250、280、315、355、400、450、500,单位为 mm。

用聚氨酯材料制成的带具有耐油性强、不产生粉末、外表透明美观等优点,但使用温度不得高于 80℃。如果工作中有可能受热蒸汽影响或与酸、碱接触,则宜于改用橡胶材料制成的带。

表 11.2 胶帆布平带的尺寸

mm

胶帆布层数 $z^{\text{①}}$	带宽 b	最小带轮直径 D_{min}
3	16~20	160/112 ^②
4	20~315	224/160
5	63~315	280/200
6	63~500	315/224
7	200~500	355/280
8	200~500	400/315
9	200~500	450/355
10	200~500	500/400

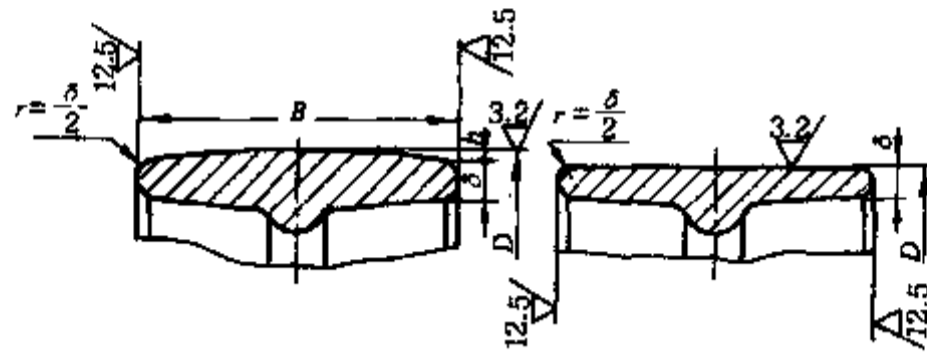
① 每层厚度约 1.2 mm。

② 分子为荐用值,分母为许用值。

——平带带轮。平带带轮轮缘的尺寸见表 11.3。

表 11.3 平带带轮轮缘尺寸

mm



带宽 b	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250
轮缘宽 B	25	32	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280
带轮直径 D ^①	50~112		125~140		160~180		200~224		250~280		315~355		400~500		560~710			
中心凸度 h_{mm}	0.3		0.4		0.5		0.6		0.8		1.0		1.2		1.5			
带轮厚度 δ	$\delta = 0.005D + 3$																	

①平带带轮直径 D 的系列为:50、56、63、71、80、90、100、112、125、140、160、180、200、224、250、280、315、355、400、450、500、560、630、710,单位为 mm。

11.2.2 V带和带轮

——V带。V带有普通V带、窄V带和宽V带等类型。一般多使用普通V带,现在使用窄V带的也日见广泛。

窄V带采用合成纤维绳或钢丝绳作承载层,与普通V带比较,当高度相同时,其宽度比普通V带小约30%(图 11.2)。窄V带传递功率的能力比普通V带大,允许速度和曲挠次数高,传动中心距小。适用于大功率且结构要求紧凑的传动。

普通V带有Y、Z、A、B、C、D、E七种型号(见 GB/T 13575.1—92)。窄V带有SPZ、SPA、SPB、SPC四种型号(见 GB 图 11.2 普通V带与窄V带比较 11544—89)^①。各型号的截面尺寸及带轮轮缘尺寸见表 11.4。

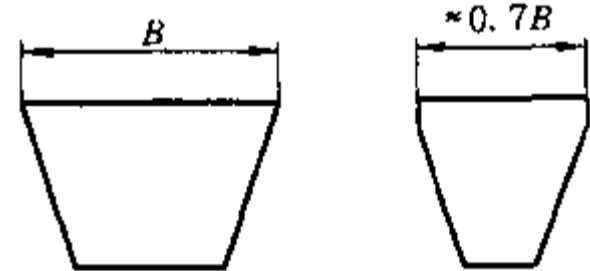


图 11.2 普通V带与窄V带比较

普通V带由顶胶、抗拉体(承载层)、底胶和包布组成(图 11.3)。承载层是胶帘布或胶绳芯。绳芯结构柔韧性好,适用于转速较高,带轮直径较小的场合。

V带制成无接头的环形。各种型号带的基准长度见图 11.4。

V带的楔角都是 40° 。胶带弯曲时,受拉部分(顶胶层)在横向要收缩,受压部分(底胶层)在横向要伸长,因而楔角将减小。为保证胶带和带轮工作面的良好接触,除很大的带轮外,带轮沟槽的槽角都应适当减小,见表 11.4。

——V带带轮

① 本章只介绍基准宽度制的窄V带。另有有效宽度制的窄V带(GB/T 13575.2—92),带型分9N(3V)、15N(5V)和25N(8V)三种,()内为美、日等国常用的型号。

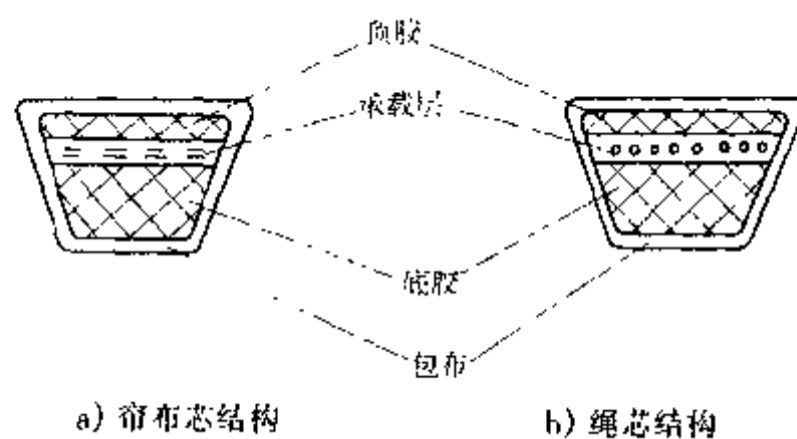


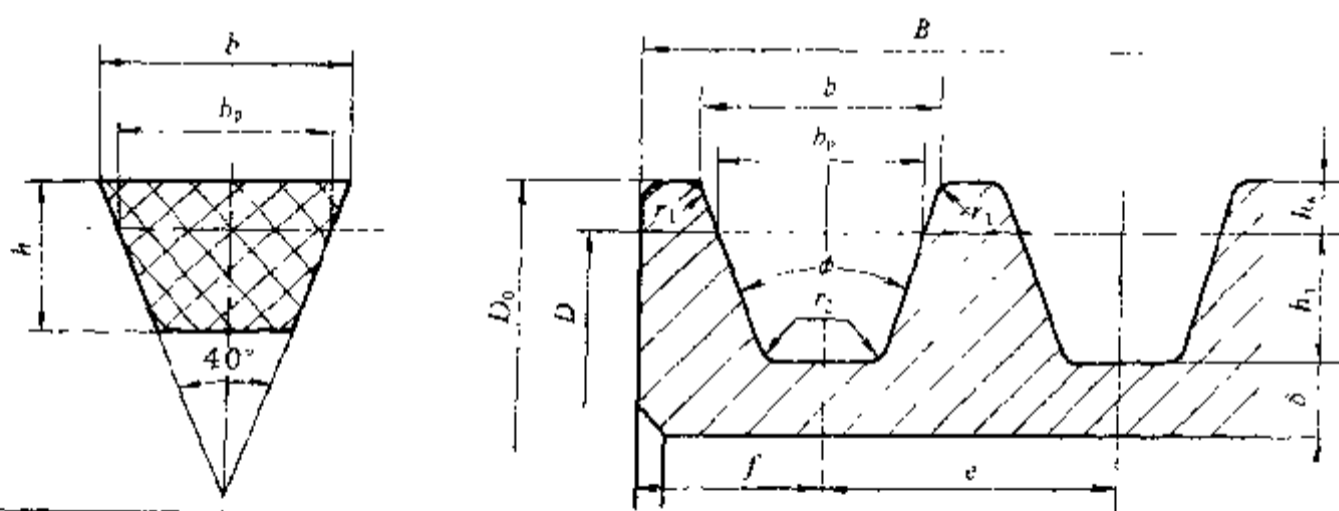
图 11.3 V 带的构造

基准长度 L_d / mm	
400	450
500	560
630	710
800	900
1000	1120
1250	1400
1600	1800
2000	2240
2500	2800
3150	3550
4000	4500
5000	5600
6300	7100
8000	9000
10000	11200
12500	14000
16000	

图 11.4 V 带基准长度 L_d

表 11.4 V 带截面尺寸和带轮轮缘尺寸

mm



尺寸	型号										
	Y	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
V 带尺寸 顶宽 b	6	10	13	17	22	32	38				
节宽 b_p	5.3	8.5	11.0	14.0	19.0	27.0	32.0				
高度 h	4	6	8	11	14	19	25				
带质量 q / (kg/m)	0.04	0.06	0.10	0.17	0.30	0.60	0.87	(8) ³ (0.07)	(10) (0.12)	(14) (0.20)	(18) (0.37)

续表

尺寸	型号							
	Y	Z	A	B _s	C	D	E	
		SPZ	SPA	SPB	SPC			
轮缘尺寸 h_a mm	1.6	2	2.75	3.5	4.8	8.1	9.6	
h_{fmin}	4.7	7	8.7	10.8	14.3	19.9	23.4	
		(9)	(11)	(14)	(19)			
e	8	12	15	19	25.5	37	44.5	
f	7	8	10	12.5	17	24	29	
δ_{min}	5	5.5	6	7.5	10	12	15	
带轮计算直径 D ②								
$\phi = 32'$	≤ 63	—	—	—	—	—	—	
$34'$	—	≤ 80	≤ 118	≤ 180	≤ 315	—	—	
$36'$	> 63	—	—	—	—	≤ 475	≤ 630	
$38'$	—	> 80	> 118	> 180	> 315	> 475	> 630	
带轮外径 D_0	$D_0 = D + 2h_a$							
带轮宽度 B	$B = (z - 1)e + 2f$ (z ——轮槽数)							

① h 、 q 、 h_f 尺寸中未带()为普通 V 带的数字;带()为窄 V 带的数字;其余尺寸普通 V 带、窄 V 带通用。

② 在 GB/T 13575.1—92 中, V 带带轮的计算直径 D 称为基准直径 d_d 。V 带带轮计算直径 D 的系列为: 20、22.4、25、28、31.5、35.5、40、45、50、56、63、71、75、80、85、90、95、100、106、112、118、125、132、140、150、160、170、180、200、212、224、236、250、265、280、300、315、355、375、400、425、450、475、500、530、560、600、630、670、710、750、800、900、1 000, 单位为 mm。

11.2.3 带轮轮辐计算

带轮由三部分组成: 轮缘(用以安装传动带); 轮毂(用以安装在轴上); 轮辐或腹板(联接轮缘与轮毂)。

带速 $v \leq 30$ m/s 的传动带, 其带轮一般用 HT200 制造, 高速时宜使用钢制带轮, 速度可达 45 m/s。

在结构上, 带轮应易于制造, 能避免由于铸造而产生过大的内应力, 重量要轻。高速带轮还要进行动平衡。

带轮工作表面要保证适当的粗糙度值, 以免把带很快磨坏。

大带轮常采取轮辐式结构(图 11.5), 轮辐截面为椭圆形, 其长轴与回转平面重合。轮辐数目 z_s 可根据带轮直径选取: $D < 500$ mm 时取 4; $D = 500$ mm ~ 1 600 mm 时取 6; $D = 1 600$ mm ~ 3 000 mm 时取 8。

轮辐受力情况很复杂, 计算时可简化成一端固定的悬臂梁, 梁的长度等于带轮的半径 R , 在梁的自由端受一集中载荷。带轮工作时只有部分轮缘受到圆周力(摩擦力), 且各轮辐受力不均, 所以计算时假定只有 $z_s/3$ 轮辐传递转矩。根据悬臂梁的弯曲计算式可得出

$$M = \frac{FD}{2} = \frac{z_s}{3} W[\sigma_b]$$

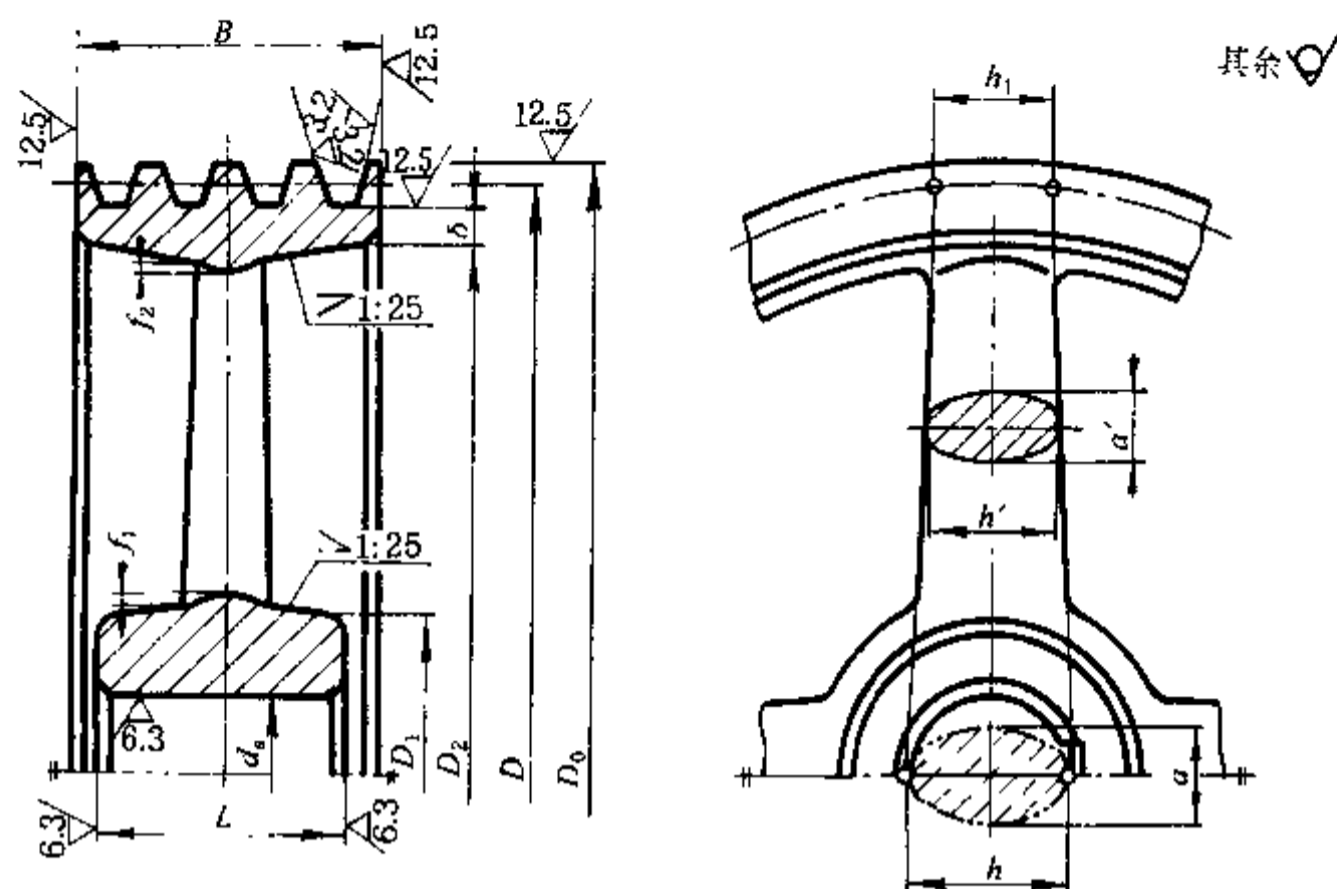


图 11.5 轮辐式带轮的结构

上式代入椭圆截面的抗弯截面系数 $W = \pi ah^2/32$, 并取 $a = 0.4h$, 铸铁的 $[\sigma_b] = 30 \text{ MPa}$, 得

$$h = \sqrt[3]{\frac{FD}{0.8z_a}} \quad \text{mm} \quad (11.1)$$

式中有效拉力 F 的单位为 N, 带轮直径 D 的单位为 mm。

带轮其他部分的尺寸都按经验公式决定, 可参看机械零件手册。当轮宽 $B > 300 \text{ mm}$ 时, 可用双排轮辐。中小直径的带轮可采用腹板式, 如图 11.6 所示, 更小的带轮可制成圆柱形。

对平带传动, 轮缘尺寸见表 11.3。为防止掉带, 通常在大带轮轮缘表面制成中心凸度。凸度大小可由表 11.3 查取。

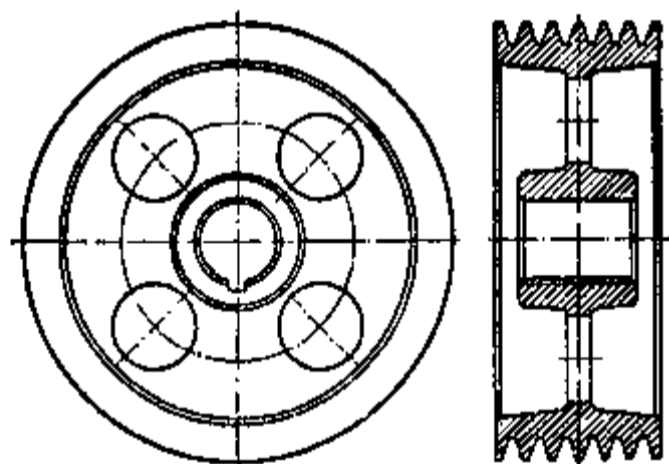


图 11.6 腹板式带轮

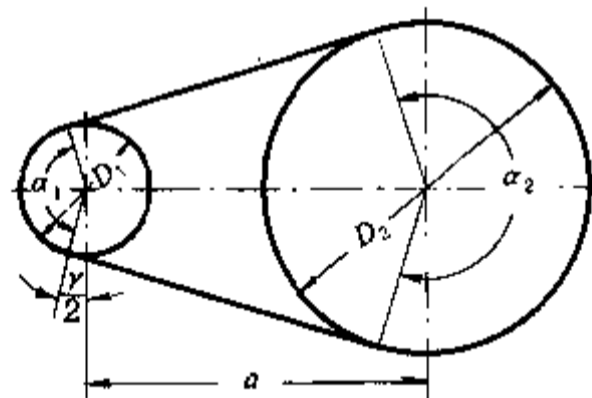


图 11.7 开口传动中的几何关系

11.3 带传动的几何计算

带传动的主要几何参数有: 中心距 a ; 带长 L ; 带轮直径 D_1 、 D_2 ; 包角 α_1 。这些参数间的近似关系如下(参看图 11.7):

$$L = \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \gamma \frac{D_2 - D_1}{2} + 2a \cos \frac{\gamma}{2} \approx \pi D_m + 2a + \frac{\Delta^2}{a} \quad (11.2)$$

$$a = \frac{L - \pi D_m}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2} \quad (11.3)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ \quad (11.4)$$

在上列公式中:

$$D_m = \frac{D_2 + D_1}{2}, \quad \Delta = \frac{D_2 - D_1}{2};$$

$$\gamma \approx \frac{D_2 - D_1}{a}, \quad \cos \frac{\gamma}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2$$

对于V带传动,带长 L 应为基准长度 L_d ,见图11.4。

11.4 带传动的计算基础

11.4.1 作用力分析

1. 带传递的力

带传动中带呈环形,并以一定的拉力(称为张紧力) F_0 套在一对带轮上(图11.1),使带和带轮相互压紧。带传动不工作时,带两边的拉力相等,均为 F_0 ;工作时,由于带与轮面间的摩擦力使其一边拉力加大到 F_1 ,称为紧边拉力,另一边拉力减小到 F_2 ,称为松边拉力。两者之差 $F = F_1 - F_2$ 即为带的有效拉力,它等于沿带轮的接触弧上摩擦力的总和。在一定条件下,摩擦力有一极限值,如果工作阻力超过极限值,带就在轮面上打滑,传动不能正常工作。

摩擦力的极限值决定于带材料、张紧程度、包角(带与轮的接触角)大小等因素。当其他条件相同时,张紧力 F_0 和包角 α_1 (两轮包角中较小的一个)愈大,摩擦力的极限值也愈大。因此,带传动必须适当地控制张紧力和维持不要过小的包角,后一要求限制了带传动的最小中心距和最大传动比。

以 v 表示带速,m/s; P 表示名义传动功率,kW;则有效拉力

$$F = F_1 - F_2 = \frac{1000P}{v} \quad (11.5)$$

F_1 和 F_2 的关系可用下式表示

$$\frac{F_1 - qv^2}{F_2 - qv^2} = e^{\mu\alpha} \quad (11.6)$$

式中 e ——自然对数的底; μ ——带与带轮间的摩擦系数,对于V带传动, μ 应为当量摩擦系数 μ_v ; α ——带在带轮上的包角; q ——每米带长的质量,kg/m,V带 q 值见表11.4。

若带速 $v < 10$ m/s,离心力可以忽略,则 $F_1/F_2 = e^{\mu\alpha}$,即为著名的欧拉公式。若 $\alpha = 180^\circ = \pi$,则平带传动的 $F_1/F_2 \approx 2.6$ (取 $\mu \approx 0.3$),V带传动的 $F_1/F_2 \approx 5$ (取 $\mu_v = 0.51$)。

联立解式11.5和式11.6,得紧边拉力 F_1 和松边拉力 F_2 为

$$F_1 = \frac{F e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} + qv^2 \quad (11.7)$$

$$F_2 = \frac{F}{e^{\mu\alpha} - 1} + qv^2 \quad (11.8)$$

式 11.6 可推导如下:参看图 11.8,可列出带开始打滑时,带上各力沿垂直方向各力的平衡式为

$$F \sin \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} - dF_N - dF_{NC} = 0$$

式中 dF_N ——微段带的正压力; dF ——紧边拉力增量,它等于作用在微段带上的摩擦力。用 $\frac{d\alpha}{2}$ 代替 $\sin \frac{d\alpha}{2}$,略去 $dF d\alpha$,可得 $dF_N = F d\alpha - dF_{NC}$ 。已知微段离心力 $dF_{NC} = qv^2 d\alpha$,故 $dF_N = (F - qv^2) d\alpha$,由此得

$$dF = \mu dF_N = \mu (F - qv^2) d\alpha$$

上式等号两边同除以 $F - qv^2$ 并分别在 F_1 到 F_2 和 0 到 α 范围内积分,即可得式 11.6。

2. 由离心力所产生的拉力

参看图 11.9,列出 dl 微段弧的带离心力 dF_{NC} 与离心拉力 F_c 的平衡式得

$$q(R d\alpha) \frac{v^2}{R} = 2F_c \sin \frac{d\alpha}{2}$$

当 $d\alpha$ 很小时

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$$

则带的离心拉力

$$F_c = qv^2 \quad (11.9)$$

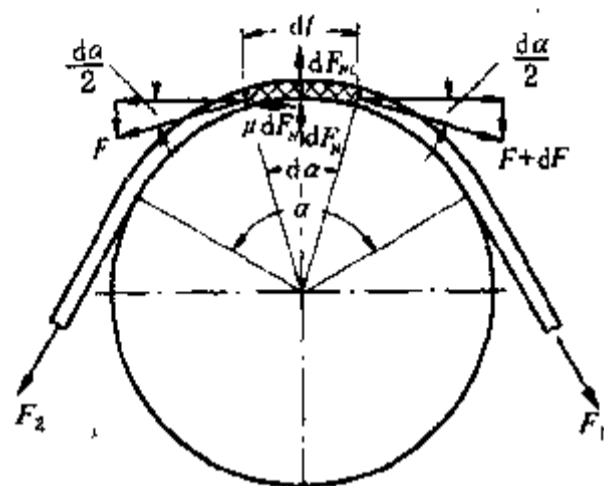


图 11.8 带松边、紧边拉力关系计算简图

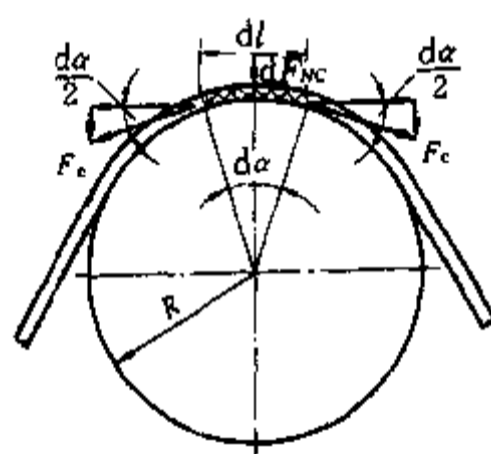


图 11.9 带运动时产生的拉力计算简图

11.4.2 带的应力

1. 紧边应力 σ_1 、松边应力 σ_2 和张紧应力 σ_0

这三种应力由紧边拉力 F_1 、松边拉力 F_2 和张紧力 F_0 产生

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \quad \sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad (11.10)$$

式中 A ——带的截面面积。

紧边和松边的应力差用 σ 表示

$$\sigma = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{F}{A} \quad (11.11)$$

2. 离心应力 σ_c

由离心拉力 F_c 产生(沿带横截面上都相等)

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{qv^2}{A} = \rho v^2 \quad (11.12)$$

可见离心应力与每米带长的质量 q 或密度 ρ 成正比,与速度 v 的平方成正比,故高速时宜采用轻质带,以利于降低离心应力。对于平带和 V 带, $\rho = 1250 \text{ kg/m}^3 \sim 1400 \text{ kg/m}^3$ 。

3. 弯曲应力 σ_b

由于带弯曲而产生的弯曲应力 σ_b 为(假设带为弹性体, σ_b 只发生绕在带轮的部分,见图

11.10)

$$\sigma_b = E \frac{y}{r} \quad (11.13)$$

式中 E ——带的弹性模量,平带为 200 MPa~350 MPa, V 带为 250 MPa~400 MPa; r ——曲率半径,平带 $r = (D + h)/2$ (h 为带厚), V 带 $r = D/2$; y ——由带中性层到最外层的距离,平带 $y = h/2$, V 带 $y = h_a$ (见表 11.4)。两个带轮直径不同时,带在小带轮上的弯曲应力比大带轮大。

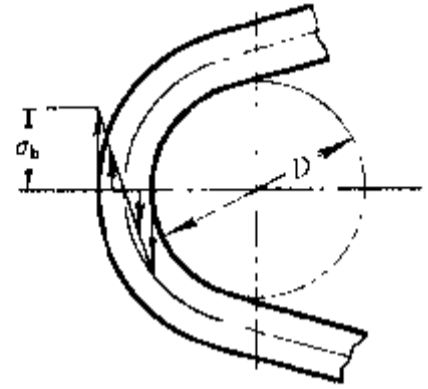


图 11.11 表示带的应力分布情况。图中小带轮为主动轮,最大应力发生在紧边进入小带轮处(图中 b 点)。

在一般情况下,弯曲应力最大,离心应力比较小。离心应力只占紧边应力的一部分,随着速度的增加而增大。

图 11.10 带的弯曲应力

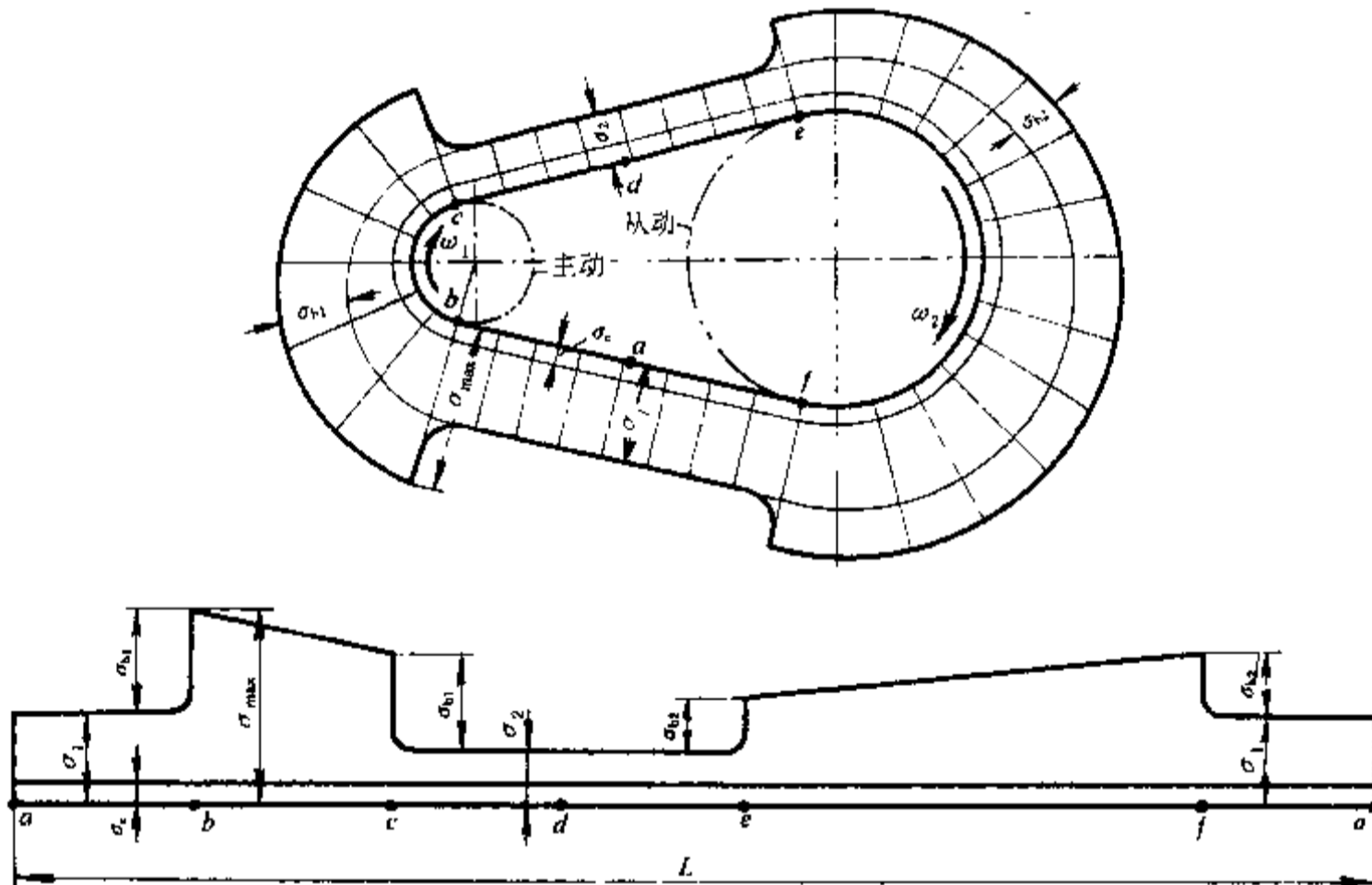


图 11.11 带的应力分布

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_1 + \sigma_{bl} = \frac{F_1}{A} + \sigma_{bl} = \frac{1}{A} \left(\frac{F e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} + qv^2 \right) + \sigma_{bl} \\ &= \frac{F e^{\mu \alpha}}{A(e^{\mu \alpha} - 1)} + \sigma_c + \sigma_{bl} \end{aligned} \quad (11.14)$$

11.4.3 弹性滑动、打滑和滑动率

1. 带的弹性滑动和打滑

由于带是弹性体,受力不同时伸长量不等,使带传动发生弹性滑动现象。参看图 11.12,带自 b 点绕上主动轮时,此时带的速度和带轮表面的速度是相等的,但当它沿 bc 继续前进时,带的

拉力由 F_1 降低到 F_2 , 所以带的拉伸弹性变形也要相应减小, 亦即带在逐渐缩短, 带的速度要落后于带轮, 因此两者之间必然发生相对滑动。同样的现象也发生在从动轮上, 但情况恰好相反, 在带绕上从动轮时, 带和带轮具有同一速度, 但当带沿前进方向时, 却不是缩短而是被拉长, 使带的速度领先于带轮。上述现象称为带的弹性滑动。

弹性滑动引起了下列后果: 1) 从动轮的圆周速度低于主动轮; 2) 降低了传动效率; 3) 引起带的磨损; 4) 使带温度升高。

在带传动中由于摩擦力使带的两边发生不同程度的拉伸变形。既然摩擦力是这类传动所必需的, 所以弹性滑动也是不能避免的。选用弹性模量大的带材料, 可以降低弹性滑动。

一般说来, 并不是全部接触弧上都发生弹性滑动。接触弧可分成有相对滑动(滑动弧)和无相对滑动(静弧)两部分, 两段弧所对应的中心角, 分别称为滑动角(α')和静角(α'')。实践证明, 静弧总是发生在带进入带轮的这一边上(图 11.12)。带不传递载荷时, 滑动角为零, 随着载荷增加, 滑动角逐渐加大而静角则在减小, 当滑动角 α' 增大到包角 α 时, 达到极限状态, 带传动的有效拉力达最大值, 带就开始打滑。打滑将造成带的严重磨损并使带的运动处于不稳定状态。对于开式传动, 带在大轮上的包角总是大于在小轮上的包角, 所以打滑总是在小轮上先开始。

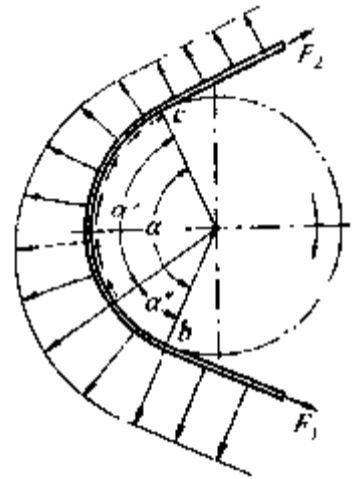


图 11.12 带传动中的弹性滑动

不能将弹性滑动和打滑混淆起来, 打滑是由于过载所引起的带在带轮上的全面滑动。打滑可以避免, 弹性滑动不能避免。

2. 滑动率

由以上所述可得出结论: 从动轮的圆周速度低于主动轮, 其相对降低率 ϵ 称为滑动率

$$\epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{\pi n_1 D_1 - \pi n_2 D_2}{\pi n_1 D_1} = 1 - \frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} = 1 - \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{1}{i}$$

式中 $i = \frac{n_1}{n_2}$ —— 传动比。带传动的滑动率 ϵ 一般为 1% ~ 2%。因此, 若计入弹性滑动, 则从动轮直径 D_2 或转速 n_2 可由下式求出:

$$D_2 = (1 - \epsilon) \frac{D_1 n_1}{n_2} \quad \text{或} \quad n_2 = (1 - \epsilon) \frac{D_1 n_1}{D_2} \quad (11.15)$$

11.4.4 带传动的疲劳强度

图 11.11 表示带每绕过带轮一次, 应力就由小变大、又由大变小地变化一次。带绕过带轮的数目越多, 转速越高, 带越短, 应力变化也越频繁。因此带传动的主要失效形式为打滑和疲劳破坏。在不打滑前提下, 具有一定疲劳强度和寿命是带传动的主要设计依据。为此, 带的最大应力 σ_{\max} 应满足下列要求: $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{bl} \leq [\sigma]$, $[\sigma]$ 为根据疲劳寿命决定的带的许用拉应力。由此得带的传动功率为

$$\begin{aligned} P &= \frac{Fv}{1000} = \frac{(F_1 - qv^2) \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) v}{1000} = \frac{(\sigma_1 A - qv^2) \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) v}{1000} \\ &= \frac{([\sigma] - \sigma_{bl} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}\right) v}{1000} \quad \text{kW} \end{aligned} \quad (11.16)$$

对于一定规格、材质的带,在特定试验条件下(如 $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$, L 为某一定值, $N = N_0 = 10^8$ 次,载荷平稳等),可求出疲劳方程 $\sigma^m N = C$ 中的 C 值。因此

$$[\sigma] = \sqrt[m]{\frac{C}{N}} = \sqrt[m]{\frac{C}{3600 z_p t_h \frac{v}{L_d}}} \quad (11.17)$$

式中 z_p ——绕过带轮的数目; t_h ——总工作时数, h; v ——带速, m/s; m ——指数, 胶帆布平带传动 $m = 5 \sim 6$, V 带传动 $m = 11$ 。由 $\sigma^m N = C$ 可知,若带的应力降低 10%,则带的寿命可提高约一二倍。

11.4.5 提高带传动工作能力的措施

1. 增大摩擦系数

在材料方面可采用摩擦系数较高的材料,摩擦系数的大小与带和带轮材料、带的速度和滑动率有关。在一般情况下,铸铁带轮采用胶帆布带时 $\mu = 0.3$,采用皮革带时 $\mu = 0.35$ 。在结构方面可利用楔形增压原理采用 V 带传动,其当量摩擦系数 μ_v 比平带传动高约 70%,即 $\mu_v \approx 1.7\mu$ 。

2. 增大包角

增大包角可以增大有效拉力,提高传动工作能力。增大包角的措施,除减小传动比、增大中心距外,还可以采用张紧装置,见表 11.15。

3. 尽量使传动在靠近最佳速度下工作

式 11.16 中的 $F_1 - qv^2 = 0$,则 $P = 0$,说明带速很大时,紧边拉力全部用来承担离心力。由此得极限速度^①

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{F_1}{q}} = \sqrt{\frac{([\sigma] - \sigma_{\text{bl}})A}{q}}$$

对式 11.16 中的 v 求导,并使 $dP/dv = 0$,则可求得传递功率最大时的最佳速度

$$v_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{F_1}{3q}} = 0.58v_{\text{lim}}$$

若带在最佳速度下工作,则能充分发挥带的工作能力。实际上,一般选取的带速总是低于 v_{opt} ,这是因为可以选用小一些的带轮,使结构紧凑,降低制造成本。

4. 采用新型带传动

如大楔角 V 带、多楔带、同步带等传动。

5. 采用高强度带材料

如采用钢丝绳、涤纶等合成纤维绳作为带的承载层。

11.5 V 带传动设计

11.5.1 V 带传动和平带传动的比较

参看图 11.13,平带工作时,带的内面是工作面,接触面的摩擦力 $F_\mu = \mu F_N = \mu F_Q$, F_Q 是带

^① 据 V. L. Maleev 著 Machine Design 给出的数据,带的 $v_{\text{lim}} \approx 50$ m/s, $v_{\text{opt}} \approx 25$ m/s ~ 30 m/s。如要使带的寿命较高,则以采用 15 m/s ~ 20 m/s 的带速最妥。

的压紧力。

V带传动工作时,带的两侧面是工作面。由于带的拉力是变化的,同时引起带宽尺寸的改变,从而使带沿轮槽作径向移动。在从动轮上,带由松变紧,拉力逐渐增大,带向槽内移动(图11.14),主动轮则相反。因此,V带传动有周向滑动和径向滑动同时存在,相应地有周向摩擦力和径向摩擦力同时存在。根据力的平衡,得

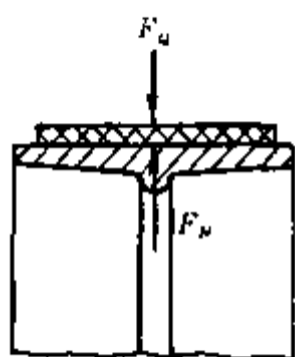


图 11.13 平带和 V 带的比较

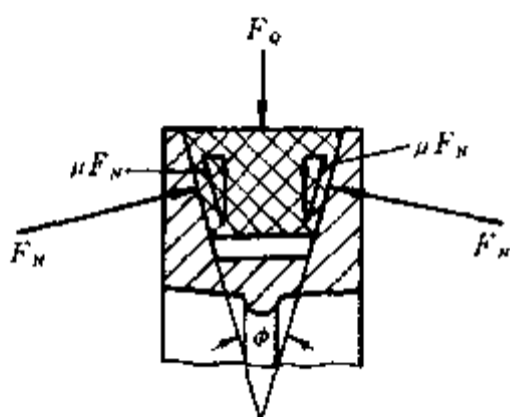


图 11.14 V带在轮槽内的径向移动

$$F_Q = 2F_N \left(\sin \frac{\phi}{2} + \mu \cos \frac{\phi}{2} \right)$$

$$2F_N = \frac{F_Q}{\sin \frac{\phi}{2} + \mu \cos \frac{\phi}{2}}$$

由此得

$$F_\mu = 2\mu F_N = \mu \frac{F_Q}{\sin \frac{\phi}{2} + \mu \cos \frac{\phi}{2}} = \mu_v F_Q$$

$$\mu_v = \frac{\mu}{\sin \frac{\phi}{2} + \mu \cos \frac{\phi}{2}} \quad (11.18)$$

μ_v 为 V 带传动的当量摩擦系数。若取 $\mu = 0.3$, $\phi = 32^\circ \sim 38^\circ$, 则 $\mu_v = 0.532 \sim 0.492$, 平均取 $\mu_v = 0.51$ 。

由此可见:V带传动和槽摩擦轮传动相似,都是利用楔形增压原理使在同样大的张紧力(摩擦轮传动为压紧力)下产生较大的摩擦力,在一定程度上能补偿由于包角和张紧力的减小所产生的不利影响。一般说来,V带传动适用于短中心距和较大的传动比(这两个因素使包角减小);在垂直或倾斜的传动中都能工作得很好;V带传动又没有接头,运行较平稳;数根同时使用时,即使损坏一根,机器不致立刻停车。V带传动的缺点是带的使用寿命较平带短,带轮价格较贵,传动效率较平带传动要低一些。

11.5.2 传动参数的选择

1. 型号

带的型号可根据计算功率 P_c 和小带轮转速 n_1 选取,普通 V 带见图 11.15,窄 V 带见图 11.16。计算功率

$$P_c = K_A P \quad (11.19)$$

式中 P ——名义传动功率; K_A ——工作情况系数, 见表 11.5。

在两种型号相邻的区域, 若选用截面较小的型号, 则根数较多, 传动尺寸相同时可获得较小的 h/D , 带的使用寿命较长。如认为根数过多, 也可以选择大一号的型号, 这时, 带轮尺寸、传动中心距都有所增加, 带根数则可减少。

表 11.5 工作情况系数 K_A

工作机载荷性质	动力机(一天工作时数, h)					
	I 类			II 类		
	≤ 10	10~16	>16	≤ 10	10~16	>16
工作平稳	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷变动较大	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
冲击载荷	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注: I 类——直流电动机、Y 系列三相异步电动机、汽轮机、水轮机;

II 类——交流同步电动机、交流异步滑环电动机、内燃机、蒸汽机。

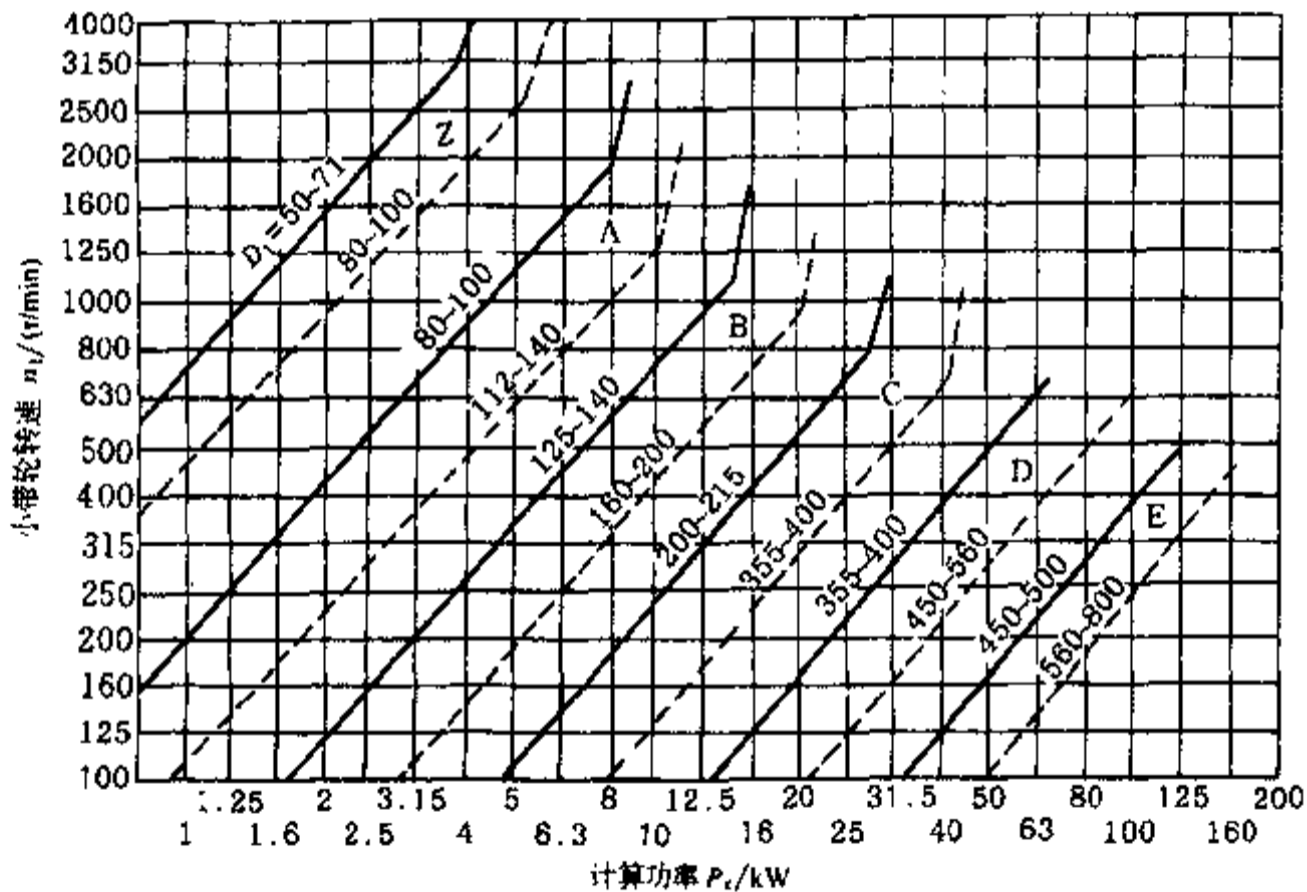


图 11.15 普通 V 带型号的选择^①

2. 最小带轮直径 D_{\min}

带轮愈小, 弯曲应力愈大。弯曲应力是引起带疲劳损坏的重要原因。V 带带轮的最小直径见表 11.6。

^① 图 11.15 和图 11.16 主要取自国标, 但为了便于教学, 参考尼曼著《机械零件》作了适当修改。不同型号的带由虚、实二条线组成, 分别适用于带轮直径范围。由于带的质量和制造工艺各生产厂家有很大区别, 故各型号带的适用范围很宽。

表 11.6 V带带轮最小计算直径

mm

型号	Y	Z	A	B	C	D	E
			SPZ	SPA	SPB	SPC	
D_{\min}	20	50	75	125	200	355	500
			63	90	140	224	

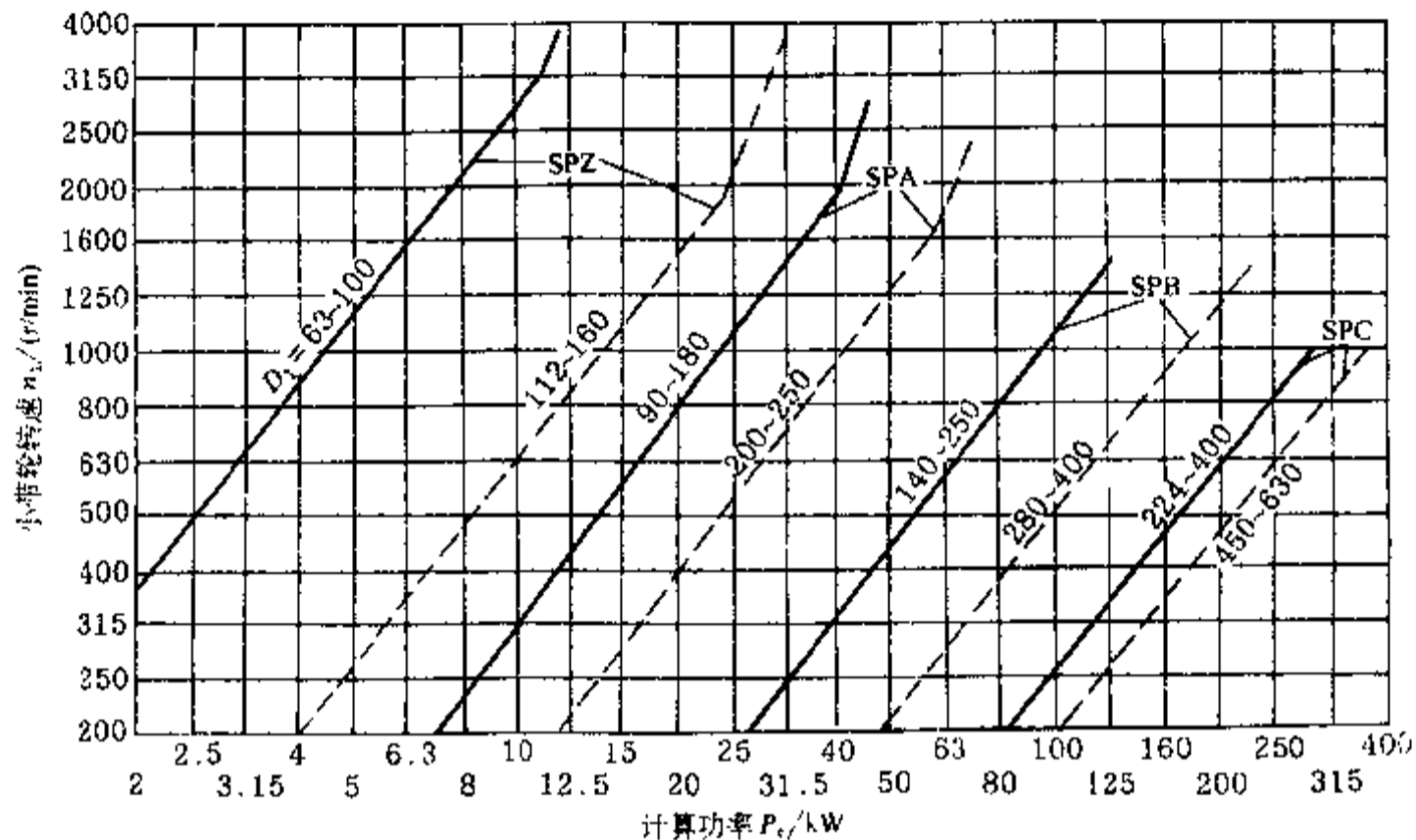


图 11.16 窄 V 带型号的选择

3. 中心距 a 、带基准长度 L_d

带传动的中心距不宜过大,否则将由于载荷变化引起带的颤动。中心距也不宜过小,因为:
1)中心距愈小,则带的长度愈短,在一定速度下,单位时间内带的应力变化次数愈多,会加速带的疲劳损坏;2)当传动比 i 较大时,短的中心距将导致包角 α_1 过小。

对于 V 带传动,中心距 a 一般可取

$$2(D_1 + D_2) \geq a \geq 0.55(D_1 + D_2) + h \quad (11.20)$$

式中 D_1 、 D_2 ——小、大带轮的计算直径; h ——V 带的高度,见表 11.4。

对于 V 带,决定中心距 a 后,可根据式 11.2 算得带长 L ,再由图 11.4 选定相近的基准长度 L_d 。实际中心距需根据选定的 L_d 再由式 11.3 决定。

考虑安装调整和补偿张紧力(如胶带伸长而松弛后的张紧)的需要,中心距的变动范围为:
 $(a - 0.015L_d) \sim (a + 0.03L_d)$ 。

4. 包角 α_1 、传动比 i

V 带传动的包角 α_1 一般不小于 120° ,个别情况下可小到 70° 。传动比 i 通常不大于 7,个别情况下可到 10。

5. 张紧力 F_0

张紧力的大小是保证传动正常工作的重要因素。张紧力过小,摩擦力小,容易发生打滑;张紧力过大,则带寿命低,轴和轴承受力大。

对于 V 带传动,既能保证传动功率又不出现打滑时的单根传动带最合适的张紧力 F_0 可由下式计算

$$F_0 = 500 \frac{P_c}{vz} \left(\frac{2.5 - k_a}{k_a} \right) + qv^2 \quad \text{N} \quad (11.21)$$

式中 z ——带根数; k_a ——包角系数,见表 11.7。

表 11.7 包角系数 k_a

包角 α	180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°	110°	100°	90°	80°	70°
V 带	1.00	0.98	0.95	0.92	0.89	0.86	0.82	0.78	0.74	0.69	0.64	0.58
平带	1.00	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.82	0.72	0.67	0.62	0.56	0.50

计算张紧力 F_0 和包角系数 k_a 的公式推导如下:

假设带材料服从虎克定律,并认为带工作时,紧边增加的长度与松边减少长度相等,由此得紧边增加的拉力等于松边减少的拉力,即 $F_1 - F_0 = F_0 - F_2$,又知 $F_1 - F_2 = F$,联立解上两式,得

$$F_1 = F_0 + \frac{F}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F}{2}$$

将 F_1, F_2 代入式 11.6,化简得

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{F}{2} \left(\frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \right) + qv^2 = \frac{F}{2} \left(\frac{2e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} - 1 \right) + qv^2 \\ &= \frac{F}{2} \left(\frac{2e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \cdot \frac{e^{\mu\pi} - 1}{e^{\mu\pi} - 1} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}} - 1 \right) + qv^2 \\ &= \frac{F}{2} \left(\frac{2}{k_a} \cdot \frac{e^{\mu\pi}}{e^{\mu\pi} - 1} - 1 \right) + qv^2 \\ k_a &= \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\pi} - 1} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha}} \end{aligned}$$

V 带传动时,上式中的 $e^{\mu\pi}$ 代以 $e^{\mu\pi} = e^{0.51\pi} \approx 5$ 和单根 V 带的有效拉力 $F = 1000P_c / (zv)$,即可得式 11.21。

6. 根数计算

在特定条件下 ($\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$ 、特定长度、载荷平稳、普通 V 带),应用式 11.16 求得的单根 V 带所能传递的功率以 P_0 表示。普通 V 带的 P_0 值见表 11.8,窄 V 带的 P_0 值见表 11.9。V 带根数可由下式计算

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) k_a k_L} \leq 10 \sim 12 \quad (11.22)$$

式中 ΔP_0 ——考虑 $i \neq 1$ 时传动功率的增量, kW (因 P_0 是按 $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$ 的条件得到的,当 $i \neq 1$ 时,从动轮直径比主动轮直径大,带绕过大带轮时的弯曲应力较绕过小带轮时小,故其传动能力有所提高),普通 V 带见表 11.10,窄 V 带见表 11.11; k_L ——长度系数,见表 11.12。

7. 作用在轴上的载荷

为了设计带轮的轴和轴承,需先知道带传动作用在轴上的载荷 F_Q ,可近似地(误差不大)由下式确定(图 11.17)

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (11.23)$$

式中 F_0 ——单根带的张紧力; z ——带根数。张紧力的计算公式见式 11.21。带初装上时张紧力要比合适的张紧力大很多,所以常将载荷 F_Q 加大 50%,自动张紧的可以不加。

续表

型号	传动比 i	小带轮转速 $n_1/(r/min)$													
		200	400	730	800	980	1 200	1 460	1 600	2 000	2 400	2 800	3 200	3 600	4 000
SPB	1.39~1.57	0.13	0.26	0.47	0.53	0.63	0.79	0.95	1.05	1.32	1.58	1.85	2.11	2.38	—
	≥ 3.39	0.17	0.34	0.62	0.68	0.82	1.03	1.23	1.37	1.71	2.05	2.40	2.74	3.07	—
SPC	1.39~1.57	0.40	0.79	1.43	1.58	1.90	2.38	2.85	3.17	3.96	4.75	—	—	—	—
	≥ 3.39	0.51	1.03	1.85	2.06	2.47	3.09	3.70	4.11	5.14	6.17	—	—	—	—

表 11.12 长度系数 k_L

基准长度 L_d/mm	普通 V 带							窄 V 带			
	Y	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
400	0.96	0.87									
450	1.00	0.89									
500	1.02	0.91									
560		0.94									
630		0.96	0.81					0.82			
710		0.99	0.83					0.84			
800		1.00	0.85					0.86	0.81		
900		1.03	0.87	0.82				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	0.92	0.83			1.00	0.93	0.86	
1 800		1.18	1.01	0.95	0.86			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
2 800			1.11	1.05	0.95	0.83		1.09	1.02	0.96	0.88
3 150			1.13	1.07	0.97	0.86		1.11	1.04	0.98	0.90

续表

基准长度	普通 V 带							窄 V 带			
	Y	Z	A	B	C	D	E	SPZ	SPA	SPB	SPC
3 550			1.17	1.09	0.99	0.89		1.13	1.06	1.00	0.92
4 000			1.19	1.13	1.02	0.91			1.08	1.02	0.94
4 500				1.15	1.04	0.93	0.90		1.09	1.04	0.96
5 000				1.18	1.07	0.96	0.92			1.06	0.98
5 600					1.09	0.98	0.95			1.08	1.00
6 300					1.12	1.00	0.97			1.10	1.02
7 100					1.15	1.03	1.00			1.12	1.04
8 000					1.18	1.06	1.02			1.14	1.06
9 000					1.21	1.08	1.05				1.08
1 0000					1.23	1.11	1.07				1.10

例题 11.1 计算一鼓风机用普通 V 带传动。动力机为 Y 系列三相异步电动机, 功率 $P = 7.5 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ 。鼓风机转速 $n_2 = 630 \text{ r/min}$, 每天工作 16 h。希望中心距不超过 700 mm。

解

计算项目	计算内容	计算结果
定 V 带型号和带轮直径		
工作情况系数	由表 11.5	$K_A = 1.2$
计算功率	$P_c = K_A P = 1.2 \times 7.5$ (式 11.19)	$P_c = 9 \text{ kW}$
选带型号	由图 11.15	A 型
小带轮直径	由表 11.6	取 $D_1 = 125 \text{ mm}$
大带轮直径	$D_2 = (1 - \epsilon) \frac{D_1 n_1}{n_2} = (1 - 0.01) \times \frac{125 \times 1440}{630}$ (式 11.15) (设 $\epsilon = 1\%$)	选 $D_2 = 280 \text{ mm}$
大带轮转速	$n_2 = (1 - \epsilon) \frac{D_1 n_1}{D_2} = (1 - 0.01) \times \frac{125 \times 1440}{280}$	$n_2 = 636.4 \text{ r/min}$
计算带长		
求 D_m	$D_m = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{280 + 125}{2}$	
求 Δ	$\Delta = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{280 - 125}{2}$	
初取中心距	$a = 650 \text{ mm}$	

续表

计算项目	计算内容	计算结果
带长	$L = \pi D_m + 2a + \frac{\Delta^2}{a} \quad (\text{式 11.2})$ $= \pi \times 202.5 + 2 \times 650 + \frac{77.5^2}{650}$	
基准长度	由图 11.4	$L_d = 2\,000 \text{ mm}$
求中心距和包角		
中心距	$a = \frac{L - \pi D_m}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2} \quad (\text{式 11.3})$ $= \frac{2\,000 - \pi \times 202.5}{4}$ $+ \frac{1}{4} \sqrt{(2\,000 - \pi \times 202.5)^2 - 8 \times 77.5^2}$	$a = 677.4 \text{ mm}$ $< 700 \text{ mm}$
小轮包角	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ \quad (\text{式 11.4})$ $= 180^\circ - \frac{280 - 125}{677.4} \times 60^\circ$	$\alpha_1 = 166.3^\circ$ $> 120^\circ$
求带根数		
带速	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 125 \times 1\,440}{60 \times 1\,000}$	$v = 9.4 \text{ m/s}$
传动比	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1\,440}{636.4}$	$i = 2.26$
带根数	由表 11.8 $P_0 = 1.93 \text{ kW}$; 由表 11.7 $k_a = 0.969$; 由表 11.12 $k_L = 1.03$; 由表 11.10 $\Delta P_0 = 0.17 \text{ kW}$	
	$z = \frac{P_c}{(P + \Delta P_0) k_a k_L} \quad (\text{式 11.22})$ $= \frac{9}{(1.93 + 0.17) \times 0.969 \times 1.03}$	取 $z = 5$ 根
求轴上载荷		
张紧力	$F_0 = 500 \frac{P_c}{vz} \left(\frac{2.5 - k_a}{k_a} \right) + qv^2 \quad (\text{式 11.21})$ $= 500 \times \frac{9}{9.4 \times 5} \times \left(\frac{2.5 - 0.969}{0.969} \right) + 0.10 \times 9.4^2$	$F_0 = 160.1 \text{ N}$
	(由表 11.4 $q = 0.10 \text{ kg/m}$)	
轴上载荷	$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (\text{式 11.23})$ $= 2 \times 5 \times 160.1 \times \sin \frac{166.3^\circ}{2}$	$F_Q = 1\,589.6 \text{ N}$
带轮结构	略	

11.6 平带传动设计

常用胶帆布平带传动的设计计算见表 11.13。

表 11.13 胶帆布平带传动设计公式

计算项目	设计公式
带轮直径	$D_1 = (1\ 100 \sim 1\ 350) \sqrt[3]{\frac{P_c}{n_1}} \quad \text{mm} \quad (\text{按表 11.3 取标准值})$ $\text{或 } D_1 = \frac{60 \times 1\ 000 v}{\pi n_1} \quad \text{mm} \quad (\text{最合适的带速 } v = 10 \text{ m/s} \sim 20 \text{ m/s})$ $D_2 = i D_1 (1 - \epsilon) \quad \text{mm} \quad (\text{按表 11.3 取标准值})$
中心距	$1.5(D_1 + D_2) \leq a \leq 5(D_1 + D_2)$, 通常取 $a = (1.5 \sim 2)(D_1 + D_2)$
带长	L 见式 11.2 (粘接接头需加接头长度 200 mm ~ 400 mm)
包角	α_1 见式 11.4, $\alpha_1 \geq 150^\circ$
曲挠次数	$y = \frac{1\ 000 z_p v}{L} \leq 6 \sim 10 \quad \text{s}^{-1}$ (z_p ——带轮数)
带厚	$\delta \leq (1/40 \sim 1/30) D_1$ (按表 11.2 取值)
带截面面积	$A = P_c / (k_a P_0) \quad \text{mm}^2$ (k_a ——表 11.7, P_0 ——表 11.14)
带宽	$b = A / \delta \quad \text{mm}$ (按表 11.3 取标准值)
轴上载荷	$F_Q = 2\sigma_0 A \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad \text{N}$ (取 $\sigma_0 = 1.8 \text{ MPa}$)

表 11.14 胶帆布平带单位截面面积传递的基本额定功率 P_0 ^① ($\alpha = 180^\circ$, 载荷平稳, $\sigma_0 = 1.8 \text{ MPa}$)

kW/mm²

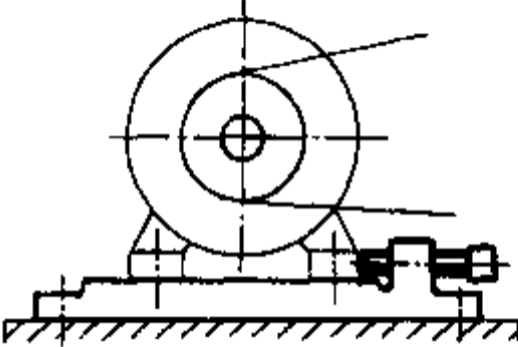
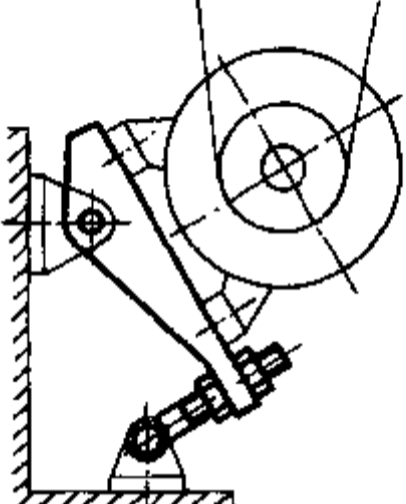
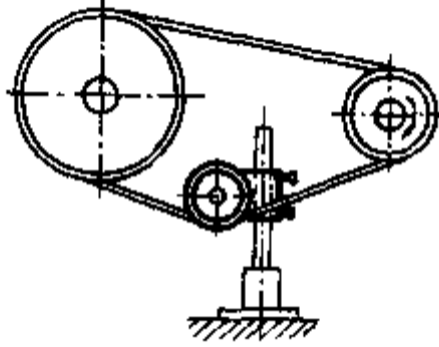
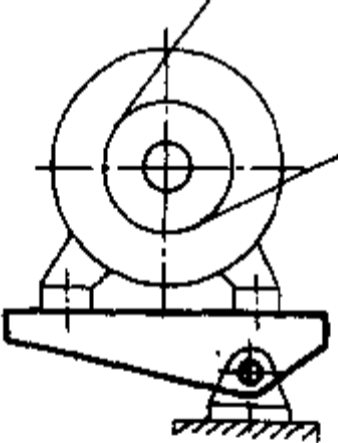
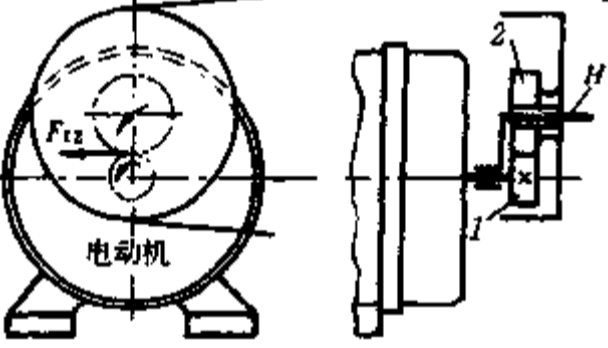
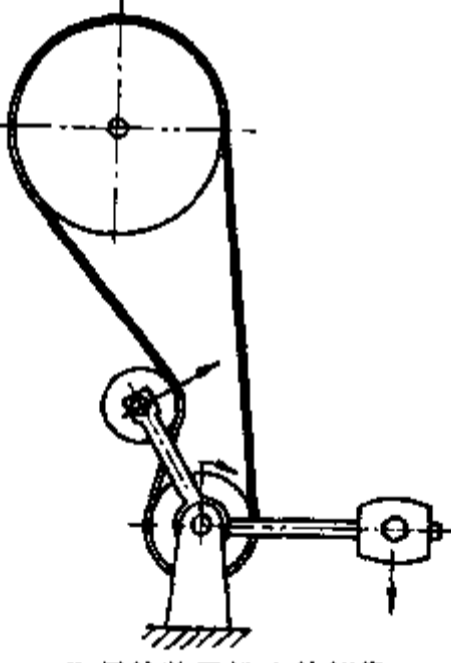
D_1/δ	带速 $v/(m/s)$										
	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
30	0.011	0.013	0.017	0.021	0.025	0.029	0.032	0.035	0.037	0.040	0.041
35	0.011	0.013	0.017	0.022	0.025	0.029	0.032	0.036	0.038	0.040	0.041
40	0.011	0.013	0.018	0.022	0.026	0.029	0.033	0.036	0.039	0.041	0.043
50	0.012	0.014	0.018	0.023	0.026	0.030	0.034	0.037	0.040	0.042	0.044
75	0.012	0.014	0.019	0.023	0.027	0.031	0.035	0.038	0.041	0.043	0.045
100	0.012	0.014	0.019	0.024	0.028	0.032	0.036	0.039	0.041	0.044	0.046

① 本表只适用于 $b < 300 \text{ mm}$ 的传动。

11.7 带传动的张紧装置

由于传动带的材料不是完全的弹性体,因而带在工作一段时间后会发生产性伸长而松弛,使张紧力降低。因此,带传动需要有重新张紧的装置,以保持正常工作。张紧装置分定期张紧和自动张紧两类,见表 11.15。

表 11.15 带传动的张紧装置

中心距可调		中心距不可调
定期张紧		
		
适用于两轴水平 或倾斜不大的传动	适用于垂直或 接近垂直的传动	张紧轮装于松边内侧以 免反向弯曲降低带寿命
自动张紧		
		
常用于中小功率传动	张紧力大小随传动 功率成正比变化 ^①	张紧轮装于松边外侧靠 近小轮,以增大包角

①带轮与齿轮 2 为一体,套在系杆 H 上,可绕电动机轴上齿轮 1 摆动,当传递功率增大时, F_{t2} 增加,带张紧力加大。

11.8 同步带传动设计

同步带的工作面有齿,带轮的轮缘表面也制有相应的齿槽,带与带轮是靠啮合进行传动的(图 11.19),故传动比恒定。

同步带通常以钢丝绳或玻璃纤维绳为承载层,氯丁橡胶或聚氨酯为基体。这种带薄而且轻,

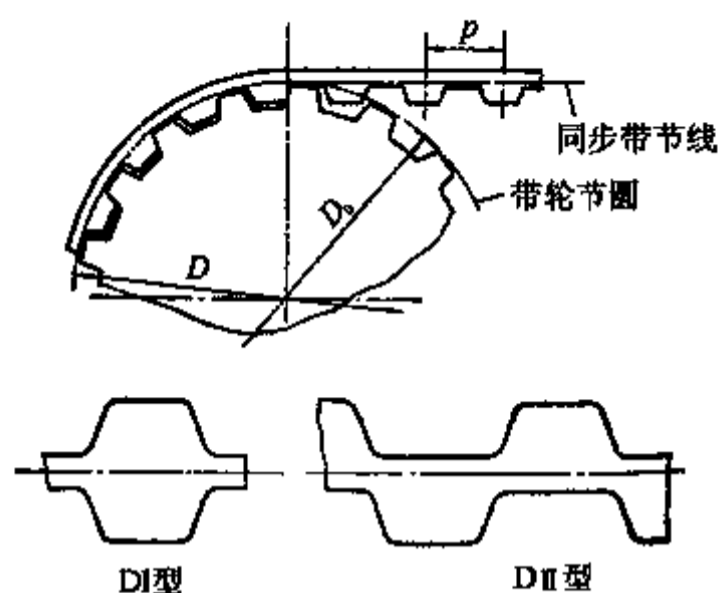


图 11.19 同步带传动

故可用于较高速度。传动时的线速度可达 50 m/s, 传动比可达 10, 效率可达 98%, 所以同步带的应用日益广泛。其主要缺点是制造和安装精度要求较高, 中心距要求较严格。

在规定张紧力下, 相邻两齿中心线的直线距离称为节距, 以 p 表示(见表 11.18)。节距是同步带传动的主要参数。当同步带垂直其底边弯曲时, 在带中保持原长度不变的周线, 称为节线, 通常位于承载层的中线。节线长以 L_p 表示。

单面有齿的同步带称为单面带, 双面有齿的称为双面带。双面带又有对称齿型(DI)和交错齿型(DII)之分(图 11.19)。同步带型号分为最轻型 MXL、超轻型 XXL、特轻型 XL、轻型 L、重型 H、特重型 XH、超重型 XXH 七种(GB 11362—89)。

同步带带轮的齿形推荐采用渐开线齿形, 可用范成法加工而成。也可以使用直边齿形。

表 11.16 同步带传动的设计公式

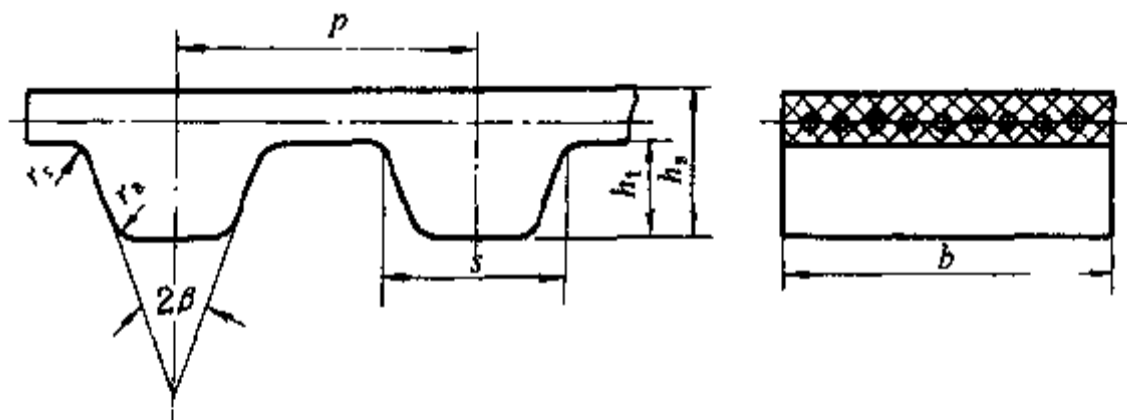
计算项目	设计公式
计算功率	$P_c = K_A P$ kW (K_A ——见表 11.17)
选择带型和节距	查图 11.20 和表 11.18 选取
齿数	$z_1 \geq z_{\min}$ (z_{\min} ——见表 11.18) $z_2 = iz_1$
带轮节圆直径	$D_1 = \frac{z_1 p}{\pi}$ mm, $D_2 = \frac{z_2 p}{\pi}$ mm
带速	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} \leq v_{\max}$ m/s XL、L $v_{\max} = 50$ m/s H $v_{\max} = 40$ m/s XH、XXH $v_{\max} = 30$ m/s
初定中心距	$0.7(D_1 + D_2) \leq a \leq 2(D_1 + D_2)$, 或由结构决定

续表

计算项目	设计公式
带长及其齿数	L 见式 11.2, 按表 11.19 选取标准节线长度 L_p 及其齿数 z
实际中心距	由式 11.3 计算
小带轮啮合齿数	$z_m = \frac{z_1}{2} - \frac{pz_1}{20a}(z_2 - z_1)$ (圆整成整数)
基本额定功率	$P_0 = \frac{(F_a - qv^2)v}{1000} \quad \text{kW}$ <p> P_0——同步带基准宽度 b_0 所能传递的功率, kW; F_a——基准宽度 b_0 同步带的许用工作拉力, N, 见表 11.18; q——基准宽度为 b_0 的同步带质量, kg/m, 见表 11.8。 </p>
带宽	$b = b_0 \sqrt[1.14]{\frac{P_c}{k_z P_0}} \quad \text{mm} \quad (\text{按图 11.21 取标准值。一般 } b < D_1)$ <p> k_z——啮合齿数系数, 根据小带轮啮合齿数 z_m 选取: ≥ 6 时取 1; $= 5$ 时取 0.8; $= 4$ 时取 0.6。 </p>
轴上载荷	$F_Q = \frac{1000P_c}{v} \quad \text{N}$

表 11.17 同步带传动的工作情况系数 K_A ①

载荷变化情况	瞬时峰值载荷 额定工作载荷	每天工作小时数, h		
		≤ 10	10~16	> 16
平稳		1.20	1.40	1.50
小	$\approx 150\%$	1.40	1.60	1.70
较大	$\geq 150\% \sim 250\%$	1.60	1.70	1.85
很大	$\geq 250\% \sim 400\%$	1.70	1.85	2.00

①经常正反转或使用张紧轮时, K_A 乘 1.1; 间断性工作, K_A 乘 0.9。表 11.18 同步带节距 p 、基准宽度 b_0 、许用工作拉力 F_a 、质量 q 及小带轮最小齿数 z_{\min} 

续表

项 目	型 号						
	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
节距 p/mm	2.032	3.175	5.080	9.525	12.700	22.225	31.750
基准宽度 b_0/mm	6.4	6.4	9.5	25.4	76.2	101.6	127.0
许用工作拉力 F_u/N	27	31	50	245	2100	4050	6400
质量 $q/(\text{kg}/\text{m})$	0.007	0.01	0.022	0.096	0.448	1.484	2.473
小带轮最小齿数 z_{\min}							
$n_1/(r/\text{min}) \leq 900$	10	10	10	12	14	18	18
$> 900 \sim 1\ 200$	12	12	10	12	16	24	24
$> 1\ 200 \sim 1\ 800$	14	14	12	14	18	26	26
$> 1\ 800 \sim 3\ 600$	16	16	12	16	20	30	—
$\geq 3\ 600$	18	18	15	18	22	—	—

表 11.19 同步带节线长度系列

带长代号	节线长度 L_p/mm	节线长上的齿数 z						
		MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
60	152.40	75	48	30				
70	177.80	—	56	35				
80	203.20	100	64	40				
100	254.00	125	80	50				
120	304.80	—	96	60				
130	330.20	—	104	65				
140	355.60	175	112	70				
150	381.00	—	120	75	40			
160	406.40	200	128	80	—			
170	431.80	—	—	85	—			
180	457.20	225	144	90	—			
190	482.60	—	—	95	—			
200	508.00	250	160	100	—			
220	558.80	—	176	110	—			
240	609.60			120	64	48		
260	660.40			130	—	—		
300	762.00				80	60		
420	1 066.80				112	84		
540	1 371.60				144	108		
600	1 524.00				160	120		
700	1 778.00					140	80	56
800	2 032.00					160	—	64
900	2 286.00					180	—	72
1 000	2 540.00					200	—	80

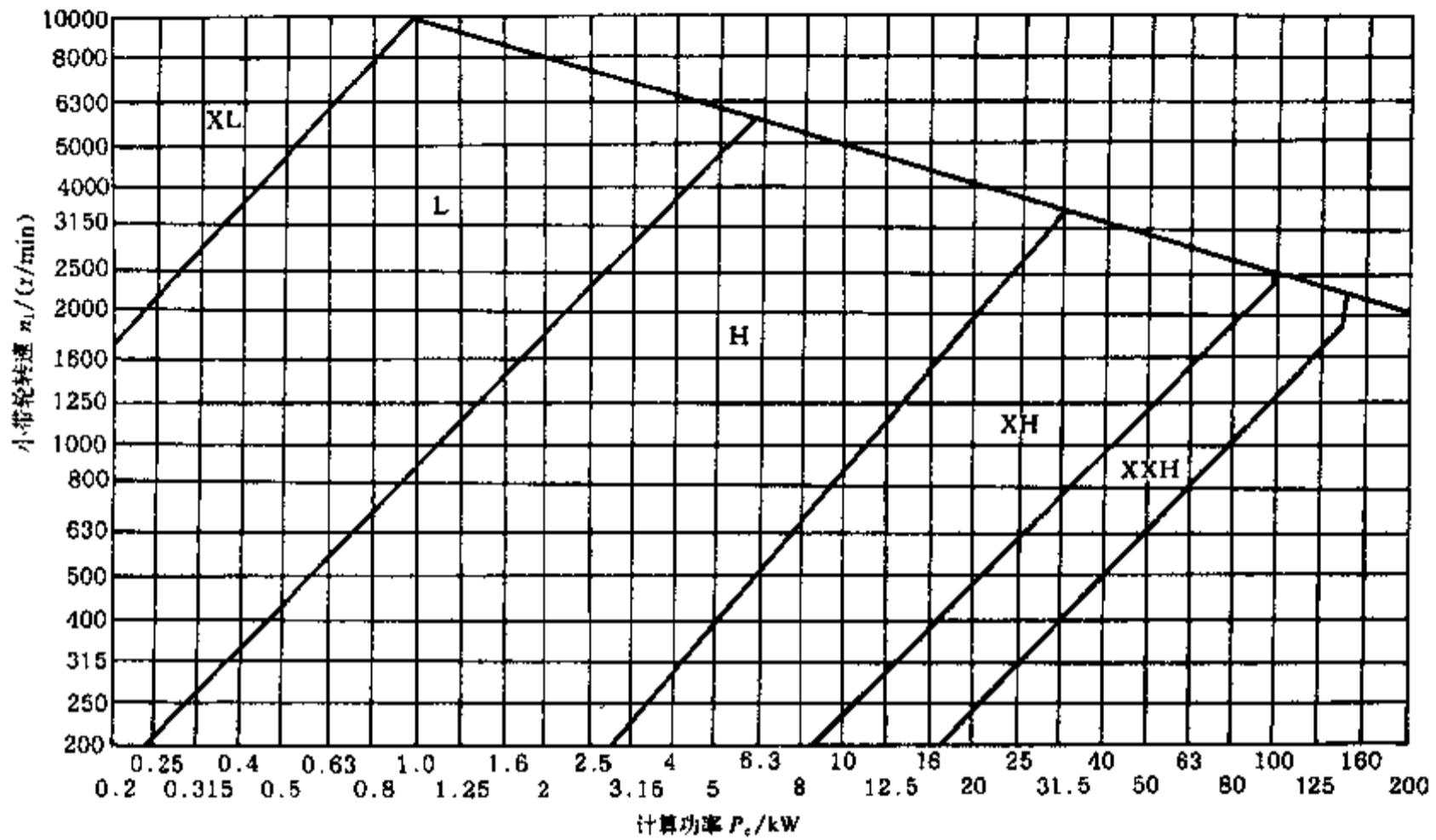


图 11.20 同步带型号的选择

代号	012	019	025	031	037	050	075	100	150	200	300	400	500
宽度 b / mm	3.0	4.8	6.4	7.9	9.5	12.7	19.1	25.4	38.1	50.8	76.2	101.6	127.0
型号	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH						

图 11.21 同步带宽度系列

11.9 其他带传动简介

11.9.1 高速带传动

带速 $v > 30$ m/s, 高速轴转速 $n_1 = 10\ 000$ r/min ~ $50\ 000$ r/min 的带传动属于高速带传动。这种传动要求运转平稳, 传动可靠, 并有一定的寿命。高速带要求采用重量轻、薄而均匀、挠曲性好的环形平带, 如特制的编织带(丝、麻、锦纶等)、薄型锦纶片复合平带等。

高速带轮要求重量轻、质量均匀对称、运转时空气阻力小。带轮各面均应进行精加工, 并进行动平衡。高速带轮通常采用钢或铝合金制造。

为防止掉带, 大、小轮缘都应加工出凸度, 可制成鼓形面或双锥面。在轮缘表面常开环形槽, 以防止在带与

轮缘表面间形成空气层而降低摩擦系数,影响正常传动(图 11.22)。

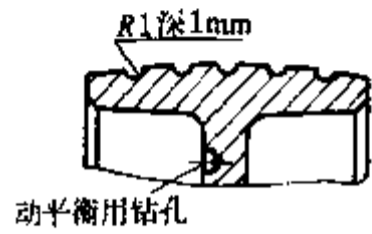


图 11.22 高速带轮轮缘

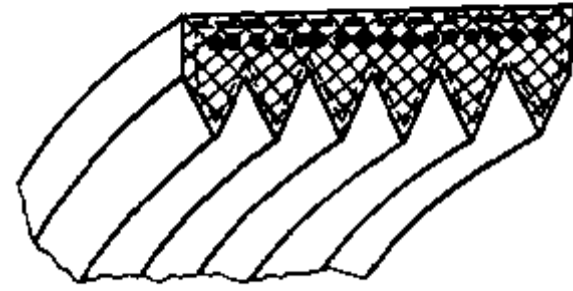


图 11.23 多楔带传动

11.9.2 多楔带传动

多楔带见图 11.23。它是平带和 V 带组合结构,其楔形部分嵌入带轮上的楔形槽内,靠楔面摩擦工作。带是无端的。摩擦力和横向刚度较大,兼有平带和 V 带的优点,故适用于传递功率较大而要求结构紧凑的场合,也可用于载荷变动较大或有冲击载荷的传动。因其长度完全一致,故运转稳定性较好,振动也较小,也不会从皮带轮上脱落。

第12章 齿轮传动

12.1 概述

齿轮传动的适用范围很广,传递功率可高达数万千瓦,圆周速度可达 150 m/s(最高 300 m/s),直径能做到 10 m 以上,单级传动比可达 8 或更大,因此在机器中应用很广。

12.1.1 优缺点

和其他机械传动比较,齿轮传动的主要优点是:工作可靠,使用寿命长;瞬时传动比为常数;传动效率高;结构紧凑;功率和速度适用范围很广等。缺点是:齿轮制造需专用机床和设备,成本较高;精度低时,振动和噪声较大;不宜用于轴间距离大的传动等。

12.1.2 分类

齿轮传动分类见表 12.1,其中按轴的布置方式和齿线相对于齿轮母线方向划分的常用齿轮传动类型见图 12.1。

表 12.1 齿轮传动分类

按轴的布置方式分	平行轴齿轮传动,相交轴齿轮传动,交错轴齿轮传动
按齿线相对于齿轮母线方向分	直齿,斜齿,人字齿,曲线齿
按齿轮传动工作条件分	闭式传动,开式传动,半开式传动 ^①
按齿廓曲线分	渐开线齿,摆线齿,圆弧齿
按齿面硬度分	软齿面(≤ 350 HB),硬齿面(> 350 HB)

^①闭式传动的齿轮封闭在箱体内并能得到良好的润滑;开式传动是外露的,不能保证良好润滑;半开式传动的齿轮浸入油池内,上装护罩,不封闭。

12.1.3 基本要求

齿轮传动应满足下列两项基本要求:1)传动平稳——要求瞬时传动比不变,尽量减小冲击、振动和噪声;2)承载能力高——要求在尺寸小、重量轻的前提下,轮齿的强度高、耐磨性好,在预定的使用期限内不出现断齿等失效现象。

在齿轮设计、生产和科研中,有关齿廓曲线、齿轮强度、制造精度、加工方法以及热处理工艺等,基本上都是围绕这两个基本要求进行的。

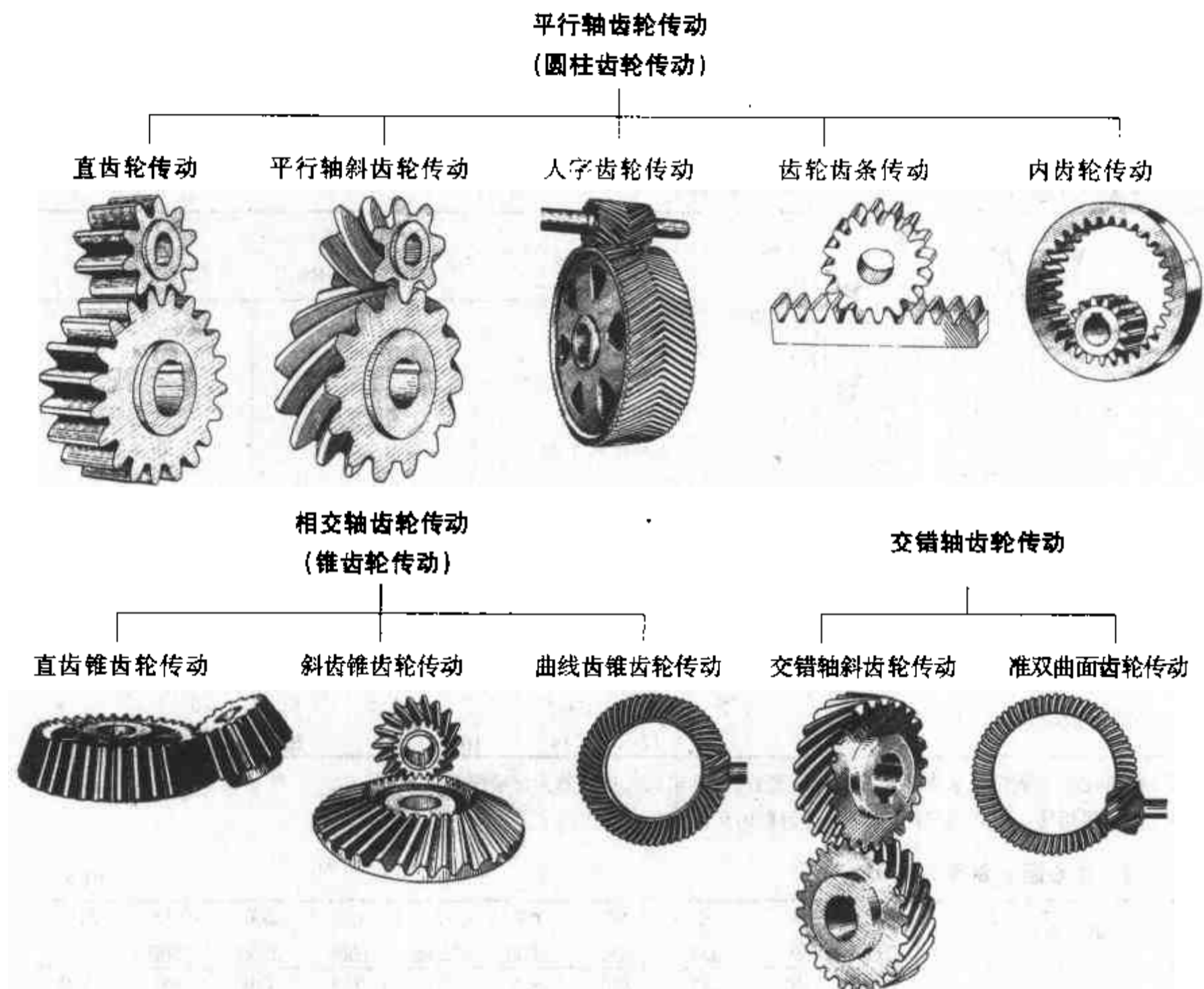


图 12.1 齿轮传动类型

12.2 齿轮传动的主要参数

12.2.1 主要参数

- 基本齿廓。渐开线齿轮轮齿的基本齿廓及其基本参数见表 12.2。
- 模数。为了减少齿轮刀具种数,规定的标准模数见表 12.3。
- 中心距。荐用的中心距系列见表 12.4。
- 传动比、齿数比。主动轮转速 n_1 与从动轮转速 n_2 之比称为传动比,用 i 表示

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2'}{d_1'} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (12.1)$$

式中 d' 、 d ——齿轮的节圆直径和分度圆直径; z_1 、 z_2 ——齿轮齿数,角注 1 指主动轮,2 指从动轮(下同)。对于减速传动, $i > 1$;增速传动, $i < 1$ 。

为了使强度计算公式对减速和增速传动都适用,本章引入齿数比,用 u 表示

$$u = \frac{z_2(\text{大齿轮齿数})}{z_1(\text{小齿轮齿数})} \quad (12.2)$$

减速传动时, $u = i$; 增速传动时, $u = 1/i$ 。

表 12.2 渐开线圆柱齿轮和直齿锥齿轮基本齿廓

基本参数	圆柱齿轮	锥齿轮
	GB 1356—88	GB 12369—90
齿形角 α	20°	20°
齿顶高 h_a	m	m
工作齿高 h'	$2m$	$2m$
顶隙 c	$0.25m$	$0.2m$
齿根圆角半径 ρ_f	$0.38m$	$0.3m$

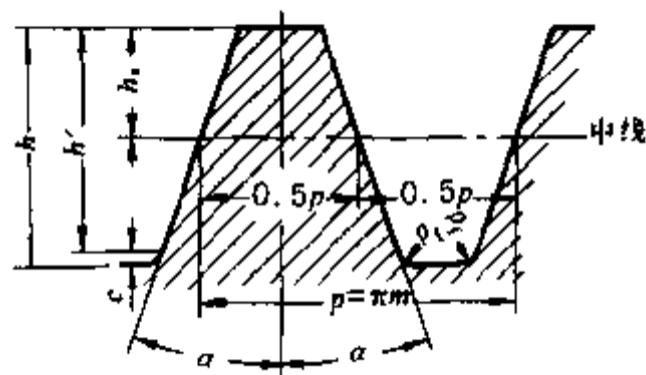


表 12.3 标准模数 m ^①

		mm													
圆柱齿轮	第一系列 ^②	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
GB 1357—87	第二系列	1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.5	(3.75)	4.5	5.5	(6.5)	7	9	(11)	14	18
锥齿轮		1	1.125	1.25	1.375	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3			
GB 12368—90		3.25	3.5	3.75	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	8			
		9	10	11	12	14	16	18	20						

① 斜齿轮及人字齿轮取法向模数为标准模数; 锥齿轮取大端模数为标准模数。

② 优先采用第一系列, 括号内的模数尽可能不用。

表 12.4 中心距 a 的常用系列

	mm										
第一系列	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	
	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500		
第二系列	140	180	225	280	355	450	560	710	900	1120	
	1400	1800	2240								

——变位系数。刀具从切制标准齿轮的位置移动某一径向距离(通称变位量)后切制的齿轮,称为径向变位齿轮。刀具变位量用 xm 表示, x 称为变位系数。刀具向齿轮中心移动, x 为负值,反之为正值。随着 x 的改变, 轮齿形状也改变, 因而可使渐开线上的不同部分作为工作齿廓, 以改善啮合性质。

由变位齿轮所组成的齿轮传动, 若两轮变位系数的绝对值相等, 但一为正值, 另一为负值, 即 $x_1 = -x_2 \neq 0$ ($x_1 + x_2 = 0$), 传动的啮合角等于分度圆压力角, 分度圆和节圆重合, 中心距等于标准齿轮传动中心距, 只是齿顶高和齿根高有所变化, 这种齿轮传动称为高度变位(或等变位)齿轮传动。若 $x_1 + x_2 \neq 0$, 啮合角将不等于分度圆压力角, 分度圆和节圆不再重合, 中心距亦不等于标准齿轮传动中心距, 这种齿轮传动称为角度变位齿轮传动。

12.2.2 精度等级的选择

在渐开线圆柱齿轮和锥齿轮精度标准(GB 10095—88 和 GB 11365—89)中, 规定了 12 个精度等级, 按精度高低依次为 1~12 级。根据对运动准确性、传动平稳性和载荷分布均匀性的要求不同, 每个精度等级的各项公差相应分成三个组: 第 I 公差组、第 II 公差组和第 III 公差组。标准

中还规定了齿坯公差、齿轮副侧隙、图纸标注等内容。

齿轮精度等级应根据传动的用途、使用条件、传动功率、圆周速度等决定。表 12.5 为某些机器中常用的齿轮传动精度等级。表 12.6 为各精度等级的最大圆周速度。

表 12.5 某些机器中齿轮传动精度等级的常用范围

机器类型	精度等级										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
测量齿轮		—————									
透平机用减速器		—————									
金属切削机床		—————									
航空发动机			—————								
轻便汽车				—————							
内燃机车和电气机车					—————						
载重汽车及一般用途减速器					—————						
拖拉机及轧钢机的小齿轮					—————						
起重机构						—————					
矿山用卷扬机							—————				
农业机械							—————				

表 12.6 动力齿轮传动的最大圆周速度

m/s

精度等级	圆柱齿轮传动		锥齿轮传动 ^①	
	直齿	斜齿	直齿	曲线齿
5级和以上	≥15	≥30	≥12	≥20
6级	<15	<30	<12	<20
7级	<10	<15	<8	<10
8级	<6	<10	<4	<7
9级	<2	<4	<1.5	<3

① 锥齿轮传动的圆周速度按平均直径计算。

12.3 齿轮传动的失效形式

齿轮传动的失效形式^①主要有轮齿折断和齿面损伤两类。齿面损伤又有齿面接触疲劳磨损(点蚀)、胶合、磨粒磨损和塑性流动等。

12.3.1 轮齿折断

折断一般发生在齿根部位。折断有两种:一种是由多次重复的弯曲应力和应力集中造成的疲劳折断;另一种是因短时过载或冲击载荷面产生的过载折断。两种折断均起始于轮齿受拉应力一侧。

齿宽较小的直齿圆柱齿轮,齿根裂纹一般是从齿根沿着横向扩展,发生全齿折断。齿宽较大的直齿圆柱齿轮常因载荷集中在齿的一端,斜齿圆柱齿轮和人字齿轮常因接触线是倾斜的,载荷有时会作用在一端齿顶上,故裂纹往往是从齿根斜向齿顶的方向扩展,发生轮齿局部折断(图 12.2)。

增大齿根过渡曲线半径、降低表面粗糙度值、减轻加工损伤(如磨削烧伤、滚切拉伤)、采用表面强化处理(如喷丸、辗压)等,都有利于提高轮齿的抗疲劳折断能力。

① 未考虑因短期过载而产生的失效形式。



图 12.2 轮齿局部折断

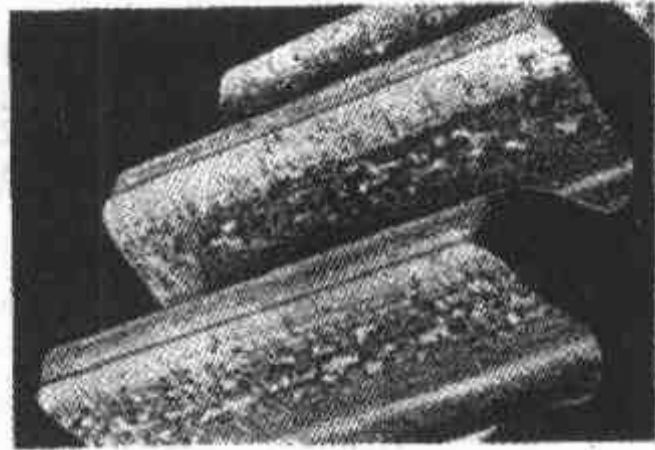


图 12.3 齿面接触疲劳磨损

12.3.2 齿面接触疲劳磨损(点蚀)

点蚀是润滑良好的闭式传动常见的失效形式。由于齿面接触应力是交变的,应力经多次反复后,在节线附近靠近齿根部分的表面上,会产生若干小裂纹,封闭在裂纹中的润滑油,在压力作用下,产生楔挤作用而使裂纹扩大,最后导致表层小片状剥落而形成麻点(图 12.3)。这种疲劳磨损现象,在齿轮传动中常称为点蚀。润滑油是接触疲劳磨损的媒介,实践证明:润滑油粘度愈低,愈易渗入裂纹,点蚀扩展愈快。点蚀将影响传动的平稳性并产生振动和噪声,甚至不能正常工作。

新齿轮在短期工作后出现的点蚀痕迹,继续工作不再发展或反而消失的称为收敛性点蚀。收敛性点蚀只发生在软齿面(≤ 350 HB)上,原因是轮齿初期工作时表面接触不够好,在个别凸起处有很大的接触应力,但当点蚀形成后,凸起逐渐变平,接触面积扩大,待接触应力降至小于极限值时,点蚀即停止发展。

随着工作时间的延长而继续扩展的点蚀称为扩展性点蚀。常在软齿面轮齿经跑合后,接触应力高于接触疲劳极限值时发生。严重的扩展性点蚀能使齿轮在很短时间内报废。硬齿面(> 350 HB)轮齿不发生收敛性点蚀。原因是齿面出现小凹坑后,由于材料的脆性,凹坑边缘不易被辗平,而是继续碎裂成为大凹坑,直到齿面完全破坏为止。

在短时过载下,硬齿面齿轮可能出现齿面破碎,软齿面齿轮则可能出现齿面塑性变形。

开式传动没有点蚀现象,这是由于齿面磨粒磨损比疲劳磨损发展得快的缘故。

提高齿面接触疲劳强度,防止或减轻点蚀的主要措施有:1)提高齿面硬度和降低表面粗糙度值;2)在许可范围内采用大的变位系数和($x_2 = x_1 + x_2$),以增大综合曲率半径;3)采用粘度较高的润滑油;4)减小动载荷等。

12.3.3 齿面胶合

胶合是比较严重的粘着磨损。高速重载传动因滑动速度高而产生的瞬时高温会使油膜破裂,造成齿面间的粘焊现象,粘焊处被撕脱后,轮齿表面沿滑动方向形成沟痕(图 12.4)。低速重载传动不易形成油膜,摩擦热虽不大,但也可能因重载面出现冷焊粘着。

防止或减轻齿面胶合的主要措施有:1)采用角度变位齿轮传动以降低啮合开始和終了时的滑动系数;2)减小模数和齿高以降低滑动速度;3)采用极压润滑油;4)选用抗胶合性能好的齿轮副材料;5)材料相同时,使大、小齿轮保持适当硬度差;6)提高齿面硬度和降低表面粗糙度值等。



图 12.4 齿面胶合

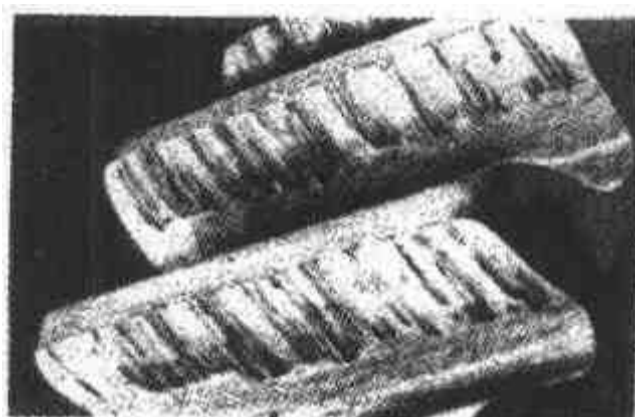


图 12.5 齿面磨粒磨损

12.3.4 齿面磨粒磨损

当表面粗糙的硬齿与较软的轮齿相啮合时,由于相对滑动,软齿表面易被划伤而产生齿面磨粒磨损(图 12.5)。外界硬屑落入啮合轮齿间也将产生磨粒磨损。磨损后,正确齿形遭到破坏,齿厚减薄,最后导致轮齿因强度不足而折断。

对于闭式传动,减轻或防止磨粒磨损的主要措施有:1)提高齿面硬度;2)降低表面粗糙度值;3)降低滑动系数;4)注意润滑油的清洁和定期更换等。对于开式传动,应特别注意环境清洁,减少磨粒侵入。

12.3.5 齿面塑性流动

齿面较软的轮齿,重载时可能在摩擦力作用下产生齿面塑性流动(图 12.6),从而破坏正确齿形。由于在主动轮齿面的节线两侧,齿顶和齿根的摩擦力方向相背,因此在节线附近形成凹槽;从动轮则相反,由于摩擦力方向相对,因此在节线附近形成凸脊。这种损坏常在低速重载、频繁启动和过载传动中见到。适当提高齿面硬度,采用粘度较大的润滑油,可以减轻或防止齿面塑性流动。

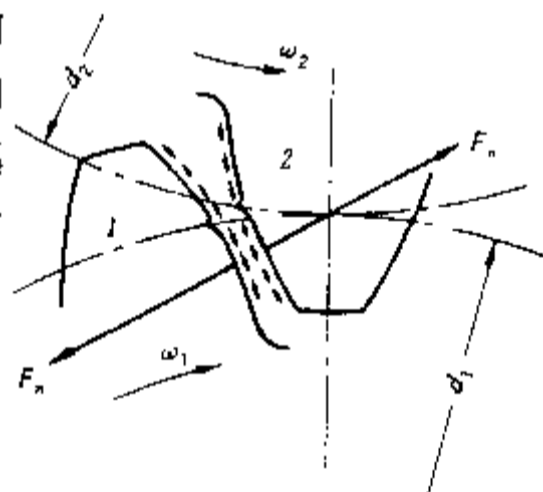


图 12.6 齿面塑性流动

12.3.6 计算准则

齿轮的计算准则由失效形式确定。闭式传动的齿轮,主要失效形式是接触疲劳磨损、弯曲疲劳折断和胶合。目前,一般只进行接触疲劳强度和弯曲疲劳强度计算。当有短时过载时,还应进行静强度计算。对于高速大功率的齿轮传动,还应进行抗胶合计算。开式传动的齿轮,主要失效形式是弯曲疲劳折断和磨粒磨损,磨损尚无完善的计算方法,故目前只进行弯曲疲劳强度计算,用适当加大模数的办法以考虑磨粒磨损的影响。有短时过载的,仍应进行静强度计算。

12.4 齿轮材料及其热处理

12.4.1 齿轮材料

齿轮材料应具备下列条件:1)齿面具有足够的硬度,以获得较高的抗点蚀、抗磨粒磨损、抗

胶合和抗塑性流动的能力;2) 在变载荷和冲击载荷下有足够的弯曲疲劳强度;3) 具有良好的加工和热处理工艺性;4) 价格较低。

最常用的材料是钢,钢的品种很多,且可通过各种热处理方式获得适合工作要求的综合性能。其次是铸铁,还有非金属材料。

1. 锻钢

硬齿面齿轮可用整体淬火、表面淬火、渗碳淬火、渗氮和碳氮共渗等方法得到。软齿面齿轮可由正火或调质得到,精切齿形可在热处理后进行。

软齿面齿轮制造工艺简便、经济,但齿面强度低。若改用硬齿面,则齿面接触强度大为提高,在相同条件下,传动尺寸要比软齿面的小得多。同时,也有利于提高抗磨粒磨损、抗胶合和抗塑性流动的能力。因此,采用合金钢、硬齿面齿轮是当前发展的趋势。采用硬齿面齿轮时,除应注意材料的力学性能外,还应适当减少齿数、增大模数,以保证轮齿具有足够的弯曲强度。

2. 铸钢

直径较大(顶圆直径 $d_a \geq 400$ mm)的齿轮采用铸钢,其毛坯应进行正火处理以消除残余应力和硬度不均匀现象。常用的牌号为 ZG270-500~ZG340-640,或低合金铸钢 ZG40Mn、ZG40Cr。

3. 铸铁

普通灰铸铁的铸造性能和切削性能好、价廉、抗点蚀和抗胶合能力强,但弯曲强度低、冲击韧性差,常用于低速、无冲击和大尺寸の場合。铸铁中石墨有自润滑作用,尤其适用于开式传动。铸铁性脆,为避免载荷集中引起齿端折断,齿宽宜较窄。常用牌号有 HT200~HT350。

球墨铸铁的力学性能和抗冲击性能远高于灰铸铁,可替代某些调质钢的大齿轮。常用牌号有 QT500-7、QT600-3 等。

4. 非金属材料

高速、小功率和精度要求不高的齿轮传动,可采用夹布胶木、尼龙等非金属材料。非金属材料的弹性模量较小,可减轻因制造和安装不精确所引起的不利影响,传动时的噪声小。由于非金属材料的导热性差,与其啮合的配对齿轮仍应采用钢或铸铁制造,以利于散热。

12.4.2 齿轮热处理

钢制齿轮常用的热处理方法主要有以下几种:

1. 整体淬火

整体淬火后再低温回火。常用材料为中碳钢或中碳合金钢,如 45、40Cr 等。表面硬度可达 45 HRC~55 HRC。这种热处理工艺较简单,但轮齿变形较大,心部韧度较低。质量不易保证,不适于承受冲击载荷。热处理后必须进行磨齿、研齿等精加工。

2. 表面淬火

表面淬火后再低温回火。常用材料为中碳钢或中碳合金钢。表面硬度可达 48 HRC~54 HRC。由于心部韧度高,能用于承受中等冲击载荷。中、小尺寸齿轮可采用中频或高频感应加热,大尺寸齿轮可采用火焰加热。火焰加热比较简单,但齿面难于获得均匀的硬度,质量不易保证。因只在薄层表面加热,轮齿变形不大,可不最后磨齿,但若硬化层较深,则变形较大,应进行最后精加工。

3. 渗碳淬火

冲击载荷较大的齿轮,宜采用渗碳淬火。常用材料有:低碳钢或低碳合金钢,如 15、20、15Cr、20Cr、20CrMnTi 等。低碳钢渗碳淬火后,因其心部强度较低,且与渗碳层不易很好结合,载荷较大时有剥离的可能,轮齿的弯曲强度也较低,重要场合宜采用低碳合金钢,其齿面硬度可达 58 HRC~63 HRC。齿轮经渗碳淬火后,轮齿变形较大,应进行磨齿。

4. 渗氮

渗氮齿轮硬度高、变形小,适用于内齿轮和难于磨削的齿轮。常用材料有:42CrMo、38-CrMoAl 等。由于硬化层很薄,在冲击载荷下易破碎,磨损较严重时也会因硬化层被磨掉而报废,故宜用于载荷平稳、润滑良好的传动。

5. 碳氮共渗

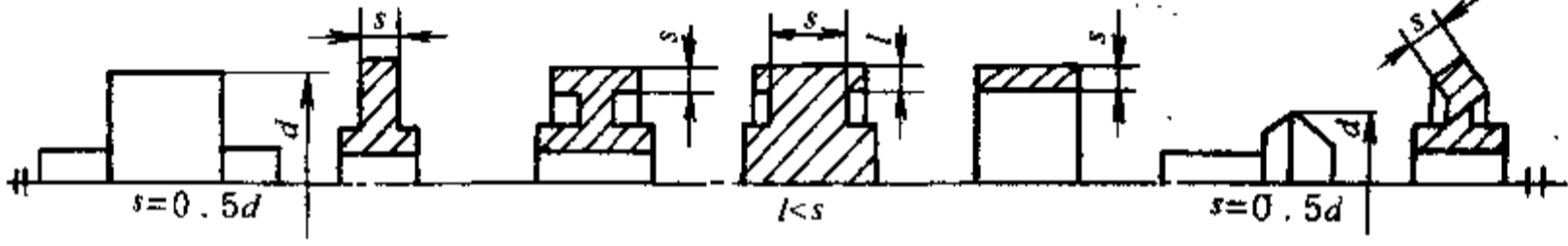
碳氮共渗工艺时间短,且有渗氮的优点,可以代替渗碳淬火,其材料和渗碳淬火的相同。

6. 正火和调质

批量小、单件生产、对传动尺寸没有严格限制时,常采用正火或调质处理。材料为中碳钢或中碳合金钢。轮齿精加工在热处理后进行。为了减少胶合危险,并使大、小齿轮寿命相近,小齿轮齿面硬度应比大齿轮高数十个 HB 单位。

齿轮的常用材料及其力学性能见表 12.7。

表 12.7 齿轮常用材料及其力学性能



材料	热处理	截面尺寸, mm		材料力学性能, MPa		硬 度	
		直径 d	壁厚 s	σ_B	σ_s	HB	HRC (表面淬火)
45	正火	≤ 100	≤ 50	588	294	169~217	40~50
	调质	101~300	51~150	569	284	162~217	
		≤ 100	≤ 50	647	373	229~286	
42SiMn	调质	101~300	51~150	628	343	217~255	45~55
		≤ 100	≤ 50	784	510	229~286	
		101~200	51~100	735	461	217~269	
40MnB	调质	201~300	101~150	686	441	217~255	45~55
		≤ 200	≤ 100	750	500	241~286	
35CrMo	调质	201~300	101~150	686	441	241~286	40~45
		≤ 100	≤ 50	750	550	207~269	
40Cr	调质	101~300	51~150	700	500	207~269	48~55
		≤ 100	≤ 50	750	550	241~286	
20Cr	渗碳淬火 + 低温回火	101~300	51~150	700	500	241~286	56~62
20CrMnTi	渗碳淬火 + 低温回火	≤ 60	≤ 30	637	392		56~62
		30	15	1079	883		
		≤ 80	≤ 40	981	785		

续表

材料	热处理	截面尺寸, mm		材料力学性能, MPa		硬 度	
		直径 d	壁厚 s	σ_B	σ_S	HB	HRC (表面淬火)
38CrMoAl	调质、渗氮	30		1000	850	229	渗氮 HV>850
ZG310-570	正火			570	310	≥ 153	
ZG340-640	正火			640	340	169~229	
ZG35CrMnSi	正火、回火 调质			700 785	350 588	≤ 217 197~269	
HT300				290		190~240	
HT350				340		210~260	
QT500-7				500	320	170~230	
QT600-3				600	370	190~270	
KTZ550-04				550	340	180~250	
KTZ650-02				650	430	210~260	

12.5 圆柱齿轮传动(外啮合)的几何计算

渐开线外啮合圆柱齿轮传动的主要几何计算公式见表 12.8。

表 12.8 渐开线外啮合圆柱齿轮传动的主要几何计算公式

名称及代号	计算公式及说明	
	直齿轮	斜齿及人字齿轮
模数 m	由强度计算或结构设计确定, 并按表 12.3 取标准值	法向模数 m_n 按表 12.3 取标准值 $m_t = m_n / \cos \beta$ m_t ——端面模数
分度圆螺旋角 β	$\beta = 0$	两轮螺旋角相等, 方向相反
分度圆压力角 α	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ$ $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta$
分度圆直径 d	$d = mz$	$d = m_t z$
未变位时(标准齿轮传动)的中心距 a	$a = (d_2 + d_1) / 2 = (z_2 + z_1) m / 2$	$a = (d_2 + d_1) / 2 = (z_2 + z_1) m_n / (2 \cos \beta)$
啮合角 α'	情况 I 已知总变位系数 $(x_2 + x_1)$: $\operatorname{inv} \alpha' = \frac{2(x_2 + x_1)}{z_2 + z_1} \tan \alpha + \operatorname{inv} \alpha \quad \operatorname{inv} \alpha'_t = \frac{2(x_{n2} + x_{n1})}{z_2 + z_1} \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_n$ 求出啮合角 α' 后, 再由下式求中心距 a' 情况 II 已知中心距 a' (变位后的): $\cos \alpha' = \frac{a}{a'} \cos \alpha \quad \cos \alpha'_t = \frac{a}{a'} \cos \alpha_n$ 求出啮合角 α' 后, 由上式求 $(x_2 + x_1)$ 值, 再进行分配	
中心距变动系数 y	$y = \frac{a' - a}{m} = \frac{z_2 + z_1}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$	$y_n = \frac{a' - a}{m_n} = \frac{z_2 + z_1}{2 \cos \beta} \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t} - 1 \right)$ $y_t = y_n \cos \beta$ $a' = a + y_t m_t = a + y_n m_n$
中心距 a'	$a' = a + y m = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$	$= a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t}$
根圆直径 d_f	$d_f = d - 2(h_a + c - x m)$	$d_f = d - 2(h_{an} + c_n - x_n m_n)$

续表

名称及代号	计算公式及说明	
	直齿轮	斜齿及人字齿轮
顶圆直径 d_a	$d_{a1} = 2a' - d_2 - 2c$ $d_{a2} = 2a' - d_1 - 2c$	$d_{a1} = 2a' - d_{n2} - 2c_n$ $d_{a2} = 2a' - d_{n1} - 2c_n$
齿顶高 h_a	$h_a = (d_a - d) / 2$	
齿根高 h_f	$h_f = (d - d_f) / 2$	
齿高 h	$h = h_a + h_f$	
基圆直径 d_b	$d_b = d \cos \alpha$	$d_b = d \cos \alpha_t$
节圆直径 d'	$d' = d_b / \cos \alpha'$	$d' = d_b / \cos \alpha'_t$
分度圆齿距 p	$p_b = \pi m$	$p_n = \pi m_n, p_t = \pi m_t$
基圆齿距 p_b	$p_b = p \cos \alpha$	$p_{bt} = p_t \cos \alpha_t$
齿顶压力角 α_a	$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}$	$\alpha_{at} = \arccos \frac{d_b}{d_{at}}$
基圆螺旋角 β_b	$\beta_b = 0$	$\tan \beta_b = \tan \beta \cos \alpha_t$ $\cos \beta_b = \cos \beta \cos \alpha_n / \cos \alpha_t$
端面重合度 ϵ_a	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]$	$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha'_t) + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha'_t)]$
纵向重合度 ϵ_β	$\epsilon_\beta = 0$	$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}, b$ ——齿轮宽度
总重合度 ϵ_γ	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a$	$\epsilon_\gamma = \epsilon_a + \epsilon_\beta$

注：角注 n 为法面，t 为端面；1 为小齿轮，2 为大齿轮。

12.6 圆柱齿轮传动的载荷计算^①

12.6.1 直齿圆柱齿轮传动的受力分析

在理想情况下，作用于齿轮上的力是沿接触线均匀分布的，常用集中力代替（图 12.7a）。因齿面间摩擦力较小，在本章计算中忽略不计，故法向力 F_n 沿啮合线方向垂直于齿面（图 12.7b）。

在分度圆上，法向力 F_n 可分解为两个互相垂直的分力：切于分度圆的圆周力（切向力） F_t 和半径方向的径向力 F_r 。

$$\left. \begin{aligned} \text{圆周力} \quad F_t &= \frac{2T_1}{d_1} \\ \text{径向力} \quad F_r &= F_t \tan \alpha \\ \text{法向力} \quad F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (12.3)$$

式中 d_1 ——小齿轮分度圆直径； α ——分度圆压力角； T_1 ——小齿轮传递的名义转矩。

^① 12.6、12.7 和 12.8 三节中的主要内容均取自 GB/T 3480—199×《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》（送审稿）。这份稿子主要是以 ISO 6336—1993 为依据，结合多年使用 GB 3480—83 的反映和参考国外最新其他标准（如 AGMA）后修改的。

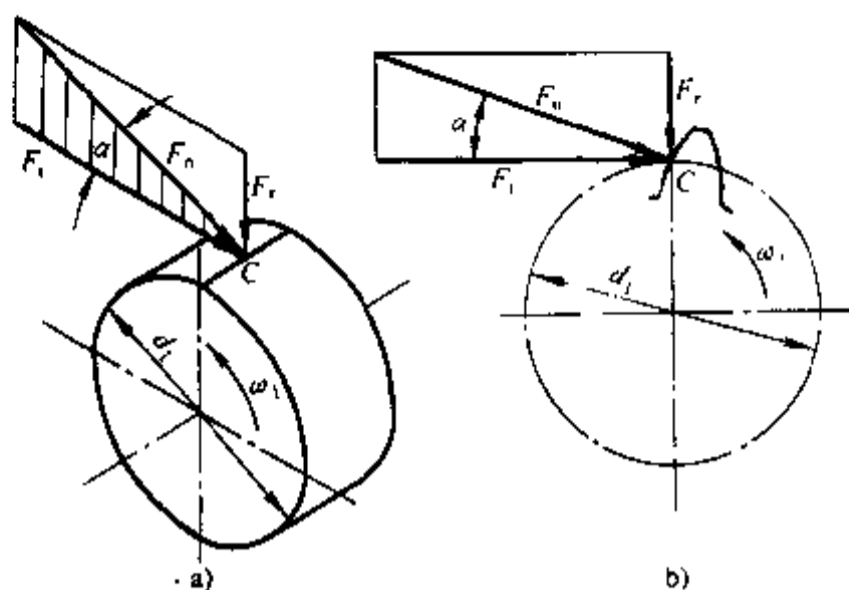


图 12.7 直齿圆柱齿轮传动的受力分析

根据作用力与反作用力的关系,作用在主动轮和从动轮上各对应力大小相等、方向相反。从动轮上的圆周力是驱动力,其方向与回转方向相同;主动轮上的圆周力是阻力,其方向与回转方向相反;径向力分别指向各轮轮心(内齿轮为远离轮心方向)。

12.6.2 斜齿圆柱齿轮传动的受力分析

在切于两基圆柱的啮合平面内,法向力 F_n 可分解为三个互相垂直的分力(图 12.8)

$$\left. \begin{aligned} \text{圆周力 } F_t &= \frac{2T_1}{d_1} \\ \text{径向力 } F_r &= F_t \tan \alpha_t = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta} \\ \text{轴向力 } F_a &= F_t \tan \beta \\ \text{法向力 } F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} \end{aligned} \right\} \quad (12.4)$$

式中 α_t ——端面压力角^①; α_n ——法向压力角^①; β ——螺旋角^①; β_b ——基圆螺旋角。

圆周力和径向力方向的判断和直齿圆柱齿轮传动相同。轴向力的方向决定于轮齿螺旋线方向和齿轮回转方向,可用主动轮左、右手法则判断;左螺旋用左手、右螺旋用右手。握住主动轮轴线,除拇指外其余四指代表旋转方向,拇指的指向即主动轮的轴向力方向,从动轮轴向力方向与其相反、大小相等。

12.6.3 计算载荷

根据名义转矩求得的圆周力称为名义圆周力。实际圆周力要比名义圆周力大。为此,用各种系数对名义圆周力进行修正以考虑各种因素的影响,故实际圆周力 F_{tc} 为

$$\left. \begin{aligned} F_{tc} &= KF_t \\ K &= K_A K_V K_H K_\beta \end{aligned} \right\} \quad (12.5)$$

式中 K ——载荷系数; K_A ——使用系数; K_V ——动载系数; K_H ——齿间载荷分配系数,对于接

^① 指分度圆的。

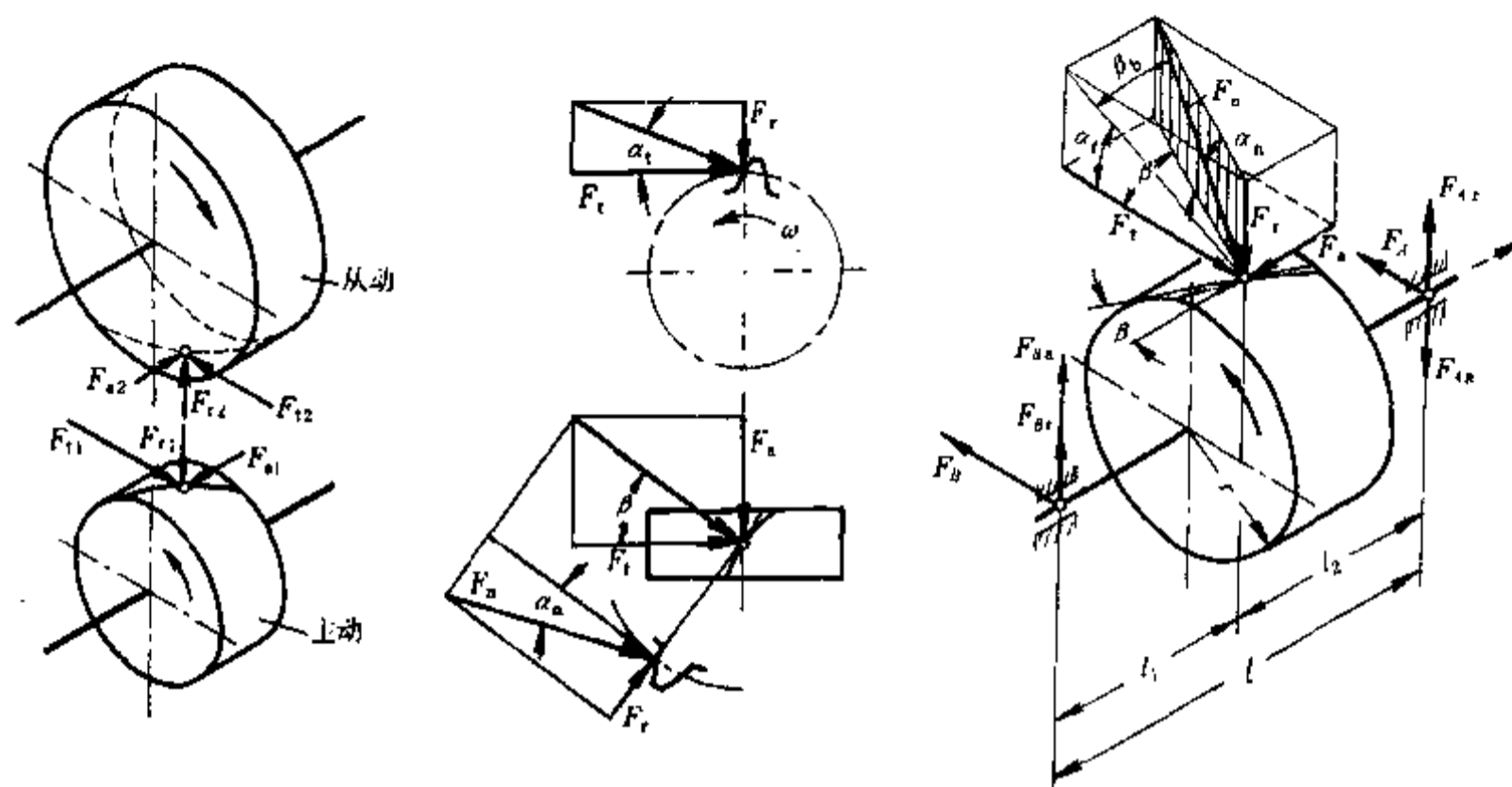


图 12.8 斜齿圆柱齿轮传动的受力分析

触强度计算和弯曲强度计算分别为 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$; K_{β} ——齿向载荷分布系数, 对于接触强度计算和弯曲强度计算分别为 $K_{H\beta}$ 和 $K_{F\beta}$, F_{tc} 也称计算载荷。

1. 使用系数 K_A

用以考虑动力机和工作机的运转特性、联轴器的缓冲性能等外部因素引起的动载荷而引入的系数, 可按表 12.9 选取。

表 12.9 使用系数 K_A ^①

动力机工作特性	工作机工作特性			
	均匀平稳	轻微冲击	中等冲击	严重冲击
均匀平稳	1.00	1.25	1.50	1.75
轻微冲击	1.10	1.35	1.60	1.85
中等冲击	1.25	1.50	1.75	2.0
严重冲击	1.50	1.75	2.0	≥2.25

① 对于增速传动, 建议取表值的 1.1 倍; 当外部机械与齿轮装置之间挠性联接时, K_A 值可适当减小。

2. 动载系数 K_v

用以考虑齿轮副在啮合过程中因啮合误差(基节误差、齿形误差、轮齿变形等)和运转速度而引起的内部附加动载荷的系数。动载系数可由图 12.9 查得。在常用的模数、齿数和速度范围内, 该图可用于初步设计。若需精确计算, 则应按新标准的相应方法进行。

一对理想的渐开线齿廓的齿轮, 只有基圆齿距相等 ($p_{b1} = p_{b2}$) 时才能正确啮合, 瞬时传动比才恒定。但由于制造误差、弹性变形等原因, 基圆齿距不可能完全相等, 这时, 当主动轮的角速度 ω_1 为常数时, 从动轮瞬时角速度 ω_2 将忽大忽小, 从而产生附加动载荷。动载荷的大小随圆周速度和齿轮质量的增大而增大, 随齿轮精度的提高而减小。因此, 对不同精度等级齿轮的最大圆周速度作了限制(表 12.6)。圆周速度愈高, 齿轮精度等级亦应愈高。

在图 12.10a 中, 因基圆齿距 $p_{b2} > p_{b1}$, 使即将进入啮合的一对轮齿在偏离开始啮合点(从动轮的顶圆和啮合线的交点 A)的 A' 点提前进入啮合, 节点 C 移至 C', 从而改变了两齿轮的节圆直径, 瞬时传动比也随之改变。

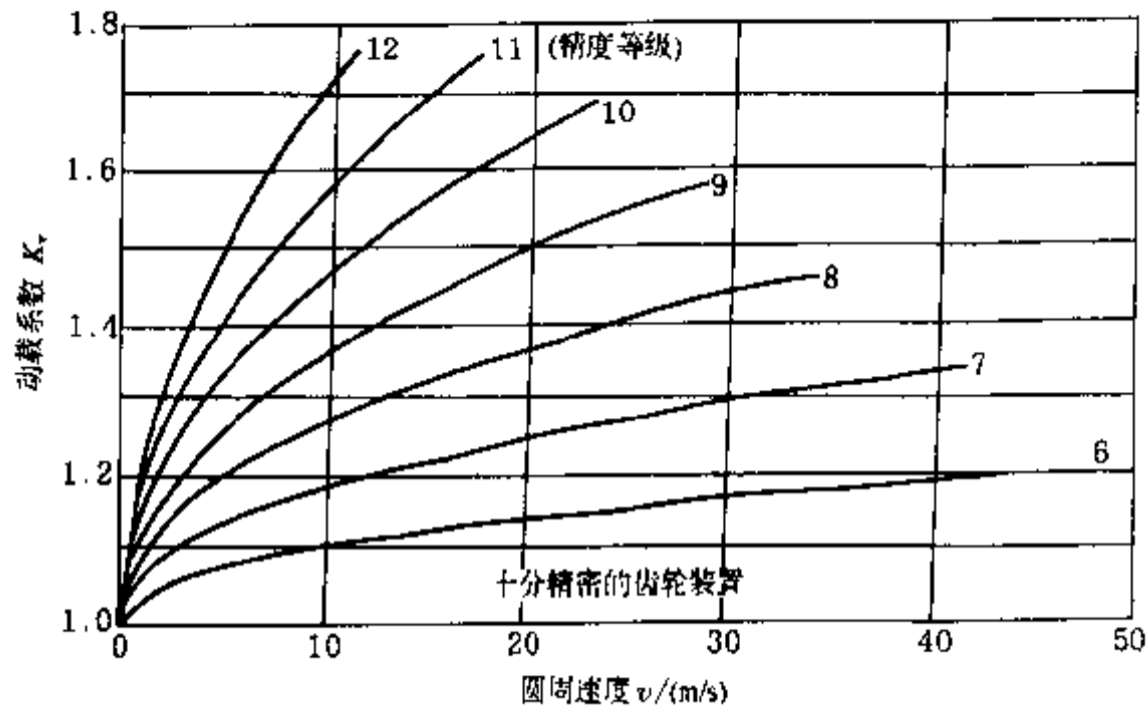


图 12.9 动载系数 K_v

在此瞬间,其传动比为

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 - \Delta r}{r_1 + \Delta r} < \frac{r_2}{r_1}$$

显然,在这一瞬间,从动轮角速度增大了。

在图 12.10b 中,因 $p_{b2} < p_{b1}$,则当前一对轮齿应该在终止啮合点(主动轮的顶圆和啮合线的交点)E 脱离啮合时,后一对轮齿尚未进入啮合,致使前一对轮齿离开啮合线后仍继续保持接触,直至后一对轮齿进入啮合时,前一对轮齿才在 E' 点脱离接触(图 12.10c)。在此瞬间,节点 C 移至 C', 两轮的节圆直径也发生了变化,其传动比为

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 + \Delta r}{r_1 - \Delta r} > \frac{r_2}{r_1}$$

显然, ω_2 降低了。随后,由于后一对轮齿进入正常啮合,必将使 ω_2 又骤然增大,从而也将产生附加动载荷,并出现冲击、振动和噪声。

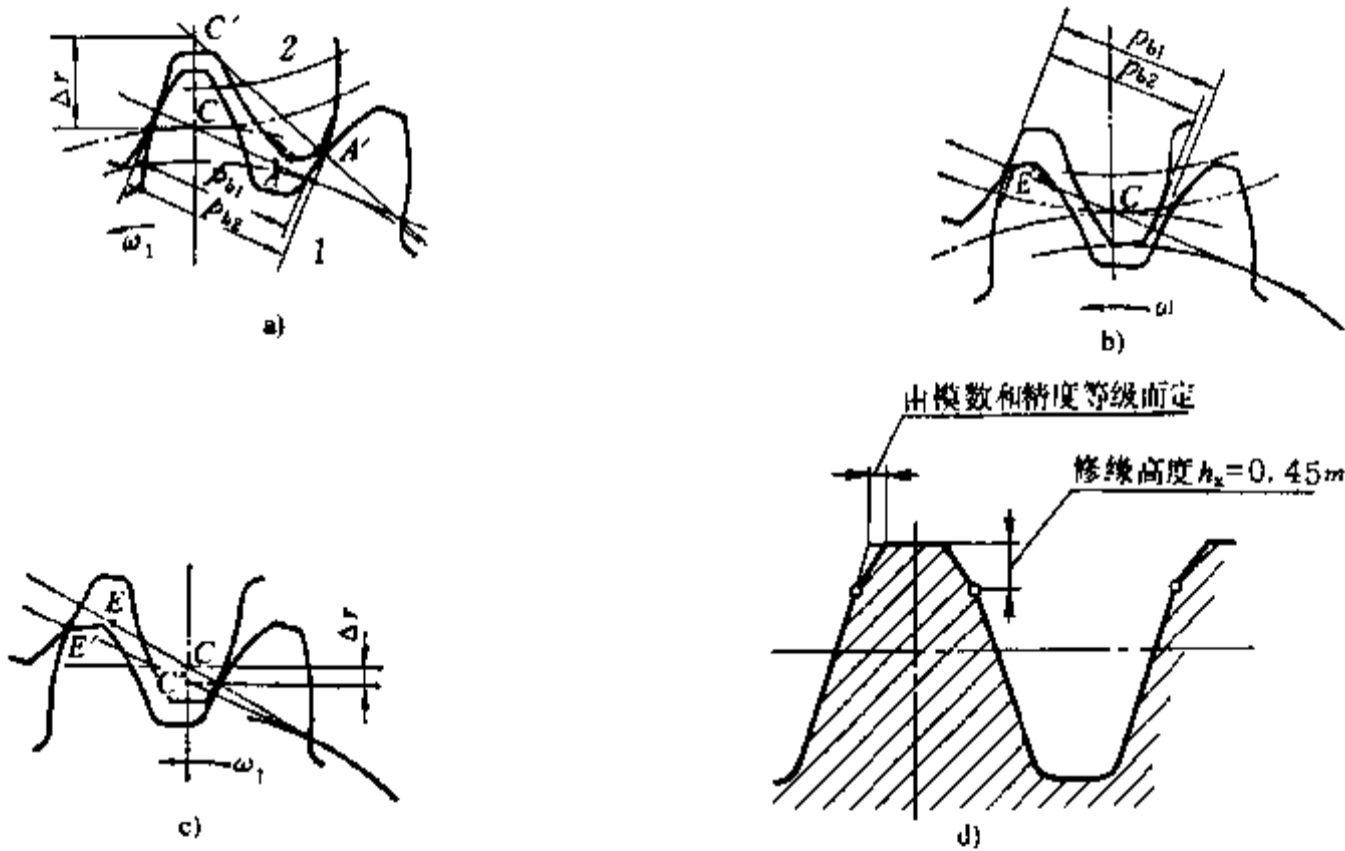


图 12.10 基圆齿距误差对传动平稳性的影响

为了减小动载荷,重要齿轮最好采用修缘齿(图 12.10d),即对齿顶的一小部分渐开线齿廓适量修削。图 12.10a 和 b 中齿顶的虚线分别为从动轮和主动轮修缘后的齿廓,显然,从动轮轮齿修缘后会使得实际的开始啮合点向理论开始啮合点 A 靠近(图 12.10a);主动轮轮齿修缘后会使得实际的终止啮合点向理论终止啮合点 E 靠近(图 12.10c)。这样,就减小了传动时由于基圆齿距误差所产生的附加动载荷。

3. 齿间载荷分配系数 K_{α}

齿轮传动的端面重合度一般都大于 1。工作时,单对齿啮合和双对齿啮合交替进行,前者作用力由一对齿承担,后者作用力则由两对齿分担。由于制造误差和轮齿变形等原因,载荷在各啮合齿对之间的分配是不均匀的。齿间载荷分配系数就是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀的系数,它取决于轮齿啮合刚度、基圆齿距误差、修缘量、跑合量等多种因素。简化计算方法的接触强度计算和弯曲强度计算的齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ 见表 12.10。

表 12.10 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 和 $K_{F\alpha}$ ①

$K_{\alpha} F_t / b$		$\geq 100 \text{ N/mm}$						$< 100 \text{ N/mm}$	
		精度等级(II组)	5	6	7	8	9	10	11~12
经表面硬化的直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.0	1.1	1.2			$1/Z_t^2 \geq 1.2$	
	$K_{F\alpha}$	1.0	1.0	1.1	1.2			$1/Y_t \geq 1.2$	
经表面硬化的斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.1 ^②	1.2	1.4			$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$ ^③	
	$K_{F\alpha}$	1.0	1.1 ^②	1.2	1.4			$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$ ^③	
未经表面硬化的直齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.0	1.0	1.1	1.2		$1/Z_t^2 \geq 1.2$	
	$K_{F\alpha}$	1.0	1.0	1.0	1.1	1.2		$1/Y_t \geq 1.2$	
未经表面硬化的斜齿轮	$K_{H\alpha}$	1.0	1.0	1.1	1.2	1.4		$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$ ^③	
	$K_{F\alpha}$	1.0	1.0	1.1	1.2	1.4		$\epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1.4$ ^③	

① 对于硬齿面和软齿面相啮合的齿轮副, K_{α} 取其平均值,若大、小齿轮精度等级不同时,则按精度等级较低的取值。

② 对修形齿轮取 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ 。

③ 若 $K_{F\alpha} > \epsilon_\gamma / (\epsilon_\alpha Y_t)$, 则取 $K_{F\alpha} = \epsilon_\gamma / (\epsilon_\alpha Y_t)$ 。

表 12.10 中 Z_t 和 Y_t 分别为接触强度计算和弯曲强度计算的重合度系数,见式 12.10 和式 12.18; ϵ_α 为端面重合度, ϵ_β 为纵向重合度, ϵ_γ 为总重合度,均见表 12.8。

对于标准和未经修缘的齿轮传动, ϵ_α 可按式近似计算。

$$\epsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta \quad (12.6)$$

式中“+”号用于外啮合;“-”号用于内啮合。若为直齿圆柱齿轮传动,则 $\beta = 0$ 。

4. 齿向载荷分布系数 K_{β}

传动工作时,由于轴的弯曲变形和扭转变形、轴承的弹性位移以及传动装置的制造和安装误差等原因,将导致齿轮副相互倾斜及轮齿扭曲。齿向载荷分布系数 K_{β} 就是考虑使轮齿沿接触线产生载荷分布不均匀现象的影响。

若齿轮在轴承间不对称布置(图 12.11 用虚、实线表示不同位置),则轴弯曲变形后,轴线连

同齿轮的偏斜如图 12.11a 所示。假设轮齿是绝对刚体,则一对轮齿啮合时为局部接触,见图 12.11b、c。实际上,由于轮齿有弹性变形,即使轴线略有偏斜,轮齿仍沿整个齿宽接触,见图 12.11d、e,但因轮齿沿齿宽的变形程度不同,载荷分布也就不均匀,见图 12.11f、g。

在转矩 T_1 的作用下,轮齿的扭转变形也会使载荷沿齿宽分布不均匀(图 12.12)。在转矩输入端,轮齿所受的载荷最大。综合考虑弯曲和扭转变形的影响,当齿轮位于远离转矩输入端时,载荷分布不均匀现象较缓和;否则,载荷分布不均匀现象较严重。

如将一对齿轮中的一个齿轮的轮齿作鼓形修整(图 12.13),则齿宽中部首先接触,并扩大到整个齿宽,载荷分布不均匀现象可得到改善。

提高轴、轴承和机座的刚度,选取合理的齿轮布置位置(悬臂布置时应尽可能减小悬臂长度),选择合理的齿宽,提高制造和安装精度等,均有利于改善载荷分布不均匀现象。

影响载荷集中的因素很多,齿向载荷分布系数的计算方法也十分繁冗,接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 可由表 12.11 所列简化计算公式计算^①。

表 12.11 接触强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ (简化公式)

结构布局	对称支承 ($\frac{s}{l} < 0.1$)	非对称支承 ($0.1 < \frac{s}{l} < 0.3$)	悬臂支承 ($\frac{s}{l} < 0.3$)									
计算公式 $K_{H\beta} =$	$A + B\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + C \cdot 10^{-3}b$	$A + B\left[1 + 0.6\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right]\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + C \cdot 10^{-3}b$	$A + B\left[1 + 6.7\left(\frac{b}{d_1}\right)^2\right]\left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + C \cdot 10^{-3}b$									
b —轮齿工作宽度; d_1 —小齿轮分度圆直径												
调质齿轮	装配时不作检验调整			装配时检验调整或对研跑合								
精度等级 ^①	A	B	C	A	B	C						
5	1.07	0.16	0.23	1.03	0.16	0.12						
6	1.09	0.16	0.30	1.04	0.16	0.15						
7	1.11	0.16	0.47	1.05	0.16	0.23						
8	1.17	0.16	0.61	1.09	0.16	0.31						
硬齿面齿轮	装配时不作检验调整			装配时检验调整								
精度等级 ^①	$K_{H\beta} \leq 1.34$			$K_{H\beta} > 1.34$			$K_{H\beta} \leq 1.34$			$K_{H\beta} > 1.34$		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
5	1.09	0.26	0.20	1.05	0.31	0.23	1.05	0.26	0.10	0.99	0.31	0.12
6	1.09	0.26	0.33	1.05	0.31	0.23	1.05	0.26	0.16	1.0	0.31	0.19

① 精度等级为第三公差组。

弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$ 可按图 12.14 由 $K_{H\beta}$ 和 b/h 查得。 b/h 中的 b 为齿宽,对于人字齿或双斜齿齿轮,用单个斜齿轮的齿宽; h 为齿高。 b/h 应取大、小齿轮中的小值。

① 本表由 GB/T 3480—199× 表 4.13 和表 4.14 并参照该标准的图 4.5 经归纳和整理而得。

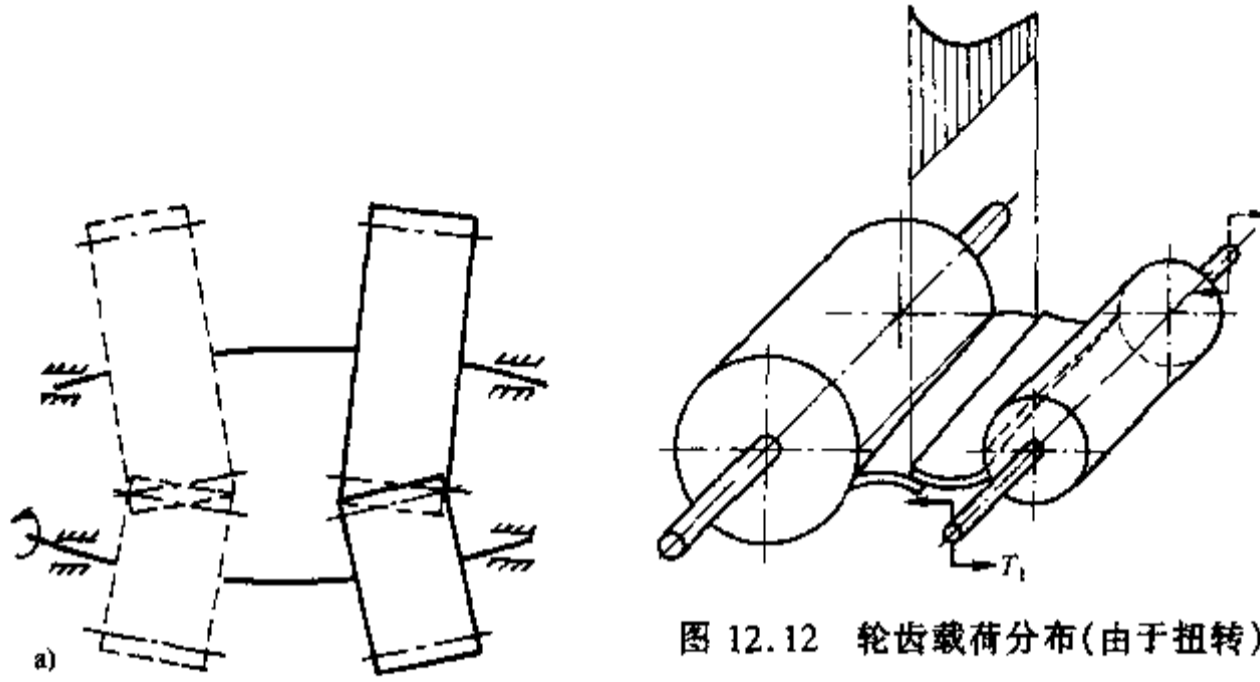


图 12.11 轮齿载荷分布(由于弯曲)

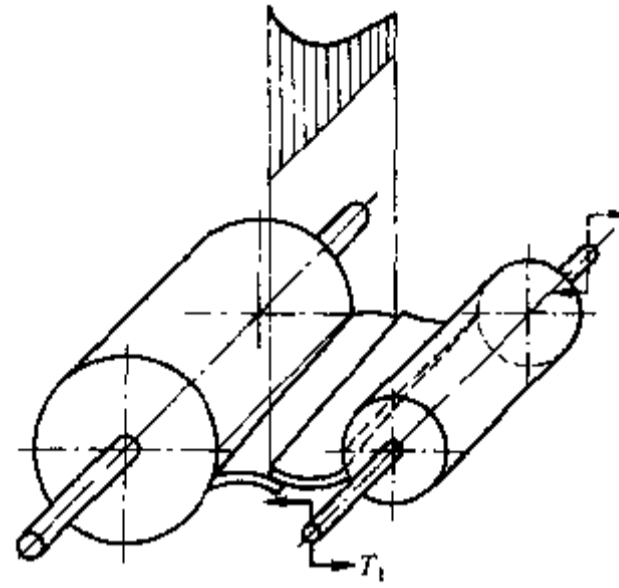


图 12.12 轮齿载荷分布(由于扭转)

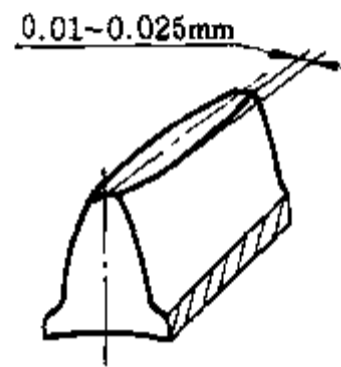
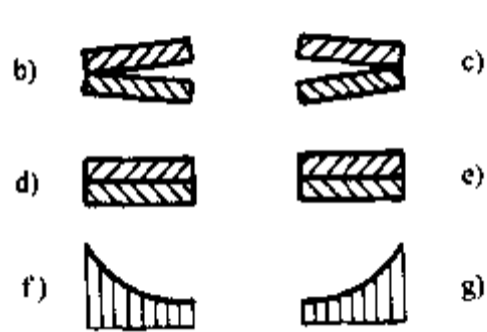


图 12.13 鼓形齿

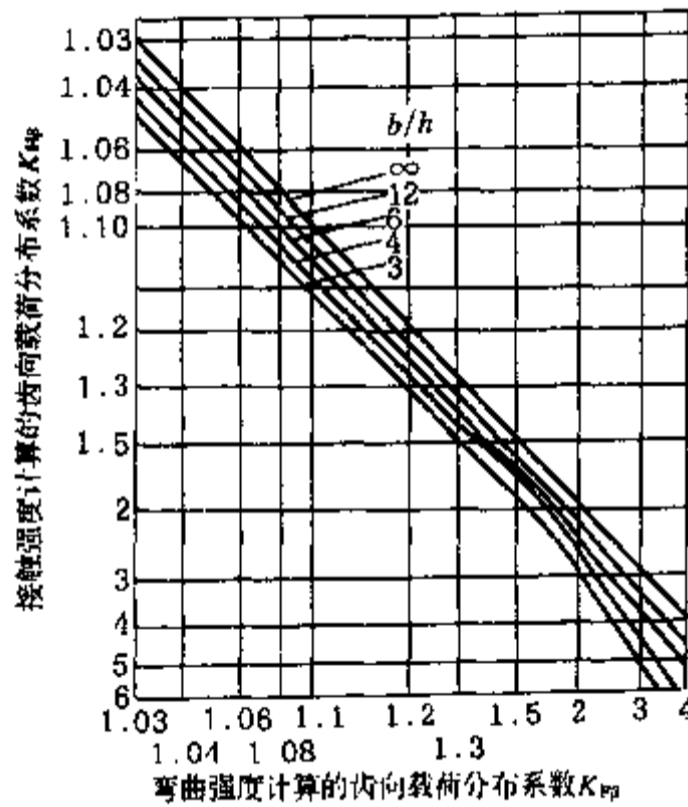


图 12.14 弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$

12.7 直齿圆柱齿轮传动的强度计算

12.7.1 齿面接触疲劳强度计算

1. 计算公式

在预定的使用期限内,齿面不产生疲劳点蚀的强度条件为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F}{\pi b} \left[\frac{1}{\frac{\rho}{1-\mu_1^2} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}} \right]} \leq [\sigma_H] \quad (12.7)$$

上式见第2章式2.6,适用于两圆柱体相接触的情况。一对齿轮啮合时,恰可将齿廓啮合点的曲率半径 ρ_1 和 ρ_2 视为接触圆柱体的半径,见图12.15,图中还给出了渐开线齿廓沿啮合线各点的综合曲率半径变化情况,节点C处的 ρ 值虽不是最小值,但该点处一般只有一对齿啮合,点蚀也往往先在节线附近的齿根表面出现。因此,接触疲劳强度计算通常以节点为计算点^①。此外,式中的 F 为圆柱体上的压力,用于齿轮应为法向力 F_n ; b 为圆柱体接触长度,用于齿轮则为齿轮宽度 b ,由于端面重合度 ϵ ,总是大于1,故 b 应代以接触线总长度 L 。

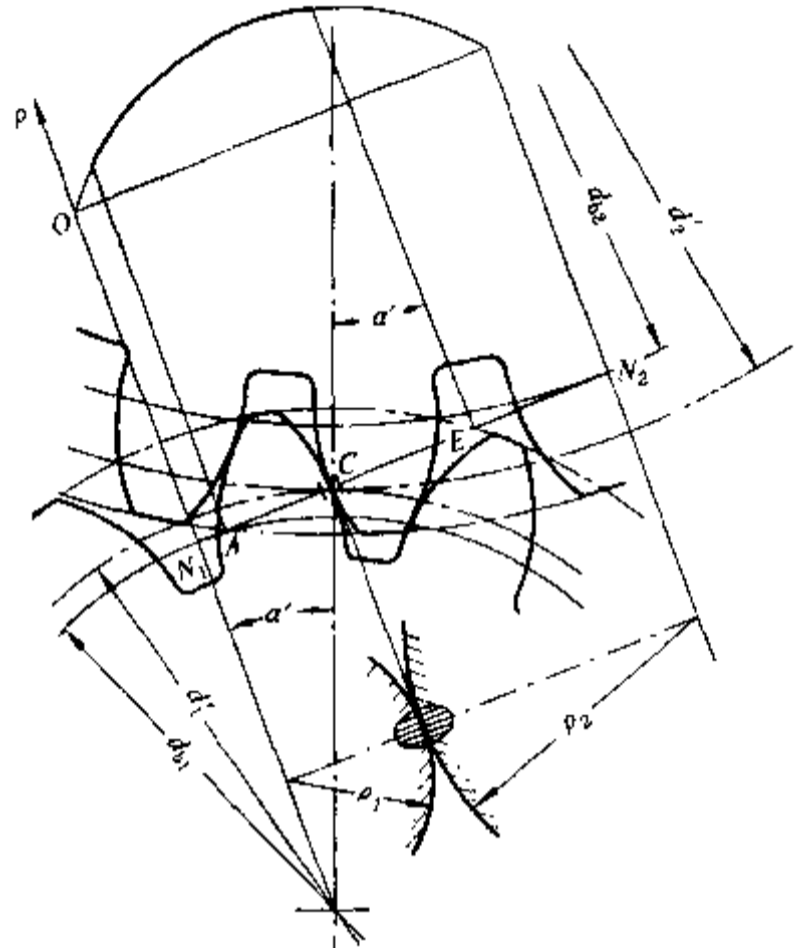


图12.15 齿面接触疲劳强度计算简图

式12.7中, $\frac{1}{\rho}$ 、 F_n 和 L 用下式代入

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{d_1 \cos \alpha \tan \alpha'} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha}$$

$$L = \frac{b}{Z_\epsilon}, \quad b = \psi_d d_1$$

计入载荷系数 K 后,得最大接触应力 σ_H 和小齿轮分度圆直径 d_1 分别为

$$\sigma_H = \underbrace{\sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}}_{\text{弹性系数 } Z_E} \underbrace{\sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha'}}}_{\text{节点区域系数 } Z_H} Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_1 \cdot u \pm 1}{bd_1^2 \cdot u}} \leq [\sigma_H] \quad (12.8)$$

重合度系数 Z_ϵ

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 \cdot u \pm 1}{\psi_d \cdot u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (12.9)$$

式12.8为校核公式,式12.9为设计公式^②,对标准齿轮传动和变位齿轮传动均适用。式中“+”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。许用接触应力 $[\sigma_H]$ 应以两齿轮中的小者代入计算。公式中

① 新标准取节点和单对齿啮合区下界点的接触应力的较大值,故计算公式中有将节点处接触应力折算到单对齿啮合区下界点的单对齿啮合系数。因影响不大,故从略。

② 在GB/T 3480—199×中,只给出应力校核公式,为了教学需要,也给出了设计计算公式。

各参数的单位为: T_1 —— $\text{N}\cdot\text{mm}$; b, d_1 —— mm ; $E, \sigma_H, [\sigma_H]$ —— MPa 。

由上两式看出: 齿轮传动的接触疲劳强度取决于齿轮的直径(或中心距)。模数大小需由弯曲疲劳强度确定。

2. 计算参数的选取

以下对式中有关参数及数据说明如下:

——综合曲率半径 ρ 。设 d' 和 α' 分别为节圆直径和啮合角, 则两齿廓在节点处的曲率半径分别为

$$\rho_1 = \frac{d'_1}{2} \sin \alpha', \quad \rho_2 = \frac{d'_2}{2} \sin \alpha'$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2} = \frac{\frac{\rho_2}{\rho_1} \pm 1}{\rho_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)} = \frac{2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \pm 1\right)}{d'_1 \sin \alpha' \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)}$$

以 $d'_1 = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$ 和 $\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{d'_2}{d'_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = u$ 代入上式, 得

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{d_1 \cos \alpha \tan \alpha'} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

——接触线总长度 L 和重合度系数 Z_e 。接触线总长度影响单位齿宽上的载荷, 它由齿轮宽度 b 和端面重合度 ϵ_a 决定。可以认为: 重合度愈大, 承载的接触线总长度愈大, 单位接触载荷则愈小。 L 和 Z_e 可按下式计算。

$$L = \frac{b}{Z_e^2}, \quad Z_e = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}} \quad (12.10)$$

式中 Z_e 称为重合度系数, 用以考虑重合度对单位齿宽载荷的影响。指数 2 是人为给定的, 目的是使式 12.8 中的三个系数 Z_E, Z_H, Z_e 整齐并列。

——弹性系数 Z_E 。材料弹性模量 E 和泊松比 μ 对接触应力的影响用弹性系数 Z_E 修正, 不同材料组合的齿轮副, 其弹性系数可由表 12.12 查得。泊松比 μ 除尼龙取为 0.5 外, 其余材料均取为 0.3。

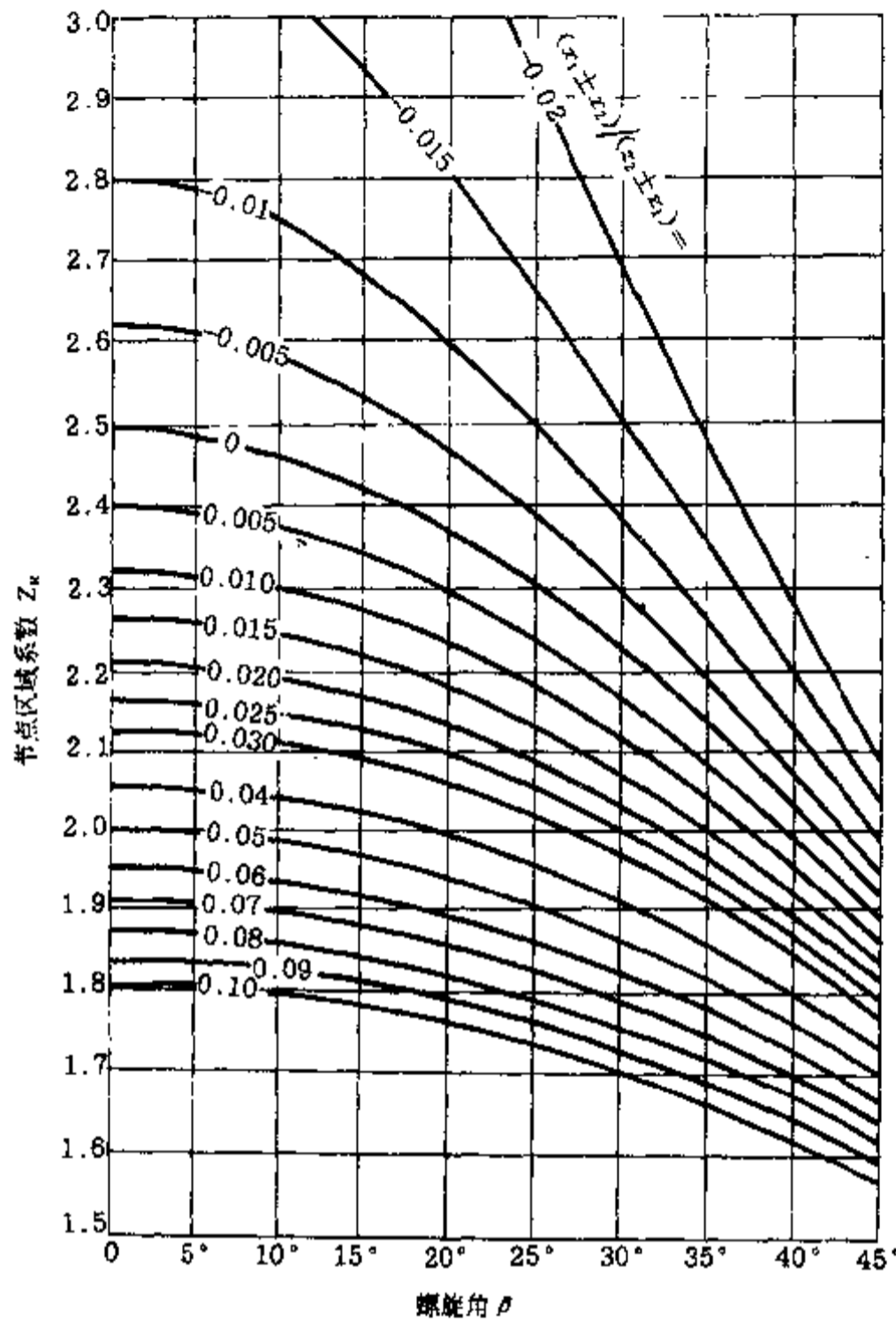
表 12.12 弹性系数 Z_E

$\sqrt{\text{MPa}}$

小齿轮材料	大齿轮材料 (E/MPa)						尼 龙
	钢 (206×10^3)	铸钢 (202×10^3)	球墨铸铁 (173×10^3)	灰铸铁 ($118 \sim 126 \times 10^3$)	铸锡青铜 (103×10^3)	锡青铜 (113×10^3)	
钢	189.8	188.9	181.4	162.0~165.4	155.0	159.8	7850 ^①
铸 钢	—	188.0	180.5	161.4	—	—	—
球墨铸铁	—	—	173.9	156.6	—	—	—
灰 铸 铁	—	—	—	143.7~146.7	—	—	—

① 平均值。

——节点区域系数 Z_H 。节点区域系数用以考虑节点处齿廓曲率对接触应力的影响, 可由图 12.16 查得。

图 12.16 节点区域系数 $Z_H(\alpha_n = 20^\circ)$

——齿宽系数 ψ_d 。齿宽 b 和小齿轮分度圆直径的比值称为齿宽系数 ($\psi_d = b/d_1$)。在一定载荷作用下,增大齿宽可减小齿轮直径和传动中心距,从而降低圆周速度。但齿宽愈大,载荷分布愈不均匀,因此必须合理地选择齿宽系数,表 12.13 可供选择时参考。

表 12.13 齿宽系数 $\psi_d = \frac{b}{d_1}$

齿轮相对于轴承的位置	齿面硬度	
	软齿面 (大轮或大、小轮硬度 ≤ 350 HB)	硬齿面 (大、小轮硬度 > 350 HB)
对称布置	0.8~1.4	0.4~0.9
非对称布置	0.6~1.2	0.3~0.6
悬臂布置	0.3~0.4	0.2~0.25

注: 直齿圆柱齿轮宜取较小值,斜齿可取较大值(人字齿可到 2);载荷稳定,轴刚性大时取较大值;变载荷,轴刚性较小时宜取较小值。

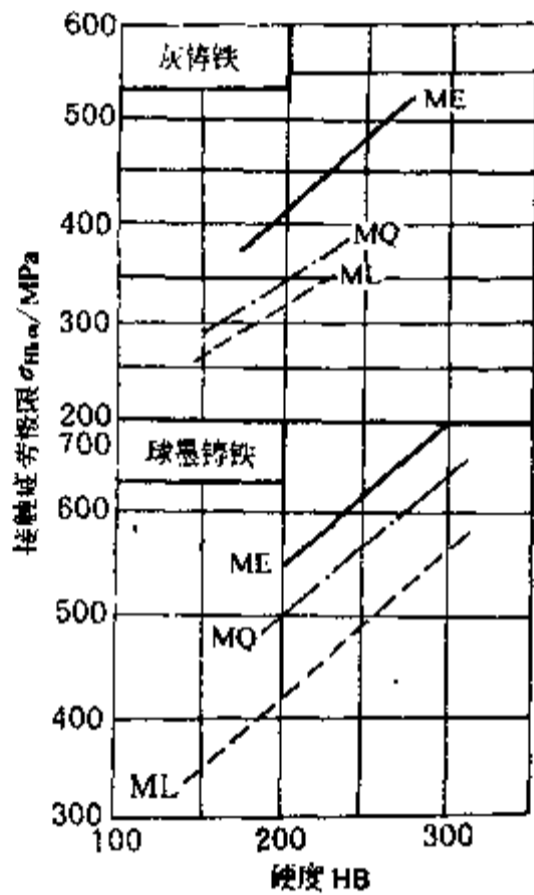
为便于装配和调整,根据 d_1 和 ψ_d 求出轮宽 b 后,将小齿轮宽度再加大 5 mm~10 mm(锥齿轮和人字齿轮传动的小齿轮不加宽),但计算时按大齿轮宽度计算。

3. 许用接触应力 $[\sigma_H]$ ①

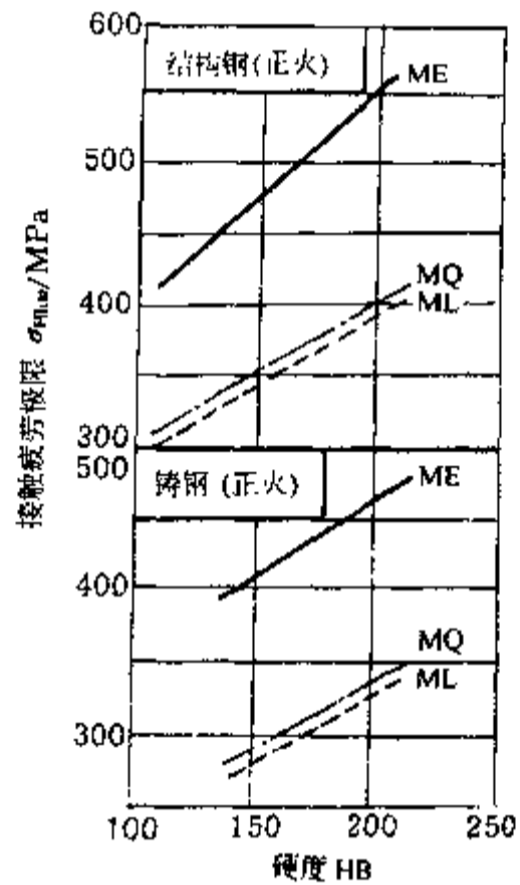
许用接触应力按下式计算

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_{H\min}} \quad (12.11)$$

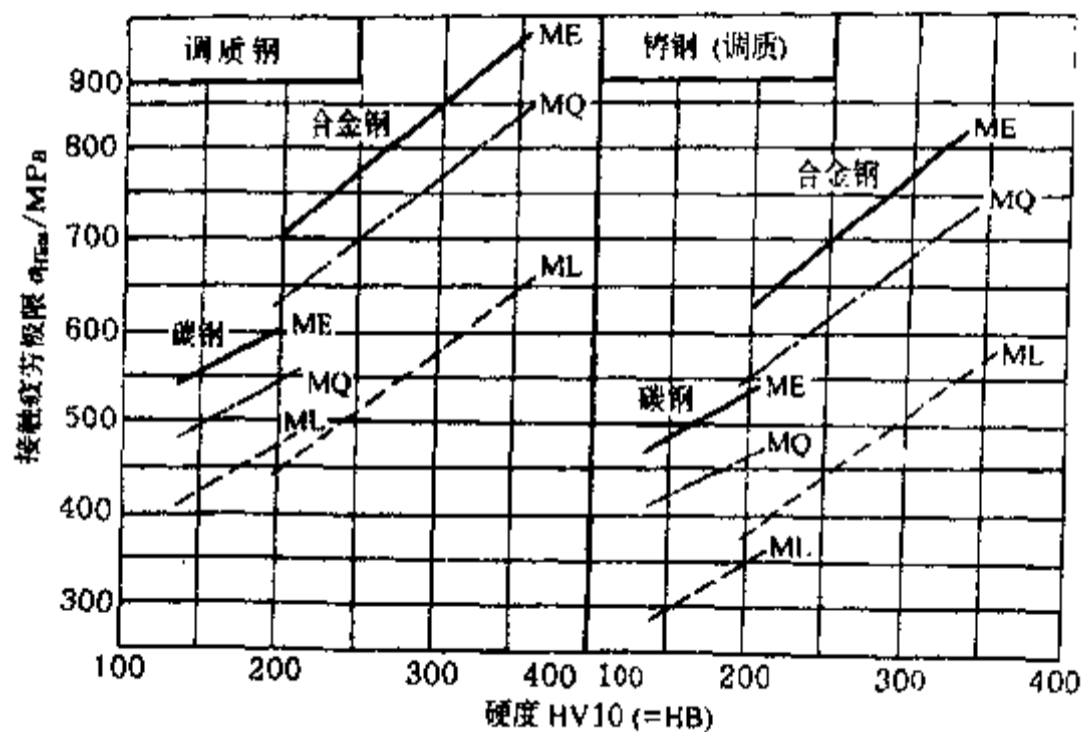
式中 $\sigma_{H\lim}$ ——失效概率为 1% 时, 试验齿轮的接触疲劳极限, 可由图 12.17 查出; $S_{H\min}$ ——接触强度的最小安全系数, 参考表 12.14 选取; Z_N ——接触疲劳强度计算的寿命系数(在第 3 章中用 k_N 表示), 可由图 12.18 查出。



a) 铸铁



b) 正火处理的结构钢和铸钢



c) 调质处理的碳钢、合金钢及铸钢

① 为适应教学需要并简化计算, 未考虑油的粘度、啮合面间相对速度、齿面粗糙度、齿面工作硬化和尺寸等影响因素。详见新国标。

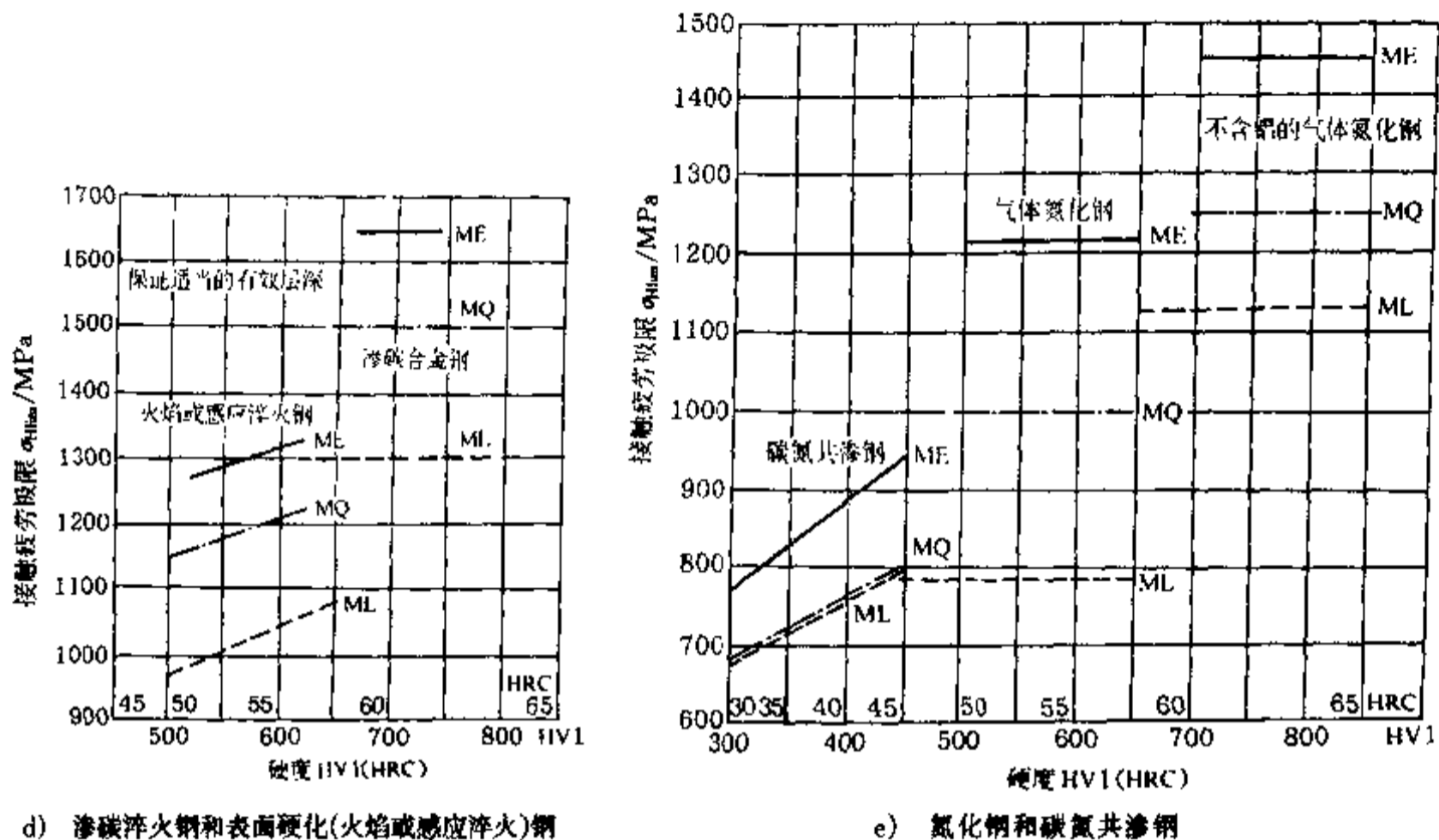


图 12.17 试验齿轮的接触疲劳极限 σ_{Hlim}

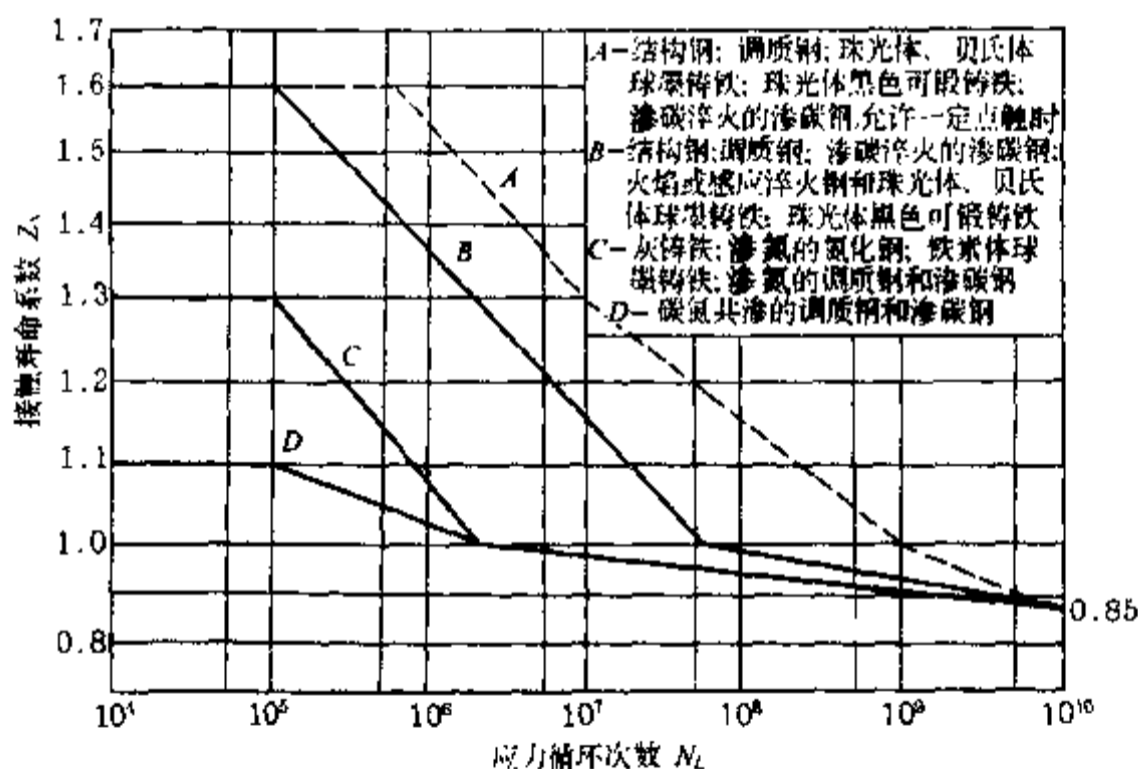


图 12.18 接触寿命系数 Z_N

有关图 12.17 的说明如下;图中 ML 为齿轮材料质量和热处理质量达到最低要求时的疲劳极限取值线;MQ 为齿轮材料质量和热处理质量达到中等要求时的取值线,此要求是有经验的工业齿轮制造者以合理的生产成本所能达到的;ME 为齿轮材料质量和热处理质量达到很高要求时的取值线,这只有在具备高可靠度的制造过程可控能力时才能达到。

在按图 12.18 查取寿命系数 Z_N 时,其横坐标为工作应力循环次数 N_L ,有以下两种情况:

——载荷稳定时

$$N_L = 60 \gamma n t_h \tag{12.12}$$

式中 γ ——齿轮每转一周,同一侧齿面的啮合次数; n ——齿轮转速, r/min; t_h ——齿轮的设计

寿命, h_c

——载荷不稳定时

$$N_L = N_v = 60\gamma \sum_{i=1}^n n_i t_{hi} \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m \quad (12.13)$$

式中 N_v ——当量循环次数; T_{\max} ——较长期作用的最大转矩; 角标 i 是指第 i 个循环; m ——指数, 查表 12.15。

表 12.14 最小安全系数 $S_{H\min}$ 、 $S_{F\min}$ (参考值)

使用要求	$S_{H\min}^{\text{①}}$	$S_{F\min}$
高可靠度(失效概率不大于 $\frac{1}{10\,000}$)	1.50~1.60	2.00
较高可靠度(失效概率不大于 $\frac{1}{1\,000}$)	1.25~1.30	1.60
一般可靠度(失效概率不大于 $\frac{1}{100}$)	1.00~1.10	1.25
低可靠度(失效概率不大于 $\frac{1}{10}$) ^②	0.85 ^③	1.00

① 在经过使用验证或对材料强度、载荷工况及制造精度拥有较准确的数据时,可取下限值。此外,在新的 ISO 标准和新国标中,鉴于低速、软齿面、大模数工业齿轮,即使全齿面点蚀和严重磨损,仍能安全工作 10 余年,故规定 $S_{F\min} > S_{H\min}$ 。

② 一般齿轮传动不推荐采用此栏数值。

③ 采用此值时,可能在点蚀前先出现齿面塑性变形。

例题 12.1 在图 12.19 所示的传动简图中,当 1 轮和 2 轮分别为主动轮时,试说明两轮轮齿的接触应力变化性质,并求出接触寿命系数 Z_{N1} 、 Z_{N2} 。设 1 轮和 2 轮均采用调质钢并允许有少量点蚀;转速 $n_1 = 160$ r/min, $n_2 = 40$ r/min;工作总时间 $t_h = 10\,000$ h。

解:

1. 1 轮主动时

——应力变化性质。1 轮每转一周,同一侧齿面啮合一次,接触应力按脉动循环变化;2 轮每转一周,同一侧齿面啮合一次,接触应力亦按脉动循环变化。

——应力循环次数 N_L

$$N_{L1} = 60\gamma n_1 t_h = 60 \times 1 \times 160 \times 10\,000 = 9.6 \times 10^7$$

$$N_{L2} = 60\gamma n_2 t_h = 60 \times 1 \times 40 \times 10\,000 = 2.4 \times 10^7$$

——接触寿命系数 Z_N , 由图 12.18 查得, $Z_{N1} = 1.15$, Z_{N2}

$= 1.24$ 。

2. 2 轮主动时

——应力变化性质。1 轮每转一周,同一侧齿面啮合一次,接触应力按脉动循环变化;2 轮每转一周,同一侧齿面啮合两次,接触应力亦按脉动循环变化。

——应力循环次数 N_L

$$N_{L1} = 60\gamma n_1 t_h = 60 \times 1 \times 160 \times 10\,000 = 9.6 \times 10^7$$

$$N_{L2} = 60\gamma n_2 t_h = 60 \times 2 \times 40 \times 10\,000 = 4.8 \times 10^7$$

——接触寿命系数 Z_N 。查图 12.18 $Z_{N1} = 1.15$, $Z_{N2} = 1.19$ 。

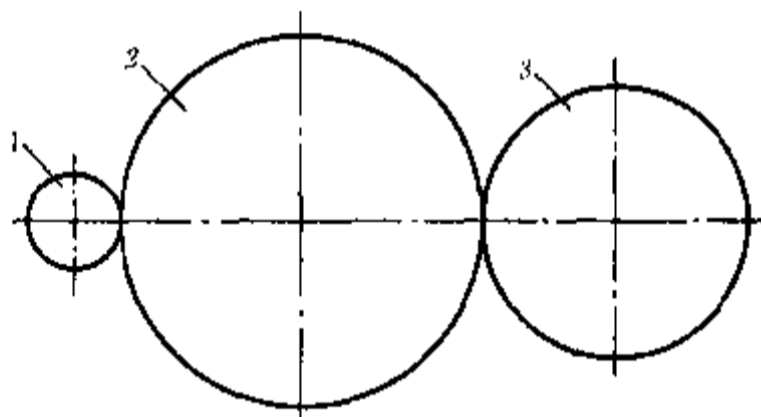


图 12.19 例题 12.1 图

① 指数理应为 $m/2$, 但表 12.15 中的 m 值, 对于接触疲劳强度是按 GB/T 3480—199× 表 25 各式所得指数除以 2 以后的结果, 故对于接触疲劳强度, 此式的 m 实际上就是 $m/2$ 。

表 12.15 应力循环次数 N_L 和指数 m

材料及热处理	静强度最大 循环次数 N_0	持久寿命 循环基数 N_c	工作应力循环次数 N_L	指数 m	
接 触 强 度					
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、感应或火焰淬火的钢和球墨铸铁	允许有 一定点蚀	6×10^5	10^9	$6 \times 10^5 < N_L \leq 10^7$	6.77
				$10^7 < N_L \leq 10^9$	8.78
				$10^9 < N_L \leq 10^{10}$	7.08
灰铸铁、铁素体球墨铸铁、渗氮的氮化钢、调质钢和渗碳钢	不允许 点蚀	10^5	5×10^7	$10^5 < N_L \leq 5 \times 10^7$	6.61
				$5 \times 10^7 < N_L \leq 10^{10}$	16.30
碳氮共渗的调质钢和渗碳钢	10^5	2×10^6	$10^5 < N_L \leq 2 \times 10^6$	5.71	
			$2 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	26.20	
弯 曲 强 度					
球墨铸铁(珠光体、贝氏体)、珠光体黑色可锻铸铁、调质钢	10^4	3×10^6	$10^4 < N_L \leq 3 \times 10^6$	6.23	
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91	
渗碳淬火的渗碳钢、火焰或全齿廓感应淬火的钢和球墨铸铁	10^3	3×10^6	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	8.74	
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91	
灰铸铁、铁素体球墨铸铁、结构钢、渗氮的氮化钢、调质钢和渗碳钢	10^3	3×10^6	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	17.03	
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91	
碳氮共渗的调质钢和渗碳钢	10^3	3×10^6	$10^3 < N_L \leq 3 \times 10^6$	84.00	
			$3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$	49.91	

4. 分度圆直径的初步计算

若传动尺寸(b, d_1)和有关参数($Z_H, Z_\epsilon, K_v, K_{H\beta}, K_{H\alpha}$)均已知,则利用上述公式进行齿面接触疲劳强度验算并不困难。但若设计新的齿轮传动时,尺寸均未知,也无法求出有关参数 $K_{H\alpha}$ (因未知 b, d_1)、 K_v (因未知 v 和齿轮精度)、 Z_ϵ (因未知 ϵ_α),故式 12.9 无法用于设计计算。为此,需将该式进行简化,以便先作初步计算,求出主要尺寸和有关参数后,再利用式 12.8 进行较精确的校核计算。

若大、小齿轮均为钢制,由表 12.12 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$;对于标准直齿圆柱齿轮传动,由图 12.16 查得 $Z_H = 2.5$;设 $\epsilon_\alpha = 1$,由式 12.10 求得 $Z_\epsilon = 1$;取载荷系数 $K = 1.2 \sim 2$,则式 12.9 可简化为

$$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (12.14)$$

此式对于直齿或斜齿圆柱齿轮均适用,式中 A_d 值见表 12.16。若为其他材料配对时,应将 A_d 值乘以修正系数,其值亦见表 12.16^①。

初步计算的许用接触应力 $[\sigma_H]$ 推荐取

$$[\sigma_H] \approx 0.9 \sigma_{H\text{lim}} \quad (12.15)$$

① 本表按 GB 10063—88 附录 B 归纳整理而得。

表 12.16 A_d 值及其修正系数

螺旋角 β	A_d 值 ^①	A_d 修正系数				
		小齿轮材料	大齿轮材料			
			钢	铸钢	球墨铸铁	灰铸铁
0°	81.4~96.5	钢	1	0.997	0.970	0.906
8°~15°	80.3~95.3	铸钢	—	0.994	0.967	0.898
25°~35°	75.3~89.3	球墨铸铁	—	—	0.943	0.880
		灰铸铁	—	—	—	0.836

① 当载荷平稳、齿宽系数较小、对称布置、轴的刚性较大、齿轮精度较高(6级以上)及螺旋角较大时, A_d 取较小值;反之取较大值。

12.7.2 齿根弯曲疲劳强度计算^①

1. 计算公式

由于轮缘刚度很大,故轮齿可看作是宽度为 b 的悬臂梁。因此,齿根处为危险截面,它可用 30°切线法确定(图 12.20);作与轮齿对称中线成 30°角并与齿根过渡曲线相切的切线,通过两切点平行于齿轮轴线的截面,即齿根危险截面。

理论上载荷应由同时啮合的多对齿分担(因端面重合度 $\epsilon_\alpha > 1$),但为简化计算,通常假设全部载荷作用于只有一对齿啮合时的齿顶进行分析,另用重合度系数 Y_ϵ 对齿根弯曲应力予以修正。

沿啮合线方向作用于齿顶的法向力 F_n 可分解为互相垂直的两个分力: $F_n \cos \alpha_F$ 和 $F_n \sin \alpha_F$ (图 12.20)。前者使齿根产生弯曲应力 σ_b 和切应力 τ ,后者使齿根产生压缩应力 σ_c 。弯曲应力起主要作用,其余影响很小,为简化计算,在应力修正系数 Y_{Sa} 中考虑。

轮齿长期工作后,受拉侧先产生疲劳裂纹,因此齿根弯曲疲劳强度计算应以受拉侧为计算依据。由图 12.20 可知,齿根的最大弯曲力矩

$$M = F_n \cos \alpha_F \cdot l = \frac{F_t}{\cos \alpha} l \cos \alpha_F = \frac{2T_1}{d_1} \cdot \frac{l \cos \alpha_F}{\cos \alpha}$$

计入载荷系数 K 、应力修正系数 Y_{Sa} 、重合度系数 Y_ϵ 后,得齿根弯曲强度校核公式

$$\begin{aligned} \sigma_F &\approx \sigma_b = \frac{M}{W} KY_{Sa} Y_\epsilon = \frac{2KT_1}{d_1 \frac{bs^2}{6}} \cdot \frac{l \cos \alpha_F}{\cos \alpha} Y_{Sa} Y_\epsilon \\ &= \frac{2KT_1}{bd_1 m} \cdot \frac{6 \left(\frac{l}{m}\right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{s}{m}\right)^2 \cos \alpha} Y_{Sa} Y_\epsilon \\ &\quad \underbrace{\frac{6 \left(\frac{l}{m}\right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{s}{m}\right)^2 \cos \alpha}}_{\text{齿形系数 } Y_{Fa}} \underbrace{\left. \begin{array}{l} Y_{Sa} \\ Y_\epsilon \end{array} \right\}}_{\text{应力修正系数 } Y_{Sa}} \\ &= \frac{2KT_1}{bd_1 m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon = \frac{KF_1}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon \leq [\sigma_F] \end{aligned} \quad (12.16)$$

以 $b = \psi_d d_1$ 、 $d_1 = mz_1$ 代入,得设计公式

① 本计算仅适用于 $\epsilon_\alpha < 2$ 的齿轮传动。

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2 [\sigma_F]} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon} \quad (12.17)$$

应该注意：同一对齿轮传动，大、小齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 、应力修正系数 Y_{Sa} 和许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 是不相同的。因此，应对大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 进行比较，并按两者中的较大值进行计算。模数应圆整成标准值。对于传递动力的齿轮，模数一般应大于 $1.5\text{mm} \sim 2\text{mm}$ 。

2. 计算参数的选取

以下对式中有关参数和数据说明如下：

——齿形系数 Y_{Fa} 。

$$Y_{Fa} = \frac{6 \left(\frac{l}{m} \right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{s}{m} \right)^2 \cos \alpha}$$

由于 l 和 s 均与模数成正比，故 Y_{Fa} 只取决于轮齿的形状（随齿数 z 和变位系数 x 而异），而与模数大小无关。 Y_{Fa} 可由图 12.21 查得。

——应力修正系数 Y_{Sa} 。用以综合考虑齿根过渡曲线处的应力集中和除弯曲应力外其余应力对齿根应力的影响的系数。 Y_{Sa} 值可由图 12.22 查得。

——重合度系数 Y_ϵ 。重合度系数可按下式计算

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} \quad (12.18)$$

——齿数 z_1 的选择。对于软齿面闭式传动，传动尺寸主要取决于接触疲劳强度，而弯曲疲劳强度往往比较富裕。这时，在传动尺寸不变并满足弯曲疲劳强度要求的前提下，齿数宜取多些（模数相应减小）。齿数增多有利于：1) 增大重合度，提高传动平稳性；2) 减小滑动系数，提高传动效率；3) 减小毛坯外径，减轻齿轮重量；4) 减少切削量（模数小则齿槽小），延长刀具使用寿命，减少加工工时等。一般可取 $z_1 = 20 \sim 40$ 。

对于硬齿面闭式传动，传动尺寸有可能要取决于轮齿弯曲疲劳强度，故齿数不宜过多。

开式传动的尺寸主要取决于轮齿弯曲疲劳强度，齿数不宜多。对于标准齿轮，应使 $z_1 \geq 17$ ，以免根切。

3. 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ ^①

单向受载时，许用弯曲应力按下式计算。

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim} Y_N Y_X}{S_{F \min}} \quad (12.19)$$

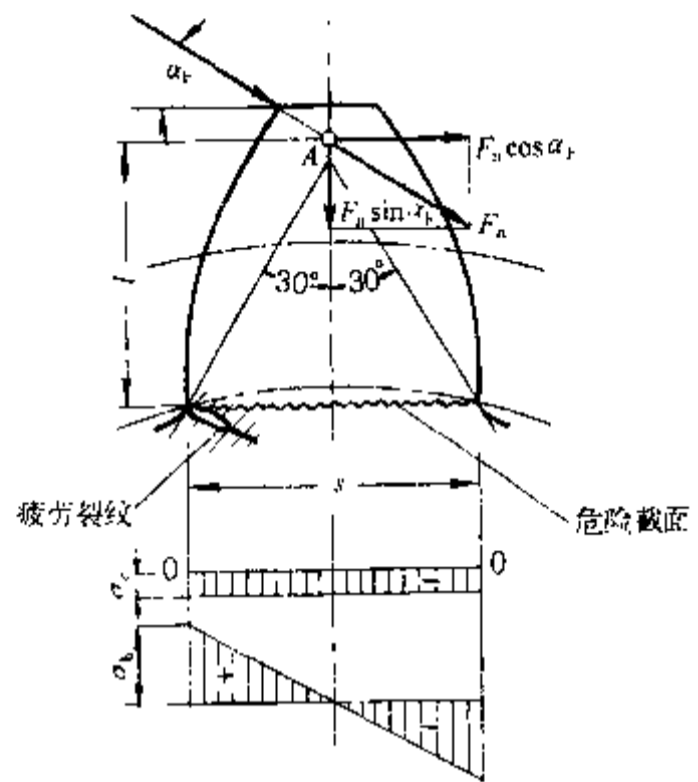
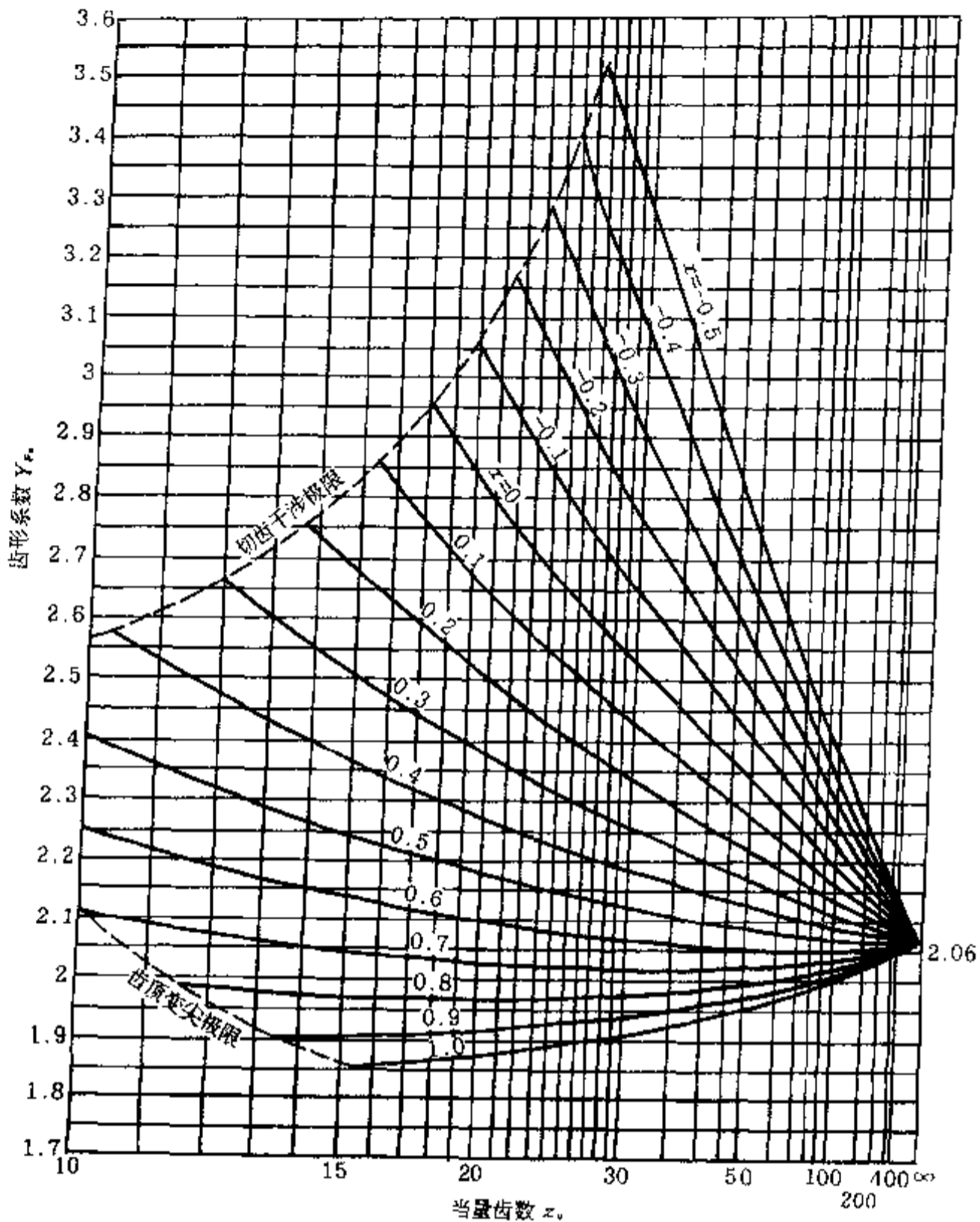


图 12.20 齿根危险截面的应力

① 为适应教学和简化计算，此处未考虑相对齿根圆角敏感和相对齿根表面状况等影响因素。详见新国标。



$\alpha_n = 20^\circ, h_{am} = 1m_n, c_n = 0.25m_n, \rho_f = 0.38m_n$; 对于内齿轮, 可取 $Y_{Fa} = 2.053$

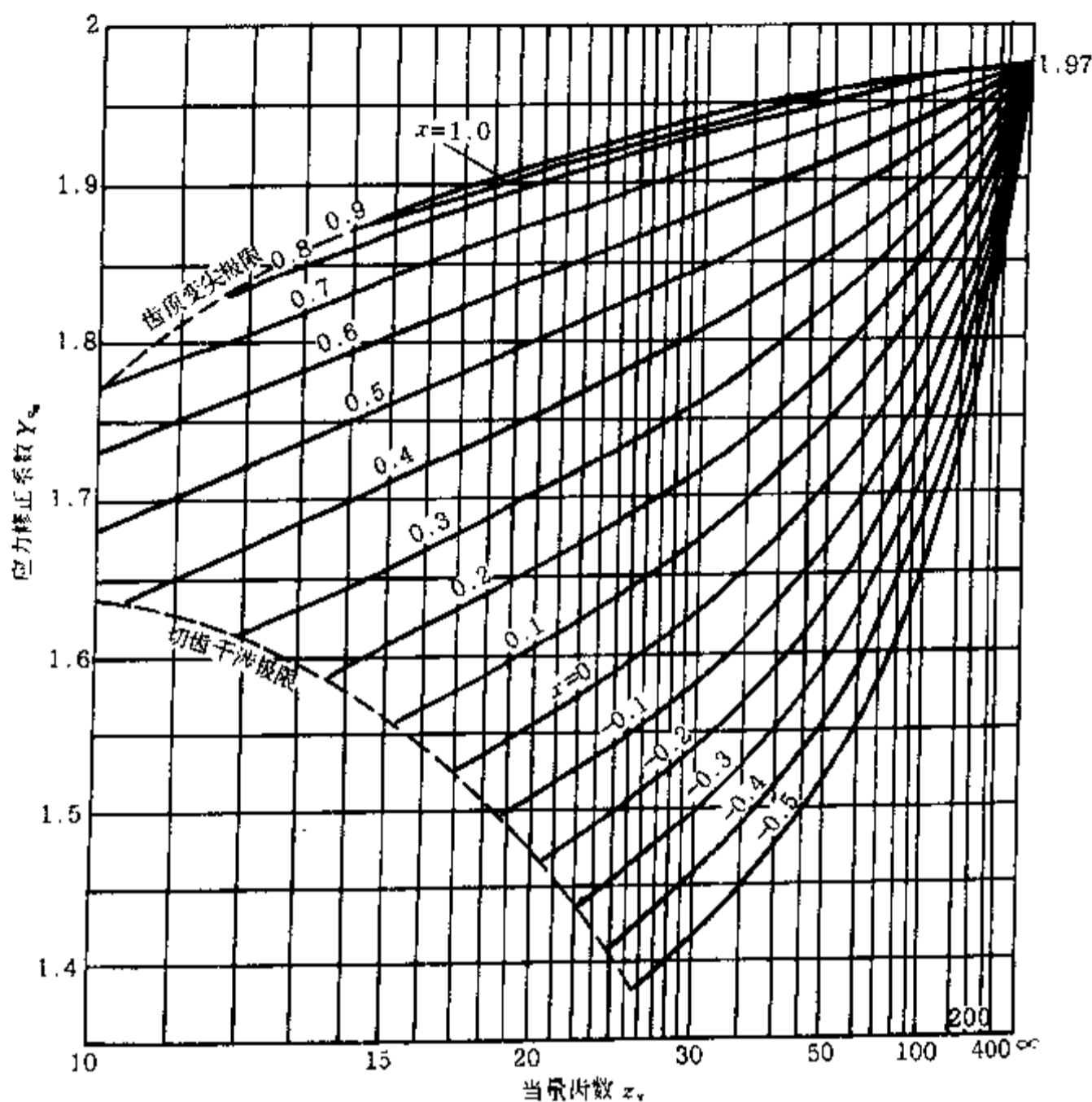
图 12.21 外齿轮齿形系数 Y_{Fa}

式中 $\sigma_{F\lim}^{①}$ ——失效概率为 1% 时, 试验齿轮的齿根弯曲疲劳极限, 查图 12.23; $S_{F\min}$ ——弯曲疲劳强度的最小安全系数, 参考表 12.14 选取; Y_N ——弯曲疲劳强度计算的寿命系数(在第 3 章中用 k_N 表示), 查图 12.24, 图中横坐标为工作应力循环次数 N_L , 可由式 12.12 或式 12.13 计算, 指数 m 查表 12.15; Y_X ——尺寸系数, 查图 12.25。

对称双向弯曲(如惰轮、行星轮)时, 应将图 12.23 查出的 $\sigma_{F\lim}$ 乘以 0.7。双向运转时, 所乘系数可稍大于 0.7。

闭式传动常先按接触疲劳强度求出齿轮直径和齿宽, 再校核其弯曲疲劳强度。齿面硬度很

① 在 $\sigma_{F\lim}$ 中已计入试验齿轮的应力修正系数, 即纵坐标为标准中的 $\sigma_{FE} (= \sigma_{F\lim} \cdot Y_{St}, Y_{St} = 2.0, \text{为试验齿轮的应力修正系数})$ 。



$\alpha_n = 20^\circ, h_{an} = 1m_n, c_n = 0.25m_n, \rho_f = 0.38m_n$; 对于内齿轮, 可取 $Y_{S\alpha} = 2.65$

图 12.22 外齿轮应力修正系数 $Y_{S\alpha}$

高的闭式传动,也可以按弯曲疲劳强度确定齿轮模数,再校核其接触疲劳强度。开式传动只需进行弯曲疲劳强度计算求取齿轮模数,为了补偿磨粒磨损,模数应增大 10%~15%。

例题 12.2 和例题 12.1 条件相同。当 1 和 2 轮分别为主动轮时,试说明这两个齿轮轮齿的弯曲应力变化性质,并求出弯曲寿命系数 Y_{N1} 和 Y_{N2} 。

解

1. 1 轮主动时

——应力变化性质。1 轮每转一周,同一侧齿面啮合一次,弯曲应力按脉动循环变化;2 轮每转一周,同一侧齿面啮合一次,弯曲应力按对称循环变化。

——应力循环次数 N_L 。同例题 12.1

$$N_{L1} = 9.6 \times 10^7, N_{L2} = 2.4 \times 10^7$$

——弯曲寿命系数 Y_N 。由图 12.24 查得: $Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1$ 。

2. 2 轮主动时

——应力变化性质。1 轮每转一周,同一侧齿面啮合一次,弯曲应力按脉动循环变化;2 轮每转一周,同一侧齿面啮合两次,弯曲应力按脉动循环变化。

——应力循环次数 N_L 。同例题 12.1

$$N_{L1} = 9.6 \times 10^7, N_{L2} = 4.8 \times 10^7$$

——弯曲寿命系数 Y_{N0} 。由图 12.24 查得： $Y_{N1} = 1; Y_{N2} = 1。$

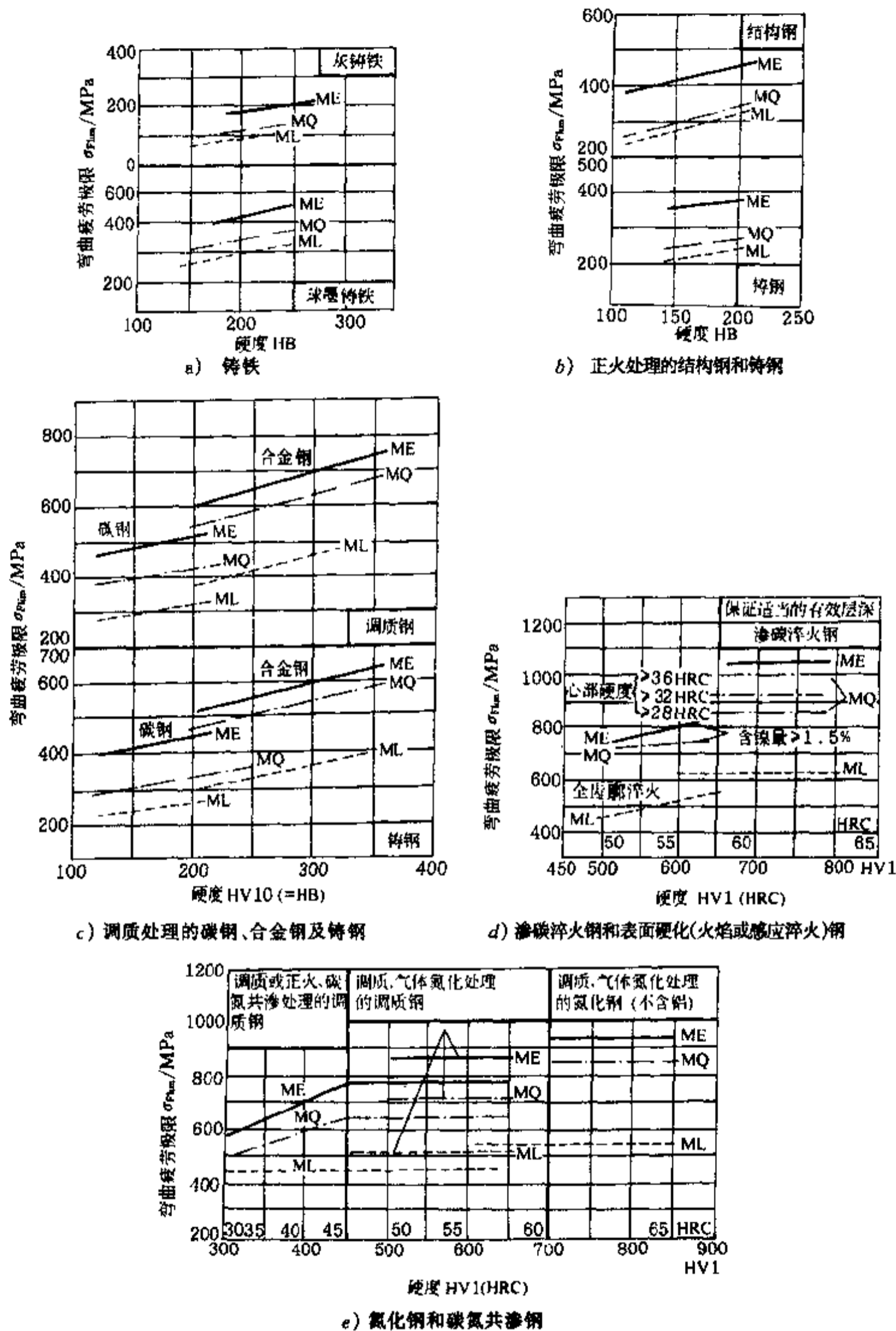
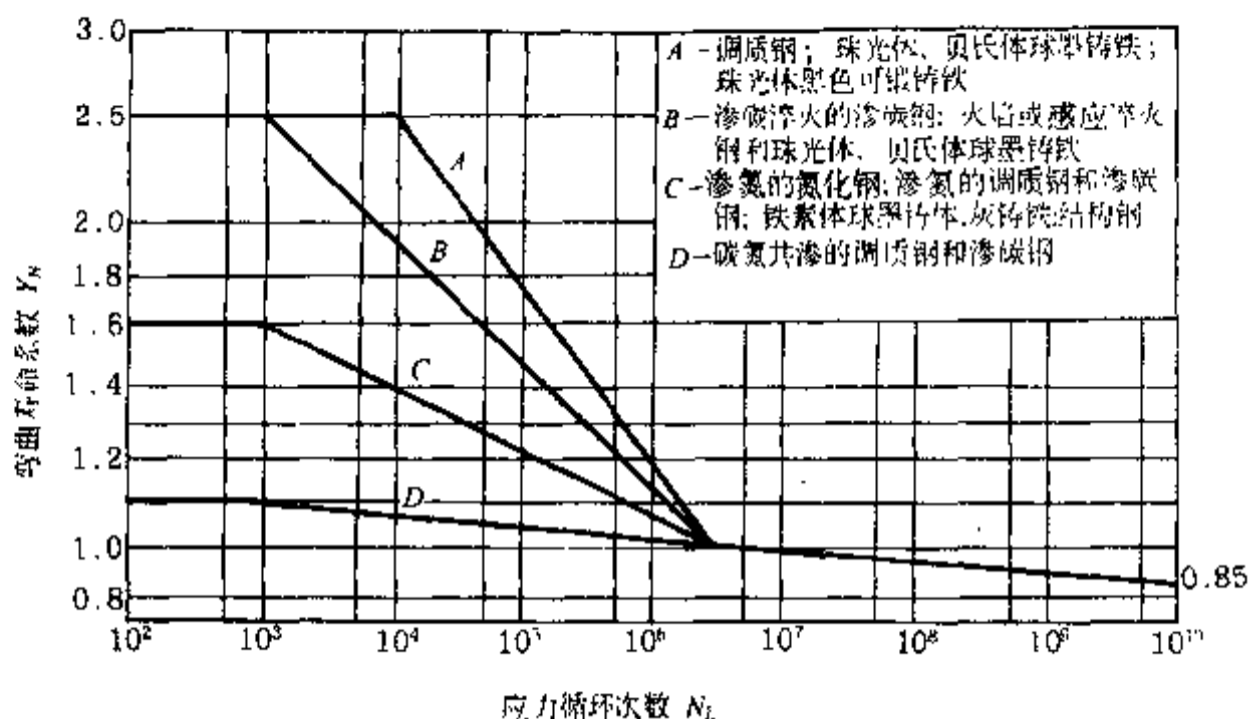


图 12.23 试验齿轮的弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim}$

图 12.24 弯曲寿命系数 Y_N

4. 模数的初步计算

以上讨论了直齿圆柱齿轮齿根弯曲疲劳强度的计算,对于校核计算来说,由于齿轮传动的尺寸和有关参数均为已知,在计算时并不存在什么困难。然而,如同齿面接触疲劳强度计算类似的理由,当需要按齿根弯曲疲劳强度进行设计计算时,也应将式 12.17 进行简化。对于直齿圆柱齿轮传动,设 $\epsilon_a = 1$, 由式 12.18 求得 $Y_e = 1$; 取载荷系数 $K = 1.2 \sim 2$, 则式 12.17 可简化为

$$m_n \geq A_m \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_d z_1^2 [\sigma_F]}} Y_{Fa} Y_{Sa} \quad (12.20)$$

此式对于直齿或斜齿圆柱齿轮均适用,式中 A_m 值见表 12.17。

表 12.17 A_m 值

螺旋角 β	0°	$8^\circ \sim 15^\circ$	$25^\circ \sim 35^\circ$
A_m ^①	1.34~1.59	1.32~1.56	1.22~1.45

① 当载荷平稳、齿宽系数较小、对称布置、轴的刚性较大、齿轮精度较高(6级以上)时, A_m 取较小值,反之取较大值。

初步计算的许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 推荐取

——轮齿单向受力:

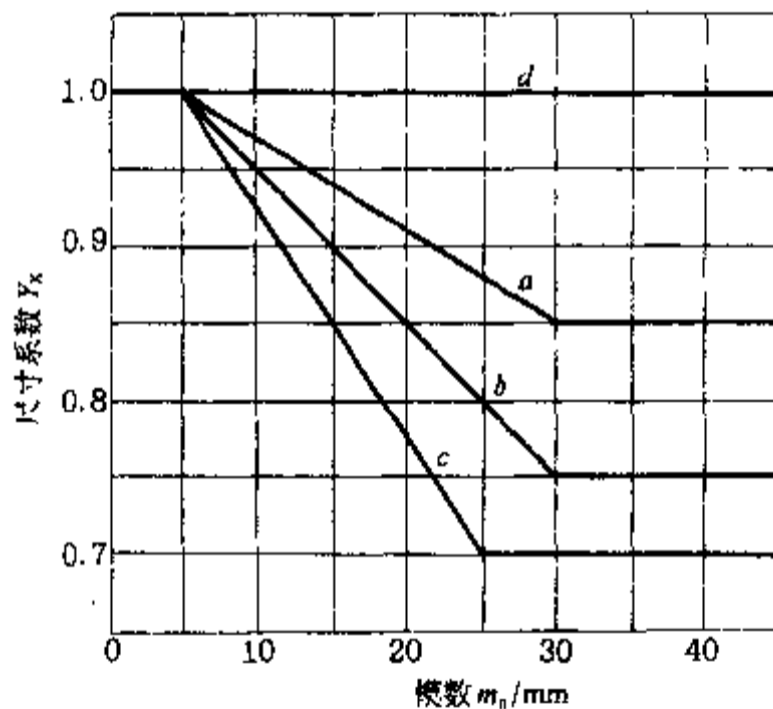
$$[\sigma_F] \approx 0.7 \sigma_{F \text{ lim}} \quad (12.21)$$

——轮齿双向受力或开式传动:

$$[\sigma_F] \approx 0.5 \sigma_{F \text{ lim}} \quad (12.22)$$

12.7.3 静强度校核计算

静强度校核计算包括少循环次数(低周循环)和瞬时过载两种。当齿轮工作可能出现短时

图 12.25 弯曲强度计算的尺寸系数 Y_X

a—结构钢、调质钢、球墨铸铁、珠光体可锻铸铁; b—表面硬化钢; c—灰铸铁; d—静强度(所有材料)

间、少次数(小于表 12.15 中 N_0 值)的超过额定工况的大载荷(如使用大起动转矩电机,在运行中出现异常重载或有重复性中等甚至严重冲击)时,则应进行静强度校核计算; $10^2 < N_L < N_0$ 时,进行少循环次数强度校核; $N_L < 10^2$ 时,进行瞬时过载强度校核计算。各计算公式见表 12.18。

表 12.18 静强度校核公式

少循环次数齿面接触静强度校核	少循环次数齿根弯曲静强度校核
$\sigma_{Hst} = Z_H Z_E Z_{\epsilon} \sqrt{\frac{2K_v K_{I\beta} K_{I\beta} T_{1max} \cdot u \pm 1}{bd_1^2 u}}$ $\leq [\sigma_{Hst}] \quad (12.23)$	$\sigma_{Fst} = \frac{2K_v K_{Fa} K_{F\beta} T_{1max} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\epsilon}}{bd_1 m}$ $\leq [\sigma_{Fst}] \quad (12.25)$
$[\sigma_{Hst}] = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_{Hmin}} \quad (12.24)$	$[\sigma_{Fst}] = \frac{\sigma_{Flim} Y_N}{S_{Fmin}} \quad (12.26)$
式中 σ_{Hst} ——静强度最大接触应力; $[\sigma_{Hst}]$ ——静强度许用接触应力;	σ_{Fst} ——静强度最大弯曲应力; $[\sigma_{Fst}]$ ——静强度许用弯曲应力;

T_{1max} ——小齿轮最大转矩;因已按最大载荷计算,故使用系数 $K_A = 1$;对在起动或堵转时产生的最大载荷或低速工况,可取动载系数 $K_v = 1$,其他情况 K_v 仍按图 12.9 查得;寿命系数 Z_N 和 Y_N 按 $N_L = N_0$ (N_0 见表 12.15)由图 12.18 和 12.24 查得;其余各参数均与疲劳强度计算相应值相同。

瞬时过载强度校核

$$\sigma_{Fmax} = \frac{F_{max} K_{I\beta} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\epsilon}}{bm} \leq [\sigma_s] \quad (12.27)$$

$$[\sigma_s] = K_y \sigma_s \quad (12.28)$$

式中 σ_{Fmax} ——瞬时过载齿根最大拉应力; F_{max} ——瞬时最大圆周力;
 σ_s ——材料屈服极限,见表 12.7; $[\sigma_s]$ ——许用屈服应力;

$K_{I\beta}$ ——齿面载荷集中系数,对跨距支承的闭式传动可取 $K_{I\beta} = 1.07 + 0.567b \times 10^{-3}$;

K_y ——屈服强度系数,对一般工业齿轮 $K_y = 0.75$,对重要齿轮 $K_y = 0.5$;

其余参数均与疲劳强度计算相应值相同。

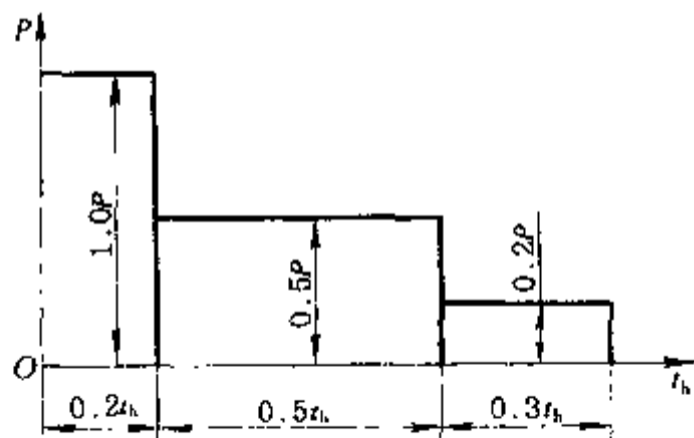


图 12.26 例题 12.3 图

例题 12.3 设计一闭式标准直齿圆柱齿轮传动。已知:名义功率 $P = 20$ kW;小齿轮转速 $n_1 = 1000$ r/min;传动比 $i (= u) = 3$;载荷变化规律见图 12.26。单班制。预期使用寿命 10 年,每年 300 个工作日。在使用期限内,工作时间占 20%。动力机为电动机,工作有中等振动,传动不逆转,齿轮对称布置。传动尺寸无严格限制,小批量生产,齿面允许少量点蚀,无严重过载。

解 因传动尺寸无严格限制, 批量较小, 故小齿轮用 40Cr, 调质处理, 硬度 241 HB~286 HB, 平均取为 260 HB, 大齿轮用 45 钢, 调质处理, 硬度 229 HB~286 HB, 平均取为 240 HB。计算步骤如下:

计算项目	计算内容	计算结果
齿面接触疲劳强度计算		
1. 初步计算		
转矩 T_1	$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{20}{1\,000}$	$T_1 = 191\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
齿宽系数 ψ_d	由表 12.13, 取 $\psi_d = 1.0$	$\psi_d = 1.0$
接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$	由图 12.17c	$\sigma_{H\lim 1} = 710 \text{ MPa}$ $\sigma_{H\lim 2} = 580 \text{ MPa}$
初步计算的许用接触应力 $[\sigma_H]$	$[\sigma_{H1}] \approx 0.9\sigma_{H\lim 1}$ (式 12.15) $= 0.9 \times 710$ $[\sigma_{H2}] \approx 0.9\sigma_{H\lim 2} = 0.9 \times 580$	$[\sigma_{H1}] = 639 \text{ MPa}$ $[\sigma_{H2}] = 522 \text{ MPa}$
A_d 值	由表 12.16, 取 $A_d = 85$	
初步计算的小齿轮直径 d_1	$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$ (式 12.14) $= 85 \times \sqrt[3]{\frac{191\,000}{1 \times 522^2} \times \frac{3+1}{3}} = 83.1$	取 $d_1 = 85 \text{ mm}$
初步齿宽 b	$b = \psi_d d_1 = 1 \times 85$	$b = 85 \text{ mm}$
2. 校核计算		
圆周速度 v	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 85 \times 1\,000}{60 \times 1\,000}$	$v = 4.45 \text{ m/s}$
精度等级	由表 12.6	选 8 级精度
齿数 z 和模数 m	初取齿数 $z_1 = 30; z_2 = iz_1 = 3 \times 30 = 90$ $m = d_1/z_1 = 85/30 = 2.83$ 由表 12.3, 取 $m = 2.5$ (这里往大或往小取均可, 视验算结果而定。) 则 $z_1 = d_1/m = 85/2.5 = 34$ $z_2 = iz_1 = 3 \times 34 = 102$	$m = 2.5$ $z_1 = 34$ $z_2 = 102$
使用系数 K_A	由表 12.9	$K_A = 1.5$
动载系数 K_v	由图 12.9	$K_v = 1.2$
齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$	由表 12.10, 先求 $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 191\,000}{85} = 4\,494 \text{ N}$ $\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1.5 \times 4\,494}{85} = 79.3 \text{ N/mm}$ $< 100 \text{ N/mm}$	
	$\epsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$ (式 12.6) $= 1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{34} + \frac{1}{102} \right) = 1.75$	$\epsilon_\alpha = 1.75$
	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.75}{3}} = 0.87$ (式 12.10)	$Z_\epsilon = 0.87$

续表

计算项目	计算内容	计算结果
	由此得 $K_{H\beta} = \frac{1}{Z_\epsilon^2} = \frac{1}{0.87^2} = 1.32$	$K_{H\beta} = 1.32$
齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$	由表 12.11 $K_{H\beta} = A + B \left(\frac{b}{d_1}\right)^2 + C \cdot 10^{-3} b$ $= 1.17 + 0.16 \times 1^2 + 0.61 \times 10^{-3} \times 85$	$K_{H\beta} = 1.38$
载荷系数 K	$K = K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}$ (式 12.5) $= 1.5 \times 1.2 \times 1.32 \times 1.38$	$K = 3.28$
弹性系数 Z_E	由表 12.12	$Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$
节点区域系数 Z_H	由图 12.16	$Z_H = 2.5$
接触最小安全系数 $S_{H\min}$	由表 12.14	$S_{H\min} = 1.05$
总工作时间 t_h	$t_h = 10 \times 300 \times 8 \times 0.2$	$t_h = 4800 \text{ h}$
应力循环次数 N_L	由表 12.15, 估计 $10^7 < N_L \leq 10^9$, 则指数 $m = 8.78$ $N_{L1} = N_{v1} = 60\gamma \sum_{i=1}^n n_i t_{hi} \left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^m$ (式 12.13) $= 60\gamma n_1 t_h \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_{\max}}\right)^{8.78} \cdot \frac{t_{hi}}{t_h}$ $= 60 \times 1 \times 1000 \times 4800 \times (1^{8.78} \times 0.2 + 0.5^{8.78} \times 0.5 + 0.2^{8.78} \times 0.3)$	$N_{L1} = 5.79 \times 10^7$
接触寿命系数 Z_N	原估计应力循环次数正确。 $N_{L2} = N_{L1}/i = 5.79 \times 10^7/3$ 由图 12.18	$N_{L2} = 1.93 \times 10^7$ $Z_{N1} = 1.18$ $Z_{N2} = 1.25$
许用接触应力 $[\sigma_H]$	$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim1} Z_{N1}}{S_{H\min}} = \frac{710 \times 1.18}{1.05}$ (式 12.11)	$[\sigma_{H1}] = 798 \text{ MPa}$
	$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim2} Z_{N2}}{S_{H\min}} = \frac{580 \times 1.25}{1.05}$	$[\sigma_{H2}] = 690 \text{ MPa}$
验算	$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$ (式 12.8) $= 189.8 \times 2.5 \times 0.87 \times \sqrt{\frac{2 \times 3.28 \times 191000}{85 \times 85^2} \times \frac{3+1}{3}}$	$\sigma_H = 681 \text{ MPa}$ $< [\sigma_{H2}]$
	计算结果表明, 接触疲劳强度较为合适, 齿轮尺寸无需调整。否则, 尺寸调整后还应再进行验算。	
3. 确定传动主要尺寸		
实际分度圆直径 d	因模数取标准值时, 齿数已重新确定, 但并未圆整, 故分度圆直径不会改变, 即 $d_1 = mz_1 = 2.5 \times 34 = 85 \text{ mm}$ $d_2 = mz_2 = 2.5 \times 102 = 255 \text{ mm}$	$d_1 = 85 \text{ mm}$ $d_2 = 255 \text{ mm}$
中心距 a	$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{2.5 \times (34 + 102)}{2}$	$a = 170 \text{ mm}$
齿宽 b	$b = \psi_d d_1 = 1 \times 85 = 85 \text{ mm}$	取 $b_1 = 95 \text{ mm}$

续表

计算项目	计算内容	计算结果
		$b_2 = 85 \text{ mm}$
齿根弯曲疲劳强度验算		
重合度系数 Y_ϵ	$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.75}$ (式 12.18)	$Y_\epsilon = 0.68$
齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$	由表 12.10, $K_{F\alpha} = 1/Y_\epsilon = 1/0.68$	$K_{F\alpha} = 1.47$
齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$	$b/l = 85/(2.25 \times 2.5) = 15.1$ 由图 12.14	$K_{F\beta} = 1.38$
载荷系数 K	$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.5 \times 1.2 \times 1.47 \times 1.38$	$K = 3.65$
齿形系数 Y_{Fa}	由图 12.21	$Y_{Fa1} = 2.46$ $Y_{Fa2} = 2.19$
应力修正系数 Y_{Sa}	由图 12.22	$Y_{Sa1} = 1.65$ $Y_{Sa2} = 1.8$
弯曲疲劳极限 $\sigma_{F \text{ lim}}$	由图 12.23c	$\sigma_{F \text{ lim}1} = 600 \text{ MPa}$ $\sigma_{F \text{ lim}2} = 450 \text{ MPa}$
弯曲最小安全系数 $S_{F \text{ min}}$	由表 12.14	$S_{F \text{ min}} = 1.25$
应力循环次数 N_L	由表 12.15, 估计 $3 \times 10^6 < N_L \leq 10^{10}$, 则指数 $m = 49.91$ $N_{L1} = N_v = 60 \gamma m_1 t_h \sum_{i=1}^r \left(\frac{T_i}{T_{\text{max}}} \right)^{49.91} \frac{t_{hi}}{t_h}$ $= 60 \times 1 \times 1\,000 \times 4\,800 \times (1^{49.91} \times 0.2 + 0.5^{49.91} \times 0.5 + 0.2^{49.91} \times 0.3)$ 原估计应力循环次数正确 $N_{L2} = N_{L1}/i = 5.76 \times 10^7/3$	$N_{L1} = 5.76 \times 10^7$ $N_{L2} = 1.92 \times 10^7$
弯曲寿命系数 Y_N	由图 12.24	$Y_{N1} = 0.95$ $Y_{N2} = 0.97$
尺寸系数 Y_X	由图 12.25	$Y_X = 1.0$
许用弯曲应力 $[\sigma_F]$	$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}1} Y_{N1} Y_X}{S_{F \text{ min}}} = \frac{600 \times 0.95 \times 1}{1.25}$ (式 12.19) $[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}2} Y_{N2} Y_X}{S_{F \text{ min}}} = \frac{450 \times 0.97 \times 1}{1.25}$	$[\sigma_{F1}] = 456 \text{ MPa}$ $[\sigma_{F2}] = 349 \text{ MPa}$
验算	$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1}{bd_1 m} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\epsilon$ (式 12.16) $= \frac{2 \times 3.65 \times 191\,000}{85 \times 85 \times 2.5} \times 2.46 \times 1.65 \times 0.68$ $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}$ $= 213 \times \frac{2.19 \times 1.8}{2.46 \times 1.65}$	$\sigma_{F1} = 213 \text{ MPa}$ $< [\sigma_{F1}]$ $\sigma_{F2} = 207 \text{ MPa}$ $< [\sigma_{F2}]$
	传动无严重过载, 故不作静强度校核	

12.8 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算

12.8.1 齿面接触疲劳强度计算

1. 计算公式

斜齿圆柱齿轮传动齿面不产生疲劳点蚀的强度条件同式 12.7。推导计算公式的出发点和直齿圆柱齿轮相似,但有以下几点不同:1)斜齿圆柱齿轮的法向齿廓为渐开线,故齿廓啮合点的曲率半径应代以法向曲率半径 ρ_{n1} 和 ρ_{n2} (图 12.27);2)接触线总长度随啮合位置不同而变化,同时还受端面重合度 ϵ_α 和纵向重合度 ϵ_β 的共同影响;3)接触线倾斜有利于提高接触疲劳强度,用螺旋角系数 Z_β 考虑其影响。

式 12.7 中, $\frac{1}{\rho}$ 、 F_n 和 L 用下式代入

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \cos \alpha' \tan \alpha'} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha' \cos \beta_b} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha' \cos \beta_b} \cdot \frac{1}{u}$$

$$L = \frac{b}{Z_\epsilon \cos \beta_b}$$

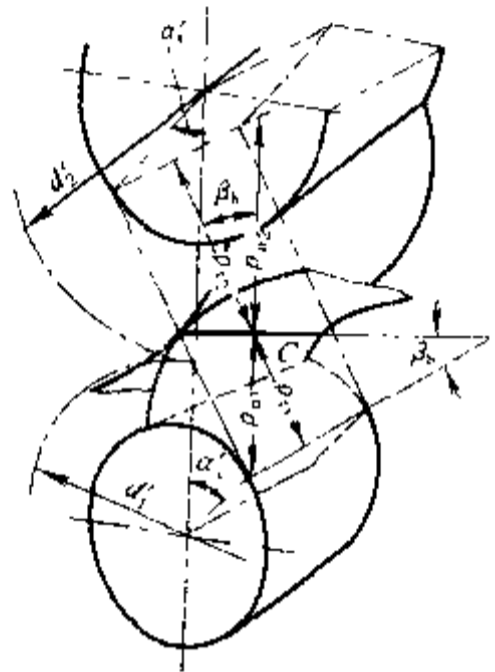


图 12.27 斜齿圆柱齿轮传动节点的曲率半径

计入载荷系数 K 、螺旋角系数 Z_β 后,得斜齿圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度的校核公式和设计公式为

$$\sigma_H = \underbrace{\sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}}}_{\text{弹性系数 } Z_E} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha' \tan \alpha'}}}_{\text{节点区域系数 } Z_H} \cdot \underbrace{Z_\epsilon}_{\text{重合度系数 } Z_\epsilon} \cdot \underbrace{Z_\beta}_{\text{螺旋角系数 } Z_\beta} \cdot \sqrt{\frac{2KT_1 \cdot u \pm 1}{bd_1^2 \cdot u}}$$

$$= Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1 \cdot u \pm 1}{bd_1^2 \cdot u}} \leq [\sigma_H] \quad (12.29)$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 \cdot u \pm 1}{\psi_d \cdot u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (12.30)$$

2. 计算参数的选择

以下对式中有关参数和数据说明如下:

——综合曲率半径 ρ 。由图 12.27,斜齿圆柱齿轮传动一对齿廓在节点 C 处的端面曲率半径分别为

$$\rho_{n1} = \frac{d'_1}{2} \sin \alpha', \quad \rho_{n2} = \frac{d'_2}{2} \sin \alpha'$$

其法面曲率半径则分别为

$$\rho_{n1} = \frac{\rho_{t1}}{\cos \beta_b} = \frac{d'_1 \sin \alpha'}{2 \cos \beta_b}, \quad \rho_{n2} = \frac{\rho_{t2}}{\cos \beta_b} = \frac{d'_2 \sin \alpha'}{2 \cos \beta_b}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\rho_{n2} \pm \rho_{n1}}{\rho_{n1} \rho_{n2}} = \frac{\frac{\rho_{t2}}{\cos \beta_b} \pm 1}{\rho_{n1} \left(\frac{\rho_{n2}}{\rho_{n1}} \right)} = \frac{2 \cos \beta_b \left(\frac{\rho_{n2}}{\rho_{n1}} \pm 1 \right)}{d'_1 \sin \alpha' \left(\frac{\rho_{n2}}{\rho_{n1}} \right)}$$

上式代入 $d'_1 = d_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'}$ 和 $\frac{\rho_{n2}}{\rho_{n1}} = \frac{\rho_{t2}}{\rho_{t1}} = \frac{d'_2}{d'_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = u$ 得

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \cos \alpha_t \tan \alpha'} \cdot \frac{u \pm 1}{u}$$

式中 α' ——端面啮合角； α_t ——端面分度圆压力角； β_b ——基圆螺旋角。

——接触线总长度 L 和重合度系数 Z_ϵ 。斜齿圆柱齿轮的接触线是倾斜的，其长度为变值，最小接触线总长度 L_{\min} 和重合度系数 Z_ϵ 分别为

$$\left. \begin{aligned} L_{\min} &= \frac{\chi \epsilon_\alpha b}{\cos \beta_b} = \frac{b}{Z_\epsilon^2 \cos \beta_b} \\ Z_\epsilon &= \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}{3}} \end{aligned} \right\} \quad (12.31)$$

端面重合度 ϵ_α 和纵向重合度 ϵ_β 的计算公式见表 12.8。若 $\epsilon_\beta \geq 1$ ，则取 $\epsilon_\beta = 1$ 。

χ 为接触线长度变化系数。

——螺旋角系数 Z_β 。螺旋角系数可按下式计算

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (12.32)$$

——弹性系数 Z_E 、节点区域系数 Z_H 。意义和直齿轮的同名系数相同，分别查表 12.12 和图 12.16。

3. 许用接触应力 $[\sigma_H]$

许用接触应力 $[\sigma_H]$ 仍按式 12.11 计算。

12.8.2 齿根弯曲疲劳强度计算

斜齿圆柱齿轮传动的接触线是倾斜的，故轮齿往往是局部折断（图 12.2）。齿根弯曲应力比较复杂，很难精确计算，通常按斜齿轮的法面当量直齿圆柱齿轮进行，分析的截面应为法向截面，模数应为法向模数 m_n 。考虑接触线倾斜对弯曲强度的有利影响，再引入螺旋角系数 Y_β ，于是得斜齿圆柱齿轮齿根弯曲疲劳强度的校核公式为

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1 m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta = \frac{KF}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta \leq [\sigma_F] \quad (12.33)$$

代入 $b = \psi_d d_1$ ， $d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1$ ，得设计公式

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 \cos^2 \beta}{\psi_d z_1^2 [\sigma_F]} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta} \quad (12.34)$$

式中 Y_{Fa} ——齿形系数,按当量齿数 $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ 由图 12.21 查取; Y_{Sa} ——应力修正系数,按当量齿数 z_v 由图 12.22 查取; Y_ϵ ——重合度系数,按式 12.18 计算,但该式中的 ϵ_α 应代以当量齿轮的端面重合度 $\epsilon_{\alpha v}$; $[\sigma_F]$ ——同直齿圆柱齿轮传动; Y_β ——螺旋角系数,按下式计算

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta^\circ}{120^\circ} \geq Y_{\beta \min} \quad (12.35)$$

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0.25 \epsilon_\beta \geq 0.75 \quad (12.36)$$

当 $\epsilon_\beta \geq 1$ 时,按 $\epsilon_\beta = 1$ 计算。若 $Y_\beta < 0.75$,则取 $Y_\beta = 0.75$ 。当 $\beta > 30^\circ$ 时,按 $\beta = 30^\circ$ 计值。

螺旋角过小斜齿轮的优点不明显,过大则轴向力增大,一般取 $\beta = 8^\circ \sim 25^\circ$ 。对于人字齿轮,因轴向力可以互相抵消,可取 $\beta = 20^\circ \sim 35^\circ$ 。

和直齿圆柱齿轮传动相同的原因,在进行设计计算时,也无法直接应用式 12.30 和式 12.34,还需先按简化公式求出主要尺寸和参数,然后再作较精确的校核计算。接触疲劳强度和弯曲疲劳强度的简化计算公式,仍分别为式 12.14 和式 12.20;简化计算的许用应力分别为式 12.15、12.21 和 12.22。

12.8.3 静强度校核计算

和直齿圆柱齿轮传动对应计算相同,公式亦如表 12.18 所列,但式 12.23 的 Z_ϵ 之后应再乘以 Z_β ;式 12.25 的 Y_ϵ 之后再乘以 Y_β 。此外,有关各式的 m 改为 m_n 即可。

例题 12.4 将例题 12.3 的设计标准直齿圆柱齿轮传动改为设计标准斜齿圆柱齿轮传动,已知条件、材料、热处理以及精度等级等均不变。

解

计算项目	计算内容	计算结果
齿面接触疲劳强度计算		
1. 初步计算		
转矩 T_1	同例题 12.3	$T_1 = 191\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
齿宽系数 ψ_d	同例题 12.3	$\psi_d = 1.0$
A_d 值	由表 12.16,估计 $\beta \approx 15^\circ$,取 $A_d = 82$	
初步计算的许用接触应力 $[\sigma_H]$	同例题 12.3	$[\sigma_{H1}] = 639 \text{ MPa}$ $[\sigma_{H2}] = 522 \text{ MPa}$
初步计算的小齿轮直径 d_1	$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_d [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (\text{式 } 12.14)$ $= 82 \times \sqrt[3]{\frac{191\,000}{1 \times 522^2} \times \frac{3+1}{3}} = 79.3$	取 $d_1 = 80 \text{ mm}$
初步齿宽 b	$b = \psi_d d_1 = 1 \times 80$	取 $b = 80 \text{ mm}$
2. 校核计算		
圆周速度 v	$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 80 \times 1\,000}{60 \times 1\,000}$	$v = 4.19 \text{ m/s}$
齿数 z 、模数 m 和	取 $z_1 = 31, z_2 = iz_1 = 3 \times 31 = 93$	$z_1 = 31, z_2 = 93$
螺旋角 β	$m_n = \frac{d_1}{z_1} = \frac{80}{31} = 2.580\,645\,2$	$m_n = 2.580\,645\,2$

续表

计算项目	计算内容	计算结果
	由表 12.3, 取 $m_n = 2.5 \text{ mm}$	$m_n = 2.5$
	$\beta = \arccos \frac{m_n}{m_t} = \arccos \frac{2.5}{2.5806452}$	$\beta = 14^\circ 21' 41''$ (和估计值接近)
使用系数 K_A	由表 12.9	$K_A = 1.5$
动载系数 K_V	由图 12.9	$K_V = 1.2$
齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$	由表 12.10, 先求	
	$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 191\,000}{80} = 4\,775 \text{ N}$	
	$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1.5 \times 4\,775}{80} = 89.5 \text{ N/mm}$	
	$< 100 \text{ N/mm}$	
	$\epsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$ (式 12.6)	
	$= \left[1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{93} \right) \right] \cos 14^\circ 21' 41''$	$\epsilon_\alpha = 1.69$
	$\epsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n}$ (表 12.8)	
	$= \frac{\psi_\alpha z_1}{\pi} \tan \beta = \frac{1 \times 31}{\pi} \tan 14^\circ 21' 41''$	$\epsilon_\beta = 2.53$
	$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$ (表 12.8)	
	$= 1.69 + 2.53$	$\epsilon_\gamma = 4.22$
	$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$ (表 12.8)	
	$= \arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ 21' 41''} = 20^\circ 35' 30''$	
	$\cos \beta_b = \cos \beta \cos \alpha_n / \cos \alpha_t$ (表 12.8)	
	$= \cos 14^\circ 21' 41'' \cos 20^\circ / \cos 20^\circ 35' 30''$	
	$= 0.97$	
	由此得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \epsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b$	
	$= 1.69 / 0.97^2 = 1.8$	$K_{H\alpha} = 1.8$
齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$	由表 12.11, $K_{H\beta} = A + B \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + C \cdot 10^{-3} b$	
	$= 1.17 + 0.16 \times 1^2 + 0.61 \times 10^{-3} \times 80 = 1.38$	$K_{H\beta} = 1.38$
载荷系数 K	$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}$ (式 12.5)	
	$= 1.5 \times 1.2 \times 1.8 \times 1.38$	$K = 4.47$
弹性系数 Z_E	由表 12.12	$Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$
节点区域系数 Z_H	由图 12.16	$Z_H = 2.42$
重合度系数 Z_ϵ	由式 12.31, 因 $\epsilon_\beta > 1$, 取 $\epsilon_\beta = 1$, 故	
	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$	

续表

计算项目	计算内容	计算结果
	$=\sqrt{\frac{1}{\epsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1.69}}$	$Z_\epsilon = 0.77$
螺旋角系数 Z_β	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 14^\circ 21' 41''}$ (式 12.32)	$Z_\beta = 0.98$
许用接触应力 $[\sigma_H]$	同例题 12.3	$[\sigma_{H1}] = 798 \text{ MPa}$ $[\sigma_{H2}] = 690 \text{ MPa}$
验算	$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1 \cdot u+1}{bd_1^2} \cdot \frac{u}{u}}$ (式 12.29) $= 189.8 \times 2.42 \times 0.77 \times 0.98 \times \sqrt{\frac{2 \times 4.47 \times 191\,000}{80 \times 80^2} \times \frac{3+1}{3}}$	$\sigma_H = 731 \text{ MPa} > [\sigma_{H2}]$
	计算结果表明,接触疲劳强度不够,亦即齿轮尺寸偏小,适当增大尺寸再进行验算。	
尺寸调整	取 $d_1 = 83 \text{ mm}$ $b = 83 \text{ mm}$ 按以上校核计算相同的步骤,再次求得各参数如下: $v = 4.35 \text{ m/s}$ $z_1 = 27, z_2 = 81$ $m_t = 3.074\,074 \text{ mm}, m_n = 3 \text{ mm}$ $\beta = 12^\circ 36' 12''$ $K_A = 1.5$ $K_v = 1.2$ $\epsilon_\alpha = 1.68, \epsilon_\beta = 1.92$ $\epsilon_\gamma = 3.6$ $\cos \beta_b = 0.98$ $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.75$ $K_{H\beta} = 1.38$ $K = 4.35$ $Z_H = 2.43$ $Z_\epsilon = 0.77$ $Z_\beta = 0.98$ Z_E 和 $[\sigma_H]$ 未变	$d_1 = 83 \text{ mm}$ $b = 83 \text{ mm}$ $v = 4.35 \text{ m/s}$ $z_1 = 27, z_2 = 81$ $m_n = 3 \text{ mm}$ $\beta = 12^\circ 36' 12''$ $K_A = 1.5$ $K_v = 1.2$ $\epsilon_\alpha = 1.68, \epsilon_\beta = 1.92$ $\epsilon_\gamma = 3.6$ $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.75$ $K_{H\beta} = 1.38$ $K = 4.35$ $Z_H = 2.43$ $Z_\epsilon = 0.77$ $Z_\beta = 0.98$ $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ $[\sigma_{H1}] = 798 \text{ MPa}$ $[\sigma_{H2}] = 690 \text{ MPa}$ $\sigma_H = 189.8 \times 2.43 \times 0.77 \times 0.98 \times \sqrt{\frac{2 \times 4.35 \times 191\,000}{83 \times 83^2} \times \frac{3+1}{3}}$ $\sigma_H = 685 \text{ MPa}$ $< [\sigma_{H2}]$

续表

计算项目	计算内容	计算结果
3. 确定传动主要尺寸		
中心距 a	$a = \frac{d_1(i+1)}{2} = \frac{83 \times (3+1)}{2} = 166 \text{ mm}$	$a = 166 \text{ mm}$
实际分度圆直径 d_1	因中心距未作圆整, 故分度圆直径不会改变, 即 $d_1 = \frac{2a}{i+1} = \frac{2 \times 166}{3+1}$	$d_1 = 83 \text{ mm}$
齿宽 b	$d_2 = id_1 = 3 \times 83$ $b = \psi_d d_1 = 1 \times 83 = 83 \text{ mm}$	$d_2 = 249 \text{ mm}$ 取 $b_1 = 93 \text{ mm}$ $b_2 = 83 \text{ mm}$
齿根弯曲疲劳强度验算		
齿形系数 Y_{Fa}	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{\cos^3 12^\circ 36' 12''} = 29$ $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{81}{\cos^3 12^\circ 36' 12''} = 87$ 由图 12.21	$Y_{Fa1} = 2.55$ $Y_{Fa2} = 2.22$
应力修正系数 Y_{Sa}	由图 12.22	$Y_{Sa1} = 1.62$ $Y_{Sa2} = 1.78$
重合度系数 Y_ϵ	$\epsilon_{\alpha v} = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right) \right] \cos \beta$ $= \left[1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{29} + \frac{1}{87} \right) \right] \cos 12^\circ 36' 12''$ $= 1.69$ $Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{\alpha v}} \quad (\text{式 12.18})$ $= 0.25 + \frac{0.75}{1.69} = 0.69$	$Y_\epsilon = 0.69$
螺旋角系数 Y_β	$Y_{\beta \min} = 1 - 0.25 \epsilon_\beta \quad (\text{式 12.36})$ $= 1 - 0.25 \times 1 = 0.75$ (当 $\epsilon_\beta \geq 1$ 时, 按 $\epsilon_\beta = 1$ 计算) $Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta^2}{120^\circ} \quad (\text{式 12.35})$ $= 1 - 1 \times \frac{12.6^\circ}{120^\circ} = 0.9 > Y_{\beta \min}$	$Y_\beta = 0.9$
齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$	由表 12.10 注③, $\frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_\epsilon} = \frac{3.6}{1.68 \times 0.69} = 3.1$ 前已求得 $K_{F\alpha} = 1.75 < \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha Y_\epsilon}$ 故 $K_{F\alpha} = 1.75$	$K_{F\alpha} = 1.75$
齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$	由图 12.14	

续表

计算项目	计算内容	计算结果
载荷系数 K	$b/h = 83/(2.25 \times 3) = 12.3$	
	$K_{F\beta} = 1.36$	$K_{F\beta} = 1.36$
	$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}$	
	$= 1.5 \times 1.2 \times 1.75 \times 1.36$	$K = 4.28$
许用弯曲应力 $[\sigma_F]$	同例题 12.3	$[\sigma_{F1}] = 456 \text{ MPa}$ $[\sigma_{F2}] = 349 \text{ MPa}$
验算	$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1}{bd_1 m_n} Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\epsilon Y_\beta \quad (\text{式 12.33})$	
	$= \frac{2 \times 4.28 \times 191\,000}{83 \times 83 \times 3} \times 2.55 \times 1.62 \times 0.69 \times 0.9$	$\sigma_{F1} = 203 \text{ MPa}$
	$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 203 \times \frac{2.22 \times 1.78}{2.55 \times 1.62}$	$< [\sigma_{F1}]$ $\sigma_{F2} = 194 \text{ MPa}$ $< [\sigma_{F2}]$

12.9 直齿锥齿轮传动^①

锥齿轮用于传递两相交轴之间的运动和动力,有直齿、斜齿和曲线齿之分,直齿最常用,斜齿已逐渐被曲线齿代替。轴交角可为任意角度,最常用的是 90° 。

锥齿轮沿齿宽方向的齿廓大小与其距锥顶的距离成正比。轮齿刚度大端大,小端小,故沿齿宽的载荷分布不均匀。和圆柱齿轮相比,直齿锥齿轮的制造精度较低,工作时振动和噪声都较大,故圆周速度不宜过高(见表 12.6)。

直齿锥齿轮传动的强度计算比较复杂。为了简化,将一对直齿锥齿轮传动转化为一对当量直齿圆柱齿轮传动进行强度计算。方法是:用锥齿轮齿宽中点处的当量圆柱齿轮代替该锥齿轮,其分度圆半径即为齿宽中点处的背锥母线长,模数即为齿宽中点的平均模数 m_m ,法向力即为齿宽中点的合力 F_n 。这样,直齿锥齿轮传动的强度计算即可引用直齿圆柱齿轮传动的相应公式。

12.9.1 几何计算

将齿宽中点处的背锥展开,即可画出直径分别为 d_{v1} 和 d_{v2} 的两个当量直齿圆柱齿轮。由图 12.28 可得

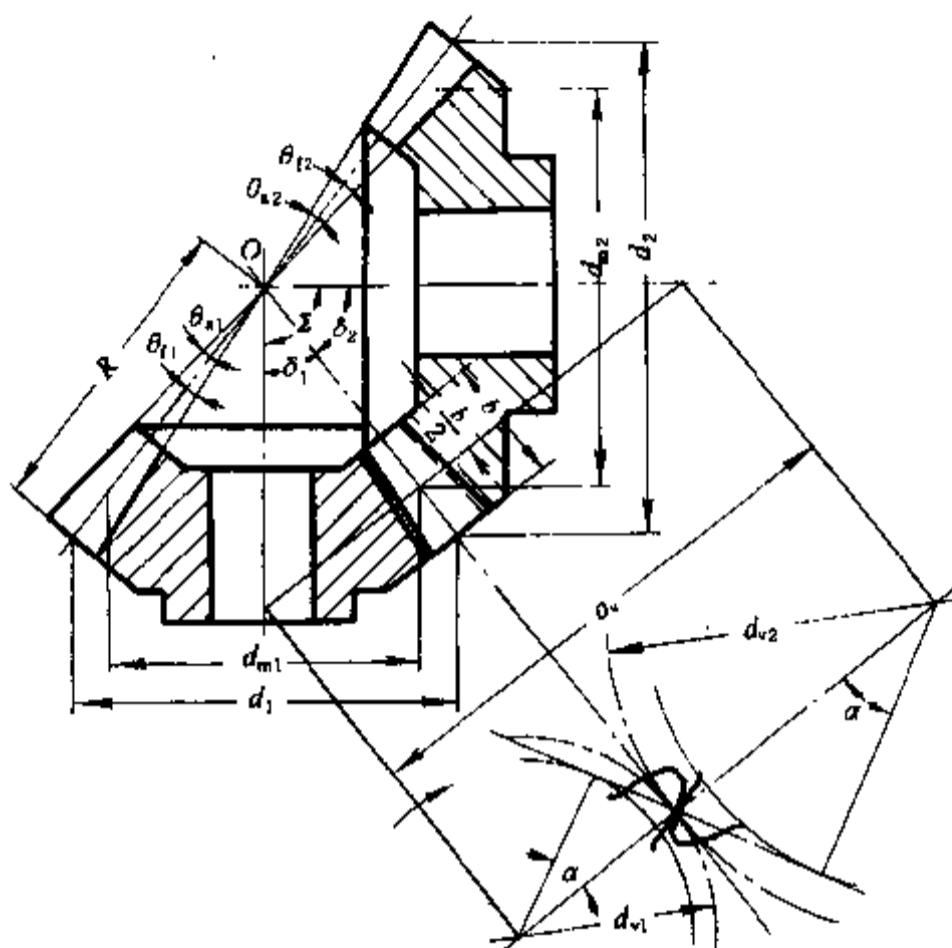
$$\tan \delta_1 = \frac{d_1/2}{d_2/2} = \frac{1}{u}$$

$$\tan \delta_2 = \frac{d_2/2}{d_1/2} = u$$

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{\tan^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\tan^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}$$

^① 锥齿轮承载能力计算方法已有国标(GB 10062—88)。本节作了简化,且与圆柱齿轮传动尽量统一协调。

图 12.28 直齿锥齿轮传动的几何关系(轴交角 $\Sigma = 90^\circ$)

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = d_{m1} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = d_{m2} \sqrt{u^2 + 1}$$

标准直齿锥齿轮传动的主要几何尺寸见表 12.19。

表 12.19 标准直齿锥齿轮传动的主要几何计算公式(轴交角 $\Sigma = 90^\circ$)

名称及代号	计 算 公 式
齿数比 u	$u = \frac{z_2}{z_1}$
当量齿数 z_v	$z_v = \frac{z}{\cos \delta}$
当量齿轮的齿数比 u_v	$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = u^2$
分锥角 δ	$\tan \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}$
大端模数 m	由强度计算或结构设计确定,并按表 12.3 取标准值
大端分度圆直径 d	$d = mx$
锥距 R	$R = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
齿宽系数 ψ_R	$\psi_R = \frac{b}{R} \leq \frac{1}{3}$, b 为齿宽,一般 $\psi_R = 0.25 \sim 0.3$
平均分度圆直径 d_m	$d_m = (1 - 0.5\psi_R)d$
平均模数 m_m	$m_m = \frac{d_m}{z} = (1 - 0.5\psi_R)m$
齿高 h	$h = h_a + h_f = m + 1.2m = 2.2m$
大端顶圆直径 d_a	$d_a = d + 2h_a \cos \delta$

续表

名称及代号	计 算 公 式
齿顶角 θ_a	不等顶隙收缩齿 $\tan \theta_a = \frac{h_a}{R}$ 等顶隙收缩齿 $\theta_{a1} = \theta_{a2}, \theta_{a2} = \theta_{a1}$
齿根角 θ_f	$\tan \theta_f = \frac{h_f}{R}$
顶锥角 δ_a	不等顶隙收缩齿 $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}, \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$ 等顶隙收缩齿 $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a2}, \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a1}$
根锥角 δ_f	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}, \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$

12.9.2 受力分析

忽略摩擦力,假设法向力 F_n 集中作用在齿宽节线中点处,则 F_n 可分解为互相垂直的三个分力(图 12.29)

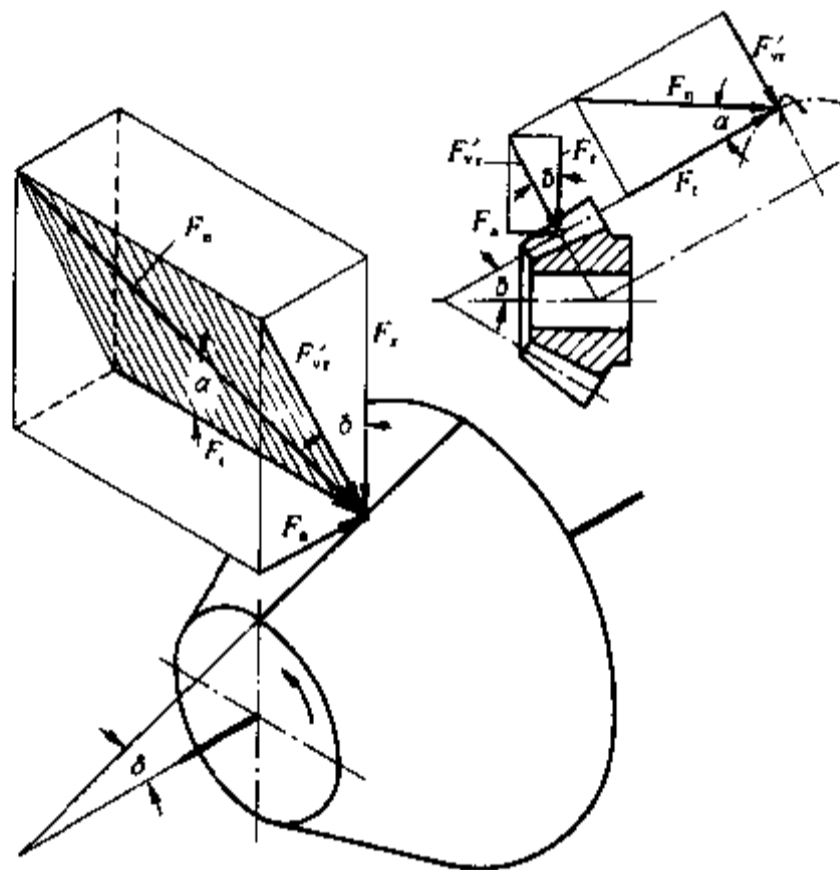


图 12.29 直齿锥齿轮传动的受力分析

$$\left. \begin{aligned}
 \text{圆周力} \quad F_t &= \frac{2T_1}{d_{m1}} \\
 \text{径向力} \quad F_r &= F'_r \cos \delta_1 = F_t \tan \alpha \cos \delta_1 \\
 \text{轴向力} \quad F_a &= F'_r \sin \delta_1 = F_t \tan \alpha \sin \delta_1
 \end{aligned} \right\} \quad (12.37)$$

圆周力方向在主动轮上与回转方向相反,在从动轮上与回转方向相同;径向力方向分别指向各自的轮心;轴向力方向分别指向大端,且有以下关系: $F_{r1} = -F_{r2}; F_{a1} = -F_{a2}$ 。负号表示方向相反。

12.9.3 齿面接触疲劳强度计算

将当量齿轮的有关参数代入式 12.8,考虑齿面接触区长短对齿面应力的影响,取有效齿宽为 $0.85b$,得

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_{v1}}{0.85bd_{v1}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \leq [\sigma_H]$$

式中代入

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = (1 - 0.5 \psi_R) d_1 \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$$

$$T_{v1} = F_{t1} \cdot \frac{d_{v1}}{2} = F_{t1} \cdot \frac{d_{m1}}{2 \cos \delta_1} = \frac{T_1}{\cos \delta_1} = T_1 \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$$

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2 / \cos \delta_2}{z_1 / \cos \delta_1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = u \tan \delta_2 = u^2$$

$$b = \psi_R R = \psi_R \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{\psi_R d_1 \sqrt{u^2 + 1}}{2}$$

得直齿锥齿轮传动的齿面接触疲劳强度校核公式和设计公式分别为

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{4.7KT_1}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma_H] \quad (12.38)$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4.7KT_1}{\psi_R (1 - 0.5\psi_R)^2 u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (12.39)$$

载荷系数 $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$; 使用系数 K_A 查表 12.9; 动载系数 K_V 查图 12.9^① (图中 v 为齿宽中点圆周速度); 齿间载荷分配系数 K_α 查表 12.10^① (表中 ϵ_α 视为当量齿轮的重合度 $\epsilon_{\alpha v}$); 齿向载荷分布系数 K_β 查表 12.20; 弹性系数 Z_E 查表 12.12; 节点区域系数 Z_H 查图 12.16^②; 重合度系数 Z_ϵ 按式 12.10 计算 (根据当量齿轮的重合度 $\epsilon_{\alpha v}$); 许用接触应力 $[\sigma_H]$ 见式 12.11, 式中的接触疲劳极限 σ_{Hlim} 仍查图 12.17。

表 12.20 齿向载荷分布系数 K_β

应 用	支 承 情 况		
	两轮均为两端支承	一轮两端支承另一轮悬臂	两轮均为悬臂支承
飞机、车辆	1.50	1.65	1.88
工业机器、船舶	1.65	1.88	2.25

注:1. 本表按 GB 10062—88 式 29、30 和表 8 归纳而得。

2. 在运转条件下有最佳接触印痕时方可用表值。

3. 表值适用于鼓形齿,非鼓形齿直齿锥齿轮可将表值适当增大。

12.9.4 齿根弯曲疲劳强度计算

将当量齿轮的有关参数代入式 12.16, 并取有效齿宽为 $0.85b$, 得齿根弯曲疲劳强度的校核公式和设计公式分别为

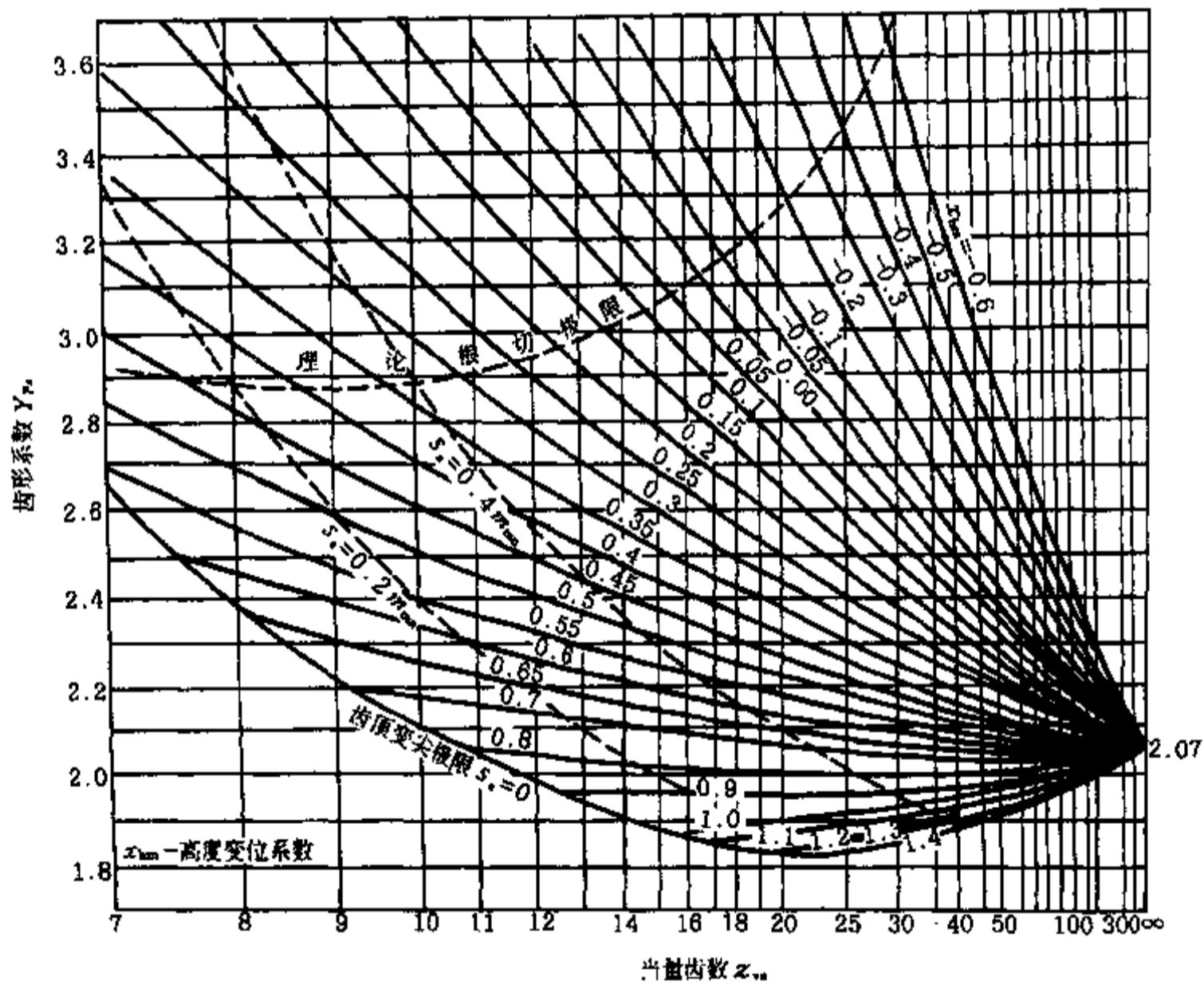
① 按 GB 10062—88 规定, K_V 和 K_α 的计算相当复杂。此处仍沿用过去常用的方法, 借用圆柱齿轮计算中相应的计算图表, 但以当量齿轮的数据代入。作正规设计时, 应按国标计算。

② 在 GB 10062—88 中, 图 5 给的是由 β_m 和 α_n 求 Z_H , 未计及变位系数的影响。本节只讲直齿锥齿轮, 没有 β_m 问题, 故仍可借用图 12.16 求节点区域系数 Z_H , 但 $\beta = 0, \alpha_n = 20^\circ$ 。

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{2KT_{v1}}{0.85bd_{v1}m_m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon = \frac{2K \frac{T_1}{\cos \delta_1}}{0.85b \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} m_m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon \\ &= \frac{2KT_1}{0.85 \times \frac{\psi_R d_1 \sqrt{u^2+1}}{2} (1-0.5\psi_R) d_1 (1-0.5\psi_R) m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon \\ &= \frac{4.7KT_1}{\psi_R (1-0.5\psi_R)^2 z_1^2 m^3 \sqrt{u^2+1}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon \leq [\sigma_F] \end{aligned} \quad (12.40)$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4.7KT_1}{\psi_R (1-0.5\psi_R)^2 z_1^2 [\sigma_F] \sqrt{u^2+1}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon} \quad (12.41)$$

式中 齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa} 按当量齿数 z_v 分别由图 12.30 和 12.31 查取^① (图中



$$\alpha = 20^\circ, h_s/m_m = 1, h_{a0}/m_m = 1.25, \rho_{a0}/m_m = 0.25$$

(h_{a0} 为刀具齿顶高; ρ_{a0} 为刀具齿顶圆角半径)

图 12.30 齿形系数 Y_{Fa}

x_{vm} 为高度平均变位系数, s_s 为齿顶厚, m_{vm} 为平均法向模数); 重合度系数 Y_ϵ 按当量齿轮的重合

^① 此两图取自 GB 10062—88, 但齿廓参数和 GB 12369—90 略有出入。

度 $\epsilon_{\alpha v}$ 由式 12.18 计算; 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 仍按式 12.19 计算, 其中的弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim}$ 查图 12.23。

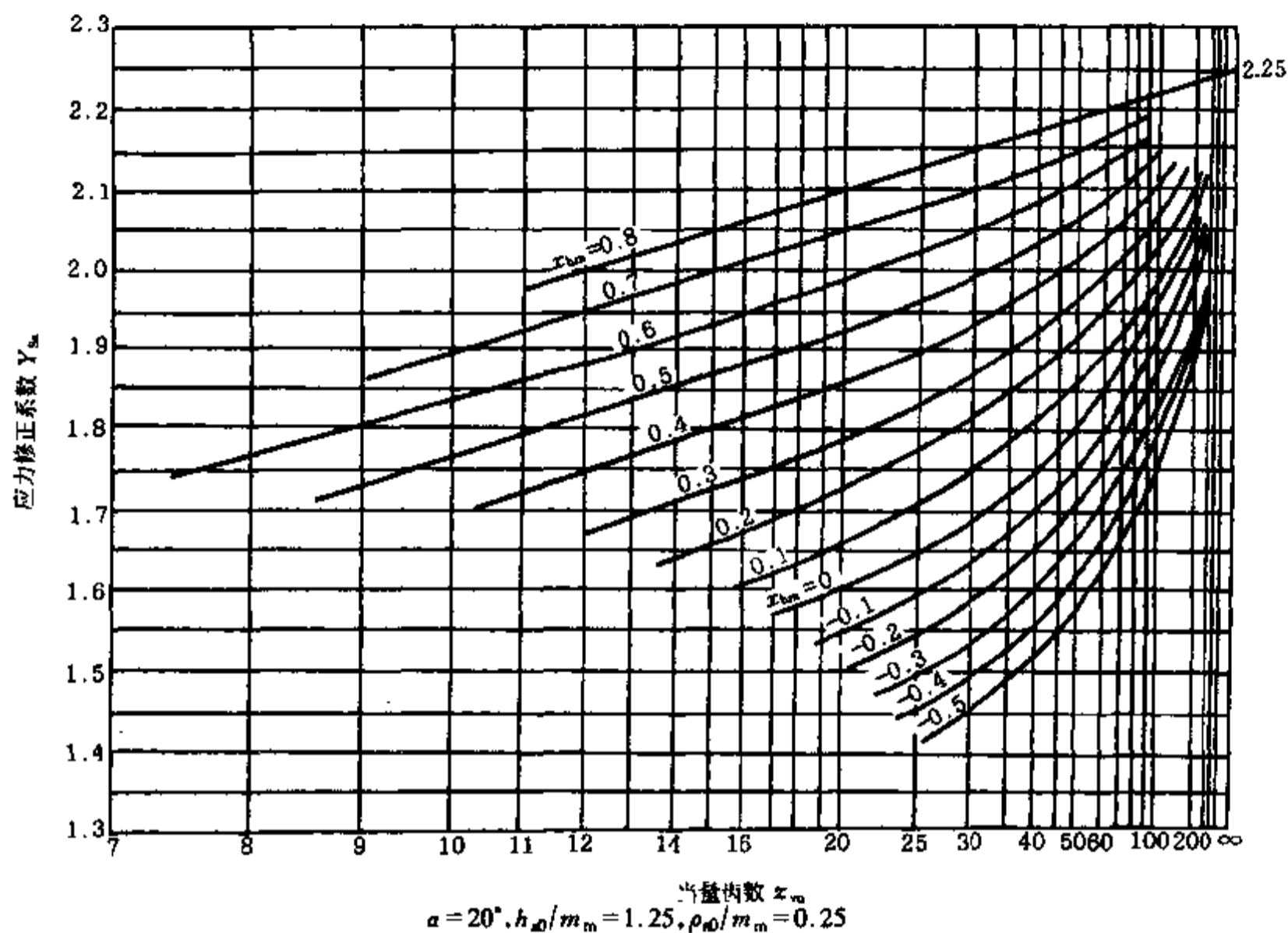


图 12.31 应力修正系数 Y_{Sa}

在设计新的锥齿轮传动时,可以直接用设计公式(式 12.39)进行设计计算。对一些参数,可先作假设,然后再对所假设的参数进行校核并予修正。

GB 10062—88 未给出静强度校核公式,可参考圆柱齿轮传动相应方法进行计算。

例题 12.5 设计某闭式直齿锥齿轮传动,轴交角 $\Sigma = 90^\circ$,小齿轮悬臂支承,大齿轮两端支承,传递功率 $P = 9.8 \text{ kW}$,小齿轮转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$,传动比 $i = u = 3$,电动机驱动,工作机载荷稳定而平稳,长期单向运转,可不考虑寿命因素。

解 直齿锥齿轮加工多为刨齿,不宜采用硬齿面。小齿轮选用 40Cr,调质处理,硬度为 241 HB~286 HB,取平均硬度 260 HB;大齿轮选用 42SiMn,调质处理,硬度为 217 HB~255 HB,取平均硬度 230 HB。计算步骤如下:

计算项目	计算内容	计算结果
齿面接触疲劳强度计算		
齿数 z 和精度等级	取 $z_1 = 24, z_2 = iz_1 = 3 \times 24 = 72$ 估计 $v_m \approx 4 \text{ m/s}$, 由表 12.6	$z_1 = 24, z_2 = 72$ 选 8 级精度
使用寿命 K_A	由表 12.9	$K_A = 1.0$
动载系数 K_v	由图 12.9	$K_v = 1.17$
齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$	由表 12.10, 估计 $\frac{K_A F_t}{b} < 100 \text{ N/mm}$ $\cos \delta_1 = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}} = \frac{3}{\sqrt{3^2 + 1}} = 0.95$	

续表

计算项目	计算内容	计算结果
	$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{u^2+1}} = \frac{1}{\sqrt{3^2+1}} = 0.32$	
	$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{24}{0.95} = 25.26$	(表 12.19)
	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{72}{0.32} = 225$	
	$\epsilon_{av} = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right) \right] \cos \beta$ (式 12.6)	
	$= 1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{25.26} + \frac{1}{225} \right) = 1.74$	
	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_{av}}{3}}$ (式 12.10)	
	$= \sqrt{\frac{4 - 1.74}{3}}$	$Z_\epsilon = 0.87$
	$K_{H\beta} = \frac{1}{Z_\epsilon^2} = \frac{1}{0.87^2}$	$K_{H\beta} = 1.32$
齿向载荷分布系数 K_β	由表 12.20 及注 3, 取 $K_\beta = 1.9$	$K_\beta = 1.9$
载荷系数 K	$K = K_A K_V K_{H\beta} K_\beta = 1 \times 1.17 \times 1.32 \times 1.9$	$K = 2.93$
转矩 T_1	$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{9.8}{960}$	$T_1 = 97\,490 \text{ N}\cdot\text{mm}$
弹性系数 Z_E	由表 12.12	$Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$
节点区域系数 Z_H	由图 12.16	$Z_H = 2.5$
接触疲劳极限 $\sigma_{H \lim}$	由图 12.17c	$\sigma_{H \lim 1} = 710 \text{ MPa}$ $\sigma_{H \lim 2} = 680 \text{ MPa}$
接触最小安全系数 $S_{H \min}$	由表 12.14	$S_{H \min} = 1.05$
接触寿命系数 Z_N	由题意	$Z_{N1} = Z_{N2} = 1.0$
许用接触应力 $[\sigma_H]$	$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim 1} Z_{N1}}{S_{H \min}} = \frac{710 \times 1}{1.05}$ (式 12.11)	$[\sigma_{H1}] = 676 \text{ MPa}$
	$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \lim 2} Z_{N2}}{S_{H \min}} = \frac{680 \times 1}{1.05}$	$[\sigma_{H2}] = 648 \text{ MPa}$
小轮大端分度圆直径 d_1	取 $\psi_R = 0.3$	$\psi_R = 0.3$
	$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4.7KT_1}{\psi_R(1-0.5\psi_R)^2 u} \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$ (式 12.39)	
	$= \sqrt[3]{\frac{4.7 \times 2.93 \times 97\,490}{0.3 \times (1-0.5 \times 0.3)^2 \times 3} \times \left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.87}{648} \right)^2}$	
	$= 94.28 \text{ mm}$	
验算圆周速度及 $\frac{K_A F_t}{b}$	$d_{m1} = (1-0.5\psi_R)d_1$ (表 12.19)	
	$= (1-0.5 \times 0.3) \times 94.28 = 80.14 \text{ mm}$	
	$v_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 80.14 \times 960}{60 \times 1\,000} = 4.03 \text{ m/s}$	

续表

计算项目	计算内容	计算结果
	(与估计值接近)	
	$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 97\,490}{80.14} = 2\,433 \text{ N}$ (式 12.37)	
	$b = \psi_R R = \psi_R \cdot \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{\psi_R d_1}{2 \sqrt{1 - \cos^2 \delta_1}}$ $= \frac{0.3 \times 94.28}{2 \sqrt{1 - 0.95^2}} = 45.3 \text{ mm}$	
	$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1.0 \times 2\,433}{45.3} = 53.7 \text{ N/mm}$ $< 100 \text{ N/mm}$ (与原估计相符)	
确定传动主要尺寸		
大端模数 m	$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{94.28}{24} = 3.93 \text{ mm}$ 由表 12.3, 取 $m = 4 \text{ mm}$	$m = 4 \text{ mm}$
实际大端分度圆直径 d	$d_1 = m z_1 = 4 \times 24$ $d_2 = m z_2 = 4 \times 72$	$d_1 = 96 \text{ mm}$ $d_2 = 288 \text{ mm}$
锥距 R	$R = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ (表 12.19) $= \frac{4}{2} \sqrt{24^2 + 72^2}$ (此值必须准确)	$R = 151.79 \text{ mm}$
齿宽 b	$b = \psi_R R = 0.3 \times 151.79 = 45.54 \text{ mm}$	取 $b = 46 \text{ mm}$
齿根弯曲疲劳强度计算		
齿形系数 Y_{Fa}	由图 12.30	$Y_{Fa1} = 2.73$ $Y_{Fa2} = 2.15$
应力修正系数 Y_{Sa}	由图 12.31	$Y_{Sa1} = 1.64$ $Y_{Sa2} = 2.07$
重合度系数 Y_ϵ	$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{av}}$ (式 12.18) $= 0.25 + \frac{0.75}{1.74}$	$Y_\epsilon = 0.68$
齿间载荷分配系数 K_{Fa}	由表 12.10, $K_A F_t / b < 100 \text{ N/mm}$ $K_{Fa} = \frac{1}{Y_\epsilon} = \frac{1}{0.68}$	$K_{Fa} = 1.47$
载荷系数 K	$K = K_A K_V K_{Fa} K_\beta = 1 \times 1.17 \times 1.47 \times 1.9$	$K = 3.27$
弯曲疲劳极限 $\sigma_{F \text{ lim}}$	由图 12.23c	$\sigma_{F \text{ lim}1} = 600 \text{ MPa}$ $\sigma_{F \text{ lim}2} = 570 \text{ MPa}$
弯曲最小安全系数 $S_{F \text{ min}}$	由表 12.14	$S_{F \text{ min}} = 1.25$
弯曲寿命系数 Y_N	由题意	$Y_{N1} = Y_{N2} = 1.0$
尺寸系数 Y_X	由图 12.25	$Y_X = 1.0$

续表

计算项目	计算内容	计算结果
许用弯曲应力 $[\sigma_F]$	$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{N1} Y_X}{S_{F\min}}$ (式 12.19)	
	$= \frac{600 \times 1.0 \times 1.0}{1.25}$	$[\sigma_{F1}] = 480 \text{ MPa}$
	$[\sigma_{F2}] = \frac{570 \times 1.0 \times 1.0}{1.25}$	$[\sigma_{F2}] = 456 \text{ MPa}$
验算	$\sigma_{F1} = \frac{4.7KT_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\beta}{\psi_R (1-0.5\psi_R)^2 z_1^2 m^3 \sqrt{u^2+1}}$ (式 12.40)	
	$= \frac{4.7 \times 3.27 \times 97490 \times 2.73 \times 1.64 \times 0.68}{0.3 \times (1-0.5 \times 0.3)^2 \times 24^2 \times 4^3 \times \sqrt{3^2+1}}$	$\sigma_{F1} = 180.5 \text{ MPa} <$ $[\sigma_{F1}]$
	$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 180.5 \times \frac{2.15 \times 2.07}{2.73 \times 1.64}$	$\sigma_{F2} = 179.4 \text{ MPa} <$ $[\sigma_{F2}]$

12.10 齿轮传动的效率和润滑

12.10.1 齿轮传动的效率

齿轮传动的功率损失主要包括:1)啮合中的摩擦损失;2)润滑油被搅动的油阻损失;3)轴承中的摩擦损失。

闭式齿轮传动的效率 η 为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (12.42)$$

式中 η_1 ——考虑齿轮啮合损失时的效率; η_2 ——考虑油阻损失时的效率; η_3 ——轴承的效率。

满载时,采用滚动轴承的齿轮传动,计入上述三种损失后的平均效率列于表 12.21。

表 12.21 采用滚动轴承时齿轮传动的平均效率

传动类型	精度等级和结构型式		
	6级或7级精度的闭式传动	8级精度的闭式传动	脂润滑的开式传动
圆柱齿轮传动	0.98	0.97	0.95
锥齿轮传动	0.97	0.96	0.94

12.10.2 齿轮传动的润滑

齿轮传动的润滑方式主要取决于齿轮的圆周速度,详见第 15 章。润滑油的粘度一般也是根据齿轮的圆周速度选择的。表 12.22 列出了润滑油的荐用值,根据查得的粘度选定润滑油的牌号。

表 12.22 齿轮传动荐用的润滑油运动粘度 $\nu_{40^\circ\text{C}}$ mm^2/s

齿轮材料	圆周速度 $v/(m/s)$						
	<0.5	0.5~1	1~2.5	2.5~5	5~12.5	12.5~25	>25
铸铁、青铜	320	220	150		80	60	—
钢 $\sigma_H = 450 \text{ MPa} \sim 1000 \text{ MPa}$	500	320	220		100	80	60
1000 MPa~1250 MPa	500	500	320	120	150	100	80
1250 MPa~1600 MPa	1000	500	500	320	220	150	100
渗碳或表面淬火钢	1000	500	500	320	220	150	100

注:多级减速器的润滑油粘度应按各级粘度的平均值选取。

12.11 齿轮结构

齿轮结构型式主要由毛坯材料、几何尺寸、加工工艺、生产批量、经济等因素确定,各部分尺寸由经验公式求得。

对于齿数很少的小齿轮,当其分度圆直径 d 与轴的直径 d_s 相差很小 ($d < 1.8d_s$) 时,可将齿轮和轴做成整体,称为**翻轮轴**。这样,轴和齿轮必须用同一种材料制造。如果齿轮直径比轴的直径大得多,则不论是从制造还是从节约贵重材料的观点,都应把齿轮和轴分开。

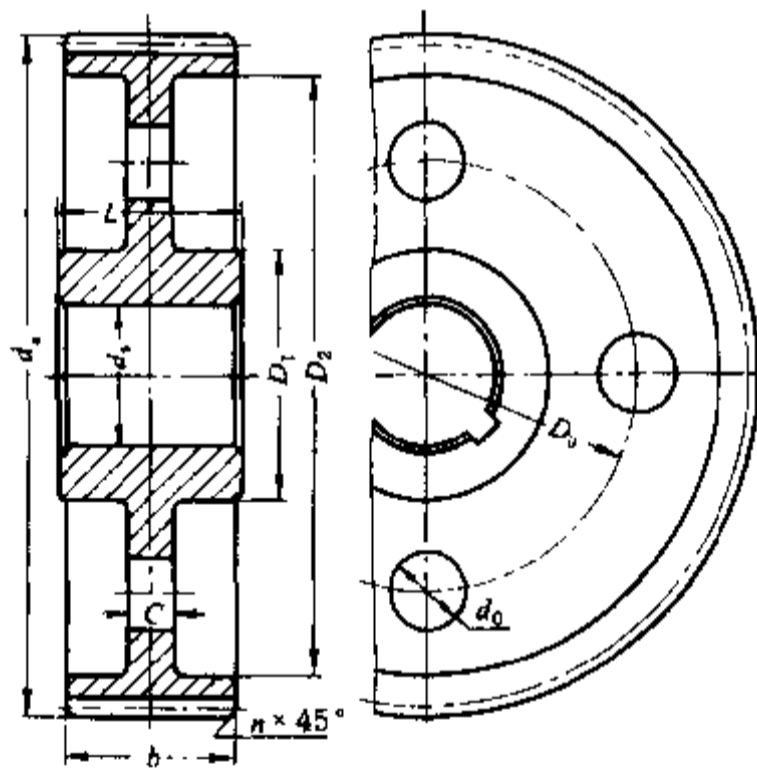
顶圆直径 $d_a \leq 500$ mm 的齿轮通常是锻造(重要的齿轮)或铸造的。锻造的齿轮一般采用圆盘式(腹板式)结构(图 12.32),小的齿轮可做成实心的(无腹板)。

顶圆直径 $d_a \geq 400$ mm 的齿轮常用铸铁或铸钢铸成。铸造齿轮常做成轮辐式的(图 12.33 为十字形轮辐)。

对于尺寸很大的齿轮,为节约贵重钢材,常采用齿圈套装于轮心上的组合结构。齿圈用较好的钢,轮心用铸铁或铸钢,两者用过盈联接,在配合接缝上加装 4~8 个紧定螺钉(图 12.34)。

单件生产的大齿轮,可采用焊接结构。

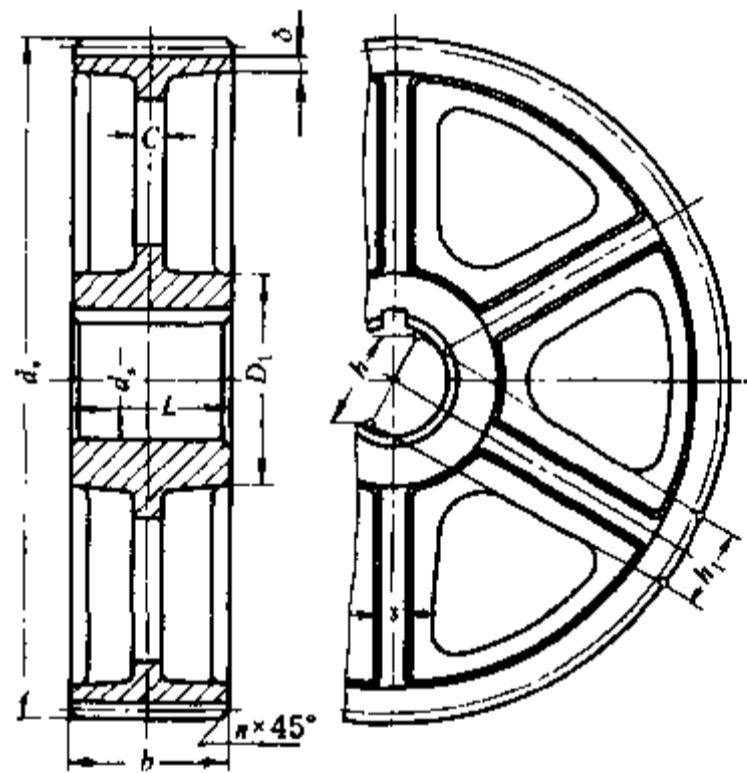
锻造锥齿轮的结构如图 12.35 所示。



$$d_a \leq 500 \text{ mm}; D_0 = 0.5(D_1 + D_2); d_0 = 0.25(D_2 - D_1), D_2 = d_s - 10m_n, D_1 = 1.6d_s;$$

$$C = 0.3b; n = 0.5m_n, L = (1.2 \sim 1.5)d_s$$

图 12.32 锻造齿轮结构——圆盘式



$$d_a = 400 \text{ mm} \sim 1000 \text{ mm}; \delta = 5m_n; D_1 = (1.6 \sim 1.8)d_s; h = 0.8d_s; h_1 = 0.8h; C = 0.2h; n = 0.5m_n;$$

$$s = \frac{h}{6} \text{ (不小于 } 10 \text{ mm)}; L = (1.2 \sim 1.5)d_s$$

图 12.33 铸造齿轮结构——轮辐式

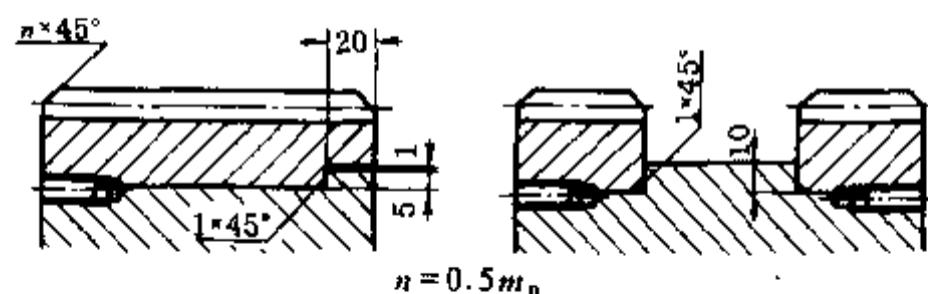
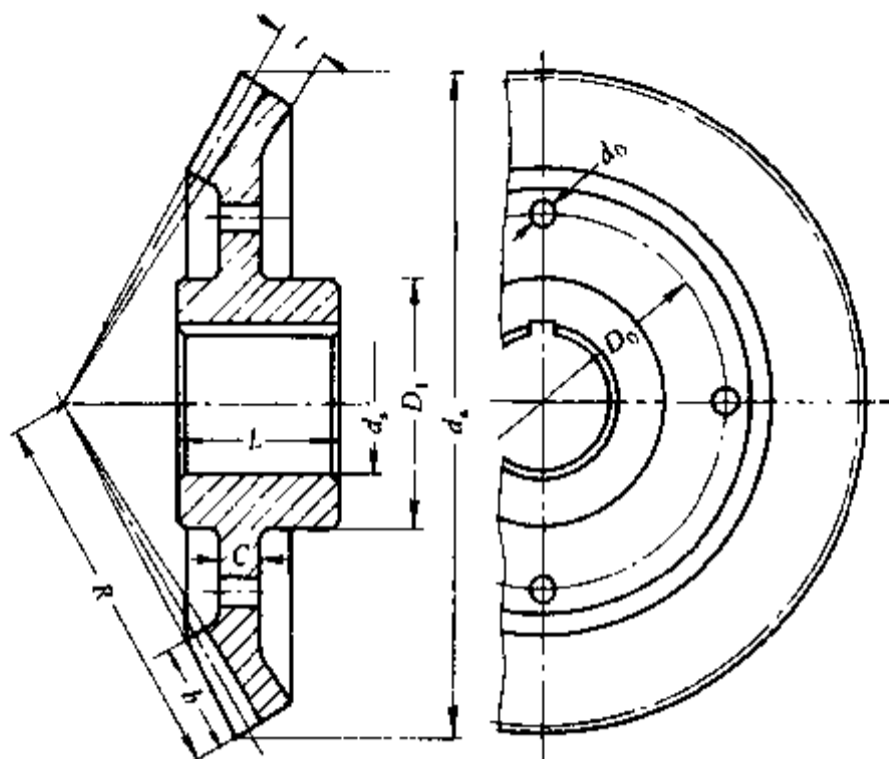


图 12.34 组合齿轮结构



$d_s \leq 500 \text{ mm}$; d_0 和 D_0 由结构设计决定; $D_1 = 1.6d_s$;

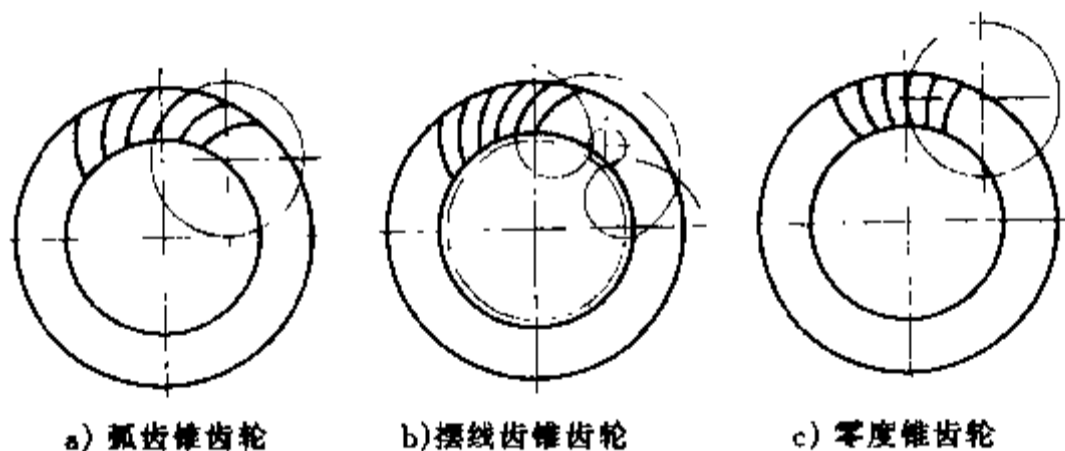
$C = 0.6 \sqrt{d_s}$; $t = 0.2R$; $L = (1.2 \sim 1.5)d_s$

图 12.35 锻造锥齿轮结构

12.12 曲线齿锥齿轮传动和准双曲面齿轮传动简介

12.12.1 曲线齿锥齿轮传动

曲线齿锥齿轮传动有弧齿和摆线齿两种类型。弧齿锥齿轮的齿线为圆弧(图 12.36a),在格里森(Gleason)梳齿机上切齿,生产率高,且可进行磨齿以获得较高精度,应用很广。摆线齿锥齿轮的齿线为长幅外摆线(图 12.36b),滚圆沿基圆纯滚动时,滚圆外一点的轨迹即为长幅外摆线(延伸外摆线)。这种齿轮在奥利康(Oerlikon)机床上切齿,生产率比弧齿锥齿轮高,但尚未实现磨齿加工。



a) 弧齿锥齿轮

b) 摆线齿锥齿轮

c) 零度锥齿轮

图 12.36 曲线齿锥齿轮

在曲线齿锥齿轮上,齿线任意点的切线与通过该点的分锥母线之间所夹的锐角称为该点的螺旋角(图 12.37)。显然,齿线上各点的螺旋角是不相同的,通常取齿线在齿宽中点处的螺旋角 β_m 为名义螺旋角,称之为中点螺旋角(简称螺旋角)。对于一般工业用的弧齿锥齿轮,常取 $\beta_m = 35^\circ$ 。 $\beta_m = 0$ 的曲线齿锥齿轮称为零度锥齿轮,图 12.36c 即为弧齿零度锥齿轮。

面对锥齿轮齿顶面,轮齿自齿宽中点到大端的旋向为逆时针者为左旋齿,顺时针者为右旋齿(图 12.38)。

和直齿锥齿轮传动比较,零度锥齿轮传动的重合度较大,工作较平稳,轮齿表面可以磨削加工,故圆周速度可以较高,其受力情况与直齿锥齿轮传动相同。

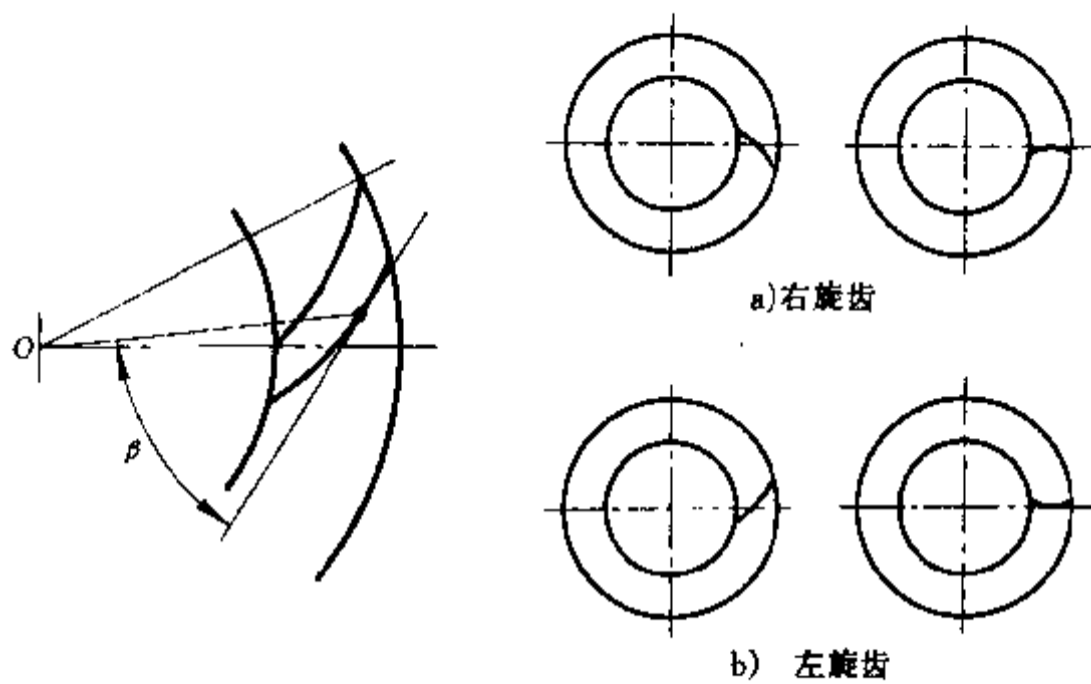


图 12.37 轮齿的螺旋角

图 12.38 轮齿的螺旋方向

弧齿锥齿轮传动平稳,动载荷和噪声小,承载能力大,生产率高并可进行磨削加工以达到高精度。此外接触区的位置和大小可以控制和调整,还允许不大的安装误差,故适用于高速、重载的情况。

12.12.2 准双曲面齿轮传动

从外观看,准双曲面齿轮传动和曲线齿锥齿轮传动很相似,二者之间的区别在于前者的轴线偏置(交错),后者的轴线相交(图 12.39)。

在准双曲面齿轮传动中,小轮的螺旋角 β_{m1} 和大轮的螺旋角 β_{m2} 常不相等,通常 $\beta_{m1} > \beta_{m2}$ 。因此,一对相啮合的准双曲面齿轮的法向模数虽然相等,但端面模数并不相等,小轮的端面模数大于大轮的,故和锥齿轮传动相比,小轮的直径得以增大,其增大量取决于偏置量、螺旋角和传动比,最大可达 30%。这样,小轮轴的直径就可以增大,从而提高了传动的刚性。

小齿轮轴线的偏置有上偏置和下偏置两种。面对大轮的轮齿,使小轮位于右侧,若小轮轴线在大轮水平中心线下方时,称为下偏置(图 12.40a、b);在上方时称为上偏置(图 12.40 c、d)。为增大小齿轮的螺旋角以增大其直径,小齿轮为左旋时用下偏置,右旋时用上偏置。

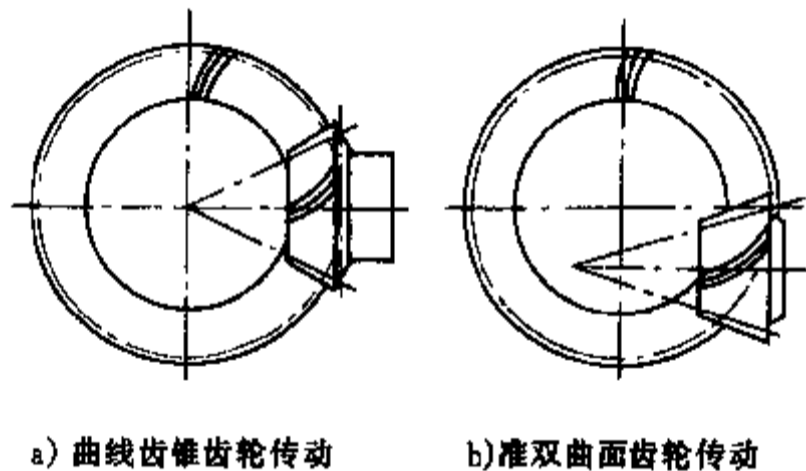
由于轴线偏置,大、小齿轮的轴线不相交,小齿轮就避免了悬臂布置,对机器的总体布置很有好处。例如用于汽车时,可降低汽车的重心以提高平稳性,也可以增大车身高度以提高汽车的越野性能。

准双曲面齿轮传动除具有曲线齿锥齿轮传动的所有性能外,还具有上述布置上的方便和传动更平稳的特点,多用于要求传动特别平稳、高速、重载、传动比大和结构紧凑的情况,除汽车工业早已广泛应用外,其他工业领域也逐渐得到应用。若代替传动比不大(小于 12)的多头蜗杆传动,不仅可缩小体积,减少加工费用,且可节约蜗轮所必须的锡青铜。

准双曲面齿轮传动工作时有较大的齿向滑动,容易产生胶合,故应设计成硬齿面并采用含有极压添加剂的抗胶合润滑油。

12.13 圆弧齿轮传动简介

渐开线齿轮传动具有易于精加工、便于安装、承载能力较高等优点,故应用很广。但它也有某些缺点,例如:



a) 曲线齿锥齿轮传动 b) 准双曲面齿轮传动

图 12.39 准双曲面齿轮传动和曲线齿锥齿轮传动的外观对比

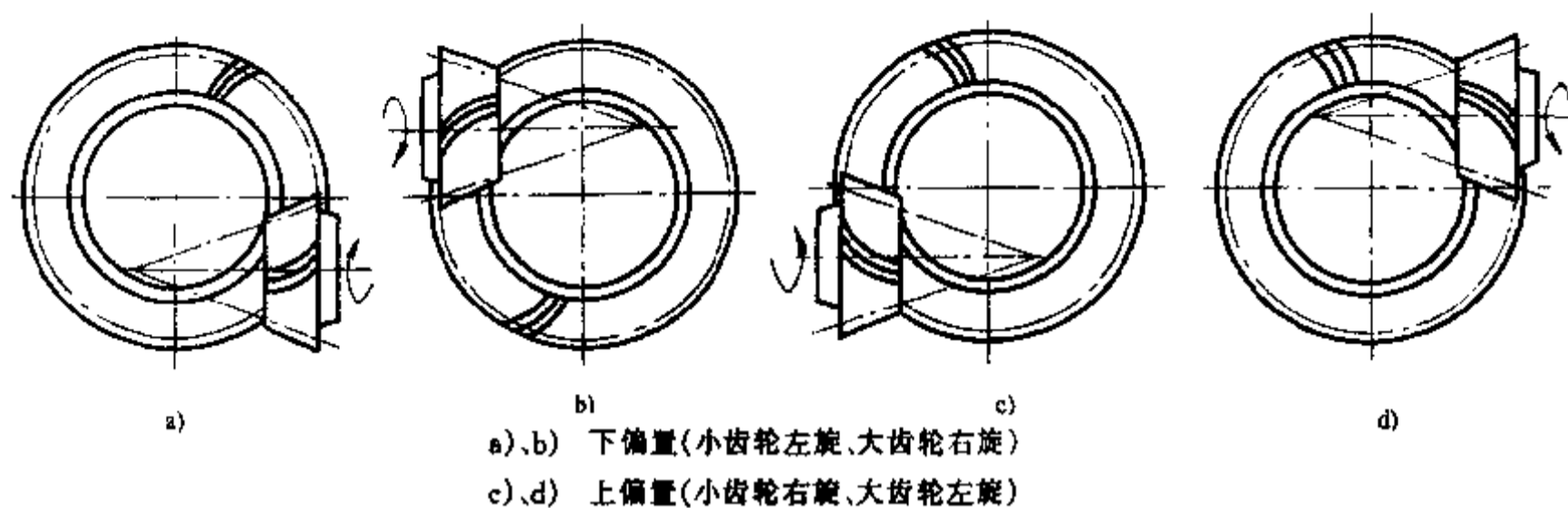


图 12.40 准双曲面齿轮的偏置

1)外啮合时,接触点的综合曲率半径较小,接触强度较低;2)轮齿是线接触,对齿轮制造和安装误差的敏感性较大;3)齿廓间滑动较大,磨损后即失去精确的渐开线齿形。渐开线齿轮传动的这些缺点,已不适应日益向高速、重载和结构紧凑方向发展的要求。圆弧齿轮传动(图 12.41)能较好地克服这些缺点,在冶金、矿山和起重运输机械中已逐渐得到广泛应用。近年来,又由单圆弧齿轮发展为双圆弧齿轮。

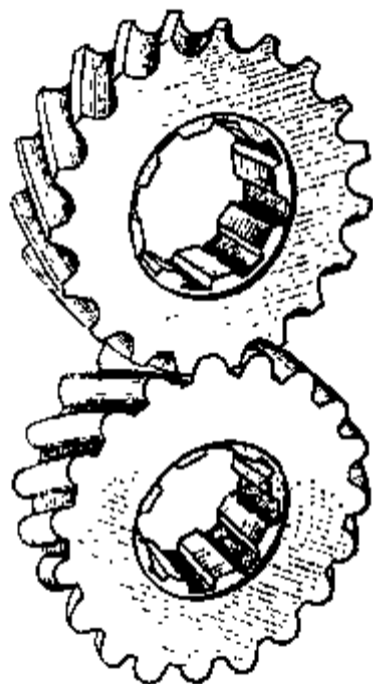


图 12.41 圆弧齿轮传动

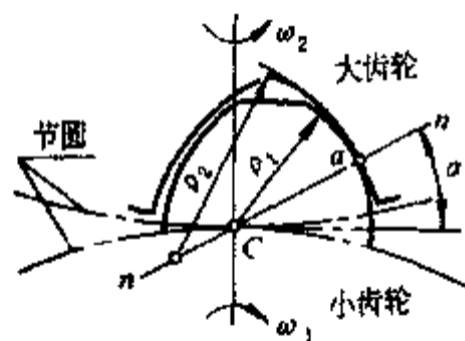


图 12.42 圆弧齿廓的瞬时啮合

12.13.1 单圆弧齿轮传动

单圆弧齿轮传动的小齿轮常为凸齿,大齿轮为凹齿。凸齿的工作齿廓在节圆以外,凹齿的工作齿廓在节圆以内(图 12.42),凸齿的齿廓圆心在节圆上,凹齿的齿廓圆心在节圆之外,凹齿的齿廓半径略大于凸齿的齿廓半径。因此,一对齿廓在端面上是点接触。在图示的瞬间,过啮合点 a 的公法线 $n-n$ 和中心连线交于节点 C ,这个啮合点在下一个瞬间即脱离啮合。如果做成直齿,则下一个瞬间啮合点的公法线就不可能和中心连线交于同一点 C ,也就不可能得到恒定的传动比。如果做成斜齿,则当前一对端面齿廓离开瞬时啮合点 a 时,与其相邻的端面齿廓即进入啮合,其啮合点将沿平行于轴线的 aa' 移动(图 12.43)。图中两条螺旋线上的 2 和 2' 点将在 aa' 线上重合,3 和 3' 点也将在 aa' 线上重合,故 aa' 线称为啮合线,螺旋线 ab 和 ab' 为齿面上接触点的轨迹线,称为接触迹线。 CC' 为节线,各啮合点的公法线都将和该线垂直相交。

由上述可知,圆弧齿轮的端面重合度等于零。要保证连续定传动比传动,圆弧齿轮必须是斜齿,其接触过程是接触点的移动,理论上为点接触,故又称圆弧点啮合齿轮。

要实现定传动比的连续传动,一对圆弧齿轮必须满足的条件为:模数相等、螺旋角相等(旋向相反)和纵向重

合度大于1。

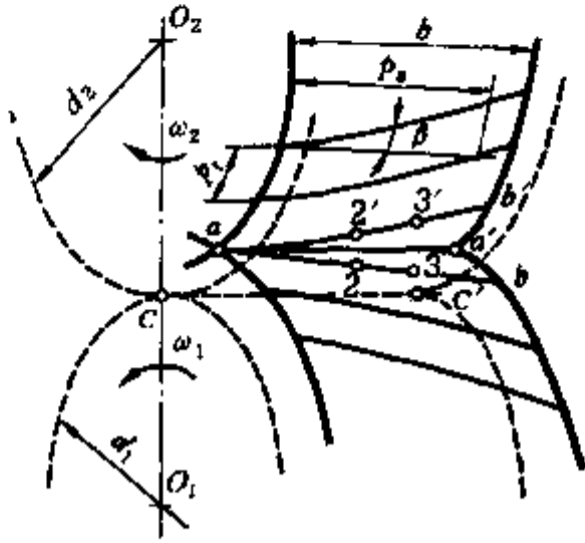


图 12.43 圆弧齿轮传动的啮合过程

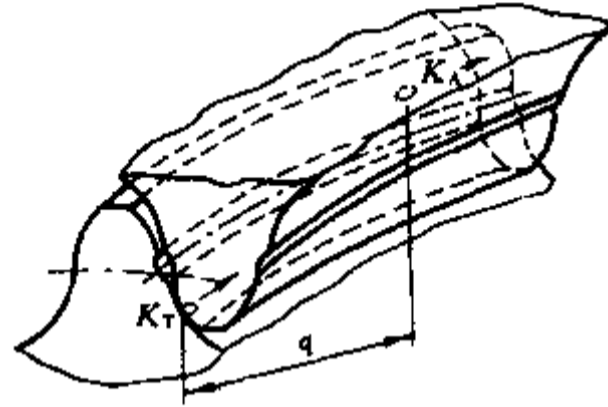


图 12.44 双圆弧齿轮传动啮合示意图

12.13.2 双圆弧齿轮传动

单圆弧齿轮的齿根弯曲强度较低,近年来双圆弧齿轮已逐渐被推广。双圆弧齿轮的齿顶部为凸齿,齿根部为凹齿(图 12.44),相当于两对单圆弧齿的复合。工作时,一对是凸齿带动凹齿,接触点为 K_T ;另一对是凹齿带动凸齿,接触点为 K_A 。 K_T 和 K_A 不在同一端截面内,其轴向距离为 q ,因一对齿同时有两点接触,故又称双点啮合圆弧齿轮传动。

双圆弧齿轮传动的两个齿轮采用同一种基本齿廓,故可用一把刀切削。

圆弧齿轮可以是端面或法面为圆弧齿廓。由于滚刀刃廓做成法面圆弧比较方便,故通常圆弧齿轮的法面齿廓为圆弧。

圆弧齿轮无根切现象,齿数可以很少,可实现较大的传动比传动,最少齿数主要受轴的强度和刚度的限制。

理论上圆弧齿轮传动是点接触,齿轮对于轴线不平行和支座变形的敏感比渐开线齿轮小,但对中心距偏差、切齿深度偏差和滚刀齿形压力角偏差的敏感性则很大。

第 13 章 蜗杆传动

13.1 概述

13.1.1 特点和应用

蜗杆传动用于传递交错轴之间的回转运动。在绝大多数情况下,两轴在空间是互相垂直的,轴交角为 90° 。它广泛应用在机床、汽车、仪器、起重运输机械、冶金机械以及其他机械制造部门中,最大传动功率可达 750 kW,通常用在 50kW 以下;最高滑动速度 v_s 可达 35 m/s,通常用在 15 m/s 以下。 v_s 的计算见式 13.13。

蜗杆传动的主要优点是结构紧凑、工作平稳、无噪声、冲击振动小以及能得到很大的单级传动比。在传递动力时,传动比一般为 8~100,常用的为 15~50。在机床工作台中,传动比可达几百,甚至到 1 000。这时,需采用导程角很小的单头蜗杆,但传动效率很低,只能用在功率小的场合。在现代机械制造业中正力求提高蜗杆传动的效率,多头蜗杆的传动效率已可达到 98%。与多级齿轮传动相比,蜗杆传动零件数目少,结构尺寸小,重量轻。缺点是在制造精度和传动比相同的条件下,蜗杆传动的效率比齿轮传动低,同时蜗轮一般需用贵重的减摩材料(如青铜)制造。

蜗杆传动多用于减速,以蜗杆为原动件。也可用于增速,齿数比单级为 5~15,但应用很少。本章主要介绍减速蜗杆传动。

13.1.2 分类

按蜗杆形状不同可分为圆柱蜗杆传动、环面蜗杆传动、锥蜗杆传动三类,见图 13.1。由于刀具加工位置的不同,圆柱蜗杆又有阿基米德蜗杆(ZA 型)、渐开线蜗杆(ZI 型)、法向直廓蜗杆(ZN 型)等多种,见图 13.2。

按蜗杆螺旋线方向不同,有左旋和右旋之分。除非特殊需要,一般都采用右旋。两者原理相同,计算方法也相同,但作用力的方向不同(除径向力外)。

按蜗杆头数不同有单头蜗杆与多头蜗杆之分。单头蜗杆主要用于传动比较大的场合,要求自锁的传动必须采用单头蜗杆。多头蜗杆主要用于传动比不大和要求效率较高的场合。

阿基米德蜗杆螺旋面的形成与螺纹的形成相同。通过蜗杆轴线并与蜗轮轴线垂直的平面称为中间平面(参看图 13.7),则阿基米德蜗杆和蜗轮在中间平面上是直齿条与渐开线齿轮的啮合,而垂直于蜗杆轴线的剖切平面与蜗杆齿廓交线的端面齿廓为阿基米德螺线。阿基米德蜗杆通常在无需磨削加工的情况下广泛采用。当必须磨削时需采用特制截面形状的砂轮。

渐开线蜗杆的端面齿廓为渐开线,只有与蜗杆基圆柱相切的截面,齿廓才是直线,因而可以用平面砂轮来磨,容易得到高精度,但需要专用机床。

如果蜗杆螺旋线的导程角很大,在加工时最好是使刀具的切削平面在垂直于齿槽(或齿厚)中点螺旋线的法平面内,这样切出的蜗杆叫做法向直廓蜗杆。这种蜗杆的磨削是用直母线的砂

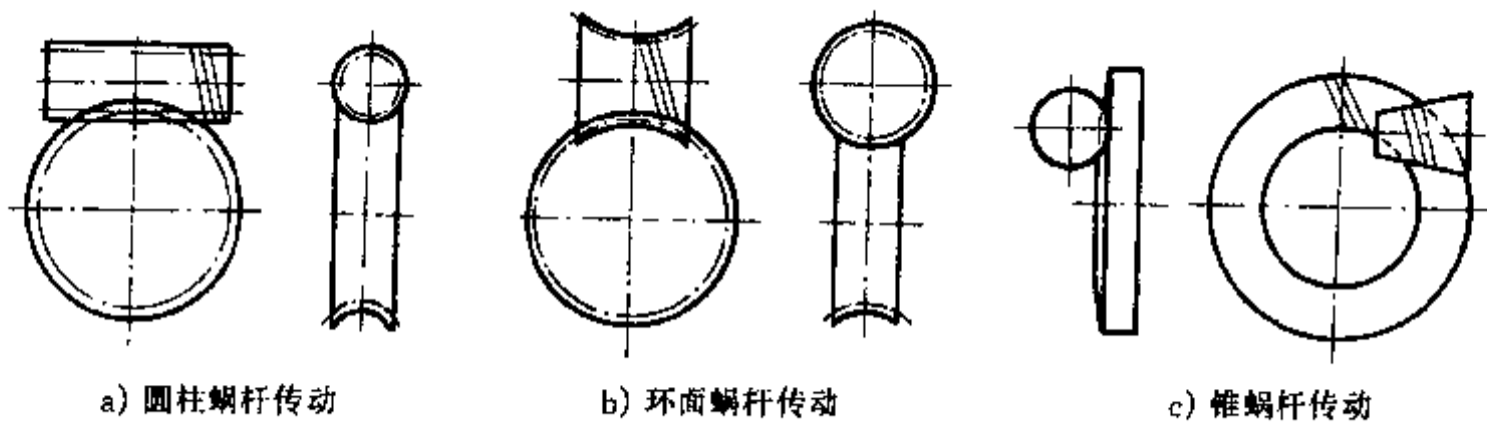


图 13.1 蜗杆传动的类型

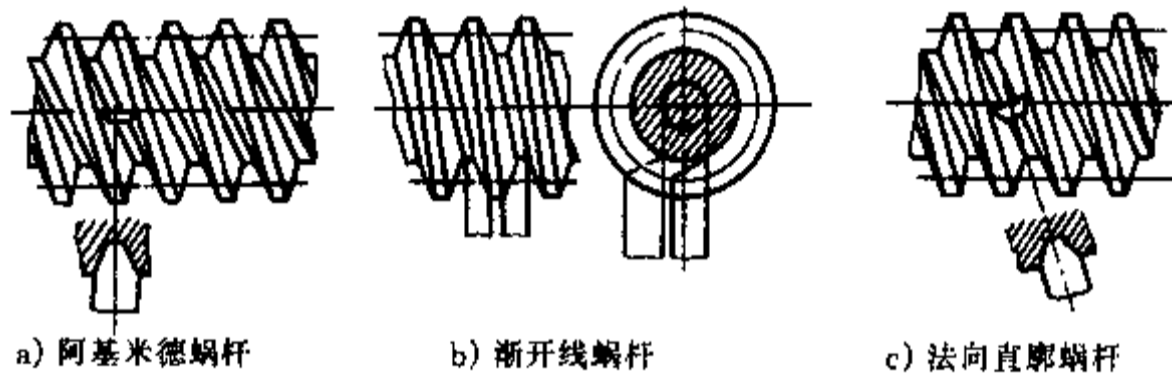


图 13.2 圆柱蜗杆的主要类型

轮在普通螺纹磨床上进行,在端面内能得到极接近于延伸渐开线蜗杆的齿廓。切制蜗轮的滚刀也用同样的方法磨削,因面蜗杆与蜗轮能得到正确的啮合。

在圆柱蜗杆上用具有圆弧形刀刃的刀具切出具有凹圆弧齿廓的螺旋线,由它和与其共轭的蜗轮共同构成的蜗杆传动副,称为**圆弧圆柱蜗杆传动**(ZC型),见图 13.3。在基本条件类同时,圆弧圆柱蜗杆传动比其他普通圆柱蜗杆传动,承载能力要约大 50%,效率约高 8%~15%。传动比大、速度高时,其效果更为显著。

锥蜗杆传动的特点是:啮合齿数多,重合度大,故传动平稳,承载能力高;蜗轮能用淬火钢制造,可以节约有色金属。

环面蜗杆传动简介见 13.11 节。

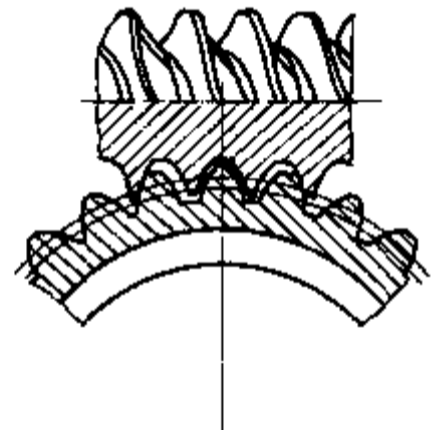


图 13.3 圆弧圆柱蜗杆传动

13.1.3 精度等级的选择

蜗杆可以在车床上切制,也可以在特种铣床上用圆盘铣刀或指形铣刀铣制。由于蜗杆传动的轴间距离必须与蜗杆滚刀在切制蜗轮时的轴间定位距离相等才能得到正确的啮合,所以蜗轮要用与它相啮合的蜗杆同样大小的滚刀来切制。

由于蜗杆传动啮合轮齿的刚度较齿轮传动大,所以制造精度对传动的影响比齿轮传动更显著。蜗杆传动规定了 12 个精度等级,对于动力传动,要按照 6~9 级精度制造。表 13.1 中列出了 6 到 9 级精度等级的应用范围、制造方法、表面粗糙度及许用滑动速度。对于测量、分度等要求运动精度高的传动,要按照 5 级或 5 级以上的精度制造。

表 13.1 蜗杆传动的精度等级分类(供参考)

分类要素	6级(高精度)	7级(精密精度)	8级(中等精度)	9级(低精度)
应用范围	中等精密机床的分度机构;发动机调整器的传动	中等精度的运输机及中等功率的蜗杆传动	圆周速度较低,每天工作很短的不重要传动	不重要的低速传动及手动传动
制造方法	蜗杆:渗碳淬火,螺旋两侧磨光和抛光 蜗轮:用滚刀切削;用蜗杆形剃齿刀最后精加工	蜗杆:同6级精度 蜗轮:用滚刀切削,建议用蜗杆形剃齿刀最后精加工。未精加工的蜗轮必须加载跑合	蜗杆:在车床上最后加工 蜗轮:铣制或用飞刀切削;建议蜗轮加载跑合	蜗杆:同8级精度 蜗轮:同8级精度
表面粗糙度 $R_a^{\text{①}}/\mu\text{m}$				
蜗杆	0.4	0.80~0.40	1.60~0.80	3.20~1.60
蜗轮	0.4	0.80~0.40	1.60	3.20
许用滑动速度 ^②				
$v_s/(m/s)$	>10	≤ 10	≤ 5	≤ 2

① 表 13.3 给出了不同蜗杆材料、热处理和硬度时蜗杆的表面粗糙度要求。

② 表 13.2 给出了不同蜗轮材料的许用最大滑动速度 $v_{s, \max}$ 。

13.2 蜗杆传动的失效形式、材料选择和结构

13.2.1 失效形式

蜗杆传动的失效形式和齿轮传动类似,有疲劳点蚀、胶合、磨损、轮齿折断等。在一般情况下蜗轮的强度较弱,所以失效总是在蜗轮上发生。又由于蜗轮和蜗杆之间的相对滑动(参看图 13.9)较大,更容易产生胶合和磨粒磨损。蜗轮轮齿的材料通常比蜗杆材料软得多,在发生胶合时,蜗轮表面的金属粘到蜗杆的螺旋面上去,使蜗轮的工作齿面形成沟痕。

蜗轮轮齿的磨损比齿轮传动严重得多,这是因为啮合处的相对滑动较大所致。在开式传动和润滑油不清洁的闭式传动中,磨损尤其显著。因此蜗杆齿面的表面粗糙度值宜小些,在闭式传动中还应注意润滑油的清洁。

在蜗杆传动中,点蚀通常只出现在蜗轮轮齿上。

13.2.2 材料选择

考虑到蜗杆传动难于保证高的接触精度,滑动速度又较大,以及蜗杆变形等因素,故蜗杆、蜗轮不能都用硬材料制造,其中之一(通常为蜗轮)应该用减摩性良好的软材料来制造。

——蜗轮材料。通常是指蜗轮齿冠部分的材料。主要有以下几种:1)铸锡青铜 适用于 $v_s \geq 12 \text{ m/s} \sim 26 \text{ m/s}$ 和持续运转的工况,离心铸造的可得到致密的细晶粒组织,可取大值,砂型铸造的取小值。2)铸铝青铜 适用于 $v_s \leq 10 \text{ m/s}$ 的工况,抗胶合能力差,蜗杆硬度应不低于 45 HRC。3)铸铝黄铜 点蚀强度高,但磨损性能差,宜用于低滑动速度场合。4)灰铸铁和球墨铸铁 适用于 $v_s \leq 2 \text{ m/s}$ 的工况,前者表面经硫化处理有利于减轻磨损,后者若与淬火蜗杆配对能用于重载场合。直径较大的蜗轮常用铸铁。

蜗轮材料的力学性能和设计数据见表 13.2。

表 13.2 蜗轮材料的力学性能和设计数据^①

蜗轮材料	力学性能					设计数据				
	σ_B MPa	σ_S MPa	HB	δ_5 %	$E \cdot 10^3$ MPa	Z_F $\sqrt{\text{MPa}}$	$\sigma_{H \text{ lim}}$ MPa	$\sigma_{F \text{ lim}}$ MPa	$v_{s \text{ max}}$ m/s	
ZCuSn10P1 (10-1 铸锡青铜)	S ^②	220	130	80	3(12)	88.3	147	265	115	12
ZCuSn10Zn2 (10-2 铸锡青铜)	Li	330	170	90	4	88.3	147	425	190	26
ZCuAl10Fe3 (10-3 铸铝青铜)	S	240	120	70	12	98.1	152	350	165	12
ZCuAl10Fe3 (10-3 铸铝青铜)	Li	270	140	80	7	98.1	152	430	190	26
ZCuAl9Fe4Ni4Mn2 (9-4-4-2 铸铝青铜)	S	490	180	100	13	122.6	164	250	400	10
ZCuAl8Mn13Fe3Ni2 (8-13-3-2 铸铝青铜)	Li	540	200	110	15	122.6	164	265	500	10
ZCuAl8Mn13Fe3Ni2 (8-13-3-2 铸铝青铜)	S	630	250	157	16	122.6	164	550	270	10
ZCuZn25Al6Fe3Mn3 (25-6-3-3 铸铝黄铜)	Li	(700)	(300)	(160)	(13)	122.6	164	660	377	10
ZCuZn25Al6Fe3Mn3 (25-6-3-3 铸铝黄铜)	S	670	310	167	18	122.6	164	250	402	10
HT300(灰铸铁)	Li	(750)	(400)	(185)	(5)	122.6	164	265	502	10
HT300(灰铸铁)	S	725	380	157	10	107.9	157	500	565	—
QT800-2(球墨铸铁)	Li	740	400	167	7	107.9	157	550	605	—
QT800-2(球墨铸铁)	S	290	(120)	276	—	98.1	152	350	150	2
QT800-2(球墨铸铁)	S	800	480	290	2(5.5)	175	182	490	628	2

① 本表主要摘自参考书目 12, 第 3 卷。蜗轮材料和力学性能(除 E 外)两栏均换成与我国标准相近的牌号和数据, 凡有出入或暂缺的仍用原书数字并用()号标出。设计数据中除 $v_{s \text{ max}}$ 外均取自该书。

② 材料栏中, “S”系砂型铸造, “Li”系离心铸造。用金属模铸造的数据一般要比离心铸造的小一些。

③ 1) 本表适用于与淬硬、磨削蜗杆配对的蜗杆传动。与调质、非磨削蜗杆配对时, $\sigma_{H \text{ lim}}$ 值要乘以 0.75, 与灰铸铁非磨削蜗杆配对时要乘以 0.5。2) 本表适用于 $\alpha_n = 20^\circ$, $\alpha_n = 25^\circ$ 时, 对 $\sigma_{F \text{ lim}}$ 表列数值要乘以 1.2。3) 本表适用于平稳载荷。交变载荷时, 表列数值要乘以 0.7, 短时冲击时要乘以 2.5。

——蜗杆材料。按材料分有碳钢和合金钢, 见表 13.3。蜗轮直径很大时, 也可以采用青铜蜗杆, 蜗轮则用铸铁。按热处理不同分有硬面蜗杆和调质蜗杆。首先应考虑选用硬面蜗杆。在要求持久性高的动力传动中, 可选用渗碳钢淬火, 也可选用中碳钢表面或整体淬火以得到必要的硬度, 制造时必须磨削。用氮化钢渗氮处理的蜗杆可以不磨削, 但需要抛光。只有在缺乏磨削设备时才选用调质蜗杆。受短时冲击载荷的蜗杆, 不宜用渗碳钢淬火, 最好用调质钢。铸铁蜗轮与镀铬蜗杆配对时, 有利于提高传动的承载能力和滑动速度。

表 13.3 蜗杆材料及工艺要求

蜗杆材料	热处理	硬度	表面粗糙度 $R_a/\mu\text{m}$
40 45 45Cr40CrNi 42SiMn	表面淬火	45 HRC~55 HRC	1.6~0.8
20Cr 20CrMnTi 12CrNi3A	表面渗碳淬火	58 HRC~63 HRC	1.6~0.8
32CrMo 50CrV	渗氮	65 HRC~70 HRC	3.2~1.6
45 40Cr 40CrNi 42CrMo	调质	≤ 270 HB	6.3

13.2.3 蜗杆和蜗轮的结构

蜗杆通常与轴做成整体, 很少做成装配式的。常见的蜗杆结构例见图 13.4。a 图的结构既可以车制, 也可以铣制, b 图结构只能铣制。

蜗轮可制成整体的或组合的。组合蜗轮(图 13.5)的齿冠可以铸在或用过盈配合装在铸铁

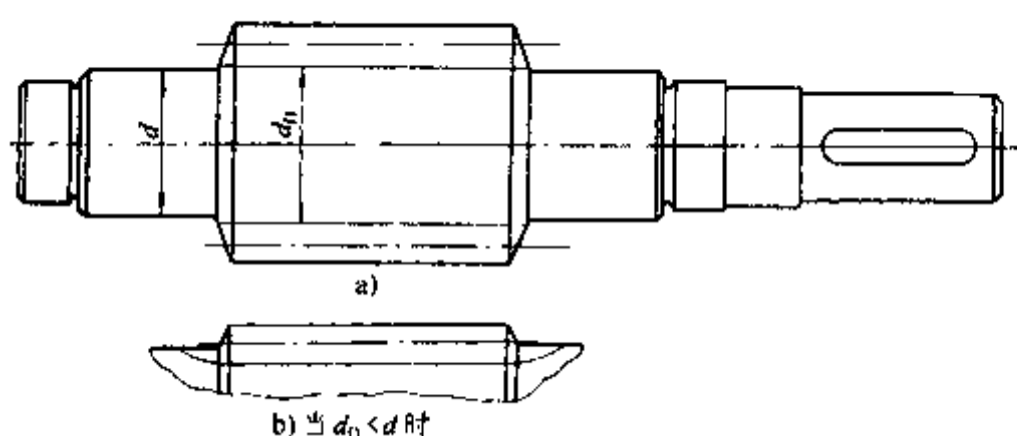


图 13.4 蜗杆结构

或铸钢的轮心上,常用的配合为 H7/r6。为了增加过盈配合的可靠性,沿着接合缝还要拧上螺钉,螺钉孔中心线偏向轮毂一侧。螺钉的直径取 $(1.2 \sim 1.5)m$,长度取 $(0.3 \sim 0.4)b_2$, m 、 b_2 分别为蜗轮的模数和宽度。齿冠最小厚度取 $2m$,但不小于 10 mm。当蜗轮直径较大时,可采用螺栓联接,最好采用受剪螺栓(铰制孔)联接。

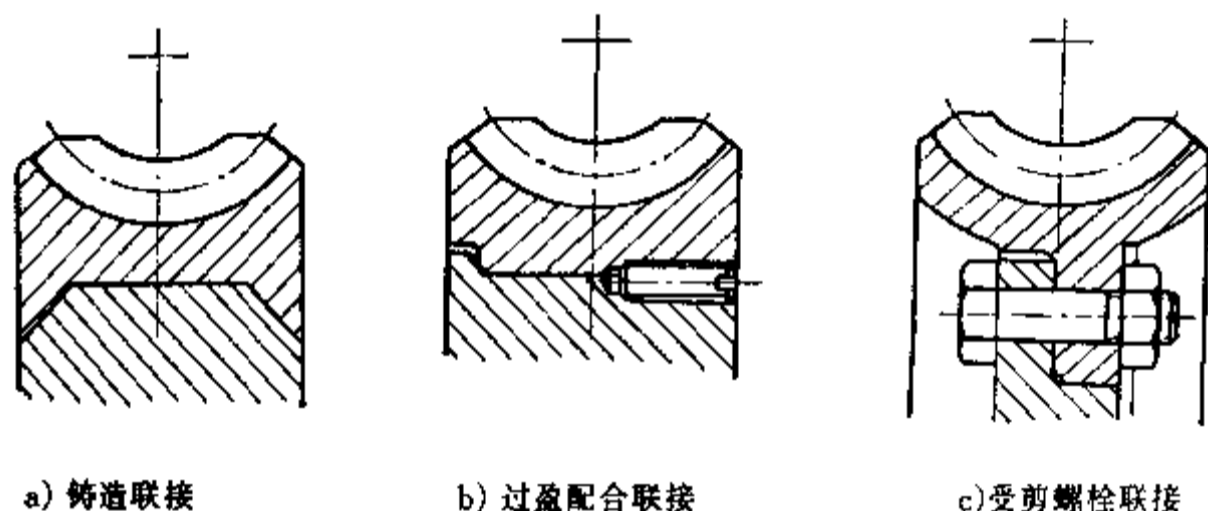


图 13.5 组合蜗轮

闭式蜗杆传动(减速器)的结构见第 15 章图 15.12 和图 15.13。

13.3 圆柱蜗杆传动的基本参数^①

13.3.1 基本齿廓

圆柱蜗杆在给定平面上的基本齿廓和渐开线齿轮轮齿基本齿廓基本相同(参阅表 12.2),只是顶隙 $c = 0.2m$ (必要时 $0.15m < c \leq 0.35m$),齿根圆角半径 $\rho_f = 0.3m$ (必要时 $0.2m \leq \rho_f \leq 0.4m$, m ——模数)。

13.3.2 模数 m

轴交角为 90° 的动力圆柱蜗杆传动的模数系列见表 13.4。表中只列出 $m \geq 1 \text{ mm} \sim 25 \text{ mm}$ 的模数值。因蜗杆的轴向齿距 p_x 应与蜗轮端面齿距 p_t 相等,故蜗杆的轴向模数 m_x 应与蜗轮的端面模数 m_t 相等,并符合表中规定的模数值 m 。轴向模数 m_x 、法向模数 m_n 与标准模数 m 的关系是 $m = m_x = m_n / \cos \gamma$, γ 为蜗杆导程角,见 13.3.6 节式 13.2。

^① 蜗杆传动的基本参数取自 GB 10085~10089—88。

13.3.3 齿形角 α_0

通常刀具基准齿形的齿形角 $\alpha_0 = 20^\circ$ 。阿基米德蜗杆在过蜗杆轴线的平面上,渐开线蜗杆在切于基圆柱且与蜗杆轴线平行的平面上,轴向齿形角 $\alpha_{x1} = \alpha_0 = 20^\circ$;对于法向直廓蜗杆,法向齿形角 $\alpha_{n1} = \alpha_0 = 20^\circ$ 。

表 13.4 动力蜗杆传动蜗杆基本参数(轴交角 90°)^①

模数 m mm	分度圆 直径 d_1 mm	蜗杆 头数 z_1	直径 系数 q	模数 m mm	分度圆 直径 d_1 mm	蜗杆 头数 z_1	直径 系数 q
1	18	1	18.000	6.3	(80)	1,2,4	12.698
1.25	20	1	16.000		112	1	17.778
	22.4	1	17.930	8	(63)	1,2,4	7.875
1.6	20	1,2,4	12.500		80	1,2,4,6	10.000
	28	1	17.500		(100)	1,2,4	12.500
2	(18)	1,2,4	9.000		140	1	17.500
	22.4	1,2,4,6	11.200	10	(71)	1,2,4	7.100
	(28)	1,2,4	14.000		90	1,2,4,6	9.000
	35.5	1	17.750		(112)	1,2,4	11.200
2.5	(22.4)	1,2,4	8.960		160	1	16.000
	28	1,2,4,6	11.200	12.5	(90)	1,2,4	7.200
	(35.5)	1,2,4	14.200		112	1,2,4	8.960
	45	1	18.000		(140)	1,2,4	11.200
3.15	(28)	1,2,4	8.889		200	1	16.000
	35.5	1,2,4,6	11.270	16	(112)	1,2,4	7.000
	(45)	1,2,4	14.286		140	1,2,4	8.750
	56	1	17.778		(180)	1,2,4	11.250
4	(31.5)	1,2,4	7.875		250	1	15.625
	40	1,2,4,6	10.000	20	(140)	1,2,4	7.000
	(50)	1,2,4	12.500		160	1,2,4	8.000
	71	1	17.750		(224)	1,2,4	11.200
5	(40)	1,2,4	8.000		315	1	15.750
	50	1,2,4,6	10.000	25	(180)	1,2,4	7.200
	(63)	1,2,4	12.600		200	1,2,4	8.000
	90	1	18.000		(280)	1,2,4	11.200
6.3	(50)	1,2,4	7.936		400	1	16.000
	63	1,2,4,6	10.000				

① 本表系根据 GB 10087—88 归纳整理。

② 分度圆直径 d_1 的数字,带()的尽量不用;黑体的为 $\gamma < 3'40'$ 的自锁蜗杆。13.3.4 蜗杆分度圆直径 d_1

亦称蜗杆中圆直径。为了蜗轮刀具规定尺寸的标准化、系列化,将蜗杆分度圆直径 d_1 定为标准值,见表 13.4。

13.3.5 蜗杆直径系数 q ^①

蜗杆分度圆直径 d_1 与模数 m 的比值称为蜗杆直径系数,即

$$q = \frac{d_1}{m} \quad (13.1)$$

因 d_1 和 m 均为标准值,故 q 为导出值,不一定是整数。对于动力蜗杆传动, q 值约为 7~18;对于分度蜗杆传动, q 值约为 16~30。

13.3.6 蜗杆导程角 γ

蜗杆分度圆的导程角 γ 可由下式计算

$$\tan \gamma = \frac{z_1 p_x}{\pi d_1} = \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} = \frac{z_1}{q} = \frac{d_2}{u d_1} \quad (13.2)$$

式中 p_x ——蜗杆轴向齿距(参看图 13.7); z_1 ——蜗杆头数; u ——齿数比,见式 13.3。 γ 角的范围为 $3.5^\circ \sim 33^\circ$,导程角大,传动效率高;导程角小,传动效率低。一般认为, $\gamma \leq 3^\circ 40'$ 的蜗杆传动具有自锁性。但在实际工作中,若支承为滚动轴承,且在振动下工作时,即使 $\gamma < 3^\circ 40'$,也不一定保证可靠的自锁。若支承为滑动轴承,螺旋工作面比较粗糙,即使 γ 值达到 5° 或 6° 时,也可能具有自锁性。要求效率较高的传动,常取 $\gamma = 15^\circ \sim 30^\circ$,此时常采取非阿基米德蜗杆。

13.3.7 蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2

蜗杆头数少,易于得到大传动比,但导程角小,效率低,发热多,故重载传动不宜采用单头蜗杆。当要求反行程自锁时,可取 $z_1 = 1$ 。蜗杆头数多,效率高,但头数过多,导程角大,制造困难。常用的蜗杆头数为 1、2、4、6 等。蜗杆头数 z_1 和导程角 γ 大体上有如下关系: $\gamma = 3^\circ \sim 8^\circ$, $z_1 = 1$; $\gamma = 8^\circ \sim 16^\circ$, $z_1 = 2$; $\gamma = 16^\circ \sim 30^\circ$, $z_1 = 4$; $\gamma > 30^\circ$, $z_1 = 6$ (参看图 13.11)。

蜗轮齿数根据齿数比和蜗杆头数决定: $z_2 = u z_1$ 。传递动力的,为增加传动平稳性,蜗轮齿数宜取多些,应不少于 28 齿。齿数愈多,蜗轮尺寸愈大,蜗杆轴愈长且刚度愈小,所以蜗轮齿数不宜多于 100 齿,一般取 $z_2 = 32 \sim 80$ 齿。 z_2 和 z_1 之间最好避免有公因数,以利于均匀磨损。若 $z_2 > 30$,至少有两对齿同时啮合,有利于传动趋于平稳。

13.3.8 传动比 i 、齿数比 u

蜗杆传动的传动比 i 和齿数比 u 分别为

$$\left. \begin{aligned} i &= \frac{n_1}{n_2} \\ u &= \frac{z_2}{z_1} \end{aligned} \right\} \quad (13.3)$$

式中 n_1 、 n_2 ——蜗杆、蜗轮的转速, r/min。上式用于减速传动比,蜗杆主动;下式可用于减速或增速,齿数比 u 不变。蜗杆主动时,齿数比与传动比相等,即 $u = i$ 。应当指出:蜗杆传动的传动

① 参看本章附录说明。

比不等于蜗轮、蜗杆的直径比。

蜗杆传动减速装置,传动比的公称值为:

5 7.5 10 12.5 15 20 25 30 40 50 60 70 80

其中,10、20、40、80为基本传动比,应优先选用。

13.3.9 中心距 a

圆柱蜗杆传动装置的中心距 a (单位 mm, 参看图 13.7) 一般应按下列数值选取:

40	50	63	80	100	125	160	(180)	200
(225)	250	(280)	315	(355)	400	(450)	500	

宜优先选用未带括号的数字。大于 500 mm 时,可按 R20 优先数系选用(R20 为公比 $\sqrt[20]{10}$ 的级数)。

13.3.10 变位系数

蜗杆传动的变位方式与齿轮传动相同,也是在切削时把刀具移位。但在蜗杆传动中,蜗杆相当于齿条,蜗轮相当于齿轮,所以被变动的只是蜗轮尺寸,而蜗杆尺寸保持不变。变位以后,只是蜗杆节圆有所改变,而蜗轮节圆永远与分度圆重合。未经变位和变位蜗杆传动的情况见图 13.6。变位的目的一般为凑中心距或凑传动比,使之符合推荐值,强度方面的考虑是次要的。b 图为凑中心距例,齿数不变,正变位($x > 0$), $a' > a$; c 图为凑传动比例,中心距不变,齿数增加($z'_2 > z_2$),负变位($x < 0$)。

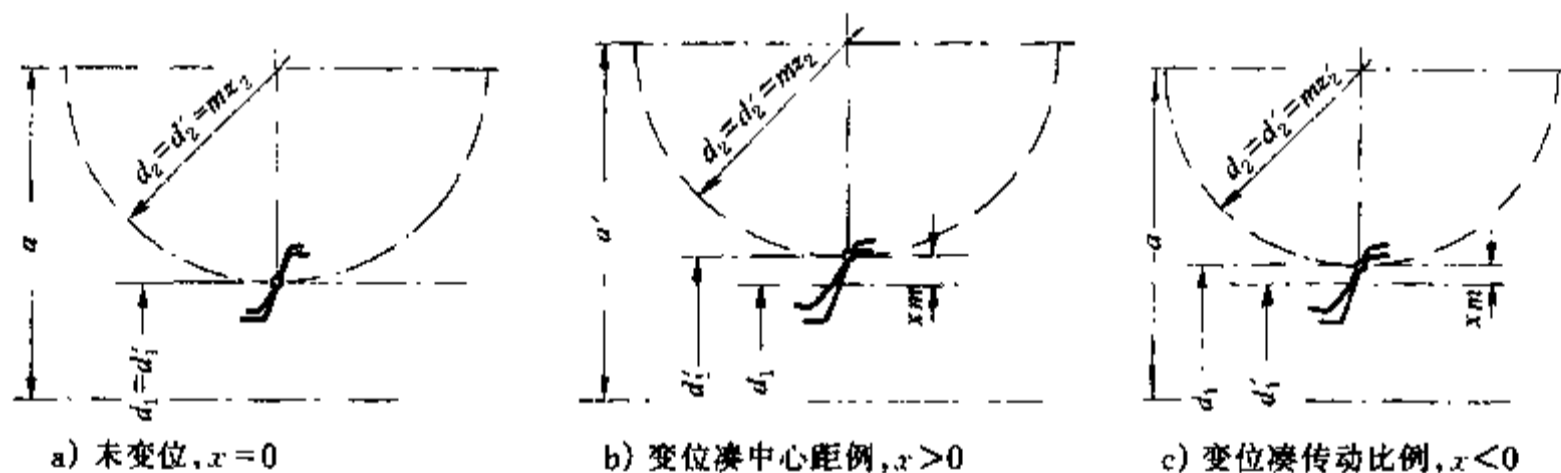


图 13.6 未变位和变位的蜗杆传动

以下分三种情况列出中心距和变位系数的计算公式:

——未变位蜗杆传动的中心距

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(d_1 + mz_2) \quad (13.4)$$

——凑中心距时变位蜗杆传动的中心距(参看 b 图)

$$a' = \frac{1}{2}(d_1 + 2xm + d_2) \quad (13.5)$$

由此可求出变位系数

$$x = \frac{a' - a}{m} \quad (13.6)$$

蜗轮变位系数的常用范围为 $-0.5 \leq x \leq +0.5$ 。为了有利于蜗轮轮齿强度的提高,最好取 x 为正值。

——当中心距不变,传动比需略作调整时,可将蜗轮齿数增加或减少一二个齿,由 z 变为 z' 。这时,变更了传动的啮合节点,其中心距公式应写为

$$a = \frac{1}{2}(d'_1 + d'_2) = \frac{1}{2}[(d_1 + 2xm) + mz'_2] \quad (13.7)$$

由此得变位系数

$$x = \frac{a}{m} - \frac{1}{2}\left(\frac{d_1}{m} + z'_2\right) \quad (13.8)$$

式中 d'_1, d'_2 ——蜗杆、蜗轮的节圆直径。比较式 13.4 和式 13.7,可得 $z_2 - z'_2 = 2x$,故

$$x = \frac{1}{2}(z_2 - z'_2)$$

若 $z_2 - z'_2 = \pm 1$,则 $x = \pm 0.5$;若 $z_2 - z'_2 = \pm 2$,则 $x = \pm 1$ 。

例题 13.1 已知一蜗杆传动: $z_1 = 4, z_2 = 53, m = 3.15 \text{ mm}, d_1 = 35.5 \text{ mm}$,要求凑中心距 $a' = 100 \text{ mm}$,求蜗轮变位系数。

解 先求未变位蜗杆传动的中心距

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(d_1 + mz_2) = \frac{1}{2} \times (35.5 + 3.15 \times 53) = 101.225 \text{ mm}$$

已知凑中心距 $a' = 100 \text{ mm}$,利用式 13.6 求得变位系数

$$x = \frac{a' - a}{m} = \frac{100 - 101.225}{3.15} = -0.389 \text{ (负变位)}$$

例题 13.2 已知一蜗杆传动, $z_1 = 1, z_2 = 41, i = 41, m = 10 \text{ mm}, d_1 = 90 \text{ mm}, a = 250 \text{ mm}$,要求传动比改为 40,求变位系数。

解 要求传动比为 40,因 $z_1 = 1$,故取 $z'_2 = 40$ 。将有关数据代入式 13.8,得变位系数

$$x = \frac{a}{m} - \frac{1}{2}\left(\frac{d_1}{m} + z'_2\right) = \frac{250}{10} - \frac{1}{2} \times \left(\frac{90}{10} + 40\right) = +0.5 \text{ (正变位)}$$

13.4 圆柱蜗杆传动的几何计算

圆柱蜗杆传动的基本几何尺寸见图 13.7,有关尺寸的计算公式见表 13.5。

表 13.5 圆柱蜗杆传动基本尺寸(轴交角 90°)

基本尺寸	计算公式
蜗杆轴向齿距	$p_x = \pi m$
蜗杆导程	$p_z = \pi m z_1$
蜗杆分度圆直径	$d_1 = \frac{z_1 m}{\tan \gamma} = qm$ (d_1 为标准值,见表 13.4)
蜗杆齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$
蜗杆齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a + c)$
蜗杆节圆直径	$d'_1 = d_1 + 2xm = 2a' - mz_2 = m(q + 2x)$
蜗杆分度圆导程角	$\tan \gamma = mz_1/d_1 = z_1/q$
蜗杆节圆导程角	$\tan \gamma' = \frac{z_1}{(d_1/m) + 2x} = \frac{z_1}{q + 2x}$
蜗杆齿宽(螺纹长度)	建议取 $b_1 \approx 2m\sqrt{z_2 + 1}$
渐开线蜗杆基圆直径	$d_{b1} = d_1 \tan \gamma / \tan \gamma_b = mz_1 / \tan \gamma_b$

续表

基本尺寸	计算公式
	$\cos \gamma_b = \cos \alpha_n \cos \gamma$
蜗轮分度圆直径	$d_2 = mz_2 = 2a' - d_1 - 2xm$
蜗轮喉圆直径	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a + xm)$
蜗轮齿根圆直径	$d_{f2} = d_2 - 2(h_a - xm + c)$
蜗轮外径	$d_{e2} \approx d_{a2} + m$
蜗轮咽喉母圆半径	$r_{a2} = a - \frac{d_{a2}}{2}$
蜗轮节圆直径	$d'_2 = d_2$
蜗轮齿宽	建议取 $b_2 \approx 2m \left(0.5 + \sqrt{\frac{d_1}{m} + 1} \right) \approx 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$
蜗轮齿宽角	$\theta = 2\arcsin \frac{b_2}{d_1}$

中心距——见式 13.4、13.5、13.7；变位系数——见式 13.6、13.8

注：1. 取齿顶高 $h_a = m$ ，径向间隙 $c = 0.2m$ 。

2. $\gamma > 15^\circ$ 的渐开线和法向直廓蜗杆传动，在计算 d_{a1} 、 d_{f1} 、 d_{a2} 、 d_{f2} 、 d_{e2} 公式中的 m 应代以法向模数 m_n ($= m \cos \gamma$)。

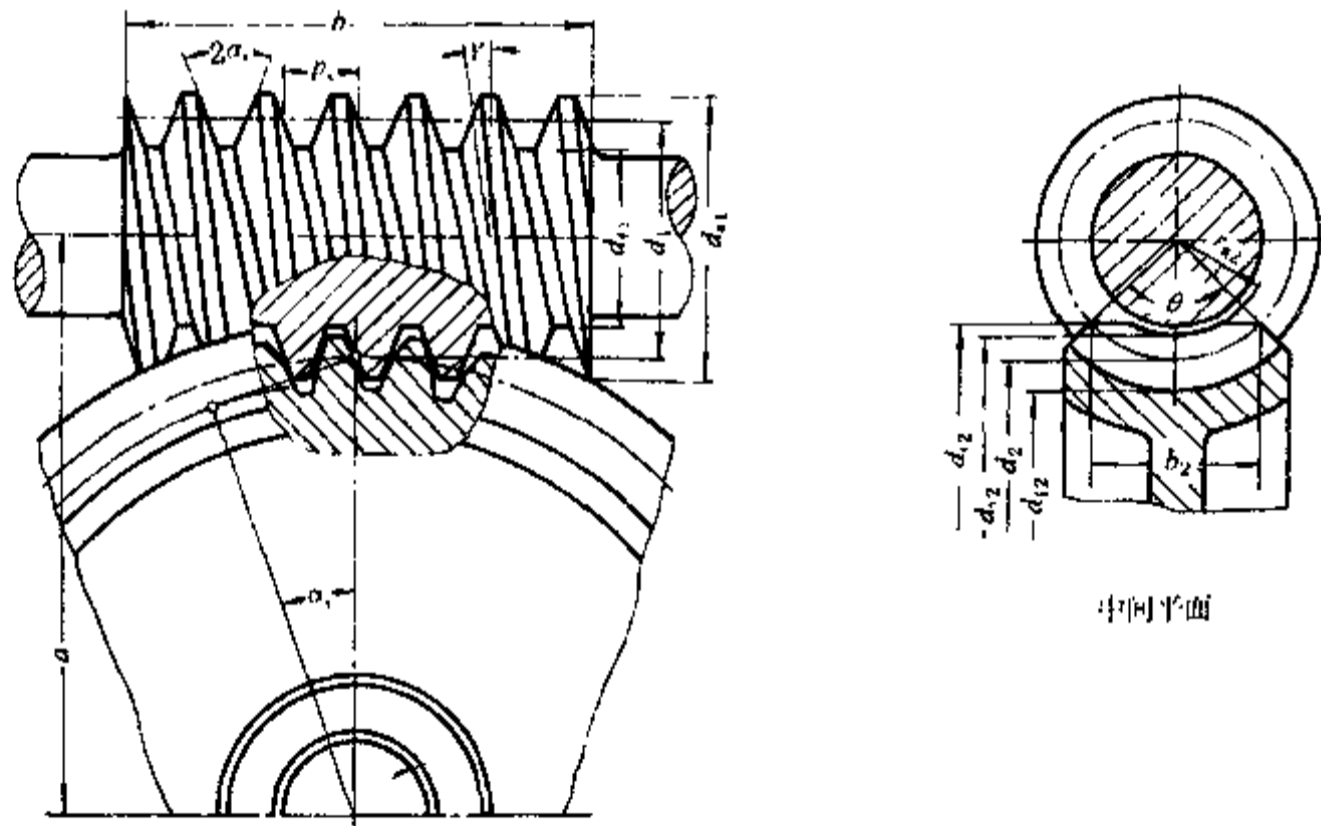


图 13.7 圆柱蜗杆传动

13.5 蜗杆传动受力和效率计算

13.5.1 蜗杆传动中的作用力

在蜗杆传动中作用在齿面上的法向压力 F_n 仍可分解为圆周力 F_t 、径向力 F_r 和轴向力 F_a 。显然，作用于蜗杆上的轴向力等于蜗轮上的圆周力；蜗杆上的圆周力等于蜗轮上的轴向力；蜗杆上的径向力则等于蜗轮上的径向力。这些对应力的数值相等，方向彼此相反。

参看图 13.8，作用于蜗轮轮齿上的圆周力 F_{t2} 、轴向力 F_{a2} 、径向力 F_{r2} 分别为

$$\left. \begin{aligned} F_{t2} &= \frac{2T_2}{d_2} = F_{n1} \\ F_{s2} &= F_{t2} \tan(\gamma \pm \rho_v) \approx F_{t2} \tan \gamma = F_{n1} \\ F_{r2} &= F_n \sin \alpha_n \approx F_{t2} \tan \alpha_1 = F_{n1} \end{aligned} \right\} \quad (13.9)$$

式中 T_2 ——蜗轮工作转矩；蜗杆主动时， $T_2 = T_1 u \eta_1$ ；蜗轮主动时， $T_2 = T_1 u / \eta'_1$ ； T_1 ——蜗杆工作转矩； η_1, η'_1 ——分别为蜗杆主动和蜗轮主动时的传动啮合效率，见式 13.12； ρ_v ——当量摩擦角， $\tan \rho_v = \mu_v = \mu / \cos \alpha_n$ ； μ ——蜗杆传动的摩擦系数， μ_v, ρ_v 值见表 13.6； α_n ——蜗轮法面压力角； α_1 ——蜗轮端面压力角。计算 F_{t2} 时，蜗杆主动取正号，蜗轮主动取负号。

法向力

$$F_n = \frac{F_{t2} \cos \rho_v}{\cos \alpha_n \cos(\gamma \pm \rho_v)} \approx \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha_n \cos \gamma} \quad (13.10)$$

因 ρ_v 较小(参看表 13.6)，忽略摩擦力用近似式计算误差不大。将 F_n 的近似式代入式 13.9 中的 F_{t2} 式，并利用 $\tan \alpha_n \approx \tan \alpha_1 \cos \gamma$ ，即可得 F_{r2} 的近似式。

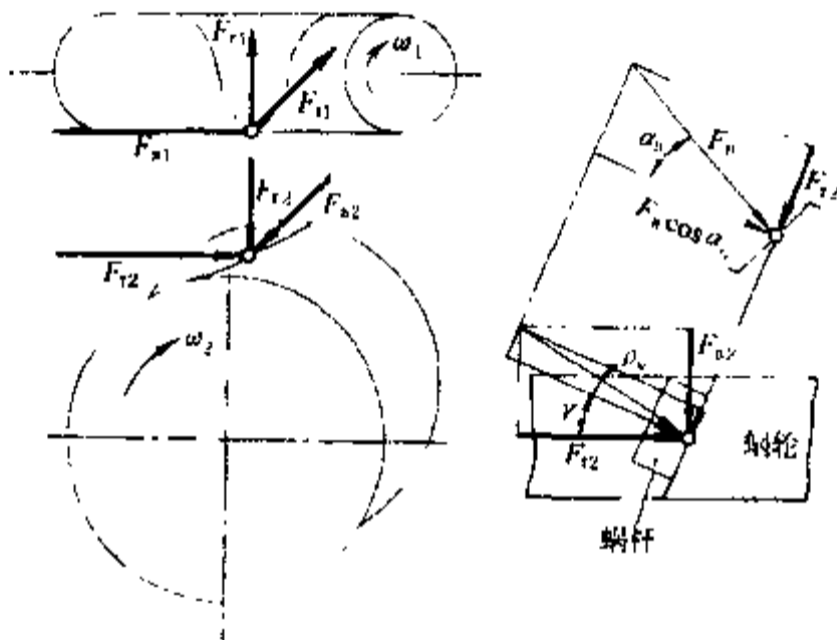


图 13.8 蜗杆传动中的作用力(蜗杆主动)

当蜗杆为主动件(多数情况如此)判断上述六个力的方向时，应记住：1) 蜗杆上的圆周力 F_{t1} 的方向与蜗杆齿在啮合点的运动方向相反；2) 蜗轮上的圆周力 F_{t2} 的方向与蜗轮齿在啮合点的运动方向相同；3) 径向力 F_r 的方向在蜗杆、蜗轮上都是由啮合点分别指向轴心。当蜗杆的回转方向和螺旋方向已知时，蜗轮的回转方向可根据螺旋副的运动规律来确定。

13.5.2 蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动的效率与齿轮传动的效率类似，即

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (13.11)$$

式中 η_1 ——传动啮合效率； η_2 ——油的搅动和飞溅损耗时的效率； η_3 ——轴承效率。

——传动啮合效率

考虑到齿面间相对滑动的功率损失，啮合效率可近似地按螺旋副的效率计算，即

$$\left. \begin{array}{l} \text{蜗杆主动} \\ \text{蜗轮主动} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan (\gamma + \rho_v)} \\ \eta'_1 = \frac{\tan (\gamma - \rho_v)}{\tan \gamma} \end{array} \quad (13.12)$$

式中 ρ_v ——当量摩擦角。

当量摩擦角除决定于蜗杆蜗轮材料、润滑油的种类、啮合角等以外,还决定于滑动速度 v_s 。随着 v_s 的增大,油膜将易于形成,从而使摩擦系数下降。对于钢蜗杆和青铜蜗轮间的当量摩擦角 ρ_v 列于表 13.6 中,表中的相对滑动速度(图 13.9)应根据下式计算

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad (13.13)$$

对于变位的蜗杆传动, v_1 应为蜗杆节圆直径处的圆周速度。

钢蜗杆和铸铁蜗轮的传动,其摩擦系数应较表 13.6 增大 30%,且 $v_s > 1$ m/s 时应取小值。

表 13.6 钢蜗杆和青铜蜗轮间的当量摩擦系数 μ_v 及当量摩擦角 ρ_v

$v_s/(m/s)$	μ_v	ρ_v	$v_s/(m/s)$	μ_v	ρ_v
0.01	0.10~0.12	5°40'~6°50'	2.5	0.03~0.04	1°40'~2°20'
0.1	0.08~0.09	4°30'~5°10'	3	0.028~0.035	1°30'~2°00'
0.25	0.065~0.075	3°40'~4°20'	4	0.023~0.03	1°20'~1°40'
0.5	0.055~0.065	3°10'~3°40'	7	0.018~0.026	1°00'~1°30'
1.0	0.045~0.055	2°30'~3°10'	10	0.016~0.024	0°55'~1°20'
1.5	0.04~0.05	2°20'~2°50'	15	0.014~0.020	0°50'~1°10'
2.0	0.035~0.045	2°00'~2°30'			

注: 1. 对于经过渗碳、磨削和抛光、HRC>45 的蜗杆,当有良好润滑时,应取上述范围内的小值。

2. 对于 ZC 型蜗杆传动,表中数值应乘以 0.75~0.85

导程角 γ 是影响蜗杆传动啮合效率最主要的参数之一。 η_1 值将随着 γ 角的增加而增大。

将式 13.12 中的效率 η_1 (蜗杆主动)对 γ 求导并令其导数等于零,可以解出:当 $\gamma = 45^\circ - \frac{\rho_v}{2}$ 时,效率 η_1 最大。再继续增大导程角,则 η_1 开始下降。从图 13.10 中可以看出,一般说来导程角 γ 超过 28°以后,效率随导程角的变化就比较缓慢,且大导程角的蜗杆在制造上也比较困难,所以在实用上 γ 一般都小于 27°。

——油的搅动和飞溅损耗时的效率

搅油和飞溅的功耗与蜗轮或蜗杆的浸油深度和速度、油的粘度以及箱体的内部结构等有关。在一般情况下,这一部分的功耗不大,可取 $\eta_2 \approx 0.99$ 。

——轴承效率

蜗杆传动中,多数采用滚动轴承,其效率可取 $\eta_3 \approx 0.99$ 。采用滑动轴承时,可取 $\eta_3 \approx 0.98 \sim 0.99$ 。

由此可见,蜗杆传动的效率主要是传动的啮合效率 η_1 , η_2 和 η_3 一般可忽略不计。影响啮合效率的因素有导程角 γ 、滑动速度 v_s 、蜗杆蜗轮的材料、表面粗糙度、润滑油粘度等,其中 γ 角的大小起着主导作用。

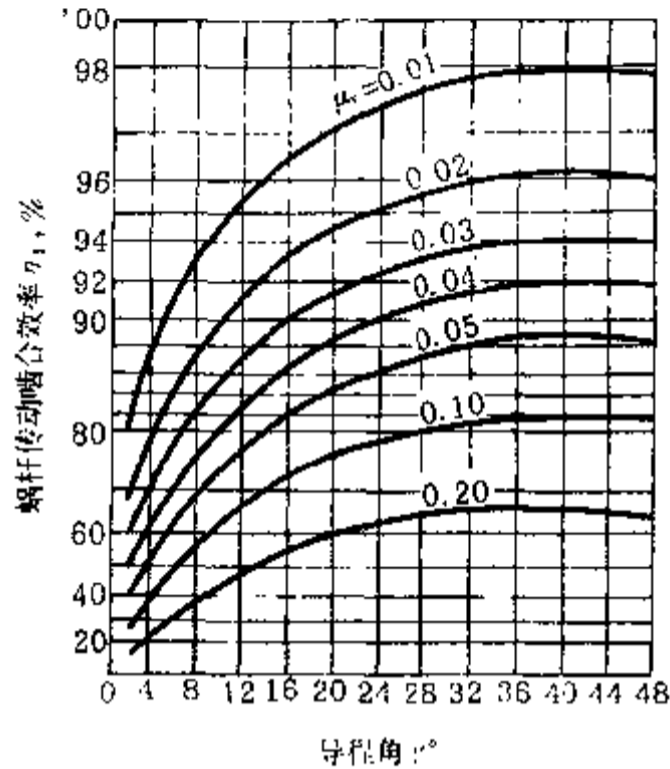
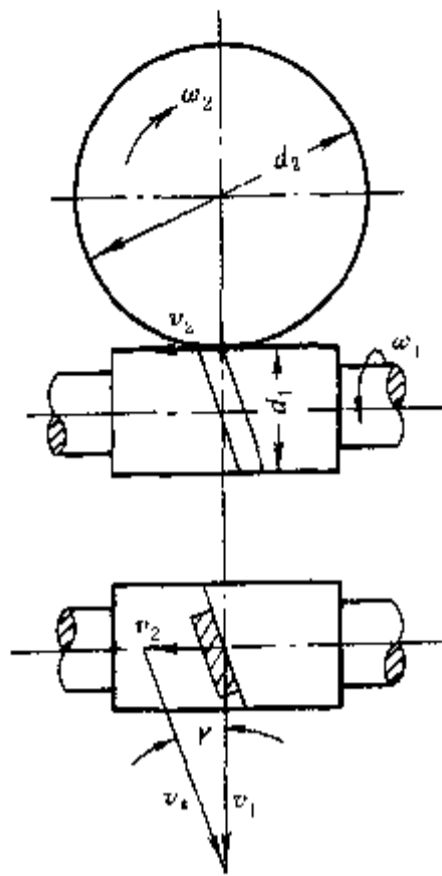


图 13.9 蜗杆传动的相对滑动速度 图 13.10 蜗杆传动的效率与蜗杆导程角的关系
(蜗杆主动)

13.6 圆柱蜗杆传动的强度计算^①

蜗杆传动的强度计算主要为齿面接触疲劳强度计算和轮齿弯曲疲劳强度计算。在这两种计算中,蜗轮轮齿都是薄弱环节。对于闭式传动,传动尺寸主要取决于齿面的接触疲劳强度以防止齿面的点蚀和胶合,但须校核轮齿的弯曲疲劳强度。对于开式传动,传动尺寸主要取决于轮齿的弯曲疲劳强度,毋须进行齿面接触疲劳强度计算。

此外,蜗杆传动还须进行蜗杆挠度和传动温度的计算,两者都属验算性质。

在进行设计计算之前,除应知道传动功率及其载荷性质、转速及其变动情况等数据外,还应了解其他有关情况,例如:蜗杆主动或从动,蜗杆上置或下置,蜗杆齿形,环境通风状况,允许传动最高温度等。

13.6.1 初选 $[d_1/a]$ 值^②

中心距 a 在蜗杆传动中是最基本的尺寸,其大小决定了传动的承载能力和传动的外廓尺寸。蜗杆分度圆直径 d_1 和中心距 a 的比值 $[d_1/a]$ 是蜗杆传动的重要参数,其大小将影响传动的工作性能,如:齿面接触疲劳强度,蜗杆轴的刚度,传动的啮合效率和传动的工作温度等。

图 13.11 是初步选用 $[d_1/a]$ 值的线图。图中有两组曲线,一组是齿数比 u (或传动比 i),一组是蜗杆副的当量摩擦系数 μ_v 。根据传动比 i 可在 i 组线上任选一点 A ,由该点水平指向左侧坐标选取 $[d_1/a]$ 值,垂直指向下方坐标可得蜗杆导程角 γ ,垂直向上与设定的 μ_v 组线相交后再

^① 本节计算方法取自参考书目 12,第 3 卷。

^② 对于 $a = 40 \text{ mm} \sim 125 \text{ mm}$, $[d_1/a] = 0.4 \sim 0.45$ 和 $a = 140 \text{ mm} \sim 630 \text{ mm}$, $[d_1/a] = 0.355 \sim 0.4$ 的蜗杆传动,可以认为蜗杆的强度是足够的。小值适用于不变载荷,大值适用于变载荷,见列舍托夫著《机械零件》,1975。

水平指向右侧坐标可得传动的啮合效率 η_1 。图中横坐标上同时给出了与不同导程角大致相应的蜗杆头数 z_1 。

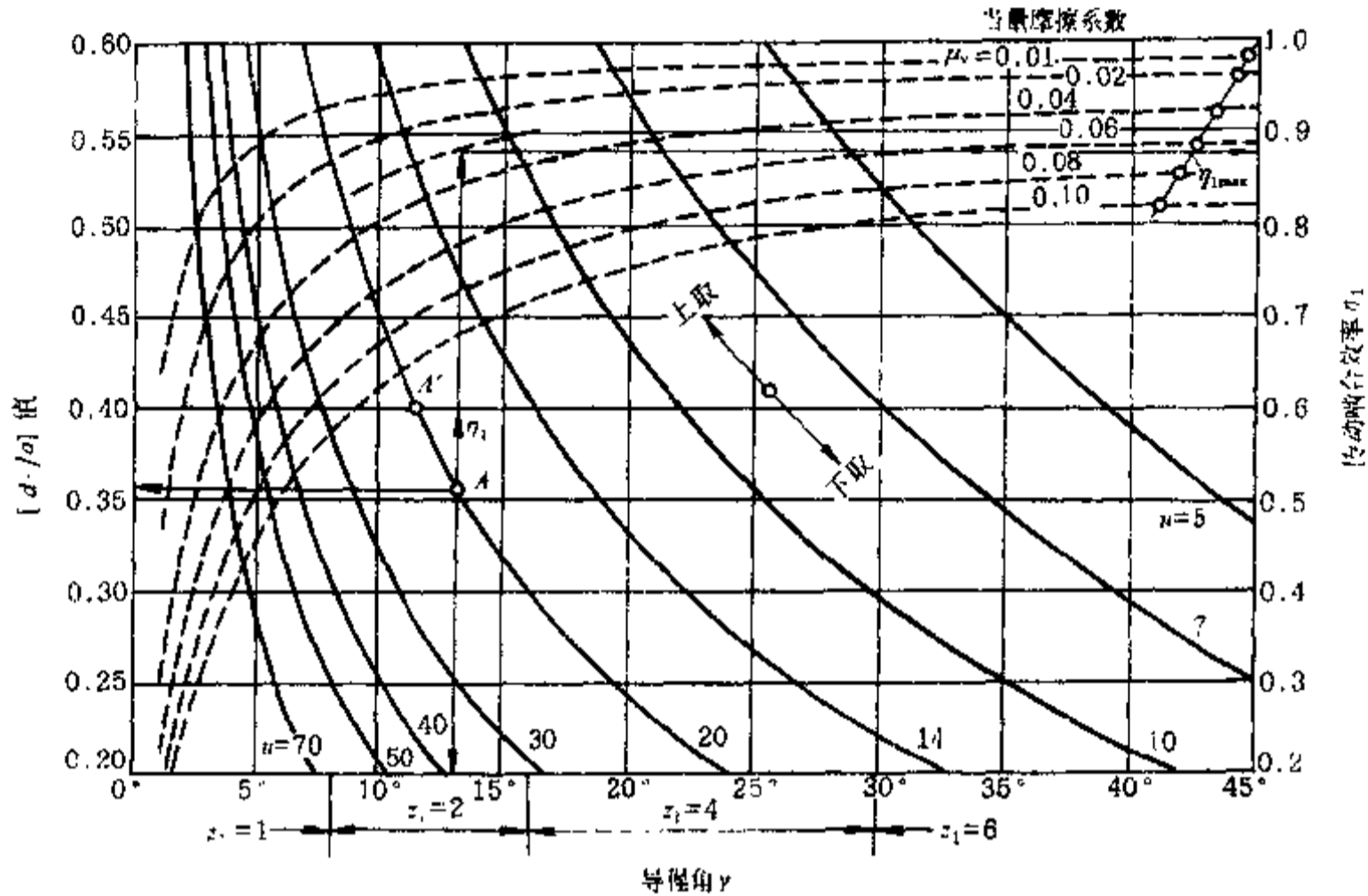


图 13.11 蜗杆传动 $[d_1/a]$ 值的选取

选取 A 点位置时应该注意:采用较大的 $[d_1/a]$ 值有利于增大齿面接触疲劳强度,降低传动中心距,提高蜗杆刚度,但啮合效率有所降低,润滑油温度有所增加。为此,建议在图示中间区域选取 A 点为宜。

13.6.2 蜗轮齿面接触疲劳强度计算

蜗杆传动为满足不产生接触疲劳点蚀的强度条件为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_H &= Z_E Z_p \sqrt{\frac{K_A T_2}{a^3}} \leq [\sigma_H] \quad \text{MPa} \\ [\sigma_H] &= Z_n Z_h \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}} \quad \text{MPa} \end{aligned} \right\} \quad (13.14)$$

上式适用于校核计算。用作设计计算时,传动中心距可用下式计算

$$a = \sqrt[3]{K_A T_2 \left(\frac{Z_E Z_p}{Z_n Z_h} \frac{S_{H \min}}{\sigma_{H \lim}} \right)^2} \quad \text{mm} \quad (13.15)$$

式中 T_2 ——蜗轮转矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$; K_A ——使用系数,见表 12.9(同齿轮传动); Z_E ——弹性系数, $\sqrt{\text{MPa}}$,根据蜗杆副材料由表 13.2 查出,或用式 12.8 中的 Z_E 式计算; Z_p ——考虑齿面曲率和接触线长度影响的接触系数,可根据齿形和 $[d_1/a]$ 值由图 13.12 查出; Z_n ——转速系数; Z_h ——寿命系数 (Z_n 、 Z_h 的计算见后); $\sigma_{H \lim}$ ——接触疲劳极限, MPa ,由表 13.2 选取,它是根据试验用蜗杆传动在标准试验条件下寿命为 25 000h 时确定的; $S_{H \min}$ ——接触疲劳强度的最小安全系数,

可取 1~1.3。

下面对有关参数作一说明：

——蜗轮转矩 T_2 。若载荷不变，则 T_2 可取名义转矩。若载荷随时间而变，则 T_2 应取为平均转矩 T_{2m} ，可按下式计算

$$T_2 = T_{2m} = \frac{\sum T_{2i} t_i}{\sum t_i} \quad (13.16)$$

T_{2i} 为在时间 t_i 内的蜗轮转矩。

——转速系数 Z_n 。转速不变时

$$Z_n = \left(\frac{n_2}{8} + 1\right)^{-1/8} \quad (13.17)$$

式中 n_2 为蜗轮转速，r/min。

转速变化时

$$Z_n = \left(\frac{\sum Z_{ni}^2 t_i}{\sum t_i}\right)^{1/2}, \quad Z_{ni} = \left(\frac{n_{2i}}{8} + 1\right)^{-1/8} \quad (13.18)$$

Z_{ni} 为在 t_i 时间内与蜗轮转速 n_{2i} 相应的转速系数。

——寿命系数 Z_h 。计算寿命系数的基本公式为

$$Z_h = \left(\frac{25\,000}{L_h}\right)^{1/6} \leq 1.6 \quad (13.19)$$

式中 L_h 为载荷不变时的寿命时数，h。因寿命不宜过短，故规定 Z_h 一般应小于 1.6，即 L_h 应大于 1 500 h。只有在间歇、短时运转下工作的蜗杆传动，才允许 $Z_h > 1.6$ ，即 $L_h < 1\,500$ h。

在变载荷情况下，式 13.19 中的 L_h 应为当量寿命 L_{hv} ，可按下式计算

$$L_{hv} = \frac{T_{21}^3 t'_1 + T_{22}^3 t'_2 + \cdots + T_{2i}^3 t'_i}{T_{2v}^3} \quad (13.20)$$

上式中， T_{2v} 为与 L_{hv} 相应的当量蜗轮转矩，通常取载荷最大或工作时间最长的蜗轮转矩作为当量蜗轮转矩，如取 $T_{2v} = T_{21}$ 或 $T_{2v} = T_{22}$ 等。 t'_i 为与 T_{2i} 相应的工作时间。

——接触系数 Z_p 。这是计及齿面曲率和接触线长度对接触应力的影响系数，系由沿啮合线的赫兹应力平均值得来。由图 13.12 可见， $[d_1/a]$ 越大， Z_p 值越小，有利于降低接触应力（见式 13.14）和减小传动的中心距（见式 13.15）。

设计计算时，求得中心距 a 需圆整为标准值。进而可利用下列一些公式求取蜗杆直径 d_1 、蜗杆头数 z_1 和模数 m

$$d_1 = [d_1/a]a \text{ 或 } d_1 \approx 0.68a^{0.875} \quad (13.21)$$

$$z_1 = (7 + 2.4\sqrt{a})/u, z_2 = uz_1 \quad (13.22)$$

$$m = (1.4 \sim 1.7)a/z_2 \quad (13.23)$$

d_1 和 m 均应取标准值， z_1 和 z_2 均应为整数。利用 $\tan\gamma = z_1 m/d_1$ 的关系可以求出蜗杆导程角 γ 。

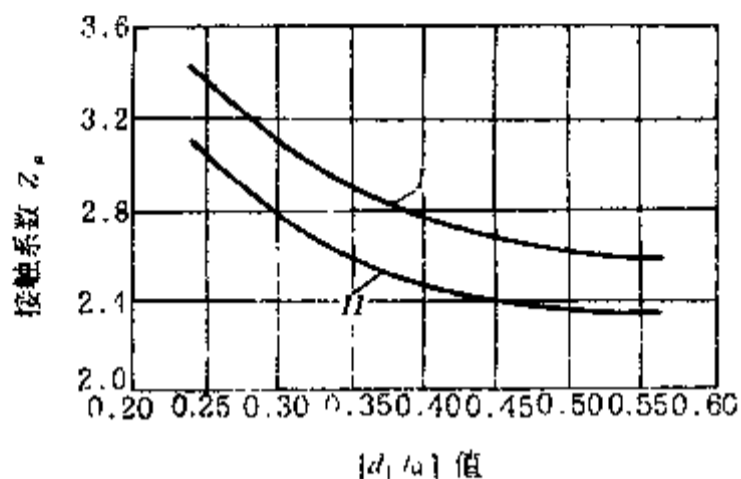


图 13.12 接触系数 Z_p

I——用于 ZI 型蜗杆 (ZA、ZN 型也适用)；

II——用于 ZC 型蜗杆

13.6.3 蜗轮轮齿弯曲疲劳强度计算

蜗轮轮齿的弯曲疲劳强度取决于轮齿模数的大小,由于轮齿齿形比较复杂,且在距中间平面的不同平面上的齿厚也不同,都相当于具有不同变位系数的正变位齿。距中间平面愈远,齿愈厚,变位系数也愈大。因此,蜗轮轮齿的弯曲疲劳强度难于精确计算,只好进行条件性的概略估算。轮齿弯曲疲劳强度条件式为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_F &= \frac{K_A F_Q}{mb_2} = \frac{2K_A T_2}{mb_2 d_2} \leq [\sigma_F] \quad \text{MPa} \\ [\sigma_F] &= \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_{F\text{min}}} \quad \text{MPa} \end{aligned} \right\} \quad (13.24)$$

式中 $\sigma_{F\text{lim}}$ ——齿根弯曲疲劳极限,见表 13.2; $S_{F\text{min}}$ ——弯曲疲劳强度的最小安全系数,可取为 1.4; b_2 、 d_2 ——蜗轮宽度和蜗轮直径,计算公式见表 13.5。

13.7 蜗杆轴挠度计算

当蜗杆轴的啮合部位受力后,将使轴产生挠曲。挠曲量过大势必影响啮合状况,从而造成局部偏载甚至导致干涉。蜗杆轴的挠曲主要是由圆周力 F_{t1} 和径向力 F_{r1} 造成的,轴向力 F_{a1} 可以忽略不计。假设轴两端为自由支承,则由于 F_{t1} 和 F_{r1} 的作用,在轴的啮合部位所引起的挠曲量分别为

$$\delta_{t1} = \frac{F_{t1} l^3}{48EI}, \quad \delta_{r1} = \frac{F_{r1} l^3}{48EI}$$

两者合成,得蜗杆轴的最大挠曲量应满足下列条件

$$\delta = \sqrt{\delta_{t1}^2 + \delta_{r1}^2} = \frac{F_Q l^3}{48EI} \sqrt{\tan^2 \alpha_r + \tan^2(\gamma + \rho_v)} \leq [\delta] \quad (13.25)$$

式中 I ——蜗杆轴中间截面的惯性矩, $I = \pi d_1^4 / 64$; l ——两支承间的距离; $[\delta]$ ——许用最大挠度; 淬火蜗杆取 $0.004m$, 调质蜗杆取 $0.01m$, 此处 m 为模数。

13.8 温度计算

13.8.1 润滑油工作温度

蜗杆传动的效率一般比齿轮传动和其他几种机械传动都要低,工作时会产生较多的热量。闭式箱体若散热条件不足,则易于造成润滑油工作温度过高而导致使用寿命降低,甚至有使蜗杆副发生胶合的危险。因此,对蜗杆传动有必要进行温度计算。

油池润滑的蜗杆传动,在同一单位时间内,传动的发热量为 $1000P_1(1-\eta)$,箱体的散热量为 $\alpha_w A(t_1 - t_0)$ 。

此处 P_1 ——蜗杆功率; A ——箱体的散热面积(估算公式见后); t_1 ——箱体工作温度; t_0 ——工作环境温度,通常取 20°C ; α_w ——表面传热系数,系单位箱体面积、单位温度差时由箱体传给大气的热量。传动经过若干小时运转后即可达到热平衡(即散热量与发热量相等),由此可求出箱体的工作温度和应满足的要求为

$$t_1 = \frac{1\,000P_1(1-\eta)}{\alpha_w A} + t_0 \leq 80^\circ\text{C} \quad (13.26)$$

计算时,应取单位; P_1 ——kW; A —— m^2 ; t_1, t_0 —— $^\circ\text{C}$; α_w —— $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。一般工况下,可取 $\alpha_w = 12 \sim 18$ 。

油池的润滑油工作温度一般要比箱体温度高 15°C 左右。油温的最高温度不宜超过 100°C ,故 t_1 最好低于 80°C 。如果忽略油温与箱体温度之差,则上式 t_1 也可作为润滑油工作温度的计算公式。

散热面积系指箱体能被空气冷却,面内壁又能被油飞溅到的外壁面积。有散热肋的箱体,则散热肋以及联接用凸缘的外表面面积均按50%计算。对于散热肋布置良好的固定式蜗杆减速器,其散热面积可用下式估算

$$A = 9 \times 10^{-5} a^{1.88} \quad \text{m}^2 \quad (13.27)$$

式中 a 为传动中心距,mm。

若蜗杆为上置,则因飞溅冷却作用较差,故表面传热系数 α_w 应乘以0.8。

式13.26适用于蜗杆主动的情况。若蜗轮主动,则式中 P_1 应代以蜗轮输入功率 P_2 , η 应代以 η' ($=\eta'_1 \eta_2 \eta_3, \eta'_1$ 见式13.12)。

13.8.2 冷却方法和计算

若油温过高,则首先应考虑在不增大箱体尺寸的前提下,设法增加散热面积。若仍未能满足要求,则可采用下列强制冷却的措施以增大其散热能力:

——在蜗杆轴端装设风扇(见图13.13a)。这是最简单的强制冷却的方法。这时,仍可用式13.26计算传动的工作温度,但表面传热系数 α_w 应取为 $20\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \sim 28\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

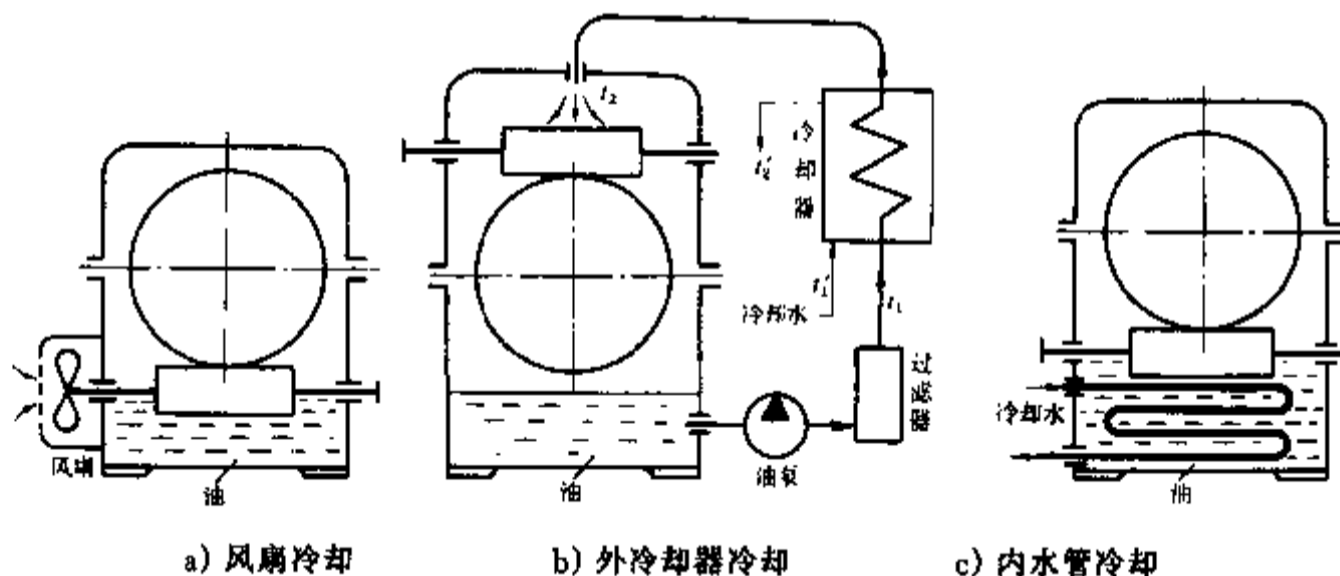


图 13.13 蜗杆减速器的强制冷却方法

——外冷却压力喷油润滑。润滑油循环系统见图13.13b所示。热油通过冷却器后,油温由 t_1 (粗略计算中,取油温 \approx 箱体温度)降至 t_2 ,然后送入啮合区。冷却器使用冷水对热油进行冷却,单位时间内由冷水带走的热量应为 $c_p \rho q_v (t_1 - t_2)$ 。此处 c_p 为润滑油的比定压热容,可近似取 $c_p \approx 1\,700 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ 为油的密度,可取 $\rho \approx 900 \text{ kg}/\text{m}^3$; q_v 为油的循环体积流量, m^3/s 。与此同时,由箱壁向外散发的热量应为 $\alpha_w A (t_1 - t_0)$ 。由此可列出热平衡式

$$1\,000P_1(1-\eta) = c_p \rho q_v (t_1 - t_2) + \alpha_w A (t_1 - t_0)$$

热油通过冷却器降低的温度 $\Delta t = t_1 - t_2$, 通常可取 $\Delta t = 5^\circ\text{C} \sim 10^\circ\text{C}$ 。利用上式可求得润滑油温度和应满足的要求为

$$t_1 = \frac{1\,000 P_1 (1 - \eta) - c_p \rho q_v \Delta t + \alpha_w A t_0}{\alpha_w A} \leq 80^\circ\text{C} \quad (13.28)$$

冷却器是利用冷水和热油进行热交换的一种装置。热油由 t_1 降至 t_2 时所散发的热量 $c_p \rho q_v (t_1 - t_2)$ 应和冷水由 t'_1 升至 t'_2 时所吸收的热量 $c'_p \rho' q'_v (t'_2 - t'_1)$ 相等。若预定水的温差为 $(t'_2 - t'_1)$, 即可求出所需冷却水的流量。 c'_p 、 ρ' 分别为水的比定压热容和密度。进、出口平均水温为 $30^\circ\text{C} \sim 50^\circ\text{C}$ 时水的比定压热容 $c'_p \approx 4\,174 \text{ J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$, 水的密度 ρ' 为 $1\,000 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

——油池内安装冷却水管。在油池中安装循环水管以便冷水和油池中的热油进行热交换, 降低油温。由此可列出热平衡式

$$1\,000 P_1 (1 - \eta) = \alpha_w A (t_1 - t_0) + \alpha'_w A' [t_1 - 0.5(t'_2 + t'_1)]$$

上式等号后第二项为热油传给冷水的热量。式中 α'_w 为热油通过水管传给冷水时的表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; A' 为水管外表面面积, m^2 ; t'_1 、 t'_2 ——循环水的进口、出口温度, $^\circ\text{C}$ 。由此可以列出润滑油的工作温度

$$t_1 = \frac{1\,000 P_1 (1 - \eta) + \alpha_w A t_0 + 0.5 \alpha'_w A' (t'_2 + t'_1)}{\alpha_w A + \alpha'_w A'} \leq 80^\circ\text{C} \quad (13.29)$$

若水管为紫铜或黄铜管, 表面传热系数 $\alpha'_w = 150 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \sim 200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 蜗轮圆周速度 $\leq 4 \text{ m}/\text{s}$ 和循环水流速 $\leq 0.1 \text{ m}/\text{s}$ 时取小值, 蜗轮圆周速度达到 $12 \text{ m}/\text{s}$ 和循环水流速 $\geq 0.4 \text{ m}/\text{s}$ 时取大值。若壁厚为 $1 \text{ mm} \sim 3 \text{ mm}$ 钢管时, 上列数值降低 $5\% \sim 10\%$ 。进口和出口循环水的温度, 宜取为 $t'_2 = t'_1 + (5 \sim 10)^\circ\text{C}$ 。

13.9 蜗杆传动的润滑

13.9.1 润滑油粘度和润滑方法

为提高蜗杆传动的抗胶合性能, 宜选用粘度较高的润滑油。在矿物油中适当加些油性添加剂(如加入 5% 的动物脂肪), 有利于提高油膜厚度, 减轻胶合危险。用青铜制造的蜗轮, 则不允许采用活性大的极压添加剂以免腐蚀青铜。采用聚乙二醇、聚醚合成油时, 摩擦系数较小, 有利于提高传动效率, 承受较高的工作温度, 减少磨损。

蜗杆传动推荐使用的润滑油粘度和润滑方法见表 13.7。喷油润滑时的供油量可参考表 13.8。

表 13.7 蜗杆传动的润滑油粘度和润滑方法

滑动速度 v_{sl} /(m/s)	≤ 1	1~2.5	>2.5~5	>5~10	>10~15	>15~25	>25
工作条件	重载	重载	中载	—	—	—	—
运动粘度 $\nu_{40^\circ\text{C}}$ /(mm^2/s)	1 000	680	320	220	150	100	68
润滑方法	浸油润滑			浸油或 喷油润滑	压力喷油润滑, 喷油压力, MPa		
					0.07	0.2	0.3

注: 美国 AGMA 推荐使用 460 号和 680 号极压油或复合油。前者用于环境温度为 $-10^\circ\text{C} \sim 10^\circ\text{C}$ 的工况; 后者用于 $10^\circ\text{C} \sim 50^\circ\text{C}$ 的工况, 但蜗轮转速较高的也荐用 460 号油。复合油是指除含有极压添加剂外, 还含有其他添加剂, 如抗氧化剂。

表 13.8 喷油润滑时的供油量

中心距 a /mm	80	100	125	160	200	250	315	400	500
供油量, L/min	1.5	2	3	4	6	10	15	20	20

13.9.2 蜗杆布置与润滑方式

采用油池润滑时,蜗杆最好布置在下方。蜗杆浸入油中的深度至少能浸入螺旋的牙高,且油面不应超过滚动轴承最低滚动体的中心。油池容量宜适当大些,以免蜗杆工作时泛起箱内沉淀物和油很快老化。只有在不得已的情况下(如受结构上的限制),蜗杆才布置在上方。这时,浸入油池的蜗轮深度允许达到蜗轮半径的 $1/6 \sim 1/3$ 。若速度高于 10m/s ,必须采用压力喷油润滑,由喷油嘴向传动的啮合区供油。为增强冷却效果,喷油嘴宜放在啮出侧,双向转动的应布置在双侧。

例题 13.3 计算一 ZA 型蜗杆减速器,输入功率 $P_1 = 7.5\text{ kW}$,转速 $n_1 = 1450\text{ r/min}$,传动比 $i = 20$ 。工作机载荷平稳,动力机有轻微振动。预期寿命 $12\ 000\text{ h}$ 。蜗杆布置在下方,要求运转精度良好。

解 蜗杆采用 45 钢,表面硬度 $> 45\text{ HRC}$ 。蜗轮材料采用 ZCuSn10P1,砂型铸造,计算步骤见下表。

计算项目	计算内容	计算结果
初选 $[d_1/a]$ 值		
当量摩擦系数	设 $v_s = 4\text{ m/s} \sim 7\text{ m/s}$,查表 13.6,取大值	$\mu_v = 0.03$ $\rho_v = 1.72^\circ$
选 $[d_1/a]$ 值	在图 13.11 的 $i = 20$ 线上选取 A 点,查得 $[d_1/a] = 0.355, \gamma = 13^\circ (z_1 = 2), \eta_1 = 0.88$	
中心距计算		
蜗轮转矩	$T_2 = T_1 i \eta_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} i \eta_1$ $= 9.55 \times 10^6 \times \frac{7.5}{1450} \times 20 \times 0.88$	$T_2 = 869\ 400\ \text{N}\cdot\text{mm}$
使用系数	按题意查表 12.9	$K_A = 1.1$
转速系数	$Z_n = \left(\frac{n_2}{8} + 1\right)^{-1/8}$ 式(13.17) $= \left(\frac{1450}{20 \times 8} + 1\right)^{-1/8}$	$Z_n = 0.75$
弹性系数	根据蜗轮副材料查表 13.2	$Z_E = 147\ \sqrt{\text{MPa}}$
寿命系数	$Z_h = \sqrt[6]{\frac{25\ 000}{L_h}}$ (式 13.19) $= \sqrt[6]{\frac{25\ 000}{12\ 000}}$	$Z_h = 1.13 < 1.6$
接触系数	由图 13.12 I 线查出	$Z_p = 2.85$
接触疲劳极限	查表 13.2	$\sigma_{H\text{lim}} = 265\ \text{MPa}$
接触疲劳最小安全系数	自定	$S_{H\text{min}} = 1.3$
中心距	$a = \sqrt[3]{K_A T_2 \left(\frac{Z_E Z_p \cdot S_{H\text{min}}}{Z_n Z_h \sigma_{H\text{lim}}}\right)^2}$ (式 13.15) $= \sqrt[3]{1.1 \times 869\ 400 \times \left(\frac{147 \times 2.85}{0.75 \times 1.13} \times \frac{1.3}{265}\right)^2} = 178$	取 $a = 200\ \text{mm}$
传动基本尺寸		
蜗杆头数	由图 13.11 查得 $\gamma = 13^\circ, z_1 = 2$;也可用式 13.22 计算 $z_1 = (7 + 2.4\sqrt{a})/u = (7 + 2.4\sqrt{200})/20 = 2.047$	取 $z_1 = 2$

续表

计算项目	计算内容	计算结果
蜗轮齿数	$z_2 = iz_1 = 20 \times 2$	取 $z_2 = 40$
模数	$m = (1.4 \sim 1.7)a/z_2$ $= (1.4 \sim 1.7) \times 200/40 = 7 \sim 8.5$	取 $m = 8 \text{ mm}$
蜗杆分度圆直径	$d_1 = [d_1/a]a$ $= 0.355 \times 200 = 71$ 或 $d_1 = 0.68a^{0.875}$ $= 0.68 \times 200^{0.875} = 70.13$, 取标准值(表 13.4)	查表 13.4 取 $d_1 = 80 \text{ mm}$
蜗轮分度圆直径	$d_2 = mz_2 = 8 \times 40$	$d_2 = 320 \text{ mm}$
蜗杆导程角	$\tan \gamma = z_1 m/d_1$ $= 2 \times 8/80 = 0.2$	$\gamma = 11.31^\circ$
蜗轮宽度	$b_2 = 2m \left(0.5 + \sqrt{\frac{d_1}{m} + 1} \right)$ $= 2 \times 8 \times \left(0.5 + \sqrt{\frac{80}{8} + 1} \right) = 61.066$	取 $b_2 = 62 \text{ mm}$
蜗杆圆周速度	$v_1 = \pi d_1 n_1 / (60 \times 1000)$ $= \pi \times 80 \times 1450 / (60 \times 1000)$	$v_1 = 6.07 \text{ m/s}$
相对滑动速度	$v_s = v_1 / \cos \gamma$ $= 6.07 / \cos 11.31^\circ$	$v_s = 6.19 \text{ m/s}$
当量摩擦系数	由表 13.6 查得(与假设有出入, 毋须即作调整, 以计算为准)	$\mu_v = 0.021$ $\rho_v = 1.20^\circ$
齿面接触疲劳强度验算		
许用接触应力	$[\sigma_H] = Z_n Z_b \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H \min}}$ $= 0.75 \times 1.13 \times \frac{265}{1.3}$	(式 13.14) $[\sigma_H] = 173 \text{ MPa}$
最大接触应力	$\sigma_H = Z_E Z_p \sqrt{\frac{K_A T_2}{a^3}}$ $= 147 \times 2.85 \sqrt{\frac{1.1 \times 869400}{200^3}}$	$\sigma_H = 145 < 173 \text{ MPa}$ 合格
轮齿弯曲疲劳强度验算		
齿根弯曲疲劳极限	由表 13.2 查出	$\sigma_{F \lim} = 115 \text{ MPa}$
弯曲疲劳最小安全系数	自取	$S_{F \min} = 1.4$
许用弯曲疲劳应力	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_{F \min}}$ $= \frac{115}{1.4}$	(式 13.24) $[\sigma_F] = 82 \text{ MPa}$
轮齿最大弯曲应力	$\sigma_F = \frac{2K_A T_2}{mb_2 d_2}$ $= \frac{2 \times 1.1 \times 869400}{8 \times 62 \times 320}$	(式 13.24) $\sigma_F = 12 < 82 \text{ MPa}$ 合格

续表

计算项目	计算内容	计算结果
蜗杆轴挠度验算		
轴惯性矩	$I = \pi d_1^4 / 64 = \pi 80^4 / 64$	$I = 2.01 \times 10^6 \text{ mm}^4$
允许蜗杆挠度	$[\delta] = 0.004 m = 0.004 \times 8$	$[\delta] = 0.032 \text{ mm}$
蜗杆轴挠度	$\delta = F_2 l \sqrt{\tan^2 \alpha_1 + \tan^2 (\gamma + \rho_v)} / (48EI)$ $= \frac{2 \times 869\,400}{320} \times 320^3$ $\times \frac{\sqrt{\tan^2 20^\circ + \tan^2 (11.31^\circ + 1.32^\circ)}}{48 \times 206 \times 10^3 \times 2.01 \times 10^6}$ (此处取 $l \approx D_2$)	$\delta = 0.0038 \text{ mm}$ 合格
温度计算		
传动啮合效率	$\eta_1 = \tan \gamma / \tan(\gamma + \rho_v)$ (式 13.12) $= \tan 11.31^\circ / \tan(11.31^\circ + 1.20^\circ)$	$\eta_1 = 0.901$
搅油效率	自定	$\eta_2 = 0.99$
轴承效率	自定	$\eta_3 = 0.99$
总效率	$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0.901 \times 0.99 \times 0.99$	$\eta = 0.883$
散热面积估算	$A = 9 \times 10^{-5} a^{1.88}$ (式 13.27) $= 9 \times 10^{-5} \times 200^{1.88}$	$A = 1.906 \text{ m}^2$
箱体工作温度	$t_1 = \frac{1\,000 P_1 (1 - \eta)}{\alpha_w A} + t_0$ (式 13.26) $= \frac{1\,000 \times 7.5 \times (1 - 0.883)}{15 \times 1.906} + 20$	$t_1 = 50.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 合格
此处取 $\alpha_w = 15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$, 中等通风环境		
润滑油粘度和润滑方法		
润滑油粘度	根据 $v_s = 6.19 \text{ m/s}$ 由表 13.7 选取	$\nu_{40^\circ\text{C}} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$
润滑方法	由表 13.7, 可采用浸油或喷油润滑	

注: 计算结果, $d_1/a = 80/200 = 0.4$, $\gamma = 11.31^\circ$, $\mu_v = 0.021$, $v_s = 6.19 \text{ m/s}$ 。根据上列数字, 原先选定 A 点改为 A' 点(图 13.11), 并大致可得 $\eta_1 \approx 0.89$, 与计算结果很相近。

13.10 提高圆柱蜗杆传动承载能力的措施

在蜗杆传动中轮齿之间的接触线是随着啮合位置而移动的, 如图 13.14 所示。在不同的位置时, 接触线与蜗杆圆周速度 v_1 之间具有不同的夹角。最大的夹角(接近 90°)发生在蜗杆螺纹退出啮合的齿边上(b 处), 因为夹角大, 所以两接触面之间容易形成油膜。最小的夹角(接近于零)发生在靠近中间平面的区域 a 处, 因为夹角小, 两接触面之间就不容易形成油膜, 在某些附加条件下甚至油膜可能完全破坏而导致轮齿的直接接触, 因而限制了传动的承载能力。

为改善圆柱蜗杆传动的润滑状况, 降低摩擦系数, 提高传动效率和承载能力, 可以在蜗轮制造和装配方面采取下列措施, 例如:

——轮齿挖窝(图 13.15)。将不利于形成油膜的轮齿中间部分切去一部分——挖窝, 以便贮油, 改善润滑条件。

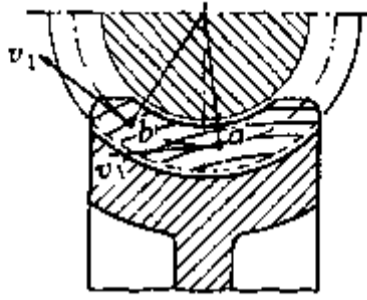


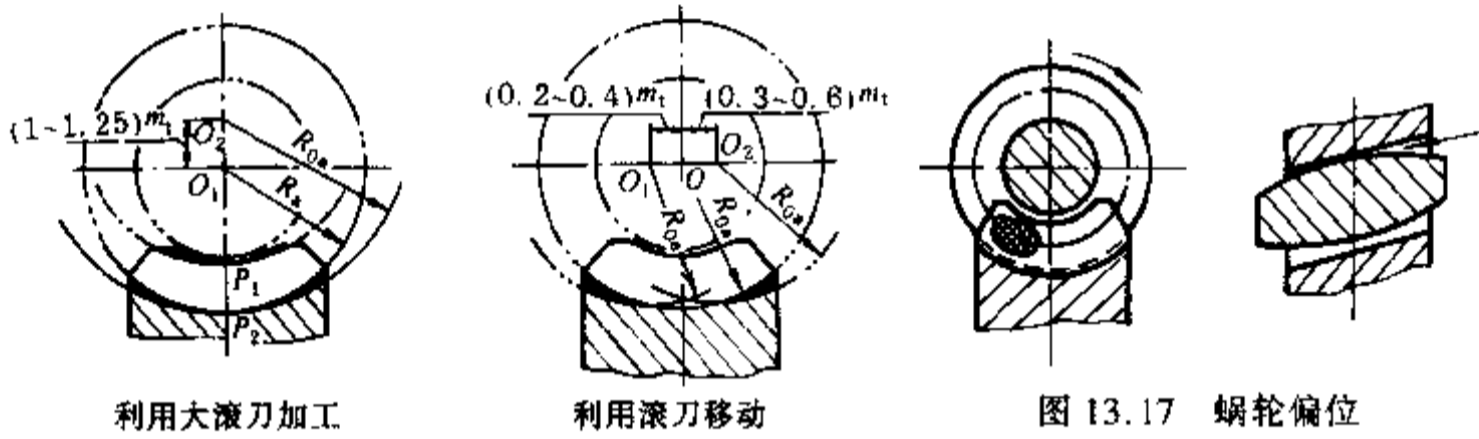
图 13.14 圆柱蜗杆传动中接触线的位置



图 13.15 轮齿挖窝

——制造人工油涵(图 13.16)。目的是有利于蜗杆传动工作时提供油楔,改善润滑条件。方法有:1)利用大滚刀加工油涵;2)利用移动滚刀位置加工油涵。

——蜗轮偏位安装(图 13.17)。安装时,设法使蜗轮轮齿偏向啮出端,有利于啮入端形成油楔,同时增加啮出端的接触面积。



利用大滚刀加工

利用滚刀移动

图 13.17 蜗轮偏位

图 13.16 人工油涵

13.11 环面蜗杆传动简介

螺旋的顶和根分别位于同轴线的圆弧回转体表面上的蜗杆,称为环面蜗杆(图 13.18)

和圆柱蜗杆传动比较,环面蜗杆传动具有下列优点:1)蜗杆齿和蜗轮齿在中间平面内的接触线 aa (图 13.19)与蜗杆的运动方向 v_1 垂直;在齿上移动的接触线,其不同位置为 bb 、 cc 、...等,与 v_1 近于垂直,所以轮齿间具有较好的油膜形成条件,因而其抗胶合的承载能力和效率都较高;2)同时接触的齿数较多。由于以上两个原因,其承载能力约为圆柱蜗杆传动的 1.5~4 倍。

也应指出,环面蜗杆传动在制造和安装上都比较复杂,对精度要求也较高;此外,由于提高了承载能力而相对地减小了外廓尺寸和散热面积,因而常需要考虑人工的冷却方法。

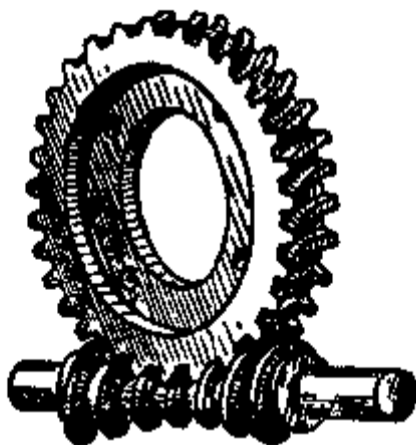


图 13.18 环面蜗杆传动

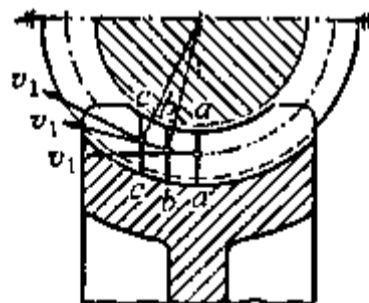


图 13.19 环面蜗杆传动中接触线的移置图

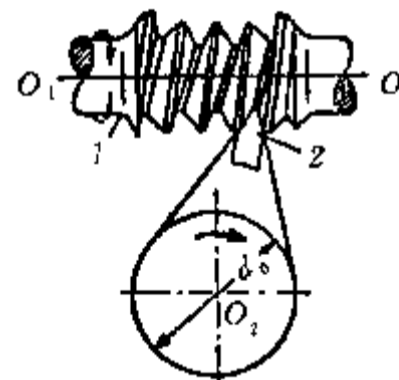


图 13.20 环面蜗杆的切制方法

——材料选择。环面蜗杆不易磨削,一般是在调质以后进行精车。最好的蜗杆材料是钼钢,如 25CrMoA,

可以在高硬度的情况下切削加工。此外也常采用 40CrNi 或 40Cr。

选择蜗轮材料时要求有较低的摩擦系数和良好的抗胶合性能,常用的是 ZCuSn10P1、ZCuSn5Pb5Zn5 和其他青铜。当滑动速度 $v_s \leq 2$ m/s 时,可采用 ZCuAl10Fe3,但许用载荷低于锡青铜。此外,采用 ZCuZn38Mn2Pb2 也能得到满意的结果。

——环面蜗杆和蜗轮的切制方法。先将蜗杆 1 切削成圆弧回转体,然后在上面切出螺旋,如图 13.20 所示。蜗杆轴线与刀盘的回转轴 O_2 间的距离等于蜗杆传动的中心距 a ,2 为直线刀刃的刀具, d_0 为齿廓形成圆直径,刀具的安装要使其刀刃两侧边的延长线切于形成圆。切削时刀盘回转的角速度与蜗杆角速度之比,应等于蜗轮传动的传动比 i 。蜗轮是用形状与环面蜗杆相同的滚刀按径向进刀切制而成。

附录

新的圆柱蜗杆传动基本参数国家标准从国际发展趋势考虑,不再以蜗杆直径系数 q 为标准值,而以蜗杆分度圆直径 d_1 为标准值。考虑到目前正在新旧过渡阶段,故将旧标准中的 m 和 q 标准值列于下表,供参考。至于本章的计算公式,新旧标准同样适用。

m/mm			m/mm			m/mm		
第一系列	第二系列	q	第一系列	第二系列	q	第一系列	第二系列	q
1		14			9			(8)
1.5		14	5		10		(11)	10
		10			12			12
2		12			9			8
		16	6		10	12		9
		10			12			(10)
2.5		12			9			(12)
		16		7	10			8
		10			12		14	(9)
3		12			8			10
		16	8		(9)			8
	3.5	10			10	16		9
		12			(8)			(10)
		10		9	10		18	8
4		12			12			(7.5)
		16			8	20		8
	4.5	10	10		10			7.5
		12			12	25		8

第14章 链传动

14.1 概述

链传动是在两个或两个以上链轮之间用链作为挠性拉曳元件的一种啮合传动,见图 14.1。因其经济、可靠,故广泛用于农业、采矿、冶金、起重、运输、石油、化工、纺织等各种机械的动力传动中。

14.1.1 优缺点

和带传动比较,链传动的主要优点是:1)没有滑动;2)工况相同时,传动尺寸比较紧凑;3)不需要很大的张紧力,作用在轴上的载荷较小;4)效率较高, $\eta \approx 98\%$;5)能在温度较高、湿度较大的环境中使用等。因链传动具有中间元件(链),和齿轮、蜗杆传动比较,需要时轴间距离可以很大。

链传动的缺点是:1)只能用于平行轴间的传动;2)瞬时速度不均匀,高速运转时不如带传动平稳;3)不宜在载荷变化很大和急促反向的传动中应用;4)工作时有噪声;5)制造费用比带传动高等。

14.1.2 链的种类

按照工作性质的不同,链有传动链、起重链、曳引链三种。传动链主要用来传递动力,通常都在中等速度($v \leq 20 \text{ m/s}$)以下工作。起重链主要用在起重机械中提升重物,其工作速度不大于 0.25 m/s 。曳引链主要用在运输机械中移动重物,其工作速度不大于 $2 \text{ m/s} \sim 4 \text{ m/s}$ 。本章只讨论传动链。

14.1.3 应用范围

链传动在传递功率、速度、传动比、中心距等方面都有很广的应用范围。目前,最大传递功率达到 5000 kW ,最高速度达到 40 m/s ,最大传动比达到 15,最大中心距达到 8 m 。由于经济及其他原因,链传动的传动功率一般小于 100 kW ,速度小于 15 m/s ,传动比小于 8。

链传动除广泛用作定传动比的传动外,也能做成有级链式变速器和无级链式变速器。

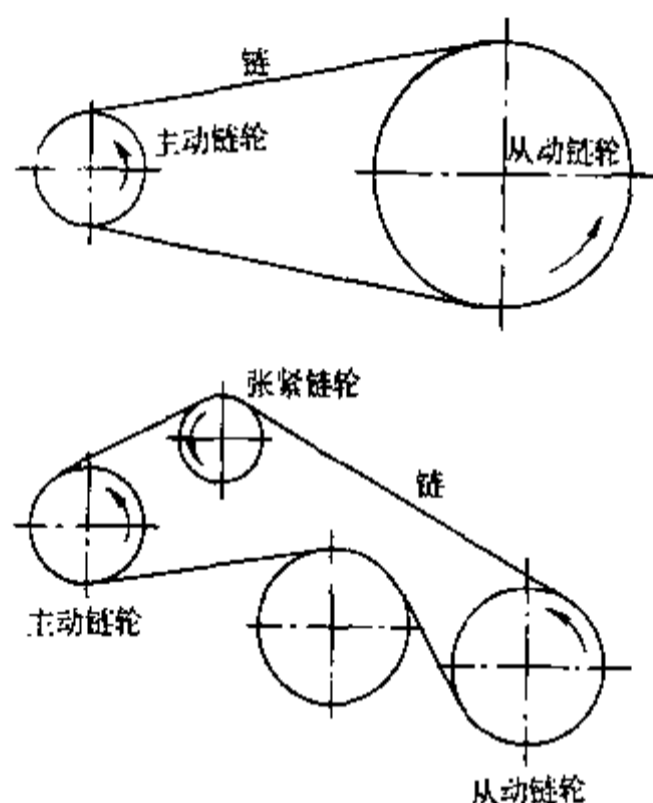


图 14.1 链传动的形式

14.2 链传动的零件和材料

14.2.1 传动链

传动链主要有下列几种型式：套筒链、套筒滚子链（简称滚子链）、齿形链和成型链。

1. 套筒链和滚子链

滚子链的构造见图 14.2，它是由内链板、外链板、销轴、套筒、滚子等所组成。销轴与外链板、套筒与内链板分别用过盈配合固定，滚子与套筒为间隙配合。套筒链除没有滚子外，其他结构与滚子链相同。当链节屈伸时，套筒可在销轴上自由转动。

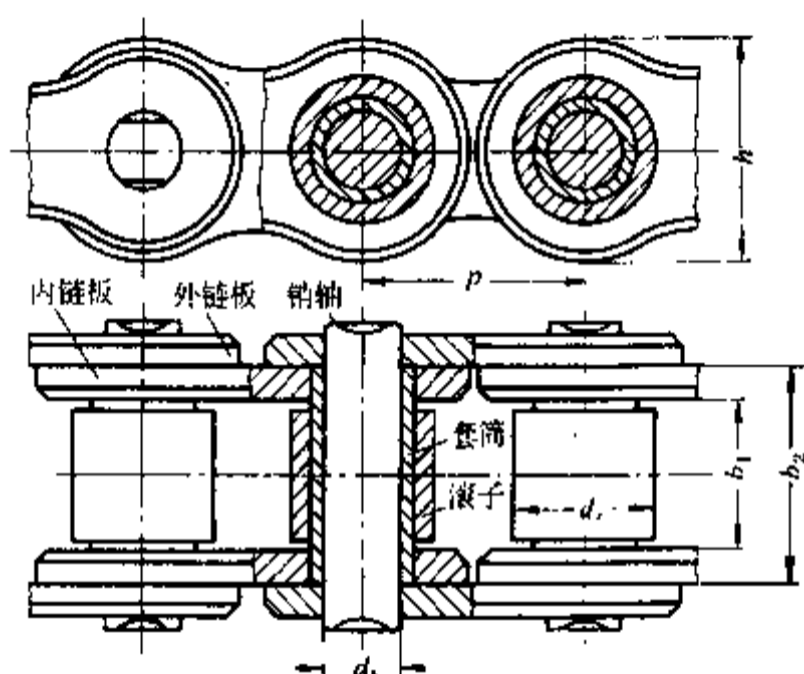


图 14.2 滚子链

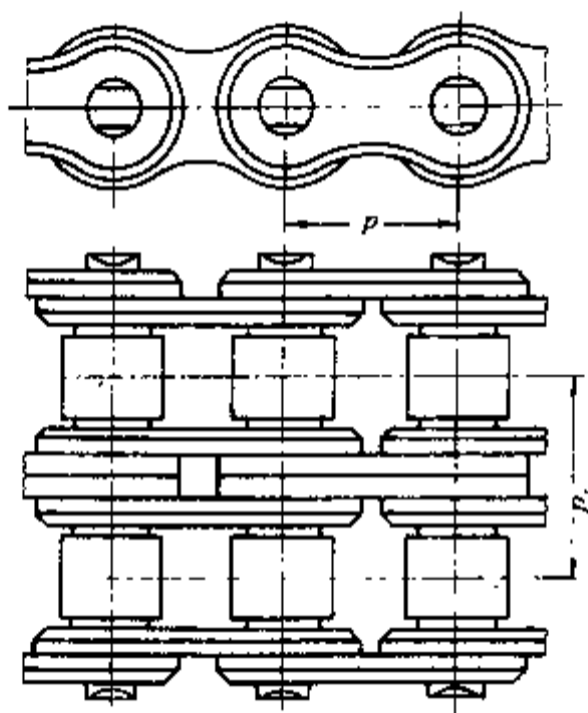


图 14.3 双排链

当套筒链和链轮进入啮合和脱离啮合时，套筒将沿链轮轮齿表面滑动，易于引起轮齿磨损。滚子链则不同，滚子起着变滑动摩擦为滚动摩擦的作用，有利于减小摩擦和磨损。

套筒链结构较简单、重量较轻、价格较便宜，常在低速传动中应用。滚子链较套筒链贵，但使用寿命长，且有减低噪声的作用，故应用很广。

节距 p 是链的基本特性参数。滚子链的节距是指链在拉直情况下，相邻滚子外圆中心之间的距离。

套筒和销轴间的接触面积称为铰链承压面，它的投影面积 A 为

$$A = d_1 b_2 \quad (14.1)$$

式中 d_1 ——销轴直径； b_2 ——套筒长度。

把一根以上的单列链并列、用长销轴联接起来的链称为多排链，图 14.3 为双排链。排数愈多，愈难使各排受力均匀，故一般不超过 3 或 4 排。当载荷大而要求排数多时，可采用两根或两根以上的双排链或三排链。

滚子链已标准化，其系列、尺寸、极限拉伸载荷见表 14.1。

链接头形式见图 14.4。当一根链的链节数为偶数时采用连接链节，其形状与链节相同，仅连接链板与销轴为间隙配合，用弹簧卡片或钢丝锁销等止锁件将销轴与连接链板固定；当链节数为奇数时，则必须加一个过渡链节。过渡链节的链板受有附加弯矩，最好不用，但在重载、冲击、反

向等繁重条件下工作时,采用全部由过渡链节构成的链,柔性较好,能减轻冲击和振动。

表 14.1 滚子链的主要尺寸和极限拉伸载荷(GB 1243.1—83)

链号 ^①	链节距 p	滚子外径 $d_{r\max}$	销轴直径 $d_{s\max}$	内链节 内宽 $b_{1\min}$	内链节 外宽 $b_{2\max}$	内链板 高度 h_{\max}	排距 p_1	单排每米 质量 $q/(\text{kg/m})$	单排链极 限拉伸载荷 F_Q/N
08A	12.70	7.95	3.96	7.85	11.18	12.07	14.38	0.6	13 800
10A	15.875	10.16	5.08	9.40	13.84	15.09	18.11	1.0	21 800
12A	19.05	11.91	5.94	12.57	17.75	18.08	22.78	1.5	31 100
16A	25.40	15.88	7.92	15.88	22.61	24.13	29.29	2.6	55 600
20A	31.75	19.05	9.53	18.90	27.46	30.18	35.76	3.8	86 700
24A	38.10	22.23	11.10	25.22	35.46	36.20	45.44	5.6	124 600
28A	44.45	25.40	12.70	25.22	37.19	42.24	48.87	7.5	169 000
32A	50.80	28.58	14.27	31.55	45.21	48.26	58.55	10.10	222 400
40A	63.50	39.68	19.84	37.85	54.89	60.33	71.55	16.10	347 000
48A	76.20	47.63	23.80	47.35	67.82	72.39	87.83	22.60	500 400

① 链号中的后缀 A 表示 A 系列。

② 使用过渡链节时,其极限拉伸载荷按表列数值的 80% 计算。

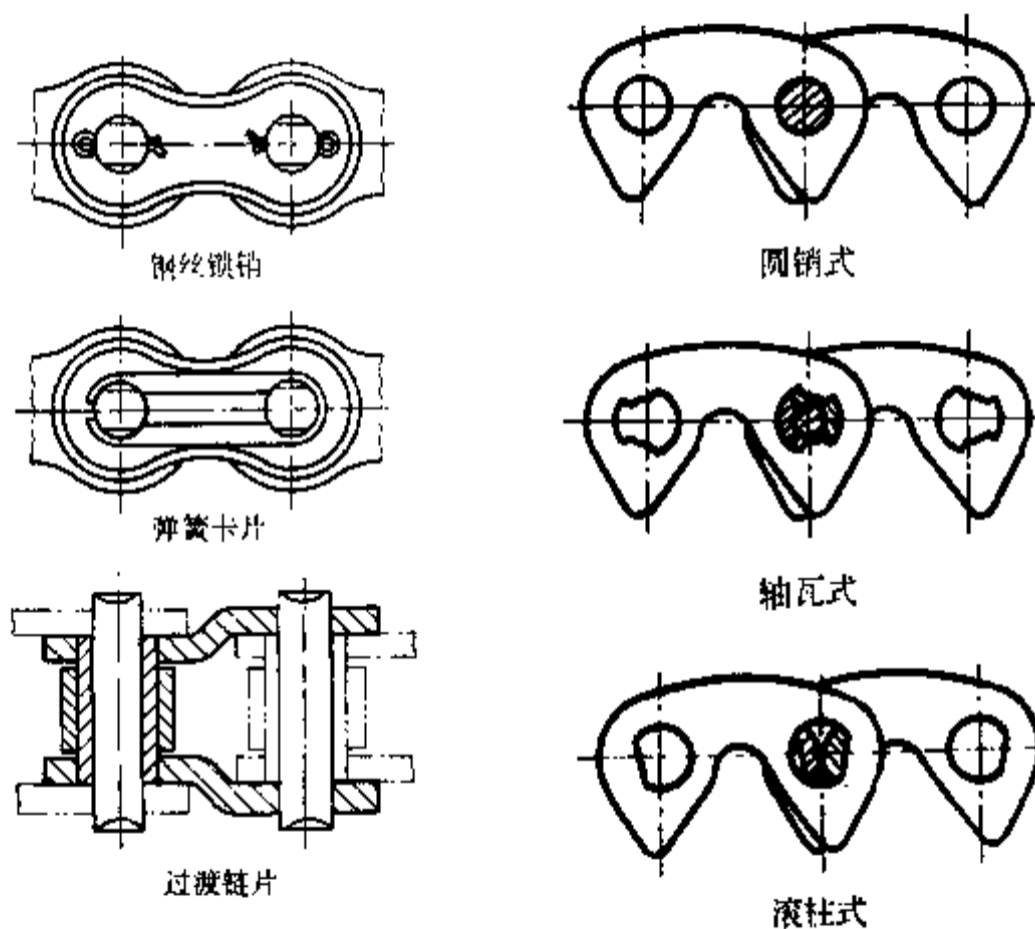


图 14.4 链接头

图 14.5 齿形链

2. 齿形链

齿形链是由彼此用铰链联接起来的齿形链板所组成,链板两工作侧面间的夹角为 60° ,齿形链的铰链形式主要有三种(图 14.5)。**圆销式**,其链板孔与销轴为间隙配合。**轴瓦式**,在链板销孔两侧有长、短扇形槽各一条,且在同一销轴上,相邻链板是左右相间排列,所以长短扇形槽也是相间排列。在销孔中装入销轴后,就在销轴左右的槽中嵌入与短槽相配的轴瓦。这就使得相邻链节在作屈伸动作时,左右轴瓦将各在其长槽中摆动,同时轴瓦内面又沿销轴表面滑动。**滚柱式**,它没有销轴,在链板孔上做有直边,相邻链板也是左右相间排列,孔中嵌入摇块。滚柱式齿形链的特点是当链节屈伸时,两摇块间的运动为滚动摩擦。

和滚子链比较,齿形链具有工作平稳、噪声较小、允许链速较高、承受冲击载荷能力较好(有严重冲击载荷时,最好采用带传动)和轮齿受力较均匀等优点;但价格较贵、重量较大并且对安装和维护的要求也较高。

14.2.2 链轮

链轮轮齿的齿形应保证链节能自由地进入和退出啮合,在啮合时应保证良好的接触,同时它的形状应尽可能地简单。

1. 滚子链链轮

标准只规定链轮的最大齿槽形状和最小齿槽形状。实际齿槽形状在最大、最小范围内都可用,因而链轮齿廓曲线的几何形状可以有很大的灵活性。常用的齿廓为三圆弧一直线齿形,它由 \widehat{aa} 、 \widehat{ab} 、 \widehat{cd} 和 \widehat{bc} 组成, $abcd$ 为齿廓工作段(图 14.16)。因齿形系用标准刀具加工,在链轮工作图中不必画出,只需在图上注明“齿形按 3R GB 1244—85 规定制造”即可。链轮分度圆直径 d 、齿顶圆直径 d_a 、齿根圆直径 d_f (或最大齿根距离 L_x)的计算公式列下(参看图 14.6 和图 14.7):

$$\text{分度圆直径} \quad d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (14.2)$$

$$\text{齿顶圆直径} \quad d_a = p \left(0.54 + \cot \frac{180^\circ}{z} \right) \quad (14.3)$$

$$\text{齿根圆直径} \quad d_f = d - d_r \quad (14.4)$$

$$\text{最大齿根距离} \quad \begin{aligned} \text{偶数齿} \quad L_x &= d_f \\ \text{奇数齿} \quad L_x &= d \cos \frac{90^\circ}{z} - d_r \end{aligned} \quad (14.5)$$

$$\text{齿侧凸缘(或排间槽)直径} \quad d_g < p \cot \frac{180^\circ}{z} - 1.04h - 0.76 \quad (14.6)$$

滚子链链轮的轴面齿形见图 14.8,其几何尺寸可查有关手册。

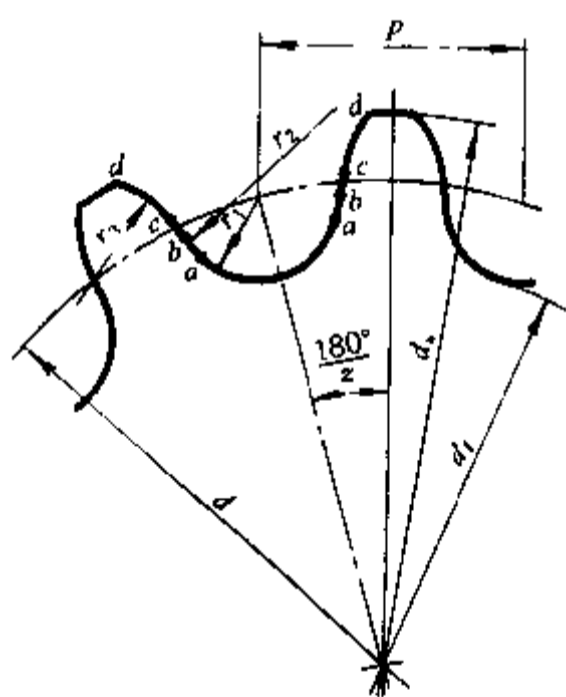


图 14.6 滚子链链轮端面齿形

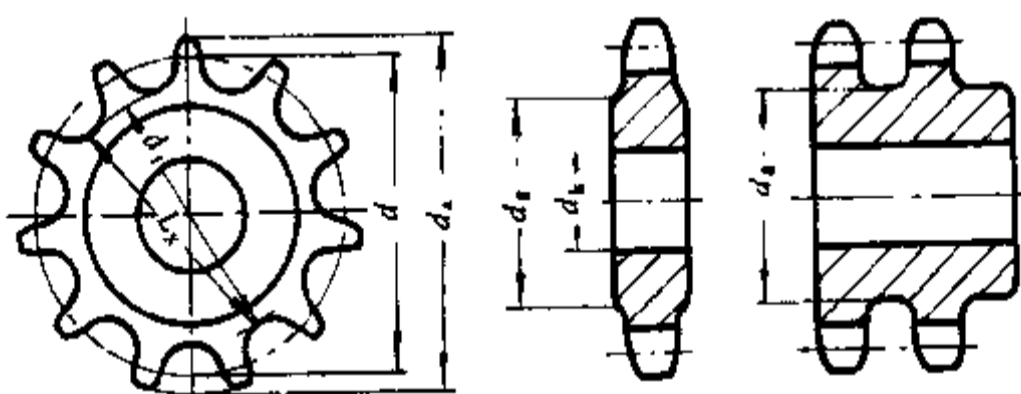


图 14.7 滚子链链轮

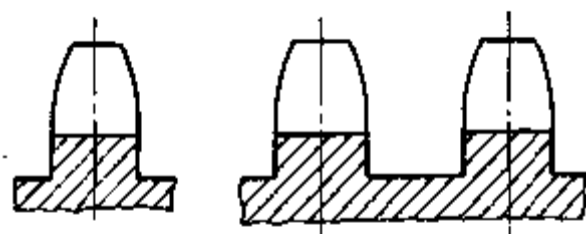


图 14.8 滚子链链轮轴面齿形

2. 齿形链链轮

齿形链链轮端面齿形见图 14.9, 齿廓线工作段最低点至节距线的距离 h 是一主要啮合尺寸参数。主要尺寸计算公式列下:

$$\text{分度圆直径} \quad d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (14.7)$$

$$\text{齿顶圆直径} \quad d_s = \frac{p}{\tan \frac{180^\circ}{z}} \quad (14.8)$$

$$\text{齿根圆直径} \quad d_f = p \sqrt{1.296 328 + \left(\cot \frac{180^\circ}{z} - 1.26\right)^2} \quad (14.9)$$

$$\text{齿槽角} \quad \beta = 30^\circ - \frac{180^\circ}{z} \quad (14.10)$$

$$\text{齿形角} \quad \gamma = 30^\circ - \frac{360^\circ}{z} \quad (14.11)$$

$$\text{齿面工作段最低点至节距线的距离} \quad h = 0.55p \quad (14.12)$$

齿形链链轮轴面齿形见图 14.10。

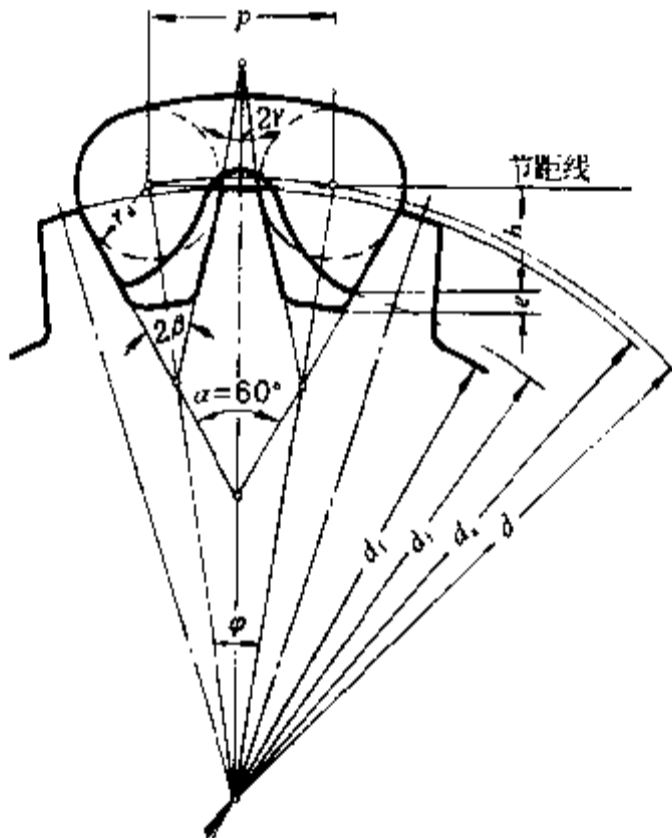


图 14.9 齿形链链轮端面齿形

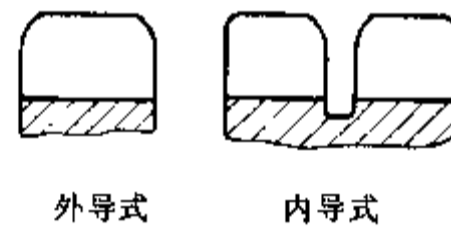


图 14.10 齿形链链轮轴面齿形

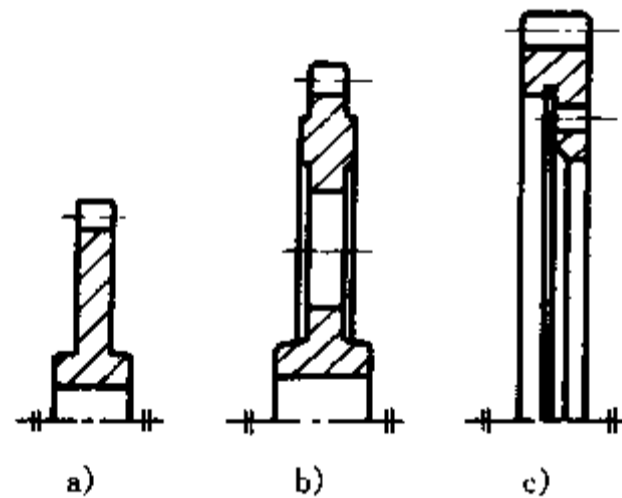


图 14.11 链轮结构

3. 链轮结构

图 14.11 所示为几种不同形式的链轮结构。小直径链轮可采用实心式(图 14.11a)、腹板式(图 14.11b),或将链轮与轴做成一体。链轮损坏主要由于齿的磨损,所以大链轮最好采用齿圈可以更换的组合式(图 14.11c)。

14.2.3 链和链轮的材料

链的使用寿命在很大程度上取决于链的材料及其热处理、制造精度等。制造链的材料及其

硬度要求均见有关标准。

链轮材料应能满足强度和耐磨性的要求。在低速、轻载、平稳传动中,链轮可采用中碳钢制造;中速、中载时,采用中碳钢淬火处理,其硬度 $>40 \text{ HRC} \sim 45 \text{ HRC}$;高速、重载、连续工作的传动,采用低碳钢、低碳合金钢表面渗碳淬火(如用 15、20Cr、12CrNi3 等钢淬硬至 55 HRC~60 HRC)或中碳钢、中碳合金钢表面淬火(如用 45、40Cr、45Mn、35SiMn、35CrMo 等钢淬硬到 40 HRC~50 HRC)。

载荷平稳、速度较低、齿数较多时,也允许采用 $\sigma_b \geq 200 \text{ MPa}$ 的铸铁制造链轮。在工作环境较差、链轮容易磨损的场合,铸铁最好经过等温淬火处理或采用优质铸铁。

由于小链轮的啮合次数比大链轮多,因此对材料的要求也比大链轮高。当大链轮用铸铁制造时,小链轮通常都用钢。

14.3 链传动的运动特性

14.3.1 传动比、链速和速度不均匀性

链传动的运动情况和绕在多边形轮子上的带传动很相似(图 14.12),边长相当于链节距 p ,边数相当于链轮齿数 z 。轮子每转一周,带子转过的长度应为 zp ,当两链轮转速分别为 n_1 和 n_2 时,链速

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{z_2 p n_2}{60 \times 1000} \quad \text{m/s} \quad (14.13)$$

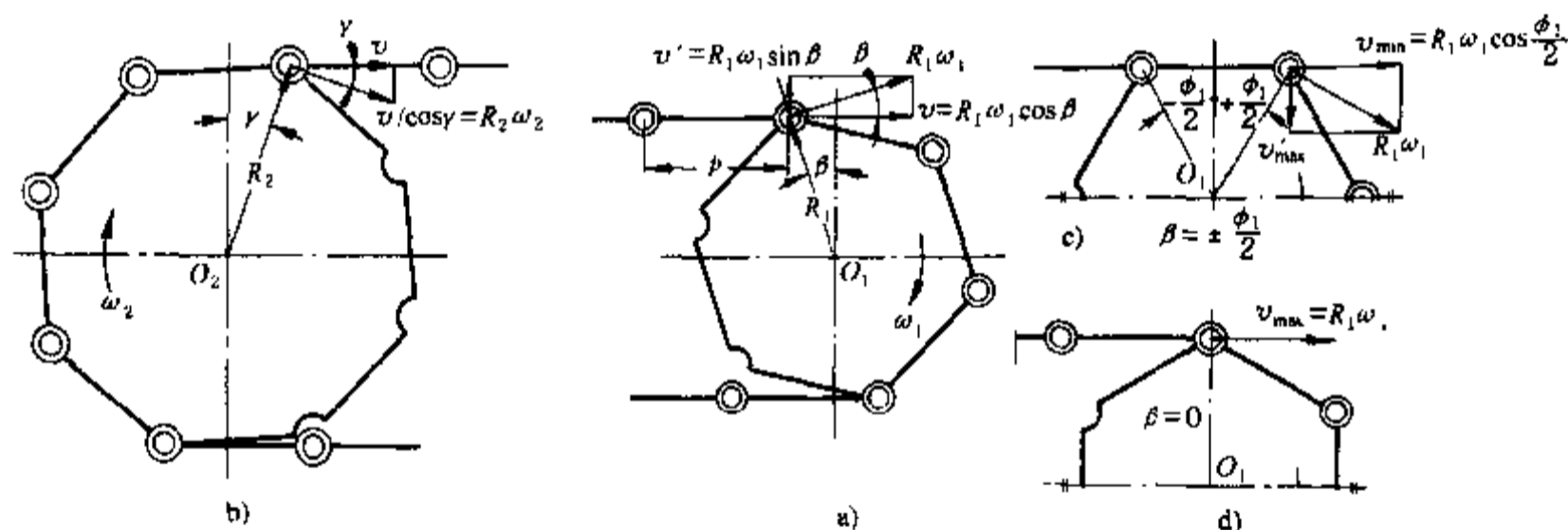


图 14.12 链传动的运动图

利用上式,可求得链传动的传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (14.14)$$

从上两式中求出的链速和传动比都是平均值。事实上,即使主动轮的角速度 $\omega_1 = \text{常数}$,链速 v 和从动轮角速度 ω_2 都将是变化的,其理由如下:假设紧边在传动时总是处于水平位置。参看图 14.12,当链节进入主动轮时,其销轴总是随着链轮的转动而不断改变其位置。当位于 β 角的瞬时(图 14.12a),链速 v 应为销轴圆周速度($= R_1 \omega_1$)在水平方向的分速度,即: $v =$

$R_1 \omega_1 \cos \beta$ 。由于 β 角是在 $-\frac{\phi_1}{2}$ 到 $+\frac{\phi_1}{2}$ 之间变化,因而即使 $\omega_1 = \text{常数}$, v 也不可能得到常数。当 $\beta = -\frac{\phi_1}{2}$ 和 $+\frac{\phi_1}{2}$ 时得到 $v_{\min} = R_1 \omega_1 \cos \frac{\phi_1}{2}$ (图 14.12c), 当 $\beta = 0$ 时得到 $v_{\max} = R_1 \omega_1$ (图 14.12d)。由此可知,链速是作着由小至大、又由大至小的变化,而且每转过一个链节要重复上述的变化一次,见图 14.13。正由于链速作着周期性的变化,因而给链传动带来了速度的不均匀性。链轮齿数愈少,链速不均匀性也愈增加。

链在水平方向上的速度作周期性变化的同时,在垂直方向上还要作上下移动($v' = R_1 \omega_1 \sin \beta$)。开始时以减速上升($-\frac{\phi_1}{2} < \beta < 0$),随后又以增速下降($0 < \beta < \frac{\phi_1}{2}$)。因为链节作着忽上忽下、忽快忽慢的变化,所以给链传动带来了工作的不平稳性和有规律的振动。

从动链轮由于链速 $v \neq \text{常数}$ 和 γ 角(图 14.12b)的不断变化,因而它的角速度 ω_2 ($= \frac{v}{R_2 \cos \gamma}$)也是变化的。同时,这也说明了链传动的瞬时传动比 i ($= \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cos \gamma}{R_1 \cos \beta}$)不能得到恒定值。只有当两链轮的齿数相等、紧边的长度又恰为链节距的整数倍时, ω_2 和 i 才能得到恒定值(因 γ 角和 β 角的变化随时相等)。

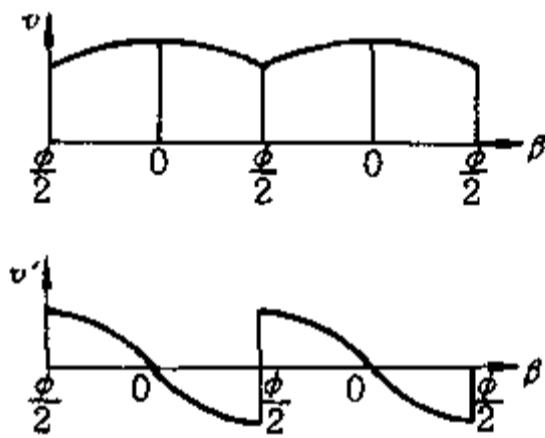


图 14.13 链速的变化

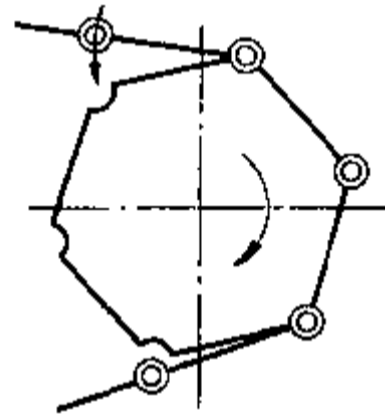


图 14.14 链节和链轮啮合时的冲击

14.3.2 链传动的动载荷

链传动在工作时引起动载荷的主要原因是:

——因为链速和从动链轮角速度周期性变化,从而产生了附加的动载荷。链的加速度愈大,动载荷也将愈大。已知链的加速度

$$a = \frac{dv}{dt} = -R_1 \omega_1 \sin \beta \frac{d\beta}{dt} = -R_1 \omega_1^2 \sin \beta$$

此处, t ——时间。且知当销轴正位于 $\beta = \pm \frac{\phi_1}{2}$ 时将得到最大加速度

$$a_{\max} = \pm R_1 \omega_1^2 \sin \frac{\phi_1}{2} = \pm R_1 \omega_1^2 \sin \frac{180^\circ}{z} = \pm \frac{\omega_1^2 p}{2}$$

从上述简单关系可以说明,链轮转速愈高、链节距愈大、链轮齿数愈少,动载荷都将愈大。且知当转速、链轮大小(或 $z_1 p$ 乘积)一定时,也即链速 v 一定时,采用较多的链轮齿数和较小的链

节距对降低动载荷是有利的。

——链沿垂直方向分速度 v' 也作周期性地变化(图 14.12、图 14.13),使链产生横向振动,这也是链传动产生动载荷的原因之一。

——当链节进入链轮的瞬间,链节和轮齿以一定的相对速度相啮合(图 14.14),从而使链和轮齿受到冲击并产生附加的动载荷。由于链节对轮齿的连续冲击,将使转动产生振动和噪声,并将加速链的损坏和轮齿的磨损,同时增加了能量的消耗。

链节对轮齿的冲击动能愈大,对传动的破坏作用也愈大。根据理论分析,冲击动能 $E_k = \frac{qp^3 n^2}{C}$, q ——每米链长的质量; C ——常数。因此,从减少冲击能量看来,应采用较小的链节距并限制链轮的极限转速。

——若链张紧不好,链条松弛,在起动、制动、反转、载荷变化等情况下,将产生惯性冲击,使链传动产生很大的动载荷。

14.4 链传动的受力分析

如果不考虑动载荷,链在传动中的主要作用力有:

——工作拉力 F_1 。它取决于传动功率 P (kW)和链速 v (m/s):

$$F_1 = \frac{1000P}{v} \quad \text{N} \quad (14.15)$$

——离心拉力 F_c 。它取决于每米链长的质量 q 和链速 v (链速 $v > 7$ m/s 时,离心力不可忽略):

$$F_c = qv^2 \quad \text{N} \quad (14.16)$$

——垂度拉力 F_f 。它取决于传动的布置方式及链在工作时允许的垂度。若允许垂度过小,则必须以很大的 F_f 力拉紧,从而增加链的磨损和轴承载荷;允许垂度过大,则又会使链和链轮的啮合情况变坏。可按照求悬索拉力的方法求得垂度拉力(计算简图见图 14.15):

$$F_f \approx \frac{1}{f} \left(\frac{qga}{2} \times \frac{a}{4} \right) = \frac{qga}{8 \left(\frac{f}{a} \right)} = k_f qga \quad \text{N} \quad (14.17)$$

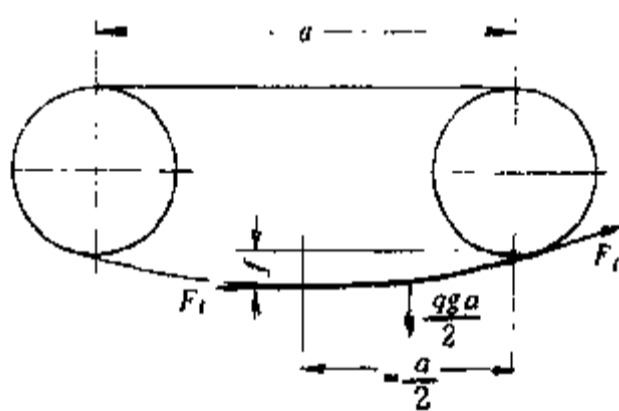


图 14.15 垂度拉力的计算简图

对于水平传动, $k_f \approx 6$ (允许 $f/a \approx 0.02$, f 为悬索垂度)。对于倾斜角(两链轮中心连线与水平面所成的角)小于 40° 的传动,可取 $k_f = 4$; 大于 40° 的传动,可取 $k_f = 2$; 垂直传动,可取 $k_f = 1$ 。上式中, g ——重力加速度, m/s^2 ; a ——中心距, m 。

由此得链紧边和松边拉力为

$$\left. \begin{aligned} \text{紧边总拉力 } F &= F_1 + F_c + F_f \\ \text{松边总拉力 } F' &= F_c + F_f \end{aligned} \right\} \quad (14.18)$$

作用在轴上的载荷 F_Q 可近似地取为紧边和松边总拉力之和。离心拉力对它没有影响,不应计算在内,由此得 $F_Q \approx F_1 + 2F_f$ 。又由于垂度拉力不大,故近似取

$$F_Q \approx 1.2K_A F_1 \quad (14.19)$$

式中 K_A ——工作情况系数, 平稳载荷取 1.0~1.2, 中等冲击取 1.2~1.4, 严重冲击取 1.4~1.7(动力机平稳、单班工作的取小值, 动力机不平稳、三班工作的取大值)。

14.5 滚子链传动的计算

链传动的失效形式可能有: 1) 正常润滑的链传动, 铰链元件由于疲劳强度不足而破坏; 2) 因铰链销轴磨损使链节距过度伸长(在标准试验条件下允许伸长率为 3%), 从而破坏正确啮合和造成脱链现象; 3) 润滑不当或转速过高时, 销轴和套筒的摩擦表面易发生胶合破坏; 4) 经常起动、反转、制动的链传动, 由于过载造成冲击破断; 5) 低速重载的链传动, 铰链元件发生静强度破坏; 6) 链轮轮齿磨损等。

14.5.1 额定功率曲线

在一定使用寿命和润滑良好条件下, 链传动的各种失效形式的额定功率曲线见图 14.16。润滑不良、工作环境恶劣的链传动, 它所能传递的功率要比润滑良好的链传动低得多。

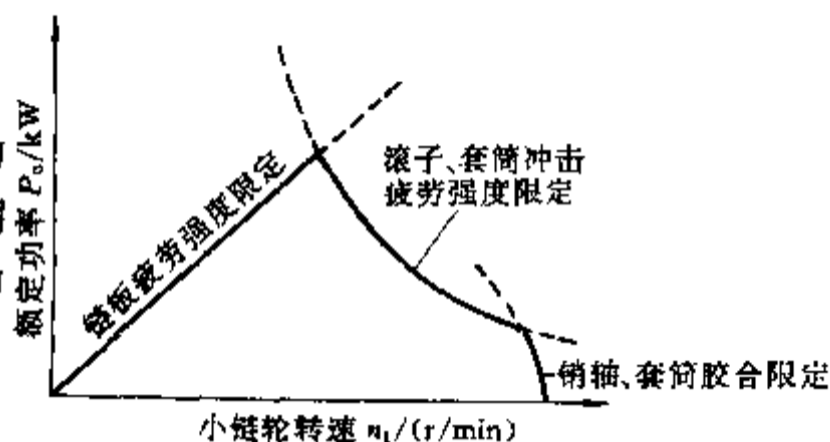


图 14.16 额定功率曲线

14.5.2 额定功率

为避免出现上述各种失效形式, 图 14.17 给出了滚子链在特定试验条件下的额定功率曲线。试验条件为: $z_1 = 19$ 、 $L_p = 100$ 、单列链水平布置、载荷平稳、工作环境正常、按推荐的润滑方式润滑、使用寿命 15 000 h; 链因磨损而引起链节距的相对伸长量 $\Delta p/p \leq 3\%$ 。实际使用中, 与上列条件不同时, 需作适当修正, 由此得链传动的计算功率

$$P_c = \frac{K_A P}{k_z k_p} \leq P_0 \quad (14.20)$$

式中 P_0 ——额定功率, kW, 见图 14.17; P ——名义传动功率, kW; k_z ——小链轮齿数系数, 见表 14.2, 当工作点落在图 14.17 中曲线顶点左侧时, 取表中 k_z 值, 当工作点落在曲线顶点右侧时, 取表中 k'_z 值; k_p ——多排链排数系数, 见表 14.3。

表 14.2 小链轮齿数系数 k_z

z_1	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
k_z	0.446	0.554	0.664	0.775	0.887	1.00	1.11	1.23	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93
k'_z	0.326	0.441	0.566	0.701	0.846	1.00	1.16	1.33	1.51	1.69	1.89	2.08	2.29	2.50

表 14.3 多排链排数系数 k_p

排数 z_p	1	2	3	4	5
k_p	1	1.7	2.5	3.3	4.1

对于 $v < 0.6$ m/s 的低速链传动, 链的主要失效形式是过载拉断, 应进行静强度校核。静强度安全系数应满足下列要求

$$S = \frac{z_p F_Q}{K_A F_t + F_c + F_t} \geq 4 \sim 8 \quad (14.21)$$

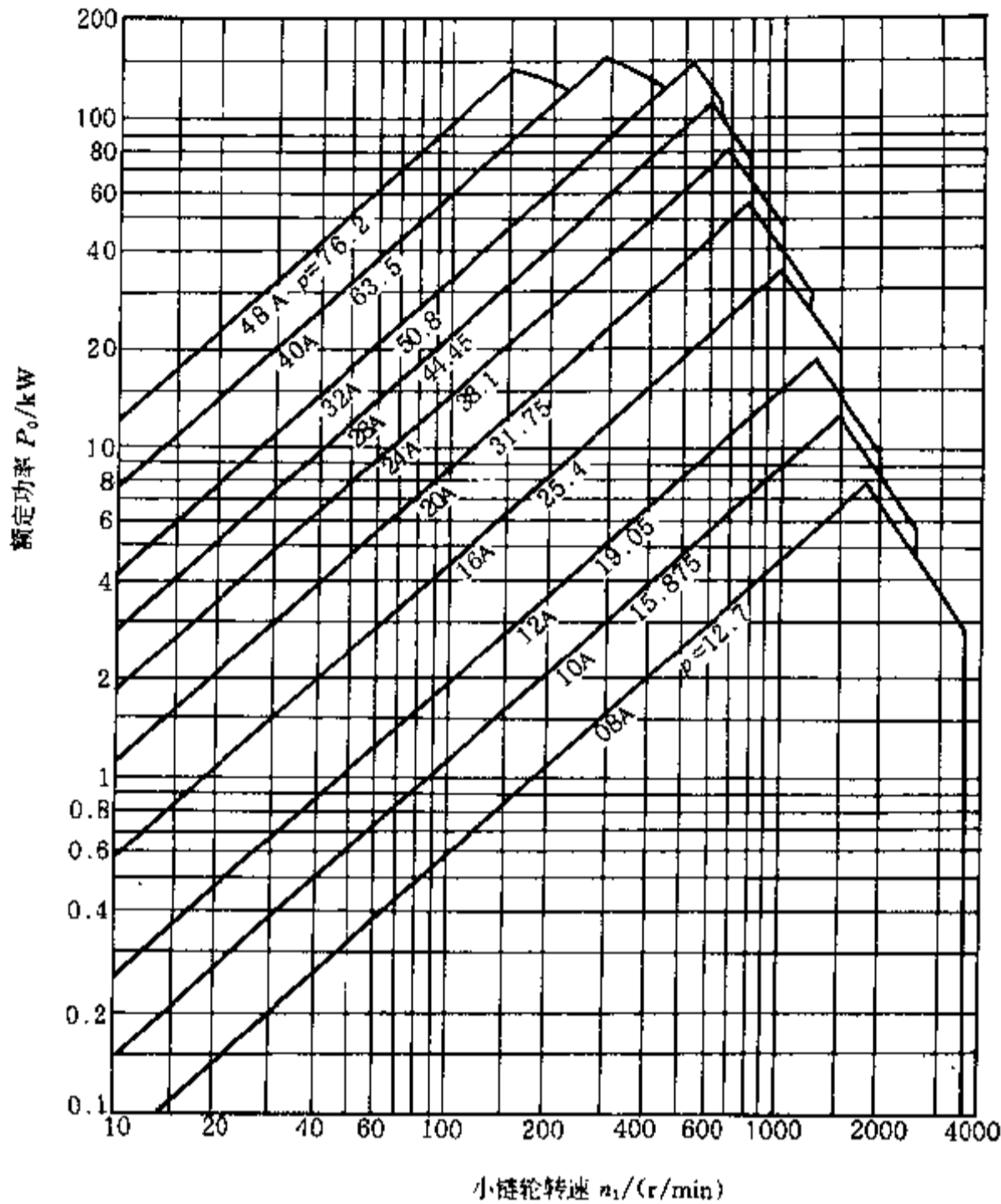


图 14.17 滚子链传动额定功率曲线(A系列)

式中 z_p ——链排数; F_Q ——单排链的极限拉伸载荷,见表 14.1。

当工作寿命低于 15 000 h 时,其允许传递的功率可以高些。

14.5.3 主要参数的选择

1. 传动比

链传动的传动比一般 $i \leq 8$, 推荐 $i = 2 \sim 3.5$, 在低速和外廓尺寸不受限制的地方允许到 10 (个别情况可到 15)。如传动比过大, 则链包在小链轮上的包角过小, 啮合的齿数太少, 这将加速轮齿的磨损, 容易出现跳齿, 破坏正常啮合, 通常包角最好不小于 120° , 传动比在 3 左右。

2. 链轮齿数

链轮齿数不宜过多或过少。过少时将: 1) 增加传动的不均匀性和动载荷; 2) 增加链节间的相对转角, 从而增大功率消耗; 3) 增加铰链承压面间的压强 (因齿数少时, 链轮直径小, 链的工作拉力将增加), 从而加速铰链磨损等。过多时将缩短链的使用寿命。

从增加传动均匀性和减少动载荷考虑, 小链轮齿数宜适当多些。在动力传动中建议选取如下:

$v = 0.6 \sim 3$ m/s	$z_1 \geq 15 \sim 17$
$v = 3 \sim 8$ m/s	$z_1 \geq 21$
$v > 8$ m/s	$z_1 > 23 \sim 25$

从限制大链轮齿数和减少传动尺寸考虑,传动比大的链传动建议选取较少的链轮齿数。当链速很低时,允许最少齿数为9。

链轮齿数太多将缩短链的使用寿命。因为链节磨损后,套筒和滚子都被磨薄而且中心偏移,这时,链与轮齿实际啮合的节距将由 p 增至 $p + \Delta p$,链节势必沿着轮齿齿廓向外移,因而分度圆直径将由 d 增至 $d + \Delta d$,见图 14.18。若 Δp 不变,则链轮齿数愈多,分度圆直径的增量 Δd 就愈大,所以链节愈向外移,因而链从链轮上脱落下来的可能性也就愈大,链的使用期限也就愈短。因此,链轮最多齿数限制为 $z_{\max} = 120$ 。

在选取链轮齿数时,应同时考虑到均匀磨损的问题。由于链节数应选用偶数,所以链轮齿数最好选质数或不能整除链节数的数。

3. 链速和链轮的极限转速

链速的提高受到动载荷的限制,所以一般最好不超过 12 m/s。如果链和链轮的制造质量很高,链节距较小,链轮齿数较多,安装精度很高,以及采用合金钢制造的链,则链速也允许超过 20 m/s~30 m/s。

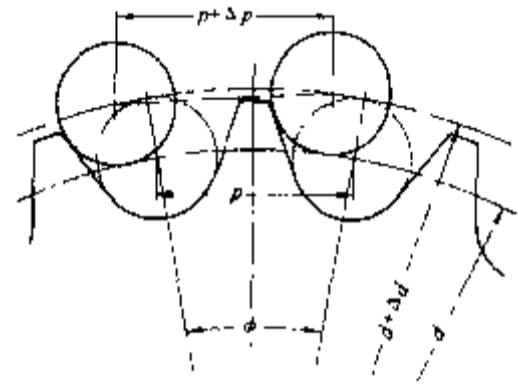


图 14.18 链节伸长对啮合的影响

链轮的最佳转速和极限转速可参看图 14.17。图中接近于最大额定功率时的转速为最佳转速,功率曲线右侧竖线为极限转速。

4. 链节距

链节距越大,链和链轮齿各部分尺寸也愈大,链的拉曳能力也越大,但传动的速度不均匀性、动载荷、噪声等都将增加。因此设计时,在承载能力足够条件下,应选取较小节距的单排链,高速重载时,可选用小节距的多排链。一般,载荷大、中心距小、传动比大时,选小节距多排链;速度不太高、中心距大、传动比小时选大节距单排链。

若已知计算功率 P_c (取 $P_c = P_0$) 和转速 n_1 ,可由图 14.17 选取链节距。反之,由转速 n_1 和节距 p 可确定链能传递的功率。

5. 中心距和链长

当链速不变,中心距小、链节数少的传动,在单位时间内同一链节的屈伸次数势必增多,因此会加速链的磨损。中心距大、链较长,则弹性较好,抗振能力较高,又因磨损较慢,所以链的使用寿命较长。但中心距如果太大,又会发生松边上下颤动的现象,使传动运行不平稳。推荐的最适宜的中心距 $a = (30 \sim 50)p$ 和最大中心距 $a_{\max} = 80p$ 。

最小中心距 a_{\min} 受小轮上包角不小于 120° 的限制,通常取

$$\begin{aligned} i < 4 & \quad a_{\min} = 0.2z_1(i+1)p \\ i \geq 4 & \quad a_{\min} = 0.33z_1(i-1)p \end{aligned} \quad (14.22)$$

链的长度常用链节数 L_p 表示。将式 11.2 除以 p ,并以 $d_1 = \frac{z_1 p}{\pi}$ 和 $d_2 = \frac{z_2 p}{\pi}$ 代入,得到计

算链节数的公式

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2 \frac{a}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} \quad (14.23)$$

式中 a ——链传动的中心距。链节数必须取为整数,且最好为偶数。

然后根据圆整后的链节数用下式计算实际中心距,即

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (14.24)$$

例题 14.1 设计一压气机用链传动,电动机转速 $n_1 = 970 \text{ r/min}$,压气机转速 $n_2 = 330 \text{ r/min}$,传动功率 $P = 10 \text{ kW}$,两班制工作,传动倾斜角小于 40° ,中心距可以调节。

解

计算项目	计算内容	计算结果
选择链轮齿数		
小链轮齿数	自定	$z_1 = 23$
传动比	$i = n_1/n_2 = 970/330$	$i = 2.94$
大链轮齿数	$z_2 = iz_1 = 2.94 \times 23$	$z_2 = 67$
选取链节距		
初定中心距	取 $a = 40p$	
链节数	$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2 \frac{a}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}$ $= \frac{23 + 67}{2} + 2 \times \frac{40p}{p} + \left(\frac{67 - 23}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{40p}$	取 $L_p = 126$
传动功率	$P_0 \geq \frac{K_A P}{k_z k_p} = \frac{1.2 \times 10}{1.23 \times 1} \quad (\text{式 } 14.20)$ $K_A = 1.2, \text{ 见 } 14.4 \text{ 节}; k_z = 1.23, \text{ 见表 } 14.2 \text{ (估计工作点落在图 } 14.17 \text{ 中曲线顶点左侧)}; k_p = 1, \text{ 见表 } 14.3$	$P_0 \geq 9.76 \text{ kW}$
链节距	根据 $P_0 \geq 9.76 \text{ kW}$, $n_1 = 970 \text{ r/min}$, 由图 14.17 查出选用 10A 滚子链	取 $p = 15.875 \text{ mm}$
确定实际中心距		
中心距	$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (\text{式 } 14.24)$ $= \frac{15.875}{4} \times \left[\left(126 - \frac{23 + 67}{2} \right) + \sqrt{\left(126 - \frac{23 + 67}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{67 - 23}{2\pi} \right)^2} \right]$	取 $a = 633 \text{ mm}$
计算作用轴上载荷		
链速	$v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{970 \times 23 \times 15.875}{60 \times 1000}$	$v = 5.9 \text{ m/s}$

计算项目	计算内容	计算结果
有效拉力	$F_1 = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 10}{5.9}$ (式 14.15)	$F_1 = 1695 \text{ N}$
轴上载荷	$F_Q \approx 1.2 K_A F_1 = 1.2 \times 1.2 \times 1695$	$F_Q = 2440 \text{ N}$
定润滑方式		
润滑方式	根据 v 、 p 由图 14.23 查出	油浴润滑

14.6 齿形链传动的计算

14.6.1 齿形链传动的基本参数

基本参数列下:链轮齿数 $z_{1\text{min}} = 15$,通常 $z_1 \geq 21$,且宜取奇数齿;传动比 $i_{\text{max}} = 10$,通常取 $i \leq 7$,推荐 $i = 2 \sim 3.5$;齿形链节距 p 、链宽 b 和适用小链轮转速范围见表 14.4。 p 和 b 见图 14.19。

表 14.4 齿形链链宽和小链轮转速范围

链号	C095	C127	C158	C190	C254	C317
节距 p/mm	9.525	12.7	15.875	19.05	25.4	31.75
链宽 b/mm	13.5 16.5	19.5 22.5	30 38	38 46	46 54	57 69
	19.5 22.5	25.5 28.5	46 54	54 62	62 70	81 93
	28.5 34.5	34.5 40.5				
40.5	46.5					
转速 $n_1/(r/\text{min})$	2000~5000	1500~3000	1200~2500	1000~2000	800~1500	600~1200

14.6.2 齿形链传动的计算功率

计算功率按下式计算

$$P_c = \frac{K_A P}{k_z} \quad (14.25)$$

式中 K_A ——工作情况系数,同滚子链传动; k_z ——齿数系数,见表 14.5。

表 14.5 齿形链齿数系数

z_1	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
k_z	0.77	0.89	1.0	1.11	1.22	1.34	1.45	1.56	1.66	1.77

14.6.3 齿形链链宽

链宽 b 可由下式求出

$$b \geq \frac{P_c}{P_0} \quad (14.26)$$

式中 P_0 ——链宽每 1 mm 所能传递的额定功率,见图 14.20。 b 应取标准值,如不合适,需重选链节距。

链节数、实际中心距和作用在轴上载荷等的计算公式同滚子链传动。

14.7 链传动的合理布置和张紧方法

14.7.1 链传动的合理布置

合理布置链传动的原则简要说明如下：

两链轮的回转平面应在同一垂直平面内，否则易使链条脱落和产生不正常的磨损。

两链轮中心连线最好是水平的，或与水平面成 45° 以下的倾斜角，尽量避免垂直传动。以免与下方链轮啮合不良或脱离啮合。

属于下列情况时，紧边最好布置在传动的上面（图 14.21）：1) 中心距 $a \leq 30p$ 和 $i \geq 2$ 的水平传动（a 图）；2) 倾斜角相当大的传动（b 图）；3) 中心距

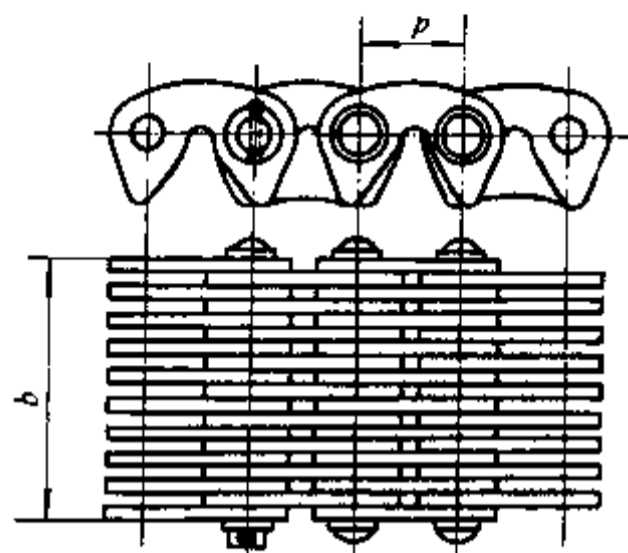


图 14.19 齿形链结构

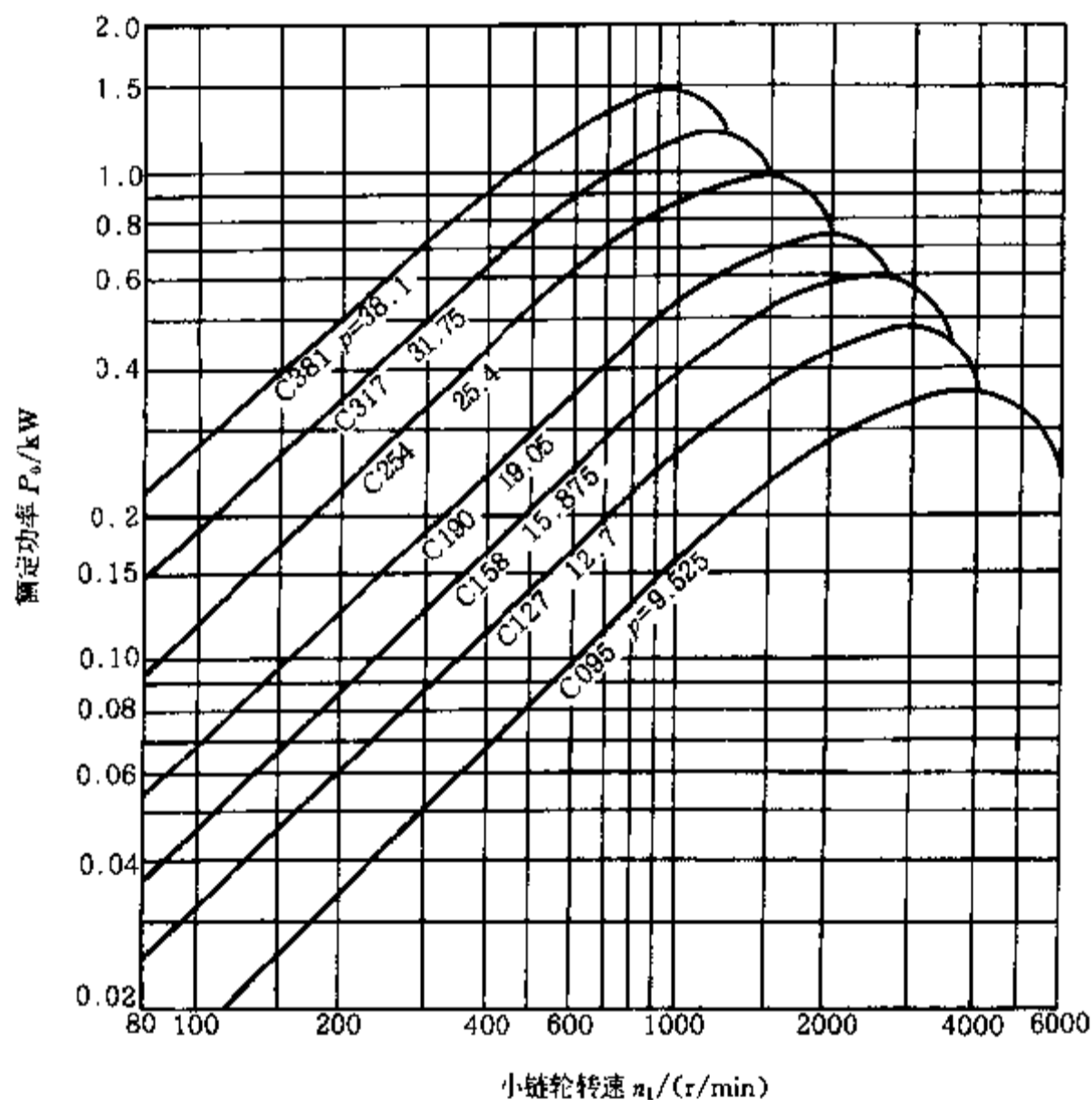


图 14.20 齿形链传动额定功率曲线

($b = 1 \text{ mm}$, $z_1 = 21$, 载荷平稳)

$a \geq 60p$ 、传动比 $i \leq 1.5$ 和链轮齿数 $z_1 \leq 25$ 的水平传动（c 图）。在前两种情况中，松边在上时，可能有少数链节垂落到小链轮上或下方的链轮上，因而有咬链的危险；在后一种情况中，松边在上时，有发生紧边和松边相互碰撞的可能。

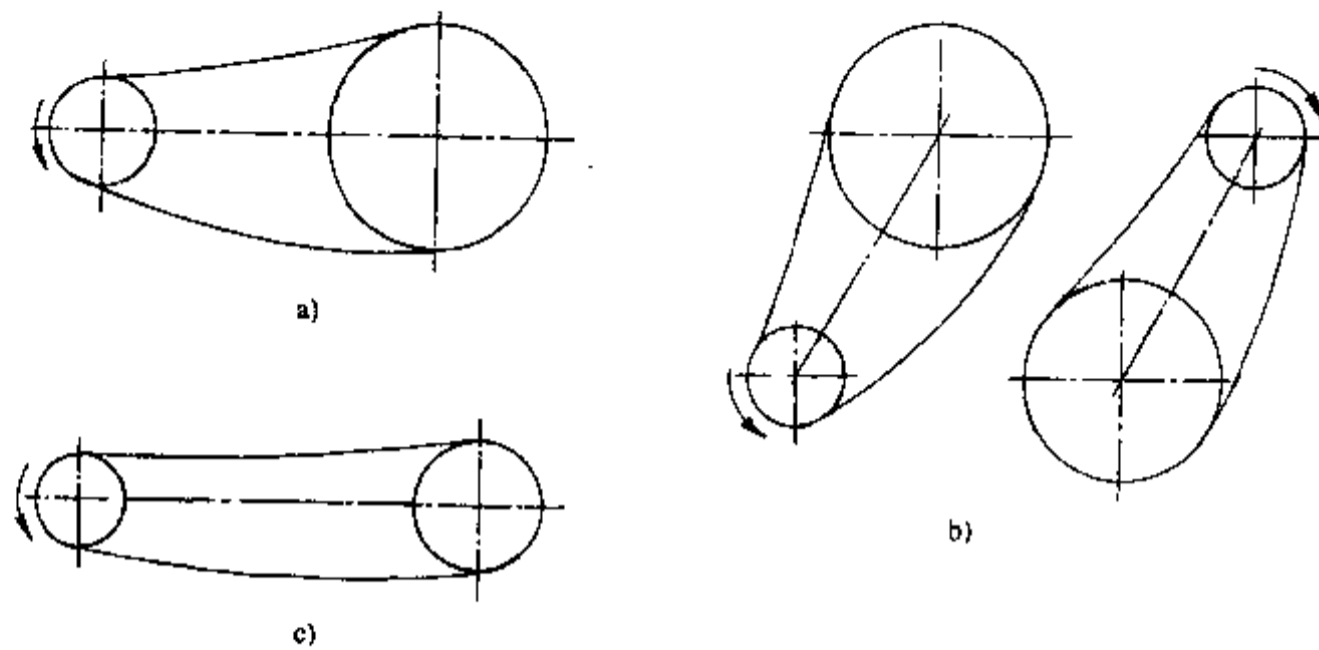


图 14.21 链传动的布置

14.7.2 张紧方法

链传动中如松边垂度过大,将引起啮合不良和链条振动现象,所以链传动张紧的目的和带传动不同,张紧力并不决定链的工作能力,而只是决定垂度的大小。

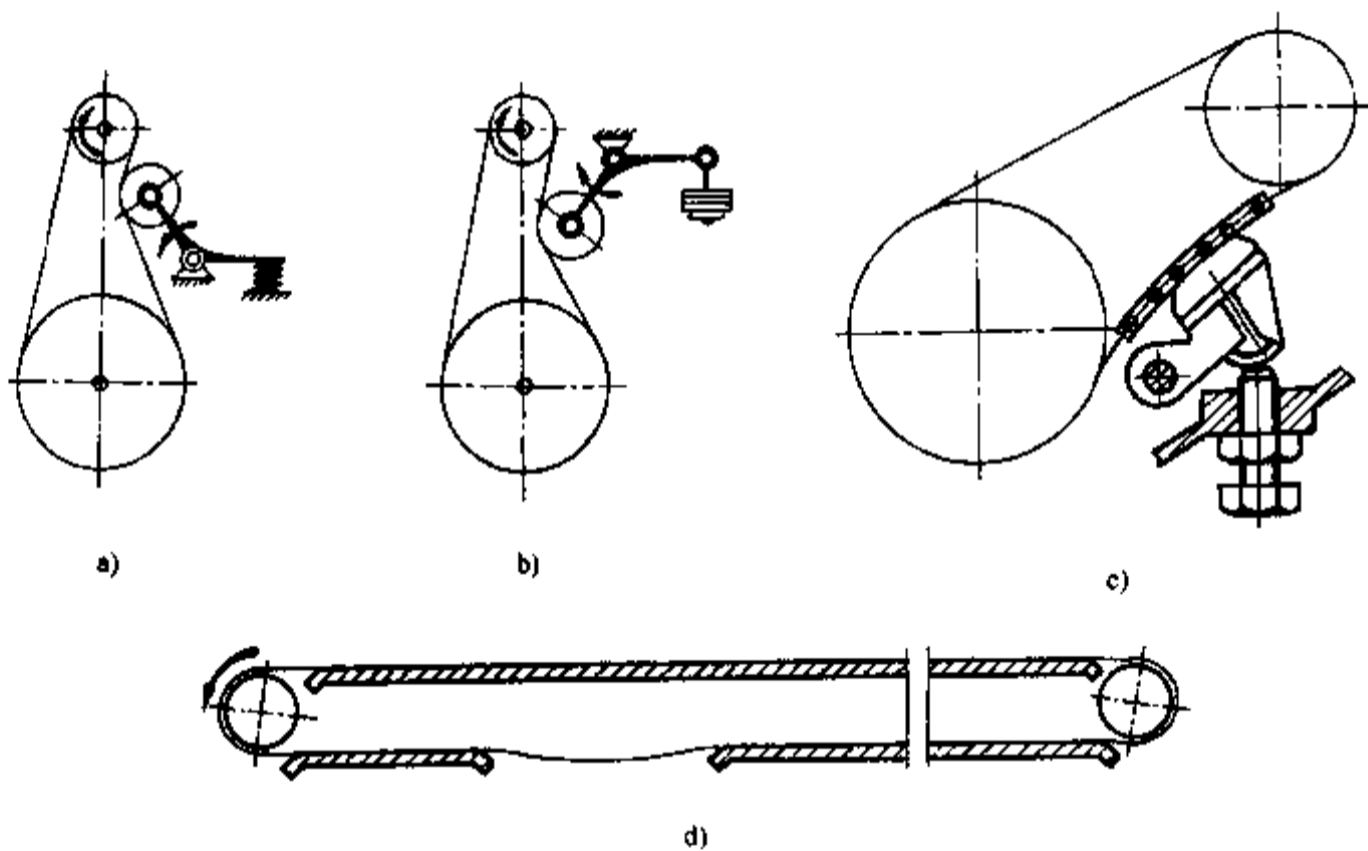


图 14.22 链的张紧装置

张紧方法很多,最常见的是移动链轮以增大两轮的中心距。但如中心距不可调时,也可以采用张紧轮传动,例见图 14.22a、b。张紧轮应装在靠近主动链轮的松边上。不论是带齿的还是不带齿的张紧轮,其分度圆直径最好与小链轮的分度圆直径相近。不带齿的张紧轮可以用夹布胶木制成,宽度应比链约宽 5 mm。此外还可用压板或托板张紧(图 14.22c、d)。特别是中心距大的链传动,用托板控制垂度更为合理。

14.8 链传动的润滑、护罩或链条箱

14.8.1 链传动的润滑

较链中有润滑油时,有利于缓和冲击、减小摩擦和降低磨损。润滑条件良好与否对传动工作能力和使用寿命有很大影响。

链传动的润滑方法可以根据图 14.23 选取。

润滑时,应设法将油注入链活动关节间的缝隙中,并均匀分布于链宽上。润滑油应加在松边上,因这时链节处于松弛状态,润滑油容易进入各摩擦面之间。

链传动使用的润滑油运动粘度在运转温度下约为 $20 \text{ mm}^2/\text{s} \sim 40 \text{ mm}^2/\text{s}$ 。只有转速很慢又无法供油的地方,才可以用油脂代替。

采用喷镀塑料的套筒或粉末冶金含油套筒,因有自润滑作用,允许不另加润滑油。

14.8.2 护罩或链条箱

为了工作安全、保持环境清洁、防止灰尘侵入、减小噪声以及由于润滑需要(护罩可兼作油池)等原因,链传动常用铸造或焊接护罩封闭。兼作油池的护罩应设置油面指示器、注油孔、排油孔等。

传动功率较大和转速较高的链传动,则常采用落地式链条箱。

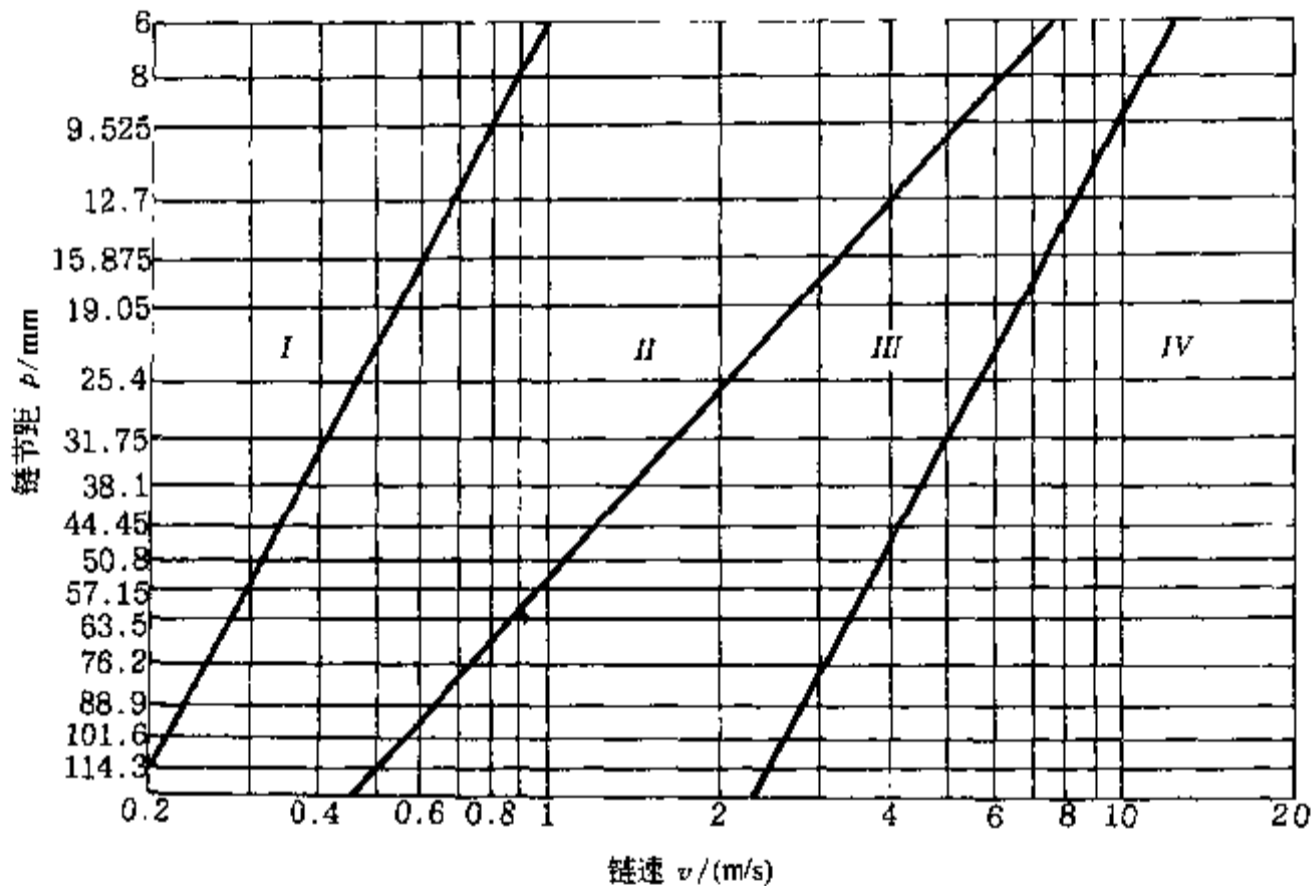


图 14.23 建议使用的润滑方法

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

第15章 减 速 器

15.1 减速器的主要型式及其特性

减速器是一种由封闭在刚性壳体内的齿轮传动、蜗杆传动或齿轮-蜗杆传动所组成的独立部件,常用在动力机与工作机之间作为减速的传动装置;在少数场合下也用作增速的传动装置,这时就称为增速器。减速器由于结构紧凑、效率较高、传递运动准确可靠、使用维护简单,并可成批生产,故在现代机器中应用很广。

减速器类型很多,主要型式及其分类见表 15.1。

15.1.1 圆柱齿轮减速器

当传动比在 8 以下时,可采用单级圆柱齿轮减速器。大于 8 时,最好选用二级($i=8\sim 40$)和二级以上($i>40$)的减速器。单级减速器的传动比如果过大,则其外廓尺寸将很大。两个载荷、传动比和其他条件都相同的单级和二级减速器的外廓尺寸的比较见图 15.1。

二级和二级以上圆柱齿轮减速器的传动布置形式有展开式、分流式和同轴式等数种,见图 15.2。展开式最简单,但由于齿轮两侧的轴承不是对称布置,因而将使载荷沿齿宽分布不均匀,且使两边的轴承受力不等。为此,在设计这种减速器时应注意:1)轴的刚度宜取大些;2)转矩应从离齿轮远的轴端输入,以减轻载荷沿齿宽分布的不均匀;3)采用斜齿轮时应使轴向力向着受径向力小的轴承。

在分流式减速器中,由于齿轮两侧的轴承对称

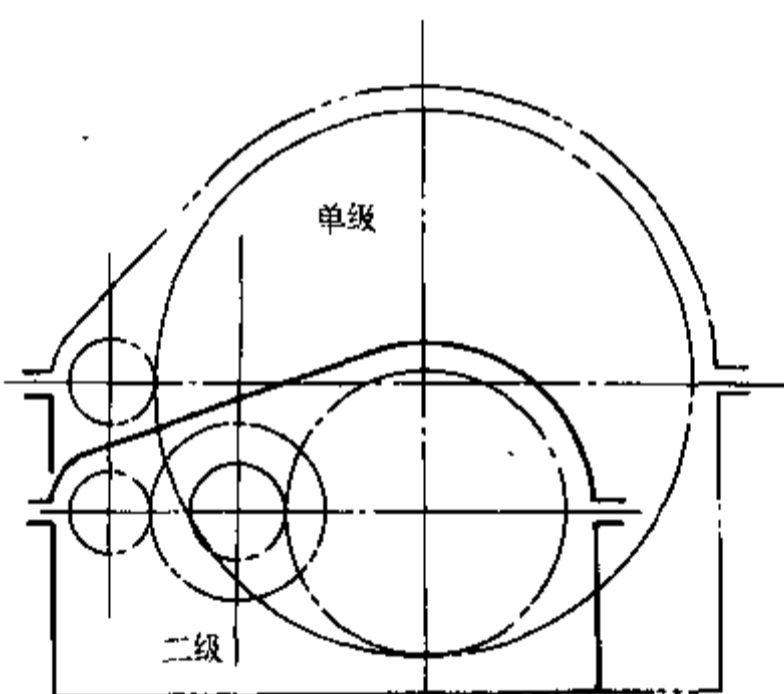


图 15.1 齿轮减速器外廓尺寸的比较

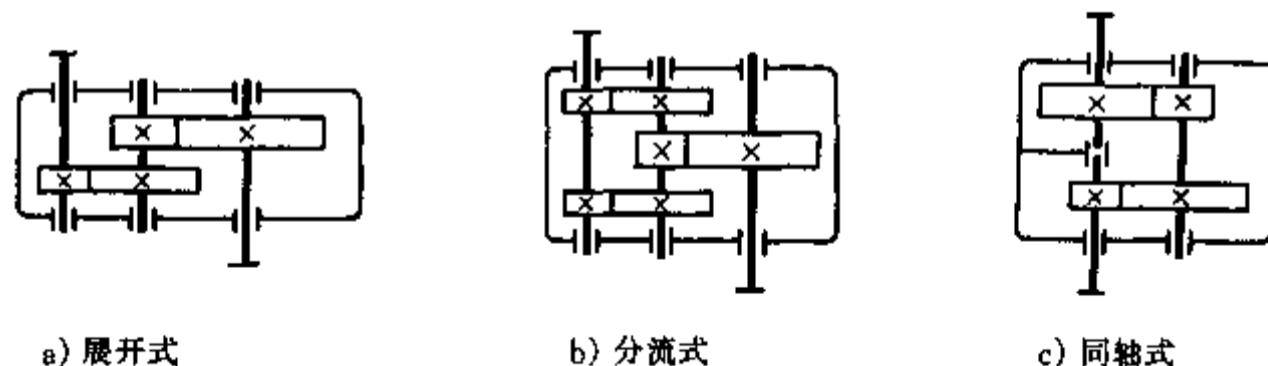
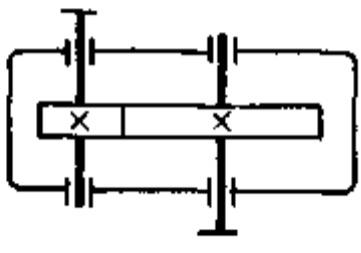
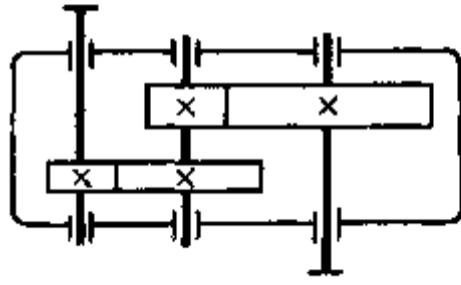
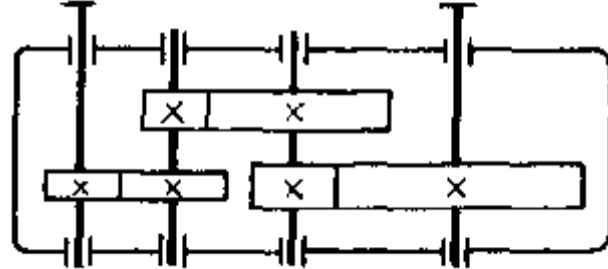
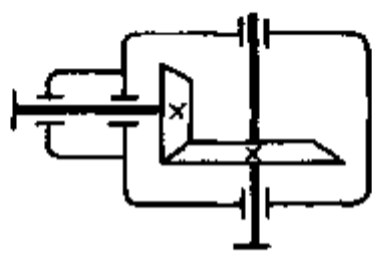
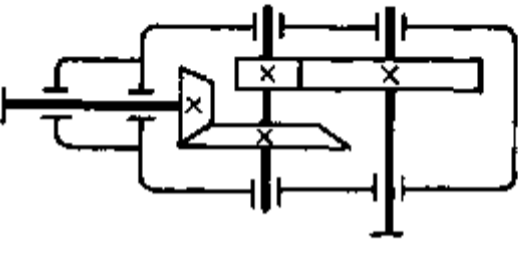
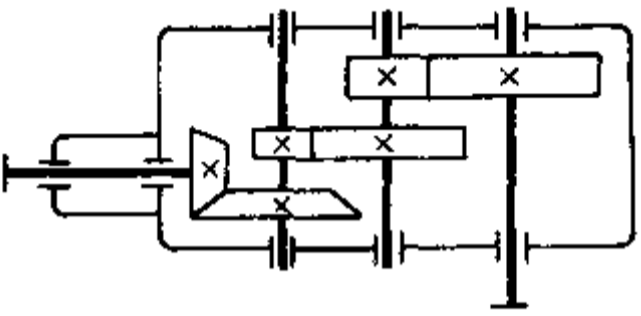
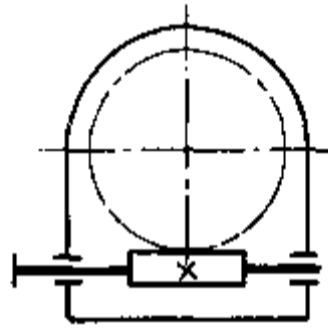
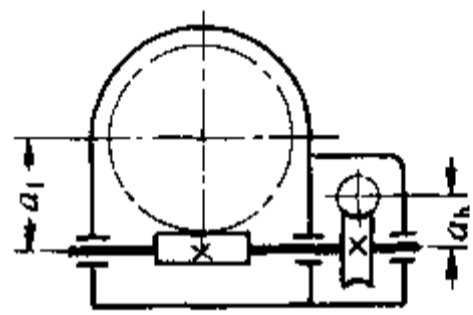
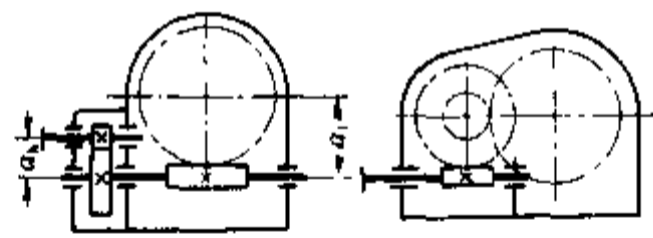
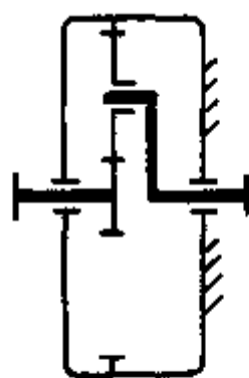
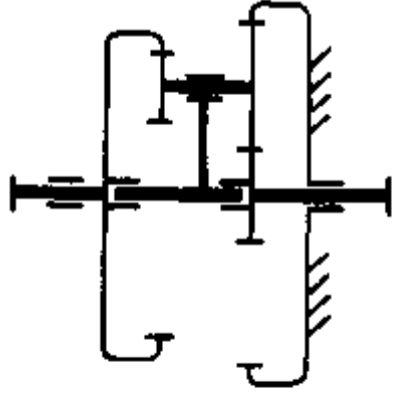
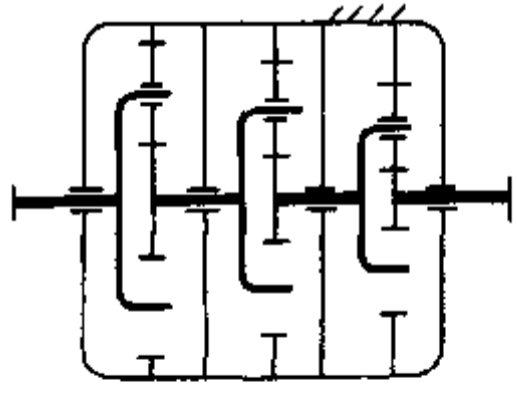


图 15.2 二级圆柱齿轮减速器的传动布置形式

布置,而且受载大的低速级又正好位于两轴承中间,所以载荷沿齿宽的分布情况显然比展开式好。这种减速器的高速级齿轮常采用斜齿,一侧为左旋,另一侧为右旋,轴向力能互相抵消。为了使左右两对斜齿轮能自动调整以便传递相等的载荷,其中较轻的蜗轮轴在轴向应能作小量游动。

表 15.1 减速器的主要型式及其分类

类型	单级减速器	二级减速器	三级减速器
齿轮	 <p>直齿 $i \leq 5$ 斜齿、人字齿 $i \leq 10$</p>	 <p>$i = 8 \sim 40$</p>	 <p>$i = 40 \sim 400$</p>
减速器	 <p>直齿 $i \leq 3$ 斜齿、曲齿 $i \leq 6$</p>	 <p>$i = 8 \sim 15$</p>	 <p>$i = 25 \sim 75$</p>
蜗杆 减速器	 <p>$i = 10 \sim 70$</p>	 <p>$a_h = a_1 / 2, i = 70 \sim 2500$</p>	—
齿轮—蜗杆 减速器	—	 <p>$a_h \approx \frac{1}{2} a_1, i = 35 \sim 150$ $i = 50 \sim 250$</p>	—
行星齿轮 减速器	 <p>$i = 2 \sim 12$</p>	 <p>$i = 25 \sim 2500$</p>	 <p>$i = 100 \sim 1000$</p>

同轴式减速器输入轴和输出轴位于同一轴线上,故箱体长度较短。但这种减速器的轴向尺寸和重量都较大,且中间轴较长,容易使载荷沿齿宽分布不均匀,而且高速级齿轮的承载能力也难于充分利用。

圆柱齿轮减速器在所有减速器中应用最广。它传递功率的范围可从很小至 40 000 kW,圆周速度也可从很低至 60 m/s~70 m/s,甚至高达 150 m/s。

传动功率很大的减速器最好采用双驱动式或中心驱动式,见图 15.3。这两种布置方式可由两对齿轮副分担载荷,有利于改善受力状况和降低传动尺寸。设计双驱动式或中心驱动式齿轮传动时,应设法采取自动平衡装置使各对齿轮副的载荷能得到均匀分配,例如采用滑动轴承和弹性支承的示意图见图 15.4。

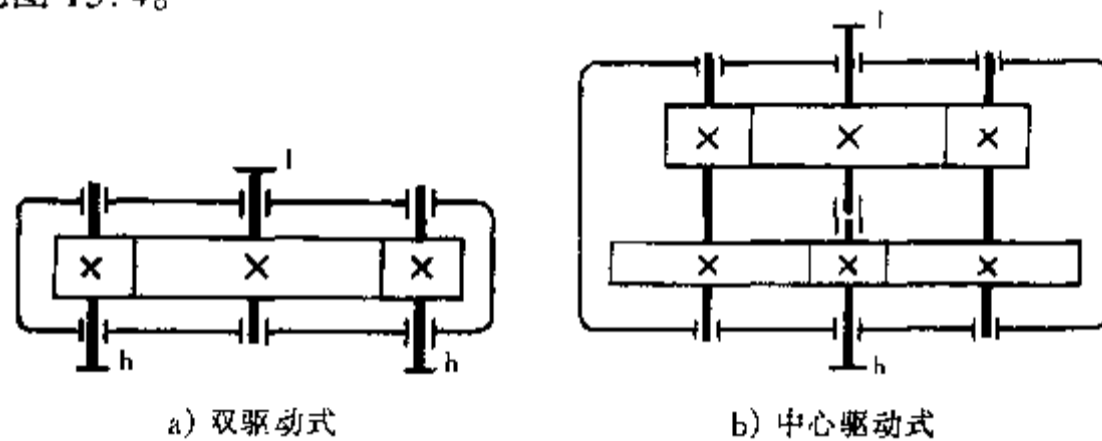


图 15.3 双驱动式、中心驱动式齿轮减速器

h—高速端;l—低速端

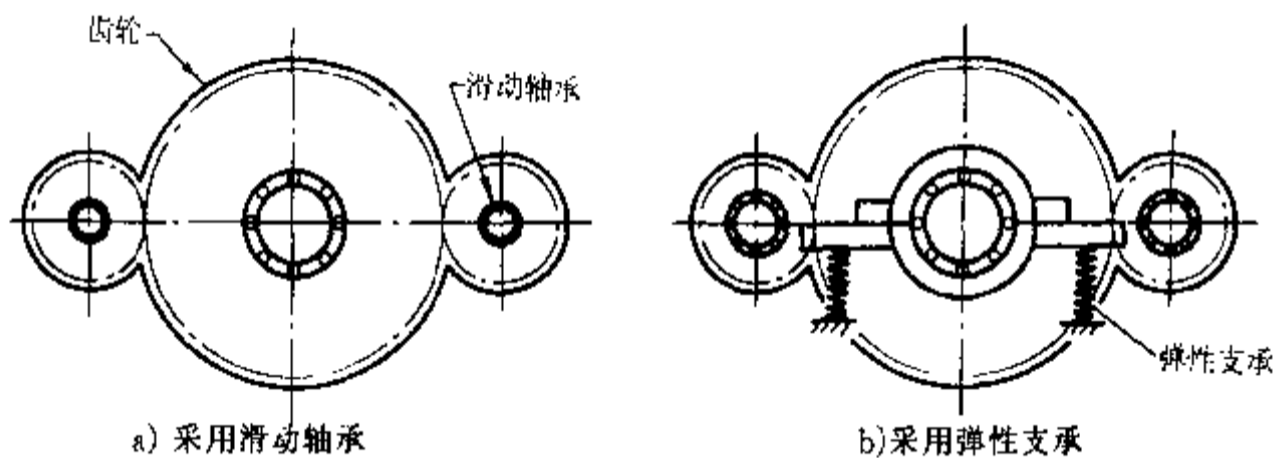


图 15.4 载荷自动平衡装置

圆柱齿轮减速器有渐开线齿形和圆弧齿形两大类。除齿形不同外,减速器结构基本相同。传动功率和传动比相同时,圆弧齿轮减速器在长度方向的尺寸要比渐开线齿轮减速器约小 30%~40%。

15.1.2 圆锥齿轮减速器

它用于输入轴和输出轴位置布置成相交的场合。二级和二级以上的圆锥齿轮减速器常由圆锥齿轮传动和圆柱齿轮传动组成,所以有时又称圆锥-圆柱齿轮减速器。因为圆锥齿轮常常是悬臂装在轴端的,为了使它受力小些,常将圆锥齿轮作为高速级。由于圆锥齿轮的精加工比较困难,允许圆周速度又较低,因此圆锥齿轮减速器的应用不如圆柱齿轮减速器广。

15.1.3 蜗杆减速器

主要用于传动比较大($i > 10$)的场合。通常说蜗杆传动结构紧凑、轮廓尺寸小,这只是对传

动比较大的蜗杆减速器才是正确的,当传动比并不很大时,此优点并不显著。由于效率较低,蜗杆减速器不宜在长期连续使用的动力传动中应用,而且只宜传递中等以下的功率,一般不超过 50 kW。

蜗杆减速器主要有蜗杆在上和蜗杆在下两种不同形式。蜗杆圆周速度小于 4 m/s 时最好采用蜗杆在下式,这时,在啮合处能得到良好的润滑和冷却条件。但蜗杆圆周速度大于 4m/s 时,为避免搅油太甚、发热过多,最好采用蜗杆在上式。

二级蜗杆减速器能获得很大的传动比($i = 70 \sim 2\,500$),而结构仍很紧凑,这是它最大的优点。但这种减速器的效率则较低。为了使高速级和低速级传动浸入油中深度大致相近,应使高速级的中心距 a_h 约为低速级中心距 a_l 的二分之一左右,即 $a_h \approx \frac{a_l}{2}$ 。

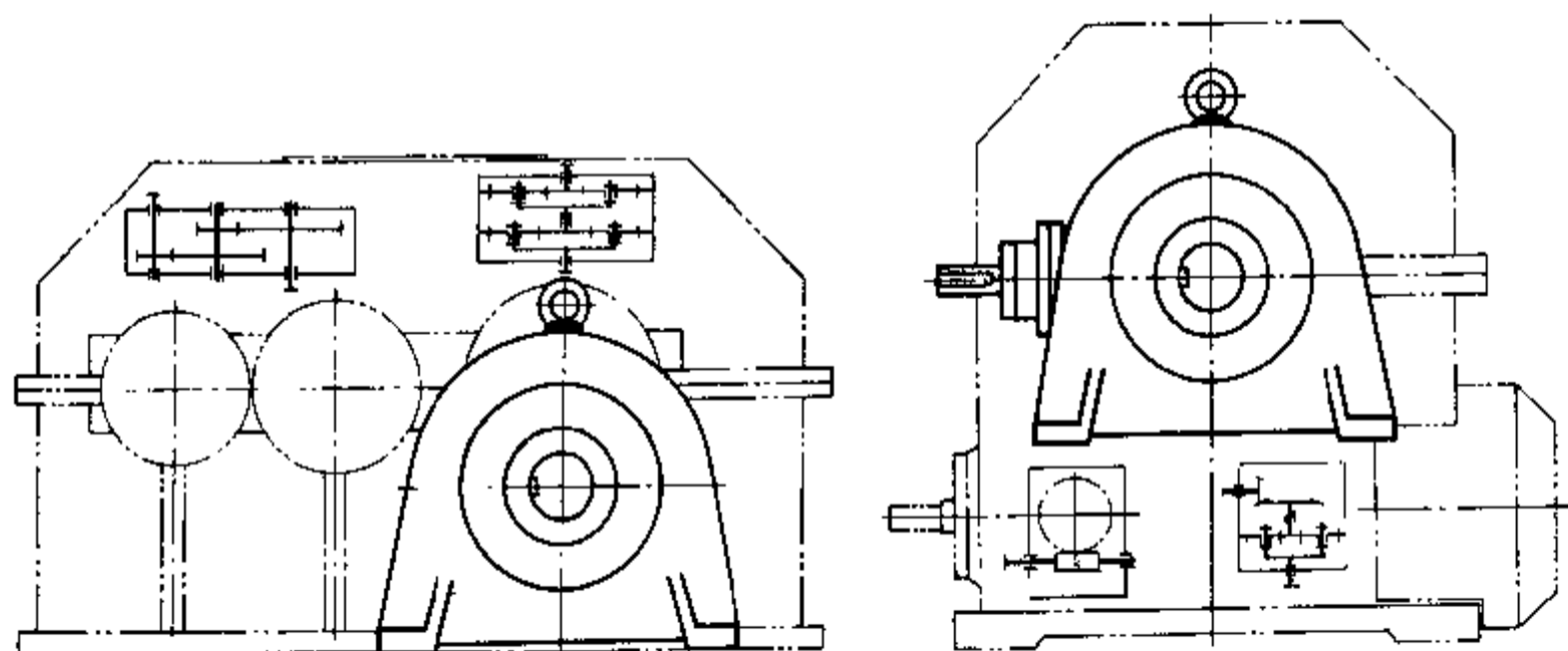
阿基米德蜗杆减速器制造简单,目前仍在广泛使用,但其承载能力、传动效率、使用寿命都较低。所以,又有一些新型蜗杆减速器出现,例如:环面蜗杆减速器、圆弧齿蜗杆减速器、平面包络蜗杆减速器等。环面蜗杆减速器的传动功率已达到 1 000 kW(其他类型不超过 200 kW),单级传动效率达到 85%~90%,体积只有普通蜗杆减速器的 50%~60%(其他两种分别为 60%~70%和 80%)。

15.1.4 齿轮-蜗杆减速器

它有齿轮传动在高速级和蜗杆传动在高速级两种布置形式。前者结构较紧凑,后者效率较高。

15.1.5 行星齿轮减速器

行星齿轮减速器的最大特点是传动效率可以很高(单级达到 96%~99%),传动比范围广,传动功率可从 12 W 至 50 000 kW,体积和重量比普通齿轮、蜗杆减速器小得多(例见图 15.5)。



$$n_1 = 1\,500 \text{ r/min}, P = 120 \text{ kW}, i = 40$$

图 15.5 行星减速器和普通减速器外形尺寸对比

除渐开线行星齿轮减速器外,目前还广泛采用行星摆线针轮减速器、少齿差渐开线行星齿轮减速器,它们都具有传动比大、结构紧凑、相对体积小等特点。但总的说来,行星减速器结构较复

杂,制造精度要求较高。

以上减速器主要是依传动系统的构成不同而分的几种型式,为了满足不同的需要,下面列举一些其他的型式。

15.1.6 轴装式减速器

减速器外形为圆形(图 15.6),在输入轴的伸出端上装有带轮,由电动机—带传动驱动。输出轴为一空心轴,机器的被驱动轴穿过空心轴并用键与之联接。在减速器的壳体上装有支撑杆,杆的另一端可固定在适当位置以防止减速器转动。轴装式减速器的特点是占用空间小,输入轴可围绕输出轴调整到任意合宜的位置。

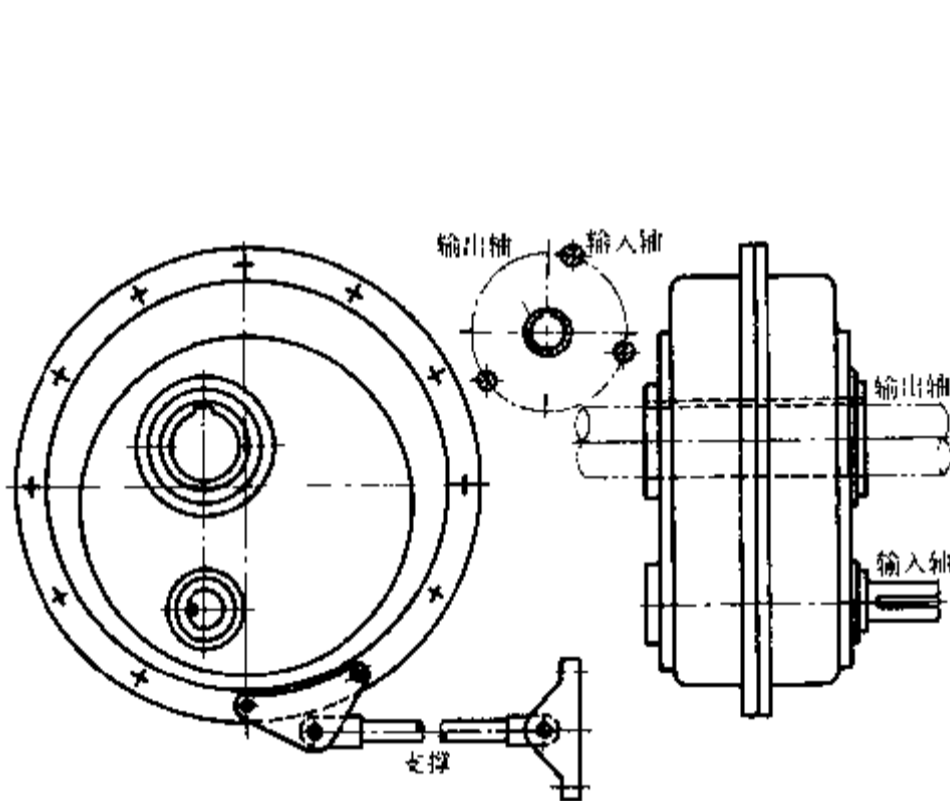


图 15.6 轴装式齿轮减速器

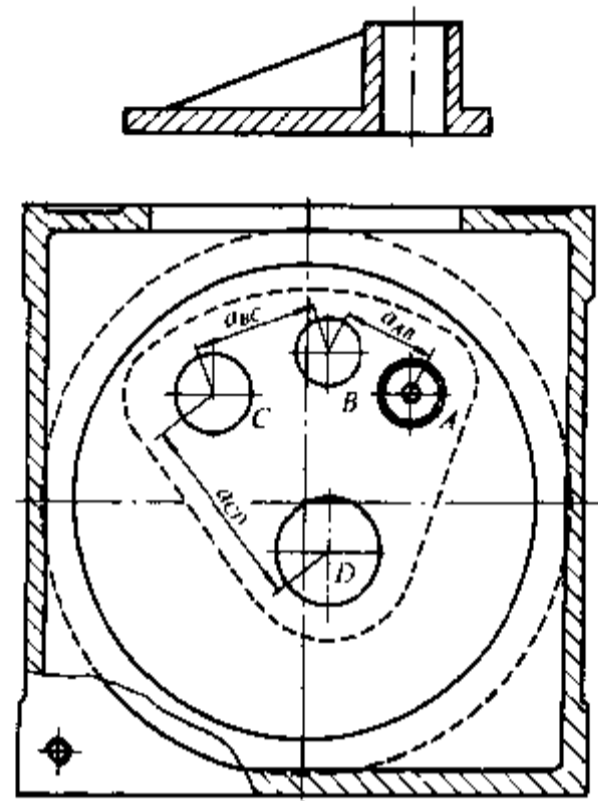


图 15.7 组装式减速器

15.1.7 组装式减速器

这种减速器的箱体呈矩形(图 15.7)。箱体正而有盖,盖上最多可安排 A、B、C、D 四个平行轴孔,中心距 $a_{AB} < a_{BC} < a_{CD}$,按要求选用齿轮和进出轴盖板可安装成单级、二级、三级减速器。每一级传动可有若干种传动比,所以,利用同一个箱体可以构成许多不同传动比的齿轮减速器。矩形箱体也便于各种布置方式,如直立、横卧等。需要垂直轴间的传动时,箱体侧面还留有窗口,以便固定支架,安装小锥齿轮轴,构成圆锥或圆锥—圆柱齿轮减速器。

箱体有多种规格,每一种箱体的第一、二级传动正是小它一号箱体的第二、三级传动,第二、三级传动又正是大它一号箱体的第一、二级传动。所以,组装式减速器可以用最少规格、品种的零件,组成许多不同传动比、不同传动功率、不同安装位置的减速器,以满足使用者的要求。组装式减速器便于大量生产,生产效率高,经济性好。

15.1.8 多安装式减速器

这是指将减速器箱体的外形设计成便于立式、卧式、侧式、倒置等各种不同要求安装位置时都能使用的一类减速器。图 15.8 列举了一种多安装式减速器的外形。图 15.9 为多安装式蜗杆

减速器使用不同底脚时的安装位置。底脚可以用铸件,也可以用型钢。

15.1.9 联体式减速器

这是一类由电动机和减速器相联而组成的独立部件,因其结构紧凑、占空间小、费用较分离的便宜,故很受广大用户的欢迎。这类减速器品种也很多,有齿轮减速、蜗杆减速、齿轮-蜗杆减速等,有单级也有多级,甚至还有电动机-无级变速器-减速器联体。图 15.10 为两种联体式减速器的外形,减速器的结构示例见图 15.13 和图 15.14。这类减速器主要是中小尺寸的。

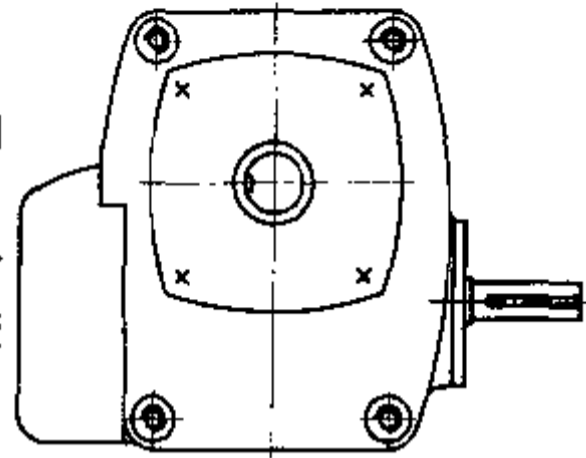
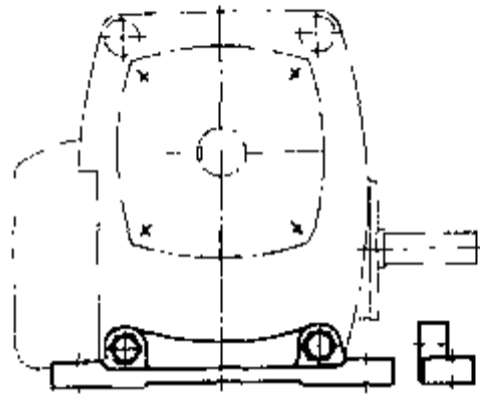
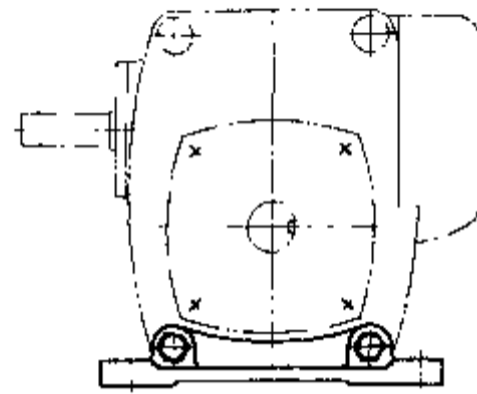


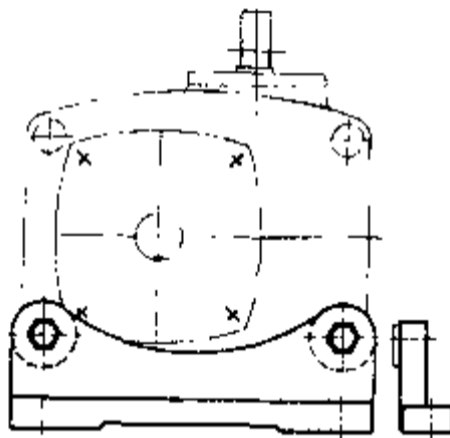
图 15.8 多安装式减速器的箱体



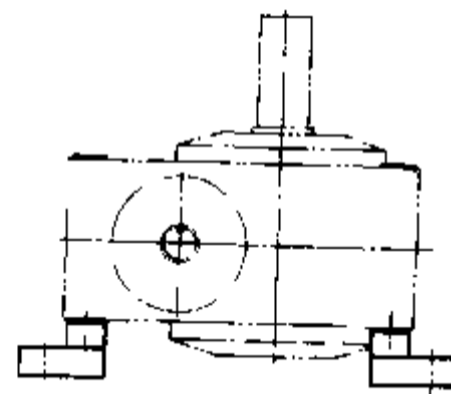
a) 立式安装,蜗杆在下



b) 立式安装,蜗杆在上

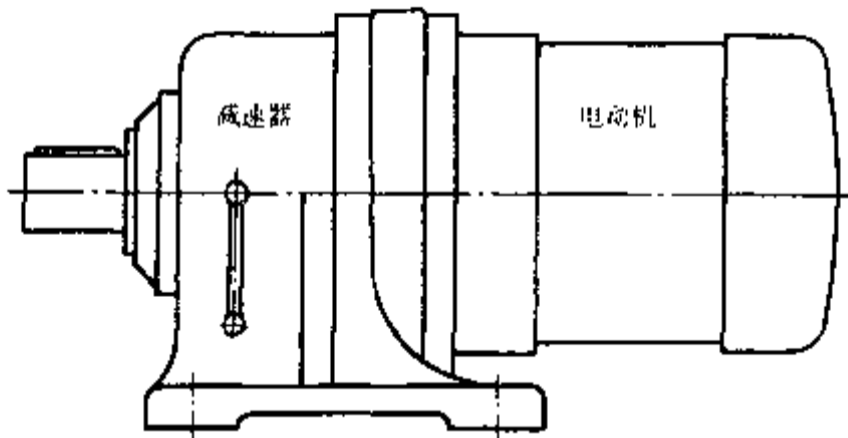


c) 横式安装,蜗杆轴向上

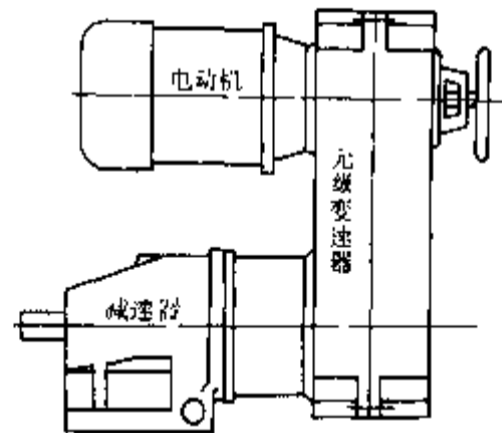


d) 卧式安装,蜗轮轴向上

图 15.9 多安装式蜗杆减速器的安装



a) 电动机-减速器



b) 电动机-无级变速器-减速器

图 15.10 联体式减速器

联体式减速器近年来已有进一步扩展为多联体的发展趋势,从而可组合成更为完善的传动系统,以满足用户的各种需要。该系统称为模块式传动系统,^① 主要由三大部件组成:减速器—中联箱—动力机。各类部件形式多样,品种齐全,便于选用。例如:减速器部件按传动形式不同有齿轮传动、蜗杆传动、蜗杆—齿轮传动等;按传动级数分有单级、二级、三级等;按箱体外形分有圆形、方形、圆锥形等;按输出轴位置分有卧式、立式;按输出轴结构分有实心轴、空心轴、花键轴、空心花键轴等;按箱体安装方式分有底座式、法兰式、悬挂式等。动力机主要有电动机和液压马达两类。电动机有交流、直流、调速电机等。对电动机如有特殊要求,又有各种电机附件,如制动装置、防逆装置、温控保护装置、冷却装置、安全防爆装置、飞轮等。中联箱介于减速器与动力机之间为完成某一特定任务而设置,如联接两轴、变更两轴方向、调速(无级变速器)、限制扭矩、控制速度、制动等。由此可见,由专业化工厂提供大量品种齐全的标准传动部件和附件,不仅可以大大地减少设计工作量,缩短设计时间,同时也有利于保证质量。

15.2 传动比分配

在设计二级和二级以上的减速器时,合理地分配各级传动比是很重要的,因为它将影响减速器的轮廓尺寸和重量以及润滑的条件。

传动比分配的基本原则是:1) 使各级传动的承载能力近于相等;2) 使各级传动中的大齿轮浸入油中的深度大致相近,从而使润滑最为简便;3) 使减速器获得最小的外形尺寸或重量等。

当二级圆柱齿轮减速器按照轮齿接触强度相等的条件进行传动比分配时,应该取高速级的传动比 i_h 为

$$i_h = \frac{i - C\sqrt[3]{i}}{C\sqrt[3]{i} - 1}, \quad C = \frac{a_1}{a_h} \sqrt[3]{\frac{[\sigma_H]_l^2 \cdot \psi_{al}}{[\sigma_H]_h^2 \cdot \psi_{ah}}} \quad (15.1)$$

式中 i ——总传动比, $i = i_l i_h$; ψ_a ——齿宽系数, $\psi_a = b/a$, 标准减速器常取 $\psi_a = 0.4$ 。其他符号的意义同齿轮传动一章,角注 h 指高速级传动, l 指低速级传动。

对于展开式和分流式减速器,当高速级和低速级传动的材料相同、齿宽系数相等时, C 值约为 1.5(在式 15.1 中代入 $[\sigma_H]_l = [\sigma_H]_h$, $\psi_{al} = \psi_{ah}$, $a_l \approx 1.5a_h$, 可得 $C \approx 1.5$)。

对于同轴式减速器, $a_l = a_h$, 通常取 $\psi_{al} \approx 1.5\psi_{ah}$ 。

在传递功率较大的减速器中应尽量采用上述分配原则。

当二级卧式圆柱齿轮减速器按照高速级和低速级的大齿轮浸入油中深度大致相近的条件进行传动比分配时,应该使 $d_2 \approx d_4$ (最好 d_4 稍大于 d_2)。对于展开式和分流式减速器,因为 $a_l > a_h$, 故必须使 $i_h > i_l$, 通常取 $i_h = (1.2 \sim 1.3)i_l$ 。对于同轴式减速器,因为 $a_l = a_h$, 故应使 $i_h \approx i_l$ 或利用下列经验公式计算:

$$i_h = \sqrt{i} - (0.01 \sim 0.05)i \quad (15.2)$$

三级圆柱齿轮减速器的传动比分配同样可以采用二级减速器的分配原则。

当分配圆锥—圆柱齿轮减速器的传动比时,考虑到圆锥齿轮愈大制造愈困难,因而通常取圆

^① 英文名称为 Modular System。内容见南德国电机公司(SEW—EURODRIVE PTELTD)产品样本,据介绍可组成 15×10^6 种以上不同的组合系统,并称之为明日的传统观念。

锥齿轮的传动比 $i_{1h} \approx 0.25i$, 且最好取 $i_{1h} \leq 3$ 。但当要求传动浸入油中的深度相近时, 也允许取 $i_{1h} \approx 3.5 \sim 4$ 。

当分配二级蜗杆减速器的传动比时, 为了满足 $a_h \approx \frac{a_1}{2}$, 通常取 $i_h = i_l = \sqrt{i}$ 。

当分配齿轮-蜗杆减速器的传动比时, 为了箱体结构紧凑和便于润滑, 通常取齿轮传动的传动比 $i_g \leq 2 \sim 2.5$ 。当分配蜗杆-齿轮减速器的传动比时, 应取 $i_g = (0.03 \sim 0.06)i$ 。

减速器传动比的分配也可有其他的原则, 例如要求转动惯量为最小。对减速器进行最佳化设计, 可能还会有更好的传动比分配的方案。

15.3 减速器结构

近年来, 减速器的结构有些新的变化。为了和沿用已久、国内目前还在普遍使用的减速器有所区别, 这里分列了两节, 并称之为传统型减速器结构和新型减速器结构。

15.3.1 传统型减速器结构

单级的圆柱齿轮减速器和蜗杆减速器的构造分别见图 15.11 和图 15.12。

绝大多数减速器的箱体是用中等强度的铸铁铸成, 重型减速器用高强度铸铁或铸钢。少量生产时也可以用焊接箱体。铸造或焊接箱体都应进行时效或退火处理。大量生产小型减速器时有可能采用板材冲压箱体。减速器箱体的外形目前比较倾向于形状简单和表面平整。

箱体应具有足够的刚度, 以免受载后变形过大而影响传动质量。箱体上轴承孔的尺寸精度为 H7, 表面粗糙度应小于 $R_a 3.2$ 。轴承孔轴线的相互位置偏差必须在允许的范围内。

箱体通常由箱座和箱盖两部分所组成, 其剖分面则通过传动的轴线。剖分面的粗糙度应小于 $R_a 6.3$ 。为了卸盖容易, 在剖分面处的一个凸缘上攻有螺纹孔, 以便拧进螺钉时能将盖顶起来。

联接箱座和箱盖的螺栓应合理布置, 并注意留出扳手空间。在轴承附近的螺栓宜稍大些并尽量靠近轴承。为保证箱座和箱盖位置的准确性, 在剖分面的凸缘上应设有 2~3 个圆锥定位销。

在箱盖上备有为观察传动啮合情况用的视孔、为排出箱内热空气用的通气孔和为提取箱盖用的起重吊钩。在箱座上则常设有为提取整个减速器用的起重吊钩和为观察或测量油面高度用的油面指示器或测油孔。

关于箱体的壁厚、肋厚、凸缘厚、螺栓尺寸等均可根据经验公式计算, 见有关图册。关于视孔、通气孔和通气器、起重吊钩、油面指示器等均可从有关的设计手册和图册中查出。

在减速器中广泛采用滚动轴承。只有在载荷很大、工作条件繁重和转速很高的减速器才采用滑动轴承。关于滚动轴承类型的选择及其组合设计详见滚动轴承一章。

15.3.2 新型减速器结构

下面列举两种联体式减速器的新型结构, 图中未将电动机部分画出。图 15.13 为齿轮-蜗杆二级减速器, 图 15.14 为圆柱齿轮-圆锥齿轮-圆柱齿轮三级减速器。从两图中可以看到, 这些减速器都具有以下结构特点:

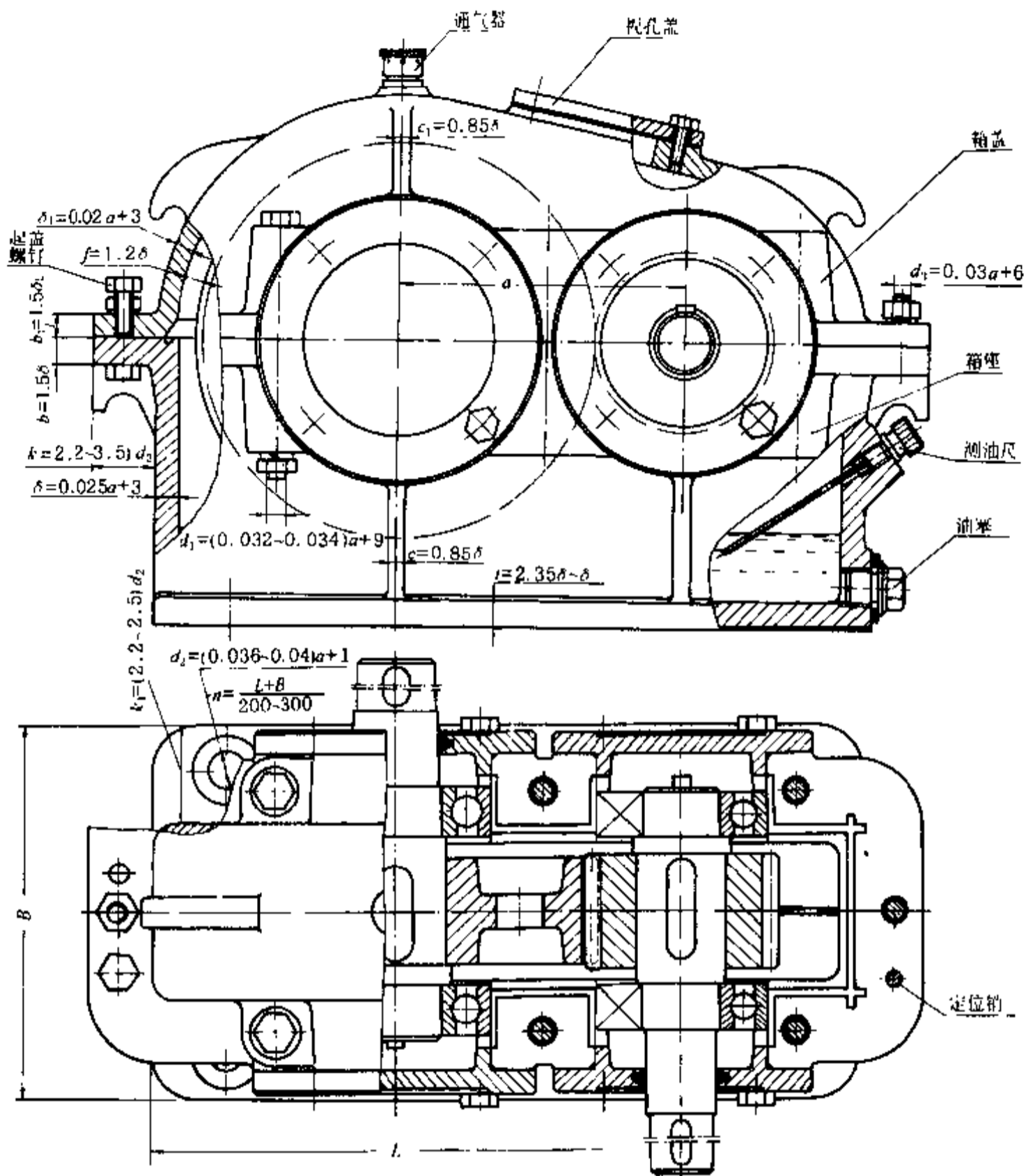


图 15.11 单级圆柱齿轮减速器

a —中心距,对于多级传动应为低速级传动的中心距; n —地脚螺栓孔数

——在箱体上不沿齿轮或蜗轮轴线开设剖分面。为了便于传动零件的安装,在适当部位开有较大的开孔。

——在输入轴和输出轴端不采用传统的法兰式端盖,而改用机械密封圈;在盲孔端则装有冲压薄壁端盖。

——输出轴的尺寸加大了,键槽的开法和传统的规定不同,甚至跨越了轴肩,有利于充分发挥轮毂的作用。

和传统的减速器相比,这些结构上的改进,既可简化结构,减少零件数目,同时又改善了制造工艺性。但设计时要注意装配的工艺性,要提高某些装配零件的制造精度。

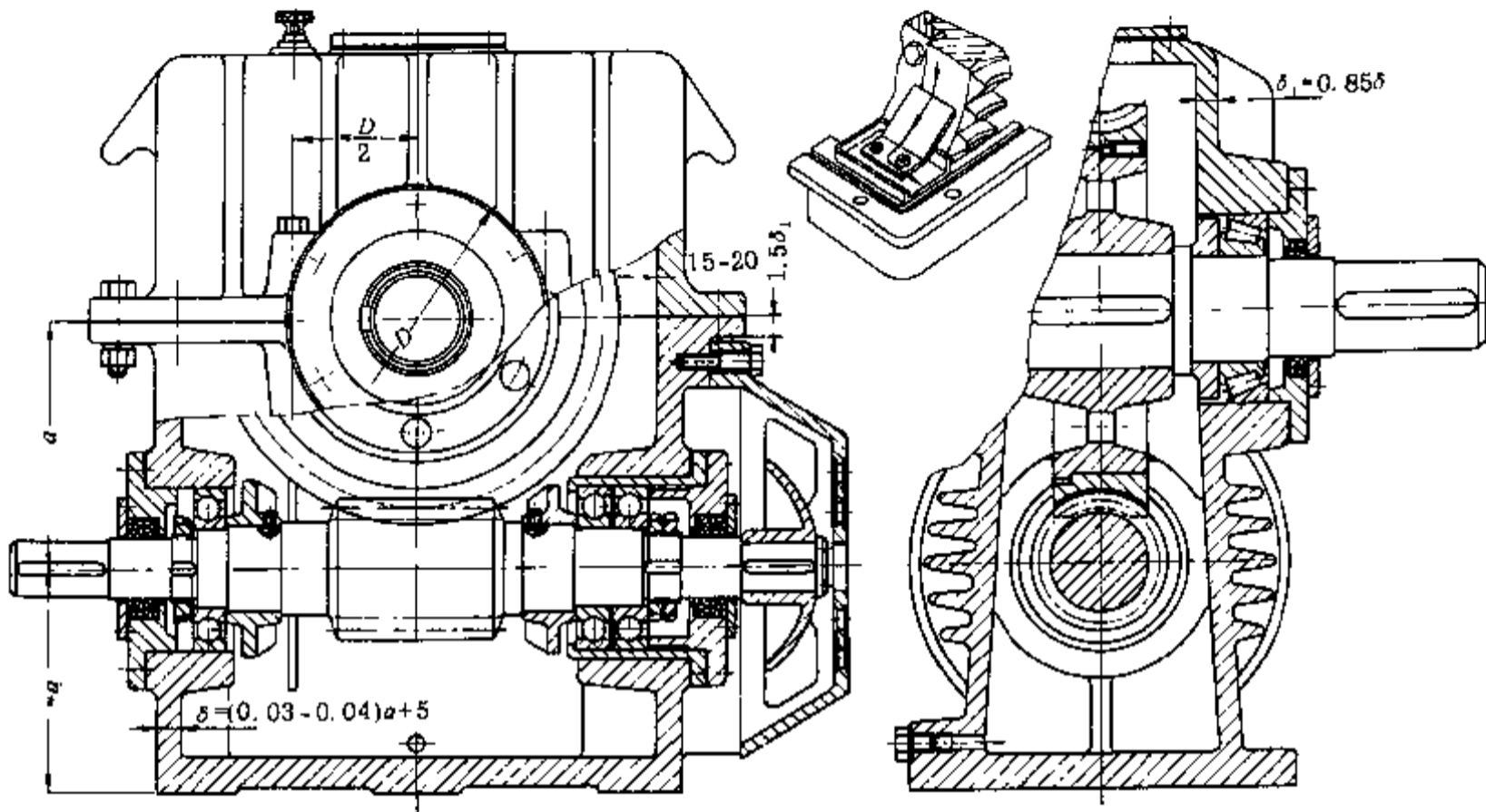
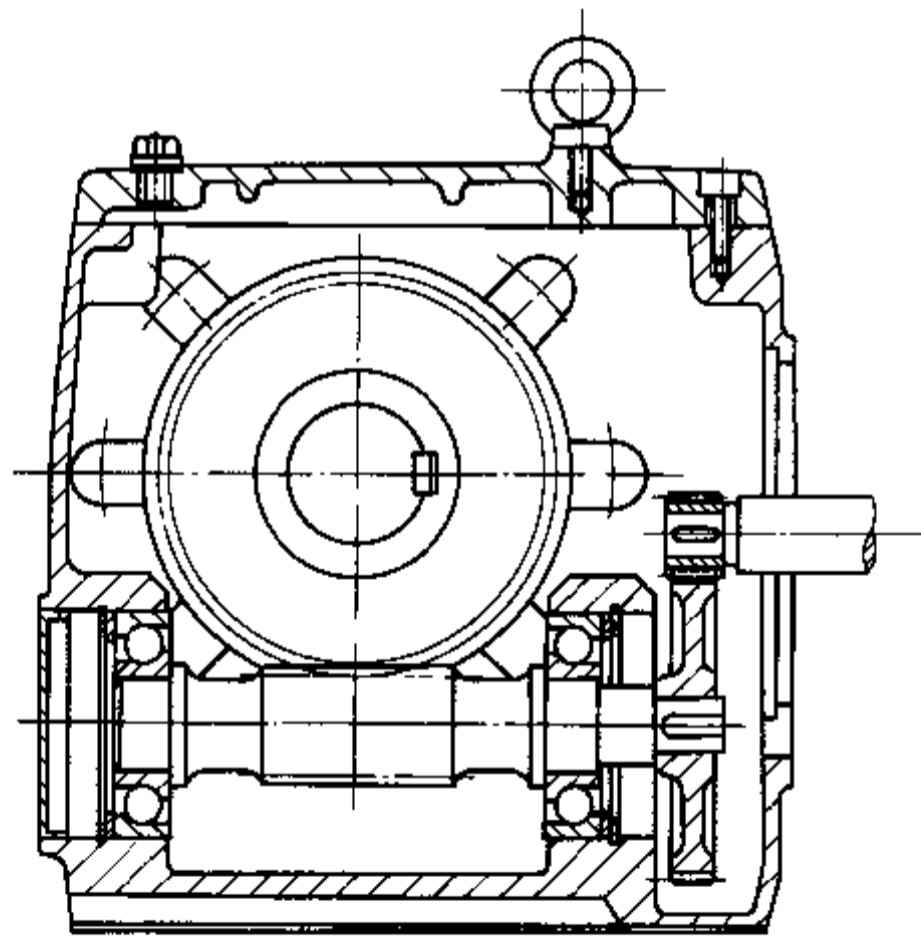


图 15.12 单级蜗杆减速器

图 15.13 齿轮-蜗杆二级减速器^①

① 图 15.13 和图 15.14 均取自德国 Schlicht + Küchenmeister GmbH 公司产品样本。

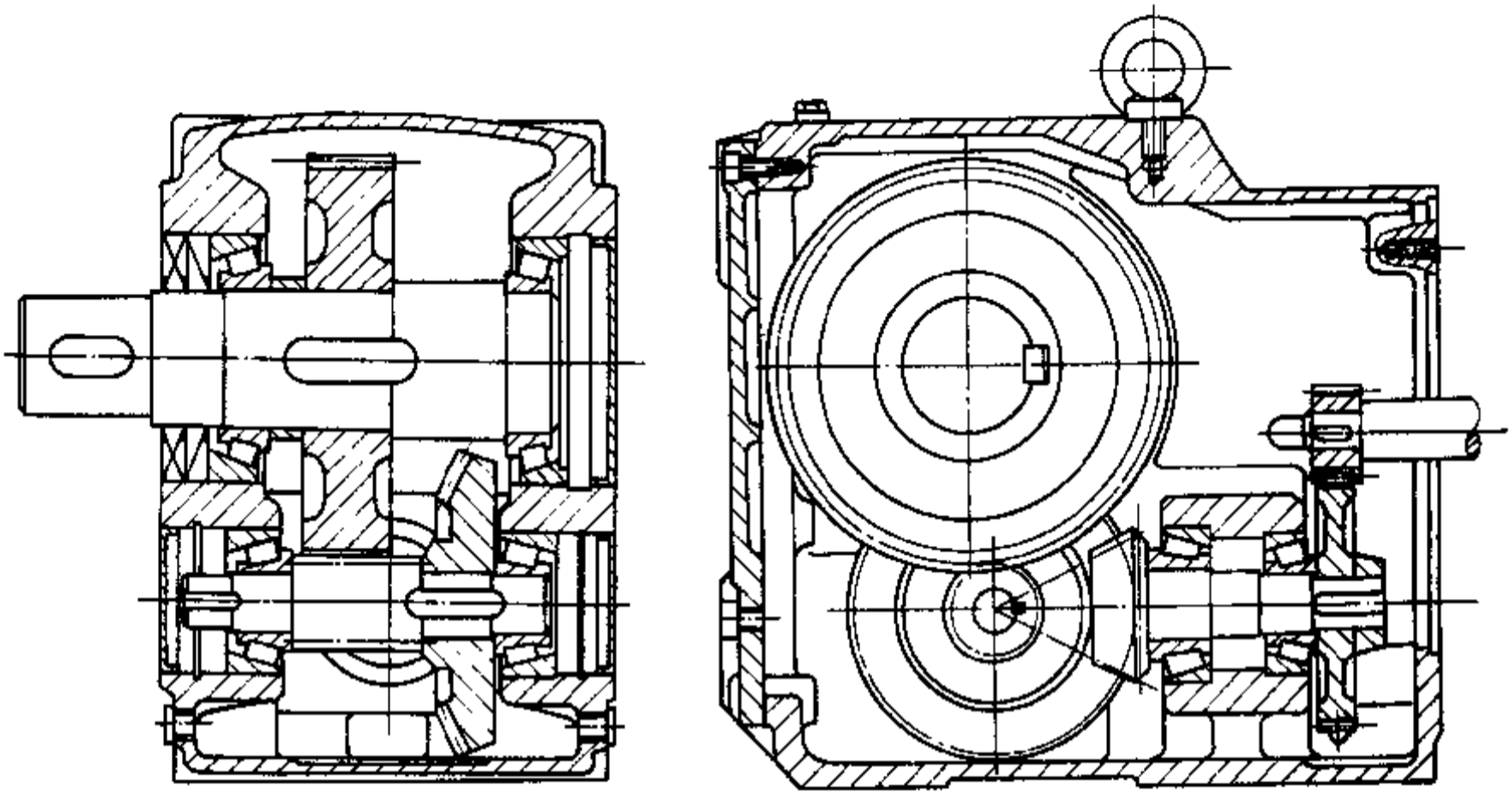


图 15.14 圆柱齿轮-圆锥齿轮-圆柱齿轮三级减速器

15.4 减速器润滑

15.4.1 传动的润滑

圆周速度 $v \leq 12 \text{ m/s} \sim 15 \text{ m/s}$ 的齿轮减速器广泛采用油池润滑,自然冷却。为了减少齿轮运动的阻力和油的温升,浸入油中的齿轮深度以 1~2 个齿高为宜。速度高的还应该浅些,建议在 0.7 倍齿高左右,但至少为 10 mm。速度低的 ($0.5 \text{ m/s} \sim 0.8 \text{ m/s}$) 也允许浸入深些,可达到 $1/6$ 的齿轮半径;更低速时,甚至可到 $1/3$ 的齿轮半径。润滑圆锥齿轮传动时,齿轮浸入油中的深度应达到轮齿的整个宽度。对于油面有波动的减速器(如船用减速器),浸入宜深些。

在多级减速器中应尽量使各级传动浸入油中深度近乎相等(图 15.15a)。如果发生低速级齿轮浸油太深的情况,则为了降低其深度可以采取下列措施:将高速级齿轮采用惰轮蘸油润滑(图 15.15b);或将减速器箱盖和箱座的剖分面做成倾斜的,从而使高速级和低速级传动的浸油深度大致相等(图 15.15c)。

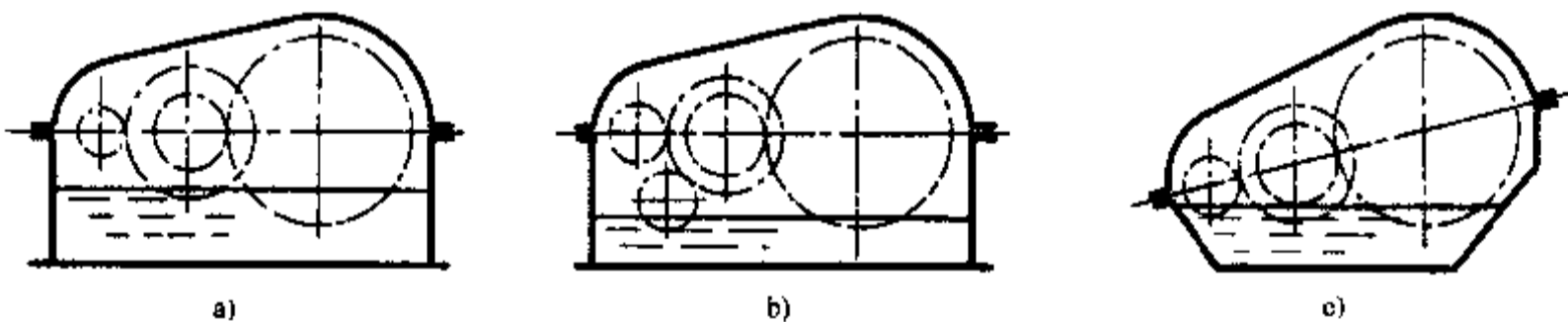


图 15.15 油池润滑

减速器油池的容积平均可按每 1 kW 约需 0.35 L~0.7 L 润滑油计算(大值用于粘度较高的

油),同时应保持齿轮顶圆距离箱底不低于 30 mm~50 mm 左右,以免太浅时激起沉降在箱底的油泥。

若减速器的工作平衡温度超过 90℃ 时,需采用循环油润滑,或其他冷却措施,如油池润滑加风扇,油池内装冷却盘管等。循环润滑的油量一般不少于 0.5 L/kW。

圆周速度 $v > 12$ m/s 的齿轮减速器不宜采用油池润滑,因为:1) 由齿轮带上的油会被离心力甩出去而送不到啮合处;2) 由于搅油会使减速器的温升增加;3) 会搅起箱底油泥,从而加速齿轮和轴承的磨损;4) 加速润滑油的氧化和降低润滑性能等等。这时,最好采用喷油润滑。润滑油从自备油泵或中心供油站送来,借助人子上的喷嘴将油喷入轮齿啮合区。速度高时,对着啮出区喷油有利于迅速带出热量,降低啮合区温度,提高抗点蚀能力。速度 $v \leq 20$ m/s 的齿轮传动常在油管上开一排直径为 4 mm 的喷油孔,速度更高时则应开多排喷油孔(图 15.16)。喷油孔的位置还应注意沿齿轮宽度均匀分布。喷油润滑也常用于速度并不很高而工作条件相当繁重的重型减速器中和需要用大量润滑油进行冷却的减速器中。喷油润滑需要专门的管路装置、油的过滤和冷却装置以及油量调节装置等,所以费用较贵(参看图 13.13b)。此外,还应注意,箱座上的排油孔宜开大些,以便热油迅速排出。

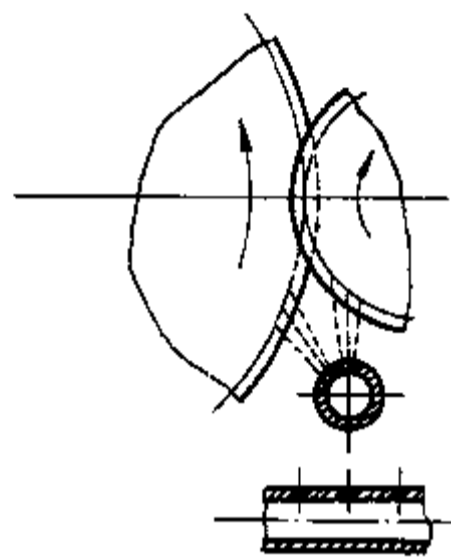


图 15.16 喷油润滑

蜗杆圆周速度在 10 m/s 以下的蜗杆减速器可以采用油池润滑。当蜗杆在下时,油面高度应低于蜗杆螺纹的根部,并且不应超过蜗杆轴上滚动轴承的最低滚珠(柱)的中心,以免增加功率损失。但如满足了后一条件而蜗杆未能浸入油中时,则可在蜗杆轴上装一甩油环(见图 15.12 中装在轴承内侧的圆环),将油甩到蜗轮上以进行润滑。当蜗杆在上时,则蜗轮浸入油中的深度也以超过齿高不多为限。

蜗杆圆周速度在 10 m/s 以上的减速器应采用喷油润滑。喷油方向应顺着蜗杆转入啮合区的方向,但有时为了加速热的散失,油也可从蜗杆两侧送入啮合区。

齿轮减速器和蜗轮减速器的润滑油粘度可分别参考表 12.22 和表 13.7 选取。若工作温度低于 0℃,则使用时需先将油加热到 0℃ 以上。蜗杆上置的,粘度应适当增大。

15.4.2 轴承的润滑

如果减速器用的是滚动轴承,则轴承的润滑方法可以根据齿轮或蜗杆的圆周速度来选择:

——圆周速度在 2 m/s~3 m/s 以上时,可以采用飞溅润滑。把飞溅到箱盖上的油,汇集到箱体剖分面上的油沟中,然后流进轴承进行润滑(图 15.11)。飞溅润滑最简单,在减速器中应用最广。这时,箱内的润滑油粘度完全由齿轮传动决定。

——圆周速度在 2 m/s~3 m/s 以下时,由于飞溅的油量不能满足轴承的需要,所以最好采用刮油润滑,或根据轴承转动座圈速度的大小选用脂润滑或滴油润滑。

利用刮板刮下齿轮或蜗轮端面的油,并导入油沟和流入轴承进行润滑的方法称为刮油润滑,见图 15.12 中的附图。

采用脂润滑时,应在轴承内侧设置挡油环或其他内部密封装置,以免油池中的油进入轴承稀释润滑脂。

滴油润滑有间歇滴油润滑和连续滴油润滑两种方式。为保证机器启动时轴承能得到一定量的润滑油,最好在轴承内侧设置一圆缺形挡板,以便轴承能积存少量的油。挡板高度不超过最低滚珠(柱)的中心。经常运转的减速器可以不设这种挡板。

——转速很高的轴承需要采用压力喷油润滑。

如果减速器用的是滑动轴承,由于传动用油的粘度太高不能在轴承中使用,所以轴承润滑就需要采用独自の润滑系统。这时应根据轴承的受载情况和滑动速度等工作条件选择合适的润滑方法和油的粘度。

15.5 减速器试验

减速器试验分空载试验、负载试验、超载试验和疲劳寿命试验。

空载试验又称跑合试验,一般在750 r/min~1 500 r/min下进行。正反两方向运转时间不少于1 h~2 h。要求运转平稳,没有冲击、异常振动和噪声,各联接不松动,各密封部位不漏油、不渗油,轴承、油温的温升不超过减速器标准的规定(齿轮减速器为25℃)。

负载试验是在空载试验合格后进行。成批生产的减速器应按规定抽试一定比例(例如10%,如不合格,再试20%,若仍不合格,应全部试验)。负载试验应在额定转速和额定载荷下运转。通常分25%、50%、75%、100%四级加载,每级试验两小时(达到热平衡后)。要求转速、转矩、效率、齿面接触率均达到标准规定值;温升不超过60℃~80℃,油池最高温度不得超过100℃。齿面接触率为:沿齿长大于90%(齿轮减速器)、65%(蜗杆减速器),沿齿高大于70%。负载试验不允许有零件损坏。

超载试验是在启动后依次加载120%、150%、180%额定载荷下进行,前两种加载为三分钟,后一种为一分钟。要求各零件在超载时不发生损坏。

严格按照标准生产的减速器,一般可不进行疲劳寿命试验,但创优产品必须进行。齿轮减速器要求在额定载荷下工作7 200 h(或高速小齿轮运转 5×10^7 次)后,齿面点蚀面积小于2%,磨损量小于模数的1.5%,且无其他损坏现象。

第 4 篇 轴、轴承、联轴器

第 16 章 轴

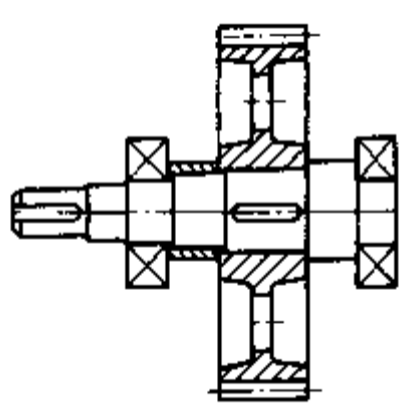
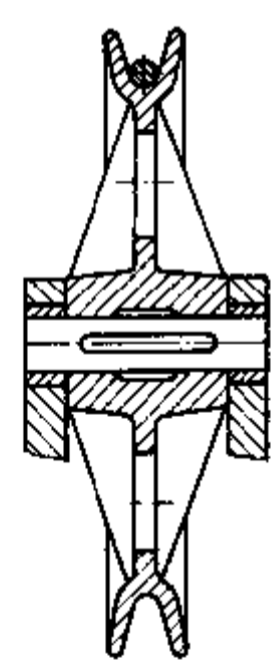
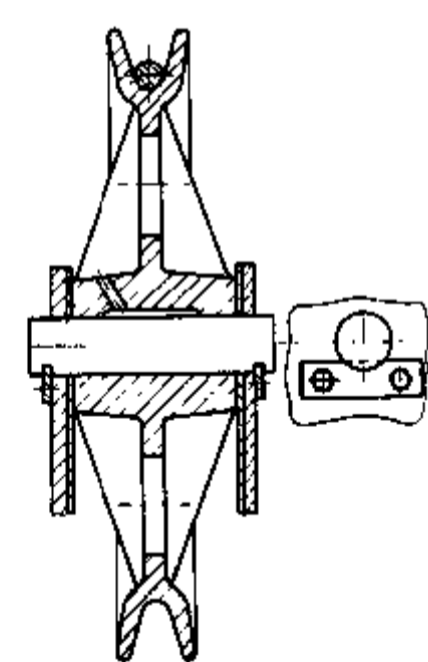
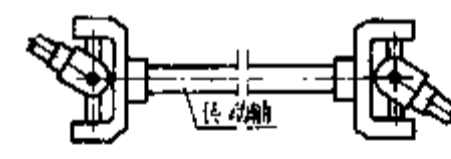
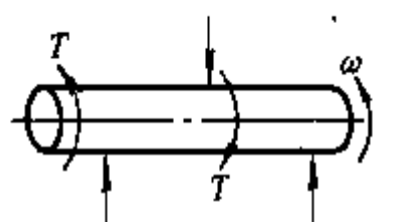
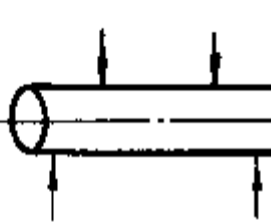
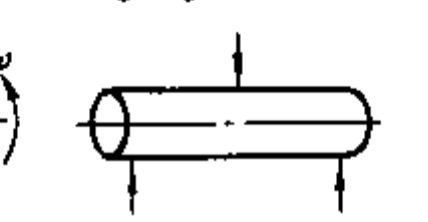
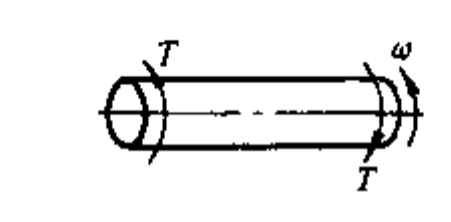
16.1 概述

作回转运动的零件都要装在轴上来实现其回转运动,大多数轴还起着传递转矩的作用。轴要用滑动轴承或滚动轴承来支承。常见的轴有直轴和曲轴,曲轴主要用于作往复运动的机械中。本章只讨论直轴。

16.1.1 轴的分类

根据轴的承载情况可分为转轴、心轴和传动轴三类,其举例、受力简图和特点见表 16.1。

表 16.1 轴的分类

转 轴	心 轴		传动轴
	轴 转 动	轴 不 转	
			
			
轴同时承受转矩和弯矩	轴只受弯矩,不受转矩。转动的心轴受变应力,不转的心轴受静应力		轴主要受转矩,不受弯矩或弯矩很小

此外,还有一种可以把回转运动灵活地传到任何位置的钢丝软轴(图 16.1)。它能用于受连续振动的场合,具有缓和冲击的作用。

16.1.2 轴的材料

轴的材料主要采用碳素钢和合金钢。碳素钢比合金钢价廉,对应力集中的敏感性较小,所以应用较为广泛。

常用的碳素钢有 30~50 钢,最常用的是 45 钢。为保证其力学性能,应进行调质或正火处理。不重要的或受力较小的轴以及一般传动轴可以使用 Q235~Q275 钢。

合金钢具有较高的机械强度,可淬性也较好,可以在传递大功率并要求减少质量和提高轴颈耐磨性时采用。常用的合金钢有 12CrNi2、12CrNi3、20Cr、40Cr 和 38SiMnMo 等。

轴的材料也可采用合金铸铁或球墨铸铁。轴的毛坯是铸造成型的,所以易于得到更合理的形状。这些材料吸振性较高,可用热处理方法获得所需的耐磨性,对应力集中敏感性也较低。因铸造品质不易控制,故可靠性不如钢制轴。

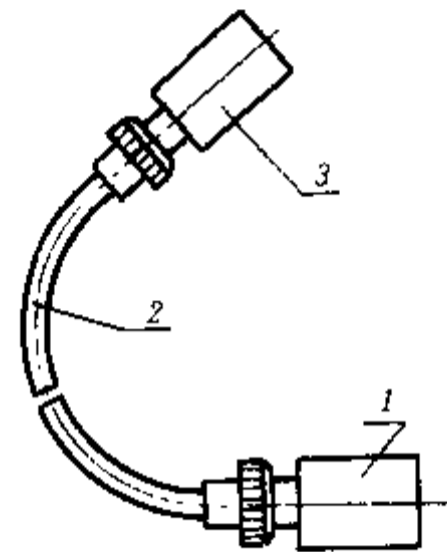


图 16.1 钢丝软轴

16.1.3 轴设计的主要问题

在一般情况下,轴的工作能力决定于它的强度和刚度,对于机床主轴,后者尤为重要。高速转轴则还决定于它的振动稳定性。在设计轴时,除应按工作能力准则进行设计计算或校核计算外,在结构设计上还须满足其他一系列的要求,例如:1)多数轴上零件不允许在轴上作轴向移动,需要用轴向固定的方法使它们在轴上有确定的位置;2)为传递转矩,轴上零件还应作周向固定;3)对轴与其他零件(如滑动轴承、移动齿轮)间有相对滑动的表面应有耐磨性的要求;4)轴的加工、热处理、装配、检验、维修等都应有良好的工艺性;5)对重型轴还须考虑毛坯制造、探伤、起重等问题。

16.2 轴的结构设计

16.2.1 轴的毛坯

尺寸较小的轴可以用圆钢车制,尺寸较大的轴则应用锻造毛坯。铸造毛坯应用很少。

为了减少质量或结构需要,有一些机器的轴(如水轮机轴和航空发动机主轴等)常采用空心的截面。因为传递转矩主要靠轴的近外表面材料,所以空心轴比实心轴在材料的利用上较经济。当外直径 d 相同时,空心轴的内直径若取为 $d_0 = 0.625d$,则它的强度比实心轴削弱约 18%,而质量却可减少 39%。但空心轴的制造比较费工,所以必须从经济和技术指标进行全面分析才能决定是否有利。有时为了节约贵重的合金钢或优质钢,或是为了解决大件锻造的困难,也可用焊接的毛坯。

16.2.2 轴颈、轴头、轴身

轴主要由轴颈、轴头、轴身三部分组成(图 16.2);轴上被支承部分叫做轴颈,安装轮毂部分

叫做轴头,联接轴颈和轴头的部分叫做轴身。轴颈和轴头的直径应该按规范取圆整尺寸,特别是装滚动轴承的轴颈必须按轴承的内直径选取。

轴颈的结构随轴承的类型及其安装位置而有所不同,可参看本章及滑动轴承和滚动轴承两章中有关的图。

轴颈、轴头与其相联接零件的配合要根据工作条件合理地提出,同时还要规定这些部分的表面粗糙度,这些技术条件对轴的运转性能关系很大。为使运转平稳,必要时还应对轴颈和轴头提出平行度和同轴度等要求。对于滑动轴承的轴颈,有时还须提出表面热处理的条件等。

从节省材料、减少质量的观点来看,轴的各横截面最好是等强度的(图 2.6)。但是从加工工艺观点来看,轴的形状却是愈简单愈好。简单的轴制造时省工,热处理不易变形,并有可能减少应力集中。当决定轴的外形时,在能保证装配精度的前提下,既要考虑节约材料,又要考虑便于加工和装配。因此,实际的轴多做成阶梯形(阶梯轴),只有一些简单的心轴和一些有特殊要求的转轴,才做成具有同一名义直径的等直径轴。

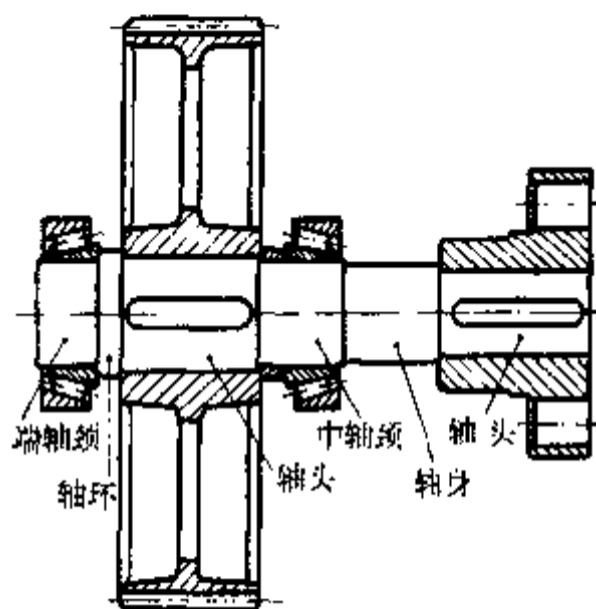


图 16.2 转轴的组成

16.2.3 零件在轴上的固定

轴上零件常以其毂和轴联接在一起。轴和毂的固定可分为轴向固定和周向固定两类。

1. 轴上零件的轴向固定

轴上零件轴向固定的方法有:轴肩(或轴环)、挡圈、圆螺母、套筒、圆锥形轴头等,见图 16.3。轴肩结构简单,可以承受较大的轴向力;螺钉锁紧挡圈用紧定螺钉固定在轴上,在轴上零件两侧

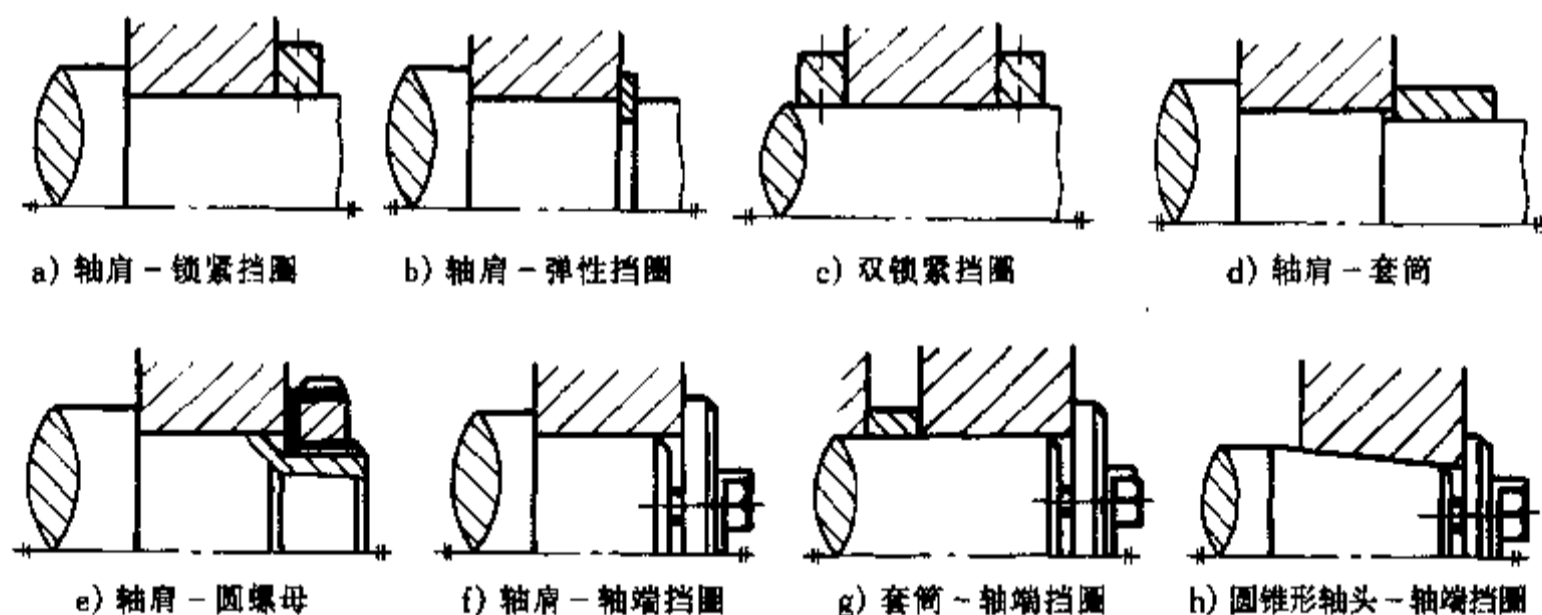


图 16.3 轴上零件的轴向固定方法

各用一个挡圈时,可任意调整轴上零件的位置,装拆方便,但不能承受大的轴向力,且钉端坑会引起轴应力集中;当轴上零件一边采用轴肩定位时,另一边可采用套筒定位,以便于装拆;如果要求套筒很长时,可不采用套筒而用螺母固定轴上零件,螺母也可用于轴端;轴端挡圈常用于轴端零件的固定;圆锥形轴头对正好,常用于转速较高时,也常用于轴端零件的固定。

为了使轴上零件与轴肩端面紧密贴合,应保证轴的圆角半径 r_s 、轮毂孔的倒角高度 C (或圆角半径 r)、轴肩高度 a 之间有下列关系: $r_s < C < a$ 和 $r_s < r < a$ (图 16.4)。与滚动轴承相配的

轴肩尺寸应符合国标规定。

2. 轴上零件的周向固定

固定方法见图 16.5, 可采用键、花键、成形、弹性环、销、过盈等联接, 通称轴毂联接。这些联接的计算方法见第 7、8 两章, 它们之间的性能比较见第 2 篇表 2, 可供参考选用。

16.2.4 结构草图画法

画轴的结构草图是设计轴的重要环节之一, 也是轴受力分析和进行强度计算的主要依据。除了轴的直径有待强度或刚度计算确定外, 其他如轴上零件布置和固定方法、支承点位

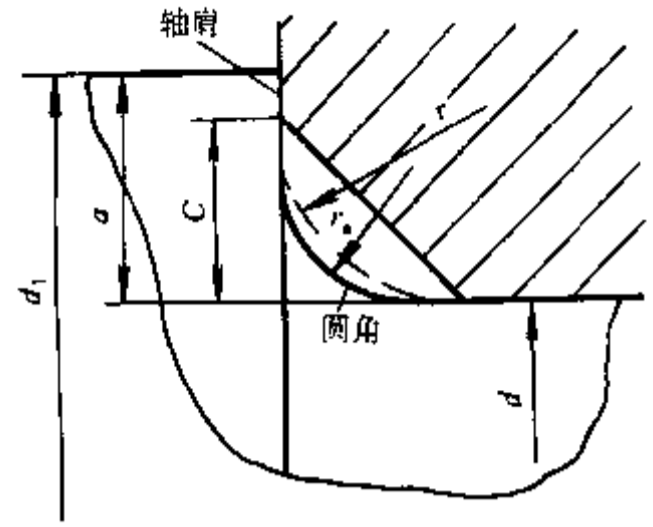


图 16.4 轴的圆角设计

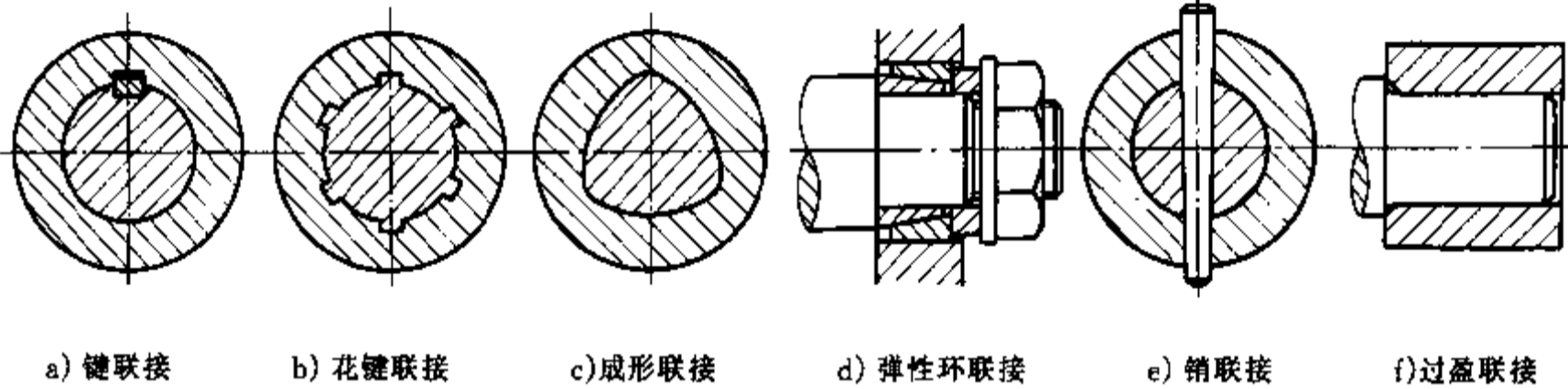


图 16.5 轴上零件的周向固定方法

置、装配工艺、制造方法等都必须有通盘的考虑, 下面举例说明轴结构设计的步骤。

例题 16.1 简支转轴, 由锥齿轮 II 输入动力, $P = 120 \text{ kW}$, 转速 $n = 145 \text{ r/min}$, 由直齿轮 I 输出动力。试画出转轴结构草图。轴承及齿轮位置布局见图 16.6。

锥齿轮: 平均直径 $d_{II} = 332 \text{ mm}$ (齿数 $z = 35$, 锥角 $\delta = 71.4^\circ$), 齿宽 $b = 60 \text{ mm}$; 材料 40Cr。

直齿轮: 模数 $m = 10 \text{ mm}$, 齿数 $z = 13$, 变位系数 $x = +0.25$, 接触齿宽 $b = 90 \text{ mm}$; 材料 30 CrMnTi。

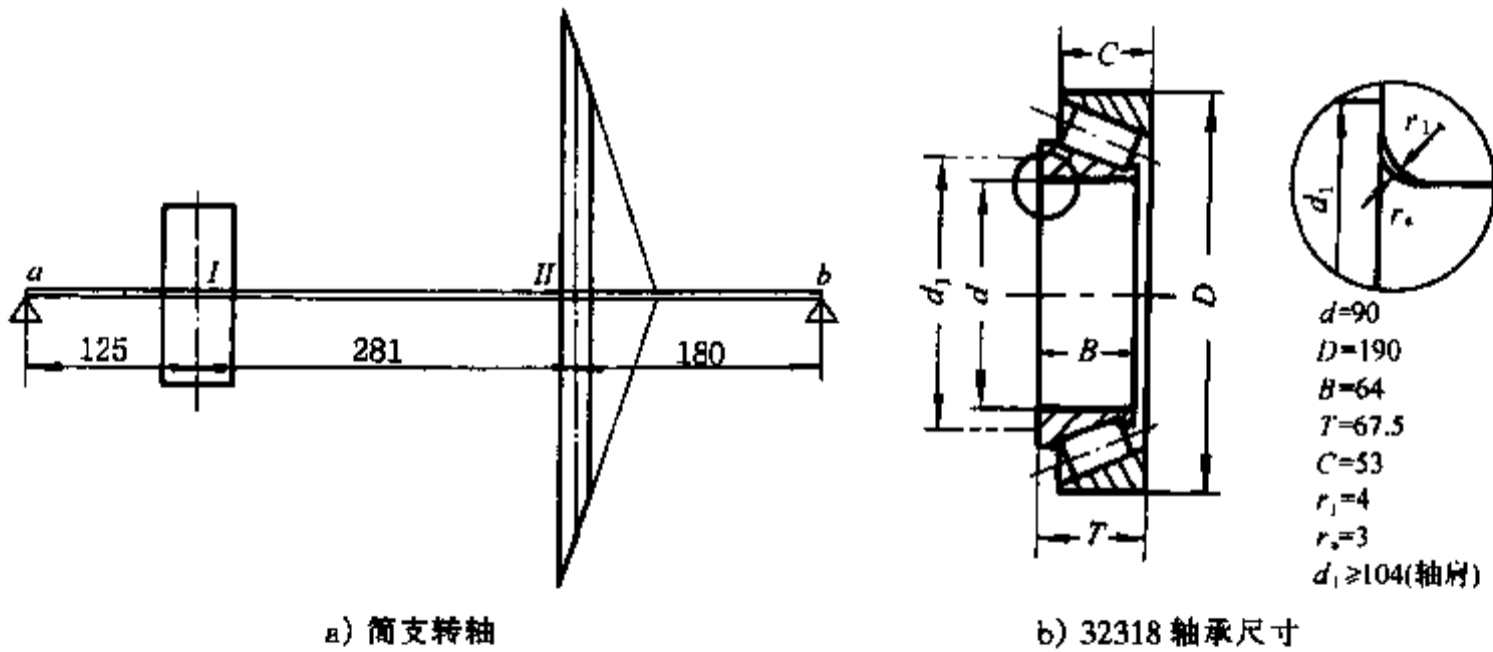


图 16.6 例题 16.1 图

解

——估算轴径 d , 参考式 16.2, 取 $C = 102$ (假设轴材料为 40Cr 钢)

$$d \geq 102 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 102 \sqrt[3]{\frac{120}{145}} = 95.8 \text{ mm}$$

在传递动力段 I-II, 画出参考轴径(图 16.7a)。

——画出锥齿轮及直齿轮的结构轮廓(图 16.7b)。

直齿轮分度圆直径 $d_f = mz = 10 \times 13 = 130 \text{ mm}$, 根圆直径 $d_r = d_f - 2(h_a + c - xm) = 130 - 2 \times (10 + 2.5 - 2.5) = 110 \text{ mm}$, 齿轮根径小, 采用齿轮轴结构。

锥齿轮轴毂联接采用矩形花键 $10 \times 102 \times 108 \times 16$ (小径 102 mm , 大于参考轴径 95.8 mm), 轮毂长度取 100 mm 。

锥齿轮向左定位用轴肩, 轴肩高度取 10 mm , 所以两轮之间的轴径取 $108 + 2 \times 10 = 128 \text{ mm}$ 。

——锥齿轮有轴向力, 拟采用 32318 (相当于旧代号 7618E) 单列圆锥滚子轴承, 结构尺寸见图 16.6。

左轴承与直齿轮之间的轴径取 103 mm 。

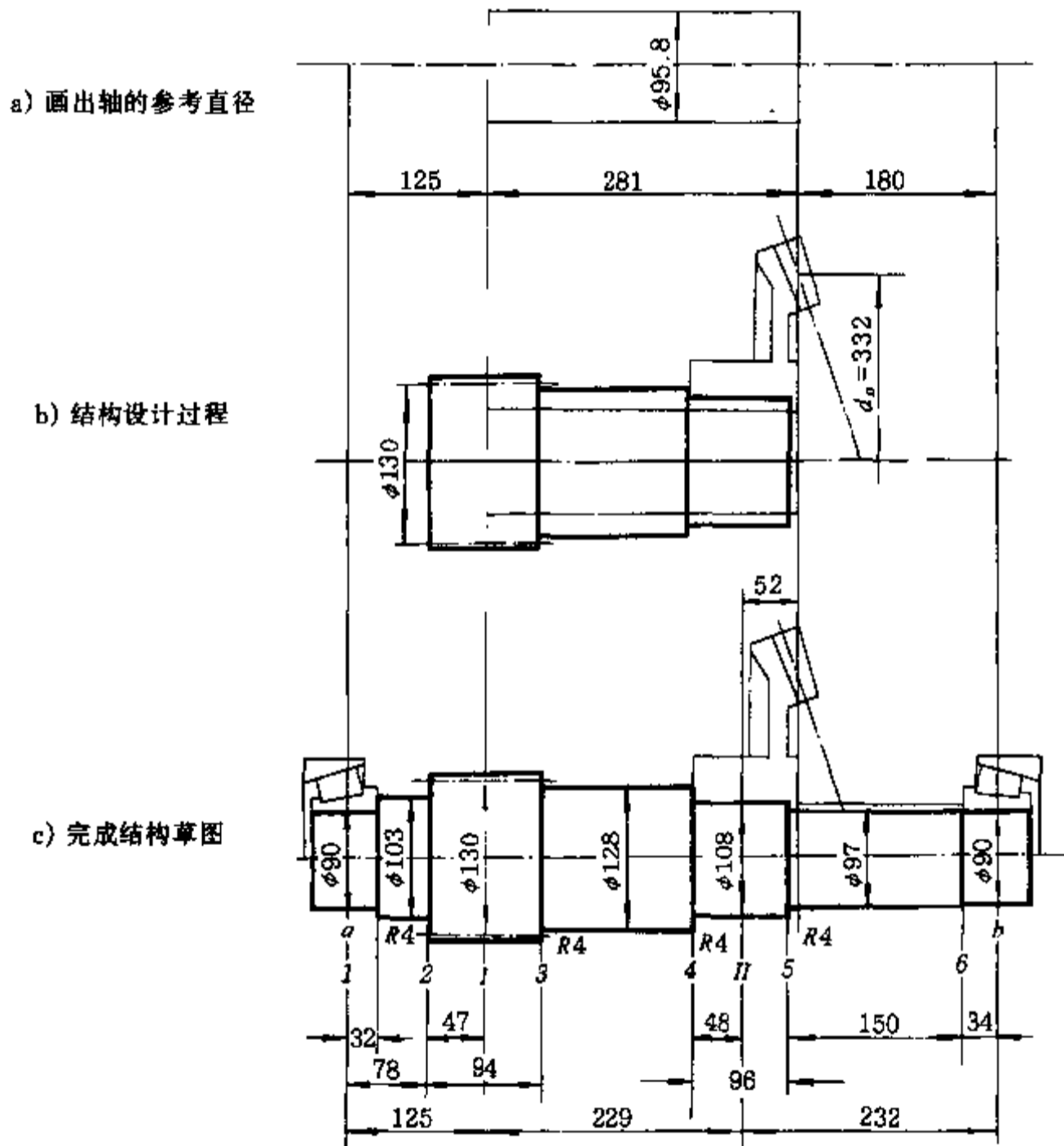


图 16.7 轴的结构设计

锥齿轮向右用套筒定位, 套筒内径取 97 mm , 外径取 110 mm 。

为了定位确切, 轴头花键有效长度取 96 mm (比锥齿轮轮毂短 4 mm); 套筒安装位置比转轴右轴肩伸长 2 mm 。

轴径过渡圆角统一取 $R = 4 \text{ mm}$ (除轴承特殊要求)。

——完成轴的结构草图(图 16.7c)供校核计算参考, 如校核不合格, 应采取改进措施。

16.3 轴的强度计算

轴的强度计算主要有三种方法: 许用切应力计算; 许用弯曲应力计算; 安全系数校核计算。

许用切应力计算只需知道转矩的大小,方法简便,但计算精度较低。它主要用于下列情况:1)传递以转矩为主的传动轴;2)初步估算轴径以便进行结构设计;3)不重要的轴。弯矩等的影响,可在计算中适当降低许用切应力。

许用弯曲应力计算必须先知道作用力的大小和作用点的位置、轴承跨距、各段轴径等参数。为此,常先按转矩估算轴径并进行轴的结构设计后,即可画出轴的弯扭合成图,然后计算危险截面的最大弯曲应力。它主要用于计算一般重要的、弯扭复合的轴,计算精度中等。

安全系数校核计算也要在结构设计后进行,不仅要定出轴的各段直径,而且要定出过渡圆角、轴毂配合、表面粗糙度等细节。它主要用于重要的轴,计算精度较高,但计算较复杂,且常需有足够的资料才能进行。安全系数校核计算能判断各危险截面的安全程度,从而改善各薄弱环节,有利于提高轴的疲劳强度。

以上三种方法可单独使用或逐个使用。一般转轴按许用弯曲应力计算已足够可靠,不一定再用安全系数法校核。要用安全系数法校核的轴,不一定要再用许用弯曲应力法计算。强度计算不能满足要求时,应修改结构设计,两者常相互配合、交叉进行。

16.3.1 按许用切应力计算

受转矩 $T(\text{N}\cdot\text{mm})$ 的实心圆轴,其切应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 P/n}{0.2d^3} \leq [\tau_T] \quad \text{MPa} \quad (16.1)$$

写成设计公式,轴的最小直径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2[\tau_T]n}} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad \text{mm} \quad (16.2)$$

上两式中 W_T ——轴的抗扭截面系数, mm^3 ; P ——轴传递的功率, kW ; n ——轴的转速, r/min ; $[\tau_T]$ ——许用切应力, MPa ; C ——与轴材料有关的系数,可由表 16.2 查得。对于受弯矩较大的轴宜取较小的 $[\tau_T]$ 值。当轴上有键槽时,应适当增大轴径:单键增大 3%,双键增大 7%。

表 16.2 轴强度计算公式中的系数 C

轴的材料	Q235, 20		Q255, Q275, 35			45	40Cr, 38SiMnMo 等 ^①		
$[\tau_T]/\text{MPa}$	12	15	20	25	30	35	40	45	52
C	160	148	135	125	118	112	106	102	98

^① 其他如 2Cr13, 2CrMnTi, 35SiMn, 42SiMn。

16.3.2 按许用弯曲应力计算

由弯矩所产生的弯曲应力 σ_b 应不超过许用弯曲应力 $[\sigma_b]$ 。一般计算顺序如下(参看图 16.9):

——画出轴的空间受力简图(b)。将轴上作用力分解为水平面受力图(c)和垂直面受力图(e)。求出水平面上和垂直面上的支承点反作用力。

——分别作出水平面上的弯矩 M_{Hy} 图(d)和垂直面上的弯矩 M_{Hz} 图(f)。

——作出合成弯矩 $M = \sqrt{M_{Hy}^2 + M_{Hz}^2}$ 图(g)。

——作出转矩 T 图(h)。

——应用公式 $M' = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 绘出当量弯矩 M' 图(i), 式中 α 是根据转矩性质而定的应力校正系数。对于不变的转矩, 取 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{+1b}]}$; 对于脉动的转矩, 取 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{0b}]}$; 对于对称循环的转矩, 取 $\alpha = 1$ 。 $[\sigma_{+1b}]$ 、 $[\sigma_{0b}]$ 和 $[\sigma_{-1b}]$ 分别为材料在静、脉动循环和对称循环应力状态下的许用弯曲应力, 其值可由表 16.3 选取。必须说明, 所谓不变的转矩只是理论上可以这样认为, 实际上机器运转不可能完全均匀, 且有扭转振动的存在, 故为安全计, 常按脉动转矩计算。

表 16.3 转轴和心轴的许用弯曲应力

材料	σ_B	$[\sigma_{+1b}]$	$[\sigma_{0b}]$	$[\sigma_{-1b}]$
碳素钢	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
合金钢	800	270	130	75
	1000	330	150	90
	铸钢	400	100	50
	500	120	70	40

——计算应满足下列条件

$$\sigma_b = \frac{M'}{W} = \frac{M'}{0.1 d^3} \leq [\sigma_{-1b}] \quad (16.3)$$

或

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M'}{0.1 [\sigma_{-1b}]}} \quad (16.4)$$

式中 W ——轴的抗弯截面系数, 带键槽轴和花键轴截面的截面系数和面积见附录表 7。

16.3.3 安全系数校核计算

1. 疲劳强度校核

疲劳强度的校核即计入应力集中、表面状态和尺寸影响以后的精确校核。同上节所述方法, 绘出轴的弯矩 M 图和转矩 T 图以后, 选择轴上的危险截面进行校核。根据截面上受到的弯矩和转矩可求出弯曲应力和切应力, 这两项循环应力可分解成平均应力 σ_m 及 τ_m 和应力幅 σ_a 及 τ_a 。然后就可以分别求出弯矩作用下的安全系数 S_o 和转矩作用下的安全系数 S_r 。

$$\left. \begin{aligned} S_o &= \frac{k_N \sigma_{-1b}}{\frac{k_o}{\beta \epsilon_o} \sigma_a + \psi_o \sigma_m} \\ S_r &= \frac{k_N \tau_{-1}}{\frac{k_r}{\beta \epsilon_r} \tau_a + \psi_r \tau_m} \end{aligned} \right\} \quad (16.5)$$

式中 k_o 和 k_r ——弯矩和转矩作用的有效应力集中系数(见附录表 1, 2, 配合零件的综合影响系数见附录表 3); β ——表面状态系数(附录表 4 及 5); ϵ_o 和 ϵ_r ——影响弯曲应力和切应力的尺寸系数(附录表 6); ψ_o 和 ψ_r ——应力幅等效系数(见式 3.9 和式 3.10); k_N ——寿命系数, 见式 3.2 和式 3.24。上列各参数均见第 3 章。

最后可求出复合安全系数并应满足下列条件

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \quad (16.6)$$

当材料质地均匀、载荷与应力计算较精确时,可取 $[S] \geq 1.3 \sim 1.5$;材料不够均匀、计算不够精确时,可取 $[S] \geq 1.5 \sim 1.8$;材料均匀性和计算精确度都很低,或尺寸很大的转轴($d > 200 \text{ mm}$),则取 $[S] \geq 1.8 \sim 2.5$ 。重要的轴,破坏后会引起重大事故时,应适当增大 $[S]$ 值。

2. 静强度校核

静强度校核的目的在于校核轴对塑性变形的抵抗能力。轴上的尖峰载荷即使作用时间很短和出现次数很少,不足以引起疲劳破坏,但却能使轴产生塑性变形。所以设计时应当按尖峰载荷进行静强度校核。在校核时取

$$\left. \begin{aligned} S_\sigma &= \frac{\sigma_{Sb}}{\sigma_{\max}} \\ S_\tau &= \frac{\tau_S}{\tau_{T\max}} \end{aligned} \right\} \quad (16.7)$$

式中 σ_{\max} 和 $\tau_{T\max}$ ——由于尖峰载荷所产生的弯曲应力和切应力; σ_{Sb} 和 τ_S ——材料的弯曲和剪切屈服极限。对于塑性材料,静强度的许用安全系数见第2章表2.2。遇到载荷估计不准时,可将表中的 $[S]$ 值适当加大。

当把轴上的作用力和反作用力简化时,一般把载荷看成集中作用在轮毂、轴头或轴颈的中点。

例题 16.2 试按许用弯曲应力计算法求图16.8中小齿轮轴的直径。传动功率 $P = 4 \text{ kW}$,电动机转速 1440 r/min ,用A型V带三根,大带轮直径 $D = 355 \text{ mm}$,大带轮轮毂宽度 $L = 50 \text{ mm}$ 。斜齿圆柱齿轮传动,齿轮齿数 $z_1 = 18, z_2 = 80, m_n = 3 \text{ mm}, a = 150 \text{ mm}$ 。小齿轮轴转速 $n = 450 \text{ r/min}$,小齿轮宽度 $b = 60 \text{ mm}$ 。带轮作用在轴上的力 $F_Q = 1100 \text{ N}$,水平方向。轴的结构见图16.9a。

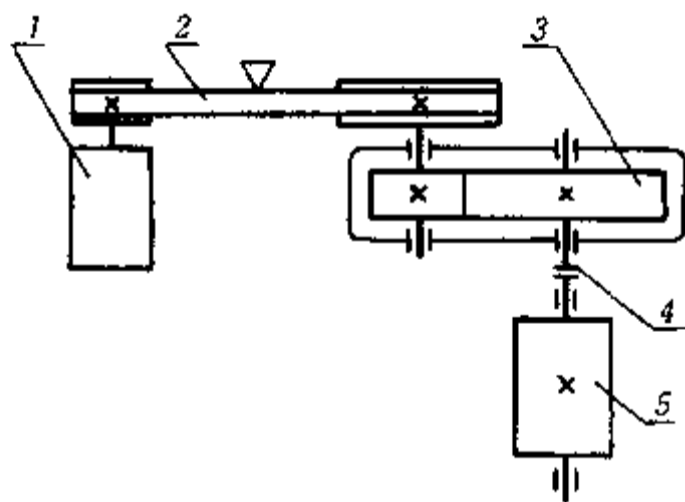


图16.8 传动装置中的轴

1—电动机;2—带传动;3—齿轮传动;

4—联轴器;5—滚筒

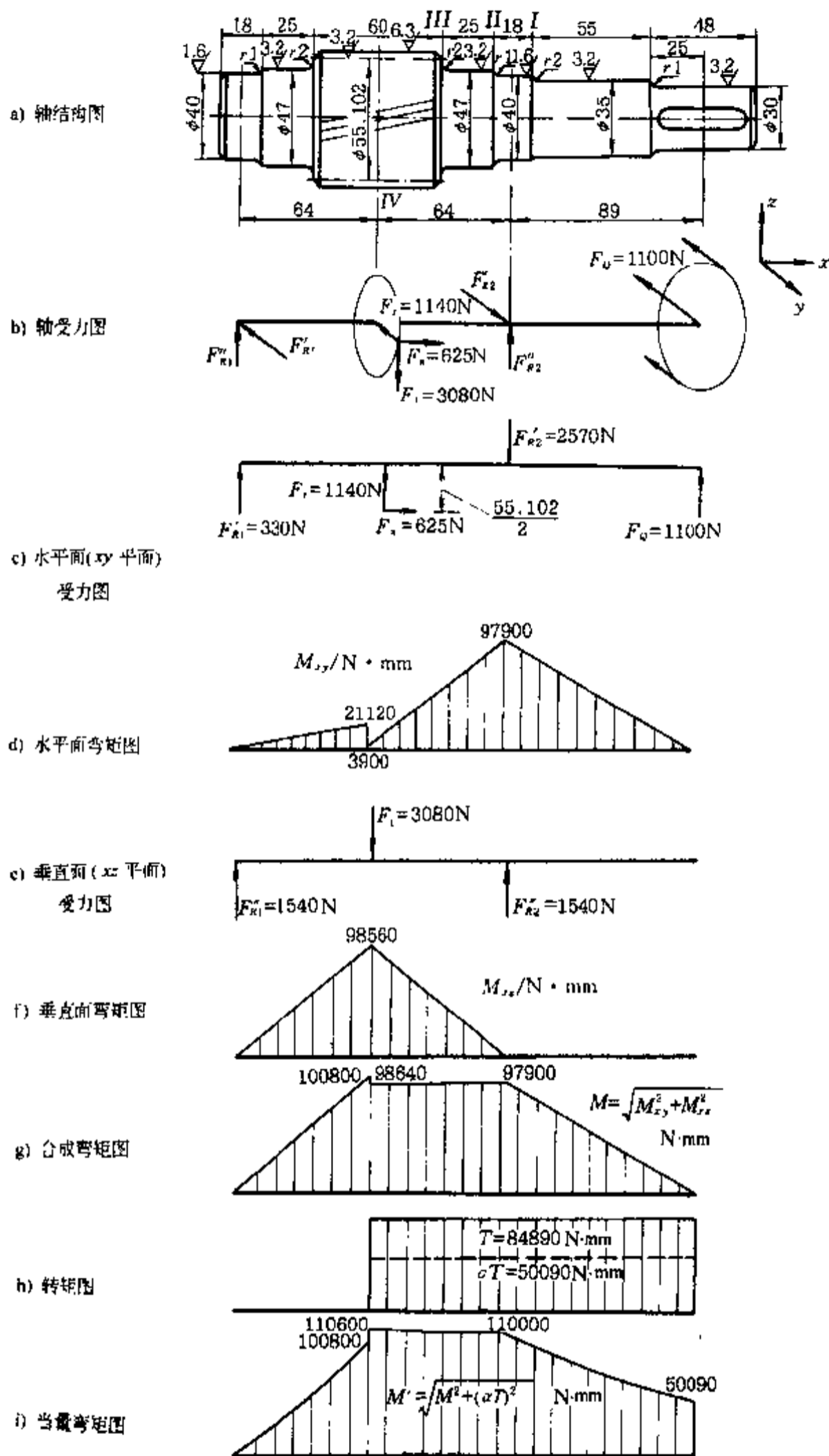


图 16.9 例题 16.2、例题 16.3 图(图 16.8 中减速器小齿轮轴的结构和受力分析)

解 轴材料选用 45 钢调质, $\sigma_B = 650 \text{ MPa}$, $\sigma_S = 360 \text{ MPa}$ 。轴的计算步骤列于下表。

计算项目	计算内容	计算结果
计算齿轮受力		
斜齿轮螺旋角	$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{3 \times (18 + 80)}{2 \times 150}$	$\beta = 11^\circ 28' 42''$
齿轮直径: 小轮	$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \times 18}{\cos 11^\circ 28' 42''}$	$d_1 = 55.102 \text{ mm}$
大轮	$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \times 80}{\cos 11^\circ 28' 42''}$	$d_2 = 244.898 \text{ mm}$
小齿轮受力: 转矩	$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{4}{450}$	$T_1 = 84\,890 \text{ N}\cdot\text{mm}$
圆周力	$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 84\,890}{55.102}$	$F_t = 3\,080 \text{ N}$
径向力	$F_r = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{3\,080 \times \tan 20^\circ}{\cos 11^\circ 28' 42''}$	$F_r = 1\,140 \text{ N}$
轴向力	$F_a = F_t \tan \beta = 3\,080 \times \tan 11^\circ 28' 42''$	$F_a = 625 \text{ N}$
画小齿轮轴受力图	见图 16.9b	
计算支承反力		
水平面反力	$F'_{R1} = \frac{1\,100 \times 89 + 625 \times \frac{55.102}{2} - 1\,140 \times 64}{128}$	$F'_{R1} = 330 \text{ N}$
	$F'_{R2} = \frac{1\,100 \times 217 + 625 \times \frac{55.102}{2} + 1\,140 \times 64}{128}$	$F'_{R2} = 2\,570 \text{ N}$
垂直面反力	$F''_{R1} = F''_{R2} = \frac{3\,080}{2}$	$F''_{R1} = F''_{R2} = 1\,540 \text{ N}$
水平面(xy)受力图	见图 16.9c	
垂直面(xz)受力图	见图 16.9e	
画轴弯矩图		
水平面弯矩图	见图 16.9d M_{xy} 图	
垂直面弯矩图	见图 16.9f M_{xz} 图	
合成弯矩图	见图 16.9g 合成弯矩 $M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$	
画轴转矩图		
轴受转矩	$T = T_1$	$T = 84\,890 \text{ N}\cdot\text{mm}$
转矩图	见图 16.9h	
许用应力		
许用应力值	用插入法由表 16.3 查得: $[\sigma_{ob}] = 102.5 \text{ MPa}$, $[\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$	
应力校正系数	$\alpha = \frac{[\sigma_{-1b}]}{[\sigma_{ob}]} = \frac{60}{102.5}$	$\alpha = 0.59$
画当量弯矩图		
当量转矩	$\alpha T = 0.59 \times 84\,890$, 见图 16.9h	$\alpha T = 50\,090 \text{ N}\cdot\text{mm}$

续表

计算项目	计算内容	计算结果
当量弯矩	在小齿轮中间截面处 $M'_{IV} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{98\,640^2 + 50\,090^2}$ 在右轴颈中间截面处 $M'_{I-II} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{97\,900^2 + 50\,090^2}$	$M'_{IV} = 110\,600 \text{ N}\cdot\text{mm}$ $M'_{I-II} = 110\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
当量弯矩图	见图 16.9i	
校核轴径		
齿根圆直径	$d_n = d_1 - 2(h_a + c)m_n = 55.102 - 2(1 + 0.25) \times 3$	$d_n = 47.602 \text{ mm}$
轴径	$d_{IV} = \sqrt[3]{\frac{M'_{IV}}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{110\,600}{0.1 \times 60}}$ $d_{I-II} = \sqrt[3]{\frac{M'_{I-II}}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{110\,000}{0.1 \times 60}}$	$d_{IV} = 26.4 < 47.602 \text{ mm}$ $d_{I-II} = 26.4 < 40 \text{ mm}$

例题 16.3 用安全系数法校核例题 16.2 中转轴的强度。

解 如果单独使用安全系数校核的方法,上例步骤中的前四步仍需进行。此后要计算的项目见下表。

计算项目	计算内容	计算结果
判断危险截面	初步分析 I、II、III、IV 四个截面有较大的应力和应力集中,下面以截面 I 为例进行安全系数校核。 轴材料选用 45 钢调质, $\sigma_H = 650 \text{ MPa}$, $\sigma_S = 360 \text{ MPa}$, 由表 3.2 所列公式可求得疲劳极限:	
对称循环疲劳极限	$\sigma_{-1b} = 0.44\sigma_H = 0.44 \times 650$ $\tau_{-1} = 0.30\sigma_H = 0.30 \times 650$	$\sigma_{-1b} = 286 \text{ MPa}$ $\tau_{-1} = 195 \text{ MPa}$
脉动循环疲劳极限	$\sigma_{0b} = 1.7\sigma_{-1b} = 1.7 \times 286$ $\tau_0 = 1.6\tau_{-1} = 1.6 \times 195$	$\sigma_{0b} = 486 \text{ MPa}$ $\tau_0 = 312 \text{ MPa}$
等效系数	$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1b} - \sigma_{0b}}{\sigma_{0b}} = \frac{2 \times 286 - 486}{486}$ $\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = \frac{2 \times 195 - 312}{312}$	$\psi_\sigma = 0.18$ $\psi_\tau = 0.25$
截面 I 上的应力		
弯矩(截面 I)	$M_I = 1\,100 \times (25 + 55)$	$M_I = 88\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$
弯曲应力幅	$\sigma_a = \sigma = \frac{M_I}{W} = \frac{88\,000}{0.1 \times 35^3}$	$\sigma_a = 20.5 \text{ MPa}$
弯曲平均应力	$\sigma_m = 0$	$\sigma_m = 0$
扭转切应力	$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{84\,890}{0.2 \times 35^3}$	$\tau = 9.9 \text{ MPa}$
扭转切应力幅和平均切应力	$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{9.9}{2}$	$\tau_a = \tau_m = 4.95 \text{ MPa}$
应力集中系数		
有效应力集中系数	因在此截面处,有轴直径变化,过渡圆角半径 $r = 2 \text{ mm}$, 由 $D/d = 40/35 = 1.14$, $r/d = 2/35 = 0.057$ 和	

续表

计算项目	计算内容	计算结果
	$\sigma_B = 650 \text{ MPa}$, 从附录表 1 中查出(用插值法) $k_s = 1.77, k_r = 1.31$ 。	
	如果一个截面上有多种产生应力集中的结构, 则分别求出其有效应力集中系数, 从中取最大值	
表面状态系数	由附录表 5 查得 $\beta = 0.92$ ($R_s = 3.2 \mu\text{m}, \sigma_B = 650 \text{ MPa}$)	
尺寸系数	由附录表 6 查得 $\epsilon_s = 0.88, \epsilon_r = 0.81$ (按靠近应力集中处的最小直径 $\phi 35$ 查得)。	
安全系数		
弯曲安全系数	设为无限寿命, $k_N = 1$, 由式 16.5 得	
	$S_s = \frac{k_{Ns} \sigma_{-1b}}{\beta \epsilon_s \sigma_s + \psi_s \sigma_m} = \frac{1 \times 286}{0.92 \times 0.88 \times 20.5} = 6.38$	$S_s = 6.38$
扭转安全系数	$S_r = \frac{k_{Nr} \tau_{-1}}{\beta \epsilon_r \tau_s + \psi_r \tau_m} = \frac{1 \times 195}{0.92 \times 0.81 \times 4.95 + 0.25 \times 4.95} = 19.62$	$S_r = 19.62$
复合安全系数	$S = \frac{S_s S_r}{\sqrt{S_s^2 + S_r^2}} = \frac{6.38 \times 19.62}{\sqrt{6.38^2 + 19.62^2}} = 6.07 > 1.5 [S]$	$S = 6.07 > 1.5 [S]$

结论: 根据校核, 截面 I 足够安全, 其他截面尚需作进一步分析与校核。此外, 安全系数较大时, 对轴作全面分析后应考虑有无可能减小轴直径。对于重要的轴, 所有可能出现危险的截面都应校核。轴上有过盈配合零件的还应考虑过盈配合对应力集中的影响, 不能忽略。

和其他零件一样, 轴的设计并没有一套一成不变的步骤。

下面两种设计步骤都是常用的。

——从已知的工作条件着手, 直接进行结构设计; 在结构设计过程中, 进行必要的校核计算。例如, 可以从传动轮的轮体得知轴头尺寸, 从轴承受力条件得到轴颈尺寸。这对一般形状不甚复杂的轴, 就完全有可能不必经过初步计算而直接进行结构设计, 并按轴的布置简图画成轴的零件工作图, 再进行必要的校核计算。

——如果条件不够, 或是轴的结构比较复杂, 那就需要先做初步计算, 用设计计算初步定下轴的直径, 供做结构设计参考。在结构设计过程中再根据需要, 进行必要的校核计算, 以探索是否有缩小尺寸节约材料的可能性。

应当指出, 往往有这种情况: 单从强度观点, 轴的尺寸似可缩小, 不过却受到其他条件限制, 例如刚度、振动稳定性、加工和装配工艺条件以及与轴有关的其他零件和结构的限制等。设计者必须就所有条件进行全面考虑, 方可做出改变结构尺寸的决定。

16.4 轴的刚度计算

轴受载荷以后要发生弯曲和扭转变形, 如果变形过大, 会影响轴上零件正常工作。例如, 在电动机中如果由于弯矩使轴所产生的挠度 y 过大, 就会改变电机转子和定子间的间隙面影响电

机的性能。又如,内燃机凸轮轴受转矩所产生的扭角 ϕ 如果过大就会影响气门启闭时间。对于一般的轴颈,如果由于弯矩所产生的转角 θ 过大,就会引起轴承上的载荷集中,造成不均匀磨损和过度发热。轴上装齿轮的地方如有过大的转角,也会使轮齿啮合发生偏载。所以在设计机器时,常要提出刚度要求。

轴的变形有三种:挠度、转角和扭角。在各种机器中对轴的刚度要求并不一致,所以没有统一的规定。

一般转轴的许可挠度取为 $[y] = (0.0001 \sim 0.0005)L$, L 为转轴支承点间的跨距。对于齿轮轴,常取为 $[y] = (0.01 \sim 0.03)m$, m 为齿轮模数。

装齿轮的轴头处的许可转角 $[\theta]$ 由传动精度决定,一般不超过 0.001 rad ,少数的取为 0.002 rad 。装滚动轴承(0级精度)的轴颈处的许可转角取为:圆柱滚子轴承, $[\theta] \leq 0.0025 \text{ rad}$;圆锥滚子轴承, $[\theta] \leq 0.0016 \text{ rad}$;深沟球轴承, $[\theta] \leq 0.005 \text{ rad}$;调心球轴承, $[\theta] \leq 0.05 \text{ rad}$ 。

对于有精度要求的转轴,其许可扭角 $[\phi^\circ]$ 常取为不超过 $0.25^\circ/\text{m} \sim 0.5^\circ/\text{m}$;一般传动的转轴,可取 $[\phi^\circ] = 0.5^\circ/\text{m} \sim 1^\circ/\text{m}$ 。

16.4.1 扭角的计算

轴受转矩 T 作用时,其扭角 $\phi = Tl / (GI_p)$,由此可得单位轴长的扭角为

$$\frac{\phi}{l} = \frac{T}{GI_p} \leq [\phi] \quad (16.8)$$

式中 l ——轴受转矩作用的长度; I_p ——轴截面的极惯性矩; G ——轴材料的切变模量。注意式中扭角 ϕ 的单位为 rad ,每米轴长的许可扭角 $[\phi]$ 的单位为 rad/m ,它和 $[\phi^\circ]$ 具有下列关系: $[\phi] = [\phi^\circ] / 57.3$ 。

对于钢制实心轴,代人 $T = 9.55 \times 10^6 P/n (\text{N} \cdot \text{mm})$, $I_p = \pi d^4 / 32 (\text{mm}^4)$,每米轴长的许可扭角为 $[\phi^\circ]$, $G = 81\,000 \text{ MPa}$,则上式可化成:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{9.55 \times 10^6 \times 1\,000}{8.1 \times 10^4 \times \frac{\pi}{32} \times \frac{[\phi^\circ]}{57.3}}} \sqrt[4]{\frac{P}{n}} = A \sqrt[4]{\frac{P}{n}} \quad (16.9)$$

不同 $[\phi^\circ]$ 时的 A 值可由表 16.4 查出。

表 16.4 A 值

$[\phi^\circ]$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.75	1
A	162	136	123	115	108	98	91

16.4.2 弯曲变形的计算

计算轴在弯矩作用下所产生的挠度 y 和转角 θ 有几种方法,这里主要介绍两种。

1. 当量轴径法

对于阶梯轴,可以简化为一当量等径光轴,然后利用材料力学中的公式计算 y 和 θ 。当量轴径 d_e 可用下式求出

$$d_v = \frac{\sum d_i l_i}{l} \quad (16.10)$$

式中 l ——支点间距离; l_i, d_i ——轴上第 i 段的长度和直径。

2. 能量法

用能量法计算阶梯轴的弯曲变形, 运算较方便。

图 16.10 的轴上受 F_1, F_2, \dots, F_n 等外力作用, 轴上一点 j 要产生挠度 δ_j 。轴由于外力作用所引起的变形能是

$$E_p = \int_0^l \frac{M^2}{2EI} dx$$

M 是截面 j 处的弯矩方程, E 是轴材料的弹性模量, I 是横截面相对于中性轴的惯性矩。

未加外力之前, 在 j 点沿挠度方向作用一个单位载荷 (例如 1N), 它在 j 截面上引起的弯矩为 M_0 ; M_0 所引起的变形能为

$$E_{p0} = \int_0^l \frac{M_0^2}{2EI} dx$$

若加了单位载荷之后, 还加上 F_1, F_2, \dots, F_n 等外载荷, 根据力的叠加原理, 轴截面弯矩为 $(M + M_0)$, 这时总变形能为

$$\begin{aligned} E_p + E_{p0} + 1 \times \delta_j &= \int_0^l \frac{(M + M_0)^2}{2EI} dx = \int_0^l \frac{M^2}{2EI} dx + \int_0^l \frac{M_0^2}{2EI} dx + \int_0^l \frac{MM_0}{EI} dx \\ &= E_p + E_{p0} + \int_0^l \frac{MM_0}{EI} dx \end{aligned}$$

由此得计算轴弯曲变形的基本公式为

$$\delta_j = \int_0^l \frac{MM_0}{EI} dx$$

为了便于计算, 常将轴分成若干段, 这时

$$y_j = \sum_{i=1}^n \int_{l_{i-1}}^{l_i} \frac{M_i M_{0i}}{EI_i} dl_i$$

式中, y_j 是轴上 j 点的变形; i 是轴分段数列, $i = 1, 2, \dots, n$, 共分 n 段; M_i 是外力对第 i 段所产生的弯矩方程; M_{0i} 是单位载荷对第 i 段所产生的弯矩方程; I_i 是第 i 段轴的截面惯性矩; l_i 是第 i 段轴的长度。

校核轴的静刚度时, 轴的自重常可忽略不计, 外力 (包括支座外力) 通常可简化为集中力或集中力矩, 因而弯矩 M_i 图和 M_{0i} 图是线性的。在线性弯矩

$$y_j = \sum_{i=1}^n \int_{l_{i-1}}^{l_i} \frac{M_i M_{0i}}{EI_i} dl_i = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{6EI_i} [M_i (2M'_{i1} + M'_{i2}) + M_{0i} (2M'_{0i1} + M'_{0i2})] \quad (16.11)$$

式中符号的意义见图 16.11。

为保持弯矩的线性, 分段的原则是: 1) 在轴段截面形状有变化处分段; 2) 在外载荷 (力或力矩) 的作用点处分段。

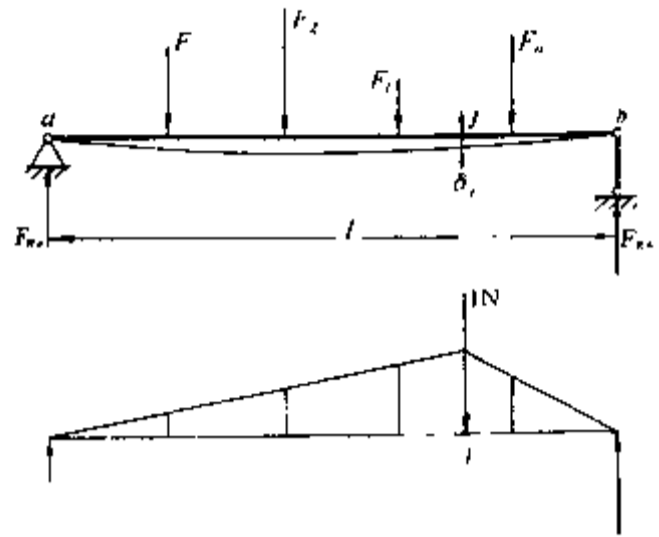


图 16.10 用能量法计算轴的弯曲变形

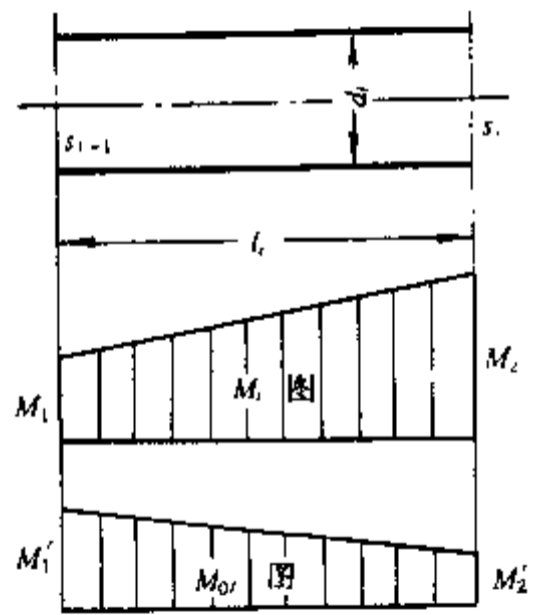


图 16.11 公式 16.11 的符号说明

① 在本书第三版中, 采用当量轴径 $d_v = \sqrt[4]{\frac{l}{\sum(l_i/d_i^4)}}$

用能量法计算一般静定轴的弯曲变形的步骤如下:

——根据轴的零件图和装配图将实际的轴简化,并画出受力分析计算简图;

——作实际载荷的弯矩图 M ;

——在欲求变形的截面处加虚设单位载荷;若核算挠度则加单位力 1 N ,若核算转角则加单位力矩 $1\text{ N}\cdot\text{mm}$,作虚设单位载荷的弯矩图 M_0 ;

——考虑轴径变化和外载荷位置将轴分成 n 段,逐段计算出 I_i 和 $l_i/(6EI_i)$ 的数值;

——逐段计算 M_i 和 M_0 的左、右端 M_1, M_2 和 M'_1, M'_2 的具体数值;

——逐段计算 $\frac{l_i}{6EI_i} [M_1(2M'_1 + M'_2) + M_2(2M'_2 + M'_1)]$,然后代数叠加,就可以得到所求的变形值。

如果外载荷不是平面力系,则需预先分解为两互相垂直的坐标面的平面力系;分别算出各平面的变形分量 y_{xz} 和 y_{zy} ,再几何相加 $y = \sqrt{y_{xz}^2 + y_{zy}^2}$ 。

例题 16.4 一蜗杆轴结构及受力见图 16.12a、b、d,求该轴中点的挠度。蜗杆模数 $m = 8\text{ mm}$,分度圆直径 $d_1 = 63\text{ mm}$,齿根圆直径 $d_{f1} = 43.8\text{ mm}$ 。材质为 45 钢调质。

解 用能量法和当量轴径法分别计算,以便比较

1. 能量法

——作蜗杆轴垂直面和水平面弯矩图(c、e图)。

——作单位载荷受力图及弯矩图(f、g图)。

——在截面变化和弯矩变化处分段。

——计算垂直面蜗杆轴中点挠度,步骤见表 16.5,得 $y_{xz} = 0.161\text{ mm}$ 。

表 16.5 例题 16.4 计算步骤

分段	a	1	2	3	4	5	6	7	b
① 轴径 d_i/mm	40	50	44	43.8	43.8	44	50	40	
② 弯矩 $M/\text{N}\cdot\text{mm}$	0	38780	72500	311900	421500 253500	187600	29410	9126	0
③ 单位载荷弯矩 $M_0/\text{N}\cdot\text{mm}$	0	11.5	21.5	92.5	125	92.5	14.5	4.5	0
④ $2M'_1 + M'_2$	11.5	44.5	135.5	310	342.5	199.5	33.5	9	
⑤ $2M'_2 + M'_1$	23	54.5	206.5	342.5	310	121.5	23.5	4.5	
⑥ 分段长度 l_i/mm	23	20	142	65	65	156	20	9	
⑦ 惯性矩 $I_i (\text{mm}^4) \times 10^{-5}$	1.257	3.068	1.840	1.807	1.807	1.840	3.068	1.257	
⑧ $(l_i/I_i) \times 10^6$	183	65.2	771.7	359.7	359.7	847.8	65.2	71.6	
⑨ $M_1(2M'_1 + M'_2)l_i/I_i$	0	112.5	7581	34779	31231	3173	64.2	5.9	
⑩ $M_2(2M'_2 + M'_1)l_i/I_i$	163.3	257.6	49703	51928	20919	3029	14	0	
⑪ = ⑨ + ⑩	163.3	370.1	57284	86707	52150	6202	78.2	5.9	
⑫ = Σ ⑪					202960.5				
⑬ $y_{xz} = \Sigma$ ⑫/(6E) mm					0.161				

——同法,计算水平面蜗杆轴中点挠度,得 $y_{zy} = 0.095\text{ mm}$ 。

——蜗杆中点挠度 $y = \sqrt{y_{xz}^2 + y_{zy}^2} = \sqrt{0.161^2 + 0.095^2} = 0.187\text{ mm}$ 。

蜗杆的允许挠度 $[y] = 0.0025 d_1 = 0.0025 \times 63 = 0.158\text{ mm}$ 。由此可见,蜗杆中点挠度 $y > [y]$,偏大,需要减小轴承跨距和改善结构以提高轴的刚度。

2. 当量轴径法

——求当量轴径,由式 16.10 得

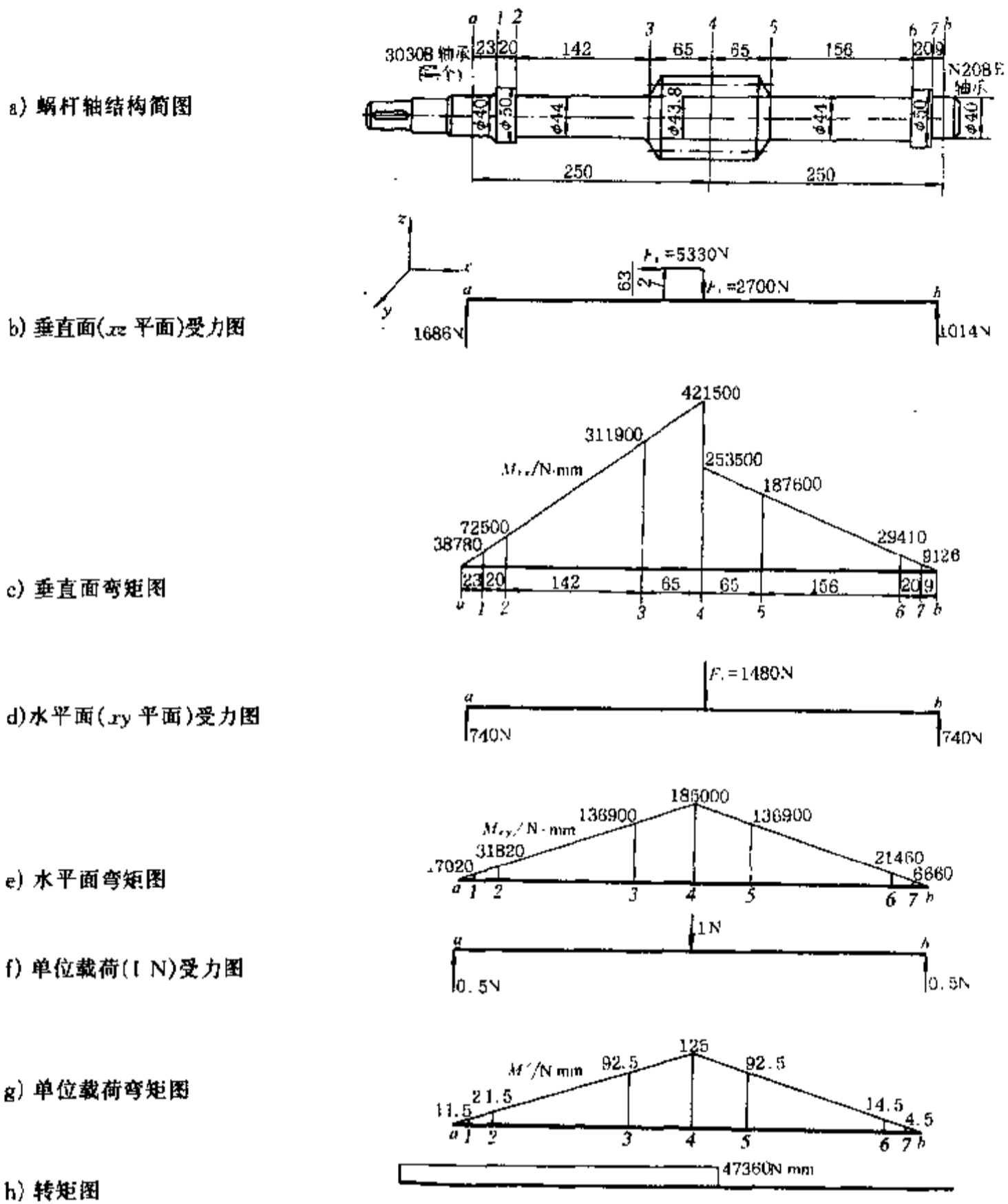


图 16.12 例题 16.4 图(蜗杆轴挠度计算)

$$d_v = \frac{\sum d_i l_i}{l} = \frac{40 \times 23 + 50 \times 20 + 44 \times 142 + 43.8 \times 130 + 44 \times 156 + 50 \times 20 + 40 \times 9}{500} = 44.17 \text{ mm}$$

——求蜗杆中点挠度

$$y = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2} l^3}{48EI} = \frac{\sqrt{1480^2 + 2700^2} \times 500^3}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times \frac{\pi 44.17^4}{64}} = 0.204 \text{ mm}$$

以上两种方法的计算结果后者较前者约大 27%。作为粗略计算,后者简便得多。

① 如果当量轴径采用 $d_v = \sqrt{\frac{l}{\sum(l_i/d_i^4)}}$ 计算,结果得 $d_v = 43.97 \text{ mm}$, $y = 0.208 \text{ mm}$ 。两者比较,相差极小,但用本式计算更为方便。

16.5 轴的临界转速

轴的转速达到一定值时,运转便不稳定而发生显著的反复变形,这现象称为轴的振动。如果继续提高转速,振动就会衰减,运转又趋于平稳,但是当转速达到另一较高的定值时,振动又复出现。发生显著变形的转速,称为轴的临界转速。同型振动的临界转速可以有好多个,最低的一个叫做第一阶临界转速。轴的工作转速不能和其临界转速重合或接近,否则将发生共振现象而使轴遭到破坏。计算临界转速的目的就在于使工作转速 n 避开轴的临界转速 n_{cr} 。

轴的振动可分为横向振动、扭转振动和纵向振动三类。纵向振动的自振频率很高,在轴的工作转速范围内一般不会发生纵向振动。

工作转速 n 低于第一阶临界转速 n_{cr1} 的轴,称为刚性轴;超过第一阶临界转速的轴,称为挠性轴。对于刚性轴,通常使 $n \leq (0.75 \sim 0.8) n_{cr1}$; 对于挠性轴,使 $1.4 n_{cr1} \leq n \leq 0.7 n_{cr2}$; n_{cr1} 和 n_{cr2} 分别为轴的第一阶和第二阶临界转速。

带有多圆盘的轴,它的横向振动第一阶临界转速 n_{cr1} ,可以用瑞利公式近似计算。

轴在水平位置上做简谐振动,如果各回转圆盘的重力 G_1, G_2, G_3, \dots 的最大振幅为 A_1, A_2, A_3, \dots ; 那么在任意时间 t 时,各圆盘的位置(忽略轴本身重力的作用)为

$$x_1 = A_1 \cos \omega t, x_2 = A_2 \cos \omega t, x_3 = A_3 \cos \omega t, \dots$$

式中, ω 为简谐运动的角速度。

轴的横向振动曲线与 F_1, F_2, F_3, \dots 各力作用的静力挠度曲线相似(图 16.13), 而

$$F_1 = \frac{A_1}{A_r} G_1, F_2 = \frac{A_2}{A_r} G_2, F_3 = \frac{A_3}{A_r} G_3$$

A_r 可取任一圆盘的振幅。

问题的解算困难在于 A_1, A_2, A_3, \dots 为未知,必须做假定才能得解。实用简便办法如下。

可假定 $F_1 = G_1, F_2 = G_2, F_3 = G_3, \dots$, 根据各 F 力可求出各点的静力挠度 y_1, y_2, y_3, \dots 。轴在弯曲时所贮存的势能 E_p 是

$$E_p = \frac{1}{2} G_1 y_1 + \frac{1}{2} G_2 y_2 + \frac{1}{2} G_3 y_3 + \dots$$

各圆盘在临界转速下,最大的运动速度为 $\omega y_1, \omega y_2, \omega y_3, \dots$, 最大动能 E_k 为

$$E_k = \frac{1}{2} \frac{G_1}{g} (\omega y_1)^2 + \frac{1}{2} \frac{G_2}{g} (\omega y_2)^2 + \frac{1}{2} \frac{G_3}{g} (\omega y_3)^2 + \dots$$

按振动能量不变定律 $E_p = E_k$, 可得振动周期 T 和临界转速 n_{cr1}

$$\left. \begin{aligned} T &= 2\pi \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n G_i y_i^2}{g \sum_{i=1}^n G_i y_i}} \\ n_{cr1} &= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum_{i=1}^n G_i y_i}{\sum_{i=1}^n G_i y_i^2}} \end{aligned} \right\} \quad (16.12)$$

上式用于求算简支轴的第一阶临界转速,在实用上尚够准确。但使用时要注意 F_1, F_2, F_3, \dots 并非重力,而是使轴发生振动挠曲的惯性力。所以在求第一阶临界转速(最简单的振型)时, F_3 与 F_1, F_2 方向相反(图 16.14)。

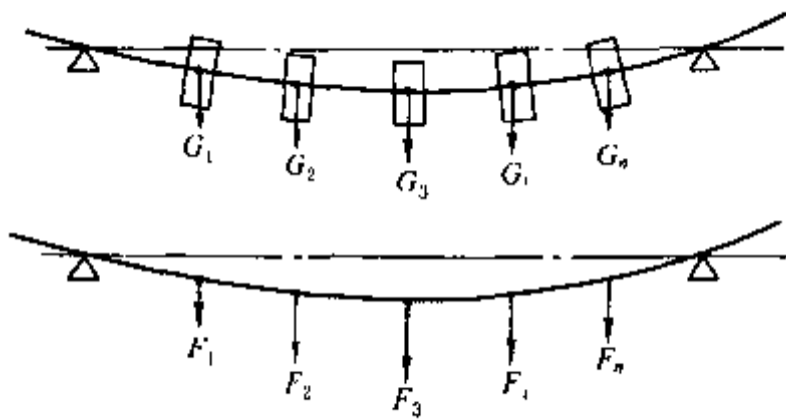


图 16.13 轴横向振动计算

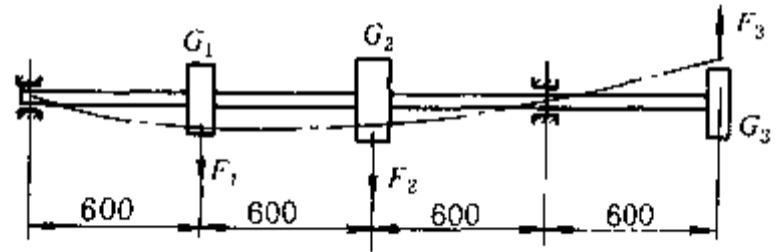


图 16.14 轴的横向振动计算例题

例题 16.5 钢轴直径 50mm, 轴上圆盘位置如图 16.14 所示。各圆盘重力为 $G_1 = 900 \text{ N}$ 、 $G_2 = 1\,600 \text{ N}$ 、 $G_3 = 700 \text{ N}$ (依次以 A、B、C 表示其位置)。求轴的第一阶横向振动临界转速。

解

——按最简单振型求轴的第一阶横向振动临界转速, 所以 F_1 、 F_2 向下, F_3 向上(图 16.14)。

——设 $F_1 = G_1 = 900 \text{ N}$, $F_2 = G_2 = 1\,600 \text{ N}$, $F_3 = G_3 = 700 \text{ N}$ 。

——可以算出轴在各 F 力作用下, 在 A、B、C 各点的静挠度分别为 4.47 mm、4.86 mm、7.45 mm。

——利用瑞利公式

$$n_{\text{cr}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum_{i=1}^3 G_i y_i}{\sum_{i=1}^3 G_i y_i^2}}$$

$$= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9\,807 \times (900 \times 4.47 + 1\,600 \times 4.86 + 700 \times 7.45)}{900 \times 4.47^2 + 1\,600 \times 4.86^2 + 700 \times 7.45^2}} = 400 \text{ r/min}$$

16.6 提高轴的强度、刚度和减轻重量的措施

可以从结构和工艺两方面采取措施来提高轴的承载能力。轴的尺寸如能减小, 整个机器的尺寸也常会随之减小。

1. 合理布置轴上零件, 减小轴受转矩

例如将图 16.15a 中的输入轮 1 的位置改为放置在输出轮 2 和 3 之间(见 b 图), 则轴所受的转矩将由 $(T_2 + T_3 + T_4)$ 降低到 $(T_3 + T_4)$ 。

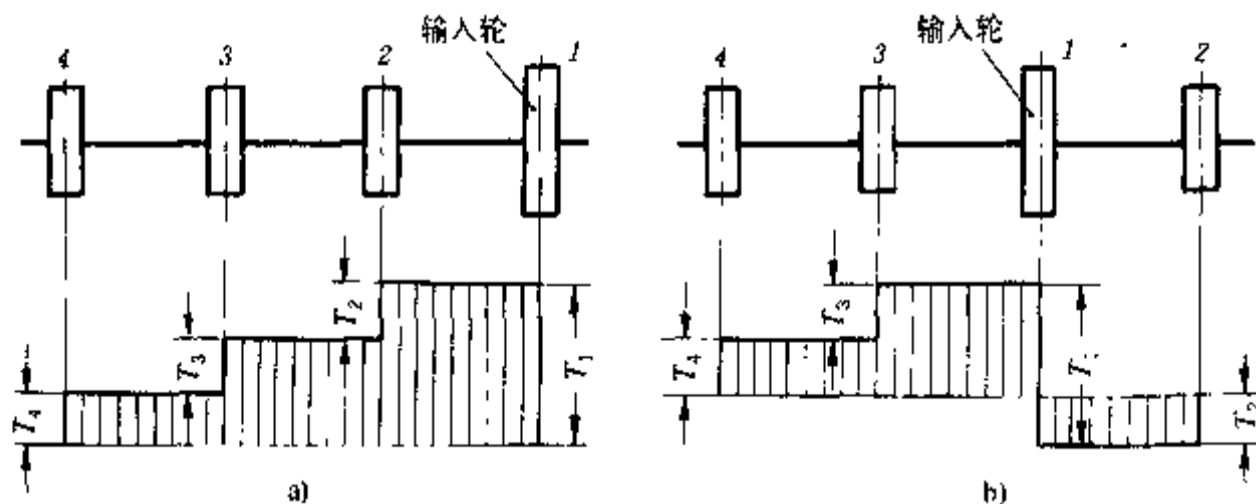


图 16.15 轴上零件的合理布置

2. 改进轴上零件结构, 减小轴受弯矩

例如图 16.16a 中卷筒的轮毂很长, 轴的弯曲力矩较大, 如把轮毂分成两段(见 b 图), 不仅可

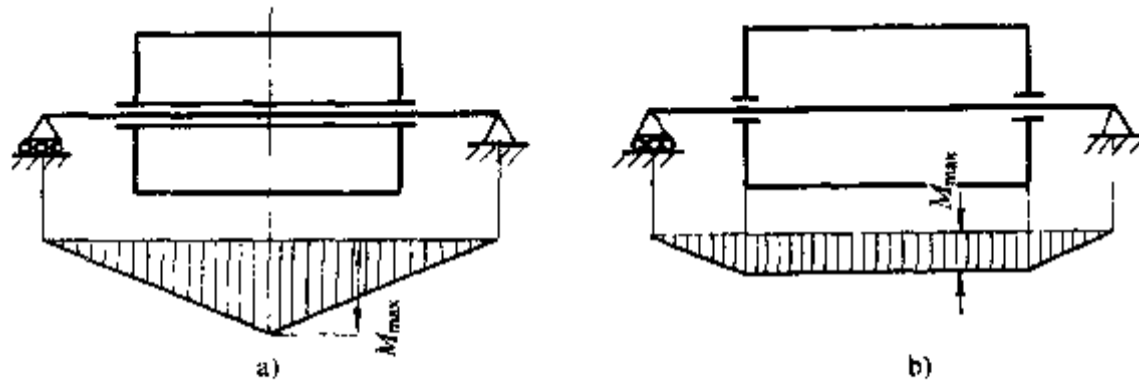


图 16.16 卷筒的轮毂结构

以减小轴的弯矩,提高轴的强度和刚度,而且能得到良好的轴孔配合。

3. 采用载荷分担的方法减小轴的载荷

改进受弯矩和转矩联合作用的转轴或轴上零件的结构,使轴只承受一部分载荷。如图16.17是一个卸荷带轮结构,一般安装带轮的轴受弯矩和转矩的联合作用,而图中所示结构,作用于带轮上的载荷由轴承支持,轴只受转矩。又如图16.18a中一个轴上有两个齿轮,动力由其他齿轮(图中未画出)传给齿轮A,通过轴使齿轮B一起转动,轴受弯矩和转矩的联合作用。如将两齿轮做成一体(见b图),转矩直接由齿轮A传给齿轮B,则此轴只受弯矩,不受转矩。

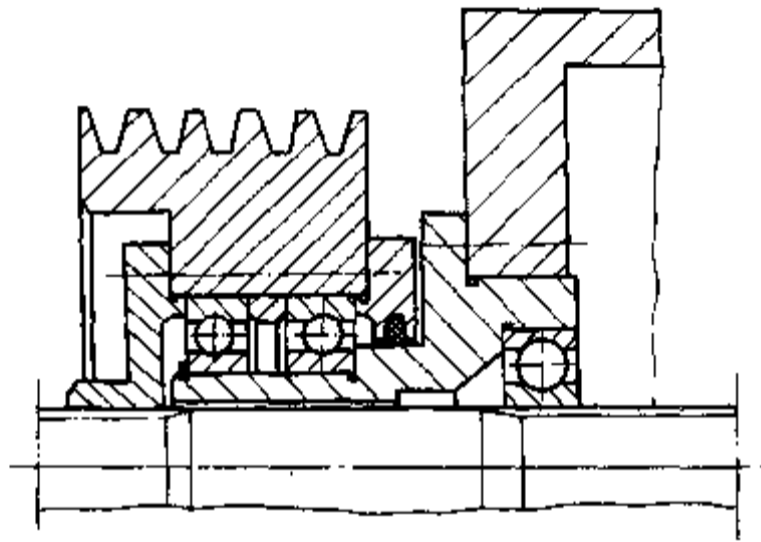


图 16.17 卸荷带轮结构

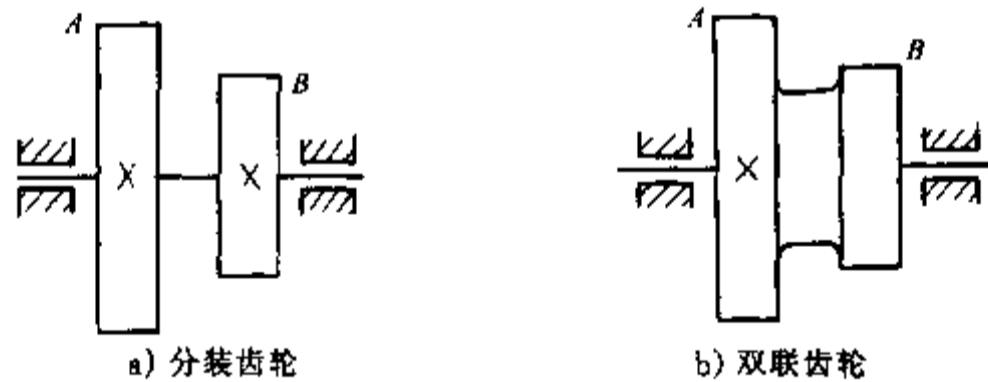


图 16.18 转轴改为心轴

4. 采用力平衡或局部相互抵消的办法减小轴的载荷

如图16.18a所示的两个圆柱齿轮,如为斜齿,可以正确设计齿的螺旋方向,使轴向力互相抵消一部分。又如图16.19所示的行星齿轮减速器,由于行星轮均匀布置,可以使太阳轮轴只受转矩不受弯矩。

5. 改变支点位置,改善轴的强度和刚度

锥齿轮传动中,小锥齿轮轴常因结构布置关系设计成悬臂安装(图16.20a),若改为简支结构(见b图),则不仅可提高轴的强度和刚度,还可以改善锥齿轮的啮合情况,其结构可参看图

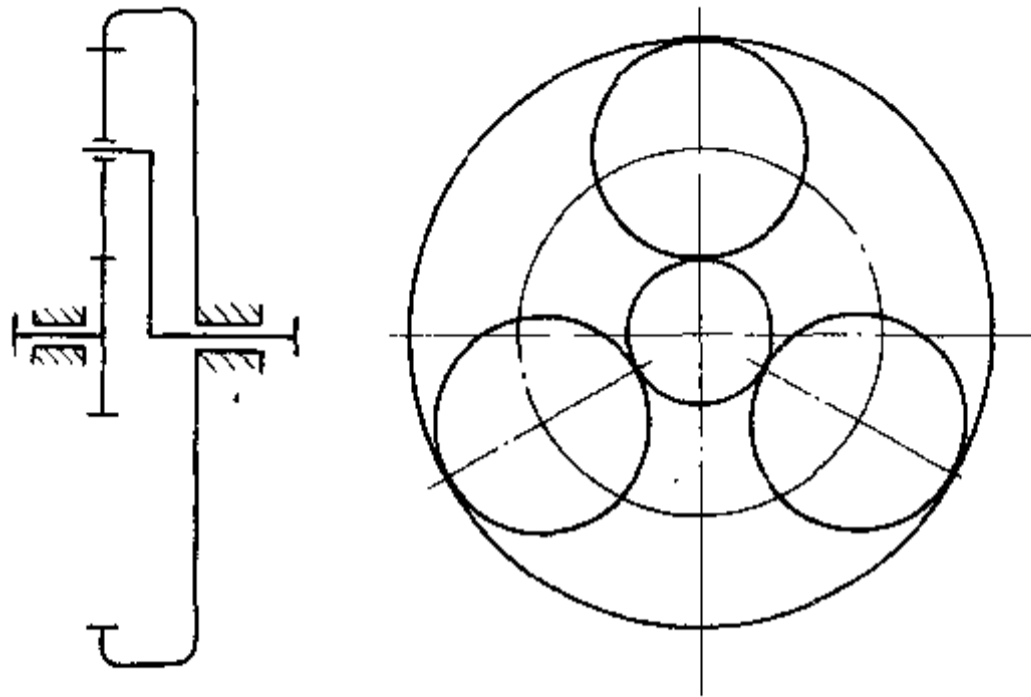
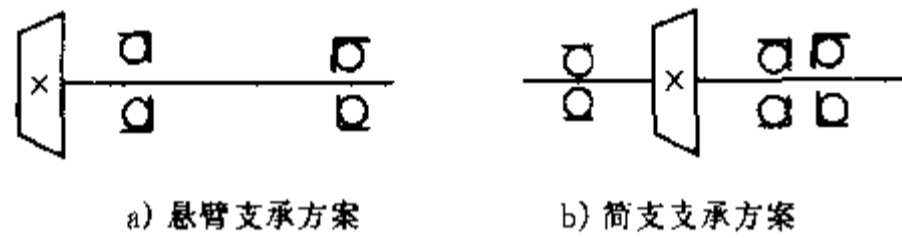


图 16.19 行星齿轮减速器

16.21 锥齿轮减速箱结构图。



a) 悬臂支承方案 b) 简支支承方案

图 16.20 小锥齿轮轴承支承方案简图

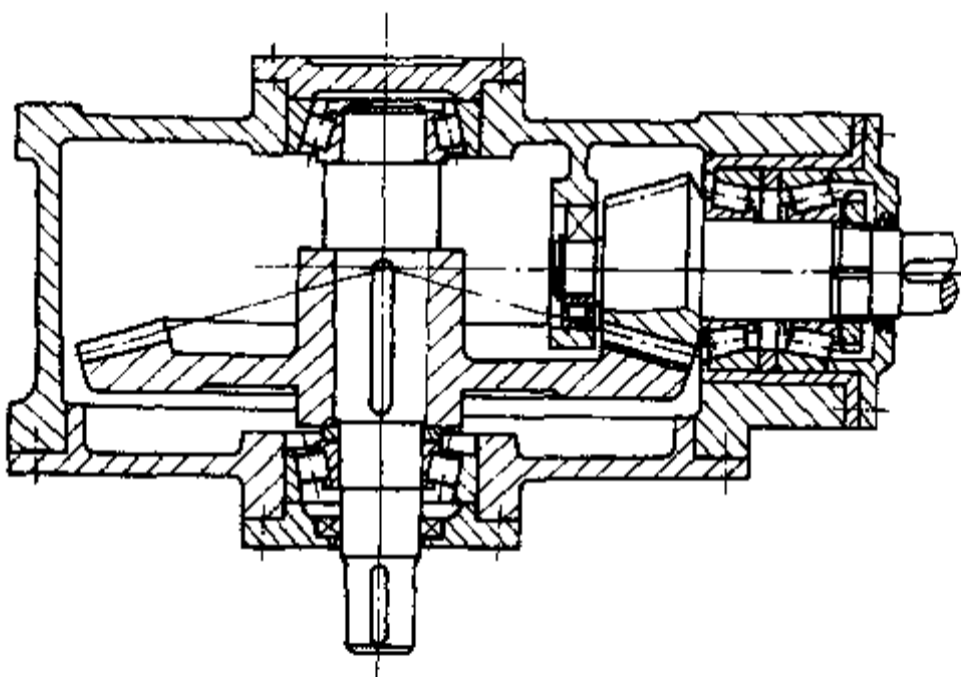
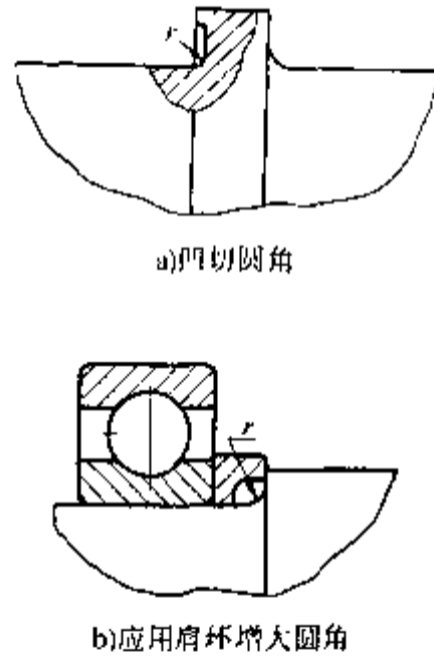


图 16.21 锥齿轮减速箱结构图



16.22 减小轴应力集中的措施

6. 改进轴的结构,减少应力集中

主要措施有:1) 尽量避免形状的突然变化,宜采用较大的过渡圆角。若圆角半径受到限制,可以改用内圆角、凹切圆角(图 16.22a)或肩环以保证圆角尺寸(图 16.22b);2) 过盈配合的轴,可在轴上或轮毂上开减载槽;3) 在轴上打印、紧定螺钉端坑、键槽圆角过小等,都常会引起应力集中而降低轴的疲劳强度。

7. 改善表面品质提高轴的疲劳强度

试验证明,表面愈粗糙,轴的疲劳强度愈低。采用表面强化,如辗压、喷丸、碳氮共渗、渗氮、渗碳、高频或火焰表面淬火等方法,可以显著提高轴的承载能力。

附录

附录表 1 圆角、环槽的有效应力集中系数 k_σ 和 k_τ 值

$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	k_σ					k_τ												
		≤ 500	600	700	800	900	> 1000	≤ 500	600	700	800	900	≥ 1000						
$\frac{D}{d} \leq 1.1$	0.02	1.84	1.96	2.08	2.20	2.35	2.50	1.36	1.41	1.45	1.50	1.50	1.50	1.02	1.29	1.32	1.39	1.46	1.50
	0.04	1.60	1.66	1.69	1.75	1.81	1.87	1.24	1.27	1.29	1.32	1.32	0.04	1.27	1.30	1.37	1.43	1.48	
	0.06	1.51	1.51	1.54	1.54	1.60	1.60	1.18	1.20	1.23	1.24	1.24	0.06	1.25	1.29	1.36	1.41	1.46	
	0.08	1.40	1.40	1.42	1.42	1.46	1.46	1.14	1.16	1.18	1.19	1.19	0.08	1.21	1.25	1.32	1.39	1.43	
	0.10	1.34	1.34	1.37	1.37	1.39	1.39	1.11	1.13	1.15	1.16	1.16	0.10	1.18	1.21	1.29	1.32	1.37	
	0.15	1.25	1.25	1.27	1.27	1.30	1.30	1.07	1.08	1.09	1.11	1.11	0.15	1.14	1.18	1.21	1.25	1.29	
$1.1 < \frac{D}{d} \leq 1.2$	0.02	2.18	2.34	2.51	2.68	2.89	3.10	1.59	1.67	1.74	1.81	1.81	0.02	1.37	1.41	1.50	1.59	1.64	
	0.04	1.84	1.92	1.97	2.05	2.13	2.22	1.39	1.45	1.48	1.52	1.52	0.04	1.35	1.38	1.47	1.55	1.62	
	0.06	1.71	1.71	1.76	1.76	1.84	1.84	1.30	1.33	1.37	1.39	1.39	0.06	1.32	1.37	1.46	1.52	1.59	
	0.08	1.56	1.56	1.59	1.59	1.64	1.64	1.22	1.26	1.30	1.31	1.31	0.08	1.27	1.32	1.41	1.50	1.55	
	0.10	1.48	1.48	1.51	1.51	1.54	1.54	1.19	1.21	1.24	1.26	1.26	0.10	1.23	1.27	1.37	1.41	1.47	
	0.15	1.35	1.35	1.38	1.38	1.41	1.41	1.11	1.14	1.15	1.18	1.18	0.15	1.18	1.23	1.27	1.32	1.37	
$1.2 < \frac{D}{d} \leq 2$	0.02	2.40	2.60	2.80	3.00	3.25	3.50	1.80	1.90	2.00	2.10	2.10	0.02	1.40	1.45	1.55	1.65	1.70	
	0.04	2.00	2.10	2.15	2.25	2.35	2.45	1.53	1.60	1.65	1.70	1.70	0.04	1.38	1.42	1.52	1.60	1.68	
	0.06	1.85	1.85	1.90	1.90	2.00	2.00	1.40	1.45	1.50	1.53	1.53	0.06	1.35	1.40	1.50	1.57	1.65	
	0.08	1.66	1.66	1.70	1.70	1.76	1.76	1.30	1.35	1.40	1.42	1.42	0.08	1.30	1.35	1.45	1.55	1.60	
	0.10	1.57	1.57	1.61	1.61	1.64	1.64	1.25	1.28	1.32	1.35	1.35	0.10	1.25	1.30	1.40	1.45	1.52	
	0.15	1.41	1.41	1.45	1.45	1.49	1.49	1.15	1.18	1.20	1.24	1.24	0.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	

附录表 2 螺纹、键槽、花键及槽孔的有效应力集中系数 k_σ 和 k_τ 值

σ_H MPa	螺纹		键槽			花键			横孔		蜗杆	
	k_σ	k_σ	k_τ		k_σ	k_τ		k_σ	k_τ	k_σ	k_τ	
	$k_r = 1$	A 型	H 型	A、B 型	(齿轮轴 $k_\sigma = 1$)	矩形	渐开线 (齿轮轴)	$\frac{d_0}{d}$	$\frac{d_0}{d}$	$\frac{d_0}{d}$		
								0.05~0.1	0.15~0.25	0.05~0.25		
400	1.45	1.51	1.30	1.20	1.35	2.10	1.40	1.90	1.70	1.70	2.3~2.5	1.7~1.9
500	1.78	1.64	1.38	1.37	1.45	2.25	1.43	1.95	1.75	1.75		
600	1.96	1.76	1.46	1.54	1.55	2.35	1.46	2.00	1.80	1.80		
700	2.20	1.89	1.54	1.71	1.60	2.45	1.49	2.05	1.85	1.80	$\sigma_H \leq 700$ MPa	
800	2.32	2.01	1.62	1.88	1.65	2.55	1.52	2.10	1.90	1.85	取小值	
900	2.47	2.14	1.69	2.05	1.70	2.65	1.55	2.15	1.95	1.90	$\sigma_H \geq 1000$ MPa	
1000	2.61	2.26	1.77	2.22	1.72	2.70	1.58	2.20	2.00	1.90	取大值	
1200	2.90	2.50	1.92	2.39	1.75	2.80	1.60	2.30	2.10	2.00		

注：表中数值为标号 1 处的有效应力集中系数，标号 2 处 $k_\sigma = 1$ ， $k_\tau =$ 表中值。

附录表 3 配合零件的综合影响系数 $(k_\sigma)_D$ 和 $(k_\tau)_D$ 值

直径, mm	$(k_\sigma)_D$ ——弯曲									
	≤ 30			50			≥ 100			
配合	r6	k6	h6	r6	k6	h6	r6	k6	h6	
材料强度 σ_H /MPa	400	2.25	1.69	1.46	2.75	2.06	1.80	2.95	2.22	1.92
	500	2.5	1.88	1.63	3.05	2.28	1.98	3.29	2.46	2.13
	600	2.75	2.06	1.79	3.36	2.52	2.18	3.60	2.70	2.34
	700	3.0	2.25	1.95	3.66	2.75	2.38	3.94	2.96	2.56
	800	3.25	2.44	2.11	3.96	2.97	2.57	4.25	3.20	2.76
	900	3.5	2.63	2.28	4.28	3.20	2.78	4.60	3.46	3.00
	1000	3.75	2.82	2.44	4.60	3.45	3.00	4.90	3.98	3.18
	1200	4.25	3.19	2.76	5.20	3.90	3.40	5.60	4.20	3.64

注：1. 滚动轴承内圈配合为过盈配合 r6。

2. 中间尺寸直径的综合影响系数可用插入法求得。

3. 扭转 $(k_\tau)_D = 0.4 + 0.6(k_\sigma)_D$

附录表 4 强化表面的表面状态系数 β 值

表面强化方法	心部材料的强度 σ_H/MPa	表面系数 β		
		光轴	有应力集中的轴	
			$k_\sigma \leq 1.5$	$k_\sigma \geq 1.8 \sim 2$
高频淬火 ^①	600~800	1.5~1.7	1.6~1.7	2.4~2.8
	800~1100	1.3~1.5	—	—
渗氮 ^②	900~1200	1.1~1.25	1.5~1.7	1.7~2.1
渗碳淬火	400~600	1.8~2.0	3	—
	700~800	1.4~1.5	—	—
	1000~1200	1.2~1.3	2	—
喷丸处理 ^③	600~1500	1.1~1.25	1.5~1.6	1.7~2.1
滚子碾压 ^④	600~1500	1.1~1.3	1.3~1.5	1.6~2.0

① 数据是在实验室中用 $d=10\text{mm}\sim 20\text{mm}$ 的试件求得,淬透深度 $(0.05\sim 0.20)d$;对于大尺寸的试件,表面状态系数低些。

② 氮化层深度为 $0.01d$ 时,宜取低限值;深度为 $(0.03\sim 0.04)d$ 时,宜取高限值。

③ 数据是用 $d=8\text{mm}\sim 40\text{mm}$ 的试件求得;喷射速度较小时宜取低值,较大时宜取高值。

④ 数据是用 $d=17\text{mm}\sim 130\text{mm}$ 的试件求得。

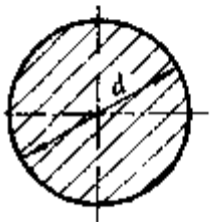
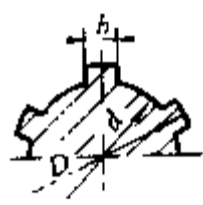
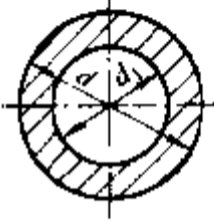
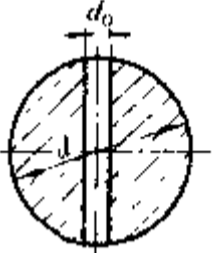
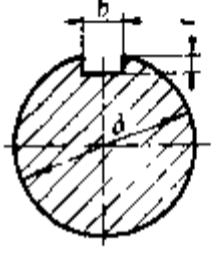
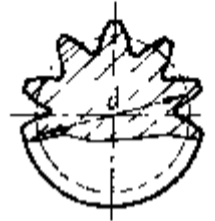
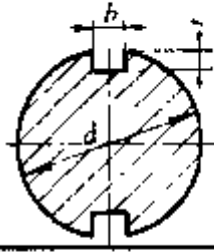
附录表 5 加工表面的表面状态系数 β 值

加工方法	材料强度 σ_H/MPa		
	400	800	1200
磨光($R_a 0.4\ \mu\text{m}\sim R_a 0.2\ \mu\text{m}$)	1	1	1
车光($R_a 3.2\ \mu\text{m}\sim R_a 0.8\ \mu\text{m}$)	0.95	0.90	0.80
粗加工($R_a 25\ \mu\text{m}\sim R_a 6.3\ \mu\text{m}$)	0.85	0.80	0.65
未加工表面(氧化铁层等)	0.75	0.65	0.45

附录表 6 尺寸系数 ϵ_σ 和 ϵ_τ

毛坯直径, mm	碳 钢		合 金 钢	
	ϵ_σ	ϵ_τ	ϵ_σ	ϵ_τ
>20~30	0.91	0.89	0.83	0.89
>30~40	0.88	0.81	0.77	0.81
>40~50	0.84	0.78	0.73	0.78
>50~60	0.81	0.76	0.70	0.76
>60~70	0.78	0.74	0.68	0.74
>70~80	0.75	0.73	0.66	0.73
>80~100	0.73	0.72	0.64	0.72
>100~120	0.70	0.70	0.62	0.70
>120~140	0.68	0.68	0.60	0.68

附录表 7 抗弯截面系数 W 和抗扭截面系数 W_T 的计算公式

截面图	截面系数	截面图	截面系数
	$W = \frac{\pi}{32} d^3 \approx 0.1 d^3$ $W_T = \frac{\pi}{16} d^3 \approx 0.2 d^3$		<p>矩形花键</p> $W = \frac{\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2}{32D}$ $W_T = \frac{\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2}{16D}$ <p>z——花键齿数</p>
	$W = \frac{\pi}{32} d^3 (1 - r^4)$ $W_T = \frac{\pi}{16} d^3 (1 - r^4)$ $r = \frac{d_1}{d}$		$W = \frac{\pi}{32} d^3 (1 - 1.54 \frac{d_0}{d})$ $W_T = \frac{\pi}{16} d^3 (1 - \frac{d_0}{d})$
	$W = \frac{\pi}{32} d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$ $W_T = \frac{\pi}{16} d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$		<p>渐开线花键轴</p> $W \approx \frac{\pi}{32} d^3$ $W_T \approx \frac{\pi}{16} d^3$
	$W = \frac{\pi}{32} d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{d}$ $W_T = \frac{\pi}{16} d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{d}$		

第17章 滑动轴承

17.1 概述

轴承是支承轴颈的部件,有时也用来支承轴上的回转零件。按照承受载荷的方向,轴承可分为径向轴承和推力轴承两类。轴承上的反作用力与轴中心线垂直的称为径向轴承;与轴中心线方向一致的称为推力轴承。

根据轴承工作的摩擦性质,又可分为滑动摩擦轴承(简称滑动轴承)和滚动摩擦轴承(简称滚动轴承)两类。本章只讨论滑动轴承。

滑动轴承工作平稳、可靠,噪声较滚动轴承低。如果能够保证液体摩擦润滑,滑动表面被润滑油分开而不发生直接接触,则可以大大减小摩擦损失和表面磨损,且油膜具有一定的吸振能力。普通滑动轴承的起动摩擦阻力较滚动轴承大得多。

滑动轴承设计包括下列一些内容:1) 决定轴承的结构型式;2) 选择轴瓦和轴承衬的材料;3) 决定轴承结构参数;4) 选择润滑剂和润滑方法;5) 计算轴承工作能力。

17.2 径向滑动轴承的主要类型

常用的径向滑动轴承有整体式和剖分式两大类。

17.2.1 整体式轴承

图 17.1 是一种常见的整体式径向滑动轴承。最常用的轴承座材料为铸铁。轴承座用螺栓与机座联接,顶部设有装油杯的螺纹孔。轴承孔内压入用减摩材料制成的轴套,轴套上开有油孔,并在内表面上开油沟以输送润滑油。整体式轴承构造简单,常用于低速、载荷不大的间歇工作的机器上,但有下列缺点:1) 当滑动表面磨损而间隙过大时,无法调整轴承间隙;2) 轴颈只能从端部装入,对于粗重的轴或具有中轴颈的轴安装不便。如果采用剖分式轴承,可以克服这两项缺点。

17.2.2 剖分式轴承

图 17.2 是剖分式轴承,由轴承座、轴承盖、剖分轴瓦、轴承盖螺柱等组成。轴瓦是轴承直接和轴颈相接触的零件。为了节省贵金属或其他需要,常在轴瓦内表面上贴附一层轴承衬。不重要的轴承也可以不装轴瓦。在轴瓦内壁不负担载荷的表面上开设油沟(图 17.6),润滑油通过油孔和油沟流进轴承间隙。剖分面最好与载荷方向近于垂直。多数轴承的剖分而是水平的,也有倾斜的。轴承盖和轴承座的剖分面常作成阶梯形,以便定位和防止工作时错动。

轴承宽度与轴颈直径之比(B/d)称为宽径比。对于 $B/d > 1.5$ 的轴承,可以采用自动调心轴承(图 17.3),其特点是:轴瓦外表面做成球面形状,与轴承盖及轴承座的球状内表面相配合,轴瓦可以自动调位以适应轴颈在轴弯曲时所产生的偏斜。

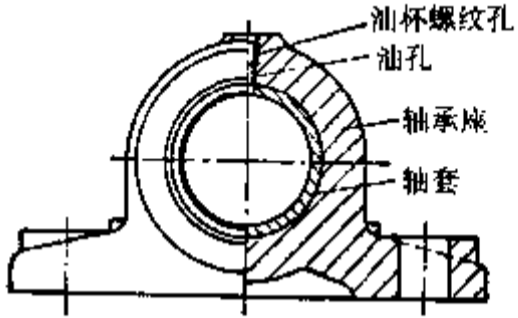


图 17.1 整体式径向滑动轴承

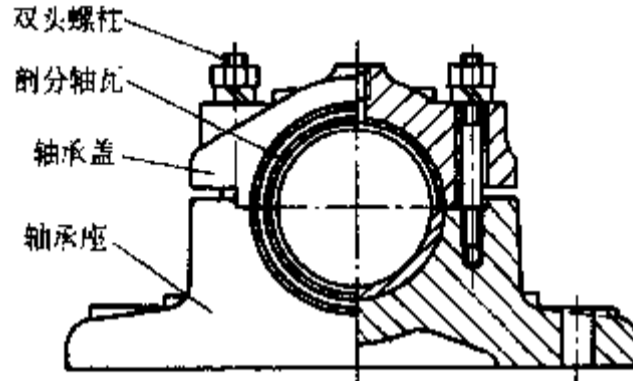


图 17.2 剖分式径向滑动轴承

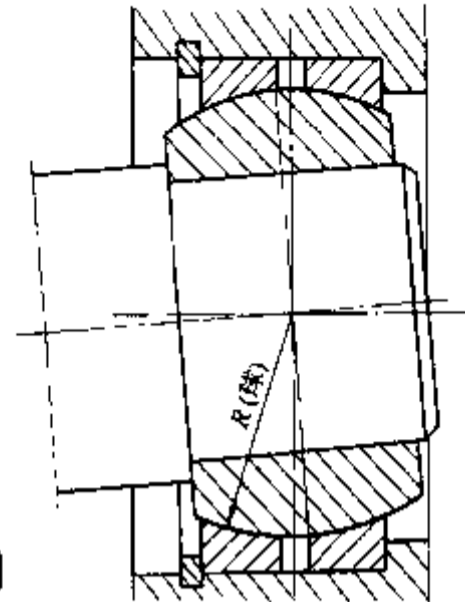


图 17.3 自动调心轴承

17.3 滑动轴承材料

轴瓦是滑动轴承中的重要零件。轴瓦和轴承衬的材料统称为轴承材料。

17.3.1 对轴承材料的要求

轴瓦的主要失效形式是磨损,由于强度不足而出现的疲劳损坏和由于工艺原因而出现的轴承衬脱落等现象也时有发生。

对轴瓦材料主要要考虑以下几方面性能:1) 强度、塑性、顺应性和嵌藏性;2) 磨合性、减摩擦性和耐磨性;3) 耐腐蚀性;4) 润滑性能和热学性质(传热性及热膨胀性);5) 工艺性;6) 经济性。

强度包括冲击强度、抗压强度和疲劳强度。顺应性是轴承材料补偿对中误差和顺应其他几何误差的能力。弹性模量低、塑性好的材料,顺应性就好。嵌藏性是轴承材料嵌藏污物和外来微粒防止刮伤和磨损的能力。顺应性好的金属材料,一般嵌藏性也好。非金属材料则不然,如碳-石墨,弹性模量低,顺应性好,但质硬,嵌藏性不好。

磨合性是指材料消除表面不平度而使轴瓦表面和轴颈表面相互吻合的性质。减摩擦性是指材料具有较低的摩擦阻力的性质。耐磨性是指材料抵抗磨粒磨损和胶合磨损的性质。轴承材料的减摩擦性和耐磨性与轴颈材料和润滑剂有关。本章中提到材料的这两种性质时,是指与钢轴颈相配并使用一般的润滑油而言。

17.3.2 轴承材料的分类

轴承材料分三大类:1) 金属材料——如轴承合金、青铜、铝基合金、锌基合金、减摩铸铁等;2) 多孔质金属材料(粉末冶金材料);3) 非金属材料——如塑料、橡胶、硬木等。现择要分述如下。

1. 轴承合金(又称白合金、巴氏合金)

锡(Sn)、铅(Pb)、锑(Sb)、铜(Cu)的合金统称为轴承合金。它以锡或铅作基体,悬浮锑锡(Sb-Sn)及铜锡(Cu-Sn)的硬晶粒。硬晶粒起耐磨作用,软基体则增加材料的塑性。硬晶粒受重载时可以嵌陷到软基里,使载荷由更大的面积承担。它的弹性模量和弹性极限都很低。在所有轴承材料中,轴承合金的嵌藏性和顺应性最好,很容易和轴颈磨合,它与轴颈的抗胶合能力也较

好。巴氏合金的机械强度较低,通常将它贴附在软钢、铸铁或青铜的轴瓦上使用。锡基合金的热膨胀性质比铅基合金好,所以前者更适合用于高速轴承,但价格较贵。

2. 轴承青铜

青铜也是常用的轴承材料,其中铸锡锌铅青铜有很好的疲劳强度,广泛用于一般轴承。铸锡磷青铜是很好的一种减摩材料,减摩性和耐磨性都很好,机械强度也较高,适用于重载轴承。铜铅合金具有优良的抗胶合性能,在高温时可以从摩擦表面析出铅,在铜基体上形成一层薄的敷膜,起到润滑的作用。

3. 多孔质金属材料

多孔质金属是一种粉末冶金材料,它具有多孔组织,采取措施使轴承所有细孔都充满润滑油的称为含油轴承,因此它具有自润滑性能。常用的含油轴承材料有多孔铁(铁-石墨)与多孔青铜(青铜-石墨)两种。

4. 轴承塑料

非金属轴承材料以塑料用得最多。塑料轴承有自润滑性能,也可用油或水润滑。其主要优点是:1) 摩擦系数较小;2) 有足够的抗压强度和疲劳强度,可承受冲击载荷;3) 耐磨性和跑合性好;4) 塑性好,可以嵌藏外来杂质,防止损伤轴颈。但它的导热性差(只有青铜的几分之一),线膨胀系数大(约为金属的3~10倍),吸水吸油后体积会膨胀,受载后有冷流性等,这些因素不利于轴承尺寸的稳定性。

常用金属轴瓦材料的许用值和性能比较见表 17.1,常用非金属轴瓦材料的许用值见表 17.2。

表 17.1 常用金属轴瓦材料的许用值和性能比较

轴瓦材料	最大许用值 ^①			最高 工作 温度 ℃	最小 轴颈 硬度 HB	性能比较 ^②				备 注
	[ρ] MPa	[v] m/s	[pv] MPa· m/s			抗 咬 合 性	顺 嵌 应 藏 性 性	耐 蚀 性	耐 疲 劳 性	
锡磷轴承合金										
ZChSnSb 12-4-10	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
ZChSnSb 11-6	25	80	20							
ZChSnSb 8-4	冲击载荷									
ZChSnSb 4-4	20	60	15							
铅锡轴承合金										
ZChPbSb 16-16-2	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。可作为锡磷轴承合金的代用品
ZChPbSb 15-15-3	5	8	5							
ZChPbSb 15-10	20	15	15							
锡青铜										
ZCuSn10 P1	15	10	15	280	200	3	5	1	1	用于中速、重载及受变载荷的轴承。
ZCuSn5Pb5Zn5	8	3	15							

续表

轴瓦材料	最大许用值			最高 工作 温度 ℃	最小 轴颈 硬度 HB	性能比较				备 注
	[p] MPa	[v] m/s	[pv] MPa·m/s			抗 咬 合 性	顺 嵌 应 藏 性 性	耐 蚀 性	耐 疲 劳 性	
铝青铜										
ZCuAl10Fe3	15	4	12	280	200	5	5	5	2	最宜用于润滑充分的低速重载轴承
ZCuAl10Fe3Mn2	20	5	15							
铅青铜										
ZCuPb30	25	12	30	280	300	3	4	4	2	用于高速、重载轴承,能承受变载和冲击
黄 铜										
ZCuZn38Mn2Pb2	10	1	10	200	200	3	5	1	1	用于低速、中载轴承
ZCuZn16Si4	12	2	10							
电镀合金										
三元电镀合金(如铝-硅-锡镀层)	25			170	250	1	2	2	3	在钢背上镀铅锡青铜作中间层,再镀 10 μm ~30 μm 三元减摩层,疲劳强度高,顺应性、嵌藏性好
铸 铁										
HT150、HT200、HT250	0.1	(2 m/s)			250	4	5	1	1	宜用于低速、轻载的不重要轴承。价廉
		4 (0.5 m/s)								

① 系一般值,润滑良好。[pv]值适用于混合润滑工况,对于液体润滑,因与散热条件有很大关系,故限制[pv]值无甚意义。

② 性能比较:1——最佳,5——最差。

表 17.2 常用非金属轴瓦材料的许用值

轴瓦材料	最大许用值			最高 工作 温度 ℃	备 注
	[p] MPa	[v] m/s	[pv] MPa·m/s		
酚醛塑料	41	13	0.18	120	由棉织物、石棉等填料经酚醛树脂粘结而成。抗咬合性好,强度、抗震性也极好。能耐酸碱。导热性差,重载时需用水或油充分润滑。易膨胀,轴承间隙宜取大些
尼龙	14	3	0.11(0.05 m/s) 0.09(0.5 m/s)	90	摩擦系数低,耐磨性好,无噪声。金属瓦上覆以尼龙薄层,能受中等载荷。加入石墨、二硫化钼等填料可提高其机械性能、刚性和耐磨性。加入耐热成分的尼龙可提高工作温度

续表

轴瓦材料	最大许用值			最高工作温度 ℃	备 注
	[p] MPa	[v] m/s	[pv] MPa·m/s		
聚碳酸酯	7	5	0.03(0.05 m/s) 0.01(0.5 m/s)	105	聚碳酸酯、脘缩醇、聚酰亚胺等都是较新的塑料。物理性能好。易于喷射成型,比较经济。脘缩醇和聚碳酸酯稳定性好,填充石墨的聚酰亚胺温度可达280℃
脘缩醇	14	3	0.1	100	
聚酰亚胺	—	—	4(0.05 m/s)	260	
聚四氟乙烯 (PTFE)	3	1.3	0.04(0.05 m/s) 0.06(0.5 m/s) <0.09(5 m/s)	250	摩擦系数很低,自润滑性能好,能耐任何化学药品的侵蚀,适用温度范围宽(>280℃时,有少量有害气体放出)。但成本高,承载能力低。用玻璃丝、石墨及其他惰性材料为填料,则承载能力和pv值可大为提高
填充PTFE	17	5	0.5	250	
碳-石墨	4	13	0.5(干) 5.25(湿)	400	有自润滑性,高温稳定性好,耐蚀能力强,常用于要求清洁的机器中
木材(枫、铁梨木)	14	10	0.5	65	有自润滑性。耐酸、油及其他强化学药品。用于要求清洁工作的轴承
橡胶	0.34	5	0.53	65	橡胶能隔振、降低噪声、减小动载、补偿误差。导热性差,需加强冷却。常用于水、泥浆等工业设备中。温度高易老化

注:本表数据主要取自 Handbook of lubrication theory and practice of tribology, V.2, CRC Pr. Inc. 1984.

17.4 轴瓦结构

17.4.1 轴瓦和轴承衬

剖分轴瓦的结构见图 17.4。为了改善轴瓦表面的摩擦性质,常在其内表面上浇注一层或两层减摩材料(见图 17.5),通常称为轴承衬,所以轴瓦又有双金属轴瓦和三金属轴瓦。

轴承衬的厚度应随轴承直径的增大而增大,一般由十分之几毫米到 6 mm。

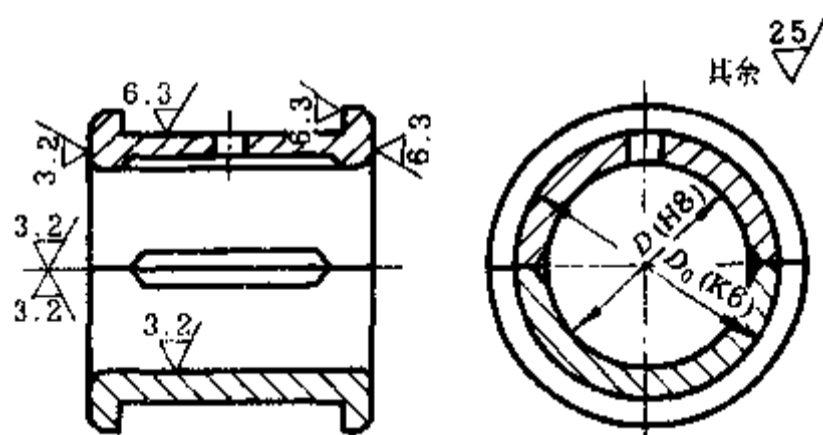


图 17.4 剖分轴瓦

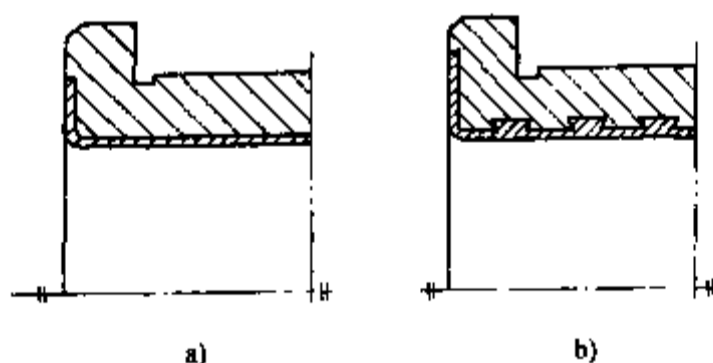


图 17.5 浇注轴承合金的轴瓦

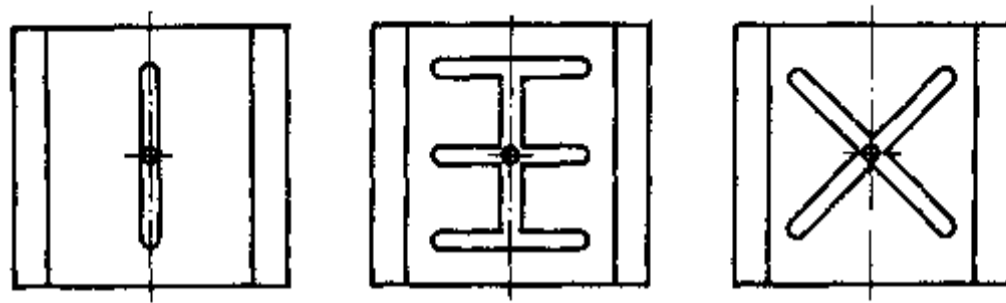


图 17.6 油沟(非承载区轴瓦)

17.4.2 油孔、油沟和油室

油孔用来供应润滑油,油沟则用来输送和分布润滑油。图 17.6 所示是几种常见的油沟。轴向油沟也可以开在轴瓦剖分面上(图 17.4)。油沟的形状和位置影响轴承中油膜压力分布情况。润滑油应该自油膜压力最小的地方输入轴承。油沟不应该开在油膜承载区内,否则会降低油膜的承载能力(图 17.7)。轴向油沟应较轴承宽度稍短,以免油从油沟端部大量流失。图 17.8 是油室的结构,它可使润滑油沿轴向均匀分布,并起着贮油和稳定供油的作用。此结构用于往复转动的重载轴承,双向进油并有大的油室。

关于轴瓦、轴承衬的结构尺寸和标准可查阅有关资料。

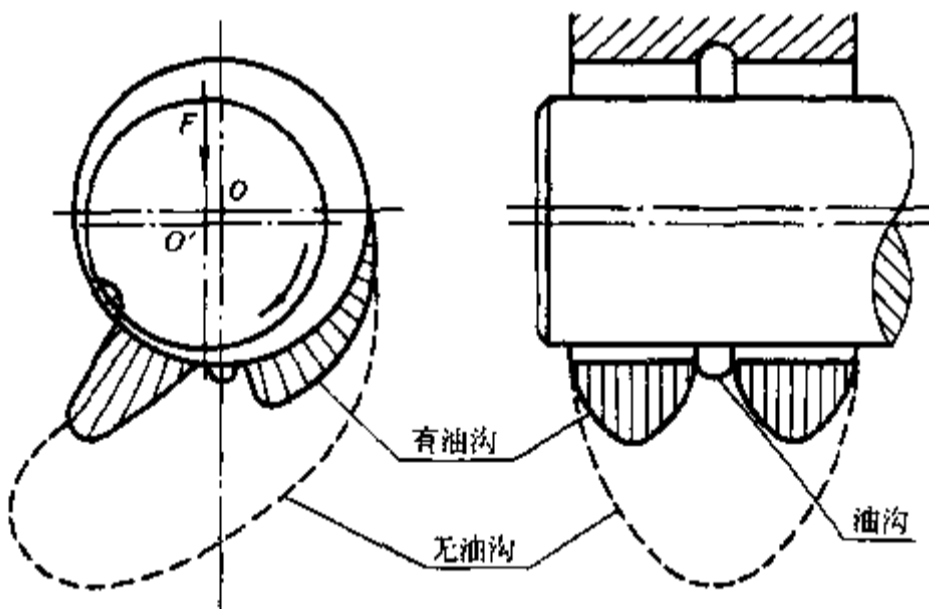


图 17.7 不正确的油沟布置降低油膜承载能力

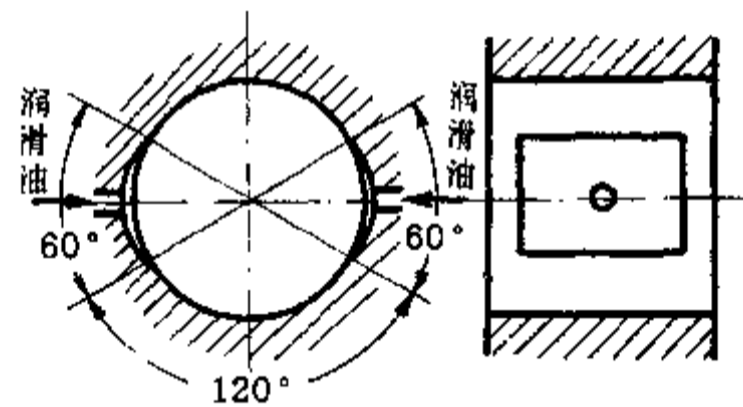


图 17.8 普通油室

17.5 轴承润滑材料

轴承润滑的目的主要是减小摩擦功耗,降低磨损率,同时还可起冷却、防尘、防锈以及吸振等作用。

常用的润滑材料是润滑油和润滑脂。此外,有使用固体(如石墨、二硫化钼)或气体(如空气)作润滑剂的。润滑油中以矿物油用得最多。

17.5.1 润滑油

润滑油的主要物理及化学性能指标是:粘度、粘度指数、油性、闪点、凝点、酸值、残碳量等。对于动压润滑轴承,粘度是最重要的指标,也是选择轴承用油的主要依据。

选择轴承用润滑油的粘度时,应考虑轴承压力、滑动速度、摩擦表面状况、润滑方式等条件。

一般原则如下:

——在压力大或冲击、变载等工作条件下,应选用粘度较高的油。

——滑动速度高时,容易形成油膜,为了减小摩擦功耗,应采用粘度较低的油。

——加工粗糙或未经跑合的表面,应选用粘度较高的油。

——循环润滑、芯捻润滑或油垫润滑时,应选用粘度较低的油;飞溅润滑应选用高品质、能防止与空气接触而氧化变质或因激烈搅拌而乳化的油。

——低温工作的轴承应选用凝点低的油。

液体动力润滑轴承的润滑油粘度可以通过计算和参考同类轴承的使用经验初步确定。例如,可在同一机器和相同工作条件下,对不同润滑油进行试验,功耗小而温升又较低的润滑油,其粘度较为相宜。

混合润滑轴承的润滑油选择可参考表 17.3。

表 17.3 混合润滑轴承的润滑油选择(工作温度 $<60\text{ }^{\circ}\text{C}$)

轴颈速度 m/s	平均压强 $p < 3\text{ MPa}$	轴颈速度 m/s	平均压强 $p = 3\text{ MPa} \sim 7.5\text{ MPa}$
<0.1	机械油 AN 100、AN 150	<0.1	机械油 AN 150
$0.1 \sim 0.3$	机械油 AN 68、AN 100	$0.1 \sim 0.3$	机械油 AN 100、AN 150
$0.3 \sim 0.25$	机械油 AN 46、AN 68 汽轮机油 TSA 46	$0.3 \sim 0.6$	机械油 AN 100
$2.5 \sim 5$	机械油 AN 32、AN 46 汽轮机油 TSA 46	$0.6 \sim 1.2$	机械油 AN68、AN100
$5 \sim 9$	机械油 AN 15、AN 32 汽轮机油 TSA 32、AN 46	$1.2 \sim 2$	机械油 AN 68、AN 100
>9	机械油 AN 7、AN 10、AN 15		

注:表中机械油牌号和汽轮机油牌号数字都是 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的运动粘度中间值,分别见 GB 443—89 和 GB 11120—89。

17.5.2 润滑脂

轴颈速度小于 $1\text{ m/s} \sim 2\text{ m/s}$ 的滑动轴承可以采用脂润滑。润滑脂是用矿物油与各种稠化剂(钙、钠、铝等金属皂)混合制成。它的稠度大,不易流失,承载力也较大,但物理和化学性质不如润滑油稳定,摩擦功耗大,不宜在温度变化大或高速下使用。润滑脂的主要物理性能指标是稠度(锥入度)和滴点。

工业上应用最广的润滑脂是钙基润滑脂,它在 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 附近开始稠度急剧降低,因此只能在 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下使用。钠基润滑脂滴点高,一般用在 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下,比钙基脂耐热,但怕水。锂基润滑脂有一定的抗水性和较好的稳定性,适用于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

17.6 润滑方法

向轴承供给润滑油或润滑脂的方法很重要,尤其是油润滑,轴承的润滑状态与润滑油的供给方法有关。润滑脂是半固体状的油膏,供给方法与润滑油不同。

17.6.1 油润滑

润滑油供给可以是间歇的或连续的,连续供油比较可靠。用油壶注油或提起针阀通过油杯(图 17.9)注油,只能达到间歇润滑的作用。连续供油主要有以下几种方法:

1. 滴油润滑

图 17.9c 为针阀式注油油杯。当手柄卧倒时,针阀受弹簧推压向下而堵住底部油孔。手柄

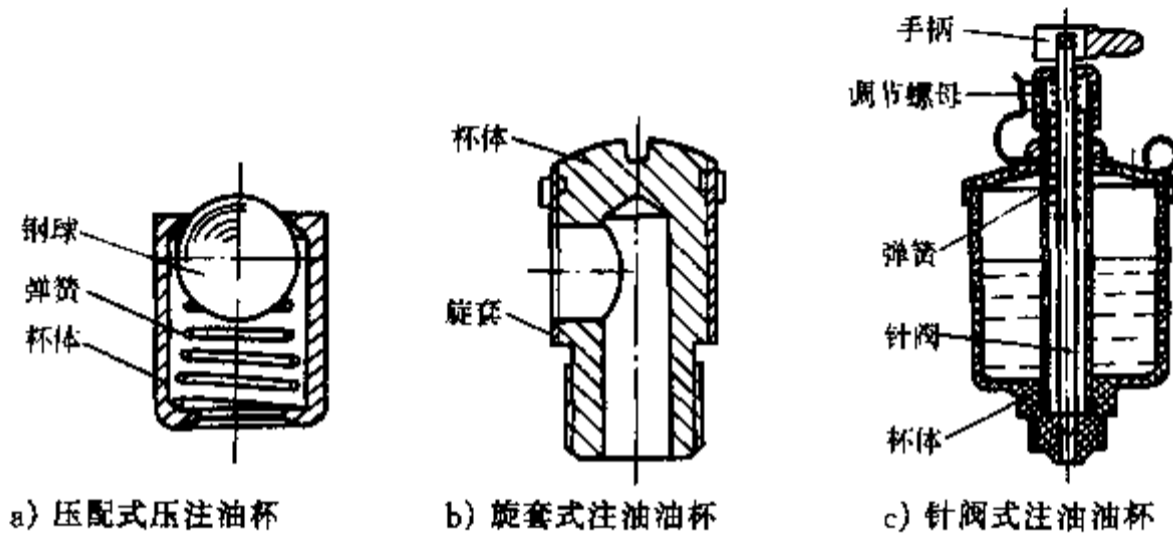


图 17.9 间歇供油用油杯

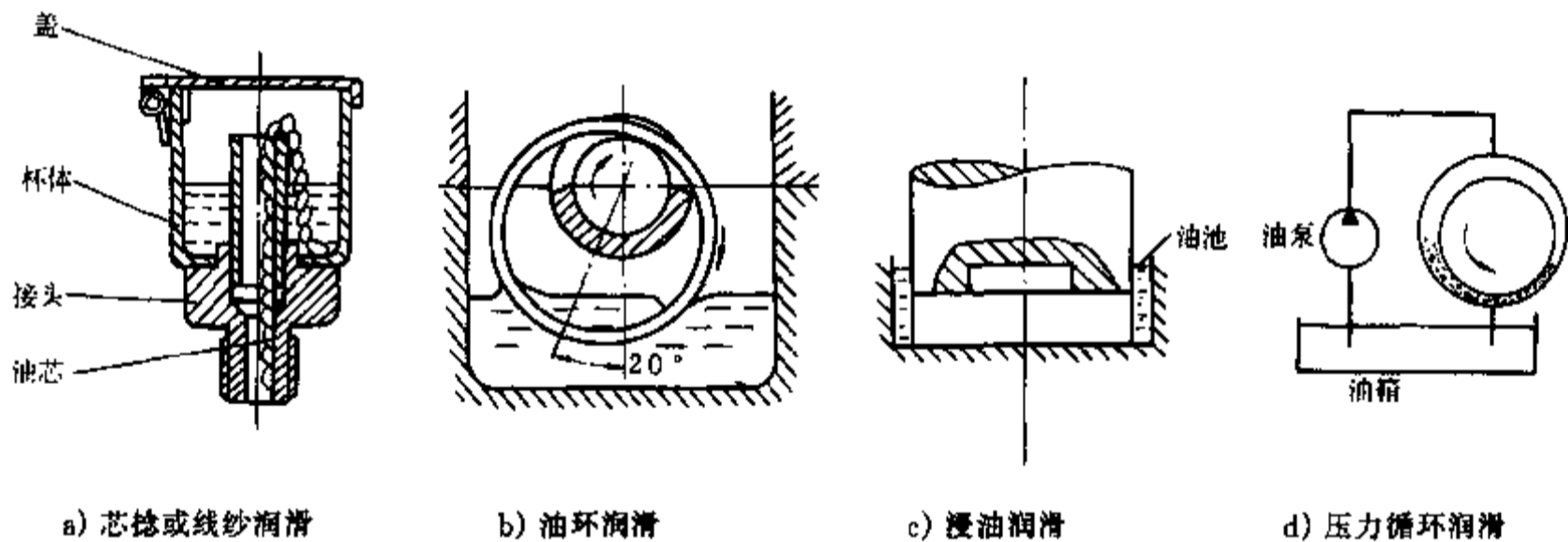


图 17.10 连续供油方法

转 90° 变为直立状态时针阀上提,下端油孔敞开,润滑油流进轴承,调节油孔开口大小可以调节流量。针阀式注油油杯也可用于连续润滑。

2. 芯捻或线纱润滑

用毛线或棉线做成芯捻(图 17.10a)或用线纱做成线团浸在油槽内,利用毛细管作用把油引到滑动表面上。这两种方法不易调节供油量。

3. 油环润滑

轴颈上套有轴环(图 17.10b),油环下垂浸到油池里,轴颈回转时把油带到轴颈上去。这种装置只能用于水平而连续运转的轴颈,供油量与轴的转速、油环的截面形状和尺寸、润滑油粘度等有关。适用的转速范围为 $60 \text{ r/min} \sim 100 \text{ r/min} < n < 1500 \text{ r/min} \sim 2000 \text{ r/min}$ 。速度过低,油环不能把油带起;速度过高,环上的油会被甩掉。

4. 飞溅润滑

以齿轮减速器为例,利用浸入油中的齿轮转动时,由润滑油飞溅成的油沫沿箱壁和油沟流入轴承,见图 15.11。

5. 浸油润滑

部分轴承直接浸在油中以润滑轴承,见图 17.10c。

6. 压力循环润滑

压力循环润滑(图 17.10d)可以供应充足的油量来润滑和冷却轴承。在重载、振动或交变载荷的工作条件下,能取得良好的润滑效果。

17.6.2 脂润滑

润滑脂只能间歇供应。润滑杯(黄油杯,图 17.11)是应用得最广的脂润滑装置。润滑脂贮存在杯体里,杯盖用螺纹与杯体联接,旋拧杯盖可将润滑脂压送到轴承孔内。也常见用黄油枪向轴承补充润滑脂。脂润滑也可以集中供应。

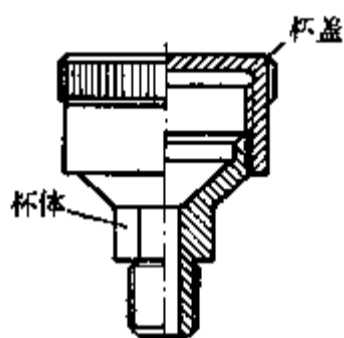


图 17.11 黄油杯

滑动轴承的润滑方式可根据系数 k 选定

$$k = \sqrt{pv^3} \quad (17.1)$$

式中 $p = F/(dB)$ ——平均压强,MPa; v ——轴颈的线速度,m/s。 $k \leq 2$ ——用润滑脂,油杯润滑; $k = 2 \sim 16$ ——针阀式注油油杯润滑; $k = 16 \sim 32$ ——油环或飞溅润滑; $k > 32$ ——压力循环润滑。

17.7 滑动轴承的条件性计算

在设计滑动轴承时,常用简单的条件性计算来确定轴承的尺寸。但液体动力润滑轴承只能用它作为初步计算,混合润滑和固体润滑轴承则常用它作为主要的计算方法。

17.7.1 径向轴承

混合润滑轴承的计算准则有以下几种:

1. 限制轴承平均压强 p

为了不产生过度磨损,应限制轴承的单位面积压力

$$p = \frac{F}{dB} \leq [p] \quad \text{MPa} \quad (17.2)$$

式中 F ——轴承径向载荷,N; d 和 B ——轴颈直径和有效宽度,mm; $[p]$ ——许用压强,MPa。上式也可用以求轴承尺寸。

低速轴或间歇转动轴的轴承只须进行压强校核。

2. 限制轴承 pv 值

对于速度较高的轴承,常需限制 pv 值。 v 是轴颈的圆周速度,即工作表面间的相对滑动速度。轴承的发热量与其单位面积上表征摩擦功耗的 μpv 成正比, μ 可认为是常数,故限制 pv 值也就是限制轴承的温升,即

$$pv \approx \frac{Fn}{20\,000B} \leq [pv] \quad \text{MPa}\cdot\text{m/s} \quad (17.3)$$

3. 限制滑动速度 v

当压强 p 较小时,即使 p 与 pv 都在许用范围内,也可能由于滑动速度过高而加速磨损,因而要求

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} \leq [v] \quad \text{m/s} \quad (17.4)$$

轴承材料的最高许用 $[p]$ 、 $[pv]$ 和 $[v]$ 值见表 17.1 和表 17.2。常用机器径向轴承的许用 $[p]$ 、 $[pv]$ 和 ψ 值见表 17.4。 ψ 为相对间隙,见式 17.10。

表 17.4 常用机器中径向轴承的许用 $[p]$ 、 $[pv]$ 和 ψ 值

机械名称	轴承	$[p]/\text{MPa}^{\text{①}}$	$[pv]/(\text{MPa}\cdot\text{m/s})$	ψ
汽车发动机	主轴承	6~15	>50	0.001
	连杆轴承	6~20	>80	0.001
	活塞销轴承	18~40	—	<0.001
汽轮机	主轴承	1~3	85	0.001
金属切削机床	主轴承	0.5~5	1~5	<0.001
传动装置	轻载轴承	0.15~0.3	1~2	0.001
	重载轴承	0.5~1.5	—	—
齿轮减速器	轴承	0.5~2	5~10	0.001

①许用 $[p]$ 值:小值用于滴油、油环或飞溅润滑,轴瓦材料强度较低的;大值用于压力供油润滑,轴瓦材料强度较高的。

17.7.2 推力轴承

常见的推力轴承止推面的形状见图 17.12。实心端面推力轴颈由于跑合时中心与边缘的磨损不均匀,愈近边缘部分磨损愈快,以致中心部分压强极高。空心轴颈和环状轴颈可以克服这一缺点。载荷很大时可以采用多环轴颈,它能承受双向的轴向载荷。

混合摩擦润滑的推力轴承,应验算压强 p 和 pv 值

$$p = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_0^2)z} \leq [p] \quad \text{MPa} \quad (17.5)$$

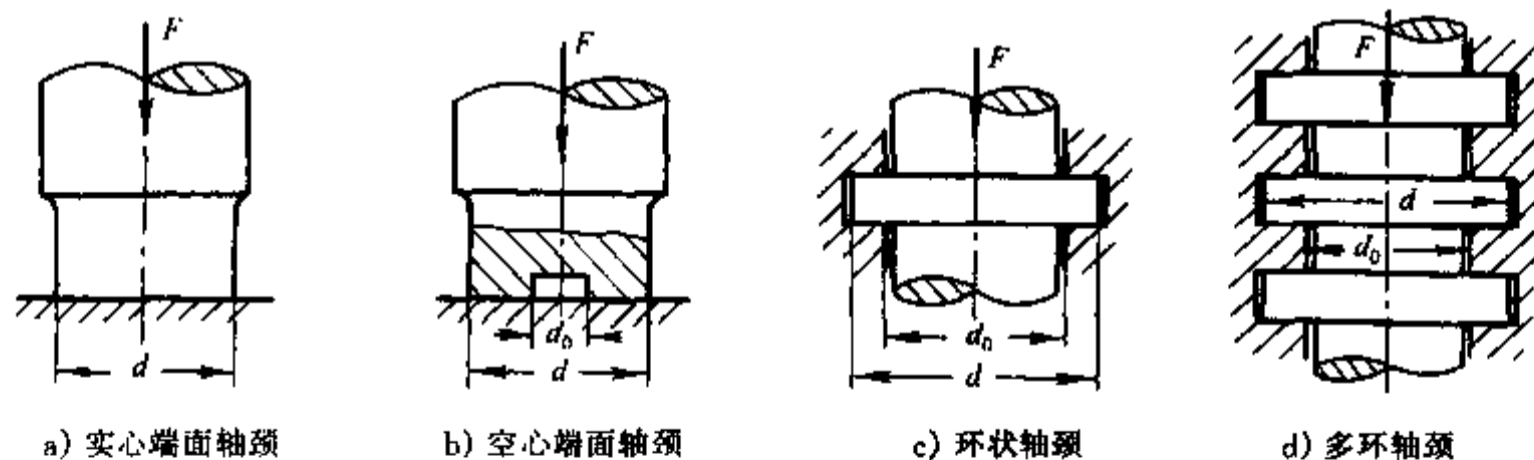


图 17.12 普通推力轴颈

$$pv = \frac{Fn}{30\,000(d-d_0)z} \leq [pv] \quad \text{MPa} \cdot \text{m/s} \quad (17.6)$$

式中 F ——轴向载荷, N; v ——推力轴颈平均直径处的圆周速度, m/s; n ——轴转速, r/min; d_0 、 d ——轴颈内、外径, mm; z ——轴环数。

许用 $[p]$ 和 $[pv]$ 值见表 17.1 和表 17.2。对于多环轴承, 各环受力不均匀, $[p]$ 和 $[pv]$ 值应降低 50%。

液体动力润滑轴承在起动和停车时处于混合摩擦润滑状态, 所以设计时也需进行上述计算。

17.8 液体动力润滑的基本方程式

用润滑油把摩擦表面完全分隔开时的摩擦, 称为液体摩擦。因为两个表面并不直接接触, 所以这种摩擦的性质决定于使用的润滑油粘度, 而与两个摩擦表面的材料无关。

获得液体摩擦主要有两种方法: 1) 在滑动表面间用足以平衡外载的压力输入润滑油, 人为地使两个表面分离, 或者说, 用油压把轴颈顶起, 用这种方法来实现液体摩擦的轴承称为液体静压轴承; 2) 利用轴颈本身回转时的泵油作用, 把油带入摩擦面间, 建立压力油膜面把摩擦面分开, 用这种方法来实现液体摩擦的轴承称为液体动压轴承。静压轴承需要附加的设备, 应用不如后者普遍。

17.8.1 雷诺润滑方程式

两刚体被润滑油隔开(图 17.13), 移动件以速度 v 沿 x 方向滑动, 另一刚体静止不动。一维雷诺方程式的推导是建立在以下假设的基础上: 1) 忽略压力对润滑油粘度的影响; 2) 润滑油沿 z 向没有流动; 3) 润滑油是层流流动; 4) 油与工作表面吸附牢固, 表面油分子随工作表面一同运动或静止; 5) 不计油的惯性力和重力的影响; 6) 润滑油不可压缩; 等等。

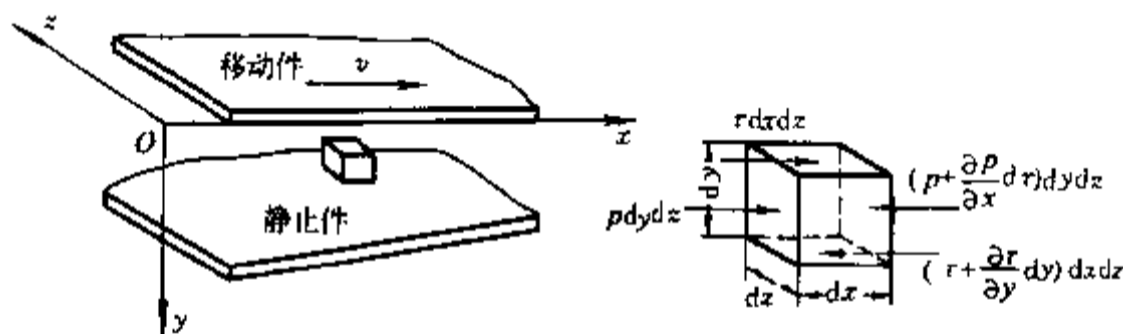


图 17.13 动压分析

取微单元体进行分析, p 及 $(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx)$ 是作用在微单元体左右两侧的压力, τ 及 $(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy)$ 是作用在微单元体上下两面的切应力。根据 x 方向力系的平衡, 得

$$p dy dz - (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dy dz + \tau dx dz - (\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy) dx dz = 0$$

整理后得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\partial \tau}{\partial y}$$

将 $\tau = \frac{F}{A} = -\eta \frac{\partial u}{\partial y}$ (见 4.8 节) 代入上式, 得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

积分上式, 得

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2$$

由图 17.13 可知, 当 $y=0$ 时 $u=v$ (随移动件移动); $y=h$ (油膜厚度) 时 $u=0$ (随静止件不动)。利用这两个边界条件可解出

$$u = \frac{v}{h}(h-y) + \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y-h)y$$

再分析任何截面沿 x 方向的单位宽度流量

$$q_x = \int_0^h u dy = \frac{v}{2} h - \frac{1}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} h^3 \quad (a)$$

设油压最大处的间隙为 h_0 (即 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ 时 $h = h_0$), 在这一截面上

$$q_x = \frac{1}{2} v h_0 \quad (b)$$

连续流动时流量不变, 故 (a) = (b)。由此得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta v \frac{h-h_0}{h^3} \quad (17.7)$$

上式为一维雷诺动力润滑方程式。经整理, 并对 x 取偏导数可得

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6v \frac{\partial h}{\partial x} \quad (17.8)$$

若再考虑润滑油沿 z 向的流动, 则

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6v \frac{\partial h}{\partial x} \quad (17.9)$$

上式为二维雷诺动力润滑方程式, 是计算液体动压轴承的基本公式。

17.8.2 油楔承载机理

由式 17.7 可以看到, 油压的变化与润滑油的粘度、表面滑动速度和油膜厚度的变化有关。

利用式 17.7, 可求出油膜中各点的油膜压力 p (简称油压)。全部油膜压力之和即为油膜承载能力。在正常工作情况下, 油膜承载力应与外载荷 F 相平衡。油膜承载力的建立必须满足以下条件: 润滑油要有一定的粘度, 粘度愈大, 承载能力也愈大; 要有相当的相对滑动速度, 在一定范围内, 油膜承载力与滑动速度成正比关系; 有足够充分的供油量; 相对滑动面之间必须形成收敛形间隙 (通称油楔)。

由图 17.14a 可以看出, 在油膜厚度为 h_0 的左边 $h > h_0$, 根据式 17.7 可知 $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$, 即油压随 x 的增加而增大; 在 h_0 截面的右边 $h < h_0$, 根据式 17.7 可知 $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$, 即油压随 x 的增加而减小。这表示, 油膜必须呈收敛形油楔, 才能使油楔内各处的油压都大于入口和出口处的压力, 产生正

压力以支承外载。

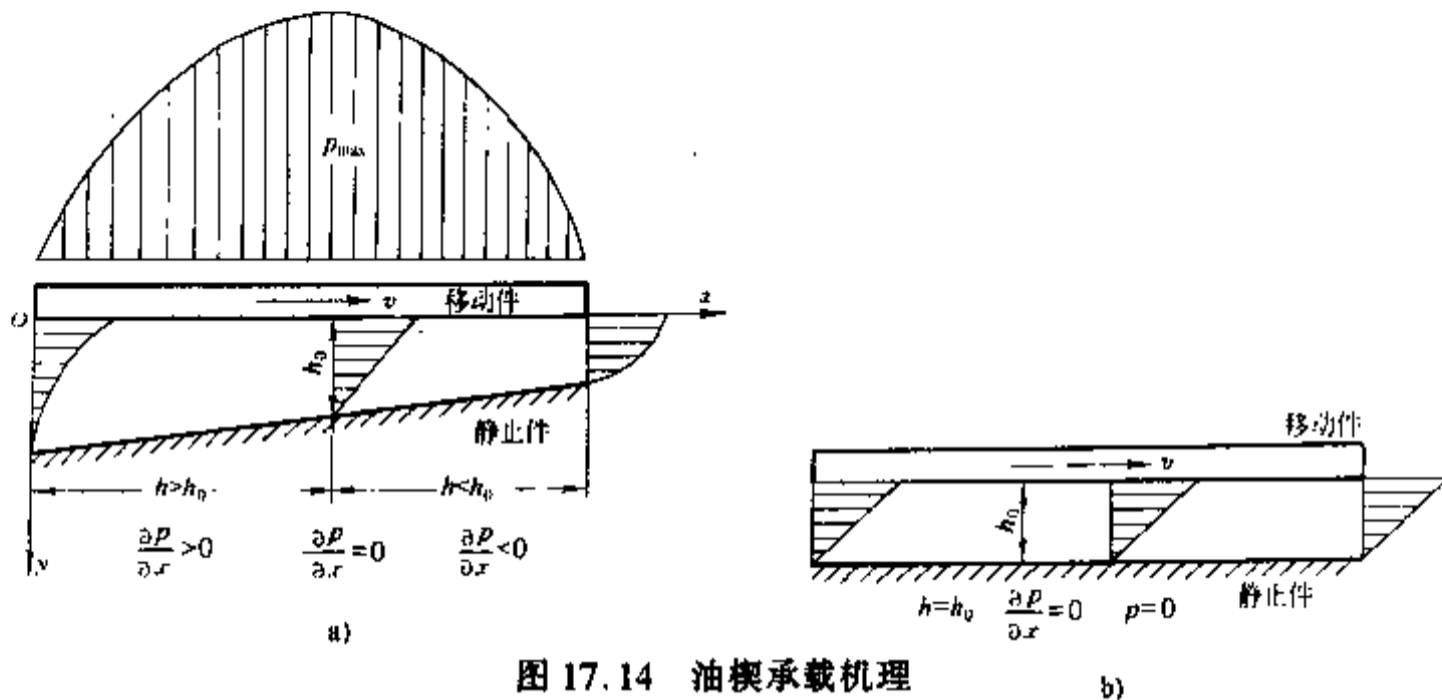


图 17.14 油楔承载机理

若两滑动表面平行(图 17.14b),则任何截面的油膜厚度 $h = h_0$,亦即 $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ 。这表示平行油膜各处油压总是等于入口和出口处的压力,因此不能产生高于外面压力的油压以支承外载。

若两滑动表面呈扩散楔形——移动件带着润滑油从小口走向大口,油压必将低于出口和入口处的压力,不仅不能产生油压支承外载,而且会产生使两表面相吸的力。

17.9 液体动力润滑径向轴承的计算

17.9.1 几何关系

图 17.15 中 R 、 r 分别为轴承孔和轴颈的半径,两者之差称为半径间隙,用 δ 表示,即 $\delta = R - r$ 。半径间隙与轴颈半径之比 ψ 称为相对间隙,即

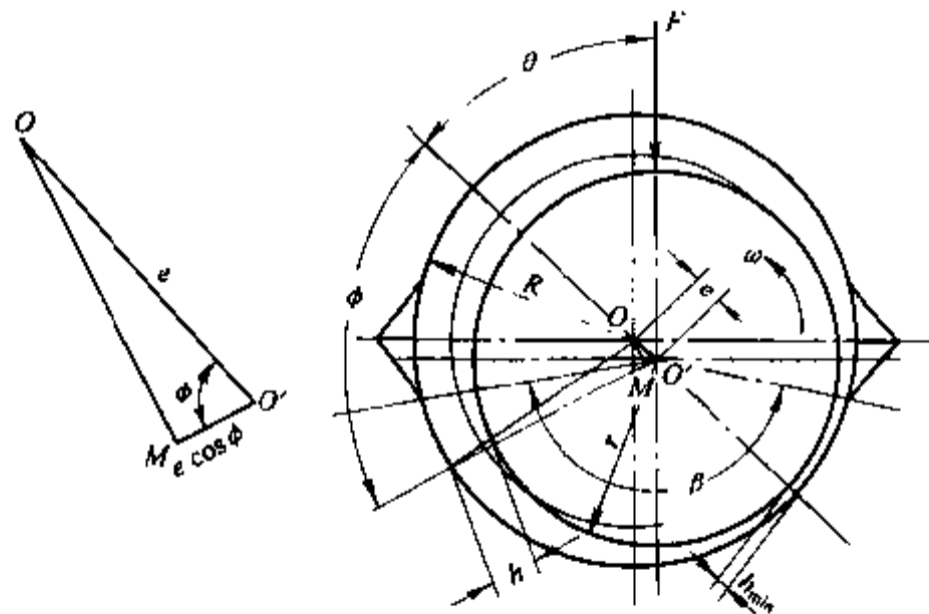


图 17.15 径向轴承几何关系

$$\psi = \frac{\delta}{r} \tag{17.10}$$

轴颈中心 O' 偏离轴承孔中心 O 的距离 e 称为偏心距,轴颈的偏心程度用偏心率 ϵ 表示,即

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta} = \frac{e}{R-r} \quad (17.11)$$

偏心率 ε 愈大, 最小油膜厚度 h_{\min} 愈小, 即

$$h_{\min} = \delta - e = r\psi(1 - \varepsilon) \quad (17.12)$$

轴颈中心与轴承孔中心的连心线为 $\overline{OO'}$, 从 $\overline{OO'}$ 量起, 任意 ϕ 角处的油膜厚度 h 为

$$h \approx R - r + e \cos \phi = \delta + e \cos \phi = \delta(1 + \varepsilon \cos \phi) \quad (17.13)$$

17.9.2 动力润滑状态的建立

1. 动力润滑状态建立的过程

径向轴承建立液体动力润滑的过程可分为三个阶段(图 17.16): 1) 轴的起动阶段(a 图); 2) 不稳定润滑阶段, 这时轴颈沿轴承内壁上爬, 不时发生表面接触的摩擦(b 图); 3) 液体动力润滑运行阶段, 这时由于转速足够高, 带入到摩擦面间的油量能充满油楔, 并建立承载油膜使轴颈抬起(c 图)。

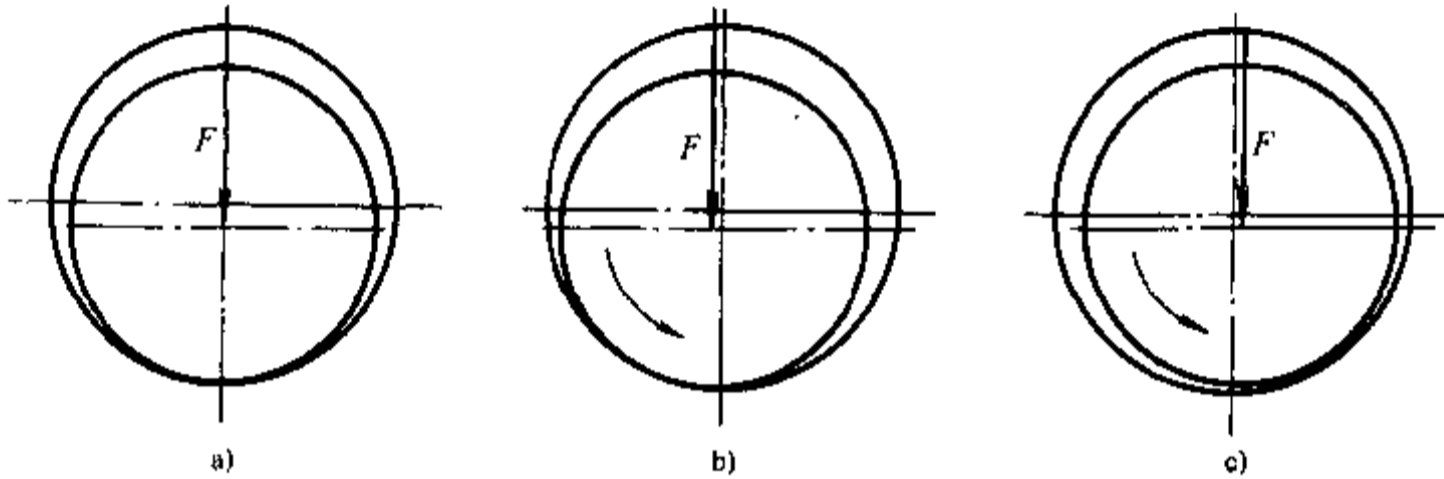


图 17.16 建立液体动力润滑的过程

2. 校核层流条件

前面已经提到液体动力润滑的雷诺方程式是建立在层流流动的基础上的。为此, 需要用雷诺数 Re 进行校核。在流体力学中, 一般认为 $Re \leq 2000$ 时为层流流动。对于径向轴承, 层流必须满足的条件为

$$Re = \frac{\rho v \delta}{\eta} \leq 41.3 \sqrt{\frac{1}{\psi}} \quad (17.14)$$

式中 Re ——由有量纲参数组成的无量纲数; v ——轴颈速度, m/s; δ ——轴承间隙, m; η ——流体动力粘度, Pa·s; ρ ——流体密度, kg/m³ (η/ρ 即为流体运动粘度 ν)。41.3 $\sqrt{1/\psi}$ 可以认为是由层流转变为湍流的过渡雷诺数(Re)₁。

对于高速轻载轴承, 若 $Re > 41.3 \sqrt{1/\psi}$, 则流体由层流变为湍流状态。这时, 轴承的承载能力有所提高, 流量减小, 功耗和温升都增加。对这种情况应按湍流润滑理论计算。

17.9.3 承载能力和索氏数 S_o

参见图 17.17, 图中: β 为轴承包角, 是轴瓦连续包围轴颈所对应的角度; $\alpha_1 + \alpha_2$ 为承载油膜角, 它只占轴承包角的一部分; θ 为偏位角, 是轴承中心 O 与轴颈中心 O' 的连线与载荷作用线之间的夹角, ϕ 为从 $\overline{OO'}$ 连线起至任意油膜处的油膜角, ϕ_1 为油膜起始角, ϕ_2 为油膜终止角。最小油膜厚度 h_{\min} 和最大轴承间隙都位于 $\overline{OO'}$ 连线的延长线上。

在 $\phi = \phi_0$ 处, 油膜压力为最大, 这时, 油膜厚度为 $h_0 = \delta(1 + \epsilon \cos \phi_0)$ 。

假设轴承为无限宽, 则可认为润滑油沿轴向没有流动。这时, 可利用式 17.7 (一维雷诺动力润滑方程式) 进行计算。为改用极坐标, 式中代入 $dx = r d\phi$, $h = \delta(1 + \epsilon \cos \phi)$, $h_0 = \delta(1 + \epsilon \cos \phi_0)$ 和 $v = r\omega$, 得

$$dp = \frac{6\eta\omega}{\psi^2} \frac{\epsilon(\cos \phi - \cos \phi_0)}{(1 + \epsilon \cos \phi)^3} d\phi$$

将上式积分, 可得在任意 ϕ 角处的油膜压力

$$p_\phi = \int_{\phi_1}^{\phi} dp = \frac{6\eta\omega}{\psi^2} \int_{\phi_1}^{\phi} \frac{\epsilon(\cos \phi - \cos \phi_0)}{(1 + \epsilon \cos \phi)^3} d\phi$$

在 ϕ_1 至 ϕ_2 区间内, 沿外载荷方向单位宽度的油膜力为

$$\begin{aligned} F_1 &= \int_{\phi_1}^{\phi_2} p_\phi \cos [180^\circ - (\phi + \theta)] r d\phi \\ &= \frac{6\eta\omega}{\psi^2} \int_{\phi_1}^{\phi_2} \left[\int_{\phi_1}^{\phi} \frac{\epsilon(\cos \phi - \cos \phi_0)}{(1 + \epsilon \cos \phi)^3} d\phi \right] \cos [180^\circ - (\phi + \theta)] r d\phi \end{aligned}$$

将上式乘以轴承宽度 B , 代入 $r = d/2$, 得有限宽轴承不考虑端泄时的油膜承载力 F , 经整理后得

$$\frac{F\psi^2}{Bd\eta\omega} = 3\epsilon \int_{\phi_1}^{\phi_2} \left[\int_{\phi_1}^{\phi} \frac{(\cos \phi - \cos \phi_0)}{(1 + \epsilon \cos \phi)^3} d\phi \right] \cos [180^\circ - (\phi + \theta)] d\phi$$

上式右端之值称为索氏数 S_o ^①。由上式可见: 索氏数是轴承包角 $\beta (= \phi_2 - \phi_1)$ 和偏心率 ϵ 的函数, 索氏数也是个无量纲数群 [$S_o = F\psi^2 / (Bd\eta\omega)$, 本章计算建议取下列单位: F ——N, B, d ——m, η ——Pa·s, ω ——rad/s]。调整各参数间的关系, 例如在允许情况下降低相对间隙, 提高润滑油粘度都有利于获得满意的承载能力, 前者效果更显著。

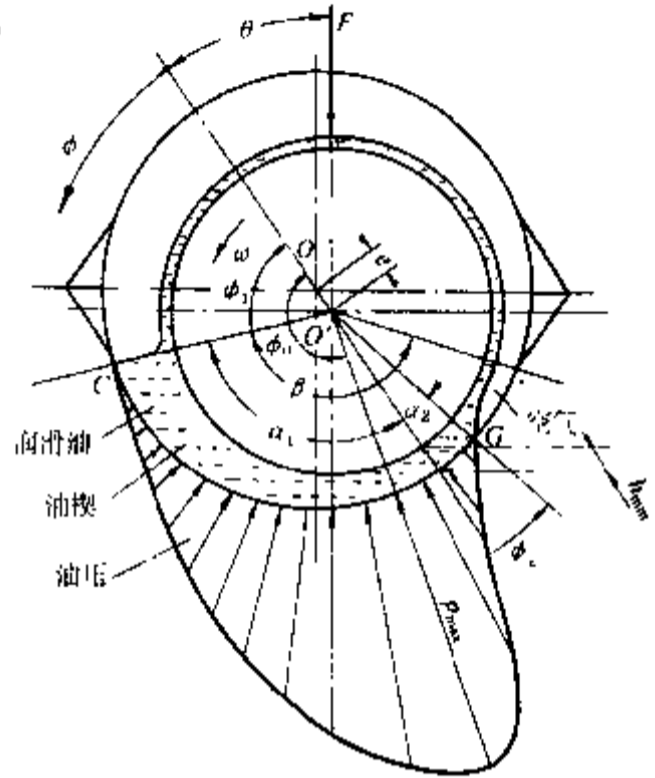


图 17.17 承载油膜

① 索氏数是目前国际通用的名词 Sommerfeld number, 也有以其倒数称为索氏数的。因载荷(如力或压强)、速度(如单位时间的转数、距离或弧度)等量的不同, 索氏数还有其他表达形式。在本书第三版中, 用 C_p 表示的承载量系数相当于索氏数。

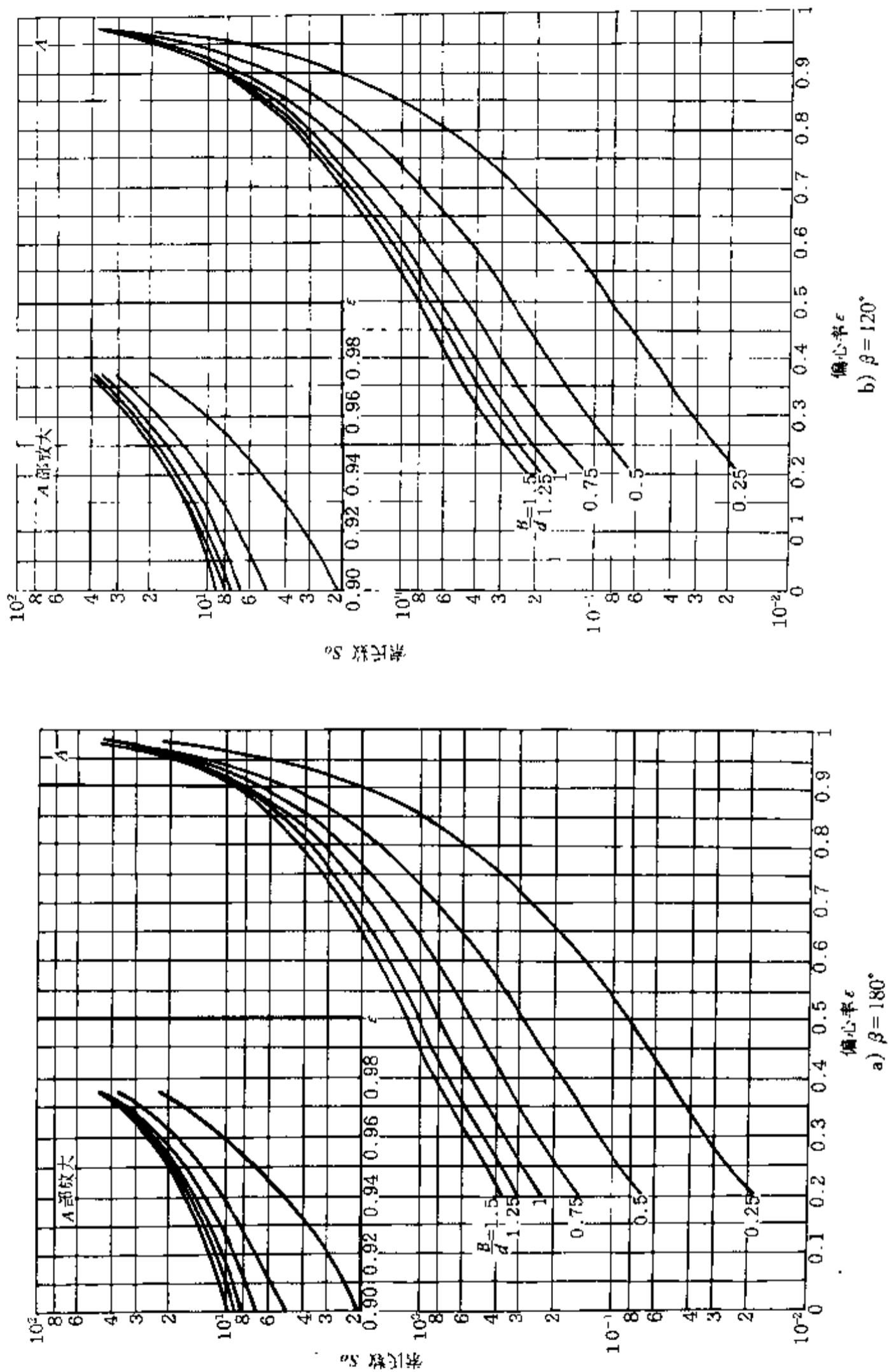


图 17.18 液体动压径向轴承的索氏数 S_0 ^①

① 图 17.18、17.19、17.20 均取自 ISO/DIS7902-2。

实际的承载能力比上式低,这是由于端泄不可避免。因此,在实际计算中,常采用二维雷诺动力润滑方程式的数值解提供的线图进行计算。轴承包角 $\beta = 180^\circ$ 和 $\beta = 120^\circ$ 时的 $S_o - \epsilon$ 曲线见图 17.18。此时,索氏数为轴承包角 β 、偏心率 ϵ 和宽径比 B/d 的函数。 B/d 愈小的轴承,端泄量愈多, S_o 数愈小。其他参数相同时,索氏数愈小,意即承载能力也愈小。

对于宽径比一定的轴承,由图中可以看到:偏心率很大时, S_o 数也很大,意即承载能力很高,但最小油膜厚度很小。为了安全运转,必须满足 $h_{\min} \leq [h]_{\min}$ 的条件(见 17.9.7 节中关于最小油膜厚度的校核)。许用 $[h]_{\min}$ 值主要取决于下列各因素:轴颈和轴承表面的粗糙度、轴承工作表面的几何形状误差、制造和安装中的对中误差、轴和轴承的变形、润滑油的过滤质量等。

17.9.4 流量计算

轴承的体积流量 q_v 可按下式计算:

$$q_v = \psi d^3 \omega \bar{q}_v \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (17.15)$$

式中 \bar{q}_v ——无量纲体积流量,是 ϵ 、 B/d 和 β 的函数。 β 为 180° 和 120° 时的 \bar{q}_v 值可由图 17.19 查得。

17.9.5 功耗计算

径向轴承在承载区的摩擦功耗

$$P_\mu = \mu Fv = \bar{\mu} \psi Fv \quad \text{W} \quad (17.16)$$

式中 $\bar{\mu} = \frac{\mu}{\psi}$ ——摩擦特性系数,是 ϵ 、 B/d 和 β 的函数。 β 为 180° 和 120° 时的 $\bar{\mu}$ 值可由图 17.20 查得。

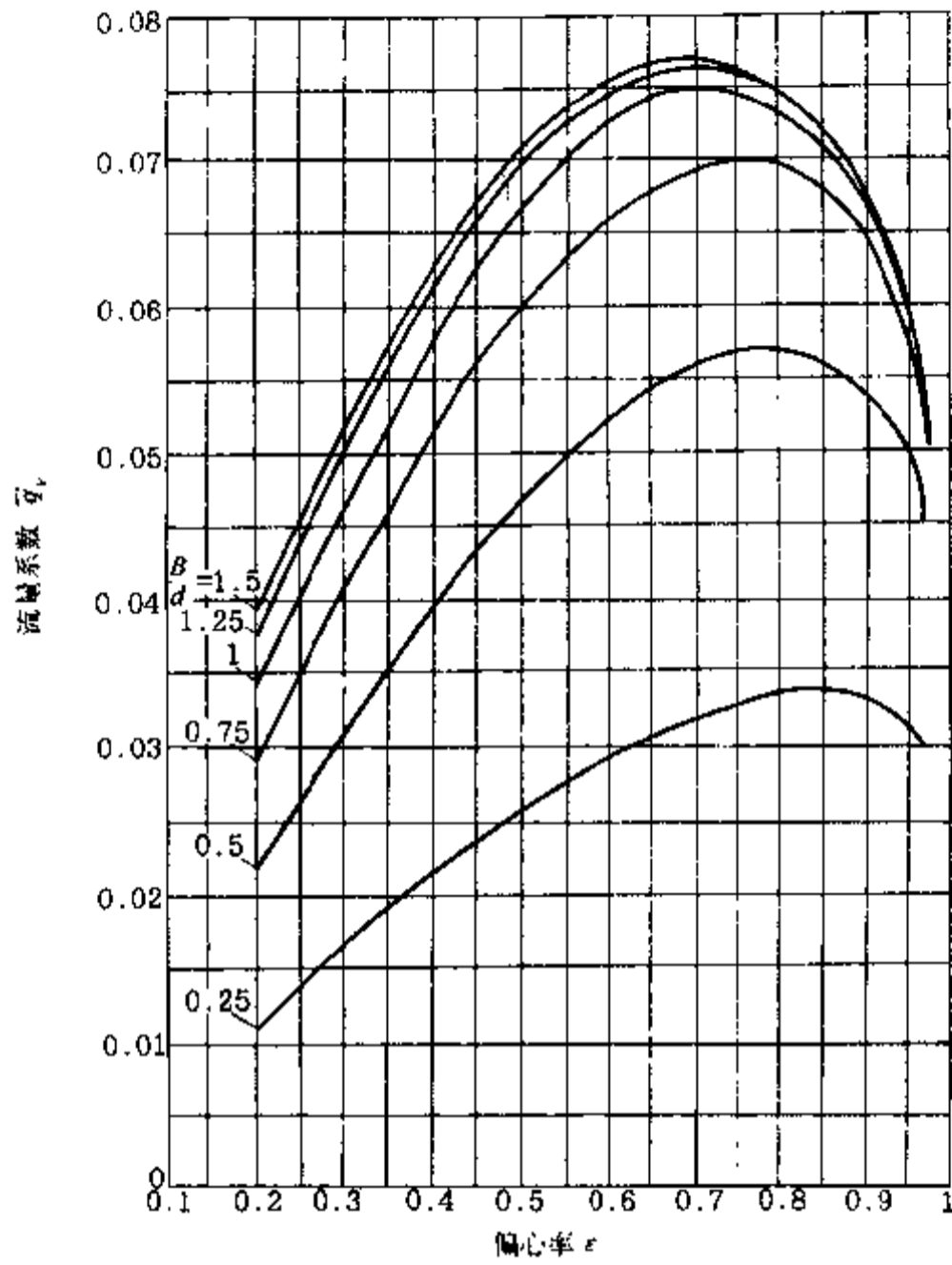
17.9.6 热平衡计算

轴承工作时,摩擦功将转化为热量。这些热量一部分被流动的润滑油带走,另一部分由于轴承座的温度上升将散逸到四周空气之中。在热平衡状态下,润滑油和轴承的温度不应超过许用值。

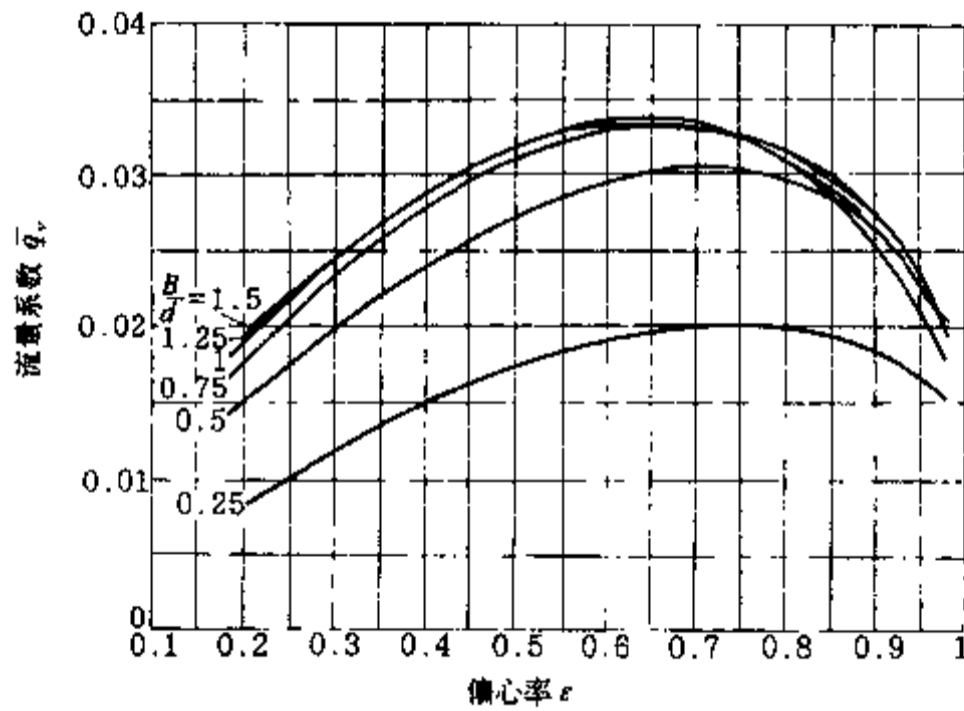
热平衡条件是:单位时间内轴承所产生的摩擦热量等于同时间内流动的油所带走的热量及轴承散发的热量之和。对于非压力供油的向心轴承

$$\mu Fv = c_p \rho q_v \Delta t + \pi B d \alpha_b \Delta t$$

式中 q_v ——轴承的润滑油的体积流量, m^3/s ; μ ——轴承的摩擦系数; Δt ——润滑油的温升, $^\circ\text{C}$, 即润滑油由轴承间隙流出的温度 t_2 和流入间隙时的温度 t_1 之差; c_p ——润滑油的比定压热容,约为 $1680 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \sim 2100 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ ——润滑油的密度,约为 $850 \text{ kg}/\text{m}^3 \sim 900 \text{ kg}/\text{m}^3$, 常取 $c_p \rho = 1.8 \times 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$; α_b ——轴承的表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 依轴承结构、轴承尺寸、通风条件而定:轻型轴承或在不易散热环境中工作的轴承可取 $\alpha_b = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 中型轴承及普通通风条件可取 $\alpha_b = 80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 重型轴承,冷却条件良好可取 $\alpha_b = 140 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。从上式解得



a) $\beta = 180^\circ$



b) $\beta = 120^\circ$

图 17.19 液体动压径向轴承的流量系数 \bar{q}_v

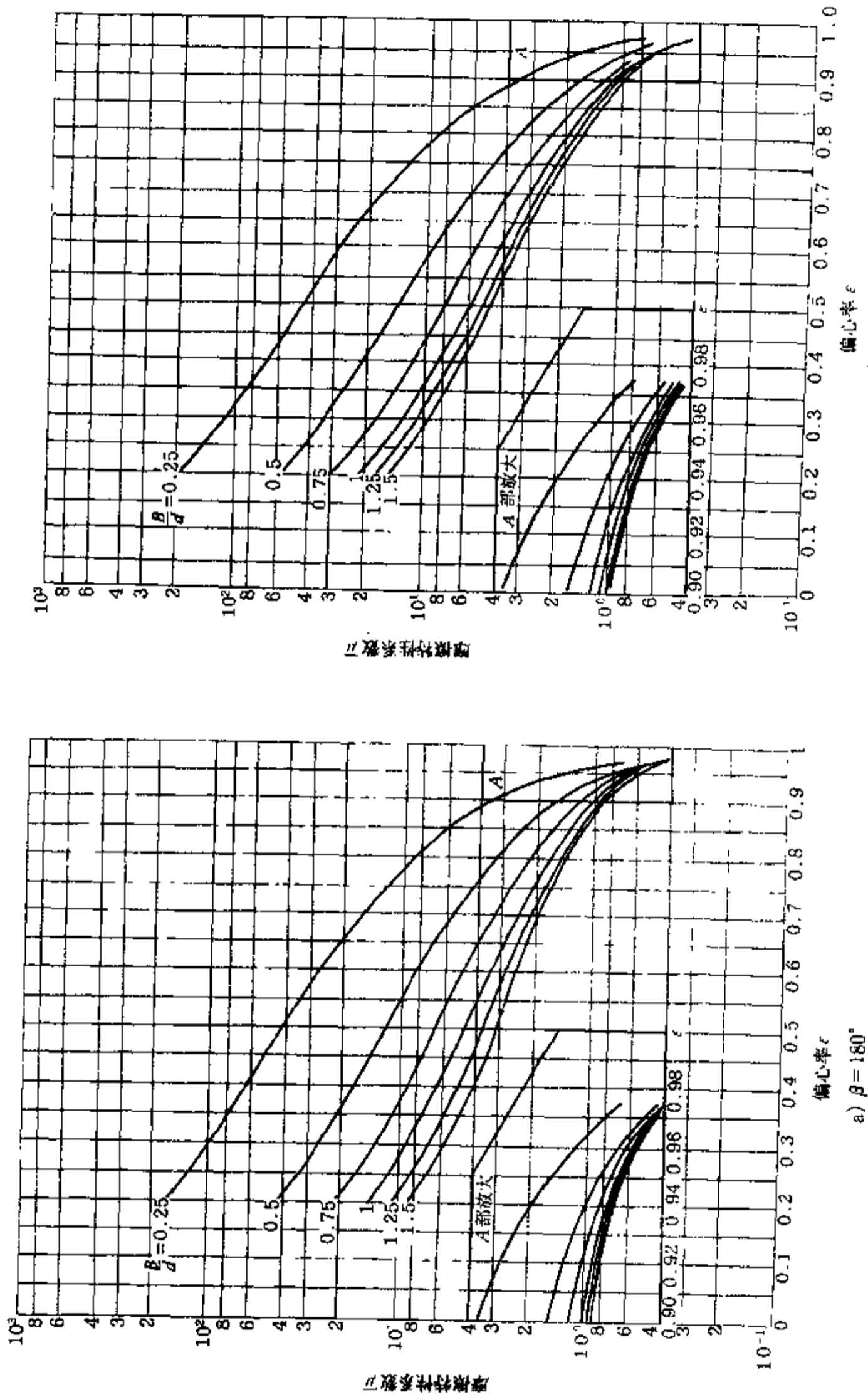


图 17.20 液体动压径向轴承的摩擦特性系数 $\bar{\mu}$

b) $\beta = 120^\circ$

a) $\beta = 180^\circ$

$$\Delta t = \frac{\frac{\mu F}{\psi Bd}}{c_{\mu}\rho \frac{q_v}{\psi v Bd} + \frac{\pi a_b}{\psi v}} = \frac{\bar{\mu} p}{2c_{\mu}\rho \frac{d}{B} q_v + \frac{\pi a_b}{\psi v}} \quad \text{℃} \quad (17.17)$$

润滑油的平均温度

$$t_m = \frac{1}{2}(t_1 + t_2) \quad \text{℃}$$

又温升 $\Delta t = t_2 - t_1$, 由此可得

$$t_m = t_1 + \frac{\Delta t}{2}; \quad \text{℃} \quad (17.18)$$

轴承平均温度一般不应超过 75℃ 。润滑油入口温度 t_1 常大于工作环境温度, 依供油方法而定, 通常取 $t_1 = 30\text{℃} \sim 45\text{℃}$ 。由于轴承的发热量主要由流动的油带走, 故散热项 $[\pi a_b / (\psi v)]$ 忽略不计误差也不大。对于压力循环润滑的轴承, 常不计散热项。

此外还应根据润滑方式的不同限制轴承的最高温度 $t_{2\max}$, 见表 17.5。表中 K 为压力供油润滑时油箱中的油量 Q_0 与每分钟轴承润滑油的体积流量 Q 之比。括号内数字为特殊工况下的许用值。

表 17.5 轴承最高允许温度

润滑方式	$t_{2\max}/\text{℃}$	
	$K \leq 5$ 时	$K > 5$ 时
压力供油润滑	100(115)	110(125)
非压力供油润滑	90(110)	

17.9.7 保证液体动力润滑的条件

要获得液体动力润滑除必须有充分的油量供应到轴承间隙, 使相对滑动表面能自动形成收敛油楔外, 还应保证最小油膜厚度 h_{\min} 处的表面不平度高峰不直接接触, 即

$$h_{\min} = (1 - \epsilon) \frac{d}{2} \psi \geq S(R_{z1} + R_{z2}) \times 10^{-6} \quad \text{m} \quad (17.19)$$

R_{z1} 和 R_{z2} 分别为轴颈和轴瓦表面微观不平度的十点高度。 R_z 的大小与加工方法有关, 见表 17.6。 S 是考虑到表面几何形状不准确和零件变形而保留的安全度, 一般取 $S \geq 2$ 。

表 17.6 表面微观不平度的十点高度 R_z

加工方法	精车或精镗、中等磨光、刮 (每 1cm^2 内有 1.5~3 个点)	铰、精磨、刮(每 1cm^2 内有 3~5 个点)	钻石刀头镗、研磨	研磨、抛光、超精加工等
R_z	>3.2~6.3	>0.8~3.2	>0.2~0.8	~0.2

以上是非压力供油的液体动力润滑径向轴承的计算, 压力供油的轴承, 可参阅有关资料。

17.9.8 参数选择

轴承直径和轴颈直径的名义尺寸是相同的。轴颈直径一般由轴的尺寸和结构确定, 除应满

足强度和刚度外,还要满足润滑及散热等条件。此外,还需要选择轴承的宽径比 B/d 、相对间隙 ψ 和压强 p 等参数。

1. 宽径比 B/d

常用范围是 $B/d=0.5\sim 1.5$ 。宽径比小时,占用空间较小。对于高速轻载轴承,由于压强增大,可提高运转平稳性。但 B/d 减小,轴承承载力也随之降低。目前 B/d 有减小的趋势。

2. 相对间隙 ψ

一般情况下, ψ 值主要根据载荷和速度选取:速度高, ψ 值应取大一些,可以减少发热;载荷大, ψ 值应取小一些,可以提高承载能力。 ψ 值可按轴颈圆周速度 v 参照下列经验公式计算:

$$\psi = (0.6 \sim 1.0) \times 10^{-3} \sqrt{v} \quad (17.20)$$

对于重载、 $B/d < 0.8$ 、能自动调心的轴承,或当轴承材料硬度较低时, ψ 可取小值,反之取大值。式中 v 的单位为 m/s 。

3. 平均压强 p

压强 p 取值大一些,可以减小轴承尺寸,并使运转平稳。但压强过高,轴承容易损坏。

图 17.21 表示最小油膜厚度 h_{min} 、耗油量 q_v 、油膜平均温度 t_m 、摩擦功率 P_μ 与相对间隙之间的关系,可供选定相对间隙时参考。由图可知:当相对间隙为最佳值 ψ_{opt} 时,对应的 h_{min} 值最大,油膜平均温度 t_m 和摩擦功率 P_μ 趋于最低。

当已知轴承的工作载荷 F 、转速 n 时,轴承的基本尺寸 (B 、 d 、 ψ)、润滑油牌号即可初步选定,由此,进行液体动力润滑轴承计算的一般步骤见图 17.22。

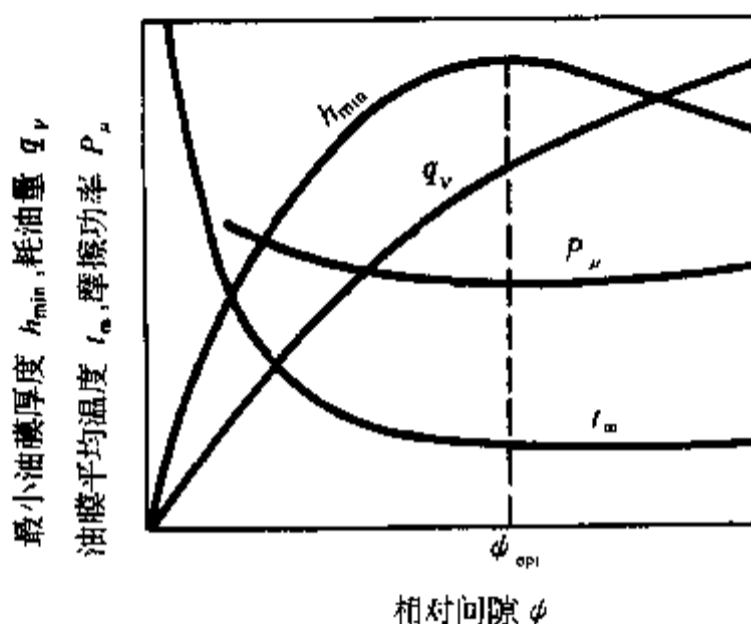


图 17.21 相对间隙 ψ 对轴承性能的影响

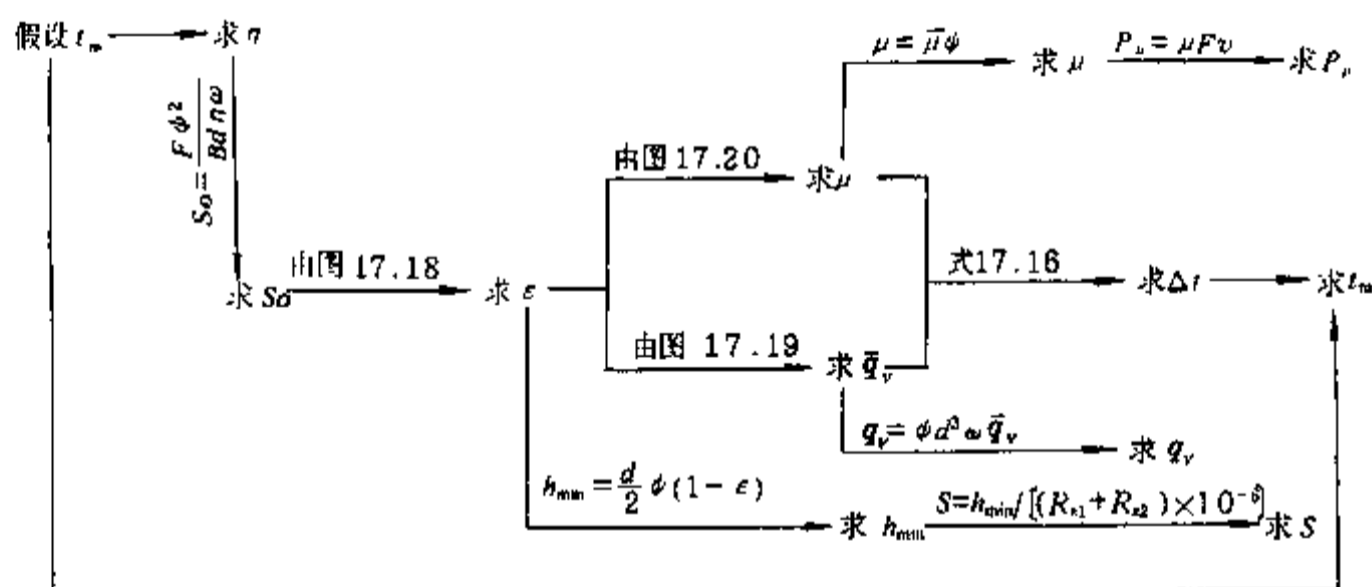


图 17.22 液体动力润滑径向轴承计算的一般步骤

例题 17.1 一径向滑动轴承,工作载荷 $F=35\ 000\text{ N}$,轴颈直径 $d=100\text{ mm}$,轴转速 $n=1\ 000\text{ r/min}$,试选择轴承材料并进行液体动力润滑计算。

解 取 $B/d=1$,故轴承宽度 $B=100\text{ mm}$ 。试取 $\beta=180^\circ$ 计算。计算结果见下表。

计算项目	计算内容	计算结果
轴承材料选择		
轴承压强	$p = \frac{F}{Bd} = \frac{35\,000}{0.1 \times 0.1} = 3.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$	$p = 3.5 \text{ MPa}$
轴承速度	$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 100 \times 1\,000}{60 \times 1\,000}$	$v = 5.24 \text{ m/s}$
pv 值	$pv = 3.5 \times 5.24$	$pv = 18.4 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$
轴承材料	由表 17.1	选 ZChSnSb 11-6
润滑剂和润滑方法选择		
选择润滑油牌号	自定	机械油 AN 32
设平均油温 t_m	自设	$t_m = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
t_m 下油的运动粘度	查图 4.26	$\nu_{50^\circ\text{C}} = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$
t_m 下油的动力粘度	$\eta = \nu\rho = 20 \times 10^{-6} \times 900 (\rho = 900 \text{ kg/m}^3)$	$\eta_{50^\circ\text{C}} = 0.018 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
润滑方法选择	$k = \sqrt{pv^3} = \sqrt{3.5 \times 5.24^3} = 22.4$ (式 17.1)	选择油环润滑
承载能力计算		
相对间隙 ^①	$\psi = (0.6 \sim 1) \times 10^{-3} \sqrt[3]{v} = (0.6 \sim 1) \times 10^{-3} \sqrt[3]{5.24}$ (式 17.20)	$\psi = 0.0009 \sim 0.0015$ 取 $\psi = 0.001$
轴转速	$\omega = 2\pi n/60 = 2\pi \times 1\,000/60$	$\omega = 104.7 \text{ rad/s}$
索氏数	$S_o = \frac{F\psi^2}{Bd\eta\omega} = \frac{35\,000 \times 0.001^2}{0.1 \times 0.1 \times 0.018 \times 104.7}$	$S_o = 1.86$
偏心率	查图 17.18	$\epsilon = 0.69$
层流校核		
半径间隙	$\delta = \psi r = 0.001 \times \frac{0.1}{2}$	$\delta = 50 \times 10^{-6} \text{ m}$
临界雷诺数	$(Re)_t = 41.3 \sqrt{\frac{1}{\psi}} = 41.3 \times \sqrt{\frac{1}{0.001}}$	$(Re)_t = 1\,306$
轴承雷诺数	$Re = \frac{\rho v \delta}{\eta} = \frac{900 \times 5.24 \times 0.00005}{0.018}$ (式 17.14)	$Re = 13.1 < 1\,306$ 满足层流条件
流量计算		
流量系数	查图 17.19	$\bar{q}_v = 0.075$
轴承润滑油的体积流量	$q_v = \psi d^3 \omega \bar{q}_v = 0.001 \times 0.1^3 \times 104.7 \times 0.075$ (式 17.15)	$q_v = 7.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$
功耗计算		
摩擦特性系数	查图 17.20	$\bar{\mu} = 2.4$
摩擦系数	$\mu = \bar{\mu}\psi = 2.4 \times 0.001$	$\mu = 0.0024$
摩擦功耗	$P_\mu = \mu Fv = 0.0024 \times 35\,000 \times 5.24$ (式 17.16)	$P_\mu = 440 \text{ W}$

续表

计算项目	计算内容	计算结果
热平衡计算		
油温升	$\Delta t = \frac{\bar{\mu} \bar{p}}{2c_p \rho \frac{d}{B} q_v + \frac{\pi a_b}{\psi v}} = \frac{2.4 \times 3.5 \times 10^6}{2 \times 1.8 \times 10^6 \times 1 \times 0.075 + \frac{\pi 80}{0.001 \times 5.24}}$	$\Delta t = 26.4 \text{ } ^\circ\text{C}$
进油温度 ^②	$t_1 = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 50 - \frac{26.4}{2} \quad (\text{式 17.17})$	$t_1 = 36.8 \text{ } ^\circ\text{C}$
出油温度	$t_2 = t_m + \frac{\Delta t}{2} = 50 + \frac{26.4}{2}$	$t_2 = 63.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
		均符合要求
安全度计算		
最小油膜厚度	$h_{\min} = \frac{d}{2} \psi (1 - \epsilon) = \frac{0.1}{2} \times 0.001 \times (1 - 0.69)$	$h_{\min} = 15.5 \times 10^{-6} \text{ m}$
	(式 17.12)	
轴颈表面粗糙度	精磨, 由表 17.6	$R_{a1} = 1.6 \text{ } \mu\text{m}$
轴瓦表面粗糙度	精车, 由表 17.6	$R_{a2} = 3.2 \text{ } \mu\text{m}$
安全度	$S = \frac{h_{\min}}{(R_{a1} + R_{a2}) \times 10^{-6}} = \frac{15.5 \times 10^{-6}}{(1.6 + 3.2) \times 10^{-6}}$	$S = 3.23 > 2$
	(式 17.19)	

①实际设计时,应根据 ψ 求出轴承直径间隙 $\Delta (= \psi d)$,进而可选择合适的轴承配合和轴、轴承孔的公差。这时,会得到 Δ_{\max} 、 ψ_{\max} 和 Δ_{\min} 、 ψ_{\min} ,计算应分别按这两种状况进行。为了简便,本题省略了这一步。

②要求对 t_1 严格控制的轴承(如汽轮机轴承),则应计算 $t_m = t_1 + \frac{\Delta t}{2}$,看是否与原假设相符。如不符,应重新假设 t_m 再作计算,直至假设与计算相符为止。

17.10 液体动力润滑推力轴承的计算

两摩擦面平行的推力轴承,受轴向推力时,润滑油被挤出,不易在摩擦面之间形成动压油膜。在轴承面上开几条径向油沟,虽有利于改善润滑状态,但不能保证形成液体动力润滑。若要求得到可靠的液体动力润滑,则必须将推力平面分割成三块或三块以上的扇形瓦块,每个瓦块都有一定的倾斜面以构成油楔。图 17.23 为固定瓦推力轴承,主要用于工况比较稳定的中小型轴承。图 17.24 为摆动瓦推力轴承,主要用于工况经常变化的大、中、小型轴承,它能随着工况的变化自动调节摆动瓦的倾斜度,水轮机、汽轮机等轴承大都采用这种结构。

下面只介绍固定瓦推力轴承的计算。

液体动力润滑推力轴承的计算方法和计算步骤基本与径向轴承相近。图 17.25 表示固定瓦块的形状和油膜厚度,润滑油入口和出口的油膜厚度分别为 h_2 和 h_1 。轴承内径

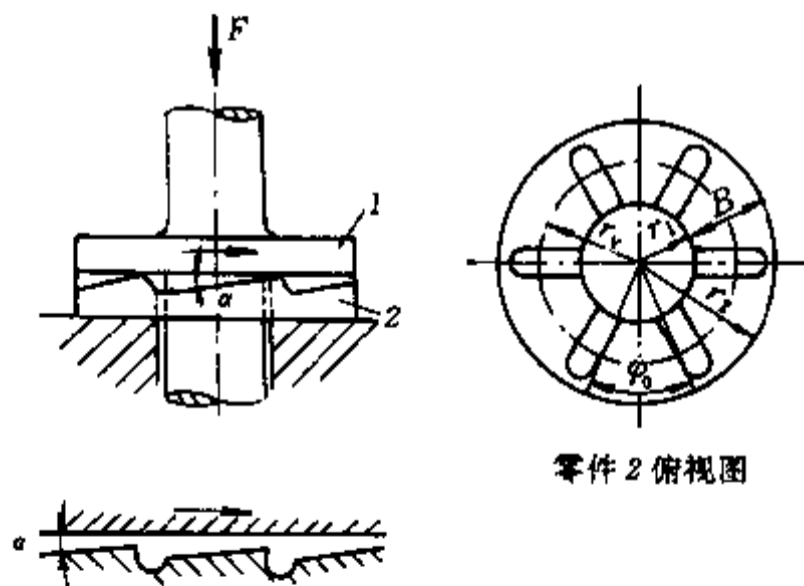


图 17.23 固定瓦推力轴承

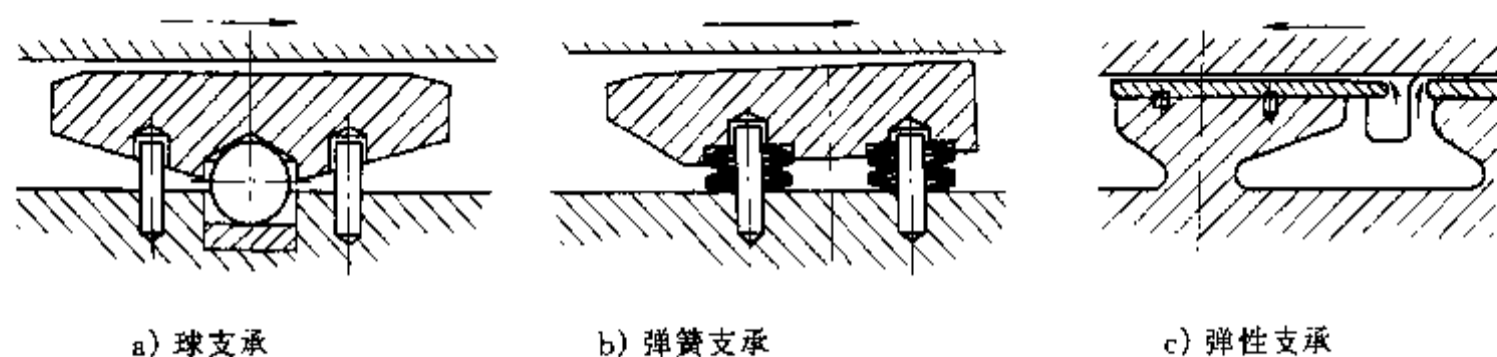


图 17.24 摆动瓦推力轴承

D_1 稍大于轴颈直径。瓦面许用平均压强 p 一般低于 1.5 MPa~3.5 MPa,用以核算轴瓦尺寸。

填充系数 $k_z = L/L_z$ (图 17.25), 建议取 $k_z = 0.7 \sim 0.85$ 。 k_z 值适当小些有利于增大瓦间距离,降低进油温度。 L_z 和 L 都是瓦块在轴承平均直径 D_m 圆周上的长度,见图 17.25。

瓦数 z 最少为 3 块,一般为 6~12 块。瓦数愈多,承载能力降低愈多。瓦数少,轴承温升高。

设计时取轴承外径 $D_2 = (1.5 \sim 2)D_1$, 轴承宽度 $B = (D_2 - D_1)/2$ 。

瓦的斜面长度约为瓦块长度的 80% (即图中 $\lambda = 0.8$) 和油膜厚度比 $h_2/h_1 = 1.8 \sim 3$ 时,轴承的承载能力趋于最大。

固定瓦推力轴承的承载能力也可用 S_0 数来表达

$$S_0 = \frac{p h_1^2}{\eta v B} = f \left(\frac{L}{B}, \frac{h_2}{h_1} \right) \quad (17.20)$$

其中

$$p = \frac{F}{BLz}, \quad v = \frac{\pi D_m n}{60}$$

式中 η ——润滑油动力粘度, Pa·s; n ——轴转速, r/min; B ——瓦的宽度, m; h_2, h_1 ——瓦进口处和出口处的油膜厚度, m; z ——瓦数; 尺寸 D_m, L 的单位均为 m。压强 p 的单位为 Pa。

根据瓦的不同尺寸比 L/B 和油膜厚度比 h_2/h_1 可由图 17.26 查出 S_0 数,再利用式 17.20 求出油膜厚度 h_1 。由图中可见,当 $h_2/h_1 = 2.25$ 时 S_0 数最大。

轴承的摩擦系数 μ 为

$$\mu = M \sqrt{\frac{\eta v}{B p}} \quad (17.21)$$

对于 $L/B = 0.5 \sim 1.3, h_2/h_1 = 1.8 \sim 3$ 的推力轴承,上式中

$$M = M_1 \sqrt{\frac{1 + 0.45 M_1 (L/B)^2}{L/B}}, \quad M_1 = 1.95 + 0.83 \left[1 - 0.6 \left(\frac{h_2}{h_1} - 1 \right) \right]^2$$

轴承的总供油量

$$q_v \approx 0.7 B h_1 v z \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (17.22)$$

轴承的润滑油温升

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{\mu F v}{c_p \rho q_v + a_b A} \quad \text{℃} \quad (17.23)$$

式中 t_1 ——润滑油入口油温,一般取 30℃~45℃,依不同润滑方法而定; t_2 ——润滑油出口油温,最高不宜超过 100℃; A ——轴承散热面积; c_p, ρ 和 a_b 的意义和数据均见 17.9.6 节。

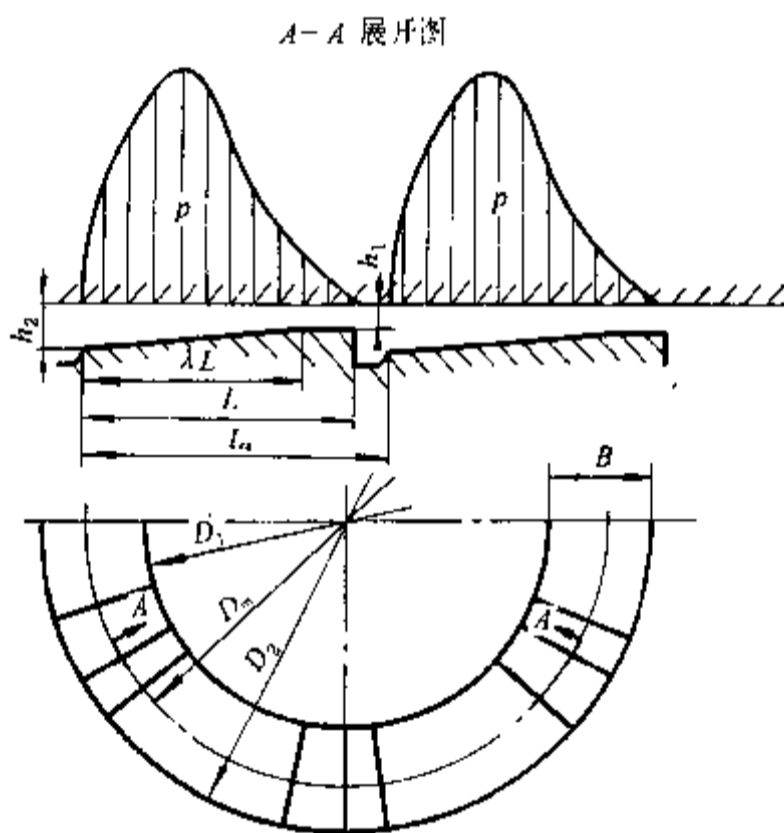
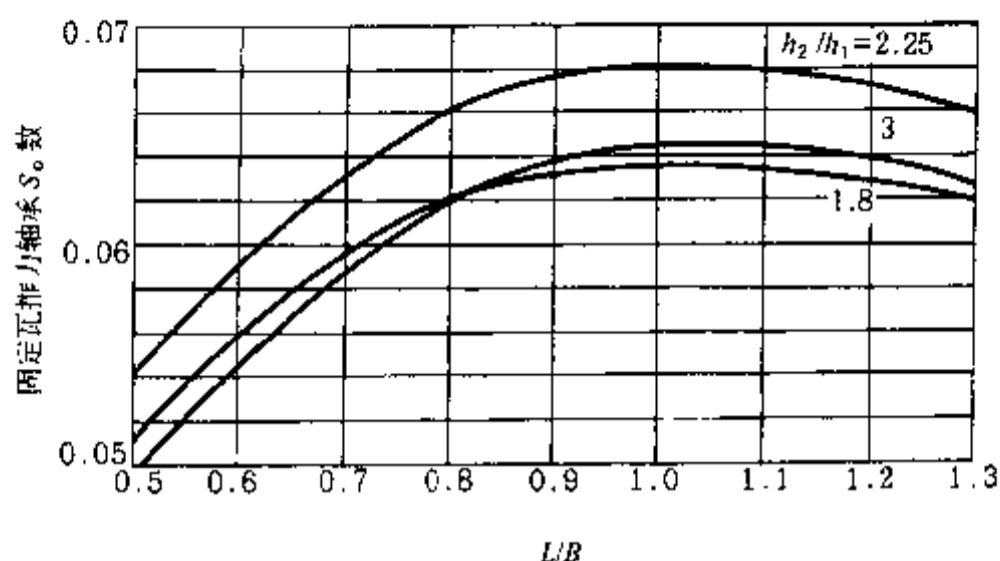


图 17.25 斜—平面固定瓦推力轴承的几何尺寸

图 17.26 固定瓦推力轴承的索氏数 S_0

17.11 其他轴承简介

17.11.1 多油楔滑动轴承

如果径向轴承的轴颈受到一个外部的微小干扰而偏离平衡位置,最后不能自动回到其原来的平衡位置,轴颈作有规则的或无规则的运动,这种状态叫作轴承失稳。载荷愈轻,转速愈高,轴承愈容易失稳。为了提高轴承的工作稳定性和旋转精度,常把轴承做成多油楔形状,轴承承载力等于各油楔承载力的矢量和。

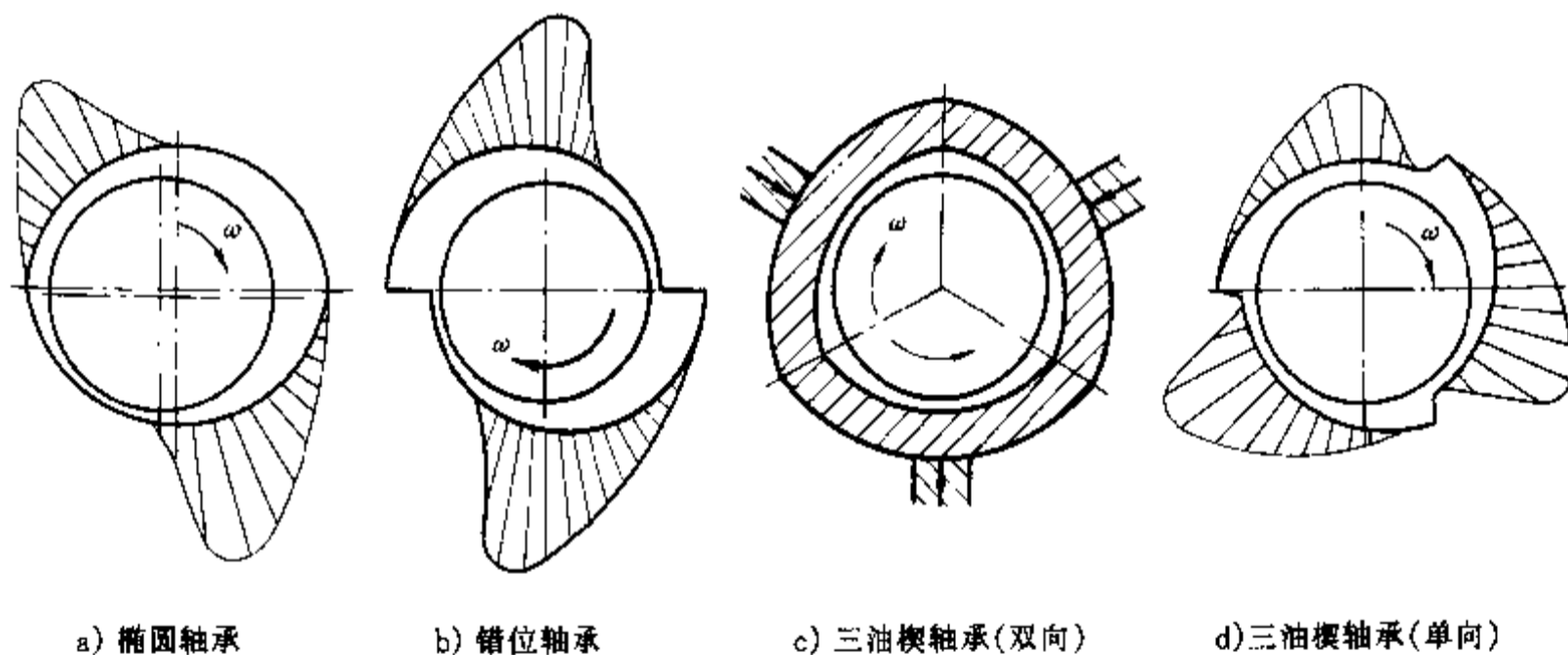


图 17.27 多油楔滑动轴承

图 17.27 是常见的几种多油楔轴承。它们在工作时能形成二个或三个动压油膜,分别称为二油楔和三油楔轴承。和单油楔轴承相比,多油楔轴承的稳定性好,旋转精度高,但承载能力较低,功耗较大。a 图和 c 图能用于双向回转,b 图和 d 图只能用于单向回转。

图 17.28 为摆动瓦多油楔径向滑动轴承,轴瓦由三块(或五块,通常为奇数)扇形块组成,扇形块背面有球形窝,并用调整螺钉支持。轴瓦的倾斜度可以随轴颈位置不同而自动调整,以适应不同的载荷、转速、轴的弹性变形和偏斜,并建立液体摩擦。

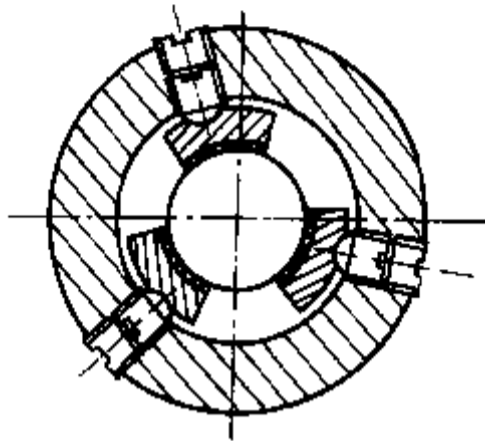


图 17.28 摆动瓦径向滑动轴承

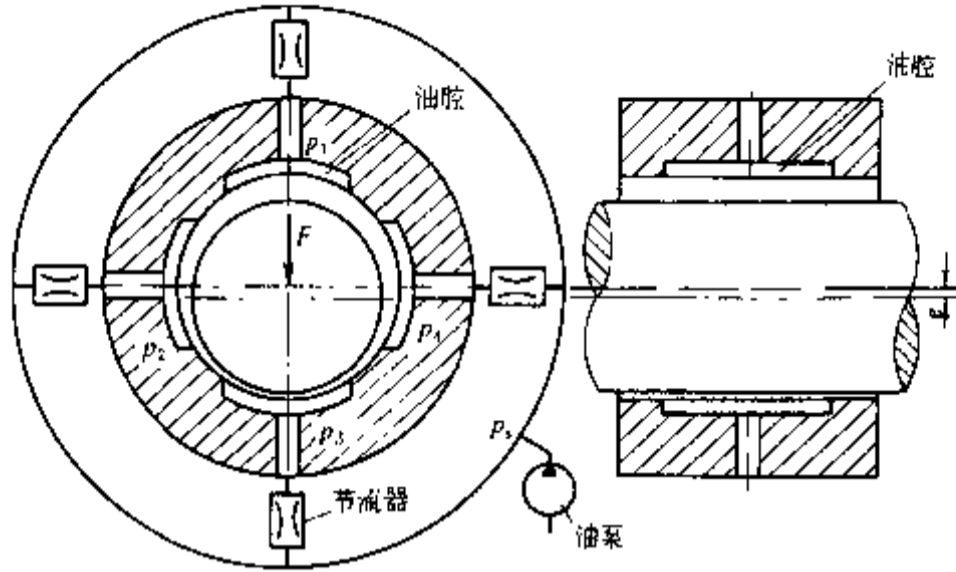


图 17.29 液体静压径向轴承工作原理

17.11.2 液体静压轴承

液体静压轴承是用油泵把高压油送到轴承间隙里,强制形成油膜,靠液体的静压平衡外载荷。图 17.29 是静压径向轴承的示意图。高压油经节流器进入油腔,节流器是用来保持油膜稳定性的。当轴承载荷为零时,轴颈与轴孔同心,各油腔的油压彼此相等,即 $p_1 = p_2 = p_3 = p_4$ 。当轴承受载荷 F 时,轴颈偏移,各油腔附近的间隙不同,受力大的油膜减薄,流量减小,因此经过这部分的节流器的流量也减小,在节流器中的压力降也减小,但是油泵的压力 p_s 保持不变,所以下油腔中的压力 p_3 将加大。同理,上油腔的压力 p_1 将减小。轴承依靠压力差 $(p_3 - p_1)$ 平衡载荷 F 。

液体静压轴承的主要特点是:1) 润滑状态和油膜压力与轴颈转速的关系很小,即使轴颈不旋转也可以形成油膜,因此可以在转速极低的条件下(如巨型天文望远镜的轴承)获得液体摩擦润滑;2) 提高油压 p_s 就可提高承载能力,在重载的条件下(如球磨机和轧钢机的轴承)也可获得液体摩擦润滑;3) 转速不高时轴承摩擦系数极小,故宜用于像测力天平这类仪器中。

17.11.3 气体轴承

气体轴承是用气体作润滑剂的滑动轴承。空气最为常用。空气的粘度约为油的四五千分之一(29℃时空气粘度约为 $1.88 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$),所以气体轴承可以在高转速下工作。根据目前资料,气体轴承的转速可达每分钟几十万甚至百万转。气体轴承的摩擦阻力很小,因而功耗甚微,更重要的是,空气粘度受温度变化的影响很小,所以能在很大的温度范围内应用。

气体轴承也分气体动压轴承和气体静压轴承两大类。其工作原理和液体润滑轴承基本相同。

第18章 滚动轴承

18.1 概述

滚动轴承是标准件,由专门的轴承工厂成批生产。在机械设计中只需根据工作条件选用合适的滚动轴承类型和型号进行组合结构设计。滚动轴承安装、维修方便,价格也较便宜,故应用很广。

18.1.1 构造

典型的滚动轴承构造如图 18.1 所示。由内圈、外圈、滚动体和保持架组成。内圈、外圈分别与轴颈及轴承座孔装配在一起。多数情况是内圈随轴回转,外圈不动;但也有外圈回转、内圈不转或内、外圈分别按不同转速回转等使用情况。滚动体是滚动轴承中的核心元件,它使相对运动表面间的滑动摩擦变为滚动摩擦。根据不同轴承结构的要求,滚动体有球、圆柱滚子、圆锥滚子、球面滚子等(图 18.2)。滚动体的大小和数量直接影响轴承的承载能力。在球轴承内、外圈上都有凹槽滚道,它起着降低接触应力和限制滚动体轴向移动的作用。保持架使滚动体等距离分布并减少滚动体间的摩擦和磨损。如果没有保持架,相邻滚动体将直接接触,且相对摩擦速度是表面速度的两倍(图 18.3),发热和磨损都较大。

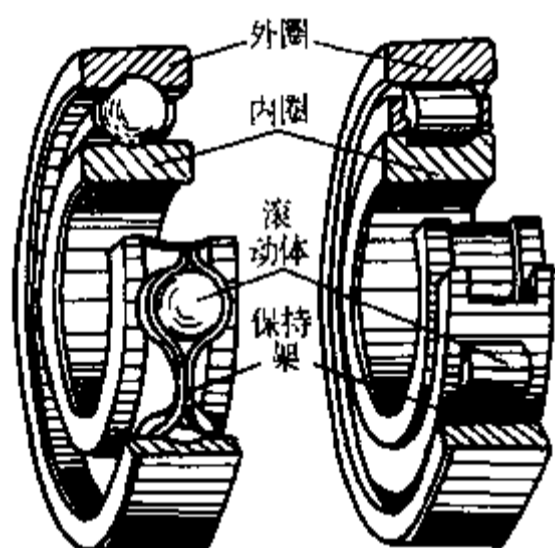


图 18.1 滚动轴承构造

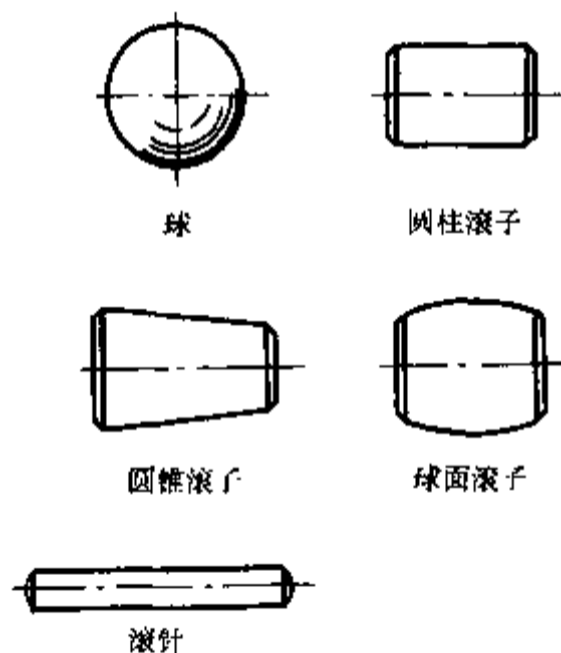


图 18.2 滚动体种类

18.1.2 材料

滚动轴承的内、外圈和滚动体用强度高、耐磨性好的铬锰高碳钢制造,常用牌号如 GCr15、GCr15SiMn 等(G 表示滚动轴承钢),淬火后硬度应不低于 61 HRC~65 HRC,工作表面要求磨削

抛光。

保持架选用较软材料制造,常用低碳钢板冲压后铆接或焊接而成。实体保持架则选用铜合金、铝合金、酚醛层压布板或工程塑料等材料。

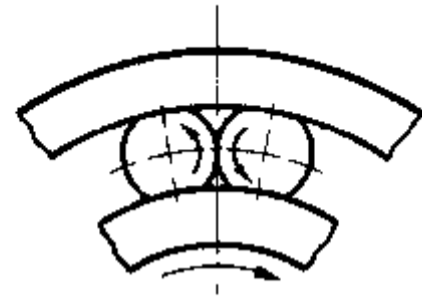


图 18.3 无保持架时相邻滚动体的摩擦

18.1.3 优缺点

与滑动轴承比较,滚动轴承有下列优点:1) 在一般工作条件下,摩擦阻力矩大体和液体动力润滑轴承相当,比混合润滑轴承要小很多倍。滚动轴承效率(0.98~0.99)比液体动力润滑轴承(≈ 0.995)略低,但较混合润滑轴承(≈ 0.95)要高一些。采用滚动轴承的机器起动力矩小,有利于在负载下起动。2) 径向游隙比较小,向心角接触轴承可用预紧方法消除游隙,运转精度高。3) 对于同尺寸的轴颈,滚动轴承的宽度比滑动轴承小,可使机器的轴向结构紧凑。4) 大多数滚动轴承能同时受径向和轴向载荷,故轴承组合结构较简单。5) 消耗润滑剂少,便于密封,易于维护。6) 不需要用有色金属。7) 标准化程度高,成批生产,成本较低。

滚动轴承存在下列缺点:1) 承受冲击载荷能力较差。2) 高速重载荷下轴承寿命较低。3) 振动及噪声较大。4) 径向尺寸比滑动轴承大。

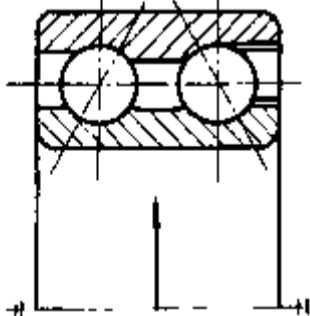
滚动轴承因有专门工厂大量生产,能保证质量,在使用、安装、更换等方面又很方便,故在中速、中载和一般工作条件下运转的机器中应用非常普遍。在特殊工作条件下如高速、重载、精密、高温、低温、防腐、防磁、微型、特大型等场合,也可以采用滚动轴承,但需要在结构、材料、加工工艺、热处理等方面,采取一些特殊的技术措施。

18.2 滚动轴承的类型和选择

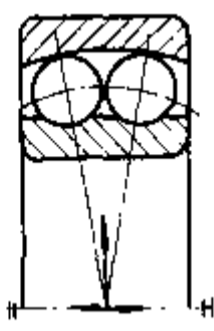
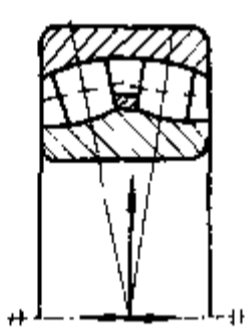
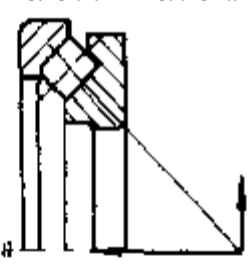
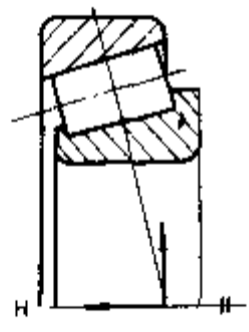
18.2.1 滚动轴承的类型

滚动轴承的类型名称、代号、简图、性能特点等列于表 18.1。

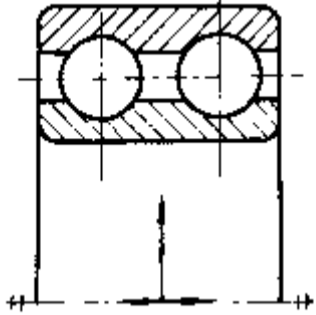
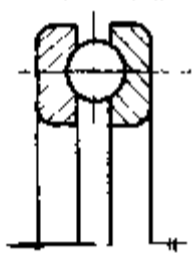
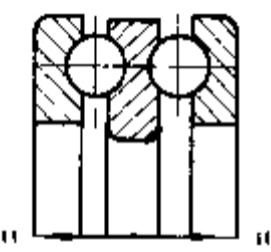
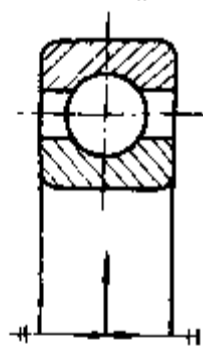
表 18.1 常用滚动轴承的类型、性能和特点

类型 代号	轴承名称、简图 标准号	尺寸系列 代号	轴承性能 特点	基本额定 动载荷比	极限 转速比	价格比	允许 角偏斜
0 (6)	 双列角接触球轴承 GB 296	32 33	能同时受径向和双向轴向载荷。相当于成对安装、背对背的角接触球轴承(接触角 30°)	1.6~2.1	中		

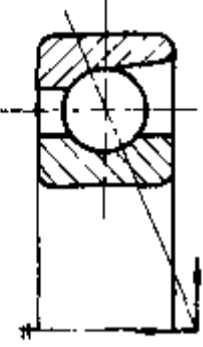
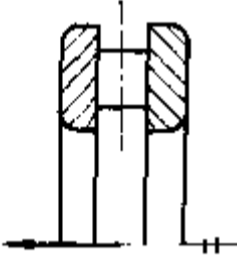
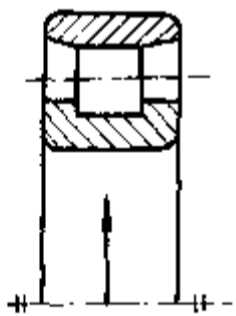
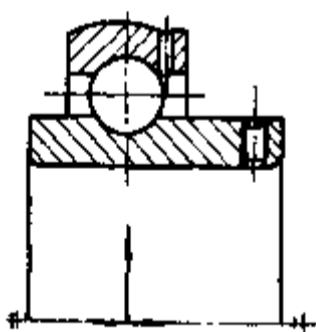
续表

类型 代号	轴承名称、简图 标准号	尺寸系列 代号	轴承性能 特点	基本额定 动载荷比	极限 转速比	价格比	允许 角偏斜
1 (1)	调心球轴承  GB 281	(0)2 22 (0)3 23	双排钢球, 外圈滚道为内 球面形, 具有自动调心性 能。主要承受径向载荷	0.6~0.9	中	1.8	3°
2 (3)	调心滚子轴承  GB 288	13 31 22 32 23 40 30 41	与调心球轴承相似。双 排滚子, 有较高承载能力。 允许角偏斜小于调心球轴 承	1.8~4	低	4.4	1°~2.5°
2 (9)	推力调心滚子轴承  GB 5859	92 93 94	外圈滚道是球面, 调心性 能好。能承受轴向载荷为 主的径向、轴向联合载荷	1.7~2.2	中		1.5°~2.5°
3 (7)	圆锥滚子轴承  GB 297	02 23 03 29 13 30 20 31 22 32	能同时受径向和单向轴 向载荷, 承载能力大。内、 外圈可分离, 安装时可调整 游隙。成对使用。允许角 偏斜较小	1.5~2.5	中	1.7	2°

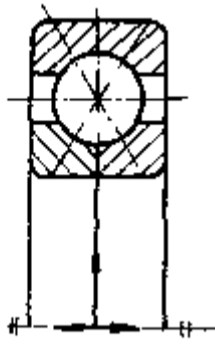
续表

类型 代号	轴承名称、简图 标准号	尺寸系列 代号	轴承性能 特点	基本额定 动载荷比	极限 转速比	价格比	允许 角偏斜
4 (0)	双列深沟球轴承 	(2)2 (2)3	能同时受径向和轴向载荷。径向刚度和轴向刚度均大于深沟球轴承	1.6~2.3	中		8'~16'
5 (8)	推力球轴承  GB 301	11 12 13 14	只能受单向轴向载荷。回转时,因钢球离心力与保持架摩擦发热,故极限转速较低。套圈可分离	1	低	1.1	≈0'
5 (8)	双向推力球轴承  GB 301	22 23 24	能受双向的轴向载荷。其他同推力球轴承	1	低	1.8	≈0'
6 (0)	深沟球轴承  GB 276 GB 4221	17 (0)0 37 (1)0 18 (0)2 19 (0)3 (0)4	结构简单。主要受径向载荷,也可承受一定的双向轴向载荷。高速装置中可代替推力轴承。摩擦系数小,极限转速高,价廉。应用范围最广	1	高	1	8'~16'

续表

类型 代号	轴承名称、简图 标准号	尺寸系列 代号	轴承性能 特点	基本额定 动载荷比	极限 转速比	价格比	允许 角偏斜
7 (6)	角接触球轴承  GB 292	19 (1)0 (0)2 (0)3 (0)4	能同时受径向载荷和单向轴向载荷。接触角 α 有 15° 、 25° 和 40° 三种, 轴向承载能力随接触角增大而提高。需成对使用	1~1.4	高	2.1	$2' \sim 10'$
8 (9)	推力圆柱滚子轴承  GB 4663	11 12	能承受较大单向轴向载荷, 轴向刚度高。极限转速低, 不允许轴与外圈轴线有倾斜	1.7~1.9	低	3.8	$\approx 0'$
N (2)	圆柱滚子轴承 (外圈无挡边)  GB 283	10 23 (0)2 (0)4 22 (0)3	用以受较大的径向载荷。内、外圈间可作自由轴向移动, 不能受轴向载荷。滚子与套圈间是线接触, 只允许有很小角位移	1.5~3	高	2	$2' \sim 4'$
U (0)	外球面球轴承  GB 3882	2 3	轴承内部结构同深沟球轴承, 两面密封, 外圈外表面为球面, 与轴承座的凹球面相配, 具有一定自动调心作用。内圈用紧定套或顶丝固定在轴上, 装拆方便, 结构紧凑	1	中		$2' \sim 5'$

续表

类型 代号	轴承名称、简图 标准号	尺寸系列 代号	轴承性能 特点	基本额定 动载荷比	极限 转速比	价格比	允许 角偏斜
QJ (6)	四点接触球轴承 	(0)2 (0)3	具有双半内圈,内、外圈可分离。两侧接触角均为 35° ,可承受径向载荷和双向轴向载荷。旋转精度较高	1.4~1.8	高		

GB 294

- ① 滚动轴承的类型名称、代号按 GB/T 272—93,括号内数字是 GB 272—88 的轴承类型代号。
 ② 在写基本代号时,尺寸系列代号中括号内的数字可省略。
 ③ 基本额定动载荷比、极限转速比、价格比都是指同一尺寸系列的轴承与深沟球轴承之比(平均值)。极限转速比(脂润滑,0级公差等级)比值 $>90\%$ 为高, $60\% \sim 90\%$ 为中, $<60\%$ 为低。

滚动轴承中套圈与滚动体接触处的法线和垂直于轴承轴心线的平面间的夹角 α 称为公称接触角。滚动轴承按所能承受载荷方向与公称接触角的不同分为两大类(图 18.4)。向心轴承主要用于承受径向载荷,其公称接触角从 0° 到 45° 。其中径向接触轴承(如深沟球轴承、圆柱滚子轴承等)公称接触角 $\alpha = 0^\circ$;向心角接触轴承(如角接触球轴承、圆锥滚子轴承等) $0^\circ < \alpha \leq 45^\circ$ 。推力轴承主要用于承受轴向载荷,其公称接触角大于 45° 到 90° 。其中轴向接触轴承(如推力球轴承、推力圆柱滚子轴承等) $\alpha = 90^\circ$;推力角接触轴承(如推力角接触球轴承、推力调心滚子轴承等) $45^\circ < \alpha < 90^\circ$ 。

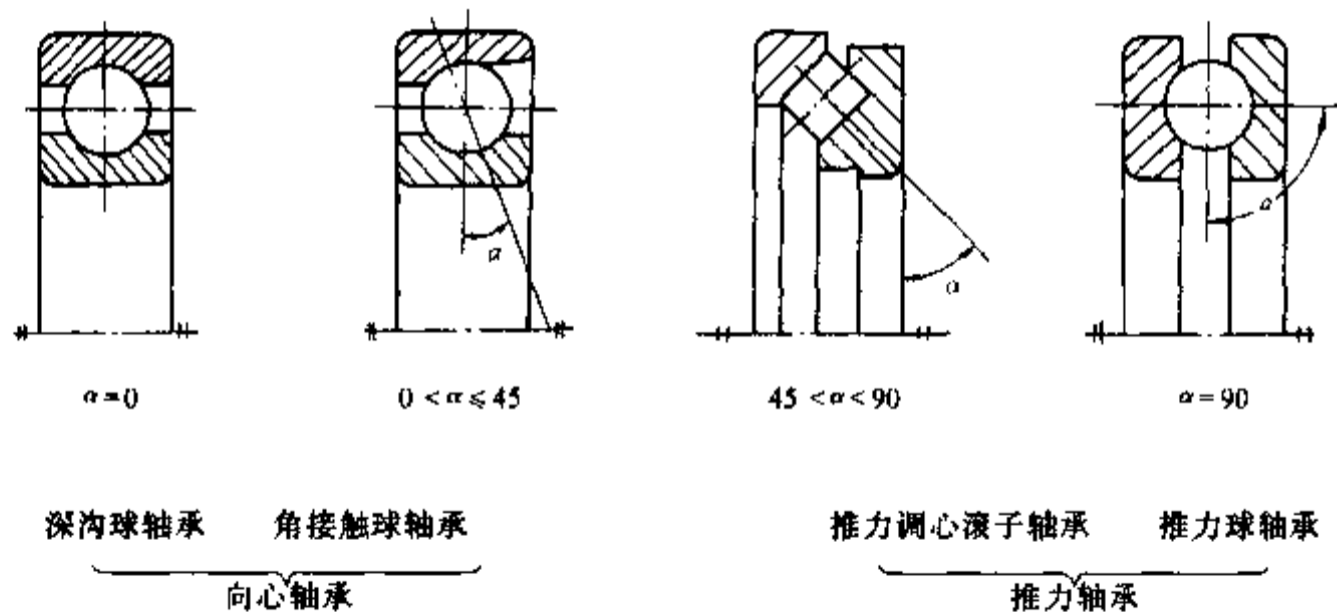


图 18.4 滚动轴承的公称接触角

用细长滚子(滚子直径 ≤ 5 mm,长度与直径比为 $3 \sim 10$)作滚动体的向心轴承称为滚针轴承,其基本结构型式见图 18.5。滚针轴承价廉,径向承载能力大,且外径尺寸最小(与内径尺寸相同的其他向心轴承相比),故常用于径向尺寸受限制而载荷又较大的装置中,如滚轮轴承、万向联轴器铰链轴承、活顶尖轴承等。

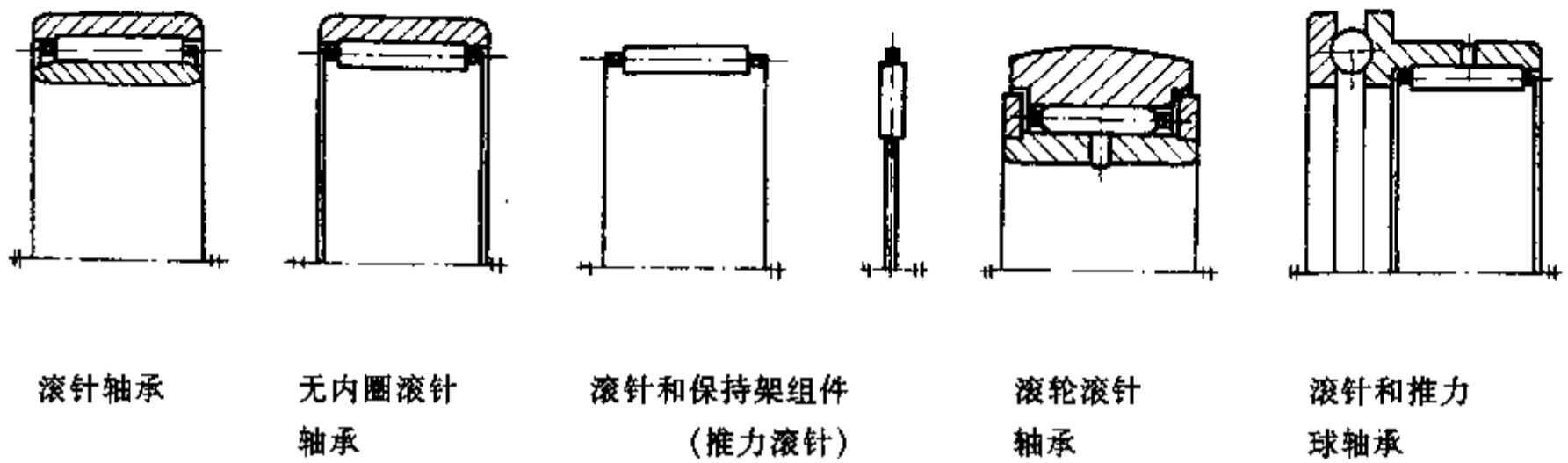


图 18.5 滚针轴承的类型和应用

18.2.2 滚动轴承类型的选择

选择滚动轴承类型时,必须了解轴承的工作载荷(大小、性质、方向)、转速及其他使用要求,以下选用原则可供参考。

——转速较高、载荷较小、要求旋转精度高时宜选用球轴承;转速较低、载荷较大或有冲击载荷时则选用滚子轴承。

——轴承上同时受径向和轴向联合载荷,一般选用角接触球轴承或圆锥滚子轴承;若径向载荷较大、轴向载荷小,可选用深沟球轴承;而当轴向载荷较大、径向载荷小时,可采用推力角接触球轴承、四点接触球轴承或选用推力球轴承和深沟球轴承的组合结构(如图 18.27)。

——各类轴承使用时内、外圈间的倾斜角应控制在允许角偏斜值(表 18.1)之内,否则会增大轴承的附加载荷而降低寿命。当两轴承座孔轴线不对中或由于加工、安装误差和轴挠曲变形大等原因使轴承内、外圈倾斜角较大时(图 18.6),选用调心轴承对轴和轴承的工作情况会有一定改善(图 18.7)。带座外球面轴承则特别适用于补偿安装不良引起的对中性误差。

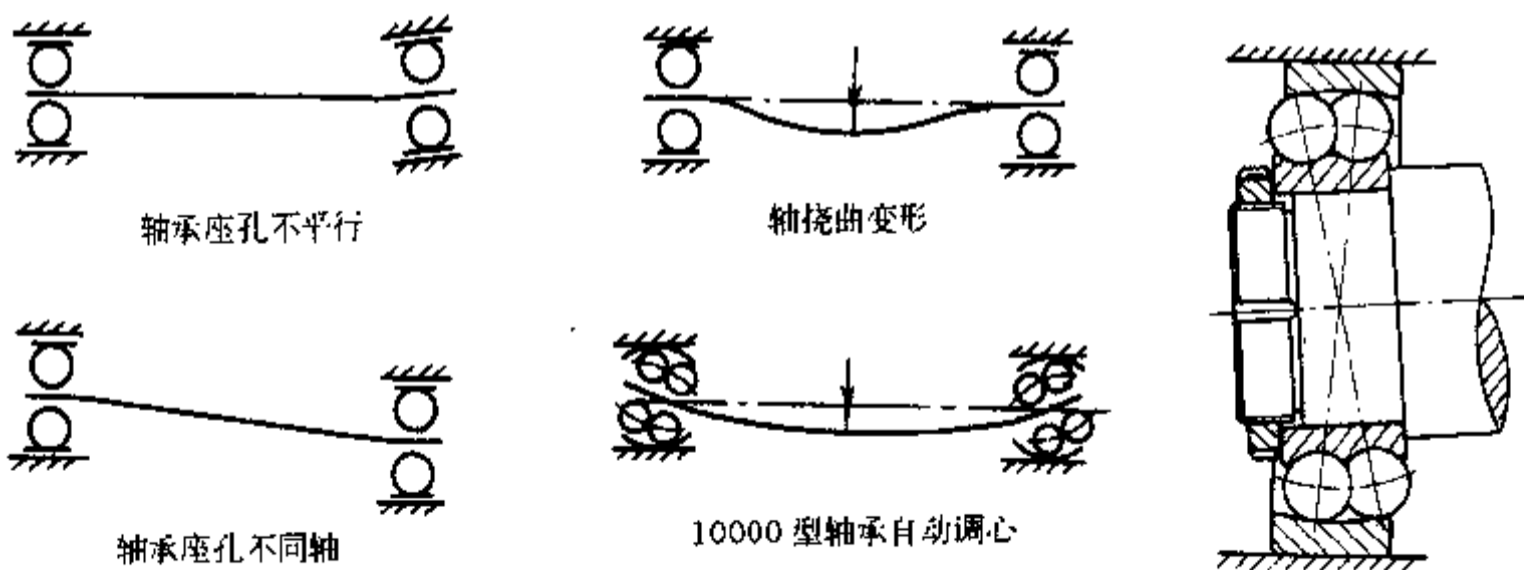


图 18.6 轴线偏斜的几种情况

图 18.7 调心轴承的调心作用

——为便于安装拆卸和调整间隙常选用内、外圈可分离的分离型轴承(如圆锥滚子轴承、四

点接触球轴承,见表 18.1)、具有内锥孔的轴承(图 18.8)或带紧定套的轴承(图 18.9)。

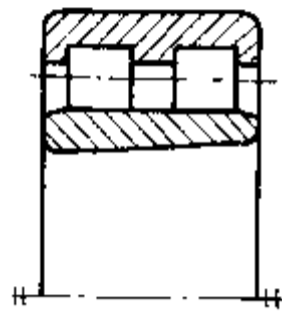


图 18.8 内圈无挡边的圆锥孔双列圆柱滚子轴承

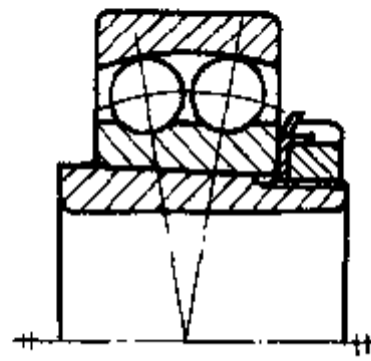


图 18.9 带有紧定套的调心球轴承

——选轴承时要注意经济性(参考表 18.1 各类型轴承价格比)。球轴承比滚子轴承便宜。同型号尺寸公差等级为 P0、P6、P5、P4、P2 的滚动轴承价格比约为 1:1.5:2:7:10。

18.3 滚动轴承的代号

滚动轴承代号是用字母加数字来表示轴承的结构、尺寸、公差等级、技术性能等特征的产品符号。

国家标准 GB/T 272—93 规定的轴承代号由三部分组成:

前置代号

基本代号

后置代号

基本代号是轴承代号的核心。前置代号和后置代号都是轴承代号的补充,只有在遇到对轴承结构、形状、材料、公差等级、技术要求等有特殊要求时才使用,一般情况的可部分或全部省略。

18.3.1 基本代号

轴承的基本代号包括三项内容:类型代号、尺寸系列代号和内径代号。

类型代号

尺寸系列代号

内径代号

——类型代号。用数字或字母表示不同类型的轴承,如表 18.1 所示。

——尺寸系列代号。由两位数字组成。前一位数字代表宽度系列(向心轴承)或高度系列(推力轴承),后一位数字代表直径系列。滚动轴承的具体尺寸系列代号见表 18.2,示意图见图 18.10。尺寸系列表示内径相同的轴承可具有不同外径,而同样外径又有不同宽度(或高度),由此用以满足各种不同要求的承载能力。

——内径代号。表示轴承公称内径的大小,用数字表示,见表 18.3。

表 18.2 滚动轴承尺寸系列代号

直径系列 代号	向 心 轴 承								推 力 轴 承			
	宽度系列代号(宽度→)								高度系列代号(高度→)			
	8	0	1	2	3	4	5	6	7	9	1	2
7	—	—	17	—	37	—	—	—	—	—	—	—
8	—	08	18	28	38	48	58	68	—	—	—	—
9	—	09	19	29	39	49	59	69	—	—	—	—
0	—	00	10	20	30	40	50	60	70	90	10	—
1	—	01	11	21	31	41	51	61	71	91	11	—
2	82	02	12	22	32	42	52	62	72	92	12	22
3	83	03	13	23	33	—	—	—	73	93	13	23
4	—	04	—	24	—	—	—	—	74	94	14	24
5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	95	—	—

(外径↓)

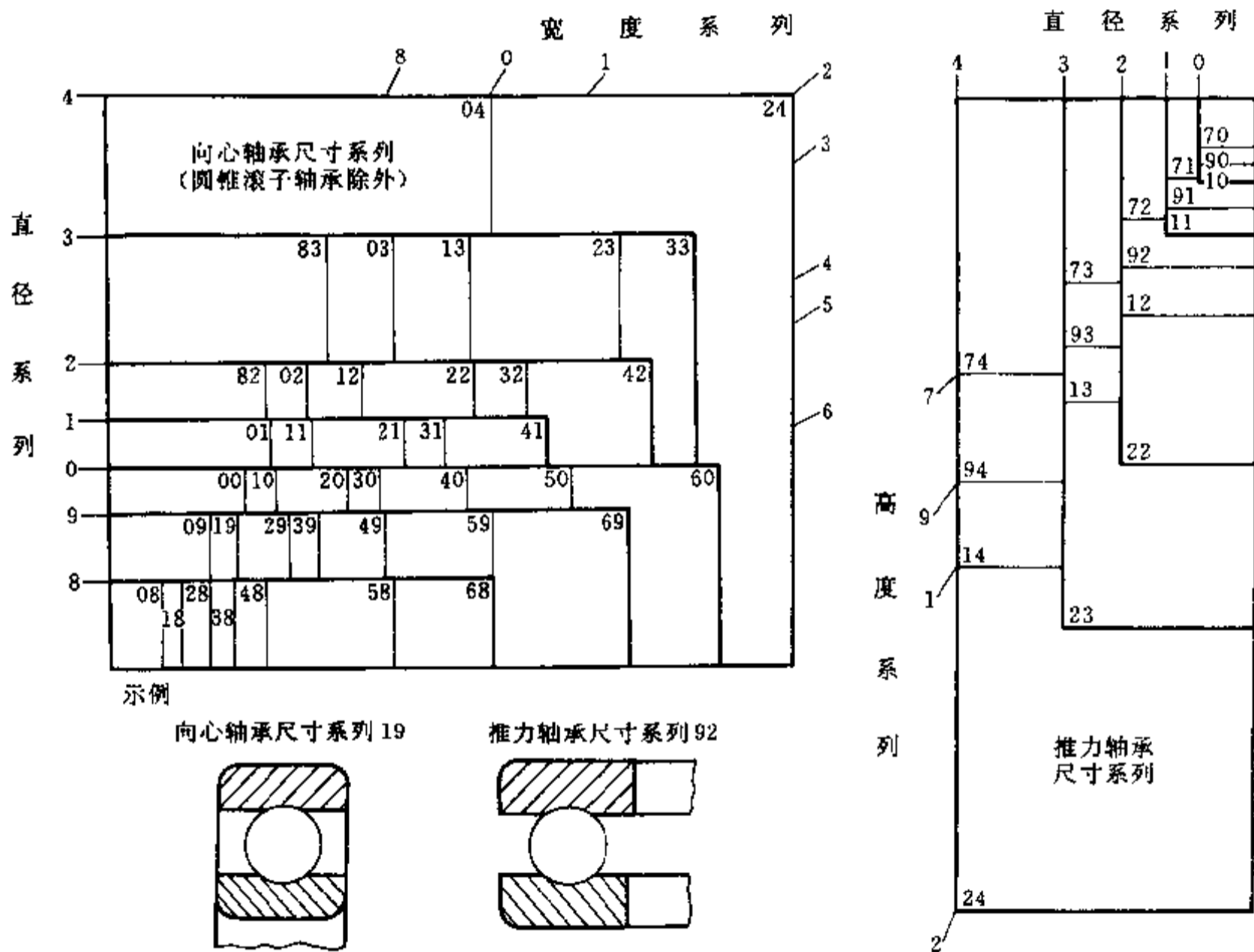


图 18.10 滚动轴承尺寸系列代号示意图

表 18.3 轴承内径代号

轴承公称内径 d/mm	内径代号	代号示例
10	00	6201
12	01	6——深沟球轴承
15	02	2——尺寸系列代号(0)2
17	03	01—— $d = 12 \text{ mm}$
20~480	04~96	N2208
	代号乘以 5 即为内径 d, mm	N——圆柱滚子轴承(外圈无挡边) 22——尺寸系列代号 08—— $d = 8 \times 5 = 40 \text{ mm}$
≥ 500	直接用内径尺寸毫米数表示,	230/500, 62/22, 618/2.5
22, 28, 32	与尺寸系列代号用	2, 6——轴承类型
1~9(整数)	“/”分开	30, (0)2, 18——尺寸系列代号
0.6~10(非整数)		500, 22, 2.5——内径 d, mm

18.3.2 前置代号

用字母表示,代号及其含义如下:

L——可分离轴承的可分离内圈或外圈,如 LN 207。

R——不带可分离内圈或外圈的轴承,如 RNU 207(NU 表示内圈无挡边的圆柱滚子轴承)。

K——滚子和保持架组件,如 K 81107。

WS、GS——分别为推力圆柱滚子轴承的轴圈、座圈,如 WS 81107、GS 81107。

18.3.3 后置代号

后置代号共有 8 组,其顺序及含义分别为

1	2	3	4	5	6	7	8
内部结构	密封、防尘与外部形状	保持架及其材料	轴承材料	公差等级	游隙	配置	其他

——内部结构代号。用字母表示。如:C、AC 和 B 分别代表公称接触角 $\alpha = 15^\circ$ 、 25° 和 40° ;E 代表增大承载能力进行结构改进的加强型;D 为剖分式轴承;ZW 为滚针保持架组件,双列。代号示例如:7210 B、7210 AC、NU 207 E。

——密封、防尘与外部形状变化代号。部分代号与含义如下:

K、K30 分别表示锥度 1:12 和 1:30 的圆锥孔轴承。代号示例如 1210 K、24122 K30。

R、N、NR 分别表示轴承外圈有止动挡边、止动槽、止动槽并带止动环。代号示例如 6210 N。

-RS、-RZ、-Z、-FS 分别表示轴承一面有骨架式橡胶密封圈(接触式为 RS、非接触式为 RZ)、有防尘盖、毡圈密封。代号示例如 6210-RS(同样轴承若两面有橡胶密封圈,则为 6210

-2RS)。

——保持架代号。表示保持架在标准规定的结构材料外其他不同结构型式与材料。如 A、B 分别表示外圈引导和内圈引导；J、Q、M、TN 则分别表示钢板冲压、青铜实体、黄铜实体和工程塑料保持架。

——公差等级代号。有/P0、/P6、/P6x、/P5、/P4、/P2 等 6 个代号，分别表示标准规定的 0、6、6x、5、4、2 等级的公差等级(2 级精度最高)^①，0 级可以省略不写。代号示例如 6203、6203/P6。

——游隙代号。有/C1、/C2、—、/C3、/C4、/C5 等 6 个代号，分别符合标准规定的游隙 1、2、0、3、4、5 组(游隙量自小而大)，0 组不注。代号示例如 6210、6210/C4。

公差等级代号和游隙代号同时表示时可以简化，如 6210/P63 表示轴承公差等级 P6 级、径向游隙 3 组。

——配置代号。成对安装的轴承有三种配置型式(图 18.11)，分别用三种代号表示：/DB——背对背安装；/DF——面对面安装；/DT——串联安装。代号示例如 32208/DF、7210 C/DT。

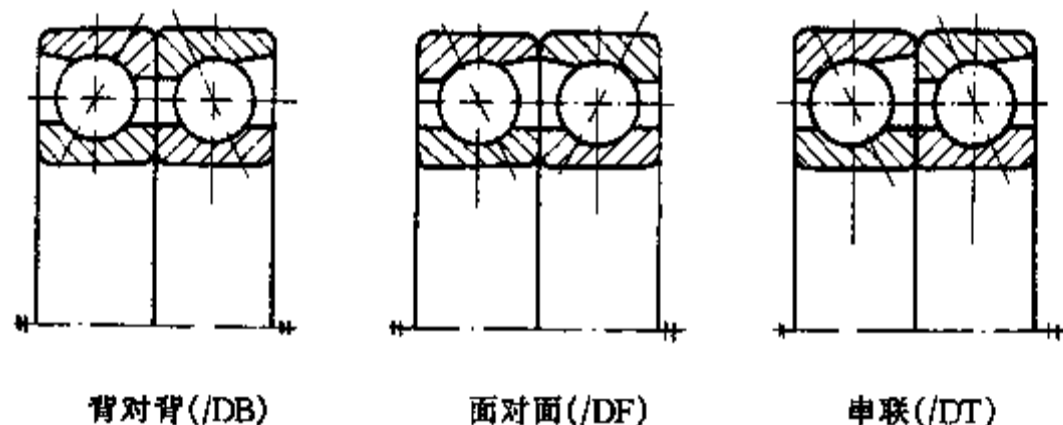


图 18.11 成对轴承配置安装型式

其他在振动、噪声、摩擦力矩、工作温度、润滑等方面有特殊要求的代号可查阅有关标准。

18.4 滚动轴承的力分析、失效和计算准则

18.4.1 向心轴承中作用力的分布

在中心轴向力作用下的滚动轴承，可认为载荷由各滚动体平均分担；在径向力作用下的滚动轴承则不然，它最多只有半圈滚动体受载，且各滚动体的受载大小也不同(图 18.12)。根据力的平衡条件可求出受载最大的滚动体的载荷为

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= \frac{4.37}{Z} F_r \approx \frac{5}{Z} F_r && \text{(点接触轴承)} \\ F_0 &= \frac{4.08}{Z} F_r \approx \frac{4.6}{Z} F_r && \text{(线接触轴承)} \end{aligned} \right\} \quad (18.1)$$

式中 F_r ——轴承所受的径向力； Z ——滚动体个数。

计算点接触球轴承最大载荷的公式可证明如下。

设 $F_0, F_1, \dots, F_i, \dots, F_n$ 是各球所受的力， ϕ 是各球间的中心角，根据平衡条件可得

^① 0 级、6 级、5 级、4 级、2 级公差等级分别相当于旧标准的 G、E、D、C、B 级精度。

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \phi + \dots + 2F_i \cos i\phi + \dots + 2F_n \cos n\phi$$

在载荷 F_r 作用下,内圈下沉 δ_0 。假定内、外圈本身不变形,则各球的径向变形为

$$\delta_i \approx \delta_0 \cos i\phi$$

根据赫兹公式,已知球的变形 δ 与作用力 F 的关系是 $\delta = CF^{2/3}$,那么

$$F_0 = \left(\frac{\delta_0}{C}\right)^{3/2}$$

$$F_i = \left(\frac{\delta_i}{C}\right)^{3/2} = \left(\frac{\delta_0 \cos i\phi}{C}\right)^{3/2} = F_0 \cos^{3/2} i\phi$$

将 F_0, F_i 代入 F_r 式得

$$F_r = F_0 (1 + 2\cos^{3/2} \phi + \dots + 2\cos^{3/2} i\phi + \dots + 2\cos^{3/2} n\phi)$$

用 Z 代表球的总数,则 $\phi = \frac{360^\circ}{Z}$,上式可化为

$$F_0 = \frac{F_r}{Z} \left(\frac{Z}{1 + 2\cos^{3/2} \phi + \dots + 2\cos^{3/2} i\phi + \dots + 2\cos^{3/2} n\phi} \right)$$

分别取 $Z = 10, 15, 20$,只计一半球受力($n\phi \leq 90^\circ$),则括号内的数值分别为 4.38、4.37、4.36,取平均值 4.37,则

$$F_0 = \frac{4.37}{Z} F_r$$

考虑到轴承游隙和内、外圈变形的影响,将上式中的 4.37 修正为 5。

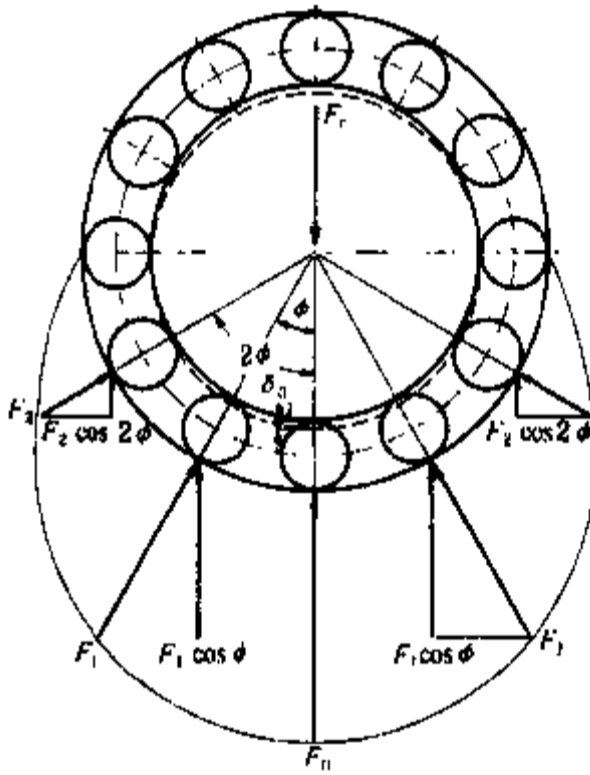


图 18.12 滚动轴承上径向载荷的分布

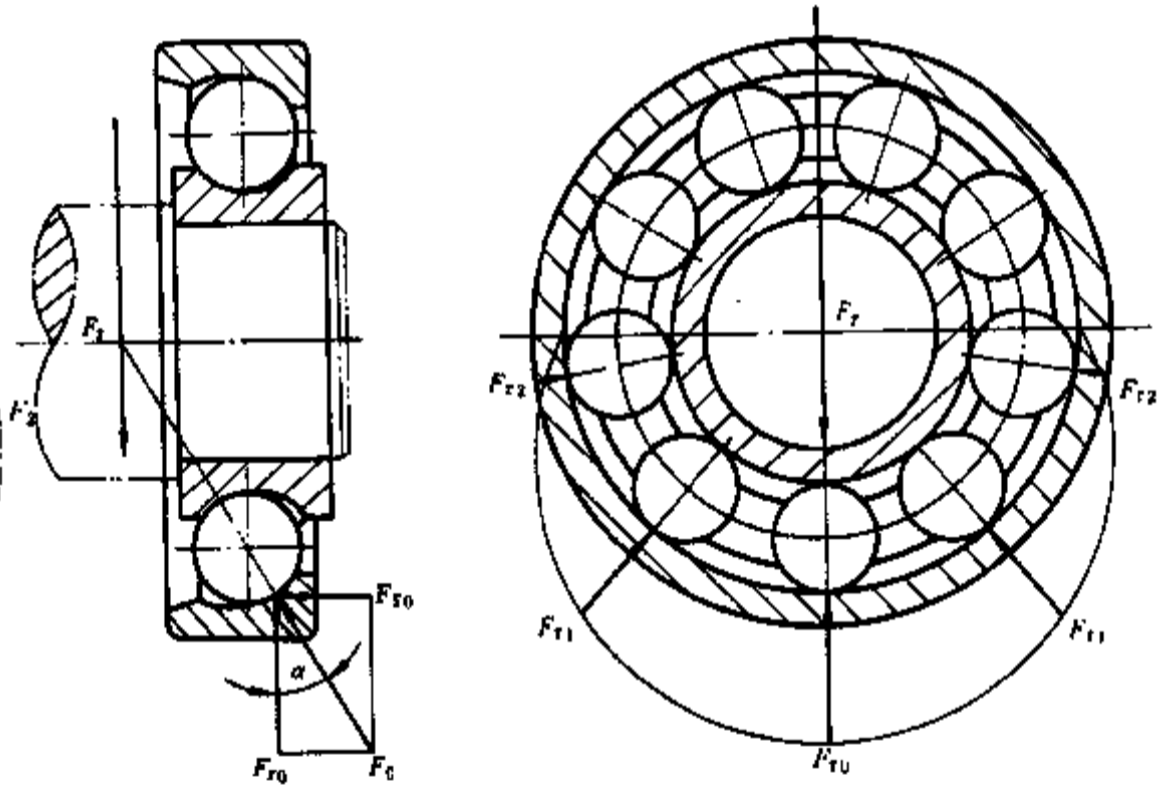


图 18.13 角接触球轴承中径向载荷所产生的轴向分力

18.4.2 角接触轴承中的附加轴向力 F_s

角接触轴承受径向载荷 F_r 时,会产生附加轴向力 F_s 。图 18.13 所示轴承下半圈第 i 个球受径向力 F_{ri} 。由于轴承外圈接触点法线与轴承中心平面有接触角 α ,通过接触点法线对轴承内圈和轴的法向反力 F_i 将产生径向分力 F_{ri} 和轴向分力 F_{si} 。各球的轴向分力之和即为轴承的附加轴向力 F_s 。按一半滚动体受力进行分析,得

$$F_s \approx 1.25 F_r \tan \alpha \quad (18.2)$$

式 18.2 可证明如下:第 i 个球的轴向分力为

$$F_{S_i} = F_n \tan \alpha$$

由前节分析可知

$$F_n = F_e \cos^{3/2} i\phi = \frac{4.37}{Z} F_r \cos^{3/2} i\phi$$

由此得作用在各球上的轴向分力分别为

$$F_{S0} = \frac{4.37}{Z} F_r \tan \alpha$$

$$F_{S_i} = \frac{4.37}{Z} F_r \cos^{3/2} i\phi \tan \alpha$$

整个轴承上的附加轴向力为

$$F_S = \Sigma F_{S_i} = \frac{4.37}{Z} F_r (1 + 2\cos^{3/2} \phi + \dots + 2\cos^{3/2} i\phi + \dots + 2\cos^{3/2} n\phi) \tan \alpha$$

取 $Z = 8 \sim 20$, $n\phi \leq 90^\circ$ (只计一半球受力), 得式 18.2。

计算各种角接触轴承附加轴向力的公式可查表 18.4。表中 F_r 为轴承的径向载荷; e 为判断系数, 查表 18.7; Y 为圆锥滚子轴承的轴向动载荷系数, 查表 18.7。

表 18.4 角接触轴承的附加轴向力 F_S

轴承类型	角 接 触 球 轴 承			圆锥滚子轴承
	70000 C ($\alpha = 15^\circ$)	70000 AC ($\alpha = 25^\circ$)	70000 B ($\alpha = 40^\circ$)	30000
$F_S =$	eF_r	$0.68F_r$	$1.14F_r$	$F_r/(2Y)$

角接触轴承附加轴向力的方向是由轴承外圈的宽边指向窄边, 通过内圈作用于轴上, 由于角接触轴承受径向载荷后会产生相应的附加轴向力, 故应成对使用。

18.4.3 滚动轴承的失效

滚动轴承工作时内、外套圈间有相对运动, 滚动体既自转又围绕轴承中心公转, 滚动体和套圈分别受到不同的脉动接触应力。根据工作情况, 滚动轴承的失效形式主要有以下几种:

——点蚀。滚动轴承受载后各滚动体的受力大小不同, 对于回转的轴承, 滚动体与套圈间产生变化的接触应力, 工作若干时间后, 各元件接触表面上都可能发生接触疲劳磨损, 出现点蚀现象, 有时由于安装不当, 轴承局部受载较大, 更促使点蚀早期发生。

——塑性变形。在一定的静载荷或冲击载荷作用下, 滚动体或套圈滚道上将出现不均匀的塑性变形凹坑。这时, 轴承的摩擦力矩、振动、噪声都将增加, 运转精度也降低。

——磨粒磨损、粘着磨损。在多尘条件下工作的滚动轴承, 虽然采用密封装置, 滚动体与套圈仍有可能产生磨粒磨损。据统计, 在拖拉机中, 滚动轴承由于磨粒磨损失效的约为点蚀失效的 2.5 倍。圆锥滚子轴承滚子大端与套圈挡边、推力球轴承球与保持架、滚道之间在工作时都有可能发生滑动摩擦, 如润滑不充分, 也会发生粘着磨损, 并引起表面发热、胶合, 甚至使滚动体回火。速度越高, 发热及粘着磨损将越严重。

其他还有锈蚀、电腐蚀和由于操作、维护不当引起的元件破裂等失效形式。

18.4.4 滚动轴承的计算准则

决定轴承尺寸时,要针对主要失效形式进行必要的计算。一般工作条件的回转滚动轴承,应进行接触疲劳寿命计算和静强度计算;对于摆动或转速较低的轴承,只需作静强度计算;高速轴承由于发热而造成的粘着磨损、烧伤常是突出矛盾,除进行寿命计算外,还需核验极限转速。

此外,要特别注意轴承组合设计的合理结构、润滑和密封,这对保证轴承的正常工作往往起决定性的作用。

与主要失效形式相对应,滚动轴承具有三个基本性能参数:满足一定疲劳寿命要求的基本额定动载荷 C_r (径向)或 C_a (轴向),满足一定静强度要求的基本额定静载荷 C_{0r} (径向)或 C_{0a} (轴向)和控制轴承磨损的极限转速 N_0 。各种轴承的性能指标值 C 、 C_0 、 N_0 等可查有关手册。

18.5 滚动轴承的动载荷和寿命计算

18.5.1 基本额定动载荷和基本额定寿命

大部分滚动轴承是由于疲劳点蚀而失效的。轴承中任一元件出现疲劳剥落扩展迹象前运转的总转数或一定转速下的工作小时数称为轴承寿命(指的是两个套圈间的相对转数或相对转速)。

同样的一批轴承在相同工作条件下运转,各轴承的实际寿命大不相同,最高的和最低的可能相差数十倍。对一个具体轴承很难预知其确切寿命,但一批轴承则服从一定的概率分布规律,用数理统计的方法处理数据可分析计算一定可靠度 R 或失效概率 n 下的轴承寿命。实际选择轴承时常以基本额定寿命为标准。轴承的基本额定寿命是指 90% 可靠度、常用材料和加工质量、常规运转条件下的寿命,以符号 $L_{10}(r)$ 或 $L_{10h}(h)$ 表示。不同可靠度、特殊轴承性能和运转条件时其寿命可对基本额定寿命进行修正,称为修正额定寿命。

标准中规定将基本额定寿命为一百万转($10^6 r$)时轴承所能承受的恒定载荷取为基本额定动载荷 C 。也就是说,在基本额定动载荷作用下,轴承可以工作 $10^6 r$ 而不发生点蚀失效,其可靠度为 90%。基本额定动载荷大,轴承抗疲劳的承载能力相应较强。径向基本额定动载荷 C_r 对向心轴承(角接触轴承除外)是指径向载荷,对角接触轴承则是指引起轴承套圈间产生相对径向位移时的载荷径向分量。对推力轴承,轴向基本额定动载荷 C_a 是指中心轴向载荷。

各类轴承的基本额定动载荷 C 可由表 18.5 中的有关公式计算。式中滚动体列数 i 、一列滚动体的数目 Z 、公称接触角 α 、钢球直径 D_w 、滚子的中部直径 D_m 和长度 L_m (尺寸均以 mm 计)等参数由轴承制造厂提供。系数 f_c 和 b_m 由轴承标准给出。 f_c 是与轴承零件的几何形状、制造精度和材料有关的系数,由不同类型轴承及有关尺寸比例而定。 b_m 为当前材料和加工质量的额定系数,反映不同冶炼方法的轴承钢材质对轴承承载能力的影响(如采用真空脱气钢 $b_m \approx 1.1 \sim 1.3$)。

表 18.5 滚动轴承径向、轴向基本额定动载荷的计算公式

轴承类型	参数特征	计算公式
深沟球轴承和 角接触球轴承	$D_w \leq 25.4 \text{ mm}$ $D_w > 25.4 \text{ mm}$	$C_r = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8}$ $C_r = 3.647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.4}$
圆柱滚子轴承和 圆锥滚子轴承		$C_r = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$
推力球轴承	$D_w \leq 25.4 \text{ mm}$ $\alpha = 90^\circ$	$C_a = b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.8}$
	$\alpha \neq 90^\circ$	$C_a = b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} \tan \alpha \cdot Z^{2/3} D_w^{1.8}$
	$D_w > 25.4 \text{ mm}$ $\alpha = 90^\circ$	$C_a = 3.647 b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.4}$
	$\alpha \neq 90^\circ$	$C_a = 3.647 b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} \tan \alpha \cdot Z^{2/3} D_w^{1.4}$
推力圆柱 滚子轴承	$\alpha = 90^\circ$ $\alpha \neq 90^\circ$	$C_a = b_m f_c L_{we}^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$ $C_a = b_m f_c (L_{we} \cos \alpha)^{7/9} \cdot \tan \alpha \cdot Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$

GB/T 6391—95 规定,滚动轴承的基本额定动载荷计算方法适用于当代常用的优质淬硬钢(真空脱气钢)、按良好加工方法制造、接触表面为常规设计的滚动轴承。按此法计算所得各类滚动轴承的基本额定动载荷值可查有关资料^①。

在材质、工作温度和零件硬度有变化情况下滚动轴承的基本额定动载荷值要进行修正。不同冶炼方法材质不同,主要通过 b_m 系数影响 C 值。旧标准滚动轴承 C 值是按普通电炉钢计算的,故数值较低;而采用真空重熔、电渣重熔等先进精炼钢, C 值会提高。一般轴承零件表面硬度为 61HRC~65HRC,所能承受的工作温度可达 120℃,若表面硬度降至 58 HRC 以下或在高温中使用,都会影响承载能力。此时,基本额定动载荷 C 要按下式修正:

$$C_T = g_T C \quad (18.3)$$

$$C_H = g_H C \quad (18.4)$$

式中 C_T ——经过温度修正的基本额定动载荷, N; g_T ——温度系数,参考表 18.6 取值; C_H ——经过材料硬度修正的基本额定动载荷, N; g_H ——硬度系数, $g_H = (\text{HRC}/58)^{3.6}$ 。

表 18.6 温度系数 g_T

工作温度,℃	<120	125	150	175	200	225	250	300
g_T	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.60

18.5.2 当量动载荷

滚动轴承若同时承受径向和轴向联合载荷,为了计算轴承寿命时在相同条件下比较,需将实际工作载荷转化为当量动载荷。在当量动载荷作用下,轴承寿命与实际联合载荷下轴承的寿命

^① 如洛阳轴承研究所编《全国滚动轴承产品样本》,1995年。

表 18.7 滚动轴承当量动载荷计算的 X、Y 值

轴承类型	F_a/C_{0r} ^①	e	单列轴承				双列轴承				
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
深沟球轴承	0.014	0.19				2.30				2.3	
	0.028	0.22				1.99				1.99	
	0.056	0.26				1.71				1.71	
	0.084	0.28				1.55				1.55	
	0.11	0.30	1	0	0.56	1.45	1	0	0.56	1.45	
	0.17	0.34				1.31				1.31	
	0.28	0.38				1.15				1.15	
	0.42	0.42				1.04				1.04	
	0.56	0.44				1.00				1	
角接触球轴承	0.015	0.38				1.47		1.65		2.39	
	0.029	0.4				1.40		1.57		2.28	
	0.058	0.43				1.30		1.46		2.11	
	0.087	0.46				1.23		1.38		2	
	$\alpha=15^\circ$	0.12	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
		0.17	0.50				1.12		1.26		1.82
		0.29	0.55				1.02		1.14		1.66
		0.44	0.56				1.00		1.12		1.63
		0.58	0.56				1.00		1.12		1.63
		$\alpha=25^\circ$	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67
	$\alpha=40^\circ$	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93
双列角接触球轴承	$\alpha=30^\circ$	—	0.8	—	—	—	—	1	0.78	0.63	1.24
四点接触球轴承	$\alpha=35^\circ$	—	0.95	1	0.66	0.6	1.07	—	—	—	—
圆锥滚子轴承	—	$1.5 \tan \alpha$ ^②	1	0	0.4	$0.4 \cot \alpha$	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	
调心球轴承	—	$1.5 \tan \alpha$	—	—	—	—	1	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	
推力调心滚子轴承	—	$\frac{1}{0.55}$	—	—	1.2	1	—	—	—	—	

①相对轴向载荷 F_a/C_{0r} 中的 C_{0r} 为轴承的径向基本额定静载荷,由手册查取。与 F_a/C_{0r} 中间值相应的 e 、 Y 值可用线性内插法求得。

②由接触角 α 确定的各项 e 、 Y 值也可根据轴承型号在手册中直接查取。

相同。

当量动载荷 P 的计算公式是

$$P = XF_r + YF_a$$

式中 F_r ——径向载荷, N; F_a ——轴向载荷, N; X 、 Y ——径向动载荷系数和轴向动载荷系数, 可由表 18.7 查取。

表 18.7 中 e 是一个判断系数, 它是适用于各种 X 和 Y 系数值的 F_a/F_r 极限值。试验证明, 轴承 $F_a/F_r \leq e$ 或 $F_a/F_r > e$ 时其 X 、 Y 值是不同的。单列向心轴承或角接触轴承当 $F_a/F_r \leq e$ 时, $Y=0$, $P=F_r$, 即轴向载荷对当量动载荷的影响可以不计。深沟球轴承和角接触球轴承的 e 值随 F_a/C_{0r} 的增加而增大。 F_a/C_{0r} 反映轴向载荷的相对大小, 它通过接触角的变化而影响 e 值。

$\alpha=0^\circ$ 的圆柱滚子轴承与滚针轴承只能承受径向力, 当量动载荷 $P_r=F_r$; 而 $\alpha=90^\circ$ 的推力轴承只能承受轴向力, 其当量动载荷 $P_a=F_a$ 。

由于机械工作时常具有振动和冲击。为此, 轴承的当量动载荷应按下式计算:

$$P = f_d(XF_r + YF_a) \quad (18.5)$$

冲击载荷系数 f_d 由表 18.8 选取。

表 18.8 冲击载荷系数 f_d

载荷性质	机器举例	f_d
平稳运转或轻微冲击	电机、水泵、通风机、汽轮机	1.0~1.2
中等冲击	车辆、机床、起重机、冶金设备、内燃机	1.2~1.8
强大冲击	破碎机、轧钢机、振动筛、工程机械、石油钻机	1.8~3.0

18.5.3 基本额定寿命

滚动轴承的寿命随载荷增大而降低, 寿命与载荷的关系曲线如图 18.14, 其曲线方程为

$$P^e L_{10} = \text{常数}$$

式中 P ——当量动载荷, N; L_{10} ——基本额定寿命, 常以 $10^6 r$ 为单位(当寿命为一百万转时, $L_{10}=1$); e ——寿命指数, 球轴承 $e=3$, 滚子轴承 $e=10/3$ 。

由手册查得的基本额定动载荷 C 是以 $L_{10}=1$ 、可靠度为 90% 为依据的。由此可列出当轴承的当量动载荷为 P 时以转数为单位的基本额定寿命 L_{10} 为

$$C \times 1 = P^e \times L_{10} \\ L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^e \cdot 10^6 r \quad (18.6)$$

若轴承工作转速为 n r/min, 可求出以小时数为单位的基本额定寿命

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^e = \frac{16\,670}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^e \quad h \quad (18.7)$$

应取 $L_{10h} \geq L'_h$ 。 L'_h 为轴承的预期使用寿命。通常参照机器大修期限决定轴承的预期使用寿

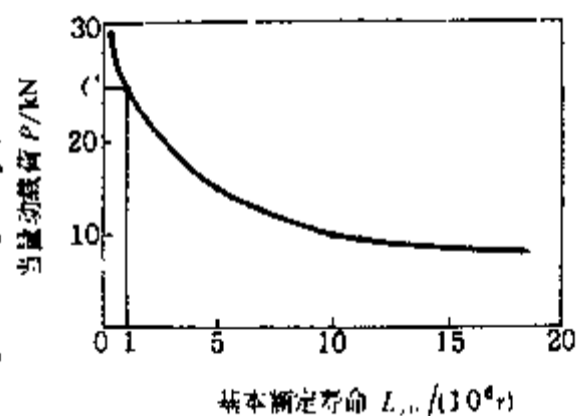


图 18.14 滚动轴承的 $P-L$ 曲线

命,表 18.9 的荐用值可供参考。

表 18.9 滚动轴承预期使用寿命的荐用值

使用条件	预期使用寿命, h
不经常使用的仪器和设备	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、农业机械、装配吊车、自动送料装置	3 000~8 000
间断使用的机械,中断使用将引起严重后果,如发电站辅助设备、流水作业的传动装置、带式输送机、车间吊车	8 000~12 000
每天 8 小时工作的机械,但经常不是满载荷使用,如电机、一般齿轮装置、压碎机、起重机和一般机械	10 000~25 000
每天 8 小时工作,满载荷使用,如机床、木材加工机械、工程机械、印刷机械、分离机、离心机	20 000~30 000
24 小时连续工作的机械,如压缩机、泵、电机、轧机齿轮装置、纺织机械	40 000~50 000
24 小时连续工作的机械,中断使用将引起严重后果,如纤维机械、造纸机械、电站主要设备、给排水设备、矿用泵、矿用通风机	≈100 000

若已知轴承的当量动载荷 P 和预期使用寿命 L'_h ,则可按下式求得相应的计算额定动载荷 C' ,它与所选用轴承型号的 C 值必须满足下式要求

$$C \geq C' = P \sqrt{\frac{n}{16\,670} L'_h} \quad \text{N} \quad (18.8)$$

例题 18.1 齿轮减速器的高速轴用一对深沟球轴承支承,转速 $n = 3\,000 \text{ r/min}$,轴承径向载荷 $F_r = 4\,800 \text{ N}$,轴向载荷 $F_a = 2\,500 \text{ N}$,有轻微冲击。轴颈直径 $d \geq 70 \text{ mm}$,轴承预期使用寿命 $L'_h = 5\,000 \text{ h}$,可靠度 90%,脂润滑。试选轴承型号。

解 由于轴承型号未定, C_{or} 、 e 、 X 、 Y 值都无法确定,必须进行试算。以下采用预选轴承的方法。

预选 6214 与 6314 两种深沟球轴承方案进行计算,由手册查得轴承数据如下:

方案	轴承型号	C_r/N	C_{or}/N	D/mm	B/mm	$N_0/(\text{r/min})$
1	6214	60 800	45 000	125	24	4 800
2	6314	105 000	68 000	150	35	4 300

计算步骤与结果列于下表:

计算项目	计算内容	计算结果	
		6214 轴承	6314 轴承
F_a/C_{0r}	$F_a/C_{0r} = 2\,500/C_{0r}$	0.056	0.037
e	查表 18.7	0.26	0.236
F_a/F_r	$F_a/F_r = 2\,500/4\,800$	$0.52 > e$	$0.52 > e$
X, Y	查表 18.7	$X = 0.56, Y = 1.71$	$X = 0.56, Y = 1.88$
冲击载荷系数 f_d	查表 18.8	1.2	1.2
当量动载荷 P	$P = f_d(XF_r + YF_a)$ (式 18.5) $= 1.2 \times (4\,800X + 2\,500Y)$	8 356 N	8 866 N
计算额定动载荷	$C'_r = P \sqrt[3]{\frac{L_h n}{16\,670}}$ (式 18.8)		
C'_r	$= P \sqrt[3]{\frac{5\,000 \times 3\,000}{16\,670}}$	80 670 N	85 595 N
基本额定动载荷 C_r	查手册	$60\,800 < C'_r$	$105\,000 > C'_r$

结论:选用 6314 深沟球轴承可以满足轴承寿命的要求。

18.5.4 角接触轴承的载荷计算

1. 载荷作用中心

角接触轴承在计算支反力时,首先要确定载荷作用中心 O ,它的位置应为各滚动体的载荷矢量与轴中心线的交点,如图 18.15 所示。角接触球轴承载荷中心与轴承外侧端面的距离 a 可由下式计算,也可直接从手册查得。

$$a = \frac{B}{2} + \frac{D_{pw}}{2} \tan \alpha$$

式中 D_{pw} ——滚动体中心圆直径, $D_{pw} = (D + d)/2$; d, D ——轴承内径、外径; B ——轴承宽度。

接触角 α 及直径 D_{pw} 越大,载荷作用中心距轴承宽度中点越远。为了简化计算,常假设载荷中心就在轴承宽度中点,但这对于跨距较小的轴,误差较大,不宜随便简化。

圆锥滚子轴承载荷中心与轴承外圈端面的距离 a 可由手册查得。

2. 轴向载荷计算

分析角接触轴承所受的轴向载荷要同时考虑由径向力引起的附加轴向力和作用于轴上的其他工作轴向力,根据具体情况由力的平衡关系进行计算。

图 18.16a 中, F_R 和 F_A 分别为作用于轴上的径向和轴向载荷, 两轴承的径向反力为 F_{r1} 及 F_{r2} , 相应产生的附加轴向力则为 F_{S1} 和 F_{S2} 。作用于轴上的各轴向力示于图 18.16b。

根据轴的平衡关系按下列两种情况分析轴承 I、II 所受的轴向力:

——如果 $F_{S1} + F_A > F_{S2}$ (图 18.16c), 轴有向右移动的趋势, 使轴承 II “压紧”, 轴的右端将通过轴承 II 受一平衡反力 F'_{S2} , 由此可求出轴承 II 的轴向力为

$$F_{a2} = F_{S2} + F'_{S2} = F_{S1} + F_A$$

因轴承 I 只受附加轴向力, 故

$$F_{a1} = F_{S1}$$

——如果 $F_{S1} + F_A < F_{S2}$ (图 18.16d), 轴有向左移动的趋势, 使轴承 I “压紧”, 此时轴的左端将通过轴承 I 受一平衡反力 F'_{S1} , 可求出两轴承上的轴向力分别为

$$F_{a1} = F_{S1} + F'_{S1} = F_{S2} - F_A$$

$$F_{a2} = F_{S2}$$

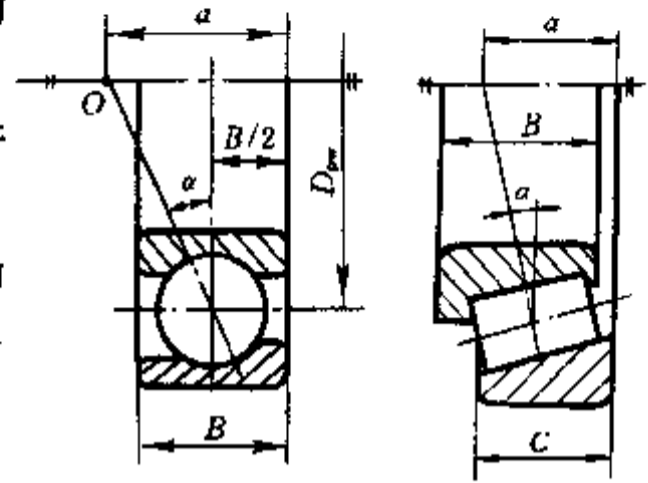
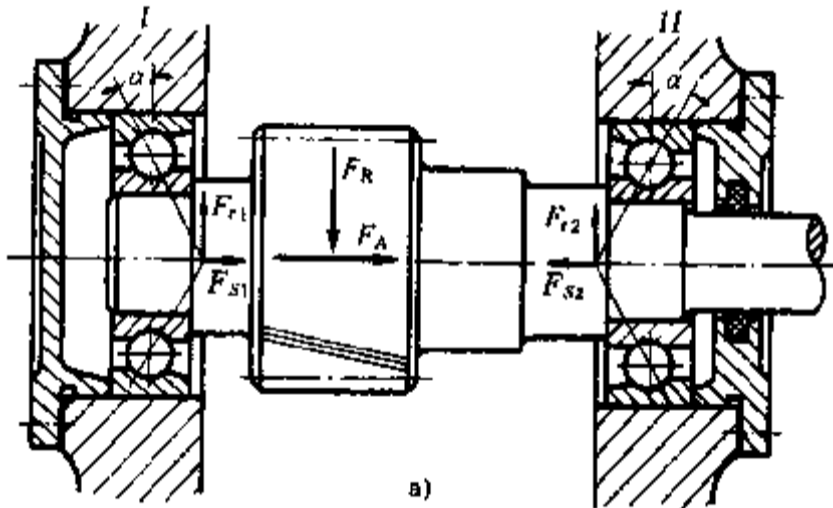


图 18.15 角接触轴承的载荷作用中心

图 18.16 角接触轴承的轴向力

计算角接触轴承轴向力的方法可归纳如下: 1) 判明轴上全部轴向力(包括外载荷和轴承的附加轴向力)合力的指向, 确定“压紧”端轴承; 2) “压紧”端轴承的轴向力等于除本身的附加轴向力外其他所有轴向力的代数和; 3) 另一端轴承的轴向力等于它本身的附加轴向力。

例题 18.2 试分析图 18.17 轴系各圆锥滚子轴承所受的轴向力。

解 因 $F_{S1} - F_{A1} + F_{A2} > F_{S2}$, 轴有向右移动的趋势。这时, 轴承 II “压紧”, 由此得

$$F_{a1} = F_{S1} = 4\ 000\ \text{N}$$

$$F_{a2} = F_{S2} - F_{A1} + F_{A2} = 9\ 000\ \text{N}$$

18.5.5 不稳定载荷下的轴承寿命计算

载荷和转速有变化的滚动轴承, 应根据疲劳积累假说求出平均当量转速 n_m 和平均当量动

载荷 P_m 来进行寿命计算。

若轴承的当量动载荷依次为 P_1, P_2, \dots, P_k , 相应的转速为 n_1, n_2, \dots, n_k , 每种工况下运转时间占总运转时间的百分比分别为 a_1, a_2, \dots, a_k , 则可推出滚动轴承的平均当量转速 n_m 和平均当量动载荷 P_m 为

$$n_m = n_1 a_1 + n_2 a_2 + \dots + n_k a_k \quad (18.9)$$

$$P_m = \sqrt{\frac{n_1 a_1 P_1^\epsilon + n_2 a_2 P_2^\epsilon + \dots + n_k a_k P_k^\epsilon}{n_m}} \quad (18.10)$$

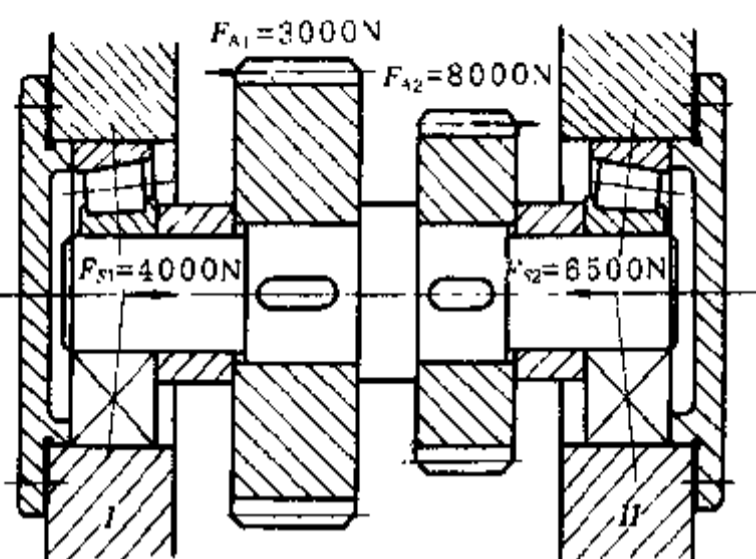


图 18.17 例题 18.2 图

将 18.9、18.10 两式代入式 18.7, 得寿命时数

$$L_{10h} = \frac{16\,670}{n_m} \left(\frac{C}{P_m} \right)^\epsilon = \frac{16\,670 C^\epsilon}{n_1 a_1 P_1^\epsilon + n_2 a_2 P_2^\epsilon + \dots + n_k a_k P_k^\epsilon} \quad (18.11)$$

例题 18.3 三速铣床主轴箱中间轴上的 6206 轴承的工作情况见下表所列, 试求轴承寿命 L_{10h} 。

当量动载荷 P/N	工作转速 $n/(r/min)$	工作时间百分比 $a, \%$
2 690	152	30
970	210	50
390	760	20

解 由手册查得 6206 深沟球轴承的基本额定动载荷 $C_r = 19\,500N$, 球轴承 $\epsilon = 3$, 将有关参数代入式 18.11

$$L_{10h} = \frac{16\,670 \times 19\,500^3}{152 \times 0.3 \times 2\,690^3 + 210 \times 0.5 \times 970^3 + 760 \times 0.2 \times 390^3} = 124\,550 \text{ h}$$

18.5.6 修正额定寿命

对于要求具有特殊轴承性能、特殊运转条件或可靠度不是 90% 而是 $(100 - n)\%$ 的滚动轴承, 应在式 18.6、18.7 的基础上修正其基本额定寿命。修正额定寿命可按下式计算

$$\begin{aligned} L_m &= a_1 a_2 a_3 L_{10} \\ L_{mh} &= a_1 a_2 a_3 L_{10h} \end{aligned} \quad (18.12)$$

——可靠性寿命修正系数 a_1 。在一定载荷下工作的滚动轴承, 可靠度不同时, 计算寿命也不同。可靠度越低的计算寿命越长。

大量试验证明, 滚动轴承的可靠度 R 与寿命 L_n 的关系符合韦布尔分布曲线, 见图 18.18, 其基本关系式为

$$R = e^{-\alpha (L_n)^\beta}$$

式中 β ——离散指数, 表示试验轴承的离散程度, 对于球轴承 $\beta = 10/9$, 滚子轴承 $\beta = 9/8$; α ——系数。当可靠度为 90% 时, $R = 0.9$, $L_n = L_{10}$ (基本额定寿命), 分别代入上式得系数值

$$\alpha = \ln \left(\frac{1}{0.9} \right) \frac{1}{L_{10}^\beta} = 0.10536 \frac{1}{L_{10}^\beta}$$

所以,可靠度 R 与寿命 L_n 的关系式为

$$R = e^{-0.10536 \left(\frac{L_n}{L_{10}} \right)^\beta} \quad (18.13)$$

$$L_n = L_{10} \sqrt[\beta]{\frac{1}{0.10536} \cdot \ln \frac{1}{R}} = a_1 L_{10} \quad (18.14)$$

a_1 称为可靠性寿命修正系数,可直接由表 18.10 查取。表中 $R \leq 0.9$ 的数值系由式 18.13 计算而得。高可靠度情况下,试验结果偏离韦布尔分布, $R > 0.9$ 的数值直接由轴承标准给出。可靠度 R 为 100% 的轴承寿命(或称最小寿命)可近似取为 $L_{min} = 0.05L_{10}$ 。

常用式 18.13 计算一定预期寿命下轴承的可靠度,而式 18.14 可预测一定可靠度下的轴承寿命。

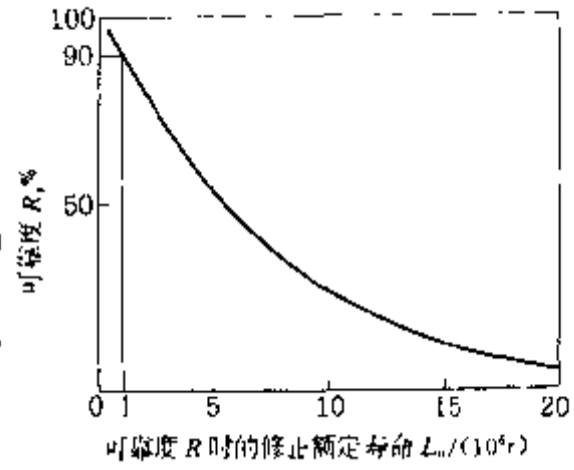


图 18.18 寿命-可靠度曲线

表 18.10 可靠性寿命修正系数 a_1

额定寿命	可靠度 $R, \%$	a_1		额定寿命	可靠度 $R, \%$	a_1	
		球	滚子			球	滚子
L_{60}	40	7.01	6.84	L_5	95	0.62	
L_{50}	50	5.45	5.34	L_4	96	0.53	
L_{40}	60	4.14	4.07	L_3	97	0.44	
L_{30}	70	2.00	2.96	L_2	98	0.33	
L_{20}	80	1.96	1.95	L_1	99	0.21	
L_{10}	90	1	1				

——特殊轴承性能寿命修正系数 a_2 。通过专门的轴承设计、采用特殊种类与质量的材料或特殊的制造工艺可使轴承具有特殊性能。就寿命而言,可在计算中引入寿命修正系数 a_2 。如采用夹杂物含量非常低或经特别分析处理的钢材可取 $a_2 \geq 1$; 由于特殊热处理造成材料硬度降低而导致轴承寿命下降则取 $a_2 < 1$ 。

——运转条件寿命修正系数 a_3 。轴承运转条件对寿命的影响通过系数 a_3 加以考虑。这里包括润滑条件、外来有害物质存在与否以及引起材料性能改变的条件等。如润滑比较充分,滚动体与滚道接触处存在一层厚度等于或稍大于接触表面综合粗糙度的油膜,取 $a_3 = 1$ 。而润滑条件差,如工作温度下润滑剂运动粘度对于球轴承小于 $13 \text{ mm}^2/\text{s}$ 、对于滚子轴承小于 $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ 或转速特别低 ($D_{pw} \cdot n < 10^4 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$) 时,应取 $a_3 < 1$ 。按式 4.8 计算,若 $\lambda \geq 3$,可形成完全的弹性流体动力润滑油膜,轴承寿命将有明显提高,可取 $a_3 > 1$ 。

合适的 a_2, a_3 推荐值由有关轴承制造厂提供。

例题 18.4 某传动系统中的一个 6205 深沟球轴承,转速 $n = 660 \text{ r}/\text{min}$,承受径向载荷 $F_r = 945 \text{ N}$,有一定冲击 ($f_d = 1.6$)。1) 求轴承的基本额定寿命 L_{10h} ; 2) 若只要求可靠度为 80%, 轴承寿命 L_{20h} 是多少? 3) 若轴承

预期寿命为 30 000 h, 可靠度 R 是多少?

解 1. 查手册 6205 轴承 $C_r = 14\ 000\ \text{N}$

当量动载荷

$$P = f_0 F_r = 1.6 \times 945 = 1\ 512\ \text{N}$$

由式 18.7

$$L_{10h} = \frac{16\ 670}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\epsilon} = \frac{16\ 670}{660} \times \left(\frac{14\ 000}{1\ 512} \right)^3 = 20\ 050\ \text{h}$$

2. 由式 18.14

$$\begin{aligned} L_{20h} &= L_{10h} \sqrt[10]{\frac{1}{0.105\ 36} \ln \frac{1}{R}} \\ &= 20\ 050 \sqrt[10]{\frac{1}{0.105\ 36} \ln \frac{1}{0.8}} = 39\ 400\ \text{h} \end{aligned}$$

或查表 18.10 可靠度 80%, 球轴承 $a_1 = 1.96$ (精确值为 1.964 8)

$$L_{20h} = a_1 L_{10h} = 1.96 \times 20\ 050 = 39\ 300\ \text{h}$$

3. 由式 18.13 求可靠度

$$R = e^{-0.105\ 36 \left(\frac{L_{20h}}{L_{10h}} \right)^{\frac{10}{9}}} = e^{-0.105\ 36 \left(\frac{30\ 000}{20\ 050} \right)^{\frac{10}{9}}} = 0.848 = 84.8\%$$

18.6 滚动轴承的静载荷计算

静载荷是指轴承套圈相对转速为零时作用在轴承上的载荷。为了限制滚动轴承在静载荷下产生过大的接触应力和永久变形, 需进行静载荷计算。

18.6.1 基本额定静载荷

基本额定静载荷 (径向 C_{0r} , 轴向 C_{0a}) 是指轴承最大载荷滚动体与滚道接触中心处引起以下接触应力时所相当的假想径向静载荷或中心轴向静载荷: 调心球轴承——4 600 MPa, 所有其他球轴承——4 200 MPa, 所有滚子轴承——4 000 MPa。

基本额定静载荷的计算公式列于表 18.11, 式中 f_0 为取决于轴承零件的几何形状和应力水平的系数, 由轴承标准给出, 其他符号意义同表 18.5。常用轴承的基本额定静载荷 C_0 值通常可由设计手册直接查得。

表 18.11 滚动轴承基本额定静载荷计算公式

轴 承 类 型	计 算 公 式
深沟球轴承, 角接触球轴承, 调心球轴承	$C_{0r} = f_0 i Z D_w^2 \cos \alpha$
推力球轴承	$C_{0a} = f_0 Z D_w^2 \sin \alpha$
圆锥滚子轴承, 调心滚子轴承	$C_{0r} = f_0 i Z L_{wc} D_{wc} \cos \alpha$
推力调心滚子轴承	$C_{0a} = f_0 Z L_{wc} D_{wc} \sin \alpha$

18.6.2 当量静载荷

同时受径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 的轴承, 应按当量静载荷进行分析计算。在当量静载荷作用下轴承最大载荷滚动体与滚道接触中心处引起的接触应力与联合载荷作用时相同。

当量静载荷的计算方法如下:

—— $\alpha \neq 0$ 的向心轴承(深沟球轴承、角接触轴承、调心轴承等)

$$\left. \begin{aligned} P_{0r} &= X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_{0r} &= F_r \end{aligned} \right\} \text{取两式中大值} \quad (18.15)$$

式中 X_0 ——径向静载荷系数, Y_0 ——轴向静载荷系数, 查表 18.12 与有关轴承目录。

—— $\alpha = 0$ 的向心轴承(圆柱滚子轴承、滚针轴承等)

$$P_{0r} = F_r \quad (18.16)$$

—— $\alpha = 90^\circ$ 的推力轴承(推力球轴承、推力滚子轴承等)

$$P_{0a} = F_a \quad (18.17)$$

—— $\alpha \neq 0$ 的推力调心滚子轴承, 当 $F_r \leq 0.55F_a$ 时

$$P_{0a} = F_a + 2.7F_r \quad (18.18)$$

表 18.12 当量静载荷计算中的 X_0 、 Y_0 值

轴承类型	单列轴承		双列轴承	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
深沟球轴承	0.6	0.5	0.6	0.5
角接触球轴承	$\alpha = 15^\circ$	0.5	1	0.92
	$\alpha = 25^\circ$	0.5	1	0.76
	$\alpha = 40^\circ$	0.5	1	0.52
四点接触球轴承	$\alpha = 35^\circ$	0.5	1	0.58
双列角接触球轴承	$\alpha = 30^\circ$	—	1	0.66
调心球轴承	0.5	$0.22 \cot \alpha^{\text{①}}$	1	$0.44 \cot \alpha$
圆锥滚子轴承	0.5	$0.22 \cot \alpha$	1	$0.44 \cot \alpha$

①由接触角 α 确定的 Y_0 值可在轴承目录中直接查出。

18.6.3 静载荷计算

按额定静载荷选择轴承, 其基本公式为

$$C_0 \geq C'_0 = S_0 P_0 \quad (18.19)$$

式中 C_0 ——基本额定静载荷, N; C'_0 ——计算额定静载荷, N; P_0 ——当量静载荷, N; S_0 ——安全系数。

静止轴承、缓慢摆动或转速极低的轴承, 安全系数可参考表 18.13 选取。

表 18.13 轴承静载荷安全系数 S_0 (静止或摆动轴承)

轴承的使用场合	S_0
水坝闸门装置, 大型起重吊钩(附加载荷小)	≥ 1
吊桥, 小型起重吊钩(附加载荷大)	$\geq 1.5 \sim 1.6$

旋转轴承的安全系数 S_0 可参考表 18.14。若轴承转速较低, 对运转精度和摩擦力矩要求不高时, 允许有较大接触应力, 可取 $S_0 < 1$ 。

推力调心滚子轴承,不论是否旋转,均应取 $S_0 \geq 4$ 。

表 18.14 轴承静载荷安全系数 S_0 (旋转轴承)

使用要求或载荷性质	S_0	
	球轴承	滚子轴承
对旋转精度及平稳性要求高,或承受冲击载荷	1.5~2	2.5~4
正常使用	0.5~2	1~3.5
对旋转精度及平稳性要求较低,没有冲击和振动	0.5~2	1~3

18.7 极限转速

滚动轴承转速过高时会使摩擦面间产生高温,影响润滑剂性能,破坏油膜,从而导致滚动体回火或元件胶合失效。

滚动轴承的极限转速 N_0 是指轴承在一定工作条件下,达到所能承受最高热平衡温度时的转速值。轴承的工作转速应低于其极限转速。

滚动轴承性能表中所给出的极限转速值分别是在脂润滑和油润滑条件下确定的,且仅适用于 0 级公差、润滑冷却正常、与刚性轴承座和轴配合、轴承载荷 $P \leq 0.1C$ (C 为轴承的基本额定动载荷,向心轴承只受径向载荷,推力轴承只受轴向载荷)的轴承。

当滚动轴承载荷 $P > 0.1C$ 时,接触应力将增大;轴承承受联合载荷时,受载滚动体将增加,这都会增大轴承接触表面间的摩擦,使润滑状态变坏。此时,极限转速值应修正,实际许用转速值可按以下公式计算

$$N = f_1 f_2 N_0 \quad (18.20)$$

式中 N ——实际许用转速, r/min; N_0 ——轴承的极限转速, r/min; f_1 ——载荷系数(图 18.19); f_2 ——载荷分布系数(图 18.20)。

如果轴承的许用转速不能满足使用要求,可采取某些改进措施,如改变润滑方法(采用喷油或油雾润滑),改善冷却条件,提高轴承精度,适当增大轴承游隙,改用特殊轴承材料和特殊结构保持架等,都能有效地提高轴承的极限转速。

例题 18.5 减速器主动轴用两个圆锥滚子轴承 30208 支承,见图 18.21。传动功率 $P = 4$ kW,转速 $n = 960$ r/min,每天三班制工作。已知锥齿轮圆周力 $F_T = 1\,270$ N,径向力 $F_R = 400$ N,轴向力 $F_A = 230$ N,力作用方向如图。求得两轴承的径向反力分别为 $F_{r1} = 2\,800$ N, $F_{r2} = 1\,080$ N。要求轴承的使用寿命大于 10^5 h,脂润滑。试验算轴承是否合用。

解 查手册 30208 轴承主要性能参数如下: $C_r = 63\,000$ N, $C_{0r} = 74\,000$ N, $N_0 = 5\,000$ r/min(脂润滑), $e = 0.37$, $Y = 1.6$, $Y_0 = 0.9$ 。计算步骤及结果见下表:

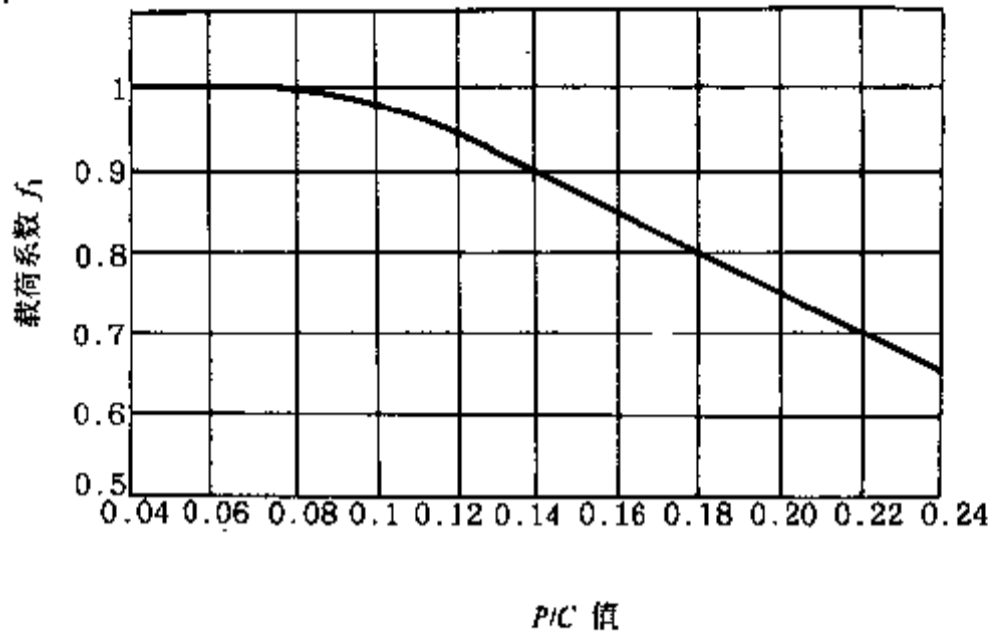


图 18.19 载荷系数 f_1

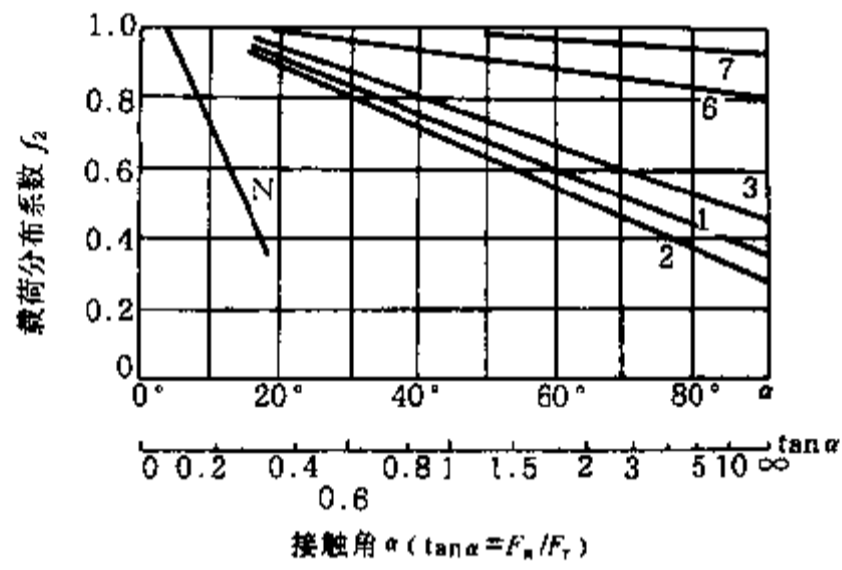


图 18.20 载荷分布系数 f_2

1—调心球轴承；2—调心滚子轴承；3—圆锥滚子轴承；
6—深沟球轴承；7—角接触球轴承；N—圆柱滚子轴承

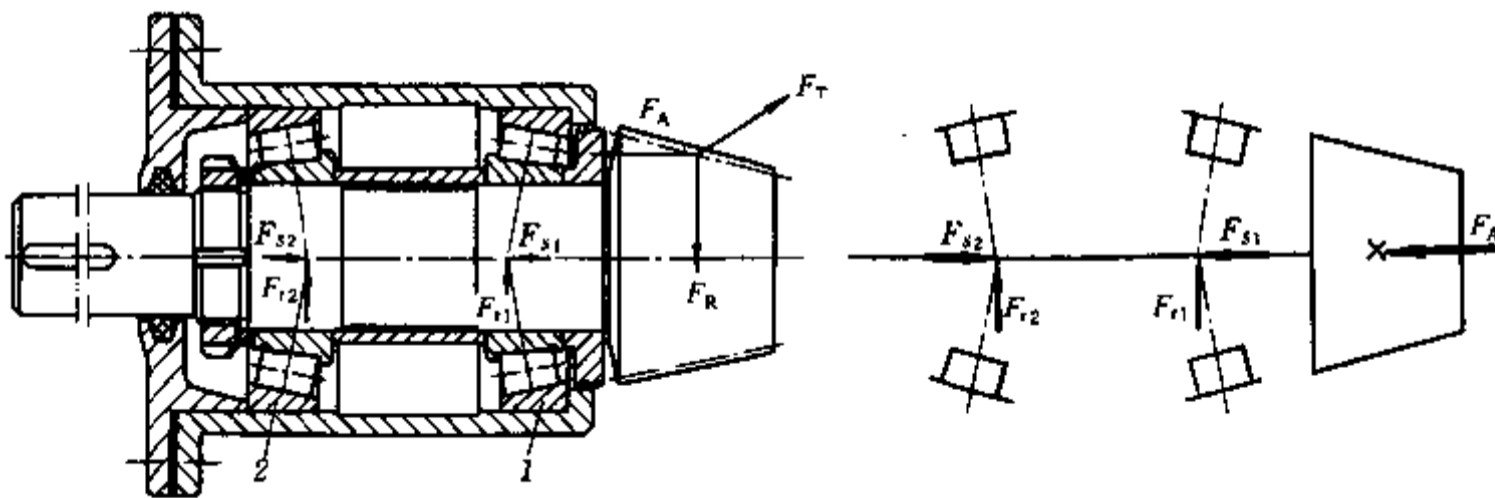


图 18.21 例题 18.5 图

计算项目	计 算 内 容	计算结果
寿命计算		
附加轴向力	$F_{S1} = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{2\,800}{2 \times 1.6}$	$F_{S1} = 875\text{ N}$
	$F_{S2} = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{1\,080}{2 \times 1.6}$	$F_{S2} = 340\text{ N}$
轴承轴向力	因 $F_A + F_{S1} = 230 + 875 = 1\,105 > F_{S2}$ 轴承 2 被压紧, 故 $F_{a1} = F_{S1} = 875$ $F_{a2} = F_{S1} + F_A = 875 + 230$	$F_{a1} = 875\text{ N}$ $F_{a2} = 1\,105\text{ N}$
X、Y 值	$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{875}{2\,800} = 0.31 < e$, 查表 18.7 $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1\,105}{1\,080} = 1.02 > e$, 查表 18.7	$X_1 = 1, Y_1 = 0$ $X_2 = 0.4, Y_2 = 1.6$
冲击载荷系数 f_d	考虑中等冲击, 查表 18.8	$f_d = 1.5$
当量动载荷	$P_1 = f_d(X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1})$ (式 18.5) $= 1.5 \times (1 \times 2\,800 + 0 \times 875)$ $P_2 = f_d(X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2})$ $= 1.5 \times (0.4 \times 1\,080 + 1.6 \times 1\,105)$	$P_1 = 4\,200\text{ N}$ $P_2 = 3\,300\text{ N}$
轴承寿命	因 $P_1 > P_2$, 只计算轴承 1 寿命 $L_{10h} = \frac{16\,670}{n} \left(\frac{C_r}{P_1} \right)^{\epsilon}$ (式 18.7) $= \frac{16\,670}{960} \times \left(\frac{63\,000}{4\,200} \right)^{10/3}$	$L_{10h} = 144\,530\text{ h}$ $> 10^5\text{ h}$
静载荷计算		
X_0, Y_0	查表 18.12 查手册	$X_0 = 0.5$ $Y_0 = 0.9$
当量静载荷	$P_{0r1} = X_0 F_{r1} + Y_0 F_{a1}$ $= 0.5 \times 2\,800 + 0.9 \times 875 = 2\,188$ $P_{0r1} = F_{r1} = 2\,800$ } 取大者 (式 18.15)	$P_{0r1} = 2\,800\text{ N}$
	$P_{0r2} = X_0 F_{r2} + Y_0 F_{a2}$ $= 0.5 \times 1\,080 + 0.9 \times 1\,105 = 1\,535$ $P_{0r2} = F_{r2} = 1\,080$ } 取大者	$P_{0r2} = 1\,535\text{ N}$
安全系数 S_0	正常使用滚子轴承。查表 18.14	$S_0 = 2.5$
计算额定静载荷	$C'_{0r1} = S_0 P_{0r1}$ (式 18.19)	

续表

计算项目	计 算 内 容	计算结果
	$= 2.5 \times 2\,800$	$C'_{0r1} = 7\,000\text{ N}$
	($P_{0r1} > P_{0r2}$, 只计轴承 1)	轴承 $C_{0r} > C'_{0r1}$
许用转速验算		
载荷系数 f_1	$\frac{P_1}{C_{r1}} = \frac{4\,200}{63\,000} = 0.067$, 查图 18.19	$f_{11} = 1$
	$\frac{P_2}{C_{r2}} = \frac{3\,300}{63\,000} = 0.052$, 查图 18.19	$f_{12} = 1$
载荷分布系数 f_2	$\frac{F_{d1}}{F_{r1}} = \frac{875}{2\,800} = 0.31$, 查图 18.20	$f_{21} = 0.96$
	$\frac{F_{d2}}{F_{r2}} = \frac{1\,105}{1\,080} = 1.02$, 查图 18.20	$f_{22} = 0.75$
许用转速 N	$N_1 = f_{11} f_{21} N_0$ (式 18.20)	$N_1 = 4\,800\text{ r/min}$
	$= 1 \times 0.96 \times 5\,000$	
	$N_2 = f_{12} f_{22} N_0 = 1 \times 0.75 \times 5\,000$	$N_2 = 3\,800\text{ r/min}$
		均大于工作转速 960 r/min

结论:所选轴承能满足寿命、静载荷与许用转速的要求,且各项指标潜力都很大。

18.8 成对安装角接触轴承的计算特点

两个相同的单列角接触轴承(角接触球轴承或圆锥滚子轴承)以面对面或背对背型式装在一起作为支承整体,可以承受径向载荷为主的较大径向、轴向联合载荷。安装时轴承组可预紧,具有较好的支承刚度和旋转精度。

成对安装的角接触轴承组其基本参数如下:

$$\left. \begin{aligned} \text{基本额定动载荷} \quad C_{r\Sigma} &= 2^{0.7} C_r \approx 1.62 C_r (\text{球轴承}) \\ C_{r\Sigma} &= 2^{0.9} C_r \approx 1.71 C_r (\text{滚子轴承}) \end{aligned} \right\} \quad (18.21)$$

$$\text{额定静载荷} \quad C_{0r\Sigma} = 2 C_{0r} \quad (18.22)$$

$$\text{极限转速} \quad N_{0\Sigma} = (0.6 \sim 0.8) N_0 \quad (18.23)$$

式中 C_r 、 C_{0r} 、 N_0 分别为单列角接触轴承的基本额定动载荷、额定静载荷和极限转速。

成对安装的角接触轴承组计算当量载荷时径向动载荷系数 X 和轴向动载荷系数 Y 值按双列轴承选用, e 值与单列轴承同。

例题 18.6 蜗杆轴由圆锥滚子轴承 30206/DB 轴承组和深沟球轴承 6206 支承,如图 18.22。轴转速 $n = 960\text{ r/min}$, $F_A = 2\,635\text{ N}$, $F_{r1} = 940\text{ N}$, $F_{r2} = 292\text{ N}$, $f_d = 1.2$, 预期使用寿命 $L'_h = 15\,000\text{ h}$, 静载荷安全系数 $S_0 = 1.2$ 。试核验 30206/DB 轴承组是否满足要求。

解 此轴系受力处于三支点静不定状态,近似计算将成对轴承组看作双列轴承,认为径向反力作用点在轴承组中点处,轴向力由轴承组承受。附加轴向力相抵为零。

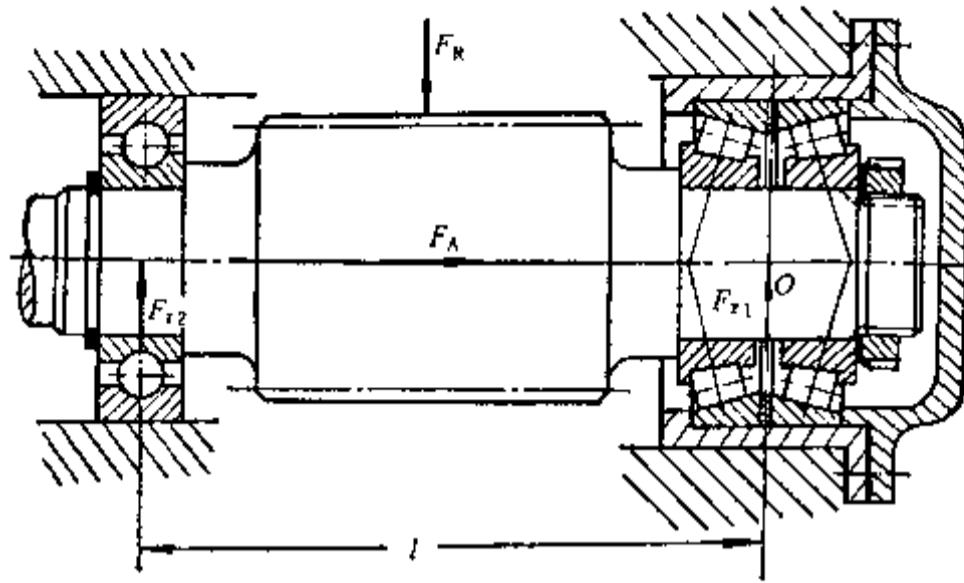


图 18.22 例题 18.6 图

查手册 30206 轴承 $C_r = 43\,200\text{ N}$, $C_{0r} = 50\,500\text{ N}$, $e = 0.37$, $Y = 1.6$, $Y_0 = 0.9$ 。可计算得 30206/DB 轴承组的基本额定动载荷和额定静载荷分别为:

$$\text{由式 18.21 } C_{r\sum} = 2^{7/9} C_r \approx 1.71 \times 43\,200 \approx 74\,000\text{ N}$$

$$\text{由式 18.22 } C_{0r\sum} = 2C_{0r} = 2 \times 50\,500 = 101\,000\text{ N}$$

计算步骤及结果见下表:

计算项目	计算内容	计算结果
寿命计算		
F_A/F_r	$F_A/F_r = 2\,635/940$	$2.8 > e$
X, Y	由表 18.7 双列 $X = 0.67$	$X = 0.67$
	$Y = 1.6 \times \frac{0.67 \cot \alpha}{0.4 \cot \alpha} = 2.68^\oplus$	$Y = 2.68$
当量动载荷	$P = f_d (XF_r + YF_A)$ (式 18.5) $= 1.2 \times (0.67 \times 940 + 2.68 \times 2\,635)$	$P = 9\,230\text{ N}$
轴承组寿命	$L_{10h} = \frac{16\,670}{n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^{\epsilon}$ (式 18.7) $= \frac{16\,670}{960} \times \left(\frac{74\,000}{9\,230} \right)^{10/3}$	$L_{10h} = 17\,910\text{ h}$ $> 15\,000\text{ h}$
静载荷计算		
X_0, Y_0	由表 18.12 双列	
	$X_0 = 1$	$X_0 = 1$
	$Y_0 = 0.9 \times \frac{0.44 \cot \alpha}{0.22 \cot \alpha}^\oplus$	$Y_0 = 1.8$
当量静载荷	由式 18.15	

续表

计算项目	计算内容	计算结果
	$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a$ $= 1 \times 940 + 1.8 \times 2\,635 = 5\,683$ $P_{0r} = F_r = 940$	取大者 $P_{0r} = 5\,683\text{ N}$
计算额定静载荷	由式 18.19 $C'_{0r} = S_0 P_{0r}$ $= 1.2 \times 5\,683$	

结论:采用 30206/DB 轴承组,寿命和静载荷计算均可满足工作要求。

①由表 18.7 查得圆锥滚子轴承单列时 $Y = 0.4 \cot \alpha = 1.6$ (手册中仅给出此值),而双列时 $Y = 0.67 \cot \alpha$,故用比例法求出双列时的 Y 值。同理求得双列轴承的 Y_0 值。

18.9 滚动轴承的组合结构设计

为保证轴承正常工作,除正确选择轴承类型和确定型号外,还需要合理设计轴承的组合,主要考虑下列几方面的问题:1)轴系的固定;2)轴承与相关零件的配合;3)轴承的润滑与密封;4)提高轴承系统的刚度。

18.9.1 滚动轴承轴系支点固定的结构型式

为保证滚动轴承轴系能正常传递轴向力且不发生窜动,在轴上各零件定位固定的基础上,必须合理地设计轴系支点的轴向固定结构。典型的结构型式有三类,前两类应用较多。

1. 两端单向固定

普通工作温度下的短轴(跨距 $l < 400\text{ mm}$),支点常采用两端单向固定的方式,每个轴承分别承受一个方向的轴向力。轴向力不太大时,可采用一对深沟球轴承如图 18.23 所示;轴向力较大时,则可选用一对角接触球轴承或一对圆锥滚子轴承,如图 18.24 所示。为允许轴工作时少量热膨胀,轴承安装时应留有 $0.25\text{ mm} \sim 0.4\text{ mm}$ 的轴向间隙(间隙很小,结构图上不必画出),间隙量常用垫片或调整螺钉调节。

2. 一端双向固定、一端游动

当轴较长或工作温度较高时,轴的热膨胀伸缩量大,宜采用一端双向固定、一端游动的支点结构,如图 18.25、18.26、18.27 所示。固定端由单个轴承或轴承组承受双向轴向力,而游动端则保证轴伸缩时能自由游动。为避免松脱,游动轴承内圈应与轴作轴向固定(常采用弹性挡圈)。用圆柱滚子轴承作游动支点时,轴承外圈要与机座作轴向固定,靠滚子与套圈间的游动来保证轴的自由伸缩。

3. 两端游动

要求能左右双向游动的轴,可采用两端游动的轴系结构。图 18.28 为人字齿轮传动的高速主动轴,为了自动补偿轮齿两侧螺旋角的制造误差,使轮齿受力均匀,采用允许轴系左右少量轴向游动的结构,故两端都选用圆柱滚子轴承。与其相啮合的低速齿轮轴系则必须两端固定,以便

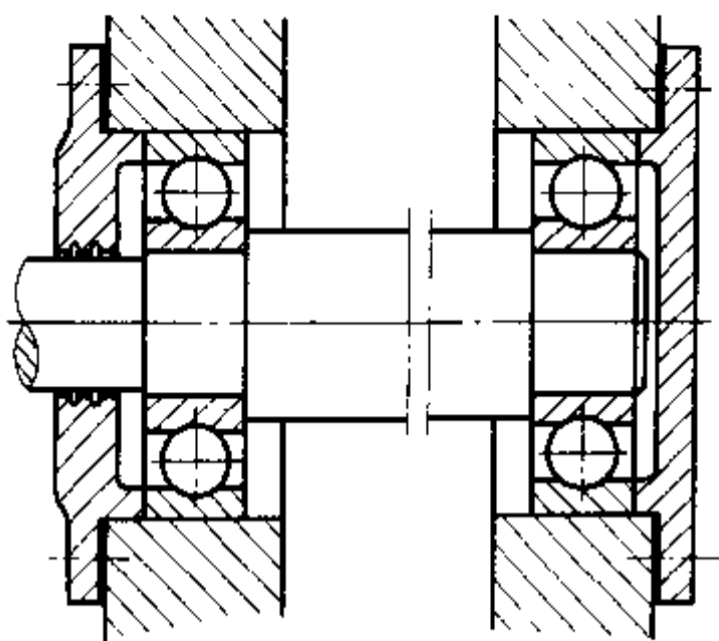


图 18.23 两端固定的深沟球轴承轴系

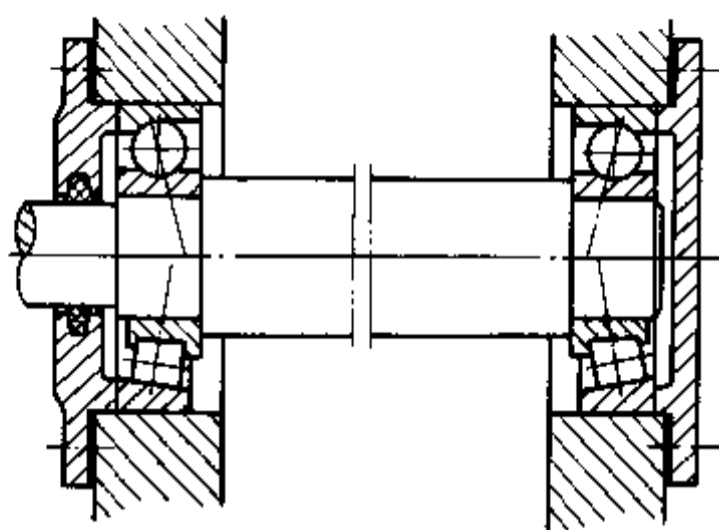
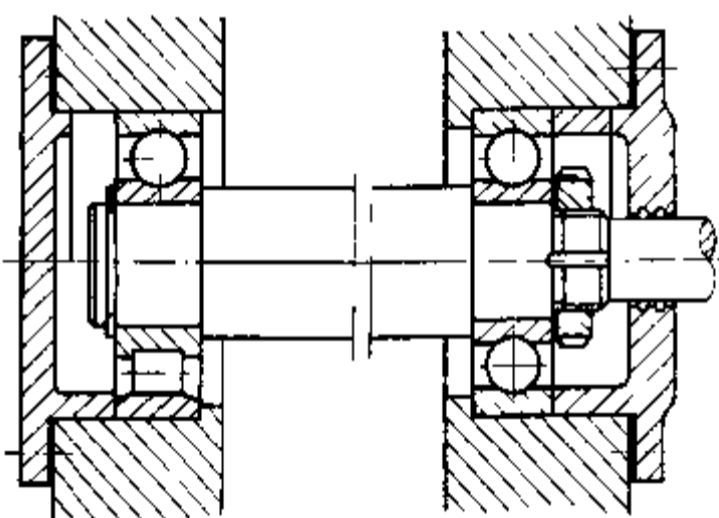
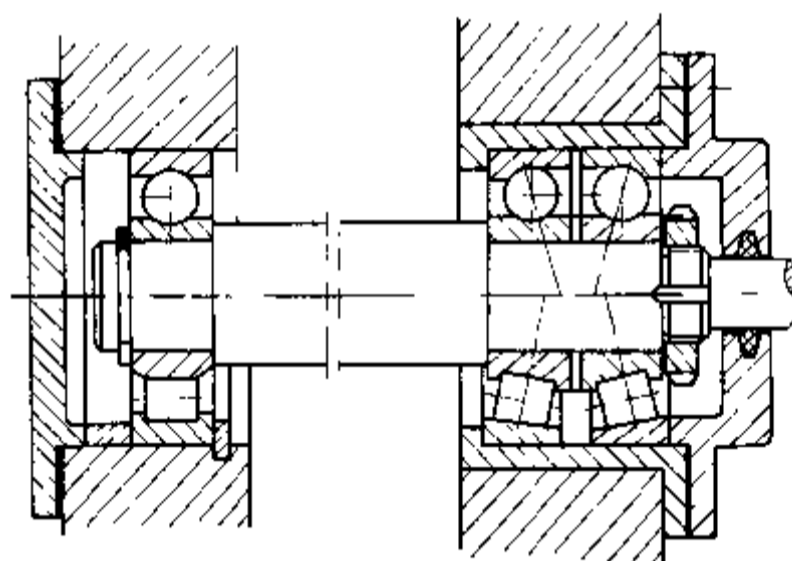
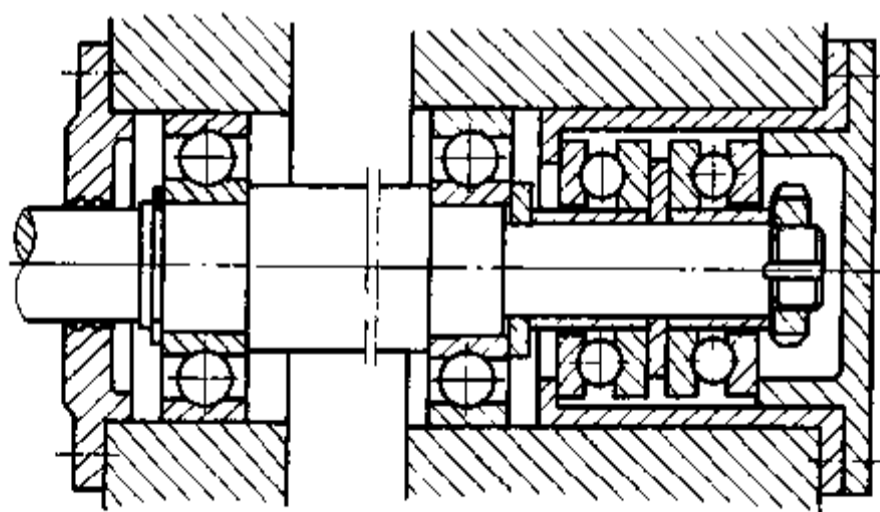
图 18.24 两端固定的角接触轴承轴系
(上半为角接触球轴承,下半为圆锥滚子轴承)图 18.25 一端固定、一端游动轴系(例 1)
(游动端上半为深沟球轴承,
下半为圆柱滚子轴承)图 18.26 一端固定、一端游动轴系(例 2)
(上半为球轴承,下半为滚子轴承)

图 18.27 一端固定、一端游动轴系(例 3)

两轴都得到轴向定位。

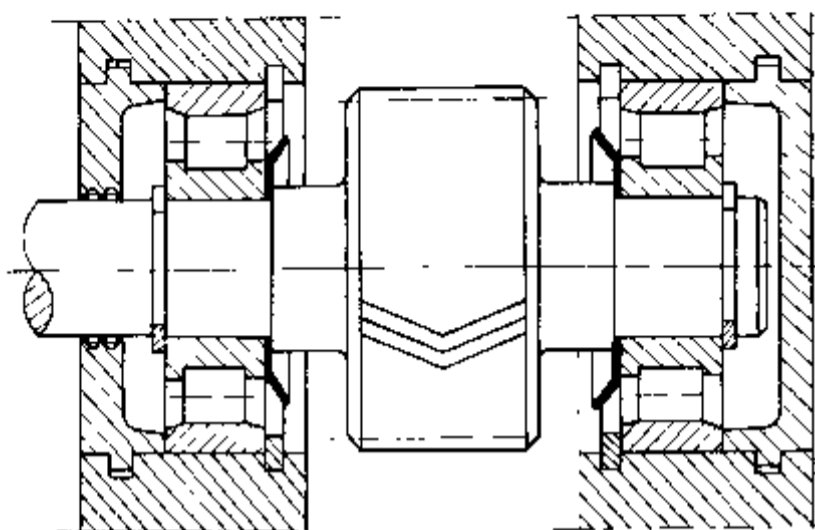


图 18.28 两端游动轴系(高速人字齿轮轴)

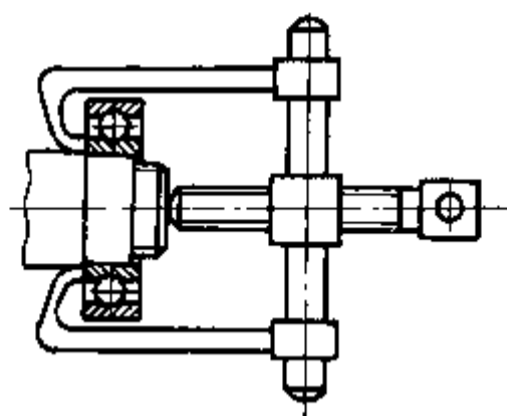
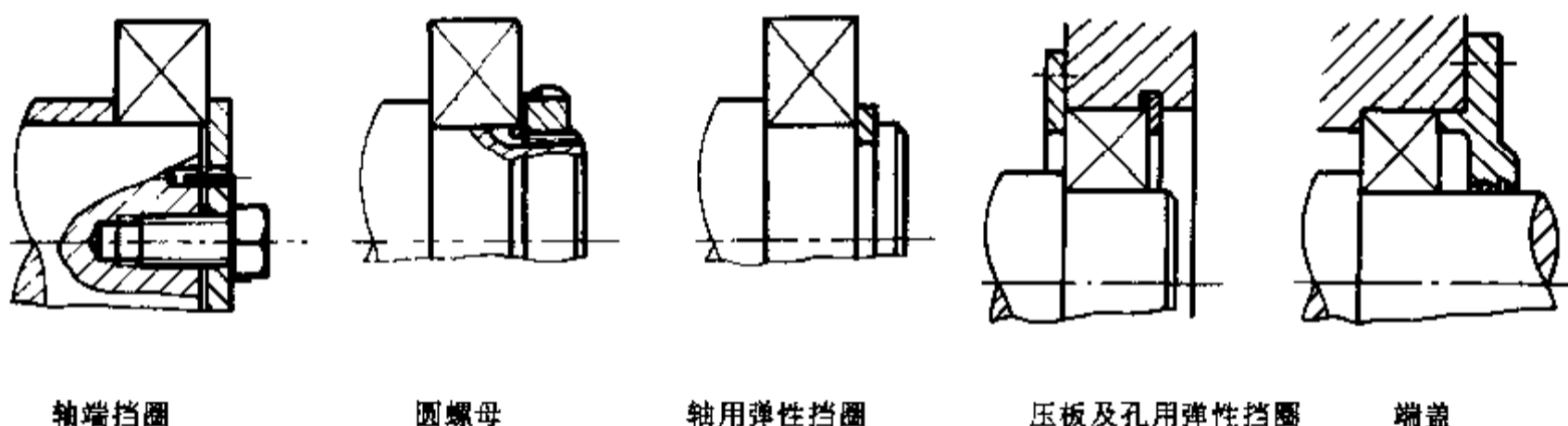


图 18.29 轴承拆卸

轴承在轴上一般用轴肩或套筒定位,定位端面应与轴线保持良好的垂直度。为保证可靠定位,轴肩圆角半径 r_1 必须小于轴承的圆角半径 r 。轴肩高度通常不大于内圈高度的 $3/4$, 过高不便于轴承拆卸(图 18.29)。

轴承内圈的轴向固定应根据轴向载荷的大小选用轴端挡圈、圆螺母、轴用弹性挡圈等结构(图 18.30)。外圈则采用机座孔端面、孔用弹性挡圈、压板、端盖等形式固定(图 18.31)。



轴端挡圈

圆螺母

轴用弹性挡圈

压板及孔用弹性挡圈

端盖

图 18.30 轴承内圈的固定结构

图 18.31 轴承外圈的固定结构

18.9.2 滚动轴承的配合

滚动轴承的周向固定和径向游隙的大小是通过轴承与轴及轴承座的配合达到的。径向游隙不仅关系到轴承的运转精度,同时影响它的寿命。图 18.12 所示轴承内部载荷分布的规律只有在径向游隙为零时才能实现。如果游隙增大,在极端情况下可能只有最下方的一个滚动体受力,轴承的承载能力将大大降低。

滚动轴承是标准组件,与相关零件配合时其内孔与外径分别是基准孔和基准轴,在配合中不必标注。滚动轴承内孔与外径都具有公差带较小的负偏差,与圆柱体的基准孔及基准轴偏差方向、大小都不尽相同。滚动轴承的回转套圈受旋转载荷(径向载荷由套圈滚道各部分承受),应选紧一些的配合;不回转套圈受局部载荷(径向载荷由套圈滚道的局部承受),选间隙配合可使承载部位在工作中略有变化,对提高寿命有利。与轴承配合的回转轴和机座孔常用公差及其配合情况见图 18.32。电动机、变速箱、泵、内燃机等一般通用机械正常载荷(球轴承 $P/C = 0.07 \sim$

0.15,圆锥滚子轴承 $P/C=0.13\sim 0.26$,其他滚子轴承 $P/C=0.08\sim 0.18$)^①下各类轴承配合选择可参考表 18.15。一般来说,尺寸大、载荷大、振动大、转速高或工作温度高等情况下应选紧一些的配合,而经常拆卸或游动套圈则采用较松的配合。与较高公差等级轴承配合的轴与孔,对加工精度、表面粗糙度及形位公差都有相应的较高要求,详细资料可参考有关手册。

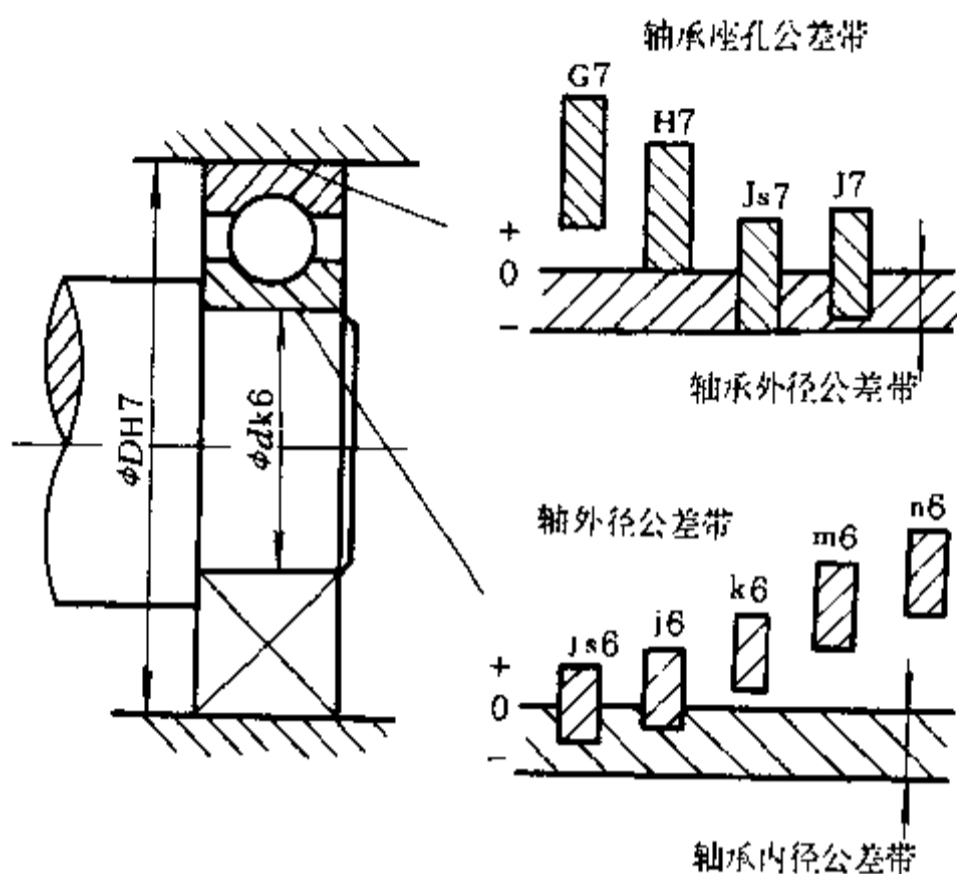


图 18.32 滚动轴承的配合

表 18.15 滚动轴承的配合^①

轴承类型	回转轴	机座孔
向心轴承 球($d=18\text{ mm}\sim 100\text{ mm}$) 滚子($d\leq 40\text{ mm}$)	k5, k6	H7, G7
推力轴承	j6, js6	H7

^①适用于正常载荷(如球轴承 $P/C=0.07\sim 0.15$)。对轻载荷或重载荷应选较松或较紧的配合。

18.9.3 提高轴系刚度的措施

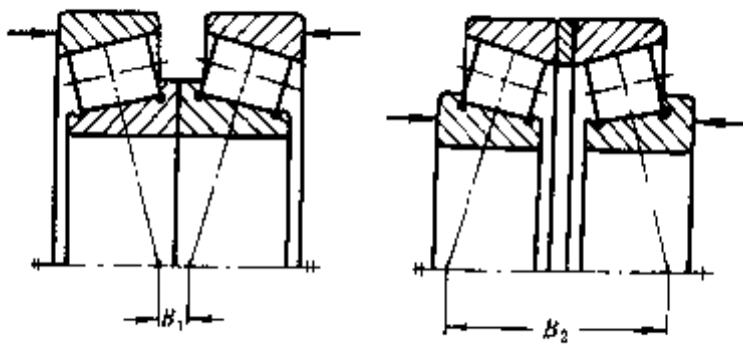
增加轴承系统的刚度对提高轴的旋转精度、减少振动噪声和保证轴承寿命都是十分有利的,以下几项措施可供设计时参考。

——选用合理的轴承类型。轴承是轴系组成中的一个重要零件,其刚度直接影响轴系的刚度。对刚度要求较大的轴系,宜选用双列球轴承(如双列深沟球轴承、双列角接触球轴承等)、滚子轴承(如圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承等)或四点接触球轴承,载荷特大或有较大冲击力时可在同一支点上采用双列(或多列)滚子轴承。

——合理安排轴承的组合方式。两个轴承用不同方式组合时刚性是不一样的。现将一对角接触轴承面对面或背对背安装的工作情况作比较分析。面对面安装(也称正安装或 X 型)时两

^① 若 P/C 大于此范围即为重载荷,而 P/C 小于此范围属轻载荷。

轴承外圈窄边相对,外圈法向线构成“X”形;背对背安装(也称反安装或O型)时两轴承外圈宽边相对,外圈法向线构成“O”形。如图18.33,一对角接触轴承并列组合为一个支点时,背对背安装方案两轴承反力在轴上的作用点距离 B_2 较大,支承有较高的刚性。分别处于两支点的一对角接触轴承应根据具体载荷位置分析其刚性。载荷作用在两轴承之间时,面对面安装布置的支承刚性好;而当载荷作用在两轴承外侧时,背对背安装布置的支承刚性好。其分析见表18.16。



a) 面对面安装 b) 背对背安装
图 18.33 角接触轴承组合为一支点时的排列方案 ($B_2 > B_1$)

表 18.16 角接触轴承不同安装型式对轴系刚性的影响

安装型式	工作零件(作用力)位置	
	悬伸端	两轴承间
面对面安装		
背对背安装		
比较	$l_2 > l_1, l_{02} < l_{01}$, 轴的最大弯矩 $M_{A2} < M_{A1}$, 悬伸工作端 A 点挠度 $\delta_{A2} < \delta_{A1}$, 背对背安装刚性好	$l_1 < l_2$, 轴的最大弯矩 $M_{B2} > M_{B1}$, 工作件处挠度 $\delta_{B2} > \delta_{B1}$, 面对面安装刚性好

——轴承预紧。向心角接触轴承可通过预紧的方法使滚动体和内、外套圈之间产生一定预变形,使轴承带负游隙运行。预紧可增加轴承刚度,提高旋转精度,延长轴承寿命。

角接触球轴承受力时,滚动体的弹性变形 δ 与外载荷 F 的关系为 $\delta \propto F^{2/3}$,如图18.34所示,由a图可见,单个轴承受力 F_A 时的变形量为 δ ,面受预紧力 F_0 的轴承在同样 F_A 工作载荷下轴承的变形增量为 δ' ,显然, $\delta' < \delta$,轴承工作刚度有所提高。由b图可见,若角接触球轴承成对在一支点上使用并受预紧力 F_0 ,此时轴向工作力 F_A 将使轴承 I 增加变形而轴承 II 减少变形。由于变形协调关系,轴承 I 变形的增量 δ'' 与轴承 II 变形的减少量 δ'' 相等。从图上看出,此时轴承 I 所承担的载荷 F_{A1} 只是工作载荷 F_A 的一部分,与单个轴承预紧后受载相比,变形增量有所降低,从比较 $F_A/\delta'' > F_A/\delta'$ 可知,其工作刚度有了更进一步地提高。

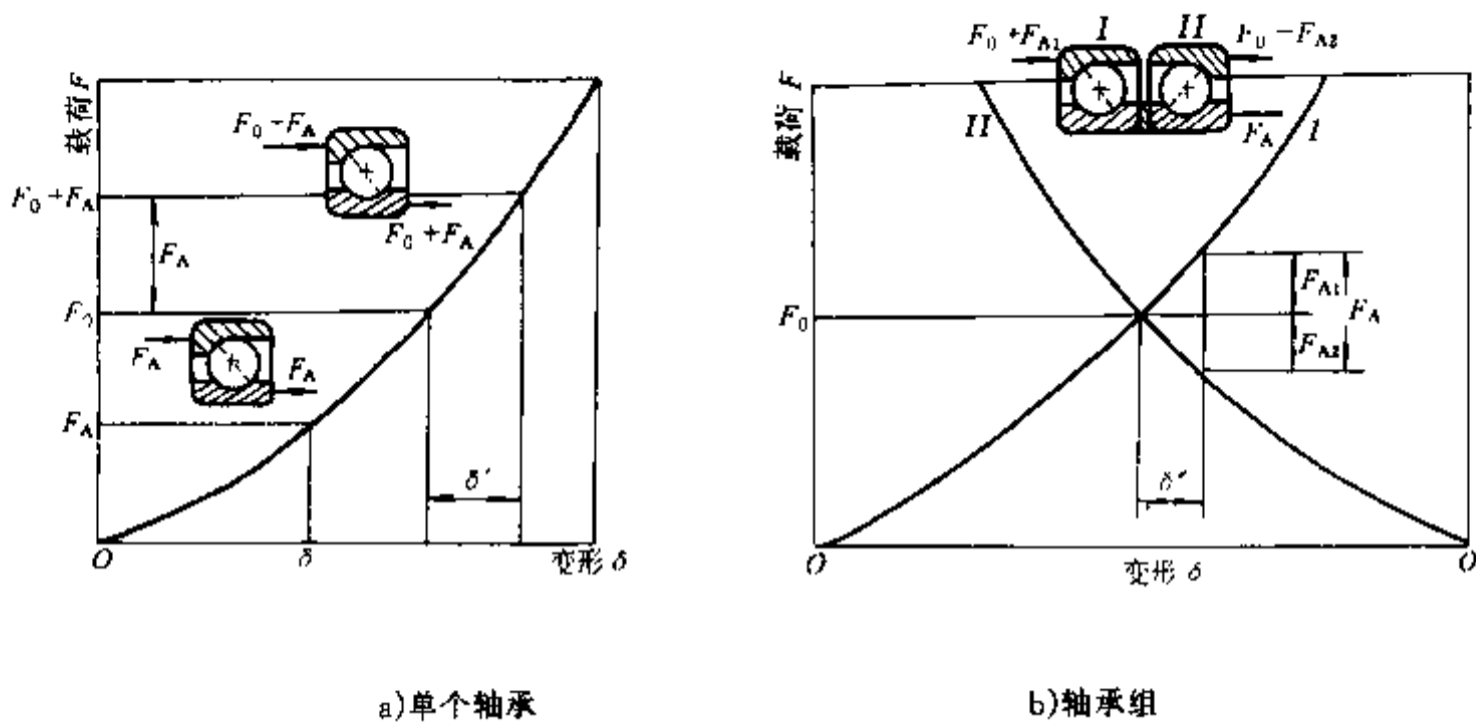


图 18.34 角接触球轴承的刚度曲线与预紧

圆锥滚子轴承弹性变形与外载荷的关系为 $\delta \propto F^{0.9}$, 接近线性关系。单个轴承预紧刚度提高不明显, 而成对安装时预紧后轴承受载的变形增量约为不预紧轴承的 1/2, 其刚度约可提高一倍。

两个相同型号的角接触轴承成对安装时常采用定位预紧, 轴承的轴向位置在使用过程中保持不变。一般通过加金属垫片、磨窄套圈或调整两轴承之间内、外套筒的宽度来得到一定的预紧量(图 18.35), 固定结构中必须要有可调环节(如圆螺母)。预紧量的合理数值应参考有关资料或通过试验取得。

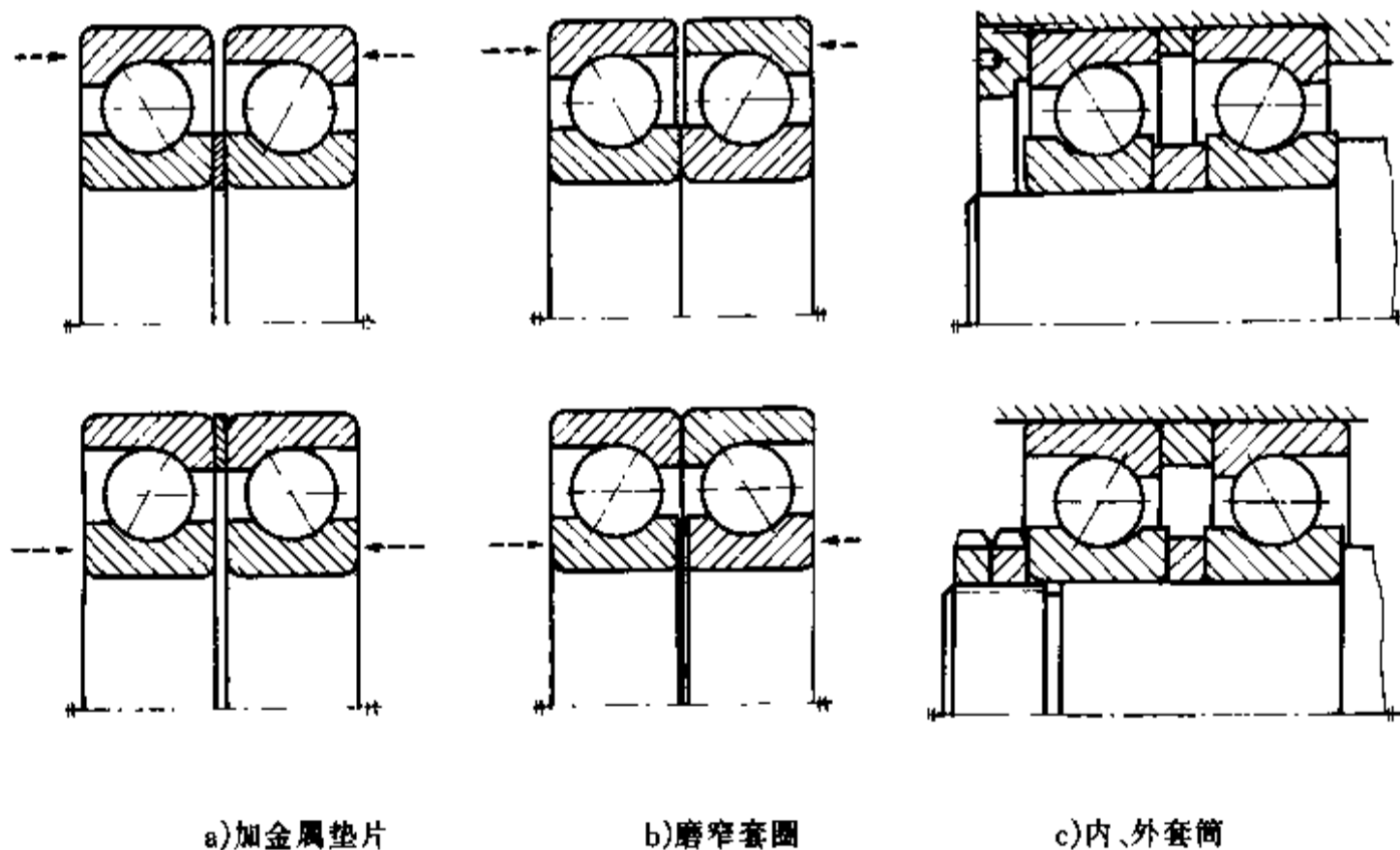


图 18.35 角接触轴承的定位预紧方法

在高速运转时常采用定压预紧方式(图 18.36)。此时通过调整弹簧的压紧量对轴承进行预紧, 在运行中轴承的轴向预紧载荷不受温差引起轴的长度变化影响而保持不变。

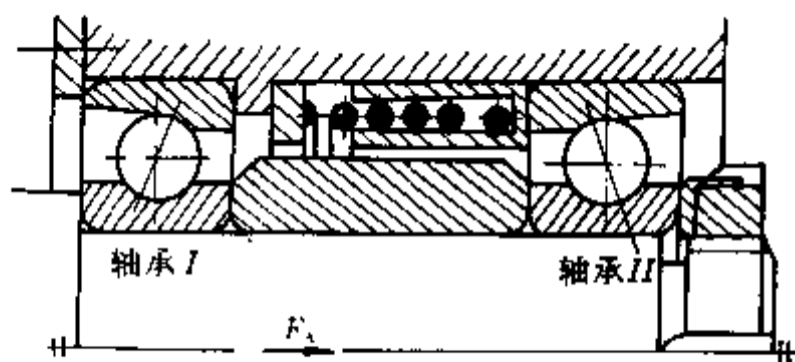


图 18.36 角接触轴承的定压预紧

18.10 滚动轴承的润滑和密封

18.10.1 滚动轴承的润滑

滚动轴承的润滑主要是为了降低摩擦阻力和减轻磨损,也有吸振、冷却、防锈和密封等作用。合理的润滑对提高轴承性能,延长轴承的使用寿命有重要意义。

滚动轴承一般高速时采用油润滑,低速时采用脂润滑,某些特殊环境如高温和真空条件下采用固体润滑。滚动轴承的润滑方式可根据速度因数 dn 值,参考表 18.17 选择。 d 为轴颈直径,mm; n 为工作转速,r/min。

脂润滑能承受较大载荷,且结构简单,易于密封。润滑脂的装填量一般不超过轴承空间的 $1/3 \sim 1/2$,装脂过多,易于引起摩擦发热,影响轴承的正常工作。

速度较高的轴承都用油润滑,润滑和冷却效果均较好。减速器轴承常用浸油或飞溅润滑。浸油润滑时油面不应高于最下方滚动体的中心,否则搅油能量损失较大易使轴承过热。喷油或油雾润滑兼有冷却作用,常用于高速情况。

表 18.17 滚动轴承润滑方式的选择

轴承类型	$dn/(mm \cdot r/min)$				
	浸油 飞溅	滴油润滑	喷油润滑	油雾润滑	脂润滑
深沟球轴承					
角接触球轴承	$\leq 2.5 \times 10^5$	$\leq 4 \times 10^5$	$\leq 6 \times 10^5$	$> 6 \times 10^5$	
圆柱滚子轴承					$\leq (2 \sim 3) 10^5$
圆锥滚子轴承	$\leq 1.6 \times 10^5$	$\leq 2.3 \times 10^5$	$\leq 3 \times 10^5$	—	
推力球轴承	$\leq 0.6 \times 10^5$	$\leq 1.2 \times 10^5$	$\leq 1.5 \times 10^5$	—	

滚动轴承润滑剂的选择主要取决于速度、载荷、温度等工作条件。一般情况下,采用的润滑油粘度应不低于 $13 \text{ mm}^2/\text{s} \sim 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ (球轴承油粘度略低而滚子轴承略高)。载荷大、工作温度高时宜选用高粘度油,容易形成油膜;而 dn 值大或喷雾润滑时选用低粘度油,搅油损失小,冷却效果好。脂润滑轴承在低速、工作温度 $65 \text{ }^\circ\text{C}$ 以下时可选钙基脂,较高温度时选钠基脂或钙钠基

脂;高速或载荷工况复杂时可选锂基脂;潮湿环境采用铝基脂或钡基脂,而不宜选用遇水分解的钠基脂。润滑脂中加入3%~5%的二硫化钼(如二硫化钼锂基脂)润滑效果将更好。

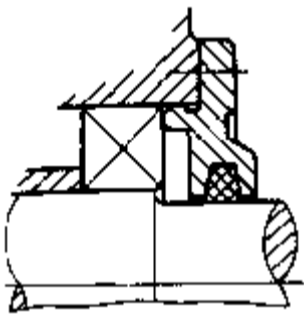
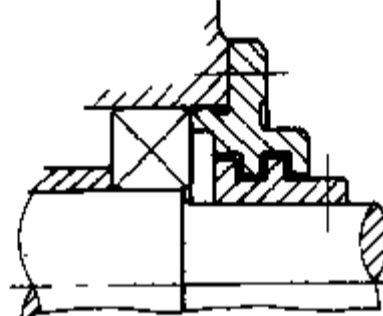
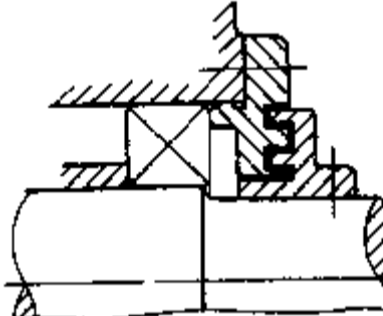
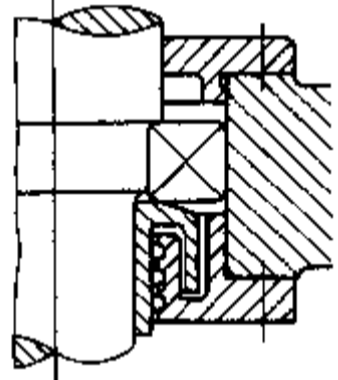
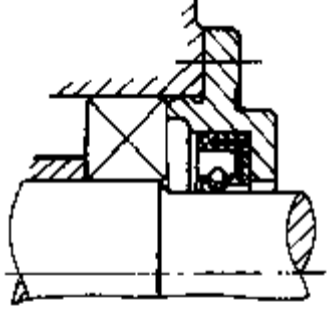
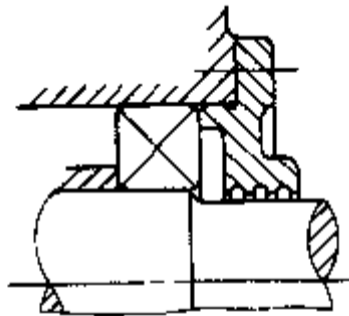
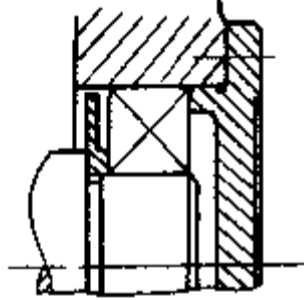
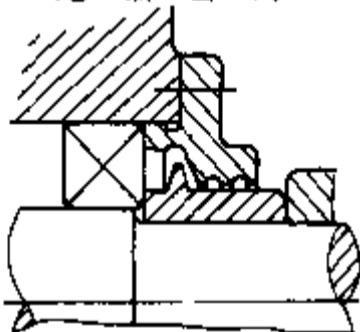
18.10.2 滚动轴承的密封

密封是为了阻止润滑剂从轴承中流失,也为了防止外界灰尘、水分等侵入轴承。没有合理的密封将大大影响轴承的工作寿命。密封按照其原理不同可分为接触式密封和非接触式密封两大类。非接触式密封不受速度的限制。接触式密封只能用在速度较低场合,为保证密封的寿命及减少轴的磨损,轴接触部分的硬度应在40 HRC以上,表面粗糙度宜小于 $R_a 1.60 \mu\text{m} \sim R_a 0.8 \mu\text{m}$ 。

各种密封装置的结构和特点见表 18.18。

作为标准产品提供的密封轴承(如60 000-RZ型、60 000-2RS型)单面或双面带防尘盖、密封圈,装配时已填入润滑脂,无需维护或再加密封装置,结构简单,使用方便,使用日趋广泛。

表 18.18 密封装置

接触式密封		非接触式密封	
毡圈密封($v < 5 \text{ m/s}$)	迷宫式密封($v < 30 \text{ m/s}$)	立轴综合密封	
	轴向曲路(只用于剖分结构)  径向曲路 		
结构简单。压紧力不能调整。 用于脂润滑	油润滑、脂润滑都有效,缝隙中填脂	为防止立轴漏油,一般要采取两种以上的综合密封型式	
密封圈密封($v < 4 \text{ m/s} \sim 12 \text{ m/s}$)	油沟密封($v < 5 \text{ m/s} \sim 6 \text{ m/s}$)	挡圈密封	甩油密封
			
使用方便,密封可靠。耐油橡胶和塑料密封圈有O、J、U等型式,有弹簧箍的密封性能更好	结构简单,沟内填脂,用于脂润滑或低速油润滑。盖与轴的间隙约为0.1 mm~0.3 mm,沟槽宽3 mm~4 mm,深4 mm~5 mm	挡圈随轴旋转,可利用离心力甩去油和杂物,最好与其他密封联合使用	甩油环靠离心力将油甩掉,再通过导油槽将油导回油箱

例题 18.7 设计一叶轮泵轴的轴承组合结构。泵流量 24 000 L/min, 扬程 9 m。功率 $P = 44$ kW, 转速 $n = 1\,450$ r/min, 轴颈直径 $d \approx 70$ mm, 轴承跨距 $l = 420$ mm, 受力如图 18.37。 $F_{r1} = 11\,000$ N, $F_{r2} = 5\,900$ N, $F_A = 7\,700$ N, 预期寿命 4 000 h。

解 1. 选择轴承类型 轴较长, 传递功率较大, 有一定温升, 采用一端固定、一端游动结构。叶轮端选圆柱滚子轴承, 承受较大径向力并游动, 联轴器端选一对面对面角接触球轴承作固定端。为便于装拆, 采用正安装结构。

2. 承载能力计算 确定轴承型号

根据结构要求轴颈 $d \approx 70$ mm, 选用 NU314 及 7314 C/DF 轴承。核验轴承的寿命、静强度及极限转速皆满足要求(计算从略)。

3. 选配合 与 NU314 轴承配合孔 H7, 轴颈 k6。与 7314C/DF 轴承配合孔 H7, 轴颈 js6(一对轴承, 考虑装拆方便, 不宜选太紧的配合)。

4. 润滑和密封

$dn = 70 \times 1\,450 \approx 10^5$ mm·r/min。水泵连续运转, 要求散热条件较好, 采用漫油润滑。

左侧密封处 $v = \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 70 \times 1\,450}{60 \times 1\,000} = 5.3$ m/s, 位于叶轮附近, 密封要求较高, 采用径向迷宫及密封圈双重密封。

右侧密封处 $d \approx 80$ mm, $v \approx 6.1$ m/s, 采用密封圈密封。

叶轮泵轴系结构见图 18.38。

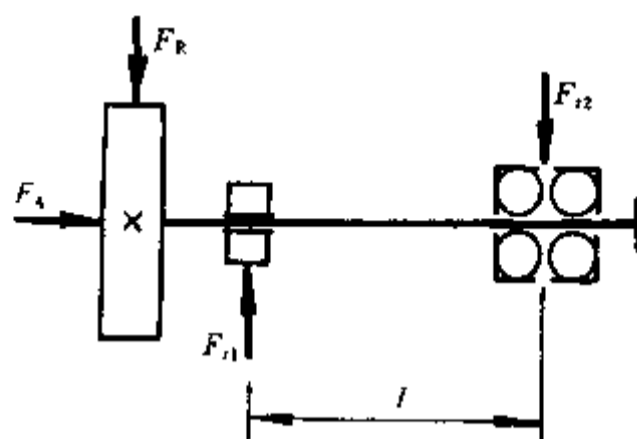


图 18.37 例题 18.7 图

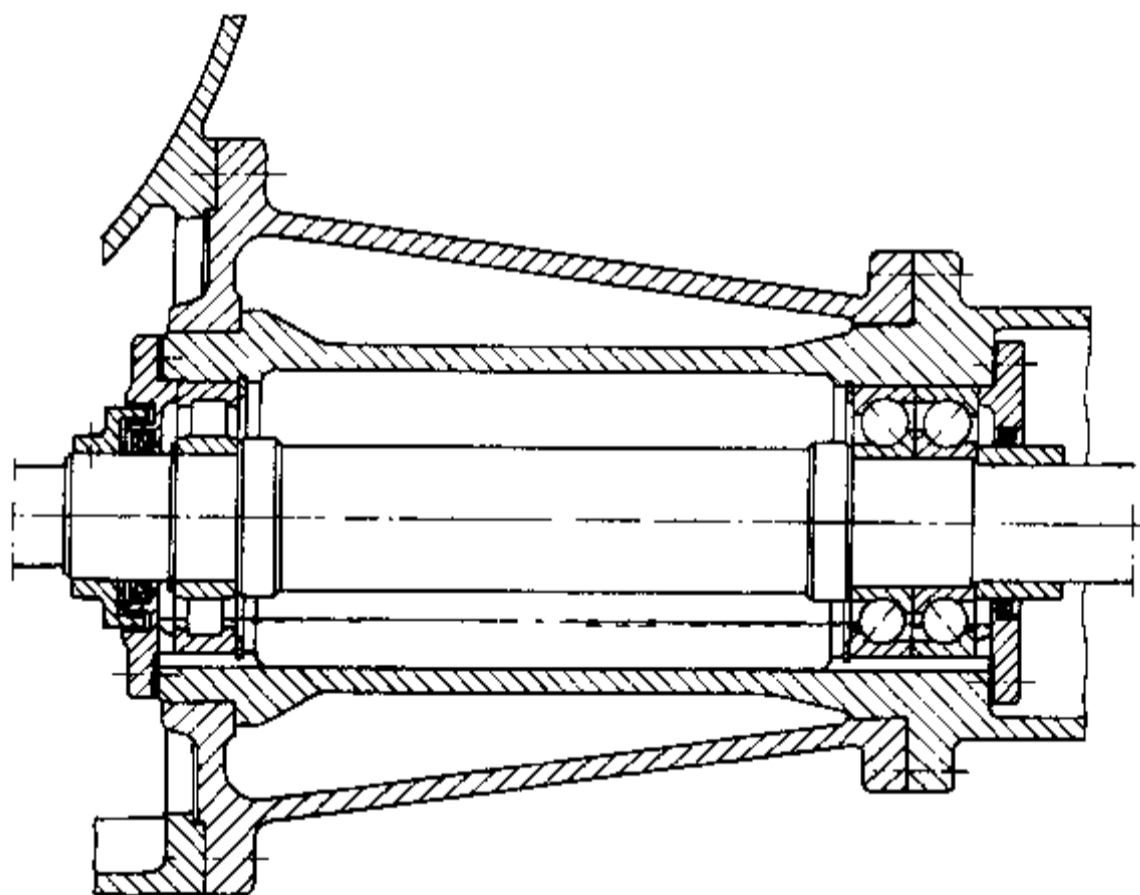


图 18.38 叶轮泵轴系

18.11 滚动轴承的弹性流体动力润滑计算

滚动轴承的滚动体与套圈之间为高副接触, 接触应力很大。在一定的设计和使用条件下, 轴承元件间若能形成弹性流体动力润滑, 则轴承寿命、运转精度和可靠性都会有显著的提高。

将轴承的有关参数代入弹性流体动力润滑公式,可得球轴承和圆柱滚子轴承滚动体与内圈滚道间的最小油膜厚度 $h_{m(H)}$ 和 $h_{m(R)}$ 分别为:

$$\left. \begin{aligned} h_{m(H)} &= 0.22\alpha^{0.49}(\eta_0 n)^{0.68} D_w^{0.466} D_{pw}^{11.68} (1-\gamma)^{1.146} (1+\gamma)^{11.68} E^{-0.03} F_0^{-0.073} (1-e^{-0.68k}) \\ h_{m(R)} &= 0.154\alpha^{0.54}(\eta_0 n)^{0.7} D_w^{0.43} D_{pw}^{0.7} (1-\gamma)^{1.13} (1+\gamma)^{0.7} E^{-0.03} w^{-0.13} \end{aligned} \right\} \quad (18.24)$$

式中 D_w, D_{pw} ——球、滚子直径; D_{pw} ——滚动体中心圆直径; $\gamma = D_w/D_{pw}$ (球), $\gamma = D_w/D_{pw}$ (滚子); F_0 ——球最大载荷; w ——滚子单位长度最大载荷; k ——球与滚道接触椭圆率, $k = a/b = 1.0339(R_y/R_x)^{0.636}$; $R_x = D_w(1-\gamma)/2$, $R_y = f_1 D_w/(2f_1 - 1)$, R_1 和 R_2 分别为沿球运动方向和垂直球运动方向的当量曲率半径; 内圈沟曲率半径系数 $f_1 \approx 0.52$ 。其他符号意义见 4.5 节。

轴承的润滑状态根据膜厚比 λ 判断, 见 4.6 节。

例题 18.8 圆柱滚子轴承的已知数据如下: $D_{pw} = 82 \text{ mm}$, $Z = 10$, $D_{wc} = 16 \text{ mm}$, $l_{wc} = 15.4 \text{ mm}$, $F_r = 8700 \text{ N}$, $n = 2500 \text{ r/min}$ 。润滑油动力粘度 $\eta_0 = 0.02 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 粘度压力指数 $\alpha = 2.3 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ 。综合弹性模量 $E = 2.25 \times 10^{11} \text{ Pa}$ 。球和滚道的表面粗糙度分别为 $R_a 0.1 \mu\text{m}$ 和 $R_a 0.2 \mu\text{m}$ 。试分析轴承的润滑状态。

解 1. 求滚动体的最大载荷 F_0 和单位长度载荷 w 由式 18.1 得

$$F_0 = \frac{4.6F_r}{Z} = \frac{4.6 \times 8700}{10} = 4000 \text{ N}$$

$$w = \frac{F_0}{l_{wc}} = \frac{4000}{0.0154} = 259740 \text{ N/m}$$

$$\gamma = \frac{D_{wc}}{D_{pw}} = \frac{0.016}{0.082} = 0.195$$

2. 求滚子与内滚道接触处的最小油膜厚度 由式 18.24 得

$$\begin{aligned} h_{m(R)} &= 0.154\alpha^{0.54}(\eta_0 n)^{0.7} D_w^{0.43} D_{pw}^{0.7} (1-\gamma)^{1.13} (1+\gamma)^{0.7} E^{-0.03} w^{-0.13} \\ &= 0.154 \times (2.3 \times 10^{-8})^{0.54} \times (0.02 \times 2500)^{0.7} \times 0.016^{0.43} \times 0.082^{0.7} \\ &\quad \times (1-0.195)^{1.13} \times (1+0.195)^{0.7} \times (2.25 \times 10^{11})^{-0.03} \times 259740^{-0.13} \\ &= 4.19 \times 10^{-7} \text{ m} = 0.42 \mu\text{m} \end{aligned}$$

3. 油膜比 计算公式见 4.6 节

$$\lambda = \frac{h_n}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} = \frac{h_m}{1.25 \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} = \frac{0.42}{1.25 \sqrt{0.1^2 + 0.2^2}} = 1.5$$

因 $1 < \lambda < 3$, 故轴承处于部分弹性流体动力润滑状态。

附录 常用滚动轴承尺寸和主要性能参数

(摘自全国滚动轴承产品样本,机械工业部洛阳轴承研究所,1995年)

附录表 18.1 深沟球轴承 GB/T 276

轴承代号	原轴承代号	基本尺寸,mm			基本额定载荷,kN		极限转速,r/min	
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	脂	油
6202	202	15	35	11	7.65	3.72	17 000	22 000
6302	302	15	42	13	11.5	5.42	16 000	20 000
6203	203	17	40	12	9.58	4.78	16 000	20 000
6303	303	17	47	14	13.5	6.58	15 000	19 000
6204	204	20	47	14	12.8	6.65	14 000	18 000
6304	304	20	52	15	15.8	7.88	13 000	17 000
6205	205	25	52	15	14.0	7.88	12 000	16 000
6305	305	25	62	17	22.2	11.5	10 000	14 000
6206	206	30	62	16	19.5	11.5	9 500	13 000
6306	306	30	72	19	27.0	15.2	9 000	12 000
6207	207	35	72	17	25.5	15.2	8 500	11 000
6307	307	35	80	21	33.2	19.2	8 000	10 000
6208	208	40	80	18	29.5	18.0	8 000	10 000
6308	308	40	90	23	40.8	24.0	7 000	9 000
6209	209	45	85	19	31.5	20.5	7 000	9 000
6309	309	45	100	25	52.8	31.8	6 300	8 000
6210	210	50	90	20	35.0	23.2	6 700	8 500
6310	310	50	110	27	61.8	38.0	6 000	7 500
6211	211	55	100	21	43.2	29.2	6 000	7 500
6311	311	55	120	29	71.5	44.8	5 300	6 700
6212	212	60	110	22	47.8	32.8	5 600	7 000
6312	312	60	130	31	81.8	51.8	5 000	6 300
6213	213	65	120	23	57.2	40.0	5 000	6 300
6313	313	65	140	33	93.8	60.5	4 500	5 600
6214	214	70	125	24	60.8	45.0	4 800	6 000
6314	314	70	150	35	105	68.0	4 300	5 300
6215	215	75	130	25	66.0	49.5	4 500	5 600
6315	315	75	160	37	112	76.8	4 000	5 000
6216	216	80	140	26	71.5	54.2	4 300	5 300
6316	316	80	170	39	122	86.5	3 800	4 800
6217	217	85	150	28	83.2	63.8	4 000	5 000
6317	317	85	180	41	132	96.5	3 600	4 500
6218	218	90	160	30	95.8	71.5	3 800	4 800
6318	318	90	190	43	145	108	3 400	4 300
6219	219	95	170	32	110	82.8	3 600	4 500
6319	319	95	200	45	155	122	3 200	4 000
6220	220	100	180	34	122	92.8	3 400	4 300
6320	320	100	215	47	172	140	2 800	3 600

附录表 18.2 圆柱滚子轴承 GB/T 283

轴承代号	原轴承代号	基本尺寸, mm			基本额定载荷, kN		极限转速, r/min	
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	脂	油
N204E	2204E	20	47	14	25.8	24.0	12 000	16 000
N304E	2304E	20	52	15	29.0	25.5	11 000	15 000
N205E	2205E	25	52	15	27.5	26.8	11 000	14 000
N305E	2305E	25	62	17	25.5	22.5	9 000	12 000
N206E	2206E	30	62	16	36.0	35.5	8 500	11 000
N306E	2306E	30	72	19	49.2	48.2	8 000	10 000
N207E	2207E	35	72	17	46.5	48.0	7 500	9 500
N307E	2307E	35	80	21	62.0	63.2	7 000	9 000
N208E	2208E	40	80	18	51.5	53.0	7 000	9 000
N308E	2308E	40	90	23	76.8	77.8	6 300	8 000
N209E	2209E	45	85	19	58.5	63.8	6 300	8 000
N309E	2309E	45	100	25	93.0	98.0	5 600	7 000
N210E	2210E	50	90	20	61.2	69.2	6 000	7 500
N310E	2310E	50	110	27	105	112	5 300	6 700
N211E	2211E	55	100	21	80.2	95.5	5 300	6 700
N311E	2311E	55	120	29	128	138	4 800	6 000
N212E	2212E	60	110	22	89.8	102	5 000	6 300
N312E	2312E	60	130	31	142	155	4 500	5 600
N213E	2213E	65	120	23	102	118	4 500	5 600
N313E	2313E	65	140	33	170	188	4 000	5 000
N214E	2214E	70	125	24	112	135	4 300	5 300
N314E	2314E	70	150	35	195	220	3 800	4 800
N215E	2215E	75	130	25	125	155	4 000	5 000
N315E	2315E	75	160	37	228	260	3 600	4 500
N216E	2216E	80	140	26	132	165	3 800	4 800
N316E	2316E	80	170	39	245	282	3 400	4 300
N217E	2217E	85	150	28	158	192	3 600	4 500
N317E	2317E	85	180	41	280	332	3 200	4 000
N218E	2218E	90	160	30	172	215	3 400	4 300
N318E	2318E	90	190	43	298	348	3 000	3 800
N219E	2219E	95	170	32	208	262	3 200	4 000
N319E	2319E	95	200	45	315	380	2 800	3 600
N220E	2220E	100	180	34	235	302	3 000	3 800
N320E	2320E	100	215	47	365	425	2 600	3 200

附录表 18.3 单列角接触球轴承 GB/T 292

轴承代号	原轴承代号	基本尺寸, mm			基本额定载荷, kN		极限转速, r/min	
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	脂	油
7204C	36204	20	47	14	14.5	8.22	13 000	18 000
7204AC	46204	20	47	14	14.0	7.82	13 000	18 000
7204B	66204	20	47	14	14.0	7.85	13 000	18 000
7205C	36205	25	52	15	16.5	10.5	11 000	16 000
7205AC	46205	25	52	15	15.8	9.88	11 000	16 000
7205B	66205	25	52	15	15.8	9.45	9 500	14 000
7206C	36206	30	62	16	23.0	15.0	9 000	13 000
7206AC	46206	30	62	16	22.0	14.2	9 000	13 000
7206B	66206	30	62	16	20.5	13.8	8 500	12 000
7207C	36207	35	72	17	30.5	20.0	8 000	11 000
7207B	46207	35	72	17	29.0	19.2	80 000	11 000
7207AC	66207	35	72	17	27.0	18.8	7 500	10 000
7208C	36208	40	80	18	36.8	25.8	7 500	10 000
7208AC	46208	40	80	18	35.2	24.5	7 500	10 000
7208B	66208	40	80	18	32.5	23.5	6 700	9 000
7209C	36209	45	85	19	38.5	28.5	6 700	9 000
7209AC	46209	45	85	19	36.8	27.2	6 700	9 000
7209B	66209	45	85	19	36.0	26.2	6 300	8 500
7210C	36210	50	90	20	42.8	32.0	6 300	8 500
7210AC	46210	50	90	20	40.8	30.5	6 300	8 500
7210B	66210	50	90	20	37.5	29.0	5 600	7 500
7211C	36211	55	100	21	52.8	40.5	5 600	7 500
7211AC	46211	55	100	21	50.5	38.5	5 600	7 500
7211B	66211	55	100	21	46.2	36.0	5 300	7 000
7212C	36212	60	110	22	61.0	48.5	5 300	7 000
7212AC	46212	60	110	22	58.2	46.2	5 300	7 000
7212B	66212	60	110	22	56.0	44.5	4 800	6 300

续表

轴承代号	原轴承代号	基本尺寸, mm			基本额定载荷, kN		极限转速, r/min	
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	脂	油
7213C	36213	65	120	23	69.8	55.2	4 800	6 300
7213AC	46213	65	120	23	66.5	52.5	4 800	6 300
7213B	66213	65	120	23	62.5	53.2	4 300	5 600
7214C	36214	70	125	24	70.2	60.0	4 500	6 700
7214AC	46214	70	125	24	69.2	57.5	4 500	6 700
7214B	66214	70	125	24	70.2	57.2	4 300	5 600
7215C	36215	75	130	25	79.2	65.8	4 300	5 600
7215AC	46215	75	130	25	75.2	63.0	4 300	5 600
7215B	66215	75	130	25	72.8	62.0	4 000	53 000
7216C	36216	80	140	26	89.5	78.2	4 000	5 300
7216AC	46216	80	140	26	85.0	74.5	4 000	5 300
7216B	66216	80	140	26	80.2	69.5	3 600	4 800
7217C	36217	85	150	28	99.8	85.0	3 800	5 000
7217AC	46217	85	150	28	94.8	81.5	3 800	5 000
7217B	66217	85	150	28	93.0	81.5	3 400	4 500
7218C	36218	90	160	30	122	105	3 600	4 800
7218AC	46218	90	160	30	118	100	3 600	4 800
7218B	66218	90	160	30	105	94.5	3 200	4 300
7219C	36219	95	170	32	135	115	3 400	4 500
7219AC	46219	95	170	32	128	108	3 400	4 500
7219B	66219	95	170	32	120	108	3 000	4 000
7220C	36220	100	180	34	148	128	3 200	4 300
7220AC	46220	100	180	34	142	122	3 200	4 300
7220B	66220	100	180	34	130	115	2 600	3 600

附录表 18.4 单列圆锥滚子轴承 GB/T 297

轴承 代号	原轴承 代号	基本尺寸, mm				基本额定载荷, kN		极限转速, r/min		计算系数		
		d	D	T	B	C_r	C_{0r}	脂	油	e	Y	Y_0
30204	7204E	20	47	15.25	14	28.2	30.5	8 000	10 000	0.35	1.7	1.0
30304	7304E	20	52	16.25	15	33.0	33.2	7 500	9 500	0.30	2.0	1.1
32304	7604E	20	52	22.25	21	42.8	46.2	7 500	9 500	0.30	2.0	1.1
30205	7205E	25	52	16.25	15	32.2	37.0	7 000	9 000	0.37	1.6	0.9
33205	7305E	25	52	22	22	47.0	55.8	7 000	9 000	0.35	1.7	0.9
31305	7605E	25	62	18.25	17	40.5	46.0	6 300	8 000	0.83	0.7	0.4
30206	7206E	30	62	17.25	16	43.2	50.5	6 000	7 500	0.37	1.6	0.9
32206	7506E	30	62	21.25	20	51.8	63.8	6 000	7 500	0.37	1.6	0.9
30306	7306E	30	72	20.75	19	59.0	63.0	5 600	7 000	0.31	1.9	1.1
30207	7207E	35	72	18.25	17	54.2	63.5	5 300	6 700	0.37	1.6	0.9
32207	7507E	35	72	24.25	23	70.5	89.5	5 300	6 700	0.37	1.6	0.9
30307	7307E	35	80	22.75	21	75.2	82.5	5 000	6 300	0.31	1.9	1.1
30208	7208E	40	80	19.75	18	63.0	74.0	5 000	6 300	0.37	1.6	0.9
32208	7508E	40	80	24.75	23	77.8	97.2	5 000	6 300	0.37	1.6	0.9
30308	7308E	40	90	25.25	23	90.8	108	4 500	5 600	0.35	1.7	1.0
30209	7209E	45	85	20.75	19	67.8	83.5	4 500	5 600	0.40	1.5	0.8
32209	7509E	45	85	24.75	23	80.8	105	4 500	5 600	0.40	1.5	0.8
30309	7309E	45	100	27.25	25	108	130	4 000	5 000	0.35	1.7	1.0
30210	7210E	50	90	21.75	20	73.2	92.0	4 300	5 300	0.42	1.4	0.8
32210	7510E	50	90	24.75	23	82.8	108	4 300	5 300	0.42	1.4	0.8
30310	7310E	50	110	29.25	27	130	158	3 800	4 800	0.35	1.7	1.0
30211	7211E	55	100	22.75	21	90.8	115	3 800	4 800	0.40	1.5	0.8
32211	7511E	55	100	26.75	25	108	142	3 800	4 800	0.40	1.5	0.8
30311	7311E	55	120	31.5	29	152	188	3 400	4 300	0.35	1.7	1.0
30212	7212E	60	110	23.75	22	102	130	3 600	4 500	0.40	1.5	0.8
32212	7512E	60	110	29.75	28	132	180	3 600	4 500	0.40	1.5	0.8
30312	7312E	60	130	33.5	31	170	210	3 200	4 000	0.35	1.7	1.0
30213	7213E	65	120	24.75	23	120	152	3 200	4 000	0.40	1.5	0.8
32213	7513E	65	120	32.75	31	160	222	3 200	4 000	0.40	1.5	0.8
30313	7313E	65	140	36	33	195	242	2 800	3 600	0.35	1.7	1.0
30214	7214E	70	125	26.25	24	132	175	3 000	3 800	0.42	1.4	0.8
32214	7514E	70	125	33.25	31	168	238	3 000	3 800	0.42	1.4	0.8
30314	7314E	70	150	38	35	218	272	2 600	3 400	0.35	1.7	1.0
30215	7215E	75	130	27.25	25	138	185	2 800	3 600	0.44	1.4	0.8
32215	7515E	75	130	33.25	31	170	242	2 800	3 600	0.44	1.4	0.8
30315	7315E	75	160	40	37	252	318	2 400	3 200	0.35	1.7	1.0
30216	7216E	80	140	28.25	26	160	212	2 600	3 400	0.42	1.4	0.8
32216	7516E	80	140	35.25	33	198	278	2 600	3 400	0.42	1.4	0.8
30316	7316E	80	170	42.5	39	278	352	2 200	3 000	0.35	1.7	1.0

附录表 18.5 推力球轴承 GB 301

轴承代号	原轴承代号	基本尺寸, mm			基本额定载荷, kN		极限转速, r/min	
		d	D	T	C_r	C_{T_r}	脂	油
51204	8204	20	40	14	22.2	37.5	3 800	5 300
51304	8304	20	47	18	35.0	55.8	3 600	4 500
51205	8205	25	47	15	27.8	50.5	3 400	4 800
51305	8305	25	52	18	35.5	61.5	3 000	4 300
51206	8206	30	52	16	28.0	54.2	3 200	4 500
51306	8306	30	60	21	42.8	78.5	2 400	3 600
51207	8207	35	62	18	39.2	78.2	2 800	4 000
51307	8307	35	68	24	55.2	105	2 000	3 200
51208	8208	40	68	19	47.0	98.2	2 400	3 600
51308	8308	40	78	26	69.2	135	1 900	3 000
51209	8209	45	73	20	47.8	105	2 200	3 400
51309	8309	45	85	28	75.8	150	1 700	2 600
51210	8210	50	78	22	48.5	112	2 000	3 200
51310	8310	50	95	31	96.5	202	1 600	2 400
51211	8211	55	90	25	67.5	158	1 900	3 000
51311	8311	55	105	35	115	242	1 500	2 200
51212	8212	60	95	26	73.5	178	1 800	2 800
51312	8312	60	110	35	118	262	1 400	2 000
51213	8213	65	100	27	74.8	188	1 700	2 600
51313	8313	65	115	36	115	262	1 300	1 900
51214	8214	70	105	27	73.5	188	1 600	2 400
51314	8314	70	125	40	148	340	1 200	1 800
51215	8215	75	110	27	74.8	198	1 500	2 200
51315	8315	75	135	44	162	380	1 100	1 700
51216	8216	80	115	28	83.8	222	1 400	2 000
51316	8316	80	140	44	160	380	1 000	1 600

第 19 章 联轴器 and 离合器

19.1 概述

联轴器和离合器是联接两轴使之一同回转并传递转矩的一种部件。前者只有在机器停车后用拆卸方法才能把两轴分离;后者不必采用拆卸方法在机器工作时就能使两轴分离或接合。

19.1.1 联轴器的类型

联轴器分类见表 19.1。刚性联轴器适用于两轴能严格对中并在工作中不发生相对位移的地方;挠性联轴器适用于两轴有偏斜(可分为同轴线、平行轴线、相交轴线)或在工作中有相对位移(可分为轴向位移、径向位移、角位移、综合位移)的地方,见图 19.1。挠性联轴器又有无弹性元件的、金属弹性元件的和非金属弹性元件的之分,后两种统称为弹性联轴器。按照刚度性能不同,弹性联轴器又有定刚度弹性联轴器和变刚度弹性联轴器。

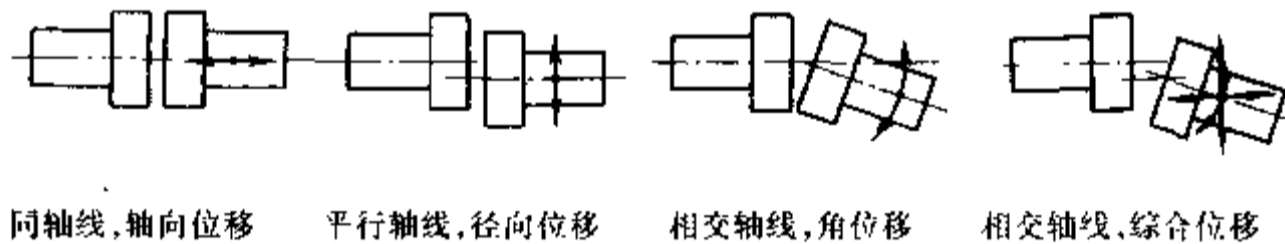
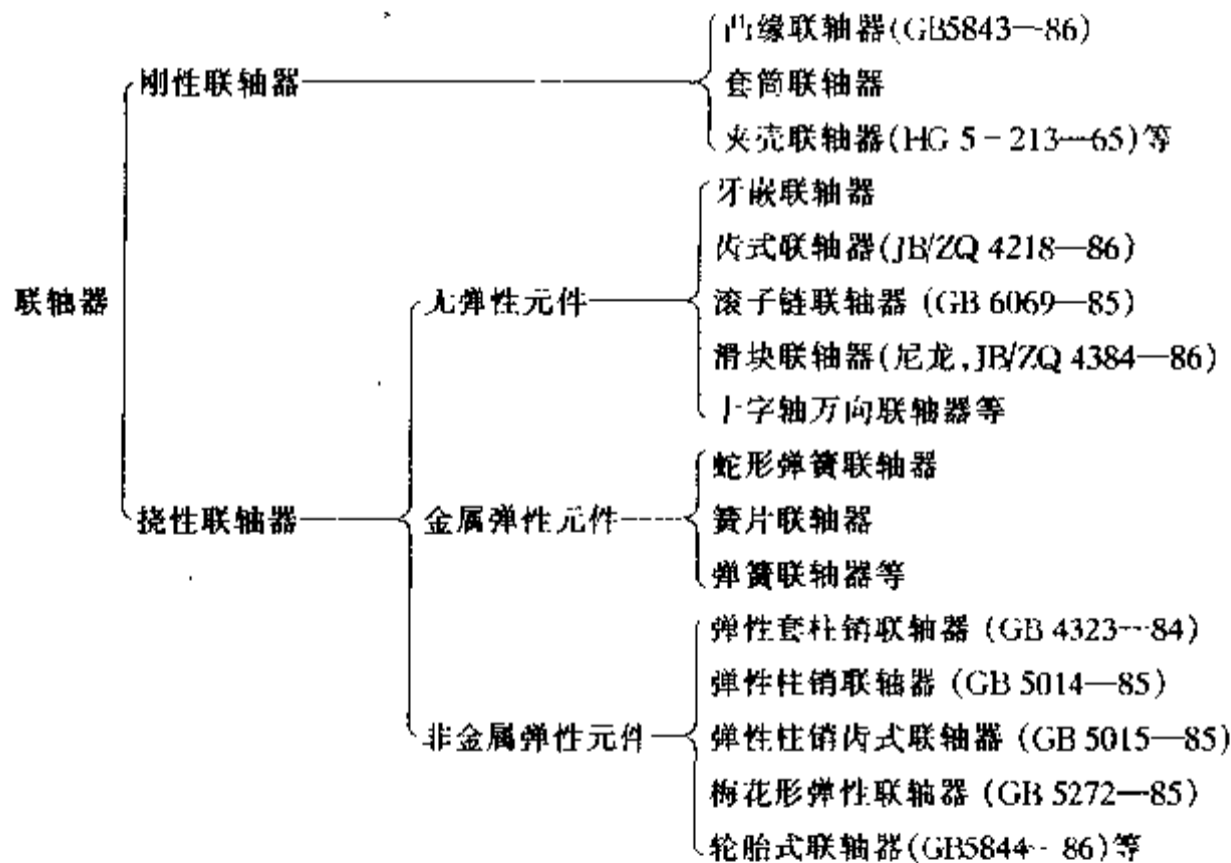


图 19.1 两轴相对位置和相对位移

表 19.1 联轴器的分类



弹性联轴器都具有缓和冲击的作用。用非金属弹性元件构成的弹性联轴器以及用金属弹性

元件构成的、弹性元件间有摩擦作用的弹性联轴器,除有缓冲作用外,还有减振作用。

图 19.2 为通过不同的联轴器传递载荷的情况。左图为输入转矩,右图为输出转矩。右图中, a 为通过刚性或无弹性元件挠性联轴器后的情况,这时,尖峰载荷、冲击时间和冲击能量都基

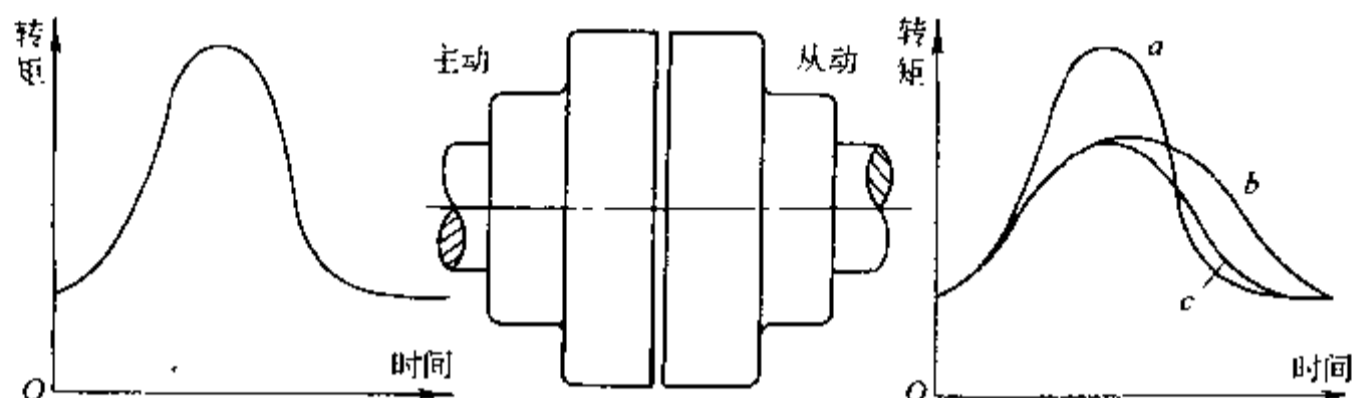


图 19.2 不同联轴器传递载荷的性质

本不变; b 为通过具有缓冲作用的弹性联轴器的情况,这时,尖峰载荷降低、冲击时间延长、冲击能量基本不变; c 为通过具有缓冲和衰振作用的弹性联轴器的情况,这时,尖峰载荷降低、冲击时间减短、部分冲击能量被联轴器吸收。所以,在设计和选择联轴器时,除应考虑两轴的相对位置和位置的变动情况外,还应考虑动力机和工作机的工作性质。

因此,对于载荷平稳、转速稳定、同轴度好、无相对位移的可选用刚性联轴器,有相对位移的需选用无弹性元件的挠性联轴器。载荷和速度不大、同轴度不易保证的,宜选用定刚度弹性联轴器;载荷、速度变化较大的最好选用具有缓冲、减振作用的变刚度弹性联轴器。对于动载荷较大的机器,宜选用重量轻、转动惯量小的联轴器。对联轴器的其他要求是:1)装拆方便;2)尺寸较小;3)质量较轻;4)维护简单等。联轴器的安装位置宜尽量靠近轴承。

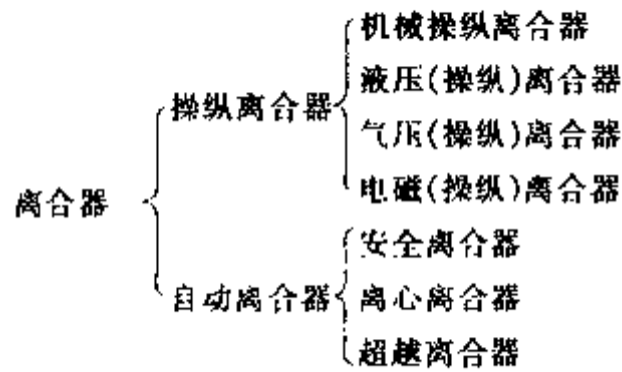
联轴器类型很多,部分已标准化。有关联轴器的型号、轴径范围、许用名义转矩、许用转速、最高工作温度、最大补偿量(径向、轴向、角度)、质量、转动惯量等数据见有关手册。设计时,可根据工作要求(轴径、计算转矩、工作转速、位移量、工作温度等)确定联轴器型号。在重要场合,对其中个别关键零件应作必要的验算,甚至进行系统的动力学计算。

19.1.2 离合器的类型

离合器分类见表 19.2。依离合方法不同,分操纵离合器和自动离合器两大类。按操纵方法分又有机械操纵离合器、液压(操纵)离合器、气压(操纵)离合器和电磁(操纵)离合器。离合件的接合元件主要有嵌合式和摩擦式。前者结构简单,传递转矩大,主、从动轴可同步转动,尺寸小。但啮合时有刚性冲击,只能在静止或两轴转速差不大时(如 $< 100 \text{ r/min} \sim 150 \text{ r/min}$)接合。后者离合较平稳,过载时可自行打滑,但主动轴和从动轴不能严格同步,接合时产生摩擦热,摩擦元件易磨损。

用简单的机械方法自动完成接合或分离动作的自动离合器主要有三种:1)当传递转矩达到某一定值时能自动分离的离合器,由于这种离合器有防止过载的安全作用,故称为安全离合器;2)当轴的转速达到某一转速后能自行联接的或超过某一转速后能自行分离的离合器,由于这种离合器是利用离心力的原理工作的,故称为离心离合器;3)根据主、从动轴间相对速度差的不同以实现联接或分离的称为超越离合器。

表 19.2 离合器分类



离合器应满足下列基本要求:1)便于接合和分离,而且迅速可靠;2)接合时振动小;3)调节和修理方便;4)外廓尺寸小、重量轻;5)耐磨性好和有足够的散热能力等。

19.1.3 计算转矩

联轴器和离合器的计算转矩 T_c 包括两部分:为克服连续作用的额定载荷和摩擦阻力所需的工作转矩 T 和附加动力转矩 T' 。后者计算比较复杂,为了简化, T_c 常按下式计算

$$T_c = T + T' \approx KT \leq T_n \quad (19.1)$$

式中 T_n ——许用名义转矩,由手册查出; K ——载荷系数,见表 19.3。在选取 K 值时应注意:刚性联轴器和无弹性元件的挠性联轴器宜取大值;弹性联轴器宜取小值;摩擦离合器宜取中间值,但单位时间内接合次数多的宜取大值;安全离合器宜取小值。

表 19.3 载荷系数 K

动力机特性	工作机特性		
	转矩变化小	转矩变化中等 冲击载荷	转矩变化大 冲击载荷
电动机、汽轮机	1.3~1.5	1.7~1.9	2.3~3.1
多缸内燃机	1.5~1.7	1.9~2.1	2.5~3.3
单、双缸内燃机	1.8~2.4	2.2~2.8	2.8~4.0

19.2 刚性联轴器

属于这一类的联轴器主要有以下几种。

19.2.1 凸缘联轴器

在刚性联轴器中,凸缘联轴器(图 19.3)是应用最广的一种。这种联轴器主要由两个分装在轴端的半联轴器和联接它们的螺栓所组成。制造半联轴器的材料通常为:中等以下载荷, $v \leq 35$ m/s 时可采用中等强度的铸铁;重载、 $v \leq 75$ m/s 时可采用锻钢或铸钢。此处 v 为联轴器外缘的圆周速度。

按对中方法不同,凸缘联轴器有两种型式:1)由具有凸肩的半联轴器和具有凹槽的半联轴器相嵌合而对中;2)用铰制孔和受剪螺栓对中。当要求两轴分离时,后者只要卸下螺栓即可,不用移动轴,因此装卸比前者简便。

凸缘联轴器对中精度可靠,传递转矩较大,但要求两轴同轴度好,主要用于载荷平稳的联接中。

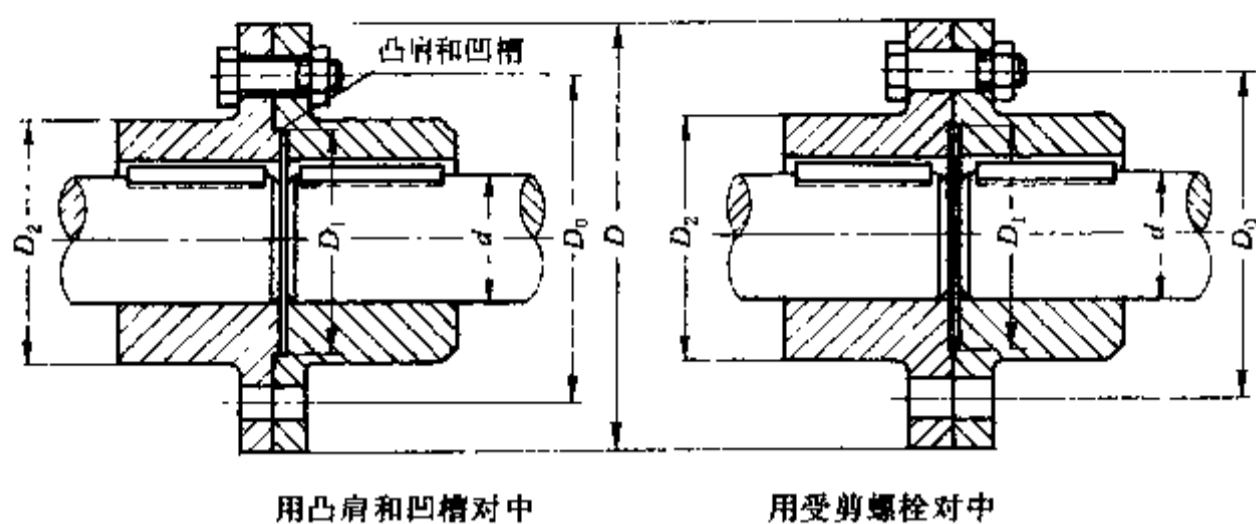


图 19.3 凸缘联轴器

按标准选定凸缘联轴器以后,必要时应对联接两个半联轴器的螺栓进行强度校核。依据联接型式不同,传递转矩有两种不同方式。

——当采用六角头螺栓,且螺栓与螺栓孔之间具有少量间隙时,两个半联轴器依靠接合面间的摩擦力传递转矩。

设 D 和 D_1 分别为联轴器环形接合面的外直径和内直径, μ 为摩擦系数, z 为螺栓数目, F' 为每个螺栓的预紧力,则该联轴器所能传递的最大转矩为

$$z\mu F' \frac{D+D_1}{4} \geq KT \quad (19.2)$$

上式中,假设摩擦半径等于环形接合面的平均半径。利用上式,可以求出螺栓的预紧力。螺栓尺寸即可根据预紧力 F' 来校核。

——当联轴器的铰制孔与受剪螺栓的配合为 $\frac{H7}{k6}$ 或 $\frac{H7}{js6}$ 时,两个半联轴器依靠螺栓的剪切和挤压来传递转矩。

联轴器在传递最大转矩时,每个螺栓所受的剪力

$$F = \frac{2KT}{zD_0} \quad (19.3)$$

式中 D_0 ——螺栓中心圆的直径。螺栓尺寸即可根据剪力 F 来校核。

以上两种联轴器中,前一种制造较简便、价格较低,后一种则能传递较大的转矩。

19.2.2 套筒联轴器

它由联接两轴轴端的套筒和联接套筒与轴的联接零件(键或销钉)所组成,见图 19.4。销钉用于传递转矩较小的场合。轴径 $d \leq 80$ mm 时,套筒用 35 或 45 钢制造; $d > 80$ mm 时,也允许用铸铁。由于这种联轴器的径向尺寸较小,所以在机床中应用很广。

19.2.3 夹壳联轴器

它由纵向剖分的两半筒形夹壳和联接它们的螺栓所组成,见图 19.5。由于这种联轴器在装卸时不用移动轴,所以使用起来很方便。夹壳材料一般为铸铁,少数用钢。

中、小尺寸的夹壳联轴器主要依靠夹壳与轴之间的摩擦力来传递转矩,即使在联轴器中装有键,在计算其承载能力时并不计及键的作用,计算方法和夹紧联接相似。大尺寸的夹壳联轴器主要由键传递转矩。为了改善平衡状况,螺栓应正、倒相间安装。

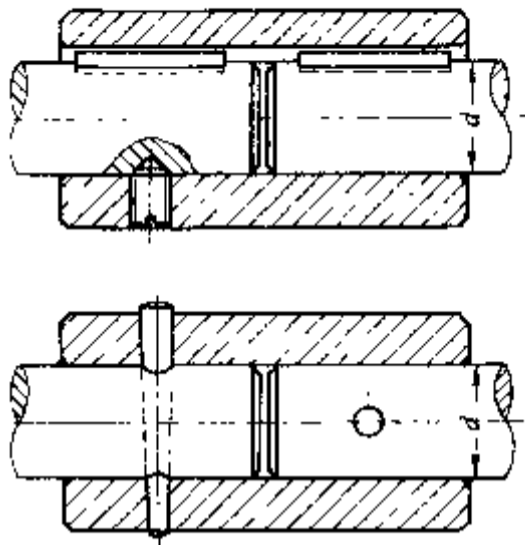


图 19.4 套筒联轴器

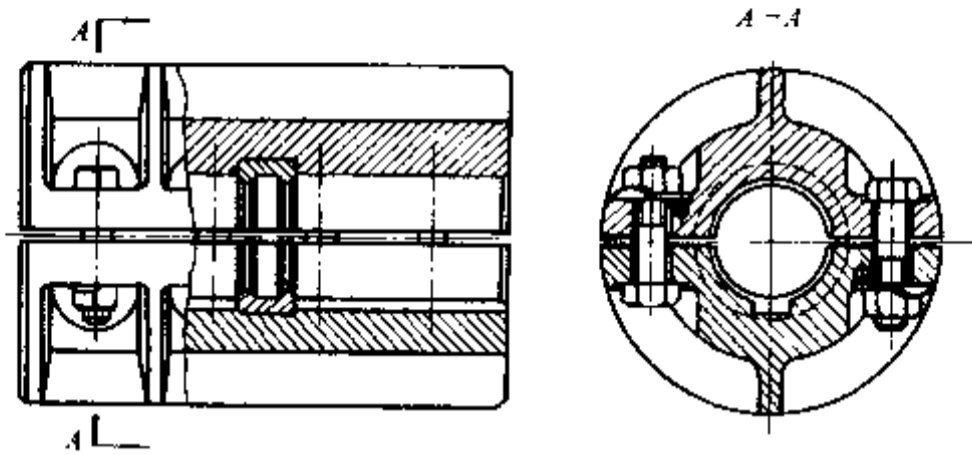


图 19.5 夹壳联轴器

夹壳联轴器主要用于低速,外缘速度 $v \leq 5 \text{ m/s}$;超过 5 m/s 时需进行平衡检验。

刚性联轴器的主要优点是构造简单、价格较低。缺点是:1)无法补偿两轴偏斜和位移,对两轴的对中性要求较高;2)联轴器中都是刚性零件,缺乏缓冲和吸振的能力。在不能避免两轴偏斜和位移的场合中应用时,将会在轴与联轴器中引起难以估计的附加应力,并使轴、轴承和轴上零件的工作情况恶化。如果机器本身要求两轴严格对中,则采用刚性联轴器有一定的优点。

19.3 无弹性元件挠性联轴器

由于制造、安装等误差,两轴精确对中并不是在任何情况下都能办到。即使安装时能保证对中,但由于工作温度的变化、回转零件的不平衡、基础下沉等原因,两轴的相对位置也会发生变化。这时,最好采用挠性联轴器。

补偿两轴偏斜和位移的方法主要有两种:1)利用联轴器工作零件间构成的动联接具有某一方向或几个方向的活动度来补偿;2)利用联轴器中弹性元件的变形来补偿。用前一种方法做成的就是无弹性元件挠性联轴器,用后一种方法做成的就是弹性联轴器。

挠性联轴器依所能补偿位移的方向不同可分为允许轴向位移、允许径向位移、允许角位移和允许综合位移等四种。

19.3.1 牙嵌联轴器

它是允许轴向位移的联轴器中的一种。牙嵌联轴器(图 19.6)由两个端面都有凸牙和凹槽的半联轴器所组成。每个凸牙都嵌在对应的半联轴器中的凹槽内,当两轴作轴向位移时,凸牙可在凹槽内滑移,从而构成一动联接。为便于两轴对中,在左方的半联轴器中装有定中环,并有螺钉固定,右端的轴则伸入该环内。半联轴器的材料通常采用中等强度的铸铁,有时也用铸钢。关于牙嵌联轴器的计算可参考牙嵌离合器。

19.3.2 齿式联轴器

在允许综合位移的联轴器中,齿式联轴器(图 19.7)是最有代表性的一种。它由两个具有外齿环的半联轴器和两个具有内齿环的外壳所组成,半联轴器分别与主动轴和从动轴相联接,两外

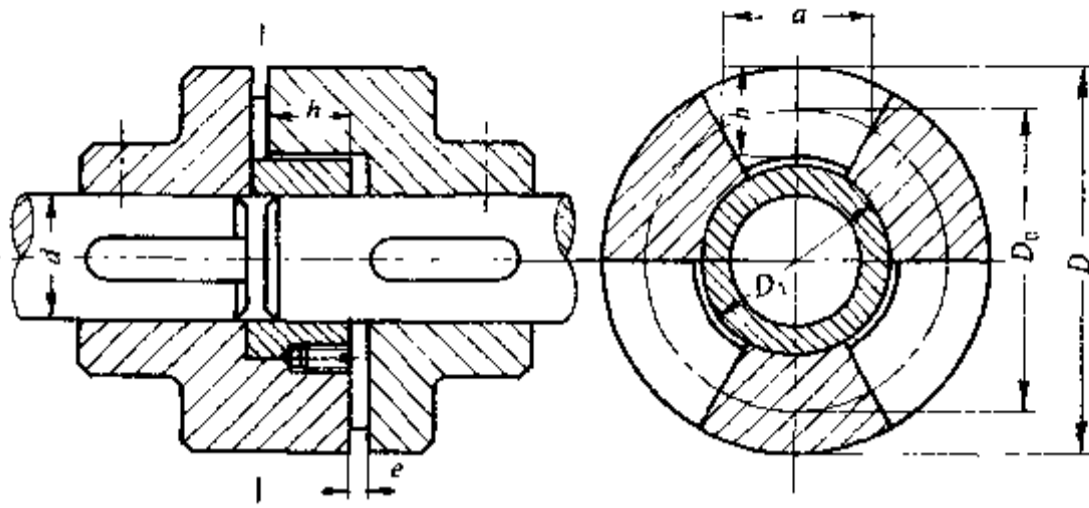


图 19.6 牙嵌联轴器

壳则用螺栓联接在一起。内、外齿环上的轮齿相互啮合,齿廓为渐开线,其啮合角通常为 20° 。轮齿数目一般为 30~80 个。在外壳内贮有润滑油,以便联轴器旋转时将油甩向四周以润滑啮合轮齿,从而减小啮合轮齿间的摩擦和相对移动阻力以及降低作用在轴和轴承上的附加载荷。轮齿的形状有直齿和鼓形齿(图 19.7b),后者又称鼓形齿联轴器。

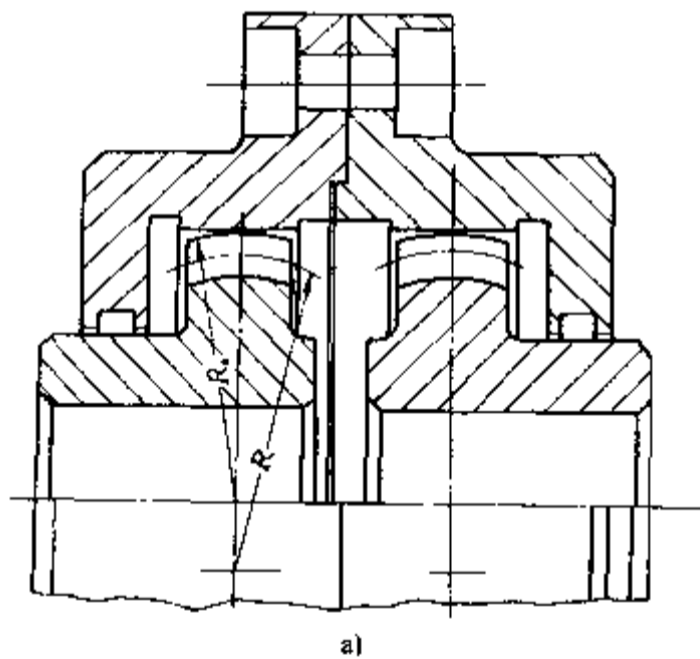


图 19.7 齿式联轴器

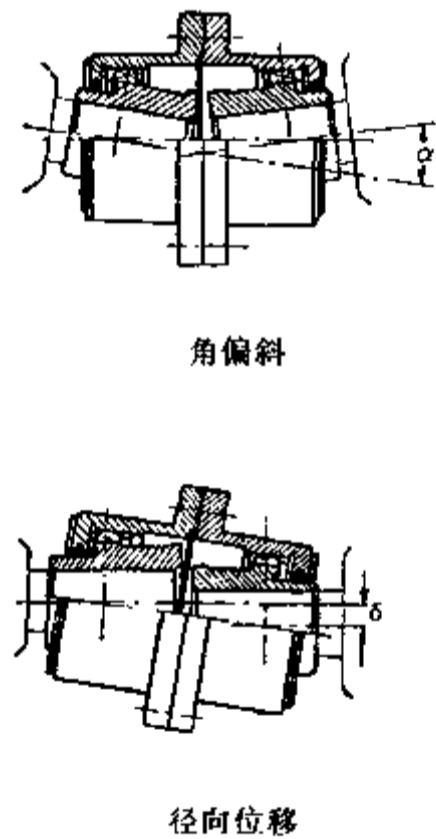


图 19.8 齿式联轴器的工作情况

制造齿式联轴器的材料一般用 45 锻钢或 ZG340-640 铸钢。轮齿须经热处理,其硬度应达到:半联轴器不低于 250 HB,外壳不低于 290 HB。

齿式联轴器在两轴偏斜时的工作情况见图 19.8,它之所以有良好的补偿两轴作任何方向位移的能力是由于啮合齿间留有较大的齿侧间隙和将齿顶做成球面(球面中心应位于轴线上)。鼓形齿更有利于增大联轴器的补偿综合位移的能力(见图 19.7b),改善轮齿沿齿宽方向的接触情况,提高承载能力和延长使用寿命。

鼓形齿联轴器是通过轮齿传递转矩的。由于有较多的齿同时工作,所以传递转矩的能力比同尺寸的其他联轴器要大得多,因此在重型机械中获得了广泛应用。

鼓形齿联轴器的轴径为 18 mm~560 mm 时,相应的许用转矩为 710 N·m~1 000 000 N·m,许用转速为 3 780 r/min~300 r/min,允许径向位移为 0.4 mm~6.3 mm(角位移为零时的数值,否则要小得多),允许角位移为 3°。

鼓形齿联轴器还常用在高速传动中。标准中给出的最大转速是根据齿轮节圆上的圆周速度为 15 m/s 时计算出来的。制造精度高、经过很好平衡的,齿轮节圆的圆周速度甚至允许高达 50 m/s~80 m/s。

由于载荷在轮齿上的分布情况很复杂,因此对鼓形齿联轴器进行强度计算和寿命计算相当困难。通常可以根据计算转矩从标准中选取合适的联轴器尺寸。

19.3.3 滚子链联轴器

它是利用一公共滚子链(单排或双排)同时与两个齿数相同的并列链轮相啮合以实现两半联轴器联接的一种联轴器(图 19.9),特点是:结构简单,装卸方便,径向尺寸比其他联轴器紧凑,质量轻,转动惯量小,效率很高,具有一定的位移补偿能力(径向位移双排为 $0.02p$,单排为 $0.1p$,

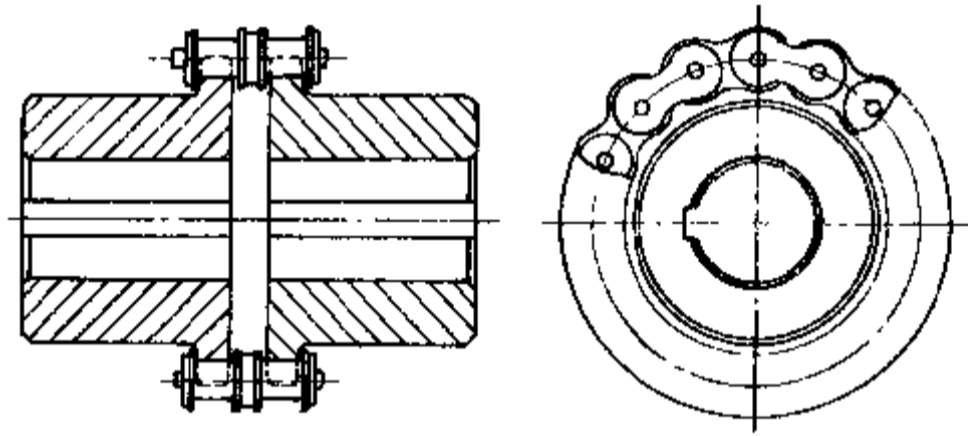


图 19.9 滚子链联轴器(双排)

角位移 $< 1^\circ$, p ——链节距),工作可靠,使用寿命长(可达 20 000 h),恶劣工作环境(如高温、潮湿、多尘、油污等)也能用,成本低。缺点是:离心力过大会加速各元件间的磨损和发热,不宜用于很高速度的传动;缓冲、吸振能力不大,不宜在频繁起动、强烈冲击下工作;不能传递轴向力。

半联轴器的材料常用 45、20Cr 钢,也可用 ZG 270-500 铸钢。链齿硬度最好为 40 HRC~45 HRC。联轴器应有罩壳,用铝合金铸成。

用单排链时,滚子和套筒受力,销轴只起联接作用,结构可靠性好;用双排链时,销轴受剪力,承受冲击能力较差,销轴与外链板之间的过盈配合容易松动。在高速轻载场合,宜选用较小链节距的链条,重量轻,离心力小;在低速重载场合,宜选用较大链节距的链条,以便加大承载面积。

链轮齿数一般为 12~22。为避免过渡链节,宜取偶数。工作时,链轮每个齿上的平均作用力

$$F = \frac{KT}{\frac{d}{2}z} = \frac{2KT}{\frac{p}{\sin(\pi/z)} \cdot z} \approx \frac{2\pi KT}{pz^2} \quad (19.4)$$

由上式可见,作用力 F 与链轮齿数 z 的平方成反比。但齿数多,会降低补偿能力。

按销轴受剪校核联轴器强度时,切应力

$$\tau = \frac{KT}{\frac{d}{2} \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \frac{\pi d_z^2}{4}} = \frac{24KT}{\pi d z d_z^2} \leq [\tau] \quad (19.5)$$

式中 d ——链轮分度圆直径; d_z ——链条销轴直径; z ——链轮齿数(按 1/3 受载计算); $[\tau]$ ——链条销轴许用切应力, $[\tau] = (160 \sim 180)K_c$,MPa; K_c ——离心力影响系数,见表 19.4。

表 19.4 离心力影响系数 K_c

转速 $n/(r/min)$	<50	50	100	500	1000	1500	2000	3000
K_c	1.15	1.00	0.69	0.27	0.23	0.22	0.20	0.16

滚子链联轴器的润滑可根据链轮转速 n 来定: $n < 10$ ——每月涂润滑脂一次; $10 < n \leq 200$ ——每周涂润滑脂一次; $200 < n \leq 3000$ ——要求充分润滑,并备有罩壳。此处 n 的单位为 r/min 。

19.3.4 滑块联轴器

它主要用于两平行轴间的联接,由两端面开有凹槽的半联轴器和一个两面都有榫的圆盘所组成(图 19.10)。凹槽的中心线分别通过两轴的中心,两榫中线相互垂直并通过圆盘中心。圆盘两榫分别嵌在固装于主动轴和从动轴上的两半联轴器凹槽中而构成一动联接。

当轴回转时,圆盘两榫可在半联轴器的凹槽中来回滑动。这时,圆盘中心的运动轨迹将为一圆,其直径等于两轴的偏心距 e ,见图 19.10。由图可知,当主动轴转 90° 时,从动轴也转 90° ,而圆盘中心则转 180° ,因而圆盘中心的转速恰好等于轴转速的两倍。

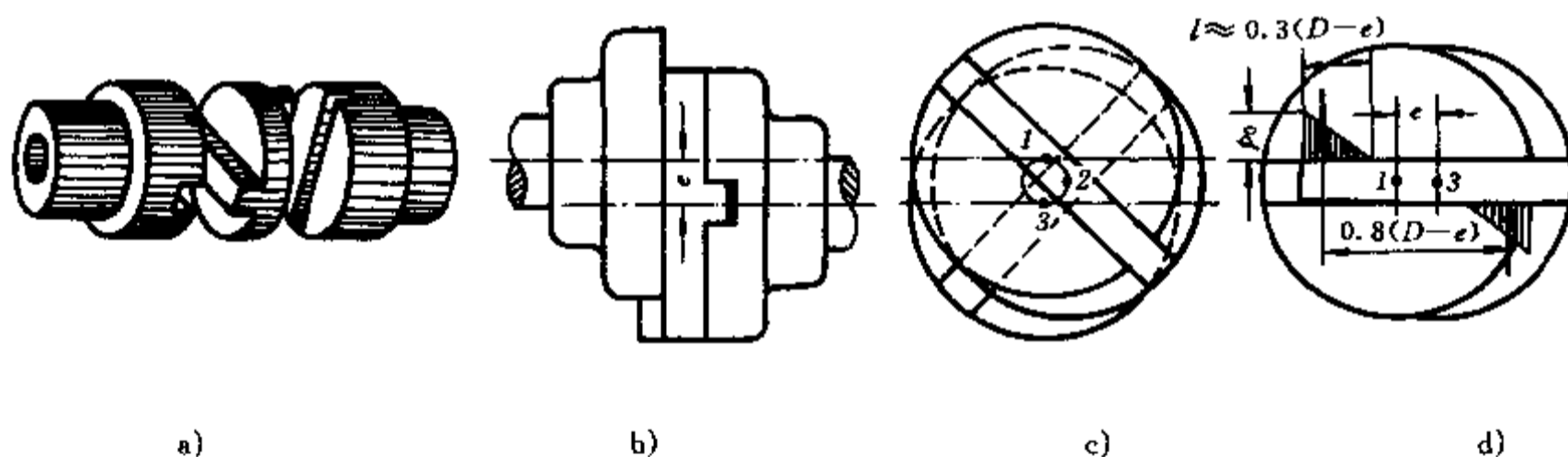


图 19.10 滑块联轴器

1、3—主动轴和从动轴的中心;2—圆盘中心

由于圆盘重心作偏心回转,故由圆盘产生的离心力

$$F_c = m \frac{e}{2} \left(\frac{2\pi 2n}{60} \right)^2 = 0.022 m e n^2 \quad (19.6)$$

式中 m ——圆盘质量,kg; n ——轴的转速, r/min ; e ——两轴偏心距,m。

为避免离心力过大,应尽量减少圆盘的质量,例如将圆盘制成中空的或用轻质材料制造,在使用时还应注意偏心距不可过大或轴的转速不可过高, $n_{max} \approx 250 r/min$ 。

滑块联轴器所允许的径向位移在 $0.04d$ mm 以下(d ——轴径,mm)和角位移在 $30'$ 以下。

为了避免联轴器中的滑动零件过早磨损,作用在榫和槽的单位工作面积上的压力应低于许用值。假设压力

按图 19.10d 所示的三角形规律分布,其中宽度 l 与榫和槽的侧面间隙的大小以及边缘的磨合程度有关。在最不利的情况下,取 $l \approx 0.3(D - e)$,并设位移 $e \ll D$,则由此可以列出力矩平衡方程式并进一步解出最大压强 p_0 为

$$\frac{1}{2} p_0 \times 0.3(D - e) \times h \times 0.8(D - e) = KT$$

$$p_0 \approx \frac{8KT}{hD^2} \leq [\rho] \quad (19.7)$$

式中 D ——圆盘外直径; h ——榫的工作高度。许用压强决定于联轴器的工作情况和使用的材料。工作条件良好、用淬火钢制造的联轴器,取 $[\rho] \leq 25 \text{ MPa}$;工作条件较差、润滑不良、金属硬度较低、加工欠精确的联轴器,取 $[\rho] = 3 \text{ MPa} \sim 10 \text{ MPa}$;圆盘用夹布胶木制造的联轴器,取 $[\rho] \leq 10 \text{ MPa}$ 。

在没有急剧冲击载荷和轴的切应力低于 25 MPa 时,可以用方形滑块代替圆盘。

圆盘(滑块)用绝缘材料制造的联轴器因有电绝缘作用,所以又称为绝缘联轴器。

19.3.5 万向联轴器

万向联轴器主要用于两轴有较大偏斜角(最大可达到 $35^\circ \sim 45^\circ$)或在工作中有较大角位移的地方。它在汽车、拖拉机、轧钢机和金属切削机床中已获得了广泛应用。

机床中常用的十字轴万向联轴器见图 19.11,它是由两个叉形零件、一个十字形元件和轴销等组成。制造这些元件的材料通常为 40 Cr 或 40 CrNi 钢,小尺寸的也可以用轴承钢。

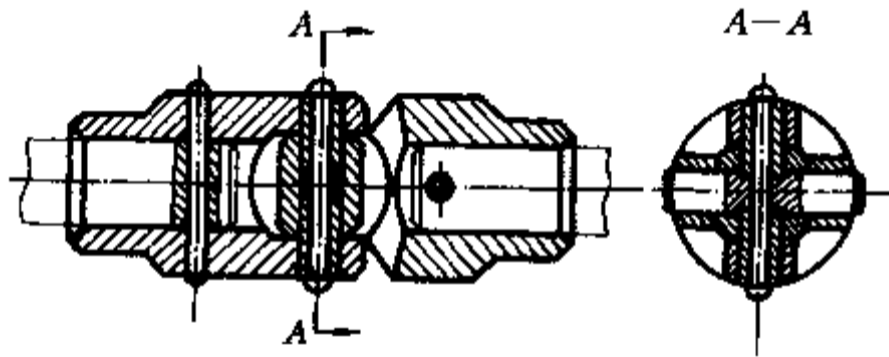


图 19.11 十字轴万向联轴器

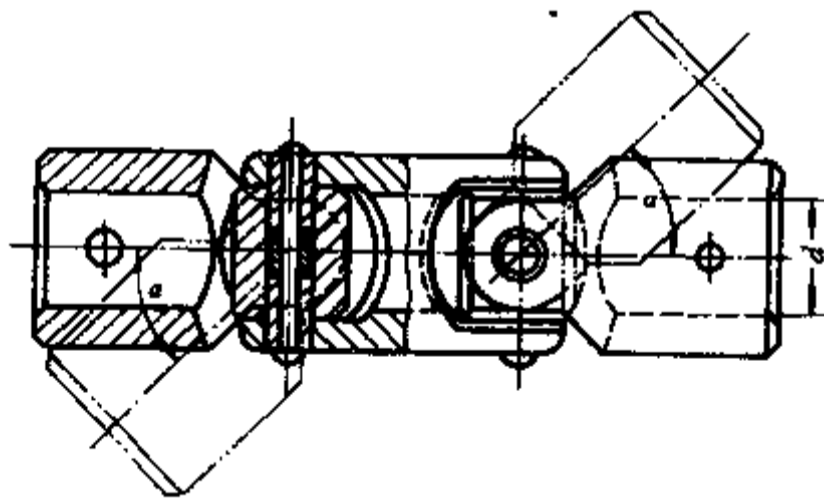


图 19.12 双万向联轴器

万向联轴器之所以能补偿偏斜是由于叉子与轴销之间构成了可动的铰链联接。如果在工作中偏斜角也要变化时,还应将联轴器的一个叉子轴及其联接轴之间构成一可以滑移的动联接。

关于万向联轴器的运动学已见机械原理中。它的主要缺点是,当两轴不在一轴线时,即使主动轴以恒定的角速度 ω_1 回转,从动轴的角速度 ω_2 将在下列范围内作周期性的变化: $\omega_1 \cos \alpha \leq \omega_2 \leq \omega_1 / \cos \alpha$,因而在传动中将引起附加的动载荷。联接于从动轴上的零件的转动惯量愈大,动载荷也愈大。

为了消除上述缺点,常将万向联轴器成对使用,这时就称为双万向联轴器,传递小转矩的双万向联轴器见图 19.12。在使用双万向联轴器时,应使两个叉子位于同一平面内,而且应使主、从动轴与联接轴所成的夹角 α 相等,这样才能使主动轴和从动轴的角速度随时相等,从而得以避免动载荷的产生。应当指出,联接轴本身的转速仍然是不均匀的,但因它惯性很小,所以由它产生的动载荷一般不致引起显著危害。

为解决主动轴和从动轴同步问题,汽车中常用球笼万向联轴器。

上述各种联轴器有如下的共同特点:1)由于联轴器中都是刚性零件,因此它和刚性联轴器一样缺乏缓冲和吸振的能力;2)联轴器中作相对滑动的零件将遭受磨损,磨损后,间隙将增大,在载荷和速度变化时会造成冲击;3)滑动零件间的摩擦阻力是随着载荷的增加而增大的,当阻力大到使零件移动发生困难时,也会使联轴器和轴受到附加的载荷等等。因此,对于这一类联轴器其摩擦表面均要求有较高的硬度以减小磨损,并应进行润滑以降低摩擦阻力。

19.3.6 其他平行轴间的联接

除滑块联轴器外,其他平行轴间的联接方法例见图 19.13。a 图是由一公用内齿轮同时与固装于两轴上的外齿轮相啮合而组成的齿轮联轴器。这种联轴器允许有较大的轴向位移,但两轴必须相互平行,且中心距不变。^①

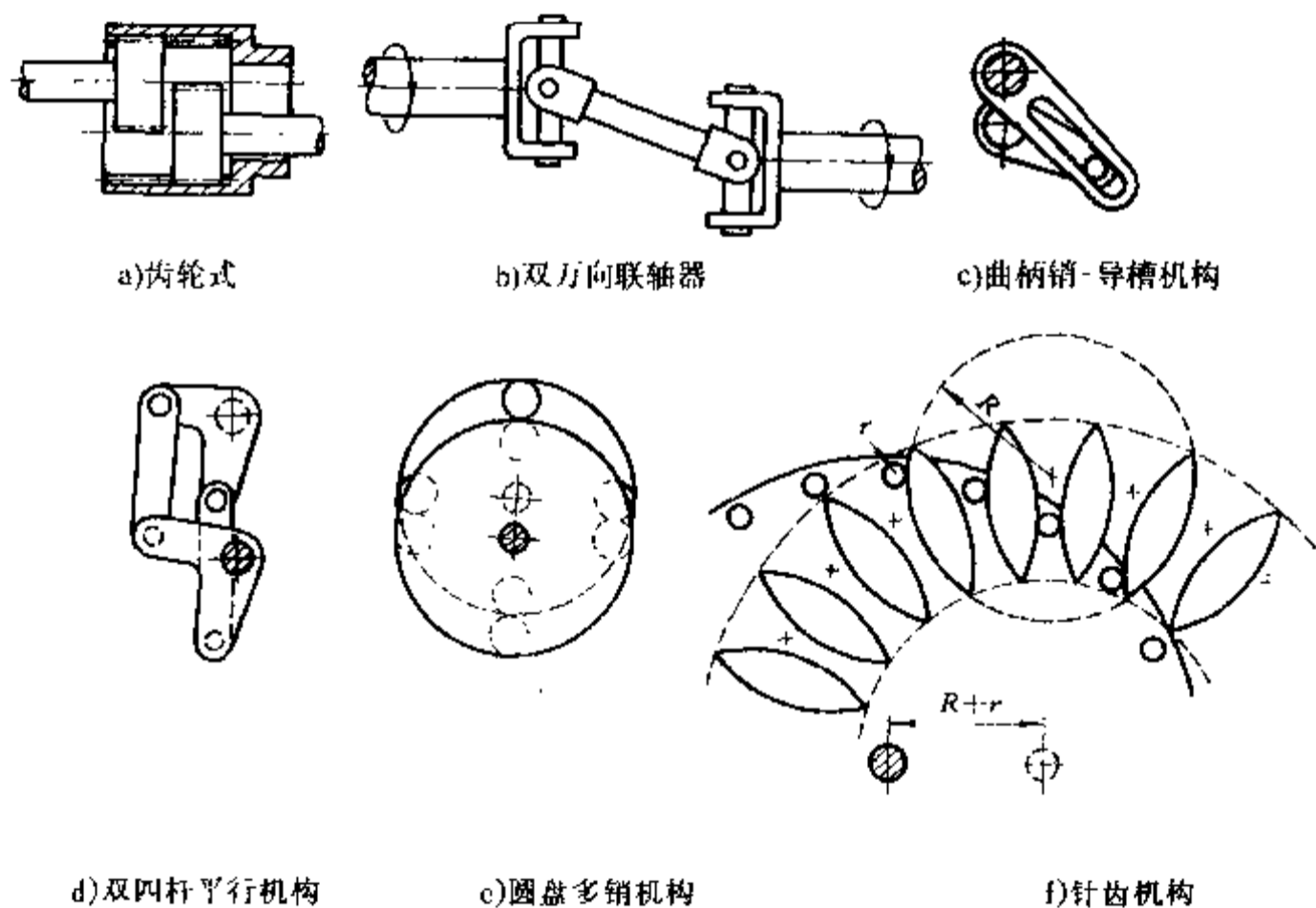


图 19.13 其他平行轴间的联接方法^①

b 图为双万向联轴器,有关说明见万向联轴器。

^① 本图取自 D. C. Greenwood (Editor), Product Engineering Design Manual, McGraw-Hill Company Inc., 1959

c图 为曲柄销-导槽机构。由于销在槽中的位置是不断变化的,故两轴的瞬时速比也是变的,但平均速比则恒等于1。

d图 为双四杆平行机构。e图是它的变型。两者的工作原理相同,瞬时速比和平均速比均为1。

f图 为针齿机构。一圆盘上有若干针销,另一圆盘上有若干凸起透镜齿。针销依次与透镜齿啮合,故传动平稳,速比恒定。允许有轴向位移,但两轴必须平行,且中心距保持不变。

19.4 金属弹性元件挠性联轴器

由于在联轴器中装有弹性元件,因而不仅可以补偿两轴偏斜和位移,而且具有缓和冲击和吸收振动的能力。弹性元件储存能量越多,则联轴器的缓冲能力就越好;弹性元件的弹性滞后性能越好,则联轴器的消振能力也就越强。因此,在频繁起动、受变载荷、高速运转、经常反向和两轴不便于严格对中的地方,最好采用弹性联轴器。弹性联轴器还可以减小轴的扭转振动或改变传动系统的自振频率。制造弹性元件的材料有非金属的和金属的两种。

联轴器在受到工作转矩以后,被联接的两轴将因弹性元件的变形而产生相对的扭角 ϕ 。凡是 ϕ 与 T 成正比关系的联轴器,称为定刚度弹性联轴器;不成正比关系的联轴器,称为变刚度弹性联轴器。由于非金属材料不服从虎克定律,所以用它做弹性元件的联轴器都是变刚度的。

在载荷变化不大的机器中,可以采用定刚度的弹性联轴器。但在载荷有较大变化的机器中,如果采用按正常载荷设计成的定刚度弹性联轴器,则它在受到最大冲击载荷时会感到弹性元件的刚度太小而发生过大的变形;如果采用按照最大冲击载荷设计成的定刚度弹性联轴器,则它在受到正常载荷时又会感到弹性元件的刚度太大而无显著的缓冲作用。所以,在载荷变化较大的机器中,最好采用刚度随载荷逐渐增大而增大的变刚度弹性联轴器。

用金属弹性元件构成的弹性联轴器例见图19.14。a、e、f、h图都是具缓冲作用的联轴器;b、c、d、g图都是既具有缓冲作用,又具有消振能力(利用弹性元件间的摩擦吸收能量)的弹性联轴器。

19.4.1 蛇形弹簧联轴器

它由两个分装在两轴上的半联轴器和一个被分为6~8段的蛇形片弹簧所组成(图19.15)。在半联轴器上有50~100个齿,弹簧嵌在齿间。为防止弹簧在离心力作用下脱出来,在联轴器上装有外壳,同时利用外壳贮存润滑油。联轴器工作时,转矩是通过齿和弹簧传递的。

这种联轴器的工作特性取决于轮齿的侧面外形:当它做成圆弧形齿时,随着载荷的增加,力的作用点将逐渐内移,弹簧长度愈来愈短,刚度愈来愈大,这就成为一变刚度的弹性联轴器;当它做成菱形齿时,弹簧长度并不随载荷增加而改变,弹簧刚度为一常数,这就成为一定刚度的弹性联轴器。

蛇形弹簧联轴器具有良好的补偿偏斜和位移的能力。依联轴器尺寸不同,允许两轴的位移量为:轴向——4 mm~20 mm;径向——0.5 mm~3 mm;角度——小于 $1^{\circ}15'$ 。两轴允许的最大扭角为 1° ~ 1.2° 。

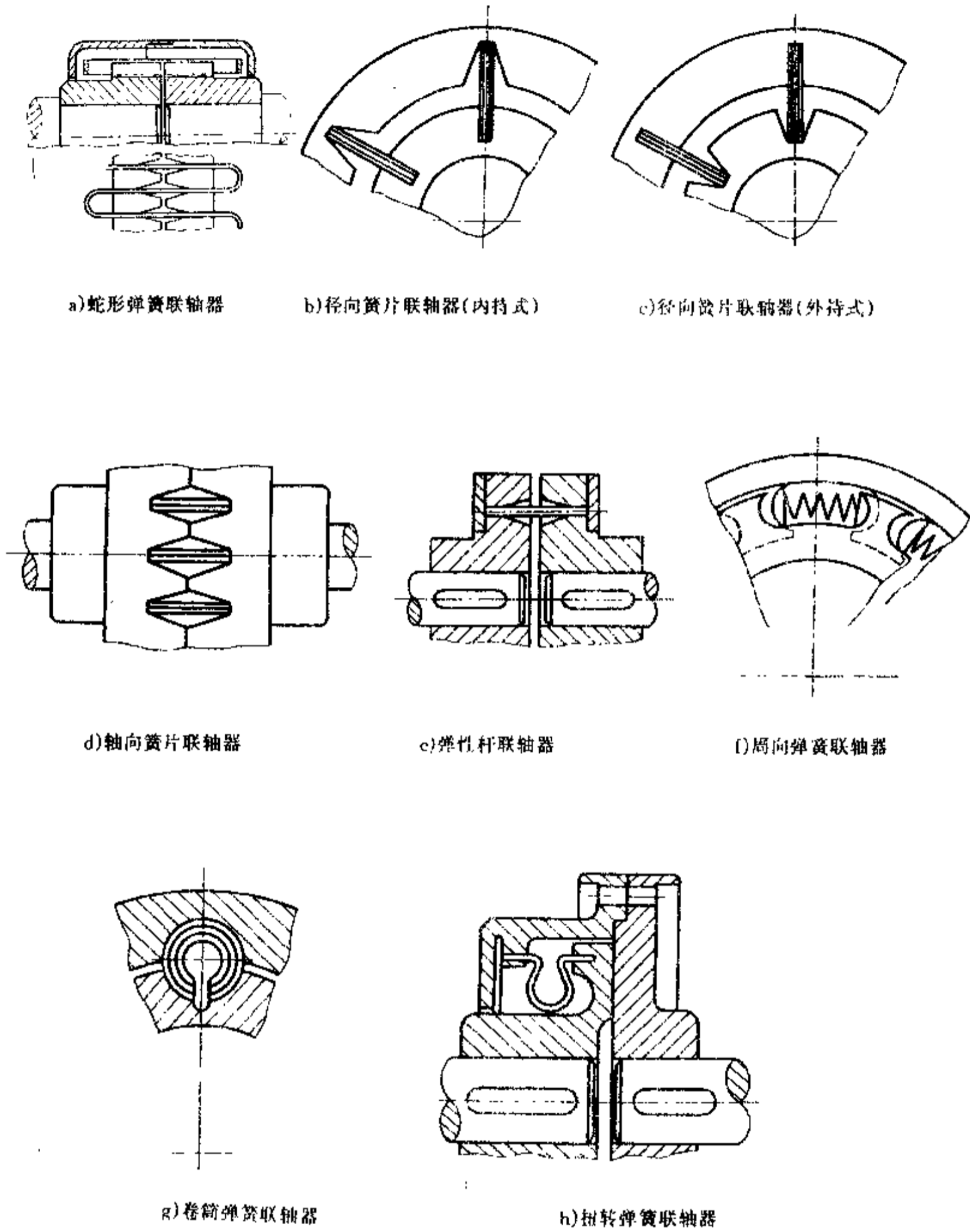


图 19.14 金属弹性元件挠性联轴器

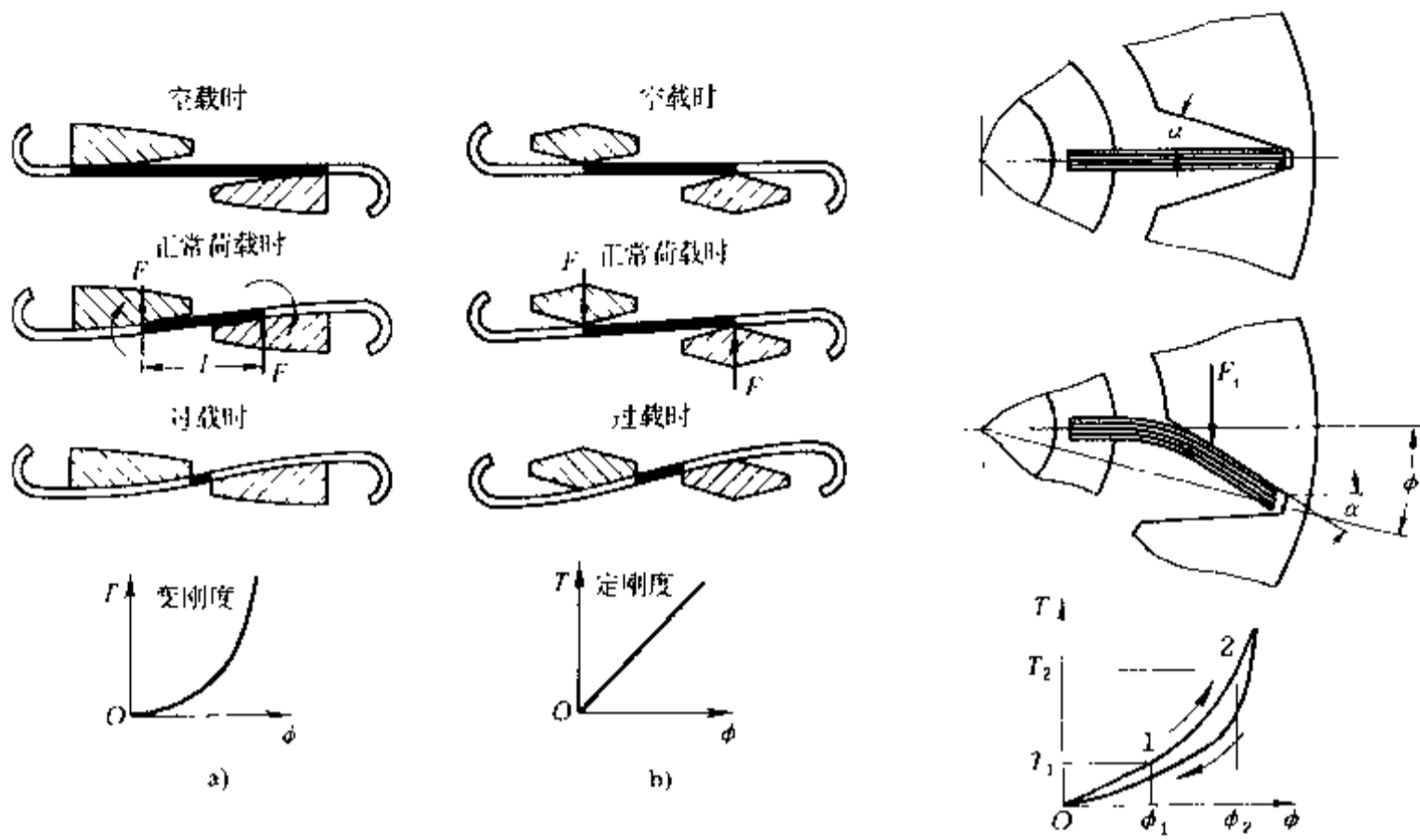


图 19.15 蛇形弹簧联轴器的工作情况

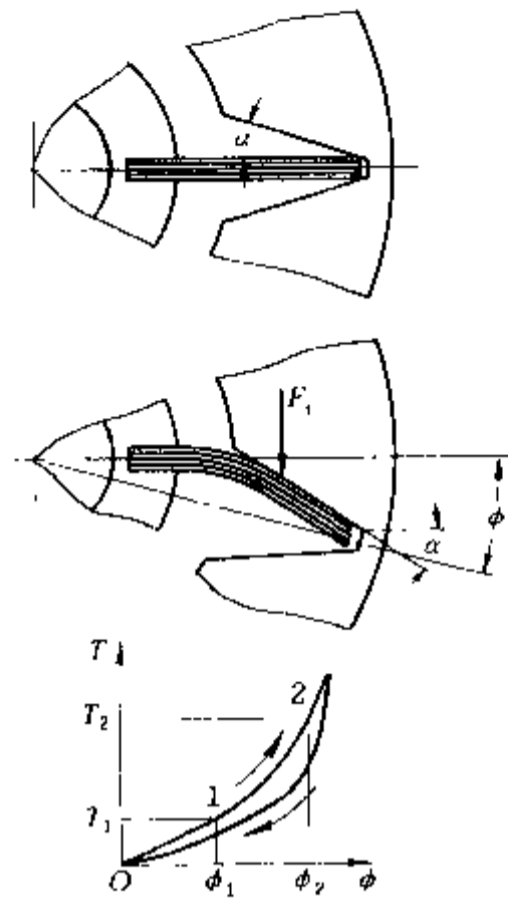


图 19.16 径向簧片联轴器

19.4.2 径向簧片联轴器

蛇形弹簧只有有限的减振能力。但如采取结构措施,也能使金属弹性元件挠性联轴器具有一定的减振作用。径向多层簧片联轴器(图 19.16)就是其中之一,它在受到变载荷和冲击载荷的过程中,借簧片间的摩擦和油在缝隙间的流动阻尼作用,也将消耗部分能量。图中簧片固定在轴毂上,另一端为自由端,嵌在外轮的楔形槽中。随着载荷的增加,作用在弹簧上的力作用点将逐渐内移,使弹簧的有效长度愈来愈短,弹簧刚度愈来愈大,所以这是一种变刚度的弹性联轴器。但当力的作用点还不足以改变弹簧长度和达到槽的最内缘之后,弹簧的悬臂长度不变,所以这时的联轴器又具有定刚度的性质。在实用中,常用不等长的簧片构成,这时,可进一步提高变刚度的性质。

19.5 非金属弹性元件挠性联轴器

用非金属弹性元件制成的挠性联轴器具有下列优点:1)具有弹性滞后特性,具有一定的消振能力;2)单位重量的非金属材料所能储存的能量比金属材料大许多倍(橡胶比钢约大 10 倍),缓冲性能较好;3)使联轴器结构简单,价格便宜等。但由于强度较低,故联轴器尺寸较大,且寿命也较短。

非金属弹性元件挠性联轴器的类型见图 19.17。

19.5.1 弹性套柱销联轴器

它的构造和凸缘联轴器相似,只是用套有弹性套的柱销代替了联接螺栓(图 19.18)。制造联轴器的材料是:半联轴器——铸铁,有时也用 35 碳钢或 ZG230-450 铸钢;柱销——35 钢,正

火处理;弹性套——天然橡胶或合成橡胶;挡圈——Q235 钢。

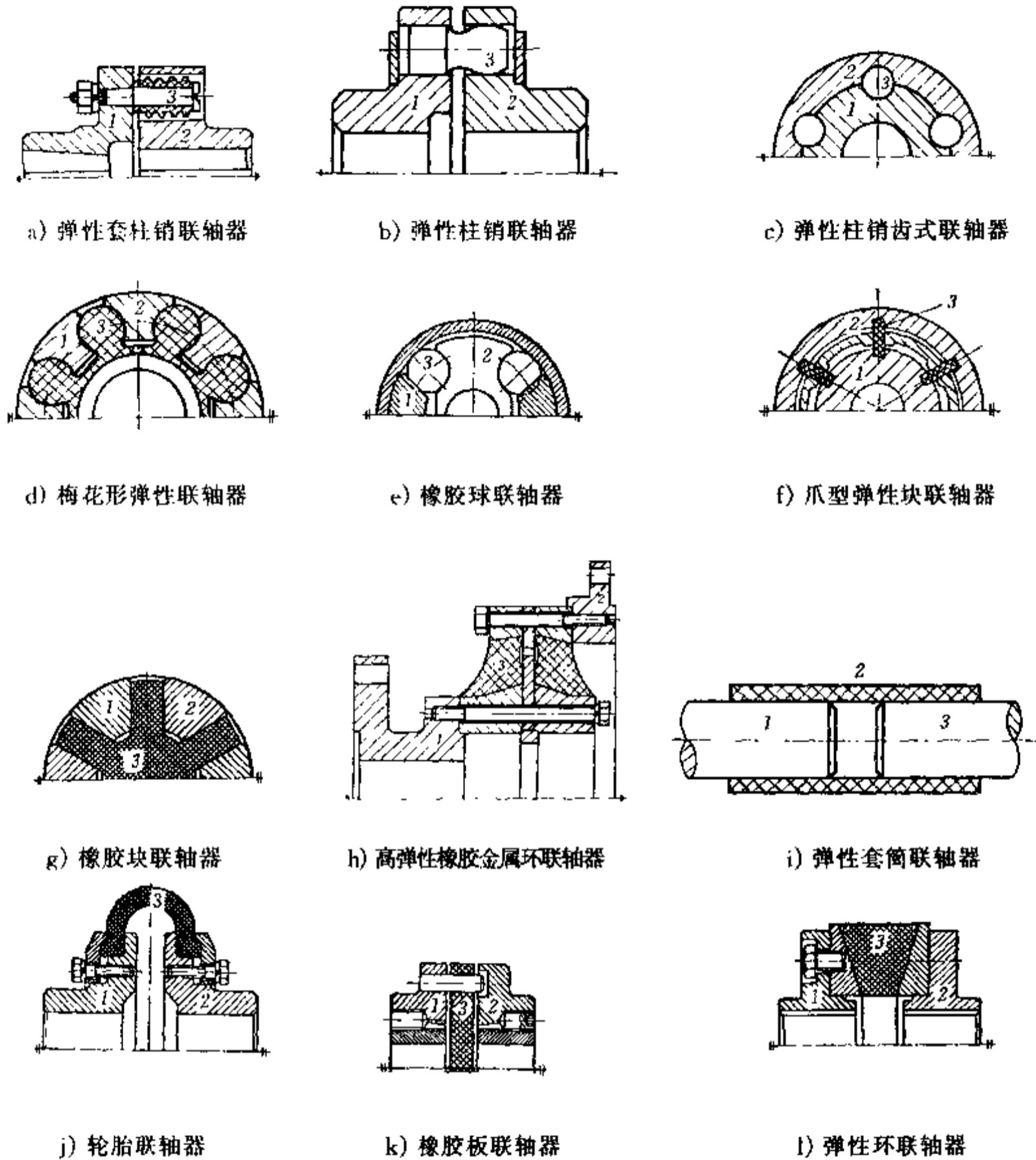


图 19.17 非金属弹性元件挠性联轴器

这种联轴器主要用来联接起动频繁的和在变载荷下运转的轴。联轴器的工作环境温度应在 $-20\text{ }^{\circ}\text{C} \sim +50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的范围内,且应确保无油质及其他有害于橡胶的介质和联轴器接触。

弹性套柱销联轴器当轴径为 $32\text{ mm} \sim 160\text{ mm}$ 时,相应的许用转矩为 $250\text{ N}\cdot\text{m} \sim 16\text{ }000\text{ N}\cdot\text{m}$,许用转速为 $3\text{ }800\text{ r}/\text{min} \sim 1\text{ }150\text{ r}/\text{min}$ 。

在安装这种联轴器时,应留出间隙 C (见图 19.18),以便两轴作少量的轴向位移。视尺寸不同,这种联轴器所允许的最大位移量为:轴向—— $2\text{ mm} \sim 7.5\text{ mm}$;径向—— $0.2\text{ mm} \sim 0.7\text{ mm}$;

角度—— $1^{\circ}30' \sim 30'$ 。联轴器外径的最大圆周速度规定不得超过 30 m/s 。

在选用弹性套柱销联轴器时,应对作用在弹性套单位面积上的压力和柱销的弯曲强度进行验算,验算公式为(设载荷均布在 80% 的弹性套上)。

$$p = \frac{KT}{0.8 \left(\frac{D_0}{2} dl'z \right)} = \frac{2.5KT}{D_0 dl'z} \leq [p] \quad (19.8)$$

$$\sigma_b = \frac{KT}{\frac{D_0}{2} \cdot 0.8z} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{1}{0.1d^3} = \frac{12.5KTI}{D_0 zd^3} \leq [\sigma_b] \quad (19.9)$$

式中 z ——柱销数目; D_0 ——柱销中心所在圆的直径; d ——柱销直径; l' ——弹性圈总长度; l ——柱销悬臂端长度; $[p]$ ——许用压强,橡胶弹性套的 $[p] = 2 \text{ MPa}$ (低速下运转的可取 4 MPa); $[\sigma_b]$ ——柱销的许用弯曲应力, $[\sigma_b] = 0.4\sigma_s$ 。

19.5.2 弹性柱销联轴器

它是用若干非金属柱销置于两半联轴器凸缘孔中以实现两半联轴器联接的一种联轴器(图 19.19)。它具有结构简单、制造容易、维修方便、允许轴向位移大等特点。柱销材料为 MC 尼龙(聚酰胺 6)。尼龙有一定弹性,弹性模量比金属低得多,可缓和冲击。尼龙耐磨性好,摩擦系数小,有自润滑作用,但对温度比较敏感,不宜用于温度较高场合。柱销与孔之间为 H9/h9 的间隙配合。

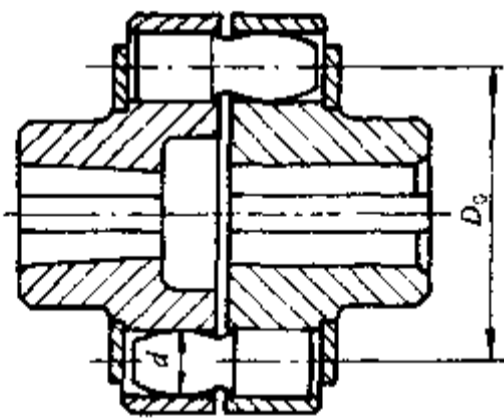


图 19.19 弹性柱销联轴器

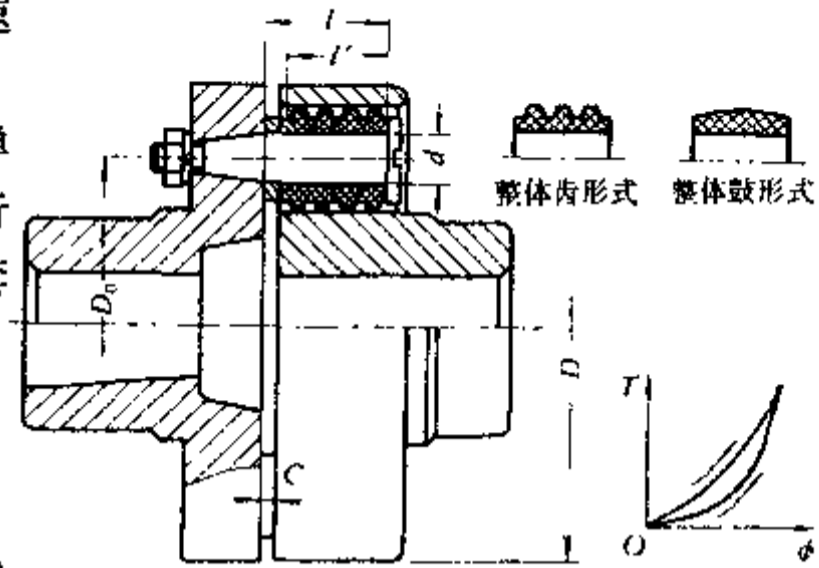


图 19.18 弹性套柱销联轴器

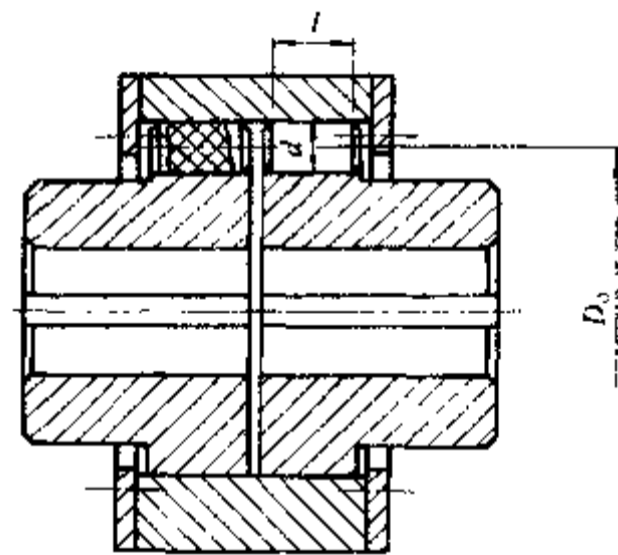


图 19.20 弹性柱销齿式联轴器

19.5.3 弹性柱销齿式联轴器

它是用若干非金属柱销置于两半联轴器内、外环对合圆孔中以实现两半联轴器联接的一种

联轴器(参看图 19.17c 和图 19.20)。具有传递转矩大、体积小、重量轻、轴径范围大(12 mm~850 mm)、结构简单、使用寿命长、不用润滑、更换柱销方便等特点。

柱销材料常为尼龙。在联轴器中,它是薄弱环节。工作时受剪切,其切应力为

$$\tau = \frac{KT}{\frac{D_0}{2} dl \frac{z}{2}} = \frac{4KT}{D_0 dlz} \leq [\tau] \quad (19.10)$$

式中 D_0 ——柱销中心所在圆的直径; d 、 l ——柱销直径和长度; z ——柱销数(考虑到受力不均,按 1/2 计算); $[\tau]$ ——尼龙许用切应力, $[\tau] < 11 \text{ MPa}$ 。

19.5.4 梅花形弹性联轴器

它是利用梅花形弹性元件置于两半联轴器凸爪之间实现联接的一种联轴器(图 19.21)。制造弹性元件的材料有丁腈橡胶、聚氨酯、尼龙等。特点是结构简单、费用便宜、具有良好的补偿位移和减振能力。

工作时,弹性元件受挤压,联轴器凸爪受剪切和弯曲。传递转矩的大小主要由弹性件材料的挤压强度决定

$$\sigma_p = \frac{KT}{\frac{D_0}{2} dl \frac{z}{2}} = \frac{4KT}{D_0 d_0 lz} \leq [\sigma_p] \quad (19.11)$$

式中 D_0 ——梅花瓣中心圆直径; d_0 ——梅花瓣直径; l ——梅花瓣长度; z ——梅花瓣数(按 1/2 计算); $[\sigma_p]$ ——许用挤压应力,见表 19.5。

表 19.5 弹性件的许用挤压应力 $[\sigma_p]$

MPa

材料	聚氨酯,HS(肖氏硬度)					尼龙	橡胶
	60	70	80	90	95		
$[\sigma_p]$	1.5	2.6	3.5	4.8	8	8~11	1.8~2

这种联轴器允许的外缘速度与材料有关:铸铁为 30 m/s~50 m/s,铸钢为 60 m/s,锻钢为 100 m/s~120 m/s,铝合金为 80 m/s~100 m/s。

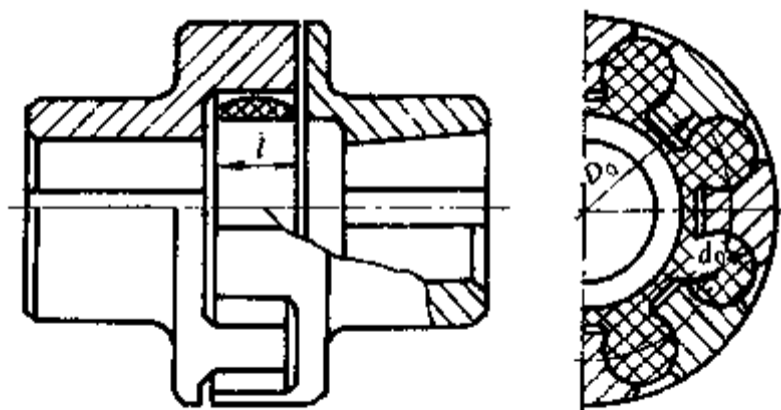


图 19.21 梅花形弹性联轴器

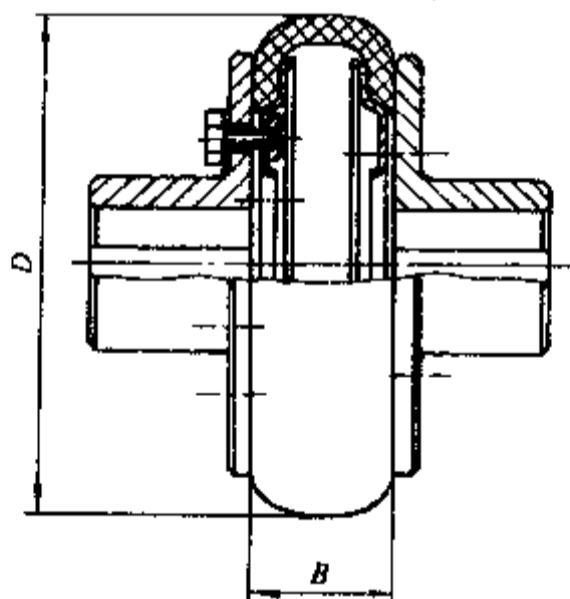


图 19.22 轮胎联轴器

19.5.5 轮胎联轴器

它是利用轮胎状弹性元件联接两半联轴器以实现两轴联接的一种联轴器(图 19.22)。特点是:富有弹性,扭转刚度小,缓冲性能好,有一定的吸振能力,允许两轴偏斜和相对位移的补偿量大(轴向 $0.02D$, 径向 $0.01D$, 角度 $2^\circ \sim 6^\circ$, D ——轮胎外径);两轴扭角 θ 可达 $6^\circ \sim 30^\circ$;工作可靠,适用于起动频繁、正反向运转、冲击载荷大的两轴联接。缺点是径向尺寸较大,过载时产生附加的轴向载荷。这种联轴器的外缘速度不宜高于 30 m/s 。

弹性元件的材料有橡胶和增强织物橡胶。前者弹性好;后者强度高,寿命长。

19.6 嵌合式离合器

嵌合式离合器的型式见图 19.23,本节只介绍牙嵌式一种。

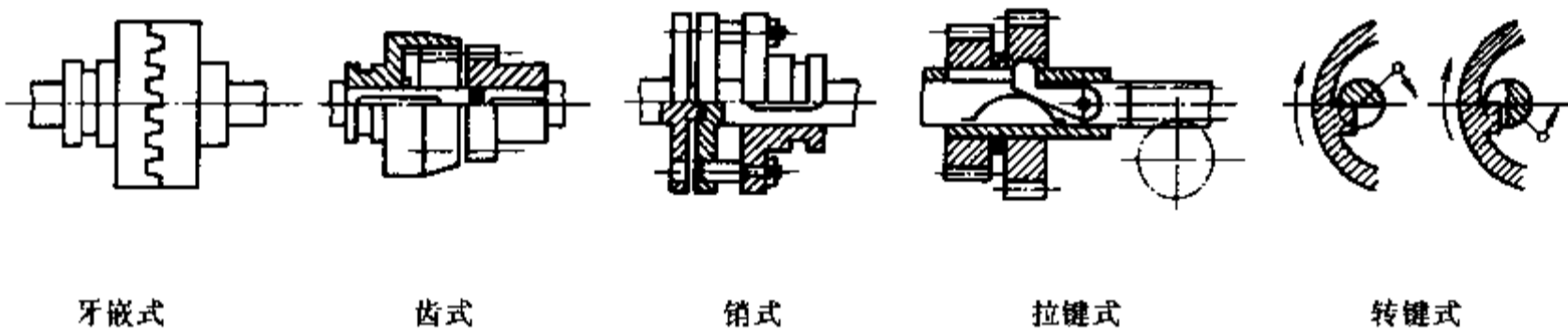


图 19.23 嵌合式离合器的型式

它和牙嵌联轴器很相似,只是其中一个半离合器(即联轴器中的半联轴器)和轴采用导键联接,并可用移动滑环操纵离合器的分离和接合,见图 19.24。牙嵌离合器的接合动作应在两轴不回转时或两轴的转速差很小时进行,以免凸牙因受冲击载荷而断裂。

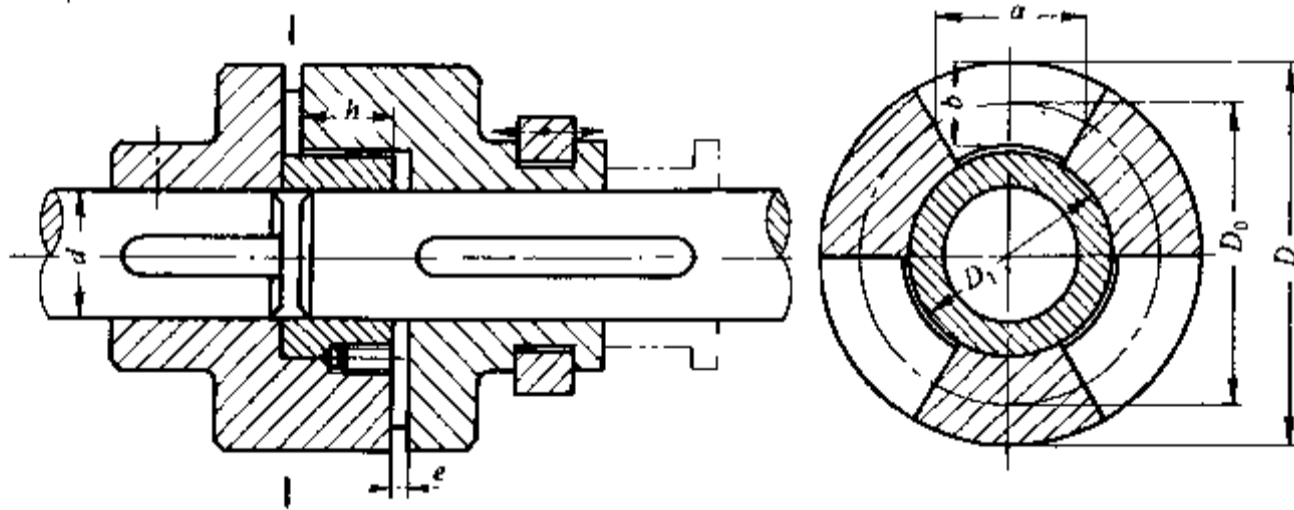


图 19.24 牙嵌离合器

常用的离合器的牙形有矩形、梯形、锯齿形和三角形,见图 19.25。矩形牙不便于接合,且在传递转矩时由于没有轴向分力,所以分离也较难,且牙与牙之间必须有间隙,不利于工作时反向运转。梯形牙强度较高,能传递较大的转矩,且又能自行补偿牙的磨损和牙侧间隙,从而可避免在载荷和速度变化时因间隙而产生的冲击,故应用最广。锯齿形牙的强度最高,能传递更大的转

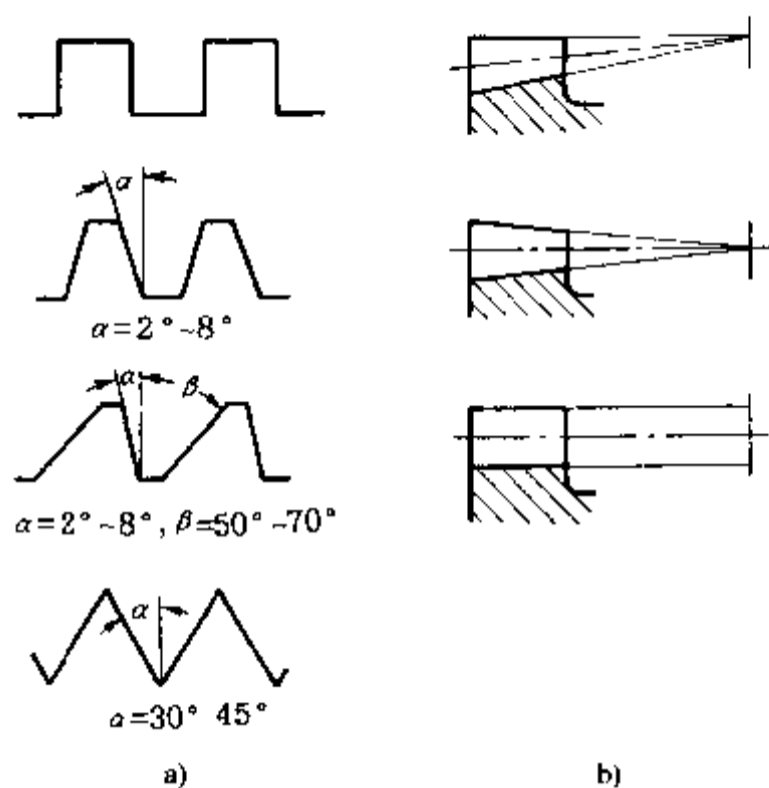


图 19.25 牙嵌离合器的牙形

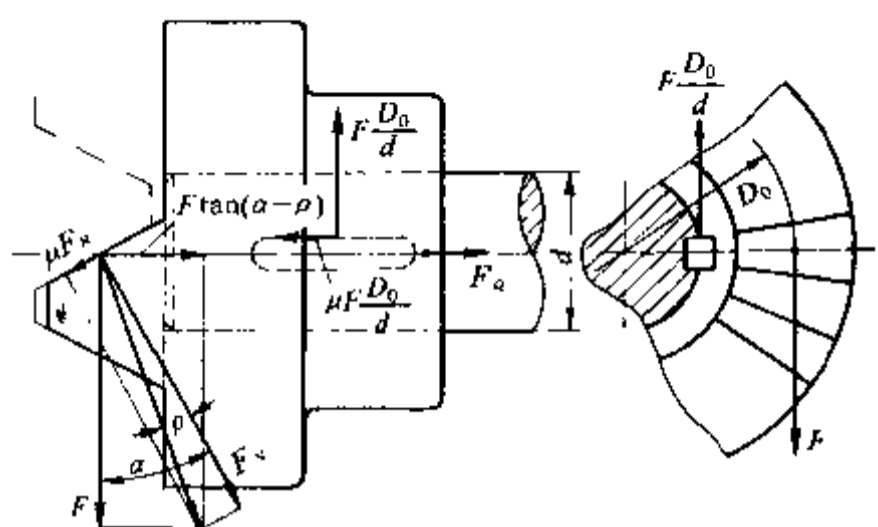


图 19.26 牙嵌离合器的作用力分析(分离时)

矩,但若利用倾角大的一面工作时,会因牙与牙间产生很大轴向力而迫使离合器分离。所以,矩形牙和梯形牙都能传递正反两个方向的转矩,而锯齿形牙只能传递单方向的转矩。

牙嵌离合器的牙数一般为 3~60(矩形、梯形牙——3~15,三角形牙——15~60)。要求传递转矩大时,应选用较少牙数;要求接合时间短时,应选用较多牙数,但各牙分担的载荷将愈为不均。为使一次走刀切出两个工作面,牙数最好取奇数。

为了减轻牙的磨损,离合器牙的牙面应具有较高硬度。制造牙嵌离合器的材料常采用低碳钢经渗碳淬火处理或中碳钢表面淬火处理,硬度应分别达到 52 HRC~62 HRC 和 48 HRC~52 HRC。不重要的和在静止时接合的离合器,也允许用铸铁。

牙嵌离合器的主要尺寸可从有关手册中选取,但必要时应对作用在单位牙面上的压力 p 和牙根处的弯曲应力 σ_b 进行验算

$$p = \frac{2KT}{zD_0A} \leq [p] \quad (19.12)$$

$$\sigma_b = \frac{hKT}{zD_0W} \leq [\sigma_b] \quad (19.13)$$

式中 A ——每个牙的工作面积; D_0 ——牙处离合器的平均直径; h ——牙的高度; z ——牙的数目; W ——牙根处的弯曲截面系数; $[p]$ 、 $[\sigma_b]$ ——许用压强和许用弯曲应力,对于用表面经硬化处理的钢制造的离合器,可以取(牙多时用低值,牙少时用高值)

停车时接合的

$$[p] = 90 \text{ MPa} \sim 120 \text{ MPa}, \quad [\sigma_b] = \frac{\sigma_s}{1.5}$$

运转时接合的

$$[p] = 35 \text{ MPa} \sim 45 \text{ MPa}, \quad [\sigma_b] = \frac{\sigma_s}{3 \sim 4}$$

在载荷作用下要求离合器分离时所需要克服的摩擦阻力有二(图 19.26):半离合器与导键之间的摩擦阻力

和牙与牙之间的摩擦阻力。由于半离合器与导键之间的压力为 $F \frac{D_0}{d}$, 故它们之间的摩擦阻力为 $\mu F \frac{D_0}{d}$ (式中, d ——轴径; F ——平均直径处的圆周力; μ ——摩擦系数, 通常取 $\mu=0.1\sim 0.2$)。又由于有倾斜角的离合器牙在工作中同时有轴向推力产生, 该推力减去牙与牙间的摩擦阻力以后降为 $F \tan(\alpha - \rho)$ (式中, α ——牙的倾斜角, ρ ——牙与牙间的摩擦角, 通常取 $\rho \approx 6^\circ$)。由此可以求得分离离合器时所需施加的外力(轴向)

$$F_Q = \mu F \frac{D_0}{d} - F \tan(\alpha - \rho) = \frac{2KT}{D_0} \left[\mu \frac{D_0}{d} - \tan(\alpha - \rho) \right] \quad (19.14)$$

上式只有等号右边项大于零时离合器才不会在工作中自行分离, 因此在设计这种离合器时应使:

$$\tan(\alpha - \rho) \leq \mu \frac{D_0}{d}$$

这就是为什么规定梯形和锯齿形牙的倾斜角 α 应小于 8° 的理由。

离合器接合时所需施加的压紧力应为

$$F'_Q = \frac{2KT}{D_0} \left[\mu \frac{D_0}{d} + \tan(\alpha + \rho) \right] \quad (19.15)$$

牙嵌离合器具有结构简单、没有滑动、尺寸较小等优点, 但不能在转速差较大时进行联接。如要求两轴能在任何不同角速度下联接, 则必须采用摩擦离合器或其他离合器(如液力离合器、磁粉离合器等)。

19.7 摩擦离合器

摩擦离合器有许多型式, 按摩擦面构成形状和施加压力的方向等的分类见表 19.6。本节只介绍圆盘式和圆锥式摩擦离合器。

表 19.6 中 a 为最简单的摩擦离合器, 左方圆盘与主动轴相联, 右方圆盘则用导键与从动轴相联。利用滑环移动右方圆盘可使两圆盘相接合或分离。当接合时, 两圆盘必须在一定压力下相互压紧, 这样才有可能在两圆盘的接合面间产生足够的摩擦力以传递转矩。

离合器的工作过程一般可分为接合、工作和分离三个阶段。在起动接合阶段中, 主、从动轴的速度变化见图 19.27。由于摩擦离合器在接合和分离阶段中, 从动轴转速总是落后于主动轴, 因而两摩擦圆盘间必有相对滑动产生, 从而要消耗部分能量并引起发热和磨损。

为增加摩擦离合器的接合平稳性和减少接合过程中的功率损失, 离合器应尽量在空载下接合。

和嵌合式离合器比较, 摩擦离合器具有下列优点: 1) 两轴能在任何不同角速度下进行联接; 2) 改变摩擦面间的压力就能调节从动轴的加速时间; 3) 接合时的冲击和振动较小; 4) 过载时将发生打滑, 可免使其他零件受到损坏等等。

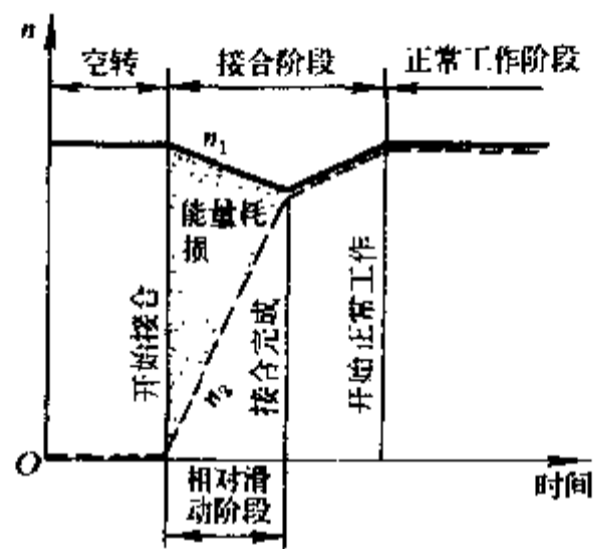
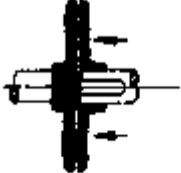
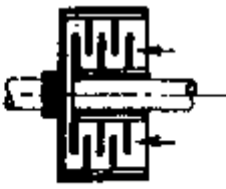

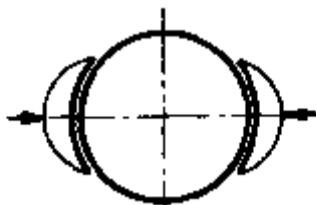
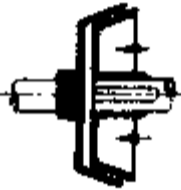
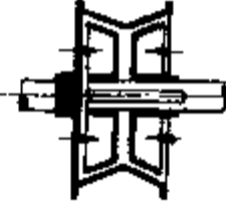




图 19.27 摩擦离合器接合过程
 n_1 —主动轴转速; n_2 —从动轴转速

表 19.6 摩擦离合器分类

轴 向 加 压 式		径 向 加 压 式	
圆 盘 式		块 式	
a—单圆盘式	b—多圆盘式	e—内块式	f—外块式
			
圆 锥 式		带 或 环 式	
c—单圆锥式	d—双圆锥式	g—内胀环式	h—外带式
			

制造摩擦离合器的摩擦面材料应具有下列性质:1)摩擦系数要大,且不随温度、压力、速度等的变化而有较大的改变;2)耐磨性和抗胶合性要好;3)强度和许用压强应较高;4)能耐高温,导热性能好和热变形小;5)耐腐蚀,不与润滑油起化学作用;6)容易加工、价格低廉等等。但在目前,还没有一种能满足上述全部要求的材料,因之应根据具体工作条件所提出的主要要求来选择合宜的摩擦面材料。

在油中工作的摩擦离合器,最常用的摩擦面材料为淬硬钢与淬火钢或淬硬钢与青铜。这些材料的许用压强较高,使用寿命较长,但摩擦系数则较低。在要求避免有金属磨屑的地方,也允许用钢和夹布胶木。离合器接触面间的最高工作温度取决于油的闪点,故应低于 120°C 。

得不到完善润滑的摩擦离合器,可以采用铸铁与铸铁或铸铁与钢作为摩擦面材料。铸铁具有良好的耐磨性能和抗胶合性能。当载荷不大和在不甚重要的地方,铸铁摩擦面可不加润滑剂,但硬度应达到 $\geq 210\text{ HB}$ 。

在干摩擦下工作的摩擦离合器,最好采用铸铁与混有塑料的石棉制品作为摩擦面材料。这时,摩擦系数和允许的工作温度较高,一般可达 $600^{\circ}\text{C} \sim 800^{\circ}\text{C}$ 。木材、皮革等材料的摩擦系数虽较高,但不耐高温,易于磨损,对潮湿也很敏感,故现已很少应用。

19.7.1 圆盘摩擦离合器

它有单圆盘式和多圆盘式两种。圆盘摩擦离合器的构造见图 19.28。图中主动轴 1 与鼓轮 2 相联接,从动轴 3 与套筒 4 相联接。摩擦盘分外、内两组,见 5 和 6。内摩擦盘组与套筒、外摩擦盘组与鼓轮分别采用类似导向花键的联接。滑环 7 由操纵机构控制,当左移时,压下曲臂压杆 8 使内、外摩擦盘相互压紧,使离合器接合;当滑环右移时,曲臂压杆被弹簧抬起,内、外摩擦盘松开,使离合器分离。

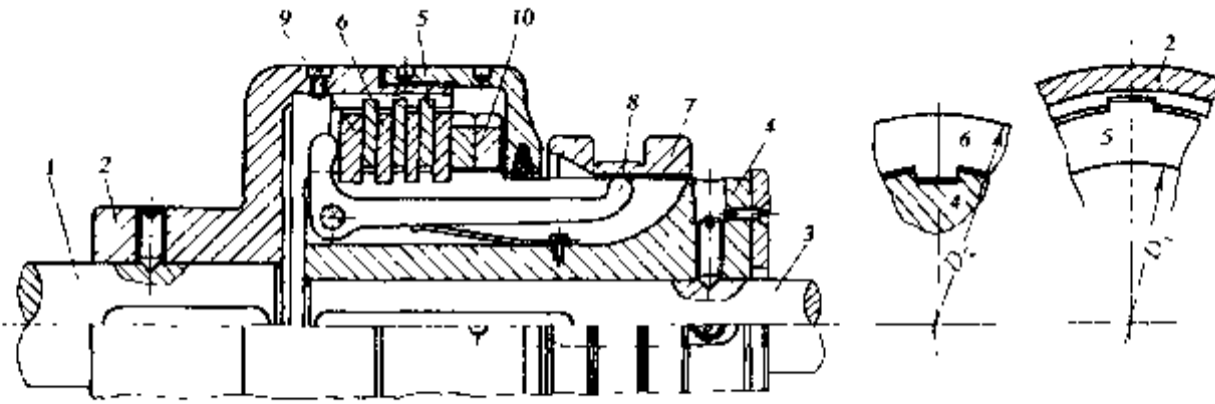
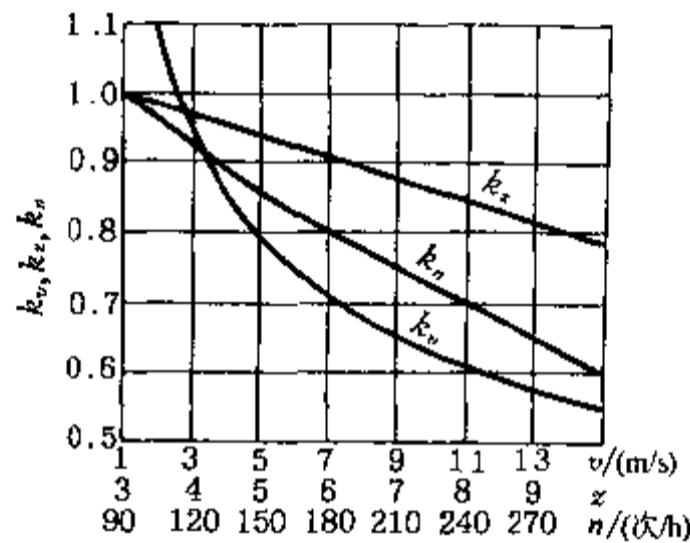


图 19.28 多圆盘摩擦离合器

1—主动轴;2—齿轮;3—从动轴;4—套筒;5—外摩擦盘组;6—内摩擦盘组;7—滑环;
8—曲臂压杆;9—压板;10—调节螺母

圆盘摩擦离合器所能传递的最大转矩 T_{\max} 和作用在单位摩擦接合面上的压强 p 为

图 19.29 系数 k_v 、 k_z 、 k_n 值

$$k_v = \sqrt[3]{2.5/v}, k_z = 1.09 - 0.03z$$

$$k_n = 1.17 - 0.0019n$$

$$T_{\max} = z\mu F_Q \frac{D_2 + D_1}{4} \geq KT \quad (19.16)$$

$$p = \frac{4F_Q}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \leq [p] \quad (19.17)$$

式中 D_1 、 D_2 ——摩擦盘接合面的内直径和外直径; z ——接合面的数目; F_Q ——轴向压力;
 μ ——摩擦系数; $[p]$ ——许用压强, 它等于基本许用压强 $[p]_0$ 与系数 k_v 、 k_z 、 k_n 的乘积, 即

$$[p] = [p]_0 k_v k_z k_n$$

k_v 、 k_z 、 k_n ——分别为根据离合器的平均圆周速度、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。各种摩擦面材料的摩擦系数 μ 、基本许用压强 $[p]_0$ 见表 19.7, 系数 k_v 、 k_z 、 k_n 值见图 19.29。

设计时, 可先选定摩擦面材料和根据结构要求初步定出接合面的直径 D_1 和 D_2 (下式中的 d 为轴径):

在油中工作的离合器

$$D_1 = (1.5 \sim 2)d, \quad D_2 = (1.5 \sim 2)D_1$$

在干摩擦下工作的离合器

$$D_1 = (2 \sim 3)d, \quad D_2 = (1.5 \sim 2.5)D_1$$

然后利用式 19.17 求出轴向压力 F_Q , 利用式 19.16 求出所需的摩擦接合面的数目 z 。

从式 19.16、式 19.17 中可知, 多圆盘摩擦离合器的特点是: 当传递较大转矩时, 可以增多摩擦盘的数目, 而离合器的径向尺寸并不增大, 所需轴向压力也不增加。由于多圆盘摩擦离合器有利于降低离合器的转动惯量, 因此宜用于高速传动中。应当指出, 如果摩擦接合面的数目过多, 则将影响离合器分离的灵活性, 故常限制 $z \leq 25 \sim 30$ 。

表 19.7 摩擦系数 μ , 基本许用压强 $[p]_0$

摩擦面材料与工作条件	平均滑动摩擦系数 μ	基本许用压强 $[p]_0/\text{MPa}$	
		圆盘式	圆锥式
在油中工作的			
淬硬钢 - 淬硬钢	0.06	0.6~0.8	—
淬硬钢 - 青铜	0.05	0.4~0.5	0.6
铸铁 - 铸铁或淬硬钢	0.08	0.6~0.8	1
钢 - 夹布胶木	0.12	0.4~0.6	—
淬硬钢 - 粉末冶金材料	0.1	0.8~1	—
不在油中工作的			
压制石棉 - 钢或铸铁	0.3	0.2~0.3	0.3
淬硬钢 - 粉末冶金材料	0.2	0.3~0.4	—
铸铁 - 铸铁或淬硬钢	0.15	0.2~0.3	0.3

19.7.2 圆锥摩擦离合器

单圆锥式和双圆锥式摩擦离合器的构造简图见图 19.30。图中主动轴 1 与具有内圆锥面的飞轮 2 相固接, 从动轴 3 则与具有外圆锥面的鼓轮 4 用花键相联接。在双圆锥摩擦离合器中, 有两个内鼓轮, 彼此又以导键相联接。由于弹簧 5 的作用, 使飞轮的内圆锥面与鼓轮的外圆锥面经常处于接合状态。当踩下踏板 6 时, 由于杠杆的作用使内鼓轮沿箭头所示的方向移动, 这时, 两接触圆锥面即行分离, 离合器就处于分离状态。

圆锥摩擦离合器由于利用了楔形增压原理, 所以与单圆盘离合器比较, 它可以用较小的轴向力传递较大的转矩; 但和多圆盘的相比, 由于它最多只能有两个摩擦面 (参看图 19.30b), 所以它的径向尺寸远不如多圆盘的紧凑。

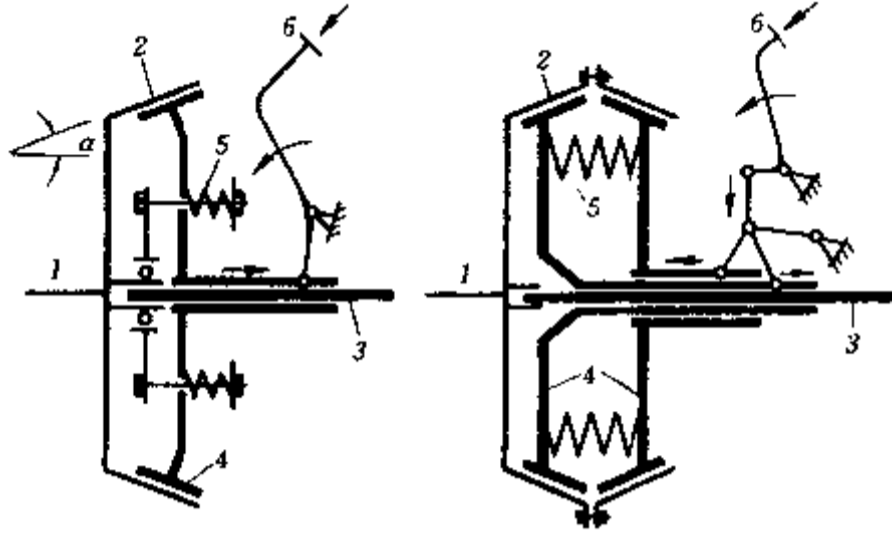
为了便于离合器分离, 应使锥顶半角 $\alpha > \arctan \mu$ 。摩擦副材料为: 金属 - 金属时, $\alpha > 6^\circ \sim 7^\circ$; 皮革 - 金属时, $\alpha > 12^\circ$ 。

19.7.3 操纵方法

离合器的操纵方法有机械的、电磁的、气压的和液压的等数种。

多数离合器 (包括嵌合式离合器) 采用机械操纵机构。最简单的由杠杆、拨叉和滑环所组成的杠杆操纵机构, 见图 19.31。

利用电磁操纵的和气 (液) 压操纵的摩擦离合器的工作原理简图见图 19.32 和图 19.33。图中只画出压紧摩擦盘的情况, 未将摩擦盘松开的机构画出。由气压操纵的离合器, 其介质压力不能像液压操纵的那样高, 故在传递相同转矩时, 势必要增大摩擦面积。但使用液体介质时对密封要求很高, 泄漏不仅影响工作, 且污染环境。



a) 单圆锥式 b) 双圆锥式
图 19.30 圆锥摩擦离合器

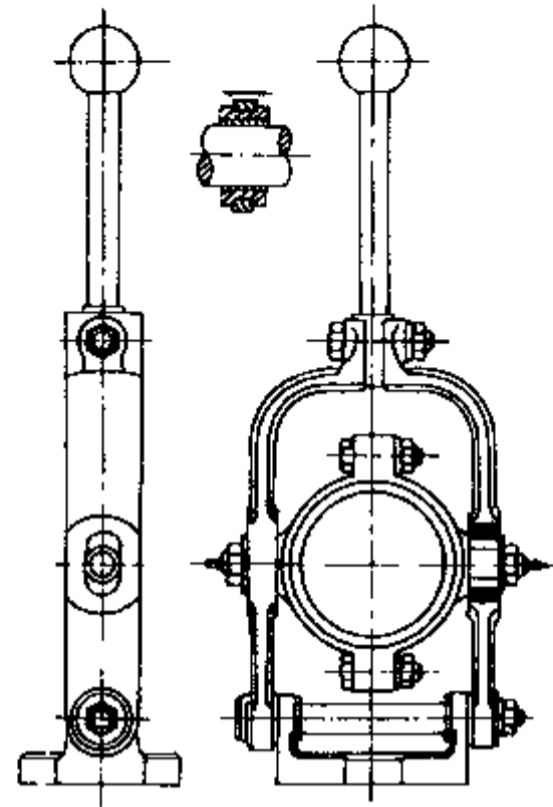


图 19.31 离合器的杠杆操纵机构

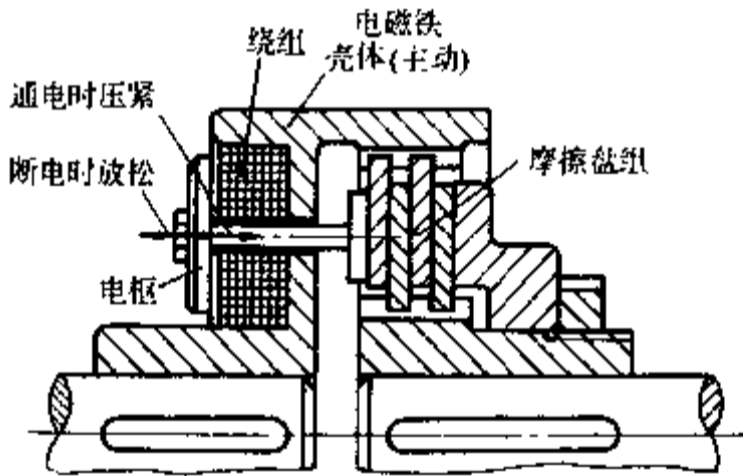


图 19.32 电磁操纵的摩擦离合器

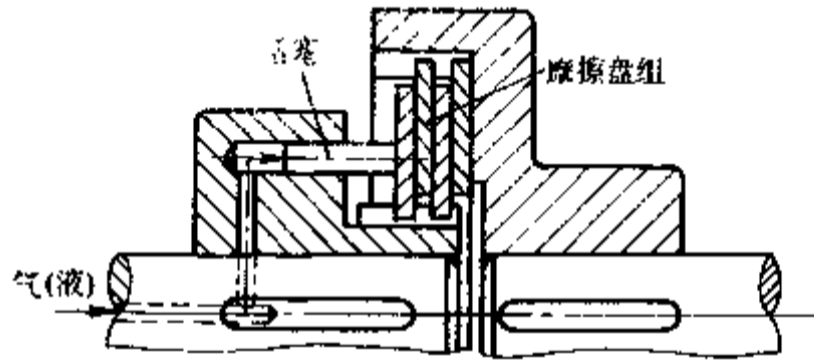


图 19.33 气(液)压操纵的摩擦离合器

19.8 磁粉离合器

磁粉离合器是一种利用磁粉来传递转矩的电磁离合器。

磁粉离合器的构造简图见图 19.34。图中主动轴与磁铁轮心相固联,在铁心的槽内绕有环形绕组,绕组的线端与接触环相联,接触环与电源相通。套筒用非磁性材料制成。外鼓轮与从动齿轮相联接。外鼓轮与铁心间约有 0.5 mm~2 mm 的间隙,在间隙中充以导磁的铁粉混合物,铁粉颗粒直径为 5 μm~10 μm。当混合物为铁粉和油时称为湿式磁粉离合器,为铁粉与石墨时称为干式磁粉离合器。重量比为 1:5(油:粉)的液态混合物,它的磁通性约为空气的 8 倍。

当在离合器的绕组中通电时,将产生磁场,如图所示的磁力

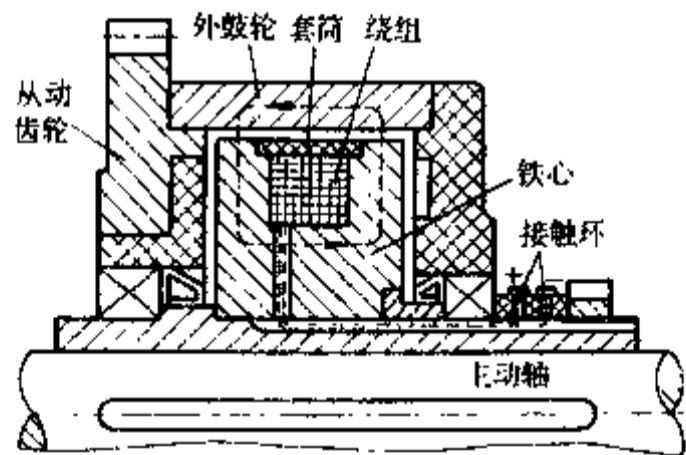


图 19.34 磁粉离合器

线两次通过间隙而将磁铁粉吸住,使混合物呈凝胶状态。这时,从动外鼓轮即和主动铁心一同回转。当断电时,磁铁粉又恢复自由,离合器即分离。

磁粉离合器的主要优点是:接合平稳,动作迅速,运行可靠,使用寿命较长,可以远距离操纵,构造简单等,但重量较大。

19.9 安全离合器

安全离合器通常有三种型式:破断式、嵌合式和摩擦式。当载荷达到最大值时,它们将分别发生破断联接件、分开联接件和使联接件打滑等动作,从而可防止机器中重要零件的损坏。

19.9.1 破断式安全离合器

图 19.35 为剪销式,图 19.36 为拉杆式。过载时,前者销钉被剪断,后者拉杆被拉断。销钉和拉杆的尺寸由强度决定。利用这种离合器可以防止机器过载时重要零件遭到损坏。为了加强剪断销钉的效果,常在销钉孔中紧配一硬质钢套。更换销钉需耗费一定时间,所以不宜用在经常发生过载的地方。

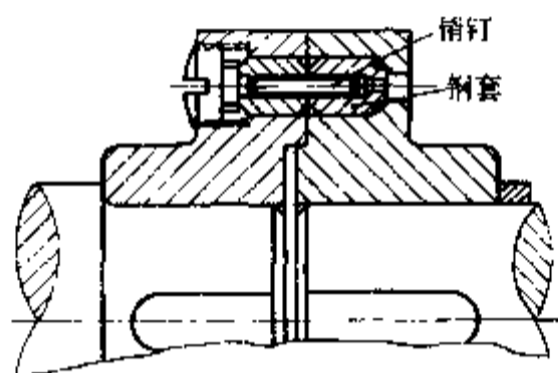


图 19.35 剪销安全离合器

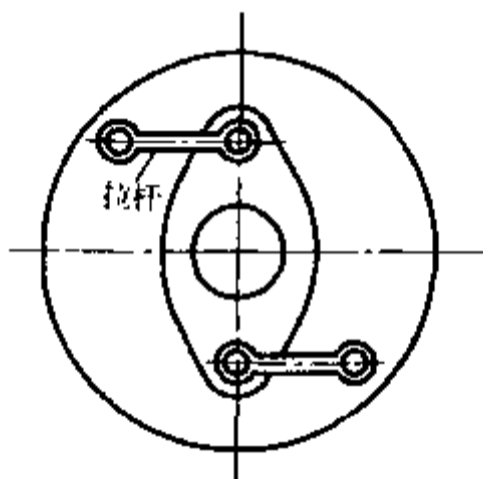


图 19.36 拉杆安全离合器

19.9.2 牙嵌安全离合器

它和牙嵌离合器很相似,只是牙的倾斜角 α 较大,并由弹簧压紧机构代替滑环操纵机构,见图 19.37。

参阅式 19.14,当牙嵌离合器中的 $\alpha > \arctan \left(\mu \frac{D_0}{d} \right) + \rho$ 时, $F_Q < 0$ 。这意味着接合牙上的轴向分力将克服半离合器与键之间的摩擦阻力而迫使离合器自动分离。如要使离合器保持联接,就必须在可动半离合器上施加一轴向推力,图中弹簧即为施加轴向推力的零件。

推力大小与倾斜角 α 有关,并可由限制传递的最大转矩决定。可利用螺母调节弹簧推力的大小。当载荷超过最大转矩时,接合牙上的轴向分力将克服弹簧推力和摩擦阻力而使离合器分离。当载荷降低到最大转矩以下时,离合器又恢复联接。

19.9.3 摩擦安全离合器

它和圆盘摩擦离合器相似,只是没有操纵机构,而用弹簧将摩擦盘经常压紧,并可用螺钉调

节压紧力的大小,见图 19.38。当过载时,摩擦圆盘将打滑,从而限制了离合器传递的最大转矩。

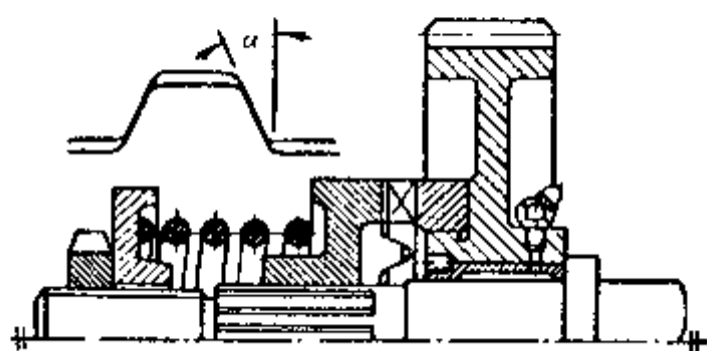


图 19.37 牙嵌安全离合器

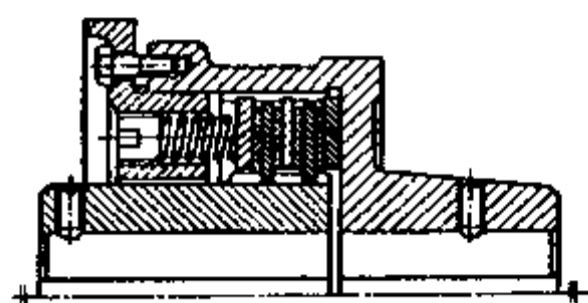


图 19.38 摩擦安全离合器

19.10 离心离合器

离心离合器有自动联接的和自动分离的两种。前者见图 19.39,它是由与主动轴相联的轴套 1、与从动轴相联的外鼓轮 2、外表面覆以石棉的瓦块 3、板弹簧 4、螺钉 5 等所组成。瓦块被置于轴套上的矩形槽内,由板弹簧和螺钉迫使瓦块向心。拉紧瓦块的力则由螺钉调节。

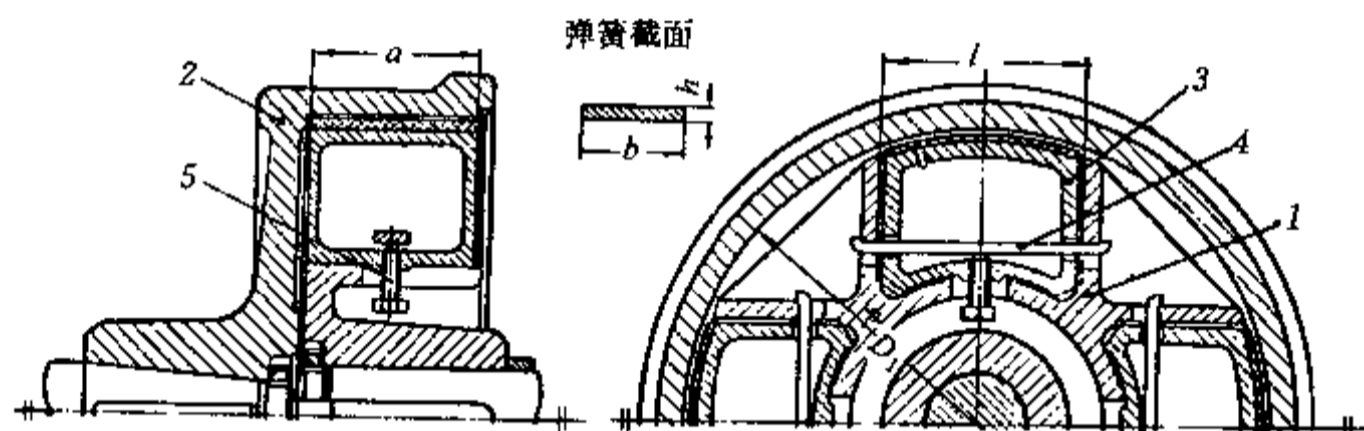


图 19.39 自动联接的离心离合器

机器起动后,主动轴转速逐渐升高,当高达某一转速 n_1 时,瓦块上的离心力将克服弹簧拉力而逐渐作用在外鼓轮上。如果瓦块重量选择恰当,则当主动轴转速增大到正常工作转速 n 时,瓦块与外鼓轮之间就可以得到足够的压力和摩擦力以克服从动轴上的工作阻力矩,从而带动从动轴一同回转。通常取 $n_1 \approx (0.7 \sim 0.9)n$ 。

自动分离的离心离合器是限制从动轴最高转速的一种装置。当轴的转速达到某一极限 n_{\max} 时,离合器就由于离心力的作用而处于分离状态。转速降低以后,离合器又恢复联接。

19.11 超越离合器

19.11.1 滚柱超越离合器

图 19.40 为滚柱超越离合器,由星轮 1、套筒 2、滚柱 3、弹簧顶杆 4 等所组成。如果星轮为主动轮,它的旋转方向见箭头所示,这时的滚柱将被楔紧在槽内,因而套筒将随星轮一同回转,离合器即处于联接状态。当轮心反向旋转时,滚柱即被滚到槽的宽敞部分,从动套筒即不再随星轮

转动,离合器即处于分离状态。假设套筒还能从另一条运动链得到与星轮旋向相同(如箭头所示)但转速较大的运动时(相对地说,这就相当于上述的后一种情况),离合器即处于分离状态。由于这种离合器的联接和分离是与星轮和套筒间的相对转速差有关,所以称为超越离合器,有时又称它为差速离合器。

制造滚柱超越离合器的材料常用轴承钢或渗碳钢,表面硬度 >60 HRC。

滚柱数目一般为3~4个,滚柱尺寸一般取为:直径 $d \approx \frac{1}{8}D$,长度 $l \approx 1.5d$, D ——套筒内径。滚柱数目愈多、尺寸愈大,离合器所能传递的转矩也愈大。滚柱超越离合器的强度计算主要是校核接触处的接触压应力 σ_H 是否小于许用值。

与滚柱接触的两接触点的切线所成的夹角 α 称为楔角,楔角大小关系到离合器能否正确工作,楔角太大将不能楔紧滚柱,楔角太小又使楔紧了的滚柱不易松开。在现有结构中,一般取楔角 $\alpha \approx 3^\circ \sim 6^\circ$ 。

弹簧顶杆的作用主要是使滚柱沿长度方向的载荷能得到均匀分布,并有助于使滚柱楔紧在槽内。

滚柱超越离合器能用于高速,但对制造精度和表面粗糙度都要求很高。

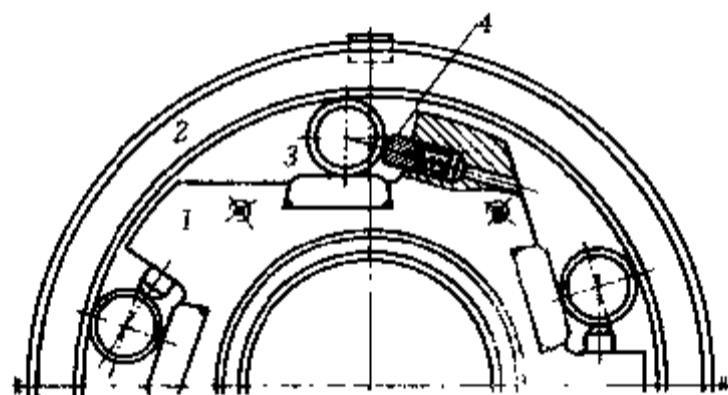


图 19.40 滚柱超越离合器

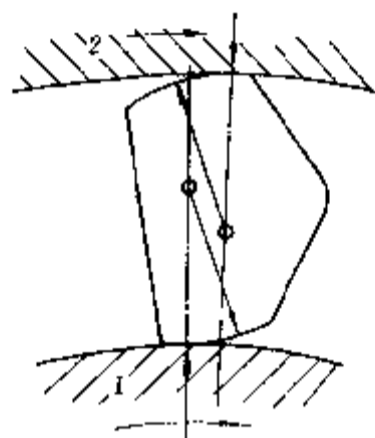


图 19.41 楔块超越离合器

19.11.2 楔块超越离合器

图 19.41 为楔块超越离合器,其功能与滚柱超越离合器完全相同,只是结构有所不同,楔紧作用并非借助星轮上斜面,而是依靠楔块厚度的不同。楔块的几何形状见图所示。轮 1 按图示方向回转时,楔块被楔紧,外圈随之同向转动。轮 1 反向回转时,楔块被松开,离合器处于分离状态。若轮 2 有来自另一条传动链的运动,则离合器的联接或分离同样取决于轮 2 的转向和两轮的相对转速。

19.11.3 棘轮超越离合器

图 19.42 为棘轮超越离合器。具有锯齿形牙的牙嵌离合器(图 19.24)也可作超越离合器

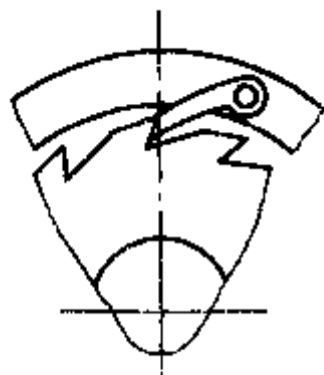


图 19.42 棘轮超越离合器

用,称为牙嵌超越离合器。上述两种离合器构造简单,对制造精度要求较低,在速度较低的传动中应用很广。

第5篇 其他零件

第20章 弹 簧

20.1 概述

20.1.1 弹簧功用

弹簧的主要功用是:1) 控制机械的运动,例如内燃机中的阀门弹簧、离合器中的控制弹簧;2) 吸收振动和冲击能量,例如车辆中的缓冲弹簧、联轴器中的吸振弹簧;3) 储蓄能量,例如钟表弹簧;4) 测量力的大小,例如测力器和弹簧秤中的弹簧等等。

20.1.2 弹簧种类

弹簧的基本型式见表 20.1。按照受力的性质,弹簧主要分为拉伸弹簧、压缩弹簧、扭转弹簧和弯曲弹簧等四种。按照弹簧形状又可分为螺旋弹簧、碟形弹簧、环形弹簧、板弹簧、盘簧等。橡胶弹簧的基本型式见图 20.27。

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。

碟形弹簧和环形弹簧能承受很大的冲击载荷,并具有良好的吸振能力,所以常用作缓冲弹簧。在载荷相当大和弹簧轴向尺寸受限制的地方,可以采用碟形弹簧。环形弹簧是目前最强力的缓冲弹簧,近代重型列车、锻压设备和飞机着陆装置中用它作为缓冲零件。

螺旋扭转弹簧是扭转弹簧中最常用的一种。当受载不很大而轴向尺寸又很小时,可以采用盘簧。盘簧在各种仪器中广泛地用作储能装置。

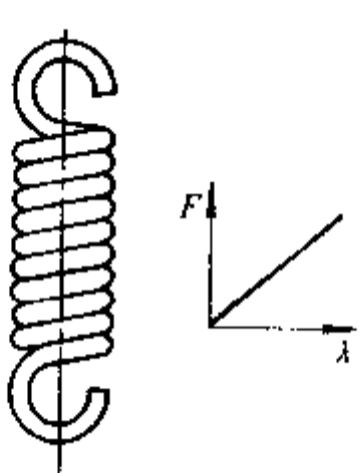
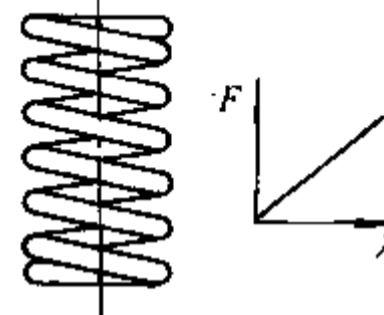
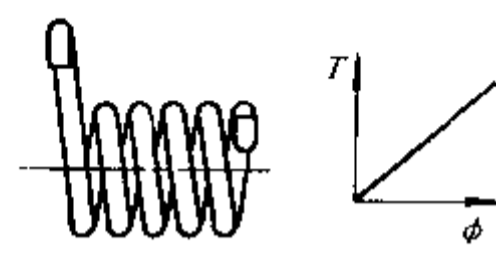
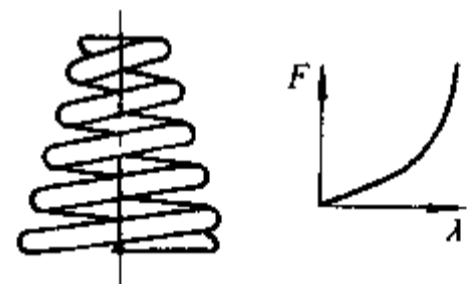
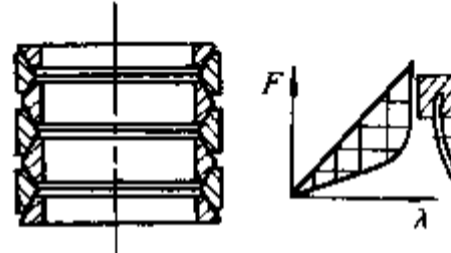
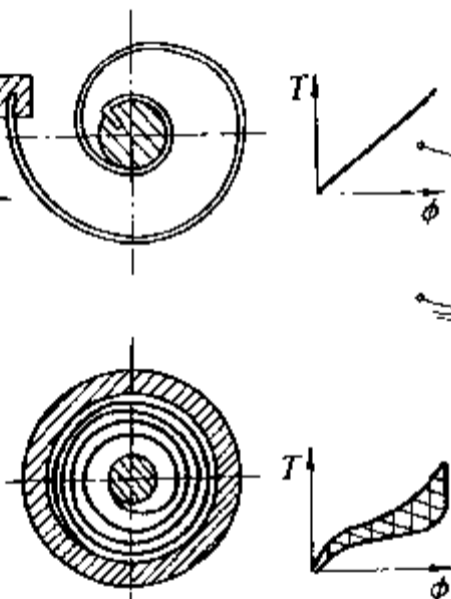
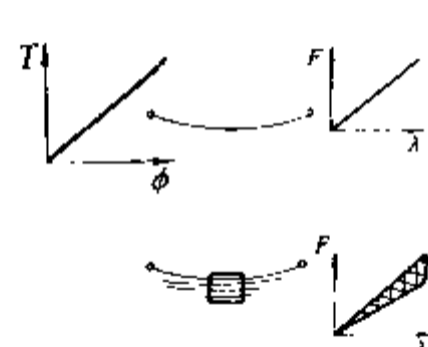
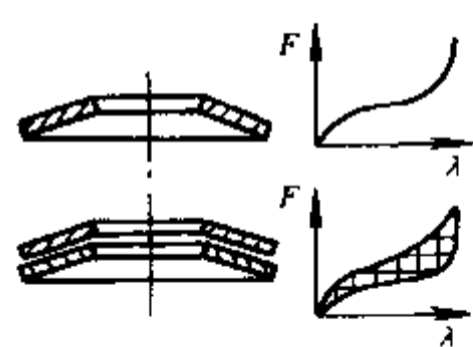
板弹簧主要受弯曲作用,它常用于受载方向尺寸有限制而变形量又较大的地方。由于板弹簧有较好的消振能力,所以在汽车、铁路客货车等车辆中应用很普遍。

20.2 弹簧材料和制造

20.2.1 弹簧材料

弹簧材料应具有高的弹性极限、疲劳极限、冲击韧性和良好的热处理性能。几种主要弹簧材料的使用性能见表 20.2。碳素弹簧钢丝的拉伸强度极限见图 20.1。合金钢丝、不锈钢丝、磷青铜丝的拉伸、剪切弹性极限见本章附录。

表 20.1 金属弹簧的基本型式

按形状分	按 载 荷 分			
	拉 伸	压 缩	扭 转	弯 曲
螺旋形	圆柱形螺旋拉伸弹簧 	圆柱形螺旋压缩弹簧 	圆柱形螺旋扭转弹簧 	
		圆锥形螺旋压缩弹簧 		
其他		环形弹簧 	盘簧 	板弹簧 
		碟形弹簧 		

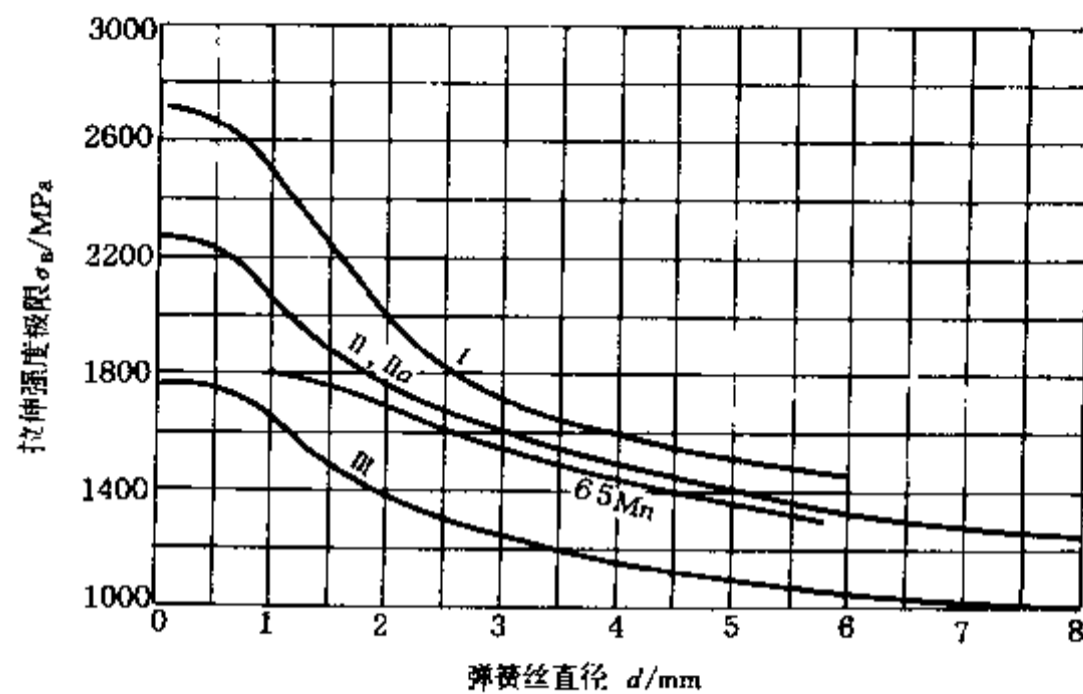


图 20.1 碳素弹簧钢丝(65、70 钢)的拉伸强度极限 σ_B

在选择弹簧材料时,应考虑到弹簧的使用条件、功用及其重要程度。所谓使用条件是指载荷性质、大小及其循环特性,工作温度和周围介质情况等。钢是最常用的弹簧材料。受力较小而又要求防腐蚀、防磁等特性时,可以采用有色金属。非金属弹簧材料主要是橡胶,近年来,正发展用塑料制造弹簧。软木、空气也可用作弹簧材料。

圆截面弹簧丝材料的直径系列(<1 mm 的未列入)和弹簧中径系列(<4 mm 的未列入)列下,两者均为优先选用的第一系列,单位为 mm。

直径系列 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

中径系列 4 4.5 5 6 7 8 9 10 12 16 20 25 30 35 40 45 50 55 60 70 80 90
100 110 120 130 140 150 160 180 200 220 240 260 280 300 320 360
400

表 20.2 主要弹簧材料的使用性能(摘自 GB 1239—76)

类别	代号	许用应力					切变模量 G	弹性模量 E	推荐 硬度 范围 HRC	推荐 使用 温度 ℃	特性及用途
		许用切应力 [τ_T]			许用弯曲应力 [σ_b]						
		I类 弹簧	II类 弹簧	III类 弹簧	II类 弹簧	III类 弹簧					
钢	65 70 65Mn	$0.3\sigma_B$	$0.4\sigma_B$	$0.5\sigma_B$	$0.5\sigma_B$	$0.625\sigma_B$	$d=0.5\sim 4$ 81 400~ 78 500 $d>4$ 78 500	$d=0.5\sim 4$ 203 000~ 201 000 $d>4$ 196 000	—	-40~ 120	强度高,性能 好,适用于做小 弹簧
钢丝	60Si2Mn 60Si2MnA	471	628	785	785	981	80 000	200 000	45~50	-40~ 200	弹性好,回火 稳定性好,易脱 碳,用于受大载 荷的弹簧
	65Si2MnWA	559	745	932	950	1190	80 000	200 000	47~52	-40~ 250	强度高,耐高 温,弹性好
	50CrVA 30W4Cr2VA	450	600	750	750	940	80 000	200 000	43~47	-40~ 500	高温时强度 高,淬透性好

续表

类 别	代 号	许用切应力 [τ_T]			许用弯曲应力 [σ_b]		切变模量 G	弹性模量 E	推荐 硬度 范围 HRC	推荐 使用 温度 ℃	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					
不 锈 钢 丝	1Cr18Ni9 1Cr18Ni9Ti	330	440	550	550	690	73 000	197 000	—	-250~ 300	耐腐蚀,耐高 温,工艺性好, 适用于做小弹 簧($d < 10$ mm)
	4Cr13	450	600	750	750	940	77 000	219 000	48~53	-40~ 300	耐腐蚀,耐高 温,适用于做大 弹簧
	0Cr17Ni7Al 0Cr15Ni7 -Mo2Al	480	640	800	800	1000	75 000	187 000	—	300	强度、硬度很 高,耐腐蚀,耐 高温,加工性能 好,适用于形状 复杂、表面状态 要求高的弹簧
	Ni36CrTiAl	450	600	750	750	940	77 000	20 000	—	-40~ 250	弹性模量、强 度、耐蚀性、抗 磁性均高,适用 于精密仪表弹 性元件
	Ni42CrTi	420	560	700	700	880	67 000	19 000	—	-60~ 100	恒弹性,耐腐 蚀,加工性能 好,适用于灵敏 弹性元件,如游 丝
	Co40CrNiMo	500	667	843	834	1020	78 000	200 000	—	-40~ 400	耐腐蚀,高强 度,无磁,低后 效,高弹性
铜 合 金 丝	QSi3-1						40 200				
	QSn4-3 QSn6.5-0.1	265	353	441	441	549	39 200 39 200	93 200	90~100 HB	-40~ 120	耐腐蚀,防磁 好
	QBe2	353	441	549	549	735	42 200	12 950	37~40		耐腐蚀,防 磁、导电性及弹 性好

注:1. 按受力循环次数 N 不同,弹簧分为三类; I类 $N > 10^6$; II类 $N = 10^3 \sim 10^5$ 以及受冲击载荷的; III类 $N < 10^3$ 。

2. 碳素弹簧钢丝 65、70 钢按机械性能不同分为 I、II、IIa、III 四组, I 组强度最高,依次为 II、IIa、III 组。

3. 碳素弹簧钢丝的拉伸强度极限 σ_B 见图 20.1。

4. 弹簧的工作极限应力 τ_{lim} : I类 $\leq 1.67[\tau_T]$; II类 $\leq 1.25[\tau_T]$; III类 $\leq 1.12[\tau_T]$ 。

5. 表中许用切应力为压缩弹簧的许用值,拉伸弹簧的许用应力为压缩弹簧的 80%。

6. 强压处理的弹簧,其许用应力可增大 25%; 喷丸处理的弹簧,其许用应力可增大 20%。

7. 轧制钢材的机械性能与钢丝相同。

20.2.2 弹簧制造

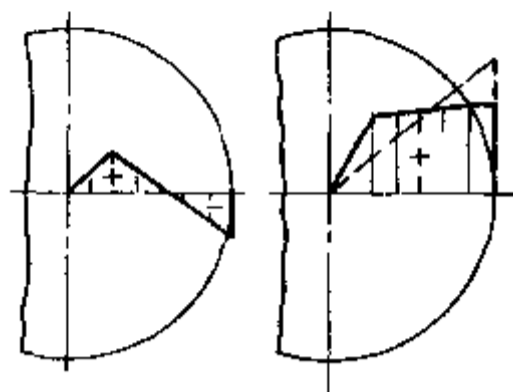
弹簧的卷绕方法有冷卷法和热卷法。弹簧丝直径在 8 mm 以下的用冷卷法,以上的用热卷法。冷态下卷制的弹簧多用冷拉的、经预热处理的优质碳素弹簧钢丝,卷成后一般不再经淬火处理,只经低温回火以消除内应力。在热态下卷制的弹簧卷成后必须经过热处理。

在弹簧制成后,如再进行一次强压处理一般可提高其承载能力约 25%;如经过喷丸处理则可提高其承载能力达 20%,使用寿命 2~2.5 倍。

强压处理是使弹簧在超过极限载荷下受载 6 h~48 h,从而在弹簧丝内产生塑性变形和有益的残余应力,由于残余应力的符号与工作应力相反,因而弹簧在工作时的最大应力(实线)比未经强压处理的弹簧(虚线)小,所以可提高弹簧的承载能力,见图 20.2 所示。

强压处理是弹簧制造的最后一道工序。为了保持有益的残余应力,强压后的弹簧不允许再进行任何热处理。同理,经强压处理的弹簧也不宜在较高温度(150℃~450℃)和长期振动的地方应用。由于金属的性质,冷作变形会使腐蚀过程加速,因此在有腐蚀性介质的环境中也不宜采用强压处理的弹簧。

弹簧的疲劳强度和抗冲击强度在很大的程度上取决于弹簧的表面状况,所以,弹簧材料的表面必须光洁,没有裂缝和伤痕等缺陷。表面脱碳会严重影响材料的疲劳强度和抗冲击性能,因此脱碳层深度和其他表面缺陷都应在验收弹簧的技术条件中详细规定。



残余应力分布 工作应力分布
图 20.2 强压处理弹簧的应力分布示意图

20.3 弹簧工作原理

20.3.1 弹簧特性线

表示弹簧载荷和变形之间的关系曲线称为弹簧特性线。受压或受拉的弹簧,载荷是指压力或拉力,变形是指弹簧压缩量或伸长量;受扭转的弹簧,载荷是指转矩,变形是指扭角。按照结构型式不同,弹簧特性线有直线型、刚度渐增型、刚度渐减型、混合型等多种,见图 20.3。

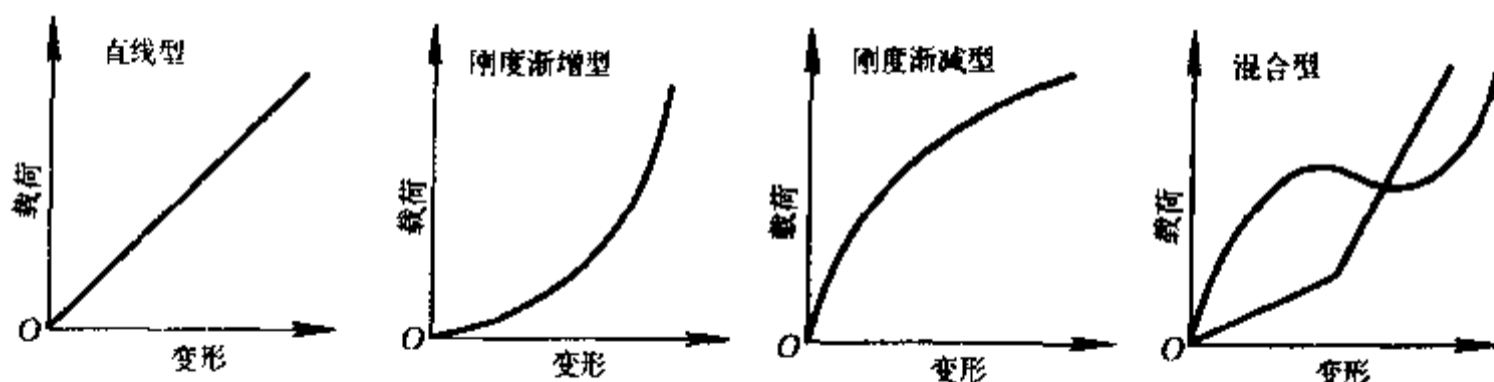


图 20.3 弹簧特性线

20.3.2 弹簧刚度

弹簧的载荷变量与变形变量之比称为弹簧刚度,对于拉、压弹簧用 c 表示,扭转弹簧用 c_T 表示:

$$c = \frac{dF}{d\lambda}, \quad c_T = \frac{dT}{d\phi}$$

式中 F ——拉力或压力； λ ——伸长量或压缩量； T ——转矩； ϕ ——扭角。

弹簧刚度也即弹簧特性线上某点的斜率。斜率愈大，刚度也愈大，弹簧愈硬；反之，弹簧愈软。所以，刚度渐增型特性线的弹簧将愈压愈硬，刚度渐减型特性线的弹簧将愈压愈软。

直线型特性线的弹簧，弹簧刚度为一常数，称为定刚度弹簧；曲线或折线型特性线的弹簧，弹簧刚度为一变数，称为变刚度弹簧。

在受动载荷或冲击载荷的场合中，若是根据最大载荷将弹簧设计成定刚度的，则该弹簧在受正常载荷时将会感到刚度过大；若是根据正常载荷将弹簧设计成定刚度的，则该弹簧在受最大载荷时又将会感到刚度过小。这时，最好将弹簧设计成变刚度的，随着载荷的增加，弹簧刚度将愈来愈大。

20.3.3 变形能

在加载过程中，弹簧所吸收的能量称为变形能。变刚度拉、压弹簧和扭转弹簧的变形能分别为

$$E_p = \int_0^{\lambda} F(\lambda) d\lambda, \quad E_{pT} = \int_0^{\varphi} T(\varphi) d\varphi$$

式中 $F(\lambda)$ 、 $T(\varphi)$ ——力的函数。

图 20.4a 所示特性线下部的面积即为变形能。金属弹簧如果没有外部摩擦，应力又在弹性极限以下，则其卸载过程将与加载过程重合，这时，先前吸收的能量又将全部释放。如果有外部摩擦，则卸载过程不与加载过程重合，这时，只有部分能量释放，其余将变为摩擦热面损耗， E_{p0} 即为摩擦耗能，见图 20.4b。 E_{p0} 与 E_p 之比称为阻尼系数，用 ψ 表示，即 $\psi = E_{p0}/E_p$ 。阻尼系数越大的弹簧吸振能力越强，环形弹簧、堆积式组合碟形弹簧、多层板弹簧就是根据这一原理用作吸振弹簧。用非金属材料做成的弹簧，主要由于材料内部的阻尼作用，其卸载过程滞后于加载过程，见图 20.4c。在加载、卸载过程中摩擦耗能愈大，弹簧的吸振能力愈强。

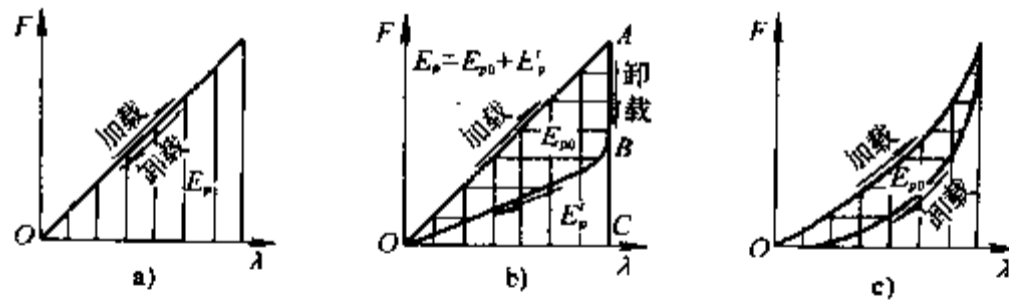


图 20.4 变形能和摩擦耗能

20.3.4 斜力弹簧

受斜力作用的弹簧(图 20.5)可将斜力沿弹簧轴线分解为轴向分力 $F_s = F \cos \alpha$ 和横向分力 $F_t = F \sin \alpha$ ， α 为载荷角。弹簧位移 λ 也可分解为轴向位移 $\lambda_s = \lambda \cos \beta$ 和横向位移 $\lambda_t = \lambda \sin \beta$ ， β 为位移角。由此得

$$\frac{F_t}{F_s} = \frac{c_t \lambda_t}{c_s \lambda_s} = \frac{c_t}{c_s} \tan \beta$$

或

$$\tan \alpha = \frac{c_t}{c_a} \tan \beta$$

式中 c_a 和 c_t 分别为弹簧的轴向刚度和横向刚度。若要求 $c_a > c_t$, 则 β 应大于 α 。

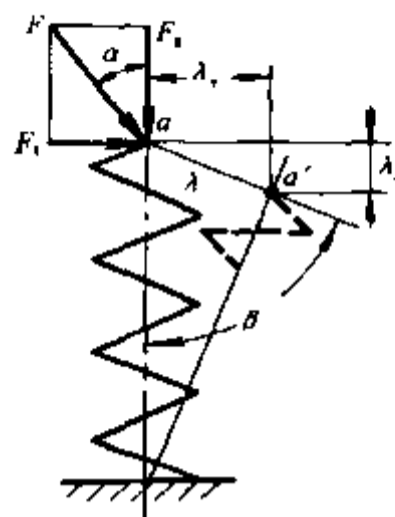


图 20.5 斜力弹簧

20.3.5 等效弹簧

使用单个弹簧不能满足载荷、位移或刚度等要求时,可以采用组合弹簧。组合方式有串联和并联。组合弹簧可以合并成一等效弹簧,其工作性能与组合弹簧相当。等效弹簧的计算和特点见表 20.3。

表 20.3 等效弹簧

	串联压缩弹簧	并联压缩弹簧	并联转矩弹簧
组合弹簧			
等效弹簧			
计算公式	$F = F_1 = F_2$ $\lambda = \lambda_1 + \lambda_2$ $\frac{F}{c} = \frac{F_1}{c_1} + \frac{F_2}{c_2}$ $\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} = \sum \frac{1}{c_i}$	$F = F_1 + F_2$ $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2$ $c\lambda = c_1\lambda_1 + c_2\lambda_2$ $c = c_1 + c_2 = \sum c_i$	$T = F_1x_1 + F_2x_2 = c_1\lambda_1x_1 + c_2\lambda_2x_2$ $\lambda_1 = x_1\varphi, \lambda_2 = x_2\varphi$ $c_\varphi\varphi = c_1x_1^2\varphi + c_2x_2^2\varphi$ $c_\varphi = c_1x_1^2 + c_2x_2^2 = \sum c_i x_i^2$
特点	各弹簧载荷相等,均为外载荷,位移则不等。弹簧总柔度(刚度倒数)为各弹簧柔度之和,总刚度降低	各弹簧位移相等,载荷则由各弹簧分担。弹簧总刚度增加,等于各弹簧刚度之和	弹簧转矩总刚度等于各弹簧刚度与其距回转中心点的距离平方的乘积之和。弹簧相距愈大,转矩刚度增加很多

20.4 圆柱螺旋压缩弹簧

圆柱螺旋弹簧有压缩弹簧、拉伸弹簧(见 20.5 节)和扭转弹簧(见 20.6 节)三种。这三种弹簧的基本构成部分完全相同,只是端部结构有所不同。

图 20.6 中 H_0 是压缩弹簧不受外力时的自由长度。弹簧在工作前,通常预受一压缩力 F_1 , 以使其可靠地稳定在安装位置上。 F_1 力称为弹簧的最小载荷。在最小载荷下,弹簧的长度为 H_1 , 弹簧的压缩量为 λ_1 。当弹簧受到最大工作载荷 F_{\max} 时,弹簧压缩量增至 λ_{\max} , 弹簧长度降至

H_2 。 λ_{\max} 与 λ_1 之差即为弹簧的工作行程 λ_0 , $\lambda_0 = \lambda_{\max} - \lambda_1 = H_1 - H_2$ 。 F_3 是弹簧的极限载荷, 亦即在 F_3 作用下弹簧丝内的应力达到了弹簧材料的屈服极限, 这时相应的弹簧长度为 H_3 , 压缩量为 λ_3 。

等螺距圆柱形螺旋弹簧的特性线为一直线

$$\frac{F_1}{\lambda_1} = \frac{F_2}{\lambda_2} = \dots = \text{常数} \quad (20.1)$$

在特性线下用小方格表示的面积即弹簧在工作行程中所吸收的能量。

弹簧的最小载荷通常取为: $F_1 = (0.1 \sim 0.5)F_{\max}$ 。 弹簧的最大载荷 F_{\max} 则由机构的工作条件决定。 实用中, 一般不希望弹簧失去直线的特性关系, 所以最大载荷小于极限载荷, 通常就满足 $F_{\max} \leq 0.8F_3$ 的要求。

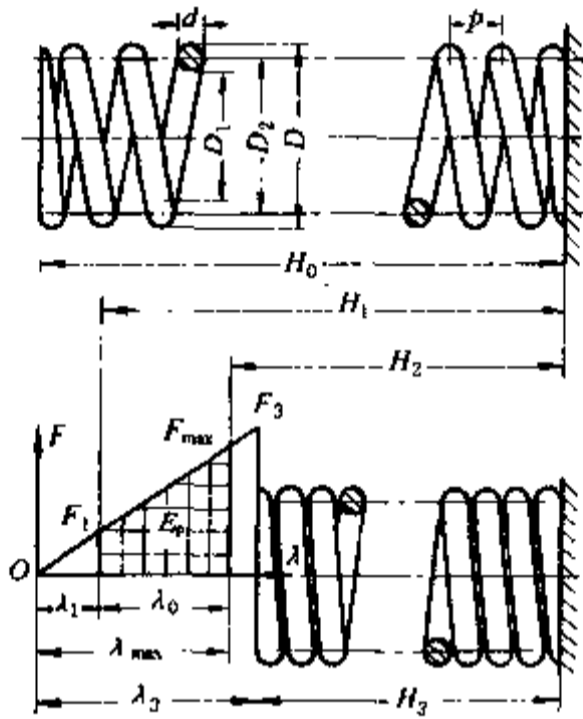


图 20.6 压缩弹簧及其特性线

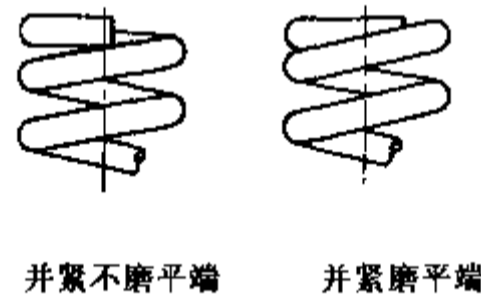


图 20.7 压缩弹簧的端部结构形式

弹簧两端各有 0.75~1.25 圈与弹簧座相接触的支承圈, 俗称死圈, 死圈不参加弹簧变形, 其端面应垂直于弹簧轴线。 常见并紧死圈的端部形式见图 20.7。 在受变载荷的重要场合中, 应采用并紧磨平端。 死圈的磨平长度应不小于一圈弹簧圆周长度的四分之一, 末端厚度应 $\approx 0.25d$, 此处 d 为弹簧丝直径。

20.4.1 圆弹簧丝弹簧的计算

1. 强度计算

参见图 20.8, 当压缩弹簧受轴向压力 F 时, 在弹簧丝的任何横截面上将作用着: 转矩 $T = FR \cos \alpha$, 弯矩 $M = FR \sin \alpha$, 切向力 $F_Q = F \cos \alpha$ 和法向力 $F_N = F \sin \alpha$ (式中 R ——弹簧的平均半径)。 由于弹簧螺旋角 α 一般都不大 (对于压缩弹簧, $\alpha \approx 6^\circ \sim 9^\circ$), 所以弯矩 M 和法向力 F_N 可以忽略不计。 因此, 在弹簧丝中起主要作用的外力将是转矩 T 和切向力 F_Q 。 为了简化计算, 又可设 $\alpha \approx 0^\circ$, 故可取 $T = FR$ 和 $F_Q = F$ 。 这种简化对于计算准确性影响不大。

当拉伸弹簧受轴向拉力 F 时,弹簧丝横截面上的受力情况和压缩弹簧相同,只是转矩 T 和切向力 F_Q 均为相反的方向。所以,这两种弹簧的计算方法可以一并讲述。

压缩弹簧中弹簧丝的受力情况就如同一个受转矩和切向力作用的曲梁。参阅图 20.8b,在弹簧中取出一段弹簧丝,因为它的外侧纤维比内侧长($a'b' > ab$),所以当 aa' 相对于 bb' 扭转某一角度时,内侧纤维的单位扭转变形将比外侧大,从而说明在弹簧丝内侧的切应力将比外侧大,并以靠近弹簧轴线的 A 点(破坏危险点)为最大。根据理论计算,弹簧丝截面上的应力分布如图 20.8b 所示。以 D_2 表示弹簧的平均直径,比值 $C = \frac{D_2}{d}$ 称为旋绕比(又称弹簧指数),当其他条件相同时, C 值愈小,弹簧内、外侧的应力差愈悬殊,材料利用率也就愈低。所以在设计弹簧时,一般规定 $C \geq 4$ 。不同簧丝直径荐用的旋绕比见表 20.4。

表 20.4 旋绕比 C (荐用)

d/mm	0.1~0.4	0.5~1	1.2~2.2	2.5~6	7~16	18~40
C	7~14	5~12	5~10	4~10	4~8	4~6

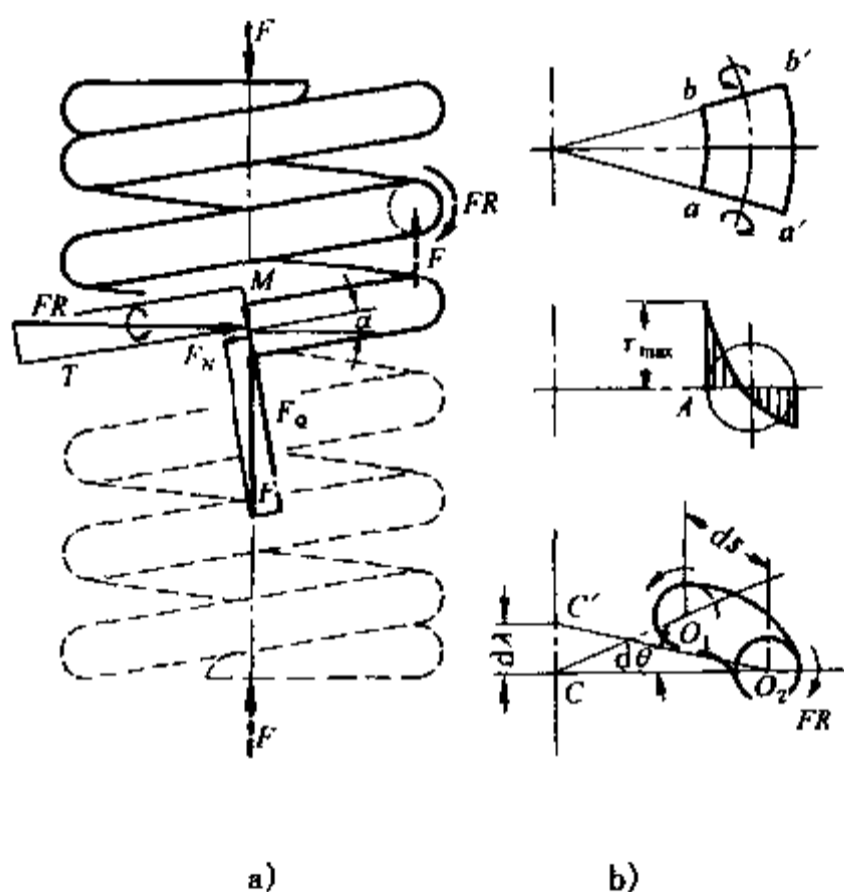


图 20.8 压缩弹簧的受力分析和变形

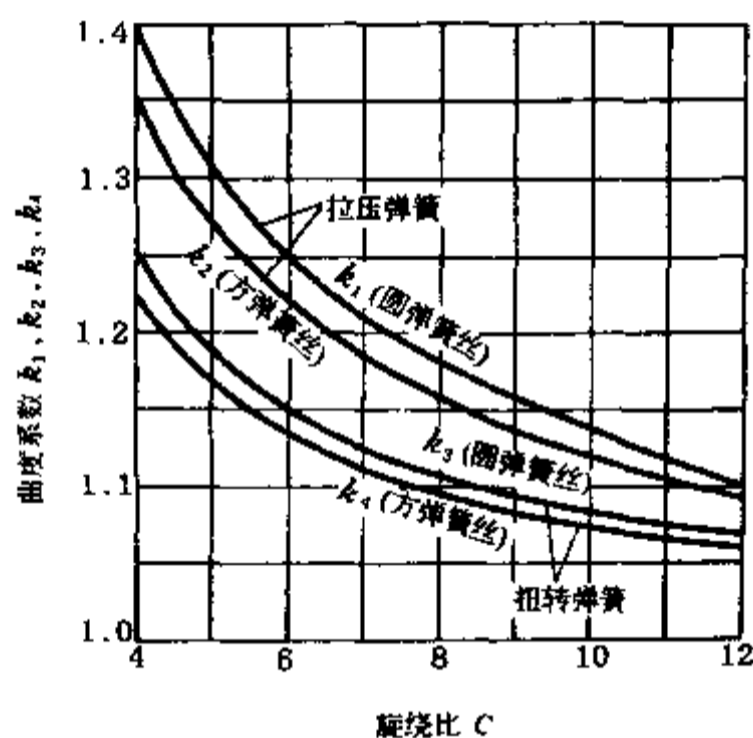


图 20.9 曲度系数

根据理论推导,在外力 F 作用下,压缩(拉伸)弹簧的最大切应力可按下式计算

$$\left. \begin{aligned} \tau_{\max} &= \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right) \frac{16FR}{\pi d^3} = k_1 \frac{8FD_2}{\pi d^3} \\ k_1 &= \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \end{aligned} \right\} \quad (20.2)$$

式中 $\frac{16FR}{\pi d^3}$ 是直杆受纯转矩时的切应力,所以 k_1 可理解为弹簧丝曲率和切向力对切应力的修正系数, k_1 称为曲度系数。已知旋绕比 C ,可利用式 20.2 或直接由图 20.9 求出 k_1 值。

在求圆弹簧丝直径 d 时,应以 F_{\max} 代 F ,并以 $D_2 = Cd$ 代入式 20.2,得到

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{F_{\max} k_1 C}{[\tau_T]}} \quad (20.3)$$

式中 $[\tau_T]$ ——许用切应力,可根据弹簧的工作特点按表 20.2 规定选取。

在应用式 20.3 计算时,因旋绕比 C 和许用切应力 $[\tau_T]$ 均和直径 d 有关,所以需要试算才能得出弹簧丝的直径 d 。

对于循环次数较多、在变应力下工作的重要弹簧,还应该进一步对疲劳强度和静应力强度进行精密校核。按 $\tau_m = \text{常数}$ 和 $\tau_{\min} = \text{常数}$ 两种应力变化规律列出计算应力幅安全系数 S_{ar} 、最大应力安全系数 S_r 、静强度安全系数 S_s 的公式见表 3.3。

用碳素钢丝、不锈钢丝、铍青铜丝、硅青铜丝等材料制成的弹簧,其脉动疲劳极限 τ_0 可根据循环次数 N 选取,见表 20.5。

表 20.5 弹簧材料的脉动疲劳极限 τ_0 ①

N	$\leq 10^4$	10^5	10^6	10^7
τ_0	$0.45\sigma_B$ ②	$0.35\sigma_B$	$0.33\sigma_B$	$0.30\sigma_B$

①经喷丸处理的可提高 20%。

②对于硅青铜丝、不锈钢丝,取 $0.35\sigma_B$ 。

对于弹簧钢丝,其对称疲劳极限 τ_{-1} 和等效系数 ψ_r 可分别取为:

$$\tau_{-1} = (0.54 \sim 0.6)\tau_0, \quad \psi_r = 0.08 \sim 0.2$$

已知 τ_{\min} 和 τ_{\max} 且 $\tau_{\min} = \text{常数}$ 的弹簧,可将上两值的平均值 $\tau_{-1} = 0.57\tau_0$ 、 $\psi_r = 0.14$ 代入式 3.17, 并取 $k_N = 1$, $(k_r)_D = 1$, 得最大应力安全系数

$$S_r = \frac{\tau_0 + 0.75\tau_{\min}}{\tau_{\max}} \geq [S] \quad (20.4)$$

根据载荷计算的准确程度,材料力学性能的可靠程度以及弹簧的重要性等情况,许用安全系数可取为 $[S_s] = 1.8 \sim 3$, $[S] = [S_s] = 1.2 \sim 2.5$ 。

2. 刚度计算

设计弹簧时,强度计算的目的在于确定弹簧直径 D_2 和弹簧丝直径 d ,刚度计算的目的在于确定弹簧圈的数目。

参阅图 20.8b,当微段弹簧丝 dS 受转矩后, aa' 相对于 bb' 扭转了一个角度 $d\theta$,于是半径 OO_2 相对于 O_1C 也扭转了一个角度 $d\theta$,这就使点 C 移至 C' ,从而使弹簧产生了相应的轴向微量变形 $d\lambda$ 。将 $d\lambda$ 积分,得到圆弹簧丝螺旋弹簧在受载荷 F 后所产生的变形量

$$\lambda = \frac{8FD_2^3 n}{Gd^4} \quad (20.5)$$

式中 n ——弹簧的有效圈数(活圈数); G ——弹簧材料的切变模量:钢为 8×10^4 MPa,青铜为 4×10^4 MPa。

利用上式,可求出所需的弹簧有效圈数

$$n = \frac{G\lambda d^4}{8FD_2^3} \quad (20.6)$$

如果 $n < 15$, 则取 n 为 0.5 圈的倍数; 如果 $n > 15$, 则取 n 为整数。弹簧的有效圈数最少为 2 圈。

由式 20.5, 得弹簧刚度

$$c = \frac{F}{\lambda} = \frac{Gd}{8C^3n} \quad (20.7)$$

由上式可知, C 值大小对弹簧刚度影响很大。当其他条件相同时, C 值愈小的弹簧, 刚度愈大, 亦即弹簧愈硬; 反之则愈软。还应该注意, C 值愈小的弹簧, 卷制愈难, 并且在工作时将引起较大的扭应力。

3. 稳定性计算

当压缩弹簧的圈数较多时, 还应核验其稳定性指标, 即 $H_0/D_2 \leq b$, 弹簧两端均为回转端时 $b \leq 2.6$, 均为固定端时 $b \leq 5.3$, 一端固定、一端回转时 $b \leq 3.7$ 。否则, 应在弹簧外侧加导向套或在弹簧内侧加导向杆, 以免工作时造成弹簧的侧向弯曲, 如图 20.10 所示。

若 b 不能满足要求, 则必须进行稳定性计算, 限制弹簧的工作载荷 F 小于失稳时的临界载荷 F_{σ} , 通常取 $F = F_{\sigma}/(2 \sim 2.5)$ 。临界载荷的计算公式

$$F_{\sigma} = C_B c H_0 \quad (20.8)$$

式中 C_B ——不稳定系数, 见图 20.11。

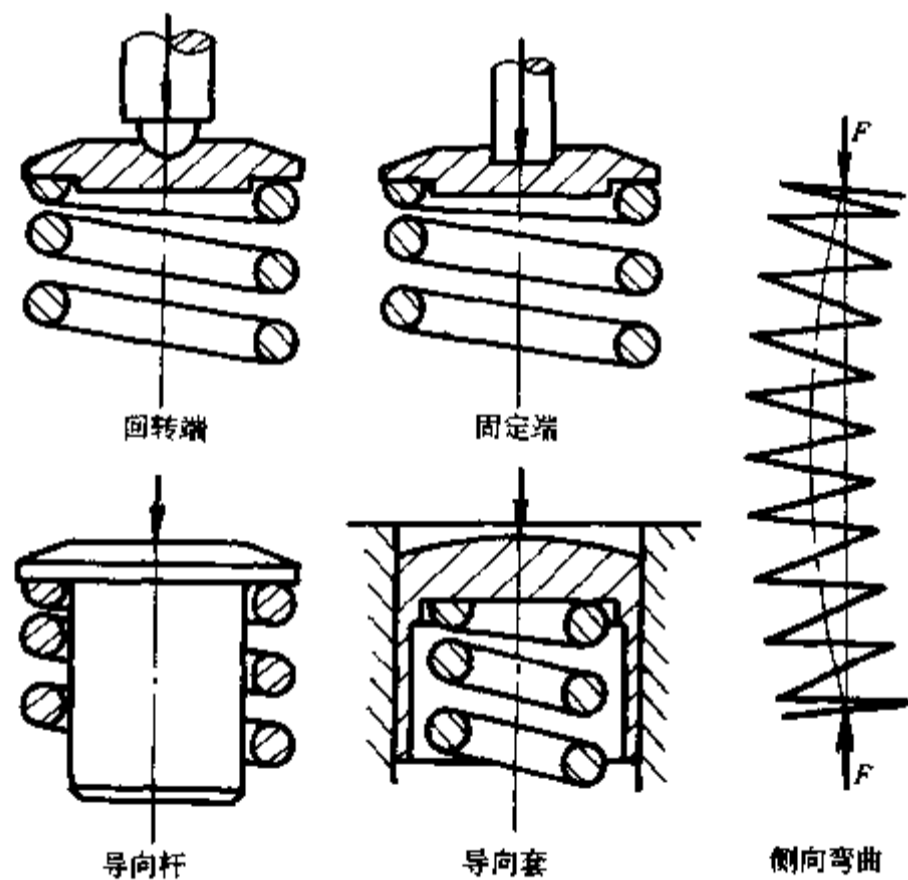


图 20.10 弹簧支承、导向和侧向弯曲

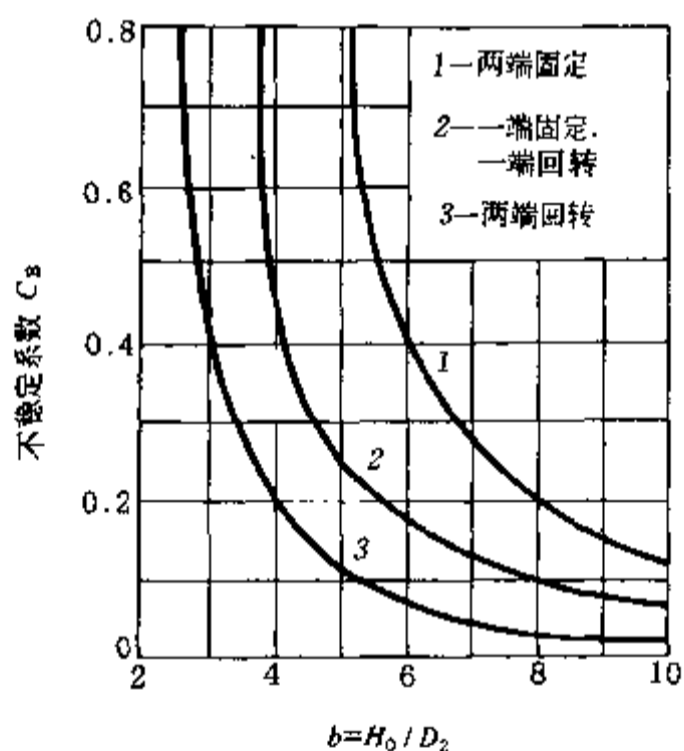


图 20.11 不稳定系数

4. 弹簧最大贮能

弹簧在全部变形过程中所能吸收的最大能量为(代入式 20.2 和式 20.5)

$$E_{\max} = \frac{1}{2} F_{\max} \lambda_{\max} = \frac{[\tau_T]^2}{4k_1^2 G} V \quad (20.9)$$

式中 V ——弹簧丝的体积, $V = \pi D_2 n \frac{\pi d^2}{4}$ 。

由上式可知,采用高强度的弹簧材料和较大的旋绕比,有利于弹簧吸收更多的能量。单位弹簧体积所能吸收能量的多少常用以比较各种弹簧材料利用程度。

5. 自振频率

为避免共振,作高速往复运动的螺旋弹簧,其基本自振频率应为作用力频率的10~20倍。计算自振频率的公式为

$$f = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (20.10)$$

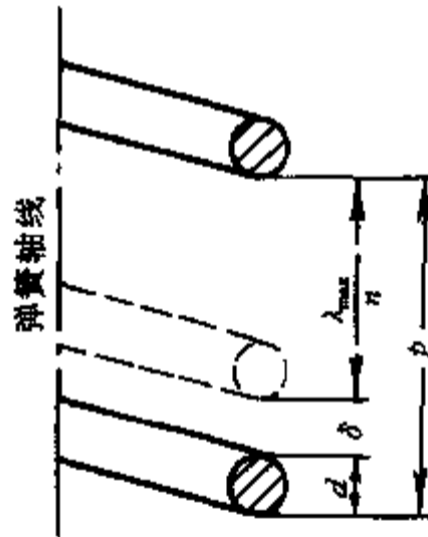
若频率不够高,则应提高弹簧刚度 c 或降低弹簧质量 m 。

6. 结构尺寸计算

压缩弹簧在最大载荷下应留有少量间隙 δ ,以免各圈彼此接触,通常取 $\delta \geq 0.1d$ 。压缩弹簧的结构尺寸计算见表20.6。

表 20.6 压缩弹簧和拉伸弹簧的结构尺寸

计算项目	压缩弹簧	拉伸弹簧
弹簧平均直径 D_2	$D_2 = Cd$	
弹簧内直径 D_1	$D_1 = D_2 - d$	
弹簧外直径 D	$D = D_2 + d$	
实际弹簧圈数 n'	$n' = n + 2 \times (0.75 \sim 1.75)$	$n' = n$
弹簧节距 p (在自由状态下)	$p = d + \frac{\lambda_{\max}}{n} + \delta \approx \frac{D_2}{3} - \frac{D_2}{2}$	$p \approx d$
弹簧螺旋角 α	$\alpha = \arctan \frac{p}{\pi D_2} \approx 6^\circ \sim 9^\circ$	—
弹簧自由长度 H_0 (参看图 20.6)	并紧不磨平端: $H_0 = np + (n' - n + 1)d$ 并紧磨平端: $H_0 = np + (n' - n - 0.5)d$	$H_0 = nd + \text{挂钩尺寸}$
弹簧展开长度 L	$L = \frac{\pi D_2 n'}{\cos \alpha}$	$L = \pi D_2 n + \text{挂钩展开长度}$



例题 20.1 试设计一圆弹簧丝的螺旋压缩弹簧。数据如下: $F_{\max} = 700 \text{ N}$; $\lambda_{\max} = 50 \text{ mm}$; 该弹簧系套在一直径为 22 mm 的轴上工作,并限制其最大外径在 42 mm 以下、自由长度在 110 mm~130 mm 范围内。该弹簧并不经常工作,但较重要。弹簧端部选不磨平端,每端有一圈死圈。

解 按题意属于第 II 类弹簧。选用弹簧材料为 II a 组碳素弹簧钢丝。以下假设弹簧丝直径 $d = 4, 5, 6 \text{ mm}$ 三种尺寸进行试算:

计算项目	计算内容 (式中代入的为第 2 方案数值)	计算方案比较		
		1	2	3

计算弹簧丝直径		4	5 mm	6
假设弹簧丝直径 d				
假设弹簧平均直径 D_2		30	30 mm	30
旋绕比 C	$C = \frac{D_2}{d}$	7.5	6	5
曲度系数 k_1	查图 20.9	1.20	1.25	1.31
弹簧材料拉伸强度极限 σ_B	查图 20.1	1 500	1 400 MPa	1 330
许用切应力 $[\tau_T]$	查表 20.2, $[\tau_T] = 0.4\sigma_B = 0.4 \times 1400$	600	560 MPa	532
计算弹簧丝直径 d	$d = 1.6\sqrt{\frac{F_{\max} k_1 C}{[\tau_T]}} = 1.6\sqrt{\frac{700 \times 1.25 \times 6}{560}}$	5.18	4.90 mm	4.70
(式 20.3) (与假设不符)				
计算弹簧圈数				
弹簧有效圈数 n	$n = \frac{G\lambda_{\max} d^4}{8F_{\max} D_2^3} = \frac{8 \times 10^4 \times 50 \times 5^4}{8 \times 700 (6 \times 5)^3}$	(式 20.6)	17(16.53)	35(34.28)
弹簧死圈圈数	题意		2	2
弹簧总圈数 n'	$n' = n + 2 = 17 + 2$		19	37
核算弹簧外廓尺寸				
弹簧外径 D	$D = D_2 + d = 30 + 5$		35 < 42	36 < 42
弹簧最小节距 p_{\min}	$p_{\min} = d + \frac{\lambda_{\max}}{n} + \delta_{\min} = 5 + \frac{50}{17} + 0.1 \times 5$ $\delta_{\min} = 0.1d$	(表 20.6)	8.44 mm	8.02
弹簧在自由状态下的长度 H_0	$H_0 = np + (n' - n + 1)d = 17 \times 8.44 + (19 - 17 + 1) \times 5$		158 > 130 mm	299 > 130
(表 20.6)				

2、3 两方案都超过了规定的弹簧自由长度, 方案 3 超过尤多, 可以不再考虑。以下对方案 2 作一些修正, 使之符合设计要求。拟采用的办法是适当增大弹簧直径, 从而可以降低每圈弹簧的刚度, 以达到减少弹簧圈数和弹簧长度的目的。但同时会使弹簧丝内的应力增大, 不过从方案 2 看来, 应力尚未达到允许值, 因而这办法还是可取的。

重设 $D_2 = 35$ mm, $C = 7$, $d = 5$ mm, 改用碳素弹簧钢丝 I 组, 则 $\sigma_B = 1 520$ MPa, $[\tau_T] = 0.4\sigma_B = 608$ MPa, 得 $d = 5.08$ mm, $n = 10.4$, 取 $d = 5$ mm, $n = 10.5$ 。由此可求得: 1) $p_{\min} = 9.5$ mm, $H_0 = 114.75$ mm < 130 mm; 2) $D = 40$ mm < 42 mm; 3) 稳定性指标 $b = H_0/D_2 = 3.28 < 5.3$, 采用两端固定可满足要求。

20.4.2 方弹簧丝弹簧的计算

对于方弹簧丝的圆柱形螺旋压缩弹簧, 计算簧丝边长 a 和弹簧圈数 n 的公式为

$$a = 1.55\sqrt{\frac{F_{\min} k_2 C}{[\tau_T]}} \quad (20.11)$$

$$n = \frac{Ga^4}{5.58FD_2^3} \quad (20.12)$$

式中 k_2 ——曲度系数, 见图 20.9; $C = \frac{D_2}{a}$ ——弹簧旋绕比。

方弹簧丝弹簧具有较大的刚度, 如果取 $a = d$, 其他条件相同, 约比圆弹簧丝大 40%。

因方弹簧丝或长方形弹簧丝的生产和弹簧加工都不如圆弹簧丝方便, 故除非特殊需要, 一般不推荐使用。

20.5 圆柱螺旋拉伸弹簧

拉伸弹簧分无初拉力和有初拉力两种, 见图 20.12。如果用 F 代表拉力, λ 代表拉伸量, 则前一种弹簧的特性线和压缩弹簧完全相同。后一种弹簧则不同, 它在自由状态下就受有初拉力 F_0 的作用。初拉力是由于卷制弹簧时使各弹簧圈并紧和回弹而产生的。有初拉力弹簧的特性线见图 20.12b。利用三角形相似原理, 可在图中增加一段假想的变形量 x , 那末, 它的特性线显然又和无初拉力的完全相同。在一般情况下初拉力 F_0 约具有下列值: 簧丝直径 $d \leq 5 \text{ mm}$ 的, $F_0 \approx F_3/3$; $d > 5 \text{ mm}$ 的, $F_0 \approx F_4/4$ 。 F_0 也可用下式计算

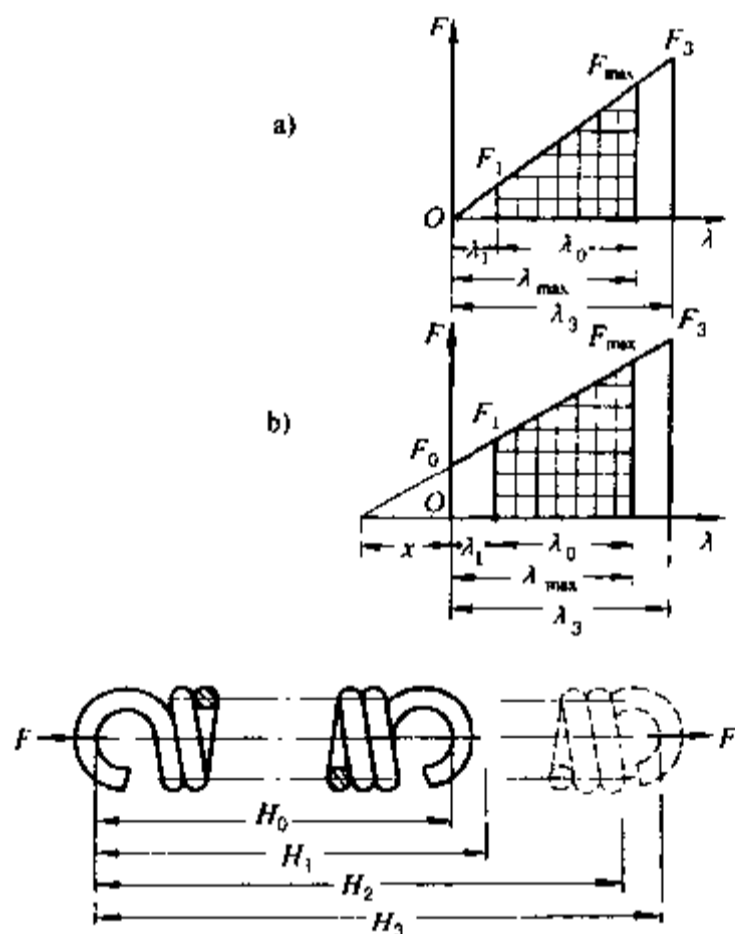


图 20.12 拉伸弹簧及其特性线

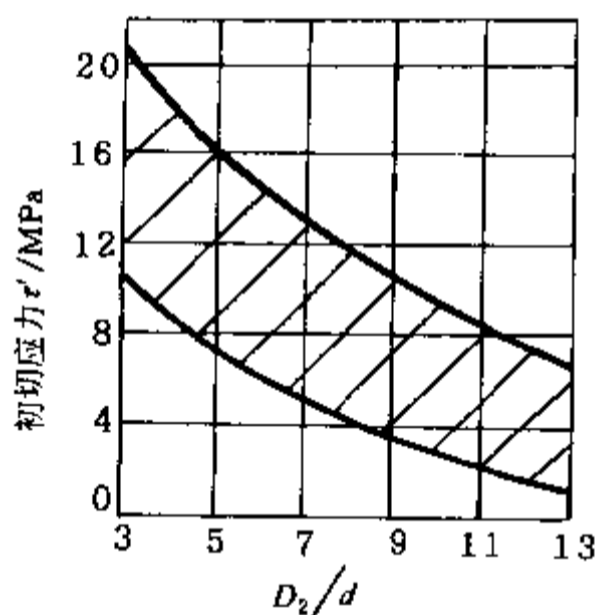


图 20.13 拉伸弹簧的初切应力 τ' 范围

$$F_0 = \frac{\pi d^3}{8D_2} \tau' \quad (20.13)$$

τ' 为拉伸弹簧的初切应力, 可由图 20.13 两曲线间的范围内查出。

拉伸弹簧的簧丝直径同压缩弹簧的计算公式。拉伸弹簧的弹簧圈数可用下式计算(无初拉力的, $F_0 = 0$)

$$n = \frac{G\lambda d^4}{8(F - F_0)D_2^3} \quad (20.14)$$

拉伸弹簧的端部做有挂钩, 以便安装和加载。挂钩形式见图 20.14。左面两种挂钩的弯曲

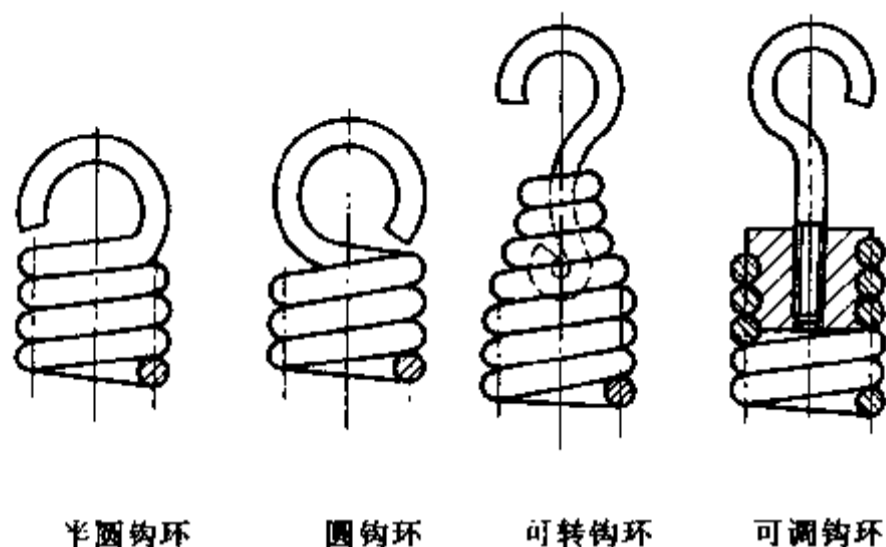


图 20.14 拉伸弹簧的端部结构形式

应力较大,只能用在中小载荷和不甚重要的地方,弹簧丝直径 $d \leq 10 \text{ mm}$ 。有圆锥形过渡端的挂钩弯曲应力较小,而且可以转动到任何方向。当受载较大,最好采用螺旋块式挂钩,但价格较贵。拉伸弹簧的结构尺寸计算见表 20.6。

20.6 圆柱螺旋扭转弹簧

在机器中,扭转弹簧常用作压紧弹簧、储能弹簧和传力(转矩)弹簧,等等。

扭转弹簧的特性线见图 20.15,其意义与压缩弹簧相同,只是扭转弹簧所受的外力为转矩 T ,所产生的变形为扭角 ϕ 。至于最小转矩和最大转矩,最大转矩与极限转矩间的关系仍可参考压缩弹簧中所给的数值。

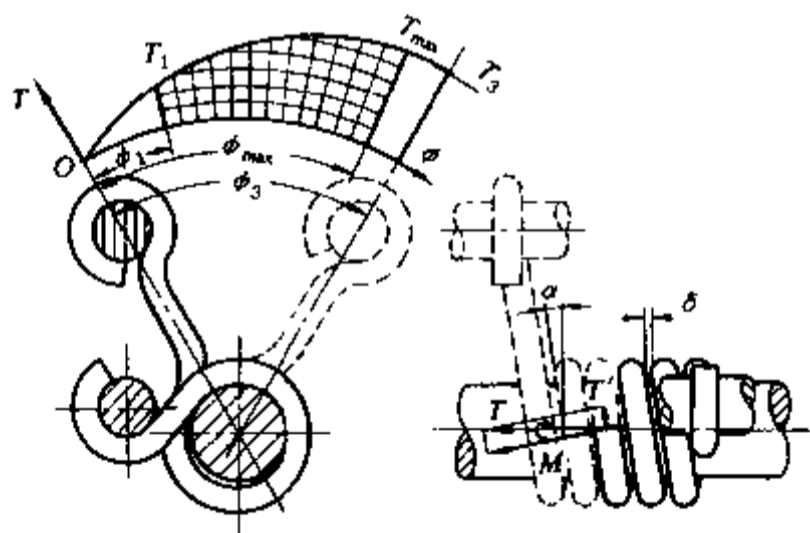


图 20.15 螺旋扭转弹簧及其特性线

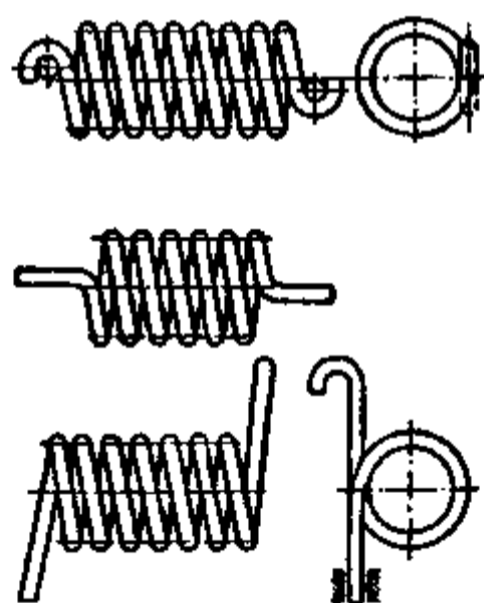


图 20.16 扭转弹簧的端部结构

在自由状态下,扭转弹簧的各弹簧圈间应留有少量间隙($\delta \approx 0.5 \text{ mm}$)。否则,在弹簧工作时,各圈将彼此接触并产生摩擦和磨损。扭转弹簧的端部结构见图 20.16,依次称为内臂、中心臂、外臂扭转弹簧。

在垂直于弹簧轴线平面内受一转矩 T 作用的螺旋弹簧,在其弹簧丝的任一截面上将作用着:弯矩 $M = T \cos \alpha$ 和转矩 $T' = T \sin \alpha$ (图 20.15)。由于螺旋角很小,所以转矩 T' 可以忽略不

计,并可认为 $M \approx T$ 。因此,扭转弹簧的弹簧丝中主要受弯矩 M 的作用。

由此可知,扭转弹簧应接受弯矩的曲梁来计算,在它的任一截面上的应力分布情况与压缩弹簧完全相似,只是应力为弯曲应力。最大弯曲应力可按下式计算

$$\sigma_{b \max} = k \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma_b] \quad (20.15)$$

式中 W ——弯曲时的截面系数;圆弹簧丝 $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1d^3$,方弹簧丝 $W = \frac{a^3}{6}$; k ——曲度系数;圆弹簧丝 $k = k_3 = \frac{4C-1}{4C-4}$,方弹簧丝 $k = k_4 = \frac{3C-1}{3C-3}$, k_3 和 k_4 也可查图 20.9; $[\sigma_b]$ ——许用弯曲应力,取 $[\sigma_b] = 1.25[\tau]$ 。

扭转弹簧受转矩 T 作用后的扭转变形为

$$\left. \begin{aligned} \phi &= \frac{Ml}{EI} = \frac{M\pi D_2 n}{EI} \quad \text{rad} \\ \phi^\circ &= \frac{180MD_2 n}{EI} \end{aligned} \right\} \quad (20.16)$$

式中 I ——弹簧丝截面的轴惯性矩;圆弹簧丝 $I = \frac{\pi d^4}{64}$,方弹簧丝 $I = \frac{a^4}{12}$ 。

利用上式,可求出所需要的弹簧圈数

$$n = \frac{EI\phi^\circ}{180MD_2} \quad (20.17)$$

由于扭转弹簧的弹簧丝主要受弯曲作用,所以从材料利用方面看,以采用方弹簧丝制造扭转弹簧较为合理,但因圆弹簧丝容易获得,故仍以圆弹簧丝用得普遍。

20.7 环形弹簧

环形弹簧是由若干具有锥面的内、外圆环相互叠合而组成的一种压缩弹簧(图 20.17)。当弹簧受轴向力 F 时,在内、外圆环的接触面间产生了相当大的法向力,从而使:内圆环受到外压力,直径减小;外圆环受到内压力,直径增大。由于内、外圆环的直径改变,就使弹簧产生了轴向位移。当载荷取消以后,弹簧又由于弹性内力的作用而恢复至原来尺寸。

环形弹簧在加载和卸载过程中的特性线见图 20.4b。在卸载开始阶段,弹性内力需要先克服摩擦力,所以并不立即恢复变形(见 AB 段)。待克服摩擦力以后,弹簧才逐渐沿 BO 线恢复至原来形状。显然,面积 OAB 是弹簧在一次加载和卸载过程中为克服摩擦所消耗的能量,它几乎占加载过程中所吸收总能量的 60%~70%。所以,环形弹簧具有很大的消振能力。

环形弹簧常用合金弹簧钢制造。内、外环的许用压应力 $[\sigma_c] = 1200 \text{ MPa} \sim 1500 \text{ MPa}$;许用拉应力 $[\sigma_t] = 800 \text{ MPa} \sim 1200 \text{ MPa}$ 。一般寿命的取小值,允许寿命较短、加工精度高的取大值。压力比 σ_c/σ_t 一般为 ≈ 1.3 。表面压力 $p \approx 0.1[\sigma_c]$ 。

计算前需先确定弹簧的结构参数:

——为使弹簧卸载时可克服摩擦力而恢复原来尺寸,内、外环的半圆锥角 β 应大于摩擦角 ρ 。滑动摩擦系数 μ 一般为 0.1~0.16,相应的当量摩擦角 $\rho = 6^\circ \sim 9^\circ$ 。为此,通常取 $\beta = 14^\circ \sim 18^\circ$ 。 β 值大,弹簧刚度大,但消振能力降低。

——内、外环的高度取为 $h = \left(\frac{1}{6} \sim \frac{1}{5}\right) D_0$ 。

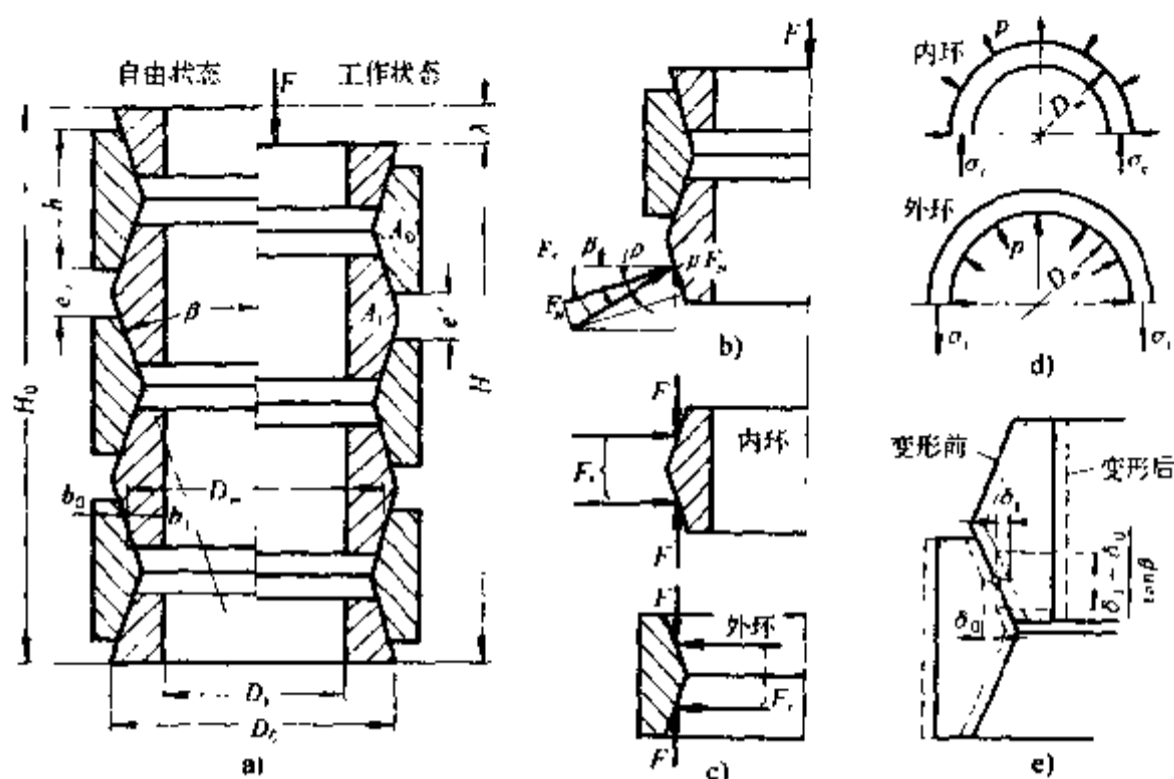


图 20.17 环形弹簧的受力分析

——内、外环的厚度,对于尺寸不大的弹簧可取为 $b_i = b_o = \left(\frac{1}{5} - \frac{1}{3}\right)h$; 尺寸较大的弹簧,因抗压疲劳极限大于抗拉疲劳极限,故可取 $b_o = 1.3b_i$ 。

——弹簧在自由状态下,相邻两环的间距 e_0 约为 $\frac{h}{4}$; 在极限载荷下,最小间距 $e_{\min} \geq 1 \text{ mm}$ 。

——由于环形弹簧工作时,内、外径都有变化,因此弹簧外径与外壳、内径与轴承座之间要留有间隙,一般为弹簧直径的 2%。

环形弹簧最好能用石墨或二硫化钼润滑脂进行润滑,以免干摩擦时发生擦伤或粘着磨损。

环形弹簧的计算见表 20.7。公式中的符号意义见图 20.17。

环形弹簧的应用举例见图 20.18。

表 20.7 环形弹簧计算公式

计 算 项 目	计 算 公 式
受力计算	
内、外环接触面间的压力(b图):法向力	$F_N = \frac{F}{\sin \beta + \mu \cos \beta}$
径向力	$F_r = 2F_N(\cos \beta - \mu \sin \beta)$
内、外环单位周长的压力(c图)	$p = \frac{F_r}{\pi D_m} = \frac{2F_N(\cos \beta - \mu \sin \beta)}{\pi D_m}$
应力计算	
内环压应力(d图)	$\sigma_c = \frac{pD_m}{2A_i} = \frac{F}{\pi A_i} \cdot \frac{1}{\tan(\beta + \rho)}$

续表

计 算 项 目	计 算 公 式
外环拉应力(d图)	$\sigma_c = \frac{\rho D_m}{2A_0} = \frac{F}{\pi A_0} \cdot \frac{1}{\tan(\beta + \rho)}$
变形计算	
内环半径减小量(e图)	$\delta_i = \sigma_c \frac{D_m}{2E} = \frac{FD_m}{2\pi EA_i \tan(\beta + \rho)}$
外环半径增大量(e图)	$\delta_0 = \sigma_c \frac{D_m}{2E} = \frac{FD_m}{2\pi EA_0 \tan(\beta + \rho)}$
加载时弹簧轴向变形量(e图,总环数 z 共有 $z-1$ 个接触面,包括二端半锥环)	$\lambda = (z-1) \frac{\delta_i + \delta_0}{\tan \beta} = (z-1) \frac{FD_m}{2\pi E \tan \beta \tan(\beta + \rho)} \left(\frac{1}{A_i} + \frac{1}{A_0} \right)$ 若取 $A_i = A_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{D_0 - D_i}{2} \right) h$, $D_m = \frac{D_0 + D_i}{2}$, 则
	$\lambda = \frac{2(z-1)F}{\pi E h \tan \beta \tan(\beta + \rho)} \left(\frac{D_0 + D_i}{D_0 - D_i} \right)$
卸载时弹簧回弹力 F' 所产生的变形量	$\lambda' = \frac{2(z-1)F'}{\pi E h \tan \beta \tan(\beta - \rho)} \left(\frac{D_0 + D_i}{D_0 - D_i} \right)$
当 $\lambda = \lambda'$ 时的加载力与回弹力之比	$\frac{F'}{F} = \frac{\tan(\beta - \rho)}{\tan(\beta + \rho)}$
变形能	
加载过程吸收的变形能(图 20.4b)	$E_p = \frac{1}{2} F \lambda$ (面积 OABCO)
卸载过程释放的变形能(同上)	$E'_p = \frac{1}{2} F' \lambda = \frac{1}{2} F \lambda \frac{\tan(\beta - \rho)}{\tan(\beta + \rho)}$ (面积 OBCCO)
一次加载卸载过程因摩擦消耗的能量 (同上)	$E_{\rho} = E_p - E'_p = \frac{1}{2} F \lambda \left[1 - \frac{\tan(\beta - \rho)}{\tan(\beta + \rho)} \right]$ $= \psi E_p$ (面积 OABO)
阻尼系数	$\psi = 1 - \frac{\tan(\beta - \rho)}{\tan(\beta + \rho)}$ 若取 $\beta = 14^\circ \sim 18^\circ$, $\rho = 8^\circ$, 则 $\psi = 0.74 \sim 0.64$ 。由此可见, 环形弹簧的吸振能力很大, 可达 70% 左右。
弹簧高度	
自由高度	$H_0 = \frac{z-1}{2} (h + e_0)$
加载后高度	$H = \frac{z-1}{2} (h + e')$

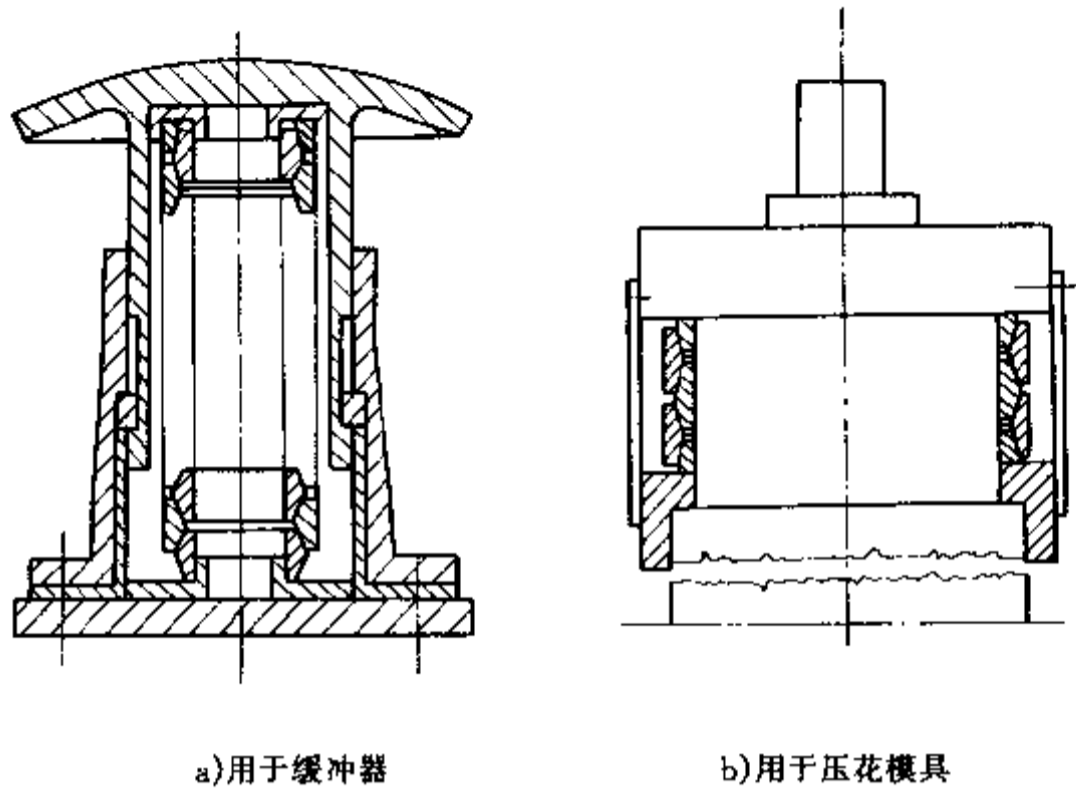


图 20.18 环形弹簧的应用举例

20.8 碟形弹簧

具有截圆锥外形的碟形弹簧及其特性线见图 20.19 所示。当它受到沿周边均匀分布的轴向力 F 时,升角 θ 将变小,相应使弹簧产生轴向变形(压缩量) λ 。根据理论分析,这种弹簧的特性线很复杂,比值 h/t 对弹簧工作性能影响很大。 h/t 愈大的弹簧,在开始压缩的前一阶段,刚性很大,等到压到一定程度后,刚度又迅速下降,甚至为负刚度。值得提出的是 $h/t \approx \sqrt{2}$ 的弹簧,它在某一区间内,即使变形有变化,而载荷却近于不变。这一特性很重要,它提供了在一定变形范围内保持载荷恒定的方法。在设计中利用碟形弹簧这一特性的实例见图 20.25a。

对于比值 D/d 和 h/t 一定的碟形弹簧,其计算公式见表 20.8。

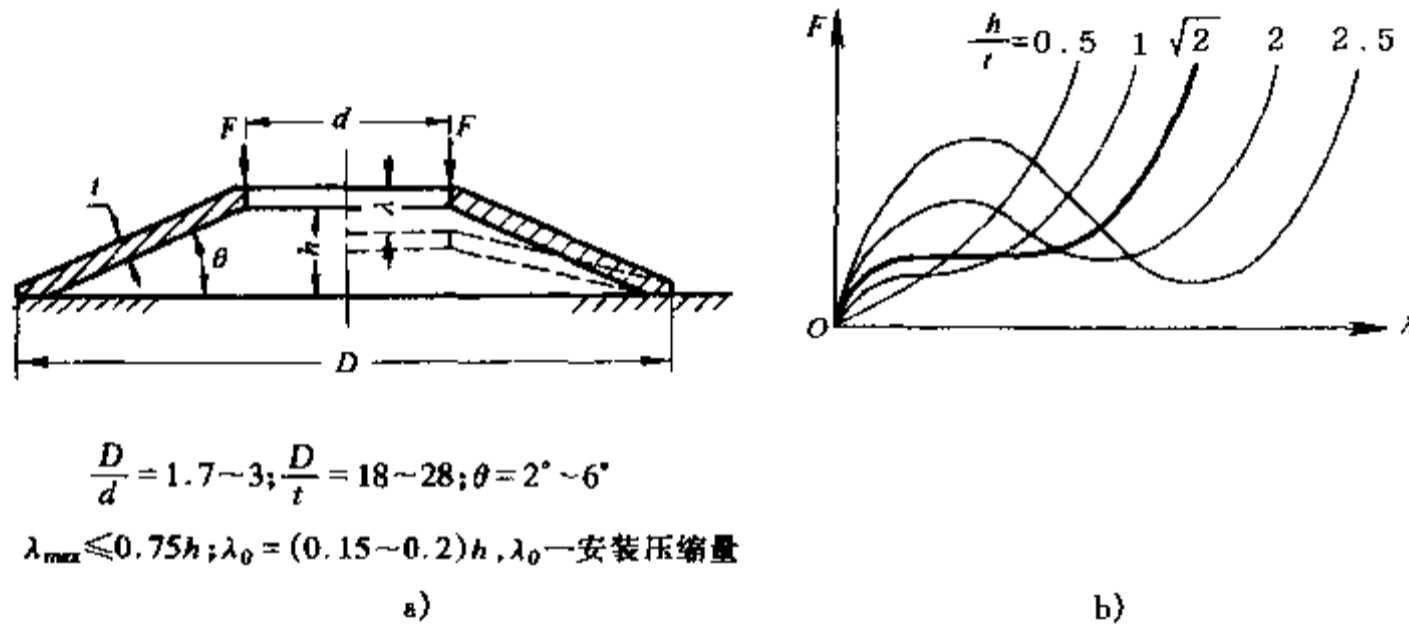
表 20.8 碟形弹簧的计算公式

计 算 项 目	计 算 公 式
轴向变形为 λ 时的承载能力 (式中 μ ——泊松比, E ——弹性模量)	$F = C_1 C_2 \frac{4Et^4}{D^2}$ $C_1 = \frac{\lambda}{(1-\mu^2)t} \left[\left(\frac{h}{t} - \frac{\lambda}{t} \right) \left(\frac{h}{t} - \frac{\lambda}{2t} \right) + 1 \right]$ $C_2 = \left(\frac{a+1}{a-1} - \frac{2}{\ln a} \right) \pi \left(\frac{a}{a-1} \right)^2, a = \frac{D}{d}$
	C_1 为 λ/t 的函数, C_2 为 D/d 的函数,也可分别由图 20.20 和图 20.21 查得。弹簧的最大变形 λ_{\max} 规定不得超过截圆锥高 h 的 80%

续表

计 算 项 目	计 算 公 式
弹簧的最大应力 (最大应力发生在弹簧内侧的外表面上, 为压应力)	$\sigma_c = C_3 \frac{4Et^2}{D^2} \leq [\sigma_c]$ $C_3 = \frac{C_2}{1-\mu^2} \frac{\lambda}{t} \left[\left(\frac{a-1}{\ln a} - 1 \right) \frac{6}{\pi \ln a} \left(\frac{h}{t} - \frac{\lambda}{2t} \right) + \frac{3(a-1)}{\pi \ln a} \right]$ 对于 $a=1.5$ 和 $a=2\sim 2.5$ 的弹簧, C_3 值也可直接由图 20.22 和图 20.23 查得
弹簧厚度	$t = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma_c]}{C_3 E}}$

碟形弹簧的常用材料为 60Si2MnA、55CrVA 钢等。经回火淬硬后, 综合力学性能好, 强度高, 冲击韧度好, 高温性能稳定, 能在 250℃~300℃ 以下工作。许用最大压应力可取为: 循环次数 $N < 5 \times 10^4$ 次, $[\sigma_c] = 1900$ MPa~2000 MPa; $N < 5 \times 10^5$ 次, $[\sigma_c] = 1400$ MPa~1540 MPa; $N > 2 \times 10^6$ 次, $[\sigma_c] = 900$ MPa。



$\frac{D}{d} = 1.7 \sim 3; \frac{D}{t} = 18 \sim 28; \theta = 2^\circ \sim 6^\circ$
 $\lambda_{\max} \leq 0.75h; \lambda_0 = (0.15 \sim 0.2)h, \lambda_0$ —安装压缩量

图 20.19 碟形弹簧及其特性线

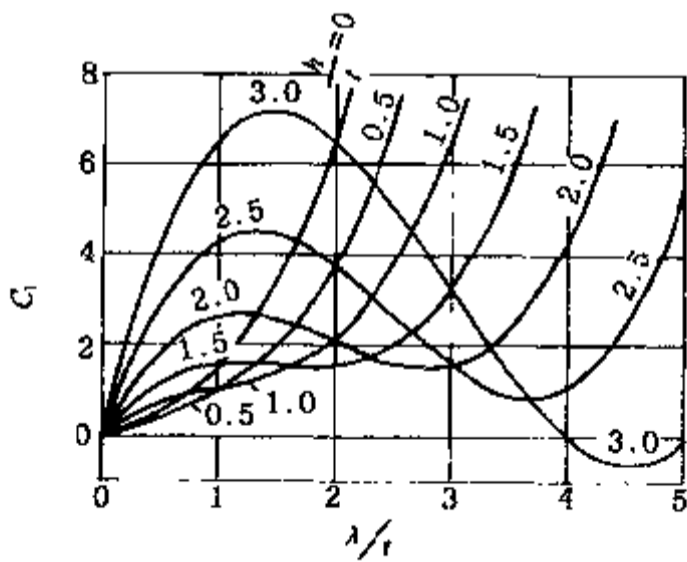


图 20.20 C_1 值

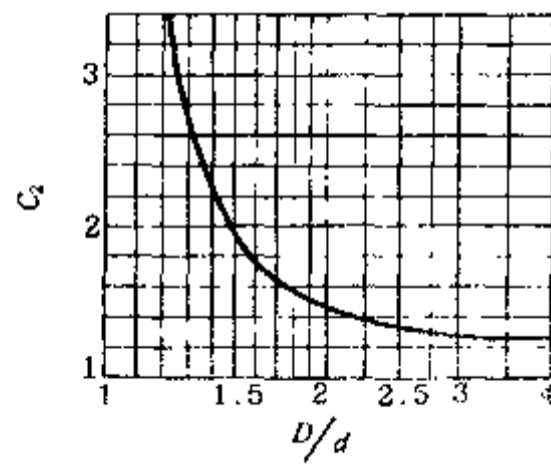


图 20.21 C_2 值

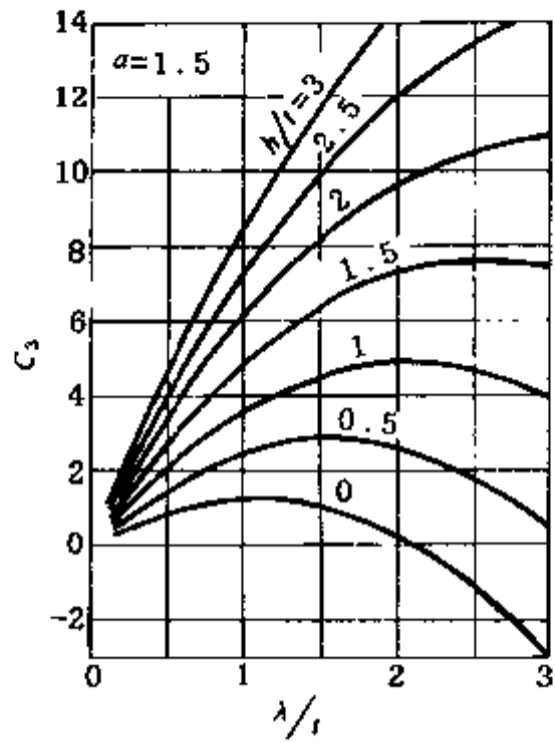


图 20.22 C_3 值($a=1.5$)

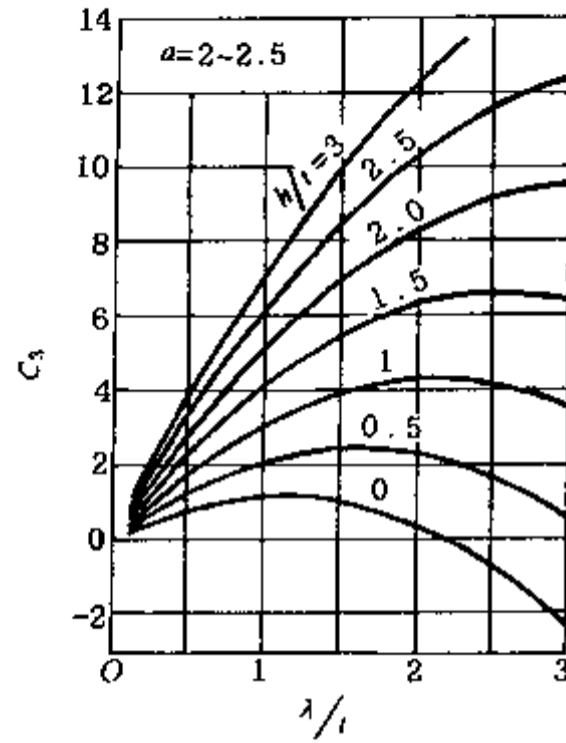


图 20.23 C_3 值($a=2-2.5$)

碟形弹簧的组合方式不同,可以有不同弹簧特性,参阅图 20.24。为便于比较,假设单片碟形弹簧具有如 a 所示的线性关系,则:1) 当要求变形量较大时,可以采用对合式组合碟形弹簧(b),这时,总变形量与碟数成正比,而载荷则与一个碟形弹簧相同;2) 当要求承受载荷较大时,可以采用堆积式组合碟形弹簧(c),这时,允许总载荷与碟数成正比,而变形量则与一个碟形弹簧相同;3) 此外,还可根据需要设计成变刚度的组合弹簧(d)。为了方便,各特性线用直线表示。

堆积式组合碟形弹簧不仅刚度很大,承载能力很高,而且可借变形时各碟之间的摩擦作用,使部分冲击能量转变为热能,所以它能用作缓冲弹簧。要求吸收更多能量时,还可在各碟之间加上橡皮一类的垫片,以增加弹簧工作时的摩擦阻力。

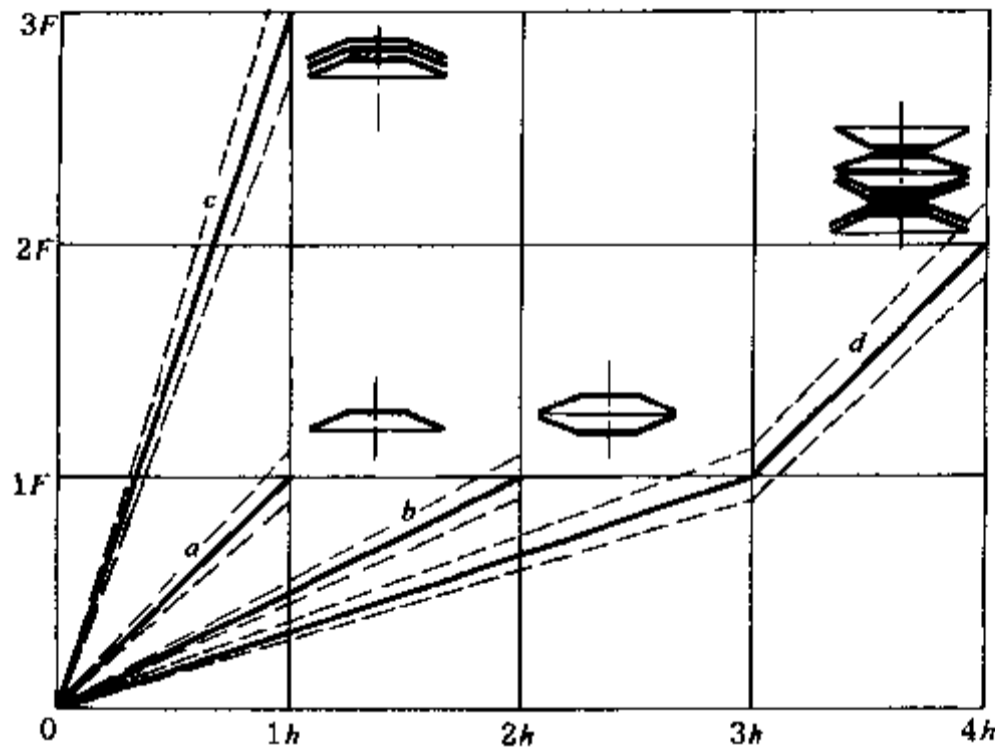


图 20.24 组合碟形弹簧及其特性线

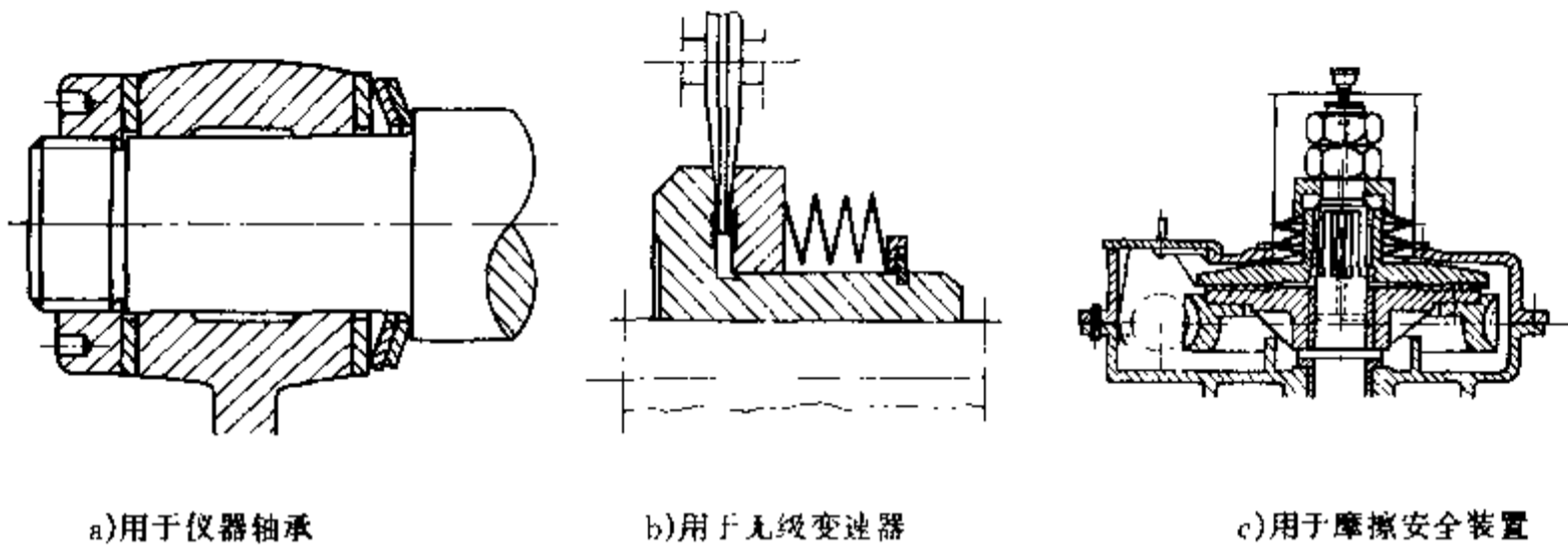


图 20.25 碟形弹簧的应用举例

碟形弹簧的应用举例见图 20.25。

20.9 橡胶弹簧简介

在仪器底座、发动机支承、机器隔振等装置中，广泛使用橡胶弹簧（天然的或人造的）。和金属弹簧相比，橡胶弹簧的主要优点是：1) 橡胶弹性模量很小，受载后弹性变形大，故单位体积所能吸收的能量多；2) 橡胶具有非线性特性，故缓冲能力好；3) 橡胶内阻尼高，故承受冲击载荷和强烈振动后，减振能力强；4) 橡胶的音传导比钢小得多，所以隔音效果好；5) 橡胶弹簧能受多方向的载荷，有利于悬挂系统结构的简化；6) 橡胶便于做成需要的形状以便适应不同方向的刚度要求。主要缺点：1) 工作温度一般应在 $-30\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内，过高橡胶易于老化，过低橡胶硬度增高，降低减振作用；2) 使用寿命受外界影响较大，如潮湿、强光，特别是与油类接触；3) 长期受载易于发生蠕变等。

由于橡胶材料的弹性模量和金属材料不同，它不等于常数，而与材料硬度（常用肖氏硬度 HS 表示）、弹性元件形状、比例尺寸等有关，因此橡胶弹簧很难计算准确。通常仍借用材料力学的公式进行分析。在刚度计算中，应代入表现弹性模量 E_e 或 G_e ，若应变在 15% 以下，可近似取 $E_e \approx 3G$ 和 $G_e \approx G$ ，切变模量 G 和硬度 HS 的关系见图 20.26。

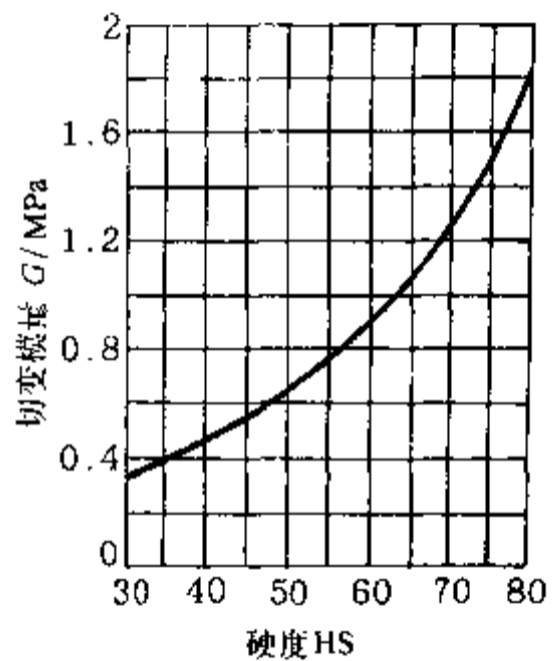


图 20.26 橡胶切变弹性模量

橡胶弹簧的基本型式见图 20.27。

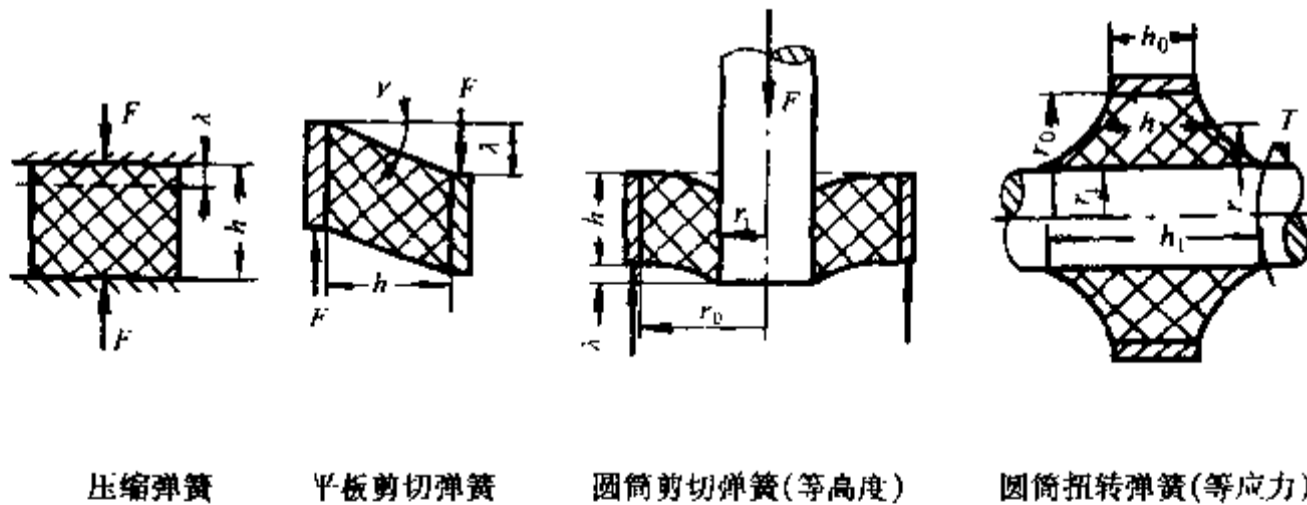


图 20.27 橡胶弹簧基本型式

橡胶是可压缩物质，受载后能改变其形状，但不能改变其体积，设计时一定要避免将橡胶封闭在一限定空间

内。橡胶弹簧的应用举例见图 20.28。

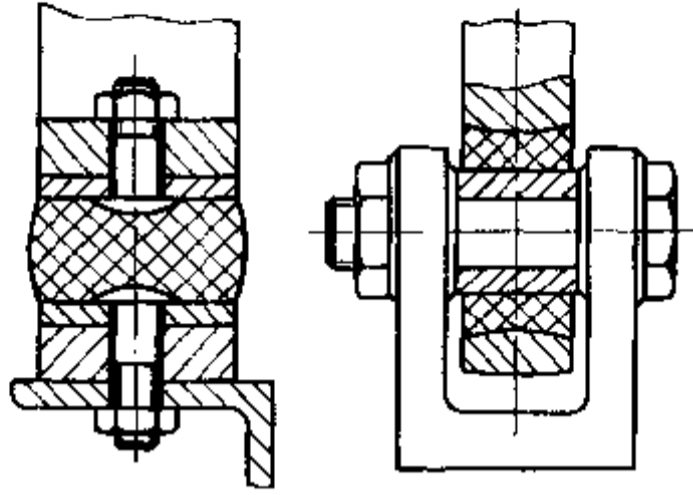
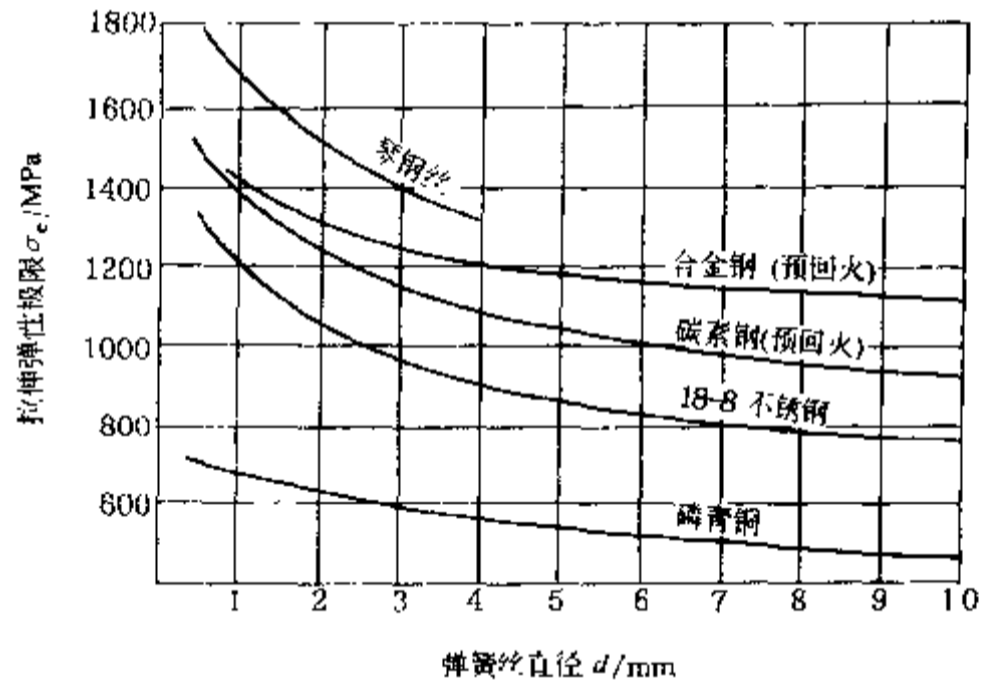


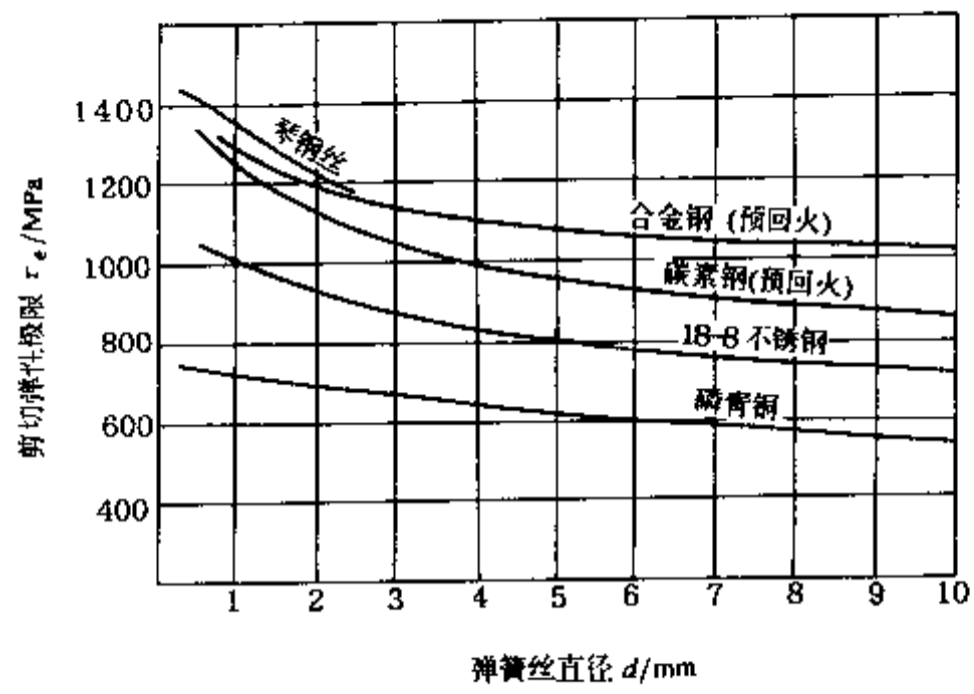
图 20.28 橡胶弹簧应用举例

附录

图 20.1 系国家标准(GB 1239—76)给出的 65、70 和 65Mn 钢的数据。本附录补充了合金钢、18-8 不锈钢、磷青铜等弹簧材料的强度数据,便于查用。这两张图取自 Machine Design Fundamentals——A Practical Approach 一书(作者为 Uffe Hindhede 等,John Wiley & Sons 公司出版,1983)。



附录图 1 弹簧材料的拉伸弹性极限



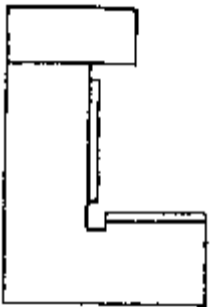

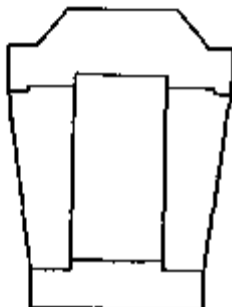
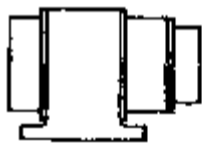
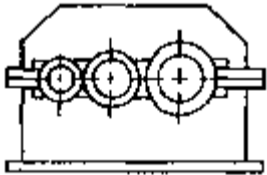
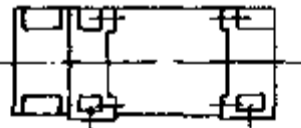


附录图 2 弹簧材料的剪切(扭转)弹性极限

第21章 机架零件

21.1 概述

机器的底座、机架、箱体、基础板等零件目前尚无统一名称,本书称它们为机架零件。在机器总重量中,机架零件约占70%~90%。因此,设法减轻这类零件的重量具有一定的经济意义。参阅表21.1,机架零件按构造形式不同大体上可归纳成四类:1)机座类;2)板类;3)箱体类;4)框架类。此外也有其他分类方法,例如整体机架和剖分机架,铸造机架和焊接机架,固定机架和移动机架等等。

表 21.1 机架零件的分类

机 座 类			
立式机座 	卧式机座 	框式机座 	环式机座 
箱 体 类		板 类	
减速器箱体 	电机-变速器箱体 	工作台 基础板 	框架类 起重机车架 

机器的全部重量将通过机架传至基础上。机架零件还负有承受机器工作时的作用力和使机器稳定在基础上的作用。

对于机架零件一般可提出下列基本要求:1)足够的强度和刚度;2)形状简单,便于制造;3)便于在机架上安装附件等。对于带有缸体、导轨等的机架零件,还应有良好的耐磨性,以保证机器有足够的使用寿命。高速机器的机架零件还应满足振动稳定性的要求。

强度和刚度是评定机架零件工作能力的基本准则。象锻压机床、冲剪机床等类机器,其机架零件的截面尺寸往往由强度条件决定;对于金属切削机床及其他要求精确运转的机器,其机架零件的截面尺寸主要由刚度条件决定。

机架零件形状复杂,受外界因素的影响又很多(例如,在机架上装置零件时的锁紧力,机架中的残余应力,基础下沉等),因而难于用数学分析方法准确计算机架中的应力和变形。设计时,通

常都是先根据机器的工作要求和类型相近的机器拟定机架的结构形状和尺寸,然后进行粗略计算以核验其危险截面的强度。

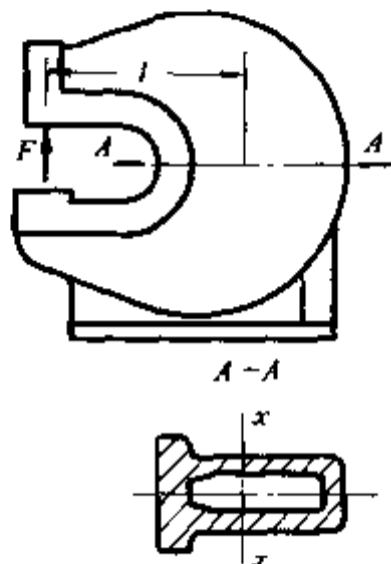


图 21.1 冲剪床机座

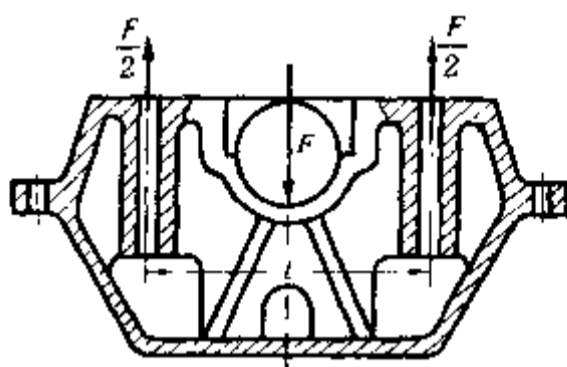


图 21.2 内燃机底座

例如图 21.1 和 21.2 分别为冲剪床机座和内燃机底座。在拟定结构形式和尺寸后,前者可按曲梁验算危险截面 $A-A$ 的应力;后者可按简支梁验算中间危险截面的应力。

由于计算比较粗略,所以许用弯曲应力通常取得比较低,铸铁约为 $20\text{ MPa}\sim 25\text{ MPa}$;铸钢约为 $40\text{ MPa}\sim 60\text{ MPa}$ 。

机架零件往往是最费工、最贵的零件,损坏后又常会引起整部机器报废,因此在计算机架零件时应以可能出现的最大载荷作为计算载荷,以便它能在过载情况下仍具有足够的强度。

对于机架零件结构的改进可以采用实验应力分析的方法,现也有用有限元法进行计算的。

机架零件的结构形式在各种机器中都不相同,它的设计和计算将在各门专业课程中详细研究,本章只简要说明一些设计的基本原则。

多数机架零件由于形状较复杂,故多采用铸件。铸铁的铸造性能好、价廉、吸振能力较强,所以在机架零件中应用最广。受载情况严重的机架常用铸钢,例如轧钢机机架。要求质量轻时可以采用轻合金,例如飞机发动机的气缸体多用铝合金铸成。

在载荷比较强烈、形状不很复杂、生产批量又较少时,最好采用钢材焊接机架。焊接零件的优点在第 9 章中已经述及。必须说明,由于铸铁的抗压强度较高,所以受压的机架如采用焊接机架在减轻重量方面未必有利。

21.2 截面形状的合理选择

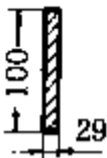

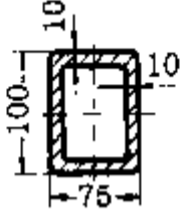
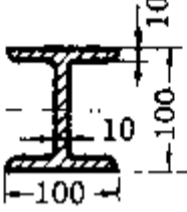
截面形状的合理选择是机架设计中的一个重要问题。

由材料力学得知,当其他条件相同,受拉或受压零件的强度和刚度只决定于截面面积的大小,而与截面形状无关。这时,材料用量主要由作用力、许用应力、许用变形的大小决定。受弯曲和扭转的零件则不同,如果截面面积不变(即材料用量不变),通过合理改变截面形状、增大它的惯性矩和截面系数的方法,可以提高零件的强度和刚度。多数机架处于复杂受载状态,合理选择截面形状可以充分发挥材料的作用。

几种截面面积相等而形状不同的机架零件在弯曲强度、弯曲刚度、扭转强度、扭转刚度等方

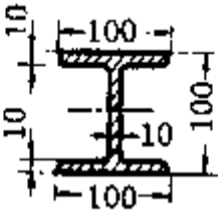
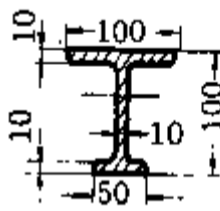
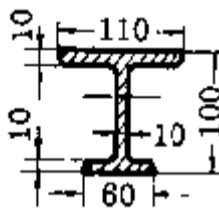
面的相对比较值见表 21.2。从表中可以看出,主要受弯曲的零件以选用工字形截面为最好,弯曲强度和刚度都以它为最大。主要受扭转的零件,从强度方面考虑,以圆管形截面为最好,空心矩形的次之,其他两种的强度则比前两种小许多倍;从刚度方面考虑,则以选用空心矩形截面的为最合理。由于机架受载情况一般都较复杂(拉压、弯曲、扭转可能同时存在),对刚度要求又较高,因而综合各方面的情况考虑,以选用空心矩形截面比较有利,这种截面的机架也便于附装其他零件,所以多数机架的截面都以空心矩形为基础。

表 21.2 各种截面形状梁的相对强度和相对刚度(截面面积 $\approx 2\ 900\ \text{mm}^2$)

相对比较内容		I (基型)	II	III	IV
					
相对强度	弯曲	1	1.2	1.4	1.8
	扭转	1	43	38.5	4.5
相对刚度	弯曲	1	1.15	1.6	1.8
	扭转	1	8.8	31.4	1.9

受动载荷的机架零件,为了提高它的吸振能力,也应采用合理的截面形状。各种工字形截面梁在受弯曲作用时所能吸收的最大变形能的相对比较值见表 21.3。从表中可知,方案 II 的动载性能比方案 I 大 13%,而质量降低 18%,但静载强度同时降低约 10%(比较抗弯截面系数)。将受压翼缘缩短 40 mm、受拉翼缘放宽 10 mm 的方案 III 则较好,质量减少约 11%,静载强度不变,而动载性能约增加 21%。由此可见,只要合理设计截面形状,即使截面面积并不增加,也可以提高机架承受动载的能力。

表 21.3 不同尺寸的工字形截面梁在受弯曲作用时的相对性能比较

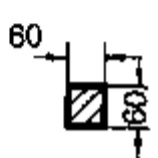
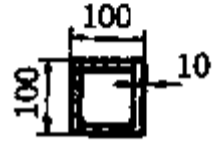
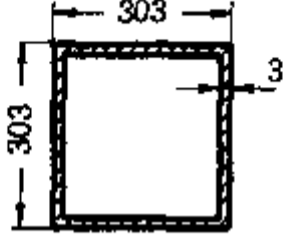
相对比较内容	I (基型)	II	III
			
相对惯性矩	1(4.5)	0.72(3.26)	0.82(3.68)
相对截面系数	1(90)	0.91(81.5)	1(90)
相对重量	1	0.82	0.89
相对最大变形能	1	1.13	1.21

注:()内的数字第一行为惯性矩 $I \times 10^{-6}, \text{mm}^4$;第二行为抗弯截面系数 $W \times 10^{-3}, \text{mm}^3$ 。

为了得到最大的弯曲刚度和扭转刚度,还应在设计机架时尽量使材料沿截面周边分布。截

面面积相等而材料分布不同的几种梁在相对弯曲刚度方面的比较见表 21.4 所示,方案 III 比方案 I 大 49 倍,比方案 II 大 10 倍。

表 21.4 材料分布不同的矩形截面梁的相对弯曲刚度比较(截面面积 = 3 600 mm²)

相对比较内容	I (基型)	II	III
			
相对弯曲刚度	1	4.55	50



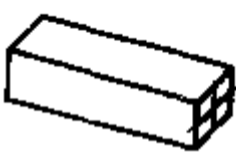

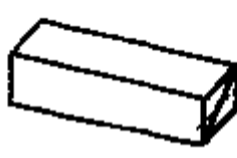
21.3 间壁和肋

一般说来,提高机架零件的强度和刚度可采用两种方法:增加壁厚和在壁与壁之间设置间壁和肋。增加壁厚的方法并非在任何情况下都能见效,即使见效,也多半不符合经济原则。设置间壁和肋在提高强度和刚度方面常常是最有效的,因此经常采用。

设置间壁和肋的效果在很大程度上决定于布置是否正确,不适当的布置效果不显著,甚至会增加铸造困难和浪费材料。

几种设置间壁方法不同的空心矩形梁在弯曲刚度、扭转刚度方面的比较见表 21.5。从表中可知,方案 V 的斜间壁具有显著效果,弯曲刚度比方案 I 约大半倍,扭转刚度比方案 I 约大两倍,而重量仅约增 26%。方案 IV 的交叉间壁虽然弯曲刚度和扭转刚度都有所增加,但材料却要多耗费 49%。若以相对刚度和相对重量之比作为评定间壁设置的经济指标,则显然可见,方案 V 比方案 IV 好,方案 II、III 的弯曲刚度相对增加值反不如重量的相对增加值,其比值小于 1,说明这种间壁设置是不可取的。

表 21.5 不同形式间壁的梁在刚度方面的相对比较

相对比较项目	I (基型)	II	III	IV	V
					
相对质量	1	1.14	1.38	1.49	1.26
相对刚度 弯曲	1	1.07	1.51	1.78	1.55
扭转	1	2.08	2.16	3.30	2.94
相对刚度/相对质量					
弯曲	1	0.94	0.85	1.20	1.92
扭转	1	1.83	1.56	2.22	2.34

21.4 壁厚的选择

当机架零件的外廓尺寸一定时,它的重量将在很大程度上取决于壁厚,因而在满足强度、刚度、振动稳定性等条件下,应尽量选用最小的壁厚。但面大而壁薄的箱体,容易因齿轮、滚动轴承的噪声引起共鸣,故壁厚宜适当取厚一些,并适当布置肋板以提高箱壁刚度。壁厚和刚度较大的箱体,还可以起着隔音罩的作用。

铸造零件的最小壁厚主要受铸造工艺的限制。从保证液态金属能通畅地流满铸型出发而推荐的最小允许壁厚见工程材料及机械制造基础课程。实际上,由于制造木模、造型、安放砂芯等的不准确性以及为防备出芯、清理和修整铸件时的撞击等原因,选用壁厚往往比最小允许壁厚为大,一般要比为满足强度、刚度要求所需的壁厚大得多,例如轻型机床床身,取壁厚为 12 mm~15 mm;中型的取 18 mm~22 mm;重型的取 23 mm~25 mm。

间壁和肋的厚度一般可取为主壁厚度的 0.6~0.8 倍。肋的高度约为主壁厚度的 5 倍。

钢铸件由于铸造工艺的关系,其最小壁厚应比铸铁约大 20%~40%,前者用于碳素钢铸件,后者用于合金钢铸件。

同一铸件的壁厚应力求趋于相近。当壁厚不同时,在厚壁和薄壁相联接处应设置平缓的过渡圆角或斜度。圆角或过渡斜度的有关尺寸见有关手册或图册中。钢铸件的过渡圆角或斜度应比铸铁铸件适当增大。

关于铸件设计的一般原则可参看工程材料及机械制造基础课程。

21.5 隔振

任何机械都会发生不同程度的振动。动力、锻压一类机械尤其严重。即使是旋转机械,也常因轴系的质量不平衡等多种原因而引起振动。机械设备的振动频率一般约在 10 Hz~1 000 Hz 范围,若不采取隔振措施,振波将通过机器底座传给基础和建筑结构,从而影响周围环境,干扰相邻机械,使产品质量有所降低。振动频率若与建筑物的固有频率相近,则又有发生共振的危险。

由于外界因素的干扰,一般生产车间地基的振动频率约为 2 Hz~60 Hz,振幅约为 1 μm ~20 μm 。这对精密加工机床或精密测量设备来说,如不采取隔振措施,要得到很高的加工精度或测量精度是不可能的。

振动的危害是多方面的,除影响产品精度之外,还有可能造成联接的松动、零件的疲劳,从而降低机器的使用寿命,甚至造成严重的破坏。由于振动及其传输所引发的噪声也会使操作人员思想不集中、困乏,影响健康。

隔振的目的就是要尽量隔离和减轻振动波的传递。常用的方法是在机器或仪器的底座与基础之间设置弹性零件,通常称为隔振器(图 21.3)或隔振垫(图 21.4),使振波的传递很快衰减。使用隔振器无须对机器作任何变动,简便易行,效果极好,是目前普遍使用的隔振方法。当然,在设计机器时,首先应考虑到有可能产生振动的振动源,如齿轮噪声、滚动轴承噪声、切削噪声、气体噪声、送料噪声等,并设法在设计工作中采取相应的改善措施。

隔振器中的弹性零件可以是金属弹簧,也可以是橡胶弹簧,因橡胶优点很多(见 20.9 节),故应用很广。橡胶材料可根据使用条件不同来选用:1)在一般环境下工作的,可选用耐疲劳性和蠕变性都较好的天然橡胶,顺丁橡胶在动载荷下发热量少,但强度稍差;2)在需要耐油环境下工作

的,可选用耐油的丁腈橡胶;3)在露置环境(如建筑机械、车辆、桥梁等)下工作的,可选用耐气候性较好的氯丁橡胶;4)在受冲击较大环境中工作的,可选用振动衰减较快的丁基橡胶;5)在温度偏高的环境中工作的,可选用耐热性较好的乙丙橡胶。

几种机器安放隔振器的实例见图 21.5。隔振器由专门工厂生产,可根据产品样本选用。安装隔振器的机器或设备,应注意:1)要留有一定的空间,允许它能自由地振动;2)凡有和外界相联的管路、电路、联轴器等,在联接处都应设有挠性零件,以免降低或破坏隔振效果。

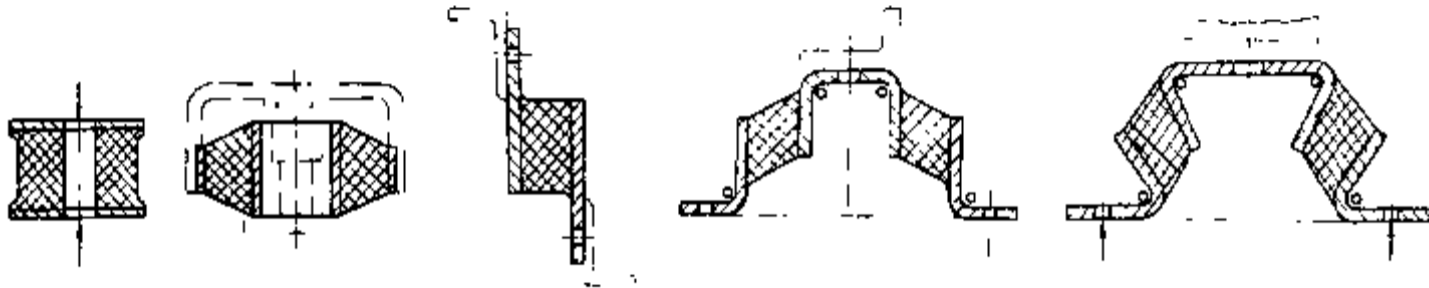


图 21.3 隔振器

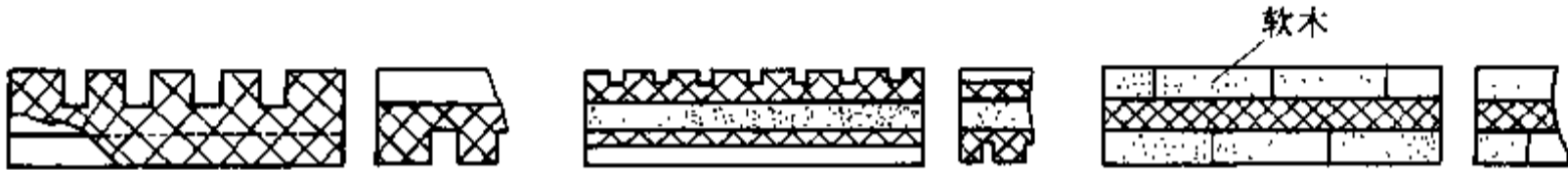


图 21.4 隔振垫

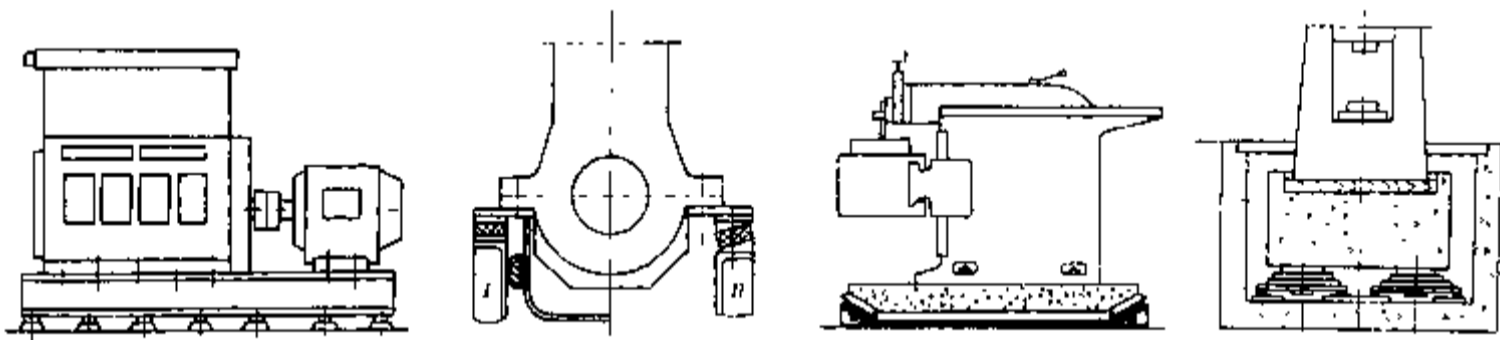


图 21.5 机器隔振举例

参 考 书 目

(除说明者外,其余均为高等教育出版社出版)

教材

- 1 许镇宇主编.机械零件.北京:人民教育出版社,1959
- 2 许镇宇主编.机械零件.第1版.1965
- 3 濮良贵主编.机械设计.第5版.1989
- 4 余俊等主编.机械设计.第2版.1986
- 5 邱宣怀主编.机械设计学习指导书.第2版.1992
- 6 吴宗泽主编.机械设计习题集.第2版.1991
- 7 吴宗泽主编.机械设计作业题集.1987
- 8 龚桂义主编.机械设计课程设计图册.第3版.1989
- 9 沈继飞主编.机械设计课程设计课题及指南.1990
- 10 周开勤主编.机械零件手册.第4版.1994
- 11 (美)希格利,米切尔著.机械工程设计.全永昕,余长庚,汝元功等译.第4版.1988
- 12 (德)尼曼,温特尔著.机械零件.第2版.第1卷,余梦生,倪文馨译,1985;第2卷,余梦生,王成焘,高建华译,1989;第3卷,张海明译,1991;北京:机械工业出版社
- 13 (德)弗罗尼斯主编.设计学——机械零件.王汝霖等译.1988
- 14 (苏)扎布隆斯基著.机械零件.余梦生,欧宗瑛,吴宗泽译.1992
- 15 (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
- 16 (美)Hindhede, Zimmerman, Hopkins, et al. Machine Design Fundamentals——A Pratical Approach, John Wiley & Sons, 1983

教学参考书

- 17 郑林庆.摩擦学原理.1994
- 18 全永昕,施高义编著.摩擦磨损原理.杭州:浙江大学出版社,1988
- 19 许尚贤编著.机械零件的现代设计方法.1994
- 20 董仲元,蒋克铸主编.设计方法学.1991
- 21 黄纯颖编著.工程设计方法.北京:中国科学技术出版社,1989
- 22 钱祥磨,陈耕编著.润滑剂与添加剂.1993
- 23 卢玉明编.机械零件的可靠性设计.1989
- 24 吴宗泽主编.机械结构设计.北京:机械工业出版社,1988
- 25 涂铭旌,鄢文彬编著.机械零件失效分析与预防.1993
- 26 孟广喆,贾安东编.焊接结构强度与断裂.北京:机械工业出版社,1986
- 27 卜炎编.螺纹联接设计与计算.1995
- 28 阮忠唐主编.机械摩擦无级变速器.北京:机械工业出版社,1983
- 29 朱孝录,鄂中凯主编.齿轮承载能力分析.1992
- 30 陈湛闻主编.圆弧齿圆柱齿轮传动.1995

- 31 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
- 32 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
- 33 王大伦, 赵德寅, 郑伯芳编著. 轴及紧固件的失效分析. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 34 张直明主编. 滑动轴承的流体动力润滑理论, 1988
- 35 张鹏顺, 陆思聪. 弹性流体动力润滑及其应用, 1995
- 36 余俊编著. 滚动轴承计算. 1993
- 37 万长森编著. 滚动轴承的分析方法. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 38 施高义等编. 联轴器. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 39 张英会主编. 弹簧. 北京: 机械工业出版社, 1982
- 40 张言羊等编. 机械零件的计算机辅助设计. 1986
- 41 陈定方, 倪笃明编. 机械的 CAD 与专家系统. 北京: 北京科学技术出版社, 1986
- 42 周济, 王群, 周迪勋编著. 机械设计专家系统概论. 武汉: 华中理工大学出版社, 1989
- 43 朱荆璞, 张德惠编. 机械工程材料学. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 44 王金华编. 铸件结构设计. 北京: 机械工业出版社, 1983
- 45 吴轮中编著. 机械结构的热处理设计. 上海: 上海科学技术出版社, 1987
- 46 胡西樵编. 弹性流体动力润滑. 1986
- 47 齐毓霖编. 摩擦与磨损. 1986
- 48 张桂芳编. 滑动轴承. 1985
- 49 徐溥滋, 陈铁鸣, 韩永春编. 带传动. 1988
- 50 余茂芄编. 摩擦无级变速器. 1986
- 51 严济宽编著. 机械振动隔离技术. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1985
- 52 高敏编著. 机电产品艺术造型基础. 成都: 四川科学技术出版社, 1982.
- 53 (德)帕尔, 拜茨著. 工程设计学. 张直明等译. 北京: 机械工业出版社, 1992
- 54 (德)朗格, 斯坦因希尔珀编著. 滑动轴承. 王成焘, 曹永上译. 北京: 机械工业出版社, 1986
- 55 (苏)沃斯克列辛斯基等著. 滑动轴承计算和设计. 除金宝, 包传福译. 北京: 国防工业出版社, 1986
- 56 (美)豪格, 阿岁拉著. 实用最优设计——机械系统与结构系统. 郁永熙, 丁惠梁译. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 57 (美)豪根著. 机械概率设计. 汪一麟等译. 北京: 机械工业出版社, 1985
- 58 (美)约翰逊著. 机械设计综合——创造性设计与最优化. 陈国贤, 丁怡, 倪庆鑫译. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 59 (日)山本晃著. 螺纹联接的理论与计算. 郭可谦等译. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1984
- 60 (日)栗山良员, 矢田敏夫合著. 焊接结构的质量保证. 北京: 国防工业出版社, 1987
- 61 (美)哈姆罗克, (英)道森著. 滚动轴承润滑. 汪一麟, 沈继飞译. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- 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

手册

- 63 徐灏主编. 机械设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- 64 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
- 65 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
- 66 (英)尼尔主编. 摩擦学手册. 王自新等译. 北京: 机械工业出版社, 1984
- 67 (美)格兰汉主编. 零件疲劳设计手册. 孟少农译. 北京: 人民交通出版社, 1984
- 68 (美)希格利, 米什克主编. 机械设计通用手册. 河海大学机械学院译. 1993

[G e n e r a l I n f o r m a t i o n]

书名 = 高等学校教材 机械设计 (第四版)

作者 =

页数 = 462

SS号 = 10201981

出版日期 =

封面页
书名页
版权页
前言页
目录页
第四版序
第一版序
基本符号表
第 1 篇 总论

- 第 1 章 机械设计概论
 - 1.1 课程性质和任务
 - 1.2 设计机器的基本原则和设计程序
 - 1.2.1 设计机器时应满足的要求
 - 1.2.2 设计方法
 - 1.2.3 设计程序
 - 1.2.4 技术经济评价
 - 1.3 机械零件设计概述
 - 1.3.1 设计机械零件时应满足的要求
 - 1.3.2 设计步骤
 - 1.3.3 设计计算和校核计算
 - 1.3.4 标准化、系列化、通用化
 - 1.4 结构设计
 - 1.5 设计的检查
 - 1.6 设计人员的素质
 - 1.7 机械设计的新发展
- 第 2 章 机械零件的工作能力和计算准则
 - 2.1 载荷和应力的分类
 - 2.1.1 载荷分类
 - 2.1.2 应力分类
 - 2.2 机械零件的强度
 - 2.2.1 两种判断零件强度的方法
 - 2.2.2 静应力强度
 - 2.2.3 变应力强度
 - 2.2.4 许用安全系数
 - 2.2.5 提高机械零件强度的措施
 - 2.3 机械零件的表面强度
 - 2.3.1 表面接触强度
 - 2.3.2 提高表面接触强度的主要措施
 - 2.3.3 表面挤压强度
 - 2.3.4 表面磨损强度
 - 2.3.5 提高表面磨损强度的主要措施
 - 2.4 机械零件的刚度
 - 2.4.1 刚度的影响
 - 2.4.2 刚度计算概述
 - 2.4.3 影响刚度的因素及其改进措施
 - 2.5 机械零件的冲击强度
 - 2.5.1 冲击强度和冲击变形计算
 - 2.5.2 提高机械零件冲击强度和缓冲能力的措施
 - 2.6 温度对机械零件工作能力的影响
 - 2.6.1 温度对摩擦磨损过程的影响
 - 2.6.2 温度对材料膨胀和收缩的影响
 - 2.6.3 温度对材料力学性能的影响
 - 2.7 机械零件的振动稳定性
 - 2.7.1 振动稳定性
 - 2.7.2 振动稳定性计算概述
 - 2.7.3 减轻振动的措施
 - 2.8 机械零件的可靠性
 - 2.8.1 可靠性概念
 - 2.8.2 机械零件的可靠性计算
 - 2.8.3 串联系统可靠度

- 2.8.4 提高机械零件可靠性的措施
- 第3章 机械零件的疲劳强度
 - 3.1 疲劳断裂特征
 - 3.2 疲劳曲线和疲劳极限应力图
 - 3.2.1 疲劳曲线
 - 3.2.2 疲劳极限应力图
 - 3.3 影响机械零件疲劳强度的主要因素
 - 3.3.1 应力集中的影响
 - 3.3.2 尺寸的影响
 - 3.3.2 表面状态的影响
 - 3.3.4 综合影响系统
 - 3.4 许用疲劳极限应力图
 - 3.4.1 稳定变应力和非稳定变应力
 - 3.4.2 许用疲劳极限应力图
 - 3.4.3 工作应力增长规律
 - 3.5 稳定变应力时安全系统的计算
 - 3.5.1 单向应力状态时的安全系统
 - 3.5.2 复合应力状态时的安全系统
 - 3.5.3 许用安全系统
 - 3.6 规律性非稳定变应力时机械零件的疲劳强度
 - 3.6.1 疲劳损伤积累假说
 - 3.6.2 等效稳定变应力和寿命系数
 - 3.6.3 规律性非稳定变应力时安全系数的计算步骤
 - 3.7 低周循环疲劳概述
 - 3.8 疲劳裂纹寿命概述
- 第4章 摩擦、磨损、润滑
 - 4.1 摩擦的种类及其基本性质
 - 4.2 干摩擦
 - 4.3 边界摩擦润滑
 - 4.4 磨损
 - 4.4.1 粘着磨损
 - 4.4.2 表面疲劳磨损
 - 4.4.3 磨粒磨损
 - 4.4.4 腐蚀磨损
 - 4.5 流体摩擦润滑
 - 4.5.1 流体动力润滑
 - 4.5.2 弹性流体动力润滑
 - 4.5.3 流体静力润滑
 - 4.6 膜厚比与润滑状态
 - 4.7 润滑剂、添加剂
 - 4.7.1 润滑剂种类
 - 4.7.2 润滑剂性质
 - 4.7.3 添加剂
 - 4.7.4 润滑剂的选择
 - 4.8 润滑油粘度
 - 4.8.1 粘度的单位
 - 4.8.2 粘度单位换算
 - 4.8.3 粘度等级
 - 4.8.4 温度和压力对粘度的影响
 - 4.8.5 配油计算
 - 4.9 工业用润滑油和润滑脂简介
 - 4.9.1 工业用润滑油
 - 4.9.2 润滑脂
- 附录 工业用润滑油新旧粘度牌号对照
- 第5章 机械常用材料和制造工艺性
 - 5.1 机械常用材料
 - 5.2 金属材料的力学、加工和使用性能
 - 5.2.1 应力极限
 - 5.2.2 弹性模量E
 - 5.2.3 延展性

- 5.2.4 冲击韧度 a_k
- 5.2.5 弹性能 E_3 和韧性能 E_1
- 5.2.6 硬度
- 5.2.7 加工性能
- 5.2.8 使用性能
- 5.3 影响钢材力学性能的主要因素
 - 5.3.1 含碳量的影响
 - 5.3.2 合金元素的影响
 - 5.3.3 温度的影响
 - 5.3.4 热处理工艺的影响
- 5.4 材料的选用原则
 - 5.4.1 使用要求
 - 5.4.2 工艺要求
 - 5.4.3 经济要求
- 5.5 毛坯的选择
- 5.6 公差与配合的选择
- 5.7 表面粗糙度的选择
 - 5.7.1 表面粗糙度的选择原则
 - 5.7.2 表面粗糙度和尺寸公差的关系
- 5.8 机械零件的制造工艺性

第2篇 联接

第6章 螺纹联接

- 6.1 螺纹联接的主要类型、材料和精度
 - 6.1.1 主要类型
 - 6.1.2 螺纹紧固件的性能等级和材料
 - 6.1.3 螺纹公差和精度
- 6.2 螺栓联接的拧紧和防松
 - 6.2.1 螺栓联接的拧紧
 - 6.2.2 螺纹联接的防松
- 6.3 单个螺栓联接的受力分析和强度计算
 - 6.3.1 受拉螺栓联接
 - 6.3.2 受剪螺栓联接
 - 6.3.3 许用应力
- 6.4 螺栓组联接的受力分析
 - 6.4.1 受轴向力 F_Q 的螺栓组联接
 - 6.4.2 受横向力 F_R 的螺栓组联接
 - 6.4.3 受旋转力矩 T 的螺栓组联接
 - 6.4.4 受翻转力矩 M 的螺栓组联接
- 6.5 提高螺栓联接强度的措施
 - 6.5.1 均匀螺纹牙受力分配
 - 6.5.2 减小附加应力
 - 6.5.3 减轻应力集中
 - 6.5.4 降低应力幅
 - 6.5.5 选择恰当的预紧力并保持不减退
 - 6.5.6 改善制造工艺
- 6.6 螺旋传动
 - 6.6.1 滑动螺旋传动
 - 6.6.2 滚动螺旋传动简介
 - 6.6.3 静压螺旋传动简介

第7章 键、花键、销、成形联接

- 7.1 键联接
 - 7.1.1 键联接的分类和构造
 - 7.1.2 平键联接和半圆键联接的计算
- 7.2 花键联接
 - 7.2.1 花键联接的分类和构造
 - 7.2.2 花键联接的计算
- 7.3 销联接
- 7.4 成形联接

第8章 过盈联接

- 8.1 圆柱面过盈联接

	8.1.1	传递载荷所需要的最小压强
	8.1.2	传递载荷所需要的最小过盈
	8.1.3	被联接件的应力及强度计算
	8.1.4	装拆压力
	8.1.5	装配温度
	8.1.6	提高过盈联接承载能力的措施
	8.2	圆锥面过盈联接
	8.3	弹性环联接
第9章		铆接、焊接、胶接
	9.1	铆接
	9.1.1	铆接的应用
	9.1.2	铆缝
	9.1.3	铆接的工作原理
	9.1.4	铆缝的强度计算
	9.1.5	铆缝的等强度条件
	9.1.6	铆缝的强度系数
	9.2	焊接
	9.2.1	焊缝的式样
	9.2.2	焊缝的强度计算
	9.2.3	焊接材料和许用应力
	9.2.4	影响焊缝强度的因素和提高焊缝强度的结构措施
	9.3	胶接
	9.3.1	胶接接头
	9.3.2	胶接剂

第3篇 传动

第10章 摩擦轮传动

	10.1	概述
	10.1.1	分类
	10.1.2	优缺点
	10.1.3	应用范围
	10.2	摩擦轮传动中的滑动
	10.2.1	弹性滑动和打滑
	10.2.2	几何滑动
	10.3	摩擦轮材料
	10.4	圆柱摩擦轮传动计算
	10.4.1	传动比
	10.4.2	压紧力计算
	10.4.3	表面接触强度计算
	10.4.4	条件性计算
	10.4.5	作用在轴上的载荷
	10.4.6	功率损失、效率和热平衡计算
	10.5	圆锥摩擦轮传动计算
	10.6	摩擦轮结构和传动压紧装置
	10.6.1	摩擦轮结构
	10.6.2	摩擦轮传动的压紧装置
	10.7	摩擦无级变速器简介

第11章 带传动

	11.1	概述
	11.1.1	传动形式
	11.1.2	优缺点
	11.1.3	应用范围
	11.2	带和带轮
	11.2.1	平带和带轮
	11.2.2	V带和带轮
	11.2.3	带轮轮辐计算
	11.3	带传动的几何计算
	11.4	带传动的计算基础
	11.4.1	作用力分析
	11.4.2	带的应力
	11.4.3	弹性滑动、打滑和滑动率

- 1 1 . 4 . 4 带传动的疲劳强度
- 1 1 . 4 . 5 提高带传动工作能力的措施
- 1 1 . 5 V带传动设计
 - 1 1 . 5 . 1 V带传动和平带传动的比较
 - 1 1 . 5 . 2 传动参数的选择
- 1 1 . 6 平带传动设计
- 1 1 . 7 带传动的张紧装置
- 1 1 . 8 同步带传动设计
- 1 1 . 9 其他带传动简介
 - 1 1 . 9 . 1 高速带传动
 - 1 1 . 9 . 2 多楔带传动

第 1 2 章 齿轮传动

- 1 2 . 1 概述
 - 1 2 . 1 . 1 优缺点
 - 1 2 . 1 . 2 分类
 - 1 2 . 1 . 3 基本要求
- 1 2 . 2 齿轮传动的主要参数
 - 1 2 . 2 . 1 主要参数
 - 1 2 . 2 . 2 精度等级的选择
- 1 2 . 3 齿轮传动的失效形式
 - 1 2 . 3 . 1 轮齿折断
 - 1 2 . 3 . 2 齿面接触疲劳磨损 (点蚀)
 - 1 2 . 3 . 3 齿面胶合
 - 1 2 . 3 . 4 齿面磨粒磨损
 - 1 2 . 3 . 5 齿面塑性流动
 - 1 2 . 3 . 6 计算准则
- 1 2 . 4 齿轮材料及其热处理
 - 1 2 . 4 . 1 齿轮材料
 - 1 2 . 4 . 2 齿轮热处理
- 1 2 . 5 圆柱齿轮传动 (外啮合) 的几何计算
- 1 2 . 6 圆柱齿轮传动的载荷计算
 - 1 2 . 6 . 1 直齿圆柱齿轮传动的受力分析
 - 1 2 . 6 . 2 斜齿圆柱齿轮传动的受力分析
 - 1 2 . 6 . 3 计算载荷
- 1 2 . 7 直齿圆柱齿轮传动的强度计算
 - 1 2 . 7 . 1 齿面接触疲劳强度计算
 - 1 2 . 7 . 2 齿根弯曲疲劳强度计算
 - 1 2 . 7 . 3 静强度校核计算
- 1 2 . 8 斜齿圆柱齿轮传动的强度计算
 - 1 2 . 8 . 1 齿面接触疲劳强度计算
 - 1 2 . 8 . 2 齿根弯曲疲劳强度计算
 - 1 2 . 8 . 3 静强度校核计算
- 1 2 . 9 直齿锥齿轮传动
 - 1 2 . 9 . 1 几何计算
 - 1 2 . 9 . 2 受力分析
 - 1 2 . 9 . 3 齿面接触疲劳强度计算
 - 1 2 . 9 . 4 齿根弯曲疲劳强度计算
- 1 2 . 1 0 齿轮传动的效率和润滑
 - 1 2 . 1 0 . 1 齿轮传动的效率
 - 1 2 . 1 0 . 2 齿轮传动的润滑
- 1 2 . 1 1 齿轮结构
- 1 2 . 1 2 曲线齿锥齿轮传动和准双曲面齿轮传动简介
 - 1 2 . 1 2 . 1 曲线齿锥齿轮传动
 - 1 2 . 1 2 . 2 准双曲面齿轮传动
- 1 2 . 1 3 圆弧齿轮传动简介
 - 1 2 . 1 3 . 1 单圆弧齿轮传动
 - 1 2 . 1 3 . 2 双圆弧齿轮传动

第 1 3 章 蜗杆传动

- 1 3 . 1 概述
 - 1 3 . 1 . 1 特点和应用

- 1 3 . 1 . 2 分类
- 1 3 . 1 . 3 精度等级的选择
- 1 3 . 2 蜗杆传动的失效形式、材料选择和结构
 - 1 3 . 2 . 1 失效形式
 - 1 3 . 2 . 2 材料选择
 - 1 3 . 2 . 3 蜗杆和蜗轮的结构
- 1 3 . 3 圆柱蜗杆传动的基本参数
 - 1 3 . 3 . 1 基本齿廓
 - 1 3 . 3 . 2 模数 m
 - 1 3 . 3 . 3 齿形角 α_0
 - 1 3 . 3 . 4 蜗杆分度圆直径 d_1
 - 1 3 . 3 . 5 蜗杆直径系数 q
 - 1 3 . 3 . 6 蜗杆导程角
 - 1 3 . 3 . 7 蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2
 - 1 3 . 3 . 8 传动比 i 、齿数比 u
 - 1 3 . 3 . 9 中心距 a
 - 1 3 . 3 . 10 变位系数
- 1 3 . 4 圆柱蜗杆传动的几何计算
- 1 3 . 5 蜗杆传动受力和效率计算
 - 1 3 . 5 . 1 蜗杆传动中的作用力
 - 1 3 . 5 . 2 蜗杆传动的效率
- 1 3 . 6 圆柱蜗杆传动的强度计算
 - 1 3 . 6 . 1 初选 $[d_1/a]$ 值
 - 1 3 . 6 . 2 蜗轮齿面接触疲劳强度计算
 - 1 3 . 6 . 3 蜗轮轮齿弯曲疲劳强度计算
- 1 3 . 7 蜗杆轴挠度计算
- 1 3 . 8 温度计算
 - 1 3 . 8 . 1 润滑油工作温度
 - 1 3 . 8 . 2 冷却方法和计算
- 1 3 . 9 蜗杆传动的润滑
 - 1 3 . 9 . 1 润滑油粘度和润滑方法
 - 1 3 . 9 . 2 蜗杆布置与润滑方式
- 1 3 . 10 提高圆柱蜗杆传动承载能力的措施
- 1 3 . 11 环面蜗杆传动简介

附录

第 1 4 章 链传动

- 1 4 . 1 概述
 - 1 4 . 1 . 1 优缺点
 - 1 4 . 1 . 2 链的种类
 - 1 4 . 1 . 3 应用范围
- 1 4 . 2 链传动的零件和材料
 - 1 4 . 2 . 1 传动链
 - 1 4 . 2 . 2 链轮
 - 1 4 . 2 . 3 链和链轮的材料
- 1 4 . 3 链传动的运动特性
 - 1 4 . 3 . 1 传动比、链速和速度不均匀性
 - 1 4 . 3 . 2 链传动的动载荷
- 1 4 . 4 链传动的受力分析
- 1 4 . 5 滚子链传动的计算
 - 1 4 . 5 . 1 额定功率曲线
 - 1 4 . 5 . 2 额定功率
 - 1 4 . 5 . 3 主要参数的选择
- 1 4 . 6 齿形链传动的计算
 - 1 4 . 6 . 1 齿形链传动的基本参数
 - 1 4 . 6 . 2 齿形链传动的计算功率
 - 1 4 . 6 . 3 齿形链链宽
- 1 4 . 7 链传动的合理布置和张紧方法
 - 1 4 . 7 . 1 链传动的合理布置
 - 1 4 . 7 . 2 张紧方法
- 1 4 . 8 链传动的润滑、护罩或链条箱

- 1 4 . 8 . 1 链传动的润滑
- 1 4 . 8 . 2 护罩或链条箱

第 1 5 章 减速器

- 1 5 . 1 减速器的主要型式及其特性
 - 1 5 . 1 . 1 圆柱齿轮减速器
 - 1 5 . 1 . 2 圆锥齿轮减速器
 - 1 5 . 1 . 3 蜗杆减速器
 - 1 5 . 1 . 4 齿轮 - 蜗杆减速器
 - 1 5 . 1 . 5 行星齿轮减速器
 - 1 5 . 1 . 6 轴装式减速器
 - 1 5 . 1 . 7 组装式减速器
 - 1 5 . 1 . 8 多安装式减速器
 - 1 5 . 1 . 9 联体式减速器
- 1 5 . 2 传动比分配
- 1 5 . 3 减速器结构
 - 1 5 . 3 . 1 传统型减速器结构
 - 1 5 . 3 . 2 新型减速器结构
- 1 5 . 4 减速器润滑
 - 1 5 . 4 . 1 传动的润滑
 - 1 5 . 4 . 2 轴承的润滑
- 1 5 . 5 减速器试验

第 4 篇 轴、轴承、联轴器

第 1 6 章 轴

- 1 6 . 1 概述
 - 1 6 . 1 . 1 轴的分类
 - 1 6 . 1 . 2 轴的材料
 - 1 6 . 1 . 3 轴设计的主要问题
- 1 6 . 2 轴的结构设计
 - 1 6 . 2 . 1 轴的毛坯
 - 1 6 . 2 . 2 轴颈、轴头、轴身
 - 1 6 . 2 . 3 零件在轴上的固定
 - 1 6 . 2 . 4 结构草图画法
- 1 6 . 3 轴的强度计算
 - 1 6 . 3 . 1 按许用切应力计算
 - 1 6 . 3 . 2 按许用弯曲应力计算
 - 1 6 . 3 . 3 安全系统校核计算
- 1 6 . 4 轴的刚度计算
 - 1 6 . 4 . 1 扭角的计算
 - 1 6 . 4 . 2 弯曲变形的计算
- 1 6 . 5 轴的临界转速
- 1 6 . 6 提高轴的强度、刚度和减轻重量的措施

附录

第 1 7 章 滑动轴承

- 1 7 . 1 概述
- 1 7 . 2 径向滑动轴承的主要类型
 - 1 7 . 2 . 1 整体式轴承
 - 1 7 . 2 . 2 剖分式轴承
- 1 7 . 3 滑动轴承材料
 - 1 7 . 3 . 1 对轴承材料的要求
 - 1 7 . 3 . 2 轴承材料的分类
- 1 7 . 4 轴瓦结构
 - 1 7 . 4 . 1 轴瓦和轴承衬
 - 1 7 . 4 . 2 油孔、油沟和油室
- 1 7 . 5 轴承润滑材料
 - 1 7 . 5 . 1 润滑油
 - 1 7 . 5 . 2 润滑脂
- 1 7 . 6 润滑方法
 - 1 7 . 6 . 1 油润滑
 - 1 7 . 6 . 2 脂润滑
- 1 7 . 7 滑动轴承的条件性计算

- 17.7.1 径向轴承
- 17.7.2 推力轴承
- 17.8 液体动力润滑的基本方程式
 - 17.8.1 雷诺润滑方程式
 - 17.8.2 油楔承载机理
- 17.9 液体动力润滑径向轴承的计算
 - 17.9.1 几何关系
 - 17.9.2 动力润滑状态的建立
 - 17.9.3 承载能力和索氏数 S_o
 - 17.9.4 流量计算
 - 17.9.5 功耗计算
 - 17.9.6 热平衡计算
 - 17.9.7 保证液体动力润滑的条件
 - 17.9.8 参数选择
- 17.10 液体动力润滑推力轴承的计算
- 17.11 其他轴承简介
 - 17.11.1 多油楔滑动轴承
 - 17.11.2 液体静压轴承
 - 17.11.3 气体轴承

第18章 滚动轴承

- 18.1 概述
 - 18.1.1 构造
 - 18.1.2 材料
 - 18.1.3 优缺点
- 18.2 滚动轴承的类型和选择
 - 18.2.1 滚动轴承的类型
 - 18.2.2 滚动轴承类型的选择
- 18.3 滚动轴承的代号
 - 18.3.1 基本代号
 - 18.3.2 前置代号
 - 18.3.3 后置代号
- 18.4 滚动轴承的力分析、失效和计算准则
 - 18.4.1 向心轴承中作用力的分布
 - 18.4.2 角接触轴承中的附加轴向力 F_s
 - 18.4.3 滚动轴承的失效
 - 18.4.4 滚动轴承的计算准则
- 18.5 滚动轴承的动载荷和寿命计算
 - 18.5.1 基本额定动载荷和基本额定寿命
 - 18.5.2 当量动载荷
 - 18.5.3 基本额定寿命
 - 18.5.4 角接触轴承的载荷计算
 - 18.5.5 不稳定载荷下的轴承寿命计算
 - 18.5.6 修正额定寿命
- 18.6 滚动轴承的静载荷计算
 - 18.6.1 基本额定静载荷
 - 18.6.2 当量静载荷
 - 18.6.3 静载荷计算
- 18.7 极限转速
- 18.8 成对安装角接触轴承的计算特点
- 18.9 滚动轴承的组合结构设计
 - 18.9.1 滚动轴承轴系支点固定的结构型式
 - 18.9.2 滚动轴承的配合
 - 18.9.3 提高轴系刚度的措施
- 18.10 滚动轴承的润滑和密封
 - 18.10.1 滚动轴承的润滑
 - 18.10.2 滚动轴承的密封
- 18.11 滚动轴承的弹性流体动力润滑计算

附录

第19章 联轴器和离合器

- 19.1 概述

- 19.1.1 联轴器的类型
- 19.1.2 离合器的类型
- 19.1.3 计算转矩
- 19.2 刚性联轴器
 - 19.2.1 凸缘联轴器
 - 19.2.2 套筒联轴器
 - 19.2.3 夹壳联轴器
- 19.3 无弹性元件挠性联轴器
 - 19.3.1 牙嵌联轴器
 - 19.3.2 齿式联轴器
 - 19.3.3 滚子链联轴器
 - 19.3.4 滑块联轴器
 - 19.3.5 万向联轴器
 - 19.3.6 其他平行轴间的联接
- 19.4 金属弹性元件挠性联轴器
 - 19.4.1 蛇形弹簧联轴器
 - 19.4.2 径向簧片联轴器
- 19.5 非金属弹性元件挠性联轴器
 - 19.5.1 弹性套柱销联轴器
 - 19.5.2 弹性柱销联轴器
 - 19.5.3 弹性柱销齿式联轴器
 - 19.5.4 梅花形弹性联轴器
 - 19.5.5 轮胎联轴器
- 19.6 嵌合式离合器
- 19.7 摩擦离合器
 - 19.7.1 圆盘摩擦离合器
 - 19.7.2 圆锥摩擦离合器
 - 19.7.3 操纵方法
- 19.8 磁粉离合器
- 19.9 安全离合器
 - 19.9.1 破断式安全离合器
 - 19.9.2 牙嵌安全离合器
 - 19.9.3 摩擦安全离合器
- 19.10 离心离合器
- 19.11 超越离合器
 - 19.11.1 滚柱超越离合器
 - 19.11.2 楔块超越离合器
 - 19.11.3 棘轮超越离合器

第5篇 其他零件

第20章 弹簧

- 20.1 概述
 - 20.1.1 弹簧功用
 - 20.1.2 弹簧种类
- 20.2 弹簧材料和制造
 - 20.2.1 弹簧材料
 - 20.2.2 弹簧制造
- 20.3 弹簧工作原理
 - 20.3.1 弹簧特性线
 - 20.3.2 弹簧刚度
 - 20.3.3 变形能
 - 20.3.4 斜力弹簧
 - 20.3.5 等效弹簧
- 20.4 圆柱螺旋压缩弹簧
 - 20.4.1 圆弹簧丝弹簧的计算
 - 20.4.2 方弹簧丝弹簧的计算
- 20.5 圆柱螺旋拉伸弹簧
- 20.6 圆柱螺旋扭转弹簧
- 20.7 环形弹簧
- 20.8 碟形弹簧
- 20.9 橡胶弹簧简介

2 0 . 附录

第 2 1 章 机架零件

2 1 . 1 概述

2 1 . 2 截面形状的合理选择

2 1 . 3 间壁和肋

2 1 . 4 壁厚的选择

2 1 . 5 隔振

参考书目

附录页