

三导丛书

机械设计基础

导教 · 导学 · 导考

主编	郭瑞峰	史丽晨	
编者	郭瑞峰	史丽晨	李团结
	秦彦斌	陆 品	

西北工业大学出版社

【内容简介】 本书为杨可桢、程光蕴主编《机械设计基础》的配套辅导书,章节顺序和内容体系与教材完全一致,并涵盖了国内同类教材的重点内容。

书中每章内容包括重点内容提要、重点知识结构图、考点及常见题型精解、课后习题详解、学习效果测试题及答案五个部分。旨在帮助读者掌握课程内容重点,学会分析问题的方法,提高解题能力,检查学习效果。

本书可作为近机类、非机类大学生学习机械设计基础课程的参考书,也可供电大、职大、函大、夜大等相关专业的学生学习使用,也可作为考研辅导书,还可供有关教师及工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计基础导教·导学·导考/郭瑞峰,史丽晨主编. —西安:
西北工业大学出版社,2005 .11

(三导丛书)

ISBN 7-5612-1998-9

.机... . 郭... 史... . 机械设计—高等学校—教学
参考资料 . TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 103556 号

出版发行:西北工业大学出版社

通信地址:西安市友谊西路 127 号 邮编:710072

电 话:029-88493844, 88491757

网 址:www.nwpup.com

印 刷 者:陕西向阳印务有限公司

开 本:850 mm×1 168 mm 1/32

印 张:14 375

字 数:474 千字

版 次:2005 年 11 月第 1 版 2005 年 11 月第 1 次印刷

定 价:20.00 元

前 言

机械设计基础课程是高等工科学学校近机类、非机类专业开设的一门技术基础课。杨可桢、程光蕴主编的《机械设计基础》，因其内容精炼、深度适中、重点突出、知识面宽而被众多高等学校作为主要教材在教学中采用。

本书是根据原国家教委颁布的“高等工业学校机械设计基础课程基本要求”，汇集了编者多年来的教学经验，在深刻理解机械设计基础课程内容的基础上编写而成的，是杨可桢、程光蕴主编《机械设计基础》的配套辅导书，章节顺序和内容体系与教材完全一致，并涵盖了国内同类教材的重点内容。

本书特点：

1. 明确每章的教学基本要求和重点教学内容。重点介绍基本概念、基本理论、基本分析方法和设计方法。
2. 建立明晰的知识结构框架。
3. 考点及经典题型精解。介绍考点的具体内容，并详尽剖析，总结解题规律、解题思路、解题技巧。
4. 详细的课后习题解答。
5. 自测试题及答案符合考点精神，便于学习总结和自我检验。

书后附有模拟试题五套。

参加本书编写工作的有：西安电子科技大学李团结（第 1，14 章）、西安石油大学秦彦斌（第 3 章）、西安石油大学陆品（第 13 章）、西安建筑科技大学史丽晨（第 2，5，7，8，12 章）、西安建筑科技大学郭瑞峰（第 4，6，9，10，11，15，16，17，18 章及模拟试题）。全书由郭瑞峰、史丽晨主编。

本书可作为近机类、非机类大学生学习《机械设计基础》课程的参考书，也可供电大、职大、函大、夜大等相关专业的学生学习使用，也可作为考研辅导书，还可供有关教师及工程技术人员参考。

由于编者水平有限，书中难免有谬误和不妥之处，敬请读者批评指正。

编 者

2005 年 8 月于西安

目 录

第 1 章	平面机构的自由度和速度分析.....	1
1.1	重点内容提要	1
1.2	重点知识结构图	6
1.3	考点及常见题型精解	6
1.4	课后习题详解.....	11
1.5	学习效果测试题及答案.....	16
第 2 章	平面连杆机构	20
2.1	重点内容提要.....	20
2.2	重点知识结构图.....	26
2.3	考点及常见题型精解.....	27
2.4	课后习题详解.....	32
2.5	学习效果测试题及答案.....	42
第 3 章	凸轮机构	50
3.1	重点内容提要.....	50
3.2	重点知识结构图.....	57
3.3	考点及常见题型精解.....	58
3.4	课后习题详解.....	67

3.5	学习效果测试题及答案.....	79
第4章	齿轮机构	84
4.1	重点内容提要.....	84
4.2	重点知识结构图.....	93
4.3	考点及常见题型精解.....	95
4.4	课后习题详解	101
4.5	学习效果测试题及答案	108
第5章	轮系.....	111
5.1	重点内容提要	111
5.2	重点知识结构图	114
5.3	考点及常见题型精解	115
5.4	课后习题详解	118
5.5	学习效果测试题及答案	131
第6章	间歇运动机构.....	137
6.1	重点内容提要	137
6.2	重点知识结构图	140
6.3	考点及常见题型精解	140
6.4	课后习题详解	142
6.5	学习效果测试题及答案	144
第7章	机械运转速度波动的调节.....	146
7.1	重点内容提要	146
7.2	重点知识结构图	149
7.3	考点及常见题型精解	149
7.4	课后习题详解	153

7.5	学习效果测试题及答案	161
第8章	回转件的平衡.....	165
8.1	重点内容提要	165
8.2	重点知识结构图	168
8.3	考点及常见题型精解	168
8.4	课后习题详解	172
8.5	学习效果测试题及答案	183
第9章	机械零件设计概论.....	187
9.1	重点内容提要	187
9.2	重点知识结构图	194
9.3	考点及常见题型精解	195
9.4	课后习题详解	196
9.5	学习效果测试题及答案	206
第10章	联接	209
10.1	重点内容提要.....	209
10.2	重点知识结构图.....	217
10.3	考点及常见题型精解.....	218
10.4	课后习题详解.....	224
10.5	学习效果测试题及答案.....	240
第11章	齿轮传动	243
11.1	重点内容提要.....	243
11.2	重点知识结构图.....	254
11.3	考点及常见题型精解.....	255
11.4	课后习题详解.....	258

11 5	学习效果测试题及答案.....	274
第 12 章	蜗杆传动	277
12 1	重点内容提要.....	277
12 2	重点知识结构图.....	281
12 3	考点及常见题型精解.....	282
12 4	课后习题详解.....	286
12 5	学习效果测试题及答案.....	293
第 13 章	带传动和链传动	297
13 1	重点内容提要.....	297
13 2	重点知识结构图.....	306
13 3	考点及常见题型精解.....	307
13 4	课后习题详解.....	316
13 5	学习效果测试题及答案.....	324
第 14 章	轴	329
14 1	重点内容提要.....	329
14 2	重点知识结构图.....	333
14 3	考点及常见题型精解.....	334
14 4	课后习题详解.....	338
14 5	学习效果测试题及答案.....	347
第 15 章	滑动轴承	350
15 1	重点内容提要.....	350
15 2	重点知识结构图.....	356
15 3	考点及常见题型精解.....	357
15 4	课后习题详解.....	359

15 5	学习效果测试题及答案.....	361
第 16 章	滚动轴承	363
16 1	重点内容提要.....	363
16 2	重点知识结构图.....	372
16 3	考点及常见题型精解.....	373
16 4	课后习题详解.....	379
16 5	学习效果测试题及答案.....	386
第 17 章	联轴器、离合器和制动器.....	390
17 1	重点内容提要.....	390
17 2	重点知识结构图.....	392
17 3	考点及常见题型精解.....	393
17 4	课后习题详解.....	396
17 5	学习效果测试题及答案.....	400
第 18 章	弹簧	403
18 1	重点内容提要.....	403
18 2	重点知识结构图.....	408
18 3	考点及常见题型精解.....	409
18 4	课后习题详解.....	411
18 5	学习效果测试题及答案.....	418
附录	模拟试题及参考解答.....	420
附录 A	模拟试题	420
附录 B	模拟试题参考解答	439
参考文献	449

第 1 章 平面机构的自由度和速度分析

1.1 重点内容提要

1.1.1 教学基本要求

- (1) 掌握运动副的概念及其分类。
- (2) 掌握绘制机构运动简图的方法。
- (3) 掌握平面机构的自由度计算公式。
- (4) 掌握速度瞬心的概念,能正确计算机构的瞬心数。
- (5) 掌握三心定理并能确定平面机构各瞬心的位置。
- (6) 能用瞬心法对简单高、低副机构进行速度分析。

1.1.2 构件和运动副及其分类

1. 构件

构件是机器中独立的运动单元体,是组成机构的基本要素之一。零件是机器中加工制造的单元体,一个构件可以是一个零件,也可以是由若干个零件刚性联接在一起的一个独立运动的整体。构件在图形表达上是用规定的最简单的线条或几何图形来表示的,但从运动学的角度看,构件又可分为任意大的平面刚体。

机构中的构件可分为三类:

(1) 固定构件(机架)。用来支承活动构件(运动构件)的构件,作为研究机构运动时的参考坐标系。

(2) 原动件(主动件)。又称为输入构件,是运动规律已知的活动构件,即作用有驱动力的构件。

(3) 从动件。其余随主动件的运动而运动的活动构件。

(4) 输出构件。输出预期运动的从动件。其他从动件则起传递运动的作用。

2. 运动副

运动副是由两构件组成的相对可动的联接部分,是组成机构的又一基本要素。由运动副的定义可以看出运动副的基本特征如下:

(1) 具有一定的接触表面,并把两构件参与接触的表面称为运动副元素。

(2) 能产生一定的相对运动。

因此,运动副可按下述情况分类:

(1) 根据两构件的接触情况分为高副和低副,其中通过点或线接触的运动副称为高副,以面接触的运动副称为低副。

(2) 按构成运动副两构件之间所能产生相对运动的形式分为转动副(又称为铰链)、移动副、螺旋副和球面副等。

(3) 因为运动副起着限制两构件之间某些相对运动的作用,所以运动副可根据其所引入约束的数目分为 级副、 级副、 级副、 级副和 级副。

在实际机械中,经常出现某一构件与其他构件在多处接触的联接情况,这时应注意分析各处接触所引入的约束情况,并根据所引入独立约束的数目来判定两构件形成运动副的类别及数目。总之,两构件构成的运动副应至少要引入一个约束,也至少要具有一个自由度。因此,平面运动副的最大约束数为 2,最小约束数为 1。至于运动副的图形表达则应按照国家标准规定的符号来绘制。

1.1.3 机构运动简图及其绘制

机构各部分的相对运动只决定于各构件间组成的运动副类型(转动副、移动副及高副等)和各构件的运动尺寸(即确定各运动副相对位置的尺寸),而与构件的形状和外形尺寸等因素无关。所以,描述机构运动原理的图形,可以根据机构的运动尺寸,按一定的比例尺定出各运动副的位置,再用规定的运动副的代表符号和代表构件的简单线条或几何图形将机构的运动情况表示出来,这种与实际机构位置相同或尺寸成比例绘出的简单图形称为机构运动简图。可以看出,机构运动简图是剔除了与运动无关的因素而画出来的简图,最清楚地揭示了机构的运动特性。而设计机构,也就是要确定机构方案和与运动有关的尺寸,即设计机构运动简图。

机构运动简图绘制的步骤如下:

第一步:认清机架、输入构件和输出构件。

第二步:分清构件并编号。首先使主动件运动起来,然后从主动件开始,按

构件是运动单元体的概念分清机构中有几个构件,并将构件(包括机架)按联接顺序编号为 1,2,3,...。

第三步:认清运动副类型并编号。根据两构件间的相对运动形态或运动副元素的形状,认清运动副的类型并依次编号,如 A, B, C, ...。

第四步:恰当地选择作图的投影平面。选择时应以能最简单、清楚地把机构的运动情况表示出来为原则。一般选机构中的多数构件的运动平面为投影面。

第五步:以机架为参考坐标系,将主动件置于一个适当的位置,按比例定出各运动副的位置,并画出各运动副的符号及注出编号。

以机架为参考坐标系,就是可先定出机架上运动副的位置,并以此位置作为基准,画出机构中各构件相对于机架的位置关系,所以机架本身是否水平或倾斜是不必考虑的。

将主动件置于适当位置的目的是使画出的机构运动简图清晰,就是代表构件的线条尽量不交叉、不重叠。

第六步:将同一构件的运动副用简单的线条连起来代表构件,并注出构件编号和原动件的转向箭头,便绘出了机构的运动简图。

1.1.4 平面机构自由度的计算

1. 平面一般机构自由度的计算

其公式为

$$F = 3n - 2p_l - p_h \quad (1.1)$$

式(1.1)中, F 为机构的自由度, n 为机构中活动构件的数目, p_l 为机构中低副的数目, p_h 为机构中高副的数目。

为了使 F 计算正确,必须正确判断机构中 n , p_l 和 p_h 的数目,因此,应特别注意处理好下列三种情况:

(1) 要正确判定机构中构件的数目和运动副的数目。构件是机构中的运动单元体,所以,不论构件的结构如何复杂,只要是同一个运动单元体,它就是一个构件。

对于运动副数目的确定,应注意复合铰链的存在,即当 m ($m > 2$) 个构件同在一处以转动副联接时,则构成复合铰链,其转动副数应为 $(m - 1)$ 个。

(2) 要除去局部自由度。局部自由度是在有些机构中某些构件所产生的不影响机构其他构件运动的局部运动的自由度。在计算机构的自由度时,应将机构中的局部自由度除去不计(例如认为凸轮机构中从动件的滚子与从动件相

固结)。

(3) 要除去虚约束。虚约束是机构中某些对机构的运动实际上不起约束作用的约束。在大多数情况下,虚约束用来改善机构的受力状况,但虚约束的存在总是使机构自由度的名义数目降低,因此,在计算机构的自由度时,应将引入虚约束的运动副和构件除去不计,以达到正确计算机构自由度的目的。

虚约束常出现在下列场合:

(1) 当两构件在几处接触而构成移动副,且各接触处两构件相对移动的方向彼此平行,或者两构件在几处配合而构成转动副,且转动轴线重合时,则应视为一个低副(其余低副处的约束可以认为是虚约束)。

(2) 当两构件在几处接触而构成平面高副时,若各接触点处的公法线重合,应视为一个高副;若各接触点处的公法线不相重合,这时各接触点处提供的约束已不再是同一约束。例如若两构件在两处接触而形成平面高副,两个接触点处公法线方向并不彼此重合,而是相交或平行,则应视为两个平面高副或相当于一个平面低副。

(3) 机构中传递运动不起独立作用的对称部分。

总之,在计算机构的自由度时,先要正确分析并明确指出机构中存在的复合铰链、局部自由度和虚约束,并将局部自由度和虚约束除去不计,再利用式(1.1)来计算机构的自由度。最后还应检验计算得到的自由度是否与机构中原动件的数目相等。

2. 移动副平面机构自由度的计算

对于仅有移动副组成的平面机构,由于每一个构件不存在转动的运动,只有移动运动,所以每一个没有装配起来的构件的自由度为2,因此,纯移动副平面机构自由度的计算不能用式(1.1),可用下面的公式计算全移动副平面机构的自由度,即

$$F = 2n - p_1 \quad (1.2)$$

式(1.2)中, n 为机构中活动构件的数目, p_1 为机构中移动副的数目。

1.1.5 速度瞬心及其应用

1. 速度瞬心

速度瞬心是作相对平面运动的两构件上瞬时相对速度为零(即绝对速度相等)的重合点,即同速点。在机构中,如果这两个构件都是运动的,即其同速点处

的绝对速度不等于零,则其瞬心称为相对瞬心。如果这两个构件之一是静止的,即其同速点处的绝对速度为零,则其瞬心称为绝对瞬心。

2. 瞬心总数

每两个构件有一个瞬心,因此由 N 个构件(含机架)组成的机构,其瞬心数目按组合关系可得

$$K = N(N - 1)/2 \quad (1.3)$$

3. 瞬心位置的确定

机构中直接以运动副联接的两构件,其瞬心位置的确定方法如下:

- (1) 若两构件组成转动副,则转动副中心即是它们的瞬心。
- (2) 若两构件组成移动副,则其瞬心位于移动方向的垂线的无穷远处。
- (3) 若两构件形成纯滚动的高副时,则其高副接触点就是它们的瞬心。
- (4) 若两构件组成滚动兼滑动的高副时,其瞬心应位于过接触点的公法线上。

上述前三种直接形成低副或纯滚动高副的两构件瞬心,其位置可以直接观察出来,至于滚动兼滑动的高副和那些不直接形成运动副的两构件瞬心,则要利用三心定理来确定其具体位置。

三心定理:作平面运动的三个构件之间共有三个瞬心,它们位于同一直线上。

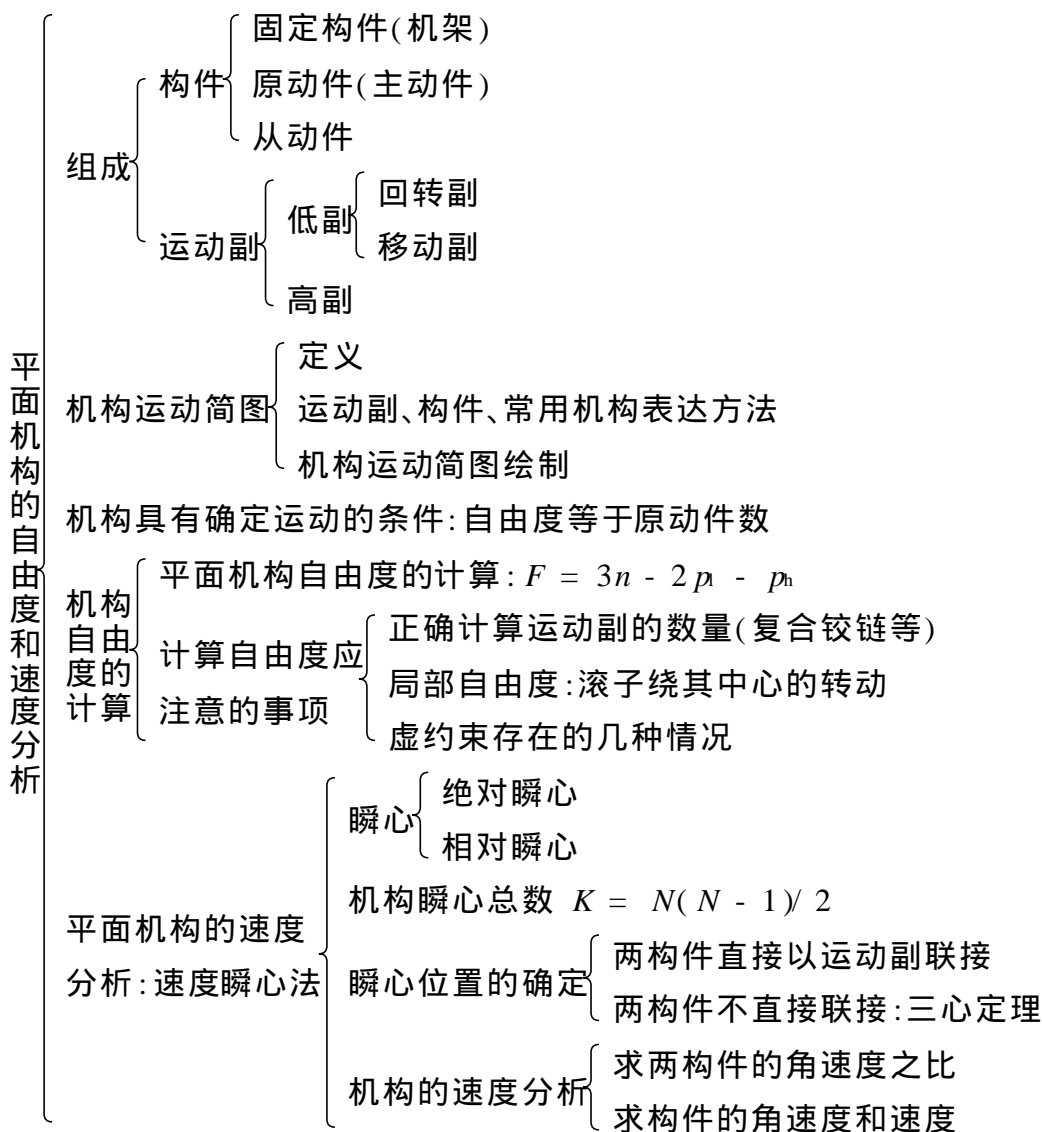
4. 瞬心在速度分析上的应用

应用速度瞬心法作机构的速度分析,其任务是确定其中某两个构件的角速比(或速比),或者已知一构件的角速度(或速度),需求另一构件的角速度(或速度)及其上点的速度。应用速度瞬心法解决上述问题的关键在于确定这两个构件与机架之间的三个速度瞬心。

在用速度瞬心法作机构的速度分析时,应掌握构件扩大的概念,能够设想以线条表示的两构件,向它们的同速点扩大,实现重合之后来求解。

速度瞬心法可以跳跃式地由主动件立即求出最后从动件上任何点的线速度和它的角速度,且不受机构级别的限制;但瞬心法只能用来求速度而不能用来求加速度,且当机构复杂时,某些必要的瞬心位置可能超出图纸之外。

1.2 重点知识结构图



1.3 考点及常见题型精解

1.3.1 本章考点

本章考点有以下几个方面:

(1) 机构中的构件、运动副、复合铰链、局部自由度和虚约束等基本概念。

- (2) 运用规定的符号, 绘制常用机构的机构运动简图。
- (3) 平面机构自由度的正确计算。
- (4) 速度瞬心的概念和三心定理的正确运用。
- (5) 用速度瞬心法作机构的速度分析。

1.3.2 常见题型精解

例 1.1 试绘制图 1.1(a) 所示偏心回转油泵机构的运动简图(其各部分尺寸可由图中直接量取), 并判断该机构是否具有确定的运动。图中偏心轮 1 绕固定轴心 A 转动, 外环 2 上的叶片 a 在可绕轴心 C 转动的圆柱 3 中滑动。当偏心轮 1 按图示方向连续回转时, 可将低压油由右端吸入, 高压油从左端排出。

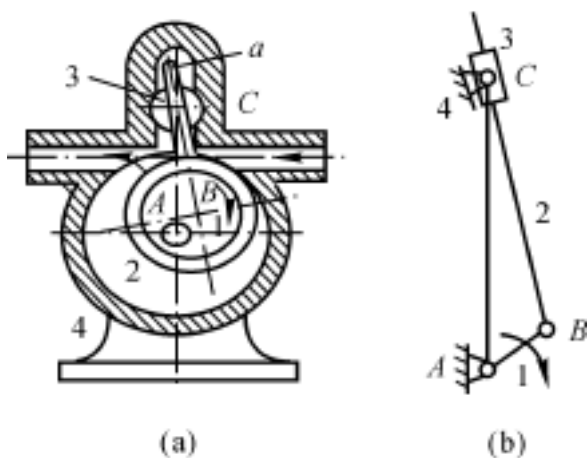


图 1.1

解 (1) 选取合适的长度比例尺(μ_l) 绘制此机构的运动简图, 如图 1.1(b) 所示。

(2) 计算机构的自由度。

此机构为曲柄摇块机构。由图 1.1(b) 可知 $n = 3$, $p_l = 4$, $p_h = 0$, 由式(1.1) 计算该机构的自由度为

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

由于该机构有一个原动件, 所以此机构具有确定的运动。

【评注】 绘制机构运动简图时, 关键是分析相连两个构件的约束关系, 确定运动副的类型, 然后再用规定的符号表示出来。

例 1.2 试计算图 1.2 所示凸轮—连杆组合机构的自由度。

解 在图 1.2 中, B, E 两处的滚子转动为局部自由度, C, F 虽各有两处与

机架接触构成移动副,但都可视为一个移动副,该机构在 D 处虽存在轨迹重合的问题,但由于 D 处相铰接的双滑块为一个自由度为零的级杆组,即 D 处未引入约束,故机构中不存在虚约束。

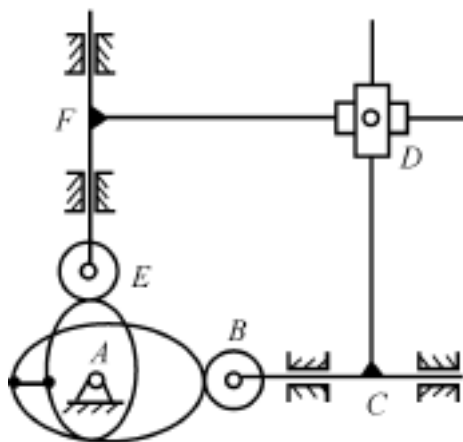


图 1.2

将机构中的局部自由度除去不计,则有 $n = 5$, $p_1 = 6$, $p_h = 2$,于是可得该机构的自由度为

$$F = 3n - 2p_1 - p_h = 3 \times 5 - 2 \times 6 - 2 = 1$$

【评注】 如果将该机构中 D 处相铰接的双滑块改为相固联的十字滑块时,则机构中就存在一个虚约束。在机构中,两构件构成运动副所引入的约束起着限制两构件之间某些相对运动、使相对运动或自由度减少的作用。但在机构中,某些运动副和构件带入的约束可能与机构所受的其他约束相重复,因而对机构的运动实际上不起约束作用,这种约束就是虚约束。

例 1.3 试计算图 1.3 所示的精压机构的自由度。

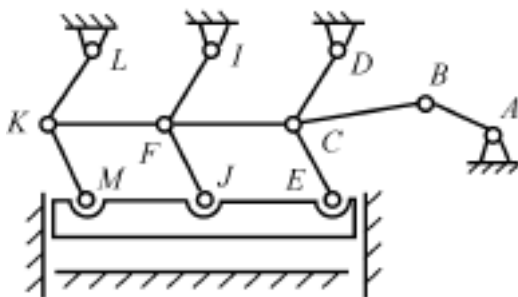


图 1.3

解 由图 1.3 可以看出,该机构中存在结构对称部分,从传递运动的独立

性来看,有机构 $ABCDE$ 就可以了,而其余部分为不影响机构运动传递的重复部分,故引入了虚约束。

将机构中引入虚约束的重复部分去掉不计,则 $n = 5$, $p_l = 7$ (C 处为复合铰链), $p_h = 0$, 于是可得该机构的自由度为

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 5 - 2 \times 7 - 0 = 1$$

【评注】 存在虚约束的机构,一般常具有相似或对称部分的结构特征。所以,如研究的机构在结构上具有相似或对称部分,就有可能存在虚约束,因而就要注意分析,以免发生错误。

例 1.4 试计算图 1.4 所示机构的自由度。

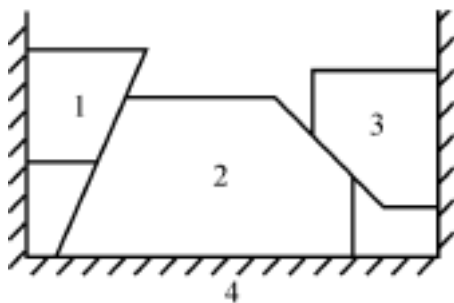


图 1.4

解 图 1.4 所示的楔块机构全由移动副组成,此机构中 $n = 3$, $p_l = 5$, 于是由式(1.2) 可得该机构的自由度为

$$F = 2n - p_l = 2 \times 3 - 5 = 1$$

【评注】 这里应注意,若机构中只存在移动副,在各构件之间不出现相对转动,这时机构自由度的计算不能用式(1.1),只能用式(1.2) 来计算,否则会导致计算错误。

例 1.5 图 1.5 所示的凸轮机构中,已知 $R = 50 \text{ mm}$, $l_{OA} = 20 \text{ mm}$, $l_{AC} = 80 \text{ mm}$, $\angle OAC = 90^\circ$, 凸轮 1 以等角速度 $\omega_1 = 10 \text{ rad/s}$ 逆时针转动,比例尺 $\mu_l = 0.002 \text{ m/mm}$ 。试用瞬心法求从动件 2 的角速度 ω_2 。

解 由三心定理求出所需的瞬心 P_{12} , P_{13} 和 P_{23} , 则点 P_{12} 处的速度为

$$v = \omega_1 \overline{P_{13}P_{12}} = \omega_2 \overline{P_{23}P_{12}}$$

则

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \overline{P_{13}P_{12}}}{\overline{P_{23}P_{12}}} = \frac{10 \times 12}{52} = 2.31 \text{ rad/s} \quad (\text{逆时针})$$

【评注】 利用速度瞬心法对某些平面机构,特别是平面高副机构,进行速

度分析是比较简便的。求两构件的角速度之比,一般先分别求出两构件与机架的瞬心(绝对瞬心)和这两个构件的瞬心(相对瞬心),然后连接三点成一直线,那么两构件的角速度之比等于其绝对速度瞬心连线被相对速度瞬心分得的两线段的反比。如果两构件的相对瞬心内分该连线,则两构件转向相反,反之则转向相同。

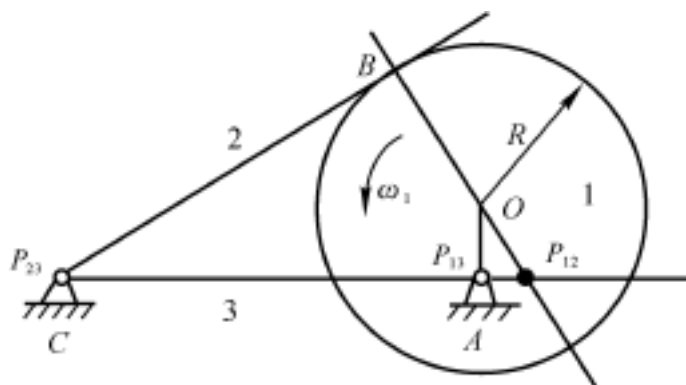


图 1.5

例 1.6 已知一牛头刨床机构的机构运动简图如图 1.6 所示,设在图示瞬间构件 1 的角速度为 ω_1 ,机构各部分尺寸见图。

- (1) 计算此机构的自由度;
- (2) 试求图示位置滑枕的速度 v_C 。

解 (1) 计算机构的自由度。

在该机构中, $n = 5$, $p_l = 7$ (F 和 F' 处的移动副只能算一个), $p_h = 0$, 因此该机构的自由度为

$$F = 3n - (2p_l + p_h) = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$$

- (2) 速度分析。

先求出构件 3 的绝对瞬心 P_{36} 的位置,再求出瞬心 P_{13} 的位置。因为 P_{13} 为构件 1 和 3 的等速重合点,所以

$$\begin{aligned} v_{P_{13}} &= \omega_1 \overline{AP_{13}} \mu_l = \omega_3 \overline{P_{36}P_{13}} \mu_l \\ \omega_3 &= \omega_1 \overline{AP_{13}} / \overline{P_{36}P_{13}} \quad (\text{rad/s}) \end{aligned}$$

ω_3 与 ω_1 转向相同,因为 P_{13} 外分连线 $P_{36}P_{16}$, 则有

$$v_C = \omega_3 \overline{P_{36}C} \mu_l \quad (\text{m/s}) \quad (\text{水平向左})$$

或者求出瞬心 P_{15} 的位置,直接利用瞬心 P_{15} 求得

$$v_C = \omega_1 \overline{P_{15}A} \mu_l \quad (\text{m/s}) \quad (\text{水平向左})$$

【评注】 应用速度瞬心进行平面机构的速度分析,就是利用瞬心是两构件

的等速重合点这一桥梁,将两个构件的速度在瞬心处直接联系起来。

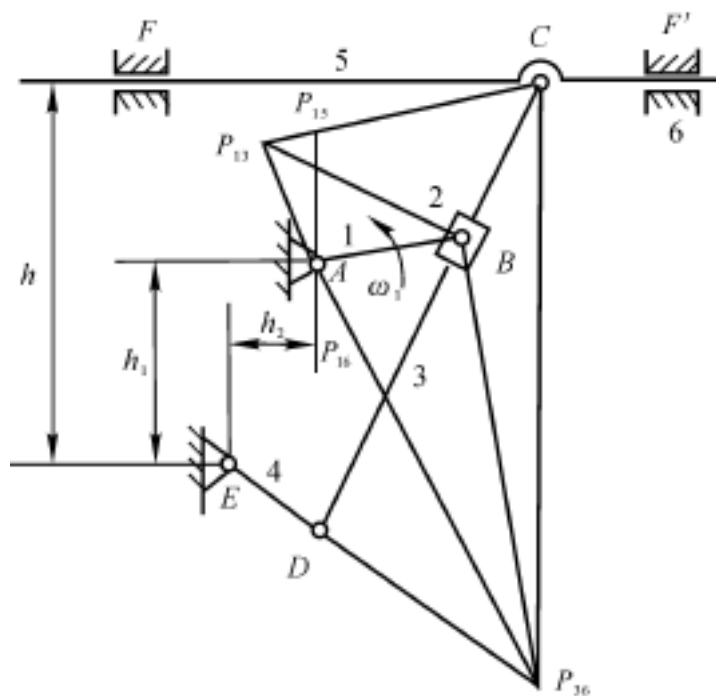


图 1.6

1.4 课后习题详解

1-1 至 1-4 绘出图示机构的机构运动简图。

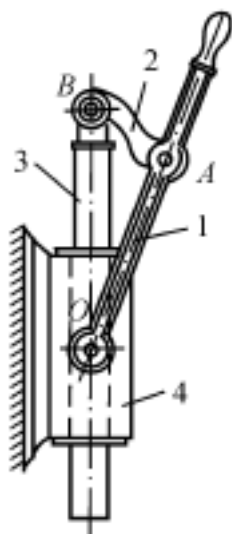


图 1.7 题 1-1 图

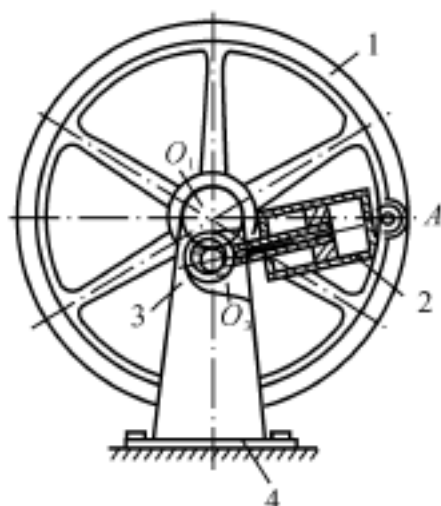


图 1.8 题 1-2 图

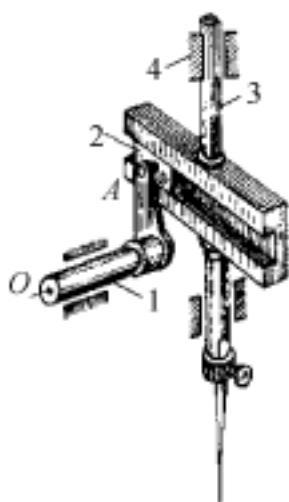


图 1.9 题 1-3 图

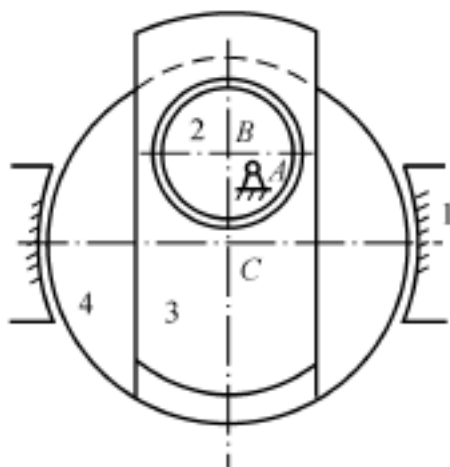


图 1.10 题 1-4 图

解 各机构运动简图如下:

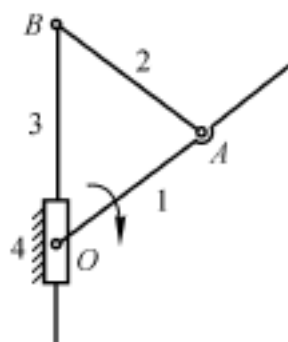


图 1.11 题 1-1 解图

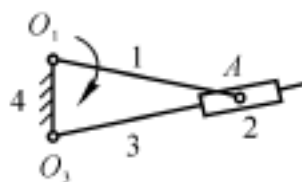


图 1.12 题 1-2 解图

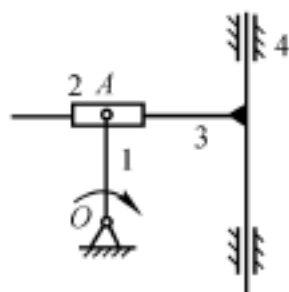


图 1.13 题 1-3 解图

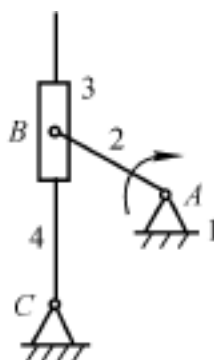


图 1.14 题 1-4 解图

1-5 至 1-12 指出下列机构运动简图中的复合铰链、局部自由度和虚约

束,并计算各机构的自由度。

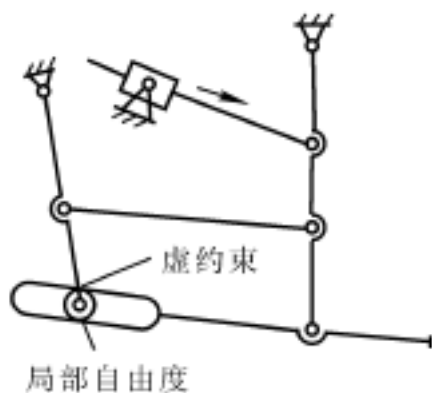


图 1.15 题 1-5 图

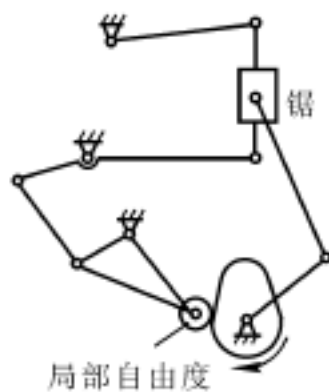


图 1.16 题 1-6 图

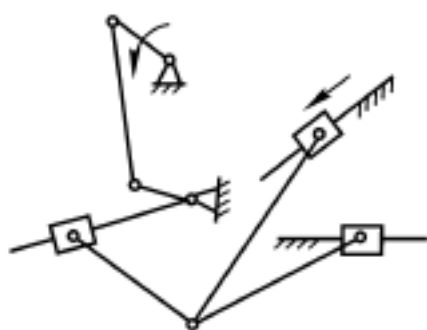


图 1.17 题 1-7 图

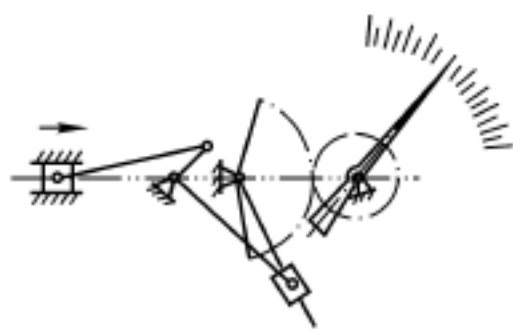


图 1.18 题 1-8 图

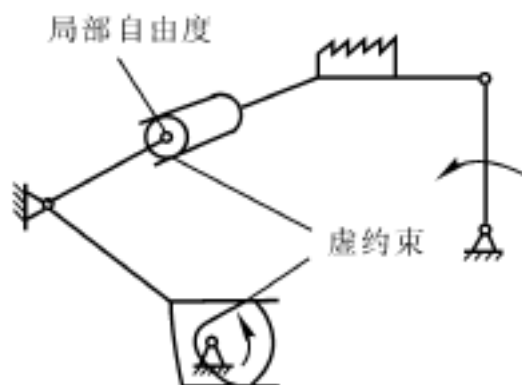


图 1.19 题 1-9 图

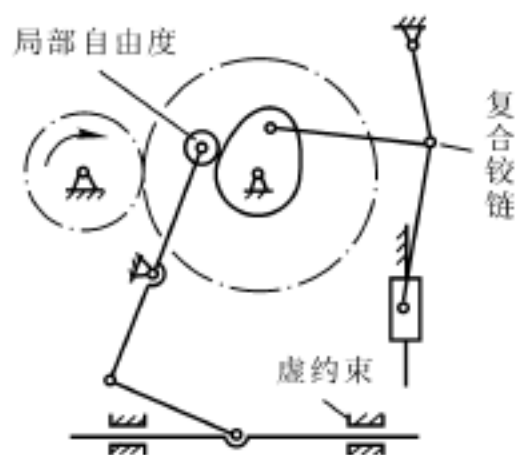


图 1.20 题 1-10 图

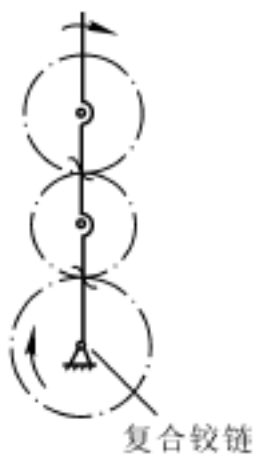


图 1-21 题 1-11 图

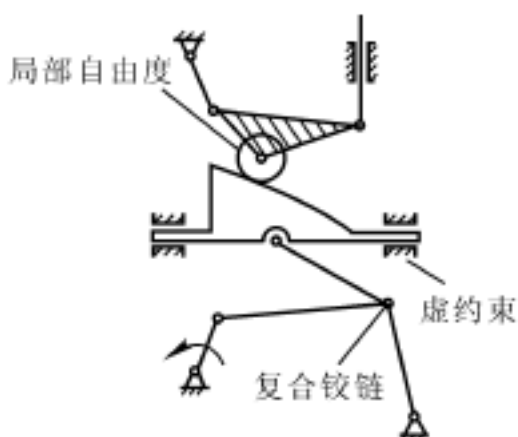


图 1-22 题 1-12 图

1-5 解 $F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$

1-6 解 $F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 8 - 2 \times 11 - 1 = 1$

1-7 解 $F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 8 - 2 \times 11 - 0 = 2$

1-8 解 $F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$

1-9 解 $F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 = 2$

1-10 解 $F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 9 - 2 \times 12 - 2 = 1$

1-11 解 $F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 4 - 2 \times 4 - 2 = 2$

1-12 解 $F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 8 - 2 \times 11 - 1 = 1$

1-13 求出图 1-23 所示导杆机构的全部瞬心和构件 1, 3 的角速比 ω_1 / ω_3 。

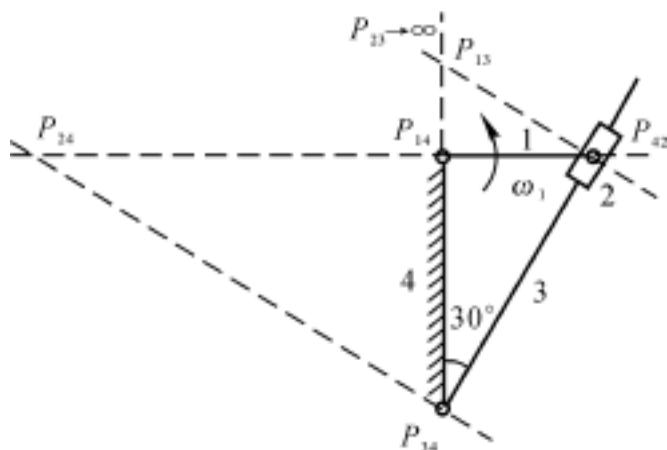


图 1-23 题 1-13 图

解 该导杆机构的全部瞬心如图 1-23 所示, 构件 1, 3 的角速比为

$$\frac{-1}{3} = \frac{\overline{P_{34} P_{13}}}{P_{14} P_{13}}$$

1-14 求出图 1-24 所示正切机构的全部瞬心。设 $\omega_1 = 10 \text{ rad/s}$, 求构件 3 的速度 v_3 。

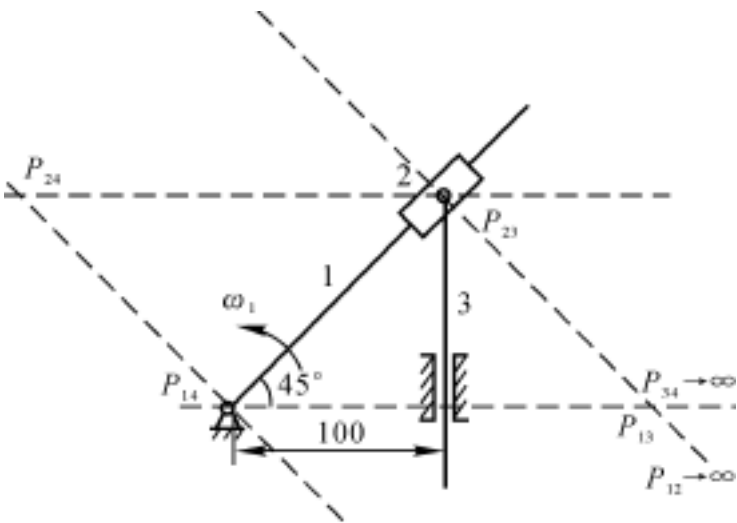


图 1-24 题 1-14 图

解 该正切机构的全部瞬心如图 1-24 所示, 构件 3 的速度为

$$v_3 = v_{P_{13}} = \omega_1 l_{P_{14} P_{13}} = 0.2 \times 1 = 2 \text{ m/s} \quad (\text{方向垂直向上})$$

1-15 如图 1-25 所示为摩擦行星传动机构, 设行星轮 2 与构件 1、4 保持纯滚动接触, 试用瞬心法求轮 1 与轮 2 的角速度之比 ω_1 / ω_2 。

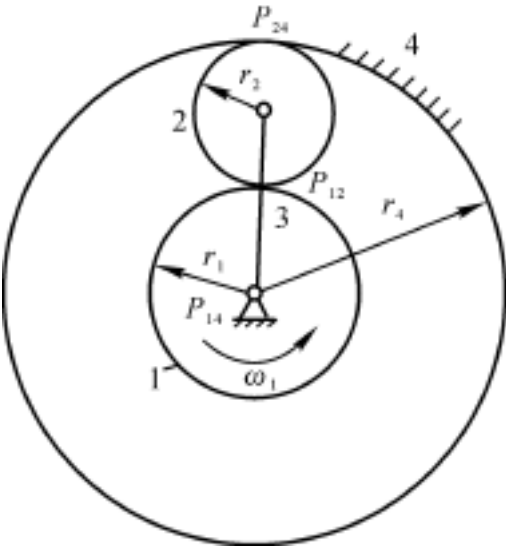


图 1-25 题 1-15 图

解 要求轮 1 与轮 2 的角速度之比,首先确定轮 1、轮 2 和机架 4 三个构件的三个瞬心,即 P_{12} 、 P_{14} 和 P_{24} ,如图 1 25 所示。则

$$\frac{-1}{2} = - \frac{\overline{P_{24} P_{12}}}{\overline{P_{14} P_{12}}} = - \frac{2 r_2}{r_1}$$

轮 2 与轮 1 的转向相反。

1-16 试论证:

- (1) 图 1 26(a) 所示的构件组合是不能产生相对运动的刚性桁架;
- (2) 这种构件组合若满足图 1 26(b) 所示尺寸关系: $AB = CD = EF$, $BC = AD$, $BE = AF$, 则构件之间可以产生相对运动。

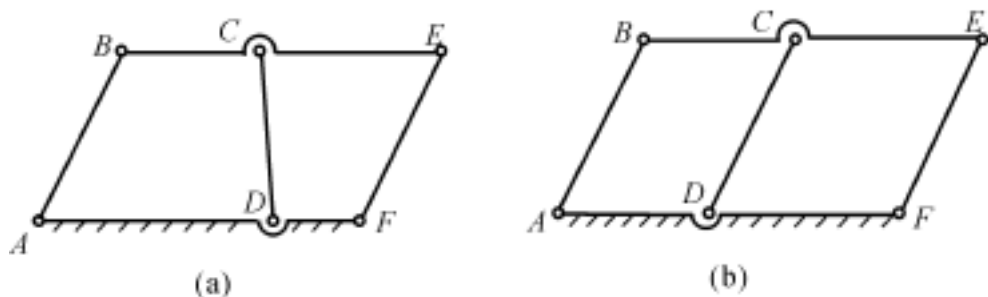


图 1 26 题 1-16 图

解 (1) 图 1 26(a) 中的构件组合的自由度为

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 4 - 2 \times 6 - 0 = 0$$

自由度为零,为一刚性桁架,所以构件之间不能产生相对运动。

(2) 图 1 26(b) 中的 CD 杆是虚约束,去掉与否不影响机构的运动。故图 1 26(b) 中机构的自由度为

$$F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$$

所以构件之间能产生相对运动。

1 5 学习效果测试题及答案

1 5 .1 学习效果测试题

1-1 填空题

- (1) 平面机构中运动副引入的约束的数目最多为_____个,而剩下的

自由度最少为_____个。

(2) 两个作平面平行运动的构件之间为_____接触的运动副称为低副, 它有_____个约束; 而为_____接触的运动副称为高副, 它有_____个约束。

(3) 速度瞬心是_____, 相对瞬心与绝对瞬心的相同点是_____, 而不同点是_____。

(4) 当两构件组成转动副时,其瞬心在_____处;组成移动副时,其瞬心在_____处;组成纯滚动的高副时,其瞬心在_____处。

(5) 若一机构共由六个构件组成,那它共有_____个瞬心。

1-2 计算图 1-27 所示多杆机构的自由度。

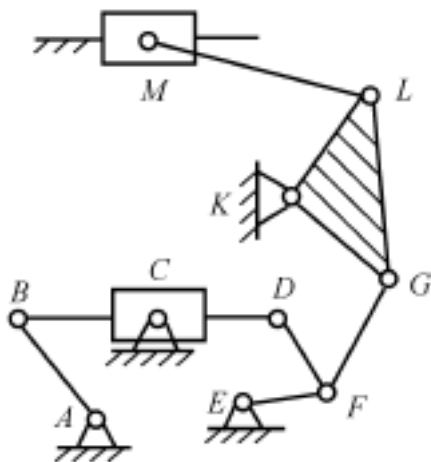


图 1.27 测 1-2 图

1-3 在图 1.28 所示机构中, AB 与 EF 与 CD , 试计算其自由度。

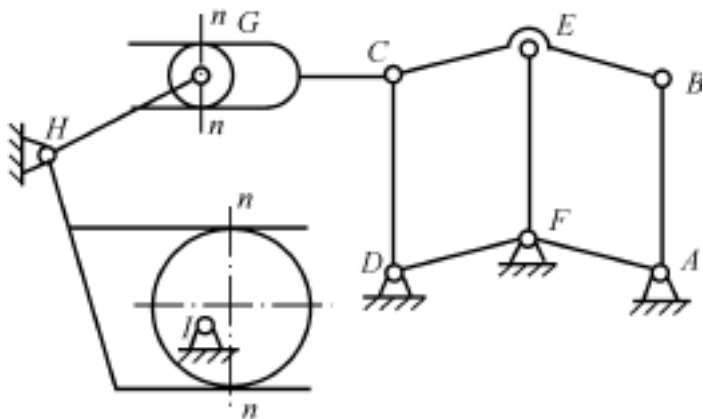


图 1.28 测 1-3 图

1-4 计算图 1.29 所示凸轮—连杆阀门机构的自由度。

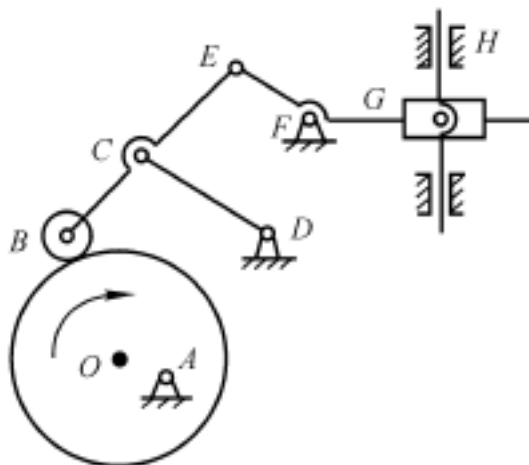


图 1.29 测 1-4 图

1-5 图 1.30 为一凸轮连杆组合机构,设凸轮 1 转动的角速度为 ω_1 。绘出该机构的全部瞬心,并确定在图示位置时构件 4 的角速度。

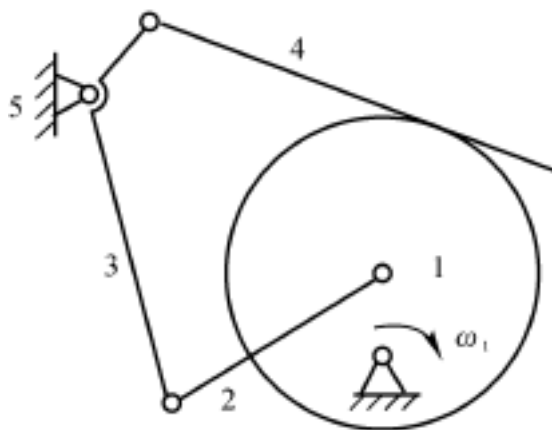


图 1.30 测 1-5 图

1.5.2 参考答案

1-1 (1) 2, 1

(2) 面, 2, 点线, 1

(3) 两构件的等速重合点, 等速重合点, 绝对速度是否等于零

(4) 转动副中心, 移动副法线的无穷远, 相切点

(5) 15

$$1-2 \quad F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 9 - 2 \times 13 - 0 = 1$$

$$1-3 \quad F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 6 - 2 \times 7 - 2 = 2$$

$$1-4 \quad F = 3n - 2p_l - p_h = 3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$$

$$1-5 \quad \text{如图 1.31 所示。} \quad 4 = \frac{P_{14} P_{15}}{P_{14} P_{45}}$$

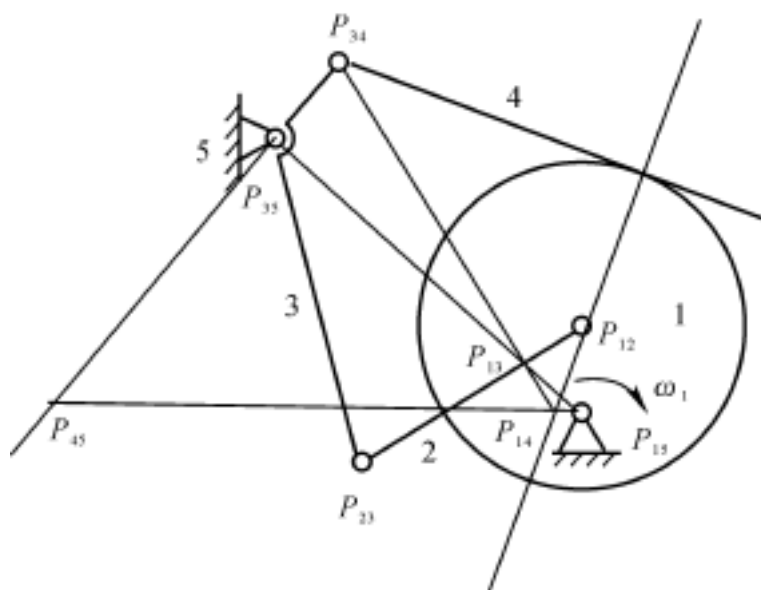


图 1.31 测 1-5 解图

第 2 章 平面连杆机构

2.1 重点内容提要

2.1.1 教学基本要求

平面连杆机构是许多构件用低副(转动副或移动副)连接组成的平面机构。最简单的平面连杆机构是由四个构件组成的(称为平面四杆机构),应用广泛,是组成多杆机构的基础。

- (1) 熟悉平面四杆机构的基本形式及其演化机构。
- (2) 重点掌握平面四杆机构的特性:
 - 1) 急回运动和行程速度变化系数。
 - 2) 压力角和传动角。
 - 3) 死点位置。
- (3) 掌握铰链四杆机构有整转副的条件。
- (4) 熟练掌握平面四杆机构的作图设计方法。

2.1.2 平面四杆机构的基本型式及其演化

1. 平面四杆机构的基本型式

平面四杆机构的基本型式是平面铰链四杆机构,组成机构的四个运动副都是转动副。机构的四个杆件中,固定杆件称为机架,与机架相连的称为连架杆,不与机架相连的称为连杆。其中可以整周回转的连架杆称为曲柄,只能在小于 360° 范围内摆动的称为摇杆。组成转动副的两个构件若能作整周转动,则该转动副称为整转副,否则称为摆动副。

平面四杆机构根据两连架杆运动形式分为三种基本类型,见表 2.1。

表 2 .1 铰链四杆机构的三种基本类型

机构名称	两连架杆运动形式	应用实例
曲柄摇杆机构	一曲柄,一摇杆	缝纫机踏板,牛头刨进给机构
双曲柄机构	两个曲柄	旋转式水泵,惯性筛
双摇杆机构	两个摇杆	汽车转向机构,鹤式起重机

2. 铰链四杆机构的演化

(1) 曲柄滑块机构。将曲柄摇杆机构 $ABCD$ (见图 2 .1(a)) 中摇杆 CD 变为无限长,点 C 的轨迹就变为直线(见图 2 .1(b)),摇杆 CD 与机架 AD 组成的转动副就演化成移动副,此时曲柄摇杆机构演化为曲柄滑块机构(见图 2 .1(c))。

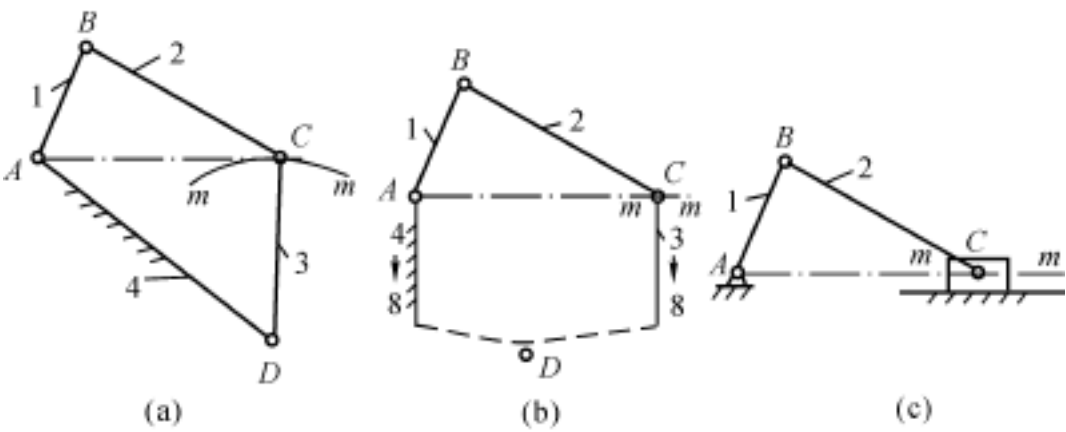


图 2 .1

(2) 导杆机构。当将曲柄滑块机构(见图 2 2(a)) 中曲柄 AB 作为机架,则曲柄滑块机构变为导杆机构(见图 2 2(b))。

(3) 摇块机构和定块机构。在曲柄滑块机构(见图 2 2(a)) 中,若取杆 2 为固定构件,即可得到图2 2(c) 所示的摆动滑块机构(称为摇块机构)。若将滑块 3 作为机架,则可得到定块机构(见图 2 2(d))。

(4) 双滑块机构。若将曲柄摇杆机构中两杆长趋于无穷,可得到多种形式的双滑块机构 —— 正切机构(见图 2 3(a))、正弦机构(见图 2 3(b))、椭圆机构(见图 2 3(c)) 等。

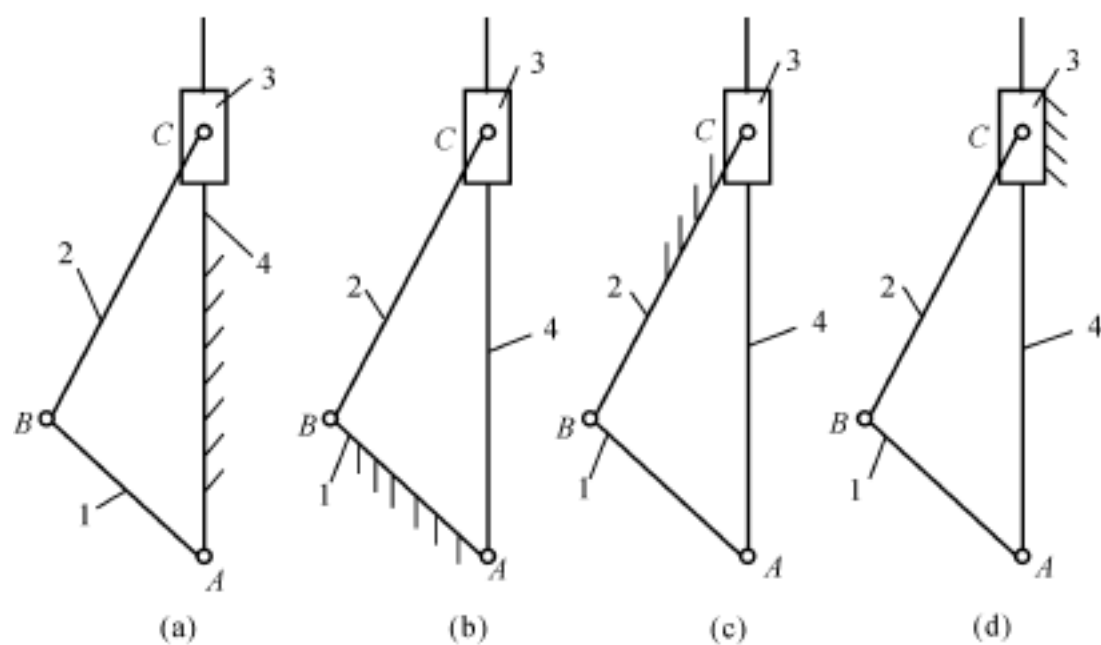


图 2.2

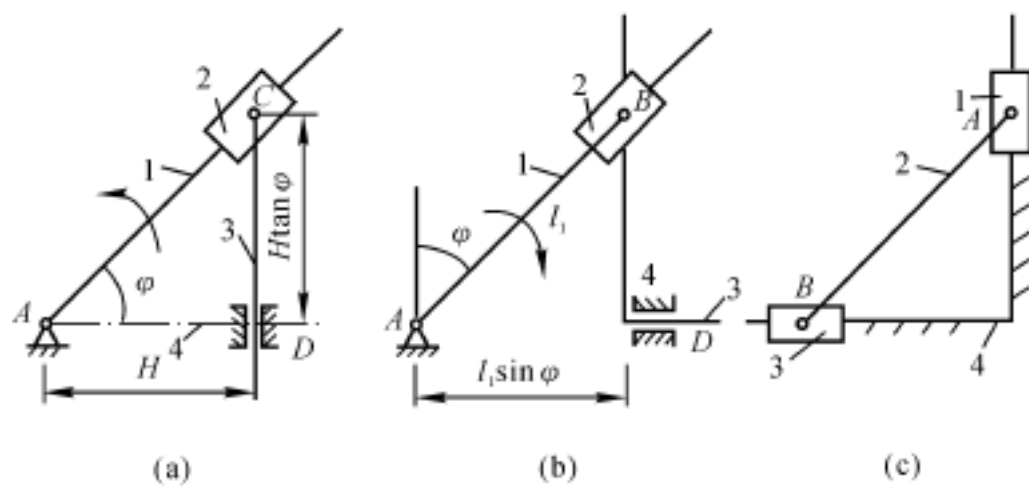


图 2.3

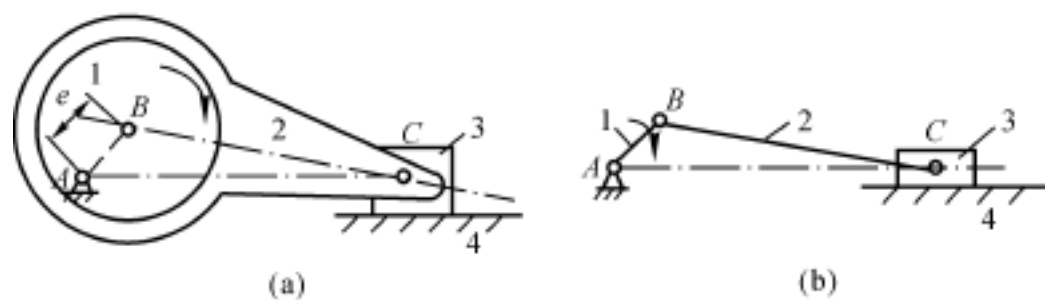


图 2.4

(5) 偏心轮机构。在曲柄滑块机构中,当曲柄 AB 尺寸较小时(见图 2.4(b)),常改成图 2.4(a) 的偏心轮机构,其回转中心 A 与几何中心 B 不重合,其距离 AB 等于曲柄长度。

2.1.3 平面四杆机构的主要特性

1. 急回特性

(1) 急回运动。平面连杆机构的原动件等速回转,而从动件空回行程的平均速度大于工作行程的平均速度,这种运动称为急回运动。

(2) 行程速度变化系数 K 。用以衡量机构急回运动的程度,定义为空回行程速度和工作行程速度之比,其计算式如下:

$$K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (2.1)$$

式中 θ 表示极位夹角,是摇杆处于两极限位置时,对应的曲柄所夹的锐角。

(3) 关于行程速度变化系数和急回运动有以下几个结论:

1) $K > 1$, 即 $v_2 > v_1$ 时,机构有急回特性。

2) 当平面连杆机构在运动过程中极位夹角 $\theta > 0$, 则有 $K > 1$, 机构便具有急回运动特性。

3) θ 越大, K 越大, 机构急回运动也越显著。所以,可通过分析 θ 及 K 的大小,判断机构是否有急回运动,以及急回运动的程度。

4) 急回运动的作用。在机械中可以用来节省动力和提高劳动生产率。

5) 已知 K , 可求极位夹角: $\theta = 180^\circ (K - 1) / (K + 1)$ 。

2. 压力角和传动角

(1) 压力角。从动杆件受力点的受力方向和该点速度方向之间所夹的锐角。

(2) 传动角。压力角的余角,即 $\gamma = 90^\circ - \alpha$ 。实际就是连杆与从动杆件之间所夹的锐角。

(3) 通常传动角用来衡量机构的传动性能。传动角 γ 越大,压力角 α 就越小,从动件所受的有效分力就越大,机构的传动效率就越高。一般情况下,平面连杆机构在运动过程中,传动角是在不断变化着的。因此为了保证机构传动性能的良好,一般规定最小传动角 $\gamma_{\min} \geq 40^\circ$ 。对于四杆机构来说,最小传动角出现在曲柄与机架两次共线位置之一。

3. 死点位置

机构在运动过程中,如果有一点传动角 $\gamma = 0^\circ$, 即压力角 $\alpha = 90^\circ$, 那么这一

点就是机构的死点。此时,原动件通过连杆作用于从动件上的力(忽略各杆的质量以及相应的摩擦力)正好通过从动件回转副中心,使得驱动力矩为零。这时不管驱动力有多大,都不能使曲柄转动。一般在四杆机构中,若以曲柄为从动件,都会出现死点。

机构在死点位置可能出现卡死或反转现象。为了消除死点位置的不良影响,通常可以对从动曲柄施加外力,或利用飞轮或构件自身的惯性力使机构通过死点位置。当然死点位置也有有利的一面,通常在某些夹紧装置中利用死点位置来防松。

2.1.4 铰链四杆机构有整转副的条件

(1) 铰链四杆机构有整转副的条件:

- 1) 最短杆与最长杆长度之和小于或等于其余两杆长度之和。
- 2) 整转副是由最短杆与其邻边组成的。

(2) 当机构有整转副时,取不同构件为机架可以得到不同类型的四杆机构,通常根据以下原则进行判断:

- 1) 取最短杆为机架时,机架上有两个整转副,得双曲柄机构。
- 2) 取最短杆邻边为机架时,机架上只有一个整转副,得曲柄摇杆机构。
- 3) 取最短杆对边为机架时,机架上没有整转副,得双摇杆机构。

注意,若铰链四杆机构中的最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和,则该机构中没有整转副,无论取哪个构件为机架都只能得到双摇杆机构。

2.1.5 平面四杆机构的设计

平面四杆机构的设计主要是根据给定的运动条件,确定机构运动简图的尺寸参数。设计方法有作图法、解析法和实验法,其中作图法是重点。

1. 用作图法设计平面四杆机构

根据不同的设计要求,作图法可以分为以下两种:

(1) 按给定的行程速度变化系数 K 设计平面四杆机构。对于曲柄摇杆机构设计,已知条件通常有:从动件摇杆长度 l_3 ,从动件摆角 θ ,机构的行程速度变化系数 K 。如图 2-5(a) 所示,作图的基本步骤如下:

- 1) 通过 K 求出 $\theta = 180^\circ (K - 1) / (K + 1)$ 。
- 2) 确定一个固定铰链中心 D ,然后根据几何条件作出摇杆的两个极限位置

C_1D 与 C_2D 。

3) 作 $C_2C_1P = 90^\circ - \theta$, $C_1C_2P = 90^\circ$ 。

4) 作 $\text{Rt} \triangle C_2PC_1$ 的外接圆, 则另一个固定铰链中心 A 便在该外接圆上。最后, 由其他附加条件可以把这个固定铰链中心位置定下来, 从而平面四杆机构的设计就完成了。

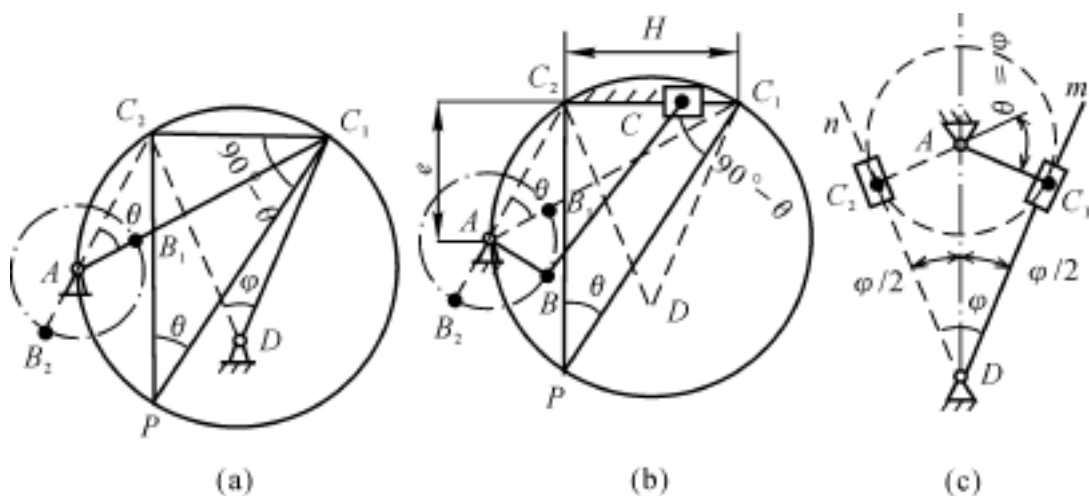


图 2.5

对于曲柄滑块机构或导杆机构, 基本方法同上, 只是在曲柄滑块机构中滑块行程 H 与曲柄摇杆机构中摇杆的摆角 θ 作用是相对应的 (见图 2.5(b)); 在导杆机构中, 从动件导杆的摆角 θ 与机构的极位夹角 θ 大小相等 (见图 2.5(c))。

(2) 按给定的连杆位置设计四杆机构。这类设计通常是已知连杆长度, 并知道连杆在运动过程中的三个位置, 要求确定固定铰链中心。由于两个活动铰链的运动轨迹是绕各自固定铰链中心的圆的一部分, 因此可用求圆心法来解决问题 (见图 2.6)。

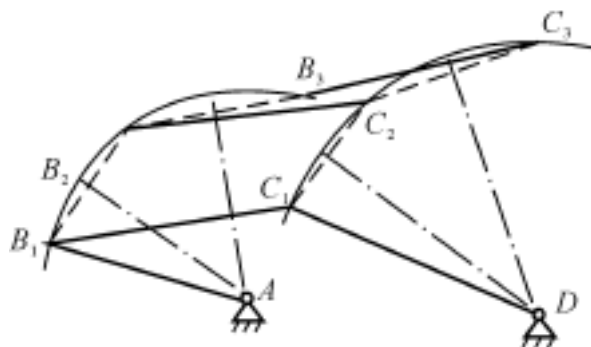


图 2.6

如果只给定连杆的两个位置,则可根据其他附加条件得到确定解。

2. 用解析法设计平面四杆机构

这里只要求按给定连架杆位置设计四杆机构(见图 2.7),取 $l_1 = 1$,则其他三个构件得到的是相对于构件 1 的长度。根据列解析式可以得到如下方程式:

$$\cos \delta = P_0 \cos \varphi + P_1 \cos(\varphi - \psi) + P_2 \quad (2.2)$$

式中 $P_0 = l_3$, $P_1 = -\frac{l_3}{l_4}$, $P_2 = \frac{l_4^2 + l_3^2 + 1 - l_2^2}{2l_4}$ 。

将已知的三对对应转角代入式(2.2),便可以得到三元一次方程组,求得 P_0, P_1, P_2 ,从而求得各杆相对于 l_1 的长度。

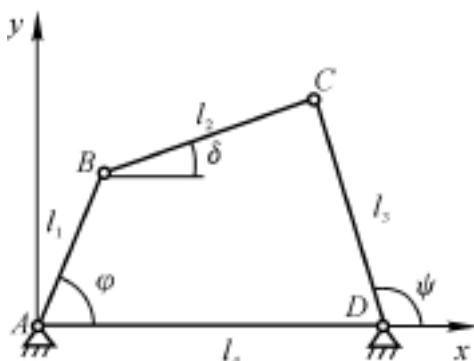
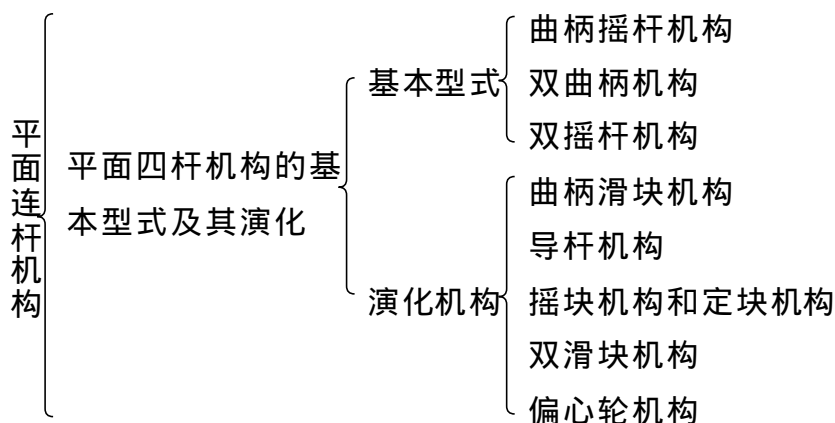


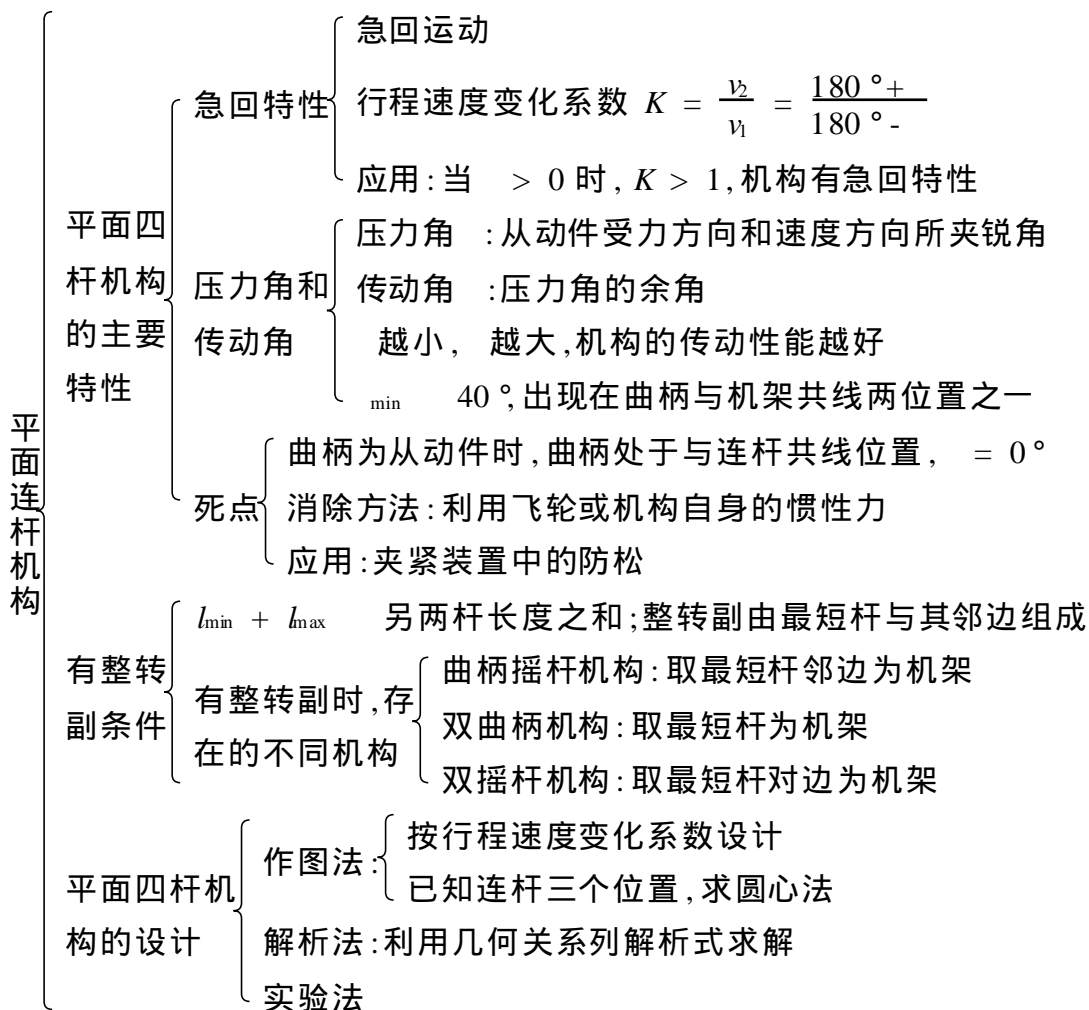
图 2.7

3. 用实验法设计平面四杆机构

当运动要求比较复杂的四杆机构,用实验法求解更为简便。

2.2 重点知识结构图





2.3 考点及常见题型精解

2.3.1 本章考点

本章的重点包括以下几点: 四杆机构的基本特性; 四杆机构中周转副存在的判断; 四杆机构的设计。试题有基本的概念题(一般以填空、选择、判断及简答题形式出现)、计算题、作图题。

本章涉及的试题主要包括:

- (1) 绘制各种四杆机构及其演化机构的运动简图, 并能举出应用实例。
- (2) 通过已知条件判断机构是否有急回特性和死点, 求行程速度变化系数。
- (3) 根据四杆机构各杆长度判断整转副的存在, 并确定属于何种机构。

- (4) 按行程速度变化系数设计四杆机构。
 (5) 已知连杆的三个位置,设计四杆机构。

2.3.2 常见题型精解

例 2.1 试画出图 2.8 所示两种机构的运动简图,并说明它们为何种机构。
 在图 2.8(a) 中偏心盘 1 绕固定轴 O 转动,迫使滑块 2 在圆盘 3 的槽中来回滑动,圆盘 3 相对于机架 4 转动;在图 2.8(b) 中偏心盘 1 绕固定轴 O 转动,通过构件 2,使滑块 3 相对于机架 4 往复移动。

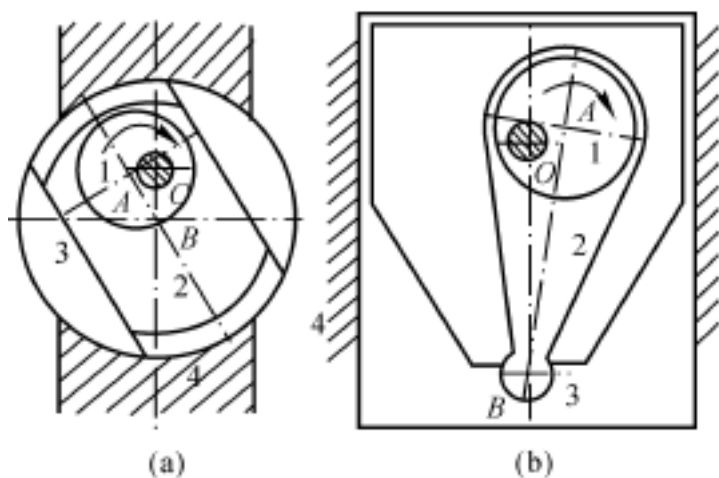


图 2.8

解 图 2.8(a) 的机构运动简图有两种画法,如图 2.9(a), (b) 所示。其中图 2.9(a) 是导杆机构,图 2.9(b) 是曲柄摇块机构。图 2.8(b) 的机构运动简图画法如图 2.9(c) 所示,图 2.9(c) 是曲柄滑块机构。

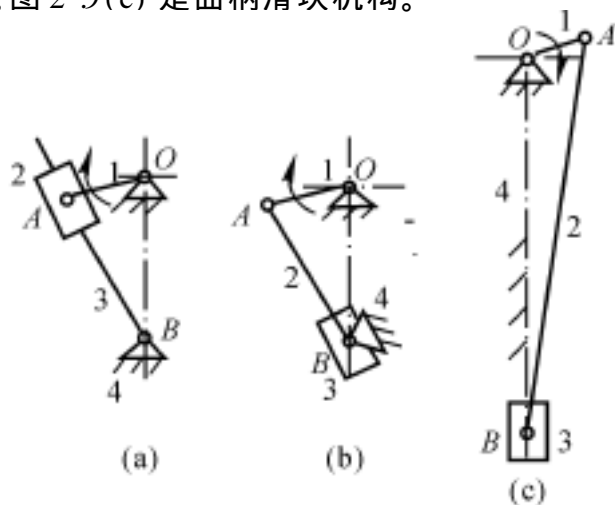


图 2.9

【评注】 这道题主要考查对各种形式四杆机构及其演化机构的判别能力, 因此要特别熟悉各种类型的机构。此外正确绘制机构运动简图是解本道题的前提, 要能从实际图例中抓住本质, 分析清楚两构件间的运动副类型, 从而正确地将机构运动简图绘制出来。

例 2.2 如图 2.10 所示铰链四杆机构中, 已知各杆长度 $l_{AB} = 15 \text{ mm}$, $l_{BC} = 48 \text{ mm}$, $l_{CD} = 55 \text{ mm}$, $l_{AD} = 45 \text{ mm}$ 。

(1) 判断该机构为何种机构。

(2) 已知 AB 为原动件, 用作图法确定从动件 CD 的最大摆角, 机构的极位夹角, 并求行程速度变化系数 K 。

(3) 当 AB 为原动件时, 用作图法求机构的最小传动角 γ_{\min} 。

(4) 问此机构什么时候会有死点存在?

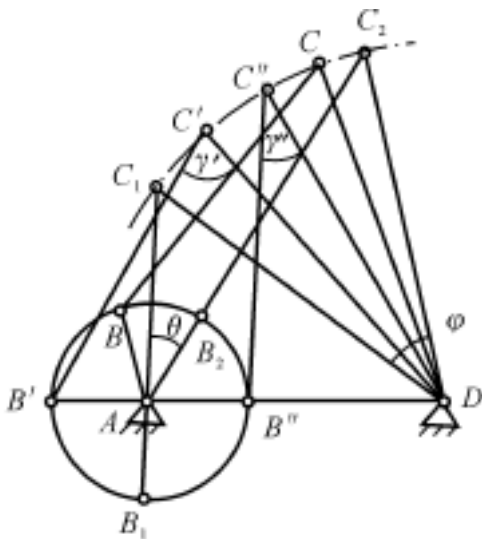


图 2.10

解 (1) 由已知条件知, 最短杆是连架杆 AB , 最长杆是另一连架杆 CD 。
 $l_{AB} + l_{CD} = 15 + 55 = 70 \text{ mm} < l_{BC} + l_{AD} = 48 + 45 = 93 \text{ mm}$, 因此周转副是存在的。同时最短杆的邻边是机架, 因此这是曲柄摇杆机构。

(2) 当摇杆 CD 处于两个极限位置时, 曲柄 AB 和连杆 BC 处于两次共线位置。取适当的比例尺作出这两极限位置时的机构位置简图 AB_1C_1D 和 AB_2C_2D , 这时摇杆两次位置之间的夹角就是其摆角, 由图量得 $\theta = 40^\circ$; 两次共线位置之间的锐角就是极位夹角, 由图量得 $\gamma = 29^\circ$ 。因此可求得

$$K = \frac{180^\circ + \gamma}{180^\circ - \gamma} = \frac{180^\circ + 29^\circ}{180^\circ - 29^\circ} = 1.38$$

(2) 作 $\angle C_1DC_2 = 40^\circ$, $\overline{C_1D} = \overline{C_2D} = 80 \text{ mm}$ 。

(3) 以 \overline{GC} 为底作 $\text{Rt } \triangle GCE$, $\angle GCE = 90^\circ - \quad = 66.5^\circ$, $\angle GEC = 90^\circ$ 。

(4) 作 $\text{Rt } \triangle GCE$ 的外接圆, 在圆上取点 A , 使 $\overline{AD} = l = 71 \text{ mm}$, 点 A 位置在点 D 之上。

(5) 量得 $\overline{AC_1} = 69 \text{ mm}$, $\overline{AC_2} = 110 \text{ mm}$ 。解得

$$l = \frac{1}{2} (\overline{AC_1} - \overline{AC_2}) = \frac{1}{2} \times (110 - 69) = 20.5 \text{ mm}$$

$$b = \frac{1}{2} (\overline{AC_1} + \overline{AC_2}) = \frac{1}{2} \times (110 + 69) = 89.5 \text{ mm}$$

【评注】 此题属于已知行程速度变化系数设计四杆机构问题。因此首先按照一般步骤把固定铰链中心 A 所在的圆找到, 然后按机架长度把具体位置确定下来。实际点 A 位置在点 D 之上的有两个, 但机构的尺寸结果是一样的。

例 2.4 图 2.12 为偏置的曲柄滑块机构。已知 $l = 20 \text{ mm}$, $b = 65 \text{ mm}$, $e = 15 \text{ mm}$, 用图解法求:

(1) 曲柄主动时滑块的行程 H 、极位夹角、行程速度变化系数 K 和机构的最大压力角 α_{\max} ;

(2) 滑块主动时机构的死点位置。

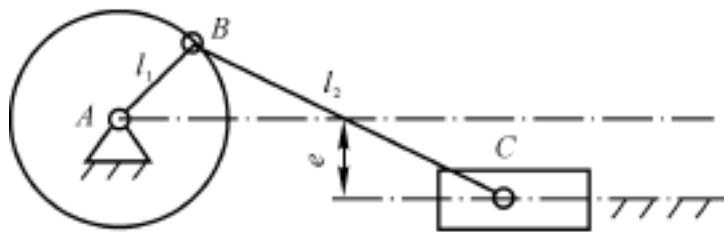


图 2.12

解 (1) 用图解法求, 如图 2.13 所示。要求滑块的行程 H , 就要找到滑块的两个极限位置 C_1 和 C_2 。这两点的特点是, 曲柄 AB 与连杆 BC 在滑块达到极限位置时成直线。则

$$\overline{AC_2} = l + b = 20 + 65 = 85 \text{ mm}$$

$$\overline{AC_1} = b - l = 65 - 20 = 45 \text{ mm}$$

选择比例尺, 以点 A 为中心, 85 mm 为半径画弧, 与滑块轨迹线交于点 C_2 ; 以点 A 为中心, 45 mm 为半径画弧, 与滑块轨迹线交于点 C_1 。

由图上直接量得: 滑块行程 $H = 40 \text{ mm}$; 极位夹角 $\theta = 8^\circ$ 。滑块在点 C_1 时压

力角最大 $\alpha_{\max} = 19^\circ$ 行程速度变化系数为

$$K = \frac{180^\circ + \alpha}{180^\circ - \alpha} = \frac{180^\circ + 8^\circ}{180^\circ - 8^\circ} = 1.09$$

(2) 滑块主动时, 图中 AB_1C_1 , AB_2C_2 就是死点位置, 因为此时 $\alpha = 0^\circ$ 。

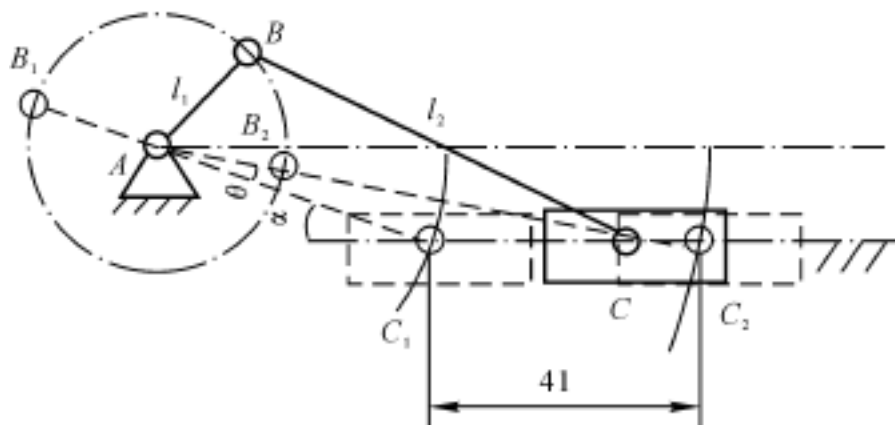


图 2.13

【评注】 本题主要考查极限位置时构件的几何关系, 抓住这一点问题就迎刃而解。曲柄摇杆机构的压力角经分析是连杆和滑块轨迹线之间的夹角, 从图上分析, 只有在点 C 时这个角度可以取得最大值。对于死点位置, 还是要牢记此时 $\alpha = 0^\circ$ 。

2.4 课后习题详解

2-1 试根据图 2.14 中标注尺寸, 判断下列铰链四杆机构是曲柄摇杆机构、双曲柄机构, 还是双摇杆机构。

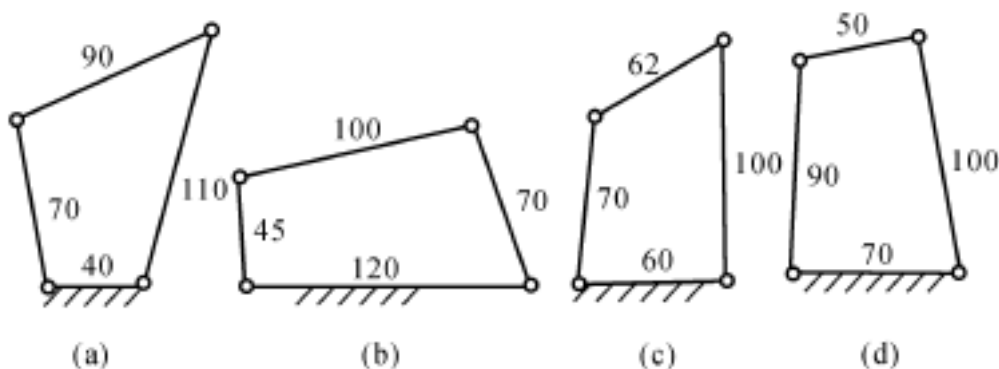


图 2.14 题 2-1 图

综上所述,要求 $l_{AB} + e < l_{BC}$ 即可。

(2) 当 B 为周转副时,要求 BC 能通过两次与机架共线的位置。如图 2.15 中位置 $ABC_1 F_1$ 和 $ABC_2 F_2$ 。

在位置 $ABC_1 F_1$ 时,从线段 BC_1 来看,要能绕过点 C_1 ,要求: $l_{BC} - (l_{AB} + e) > 0$ (极限情况取等号);

在位置 $ABC_2 F_2$ 时,因为导杆 CF 是无限长的,故没有过多条件限制。

(3) 综合(1),(2)可知,图示偏置导杆机构成为转动导杆机构的条件是

$$l_{AB} + e < l_{BC}$$

2-3 画出图 2.16 所示各机构的传动角和压力角。图中标注箭头的构件为原动件。

解 如图 2.16 所示。

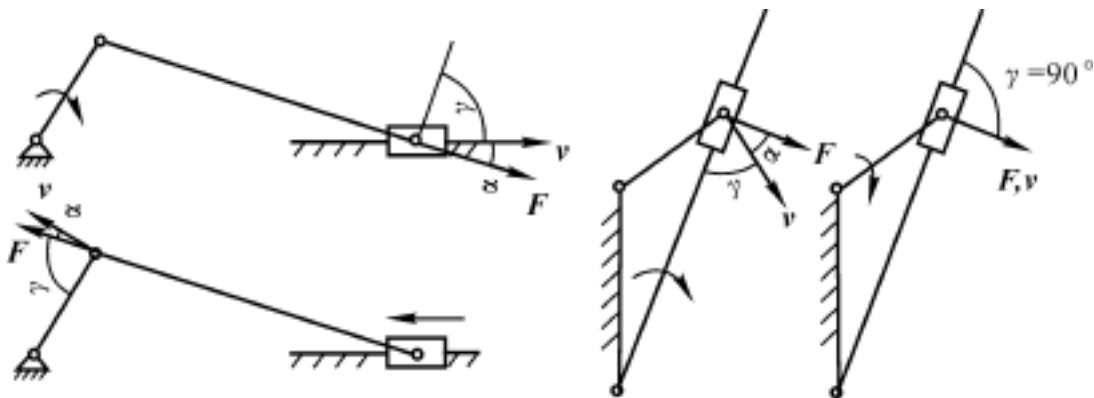


图 2.16 题 2-3(解) 图

2-4 已知某曲柄摇杆机构的曲柄匀速转动,极位夹角为 30° ;摇杆工作行程需 7 s。试问:(1) 摇杆空回行程需几秒?(2) 曲柄每分钟转速是多少?

解 (1) 由公式 $K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$,并带入已知数据列方程有

$$K = \frac{7}{t_2} = \frac{180^\circ + 30^\circ}{180^\circ - 30^\circ} = \frac{7}{5}$$

因此空回行程所需时间 $t_2 = 5$ s。

(2) 因为曲柄空回行程用时 5 s,转过的角度为

$$180^\circ - \theta = 180^\circ - 30^\circ = 150^\circ = \frac{5}{6} \times 360^\circ$$

因此其转速为

$$n = \frac{60}{5} = \frac{(5/6) \times 360}{5} \times 60 = 5 \text{ r/min}$$

2-5 设计一脚踏轧棉机的曲柄摇杆机构,要求踏板 CD 在水平位置上下各摆 10° ,且 $l_{CD} = 500 \text{ mm}$, $l_{AD} = 1\,000 \text{ mm}$ 。(1) 试用图解法求曲柄 AB 和连杆 BC 的长度;(2) 用教材中公式(2-3)和(2-3) 计算此机构的最小传动角。

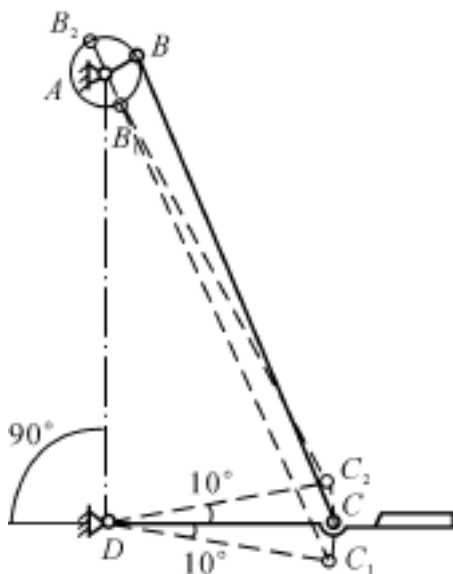


图 2.17 题 2-5 解图

解 (1) 由题意踏板 CD 在水平位置上下摆动 10° ,就是曲柄摇杆机构中摇杆的极限位置,此时曲柄与连杆处于两次共线位置。取适当比例尺,作出两次极限位置 AB_1C_1D 和 AB_2C_2D (见图 2.17)。由图量得 $AC_1 = 1\,037 \text{ mm}$, $AC_2 = 1\,193 \text{ mm}$ 。解得

$$l_1 = \frac{1}{2}(AC_1 - AC_2) = \frac{1}{2} \times (1\,193 - 1\,037) = 78 \text{ mm}$$

$$l_2 = \frac{1}{2}(AC_1 + AC_2) = \frac{1}{2} \times (1\,193 + 1\,037) = 1\,115 \text{ mm}$$

由此可知

$$l_1 = 78 \text{ mm}, l_2 = 1\,115 \text{ mm}, l_3 = 500 \text{ mm}, l_4 = 1\,000 \text{ mm}$$

(2) 因最小传动角位于曲柄与机架两次共线位置,因此取 $\theta = 0^\circ$ 和 $\theta = 180^\circ$ 代入教材中公式(2-3),计算可得

$$\begin{aligned} \cos \angle BCD &= \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_4^2 + 2l_1l_4\cos\theta}{2l_2l_3} = \\ &= \frac{1\,115^2 + 500^2 - 78^2 - 1\,000^2 + 2 \times 78 \times 1\,000 \cos 0^\circ}{2 \times 1\,115 \times 500} = \end{aligned}$$

$$0.5768$$

则
或

$$BCD = 54.77^\circ$$

$$\begin{aligned} \cos BCD &= \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_4^2 + 2l_1l_4\cos 180^\circ}{2l_2l_3} = \\ &= \frac{1\,115^2 + 500^2 - 78^2 - 1\,000^2 + 2 \times 78 \times 1\,000 \cos 180^\circ}{2 \times 1\,115 \times 500} = \\ &= 0.2970 \end{aligned}$$

则

$$BCD = 72.72^\circ$$

代入教材中公式(2-3),可知

$$\min = BCD = 54.77^\circ$$

2-6 设计一曲柄摇杆机构。已知摇杆长度 $l_3 = 100\text{ mm}$, 摆角 $\theta = 30^\circ$, 摇杆的行程速度变化系数 $K = 1.2$ 。(1) 用图解法确定其余三杆的尺寸;(2) 用教材中公式(2-3)和(2-3)确定机构最小传动角 \min (若 $\min < 35^\circ$, 则应另选铰链 A 的位置, 重新设计)。

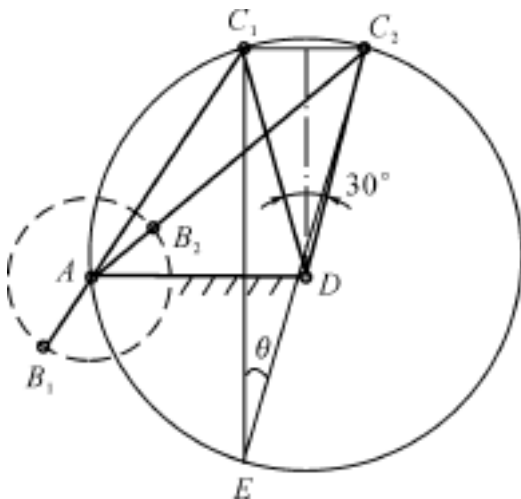


图 2.18 题 2-6 解图

解 因为本题属于设计题,只要步骤正确,答案不唯一。这里给出基本的作图步骤,不给出具体数值答案。作图步骤如下(见图 2.18):

- (1) 求 $\alpha = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \times \frac{1.2-1}{1.2+1} = 16.36^\circ$; 并确定比例尺 μ_l 。
- (2) 作 $\angle DC_2C_1 = 30^\circ$, $C_1D = C_2D = 100\text{ mm}$ (即摇杆的两极限位置)。
- (3) 以 C_1C_2 为底作 $\text{Rt} \triangle C_1C_2E$, $\angle E = 16.36^\circ$, $\angle C_2C_1E = 90^\circ$ 。
- (4) 作 $\text{Rt} \triangle C_1C_2E$ 的外接圆, 在圆上取点 A 即可。

在图上量取 AC_1 , AC_2 和机架长度 l_4 ($l_4 = l_{AD}$)。则曲柄长度 $l_1 = (AC_1 - AC_2)/2$, 摇杆长度 $l_2 = (AC_1 + AC_2)/2$ 。在得到具体各杆数据之后, 代入教材中公式(2-3) 和(2-3), 求最小传动角 \min , 能满足 $\min \quad 35^\circ$ 即可。

2-7 设计一曲柄滑块机构。已知滑块的行程 $s = 50 \text{ mm}$, 偏距 $e = 16 \text{ mm}$, 行程速度变化系数 $K = 1.2$ 。求曲柄和连杆的长度。

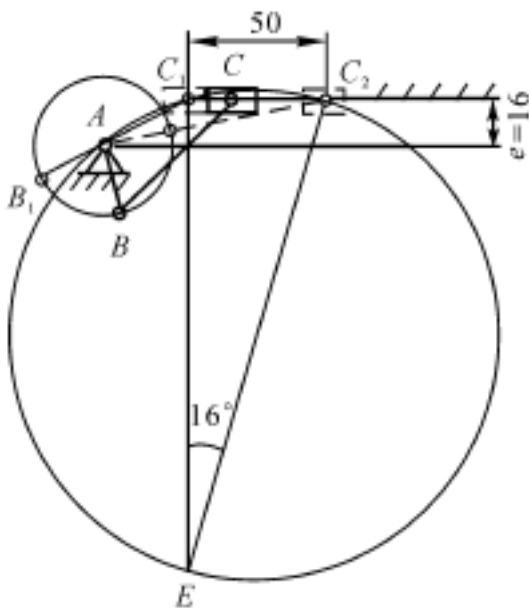


图 2.19 题 2-7 解图

解 作图步骤如下(见图 2.19):

(1) 求 $\alpha = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \times \frac{1.2-1}{1.2+1} = 16.36^\circ$; 并确定比例尺 μ_l 。

(2) 作 $\text{Rt} \triangle EC_1C_2$, 顶角 $\angle E = \alpha$, $\overline{C_1C_2} = s = 50 \text{ mm}$ 。

(3) 作 $\text{Rt} \triangle EC_1C_2$ 的外接圆, 则圆周上任一点都可能成为曲柄中心。

(4) 作一水平线, 与 C_1C_2 相距 $e = 16 \text{ mm}$, 交圆周于点 A。

(5) 由图量得 $\overline{AC_1} = 34 \text{ mm}$, $\overline{AC_2} = 82 \text{ mm}$ 。解得

曲柄长度:

$$l_1 = \frac{1}{2}(\overline{AC_1} - \overline{AC_2}) = \frac{1}{2} \times (82 - 34) = 24 \text{ mm}$$

连杆长度:

$$l_2 = \frac{1}{2}(\overline{AC_1} + \overline{AC_2}) = \frac{1}{2} \times (82 + 34) = 58 \text{ mm}$$

2-8 设计一导杆机构。已知机架长度 $l_4 = 100 \text{ mm}$, 行程速度变化系数

$K = 1.4$, 求曲柄长度。

解 如图 2.20 所示, 作图步骤如下:

$$(1) \quad \theta = 180^\circ \times \frac{1.4 - 1}{1.4 + 1} = 30^\circ$$

(2) 取 μ , 选定 D , 作 Dm 和 Dn , $\angle mDn = \theta = 30^\circ$ 。

(3) 定另一机架位置: nDm 角平分线, $DA = l_4 = 100 \text{ mm}$ 。

(4) $AC_2 \perp Dn$, $AC_1 \perp Dm$ 。 AC 杆即是曲柄, 由图量得曲柄长度 $l_1 = 26 \text{ mm}$ 。

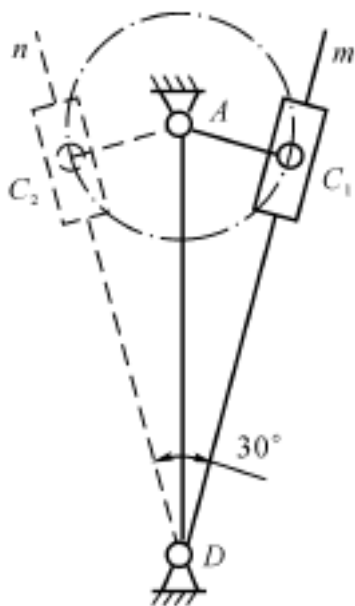


图 2.20 题 2-8 解图

2-9 设计一曲柄摇杆机构。已知摇杆长度 $b = 80 \text{ mm}$, 摆角 $\theta = 40^\circ$, 摇杆的行程速度变化系数 $K = 1$, 且要求摇杆 CD 的一个极限位置与机架间的夹角 $CDA = 90^\circ$; 试用图解法确定其余三杆的长度。

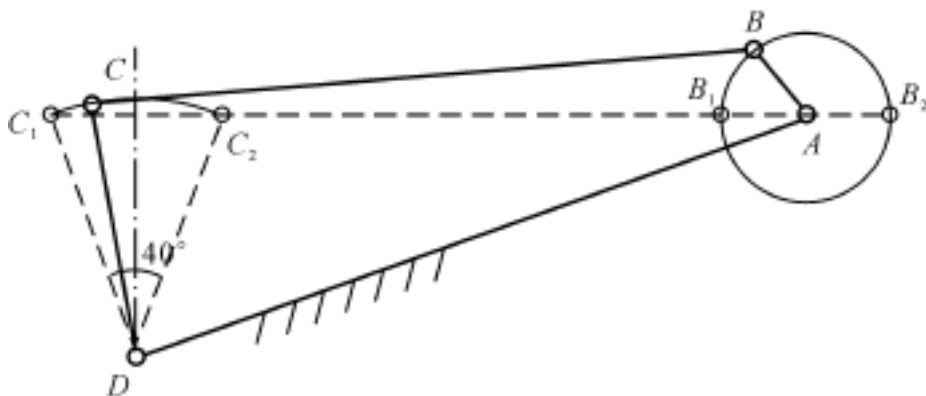


图 2.21 题 2-9 解图

解 如图 2 21 所示,作图步骤如下:

(1) 求 $\gamma = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \times \frac{1-1}{1+1} = 0^\circ$, 由此可知该机构没有急回特性。

(2) 选定比例尺 μ_l , 作 $\angle C_1 D C_2 = 40^\circ$, $C_1 D = C_2 D = 80$ mm (即摇杆的两极限位置)。

(3) 作 $\angle C_1 D A = 90^\circ$, DA 与 $C_1 C_2$ 交于点 A 。

(4) 在图上量取 $AC_1 = 238$ mm, $AC_2 = 184$ mm 和机架长度 $l = l_{AD} = 224$ mm。解得

$$\text{曲柄长度: } l_1 = \frac{1}{2}(AC_1 - AC_2) = \frac{1}{2} \times (238 - 184) = 27 \text{ mm}$$

$$\text{连杆长度: } l_2 = \frac{1}{2}(AC_1 + AC_2) = \frac{1}{2} \times (238 + 184) = 211 \text{ mm}$$

2-10 设计一铰链四杆机构作为加热炉门的启闭机构。已知炉门上的两活动铰链中心距为 50 mm, 炉门打开后成水平位置时, 要求炉门温度较低的一面朝上 (如虚线所示), 设固定铰链安装在 $y-y$ 轴线上, 其相关尺寸如图 2 22 所示, 求此铰链四杆机构其余三杆的长度。

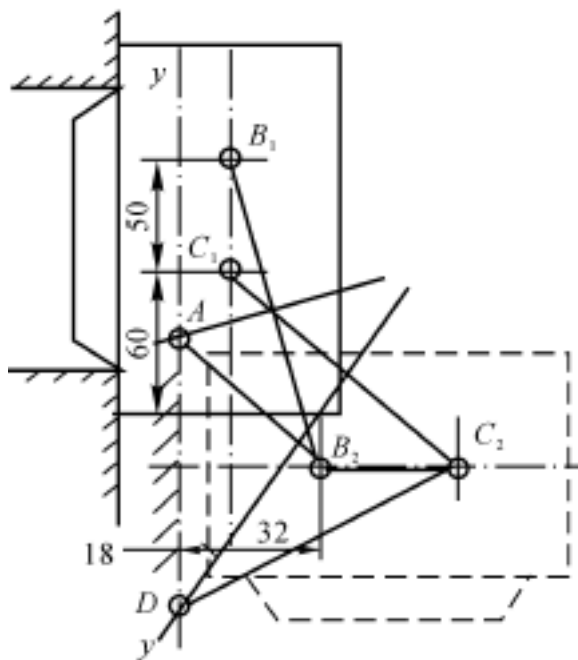


图 2 22 题 2-10(解) 图

解 如图 2 22 所示。这是已知两个活动铰链两对位置设计四杆机构, 可以

用圆心法。连接 B_1, B_2 , 作 $B_1 B_2$ 的中垂线与 $y-y$ 交于点 A 。然后连接 C_1, C_2 , 作 $C_1 C_2$ 的中垂线与 $y-y$ 交于点 D 。图中画出了一个位置 $AB_2 C_2 D$ 。从图中量取各杆的长度, 得

$$l_4 = l_{AD} = 96 \text{ mm}, l_1 = l_{AB} = 68 \text{ mm}, l_3 = l_{CD} = 112 \text{ mm}$$

2-11 设计一铰链四杆机构。已知其两连架杆的四组对应位置间的夹角为 $\varphi_{12} = \varphi_{23} = \varphi_{34} = 30^\circ$, $\varphi_{12} = 15^\circ$, $\varphi_{23} = 20^\circ$, $\varphi_{34} = 15^\circ$, 试用实验法求各杆长度, 并绘出机构简图。

解 (1) 以 A 为中心, 设连架杆长度为 100 mm , 根据 $\varphi_{12} = \varphi_{23} = \varphi_{34} = 30^\circ$ 作出 AB_1, AB_2, AB_3 。

(2) 取连杆长度 85 mm , 以 B_1, B_2, B_3 为圆心, 作弧。

(3) 另作以点 D 为中心, $\varphi_{12} = 15^\circ$, $\varphi_{23} = 20^\circ$, $\varphi_{34} = 15^\circ$ 的另一连架杆的几个位置, 并作出不同半径的许多同心圆弧。

(4) 进行试凑, 最后得到结果如下:

$$l_1 = 100 \text{ mm}, l_2 = 85 \text{ mm}, l_3 = 160 \text{ mm}, l_4 = 235 \text{ mm}$$

机构运动简图如图 2.23 所示。

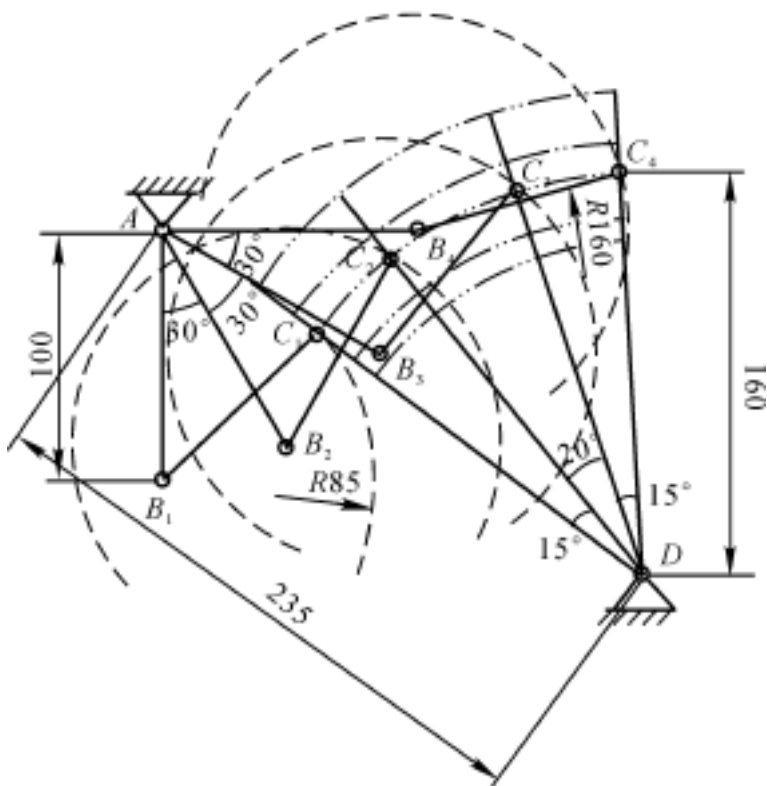


图 2.23 题 2-11 解图

2-12 已知某操纵装置采用铰链四杆机构。要求两连架杆的对应位置如图 2-24 所示, $\varphi_1 = 45^\circ$, $\varphi_1 = 52^\circ 10'$; $\varphi_2 = 90^\circ$, $\varphi_2 = 82^\circ 10'$; $\varphi_3 = 135^\circ$, $\varphi_3 = 112^\circ 10'$, 机架长度 $l_{AD} = 50 \text{ mm}$, 试用解析法求其余三杆长度。

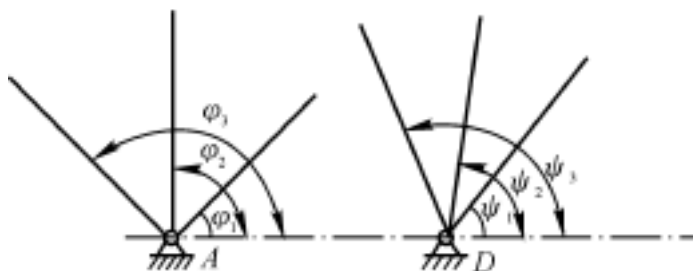


图 2-24 题 2-12 图

解 将已知条件代入教材中公式(2-10), 可得

$$\cos 45^\circ = P_0 \cos 52^\circ 10' + P_1 \cos(52^\circ 10' - 45^\circ) + P_2$$

$$\cos 90^\circ = P_0 \cos 82^\circ 10' + P_1 \cos(82^\circ 10' - 90^\circ) + P_2$$

$$\cos 135^\circ = P_0 \cos 112^\circ 10' + P_1 \cos(112^\circ 10' - 135^\circ) + P_2$$

联立求解得

$$P_0 = 1.481, P_1 = -0.8012, P_2 = 0.5918$$

将该解代入教材中公式(2-8) 求解得

$$l_1 = 1, l_2 = 2.103, l_3 = 1.481, l_4 = 1.8484$$

又因为实际 $l_4 = l_{AD} = 50 \text{ mm}$, 因此每个杆件应放大的比例尺为 $\frac{50}{1.8484} =$

27.05, 故每个杆件的实际长度为

$$l_1 = 1 \times 27.05 = 27.05 \text{ mm}, \quad l_2 = 2.103 \times 27.05 = 56.88 \text{ mm}$$

$$l_3 = 1.481 \times 27.05 = 40.06 \text{ mm}, \quad l_4 = l_{AD} = 50 \text{ mm}$$

2-13 图 2-25 所示机构为椭圆仪中的双滑块机构, 试证明当机构运动时, 构件 2 的 AB 直线上任一点(除 A, B 及 AB 的中点外) 所画的轨迹为一椭圆。

证明 如图 2-25 所示。在 AB 上任取一点 C, 下面求证点 C 的运动轨迹为一椭圆。由图可知点 C 将 AB 分为两部分, 其中 $AC = a$, $BC = b$ 。

又由图可知 $\sin = \frac{y}{b}$, $\cos = \frac{x}{a}$, 两式平方相加得

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

可见点 C 的运动轨迹为一椭圆。

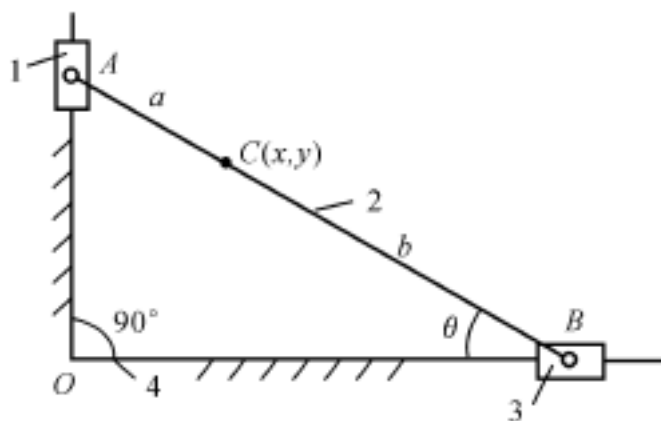


图 2.25 题 2-13 图

2.5 学习效果测试题及答案

2.5.1 学习效果测试题

2-1 选择题

- (1) 导杆机构的极位夹角与导杆的摆角()相等。
A. 一定 B. 一定不 C. 不一定
- (2) 在铰链四杆机构中,若最短杆与最长杆之和小于或等于其他两杆长度之和,且最短杆为机架,则该机构有()个曲柄。
A. 一 B. 二 C. 三 D. 零
- (3) 下列机构中没有急回特性的机构是()。
A. 曲柄摇杆机构 B. 导杆机构
C. 对心曲柄滑块机构 D. 偏心曲柄滑块机构

2-2 填空题

- (1) 机构处于死点位置时,其压力角为_____,传动角为_____。
- (2) 在曲柄摇杆机构中,当_____为主动件时,机构将出现死点位置。
- (3) 在平面四杆机构中,已知行程速度变化系数为 K ,则极位夹角的计算公式是_____。
- (4) 机构的压力角 是指_____; 愈大,则机构_____。传动角
= _____。

(5) 如图 2.26 所示, 设已知四杆机构各构件的长度 $l_1 = 100 \text{ mm}$, $l_2 = 350 \text{ mm}$, $l_3 = 200 \text{ mm}$, $l_4 = 400 \text{ mm}$ 。要使此机构成为双曲柄机构, 则应取杆_____为机架; 要使此机构为双摇杆机构, 则应取杆_____为机架。

(6) 图 2.27 的导杆机构, 已知曲柄 $l_{AB} = 20 \text{ mm}$, 机架 $l_{AC} = 40 \text{ mm}$, 试问该机构的极位夹角 = _____, 此机构的行程速度变化系数 $K =$ _____。

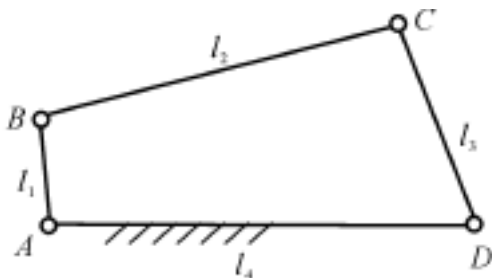


图 2.26 测 2-2(5) 图

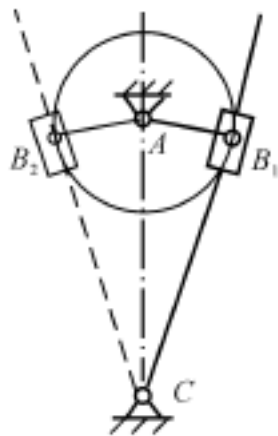


图 2.27 测 2-2(6) 图

2-3 说明图 2.28 中机构的名称。并指出它是否有急回特性? 若以构件 1 为主动件, 哪种机构有死点? 若以构件 3 为主动件时呢?

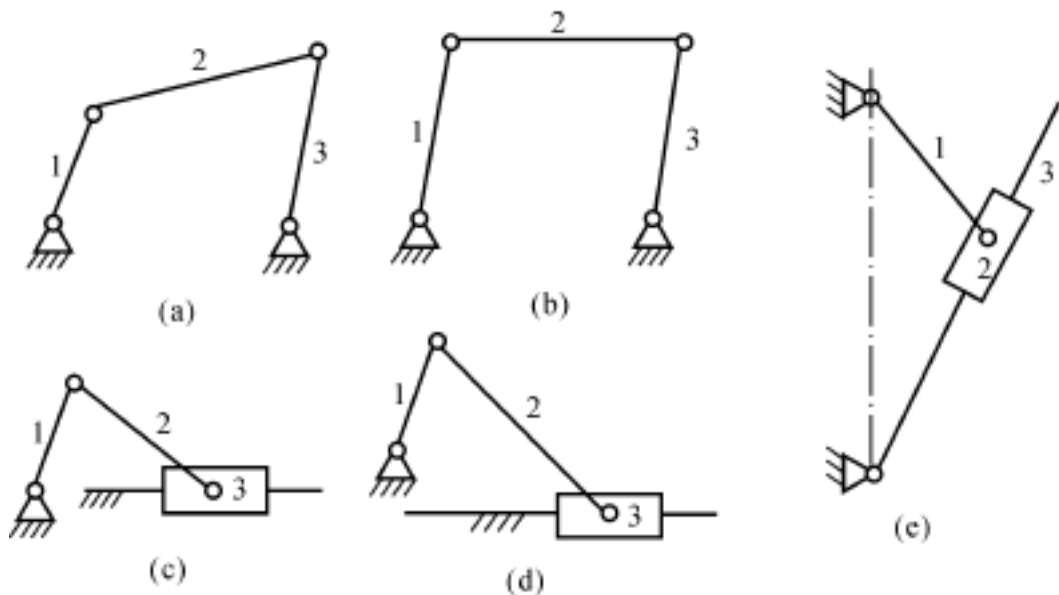


图 2.28 测 2-3 图

2-4 何谓机构的急回运动及行程速度变化系数?其在机械设计中有何意义?试举例加以说明。

2-5 已知一平面铰链机构各构件的长度如图 2-29 所示。试问:(1) 这是铰链四杆机构基本型式中的哪种机构?(2) 若以 AB 为原动件,此机构有无急回运动?为什么?(3) 当以 AB 为原动件时,此机构的最小传动角发生在何处(在图上标出)?(4) 该机构在什么情况下会出现死点?在图上标出死点发生的位置。

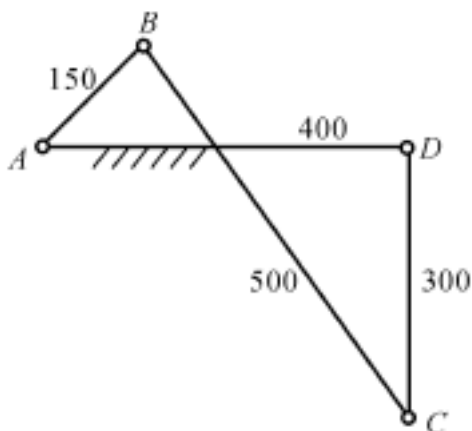


图 2-29 测 2-5 图

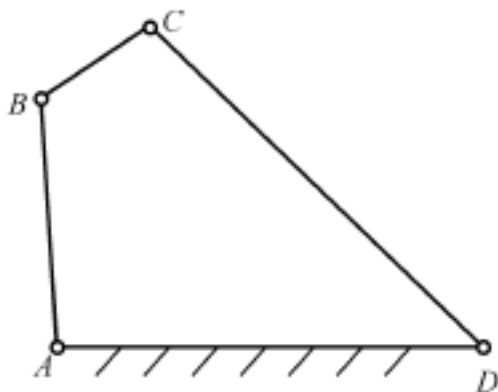


图 2-30 测 2-6 图

2-6 图 2-30 所示的铰链四杆机构,各构件的长度分别为 $l_{AB} = 21 \text{ mm}$, $l_{BC} = 11 \text{ mm}$, $l_{CD} = 38 \text{ mm}$, $l_{AD} = 35 \text{ mm}$ 。(1) 试证明构件 BC 能相对构件 AB 作整周转动;(2) 当构件 BC 主动并相对于构件 AB 连续转动时,求构件 AB 相对于构件 AD 摆动的角度(作图表示);(3) 要想得到曲柄摇杆机构,应以哪个构件为机架,其取值可以变化的范围是多少?

2-7 设计一偏置曲柄滑块机构。已知滑块行程 $H = 50 \text{ mm}$,偏心距 $e = 20 \text{ mm}$,行程速度变化系数 $K = 1.4$ 。求曲柄和连杆长度,并求 θ_{\max} 。

2-8 设计一摆动导杆机构。若曲柄 AB 长 $l_1 = 45 \text{ mm}$,机架 AD 长 $l_4 = 135 \text{ mm}$ 。用图解法求:极位夹角 θ ,导杆摆角 ψ ,并求行程速度变化系数 K 。

2-9 有一曲柄摇杆机构,行程速度变化系数 $K = 1.25$, $l_3 = 140 \text{ mm}$, $l_4 = 125 \text{ mm}$, $l_1 + l_2 = 210 \text{ mm}$ 。用图解法求曲柄长度 l_1 ,连杆长度 l_2 。

2-10 如图 2-31 所示,设要求四杆机构两连架杆的三组对应位置分别为 $\theta_1 = 35^\circ$, $\theta_1 = 50^\circ$; $\theta_2 = 80^\circ$, $\theta_2 = 75^\circ$; $\theta_3 = 125^\circ$, $\theta_1 = 105^\circ$,机架长度 $l_{AD} = 80 \text{ mm}$,试用解析法求其余三杆长度。

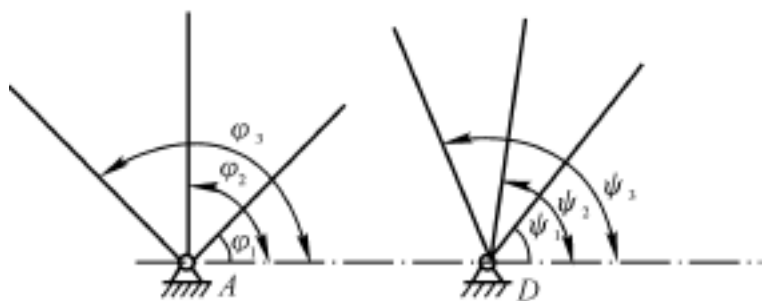


图 2.31 测 2-10 图

2.5.2 参考答案

2-1 (1) A (2) B (3) C

2-2 (1) 90° , 0°

(2) 摇杆

$$(3) = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}$$

(4) 机构从动件受力点受力方向和速度方向之间所夹的锐角, 传动性能越差, 90° -

(5) l_1 , l_3

$$(6) 180^\circ - 2\arccos \frac{20}{40} = 60^\circ, \frac{180^\circ +}{180^\circ -} = 2$$

2-3 (a) 曲柄摇杆机构, 有急回特性;

(b) 双曲柄机构(或平行四边形机构), 没有急回特性;

(c) 对心曲柄滑块机构, 没有急回特性;

(d) 偏心曲柄滑块机构, 有急回特性;

(e) 导杆机构, 有急回特性。

当以构件 1 为主动件时, (b), (c) 有死点位置; 当以构件 3 为主动件时, (a), (d) 有死点位置。

2-4 在连杆机构中, 当主动件等速运动, 而从动件作变速运动, 这就是急回运动。急回运动的程度用行程速度变化系数来描述, 它定义为从动件回程速度与工作速度之比, 其计算式为 $K = \frac{v_2}{v_1} = \frac{180^\circ +}{180^\circ -}$ 。急回特性通常用以提高机械的工作效率, 如牛头刨床, 在进刀的时候速度慢, 以保证工件质量; 在回刀

的时候速度快,以节约时间。反过来,在破碎矿石、焦炭等的破碎机中,应利用其快进慢退特性,使矿石有充足的下落时间,以避免矿石因多次破碎而形成过粉碎。

2-5 (1) 曲柄摇杆机构。

(2) 没有急回运动。

(3) 最小传动角发生在图 2-32 所示 AB_1CD 处, $\min = 22^\circ$ 。

(4) 当以构件 CD 为主动件时有死点位置,发生在图 2-32 所示 AB_1C_1D 和 AB_2C_2D 处。

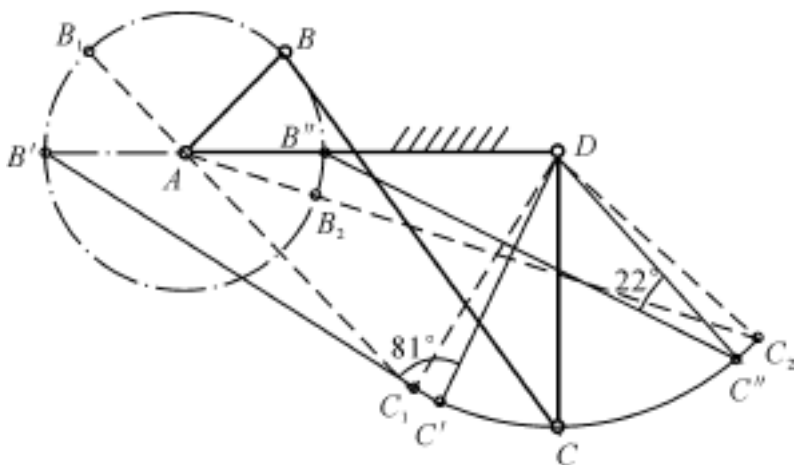


图 2-32 测 2-5 解图

2-6 (1) $l_{BC} + l_{CD} = 11 + 38 = 49 \text{ mm} < l_{AB} + l_{AD} = 21 + 35 = 56 \text{ mm}$, 且是以最短杆对边 AD 为机架, 所以该机构是双曲柄机构, 即回转副是整转副, 因此, 构件 BC 能相对构件 AB 作整周转动。

(2) 以 $l_{AB} + l_{BC} = 11 + 21 = 32 \text{ mm}$ 为半径, 以 A 为圆心画弧, 与摇杆 CD 的轨迹交于点 C_2 。以 $l_{BC} - l_{AB} = 21 - 11 = 10 \text{ mm}$ 为半径, 以 A 为圆心画弧, 与摇杆 AB 的轨迹交于点 C_1 。则 AB 杆相对于 AD 摆动的范围在 AB_1 和 AB_2 范围之内(见图 2-33)。

(3) 在(1)中就已经验证了, 该机构的杆长满足杆长条件。 AB 杆是最短杆的邻边, 因此, 此时就是曲柄摇杆机构。下面计算其取值范围。

设 AB 是最长杆, 根据杆长条件有

$$l_{BC} + l_{AB} = 11 + l_{AB} \quad l_{CD} + l_{AD} = 38 + 35 = 73 \text{ mm}$$

所以

$$l_{AB} \leq 62 \text{ mm}$$

(4) 则 $B_1DB_2 =$ 就是导杆的摆角;极位夹角如图 2-35 所示。由图量得 $= 40^\circ$; $K = \frac{180^\circ +}{180^\circ -} = \frac{180^\circ + 40^\circ}{180^\circ - 40^\circ} = 1.57$ 。

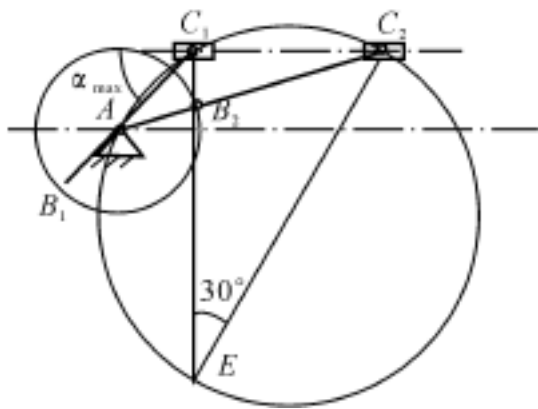


图 2-34 测 2-7 解图

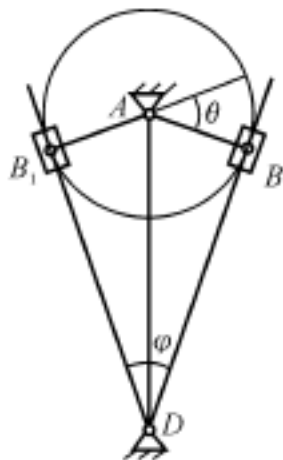


图 2-35 测 2-8 解图

2-9 作图步骤如下(见图 2-36):

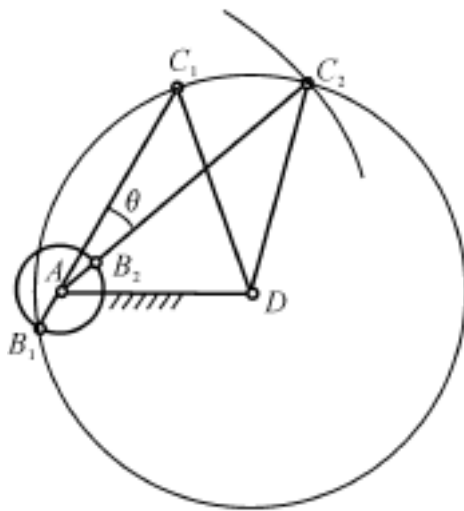


图 2-36 测 2-9 解图

(1) 求 $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \times \frac{1.25-1}{1.25+1} = 20^\circ$; 并确定比例尺 μ_l 。

(2) 作 AD , 使 $l_{AD} = l_4 = 125 \text{ mm}$ 。

(3) 以 D 为圆心, 以 $l_5 = 140 \text{ mm}$ 为半径画圆。

(4) 以 A 为圆心, $l_1 + l_2 = 210 \text{ mm}$ 为半径画弧, 与半径为 140 mm 的圆相交

于点 C_2 。

(5) 作直线 AC_1 , 使其与 AC_2 夹角 $\angle C_1 AC_2 = 20^\circ$, 其中 C_1 是直线与圆的交点。

(6) 则 AC_1, AC_2 就是曲柄与连杆的两次共线位置。由图量得

$$AC_1 = l_2 - l_1 = 152 \text{ mm}$$

$$\text{曲柄长度: } l_1 = \frac{1}{2}(AC_2 - AC_1) = \frac{1}{2} \times (210 - 152) = 29 \text{ mm}$$

$$\text{连杆长度: } l_2 = \frac{1}{2}(AC_1 + AC_2) = \frac{1}{2} \times (210 + 152) = 181 \text{ mm}$$

2-10 将三组数值带入教材中公式(2-10), 可得

$$P_0 = 1.5815, P_1 = -1.2637, P_2 = 1.0233$$

从而求得各杆长度如下:

$$l_1 = 63.923 \text{ mm}, l_2 = 101.197 \text{ mm}$$

$$l_3 = 101.094 \text{ mm}, l_4 = 80.000 \text{ mm}$$

第 3 章 凸轮机构

3.1 重点内容提要

3.1.1 教学基本要求

- (1) 了解凸轮机构的类型、优缺点及适用场合。
- (2) 掌握凸轮机构设计中的一些基本概念,如基圆、压力角、升程等。掌握从动件常用运动规律的特点和适用场合。
- (3) 熟练掌握并灵活运用反转法原理,学会根据这一原理用图解法设计或分析盘形凸轮机构。
- (4) 掌握滚子半径与凸轮实际轮廓之间的相互影响关系,理解压力角、基圆半径之间的相互关系,掌握凸轮机构基本尺寸确定的原则,学会根据这些原则确定移动滚子从动件盘形凸轮机构的基圆半径、滚子半径和偏置方向。
- (5) 了解利用计算机对凸轮机构进行辅助设计的方法。

3.1.2 凸轮机构的应用和分类

凸轮机构是由凸轮、从动件和机架三个主要构件所组成的高副机构。它广泛应用于机械、仪器、操纵控制装置和自动生产线中,是实现生产机械化和自动化的一种主要驱动和控制机构。它的优点:只需设计适当的凸轮轮廓,便可使从动件得到所需的运动规律,并且结构简单、紧凑、设计方便。其缺点:凸轮轮廓与从动件之间是点接触或线接触,易于磨损,所以通常多用于传递动力不大的控制机构。

凸轮机构的类型很多,按不同分类标准得到凸轮的主要类型,如图 3.1 所示。

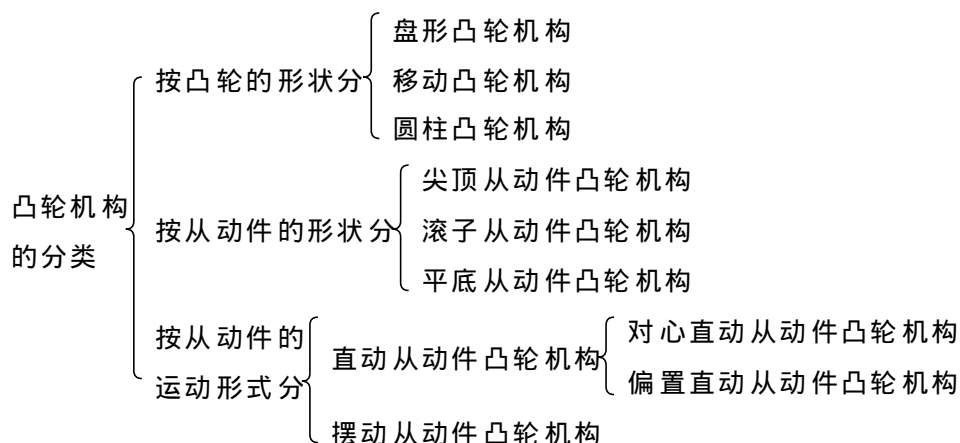


图 3.1 凸轮机构的分类

3.1.3 从动件的常用运动规律

1. 基本概念

基圆：以凸轮理论轮廓的最小向径所作的圆。

推程：当凸轮以等角速转动时，从动件被推到距凸轮转动中心最远的位置的过程称为推程。从动件上升的最大距离称为从动件的升程，相应的凸轮转角称为推程运动角。

回程：从动件由最远位置回到起始位置的过程称为回程，对应的凸轮转角称为回程运动角。

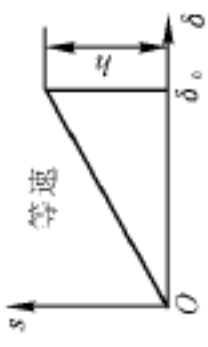
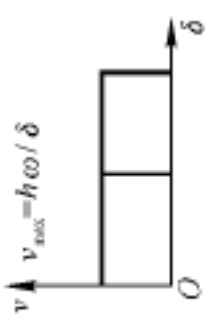

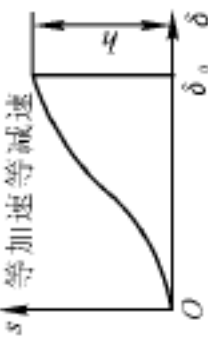
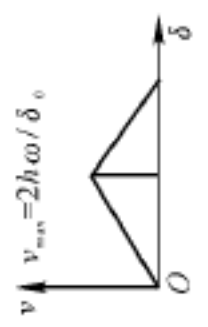
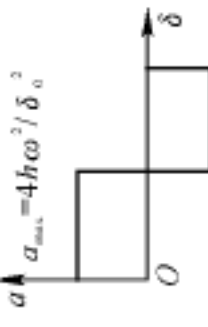
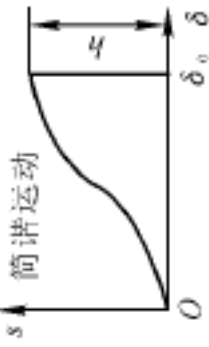

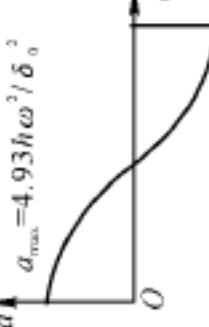
休止：从动件处于静止不动的阶段。从动件在最远处静止不动，对应的凸轮转角称为远休止角；从动件在最近处静止不动，对应的凸轮转角称为近休止角。

2. 从动件常用的运动规律

从动件的运动规律，是指从动件在运动时，其位移 s 、速度 v 和加速度 a 随时间 t 变化的规律。又因凸轮一般为等速运动，即其转角 φ 与时间 t 成正比，所以，从动件的运动规律常表示为从动件的运动参数随凸轮转角 φ 变化的规律。以直动从动件为例，从动件常用的运动规律及其特性与使用场合如表 3.1 所示。

除了表 3.1 所介绍的从动件常用的几种运动规律外，为了使加速度曲线保持连续而避免冲击，工程上还应用正弦加速度、高次多项式等运动规律，或应用几种曲线的组合。

表 3.1 从动件常用运动规律及其特性比较

运动规律	v_{\max}	a_{\max}	动力特性		适用范围
			冲击性质	发生位置	
 <p>等速</p>	 <p>$v_{\max} = h\omega / \delta_0$</p>	 <p>$a_{\max} \rightarrow +\infty$</p>	刚性冲击	$\delta = 0^+$, δ_0	低速轻载
 <p>等加速等减速</p>	 <p>$v_{\max} = 2h\omega / \delta_0$</p>	 <p>$a_{\max} = 4h\omega^2 / \delta_0^2$</p>	柔性冲击	$\delta = 0^+$, $\frac{\delta_0}{2}$, δ_0	中速轻载
 <p>简谐运动</p>	 <p>$v_{\max} = 1.57h\omega / \delta_0$</p>	 <p>$a_{\max} = 4.93h\omega^2 / \delta_0^2$</p>	柔性冲击	$\delta = 0^+$, δ_0	中低速重载

3.1.4 凸轮轮廓的设计

凸轮轮廓的设计方法可分为作图法和解析法两种。

1. 凸轮轮廓线设计方法的基本原理

无论是采用作图法还是解析法设计凸轮轮廓曲线,所依据的基本原理都是反转法原理。该原理可归纳如下:在凸轮机构中,如果对整个凸轮机构绕凸轮轴心 O 加上一个与凸轮转动角速度 ω_1 大小相等、方向相反的公共角速度 $(-\omega_1)$, 这时凸轮与从动件之间的相对运动关系并不改变。但此时凸轮将固定不动,而移动从动件将一方面随导路一起以等角速度 $(-\omega_1)$ 绕点 O 转动,另一方面又按已知的运动规律在导路中作往复移动;摆动从动件将一方面随其摆动中心一起以等角速度 $(-\omega_1)$ 绕点 O 转动,另一方面又按已知的运动规律绕其摆动中心摆动。由于从动件尖端应始终与凸轮轮廓线相接触,故反转后从动件尖端相对于凸轮的运动轨迹,就是凸轮的轮廓曲线。根据这一原理,可作出从动件尖顶在从动件作这种复合运动中所占据的一系列位置点,并将它们连接成光滑曲线,即得所求的凸轮轮廓曲线。这种设计方法称为反转法。

2. 用作图法设计凸轮轮廓线

(1) 直动尖顶从动件盘形凸轮机构的作图法设计步骤。

1) 选取尺寸比例尺,根据已知条件作基圆和偏距圆以及从动件的初始位置。

2) 利用作图法画出从动件的位移线图,并沿横轴按选定的分度值等分位移线图。

3) 沿 $(-\omega_1)$ 方向按选定的分度值等分基圆,过等分点作偏距圆的切线。这些切线即为从动件在反转运动中占据的各个位置。

4) 将位移线图上各分点的位移值直接在偏距圆切线上由基圆开始向外量取,即为从动件尖顶在复合运动中依次占据的位置。

5) 将从动件尖顶的各位置点连成一条光滑曲线,即为凸轮轮廓线。

对于对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构,可以认为是 $e = 0$ 时的偏置凸轮机构,其设计与上述方法基本相同,只须将过基圆上各分点作偏距圆的切线改为过基圆上各分点作过凸轮回转中心的径向线即可。

(2) 直动滚子从动件盘形凸轮机构的作图法设计步骤。对于直动滚子从动件盘形凸轮机构,可将滚子中心视为尖顶从动件的尖顶,按前述方法定出滚子中心在从动件复合运动中的轨迹,该轨迹线称为凸轮的理论轮廓;然后以理论

轮廓上的一系列点为圆心作滚子圆,再作此圆族的包络线,即得凸轮的实际轮廓。注意,此时凸轮的基圆半径系指理论轮廓的最小半径。

(3) 直动平底从动件盘形凸轮机构的作图法设计步骤。对于此类凸轮机构,可将从动件导路的中心线与从动件平底之交点视为尖顶从动件的尖顶,按前述作图步骤确定出理论轮廓,然后再过理论轮廓上的点作一系列代表从动件平底的直线,这些直线的包络线即为凸轮的工作轮廓线。

(4) 摆动尖顶从动件盘形凸轮机构的作图法设计步骤。这种凸轮机构从动件的运动规律要用角位移来表达。即须将相应直动从动件的位移方程中位移 s 改为角位移 ϕ ,行程 h 改为角行程 ϕ_m 。其从动件在反转运动中占据的各位置,应使从动件轴心点 A 和其尖顶点 B 分别位于 A 的反转圆上与基圆上对应的反转位置点处。作图时,先以凸轮轴心 O 为圆心,以 OA 为半径作圆,然后在此圆上从起始位置开始沿 $(-\phi_1)$ 方向等分,所得的各点即为轴心 A 在反转运动中依次占据的位置。再以这些点为圆心,以摆动从动件的长度 AB 为半径作圆弧,与基圆的交点即为摆动从动件在反转运动中依次占据的各最低位置点。从动件的角位移则是以从动件轴心各反转位置点为圆心顶点,以从动件相应反转位置为起始边向外转量取。

3. 用解析法设计凸轮的轮廓曲线

用解析法设计凸轮轮廓线的关键是根据反转法原理建立凸轮理论轮廓和实际轮廓的方程式。解析法的特点是从凸轮机构的一般情况入手来建立其廓线方程的。例如,对心直动从动件可看作是偏置直动从动件偏距 $e = 0$ 的情况;尖顶从动件可看作是滚子从动件其滚子半径为零的情况。对于偏置直动滚子盘形凸轮机构,建立凸轮轮廓线直角坐标方程的一般步骤如下:

(1) 画出基圆及从动件起始位置,即可标出滚子从动件滚子中心 B 的起始位置点 B_0 。

(2) 根据反转法原理,求出从动件反转角 ϕ_1 时其滚子中心点 B 的坐标方程式,即为凸轮理论轮廓方程式。

(3) 作理论轮廓在点 B 处的法线 $n - n$,标出凸轮实际轮廓上与点 B 对应的点 T 的位置。

(4) 求出凸轮实际轮廓上点 T 的坐标方程式,即为凸轮实际轮廓方程式。

其他类型的凸轮机构的解析法设计过程与上述的过程类似,其关键是根据几何关系建立凸轮理论轮廓和实际轮廓的方程。

3.1.5 设计凸轮机构应注意的问题

1. 凸轮机构的压力角

所谓凸轮机构的压力角,是指从动件与凸轮接触点处所受正压力的方向(即凸轮轮廓线在接触点处的法线方向)与从动件上对应点速度方向所夹的锐角,用 α 表示,它是影响凸轮机构受力情况的一个重要参数。当驱动从动件的有用分力 F 一定时,压力角 α 越大,则有害分力 F 越大,机构效率越低。当压力角增大到一定程度,凸轮机构将发生自锁。因此,从减小推力和避免自锁的观点来看,压力角愈小愈好。一般来说,凸轮轮廓线上不同点处的压力角是不同的,在设计时应使最大压力角不超过许用值。通常推程时,直动从动件 $[\alpha] = 30^\circ$,摆动从动件 $[\alpha] = 45^\circ$ 。依靠外力使从动件与凸轮维持接触的凸轮机构,回程不会出现自锁,只须校核推程压力角。

图 3-2 所示的偏置直动尖顶从动件盘形凸轮中,凸轮机构的压力角 α 与基圆半径 r_{\min} 及偏距 e 之间的关系为

$$\tan \alpha = \frac{ds/d\delta \pm e}{s_2 + \sqrt{r_{\min}^2 - e^2}} \quad (3.1)$$

式中, s_2 为对应凸轮转角 δ 的从动件的位移; $ds/d\delta$ 为从动件位移对 δ 的导数。

由式(3.1)可知,当导路和瞬心 P 在凸轮轴心 O 的同侧时,式中取“-”号,可使压力角减小;反之,当导路和瞬心 P 在凸轮轴心 O 的异侧时,取“+”号,压力角将增大。因此,为了减小推程压力角,应将从动件导路向推程相对速度瞬心的同侧偏置。但须注意,用导路偏置法虽可使推程压力角减小,但同时却使回程压力角增大,所以偏距 e 不宜过大。

2. 凸轮基圆半径的确定

由式(3.1)可知,在偏距一定、从动件的运动规律已知的条件下,加大基圆半径 r_{\min} ,可减小压力角 α ,从而改善机构的传力特性。但此时机构的尺寸将会增大。故在确定基圆半径 r_{\min} 时,应在满足 $\alpha_{\max} < [\alpha]$ 的条件下,尽量使基圆半径小些,以使凸轮机构的尺寸不至过大。当然,在实际的设计工作中,还须考虑到凸轮机构的结构、受力、安装、强度等方面的要求。

3. 滚子从动件滚子半径的选择和平底从动件平底尺寸的确定

(1) 滚子从动件滚子半径的选择。当凸轮理论轮廓为内凹时,凸轮实际轮廓的曲率半径 ρ_a 等于理论轮廓的曲率半径 ρ 与滚子半径 r_T 之和,即 $\rho_a = \rho + r_T$,

此时不论 r_T 多大,实际轮廓总是可平滑地作出的;当凸轮理论轮廓为外凸时,
 $\rho = -r_T$ 。若 $\rho > r_T$,则 $\rho - r_T > 0$,实际轮廓为一平滑曲线;若 $\rho = r_T$,则 $\rho - r_T = 0$,
 实际轮廓出现尖点,这种尖点极易磨损,磨损后就会改变原有的运动规律;若
 $\rho < r_T$,则 $\rho - r_T < 0$,实际轮廓曲线将出现交叉,在加工时自交部分的轮廓曲线将被切去,致使这一部分运动规律无法实现。由此可知,从避免凸轮轮廓变尖和自交的观点来看,滚子半径 r_T 应小于理论轮廓的最小曲率半径 ρ_{\min} 。如果 ρ_{\min} 过小,按上述条件选择滚子半径太小而不能满足安装和强度要求,就应把凸轮基圆尺寸加大,重新设计凸轮轮廓。

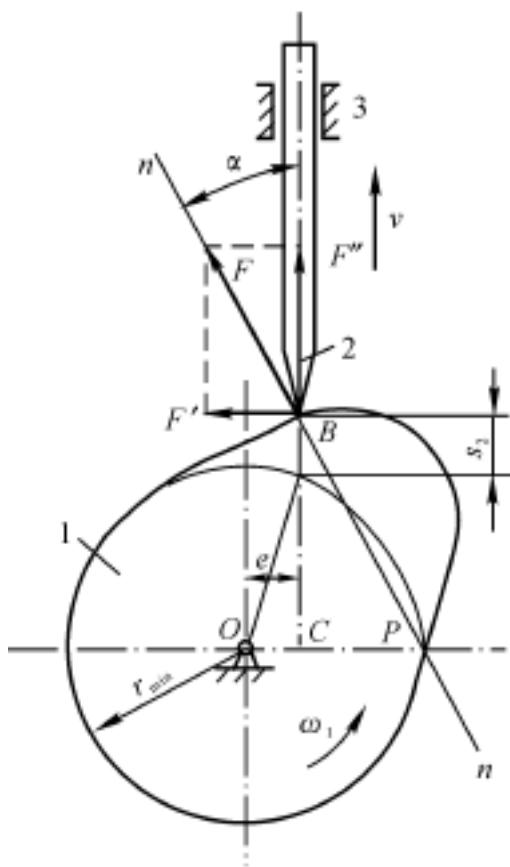
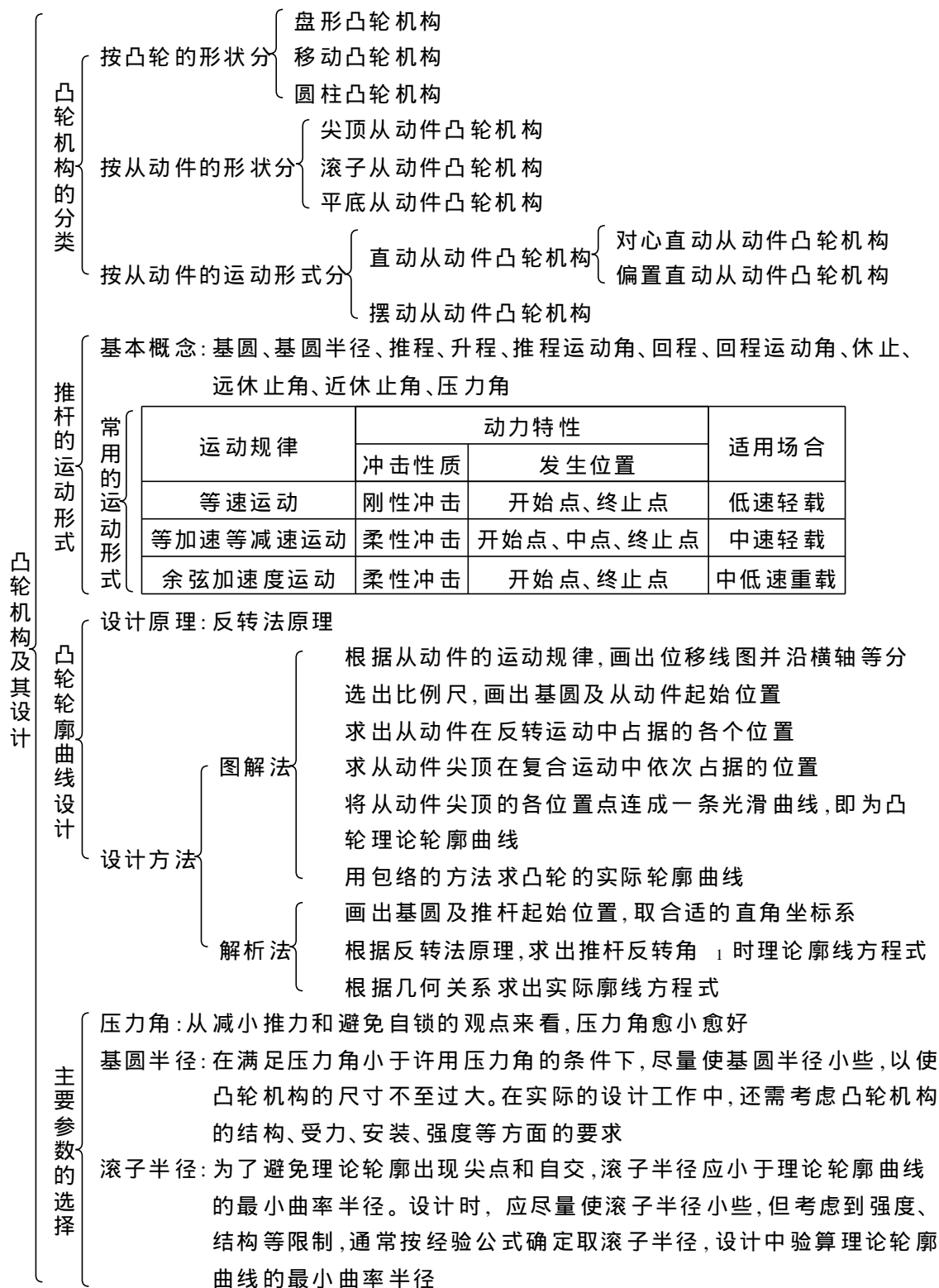


图 3.2

(2) 平底从动件平底尺寸的确定。用作图法作出凸轮廓线,即可确定出从动件平底中心至从动件平底与凸轮廓线的接触点间的最大距离 l_{\max} ,从动件平底长度 l 应取为 $l = 2l_{\max} + (5 \sim 7) \text{ mm}$ 。 l_{\max} 也可用计算求得,即 $l_{\max} = \sqrt{ds/d\delta}/\max$ 。此外,对于平底从动件凸轮机构,有时也会产生失真现象,解决的方法是适当增大凸轮的基圆半径。

3.2 重点知识结构图



3.3 考点及常见题型精解

3.3.1 本章考点

本章考点有以下几个方面:

- (1) 从动件常用的几种运动规律的特点及应用场合,刚性冲击与柔性冲击。
- (2) 凸轮机构理论轮廓与实际轮廓之间的关系。
- (3) 已知凸轮机构某一位置的机构运动简图,分析凸轮机构,如凸轮转过某角度 φ ,求从动件的位移、从动件的升程 h 等。
- (4) 凸轮机构压力角的概念,求凸轮机构在某一位置压力角的大小及凸轮机构的压力角与凸轮机构受力的关系。

本章试题常有基本概念题、作图题及计算分析题。基本概念题常以问答、填空、选择、判断等题型出现。在考试题中,作图题所占比例最大,应引起足够的重视。

3.3.2 常见题型精解

例 3.1 如图 3.3(a) 所示,凸轮机构从动件的速度曲线由五段直线组成。要求:在图上画出从动件的位移曲线、加速度曲线;判断哪几个位置有冲击存在,是刚性冲击还是柔性冲击?在图示的 F 位置,凸轮与从动件之间有无惯性力作用,有无冲击存在?

解 由图 3.3(a) 可知,在 OA 段内($0 \sim \frac{\pi}{2}$),因从动件的速度 $v = 0$,故此段为从动件的近休段,从动件的位移及加速度均为零。在 AB 段内($\frac{\pi}{2} \sim \frac{3\pi}{2}$),因 $v > 0$,故为从动件的推程段;且在 AB 段内,因速度线图为上升的斜直线,故从动件先等加速上升,位移曲线为抛物线运动曲线,而加速度曲线为正的的水平直线段。在 BC 段内,因速度曲线为水平直线段,故从动件继续等速上升,位移曲线为上升的斜直线,而加速度曲线为与 φ 轴重合的线段。在 CD 段内,因速度线为下降的斜直线,故从动件继续等减速上升,位移曲线为抛物线,而加速度曲线为负的水平线段。在 DE 段内($\frac{3\pi}{2} \sim 2\pi$),因 $v < 0$,故为从动件的回

程段,因速度曲线为水平线段,故从动件作等速下降运动。其位移曲线为下降的斜直线,而加速度曲线为与 δ_1 轴重合的线段,且在点 D 及 E 处其加速度分别为负无穷大和正无穷大。综上所述,作出从动件的速度 v 及加速度 a 线图如图 3-3(b), (c) 所示。

由从动件速度曲线和加速度曲线知,在点 D 及 E 处,有速度突变,且相应的加速度分别为负无穷大和正无穷大。故凸轮机构在点 D 及 E 处有刚性冲击。而在点 A, B, C 及 D 处的加速度为有限值的突然变化,故在这几处凸轮机构会有柔性冲击。

在点 F 处有正的加速度值,故有惯性力,但既无速度突变,也无加速度突变,因此,点 F 处无冲击存在。

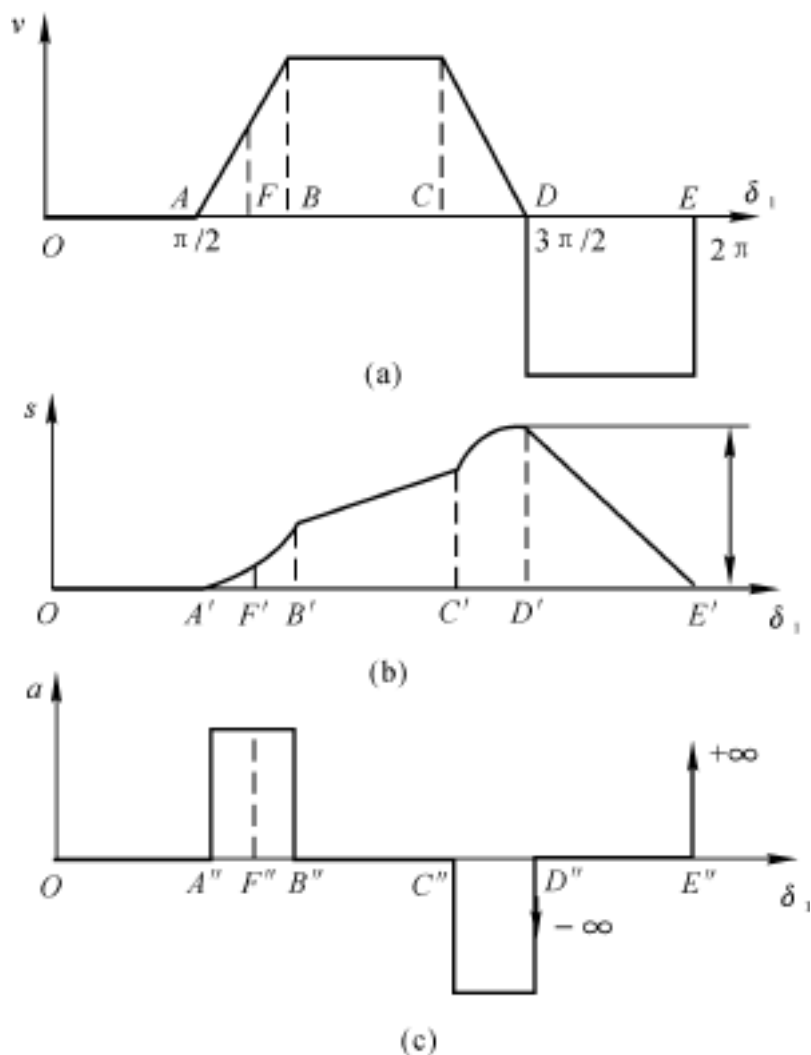


图 3-3

【评注】 本例是针对从动件常用的几种运动规律的典型题。解题的关键是对常用运动规律的位移、速度以及加速度线图的熟练,特别是要会作常用运动规律的位移、速度以及加速度线图。至于判断有无冲击以及冲击的类型,关键要看速度变化处加速度有无突变。若速度变化处加速度为无穷大,则有刚性冲击;若加速度的突变为有限值,则为柔性冲击。

例 3 2 对于图 3 4(a) 所示的凸轮机构,要求:

- (1) 写出该凸轮机构的名称;
- (2) 在图上标出凸轮的合理转向;
- (3) 画出凸轮的基圆;

(4) 画出从升程开始到图 3 4(a) 所示位置时从动件的位移 s , 相对应的凸轮转角 φ , 点 B 的压力角 α 。

- (5) 画出从动件的升程 H 。

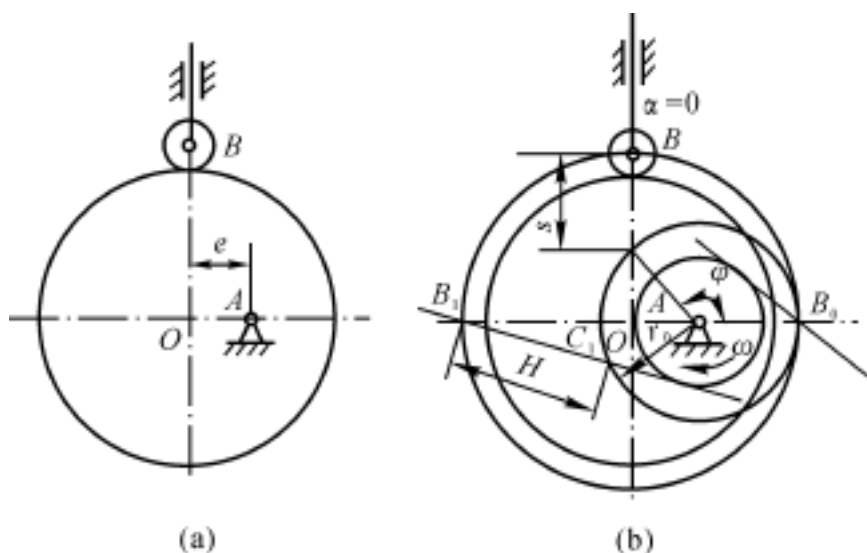


图 3 4

解 (1) 偏置直动滚子从动件盘形凸轮机构。

(2) 为使推程压力角较小, 凸轮应该顺时针转动。

(3) 以点 O 为圆心, 以 OB 为半径画圆得理论轮廓。连结 OA 并延长交理论轮廓于点 B_0 , 再以转动中心 A 为圆心, 以 AB_0 为半径画圆得基圆, 其半径为 r_0 (见图 3 4(b))。

(4) 点 B_0 即为从动件推程的起点, 图 3 4(b) 所示位置时从动件的位移和相应的凸轮转角分别为 s , φ , 点 B 处的压力角 $\alpha = 0$ 。

(5) AO 连线与凸轮理论轮廓的另一交点为 B_1 , 过 B_1 作偏距圆的切线交基

圆于点 C_1 , 因此 $B_1 C_1$ 为升程 H 。

【评注】 这是凸轮机构分析题目中一道基本题。题中所涉及的凸轮机构的名称、基圆、压力角、位移等都是基本概念, 因此解此类题时, 应对本章的概念熟练掌握。凸轮机构名称的命名, 一般的顺序为从动件的运动形式 + 从动件的形式 + 凸轮的形式; 凸轮的合理转向是指使推程压力角较小的凸轮转向。当偏置与推程时凸轮和从动件的相对速度瞬心位于凸轮轴心的同侧时, 凸轮机构的压力角较小。凸轮的基圆是指凸轮理论轮廓的基圆, 所以, 应先求出凸轮的理论轮廓。另外, 过点 B_0, B_1 作偏距圆的切线时, 应注意此切线相对于点 A 的位置。在本题中, 过点 B_1 作偏距圆的切线应在点 A 的下方。

例 3.3 图 3.5(a) 所示凸轮的廓线由三段圆弧(圆心分别在 O, O', O'' 点)及一段直线组成, 从动件为圆心在点 B 的一段圆弧构成的曲底摆动从动件。试用作图法求该凸轮机构的推程运动角 ϕ_{01} 、回程运动角 ϕ_{02} 、从动件的最大摆角 α , 从动件在图示位置时的角位移 δ 及压力角 α' , 以及凸轮从图示位置再转过 70° 后从动件的角位移 δ' 及压力角 α' 。

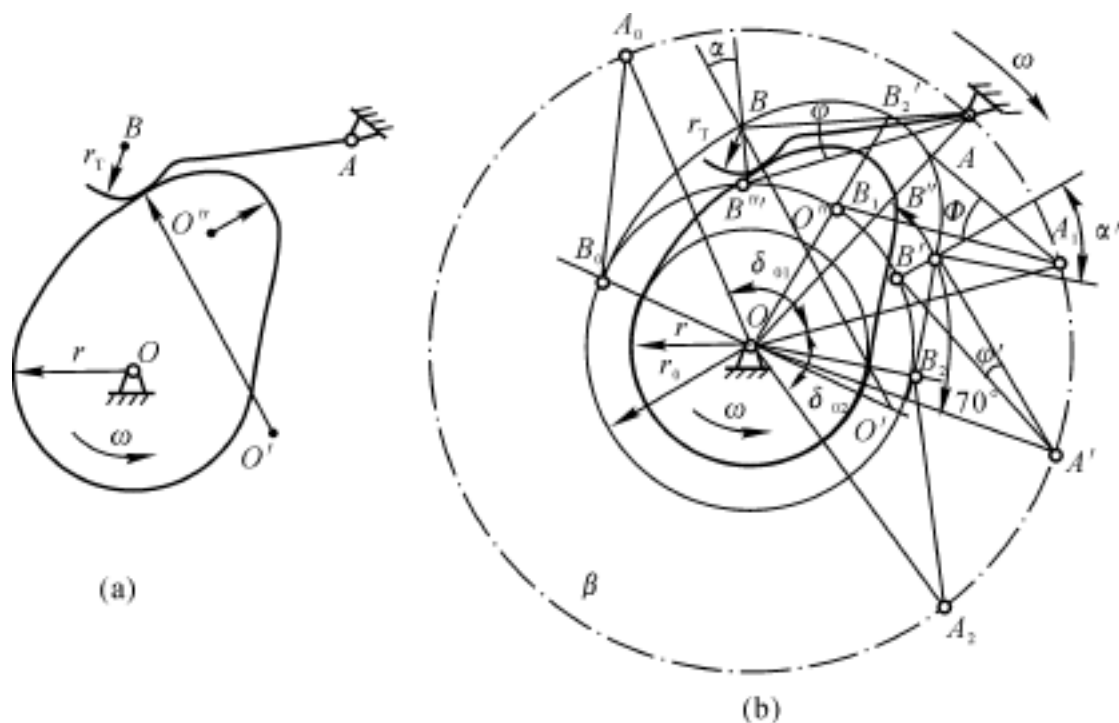


图 3.5

解 以凸轮回转中心 O 为圆心, 以 OA 为半径画圆, 此即摆动从动件的摆动中心在反转运动中的轨迹圆, 如图 3.5(b) 所示。

分别以 O, O', O'' 为圆心, 以凸轮实际轮廓中相应圆弧长加上滚子半径 r_f 为

半径作出凸轮的理论轮廓,如图 3 5(b) 中细线轮廓。

OO 的延长线与理论轮廓的交点 B_0 为推程廓线的最低点,以 B_0 为圆心,以 \overline{AB} 为半径画弧,与轨迹圆 的交点 A_0 为推程起始点时摆动从动件摆动中心的位置。 OO 的延长线与理论轮廓的交点 B_1 为理论轮廓的最高点,以 B_1 为圆心,以 \overline{AB} 为半径画弧,与轨迹圆 的交点 A_1 为推程终止点时摆动从动件摆动中心的位置。故 $\angle A_0OA_1 = \varphi_{01}$ 即为推程运动角,如图 3 5(b) 所示。

过点 O 作凸轮廓线直线部分的垂线,其与理论轮廓的交点 B_2 为回程的最低点。以 B_2 为圆心,以 \overline{AB} 为半径画弧,与轨迹圆 的交点 A_2 为回程终止时摆动从动件摆动中心的位置;故 $\angle A_1OA_2 = \varphi_{02}$ 即为回程运动角,如图 3 5(b) 所示。

以 A_1 为圆心,以 \overline{AB} 为半径画弧,与基圆交于点 B_1 , $\angle B_1OB_1 =$ 即为推程的角行程,如图 3 5(b) 所示。

以 A 为圆心,以 \overline{AB} 为半径画弧,与基圆交于点 B , $\angle BOB =$ 为从动件在图 3 5(b) 所示位置时的角位移。

连线 OB 为凸轮廓线在点 B 的法线(即正压力的方向线),过点 B 作 AB 的垂线即为从动件在点 B 的速度方向线,两者之间的夹角 即为凸轮机构在图 3 5(b) 所示位置时的压力角。

由于凸轮沿逆时针方向回转,故从 OA 开始沿顺时针方向量得给定的凸轮转角为 70° ,得机架在反转运动中所占有的位置 A 。以 A 为圆心,以 \overline{AB} 为半径画弧,分别与基圆和理论轮廓交于点 B 和点 B , $\angle BAB =$ 为从动件在指定位置的角位移,过点 B 作凸轮理论轮廓的垂线和从动件 AB 的垂线,两垂线间的夹角 即为此位置时凸轮机构的压力角,如图 3 5(b) 所示。

【评注】 要求出题目中所要求解的参数,必须先找出此凸轮机构的基圆和摆动从动件的初始位置。题中的曲底从动件等效于一滚子从动件,滚子半径为 r ,滚子中心在点 B 。对于滚子从动件盘形凸轮机构中的凸轮,其理论轮廓和实际轮廓为等距曲线,两条曲线间的距离为滚子半径,据此可容易地作出凸轮的理论轮廓。凸轮上推程的起始点、推程的终止点、回程的终止点等关键点均是在理论轮廓上寻求,方法是找离凸轮转动中心最近和最远的点,由于本题中凸轮廓线由直线和圆弧组成,所以这些关键点可利用已知的几何条件求得。然后根据这些关键点以及凸轮与从动件的相对位置确定反转后从动件的位置和姿态。在作图时,务必小心不要将凸轮与从动件的相对位置弄错。

例 3 4 试设计一对心直动滚子从动件盘形凸轮机构。已知凸轮以等角速

度 逆时针方向转动。在凸轮的一个运转周期 2π 时间内,要求从动件在 1 s 内等速上升 10 mm , 0.5 s 内静止不动, 0.5 s 内等速上升 6 mm , 2 s 内静止不动, 2 s 内等速下降 16 mm 。

- (1) 画出从动件的位移线图 $s-\delta$ 。
- (2) 画出从动件的速度线图 $v-\delta$ 。
- (3) 该凸轮的基圆半径为多少? (按推程许用压力角 $[\alpha] = 30^\circ$ 选择基圆半径)

解 (1) 将凸轮转动的各时间段换算成凸轮基圆的转角,得从动件位移 s 和凸轮基圆转角 δ 间的关系如表 3.2 所示。

表 3.2

t/s	1	0.5	0.5	2	2
δ/rad	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{2\pi}{3}$	$\frac{2\pi}{3}$
s/mm	10	0	6	0	-16

根据表 3.2 数据绘制位移线图,如图 3.6(a) 所示。

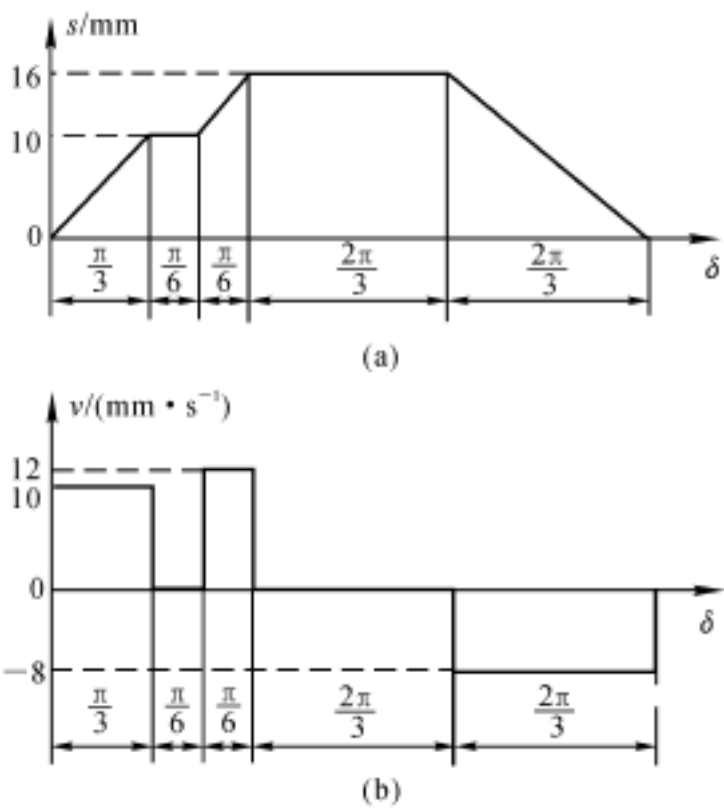


图 3.6

(2) 根据表 3.2 数据绘制速度线图,如图 3.6(b) 所示。

(3) 根据凸轮基圆半径与压力角的关系式

$$\tan \varphi = \frac{ds/d\delta \cdot e}{\sqrt{(r_{\min}^2 - e^2)} + s}$$

可知: $ds/d\delta$ 取最大,同时 s 取最小时,凸轮机构的压力角最大。从图 3.6 可知,这点可能在 1 s 内等速上升 10 mm 段的开始处或 0.5 s 内等速上升 6 mm 段的开始处。由于

$$\tan \varphi = \frac{ds/d\delta \cdot e}{\sqrt{(r_{\min}^2 - e^2)} + s} = \frac{ds/d\delta}{r_{\min} + s} \quad \tan 30^\circ$$

得

$$r_{\min} = \frac{ds/d\delta}{\tan 30^\circ} - s$$

在 1 s 内等速上升 10 mm 段的开始处, $ds/d\delta = 30^\circ$, $s = 0$, 解得

$$r_{\min} = 16.54 \text{ mm}$$

在 0.5 s 内等速上升 6 mm 段的开始处, $ds/d\delta = 36^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$, 解得

$$r_{\min} = 9.85 \text{ mm}$$

所以 $r_{\min} = 17 \text{ mm}$ 或更大些。

【评注】 本题的难点是最大压力角位置的确定问题。若不能肯定,可将位移曲线上各拐点处均计算一下,最后取计算的最大值。在解作图题时,应注意作图步骤明确,线条清晰,保留重要的作图线,必要时加以文字说明。在涉及从动件常用运动规律的作图题中,有时还会给定从动件推程及回程的运动规律、偏距、从动件行程、凸轮转向、推程运动角、回程运动角以及远近休止角,要求用作图法设计某种凸轮机构的凸轮廓线。解题的第一步就是绘制从动件的位移线图,因此要对常用运动规律的位移、速度以及加速度线图熟练,特别是要会作常用运动规律的位移、速度以及加速度线图,并依此进行必要的分析。

例 3.5 图 3.7(a) 所示为一对心直动平底从动件圆盘凸轮机构。已知 $OA = 10 \text{ mm}$, $R = 30 \text{ mm}$, $\omega_1 = 1 \text{ rad/s}$ 。试在图上画出凸轮的基圆,标出图示位置的压力角,凸轮转角 δ 及从动件位移 s_2 和速度 v_2 的表达式。当 $\delta = 135^\circ$ 时,计算 s_2 和 v_2 。

解 如图 3.7(b) 所示,以 O 为圆心,以 OB 为半径作圆,即为凸轮的基圆。基圆半径 $r_{\min} = R - OA = 30 - 10 = 20 \text{ mm}$ 。

连接点 O, A ,并向两边延长,分别交凸轮圆于 B, E 两点。延长从动件导路线,交基圆于点 F 。由于从动件在图示位置的速度方向竖直向上,而接触点的法

线为 AC , 这两者平行, 所以在图示位置的压力角 $\alpha = 0$ 。

图示位置凸轮的转角 $\delta = \angle BOF$ 。

由基圆沿导路方向向外量至导路与平底之交点, 可得在图示位置从动件的位移 s_2 , 由图可知 $s_2 = R + OA \cos(\delta - \delta_0) - r_0$, 而从动件的速度

$$v_2 = OA \sin(\delta - \delta_0) \omega_1$$

当 $\delta = 135^\circ$ 时, 有

$$s_2 = R + OA \cos(\delta - \delta_0) - r_0 =$$

$$30 + 10 \cos(180^\circ - 135^\circ) - 20 = 17.07 \text{ mm}$$

$$v_2 = OA \sin(\delta - \delta_0) \omega_1 = 10 \sin(180^\circ - 135^\circ) \times 1 = 7.07 \text{ mm/s}$$

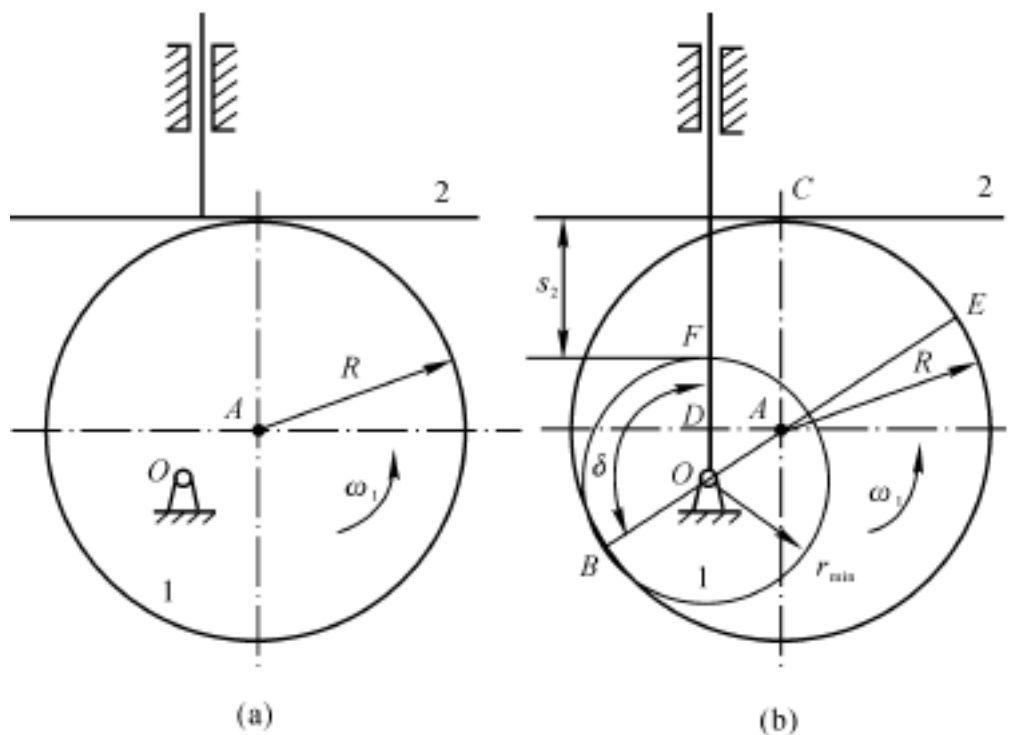


图 3.7

【评注】 平底从动件凸轮机构中, 盘形凸轮的理论轮廓曲线是导路线与平底交点的轨迹。对于本题的对心圆偏心凸轮, 其理论轮廓只在 B, C 两点与实际轮廓圆重合, 且 B 为理论(实际)轮廓上回转半径最小的点, 所以基圆为以 O 为圆心, 以 OB 为半径的圆。凸轮转角则是从 OB 开始逆时针方向量取。而从动件的位移 s_2 和速度 v_2 则可以认为是点 C 在垂直方向上的位移和速度。此外, 平底从动件盘形凸轮机构, 其压力角恒等于平底与导路所夹锐角的余角, 与其他因素无关。本题属于涉及反转法凸轮廓线设计原理及各基本尺寸参数的图形表达

题目,这类题最常见,其求解的难点是反转法。反转法不仅是凸轮机构设计的基本方法,也是凸轮机构分析常用的方法。凸轮机构分析所涉及的典型问题为:给定凸轮机构,即已知凸轮机构的尺寸及其位置、凸轮角速度大小及方向,要求当凸轮转过某一个角 δ 时,从动件所产生的相应位移 s 、速度 v 等运动参数及相应的机构压力角 α 、从动件升程 h 等问题。这时,如果让凸轮转过角 δ 后来求解,显然是很不方便的。为此,可利用图示位置的凸轮机构,让从动件相对凸轮反转一个角 δ 来进行求解,即利用反转法求解。这实际上与凸轮设计的反转法原理相同。其求解的关键是确定从动件在复合运动中其尖顶的位置。确定时应注意:

正确确定从动件反转方向。先要明确凸轮的实际转向,然后在图上用箭头及“-”标出从动件的反转方向,以避免搞错反转方向。正确确定从动件在反转运动中占据的位置。从动件反转前后两位置线的夹角应等于凸轮的转角 δ 。

正确确定从动件的位移 s 。例3.2给出了滚子直动从动件的解题方法,例3.3给出了滚子摆动从动件的解题方法。至于利用反转法设计凸轮轮廓线的方法,课本中已有详细的叙述,这里不再赘述。

例3.6 一偏置直动尖顶从动件盘形凸轮机构如图3.8(a)所示。已知凸轮为一偏心圆盘,圆盘半径 $R = 30\text{ mm}$,几何中心为 A ,回转中心为 O ,从动件偏距 $OD = e = 10\text{ mm}$, $OA = 10\text{ mm}$,凸轮以等角速度 ω 逆时针方向转动。当凸轮在图示位置,即 $AD \perp CD$ 时,试求:

- (1) 凸轮的基圆半径 r_{\min} ;
- (2) 图示位置的凸轮机构压力角 α ;
- (3) 图示位置的凸轮转角 δ ;
- (4) 图示位置的从动件的位移 s ;
- (5) 该凸轮机构中的从动件偏置方向是否合理,为什么?

解 根据已知条件,以 O 为圆心,以点 O 与 OA 连线和凸轮轮廓线的交点 E 间的距离为半径,作圆的凸轮机构的基圆,如图3.8(b)所示。由图可知:

- (1) $r_{\min} = R - OA = 30 - 10 = 20\text{ mm}$
- (2) $\alpha = \arcsin(AD/AB) = \arcsin[(OD + (AE - EO))/AB] = \arcsin[e + (R - r_{\min})/AB] = \arcsin(20/30) = 41.81^\circ$
- (3) $\delta = \arccos(DO'/OF) = \arcsin(10/20) = 60^\circ$
- (4) $s = BD - FD = \sqrt{R^2 - (OA + OD)^2} - \sqrt{r_{\min}^2 - OD^2} = \sqrt{30^2 - (10 + 10)^2} - \sqrt{20^2 - 10^2} = 5.04\text{ mm}$

(5) 不合理。因为如此偏置时,机构的压力角 $= \arcsin \frac{AO+e}{AB}$, e 愈大, 就愈大, 使传动效率降低。从动件偏置到凸轮轴心的右侧时较为合理。

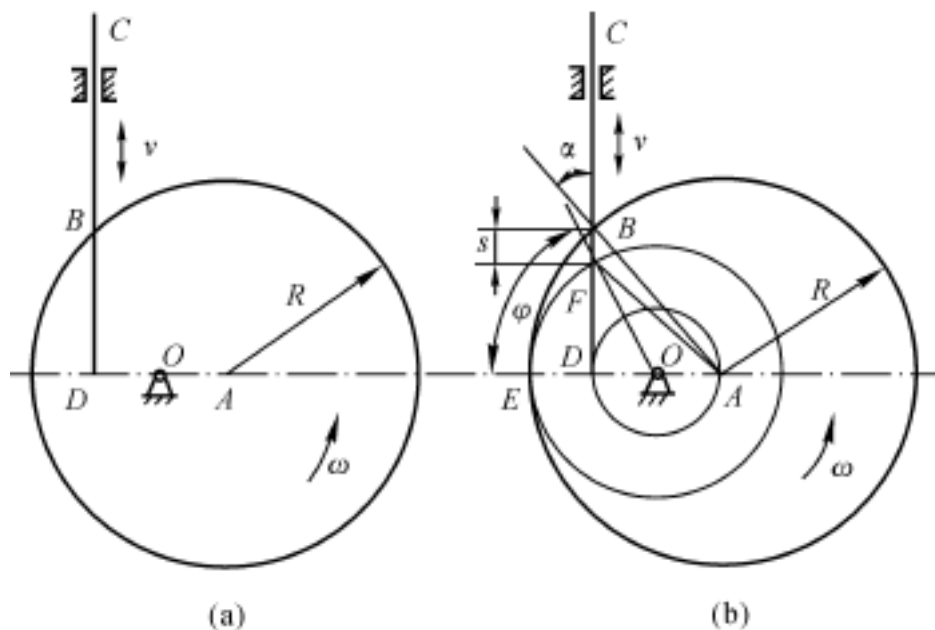


图 3.8

【评注】 当偏置与推程时,凸轮和从动件的相对速度瞬心位于凸轮轴心的同侧,凸轮机构的压力角较小,而本题却在异侧,所以从压力角的角度来说,偏置不合理。关于偏置方向与凸轮转向以及基圆半径间的关系问题是凸轮机构计算分析的典型考题,应引起足够的重视。

3.4 课后习题详解

3-1 图 3.9 所示为一偏置直动从动件盘形凸轮机构。已知 AB 段为凸轮的推程廓线,试在图上标注推程运动角 φ_1 。

解 如图 3.10 所示,以 O 为圆心作圆并与导路相切,此即为偏距圆。过点 B 作偏距圆的下切线,此线为凸轮与从动件在点 B 接触时,导路的方向线。推程运动角 φ_1 如图 3.10 所示。

3-2 图 3.11 所示为一偏置直动从动件盘形凸轮机构。已知凸轮是一个以 C 为中心的圆盘,试求轮廓上点 D 与尖顶接触时的压力角,并作图加以表示。

解 如图 3.12 所示,以 O 为圆心作圆并与导路相切,此即为偏距圆。过点

D 作偏距圆的下切线, 此线为凸轮与从动件在点 D 接触时, 导路的方向线。凸轮与从动件在点 D 接触时的压力角 如图 3.12 所示。

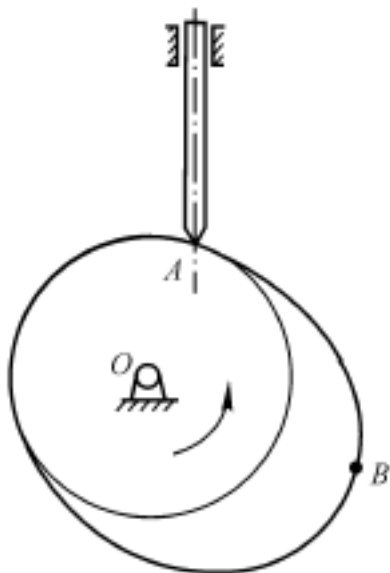


图 3.9 题 3-1 图

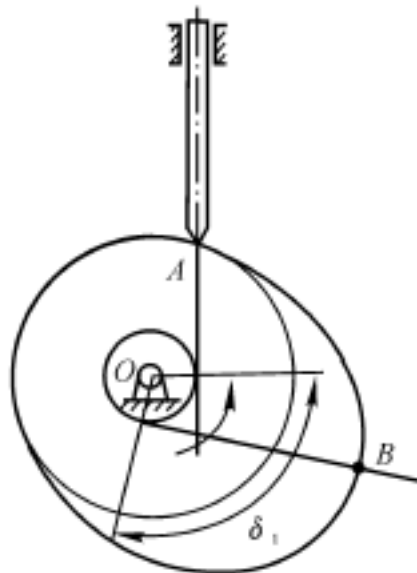


图 3.10 题 3-1 解图

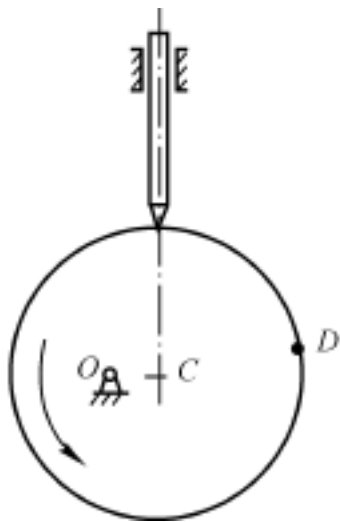


图 3.11 题 3-2 图

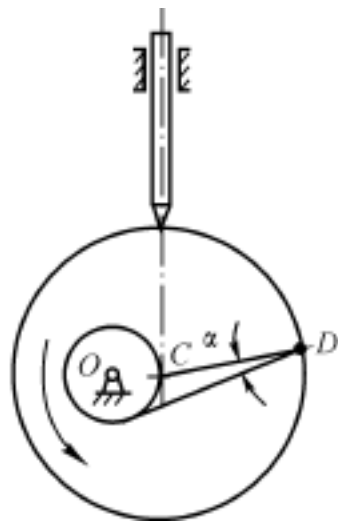


图 3.12 题 3-2 解图

3-3 已知从动件升程 $h = 30 \text{ mm}$, $t = 150^\circ$, $s = 30^\circ$, $h = 120^\circ$, $s = 60^\circ$, 从动件在推程作简谐运动, 在回程作等加速等减速运动, 试运用作图法或公式计算绘出其运动线图 $s-t$, $v-t$ 和 $a-t$ 。

解 从动件在推程及回程段运动规律的位移、速度以及加速度方程分别如下:

(1) 推程:

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{h}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{\delta} \delta_1 \right) \right] \\ v &= \frac{h}{2} \sin \left(\frac{\pi}{\delta} \delta_1 \right) \\ a &= \frac{\pi^2 h}{2 \delta^2} \cos \left(\frac{\pi}{\delta} \delta_1 \right) \end{aligned} \right\} \quad 0^\circ \quad 150^\circ$$

(2) 回程:等加速段

$$\left. \begin{aligned} s &= h - \frac{2h}{\delta^2} \delta_1^2 \\ v &= -\frac{4h}{\delta^2} \delta_1 \\ a &= -\frac{4h}{\delta^2} \end{aligned} \right\} \quad 0^\circ \quad 60^\circ$$

等减速段

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{2h}{\delta^2} (\delta - \delta_1)^2 \\ v &= \frac{4h}{\delta^2} (\delta - \delta_1) \\ a &= \frac{4h}{\delta^2} \end{aligned} \right\} \quad 60^\circ \quad 120^\circ$$

为了计算从动件速度和加速度,设 $\omega_1 = 0.2 \text{ rad/s}$ 。计算各分点的位移、速度以及加速度值如表 3.3 所示。

表 3.3

总转角 / (°)	0	15	30	45	60	75	90	105
位移 / mm	0	0.734	2.865	6.183	10.365	15	19.635	23.817
速度 / (mm/s)	0	19.416	36.931	50.832	59.757	62.832	59.757	50.832
加速度 / (mm/s ²)	65.797	62.577	53.231	38.675	20.333	0	-20.333	-38.675
总转角 / (°)	120	135	150	165	180	195	210	225
位移 / mm	27.135	29.266	30	30	30	29.066	26.250	21.563
速度 / (mm/s)	36.932	19.416	0	0	0	-25	-50	-75
加速度 / (mm/s ²)	-53.231	-62.577	-65.797	0	-83.333	-83.333	-83.333	-83.333

续 表

总转角 / (°)	240	255	270	285	300	315	330	345
位移 / mm	15	8.438	3.75	0.938	0	0	0	0
速度 / (mm/s)	-100	-75	-50	-25	0	0	0	0
加速度 / (mm/s²)	-83.333	-83.333	83.333	83.333	83.333	0	0	0

根据表 3.3 作图(因通常凸轮等角速转动,故横坐标同时也代表时间 t),如图 3.13 所示(注:为了图形大小协调,将位移曲线沿纵轴放大了 5 倍)。

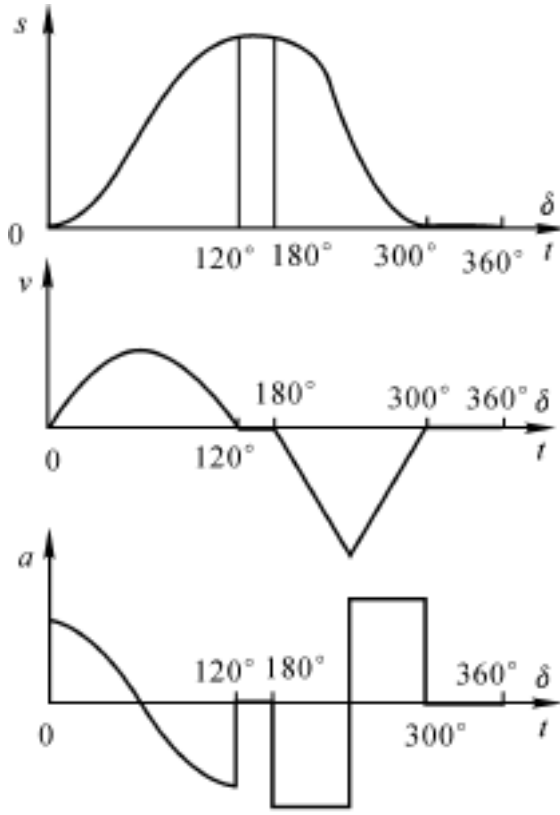


图 3.13 题 3-3 解图

3-4 设计图 3.14 所示偏置直动滚子从动件盘形凸轮。已知凸轮以等角速度顺时针方向回转,偏距 $e = 10\text{ mm}$,凸轮基圆半径 $r_{\min} = 60\text{ mm}$,滚子半径 $r_T = 10\text{ mm}$,从动件的升程及运动规律与题 3-3 相同。试用图解法绘出凸轮的轮廓,并校核推程压力角。

解 根据题 3-3 解作图如图 3.15 所示。由式(3.1)可知, $d\Omega/d\delta$ 取最大,同时 Ω 取最小时,凸轮机构的压力角最大。从图 3.15 可知,这点可能在推程段的开始处或在推程的中点处。由图量得在推程的开始处凸轮机构的压力角最

大,此时 $\delta_{\max} = 9.6^\circ < [\delta] = 30^\circ$

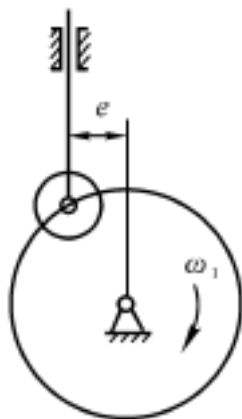


图 3.14 题 3-4 图

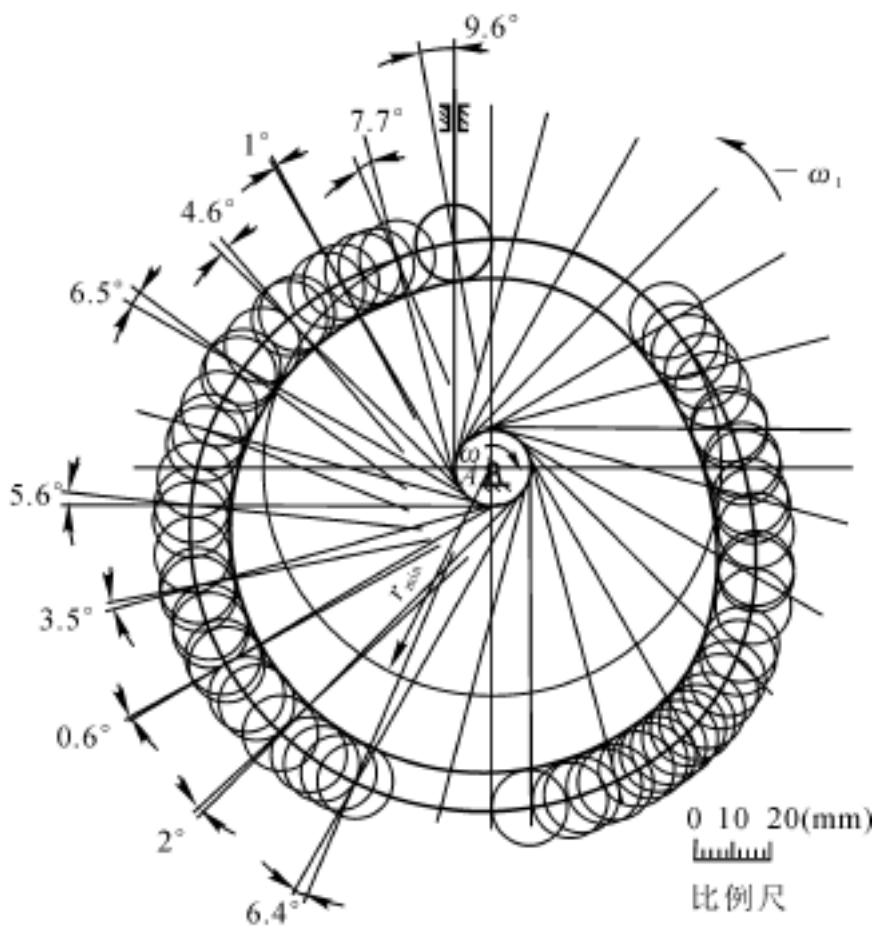


图 3.15 题 3-4 解图

3-5 已知条件同题 3-4, 试用解析法通过计算机辅助设计求凸轮理论轮廓和实际轮廓上各点的坐标值(每隔 10° 计算一点)、推程 δ_{\max} 的数值, 并打印凸

轮轮廓。

解 (1) 计算从动件的位移并对凸轮转角求导。

当凸轮转角 φ_1 在 $0 \sim \frac{5}{6}\pi$ 过程中, 从动件按简谐运动规律上升 $h = 30 \text{ mm}$ 。根据教材中式(3-7) 可得

$$s_2 = \frac{h}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{\varphi_1}{\frac{5}{6}\pi} \right) \right] \quad 0 \leq \varphi_1 \leq \frac{5}{6}\pi$$

$$\frac{ds_2}{d\varphi_1} = \frac{h}{2} \sin \left(\frac{\varphi_1}{\frac{5}{6}\pi} \right) \quad 0 \leq \varphi_1 \leq \frac{5}{6}\pi$$

当凸轮转角 φ_1 在 $\frac{5}{6}\pi \sim \pi$ 过程中, 从动件远休。

$$s_2 = 50 \quad \frac{5}{6}\pi \leq \varphi_1 \leq \pi$$

$$\frac{ds_2}{d\varphi_1} = 0 \quad \frac{5}{6}\pi \leq \varphi_1 \leq \pi$$

当凸轮转角 φ_1 在 $\pi \sim \frac{4}{3}\pi$ 过程中, 从动件按等加速度运动规律下降到升程的一半。根据教材中式(3-5) 可得

$$s_2 = \frac{2h}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_1 - \pi}{\frac{4}{3}\pi - \pi} \right)^2 \quad \pi \leq \varphi_1 \leq \frac{4}{3}\pi$$

$$\frac{ds_2}{d\varphi_1} = -\frac{4h}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_1 - \pi}{\frac{4}{3}\pi - \pi} \right) \quad \pi \leq \varphi_1 \leq \frac{4}{3}\pi$$

当凸轮转角 φ_1 在 $\frac{4}{3}\pi \sim \frac{5}{3}\pi$ 过程中, 从动件按等减速度运动规律下降到起始位置。根据教材中式(3-6) 可得

$$s_2 = \frac{2h}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\varphi_1 - \frac{4}{3}\pi}{\frac{5}{3}\pi - \frac{4}{3}\pi} \right) \right]^2 \quad \frac{4}{3}\pi \leq \varphi_1 \leq \frac{5}{3}\pi$$

$$\frac{ds_2}{d\varphi_1} = \frac{4h}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} - \left(\frac{\varphi_1 - \frac{4}{3}\pi}{\frac{5}{3}\pi - \frac{4}{3}\pi} \right) \right] \quad \frac{4}{3}\pi \leq \varphi_1 \leq \frac{5}{3}\pi$$

当凸轮转角 φ_1 在 $\frac{5}{3}\pi \sim 2\pi$ 过程中, 从动件近休。

$$s_2 = 50 \quad \frac{5}{3}\pi \leq \varphi_1 \leq 2\pi$$

$$\frac{ds_2}{d\varphi_1} = 0 \quad \frac{5}{3}\pi \leq \varphi_1 \leq 2\pi$$

(2) 计算凸轮的理论轮廓和实际轮廓。

本题的计算简图及坐标系如图 3.16 所示, 由图可知, 凸轮理论轮廓上点 B (即滚子中心) 的直角坐标为

$$x = (s_{\min} + s)\cos\varphi_1 - e\sin\varphi_1$$

$$y = (s_{\min} + s)\sin\varphi_1 + e\cos\varphi_1$$

式中, $s_2 = \sqrt{r_{\min}^2 - e^2}$ 。

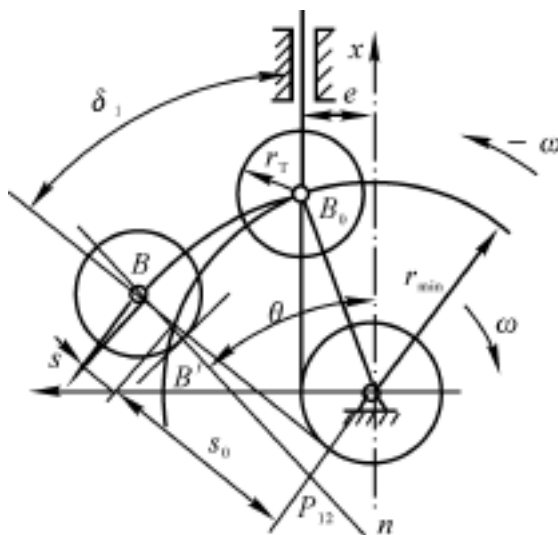


图 3.16 题 3-5 解图(1)

由图 3.16 可知, 凸轮实际轮廓的方程即点 B 的坐标方程式为

$$x = x - r_T \cos$$

$$y = y - r_T \sin$$

因为

$$\frac{dy}{d\varphi_1} = \left[\frac{ds}{d\varphi_1} - e \right] \sin\varphi_1 + (s_0 + s)\cos\varphi_1$$

$$\frac{dx}{d\varphi_1} = \left[\frac{ds}{d\varphi_1} - e \right] \cos\varphi_1 - (s_0 + s)\sin\varphi_1$$

所以

$$\sin = - \frac{dx/d\varphi_1}{\sqrt{(dx/d\varphi_1)^2 + (dy/d\varphi_1)^2}}$$

$$\cos = \frac{dy/d\varphi_1}{\sqrt{(dx/d\varphi_1)^2 + (dy/d\varphi_1)^2}}$$

故

$$x = x - 10\cos$$

$$y = y - 10\sin$$

由上述公式可得理论轮廓曲线和实际轮廓的直角坐标,计算结果如表 3 4 所示,凸轮轮廓线如图 3 17 所示。

表 3 4

1	x	y	1	x	y
0°	49 301	8 333	180°	- 79 223	- 8 885
10°	47 421	16 843	190°	- 76 070	- 22 421
20°	44 668	25 185	200°	- 69 858	- 34 840
30°	40 943	33 381	210°	- 60 965	- 45 369
40°	36 089	41 370	220°	- 49 964	- 53 356
50°	29 934	48 985	230°	- 37 588	- 58 312
60°	22 347	55 943	240°	- 24 684	- 59 949
70°	13 284	61 868	250°	- 12 409	- 59 002
80°	2 829	66 326	260°	- 1 394	- 56 566
90°	- 8 778	68 871	270°	8 392	- 53 041
100°	- 21 139	69 110	280°	17 074	- 48 740
110°	- 33 714	66 760	290°	24 833	- 43 870
120°	- 45 862	61 695	300°	31 867	- 38 529
130°	- 56 895	53 985	310°	38 074	- 32 410
140°	- 66 151	43 904	320°	43 123	- 25 306
150°	- 73 052	31 917	330°	46 862	- 17 433
160°	- 77 484	18 746	340°	49 178	- 9 031
170°	- 79 562	5 007	350°	49 999	- 0 354
180°	- 79 223	- 8 885	360°	49 301	8 333

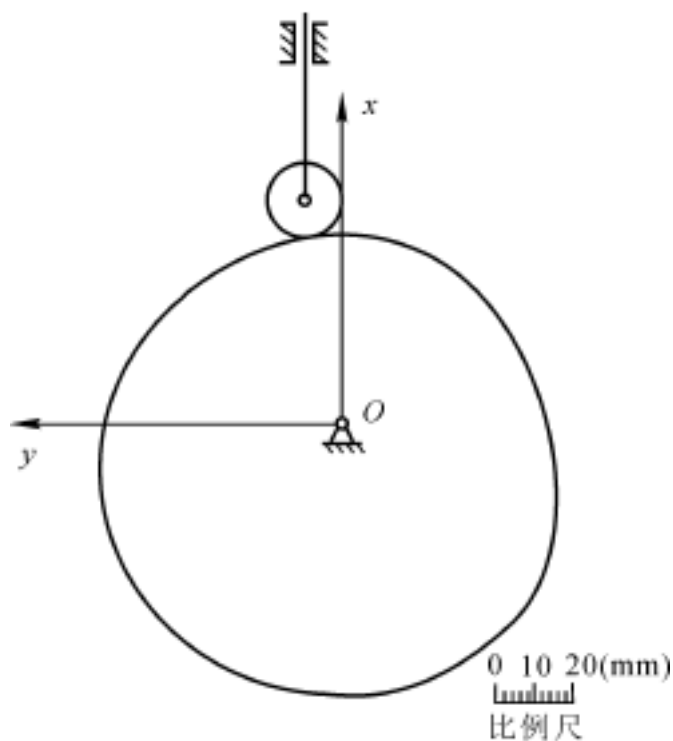


图 3.17 题 3-5 解图(2)

3-6 在图 3.18 所示自动车床控制刀架移动的滚子摆动从动件凸轮机构中,已知 $l_{OA} = 60 \text{ mm}$, $l_{AB} = 36 \text{ mm}$, $r_{\min} = 35 \text{ mm}$, $r_T = 8 \text{ mm}$ 。从动件的运动规律如下:当凸轮以等角速度 ω_1 逆时针方向回转 150° 时,从动件以简谐运动向上摆 15° ;当凸轮自 150° 转到 180° 时,从动件停止不动;当凸轮自 180° 转到 300° 时,从动件以简谐运动摆回原处;当凸轮自 300° 转到 360° 时,从动件又停留不动。试绘制凸轮的轮廓。

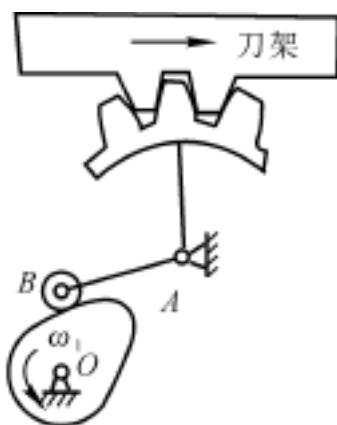


图 3.18 题 3-6 图

解 从动件在推程及回程段运动规律的角位移方程为

(1) 推程： $\theta_2 = \theta_{2\max} [1 - \cos(\theta_1/\theta_t)]/2 \quad 0^\circ \leq \theta_1 \leq 150^\circ$

(2) 回程： $\theta_2 = \theta_{2\max} [1 + \cos(\theta_1/\theta_h)]/2 \quad 0^\circ \leq \theta_1 \leq 120^\circ$

计算各分点的位移值如表 3.5 所示。

表 3.5

总转角/ (°)	0	15	30	45	60	75	90	105
角位移/ (°)	0	0.367	1.432	3.092	5.182	7.5	9.818	11.908
总转角/ (°)	120	135	150	165	180	195	210	225
角位移/ (°)	13.568	14.633	15	15	15	14.429	12.803	0.370
总转角/ (°)	240	255	270	285	300	315	330	345
角位移/ (°)	7.5	4.630	2.197	0.571	0	0	0	0

根据表 3.5 作图,如图 3.19 所示。

3-7 设计一平底直动从动件盘形凸轮机构。已知凸轮以等角速度 ω_1 逆时针方向回转,凸轮的基圆半径 $r_{\min} = 40\text{ mm}$,从动件升程 $h = 20\text{ mm}$, $\theta_t = 120^\circ$, $\theta_s = 30^\circ$, $\theta_h = 120^\circ$, $\theta_{s'} = 90^\circ$,从动件在推程和回程均作简谐运动。试绘出凸轮的轮廓。

解 从动件在推程及回程段运动规律的位移方程为

(1) 推程： $s_2 = h[1 - \cos(\theta_1/\theta_t)]/2 \quad 0^\circ \leq \theta_1 \leq 120^\circ$

(2) 回程： $s_2 = h[1 + \cos(\theta_1/\theta_t)]/2 \quad 0^\circ \leq \theta_1 \leq 120^\circ$

计算各分点的位移值如表 3.6 所示。

表 3.6

总转角/ (°)	0	15	30	45	60	75	90	105
位移/ mm	0	0.761	2.929	6.173	10	13.827	17.071	19.239
总转角/ (°)	120	135	150	165	180	195	210	225
位移/ mm	20	20	20	19.239	17.071	13.827	10	6.173
总转角/ (°)	240	255	270	285	300	315	330	345
位移/ mm	2.929	0.761	0	0	0	0	0	0

根据表 3.6 作图,如图 3.20 所示。

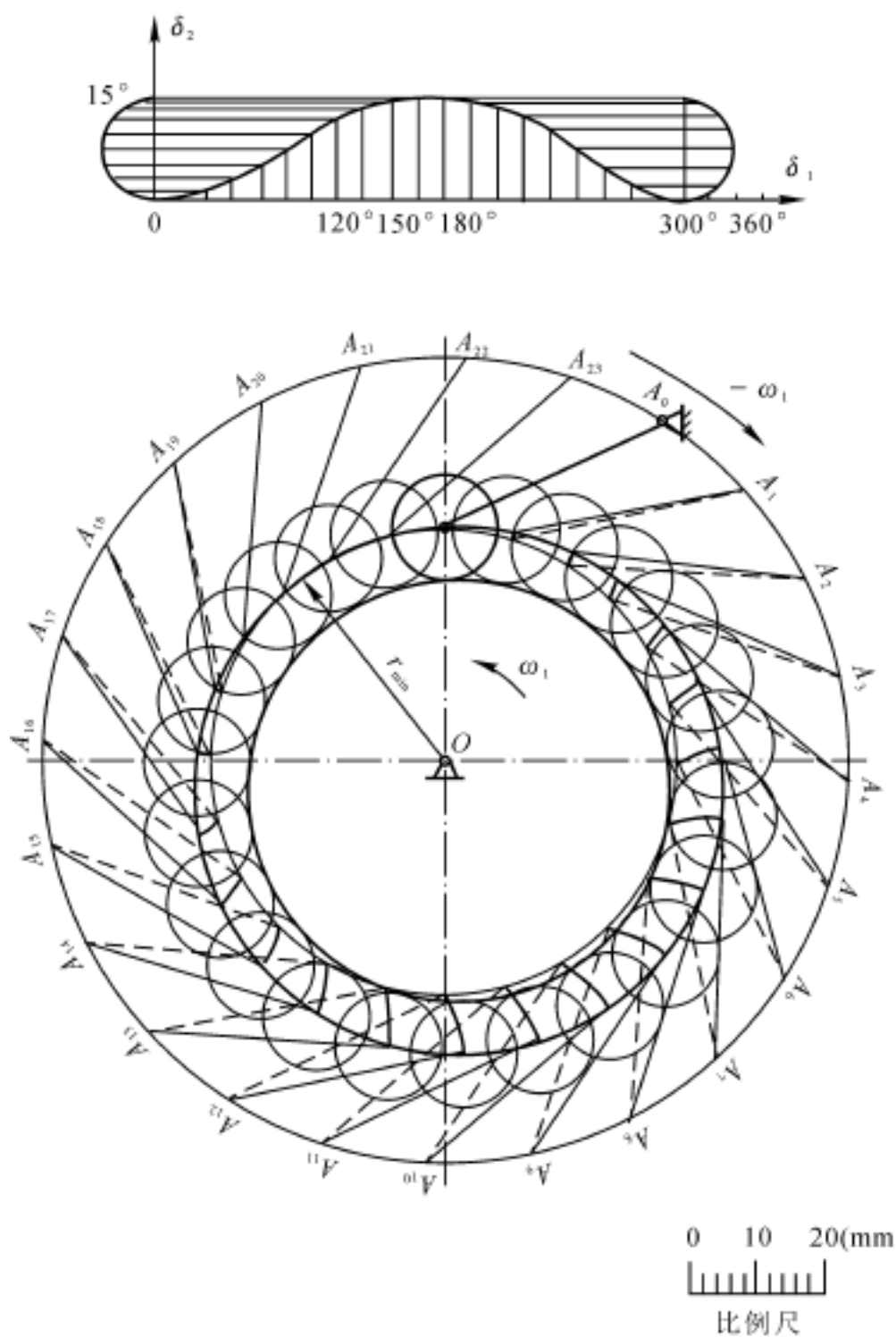


图 3.19 题 3-6 解图

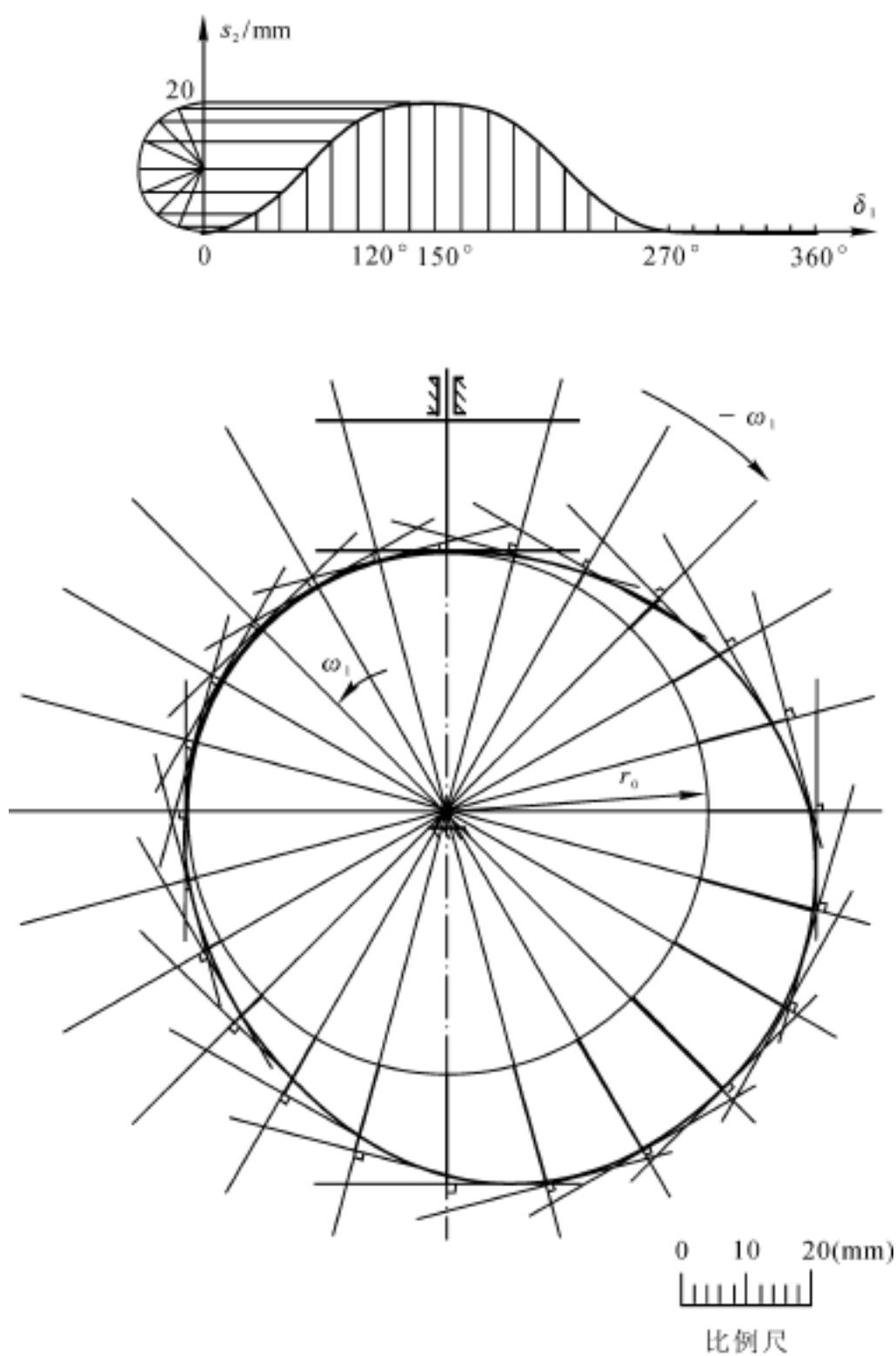


图 3.20 题 3-7 解图

3.5 学习效果测试题及答案

3.5.1 学习效果测试题

3-1 选择题

- (1) () 盘形凸轮机构的压力角恒等于常数。
- A. 摆动尖顶从动件 B. 直动滚子从动件
C. 摆动平底从动件 D. 摆动滚子从动件
- (2) 对于直动从动件盘形凸轮机构来讲,在其他条件相同的情况下,偏置直动从动件与对心直动从动件相比,两者在推程段最大压力角的关系为 ()。
- A. 偏置直动从动件比对心直动从动件大
B. 对心直动从动件比偏置直动从动件大
C. 一样大
D. 不一定
- (3) 下述几种规律中, () 既不会产生柔性冲击也不会产生刚性冲击,可用于高速场合。
- A. 等速运动规律 B. 正弦加速运动规律
C. 等加速等减速运动规律 D. 余弦加速运动规律
- (4) 对心直动尖顶盘形凸轮机构的推程压力角超过许用值时,可采用 () 措施来解决。
- A. 增大基圆半径 B. 改为滚子从动件
C. 改变凸轮转向 D. 改为偏置直动尖顶从动件
- (5) 当凸轮机构的从动件推程按等加速等减速规律运动时,推程开始和结束位置 ()。
- A. 存在刚性冲击 B. 存在柔性冲击
C. 不存在冲击
- (6) 若增大凸轮机构的推程压力角,则该凸轮机构的凸轮基圆半径将 (),从动件上所受的有害分力将 ()。
- A. 增大 B. 减小 C. 不变

(7) 尖顶从动件凸轮机构中,基圆的大小会影响()。

- A. 从动件的位移 B. 从动件的速度
C. 从动件的加速度 D. 凸轮机构的压力角

(8) 设计滚子从动件盘状凸轮轮廓线时,若将滚子半径加大,那么凸轮凸形轮廓线上各点曲率半径()。

- A. 一定变大 B. 一定变小
C. 不变 D. 可能变大也可能变小

(9) 与连杆机构相比,凸轮机构的最大缺点是()。

- A. 惯性力难以平衡 B. 点、线接触,易磨损
C. 设计较为复杂 D. 不能实现间歇运动

3-2 简答题

(1) 为什么平底从动件盘形凸轮机构的凸轮轮廓线一定要外凸?滚子从动件盘形凸轮机构的凸轮轮廓线却允许内凹,而且内凹段一定不会出现失真?

(2) 当设计直动从动件盘形凸轮机构的凸轮轮廓线时,若机构的最大压力角超过了许用值,试问可采用哪几种措施来减小最大压力角或增大许用压力角?

(3) 在直动从动件盘形凸轮机构中,试问同一凸轮采用不同端部形状的从动件时,其从动件运动规律是否相同?为什么?

(4) 可否在冲床中改用凸轮机构实现冲头的往复运动或在内燃机配气机构中改用曲柄滑块机构实现阀门的启闭?为什么?

3-3 图 3-21 所示为一对心直动滚子从动件盘形凸轮机构的理论轮廓,已知凸轮的角速度为 ω 。试求:(1) 画出该凸轮的实际轮廓;(2) 试在图中画出凸轮的基圆;(3) 标出机构在图示位置时的压力角;(4) 标出在图示位置时从动件的位移 s 。

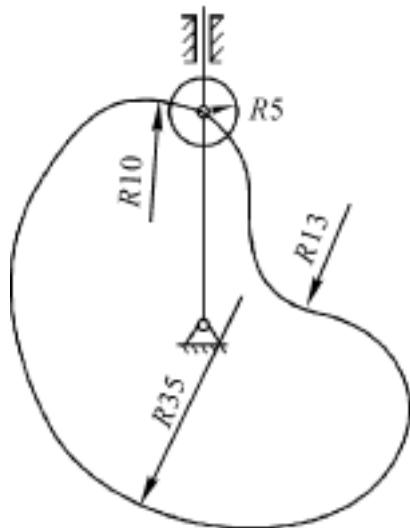


图 3-21 测 3-3 图

3-4 图 3-22 所示为凸轮机构的从动件运动规律 $s-\varphi$ 曲线。其中 AB 为斜直线, BC 为水平线 ($BC \parallel AE$), CD, DE 两段均为抛物线。试求:(1) 画出 $v-\varphi$ 及 $a-\varphi$ 曲线的示意图(不必按比例画,只要正确表达各曲线间数学关系即可);(2) 指出从动

件行程中在哪些位置会发生何种性质的冲击？

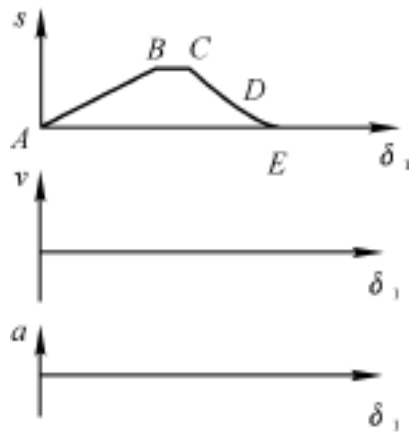


图 3.22 测 3-4 图

3-5 图 3.23 所示为一凸轮机构从动件推程位移曲线, $OA \parallel BC$, AB 平行横坐标轴。试分析该凸轮机构在何处有最大压力角?并扼要说明理由。

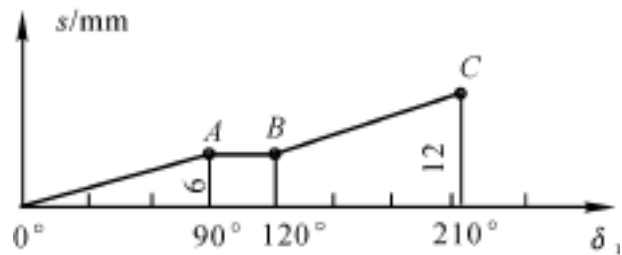


图 3.23 测 3-5 图

3-6 在图 3.24 所示凸轮机构中,标出并计算从动件从最低位置上升到图示位置时凸轮的转角 和从动件位移 s 、速度 v 。(其中: $R = 25 \text{ mm}$, $e = 10 \text{ mm}$, $\omega_1 = 1 \text{ rad/s}$)

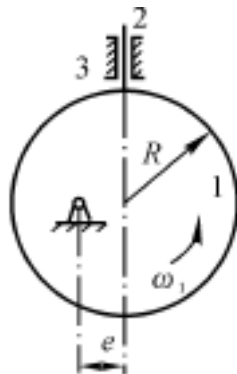


图 3.24 测 3-6 图

3.6.2 参考答案

3-1 (1) C (2) D (3) B (4) A (5) B (6) B, A
(7) D (8) B (9) B

3-2 (略)

3-3 如图 3.25 所示。

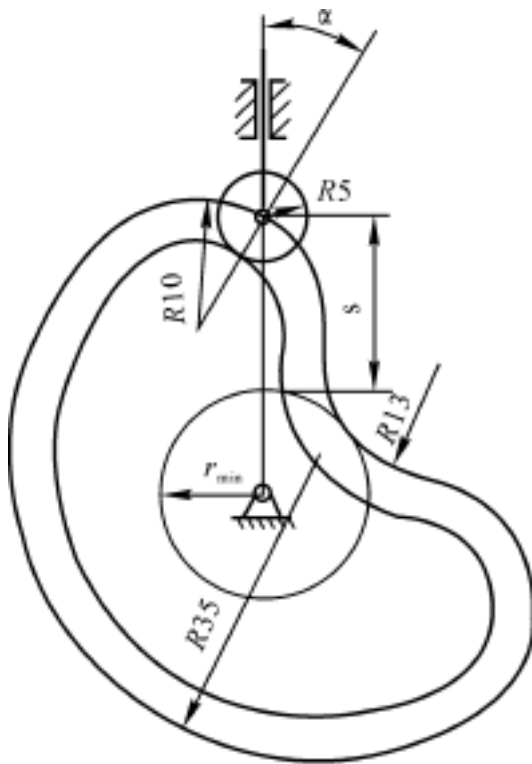


图 3.25 测 3-3 解图

3-4 (1) 如图 3.26 所示。

(2) 在 A, B 位置时会发生刚性冲击, 在 C, D, E 位置时会发生柔性冲击。

3-5 (1) 点 O 处压力角最大。

(2) 因为 OA, BC 的斜率相同, 两段曲线在点 O, B 处有最大压力角, 相比而言, 点 O 处凸轮廓线的曲率半径更小, 所以压力角最大。

3-6 如图 3.27 所示。

$$r_{\min} = R - e = 15 \text{ mm}, \quad \alpha = \arccos \frac{e}{r_{\min}} + \arcsin \frac{e}{r_{\min}} = 90^\circ$$

$$s = R - \sqrt{r_{\min}^2 - e^2} = 13.82 \text{ mm}, \quad v = \omega \cdot OO_1 = 10 \text{ mm/s}$$

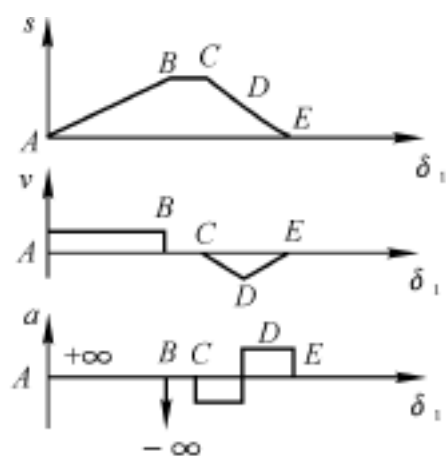


图 3.26 测 3-4 解图

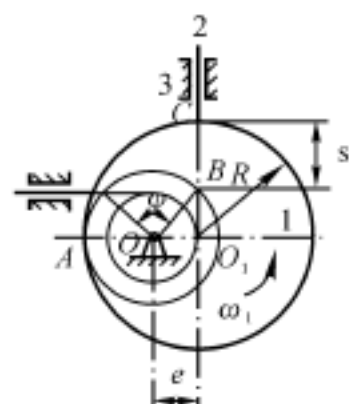


图 3.27 测 3-6 解图

第 4 章 齿轮机构

4.1 重点内容提要

4.1.1 教学基本要求

齿轮机构是一种常用的高副传动机构,在机械工程中应用非常广泛,是本课程的重点章节之一。本章教学目的是通过介绍齿廓啮合的基本原理,渐开线齿轮的基本参数和几何尺寸计算等内容,使学生能够对齿轮传动的啮合原理有所理解,并能熟练掌握齿轮的基本参数和几何尺寸的计算方法。本章的教学基本要求主要包括:

- (1) 了解齿轮机构的特点及主要类型。
- (2) 理解齿廓实现定角速比传动的条件。
- (3) 深入理解渐开线的性质。
- (4) 掌握渐开线齿廓的特点。
- (5) 掌握渐开线标准直齿圆柱齿轮及其啮合传动。
- (6) 掌握渐开线齿轮的切齿原理、方法及根切现象。
- (7) 理解变位齿轮的特点及几何尺寸计算。
- (8) 掌握斜齿圆柱齿轮及其啮合传动的特点。
- (9) 掌握直齿圆锥齿轮及其啮合传动的特点。

本章重点是渐开线直齿圆柱齿轮外啮合的基本理论和几何尺寸计算,其他传动如斜齿圆柱齿轮、锥齿轮啮合传动的特性。本章难点是一对轮齿的啮合过程,斜齿轮、锥齿轮的当量齿轮和当量齿数以及变位齿轮。

4.1.2 齿轮机构的特点和类型

1. 齿轮机构的特点

齿轮机构的主要优点: 适用速度和功率范围广; 效率高; 传动比稳

定; 寿命长; 工作可靠; 可实现平行轴、相交轴、任意交错轴之间的传动。

齿轮机构的主要缺点: 制造和安装精度要求高、成本高; 不能实现远距离两轴之间的传动。

2. 齿轮机构的类型

按照一对齿轮轴线的相互位置, 可分为: 两轴平行的圆柱齿轮传动, 如直齿圆柱齿轮传动(外啮合、内啮合)、齿轮与齿条传动、斜齿圆柱齿轮传动、人字齿轮传动等; 两轴相交的圆锥齿轮传动(直齿、曲齿); 两轴交错的齿轮传动, 如交错轴斜齿轮传动、蜗轮蜗杆传动。

4.1.3 齿廓实现定角速比传动的条件

齿轮传动的基本特征之一就是其瞬时角速度比恒定不变。欲保证这一特征, 相互啮合的两齿廓必须满足一定要求: 不论齿廓在任何位置接触, 过接触点所作的齿廓公法线必须与连心线交于一定点。

齿廓接触点的公法线与两齿轮连心线的交点称为节点 C , 以两齿轮的中心 O_1, O_2 为圆心, 过节点 C 的两圆称为节圆, 节圆半径分别以 r_1, r_2 表示。两节圆相切于节点, 一对齿轮传动时, 它的两节圆作纯滚动, 其角速度比就等于两节圆半径的反比, 即 $i = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1$ 。

凡能满足定角速比传动要求的一对齿廓称为共轭齿廓。理论上讲, 给出任一条齿廓曲线总能找到与之共轭的另一条齿廓曲线。但再从制造、安装、强度等角度考虑, 常作为齿轮齿廓曲线的有渐开线、摆线和圆弧线, 且以渐开线应用最为广泛。

4.1.4 渐开线齿廓

1. 渐开线

当一直线在一圆周上作纯滚动时, 直线上任一点的轨迹称为该圆的渐开线(见图 4.1)。这个圆称为渐开线的基圆(半径为 r_b), 这条直线称为发生线, κ 称为压力角。

2. 渐开线的五大特性(见图 4.1)

(1) 发生线沿基圆滚过的长度 \overline{BK} 与基圆上被滚过的圆弧长度 AB 相等, 即 $\overline{BK} = AB$ 。

(2) 渐开线上任意点 K 的法线 BK 必与基圆相切。点 B 是切点, 是渐开线的曲率中心, BK 是渐开线的曲率半径。

(3) 渐开线上各点的压力角不等: $\cos \alpha_K = r_b / r_K$ 。渐开线在基圆上的压力角为零, 离基圆越远, 压力角越大。

(4) 渐开线的形状决定于基圆的大小。基圆大小不同, 渐开线形状不同, 基圆越大, 渐开线越平直, 基圆无穷大时, 渐开线变为一直线。

(5) 基圆以内无渐开线。

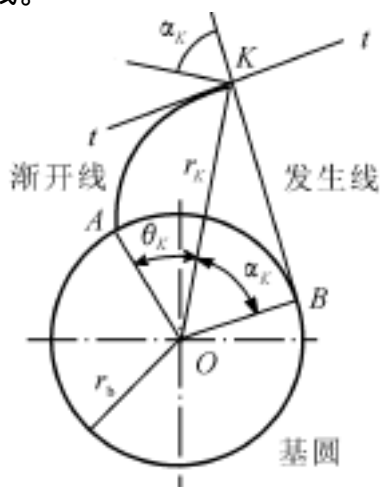


图 4.1

3. 渐开线齿廓啮合的特点

(1) 渐开线齿廓满足定角速比要求: 根据渐开线特性, 两渐开线齿廓在任意位置啮合, 过啮合点所作的两齿廓公法线必同时与两基圆相切。而基圆为一定圆, 同一方向的内公切线只有一条, 它与连心线的交点是一定点, 故渐开线齿廓满足定角速比要求。

(2) 渐开线齿轮传动的可分性: 一对渐开线齿轮传动的传动比可写为 $i = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = r_{b2} / r_{b1}$, 即传动比与两齿轮的基圆半径成反比。当齿轮制成后, 基圆大小是确定不变的, 即使两轮的中心距稍有偏差, 其传动比仍保持不变, 这一性质称为渐开线齿轮传动的可分性。

(3) 渐开线齿轮之间的正压力方向不变性: 一对渐开线齿轮传动, 在任意位置啮合, 齿廓间的正压力均沿啮合点的公法线方向, 这一方向正是两齿轮基圆的内公切线方向, 是唯一不变的, 故两齿轮之间的正压力方向不变。

4.1.5 渐开线标准齿轮的尺寸计算

1. 渐开线标准直齿圆柱齿轮

分度圆上齿厚与齿槽宽相等, 且齿顶高和齿根高为标准值的齿轮称为标准

齿轮。其基本参数有齿数 z 、模数 m 、压力角 α 、齿顶高系数 h_a^* 、顶隙系数 c^* 五个。只要这五个基本参数确定,则直齿圆柱齿轮的其他几何尺寸即可确定。国家标准规定:标准压力角 $\alpha = 20^\circ$;正常齿的齿顶高系数 $h_a^* = 1.0$ 、顶隙系数 $c^* = 0.25$,且规定了标准模数系列。

渐开线标准直齿圆柱齿轮两侧齿廓均在基圆 $d_b = d \cos \alpha = mz \cos \alpha$ 上形成的完全对称渐开线齿廓曲线,而齿轮的几何尺寸是以分度圆为基准计算的。分度圆直径 $d = mz$;齿轮的齿厚、齿槽宽、齿距指的是分度圆上的齿厚、齿槽宽、齿距,且齿厚与齿槽宽相等, $s = e = p/2 = \pi m/2$;轮齿沿径线方向在分度圆以外为齿顶高 $h_a = h_a^* m$;轮齿沿径线方向在分度圆以内为齿根高 $h_f = (h_a^* + c^*) m$;两者之和即为全齿高 $h = h_a + h_f$ 。

2. 一对渐开线标准直齿圆柱齿轮啮合传动

(1) 一对渐开线标准直齿圆柱齿轮正确啮合的条件是:两轮的模数和压力角必须分别相等,即 $m_1 = m_2 = m$, $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ 。

(2) 标准中心距:一对标准齿轮分度圆相切时的中心距称为标准中心距,以 a 表示, $a = r_1 + r_2 = m(z_1 + z_2)/2$ 。标准中心距的实质是两齿轮的齿侧间隙为零且有标准顶隙 $c = c^* m$ 。

(3) 分度圆与节圆、压力角与啮合角:分度圆和压力角是单个齿轮本身所固有的,而节圆和啮合角是两个齿轮相互啮合时才出现的。当标准齿轮按标准中心距安装时,节圆与分度圆重合,啮合角与压力角相等。当标准齿轮按非标准中心距安装时,实际中心距 a 是两节圆半径之和,即 $a = r_1' + r_2' = m(z_1 + z_2)/2$,此时的啮合角 α' 与压力角 α 不等,对于标准齿轮一般有 $\alpha' > \alpha$ 。

(4) 齿轮啮合传动过程:一对直齿轮啮合传动开始时,是主动齿轮的齿根部与从动齿轮的齿顶接触,当两轮继续传动时,啮合点在主动齿轮齿廓上从齿根部向齿顶部逐渐移动,在从动齿轮上是从齿顶向齿根部逐渐移动,啮合传动终止时,是主动齿轮的齿顶部与从动齿轮齿根部接触。从另一角度来考察其啮合过程,齿轮传动中啮合点落在两基圆的内公切线上,这条线段称理论啮合线。实际啮合起始点是从动齿轮顶圆与理论啮合线的交点;实际啮合的终止点是主动齿轮顶圆与理论啮合线的交点;两交点之间的线段就是实际啮合线。

(5) 重合度:啮合弧与齿距之比称为重合度,用 ϵ 表示,即 $\epsilon = \text{啮合弧} / \text{齿距}$ 。重合度越大,表示同时啮合的齿的对数越多。

(6) 齿轮连续传动的条件:齿轮的传动是依靠两轮轮齿依次啮合实现的。为保证两齿轮连续传动,必须保证前一对齿尚未退出啮合时,后一对齿已进入啮

合,即啮合弧必须大于等于齿距。在实际考虑制造误差后,为保证渐开线齿轮连续以定角速比传动,啮合弧必须大于齿距,即重合度必须大于 1,即 $\epsilon > 1$ 。对于渐开线标准齿轮传动,其重合度都大于 1,必能实现连续传动。

4.1.6 渐开线齿轮的切齿原理

1. 成形法

成形法是采用刀刃形状与被切齿轮的齿槽形状相同的盘形铣刀或指状铣刀在普通铣床上直接切出齿形。这种方法生产率低、齿轮精度差。

2. 范成法

范成法是利用一对齿轮互相啮合时其共轭齿廓互为包络线的原理进行切齿。也就是说,一个齿轮齿廓的运动轨迹正好是另一个齿轮齿廓的运动轨迹。如果把其中一个齿轮或齿条做成刀具,并与齿轮轮坯作范成运动,就可把轮坯切制出与刀具共轭的渐开线齿廓,且用一把刀具可以插制(或滚制)出齿数不同,而模数和压力角分别与刀具的模数和压力角相同的无数个齿轮。范成法加工齿轮的常用刀具有齿轮插刀、齿条插刀、齿轮滚刀。

齿轮插刀和齿条插刀的齿廓形状与普通齿轮、齿条相同,只是其齿顶部分比正常齿高出 $c = c^* m$ 的圆角部分,用来切制轮齿齿根的过渡曲线部分,以保证齿轮啮合传动时形成顶隙。

用齿轮插刀和齿条插刀加工标准齿轮时,机床驱使插刀与轮坯作范成运动外,插刀还要沿着轮坯的齿宽方向作往复的切削运动,轮坯沿径向作送进运动和让刀运动,直至轮坯分度圆与插刀分度圆相切为止。这两种刀具都只能间断地切削,均不如齿轮滚刀生产效率高。

齿轮滚刀的外形类似纵向开了沟槽的螺旋,轴向截面齿形与齿条插刀相同,滚刀的转动相当于这个假想的齿条插刀连续地向一个方向移动,其加工原理就像用齿条插刀加工齿轮一样。滚齿与插齿相比,滚齿是连续切削,加工精度和生产率都较高。

4.1.7 根切与最少齿数

用范成法加工齿轮,若刀具的齿顶线超出齿轮理论啮合线的极限点时,齿轮根部的渐开线齿廓将被切去一部分,这种现象称为根切。

标准齿轮是否发生根切取决于齿数的多少。对于 $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$ 的正常齿

制标准渐开线齿轮不发生根切的最少齿数 $z_{\min} = 17$; 对于 $h_a^* = 0.8$, $\alpha = 20^\circ$ 的短齿制标准渐开线齿轮不发生根切的最少齿数 $z_{\min} = 14$ 。

根切会削弱根部, 使齿轮传动的重合度减小, 强度降低, 所以应当避免。对于正常齿制标准渐开线齿轮, 应使其齿数 $z \geq z_{\min}$ 。若要求齿数 $z < z_{\min}$, 而又要避免根切的唯一途径就是采用变位齿轮。

4.1.8 变位齿轮

1. 变位齿轮

改变刀具与齿轮轮坯的相对位置, 使刀具的分度圆或分度线与齿轮轮坯分度圆不再相切的切齿方法加工出来的齿轮称为变位齿轮。以切制标准齿轮时的位置为基准, 刀具的移动距离 xm 称为变位量, 其中 x 称为变位系数。当 $x > 0$ 时, 表示刀具远离轮坯中心向外移, 称为正变位; 当 $x < 0$ 时, 表示刀具趋近于轮坯中心向里移, 称为负变位; 当 $x = 0$ 时, 表示标准齿轮。

2. 变位齿轮的优点

(1) 当被切齿轮齿数 $z < z_{\min}$ 时, 可通过正变位加工出不根切的齿轮。

(2) 当实际中心距 a 不等于标准齿轮的标准中心距时, 可用变位齿轮来凑配中心距。

(3) 用变位齿轮啮合传动时, 可以改善啮合传动性能, 提高小齿轮的抗弯强度。

3. 最小变位系数 x_{\min}

被切齿轮的齿数少于标准齿轮最小齿数 (即 $z < z_{\min}$) 时, 变位齿轮采用正变位, 刀具远离轮坯的最小变位系数 x_{\min} 为

$$x_{\min} = \frac{h_a^* (z_{\min} - z)}{z_{\min}} \quad (4.1)$$

4. 变位齿轮的几何尺寸参数

变位齿轮与标准齿轮的齿廓曲线均是在同基圆上展开的渐开线, 只是截取的线段不同。正变位齿轮齿廓为远离基圆的一段渐开线; 负变位齿轮齿廓为靠近基圆的一段渐开线。无论是标准齿轮还是变位齿轮, 它们的模数、压力角和齿距都分别与刀具相同, 故齿轮变位前后, 其模数 m 、压力角 α 、齿距 p 、分度圆直径 $d = mz$ 、基圆直径 $d_b = d \cos \alpha$ 均相同。虽然变位后分度圆上的齿距不变 $p = s + e$, 但齿厚 s 和齿槽宽 e 却不等, $s = \frac{m}{2} (2 + 2x \tan \alpha)$, $e = \frac{m}{2} (2 - 2x \tan \alpha)$ 。变位齿轮的齿顶高 h_a 和齿根高 h_f 也发生变化, 即 $h_a = (h_a^* + x)m$, $h_f = (h_a^* +$

$c^* - x)m$, 从而齿顶圆 d_a 和齿根圆 d_f 也与标准齿轮不同。

5. 变位齿轮传动

等移距变位齿轮传动是一种无侧隙啮合传动。小齿轮正变位 $x_1 > 0$, 大齿轮负变位 $x_2 < 0$, 且变位量相等 $x_1 = -x_2 = 0$ 。中心距仍为标准中心距, 啮合角等于压力角。这种传动可减少小齿轮的齿数, 增大小齿轮根部厚度, 从而提高齿轮传动质量。

不等移距变位齿轮传动是指除标准齿轮传动和等移距变位齿轮传动之外的变位传动, 即指小、大齿轮的变位量不等 ($x_1 \neq -x_2$)。当实际中心距 a 与标准中心距 a_s 不等时, 可采用这种传动凑配出符合实际的中心距。当 $a > a_s$ 时, 两轮分度圆相离, 应使 $x_1 + x_2 > 0$; 当 $a < a_s$ 时, 两轮分度圆相交, 应使 $x_1 + x_2 < 0$ 。

4.1.9 平行轴斜齿圆柱齿轮机构

1. 斜齿圆柱齿轮的几何尺寸参数

斜齿圆柱齿轮的齿面是螺旋形, 基本参数共六个, 与直齿轮相比多引入了一个螺旋角 β , 且有正、负之分, 表示分度圆柱上轮齿的旋向。螺旋角的大小对斜齿轮传动性能影响很大, 若 $\beta = 0$, 斜齿轮就退化为直齿轮; β 越大, 则斜齿轮的特点越明显, 如传动平稳、重合度大、承载能力强等; 若 β 太大, 则会产生很大的轴向力, 因此设计中一般取 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ 。斜齿轮的旋向可以这样判断: 把斜齿圆柱齿轮轴线垂直放置, 螺旋线左侧高就是左旋, 右侧高就是右旋。

斜齿圆柱齿轮的模数、压力角、齿顶高系数、顶隙系数都有端面参数和法面参数之分, 端面是指垂直于齿轮回转轴线的平面; 法面是指垂直于轮齿方向的截面。其中法面参数 $m_n, \alpha_n, h_{an}^*, G_n^*$ 为标准值, 取值与直齿轮相同。因为从端面看, 一对斜齿轮的啮合情况完全相当于一对直齿轮传动, 因此将端面参数代入直齿轮的几何尺寸计算公式中, 即可计算出斜齿轮的其他尺寸参数, 如分度圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径。斜齿轮几何尺寸计算的关键是法面参数与端面参数之间的换算关系: 模数 $m_n = m_t \cos \beta$, 压力角 $\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cos \beta$, 齿距 $p_n = p_t \cos \beta$, 且在计算齿高时要注意: 齿顶高 $h_a = m_n$, 齿根高 $h_f = 1.25 m_n$ 。

2. 一对斜齿轮啮合传动

(1) 一对斜齿轮正确啮合条件: 两齿轮的法面模数和法面压力角必须分别相等, 即 $m_{n1} = m_{n2} = m$, $\alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha_n$, 且螺旋角大小相等、方向相反, 即一为左旋, 一为右旋, $\beta_1 = -\beta_2$ 。因两斜齿轮的螺旋角大小相等, 故正确啮合两斜齿轮的端面模数和端面压力角也分别相等, 即 $m_{t1} = m_{t2}$, $\alpha_{t1} = \alpha_{t2}$ 。

(2) 一对斜齿轮传动的中心距 a :

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}m_t(z_1 + z_2) = \frac{1}{2\cos\beta}m_n(z_1 + z_2) \quad (4.2)$$

影响斜齿轮传动中心距 a 的因素有标准模数 m_n 、两轮齿数 z_1 和 z_2 、螺旋角 β 。螺旋角 β 不同可以得出不同的实际中心距 a 。这为凑配实际中心距带来很大方便。

(3) 斜齿轮传动的重合度 ϵ_γ :

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \frac{b \tan\beta}{p_t} \quad (4.3)$$

斜齿轮传动的重合度比端面齿廓完全相同的直齿轮大 $b \tan\beta / p_t$, 且随着斜齿轮的齿宽 b 和螺旋角 β 的增大而增大, 所以斜齿轮传动与直齿轮相比, 其传动平稳、承载能力强。

3. 斜齿轮的当量齿轮

过斜齿轮分度圆柱上齿廓的任一点 C 作轮齿螺旋线的法向平面, 该法面与分度圆柱的交线为一椭圆。以椭圆在点 C 处的曲率半径为分度圆半径, 以斜齿轮法面模数 m_n 为模数, 取标准压力角 α_n 作一直齿圆柱齿轮, 这一假想的直齿圆柱齿轮称为该斜齿轮的当量齿轮。当量齿轮的齿形与斜齿轮的法向齿形相同, 其齿数称为当量齿数 z_v , 且

$$z_v = \frac{z}{\cos^3\beta} \quad (4.4)$$

铣制斜齿轮时, 铣刀的切削方向是沿着与法面垂直的方向, 故斜齿轮的法面齿形与铣刀相同, 为标准参数。切制斜齿轮不发生根切的最小齿数 z_{\min} 为

$$z_{\min} = z_{v\min} \cos^3\beta \quad (4.5)$$

很明显, 斜齿轮不根切的最少齿数要少于直齿轮不根切的最少齿数。

4. 斜齿轮传动的特点

斜齿轮传动与直齿轮传动相比有三大优点:

(1) 传动平稳。齿廓接触线与齿轮轴线不平行, 是斜线。其啮合过程是从轮齿的一端开始进入啮合, 逐渐达到全齿宽, 接触线由短变长, 再由长变短, 直到另一端完全退出啮合为止, 因而斜齿轮传动平稳、噪声低。

(2) 重合度大。并且随着齿轮宽度和螺旋角的增大而增大, 故传动平稳、承载能力强。

(3) 最少齿数更少。其缺点为: 产生轴向力, 且随着螺旋角的增大而增大, 使轴系结构复杂。

4.1.10 圆锥齿轮机构

1. 圆锥齿轮几何尺寸计算(见图 4-2)

圆锥齿轮机构是用来传递两相交轴之间的运动。圆锥齿轮传动时,其上任一点与锥顶的距离保持不变,所以圆锥齿轮的理论齿廓曲面为球面渐开线曲面。圆锥齿轮的球面渐开线齿廓曲面由大端向锥顶收敛,所以就形成了分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥和基圆锥,且锥齿轮的齿高由大端向小端收缩。当轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 时,其几何尺寸计算应注意:

(1) 为计算和测量的方便,取大端的参数为标准值。其大端模数 m_e 系列值与圆柱齿轮不同,有其标准 GB12368—90; 齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 但顶隙系数 $c^* = 0.2$ 。

(2) 在锥齿轮轴剖面上,齿顶圆锥母线、齿根圆锥母线与分度圆锥母线之间的夹角分别称为齿顶角 α_a 、齿根角 α_f 。等顶隙齿时 $\alpha_a = \alpha_f = \arctan \frac{h_f}{R_e}$; 不等顶隙时 $\alpha_a = \arctan \frac{h_a}{R_e}$, $\alpha_f = \arctan \frac{h_f}{R_e}$ 。分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥的母线与轴线之间的夹角分别称为分度圆锥角 δ 、顶锥角 $\alpha_a = \delta + \alpha_a$ 、根锥角 $\alpha_f = \delta - \alpha_f$ 。

(3) 分度圆锥、齿顶圆锥、齿根圆锥在大端的投影圆分别称为该圆锥齿轮的分度圆、齿顶圆、齿根圆。锥齿轮分度圆直径 $d = m_e z = 2 R_e \sin \delta$, 齿顶圆直径 $d_a = d + 2 m_e \cos \delta$, 齿根圆直径 $d_f = d - 2.4 m_e \cos \delta$ 。

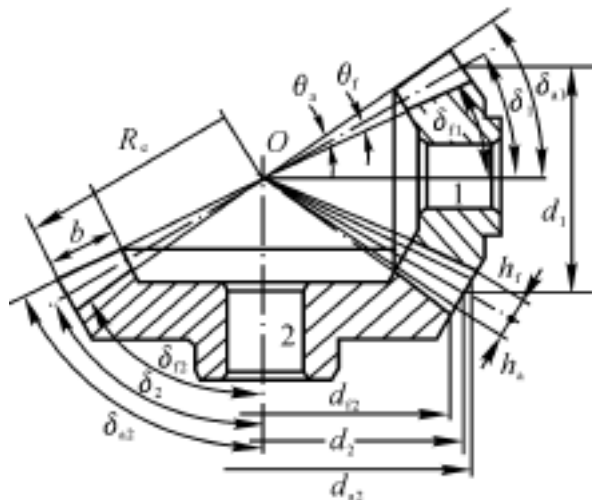


图 4-2

2. 锥齿轮传动的传动比

一对圆锥齿轮传动相当于一对节圆锥作纯滚动。

(1) 一对直齿圆锥齿轮正确啮合条件:两轮大端的模数和压力角必须分别相等,即 $m_{k1} = m_{k2} = m, \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ 。

(2) 锥齿轮传动的传动比为

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} \quad (4.6)$$

当轴交角 $\Sigma = 90^\circ$ 时,则有

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} = \tan \alpha_2 = \cot \alpha_1 \quad (4.7)$$

3. 锥齿轮的当量齿轮

将圆锥齿轮的背锥展开为平面扇形,并以圆锥齿轮大端模数为模数,取标准压力角,作扇形齿轮并将缺口补足为完整的圆柱齿轮,称为该圆锥齿轮的当量齿轮。其齿廓形状与该圆锥齿轮大端齿形相似,其齿数称为当量齿数 z_v ,即

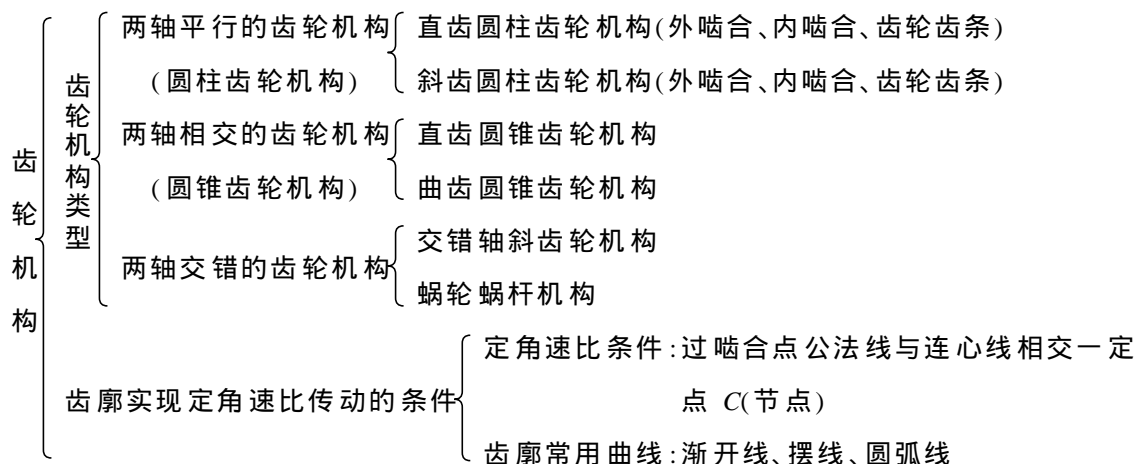
$$z_v = \frac{z}{\cos \alpha} \quad (4.8)$$

直齿圆锥齿轮不发生根切的最少齿数 z_{\min} 为

$$z_{\min} = z_{v\min} \cos \alpha \quad (4.9)$$

由此可见,直齿圆锥齿轮的最少齿数比直齿圆柱齿轮的少。

4.2 重点知识结构图



4.3 考点及常见题型精解

4.3.1 本章考点

本章考点有以下几个方面：

- (1) 渐开线的五大特性。
- (2) 齿廓实现定角速比的条件。
- (3) 正常齿制渐开线标准直齿轮、斜齿轮几何尺寸计算。
- (4) 变位齿轮、斜齿轮、锥齿轮传动的特点。
- (5) 斜齿轮与锥齿轮的当量齿轮、当量齿数、最少齿数。
- (6) 齿轮的切削加工原理、方法，根切现象。

4.3.2 常见题型精解

例4.1 渐开线齿廓上各点的压力角是不同的，基圆上的压力角为零，齿顶圆上的压力角最大，渐开线齿轮分度圆上的压力角取为标准值。

【评注】 渐开线齿廓上某点的速度方向与该点的法线方向之间的夹角称为该点的压力角。压力角的大小反映了渐开线齿廓啮合时相互作用的正压力与速度方向之间夹角的大小。即 $\cos \alpha = r_b / r_K$ ，与渐开线上该点离基圆的距离有关，离基圆越远，则压力角越大。

例4.2 已知一正常齿制渐开线标准直齿圆柱齿轮的齿数 $z = 26$ ，模数 $m = 3 \text{ mm}$ ， $\alpha = 20^\circ$ ，则其齿廓在分度圆处的曲率半径 $\rho = 13.33 \text{ mm}$ ，在齿顶处的曲率半径 $\rho_a = 20.51 \text{ mm}$ 。

【评注】 渐开线上任意点处的公法线必与基圆相切，该点与切点之间的距离就是该点的曲率半径。正常齿制渐开线标准直齿圆柱齿轮的分度圆半径 $r = mz/2 = 39 \text{ mm}$ ；齿顶圆半径 $r_a = r + m = 39 + 3 = 42 \text{ mm}$ ；基圆半径 $r_b = r \cos \alpha = 39 \times \cos 20^\circ = 36.65 \text{ mm}$ 。分度圆处的曲率半径 $\rho = \sqrt{r^2 - r_b^2} = \sqrt{39^2 - 36.65^2} = 13.33 \text{ mm}$ ；齿顶圆处的曲率半径 $\rho_a = \sqrt{r_a^2 - r_b^2} = \sqrt{42^2 - 36.65^2} = 20.51 \text{ mm}$ 。要记住，这条线既是该点的公法线、基圆的切线，同时又是齿廓啮合时正压力的作用方向。

例4.3 分度圆大小一定的渐开线齿轮齿廓的形状，决定于齿轮参数

压力角的大小;而渐开线标准齿轮分度圆上的齿厚,取决于参数模数的大小。

【评注】 渐开线齿廓的形状决定于基圆的大小,当分度圆半径 r 一定时,基圆半径($r_b = r \cos \alpha$)决定于压力角 α 的大小。注意题中并没有指明这是标准渐开线齿轮的齿廓,因而是一般渐开线齿廓。渐开线标准齿轮分度圆上的齿厚 $s = \pi m$ 是由模数决定的。

例 4.4 一对渐开线标准直齿圆柱齿轮,按标准中心距安装时,其顶隙和侧隙分别为 c^* 、 m 、零。两轮的节圆将分别与其分度圆相重合;两轮的啮合角将等于压力角。

例 4.5 一个采取了正变位修正的直齿圆柱齿轮与同样基本参数的标准齿轮相比较,其齿顶圆及齿根圆变大了;而分度圆及基圆的大小则没有变。

【评注】 一些初学者容易认为只有在切制标准直齿轮产生根切时,即在切制齿数 $z < z_{\min}$ 时才用变位齿轮。其实,在现代机械中,因变位齿轮可弥补标准齿轮的某些缺陷,应用非常广泛,许多齿数 $z > z_{\min}$ 的齿轮也进行变位修正。标准齿轮虽然具有设计简单、互换性好等一系列优点,但也暴露出许多不足: 标准齿轮的齿数不能少于最少齿数 z_{\min} ,否则用范成法加工时,产生根切,使齿轮传动的重合度降低,并降低轮齿的抗弯强度。 标准齿轮不适用于实际中心距 a 不等于标准中心距 a 的场合。当 $a > a$ 时,虽仍保持定角速比,但会出现过大的齿侧间隙,重合度减小;当 $a < a$ 时,根本无法安装。 一对互相啮合的标准齿轮,小齿轮齿廓渐开线曲率半径小,齿根厚度小于大齿轮齿根厚度,抗弯强度弱。

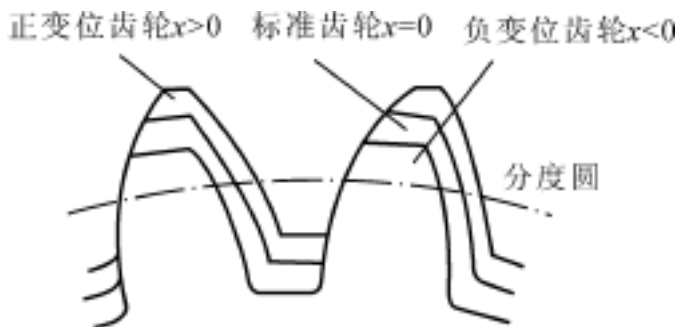


图 4.3

如图 4.3 所示,变位齿轮与标准齿轮的齿廓都是同一基圆形成的渐开线,只是截取的线段不同。正变位时,取远离基圆的渐开线,所以齿顶圆和齿根圆均变大;负变位时取靠近基圆的渐开线,齿顶圆和齿根圆均变小。变位前后,因齿轮的模数与压力角仍与刀具相同,所以齿轮的模数、压力角、齿距、分度圆

均不变。

例4.6 一对渐开线标准外啮合直齿轮非标准安装时,安装中心距 a 与标准中心距 a_0 中哪个大? 啮合角 α' 与压力角 α 中哪个大? 为什么?

答 当两齿轮非标准安装时,只有两种情况: $a > a_0$ 或 $a < a_0$ 。但 $a < a_0$ 时根本无法安装,只有 $a > a_0$ 。

当安装中心距 $a > a_0$ 时,啮合角 $\alpha' > \alpha$ 。因为啮合角 α' 是啮合线与两节圆公切线之间的夹角,当安装中心距比标准中心距大时,啮合线即两齿轮基圆的内公切线与节圆公切线之间的夹角也加大,即啮合角变大, $a > a_0$ 。

【评注】 一对外啮合渐开线标准直齿轮按标准中心距安装时,两节圆与分度圆重合,即 $r_1 = r_{f1}$, $r_2 = r_{f2}$;其啮合角等于齿轮压力角($\alpha' = \alpha$),齿侧间隙为零,顶隙为标准值 $c = c^*$ 。

当按非标准中心距安装时,若 $a > a_0$,两节圆分别大于两分度圆,即 $r_1 > r_{f1}$, $r_2 > r_{f2}$,其啮合角大于齿轮压力角($\alpha' > \alpha$),侧隙大于零,顶隙大于标准顶隙 $c > c^*$ 。此时虽能实现传动,但传动不平稳,产生附加动载荷,并伴有噪声。若 $a < a_0$ 时,两标准齿轮根本无法安装。

若要实现实际中心距与标准直齿轮中心距不等而又不改变传动比,有两种办法:第一种是采用直齿轮变位修正,用不等移距变位齿轮传动的方法凑配中心距;第二种是采用斜齿圆柱齿轮,用改变螺旋角的大小凑配中心距。

本章学习要特别注意区分两对概念:第一对概念是分度圆和节圆。齿轮的分度圆是模数和压力角均为标准值的圆。节圆是两齿轮啮合时相切的一对圆。只有当一对齿轮啮合传动时才有节圆,对于一个单一的齿轮来说是不存在节圆的。而不论齿轮是否啮合,每个齿轮都有一个唯一的、大小完全确定的分度圆。第二对概念是压力角和啮合角。齿轮的压力角是指分度圆上的压力角,其实质是指单个齿轮渐开线上某一点的速度方向与该点的法线方向所夹的角。啮合角是指一对啮合齿轮传动时基啮合线与两节圆公切线之间的夹角,它在数值上等于渐开线齿廓在节圆上一点处的压力角。当中心距 $a > a_0$ 时,节圆大于分度圆,根据渐开线的特性,可知此时的 $\alpha' > \alpha$ 。每一齿轮都有唯一的压力角,但一对齿轮传动的啮合角会因实际中心距不同而变化。

例4.7 一对按标准中心距安装的正常齿制的外啮合渐开线标准直齿圆柱齿轮,小齿轮已损坏,需配制。今测得两轴中心距 $a = 310$ mm,大齿轮齿数 $z_2 = 100$,齿顶圆直径 $d_{a2} = 408$ mm,压力角 $\alpha_2 = 20^\circ$,试确定小齿轮的模数、齿数、压力角、分度圆直径、齿顶圆直径。

解 由 $d_{a2} = mz_2 + 2m$ 得小齿轮的模数为

$$m = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2} = \frac{408}{100 + 2} = 4 \text{ mm}$$

由 $a = m(z_1 + z_2)/2$ 得小齿轮的齿数为

$$z_1 = \frac{2a}{m} - z_2 = \frac{2 \times 310}{4} - 100 = 55 \text{ mm}$$

小齿轮为正常齿制渐开线标准齿轮,其压力角为

$$\alpha_1 = 20^\circ$$

小齿轮的分度圆直径为

$$d_1 = mz_1 = 4 \times 55 = 220 \text{ mm}$$

小齿轮的齿顶圆直径为

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 220 + 2 \times 4 = 228 \text{ mm}$$

例 4.8 采用齿条刀具加工正常齿制渐开线标准直齿圆柱齿轮。已知刀具的齿形角 $\alpha = 20^\circ$, 刀具上相邻两齿对应点的距离为 5 mm, 加工时范成运动的速度分别为齿条刀具的线速度 $v = 60 \text{ mm/s}$, 轮坯角速度 $\omega = 1 \text{ rad/s}$ 。试求: 被加工齿轮的模数、压力角、齿数、分度圆直径及基圆半径。

解 刀具的齿距 $p = 5 \text{ mm}$, 所以刀具的模数为

$$m = p' = 5 \text{ mm}$$

被加工齿轮的模数与刀具的模数相同, 故

$$m = 5 \text{ mm}$$

齿轮的压力角与刀具的压力角相同, 故

$$\alpha = 20^\circ$$

范成运动时, 刀具的线速度与齿轮的分度圆处线速度相同, 所以齿轮的分度圆半径及直径分别为

$$r = \frac{v}{\omega} = \frac{50}{1} = 50 \text{ mm} \quad d = 100 \text{ mm}$$

齿轮的齿数为

$$z = \frac{d}{m} = \frac{100}{5} = 20$$

基圆半径为

$$r_b = r \cos \alpha = 50 \times \cos 20^\circ = 46.98 \text{ mm}$$

【评注】 用齿条刀具范成齿轮时的运动条件是在节点处的线速度相同, 即 $v_{刀} = r \omega$, 它直接决定被加工齿轮的齿数。

例4.9 已知一对用模数 $m_{\text{刀}} = 2.5 \text{ mm}$, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 及 $h_{\text{刀}}^* = 1$, $c_{\text{刀}}^* = 0.25$ 的滚刀加工的斜齿圆柱齿轮传动, 其安装中心距 $a = 70 \text{ mm}$, 两齿轮的齿数 $z_1 = 14$, $z_2 = 40$, 试计算这对斜齿轮的螺旋角及小齿轮的分度圆半径、齿顶圆半径、齿根圆半径。

解 用同一把刀具加工的两齿轮其法面模数、压力角、齿顶高系数、齿顶系数均分别与刀具的相应参数值相同。

由 $a = \frac{1}{2 \cos \beta} m_n (z_1 + z_2)$ 得螺旋角为

$$= \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{2.5 \times (14 + 40)}{2 \times 70} = 15.36^\circ$$

小齿轮的分度圆半径为

$$r_1 = \frac{m_n z_1}{2 \cos \beta} = \frac{2.5 \times 14}{2 \cos 15.36^\circ} = 18.15 \text{ mm}$$

小齿轮的齿顶圆半径为

$$r_{a1} = r_1 + h_a = 18.15 + 2.5 = 20.65 \text{ mm}$$

小齿轮的齿根圆半径为

$$r_{f1} = r_1 - h_f = 18.15 - 1.25 \times 2.5 = 15.03 \text{ mm}$$

例4.10 如图4.4所示的机构中, 已知模数均为 $m_n = 2 \text{ mm}$, 齿轮1, 2为一对斜齿圆柱齿轮, 齿数 $z_1 = 15$, $z_2 = 32$, 齿轮3, 4为一对正常齿制直齿圆柱齿轮 $z_3 = 20$, $z_4 = 30$, 齿轮1, 4同轴线。求:

- (1) 斜齿轮的螺旋角为多少?
- (2) 当用范成法加工齿轮1时是否会发生根切?
- (3) 齿轮1, 2的当量齿数是多少?

解 (1) 正常齿制直齿圆柱齿轮的中心距为

$$a_{34} = \frac{1}{2} m_n (z_3 + z_4) =$$

$$\frac{1}{2} \times 2 \times (20 + 30) = 50 \text{ mm}$$

因齿轮1, 4同轴线, $a_{12} = \frac{1}{2 \cos \beta} m_n (z_1 + z_2) = a_{34}$, 则

$$= \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a_{12}} = \arccos \frac{2 \times (15 + 32)}{2 \times 50} = 19.5654^\circ$$

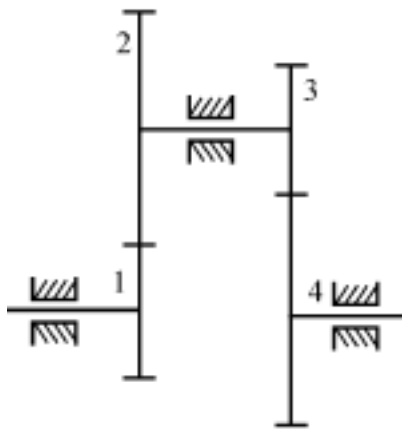


图 4.4

(2) 当用范成法加工螺旋角为 $\beta = 19^\circ 56' 54''$ 的斜齿轮不发生根切的最少齿数为

$$z_{\min} = z_{\min} \cos^3 \beta = 17 \times \cos^3 19^\circ 56' 54'' = 14.43$$

因 $z_1 = 15 > z_{\min} = 14.43$, 所以不会发生根切。

(3) 两斜齿轮的当量齿数为

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{\cos^3 19^\circ 56' 54''} = 18.06$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{32}{\cos^3 19^\circ 56' 54''} = 38.53$$

【评注】 因斜齿轮的当量齿轮为直齿轮, 判别斜齿轮 1 是否发生根切也可以用(3) 小题求出的当量齿数直接判别。

例 4.11 如图 4.5 所示, 已知一对渐开线齿轮的基圆、齿顶圆及主动轮的角速度 ω_1 的方向, 试作出理论啮合线和实际啮合线。

解 根据渐开线的性质, 两齿轮的啮合线应与两齿轮的基圆相切, 但由于主动轮 1 逆时针方向转动, 故啮合线应切于齿轮 1 基圆的左下方和齿轮 2 基圆的右上方, 则切点之间的线段 $N_1 N_2$ 就是理论啮合线。两齿轮实际啮合时, 应是开始于从动轮的齿顶, 终止于主动轮的齿顶, 故实际啮合线是两轮的齿顶圆与理论啮合线的交点之间的线段 $B_1 B_2$ 。如图 4.6 所示。

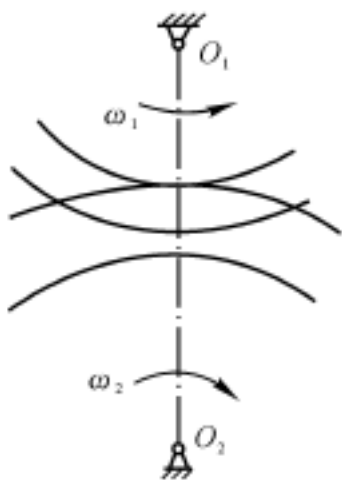


图 4.5

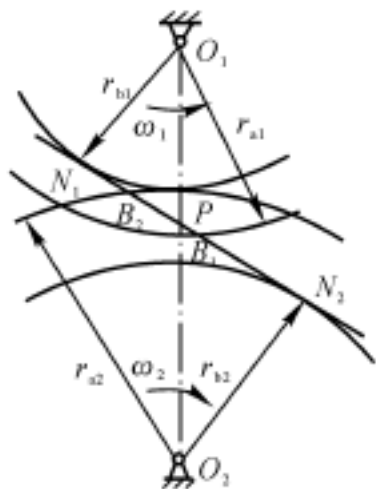


图 4.6

4.4 课后习题详解

4-1 已知一对外啮合正常齿制标准直齿圆柱齿轮 $m = 3 \text{ mm}$, $z_1 = 19$, $z_2 = 41$, 试计算这对齿轮的分度圆直径、齿顶高、齿根高、顶隙、中心距、齿顶圆直径、齿根圆直径、基圆直径、齿距、齿厚和齿槽宽。

解 分度圆直径为

$$d_1 = mz_1 = 3 \times 19 = 57 \text{ mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 3 \times 41 = 123 \text{ mm}$$

齿顶高为

$$h_a = h_a^* m = 3 \text{ mm}$$

齿根高为

$$h_f = (h_a^* + c^*) m = (1 + 0.25) \times 3 = 3.75 \text{ mm}$$

顶隙为

$$c = c^* m = 0.25 \times 3 = 0.75 \text{ mm}$$

中心距为

$$a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 3 \times (19 + 41) = 90 \text{ mm}$$

齿顶圆直径为

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 57 + 2 \times 3 = 63 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 123 + 2 \times 3 = 129 \text{ mm}$$

齿根圆直径为

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 57 - 2 \times 3.75 = 49.5 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 123 - 2 \times 3.75 = 115.5 \text{ mm}$$

基圆直径为

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha = 57 \cos 20^\circ = 53.56 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha = 123 \cos 20^\circ = 115.58 \text{ mm}$$

齿距为

$$p_1 = p_2 = m = 3.14 \times 3 = 9.42 \text{ mm}$$

齿厚、齿槽宽为

$$s_1 = s_2 = a = e_2 = p/2 = 9.42/2 = 4.71 \text{ mm}$$

4-2 已知一对外啮合标准直齿圆柱齿轮的标准中心距 $a = 160 \text{ mm}$, 齿数

$z_1 = 20, z_2 = 60$, 求模数和分度圆直径。

解 由 $a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$ 可得模数为

$$m = \frac{2a}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 160}{20 + 60} = 4 \text{ mm}$$

分度圆直径为

$$d_1 = mz_1 = 4 \times 20 = 80 \text{ mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \times 60 = 240 \text{ mm}$$

4-3 已知一正常齿制标准直齿圆柱齿轮的齿数 $z = 25$, 齿顶圆直径 $d_a = 135 \text{ mm}$, 求该齿轮的模数。

解 由 $d_a = d + 2h_a = mz + 2h_a^* m = mz + 2m$ 得

$$m = \frac{d_a}{z + 2} = \frac{135}{25 + 2} = 5 \text{ mm}$$

4-4 已知一正常齿制标准直齿圆柱齿轮 $\alpha = 20^\circ, m = 5 \text{ mm}, z = 40$, 试分别求出分度圆、基圆、齿顶圆上渐开线齿廓的曲率半径和压力角。

解 分度圆半径为

$$r = mz/2 = 5 \times 40/2 = 100 \text{ mm}$$

分度圆上渐开线齿廓的曲率半径为

$$= \sqrt{r^2 - r_b^2} = \sqrt{100^2 - 93.97^2} = 34.2 \text{ mm}$$

分度圆上渐开线齿廓的压力角 $\alpha = 20^\circ$ 。

基圆半径为

$$r_b = r \cos \alpha = 100 \times \cos 20^\circ = 93.97 \text{ mm}$$

基圆上渐开线齿廓的曲率半径为 0, 压力角为 0° 。

齿顶圆半径为

$$r_a = r + h_a^* m = 100 + 5 = 105 \text{ mm}$$

齿顶圆上渐开线齿廓的曲率半径为

$$r_a = \sqrt{r_a^2 - r_b^2} = \sqrt{105^2 - 93.97^2} = 46.85 \text{ mm}$$

齿顶圆上渐开线齿廓的压力角为

$$\alpha_a = \arccos \frac{r_b}{r_a} = \arccos \frac{93.97}{105} = 26.5^\circ$$

4-5 试比较正常齿制渐开线标准直齿圆柱齿轮的基圆和齿根圆, 在什么条件下基圆大于齿根圆? 什么条件下基圆小于齿根圆?

解 正常齿制渐开线标准直齿圆柱齿轮的齿根圆直径为

$$d_f = d - 2h = mz - 2.5m$$

基圆直径为

$$d_b = d \cos \alpha = mz \cos 20^\circ$$

假定 $d_f > d_b$, 由 $mz - 2.5m > mz \cos 20^\circ$ 得

$$z > 42$$

故当齿数 $z < 42$ 时, 正常齿制渐开线标准直齿圆柱齿轮的基圆大于齿根圆; 齿数 $z = 42$, 基圆小于齿根圆。

4-6 已知一对内啮合正常齿制标准直齿圆柱齿轮 $m = 4 \text{ mm}$, $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, 试参照教材中图 4-1(b), 计算该对齿轮的中心距和内齿轮的分度圆直径、齿顶圆直径和齿根圆直径。

解 中心距为

$$a = \frac{1}{2} m(z_2 - z_1) = \frac{1}{2} \times 4 \times (60 - 20) = 80 \text{ mm}$$

内齿轮分度圆直径为

$$d = mz_2 = 4 \times 60 = 240 \text{ mm}$$

内齿轮齿顶圆直径为

$$d_{a2} = d_2 - 2h_a = 240 - 2 \times 4 = 232 \text{ mm}$$

内齿轮齿根圆直径为

$$d_{f2} = d_2 + 2h_f = 240 + 2 \times 1.25 \times 4 = 250 \text{ mm}$$

4-7 根据教材中图 4-15(b) 证明: 正常齿制渐开线标准直齿圆柱齿轮用齿条刀具加工时, 不产生根切的最小齿数 $z_{\min} = 17$ 。并求短齿制标准渐开线直齿圆柱齿轮用齿条刀具加工时的最少齿数。

证明 用齿条刀具加工标准渐开线直齿圆柱齿轮, 不发生根切的临界位置是极限点 N_1 正好在刀具的顶线上 (见图 4.7)。此时有如下关系:

$$z_{\min} = \frac{2 \overline{O_1 C}}{m} = \frac{2 \overline{CN_1}}{m \sin \alpha} = \frac{2 h_a^*}{\sin^2 \alpha}$$

正常齿制标准齿轮 $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$,

代入式 得

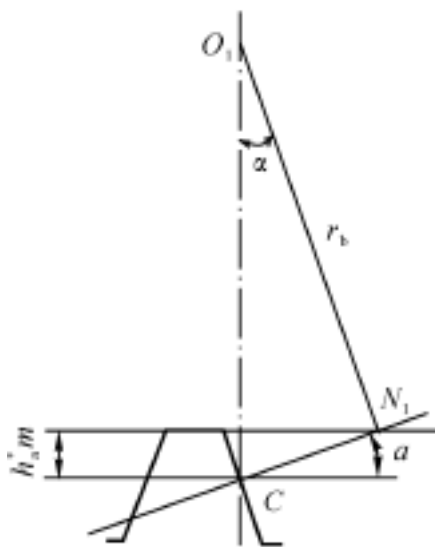


图 4.7

$$z_{\min} = \frac{2 \times 1}{\sin^2 20^\circ} \quad 17$$

短齿制标准齿轮 $h_a^* = 0.8$, $\alpha = 20^\circ$; 代入式 得

$$z_{\min} = \frac{2 \times 0.8}{\sin^2 20^\circ} \quad 14$$

4-8 如图 4.8 所示,用卡尺跨三个齿测量渐开线直齿圆柱齿轮的公法线长度,试证明:只要保证卡脚与渐开线相切,无论切于何处,测量结果均相同,其值为 $W_3 = 2p_b + s_b$ 。(注: p_b 和 s_b 分别表示基圆齿距和基圆齿厚)

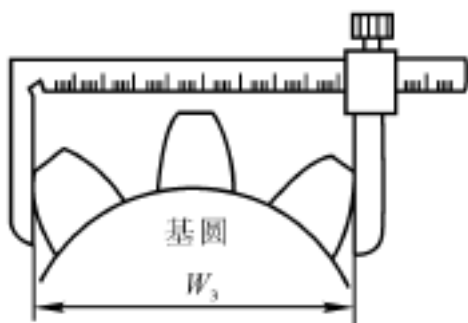


图 4.8

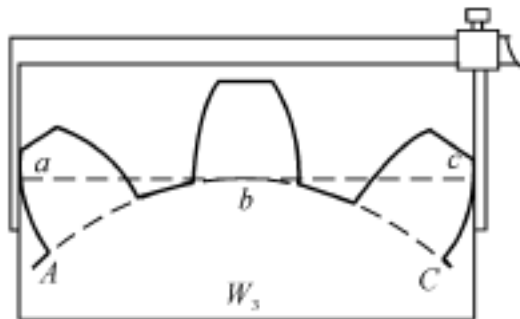


图 4.9

证明 如图 4.9 所示, a, c 两点为卡脚与渐开线齿廓的切点, 则线段 ac 即为渐开线的法线。根据渐开线的特性: 渐开线的法线必与基圆相切, 切点为 b 。

再根据渐开线的特性: 发生线沿基圆滚过的长度, 等于基圆上被滚过的弧长, 则

$$W_3 = \overline{ab} + \overline{bc} = AC = 2p_b + s_b$$

对于任一渐开线齿轮, 基圆齿厚与基圆齿距均为定值, 卡尺的位置不影响测量结果。

4-9 试根据渐开线特性说明一对模数相等, 压力角相等, 但齿数不等的渐开线标准直齿圆柱齿轮, 其分度圆齿厚、齿顶圆齿厚和齿根圆齿厚是否相等, 哪一个较大?

解 模数相等、压力角相等的两个齿轮, 分度圆齿厚 $s = m/2$ 相等。但是齿数多的齿轮分度圆直径大, 所以基圆直径就大。根据渐开线的性质, 渐开线的形状取决于基圆的大小, 若基圆小, 则渐开线曲率大, 基圆大, 则渐开线越趋于平直。因此, 齿数多的齿轮与齿数少的齿轮相比, 齿顶圆齿厚和齿根圆齿厚均为大值。

4-10 试与标准齿轮比较, 说明正变位直齿圆柱齿轮的下列参数: m , ,

, d , d_s , s , s_f , h_f , d_f , d_b , 哪些不变, 哪些发生了变化, 变大还是变小?

解 切制变位齿轮与切制标准齿轮用同一把刀具, 只是刀具的位置不同。因此, 它们的模数、压力角、齿距均分别与刀具相同, 从而变位齿轮与标准齿轮的分度圆直径和基圆直径也相同。故参数 m , α , d , d_b 不变。

变位齿轮分度圆不变, 但正变位齿轮的齿顶圆和齿根圆增大, 且齿厚增大、齿槽宽变窄。因此 s , s_f , d_f 变大, h_f 变小。

啮合角 与节圆直径 d 是一对齿轮啮合传动的范畴。

4-11 已知一对正常齿制渐开线标准斜齿圆柱齿轮 $a = 250 \text{ mm}$, $z_1 = 23$, $z_2 = 98$, $m_n = 4 \text{ mm}$, 试计算其螺旋角、端面模数、端面压力角、当量齿数、分度圆直径、齿顶圆直径和齿根圆直径。

解 由 $a = \frac{1}{2\cos\beta} m_n (z_1 + z_2)$ 得, 螺旋角为

$$= \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{4 \times (23 + 98)}{2 \times 250} = 14.53^\circ$$

端面模数为

$$m_t = m_n / \cos\beta = 4 / \cos 14.53^\circ = 4.13 \text{ mm}$$

端面压力角为

$$\alpha_t = \arctan \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} = \arctan \frac{\tan 20^\circ}{\cos 14.53^\circ} = 20.61^\circ$$

当量齿数为

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{23}{\cos^3 14.53^\circ} = 25$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = \frac{98}{\cos^3 14.53^\circ} = 108$$

分度圆直径为

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{4 \times 23}{\cos 14.53^\circ} = 95.04 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{4 \times 98}{\cos 14.53^\circ} = 404.95 \text{ mm}$$

齿顶圆直径为

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 95.04 + 2 \times 4 = 103.04 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 404.95 + 2 \times 4 = 412.95 \text{ mm}$$

齿根圆直径为

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 95.04 - 2 \times 1.25 \times 4 = 85.04 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 404.95 - 2 \times 1.25 \times 4 = 394.95 \text{ mm}$$

4-12 试设计一对外啮合圆柱齿轮,已知 $z_1 = 21$, $z_2 = 32$, $m_n = 2 \text{ mm}$, 实际中心距为 55 mm 。试求:(1) 该对齿轮能否采用标准直齿圆柱齿轮传动?(2) 若采用标准斜齿圆柱齿轮传动来满足中心距要求,其分度圆螺旋角,分度圆直径 d_1 , d_2 , 和节圆直径 d'_1 , d'_2 各为多少?

解 (1) 若采用标准直齿圆柱齿轮,则标准中心距应为

$$a = \frac{1}{2} m_n (z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 2 \times (21 + 32) = 53 \text{ mm} < 55 \text{ mm}$$

说明采用标准直齿圆柱齿轮传动时,实际中心距大于标准中心距,齿轮传动有齿侧间隙,传动不连续、传动精度低,产生振动和噪声。

(2) 采用标准斜齿圆柱齿轮传动时,因 $a = \frac{1}{2 \cos} m_n (z_1 + z_2)$, 则螺旋角为

$$= \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{2 \times (21 + 32)}{2 \times 55} = 15.5^\circ$$

分度圆直径为

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos} = \frac{2 \times 21}{\cos 15.5^\circ} = 43.59 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos} = \frac{2 \times 32}{\cos 15.5^\circ} = 66.42 \text{ mm}$$

节圆与分度圆重合,则

$$d_1 = d'_1 = 43.59 \text{ mm}, \quad d_2 = d'_2 = 66.42 \text{ mm}$$

4-13 试求 $\beta = 20^\circ$ 和 $\beta = 30^\circ$ 的正常齿制渐开线标准斜齿圆柱齿轮的不根切最小齿数。

解
$$z_{\min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 20^\circ = 14$$

$$z_{\min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cos^3 30^\circ = 11$$

4-14 已知一对等顶隙收缩齿渐开线标准直齿圆锥齿轮的 $\delta = 90^\circ$, $z_1 = 17$, $z_2 = 43$, $m_e = 3 \text{ mm}$, 试求分度圆锥角、分度圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径、外锥距、齿顶角、齿根角、顶锥角、根锥角和当量齿数。

解 分度圆锥角为

$$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = \arctan \frac{17}{43} = 21.57^\circ = 21^\circ 34' 12''$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 21^\circ 34' 12'' = 68^\circ 25' 48''$$

分度圆直径为

$$d_1 = m z_1 = 3 \times 17 = 51 \text{ mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 3 \times 43 = 129 \text{ mm}$$

齿顶圆直径为

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_e \cos \alpha_1 = 51 + 2 \times 3 \times \cos 21.57^\circ = 56.58 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_e \cos \alpha_2 = 129 + 2 \times 3 \times \cos 68.43^\circ = 131.21 \text{ mm}$$

齿根圆直径为

$$d_{f1} = d_1 - 2.4 m_e \cos \alpha_1 = 51 - 2.4 \times 3 \times \cos 21.57^\circ = 44.30 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.4 m_e \cos \alpha_2 = 129 - 2.4 \times 3 \times \cos 68.43^\circ = 126.36 \text{ mm}$$

外锥距为

$$R_e = \frac{d}{2 \sin \alpha_1} = \frac{51}{2 \sin 21.57^\circ} = 69.36 \text{ mm}$$

齿顶角、齿根角为

$$\alpha_a = \alpha_f = \arctan \frac{1.2 m_e}{R_e} = \arctan \frac{1.2 \times 3}{69.36} = 2.97^\circ = 2^\circ 58' 12''$$

顶锥角为

$$\alpha_{a1} = \alpha_1 + \alpha_a = 21^\circ 34' 12'' + 2^\circ 58' 12'' = 24^\circ 32' 24''$$

$$\alpha_{a2} = \alpha_2 + \alpha_a = 68^\circ 25' 48'' + 2^\circ 58' 12'' = 71^\circ 24''$$

根锥角为

$$\alpha_{f1} = \alpha_1 - \alpha_f = 21^\circ 34' 12'' - 2^\circ 58' 12'' = 18^\circ 36''$$

$$\alpha_{f2} = \alpha_2 - \alpha_f = 68^\circ 25' 48'' - 2^\circ 58' 12'' = 65^\circ 27' 36''$$

当量齿数为

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \alpha_1} = \frac{17}{\cos 21.57^\circ} = 18$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \alpha_2} = \frac{43}{\cos 68.43^\circ} = 117$$

4-15 试述一对直齿圆柱齿轮、一对斜齿圆柱齿轮、一对直齿圆锥齿轮的正确啮合条件。

答 一对直齿圆柱齿轮正确啮合的条件是：两齿轮的模数和压力角必须分别相等，即 $m_1 = m_2 = m$ ， $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ 。

一对斜齿圆柱齿轮正确啮合的条件是：两齿轮的模数和压力角分别相等，螺旋角大小相等、方向相反（外啮合），即 $m_{n1} = m_{n2} = m_n$ ， $\alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha_n$ ， $\beta_1 = -\beta_2$ 。

一对直齿圆锥齿轮正确啮合的条件是:两齿轮的大端模数和压力角分别相等,即 $m_1 = m_2 = m$, $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ 。

4.5 学习效果测试题及答案

4.5.1 学习效果测试题

4-1 选择题

- (1) 渐开线齿轮的齿根圆()。
- A. 总是小于基圆 B. 总是等于基圆
C. 总是大于基圆 D. 有时小于基圆,有时大于基圆
- (2) 一标准齿轮与标准齿条啮合,当齿条的中线与齿轮分度圆不相切时,()。
- A. 齿轮节圆变大 B. 齿轮节圆变小
C. 齿轮节圆不变 D. 齿轮分度圆变大
- (3) 当()时,愈可能引起根切现象。
- A. 基圆愈小 B. 分度圆愈小
C. 模数愈小 D. 齿数愈少
- (4) 齿轮正变位后与标准齿轮相比较,()变大。
- A. 模数 B. 分度圆 C. 压力角 D. 齿根圆
- (5) 斜齿圆柱齿轮的齿顶高计算式为()。
- A. $h_a = m_n$ B. $h_a = m_t$
C. $h_a = m_n / \cos \alpha$ D. $h_a = m_n \cos \alpha$
- (6) 已知轴交角为 $\Sigma = 90^\circ$ 的一对圆锥齿轮传动,小锥齿轮的分度圆锥角 $\delta_1 = 30^\circ$,小齿轮的齿数 $z_1 = 18$,则大齿轮的齿数应为()。
- A. 54 B. 31
C. 540 D. 条件不够,无法确定
- (7) 一对直齿圆柱齿轮啮合传动,实际啮合终止点是()与啮合线的交点。
- A. 主动轮的顶圆 B. 主动轮的根圆
C. 从动轮的顶圆 D. 从动轮的根圆

4.5.2 参考答案

4-1 (1) D (2) C (3) D (4) D (5) A (6) B
(7) A (8) A (9) D (10) C

4-2 (1) 压力角 是指单个齿轮渐开线齿廓上某一点的线速度方向与该点法线方向所夹的锐角。渐开线齿廓上各点的压力角的大小是不相等的。啮合角 是指一对齿轮啮合传动时, 啮合线与两节圆公切线之间所夹的锐角, 其值等于渐开线齿廓在节圆上的压力角, 由于节圆大小随中心距变化而变化, 故两轮的啮合角也随中心距的变化而变化。只有当两齿轮按标准中心距安装时, 节圆才与分度圆重合, 啮合角才等于分度圆上的压力角。

(2) 对于一对标准渐开线齿轮, 若实际中心距大于标准中心距时, 两齿轮的节圆分别大于两轮的分度圆, 两分度圆分离, 但这时此齿轮传动仍然能保证定传动比传动, 即 $i = \omega_1 / \omega_2 = r_{b2} / r_{b1}$ 。这一特性称为渐开线齿轮传动的可分性, 它对渐开线齿轮的加工、安装带来方便。但此时, 传动有撞击和噪声。

4-3 (1) 能, 因用正常齿制渐开线标准齿轮时的标准中心 $a = 43 \text{ mm}$, 小于实际中心距 $a = 45 \text{ mm}$, 所以侧隙较大, 传动不连续, 有噪声。

(2) 能。

(3) $\alpha = 17.15^\circ$ 。

4-4 (1) 20, 44; 160 mm, 352 mm。

(2) 小齿轮 1 的基圆大于根圆; 大齿轮的基圆小于根圆。

4-5 由 $r_1 + r_2 = a$ 及 $r_2 / r_1 = i$ 得

$$r_1 = 53 \text{ mm}, \quad r_2 = 159 \text{ mm}$$

4-6 $i = 4$; $a = 127 \text{ mm}$; $z_{v1} = 18.96 \approx 19$; $z_{v2} = 75.86 \approx 76$

5.1 重点内容提要

5.1.1 教学基本要求

- (1) 了解轮系的定义,分类及轮系的功用。
- (2) 掌握定轴轮系的传动比的计算。
- (3) 掌握周转轮系传动比的计算。
- (4) 熟悉复合轮系的计算方法,并能进行简单的复合轮系的传动比的计算。
- (5) 了解几种特殊的行星轮系。

5.1.2 轮系的定义、分类及功用

一系列齿轮相互啮合组成的传动系统称为轮系。

1. 轮系的分类

- (1) 定轴轮系。轮系中各个齿轮的回转轴线的固定位置是固定的。
- (2) 周转轮系。轮系中至少有一个齿轮的回转轴线的固定位置是不固定的,绕着其他构件旋转,则这种轮系称为周转轮系。周转轮系中的主要构件有:
 - 1) 行星轮。在周转轮系中,轴线位置变动的齿轮,即既作自转又作公转的齿轮。
 - 2) 行星架。支撑行星轮既作自转又作公转的构件,又称为转臂。
 - 3) 中心轮。轴线位置固定的齿轮,又称为太阳轮。

其中行星架与中心轮的几何轴线必须重合。

根据轮系的自由度可将周转轮系分为:差动轮系,机构自由度为 2;行星轮系,机构自由度为 1。

2. 轮系的主要功用

- (1) 相距较远的两轴之间运动和动力的传递。

- (2) 实现变速传动。
- (3) 获得较大的传动比。
- (4) 进行运动的合成和分解。

5.1.3 定轴轮系的传动比计算

定轴轮系中,每个齿轮的几何轴线位置都是固定的,因此其传动比计算比较容易。需要指出的是计算传动比时不仅包含数值计算,还要指明轮子的转向。

1. 传动比的数值计算

$$i_{1K} = \frac{n_1}{n_K} = \frac{\text{轮 1 至轮 } K \text{ 间所有从动轮齿数的乘积}}{\text{轮 1 至轮 } K \text{ 间所有主动轮齿数的乘积}} = \frac{z_2 z_3 z_4 \dots z_K}{z_1 z_2 z_3 \dots z_{(K-1)}} \quad (5.1)$$

2. 首末两轮转向的判断

当首末两轮的轴线相平行时,两轮转向的异同可用传动比的正负表示。两轮转向相同时,传动比为“+”;两轮转向相反时,传动比为“-”。但是如果首末两轮的轴线不平行,则只能计算传动比的大小,首末两轮的转向用箭头表示。

通常两轮的转向用箭头法判断,即假定首轮的转向(或依题意给定的方向),用箭头在图示上表示,根据啮合情况,依次将每个轮子的转向在图示上标注出来,最后可以得到末轮的转向。一般画箭头时有以下原则:

- (1) 外啮合齿轮:两箭头相对或相背。
- (2) 内啮合齿轮:两箭头同向。
- (3) 圆锥齿轮:两箭头同时指向节点或同时背离节点。
- (4) 蜗杆传动:左手或右手定则 —— 右旋蜗杆左手握,左旋蜗杆右手握,四指 ω_1 , 拇指 ω_2 。
- (5) 同轴齿轮:两箭头同向。

对所有齿轮轴线都平行的定轴轮系,也可以按照轮系中外啮合齿轮的对数来确定传动比为“+”或“-”。设从首轮到末轮中外啮合的齿轮的对数为 m 对,则首末轮传动比的计算公式为

$$i_{1K} = \frac{n_1}{n_K} = (-1)^m \frac{z_2 z_3 z_4 \dots z_K}{z_1 z_2 z_3 \dots z_{(K-1)}} \quad (5.2)$$

当数值为“+”时,表示首末两轮的转向相同;为“-”时,表示两轮的转向相反。

3. 惰轮

轮系中有一种齿轮,在啮合时,既是前一级啮合的从动轮,又是后一级的主

动轮,它对传动比数值计算没有影响,但对轮子的转向却起着一定作用,这种齿轮称为惰轮,又称过桥齿轮。

5.1.4 周转轮系的传动比计算

周转轮系传动比的计算基本原则是给整个机构加上“ $-n_H$ ”,将其转化为定轴轮系,按照定轴轮系传动比的计算方法进行计算。设 n_G 和 n_K 为周转轮系中任意两个齿轮 G 和 K 的转速, n_H 为行星架的转速,则基本的计算公式为

$$i_{GK}^H = \frac{n_G^H}{n_K^H} = \frac{n_G - n_H}{n_K - n_H} = (\pm) \frac{\text{转化轮系从 } G \text{ 至 } K \text{ 所有从动轮齿数的乘积}}{\text{转化轮系从 } G \text{ 至 } K \text{ 所有主动轮齿数的乘积}} \quad (5.3)$$

应用式(5.3)时要注意以下几点:

- (1) 此式只适用于齿轮 G , K 和行星架 H 的轴线相平行的场合。
- (2) 计算过程中,式中的“ $+$ ”和“ $-$ ”号一定不能省略。
- (3) 此式多用于求解 n_G , n_K , n_H 或各个齿轮的齿数中的未知数。

(4) 此式中的 i_{GK}^H 是指转化轮系中齿轮 G 和 K 的传动比。在用此式将未知数求解后,可以求解周转轮系中的传动比 $i_{GK} = n_G / n_K$ 。

5.1.5 复合轮系的传动比计算

复合轮系是指该轮系中既有周转轮系部分,又有定轴轮系部分,因此计算的关键是:正确分解周转轮系和复合轮系,分别列出计算方程式,然后联立解出所要求的传动比。

分解轮系的关键在于正确找出各个基本的周转轮系。找周转轮系的一般步骤如下:

- (1) 找行星轮,即找轴线位置不固定的齿轮。
- (2) 确定行星架,即支撑行星轮运转的构件。
- (3) 找中心轮,即直接与行星轮相啮合的定轴齿轮。

将周转轮系分出来后,剩下的就是定轴轮系了。

5.1.6 几种特殊的行星传动

1. 渐开线少齿差行星传动

这种传动通常由一个固定的中心轮、行星架和行星轮组成。其中行星架为输出轴。这种传动特点是传动比大、结构紧凑、体积小、重量轻、加工容易,但承

载能力低。

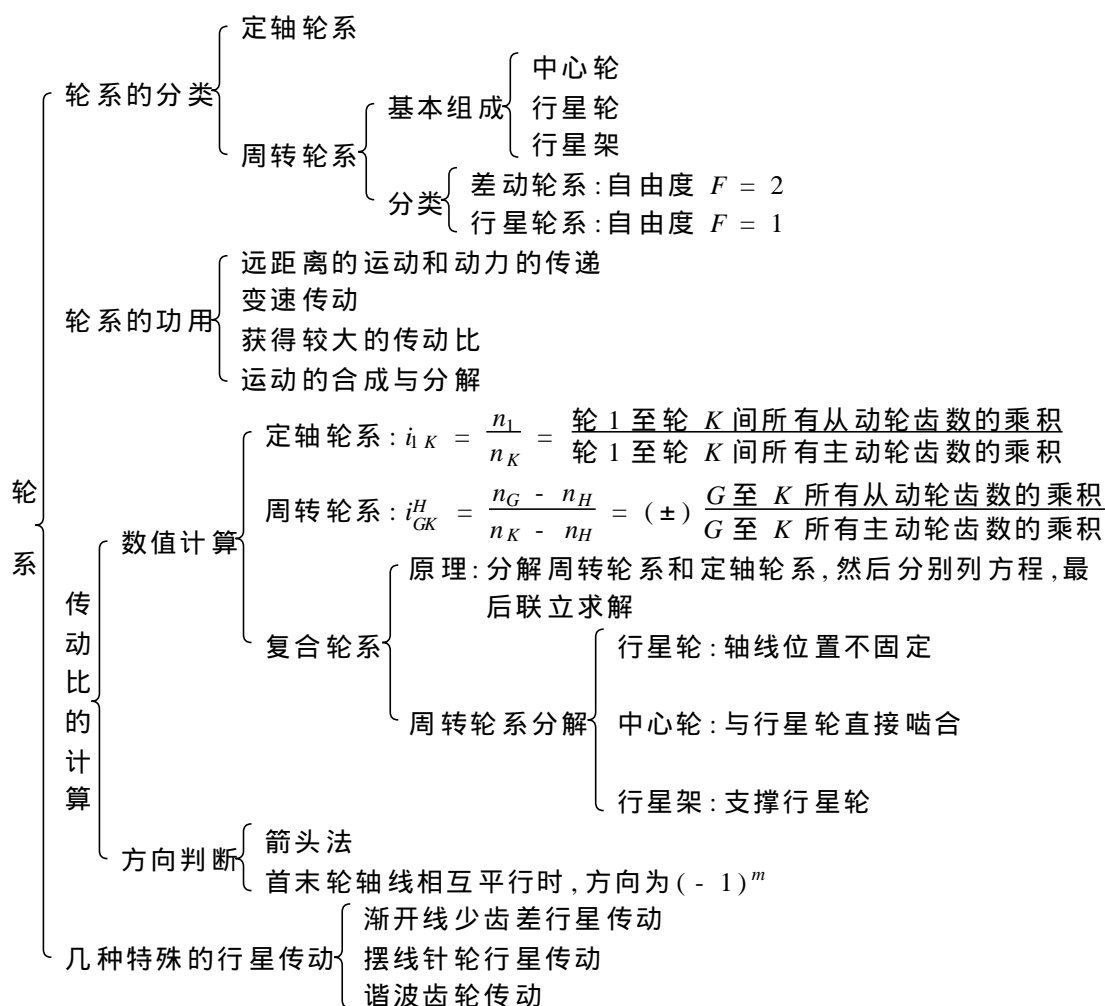
2. 摆线针轮行星传动

这种传动机构与渐开线少齿差行星传动机构原理基本相同,只是齿廓曲线不同。中心轮的内齿是带套筒的圆柱销形针齿,行星轮的齿廓是短幅外摆线的等距曲线。这种传动的特点除了具有渐开线少齿差行星传动的优点外,同时还有承载能力大、传动平稳、轮齿齿廓磨损小、使用寿命长的优点。

3. 谐波齿轮传动

这种传动机构中的行星轮可以产生较大的弹性形变,又叫柔轮。这种传动的特点是结构简单、承载能力大、传动平稳、齿侧间隙小、可以反向传动,但对柔轮抗疲劳强度要求较高。

5.2 重点知识结构图



5.3 考点及常见题型精解

5.3.1 本章考点

本章的重点包括两点:一是轮系,特别是周转轮系的基本概念;二是轮系传动比的计算。试题多以填空,简答和计算等题型出现。

5.3.2 常见题型精解

例 5.1 如图 5.1 所示,已知各齿轮齿数为 $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_2' = 25$, $z_3 = 75$, $z_3' = 1$ (右旋), $z_4 = 30$, 转速 $n_1 = 1\,440\text{ r/min}$, 转动方向如图所示。

- (1) 该轮系属于什么轮系;
- (2) 计算蜗轮 4 的转速 n , 指明其转动方向。

解 (1) 该轮系为定轴轮系。

(2) 依定轴轮系传动比公式, 有

$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2' z_3} = \frac{40 \times 75 \times 30}{20 \times 25 \times 1} = 180$$

即
$$n_4 = \frac{n_1}{i_{14}} = \frac{1\,440}{180} = 8\text{ r/min}$$

由箭头法判断蜗轮 4 为顺时针转向。

【评注】 此题属于典型的定轴轮系传动比的计算, 只要分清楚在啮合过程中谁是主动轮, 谁是从动轮, 直接套用公式即可。在方向判断中, 把握住箭头法就不会出错。

例 5.2 如图 5.2 所示, 已知各轮齿数为 $z_1 = 20$, $z_2 = 50$, $z_2' = 54$, $z_3 = 108$, 求传动比转速 i_{1H} 。

解 该轮系为周转轮系。其中齿轮 1, 3 为中心轮, 齿轮 2, 2' 为行星轮, 支撑 2, 2' 的为系杆。依周转轮系传动比公式, 有

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = - \frac{50 \times 108}{20 \times 54} = -5$$

又由图知 $n_3 = 0$, 因此有

$$\frac{n_1 - n_H}{0 - n_H} = -5$$

故 $i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 6$, 则轮 1 与行星架的转动方向相同。

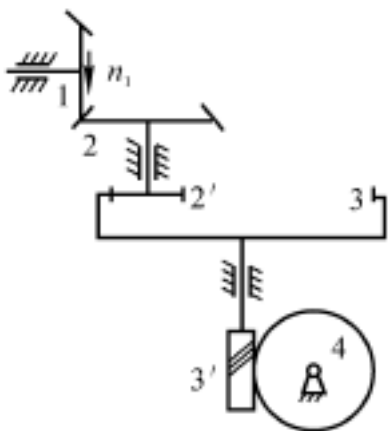


图 5.1

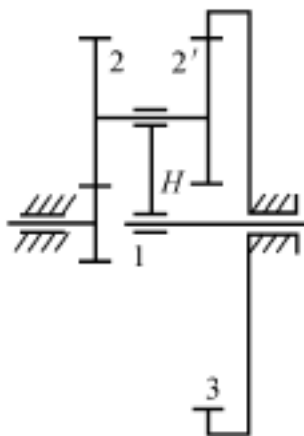


图 5.2

【评注】 此题属于典型的周转轮系传动比的计算。首先要分析清楚行星轮、中心轮以及行星架；然后列出周转轮系传动比计算公式，代入已知条件解方程即可。在公式的应用中，符号一定不能省略。用箭头法推算两轮在转化轮系中的转向，当方向相同时用“+”号，当方向相反时用“-”号。

例 5.3 图 5.3 所示的轮系中，已知各轮齿数为 $z_1 = 20$, $z_2 = 34$, $z_2' = 19$, $z_3 = 38$, $z_3' = 67$, $z_4 = 17$, $z_5 = 23$ ，求传动比 i_{1H} 。

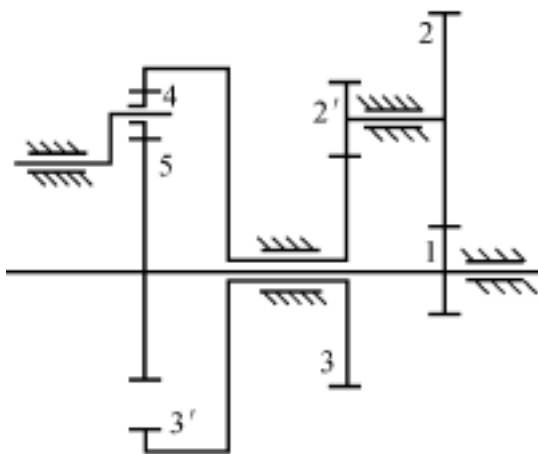


图 5.3

解 这是一个复合轮系，由一个周转轮系和一个定轴轮系组成。齿轮 1, 2, 2', 3 组成定轴轮系；齿轮 3, 4, 5 组成周转轮系，其中 3 和 5 是中心轮，4 是行星轮，支撑 5 的构件是行星架 H。

在定轴轮系中

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{z_1 z_3}{z_1 z_2} = \frac{34 \times 38}{20 \times 19} = 3.4$$

在周转轮系中

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{23}{69} = -\frac{1}{3}$$

又由图中分析可知

$$n_1 = n_5, \quad n_3 = n_6$$

联立式 (5-1), (5-2), (5-3), 可得到

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = 2.125$$

齿轮 1 和行星架 H 的转动方向相同。

【评注】 这是一个复合轮系传动比的计算题。复合轮系传动比求解的关键是正确分解轮系。首先找到行星轮,从图中分析可知,齿轮 4 的轴线位置是不固定的,因此齿轮 4 是行星轮;接下来找中心轮,直接与行星轮啮合,且回转轴线位置固定的齿轮是中心轮,因此齿轮 3 和 5 是中心轮;支撑行星轮回转的构件是行星架,因此找到齿轮 4 回转中心所在构件,就是行星架了。周转轮系分解出来后,剩下的齿轮,各个的轴线位置都是固定的,因此剩下的就是一个定轴轮系了。分解为两个轮系后分别列方程,本题中得到方程 (5-1) 和 (5-2)。一般仅此两个方程是无法求解的,还需要找出两个方程之间的关系,这主要从两个被分解了的轮系中找转速关系,一看是否有转速为 0 的轮子,二看是否有转速相等的轮子,然后列出式子,即式 (5-3),这样联立方程就可以求解了。另外在计算过程中,传动比的正负号一定不能省略,否则就会得出错误结论。

例 5.4 图 5.4 所示的轮系中,各齿轮均为标准齿轮,并已知各齿数分别为 $z_1 = 28, z_2 = 21, z_4 = 19, z_5 = 38$, 求:

(1) 齿数 z_3 和 z_6 ; (2) 传动比 i_{1H_2} 。

解 这个轮系是由两个周转轮系组成的。一个是由齿轮 1, 2, 3 和 H_1 组成, 其中齿轮 1, 3 是中心轮, 齿轮 2 是行星轮, 行星架为 H_1 ; 另一个是由齿轮 4, 5, 6 和 H_2 组成的, 其中齿轮 4, 6 是中心轮, 齿轮 5 是行星轮, H_2 为行星架。

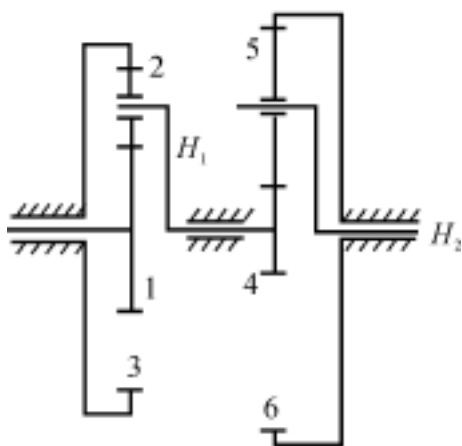


图 5.4

(1) 在周转轮系 1, 2, 3, H_1 中, 由几何关系有

$$r_1 + 2r_2 = r_3$$

又因为相啮合的齿轮模数要相等, 因此由上式可以得到

$$z_1 + 2z_2 = z_3$$

因有

$$z_3 = 28 + 2 \times 21 = 70$$

同理在周转轮系 4, 5, 6, H_2 中, 有

$$z_6 = z_4 + 2z_5 = 19 + 2 \times 38 = 95$$

(2) 在周转轮系 1, 2, 3, H_1 中, 有

$$i_{13}^{H_1} = \frac{n_1^{H_1}}{n_3^{H_1}} = \frac{n_1 - n_{H_1}}{n_3 - n_{H_1}} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{70}{28} = -2.5$$

在周转轮系 4, 5, 6, H_2 中, 有

$$i_{46}^{H_2} = \frac{n_4^{H_2}}{n_6^{H_2}} = \frac{n_4 - n_{H_2}}{n_6 - n_{H_2}} = -\frac{z_6}{z_4} = -\frac{95}{19} = -5$$

考虑到 $n_3 = n_6 = 0$, 以及 $n_4 = n_{H_1}$, 联立式 , , 可得

$$i_{1H_2} = 21$$

齿轮 1 和行星架 H_2 的转动方向相同。

【评注】 这是一个复合轮系的求解问题。传动比的求解与以前几例相同。这里需要说明的是齿数计算问题。在行星轮系中, 从几何关系上可以推导出一些方程式, 如本例中的式 和 , 再考虑齿轮啮合条件, 即相互啮合齿轮的模数和压力角应分别相等, 将分度圆半径计算公式代入几何条件式中, 问题便可以迎刃而解了。

5.4 课后习题详解

5-1 在双级蜗轮传动中, 已知右旋蜗杆 1 的转向如图 5-5 所示, 试判断蜗轮 2 和蜗轮 3 的转向, 并以箭头表示。

解 蜗轮 2 和蜗轮 3 的转向如图 5-5 箭头所示, 即 n_2 和 n_3 。

5-2 在图 5-6 所示的轮系中, 已知 $z_1 = 15$, $z_2 = 25$, $z_2' = 15$, $z_3 = 30$, $z_3' = 15$, $z_4 = 30$, $z_4' = 2$ (右旋), $z_5 = 60$, $z_5' = 20$ ($m = 4$ mm), 若 $n_1 = 500$ r/min, 求齿条 6 的线速度 v 的大小和方向。

解 这是一个定轴轮系, 依题意有

$$i_{15} = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5}{z_1 z_2 z_3 z_4} = \frac{25 \times 30 \times 30 \times 60}{15 \times 15 \times 15 \times 2} = 200$$

$$n_5 = \frac{n_1}{i_{15}} = \frac{500}{200} = 2.5 \text{ r/min}$$

齿条 6 的线速度和齿轮 5 分度圆上的线速度相等;而齿轮 5 的转速和齿轮 5 的转速相等,因此有

$$v_6 = v_5 = \frac{r_6 \omega_6}{30} = \frac{r_5 \omega_5}{30 \times 2} = \frac{2.5 \times 3.14 \times 4 \times 20}{30 \times 2} = 10.5 \text{ mm/s}$$

通过箭头法判断得到齿轮 5 的转向为顺时针,齿条 6 方向为水平向右。

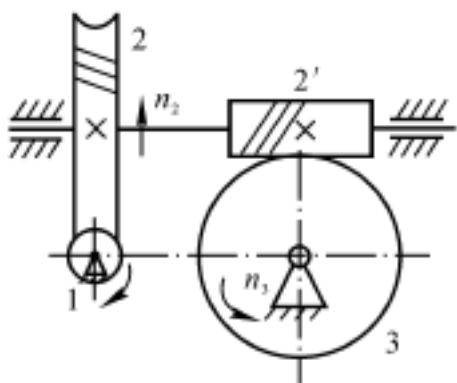


图 5.5 题 5-1 图

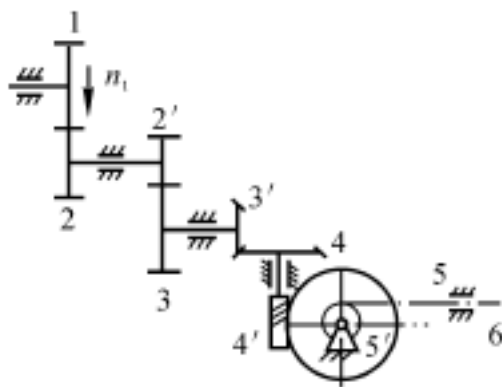


图 5.6 题 5-2 图

5-3 在图 5.7 所示的钟表传动示意图中, E 为擒纵轮, N 为发条, S , M 及 H 分别为秒针、分针和时针。设 $z_1 = 72$, $z_2 = 12$, $z_3 = 64$, $z_4 = 8$, $z_5 = 60$, $z_6 = 8$, $z_7 = 60$, $z_8 = 6$, $z_9 = 8$, $z_{10} = 24$, $z_{11} = 6$, $z_{12} = 24$, 求秒针与分针的传动比 i_{SM} 及分针与时针的传动比 i_{MH} 。

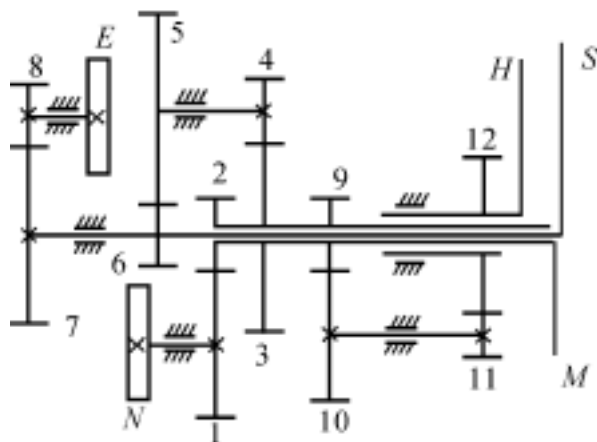


图 5.7 题 5-3 图

解 秒针到分针的传递路线为 6 5 4 3, 齿轮 3 上带着分针, 齿轮 6 上带着秒针, 因此有

$$i_{SM} = \frac{z_5 z_3}{z_6 z_4} = \frac{60 \times 64}{8 \times 8} = 60$$

分针到时针的传递路线为 9 10 11 12, 齿轮 9 上带着分针, 齿轮 12 上带着时针, 因此有

$$i_{MH} = \frac{z_{10} z_{12}}{z_9 z_{11}} = \frac{24 \times 24}{8 \times 6} = 12$$

5-4 在图 5.8 所示行星减速装置中, 已知 $z_1 = z_2 = 17$, $z_3 = 51$ 。当手柄转过 90° 时, 转盘 H 转过多少度?

解 从图上分析知, 这是一个周转轮系, 其中齿轮 1, 3 为中心轮, 齿轮 2 为行星轮, 构件 H 为行星架。则有

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{51}{17} = -3$$

因为

$$n_3 = 0$$

所以

$$\frac{n_1}{n_H} = 1 + 3 = 4$$

当手柄转过 90° , 即 $n_1 = 90^\circ$ 时, 转盘转过的角度 $n_H = \frac{90^\circ}{4} = 22.5^\circ$, 方向与手柄方向相同。

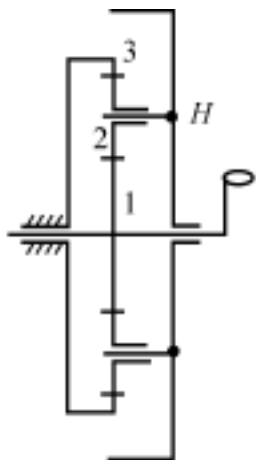


图 5.8 题 5-4 图

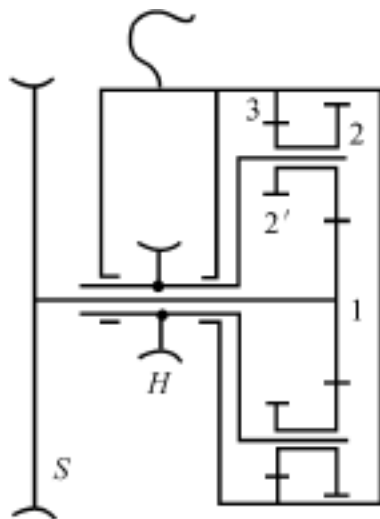


图 5.9 题 5-5 图

5-5 在图 5.9 所示的手动葫芦中, S 为手动链轮, H 为起重链轮。已知 $z_1 = 12$, $z_2 = 28$, $z_2' = 14$, $z_3 = 54$, 求传动比 i_{SH} 。

解 这是一个周转轮系,其中齿轮 1,3 为中心轮,齿轮 2,2 为行星轮,构件 H 为行星架。则有

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = - \frac{28 \times 54}{12 \times 14} = -9$$

因为

$$n_3 = 0, \quad n_1 = n_S$$

所以

$$\frac{n_S - n_H}{0 - n_H} = -9$$

$$i_{SH} = \frac{n_S}{n_H} = 1 + 9 = 10$$

传动比 i_{SH} 为 10,构件 S 与 H 的转向相同。

5-6 在图 5.10 所示液压回转台的传动机构中,已知 $z_2 = 15$,液压马达 M 的转速 $n_M = 12 \text{ r/min}$,回转台 H 的转速 $n_H = -15 \text{ r/min}$,求齿轮 1 的齿数。



图 5.10 题 5-6 图

解 这是一个周转轮系,其中齿轮 1 为中心轮,齿轮 2 为行星轮,构件 H 为行星架。则有

$$i_{12}^H = \frac{n_1^H}{n_2^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = \frac{z_2}{z_1}$$

因为

$$n_1 = 0, \quad n_H = -15 \text{ r/min}, \quad z_2 = 15$$

$$n_2 = n_M + n_H = 12 - 15 = -3 \text{ r/min}$$

所以

$$\frac{0 - (-3)}{-3 - (-15)} = \frac{15}{z_1}$$

$$z_1 = 120$$

5-7 在图 5.11 所示马铃薯挖掘机的机构中,齿轮 4 固定不动,挖叉 A 固连在最外边的齿轮 3 上。挖薯时,十字架 1 回转而挖叉却始终保持良好的方向,问各齿轮齿数应满足什么条件?

解 这是由四组完全一样的周转轮系组成的轮系,因此只需要计算一组即可。取其中一组作分析,齿轮 4,3 为中心轮,齿轮 2 为行星轮,构件 1 为行星架。这里行星轮 2 是惰轮,因此它的齿数 z_2 与传动比大小无关,可以自由选择。

解 这是一个周转轮系,其中齿轮 1,3 为中心轮,齿轮 2,2' 为行星轮, H 为行星架。

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = - \frac{25 \times 75}{30 \times 20} = - 3.125$$

设齿轮 1 方向为正,则 $n_1 = 200 \text{ r/min}$, $n_3 = - 50 \text{ r/min}$,所以

$$\frac{200 - n_H}{- 50 - n_H} = - 3.125$$

$$n_H = 10.61 \text{ r/min}$$

n_H 与 n_1 方向相同。

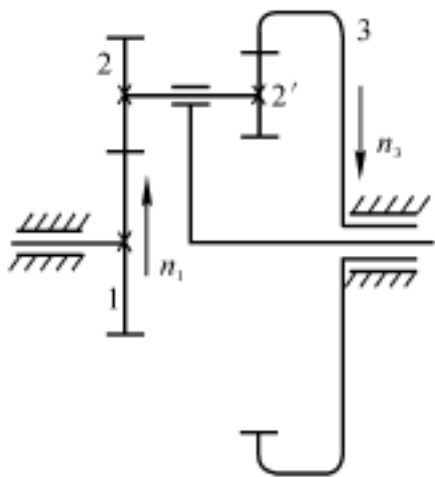


图 5.13 题 5-9 图

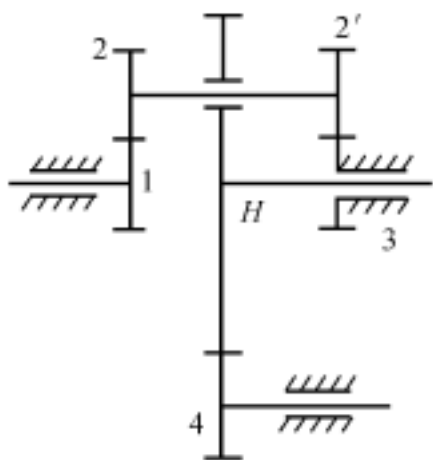


图 5.14 题 5-10 图

5-10 求图 5.14 所示轮系的传动比 i_{41} , 已知各轮的齿数 $z_1 = z_2 = 25$, $z_2 = z_3 = 20$, $z_H = 100$, $z_4 = 20$ 。

解 这是一个混合轮系。其中齿轮 1,2,2',3, H 组成周转轮系, 齿轮 1,3 为中心轮, 齿轮 2,2' 为行星轮, H 为行星架; 齿轮 4 和行星架 H 组成定轴轮系。

在周转轮系中

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = \frac{20 \times 20}{25 \times 25} = 0.64$$

在定轴轮系中

$$i_{4H} = \frac{n_4}{n_H} = - \frac{z_H}{z_4} = - \frac{100}{20} = - 5$$

因为

$$n_B = 0$$

联立式 , , 可得

$$i_{44} = n_1 / n_4 = -0.072$$

5-11 在图 5.15 所示轮系中, 已知 $z_1 = 17, z_2 = 20, z_3 = 85, z_4 = 18, z_5 = 24, z_6 = 21, z_7 = 63$, 求: (1) 当 $n_1 = 10\,001 \text{ r/min}, n_4 = 10\,000 \text{ r/min}$ 时, n_P 为多少? (2) 当 $n_1 = n_4$ 时, n_P 为多少? (3) 当 $n_1 = 10\,000 \text{ r/min}, n_4 = 10\,001 \text{ r/min}$ 时, n_P 为多少?

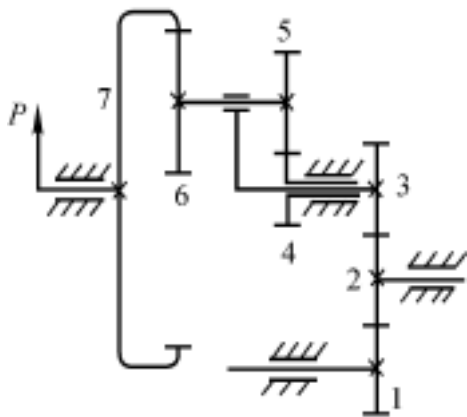


图 5.15 题 5-11 图

解 这是一个混合轮系。齿轮 4, 5, 6, 7 和由齿轮 3 引出的杆件组成周转轮系, 其中齿轮 4, 7 为中心轮, 齿轮 5, 6 为行星轮, 齿轮 3 引出的杆件为行星架 H ; 齿轮 1, 2, 3 组成定轴轮系。

在周转轮系中

$$i_{47}^H = \frac{n_4^H}{n_7^H} = \frac{n_4 - n_H}{n_7 - n_H} = -\frac{z_5 z_7}{z_4 z_6} = -\frac{24 \times 63}{18 \times 21} = -4$$

在定轴轮系中

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{z_3}{z_1} = \frac{85}{17} = 5$$

因为

$$n_3 = n_H, \quad n_1 = n_P$$

联立式 (1), (2), 可得

$$n_P = (n_1 - n_4) / 4$$

(1) 当 $n_1 = 10\,001 \text{ r/min}, n_4 = 10\,000 \text{ r/min}$ 时, n_P 为

$$n_P = (10\,001 - 10\,000) / 4 = 0.25 \text{ r/min}$$

P 的转向与齿轮 1 和 4 的转向相同。

(2) 当 $n_1 = n_4$ 时, $n_P = 0$ 。

(3) 当 $n_1 = 10\,000 \text{ r/min}, n_4 = 10\,001 \text{ r/min}$ 时, n_P 为

$$n_P = (10\,000 - 10\,001) / 4 = -0.25 \text{ r/min}$$

P 的转向与齿轮 1 和 4 的转向相反。

5-12 在图 5.16 所示轮系中, 已知 $z_1 = z_4 = 40$, $z_2 = z_5 = 30$, $z_3 = z_6 = 100$, 求 i_{H} 。

解 这是一个混合轮系。齿轮 4, 5, 6 和构件 H 组成周转轮系, 其中齿轮 4, 6 为中心轮, 齿轮 5 为行星轮, H 是行星架; 齿轮 1, 2, 3 组成定轴轮系。

在周转轮系中

$$i_{46}^H = \frac{n_4^H}{n_6^H} = \frac{n_4 - n_H}{n_6 - n_H} = -\frac{z_6}{z_4} = -\frac{100}{40} = -2.5$$

在定轴轮系中

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{100}{40} = -2.5$$

因为

$$n_3 = n_4, \quad n_6 = 0$$

联立式 (1), (2), 可得

$$i_{H} = -8.75$$

即齿轮 1 和构件 H 的转向相反。

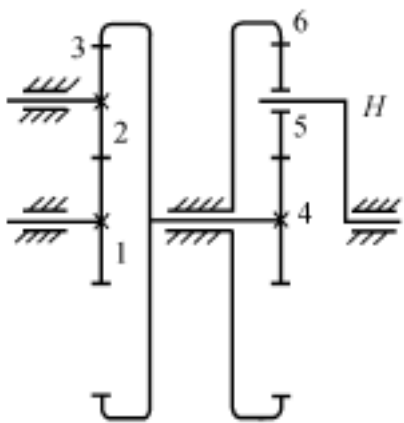


图 5.16 题 5-12 图

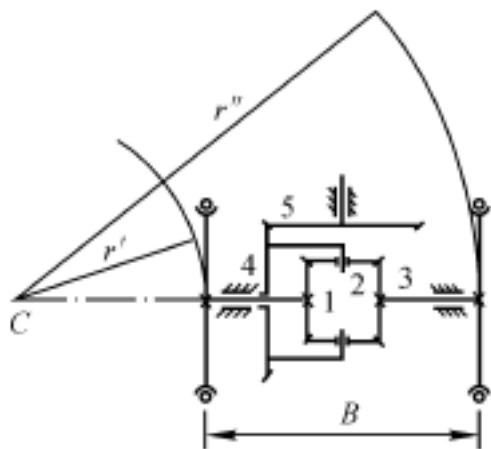


图 5.17 题 5-13 图

5-13 在图 5.17 所示汽车后桥差速器中, 已知 $z_4 = 60$, $z_5 = 15$, $z_1 = z_3$, 轮距 $B = 1200 \text{ mm}$, 传动轴输入转速 $n_b = 250 \text{ r/min}$ 。当车身转弯半径 $r = 2400 \text{ mm}$ 时, 左右两轮的转速各为多少?

解 这是一个混合轮系。齿轮 1, 2, 3, 4 组成周转轮系, 其中齿轮 1, 3 为中心轮, 齿轮 2 为行星轮, 齿轮 4 是行星架; 齿轮 4, 5 组成定轴轮系。

在周转轮系中

$$i_{13}^4 = \frac{n_1^4}{n_3^4} = \frac{n_1 - n_4}{n_3 - n_4} = -\frac{z_3}{z_1} = -1$$

$$n_4 = (n_1 + n_3) / 2$$

在图 5.17 中,当车身绕瞬时回转中心 C 转动时,左右两轮走过的弧长与它们至点 C 的距离成正比,即

$$\frac{n_1}{n_3} = \frac{r}{r} = \frac{r}{r+B} = \frac{2400}{2400+1200} = \frac{2}{3}$$

联立式 , 得到

$$n_1 = 4n_4/5, \quad n_3 = 6n_4/5$$

在定轴轮系中

$$i_{45} = \frac{n_4}{n_5} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{15}{60} = 0.25$$

当 $n_5 = 250 \text{ r/min}$ 时,有

$$n_4 = 0.25n_5 = 0.25 \times 250 = 62.5 \text{ r/min}$$

代入式 , 可知汽车左右轮子的速度分别为

$$n_1 = 4n_4/5 = 4 \times 62.5/5 = 50 \text{ r/min}$$

$$n_3 = 6n_4/5 = 6 \times 62.5/5 = 75 \text{ r/min}$$

5-14 在图 5.18 所示自行车里程表的机构中, C 为车轮轴。已知 $z_1 = 17$, $z_3 = 23$, $z_4 = 19$, $z_4 = 20$, $z_5 = 24$ 。设轮胎受压变形后使 28 英寸的车轮有效直径约为 0.7 mm。当车行 1 000 m 时,表上的指针 P 要刚好回转一周,求齿轮 2 的齿数。

解 这是一个混合轮系。齿轮 3,4,4,5 和行星架 H 组成周转轮系,其中齿轮 3,5 为中心轮,齿轮 4,4 为行星轮;齿轮 1,2 组成定轴轮系。

在周转轮系中

$$i_{53}^H = \frac{n_3^H}{n_5^H} = \frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{z_4 z_5}{z_3 z_4} = \frac{19 \times 24}{23 \times 20} = 0.991$$

在定轴轮系中

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{z_2}{17}$$

因为

$$n_2 = n_H, \quad n_P = n_5, \quad n_3 = 0$$

依题意,指针 P 转一圈,即

$$n_P = 1$$

此时轮子走了 1 000 m,即

$$m = \frac{1\,000}{d} = 454.96$$

联立式 , , , 可得

$$z_2 = 68$$

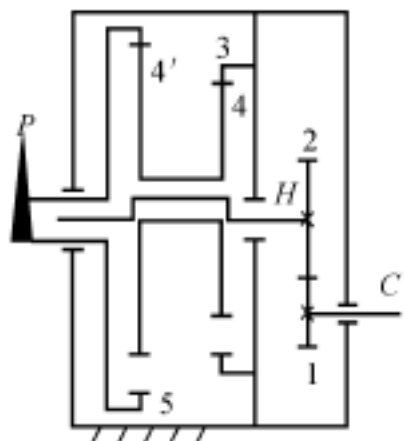


图 5.18 题 5-14 图

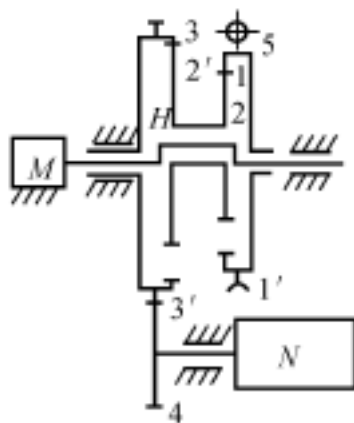


图 5.19 题 5-15 图

5-15 图 5.19 所示为一小型起重机,一般工作情况下,单头蜗杆 5 不转,动力由电动机 M 输入,带动卷筒 N 转动,当电动机发生故障或需慢速吊重时,电动机停转并刹住,用蜗杆传动。已知 $z_1 = 53$, $z_1' = 44$, $z_2 = 48$, $z_2' = 53$, $z_3 = 58$, $z_3' = 44$, $z_4 = 87$, 求一般工作情况下传动比 i_{H4} 和慢速吊重时的传动比 i_{b4} 。

解 这个起重机系统可以分解为三个轮系:由齿轮 3, 4 组成的定轴轮系;由蜗轮蜗杆 1 和 5 组成的定轴轮系;由齿轮 1, 2, 2', 3 和构件 H 组成的周转轮系,其中齿轮 1, 3 是中心轮,齿轮 4, 2 为行星轮,构件 H 是行星架。

一般工作情况时由于蜗杆 5 不动,因此蜗轮也不动,即

$$n_1 = 0$$

在周转轮系中,则有

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = \frac{48 \times 58}{53 \times 53} = 0.9911$$

在定轴齿轮轮系中,则有

$$i_{b4} = \frac{n_b}{n_4} = -\frac{z_4}{z_3} = -\frac{87}{44}$$

因为

$$n_1 = n_1, \quad n_b = n_3$$

联立式 , , , 可得

$$i_{H4} = 220.1882$$

当慢速吊重时,电机刹住,即 $n = 0$,此时是平面定轴轮系,故有

$$i_{54} = \frac{n_5}{n_4} = \frac{z_1 z_2 z_3 z_4}{z_5 z_1 z_2 z_3} = \frac{44 \times 48 \times 58 \times 87}{1 \times 53 \times 53 \times 44} = 86.2257$$

5-16 图 5.20 所示为直齿圆柱齿轮组成的单排内外啮合行星轮系,已知两中心轮齿数 $z_1 = 19$, $z_3 = 53$,若全部齿轮都采用标准齿轮,求行星轮齿数 z_2 。

解 由几何关系有

$$r_1 + 2r_2 = r_3$$

由于相啮合的齿轮模数要相等,因此由上式可得

$$z_1 + 2z_2 = z_3$$

故行星轮的齿数为

$$z_2 = (z_3 - z_1) / 2 = (53 - 19) / 2 = 17$$

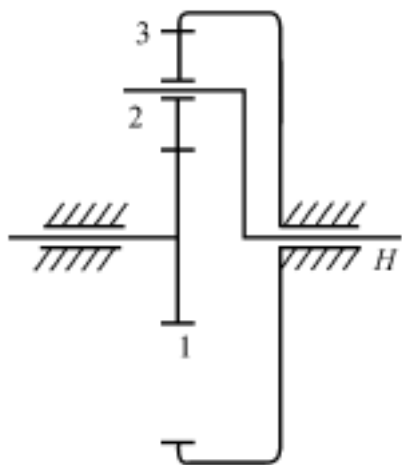


图 5.20 题 5-16 图

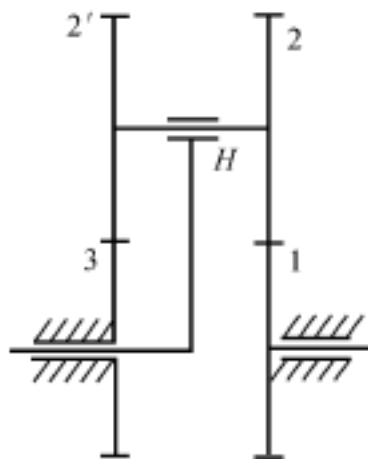


图 5.21 题 5-17 图

5-17 如图 5.21 所示,大传动比行星轮系中的两对齿轮,能否全部采用直齿标准齿轮传动?试提出两对齿轮传动的方案。

解 欲采用图 5.21 所示的大传动比行星齿轮,则应满足如下关系:

$$z_1 = z_2$$

$$z_2 = z_1 - 1$$

$$z_3 = z_1 + 1$$

因为齿轮 1 与齿轮 3 共轴线,设齿轮 1,2 的模数为 m_1 ,齿轮 2,3 的模数为 m_2 ,则有

$$m_1(z_1 + z_2) = m_2(z_2 + z_3)$$

联立式 (5-16), (5-17), (5-18) 可得

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{2z_1 + 1}{2z_1 - 1} = 1 + \frac{2}{2z_1 - 1}$$

当 $z_1 = z_{\min}$ 时, 式 (5-19) 可取得最大值 1.060 6; 当 $z_1 \rightarrow \infty$ 时, 式 (5-19) 接近 1, 但不可能取到 1, 因此 m_1/m_2 的取值范围是 (1, 1.06)。而标准直齿圆柱齿轮的模数比是大于 1.07 的, 因此, 图 5-21 所示的大传动比行星齿轮不可能两对都采用直齿标准齿轮传动, 至少有一对是采用变位齿轮。

5-18 在图 5-22 所示大传动比减速器中, 已知蜗杆 1 和 5 的 $z_1 = 1$, $z_5 = 1$, 且均为右旋。其余各轮齿数为 $z_1 = 101$, $z_2 = 99$, $z_2 = z_4$, $z_4 = 100$, $z_5 = 100$, 求传动比 i_{1H} 。

解 这个轮系由以下部分组成: 蜗轮蜗杆 1, 2 组成一个定轴轮系; 蜗轮蜗杆 5, 4 组成一个定轴轮系; 齿轮 1, 5 组成一个定轴轮系; 齿轮 4, 3, 3', 2 组成周转轮系, 其中齿轮 2, 4 是中心轮, 齿轮 3, 3' 为行星轮, 构件 H 是行星架。

在周转轮系中, 则有

$$i_{24}^H = \frac{n_2^H}{n_4^H} = \frac{n_2 - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_4}{z_2} = -1$$

在蜗轮蜗杆 1, 2 中, 则有

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = 99$$

在蜗轮蜗杆 5, 4 中, 则有

$$i_{54} = \frac{n_5}{n_4} = \frac{z_4}{z_5} = 100$$

在齿轮 1, 5 中, 则有

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = -\frac{z_5}{z_1} = -\frac{100}{101}$$

因为

$$n_1 = n_1, n_5 = n_5, n_2 = n_2, n_4 = n_4$$

联立式 (5-19), (5-20), (5-21), (5-22) 可得

$$\left[\frac{1}{99} + \frac{101}{100^2} \right] n_1 = 2n_H$$

即

$$i_{1H} = 1980000$$

5-19 在图 5-23 所示轮系中, 已知蜗杆 1 和 5 的 $z_1 = z_2 = 25$, $z_2 = 20$, 全部圆柱齿轮均为模数相同的直齿标准齿轮。求传动比 i_{1H} 。

解 这个轮系由以下部分组成: 齿轮 1, 2, 5, H 组成一个周转轮系; 齿轮 1, 2, 2', 3, H 组成周转轮系; 齿轮 3, 4, 5 组成定轴轮系。

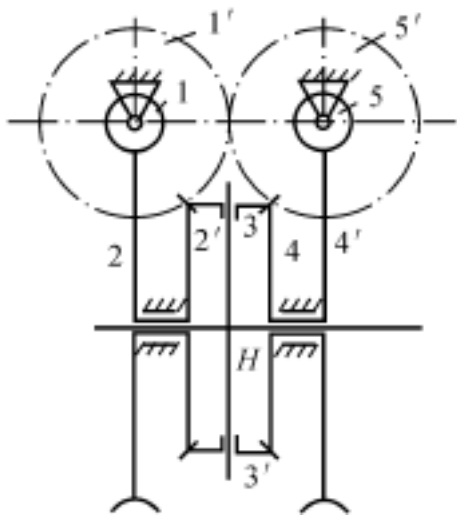


图 5-22 题 5-18 图

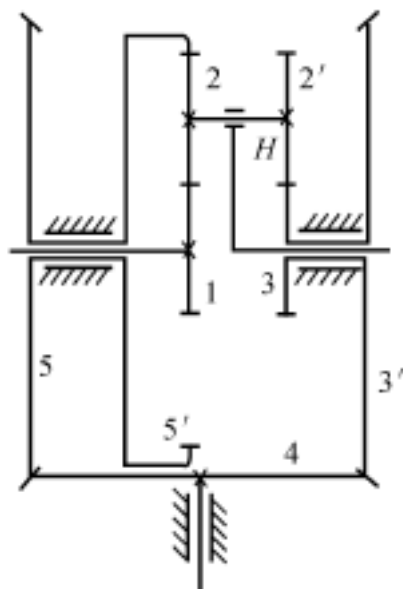


图 5-23 题 5-19 图

在齿轮 1, 2, 5, H 组成的周转轮系中, 由几何条件分析得

$$z_1 + 2z_2 = z_5$$

则

$$z_5 = 25 + 2 \times 25 = 75$$

$$i_{15}^H = \frac{n_1^H}{n_5^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_5 - n_H} = -\frac{z_5}{z_1} = -\frac{75}{25} = -3$$

在齿轮 1, 2, 2', 3, H 组成的周转轮系中, 由几何条件分析得

$$z_1 + z_2 = z_2 + z_3$$

则

$$z_3 = 25 + 25 - 20 = 30$$

$$i_{13}^H = \frac{n_1^H}{n_3^H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = \frac{25 \times 30}{25 \times 20} = 1.5$$

在齿轮 3, 4, 5 组成的定轴轮系中, 有

$$i_{35} = \frac{n_3}{n_5} = -\frac{z_5}{z_3} = -1$$

因为

$$n_5 = n_5, \quad n_3 = n_3$$

联立式 , , , 可得

$$i_{1H} = -5$$

5-4 图 5 26 所示的轮系中, 已知 $z_1 = 20$, $z_2 = 35$, $z_3 = 18$, $z_5 = 78$, $z_6 = z_7 = 26$, 求齿轮 4 的齿数和传动比 i_{1H} 。

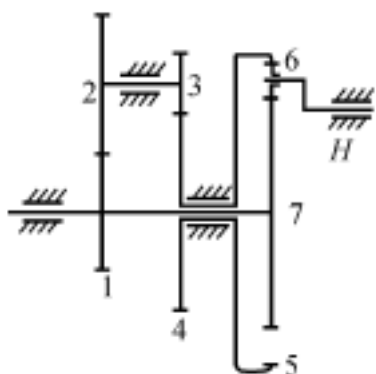


图 5.26 测 5-4 图

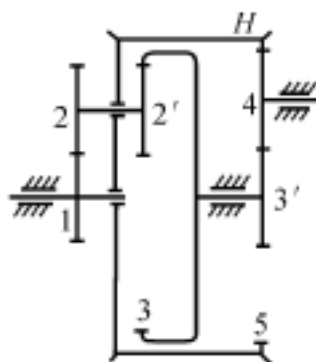


图 5.27 测 5-5 图

5-5 图 5 27 所示电动卷扬机简图中, 所有齿轮均为标准齿轮, 已知各轮的齿数为 $z_1 = 20$, $z_2 = 45$, $z_2 = 18$, $z_3 = 56$, $z_3 = 19$, $z_4 = 22$, 求齿数 z_5 和传动比 i_{1H} 。

5-6 图 5 28 所示的传动装置由两台不同转速的电机拖动, $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, $n_2 = 980 \text{ r/min}$, $z_1 = z_2 = z_5 = z_7 = 21$, $z_2 = z_3 = 35$, $z_4 = 126$, $z_6 = 42$, 试问: (1) 两台电机同时拖动时, 输出轴转速 n_B 为多少? (2) 当用制动器 Q 刹住电机 1 时, 输出轴转速 n_B 为多少? (3) 当用制动器 Q 刹住电机 2 时, 输出轴转速 n_B 为多少?

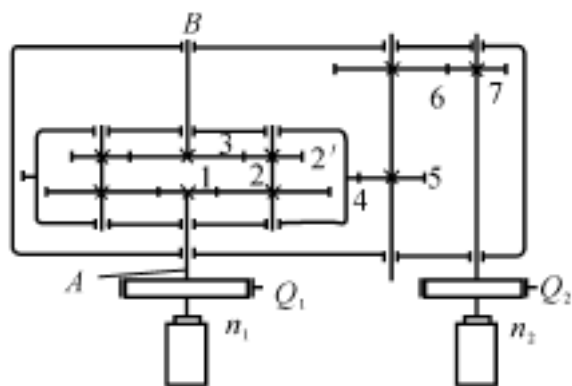


图 5.28 测 5-6 图

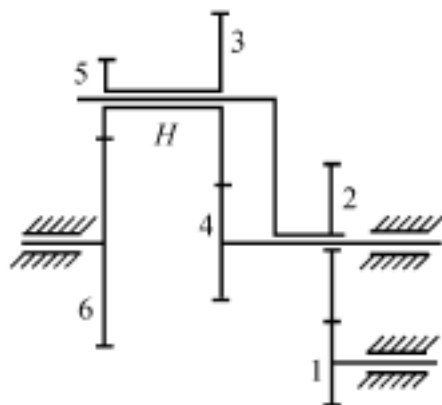


图 5.29 测 5-7 图

5-7 图 5 29 所示轮系中, 已知 $z_1 = 20$, $z_2 = 34$, $z_3 = 55$, $z_4 = 23$, $z_5 = 20$, $z_6 = 58$, 若 $n_1 = 320 \text{ r/min}$, $n_4 = 420 \text{ r/min}$, 求 n_6 为多少?

5-8 图 5 30 所示轮系中,已知 $z_1 = z_2 = z_3 = 25$, $z_3 = 21$, $z_4 = 35$, $z_4 = 28$, $z_5 = 76$, $z_5 = 81$, $z_7 = 31$, 求传动比 i_{1H} , 并指出该轮系中的过桥齿轮有哪些?

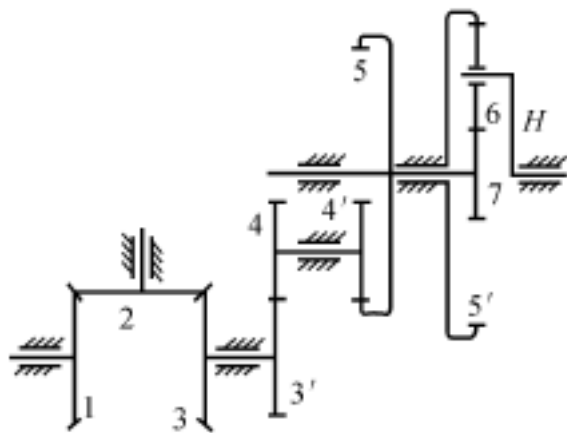


图 5.30 测 5-8 图

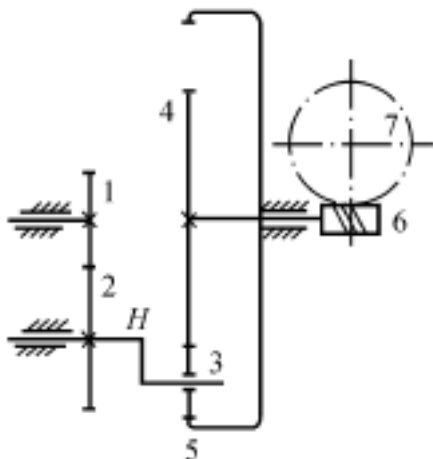


图 5.31 测 5-9 图

5-9 图 5 31 所示轮系中,已知 $z_1 = 20$, $z_2 = 37$, $z_4 = 35$, $z_5 = 77$, $z_6 = 1$ (右旋蜗杆), $z_7 = 28$, 求传动比 i_{17} 。若齿轮 1 旋转方向向下, 试判断蜗轮的转向。

5.5.2 参考答案

5-1 (1) 定轴轮系, 周转轮系, 回转轴线位置固定的齿轮, 回转轴线绕其他齿轮旋转的齿轮, 支撑行星轮的构件

(2) 反转原理, $-^H$, 行星架, 定轴轮系

(3) 改变轮系中轮子的方向

(4) 转化轮系, $i_{jk}^H = \frac{n_j^H}{n_k^H} = \frac{n_j - n_H}{n_k - n_H}$; 原周转轮系, $i_{jk} = \frac{n_j}{n_k}$

5-2 这是一个定轴轮系, 依题意有

$$i_{27} = \frac{n_2}{n_7} = \frac{2}{9} = \frac{z_1 z_4 z_7 z_9}{z_2 z_3 z_5 z_8}$$

滚刀 A 转一圈, 齿轮 B 转过一个齿, 也就是当 $z_2 = 2$ 时, $z_9 = \frac{2}{60}$, 代入式, 整理得

$$i_{27} = \frac{z_5}{z_7} = \frac{z_1 z_4 z_9}{z_2 z_3 z_8} = \frac{14 \times 33 \times 60 \times 2 / 60}{29 \times 14 \times 1 \times 2} = 1.1379$$

5-3 由于齿轮 1,3,4,7 同轴线,由几何关系有

$$2r_2 + r_1 = r_3 \quad \text{和} \quad 2r_6 + 2r_5 + r_4 = r_7$$

所以

$$2z_2 + z_1 = z_3 \quad \text{和} \quad 2z_6 + 2z_5 + z_4 = z_7$$

$$z_3 = 2 \times z_2 + z_1 = 2 \times 23 + 23 = 69$$

$$z_7 = 2z_6 + 2z_5 + z_4 = 2 \times 23 + 2 \times 23 + 23 = 115$$

在这个定轴轮系中,则有

$$i_{17} = \frac{n_1}{n_7} = - \frac{z_3 z_4}{z_1 z_7} = - \frac{69 \times 23}{23 \times 115} = -0.6$$

5-4 由于齿轮 1,4 同轴线,齿轮 2,3 同轴线,由几何关系有

$$r_1 + r_2 = r_3 + r_4, \quad \text{即} \quad z_1 + z_2 = z_3 + z_4$$

故

$$z_4 = z_1 + z_2 - z_3 = 20 + 35 - 18 = 37$$

这是复合轮系,齿轮 5,6,7 和 H 组成周转轮系,其中齿轮 5,7 为中心轮,齿轮 6 为行星轮, H 为行星架;齿轮 1,2,3,4 组成定轴轮系。

在周转轮系中,则有

$$i_{57}^H = \frac{n_5 - n_H}{n_7 - n_H} = - \frac{z_7}{z_5} = - \frac{26}{78} = - \frac{1}{3}$$

在定轴轮系中,则有

$$i_{14} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{35 \times 37}{20 \times 18} = 3.597$$

因为

$$n = m, \quad m = n_5$$

联立式 (1), (2), 可得

$$i_{1H} = 2.18$$

5-5 这是一个复合轮系,齿轮 1,2,2',3, H 组成周转轮系,其中齿轮 1,3 是中心轮,齿轮 2,2' 是行星轮, H 是行星架;齿轮 3',4,5 组成定轴轮系。

在定轴轮系中,则有

$$r_3 + 2r_4 = r_5$$

故

$$z_5 = z_3 + 2z_4 = 19 + 2 \times 22 = 63$$

在周转轮系中,则有

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = - \frac{45 \times 56}{20 \times 18} = -7$$

在定轴轮系中,则有

$$i_{5}^{H} = \frac{n_H}{n_5} = -\frac{z_5}{z_3} = -\frac{63}{19}$$

因为

$$n_5 = n_3, \quad n_H = n_6$$

联立式 (5-6), (5-7) 可得

$$i_{H} = 31.21$$

5-6 这是一个混合轮系。齿轮 1, 2, 2', 3, 4 组成周转轮系, 其中齿轮 1, 3 是中心轮, 齿轮 2, 2' 是行星轮, 齿轮 4 是行星架; 齿轮 4, 5, 6, 7 组成定轴轮系。

在周转轮系中, 则有

$$i_{43}^4 = \frac{n_4 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_3 z_2}{z_1 z_2} = \frac{35 \times 35}{21 \times 21} = \frac{25}{9}$$

在定轴轮系中, 则有

$$i_{47}^H = \frac{n_H}{n_7} = \frac{z_5 z_7}{z_4 z_6} = \frac{35 \times 21}{126 \times 42} = \frac{5}{36}$$

因为

$$n_B = n_3, \quad n_2 = n_7$$

联立式 (5-8), (5-9) 可得

$$n_B = \frac{9}{25} n_1 + \frac{4}{45} n_2$$

(1) 当两台电机同时拖动时, 即

$$n_1 = 1440 \text{ r/min}, \quad n_2 = 980 \text{ r/min}$$

$$n_B = \frac{9}{25} n_1 + \frac{4}{45} n_2 = \frac{9}{25} \times 1440 + \frac{4}{45} \times 980 = 605.51 \text{ r/min}$$

(2) 当用制动器 Q_1 刹住电机 1 时, 即

$$n_1 = 0, \quad n_2 = 980 \text{ r/min}$$

$$n_B = \frac{9}{25} n_1 + \frac{4}{45} n_2 = \frac{9}{25} \times 0 + \frac{4}{45} \times 980 = 87.11 \text{ r/min}$$

(3) 当用制动器 Q_2 刹住电机 2 时, 即

$$n_1 = 1440 \text{ r/min}, \quad n_2 = 0$$

$$n_B = \frac{9}{25} n_1 + \frac{4}{45} n_2 = \frac{9}{25} \times 1440 + \frac{4}{45} \times 0 = 518.4 \text{ r/min}$$

5-7 这是一个复合轮系。齿轮 3, 4, 5, 6 和 H 组成周转轮系, 其中齿轮 4, 6 为中心轮, 齿轮 3, 5 为行星轮, H 为行星架。齿轮 1, 2 组成定轴轮系。

在周转轮系中, 则有

$$i_{46}^{H} = \frac{n_H - n_H}{n_6 - n_H} = \frac{z_3 z_6}{z_4 z_5} = \frac{55 \times 58}{23 \times 20} = 6.935$$

在定轴轮系中,则有

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = - \frac{z_2}{z_1} = - \frac{34}{20} = - 1.7$$

因为 $n_1 = 320 \text{ r/min}$, $n_4 = 420 \text{ r/min}$, $n_H = n_2$

联立式 , , 可得

$$n_6 = - 100.53 \text{ r/min}$$

5-8 这是一个复合轮系。齿轮 5,6,7, H 组成周转轮系,其中齿轮 7,5 是中心轮,齿轮 6 是行星轮, H 是行星架;齿轮 1,2,3,3',4,4',5 组成定轴轮系。

在周转轮系中,则有

$$i_{57}^H = \frac{n_5 - n_H}{n_7 - n_H} = - \frac{z_7}{z_5} = - \frac{31}{81}$$

在定轴轮系中,则有

$$i_{15} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{z_3 z_4 z_5}{z_1 z_3 z_4} = \frac{25 \times 35 \times 76}{25 \times 21 \times 28} = \frac{95}{21}$$

因为

$$n_5 = 0, \quad n = n_5$$

联立式 , , 可得

$$i_{1H} = 16.34$$

该轮系中齿轮 2 和齿轮 6 都是过桥齿轮,其大小对传动比没有影响,但改变了传动方向。

5-9 这是一个复合轮系。齿轮 4,3,5, H 组成周转轮系,其中齿轮 4,5 是中心轮,齿轮 3 是行星轮, H 是行星架;齿轮 1,3 组成一个定轴轮系,最后还有一个蜗杆传动。

在周转轮系中,则有

$$i_{45}^H = \frac{n_4 - n_H}{n_5 - n_H} = - \frac{z_5}{z_4} = - \frac{77}{35} = - 2.2$$

在定轴轮系中,则有

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = - \frac{z_2}{z_1} = - \frac{37}{20}$$

在蜗杆传动中,则有

$$i_{67} = \frac{n_6}{n_7} = \frac{z_7}{z_6} = 28$$

因为

$$n_4 = n_6, \quad n_H = n_2, \quad n_5 = 0$$

联立式 , , , 可得

$$i_{17} = 16.1875$$

当齿轮 1 的转向箭头向下时,蜗轮转向为顺时针。

第 6 章 间歇运动机构

6.1 重点内容提要

6.1.1 教学基本要求

间歇运动机构在机械,特别是自动生产线和轻工机械中有着广泛的应用,其共同特征是主动件连续运动时,从动件周期性地出现停歇状态。本章的教学基本要求如下:

- (1) 掌握棘轮机构的组成、工作原理、类型、特点及应用。
- (2) 掌握槽轮机构的组成、工作原理、主要参数的计算。
- (3) 了解不完全齿轮机构。
- (4) 了解凸轮间歇运动机构。

6.1.2 棘轮机构

1. 棘轮机构的组成及运动特点

棘轮机构主要由摇杆、棘爪、棘轮和机架等组成。可将摇杆连续往复摆动转换为棘轮的间歇运动。

2. 棘轮机构的分类

按棘轮机构的结构形式分为外接棘轮机构、内接棘轮机构。

根据棘轮机构的运动情况分为单动式棘轮机构、双动式棘轮机构、可变向棘轮机构、摩擦式棘轮机构。

3. 棘轮机构的结构要素

(1) 棘轮的齿数 z 由棘轮的最小转角确定,棘轮的模数 m 由强度确定。棘轮的顶圆直径、齿顶厚、齿高、棘爪长度均可由公式计算。

(2) 棘轮的齿形和棘爪形状。单动式和双动式的棘轮通常用锐角齿形,一般取齿槽夹角 $\alpha = 60^\circ$ 或 $\alpha = 55^\circ$,棘爪可制成直的或钩头。可变向棘轮机构的齿形一般采用对称式的梯形或矩形,相应的棘爪制成可翻转的、或可提升并可转 180° 的。

(3) 棘齿的偏斜角 β 。棘齿偏斜角 β 是齿面与齿尖径线的夹角。为了使棘爪顺利地落入棘轮齿槽,偏斜角 β 必须满足: $\beta > \phi$, 其中 ϕ 为摩擦角。通常取 $\beta = 20^\circ$ 。

4. 棘轮机构的特点及应用

棘轮机构的优点是:结构简单、加工方便、运动可靠。缺点是:冲击噪音大,运动精度较低。摩擦式棘轮机构虽然传递运动平稳、无噪声,但易发生打滑。

棘轮机构常用于实现间歇运动、分度运动、进给运动和超越运动。

6.1.3 槽轮机构

1. 槽轮机构的组成及运动特点

槽轮机构由主动拨盘、槽轮、机架等组成。可将主动拨盘的连续转动变换为槽轮的间歇运动。

2. 槽轮机构的运动特性系数

在一个运动循环内,槽轮的运动时间 t_m 对拨盘的运动时间 t 之比值称为运动特性系数,即 $K = t_m / t$ 。

对于拨盘上有 K 个均匀分布圆销、槽轮有 z 个径向槽的槽轮机构,其运动特性系数 K 为

$$K = K \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{z} \right] \quad (6.1)$$

对于单个圆销的槽轮机构 $K = 1$,其运动特性系数 $K < 0.5$,即槽轮的运动时间 t_m 总小于静止时间 t_s 。

3. 槽轮机构的主要参数

(1) 槽轮的槽数 z 。要使槽轮运动,则运动特性系数必须大于零,即 $K > 0$,则 $z \geq 3$ 。但当槽数 $z = 3$ 时,槽轮的角速度变化很大,拨销进入或退出径向槽时,槽轮的角加速度也很大,会引起较大的冲击和振动;当槽数 $z > 9$ 时,即使槽数继续增加,运动特性系数 K 的改变却不大,作用不明显。故槽轮的槽数一般取

$z = 4 \sim 8$ 。

(2) 拨盘的圆销数 K 。要使槽轮机构实现间歇运动,即槽轮不能作连续运动,应使 $\frac{K}{z} < 1$,则拨盘的圆销数应符合:

$$K < \frac{2z}{z-2} \quad (6.2)$$

满足式(6.2)的组合如表 6.1 所示。

表 6.1

z	3	4	5	6
K	1, 2, 3, 4, 5	1, 2, 3	1, 2, 3	1, 2

4. 槽轮机构的特点及应用

槽轮机构的优点是:构造简单,运动平稳,效率高。缺点是:拨销在进入或退出径向槽时,产生冲击;主动拨盘匀速转动时,槽轮的角速度和角加速度都是变化的,且随着槽数的减少,变化幅度增加。

在转位机构、电影放映机卷片机构等的自动机械中得到广泛应用。

4.1.4 不完全齿轮机构

不完全齿轮机构的主动轮是只有一个或几个齿的不完全齿轮,从动轮由正常齿和带锁止弧彼此相间组成。

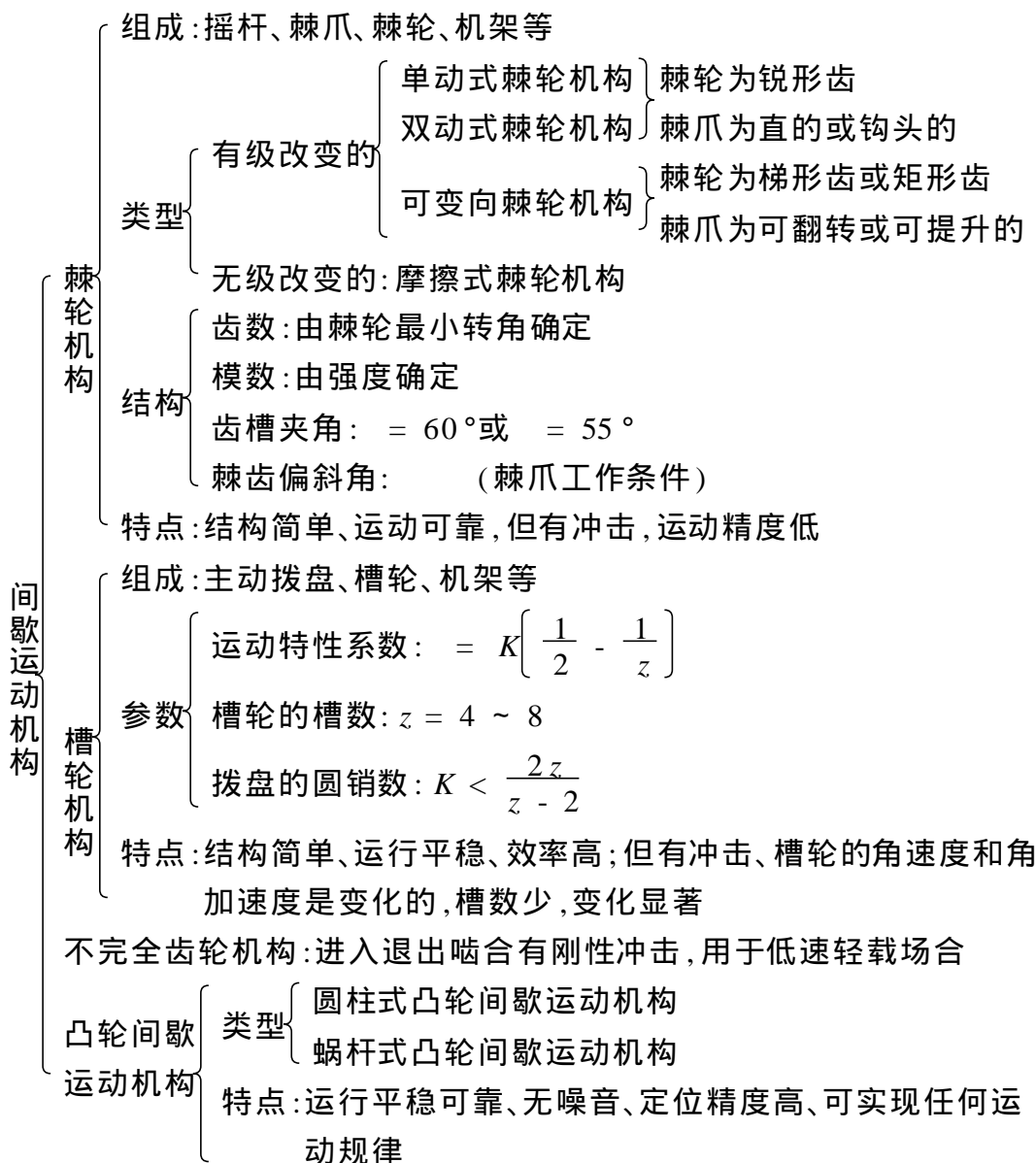
当主动轮匀速转动时,从动轮在运动期间也保持匀速转动。当主从齿轮进入啮合、退出啮合时,会产生刚性冲击,一般只用于低速轻载如计数器等场合中。

4.1.5 凸轮间歇运动机构

凸轮间歇运动机构是间歇机构中运动及动力性能最好的一种机构。通常有两种类型:圆柱式凸轮间歇运动机构和蜗杆式凸轮间歇运动机构。

凸轮间歇运动机构的优点:可实现任何运动规律,运转平稳可靠、无噪音,定位精度高。主要用于传递交错轴间的分度运动和需要间歇转位的机械装置中。

6.2 重点知识结构图



6.3 考点及常见题型精解

6.3.1 本章考点

本章重点介绍了棘轮机构和槽轮机构的组成、结构特点、工作原理以及应

用场合。本章为非重点章节,考题中若出现,也主要是一些基本概念题,多以填空、判断等题型出现,很少有具体设计计算。考点主要有以下几个方面:

- (1) 棘轮的组成、特点及应用。
- (2) 棘轮的主要参数、棘爪工作条件。
- (3) 槽轮机构的组成、特点及应用。
- (4) 槽轮机构的运动特性系数、拨盘数、圆销数的确定。

6.3.2 常见题型精解

例 6.1 单个圆销的槽轮机构,槽轮的运动时间总是 B 静止时间。

- A. 大于 B. 小于 C. 等于

例 6.2 为了保证单销槽轮机构的槽轮运动系数大于零,槽轮的槽数应大于或等于 B。

- A. 2 B. 3 C. 4 D. 5

例 6.3 棘轮机构中采用了止动棘爪的目的是 A。

- A. 防止棘轮的反转 B. 对棘轮进行双向定位
C. 保证棘轮每次转过相同的角度

例 6.4 某装配自动线上有一工作台,工作台要求有六个工位,每个工位在工作台静止时间 $t_s = 10\text{ s}$ 内完成装配工序。当采用单圆销的槽轮机构时,试求:

- (1) 该槽轮机构的运动特性系数 ;
- (2) 拨盘的角速度 ;
- (3) 槽轮的转位时间 t_m 。

解 (1) 由题意可知 $K = 1$, 又因工作台要求有六个工位, 所以槽轮的槽数 $z = 6$, 则槽轮机构的运动特性系数 为

$$= \frac{1}{2} - \frac{1}{z} = \frac{1}{2} - \frac{1}{6} = \frac{1}{3}$$

(2) 由运动特性系数定义 $= \frac{t_m}{t} = 1 - \frac{t_s}{t}$ 可得

$$= \frac{2}{t} = \frac{2(1 -)}{t_s} = \frac{2 \times 2 \times 3.14}{3 \times 10} = 0.419 \text{ rad/s}$$

(3) 槽轮的转位时间 t_m 为

$$t = \frac{t_s}{1 - } = \frac{10}{1 - 1/3} = 15 \text{ s}, \quad t_m = t - t_s = 15 - 10 = 5 \text{ s}$$

【评注】 本题有两个关键点,一是理解工作台的六个工位与槽轮的槽数之间的关系;二是理解主动拨盘的角速度与每转所用时间之间的关系。明确以上两点,本题的解答只是找准公式计算即可。

6.4 课后习题详解

6-1 已知一棘轮机构,棘轮模数 $m = 5 \text{ mm}$,齿数 $z = 12$,试确定机构的几何尺寸并画出棘轮的齿形。

解 顶圆直径为 $D = mz = 5 \times 12 = 60 \text{ mm}$

齿高为 $h = 0.75m = 0.75 \times 5 = 3.75 \text{ mm}$

齿顶厚为 $a = m = 5 \text{ mm}$

齿槽夹角为 $= 60^\circ$

棘爪长度为 $L = 2m = 2 \times 3.14 \times 5 = 31.4 \text{ mm}$

棘轮的齿形如图 6.1 所示。

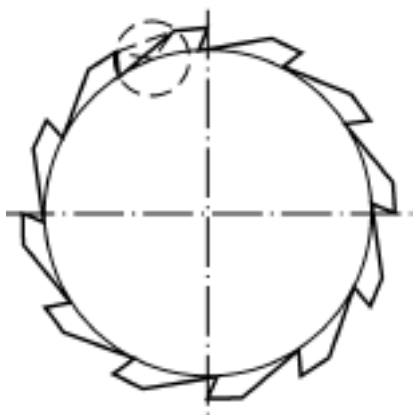


图 6.1 题 6-1 解图

6-2 已知槽轮的槽数 $z = 6$,拨盘的圆销数 $K = 1$,转速 $n_1 = 60 \text{ r/min}$,求槽轮的运动时间 t_m 和静止时间 t_s 。

解 拨盘每转时间为

$$t = 60/60 = 1 \text{ s}$$

槽轮机构的运动特性系数为

$$= \frac{t_m}{t} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z} = \frac{1}{2} - \frac{1}{6} = \frac{1}{3}$$

槽轮的运动时间为

$$t_m = t = \frac{1}{3} \text{ s}$$

槽轮的静止时间为

$$t_s = t - t_m = 1 - \frac{1}{3} = \frac{2}{3} \text{ s}$$

6-3 在六角车床上六角刀架转位用的槽轮机构中,已知槽数 $z = 6$,槽轮静止时间 $t_s = \frac{5}{6} \text{ s}$,运动时间 $t_m = 2t_s$,求槽轮机构的运动系数及所需的圆销数 K 。

解 槽轮机构的运动特性系数为

$$= \frac{t_m}{t_m + t_s} = \frac{2t_s}{3t_s} = \frac{2}{3}$$

因为 $= \frac{K(z-2)}{2z}$, 所以

$$K = \frac{2z}{z-2} = \frac{2 \times 6}{6-2} = 3$$

6-4 设计一槽轮机构,要求槽轮的运动时间等于停歇时间,试选择槽轮的槽数和拨盘的圆销数。

解 要保证 $t_m = t_s$,则槽轮机构的运动特性系数应为 $= \frac{1}{2}$,因为

$$= \frac{K(z-2)}{2z}$$

得

$$\frac{1}{2} = \frac{K(z-2)}{2z}$$

槽数 z 和拨盘的圆销数 K 之间的关系应为

$$K = \frac{z}{z-2}$$

由此可得,当取槽数 $z = 4 \sim 8$ 时,满足运动时间等于停歇时间的组合只有一种: $z = 4, K = 2$ 。

6-5 本章介绍的四种间歇运动机构:棘轮机构、槽轮机构、不完全齿轮机构和凸轮间歇运动机构,在运动平稳性、加工难易和制造成本方面各具有哪些优缺点?各适用于什么场合?

解 如表 6.2 所示。

(2) 对于原动件转一周,槽轮只运动一次的槽轮机构来说,槽轮的槽数应不小于_____。

(3) 对于槽数为 4 的单个圆销的槽轮机构,其运动特性系数为_____。在拨盘的一个运动周期内,槽轮的停歇时间为 3 s,则主动拨盘的转速为_____ r/min。

(4) 在棘轮机构中,为保证棘爪能顺利进入轮齿根部,应满足的条件是_____。

6-3 棘轮机构能否实现无级变速?

6-4 有一槽轮机构,已知槽轮的槽数 $z = 6$,槽轮的静止时间为槽轮运动时间的一半,试求:(1) 槽轮机构的运动特性系数 ;(2) 所需的圆销数 K 。

6.5.2 参考答案

6-1 (1) A (2) D (3) A

6-2 (1) $0 < \quad < 1$

(2) 3

(3) $\frac{1}{4}$, 15

(4) $>$

6-3 有棘齿的棘轮机构,其棘轮的转角是相邻两齿所夹中心角的倍数,是有级性改变的,但无棘齿的摩擦式棘轮机构可实现无级变速。

6-4 (1) $\frac{2}{3}$ (2) 2

第 7 章 机械运转速度波动的调节

7.1 重点内容提要

7.1.1 教学基本要求

- (1) 了解机械运转速度波动的原因和类型。
- (2) 了解非周期性速度波动的调节方法。
- (3) 掌握周期性速度波动的调节方法,飞轮调速的原理和飞轮设计的基本方法。

7.1.2 机械运转速度波动的原因和调节目的及分类

1. 原因

机械是在外力作用下运转的。驱动力所做的功是输入功,阻力所做的功是输出功。许多机械在某段工作时间内,输入功和输出功不等。若输入功大于输出功,则机械运转的速度增加,否则会降低,这就形成了机械运转速度的波动。

2. 速度波动危害及调节目的

这种波动会使运动副中产生附加的作用力,降低机械效率和工作可靠性;会引起机械振动,影响零件的强度和寿命;还会降低机械的精度和工艺性能,使产品质量下降。因此必须对机械运转速度的波动进行调节,使上述不良影响限制在允许范围之内。

3. 机械运转速度波动的分类

机械运转速度波动分为如下两类:

- (1) 周期性速度波动。在一个整周期中,驱动力做的功和阻力所做的功相等,机械的速度呈现规律的、周期性的变化。

(2) 非周期性速度波动。输入功和输出功在很长时间内呈现无规则的变化,两者不相等,机械的速度变化是随机的、不规则的。

不同类型的波动,调速的方法是不相同的。

7.1.3 非周期性速度波动的调节方法

非周期性速度波动的原因是在很长时间内输入功和输出功不等,因此调节原理就是设法使驱动力矩和阻力矩恢复平衡关系。常用的方法是用调速器使输入功和输出功趋于平衡,以到达稳定运转。

7.1.4 周期性速度波动的调节方法

1. 飞轮调速原理

调节周期性速度波动的常用方法是,在机械中加上一个转动惯量很大的回转件——飞轮。飞轮在机械中的作用实际上相当于一个能量储存器。由于其转动惯量很大,当机器出现盈功时,飞轮的转速略增,以动能的形式将多余的能量储存起来,从而使主轴角速度上升的幅值减小;反之,当机械出现亏功时,飞轮转速略下降,将储存的能量放出来,以弥补能量的不足,从而使得主轴角速度下降幅值减小。要注意的是,装飞轮不能完全解决周期性速度波动,只能减小速度波动的幅度。

2. 机械运转的平均速度和不均匀系数

机械主轴的角速度变化通常很复杂,工程中常用平均角速度来记录,即

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad (7.1)$$

式中, ω_{\max} 和 ω_{\min} 分别表示机械主轴的最大和最小角速度。

机械运转速度波动的相对值用机械运转速度不均匀系数 δ 表示,即

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} \quad (7.2)$$

设计时,应使 δ 不超过允许值,即 $\delta \leq [\delta]$ 。

3. 飞轮设计方法

(1) 飞轮设计的基本问题。已知作用在主轴上的驱动力矩和阻力矩的变化规律,要求在机械运转速度不均匀系数 δ 的允许范围内,确定安装在主轴上的飞轮的转动惯量。

(2) 设计步骤如下:

最大盈亏功 A_{\max} 飞轮的转动惯量 飞轮尺寸。

1) 最大盈亏功 A_{\max} 的确定。机械中最大动能与最小动能之差。对于一些比较简单的情况,机械的最大动能 E_{\max} 和最小动能 E_{\min} 出现的位置可直接由 $M-\omega$ 图读出。对于较复杂的情况,则可借助于能量指示图来确定。能量指示图的作法是:任作一条水平线,任选 $M-\omega$ 图中驱动力矩 M 与阻力矩 M_r 曲线的一交点为起始点,然后按比例用垂直矢量线段表示相应位置 M 与 M_r 之间所包围的各盈亏面积的大小,箭头向上表示盈功,箭头向下表示亏功。各矢量首尾相接,由于在一个循环的起始点与终点的动能相等,故能量指示图的首尾应在同一水平线上。图中的最高点就是动能最大处,最低点就是动能最小处。最高点与最低点之间的垂直距离,即这两点之间各矢量线段矢量和的绝对值,也即这两点之间 M 与 M_r 所包围的各块正、负面积代数值的绝对值,就是最大盈亏功。

2) 飞轮转动惯量的计算。飞轮转动惯量的计算公式为

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega^2} \quad (7-3)$$

由式(7-3)可知:首先, J 会急剧增加,飞轮过于笨重,增加成本,故不能盲目追求机械运转速度的均匀性;其次, A_{\max} 以及 ω 不变时, $J \propto \frac{1}{n^2}$ 。故飞轮最好装在机械的高速轴上,以减小转动惯量,从而减小尺寸。

3) 飞轮主要尺寸的确定。

轮辐式:

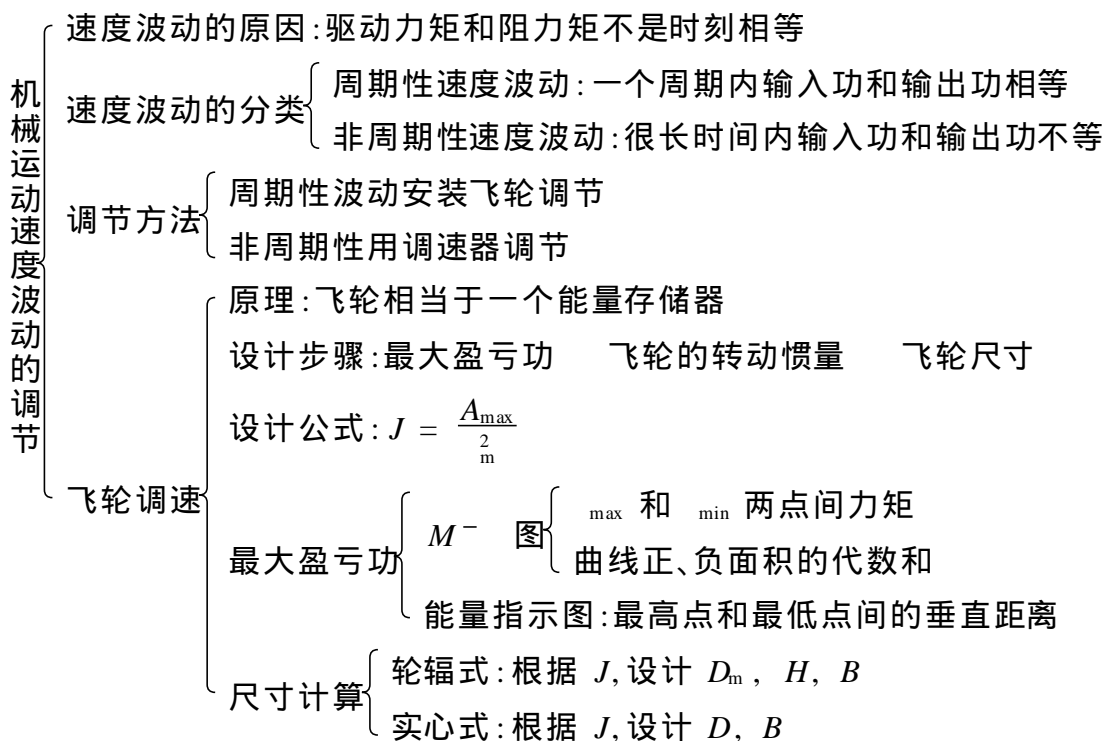
$$\text{结构空间位置 } D_m \xrightarrow{J = \frac{m D_m^2}{4}} \text{质量 } m \xrightarrow{m = \frac{D_m H B}{H/B}} H, B$$

实心式:

$$\text{结构空间位置 } D \xrightarrow{J = \frac{m D^2}{8}} \text{质量 } m \xrightarrow{m = \frac{D^2 B}{4}} B$$

式中, D_m 为轮辐式飞轮的平均直径, H 为轮辐式飞轮轮缘的厚度, B 为飞轮的宽度, D 为实心飞轮的直径, ρ 为飞轮材料的密度。

7.2 重点知识结构图



7.3 考点及常见题型精解

7.3.1 本章考点

本章考点有以下几个方面:

- (1) 基本概念和基本原理。
- (2) 飞轮的转动惯量的确定及飞轮基本尺寸的计算。
- (3) 最大盈亏功的计算以及等效阻力矩和驱动力矩的计算。

本章不是本课程的重点,一般考题分值不多,多以选择、填空和简答等题型出现,其中最大盈亏功及等效力矩的计算是重点。

7.3.2 常见题型精解

例 7.1 在图 7.1 所示刨床机构中,已知空回行程和工作行程中消耗于克

服阻抗力的恒功率分别为 $P_1 = 475.2 \text{ W}$ 和 $P_2 = 4752 \text{ W}$, 曲柄的平均转速为 $n = 120 \text{ r/min}$, 空回行程曲柄的转角为 $\varphi_1 = 120^\circ$ 。当机构的运转不均匀系数为 $\delta = 0.05$ 时, 计算:

(1) 电动机所需的平均功率;

(2) 当飞轮装在曲轴上时, 飞轮的转动惯量;

(3) 飞轮装在电机轴上时, 飞轮的转动惯量(已知电动机的额定转速 $n_n = 1440 \text{ r/min}$, 电动机通过减速机驱动曲柄。便于简化计算, 各构件的重量和转动惯量都忽略不计)。

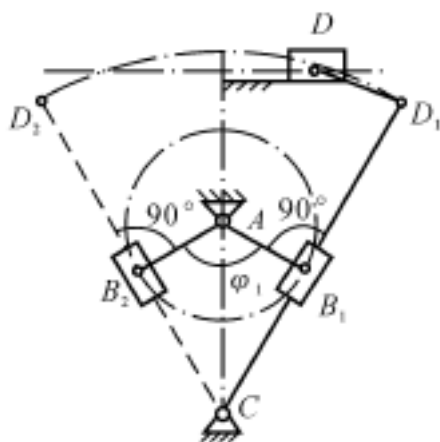


图 7.1

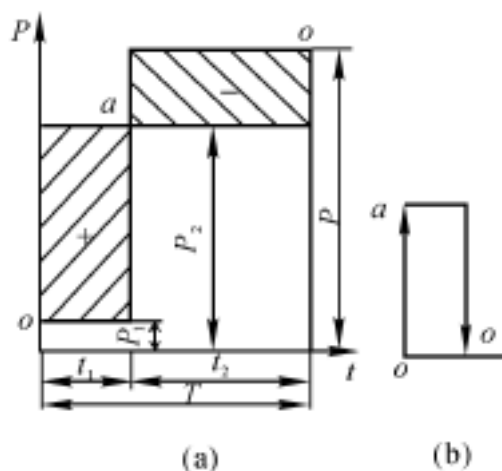


图 7.2

解 (1) 确定电动机所需的平均功率。作 $P-t$ 图如图 7.2(a) 所示。

设电动机的平均功率为 P , 一个周期记为 T 。曲柄空回行程转角 $\varphi_1 = 120^\circ$, 则所用时间为 $t_1 = \frac{120^\circ}{360^\circ}T = \frac{1}{3}T$; 那么工作行程所用时间为 $t_2 = \frac{2}{3}T$ 。因为在一个周期内, 驱动功与阻抗功应相等, 则有

$$PT = P_1 t_1 + P_2 t_2$$

$$P = (P_1 t_1 + P_2 t_2) / T = 475.2 / 3 + 4752 \times 2 / 3 = 3326.4 \text{ W}$$

(2) 求安装在曲轴上时飞轮的转动惯量。先求最大盈亏功。根据图 7.2(a) 作能量指示图。将驱动力做的功与阻力做的功和时间的曲线交点标注为 o, a, b 。将各区间所围的面积分为盈功和亏功, 并标注“+”号或“-”号, 然后根据各自区间盈亏功的数值大小按比例作出能量指示图(见图 7.2(b)) 如下: 首先自 o 向上作 \overline{oa} , 表示 oa 区间的盈功, 即

$$A_{oa} = (P - P_1) t_1 = (P - P_1) \frac{60}{2n} =$$

$$(3\,326.4 - 475.2) \times \frac{60 \times \frac{2}{3}}{2 \times 120} = 475.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

其次作 \overline{ao} 向下表示 ao 区间的亏功, 这里应是形成了一个封闭的区间。由图 7-2(b) 可知, oa (或是 ao) 区间出现最大盈亏功为 $A_{\max} = 475.2 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

因此, 安装在主轴上飞轮的转动惯量为

$$J = \frac{A_{\max}}{\frac{2}{2}} = \frac{A_{\max}}{\left[\frac{2n}{60}\right]^2} = \frac{475.2}{\left[\frac{2 \times 120 \times 3.14}{60}\right]^2 \times 0.05} = 60.246 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

(3) 当飞轮装在电动机轴上时, 飞轮的转动惯量为

$$J = J \left[\frac{n}{n_m} \right]^2 = 60.246 \times \left[\frac{120}{1\,440} \right]^2 = 0.418 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

【评注】 对于周期性速度波动, 在一个周期内驱动力做的功和阻力做的功是相等的, 因此如果知道驱动力(力矩、功率)或阻力(力矩、功率)变化规律, 便可以求解另外一个。本题就是已知阻抗功率, 根据驱动力做的功和阻力做的功相等, 求出驱动功的。

例 7-2 图 7-3 所示为某机械系统驱动力矩 M 及等效阻抗力矩 M' 对转角的变化曲线, φ_T 为其变化的周期转角。

(1) 设已知各块面积为 $A_{ab} = 180 \text{ mm}^2$, $A_{bc} = 250 \text{ mm}^2$, $A_{cd} = 100 \text{ mm}^2$, $A_{de} = 170 \text{ mm}^2$, $A_{ef} = 290 \text{ mm}^2$, $A_{fg} = 220 \text{ mm}^2$, $A_{ga} = 70 \text{ mm}^2$, 而单位面积所代表的功为 $\mu_A = 10 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{mm}^2$, 试求系统的最大盈亏功 A_{\max} 。

(2) 设系统运转不均匀系数为 $\delta = 0.05$, 主轴转速为 $n = 1\,000 \text{ r/min}$, 如果采用 $D_m = 0.5 \text{ m}$ 带轮辐的飞轮, 求飞轮的转动惯量和质量。并指出, 该系统的最大转速 n_{\max} 及最小转速 n_{\min} 分别出现在什么位置, 各为多少?

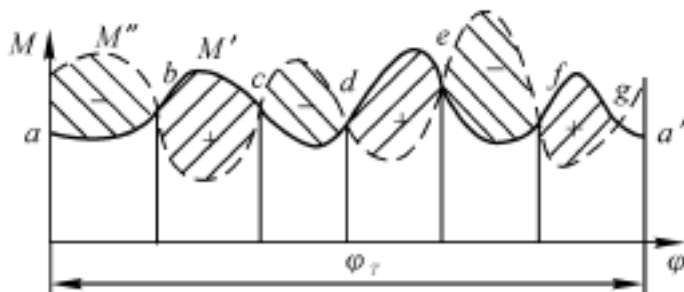


图 7-3

解 (1) 求最大盈亏功 A_{\max} 。根据图 7-3 作能量指示图。将各区间所围的面

积分为盈功和亏功,并标注“+”号或“-”号,然后根据各自区间盈亏功的数值大小按比例作出能量指示图(见图7.4)如下:首先自 a 向下作 \overline{ab} ,表示 ab 区间的亏功;其次作 \overline{bc} 向上表示 bc 区间的盈功;依次类推,直到画完最后一个封闭矢量 \overline{ga} 。由图7.4可知,该机械系统在 b 及 e 区间出现最大盈亏功,其绝对值为

$$A_{\max} = |\mu_A A_{be}| = |\mu_A (A_{be} - A_{cd} + A_{de})| = \\ / 10 \times (250 - 100 + 170) / = 3\,200 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 求飞轮的转动惯量和质量。

$$J = \frac{A_{\max}}{2} = \frac{A_{\max}}{\left[\frac{2n}{60} \right]^2} = \frac{3\,200}{\left[\frac{2 \times 1\,000 \times 3.14}{60} \right]^2 \times 0.05} = 5\,842 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

由 $J = \frac{mD_m^2}{4}$ 得

$$m = \frac{4J}{D_m^2} = \frac{4 \times 5\,842}{0.8^2} = 36\,51 \text{ kg}$$

(3) 由能量指示图可知,系统的最小动能出现在 b 处,而最大动能出现在 e 处,因此相应的最小转速 n_{\min} 出现在 b 处,最大转速 n_{\max} 出现在 e 处。则

$$n_{\max} = n \left[1 + \frac{1}{2} \right] = 1\,000 \times \left[1 + \frac{1}{2} \times 0.05 \right] = 1\,025 \text{ r/min}$$

$$n_{\min} = n \left[1 - \frac{1}{2} \right] = 1\,000 \times \left[1 - \frac{1}{2} \times 0.05 \right] = 975 \text{ r/min}$$

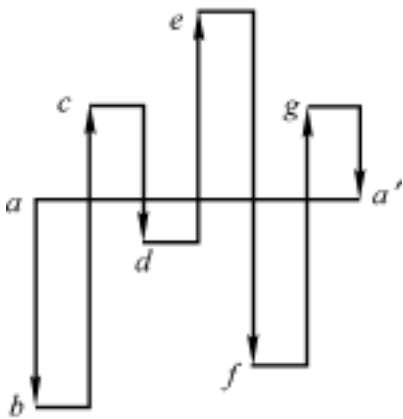


图 7.4

【评注】 根据 $M-\omega$ 作能量指示图,能量指示图的矢量线段长度代表的是盈亏功的大小,向下表示负功,向上表示正功。那么能量指示图上最高点表示系统动能最大处,最低点表示系统动能最小处,两者之间的垂直距离就是最大盈亏功。相应系统最大转速和最小转速也出现在这两个位置。

7.4 课后习题详解

7-1 图 7.5 所示为作用在多缸发动机曲柄上的驱动力矩 M 和阻力矩 M' 的变化曲线,其阻力矩等于常数,其驱动力矩曲线与阻力矩曲线围成的面积依次为 $+580 \text{ mm}^2$, -320 mm^2 , $+390 \text{ mm}^2$, -520 mm^2 , $+190 \text{ mm}^2$, -390 mm^2 , $+260 \text{ mm}^2$ 及 -190 mm^2 , 该图的比例尺为 $\mu_M = 100 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{mm}$, $\mu = 0.01 \text{ rad}/\text{mm}$, 设曲轴平均转速为 $120 \text{ r}/\text{min}$, 其瞬时角速度不超过其平均角速度的 $\pm 3\%$, 求装在该曲柄轴上飞轮的转动惯量。

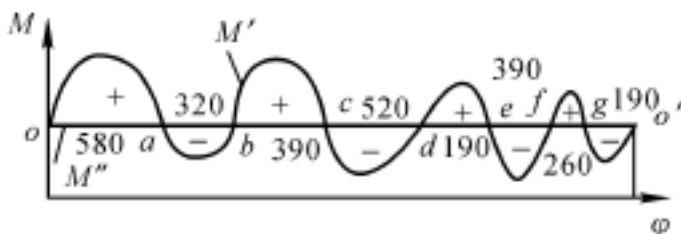


图 7.5 题 7-1 图

解 (1) 先求解该图功的比例尺。

$$\mu_A = \mu_M \mu = 100 \times 0.01 = 1 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{mm}^2$$

(2) 求最大盈亏功 A_{\max} 。根据图 7.5 作能量指示图。将 M 和 M' 曲线的交点标注 $o, a, b, c, d, e, f, g, o'$ 。将各区间所围的面积分为盈功和亏功,并标注“+”号或“-”号,然后根据各自区间盈亏功的数值大小按比例作出能量指示图(见图 7.6)如下:首先自 o 向上作 \overline{oa} , 表示 oa 区间的盈功;其次作 \overline{ab} 向下表示 ab 区间的亏功;依次类推,直到画完最后一个封闭矢量 \overline{go} 。由图知该机械系统在 cf 区间出现最大盈亏功,其绝对值为

$$\begin{aligned} A_{\max} &= |\mu_A A_{cf}| = \\ &= |\mu_A (-A_{cd} + A_{de} - A_{ef})| = \\ &= |1 \times (-520 + 190 - 390)| = \\ &= 720 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

(3) 求飞轮的转动惯量。

曲轴的平均角速度为

$$\omega_m = 2\pi n / 60 =$$

$$2 \times 120 \times 3.14 / 60 = 12.56 \text{ rad/s}$$

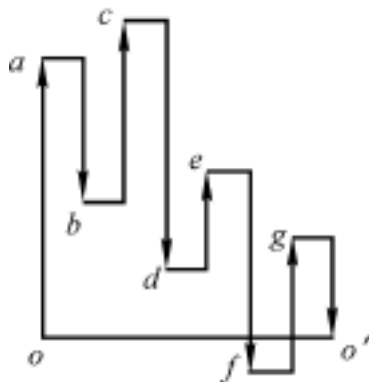


图 7.6 题 7-1 解图

系统的运转不均匀系数为

$$= \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M} = \frac{1.03 \text{ m} - 0.97 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 0.06$$

飞轮的转动惯量为

$$J = \frac{A_{\max}}{2} = \frac{720}{(12.56)^2 \times 0.06} = 76 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

7-2 在电动机驱动的剪床中,已知作用在剪床主轴上的阻力矩 M 的变化规律如图 7.7 所示,设驱动力矩 M 为常数,剪床主轴转速为 60 r/min ,机械运转不均匀系数 $\delta = 0.15$ 。求:(1) 驱动力矩 M 的数值;(2) 安装在主轴上的飞轮的转动惯量。

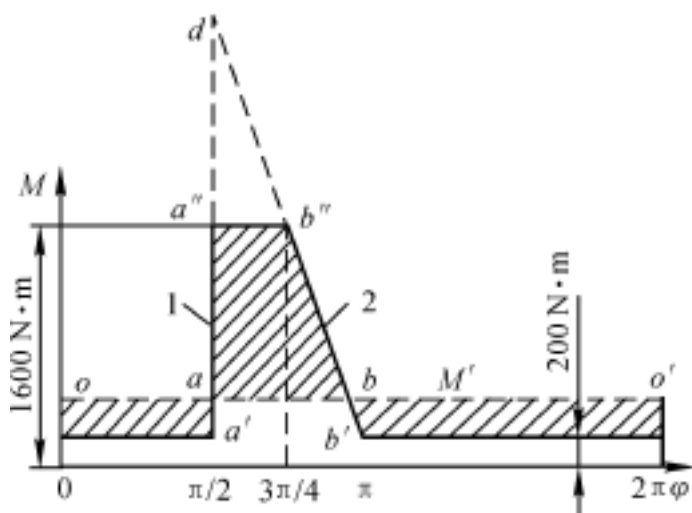


图 7.7 题 7-2 图

解 (1) 求驱动力矩 M 。因为给定 M 为常数,因此 $M - \varphi$ 为一水平直线。在一个运动循环中,驱动力矩所做的功为 $2\pi M$,它相当于一个运动循环所做的功,即

$$2\pi M = 200 \times 2\pi + 1400 \times \frac{(\pi/2 + \pi/4)}{2}$$

得
$$M = 200 + 700 \times \frac{1}{2} \times \frac{3}{4} = 462.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 求最大盈亏功 A_{\max} 。根据图 7.7 作能量指示图。将 $M - \varphi$ 和 $M' - \varphi$ 曲线的交点标注 o, a, b, o 。将各区间所围的面积分为盈功和亏功,并标注“+”号或“-”号,然后根据各自区间盈亏功的数值大小按比例作出能量指示图(见图 7.8)如下:首先自 o 向上作 \overline{oa} ,表示 oa 区间的盈功;其次作 \overline{ab} 向下表示 ab 区间

的亏功;然后作 \overline{bo} 向上表示 bo 区间的盈功,至此应形成一个封闭区间。由图7.8知,该机械系统在 ab 区间出现最大盈亏功 A_{\max} 。

$$A_{oa} = (462.5 - 200) \times \frac{1}{2} = 131.25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

欲求 A_{ab} ,先求图7.7中 ab 的长度。将图中线1和线2延长交于点 d ,那么在 abd 中, ab 相当于该三角形的中位线,可知 $ad = 2 \times (1600 - 200) = 2800 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。又在 abd 中, $\frac{ad}{ab} = \frac{ab}{ab}$,因此有

$$ab = \frac{ab}{ad} ad = \frac{131.25}{2800} \times (2800 - (462.5 - 200)) = 1422.8$$

则

$$A_{ab} = (131.25 + 1422.8) \times (1600 - 462.5) / 2 = 1255.695 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$A_{bo} = (131.25 - 1422.8) \times (462.5 - 200) / 2 = 843.57 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据所求数据作出能量指示图(见图7.8),可知最大盈亏功出现在 ab 段,则 $A_{\max} = A_{ab} = 1255.695 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

(3) 求飞轮的转动惯量。

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega^2} = \frac{A_{\max}}{\left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2} = \frac{1255.695}{\left(\frac{2 \times 60 \times 3.14}{60}\right)^2 \times 0.15} = 212.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

7-3 上题中的剪床由电动机经减速器驱动,该电动机转速为1500 r/min。若将飞轮安装在电动机轴上,其转动惯量应为多少?

解 原来安装飞轮的轴的转速为 $n = 60 \text{ r/min}$,现在电动机的转速为 $n = 1500 \text{ r/min}$,则若将飞轮安装在电动机轴上,飞轮的转动惯量为

$$J = J \left(\frac{\omega}{\omega'}\right)^2 = 212.6 \times (60/1500)^2 = 0.3396 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

7-4 已知某轧钢机的原动机功率等于常数, $P = 2600 \text{ HP}$ (马力),钢材通过轧辊时消耗的功率为常数, $P = 4000 \text{ HP}$ (马力),钢材通过轧辊的时间 $t = 5 \text{ s}$,主轴平均转速 $n = 80 \text{ r/min}$,机械运转不均匀系数 $\delta = 0.1$,试求:(1) 安装在主轴上的飞轮的转动惯量;(2) 飞轮的最大转速和最小转速;(3) 此轧钢机的运转周期。

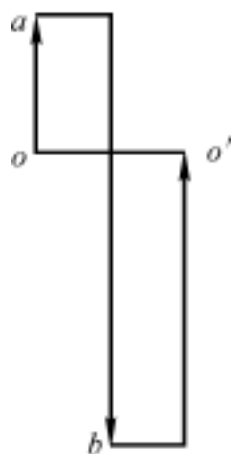


图7.8 题7-2解图

解 (1) 求安装在主轴上飞轮的转动惯量。先求最大盈亏功 A_{\max} 。因为 A_{\max} 是最大动能与最小动能之差,依题意,在通过轧辊前系统动能达到最大,通过轧辊后系统动能达到最小,因此

$$A_{\max} = (P - P')t = (2600 - 4000) \times 5 = -14000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

飞轮的转动惯量为

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega^2} = \frac{A_{\max}}{\left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2} = \frac{14000}{\left(\frac{2 \times 80 \times 3.14}{60}\right)^2} = 7.33 \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

(2) 求飞轮的最大转速和最小转速。

$$n_{\max} = n \left(1 + \frac{1}{2} \right) = 80 \times \left(1 + \frac{1}{2} \times 0.1 \right) = 84 \text{ r/min}$$

$$n_{\min} = n \left(1 - \frac{1}{2} \right) = 80 \times \left(1 - \frac{1}{2} \times 0.1 \right) = 76 \text{ r/min}$$

(3) 因为一个周期内输入功和输出功相等,设一个周期时间为 t ,则 $Pt = P't$,因此有

$$t = Pt / P = 4000 \times 5 / 2600 = 7.6923 \text{ s}$$

7-5 设某机组由发动机供给的驱动力矩 $M = \frac{1000}{\omega}$ N·m(即发动机输出力矩与瞬时角速度成反比),阻力矩 M' 变化如图 7.9 所示, $t_1 = 0.1 \text{ s}$, $t_2 = 0.9 \text{ s}$,忽略其他构件的转动惯量,求在 $\omega_{\max} = 134 \text{ rad/s}$, $\omega_{\min} = 116 \text{ rad/s}$ 状态下飞轮的转动惯量。

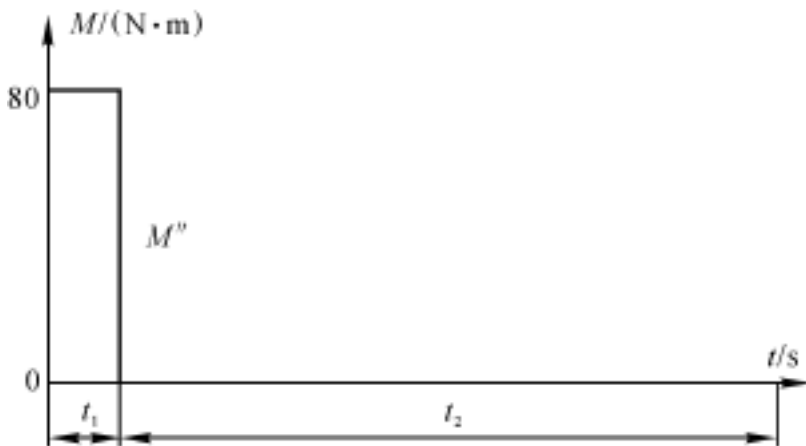


图 7.9 题 7-5 图

解 一个周期驱动力矩所做的功为

$$P = \int_0^{t_1+t_2} M \, dt = \int_0^{t_1+t_2} 1000 \, dt = 1000 \times 1 = 1000 \, \text{N} \cdot \text{m}$$

一个周期阻力矩所做的功为

$$P = M = M_m t_1 = 80 \times \frac{134 + 116}{2} \times 0.1 = 1000 \, \text{N} \cdot \text{m}$$

t_1 时段内驱动力矩所做的功为

$$P_1 = \int_0^{t_1} M \, dt = \int_0^{t_1} 1000 \, dt = 1000 \times 0.1 = 100 \, \text{N} \cdot \text{m}$$

因此最大盈亏功为

$$A_{\max} = 1000 - 100 = 900 \, \text{N} \cdot \text{m}$$

机组的平均角速度为

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \frac{134 + 116}{2} = 125 \, \text{rad/s}$$

机组运转不均匀系数为

$$\sigma = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m} = \frac{134 - 116}{125} = 0.144$$

故飞轮的转动惯量为

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega_m^2} = \frac{900}{125^2 \times 0.144} = 0.4 \, \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

7-6 为什么把本书介绍的飞轮设计方法称为近似方法？试说明哪些因素影响飞轮设计的精确性？

答 本书介绍的飞轮设计方法,没有考虑飞轮以外其他构件动能的变化,而实际上其他构件都有质量,它们的速度和动能也在不断变化,因而是近似的。

7-7 某机组主轴上作用的驱动力矩 M 为常数,它的一个运动循环中阻力矩 M 变化如图 7.10 所示。今给定 $\omega_m = 25 \, \text{rad/s}$, $\sigma = 0.04$,采用平均直径 $D_m = 0.5 \, \text{m}$ 带轮辐的飞轮,试确定飞轮的转动惯量和质量。

解 由图 7.10 可见,一个运动循环的力矩图有四个重复图示,因此,可以以一个周期只有 $1/2$ 来计算。

(1) 求驱动力矩 M 。一个周期内驱动力矩功和阻力矩功相等,又依题意,驱动力矩 M 为常数,故有

$$\frac{1}{2} M = 400 \times \frac{1/2}{2}$$

$$M = 200 \, \text{N} \cdot \text{m}$$

(2) 求最大盈亏功 A_{\max} 。根据图 7.10 作能量指示图。将 $M -$ 和 $M -$ 曲线的交点标注 o, a, b, o 。将各区间所围的面积分为盈功和亏功, 并标注“+”号或“-”号, 然后根据各自区间盈亏功的数值大小按比例作出能量指示图(见图 7.11) 如下: 首先自 o 向上作 \overline{oa} , 表示 oa 区间的盈功, $A_{oa} = 200 \times (\pi/8)/2 = 39.25 \text{ N} \cdot \text{m}$; 其次作 \overline{ab} 向下表示 ab 区间的亏功, $A_{ab} = 200 \times (\pi/4)/2 = 78.50 \text{ N} \cdot \text{m}$; 然后作 \overline{bo} 向上表示 bo 区间的盈功, 至此应形成一个封闭区间, $A_{bo} = 200 \times (\pi/8)/2 = 39.25 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。由图 7.11 知, 该机械系统在 ab 区间出现最大盈亏功 $A_{\max} = 78.50 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

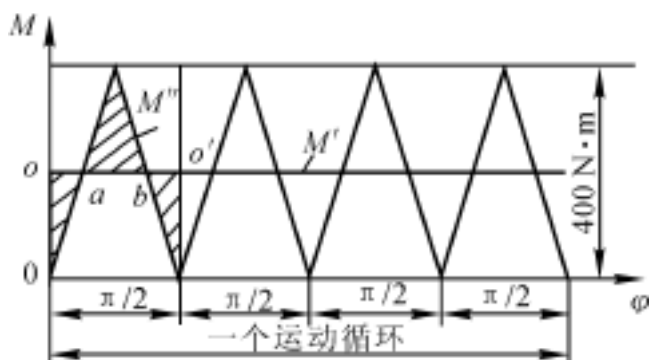


图 7.10 题 7-7 图

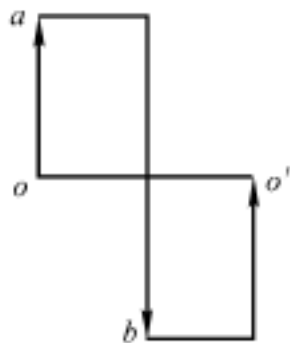


图 7.11 题 7-7 解图

(3) 求飞轮的转动惯量。

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega^2} = \frac{78.50}{(25)^2 \times 0.04} = 3.14 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

(4) 求飞轮的质量。由 $J = \frac{mD_m^2}{4}$ 得

$$m = \frac{4J}{D_m^2} = \frac{4 \times 3.14}{0.5^2} = 50.24 \text{ kg}$$

7-8 某机组稳定运转一个运动循环中作用在主轴上的阻力矩 M 变化规律如图 7.12 所示。已知驱动力矩 M 为常数, 主轴平均角速度 $\omega_m = 20 \text{ rad/s}$, 机械运转不均匀系数 $\delta = 0.01$, 求驱动力矩 M 和安装在主轴上的飞轮的转动惯量。

解 (1) 求驱动力矩 M 。一个周期内驱动力矩功和阻力矩功相等, 又依题意, 驱动力矩 M 为常数, 故有

$$2\pi M = 400 \times \left[\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{4} \right]$$

$$M = 150 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 求最大盈亏功 A_{\max} 。根据图 7.12 作能量指示图。将 $M -$ 和 $M' -$ 曲线的交点标注 o, a, b, c, o 。将各区间所围的面积分为盈功和亏功,并标注“+”号或“-”号,然后根据各自区间盈亏功的数值大小按比例作出能量指示图(见图 7.13)如下:首先自 o 向下作 \overline{oa} ,表示 oa 区间的亏功, $A_{oa} = (400 - 150) \times (\pi/2) = 392.50 \text{ N} \cdot \text{m}$;其次作 \overline{ab} 向上表示 ab 区间的盈功, $A_{ab} = 150 \times (\pi/2) = 235.50 \text{ N} \cdot \text{m}$;然后作 \overline{bc} 向下表示 bc 区间的亏功, $A_{bc} = (400 - 150) \times (\pi/4) = 196.25 \text{ N} \cdot \text{m}$;作 \overline{co} 向上表示 co 区间的盈功,至此应形成一个封闭区间, $A_{co} = 150 \times (3\pi/4) = 353.25 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。由图 7.13 知,该机械系统在 oa 区间出现最大盈亏功 $A_{\max} = 392.50 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

(3) 求飞轮的转动惯量。

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega^2} = \frac{392.50}{(20)^2 \times 0.01} = 98.17 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

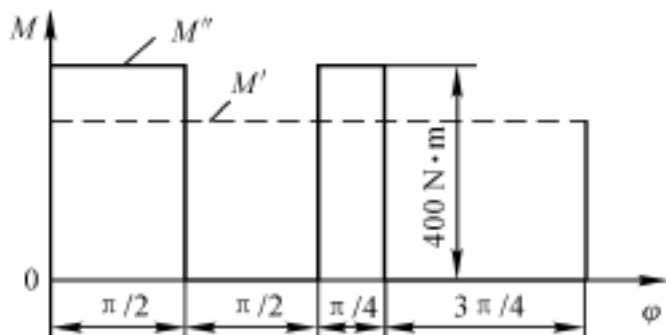


图 7.12 题 7-8 图

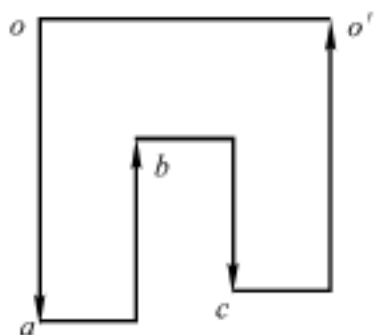


图 7.13 题 7-8 解图

7-9 何谓周期性速度波动?何谓非周期性速度波动?它们各用何种装置进行调节?经过调节后主轴能否获得匀速转动?

答 机械有规律的、周期性的速度变化称为周期性速度波动。系统速度波动是随机的、不规则的,没有一定周期的称为非周期性速度波动。调节周期性速度波动的常用方法是在机械中加上转动惯量很大的回转件——飞轮。非周期性速度波动常用调速器调节。经过调节后只能使主轴的速度波动得以减小,而不能彻底根除。

7-10 某单缸四冲程内燃机主轴上的近似驱动力矩曲线 $M -$ 如图 7.14 所示,其阻力矩 M 为常数,主轴平均转速为 1000 r/min 。(1) 求阻力矩 M 和发动机平均功率;(2) 若机械运转不均匀系数 δ ,则安装在主轴上的飞轮的转动惯

量为多少?(3) 欲将飞轮转动惯量减小 $\frac{1}{2}$, 而保持原值, 可采取什么措施?(提示: $M -$ 与横坐标围成的面积表示驱动力所做的功, 横轴上的面积表示正功, 横轴下的表示负功。)

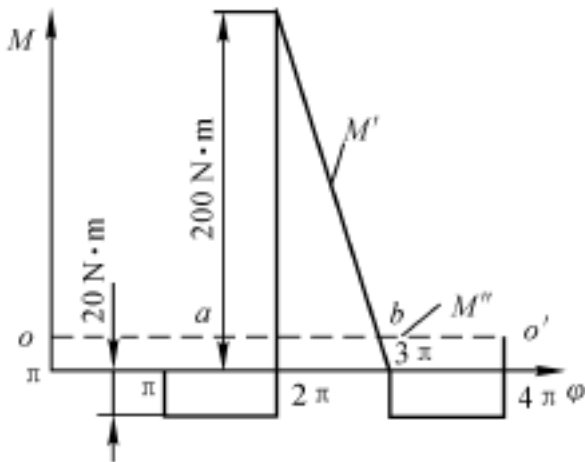


图 7.14 题 7-10 图

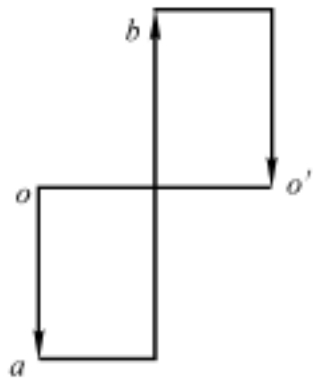


图 7.15 题 7-10 解图

解 (1) 先求阻力矩 M 。因为阻力矩 M 为常数, 故有

$$4 M = -20 + 200 / 2 - 20$$

$$M = 15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

再求发动机平均功率。一个周期内输出功为

$$A = 15 \times 4 = 60$$

一个周期所用的时间为

$$t = \frac{4}{n / 30} = \frac{4}{1000 / 30} = 0.12 \text{ s}$$

因此, 发动机的平均功率为

$$P = \frac{A}{t} = \frac{60}{0.12} = 1.57 \text{ kW}$$

(2) 求最大盈亏功 A_{\max} 。首先根据图 7.14 作能量指示图。将 $M -$ 和 $M -$ 曲线的交点标注 o, a, b, c, o 。将各区间所围的面积分为盈功和亏功, 并标注“+”号或“-”号, 然后根据各自区间盈亏功的数值大小按比例作出能量指示图(见图 7.15)如下: 首先自 o 向下作 \overline{oa} , 表示 oa 区间的亏功; 其次作 \overline{ab} 向上表示 ab 区间的盈功; 然后 \overline{bo} 向下表示 bo 区间的亏功, 至此应形成一个封闭区间。

$$A_{oa} = 15 \times 2 + 20 = 157 \text{ N} \cdot \text{m}$$

欲求 A_{ab} , 先求图 7.15 中 ab 的长度。由图知 $\frac{ab}{200} = \frac{(200 - 15)}{200}$, 因此有 $ab = 0.925$, 则

$$A_{ab} = (200 - 15) \times 0.925 / 2 = 268.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$A_{bo} = 15(1 + 2 - 0.925) / 2 + 20 = 116.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据所求数据作出能量指示图(见图 7.15), 可知最大盈亏功出现在 ab 段, 则 $A_{\max} = A_{ab} = 268.67 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

飞轮的转动惯量为

$$J = \frac{A_{\max}}{\omega^2} = \frac{A_{\max}}{\left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2} = \frac{268.67}{\left(\frac{2 \times 1000 \times 3.14}{60}\right)^2} \times 0.05 = 0.49 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

(3) 若将飞轮转动惯量减小 $\frac{1}{2}$, 而保持原值, 可将飞轮安装在速度较高一点的轴上, 设该轴的转速为 n , 则有

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} J \omega^2 &= \frac{1}{2} J' \omega'^2 \\ &= \sqrt{(J' / J)} \end{aligned}$$

7.5 学习效果测试题及答案

7.5.1 学习效果测试题

7-1 选择题

(1) 在机械系统中安装飞轮后可使其周期性速度波动()。

A. 增强 B. 减小 C. 消除

(2) 为了减小周期性速度波动, 常在系统中安装(), 而减小非周期性速度波动常在系统中安装()。

A. 调速器 B. 飞轮 C. 变速装置

(3) 在机械系统速度波动的一个周期中的某一时段内, 当系统出现() 时, 系统的运动速度(), 此时飞轮将()。

A. 亏功, 加快, 释放 B. 盈功, 加快, 释放

C. 亏功, 减慢, 储存 D. 盈功, 加快, 储存

(4) 周期性速度波动的机械系统中, 在一个周期内输入功和输出功()

相等。

A. 一定 B. 不一定 C. 一定不

(5) 能量指示图上的最大盈亏功是()之间的垂直距离。

A. 最高线与基线 B. 最低线与基线
C. 最高线与最低线

7-2 简答题

(1) 什么是机械“运转的不均匀系数”由式 $J = \frac{A_{\max}}{2m}$ 你能总结出哪些重要

结论?

(2) 为什么说在锻压设备中安装飞轮,可以起到节能作用?

(3) 某机械的等效驱动力矩 M 和等效阻力矩 M' 曲线如图 7.16 所示,请问该机械能否作周期性稳定运转?为什么?

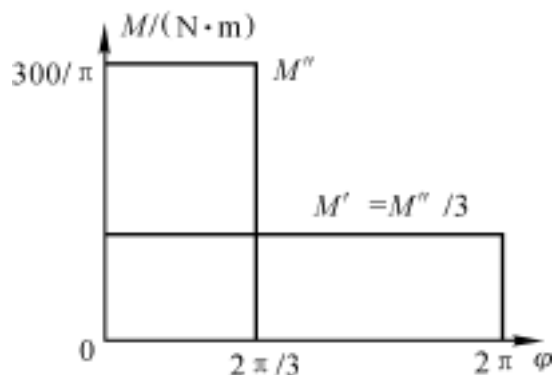


图 7.16 测 7-2(3) 图

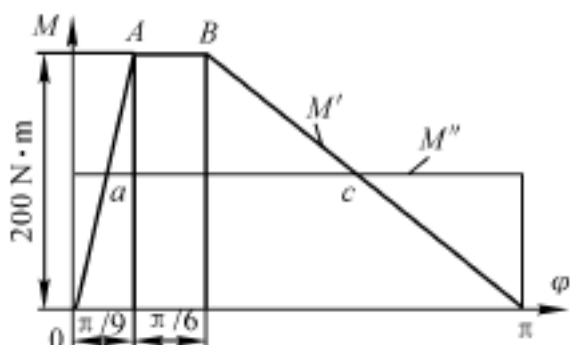


图 7.17 测 7-3 图

7-3 某内燃机的曲柄输出力矩曲线 $M - \varphi$ 如图 7.17 所示,其运动周期为 $T = 0.001$ s,曲柄的平均转速 $n_m = 620$ r/min,当该内燃机驱动阻抗力为常数的机械时,如果其运转不均匀系数 $\delta = 0.1$,试求:(1) 装在曲轴上的飞轮的转动惯量;(2) 曲轴的最大转速和最小转速,以及它们各自出现的位置。

7-4 某机械换算到主轴上的等效阻力矩变化规律 $M' - \varphi$ 如图 7.18 所示,设等效驱动力矩 M 为常数,主轴平均转速 $n_m = 400$ r/min, $\delta = 0.1$,试求:(1) 安装在主轴上的飞轮的转动惯量;(2) 驱动功率。

7-5 某机械换算到主轴上的等效阻力矩变化规律 $M' - \varphi$ 如图 7.19 所示,设等效驱动力矩 M 为常数,主轴平均转速 $n_m = 800$ r/min,现已知安装在主轴上的飞轮的转动惯量 $J = 0.235$ kg·m²,试求:(1) 机械系统的运转不均匀系

数;(2) 最大转速和最小转速。

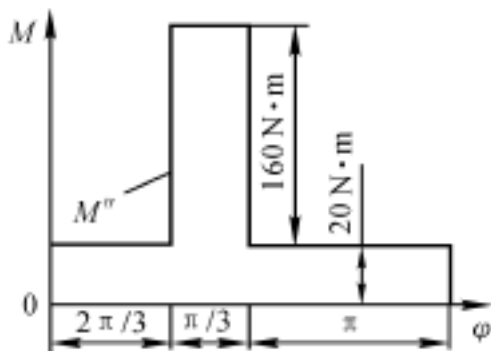


图 7.18 测 7-4 图

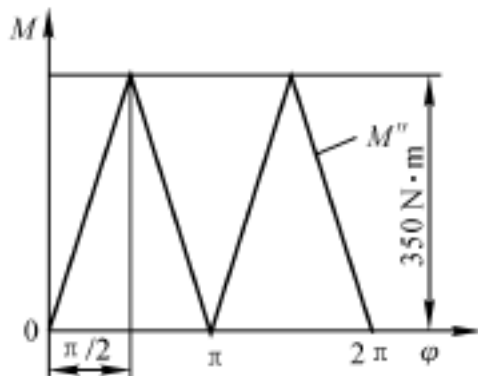


图 7.19 测 7-5 图

7.5.2 参考答案

7-1 (1) B (2) B, A (3) D (4) A (5) C

7-2 (1) 机械运转速度波动的相对值用机械运转速度不均匀系数 表示:

$$= \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}。由式 J = \frac{A_{\max}}{\omega_m^2} 可以得到以下几点:$$

1) A_{\max} 与 ω_m 一定时, 飞轮的转动惯量 J 与机械运转不均匀系数 之间的关系为一等边双曲线。当 很小时, 略微减小 的数值就会使飞轮转动惯量激增。因此过分追求机械运转均匀会使飞轮笨重, 增加成本。

2) 当 J 与 ω_m 一定时, A_{\max} 与 成反比, 即最大盈亏功越大, 机械运转速度越不均匀。

3) J 与 ω_m 的平方成反比, 即主轴的平均转速越高, 所需安装在主轴上的飞轮转动惯量越小。

(2) 飞轮在机械中的作用相当于一个存储器, 它可以用动能的形式把能量储存或释放出来。对于锻压机械来说, 在一个工作周期中, 工作时间很短, 而峰值载荷很大。安装飞轮后, 可以利用飞轮在机械非工作时间所储存的能量来克服其尖峰载荷, 从而可以选用较小功率的原动机来拖动, 达到节能的目的, 因此安装飞轮能起到节能作用。

(3) 由图 7.16 可以看出, 该机械的 M 和 M 都呈现周期性变化, 变化周期为 2。一个周期内驱动力矩和阻力矩所做的功分别为 $A = 2 \times (300/) / 3 = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$, $A = (2/3) \times (300/) = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$, 两者相等, 所以该机械能作周

期性稳定运转。

7-3 (1) 装在曲轴上的飞轮的转动惯量 $J = 2.113 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

(2) 曲轴的最大转速 $n_{\max} = 623.1 \text{ r/min}$, 出现在图 7.17 所示点 c ; 最小转速出现在图 7.17 所示点 a , $n_{\min} = 619.6 \text{ r/min}$ 。

7-4 (1) $J = 0.2536 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

(2) 驱动功率 $P = 1.954 \text{ kW}$

7-5 (1) $\quad = 0.083$

(2) $n_{\max} = 833.2 \text{ r/min}$, $n_{\min} = 766.8 \text{ r/min}$

第 8 章 回转件的平衡

8.1 重点内容提要

8.1.1 教学基本要求

- (1) 了解回转件平衡的目的。
- (2) 掌握回转件的平衡条件及计算方法。
- (3) 了解回转件的平衡实验。

8.1.2 回转件平衡的目的

绕固定轴线作回转运动的构件是回转件。如果回转件的结构不对称、制造不均匀,便会使整个回转件在转动时产生离心力系的不平衡,使离心力系的合力(主向量)和合力偶矩(主矩)不等于零。它们的方向随着回转件的转动而发生周期性的变化,并在轴承中引起一种附加的动压力,使整个机械产生振动,从而使机械工作精度和可靠性降低、零件材料疲劳损坏,甚至使周围的设备和厂房建筑也会受到影响和破坏。因此,调整回转件的质量分布,使回转件工作时离心力系达到平衡,以消除附加动压力,尽可能减轻有害的机械振动,这就是回转件平衡的目的。

8.1.3 回转件的平衡计算

1. 质量分布在同一回转面内

(1) 适用情况。轴向尺寸很小的回转件,其分布质量可以近似地认为在同一回转平面内。

(2) 静平衡。对这种转子的平衡,可通过重新调整转子上的质量分布,使其质心与回转轴线重合来达到,此时回转件质量对回转轴线的静力矩为零,该回

转件可以在任何位置保持静止,而不会自行转动,因此这种平衡称为静平衡。

(3) 静平衡条件。

$$F = F_b + F_i = 0$$

$$m_i r_i + m_b r_b = 0$$

即分布于该回转件上各个质量的离心力(或质径积)的向量和等于零。式中, m_i , r_i 分别为原有各质量及其质心的向径; m_b , r_b 分别为平衡质量及其质心的向径; $m_i r_i$ 为质径积,是矢量。

(4) 静平衡计算:先按结构形状及尺寸定出各不平衡质量的大小和方位,然后根据静平衡条件列出各质量(包含平衡质量和不平衡质量)质径积平衡方程式,再用图解法(见图 8.1)或解析法(列解析方程式)求出应加平衡质量的质径积大小和方向,然后 m_b , r_b 任定一个便可求另一个。

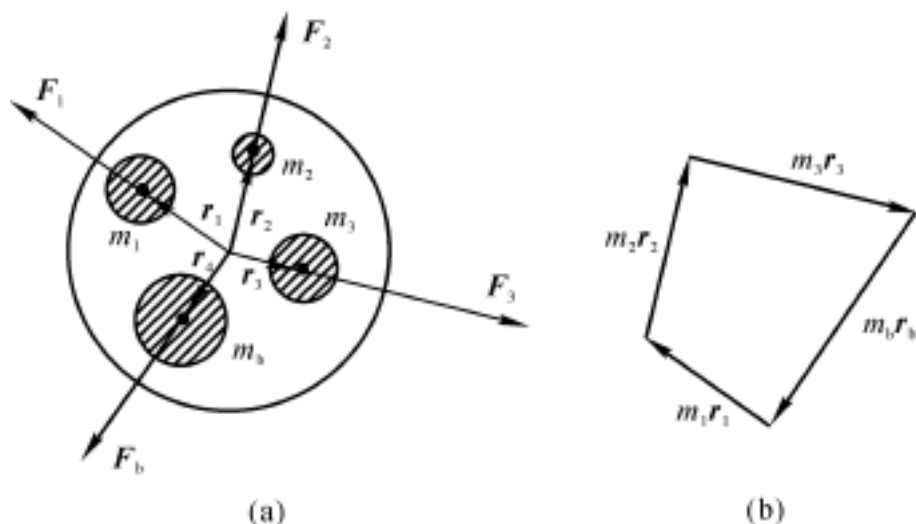


图 8.1

2. 质量分布不在同一回转面内

(1) 适用情况。轴向尺寸较大的回转件,其质量的分布不能近似地认为是位于同一回转面内,而应看作分布在垂直于轴线的许多互相平行的回转面内。

(2) 动平衡。由于这类转子的质量随机地分布在若干个不同的回转平面内,即使转子的质心在回转轴线上,但由于各偏心质量及所产生的离心惯性力不在同一回转平面内,所形成的惯性力偶仍使转子处于不平衡状态。对于这类转子,要调整转子上的质量分布,使转子所产生的惯性力和惯性力偶都达到平衡,这种平衡称为动平衡。

(3) 动平衡条件。

$$F = 0, \quad M = 0$$

即回转件上各个质量的离心力的向量和等于零,而且离心力所引起的力偶矩的向量和也等于零。

(4) 动平衡计算。因为一个力可分解为与它平行的两个分力。故根据该转子的结构,选定两个平衡基面 Ⅰ 及 Ⅱ 为安装配重的平面,并将各离心惯性力分别分解到平面 Ⅰ 及 Ⅱ 上。实际中常将各偏心质量分解到两个基面上,各偏心质量的向径在基面上的大小和方向都不变,然后根据静平衡原理,使每个基面达到静平衡即可(以只有三个偏心质量为例,见图 8 2)。

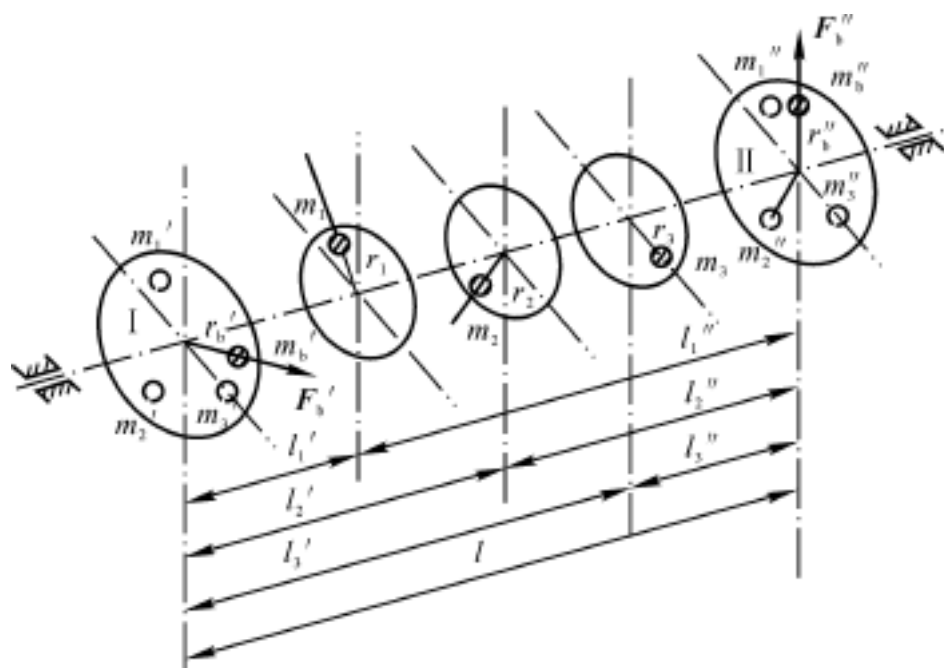


图 8 2

在基面 Ⅰ 内,则有

$$m_1 = m_1 \frac{l_1}{l}, \quad m_2 = m_2 \frac{l_2}{l}, \quad m_3 = m_3 \frac{l_3}{l}$$

$$m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 = 0$$

在基面 Ⅱ 内,则有

$$m_1 = m_1 \frac{l_1}{l}, \quad m_2 = m_2 \frac{l_2}{l}, \quad m_3 = m_3 \frac{l_3}{l}$$

$$m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 = 0$$

这样可分别求得两个基面内的平衡质径积。即质量分布不在同一回转面内的刚性转子,必须分别在相应的两个平衡基面内加上适当的平衡重量,才能达到完全平衡。因此动平衡又叫双面平衡。

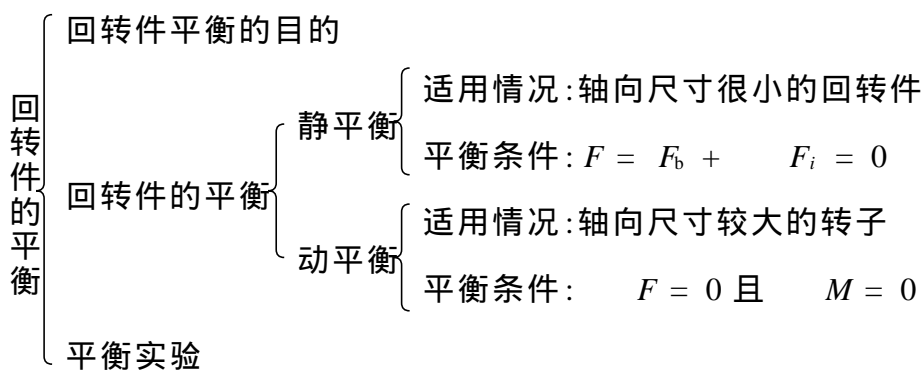
由以上分析可知,动平衡转子一定是静平衡的,但静平衡转子不一定是动平衡的。

8.1.4 回转件的平衡实验

(1) 静平衡实验。利用静平衡架,找出不平衡质径积的大小和方向,并由此确定平衡质量的大小和位置,使质心移到回转轴线上以达到平衡。

(2) 动平衡实验。在动平衡机上进行,令回转件在动平衡实验机上运转,然后在两个选定的平面内找出所需平衡质径积的大小和方向,从而使回转件达到动平衡。

8.2 重点知识结构图



8.3 考点及常见题型精解

8.3.1 本章考点

本章的考点主要是动、静平衡的计算,以及其基本概念和原理。考题类型常以填空、选择、简答(这多是对基本概念和原理的考察)等出现,也有可能出现计算题,则多是关于动、静平衡的计算。

8.3.2 常见题型精解

例 8.1 如图 8.3(a) 所示的盘形转子中, 已知各偏心质量 $m_1 = 10 \text{ kg}$, $m_2 = 15 \text{ kg}$, $m_3 = 20 \text{ kg}$, $m_4 = 25 \text{ kg}$, 它们的回转半径分别为 $r_1 = 20 \text{ cm}$, $r_2 = 30 \text{ cm}$, $r_3 = 30 \text{ cm}$, $r_4 = 25 \text{ cm}$, 方向如图 8.3(b) 所示, 求需加平衡质径积的大小和方向。

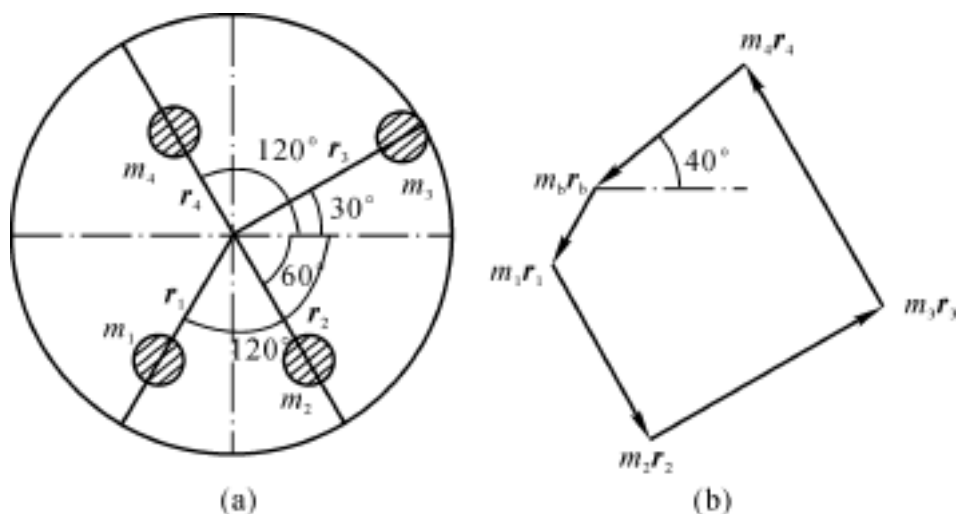


图 8.3

解 (1) 用图解法。先求出各不平衡质径积的大小, 即

$$m_1 r_1 = 10 \times 0.2 = 2 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_2 r_2 = 15 \times 0.3 = 4.5 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_3 r_3 = 20 \times 0.3 = 6 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_4 r_4 = 25 \times 0.25 = 6.25 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.3(b) 所示。由静平衡条件得

$$m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_4 r_4 = 0$$

由图 8.3(b) 量得 $m_b r_b = 4.33 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 方向与水平夹角为 40° 。

(2) 用解析法。设水平向右为 x 轴正向, 竖直向上为 y 轴正向, 则有

$$(m_b r_b)_x + m_1 r_1 \cos 120^\circ + m_2 r_2 \cos 60^\circ + m_3 r_3 \cos 30^\circ + m_4 r_4 \cos 120^\circ = 0$$

$$(m_b r_b)_y - m_1 r_1 \sin 120^\circ - m_2 r_2 \sin 60^\circ + m_3 r_3 \sin 30^\circ + m_4 r_4 \sin 120^\circ = 0$$

可解得

$$(m_b r_b)_x = -3.317 \text{ kg} \cdot \text{m}, \quad (m_b r_b)_y = -2.783 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_b r_b = \sqrt{(m_b r_b)_x^2 + (m_b r_b)_y^2} = 4.33 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$= \arctan((m_b r_b)_y / (m_b r_b)_x) = 40^\circ$$

【评注】在用图解法求平衡质径积时,包括所求的平衡质径积在内,各矢量应围成一个封闭的矢量图。

例 8.2 图 8.4 所示为一滚筒,在轴上装有带轮。已知带轮有一偏心质量 $m_1 = 2 \text{ kg}$;另外,根据滚筒的结构知其还有两个偏心质量, $m_2 = 4 \text{ kg}$, $m_3 = 5 \text{ kg}$,偏心质量的位置如图所示。(1) 若平衡基面选在滚筒左端面 和带轮中截面,试求两平衡质径积的大小及方位;(2) 若将带轮中截面改为滚筒右端面,两平衡质径积的大小及方位又会是多少?(设平衡基面中平衡质量的半径均取 400 mm 。)

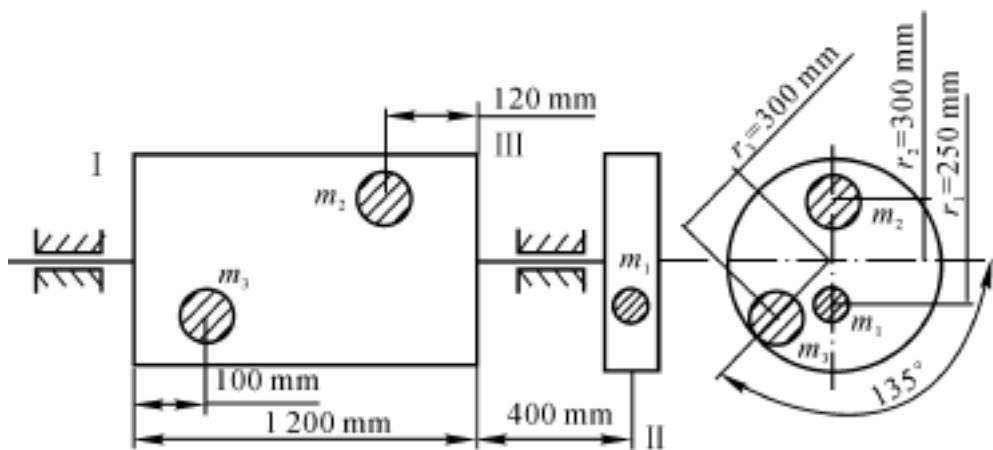


图 8.4

解 (1) 先把不平衡质量在两平衡基面 和 上分解。

基面 I :

$$m_1 = 2 \times 0 / 1600 = 0 \text{ kg}$$

$$m_2 = 4 \times 520 / 1600 = 1.3 \text{ kg}$$

$$m_3 = 5 \times 1500 / 1600 = 4.6875 \text{ kg}$$

基面 II :

$$m_1 = 2 \times 1600 / 1600 = 2 \text{ kg}$$

$$m_2 = 4 \times 1080 / 1600 = 2.7 \text{ kg}$$

$$m_3 = 5 \times 100 / 1600 = 0.3125 \text{ kg}$$

则在两个基面上的质径积的大小分别为

基面 I :

$$m_1 r_1 = 0 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_2 r_2 = 1.3 \times 0.3 = 0.39 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_3 r_3 = 4.6875 \times 0.3 = 1.40625 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$\begin{aligned}\text{基面} \quad : \quad m_1 r_1 &= 2 \times 0.25 = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ m_2 r_2 &= 2.7 \times 0.3 = 0.81 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ m_3 r_3 &= 0.3125 \times 0.3 = 0.09375 \text{ kg} \cdot \text{m}\end{aligned}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.5(a), (b) 所示。由动平衡条件得

$$\text{基面} \quad : \quad m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 = 0$$

量得 $m_b r_b = 1.1636 \text{ kg} \cdot \text{m}$, $m_b = 1.1636 / 0.4 = 2.909 \text{ kg}$, 与水平夹角 31.29° 。

$$\text{基面} \quad : \quad m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 = 0$$

量得 $m_b r_b = 0.2526 \text{ kg} \cdot \text{m}$, $m_b = 0.2526 / 0.4 = 0.6315 \text{ kg}$, 与水平夹角 105.22° 。

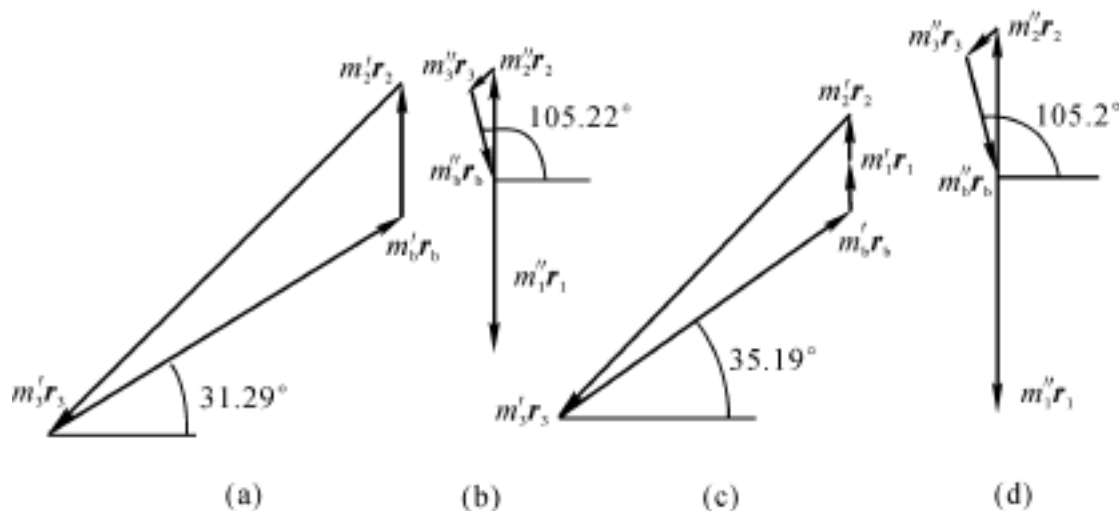


图 8.5

(2) 当平衡基面为 和 时, 不平衡质量在 和 上分解。

$$\begin{aligned}\text{基面} \quad : \quad m_1 &= 2 \times (-400 / 1200) = -0.6667 \text{ kg} \\ m_2 &= 4 \times 120 / 1200 = 0.4 \text{ kg} \\ m_3 &= 5 \times 1100 / 1200 = 4.5833 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{基面} \quad : \quad m_1 &= 2 \times 1600 / 1200 = 2.6667 \text{ kg} \\ m_2 &= 4 \times 1080 / 1200 = 3.6 \text{ kg} \\ m_3 &= 5 \times 100 / 1200 = 0.4167 \text{ kg}\end{aligned}$$

则在两个基面上的质径积的大小分别为

$$\begin{aligned}\text{基面} \quad : \quad m_1 r_1 &= -0.6667 \times 0.25 = -0.1667 \text{ kg} \cdot \text{m} \\ m_2 r_2 &= 0.4 \times 0.3 = 0.12 \text{ kg} \cdot \text{m}\end{aligned}$$

$$m_3 r_3 = 4.5833 \times 0.3 = 1.37499 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

基面 : $m_1 r_1 = 2.6667 \times 0.25 = 0.6667 \text{ kg} \cdot \text{m}$

$$m_2 r_2 = 3.6 \times 0.3 = 1.08 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_3 r_3 = 0.4167 \times 0.3 = 0.1250 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解,取 μ_F ,如图 8-5(c),(d) 所示。由动平衡条件得

基面 : $m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 = 0$

量得 $m_b r_b = 1.1897 \text{ kg} \cdot \text{m}$, $m_b = 1.1897 / 0.4 = 2.974 \text{ kg}$, 与水平夹角 35.19°

基面 : $m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 = 0$

量得 $m_b r_b = 0.3367 \text{ kg} \cdot \text{m}$, $m_b = 0.3367 / 0.4 = 0.8418 \text{ kg}$, 与水平夹角 105.22°

【评注】首先要弄清楚这是动平衡问题,要把不平衡力分解到两个基面上,然后在两个基面上分别按照静平衡方法进行处理。另外要注意,当某个偏心质量所处的平面在两平衡基面之外时,可以这样取距离:总距离仍是两平衡基面之间的长度,从第一个基面至偏心质量所处的平面沿坐标轴正方向时长度值取正,否则取负;从偏心质量所处的平面至第二个基面沿坐标轴正方向时长度取正,否则取负。本题第(2)问在分解 m_1 时,由于从基面至 m_1 所在的平面沿坐标轴正方向,所以在计算 m_1 时,长度 l_1 取正值;而从 m_1 所在的平面至基面沿的是坐标轴负方向,所以在计算 m_1 时,长度 l_1 取负值。

8.4 课后习题详解

8-1 某汽轮机转子质量为 1 t,由于材质不均匀及叶片安装误差致使质心偏离回转轴线 0.5 mm,当该转子以 5 000 r/min 的转速转动时,其离心力有多大?离心力是它本身重量的几倍?

解 依题意,该转子的离心力大小为

$$F = mr^2 = 1 \times 10^3 \times 0.5 \times 10^{-3} \times (5000 / 30)^2 = 1.368 \times 10^5 \text{ N}$$

该转子本身的重量为

$$G = mg^2 = 1 \times 10^3 \times 9.8 = 9.8 \times 10^3 \text{ N}$$

则 $F/G = 1.368 \times 10^5 / (9.8 \times 10^3) = 14$,即该转子的离心力是其本身重量的 14 倍。

8-2 待平衡转子在静平衡架上滚动至停止时,其质心理论上应处于最低位置;但实际上由于存在滚动摩擦阻力,质心不会达到最低位置,因而导致试验误差。试问用什么方法进行静平衡实验可以消除该项误差?

答 方法如下:

(1) 将转子放在静平衡架上,待其静止,这时不平衡转子的质心必接近于过轴心的垂线下方。

(2) 将转子顺时针转过一个小角度,然后放开,转子缓慢回摆。静止后,在转子上画过轴心的铅垂线 1。

(3) 将转子逆时针转过一个小角度,然后放开,转子缓慢回摆。静止后画过轴心的铅垂线 2。

(4) 作线 1 和线 2 所夹角的角平分线,重心就在这条直线上。

8-3 如前章所述,主轴作周期性速度波动时会使机座产生振动;而本章所述,回转体不平衡也会使机座产生振动,试比较这两种振动产生的原因,并说明能否在理论上和实践上消除这两种振动。

答 (1) 两种振动产生的原因分析:主轴周期性速度波动是由于受到周期性外力,使输入功和输出功之差形成周期性动能的增减,从而使主轴呈现周期性速度波动,这种波动在运动副中产生变化的附加作用力,使得机座产生振动。回转体不平衡产生的振动是由于回转体上的偏心质量,在回转时由于方向不断变化的离心力所产生的。

(2) 从理论上说,这两种振动都可以消除。对于周期性速度波动,只要使输入功和输出功时时相等,就能保证机械运转的不均匀系数为零,彻底消除速度波动,从而彻底消除这种机座振动。对于回转体不平衡使机座产生的振动,只要满足静或动平衡原理,也可以消除的。

(3) 从实践上说,周期性速度波动使机座产生的振动是不能彻底消除的。因为实际中不可能使输入功和输出功时时相等,同时如果用飞轮也只能减小速度波动,而不能彻底消除速度波动。因此这种振动只能减小而不能彻底消除。对于回转体不平衡产生的振动在实践上是可以消除的。对于轴向尺寸很小的转子,用静平衡原理,在静平衡机上实验,增加或减少平衡质量,最后保证所有偏心质量的离心力矢量和为零即可。对于轴向尺寸较大的转子,用动平衡原理,在动平衡机上,用双面平衡法,保证两个平衡基面上所有偏心质量的离心力矢量和为零即可。

8-4 图 8.6 所示,盘形回转件经平衡试验得知,其不平衡质径积 mr 为

$1.5 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 方向沿图中 \overline{OA} 。由于结构限制, 不允许在与 \overline{OA} 相反的 \overline{OB} 线上加平衡质量, 只允许在 \overline{OC} 和 \overline{OD} 方向各加一个质径积来进行平衡。求 $m_C r_C$ 和 $m_D r_D$ 的数值。

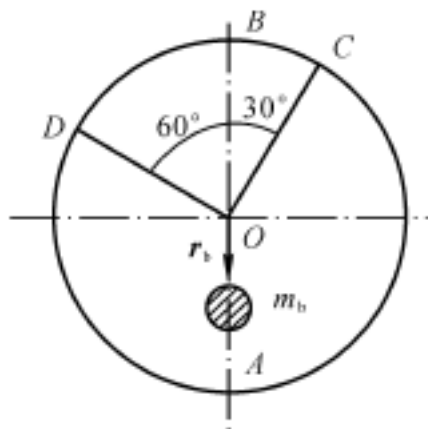


图 8.6 题 8-4 图

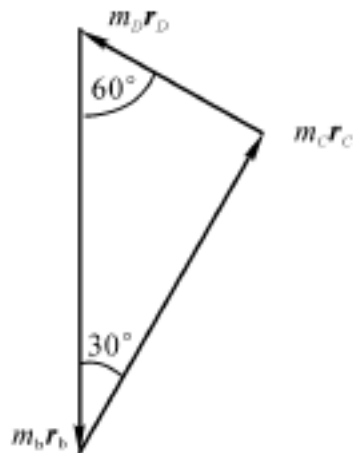


图 8.7 题 8-4 解图

解 设 \overline{OC} 方向的质径积为 $m_C r_C$, \overline{OD} 方向的质径积为 $m_D r_D$, 它们的方向沿着各自的向径指向圆外。用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.7 所示。由静平衡条件得

$$m_b r_b + m_C r_C + m_D r_D = 0$$

由图 8.7 量得

$$m_C r_C = 1.299 \text{ kg} \cdot \text{m}, \quad m_D r_D = 0.75 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

8-5 如图 8.8 所示, 盘形回转件上存在四个偏置质量, 已知 $m_1 = 10 \text{ kg}$, $m_2 = 14 \text{ kg}$, $m_3 = 16 \text{ kg}$, $m_4 = 10 \text{ kg}$, $r_1 = 50 \text{ mm}$, $r_2 = 100 \text{ mm}$, $r_3 = 75 \text{ mm}$, $r_4 = 50 \text{ mm}$, 设所有不平衡质量分布在同一回转平面内, 问应在什么方位加上多大的平衡质径积才能达到平衡?

解 先求出各不平衡质径积的大小, 即

$$m_1 r_1 = 10 \times 0.05 = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_2 r_2 = 14 \times 0.1 = 1.4 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_3 r_3 = 16 \times 0.075 = 1.2 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_4 r_4 = 10 \times 0.05 = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.9 所示。由静平衡条件得

$$m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_4 r_4 = 0$$

由图 8.9 量得 $m_b r_b = 1.1402 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 其方向与水平夹角为 127.87° 。

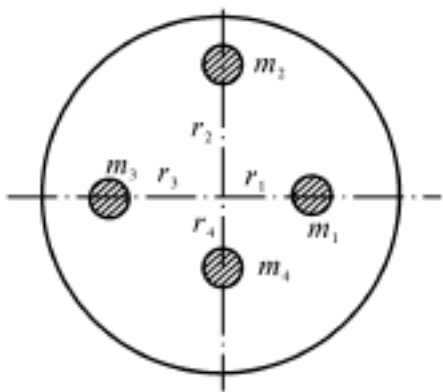


图 8.8 题 8-5 图

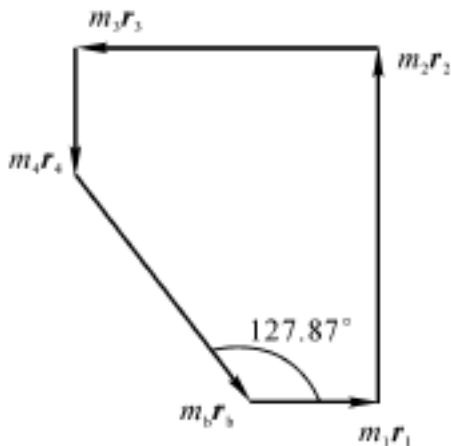


图 8.9 题 8-5 解图

8-6 如图 8.10 所示, 盘形转子的圆盘直径 $D = 400 \text{ mm}$, 圆盘质量 $m = 10 \text{ kg}$ 。已知圆盘上存在不平衡质量, $m_1 = 2 \text{ kg}$, $m_2 = 4 \text{ kg}$, 方位如图所示, 两支承距离 $l = 120 \text{ mm}$, 圆盘至右支承距离 $h = 80 \text{ mm}$, 转速为 $n = 3000 \text{ r/min}$ 。试问: (1) 该转子的质心偏移了多少? (2) 作用在左、右支承上的动反力各有多大?

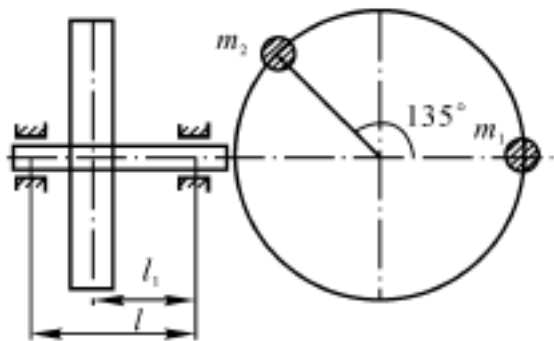


图 8.10 题 8-6 图

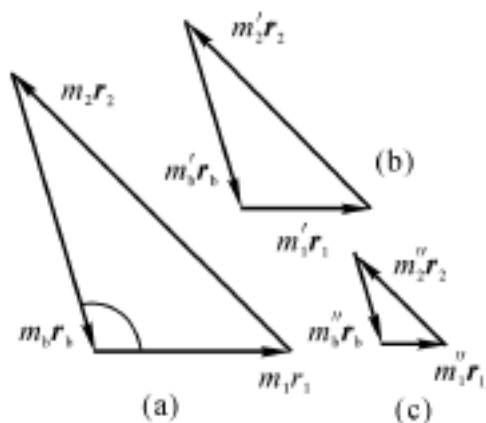


图 8.11 题 8-6 解图

解 (1) 求质心偏移实际就是求静平衡时的平衡向静, 因此可以按照静平衡条件考虑这个问题。先求出各不平衡质径积的大小, 即

$$m_1 r_1 = 2 \times 0.2 = 0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_2 r_2 = 4 \times 0.2 = 0.8 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.11(a) 所示。由静平衡条件得

$$m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 = 0$$

由图量得 $m_b r_b = 0.5895 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 则质心偏移的距离为 $r_b = 0.5895 / 10 = 0.05895 \text{ m} = 59.95 \text{ mm}$, 偏移的方向就是平衡质径积的方向, 与水平夹角为 106° 。

(2) 求左右支反力实际上就是求动平衡时, 左右支点所在平面需要的平衡力。先把不平衡质量在两支承所在平面上分解, 即

左支承:

$$m_1 = 2 \times 80 / 120 = 4/3 \text{ kg}, \quad m_2 = 4 \times 80 / 120 = 8/3 \text{ kg}$$

右支承:

$$m_1 = 2 \times 40 / 120 = 2/3 \text{ kg}, \quad m_2 = 4 \times 40 / 120 = 4/3 \text{ kg}$$

则在两支承所在平面上的质径积的大小分别为

左支承:

$$m_1 r_1 = 4/3 \times 0.2 = 0.267 \text{ kg} \cdot \text{m}, \quad m_2 r_2 = 8/3 \times 0.2 = 0.533 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

右支承:

$$m_1 r_1 = 2/3 \times 0.2 = 0.133 \text{ kg} \cdot \text{m}, \quad m_2 r_2 = 4/3 \times 0.2 = 0.267 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.11(b), (c) 所示。由动平衡条件得

左支承:

$$m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 = 0$$

量得 $m_b r_b = 0.3926 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 则支反力大小为

$$R = m_b r_b^2 = m_b r_b (n / 30)^2 = 0.3926 \times (3000 \times 3.14 / 30)^2 = 3.87 \times 10^4 \text{ N}$$

右支承:

$$m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 = 0$$

量得 $m_b r_b = 0.1969 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 则支反力大小为

$$R = m_b r_b^2 = m_b r_b (n / 30)^2 = 0.1969 \times (3000 \times 3.14 / 30)^2 = 1.94 \times 10^4 \text{ N}$$

8-7 有一薄转盘(见图 8.12), 质量为 m , 经平衡试验测定其质心偏距为 r , 方向垂直向下。由于该回转面不允许安装平衡质量, 只能在平面 , 上校正。已知 $m = 10 \text{ kg}$, $r = 5 \text{ mm}$, $a = 20 \text{ mm}$, $b = 40 \text{ mm}$, 求在 , 平面上应加的平衡质径积的大小和方向。

解 (1) 先把不平衡质量在两平衡基面 和 上分解。

基面 : $m = 10 \times 40 / (40 - 20) = 20 \text{ kg}$

基面 : $m = 10 \times (-20 / (40 - 20)) = -10 \text{ kg}$

则在两个基面上的质径积分别为

基面 I : $m r = 20 \times 0.005 = 0.1 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 方向垂直向下

基面 II : $m r = -10 \times 0.005 = -0.05 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 方向垂直向上

用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.13(a), (b) 所示。由动平衡条件得

基面 I : $m_b r_b + m r = 0$

平衡质径积 $m_b r_b = 0.1 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 方向垂直向上。

基面 II : $m_b r_b + m r = 0$

平衡质径积 $m_b r_b = 0.05 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 方向垂直向下。

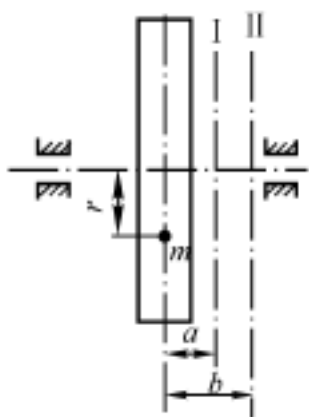


图 8.12 题 8-7 图

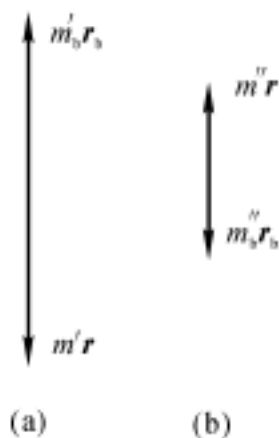


图 8.13 题 8-7 解图

8-8 高速水泵的凸轮轴由三个互相错开 120° 的偏心轮组成。每一偏心轮的质量为 0.4 kg , 其偏心距为 12.7 mm 。设在校正平面 A 和 B 中各装一个平衡质量 m_A 和 m_B 使之平衡, 其回转半径为 10 mm , 其他尺寸如图 8.14 所示 (单位为 mm), 试用向量图解法求 m_A 和 m_B 的大小和位置, 并用解析法进行校核。

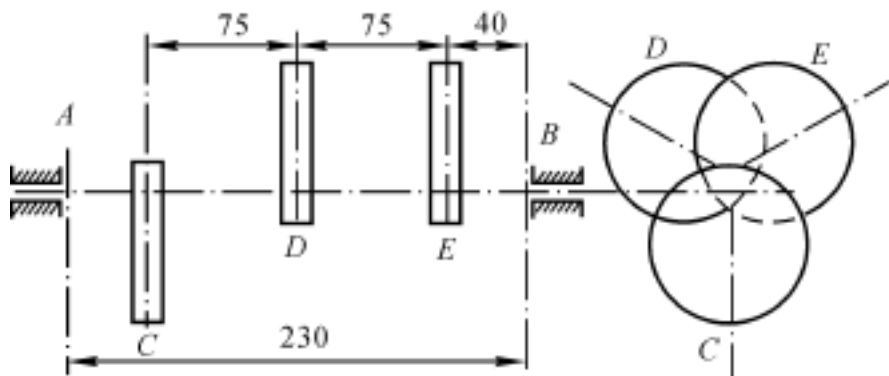


图 8.14 题 8-8 图

解 (1) 先把不平衡质量在两平衡基面 A 和 B 上分解。

基面 A : $m_C^A = 0.4 \times 190/230 = 0.3304 \text{ kg}$

$$m_D^A = 0.4 \times 115/230 = 0.2 \text{ kg}$$

$$m_E^A = 0.4 \times 40/230 = 0.0696 \text{ kg}$$

基面 B : $m_C^B = 0.4 \times 40/230 = 0.0696 \text{ kg}$

$$m_D^B = 0.4 \times 115/230 = 0.2 \text{ kg}$$

$$m_E^B = 0.4 \times 190/230 = 0.3304 \text{ kg}$$

则在两个基面上的质径积分别为

基面 A : $m_C^A r_C = 0.3304 \times 0.0127 = 4.196 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$

$$m_D^A r_D = 0.2 \times 0.0127 = 2.54 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_E^A r_E = 0.0696 \times 0.0127 = 8.8392 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$$

基面 B : $m_C^B r_C = 0.0696 \times 0.0127 = 8.8392 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$

$$m_D^B r_D = 0.2 \times 0.0127 = 2.54 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_E^B r_E = 0.3304 \times 0.0127 = 4.196 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$$

用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.15(a), (b) 所示。由动平衡条件得

$$m_b^A r_b + m_C^A r_C + m_D^A r_D + m_E^A r_E = 0$$

$$m_b^B r_b + m_C^B r_C + m_D^B r_D + m_E^B r_E = 0$$

由图上量取 $m_b^A r_b = 2.8683 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$, $m_b^B r_b = 2.8683 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}$, 方向如图 8.15(a), (b) 所示。

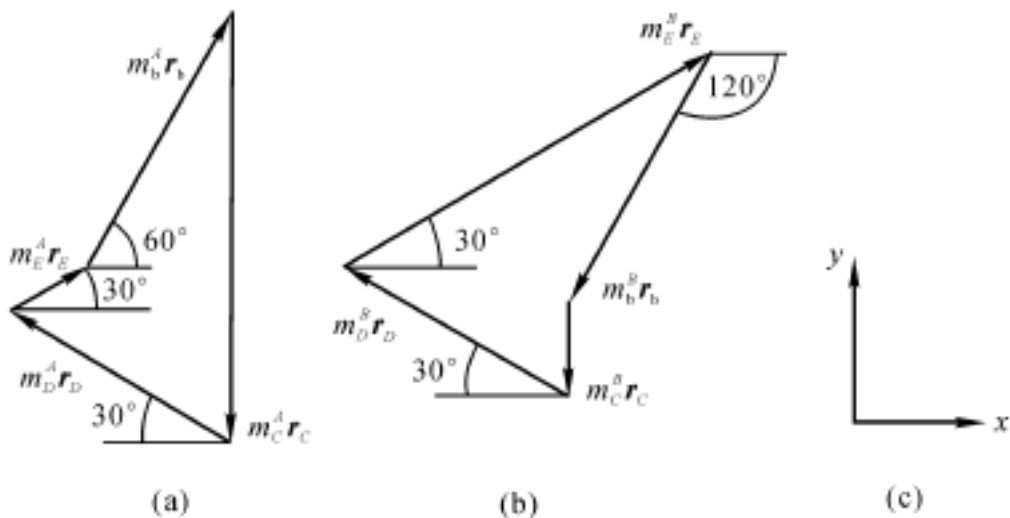


图 8.15 题 8-8 解图

(2) 校核。设坐标轴方向如图 8.15(c) 所示,用解析法校核。

基面 A:

x 向为

$$\begin{aligned} m_b^A r_b \cos 60^\circ - m_D^A r_D \cos 30^\circ + m_E^A r_E \cos 30^\circ = \\ 2.8683 \times 10^{-3} \cos 60^\circ - 2.54 \times 10^{-3} \cos 30^\circ + \\ 8.8392 \times 10^{-4} \cos 30^\circ = 0 \end{aligned}$$

y 向为

$$\begin{aligned} m_b^A r_b \sin 60^\circ - m_C^A r_C + m_D^A r_D \sin 30^\circ + m_E^A r_E \sin 30^\circ = \\ 2.8683 \times 10^{-3} \sin 60^\circ - 4.196 \times 10^{-3} + \\ 2.54 \times 10^{-3} \sin 30^\circ + 8.8392 \times 10^{-4} \sin 30^\circ = 0 \end{aligned}$$

基面 B:

x 向为

$$\begin{aligned} m_b^B r_b \cos 120^\circ - m_D^B r_D \cos 30^\circ + m_E^B r_E \cos 30^\circ = \\ 2.8683 \times 10^{-3} \cos 120^\circ - 2.54 \times 10^{-3} \cos 30^\circ + \\ 4.196 \times 10^{-3} \cos 30^\circ = 0 \end{aligned}$$

y 向为

$$\begin{aligned} -m_b^B r_b \sin 120^\circ - m_C^B r_C + m_D^B r_D \sin 30^\circ + m_E^B r_E \sin 30^\circ = \\ -2.8683 \times 10^{-3} \sin 120^\circ - 8.8392 \times 10^{-4} + \\ 2.54 \times 10^{-3} \sin 30^\circ + 4.196 \times 10^{-3} \sin 30^\circ = 0 \end{aligned}$$

两个平面在 x 向和 y 向合力均为零,因此所得结果正确。

由于回转半径为 10 mm,因此所加的平衡质量应为

$$m_b^A = m_b^B = \frac{2.8683 \times 10^{-3}}{10 \times 10^{-3}} = 0.287 \text{ kg}$$

8-9 图 8.16 所示转鼓存在着空间分布的不平衡质量。已知: $m_1 = 10 \text{ kg}$, $m_2 = 15 \text{ kg}$, $m_3 = 20 \text{ kg}$, $m_4 = 10 \text{ kg}$, 各不平衡质量的质心至回转轴线的距离 $r_1 = 50 \text{ cm}$, $r_2 = 40 \text{ cm}$, $r_3 = 60 \text{ cm}$, $r_4 = 50 \text{ cm}$, 轴向距离 $l_{12} = l_{23} = l_{34}$, 相位夹角 $\varphi_{12} = \varphi_{23} = \varphi_{34} = 90^\circ$ 。设向径 $r = r_0 = 100 \text{ cm}$, 试求在校正平面和内需加的平衡质量 m 和 m 及其相位。

解 先把不平衡质量在两平衡基面和上分解。

基面 :

$$m_1 = 10 \times 3/3 = 10 \text{ kg}$$

$$m_2 = 15 \times 2/3 = 10 \text{ kg}$$

$$m_3 = 20 \times 1/3 = \frac{20}{3} \text{ kg}$$

$$m_4 = 10 \times 0/3 = 0 \text{ kg}$$

基面 : $m_1 = 10 \times 0.3 = 3 \text{ kg}$
 $m_2 = 15 \times 1/3 = 5 \text{ kg}$
 $m_3 = 20 \times 2/3 = \frac{40}{3} \text{ kg}$
 $m_4 = 10 \times 3/3 = 10 \text{ kg}$

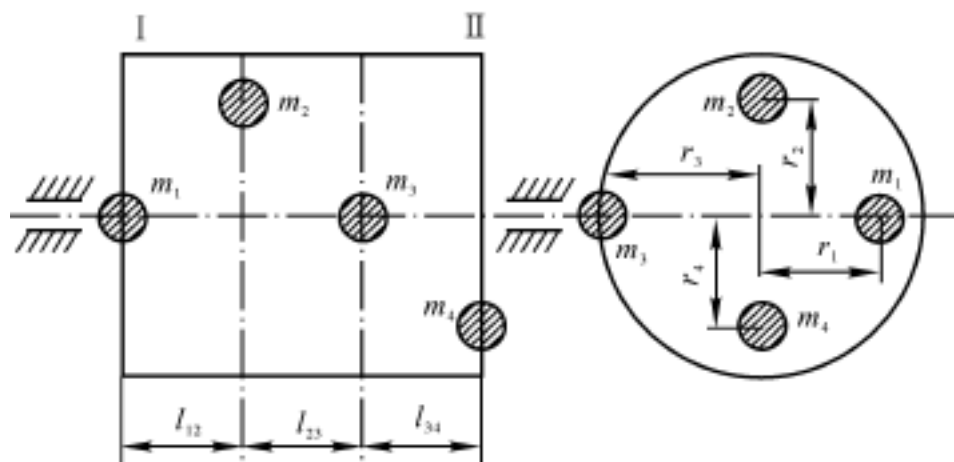


图 8.16 题 8-9 图

则在两个基面上的质径积的大小分别为

基面 : $m_1 r_1 = 10 \times 0.5 = 5 \text{ kg} \cdot \text{m}$
 $m_2 r_2 = 10 \times 0.4 = 4 \text{ kg} \cdot \text{m}$
 $m_3 r_3 = \frac{20}{3} \times 0.6 = 4 \text{ kg} \cdot \text{m}$
 $m_4 r_4 = 0 \text{ kg} \cdot \text{m}$

基面 : $m_1 r_1 = 0 \text{ kg} \cdot \text{m}$
 $m_2 r_2 = 5 \times 0.4 = 2 \text{ kg} \cdot \text{m}$
 $m_3 r_3 = \frac{40}{3} \times 0.6 = 8 \text{ kg} \cdot \text{m}$
 $m_4 r_4 = 10 \times 0.5 = 5 \text{ kg} \cdot \text{m}$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解,取 μ_F ,如图 8.17(a),(b) 所示。由动平衡条件得

基面 : $m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_4 r_4 = 0$

量得 $m_b r_b = 4.123 \text{ kg} \cdot \text{m}$, $m_b = 4.123/1 = 4.123 \text{ kg}$,方向如图所示。

基面 : $m_b r_b + m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_4 r_4 = 0$

量得 $m_b r_b = 8\,544\text{ kg}\cdot\text{m}$, $m_b = 8\,511/1 = 8\,544\text{ kg}$, 方向如图所示。

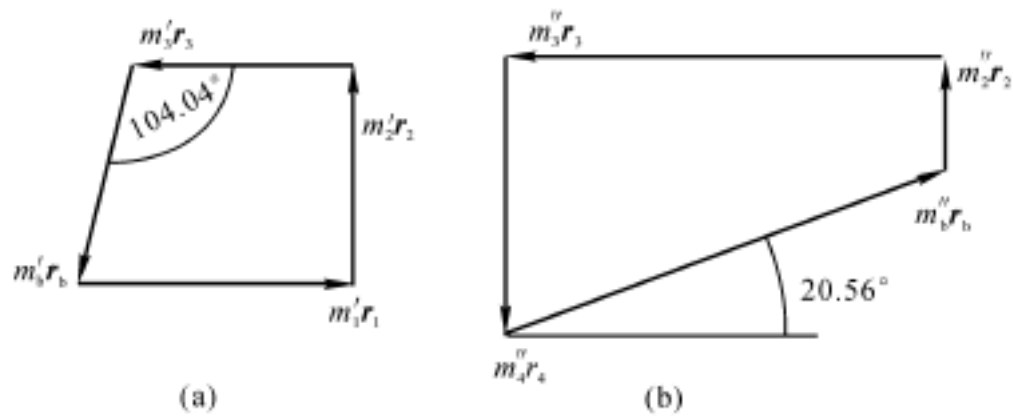


图 8.17 题 8-9 解图

8-10 如图 8.18 所示,回转件上存在空间分布的两个不平衡质量。已知 $m_A = 500\text{ g}$, $m_B = 1\,000\text{ g}$, $r_A = r_B = 10\text{ mm}$, 转速 $n = 3\,000\text{ r/min}$ 。(1) 求左右支承反力的大小和方向;(2) 若在 A 面上加一平衡质径积 $m_j r_j$ 进行静平衡, 求 $m_j r_j$ 的大小和方向;(3) 求静平衡之后左右支承反力的大小和方向;(4) 问静平衡后支承反力是增大还是减小?

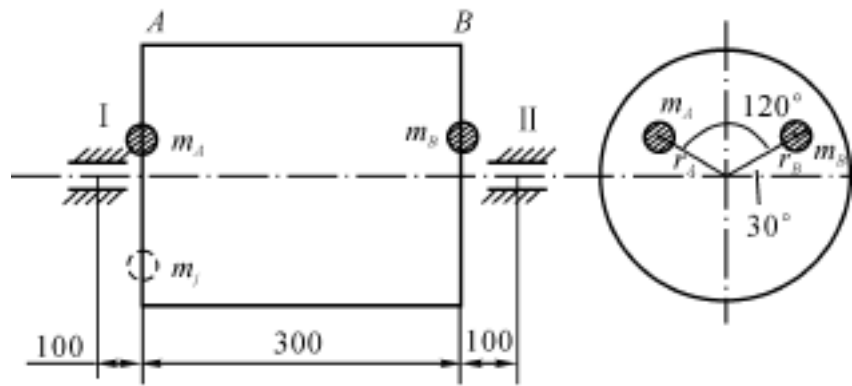


图 8.18 题 8-10 图

解 (1) 求左右支承反力实际上就是求动平衡时在支点 , 所在平面所需要的平衡力。先把不平衡质量在两平衡基面 和 上分解。

基面 : $m_A = 0.5 \times 400/500 = 0.4\text{ kg}$

$m_B = 1 \times 100/500 = 0.2\text{ kg}$

基面 : $m_A = 0.5 \times 100/500 = 0.1\text{ kg}$

$$m_B = 1 \times 400 / 500 = 0.8 \text{ kg}$$

则在两个基面上的质径积的大小分别为

基面 : $m_A r_A = 0.4 \times 0.01 = 0.004 \text{ kg} \cdot \text{m}$

$$m_B r_B = 0.2 \times 0.01 = 0.002 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

基面 : $m_A r_A = 0.1 \times 0.01 = 0.001 \text{ kg} \cdot \text{m}$

$$m_B r_B = 0.8 \times 0.01 = 0.008 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解,取 μ_F ,如图 8.19(a),(b) 所示。由动平衡条件得

基面 : $m_b r_b + m_A r_A + m_B r_B = 0$

量得 $m_b r_b = 0.00346 \text{ kg} \cdot \text{m}$,则支反力方向如图 8.19(a) 所示,大小为

$$R = m_b r_b^2 = m_b r_b (n / 30)^2 = 0.00346 \times (3000 \times 3.14 / 30)^2 = 341.142 \text{ N}$$

基面 : $m_b r_b + m_A r_A + m_B r_B = 0$

量得 $m_b r_b = 0.00755 \text{ kg} \cdot \text{m}$,则支反力方向如图 8.19(b) 所示,大小为

$$R = m_b r_b^2 = m_b r_b (n / 30)^2 = 0.00755 \times (3000 \times 3.14 / 30)^2 = 744.400 \text{ N}$$

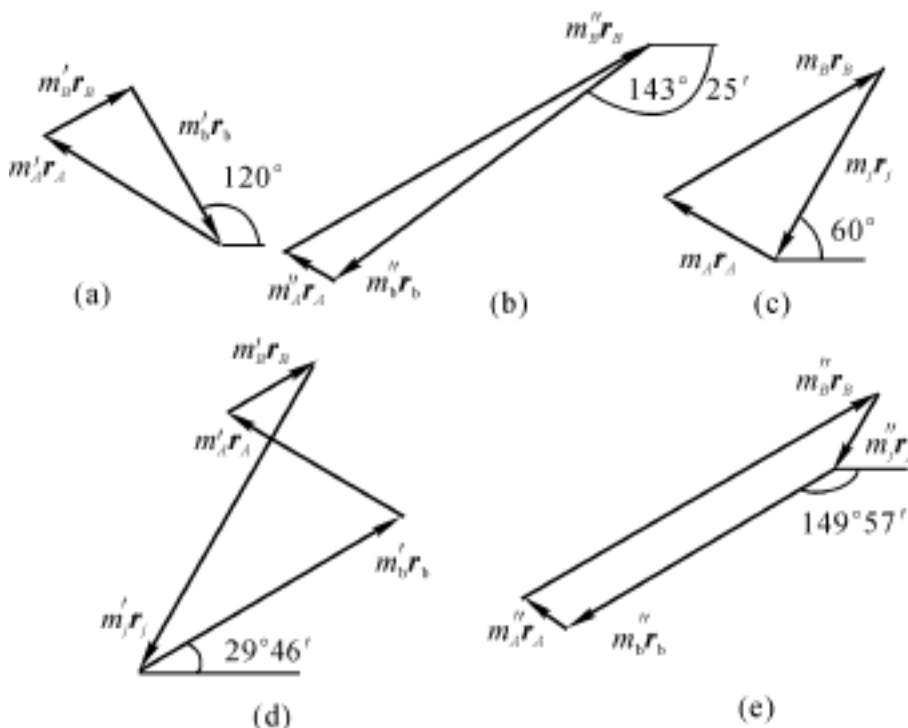


图 8.19 题 8-10 解图

(2) 如果在 A 面上加一平衡质径积 $m_j r_j$ 进行静平衡, 则按静平衡条件求解, 只需要 $m_j r_j$, $m_A r_A$ 和 $m_B r_B$ 三个质径积矢量和为零即可。

$$m_A r_A = 0.5 \times 0.01 = 0.005 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_B r_B = 1 \times 0.01 = 0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.19(c) 所示。由静平衡条件得

$$m_j r_j + m_A r_A + m_B r_B = 0$$

量得 $m_j r_j = 0.0086 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 方向如图 8.19(c) 所示。

(3) 静平衡之后, 按照有三个偏心质量作动平衡计算, 求取基面 和 上的平衡力即可。同理把所有不平衡质量在两平衡基面 和 上分解, 然后求基面上的质径积, 有

$$\text{基面 : } m_A r_A = 0.004 \text{ kg} \cdot \text{m}, \quad m_B r_B = 0.002 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_j r_j = 0.0086 \times 400/500 = 0.00688 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$\text{基面 : } m_A r_A = 0.001 \text{ kg} \cdot \text{m}, \quad m_B r_B = 0.008 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$m_j r_j = 0.0086 \times 100/500 = 0.00172 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

方向沿着各自的向径指向外面。用作图法求解, 取 μ_F , 如图 8.19(d), (e) 所示。由动平衡条件得

$$\text{基面 : } m_b r_b + m_A r_A + m_B r_B + m_j r_j = 0$$

量得 $m_b r_b = 0.00596 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 则支反力方向如图 8.19(d) 所示, 大小为

$$R = m_b r_b \omega^2 = m_b r_b (n/30)^2 = 0.00596 \times (3000 \times 3.14/30)^2 = 587.632 \text{ N}$$

$$\text{基面 : } m_b r_b + m_A r_A + m_B r_B + m_j r_j = 0$$

量得 $m_b r_b = 0.00601 \text{ kg} \cdot \text{m}$, 则支反力方向如图 8.19(e) 所示, 大小为

$$R = m_b r_b \omega^2 = m_b r_b (n/30)^2 = 0.00601 \times (3000 \times 3.14/30)^2 = 592.562 \text{ N}$$

(4) 静平衡后, 两个支座的支反力一个增大, 一个减小。

8.5 学习效果测试题及答案

8.5.1 学习效果测试题

8-1 选择题

(1) 对转子作动平衡时, ()。

A. 只要使转子的离心力系的合力偶矩为零即可

B. 只要能使转子的离心惯性力系的合力为零即可

C. 必须设法使转子的离心惯性力系的合力和合力偶矩均为零

(2) 对于轴向尺寸较小的盘状转子, 若有偏心质量时应进行() 计算;
对于轴向尺寸较大的转子则应进行() 计算。

A. 动平衡

B. 静平衡

(3) 图 8 20 所示两根曲轴中, 设各曲轴的偏心质径积均相等, () 仅仅是静平衡的; () 是动平衡的。

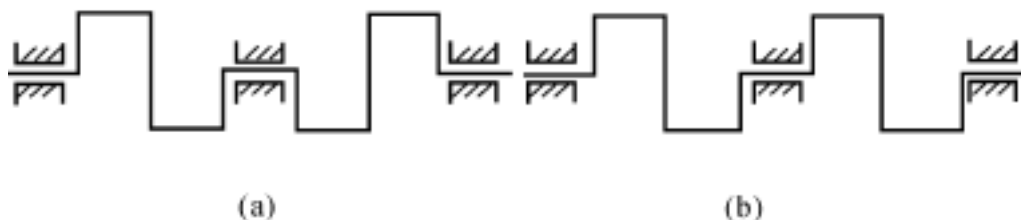


图 8 20 测 8 - 1(3) 图

8 - 2 简答题

(1) 为什么说经过静平衡的转子不一定是动平衡的, 而经过动平衡的转子必定是静平衡的?

(2) 何谓转子的静平衡及动平衡? 对任何不平衡转子, 采用在转子上加平衡质量使其达到静平衡的方法是否对改善支承反力总是有利的? 为什么?

8 - 3 图 8 21 所示盘状转子上有两个不平衡质量, 已知 $m_1 = 1.5 \text{ kg}$, $m_2 = 0.8 \text{ kg}$, $r_1 = 140 \text{ mm}$, $r_2 = 180 \text{ mm}$ 。现用去重法来平衡, 求所需挖去的质量的大小和相位 (设挖去质量处的半径 $r = 140 \text{ mm}$)。

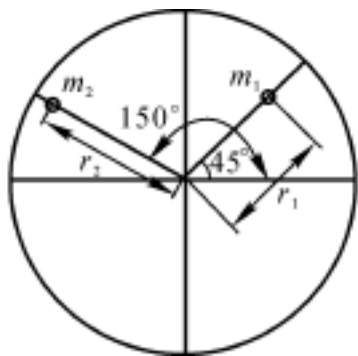


图 8 21 测 8 - 3 图

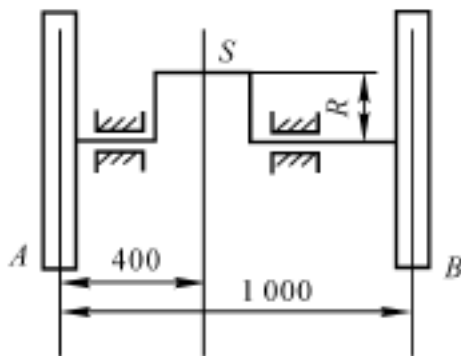


图 8 22 测 8 - 4 图

8-4 图 8.22 所示在某机械中有一曲柄,在曲柄轴的两端各装一个飞轮 A 和 B 。已知曲柄半径 $R = 200 \text{ mm}$ 及换算到曲柄销 S 的不平衡质量为 40 kg 。若在两飞轮上各装一平衡质量 m_A 和 m_B ,其回转半径 $r = 500 \text{ mm}$,求 m_A 和 m_B 的大小和位置。

8-5 如图 8.23 所示,已知 $m_1 = 4 \text{ kg}$, $m_2 = 1 \text{ kg}$, $m_3 = 3 \text{ kg}$,各不平衡质量的质心至回转轴线的距离 $r_1 = 50 \text{ cm}$, $r_2 = 100 \text{ cm}$, $r_3 = 60 \text{ cm}$,轴向距离及相位夹角如图所示,转子的转速为 $n = 600 \text{ r/min}$ 。试求:(1) 由偏心质量的惯性力及力偶矩在轴承 A 和 B 上产生的动压力 R_A 和 R_B 为多少?(2) 现取图示的平衡基面 I 和 II,设向径 $r = r = 100 \text{ cm}$,在平衡基面 I 和 II 上加多大的平衡质量才能得到动平衡?

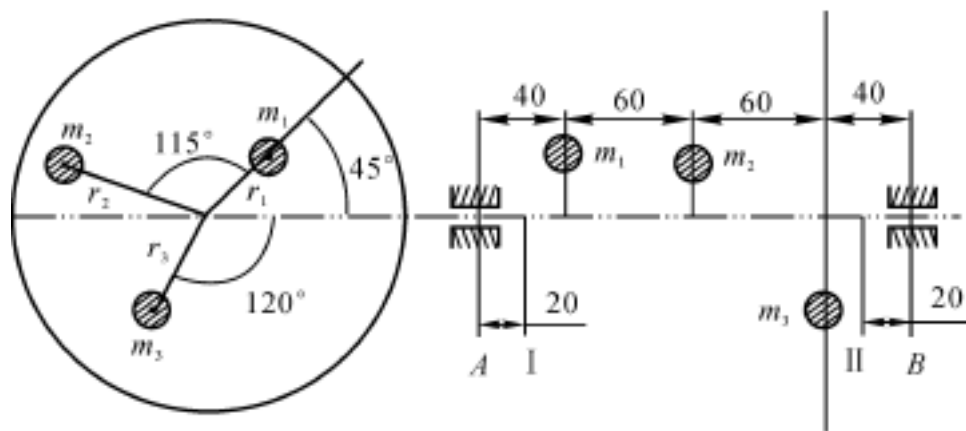


图 8.23 例 8-5 图

8.5.2 参考答案

8-1 选择题

(1) C (2) B, A (3) B, A

8-2 简答题

(1) 因为静平衡是指离心力的向量和为零;动平衡是指离心力和离心力引起的力偶矩的向量和都为零。可见动平衡的转子包含了静平衡条件,而静平衡转子没有包含动平衡条件,所以动平衡转子一定是静平衡的,而静平衡转子不一定是动平衡的。

(2) 转子的静平衡是针对于轴向尺寸较小的转子而言的,只需要偏心质量的离心力合力为零就可以了,一般来说是单面平衡;转子的动平衡是针对于轴

向尺寸较大的转子而言的,需要离心力以及离心力所引起的力偶矩向量和均为零,是双面平衡。对静平衡转子只需加静平衡质量达到静平衡,就可以改善支承总反力;但是如果转子是动不平衡的,则这种方法无法改善支承反力。

8-3 $m_b = 1.58 \text{ kg}$,去重方向与水平夹角为 $\alpha = 83^\circ 51'$ 。

8-4 $m_A = 9.6 \text{ kg}$, $m_B = 6.4 \text{ kg}$,方向都竖直向下。

8-5 (1) $R_A = 4.3 \text{ kN}$,与水平线夹角 $\alpha_A = -115^\circ 55'$; $R_B = 4.8 \text{ kN}$,与水平线夹角 $\alpha_B = 41^\circ 10'$ 。

(2) $m_b = 1.88 \text{ kg}$,与水平线夹角 $\alpha_b = -66^\circ 24'$; $m_b = 2.54 \text{ kg}$,与水平线夹角 $\alpha_b = 11^\circ 25'$ 。

第 9 章 机械零件设计概论

9.1 重点内容提要

9.1.1 教学基本要求

本章简明扼要地介绍了机械零件设计计算中遇到的共性问题,涉及机械零件设计中的许多常用概念和基础知识。

- (1) 了解机械零件设计的基本要求和设计步骤。
- (2) 掌握机械零件强度计算中载荷、应力的种类及相应的强度设计准则,能正确地进行强度计算。
- (3) 了解接触强度及其设计准则。
- (4) 了解机械零件磨损的主要类型、耐磨性设计准则。
- (5) 掌握机械制造常用材料及其选择原则。
- (6) 掌握零件尺寸公差与配合、表面粗糙度的概念和应用,了解优先数系及优先数。
- (7) 了解机械零件工艺性的基本要求及标准化的概念。

9.1.2 机械零件设计概述

机械设计应满足的要求是:在满足预期功能的前提下,性能好、效率高、成本低,在预定使用期限内安全可靠,操作方便、维修简单和造型美观。概括地说:工作可靠、成本低廉。

机械零件的设计步骤: 拟定零件的计算简图; 确定作用在零件上的载荷; 选择合适的材料; 根据零件可能出现的主要失效形式,选用相应的设计计算准则,确定零件的形状和主要尺寸; 绘制工作图并标注必要的技术条件。

机械零件由于某种原因不能正常工作时,称为失效。零件的失效形式很多:因强度不够发生断裂或塑性变形;因刚度不够而产生过大的弹性变形;因耐磨性不足或润滑不良而使工作表面过度磨损或损伤;因长细比(也称柔度)过大、稳定性不足而发生失稳;因失去振动稳定性而发生强烈的振动(或共振)、联接的松弛、摩擦传动的打滑等。归纳起来最主要的为强度、刚度、耐磨性、稳定性和温度的影响等几个方面的问题。

当然,应当明确的是,同一零件在不同的条件下会发生不同的失效形式。这就要求它们具有足够的强度和刚度、良好的耐磨性、耐热性和振动稳定性。对于不同的失效形式,相应地有各种工作能力判定条件,但概括起来均可表示为:计算量 许用量。这种为防止失效而制定的判定条件,称为工作能力计算准则。

9.1.3 机械零件的强度

1. 载荷

名义载荷:在理想的平稳工作条件下,作用在零件上的载荷称为名义载荷。名义载荷是利用工程力学公式求得的载荷。

计算载荷:考虑各种附加载荷、比较接近实际的载荷。它是载荷系数(或工作情况系数)与名义载荷的乘积。

2. 应力

名义应力:用材料力学公式按名义载荷求得的应力。

计算应力:用材料力学公式按计算载荷求得的应力。

机械设计中强度计算用计算应力,但是在复杂的应力状态下工作的零件,应根据材料力学中所述的强度理论确定其强度条件。

按时间和应力之间的关系又可分为静应力和变应力。不随时间变化的应力称为静应力;随时间变化的应力称为变应力;具有周期性的变应力称为循环变应力。表征变应力的特征参数有:最大应力 σ_{\max} 、最小应力 σ_{\min} 、平均应力 $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ 、应力幅 $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ 和应力循环特性 $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ 。

对称循环变应力的循环特性 $r = -1$,特点是 $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ 。

脉动循环变应力的循环特性 $r = 0$,特点是 $\sigma_{\min} = 0$ 。

静应力可看作是特殊的变应力, $r = 1$,特点是 $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma$ 。

3. 机械零件的强度条件

强度是指机械零件在整体或表面上的应力不得超过允许的限度。前者称为整体强度,后者称为表面接触强度。

机械零件整体强度条件为零件危险截面的计算应力 不大于零件材料的许用应力 $[\sigma]$,即

$$\sigma < [\sigma] \quad (9.1)$$

(1) 静应力下,对于塑性材料制成的零件,主要损坏形式为塑性变形,按不发生塑性变形条件进行强度计算,其极限应力 σ_{lim} 为零件材料的屈服极限 σ_s ,许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{S} = \frac{\sigma_s}{S} \quad (9.2)$$

式中, S 为安全因数。零件发生塑变后,会影响零件的正常工作,但不会引起重大事故,所以安全因数取值可小一些,一般取 $S = 1.2 \sim 1.5$;对于塑性较差或铸钢取 $S = 1.5 \sim 2.5$,或按相关安全因数表选取。

(2) 静应力下,对于脆性材料制成的零件,主要损坏形式为断裂,按不发生断裂条件进行强度计算,极限应力 σ_{lim} 为零件材料的强度极限 σ_B ,许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{S} = \frac{\sigma_B}{S} \quad (9.3)$$

零件的断裂可能引起重大的损失甚至人生事故,故安全因数 S 取值较大,一般取 $S = 3 \sim 4$,或按相关的安全因数表选取。

(3) 变应力下,无论是塑性材料还是脆性材料,主要损坏形式都是疲劳断裂,其极限应力 σ_{lim} 为疲劳极限。并引入有效应力集中系数 k 、尺寸系数 ϵ 、表面状态系数 β ,以分别考虑截面突变、绝对尺寸和表面状态等对极限应力的影响。

对称循环变应力($r = -1$)的疲劳极限用 σ_{-1} 表示;脉动循环变应力($r = 0$)的疲劳极限用 σ_0 表示。无限寿命下零件的许用应力分别为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{k S} \quad (9.4)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_0}{k S} \quad (9.5)$$

循环 N 次的有限寿命下,疲劳极限应力用 σ_{-1N} , σ_{0N} 表示,其许用应力分别为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1N}}{k S} \quad (9.6)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0N}}{k S} \quad (9.7)$$

安全因数 S 可取 $S = 1.3 \sim 2.5$,或按相关安全因数表选取。

疲劳断裂的特征：疲劳断裂的最大应力远比静应力下材料的强度极限低,甚至比屈服极限低；疲劳裂口表现为无明显塑性变形的突然脆性断裂；疲劳断裂是损伤的积累。

疲劳断裂是微裂纹扩展到一定程度后,发生的突然断裂,与循环次数 N (也称为寿命) 密切相关。

图 9.1 表示在对称循环变应力 ($r = -1$) 下,其循环次数 N 与断裂的循环应力 σ_r 之间的关系曲线,称为疲劳曲线。

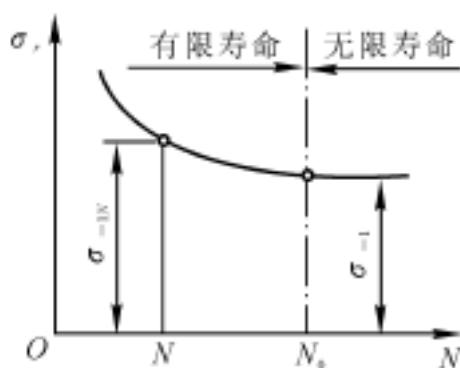


图 9.1

对应于循环基数 N_0 的应力称为材料的疲劳极限 σ_{-1} ; 对应于任意循环次数 N ($N < N_0$) 的应力称为有限寿命为 N 的疲劳极限 σ_{-1N} 。它们之间的关系如下:

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} \quad (9.8)$$

9.1.4 机械零件的接触强度

若两零件在受载前是点接触或线接触,受载后,由于变形其接触处为一小面积,产生较大的局部应力,这种应力称为接触应力。机械零件的接触应力通常是变应力,经多次循环,在零件表层形成疲劳点蚀失效。滚动轴承和齿轮等零件常因接触疲劳点蚀而失效。

接触应力 σ_H 按弹性力学的赫兹公式计算,即

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{b} \frac{\frac{1}{E_1} \pm \frac{1}{E_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}} \quad (9.9)$$

对于钢或铁可简化为

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_n E}{b}} \quad (9.10)$$

接触强度条件为

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (9.11)$$

许用应力为

$$[\sigma_H] = \frac{H_{lim}}{S_H} \quad (9.12)$$

相接触两零件的接触应力大小是相同的,但由于两零件的材料及热处理工艺不同,其许用接触应力一般不相同。

9.1.5 机械零件的耐磨性

摩擦表面物质不断损失的现象称为磨损。零件抗磨损的能力称为耐磨性。磨损的主要类型有:

(1) 磨粒磨损。在摩擦过程中,外界硬质颗粒或摩擦表面的凸峰引起摩擦表面材料脱落的现象。

(2) 黏着磨损(胶合)。由于摩擦表面不平,在相对滑动和一定载荷作用下,接触点处发生塑性流动,甚至引发摩擦表面局部软化或熔化,导致接触区黏着、摩擦表面擦伤或撕脱现象。

(3) 疲劳磨损(点蚀)。在滚动或兼有滑动和滚动的摩擦表面受到重复接触应力下,在零件表面形成的小坑现象。

(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。

耐磨性条件:限制摩擦表面的压强;相对速度较高时,还应限制单位时间内单位接触面积的发热量,用 p_v 值间接表示。

$$p \leq [p] \quad (9.13)$$

$$p_v \leq [p_v] \quad (9.14)$$

9.1.6 机械制造常用材料及其选择

机械设计中零件常用材料有黑色金属、有色金属和非金属,其中以黑色金属的铸铁、钢和有色金属中的铜合金最为常用。

1. 铸铁

含碳质量分数(含碳量)大于 2% 的铁碳合金。最常用的铸铁是灰铸铁(如

HT150, HT200, HT250 等) 和球墨铸铁(QT400-15, QT500-7 等)。铸铁的液态流动性好, 可铸成复杂的零件, 但性脆, 不易辗压和锻造。铸铁的减振性、耐磨性、切削性能良好, 且成本低廉。

2. 钢

含碳质量分数小于 2% 的铁碳合金。钢具有较高的韧性和塑性, 可用锻造、冲压、焊接或铸造、切削等方法制造各种零件, 其零件的强度高, 并可通过热处理方法改善其机械力学性能和加工性能。

按照用途可分为结构钢、工具钢和特种钢。

机械零件常用的钢有碳素结构钢、合金结构钢、铸钢等。

(1) 碳素结构钢。含碳质量分数小于 0.25% 的钢称为低碳钢; 含碳质量分数在 0.3% ~ 0.5% 的钢称为中碳钢; 含碳质量分数在 0.55% ~ 0.7% 的钢称为高碳钢。低碳钢的强度低、塑性好, 具有良好的可焊性, 且通过渗碳淬火可提高零件表面硬度。中碳钢具有较好的综合机械性能, 强度较高, 又有一定的塑性和韧性。高碳钢具有很高的强度和弹性。碳素结构钢又分为普通碳素结构钢如(Q235, Q275 等) 和优质碳素结构钢(如 35 号, 45 号等)。

(2) 合金结构钢。加入一些合金元素的钢称为合金钢。具有优良的综合机械性能, 用来制造重要的机械零件。常用的合金钢有 35SiMn, 40Cr, 65Mn 等。

(3) 铸钢。铸钢的可铸性好, 但比铸铁的流动性差, 主要用于制造大型机械零件, 常用的铸钢有 ZG270-500, ZG42SiMn 等。

3. 铜合金

主要有青铜(含锡青铜和不含锡青铜) 和黄铜。青铜的流动性、减磨性和抗腐蚀性较好, 可辗压、铸造。

4. 非金属材料

主要有橡胶、塑料等。

机械设计中, 选择零件材料的原则是: 满足使用要求和工艺要求的前提下, 经济最优。

9.1.7 公差与配合、表面粗糙度和优先数系

1. 尺寸公差与配合

零件的尺寸不可能做得绝对精确, 但必须介于两个允许的极限尺寸之间, 这两个极限尺寸之差称为公差。一般用零线表示基本尺寸的位置, 由代表上、下偏差的两条直线所限定的区域称为公差带。国标规定, 孔与轴的公差带位置各

有28个,用字母表示;公差等级20个,用数字表示。如H7表示孔的公差带为H,公差等级为7;k8表示轴的公差带为k,公差等级为8。机械制造中常用的公差等级为4~11级。精密零件的尺寸公差等级用4级、5级,重要零件的公差等级用6级、7级,中等精度零件用8级、9级,低精度零件用10级、11级。

同一基本尺寸的孔与轴的结合称为配合。根据孔和轴的公差带相对位置,配合分为三大类:间隙配合(孔大轴小)、过渡配合(可能是间隙、可能是过盈)、过盈配合(孔小轴大)。配合制度有基孔制和基轴制两种。基孔制是指孔是基准孔,下偏差为零,靠改变轴的公差带实现不同配合特性。基轴制是指轴是基准轴,上偏差为零,靠改变孔的公差带实现不同配合特性。工程中主要采用基孔制,但特殊情况下必须采用基轴制,如轴承座孔与滚动轴承的配合。

2. 表面粗糙度

表面粗糙度是指零件微观凹凸不平度。任何加工方法都会在零件表面留下刀痕,使表面凹凸不平,具有一定的粗糙度。评定粗糙度的参数之一是轮廓算术平均偏差值 R_a 。偏差值 R_a 越小,表示凹凸不平度越小,零件表面越光洁。常用的 R_a 值为0.8~12.5。

3. 优先数系

优先数系是用来使量值(如直径、转速等)得到合理的分级。国标规定的优先数系有四种基本系列:R5系列(公比1.6)、R10系列(公比1.25)、R20(公比1.12)、R40(公比1.06)。系列中的任何一个数值均称为优先数。

9.1.8 机械零件的工艺性及标准化

1. 机械零件的工艺性

机械零件便于加工且加工成本低,称此零件具有良好的工艺性。在零件设计阶段就必须注意零件的工艺性。有关工艺性的基本要求有:毛坯选择合理;结构简单合理;恰当的制造精度和表面粗糙度。

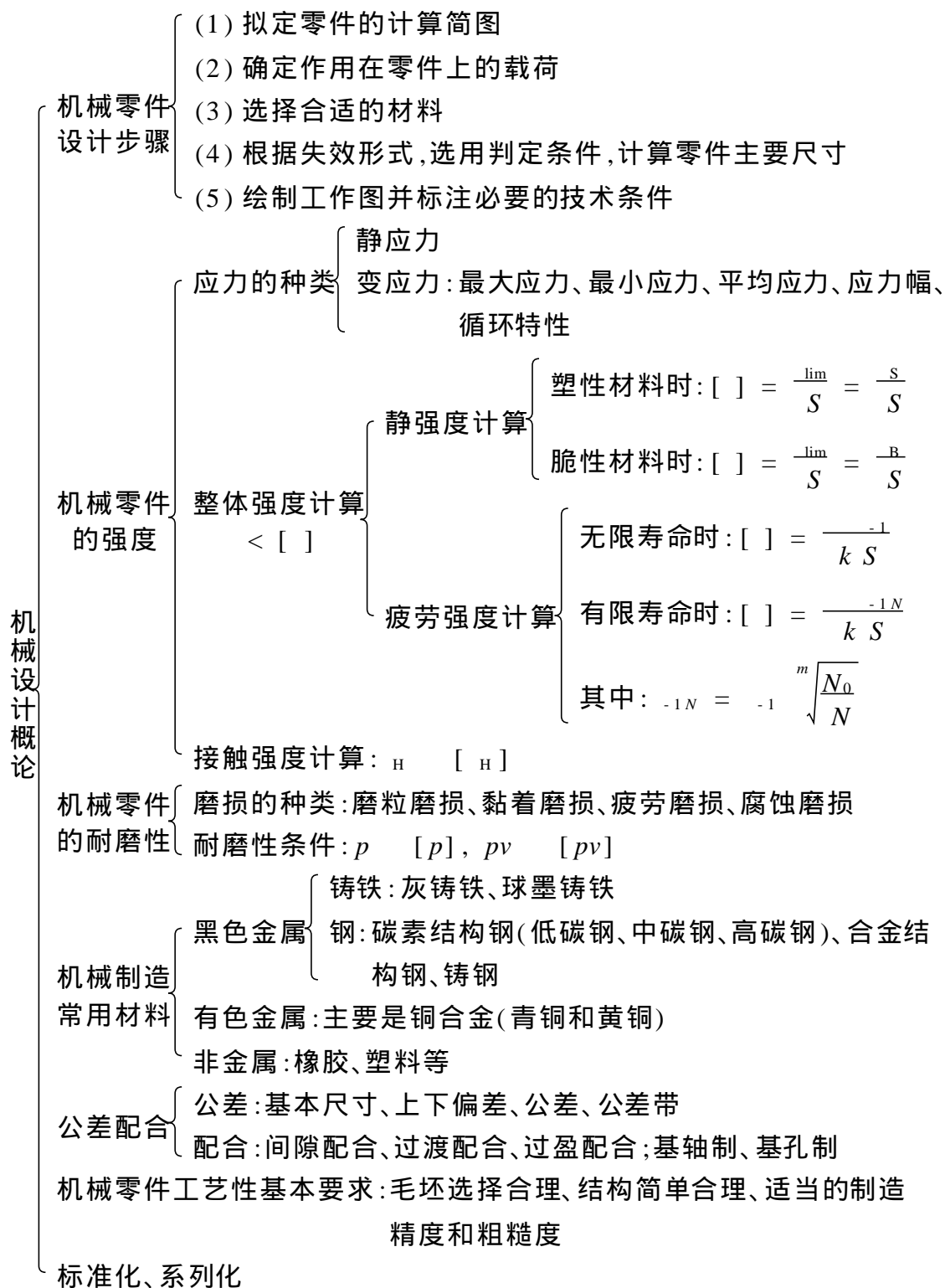
2. 标准化

标准化的含义:品种规格的系列化、零部件通用化、质量标准化。

标准化的意义:在制造上可以实行专业化大批量生产,既可提高产品质量又可降低成本;在设计方面可降低设计成本;在管理维修方面可减少存量和便于更换损坏的零件。

具体标准有国际标准、国家标准、行业标准、地方标准和企业标准。

9.2 重点知识结构图



9.3 考点及常见题型精解

9.3.1 本章考点

本章是机械设计的基础知识,更多是复习和综合材料力学、理论力学、金属工艺学等学科中与本课程有关的知识点。重点是与本课程息息相关的零件失效形式及设计准则、强度计算等。因此本章没有设计计算大题,多以填空题、选择题、判断题为主。本章考点主要有以下几个方面:

- (1) 机械零件常见的失效形式。
- (2) 应力的种类及许用应力、安全因数的确定方法。
- (3) 常用材料的性能及选用方法。
- (4) 表面粗糙度、尺寸公差等基本知识。

9.3.2 常见题型精解

例9.1 按时间和应力的关系,应力可分为几类?实际应力、极限应力和许用应力有什么不同?

答 按时间和应力的关系,应力分为两大类:静应力和变应力。

实际应力是机械零件在载荷作用下,危险截面承受真实应力。在机械设计中,用计算载荷求出的计算应力反映实际应力。

极限应力是指零件材料发生失效时的最小应力。

许用应力是考虑到零件实际工作的安全裕量时的极限值,许用应力是强度的判据,它取决于应力的种类、零件材料的极限应力和安全因数等。

例9.2 根据零件的断裂剖面,如何识别它是疲劳断裂还是静力断裂?

答 疲劳断裂剖面有明显的光滑疲劳发展区与粗糙的脆性断裂区,并且初始裂纹处有向外放射的条纹。静力断裂剖面是粗糙的,没有光滑区和向外放射条纹。

例9.3 有一V带传动装置,传递的额定功率 $P = 10 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$ 。当载荷系数 $K = 1.2$ 时,其计算载荷是 $1.194 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

【评注】 其名义载荷

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{10}{960} = 9.95 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

计算载荷

$$T_{ca} = KT = 1.2 \times 9.95 \times 10^4 = 1.194 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

例 9.4 已知一转轴所受最大工作应力 $\sigma_{\max} = 400 \text{ MPa}$, 最小应力 $\sigma_{\min} = 150 \text{ MPa}$, 试求该轴的平均应力、应力幅和循环特性。

解 平均应力为

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{400 + 150}{2} = 275 \text{ MPa}$$

应力幅为

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{400 - 150}{2} = 125 \text{ MPa}$$

循环特性为

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{150}{400} = 0.375$$

例 9.5 一般配合尺寸的公差等级范围大致为 4 ~ 11。

【评注】 国家标准规定, 孔与轴的公差等级有 20 个, 数字越小表示尺寸精度越高。机械制造中最常用的是 4 ~ 11 级。4 级、5 级用于特别精密的零件; 6 级、7 级用于重要的零件, 是现代生产中采用的主要精度等级; 8 级、9 级用于中等精度要求的零件; 10 级、11 级用于低精度要求的零件。

例 9.6 50u8 与 50u7 两者的区别在于 下 偏差相同, 上 偏差不同。

【评注】 两者公差带的位置均为 u, 表示其基本偏差离零线位置相同, 又在零线上方, 故下偏差相同; 但因公差等级不同, 其上偏差不同。

9.4 课后习题详解

9-1 通过热处理可改变毛坯或零件的内部组织, 从而改善它的力学性能。钢的常用热处理方法有: 退火、正火、淬火、调质、表面淬火和渗碳淬火等, 试选择其中三种加以解释并简述其应用。

答 退火: 将钢加热到一定温度, 并保温到一定时间后, 随炉缓慢冷却的热处理方法。主要用来消除内应力、降低硬度, 便于切削。

正火: 将钢加热到一定温度, 保温一定时间后, 空冷或风冷的热处理方法。可消除内应力, 降低硬度, 便于切削加工; 对于一般零件, 也可作为最终热处理, 提高材料的机械性能。

淬火:将钢加热到一定温度,保温一定时间后,浸入到淬火介质中快速冷却的热处理方法。可提高材料的硬度和耐磨性,但存在很大的内应力,脆性也相应增加。淬火后一般需回火,淬火还可提高其抗腐蚀性。

调质:淬火后加高温回火的热处理方法。可获得强度、硬度、塑性、韧性等均较好的综合力学性能,广泛应用于较为重要的零件设计中。

表面淬火:迅速将零件表面加热到淬火温度后立即喷水冷却,使工件表层淬火的热处理方法。主要用于中碳钢或中碳合金钢,以提高表层硬度和耐磨性,同时疲劳强度和冲击韧性都有所提高。

渗碳淬火:将工件放入渗碳介质中加热,并保温一定时间,使介质中的碳渗入到钢件中的热处理方法。适合于低碳钢或低碳合金钢,可提高表层硬度和耐磨性,而仍保留芯部的韧性和高塑性。

9-2 写出下列材料的名称,并按小尺寸试件查出该材料的抗拉强度极限 σ_B (MPa)、屈服强度 σ_s (MPa)、延伸率 δ (%) : Q235, 45, 40MnB, ZG270 - 500, HT200, QT500 - 7, ZCuSn10Pb1, ZAlSi12。

解 如表 9.1 所示。

表 9.1

牌 号	名称或类型	强度极限 σ_B MPa	屈服强度 σ_s MPa	延伸率 (%)
Q235	普通碳素结构钢	375	235	26
45	优质碳素结构钢	600	355	16
40MnB	合金结构钢	980	785	10
ZG270 - 500	铸钢	500	270	18
HT200	灰铸铁	200		
QT500 - 7	球墨铸铁	500	320	7
ZCuSn10Pb1	铸造锡青铜	220	130	3
ZAlSi12	铸造铝合金	145	4	

9-3 试求把 14 号热轧工字钢(材料为 Q235) 沿轴线拉断时所需的最小拉力 F 。

解 查教材中表 9-1 知, Q235 的屈服极限 $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$ 。

查手册 GB706—88 标准, 14 号热轧工字钢的截面面积 $A = 2\,151.6 \text{ mm}^2$ 。

则拉断时所需的最小拉力为

$$F = \sigma_s A = 235 \times 2151.6 = 5.05 \times 10^5 \text{ N}$$

9-4 图9-2所示夹钳弓架的材料为45号钢,已知 $a = 65 \text{ mm}$, $b = 16 \text{ mm}$, $h = 50 \text{ mm}$,试按弓架强度计算夹钳所能承受的最大夹紧力 F (计算时取安全因数 $S = 2$),并绘出应力分布图。

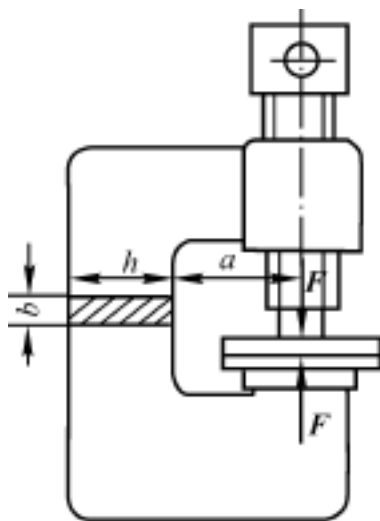


图9-2 题9-4图

解 查教材中表9-1知,45号钢的屈服极限 $\sigma_s = 355 \text{ MPa}$ 。
许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{355}{2} = 177.5 \text{ MPa}$$

把夹紧力 F 向截面中心转化,则弯距为

$$M = F(a + h/2) = F \times (65 + 50/2) = 90F$$

截面面积为

$$A = bh = 16 \times 50 = 800 \text{ mm}^2$$

抗弯截面模量为

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{16 \times 50^2}{6} = 6666.67 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{M}{W} = \left[\frac{F}{800} + \frac{90F}{6666.67} \right] \leq 177.5$$

则最大夹紧力为

$$F = 12034 \text{ N}$$

应力分布图如图9-3所示。

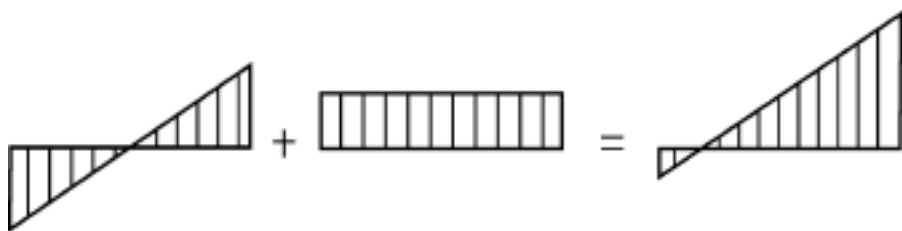


图 9.3 题 9-4 解图

9-5 试确定下列结构尺寸:

(1) 普通螺纹退刀槽宽度 b , 沟槽直径 d_b , 过渡圆角半径 r 及尾部倒角 C (见图 9.4(a));

(2) 扳手空间所需的最小中心距 A_1 和螺栓轴线与箱壁的最小距离 T (见图 9.4(b))。

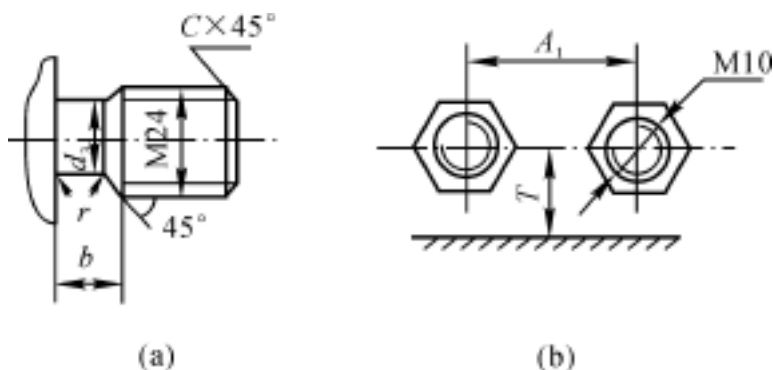


图 9.4 题 9-5 图

解 (1) 查手册 M24 的螺距 $P = 3 \text{ mm}$, 退刀槽宽度 $b = 9 \text{ mm}$, 沟槽直径 $d_b = d - 4.4 = 24 - 4.4 = 19.6 \text{ mm}$, 过渡圆角半径 $r = 0.5P = 0.5 \times 3 = 1.5 \text{ mm}$, 尾部倒角 $C = 2.5 \text{ mm}$ 。

(2) 设所用螺栓为标准六角头螺栓, 对于 M10 的螺栓, 最小中心距 $A_1 = 34 \text{ mm}$, 螺栓轴线与箱壁的最小距离 $T = 14 \text{ mm}$ 。

9-6 一钢制圆轴 $d = 30 \text{ mm}$, 用平键与轮毂相联, 试选择键的断面尺寸 $b \times h$, 确定键槽的尺寸并绘制此平键联接的横断面图。

解 查手册, 当圆轴 $d = 30 \text{ mm}$ 时, 平键的断面尺寸为 $b \times h = 8 \times 7$, 且轴上键槽尺寸 $t = 4.0 \text{ mm}$ 、轮毂键槽尺寸 $t_1 = 3.3 \text{ mm}$ 。平键联接的横断面图如图 9.5 所示。

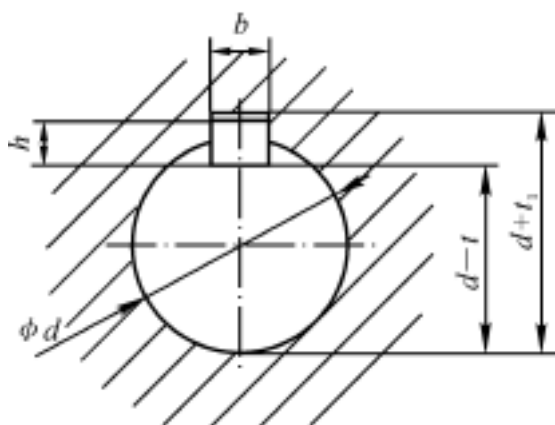


图 9.5 题 9-6 解图

9-7 已知条件见教材中例 9-1 及图 9-4。当 W (已知 $W = 20 \text{ kN}$) 位于支承 B 右侧 $L/2$ 处时 (见图 9.6), (1) 计算支承 B 及拉杆对横梁的作用力; (2) 绘制横梁的弯矩图; (3) 已知铆钉组形心到支承 B 的距离 $g = 300 \text{ mm}$, 计算横梁上铆钉组的载荷 (即通过铆钉组中心处, 横梁的内力及内力矩)。

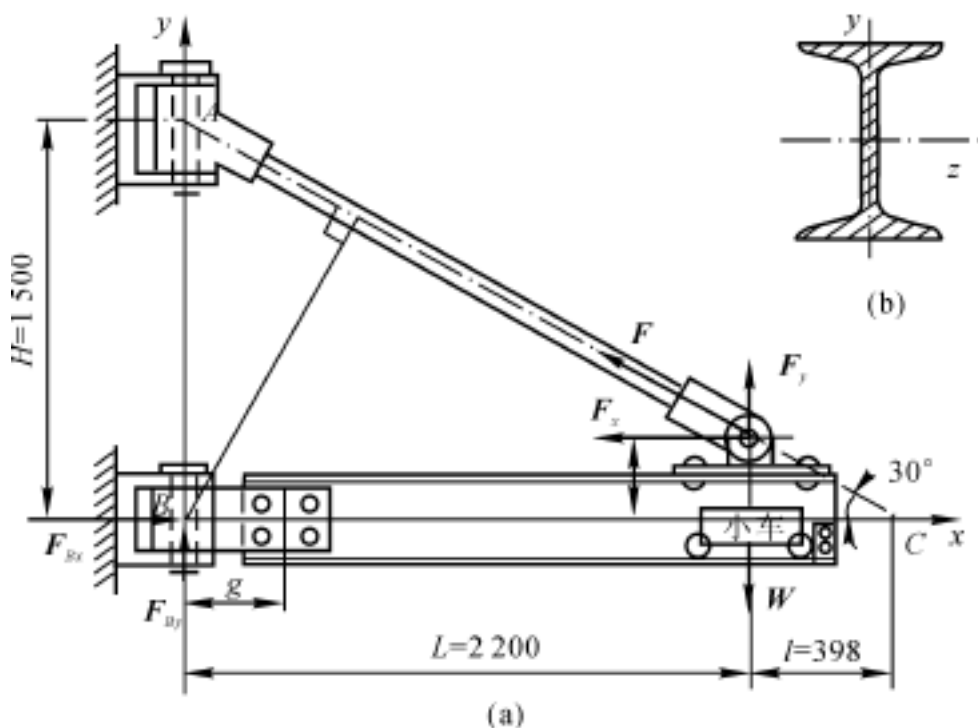


图 9.6 题 9-7 图

解 (1) 取横梁作为示力体, 当 W 位于支承 B 右侧 $\frac{L}{2}$ 处时, 由 $M_A = 0$ 得

$$F_{Bx} = \frac{WL/2}{H} = \frac{20 \times 2.2/2}{1.5} = 14.67 \text{ kN}$$

由 $M_C = 0$ 得

$$F_{By} = \frac{W(L/2 + l)}{L + l} = \frac{20 \times (2.2/2 + 0.398)}{2.2 + 0.398} = 11.53 \text{ kN}$$

由 $F_x = 0$ 得 $F_x = F_{Bx} = 14.67 \text{ kN}$

由 $F_y = 0$ 得

$$F_y = W - F_{By} = 20 - 11.53 = 8.47 \text{ kN}$$

(2) 横梁弯矩图如图 9.7 所示。

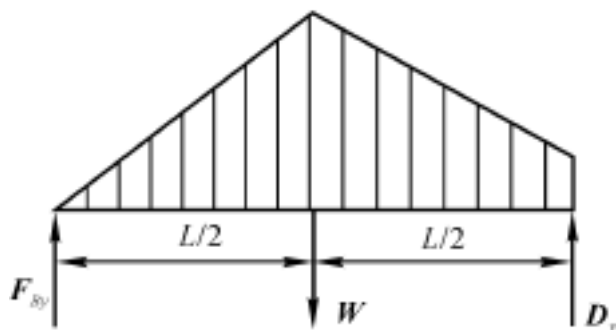


图 9.7 题 9-7 解图

(3) 横梁上铆钉组的载荷。

力矩为 $M_M = F_{By} g = 11.53 \times 10^3 \times 0.3 = 3459 \text{ N} \cdot \text{m}$

水平分力为 $F_{Mx} = F_{Bx} = 14.67 \text{ kN}$

垂直分力为 $F_{My} = F_{By} = 11.53 \text{ kN}$

9-8 根据题 9-7 求出的铆钉组载荷,分析各铆钉上受到的载荷是否相同,若不相同,哪个铆钉的载荷最大?最大载荷是多少?铆钉组排列尺寸如图 9.8 所示。(提示:用力的封闭形法画出作用在各铆钉上合力,然后进行比较,从中找出最大载荷,则较为简便。)

解 水平分力 F_{Mx} 在每个铆钉上产生的载荷为

$$R_x = \frac{F_{Mx}}{4} = \frac{14.67}{4} = 3.67 \text{ kN}$$

垂直分力 F_{My} 在每个铆钉上产生的载荷为

$$R_y = \frac{F_{My}}{4} = \frac{11.53}{4} = 2.88 \text{ kN}$$

力矩 M_M 在每个铆钉上产生的载荷为

$$R_M = \frac{M_M}{4 \times \sqrt{50^2 + 50^2}} = \frac{3\,459}{4 \times \sqrt{50^2 + 50^2}} = 12.23 \text{ kN}$$

各力在铆钉上的方向如图 9.9 所示。

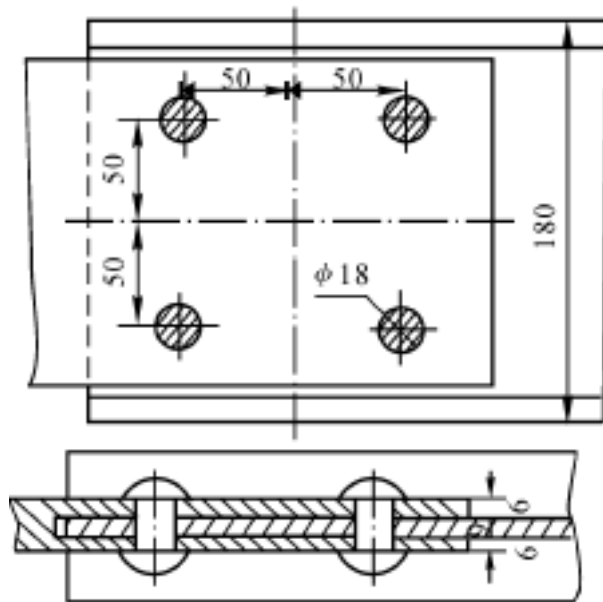


图 9.8 题 9-8, 9-9 图

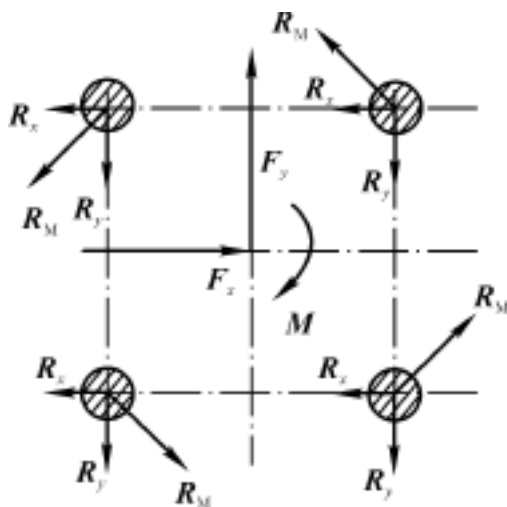


图 9.9 题 9-8 解图

根据力的合成可知, 铆钉 1 的载荷最大, 即

$$F_{\max} = F_1 = \sqrt{(R_x + R_M \cos 45^\circ)^2 + (R_y + R_M \sin 45^\circ)^2} = \sqrt{(3.67 + 12.23 \cos 45^\circ)^2 + (2.88 + 12.23 \sin 45^\circ)^2} = 16.87 \text{ kN}$$

9-9 若题9-8中铆钉和被铆件的材料均为Q215钢,其许用切应力 $[\tau] = 115 \text{ MPa}$,许用挤压应力 $[\sigma_p] = 240 \text{ MPa}$,铆钉的直径 $d = 18 \text{ mm}$,横梁为18号工字钢,厚度 $\delta = 9 \text{ mm}$,其他尺寸如图9.8所示。试校核铆钉联接的强度。

解 铆钉所受最大载荷 $F = 16.87 \text{ kN}$ 。

校核剪切强度为

$$\tau = \frac{F_{\max}}{nd^2/4} = \frac{16.87 \times 10^3}{3 \times 14 \times 2 \times 18^2/4} = 33.2 \text{ MPa} < [\tau] = 115 \text{ MPa}$$

校核挤压强度为

$$\sigma_p = \frac{F_{\max}}{d} = \frac{16.87 \times 10^3}{9 \times 18} = 104 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 240 \text{ MPa}$$

均合适。

9-10 为教材中例9-1中支座B选择材料,并徒手绘制其结构草图(不注尺寸),用平面图或立体图均可。支座上应备有四个孔以使用螺栓将支座固定在建筑物的立柱上。说明支承B可能出现的主要失效形式。

解 支承B可用铸铁HT200或铸钢ZG270-500。其结构立体图如图9.10所示。

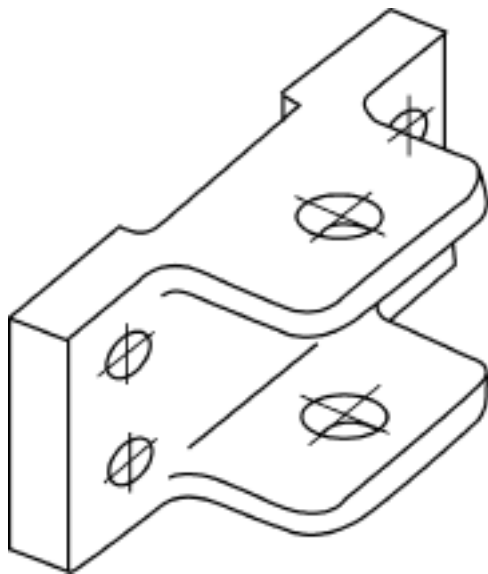


图9.10 题9-10解图

支承B可能出现的主要失效形式是回转副的磨损失效,或回转副孔所在横截面处拉断失效。

9-11 一对齿轮作单向传动,试问:(1)轮齿弯曲应力可看成哪类循环变应力?(2)两轮齿数为 $z_1 = 19$, $z_2 = 80$,小齿轮主动,转速 $n = 200 \text{ r/min}$,预定

使用期限为 500 h, 在使用期限终了时, 大齿轮应力循环次数 N 是多少 (3) 设大齿轮材料疲劳极限为 σ_{-1} , 循环基数 $N_0 = 10^7$, 那么对应于循环总次数 N 的疲劳极限能提高多少?

解 (1) 轮齿弯曲应力可看成是脉动循环变应力。

(2) 大齿轮循环次数为

$$N = 500 \times 60 n \frac{z_1}{z} = 500 \times 60 \times 200 \times \frac{19}{80} = 1.425 \times 10^6$$

(3) 对应于循环总次数 N 的疲劳极限提高的倍数为

$$\frac{\sigma_{-1N}}{\sigma_{-1}} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{1.425 \times 10^6}} = 1.24$$

提高了 1.24 倍。

9-12 图 9.11 所示的轮系中, 惰轮 4 的轮齿弯曲应力可以看成哪类循环变应力? 为什么?

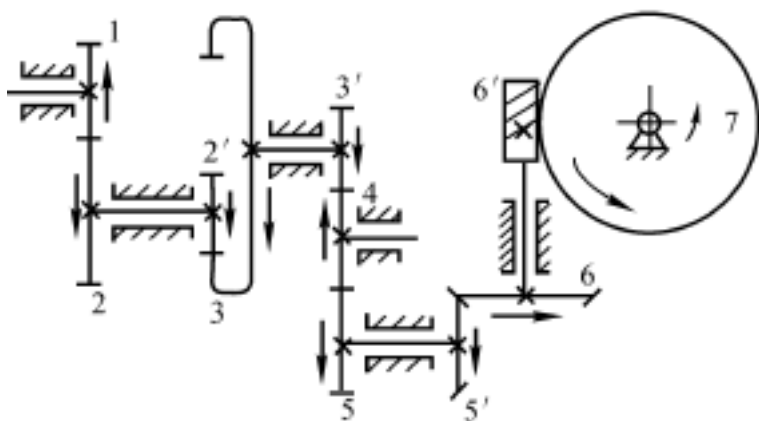


图 9.11 题 9-12 图

答 由图 9.11 可知, 惰轮 4 的轮齿是双侧受载。当惰轮转一周时, 轮齿任一侧齿根处的弯曲应力的变化规律是: 未进入啮合, 应力为零, 这一侧进入啮合时, 该侧齿根受拉, 并逐渐达到最大拉应力, 然后退出啮合, 应力又变为零; 接着另一侧进入啮合, 该侧齿根受压, 并逐渐达到最大压应力, 当退出啮合时, 应力又变为零。所以, 惰轮 4 轮齿根部的弯曲应力是对称循环变应力。

9-13 齿轮传动中, 齿面接触应力可以看成哪类循环变应力? 为什么?

答 在齿轮传动中, 轮齿工作面上任一点所产生的接触应力都是由零 (该点未进入啮合) 增加到最大值 (该点啮合), 然后又降低到零 (该点退出啮合), 故齿面表面接触应力是脉动循环变应力。

9-14 如图 9.12 所示,一直径 $d = 40 \text{ mm}$, 长度 $l = 300 \text{ mm}$ 的钢制圆轴嵌入两刚性支承之间。材料的线膨胀系数 $\alpha = 1.1 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, 弹性模量 $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。当轴的温升 $t = 50$ 时, (1) 若支承可以自由移动时, 轴的伸长量是多少? (2) 若两支承距离仍维持不变, 因轴的温升而加在支承上的压力是多少?

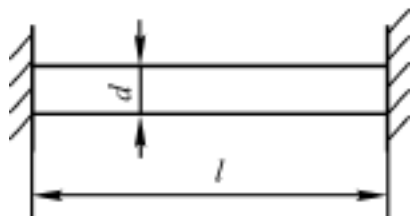


图 9.12 题 9-14 图

解 (1) 若支承可以自由移动时, 轴的伸长量为

$$\Delta l = \alpha l t = 1.1 \times 10^{-5} \times 50 \times 300 = 0.165 \text{ mm}$$

(2) 两支承都固定时, 因轴的温升而加在支承上的压力为

$$F = A \sigma = EA \epsilon = \frac{l}{d} E \frac{\Delta l}{l} = \frac{0.165}{300} \times 2.06 \times 10^5 \times \frac{40^2}{4} = 1.42 \times 10^5 \text{ N}$$

9-15 基孔制优先配合为 $\frac{H11}{c1}, \frac{H11}{h11}, \frac{H9}{d9}, \frac{H9}{h9}, \frac{H8}{f7}, \frac{H8}{h7}, \frac{H7}{g6}, \frac{H7}{h6}, \frac{H7}{k6}, \frac{H7}{n6}, \frac{H7}{p6}, \frac{H7}{s6}, \frac{H7}{u6}$,

$\frac{H7}{p6}, \frac{H7}{s6}, \frac{H7}{u6}$, 试以基本尺寸为 50 mm 绘制其公差带图。

解 如图 9.13 所示。

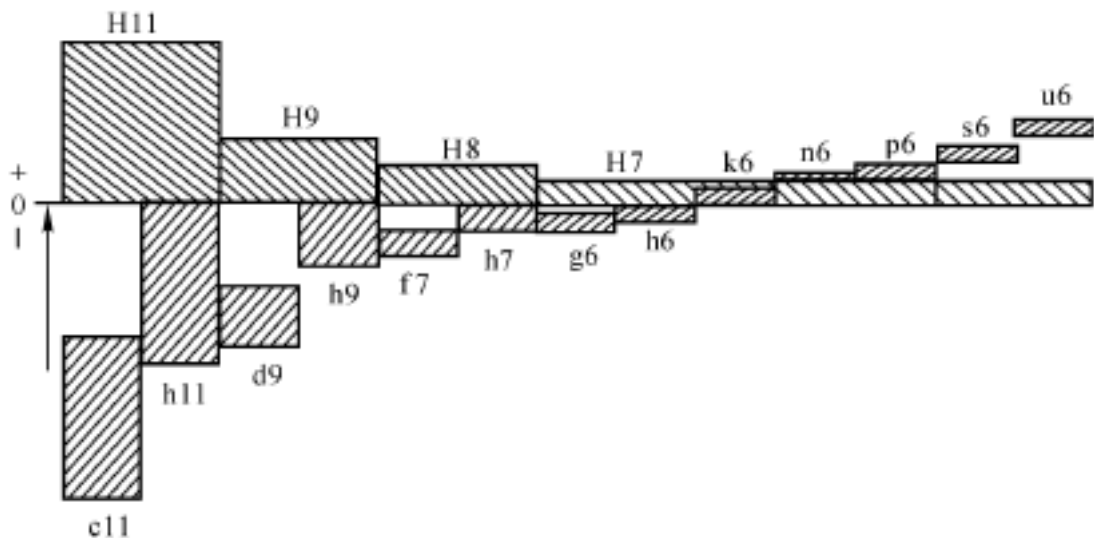


图 9.13 题 9-15 解图

9-16 如图9.14所示,活塞销两端与活塞孔为过渡配合。活塞销中段与连杆孔为间隙配合。(1) 绘制轴与孔的公差带图;(2) 说明它们是哪一种基准制?为什么要采用这种基准制?

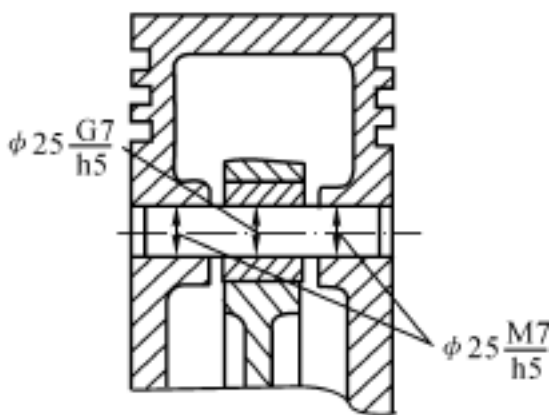


图 9.14 题 9-16 图

答 (1) 公差带图如图9.15所示。

(2) $25 \frac{G7}{h5}$, $25 \frac{M7}{h5}$ 均采用的是基轴制,主要是为了在制造中减少加工孔用的刀具品种。

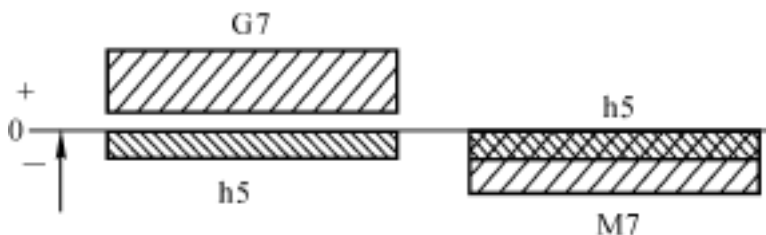


图 9.15 题 9-16 解图

9.5 学习效果测试题及答案

9.5.1 学习效果测试题

9-1 选择题

(1) 下列四种叙述中,正确的是()。

A. 变应力只能由变载荷产生

B. 静载荷不能产生变应力

- C. 变应力是由静载荷产生 D. 静载和变载都可能产生变应力
- (2) 在进行疲劳强度计算时,其极限应力应为材料的()。
- A. 屈服极限 B. 疲劳极限
- C. 强度极限 D. 弹性极限
- (3) 在有限寿命疲劳极限 σ_{rN} 中, N 表示寿命计算的()。
- A. 循环次数 B. 循环基数
- C. 寿命指数 D. 循环特性
- (4) 采用调质热处理的材料是()。
- A. 铸铁 B. 低碳钢
- C. 中碳钢 D. 高碳钢
- (5) 粗糙度值越小,必定()。
- A. 尺寸精度越高 B. 表面质量越好
- C. 形位误差越小

9-2 指出下列配合的类别:

- (1) 50H7/ k6 是_____配合。
- (2) 50H7/ s6 是_____配合。
- (3) 50F8/ h7 是_____配合。
- (4) 50H11/ h11 是_____配合。

9-3 标准代号 GB, GB/ T 和 ISO 表示什么意义?

9-4 材料的对称循环疲劳极限 $\sigma_1 = 250 \text{ MPa}$, 若此时钢材的循环基数 $N_0 = 5 \times 10^6$, 指数 $m = 9$ 。试求循环次数分别为 8 000, 30 000 时的有限寿命疲劳极限。

9-5 如图 9.16 所示的转轴为等截面轴, 直径 $d = 45 \text{ mm}$, 作用在轴上的轴向力 $F_a = 2 500 \text{ N}$, 径向力 $F_r = 6 000 \text{ N}$, 两支点间距 $l = 300 \text{ mm}$ 。求轴的危险截面上的最大应力 σ_{\max} 、最小应力 σ_{\min} 、平均应力 σ_m 、应力幅 σ_a 、循环特性 r 。

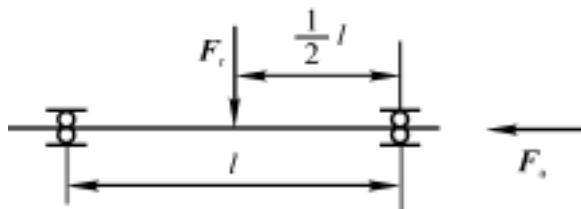


图 9.16 测 9-5 图

9.5.2 参考答案

9-1 (1) D (2) B (3) A (4) C (5) B

9-2 (1) 过渡 (2) 过盈 (3) 间隙 (4) 间隙

9-3 GB——国家标准; GB/T——国家标准的推荐性标准; ISO——国际标准化组织标准。

9-4 $\sigma_{-1(8000)} = 511.2 \text{ MPa}$; $\sigma_{-1(30000)} = 441.4 \text{ MPa}$

9-5 $M_{\max} = 4.5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$; 弯曲应力 $\sigma_{\text{弯}} = M_{\max} / W = 50.3 \text{ MPa}$; 压应力 $\sigma_{\text{压}} = 1.3 \text{ MPa}$ 。

最大应力为

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{弯}} - \sigma_{\text{压}} = 49 \text{ MPa}$$

最小应力为

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{\text{弯}} - \sigma_{\text{压}} = -51.6 \text{ MPa}$$

平均应力为

$$\sigma_{\text{m}} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = -1.3 \text{ MPa}$$

应力幅为

$$\sigma_{\text{a}} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = 50.3 \text{ MPa}$$

循环特性为

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -1.1$$

10.1 重点内容提要

10.1.1 教学基本要求

- (1) 掌握螺纹联接的分类、螺纹各部分的名称和结构参数。
- (2) 掌握螺旋副的受力分析、效率计算及自锁条件。
- (3) 掌握螺纹联接的四种基本类型、结构特点、应用场合;了解常用螺纹紧固件结构形式。
- (4) 掌握螺纹联接的预紧和防松、常用防松方法及防松零件。
- (5) 掌握单个螺栓的受力分析和强度校核计算。
- (6) 了解提高螺栓联接刚度的措施。
- (7) 了解简单螺旋的传动设计计算方法;了解滚动螺旋传动。
- (8) 掌握平键的选用和强度计算方法。
- (9) 了解花键联接、销联接的结构及特点。

10.1.2 螺纹的基本参数

多次装拆而无损于使用性能的联接称为可拆联接;若不损坏组成零件就不能拆开的联接称为不可拆联接。螺纹联接属可拆联接。

内外螺纹的旋合组成螺旋副。螺纹既可实现联接又可实现传动。

1. 螺纹分类

按照螺纹母体形状,螺纹分为圆柱螺纹和圆锥螺纹。

按照轴剖面牙形,螺纹分为三角形螺纹、梯形螺纹、锯齿形螺纹、矩形螺纹。三角螺纹多用于联接,梯形、锯齿形、矩形螺纹用于传动。

按照螺旋线的旋向,螺纹分为左旋螺纹和右旋螺纹。一般采用右旋螺纹,特

殊要求时才采用左旋螺纹。

按照螺旋线的数目,螺纹分为单线螺纹和多线螺纹。一般螺纹线数不超过4条。

2. 螺纹的几何参数

大径 d : 螺纹的最大直径,对于普通螺纹也称公称直径。

小径 d_1 : 螺纹的最小直径,是强度计算的主要几何参数。

中径 d_2 : 假想圆柱的直径,该圆柱母线上牙型沟槽与凸起宽度相等。螺纹中径是研究螺纹几何尺寸的参考直径。

螺距 t : 在中径线上,相邻两牙对应点之间的轴向距离。

导程 S : 在中径线上,同一条螺旋线相邻两牙对应点之间的轴向距离。对于线数为 n 的螺纹: $S = nt$; 单线螺纹: $S = t$ 。

螺纹升角 α : 在中径圆柱上,螺旋线的切线与垂直于螺纹轴线的平面的夹角,简称 α 。

$$\alpha = \arctan \frac{S}{d_2} = \arctan \frac{nt}{d_2}$$

牙型角 α_n : 轴向剖面内螺纹牙型两侧边的夹角。

牙侧角 α_f : 轴向剖面内牙型侧边与螺纹轴线的垂线间的夹角称为牙侧角。对于对称牙型 $\alpha_f = \alpha_n / 2$ 。

10.1.3 螺旋副的受力分析、效率和螺纹自锁

力学模型: 内外螺纹旋合形成的螺旋副,在驱动力矩 T 和轴向载荷 F_a 作用下的相对运动,可简化为作用在中径上的水平推力 F 推动滑块沿中径展开的斜面上的运动。斜面的倾角为 α (螺纹升角),摩擦因数为 f ,摩擦角 $\rho = \arctan f$,螺纹的牙侧角为 α_f ,当量摩擦角为 $\rho' = \arctan \frac{f}{\cos \alpha_f}$ 。其受力分析、效率、自锁如表 10.1 所示。

在水平推力 F 作用下,滑块沿斜面匀速上升,由式 $F = F_a \tan(\alpha + \rho')$ 可求出所需推力的大小,此时相当于克服载荷旋合螺旋副。

在载荷(或重力)作用下,滑块有沿螺旋线向下运动的趋势。当 $\alpha > \rho'$ 时,有向下加速下滑的趋势,这时由式 $F = F_a \tan(\alpha - \rho')$ 求出的 F 为正,它阻止滑块加速以便保持等速下滑, F 为阻力;当 $\alpha < \rho'$ 时,求出的 F 为负,表示无论载荷(或重力)有多大,都不可能使滑块向下滑动,螺旋副处于自锁条件。在自锁状态

下,必须施加驱动力才能使滑块等速下滑。

表 10.1 螺旋副受力分析、效率、自锁条件

	滑块沿斜面匀速上升	滑块沿斜面匀速下滑
水平推力 F	$F = F_a \tan(\varphi + \lambda)$	$F = F_a \tan(\varphi - \lambda)$
驱动力矩 T	$T = F_a \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \lambda)$	$T = F_a \frac{d_2}{2} \tan(\varphi - \lambda)$
效率	$\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\varphi + \lambda)}$	
自锁条件		

滑块上升时其效率计算式为 $\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\varphi + \lambda)}$, 当量摩擦角 λ 一定时, 螺旋副的效率 η 随着螺纹升角 λ 的增加而提高。

用于联接的紧固螺纹必须满足自锁条件。用于传动的螺纹希望传动效率更高些。当螺纹升角 λ 一定时, 相同摩擦因数的非矩形螺纹 $\lambda_s = 0$ 与矩形螺纹 $\lambda_s = 0$ 相比, 其当量摩擦角 λ_s 更大, 更有可能实现自锁, 所以三角螺纹更多用于螺纹联接, 而矩形螺纹多用于螺纹传动。对于同一类型、同一材料的螺纹, 即当量摩擦角 λ_s 一定时, 其升角 λ 越小, 越有可能实现自锁。升角 λ 越大, 螺纹副效率越高。故单线螺纹多用于螺纹联接, 多线螺纹多用于螺纹传动。事实上, 单线普通螺纹都能保证自锁。

10.1.4 机械工程中常用螺纹

机械工程中常用的螺纹有三角螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹。三角螺纹牙侧角 α 大, 当量摩擦角 λ_s 大, 自锁性好, 强度高, 主要用于螺纹联接; 梯形螺纹的牙侧角 $\alpha = 15^\circ$; 锯齿形螺纹 $\alpha = 30^\circ$, 牙侧角较小, 传动效率高, 故多用于螺旋传动。矩形螺纹同轴性差、难以精确切制, 螺纹磨损后难以补偿, 目前已很少使用。

三角螺纹又分为普通螺纹和管螺纹、圆锥螺纹。

普通螺纹是牙型角 $\alpha = 60^\circ$ 的米制螺纹, 公称直径为螺纹的大径。按螺距大小的不同分为粗牙普通螺纹和细牙普通螺纹。常用的是粗牙螺纹, 细牙螺纹螺距小、升角小、自锁性更好, 但不耐磨、易滑扣, 主要用于薄壁零件的联接, 也可用于微调机构的调节螺纹。

管螺纹的公称直径为管子的公称通径, 又分非螺纹密封的圆柱管螺纹($R =$

55°)、螺纹密封的圆锥管螺纹(= 55°)与 60°圆锥管螺纹。

10.1.5 螺纹联接的基本类型及螺纹紧固件

螺纹联接的主要类型有:螺栓联接、螺钉联接、双头螺柱联接和紧定螺钉联接等四种。常用的标准紧固件有:螺栓、螺钉、双头螺柱、螺母、垫圈等。螺纹联接的四大基本类型、应用场合及所用紧固件如表 10.2 所示。

表 10.2 螺纹联接的基本类型及所用紧固件

基本类型		特点及应用场合	所用紧固件
螺栓联接	普通螺栓联接	用于两被联接件厚度都不太大的场合。两被联接件均加工成通孔。优点是加工简便,成本低,应用较广	螺栓、螺母、垫圈
	铰制孔螺栓联接	用于两被联接件厚度都不太大的场合。两被联接件均加工成通孔,但螺杆外径与通孔内径具有同一基本尺寸,采用过渡配合,更适用于承受垂直于螺栓轴线的横向载荷,或用于精确定位	螺栓、螺母、垫圈
螺钉联接		用于其中一被联接件较厚且不常拆装的场合	螺钉(或螺栓)、垫圈
双头螺栓联接		用于其中一被联接件较厚且经常拆装的场合	双头螺柱、螺母、垫圈
紧定螺钉联接		主要用于固定两零件的相对位置,并可传递不大的载荷	紧定螺钉

10.1.6 螺纹联接的预紧和防松

1. 螺纹联接的预紧

螺纹联接在装配时通常都要拧紧,这种拧紧称为预紧。装配时预紧的螺栓联接称为紧螺栓联接;不预紧的螺栓联接称为松螺栓联接。预紧的目的是增加联接的刚度、紧密性,以防止螺纹联接的松脱。拧紧螺母时要克服螺纹副的阻力矩和螺母支承面间的摩擦力矩。

预紧时螺栓所受的轴向拉力称为预紧力,这时被联接件受拧紧压力。预紧力的大小要适中,通常是由控制拧紧力矩的大小来达到要求。一般情况下,拧紧程度凭经验决定,但对于重要的螺纹联接,控制拧紧力矩的手段有两种:测力矩扳手和定力矩扳手。对于小直径的螺栓联接,在装配拧紧时容易过载拉断。因此

对于重要的螺纹联接,不宜采用小于 M12 的螺栓。

2. 螺纹联接的防松

用于联接的螺纹副一般具有自锁性,在装配时一般都须拧紧,所以螺纹联接在静载荷和工作温度变化不大时不会自动松脱。但在变载、冲击、振动的作用下,或由于温度变化使螺纹紧固件和被联接件的变形有差异时,螺纹联接可能发生松脱现象。因此在螺纹设计阶段,为使螺纹联接可靠,就应考虑螺纹联接的防松。

防松的根本问题是阻止螺纹副的相对转动。防松的基本原理有三种:摩擦防松(如弹簧垫圈、双螺母防松、尼龙圈锁紧螺母等)、机械防松(如槽形螺母与开口销配合、带翅垫片与圆螺母配合、止动垫片等)、破坏螺纹副防松(冲点、黏合等)。

利用摩擦防松简单方便,利用机械防松可靠,两者可联合使用。破坏螺纹副防松多用于很少拆卸或不拆卸的联接中。

10.1.7 螺栓联接的强度计算

1. 螺栓联接的失效形式

螺栓联接的失效形式有三种:螺栓杆拉断;螺纹牙的压溃和剪断;经常装拆时因磨损而发生滑扣现象。

螺栓联接承受轴向变载荷时,其失效形式多为螺栓杆的疲劳断裂,通常都发生在应力集中较严重的螺栓头部、螺纹收尾部 and 螺母支承面所在处的螺纹。断裂位置及其断裂统计如图 10.1 所示。

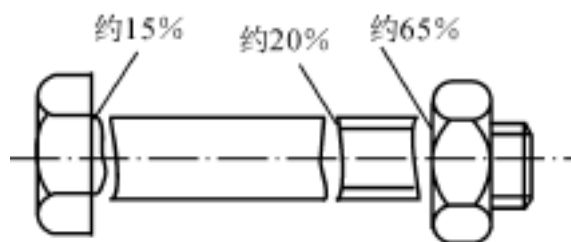


图 10.1

螺栓联接的强度计算就是为避免发生螺栓杆拉断失效而确定螺栓的直径。

2. 单个螺栓联接的强度计算

单个螺栓联接的强度计算是螺纹联接设计的基础。其强度计算是根据联接的类型、联接的装配情况、载荷状态等条件确定出螺栓所受载荷的大小,然后按

照相应的强度条件设计计算螺栓的小径或校核其强度。根据螺栓联接的不同情况,分五种情形进行分析,其强度计算公式如表 10 3 所示。

表 10 3 单个螺栓联接的强度计算公式

联接情况	特 点	校核公式	设计公式
松螺栓联接	螺母无须拧紧,螺栓所受载荷仅为轴向工作载荷 F_a	$\sigma = \frac{F_a}{d_1^2/4} \quad [\sigma]$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{[\sigma]}}$
只受预紧力的螺栓联接	螺栓联接在装配时拧紧,螺栓所受载荷仅为轴向预紧力 F_a	$\sigma_e = \frac{1.3F_a}{d_1^2/4} \quad [\sigma]$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_a}{[\sigma]}}$
受预紧力和横向工作载荷的普通螺栓联接	螺栓联接在装配时拧紧,螺栓所受预紧力 F_a 在被联接件接合面间产生的摩擦力来平衡横向工作载荷 F	$F_a = \frac{CF}{mf}$ $\sigma_e = \frac{1.3F_a}{d_1^2/4} \quad [\sigma]$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_a}{[\sigma]}}$
受横向工作载荷的铰制孔螺栓联接	在横向工作载荷 F_a 作用下,螺栓杆受到剪切以及螺栓杆和被联接件受到挤压	$\tau = \frac{F_a}{m \cdot d_0^2/4} \quad [\tau]$ $p = \frac{F_a}{d_0 h} \quad [p]$	$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F_a}{m[\tau]}}$ $d_0 \geq \frac{F_a}{h[p]}$ <p>取两者中较大者</p>
受预紧力和轴向工作载荷的紧螺栓联接	螺栓联接在装配时拧紧,有预紧力 F_0 ,在轴向工作载荷 F_E 作用后,螺栓受到的轴向载荷为工作载荷 F_E 和残余预紧力 F_R 之和,即 $F_a = F_E + F_R$	当工作载荷 F_E 平稳时取 $F_R = (0.2 \sim 0.6) F_E$; 当工作载荷 F_E 有变化时取 $F_R = (0.6 \sim 1.0) F_E$; 当螺栓联接有紧密性要求时取 $F_R = (1.5 \sim 1.8) F_E$,则 $F_a = F_E + F_R$ $\sigma_e = \frac{1.3F_a}{d_1^2/4} \quad [\sigma]$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_a}{[\sigma]}}$

10 1 8 提高螺栓联接强度的措施

(1) 降低载荷变化幅度。例如减小螺栓刚度、增大被联接件刚度,均可减小螺栓所受轴向工作载荷的变化范围,从而防止螺栓的疲劳损坏。

(2) 使螺纹牙间载荷分布更趋均匀。例如采用悬置螺母或环槽螺母。

(3) 减小应力集中。例如增大螺栓圆角、切制卸载槽等。

(4) 避免或减小附加弯曲应力。例如在铸件或锻件等表面上采用凸台或沉头座等结构。

此外,采用冷镦头部和辗压螺纹的螺栓比车制螺栓的疲劳强度提高 30%。表面氰化、氮化处理也可提高疲劳强度。

10.1.9 螺旋传动

螺旋传动是利用螺杆和螺母组成的螺旋副来实现传动要求的,主要用来把回转运动变为直线运动,同时传递运动和动力。按使用要求可分为三类:传力螺旋、传导螺旋、调整螺旋。

传力螺旋(如压力机中的螺旋传动)以传递动力为主,设计时要求用较小的力矩产生较大的轴向力,通常要求具备自锁性。

传导螺旋(如机床中工作台的进给螺旋机构)以传递运动为主,设计时要求具有很高的运动精度。

调整螺旋(如仪器中的微调螺旋机构)用以调整或固定零件之间的相对位置。

螺旋传动按其螺旋副的摩擦性质不同,可分为滑动螺旋和滚动螺旋。滑动螺旋采用的螺纹主要是矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹。主要失效形式为磨损,此外还可能发生螺杆断裂、螺纹牙断裂,或发生失稳。因此螺旋传动的设计,首先是根据耐磨性条件,确定螺杆的直径和螺母的厚度;然后参照标准确定螺旋各主要参数;最后对于受力较大的传力螺旋应校核螺杆的强度及螺纹牙的强度,对于要求自锁性的螺杆应校核其自锁性,对于精密传导螺旋应校核螺杆的刚度,对于长径比很大的螺杆,应校核其稳定性。

10.1.10 键联接和花键联接

1. 键联接的功能

键是标准件。主要用来实现轴与轮毂之间的周向固定以传递扭矩。有的还能实现轴上零件的轴向固定或轴向滑动。

2. 键联接的主要类型、特点及应用场合

(1) 平键联接。平键联接应用普遍,因键与轮毂槽底之间留有间隙,轴与轮

毂的对中性较好。工作面为两侧面,靠轴和轮毂与键的挤压和键的剪切传递转矩。主要分为普通平键和导向平键,此外还有薄型平键和滑键。

普通平键主要用于静联接,主要失效形式为工作面被压溃。根据端部形状又有圆头(A型)、方头(B型)、半圆头(C型)等三种类型。A型键槽用指形铣刀加工,键在键槽中固定良好,但键槽端部有应力集中;B型键槽用盘形铣刀加工,应力集中较小;C型平键主要用于轴端联接。

导向平键主要用于动联接,导向平键与轴用螺钉固联,滑移距离不大,主要失效形式为过度磨损。

(2) 半圆键联接。工作面为两侧面,靠轴和轮毂与键的挤压和键的剪切传递转矩。主要失效形式为工作面被压溃。其特点是:具有自定位功能,更适用于锥形轴端与轮毂的联接;轴上键槽较深,对轴的强度削弱较大。

(3) 楔键联接。楔键主要分为普通楔键(圆头、平头、半圆头)和钩头楔键两种。

楔键的上表面和与它相配合的轮毂键槽均有 $1:100$ 的斜度,工作面为上下两面,靠上、下两面楔紧的摩擦力传递转矩。主要失效形式为上下楔紧面被压溃。其特点是:对中性差,轴和轮毂有偏心和偏斜;可承受单向轴向载荷,可对轮毂单向轴向固定。

(4) 切向键联接。由一对斜度为 $1:100$ 的楔键组成,工作面为相平行的两窄面,靠轴和轮毂与键的挤压和摩擦力传递转矩。主要失效形式为工作面被压溃。其特点是:对轴的削弱较大,传递的转矩大。一个切向键传递单向转矩;夹角为 $120^\circ \sim 130^\circ$ 的两个切向键传递双向转矩。

3. 键联接的选择设计

(1) 类型选择。根据结构特点、使用要求、工作条件选择。

(2) 尺寸选择。根据轴的直径 d 选择键的截面尺寸 $b \times h$,根据轮毂宽度选择键的公称长度 L (L — 轮毂宽度),并应符合长度系列。

(3) 材料选择。抗拉强度不小于 600 MPa 的钢,一般选用 45 号钢。

(4) 强度校核。根据主要失效形式,选择相应的校核公式计算。

4. 提高键联接强度措施

(1) 采用双键。两个平键沿周向相隔 180° ,在强度计算中按 1.5 个键计算。

(2) 增加键长以提高单键联接的承载能力。

(3) 适当加大轴径,键的截面尺寸也将随之增加。

5. 花键联接

花键主要用于定心精度高、承载能力大、有轴向滑移的联接中。标准花键按

齿形不同,主要有矩形花键和渐开线花键。

花键的工作面为齿的两侧面。静联接主要失效为工作面被压溃,按工作上的挤压应力计算所能传递的扭矩;动联接主要失效为工作面过度磨损,按工作上的压力计算所能传递的扭矩。

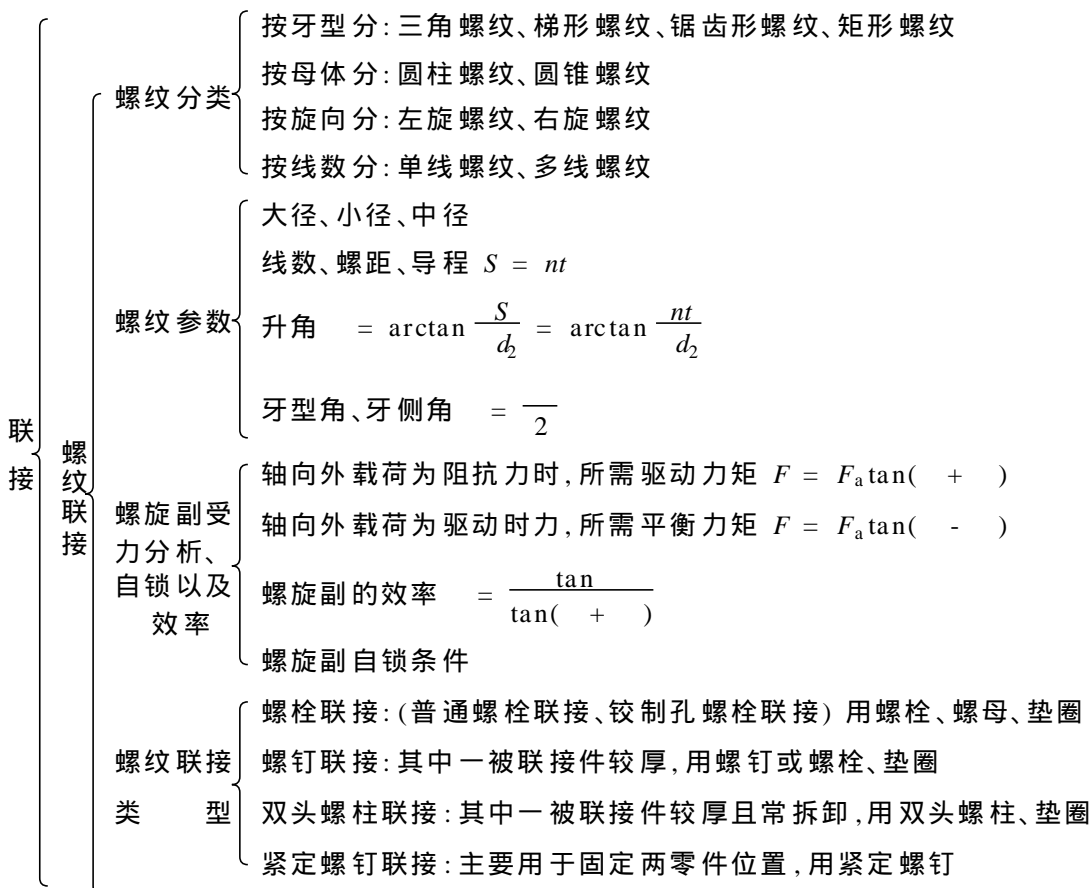
10.1.11 销联接

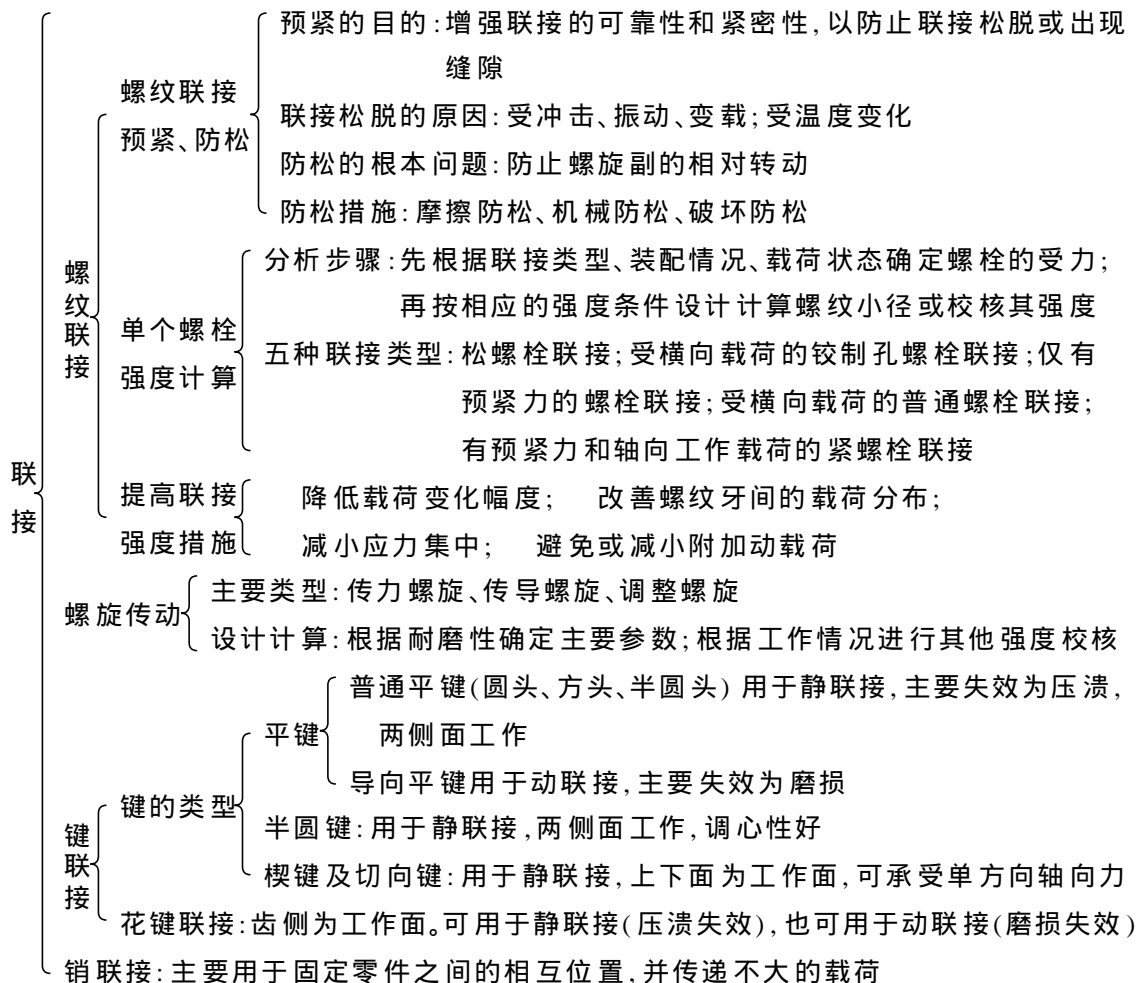
销是标准件。主要用于固定零件之间的相互位置,并传递不大的载荷。

按销的形状分为普通圆柱销和普通圆锥销。圆柱销靠过盈配合固定在销孔中,经多次装拆后会降低定位的精确性和联接的紧固性。圆锥销有 1:50 的锥度,安装方便,定位精度高,多次装拆对定位精度影响较小,在受到横向载荷时可以自锁。

按销的功能分为定位销、联接销和安全销。

10.2 重点知识结构图





10.3 考点及常见题型精解

10.3.1 本章考点

螺纹零件是典型的联接零件,螺纹联接是利用螺纹零件构成的可拆联接。本章以应用最为广泛的螺栓联接来讨论螺纹联接零件的设计。本章重点是单个螺栓联接的强度计算以及提高螺栓联接强度的措施。另外本章还简要地介绍了键和销的联接。

本章考点主要分布在螺纹联接部分,以选择、填空、判断、简答、计算、结构分析等各种题型出现。主要知识点如下:

- (1) 螺纹主要几何参数的计算。
- (2) 螺纹联接类型的选用。

- (3) 螺纹联接的预紧目的和方法。
- (4) 螺纹联接的防松目的、原理及装置。
- (5) 提高螺栓联接强度的方法及其机理。
- (6) 键联接的分类、结构特点、工作面及使用场合。
- (7) 螺旋副的受力分析、效率的计算。
- (8) 螺旋副自锁性判别。
- (9) 简单螺栓组的受力分析。
- (10) 单个螺栓的强度校核。
- (11) 螺栓直径的设计计算。
- (12) 螺栓联接的结构设计(结构图、改错等)。

10 3 2 常见题型精解

例 10.1 在常用的螺纹联接中,自锁性最好的螺纹是 A。

- | | |
|----------|---------|
| A. 普通螺纹 | B. 梯形螺纹 |
| C. 锯齿形螺纹 | D. 矩形螺纹 |

例 10.2 在常用的螺旋传动中,传动效率最高的螺纹是 D。

- | | |
|----------|---------|
| A. 普通螺纹 | B. 梯形螺纹 |
| C. 锯齿形螺纹 | D. 矩形螺纹 |

【评注】 螺纹有联接和传动两大功能,但不同的螺纹有不同的用途。用于联接的螺纹必须具有自锁性,用于传动的螺纹一般要求其具有较高的传动效率。在相同条件(如螺纹升角相同、材料相同)下,普通螺纹(三角螺纹,牙型角 $= 60^\circ$)的当量摩擦角较大,根据自锁性条件可知,更易实现自锁。矩形螺纹(牙型角 $= 0^\circ$)的当量摩擦角 $= \arctan f$ 最小,根据效率公式 $= \frac{\tan}{\tan(+)}$ 可知其效率最大,故矩形螺纹主要用于传动。从以上分析也可看出,牙型角越小,其传动效率越高,可用于传动;牙型角越大,其自锁性越好,越有可能用于联接。但两者之间没有绝对的界限,普通螺纹也有用于传动的。同一公称直径的普通螺纹,其细牙螺纹与粗牙螺纹相比,其升角更小,自锁性更好。

单线螺纹与多线螺纹相比,在相同条件(材料相同,螺距相同)下,单线螺纹的升角小,易实现自锁,多用于联接;多线螺纹的升角大,传动效率高,多用于传动,并且线数愈多,升角愈大,传动效率愈高。事实上,单线普通螺纹的升角在 $1.5^\circ \sim 3.5^\circ$ 之间,而摩擦因数 $f = 0.1$ 的普通螺纹其当量摩擦角 $= 6.6^\circ$,在

静载下都能保证自锁性。

螺纹升角愈大,则传动效率愈高,但由于过大的螺纹升角制造困难,且效率增高也不显著,所以一般升角不大于 25° 。

例 10.3 为什么螺母的螺纹圈数不宜大于 10 圈?通常采用哪些结构可使螺纹牙间的载荷趋于均匀?

答 螺栓联接中采用普通螺母时,轴向载荷在旋合螺纹各圈之间的分布是不均匀的,靠近支承面的第一圈受载最大,以后各圈递减,到第 10 圈以后,螺纹几乎不承受载荷,所以螺母的螺纹圈数不宜大于 10 圈。采用悬置螺母或环槽螺母,有助于减少螺母与螺栓杆的螺距变化差异,从而使螺纹牙间的载荷分布比较均匀。

例 10.4 螺纹联接预紧的目的在于增加螺纹联接的可靠性、紧密性,以防止螺纹联接的松动或出现缝隙。

例 10.5 螺纹联接为什么要防松?防松措施有哪些?

答 用于联接的普通螺纹一般都具有自锁性,在静载荷作用下不会自动松脱。但在冲击、振动或变载荷下,螺纹副和支承面间的磨擦力会下降;在温度变化中,联接件与被联接件之间的温度变形有差异,或发生蠕变,使预紧力或磨擦力减小,甚至松脱。因此在设计时就应注意螺纹联接的防松问题。

防松的根本问题是阻止螺纹副的相对转动。具体防松措施有三种: 摩擦防松(弹簧垫圈、双螺母、尼龙圈锁紧螺母等); 机械防松(开口销与槽形螺母、止动垫片等); 破坏性防松(冲击、黏合等)。

例 10.6 在螺栓强度计算中,常用作危险剖面的计算直径是 C。

A. 螺纹的大径 d

B. 螺纹的中径 d_2

C. 螺纹的小径 d_1

例 10.7 在受到轴向工作载荷的紧螺栓联接中,强度验算公式为 $\sigma = \frac{1.3 F_a}{d_1/4}$ [], 其中的 F_a 为 D。

A. 工作载荷

B. 螺栓预紧力

C. 工作载荷与预紧力之和

D. 工作载荷与残余预紧力之和

例 10.8 被联接件受横向工作载荷时,如果采用普通螺栓联接,则螺栓可能出现的失效为 D。

A. 剪切破坏

B. 挤压破坏

C. 扭断

D. 拉扭断裂

【评注】 螺栓联接的强度计算时,要明确螺栓联接的类型和工作载荷的方向。螺栓联接的类型主要是指有无预紧力。松螺栓联接中,螺栓只受轴向拉伸载荷。受横向载荷的铰制孔螺栓联接,由于预紧力很小不予考虑,其受力主要是剪切和挤压。其他各种情况都受到预紧力的作用,螺栓除受工作载荷外,还受到拧紧力矩的作用,故螺栓的变形是拉扭组合变形。强度计算时,按第四强度理论处理,当量应力是纯拉伸应力的 1.3 倍。

例 10.9 如图 10.2 所示,刚性凸缘联轴器用六个普通螺栓联接。螺栓均分布在 $D = 100 \text{ mm}$ 的圆周上,接合面摩擦因数 $f = 0.15$,可靠性系数取 $C = 1.2$ 。若联轴器的转速 $n = 960 \text{ r/min}$ 、传递的功率 $P = 15 \text{ kW}$,载荷平稳;螺栓材料为 45 号钢, $s = 480 \text{ MPa}$,不控制预紧力,安全因数取 $S = 4$,试计算螺栓的最小直径。

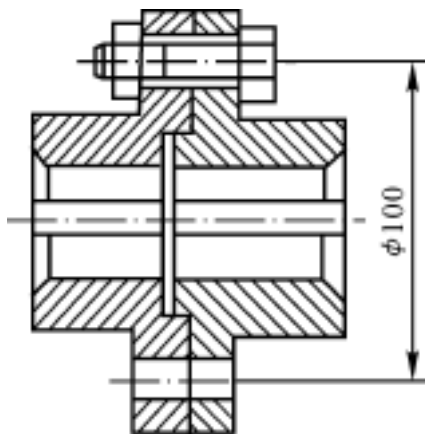


图 10.2

解 由图 10.2 可知,此联接为普通螺栓联接,靠接合面间的摩擦传递扭矩 T 。

(1) 联轴器传递的扭矩为

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{15}{960} = 15 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(2) 螺栓所需预紧力为

$$\text{因} \quad z F_a f \frac{D}{2} \geq CT$$

$$\text{故} \quad F_a \geq \frac{CT}{z f D / 2} = \frac{1.2 \times 15 \times 10^4}{6 \times 0.15 \times 100 / 2} = 4000 \text{ N}$$

(2) 许用应力为

$$[\sigma] = \frac{s}{S} = \frac{480}{4} = 120 \text{ MPa}$$

(3) 所需螺栓的最小直径为

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_a}{[\]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4\,000}{3.14 \times 120}} = 7.43 \text{ mm}$$

例 10.10 一机架由四个铰制孔螺栓组成联接,几何尺寸如图 10.3(a) 所示。已知 $R_1 = 4\,000 \text{ N}$, $R_2 = 1\,000 \text{ N}$, 螺栓材料的许用剪应力 $[\] = 100 \text{ MPa}$, 试按剪切强度确定所需螺栓的最小直径。

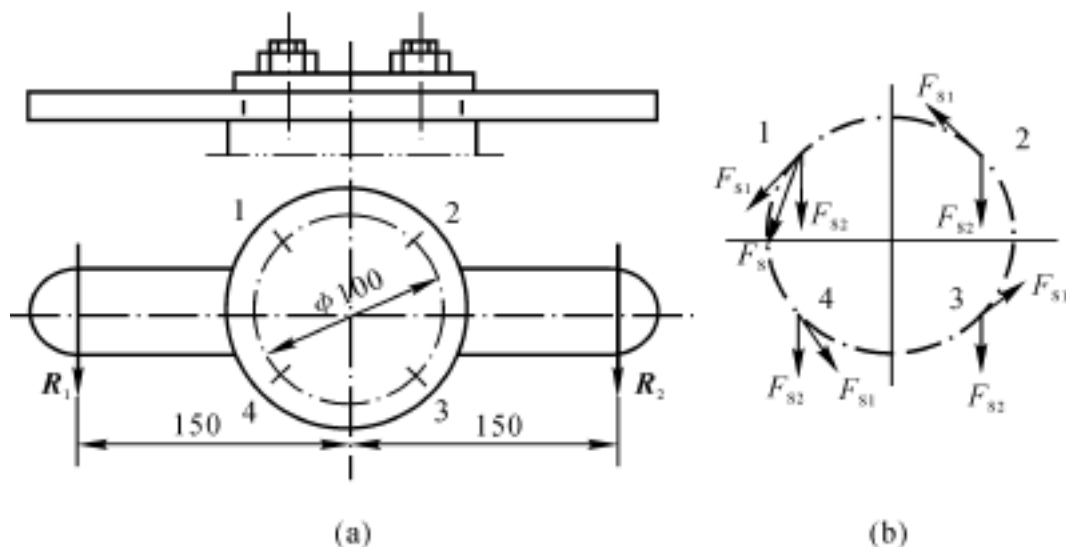


图 10.3

解 (1) 螺栓组的受力分析:

螺栓联接承受的扭矩为

$$T = (R_1 - R_2) \times 150 = (4\,000 - 1\,000) \times 150 = 450\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

螺栓联接承受的横向载荷为

$$F = R_1 + R_2 = 4\,000 + 1\,000 = 5\,000 \text{ N}$$

(2) 单个螺栓的受力分析:

由于扭矩的作用,每个螺栓受到的切向载荷力(见图 10.3(b))为

$$F_{S1} = \frac{T}{zD/2} = \frac{450\,000}{4 \times 100/2} = 2\,250 \text{ N}$$

由于横向力的作用,每个螺栓受到的横向力为

$$F_{S2} = \frac{F_R}{4} = \frac{5\,000}{4} = 1\,250 \text{ N}$$

(3) 受力最大的螺栓为 1,4,其最大横向力为

$$F_S = \sqrt{F_{S1}^2 + F_{S2}^2 - 2 F_{S1} F_{S2} \cos 135^\circ} =$$

$$\sqrt{2 \times 250^2 + 1 \times 250^2 - 2 \times 2 \times 250 \times 1 \times 250 \times \cos 135^\circ} = 3 \, 500 \, \text{N}$$

(4) 螺栓杆的最小直径为

$$d_0 \sqrt{\frac{4 \times F_s}{m [\]}} = \sqrt{\frac{4 \times 3 \, 500}{1 \times 3.14 \times 100}} = 6.67 \, \text{mm}$$

【评注】 载荷作用位置不在螺栓联接的几何中心处,其作用效果有两个:一是产生扭矩,每个螺栓所受的工作剪力和该螺栓轴线到螺栓组形心的连线相垂直;二是产生横向载荷,每个螺栓所受的工作剪力与横向载荷方向相同。这样每个螺栓都受到两个剪力,且方向不同,所以应找出其中受力最大的螺栓,根据强度条件,计算出此螺栓所需的直径,并作为整个螺栓组的所有螺栓的直径。

例 10.11 平键联接的可能失效形式为 D。

A. 疲劳点蚀

B. 弯曲疲劳破坏

C. 胶合

D. 压溃、剪切破坏

例 10.12 平键的尺寸是如何确定的?

答 根据轴径 d 从标准中选取键宽 b 和键高 h ; 按轮毂长度选出相应的键长 L , 用于静联接的平键, 其键长不应大于轮毂宽。

例 10.13 如图 10.4 所示的凸缘半联轴器及圆柱齿轮, 分别用键与减速器的低速轴相联接。已知轴的材料为 45 号钢, 传递的扭矩 $T = 1 \, 000 \, \text{N} \cdot \text{m}$, 齿轮用锻钢制成, 半联轴器用灰铸铁制成, 工作时有轻微冲击。试设计两处所用的键。

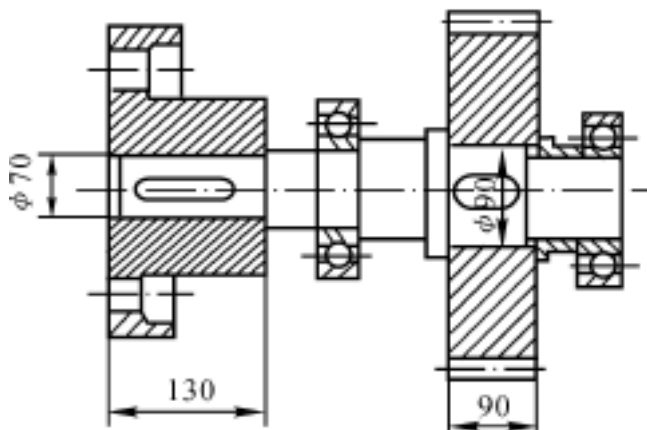


图 10.4

解 (1) 选择类型。联轴器和齿轮与轴的周向固定用键联接, 并为静联接, 从图 10.4 中可知, 选用普通 A 型键。

(2) 按轴径确定键的型号。

联轴器处:轴径 70,查教材中表 10-9,选用键 $b \times h = 20 \times 12$,轮毂宽 130 mm,查教材中表 10-9,选择长度系列 $L = 125$ mm,则选用的键为 20 \times 125 GB1096—79。

齿轮处:轴径 90,查教材中表 10-9,选用键 $b \times h = 25 \times 14$,轮毂宽 90 mm,查教材中表 10-9,选择长度系列 $L = 80$ mm,则选用的键为 25 \times 80 GB1096—79。

(3) 校核其强度:平键静联接的主要失效为压溃,按挤压强度校核。

联轴器用铸铁,载荷轻微冲击,查教材中表 10-10,许用应力为

$$[\sigma_p] = 50 \text{ MPa}$$

键的工作长度为

$$l = L - b = 125 - 20 = 105 \text{ mm}$$

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 1\,000 \times 10^3}{70 \times 12 \times 105} = 43.4 \text{ MPa} \quad [\sigma_p]$$

齿轮用锻钢,载荷轻微冲击,查教材中表 10-10,许用应力为

$$[\sigma_p] = 100 \text{ MPa}$$

键的工作长度为

$$l = L - b = 80 - 25 = 55 \text{ mm}$$

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 1\,000 \times 10^3}{90 \times 14 \times 55} = 57.7 \text{ MPa} \quad [\sigma_p]$$

均合适。

10.4 课后习题详解

10-1 试证明具有自锁性的螺旋传动,其效率恒小于 50%。

证明 当升角 与当量摩擦角 符合 时,螺纹副具有自锁性。

当 = 时,螺纹副的效率 为

$$= \frac{\tan}{\tan(\quad + \quad)} = \frac{\tan}{\tan 2} = \frac{\tan}{2 \tan / (1 - \tan^2)} = 0.5 - \frac{\tan^2}{2} < 0.5$$

所以,具有自锁性的螺纹副用于螺旋传动时,其效率必小于 50%。

10-2 试计算 M20, M20 \times 1.5 螺纹的升角,并指出哪种螺纹的自锁性较好。

解 由教材中表 10-1、表 10-2 查得

M20:粗牙,螺距 $t = 2.5 \text{ mm}$,中径 $d_2 = 18.376 \text{ mm}$,螺纹升角为

$$= \arctan \frac{t}{d_2} = \arctan \frac{2.5}{3.14 \times 18.376} = 2.48^\circ$$

M20 \times 1.5:细牙,螺距 $t = 1.5 \text{ mm}$,中径 $d_2 = d - 1 + 0.026 = 20 - 1 + 0.026 = 19.026 \text{ mm}$,螺纹升角为

$$= \arctan \frac{t}{d_2} = \arctan \frac{1.5}{3.14 \times 19.026} = 1.44^\circ$$

对于相同公称直径的粗牙螺纹和细牙螺纹,细牙螺纹的升角较小,更易实现自锁。

10-3 用 12 扳手拧紧 M8 螺栓。已知螺栓材料为 35 号钢,螺纹间摩擦因数 $f = 0.1$,螺母与支承面间摩擦因数 $f_c = 0.12$,手掌中心至螺栓轴线的距离 $l = 240 \text{ mm}$ 。试问当手臂施力 125 N 时,该螺栓所产生的拉应力为多少?螺栓会不会损坏?(由设计手册可查得 M8 螺母 $d_w = 11.5 \text{ mm}$, $d_0 = 9 \text{ mm}$)

解 查教材中表 10-1 得 M8 粗牙:螺距 $t = 1.25 \text{ mm}$,中径 $d_2 = 7.188 \text{ mm}$,小径 $d_1 = 6.647 \text{ mm}$,螺纹升角为

$$= \arctan \frac{t}{d_2} = \arctan \frac{1.25}{7.188} = 3.17^\circ$$

普通螺纹的牙侧角 $\alpha = \frac{\alpha}{2} = 30^\circ$,螺纹间的摩擦因数 $f = 0.1$,当量摩擦角为

$$= \arctan \frac{f}{\cos \alpha} = \arctan \frac{0.1}{\cos 30^\circ} = 6.59^\circ$$

拧紧力矩为 $T = 125 \times 240 = 30\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

由公式 $T = T_1 + T_2 = \frac{F_a d_2}{2} \tan(\alpha + \rho') + \frac{(d_w + d_0) f_c F_a}{4}$ 可得,预紧力为

$$F_a = \frac{T}{\frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \rho') + \frac{(d_w + d_0) f_c}{4}} = \frac{30\,000}{\frac{7.188}{2} \tan(3.17^\circ + 6.59^\circ) + \frac{(11.5 + 9) \times 0.12}{4}} = 24\,331 \text{ N}$$

拉应力为

$$= \frac{F_a}{d_1^2 / 4} = \frac{4 \times 24\,331}{6.647^2} = 702 \text{ MPa}$$

查教材中表 9-1 得,35 号钢的屈服极限 $\sigma_s = 315 \text{ MPa}$ 。

拧紧所产生的拉应力已远远超过了材料的屈服极限,螺栓将损坏。

10-4 如图10-5所示,一升降机构承受载荷 $F_a = 100 \text{ kN}$,采用梯形螺纹, $d = 70 \text{ mm}$, $d_2 = 65 \text{ mm}$, $t = 10 \text{ mm}$,线数 $n = 4$ 。支承面采用推力球轴承,升降台的上下移动处采用导向滚轮,它们的摩擦阻力近似为零。试计算:

(1) 工作台稳定上升时的效率。已知螺旋副当量摩擦因数为 0.10。

(2) 稳定上升时加于螺杆上的力矩。

(3) 若工作台以 800 mm/min 的速度上升,试按稳定运转条件求螺杆所需转速和功率。

(4) 欲使工作台在载荷 F_a 作用下等速下降,是否需要制动装置?加于螺杆上的制动力矩应为多少?

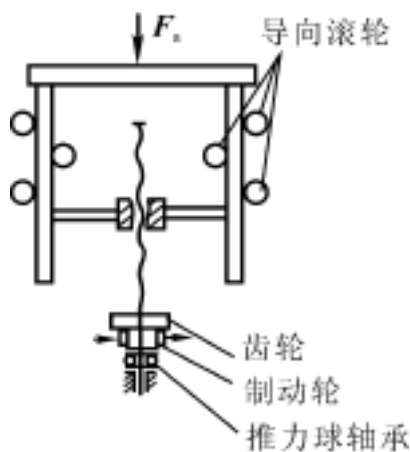


图 10-5 题 10-4 图

解 (1) 升角为

$$= \arctan \frac{nt}{d_2} = \arctan \frac{4 \times 10}{3.14 \times 65} = 11.08^\circ$$

当量摩擦角为

$$= \arctan f = \arctan 0.1 = 5.71^\circ$$

工作台稳定上升时的效率为

$$= \frac{\tan}{\tan(+)} = \frac{\tan 11.08^\circ}{\tan(11.08^\circ + 5.71^\circ)} = 64.9\%$$

(2) 稳定上升时加于螺杆上的力矩为

$$T = F_a \frac{d_2}{2} \tan(+)$$

$$100 \times 10^3 \times \frac{65 \times 10^{-3}}{2} \tan(11.08^\circ + 5.71^\circ) = 980 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(3) 螺杆的转速为

$$n = \frac{v}{S} = \frac{v}{nt} = \frac{800}{4 \times 10} = 20 \text{ r/min}$$

螺杆的功率为

$$P = T \omega = T \frac{2\pi n}{60} = 980 \times \frac{2 \times 3.14 \times 20}{60} = 2050 \text{ W} = 2.05 \text{ kW}$$

(4) 因 $\alpha = 11.08^\circ > \lambda = 5.71^\circ$; 该梯形螺旋副不具有自锁性, 欲使工作台在载荷 F_a 作用下等速下降, 需制动装置。其制动力矩为

$$T = F_a \frac{d}{2} \tan(\alpha - \lambda) =$$

$$100 \times 10^3 \times \frac{65 \times 10^{-3}}{2} \tan(11.08^\circ - 5.71^\circ) = 305 \text{ N} \cdot \text{m}$$

10-5 如图 10.6 所示, 用两个 M10 的螺钉固定一牵曳钩, 若螺钉材料为 Q235, 装配时控制预紧力, 接合面处摩擦因数 $f = 0.15$, 求其允许的牵曳力。

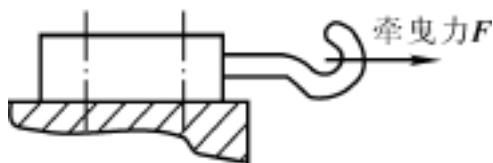


图 10.6 题 10-5 图

解 查教材中表 9-1 得, Q235 的屈服极限 $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$, 查教材中表 10-6 得, 当控制预紧力时, 取安全因数 $S = 1.3$ 。许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{235}{1.3} = 181 \text{ MPa}$$

查教材中表 10-1 得, M10 的小径 $d_1 = 8.376 \text{ mm}$, 由公式

$$F_e = \frac{1.3 F_a}{d_1/4} = [\sigma]$$

得预紧力为

$$F_a = \frac{[\sigma] d_1/4}{1.3} = \frac{181 \times 3.14 \times 8.376^2}{4 \times 1.3} = 7668 \text{ N}$$

由图 10.6 可知接合面数目 $m = 1$, 螺钉个数 $z = 2$, 取可靠性系数 $C = 1.3$, 故牵曳力为

$$F = \frac{z F_a m f}{C} = \frac{2 \times 7668 \times 1 \times 0.15}{1.3} = 1770 \text{ N}$$

10-6 在图 10.7 所示某重要拉杆螺纹联接中,已知拉杆所受拉力 $F_a = 13 \text{ kN}$,载荷稳定,拉杆材料为 Q275,试计算螺纹接头的螺纹。

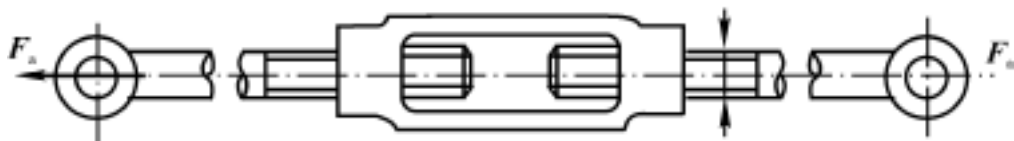


图 10.7 题 10-6 图

解 此联接是利用旋转中间零件使两端螺杆受到拉伸,故螺杆受到拉扭组合变形。

查教材中表 9-1 得,拉杆材料 Q275 的屈服极限为

$$\sigma_s = 275 \text{ MPa}$$

取安全因数 $S = 3$,拉杆材料的许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{275}{3} = 92 \text{ MPa}$$

所需拉杆的最小直径为

$$d_1 \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_a}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 13 \times 10^3}{3 \times 1.4 \times 92}} = 15.3 \text{ mm}$$

查教材中表 10-1,选用螺纹 M20 ($d_1 = 17.294 \text{ mm}$)。

10-7 在图 10.8 所示夹紧螺栓中,已知螺栓数为 2,螺纹为 M20,螺栓材料为 35 号钢,轴径 $D = 50 \text{ mm}$,杠杆长 $L = 400 \text{ mm}$,轴与夹壳间的摩擦因数 $f = 0.15$,试求施加于杠杆端部作用力 W 的允许值。

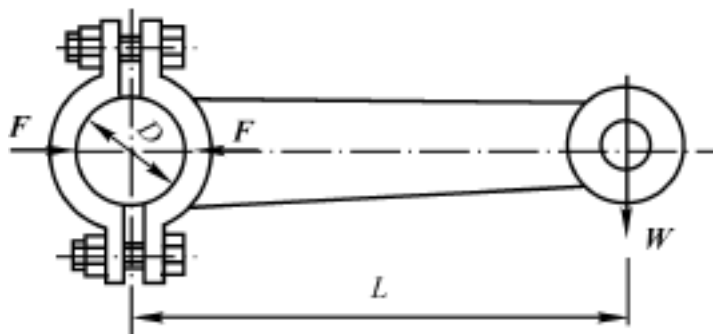


图 10.8 题 10-7 图

解 查教材中表 9-1 得,螺栓 35 号钢的屈服极限为

$$\sigma_s = 315 \text{ MPa}$$

查教材中表 10-6, 10-7 得, 螺栓的许用应力为

$$[\sigma] = \frac{[\sigma_s]}{S} = \frac{315}{2.5} = 126 \text{ MPa}$$

查教材中表 10-1 得, M20 的小径 $d_1 = 17.294 \text{ mm}$, 故螺栓所能承受的最大预紧力为

$$F_a = \frac{[\sigma]}{1.3} \frac{d_1^2}{4} = \frac{126 \times 3.14 \times 17.294^2}{4 \times 1.3} = 22756 \text{ N}$$

由于

$$zF_a fD = WL$$

则施加于杠杆端部作用力 W 的最大值为

$$W = \frac{zF_a fD}{L} = \frac{2 \times 22756 \times 0.15 \times 50}{400} = 853 \text{ N}$$

10-8 图 10-9 所示为受横向载荷的铰制孔用螺栓联接, 试推导其抗剪切和抗挤压的强度验算公式。

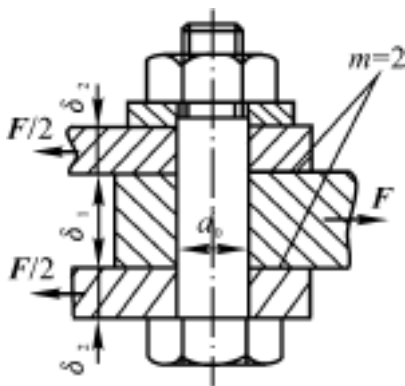


图 10-9 题 10-8 图

解 在横向工作载荷作用下, 螺栓杆与孔壁之间无间隙, 螺栓杆和被联接件接触表面受到挤压; 在联接接合面处螺栓杆则受剪切。

假设螺栓杆与孔壁表面上的压力分布是均匀的, 且这种联接的预紧力很小, 可不考虑预紧力和螺纹摩擦力矩的影响。

挤压强度验算公式为

$$p = \frac{F}{d_0 h} \quad [p]$$

其中 $h = \min\{h_1, h_2\}$, d_0 为螺栓杆直径。

螺栓杆的剪切强度验算公式为

$$= \frac{F}{m \cdot d_0 / 4} \quad []$$

其中 m 表示接合面数目, 图 10.9 中接合面数 $m = 2$ 。

10-9 图 10.10 所示凸缘联轴器, 允许传递的最大转矩为 $1\,500\text{ N}\cdot\text{m}$ (静载荷), 材料为 HT250。联轴器用 4 个 M16 铰制孔用螺栓联成一体, 螺栓材料为 35 号钢, 试选取合适的螺栓长度, 并校核其剪切和挤压强度。

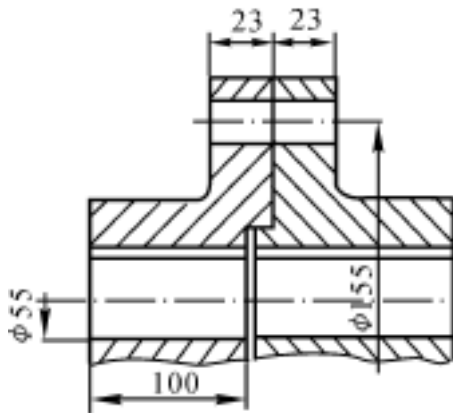


图 10.10 题 10-9 图

解 (1) 确定螺栓的长度。

螺栓螺纹伸出长度为 $a = 0.25d = 0.25 \times 16 = 4\text{ mm}$

螺栓螺纹预留长度为 $l_1 = 0.4d = 0.4 \times 1.6 = 6.4\text{ mm}$

查手册选取六角薄螺母 GB6172—86 M16, 厚度为 14.8 mm ; 垫圈 GB93—87 16, 厚度为 4.1 mm 。则所需螺栓长度为

$$L = 23 + 23 + 4.1 + 14.8 + 4 = 68.9\text{ mm}$$

查手册中螺栓系列长度, 可取螺栓长度 $L = 70\text{ mm}$ 。

螺栓所需螺纹长度为

$$b = 6.4 + 4.1 + 14.8 + 4 = 0.25 \times 16 = 29.3\text{ mm}$$

取螺栓螺纹长度 $b = 30\text{ mm}$ 。

(2) 单个螺栓所受横向载荷。

$$F_a = \frac{2T}{zD_0} = \frac{2 \times 1\,500}{4 \times 155 \times 10^{-3}} = 4\,839\text{ N}$$

(3) 螺栓材料的许用应力。由教材中表 9-1 查得, 被联接件 HT250 的强度极限 $\sigma_B = 240\text{ MPa}$; 查教材中表 10-6, 取安全因数 $S = 2.5$ 。

被联接件许用挤压应力为

$$[\sigma] = \frac{R}{S} = \frac{240}{2.5} = 96 \text{ MPa}$$

查教材中表 9-1 得,螺栓 35 号钢的屈服极限为

$$\sigma_s = 315 \text{ MPa}$$

查教材中表 10-6 得,螺栓的许用剪切应力为

$$[\tau] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{315}{2.5} = 126 \text{ MPa}$$

螺栓的许用挤压应力为

$$[\sigma_p] = \frac{R}{S} = \frac{315}{1.25} = 252 \text{ MPa}$$

(4) 校核强度。查手册,六角头铰制孔用螺栓 GB28—88 M16,其光杆直径 $d_b = 17 \text{ mm}$ 。

螺栓的剪切强度为

$$= \frac{F_a}{m \cdot d_b / 4} = \frac{4839}{1 \times 3.14 \times 17^2 / 4} = 21.3 \text{ MPa} \quad [\tau]$$

最小接触长度为

$$h = 70 - 30 - 23 = 17 \text{ mm}$$

挤压强度为

$$\sigma_p = \frac{F_a}{d_b h} = \frac{4839}{17 \times 17} = 16.7 \text{ MPa} \quad [\sigma_p]$$

所用螺栓合适。

10-10 题 10-9 中凸缘联轴器若采用 M16 螺栓联成一体,以摩擦力传递转矩,螺栓材料为 45 号钢,联轴器材料为 25 号钢,接合面摩擦因数 $f = 0.15$,安装时不要求严格控制预紧力,试决定螺栓数(螺栓数常取偶数)。

解 (1) 每个螺栓所允许的预紧力。查教材中表 9-1 得,45 号钢的屈服极限为

$$\sigma_s = 355 \text{ MPa}$$

查教材中表 10-6,10-7 得,当不能严格控制预紧力时,碳素钢取安全因数 $S = 3$ 。

$$\text{许用应力为} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{355}{3} = 118 \text{ MPa}$$

查教材中表 10-1 得,M16 的小径 $d_1 = 13.835 \text{ mm}$ 。

由公式 $F_e = \frac{1.3 F_a}{d_1 / 4}$ 得,预紧力为

$$F_a = \frac{[1] \frac{d^2}{4}}{1.3} = \frac{118 \times 3.14 \times 13.835^2}{4 \times 1.3} = 13\,638 \text{ N}$$

(2) 每个螺栓所能承担的横向力。由图 10.10 可知 $m = 1$, 取可靠性系数 $C = 1.3$ 。

横向力为

$$F = \frac{F_a m f}{C} = \frac{13\,638 \times 1 \times 0.15}{1.3} = 1\,573 \text{ N}$$

(4) 螺栓应承担的横向力为

$$F = \frac{2T}{D_0} = \frac{2 \times 1\,500}{155 \times 10^{-3}} = 19\,354 \text{ N}$$

(5) 螺栓的个数为

$$z > \frac{F}{F} = \frac{19\,354}{1\,573} = 12.3$$

取偶数 $z = 14$ 。

在直径为 155 mm 的圆周上布局 14 个 M16 的普通螺栓, 结构位置不允许。

10-11 如图 10.11 所示, 一钢制液压油缸, 油压 $p = 3 \text{ MPa}$, 油缸内径 $D = 160 \text{ mm}$ 。为保证气密性要求, 螺柱间距不得大于 $4.5d$ (d 为螺柱大径), 试计算此油缸的螺柱联接和螺柱分布圆直径 D_0 。

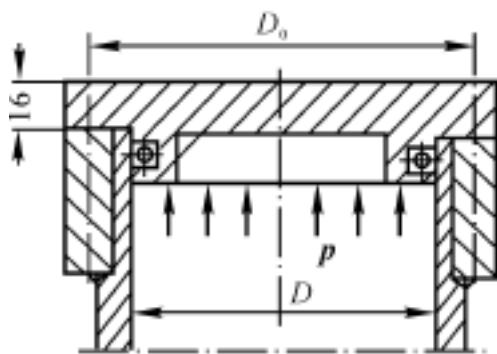


图 10.11 题 10-11 图

解 (1) 初选螺柱个数 $z = 8$ 。

(2) 每个螺柱的工作载荷为

$$F_E = \frac{p \frac{D^2}{4}}{z} = \frac{3 \times 3.14 \times 160^2 / 4}{8} = 7\,536 \text{ N}$$

(3) 螺柱联接有紧密性要求, 取残余预紧力为

$$F_R = 1.8 F_E = 1.8 \times 7\,536 = 13\,565 \text{ N}$$

(4) 螺柱总拉力为

$$F_a = F_E + F_R = 7\,536 + 13\,565 = 21\,101\text{ N}$$

(5) 确定螺柱直径。选取螺柱材料为 45 号钢,查教材中表 9-1 得,屈服极限 $\sigma_s = 355\text{ MPa}$;查教材中表 10-6 得,当不能严格控制预紧力时,暂时取安全因数 $S = 3$ 。

$$\text{许用应力为} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{355}{3} = 118\text{ MPa}$$

螺栓小径为

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_a}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 21\,101}{3.14 \times 118}} = 17.2\text{ mm}$$

查教材中表 10-1,取 M20 螺栓 ($d_1 = 17.294\text{ mm}$),由教材中表 10-7 可知,取安全因数 $S = 3$ 是合适的。

(6) 确定螺柱分布圆直径,即

$$D_0 = D + 2e = 160 + 2 \times (20 + 3 \sim 6) = 206 \sim 212\text{ mm}$$

取 $D_0 = 210\text{ mm}$ 。

(7) 验证螺柱间距,则有

$$l = \frac{D_0}{z} = \frac{3.14 \times 210}{8} = 82.5\text{ mm} < 4.5d = 4.5 \times 20 = 90\text{ mm}$$

所选螺柱的个数和螺柱的直径均合适。

10-12 如图 10.12 所示,一托架用 4 个螺栓固定在钢柱上,已知静载荷 $F = 3\text{ kN}$,距离 $l = 150\text{ mm}$,结合面摩擦因数 $f = 0.2$,试设计此螺栓联接。(提示:在力 F 作用下,托架不应滑移;在翻转力矩 Fl 作用下,托架有绕螺栓组形心轴线 $O-O$ 翻转的趋势,此时结合面不应出现缝隙)

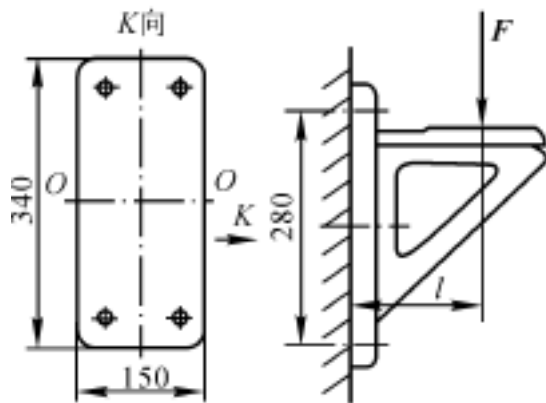


图 10.12 题 10-12 图

解 (1) 在力 F 作用下, 托架不应滑移, 设可靠性系数 $C = 1$, 接合面数 $m = 1$, 此时每个螺栓所需的预紧力为

$$F_a = \frac{CF}{zmf} = \frac{1 \times 3}{4 \times 1 \times 0.2} = 3.75 \text{ kN}$$

(2) 在翻转力矩 Fl 作用下, 此时结合面不应出现缝隙。托架有绕螺栓组形心轴线 $O-O$ 翻转的趋势, 上边两个螺栓被拉伸, 每个螺栓的轴向拉力增大了 F_E , 下边两个螺栓被放松, 每个螺栓的轴向力减小了 F_E , 则力的平衡关系为 $Fl = 2F_E \times 280$, 故可得

$$F_E = \frac{Fl}{2 \times 280} = \frac{3 \times 150}{2 \times 280} = 0.804 \text{ kN}$$

为使上边两个螺栓处结合面间不出现缝隙, 也即残余预紧力刚为零, 则所需预紧力为

$$F_a = F_E = 0.804 \text{ kN}$$

(3) 每个螺栓所需总的预紧力为

$$F_a = F_a + F_E = 3.75 + 0.804 = 4.554 \text{ kN}$$

(4) 确定螺栓直径。选取螺栓材料为 35 号钢, 查教材中表 9-1, 屈服极限 $s = 315 \text{ MPa}$; 查教材中表 10-6 得, 当不能严格控制预紧力时, 暂时取安全因数 $S = 3$ 。

$$\text{许用应力为} \quad [\sigma] = \frac{s}{S} = \frac{315}{3} = 105 \text{ MPa}$$

螺栓小径为

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_a}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 4.554}{3.14 \times 105}} = 8.48 \text{ mm}$$

查教材中表 10-1, 取 M12 螺栓 ($d_1 = 10.106 \text{ mm}$), 由教材中表 10-7 可知, 取安全因数 $S = 3$ 也是合适的。

10-13 如图 10.13 所示, 一手动螺栓起重器的最大起重量 $F_a = 40 \text{ kN}$, 施加于手柄的力 $F = 250 \text{ N}$, 螺栓采用单头梯形螺纹, 公称直径 $d = 52 \text{ mm}$, 螺纹间摩擦因数 $f = 0.15$, 支承面摩擦因数 $f_c = 0$ 。(1) 确定此起重器的手柄长度 L , 并说明计算所得的手柄长度是否合适; (2) 计算螺母的高度 H 。

解 (1) 计算手柄长度。查手册, 梯形螺纹 GB5796—86, 公称直径 $d = 52 \text{ mm}$, 初选螺距 $t = 8 \text{ mm}$, 则中径 $d_2 = 48 \text{ mm}$, 小径 $d_1 = 43 \text{ mm}$ 。

螺纹升角为

$$= \arctan \frac{t}{d_2} = \arctan \frac{8}{3.14 \times 48} = 3.04^\circ$$

当量摩擦角为

$$= \arctan \frac{f}{\cos} = \arctan \frac{0.15}{\cos 15^\circ} = 8.83^\circ$$

所需的转矩为

$$T = \frac{F_a d_2}{2} \tan(\quad + \quad) + r_f f_c F_a =$$

$$\frac{40 \times 10^3 \times 48 \times 10^{-3}}{2} \tan(3.04^\circ + 8.83^\circ) = 202 \text{ N} \cdot \text{m}$$

则手柄的长度为

$$L = \frac{T}{F} = \frac{202}{250} = 0.808 \text{ m} = 808 \text{ mm}$$

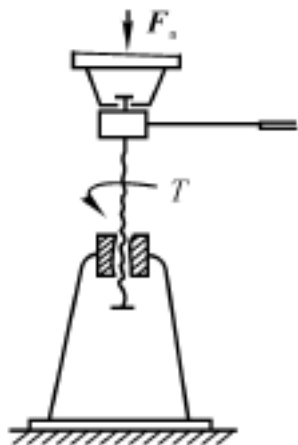


图 10.13 题 10-13 图

(2) 确定螺母的高度。初取螺纹圈数 $z = 8$, 则螺母的高度为

$$H = z t = 8 \times 8 = 64 \text{ mm}$$

这时 $\frac{H}{d_2} = \frac{64}{48} = 1.33$, 处于 $1.2 \sim 2.5$ 的许可范围内。

10-14 试计算一起重器的螺杆和螺母的主要尺寸。已知起重量 $F_a = 30 \text{ kN}$, 最大起重高度 $l = 550 \text{ mm}$, 螺杆用 45 号钢, 螺母用铝青铜 $\text{ZCuAl}_{10}\text{Fe}_3$ 。

解 选用梯形螺纹。

(1) 根据耐磨性初选参数。初选 $\phi = 1.5$; 查教材中表 10-8, 螺旋副的许用压强 $[p] = 15 \sim 25 \text{ MPa}$, 取 $[p] = 20 \text{ MPa}$ 。

$$d_2 \sqrt{\frac{F_a}{[p]}} = \sqrt{\frac{30 \times 10^3}{1.5 \times 20}} = 31.6 \text{ mm}$$

查手册,选取梯形螺纹 GB5796—86,选取公称直径 $d = 36 \text{ mm}$,中径 $d_2 = 33 \text{ mm}$,小径 $d_1 = 29 \text{ mm}$,螺距 $t = 6 \text{ mm}$ 。

(2) 初选螺母。初步计算螺母的高度,即

$$H = d_2 = 1.5 \times 33 = 49.5 \text{ mm}$$

则螺栓与螺母接触的螺纹圈数为

$$z = \frac{H}{t} = \frac{49.5}{6} = 8.25$$

取 $z = 9$ 。

螺母的高度为

$$H = zt = 9 \times 6 = 54 \text{ mm}$$

系数为

$$= H/d_2 = 54/33 = 1.64$$

(3) 校核耐磨性。螺纹的工作高度为

$$h = 0.5t = 0.5 \times 6 = 3 \text{ mm}$$

则螺纹接触处的压强为

$$p = \frac{F_a}{d_2 h z} = \frac{30 \times 10^3}{3.14 \times 33 \times 3 \times 9} = 10.7 \text{ MPa} \quad [p]$$

合适。

(4) 校核螺杆的稳定性。起重器的螺母端为固定端,另一端为自由端,故取 $\mu = 2$,螺杆危险截面的惯性半径 $i = d/4 = 29/4 = 7.25 \text{ mm}$,螺杆的最大工作长度 $l = 550 \text{ mm}$,则螺杆的长细比为

$$= \frac{\mu l}{i} = \frac{2 \times 550}{7.25} = 152 > 100$$

临界载荷为

$$F_C = \frac{^3 EI}{(\mu l)^2} = \frac{3.14^3 \times 2.06 \times 10^5 \times 29^4}{64 \times (2 \times 550)^2} = 931\,972 \text{ N} = 932 \text{ kN}$$

取安全因数 $S = 4$,则

$$\frac{F_C}{S} = \frac{932}{4} = 233 \text{ kN} > F_a = 30 \text{ kN}$$

不会失稳。

(5) 校核螺纹牙强度。对于梯形螺纹,则有

$$b = 0.65t = 0.65 \times 6 = 3.9 \text{ mm}$$

$$= \frac{F_a}{d_1 b z} = \frac{30 \times 10^3}{3.14 \times 29 \times 3.9 \times 9} = 9.4 \text{ MPa}$$

对于青铜螺母 $[\sigma] = 30 \sim 40 \text{ MPa}$, 合适。

10-15 如图 10.14 所示, 一小型压力机的最大压力为 25 kN, 螺旋副采用梯形螺纹, 螺杆取 45 号钢正火, $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$ 。螺母材料为 $\text{ZCuAl}_{10}\text{Fe}_3$ 。设压头支承面平均直径 $D_0 =$ 螺纹中径 d , 操作时螺旋副当量摩擦因数 $f = 12$, 压头支承面摩擦因数 $f_c = 0.10$ 。试求螺纹参数(要求自锁) 和手轮直径。

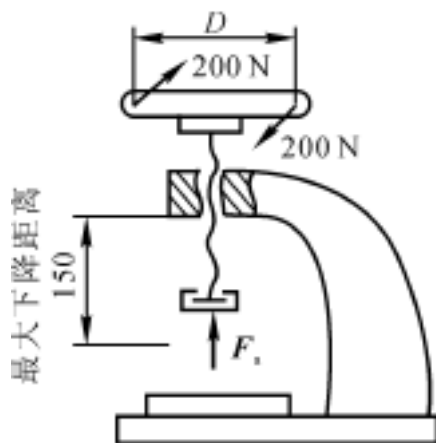


图 10.14 题 10-15 图

解 (1) 初选螺纹直径为

$$d_1 \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_a}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 25 \times 10^3}{3.14 \times 80}} = 22.74 \text{ mm}$$

查手册, 选取梯形螺纹 GB5796—86, 选取公称直径 $d = 32 \text{ mm}$, 中径 $d_2 = 29 \text{ mm}$, 小径 $d_1 = 25 \text{ mm}$, 螺距 $t = 6 \text{ mm}$ 。

(2) 验证其自锁性。

螺纹升角为

$$= \arctan \frac{t}{d_2} = \arctan \frac{6}{3.14 \times 29} = 3.77^\circ$$

当量摩擦角为

$$= \arctan f = \arctan 0.12 = 6.84^\circ$$

$<$, 所以满足自锁条件。

(3) 校核其耐磨性。设螺栓与螺母接触的螺纹圈数 $z = 8$, 则螺母的高度为

$$H = zt = 8 \times 6 = 48 \text{ mm}$$

$$= H/d_2 = 48/29 = 1.66$$

处于 1.2 ~ 2.5 的许可范围内。

螺纹的工作高度为

$$h = 0.5t = 0.5 \times 6 = 3 \text{ mm}$$

则螺纹接触处的压强为

$$p = \frac{F_a}{d_2 h_z} = \frac{2.5 \times 10^3}{3.14 \times 29 \times 3 \times 8} = 11.4 \text{ MPa}$$

查教材中表 10-8, 钢对青铜许用压强 $[p] = 15 \sim 25 \text{ MPa}$, 合适。

(4) 校核螺杆强度。取 $r_f = d_2/2$, 则所需扭矩为

$$T = \frac{F_a d_2}{2} \tan(\alpha + \rho') + r_f f_c F_a = \frac{F_a d_2}{2} [\tan(\alpha + \rho') + f_c] =$$

$$\frac{2.5 \times 10^3 \times 29 \times 10^{-3}}{2} [\tan(3.77^\circ + 6.84^\circ) + 0.1] = 104 \text{ N} \cdot \text{m}$$

则危险截面处的强度为

$$\sigma_e = \sqrt{\left[\frac{4F_a}{d_1^2} \right]^2 + 3 \left[\frac{16T}{d_1^3} \right]^2} =$$

$$\sqrt{\left[\frac{4 \times 2.5 \times 10^3}{3.14 \times 25^2} \right]^2 + 3 \left[\frac{16 \times 104}{3.14 \times 25^3} \right]^2} = 9 \text{ MPa}$$

对于 45 号钢正火, 其许用应力 $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$, 故合适。

(5) 校核螺杆的稳定性。压力机的螺母端为固定端, 另一端为铰支端, 故取 $\mu = 0.7$, 螺杆危险截面的惯性半径 $i = d_1/4 = 25/4 = 6.25 \text{ mm}$, 螺杆的最大工作长度 $l = 150 \text{ mm}$, 则螺杆的长细比为

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{0.7 \times 150}{6.25} = 16.8 < 40$$

不会失稳。

(6) 校核螺纹牙强度。对于梯形螺纹, 则有

$$b = 0.65t = 0.65 \times 6 = 3.9 \text{ mm}$$

$$= \frac{F_a}{d_1 b_z} = \frac{2.5 \times 10^3}{3.14 \times 25 \times 3.9 \times 8} = 10.2 \text{ MPa}$$

对于青铜螺母 $[\sigma] = 30 \sim 40 \text{ MPa}$, 合适。

(7) 确定手轮的直径。由 $T = 200D = 104000$ 得

$$D = \frac{104000}{200} = 520 \text{ mm}$$

10-16 试为题 10-9 中的联轴器选择平键, 试验算键联接的强度。

解 (1) 选用 A 型平键, 查教材中表 10-9, 由轴的直径 $d = 55 \text{ mm}$ 可得, 平键的截面尺寸 $b = 16 \text{ mm}$, $h = 10 \text{ mm}$; 由联轴器及平键长度系列, 取键的长度 $L = 90 \text{ mm}$ 。其标记为: 键 $16 \times 90 \text{ GB1096—79}$ 。

(2) 验算平键的挤压强度。由教材中表 10-10 查得, 铸铁联轴器的许用挤压应力为

$$[\sigma_p] = 70 \sim 80 \text{ MPa}$$

A 型键的工作长度为

$$l = L - b = 90 - 16 = 74 \text{ mm}$$

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \times 1\,500 \times 10^3}{55 \times 10 \times 74} = 147 \text{ MPa}$$

则 $\sigma_p > [\sigma_p]$, 使用平键挤压强度不够, 铸铁轴壳键槽将被压溃。这时可使轴与联轴器孔之间采用过盈配合, 以便承担一部分转矩, 但其缺点是装拆不便。也可改用花键联接。

10-17 题 10-9 中的联轴器若改用矩形花键联接, 试选择花键, 并验算该联接的强度。

解 (1) 选择花键。根据联轴器孔径 $d = 55 \text{ mm}$, 查手册可知花键小径 $d = 56 \text{ mm}$, 故选择矩形花键的规格为: 花键 $8 \times 56 \times 62 \times 10 \text{ GB1144—87}$ 。

花键的齿数 $z = 8$ 、小径 $d = 56 \text{ mm}$, 大径 $D = 62 \text{ mm}$, 键宽 $B = 10 \text{ mm}$, 键长取 $l = 90 \text{ mm}$, 倒角 $C = 0.4 \text{ mm}$ 。

(2) 验算挤压强度。取载荷不均匀系数 $K = 0.8$, 齿面工作高度为

$$h = \frac{D - d}{2} - 2C = \frac{62 - 56}{2} - 2 \times 0.4 = 2.2 \text{ mm}$$

平均半径为

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{62 + 56}{4} = 29.5 \text{ mm}$$

$$\sigma_p = \frac{T}{K z h l r_m} = \frac{1\,500 \times 10^3}{0.8 \times 8 \times 2.2 \times 90 \times 29.5} = 40 \text{ MPa}$$

查教材中表 10-11, 在中等工作条件、键的齿面未经热处理时, 其许用挤压应力 $[\sigma_p] = 60 \sim 100 \text{ MPa}$, 故合适。

C. 楔键

D. 导向平键

10-2 填空题

(1) 普通螺纹的公称直径是螺纹的_____。管螺纹的公称直径是_____。

(2) 普通螺纹的牙型角为 60° ，当摩擦因数为 0.1 时，该螺纹副的当量摩擦角是_____。

(3) 螺栓联接旋合螺纹牙间载荷分配不均是由于_____。

(4) 键的截面尺寸通常是根据_____按标准选择。

(5) 普通平键的工作面是_____；楔键的工作面是_____。

10-3 凸缘联轴器如图 10.15 所示，用 z 个普通螺栓联接，传递扭矩为 $T(\text{N} \cdot \text{m})$ ，螺栓的中心圆直径 $D_0(\text{mm})$ ，铸铁摩擦因数为 f ，螺栓的许用应力为 $[\sigma](\text{MPa})$ ，防滑安全因数为 C ，试写出螺栓小径 $d_1(\text{mm})$ 的表达式。

10-4 找出普通螺栓联接图 10.16 中的错误，说明其原因，并改正。

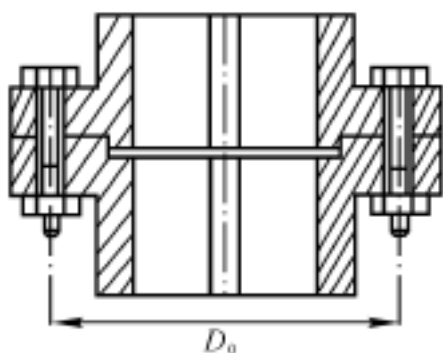


图 10.15 测 10-3 图

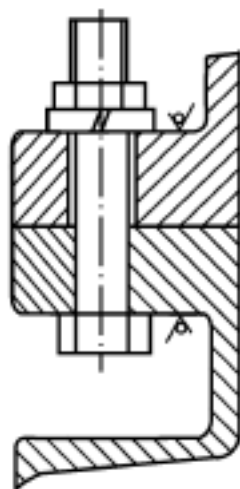


图 10.16 测 10-4 图

10.5.2 参考答案

10-1 (1) C (2) D (3) C (4) D (5) C (6) B
(7) C (8) C

10-2 (1) 大径，管子的公称通径

(2) 6.6°

(3) 螺母与螺栓的变形有差异

(4) 轴的直径

(5) 两侧面,上下楔紧面

$$10^{-3} \quad F = \frac{2T}{zD_0}, \quad F_a = \frac{CF}{mf}, \quad d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_a}{[\]}}$$

10-4 主要错误有: 螺栓安装方向不对,装不进去,应掉头安装; 下部被联接件的孔径应与螺栓杆之间留有间隙; 被联接件表面应做出沉头孔,以免产生附加应力; 螺栓螺纹长度太短; 螺栓长度太长; 弹簧垫圈缺口方向不对。改正后如图 10.17 所示。

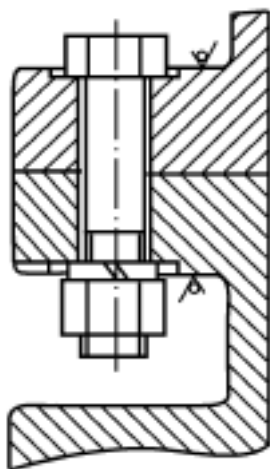


图 10.17 测 10-4 解图

第 11 章 齿轮传动

11.1 重点内容提要

11.1.1 教学基本要求

(1) 掌握齿轮传动的主要失效形式、失效原因、失效部位、避免或减轻失效的措施。

(2) 了解齿轮常用材料及热处理方法,正确地选择配对齿轮的材料及热处理工艺。

(3) 了解常用齿轮传动精度的适用范围,能正确选择齿轮精度等级。

(4) 掌握齿轮传动的受力分析;理解齿轮强度计算中要用计算载荷而非名义载荷的原因。

(5) 掌握针对不同失效形式的设计准则。

(6) 掌握直齿圆柱齿轮弯曲强度和接触强度计算方法,理解各主要参数和系数的意义,并能合理地选取。

(7) 掌握斜齿圆柱齿轮和直齿圆锥齿轮受力分析,了解强度计算的特点。

(8) 了解齿轮的主要结构形式、润滑方式及传动效率。

齿轮传动是最重要的机械传动。本章主要介绍了最常用的渐开线齿轮传动的设计内容和设计步骤。并以传动失效形式、材料选择、受力分析、直齿圆柱齿轮传动的接触疲劳强度和弯曲疲劳强度计算为本章重点内容。对于强度计算公式,应着重理解各参数和系数的含义,并能正确选择主要参数和使用公式。对斜齿圆柱齿轮传动和直齿圆锥齿轮传动,主要应掌握受力分析和强度计算的特点。

11.1.2 齿轮传动的失效形式

齿轮传动按照工作条件分两种:闭式传动和开式传动。闭式传动的齿轮封

闭在箱体内,润滑良好,用于重要的齿轮传动中。开式传动是外露的,易落入灰尘、杂质等,用于低速传动。

齿轮传动的失效主要发生在轮齿上。由于齿轮的材料、热处理工艺及工作条件的不同,轮齿主要失效形式有两大类:轮齿折断(疲劳折断、过载折断)、齿面损坏(点蚀、磨损、胶合和塑性变形)。

(1) 轮齿折断。在开式和闭式齿轮传动中都可能发生。轮齿折断由齿根弯曲应力和应力集中引起,主要发生在齿根部分受拉应力的一侧。齿根折断分两种:

疲劳折断:多次重复作用下,弯曲变应力超过弯曲疲劳极限引起的轮齿折断;

过载折断:因短时的严重过载或冲击载荷引起的轮齿突然折断。

(2) 齿面点蚀。是润滑良好的闭式齿轮传动常见的失效形式,开式齿轮传动由于磨损较快,一般不会发生点蚀。点蚀是在变化着的接触应力作用下,齿面接触应力超过材料的接触疲劳极限时,在齿面上产生的麻点状损伤现象。点蚀首先发生在齿根表面靠近节线处。

(3) 齿面胶合。高速重载(热胶合)或低速重载润滑不良时(冷胶合)的主要失效形式。高速重载传动下,啮合区温度升高引起润滑失效,致使两齿面金属直接接触,又因相对滑动速度较高,从而沿着相对滑动方向,较软齿面被撕下而形成沟纹。低速重载或缺润滑油时,由于压力过大,润滑油膜被挤破引起胶合。

提高抗胶合能力的措施:提高齿面硬度、减小粗糙度值、采用抗胶合能力强的润滑油(加极压添加剂)、改善散热条件等。

(4) 齿面磨损。开式齿轮传动的主要失效形式之一。齿面磨损的主要形式是磨粒磨损,即由于灰尘、硬屑粒等进入齿面间而引起的磨损。齿面过度磨损后,导致严重噪声和振动,最终使传动失效。

提高抗齿面磨粒磨损的措施:减小粗糙度值、保持良好润滑。

(5) 齿面塑性变形。低速重载软齿轮传动的主要失效形式。重载时,较软的齿面可能在摩擦力作用下沿摩擦力方向产生局部塑性流动,从而破坏齿形。

提高抗塑性变形能力的措施:提高齿面硬度、提高润滑油黏度或加极压添加剂等。

11.1.3 齿轮材料及热处理

为防止齿轮传动失效,选择齿轮材料的基本要求:齿面具有足够的硬度,使其具有较高的抗磨损、抗点蚀、抗胶合及抗塑性变形的能力;齿根具有足够的弯曲强度,使其具有抗折断的能力;齿轮材料要具有良好的加工和热处理工艺性;

价格低廉。

常用的材料是锻钢(优质碳素钢、合金钢等),其次是铸钢、铸铁。

不同的材料经不同的热处理方法可获得不同的机械性能。常用的热处理方法有:调质、正火(常化)、表面淬火、渗碳淬火、渗氮。

最常用的材料是优质碳素钢和合金结构钢。中碳钢(如 35, 45, 35SiMn, 40Cr)经调质或正火处理后获得软齿面(齿面硬度 HBS 350)。中碳钢经表面淬火、低碳钢(如 20Cr, 20CrMnTi)经渗碳淬火,以及渗氮(如 38CrMoAlA)后可获得硬齿面(齿面硬度可达 52 ~ 62HRC)。

载荷平稳或轻度冲击用正火碳钢;中等冲击载荷用调质碳钢或调质合金钢;高速、重载及在冲击载荷下用淬火合金钢。

对于大尺寸的齿轮采用铸钢(如 ZG270-500),并经正火处理以消除铸造应力,低速开式传动还可采用铸铁(灰铸铁如 HT250、球墨铸铁如 QT500-5)代替铸钢。这样的齿轮均为软齿面。

当配对两齿轮均为软齿面时,因小齿轮齿根强度较弱,且小齿轮的应力循环次数较多,当大小齿轮有较大硬度差时,较硬的小齿轮会对较软的大齿轮齿面产生冷硬化作用,可提高大齿轮的接触疲劳强度。所以要求小齿轮的齿面硬度比大齿轮高 30 ~ 50HBS。当配对两齿轮均为硬齿面时,小齿轮的硬度应略高,或与大齿轮相当。

11.1.4 齿轮传动的精度

齿轮的精度按国家标准 GB10095—88(圆柱齿轮)和 GB11365—89(圆锥齿轮)规定,可分为十二个等级。1 级最高,12 级最低。精度等级选择是按传动用途、工作条件、传动功率和圆周速度 v 等参数来确定。常用的精度等级为 6, 7, 8, 9。

精度规范:运动精度规范——第 Ⅰ 公差组(反映传递运动的准确性);工作平稳性精度规范——第 Ⅱ 公差组(反映传递运动的平稳性);接触精度规范——第 Ⅲ 公差组(反映载荷分布的均匀性)。此外还规定了齿轮副侧隙、齿坯公差。

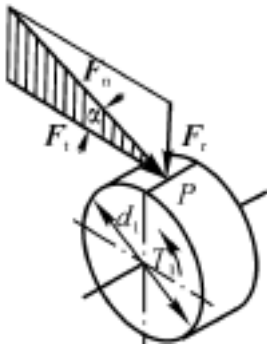
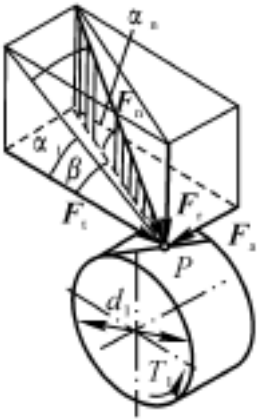
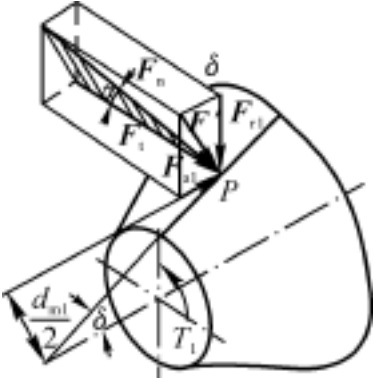
11.1.5 齿轮传动的受力分析

齿轮传动的受力分析是进行强度计算的前提,同时也是为轴的设计以及轴承的选择作准备,必须熟练掌握。

若忽略齿面间的摩擦力,认为啮合两齿轮之间只作用有法向力 F_n ,其方向

沿啮合线垂直作用在齿面上,其作用点常常简化为集中力作用于节点 P 处。将法向力 F_n 分解成相互重直的圆周力 F_t 、径向力 F_r 和轴向力 F_a 。具体计算公式及主、从齿轮间力的相互关系如表 11.1 所示。

表 11.1 齿轮传动的力计算公式及对应关系

力	直齿圆柱齿轮	斜齿圆柱齿轮	直齿圆锥齿轮
			
法向力	$F_n = F_t / \cos$ $F_{n1} = - F_{n2}$	$F_n = F_t / (\cos_n \cos)$ $F_{n1} = - F_{n2}$	$F_n = F_t / \cos$ $F_{n1} = - F_{n2}$
圆周力	$F_t = 2 T_1 / d_1$ $F_{t1} = - F_{t2}$	$F_t = 2 T_1 / d_1$ $F_{t1} = - F_{t2}$	$F_t = 2 T_1 / d_{m1}$ $F_{t1} = - F_{t2}$
径向力	$F_r = F_t \tan$ $F_{r1} = - F_{r2}$	$F_r = F_t \tan_n / \cos$ $F_{r1} = - F_{r2}$	$F_r = F_t \tan \cos$ $F_{r1} = - F_{a2}$
轴向力		$F_a = F_t \tan$ $F_{a1} = - F_{a2}$	$F_a = F_t \tan \sin$ $F_{a1} = - F_{r2}$

(1) 直齿圆柱齿轮传动。法向力 F_n 的作用面与端面平行,其分量只有圆周力 F_t 和径向力 F_r ,没有轴向分量 F_a 。

(2) 斜齿圆柱齿轮传动。法向力 F_n 作用于法面内,与节圆柱切面的夹角为法面压力角 $\alpha_n = 20^\circ$,法面与端面的夹角为螺旋角 β 。角 β 引起轴向分力 $F_a = F_t \tan \beta$ 。

(3) 直齿圆锥齿轮传动。法向力 F_n 视为作用于齿宽中点的法向平面内,与节圆锥切面夹角为压力角 δ ,与垂直于轴线的平面夹角为节锥角 γ 。的大小决定

了轴向力的大小 $F_a = F_t \tan \alpha$ 。

1. 力的计算说明

首先根据齿轮传递的功率,计算出主动齿轮的转矩 $T_1 = 9.55 \times 10^6 P_1 / n_1$, 代入公式 $F_{t1} = 2 T_1 / d_1$ 计算出齿轮上的圆周力分量,然后再分别代入相应公式计算径向力 F_r 、轴向力 F_a 和法向力 F_n 。

2. 力的方向判别说明

(1) 圆周力 F_t 。 F_{t1} 对主动齿轮形成阻力矩,与其运动方向相反; F_{t2} 对从动齿轮形成驱动力矩,与其运动方向相同。

(2) 径向力 F_r 。对于外齿轮,沿着径线指向转动中心;对于内齿轮,沿着径线背离转动中心。

(3) 轴向力 F_a 。对于斜齿轮,轴向力沿轴线方向,箭头指向工作齿面。对于主动斜齿轮, F_{a1} 也可用左(右)手螺旋定则,即根据主动轮轮齿的旋向,左旋伸左手,右旋伸右手,握住轴线,四指指向主动轮的转动方向,大拇指的指向即为主动轮轴向力 F_{a1} 的方向,从动轮的 F_{a2} 与 F_{a1} 方向相反。对于圆锥齿轮,轴向力沿着轴线,箭头指向大端。也即圆锥齿轮的轴向力总是使两锥轮有分开的趋势。

11.1.6 齿轮传动的计算载荷

(1) 名义载荷(公称载荷) F_n 。通过理论力学公式计算出作用于齿面接触线上的法向载荷。

(2) 计算载荷 KF_n 。考虑载荷集中和附加动载荷的影响时,接近于真实值的载荷。 K 为载荷系数。

(3) 载荷集中。由于传动装置制造和安装误差、轴和轴承的变形,载荷沿齿宽分布不均匀,出现载荷集中。主要影响因素有:支承情况(对称布置、非对称布置、悬臂布置);轴、轴承和支座的刚度;齿轮宽度;制造安装精度等。制造安装精度高、齿宽系数小、轴和轴承的刚度好时,载荷沿齿宽方向分布越均匀,载荷集中越小。

(4) 附加动载荷。由于齿轮制造误差、工作中的变形、原动机和工作机的特性等原因,会引起附加动载荷。主要影响因素有:原动机与工作机的类型、齿轮的制造精度以及圆周速度。制造精度越低、圆周速度越高时,附加动载荷越大。

11.1.7 齿轮传动设计准则

齿轮传动设计时,针对不同的工作情况及失效形式,应分别确立相应的设

计准则,即先根据主要失效形式进行强度计算,确定其主要几何尺寸;然后对其他失效形式进行必要的校核。齿轮传动设计准则如表 11 2 所示。

表 11 2 齿轮传动设计准则

齿 轮 工 作 条 件	主 要 失 效 形 式	设 计 准 则
软 齿 面 闭 式 齿 轮 传 动	齿 面 点 蚀	按齿面接触强度设计 校核齿根弯曲强度
硬 齿 面 闭 式 齿 轮 传 动	齿 根 折 断	按齿根弯曲强度设计 校核齿面接触疲劳强度
开 式 齿 轮 传 动	磨 损	只按齿根弯曲疲劳强度设计 适当降低许用应力以增大模数值(考虑 磨损对齿厚的影响)

11 1 8 齿面接触强度计算

1. 接触强度计算理论依据及计算模型

在受载时,两齿轮在接触线处发生弹性变形,产生接触应力。由于渐开线齿廓各点的曲率不同,所受载荷大小不同,故产生的接触应力是变化的(按脉动循环变化)。变化的接触应力首先在齿根部分靠近节线处产生点蚀,故齿面接触疲劳强度是按节点啮合进行计算,其齿面接触状况可近似认为与两圆柱体的接触状况相当,计算的理论依据是弹性力学中的赫兹公式,即

$$H = \sqrt{\frac{F_h \left[\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right]}{\left[\left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \right) + \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \right] b}} \tag{11.1}$$

斜齿轮按过节点的法面当量直齿圆柱齿轮进行齿面接触强度计算;圆锥齿轮按平均分度圆的当量直齿圆柱齿轮进行接触强度计算。齿面接触疲劳强度计算公式如表 11 3 所示。

2. 齿面接触强度计算说明

(1) 对于软齿面闭式齿轮传动,应按接触疲劳强度设计公式确定齿轮的几何尺寸参数。对于硬齿面闭式齿轮传动,应按校核公式验算其接触疲劳强度。开式齿轮传动一般不进行接触强度计算。

(2) 接触强度计算公式中系数 335,305 适用于一对钢制齿轮,若配对齿轮的材料为钢对铸铁或铸铁对铸铁,应按表 11 4 进行修正。

表 11.3 齿面接触疲劳强度和弯曲疲劳强度计算公式及主要系数的意义

	直齿圆柱齿轮传动	斜齿圆柱齿轮传动	圆锥齿轮传动
校核公式	$\sigma_H = 335 \sqrt{\frac{KT_1}{bd^2} \cdot \frac{(u \pm 1)^3}{u}} \leq [\sigma_H]$	$\sigma_H = 305 \sqrt{\frac{KT_1}{bd^2} \cdot \frac{(u \pm 1)^3}{u}} \leq [\sigma_H]$	$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0.5b} \sqrt{\frac{KT_1}{b} \cdot \frac{\sqrt{(a^2 + 1)^3}}{u}} \leq [\sigma_H]$
设计公式	$a \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_a u} \left(\frac{335}{[\sigma_H]} \right)^2}$	$a \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_a u} \left(\frac{305}{[\sigma_H]} \right)^2}$	$R_e \geq \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_R u} \left(\frac{335}{(1 - 0.5\phi_R)[\sigma_H]} \right)^2}$
系数修正	钢对钢 335, 钢对铸铁 285, 铸铁对铸铁 250	钢对钢 305, 钢对铸铁 305 × 285/335, 铸铁对铸铁 305 × 250/335	钢对钢 335, 钢对铸铁 285, 铸铁对铸铁 250
换算公式	$m = \frac{2a}{z_1 + z_2}$	$m_n = \frac{2a \cos \beta}{z_1 + z_2}, \beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$	$m_e = \frac{2R_e}{z_1 \sqrt{u^2 + 1}}$
校核公式	$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F}{bd_1 m} = \frac{2KT_1 Y_F}{bm^2 z_1} \leq [\sigma_F]$	$\sigma_F = \frac{1.6KT_1 Y_F}{bd_1 m_n} = \frac{2KT_1 Y_F \cos \beta}{bm_n^2 z_1} \leq [\sigma_F]$	$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F}{bd_{e1} m_m} = \frac{2KT_1 Y_F}{bm_m^2 z_1} \leq [\sigma_F]$
设计公式	$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F}{\phi_a (u \pm 1) z_1^2 [\sigma_F]}}$	$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{3.2KT_1 Y_F \cos^2 \beta}{\phi_a (u \pm 1) z_1^2 [\sigma_F]}}$	$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F (1 - 0.5\phi_R)}{\phi_R \sqrt{u^2 + 1} z_1^2 [\sigma_F]}}$
换算公式			$m_e = \frac{m_m}{1 - 0.5\phi_R}$
含义及单位	T_1 为小齿轮转矩 (N·mm); K 为载荷系数; u 为齿数比; b 为齿宽 (mm); a 为中心距 (mm); R_e 为锥距 (mm); ϕ_a, ϕ_R 为齿宽系数; z_1 为小齿轮齿数; Y_F 为齿形系数; β 为螺旋角; m, m_n, m_e, m_m 为模数 (mm); σ_H, σ_F 为应力 (MPa); $[\sigma_H], [\sigma_F]$ 为许用应力 (MPa)		

表 11.4 配对齿轮的材料与系数的修正

配对材料	直齿圆柱齿轮传动	斜齿圆柱齿轮传动	直齿圆锥齿轮传动
钢对钢	335	305	335
钢对铸铁	285	305 × 285/ 335	285
铸铁对铸铁	250	305 × 250/ 335	250

(3) 受载时,主、从齿轮接触力的大小相等,接触面积也相等,故两配对齿轮接触应力是相同的,即 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 。但因两齿轮的材料不同、热处理方法不同,其许用应力不同,即 $[\sigma_{H1}] \neq [\sigma_{H2}]$ 。因此按接触疲劳强度进行设计计算时,只将 $[\sigma_{H1}]$ 和 $[\sigma_{H2}]$ 中较小者代入公式即可。其含义是齿轮的几何尺寸参数决定于接触强度较弱者。

(4) 直齿圆柱齿轮传动按公式计算出中心距 a 后,初选齿数 z_1, z_2 ,然后按 $m = 2d / (z_1 + z_2)$ 计算出模数 m ,并圆整为标准值;斜齿圆柱齿轮传动按公式计算出中心距 a 后,初选齿数 z_1, z_2 以及法面模数 m_n (或 m),再按 $\alpha_n = \arccos [m_n (z_1 + z_2) / 2a]$ 计算 α_n ,或按 $m_n = 2a \cos \alpha_n / (z_1 + z_2)$ 计算 m_n ,并圆整为标准值;圆锥齿轮传动按公式计算出锥距 R_e 后,初选齿数 z_1, z_2 ,再按 $m_e = 2R_e / (z_1 \sqrt{u^2 + 1})$ 计算出大端模数 m_e ,并圆整为标准值。

(5) 在其他参数相同的条件下,齿轮的接触疲劳强度与中心距 a 或齿轮的分度圆直径 d_1 和 d_2 有关。分度圆直径 d_1 和 d_2 分别相等的两对齿轮,不论其模数是否相等,均具有相同的接触强度。模数 m 不能作为衡量齿轮接触强度的依据。例如有两对齿轮传动,其参数分别为 $m = 2, z_1 = 40, z_2 = 80$ 和 $m = 4, z_1 = 20, z_2 = 40$,则此两对齿轮接触疲劳强度是相同的。

11.1.9 齿根弯曲强度计算

1. 弯曲强度计算理论依据及计算模型

直齿圆柱齿轮啮合传动时,两轮齿是同时进入啮合或同时退出啮合,啮合点在齿廓上的位置不断变化,主动轮是从齿根到齿顶,从动轮是从齿顶到齿根,即力的作用点在变化,且轮齿啮合时也是由单对齿到两对齿又到单对齿的循环变化,即作用于单个齿的力的大小在变化。但无论力的大小及作用点如何变化,齿根所受的弯矩却总是最大的,且齿根部分的弯曲应力是变化的。若单侧齿工作,弯曲应力按脉动循环变化;若双侧齿工作,弯曲应力按对称循环变化。最大

的齿根弯曲应力发生在单对齿啮合区的最高点处。

直齿轮齿根弯曲强度计算模型：轮齿看作悬臂梁；单对齿啮合；载荷作用于齿顶；忽略压应力，只考虑弯曲应力；危险截面用 30° 切线来确定。

根据此模型，利用材料力学求悬臂梁弯曲应力公式进行推导，并计入应力集中等因素后，得出直齿圆柱齿轮的弯曲强度计算公式。

斜齿圆柱齿轮按节点处法面的当量直齿圆柱齿轮模型，圆锥齿轮按平均分度圆的当量直齿圆柱齿轮模型，对比直齿轮的计算公式而得。弯曲强度计算公式如表 11.3 所示。

2. 齿轮弯曲强度计算说明

(1) 强度计算公式有校核公式和设计公式。校核公式用于对已有齿轮进行强度校核，设计公式用于确定齿轮的几何尺寸。对硬齿面闭式齿轮或开式齿轮传动，应按弯曲强度设计公式确定齿轮的几何尺寸参数。对软齿面闭式齿轮传动，应按校核公式验算其弯曲强度。

(2) 标准齿轮的齿形系数 Y_F 仅决定于齿轮的齿数，与模数无关，且齿数越多，齿形系数值越小。斜齿圆柱齿轮，按当量齿数 $z_v = z / \cos^3$ 选取。圆锥齿轮按当量齿数 $z_v = z / \cos$ 选取。

(3) 由于主从齿轮的齿数不同，齿形系数值 Y_{F1} 、 Y_{F2} 不同，它们的弯曲应力不同，即 σ_{F1} 、 σ_{F2} 。配对两齿轮由于其材料不同、热处理方法不同，故其许用应力不同，即 $[\sigma_{F1}]$ 、 $[\sigma_{F2}]$ 。故进行齿轮弯曲强度校核计算时，要求 $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$ ， $\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$ 同时满足。

(4) 齿轮 1 与齿轮 2 的弯曲应力有如下关系：

$$\frac{\sigma_{F1}}{\sigma_{F2}} = \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \quad (11.2)$$

(5) 用设计公式进行设计计算时，对于主从齿轮，其算式中只有 $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$ 不同，应将 $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]}$ 和 $\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$ 中较大者，代入设计公式计算出两配对齿轮的模数。其意义是弯曲强度较弱者决定着齿轮的模数及其他几何尺寸参数。

(6) 对于直齿圆柱齿轮和斜齿圆柱齿轮，设计计算出的模数 m 或 m_n 应按标准系列值圆整。圆锥齿轮按设计公式计算出的平均模数 m_m 后，按 $m_e = m_m / (1 - 0.5 R)$ 求得大端模数 m_e ，并按标准系列值圆整。

(7) 在其他参数相同的条件下，齿轮弯曲疲劳强度与模数成正比。当齿轮的弯曲强度不足时，可通过增大齿轮的模数以提高其抗弯强度。

11.1.10 许用应力

接触强度为
$$[\sigma_H] = \frac{H_{lim}}{S_H}$$

弯曲强度为
$$[\sigma_F] = \frac{F_{lim}}{S_F}$$

F_{lim} , H_{lim} 为实验齿轮的疲劳极限,按失效概率为 1%,经持久疲劳实验所得。根据齿轮材料及热处理工艺查取相应的极限应力图,特别注意的是弯曲疲劳极限值 F_{lim} 的选用。实验齿轮为单侧工作,弯曲应力为脉动循环。教材中图 11-10 所示的极限值为脉动循环时的极限应力值。对于长期双侧工作的齿轮传动,其应力为对称循环,极限值有所下降,仅为脉动循环的 70%,故应将教材中图 11-10 的数据乘以 0.7。

S_F , S_H 为安全因数。齿轮发生点蚀失效后,只引起噪声、振动,而不会导致传动不能继续工作的后果,故齿面接触强度计算时安全因数取值较小,即 $S_H = 1.0 \sim 1.3$ 。但齿轮发生断齿失效时,会招致严重的事故,故齿根弯曲疲劳强度计算时安全因数取值较大,即 $S_F = 1.3 \sim 2.2$ 。

11.1.11 齿轮传动参数选择

1. 小齿轮齿数 z_1

首先应保证所选齿数 z_1 不使齿轮发生根切。标准直齿圆柱齿轮,应取 $z_1 \geq 17$ 。当中心距不变时,增大齿数 z_1 ,可减小模数,降低齿高,减小加工成本,并增大重合度,提高传动的平稳性。软齿面闭式传动一般转速较高,在满足其弯曲疲劳强度条件下,为了提高传动的平稳性、减小冲击,一般可取大一些,即 $z_1 = 20 \sim 40$ 。同理,当中心距不变时,减小齿数 z_1 ,可增大模数,提高其弯曲疲劳强度。故对硬齿面闭式齿轮和开式齿轮传动,宜选较少齿数,即 $z_1 = 17 \sim 20$ 。

2. 大齿轮齿数 z_2

小齿轮齿数 z_1 选定后,按齿数比 $u = z_2/z_1$ 可计算出大齿轮齿数 z_2 ,为使相啮合齿对磨损均匀、传动平稳, z_2 与 z_1 最好互为质数。

3. 模数 m

一般动力传动中, $m \geq 1.5 \text{ mm}$,并符合标准模数系列。

4. 齿宽系数 ϕ_a

圆柱齿轮传动齿宽系数 $\phi_a = b/d_1$ 用来确定齿宽 b 的大小。齿宽 b 越大,则承

载能力愈强,或在相同承载能力下,中心距 a 或齿轮的分度圆直径可减小,圆周速度降低。但随着齿宽 b 的增大,又容易发生载荷集中,加大载荷沿齿宽分布的不均匀性。

应注意,齿宽结果值应圆整,而且将小齿轮的齿宽在圆整值的基础上人为地加宽 $5 \sim 10 \text{ mm}$,以防止大小齿轮因装配误差产生轴向错位时,导致啮合齿宽减小而增大轮齿的工作载荷。

圆锥齿轮传动齿宽系数 $\varphi_R = b/R$,它受到制造和安装误差的限制。通常取 $\varphi_R = 0.25 \sim 0.3$ 。

5. 斜齿轮螺旋角

斜齿圆柱齿轮螺旋角 β 增大,可使其重合度增加,提高传动平稳性和承载能力,但又会使轴向力增大。为此,常取 $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$ 。

11.1.12 齿轮的结构设计

齿轮的结构设计包括齿轮的齿圈结构、轮辐的形状、轮毂与轴的联结方式等。设计时要综合考虑齿轮的尺寸、毛坯类型、材料、加工工艺性、使用要求和经济性等因素。通常是按齿轮的直径大小初选结构。齿轮的结构形式有多种,主要有:齿轮轴式、实心式、腹板式、轮辐式和组合式。

轮毂与轴的联结通常用单键联结。对于转速较高或有对中性要求时,也可用双键或花键联结。

11.1.13 齿轮传动的润滑和效率

齿轮传动中相啮合的齿面间有相对滑动,引起摩擦和磨损,消耗功率,降低效率。因此加注润滑油的目的是:减少啮合齿面间的滑动摩擦,减轻磨损,提高效率、缓冲、防锈、散热等。

润滑方式主要有三种:人工定期润滑、浸油润滑和喷油润滑。开式齿轮传动通常用人工定期加润滑油或润滑脂。闭式齿轮传动的润滑方式要根据齿轮的圆周速度来定。当圆周速度 $v < 12 \text{ m/s}$ 时,进行浸油润滑,利用浸入油池中的大齿轮的轮齿,或借助带油轮将油带到齿轮的啮合面进行润滑。当圆周速度 $v > 12 \text{ m/s}$ 时,采用喷油润滑。当 $v < 25 \text{ m/s}$ 时,喷嘴位于啮出侧;当 $v > 25 \text{ m/s}$,喷嘴位于啮入侧。

润滑剂主要有润滑脂和润滑油。应按工作条件,使用场合及润滑剂的特性

来选择合适的润滑剂。

齿轮传动的功率损耗主要包括：啮合中的摩擦损耗；搅油时的油阻损耗；轴承中的摩擦损耗。

11.1.14 圆弧齿轮传动特点

圆弧齿轮分单圆弧齿轮和双圆弧齿轮。其主要优点如下：

(1) 综合曲率半径较大,具有较高的接触强度,接触承载能力是渐开线直齿轮的 1.5 ~ 2.5 倍。

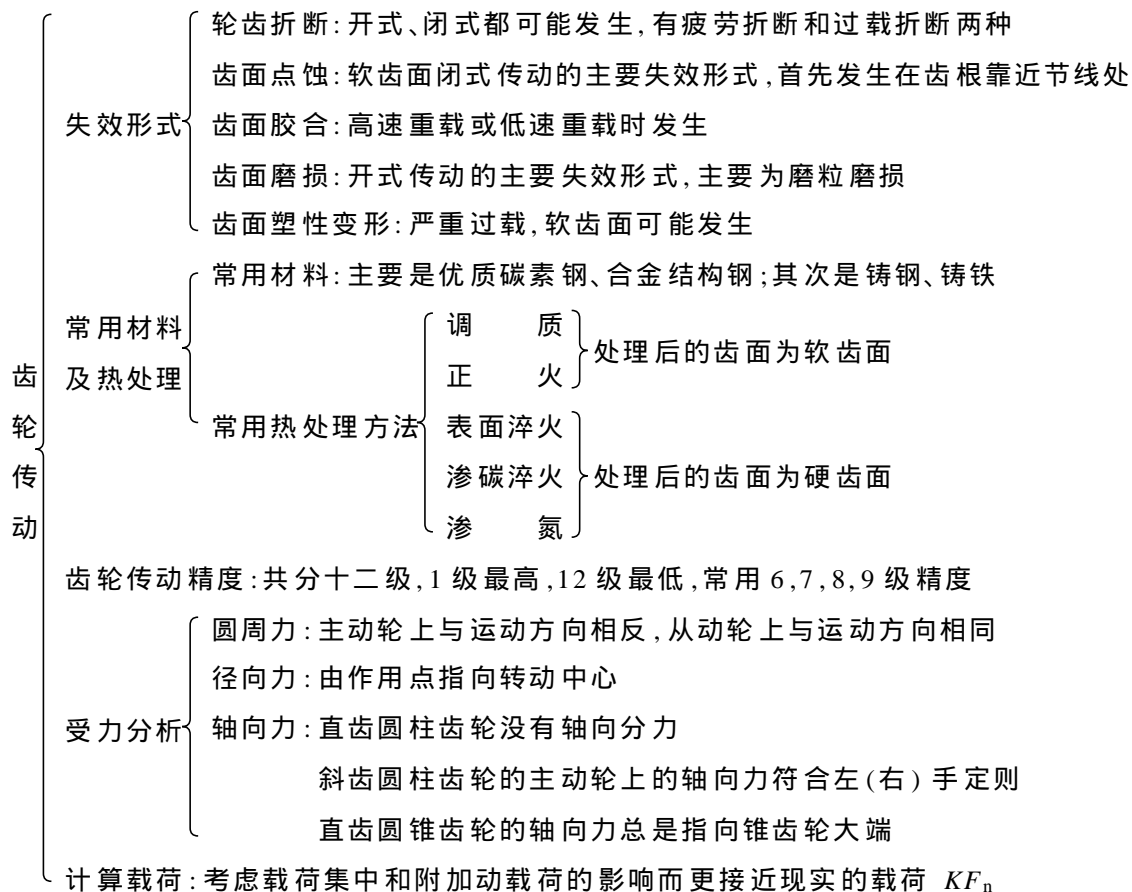
(2) 具有良好的跑合性,跑合后接触面较大,且在啮合过程中是滚动摩擦。

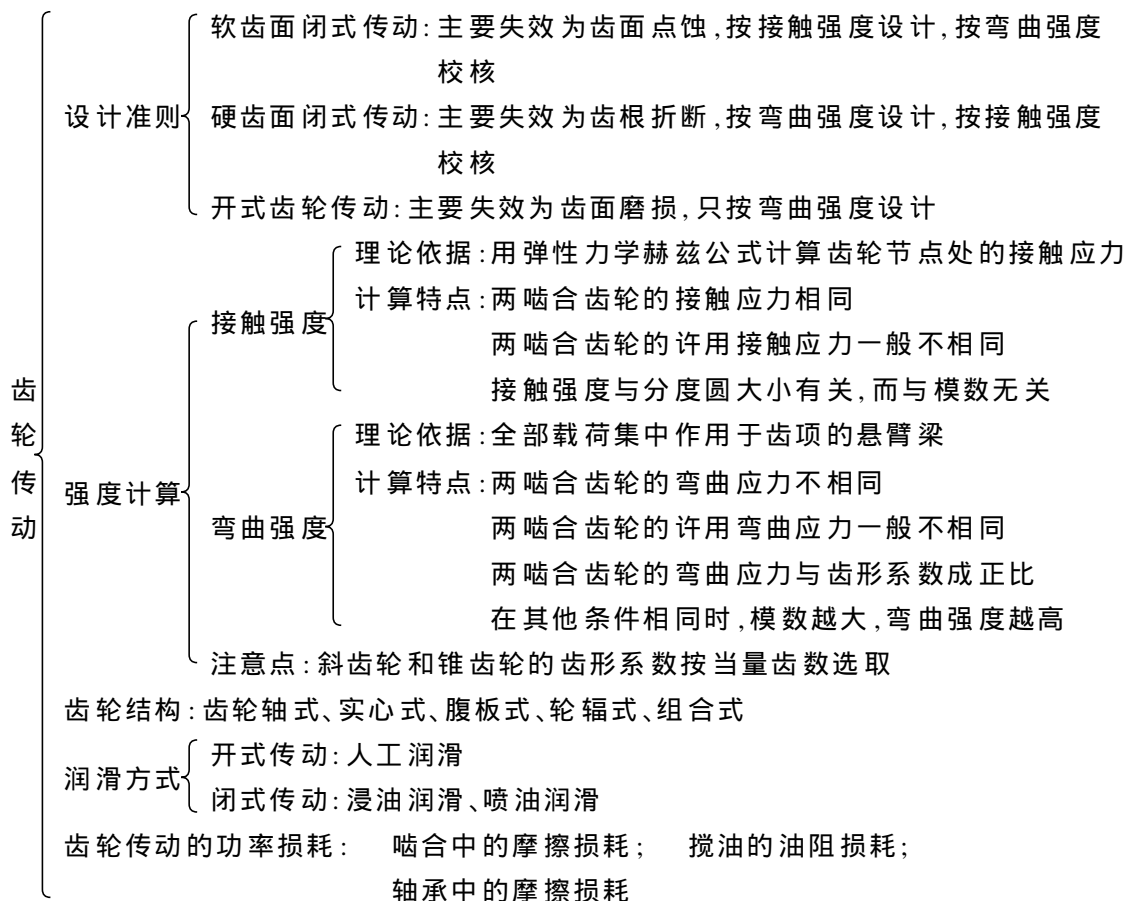
(3) 啮合面间的油膜较厚,可减轻磨损、提高效率。

(4) 没有根切现象,最少齿数 $z_{\min} = 6 \sim 8$ 。

主要缺点是:对中心距精度要求较高,中心距偏差会降低承载能力。

11.2 重点知识结构图





11.3 考点及常见题型精解

11 3 .1 本章考点

本章是重点章节之一,内容非常丰富。齿轮的失效形式及产生的原因、齿轮的受力分析、直齿圆柱齿轮的强度计算等是本章的重点。难点是合理地选择齿轮的材料、热处理方法、精度等级以及直齿圆柱齿轮的强度计算等。考点分布在以下几个方面:

- (1) 齿轮传动的主要失效形式、失效原因及采取的主要措施。
- (2) 齿轮材料与热处理方法的选择。
- (3) 齿轮传动的受力分析及计算。
- (4) 齿轮传动的计算载荷及其意义。

(5) 直齿圆柱齿轮传动的弯曲疲劳强度和接触疲劳强度计算公式中各参数的意义、应用公式的注意事项及参数的选择等。

(6) 提高弯曲强度和接触强度的措施。

(7) 斜齿圆柱齿轮和圆锥齿轮强度计算的特点。

以上介绍的基本点以填空、选择、判断、简答等题型出现,计算大题多以受力和分析和简单的设计计算为主。

11 3 2 常见题型精解

例 11.1 齿轮传动的主要失效形式有哪些?闭式和开式传动的失效形式有哪些不同?

答 齿轮传动的主要失效形式有五种:轮齿折断、疲劳点蚀、磨损、胶合和塑性变形。轮齿折断有疲劳折断和过载折断两种形式。若设计正确、润滑条件良好,软齿面闭式齿轮传动的主要失效形式是疲劳点蚀。硬齿面闭式齿轮传动是弯曲疲劳折断。开式齿轮传动是磨损。

例 11.2 齿轮传动的设计准则是什么?

答 齿轮传动设计时,应首先根据主要失效形式进行强度计算,确定其主要尺寸,然后对其他失效形式进行必要的校核。软齿面闭式传动主要失效是疲劳点蚀,但也可能发生疲劳折断失效,故先按接触强度设计,然后按弯曲强度校核。硬齿面闭式齿轮传动主要失效形式是折断,故先按弯曲强度设计,然后按接触强度校核。开式传动的主要失效形式是磨损,磨损到一定程度后,就可能发生轮齿折断。目前对磨损无成熟的设计公式,故只进行弯曲强度计算,考虑到磨损对齿厚的影响,应适当降低开式传动的许用弯曲应力,以便使计算的模数适当增大。

例 11.3 齿轮传动中为何两轮齿面要有一定的硬度差?

答 齿轮传动中,小齿轮齿面硬度比大齿轮高一些,一般高 30 ~ 50HBS。这是由于: 标准齿轮传动中小齿轮的齿根厚度小于大齿轮; 小齿轮的应力循环次数比大齿轮多; 若软硬齿面配对啮合,因冷硬化作用,可提高齿面接触疲劳强度; 可提高跑合性能。

例 11.4 齿轮传动中,当齿轮传动的中心距不变,仅加大齿轮的模数,其接触疲劳强度将 C。

A. 提高

B. 降低

C. 不变

D. 无法判断

【评注】 由接触疲劳强度计算公式

$$\sigma_H = 335 \sqrt{\frac{KT_1}{ba^2} \frac{(u \pm 1)^3}{u}} = 335 \sqrt{\frac{KT_1}{a^3} \frac{(u \pm 1)^3}{u}} \quad [H]$$

可以看出,影响齿轮传动接触强度的主要因素是中心距 a ,或者是两齿轮的分度圆直径。若其他条件(如材料、传动比、工作载荷、工作环境等)一定时,分度圆直径分别相等或中心距相等的两对齿轮,不论其模数是否相等,均具有相同的接触强度。齿轮的模数不能作为衡量齿轮接触强度的依据。

例 11.5 一对标准圆柱齿轮传动,已知 $z_1 = 20, z_2 = 50$,试问:

它们的齿形系数是 C。

$$A. Y_{F1} < Y_{F2}$$

$$B. Y_{F1} = Y_{F2}$$

$$C. Y_{F1} > Y_{F2}$$

齿根弯曲应力是 A。

$$A. \sigma_{F1} > \sigma_{F2}$$

$$B. \sigma_{F1} = \sigma_{F2}$$

$$C. \sigma_{F1} < \sigma_{F2}$$

齿面接触应力是 B。

$$A. H_{11} > H_{12}$$

$$B. H_{11} = H_{12}$$

$$C. H_{11} < H_{12}$$

【评注】 (1) 齿形系数表征齿形对轮齿抗弯能力的综合影响,对于标准齿轮,它只与齿数有关,与模数大小无关。随着齿数的增加,其齿形系数值会下降。

斜齿轮和锥齿轮的齿形系数是按其当量齿数来确定的。同一齿数的标准直齿圆柱齿轮、斜齿圆柱齿轮和直齿圆锥齿轮的齿形系数值是不同的。对于斜齿轮,其当量齿数 $z_v = z / \cos^3$ 与齿数和螺旋角有关,并且同一齿数的直齿轮和斜齿轮,因 $z < z_v$,斜齿轮的齿形系数值要小。对于锥齿轮 $z_v = z \cos$ 也有同样的规律。

综上所述,与齿形系数有关的因素有:齿数、螺旋角、节锥角。

(2) 由齿轮弯曲疲劳强度计算公式

$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F}{bd_1 m} = \frac{2KT_1 Y_F}{bm^2 z_1} \quad [F]$$

可知,齿轮的弯曲应力与齿形系数成正比,使齿形系数值下降的因素,都可使齿根弯曲应力值减小。

(3) 两齿轮啮合传动时,其接触应力相同。

例 11.6 如图 11.1 所示,两级圆柱齿轮减速器的可能两种布置方案中,哪一种方案更合理?

解 方案二更为合理。原因之一是输入和输出的轴段长,原动机和工作机的振动和冲击对齿轮传动影响小。原因之二是轴的扭转剪应力分布减弱了弯曲正应力的分布不均。

【评注】 如若此传动方案为两级斜齿圆柱齿轮传动,就应使中间轴的两斜齿轮的旋向相同,同为左旋或右旋。这样可使中间轴上的两个齿轮的轴向力方

向相反而抵消一部分,从而使整个轴系所受的综合轴向力减小,即轴承所受的轴向力减小。更进一步,为了使中间轴两齿轮的轴向力相互完全抵消,高速级的螺旋角取大些,低速级的螺旋角选小些。当两者选取合适时,则轴向力可相互抵消,轴承不受外部轴向力。

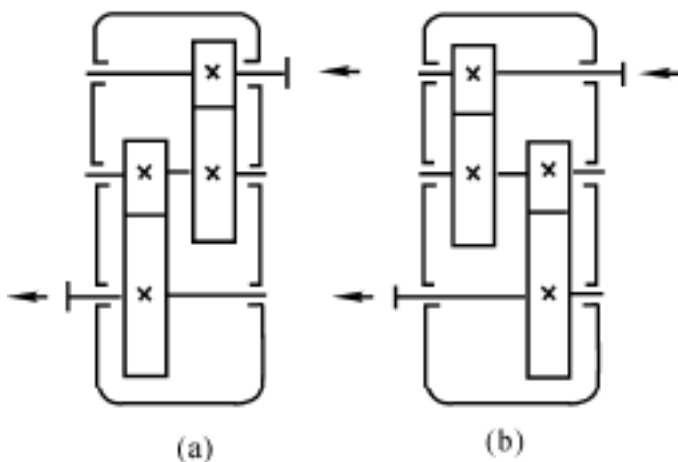


图 11.1

(a) 方案一; (b) 方案二

例 11.7 一对闭式软齿面直齿轮传动,其齿数与模数有两种方案:A 方案: $m = 4 \text{ mm}$, $z_1 = 20$, $z_2 = 60$; B 方案: $m = 2 \text{ mm}$, $z_1 = 40$, $z_2 = 120$ 。其他参数均相同,试问:

- (1) 两种方案的接触强度和弯曲强度是否相同?
- (2) 若两种方案的弯曲强度都能满足,则哪种方案比较好?

解 (1) 因两种方案的中心距相同,故其接触强度相同;但因模数不同,故其弯曲强度不同。

(2) 若两种方案的弯曲强度都能满足,则 B 方案更好些。对闭式齿轮传动,模数取小,齿数增多可使重合度增加,改善传动的平稳性和载荷分配情况;并且模数取小,相对滑动速度小,降低了齿面间的磨损和胶合的可能性,同时也节约了材料。

11.4 课后习题详解

11-1 由一直齿圆柱齿轮传动,原设计传递功率 P ,主动轴转速 n_1 。若其他条件不变,轮齿的工作应力也不变,当主动轴的转速提高一倍,即 $n_1 = 2n_1$,

该齿轮传动能传递的功率 P 应为多少?

解 (1) 由公式可知

$$F_n = \frac{F_t}{\cos} = \frac{2 T_1}{d_1 \cos} = 9.55 \times 10^6 \frac{2}{d_1 \cos} \frac{P}{n_1}$$

轮齿的工作应力不变, 则

$$F_n = F_n$$

若 $n_1 = 2n_2$, 则该齿轮传动能传递的功率为

$$P = 2P$$

11-2 有一直齿圆柱齿轮传动, 允许传递功率 P , 若通过热处理方法提高材料的力学性能, 使大、小齿轮的许用接触应力 $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{H1}]$ 各提高 30%。试问此传动在不改变工作条件及其他设计参数的情况下, 抗疲劳点蚀允许传递的扭矩和允许传递的功率可提高百分之几?

解 由公式 $\sigma_H = 335 \sqrt{\frac{KT_1}{ba^2} \frac{u+1}{u}}$ $[\sigma_H]$ 可知, 抗疲劳点蚀允许的最大扭矩有如下关系:

$$335 \sqrt{\frac{KT_1}{ba^2} \frac{u+1}{u}} = [\sigma_H]$$

设提高后的扭矩和许用应力分别为 T_1 , $[\sigma_H]$, 则

$$\frac{\sqrt{T_1}}{\sqrt{T_1}} = \frac{[\sigma_H]}{[\sigma_H]} = 1.3 \quad T_1 = 1.69 T_1$$

当转速不变时, 扭矩和功率可提高 69%。

11-3 单级闭式直齿圆柱齿轮传动中, 小齿轮的材料为 45 号钢调质处理, 大齿轮的材料为 ZG270-500 正火, $P = 4 \text{ kW}$, $n_1 = 720 \text{ r/min}$, $m = 4 \text{ mm}$, $z_1 = 25$, $z_2 = 73$, $b_1 = 84 \text{ mm}$, $b_2 = 78 \text{ mm}$, 单向转动, 载荷有中等冲击, 用电动机驱动, 试验算此单级传动的强度。

解 软齿面闭式齿轮传动应分别验算其接触强度和弯曲强度。

(1) 许用应力。查教材中表 11-1, 小齿轮 45 号钢调质硬度: 210 ~ 230 HBS, 取 220 HBS; 大齿轮 ZG270-500 正火硬度: 140 ~ 170 HBS, 取 155 HBS。

查教材中图 11-7 知

$$H_{lim1} = 560 \text{ MPa}, \quad H_{lim2} = 335 \text{ MPa}$$

查教材中图 11-10 知

$$F_{lim1} = 180 \text{ MPa}, \quad F_{lim2} = 130 \text{ MPa}$$

查教材中表 11-4 知

$$S_H = 1.1, \quad S_F = 1.4$$

故 $[\sigma_H] = \frac{H_{lim1}}{S_H} = \frac{560}{1.1} = 509 \text{ MPa}$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{H_{lim2}}{S_H} = \frac{335}{1.1} = 305 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F] = \frac{F_{lim1}}{S_F} = \frac{180}{1.4} = 129 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{F_{lim2}}{S_F} = \frac{130}{1.4} = 93 \text{ MPa}$$

(2) 验算接触强度。

验算公式为 $\sigma_H = 335 \sqrt{\frac{KT_1}{b\alpha^2} \frac{u+1}{u}} \quad [\sigma_H]$

其中,小齿轮转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{4}{720} = 530.55 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

查教材中表 11-3 得,载荷系数 $K = 1.3$ 。

齿宽 $b = b_2 = 78 \text{ mm}$

中心距

$$a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 4 \times (25 + 73) = 196 \text{ mm}$$

齿数比 $u = z_2/z_1 = 73/25 = 2.92$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 335 \sqrt{\frac{KT_1}{b\alpha^2} \frac{(u+1)^3}{u}} = \\ &= 335 \times \sqrt{\frac{1.3 \times 530.55}{78 \times 196^2} \frac{(2.92+1)^3}{2.92}} = 231 \text{ MPa} \end{aligned}$$

则 $\sigma_H < [\sigma_H]$, $\sigma_H < [\sigma_{H2}]$, 能满足接触强度。

(3) 验算弯曲强度。

验算公式为 $\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F}{bm^2 z_1} \quad [\sigma_F]$

查教材中图 11-9 得,齿形系数为

$$Y_{F1} = 2.72, \quad Y_{F2} = 2.26$$

则 $\sigma_{F1} = \frac{2KT_1 Y_{F1}}{bm^2 z_1} = \frac{2 \times 1.3 \times 530.55 \times 2.72}{78 \times 4^2 \times 25} = 12 \text{ MPa} \quad [\sigma_{F1}]$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 12 \times \frac{2.26}{2.72} = 10 \text{ MPa} \quad [\sigma_{F2}]$$

满足弯曲强度。

11-4 已知开式直齿圆柱齿轮传动, $i = 3.5$, $P = 3 \text{ kW}$, $n = 50 \text{ r/min}$, 用电动机驱动, 单向转动, 载荷均匀, $z_1 = 21$, 小齿轮用 45 号钢调质, 大齿轮用 45 号钢正火, 试计算此单级传动的强度。

解 开式齿轮传动的主要失效形式是磨损, 目前的设计方法是按弯曲强度设计, 并将许用应力降低以弥补磨损对齿轮的影响。

(1) 许用弯曲应力。查教材中表 11-1, 小齿轮 45 号钢调质硬度: 210 ~ 230 HBS, 取 220 HBS; 大齿轮 45 号钢正火硬度: 170 ~ 210 HBS, 取 190 HBS。查教材中图 11-10 得, $\sigma_{Hlim1} = 180 \text{ MPa}$, $\sigma_{Hlim2} = 160 \text{ MPa}$ 。

查教材中表 11-4 得, $S_F = 1.4$, 并将许用应力降低 30%, 故

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_F} \times 0.7 = \frac{180}{1.4} \times 0.7 = 90 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_F} \times 0.7 = \frac{160}{1.4} \times 0.7 = 80 \text{ MPa}$$

(2) 其弯曲强度设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F}{a(u \pm 1)^2 z_1^2 [\sigma_F]}}$$

其中, 小齿轮转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3}{50} = 5.73 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

查教材中表 11-3 得, 载荷系数 $K = 1.1$ 。

取齿宽系数 $a = 0.4$

齿数为 $z_2 = iz_1 = 3.5 \times 21 = 73.5$

取 $z_2 = 74$ 。

齿数比为 $u = z_2/z_1 = 74/21 = 3.52$

查教材中图 11-9 得, 齿形系数为

$$Y_{F1} = 2.84, \quad Y_{F2} = 2.26$$

$$\text{因} \quad \frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.84}{90} = 0.032, \quad \frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.26}{80} = 0.033$$

故将 $\frac{Y_F}{[\sigma_F]} = 0.033$ 代入设计公式, 则

$$m \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F}{a(u \pm 1) z_1^2 [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 1.1 \times 5.73 \times 10^5 \times 0.033}{0.4 \times (3.52 + 1) \times 21^2}} = 4.66 \text{ mm}$$

取模数 $m = 5 \text{ mm}$ 。

中心距为

$$a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 5 \times (21 + 74) = 237.5 \text{ mm}$$

齿宽为 $b = a = 0.4 \times 237.5 = 95 \text{ mm}$

11-5 已知闭式直齿圆柱齿轮传动的传动比 $i = 4.6$, $n = 730 \text{ r/min}$, $P = 30 \text{ kW}$, 长期双向转动, 载荷有中等冲击, 要求结构紧凑。 $z_1 = 27$, 大小齿轮都用 40Cr 表面淬火, 试计算此单级传动的强度。

解 硬齿面闭式齿轮传动的主要失效形式是折断, 设计方法是按弯曲强度设计, 并验算其齿面接触强度。

(1) 许用应力。查教材中表 11-1, 大小齿轮材料 40Cr 表面淬火硬度: 52 ~ 56HRC, 取 54HRC。查教材中图 11-10 得 $\sigma_{Flim} = 320 \text{ MPa}$, 查教材中图 11-7 得 $\sigma_{Hlim} = 1220 \text{ MPa}$ 。查教材中表 11-4 得, $S_F = 1.6$, $S_H = 1.2$ 。

因齿轮传动是双向工作, 弯曲应力为对称循环, 应将极限值乘 70%。故

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \times 0.7 = \frac{320}{1.6} \times 0.7 = 140 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{1220}{1.2} = 1017 \text{ MPa}$$

(2) 按弯曲强度设计。

设计公式为 $m \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F}{a(u \pm 1) z_1^2 [\sigma_F]}}$

其中, 小齿轮转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{30}{730} = 392466 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

查教材中表 11-3 得, 载荷系数 $K = 1.3$ 。

取齿宽系数 $a = 0.4$

齿数为 $z_2 = iz_1 = 4.6 \times 27 = 124.2$

取 $z_2 = 124$ 。

齿数比为 $u = z_2 / z_1 = 124 / 27 = 4.59$

应将齿形系数较大值代入公式, 而齿形系数值与齿数成反比, 将小齿轮的齿形系数代入设计公式, 查教材中图 11-9 得, 齿形系数 $Y_{F1} = 2.67$ 。因此

$$m \sqrt[3]{\frac{4 K T_1 Y_F}{a (u \pm 1) z_1^2 [F]}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 1.3 \times 392.466 \times 2.67}{0.4 \times (4.59 + 1) \times 27^2 \times 40}} = 2.88 \text{ mm}$$

取模数 $m = 3 \text{ mm}$ 。

(3) 验算接触强度。

$$\text{验算公式为} \quad \sigma_H = 335 \sqrt{\frac{K T_1}{b a^2} \frac{(u+1)^3}{u}} \quad [\text{H}]$$

其中, 中心距为

$$a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \times 3 \times (27 + 124) = 226.5 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽为} \quad b = a_a a = 0.4 \times 226.5 = 90.6 \text{ mm}$$

取 $b = 90 \text{ mm}$ 。

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 335 \sqrt{\frac{K T_1}{b a^2} \frac{(u+1)^3}{u}} = \\ &= 335 \sqrt{\frac{1.3 \times 392.466 \times (4.59 + 1)^3}{90 \times 226.5^2 \times 4.59}} = 687 \text{ MPa} \quad [\text{H}] \end{aligned}$$

满足接触强度。

11-6 斜齿圆柱齿轮的齿数 z 与其当量齿数 z_v 有什么关系? 在下列几种情况下应分别采用哪一种齿数:

- (1) 计算斜齿圆柱齿轮传动的角速比;
- (2) 用成型法切制斜齿轮时选盘形铣刀;
- (3) 计算斜齿轮的分度圆直径;
- (4) 弯曲强度计算时查取齿形系数。

解 斜齿圆柱齿轮的齿数 z 与其当量齿数 z_v 之间的关系为

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

- (1) 计算传动的角速比用齿数 z 。
- (2) 用成型法切制斜齿轮时用当量齿数 z_v 选盘形铣刀刀号。
- (3) 计算斜齿轮分度圆直径用齿数 z 。
- (4) 计算弯曲强度时用当量齿数 z_v 查取齿形系数。

11-7 设斜齿圆柱齿轮传动的转动方向及螺旋线方向如图 11-2 所示, 试分别画出轮 1 为主动时和轮 2 为主动时, 轴向力 F_{a1} 和 F_{a2} 的方向。

解 从图 11-2 中可看出, 齿轮 1 为左旋, 齿轮 2 为右旋。当齿轮 1 为主动时按左手定则判断其轴向力 F_{a1} ; 当齿轮 2 为主动时按右手定则判断其轴向力

F_{a2} 。轴向力 F_{a1} 和 F_{a2} 的方向如图 11-2 所示。

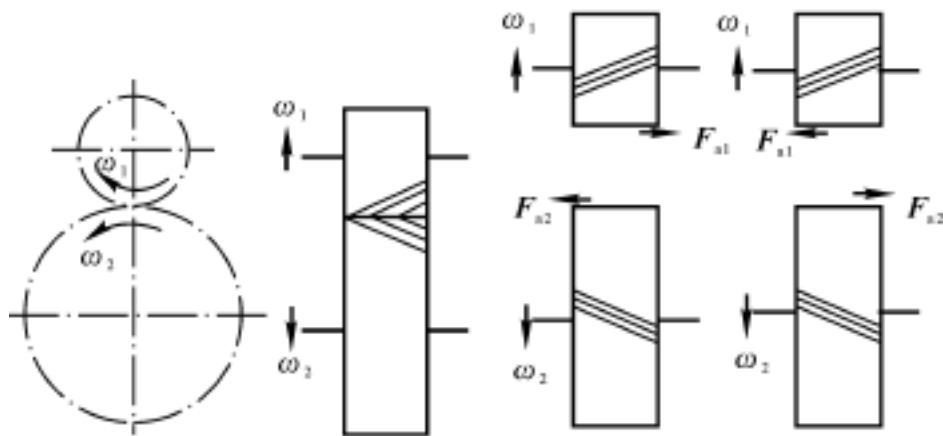


图 11-2 题 11-7(解) 图

11-8 在题 11-7 图中,当轮 2 为主动时,试画出作用在轮 2 上的圆周力 F_{t2} 、轴向力 F_{a2} 和径向力 F_{r2} 的作用线和方向。

解 如图 11-3 所示。齿轮 2 为右旋,当其为主动时,按右手定则判断其轴向力 F_{a2} 的方向;径向力 F_{r2} 总是指向其转动中心;圆周力 F_{t2} 的方向与其运动方向相反。

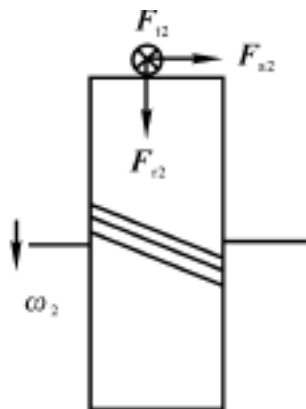


图 11-3 题 11-8 解图

11-9 设两级斜齿圆柱齿轮减速器的已知条件如图 11-4 所示。试问:
(1) 低速级斜齿轮的螺旋线方向应如何选择才能使中间轴上两齿轮的轴向力方向相反;
(2) 低速级螺旋角应取多大数值才能使中间轴上两个轴向力互相抵消?

解 (1) 要使中间轴上两齿轮的轴向力方向相反,则低速级斜齿轮 3 的螺旋方向应与齿轮 2 的旋向同为左旋,斜齿轮 4 的旋向应与齿轮 3 的旋向相反,为

右旋。

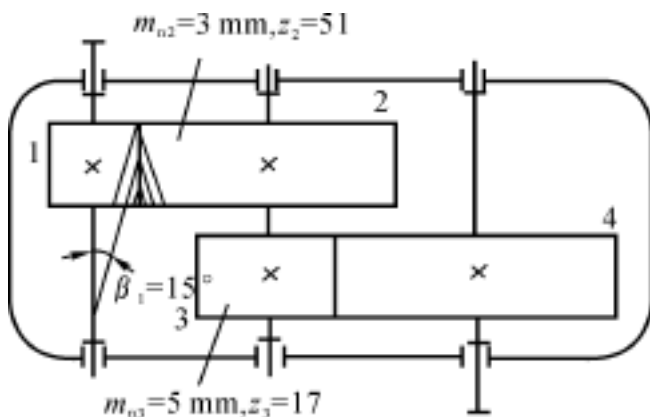


图 11-4 题 11-9 图

(2) 由图 11-4 可知: $m_{n2} = 3 \text{ mm}$, $z_2 = 51$, $\beta_2 = 15^\circ$, $m_{n3} = 5 \text{ mm}$, $z_3 = 17$ 。

分度圆直径为

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}$$

轴向力为
$$F_a = \frac{2 T_2}{d} \tan \beta = \frac{2 T_2}{m_n z} \sin \beta$$

要使轴向力互相抵消, 则

$$F_{a2} = F_{a3}$$

即
$$\frac{2 T_2}{m_{n2} z_2} \sin \beta_2 = \frac{2 T_2}{m_{n3} z_3} \sin \beta_3$$

$$\beta_3 = \arcsin \frac{m_{n3} z_3}{m_{n2} z_2} \sin \beta_2 = \arcsin \frac{5 \times 17}{3 \times 51} \sin 15^\circ = 8.3^\circ = 8^\circ 18'$$

11-10 已知单级斜齿圆柱齿轮传动的 $P = 22 \text{ kW}$, $n_1 = 1470 \text{ r/min}$, 双向转动, 电动机驱动, 载荷平稳, $z_1 = 21$, $z_2 = 107$, $m_n = 3 \text{ mm}$, $\beta = 16^\circ 15'$, $b = 85 \text{ mm}$, $b_2 = 80 \text{ mm}$, 小齿轮材料为 40MnB 调质, 大齿轮材料为 35SiMn 调质, 试校核此闭式传动的强度。

解 软齿面闭式齿轮传动应分别校核其接触强度和弯曲强度。

(1) 许用应力。查教材中表 11-1, 小齿轮 40MnB 调质硬度: 240 ~ 280 HBS, 取 260 HBS; 大齿轮 35SiMn 调质硬度: 200 ~ 260 HBS, 取 230 HBS。

查教材中图 11-7 知

$$H_{lim1} = 690 \text{ MPa}, \quad H_{lim2} = 660 \text{ MPa}$$

查教材中图 11-10 知

$$F_{lim1} = 240 \text{ MPa}, \quad F_{lim2} = 230 \text{ MPa}$$

查教材中表 11-4, 取 $S_H = 1.1$, $S_F = 1.4$ 。故

$$[\sigma_{H1}] = \frac{H_{lim1}}{S_H} = \frac{690}{1.1} = 627 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{H_{lim2}}{S_H} = \frac{660}{1.1} = 600 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{F_{lim1}}{S_F} \times 0.7 = \frac{240}{1.4} \times 0.7 = 120 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{F_{lim2}}{S_F} \times 0.7 = \frac{230}{1.4} \times 0.7 = 115 \text{ MPa}$$

(2) 验算接触强度。

其校核公式为

$$\sigma_H = 305 \sqrt{\frac{KT_1}{b\alpha^2} \frac{(u+1)^3}{u}} \quad [\sigma_H]$$

其中, 小齿轮转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{22}{1470} = 1.43 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

查教材中表 11-3 得, 载荷系数 $K = 1.1$ 。

齿宽为 $b = b_2 = 80 \text{ mm}$

中心距为

$$a = \frac{1}{2\cos 16^\circ 15'} m_n (z_1 + z_2) = \frac{1}{2\cos 16^\circ 15'} \times 3 \times (21 + 107) = 200 \text{ mm}$$

齿数比为 $u = z_2/z_1 = 107/21 = 5.1$

$$\begin{aligned} \text{则} \quad \sigma_H &= 305 \sqrt{\frac{KT_1}{b\alpha^2} \frac{(u+1)^3}{u}} = \\ &= 305 \sqrt{\frac{1.1 \times 1.43 \times 10^5 \times (5.1+1)^3}{80 \times 200^2 \times 5.1}} = 451 \text{ MPa} \quad [\sigma_H] \end{aligned}$$

满足接触强度。

(3) 验算弯曲强度。

$$\text{校核公式为} \quad \sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F \cos}{bm_n^2 z_1} \quad [\sigma_F]$$

小齿轮当量齿数为

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3} = \frac{21}{\cos^3 16^\circ 15'} = 23.72$$

大齿轮当量齿数为

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3} = \frac{107}{\cos^3 16^\circ 15'} = 120.92$$

查教材中图 11-9 得,齿形系数为

$$Y_{F1} = 2.77, \quad Y_{F2} = 2.18$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2KT_1 Y_F \cos}{bm_n^2 z_1} = \\ &= \frac{2 \times 1.1 \times 1.43 \times 10^5 \times 2.77 \times \cos 16^\circ 15'}{80 \times 3^2 \times 21} = 55.3 \text{ MPa} \quad [\sigma_{F1}] \end{aligned}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 55.3 \times \frac{2.18}{2.77} = 43.5 \text{ MPa} \quad [\sigma_{F2}]$$

满足弯曲强度。

11-11 已知单级闭式斜齿轮传动 $P = 10 \text{ kW}$, $n_1 = 1210 \text{ r/min}$, $i = 4.3$, 电动机驱动,双向载荷,中等冲击,设小齿轮用 40MnB 调质,大齿轮用 45 号钢调质, $z_1 = 21$,试计算此单级斜齿轮传动。

解 软齿面闭式齿轮传动应按接触强度设计,然后验算其弯曲强度。

(1) 许用应力。查教材中表 11-1,小齿轮 40MnB 调质硬度:240 ~ 280HBS,取 260HBS;大齿轮 45 号钢调质硬度:210 ~ 230HBS,取 220HBS。

查教材中图 11-7 知

$$H_{lim1} = 690 \text{ MPa}, \quad H_{lim2} = 555 \text{ MPa}$$

查教材中图 11-10 知

$$\sigma_{Hlim1} = 240 \text{ MPa}, \quad \sigma_{Hlim2} = 180 \text{ MPa}$$

查教材中表 11-4,取 $S_H = 1.1$, $S_F = 1.4$ 。故

$$[\sigma_{H1}] = \frac{H_{lim1}}{S_H} = \frac{690}{1.1} = 627 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{H_{lim2}}{S_H} = \frac{555}{1.1} = 505 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_F} \times 0.7 = \frac{240}{1.4} \times 0.7 = 120 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_F} \times 0.7 = \frac{180}{1.4} \times 0.7 = 90 \text{ MPa}$$

(2) 按接触强度设计。

其设计公式为
$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{a u} \left[\frac{305}{[\sigma_H]} \right]^2}$$

其中,小齿轮转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{10}{1210} = 7.89 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

查教材中表 11-3 得, 载荷系数 $K = 1.3$; 齿宽系数, 取 $\phi_a = 0.3$ 。中心距为

$$a = \frac{1}{2 \cos 16.15^\circ} m_n (z_1 + z_2) = \frac{1}{2 \cos 16.15^\circ} \times 3 \times (21 + 107) = 200 \text{ mm}$$

齿数比为

$$u = i = 4.3$$

将许用应力较小者 $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 505 \text{ MPa}$ 代入设计公式, 则

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_a u} \left(\frac{305}{[\sigma_H]} \right)^2} = (4.3 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 7.89 \times 10^4}{0.3 \times 4.3} \left(\frac{305}{505} \right)^2} = 163 \text{ mm}$$

取中心距 $a = 170 \text{ mm}$ 。

初选螺旋角为 $\beta = 14^\circ$

大齿轮齿数为 $z_2 = iz_1 = 4.3 \times 21 = 90.3$

取 $z_2 = 90$ 。

齿数比为 $u = z_2/z_1 = 90/21 = 4.29$

模数为 $m_n = \frac{2a \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 165 \times \cos 14^\circ}{21 + 90} = 2.97 \text{ mm}$

取 $m_n = 3 \text{ mm}$ 。

螺旋角为

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{3 \times (21 + 90)}{2 \times 170} = 11.39^\circ$$

(3) 验算其弯曲强度。

校核公式为 $\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F \cos \beta}{bm_n^2 z_1} \leq [\sigma_F]$

小齿轮当量齿数为

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 11.39^\circ} = 22.35$$

大齿轮当量齿数为

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{90}{\cos^3 11.39^\circ} = 95.8$$

查教材中图 11-9 得, 齿形系数 $Y_{F1} = 2.82$, $Y_{F2} = 2.22$ 。

$$b = \phi_a a = 0.3 \times 170 = 51 \text{ mm}$$

$$F_1 = \frac{2KT_1 Y_F \cos \alpha}{bm_n^2 z_1} = \frac{2 \times 1.3 \times 7.89 \times 10^4 \times 2.82 \times \cos 11.39^\circ}{51 \times 3^2 \times 21} = 47 \text{ MPa} \quad [F_1]$$

$$F_2 = F_1 \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 47 \times \frac{2.22}{2.82} = 37 \text{ MPa} \quad [F_2]$$

满足弯曲强度。

11-12 在题 11-9 两级斜齿圆柱齿轮减速器中,已知 $z_1 = 17$, $z_4 = 42$, 高速级齿轮传动效率 $\eta_1 = 0.98$, 低速级齿轮传动效率 $\eta_2 = 0.97$, 输入功率 $P = 7.5 \text{ kW}$, 输入轴转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, 若不计轴承损失, 试计算输出轴和中间轴的转矩。

解 由图 11.4 可知 $z_2 = 51$, $z_3 = 17$

高速级传动比为 $i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{17} = 3$

低速级传动比为 $i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{42}{17} = 2.47$

输入轴的转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{7.5}{1450} = 49397 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

中间轴转矩为

$$T_2 = T_1 i_{12} \eta_1 = 49397 \times 3 \times 0.98 = 145228 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

输出轴转矩为

$$T_3 = T_1 i_{12} i_{34} \eta_1 \eta_2 = 49397 \times 3 \times 2.47 \times 0.98 \times 0.97 = 347950 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

11-13 已知闭式直齿圆锥齿轮传动的 $\alpha = 90^\circ$, $i = 2.7$, $z_1 = 16$, $z_2 = 107$, $P = 7.5 \text{ kW}$, $n_1 = 840 \text{ r/min}$, 用电动机驱动, 单向转动, 载荷有中等冲击。要求结构紧凑, 故大小齿轮的材料均选为 40Cr 表面淬火, 试计算此传动。

解 硬齿面闭式齿轮传动应按弯曲强度设计, 然后验算其接触强度。

(1) 许用应力。查教材中表 11-1, 齿轮 40Cr 表面淬火硬度: 52 ~ 56HRC 取 54HRC。

查教材中图 11-7 知

$$H_{\text{lim}} = 1220 \text{ MPa}$$

查教材中图 11-10 知

$$\sigma_{\text{Flim}} = 320 \text{ MPa}$$

查教材中表 11-4, 取 $S_H = 1.2$, $S_F = 1.6$ 。故

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{\text{Hlim}}}{S_H} = \frac{1.220}{1.2} = 1.017 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{\text{Flim}}}{S_F} = \frac{320}{1.6} = 200 \text{ MPa}$$

(2) 按弯曲强度设计。

其设计公式为
$$m_m = \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F (1 - 0.5 R)}{R \sqrt{u^2 + 1} z_1^2 [\sigma_F]}}$$

其中, 小齿轮转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{7.5}{840} = 8.53 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

查教材中表 11-3 得, 载荷系数 $K = 1.3$; 齿宽系数, 取 $R = 0.3$ 。

大齿轮齿数为 $z_2 = iz_1 = 2.7 \times 1.6 = 43.2$

取 $z_2 = 43$ 。

齿数比为 $u = z_2/z_1 = 43/16 = 2.69$

分度圆锥角为

$$\alpha_1 = \arctan \frac{1}{u} = \arctan \frac{1}{2.69} = 20.41^\circ$$

$$\alpha_2 = 90^\circ - \alpha_1 = 90^\circ - 20.41^\circ = 69.59^\circ$$

小齿轮当量齿数为

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \alpha_1} = \frac{16}{\cos 20.41^\circ} = 17.1$$

大齿轮当量齿数为

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \alpha_2} = \frac{43}{\cos 69.59^\circ} = 123.3$$

查教材中图 11-9 得, 齿形系数 $Y_{F1} = 3.08$, $Y_{F2} = 2.18$ 。

则平均模数为

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{4KT_1 Y_F (1 - 0.5 R)}{R \sqrt{u^2 + 1} z_1^2 [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 1.3 \times 8.53 \times 10^4 \times 3.08 \times (1 - 0.5 \times 0.3)}{0.3 \times \sqrt{2.69^2 + 1} \times 16^2 \times 200}} = 2.98 \text{ mm}$$

大端模数为

$$m_e = \frac{m_m}{1 - 0.5 R} = \frac{2.98}{1 - 0.5 \times 0.3} = 3.51 \text{ mm}$$

取 $m_e = 4 \text{ mm}$ 。

(3) 校核其接触强度。

$$\text{验算公式为} \quad \sigma_H = \frac{335}{R_e - 0.5b} \sqrt{\frac{KT_1}{b} \frac{\sqrt{(u^2 + 1)^3}}{u}} \quad [\text{H}]$$

其中,分度圆直径为

$$d_1 = m z_1 = 4 \times 16 = 64 \text{ mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 4 \times 43 = 172 \text{ mm}$$

锥距为

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{64}{2}\right)^2 + \left(\frac{172}{2}\right)^2} = 91.8 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽为} \quad b = R_e = 0.3 \times 91.8 = 27.5 \text{ mm}$$

取 $b = 28 \text{ mm}$, 则

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{335}{R_e - 0.5b} \sqrt{\frac{KT_1}{b} \frac{\sqrt{(u^2 + 1)^3}}{u}} = \\ &= \frac{335}{91.8 - 0.5 \times 25} \times \sqrt{\frac{1.3 \times 8.53 \times 10^4}{28 \times 2.69} \frac{\sqrt{(2.69^2 + 1)^3}}{2.69}} = \\ &806 \text{ MPa} \quad [\text{H}] \end{aligned}$$

满足接触强度。

11-14 某开式直齿圆锥齿轮传动动载荷均匀,用电动机驱动,单向转动, $P = 1.9 \text{ kW}$, $n_1 = 10 \text{ r/min}$, $z_1 = 26$, $z_2 = 83$, $m_e = 8 \text{ mm}$, $b = 90 \text{ mm}$,小齿轮材料为 45 号钢调质,大齿轮材料为 ZG310-570 正火,试验算其强度。

解 开式齿轮传动只需验算其弯曲强度。

(1) 许用弯曲应力。查教材中表 11-1,小齿轮 45 号钢调质硬度:210 ~ 230HBS,取 220HBS;大齿轮 ZG310-570 正火硬度:160 ~ 200HBS,取 190HBS。

查教材中图 11-10 知

$$\sigma_{Flim1} = 220 \text{ MPa}, \quad \sigma_{Flim2} = 130 \text{ MPa}$$

查教材中表 11-4,取 $S_F = 1.3$,故

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} = \frac{220}{1.3} = 169 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} = \frac{130}{1.3} = 100 \text{ MPa}$$

(2) 校核弯曲强度。

验算公式为
$$\sigma_F = \frac{2KT_1 Y_F}{bm_m^2 z_1} \quad [\sigma_F]$$

其中,小齿轮转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{1.9}{10} = 1.81 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

查教材中表 11-3 得,载荷系数 $K = 1.0$ 。

分度圆锥角为

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \arctan \frac{z_1}{z_2} = \arctan \frac{26}{83} = 17.39^\circ \\ \alpha_2 &= 90^\circ - \alpha_1 = 90^\circ - 17.39^\circ = 72.61^\circ \end{aligned}$$

小齿轮当量齿数为

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \alpha_1} = \frac{26}{\cos 17.39^\circ} = 27.2$$

大齿轮当量齿数为

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \alpha_2} = \frac{83}{\cos 72.61^\circ} = 277.7$$

查教材中图 11-9 得,齿形系数 $Y_{F1} = 2.66$, $Y_{F2} = 2.12$ 。

分度圆直径为

$$\begin{aligned} d_1 &= m z_1 = 8 \times 26 = 208 \text{ mm} \\ d_2 &= m z_2 = 8 \times 83 = 664 \text{ mm} \end{aligned}$$

锥距为

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{208}{2}\right)^2 + \left(\frac{664}{2}\right)^2} = 348 \text{ mm}$$

齿宽系数为 $b_R = b/R_e = 90/348 = 0.26$

平均模数为

$$m_m = (1 - 0.5 b_R) m = (1 - 0.5 \times 0.26) \times 8 = 6.96 \text{ mm}$$

则

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1 Y_{F1}}{bm_m^2 z_1} = \frac{2 \times 1.0 \times 1.81 \times 10^6 \times 2.66}{90 \times 6.96^2 \times 26} = 84.9 \text{ MPa} \quad [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 84.9 \times \frac{2.12}{2.66} = 67.6 \text{ MPa} \quad [\sigma_{F2}]$$

满足弯曲强度。

11-15 已知直齿圆锥—斜齿圆柱齿轮减速器布置和转向如图 11.5 所

示。锥齿轮 $m_e = 5 \text{ mm}$, 齿宽 $b = 50 \text{ mm}$, $z_1 = 25$, $z_2 = 60$; 斜齿轮 $m_n = 6 \text{ mm}$, $z_3 = 21$, $z_4 = 84$ 。欲使轴 II 上的轴向力在轴承上的作用完全抵消, 求斜齿轮 3 的螺旋角 β_3 的大小和旋向。(提示: 锥齿轮的力作用在齿宽中点)

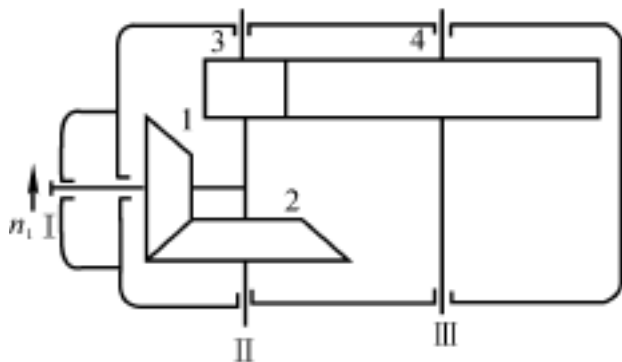


图 11.5 题 11-15 图

解 (1) 圆锥齿轮 2 的相关参数。

分度圆直径为 $d_2 = m_e z_2 = 5 \times 60 = 300 \text{ mm}$

分度圆锥角为 $\delta_2 = \arctan \frac{z_2}{z_1} = \arctan \frac{60}{25} = 67.38^\circ$

平均直径为

$$d_{m2} = d_2 - b \sin \delta_2 = 300 - 50 \sin 67.38^\circ = 254 \text{ mm}$$

轴向力为 $F_{a2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} \tan \delta_2 \sin \delta_2 = \frac{2T_2}{254} \tan 20^\circ \sin 67.38^\circ$

(2) 斜齿轮 3 的相关参数。

分度圆直径为 $d_3 = \frac{m_n z_3}{\cos \beta_3} = \frac{6 \times 21}{\cos \beta_3} = \frac{126}{\cos \beta_3}$

轴向力为 $F_{a3} = \frac{2T_2}{d_3} \tan \beta_3 = \frac{2T_2}{126} \sin \beta_3$

(3) 两者相互关系。因 $F_{a2} = F_{a3}$, 则

$$\begin{aligned} \sin \beta_3 &= \frac{126 \times \tan 20^\circ \times \sin 67.38^\circ}{254} = 0.166 \\ &= 9.57^\circ \end{aligned}$$

(4) 由图 11.5 可知, 圆锥齿轮 2 的轴向力 F_{a2} 指向大端, 方向向下; 斜齿轮 3 的轴向力 F_{a3} 方向向上, 转动方向与锥齿轮 2 同向, 箭头指向右。齿轮 3 又是主动齿轮, 其符合右手定则, 故斜齿轮 3 为右旋。

11-16 在图 11.5 中,试画出作用在斜齿轮 3 和锥齿轮 2 上的圆周力 F_t 、轴向力 F_a 、径向力 F_r 的作用线和方向。

解 如图 11.6 所示。径向力总是指向其转动中心;对于锥齿轮 2 圆周力与其转动方向相同,对于斜齿轮 3 与其圆周力方向相反。

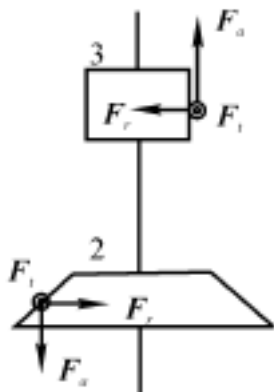


图 11.6 题 11-16 解图

11.5 学习效果测试题及答案

11.5.1 学习效果测试题

11-1 选择题

- (1) 在闭式齿轮传动中,高速重载齿轮传动的主要失效形式为()。
 - A. 轮齿疲劳折断
 - B. 齿面磨损
 - C. 齿面疲劳点蚀
 - D. 齿面胶合
- (2) 对于 HBS 350 的齿轮传动,当采用同一钢材制造时,一般将进行()处理。
 - A. 小齿轮表面淬火,大齿轮调质
 - B. 小齿轮表面淬火,大齿轮正火
 - C. 小齿轮调质,大齿轮正火
 - D. 小齿轮正火,大齿轮调质
- (3) 直齿圆锥齿轮强度计算中,是以()为计算依据的。
 - A. 大端当量直齿圆柱齿轮
 - B. 大端分度圆柱齿轮
 - C. 平均分度圆处的当量直齿圆柱齿轮
 - D. 平均分度圆柱齿轮

(4) 在圆柱齿轮传动中,材料与齿宽系数、齿数比及工作情况一定的情况下,轮齿的接触强度主要取决于(),而弯曲强度主要取决于()。

- A. 模数
- B. 齿数
- C. 中心距
- D. 压力角

(5) 在圆柱齿轮传动中,常使小齿轮齿宽略大于大齿轮齿宽,其目的是()。

- A. 提高小齿轮齿面接触强度
- B. 提高小齿轮齿根弯曲强度
- C. 补偿安装误差,以保证全齿宽的接触
- D. 减少小齿轮载荷分布不均

(6) 斜齿圆柱齿轮的齿形系数和相同齿数的直齿圆柱齿轮相比是()。

- A. 相等
- B. 较大
- C. 较小
- D. 视实际工作条件,可能性大也可能小

(7) 选择齿轮毛坯时,主要考虑()。

- A. 齿宽
- B. 齿轮直径
- C. 齿轮在轴上的布置位置
- D. 齿轮精度

11-2 填空题

(1) 闭式软齿面齿轮传动中,齿面疲劳点蚀通常出现在_____处。

(2) 在齿轮传动中,若一对齿轮采用软齿面,则小齿轮的材料硬度比大齿轮的硬度_____ HBS。

(3) 齿轮传动的弯曲强度计算中,齿形系数 Y_F 的大小与_____无关。直齿圆柱齿轮按_____选取,而斜齿圆柱齿轮按_____选取。

11-3 简答题

(1) 齿轮的主要结构形式有哪些?为什么齿轮和轴往往分开制造?

(2) 在闭式软齿面齿轮传动中,先按接触强度进行设计,若校核时发现弯曲强度不够,应如何处理?

(3) 齿轮传动设计计算中,确定齿数和模数时,应注意哪些问题?

(4) 在两级圆柱齿轮传动中,若其中有一级用斜齿圆柱齿轮传动,它一般用在高速级还是低速级?

11-4 今有两对传递功率相同,小齿轮转速相同、齿宽相等、齿轮材料与

热处理对应相同,其他传动条件均相同的齿轮传动,第一对齿轮 $m_A = 2 \text{ mm}$, $z_{A1} = 27$, $z_{A2} = 54$;第二对齿轮 $m_B = 2 \text{ mm}$, $z_{B1} = 35$, $z_{B2} = 70$ 。试问:当第一对齿轮的齿面接触强度刚好合格时,试分析第二对齿轮的齿面接触强度是否合格?

11 5 2 参考答案

11-1 (1) D (2) C (3) C (4) C, A (5) C (6) C
(7) B

11-2 (1) 齿根部分靠近节线处

(2) 大 30 ~ 50

(3) 模数,齿数 z ,当量齿数 z_v

11-3 (1) 齿轮的主要结构形式有:齿轮轴式、实心式、腹板式、轮辐式和组合式等。齿轮与轴分开制造的主要原因: 分开制造有利于各零件的选材,节约材料; 分开制造有利于根据不同需要,采取不同的热处理方法; 齿轮的失效多发生在轮齿,齿轮失效后,只更换齿轮,可降低损失。

(2) 在保证中心距不变和不产生根切的条件下,可减少齿数,增大模数。

(3) 确定齿数时,应注意: 齿数不能少于最少齿数,以免发生根切; 两齿轮齿数尽量互质,以提高轮齿受载的均匀性; 闭式软齿面齿轮传动时,齿数尽可能选多些,而开式齿轮传动和闭式硬齿面齿轮传动,齿数不易过多。

确定模数时,闭式软齿面齿轮传动在满足弯曲强度的前提下,应尽量取小值,开式齿轮传动和闭式硬齿面齿轮传动中,模数应能满足弯曲强度。根据强度条件计算出的模数一定要标准化。

(4) 斜齿圆柱齿轮传动应放在高速级。因为斜齿圆柱齿轮轮齿是逐渐进入啮合和退出啮合,传动比较平稳,适合于高速传动,同时,高速传递扭矩小,斜齿轮产生的轴向力也较小,有利于轴承等其他轴系零件的设计。

11-4 本题中的两对齿轮除齿数和模数不同外,其他参数均相同,此时,齿轮的接触强度主要取决于其中心距,中心距大的,其接触强度就高。第一对齿轮传动的中心距 $a_A = m_A(z_{A1} + z_{A2})/2 = 81 \text{ mm}$,第二对齿轮传动的中心距 $a_B = m_B(z_{B1} + z_{B2})/2 = 105 \text{ mm}$,故第二对齿轮的接触强度高。从此角度也可判断出,当第一对齿轮的齿面接触强度合格时,第二对齿轮的接触强度也必然合格。

第 12 章 蜗杆传动

12.1 重点内容提要

12.1.1 教学基本要求

- (1) 了解蜗杆传动的特点、类型及主要失效形式。
- (2) 掌握普通圆柱蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算。
- (3) 掌握普通蜗杆蜗轮的常用材料、结构形式及润滑方式。
- (4) 掌握普通圆柱蜗杆传动的受力分析、设计准则及圆柱蜗杆传动强度计算。
- (5) 了解蜗杆传动中的效率计算和热平衡计算的意义和方法。

12.1.2 蜗杆传动的特点、类型及主要失效形式

蜗杆传动是由蜗杆和蜗轮组成的,它用于传递交错轴之间的回转运动和动力,通常两轴交错角为 90° 。传动中一般蜗杆是主动件。

1. 蜗杆传动的特点

传动比很大、结构紧凑、传动平稳、噪声小,但传动效率低、磨损大、成本高。

2. 蜗杆传动的类型

(1) 阿基米德蜗杆。在包含轴线的截面内为侧边呈直线的齿条,而在垂直于蜗杆轴线的截面内为阿基米德螺旋线。

(2) 渐开线蜗杆。在垂直于蜗杆轴线的截面内为渐开线,在包含蜗杆轴线的截面内为凸廓线。

3. 蜗杆传动的主要失效形式

蜗杆传动的主要失效形式有胶合、点蚀和磨损。这主要是因为蜗杆传动两构件间相对滑动速度很大而引起的。

12.1.3 蜗杆传动的主要参数及几何尺寸计算

蜗杆传动的主要参数有以下四组:

- (1) 模数 m 和压力角 α ;
- (2) 传动比 i 、蜗杆头数 z_1 和蜗轮齿数 z_2 ;
- (3) 蜗杆直径系数 q 和导程角 γ ;
- (4) 中心距 a 。

其几何尺寸计算的要点及注意的事项如下:

(1) 蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算都是在中间平面上进行的。中间平面是通过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的平面,蜗杆传动在中间平面上相当于齿轮齿条传动。

(2) 蜗杆头数推荐选取 $z_1 = 1, 2, 4$ 。头数越多,传动效率越高,但蜗杆加工困难;头数少,传动比大,但传动效率低;单头蜗杆可以自锁。

(3) 需要特别注意的是蜗杆传动的传动比 $i = n_1/n_2 = z_2/z_1 = d_2/d_1$, 中心距 $a = 0.5m(q + z_2) = 0.5m(z_1 + z_2)$ 。

(4) 蜗杆导程角 γ 。 $\tan \gamma = mz_1/d_1 = z_1/q$ 。导程角 γ 越大,蜗杆传动的效率越高。

(5) 蜗杆直径系数 q 的引入是为了限制蜗轮滚刀的数目,使蜗杆分度圆直径标准化。 m 一定时, q 越大,则蜗杆轴的刚度及强度相应增大; z_1 一定时, q 越小,则 γ 越大,传动效率越高。

(6) 蜗杆与蜗轮啮合传动的齿面间滑动速度 $v_s = v_1/\cos \gamma$ (m/s),是非常大的,因此蜗杆传动效率较低,磨损较大,发热多。

(7) 蜗轮及蜗杆的齿顶高系数是 1,顶隙系数是 0.2,齿顶高和齿高的计算与圆柱齿轮的计算方法相同。

(8) 蜗杆正确啮合的条件。在中间平面上蜗杆轴向模数 m_{a1} 和轴向压力角 α_{a1} 分别等于蜗轮端面模数 m_2 和端面压力角 α_2 ,且蜗杆导程角 γ 应等于蜗轮螺旋角 β ,两者旋向相同,即 $m_{a1} = m_2 = m$, $\alpha_{a1} = \alpha_2$,且 $\gamma = \beta$ (考虑的是最常见的两轴交错角为 90° 的蜗杆传动)。

(9) 蜗杆传动中蜗轮转向的判断方法。右旋蜗杆左手握,左旋蜗杆右手握,四指 ω_1 ,拇指 ω_2 。

12.1.4 普通蜗杆蜗轮的常用材料、结构形式及润滑方式

1. 蜗杆传动的常用材料

根据蜗杆传动的特点——相对滑动速度大、磨损大,因此蜗杆副的材料要求有足够的强度,良好的减摩性能和抗胶合性能。

(1) 蜗杆材料。一般蜗杆用碳素钢调制处理,高速重载蜗杆用合金钢,并采用一定的热处理方法;低速或人力传动中蜗杆可不热处理,或用铸铁。

(2) 蜗轮材料。青铜制造,低速蜗轮也可以用球墨铸铁或灰铸铁,也可以用尼龙或增强尼龙材料制成。

2. 蜗杆和蜗轮的结构

(1) 蜗杆。绝大多数和轴制成一体,称为蜗杆轴。

(2) 蜗轮。可以做成整体的,但为了节约贵重有色金属,对大尺寸的蜗轮通常用组合式,齿圈用贵重金属,轮芯用钢或灰铸铁制成,两者通过过盈联接或铰制孔螺栓联接。

3. 润滑方式

当润滑不当时,蜗杆传动的效率会显著降低,并使轮齿发生胶合或磨损,因此,蜗杆传动中的润滑十分重要。润滑方式可以用油池浸油润滑或喷油润滑。

12.1.5 普通圆柱蜗杆传动的受力分析、设计准则及强度计算

1. 受力分析

蜗杆传动的受力情况和斜齿轮相似,齿面上的法向力 F_n 可以分解为三个互相垂直的分力,即圆周力 F_t ,轴向力 F_a 和径向力 F_r 。这三个力的大小及方向如表 12.1 所示。注意:两构件的圆周力与轴向力相互交错,互为作用力与反作用力。

表 12.1 蜗杆传动受力分析

大	小	方 向	其中: $T_1 = \frac{T_2}{i}$
$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 T_1}{d_1}$		F_{t1} 与蜗杆转向相反	
$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 T_2}{d_2}$		F_{t2} 与蜗轮转向相同	
$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan$		F_{r1}, F_{r2} 指向各自轴心	

2. 蜗杆传动的设计准则

在蜗杆传动中,由于蜗杆和蜗轮的结构、材料不同,蜗杆螺旋部分的强度总是比蜗轮部分的强度高。所以只计算蜗轮轮齿的强度即可。实践证明,在一般情况下,蜗轮轮齿因弯曲疲劳强度不足而引起的失效情况很少,因此,对于闭式蜗杆传动,通常是按齿面接触疲劳强度进行验算或设计的。

3. 蜗杆传动的强度计算

强度验算公式及设计公式是以赫兹公式为计算基础,以蜗轮蜗杆在节点处啮合的相应参数代入相关公式得到的。

(1) 强度验算公式。

$$\sigma_H = 500 \sqrt{\frac{KT_2}{m^2 d_1 z_2^2}} \quad [\text{H}] \quad (12.1)$$

上式适用于钢制蜗杆对青铜或铸铁蜗轮(指齿圈)。

(2) 设计公式。

$$m^2 d_1 \left[\frac{500}{z_2 [\text{H}]} \right]^2 KT_2 \quad (12.2)$$

式(12.1)和式(12.2)中, K 为载荷系数,一般 $K = 1.1 \sim 1.3$; T_2 为蜗轮上的转矩,单位为 $\text{N} \cdot \text{mm}$; σ_H 和 $[\text{H}]$ 单位是 MPa ; m, d_1 单位是 mm 。

设计时可按 $m^2 d_1$ 值,由教材中表 12-1 确定模数 m 和蜗杆分度圆直径 d_1 。

12.1.6 蜗杆传动效率计算和热平衡计算

1. 蜗杆传动的效率计算

(1) 蜗杆传动的功率损耗的组成。闭式蜗杆传动的功率损耗包括三个部分,即轮齿啮合的功率损耗、轴承中摩擦损耗及搅动箱体内润滑油的油阻损耗。其中最主要的是齿面相对滑动引起的啮合损耗,因为蜗杆和蜗轮间的相对滑动速度非常大。

(2) 蜗杆传动的啮合效率为

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \phi_v)} \quad (12.3)$$

式中, γ 为蜗杆的导程角; ϕ_v 是当量摩擦角。

(3) 蜗杆传动的总效率为

$$\eta = (0.95 \sim 0.97) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \phi_v)} \quad (12.4)$$

2. 蜗杆传动的热平衡计算

(1) 热平衡计算的意义。由于蜗杆传动效率低、发热大,若不及时散热,会引起箱体内油温升高、润滑失效,导致轮齿磨损加剧,甚至出现胶合。因此对连续工作的闭式蜗杆传动要进行热平衡计算。

(2) 热平衡计算方法。限制箱体内油温和周围空气温度之差不超过允许值,即

$$t = \frac{1\,000 P_1 (1 - \eta)}{\alpha A} \quad [t] \quad (12.5)$$

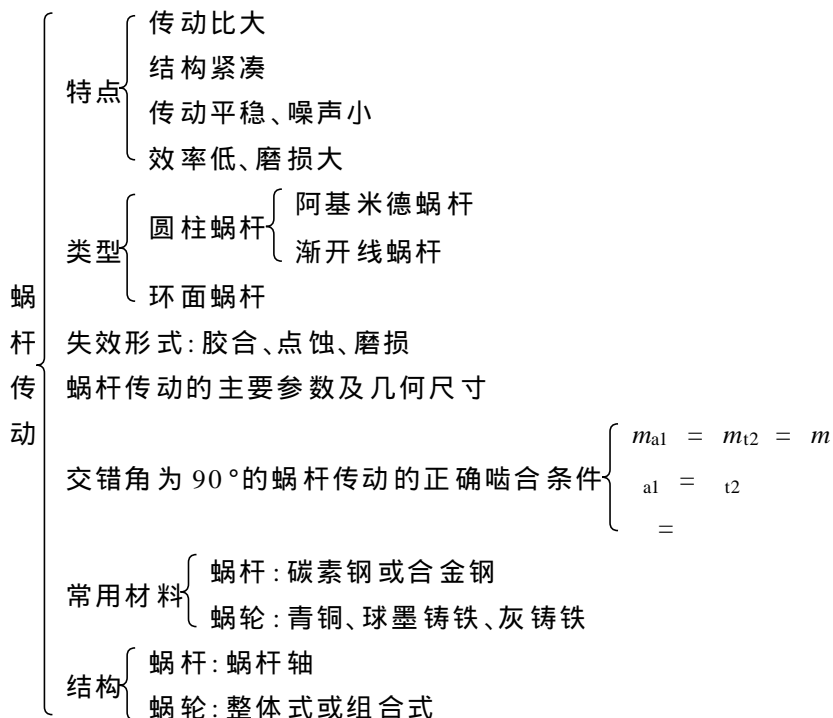
式中, t 为温度差; P_1 为蜗杆传递的功率,单位 kW; η 为传动效率; α 为表面散热系数,一般取 $\alpha = 10 \sim 17 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; A 为散热面积,单位 m^2 。

(3) 常用的冷却措施如下:

1) 增加散热面积。合理设计箱体结构,铸出或焊上散热片。

2) 提高表面传热系数。在蜗杆轴上装置风扇,或在箱体油池内装设蛇形冷却管。

12.2 重点知识结构图



$$\left. \begin{array}{l} \text{蜗杆传动} \\ \left\{ \begin{array}{l} \text{受力分析: 齿面法向力分解为} \left\{ \begin{array}{l} F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 T_1}{d_1} \\ F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 T_2}{d_2} \\ F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha \end{array} \right. \\ \\ \text{强度计算} \left\{ \begin{array}{l} \text{接触疲劳强度验算: } \sigma_H = 500 \sqrt{\frac{K T_2}{m^2 d_1 z_2^2}} \quad [\text{H}] \\ \text{设计公式: } m^2 d_1 \left[\frac{500}{z_2 [\text{H}]} \right]^2 K T_2 \end{array} \right. \\ \\ \text{效率计算} \left\{ \begin{array}{l} \text{效率损失的构成} \left\{ \begin{array}{l} \text{啮合损失} \\ \text{轴承摩擦损失} \\ \text{搅油损失} \end{array} \right. \\ \\ = (0.95 \sim 0.97) \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} \end{array} \right. \\ \\ \text{热平衡计算} \left\{ \begin{array}{l} \text{意义} \\ t = \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{A} \quad [^\circ\text{C}] \end{array} \right. \end{array} \right. \end{array} \right.$$

12.3 考点及常见题型精解

12.3.1 本章考点

本章的考点主要包括三点,一是普通圆柱蜗杆传动的几何尺寸计算;二是普通圆柱蜗杆传动的受力分析、强度计算;三是普通圆柱蜗杆传动的热平衡计算。题型有填空、选择、判断、计算等,尤其计算题多与齿轮组成的轮系做计算大题。

12.3.2 常见题型精解

例 12.1 如图 12.1(a) 所示,已知:蜗杆输入功率 $P = 5 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, 蜗杆头数 $z_1 = 2$, 蜗轮齿数 $z_2 = 40$, 模数 $m = 5 \text{ mm}$, 蜗杆分度圆 $d_1 = 50 \text{ mm}$, 蜗杆和蜗轮间的当量摩擦因数 $f = 0.05$ 。试求:

- (1) 啮合效率 η_1 和总效率 η ;
- (2) 作用在蜗杆轴上的转矩 T_1 和蜗轮轴上的转矩 T_2 ;
- (3) 作用在蜗杆和蜗轮上各分力的大小和方向。

解 (1) 蜗杆的导程角为

$$= \arctan(mz_1/d_1) = \arctan(5 \times 2/50) = 11.3099^\circ$$

当量摩擦角为

$$= \arctan f = \arctan 0.05 = 2.8624^\circ$$

所以,啮合效率为

$$= \frac{\tan}{\tan(+)} = \frac{\tan 11.3099^\circ}{\tan(11.3099^\circ + 2.8624^\circ)} = 0.792$$

总效率为

$$= (0.95 \sim 0.97)_1 = (0.95 \sim 0.97) \times 0.792 = 0.7524 \sim 0.768$$

(2) 在蜗杆轴上的转矩为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5}{1440} = 3.32 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

效率取中间值 $= 0.72$, 在蜗轮轴上的转矩为

$$T_2 = T_1 i = T_1 \frac{z_2}{z_1} = 3.32 \times 10^4 \times 0.72 \times \frac{40}{2} = 4.78 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(3) 各力的大小如下:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 3.32 \times 10^4}{50} = 1328 \text{ N}$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m z_2} = \frac{2 \times 4.78 \times 10^5}{5 \times 40} = 4780 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha = 4780 \times \tan 20^\circ = 1740 \text{ N}$$

要知道力的方向,首先要知道蜗轮和蜗杆的转向。由已知条件:蜗杆是右旋蜗杆,用左手握蜗杆,可以判断蜗轮逆时针转动;则蜗轮圆周力与蜗轮转向相同,蜗杆圆周力与蜗杆转向相反。各力方向如图 12.1(b) 所示。

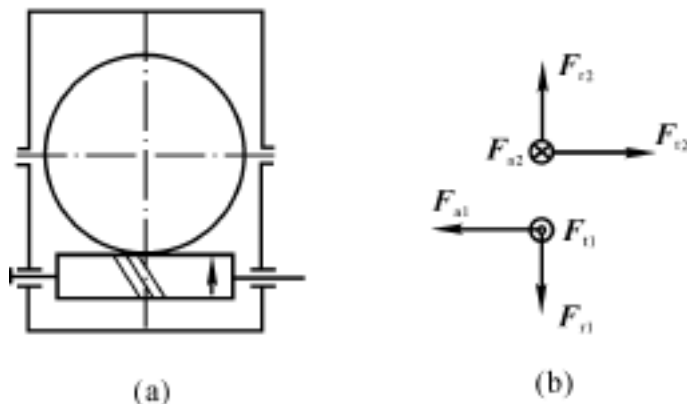


图 12.1

【评注】 此题主要考查对蜗杆传动效率的理解以及受力分析。要明确蜗杆传动效率中最主要的是啮合效率,并熟记啮合效率的计算公式。要弄清楚蜗杆和蜗轮之间的转矩关系, $T_2 = T_1 i$ 。作受力分析时应先判别蜗杆的螺旋线方向是左旋还是右旋,然后按照手握的方法(手握方法:右旋蜗杆左手握,左旋蜗杆右手握,四指 \vec{T}_1 , 拇指 \vec{T}_2) 确定蜗轮或蜗杆的转向,从而确定蜗轮和蜗杆的圆周力方向;然后要清楚,蜗杆的轴向力和蜗轮圆周力互为作用力与反作用力,蜗杆的圆周力和蜗轮的轴向力互为作用力和反作用力,蜗杆和蜗轮的径向力互为作用力和反作用力。这里还应注意,蜗轮、蜗杆的转向以及旋向三者之间的关系也是一类很重要的题型,通过手握的方法,三者中只要知道两个,剩下的一个方向就可以判断出来。

例 12.2 一蜗轮的齿数 $z_2 = 30$, $d_2 = 240$ mm, 与一单头蜗杆啮合, 试求:

(1) 蜗轮端面模数 m_2 及蜗杆轴面模数 m_{a1} ;

(2) 蜗杆的轴面齿距 p_{a1} 及导程 l ;

(3) 两轮的中心距 a 。

解 (1) 对于蜗轮, 则有 $d_2 = m_2 z_2$

$$m_2 = d_2 / z_2 = 240 / 30 = 8 \text{ mm}$$

由蜗轮蜗杆正确啮合条件可知

$$m_{a1} = m_2 = m = 8 \text{ mm}$$

(2) 对于蜗杆, 则有 $p_{a1} = m_{a1} = 25.12 \text{ mm}$

$$l = z_1 p_{a1} = z_1 m_{a1} = 25.12 \text{ mm}$$

(3) 查蜗杆分度圆直径与其模数的匹配标准系列知, $d_1 = 80$ mm, 蜗杆直径系数 $q = 10$, 故中心距为

$$a = 0.5 m (q + z_2) = 0.5 \times 8 \times (10 + 30) = 160 \text{ mm}$$

【评注】 此题考查了两点: 第一, 蜗轮蜗杆的正确啮合条件; 第二, 蜗杆的齿距和导程含义以及计算。实际上, 无论蜗轮还是蜗杆, 齿距的含义以及计算公式与普通圆柱齿轮相同。导程是指一条螺纹线绕蜗杆转一圈所走的轴向距离, 因此 $l = z_1 p_{a1}$ 。

例 12.3 设计一闭式单级圆柱蜗杆传动。已知: 蜗杆轴上输入功率 $P_1 = 10$ kW, 蜗杆转速 $n_1 = 1440$ r/min, 蜗轮转速 $n_2 = 72$ r/min, 蜗杆选用 40Cr, 45 ~ 50HRC, 蜗轮选用 10-2 铝青铜, $[\sigma_H] = 140$ MPa, 载荷平稳, 单向转动, 取载荷系数 $K = 1.2$, 总传动效率 $\eta = 0.8$ 。

解 (1) 选择蜗杆头数。传动比 $i = n_1 / n_2 = 1440 / 72 = 20$, 查教材中表

12-2 选取 $z_1 = 2$, 则

$$z_2 = iz_1 = 20 \times 2 = 40$$

(2) 确定蜗轮轴的转矩, 即

$$T_2 = T_1 i = \frac{9.55 \times 10^6 \times P_1}{n_2} = \frac{9.55 \times 10^6 \times 10 \times 0.8}{72} = 1.06 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(3) 确定模数和蜗杆分度圆直径。按齿面接触强度计算, 即

$$m^2 d_1 \left[\frac{500}{z_1 [\sigma_H]} \right]^2 KT_2 = \left[\frac{500}{40 \times 140} \right]^2 \times 1.2 \times 1.06 \times 10^6 = 10140$$

查教材中表 12-1 得, $z_1 = 2$, $m^2 d_1 = 17500$, $m = 12.5 \text{ mm}$, $d_2 = 112 \text{ mm}$, $q = 8.96$ 。

(4) 确定中心距, 即

$$a = 0.5m(q + z_2) = 0.5 \times 12.5 \times (8.96 + 40) = 306 \text{ mm}$$

(5) 确定几何尺寸。

蜗轮的分度圆直径为

$$d_2 = mz_2 = 12.5 \times 40 = 500 \text{ mm}$$

蜗轮和蜗杆的齿顶高为

$$h_a = m = 12.5 \text{ mm}$$

蜗轮和蜗杆的齿根高为

$$h_f = 1.2m = 1.2 \times 12.5 = 15 \text{ mm}$$

蜗杆齿顶圆直径为

$$d_{a1} = m(q + 2) = 12.5 \times (8.96 + 2) = 137 \text{ mm}$$

蜗轮喉圆直径为

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 12.5 \times (40 + 2) = 525 \text{ mm}$$

蜗杆齿根圆直径为

$$d_{f1} = m(q - 2.4) = 12.5 \times (8.96 - 2.4) = 82 \text{ mm}$$

蜗轮齿根圆直径为

$$d_{f2} = m(z_2 - 2.4) = 12.5 \times (40 - 2.4) = 470 \text{ mm}$$

蜗杆轴向齿距和蜗轮端面齿距为

$$p_{a1} = p_{t2} = p_x = m = 12.5 \text{ mm}$$

径向间隙为

$$c = 0.2m = 0.2 \times 12.5 = 2.5 \text{ mm}$$

【评注】 此题主要考查普通圆柱蜗杆传动的一般设计方法以及对几何尺寸的计算公式的应用和掌握。

例 12.4 一单级圆柱蜗杆传动,蜗杆轴上输入功率 $P_1 = 5.5 \text{ kW}$,传动效率 $\eta = 0.8$,表面散热系数 $\alpha_s = 12 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$,散热面积 $A = 1.6 \text{ m}^2$,要求 $[\theta] = 60$,试对该蜗杆传动进行热平衡计算。

解 根据公式有

$$\theta = \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{\alpha_s A} = \frac{1000 \times 5.5 \times (1 - 0.8)}{12 \times 1.6} = 57.29 < [\theta] = 60$$

满足使用要求。

12.4 课后习题详解

12-1 计算教材中例 12-1 的蜗杆和蜗轮的几何尺寸。

解 已知的数据: $m = 4 \text{ mm}$, $d_1 = 40 \text{ mm}$, $q = 10$, $z_1 = 2$, $z_2 = 39$, $\gamma = 11.3099^\circ$,中心距 $a = 98 \text{ mm}$,可以求得有关的几何尺寸如下:

蜗轮的分度圆直径为

$$d_2 = m z_2 = 4 \times 39 = 156 \text{ mm}$$

蜗轮和蜗杆的齿顶高为

$$h_a = m = 4 \text{ mm}$$

蜗轮和蜗杆的齿根高为

$$h_f = 1.2m = 1.2 \times 4 = 4.8 \text{ mm}$$

蜗杆齿顶圆直径为

$$d_{a1} = m(q + 2) = 4 \times (10 + 2) = 48 \text{ mm}$$

蜗轮喉圆直径为

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 4 \times (39 + 2) = 164 \text{ mm}$$

蜗杆齿根圆直径为

$$d_{f1} = m(q - 2.4) = 4 \times (10 - 2.4) = 30.4 \text{ mm}$$

蜗轮齿根圆直径为

$$d_{f2} = m(z_2 - 2.4) = 4 \times (39 - 2.4) = 146.4 \text{ mm}$$

蜗杆轴向齿距和蜗轮端面齿距为

$$p_{a1} = p_{a2} = p_x = m = 3.14 \times 4 = 12.56 \text{ mm}$$

径向间隙为

$$c = 0.20m = 0.20 \times 4 = 0.80 \text{ mm}$$

12-2 如图 12.2 所示,蜗杆主动, $T_1 = 20 \text{ N} \cdot \text{m}$, $m = 4 \text{ mm}$, $z_1 = 2$, $d_1 = 50 \text{ mm}$, 蜗轮齿数 $z_2 = 50$, 传动的啮合效率 $\eta = 0.75$ 。试确定: (1) 蜗轮的转向; (2) 蜗杆与蜗轮上作用力的大小和方向。

解 (1) 从图 12.2 中可以看出, 这是一个左旋蜗杆, 因此用右手握杆, 四指 \uparrow , 大拇指 \rightarrow , 从主视图上看, 蜗轮顺时针旋转。

(2) 根据已知条件, 可以得到蜗轮上的转矩为

$$T_2 = T_1 \eta = T_1 \cdot z_2 / z_1 = 20 \times 0.75 \times 50 / 2 = 375 \text{ N} \cdot \text{m}$$

蜗杆的圆周力与蜗轮的轴向力大小相等, 方向相反, 即

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 T_1 / d_1 = 2 \times 20 / (50 \times 10^{-3}) = 800 \text{ N}$$

蜗杆的轴向力与蜗轮的圆周力大小相等, 方向相反, 即

$$F_{i2} = F_{a1} = 2 T_2 / d_2 = 2 \times 375 / (4 \times 50 \times 10^{-3}) = 3750 \text{ N}$$

蜗杆的径向力与蜗轮的径向力大小相等, 方向相反, 即

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{i2} \tan 20^\circ = 3750 \times \tan 20^\circ = 1364.89 \text{ N}$$

各力的方向如图 12.3 所示。

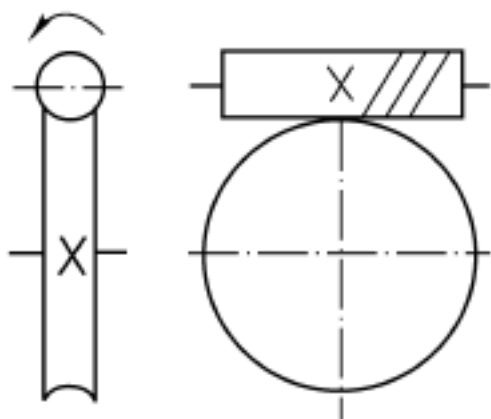


图 12.2 题 12-2 图

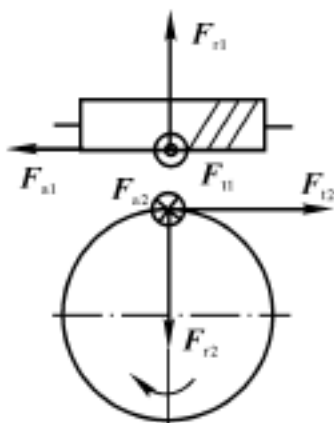


图 12.3 题 12-2 解图

12-3 图 12.4 所示为蜗杆传动和圆锥齿轮传动的组合。已知输出轴上的锥齿轮 z_4 的转向 n_0 。(1) 欲使中间轴上的轴向力能部分抵消, 试确定蜗杆传动的螺旋线方向和蜗杆的转向; (2) 在图中标出各轮轴向力的方向。

解 (1) 先用箭头法标示出各轮的转向, 如图 12.5 所示。由于锥齿轮轴向

力指向大端,因此可以判断出蜗轮轴向力水平向右,从而判断出蜗杆的转向为顺时针(见图 12-5)。因此根据蜗轮和蜗杆的转向,用手握法可以判定蜗杆螺旋线为右旋。

(2) 各轮轴轴向力方向如图 12-5 所示。

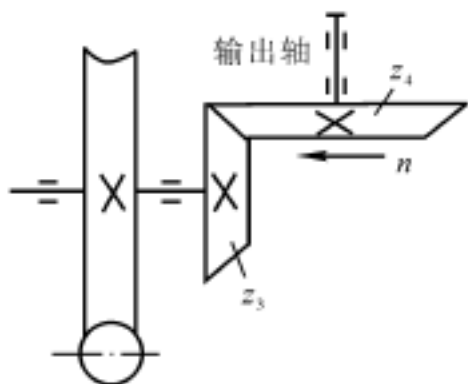


图 12-4 题 12-3 图

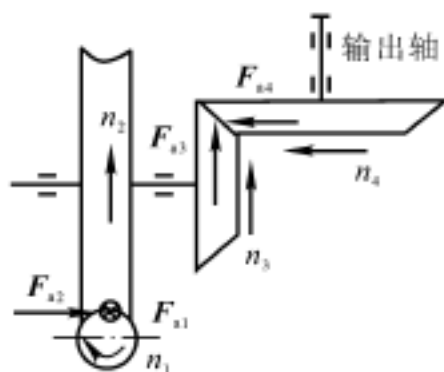


图 12-5 题 12-3 解图

12-4 设计一由电动机驱动的单级圆柱蜗杆减速器。电动机功率为 7 kW, 转速为 1 440 r/min, 蜗轮轴转速为 80 r/min, 载荷平稳, 单向传动。蜗轮材料选 10-1 锡青铜, 砂型; 蜗杆选用 40Cr, 表面淬火。

解 (1) 根据材料确定许用应力。由于蜗杆选用 40Cr, 表面淬火, 可估计蜗杆表面硬度 $HRC > 45$ 。根据教材中表 12-4, $[H] = 200 \text{ MPa}$ 。

(2) 选择蜗杆头数。传动比 $i = n_1 / n_2 = 1\,440 / 80 = 18$, 查教材中表 12-2, 选取 $z_1 = 2$, 则

$$z_2 = iz_1 = 18 \times 2 = 36$$

(3) 确定蜗轮轴的转矩。取 $K = 1.2$, 传动效率 $\eta = 0.80$, 则

$$KT_2 = 9.55 \times 10^6 KP_1 / \eta =$$

$$9.55 \times 10^6 \times 1.2 \times 7 \times 0.80 / 80 = 8.022 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(4) 确定模数和蜗杆分度圆直径。按齿面接触强度计算

$$m^2 d_1 \left[\frac{500}{z_2 [H]} \right]^2 KT_2 = \left[\frac{500}{36 \times 200} \right]^2 \times 8.022 \times 10^5 = 38\,686$$

由教材中表 12-1 查得, $z_1 = 2$, $m^2 d_1 = 5\,120$, $m = 8 \text{ mm}$, $d_1 = 80 \text{ mm}$, $q = 10$ 。

(5) 确定中心距, 即

$$a = 0.5m(q + z_2) = 0.5 \times 8(10 + 36) = 184 \text{ mm}$$

(6) 确定几何尺寸。

蜗轮的分度圆直径为

$$d = mz_2 = 8 \times 36 = 288 \text{ mm}$$

蜗轮和蜗杆的齿顶高为

$$h_a = m = 8 \text{ mm}$$

蜗轮和蜗杆的齿根高为

$$h_f = 1.2m = 1.2 \times 8 = 9.6 \text{ mm}$$

蜗杆齿顶圆直径为

$$d_{a1} = m(q + 2) = 8 \times (10 + 2) = 96 \text{ mm}$$

蜗轮喉圆直径为

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 8 \times (36 + 2) = 304 \text{ mm}$$

蜗杆齿根圆直径为

$$d_{f1} = m(q - 2.4) = 8 \times (10 - 2.4) = 60.8 \text{ mm}$$

蜗轮齿根圆直径为

$$d_{f2} = m(z_2 - 2.4) = 8 \times (36 - 2.4) = 268.8 \text{ mm}$$

蜗杆轴向齿距和蜗轮端面齿距为

$$p_{a1} = p_{a2} = p_x = m = 3.14 \times 8 = 25.12 \text{ mm}$$

径向间隙为

$$c = 0.20m = 0.20 \times 8 = 1.6 \text{ mm}$$

(7) 计算滑动速度 v_s , 则有

$$v_1 = \frac{d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 80 \times 1440}{60 \times 1000} = 6.0288 \text{ m/s}$$

$$= \arctan \frac{z_1}{q} = \arctan \frac{2}{10} = 11.3099^\circ$$

$$v_s = \frac{v_1}{\cos} = \frac{6.0288}{\cos 11.3099^\circ} = 6.1482 \text{ m/s}$$

符合教材中表 12-4 给出的使用滑动速度 $v_s \leq 12 \text{ m/s}$ 。(说明:此题答案不唯一,只要是按基本设计步骤,满足设计条件的答案,均是正确的。)

12-5 一圆柱蜗杆减速器,蜗杆轴功率 $P_1 = 100 \text{ kW}$,传动总效率 $\eta = 0.8$,三班制工作。试按所在地区工业用电价格(每千瓦小时若干元)计算五年中用于功率损耗的费用。

解 一年按照 300 天计算,设每千瓦小时电价为 a 元。依题意损耗效率为 $1 - 0.8 = 0.2$,因此用于损耗的费用为

$$P_1 (1 -) \times 300 \times 3 \times 8 \times 5a =$$

$$100 \times (1 - 0.8) \times 300 \times 24 \times 5a = 7.2a \times 10^5 \text{ 元}$$

12-6 手动绞车采用圆柱蜗杆传动(见图 12.6)。已知 $m = 8 \text{ mm}$, $z_1 = 1$, $d = 80 \text{ mm}$, $z_2 = 40$, 卷筒直径 $D = 200 \text{ mm}$ 。问:(1) 欲使重物 G 上升 1 m , 蜗杆应转多少转?(2) 蜗杆与蜗轮间的当量摩擦因数 $f = 0.18$, 该机构能否自锁?(3) 若重物 $G = 5 \text{ kN}$, 手摇时施加的力 $F = 100 \text{ N}$, 手柄转臂的长度 l 应是多少?

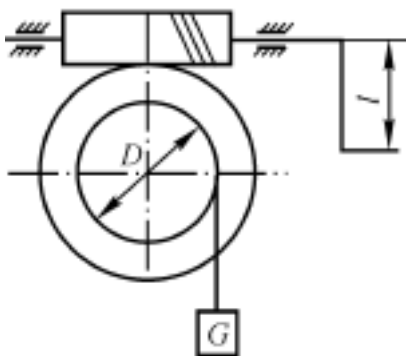


图 12.6 题 12-6 图

解 (1) 重物上升 1 m , 卷筒转的圈数为

$$1 / (D) = 1 / (3.14 \times 0.2) = 1.59 \text{ r}$$

由于卷筒和蜗轮相联, 也即蜗轮转的圈数为 1.59 圈, 因此蜗杆转的转数为

$$1.59i = 1.59z_2 / z_1 = 1.59 \times 40 / 1 = 63.6 \text{ r}$$

(2) 该蜗杆传动的导程角为

$$= \arctan \frac{z_1 m}{d_1} = \arctan \frac{1 \times 8}{80} = 5.71^\circ$$

而当量摩擦角为

$$= \arctan f = \arctan 0.18 = 10.2^\circ$$

比较可见 $>$, 因此该机构能自锁。

(3) 手摇转臂做输入功, 等于输出功和摩擦损耗功之和。输出功为

$$W_1 = Gh = 5000 \times 1 = 5000 \text{ J}$$

依题意, 本题摩擦损耗就是蜗轮蜗杆啮合损耗, 因此啮合时的传动效率为

$$= \frac{\tan}{\tan(+)} = \frac{\tan 5.71^\circ}{\tan(5.71^\circ + 10.2^\circ)} = 0.3508$$

则输入功应为

$$W = W_1 / = 5000 / 0.3508 = 14253.14 \text{ J}$$

由于蜗杆转了 63.6 转,因此应有

$$W = 63.6 \times 2 \quad Fl$$

即

$$W = 63.6 \times 2 \quad Fl = 14\,253.14$$

可得

$$l = 14\,253.14 / (63.6 \times 100 \times 2 \times 3.14) = 356.9 \text{ mm}$$

12-7 计算教材中例 12-2 的蜗杆和蜗轮的几何尺寸。设蜗轮轴的直径 $d_s = 70 \text{ mm}$, 试绘制蜗轮的工作图。

解 蜗轮的分度圆直径为

$$d_2 = mz_2 = 10 \times 42 = 420 \text{ mm}$$

蜗轮和蜗杆的齿顶高为

$$h_a = m = 10 \text{ mm}$$

蜗轮和蜗杆的齿根高为

$$h_f = 1.2m = 1.2 \times 10 = 12 \text{ mm}$$

蜗杆齿顶圆直径为

$$d_{a1} = m(q + 2) = 10 \times (9 + 2) = 110 \text{ mm}$$

蜗轮喉圆直径为

$$d_{h2} = m(z_2 + 2) = 10 \times (42 + 2) = 440 \text{ mm}$$

蜗杆齿根圆直径为

$$d_{f1} = m(q - 2.4) = 10 \times (9 - 2.4) = 66 \text{ mm}$$

蜗轮齿根圆直径为

$$d_{f2} = m(z_2 - 2.4) = 10 \times (42 - 2.4) = 396 \text{ mm}$$

蜗杆轴向齿距和蜗轮端面齿距为

$$p_{a1} = p_{t2} = p_x = m = 3.14 \times 10 = 31.4 \text{ mm}$$

径向间隙为

$$c = 0.20m = 0.20 \times 10 = 2 \text{ mm}$$

工作图如图 12.7 所示。

12-8 一单级蜗杆减速器输入功率 $P_1 = 3 \text{ kW}$, $z_1 = 2$, 箱体散热面积约为 1 m^2 , 通风条件较好。室温 20°C , 试验算油温是否满足使用要求。

解 $A = 1 \text{ m}^2$, 取 $\alpha_r = 14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $\eta = 0.8$, 则

$$t = \frac{1\,000 P_1 (1 - \eta)}{\alpha_r A} =$$

$$\frac{1\,000 \times 3 \times (1 - 0.8)}{14 \times 1} = 42.86 < [t] = 60 \sim 70$$

则油温

$$t = t_0 + t = 20 + 42.86 = 62.86$$

小于 90 , 满足使用要求。

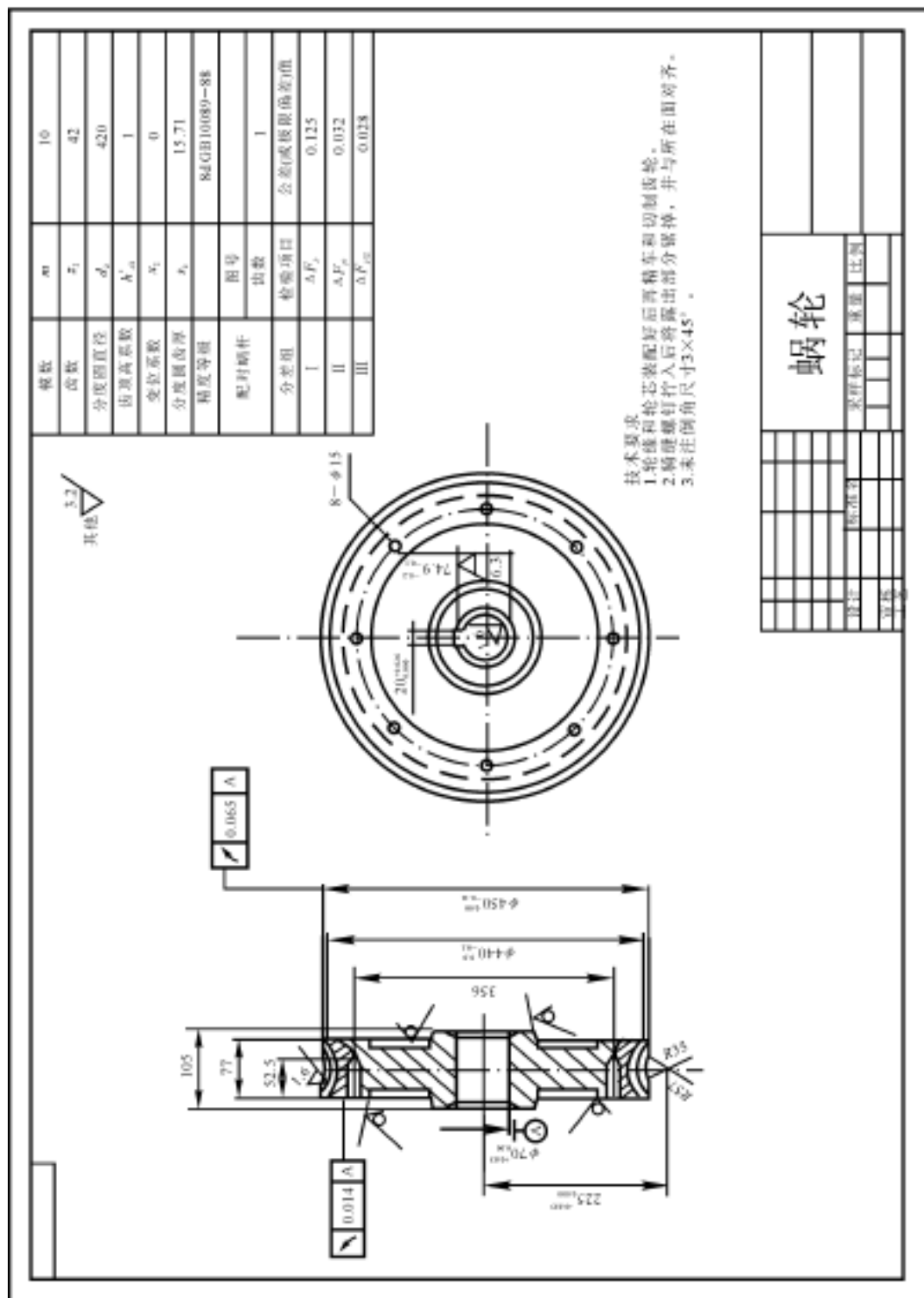


图 12.7 题 12-7 解图

12.5 学习效果测试题及答案

12.5.1 学习效果测试题

12-1 选择题

- (1) 与齿轮传动相比, () 不是蜗杆传动的优点。
A . 传动效率高
B . 传动比很大
C . 可以自锁
D . 传动平稳
- (2) 在蜗杆蜗轮机构中, 以蜗杆为主动件, 传动比 i 等于 ()。
A . d_2 / d_1
B . n_2 / n_1
C . z_2 / z_1
D . z_1 / q
- (3) 在蜗杆蜗轮机构中, 中间平面是指 ()。
A . 过蜗轮轴线并垂直于蜗杆轴线的平面
B . 过蜗杆轴线并垂直于蜗轮轴线的平面
C . 蜗轮的端面
D . 蜗杆的法面
- (4) 在蜗杆传动中, 当其他条件不变时, 增加蜗杆的头数, 则传动效率 ()。
A . 降低
B . 不变
C . 增加
D . 不确定
- (5) 下面几种失效形式中, 不是蜗杆蜗轮主要失效形式是 ()。
A . 磨损
B . 轮齿折断
C . 点蚀
D . 胶合
- (6) 蜗轮轮缘与轮毂采用不同材料的目的是为了 ()。
A . 减轻重量
B . 加工方便
C . 节约有色金属
D . 提高强度

12-2 简答题

- (1) 蜗轮蜗杆机构中, 是否可以用蜗轮做主动件?
- (2) 蜗杆传动有什么特点? 蜗杆传动中标准模数和标准压力角在什么地方?
- (3) 蜗杆分度圆直径要标准化?

(3) 为什么蜗杆传动发热较大?设计中要如何考虑?如何改善传动的散热条件?

(4) 为什么蜗杆传动的效率较低?为什么说自锁蜗杆的啮合效率低于50%?

(5) 蜗轮蜗杆常用的材料有哪些?一般的选材原则是什么?

12-3 确定图 12.8 所示蜗杆、蜗轮的转向或螺旋线方向(蜗杆主动)。

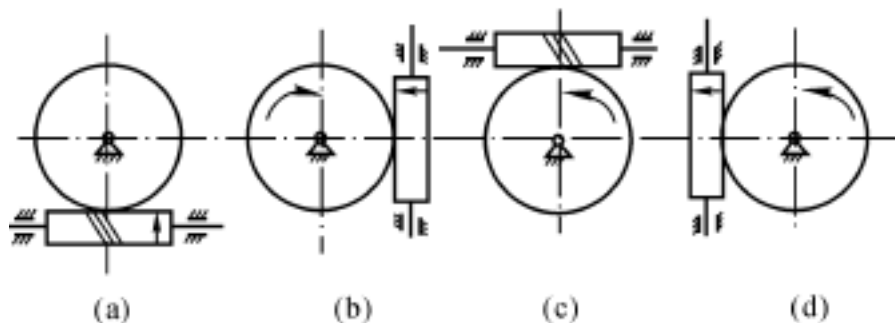


图 12.8 测 12-3 图

12-4 标准蜗杆传动,已知 $m = 5 \text{ mm}$, $i = 15$, $z_1 = 2$, $d_1 = 50 \text{ mm}$,试计算蜗轮分度圆直径,蜗轮和蜗杆的齿顶圆直径,蜗杆导程角及中心距 a 。

12-5 如图 12.9 所示,蜗杆主动, $T_1 = 10 \text{ N} \cdot \text{m}$, $m = 4 \text{ mm}$, $d_1 = 40 \text{ mm}$, $z_1 = 2$,传动的啮合效率 $\eta = 0.72$ 。试求:(1) 蜗轮的转向;(2) 蜗杆和蜗轮上作用力的大小和方向。

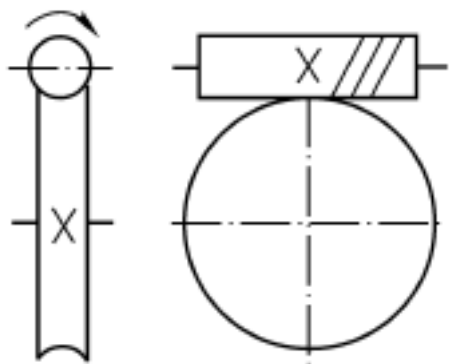


图 12.9 测 12-5 图

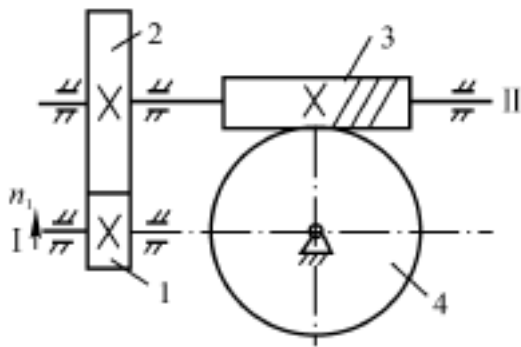


图 12.10 测 12-6 图

12-6 图 12.10 所示为一斜齿圆柱齿轮——蜗杆传动。已知斜齿轮传动中, $z_1 = 17$, $z_2 = 21$, $m_n = 1.5 \text{ mm}$;在蜗杆传动中, $m = 8 \text{ mm}$, $q = 10$, $z_3 = 2$,左旋, $i = 13$,蜗轮蜗杆间的当量摩擦因数 $f = 0.12$;输入功率 $P_1 = 4 \text{ kW}$,输入

轴转速 $n = 1\,440\text{ r/min}$, 转向如图 12.10 所示, 不计斜齿轮传动及轴承的功率损耗, 若要轮 2 和蜗杆 3 的轴向力完全抵消, 试求: (1) 斜齿轮螺旋线的方向及蜗轮 4 的转动方向; (2) 斜齿轮的螺旋角、蜗杆导程角及蜗轮上的转矩 T_4 ; (3) 各轮中各分力的方向。

12-7 一单级圆柱蜗杆传动, 已知蜗杆轴上输入功率 $P_1 = 3\text{ kW}$, 传动效率 $\eta = 0.75$, 表面散热系数 $k_s = 14\text{ W/(m}^2 \cdot \text{)}^\circ\text{C}$, 散热面积 $A = 1\text{ m}^2$, 要求 $[t] = 60^\circ\text{C}$, 试对该蜗杆传动进行热平衡计算。

12.5.2 参考答案

12-1 (1) A (2) C (3) B (4) C (5) B (6) D

12-2 (1) 在蜗杆传动中, 当蜗杆导程角小于啮合齿面间的当量摩擦角时, 机构具有自锁性, 这样的蜗杆蜗轮传动, 只能由蜗杆做主动件。只有当导程角大于啮合齿面间的当量摩擦角时, 才可以用蜗轮做主动件。

(2) 蜗杆传动的特点见 12.1.2 节; 蜗杆分度圆直径标准化原因见 12.1.3 节; 蜗杆传动中标准模数和标准压力角在中间平面所对应的蜗轮蜗杆的分度圆上。

(3) 蜗杆传动在齿面间有较大的相对滑动速度, 所以发热较大。因为蜗杆传动如果不及时散热, 会引起箱体内油温升高、润滑失效, 导致轮齿磨损加剧, 甚至出现胶合, 因此设计时要进行热平衡计算, 要求箱体内油温和周围空气温度之差不超过允许值。改善散热条件见 12.1.6 节。

(4) 蜗杆传动的损耗主要由三部分组成, 即啮合摩擦损耗、轴承摩擦损耗和搅油损耗。其中最主要的是啮合摩擦损耗, 因为蜗杆传动在齿面间有较大的相对滑动速度, 摩擦损耗较大, 所以蜗杆传动的效率较低。自锁蜗杆啮合效率是低于 50% 的, 因为自锁蜗杆的蜗杆导程角小于啮合齿面间的当量摩擦角。而蜗杆的啮合效率为

$$\eta = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \varphi')} = \frac{\tan \alpha}{\tan \alpha + \tan \varphi'} = \frac{\tan \alpha}{\tan 2\alpha} = \frac{\tan (1 + \tan^2 \alpha)}{2 \tan \alpha} = \frac{1}{2}$$

可见自锁蜗杆的啮合效率一定小于 50%。

(5) 见 12.1.4 节。

12-3 (a) 蜗轮逆时针转动; (b) 蜗杆左旋; (c) 蜗杆转向箭头朝下; (d) 蜗杆左旋。

12-4 $d_1 = 150\text{ mm}$, $d_{a1} = 60\text{ mm}$, $d_{a2} = 160\text{ mm}$, $\alpha = 11.3099^\circ$, $a =$

100 mm。

12-5 (1) 蜗轮转向顺时针。

(2) $F_{t1} = F_{a2} = 500 \text{ N}$, $F_{t2} = F_{a1} = 360 \text{ N}$, $F_{r1} = F_{r2} = 131 \text{ N}$, 方向如图 12.11 所示。

12-6 (1) 小斜齿轮右旋, 大斜齿轮左旋, 蜗轮顺时针转动, 如图 12.12 所示。

(2) $\beta = 13.9^\circ$, $\gamma = 11.3099^\circ$, $T_4 = 2.6 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

(3) 各力的方向如图 12.12 所示。

12-7 $t = 53.57 < [t] = 60$, 满足要求。

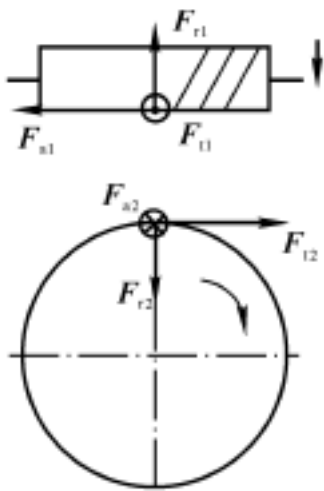


图 12.11 测 12-5 解图

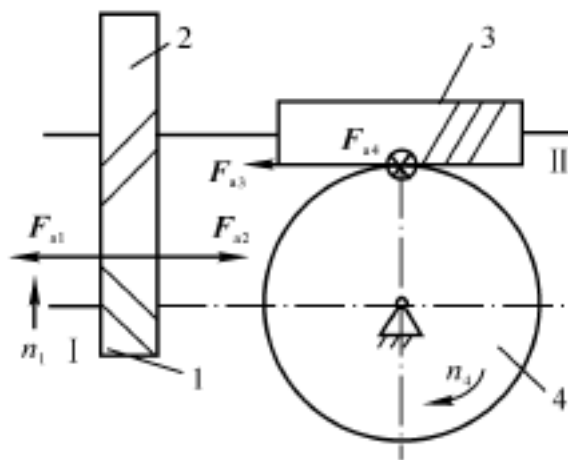


图 12.12 测 12-6 解图

第 13 章 带传动和链传动

13.1 重点内容提要

13.1.1 教学基本要求

- (1) 了解带、链传动的工作原理、特点及使用场合。
- (2) 了解普通 V 带和滚子链的标准、规格,以及带轮、链轮的结构特点。
- (3) 理解带传动弹性滑动特性,带传动的受力分析,掌握普通 V 带传动的设计计算方法。
- (4) 掌握链传动的运动特点,掌握滚子链传动的设计计算方法。
- (5) 了解带及链传动的布置、张紧及链传动的润滑方法。

13.1.2 带传动概述

带传动一般是由固联于主动轴上的带轮(主动轮)、固联于从动轴上的带轮(从动轮)和紧套在两轮上的传动带组成。通常带传动按照带型可分为平带、V 带、圆带、多楔带和同步齿合型带等。V 带分为普通 V 带、窄 V 带、宽 V 带、大楔角 V 带等多种类型,其中应用最广的是 V 带传动,已经标准化。V 带的横剖面呈等腰梯形,传动时两侧面为工作面。根据槽面摩擦原理,在同样张紧力下,V 带传动较平带传动产生更大摩擦力,这是 V 带传动性能的主要优点。

带传动为挠性传动,其优点有: 结构简单; 运行平稳、噪声小,能够吸收振动能量,缓和冲击载荷; 过载时带将在带轮上打滑,对其他零件可起到保护作用; 制造精度和安装精度不高,利于生产和应用。

缺点有: 存在弹性滑动现象,降低了使用效率; 不能保持准确的传动比; 寿命较短; 需要有张紧装置配合工作。

13.1.3 带传动的工作情况分析

1. 带传动的工作原理

在带传动中,摩擦带传动应用最广。它靠传动带与带轮之间的摩擦力来传递动力。在开始传动前,带必须以一定的初拉力 F_0 紧套在两个带轮上,使带与带轮相互压紧,此时带两边的拉力 F_0 相等,带与带轮之间产生正压力 N 。当带传动工作时,主动轮转动,并通过带与带轮接触面间的摩擦力使主动轮一边的带跟着转动,在从动轮一边,带通过与从动轮间的摩擦力带动从动轮转动。这样主动轮一边的拉力增至 F_1 ,从动轮一边拉力减为 F_2 ,两边的拉力差 ($F_1 - F_2$) 即为带传动的有效拉力 F ,用来传递功率,它在数值上等于沿带轮上摩擦力的总和 F_f 。这个摩擦力必有一极限值,该值由带的材料、张紧程度和包角等因数决定,如果带传动的有效拉力超过该极限值,则带将在带轮上发生打滑,使带传动不能正常工作。

2. 带传动的受力分析

正常工作时,初拉力 F_0 、紧边拉力 F_1 、松边拉力 F_2 、有效拉力 F 应满足

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (13.1)$$

$$F_1 - F_2 = F = F_f \quad (13.2)$$

$$P = \frac{Fv}{1000} \text{ kW} \quad (13.3)$$

在带将要打滑却没有打滑时,摩擦力达到极限值,在此临界状态,紧边拉力和松边拉力满足如下关系:

$$F_1 = F_2 e^f \quad (13.4)$$

由式(13.1)、(13.2)、(13.4)可得带与带轮间的极限摩擦力,即带传动的最大有效拉力

$$F_{\max} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^f}{1 + 1/e^f} \quad (13.5)$$

由式(13.5)可知,增大初拉力 F_0 、包角及摩擦因数 f (此结论由平带所得,V带只需将 f 换为当量摩擦因数 f_v) 都可提高带传动所能传递的圆周力。

3. 带的应力分析

带传动工作时的应力如下:

(1) 由紧边与松边拉力产生的拉应力为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= F_1/A \\ \sigma_2 &= F_2/A \end{aligned} \right\} \quad (13.6)$$

(2) 由离心力引起的离心拉力 F_c 所产生的离心拉应力为

$$\sigma_c = qv^2 / A \tag{13.7}$$

(3) 带绕在带轮上时产生的弯曲应力为

$$\sigma_b = 2yE / d \tag{13.8}$$

式(13.6) ~ 式(13.8)中, A 为带的横截面面积(单位: mm^2); q 为带的单位长度质量(单位: kg/m); v 为带速(单位: m/s); E 为带的弹性模量(单位: MPa); y 为带的中性层到最外层的距离(单位: mm); d 为带轮基准直径(单位: mm)。

带传动工作时, 带的应力分布情况如教材中图 13-10 所示。带的总应力即为上述三种应力之和, 最大应力发生在紧边绕入小带轮处, 其值可表示为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_c + \sigma_b \tag{13.9}$$

4. 带传动的弹性滑动和传动比

带的弹性滑动和打滑是两个不同的概念, 它是本章的一个重点内容, 弹性滑动和打滑的区别与联系如表 13.1 所示。

表 13.1 带的弹性滑动和打滑的区别与联系

	弹性滑动	打滑
原因	由于带具有弹性, 在传动中有拉力差, 引起带与轮面的相对滑动	由于过载, 需要传递的有效拉力超过最大摩擦力所引起
现象	局部带在局部轮面上发生微小的相对滑动	整个带在整个轮面上发生显著的相对滑动
后果	使从动轮圆周速度低于主动轮, 效率下降, 引起带磨损, 温度上升, 传动比不稳定	引起带的严重磨损, 严重时无法继续工作
属性	带靠摩擦传动, 弹性滑动不可避免	是一种失效形式, 必须避免
防止措施	可选用大弹性模量的材料	保证 $F < F_{f\lim}$

在大带轮上的包角总是大于在小带轮上的包角, 所以打滑总是在小带轮上先开始。

弹性滑动会引起从动轮的圆周速度低于主动轮, 从动轮圆周速度的降低率称为带传动的滑动率, 用 ϵ 表示, 即

$$\epsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{d_1 n_1 - d_2 n_2}{d_1 n_1} \tag{13.10}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \epsilon)} \quad (13.11)$$

由式(13.11)可知,带传动的传动比不是恒定的,并且总是大于两轮直径比。

13.1.4 带传动的设计计算

1. 带传动的失效形式与设计准则

带传动的主要失效形式是打滑和疲劳破坏,因此,带传动的设计准则是在保证带传动不打滑的条件下,具有一定的疲劳强度和寿命。

2. 单根 V 带的基本额定功率

根据推导,单根 V 带所允许传递的功率为

$$P_0 = \frac{F_{\max} v}{1000} = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) \left[1 - \frac{1}{e^{f_v}} \right] \frac{A v}{1000} \text{ kW} \quad (13.12)$$

为了计算方便,教材中表 13-3 列出了在包角 $\alpha = 180^\circ$ 、特定长度、平稳工作条件下,单根 V 带的基本额定功率 P_0 。

3. V 带传动的设计计算

(1) 设计 V 带传动主要步骤: 确定带传动的计算功率; 选择 V 带的类型,确定带轮的基准直径,验算带速; 确定中心距和带的基准长度; 验算包角 α_1 ; 计算带的根数。

(2) 参数选择如下:

1) 带型是根据小带轮的转速和计算功率从选型图中选取的。

2) 小带轮的基准直径 d_1 应尽量选得大些,这样可减小弯曲应力,同时可在圆周速度较大、传动功率一定的情况下,所需的圆周力较小,从而使带的根数减小;但 d_1 选大时,带传动的外廓尺寸也会随之增大,因此 d_1 需根据实际情况选取,且带轮直径 d_1, d_2 需圆整成标准直径。

3) 当传递的功率一定时,带速小,圆周力就大,所需的带的根数就多。增大带速可降低圆周力,减少带的根数,所以通常将带传动布置在高速级上。但是,若带速过大,单位时间内带绕过带轮的次数就会增多,带的使用寿命势必会缩短。同时,转速高,离心力就大,大的离心力会降低带和带轮间的压力,从而降低带的工作能力,所以必须把带速限制在一个合理的范围之内。

4) 带传动的中心距不宜过小,否则带在单位时间内绕过带轮的次数会增多,使带易于疲劳破坏;另外,中心距过小会使包角也小,降低摩擦力和带传动的工作能力。但若中心距过大,带会过长,带速高时,会引起带的颤动。

5) 小带轮的包角 α_1 不要过小。 α_1 过小,会降低带的工作能力,一般应使 $\alpha_1 > 120^\circ$ 。增大中心距 a ,降低传动比 i 或加张紧轮可增加小带轮的包角。

6) 单根 V 带的基本额定功率 P_0 是按包角 $\alpha = 180^\circ$ 、特定长度、平稳工作条件算出的,在确定带的根数 z 时,考虑到包角、带长、传动比的不同,需分别引入包角系数 K 、长度系数 K_l 以及功率增量 ΔP_0 对公式进行修正。另外,为了使各根带受力均匀,根数不宜太多(通常 $z < 10$)。

4. 带轮的设计

带轮的材料是根据带速和所传递的功率来确定的。一般要求材料质量小、结构工艺性好、质量分布均匀。常用材料为铸铁,高速场合宜用铸钢或用钢板冲压后焊接而成,小功率时可用铸铝或塑料。带轮的结构形式根据其直径确定,主要有实心式、腹板式、孔板式以及椭圆轮辐式等。带轮的轮槽尺寸根据带的截型确定,注意轮槽角应小于 V 带楔角,以便 V 带的两侧面在工作时能和轮槽两侧面压紧。

5. 带的张紧方法

(1) 改变中心距的张紧方法: 定期改变中心距; 自动张紧。

(2) 用张紧轮张紧的方法: 用张紧轮定期张紧。这种张紧方法一般将张紧轮放在松边内侧尽可能靠近大带轮的地方,使带仅受单向弯曲且不使小带轮的包角 α_1 减小过多。用张紧轮自动张紧。张紧轮放在松边外侧,尽量靠近小带轮。这种方法一般用于中心距不能改变且需要增加小带轮包角的情况或用于平带传动的情况。对于 V 带传动来说,应用这种方法时,因胶带受反向弯曲,寿命降低较多。对于平带,由于带的厚度不大,产生的弯曲应力较小,对寿命影响不大。

13.1.5 链传动的特点及应用

链传动由链条和主、从动链轮所组成,和带传动一样均属于带有中间挠性件的传动,两部分内容有很多相似之处,故链传动与带传动相似之处不再作详细论述。

与带传动相比,链传动具有以下优点: 无弹性滑动和打滑现象,因此能保持准确传动比(平均传动比),传动效率较高; 不需要很大的张紧力,作用于轴上的径向压力较小; 结构紧凑,能在高温、湿度较大及粉尘、泥浆等环境中使用; 与齿轮传动相比,链传动易安装、成本低廉; 在远距离传动中,结构轻便。

链传动的缺点是：在两根平行轴间只能用于同向回转的传动；运转时不能保持恒定的瞬时转动比；工作时有噪声，不宜高速运转；不宜在载荷变化很大和急促反向的转动中应用；由于产生较大的动载荷，传动性能不如带传动工作平稳。

链传动主要用在要求工作可靠且两轴相距较远，以及其他不宜采用齿轮传动的场合。

常用链条有滚子链、齿形链等类型。其中滚子链应用最多，本章将重点介绍。

13.1.6 链条和链轮

1. 链条

滚子链由内链板、外链板、销轴、套筒及滚子组成。内链板与套筒、外链板与销轴为过盈配合。滚子与套筒、套筒与销轴为间隙配合。滚子链的主要参数是节距 p ，它表示在链拉直的情况下相邻两个滚子中心之间的距离。节距 p 大，则构成链节的元件尺寸亦大，因此传递的载荷也大。链板一般做成“8”字形，以使它的各截面具有接近相等的抗拉强度，同时也减轻链的质量和运动时的惯性力。为了使结构紧凑，当传递载荷较大时，可采用多排链，为了保证各排链受力均匀，排数不易过多，一般不超过4排。链的长度用节数表示，为便于两端连接，且避免在链板上产生附加弯矩，链节数一般取为偶数。

滚子链已有国家标准，分为A、B两个系列，滚子链的标记为：链号 - 排数 \times 链节数标准代号。

2. 链轮

链轮的基本参数是配用链条的节距 p ，滚子外径 d_1 ，排距 p_t 以及齿数 z 。其主要尺寸及计算公式见教材中或有关手册。链轮齿形设计见国标 GB/T 1243—1997。链轮的结构依据直径的小、中、大分别做成整体式、孔板式和螺栓联接式。

链轮的材料应满足强度和耐磨性的要求，由于在传动过程中，小链轮的啮合次数多于大链轮，所以对小链轮材料的要求要高于大链轮。

13.1.7 链传动的运动分析和受力分析

1. 链传动的运动分析

(1) 链的平均速度 v 为

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1\,000} = \frac{z_2 p n_2}{60 \times 1\,000} \text{ m/s} \quad (13.13)$$

式中, n_1, n_2 为主、从动链轮的转速(单位: r/min); z_1, z_2 为主、从动链轮的齿数。

由上式可得链传动的平均传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (13.14)$$

(2) 运动不均匀性及多边形效应。链传动中, 具有刚性链节的链条与链轮相啮合时, 链节在链轮上呈多边形分布, 当链条每转过一个链节时, 链条前进的瞬时速度也周期性地由小变大, 再由大变小。

$$v = \frac{d_1}{2} \cos \left[-\frac{180^\circ}{z_1} + \frac{180^\circ}{z_1} \right] \quad (13.15)$$

式中, α 为每一链节与主动链条啮入过程中链节铰链在主动链轮上的相位角。

在传动中, 链轮每转过一齿, 瞬时链速和瞬时传动比就周期性变化一次。这种由链条围绕在链轮上形成正多边形而引起链传动的运动不均匀性, 称为链传动的多边形效应。

2. 链传动的受力分析

如果忽略链传动中的动载荷, 链在传动中受到的主要作用力有圆周力(即有效拉力) F 、离心拉力 F_c 和悬垂拉力 F_y 。

链的紧边拉力为

$$F_1 = F + F_c + F_y \quad (13.16)$$

松边拉力为

$$F_2 = F_c + F_y \quad (13.17)$$

13.1.8 链传动的设计计算

1. 滚子链传动的失效形式

(1) 链板疲劳破坏。主要表现在中低速闭式链传动中, 链在紧边和松边拉力的反复作用下, 经过一定的循环链板发生疲劳断裂, 正常润滑条件下链板疲劳破坏是限定链传动承载能力的主要因素。

(2) 滚子套筒的冲击疲劳破坏。在反复多次的啮合冲击下, 中高速闭式链传动中的滚子或套筒表面发生疲劳点蚀和裂纹。

(3) 链条铰链磨损。链条铰链磨损主要表现在链节距变长, 垂度变大, 动载荷加大, 易引起跳齿或脱链, 磨损主要发生在销轴和套筒间的承压表面上。

(4) 胶合。在润滑不当或速度过高时, 工作表面易发生胶合。胶合在一定程

度上限定了链传动的极限转速。

(5) 链条过载拉断。链条过载拉断常发生于低速重载或严重过载的传动中。

2. 滚子链的额定功率曲线

考虑到链传动的各种失效形式,并通过大量实验,可求得在一定条件下,链传动所能传递的额定功率的关系曲线,称为滚子链传动的额定功率曲线。其实验条件如下: 两链轮安装在水平轴上,两链轮共面; 小链轮齿数 $z_1 = 19$;

链长 $L_p = 100$ 节; 载荷平稳; 按推荐的方式润滑; 能连续工作 15 000 h, 满负荷运转; 链条因磨损引起的相对伸长量不超过 3%。

若设计的链传动与上述的实验条件不符,则将所得的额定功率 P_0 进行相应的修正,需计及小链轮的齿数系数 K_z 、链长系数 K_L 、多排系数 K_m 和工作情况系数 K_A 等。若润滑方式不能保证推荐的润滑方式,则应将 P_0 适当降低,具体见教材中 §13-12 节。

3. 滚子链传动的设计计算准则

滚子链传动速度一般分为低速($v < 0.6 \text{ m/s}$)、中高速($v \geq 0.6 \text{ m/s}$)。对于中、高速链传动,通常按疲劳强度进行设计计算;对于 $v < 0.6 \text{ m/s}$ 的低速链传动,则按链的静强度进行设计计算。

(1) 按疲劳强度设计计算。对链速 $v > 0.6 \text{ m/s}$ 的中、高速链传动,通常以额定功率曲线为基本的依据,则有

$$\frac{K_A P}{K_z K_L K_m} = P_0 \quad (13.18)$$

式中, P_0 为单排链在试验条件下所传递的功率(单位: kW); K_A 为工作情况系数; P 为链传递的功率(单位: kW); K_z 为小链轮齿数系数; K_L 为链长系数; K_m 为多排链系数。

(2) 按静强度设计计算,则有

$$\frac{Q}{K_A F_t} \leq S \quad (13.19)$$

式中, Q 为单排链的极限拉伸载荷(单位: N); K_A 为工作情况系数; F_t 为链的紧边拉力(单位: N); S 为静强度安全因数, $S = 4 \sim 8$ 。

4. 主要参数选择

(1) 合理选定链轮齿数是设计中的一重要任务。小链轮齿数 z_1 选得多一些,一般来说对传动是有利的。这是由于 z_1 增加,多边形效应减小,故限定 $z_{\min} = 9$ 。但是小链轮齿数 z_1 选得太多,则大链轮齿数 z_2 将更多,不仅增大了传

动尺寸和重量,而且会缩短链条使用寿命。这是由于因磨损产生的链节距伸长量 p 在相同条件下,齿数愈多,链轮上的节圆直径增量 d 愈大,链条易于移向齿顶,产生跳齿和脱链,故常取 $z_{\max} = 120$ 。此外小链轮齿数 z_1 最好与链条节数互为质数,这样才能轮流变换链轮齿和链节的啮合,从而使磨损均匀。同时,小链轮齿数 z_1 还要根据链速来选取,链速愈高,要求 z_1 愈多。

(2) 链节距 p 已经标准化,它的大小反映了链条各部分尺寸的大小,同时也决定了链传动承载能力的大小。它是链传动的最重要的参数。链节距 p 越大,排数越多,承载能力越高。但 p 大时,运动不均匀性增加,附加动载荷增大,链轮尺寸也大。因此,在满足承载能力的条件下,尽量选小节距的单排链。当传递载荷大、链速高,且要求传动平稳时,尽量选用小节距的多排链。对于中心距要求大,而传动比较小的低速重载传动,宜采用节距较大而排数较少的链条。

(3) 中心距 a 也是对链传动有重要影响的参数。中心距过小,使链条在小链轮上的包角减小,轮齿受力增大;同时,在一定链速下,单位时间内链条绕过链轮的次数增多,从而加剧链条的疲劳和磨损。中心距过大,链条松边下垂量大,从而使链条易上下颤动。设计时,可初选中心距 $a_0 = (30 \sim 50)p$,并限定最大中心距 $a_{\max} = 80p$ 。

5. 滚子链传动的设计计算

链传动的设计计算通常是根据所传递的功率 P 、载荷性质、工作条件、链轮转速 n_1, n_2 等,先选定链轮齿数 z_1, z_2 ,接着计算中心距及节数,再确定型号、节距,并验算各参量的数值是否合理,最后确定润滑、安装等方式,完成结构设计并绘制零件工作图。

13.1.9 链传动的润滑和布置

1. 链传动的润滑

链传动的良好润滑能起到缓和冲击、减小摩擦和降低磨损的作用;不良的润滑会降低链传动的使用寿命。

链传动的润滑方式主要包括:人工定期润滑、滴油润滑、油浴或飞溅润滑和压力喷油润滑等,主要依节距 p 和链速 v 的大小来确定。

2. 链传动的合理布置

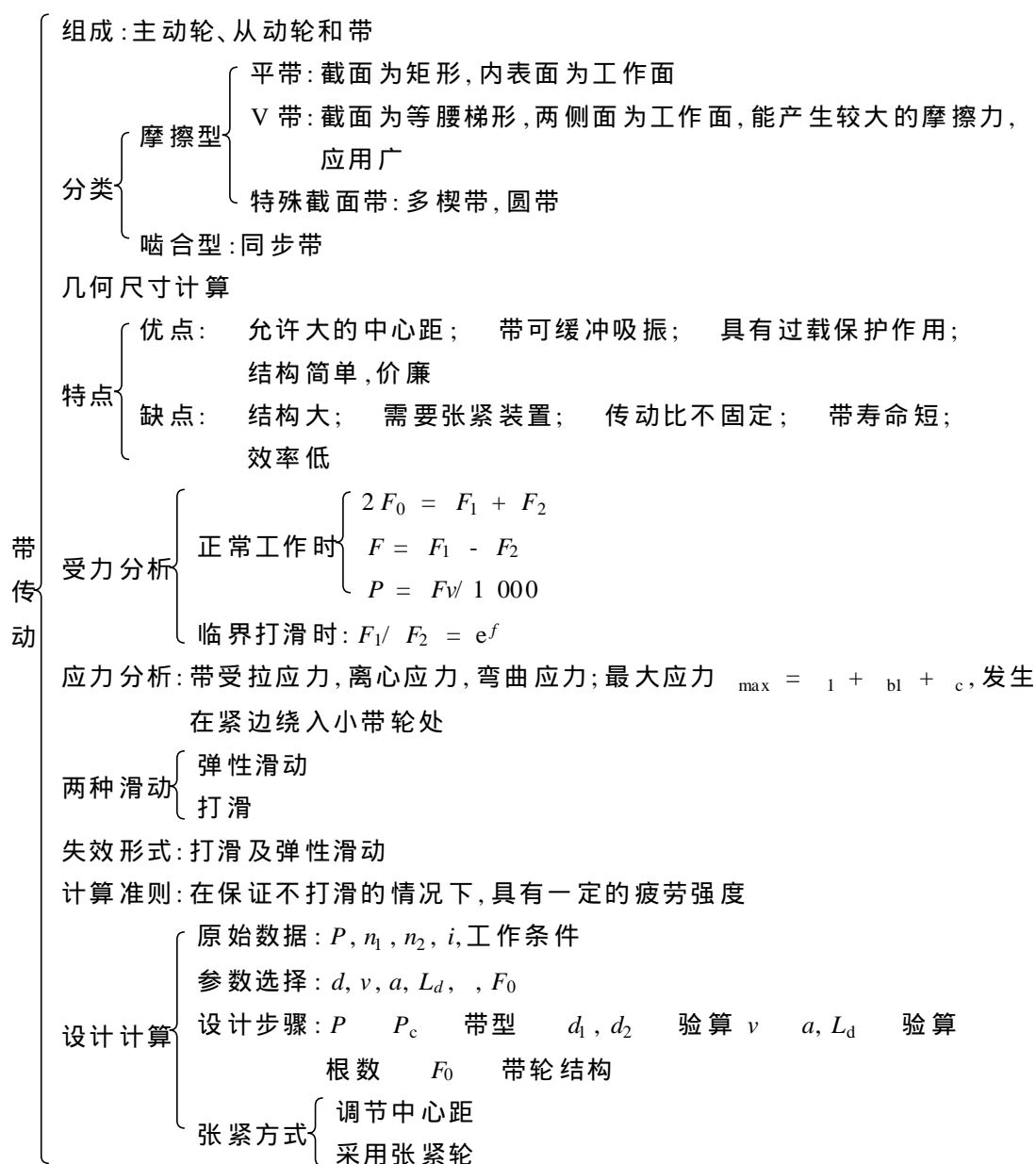
为使链传动工作正常,应将其合理布置。链传动合理布置的原则如下:

(1) 为保证正确啮合,两链轮的回转平面应尽量在垂直平面内,避免在水平面或倾斜平面。

(2) 两链轮中心连线最好是水平的,若因工作需要不能处于水平状态,则应使连线与水平方向的夹角小于 45° 。尽量避免垂直传动,以免链与下方链轮啮合不良或脱离啮合。

(3) 一般链传动的紧边、松边可布置在上或下边,对中心距 $a < 30p$,传动比 $i > 2$ 或 $a > 60p$, $i < 1.5$ 的水平传动,则必须使紧边在上,松边在下,这样布置可防止咬链或两边链条相碰。

13.2 重点知识结构图



链 传 动	组成: 主动轮、从动轮和链
	特点 { 优点: 允许大的中心距; 需要的张紧力小; 结构简单; 能在恶劣条件下工作; 安装、制造精度低
	缺点: 瞬时链速及瞬时传动比不是常数, 运动平衡性差, 有冲击振动
	链条 { 滚子链 { 组成: 销轴、外链板、套铜、内链板、滚子
	主要参数: 链节距 p , p 大则各部分尺寸大, 承载能力大
	齿形链
	滚子链链轮 { 端面齿形: 国标规定了齿槽的最小、最大形状, 常用三弧一直线齿形
	基本参数: p, z, d_1 (滚子外径)
	运动分析 { 平均速度: $v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{z_2 p n_2}{60 \times 1000}$
	平均传动比: $i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_2}{z_1}$
链 传 动	瞬时链速: $v = \frac{d_1}{2} \omega_1 \cos \left[-\frac{180^\circ}{z_1} \quad \frac{180^\circ}{z_1} \right]$
	受力分析 { 紧边拉力: 包括有效拉力、离心拉力、悬垂拉力
	松边拉力: 包括离心拉力、悬垂拉力
	失效形式: 链板的疲劳破坏、销轴与套筒的胶合、链条铰链的磨损、滚子套筒的冲击疲劳破坏、链条过载拉断
	计算准则 { $v > 0.6 \text{ m/s}$, 按额定功率设计, 即 $\frac{P_c}{K_z K_L K_m} \leq P_0$
	$v \leq 0.6 \text{ m/s}$, 按静强度设计, 即 $\frac{Q}{K_A F_1} \leq S = 4 \sim 8$
	设计计算 { 原始数据: P, n_1, n_2, i , 工作条件
	参数选择: z, p, L_p, a, m
	设计步骤: $z_1, z_2, a_0, L_p, P_c, P_0$ 链号 a 验算 v
	润滑方式 链轮结构
	润滑及布置

13.3 考点及常见题型精解

13.3.1 本章考点

(1) 基本概念: 带、链传动的的基本类型、特点、工作原理、应用场合、布置、张紧和维护等。

(2) 摩擦带传动的特点问题: 弹性滑动、打滑、滑动率、最大有效拉力等。

(3) 带传动受力分析: F_1, F_2, F_0, F_f, F 及 F_{\max} 各力之间的关系, 尤其是最

大有效拉力 F_{\max} 的计算及其影响因素;带传动的应力分析。

- (4) 滚子链标准及结构特点。
- (5) 链传动的运动特性、受力分析,尤其是多边形效应问题。
- (6) 带、链传动的失效形式和设计准则。
- (7) 带、链传动的参数选择。

13 3 2 常见题型精解

例 13.1 带传动减速工作时,带与小带轮间的摩擦力和带与大带轮间的摩擦力两者大小是否相等?为什么?带传动正常工作时的摩擦力与打滑时的摩擦力是否相等?为什么?

答 带与大、小带轮间的摩擦力相等。因为带与带轮间的摩擦力就等于带的紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 之差,即 $F_f = F_1 - F_2$,在大、小带轮上是一样的,减速工作时若考虑到带的传动效率,小带轮上的摩擦略大些。

正常工作与打滑时的摩擦力不相等。因为正常工作时,带与轮间的摩擦力随传递功率的不同而在一定的范围内变化,其值应等于有效拉力;而打滑时,带与带轮间的摩擦力达到最大值。

【评注】 带传动靠摩擦工作,本题考查了带传动中摩擦力存在的情况,不同的位置及不同的工作状态摩擦力大小是有区别的。即不考虑传动效率时,大、小带轮与带之间的摩擦力相等。考虑传动效率时,主动轮与带之间的摩擦力较大。正常工作与打滑时的摩擦力不相等,正常工作时的摩擦力小于打滑时的摩擦力。

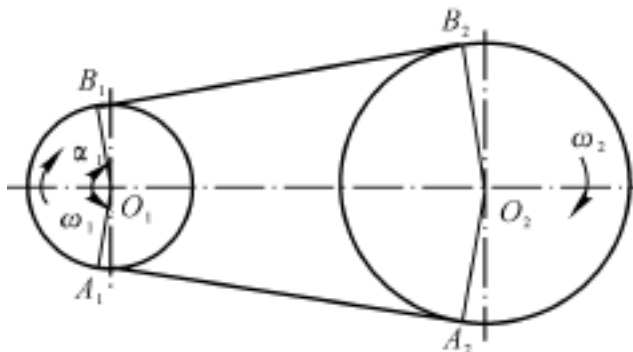


图 13.1

例 13.2 图 13.1 所示为带传动简图。轮 1 为主动轮。试问:

- (1) 带传动的主要失效形式有哪些?带传动工作时为什么出现弹性滑动现

象 这种滑动是否可以避免 ?

(2) 带传动工作时,带处于图中哪一点应力最大 最大应力 σ_{\max} 为多少 ?

答 (1) 带传动的主要失效形式是打滑和带的疲劳破坏。带传动工作时,紧边与松边之间存在拉力差,且带是弹性体,所以弹性滑动不可避免,这是出现弹性滑动的根本原因。

(2) 紧边开始绕入小带轮的点 A 处应力最大, $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$ 。

【评注】 本题涉及了带传动的几个主要知识点,包括带传动的失效形式、弹性滑动、最大应力及发生位置。通过受力分析可知: 带传动的有效拉力由带与带轮间的摩擦力提供,当负载增大,所需的有效拉力超过极限摩擦力时,带传动打滑失效。带传动中存在两种相对滑动:打滑和弹性滑动,两者产生的原因、后果、属性及发生的现象均不同;通过应力分析可知,带在变应力下工作,会发生疲劳破坏。最大应力发生在紧边绕入小轮处。

例 13.3 打滑是指带与带轮间发生的显著的相对滑动,多发生在小带轮上。刚开始打滑时紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 的关系为 $F_1 / F_2 = e^f$ 。

【评注】 由于小带轮的包角比大带轮的小,所以小带轮上的最大摩擦力也相对较小,故打滑多发生在小带轮上。开始打滑时,摩擦力达到极限值,此时带的紧边拉力和松边拉力满足柔韧体摩擦的欧拉公式 $F_1 / F_2 = e^f$,正常工作时 $F_1 - F_2 = F = \frac{1000P}{v}$,此时 $F_1 / F_2 < e^f$ 。

例 13.4 控制适当的初拉力是保证带传动正常工作的重要条件,初拉力不足,则带运转时易跳动和打滑;初拉力过大则带的磨损加剧、轴受力大。

【评注】 本题的目的是考查初拉力的大小对带传动工作能力的影响,过大或过小都不利于带传动的工作,安装带传动时要对预紧力控制,大小参见教材中式(13-17)。这虽然考核的是带传动初拉力的取值问题,但在零件设计时该问题具有普遍性,即很多参数无论取大了还是取小了对传动都存在有利与有害的两面,要综合考虑,按推荐值或取值范围选取。

例 13.5 由双速电动机驱动 V 带传动,若电机输出功率不变,则 V 带传动应按哪种转速设计 为什么 ?

答 双速电动机的工作速度为 v_1, v_2 ,由于输出的功率 $P = Fv$ 不变,所以需要带传动提供的有效拉力 F_1 和 F_2 也不相等。V 带传动应按大的有效拉力进行设计,即按低速时的参数设计带传动。因为按低速运行参数设计,带传动能提供的有效拉力较大,可以满足高速时对有效拉力的要求。若按高速运行参数设

计,带传动能提供的有效拉力较小,不能满足低速时较大的有效拉力要求,运行时,可能会因有效拉力不足而打滑,还会因带中应力超过许用应力而使带的寿命下降。

【评注】 一方面带传动的有效拉力是由带与带轮间的摩擦力提供,有极限值的限制;另一方面有效拉力大小还影响应力值的大小。因此设计时必须按最不利的情况即低速状态来考虑,这样才能不发生打滑并保证寿命。

例 13.6 有一 V 带传动,传动比 $i = 7$,小轮包角 $\alpha = 90^\circ$,使用时常发生打滑现象。现进行改进设计,要求传动比、带轮及带的型号不改变,试提出改进措施并简述理由。

答 在传动比、带轮及带的型号不变的情况下,可增大包角克服打滑,具体方法有: 加大中心距; 加张紧轮。两者可使包角增大,从而增大最大有效拉力,提高承载能力,避免打滑发生。

【评注】 本题的目的是考查由包角对带传动工作能力的影响及增大包角的方法。通常 120° 。若不限定条件,增大包角还有另外两种方法,即减小传动比和改变带轮直径。

例 13.7 在图 13.2 所示的带式运输机的传动方案中,带传动 2 中的小带轮直径为 140 mm,大带轮直径为 280 mm。现为了提高生产率,拟在输送带驱动轮的扭矩为 $1\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 不变的条件下,将其转速由 80 r/min 提高到 120 r/min 左右。如电动机、直齿轮、锥齿轮的承载能力足够,有人建议把大带轮的直径减小为 190 mm,其余不变,这个建议对带传动来说是否合理,为什么? 是否有其他合理、简便的方法?

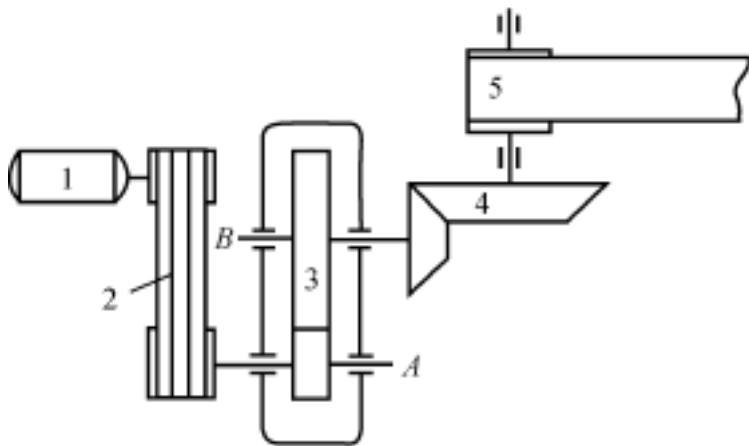


图 13.2

答 输送机的 T 不变, n 提高 50% 左右, 则输出功率增大 50% 左右。

(1) d_2 减小, V 带传动的工作能力没有提高 (P_0, K, K_L, P_0 基本不变), 传递功率增大 50% 将使小带轮打滑。故该建议不合理。

(2) d_1 增大 50% 左右, V 带传动的工作能力提高 (传递功率 P_0 增大 50%, K, K_L, P_0 基本不变), 故该方案简单合理。

【评注】 该类题属于分析题中较难的一种, 考点在于把握影响带传动传递功率的主要因素——带轮直径 d 。与例 13.5 相比较, 共同点是转速均有变化, 不同点在于一个功率增大, 一个功率保持不变。功率不变应按低速受力大者设计带传动, 功率变化时主要考虑提高单根带传递的功率 P_0 , 即增大带轮直径 d 。

例 13.8 图 13.3(a) 为减速带传动, 图 13.3(b) 为增速带传动, 中心距相同。设带轮直径 $d_1 = d_4, d_2 = d_3$, 带轮 1 和带轮 3 为主动轮, 它们的转速均为 n 。其他条件相同情况下, 试分析:

- (1) 哪种传动装置传递的圆周力大? 为什么?
- (2) 哪种传动装置传递的功率大? 为什么?
- (3) 哪种传动装置的带寿命长? 为什么?

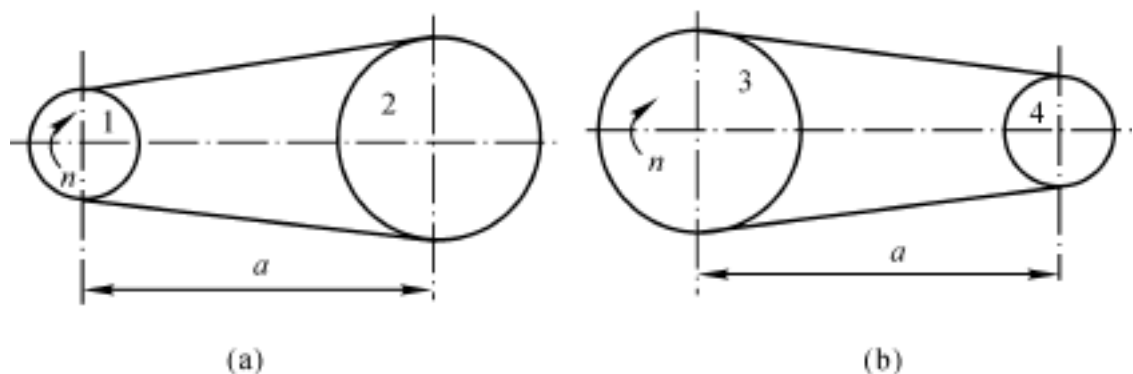


图 13.3

答 (1) 两种传动装置传递的圆周力一样大。这是因为两传动装置的最小包角相等, 摩擦因数相同, 初拉力相等, 则 $F = F_1 \left[1 - \frac{1}{e^f} \right]$ 就相等。

(2) 图 13.3(b) 传动装置传递的功率大。因为 $d_3 > d_1$, 带轮 1, 3 均为主动轮, 所以 $v_a = \frac{d_1 n}{60 \times 1000} < v_b = \frac{d_3 n}{60 \times 1000}$, 又 $P = \frac{Fv}{1000}$, $F_a = F_b$, 所以 $P_a < P_b$ 。

(3) 图 13.3(a) 传动装置中带的寿命长。这是因为传递的圆周力相等, 但

$v_a < v_b$, 单位时间内图 13-3(b) 装置中带的应力循环次数多, 容易疲劳破坏。

【评注】 带传动传递圆周力的能力与小带轮的包角有关, 与主动轮包角无直接关系。当主、从动轮交换位置, 其他条件不变时, 传递的圆周力相同; 因为圆周力相同, 主动轮直径大者带速大, 传递的功率就大; 主动轮直径大时带速大, 带的应力循环次数加大, 则带寿命减小。本题要求考生熟练掌握影响带传动圆周力的因素, 带传动功率的计算及疲劳强度的影响因素。

例 13-9 单根 V 带传动的张紧力 $F_0 = 354 \text{ N}$, 主动轮 (小轮) 的基准直径 $d_1 = 160 \text{ mm}$, 转速 $n_1 = 1500 \text{ r/min}$, 小带轮包角 $\alpha_1 = 150^\circ$, V 带与带轮间当量摩擦因数 $f_v = 0.485$, 试求:

- (1) V 带紧边、松边时的拉力 F_1, F_2 ;
- (2) V 带能传递的最大圆周力 F_{\max} 和最大功率 P_{\max} ;
- (3) 定性画出带的应力分布图。

解 (1) 依题意, 是求临界打滑状态时的紧边、松边拉力 F_1, F_2 。

$$\alpha_1 = 150^\circ = 2.618 \text{ rad}$$

由公式 $F_1 = F_2 e^{f_v}$, $F_1 + F_2 = 2F_0$, 得

$$F_2 = \frac{2F_0}{e^{f_v} + 1} = \frac{2 \times 354}{e^{0.485 \times 2.618} + 1} = 182.54 \text{ N}$$

$$F_1 = 2F_0 - F_2 = 525.46 \text{ N}$$

- (2) 最大有效拉力为

$$F = F_1 - F_2 = 342.92 \text{ N}$$

最大功率为

$$P = \frac{Fv}{1000} = \frac{F \times d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{342.92 \times 3.14 \times 160 \times 1500}{60 \times 1000} = 4.31 \text{ kW}$$

- (3) 带的应力分布图见教材中图 13-4。

【评注】 本题前两问包含了带传动受力分析部分的基本运算, 第(3)问考查带传动的应力分布状况。应注意, 题目中工作状态为临界打滑状态, 此时紧边拉力和松边拉力满足欧拉公式 $F_1 = F_2 e^{f_v}$, 若为正常工作时则无此关系。从教材中图 13-4 可以定性看出: 带工作时受到三种应力作用, 其中离心应力最小, 弯曲应力和拉应力较大, 是影响带疲劳强度的主要因素。

例 13-10 简述套筒滚子链产生链传动不均匀性的原因。

答 链传动中, 具有刚性链节的链条与链轮相啮合时, 链节在链轮上呈多边形分布, 在链条每转过一个链节时, 链条前进的瞬时速度周期性地由小变大,

再由大变小,同时从动链轮的角速度瞬时变化,从而导致运动的不均匀性。

【评注】 链传动不均匀性是链传动的典型特性,是由于链绕在多边形的轮子上啮合造成的。一般情况下,链前进的速度及从动轮的角速度都是变化的,只有当 $d_1 = d_2$, 中心距是链节距的整数倍时,从动轮的角速度才和主动轮的相同。

例 13 .11 对于高速重载的套筒滚子链传动,应选用节距小的多排链;对于低速重载的套筒滚子链传动,应选用节距大的链传动。

【评注】 链节距是链传动中的一个重要参数,选择的合适与否直接影响到链传动的运动及动力性能。高速重载时,为了减轻多边形效应,应选小节距链。同时为了满足重载要求,应采用多排链。低速重载时,由于速度低,由多边形效应带来的动载荷相对较小,因此优先考虑大节距链,以解决满足承载能力这一主要问题。

例 13 .12 一滚子链传动节距 $p = 25.4 \text{ mm}$,小链轮转速 $n_1 = 1\,000 \text{ r/min}$,经测量链轮分度圆直径 $d_1 = 203 \text{ mm}$,则链速为 10.6 m/s。

【评注】 务必注意,链速的计算公式为 $v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1\,000}$,对于本题,为了计算 z_1 ,应利用分度圆直径计算公式 $d = p' \sin(180^\circ / z)$ 求出 z_1 。然后将 z_1 代入链速的计算公式求链速。容易犯的错误是

$$v = \frac{d n}{60 \times 1\,000} = \frac{3.14 \times 203 \times 1\,000}{60 \times 1\,000} = 10.62 \text{ m/s}$$

即犯了概念性的错误。

例 13 .13 在链传动中,节距 p 、小链轮齿数 z_1 和链速 v 对传动各有何影响?

答 链传动中,节距 p 越大,链的尺寸、重量和承载能力就越大,但链节距 p 越大,多边形效应越明显,产生的冲击、振动和噪音越大。小链轮齿数影响传动平稳性和使用寿命,小链轮齿数越少,运动速度的不均匀性和动载荷越大;小链轮齿数过多,轮廓尺寸和重量增加,易产生跳齿和脱链;链速影响传动平稳性和寿命,链速越高,多边形效应越明显,相应动载荷也越大。

【评注】 节距 p 增大、小链轮齿数 z_1 减少都导致链传动的运动不均匀增加。链速 v 增大,则动载荷增大,所以链传动常用在低速传动中。齿数 z_1 根据链速选择,链速 v 越大,齿数 z_1 选得越大。

例 13 .14 链传动中链节数取偶数,链轮齿数取与链节数互为质数的奇

数,为什么?

答 链轮的齿数取与链节数互为质数的奇数时,在传动过程中每个链节与每个链轮齿都有机会啮合,这样可以使磨损均匀;反之,若两链轮的齿数为偶数,则链节与齿数之间存在公约数,由于传动具有周期性,只有少数的几个齿和链节经常啮合,造成受力磨损不均匀,有些部位提早失效,降低链传动的使用寿命。

【评注】 齿数选择是链传动设计中一项重要的工作,合理选择齿数将减轻链轮的磨损,与齿轮传动中两齿轮齿数互为质数的道理相同。

例 13.15 旧自行车上链条容易脱落的主要原因是什么?

答 链传动中的主要失效形式之一是链条铰链的磨损,由于磨损会使链条上的链节增大,从而增加了链条的长度,链条与链轮间的配合联接变松容易产生脱落。

【评注】 本题考查了链传动的磨损失效机理,恰好是发生在日常生活的典型事例,实践性较强,所以成为考试中常见的题目。

例 13.16 一单排滚子链传动,已知主动链轮转速 $n_1 = 850 \text{ r/min}$,齿数 $z_1 = 18$,从动链轮齿数 $z_2 = 90$,链长 $L_p = 124$ 链节,该链的极限拉伸载荷 $Q = 3 \text{ kN}$;工作情况系数 $K_A = 1.2$ 。试求链条所能传递的功率 P 。

解 因为链已经标准化,可以根据极限拉伸载荷 Q 确定链的型号和节距。本题中对应 $Q = 3 \text{ kN}$,由教材中表 13-9 知 $p = 25.4 \text{ mm}$,型号为 16A。根据链号及转速 $n_1 = 850 \text{ r/min}$,由额定功率的曲线可知,在图中对应的额定功率值 $P_0 = 30 \text{ kW}$ 。

其余各系数 K_z, K_L, K_m 可通过转速、排数和齿数,由教材中表 13-11 知,在本题中取 $K_z = 0.94, K_L = 1.07, K_m = 1$,则根据式(13.18)得,链传动能够传递的功率为

$$P = \frac{P_0 K_z K_L K_m}{K_A} = \frac{30 \times 0.94 \times 1.07 \times 1}{1.2} = 25.2 \text{ kW}$$

【评注】 本题已知该链的极限拉伸载荷 Q 及链传动基本参数,所以是设计问题的逆运算,只要明确额定功率 P_0 和实际传递功率 P 的关系: $\frac{K_A P}{K_z K_L K_m}$

P_0 ,即可求得 P ,相比设计问题更为简单。

例 13.17 单列滚子链传动,已知传递的功率 $P = 1.5 \text{ kW}$,主动链轮转速 $n_1 = 120 \text{ r/min}$,从动链轮转速 $n_2 = 40 \text{ r/min}$,中心距 $a = 820 \text{ mm}$,水平传动,链

速 $v = 0.6 \text{ m/s}$, 静强度安全因数 $S = 6$, 电动机驱动, 取工况系数 $K_A = 1.2$ 。试选择链节距 p , 求链的长度(以链节数表示), 链轮齿数 z_1, z_2 及链轮的分度圆直径。

解 (1) 选择链节距 p 。

链的工作拉力为

$$F = 1000 P / v = 1000 \times 1.5 / 0.6 = 2500 \text{ N}$$

初步选用 10A 型滚子链, 其链节距 $p = 15.875 \text{ mm}$, 每米质量 $q = 1 \text{ kg/m}$, 极限拉伸载荷(单排) $Q = 21.8 \text{ kN}$ 。则离心拉力为

$$F_c = qv^2 = 1 \times 0.6^2 = 0.36 \text{ N}$$

由于是水平传动, 则 $K_y = 7$, 根据式(13.6)得, 悬垂拉力为

$$F_y = K_y qa \times 10^{-2} = 6.5 \times 1 \times 820 \times 10^{-2} = 53.3 \text{ N}$$

紧边拉力为

$$F_1 = F + F_c + F_y = 2500 + 0.36 + 53.3 = 2553.66 \text{ N}$$

根据式(13.10)可得, 所需极限拉伸载荷为

$$Q = SK_A F_1 = \frac{6 \times 1.2 \times 2553.66}{1000} = 18.35 \text{ kN} < 21.8 \text{ kN}$$

所以选用 10A 型链是合适的。

(2) 求大小链轮的齿数。

根据教材中表 13-10 取 $z_1 = 17$, 则大链轮齿数为

$$z_2 = \frac{n_1}{n_2} z_1 = \frac{120}{40} \times 17 = 51$$

(3) 验算链速, 即

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{17 \times 15.875 \times 120}{60 \times 1000} = 0.54 \text{ m/s} < 0.6 \text{ m/s}$$

符合题目要求。

(4) 校核安全因数, 即

$$F = 1000 P / v = 1000 \times 1.5 / 0.54 = 2777.78 \text{ N}$$

$$F_c = qv^2 = 1 \times 0.54^2 = 0.292 \text{ N}$$

$$F_1 = F + F_c + F_y = 2777.78 + 0.292 + 53.3 = 2831.37 \text{ N}$$

由式(13.10)得, 安全因数为

$$S = \frac{Q}{K_A F_1} = \frac{21800 \times 1}{1.2 \times 2831.37} = 6.42 > 6$$

所以选用 10A 型滚子链是合理的。

(5) 求大小链轮的分度圆直径,即

$$d_1 = p' \sin(180^\circ z_1) = 15.875 / \sin(180^\circ 17) = 86.39 \text{ mm}$$

$$d_2 = p' \sin(180^\circ z_2) = 15.875 / \sin(180^\circ 51) = 257.87 \text{ mm}$$

(6) 计算链节数 L_p , 即

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\frac{z_2 - z_1}{2} \right]^2 \frac{p}{a} =$$

$$\frac{2 \times 820}{15.875} + \frac{17 + 51}{2} + \left[\frac{51 - 17}{2} \right]^2 \times \frac{15.875}{820} = 137.87$$

取 $L_p = 138$ 。

【评注】 本题的知识点为链传动的设计计算。链速的大小不同,相应的设计准则也不相同。本题 $v < 0.6 \text{ m/s}$,应按静强度设计,步骤为: 根据链速决定的工作初拉力初步选择链型(即节距),再校核静强度,确定链型; 根据链速选链轮齿数,再校核安全因数,确定所选链型是否合理; 计算链传动的主要几何参数,分度圆直径 d_1, d_2 及链节数。当 $v > 0.6 \text{ m/s}$ 时,应按疲劳强度(即额定功率曲线)设计。

13.4 课后习题详解

13-1 图 13.4 所示为平带传动,已知两带轮直径分别为 150 mm 和 400 mm,中心距为 1 000 mm,小轮为主动轮,转速为 1 460 r/min。试求:(1) 小轮包角;(2) 带的几何长度;(3) 不考虑带传动的弹性滑动时,大轮的转速;(4) 滑动率 $\epsilon = 0.015$ 时大轮的实际转速。

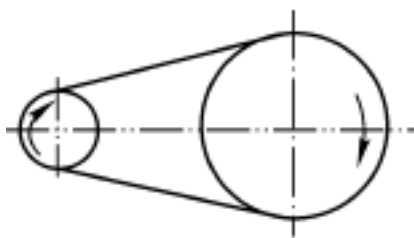


图 13.4 题 13-1 图

解 (1) $\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} = \frac{400 - 150}{2 \times 1000} = 0.125$

$$= 165.63^\circ = 2.89 \text{ rad}$$

$$(2) L = 2a + \frac{1}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$

$$2 \times 1\,000 + \frac{1}{2}(150 + 400) + \frac{(400 - 150)^2}{4 \times 1\,000} = 2879.13 \text{ mm}$$

(3) 不考虑带的弹性滑动时,有

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$n_2 = \frac{d_1 n_1}{d_2} = \frac{150 \times 1\,460}{400} = 547.5 \text{ r/min}$$

(4) 滑动率 $s = 0.015$ 时,有

$$\frac{n}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-s)}$$

$$n_2 = \frac{d_1 n (1-s)}{d_2} = \frac{150 \times 1\,460 \times (1-0.015)}{400} = 539.29 \text{ r/min}$$

13-2 题 13-1 中,若传递功率为 5 kW,带与铸铁带轮间的摩擦因数 $f = 0.3$,所用平带每米长的质量 $q = 0.35 \text{ kg/m}$,试求:(1) 带的紧边、松边拉力;(2) 此带传动所需的预拉力;(3) 作用在轴上的压力。

解 (1) $F = \frac{1\,000P}{v} = \frac{1\,000P}{\frac{\pi d n}{60 \times 1\,000}} = \frac{60P \times 10^6}{\pi d n}$

$$= \frac{60 \times 5 \times 10^6}{\pi \times 1\,460 \times 150} = 436.26 \text{ N}$$

$$e^f = e^{0.3 \times 2.89} = 2.38$$

$$F_1 = F \frac{e^f}{e^f - 1} = 436.26 \times \frac{2.38}{2.38 - 1} = 752.39 \text{ N}$$

$$F_2 = F \frac{1}{e^f - 1} = 436.26 \times \frac{1}{2.38 - 1} = 316.13 \text{ N}$$

$$(2) F_0 = \frac{1}{2}(F_1 + F_2) = \frac{1}{2}(752.39 + 316.13) = 534.26 \text{ N}$$

$$(3) F_Q = 2F_0 \sin \frac{1}{2} = 2 \times 534.26 \sin \frac{165.63^\circ}{2} = 1\,060.13 \text{ N}$$

13-3 如图 13.5 所示,平带用于交叉传动,试推导其两轮包角和带长的计算式。(提示:由于带可扭曲,在中小功率传动中,平带还可用来改变两平行轴的运转方向,图示这种传动称为交叉传动。)

解 由图 13.6 可知

$$\sin = \frac{d_1 + d_2}{2a}$$

$$\cos = \sqrt{1 - \sin^2} = \frac{\sqrt{4a^2 - (d_1 + d_2)^2}}{2a}$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \arcsin \frac{d_1 + d_2}{2a} + 2 = \arcsin \frac{d_1 + d_2}{2a} + 2 \arcsin \frac{d_1 + d_2}{2a} \text{ rad}$$

$$L = AD + BC + 2 \overline{AC} = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} + \frac{d_1 + d_2}{\cos \alpha} =$$

$$\frac{(d_1 + d_2)}{2} \left[1 + 2 \arcsin \frac{d_1 + d_2}{2a} + \frac{\sqrt{4a^2 - (d_1 + d_2)^2}}{2} \right]$$

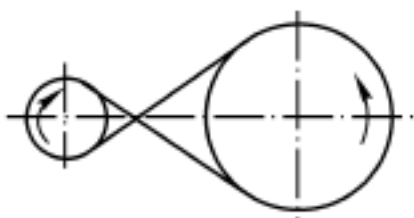


图 13.5 题 13-3 图

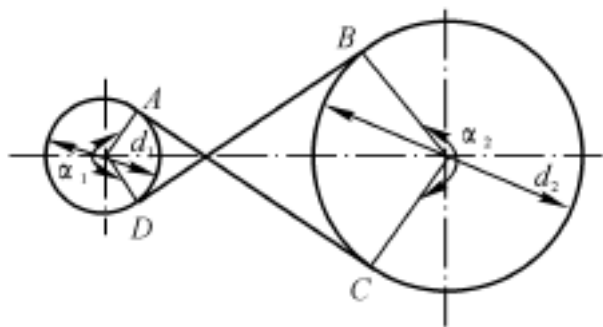


图 13.6 题 13-3 解图

13-4 一普通 V 带传动, 已知带的型号为 A 型, 两个 V 带轮的基准直径分别为 125 mm 和 250 mm, 初定中心距 $a_0 = 450$ mm。试求: (1) 初步计算带的长度 L_0 ; (2) 按教材中表 13-2 选定带的基准长度 L_d ; (3) 确定实际的中心距。

解 (1) $L_0 = 2a + \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$

$$2 \times 450 + \frac{125 + 250}{2} + \frac{(250 - 125)^2}{4 \times 450} =$$

$$1\,497.43 \text{ mm}$$

(2) 由教材中表 13-2 得, $L_d = 1\,400$ mm。

$$(3) a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 450 + \frac{1\,400 - 1\,497.43}{2} = 401 \text{ mm}$$

13-5 题 13-4 中的普通 V 带传动, 用于电动机与物料磨粉机之间, 作减速传动, 每天工作 8 h。已知电动机功率 $P = 4$ kW, 转速 $n_1 = 1\,440$ r/min。试求所需 A 型带的根数。

解

$$P_c = K_A P$$

由教材中表 13-6 得, $K_A = 1.2$, 所以

$$P_c = 1.2 \times 4 = 4.8 \text{ kW}$$

$$i = \frac{d_2}{d_1 (1 - \epsilon)} = \frac{250}{125 \times (1 - 0.01)} = 2.02 \text{ kW}$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} = \frac{250 - 125}{2 \times 401} = 0.1559$$

$$= 162.07^\circ$$

由教材中表 13-4 得, $P_0 = 0.17 \text{ kW}$; 由教材中表 13-3 得, $P_0 = 1.92 \text{ kW}$; 由教材中表 13-2 得, $K_L = 0.96$; 由教材中表 13-5 得, $K = 0.95$ 。所以

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + P_0) K K_L} = \frac{4.8}{(1.92 + 0.17) \times 0.95 \times 0.96} = 2.52$$

取 $z = 3$ 。

13-6 试计算图 13.7 所示带式输送机中的普通 V 带传动(确定带的型号、长度及根数)。已知从动带轮的转速 $n_2 = 610 \text{ r/min}$, 单班工作制, 电动机额定功率为 7.5 kW , 转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ 。

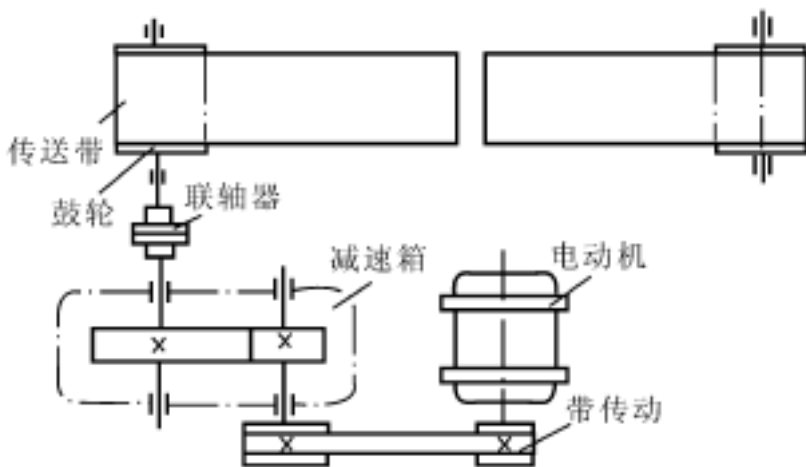


图 13.7 题 13-6 图

解 由教材中表 13-6 得, $K_A = 1.1$, 所以

$$P_c = K_A P = 1.1 \times 7.5 = 8.25 \text{ kW}$$

由教材中图 13-15 知, 选用 A 型带。

由教材中表 13-3 得 $d_1 = 125 \text{ mm}$ 。因为

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \epsilon)}$$

$$d_2 = \frac{n_1(1 - \epsilon) d_1}{n_2} = \frac{1\,450(1 - 0.01) \times 125}{610} = 294.16 \text{ mm}$$

所以选 $d_2 = 300 \text{ mm}$ 。

初选

$$a_0 = 1.5(d_1 + d_2) = 1.5 \times (125 + 300) = 637.5 \text{ mm}$$

取 $a = 650 \text{ mm}$, 则

$$L_0 = 2a_0 + \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$

$$2 \times 650 + \frac{3.14}{2} \times (125 + 300) + \frac{(300 - 125)^2}{4 \times 650} = 1979.03 \text{ mm}$$

由教材中表 13-2 得, $L_d = 2\,000 \text{ mm}$, 所以

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 650 + \frac{2\,000 - 1\,979.03}{2} = 660 \text{ mm}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1\,450}{610} = 2.4$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} = \frac{300 - 125}{2 \times 660} = 0.1326$$

$$= 164.76^\circ$$

由教材中表 13-3 得, $P_0 = 1.92 \text{ kW}$; 由教材中表 13-4 得, $P_0 = 0.17 \text{ kW}$;
由教材中表 13-2 得, $K_L = 1.03$; 由教材中表 13-5 得, $K = 0.95$ 。所以

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + P_0) K K_L} = \frac{8.25}{(1.92 + 1.07) \times 0.965 \times 1.03} = 3.97$$

取 $z = 4$ 。

13-7 在教材的例 13-2 中, 若选用 A 型普通 V 带, 试确定带的长度和根数。

解 选用 A 型带时, 由教材中表 13-7 得, $d_1 = 140 \text{ mm}$ 。

依据教材中例 13-2 可知, $P_c = 10.8 \text{ kW}$, $d_2 = 2\,240 \text{ mm}$, $a = 757 \text{ mm}$,
 $i = 2.3$, $K = 0.97$ 。

由教材中表 13-3 得, $P_0 = 2.28 \text{ kW}$; 由教材中表 13-4 得, $P_0 = 0.17 \text{ kW}$;
由教材中表 13-2 得, $K_L = 1.06$ 。所以

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + P_0) K K_L} = \frac{10.8}{(2.28 + 0.17) \times 0.97 \times 1.06} = 4.29$$

取 $z = 5$ 。

由此可见, 选用截面小的 A 型带较截面大的 B 型带好, 单根带的承载能力

减小,所需带的根数增多。

13-8 在教材中例13-2中,已知大带轮轴的直径 $d_s = 50 \text{ mm}$,试确定大带轮的材料、各部尺寸,并绘制工作图。

解 (略)

13-9 一链传动,链轮齿数 $z_1 = 21$, $z_2 = 53$,链条型号为10A、链长 $L_p = 100$ 节。采用三圆弧一直线齿形,试求两链轮的分度圆、齿顶圆和齿根圆直径以及传动的中心距。

解 由教材中表13-9得, $p = 15.875 \text{ mm}$,滚子外径 $d_1 = 10.16 \text{ mm}$ 。

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ / z_1)} = \frac{15.875}{\sin(180^\circ / 21)} = 106.51 \text{ mm}$$

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ / z_2)} = \frac{15.875}{\sin(180^\circ / 53)} = 267.97 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = p \left[0.54 + \cot \frac{180^\circ}{z_1} \right] = 15.875 \times \left[0.54 + \cot \frac{180^\circ}{21} \right] = 113.90 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = p \left[0.54 + \cot \frac{180^\circ}{z_2} \right] = 15.875 \times \left[0.54 + \cot \frac{180^\circ}{53} \right] = 276.08 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d - d_1 = 106.51 - 10.16 = 96.35 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d - d_1 = 267.97 - 10.16 = 257.81 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{15.875}{4} \left[\left(100 - \frac{21 + 53}{2} \right) + \sqrt{\left(100 - \frac{21 + 53}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{53 - 21}{2} \right)^2} \right] = \\ &= 493.43 \text{ mm} \end{aligned}$$

13-10 题13-9中,小链轮为主动轮, $n = 600 \text{ r/min}$,载荷平稳,试求:

(1) 此链传动能传递的最大功率;(2) 工作中可能出现的失效形式;(3) 应采用何种润滑方式?

解 (1) 由教材中图13-33得, $P_0 = 6 \text{ kW}$ 。查教材中表13-11,得

$$K_z = \left[\frac{z_1}{19} \right]^{1.08} = \left[\frac{21}{19} \right]^{1.08} = 1.11$$

$$K_L = \left[\frac{L_p}{100} \right]^{0.26} = \left[\frac{100}{100} \right]^{0.26} = 1$$

取 $K_m = 1$,由式(13.18)得

$$P = \frac{P_0 K_z K_L K_m}{K_A} = \frac{6 \times 1.11 \times 1 \times 1}{1} = 6.66 \text{ kW}$$

(2) 由教材中图 13-33 知,可能出现链板疲劳破坏。

$$(3) v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{21 \times 15.875 \times 600}{60 \times 1000} = 33.33 \text{ m/s}$$

由教材中图 13-34 查得,可用滴油润滑。

13-11 设计一往复式压气机上的滚子链传动。已知电动机转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, $P = 3 \text{ kW}$, 压气机转速 $n_2 = 330 \text{ r/min}$, 试确定大、小链轮齿数, 链条节距, 中心距和链节数。

解
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{960}{330} = 2.9$$

(1) 链轮齿数。假定 $v < 3 \sim 8 \text{ m/s}$, 由教材中表 13-10 知, 取 $z_1 = 21$, 即

$$z_2 = iz_1 = 2.9 \times 21 = 60.9$$

选 $z_2 = 61$, 实际传动比为

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{61}{21} = 2.9$$

(2) 链轮节数。初选中心距 $a_0 = 40p$, 则

$$L_p = \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left[\frac{z_2 - z_1}{2} \right]^2 \frac{p}{a_0} =$$

$$\frac{2 \times 40p}{p} + \frac{21 + 61}{2} + \left[\frac{61 - 21}{2} \right]^2 \times \frac{p}{40p} = 122.01$$

取 $L_p = 122$ 。

(3) 链条节距。由教材中表 13-13 查得, $K_A = 1$, 则

$$P_c = K_A P = 1 \times 3 = 3 \text{ kW}$$

估计此链传动工作位于教材中图 13-33 所示曲线的左侧, 由教材中表 13-11 得

$$K_z = \left[\frac{z_1}{19} \right]^{1.08} = \left[\frac{21}{19} \right]^{1.08} = 1.11$$

$$K_L = \left[\frac{L_p}{100} \right]^{0.26} = \left[\frac{122}{100} \right]^{0.26} = 1.05$$

采用单排链, $K_m = 1.0$, 则

$$P_0 = \frac{P_c}{K_z K_L K_m} = \frac{3}{1.11 \times 1.05 \times 1} = 2.57 \text{ kW}$$

由教材中图13-33得,当 $n_1 = 960 \text{ r/min}$ 时,08A链条能传递的功率满足要求,节距 $p = 12.7 \text{ mm}$ 。

(4) 实际中心距为

$$a \approx 40p = 40 \times 12.7 = 508 \text{ mm}$$

(5) 验算链速。

由式(13.19)得

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{21 \times 12.7 \times 960}{60 \times 1000} = 4.27 \text{ m/s}$$

符合原来假定。

13-12 一滚子链传动,已知主动链轮齿数 $z_1 = 17$,采用10A滚子链,中心距 $a = 500 \text{ mm}$,水平布置,传递功率 $P = 1.5 \text{ kW}$,主动轮转速 $n_1 = 130 \text{ r/min}$ 。设工作情况系数 $K_A = 1.2$,静力强度安全因数 $S = 7$,试验算此链传动。

解 (1) 链速 v 。由教材中表13-9得,10A型滚子链,其链节距 $p = 15.875 \text{ mm}$,每米质量 $q = 1 \text{ kg/m}$,极限拉伸载荷(单排) $Q = 21800 \text{ N}$ 。

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \times 1000} = \frac{17 \times 15.875 \times 130}{60 \times 1000} = 0.58 \text{ m/s}$$

速度 $v < 0.6 \text{ m/s}$,故应验算静强度。

(2) 紧边拉力为

$$F = 1000 P / v = 1000 \times \frac{1.5}{0.58} = 2586.21 \text{ N}$$

离心拉力为

$$F_c = qv^2 = 1 \times 0.58^2 = 0.336 \text{ N}$$

由于是水平传动, $K_y = 7$,则悬垂拉力为

$$F_y = K_y qga = 7 \times 1 \times 9.8 \times \frac{500}{1000} = 34.3 \text{ N}$$

紧边拉力为

$$F_1 = F + F_c + F_y =$$

$$2586.21 + 0.336 + 34.3 = 2620.85 \text{ N}$$

根据式(13.19)可得,所需极限拉伸载荷为

$$Q = SK_A F_1 =$$

$$7 \times 1.2 \times 2620.85 = 22015.14 \text{ N} > 21800 \text{ N}$$

所以选用 10A 型链不合适。

13.5 学习效果测试题及答案

13.5.1 学习效果测试题

13-1 选择题

- (1) 传动主要依靠()传递运动和动力。
- A. 紧边拉力 B. 带和带轮接触面间的摩擦力
- C. 带的预紧力
- (2) V 带传动中,带截面楔角为 40° ,带轮的轮槽角应() 40° 。
- A. 大于 B. 等于 C. 小于
- (3) 带传动中, v_1 为主动轮圆周速度, v_2 为从动轮圆周速度, v 为带速,这些速度之间存在的关系是()。
- A. $v_1 = v_2 = v$ B. $v_1 > v > v_2$
- C. $v_1 < v < v_2$ D. $v_1 = v > v_2$
- (4) 带传动正常工作时,不能保证准确的传动比是因为()。
- A. 带的材料不符合虎克定律 B. 带容易变形和磨损
- C. 带在带轮上打滑 D. 带的弹性滑动
- (5) 带传动打滑总是()。
- A. 在小轮上先开始 B. 在大轮上先开始
- C. 在两轮上同时开始
- (6) 用()提高带传动的传递功率是不合适的。
- A. 适当增加预紧力 B. 增大轴间距
- C. 增加带轮表面粗糙度 D. 增大小带轮基准直径
- (7) 与齿轮传动相比较,链传动的主要特点之一是()。
- A. 适合于高速 B. 制造成本高
- C. 安装精度要求较低 D. 能过载保护

13-2 填空题

- (1) 滚子链是由滚子、套筒、销轴、内链板和外链板所组成,其_____之间分别为过盈配合,而_____之间、_____之间分别为间隙配合。
- (2) 链传动的主要失效形式有链板的疲劳破坏、链条铰链的磨损、

____、____、____五种。在润滑良好、中等速度的链传动中,其承载能力主要取决于_____。

(3) 链传动工作时,其转速越高,运动不均匀性越_____,故链传动多用于_____速传动。

13-3 简答题

(1) 简述带传动中紧边拉力 F_1 、松边拉力 F_2 、有效拉力 F 及张紧力 F_0 之间的关系。

(2) 试说明带传动的弹性滑动是如何产生的?为什么这种滑动是不可避免的?弹性滑动的后果是什么?

(3) 简述带传动中打滑产生的原因及后果。

(4) 简述带传动的主要失效形式及设计准则。

(5) 试说明为了避免带打滑,将带轮与带接触的表面加工得粗糙些以增大摩擦,这种做法是否合理?为什么?

(6) 如果在设计 V 带传动时,根据计算功率 P_c 和小轮转速 n_1 ,由表选定带型号,表上推荐的正好是两种型号的 V 带都可以用。现问采用截面尺寸大的型号和截面尺寸小的型号将分别会导致什么结果?为什么?

(7) 在多排链传动中,链的排数过多有何不利?

(8) 为什么小链轮齿数不宜过多或过少?

(9) 链传动的中心距一般取为多少?中心距过大或过小对传动有何不利?

(10) 什么情况下按功率曲线来选择链条?什么情况下按静强度计算来选择链条?

13-4 如图 13.8 所示的宝塔轮带传动,已知主动轴上功率为 P_1 ,转速为 n_1 ,各轮直径为 d_1, d_2 ,传动带材料、尺寸、中心距 a 等。现问:(1) 增速时 $i = 1/2$ 传动能产生的最大摩擦力比减速时 $i = 2$ 大还是小?为什么?(2) 这三种传动(即 $i = 2, i = 1, i = 1/2$) 中,哪一种情况下的传动带寿命较长?为什么?

13-5 图 13.9 所示为 V 带带轮轮槽与带的三种安装情况,试指出其中哪种情况是正确的?试说明理由。

13-6 有一链传动,小链轮主动,转速 $n_1 = 900 \text{ r/min}$,齿数 $z_1 = 25, z_2 = 75$,现因工作需要,拟将大链轮的转速降低到 $n_2 = 250 \text{ r/min}$,链条长度不变,试问:

(1) 若从动轮齿数不变,应将主动轮齿数减小到多少?此时链条所能传递的功率有何变化?

(2) 若主动轮齿数不变,应将从动轮齿数增大到多少?此时链条所能传递的功率有何变化?

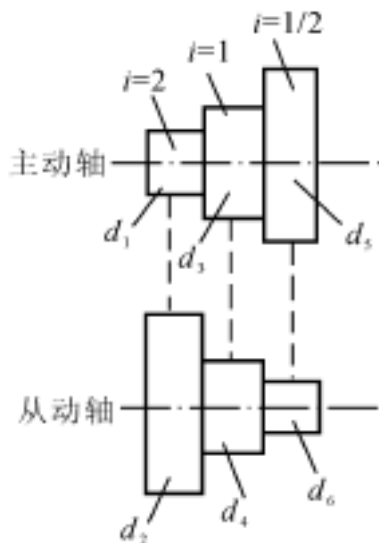


图 13.8 测 13-4 图

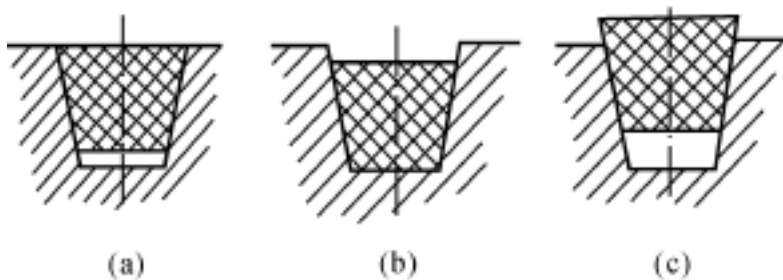


图 13.9 测 13-5 图

13.6.2 参考答案

13-1 (1) B (2) C (3) B (4) D (5) A (6) C
(7) C

13-2 (1) 套筒和内链板,销轴和外链板,滚子和套筒

(2) 链条铰链的胶合,链条过载拉断,滚子套筒的冲击疲劳破坏

(3) 严重,低

13-3 (1) $F = F_f = F_1 - F_2$, $2F_0 = F_1 + F_2$

(2) 由于带具有弹性,在传动中有拉力差。

只要带工作,带轮两边就有拉力差,不可避免引起带与轮面的弹性滑动。

使从动轮圆周速度低于主动轮,效率下降,引起带磨损,温度上升,传动比不稳定。

(3) 由于过载,即需要传递的有效拉应力超过最大摩擦力所引起带的打滑。造成带的严重磨损,严重时无法继续工作,这是一种失效形式,必须避免。

(4) 带传动的主要失效形式是打滑和疲劳破坏,因此其计算准则是:既要保证带在工作时不打滑,又要保证带具有足够的疲劳强度。

(5) 不合理。若带轮的表面加工得粗糙些以增大摩擦,则带的磨损加剧,带的寿命缩短。

(6) 会导致所需带的根数不同。截面大者所需带根数少,截面小者所需带根数多。因为带截面大者,单根带传递的功率大。

(7) 多排链的承载能力与排数成正比,但由于精度的影响,各排链承受的载荷不易均匀,故排数过多反而不利。

(8) 小链轮齿数 z_1 对链传动的平稳性和使用寿命有较大的影响。齿数少可减小外廓尺寸,但齿数过少,将会导致: 传动的不均匀性和动载荷增大; 链条进入和退出啮合时,链节间的相对转角增大,使铰链的磨损加剧; 链传递的圆周力增大,从而加速了链条和链轮的磨损。而齿数过多,则大链轮齿数将更多,不仅增大了传动尺寸和重量,而且当链磨损后容易产生跳齿和脱链现象。

(9) 中心距过小,链速不变时,单位时间内链条绕转次数增多,链条曲伸次数和应力循环次数增多,因而加剧了链的磨损和疲劳。同时,由于中心距小,链条在小链轮上的包角变小,在包角范围内,每个轮齿所受的载荷增大,且易出现跳齿和脱链现象;中心距太大,会引起从动边垂度过大,传动时造成松边颤动。因此在设计时,若中心距不受其他条件限制,一般可取 $a = (30 \sim 50)p$ 。

(10) 滚子链传动速度一般分为低速 ($v < 0.6 \text{ m/s}$)、中速 ($v = 0.6 \sim 8 \text{ m/s}$) 和高速 ($v > 8 \text{ m/s}$)。对于中、高速链传动,通常按额定功率曲线进行设计计算;对于 $v < 0.6 \text{ m/s}$ 的低速链传动,按链的静强度进行设计计算。

13-4 (1) 一样大。因为 f_{\min}, F_0 相等。

(2) $i = 1$ 的寿命长。因为在循环次数相同的三种情况下, $i = 1$ 的弯曲应力较小,且在 $\sigma_{\max} = \sigma_c + \sigma_{bl} + \sigma_i$ 情况下,弯曲应力的比例最大,所以寿命较长。

13-5 图 13-9(a) 正确,因为 V 带张紧后,楔角会减小,带轮槽内剩余空间可补偿其变形引起的向下移动。

13-6 (1) 从动轮齿数不变, 则主动小链轮齿数变为

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{z_2 n_2}{n_1} = \frac{75 \times 250}{900} = 20.8$$

取 $z_1 = 21$ 。小链轮的齿数从 25 减少到 21, 齿形系数 K_z 减小, 其他参数不变, 因此链传动所能传递的功率下降。

(2) 从动大链轮齿数变为

$$z_2 = \frac{z_1}{i} = \frac{z_1 n_1}{n_2} = \frac{25 \times 900}{250} = 90$$

大链轮的齿数从 75 增加到 90, 其他参数不变, 因此链传动所能传递的功率不变。

14.1 重点内容提要

14.1.1 教学基本要求

- (1) 了解轴的功用和类型。
- (2) 了解轴的常用材料及其性能。
- (3) 掌握轴的结构设计要求和方法。
- (4) 掌握轴的两种强度计算方法,即按扭转强度计算和按弯扭合成强度计算。
- (5) 了解轴的刚度计算方法及轴的临界转速的概念。

14.1.2 轴的分类

根据承受载荷的不同,轴可分为转轴、传动轴和心轴三种。其中转轴既传递转矩又承受弯矩,如齿轮减速器中的轴;传动轴只承受转矩而不承受弯矩或弯矩很小,如汽车的传动轴;心轴只承受弯矩而不传递转矩,如自行车的前轴。

按轴线的形状轴还可分为:直轴、曲轴和挠性钢丝轴。本章只研究直轴,直轴包括光轴和阶梯轴。

14.1.3 轴的材料

轴的材料常采用碳素钢和合金钢。

1. 碳素钢

35 号、45 号、50 号等优质碳素结构钢因具有较高的综合力学性能,应用较多,其中 45 号钢应用最为广泛。为了改善其力学性能,应进行正火或调质处理。不重要或受力较小的轴,则可采用 Q235, Q275 等碳素结构钢。

2. 合金钢

合金钢具有较高的力学性能,但价格较贵,多用于有特殊要求的轴。值得注意的是:钢材的种类和热处理对其弹性模量的影响甚小。因此,如欲采用合金钢或通过热处理来提高轴的刚度并无实效。此外,合金钢对应力集中的敏感性较高,因此设计合金钢轴时,更应从结构上避免或减小应力集中,并减小其表面粗糙度。

14.1.4 轴的设计步骤

轴的设计,主要是根据工作要求并考虑制造工艺等因素,选用合适的材料,进行结构设计。经过强度和刚度计算,定出轴的结构形状和尺寸,必要时还要考虑振动稳定性。

轴的设计与其他零件的设计有所不同,由于轴上零件的轮毂尺寸和轴承尺寸需根据轴径来确定,而计算轴径所需的受力点和支承位置又与轴上零件、轴承的尺寸及位置有关。因此,轴的设计步骤通常是先估算出轴径,在此基础上进行轴的结构设计,然后进行轴的强度和刚度校核计算,如遇强度或刚度不足时,再对轴的结构尺寸进行适当的调整,必要时还应再作相应的校核。轴的设计过程是结构设计 with 强度或刚度校核计算交替进行,逐步完善的。

14.1.5 轴的结构设计

轴的结构设计就是按照轴上零件的安装、定位和固定之需要,具体确定各个轴段的径向和轴向的尺寸及形状,并应使轴便于加工、具有好的受力状况。轴的结构设计应注意以下事项:

1. 制造安装要求

为便于轴上零件的装拆,常将轴做成阶梯形。阶梯轴两头细、中间粗,满足轴承内经、轴径及油封系列要求;所有键槽位于同一母线上;轴端及各轴段的端部应有倒角;轴上磨削的轴段应有砂轮越程槽;车制螺纹的轴段应有退刀槽等。

2. 轴上零件的定位

阶梯轴上截面变化处称为轴肩,起轴向定位作用。还有些零件依靠套筒、轴环、锥形轴端、螺钉锁紧挡圈等定位。

3. 轴上零件的固定

轴上零件的轴向固定常采用轴肩、套筒、螺母或轴端档圈(又称压板)等形式。轴上零件的周向固定大多采用键、花键或过盈配合等联接形式。

4. 改善轴的受力状况,减小应力集中

合理布置轴上零件,减小每段轴所受转矩;或结构上使轴只受弯矩,不受转矩。轴段直径变化不宜过大,尽量避免横孔、切槽;采用大的过渡圆角或过渡肩环或凹切圆角;轴上开卸载槽、轮毂上开卸载槽等,均可减小应力集中。

14.1.6 轴的强度计算

1. 按扭转强度计算

这种方法可校核传动轴的强度,或用以初步估计转轴的直径,以便进行轴的结构设计。轴的扭转强度条件为

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2 d^3 n} \quad [\] \text{ MPa} \quad (14.1)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2 [\] n}} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ mm} \quad (14.2)$$

式(14.1)和式(14.2)中, τ 为扭转切应力(单位:MPa); T 为轴所受的扭矩(单位: $\text{N} \cdot \text{mm}$); W_T 为轴的抗扭截面系数(单位: mm^3); n 为轴的转速(单位: r/min); P 为轴传递的功率(单位: kW); d 为计算截面处轴的直径(单位: mm); $[\]$ 为许用扭转切应力(单位:MPa),可根据轴的材料由手册查到。 C 为由轴的材料和承载情况确定的计算常数,可根据轴的材料查到。

2. 按弯扭合成强度计算

这种方法是按弯扭合成后的当量弯矩对轴进行强度校核,用以对结构设计后的转轴或心轴进行强度校核或求轴的直径。计算危险截面的当量应力 σ_e 的公式及强度条件为

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1 d^3} \quad [\sigma_{-1b}] \text{ MPa} \quad (14.3)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1 [\sigma_{-1b}]}} \text{ mm} \quad (14.4)$$

式(14.3)和式(14.4)中, M_e 为当量弯矩, $M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$; α 为由扭矩性质而定的应力校正系数,当扭转切应力为静应力时,取 $\alpha = 0.3$,扭转切应力为脉

动循环变应力或变化规律不清楚时,取 $\psi = 0.6$,若扭转切应力为对称循环弯应力时,取 $\psi = 1$; W 为轴的抗弯截面系数; $[\sigma_{-1b}]$ 为对称循环状态下轴的许用弯曲应力。

14.1.7 轴的刚度计算

轴的刚度计算是检查轴在承载(弯矩或转矩)时的变形(弯曲变形或扭转变形)量是否在允许限度内。刚度包括弯曲刚度和扭转刚度。

1. 弯曲变形计算

采用材料力学课程中的方法计算轴在弯矩作用下的挠度 y 和转角 θ , 并对其进行限制, 以满足弯曲刚度要求。计算等直径轴的变形, 可采用挠度曲线的近似微分方程式积分求解; 计算阶梯轴的弯曲变形, 可采用变形能法求解。

2. 扭转变形的计算

扭转刚度通常是限制轴的扭转角 φ 。等直径轴的扭转变形为

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_p} = \frac{32Tl}{Gd^4} \text{ rad} \quad (14.5)$$

式中, T 为轴所受的转矩(单位: $\text{N} \cdot \text{mm}$); l 为轴受转矩作用的长度(单位: mm); G 为材料的切变弹性模量(单位: MPa); d 为轴径(单位: mm); I_p 为轴截面的极惯性矩。

阶梯轴的扭角 φ 为

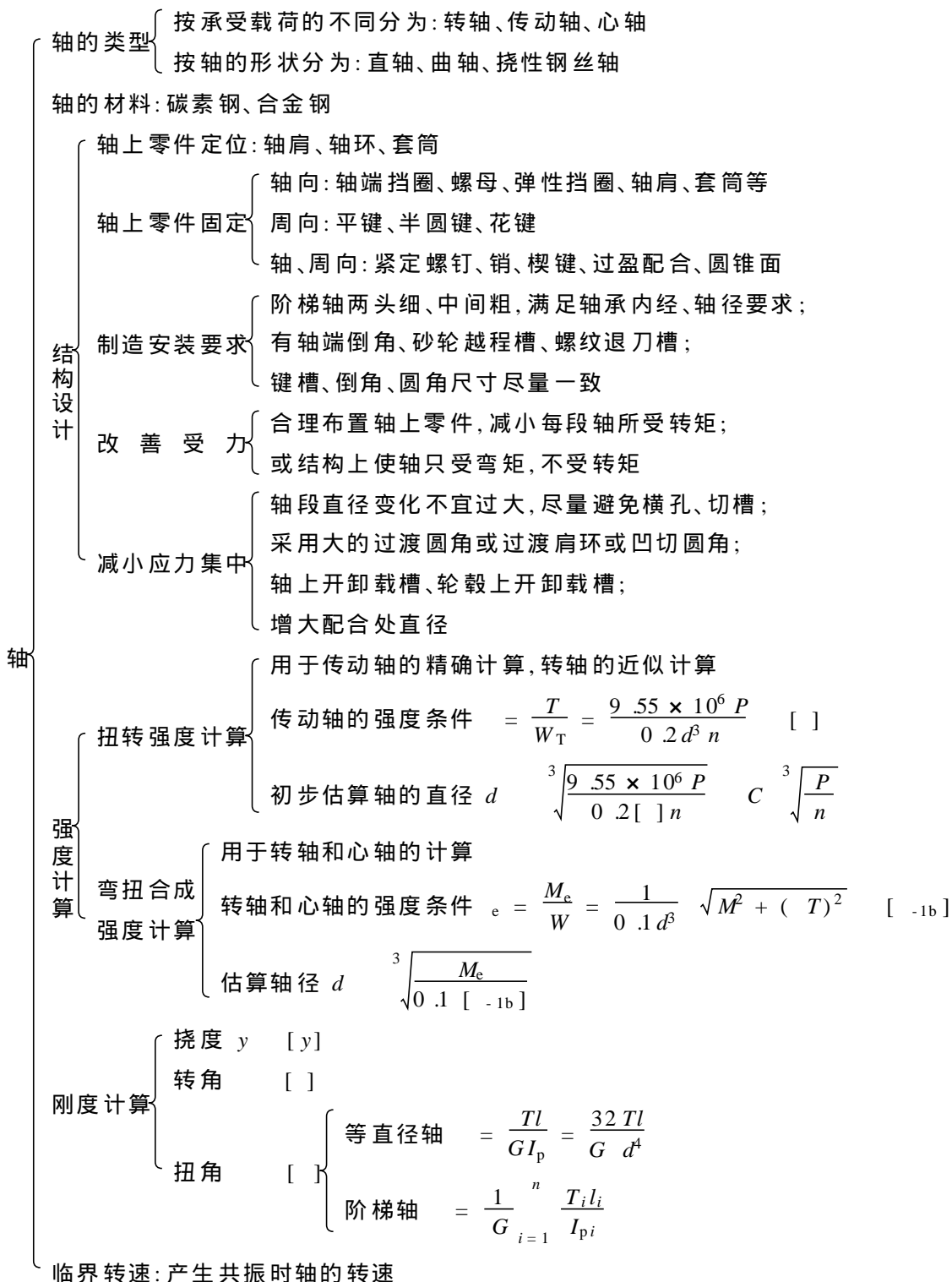
$$\varphi = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{I_{pi}} \text{ rad} \quad (14.6)$$

式中, T_i , l_i , I_{pi} 分别为阶梯轴第 i 段上所传递的转矩及该段的长度和极惯性矩。

14.1.8 轴的临界转速

轴是一个弹性体, 当其旋转时, 由于轴和轴上零件的材料组织不均匀, 制造有误差, 或对中不良等, 引起轴的弯曲振动。由于轴传递功率的周期性变化将引起扭转振动。产生共振时轴的转速称为临界转速。对于重要的, 尤其是高转速的轴必须计算其临界转速, 并使轴的工作转速避开临界转速。工作转速低于一阶临界转速的轴称为刚性轴; 超过一阶临界转速的轴称为挠性轴。

14.2 重点知识结构图



14.3 考点及常见题型精解

14.3.1 本章考点

本章考点有以下几个方面:

- (1) 轴的类型(心轴、传动轴、转轴)及其应力分析。
- (2) 轴的结构设计及注意事项。
- (3) 轴的两种强度计算方法及其应用。
- (4) 轴的刚度计算方法。

14.3.2 常见题型精解

例 14.1 有一圆截面轴,材料为 45 号钢,正火处理, $[\sigma] = 40 \text{ MPa}$, 承受转矩 $T = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 试按转矩求轴的直径。

解 按强度要求, 应使

$$\sigma = \frac{T}{0.2 d^3} \leq [\sigma]$$

故轴的直径为

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{100}{0.2 \times 40}} = 2.32 \text{ mm}$$

圆整后可取 $d = 3 \text{ mm}$ 。

【评注】 计算后轴的直径应按国家标准圆整为标准尺寸。

例 14.2 有一汽车传动轴,传递最大功率为 $P = 51.47 \text{ kW}$, 转速 $n = 400 \text{ r/min}$, 传动轴采用空心轴,轴外径 $d = 70 \text{ mm}$, 轴内径 $d_0 = 55 \text{ mm}$, 轴材料的 $[\sigma] = 30 \text{ MPa}$ 。试求:

- (1) 按扭转强度校核空心轴的强度;
- (2) 若材料不变,采用实心轴时,其直径应为多少?

解 (1) 校核空心轴的强度。空心轴的抗扭截面模量为

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d} \right)^4 \right] = \frac{3.14}{16} \times 70^3 \left[1 - \left(\frac{55}{70} \right)^4 \right] = 41\,680 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 P}{41\,680 n} =$$

$$\frac{9.55 \times 10^6 \times 51.47}{41\,680 \times 400} = 29.48 \text{ MPa} \quad [\] = 30 \text{ MPa}$$

故扭转强度足够。

(2) 若采用实心轴, 则其轴径为

$$d = \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 P}{0.2 [\] n}} = \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \times 51.47}{0.2 \times 30 \times 400}} = 58.9 \text{ mm}$$

圆整后取实心轴的直径为 $d = 60 \text{ mm}$ 。

【评注】 在满足扭转强度的条件下, 同样长度的实心轴的质量是空心轴质量的 1.92 倍。

例 14.3 已知一传动轴的材料为 40Cr 钢调制, $C = 97 \sim 112$, $G = 8.1 \times 10^4 \text{ MPa}$, 轴的长度 $l = 1\,700 \text{ mm}$, 传递功率 $P = 12 \text{ kW}$, 转速 $n = 80 \text{ r/min}$ 。试求:

(1) 按扭转强度计算轴的直径;

(2) 按扭转刚度计算轴的直径 (轴在全长上的扭转角 不得超过 1°)。

解 (1) 按扭转强度条件计算。由式(14.2)知, 轴的直径为

$$d = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = (97 \sim 112) \times \sqrt[3]{\frac{12}{80}} = 51.5 \sim 59.5 \text{ mm}$$

(2) 按扭转刚度条件计算, 则有

$$= \frac{32 T l}{G d^4} \quad [\]$$

按题意 $l = 1\,700 \text{ mm}$, 在轴的全长上, $[\] = 1^\circ = \frac{\pi}{180} \text{ rad}$, 故

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 T l}{G [\]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \times 9\,550 \times 12 \times 10^3 \times 1\,700 \times 180}{3.14 \times 8.1 \times 10^4 \times 80 \times 3.14}} = 64.7 \text{ mm}$$

【评注】 由计算结果可知, 按扭转刚度条件计算出的轴径较大。

例 14.4 如图 14.1(a) 所示, 试计算减速器输出轴危险截面的直径。已知作用在齿轮上的圆周力 $F_t = 17\,400 \text{ N}$, 径向力 $F_r = 6\,410 \text{ N}$, 轴向力 $F_a = 2\,860 \text{ N}$, 齿轮节圆直径 $d = 146 \text{ mm}$, 作用在轴右端带轮上的外力 $F = 4\,500 \text{ N}$, $L = 193 \text{ mm}$, $K = 206 \text{ mm}$, 如图 14.1(b) 所示。

解 (1) 求垂直面的支反力, 如图 14.1(c) 所示。

$$R_{iv} = \frac{F_r \frac{L}{2} - F_a \frac{d}{2}}{L} = \frac{6\,410 \times \frac{193}{2} - 2\,860 \times \frac{146}{2}}{193} = 2\,123 \text{ N}$$

$$R_{ev} = F_r - R_{iv} = 6\,410 - 2\,123 = 4\,287 \text{ N}$$

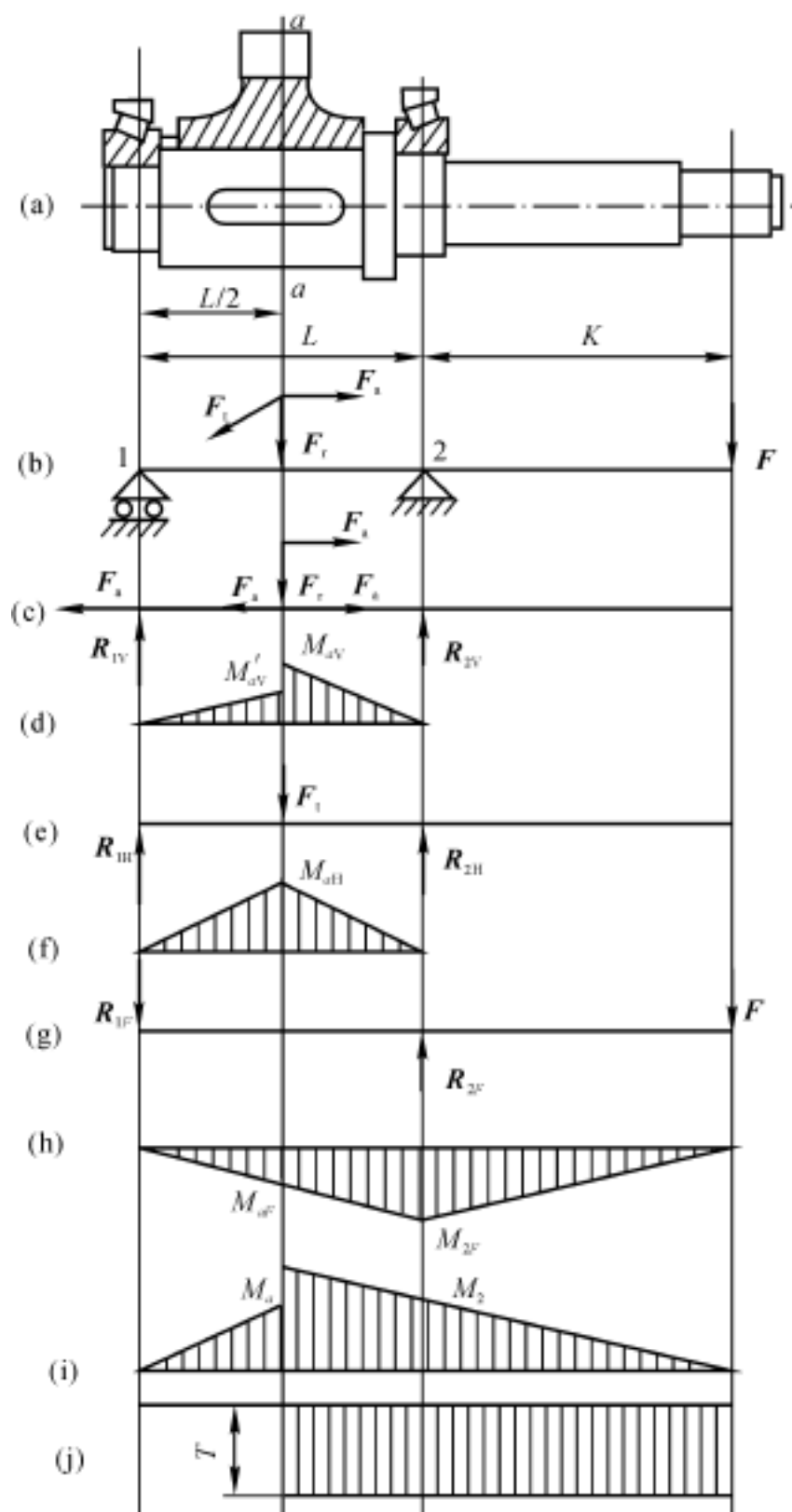


图 14.1

(2) 求水平面的支反力,如图 14.1(e) 所示。

$$R_{1H} = R_{2H} = \frac{F_l}{2} = \frac{17\,400}{2} = 8\,700 \text{ N}$$

(3) 力 F 在支点产生的反力,如图 14.1(g) 所示。

$$R_{1F} = \frac{FK}{L} = \frac{4\,500 \times 206}{193} = 4\,803 \text{ N}$$

$$R_{2F} = F + R_{1F} = 4\,500 + 4\,803 = 9\,303 \text{ N}$$

(4) 绘垂直面的弯矩图,如图 14.1(d) 所示。

$$M_{aV} = R_{2V} \frac{L}{2} = 4\,287 \times \frac{0.193}{2} = 414 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{aV} = R_{1V} \frac{L}{2} = 2\,123 \times \frac{0.193}{2} = 205 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(5) 绘水平面的弯矩图,如图 14.1(f) 所示。

$$M_{aH} = R_{1H} \frac{L}{2} = 8\,700 \times \frac{0.193}{2} = 840 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(6) 力 F 产生的弯矩图,如图 14.1(h) 所示。

$$M_{2F} = FK = 4\,500 \times 0.206 = 927 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$a-a$ 截面力 F 产生的弯矩为

$$M_{aF} = R_{1F} \frac{L}{2} = 4\,803 \times \frac{0.193}{2} = 463 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(7) 求合成弯矩图,如图 14.1(i) 所示。

考虑到最不利的情况,把矢量和 $\sqrt{M_{aV}^2 + M_{aH}^2}$ 与 M_{aF} 直接相加,则

$$M_a = \sqrt{M_{aV}^2 + M_{aH}^2} + M_{aF} = \sqrt{414^2 + 840^2} + 463 = 1\,400 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_a = \sqrt{M_{aV}^2 + M_{aH}^2} + M_{aF} = \sqrt{205^2 + 840^2} + 463 = 1\,328 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = M_{2F} = 927 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(8) 求轴上所受的扭矩,如图 14.1(j) 所示。

$$T = F_r \frac{d}{2} = 17\,400 \times \frac{0.146}{2} = 1\,270 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(9) 求危险截面的当量弯矩。从图可见, $a-a$ 截面最危险,其当量弯矩为

$$M_e = \sqrt{M_a^2 + (T)^2}$$

如认为轴的扭剪应力是脉动循环变应力,取折合系数 $\alpha = 0.6$,代入上式可得

$$M_e = \sqrt{1\,400^2 + (0.6 \times 1\,270)^2} = 1\,600 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(10) 计算危险截面处轴的直径。轴的材料选用 45 号钢, 调制处理, 许用弯曲应力为 $[\sigma_b] = 60 \text{ N/mm}^2$, 则

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0.1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{1\,600 \times 10^3}{0.1 \times 60}} = 64.4 \text{ mm}$$

考虑到键槽对轴的削弱, 将 d 值加大 4%, 故

$$d = 1.04 \times 64.4 = 67 \text{ mm}$$

【评注】 在计算前, 首先要分析轴上载荷的作用点、方向、大小和性质, 把实际承载情况简化成计算简图, 再采用相应的计算方法。按弯扭合成强度计算时, 危险截面应选在弯曲应力和扭转切应力大的截面, 考虑的因素主要是轴上的弯矩、扭矩和轴径。有一个键槽的截面, 应将计算出的轴径加大 4% 左右; 若有两个键槽, 应加大 7% ~ 10%。

14.4 课后习题详解

14-1 图 14.2 中, , , 轴是心轴、转轴、还是传动轴?

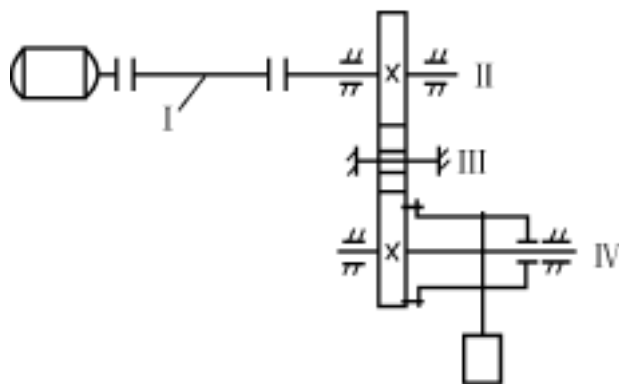


图 14.2 题 14-1 图

解 为传动轴; , 为转轴; 为心轴。

14-2 已知一传动轴传递的功率为 37 kW, 转速 $n = 900 \text{ r/min}$, 如果轴上的扭切应力不许超过 40 MPa, 试求该轴的直径。

$$\text{解 } d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6}{0.2[\tau]}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \times 37}{0.2 \times 40 \times 900}} = 36.612 \text{ mm}$$

圆整后取 $d = 37 \text{ mm}$ 。

14-3 已知一传动轴直径 $d = 32 \text{ mm}$, 转速 $n = 1\,725 \text{ r/min}$, 如果轴上的

扭切应力不许超过 50 MPa,问该轴能传递多少功率?

$$\text{解} \quad P_{\max} = \frac{0.2[\tau]d^3n}{9.55 \times 10^6} = \frac{0.2 \times 50 \times 32^3 \times 1.725}{9.55 \times 10^6} = 59.2 \text{ kW}$$

14-4 图 14.3 所示的转轴,直径 $d = 60 \text{ mm}$,传递的转矩 $T = 2\,300 \text{ N} \cdot \text{m}$, $F = 9\,000 \text{ N}$, $a = 300 \text{ mm}$ 。若轴的许用弯曲应力 $[\sigma_{-1b}] = 80 \text{ MPa}$,求 x 。

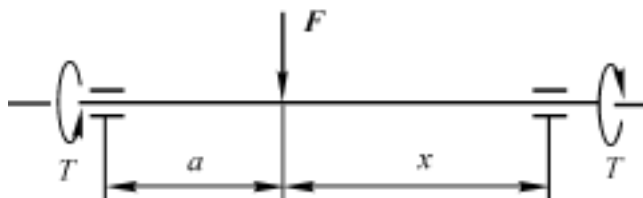


图 14.3 题 14-4 图

解

$$M_{\max} = \frac{Fax}{a+x}$$

按弯扭合成强度计算,即

$$[\sigma_{-1b}] = \frac{\sqrt{M^2 + (T)^2}}{0.1d^3}$$

代入数值计算得

$$x = 187.95 \text{ mm}$$

14-5 图 14.4 所示为起重机动滑轮轴的两结构方案,轴的材料为 Q275,起重量 $G = 10 \text{ kN}$,求轴的直径 d 。

解 这两个轴都是心轴,只承受弯矩。两种设计的简化图如图 14.5 所示。

(1) 在图 14.5(a) 中,力矩 M 为

$$M = \frac{G \times 75 \times 75}{150} = 3.75 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

因为是心轴,故 $M_e = M$,查相关手册得 $[\sigma_{-1b}] = 55 \text{ MPa}$,则

$$d_a = \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{3.75 \times 10^5}{0.1 \times 55}} = 40.853 \text{ mm}$$

考虑到键槽对轴的削弱,直径再扩大 4%,得

$$d_a = 40.853 \times 1.04 = 42.487 \approx 45 \text{ mm}$$

(2) 图 14.5(b) 中,力矩 M 为

$$M = \frac{G \times 60 \times 60}{120} = 3 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

因为 $M_e = M$,则

$$d_b \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[-1b]}} = \sqrt[3]{\frac{3 \times 10^5}{0.1 \times 55}} = 37.924 \approx 38 \text{ mm}$$

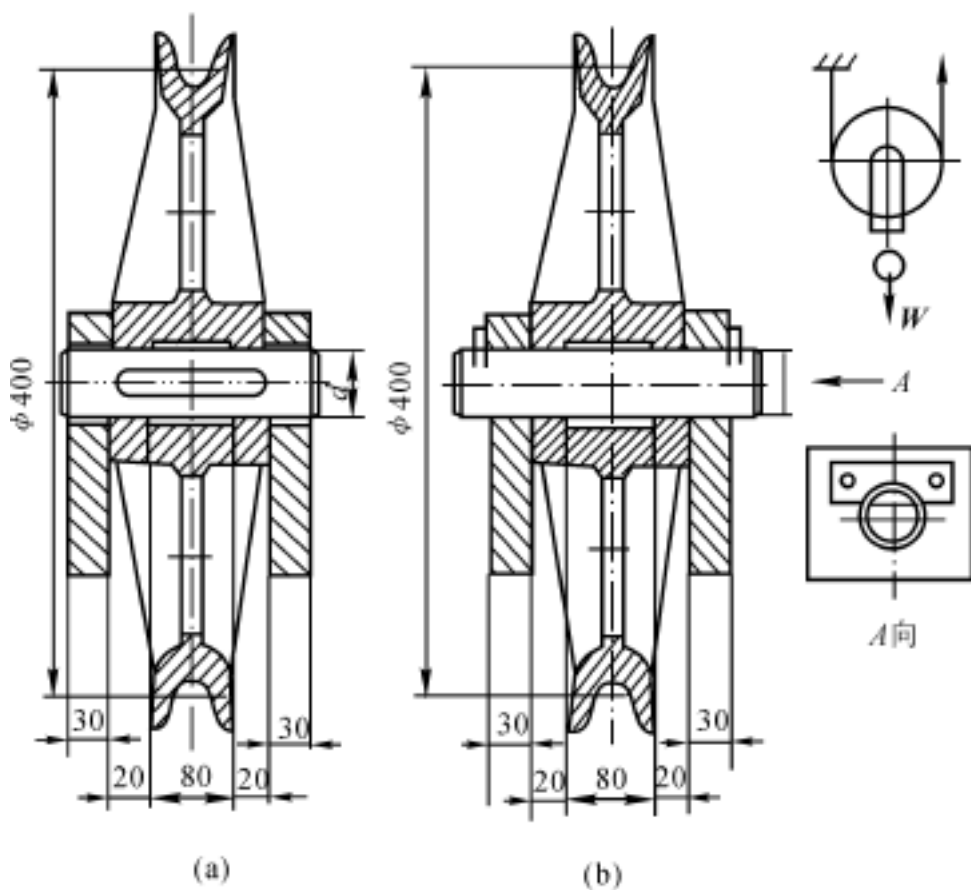


图 14.4 题 14-5 图

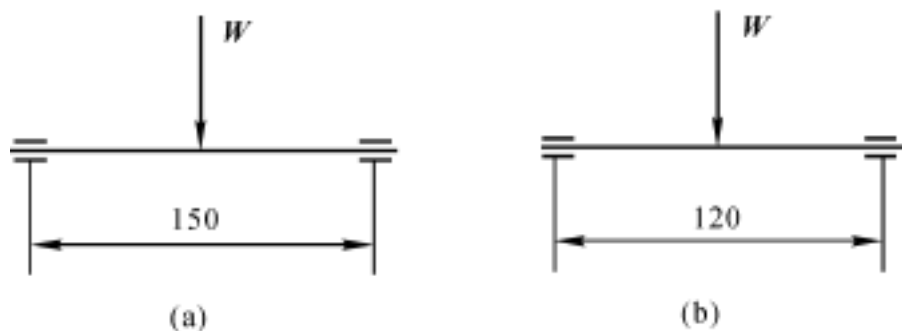


图 14.5 题 14-5 解图

14-6 已知一单级直齿圆柱齿轮减速器,用电动机直接拖动,电动机功率 $P = 22 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1470 \text{ r/min}$, 齿轮的模数 $m = 4 \text{ mm}$, 齿数 $z_1 = 18$, $z_2 = 82$, 若支承间跨距 $l = 180 \text{ mm}$ (齿轮位于跨距中央), 轴的材料用 45 号钢调质,

试计算输出轴危险截面处的直径 d 。

解

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{22}{1470} = 1.429 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 = T_1 \frac{z_1}{z_2} = 1.429 \times 10^5 \times \frac{82}{18} = 6.51 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_r = F_t \tan \alpha = \frac{2 T_1}{m z_1} \tan \alpha = \frac{2 \times 1.429 \times 10^5}{4 \times 18} \times \tan 20^\circ = 1.445 \times 10^3 \text{ N}$$

$$M = \frac{F_r l}{4} = \frac{1.445 \times 10^3 \times 180}{4} = 6.50 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_r = \sqrt{M^2 + (T_2)^2} = \sqrt{6.50^2 \times 10^8 + (0.6 \times 6.51 \times 10^5)^2} = 3.96 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_r}{0.1 [\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{3.96 \times 10^5}{0.1 \times 60}} = 40.41 \text{ mm}$$

故 $d = 42 \text{ mm}$ 。

14-7 图 14.6 所示二级圆柱齿轮减速器。已知高速级传动比 $i_{12} = 2.5$ ，低速级传动比 $i_{34} = 4$ 。若不计齿轮啮合及轴承摩擦的功率损失，试计算三根轴传递转矩之比，并按扭转强度估算三根轴的轴径之比。

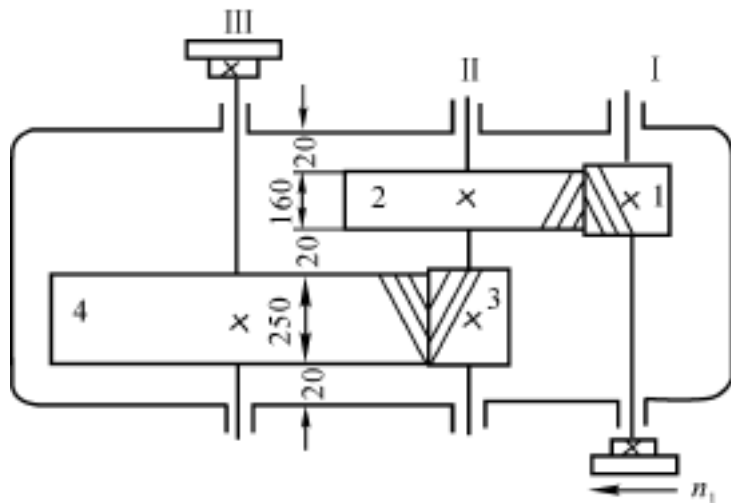


图 14.6 题 14-7 图

解 由题意可知 $n_1 = 2.5 n_2$ ， $n_3 = 4 n_4$ ，若不计齿轮啮合及轴承摩擦的功率损失，则

$$T_i = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_i} \quad (i = 1, 2, 3)$$

设 $9.55 \times 10^6 P = C$ ，则

$$\begin{aligned} T_1 &= Q n_1, & T_2 &= Q n_2, & T_3 &= Q n_3 \\ T_1 &T_2 &T_3 &= 2 &5 &20 \\ d_1 &d_2 &d_3 &= \sqrt[3]{2} &\sqrt[3]{5} &\sqrt[3]{20} \end{aligned}$$

14-8 图 14.7 所示二级斜齿圆柱齿轮减速器。已知中间轴 传递的功率 $P = 40 \text{ kW}$, 转速 $n_2 = 200 \text{ r/min}$, 齿轮 2 的分度圆直径 $d_2 = 688 \text{ mm}$, 螺旋角 $\beta_2 = 12^\circ 50'$, 齿轮 3 的分度圆直径 $d_3 = 170 \text{ mm}$, 螺旋角 $\beta_3 = 10^\circ 29'$, 轴的材料用 45 号钢调质, 试按弯扭合成强度计算方法求轴 的直径。

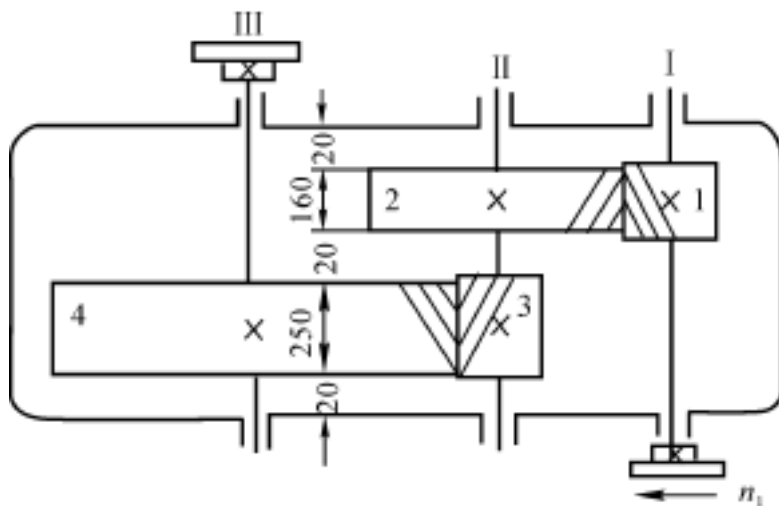


图 14.7 题 14-8 图

解 (1) 计算中间轴上的齿轮受力。

中间轴所受转矩为

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{40}{200} = 1.91 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 1.91 \times 10^6}{688} = 5.55 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \tan \beta_2}{\cos \beta_2} = \frac{5.55 \times 10^3 \times \tan 12^\circ 50'}{\cos 12^\circ 50'} = 2.07 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \beta_2 = 5.55 \times 10^3 \times \tan 12^\circ 50' = 1.26 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \times 1.91 \times 10^6}{170} = 22.5 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \tan \beta_3}{\cos \beta_3} = \frac{22.5 \times 10^3 \times \tan 10^\circ 29'}{\cos 10^\circ 29'} = 8.33 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \tan \beta_3 = 22.5 \times 10^3 \times \tan 10^\circ 29' = 4.17 \times 10^3 \text{ N}$$

(2) 轴的空间受力情况如图 14.8(a) 所示。

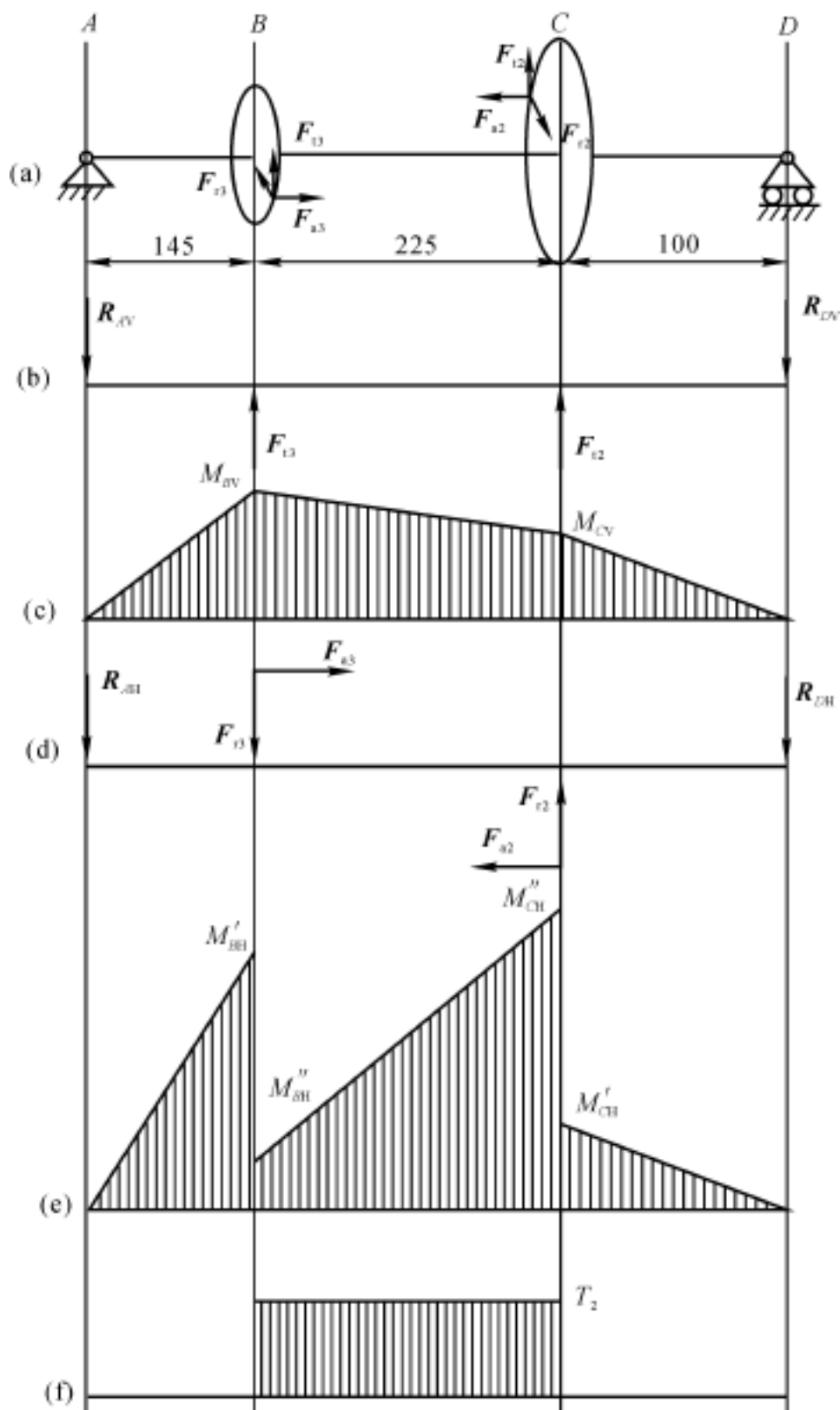


图 14.8 题 14-8 解图

(3) 垂直面受力简图如图 14.8(b) 所示。

$$R_{AV} = \frac{\overline{F_{t3} BD} + \overline{F_{t2} CD}}{AD} = \frac{22.5 \times 10^3 \times 325 + 5.55 \times 10^3 \times 100}{470} = 16.74 \times 10^3 \text{ N}$$

$$R_{DV} = \frac{\overline{F_{t3} AB} + \overline{F_{t2} AC}}{AD} = \frac{22.5 \times 10^3 \times 145 + 5.55 \times 10^3 \times 370}{470} = 11.31 \times 10^3 \text{ N}$$

垂直面的弯矩图如图 14.8(c) 所示。

$$M_{BV} = R_{AV} \overline{AB} = 16.74 \times 10^3 \times 145 = 2.43 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{CV} = R_{DV} \overline{CD} = 11.31 \times 10^3 \times 100 = 11.31 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(4) 水平面受力简图如图 14.8(d) 所示。

$$R_{AH} = \frac{\overline{F_{r3} BD} - \overline{F_{r2} CD} - \overline{F_{a3} d_3/2} - \overline{F_{a2} d_2/2}}{AD} = \frac{8.33 \times 10^3 \times 325 - 2.07 \times 10^5 - 4.17 \times 10^3 \times 85 - 1.26 \times 10^3 \times 344}{470} =$$

$$3.64 \times 10^3 \text{ N}$$

$$R_{DH} = \frac{\overline{F_{a3} d_3/2} + \overline{F_{a2} d_2/2} + \overline{F_{r3} AB} - \overline{F_{r2} AC}}{AD} = \frac{4.17 \times 10^3 \times 85 + 1.26 \times 10^3 \times 344 + 8.33 \times 10^3 \times 145 - 2.07 \times 10^3 \times 370}{470} =$$

$$2.62 \times 10^3 \text{ N}$$

水平面的弯矩图如图 14.8(e) 所示。

点 B 左边的弯矩为

$$M_{BH} = R_{AH} \overline{AB} = 3.64 \times 10^3 \times 145 = 527.8 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

点 B 右边的弯矩为

$$M_{BH} = R_{AH} \overline{AB} - \overline{F_{a3} \frac{d_3}{2}} =$$

$$(527.8 - 4.17 \times 85) \times 10^3 = 173.4 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

点 C 右边的弯矩为

$$M_{CH} = R_{DH} \overline{CD} = 2.62 \times 10^3 \times 100 = 2.62 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

点 C 左边的弯矩为

$$M_{CH} = R_{DH} \overline{CD} + F_{a2} \frac{d_2}{2} =$$

$$2.62 \times 10^5 + 1.26 \times 10^3 \times 344 = 6.95 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(5) 点 B 和点 C 处的合成最大弯矩为

$$M_B = \sqrt{M_{BV}^2 + M_{BH}^2} = \sqrt{2.43^2 \times 10^{12} + 527.8^2 \times 10^6} =$$

$$2.4867 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_C = \sqrt{M_{CV}^2 + M_{CH}^2} = \sqrt{11.31^2 \times 10^{10} + 6.95^2 \times 10^{10}} =$$

$$1.33 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(6) 转矩图如图 14.8(f) 所示, 其中 $T_2 = 1.91 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

(7) B 截面为危险截面, 取 $\alpha = 0.6$, 则危险截面的当量弯矩为

$$M_e = M_B = \sqrt{M_B^2 + (\alpha T_2)^2} =$$

$$\sqrt{2.4867^2 \times 10^{12} + (0.6 \times 1.91)^2 \times 10^{12}} =$$

$$2.74 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

查表得 $[\sigma_{-1b}] = 60 \text{ MPa}$, 则按弯扭合成强度计算轴 的直径为

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_{-1b}]}} = \sqrt[3]{\frac{2.74 \times 10^6}{0.1 \times 60}} = 77.008 \text{ mm}$$

考虑键槽对轴的削弱, 对轴直径加粗 4% 后为

$$d = 80.088 \approx 85 \text{ mm}$$

14-9 一带式输送机由电动机通过斜齿圆柱齿轮减速器和一对圆锥齿轮驱动。已知电动机功率 $P = 5.5 \text{ kW}$, $n_1 = 960 \text{ r/min}$; 圆柱齿轮的参数为 $z_1 = 23$, $z_2 = 125$, $m_n = 2 \text{ mm}$, 螺旋角 $\beta = 9.22^\circ$, 旋向如图 14.9 所示; 圆锥齿轮参数为 $z_3 = 20$, $z_4 = 80$, $m_k = 6 \text{ mm}$, $b/R_k = 1/4$ 。支点跨距如图 14.9 所示, 轴的材料用 45 号钢正火。试设计减速器的第 轴。

解 该题求解过程类似于题 14-8。在此略。

14-10 一钢制等直径直轴, 只传递转矩, 许用切应力 $[\tau] = 50 \text{ MPa}$ 。长度为 1800 mm , 要求轴每米长的扭角 不超过 0.5° 。试求该轴的直径。

$$\text{解 } [\varphi] = 0.5 \times \frac{\pi}{180} \times 1.8 = 0.0157 \text{ rad}$$

钢的切变模量 $G = 8 \times 10^4 \text{ MPa}$, 按扭转刚度要求计算, 应使

$$= \frac{32 T l}{G d^4} \quad [\varphi]$$

$$\text{即 } d = \sqrt[4]{\frac{32 T l}{G [\varphi]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \times T \times 1800}{3.14 \times 8 \times 10^4 \times 0.0157}} = 1.955 \sqrt[4]{T}$$

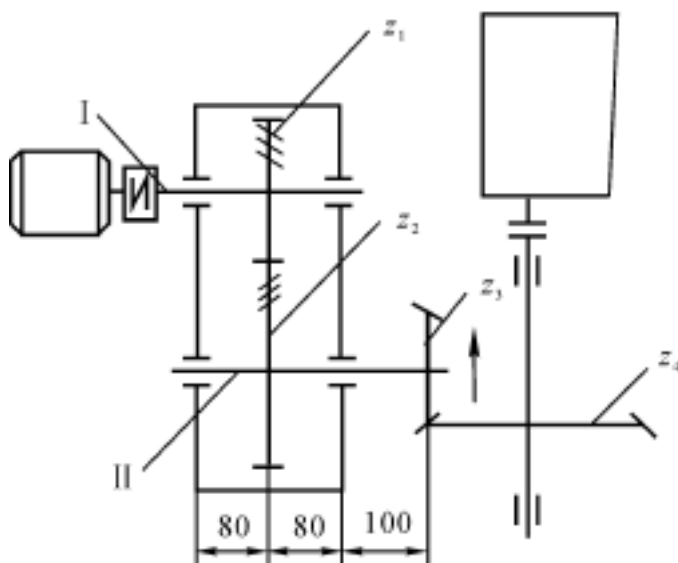


图 14.9 题 14-9 图

14-11 与直径 75 mm 实心轴等扭转强度的空心轴, 其外径 $d = 850$ mm, 设两轴材料相同, 试求该空心轴的内径 d 和减轻重量的百分率。

解 (1) 求该空心轴的内径 d :

空心轴的抗扭截面模量为

$$W_{T1} = \frac{d_0^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{d_0} \right)^4 \right] = \frac{\times 85^3}{16} \times \left[1 - \left(\frac{d}{85} \right)^4 \right]$$

实心轴的抗扭截面模量为

$$W_{T2} = \frac{3}{16} = \frac{1}{16} \times 75^3$$

令 $W_{T1} = W_{T2}$, 即

$$\frac{\times 85^3}{16} \times \left[1 - \left(\frac{d}{85} \right)^4 \right] = \frac{1}{16} \times 75^3$$

解得

$$d = 63.580 \text{ mm}$$

圆整后取 $d = 63 \text{ mm}$ 。

(2) 计算减轻重量的百分率:

$$\text{实心轴质量} = \text{密度} \times \text{体积} = \frac{1}{4} \pi h = 5625 \frac{h}{4}$$

$$\text{空心轴质量} = \frac{1}{4} \pi (d^2 - d_0^2) h = \frac{1}{4} \pi (85^2 - 63^2) h = 3256 \frac{h}{4}$$

空心轴减轻重量的百分率为 42.12%。

14.5 学习效果测试题及答案

14.5.1 学习效果测试题

14-1 选择题

(1) 工作时承受弯矩并传递转矩的轴,称为()。

- A. 心轴 B. 转轴 C. 传动轴

(2) 工作时只承受弯矩,不传递转矩的轴,称为()。

- A. 心轴 B. 转轴 C. 传动轴

(3) 工作时以传递转矩为主,不承受弯矩或弯矩很小的轴,称为()。

- A. 心轴 B. 转轴 C. 传动轴

(4) 轴环的用途是()。

- A. 作为轴加工时的定位面 B. 提高轴的强度
C. 提高轴的刚度 D. 使轴上零件获得轴向定位

(5) 在轴的初步计算中,轴的直径是按()初步确定的。

- A. 抗弯强度 B. 扭转强度
C. 复合强度 D. 轴段上零件的孔径

(6) 用当量弯矩法计算轴的强度时,公式 $M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 中系数 α 是考虑()。

- A. 计算公式不准确 B. 材料抗弯与抗扭的性质不同
C. 载荷计算不精确 D. 转矩和弯矩的循环性质不同

14-2 简答题

(1) 轴的常用材料有哪些?各适用于何种场合?如何选择?

(2) 轴结构设计的主要内容有哪些?

(3) 轴的强度计算方法有哪几种?它们各适用于何种情况?

(4) 什么是轴的临界转速?

14-3 试找出图 14.10 所示齿轮轴系结构的错误,并改正。图中轴承用脂润滑。

14-4 已知一传动轴直径 $d = 32 \text{ mm}$,转速 $n = 900 \text{ r/min}$,如果轴上的扭转切应力不超过 70 MPa ,问该轴能传递多少功率?

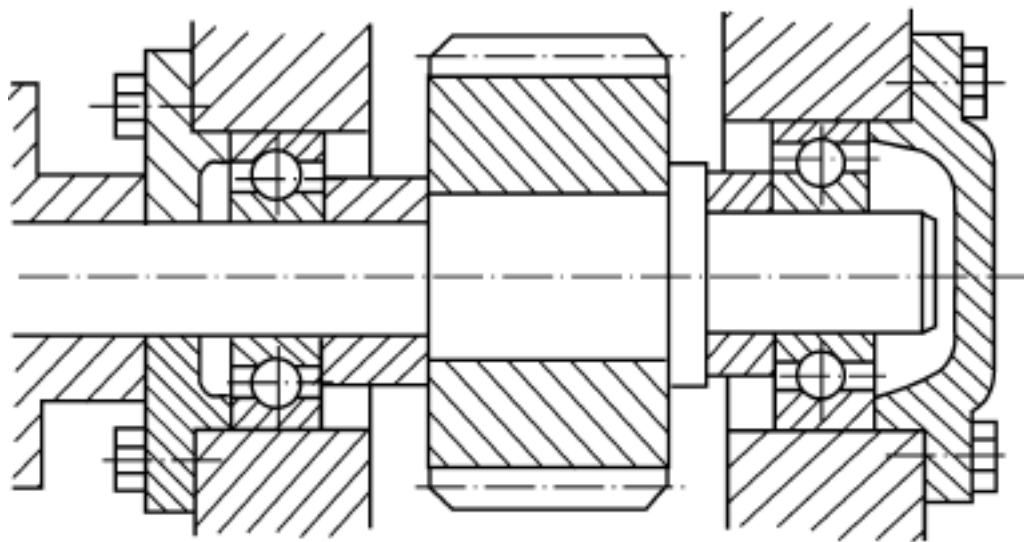


图 14 .10 测 14 - 3 图

14 5 2 参考答案

14 - 1 (1) B (2) A (3) C (4) D (5) B (6) D

14 - 2 (略)

14 - 3 (1) 该齿轮轴系结构存在以下几方面错误:

1) 轴上零件的固定与定位方面: 联轴器轴向未定位, 周向未固定; 齿轮周向未固定; 套筒对齿轮的轴向固定不可靠。

2) 转动件与静止件的关系方面: 联轴器与轴承盖接触; 轴与轴承透盖接触。

3) 零件的结构工艺性方面: 箱体两端面与轴承盖接触处无凸台, 使端面加工面积过大; 轴承盖外端面加工面积过大; 轴承盖上缺转角槽; 轴的两端均伸出过长, 增加了加工和装配长度。

4) 装拆与调整方面: 轴上还缺台阶, 轴承装配不方便; 套筒过高, 轴承无法拆卸; 箱体两端面与轴承盖间缺少调整垫片, 无法调整轴承间隙; 图 14 .10 所示为整体式箱体, 不便轴系装拆。

5) 润滑与密封方面: 轴与轴承透盖间缺密封措施; 缺挡油环。

(2) 改正后如图 14 .11 所示。

14 - 4 43.2 kW。

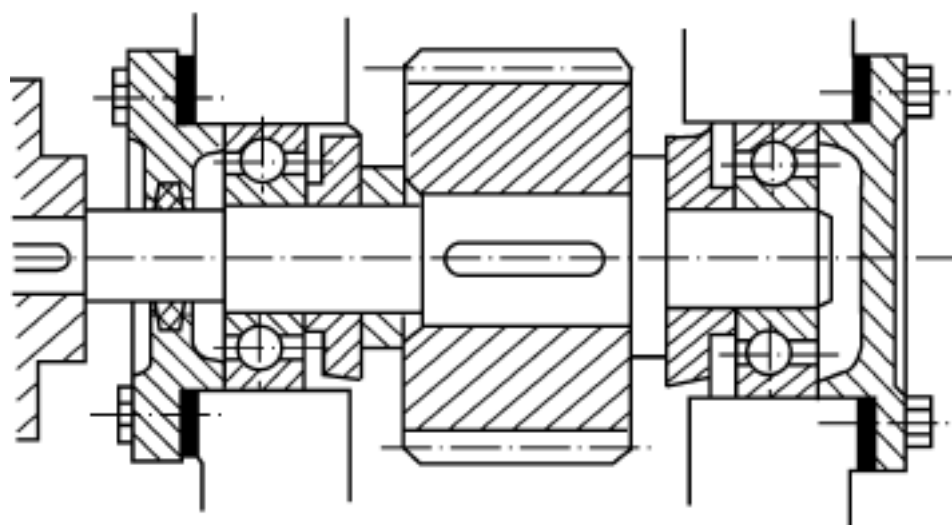


图 14 .11 测 14 -3 解图

第 15 章 滑动轴承

15.1 重点内容提要

15.1.1 教学基本要求

- (1) 了解摩擦状态的类型,理解滑动轴承可能的工作状态和特点。
- (2) 掌握剖分式向心滑动轴承和推力轴承的典型结构特点。
- (3) 了解轴瓦常用材料、润滑剂的类型及性能指标。
- (4) 掌握非液体摩擦滑动轴承的失效形式及设计计算。
- (5) 掌握液体动压的形成机理、必备条件,了解动压润滑的基本方程。
- (6) 了解动压多油楔轴承和静压轴承。

15.1.2 滑动轴承概述

轴承的主要作用是支承轴及轴上零件,并保证轴的旋转精度,减少轴与支承之间的摩擦和磨损。

轴承按摩擦性质不同可分为滑动轴承和滚动轴承。

1. 滑动轴承的特点

滑动轴承主要用于高速、重载、有较大冲击载荷或对轴的旋转精度要求特别高的机器中。在要求采用剖分式结构的场合,也必须用滑动轴承。

2. 滑动轴承的类型

按承受载荷的不同可分为向心轴承和推力轴承。向心轴承主要承受径向载荷,推力轴承只能承受轴向载荷。如将向心轴承和推力轴承组合设计在轴的一个支点或设计成圆锥面形状,既可承受径向载荷,又可承受轴向载荷。

按轴承工作时的摩擦状态或润滑状态,可以分为液体摩擦滑动轴承和非液体摩擦滑动轴承。液体摩擦滑动轴承根据油膜形成原理的不同,又可分为: 液

体动压轴承；液体静压轴承。非液体摩擦滑动轴承的摩擦表面处于边界摩擦或混合摩擦状态。

15.1.3 摩擦状态

根据相对运动表面之间的摩擦状态或润滑状态，摩擦分为以下四种（见图 15.1）：

（1）干摩擦。两摩擦表面间不加任何润滑剂而直接接触时的摩擦，称为干摩擦。干摩擦时，摩擦因数 $f = 0.3 \sim 1.5$ ，磨损严重，引起发热甚至烧毁轴瓦，在滑动轴承中不允许出现干摩擦。

（2）边界摩擦。两摩擦表面被吸附在表面的边界油膜隔开，两表面微观高峰部分之间的相互搓削引起的摩擦，称为边界摩擦，又称为边界润滑。边界摩擦不能完全避免表面之间的直接接触，仍有磨损，但其摩擦性质也不取决于液体黏度。摩擦因数一般为 $f = 0.1 \sim 0.3$ 。

（3）液体摩擦。两摩擦表面被一层液体完全隔开，摩擦性质取决于液体内部分子之间黏性阻力的摩擦，称为液体摩擦，又称为液体润滑。摩擦因数很小，处在 $f = 0.001 \sim 0.01$ 之间，显著地减少了摩擦和磨损。

（4）混合摩擦。在实际使用中，两摩擦表面处于干摩擦、边界摩擦、液体摩擦的混合状态，称为混合摩擦，也称非液体摩擦，又称为混合润滑。在混合摩擦状态下，摩擦因数一般为 $f = 0.01 \sim 0.1$ 。

边界摩擦、混合摩擦和液体摩擦都必须在一定条件下才能实现。机械运动副中，最理想的情况是液体摩擦，边界摩擦和混合摩擦是为最低要求，应当避免的是干摩擦。

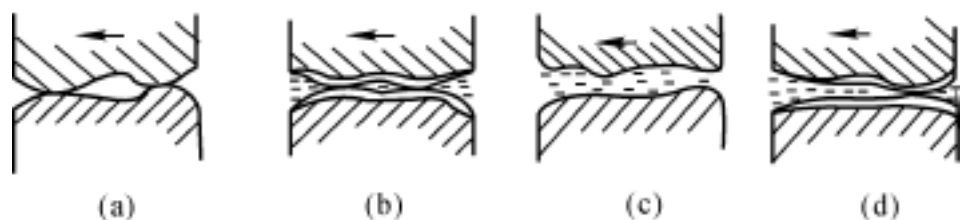


图 15.1

15.1.4 滑动轴承的结构特点

滑动轴承按照承受载荷方向的不同可分为两类：向心滑动轴承、推力滑动轴承。

1. 向心滑动轴承(又称径向滑动轴承)

向心滑动轴承主要承受径向载荷。最常用的结构形式为整体式和剖分式。

剖分式滑动轴承主要由四部分组成:轴承座、轴承盖、轴瓦和联接螺栓。剖分面总是开在垂直或接近垂直载荷方向。当载荷垂直向下或略有偏斜时,剖分面为水平方向。若载荷方向有较大偏斜时,剖分面也斜着布置,一般倾斜为 45° 。轴承盖与轴承座在剖分面的接合处做出阶梯形榫口,便于安装时对中。轴承盖 upper 端制有螺纹孔,用以安装油杯或油管。轴瓦与轴颈直接接触,由上、下两半轴瓦组成。轴瓦在非承载区开有油孔以便导入润滑油,轴瓦内表面开有油沟,以利于输导润滑油均匀分布在整個轴颈上,但油沟不得开到端部,以避免润滑油的泄漏。油沟形式有一字形、 \times 字形和王字形等。轴瓦宽度 B 由宽径比 B/d 确定,非液体润滑时 $B/d = 0.5 \sim 1$,液体润滑时 $B/d = 0.8 \sim 1.5$ 。

大型液体润滑的滑动轴承,润滑油也可从两侧导入,一侧油导入形成动压油膜,另一侧油导入进行冷却。

2. 推力滑动轴承

推力滑动轴承只能用来承受轴向载荷。

推力滑动轴承可分为:普通推力轴承和液体动压推力轴承。普通推力轴承工作时处于非液体摩擦状态。液体动压推力轴承性能好,但结构复杂。在轴承的止推面上按若干块扇形面积制出楔形,轴按一定方向转动时,就在止推面上形成动压油膜。楔形倾角固定不变的称为固定式推力轴承;楔形倾角随载荷、转速的改变可自行调整的称为可倾式推力轴承。

15.1.5 轴瓦和轴承衬的材料

滑动轴承的轴承盖和轴承座一般用铸铁制作,对于不重要的轴承,可以不使用轴瓦,直接在机体上加工出轴承孔。当对摩擦表面要求较高时,就应安装轴瓦。采用轴瓦可节约贵重的轴承材料,便于维修。

对轴瓦材料性能的要求: 摩擦因数小; 导热性好,热膨胀系数小; 耐磨、耐蚀、抗胶合能力强; 具有足够的强度和可塑性。

同时满足上述要求的材料几乎没有,只能针对轴承的主要工作要求选用适宜的轴承材料。较常用的方法是将两种不同金属材料用浇铸或压合工艺制成轴瓦。黏附在轴瓦基体上的薄层金属材料称为轴承衬。

常用的轴瓦和轴承衬材料有以下几种:

(1) 轴承合金(又称巴氏合金或白合金)。锡铋轴承合金($ZSnSb11Cu6$): 摩

擦因数小、耐蚀性好、抗胶合能力强,但熔点低、机械强度较差、价格贵。常用于高速、重载的轴承。

铅铋轴承合金(ZPbSb16Sn16Cu2):性能同锡铋轴承合金,但性脆,用于中速、中载的轴承。

(2) 青铜。强度高,承载能力大,耐磨性和导热性能优良;缺点是塑性差,不易跑合。锡青铜(ZCuSn10P1)用于中速重载,铅青铜(ZCuSn5Pb5Zn5)用于中速中载,铝青铜(ZCuAl10Fe3)用于低速重载。

(3) 其他材料。灰铸铁或耐磨铸铁可用于不重要或低速轻载的轴承。还可采用粉末冶金法做成的轴承、以及非金属材料(如橡胶、塑料)轴承等。

15.1.6 轴承的润滑

轴承润滑的目的在于降低摩擦功耗、减少磨损,同时还起到冷却、吸振、防锈等作用。

1. 润滑剂

(1) 润滑油。主要是矿物油、动植物油、合成油等,但矿物油应用最多。选择润滑油的主要指标是黏度,它是指润滑油抵抗剪切变形的能力,反映了液体流动时内摩擦阻力的大小。黏度愈大,内摩擦阻力愈大,液体流动性愈差,黏度分动力黏度和运动黏度,它们之间的关系是

$$\eta = \rho \nu \quad (15.1)$$

式中, ρ 为液体的密度。

我国石油产品用运动黏度标定的。

润滑油的黏度随着温度的升高而降低,随着压力的增大而增大。选择润滑油时,要考虑的因素有:速度、载荷和工作情况等。载荷大、温度高的轴承选用黏度大的润滑油;载荷小、速度高的轴承选用黏度较小的润滑油。

(2) 润滑脂(俗称黄油)。它是由润滑油和稠化剂混合而成。多用于加油困难、低速、重载、有冲击载荷的轴承中,它的物理化学性能不如润滑油稳定,但密封简单,不需经常添加,不易流失,其应用范围仅次于润滑油。钙基润滑脂不耐温耐水,钠基润滑脂耐温不耐水。选用润滑脂的性能指标是锥入度和滴点。

(3) 固体润滑剂。如石墨、二硫化钼等。

2. 润滑装置

滑动轴承的给油方法主要是用油杯供油,如添加润滑油的针阀式油杯,添

加润滑脂的旋盖式油杯等。最完善的方式是用油泵循环供油。

15.1.7 非液体摩擦滑动轴承的计算

非液体摩擦滑动轴承的摩擦表面处于边界摩擦和混合摩擦状态。主要失效形式是磨料磨损或胶合。其设计计算准则是保证边界油膜不破坏,尽量减少轴承材料的磨损。目前主要采用有条件性计算: 限制压强 $p \leq [p]$, 以保证润滑油不被过大的压力挤出, 避免轴承产生过度磨损; 限制压强和轴颈线速度的乘积 $p v \leq [p v]$, 防止轴承发热过度, 引起边界润滑膜的破裂。 $p v$ 值概略地表征了轴承的发热因素, $p v$ 值越大, 轴承温度越高, 边界油膜越容易破裂或发生胶合。

15.1.8 液体动压润滑的基本原理

1. 动压润滑形成原理

借助相对运动而在轴承间隙中形成动压油膜的润滑方法称为动压润滑。形成动压油膜的必要条件有三个: 两工作表面必须形成楔形空间; 两工作表面间必须连续充满润滑油或其他黏性液体; 两工作表面必须有相对运动, 且运动方向必须保证润滑油从大端流入, 小端流出。

动压油膜形成机理如图 15.2 所示。大端间隙大, 速度呈内凹, 小端间隙小, 速度呈外凸, 说明虽然流过各截面的液体流量相同, 但速度不等, 中间必有一截面, 其速度呈三角形分布, 此处形成的液体压力也是最大的 p_{\max} 。对于一定的外载荷 F , 必须有一定的速度 v 、黏度 η 和间隙相匹配。

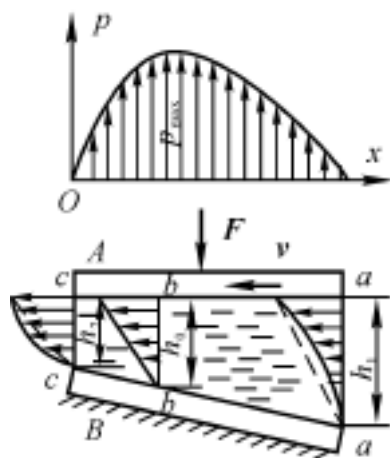


图 15.2

向心滑动轴承形成动压油膜的过程如图 15.3 所示。静止时(见图 15.3(a)),轴颈沉在底部,轴颈与轴承孔形成楔形空间。刚起动时(见图 15.3(b)),因轴颈与轴承孔之间的滑动摩擦,轴径沿轴承孔内壁向上爬。随着转速的增加(见图 15.3(c)),楔形空间内形成的油膜压力将轴颈抬起,而与轴承孔内表面脱离。最后稳定运转时(见图 15.3(d)),油膜内各点的压力垂直分力与外载荷平衡,左右分力相互抵消,轴颈稳定旋转。

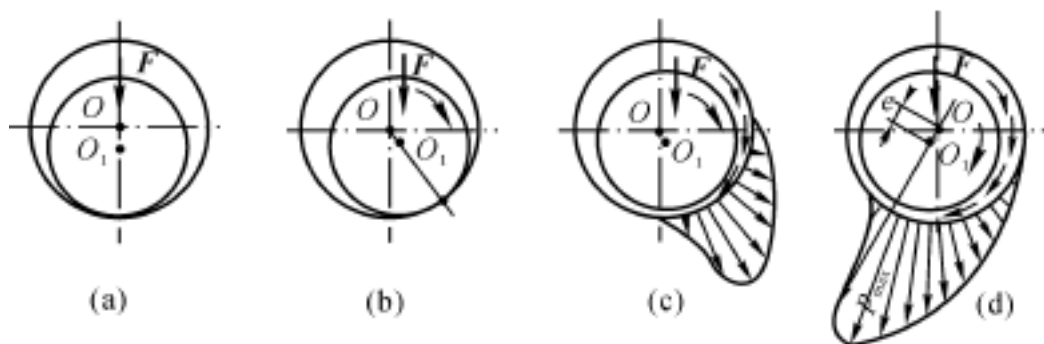


图 15.3

轴颈处于稳定旋转时,轴颈的中心与轴承中心不重合,有一定的偏心距 e ,并随着转速的提高,偏心距 e 越小,但永远不会为零。

2. 动压润滑的基本方程

液体动压润滑的基本方程,由水力学家雷诺于 1886 年导出,也称一维雷诺方程。描述了两平板间油膜压力 p 的变化与润滑油的黏度、相对运动速度 v 、油膜厚度 h 之间的关系(见图 15.2),即

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta v \frac{h_0 - h}{h^3} \quad (15.2)$$

式中, h_0 为 $\frac{dp}{dx} = 0$ 处的油膜厚度,此处的油膜压力 p 最大。

利用上式,可求出油膜中各点的油膜压力 p ,全部油膜压力之和即为油膜承载能力 P 。在正常工作情况下,油膜承载能力 P 应与外载荷 F 相平衡。

15.1.9 液体动压多油楔轴承简介

多油楔滑动轴承是相对于圆轴承形成的单油楔而言的。多油楔可形成多个动压油膜,以提高轴承的工作稳定性和旋转精度。

(1) 椭圆轴承:工作中形成上下两个动压油膜,稳定性好,但摩擦损耗大、供

油量大、承载能力降低。

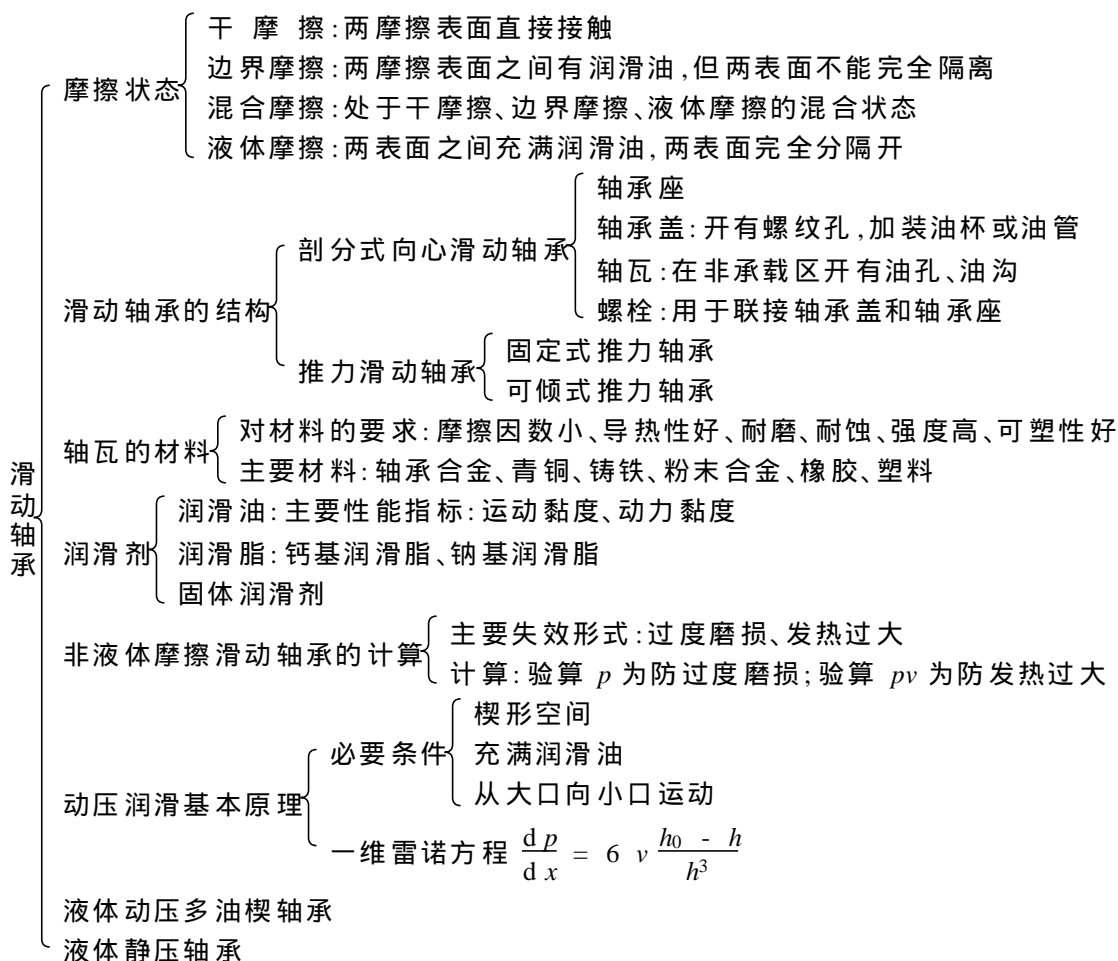
(2) 固定式三油楔轴承: 工作中形成三个动压油膜, 稳定性好, 旋转精度高, 但磨擦损耗大、油耗大、承载力低, 只能单方向回转。

(3) 可倾式多油楔轴承: 随着运转条件的改变, 轴瓦可自行倾斜, 处于最佳工作状态。其稳定性、旋转精度和抗振性好, 但制造、调试困难。

15.1.10 液体静压轴承简介

液体静压轴承是依靠一套给油装置, 将高压油压入轴承的间隙中, 强制形成油膜, 保证轴承在液体摩擦状态下工作。油膜的形成主要取决于油泵的给油压力, 而与相对滑动速度无关。设计合理, 可达到很高的旋转精度, 但需附加一套给油装置, 油路中关键部件是节流器的选用。

15.2 重点知识结构图



15.3 考点及常见题型精解

15.3.1 本章考点

本章重点是滑动轴承的类型、特点、结构及应用场合,并对非液体摩擦滑动轴承进行了较详细的讲解,对动压润滑理论和静压轴承只作了简单的介绍。本章多以填空、判断、简答等题型出现,计算中多集中在非液体摩擦滑动轴承的设计计算。考点主要如下:

- (1) 摩擦状态的类型、特点。
- (2) 滑动轴承的典型结构。
- (3) 轴瓦的结构、材料的选用。
- (4) 非液体摩擦滑动轴承的失效形式、设计计算。
- (5) 润滑剂的类型及主要性能指标。
- (6) 动压润滑形成的必要条件。
- (7) 向心滑动轴承形成动压油膜的过程。

15.3.2 常见题型精解

例 15.1 滑动轴承有什么特点,适用于何种场合?

答 滑动轴承按摩擦状态分为两类:

(1) 非液体摩擦滑动轴承:结构简单、成本低,但因是混合摩擦或边界摩擦,其摩擦大、磨损大、效率低。适用于轻载、低速、不重要的场合。

(2) 液体摩擦滑动轴承:设计、制造、调整、维护要求高,成本高,但因是液体摩擦,摩擦小、效率高、转动精度高、工作平稳、可减振缓冲。适用于重载、高速、高精度的场合。

【评注】 两类不同的滑动轴承其特点和应用场合完全不同。

例 15.2 轴瓦上开设油孔和油沟的原则是什么?

答 油孔和油沟不得开在轴瓦的承载区,以免降低油膜的承载能力。油沟的轴向长度应比轴瓦的长度短,不能沿轴向完全开通到轴瓦端部,以免润滑油从轴瓦两端大量泄漏流失,影响承载能力。

例 15.3 试用一维雷诺方程解释形成动压润滑的必要条件:

$$\frac{dp}{dx} = 6\eta v \frac{h_0 - h}{h^3}$$

答 (1) 两表面之间必须形成楔形空间,使 $h - h_0 \neq 0$,若两表面平行,则 $h - h_0 = 0$, $\frac{dp}{dx} = 0$,表示不能产生液体压力。

(2) 两表面之间必须有一定的相对滑动速度, $v \neq 0$,且随着相对速度的增高,形成的动压成比例增加。

(3) 楔形空间中必须连续充满一定黏度的润滑油,若 η 不够大,或不能连续供油,难以形成全膜润滑。

例 15.4 如图 15.4 所示,试判断下列推力轴承中,是否能形成液体动压油膜?

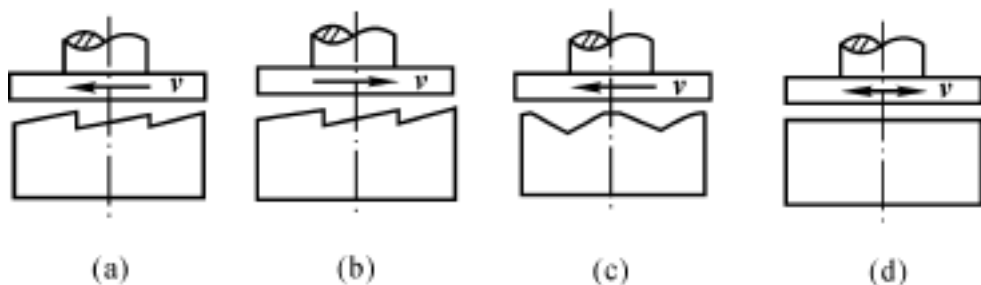


图 15.4

答 图(a) 不能;图(b) 能;图(c) 能,并可实现双向转动;图(d) 不能,只是一般的非液体摩擦推力轴承。

【评注】 判别准则是:只要看摩擦表面的运动是否将润滑油由大口带向小口,若是,则能产生液体动压油膜,否则不能。

例 15.5 有一非液体摩擦向心滑动轴承,已知轴颈直径为 $d = 100 \text{ mm}$,轴瓦宽径比 $B/d = 1.5$,轴的转速为 $n = 500 \text{ r/min}$,轴承材料的 $[p] = 5 \text{ MPa}$, $[pv] = 10 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$,试问它允许承受多大的径向载荷?

解 (1) 轴瓦宽度

$$B = 1.5d = 1.5 \times 100 = 150 \text{ mm}$$

(2) 由压强 p 确定径向载荷,即

$$p = \frac{F}{Bd} \quad [p]$$

$$F = Bd[p] = 150 \times 100 \times 5 = 75\,000 \text{ N} = 75 \text{ kN}$$

(3) 由 p 值确定径向载荷,即

$$pv = \frac{F n}{60 \times 1\,000 B} \quad [pv]$$

$$F = \frac{60 \times 1\,000 B [pv]}{n} = \frac{60 \times 1\,000 \times 150 \times 10}{3.14 \times 500} = 57\,324 \text{ N} = 57.3 \text{ kN}$$

轴承的主要承载能力由 pv 值确定,其最大径向载荷为 $F = 57.3 \text{ kN}$ 。

15.4 课后习题详解

15-1 滑动轴承的摩擦状态有几种?各有什么特点?

答 滑动轴承按摩擦状态分为两种:液体摩擦滑动轴承和非液体摩擦滑动轴承。

液体摩擦滑动轴承:两摩擦表面完全被液体层隔开,摩擦性质取决于液体分子间的黏性阻力。根据油膜形成机理的不同可分为液体动压轴承和液体静压轴承。

非液体摩擦滑动轴承:两摩擦表面处于边界摩擦或混合摩擦状态,两表面间有润滑油,但不足以将两表面完全隔离,其微观凸峰之间仍相互搓削而产生磨损。

15-2 校核铸件清理滚筒上的一对滑动轴承。已知装载量加自重为 $18\,000 \text{ N}$,转速为 40 r/min ,两端轴颈的直径为 120 mm ,轴瓦宽径比为 1.2 ,材料为锡青铜 ZCuSn5Pb5Zn5 ,润滑脂润滑。

解 (1) 滑动轴承上的径向载荷为

$$F = \frac{W}{2} = \frac{18\,000}{2} = 9\,000 \text{ N}$$

(2) 轴瓦宽度为

$$B = 1.2d = 1.2 \times 120 = 144 \text{ mm}$$

(3) 查许用值。查教材中表 15-1 知,锡青铜的 $[p] = 8 \text{ MPa}$, $[pv] = 15 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

(4) 验算压强,即

$$p = \frac{F}{Bd} = \frac{9\,000}{144 \times 120} = 0.52 \text{ MPa} \quad [p]$$

(5) 验算 pv 值,即

$$pv = \frac{F}{Bd} \frac{dn}{60 \times 1\,000} = \frac{3.14 \times 9\,000 \times 40}{144 \times 60 \times 1\,000} = 0.13 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} < [pv]$$

15-3 有一非液体摩擦向心滑动轴承,已知轴颈直径为 100 mm,轴瓦宽度为 100 mm,轴的转速为 1 200 r/min,轴承材料为 ZCuSn10P1,试问它允许承受多大的径向载荷?

解 (1) 查许用值。查教材中表 15-1 知,铸锡青铜 ZCuSn10P1 的

$$[p] = 15 \text{ MPa}, [pv] = 15 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

(2) 由压强 p 确定径向载荷,即

$$p = \frac{F}{Bd} \quad [p]$$

$$F = Bd[p] = 100 \times 100 \times 15 = 150\,000 \text{ N} = 150 \text{ kN}$$

(3) 由 p_v 值确定径向载荷,即

$$pv = \frac{F n}{60 \times 1\,000 B} \quad [pv]$$

$$F = \frac{60 \times 1\,000 B [pv]}{n} = \frac{60 \times 1\,000 \times 100 \times 15}{3.14 \times 1\,200} = 23\,885 \text{ N} = 23.9 \text{ kN}$$

轴承的主要承载能力由 p_v 值确定,其最大径向载荷为 $F = 23.9 \text{ kN}$ 。

15-4 试设计某轻纺机械一转轴上的非液体摩擦向心滑动轴承。已知轴颈直径为 55 mm,轴瓦宽度为 44 mm,轴颈的径向载荷为 24 200 N,轴的转速为 300 r/min。

解 (1) 压强 p 为

$$p = \frac{F}{Bd} = \frac{24\,200}{44 \times 55} = 10 \text{ MPa}$$

(2) p_v 值为

$$pv = \frac{F}{Bd} \frac{dn}{60 \times 1\,000} = \frac{3.14 \times 24\,200 \times 300}{44 \times 60 \times 1\,000} = 8.64 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

查教材中表 15-1 知,可选用铸铝青铜 ZCuAl10Fe3 的 $[p] = 15 \text{ MPa}$, $[pv] = 12 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

15-5 一向心滑动轴承,轴颈角速度为 ω ,直径为 d ,相对间隙为 ψ ($\psi = \delta/d$, δ 为直径间隙)。假定工作时轴颈与轴承同心,间隙内充满油,油的黏度为 η ,轴瓦宽度为 B 。试证明油作用在轴颈上的阻力矩为

$$T_f = \frac{\eta^2 B}{2} \cdot \omega$$

证明 液体内部摩擦切应力 τ 、液体动力黏度 η 和速度梯度之间有如下关系:

$$= \frac{du}{dy}$$

轴颈的线速度为 u , 半径间隙为 $\delta/2$, 则

速度梯度为
$$\frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta/2} = \frac{2u}{\delta}$$

摩擦阻力为
$$F_f = \mu A = \mu \frac{2u}{\delta} dB$$

摩擦阻力矩为
$$T_f = \frac{F_f d}{2} = \mu \frac{d^2 B}{2} \frac{u}{\delta}$$

将 $u = \frac{d}{2} \omega$, $\delta = d$ 代入上式, 得

$$T_f = \mu \frac{d^2 B}{2} \frac{d}{d} \omega = \frac{\mu d^2 B}{2} \omega$$

15.5 学习效果测试题及答案

15.5.1 学习效果测试题

15-1 填空题

- (1) 滑动轴承的润滑剂通常有: _____、_____、_____。
- (2) 润滑油在温度升高时, 内摩擦力将_____。
- (3) 非液体摩擦滑动轴承计算中, 验算压强 p 是为了防止过度_____, 验算 p_v 是为了防止过度_____。
- (4) 两相对滑动的摩擦表面间依靠吸附油膜进行润滑称为_____。

15-2 简答题

- (1) 滑动轴承对轴瓦材料的主要要求及常用材料。
- (2) 非液体摩擦滑动轴承的失效形式是什么? 它的计算准则是什么?

15.5.2 参考答案

15-1 (1) 润滑油, 润滑脂, 固体润滑剂

(2) 减小

(3) 磨损, 发热

(4) 边界润滑

15-2 (1) 对材料的要求是:磨擦因数小;导热性好,热膨胀系数小;耐磨、抗振,抗胶合能力强;足够的机械强度和可塑性好。

常用的材料为轴承合金、青铜、粉末冶金材料、灰铸铁、耐磨铸铁、非金属材料(橡胶、塑料等)。

(2) 非液体摩擦滑动轴承的失效形式为:过度磨损,发热过大。

计算准则为:验算轴承的压强 p ;验算轴承的 pv 值。

限制 p 是保证润滑油不被过大的压力所挤出,轴瓦不致产生过度磨损;限制 pv 值是限制发热量不致过大,因为过高的温度容易引起边界油膜的破坏。

第 16 章 滚动轴承

16.1 重点内容提要

16.1.1 教学基本要求

滚动轴承是重要的轴系零件之一,是由专门厂家生产的标准零件。在设计中主要解决两个问题:一是根据工作条件选择出合适的轴承型号;二是进行滚动轴承的组合设计。教学基本要求如下:

- (1) 掌握滚动轴承的基本构造及其特点。
- (2) 掌握滚动轴承的类型及类型的选择。
- (3) 掌握滚动轴承基本代号和精度等级代号。
- (4) 了解滚动轴承的失效形式及设计准则。
- (5) 掌握滚动轴承的寿命、基本额定寿命、基本额定动载荷、当量动载荷等概念。
- (6) 掌握滚动轴承的寿命计算。
- (7) 理解滚动轴承的组合设计。

本章的重点是滚动轴承的基本代号、类型选择、寿命计算和组合设计。难点是角接触轴承的轴向载荷的计算和当量动载荷的计算。

16.1.2 滚动轴承的构造及特点

1. 滚动轴承的构造

滚动轴承一般是由内圈、外圈、滚动体和保持架四个部分组成。通常情况下,内圈装在轴颈上与轴一起转动,外圈装在轴承座内不动。内外圈相对转动时,滚动体在内外圈形成的滚道内滚动。保持架的作用是把滚动体彼此均匀地分隔开,以减小滚动体的摩擦和磨损。

2. 滚动轴承的材料

滚动体与内外圈的材料均采用强度高、耐磨性好的含铬合金钢制造,如 GCr15SiMn(G 表示专用的滚动轴承钢),经淬火后表面硬度可达 $60 \sim 65\text{HRC}$,工作表面须经磨削和抛光。保持架多用低碳钢冲压制成,也可采用铜合金或塑料制造。

3. 滚动轴承的特点

与滑动轴承相比,滚动轴承的主要优点是:摩擦阻力小、起动灵活、效率高、润滑简便和易于互换等。

其缺点是:抗冲击能力差,高速时有噪声,工作寿命不及液体摩擦滑动轴承。

16.1.3 滚动轴承的基本类型和特点

1. 基本概念

(1) 接触角:滚动体与外圈接触处的法线与垂直于轴承轴心线的平面之间的夹角称为公称接触角,简称接触角。如图 16.1 所示,接触角是滚动轴承的一个重要参数,其值在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 之间。接触角越大,其承受轴向载荷的能力越强。

(2) 角偏差:轴承内外圈中心线之间的偏倾角称为角偏差。由于安装误差或轴的变形易引起内外圈的相对倾斜。

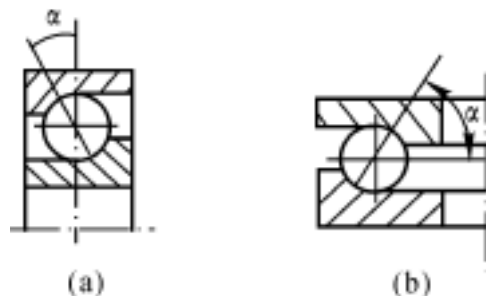


图 16.1

2. 滚动轴承的类型

滚动轴承的类型很多,可按不同角度进行分类。

(1) 按滚动体的形状可分为球轴承(如深沟球轴承 60000、推力球轴承 50000)和滚子轴承。滚子的形状又有圆柱滚子(如圆柱滚子轴承 N0000、推力圆柱滚子轴承 80000)、圆锥滚子(如圆锥滚子轴承 30000)、球面滚子(如调心滚子轴承)、滚针(如滚针轴承 NA0000)等。

(2) 按接触角 的大小分为向心轴承(0° ~ 45°)和推力轴承(45° ~ 90°)。若再细分,向心轴承又分为径向接触轴承($\alpha = 0^{\circ}$)和角接触向心轴承($0^{\circ} < \alpha < 45^{\circ}$);推力轴承又分为角接触推力轴承($45^{\circ} < \alpha < 90^{\circ}$)和轴向接触轴承($\alpha = 90^{\circ}$)。

滚动轴承的接触角的大小与轴承所能承受载荷的大小及方向有很大关系。

径向接触轴承:主要承受径向载荷,如深沟球轴承 60000、圆柱滚子轴承 N0000、滚针轴承 NA0000;某些径向接触轴承因其结构特点,还可承受较小的轴向载荷,如深沟球轴承 60000。

角接触向心轴承:既可承受径向载荷,又可承受轴向载荷,但主要承受径向载荷,如角接触球轴承 70000、圆锥滚子轴承 30000。

角接触推力轴承:主要承受轴向载荷,也可承受不大的径向载荷,如推力调心滚子轴承。

轴向接触轴承:只能承受轴向载荷,如推力球轴承 50000、推力滚子轴承 80000。

3. 轴承类型的选择

选择滚动轴承的类型时,主要考虑的因素有:载荷特性、转速特性、调心特性、装卸特性、经济特性。

(1) 载荷特性。

1) 载荷的大小。球轴承是点接触,滚子轴承是线接触,所以滚子轴承比球轴承的承载能力要大。当载荷很大或冲击载荷时,宜选用滚子轴承。

2) 载荷的方向。当承受纯径向载荷时,选用径向接触轴承如 60000, N0000 等;承受纯轴向载荷时,选用轴向接触轴承如 50000, 80000 等;同时承受径向载荷和不大的轴向载荷时,可选用角接触向心轴承如 70000, 若轴向载荷很小,也可选用 60000;同时承受径向载荷和较大的轴向载荷可选用圆锥滚子轴承 30000。同时承受径向载荷和很大的轴向载荷时,可采用向心轴承和推力轴承的组合,以便分别承受径向载荷和轴向载荷。

(2) 转速特性。高转速时选用球轴承,低转速时选用滚子轴承。应注意轴承的实际转速不得超过其极限转速。

(3) 调心特性。当安装误差大、轴的跨距大、轴的变形大或多支点支承时,宜选用调心轴承;当要求支承刚度高时,宜选用角接触轴承。滚子轴承对轴线的偏

斜最为敏感,应避免在轴线有偏斜的情况下使用。

(4) 装卸特性。若轴系常被拆卸或为了调整轴承间隙,应选用内外圈可分离的轴承,如 30000, N0000 等。

(5) 经济特性。在满足使用条件的情况下,可优先选用价格低的球轴承。

同一型号的轴承,精度越高,价格越昂贵。

16.1.4 滚动轴承的代号

1. 轴承的代号

国标 GB/T 272—93 规定,滚动轴承的代号由基本代号、前置代号和后置代号三部分构成,如图 16.2 所示。

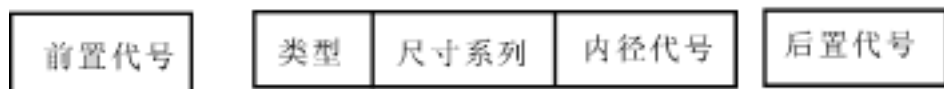


图 16.2

(1) 基本代号是滚动轴承代号的基础。从左起第一位是类型代号,用数字或字母表示。第二位和第三位的组合是尺寸系列,反映了同一内径的轴承其宽度和外径的不同系列。第二位是宽度系列(针对向心轴承,如 0 表示窄,1 表示正常,2 表示宽,3 表示特宽)或高度系列(针对推力轴承,如 1 表示单列,2 表示双列),第三位是外径系列(如 0,1 表示特轻,2 表示轻,3 表示中,4 表示重)。

后两位表示轴承的公称内径。00 表示内径为 10 mm,01 表示内径 12 mm,02 表示 15 mm,03 表示 17 mm,04 ~ 99 表示内径 = 数字 \times 5 mm。

(2) 前置代号和后置代号反映了轴承的结构形状、公差、材料、技术要求等。如角接触球轴承的后置代号就表示其接触角的大小,如 70000B 中的 B 表示接触角 $\alpha = 40^\circ$ 。 p_x 表示公差等级,如 p_6 表示公差等级为 6 级。不标注公差等级时,表示公差等级为最低级,即 0 级。

2. 轴承尺寸选择

轴承的尺寸选择是在轴承类型选择后,确定轴承的型号,主要是确定轴承的公称内径和尺寸系列,此外还包括精度、游隙、配合等,也就是具体确定轴承的型号。

根据轴颈确定轴承的公称内径。根据载荷特性、转速特性及工作环境等确定轴承的尺寸系列。轻窄系列用于轻载高速,重宽系列用于重载低速。

16.1.5 滚动轴承的受力分析及失效形式

1. 滚动轴承的受力分析

滚动轴承在承受通过轴承中心的轴向载荷时,各滚动体所承受的载荷是相等的。径向接触轴承在承受纯径向载荷时,滚动体和转动的套圈承受的是变化的脉动循环接触应力(见图 16.3(a)),固定不动的套圈承受的是稳定的脉动循环接触应力(见图 16.3(b))。角接触轴承即使受到纯径向载荷作用时,也会派生出内部轴向力。

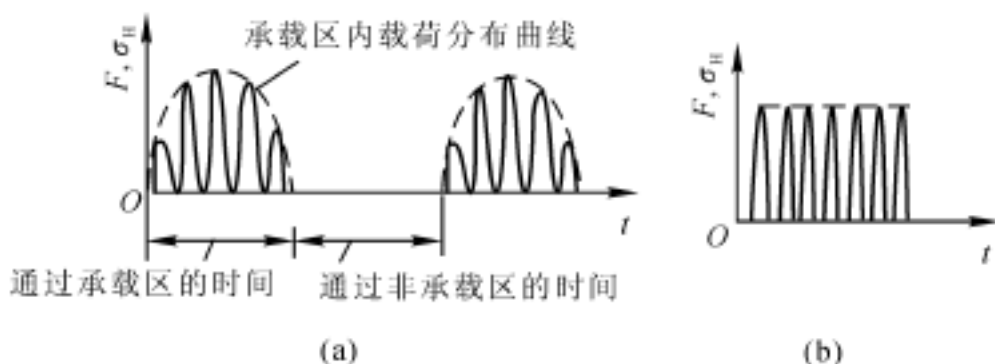


图 16.3

2. 滚动轴承的失效形式

(1) 疲劳点蚀破坏。由于内外圈和滚动体受到周期性变化的接触应力,会在接触表面形成疲劳点蚀。

(2) 永久变形。转速低、重载或冲击载荷下,滚动体和滚道会产生永久变形。此外,润滑不良时还可能引起磨损或胶合失效。

3. 设计准则

(1) 对于一般转速轴承,主要失效形式是疲劳点蚀。应进行疲劳强度计算,即验算轴承的寿命。

(2) 对于静止或低速重载的轴承,主要失效形式是永久塑性变形,应进行静强度计算。

16.1.6 滚动轴承寿命计算

1. 基本概念

寿命:轴承的一个套圈或滚动体出现疲劳点蚀前的总转数,或在一定转速

下的工作小时数,称为轴承的寿命。对于一个具体的轴承,很难预知其确切的寿命。

(1) 基本额定寿命(L 或 L_h)。一组同一型号轴承在同一条件下运转,其可靠度为90%时,能达到或超过的寿命称为基本额定寿命。也可以说,90%的轴承不发生疲劳点蚀前所能达到的寿命。其含义也可理解为:这批轴承能达到基本额定寿命的概率是90%,或者说这批轴承中的任何一个具体轴承达到基本额定寿命的概率是90%。在轴承的设计计算中,用轴承的基本额定寿命作为轴承的寿命指标。其单位为 10^6 r或小时。

(2) 基本额定动载荷 C 。轴承的基本额定寿命为 10^6 r时,轴承所能承受的载荷,称为基本额定动载荷。其值是在实验条件下得到的,可在滚动轴承产品样本或手册中查得。不同型号的轴承,其基本额定动载荷的值不同,它反映了轴承承载能力的大小。对于向心轴承 $C = C_r$,对于推力轴承 $C = C_a$ 。

(3) 当量动载荷 P 。将实际载荷换算成与实验条件相同的载荷,这个换算的假想载荷就是当量动载荷。作用于轴承上的实际载荷必须转换成与确定 C 值的受载条件相同的载荷 P 时,才能确定出实际载荷作用下的轴承寿命。

2. 滚动轴承的寿命计算

滚动轴承的基本额定寿命 L (单位: 10^6 r)、基本额定动载荷 C (单位:N)和当量动载荷 P (单位:N)之间有如下关系:

$$L = \left[\frac{f_T C}{f_P P} \right] 10^6 \text{ r} \quad (16.1)$$

式中, f_T 为寿命系数,对于球轴承 $f_T = 3$,对于滚子轴承 $f_T = 10/3$; f_T 为温度系数; f_P 为载荷系数。

若用小时表示轴承的寿命,其计算式为

$$L = \frac{10^6}{60n} \left[\frac{f_T C}{f_P P} \right] h \quad (16.2)$$

若选定了轴承的预计寿命,可从上式推导出计算值 C ,从而查手册确定轴承的型号,即

$$C = \frac{f_P P}{f_T} \left[\frac{60n}{10^6} L_h \right]^v \quad (\text{N}) \quad (16.3)$$

3. 当量动载荷 P 的计算

当量动载荷计算的实质就是将实际作用于轴承上的载荷 F_r 和 F_a 换算成假

想的当量动载荷 P , 从而为寿命计算打下基础。

当向心轴承(径向接触轴承和角接触向心轴承)只承受有径向载荷 F_r 时, 则

$$P = F_r \quad (16.4)$$

当轴向接触轴承($\alpha = 90^\circ$)只承受轴向载荷 F_a 时, 则

$$P = F_a \quad (16.5)$$

当向心轴承既承受径向载荷 F_r 又承受轴向载荷 F_a 时, 则

$$P = XF_r + YF_a \quad (16.6)$$

X 称为径向动载荷系数; Y 称为轴向动载荷系数。分别反映了径向载荷 F_r 和轴向载荷 F_a 的影响程度。其值的大小可根据判断系数 e 查手册确定。

4. 角接触向心轴承的轴向载荷 F_a 的计算

角接触向心轴承由于接触角的存在, 即使只承受径向载荷 F_r , 也会派生出轴向力 F 。派生轴向力 F 的大小由轴承的结构和径向载荷 F_r 确定, 而与轴上的外部轴向载荷 F_A 无关。

在计算角接触向心轴承的轴向载荷 F_a 时, 却要同时考虑派生轴向力 F 和轴上外部轴向载荷 F_A 。其具体计算步骤如下:

(1) 画轴承组合受力简图。外部轴向载荷 F_A 的方向根据传动零件确定; 径向载荷 F_{r1} , F_{r2} 分别画在轴承的作用点 O_1 和 O_2 处; 派生轴向力 F_1 和 F_2 分别沿着轴线方向由轴承外圈的宽边指向窄边, 如图 16.4 所示。

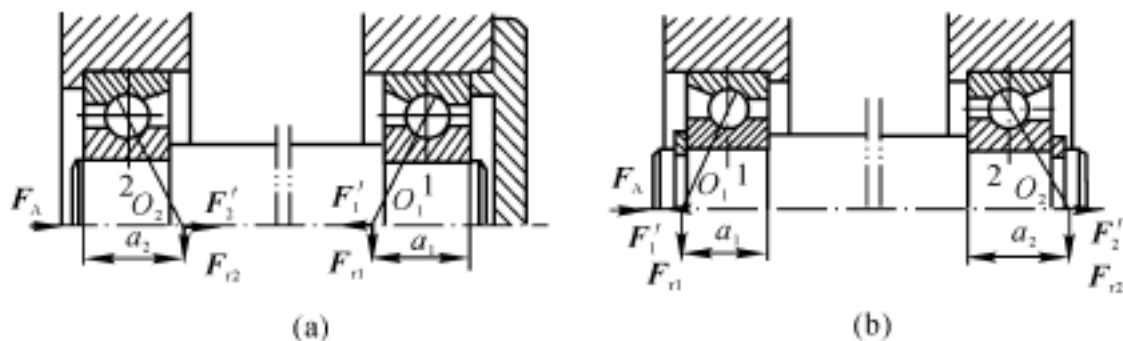


图 16.4

(a) 正装; (b) 反装

(2) 由径向载荷 F_{r1} , F_{r2} 分别计算出两轴承的派生轴向力 F_1 , F_2 的大小。

(3) 判别全部轴向力 F_1 , F_2 和 F_A 的合力的指向, 从而确定放松轴承和压

紧轴承。

首先要搞清楚“正装”和“反装”的概念。两轴承的外圈窄边相对称为“正装”，外圈的宽边相对称为“反装”。对于图 16 4，若 $F_A + F_2 > F_1$ 时，合力指向右端，轴有向右窜动的趋势，轴承 1 被压紧；轴承 2 被放松。若 $F_A + F_2 < F_1$ 时，合力指向左端，轴有向左窜动的趋势，轴承 2 被压紧，轴承 1 被放松。

(4) 被放松的轴承，其轴向力就等于其派生轴向力；被压紧的轴承，其轴向力为外部轴向力和另一轴承的派生轴向力的代数和。

例如，对于图 16 4，若 $F_A + F_2 > F_1$ 时，轴承 2 被放松，其轴向力 $F_{a2} = F_2$ ，轴承 1 被压紧；其轴向力 $F_{a1} = F_A + F_2$ 。若 $F_A + F_2 < F_1$ 时，轴承 1 被放松， $F_{a1} = F_1$ ；轴承 2 被压紧， $F_{a2} = F_1 - F_A$ 。

16.1.7 滚动轴承的润滑和密封

1. 滚动轴承的润滑

滚动轴承润滑的目的是减小摩擦、减轻磨损，并具有吸收振动、降低温度和噪声的作用。

润滑剂的选择可根据速度因素 dn 确定。速度因素 dn 值间接反映了轴颈的圆周速度。当 $dn < (1.5 \sim 2) \times 10^5 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 时，选用脂润滑；超过这一范围时宜采用油润滑。

脂润滑的优点是润滑脂不易流失，一次充填可运转较长时间，且便于密封和维护。

油润滑的优点是摩擦阻力小，并能散热，主要用于转速高或工作温度高的轴承。润滑油的黏度根据速度因素 dn 和工作温度 T 确定。润滑方式有浸油润滑、喷油润滑或喷雾润滑。

2. 滚动轴承的密封

轴承密封的目的是防止外部灰尘、水分进入轴承，阻止润滑剂的流失。密封方式有：接触式密封（如毛毡圈密封）、非接触式密封（如迷宫式密封）、组合式密封（如毛毡圈加迷宫密封）。

16.1.8 滚动轴承的组合设计

轴承的组合设计包括的内容有：轴承的固定、轴承间隙的调整、轴承的配合、轴承的装拆、轴承的润滑和密封等。

1. 轴承的轴向固定

(1) 两端固定。轴上的每个支点限制轴的一个方向的移动,两个支点合起来限制轴的双向移动。它适合于工作温度变化不大的短轴。为了补偿轴因受热而升长,对于深沟球轴承,在轴承外圈端面与轴承盖之间留有间隙 $c = 0.2 \sim 0.3 \text{ mm}$,对于角接触轴承,则调整内、外圈的相对轴向位置,使其留有足够的轴向间隙。

(2) 一端固定、一端游动。两个支点中一个支点双向固定限制轴的两个方向的移动,另一支点作轴向自由游动。适用于温度变化较大的长轴。游动支点若选用的是内外圈不可分离的深沟球轴承,轴承内圈应用轴肩和弹性挡圈固定在轴上,轴承外圈与轴承端盖间留有间隙;游动支点若选用内外圈可分离的圆柱滚子轴承时,内圈与轴颈固定,外圈与轴承座孔固定。

2. 轴承组合的调整

(1) 轴承间隙的调整。靠加减轴承端盖与机体轴承座端面之间的垫片厚度进行调整;通过螺钉调整轴承外圈压盖的位置进行调整。

(2) 轴承的预紧。在一定轴向预紧力的作用下,使可调游隙的轴承内外圈产生相对位移而消除游隙。目的是提高轴的旋转精度和刚度。

(3) 轴承组合位置的调整。目的是使轴上零件具有准确的工作位置。调整方法同间隙的调整。

3. 滚动轴承的配合

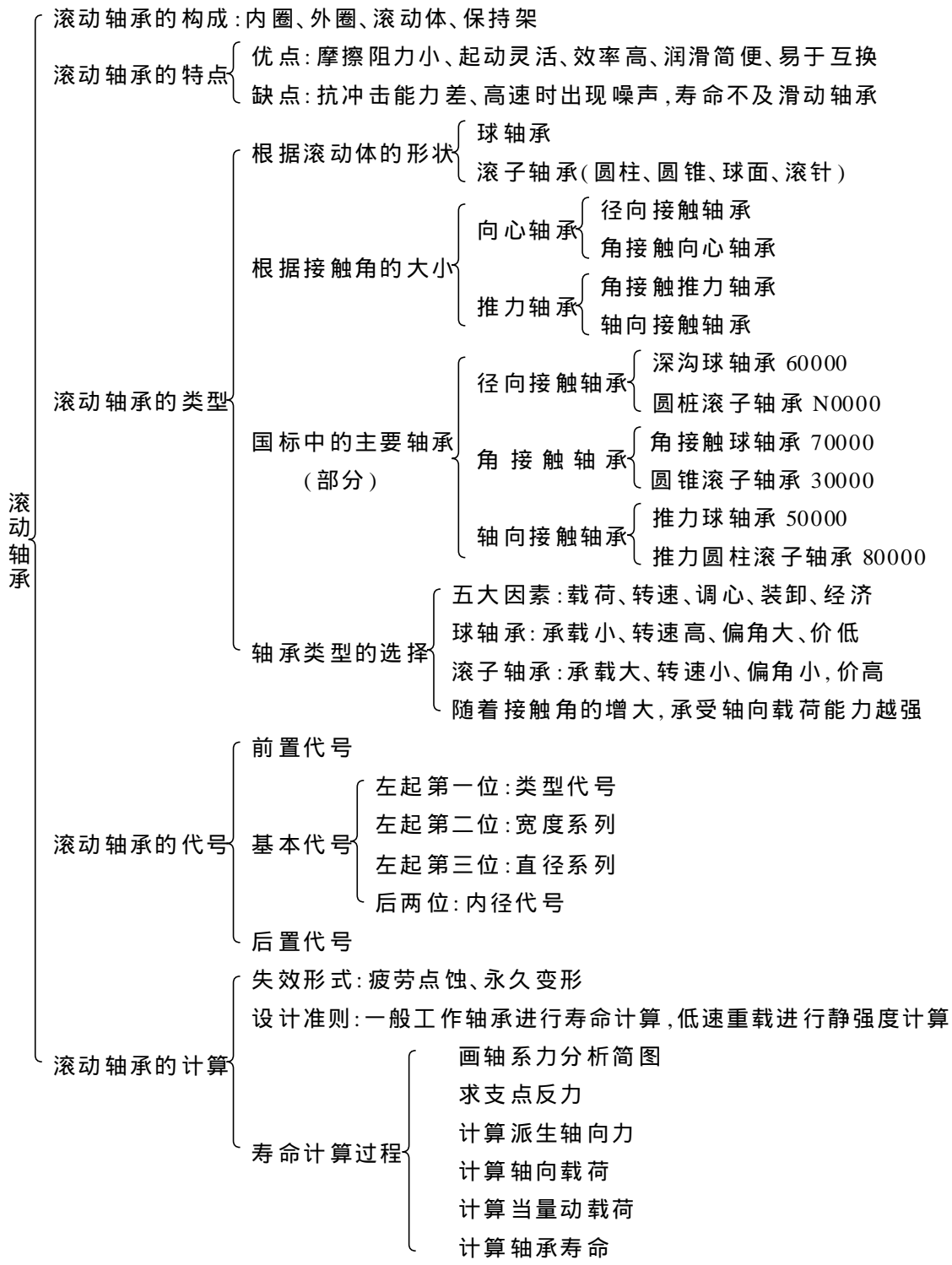
轴承的内圈孔与轴的配合采用基孔制,轴承的外圈与轴承座孔的配合采用基轴制。

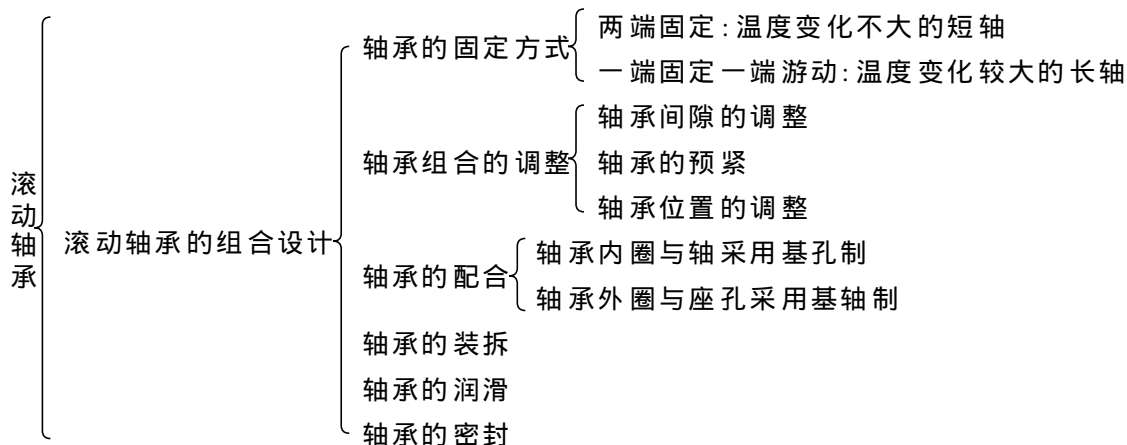
当外载荷方向固定不变时,内圈随轴一起转动,内圈与轴的配合应选具有过盈的过渡配合,外圈与座孔采用较松的过渡配合。游动支承的外圈与座孔采用有间隙的配合。

4. 轴承的装拆

在设计轴承组合时,应考虑轴承的装拆,以免在装拆轴承过程中损坏轴承和其他零件。为便于拆卸轴承内圈,固定轴承的轴肩高度不得大于轴承内圈高度的 $3/4$,以便放置拆卸工具的钩头。对于外圈的拆卸有多种方法,若轴承座孔是通孔,座孔凸肩高度不得大于外圈厚度的 $3/4$ 。对于盲孔,在壳体制出能放置拆卸螺钉的螺孔。

16.2 重点知识结构图





16.3 考点及常见题型精解

16.3.1 本章考点

本章主要是在了解滚动轴承类型和基本概念的基础上,能正确地选择轴承并进行轴承的组合设计。本章的考点主要分布如下:

- (1) 轴承的代号及其含义。
- (2) 轴承类型的选择。
- (3) 轴承的基本概念如接触角、寿命、基本额定寿命、基本额定动载荷、当量动载荷。
- (4) 轴承的派生轴向力、轴向载荷及当量动载荷等的计算。
- (5) 轴承的寿命计算。
- (6) 轴承的组合设计,能正确设计轴系并对轴系错误进行判断。

16.3.2 常见题型精解

例 16.1 滚动轴承基本代号左起第一位是 A。

- | | |
|-----------|-----------|
| A. 类型代号 | B. 宽度系列代号 |
| C. 直径系列代号 | D. 内径代号 |

例 16.2 滚动轴承的类型代号由 B 表示。

- | | |
|-------|----------|
| A. 数字 | B. 数字或字母 |
| C. 字母 | D. 数字加字母 |

例 16.3 滚动轴承内径代号 01 表示轴承内径 $d =$ 12 mm。

例 16.4 滚动轴承内径代号 06 表示轴承内径 $d = \underline{30}$ mm。

例 16.5 说明下列滚动轴承代号的含义:31210,51005,62203,7210AC/P5,N2073。

答 31210 圆锥滚子轴承,宽度系列为正常,直径系列为轻,轴承内径 $d = 50$ mm。

51005 推力球轴承,单列,直径系列为特轻,轴承内径 $d = 25$ mm。

62203 深沟球轴承,宽度系列为宽,直径系列为轻,轴承内径 $d = 17$ mm。

7210AC/P5 角接触球轴承,宽度系列为窄,直径系列为轻,轴承内径 $d = 50$ mm,接触角 $\alpha = 25^\circ$,公差等级为 5 级。

N2073 圆柱滚子轴承,宽度系列为宽,直径系列为特轻,轴承内径 $d = 73 \times 5 = 365$ mm。

【评注】 轴承的代号由三部分组成:前置代号、基本代号、后置代号。基本代号表示了轴承的类型、结构和尺寸,应着重掌握其意义,从左到右分别是类型代号、宽度系列代号、直径系列代号、内径代号。

滚动轴承的类型繁多,国家标准滚动轴承共有十多种基本类型,每种基本类型又有各种不同的结构特点和性能。应当着重掌握的主要类型代号有:径向接触轴承:深沟球轴承“6”、圆柱滚子轴承“N”;角接触向心轴承:圆锥滚子轴承“3”、角接触球轴承“7”;轴向接触轴承:推力球轴承“5”。

向心轴承宽度系列反映轴承在轴线方向的宽窄。0 表示窄系列(在代号中不标注),1 表示正常、2 表示宽,等等。推力轴承表示高度系列,1 表示单列,2 表示双列。

直径系列反映轴承在径线方向的薄厚。0,1 表示特轻;2 表示轻;3 表示中;4 表示重;等等。

内径代号反映轴承内圈内孔的大小,是轴承的公称内径,也是轴承尺寸选择的依据。内径代号中 00,01,02,03 比较特殊,分别表示内径为 10 mm,12 mm,15 mm,17 mm;从 04 至 99,表示的内径为其数字的 5 倍。因此,轴承的公称内径是以 0 或 5 结尾的,设计此段轴的直径时应注意。

后置代号中应重点记忆的是公差等级代号的表示方法。

例 16.6 当转速较低,只承受较小径向载荷,要求径向尺寸紧凑时,宜选用 D。

A. 深沟球轴承

B. 调心球轴承

C. 圆柱滚子轴承

D. 滚针轴承

例 16.7 当转速较高,径向载荷和轴向载荷都较大时,宜选用 B。

A. 圆锥滚子轴承

B. 角接触球轴承

C. 深沟球轴承

D. 推力球轴承

例 16.8 若转轴在载荷作用下,弯曲较大或轴承座孔不能保证良好的同轴度,则宜选用类型代号 A 的滚动轴承。

A. 调心轴承

B. 推力轴承

C. 圆柱滚子轴承

D. 滚针轴承

【评注】 以上几题均为轴承类型的选择。类型选择是轴承选择设计的第一步,至关重要。在类型选择时要考虑的因素有五个:载荷特性、转速特性、调心特性、装卸特性和经济特性。应把握以下几点: 球轴承因是点接触,转速可以很高,但载荷不能很大,轴向刚度差;滚子轴承因是线接触,转速不能太高,但承载能力强,轴向刚度好。 接触角 越小,承受径向载荷的能力越强;接触角 越大,承受轴向载荷的能力越强。接触角 $= 0^\circ$ 时,只能承受径向载荷;接触角 $= 90^\circ$ 时,只能承受轴向载荷。深沟球轴承属于径向接触轴承,接触角 $= 0^\circ$,但其结构特点却能承受较小的双向轴向载荷。 内外圈可分离的轴承,其装卸性能要好,但在装配时要求预紧,减小游隙,提高轴的传动精度和刚度。 轴的刚度差,支点跨距大、多点支承时,要考虑选用具有调心性的轴承。 角接触轴承应成对使用。 球轴承的价格总是低于滚子轴承。

在轴承的尺寸选择,特别是宽度系列和直径系列选择中,应把握的是,宽度系列值和直径系列值越大,则其外形尺寸越大,相应的承载能力也越大。

例 16.9 滚动轴承转动时,其滚动体和内外圈受到的应力是脉动循环变化的接触应力。

例 16.10 由于滚动轴承的主要失效形式是疲劳点蚀破坏,因而设计时,主要进行寿命计算。

【评注】 对于转动的滚动轴承,其滚动体和滚道的主要失效形式是疲劳点蚀破坏,因而对轴承主要进行寿命计算,也即要求轴承具有一定的循环次数。必要时才作静强度验算。对于不转动或低速的轴承,永久变形是其主要失效形式,主要进行静强度计算。

例 16.11 什么是滚动轴承的寿命?什么是滚动轴承的基本额定寿命,两者之间有关系吗?

答 滚动轴承的寿命是指轴承的一个套圈或滚动体材料出现第一个疲劳扩展迹象前,一个套圈相对于另一个套圈的总转数,或在某一转速下的工作小时数。滚动轴承的基本额定寿命是指一组同一型号滚动轴承在同一条件下运转,其可靠度为 90% 时,能达到或超过的寿命称为基本额定寿命。对于一组同一型号的轴承,由于材料、热处理和加工工艺等很多随机因素的影响,即使在同一条件下运转,轴承的寿命也会各不相同,甚至相差几十倍,因此,很难确切知道一个具体轴承的寿命。但从统计角度可知,具体单个轴承能达到或超过基本额定寿命的概率是 90%。也可以说,从这批轴承中任取一个轴承,能达到基本额定寿命的概率也是 90%。

例 16.12 实际载荷、当量动载荷和基本额定动载荷之间有什么关系?

答 实际载荷是指实际作用于轴承上的载荷。通常既有径向载荷 F_r ,又有轴向载荷 F_a 。当量动载荷 P 是一假想载荷,在该载荷作用下,轴承具有与实际载荷作用下完全相同的寿命。基本额定动载荷 C 是指轴承进入运转且基本额定寿命达到 10^6 r 时,轴承所能承受的载荷。

【评注】 轴承在同一条件下运转时,其寿命和载荷有如下关系: $LP = 10^6 C^3$,即在 C 作用下,其寿命为 10^6 r,在 P 作用下,其寿命为 L 。基本额定动载荷 C 值是在实验条件下得出的,可从手册中获得。因此利用这一关系可求得在任何载荷 P 作用下的轴承寿命 L 。因此在轴承的寿命计算中,应首先将轴承所受的实际载荷换算成与实验条件相同的当量动载荷 P 后,与基本额定动载荷 C 相比较,代入公式,才能计算出实际载荷作用下轴承的寿命。

例 16.13 已知一圆柱滚子轴承 N1207 的工作转速 $n = 200$ r/min,载荷平稳,室温下工作,预期寿命 $L_h = 10\,000$ h,试求:

- (1) 该轴承允许的最大径向载荷;
 - (2) 在 $F_r = 4$ kN 作用下,轴承的寿命是多少小时?
- (径向基本额定动载荷 $C_r = 27.8$ kN)

解 (1) 计算轴承允许的最大径向载荷:

室温下工作 $f_T = 1$, 载荷平稳 $f_P = 1$, 滚子轴承 $\epsilon = 10/3$, 即

$$P = \frac{f_T C}{f_P} \left[\frac{10^6}{60 n L_h} \right]^{\frac{1}{\epsilon}} = \frac{1 \times 27.8}{1} \times \left[\frac{10^6}{60 \times 200 \times 10\,000} \right]^{\frac{3}{10}} = 6.61 \text{ kN}$$

(2) 计算在 $F_r = 4$ kN 作用下,轴承的寿命:

当量动载荷 $P = F_r = 4$ kN 时, L 为

$$L = \frac{10^6}{60n} \left[\frac{f_T C}{f_P P} \right] = \frac{10^6}{60 \times 200} \times \left[\frac{1 \times 27.8}{1 \times 4} \right]^{10^3} = 53\,350 \text{ h}$$

【评注】 此题主要是考察轴承寿命计算公式的应用。同时也应看到,同一轴承在不同载荷作用下,其寿命不同。载荷越小,轴承的循环次数就会越多,其寿命越长。

例 16.14 图 16.5 所示为一正装 30212 圆锥滚子轴承,轴向外载荷 $F_A = 500 \text{ N}$, 径向载荷 $F_{r1} = 6\,000 \text{ N}$, $F_{r2} = 1\,000 \text{ N}$, 试分别求两轴承的轴向力 F_{a1} , F_{a2} 。(派生的轴向力 $F = 0.28 F_r$)

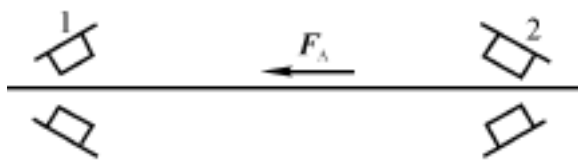


图 16.5

解 如图 16.6 所示,有

$$F_1 = 0.28 F_{r1} = 0.28 \times 6\,000 = 1\,680 \text{ N} \quad (\text{方向向右})$$

$$F_2 = 0.28 F_{r2} = 0.28 \times 1\,000 = 280 \text{ N} \quad (\text{方向向左})$$

外部轴向力 $F_A = 500 \text{ N}$, 方向向左。

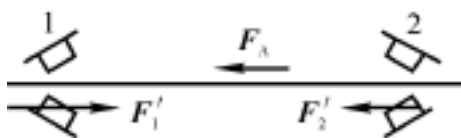


图 16.6

因 $F_A + F_2 = 500 + 280 = 780 \text{ N} < F_1 = 1\,680 \text{ N}$, 轴有向右窜动的趋势, 故轴承 2 被压紧, 轴承 1 被放松。

轴承 1 放松, 则有

$$F_{a1} = F_1 = 1\,680 \text{ N}$$

轴承 2 压紧, 则有

$$F_{a2} = F_1 - F_A = 1\,680 - 280 = 1\,400 \text{ N}$$

例 16.15 图 16.5 所示为一正装 30212 圆锥滚子轴承, 轴向外载荷 $F_A = 500 \text{ N}$, 径向载荷 $F_{r1} = 1\,000 \text{ N}$, $F_{r2} = 6\,000 \text{ N}$, 试分别求两轴承的轴向力 F_{a1} , F_{a2} 。(派生的轴向力 $F = 0.28 F_r$)

解 如图 16.7 所示, 有

$$F_1 = 0.28 F_{r1} = 0.28 \times 1\,000 = 280 \text{ N} \quad (\text{方向向右})$$

$$F_2 = 0.28 F_{r2} = 0.28 \times 6\,000 = 1\,680 \text{ N} \quad (\text{方向向左})$$

外部轴向力 $F_A = 500 \text{ N}$, 方向向左。

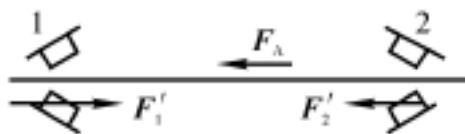


图 16.7

因 $F_A + F_2 = 500 + 1\,680 = 2\,180 \text{ N} > F_1 = 280 \text{ N}$, 轴有向左窜动的趋势, 故轴承 1 被压紧, 轴承 2 被放松。

轴承 1 压紧, 则有

$$F_{a1} = F_A + F_2 = 500 + 1\,680 = 2\,180 \text{ N}$$

轴承 2 放松, 则有

$$F_{a2} = F_2 = 1\,680 \text{ N}$$

【评注】 要正确地计算角接触向心轴承的轴向力, 首先要能正确的计算其派生轴向力及判断其方向; 其次能根据在全部轴向力 (外部轴向力和派生轴向力) 作用下, 轴系的窜动趋势, 判断出被压紧轴承和放松轴承; 然后计算每个轴承的轴向力。要分辨清楚的是, 这里的“压紧”轴承的轴向力不一定就比“放松”轴承的轴向力大。

例 16.16 指出图 16.8 中的结构错误, 并在轴线下侧画出其正确结构图。

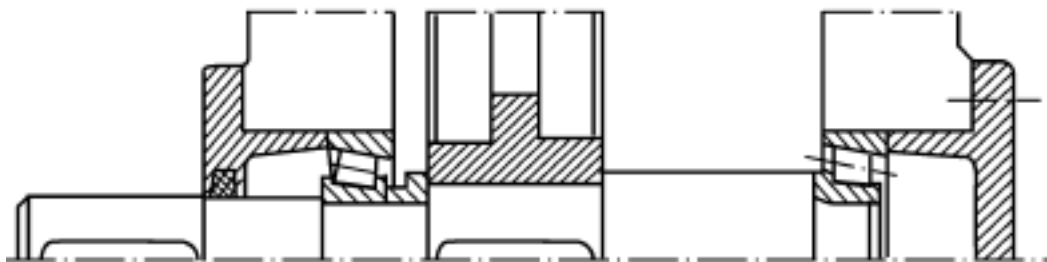


图 16.8

解 错误位置及正确结构图如图 16.9 所示。其错误主要如下:

- (1) 伸出轴端 (左端) 的轴肩端面与轴承盖外侧之间的距离太短。
- (2) 轴承端盖与轴之间应留有间隙。
- (3) 左端轴承内圈和套筒装不上, 也拆不下来。

- (4) 两圆锥滚子轴承应反装。
- (5) 轴承外圈与轴承座孔内壁间应有间距。
- (6) 与轮毂相配的轴段长度应小于轮毂长度。
- (7) 轴肩太高,轴承内圈无法拆卸。

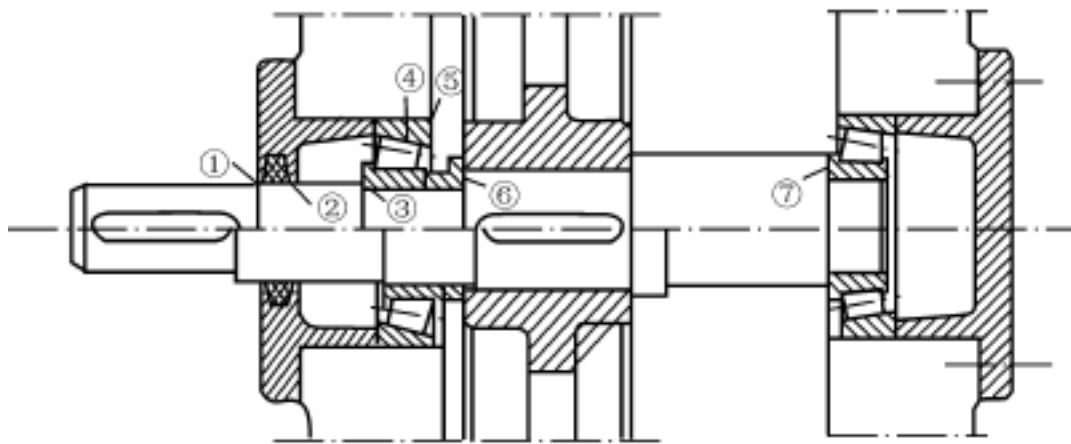


图 16.9

16.4 课后习题详解

16-1 说明下列型号轴承的类型、尺寸系列、结构特点、公差等级及其适用场合: 6005, N209/ P6, 7207CJ, 30209/ P5。

解 6005: 深沟球轴承, 窄宽度, 特轻系列, 内径 $d = 25 \text{ mm}$, 普通精度等级为 0 级。主要承受径向载荷, 也可承受一定的双向轴向载荷; 可用于高速传动。

N209/ P6: 圆柱滚子轴承, 窄宽度, 轻系列, 内径 $d = 45 \text{ mm}$, 6 级精度。只能承受径向载荷, 适用于支承刚度大而轴承孔又能保证严格对中的场合, 其径向尺寸轻、紧凑。

7207CJ: 角接触球轴承, 窄宽度, 轻系列, 内径 $d = 35 \text{ mm}$, 接触角 $\alpha = 15^\circ$, 钢板冲压保持架, 普通精度等级。既可承受径向载荷, 又可承受轴向载荷, 适用于高速无冲击场合, 一般成对使用, 对称布置。

30209/ P5: 圆锥滚子轴承, 窄宽度, 轻系列, 内径 $d = 45 \text{ mm}$, 5 级精度。能同时承受径向载荷和轴向载荷, 适用于刚性大和轴承孔能严格对中的场合, 成对使用, 对称布置。

16-2 一深沟球轴承 6304, 承受的径向力 $F_r = 4 \text{ kN}$, 载荷平稳, 转速 $n =$

960 r/min, 室温下工作, 试求该轴承的基本额定寿命, 并说明能达到或超过此寿命的概率。若载荷改为 $F_r = 2 \text{ kN}$, 轴承的基本额定寿命是多少?

解 室温下工作 $f_T = 1$; 载荷平稳 $f_P = 1$, 球轴承 $\epsilon = 3$ 。查教材中附表 1 得, $C = C_r = 15.8 \text{ kN}$ 。

(1) 当量动载荷 $P = F_r = 4 \text{ kN}$ 时, 则

$$L = \frac{10^6}{60n} \left[\frac{f_T C}{f_P P} \right] = \frac{10^6}{60 \times 960} \times \left[\frac{1 \times 15.8}{1 \times 4} \right]^3 = 1\,070 \text{ h}$$

在此载荷下, 该轴承能达到或超过此寿命的概率是 90%。

(2) 当量动载荷 $P = F_r = 2 \text{ kN}$ 时, 则

$$L = \frac{10^6}{60n} \left[\frac{f_T C}{f_P P} \right] = \frac{10^6}{60 \times 960} \times \left[\frac{1 \times 15.8}{1 \times 2} \right]^3 = 8\,560 \text{ h}$$

16-3 根据工作条件, 某机械传动装置中轴的两端各采用一个深沟球轴承支承, 轴颈 $d = 35 \text{ mm}$, 转速 $n = 2\,000 \text{ r/min}$, 每个轴承承受径向载荷 $F_r = 2\,000 \text{ N}$, 常温下工作, 载荷平稳, 预期寿命 $L_h = 8\,000 \text{ h}$, 试选择轴承。

解 室温下工作 $f_T = 1$, 载荷平稳 $f_P = 1$, 球轴承 $\epsilon = 3$ 。当量动载荷为

$$P = F_r = 2\,000 \text{ N}$$

$$C_r = \frac{f_P P}{f_T} \left[\frac{60n}{10^6} L_h \right]^{\frac{1}{\epsilon}} = \frac{1 \times 2\,000}{1} \times \left[\frac{60 \times 2\,000}{10^6} \times 8\,000 \right]^{\frac{1}{3}} = 19\,730 \text{ N} = 19.7 \text{ kN}$$

查教材中附表 1, 可选用轴承 6207 (基本额定动载荷 $C_r = 25.5 \text{ kN}$)。

16-4 一矿山机械的转轴, 两端用 6313 深沟球轴承支承, 每个轴承承受的径向载荷 $F_r = 5\,400 \text{ N}$, 轴的轴向载荷 $F_a = 2\,650 \text{ N}$, 轴的转速 $n = 1\,250 \text{ r/min}$, 运转中有轻微冲击, 预期寿命 $L_h = 5\,000 \text{ h}$, 问是否合适?

解 (1) 计算当量动载荷。查手册, 6313 的 $C_{0r} = 56.5 \text{ kN}$, $C_r = 72.2 \text{ kN}$, 则

$$\frac{12.3 F_a}{C_{0r}} = \frac{12.2 \times 2\,650}{56.5 \times 10^3} = 0.58$$

查教材中表 16-12, 可得 $e = 0.25$ 。

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2\,650}{5\,400} = 0.49 > e$$

所以 $X = 0.56$, $Y = 1.8$ 。

当量动载荷为

$$P = XF_r + YF_a = 0.56 \times 5\,400 + 1.8 \times 2\,650 = 7\,790 \text{ N}$$

(2) 计算所需基本额定动载荷。查教材中表 16-9, 室温下工作 $f_T = 1$; 查教材中表 16-10 知, 有轻微冲击, $f_P = 1.2$, 球轴承 $\epsilon = 3$ 。

$$C_r = \frac{f_P P}{f_T} \left[\frac{60n}{10^6} L_h \right]^{1/\epsilon} = \frac{1.2 \times 7\,790}{1} \times \left[\frac{60 \times 1\,250}{10^6} \times 5\,000 \right]^{1/3} = 67\,410 \text{ N} = 67.4 \text{ kN}$$

因所需的 $C_r < C_r = 72.2 \text{ kN}$, 所以该轴承合适。

16-5 某机械的转轴两端各用一个向心轴承支承。已知轴颈 $d = 40 \text{ mm}$, 转速 $n = 1\,000 \text{ r/min}$, 每个轴承的径向载荷 $F_r = 5\,880 \text{ N}$, 载荷平稳, 工作温度 125°C , 预期寿命 $L_h = 5\,000 \text{ h}$, 试分别按球轴承和滚子轴承选择型号, 并比较之。

解 (1) 选择轴承型号。查教材中表 16-9, 工作温度 125°C 时, $f_T = 0.95$; 载荷平稳, $f_P = 1$ 。

选用球轴承时, $\epsilon = 3$, 即

$$C_r = \frac{f_P P}{f_T} \left[\frac{60n}{10^6} L_h \right]^{1/\epsilon} = \frac{1 \times 5\,880}{0.95} \times \left[\frac{60 \times 1\,000}{10^6} \times 5\,000 \right]^{1/3} = 41.4 \text{ kN}$$

查教材中附表 1, 根据 C_r 和轴颈 $d = 40 \text{ mm}$, 可选用球轴承 6408 (基本额定动载荷 $C_r = 65.5 \text{ kN}$)。

选用滚子轴承时, $\epsilon = 10/3$, 即

$$C_r = \frac{f_P P}{f_T} \left[\frac{60n}{10^6} L_h \right]^{1/\epsilon} = \frac{1 \times 5\,880}{0.95} \times \left[\frac{60 \times 1\,000}{10^6} \times 5\,000 \right]^{3/10} = 34.3 \text{ kN}$$

查教材中附表 1, 根据 C_r 和轴颈 $d = 40 \text{ mm}$, 可选用圆柱滚子轴承 N208 (基本额定动载荷 $C_r = 37.5 \text{ kN}$)。

(2) 滚子轴承的承载能力较大, 并查手册可知, 其径向尺寸小。

16-6 根据工作条件, 决定在某传动轴上安装一对角接触球轴承, 如图 16.10 所示, 已知两个轴承的载荷分别为 $F_{r1} = 1\,470 \text{ N}$, $F_{r2} = 2\,650 \text{ N}$, 外加轴向力 $F_A = 1\,000 \text{ N}$, 轴径 $d = 40 \text{ mm}$, 转速 $n = 5\,000 \text{ r/min}$, 常温下运转, 有中等冲击, 预期寿命 $L_h = 2\,000 \text{ h}$, 试选择轴承型号。

解 (1) 按题意, 外加轴向力 F_A 已接近 F_{r1} , 暂选 $\alpha = 25^\circ$ 的角接触轴承类型 70000AC。

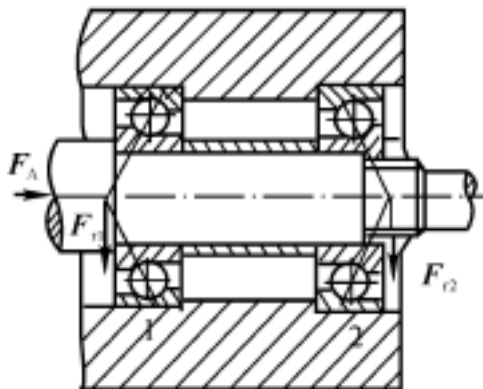


图 16.10 题 16-6 图

(2) 计算轴承的轴向载荷(见图 16.4(b))。由教材中表 16-13 查得, 轴承的内部派生轴向力

$$F_{t1} = 0.68 F_{r1} = 0.68 \times 1470 = 1000 \text{ N} \quad (\text{方向向左})$$

$$F_{t2} = 0.68 F_{r2} = 0.68 \times 2650 = 1802 \text{ N} \quad (\text{方向向右})$$

因

$$F_A + F_{t2} = 1000 + 1802 = 2802 \text{ N} > F_{t1} = 1000 \text{ N}$$

轴承 1 被压紧, 则有

$$F_{a1} = F_A + F_{t2} = 1000 + 1802 = 2802 \text{ N}$$

轴承 2 被放松, 则有

$$F_{a2} = F_{t2} = 1802 \text{ N}$$

(3) 计算当量动载荷。查教材中表 16-12, $e = 0.68$, 则

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2802}{1470} = 1.91 > e$$

查教材中表 16-12 得 $X_1 = 0.41$, $Y_1 = 0.87$ 。

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1802}{2650} = 0.68 = e$$

查教材中表 16-12 得 $X_2 = 1$, $Y_2 = 0$ 。

$$P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.41 \times 1470 + 0.87 \times 2802 = 3040 \text{ N}$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 1 \times 2650 + 0 \times 1802 = 2650 \text{ N}$$

(4) 计算所需的基本额定动载荷。查教材中表 16-9, 常温下工作, $f_T = 1$; 查教材中表 16-10, 有中等冲击, 取 $f_P = 1.5$; 球轴承时, $\epsilon = 3$; 并取承受载荷较大的轴承 1 的当量动载荷为计算依据, 即

$$C_r = \frac{f_P P}{f_T} \left[\frac{60n}{10^6} L_h \right]^{1/\epsilon} = \frac{1.5 \times 3\,040}{1} \times \left[\frac{60 \times 5\,000}{10^6} \times 2\,000 \right]^{1/3} = 38.46 \text{ kN}$$

查手册, 根据 C_r 和轴颈 $d = 40 \text{ mm}$, 选用角接触球轴承 7308AC 合适(基本额定动载荷 $C_r = 38.5 \text{ kN}$)。

16-7 根据工作要求, 选用内径 $d = 50 \text{ mm}$ 的圆柱滚子轴承。轴承的径向载荷 $F_r = 39\,200 \text{ N}$, 轴的转速 $n = 85 \text{ r/min}$, 运转条件正常, 预期寿命 $L_h = 1\,250 \text{ h}$, 试选择轴承型号。

解 正常条件下, $f_T = 1$; $f_P = 1$; 滚子轴承 $\epsilon = 10/3$, 当量动载荷为

$$P = F_r = 39\,200 \text{ N}$$

$$C_r = \frac{f_P P}{f_T} \left[\frac{60n}{10^6} L_h \right]^{1/\epsilon} = \frac{1 \times 39\,200}{1} \times \left[\frac{60 \times 85}{10^6} \times 1\,250 \right]^{3/10} = 68\,300 \text{ N} = 68.3 \text{ kN}$$

查手册, 根据 C_r 和轴颈 $d = 50 \text{ mm}$, 选用圆柱滚子轴承 N310(基本额定动载荷 $C_r = 76.0 \text{ kN}$)。

16-8 一齿轮由一对 30206 轴承支承(见图 16.11), 支点间的跨距为 200 mm , 齿轮位于两支点的中央。已知齿轮模数 $m_n = 2.5 \text{ mm}$, 齿数 $z_1 = 17$, 螺旋角 $\beta = 16.5^\circ$, 传递的功率 $P = 2.6 \text{ kW}$, 齿轮轴的转速 $n = 384 \text{ r/min}$, 试求轴承的基本额定寿命。

解 (1) 求斜齿轮上的作用力。齿轮传递的转矩为

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.6}{384} = 6.47 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

齿轮的分度圆直径为

$$d_1 = \frac{m_n z}{\cos \beta} = \frac{2.5 \times 17}{\cos 16.5^\circ} = 44.3 \text{ mm}$$

齿轮的圆周力为

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 6.47 \times 10^4}{44.3} = 2\,920 \text{ N}$$

齿轮的径向力为

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \tan \alpha_n}{\cos 16.5^\circ} = \frac{2\,920 \times \tan 20^\circ}{\cos 16.5^\circ} = 1\,110 \text{ N}$$

齿轮的轴向力为

$$F_{a1} = F_{t1} \tan 16.5^\circ = 2\,920 \times \tan 16.5^\circ = 865 \text{ N}$$

由图可知,斜齿轮为右旋,主动小齿轮,顺时针方向旋转时其轴向力指向右。

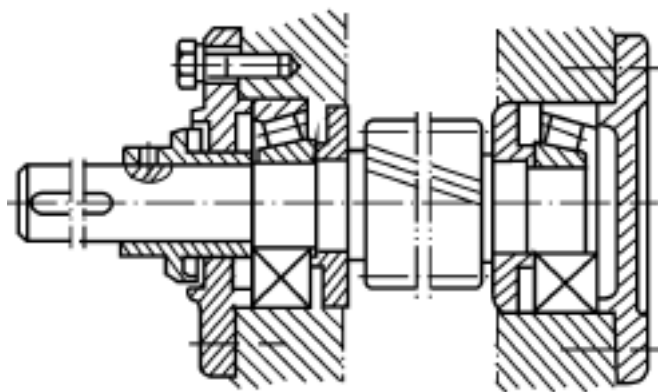


图 16.11 题 16-8 图

(2) 求轴承径向载荷。假设小齿轮与大齿轮的啮合点位于小齿轮的上端,如图 16.12(a) 所示。

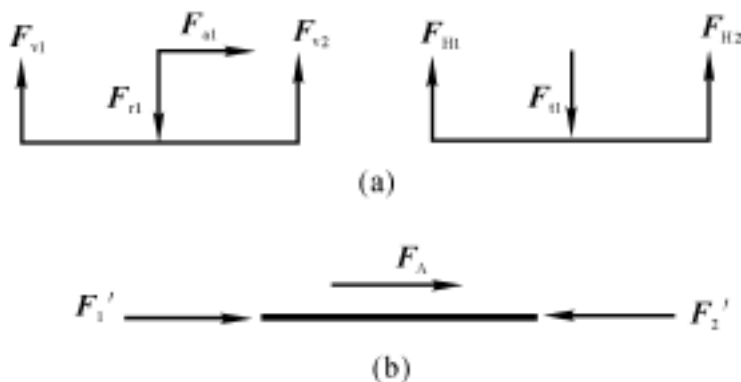


图 16.12 题 16-8 解图

垂直方向,则有

$$F_{v1} = \frac{F_{r1} \times 100 - F_{a1} n}{200} = \frac{1\,110 \times 100 - 865 \times 22.2}{200} = 459 \text{ N}$$

$$F_{v2} = F_{r1} - F_{v1} = 1\,110 - 459 = 651 \text{ N}$$

水平方向,则有

$$F_{H1} = F_{H2} = F_{t1}/2 = 2\,920/2 = 1\,460\text{ N}$$

左端轴承 1 的径向载荷为

$$F_{r1} = \sqrt{F_{v1}^2 + F_{H1}^2} = \sqrt{459^2 + 1\,460^2} = 1\,530\text{ N}$$

右端轴承 2 的径向载荷为

$$F_{r2} = \sqrt{F_{v2}^2 + F_{H2}^2} = \sqrt{651^2 + 1\,460^2} = 1\,600\text{ N}$$

(3) 求轴承的派生轴向力。已知 $F_{r1} = 1\,530\text{ N}$, $F_{r2} = 1\,600\text{ N}$, $F_A = F_{a1} = 865\text{ N}$ (向右),查教材中附表 3,圆锥滚子轴承 30206 的接触角 $\alpha = 14^\circ 02' 10''$,则

$$F_1 = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{1\,530}{2 \times 0.4 \times \cot 14^\circ 02' 10''} = 478\text{ N} \quad (\text{向右})$$

$$F_2 = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{1\,600}{2 \times 0.4 \times \cot 14^\circ 02' 10''} = 500\text{ N} \quad (\text{向左})$$

(4) 求轴承的轴向力。如图 16.12(b) 所示,因 $F_A = F_{a1} = 865\text{ N}$ (向右),
 $F_1 = 478\text{ N}$ (向右), $F_2 = 500\text{ N}$ (向左),则

$$F_A + F_1 = 865 + 478 = 1\,343\text{ N} > F_2 = 500\text{ N}$$

左端轴承 1 被放松,则有

$$F_{a1} = F_1 = 478\text{ N}$$

右端轴承 2 被压紧,则有

$$F_{a2} = F_A + F_1 = 865 + 478 = 1\,343\text{ N}$$

(5) 求当量动载荷。查教材中表 16-12,圆锥滚子轴承 $e = \tan \alpha = \tan 14^\circ 02' 10'' = 0.374$ 。

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{478}{1\,530} = 0.312 < e$$

查教材中表 16-12 得, $X_1 = 1$, $Y_1 = 0$ 。

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1\,343}{1\,600} = 0.839 > e$$

查教材中表 16-12 得, $X_2 = 0.4$, $Y_2 = 0.4 \cot \alpha = 1.6$ 。

$$P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 1 \times 1\,530 + 0 \times 478 = 1\,530\text{ N}$$

$$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 0.4 \times 1\,600 + 1.6 \times 1\,343 = 2\,789\text{ N}$$

(6) 求轴承的基本额定寿命。正常条件下, $f_T = 1$, $f_P = 1$;滚子轴承 $\epsilon = 10/3$,查教材中附表 3,圆锥滚子轴承 30206 的 $C_r = 43.2\text{ kN}$ 。

当量动载荷取 $P = P_2 = 2\,789\text{ N}$, 则

$$L = \frac{10^6}{60n} \left[\frac{f_T C}{f_P P} \right] = \frac{10^6}{60 \times 384} \times \left[\frac{1 \times 43.2 \times 10^3}{1 \times 2\,789} \right]^{10/3} = 402\,070\text{ h}$$

16.5 学习效果测试题及答案

16.5.1 学习效果测试题

16-1 选择题

- (1) 代号为 N1034 的轴承, 其轴承内径是()。

A . 34 mm	B . 10 mm
C . 40 mm	D . 170 mm
- (2) 下列轴承中, () 能同时承受径向载荷和轴向载荷的联合作用。

A . N210	B . 1210
C . 30210	D . 51110
- (3) 转轴的转速高、受较大的径向载荷时, 选用()。

A . 深沟球轴承	B . 圆锥滚子轴承
C . 推力圆柱滚子轴承	D . 推力球轴承
- (4) 滚动轴承采用轴向预紧措施的主要目的是()。

A . 提高轴承的承载能力	B . 提高轴的旋转精度和刚度
C . 降低轴承的运转噪声	D . 防止轴的窜动
- (5) 滚动轴承基本额定寿命的可靠度是()。

A . 99%	B . 95%
C . 90%	D . 10%

16-2 填空题

- (1) 滚动轴承一般由_____、_____、_____、_____组成。
- (2) 在滚动轴承的分类中, 向心轴承的接触角 的范围是_____。
- (3) 滚动轴承的拉触角 越大, 则其承受_____的能力越强。
- (4) 一组同一型号轴承在同一条件下, 其可靠度为_____时, 能达到或

超过的寿命称为基本额定寿命。

(5) 角接触向心轴承都要成对使用、对称安装,是为了使_____。

(6) 对于向心轴承,当 $F_a / F_r < e$ 时,可不考虑_____。

(7) 在滚动轴承的组合设计中,一端固定、一端游动的固定方式,适用于_____。

(8) 在滚动轴承的组合设计中,两端固定方式,适用于_____。

16-3 简答题

(1) 试比较深沟球轴承和圆柱滚子轴承的异同。

(2) 试比较圆锥滚子轴承和角接触球轴承的异同。

(3) 轴承的组合设计要解决的主要问题有哪些?

(4) 滚动轴承润滑的目的是什么?如何选择润滑剂?

(5) 在轴承的组合设计中,如何考虑轴承的拆卸?

16-4 改正图 16.13 所示轴承结构的错误。

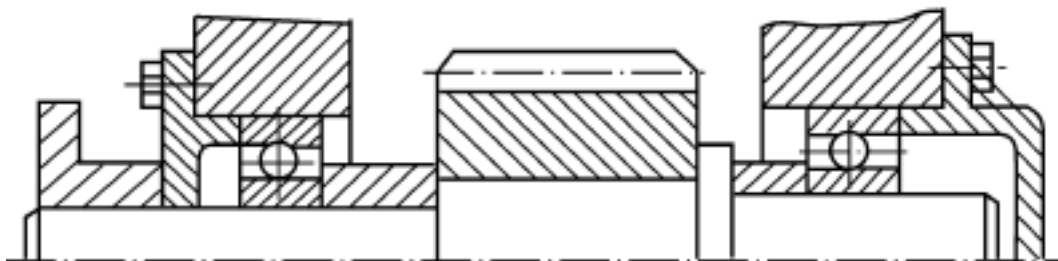


图 16.13 测 16-4 图

16-5 已知一深沟球轴承,在 $F_r = 7.2 \text{ kN}$ 作用下,以转速 $n = 2000 \text{ r/min}$ 工作 3800 h ,载荷平稳,室温下工作,求此轴承应具有的径向基本额定动载荷 C 。

16-6 图 16.14 所示的一圆锥齿轮轴,支承在一对圆锥滚子轴承上。已知锥齿轮上的径向载荷 $F_r = 1318 \text{ N}$,轴向力 $F_a = 297 \text{ N}$,齿轮的平均分度圆直径 $d_m = 70.6 \text{ mm}$,支点间距分别为 $L = 70 \text{ mm}$, $l = 45 \text{ mm}$ 。求两轴承的轴向载荷 F_{a1} , F_{a2} 。(内部轴向力 $F = 0.4 F_r$)

16.5.2 参考答案

16-1 (1) D (2) C (3) A (4) B (5) C

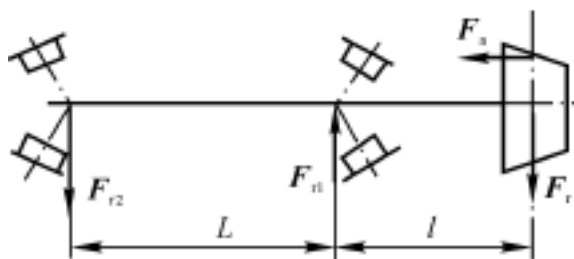


图 16.14 测 16-6 图

16-2 (1) 内圈,外圈,滚动体,保持架

(2) 0° 45°

(3) 轴向载荷

(4) 90%

(5) 轴承的内部轴向力得到平衡,以免轴向窜动

(6) 轴向载荷的影响

(7) 温度变化较大的长轴

(8) 温度变化不大的短轴

16-3 (1) 深沟球轴承主要承受径向载荷,同时也可承受一定的轴向载荷,轴承的承载能力较低,极限转速高,价格较低。

圆柱滚子轴承只能承受径向载荷,不能承受轴向载荷,承载能力较高,极限转速低,内外圈可分离,价格较高。

(2) 它们的共同点是既能承受径向载荷,又能承受轴向载荷,需成对使用,对称安装。

不同点是圆锥滚子轴承比角接触球轴承的承载能力强,极限转速较低,内外圈可分离,价格高。而角接触球轴承的极限转速较高,内外圈不能分离,价格较低。

(3) 轴承的组合设计要解决的主要问题有:轴承的轴向固定、轴承组合的调整、轴承的配合、轴承的装拆、轴承的润滑、轴承的密封等。

(4) 滚动轴承润滑的目的是减小摩擦和减轻磨损,在滚动轴承接触处能形成油膜,还能吸振、降低温度和噪声。

润滑剂的选择可根据速度因素 dn 确定。速度因素 dn 值间接反映了轴颈的圆周速度。当 $dn < (1.5 \sim 2) \times 10^5 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ 时,选用脂润滑;超过这一范围时宜采用油润滑。

(5) 在轴承的组合设计中,用于固定轴承内圈的轴肩高度应适当,以便放下拆卸工具的钩头。对于外圈,通孔时应留出拆卸高度,盲孔时在壳体上做出放置拆卸螺钉的螺纹孔。

16-4 改正后的结构如图 16.15 所示。

16-5 $C = 55.3 \text{ kN}$

16-6 $F_{a1} = 805 \text{ N}$, $F_{a2} = 1100 \text{ N}$

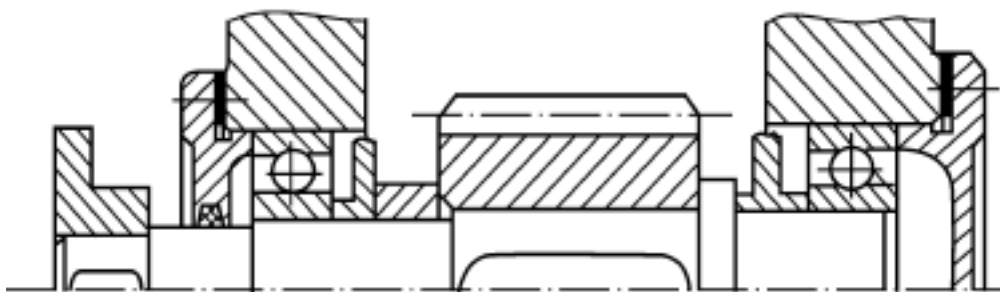


图 16.15 测 16-4 解图

第 17 章 联轴器、离合器和制动器

17.1 重点内容提要

17.1.1 教学基本要求

- (1) 掌握联轴器的类型、结构特点、工作原理及应用。
- (2) 掌握离合器的类型、结构特点、工作原理及应用。
- (3) 理解制动器的类型、结构特点、工作原理及应用。

17.1.2 联轴器的类型及应用

联轴器是用于轴与轴之间的联接,使它们一起回转并传递转矩;只有在机器停车后,经过拆卸才能把它们分离。

联轴器分为刚性联轴器和弹性联轴器两大类。刚性联轴器又分为固定式和可移式两类。

固定式刚性联轴器不能补偿两轴的位移,不能缓冲吸振。常用的有套筒式、夹壳式和凸缘式等,其中最常用的是凸缘联轴器。凸缘联轴器结构简单、可传递较大转矩,常用于转速低、转矩大、轴的刚性大、对中性较好的场合。

可移式刚性联轴器能补偿两轴的位移,但不能缓冲吸振。常用的有齿式联轴器、滑块联轴器、万向联轴器等。齿式联轴器允许有较大的综合偏移量,安装精度要求不高,能传递较大的转矩,但其结构笨重、造价较高,常用于重型机械中。滑块联轴器结构简单,尺寸紧凑,用于转速不高、无剧烈冲击的场合。十字轴式万向联轴器分单万向联轴器和双万向联轴器,汽车、机床等的传动系统中常用的是双万向联轴器。

弹性联轴器既能补偿两轴的位移,又具有缓冲吸振能力。常用的有弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、轮胎式联轴器等。弹性套柱销联轴器结构简单、

成本低、装拆方便,适用于载荷平稳、需正反转或起动频繁、中小转矩的场合。弹性柱销联轴器制造、安装方便,适用于轴向窜动大、正反转或起动频繁、大转矩的场合。轮胎式联轴器结构简单,易于变形,适用于正反转或起动频繁、两轴有较大相对位移量的场合。

17.1.3 离合器的类型及应用

离合器是用于轴与轴之间的联接,使它们一起回转并传递转矩,且在机器工作中就能实现两轴随时结合与分离。

离合器按接合元件的工作原理可分为牙嵌式离合器和摩擦式离合器,还有半摩擦式的磁粉离合器;按操纵方式可分为它控式(机械式、气压式、液压式、电磁式)和自控式(如超越离合器、安全离合器等)。

牙嵌离合器是靠两半离合器端面的牙相互嵌合实现两轴的结合。牙形有三角形、梯形、锯齿形。三角形牙用于传递小转矩的场合;梯形牙强度较高,能传递较大转矩,并能补偿牙齿的磨损与间隙,从而减小冲击,故应用较广,主要用于传递大转矩的场合;锯齿形牙强度最高,但只能传递单方向的扭矩。电磁控制式牙嵌离合器中多用三角形细牙。牙嵌离合器结构简单、外廓尺寸小,主要用于传递较大转矩而两轴相对转速差较小的场合,以避免接合或分离时因撞击而折断牙形。

圆盘摩擦离合器是靠两半离合器接触表面的摩擦力实现两轴的结合。有单片式和多片式两种。有润滑剂润滑的称为油式,无润滑剂润滑的称为干式。摩擦离合器的主要特点是: 在任何转速条件下均可实现离合; 过载时两摩擦面打滑,能保护其他零件; 接合过程平稳; 摩擦发热量大,磨损大。

磁粉离合器是依靠磁粉的结合力和磁粉与主从动件间的摩擦力来传递转矩。其优良特点是在工作中传递的转矩与励磁电流成线性关系。这一特性在造纸、印刷、纺织机械中应用较广。

超越离合器也称定向离合器,有滚柱式和楔块式两种,既可实现定向功能又可实现超越功能。

17.1.4 联轴器、离合器的选用

联轴器和离合器大都已标准化,在机械设计中主要是根据具体工作环境选择出合适型号即可。具体选用步骤如下:

(1) 根据机器工作条件、载荷情况及联轴器、离合器的各自适应特点, 选择出合适的类型。工作中产生相对位移时, 选用可移式刚性联轴器或弹性联轴器; 对于大功率的重载机械选用凸缘式联轴器或齿式联轴器, 有严重冲击及振动的大功率传动应选用轮胎式联轴器; 对于高速轴选用平衡精度高的联轴器。

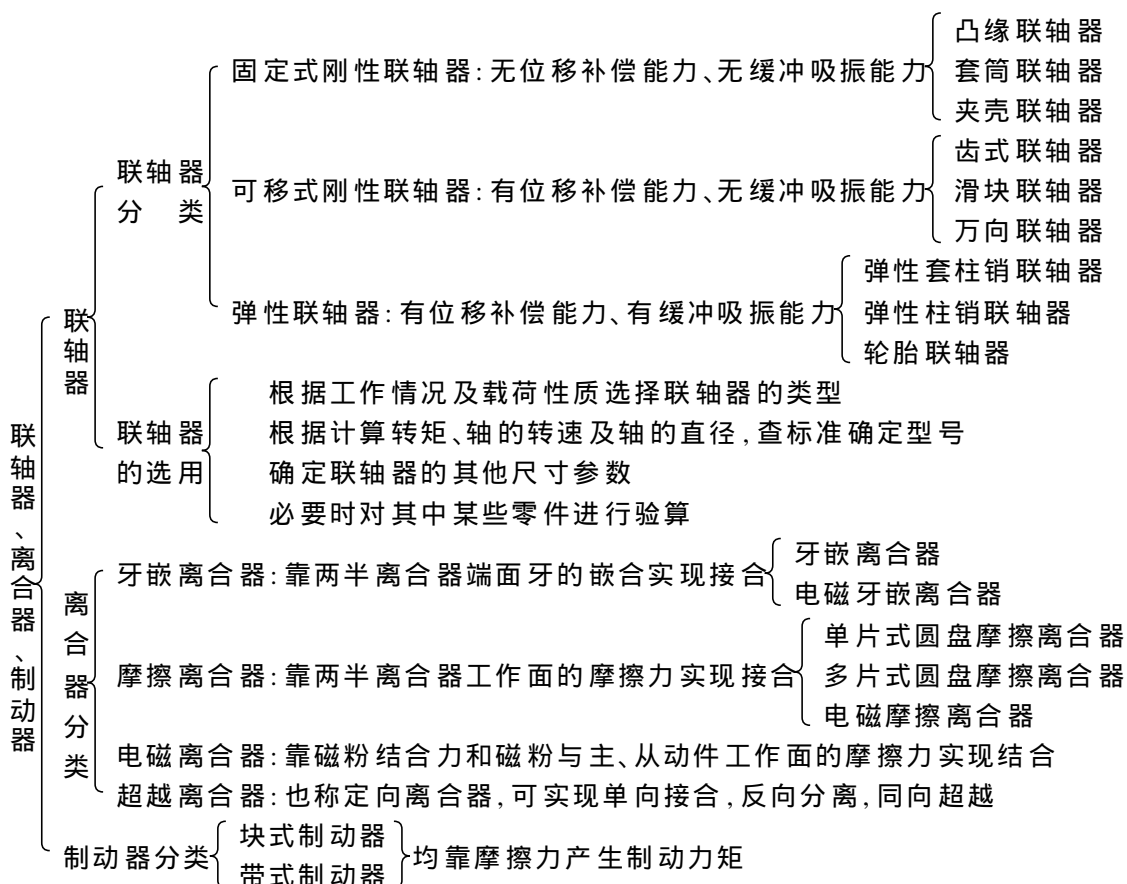
(2) 按照计算转矩 T_c [T] ($T_c = K_A T$)、轴的转速 n n_{\max} 、轴的直径 d (d_h, d) 从标准中确定具体型号及其尺寸。

(3) 必要时应对其中某些零件进行验算。

17.1.5 制动器的类型及应用

制动器是用来降低机械运转速度或迫使机械停止运转的装置。机械中常用的两种类型是块式制动器和带式制动器。其工作原理均是依靠摩擦力产生制动力矩。

17.2 重点知识结构图



17.3 考点及常见题型精解

17.3.1 本章考点

本章重点是常用联轴器和离合器的类型、结构特点及其应用。考试分值比例较小,多以填空、判断、选择等题型出现。对于凸缘联轴器中螺栓联接(普通螺栓联接、铰制孔螺栓联接)的选择、强度校核计算经常出现在考题中。

17.3.2 常见题型精解

例 17.1 两轴对中准确、载荷平稳、要求有较长寿命时,应用 A; 两轴中心线有一定偏移,载荷平稳而冲击不大时一般选用 B; 载荷变化且有较大冲击时,一般应选用 C。

A. 固定式刚性联轴器

B. 可移式刚性联轴器

C. 弹性联轴器

例 17.2 凸缘联轴器有两种对中方式,分别是: 靠铰制孔用螺栓来实现两轴对中; 靠凸肩与凹槽(即对中榫)来实现两轴的对中。

例 17.3 有良好综合位移补偿能力的联轴器是 B。

A. 凸缘联轴器

B. 齿式联轴器

C. 弹性柱销联轴器

D. 滑块联轴器

例 17.4 滑块联轴器主要用于补偿两轴的 C。

A. 综合位移

B. 轴向位移

C. 径向位移

D. 角度位移

例 17.5 联轴器联接的两轴: 主动轴直径为 d_1 , 从动轴直径为 d_2 , 则 D。

A. $d_1 > d_2$

B. $d_1 = d_2$

C. $d_1 < d_2$

D. d_1, d_2 可相等也可不相等

【评注】 以上各例均是联轴器的选用。联轴器大多已标准化,主要用于把两轴联接在一起。这种联接在机器运转过程中是不可分离的,只有在机器停车经拆卸才能分离。理论上,联轴器联接的两轴,它们的中心线应在一条直线上,即严格对中。由于制造、安装及机器运转中,轴、轴承、支承座等受载荷、温度的

影响而变形,使得被联接两轴在实际中不可能完全对中,两轴出现轴向位移、径向位移、角位移及综合位移等四种情形(见图 17.1)。这时就需要联轴器具有适应这种相对位移的能力,即位移补偿能力。另外在机器运转过程中,可能产生振动、冲击等有害因素,因此,还要求联轴器具有缓和冲击、吸收振动的能力,即缓冲吸振能力。固定式刚性联轴器不具有位移补偿能力,也不具有缓冲吸振能力,因此刚性联轴器主要应用于两轴能够严格对中,或为保证机器工作性能要求两轴严格对中安装,且载荷平稳,没有冲击振动的场合。可移式刚性联轴器是一种动联接装置,具有某一个方向或几个方向的位移补偿能力。如齿式联轴器具有良好的综合位移补偿能力;滑块联轴器具有径向位移、角位移补偿能力等,但这种联轴器没有缓冲吸振能力。弹性联轴器中具有挠性元件,依靠其变形,不但具有位移补偿能力,而且具有良好的缓冲吸振能力,因此适用于起动频繁、正反向运转、有冲击振动的场合,但不可用于对挠性元体有腐蚀性的工作环境中。

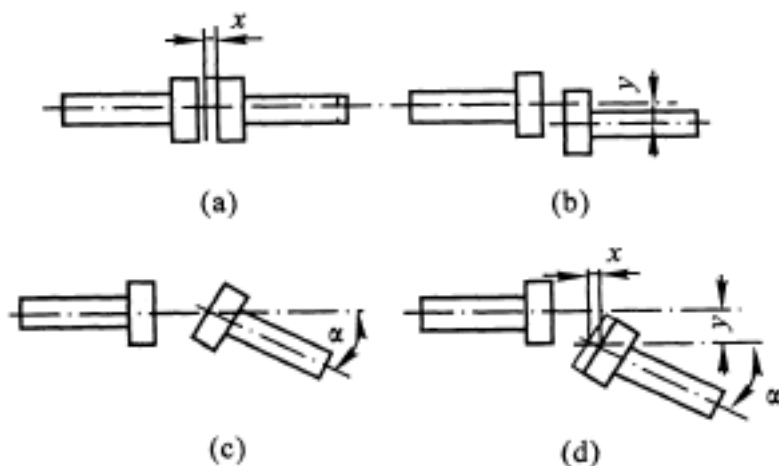


图 17.1

(a) 轴向位移 x ; (b) 径向位移 y ; (c) 角位移 α ; (d) 综合位移 x, y, α

选择联轴器的型号及尺寸还应考虑载荷的大小、转速的高低及轴径等。凸缘联轴器、齿式联轴器可传递较大载荷;滑块联轴器在高速下产生动载荷,故只适用于低速。用联轴器联接的两轴,其直径大小可以不同,甚至轴端既可为圆柱轴,也可为圆锥轴,但轴径必须在标准规定的范围之内。

各类联轴器的主要特点及应用如表 17.1 所示。

例 17.6 用联轴器将直流电动机与减速器相联,已知传递的转矩为 $200 \sim 500 \text{ N} \cdot \text{m}$,轴的转速为 $800 \sim 1\,350 \text{ r/min}$,两轴要求允许径向位移为 2.3 mm ,角位移为 1.6° ,选择联轴器的类型,并说明理由。

解 由题意可知,要求该联轴器具有轴向位移及角位移的补偿能力,可选择的是可移式刚性联轴器或弹性联轴器。被联接两轴无冲击振动,故可选择可移式刚性联轴器中的齿式联轴器。

表 17.1 各类联轴器的主要特点及应用

类 型		特 点	应用 场合
固定式刚性联轴器	凸缘联轴器	结构简单、不允许有位 移、传递转矩大	载荷平稳、严格对中
可移式刚性联轴器	齿式联轴器	结构复杂、良好综合位移 补偿	重载
	滑块联轴器	结构简单、综合位移补偿	中载、低速
	万向联轴器	结构复杂、大角度位移	相交轴线
弹性联轴器	弹性套柱销联轴器	弹性好、较大轴向位移补 偿、微量的径向位移、角 位移补偿	频繁起动、正反转、轴 向窜动较大、载荷较 平稳
	弹性柱销联轴器	弹性较好,较大轴向位移 补偿、微量的径向位移、 角位移补偿	频繁起动、正反转、轴 向窜动大、载荷较平稳
	轮胎联轴器	弹性好、补偿位移强、减 振强	频繁起动、正反转、大转 矩、冲击大、潮湿多尘

例 17.7 有一传动系统电动机—齿轮减速器—刮板运输机。电机转速为 970 r/min ,实际输出功率为 20.8 kW ,工作机转速为 40 r/min ,载荷中等冲击。试选取高、低速轴用联轴器。

解 由于高速轴转速高、载荷小,且有中等冲击,可选用传递转矩不大的弹性套柱销联轴器。低速轴转速低、载荷大,与工作机相联时轴线偏移的可能性大,可选用齿式联轴器。

例 17.8 牙嵌离合器一般用于__C__ 的场合。

A. 转矩大、接合速度高

B. 转矩大、接合速度低

C. 转矩小、接合时转速差小

D. 转矩小、接合速度高

【评注】 离合器与联轴器都是用来联接两轴,以传递运动和转矩。两者的主要区别是:联轴器只有在停车并经装拆后方可将两轴接合或分离,而离合器则在机器运转过程中即可实现两轴的接合与分离。离合器种类很多,大多也已

标准化,与联轴器选择类似,根据工作条件选择类型,根据计算转矩、轴的转速确定具体型号及尺寸。

17.4 课后习题详解

17-1 由交流电动机直接带动直流发电机供应直流电。已知所需最大功率为 $18 \sim 20 \text{ kW}$, 转速 $3\,000 \text{ r/min}$, 外伸轴轴径 $d = 45 \text{ mm}$ 。(1) 试为电动机与发电机之间选择一只恰当类型的联轴器, 并说明理由。(2) 根据已知条件, 定出型号。

解 (1) 选择型号: 因此类机组一般为中小型, 所需传递的功率中等, 直流发电机载荷平稳, 轴的弯曲变形较小, 联接之后不再拆动, 故选用传递转矩大、结构简单的固定式刚性联轴器, 如凸缘联轴器。

(2) 按传递最大功率 $P = 2 \text{ kW}$ 求计算转矩, 则

$$T = 9\,550 \frac{P}{n} = 9\,550 \times \frac{20}{3\,000} = 63.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由教材中表 17-1 查得, 当工作机为发电机时的工作情况系数 $K_A = 1.3$ 。则计算转矩为

$$T_c = K_A T = 1.3 \times 63.67 = 82.77 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据计算转矩、轴的转速 $n = 3\,000 \text{ r/min}$ 及外伸轴直径 $d = 45 \text{ mm}$ 查手册, 可用标准 GB5843—1986 铰制孔型凸缘联轴器 YL9。其许用转矩为 $[T] = 400 \text{ N} \cdot \text{m}$, 许用最大转速 $n_{\max} = 4\,100 \text{ r/min}$ 。其他主要尺寸: 螺栓孔中心所在圆直径 $D_0 = 115 \text{ mm}$, 6 只 M10 螺栓。

17-2 在发电厂, 由高温高压蒸汽驱动汽轮机旋转, 并带动发电机供电。在汽轮机与发电机之间用什么类型的联轴器为宜? 并说明理由。试为 $3\,000 \text{ kW}$ 的汽轮发电机组选择联轴器的具体型号, 设轴颈 $d = 120 \text{ mm}$, 转速为 $3\,000 \text{ r/min}$ 。

解 (1) 选择型号: 因汽轮发电机组的转子较重, 传递的转矩特大, 轴有一定的弯曲变形, 工作环境为高温高压蒸汽, 轴有伸长, 故选用耐温、耐湿, 有综合位移补偿能力的齿式联轴器。

(2) 求计算转矩: 转矩 T 为

$$T = 9\,550 \frac{P}{n} = 9\,550 \times \frac{3\,000}{3\,000} = 9\,550 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由教材中表 17-1, 当工作机为发电机原动机为汽轮机时的工作情况系数仍可取 $K_A = 1.3$ 。则计算转矩为

$$T_c = K_A T = 1.3 \times 9\,550 = 12\,415 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据计算转矩、轴的转速 $n = 3\,000 \text{ r/min}$ 、外伸轴直径 $d = 120 \text{ mm}$ 查手册, 可用标准 ZB19012—1989 GCLD 型鼓型齿式联轴器 GCLD7。其许用转矩为 $[T] = 14\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$, 许用最大转速 $n_{\max} = 3\,000 \text{ r/min}$ 。

17-3 如图 17-2 所示, 有两只转速相同的电动机, 电动机 1 联接在蜗杆轴上, 电动机 2 直接联接在 O_2 轴上 (垂直于图纸平面, 图中未标出), O_2 轴的另一端联接工作机。这样, 当开动电动机 1 (停止电动机 2) 时, 电动机经蜗杆蜗轮减速后驱动 O_2 轴, 是慢速挡。若开动电动机 2 (停止电动机 1) 直接驱动 O_2 轴, 是快速挡。要求电动机 1、电动机 2 可以同时开动, 或电动机 2 开动后再停止电动机 1 (反之亦然) 时, 不会产生卡死现象。试选一种离合器, 使之实现上述要求 (要求用示意图配合文字说明其动作)。

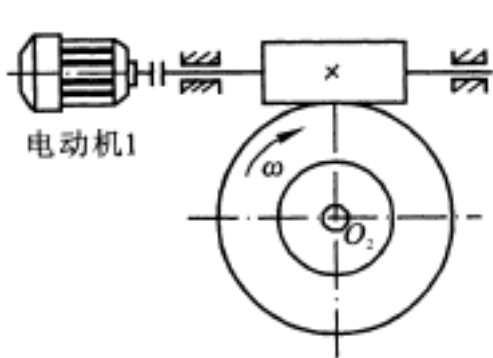


图 17-2 题 17-3 图

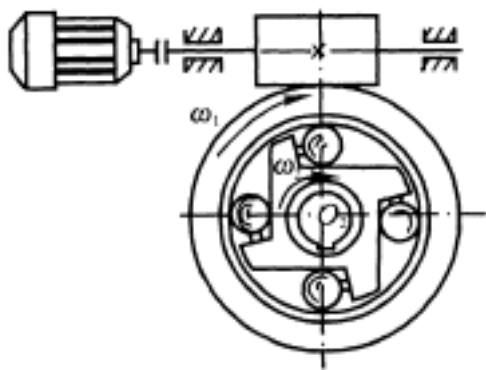


图 17-3 题 17-3 解图

解 可选用一超越离合器, 如图 17-3 所示。电动机 1 和电动机 2 的转速是相同的, 但电动机 1 经过蜗杆蜗轮传动后, 转速降至 ω_1 , 并有 $\omega_1 < \omega_2$ 。当两电机同时开动时, 因 $\omega_1 < \omega_2$, 超越离合器松开, ω_1 传不到 O_2 轴上, O_2 轴由电机 2 带动。若电动机 1 开动后, 再停止电动机 2, 那么当电动机 2 停止转动时, $\omega_2 = 0$, $\omega_1 > \omega_2$, 超越离合器被滚珠楔紧带动 O_2 轴旋转, 所以任何时间都不会卡死。

17-4 图 17-4 所示的多片式摩擦离合器。用于车床, 传递的功率为 1.7 kW , 转速为 500 r/min , 若 $D_1 = 80 \text{ mm}$, $D_2 = 120 \text{ mm}$, 摩擦片材料用淬火钢, 油浴润滑, 摩擦片间的压紧力 $F_a = 2\,000 \text{ N}$, 问需多少片摩擦片才能实现上述要求 (注意区分磨擦面数目和摩擦片片数) ?

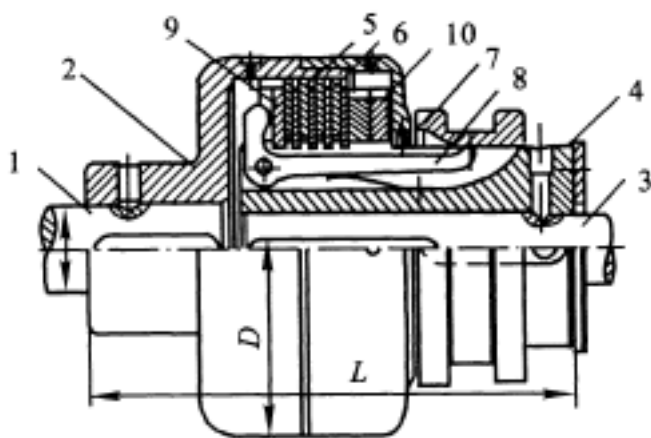


图 17-4 题 17-4 图

解 (1) 求计算转矩。转矩 T 为

$$T = 9\,550 \frac{P}{n} = 9\,550 \times \frac{1.7}{500} = 32.47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由教材中表 17-1 查得,当工作机为车床时的工作情况系数 $K_A = 1.5$ 。则计算转矩

$$T_c = K_A T = 1.5 \times 32.47 = 48.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) 求摩擦面数目。

$$\text{由 } T_{\max} = \frac{z f F_a (D_1 + D_2)}{4} \quad T_c \text{ 得}$$

$$z = \frac{4 T_c}{f F_a (D_1 + D_2)}$$

由教材中表 17-2 查得 $f = 0.05$, 将 $D_1 = 80 \text{ mm}$, $D_2 = 120 \text{ mm}$, $F_a = 2\,000 \text{ N}$, $T_c = 48.7 \text{ N} \cdot \text{m}$ 代入上式得

$$z = \frac{4 \times 48.7}{0.05 \times 2\,000 \times (80 + 120) / 1\,000} = 9.47$$

摩擦面数应为 10。主动摩擦片为 6 片,从动摩擦片为 5 片时,摩擦面数 $z = 6 + 5 - 1 = 10$ 即可实现。

(3) 验算压强。查教材中表 17-2,取 $[p] = 0.60 \text{ MPa}$, 则

$$p = \frac{4 F_a}{(D_2^2 - D_1^2)} = \frac{4 \times 2\,000}{3.14 \times (120^2 - 80^2)} = 0.32 \text{ MPa} < [p]$$

合适。

17-5 自行车飞轮是一种单向离合器,试画出它的简图,并说明为何要采

用单向离合器？

答 如图 17.5 所示,自行车从动链轮与内棘轮 3 相固联,棘爪 4 通过弹簧始终与棘齿啮合。当脚踏踏板顺时针转动时,经主动链轮 1、链条 2 带动从动链轮 3 顺时针转动,再通过棘爪 4 使后轮轴 5 顺时针转动,驱动自行车前行。自行车前进时,如果脚踏板不动,从动链轮(内棘轮)不转,后轮轴 5 便超越内棘轮 3 而转动,棘爪 4 在棘轮齿背上滑过,从而实现不蹬脚踏板的自行滑行。

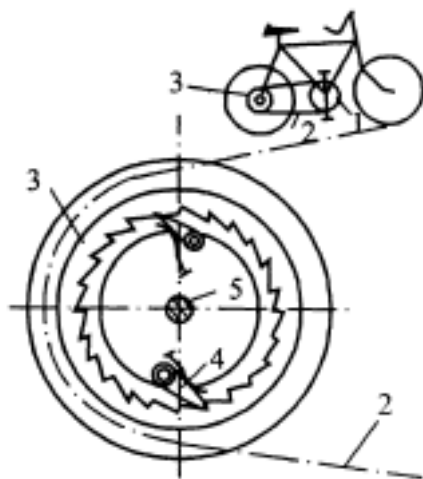


图 17.5 题 17-5 解图

17-6 图 17.6 所示为自动离合的离心离合器的工作原理图。已知弹簧刚度 $k = 3 \text{ N/mm}$, 活动瓦块质量中心与轴中心线的距离 $r = 50 \text{ mm}$, 活动瓦块与鼓轮的间隙 $\delta = 12 \text{ mm}$, 活动瓦块集中总质量 $m = 1.5 \text{ kg}$, 接合面间摩擦因数 $f = 0.4$, 试求传递转矩 $T = 13.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时输入轴的角速度 ω (活动瓦块厚度较小, 其尺寸可略去不计)。

解 自动离心离合器的工作原理是: 活动瓦块在离心惯性力的作用下克服弹簧拉力压紧鼓轮内壁, 当输入轴转速达到一定值时, 压紧力所产生的摩擦力矩克服外力矩后, 离合器处于接合状态。故离合器所能传递的转矩与轴的转速之间的关系为

$$T = f \left[m \omega^2 (r + \delta) / 1000 - k \delta \right] (r + \delta) / 1000$$

则

$$\omega = \sqrt{\frac{\frac{1000 T}{f(r + \delta)} + k}{m(r + \delta) / 1000}} = \sqrt{\frac{\frac{1000 \times 13.5}{0.4 \times (50 + 12)} + 3 \times 12}{1.5 \times (50 + 12) / 1000}} = 79 \text{ s}^{-1}$$

当输入轴的角速度为 $\omega_T = 79 \text{ s}^{-1}$ 时,传递转矩 $T = 13.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

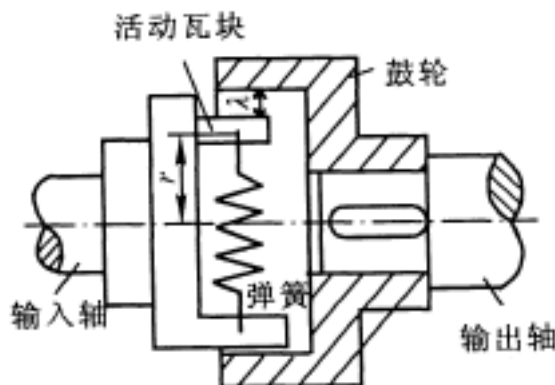


图 17.6 题 17-6 图

17.5 学习效果测试题及答案

17.5.1 学习效果测试题

- (1) 对低速、刚性大的短轴,常选用的联轴器为()。
 - A. 固定式刚性联轴器
 - B. 可移式刚性联轴器
 - C. 弹性联轴器
- (2) 在载荷具有冲击、振动,且轴的转速较高、刚度较小时,一般选用()。
 - A. 固定式刚性联轴器
 - B. 可移式刚性联轴器
 - C. 弹性联轴器
- (3) 凸缘联轴器是属于()联轴器。
 - A. 固定式刚性联轴器
 - B. 可移式刚性联轴器
 - C. 弹性联轴器
- (4) 齿式联轴器是属于()联轴器。
 - A. 固定式刚性联轴器
 - B. 可移式刚性联轴器
 - C. 弹性联轴器
- (5) 滑块联轴器主要用于补偿两轴的()。
 - A. 综合位移
 - B. 角位移

C . 轴向位移

D . 径向位移

(6) () 联轴器必须成对使用才能保证主动轴与从动轴角速度随时相等。

A . 凸缘联轴器

B . 齿式联轴器

C . 万向联轴器

D . 滑块联轴器

(7) 两轴对中性不好, 会使轴()。

A . 使用寿命增加

B . 产生附加动载荷

C . 受载均匀

D . 没有影响

(8) 用绞制孔螺栓联接的凸缘联轴器, 在传递扭矩时()。

A . 螺栓的横截面受剪切

B . 螺栓与螺栓孔接触面受挤压

C . 螺栓同时受剪切与挤压

D . 螺栓受拉伸与扭转

(9) 一般情况下, 为了联接电动机轴和减速器轴, 要求联轴器有弹性而且尺寸较小, 下列联轴器中最适宜采用()。

A . 凸缘联轴器

B . 万向联轴器

C . 轮胎联轴器

D . 弹性套柱销联轴器

(10) 两轴的偏角位移达 30° , 这时宜采用()。

A . 万向联轴器

B . 齿式联轴器

C . 弹性套柱销联轴器

D . 凸缘联轴器

(11) 联轴器与离合器的主要作用是()。

A . 缓冲、减振

B . 传递运动和转矩

C . 防止机器发生过载

D . 补偿两轴相对位移

(12) 牙嵌离合器中, 应用最广的牙型是()。

A . 三角形

B . 梯形

C . 锯齿形

D . 矩形

(13) 使用() 时, 只能在停车后或两轴转速差较小时接合, 否则会因撞击而损坏离合器。

A . 牙嵌离合器

B . 摩擦离合器

C . 磁粉离合器

D . 超越离合器

(14) 下列() 特点, 不属于摩擦离合器。

A . 接合时有冲击

B . 在任何转速下均可接合

C . 接合平稳

D . 过载保护

(15) 当主轴达到一定() 时, 离心离合器能自动与从动轴接合或者分离。

A . 转速

B . 转矩

C . 功率

D . 载荷

17 5 2 参考答案

- | | | | | | |
|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| (1) A | (2) C | (3) A | (4) B | (5) D | (6) C |
| (7) B | (8) C | (9) D | (10) A | (11) B | (12) B |
| (13) A | (14) A | (15) A | | | |

18.1 重点内容提要

18.1.1 教学基本要求

- (1) 了解弹簧的功用、类型、结构形式。
- (2) 了解弹簧的材料、制造方法及许用应力。
- (3) 掌握圆柱螺旋弹簧的设计计算方法,了解其他类型弹簧的特点和应用。

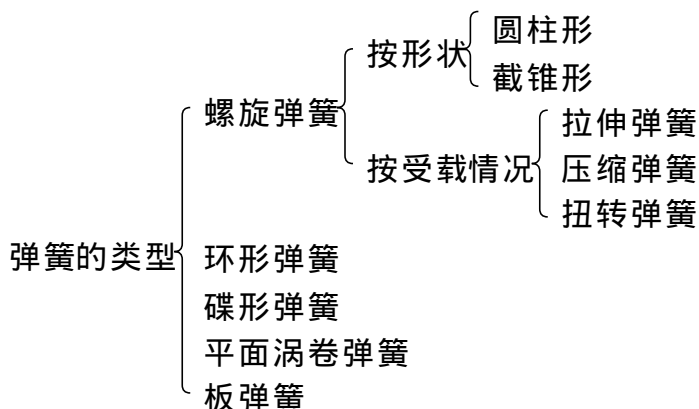
18.1.2 弹簧的功用和类型

弹簧是一种利用材料的弹性变形实现能量转换的弹性元件,它能在机械能与变形能之间互换,从而实现不同的机械功能。

1. 弹簧的主要功用

- (1) 控制运动,如凸轮机构中的弹簧、阀门中的弹簧。
- (2) 缓冲吸振,如车辆弹簧。
- (3) 储存释放能量,如钟表中的弹簧。
- (4) 测力的大小,如弹簧秤。

2. 弹簧的类型



18.1.3 圆柱螺旋拉伸、压缩弹簧的应力与应变

1. 圆柱螺旋弹簧在拉伸和压缩时的应力

工作载荷 F 沿圆柱弹簧轴线作用于弹簧上,在弹簧丝的法截面上作用着剪力 F 和扭矩 $T = FD_2/2$,两者在弹簧丝的内侧也即靠近弹簧轴线的一侧引起最大剪应力。在不计螺旋升角 ($< 9^\circ$) 和弹簧丝曲率的影响时,最大剪应力为

$$\tau = \frac{8FC}{d^3} \left[1 + \frac{0.5}{C} \right] \text{ MPa} \quad (18.1)$$

式中, F 为作用于弹簧轴线的上外载荷(单位:N); C 称为旋绕比(也称弹簧指数), $C = \frac{D_2}{d}$; D_2 为弹簧的中径(单位:mm); d 为弹簧丝的截面直径(单位:mm)。

若计及弹簧丝曲率对扭转剪切应力的影响时,较精确的强度计算为

$$\tau = K \frac{8FC}{d^3} \quad [\text{MPa}] \quad (18.2)$$

式中, F, C, d 意义同式(18.1); K 称为弹簧的曲度系数,可根据教材中图 18-6 查得,其计算式为

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad (18.3)$$

式(18.3) 第一项反映了弹簧丝曲率对扭切应力的影响,第二项反映了剪切应力分布不匀产生的影响。

旋绕比 C 是衡量弹簧曲率的重要参数,从式(18.1) 可知,当其他条件相同时,旋绕比 C 值越小,簧丝内侧剪应力 越小,强度越高。但随着 C 值减小,曲度系数 K 值增大,说明弹簧曲率对剪应力的影响增加。

2. 圆柱螺旋弹簧在拉伸和压缩时的变形

在轴向力 F 作用下,螺旋弹簧的轴向变形量 为

$$\Delta L = \frac{8FD_2^3 n}{Gd^4} = \frac{8FC^3 n}{Gd} = \frac{F}{k} \text{ mm} \quad (18.4)$$

式中, F 为作用于弹簧轴线的上外载荷(单位:N); C 为旋绕比; n 为参与变形的有效圈数; G 为弹簧材料的剪切弹性模量(单位:MPa); d 为弹簧丝的截面直径(单位:mm); k 称为弹簧刚度(单位:N/mm),由式(8.4) 得

$$k = \frac{Gd}{8C^3 n} \quad (18.5)$$

弹簧刚度 k 也称弹簧常数,反映弹簧单位变形量所需的载荷。当其他条件相同时,旋绕比 C 值越小,弹簧刚度 k 越大。

18.1.4 弹簧的制造、材料及许用应力

1. 弹簧的制造

弹簧的制造工艺过程有卷制、端面加工处理、热处理和性能试验。

弹簧的卷制有冷卷和热卷两种。冷卷时,一般用冷拉的碳素钢丝在常温下卷成,再经低温回火消除内应力。热卷时,应将热卷的弹簧进行淬火及回火处理。为提高弹簧的承载能力,可进行强压处理。对受变载荷的压缩弹簧,可采用喷丸处理提高其疲劳寿命。

2. 弹簧的材料

弹簧材料应具有高的弹性极限,疲劳极限和一定的冲击韧性、塑性及良好的热处理性能等。常用的弹簧材料如下:

(1) 优质碳素弹簧钢。如 65 号、70 号、85 号等碳素弹簧钢,主要适用于小尺寸的弹簧。

(2) 合金弹簧钢。如 60Si2Mn, 50CrVA 等,主要用于承受变载、冲击载荷的弹簧。

(3) 有色金属合金。主要是青铜合金,如 QSi3-1、QSn4-3 等,主要用于腐蚀性介质中工作的弹簧。

3. 弹簧的许用切应力

弹簧的许用切应力主要与弹簧承受载荷的性质有关。弹簧按载荷性质分三类: 类是指受变载荷次数在 10^6 次以上的重要弹簧; 类是指受变载荷作用次数在 $10^3 \sim 10^5$ 次及受冲击载荷的弹簧或受静载荷的重要弹簧; 类是指受变载荷作用次数在 10^3 次以下的,基本上受静载荷的弹簧。

18.1.5 圆柱螺旋拉伸、压缩弹簧的设计

1. 压缩弹簧的结构设计

压缩弹簧有两端并紧磨平和两端并紧不磨平两种主要结构形式。通常两端各有 $\frac{3}{4} \sim 1\frac{1}{4}$ 圈并紧,称为支承圈,不参与变形。端部厚度应近似于 $\frac{d}{4}$,不少于 $\frac{d}{8}$ 。

2. 拉伸弹簧的结构设计

拉伸弹簧的端部做有挂钩,挂钩的形状有圆钩环型和半圆钩环型。为了减小挂钩的弯曲应力,挂钩也可制成与弹簧分离的可调式活动挂钩,或使端部弹簧直径逐渐减小。

3. 弹簧的主要几何尺寸及其计算

根据弹簧的工作条件确定了弹簧丝的直径 d 和弹簧中径 D_2 ($D_2 = Cd$) 后,即可计算弹簧的其他主要几何尺寸。

弹簧内径为 $D_1 = D_2 - d$

弹簧外径为 $D = D_2 + d$

弹簧间距为 $\frac{2}{0.8n}$ (压缩弹簧); $= 0$ (拉伸弹簧)

弹簧节距为 $t = d +$

螺旋升角为 $= \arctan \frac{t}{D_2}$

弹簧总圈数为

$$n_1 = n + (1.5 \sim 2.5) \quad (\text{压缩弹簧,尾数推荐为 } 1/2 \text{ 圈})$$

$$n_1 = n \quad (\text{拉伸弹簧})$$

弹簧丝的展开长度为 $L = \frac{D_2 n_1}{\cos}$

并紧高度为

$$H_s = (n_1 + 1) d \quad (\text{两端并紧不磨平})$$

$$H_s = (n_1 - 0.5) d \quad (\text{两端并紧磨平})$$

自由高度为

$$H_0 = n + H_s = n + (n_1 + 1) d \quad (\text{两端并紧不磨平})$$

$$H_0 = n + H_s = n + (n_1 - 0.5) d \quad (\text{两端并紧磨平})$$

4. 弹簧的特性曲线

在弹簧的工作图中,应绘有弹簧的特性曲线。特性曲线反映了弹簧的载荷与变形之间的关系。图 18.1 所示为压缩弹簧的特性曲线。

图中, F_1 为最小工作载荷; F_2 为最大工作载荷; F_{lim} 为极限载荷; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_{\text{lim}}$ 分别对应于上述三种载荷作用时的弹簧变形量; H_1, H_2, H_{lim} 分别对应于上述三种载荷作用时的弹簧高度。拉伸弹簧的特性曲线与压缩弹簧的特性曲线类似,但分有初应力和无初应力两种情况。

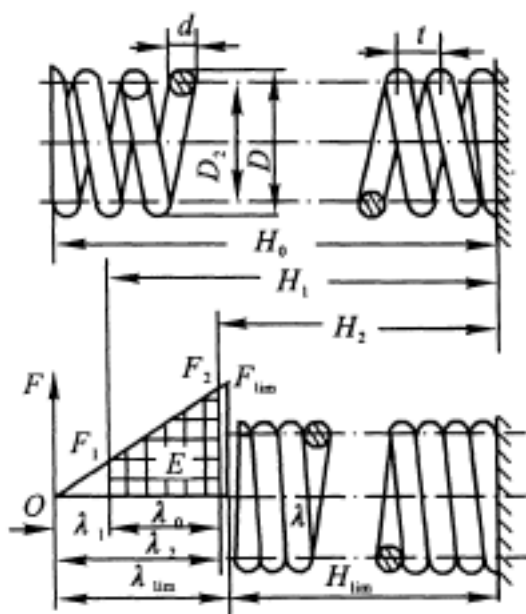


图 18.1

5. 压缩弹簧的稳定性

为避免压缩弹簧侧向弯曲而失稳, 对于两端固定的弹簧, 高径比 $b = H_0 / D_2 < 5.3$, 对于一端固定一端铰支的弹簧, $b = H_0 / D_2 < 3.7$ 。若 b 大于许用值, 设计时在弹簧内部加设导向杆或在外加设导向套。

6. 弹簧的设计步骤

- (1) 根据使用要求及工作条件选择弹簧材料及结构形式。
- (2) 若材料为碳素钢, 应预先假定弹簧丝的直径 d 。
- (3) 根据强度条件及刚度条件计算 d, D_2, n 及其他主要几何尺寸。
- (4) 若是压缩弹簧, 应验算弹簧的稳定性。

需要说明的是, 弹簧的设计常采用试算法, 故上述过程有时需重复进行。实际问题中, 设计方案并不唯一, 往往需要寻求最优解。

18.1.6 圆柱螺旋扭转弹簧

圆柱螺旋扭转弹簧承受绕弹簧轴线的外加力矩, 主要用于压紧和储能。其强度条件为

$$\sigma = K_1 \frac{M}{W} = K_1 \frac{32M}{d^3} \quad [\text{MPa}] \quad (18.6)$$

式中, K_1 为曲度系数, $K_1 = \frac{4C-1}{4C-4}$; M 为外加力矩 (单位: $\text{N} \cdot \text{mm}$); W 为截面模

量(单位: mm^3); d 为弹簧丝直径(单位: mm); $[\sigma]$ 为弹簧材料的许用弯曲应力(单位: MPa)。

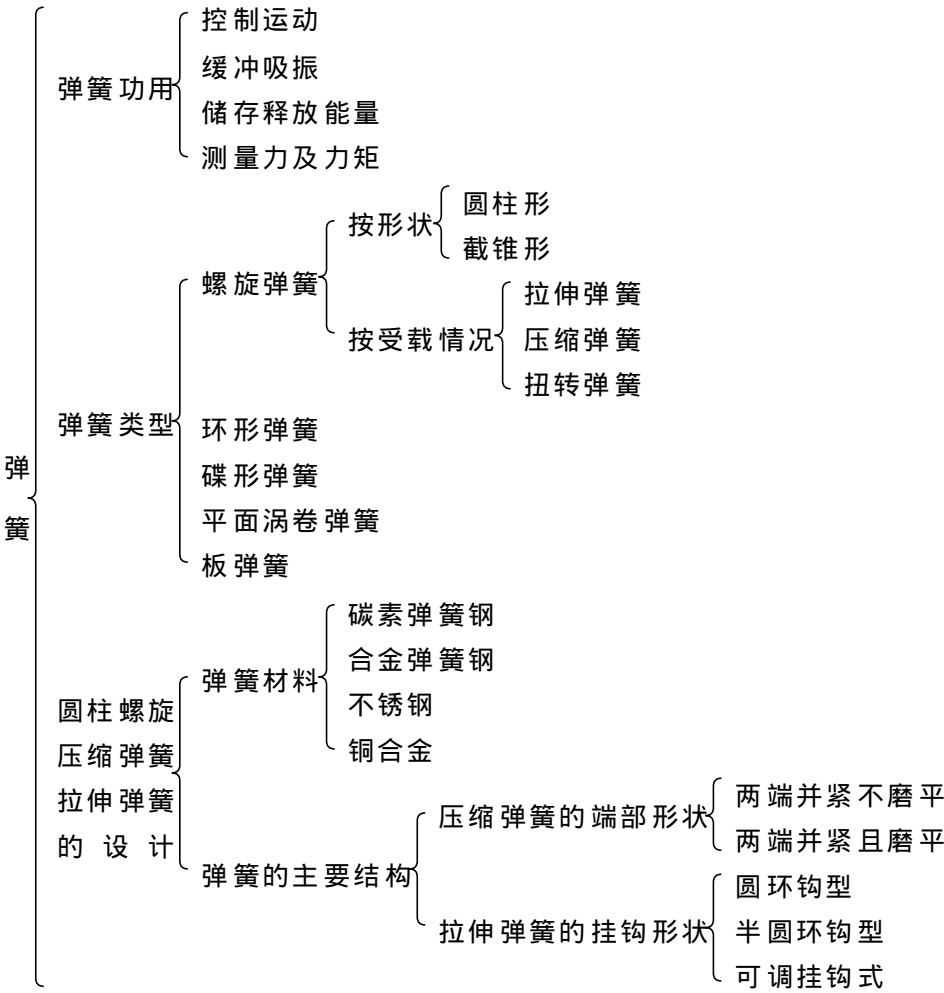
扭转弹簧产生的扭转角为

$$\varphi = \frac{Ml}{EI} = \frac{MD_2 n}{EI} = \frac{64MD_2 n}{Ed^4} \text{ rad} \tag{18.7}$$

式中, M 为外加力矩(单位: $\text{N} \cdot \text{mm}$); l 为弹簧的有效总长度(单位: mm); E 为材料的弹性模量(单位: MPa); I 为弹簧丝截面的惯性矩(单位: mm^4); D_2 为弹簧的中径(单位: mm), n 为弹簧的有效圈数。

扭转弹簧的旋向应与外加力矩的方向一致,这样位于弹簧内侧的最大工作压应力与卷绕时产生的残余拉应力反向,从而可提高承载能力。

18.2 重点知识结构图



弹 簧	圆柱螺旋 压缩弹簧 拉伸弹簧 的 设 计	强度条件: $= K \frac{8FC}{d^3} \quad [\quad]$
		弹簧变形量: $= \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \frac{8FC^3n}{Gd} = \frac{F}{k}$
		弹簧的特性曲线: 表征弹簧所受载荷与变形量之间的关系
		弹簧的稳定性 $\begin{cases} b = H_0/D_2 < 5.3 & (\text{两端固定时}) \\ b = H_0/D_2 < 3.7 & (\text{一端固定, 一端自由时}) \end{cases}$
	圆柱螺旋 扭转弹簧 的 设 计	强度条件: $= K_1 \frac{M}{W} = K_1 \frac{32M}{d^3} \quad [\quad]$
		弹簧扭转角: $= \frac{Ml}{EI} = \frac{MD_2n}{EI} = \frac{64MD_2n}{Ed^4}$

18.3 考点及常见题型精解

18.3.1 本章考点

本章的重点和难点包括两点,一是圆柱螺旋弹簧的基本概念、基本几何参数;二是圆柱螺旋压缩、拉伸弹簧的设计计算和特性曲线的描绘。

掌握弹簧的设计计算应包括:弹簧的结构设计、强度及刚度计算、几何参数的选择及计算、特性曲线以及压缩弹簧的稳定性分析等。

本章非考试重点,分值不高,以选择、填空、判断、简答等题型出现,多以基本概念的理解、几何参数对弹簧性能的影响的分析题居多。

18.3.2 常见题型精解

例 18.1 圆柱螺旋弹簧的卷绕方法有冷卷和热卷两种,当弹簧丝直径 d 在 8 mm 以上时,应用热卷方法卷绕。

例 18.2 制造弹簧丝直径 $d = 12$ mm,两端并紧磨平的普通压缩弹簧,其制造工艺有:a.热卷;b.淬火及回火处理;c.工艺检验;d.两端面加工。则其工艺路线应为 C。

A. a b c d

B. d a b c

C. a d b c

D. c a d b

【评注】 圆柱螺旋弹簧的制造工艺过程应包括:卷制、两端面加工、热处理、工艺试验。对于重要的弹簧有时还应进行强压或喷丸处理。卷制方法主要有

两种,分别是冷卷和热卷。当弹簧丝直径 d 小于 8 mm 时,采用冷卷法。为了消除卷绕后的残余应力,应进行回火处理。当弹簧丝直径 d 大于 8 mm 时,弹簧丝较粗,应根据弹簧丝直径选择合适的温度进行热卷,然后进行淬火及回火处理。

例 18.3 现有两个弹簧 A、B,它们的弹簧丝直径、材料及有效圈数均相同,仅中径 $D_{A2} > D_{B2}$ 。试问:

- (1) 当载荷 F 相同时,哪个变形大?
- (2) 当载荷 F 以相同的大小连续增加时,哪个可能先断?

答 (1) 因弹簧中径 $D_{A2} > D_{B2}$,所以旋绕比 $C_A > C_B$,旋绕比大,其刚度小,所以当载荷 F 相同时,弹簧 A 的变形量大。

(2) 弹簧的剪切应力与旋绕比 C 成正比,所以当载荷 F 以相同的大小连续增加时,弹簧 A 先断。

【评注】 由式 $\tau = \frac{8FD_2^3n}{Gd^4} = \frac{8FC^3n}{Gd}$ 可知,当其他条件相同时,弹簧的变形量与弹簧中径 D_2 或旋绕比 C 的三次方成正比,当 D_2 或 C 增大时,其弹簧变得很软,弹簧刚度小,弹簧易颤动。同时,弹簧丝法截面上的扭转力矩较大,从而使截面上的剪切应力增加,强度减弱,其他条件相同时, D_2 或 C 越大,越容易被剪断。从公式 $\tau = K \frac{8FC}{d^3} = K \frac{8FD_2}{d^3}$ 中也可看出,其剪切应力与 D_2 或 C 成正比。

例 18.4 弹簧的旋绕比 C 对弹簧性能有什么影响?设计中应如何选取 C 值的大小?

答 在其他条件相同的情况下,随着旋绕比 C 的减小,弹簧丝内侧剪切应力减小,弹簧强度增加;同时,弹簧刚度也增大。但当 C 值继续减小时,弹簧曲率的螺旋升角对扭转剪切应力的影响就会增加,使得弹簧丝内侧的剪切应力增加,反而降低弹簧的强度,同时也使制造困难。因此 C 值又不能太小。若 C 值过大,则弹簧刚度较差、易颤动。所以旋绕比 C 应在 4 ~ 16 之间,常用的范围为 5 ~ 8。

例 18.5 某圆柱螺旋压缩弹簧断了 1/3,试问从弹簧强度出发,剩余的 2/3 能否继续工作?其刚度如何变化?

答 从弹簧强度计算公式(18.2)可以看出,其强度与弹簧的圈数多少并无关系,弹簧断了,并不影响其强度,从强度出发,仍可继续工作。从弹簧刚度计算公式(18.5)可知,其刚度与弹簧有效圈数成反比,断后弹簧的刚度增大。

18.4 课后习题详解

18-1 已知一圆柱螺旋压缩弹簧的弹簧丝直径 $d = 6 \text{ mm}$, 中径 $D_2 = 30 \text{ mm}$, 有效圈数 $n = 10$ 。采用 组碳素弹簧钢丝, 受变载荷作用次数在 $10^3 \sim 10^5$ 次。(1) 求允许最大工作载荷及变形量; (2) 若端部采用磨平端支承圈结构时(如教材中图 18-1), 求弹簧的并紧高度 H_s 和自由高度 H_0 ; (3) 验算弹簧的稳定性。

解 (1) 弹簧丝最大剪切应力取 $\tau = [\tau]$ 时, 对应着最大工作载荷 F_2 。

由弹簧的材料、载荷性质查教材中表 18-1 得, $[\tau] = 0.4 \tau_B$; 由弹簧丝直径 $d = 6 \text{ mm}$ 查教材中表 18-2 得, $\tau_B = 1350 \text{ MPa}$ 。故

$$[\tau] = 0.4 \tau_B = 0.4 \times 1350 = 540 \text{ MPa}$$

由式(18-2)可得最大工作载荷 F_2 为

$$F_2 = \frac{[\tau] d^3}{8 K C}$$

$C = \frac{D_2}{d} = \frac{30}{6} = 5$, 由教材中图 18-6 查得 $K = 1.31$, 将 C, K 值代入上式, 得

$$F_2 = \frac{540 \times 3.14 \times 6^3}{8 \times 1.31 \times 5} = 1165 \text{ N}$$

在 F_2 作用下的变形量 Δ 即为最大变形量, 由式(18-4)得

$$\Delta = \frac{8 F_2 C^3 n}{G d} = \frac{8 \times 1165 \times 5^3 \times 10}{8 \times 10^4 \times 6} = 24.3 \text{ mm}$$

(2) 采用端部磨平结构时, 设两端各有 $3/4$ 圈并紧, 其有效圈数为

$$n_1 = n + 1.5 = 10 + 1.5 = 11.5 \text{ 圈}$$

则其并紧高度为

$$H_s = (n_1 - 0.5) d = (11.5 - 0.5) \times 6 = 66 \text{ mm}$$

将 $\frac{\Delta}{0.8n} = \frac{24.3}{0.8 \times 10} = 3 \text{ mm}$ 代入自由高度计算式, 得其自由高度为

$$H_0 = n \times 3 + H_s = 10 \times 3 + 66 = 96 \text{ mm}$$

(3) 验算稳定性, 即

$$b = \frac{H_0}{D_2} = \frac{96}{30} = 3.2 < 3.7$$

符合稳定性要求。

18-2 试设计一能承受冲击载荷的圆柱螺旋压缩弹簧。已知 $F_1 = 40 \text{ N}$, $F_2 = 240 \text{ N}$, 工作行程 $\Delta = 40 \text{ mm}$, 中间有 30 mm 的芯轴, 弹簧外径不大于 45 mm , 用碳素弹簧钢丝 A 组制造。

解 (1) 初选弹簧丝直径。根据对结构尺寸的限制条件, 此弹簧的内径应 $D_1 > 30 \text{ mm}$, 弹簧外径应 $D \leq 45 \text{ mm}$, 故弹簧丝直径为

$$d < (45 - 30) / 2 = 7.5 \text{ mm}$$

初选 $d = 3.5 \text{ mm}$ 。

(2) 确定许用应力。弹簧用碳素钢丝 A 组制造, 承受冲击载荷, 由教材中表 18-1、表 18-2 查得

$$[\sigma] = 0.4 \sigma_B = 0.4 \times 1550 = 620 \text{ MPa}$$

(3) 确定弹簧丝直径, 即

由式(18-2)可知
$$d = \sqrt{\frac{8KF_2C}{[\sigma]}}$$

因 $D_2 > 30 + 3.5 = 33.5 \text{ mm}$, 取 $D_2 = 38 \text{ mm}$, 则 $C = \frac{D_2}{d} = \frac{38}{3.5} = 10.86$,

查教材中图 18-6 得 $K = 1.14$, 将各值代入上式, 得

$$d = \sqrt{\frac{8 \times 1.14 \times 240 \times 10.86}{3.14 \times 620}} = 3.49 \text{ mm}$$

说明取 $d = 3.5 \text{ mm}$ 的碳素钢丝满足强度要求。

(4) 确定弹簧有效圈数。

由式(18-5)知
$$n = \frac{Gd}{8C^3k}$$

将弹簧的刚度 $k = \frac{F_2 - F_1}{\Delta} = \frac{240 - 40}{40} = 5 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 代入上式, 得

$$n = \frac{8 \times 10^4 \times 3.5}{8 \times 10.86^3 \times 5} = 5.46 \text{ 圈}$$

取 $n = 6$ 圈。

(5) 计算弹簧的其他尺寸。

弹簧内径为 $D_1 = D_2 - d = 38 - 3.5 = 34.5 \text{ mm} > 30 \text{ mm}$

弹簧外径为 $D = D_2 + d = 38 + 3.5 = 41.5 \text{ mm} < 45 \text{ mm}$

弹簧间距为
$$\frac{2}{0.8n} = \frac{F_2}{0.8nk} = \frac{240}{0.8 \times 6 \times 5} = 10 \text{ mm}$$

弹簧节距为 $t = d + \Delta = 3.5 + 10 = 13.5 \text{ mm}$

螺旋升角为
$$= \arctan \frac{t}{D_2} = \arctan \frac{13.5}{3.14 \times 38} = 6.46^\circ$$

弹簧总圈数: 两端各并紧 $3/4$ 圈磨平, 则

$$n_1 = n + 1.5 = 6 + 1.5 = 7.5 \text{ 圈}$$

弹簧丝的展开长度为

$$L = \frac{D_2 n_1}{\cos} = \frac{3.14 \times 38 \times 7.5}{\cos 6.46^\circ} = 900 \text{ mm}$$

自由高度为

$$H_0 = n + (n_1 - 0.5) d = 6 \times 9 + (7.5 - 0.5) \times 3.5 = 78.5 \text{ mm}$$

安装高度为

$$H_1 = H_0 - \Delta = H_0 - \frac{F_1}{k} = 78.5 - \frac{40}{5} = 70.5 \text{ mm}$$

(6) 验算弹簧的稳定性, 即

$$b = \frac{H_0}{D_2} = \frac{78.5}{38} = 2.07 < 2.6$$

符合稳定性要求。

18-3 设计一圆柱螺旋压缩弹簧。已知采用 $d = 8 \text{ mm}$ 的钢丝制造, $D_2 = 48 \text{ mm}$, 该弹簧初始时为自由状态, 将它压缩 40 mm 后, 需要储能 25 J 。(1) 求弹簧刚度; (2) 若许用切应力为 400 MPa , 问此弹簧的强度是否足够? (3) 求有效圈数 n_0 。

解 (1) 弹簧储存的变形能为

$$E = \frac{1}{2 \times 10^3} (F_1 + F_2) \Delta$$

由题意可知 $F_1 = 0$, $\Delta = \Delta_2 = 40 \text{ mm}$, $E = 25 \text{ J}$, 代入上式可得

$$F_2 = \frac{2 \times 10^3 E}{\Delta} = \frac{2 \times 10^3 \times 25}{40} = 1250 \text{ N}$$

则弹簧刚度为

$$k = \frac{F_2}{\Delta} = \frac{1250}{40} = 31.25$$

(2) 由 $C = \frac{D_2}{d} = \frac{48}{8} = 6$, 查教材中表 18-1 得 $K = 1.25$, 将 C, K 值代入

式(18-2)得

$$\tau = K \frac{8 F_2 C}{d^2} = \frac{1.25 \times 8 \times 1250 \times 6}{3.14 \times 8^2} = 373 \text{ MPa} \quad [\tau] = 400 \text{ MPa}$$

说明此弹簧的强度足够。

(3) 弹簧的有效圈数为

$$n = \frac{Gd}{8C^3k} = \frac{8 \times 10^4 \times 8}{8 \times 6^3 \times 31.25} = 11.85 \quad 12 \text{ 圈}$$

18-4 一圆柱螺旋拉伸弹簧用于高压开关中,已知最大工作载荷 $F_2 = 2\,070 \text{ N}$,最小工作载荷 $F_1 = 615 \text{ N}$,弹簧丝直径 $d = 10 \text{ mm}$,外径 $D = 90 \text{ mm}$,有效圈数 $n = 20$ 圈,弹簧材料为 60Si2Mn,载荷性质属于 类。(1) 在 F_2 作用时弹簧是否会断?求该弹簧能承受的极限载荷 F_{lim} ;(2) 求弹簧的工作行程。

解 (1) 由弹簧的材料、载荷性质查教材中表 18-1 得, $[\sigma] = 640 \text{ MPa}$,且 $\sigma_{\text{lim}} = 1.25[\sigma] = 1.25 \times 640 = 800 \text{ MPa}$ 。

弹簧中径为 $D_2 = D - d = 90 - 10 = 80 \text{ mm}$

由旋绕比 $C = \frac{D_2}{d} = \frac{80}{10} = 8$,查教材中表 18-1 得 $K = 1.19$,则极限载荷 F_{lim} 为

$$F_{\text{lim}} = \frac{\sigma_{\text{lim}} d}{8KC} = \frac{800 \times 3.14 \times 10^2}{8 \times 1.19 \times 8} = 3\,298 \text{ N}$$

由于 $F_2 < F_{\text{lim}}$,所以在最大工作载荷 F_2 作用时弹簧不会拉断。

(2) 由式(18-5)得弹簧刚度为

$$k = \frac{Gd}{8C^3n} = \frac{8 \times 10^4 \times 10}{8 \times 8^3 \times 20} = 9.77$$

则弹簧的工作行程 为

$$= \frac{F_2 - F_1}{k} = \frac{2\,070 - 615}{9.77} = 149 \text{ mm}$$

18-5 如图 18-2 所示,有两根尺寸完全相同的圆柱螺旋拉伸弹簧,一根没有初应力,另一根有初应力,两根弹簧的自由高度 $H_0 = 80 \text{ mm}$ 。现对有初应力的那根实测如下:第一次测定 $F_1 = 20 \text{ N}$, $H_1 = 100 \text{ mm}$;第二次测定 $F_2 = 30 \text{ N}$, $H_2 = 120 \text{ mm}$ 。试计算:(1) 初拉力 F_0 ;(2) 没有初应力的弹簧在 $F_2 = 30 \text{ N}$ 的拉力下,弹簧的高度。

解 (1) 计算初拉力 F_0 :

由弹簧的刚度公式可知

$$k = \frac{F_2 - F_1}{H_2 - H_1} = \frac{F_1 - F_0}{H_1 - H_0}$$

将已知数据代入上式,即

$$\frac{30 - 20}{120 - 100} = \frac{20 - F_0}{100 - 80}$$

得 $F_0 = 10 \text{ N}$ 。

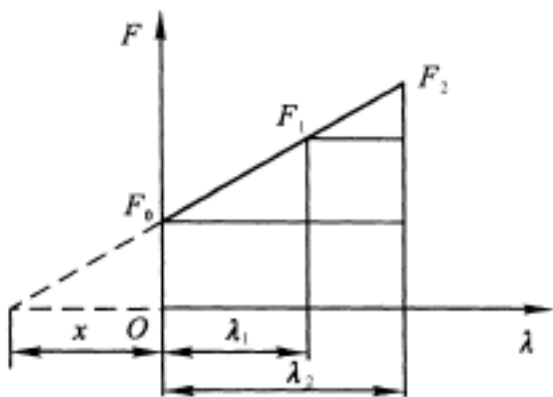


图 18.2 题 18-5 图

(2) 因两根弹簧的尺寸完全相同,故其刚度也完全相同,则

$$k = \frac{F_2 - F_1}{H_2 - H_1} = \frac{30 - 20}{120 - 100} = 0.5$$

没有初拉力的弹簧在 $F_2 = 30 \text{ N}$ 时的伸长量为

$$\lambda_2 = \frac{F_2}{k} = \frac{30}{0.5} = 60 \text{ mm}$$

故此时弹簧高度为

$$H_2 = H_0 + \lambda_2 = 80 + 60 = 140 \text{ mm}$$

18-6 试设计一受静载荷的圆柱螺旋压缩弹簧。已知条件如下:当弹簧承受载荷 $F_1 = 178 \text{ N}$ 时,其长度 $H_1 = 89 \text{ mm}$,当 $F_2 = 1160 \text{ N}$ 时,其长度 $H_2 = 54 \text{ mm}$,该弹簧使用时套在直径为 30 mm 的芯棒上,现有材料为碳素弹簧钢丝,要求所设计弹簧的尺寸尽可能小。

解 (1) 初选弹簧丝直径 $d = 8 \text{ mm}$ 。

(2) 确定材料的许用应力。由题意知弹簧材料为碳素弹簧,载荷性质为静载,按Ⅱ类载荷计算,查教材中表 18-1 及表 18-2 得

$$[\sigma] = 0.5 \sigma_B = 0.5 \times 1000 = 500 \text{ MPa}$$

(3) 初估弹簧中径 $D_2 = 30 + 8 = 38 \text{ mm}$,由弹簧中径标准系列可取 $D_2 = 48 \text{ mm}$ 。

(4) 根据弹簧强度确定弹簧丝直径。

由式(18-2)可知 $d = \sqrt{\frac{8KF_2C}{[]}}$

由 $C = \frac{D_2}{d} = \frac{48}{8} = 6$, 查教材中图 18-6 得 $K = 1.25$, 将 C, K 值代入上式得

$$d = \sqrt{\frac{3.14 \times 1.25 \times 1160 \times 6}{3.14 \times 500}} = 6.66 \text{ mm}$$

说明取 $d = 8 \text{ mm}$ 的碳素钢丝满足强度要求。

(5) 确定弹簧有效圈数。

由式(18-5)知 $n = \frac{Gd}{8C^3k}$

将弹簧的刚度 $k = \frac{F_2 - F_1}{H_1 - H_2} = \frac{1160 - 178}{89 - 54} = 28.1 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 代入上式, 得

$$n = \frac{8 \times 10^4 \times 8}{8 \times 6^3 \times 28.1} = 13.2 \quad 13 \text{ 圈}$$

(6) 计算弹簧的其他尺寸。

弹簧内径为 $D_1 = D_2 - d = 48 - 8 = 40 \text{ mm}$

弹簧外径为 $D = D_2 + d = 48 + 8 = 56 \text{ mm}$

弹簧间距为 $\frac{2}{0.8n} = \frac{F_2}{0.8nk} = \frac{1160}{0.8 \times 13 \times 28.1} = 3.97 \text{ mm}$

取 $= 5.2 \text{ mm}$ 。

弹簧节距为 $t = d + \quad = 8 + 5.2 = 13.2 \text{ mm}$

螺旋升角为

$$= \arctan \frac{t}{D_2} = \arctan \frac{13.2}{3.14 \times 48} = 5^\circ \quad (\text{在 } 5^\circ \sim 9^\circ \text{ 之间})$$

弹簧总圈数: 两端各并紧 $3/4$ 圈磨平, 则

$$n_1 = n + 1.5 = 13 + 1.5 = 14.5 \text{ 圈}$$

弹簧丝的展开长度为

$$L = \frac{D_2 n_1}{\cos} = \frac{3.14 \times 48 \times 13}{\cos 5.27^\circ} = 1967 \text{ mm}$$

自由高度为

$$H_0 = n + (n_1 - 0.5)d = 13 \times 5.2 + (14.5 - 0.5) \times 8 = 180 \text{ mm}$$

(7) 验算弹簧的稳定性, 即

$$b = \frac{H_0}{D_2} = \frac{180}{48} = 3.75 > 3.7$$

在弹簧内部有导向杆的条件下,虽高径比略高出许用值,但也可满足稳定性。

(8) 讨论:本解选用的材料是 组碳素弹簧钢丝,其许用应力较小,在此条件下,设计出的弹簧体积可能不是最优的。若选用强度好的 或 组碳素弹簧钢丝,尺寸会更小,更符合本题意。

18-7 一圆柱螺旋扭转弹簧用在 760 mm 的门上(见图 18.3)。当门关闭时,手把上加 45 N 的推力才能把门打开。当门转到 180° 时,手把上的力为 13.5 N。若材料的许用应力 $[\sigma] = 1\,100\text{ MPa}$ 。试求:(1) 该弹簧的弹簧丝直径 d 和中径 D_2 ;(2) 弹簧的有效圈数;(3) 所需的初始扭转角。

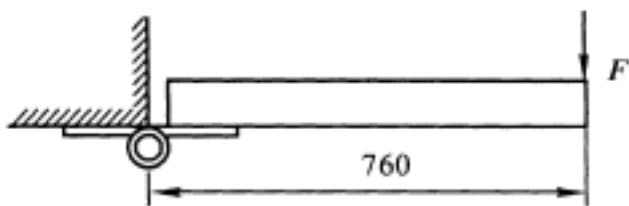


图 18.3 题 18-7 图

解 (1) 选取弹簧旋绕比 $C = 6$, 则

$$K_1 = \frac{4C - 1}{4C - 4} = \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} = 1.15$$

当门转到 180° 时,弹簧承受最大转矩 M_2 , 由式(18.6) 得

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 K_1 M_2}{[\sigma]}}$$

将 $M_2 = 13.5 \times 760 = 10\,260\text{ N} \cdot \text{mm}$ 及 $[\sigma] = 1\,100\text{ MPa}$ 代入上式,得

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.15 \times 10\,260}{3.14 \times 1\,100}} = 4.78\text{ mm}$$

取弹簧丝直径 $d = 5\text{ mm}$, 则弹簧中径为

$$D_2 = Cd = 6 \times 5 = 30\text{ mm}$$

符合弹簧中径标准系列。

(2) 计算弹簧的有效圈数。因初始转矩

$$M_1 = 4.5 \times 760 = 3\,420\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M = M_2 - M_1 = 10\,260 - 3\,420 = 6\,840\text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\varphi_2 - \varphi_1 = 180^\circ =$$

由式(18.7) 得

$$n = \frac{Ed^4}{64 MD_2} = \frac{2.06 \times 10^5 \times 5^4 \times}{64 \times 6840 \times 30} = 30.8$$

取 $n = 31$ 圈。

(3) 所需初始扭转角为

$$\varphi_1 = \frac{64 M_1 D_2 n}{Ed^4} = \frac{64 \times 3420 \times 30 \times 31}{2.06 \times 10^5 \times 5^4} = 1.57 \text{ rad} = 90^\circ$$

18.5 学习效果测试题及答案

18.5.1 学习效果测试题

18-1 填空题

(1) 弹簧主要有_____、_____、_____、_____四种功能。

(2) 圆柱螺旋弹簧的弹簧丝直径是按弹簧的_____要求计算确定的, 弹簧的有效圈数是按弹簧的_____要求计算确定的。

(3) 某圆柱螺旋压缩弹簧, 若载荷 F 、中径 D_2 、材料均不变, 而把弹簧丝直径 d 和有效圈数 n 均增大 2 倍, 则其工作应力是原来的_____, 变形量是原来的_____。

(4) 圆柱螺旋拉伸弹簧可按曲梁受_____进行强度计算; 扭转弹簧可按曲梁受_____进行强度计算。

18-2 简答题

(1) 制造弹簧丝直径 $d = 4 \text{ mm}$ 、半圆钩环型的拉伸弹簧, 其制造工艺可能有: a. 热卷; b. 冷卷; c. 回火处理; d. 淬火及回火处理; e. 镀锌; f. 工艺检验; g. 两半圆钩环加工。请指出此弹簧的工艺路线。

(2) 在什么情况下要验算弹簧的稳定性? 采用什么措施可提高其稳定性?

18.5.2 参考答案

18-1 (1) 控制运动, 缓冲及吸振, 储存和释放能量, 测量力的大小

(2) 强度, 变形

(3) $1/8, 1/8$

(4) 扭转, 弯曲

18-2 (1) b g c e f

(2) 对于压缩弹簧,如其长度较大时,则受力后容易失去稳定性,这在工作中是不允许的,为了避免失稳出现,应用压缩弹簧的高径比 b 来验算。当 b 值大于许用值时,应首先从尺寸参数中减小 b 值,若改变尺寸受限制,则应在弹簧内部增设导向杆或在外部加导向套。

附录 模拟试题及参考解答

附录 A 模拟试题

A.1 模拟试题

1. 选择题

- (1) 平面机构中若引入一个高副,将带入()约束。
A. 一个 B. 二个 C. 三个 D. 零个
- (2) 齿轮传动中,当齿轮分度圆直径不变时,将模数加大,其接触疲劳强度将()。
A. 提高 B. 降低 C. 不变 D. 无法判断变动情况
- (3) 一对齿轮啮合传动时,大、小齿轮的齿面接触应力为()。
A. $H_1 = H_2$ B. $H_1 > H_2$
C. $H_1 < H_2$ D. 无法判断大小
- (4) 锥齿轮的接触疲劳强度按当量圆柱齿轮的公式进行计算,这个当量圆柱齿轮的齿数、模数是锥齿轮的()。
A. 实际齿数,大端模数 B. 当量齿数,平均模数
C. 当量齿数,大端模数 D. 实际齿数、平均模数
- (5) 标准蜗杆传动的中心距计算公式应为()。
A. $a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$ B. $a = \frac{1}{2} m(q + z_2)$
C. $a = \frac{1}{2} m_k(q + z_2)$ D. $a = \frac{1}{2} m_k(q + z_1)$
- (6) 带传动采用张紧轮的目的是()。
A. 减轻带的弹性滑动 B. 提高带的寿命
C. 改变带的运动方向 D. 调节带的初拉力

(7) 带传动工作时,小带轮为主动,则带内应力最大发生位置在()。

- A. 进入小带轮处
- B. 进入大带轮处
- C. 退出小带轮处
- D. 退出大带轮处

(8) 在一定转速下,要减轻链传动的不均匀性和动载荷,应()。

- A. 增大链节距,增加链轮齿数
- B. 增大链节距,减少链轮齿数
- C. 减小链节距,增加链轮齿数
- D. 减小链节距,减少链轮齿数

(9) 在螺栓联接的结构设计中,被联接件与螺母和螺栓头接触表面处需要加工,这是为了()。

- A. 不致损伤螺栓头和螺母
- B. 增大接触面积,不易松脱
- C. 防止产生附加偏心载荷
- D. 便于装配

(10) 在受轴向载荷的紧螺栓强度计算公式 $\sigma = \frac{1.3F_a}{d/4}$ 中, F_a 为()。

- A. 工作载荷
- B. 预紧力
- C. 预紧力和工作载荷之和
- D. 工作载荷和残余预紧力之和

(11) 循环特性 $r = -1$ 的变应力是()。

- A. 对称循环变应力
- B. 脉动循环变应力
- C. 非对称循环变应力
- D. 静应力

(12) 转轴工作中,轴表面上一点的弯曲应力的性质是()。

- A. 静应力
- B. 脉动循环变应力
- C. 对称循环变应力
- D. 不稳定变应力

(13) 非液体摩擦滑动轴承计算中,限制 p 值是考虑限制轴承的()。

- A. 磨损
- B. 发热
- C. 点蚀
- D. 塑性变形

(14) 滚动轴承的内圈与轴颈的配合以及外圈与轴承座孔的配合()。

- A. 全部采用基孔制
- B. 全部采用基轴制
- C. 前者采用基孔制,后者采用基轴制
- D. 前者采用基轴制,后者采用基孔制

(15) 能很好地承受径向载荷与单向轴向载荷综合作用的轴承是()。

- A. 深沟球轴承
- B. 角接触球轴承
- C. 推力球轴承
- D. 圆柱滚子轴承

2. 填空题

(1) 直齿锥齿轮通常用于两轴_____的传动。

(2) 斜齿圆柱齿轮以_____模数为标准模数,以_____压力角为标准压力角。

(3) 根据齿轮设计准则,软齿面闭式齿轮传动一般按_____设计;硬齿面闭式齿轮传动一般按_____设计。

(4) 带传动的主要失效形式是_____,设计准则是_____。

(5) 螺旋副的自锁条件是_____。

(6) 螺纹联接防松的实质是_____。

(7) 如果一个零件的应力循环特性 $r = 0.6$, 应力幅 $\sigma_a = 80 \text{ MPa}$, 则此时最大应力 $\sigma_{\max} =$ _____ MPa, 最小应力 $\sigma_{\min} =$ _____ MPa, 平均应力 $\sigma_m =$ _____ MPa。

(8) 当载荷重复作用时,零件表层金属呈片状剥落,表面形成小坑,这种现象称为_____失效。

3. 简答题

(1) 在曲柄摇杆机构中,什么情况下会出现死点位置?该位置的传动角是多少?

(2) 选择斜齿圆柱齿轮的螺旋角时应考虑哪些因素?

(3) 什么样的回转件只要做到了静平衡,也一定满足动平衡的要求?

(4) 螺纹联接为什么要防松?防松方法有几种?分别举两例。

(5) 为什么要根据带的型号规定带轮的最小直径?

4. 计算下列机构的自由度(见图 A.1)。若有复合铰链、局部自由度和虚约束,请指明。

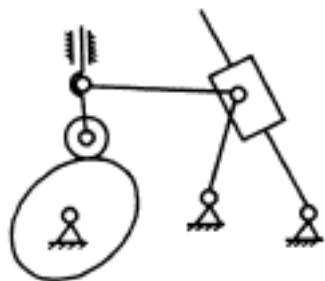


图 A.1 附 1.4 题图

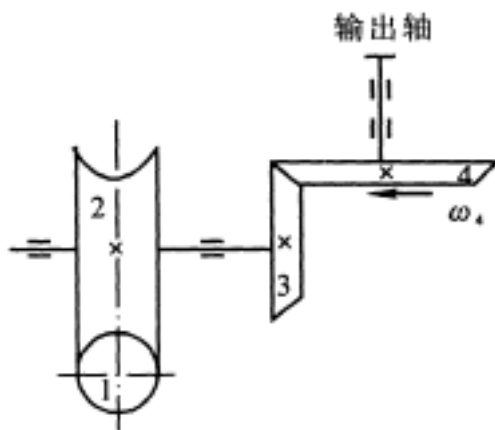


图 A.2 附 1.5 题图

5. 如图 A.2 所示为蜗杆传动和圆锥齿轮传动的组合,已知输出轴上的锥齿轮 4 的转向。

(1) 欲使中间轴上的轴向力抵消, 试确定蜗杆与蜗轮的螺旋线方向, 蜗杆和蜗轮的转动方向, 标示在图上;

(2) 在图上标出各轮所受轴向力和圆周力的方向。

6. 有一对外啮合渐开线标准直齿圆柱齿轮传动, 大齿轮已经损坏, 现急需修复使用, 今测得中心距 $a = 276 \text{ mm}$, 小齿轮齿顶圆直径 $d_{a1} = 105 \text{ mm}$, 其齿数 $z_1 = 33$, 试求大齿轮的齿数 z_2 。

7. 如图 A.3 所示, 已知减速器一根轴用两个 30212 滚动轴承支承, 轴承的径向载荷 $F_{r1} = 2000 \text{ N}$, $F_{r2} = 8000 \text{ N}$, 齿轮上的轴向力 $F_{A1} = 2000 \text{ N}$, $F_{A2} = 1000 \text{ N}$ 。试分别计算出两轴承所受的轴向载荷 F_{a1} , F_{a2} 。(派生轴向力 $F = 0.3 F_r$)

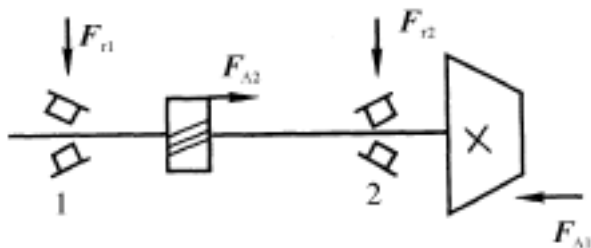


图 A.3 附 1.7 题图

8. 钢板用 4 个螺栓固联在铸铁支架上, 有如图 A.4 所示的两种方案, 试比较哪种方案合理? 两种方案中, 哪个螺栓受力最大?

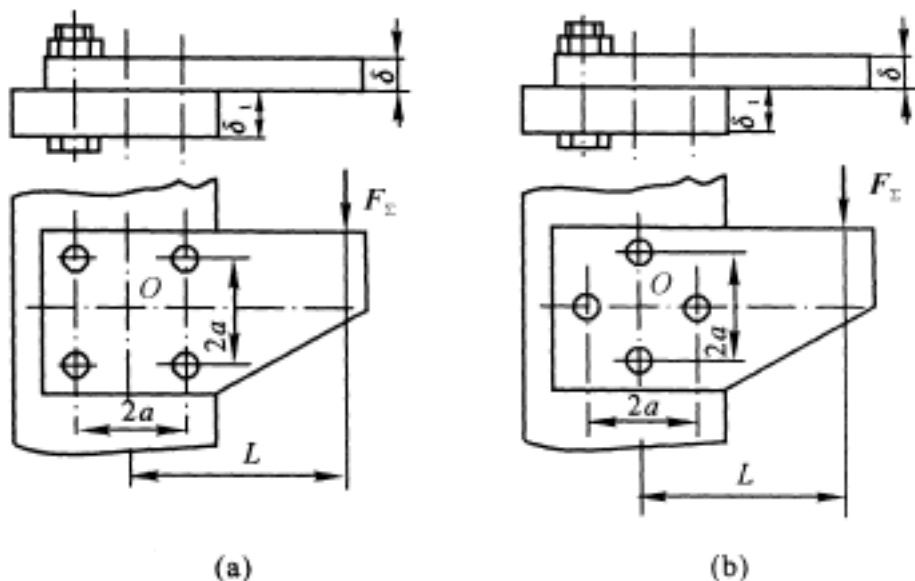


图 A.4 附 1.8 题图

9. 在图 A.5 所示铰链四杆机构中, 已知 $a = 100 \text{ mm}$, $b = 150 \text{ mm}$, $c = 130 \text{ mm}$, $d = 130 \text{ mm}$ 。判断此铰链四杆机构的类型。

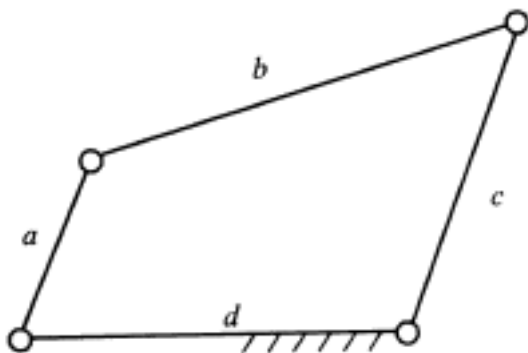


图 A.5 附 1.9 题图

A.2 模拟试题

1. 选择题

(1) 当机构的自由度大于零, 且()主动件数, 则该机构具有确定的相对运动。

- A. 小于 B. 等于 C. 大于 D. 大于或等于

(2) 软齿面闭式齿轮传动的主要失效形式是()。

- A. 齿面胶合 B. 轮齿折断
C. 齿面磨损 D. 齿面疲劳点蚀

(3) 对于标准齿轮传动, 影响齿形系数的主要几何参数是()。

- A. 齿轮的模数 B. 齿轮的压力角
C. 齿轮的齿数 D. 齿轮的顶隙系数

(4) 在开式齿轮传动中, 齿轮模数应依据()条件确定。

- A. 齿根弯曲疲劳强度 B. 齿面接触疲劳强度
C. 齿面胶合强度 D. 齿轮的工作环境

(5) 蜗杆蜗轮啮合面间的滑动速度 v_s 与蜗杆的圆周速度 v_1 之间有()。

- A. $v_s = v_1$ B. $v_s > v_1$
C. $v_s < v_1$ D. v_s, v_1 没关系

(6) 带传动在工作中产生弹性滑动的原因是()。

- A. 带在带轮上出现打滑
B. 外载荷过大

C. 初拉力过小

D. 带的弹性和紧力与松边有拉力差

(7) 带传动不能保证准确传动比,是因为()。

A. 带在带轮上出现打滑

B. 带出现了磨损

C. 带的松弛

D. 带传动工作时发生弹性滑动

(8) 链条节数宜采用()。

A. 奇数

B. 偶数

C. 质数

D. 任意整数

(9) 在受轴向工作载荷的紧螺栓联接强度计算公式 $\sigma = \frac{1.3 F_a}{d_1/4}$ 中,系数 1.3

是考虑了()。

A. 螺纹上的应力集中

B. 螺栓杆横截面上的扭转应力

C. 载荷沿螺纹圈分布的不均匀性

D. 螺纹毛刺的部分挤压

(10) 当螺纹公称直径、牙型角、螺纹线数相同时,细牙螺纹的自锁性能比粗牙螺纹的自锁性能()。

A. 好

B. 差

C. 相同

D. 无法比较

(11) 用于联接的螺纹牙型为三角形,这最主要是因为三角形螺纹()。

A. 防振性能好

B. 传动效率高

C. 牙根强度高、自锁性好

D. 加工方便

(12) 平键的长度是按()选择,然后校核其强度。

A. 传递转矩的大小

B. 轴的直径

C. 轮毂宽度

D. 传递功率大小

(13) 在循环变应力作用下,影响疲劳强度的主要因素是()。

A. σ_m

B. σ_{max}

C. σ_{min}

D. σ_a

(14) 用当量弯矩法计算轴的强度时,公式 $M_e = \sqrt{M^2 + (T)^2}$ 中的系数是考虑()。

A. 计算公式不准确

B. 材料抗弯与抗扭的性能不同

C. 载荷设计不精确

D. 转矩和弯矩的循环特性不同

(15) 轴承转动时,滚动体和滚道受()。

A. 按对称循环变化的接触应力

B. 按脉动循环变化的接触应力

C. 按对称循环变化的弯曲应力

D. 按脉动循环变化的弯曲应力

2. 填空题

(1) 直齿锥齿轮以_____模数为标准模数。

5. 如图 A.7 所示为一对锥齿轮与一对斜齿轮组成的二级减速器, 并已知轴的转向。

(1) 如使 轴轴向力有所抵消, 试确定斜齿轮 3,4 的螺旋线方向, 在图中标出;

(2) 在图中标出齿轮 2,3 的轴向力。

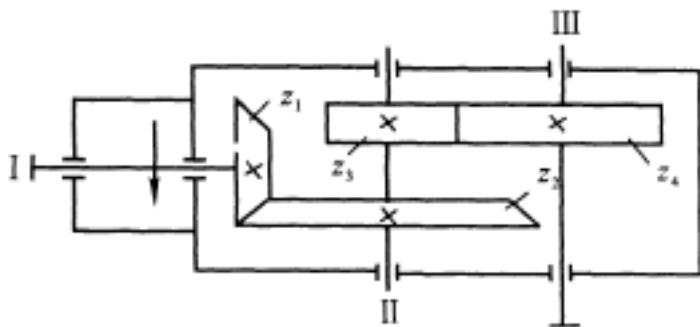


图 A.7 附 2.5 题图

6. 判别下列图 A.8 中两板间能否产生流体动压。

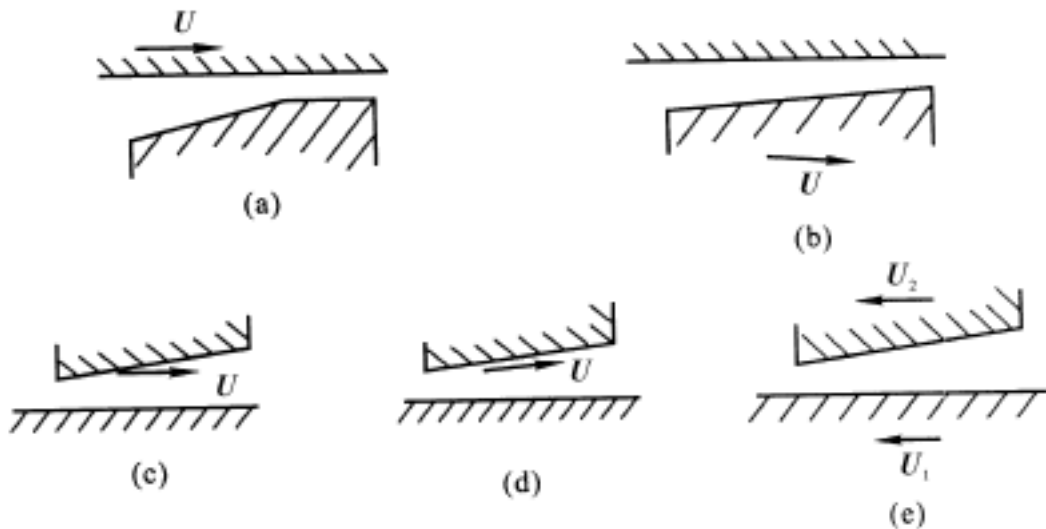


图 A.8 附 2.6 题图

7. 如图 A.9 所示, 已知减速器一根轴用两个 30212 滚动轴承支承, 轴承的径向载荷 $F_{r1} = 3400 \text{ N}$, $F_{r2} = 8500 \text{ N}$, 齿轮上的轴向力 $F_A = 600 \text{ N}$ 。试分别计算出两轴承所受的轴向载荷 F_{a1} , F_{a2} 。(派生轴向力 $F = 0.3 F_r$)

8. 图 A.10 所示的铰链四杆机构中, 已知各构件长度 $L_{AB} = 40 \text{ mm}$, $L_{BC} = 100 \text{ mm}$, $L_{CD} = 80 \text{ mm}$, $L_{AD} = 120 \text{ mm}$ 。试问:

- C. 带和带轮间摩擦因数较大
D. 带传动的中心距过大
- (6) 链条在小链轮上包角过小时, 容易引起()。
- A. 链在小链轮上易出现脱链
B. 传动不均匀性增大
C. 啮合齿数少, 链和链轮磨损快
D. 链易被拉断
- (7) 对于联接用螺纹, 主要要求联接可靠、自锁性能好, 故常选用()。
- A. 升角小、单线三角形螺纹 B. 升角大、双线三角形螺纹
C. 升角小、单线梯形螺纹 D. 升角大、双线矩形螺纹
- (8) 采用普通螺栓联接的凸缘联轴器, 在传递转矩时()。
- A. 螺栓的横截面受剪切
B. 螺栓与螺栓孔配合面受挤压
C. 螺栓同时受剪切和挤压
D. 螺栓受拉伸与扭转作用
- (9) 在下列四种具有相同公称直径和螺距, 并采用相同配对材料的传动螺旋副中, 传动效率最高的是()。
- A. 单线矩形螺旋副 B. 单线梯形螺旋副
C. 双线矩形螺旋副 D. 双线梯形螺旋副
- (10) 半圆键联接具有() 特点。
- A. 调心性好 B. 工艺性差、装配不方便
C. 轴强度削弱小 D. 承载能力大
- (11) 下列叙述正确的是()。
- A. 变应力只能由变载荷产生
B. 静载荷不能产生变应力
C. 变应力是由静载荷产生
D. 静载荷和变载荷都有可能产生变应力
- (12) 转轴设计中在初估轴径时, 轴的直径是按() 来初步确定的。
- A. 弯曲强度 B. 扭转强度
C. 弯扭组合强度 D. 轴段上零件的孔径
- (13) 同时承受径向载荷和轴向载荷, 径向载荷很大、轴向载荷很小时, 宜选用()。

A. 圆锥滚子轴承

B. 角接触球轴承

C. 深沟球轴承

D. 调心球轴承

(14) 在转速高、轴向载荷不大的情况下, () 可以代替推力轴承承受轴向载荷。

A. 角接触球轴承

B. 圆柱滚子轴承

C. 调心球轴承

D. 圆锥滚子轴承

(15) 若两刚体都是运动的, 则其速度瞬心称为 ()。

A. 牵连瞬心

B. 绝对瞬心

C. 相对瞬心

2. 判断题

(1) 蜗杆传动的传动比是 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$ 。 ()

(2) 标准蜗杆传动的中心距是 $a = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$ 。 ()

(3) 为了避免带传动打滑, 可将带轮上与带接触的表面加工得粗糙些, 以便增大摩擦。 ()

(4) V 带传动的小带轮包角越大, 承载能力越大。 ()

(5) 只有静载荷产生静强度破坏; 只有变载荷产生疲劳破坏。 ()

(6) 当零件尺寸由刚度条件决定时, 为了提高零件刚度, 应选用高强度合金钢制造。 ()

(7) 滚动轴承的接触角越大, 则其承受轴向载荷的能力越大。 ()

(8) 在滚动轴承的组合设计中, 一端固定、一端游动方式适用于工作温度变化较大的长轴。 ()

3. 简答题

(1) 什么是凸轮机构的刚性冲击和柔性冲击?

(2) 飞轮设计的基本问题是什么?

(3) 蜗杆传动的正确啮合条件是什么?

(4) 回转体如果不平衡, 会给机器带来什么后果?

(5) 设计转轴分三步, 其任务分别是什么?

4. 请在图 A .11 中标示出全部速度瞬心。

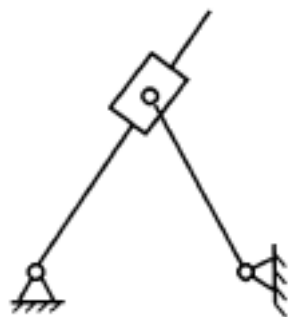


图 A .11 附 3.4 题图

5. 图 A .12 所示为两级斜齿圆柱齿轮减速器, 已知轮 1 的螺旋线方向和轴转向。

(1) 使 II 轴所受轴向力最小时, 齿轮 3 的螺旋线旋向如何? 在图中标出齿轮 2, 3, 4 的螺旋线方向。

(2) 在图中标出齿轮 2, 3 所受各分力的方向。

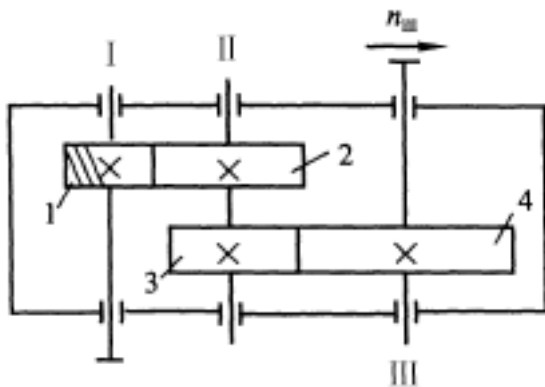


图 A .12 附 3 .5 题图

6. 已知链节距 $p = 12.7 \text{ mm}$, 主动链轮转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 主动链轮分度圆直径 $d_1 = 77.159 \text{ mm}$, 试计算平均链速 v 。

7. 一圆锥齿轮轴用两个角接触球轴承, 如图 A .13 所示。已知 $L_1 = 40 \text{ mm}$, $L_2 = 200 \text{ mm}$, 轴端作用有轴向力 $F_a = 815 \text{ N}$ 、径向力 $F_r = 1640 \text{ N}$, 试分别计算出两轴承所受的轴向载荷 F_{a1} , F_{a2} 。(派生轴向力 $F = 0.7 F_r$)

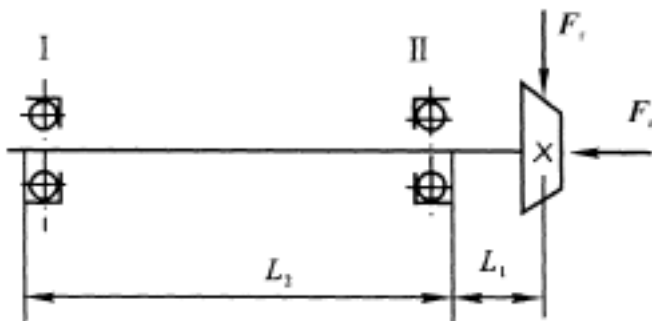


图 A .13 附 3 .7 题图

8. 在图 A .14 所示汽缸盖螺栓联接中, 已知气体压强 $p = 0.6 \text{ MPa}$, 按工作要求残余预紧力 $F_R = 1.5 F$ (F 为单个螺栓的工作载荷), 汽缸内径 $D = 280 \text{ mm}$, 螺栓数目 $z = 12$, 螺栓材料为 Q235, $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$, 取安全因数 $S =$

1.5. 试确定螺栓的直径尺寸。

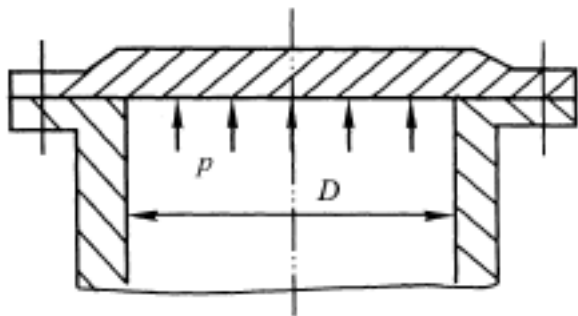


图 A.14 附 3.8 题图

A.4 模拟试题

1. 选择题

- (1) 一对正交锥齿轮传动的传动比等于()。

A. $\cos \alpha$ B. $\cos \beta$ C. $\tan \alpha$ D. $\tan \beta$
- (2) 材料为 20Cr 的齿轮要达到硬齿面,适宜的热处理方法是()。

A. 整体淬火 B. 表面淬火 C. 渗碳淬火 D. 调质
- (3) 在机械传动中,理论上能保证瞬时传动比为常数的是()。

A. 带传动 B. 链传动 C. 齿轮传动 D. 摩擦轮传动
- (4) 蜗轮轮缘与轮毂采用不同材料的目的是为了()。

A. 节约有色金属 B. 提高精度
C. 加工方便 D. 减轻重量
- (5) 与齿轮传动相比,()不是蜗杆传动的优点。

A. 传动平稳、噪声低 B. 传动比可以很大
C. 可以自锁 D. 传动效率高
- (6) 选择 V 带型号时,主要取决于()。

A. 带的线速度 B. 带的紧力拉力
C. 带的有效拉力 D. 带传递的功率和小带轮转速
- (7) 普通 V 带两侧面的夹角为 40° ,所以带轮轮槽角()。

A. 大于 40° B. 小于 40°
C. 等于 40° D. 两者毫无关系
- (8) 在润滑良好、中等速度的链传动中,其承载能力主要取决于()。

- A . 链条铰链的胶合 B . 链条的疲劳破坏
C . 链条铰链的磨损 D . 静载拉断
- (9) 螺纹联接防松的实质是()。
- A . 增加螺纹联接的刚度 B . 增加螺纹联接的轴向力
C . 增加螺纹联接的横向力 D . 防止螺纹副的相对转动
- (10) 在螺栓受拉力的螺纹联接的强度计算中, 螺纹部分危险截面的面积要用() 计算。
- A . 螺杆直径 d_0 B . 大径 d
C . 小径 d_1 D . 中径 d_2
- (11) 楔键联接与平键联接, 前者与后者相比, 其对中性()。
- A . 好 B . 差 C . 相同 D . 无法比较
- (12) 在非液体摩擦滑动轴承中, 限制 $p v$ 值的主要目的是()。
- A . 防止过度磨损 B . 防止塑性变形
C . 防止过度发热 D . 防止产生过大的摩擦阻力
- (13) 当转速低, 同时受径向载荷和轴向载荷, 要求便于安装时, 宜选用()。
- A . 深沟球轴承 B . 圆锥滚子轴承
C . 角接触球轴承 D . 调心球轴承
- (14) 当转速较高, 径向载荷和轴向载荷都较大时, 宜选用()。
- A . 深沟球轴承 B . 调心球轴承
C . 圆锥滚子轴承 D . 角接触球轴承
- (15) 当两渐开线齿轮的中心距略有改变时, 该对齿轮的()。
- A . 传动比不变, 且啮合角也不变
B . 传动比有变化, 但啮合角不变
C . 传动比不变, 但啮合角有变化
D . 传动比和啮合角均有变化

2 . 判断题

- (1) 闭式蜗杆传动要进行热平衡计算。 ()
- (2) 蜗杆头数越多, 则蜗杆传动的效率越低。 ()
- (3) 弹性滑动是带传动的一种失效形式。 ()
- (4) 选择带轮直径时, 小带轮的直径越小越好。 ()
- (5) 脆性材料在变应力作用下的主要失效形式是断裂。 ()

- (6) 凡零件只要受静载荷,则都产生静应力。 ()
- (7) 对于某一个具体的滚动轴承,可以预知其确切的寿命。 ()
- (8) 在滚动轴承的组合设计中,一端固定、一端游动方式中的固定支点只能承受单向轴承载荷。 ()

3. 简答题

- (1) 平面机构具有确定相对运动的条件是什么?
- (2) 在铰链四杆机构中,什么情况下是双摇杆机构?
- (3) 凸轮机构的压力角与哪些因素有关?
- (4) 当实际中心距比标准中心距小时,能应用标准斜齿轮传动来凑中心距为什么?
- (5) 链传动的动载荷是如何产生的?在一定的链速条件下影响动载荷的参数是什么?

4. 请在图 A .15 中标示出全部速度瞬心。

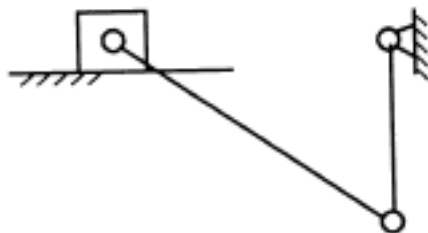


图 A .15 附 4 .4 题图

5. 某直齿圆柱外齿轮,现测得 $d_a = 110 \text{ mm}$, $d_f = 87.5 \text{ mm}$,且知 $\alpha = 20^\circ$, $h_{a1}^* = 1$, $c^* = 0.25$ 。试求模数 m 、齿数 z 、基圆压力角 α_b 。

6. 已知 V 带传递的实际功率 $P = 5 \text{ kW}$,带速 $v = 10 \text{ m/s}$,紧边拉力是松边拉力的 2 倍,试求有效圆周力 F 和紧力拉力 F_1 、松边拉力 F_2 。

7. 如图 A .16 所示为一正装 30210 圆锥滚子轴承,轴向外载荷 $F_A = 510 \text{ N}$,径向载荷 $F_{r1} = 4800 \text{ N}$, $F_{r2} = 1600 \text{ N}$,试分别求两轴承的轴向力 F_{a1} , F_{a2} 。
($F = 0.28 F_r$)



图 A .16 附 4 .7 题图

8. 图 A .17 所示刚性凸缘联轴器采用 8 个普通螺栓联接, 螺栓分布圆直径 $D_0 = 160 \text{ mm}$, 传递的转矩 $T = 120 \text{ Nm}$ (静载荷)。已知联接表面的摩擦因数 $f = 0.25$, 联接的可靠性系数 $C = 1.2$, 螺栓材料的许用应力 $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$ 。试确定螺栓的直径尺寸。

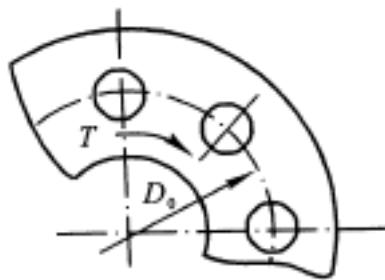


图 A .17 附 4 8 题图

A.5 模拟试题

1. 选择题

- (1) 选择齿轮毛坯成型方法时, 除考虑材料等因素外, 主要依据()。
 - A. 齿轮的几何尺寸
 - B. 齿轮的精度
 - C. 齿面粗糙度
 - D. 齿轮在轴上的位置
- (2) 对软齿面闭式齿轮传动, 当采用相同的钢材制造时, 一般将()。
 - A. 小齿轮表面淬火、大齿轮调质
 - B. 小齿轮表面淬火、大齿轮正火
 - C. 小齿轮正火、大齿轮调质
 - D. 小齿轮调质、大齿轮正火
- (3) 带传动是依靠()来传递运动和动力的。
 - A. 带和带轮接触面之间的正压力
 - B. 带和带轮之间的摩擦力
 - C. 带的紧边拉力
 - D. 带的松边拉力
- (4) 带传动预紧的目的()。
 - A. 减轻带的弹性滑动
 - B. 提高带的寿命
 - C. 使带具有一定的初拉力
 - D. 便于润滑
- (5) 与同样传动尺寸的平带传动相比, V 带传动的优点是()。
 - A. 传动效率高
 - B. 带的寿命长

C. 带的价格便宜

D. 承载能力大

(6) 链传动中作用在轴和轴承上的载荷比带传动要小,这主要是由于()。

A. 链传动只用于传递小功率

B. 链速高,圆周力小

C. 链的质量大,离心力也大

D. 啮合传动,无须很大初拉力

(7) 在螺栓联接中,往往在一个螺栓上采用双螺母,其目的是()。

A. 提高强度

B. 提高刚度

C. 防松

D. 减小每圈螺纹牙上的受力

(8) 在螺栓联接设计中,若被联接件为铸件,则往往在螺栓孔处做沉头座孔,其目的是()。

A. 便于安装

B. 避免螺栓受附加弯曲应力作用

C. 为安置防松装置

D. 为了减小摩擦

(9) 平键联接的可能失效形式为()。

A. 疲劳点蚀

B. 弯曲疲劳破坏

C. 胶合

D. 压溃、剪切、磨损

(10) 机械零件由于某些原因不能()时称为失效。

A. 工作

B. 连续工作

C. 正常工作

D. 负载工作

(11) 工作中只承受弯矩、不传递转矩的轴,称为()。

A. 心轴

B. 转轴

C. 传动轴

D. 曲轴

(12) 当转速很高,只受较小轴向载荷时,宜选用()。

A. 推力圆柱滚子轴承

B. 推力球轴承

C. 深沟球轴承

D. 圆锥滚子轴承

(13) 当转速很低,且受较小的径向载荷,要求径向尺寸小时,宜选用()。

A. 圆柱滚子轴承

B. 滚针轴承

C. 深沟球轴承

D. 调心球轴承

(14) 凸轮机构从动件采用等速运动规律时()。

A. 无冲击

B. 有刚性冲击

C. 有柔性冲击

D. 弹性冲击

(15) 一对渐开线齿轮啮合传动时,其节圆压力角()。

A. 等于啮合角

B. 大于啮合角

C. 小于啮合角

D. 等于压力角

2. 判断题

(1) V 带与带轮槽的安装情况如图 A .18 所示,试判别哪个更正确 并说明理由。



图 A .18 附 5 .2(1) 题图

(2) 图 A .19(a) 为带传动,图 A .19(b) 为链传动,小轮为主动轮。为使传动更加合理,请标出小轮的转动方向。

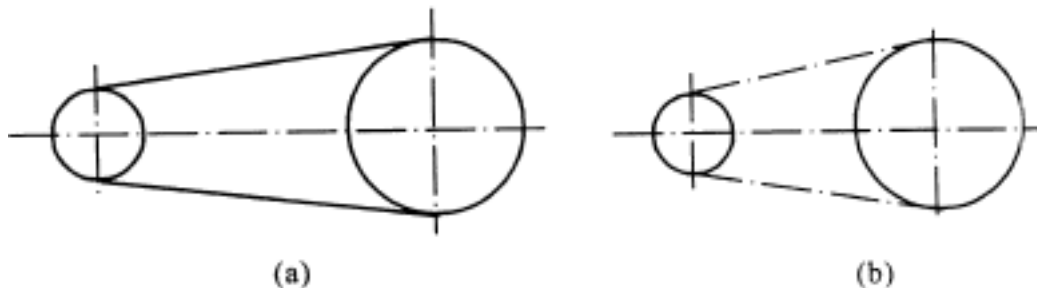


图 A .19 附 5 .2(2) 题图

(3) 图 A .20 所示为轴、轮毂和平键三者的剖面配合关系,哪个是正确的?

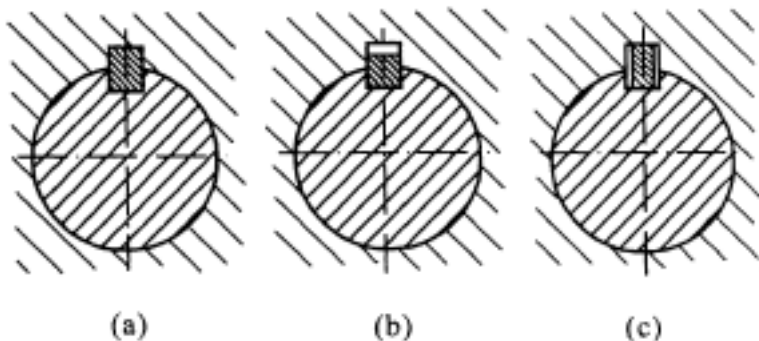


图 A .20 附 5 .2(3) 题图

3. 简答题

(1) 在曲柄滑块机构中,什么情况下会出现死点位置?该位置的传动角是多少?

(2) 列出凸轮机构从动件常用运动规律中的三种,并说明其特点及适用

场合？

(3) 是否可以说,任何回转件只要做到了静平衡,就一定能达到动平衡的要求？

(4) 闭式软齿面齿轮传动在满足弯曲强度条件下,为什么宜将齿数选得多一些？开式齿轮传动又如何？

(5) 非液体摩擦滑动轴承的失效形式是什么？它的计算准则是什么？

4. 试标出下列凸轮机构的理论轮廓曲线及图 A 21 所示位置时的压力角。

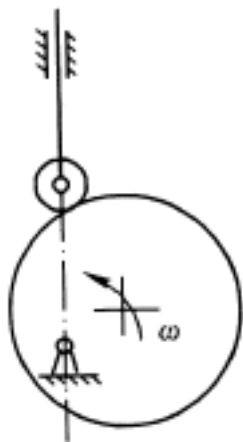


图 A 21 附 5 4 题图

5. 标准直齿圆柱齿轮外啮合传动,现测得实际中心距 $a = 212 \text{ mm}$,又知 $i_{12} = 3$, $r_1 = 52.5 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$,求 n_1, n_2 。

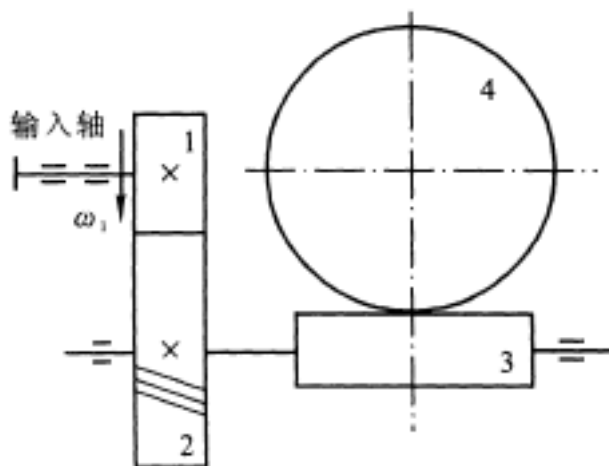


图 A 22 附 5 6 题图

6. 图 A 22 所示为斜齿圆柱齿轮—蜗杆传动。已知斜齿轮 1 为主动轮,其

转动方向如图所示。试求：

(1) 在啮合处标出齿轮 1 和齿轮 2 的轴向力的方向；

(2) 为使中间轴的轴向力抵消一部分,请标示出蜗杆的旋向及蜗轮的转动方向；

(3) 标出蜗杆和蜗轮在啮合点处的各分力方向。

7. 图 A.23 所示为一对反装 7300AC 角接触球轴承, 其径向载荷 $F_{r1} = 5\,000\text{ N}$, $F_{r2} = 8\,000\text{ N}$, 轴向外载荷 $F_A = 2\,000\text{ N}$, 试分别求两轴承的轴向力 F_{a1} , F_{a2} 。($F = 0.68 F_r$)

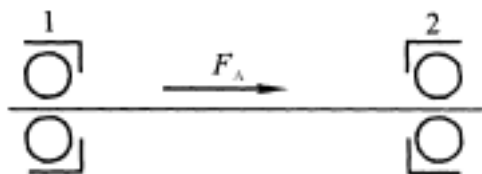


图 A.23 附 5.7 题图

8. 找出结构图 A.24 中的五处错误(轴承为油润滑)。

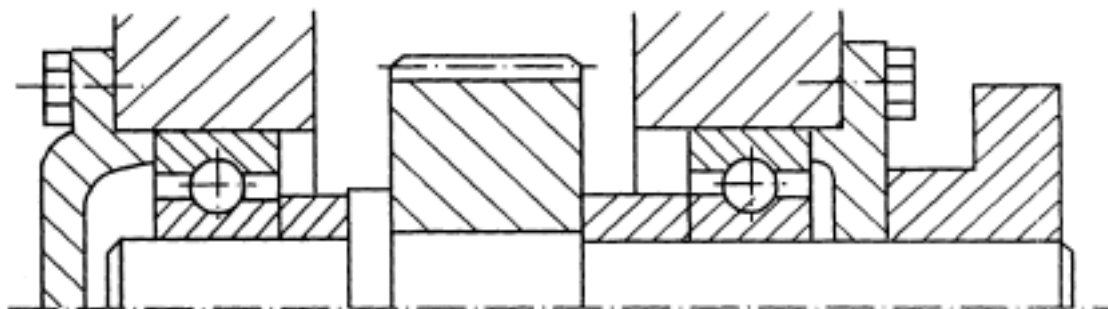


图 A.24 附 5.8 题图

附录 B 模拟试题参考解答

B.1 模拟试题 参考解答

1. 选择题

(1) A (2) C (3) A (4) B (5) B (6) D

- (7) A (8) C (9) C (10) D (11) A (12) C
(13) B (14) C (15) B

2. 填空题

- (1) 相交 (2) 法面、法面
(3) 齿面接触疲劳强度、齿根弯曲疲劳强度
(4) 打滑和疲劳损坏、在不打滑的情况下有一定的疲劳寿命
(5) 螺纹升角与当量摩擦角之间应符合
(6) 防止螺纹副的相对转动
(7) 400, 240, 320
(8) 疲劳

3. 简答题

(1) 当摇杆作为主动件时会出现死点位置,死点位置的传动角为零。

(2) 螺旋角 大,重合度大,承载能力就大。但螺旋角 太大,产生很大的轴向力,增大轴承尺寸并降低效率;螺旋角 太小,则显示不出斜齿圆柱齿轮的优点。故一般采用螺旋角 $= 8^\circ \sim 20^\circ$ 。

(3) 当结构参数宽度 b 和直径 D 的比值 $b/D < 0.2$ 时,可以认为不平衡质量集中在同一回转平面内,这时不平衡质量的力偶矩为零,在这种情况下,只要做到静平衡,也就能满足动平衡的要求。

(4) 螺纹联接在冲击、振动和变载作用下,预紧力可能在某一瞬间消失,联接仍有可能松脱;温度变化较大而联接件与被联接件的温变差异较大时,联接也可能松脱。因此在设计时,就应考虑防松。防松方法一般有三类:

第一类:摩擦力防松,例如弹簧垫圈,双螺母等。

第二类:机械防松,例如槽形螺母和开口销、止动垫圈等。

第三类:其他方法防松(破坏防松),例如冲击法、黏合法。

(5) 带的弯曲应力与直径有关,当直径较小时,弯曲应力增大,带的寿命减小,所以应规定小带轮的最小直径。带的型号不同,其截面大小不同,所要求的带轮最小直径也不同。

4. 局部自由度一处,复合铰链一处; $F = 3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$ 。

5. 蜗杆、蜗轮为右旋。分析如图 B.1 所示。

6. $z_2 = 151$ 。

7. 轴承 1 压紧,轴承 2 放松, $F_{a1} = 1\,400\text{ N}$, $F_{a2} = 2\,400\text{ N}$ 。

8. 从图 B.2 所示受力分析可知,第一种方案更趋合理。

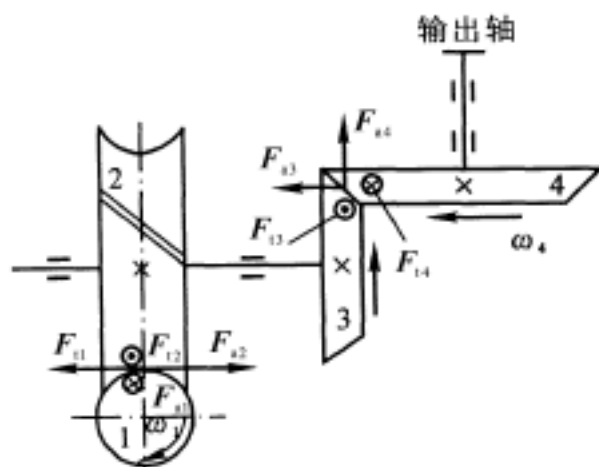


图 B.1 附 1.5 题解图

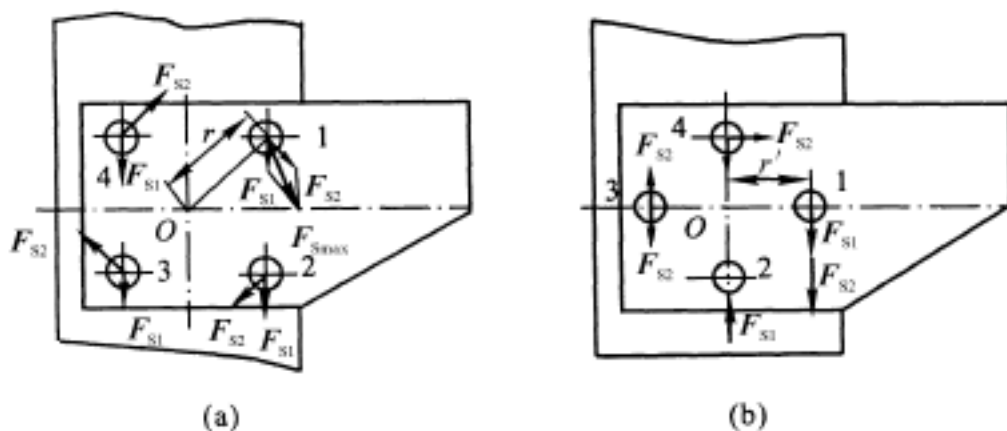


图 B.2 附 1.8 题解图

9. 符合存在曲柄的条件,且最短杆为连架杆,故为曲柄摇杆机构。

B.2 模拟试题 参考解答

1. 选择题

- (1) B (2) D (3) C (4) A (5) B (6) D
 (7) D (8) B (9) B (10) A (11) C (12) C
 (13) D (14) D (15) B

2. 填空题

- (1) 大端
 (2) 轴剖面、轴剖面、端面、端面

- (3) 正火(或调质)、表面淬火(或渗碳淬火等)
- (4) 高速级、低速级
- (5) 拉应力、离心应力、弯曲应力、绕上主动轮处
- (6) 拉伸、螺栓杆拉断
- (7) 使螺纹各圈受力均匀
- (8) 屈服极限 σ_s 、强度极限 σ_B 、疲劳极限 σ_0

3. 简答题

(1) 曲柄与机架共线时,传动角最小。

(2) 对机器来说,运转不均匀系数愈小,机器速度波动的程度愈小,对使用有利。但若要求愈小,势必引起飞轮尺寸和重量过大,这又是不利的方面,恰当的做法是,针对各类不同的机械,选用合理的不均匀系数。

(3) 滚动轴承的额定寿命是指:一批同样的轴承在相同条件下运转,其中10%的轴承发生破坏时能够达到的寿命。

(4) 联轴器和离合器都是用来联接两轴,使其一起转动并传递扭矩。它们的区别是:用联轴器联接的两根轴,只有在机器停车后,经过拆卸才能把它们分离。主要用于两轴不需要经常分离的场合。离合器联接两根轴在机器工作时就能方便地使它们分离或接合。

(5) 蜗杆传动中,滑动速度大于蜗杆线速度,因此发热量大,易使润滑油变稀而增大胶合的可能性,影响承载能力,并使传动效率降低。

4. $F = 3 \times 8 - 2 \times 11 - 1 = 1$, 平行四边形处的 C, D 是虚约束;其中一个移动副也为虚约束;凸轮滚子为局部自由度; A, B 处为复合铰链。

5. 如图 B.3 所示。

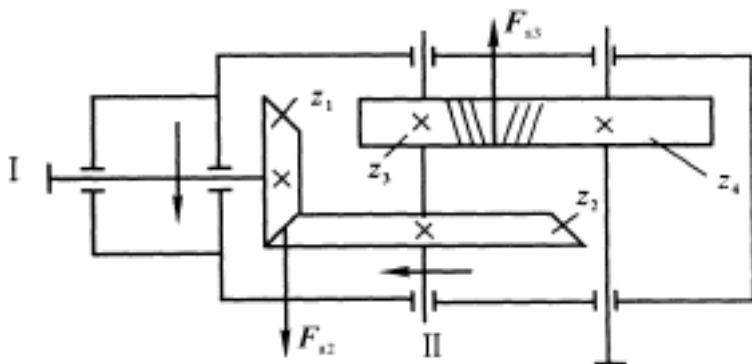


图 B.3 附 2.5 题解图

6. 图(a) 能;图(b) 不能;图(c) 能;图(d) 不能;图(e) 当 $u_1 > u_2$ 时,能。

7. 轴承 1 压紧,轴承 2 放松, $F_{a1} = 3\ 150\ \text{N}$, $F_{a2} = 2\ 550\ \text{N}$ 。

8. (1) 存在曲柄,杆 AB 为曲柄,曲柄摇杆机构。

(2) 杆 AB 为机架时是双曲柄机构;杆 CD 为机架是双摇杆机构。

B.3 模拟试题 参考解答

1. 选择题

- (1) D (2) B (3) C (4) B (5) B (6) C
 (7) A (8) D (9) C (10) A (11) D (12) B
 (13) C (14) A (15) C

2. 判断题

- (1) × (2) × (3) × (4) (5) × (6) ×
 (7) (8)

3. 简答题

(1) 在从动件运动过程中,若速度发生突变,即加速度的理论值为无穷大,则产生刚性冲击;若加速度为有限值,则产生的冲击为柔性冲击。

(2) 飞轮设计的基本问题是确定飞轮的转动惯量 J ,使机械运转的不均匀系数在许用范围之内。

(3) 蜗杆的轴面模数与蜗轮的端面模数相同;蜗杆的轴面压力角与蜗轮的端面压力角相同。蜗杆的升角与蜗轮的螺旋角相同。

(4) 不平衡力系的合力或合力矩的方向随回转件转动而发生周期性变化,它在轴承中引起动压力,使整个机器产生振动和噪音,引起工作精度降低,可靠性减小,乃至周围设施及厂房也会受到影响和破坏。

(5) 转轴的设计步骤一般为: 初估轴的直径; 结构设计; 强度校核。

4. 分析如图 B.4 所示。

5. 分析如图 B.5 所示。

6. $v = 3.86\ \text{m/s}$ 。

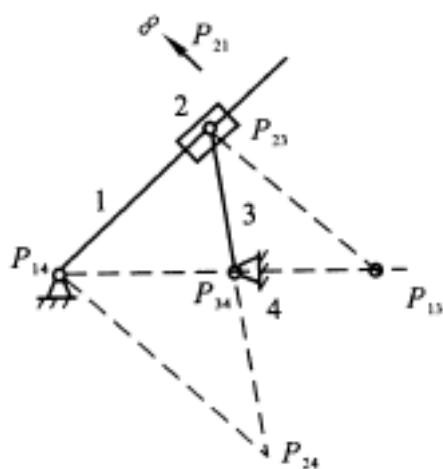


图 B.4 附 3.4 题解图

7. 轴承 1 压紧, 轴承 2 放松, $F_{a1} = 562.6 \text{ N}$, $F_{a2} = 1377.6 \text{ N}$ 。

8. $d_1 \quad 8.923 \text{ mm}$ 。

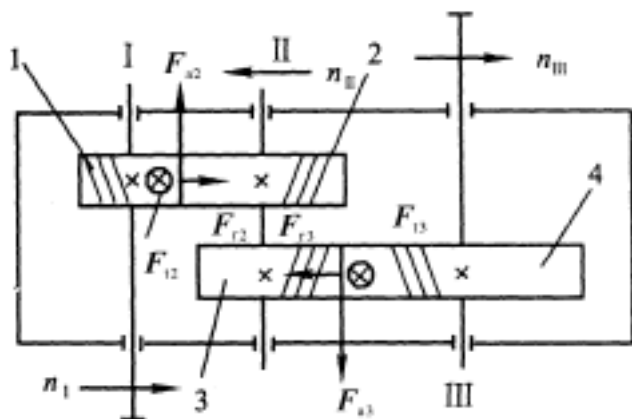


图 B.5 附 3.5 题解图

B.4 模拟试题 参考解答

1. 选择题

- (1) D (2) C (3) C (4) A (5) D (6) D
 (7) B (8) B (9) D (10) C (11) B (12) C
 (13) B (14) D (15) C

2. 判断题

- (1) (2) × (3) × (4) × (5) × (6) ×
 (7) × (8) ×

3. 简答题

(1) 机构自由度大于零, 且主动件数目必须与机构的自由度数相等。

(2) 若最短杆与最长杆长度之和小于或等于其他两杆长度之和, 以最短杆的对杆做机架, 则为双摇杆机构; 若最短杆与最长杆长度之和大于其他两杆长度之和, 以任意杆做机架均为双摇杆机构。

(3) 凸轮机构的压力角与驱动力的关系是: 压力角越大, 所需驱动力就越大, 大到一定程度, 凸轮机构会发生自锁。压力角与凸轮机构尺寸的关系为: 压力角越大, 凸轮的尺寸越小。

(4) 不能采用斜齿轮传动来凑中心距。中心距的计算公式为

$$a = \frac{1}{2} (z_1 + z_2) \frac{m_n}{\cos}$$

在模数及齿数相同的情况下,斜齿轮的中心距总是比直齿轮的大,因此当实际中心距比理论中心距小时,不能采用标准斜齿轮传动的办法来凑中心距。

(5) 由于多边形效应,使得链传动的瞬时传动比、链条前进的分速度、垂直链条前进方向上的分速度均是周期性变化,产生加速度,故产生动载荷。

在一定的链速下,节距越大,齿数越少,这种变化越大,产生的加速度越大,动载荷就大。故在保证强度条件下,尽可能用小节距、多齿数的链轮。

4. 如图 B.6 所示。

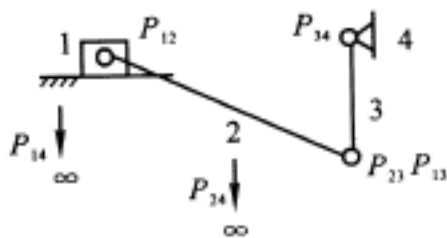


图 B.6 附 4.4 题解图

5. $m = 5 \text{ mm}$; $z = 20$; $\beta = 0^\circ$ 。

6. 有效圆周力 $F = 435 \text{ N}$, 紧力拉力 $F_1 = 870 \text{ N}$, 松边拉力 $F_2 = 435 \text{ N}$ 。

7. 轴承 1 是松端, 轴承 2 是紧端, $F_{a1} = 1344 \text{ N}$, $F_{a2} = 834 \text{ N}$ 。

8. $d_1 = 4316 \text{ mm}$ 。

B.5 模拟试题 参考解答

1. 选择题

- (1) A (2) D (3) B (4) C (5) D (6) D
 (7) C (8) B (9) D (10) C (11) A (12) C
 (13) B (14) B (15) A

2. 判断题

(1) 图(a) 正确; V 带传动是靠两侧面工作, 底面不为工作面, 应留有间隙, 故图(b) 错; 为保证带有足够的工作面, 带应装在轮槽内, 故图(c) 错。

(2) 顺时针、逆时针。

(3) 图(b) 正确。

3. 简答题

(1) 当滑块作为主动件时会出现死点,死点位置的传动角为零。

(2) 等速运动规律,有刚性冲击,适用于低速轻载。等加速等减速运动规律,有柔性冲击,适用于中速轻载。余弦加速度运动规律,有柔性冲击,适用于中速中载。

(3) 做到了静平衡不一定能满足动平衡的要求。因为一般来说,不平衡质量并不一定都在同一个平面内,力偶矩不一定为零。做到静平衡只是动平衡的第一步,一般不能说做到静平衡就一定能达到动平衡要求,只有宽度很小时,可以认为质量集中在一个回转平面内,在这种情况下只做静平衡就可以满足要求。

(4) 因为齿数增多则齿轮工作平稳,在中心距一定时,齿数增多则模数减小,还能减小加工工时和提高加工精度。对于开式齿轮传动,为了保证轮齿有足够的弯曲强度,应适当减少齿数,但对于标准齿轮齿数一般不少于 17。

(5) 失效形式为:过度的磨损,发热过大而胶合。计算准则为:验算轴承的压强 p ; 验算轴承的 p_v 值。限制 p 是保证润滑油不被过大的压力所挤出,而使轴瓦不致产生过度磨损;限制 p_v 值是限制发热量不致过大,因为过高的温度容易引起边界油膜的破坏。

4. 分析如图 B.7 所示。

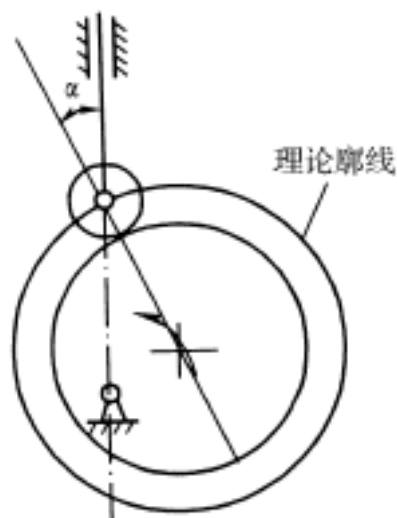


图 B.7 附 5.4 题解图

5. $r_1 = 53 \text{ mm}$, $r_2 = 159 \text{ mm}$, $\alpha = 21.44^\circ$

6. 分析如图 B.8 所示。

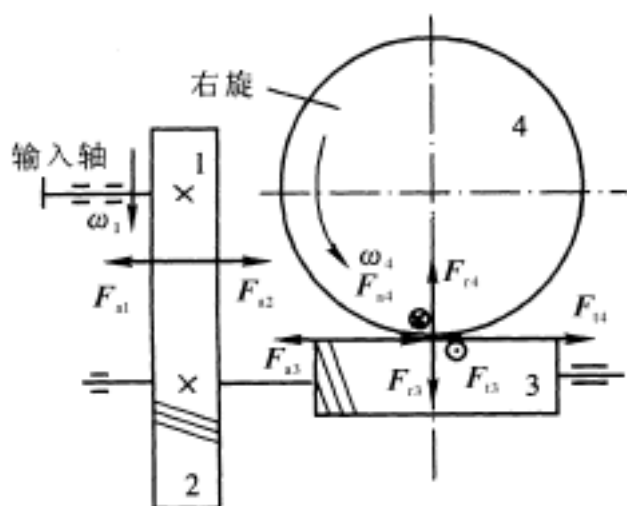


图 B.8 附 5.6 题解图

7. 轴承 1 是紧端, 轴承 2 是松端, $F_{a1} = 7\,440\text{ N}$, $F_{a2} = 5\,440\text{ N}$ 。

8. 主要错误如下:

- (1) 两个轴承端盖外圆外侧应倒角。
 - (2) 两个轴承端盖与箱体接触面间应有调整垫片。
 - (3) 箱体上与端盖的接触面的外表面应低一些。
 - (4) 左端轴太长, 可与轴承左端面平齐或略长。
 - (5) 没有必要设置套筒, 可改为外径不超过内圈厚 $2/3$ 的轴颈, 靠轴肩对轴承定位。
 - (6) 齿轮和轴之间应有键联接进行周向定位。
 - (7) 与齿轮配合的轴颈长度应比齿轮宽小 $1 \sim 2\text{ mm}$ 。
 - (8) 透盖与轴之间应有间隙, 且应有密封毡圈。
 - (9) 联轴器与透盖不能接触, 联轴器应右移。
 - (10) 联轴器与轴间应有轴肩定位, 与其配合轴段的轴径应减少。
 - (11) 联轴器与轴间应有键联接, 且应与齿轮轴段的键在同一条母线上。
 - (12) 轴右端面不应超出联轴器端面, 应缩进 $1 \sim 2\text{ mm}$ 。
 - (13) 联轴器上外圆及左端面内、外圆均应倒角。
 - (14) 某些类型联轴器应画联接孔的中心线。
- 正确的结构图如图 B.9 所示。

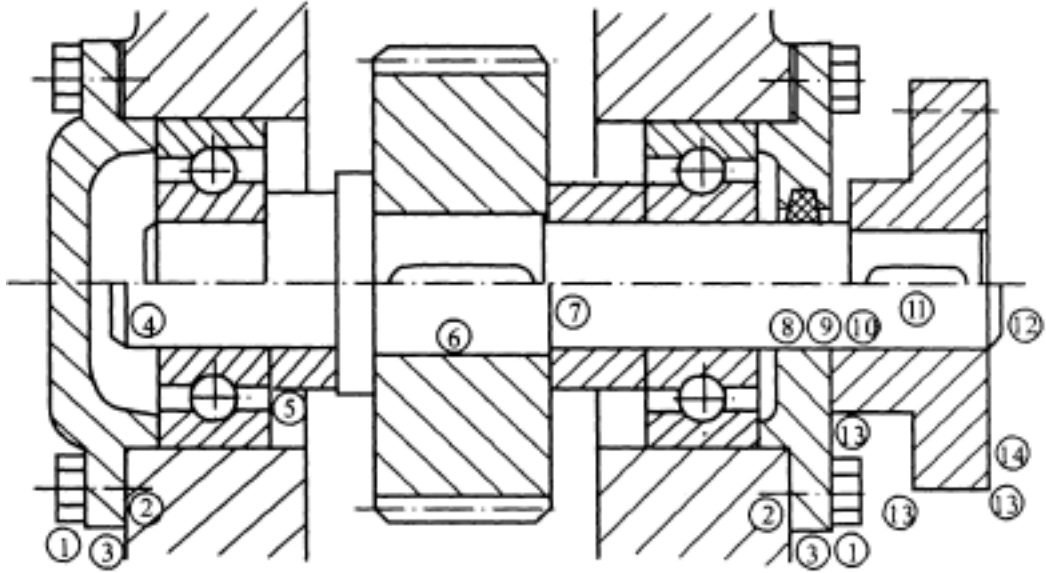


图 B .9 附 5 .8 题解图

参考文献

- [1] 杨可桢,程光蕴. 机械设计基础. 4 版. 北京:高等教育出版社,2004
- [2] 孙桓,陈作模. 机械原理. 5 版. 北京:高等教育出版社,1996
- [3] 濮良贵,纪名刚. 机械设计. 6 版. 北京:高等教育出版社,1997
- [4] 吴宗泽. 机械设计. 北京:高等教育出版社,2001
- [5] 吴宗泽. 实用机械设计手册. 北京:化学工业出版社,2003
- [6] 张志强,孙江宏,王雪雁,等. 机械原理考研指导. 北京:清华大学出版社,2004
- [7] 陈作模,张永江,苏华. 机械原理学习指南. 4 版. 北京:高等教育出版社,2002
- [8] 刁彦飞,杨思霞,孔凡凯,等. 机械设计基础知识要点及习题解析. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2004
- [9] 濮良贵,纪名刚. 机械设计学习指南. 4 版. 北京:高等教育出版社,2001
- [10] 姜洪源. 机械设计试题精选与答题技巧. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2003
- [11] 孙江宏,张志强. 机械设计考研指导. 北京:清华大学出版社,2005
- [12] 张鄂. 机械设计学习指导. 西安:西安交通大学出版社,2002
- [13] 吴宗泽,黄纯颖. 机械设计习题集. 北京:高等教育出版社,2002
- [14] 唐蓉城. 机械设计学习与应试指南. 天津:天津大学出版社,1995