



普通高等教育“十一五”国家级规划教材配套参考书

机械设计 学习指导

● 哈尔滨工业大学 宋宝玉 张 锋 主 编



高等教育出版社
HIGHER EDUCATION PRESS

ISBN 978-7-04-035507-9



9 787040 355079 >

定价 20.20元

普通高等教育“十一五”国家级规划教材配套参考书

机械设计学习指导

Jixie Sheji Xuexi Zhidao

宋宝玉 张 锋 主编
吴宗泽 审阅



高等教育出版社·北京
HIGHER EDUCATION PRESS BEIJING

内容简介

本书是普通高等教育“十一五”国家级规划教材——宋宝玉、王黎钦主编《机械设计》的配套参考书。全书共有 15 章及附录,包括绪论,机械设计概论,螺纹连接,其他常用连接,带传动,齿轮传动,蜗杆传动,其他常用传动,轴,滚动轴承,滑动轴承,联轴器、离合器及制动器,弹簧,机架零件,机械传动系统方案设计和附录。各章均给出了主要内容框图、学习要求、重点与难点、例题,附录中给出了两套机械设计课程模拟考试试卷及其参考答案。

本书可供高等工科院校、成人教育学院、电视大学、函授大学和职业技术学院的机械类专业与近机械类专业学习机械设计课程及机械设计基础课程的师生使用,也可供考研的学生使用。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计学习指导 / 宋宝玉, 张锋主编. -- 北京 :
高等教育出版社, 2012. 10
ISBN 978-7-04-035507-9

I. ①机… II. ①宋… ②张… III. ①机械设计—高等学校—教学参考资料 IV. ①TH122

中国版本图书馆CIP数据核字(2012)第184522号

策划编辑 宋 晓
插图绘制 尹 莉

责任编辑 宋 晓
责任校对 刘春萍

封面设计 张申申
责任印制 张 颖

版式设计 马敬茹

出版发行 高等教育出版社
社 址 北京市西城区德外大街 4 号
邮政编码 100120
印 刷 北京铭传印刷有限公司
开 本 787mm×1092mm 1/16
印 张 13.5
字 数 320 千字
购书热线 010-58581118

咨询电话 400-810-0598
网 址 <http://www.hep.edu.cn>
<http://www.hep.com.cn>
网上订购 <http://www.landaco.com>
<http://www.landaco.com.cn>
版 次 2012 年10月第 1 版
印 次 2012 年10月第 1 次印刷
定 价 20.20 元

本书如有缺页、倒页、脱页等质量问题,请到所购图书销售部门联系调换
版权所有 侵权必究
物 料 号 35507-00

前 言

机械设计是一门培养学生创新能力和综合机械设计能力的主干技术基础课程,在高等工科院校机械类专业的培养方案中占有重要地位。为了帮助学生和青年教师更好地理解机械设计课程,牢固地掌握机械设计课程的基本知识、基本理论和设计计算的基本方法,培养分析问题和解决问题的能力,我们根据“普通高等学校机械设计课程教学基本要求”,并结合近几年来“质量工程”建设的实践经验编写了本书。

本书的编写以高等教育出版社出版宋宝玉、王黎钦主编的《机械设计》(以下简称主教材)为主要参考教材,同时参考了其他机械设计教材。其编写指导思想如下:

(1) 思路清晰、层次分明,方便学生使用。每章都给出了主要内容框图、学习要求、重点与难点。

(2) 启发、诱导、开拓学生的解题思路,帮助学生巩固知识、增强能力。每章都精选了例题,设计了有一定难度和带有启发性的自检题,而且为了便于学生了解自己对问题的理解程度和解题能力,所有自检题都给出了参考答案。此外,有些章节还安排了一些主教材上没讲的内容,希望能引导学生主动探究,培养自学能力;在附录中提供了两套机械设计课程模拟考试试卷及其参考答案,可帮助学生综合评价自己对本课程的学习情况。

(3) 凡涉及标准之处尽量采用最新国家标准。

全书由宋宝玉、张锋担任主编,参加本书编写的还有敖宏瑞、古乐和陈铁鸣。清华大学吴宗泽教授审阅了本书,提出了许多重要的意见和建议,使本书的质量得到显著的提高,在此表示衷心的感谢。

本书在编写过程中得到了哈尔滨工业大学机械设计系教师的大力支持,在此表示诚挚的谢意。由于水平有限,书中难免存在欠妥或错误之处,恳望广大读者批评指正。

编 者

2012年2月

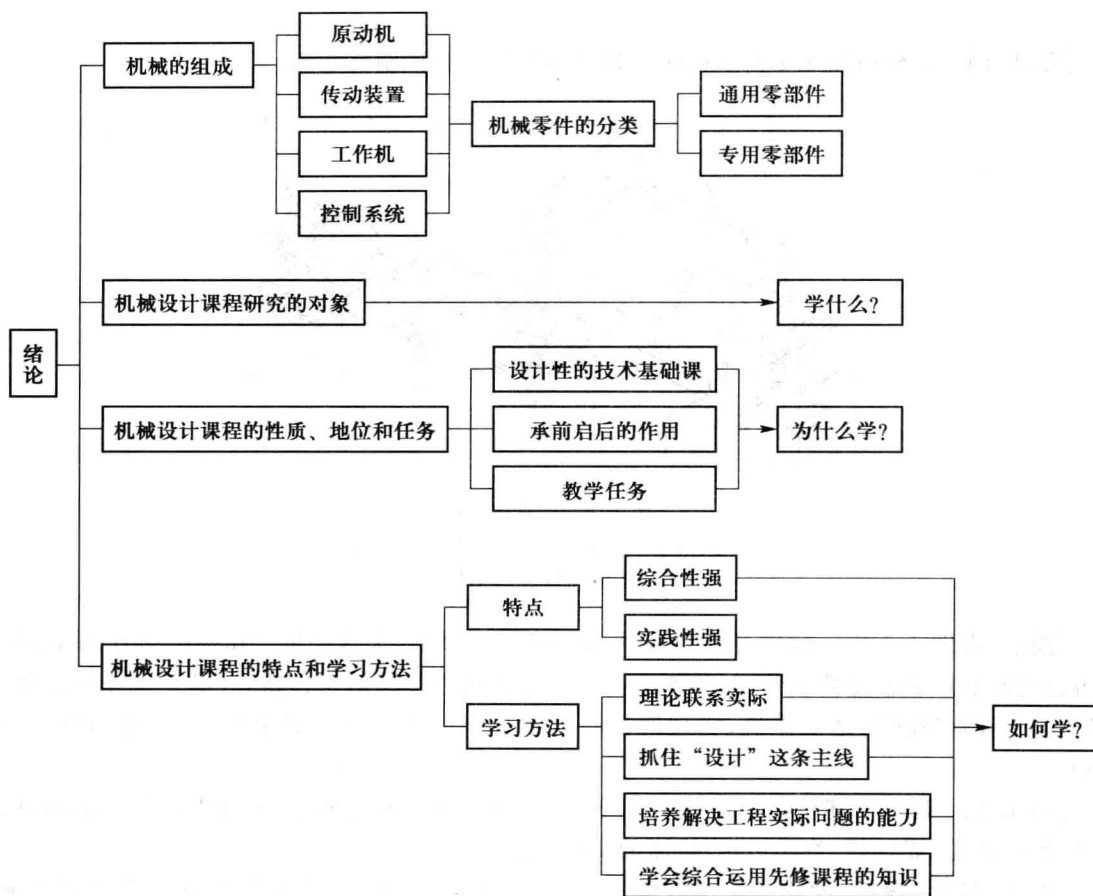
目 录

第 1 章 绪论	1	6.5 自检题及其参考答案	62
1.1 主要内容框图	1	第 7 章 蜗杆传动	77
1.2 学习要求	1	7.1 主要内容框图	77
1.3 重点与难点	2	7.2 学习要求	79
1.4 例题	2	7.3 重点与难点	79
第 2 章 机械设计概论	3	7.4 例题	79
2.1 主要内容框图	3	7.5 自检题及其参考答案	84
2.2 学习要求	5	第 8 章 其他常用传动	92
2.3 重点与难点	5	8.1 主要内容框图	92
2.4 例题	5	8.2 学习要求	93
2.5 自检题及其参考答案	7	8.3 重点与难点	93
第 3 章 螺纹连接	11	8.4 例题	94
3.1 主要内容框图	11	8.5 自检题及其参考答案	96
3.2 学习要求	12	第 9 章 轴	104
3.3 重点与难点	12	9.1 主要内容框图	104
3.4 例题	13	9.2 学习要求	105
3.5 自检题及其参考答案	19	9.3 重点与难点	105
第 4 章 其他常用连接	29	9.4 例题	106
4.1 主要内容框图	29	9.5 自检题及其参考答案	111
4.2 学习要求	30	第 10 章 滚动轴承	119
4.3 重点与难点	30	10.1 主要内容框图	119
4.4 例题	30	10.2 学习要求	120
4.5 自检题及其参考答案	31	10.3 重点与难点	121
第 5 章 带传动	36	10.4 例题	121
5.1 主要内容框图	36	10.5 自检题及其参考答案	129
5.2 学习要求	37	第 11 章 滑动轴承	141
5.3 重点与难点	38	11.1 主要内容框图	141
5.4 例题	38	11.2 学习要求	143
5.5 自检题及其参考答案	43	11.3 重点与难点	143
第 6 章 齿轮传动	51	11.4 例题	143
6.1 主要内容框图	51	11.5 自检题及其参考答案	146
6.2 学习要求	54	第 12 章 联轴器、离合器和制动器	153
6.3 重点与难点	55	12.1 主要内容框图	153
6.4 例题	55	12.2 学习要求	154

12.3	重点与难点	154	15.2	学习要求	181
12.4	例题	155	15.3	重点与难点	181
12.5	自检题及其参考答案	157	15.4	例题	181
第 13 章	弹簧	164	15.5	自检题及其参考答案	185
13.1	主要内容框图	164	附录 A	机械设计课程模拟考试	
13.2	学习要求	165		试卷(一)及其参考答案	191
13.3	重点与难点	166	A-1	试卷(一)	191
13.4	例题	166	A-2	试卷(一)参考答案	195
13.5	自检题及其参考答案	170	附录 B	机械设计课程模拟考试	
第 14 章	机架零件	178		试卷(二)及其参考答案	199
14.1	主要内容框图	178	B-1	试卷(二)	199
14.2	学习要求	178	B-2	试卷(二)参考答案	202
14.3	重点与难点	179	参考文献		206
第 15 章	机械传动系统方案设计	180			
15.1	主要内容框图	180			

第 1 章 绪 论

1.1 主要内容框图



1.2 学 习 要 求

1. 了解机械的组成内容及其作用,并能举例说明之。
2. 认真搞清楚“学什么”、“为什么学”和“如何学”这三个重大问题,并树立起学好本课程的

决心和信心。

1.3 重点与难点

- 1. 机械的组成及机械零部件的分类。
- 2. 机械设计课程的性质、特点及学习方法。

1.4 例 题

[例 1.1] 试分析图 1.1 所示的矿石球磨机的组成并说明其功用。

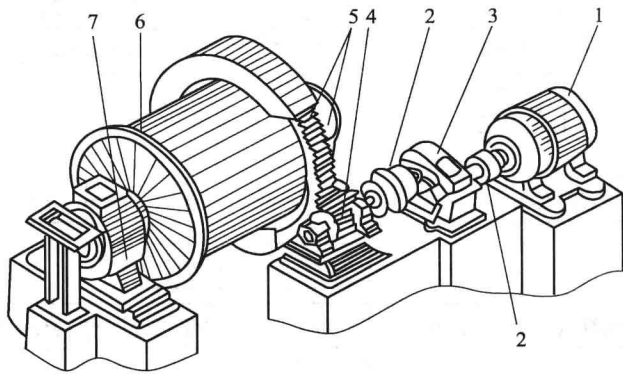


图 1.1 矿石球磨机
1—电动机；2—联轴器；3—减速器；4、5—齿轮；
6—球磨滚筒；7—滑动轴承

[解] 在图 1.1 所示的矿石球磨机中：电动机是原动机，为球磨机工作提供动力；减速器、开式齿轮传动和联轴器是传动装置，将原动机的运动和动力传递给工作机，并满足工作机的要求；球磨滚筒和滑动轴承是工作机，实现对矿石的粉碎。此外还有控制系统，如对原机电源的控制。

[例 1.2] 试对下述机械零部件进行分类：螺栓、螺母、滚动轴承、减速器、千斤顶、曲轴、螺旋桨叶片、齿轮、联轴器、汽车后桥、机床的变速箱。

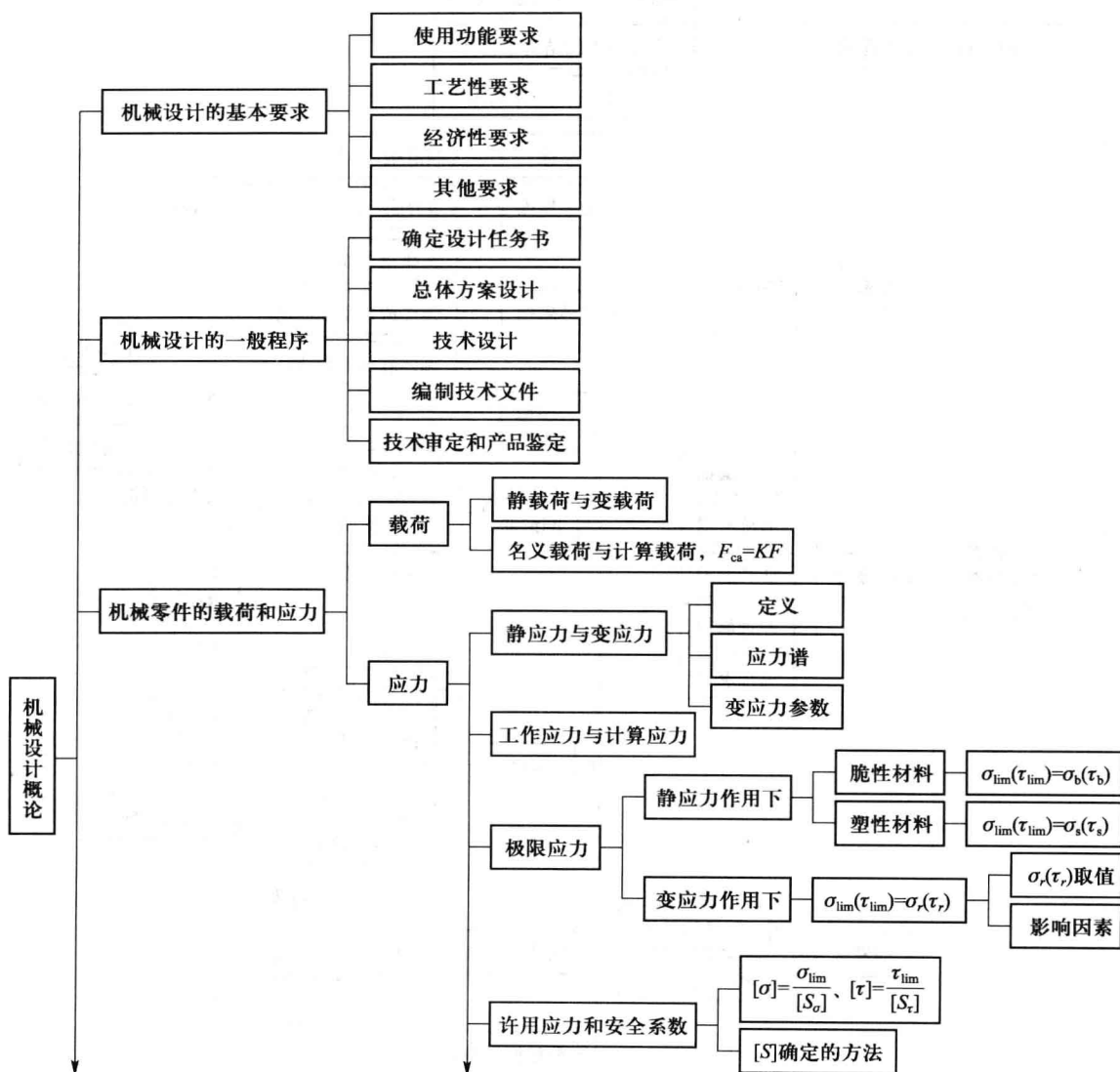
[解] 螺栓、螺母、齿轮是通用机械零件；滚动轴承、减速器、千斤顶、联轴器是通用机械部件；曲轴、螺旋桨叶片是专用机械零件；汽车后桥、机床的变速箱是专用机械部件。

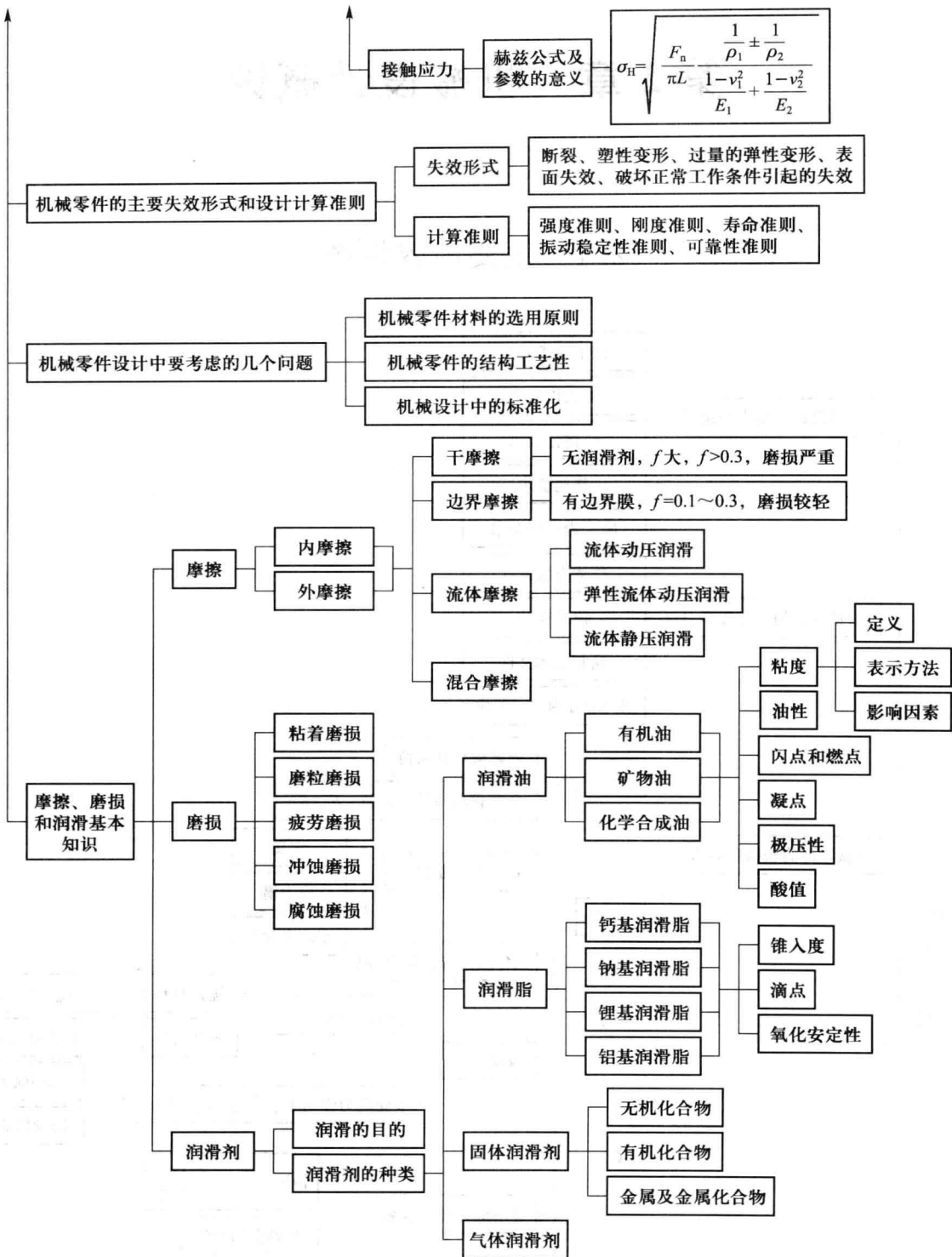
[例 1.3] 机械设计是一门设计性的技术基础课，你认为搞好机械设计需要掌握哪些先修课程知识？

[解] 机械设计涉及强度、结构、材料、工艺测试和图形表达等方方面面的问题，因此为搞好机械设计，必须掌握好理论力学、材料力学、机械工程材料及热处理、金属工艺学及工程训练、互换性及测量技术基础、机械原理和工程图学等先修课程知识。

第 2 章 机械设计概论

2.1 主要内容框图





2.2 学习要求

1. 了解机械设计的基本要求和一般程序。
2. 熟练掌握有关载荷与应力的基本概念,能正确区分机械零件所承受的应力类型,特别是掌握变应力的基本参数和稳定循环变应力的变化规律,掌握极限应力和安全系数的确定方法。
3. 熟练掌握机械零件的主要失效形式和设计计算准则。
4. 了解机械零件设计中的材料选用、结构工艺性及标准化等问题。
5. 弄清摩擦、磨损和润滑的概念及其对机器性能的影响。
6. 掌握四种摩擦状态的特点。
7. 了解润滑的目的及常用润滑剂的种类。
8. 掌握粘度的定义、表示方法、量纲及影响因素。

2.3 重点与难点

2.3.1 重点

1. 机械零件的载荷和应力的分类,静应力、变应力、极限应力、许用应力与安全系数及接触应力的概念和有关公式。
2. 机械零件的失效形式和设计计算准则。
3. 机械零件设计中的材料选用、结构工艺性及标准化问题。
4. 摩擦与磨损的分类、机理及特性。
5. 润滑剂的分类、主要性能指标及其影响因素。

2.3.2 难点

1. 变应力作用下机械零件的极限应力和安全系数的确定。
2. 机械零件设计的结构工艺性。
3. 粘度的定义、表示方法与量纲、影响因素。

2.4 例题

[例 2.1] 何谓变应力和稳定循环变应力? 表征变应力的参数有哪些? 请画出三种稳定循环变应力谱。

[解] 大小和方向随时间变化的应力称为变应力;而周期、应力幅和平均应力保持常数的变应力称为稳定循环变应力,如图 2.1 所示。表征变应力的参数有最大应力 $\sigma_{\max}$ ($\tau_{\max}$)、最小应力

$\sigma_{\min}(\tau_{\min})$ 、应力幅 $\sigma_a(\tau_a)$ 、平均应力 $\sigma_m(\tau_m)$ 和循环特征 r ，但独立参数只有 2 个。稳定循环变应力谱如图 2.1 所示。

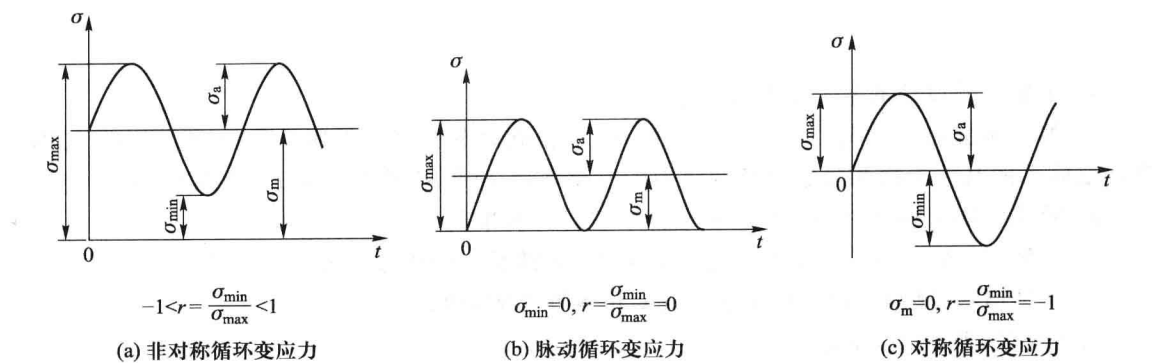


图 2.1 稳定循环变应力谱

〔例 2.2〕 何谓失效？试分析下列零件的失效形式：汽车轮胎、自来水管、扁担、缝纫机上的圆形带传动。

〔解〕 机械零件由于某些原因丧失工作能力或达不到设计要求的性能时，称为失效。
 汽车轮胎的失效形式主要是表面磨损或爆胎；自来水管的失效主要是腐蚀；扁担的失效不是机械零件的失效，是断裂；缝纫机上的圆形带传动的失效主要是打滑。

〔例 2.3〕 何谓极限应力？如何确定极限应力值？为什么？
〔解〕 根据零件材料的性质和应力的种类所选用的材料的某个应力极限值称为材料的极限应力。
 在静应力作用下时，对于脆性材料，取其强度极限为极限应力，即 $\sigma_{\lim} = \sigma_b, \tau_{\lim} = \tau_b$ ，因为脆性材料在静应力作用下，其主要失效形式是脆性破坏；而对于塑性材料，取其屈服极限为极限应力，即 $\sigma_{\lim} = \sigma_s, \tau_{\lim} = \tau_s$ ，因为塑性材料在静应力作用下，其主要失效形式是塑性变形。

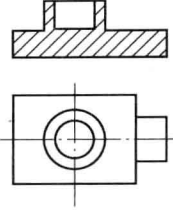
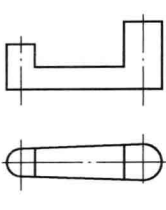
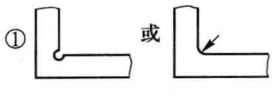
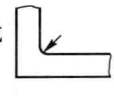
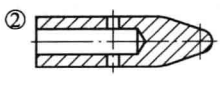
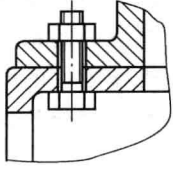
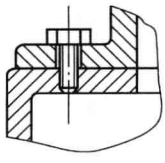
在变应力作用下时，取疲劳极限为极限应力，即 $\sigma_{\lim} = \sigma_r, \tau_{\lim} = \tau_r$ 。因为在变应力作用下，材料的主要失效形式是疲劳破坏。

〔例 2.4〕 为机床床身、汽车传动轴和锅炉炉门选择材料种类，并说明原因。
〔解〕 机床床身尺寸较大，结构较复杂，宜进行铸造，而铸铁具有良好的铸造性能、耐磨性和抗振性，而且价格较便宜，故选用铸铁；汽车传动轴受力大，故选用强度高的合金钢；而锅炉炉门承受高温，故宜选用耐热的钢材。

〔例 2.5〕 试指出下述各图中存在的工艺性问题，并改正。

铸 造 工 艺	锻 造 工 艺	热 处 理 工 艺	装 配 工 艺

[解]

	铸造工艺	锻造工艺	热处理工艺	装配工艺
存在的问题	零件截面厚大,易出现缩孔、缩松现象	锻体上有加强筋	① 零件上有尖角,会产生应力集中,引起开裂。 ② 有盲孔,会使淬火时气泡不易逸出,造成硬度不均	螺栓无法安装
改进结构			①  或  ② 	 

【例 2.6】 润滑油粘度的物理意义是什么? 影响粘度的主要因素是什么? 试求出 L-AN32 润滑油分别在 20℃、40℃、60℃、80℃、100℃ 温度下的运动粘度值。

【解】 粘度是流体抵抗变形的能力,反映流体内摩擦阻力的大力,是表示润滑油粘性的重要指标。影响粘度的主要因素是温度和压力,温度越高,粘度越小;而压力越高,粘度越高。L-AN32 润滑油在不同温度下的运动粘度值见下表。

温度/℃	20	40	60	80	100
运动粘度值/cSt	88	32	14.5	7.5	4.8

2.5 自检题及其参考答案

一、填空题

- [题 2.1] 机械设计的基本要求有_____、_____、_____和_____。
- [题 2.2] 机械零件的主要失效形式有_____、_____、_____、_____和_____。
- [题 2.3] 反映变应力的参数有_____、_____、_____、_____和_____。
- [题 2.4] 在静应力作用下,脆性材料的极限应力 $\sigma_{lim} =$ _____, $\tau_{lim} =$ _____;塑性材料的极限应力 $\sigma_{lim} =$ _____, $\tau_{lim} =$ _____。
- [题 2.5] 在变应力作用下,材料的极限应力 $\sigma_{lim} =$ _____, $\tau_{lim} =$ _____。
- [题 2.6] 影响机械零件的疲劳极限应力的主要因素是_____、_____和_____。
- [题 2.7] 安全系数[S]的确定方法有_____、_____和_____。
- [题 2.8] 按摩擦表面间存在润滑剂的情况,摩擦分为_____、_____、_____和_____。
- [题 2.9] 按磨损机理,磨损分为_____、_____、_____、_____和_____五类。
- [题 2.10] 润滑油的最主要性能指标是_____,而润滑脂的最主要性能指标是_____。

二、问答题

- [题 2.11] 稳定循环变应力的三种基本类型是什么? 试画出相应的应力谱,并说明其循环特

征和应力特点。

[题 2.12] 什么是机械零件的失效? 试举出几种常见的机械零件失效形式。

[题 2.13] 为下述两零件选择毛坯种类和材料种类并说明原因。

① 减速器机体: 结构较复杂, 大批量生产, 中心距 $a=300\text{ mm}$ 。

② 齿轮: 高速重载, $d_a=200\text{ mm}$, 单件生产。

[题 2.14] 设计机械零件时如何考虑结构的工艺性? 举例说明。

[题 2.15] 试述边界摩擦和流体摩擦的特点。

[题 2.16] 润滑油的粘度和油性各在什么摩擦状态起主要作用? 为什么?

[题 2.17] 机械零件的磨损有哪些基本类型? 各有何特点?

[题 2.18] 滑润剂分几类? 各举出两种常用的滑润剂。

[参 考 答 案]

一、填空题

[题 2.1] 使用性能 工艺性 经济性 其他要求

[题 2.2] 断裂 塑性变形 过量弹性变形 表面失效 破坏正常工作条件引起的失效

[题 2.3] 最大应力 最小应力 应力幅 平均应力 循环特征

[题 2.4] σ_b τ_b σ_s τ_s

[题 2.5] σ_r τ_r

[题 2.6] 应力集中 绝对尺寸 表面质量

[题 2.7] 表格法 经验数据法 部分系数法

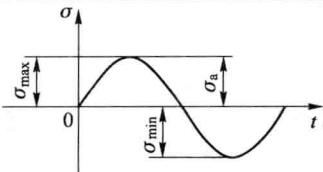
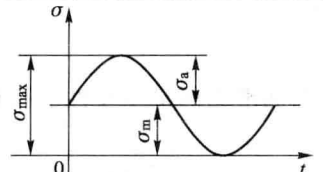
[题 2.8] 干摩擦 边界摩擦 流体摩擦 混合摩擦

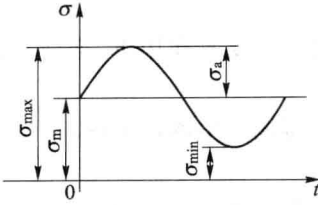
[题 2.9] 粘着磨损 磨粒磨损 疲劳磨损 冲蚀磨损 腐蚀磨损

[题 2.10] 粘度 锥入度

二、问答题

[题 2.11][答] 稳定循环变应力的三种基本类型: 对称循环变应力、脉动循环变应力和非对称循环变应力。它们的应力谱、循环特征和应力特点见下表。

名 称	应 力 谱	循 环 特 征	应 力 特 点
对称循环变应力		$r = -1$	$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}, \sigma_a = \sigma_{\max}, \sigma_m = 0$
脉动循环变应力		$r = 0$	$\sigma_{\min} = 0, \sigma_a = \sigma_m = \sigma_{\max}/2$

名 称	应 力 谱	循 环 特 征	应 力 特 点
非对称循环变应力		$-1 < r < 1$	$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ 或 $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$ $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ 或 $\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$

注:将 σ 改为 τ 亦适用。

[题 2.12][答] 机械零件由于某些原因丧失工作能力或达不到设计要求的性能时,称为失效。常见的机械零件失效形式如齿轮轮齿断裂、轴瓦磨损、带传动打滑、钢制挂钩被拉直(塑性变形)等。

[题 2.13][答]

① 减速器机体宜铸造,材料应选用灰铸铁。因为大批量生产,结构复杂,而尺寸不大,一般工厂都有这样的铸造能力,因此选用铸造毛坯,而灰铸铁具有良好的铸造性能,且价格便宜,故选用灰铸铁铸造。

② 齿轮毛坯选自由锻造,应选用合金钢。因为尺寸较小且为单件生产,因此选用自由锻造毛坯,而该齿轮用于高速重载,因此应选用强度高的合金钢。

[题 2.14][答] 设计机械零件时必须考虑其结构工艺性,要从毛坯制造、切削加工、热处理、装配及维护等各个环节入手。例如,大批量生产的形状复杂、尺寸较大的机架零件,宜选用铸造毛坯,设计铸件时就要注意其铸造工艺性,如铸件各部分的壁厚应均匀,截面尺寸不能太厚,以避免发生缩孔、缩松;为了获得良好的切削加工工艺性,设计零件时应尽量减少加工面,尽量减少加工时的装夹次数,而且要便于加工,如设计有必要的退刀槽等结构;需要进行热处理的零件,设计时要注意其热处理工艺性,如避免尖角、棱角,改成圆角、侧角,以避免应力集中引起裂纹;设计零件要便于装配与拆卸,如轴与孔的配合要避免过定位,安装滚动轴承的轴上定位轴肩高度要符合轴承的安装尺寸要求等。

[题 2.15][答] 边界摩擦的特点:两摩擦表面间有润滑剂,在摩擦表面形成一层很薄的边界膜,虽不能将两摩擦表面完全分隔开,但有良好的润滑作用,从而降低摩擦因数($f = 0.1 \sim 0.3$),减轻了磨损程度。

流体摩擦的特点:两摩擦表面被流体完全分隔开,摩擦发生在流体内部,是内摩擦,因此摩擦因数最小($f = 0.001 \sim 0.01$),金属表面无磨损,是理想的摩擦状态。

[题 2.16][答] 润滑油的粘度在流体摩擦状态起主要作用,因为将两摩擦表面完全分隔开的油膜形成及其厚度与粘度有关;而润滑油的油性在边界摩擦状态起主要作用,因为边界膜在摩擦表面上吸附的牢固程度与油性有关,油性越好,边界膜在摩擦表面上吸附的越牢固。

[题 2.17][答] 机械零件磨损的主要类型及各自的特点如下:

① 粘着磨损,特点是在高速重载情况下,两相对运动表面间的边界膜遭到破坏,两表面的粗糙微峰直接接触形成粘着点,而在相对运动时粘着点被破坏,从而形成材料的转移,或从一个表面转移到另一个表面,或离开表面成为磨粒。

② 磨粒磨损,特点是摩擦副表面上较硬的微峰或外界进入摩擦副表面间的硬质磨粒起到磨削作用,使摩擦副表面材料损失,从而破坏了零件表面的几何形状,使零件的承载面积减小,最终导致零件的断裂。

③ 疲劳磨损,特点是高副接触的两表面在接触应力的反复作用下,会使零件工作表面的金属剥落,出现凹坑。

④ 冲蚀磨损,特点是具有一定速度的硬质微粒不断地冲击物体表面,造成物体表面疲劳破坏,使表面材料不断损失。

⑤ 腐蚀磨损,特点是摩擦副表面受到腐蚀,使表面材料不断地损失。

[题 2.18][答] 润滑剂可分为:

① 润滑油,如矿物油、化学合成油。

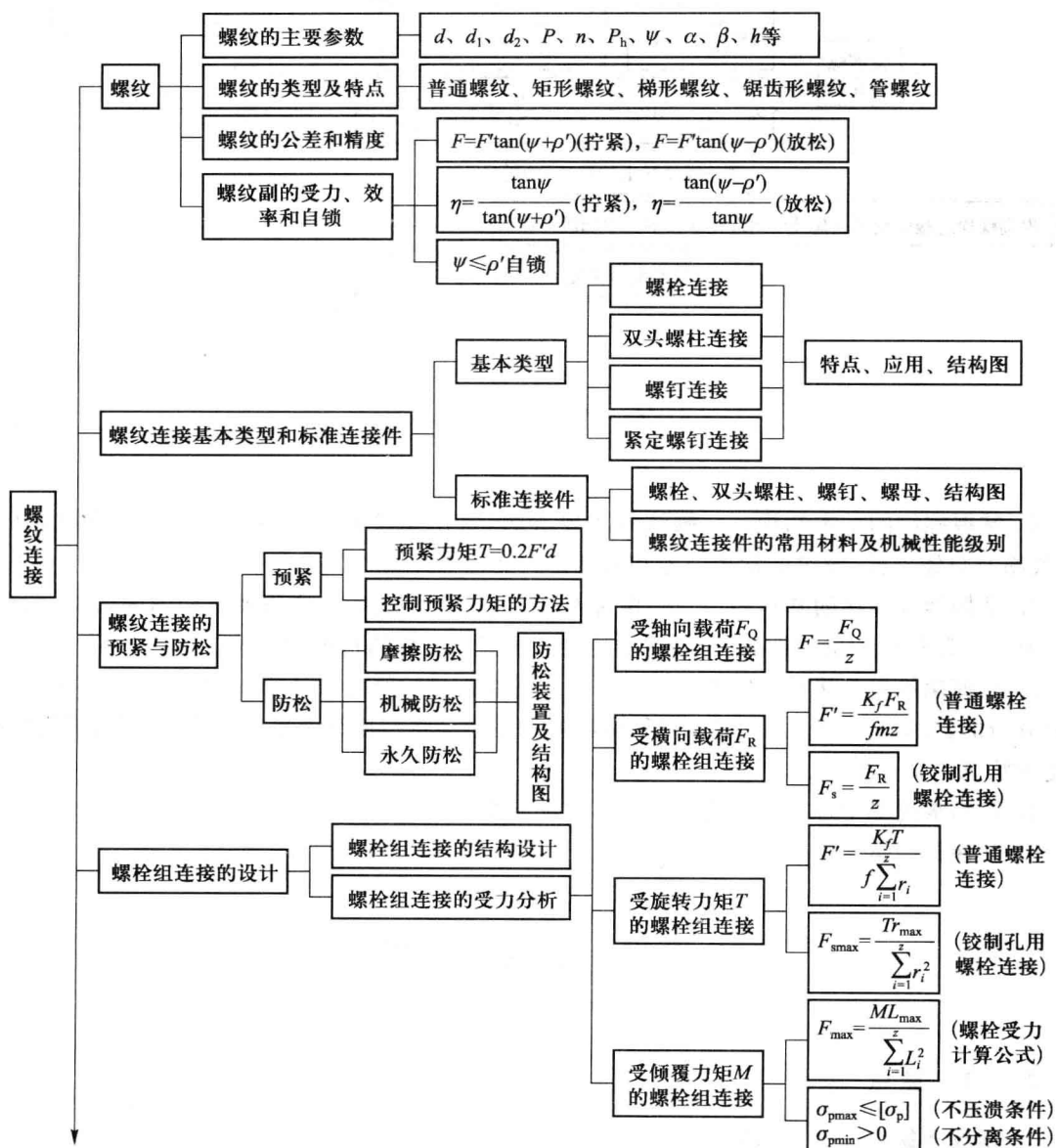
② 润滑脂,如钙基润滑脂、钠基润滑脂。

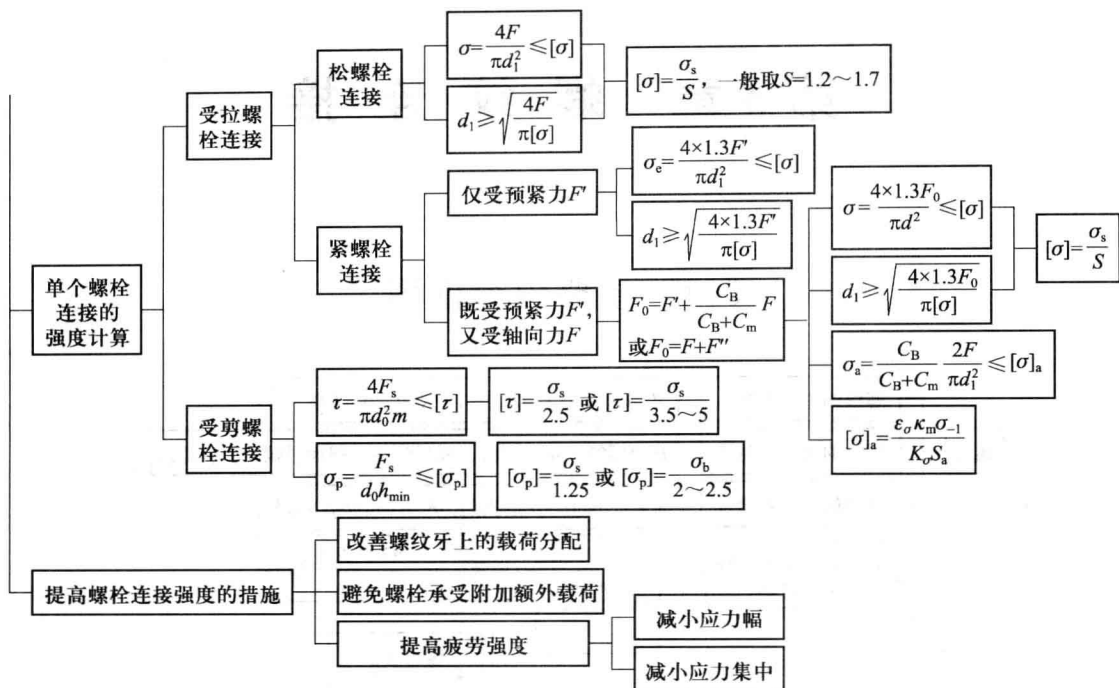
③ 固体润滑剂,如石墨、聚四氟乙烯。

④ 气体滑润剂,如空气、氢气等。

第3章 螺 纹 连 接

3.1 主要内容框图





3.2 学习要求

1. 掌握螺纹的基本知识——螺纹的主要参数, 常用螺纹的类型、特点及应用, 螺纹副的受力、效率及自锁条件, 螺纹的常用公差和精度。
2. 掌握螺纹连接的基本知识——螺纹连接的基本类型、特点、应用及结构图的绘制, 标准连接件及其常用材料和机械性能级别, 螺纹连接的预紧与防松的目的和方法。
3. 掌握螺栓组连接设计的基本方法——螺栓组连接的结构设计要考虑的问题, 螺栓组连接受力分析的目的, 典型受力情况的分析计算, 特别是学会将螺栓组连接的各种受力状态转化为典型受力状态的某种组合。
4. 熟练掌握单个螺栓连接的强度计算理论与方法。
5. 掌握提高螺栓连接强度的各种措施。

3.3 重点与难点

3.3.1 重点

1. 螺纹和螺纹连接的基本知识。

2. 布置螺栓组各螺栓的位置时,合理布置螺栓很重要。

3. 螺栓组连接的受力分析,主要是复杂受力状态下的受力分析。

4. 单个螺栓的强度计算,主要是承受横向载荷和轴向拉伸载荷的紧螺栓连接的强度计算。特别要记住受预紧力和轴向工作载荷的紧螺栓连接的受力—变形图及螺栓所受总拉力的确定。

5. 螺栓组连接的综合计算,主要是三种情况:① 校核螺栓的强度;② 设计螺栓的直径尺寸;③ 确定螺栓组连接所能承受的最大载荷。

3.3.2 难点

螺栓受力分析是较难掌握的一章,其难点在于掌握本书受力分析的方法,关键在于把螺栓组所受外力向底板的中心简化,得到几个基本的受力情况,然后按照教材的讲解分析每种情况下的螺栓受力,求出受力最大的螺栓所受的力,按单个螺栓计算,求得螺栓直径,整个螺栓组的螺栓都取这一直径。

3.4 例题

【例 3.1】 试分析拧紧螺纹副时,影响效率 η 的螺纹参数有哪些? 这些参数如何影响效率?

【解】 由拧紧螺纹副时的效率计算公式

$$\eta = \frac{\tan \Psi}{\tan(\Psi + \rho')}, \Psi = \arctan \frac{nP}{\pi d_2}, \rho' = \arctan \frac{f}{\cos \beta}$$

可以看出:影响效率 η 的螺纹参数有线数 n 、螺距 P 、螺纹中径 d_2 和牙侧角 β 。 n 越大, P 越大, d_2 越小,则螺纹升角 Ψ 越大;而 f 一定, β 越小,则螺纹副当量摩擦角 ρ' 越小,故效率越大。反之亦然。

【例 3.2】 有一厚度 $\delta = 15 \text{ mm}$ 的钢板采用螺纹连接固连于厚度为 80 mm 的铸铁机座上,若该螺纹连接需经常拆卸,试选择螺纹连接的类型,并绘制螺纹连接的结构图。

【解】 因为铸铁机座厚度大,不便做通孔,而且该螺纹连接需经常拆卸,为避免螺纹孔的磨损,所以选用双头螺柱连接,其连接的结构图如图 3.1 所示。

【例 3.3】 有一支座用 4 个螺栓固连于槽钢上,支座承受的载荷 F_Q 及有关尺寸如图 3.2 所示。已知:载荷位于通过接合面形心 O 点的 $A-A$ 平面上,与铅垂面的夹角为 30° ,支座材料为 HT150,支座与槽钢面间的摩擦因数 $f = 0.3$,可靠性系数 $K_f = 1.2$,螺栓的相对刚度 $C_B / (C_B + C_m) = 0.3$ 。试确定该螺栓组的螺栓直径。

【分析】 本题是螺栓组连接受横向载荷、轴向载荷和倾覆力矩共同作用的典型例子。因此,解题时首先要将作用于支座上的载荷 F_Q 分解成水平方向和铅垂方向的两个分力,并向螺栓组连接的接合面形心 O 点简化,得出该螺栓组连接受横向载荷 F_{QY} 、轴向载荷 F_{QX} 和倾覆力矩 M 三种简单载荷作用的结论。然后分析该螺栓组连接在这三种简单载荷作用下能发生的失效形式:① 在横向载荷 F_{QY} 作用下,支座产生下滑;② 在轴向载荷 F_{QX} 和倾覆力矩 M 作用下,接合面上部发生分离,而接合面下部支座或混凝土墙面被压溃;③ 受力最大的螺栓被拉断或发生塑性变形。为了防止支座

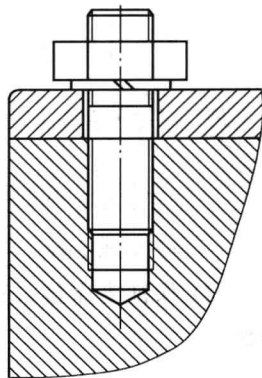


图 3.1 螺纹连接的结构图

下滑和接合面分离,应保证有足够的预紧力 F' ,而为防止受力最大的螺栓被拉断或发生塑性变形,则应按螺栓所受的总拉力来确定螺栓直径。要注意,受力最大螺栓所受的轴向工作载荷 F 由 F_{QX} 及 M 两部分的作用产生;受力最大螺栓所受的总拉力 $F_0 \neq F' + F, F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$ 。

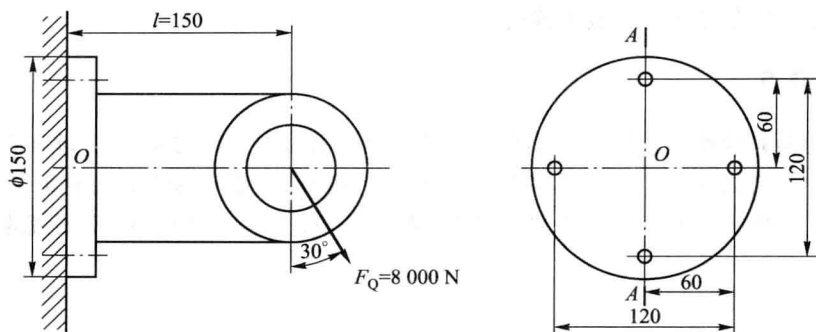


图 3.2

【解】 1. 将载荷分解成水平方向和铅垂方向的两个分力,并向螺栓组连接的接合面形心点 O 简化(图 3.3),得

$$F_{QX} = F_Q \sin 30^\circ = 8000 \times \sin 30^\circ \text{ N} = 4000 \text{ N}$$

$$F_{QY} = F_Q \cos 30^\circ = 8000 \times \cos 30^\circ \text{ N} = 6928.2 \text{ N}$$

$$M = F_{QY} l = 6928.2 \times 150 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1039230 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2. 确定螺栓的预紧力 F'

(1) 保证支座在 F_{QY} 作用下不下滑,则有

$$4fF'' = K_f F_{QY}$$

而 $F'' = F' - \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) \frac{F_{QX}}{4}$, 由此可得

$$\begin{aligned} F' &= \frac{K_f}{4f} F_{QY} + \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) \frac{F_{QX}}{4} \\ &= \frac{1.2}{4 \times 0.3} \times 6928.2 \text{ N} + (1 - 0.3) \times \frac{4000}{4} \text{ N} \\ &= 7628.2 \text{ N} \end{aligned}$$

(2) 保证支座接合面上部在 F_{QX} 和 M 作用下不分离, 则有

$$\sigma_{\text{pmin}} = \frac{4F'}{A} - \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) \frac{F_{QX}}{A} - \frac{M}{W} \geq 0$$

$$\text{式中, } A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 150^2}{4} \text{ mm}^2 = 17671.5 \text{ mm}^2$$

$$W = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi \times 150^3}{32} \text{ mm}^3 = 331340 \text{ mm}^3$$

由此可得

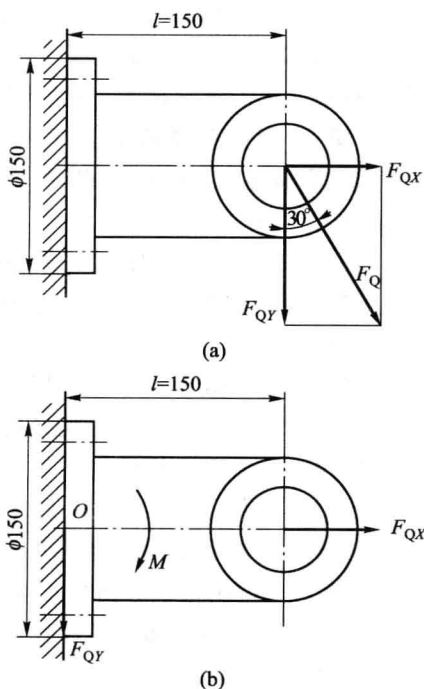


图 3.3

$$F' \geq \frac{1}{4} \left[\left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m} \right) F_{QX} + \frac{M}{W} A \right] = \frac{1}{4} \left[(1 - 0.3) \times 4\,000 + \frac{1\,039\,230}{331\,340} \times 17\,671.5 \right] \text{ N} \\ = 14\,556.4 \text{ N}$$

(3) 保证支座接合面下部在 F_{QX} 和 M 作用下不发生压溃, 则有

$$\sigma_{p\max} = \frac{4F'}{A} - \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m} \right) \frac{F_{QX}}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma_p]$$

由参考文献[1]的表 3.6 可得铸铁材料的许用挤压应力 $[\sigma_p] = (0.4 \sim 0.5)\sigma_b$, 对于 HT150, $\sigma_b = 150 \text{ MPa}$, 取

$$[\sigma_p] = 75 \text{ MPa}$$

由此可得

$$F' \leq \frac{1}{4} \left[[\sigma_p] A + \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m} \right) F_{QX} - \frac{M}{W} A \right] \\ = \frac{1}{4} \times \left[75 \times 17\,671.5 + (1 - 0.3) \times 4\,000 - \frac{1\,039\,230}{331\,340} \times 17\,671.5 \right] \text{ N} \\ = 318\,184.20 \text{ N}$$

综上所述, 取 $F' = 14\,556.4 \text{ N}$ 。

3. 确定受力最大螺栓所受的轴向工作载荷

上部螺栓受力最大, 所受的轴向工作载荷

$$F = F_1 + F_2$$

式中, F_1 为 F_{QX} 使每个螺栓所受的工作载荷,

$$F_1 = \frac{F_{QX}}{4} = \frac{4\,000}{4} \text{ N} = 1\,000 \text{ N}$$

F_2 为 M 使上部螺栓所受的工作载荷,

$$F_2 = \frac{M}{120} = \frac{1\,039\,230}{120} \text{ N} = 8\,660.25 \text{ N}$$

故

$$F = F_1 + F_2 = 1\,000 \text{ N} + 8\,660.25 \text{ N} = 9\,660.25 \text{ N}$$

4. 确定受力最大螺栓所受的总拉力 F_0

$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F = 14\,556.4 \text{ N} + 0.3 \times 9\,660.25 \text{ N} = 17\,454.48 \text{ N}$$

5. 确定螺栓组的螺栓直径

选用强度级别为 8.8 的螺栓, 其 $\sigma_s = 640 \text{ MPa}$, 预紧力不控制, 取 $S=3$, 则许用拉应力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{640}{3} \text{ MPa} = 213.3 \text{ MPa}$$

则

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 17\,454.48}{\pi \times 213.3}} \text{ mm} = 11.638 \text{ mm}$$

查 GB/T 196—2003, 取 M16 螺栓 ($d_1 = 13.835 \text{ mm} > 11.638 \text{ mm}$)。

【讨论】 如何改进结构, 使螺栓受力减小?

① 将支座的受力点下移, 偏离螺栓组形心点 O , 如图 3.4 所示。

【分析】 将载荷 F_Q 分解为 F_{QX} 及 F_{QY} 后向形心点 O 简化, 则可得

横向载荷 F_{QY} 、轴向载荷 F_{QX} 、倾覆力矩 $M = F_{QY}l - F_{QX}h$ ，显然对螺栓组作用的倾覆力矩小了，螺栓的受力也就小了，而且对接合面满足不离缝、不压坏的条件也是有利的。

② 改变螺栓布置形式，增加受倾覆力矩作用的螺栓数目，如图 3.5 所示。

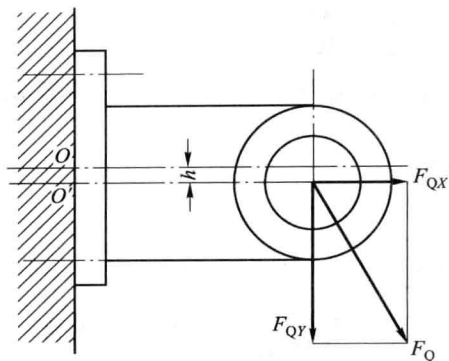


图 3.4

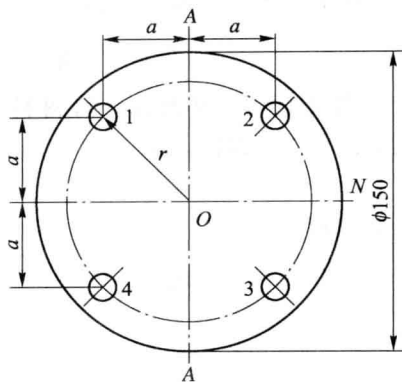


图 3.5

[分析] 设接合面的面积不变，螺栓中心分布圆周直径不变，则 $r = 60 \text{ mm}$ ，螺栓中心到对称线 A—A 间的距离为 a ， $a = r/\sqrt{2} = 60 \text{ mm}/\sqrt{2} = 42.42 \text{ mm}$ ，但此时受倾覆力矩 M 作用的螺栓数目增加，可使 M 所引起螺栓工作载荷减小，如图 3.5 所示。上部两个螺栓 1、2 所受的工作载荷

$$F_2 = \frac{M}{4a} = \frac{1\,039\,230}{4 \times 42.42} \text{ N} = 6\,124.65 \text{ N} < 8\,660.25 \text{ N}$$

根据条件可知：

① 螺栓所受的预紧力没有变化，即 $F' = 14\,556.4 \text{ N}$ ；

② F_{QX} 使每个螺栓所受的工作载荷 F_1 没有变化，即 $F_1 = 1\,000 \text{ N}$ 。

但受力最大的螺栓所受的轴向工作载荷

$$F = F_1 + F_2 = 1\,000 \text{ N} + 6\,124.65 \text{ N} = 7\,124.65 \text{ N} < 9\,660.25 \text{ N}$$

故受力最大螺栓所受的总拉力

$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F = 14\,556.4 \text{ N} + 0.3 \times 7\,124.65 \text{ N} = 16\,693.795 \text{ N} < 17\,454.48 \text{ N}$$

即螺栓受力减小了。

③ 适当增大接合面面积 A 和螺栓中心至形心点 O 的距离 r ，如图 3.6 所示。

[分析] 设接合面由 $\phi 150 \text{ mm}$ 增至 $\phi 180 \text{ mm}$ ，螺栓中心至形心点 O 的距离由 60 mm 增至 75 mm ，则

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 180^2}{4} \text{ mm}^2 = 25\,447 \text{ mm}^2$$

$$W = \frac{\pi D^3}{32} = \frac{\pi \times 180^3}{32} \text{ mm}^3 = 572\,555.3 \text{ mm}^3$$

此时保证支座接合面上部在 F_{QX} 和 M 的作用下不分离时螺栓所需的预紧力 F' 为

$$F' \geq \frac{1}{4} \left[\left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m} \right) F_{QX} + \frac{M}{W} A \right] = \frac{1}{4} \times \left[(1 - 0.3) \times 4\,000 + \frac{1\,039\,230}{572\,555.3} \times 25\,447 \right] \text{ N}$$

$$= 12\,247.04\text{ N}$$

而保证支座接合面下部在 F_{QY} 和 M 作用下不发生压溃时螺栓所能承受的预紧力 F' 为

$$\begin{aligned} F' &\leq \frac{1}{4} \left[[\sigma_p] A + \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m} \right) F_{QX} - \frac{M}{W} A \right] \\ &= \frac{1}{4} \times [75 \times 25\,447 + (1 - 0.3) \times 4\,000 - \frac{1\,039\,230}{572\,555.3} \times 25\,447] \text{ N} \\ &= 466\,284.21 \text{ N} \end{aligned}$$

保证支座接合面在 F_{QY} 作用下不下滑时螺栓所需的预紧力 F' 仍为 $6\,647\text{ N}$ 。

综上所述,取

$$F' = 12\,247.04\text{ N} < 14\,556.4\text{ N}$$

即所需预紧力变小了。而由于 r 由 60 mm 增大至 75 mm , 螺栓受 M 作用引起的工作载荷 F_2 减小了,

$$F_2 = \frac{M}{2r} = \frac{1\,039\,230}{2 \times 75} \text{ N} = 6\,928.2\text{ N} < 8\,660.25\text{ N}$$

F_1 不变, $F_1 = 1\,000\text{ N}$, 故

$$F = F_1 + F_2 = 1\,000\text{ N} + 6\,928.2\text{ N} = 7\,928.2\text{ N} < 9\,660.25\text{ N}$$

则受力最大螺栓所受拉力 F_0 为

$$F_0 = F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F = 12\,247.04\text{ N} + 0.3 \times 7\,928.2\text{ N} = 14\,625.5\text{ N} < 16\,693.795\text{ N}$$

显然,由于接合面面积大了,螺栓所需的预紧力 F' 减小了,而螺栓中心至形心点 O 的距离增大使螺栓受 M 作用引起的工作载荷减小了,轴向工作载荷 F 小了,因此螺栓所受的总拉力 F_0 也减小了。

④ 将支座接合面挖空,其他条件不变,如图 3.7 所示。

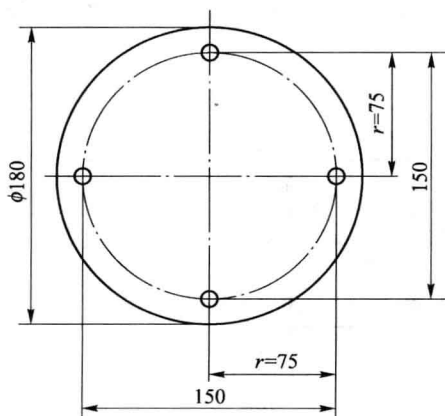


图 3.6

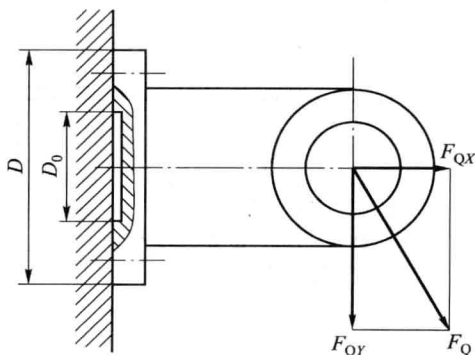


图 3.7

[分析] 将支座接合面挖空后,接合面面积 $A' = \pi(D^2 - D_0^2)/4$, 设 $\beta = D_0/D < 1$, 则 $A' = \pi D^2(1 - \beta^2)/4$, $W' = \pi D^3(1 - \beta^4)/32$ 。由于 $\beta^2 \ll 1$, $\beta^4 \ll \ll 1$, 可知接合面面积 A' 比抗弯模量 W' 减小得更快。按保证支座接合面上部在 F_{QX} 和 M 作用下不分离的条件,螺栓所需的预紧力

$$F' \geq \frac{1}{4} \left[\left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m} F_{qx} \right) + \frac{M}{W'} A' \right] = \frac{1}{4} \left[\left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m} F_{qx} \right) + \frac{M}{W} A \frac{1}{1 + \beta^2} \right]$$

即将支座接合面挖空后,按接合面不分离条件,螺栓所需的预紧力 F' 将减小,因而螺栓所受的总拉力 F_0 亦减小。

结论:减小螺栓所受总拉力的措施如下:

(1) 减小轴向工作载荷 F

- ① 改进结构,使 M 减小;
- ② 改进螺栓布置方式,使受力螺栓数目增加;
- ③ 增大螺栓中心至对称线之间的距离,即使 r 增大。

(2) 减小预紧力 F'

- ① 增大接合面面积 A ;
- ② 将接合面挖空;
- ③ 改进结构,使 M 减小。

[例 3.4] 图 3.8 所示为一钢板用 4 个普通螺栓与立栓连接。钢板悬臂端作用一载荷 $F_p = 20\,000\text{ N}$,接合面间摩擦因数 $f = 0.15$,螺栓材料的许用拉伸应力 $[\sigma] = 120\text{ MPa}$,试计算该螺栓组螺栓的小径 d_1 。

[分析] 首先将作用于钢板上的载荷 F_p 向螺栓组连接的接合面形心点 O 简化,得横向载荷 F_R 和旋转力矩 T ,如图 3.9a 所示,显然这是螺栓组连接既受横向载荷 F_R 作用,又受旋转力矩 T 作用的典型例子,因此需分

别求出在 F_R 和 T 作用下每个螺栓所受的横向力 F_{sT} 和 F_{sR} ,如图 3.9b 所示。通过矢量相加,确定受力最大螺栓所受的横向力 $F_{s\max}$ 。然后按一个螺栓所受的横向力 $F_{s\max}$ 与接合面间的摩擦力相平衡的条件,确定螺栓所需的预紧力 F' 。该螺栓组连接的螺栓仅受预紧力 F' 的作用,故可按预紧力 F' 来计算螺栓的小径 d_1 。

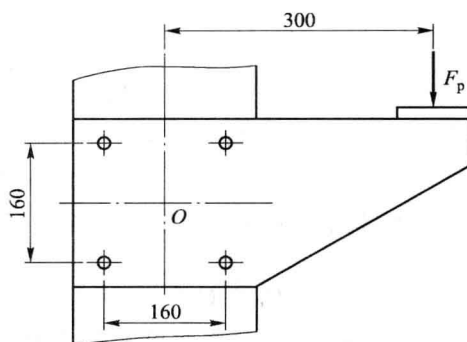


图 3.8

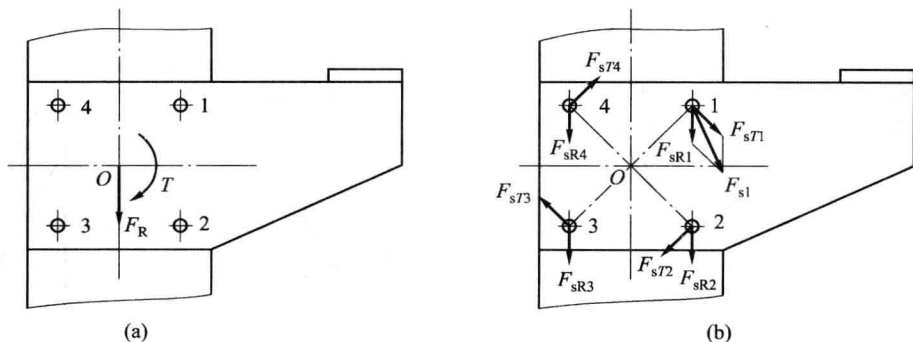


图 3.9

[解] 1. 螺栓组受力分析

(1) 将载荷向螺栓组连接的接合面形心点 O 简化,则横向载荷

$$F_R = 20\,000\text{ N}$$

旋转力矩为

$$T = F_R \times 300 = 20\,000 \times 300 \text{ N} \cdot \text{mm} = 6 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(2) 计算受力最大螺栓承受的横向载荷

在横向载荷作用下,各螺栓承受的横向载荷大小相等,方向与 F_R 相同,即

$$F_{sR1} = F_{sR2} = F_{sR3} = F_{sR4} = \frac{F_R}{4} = \frac{20\,000}{4} \text{ N} = 5\,000 \text{ N}$$

在旋转力矩 T 作用下,因为各个螺栓中心至形心点 O 距离相等,故各螺栓承受的横向载荷 F_{sT} 大小亦相等,但方向各垂直于螺栓中心与形心点 O 的连心线,如图 3.9b 所示。

螺栓中心至形心点 O 的距离 r 为

$$r = \sqrt{80^2 + 80^2} \text{ mm} = 113.1 \text{ mm}$$

则

$$F_{sT1} = F_{sT2} = F_{sT3} = F_{sT4} = \frac{T}{4r} = \frac{6 \times 10^6}{4 \times 113.1} \text{ N} = 13\,262.6 \text{ N}$$

由图 3.9b 可知,螺栓 1 和 2 所受两力夹角最小,故螺栓 1 和 2 受力最大,所承受的横向载荷为

$$\begin{aligned} F_{\max} &= F_{s1} = F_{s2} = \sqrt{F_{sR1}^2 + F_{sT1}^2 + 2F_{sR1}F_{sT1}\cos\alpha} \\ &= \sqrt{5\,000^2 + 13\,262.6^2 + 2 \times 5\,000 \times 13\,262.6 \times \cos 45^\circ} \text{ N} = 17\,166.2 \text{ N} \end{aligned}$$

2. 计算螺栓所需的预紧力 F'

按受力最大螺栓承受的横向载荷与接合面间的摩擦力相平衡条件可得

$$fF' = K_f F_{\max}$$

故

$$F' = \frac{K_f F_{\max}}{f} = \frac{1.2 \times 17\,166.2}{0.15} \text{ N} = 137\,329.6 \text{ N}$$

3. 计算螺栓小径 d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 137\,329.6}{\pi \times 120}} \text{ mm} = 43.53 \text{ mm}$$

3.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 3.1] 对于连接用螺纹,主要要求连接可靠,自锁性能好,故常选用_____。

- A. 升角小,单线普通(三角形)螺纹
- B. 升角大,双线普通(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

[题 3.2] 用于薄壁零件连接的螺纹,应采用_____。

- A. 普通(三角形)细牙螺纹
- B. 梯形螺纹
- C. 锯齿形螺纹
- D. 多线的普通(三角形)粗牙螺纹

[题 3.3] 当螺栓连接承受横向载荷或旋转力矩时,该螺栓组中的螺栓_____。

- A. 必受剪切作用
- B. 必受拉伸作用

- C. 既可能受剪切作用,也可能受拉伸作用 D. 同时受到剪切与拉伸作用

[题 3.4] 若螺纹的直径、螺旋副的摩擦因数一定,则用此螺旋起重物时的效率取决于螺纹的_____。

- A. 螺距和牙型角 B. 升角和头数
C. 导程和牙侧角 D. 螺距和升角

[题 3.5] 计算采用普通(三角形)螺纹的紧螺栓连接的拉伸强度时,考虑拉伸与扭转的复合作用,应将拉伸载荷增加到原来的_____倍。

- A. 1.1 B. 1.3
C. 1.25 D. 0.3

[题 3.6] 采用普通螺栓连接的凸缘联轴器,在传递转矩时,_____。

- A. 螺栓的横截面受剪切作用 B. 螺栓与螺栓孔配合面受挤压作用
C. 螺栓同时受剪切与挤压作用 D. 螺栓受拉伸与扭转作用

[题 3.7] 在螺栓连接中,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

[题 3.8] 在同一螺栓组中,螺栓的材料、直径和长度均应相同,这是为了_____。

- A. 受力均匀 B. 便于装配
C. 外形美观 D. 降低成本

[题 3.9] 在螺栓连接设计中,若被连接件为铸件,则往往在螺栓孔处做沉头座孔,其目的是_____。

- A. 避免螺栓受附加弯曲应力作用 B. 便于安装
C. 为安置防松装置 D. 使外形美观

[题 3.10] 螺栓力学性能等级为 6.8 级,则该螺栓材料的最小屈服极限近似为_____。

- A. 480 MPa B. 6 MPa
C. 8 MPa D. 0.8 MPa

[题 3.11] 预紧力为 F' 的单个紧螺栓连接,受到轴向工作载荷 F 作用后,螺栓受到的总拉力 F_0 _____ $F' + F$ 。

- A. 大于 B. 等于 C. 小于

[题 3.12] 一紧螺栓连接的螺栓受到轴向变载荷作用,已知 $F_{\min} = 0$ 、 $F_{\max} = F$,螺栓的危险截面面积为 A_c ,螺栓的相对刚度为 K_c ,则该螺栓的应力幅为_____。

- A. $\sigma_a = (1 - K_c)F/A_c$ B. $\sigma_a = K_c F/A_c$
C. $\sigma_a = K_c F/2A_c$ D. $\sigma_a = (1 - K_c)F/2A_c$

[题 3.13] 在受轴向变载荷作用的紧螺栓连接中,为提高螺栓的疲劳强度,可采取的措施是_____。

- A. 增大 C_B , 减小 C_m B. 减小 C_B , 增大 C_m
C. 增大 C_B 和 C_m D. 减小 C_B 和 C_m

[题 3.14] 若要提高受轴向变载荷作用的紧螺栓的疲劳强度,则可_____。

- A. 在被连接件间加橡胶垫片 B. 增大螺栓长度

C. 采用精制螺栓

D. 加防松装置

[题 3.15] 有一个单个紧螺栓连接,要求被连接件接合面不分离,已知螺栓与被连接件的刚度相同,螺栓的预紧力为 F' ,当对连接施加轴向载荷,使螺栓的轴向工作载荷 F 与预紧力 F' 相等时,则_____。

A. 被连接件发生分离,连接失效

B. 被连接件即将发生分离,连接不可靠

C. 连接可靠,但不能再继续加载

D. 连接可靠,只要螺栓强度足够,可继续加载,直到轴向工作载荷 F 接近但小于预紧力 F' 的 2 倍

[题 3.16] 对于受轴向变载荷作用的紧螺栓连接,若轴向工作载荷 F 在 $0 \sim 1000 \text{ N}$ 之间循环变化,则该连接螺栓所受拉应力的类型为_____。

A. 非对称循环变应力

B. 脉动循环变应力

C. 对称循环变应力

D. 非稳定循环变应力

[题 3.17] 对于紧螺栓连接,当螺栓的总拉力 F_0 和剩余预紧力 F'' 不变时,若将螺栓由实心变成空心,则螺栓的应力幅 σ_a 与预紧力 F' 会发生变化,_____。

A. σ_a 增大, F' 应适当减小

B. σ_a 增大, F' 应适当增大

C. σ_a 减小, F' 应适当减小

D. σ_a 减小, F' 应适当增大

二、填空题

[题 3.18] 普通(三角形)螺纹的牙型角 $\alpha =$ _____,牙侧角 $\beta =$ _____,适用于_____;而梯形螺纹的牙型角 $\alpha =$ _____,牙侧角 $\beta =$ _____,适用于_____。

[题 3.19] 螺旋副自锁的条件是_____。

[题 3.20] 螺纹连接的拧紧力矩等于_____和_____之和。

[题 3.21] 螺纹连接防松的实质是_____。

[题 3.22] 螺纹连接防松按其防松原理可分为_____防松、_____防松和_____防松。

[题 3.23] 有一个单个紧螺栓连接,已知所受预紧力为 F' ,轴向工作载荷为 F ,螺栓的相对刚度为 $\frac{C_B}{C_B + C_m}$,则螺栓所受的总拉力 $F_0 =$ _____,而剩余预紧力 $F'' =$ _____。若螺栓的螺纹小径为 d_1 ,螺纹材料的许用拉伸应力为 $[\sigma]$,则其危险截面的拉伸强度条件式为_____。

[题 3.24] 采用凸台或沉头座孔作为螺栓头或螺母的支承面是为了_____。

[题 3.25] 在螺纹连接中采用悬置螺母或环槽螺母的目的是_____。

[题 3.36] 在螺栓连接中,当螺栓轴线与被连接件支承面不垂直时,螺栓中将产生附加_____应力。

三、问答题

[题 3.27] 常用螺纹按牙型分为哪几种?各有何特点?各适用于什么场合?

[题 3.28] 拧紧螺母时的螺纹副效率如何计算?哪些螺纹参数影响该螺纹副效率?

[题 3.29] 图 3.10 所示为螺旋拉紧装置,若按图上箭头方向旋转中间零件,能使两端螺杆 A、B 向中央移动,从而将两零件拉紧。试判断该装置中螺杆 A、B 上的螺纹旋向。

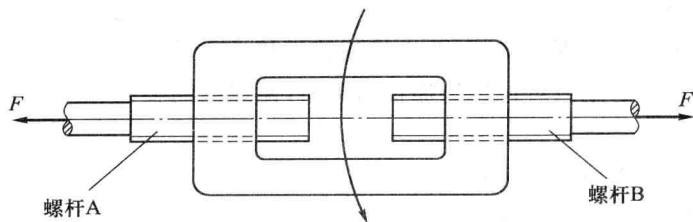


图 3.10 螺旋拉紧装置

[题 3.30] 螺纹连接有哪些基本类型？各有何特点？各适用于什么场合？

[题 3.31] 螺栓组连接受力分析的目的是什么？在进行受力分析时，通常有哪些假设条件？

[题 3.32] 有一刚性凸缘联轴器用强度等级为 5.8 的普通螺栓连接以传递转矩 T 。现欲提高其传递的转矩，但限于结构，不能增加螺栓的直径和数目，试提出三种能提高该联轴器传递的转矩的方法。

[题 3.33] 提高螺栓连接强度的措施有哪些？这些措施中哪些主要是针对疲劳强度？

[题 3.34] 为什么对于重要的螺栓连接要控制螺栓预紧力 F' ？控制螺栓预紧力 F' 的方法有哪几种？

四、计算题

[题 3.35] 图 3.11 所示为采用两个普通螺栓的夹紧连接，已知连接柄端受力 $F_R = 260 \text{ N}$ ，连接柄长 $l = 450 \text{ mm}$ ，轴的直径 $d = 65 \text{ mm}$ ，夹紧接合面间摩擦因数 $f = 0.15$ ，可靠性系数 $K_f = 1.2$ ，螺栓材料的许用拉应力 $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$ ，试计算螺栓小径 d_1 。

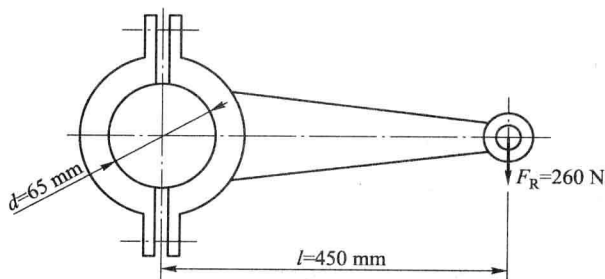


图 3.11

[题 3.36] 图 3.12 所示为压力容器普通螺栓组连接，已知容器内径 $D = 250 \text{ mm}$ ，内装具有一定压强的液体，沿凸缘圆周均匀分布 12 个 M16 ($d_1 = 13.835 \text{ mm}$) 的普通螺栓，螺栓材料的许用拉应力 $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$ ，螺栓的相对刚度 $C_B / (C_B + C_m) = 0.5$ ，按紧密性要求，剩余预紧力 $F'' = 1.8F$ ， F 为螺栓的轴向工作载荷。试计算该螺栓组连接允许的容器内液体的最大压强 $p_{\max}$ 。

[题 3.37] 图 3.13 所示为螺栓组连接的三种方案，其外载荷为 F_R ，尺寸 a, L 均相同， $a = 80 \text{ mm}$ ， $L = 360 \text{ mm}$ 。试分析计算各方案中最大螺栓所受横向载荷 F_s ，并分析比较哪个方案好。

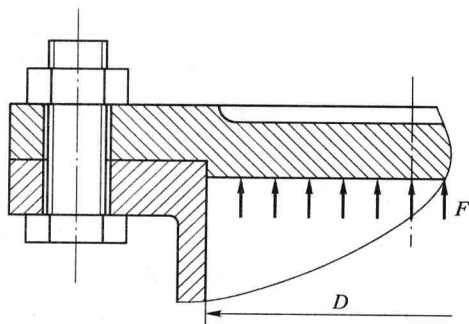


图 3.12 压力容器普通螺栓组连接

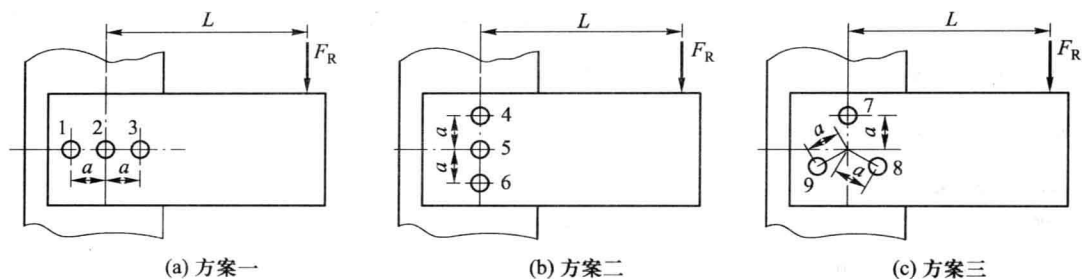


图 3.13 螺栓组连接的三种方案

[题 3.38] 有一提升装置如图 3.14 所示。

(1) 卷筒用 6 个 M8 ($d_1 = 6.647 \text{ mm}$) 的普通螺栓固连在蜗轮上, 已知卷筒直径 $D = 160 \text{ mm}$, 螺栓均布于直径 $D_0 = 190 \text{ mm}$ 的圆周上, 接合面间摩擦因数 $f = 0.15$, 可靠性系数 $K_f = 1.2$, 螺栓材料的许用拉应力 $[\sigma] = 120 \text{ MPa}$, 试求该螺栓组连接允许的最大提升载荷 $F_{W\max}$ 。

(2) 若已知 $F_{W\max} = 6000 \text{ N}$, 其他条件同(1), 但 d_1 未知, 试确定螺栓直径。

由 GB/T 196—2003 查得, M8: $d_1 = 6.647 \text{ mm}$; M12: $d_1 = 8.376 \text{ mm}$; M16: $d_1 = 10.106 \text{ mm}$; M20: $d_1 = 13.835 \text{ mm}$ 。

五、结构题

[题 3.39] 试画出轴与轴端挡圈的螺栓连接的结构图。

已知: (1) 轴端、轴毂及轴端挡圈尺寸如图 3.15 所示; (2) 采用 M6 × 16 六角头螺栓。

[题 3.40] 有一箱体用螺纹连接固连于机座上, 如图 3.16 所示。试选择螺纹连接类型, 并画出其结构图。

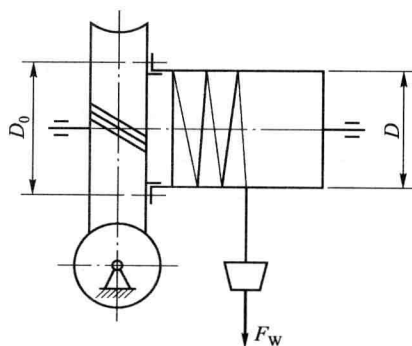


图 3.14 提升装置

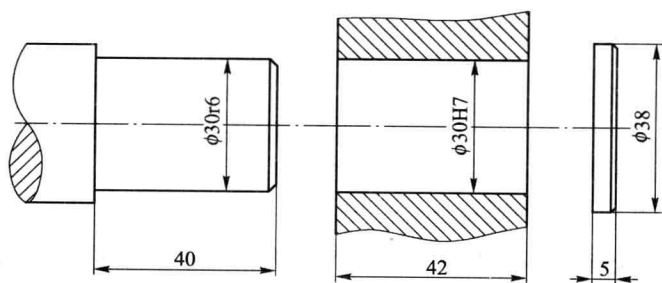


图 3.15

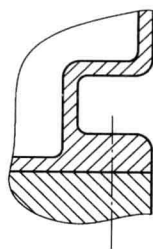


图 3.16

[参考答案]

一、单项选择题

[题 3.1] A [题 3.2] A [题 3.3] D [题 3.4] C [题 3.5] B

- [题 3.6] D [题 3.7] C [题 3.8] B [题 3.9] A [题 3.10] A
 [题 3.11] C [题 3.12] C [题 3.13] B [题 3.14] B [题 3.15] D
 [题 3.16] A [题 3.17] D

二、填空题

[题 3.18] 60° 30° 连接 30° 15° 传动

[题 3.19] 螺纹升角 Ψ 小于等于当量摩擦角 ρ'

[题 3.20] 螺纹间摩擦力矩 螺母(或螺栓头)端面与被连接件支承面间摩擦力矩

[题 3.21] 防止螺杆与螺母(或连接件螺纹孔)间发生相对转动(或防止螺纹副间相对转动)

[题 3.22] 摩擦 机械 永久性

[题 3.23] $F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F$ $F' - \frac{C_B}{C_B + C_m} F$ $\sigma_{ca} = \frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$

[题 3.24] 避免螺栓受附加弯曲应力作用

[题 3.25] 均匀各旋合圈螺纹牙上的载荷

[题 3.26] 弯曲

三、问答题

[题 3.27][答] 常用螺纹按牙型可分为普通(三角形)螺纹($\alpha = 60^\circ$)、矩形螺纹($\alpha = 0^\circ$)、梯形螺纹($\alpha = 30^\circ$)、锯齿形螺纹($\beta_{\text{工作}} = 3^\circ, \beta_{\text{非工作}} = 30^\circ$)和管螺纹($\alpha = 55^\circ$ 和 $\alpha = 60^\circ$)五种。普通螺纹, α 大, 牙侧角 β 大, 牙根强度高, 自锁性能好, 主要用于连接; 矩形螺纹, $\alpha = \beta = 0^\circ$, 牙根强度差, 但效率高, 用于传动, 由于没有标准化, 且制造困难, 螺母与螺杆同心度差, 磨损后间隙不好补偿, 故常为梯形螺纹所代替; 梯形螺纹, α 较大, 牙根强度较高, 易于制造, 效率较矩形螺纹低, 但对中性好, 磨损后好补偿, 因此广泛用于传动; 锯齿形螺纹具有牙根强度较高, 效率高, 承载能力大的优点, 但只能单向传动; 管螺纹包括圆柱管螺纹和圆锥管螺纹两类, 螺纹副间无间隙, 密封性好, 用于管件连接。

[题 3.28][答] 拧紧螺母时的螺纹副效率 η 计算公式是

$$\eta = \frac{\tan \Psi}{\tan(\Psi + \rho')}$$

上述两式中, Ψ —— 螺纹升角, $\Psi = \arctan\left(\frac{P_h}{\pi d_2}\right) = \arctan\left(\frac{nP}{\pi d_2}\right)$;

ρ' —— 螺纹副当量摩擦角, ($^\circ$)。

由公式可知, 影响螺纹副效率的参数有螺纹升角 Ψ 和当量摩擦角 ρ' 。而 Ψ 与螺纹线数 n 、螺距 P 、中径 d_2 有关; ρ' 与摩擦因数 f 和牙侧角 β 有关, 因此也可以说影响螺纹副效率的螺纹参数有螺纹线数 n 、螺距 P 、中径 d_2 、摩擦因数 f 和牙侧角 β 。(参考)

[题 3.29][答] 若按图上箭头方向旋转中间零件, 能使两端螺杆 A、B 向中央移动, 则螺杆 A 上的螺纹旋向应为左旋, 螺杆 B 上螺纹旋向应为右旋。

[题 3.30][答] 螺纹连接的基本类型如下:

① 螺栓连接 被连接件做光孔, 加工方便, 结构简单, 装拆方便, 损坏后易于更换, 因此广泛用于连接两厚度不大、便于做通孔的零件(参考主教材第 30 页图 3.7)。

② 螺钉连接 在厚度极大不能做通孔的被连接件上加工螺纹孔以代替螺母,结构紧凑,用于被连接件之一不能做通孔或希望结构紧凑,或希望外表面光整,或无法装拆螺母,而且不需经常拆卸的场合(参考主教材第 30 页图 3.8)。

③ 双头螺柱连接 其座端旋入并紧定在被连接件的螺纹孔中,而另一端则与螺母旋合。用于需要经常拆卸的螺钉连接结构或无法用螺钉连接的场合(参考主教材第 30 页图 3.8)。

④ 紧定螺钉连接 将紧定螺钉旋入一被连接零件的螺纹孔中,其末端顶紧另一被连接零件的表面或顶入相应的凹坑中,可用来固定两零件的相对位置,也可用来传递较小的力或力矩(参考主教材第 31 页图 3.9)。

[题 3.31][答] 螺栓组连接受力分析的目的是确定受力最大螺栓及其受力大小。为简化计算,对螺栓组连接进行受力分析时,通常要做以下假设:

① 被连接件是刚体。

② 各个螺栓的拉伸刚度和剪切刚度相同(即各螺栓的材质、直径和长度相同),所受的预紧力都相同。

③ 螺栓的应变在弹性变形范围内。

[题 3.32][答] 为提高该联轴器传递转矩的能力,可采取的方法如下:

① 将强度等级为 5.8 的普通螺栓改为强度等级为 6.8 或更高的普通螺栓。

② 由普通螺栓连接改为铰制孔用螺栓连接。

③ 设置抗剪件,如加销、套筒等。

[题 3.33][答] 提高螺栓连接强度的措施如下:

① 采用均载螺母、钢丝螺套等改善螺纹牙上的载荷分配。

② 加工凸台、沉头座孔或采用斜垫圈等避免螺栓受附加弯曲应力作用。

③ 合理布置螺栓在接合面上的位置,尽量减小螺栓的受力。

④ 适当增大螺栓的长度,减小螺栓杆直径,或将螺栓做成空心杆,或在螺母下加装弹性主件,以减小螺栓的刚度;接合面间不加垫片或采用刚度大的垫片,以增大被连接件的刚度,从而减小应力幅。

⑤ 在螺纹收尾处采用较大的过渡圆角或退刀槽,在螺栓头部和杆部过渡处制出减载环,或采用辗压螺纹等以减小应力集中。

⑥ 提高螺栓的强度等级。

⑦ 提高预紧力的控制精度。

以上这些措施中④、⑤主要是针对疲劳强度。

[题 3.34][答] 预紧就是在被连接件装配时将螺母拧紧,使接合面受到预紧力 F' 的作用,从而防止螺纹连接受载后被连接件间出现间隙或横向滑移,同时也可防止螺纹连接松脱,可见预紧力 F' 的大小对螺纹连接的工作状况影响很大。预紧力不足,则可能导致连接失效;而预紧力过大,又会增大连接结构尺寸。因此,对重要的螺栓连接都要控制螺栓的预紧力 F' 。

控制螺栓预紧力 F' 的方法主要有:

① 使用测力矩扳手,通过控制拧紧力矩来控制预紧力 F' 。

② 使用定力矩扳手,通过控制拧紧力矩来控制预紧力 F' 。

③ 装配时通过测量被拧紧螺栓杆的伸长量来控制拧紧力矩,从而控制预紧力 F' 。

四、计算题

[题 3.35][解]

1. 计算夹紧连接螺栓的预紧力 F'

假设在螺栓预紧力 F' 作用下,轴和毂之间在与螺栓轴线平行的直径方向作用有正压力 F_N ,根据轴与毂之间不相对滑移条件,则有

$$2fF_N \frac{d}{2} = K_f F_R l$$

所以

$$F_N = \frac{K_f F_R l}{fd} = \frac{1.2 \times 260 \times 450}{0.15 \times 65} \text{ N} = 14\,400 \text{ N}$$

而 $F_N = 2F'$, 所以

$$F' = \frac{F_N}{2} = \frac{14\,400}{2} \text{ N} = 7\,200 \text{ N}$$

2. 计算螺栓小径 d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 7\,200}{\pi \times 80}} \text{ mm} = 12.204 \text{ mm}$$

[题 3.36][解]

1. 计算螺栓允许的最大总拉力 F_0

由 $\sigma_{ca} = \frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$ 得

$$F_0 \leq \frac{[\sigma] \pi d_1^2}{4 \times 1.3} = \frac{180 \times \pi \times 13.835^2}{4 \times 1.3} \text{ N} = 20\,815 \text{ N}$$

2. 计算容器内液体的最大压强 $p_{\max}$

由 $F_0 = F'' + F$ 及 $F'' = 1.8F$, 可得 $F_0 = 2.8F$, 所以

$$F = \frac{F_0}{2.8} = \frac{20\,815}{2.8} \text{ N} = 7\,434 \text{ N}$$

而

$$F = \frac{\frac{\pi D^2}{4} p_{\max}}{12}$$

所以

$$p_{\max} = \frac{12F}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{12 \times 7\,434}{\pi \times 250^2} \text{ MPa} = 1.82 \text{ MPa}$$

[题 3.37][解] 把外载荷 F_R 向螺栓组连接的接合面形心简化,则该螺栓组连接受横向载荷 F_R 和旋转力矩 $T = F_R L$ 的作用。在图 3.17 所示的三个方案中,横向载荷 F_R 使螺栓组中的每个螺栓受到的横向载荷 F_{sR} 相等,都等于 $F_R/3$,且具有相同的方向;但由于螺栓布置方式不同,旋转力矩 T 使三个方案中受力最大螺栓所受的横向载荷是不同的,在方案一中的螺栓 1、2 和方案二中的螺栓 4、6 所受的横向载荷 $F_{sT} = F_R L/(2a)$,但方向不同,而在方案三中螺栓 7、8、9 所受的横向载荷 $F_{sT} = F_R L/(3a)$,但方向不相同。

1. 方案一

由图 3.17a 可知,螺栓 3 受力最大,所受横向载荷

$$F_{s3} = F_{sR3} + F_{sT3} = \frac{F_R}{3} + \frac{F_R L}{2a} = \left(\frac{1}{3} + \frac{L}{2a}\right) F_R$$

$$= \left(\frac{1}{3} + \frac{360}{2 \times 80}\right) F_R = 2.583 F_R$$

2. 方案二

由图 3.17b 可知, 螺栓 4 和 6 受力最大, 所受横向载荷

$$F_{s4} = F_{s6} = \sqrt{F_{sR4}^2 + F_{sT4}^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 + \left(\frac{L}{2a}\right)^2} F_R = \sqrt{\frac{1}{9} + \left(\frac{360}{2 \times 80}\right)^2} F_R = 2.275 F_R$$

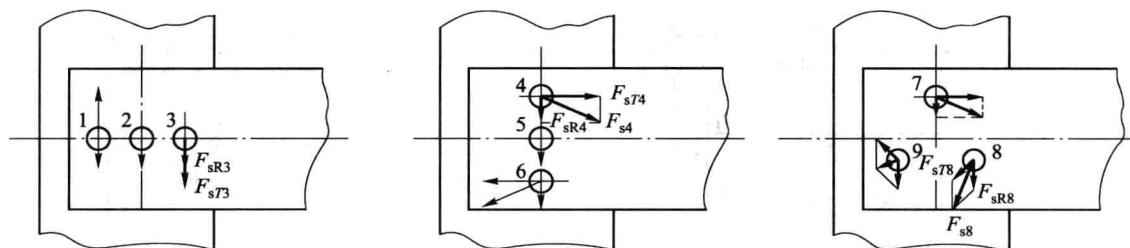
3. 方案三

由图 3.17c 可知, 螺栓 8 受力最大, 所受横向载荷

$$F_{s8} = \sqrt{F_{sR8}^2 + F_{sT8}^2 + 2F_{sR8}F_{sT8}\cos\alpha}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{F_R}{3}\right)^2 + \left(\frac{F_R L}{3a}\right)^2 + 2\frac{F_R}{3}\frac{F_R L}{3a}\cos 30^\circ}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{9} + \left(\frac{360}{3 \times 80}\right)^2 + \frac{2 \times 360}{3 \times 80} \times \cos 30^\circ} F_R = 2.227 F_R$$



(a) 方案一

(b) 方案二

(c) 方案三

图 3.17

比较三个方案中受力最大的螺栓的受力情况, 显然方案三中受力最大的螺栓所承载荷最小; 而且从受力分析图中可以看出, 方案三中的三个螺栓受力较均衡, 因此方案三较好。

[题 3.38][解]

1. 计算允许的最大提升载荷 $F_{W\max}$

此螺栓组螺栓仅受预紧力 F' 作用, 螺栓所能承受的最大预紧力 $F'_{\max}$ 为

$$F'_{\max} = \frac{[\sigma]\pi d_1^2}{4 \times 1.3} = \frac{120 \times \pi \times 6.647^2}{4 \times 1.3} \text{ N} = 3203.2 \text{ N}$$

则根据接合面间不发生相对滑动的条件可得

$$6fF'_{\max} \frac{D_0}{2} = K_f F_{W\max} \frac{D}{2}$$

所以

$$F_{W\max} = \frac{6fF'_{\max} D_0}{K_f D} = \frac{6 \times 0.15 \times 3203.2 \times 190}{1.2 \times 160} \text{ N} = 2852.9 \text{ N}$$

2. 确定螺栓直径

根据接合面间不发生相对滑动的条件可得

$$6fF' \frac{D_0}{2} = K_f F_{w\max} \frac{D}{2}$$

所以

$$F' = \frac{K_f F_{w\max} D}{6fD_0} = \frac{1.2 \times 6\,000 \times 160}{6 \times 0.15 \times 190} \text{ N} = 6\,736.8 \text{ N}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 6\,736.8}{\pi \times 120}} \text{ mm} = 9.639 \text{ mm}$$

查 GB/T 196—2003, 取 M12 ($d_1 = 10.106 \text{ mm} > 9.639 \text{ mm}$)。

五、结构题

[题 3.39][解] 螺栓连接的结构图如图 3.18 所示。

[题 3.40][解] 选用双头螺柱连接, 其结构图如图 3.19 所示。

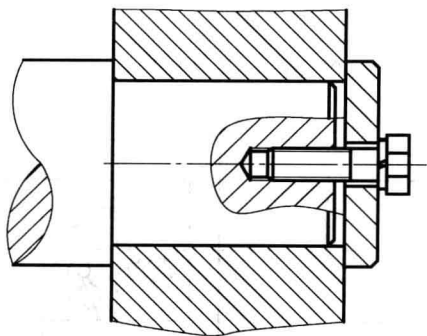


图 3.18

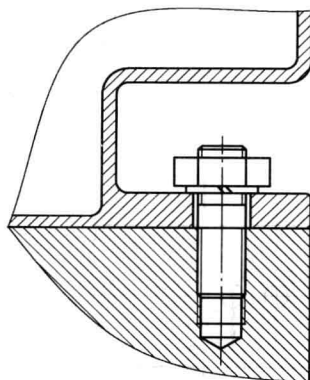
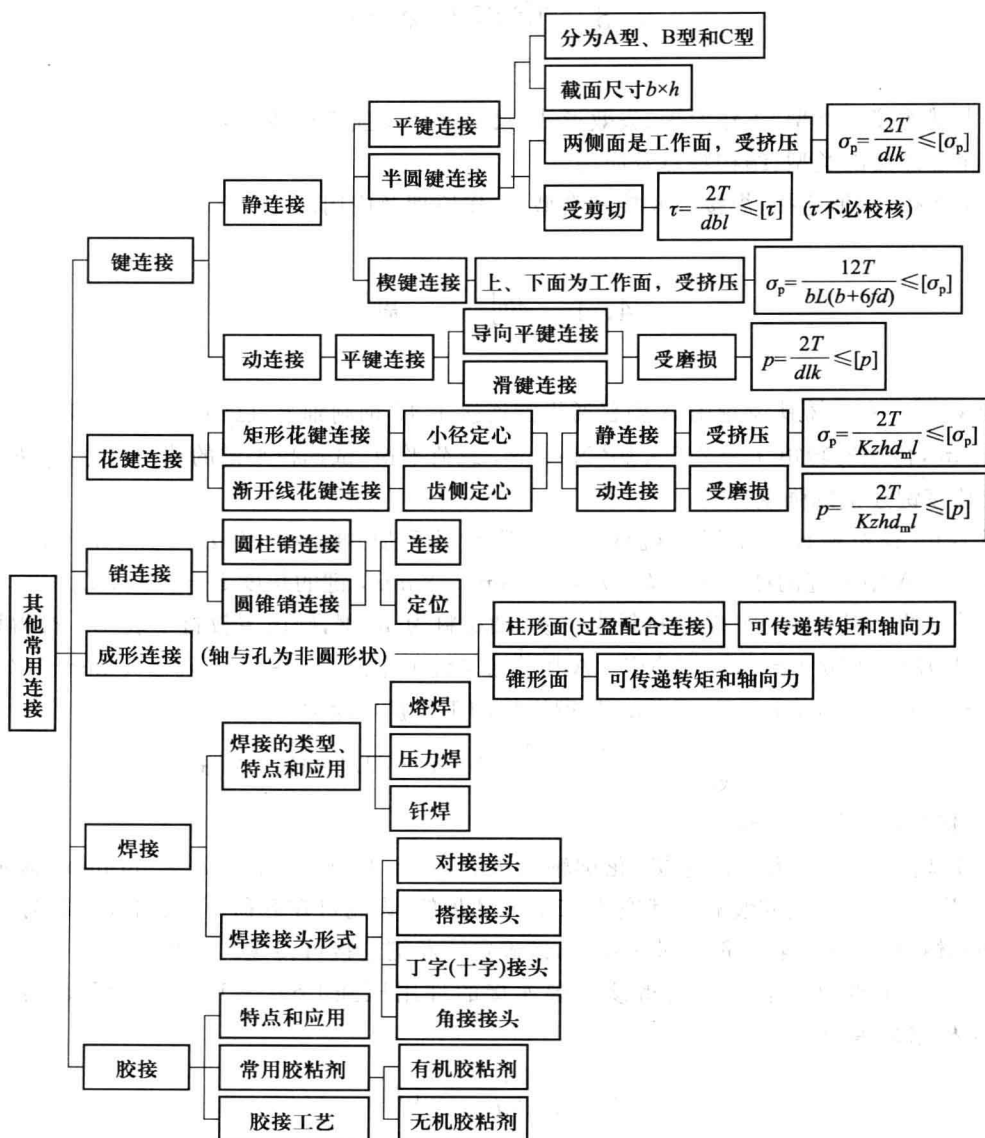


图 3.19

第 4 章 其他常用连接

4.1 主要内容框图



4.2 学习要求

1. 掌握平键连接的工作原理、结构特点、平键的剖面尺寸和长度的确定方法,以及平键连接强度校核计算方法。
2. 掌握花键连接的类型、特点、工作原理及其应用。
3. 对销连接、成形连接、焊接和胶接的类型、工作原理有一定的了解。

4.3 重点与难点

1. 平键连接的类型、工作原理、失效形式、尺寸选择及强度校核计算。
2. 花键连接的类型、结构特点及应用。
3. 销连接、成形连接、焊接和胶接的类型、工作原理及应用。

4.4 例题

[例 4.1] 有一铸铁齿轮用 A 型普通平键连接于 45 钢制轴上,已知轴径 $d = 40 \text{ mm}$, 轴径长为 72 mm ,传递的转矩 $T = 2.5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$,载荷平稳,试选择平键的截面尺寸 $b \times h$ 及长度 L ,并校核该键连接的强度。

[解]: 1. 查机械设计手册或机械设计课程设计手册,根据轴径 $d = 40 \text{ mm}$ 和轴径长为 72 mm ,则该 A 型平键的截面尺寸 $b \times h = 12 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$,键的长度 $L = 63 \text{ mm}$ 。

2. 平键的材料为 45 钢,轮毂材料为铸铁,轴材料为 45 钢,则由主教材中表 4.1 查得该键连接的许用挤压应力 $[\sigma_p] = 70 \sim 80 \text{ MPa}$; A 型普通平键工作长度 $l = L - b = 63 \text{ mm} - 12 \text{ mm} = 51 \text{ mm}$, $k = h/2 = 8/2 \text{ mm} = 4 \text{ mm}$,故键连接的工作挤压应力

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 2.5 \times 10^5}{40 \times 4 \times 51} \text{ MPa} = 61.3 \text{ MPa} < [\sigma]$$

即该键连接的挤压强度足够。

[例 4.2] 有一矩形花键连接,花键轴的大径 $D = 40 \text{ mm}$,小径 $d = 36 \text{ mm}$,齿宽 $B = 7 \text{ mm}$,齿数 $z = 8$ 。其上安装有轮毂宽为 45 mm 的齿轮,齿轮可在载荷下沿轴移动,载荷平稳,齿轮及轴的材料均为 45 钢,并都经过热处理,试确定该花键连接可传递的转矩。

[解] 由主教材中表 4.2 查得该花键连接的许用压强 $[p] = 10 \sim 20 \text{ MPa}$,取 $[p] = 15 \text{ MPa}$,根据耐磨条件

$$p = \frac{2T}{Kzhd_m l} \leq [p]$$

可得

$$T \leq [p] \frac{K z h d_m l}{2}$$

式中,许用压强 $[p] = 15 \text{ MPa}$; 键齿接触长度 $l = 45 \text{ mm}$; 系数 $K = 0.7 \sim 0.8$, 取 $K = 0.75$; 齿数 $z = 8$; 键的工作高度 $h = 0.5(D-d) - 2C = 0.5 \times (40-36) \text{ mm} - 2 \times 0.3 \text{ mm} = 1.4 \text{ mm}$; 平均直径 $d_m = (D+d)/2 = (40+36)/2 \text{ mm} = 38 \text{ mm}$, 故

$$T \leq \frac{15 \times 0.75 \times 8 \times 1.4 \times 38 \times 45}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 107\,730 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

即该花键连接传递的转矩可达 $107\,730 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

〔例 4.3〕 试分析图 4.1 中哪些焊缝结构不合理? 哪些焊缝结构合理? 为什么?

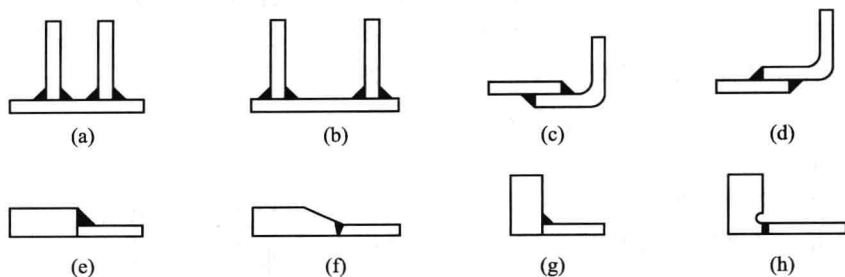


图 4.1 焊缝结构示意图

〔解〕 图 4.1a、c 所示的焊缝结构不合理, 因为焊接时没有足够的焊条操作空间, 而图 4.1b、d 所示的焊缝结构合理, 焊接时有足够的焊条操作空间; 图 4.1e、g 所示的焊缝结构不合理, 因为两工件的厚度差异太大, 而图 4.1f、h 所示的焊缝结构合理, 因为两工件焊接处已平滑过渡。

4.5 自检题及其参考答案

一、填空题

〔题 4.1〕 普通平键按型号分为_____、_____和_____三种, 常用于_____连接。

〔题 4.2〕 导向平键连接用于_____连接, 主要失效形式是_____。

〔题 4.3〕 平键连接时键及键槽的工作面是_____, 其主要失效形式是_____或_____; 而楔键连接时键与键槽的工作面是_____, 其主要失效形式是_____。

〔题 4.4〕 平键的截面尺寸 $b \times h$ 由_____确定, 而平键的长度 L 由_____确定。

〔题 4.5〕 常用的花键连接有_____和_____, 其工作面是_____, 可用于_____或_____连接。

〔题 4.6〕 销的基本类型为_____和_____, 销的主要功用是_____和_____。

〔题 4.7〕 按焊接原理分, 焊接的类型有_____、_____和_____。

〔题 4.8〕 焊接接头的结构形式有_____, _____、_____, _____和_____五种。

二、问答题

〔题 4.9〕 A 型、B 型和 C 型普通平键各有何特点? 其轴上的键槽是如何加工的? 各适用于什么场合?

[题 4.10] 键连接用于静连接和用于动连接时,其强度校核有何不同?为什么?

[题 4.11] 为什么采用两个平键时,一般设置在轴上相隔 180° 的位置;采用两个楔键时,一般设置在相隔 $90^\circ \sim 120^\circ$ 的位置;而采用两个半圆键时,则又设置在同一条母线上?

[题 4.12] 与键连接相比,花键连接的特点是什么?适用于什么场合?

[题 4.13] 矩形花键和渐开线花键是如何定心的?

[题 4.14] 销连接有哪些用途?

[题 4.15] 简述焊接及胶接的特点?

三、计算题

[题 4.16] 图 4.2 所示的减速器的低速凸缘联轴器及圆柱齿轮之间分别有键连接。已知轴传递的转矩 $T = 6 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 键与轴的材料为 45Cr 钢齿轮材料为锻钢, 凸缘联轴器的材料为 HT200, 工作时有轻微冲击, 连接处轴及轮毂尺寸如图 4.2 所示。试选择键的类型和尺寸, 并校核其连接强度。

[题 4.17] 图 4.3 所示为在直径 $d = 80 \text{ mm}$ 的轴端安装一钢制直齿圆柱齿轮, 轮毂长 $L = 120 \text{ mm}$, 工作时有轻微冲击。试确定平键连接尺寸, 并计算其传递的最大转矩。

[题 4.18] 图 4.4 所示为圆锥式摩擦离合器, 已知传递功率 $P = 2.2 \text{ kW}$, 承受冲击载荷, 转速 $n = 250 \text{ r/min}$, 离合器材料为铸钢, 轴径 $d = 60 \text{ mm}$, 右半离合器的轮毂长 $L = 80 \text{ mm}$ 。试选择右半离合器的键连接类型及尺寸, 并作强度校核。

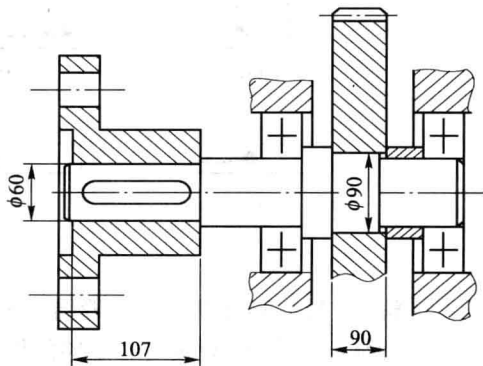


图 4.2 键连接

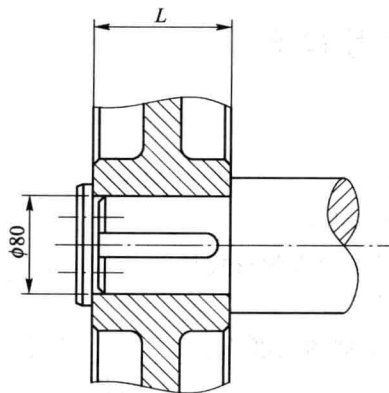


图 4.3 轴端安装直齿圆柱齿轮

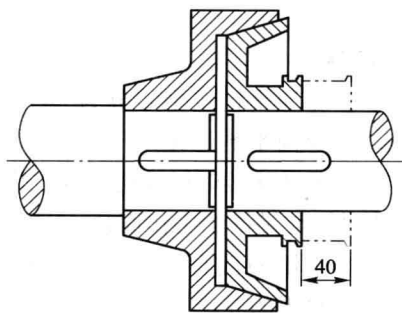


图 4.4 圆锥式摩擦离合器

[题 4.19] 校核图 4.5 所示的变速箱中滑移齿轮的花键连接强度。已知传递的转矩 $T = 2 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 采用矩形花键, 规格为 $N \times d \times D \times B = 6 \text{ mm} \times 23 \text{ mm} \times 26 \text{ mm} \times 6 \text{ mm}$, 倒角 $C = 0.2 \text{ mm}$, 材料为 45 钢; 轮毂长 $L_1 = 45 \text{ mm}$, 材料为 40Cr, 花键表面经过热处理。

四、结构题

[题 4.20] 试画出 B 型普通平键连接的结构图。要求: ① 能清楚看出键及键槽的工作面; ② 能清楚反映键及键槽的形状。

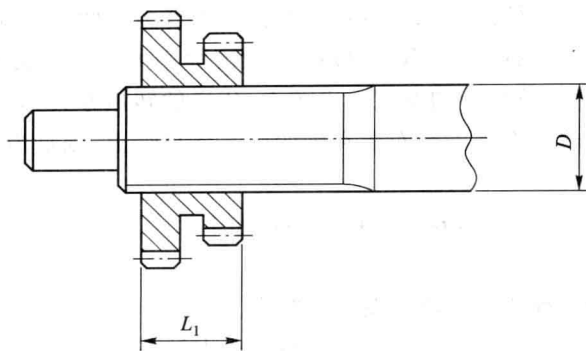


图 4.5 变速箱中滑移齿轮的花键连接

[参考答案]

一、填空题

[题 4.1] A 型 B 型 C 型 静

[题 4.2] 动 磨损

[题 4.3] 侧面 压溃 磨损 上、下两表面 压溃

[题 4.4] 轴径 轮毂长度(或键所在轴段的长度)

[题 4.5] 矩形花键连接 渐开线花键连接 齿面 静连接 动

[题 4.6] 圆柱销 圆锥销 连接 定位

[题 4.7] 熔焊 压力焊 钎焊

[题 4.8] 对接接头 搭接接头 丁字(十字)接头 角接接头 塞焊接头

二、问答题

[题 4.9][答] A 型平键两头是半圆形,安放在轴上相应的键槽中,轴向固定良好,但键的两头侧面不承载,而且轴上键槽的应力集中较大。B 型平键两头是方形(平头),安放在轴上用圆盘铣刀加工出的键槽中,键的全长承载,而且轴上键槽的应力集中较小,但键在轴上键槽的轴向固定较差,对尺寸大的键则应采用螺钉固定在轴上的键槽中,以防松动;C 型平键是一头是半圆形,一头是方形,兼有 A 型、B 型平键的一些特点。A 型平键和 C 型平键在轴上的键槽用指状铣刀加工,而 B 型平键在轴上的键槽用圆盘铣刀加工。A 型平键广泛用于各种轴毂的连接中;而当轮毂较窄,载荷又较大时,可选用 B 型平键,以发挥其全长承载和轴上键槽应力集中较小的优点;C 型平键则常用于轴端与轮毂类零件的连接。

[题 4.10][答] 键连接用于静连接时主要校核其挤压强度,强度条件式是 $\sigma_p \leq [\sigma_p]$,因为这时键连接的主要失效形式是压溃;而键连接用于动连接时主要校核其压强,条件式是 $p \leq [p]$,因为这时键连接的主要失效形式是磨损。

[题 4.11][答] 采用两个平键时,一般设在轴上相隔 180° 的位置,因为这时作用于轴心和孔心的径向合力均为零,不影响平键连接的对中性。

采用楔键连接时,则一般设置在相隔 $90^\circ \sim 120^\circ$ 的位置,这是因为楔键连接是靠楔紧作用产生的摩擦力矩来传递转矩的。这种楔紧作用力一方面来自楔键上面与轮毂键槽底面间的作用

力,而另一方面则来自轴径和轮毂孔间接触弧上的挤压力合力。两楔键间间隔越小,其楔紧合力越大,轴心与孔心的不对中性越严重;而间隔越大,则楔紧合力越小。实践证明,按 $90^\circ \sim 120^\circ$ 的位置设置时,两种力都较大,故相应的摩擦力也较大,传递的转矩亦大,而且对中性变化不大。

采用两个半圆键时,将两个半圆键布置在轴的同一条母线上,则是为了减小键槽对轴的强度的削弱。

[题 4.12][答] 与键连接相比,花键连接的特点如下:

- ① 多齿传递转矩,承载能力大。
- ② 齿浅,应力集中小,对轴及轮毂的强度削弱小。
- ③ 对中性好,导向性好。但需专门的加工设备,成本较高。

花键连接主要适用于对定心精度要求高、承受载荷大或常滑移的轴毂连接。

[题 4.13][答] 矩形花键采用小径定心,而渐开线花键主要采用齿形定心。

[题 4.14][答] 销连接的用途主要有:固定零件间的相互位置(定位销),实现被连接件间的连接并传递较小的载荷(连接销),作安全装置中的过载被剪断元件(安全销)。

[题 4.15][答] 焊接的特点:焊接是借助加热或加压使两金属元件在连接处形成原子或分子间的结合而构成的不可拆卸连接,它工艺简单,施工方便,有较高的强度和刚度。但对被焊接的材料有要求,低碳钢有良好的焊接性能。

胶接的特点:胶接是利用胶粘剂将被连接件连接起来的一种不可拆卸的连接方法,它工艺简单,设备要求不高,成本低廉,而且连接面外形美观,胶接接头处应力分布均匀,密封性好,故应用广泛。但胶接也存在一些问题,如有些胶粘剂中含有毒性物质,使用时要有可靠的安全保护措施;某些胶粘剂耐环境老化、耐溶剂的性能较差,使用寿命低等。

三、计算题

[题 4.16][答]

1. 凸缘联轴器与轴间选用 A 型普通平键。

查机械设计手册或机械设计课程设计,由轴径 $d = 60 \text{ mm}$, 得键的截面的尺寸 $b \times h = 18 \text{ mm} \times 11 \text{ mm}$; 由凸缘联轴器轮毂长 $L_1 = 107 \text{ mm}$, 取键长 $L = 100 \text{ mm}$ 。

由主教材中表 4.1 得,静连接,键与轴的材料为 45Cr 钢,许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$; 凸缘联轴器材料为 HT200,许用挤压应力 $[\sigma_p] = 50 \sim 60 \text{ MPa}$ 。取该键连接的许用挤压应力 $[\sigma_p] = 50 \sim 60 \text{ MPa}$ 。

由 $T = 6 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $d = 60 \text{ mm}$, $k = h/2 = 11/2 \text{ mm} = 5.5 \text{ mm}$, $l = L - b = 100 \text{ mm} - 18 \text{ mm} = 82 \text{ mm}$, 得

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 6 \times 10^5}{60 \times 5.5 \times 82} \text{ MPa} = 44.3 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 50 \sim 60 \text{ MPa}$$

因此,该键连接强度足够。

2. 齿轮与轴间选用 A 型普通平键

查机械设计手册,由轴径 $d = 90 \text{ mm}$, 得键的截面的尺寸 $b \times h = 25 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$; 由齿轮毂长 $B = 90 \text{ mm}$, 取键长 $L = 80 \text{ mm}$ 。

由主教材中表 4.1 得,静连接,键、轴、齿轮材料均为钢,许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$ 。

由 $T = 6 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $d = 90 \text{ mm}$, $k = h/2 = 14/2 \text{ mm} = 7 \text{ mm}$, $l = L - b = 80 \text{ mm} -$

25 mm = 55 mm, 得

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 6 \times 10^5}{90 \times 7 \times 55} \text{ MPa} = 34.6 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$$

该键连接强度富裕, 因此改用截面尺寸 $b \times h = 18 \text{ mm} \times 11 \text{ mm}$ 的键, 则 $k = h/2 = 11/2 \text{ mm} = 5.5 \text{ mm}$, $l = L - b = 80 \text{ mm} - 18 \text{ mm} = 62 \text{ mm}$, 则

$$\sigma_p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 6 \times 10^5}{90 \times 5.5 \times 62} \text{ MPa} = 39.1 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$$

显然改用截面尺寸 $b \times h = 18 \text{ mm} \times 11 \text{ mm}$ 的键后, 该键连接的强度也富裕, 而且轴上两键槽可用一把指头铣刀来加工, 减少了刀具的装夹工序, 降低了加工成本。

[题 4.17][答] 选用 A 型普通平键, 查机械设计手册, 选用该平键的截面尺寸 $b \times h = 22 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$, 键长 $L = 110 \text{ mm}$ 。

由主教材中表 4.1 查得, 许用挤压应力 $[\sigma_p] = 100 \sim 120 \text{ MPa}$, 取 $[\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$, 则该键连接能传递的最大转矩 $T_{\max} = dkl[\sigma_p]/2$, 式中, $d = 80 \text{ mm}$, $k = h/2 = 14/2 \text{ mm} = 7 \text{ mm}$, $l = L - b/2 = 110 \text{ mm} - 22/2 \text{ mm} = 99 \text{ mm}$, 所以

$$T_{\max} = 80 \times 7 \times 99 \times 110/2 \text{ N} \cdot \text{mm} = 3.05 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

[题 4.18][答] 选用 A 型导向平键, 由 $d = 60 \text{ mm}$, 查得键的截面尺寸 $b \times h = 18 \text{ mm} \times 11 \text{ mm}$, 由轴段长度为 $80 \text{ mm} + 40 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$, 取键长 $L = 110 \text{ mm}$, 则传递的转矩

$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.2}{250} \text{ N} \cdot \text{mm} = 8.4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

由 $d = 60 \text{ mm}$, $k = \frac{h}{2} = \frac{11}{2} \text{ mm} = 5.5 \text{ mm}$, $l = L - b = 110 \text{ mm} - 18 \text{ mm} = 92 \text{ mm}$, 查主教材中表 4.1 得许用压强 $[p] = 40 \text{ MPa}$, 则该键连接的工作压强

$$p = \frac{2T}{dkl} = \frac{2 \times 8.4 \times 10^4}{60 \times 5.5 \times 92} \text{ MPa} = 5.53 \text{ MPa} < [p] = 40 \text{ MPa}$$

即该键连接的强度足够。

[题 4.19][答] 由主教材中表 4.2 查得该花键连接的许用压强 $[p] = 10 \sim 20 \text{ MPa}$ (工作条件良好), 其耐磨性条件式为

$$p = \frac{2T}{Kzhd_m l} \leq [p]$$

式中, $T = 2 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 取齿间载荷分布不均匀因子 $K = 0.75$, $z = 6$, $h = 0.5(D - d) - 2c = 0.5 \times (26 - 23) \text{ mm} - 2 \times 0.2 \text{ mm} = 1.1 \text{ mm}$, $d_m = (D + d)/2 = (26 + 23)/2 \text{ mm} = 24.5 \text{ mm}$, $l = 45 \text{ mm}$, 则

$$p = \frac{2 \times 2 \times 10^4}{0.75 \times 6 \times 1.1 \times 24.5 \times 45} \text{ MPa} \\ = 7.33 \text{ MPa} < [p] = 10 \sim 20 \text{ MPa}$$

因此, 该花键连接强度足够。

四、结构题

[题 4.20][解] B 型普通平键连接的结构图如图 4.6 所示。

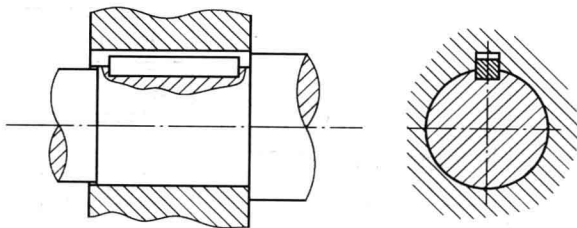
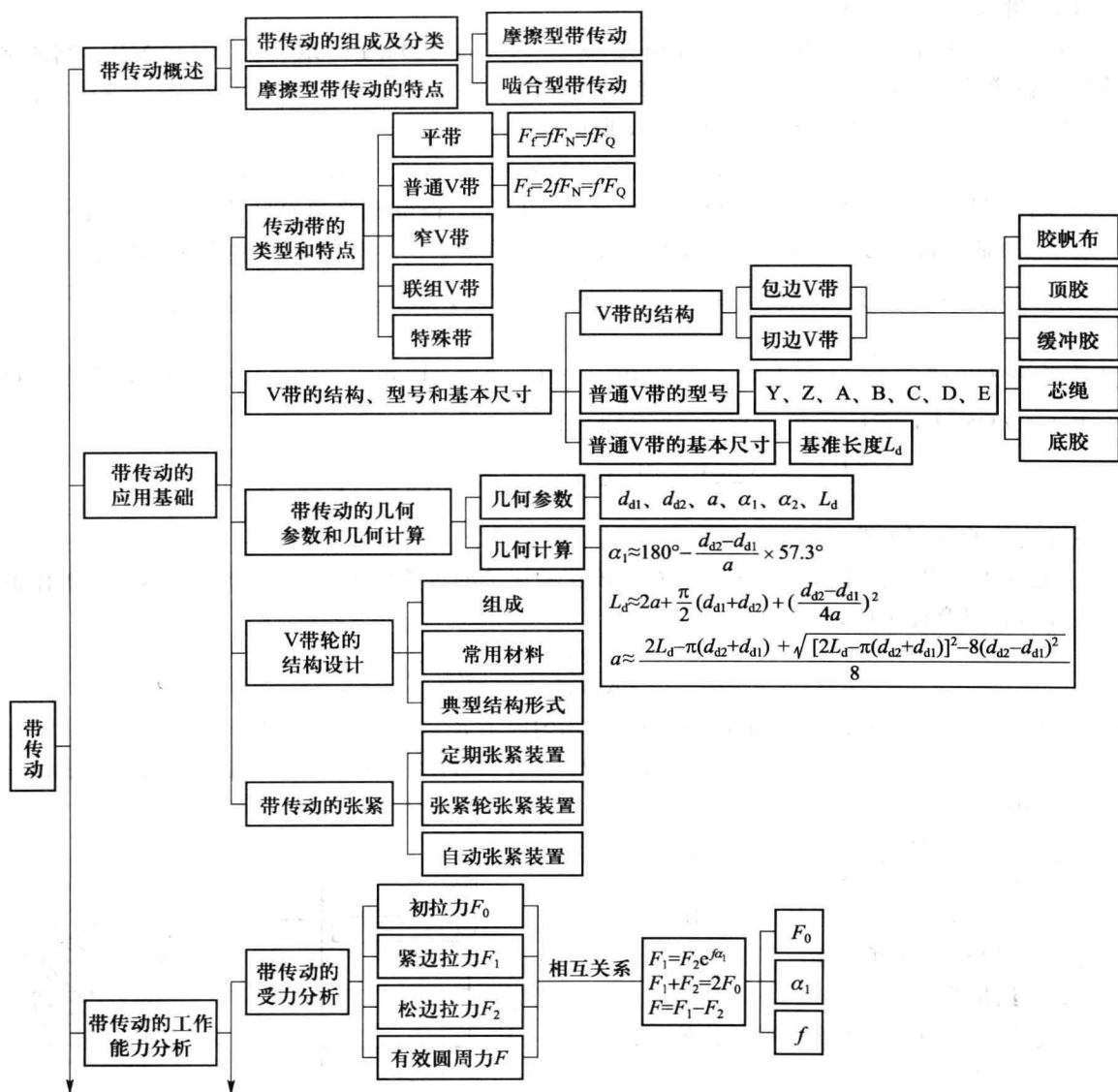
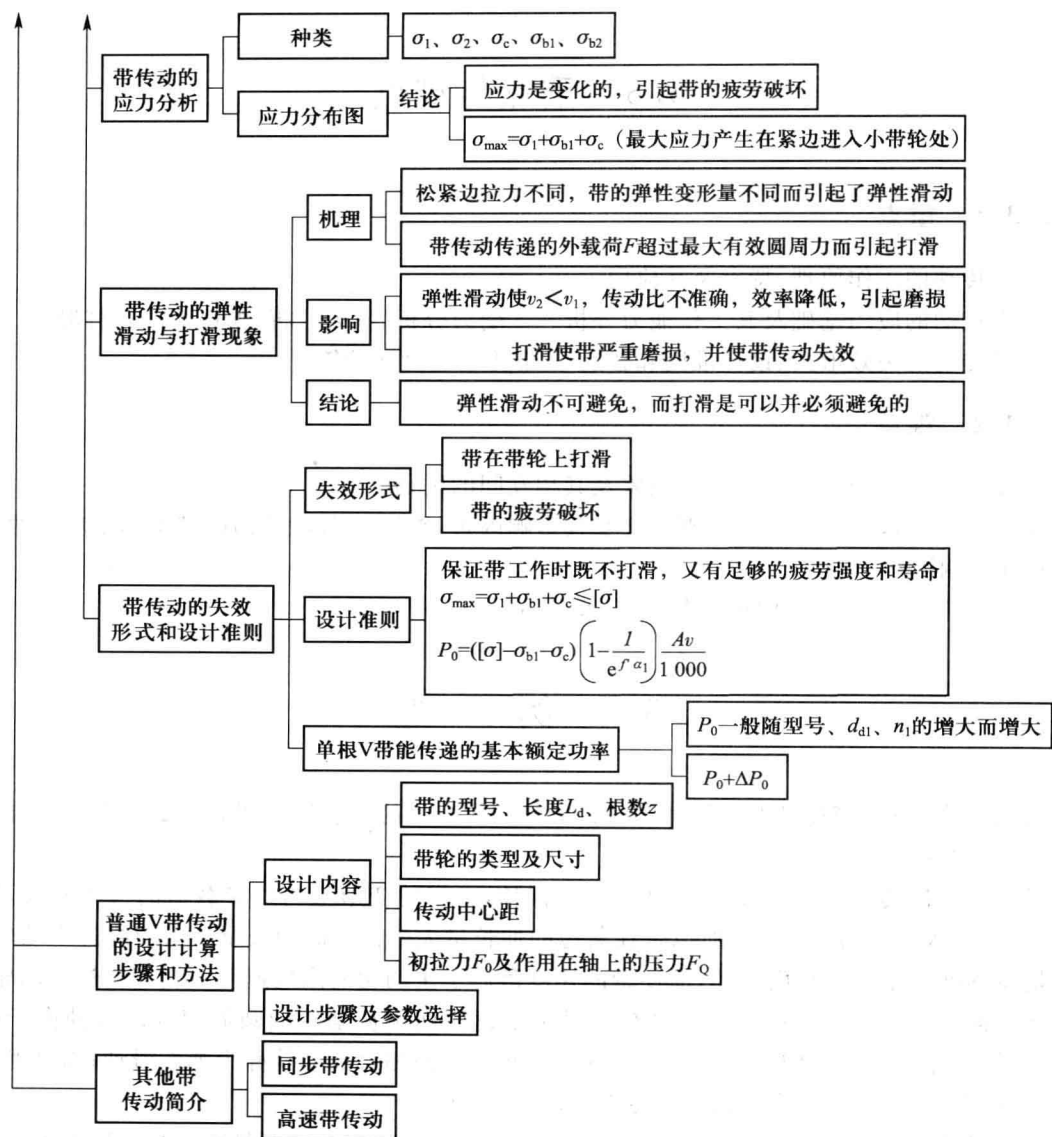


图 4.6

第5章 带 传 动

5.1 主要内容框图





5.2 学习要求

1. 了解带传动的类型、工作原理、特点及应用。
2. 熟悉传动带的类型和特点, 特别熟悉普通 V 带的结构、型号、基本尺寸以及 V 带轮的结构。
3. 熟练掌握带传动的受力分析、应力分析与应力分布图、弹性滑动与打滑的基本理论。
4. 熟练掌握带传动的失效形式、设计准则、普通 V 带传动的设计计算方法和参数选择的原则。

5.3 重点与难点

5.3.1 重点

1. 带传动的工作原理、特点及其应用。
2. 带传动的应用基础及其工作能力分析——受力分析、应力分析、弹性滑动与打滑。
3. 带传动的失效形式、设计准则和普通 V 带传动的设计计算。

5.3.2 难点

1. 带传动中的弹性滑动与打滑现象及其相互间的区别。
2. 最大有效圆周力 $F_{\max}$ 的物理意义及其影响因素, 单根 V 带能传递的基本额定功率的物理意义及其影响因素。
3. 普通 V 带传动设计时的参数选择(型号、 d_{d1} 、 a)。

5.4 例题

[例 5.1] 试述带传动的弹性滑动和打滑是如何产生的? 它们之间有什么区别? 各自对传动会产生什么影响?

[答] 胶带具有弹性, 受拉后将产生弹性伸长, 且带的变形量与所受载荷的大小有关, 因为紧边拉力 F_1 大于松边拉力 F_2 , 所以带在紧边的伸长量大于松边的伸长量。当带绕过主动轮时, 伸长量将逐渐减小并沿轮面滑动, 而使带的速度落后于主动轮的圆周速度。当带绕过从动轮时, 带将逐渐伸长, 也会沿轮面滑动, 不过在这里是带速超前于从动轮的圆周速度。这种由于带的松、紧边拉力差造成弹性伸长量变化产生的带与轮之间的相对滑动就称为弹性滑动; 而打滑则是由于过载而产生于带与轮之间的显著相对滑动。

弹性滑动和打滑之间的主要区别: 弹性滑动是由于带松、紧边的弹性变形量不同而引起的带与轮之间的局部滑动, 是摩擦型带传动工作时的固有特性, 是不可避免的, 不影响带传动的正常工作; 而打滑是由于过载而产生的带与带轮之间的显著相对滑动, 甚至不能带动从动轮, 使带传动失效, 因此应该避免, 而且是可以避免的。

弹性滑动对传动的影响: ① 从动轮的圆周速度总是落后于主动轮的圆周速度并随载荷而变化, 导致传动比不准确。② 损失一部分能量, 使传动效率降低, 会使带的温度升高并引起带的磨损。

打滑对传动的影响: 打滑造成带的严重磨损, 并使带的运动处于不稳定状态, 使传动失效。

[例 5.2] 设计一车床的电动机与主轴箱之间的普通 V 带传动。已知 Y132M-4 电动机的额定功率为 $P=7.5 \text{ kW}$, 转速 $n_1=1440 \text{ r/min}$, 要求传动比 $i=2.1$, 工作情况系数 $K_A=1.2$ 。

[解] 1. 确定设计功率

$$P_d = K_A P = 1.2 \times 7.5 \text{ kW} = 9 \text{ kW}$$

2. 由设计功率 P_d 和小带轮转速 n_1 ，查主教材中图 5.17，选用 A 型 V 带。

3. 确定带轮的基准直径 d_{d1} 和 d_{d2}

下面以 $d_{d1} = 75 \text{ mm}$ 、 90 mm 、 100 mm 和 125 mm 四种情况分别进行设计计算，计算结果见下表。

小带轮基准直径 d_{d1} / mm	75	90	100	125
大带轮基准直径 d_{d2} / mm	160	180	224	250
带速 $v / (\text{m/s})$	5.65	6.79	7.54	9.42
初定中心距 a / mm	320	365	400	510
初步计算带长 L_0 / mm	1 014	1 160	1 318	1 616
选择标准的基准长度 L_d / mm	1 000	1 120	1 400	1 600
实际中心距 $a = a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} / \text{mm}$	313	345	441	502
小带轮包角 $\alpha_1 / (^\circ)$	164.4	165.0	163.9	165.7
包角修正系数 K_a	0.97	0.97	0.96	0.97
带长修正系数 K_L	0.89	0.91	0.96	0.99
单根 A 型 V 带基本额定功率 P_0 / kW	0.68	1.07	1.32	1.92
单根 A 型 V 带基本额定功率增量 $\Delta P_0 / \text{kW}$	0.134	0.134	0.134	0.134
A 型 V 带根数 $z = \frac{P_d}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L}$	12.8(13)	8.5(9)	6.7(7)	4.6(5)

由计算结果可以看出，选用 A 型 V 带，对不同的带轮基准直径 d_{d1} ，带速 $v = 5.65 \sim 9.42 \text{ m/s}$ ，在合理的范围内；传动中心距 $a = 313 \sim 502 \text{ mm}$ ，在机器各自允许的范围内；单根 V 带传递的基本额定功率 P_0 从 0.68 kW 提高到 1.92 kW ；V 带的根数由 13 根减为 5 根。显然，为了充分发挥带的传动能力，在传动尺寸允许的条件下，可选用小带轮基准直径 $d_{d1} = 125 \text{ mm}$ ，这组数据 V 带的根数较少(5 根)，带轮宽度也减小。

【例 5.3】 单根 V 带传动的初拉力 $F_0 = 412 \text{ N}$ ，主动带轮的基准直径 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$ ，主动轮转速 $n_1 = 1\,440 \text{ r/min}$ ，主动带轮的包角 $\alpha_1 = 150^\circ$ ，带与带轮间的当量摩擦因数 $f' = 0.52$ 。试求：

(1) V 带紧边、松边的拉力 F_1 和 F_2 。

(2) V 带传动能传递的最大有效圆周力 $F_{\max}$ 及最大功率 $P_{\max}$ 。

【解】 (1) V 带的紧边及松边拉力的关系为

$$\begin{cases} F_1 + F_2 = 2F_0 \\ \frac{F_1}{F_2} = e^{f'\alpha_1} \end{cases}$$

其中， $F_0 = 412 \text{ N}$ ， $\alpha_1 = \frac{150^\circ}{180^\circ} \times \pi = 2.617 \text{ rad}$ ， $e^{f'\alpha_1} = 2.718^{0.52 \times 2.617} = 2.718^{1.361} = 3.901$ ，代入上式，得

$$F_1 = 655.871 \text{ N}, \quad F_2 = 168.129 \text{ N}$$

(2) V 带传动能传递的最大有效圆周力 $F_{\max}$

$$F_{\max} = 2F_0 \frac{e^{f'a_1} - 1}{e^{f'a_1} + 1} = 2 \times 412 \times \frac{3.901 - 1}{3.901 + 1} \text{ N} = 487.742 \text{ N}$$

带速

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 1440}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 10.55 \text{ m/s}$$

则 V 带传动能传递的最大功率 $P_{\max}$

$$P_{\max} = \frac{F_{\max} v}{1000} = \frac{487.742 \times 10.55}{1000} \text{ kW} = 5.146 \text{ kW}$$

[例 5.4] B 型 V 带传动中, 已知: 主动带轮基准直径 $d_{d1} = 125 \text{ mm}$, 从动带轮基准直径 $d_{d2} = 280 \text{ mm}$, 两轮的中心距 $a = 630 \text{ mm}$, 小带轮包角 $\alpha_1 = 2.896 \text{ rad}$, 主动带轮转速 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, 能传递的最大功率 $P = 5.5 \text{ kW}$ 。试求:

- (1) 紧边拉力 F_1 、松边拉力 F_2 和离心力 F_c 。
- (2) V 带中各应力 σ_1 、 σ_2 、 σ_{b1} 、 σ_{b2} 、 σ_c 及其应力的分布图。
- (3) 最大应力 $\sigma_{\max}$ 。其发生在何处?
- (4) V 带工作时的应力循环特性 r 。

附: V 带的弹性模量 $E_b = 165 \text{ MPa}$, V 带每米长度的质量 $q = 0.17 \text{ kg/m}$, 带与带轮间的当量摩擦因数 $f' = 0.51$, B 型 V 带的截面积 $A = 138 \text{ mm}^2$, B 型 V 带最外层至中性层的距离 $Y_a = 4.12 \text{ mm}$ 。

[解] (1) 计算紧边拉力 F_1 、松边拉力 F_2 和离心力 F_c 。

带速

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 125 \times 1440}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 9.42 \text{ m/s}$$

有效圆周力

$$F = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 5.5}{9.42} \text{ N} = 583.86 \text{ N}$$

由 $F = F_1 - F_2$, $\frac{F_1}{F_2} = e^{f'a_1}$ 联立解, 式中 $e^{f'a_1} = 2.718^{0.51 \times 2.896} = 4.379$, 可得

$$F_1 = 755.8 \text{ N}, F_2 = 172.6 \text{ N}$$

离心力

$$F_c = qv^2 = 0.17 \times 9.42^2 \text{ N} = 15.09 \text{ N}$$

(2) V 带中各应力

$$\text{紧边拉应力} \quad \sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{755.8}{138} \text{ MPa} = 5.48 \text{ MPa}$$

$$\text{松边拉应力} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{172.6}{138} \text{ MPa} = 1.25 \text{ MPa}$$

$$\text{离心拉应力} \quad \sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{15.09}{138} \text{ MPa} = 0.11 \text{ MPa}$$

$$\text{弯曲应力} \quad \sigma_{b1} = \frac{2E_b Y_a}{d_{d1}} = \frac{2 \times 165 \times 4.12}{125} \text{ MPa} = 10.88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{b2} = \frac{2E_b Y_a}{d_{d2}} = \frac{2 \times 165 \times 4.12}{280} \text{ MPa} = 4.86 \text{ MPa}$$

应力分布图如图 5.1 所示。

(3) 最大应力

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{bl} + \sigma_c = 5.48 \text{ MPa} + 10.88 \text{ MPa} + 0.11 \text{ MPa} = 16.47 \text{ MPa}$$

最大应力发生在 V 带紧边刚进入小带轮时的点 b 处。

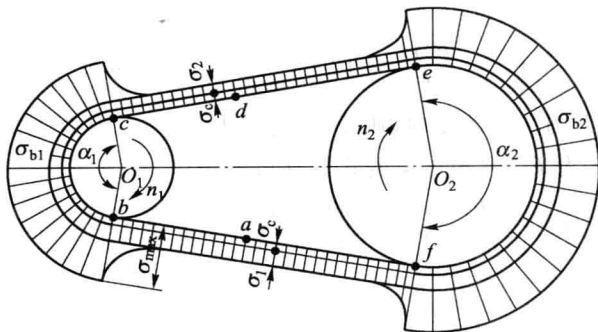


图 5.1

(4) 应力循环特性 r

由 $\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_c = 1.25 \text{ MPa} + 0.11 \text{ MPa} = 1.36 \text{ MPa}$ 和 $\sigma_{\max} = 16.47 \text{ MPa}$, 得

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{1.36}{16.47} = 0.0826$$

【例 5.5】 图 5.2 所示为一带式制动器, 已知制动轮直径 $D = 120 \text{ mm}$, 制动轮转矩 $T = 60 \text{ N} \cdot \text{m}$, 制动杠杆长 $l = 300 \text{ mm}$, 制动带与制动轮之间的摩擦因数 $f = 0.4$, 试求:

(1) 制动力 F_Q 。

(2) 包角 $\alpha = 210^\circ$ 和 270° 时所需的制动力 F_Q 。

(3) 当制动轮转矩的方向改变时, 制动力 F_Q 为多少?

(4) 试设计一种带式制动器, 当制动轮转矩 T 的方向改变时, 制动力 F_Q 的大小保持不变。

【解】 带式制动器和带传动的工作方式不同, 但其工作原理是相同的, 都是利用带与带轮之间的摩擦来传力或力矩, 而且都有相同的力(或力矩)平衡关系。

(1) 制动轮圆周力

$$F = \frac{2000T}{D} = \frac{2000 \times 60}{120} \text{ N} = 1000 \text{ N}$$

制动状态下 F 与带对带轮的制动摩擦力 F_f 平衡, 由制动带的力平衡关系式 $F_1 - F_2 = F_f$ 和欧拉公式 $F_1 = F_2 e^{f\alpha}$ 联立可解出松边拉力 F_2 为

$$F_2 = \frac{F_f}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1000}{e^{0.4\pi} - 1} \text{ N} = 397.8 \text{ N}$$

可得制动力

$$F_Q = \frac{F_2 D}{l} = 397.8 \times \frac{120}{300} \text{ N} = 159.2 \text{ N}$$

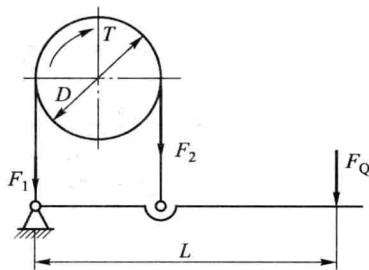


图 5.2 带式制动器

(2) 当包角 $\alpha = 210^\circ$ 时, $\alpha = \frac{210^\circ}{180^\circ}\pi = 1.17\pi$, $F_2 = \frac{F_f}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1\,000}{e^{0.4 \times 1.17\pi} - 1} \text{ N} = 298.5 \text{ N}$, 则

$$F_Q = \frac{F_2 D}{l} = 298.5 \times \frac{120}{300} \text{ N} = 119.4 \text{ N}$$

当包角 $\alpha = 270^\circ$ 时, $\alpha = \frac{270^\circ}{180^\circ}\pi = 1.5\pi$, $F_2 = \frac{F_f}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1\,000}{e^{0.4 \times 1.5\pi} - 1} \text{ N} = 179 \text{ N}$, 可得

$$F_Q = \frac{F_2 D}{l} = 179 \times \frac{120}{300} \text{ N} = 71.6 \text{ N}$$

(3) 当制动轮转矩 T 的方向改变时, 则 F_1 为松边拉力, F_2 为紧边拉力, 力的平衡关系式为 $F_2 - F_1 = F_f$, 欧拉公式为 $F_2 = F_1 e^{f\alpha}$, 两式联立可解出

$$F_2 = \frac{F_f e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1\,000 \times e^{0.4\pi}}{e^{0.4\pi} - 1} \text{ N} = 1\,397.8 \text{ N}$$

则

$$F_Q = \frac{F_2 D}{l} = 1\,397.8 \times \frac{120}{300} \text{ N} = 559.1 \text{ N}$$

显然原设计方案不宜用于双向制动。

(4) 双向带式制动器如图 5.3a 所示, 带的两端都固定在杠杆上, 杠杆臂长 $a=b$, 在杠杆上加制动力 F_Q , 带的两端同时被拉紧。当制动轮转矩方向改变时, 带两端的拉力 F_1 和 F_2 的大小虽然相互交换, 但两者对杠杆轴心 O 的力矩和是保持不变的, 因此制动力 F_Q 的大小与制动轮转矩方向的变化无关。使制动力 F_Q 的大小与制动轮转矩方向变化无关, 还可采用图 5.3b 所示的结构。

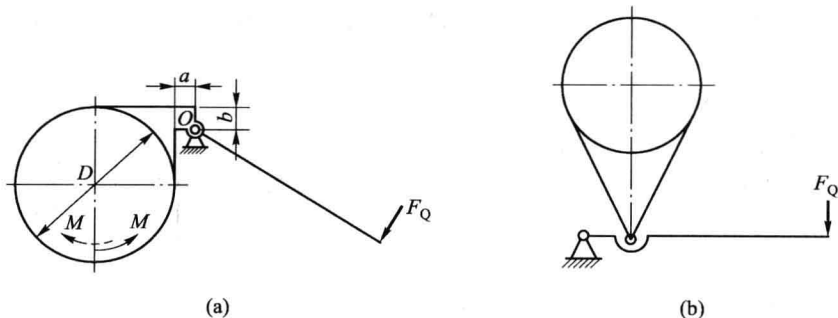


图 5.3

[例 5.6] 有一 A 型 V 带传动, 主动轴转速 $n_1 = 1\,400 \text{ r/min}$, 从动轴转速 $n_2 = 556 \text{ r/min}$, 传递的最大功率 $P = 1.5 \text{ kW}$, 带速 $v = 9.19 \text{ m/s}$, 中心距 $a = 800 \text{ mm}$, 当量摩擦因数 $f' = 0.5$, 试求带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2} 和初拉力 F_0 。

[解] (1) 计算大、小带轮基准直径 d_{d1} 、 d_{d2}

由 $v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1\,000} \text{ m/s}$ 及 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{d1}}{d_{d2}}$ 得

$$d_{d1} = \frac{60 \times 1\,000 v}{\pi n_1} = \frac{60 \times 1\,000 \times 9.19}{\pi \times 1\,400} \text{ mm} = 125.4 \text{ mm}$$

取标准值 125 mm 。

$$d_{d2} = \frac{n_1}{n_2} d_{d1} = \frac{1\,400}{556} \times 125 \text{ mm} = 314.8 \text{ mm}$$

取标准值 315 mm。

(2) 计算初拉力 F_0

由 $F = 2F_0 \frac{e^{f'\alpha_1} - 1}{e^{f'\alpha_1} + 1}$ 得

$$F_0 = \frac{F}{2} \frac{e^{f'\alpha_1} + 1}{e^{f'\alpha_1} - 1}$$

式中,带传动的有效圆周力

$$F = \frac{1\,000 \times P}{v} = \frac{1\,000 \times 1.5}{9.19} \text{ N} = 163.2 \text{ N}$$

小带轮的包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{315 - 125}{800} \times 57.3^\circ = 166.4^\circ$$

将 α_1 化为弧度,

$$\alpha_1 = \frac{166.4^\circ}{180^\circ} \times \pi = 2.904 \text{ rad}$$

则

$$e^{f'\alpha_1} = 2.718^{0.5 \times 2.904} = 4.273$$

所以

$$F_0 = \frac{F}{2} \frac{e^{f'\alpha_1} + 1}{e^{f'\alpha_1} - 1} = \frac{163.2}{2} \times \frac{4.273 + 1}{4.273 - 1} \text{ N} = 131.463 \text{ N}$$

5.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 5.1] 摩擦型带传动是依靠_____来传递运动和动力的。

- A. 带和带轮接触面之间的正压力 B. 带与带轮之间的摩擦力
C. 带的紧边力 D. 带的两个侧面

[题 5.2] 与 V 带传动相比,同步带传动最突出的优点是_____。

- A. 传递功率大 B. 传动比准确 C. 传动效率高 D. 制造成本低

[题 5.3] 与链传动相比较,带传动的优点是_____。

- A. 传动效率高 B. 承载能力大 C. 工作平稳,噪声小 D. 使用寿命长

[题 5.4] 带传动有打滑趋势时,紧边拉力 F_1 和松边拉力 F_2 满足关系式_____。

- A. $F_1 = F_2$ B. $F_1 - F_2 = F_0$ C. $F_1/F_2 = e^{f\alpha}$ D. $F_1 + F_2 = F_0$

[题 5.5] 即将打滑时,传动带所能传递的最大有效圆周力 $F_{\max}$ 和初拉力 F_0 之间的关系为_____。

- A. $F_{\max} = 2F_0 e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1)$ B. $F_{\max} = 2F_0 (e^{f\alpha} + 1) / (e^{f\alpha} - 1)$

C. $F_{\max} = 2F_0(e^{f_a} - 1)/(e^{f_a} + 1)$

D. $F_{\max} = 2F_0 e^{f_a} / (e^{f_a} + 1)$

[题 5.6] 带传动在工作中产生弹性滑动的原因是_____。

- A. 带与带轮间摩擦因数较小
- B. 传递的外载荷超过带与带间的极限摩擦力
- C. 带有弹性及松紧边间有拉力差
- D. 带传动中心距过大

[题 5.7] 带传动在工作中产生打滑的原因是_____。

- A. 带的弹性较大
- B. 传递的外载荷超过传动带所能传递的最大有效圆周力
- C. 带和带轮间摩擦因数较小
- D. 带传动中心距过大

[题 5.8] 带传动不能保证准确传动比,是因为_____。

- A. 带在轮上出现打滑
- B. 带的外载荷过大
- C. 带传动工作时发生弹性滑动
- D. 带的松弛

[题 5.9] 传动带与带轮之间的摩擦力发生在_____。

- A. 静弧
- B. 滑动弧
- C. 静弧和滑动弧

[题 5.10] V 带传动设计时,选择小带轮基准直径 $d_{d1} \geq d_{d\min}$ 的目的是_____。

- A. 限制带的弯曲应力
- B. 使结构紧凑
- C. 避免打滑
- D. 增大包角

[题 5.11] 普通 V 带两侧面的夹角为 40° , 带轮轮槽角 φ _____。

- A. $> 40^\circ$
- B. $= 40^\circ$
- C. $< 40^\circ$

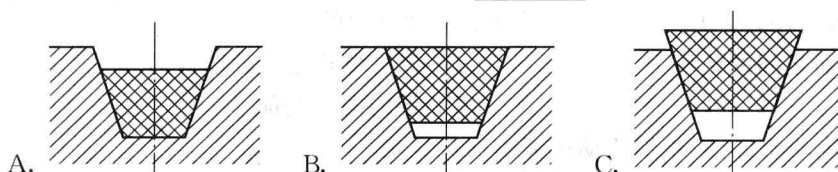
[题 5.12] 带张紧的目的是_____。

- 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

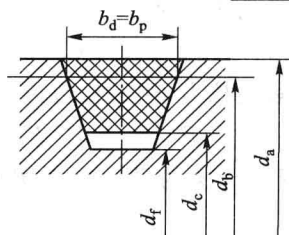
[题 5.13] 带传动采用张紧轮张紧时,通常张紧轮应安装在_____。

- A. 松边内侧靠近大带轮处
- B. 松边外侧靠近大带轮处
- C. 紧边内侧靠近小带轮处
- D. 紧边外侧靠近小带轮处

[题 5.14] V 带在轮槽中的合理位置是_____。



[题 5.15] 普通 V 带轮的基准直径 d_d 是指图中的_____。



- A. d_a
- B. d_b
- C. d_c
- D. d_f

[题 5.16] 在特定条件下,影响单根 V 带传递的基本额定功率 P_0 的主要因素是_____。

- A. 型号、小带轮基准直径 d_{d1} 和小带轮转速 n_1
- B. 型号、大带轮基准直径 d_{d2} 和小带轮转速 n_1
- C. 型号、小带轮基准直径 d_{d1} 和大带轮转速 n_2
- D. 小带轮包角 α_1 、V 带基准长度 L_d 和传动比 i

二、填写题

[题 5.17] 与齿轮传动相比,摩擦型带传动的主要优点是_____ (举出三种即可),主要缺点是_____ (举出三种即可)。

[题 5.18] 带传动可分为_____ 传动和_____ 传动两类,前者靠_____ 传递运动和动力,而后者靠_____ 传递运动和动力。

[题 5.19] V 带的结构可分为_____ V 带和_____ V 带两类;它们的骨架层是_____,承受_____。

[题 5.20] V 带传动设计的主要内容有_____,_____,_____ 和_____ 等。

[题 5.21] 带传动的主要失效形式是_____;设计准则是_____。

[题 5.22] 带传动不发生打滑的条件是 $F \leq$ _____,为保证带传动具有一定的疲劳寿命,应使带的最大应力 $\sigma_{\max} \leq$ _____。

[题 5.23] V 带截面形状做成梯形是为了_____。普通 V 带的基准带长指的是带截面_____ 处的圆周长。

[题 5.24] V 带的型号有_____ 7 种,其中截面面积最小的是_____ 型,截面面积最大的是_____ 型。

[题 5.25] V 带轮的常用结构类型有_____,_____,_____ 和_____,通常是根据_____ 来选择带轮的结构类型。

[题 5.26] 制造带轮的常用材料有_____,_____ 和_____。带轮转速较低时常用_____ 制造。

三、问答题

[题 5.27] 摩擦型带传动有何特点? 在什么情况下宜采用带传动? 同步带传动和摩擦型带传动的主要区别是什么?

[题 5.28] 影响带传动最大有效圆周力的因素有哪些?

[题 5.29] 带与带轮间的摩擦因数对带传动有什么影响? 为增加承载能力,将带轮的工作面加工得粗糙些,以增大摩擦因数,这样做合理吗? 为什么?

[题 5.30] 带传动中小带轮包角 α_1 的大小对传动有何影响? 如何增大小带轮包角 α_1 ?

[题 5.31] 影响带的疲劳强度和寿命的因素是什么? 如何保证带具有足够的疲劳强度和寿命?

[题 5.32] 试分析带传动中心距 a 、初拉力 F_0 及带的根数 z 的大小对带传动工作能力的影响。

[题 5.33] 图 5.4 所示为一塔轮二级变速装置,如果

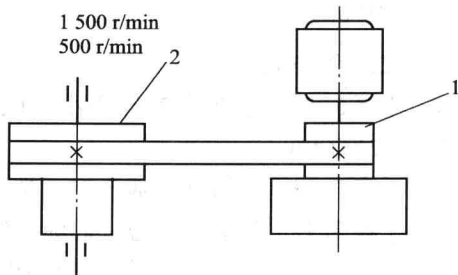


图 5.4

输出轴 2 上的功率不变,应该按哪一种转速来设计带传动?为什么?

[题 5.34] 某一带传动在使用中发现丢转较多,请分析其产生原因并指出改进措施。

[题 5.35] 设计普通 V 带传动时,如发现带速过低或过高,或小带轮包角过小,或应力循环次数过多,或根数过多,应如何解决?

[题 5.36] 带传动为何要有张紧装置?常用张紧装置有哪些?具有张紧轮的带传动,其张紧轮最好放在什么位置?为什么?

[题 5.37] 为什么带轮多为悬臂安装?

[题 5.38] 在多级传动中为什么带传动一般安排在高速级而不是低速级?

[题 5.39] 如果在一个带轮上使用 5 条 V 带,其中 1 条损坏了,能否只把这条 V 带换成新的?为什么?

[题 5.40] 在带传动中,为什么要限制传动的最小中心距?为什么要限制最大传动比?

四、计算题

[题 5.41] 设带所能传递的最大功率 $P = 3 \text{ kW}$, 已知主动轮基准直径 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$, 转速 $n_1 = 1420 \text{ r/min}$, 小轮包角 $\alpha_1 = 160^\circ$, 带与带轮间的当量摩擦因数 $f' = 0.5$, 求最大有效圆周力 $F_{\max}$ 和紧边拉力 F_1 。

[题 5.42] V 带传动中,初拉应力 $\sigma_0 = F_0/A = 1.2 \text{ MPa}$, $A = 476 \text{ mm}^2$, 传递的圆周力 $F = 750 \text{ N}$, 若不考虑带的离心力,求工作时松、紧边拉力 F_1 、 F_2 。

[题 5.43] 有一带式运输机传动装置由 4 根 B 型 V 带传动和二级齿轮减速器组成。已知电动机工作功率 $P = 5.84 \text{ kW}$, 电动机转速 $n_m = 960 \text{ r/min}$, 二级齿轮减速器的传动比 $i_{\text{齿}1} \times i_{\text{齿}2} = 10.5$, 带传动的传动比 $i_{\text{带}} = 3$, 小带轮基准直径 $d_{d1} = 140 \text{ mm}$, 传动中心距 $a = 432.8 \text{ mm}$, 带长 $L_d = 1800 \text{ mm}$, 运输带速度 $v_w = 1 \text{ m/s}$ 。现在要求把运输带速度提高到 1.25 m/s , 试提出解决方案并进行计算。

[参考答案]

一、单项选择题

- | | | | | | | | | | |
|----------|---|----------|---|----------|---|----------|---|----------|---|
| [题 5.1] | B | [题 5.2] | B | [题 5.3] | C | [题 5.4] | C | [题 5.5] | C |
| [题 5.6] | C | [题 5.7] | B | [题 5.8] | C | [题 5.9] | B | [题 5.10] | A |
| [题 5.11] | C | [题 5.12] | C | [题 5.13] | A | [题 5.14] | B | [题 5.15] | B |
| [题 5.16] | A | | | | | | | | |

二、填空题

[题 5.17] 传动平稳,噪声小,有过载保护作用,传动中心距大。传动比不准确,传动效率低,传动带寿命低

[题 5.18] 摩擦型 啮合型 带与带轮间的摩擦力 带齿与轮齿间的啮合

[题 5.19] 包边 切边 芯绳 纵向拉力

[题 5.20] V 带的型号、带长和根数 带轮的基准直径 d_{d1} 和 d_{d2} 及其他结构尺寸 传动中心距 a 初拉力 F_0 及作用在轴上的压力 F_Q

[题 5.21] 打滑和带的疲劳破坏 保证带传动工作时不打滑,并且传动带具有足够的疲劳强度和寿命

[题 5.22] $F_{\max}$ $[\sigma]$

[题 5.23] 在 V 带的工作面上产生较大的正压力和摩擦力 节宽 b_p

[题 5.24] Y、Z、A、B、C、D、E Y E

[题 5.25] 实心式 腹板式 孔板式 轮辐式 带轮的基准直径 d_d

[题 5.26] 铸铁 钢 铸铝及非金属材料 铸铁

三、问答题

[题 5.27][答] 摩擦型带传动的特点如下:

- (1) 传动带具有弹性和挠性,可吸收振动和缓和冲击,使传动平稳、噪声小。
- (2) 当过载时,传动带与带轮间可发生相对滑动而不损伤其他零件,起到过载保护作用。
- (3) 适用于主、从动轴间中心距较大的传动。
- (4) 由于有弹性滑动存在,故不能保证准确的传动比,传动效率较低。
- (5) 张紧力会产生较大的压轴力,使轴和轴承受力较大,传动带寿命降低。
- (6) 摩擦易产生静电火花,不适于高温、易燃、易爆等场合。

带传动适用于对传动比准确性要求不高,中心距较大,中、小功率的高速传动场合。

同步带传动与摩擦型带传动的主要区别:同步带传动靠带齿和轮齿的啮合来传递运动和动力,无弹性滑动和打滑,能得到准确的传动比,而摩擦型带传动是靠带与带轮间的摩擦力来传递运动和动力,有弹性滑动和过载打滑,传动比不准确。

[题 5.28][答] 由 $F_{\max} = 2F_0 \frac{1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}}}{1 + \frac{1}{e^{f\alpha_1}}}$ 可知,影响 $F_{\max}$ 的因素有初拉力 F_0 、带与带轮间的

摩擦因数 f 和小轮包角 α_1 。增大 F_0 、 f 和 α_1 ,均可使带传动能力得到提高。

[题 5.29][答] 由 $F_{\max} = 2F_0 \frac{1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}}}{1 + \frac{1}{e^{f\alpha_1}}}$ 可知,增大带与带轮间的摩擦因数 f ,则带的传动

能力增强,但为增加承载能力,将带轮的工作面加工得粗糙些,以增大摩擦因数,这种做法是不合理的,因为带轮工作面粗糙,会使带的磨损加剧,使其寿命大大降低。

[题 5.30][答] 由 $F_{\max} = 2F_0 \frac{1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}}}{1 + \frac{1}{e^{f\alpha_1}}}$ 可知,增大小带轮包角 α_1 ,可使 $F_{\max}$ 增大,即传动

能力增大。

增大小带轮包角 α_1 的方法:① 增大中心距;② 在带的松边外侧加张紧轮。

[题 5.31][答] 影响带的疲劳强度和寿命的因素为 $\sigma_{\max}$ 、 $[\sigma]$ 和单位时间的应力循环次数 u ,因为 $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{bl} + \sigma_c$,所以带的疲劳强度和寿命与 σ_1 、 σ_{bl} 、 σ_c 、 $[\sigma]$ 及单位时间的应力循环次数有关。保证带具有足够的疲劳强度和寿命的措施如下:

- (1) 限制 $\sigma_{\max}$ 的大小。主要是选择 $d_{d1} \geq d_{\min}$,限制 σ_{bl} ;限制带速 v ,使 $v \leq 25 \sim 30$ m/s,

减小 σ_c 。

(2) 限制单位时间的应力循环次数 u 。由 $u = 2v/L$ (设 $i = 1$) 可知, 带长(或中心距)和带速影响循环次数。

(3) 提高 $[\sigma]$ 。影响 $[\sigma]$ 的因素有带长 L_d 、带的型号和材质(包括结构、材料、工艺水平等)。

[题 5.32][答] (1) 带传动中心距 a 小, 结构紧凑, 但若 a 太小, L_d 太小, 则带在单位时间绕过带轮的次数增加, 增加了带的磨损, 降低了带的寿命; 同时 i 和 d_{d1} 一定时, a 小, α_1 小, 传动能力降低。 a 大, 外部结构尺寸大, 但单位时间带绕过带轮的次数减少, 延长了带的寿命; 同时 i 和 d_{d1} 一定时, a 大, α_1 大, 带传动能力增加。

(2) 初拉力 F_0 过小时, 带传动能力低, 易出现打滑; F_0 过大时, 带的寿命降低, 且轴和轴承的受力增大。

(3) 带的根数 z 多, 带的传动能力强, 但带的根数越多, 其受力越不均匀, 设计时应限制根数, 一般 $z < 10$ 。

[题 5.33][答] 应该按转速 $n = 500 \text{ r/min}$ 进行带传动设计, 因为 $P = Fv/1000$, 而 $v = \frac{\pi d_2 n}{60 \times 1000}$, 当 P 一定, n_2 小时, 所需传递的圆周力 F 就大。按 $n_2 = 500 \text{ r/min}$ 设计的带传动装置, 当 P 不变, 而 $n_2 = 1500 \text{ r/min}$ 时, 所需传递的圆周力变小了, 因此仍可以正常工作。

[题 5.34][答] 丢转太多的原因是弹性滑动太大。

改进措施: 控制负载和选用弹性模量大的传动带, 另外设计带轮时预先考虑滑动的影响。使用一段时间后, 带伸长初拉力减小, 可调中心距加大初拉力, 加张紧轮。

[题 5.35][答] ① 带速过低或过高, 应通过调整改变 d_d , 换电动机来改进。② 小带轮包角过小, 可以加大中心距或松边外侧加张紧轮。③ 应力循环次数过多, 可增加带长(即增大中心距)。④ 根数过多, 应增大带的型号或增大带轮直径。

[题 5.36][答] 传动带不是完全的弹性体, 经过一段时间运转后, 会因伸长而松弛, 从而初拉力 F_0 降低, 使传动能力下降甚至丧失, 为了保持传动能力, 必须对带进行张紧, 因此带传动要有张紧装置。

常用的张紧装置有定期张紧装置、张紧轮张紧装置、自动张紧装置。

张紧轮通常置于松边内侧, 靠近大带轮处。这是因为置于紧边需要的张紧力大, 且张紧轮也容易产生跳动; 靠近大轮是为了避免小带轮包角减小过多。

[题 5.37][答] 因为传动带如 V 带、平带多为无接头环形结构, 安装或拆卸带时必须经过轴伸处, 为方便带的装拆, 故带轮多采用悬臂安装。

[题 5.38][答] 在多级传动中带传动一般安装在高速级而不是低速级, 这是因为在高速级带传动所需传递的圆周力小, 所需带的型号较小, 根数较少, 而且带传动具有传动平稳、噪声小的特点, 适宜于高速传动。

[题 5.39][答] 仅把损坏了的一条 V 带换成新的是不行的, 因为新 V 带的长度不可能和原有的 4 条旧 V 带的长度一样, 旧 V 带经过一段时间的承载运转会伸长, 新 V 带会比旧 V 带短, 所承受的载荷就会比旧 V 带大, 这样很快就又损坏了。

[题 5.40][答] 在带传动中限制传动的最小中心距的目的如下: ① 防止两带轮相互干涉; ② 保证小带轮包角 α_1 足够大。而限制最大传动比 i 的目的也是为保证小带轮有足够大的包角

α_1 , 以提高带传动的承载能力。

由 $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{d_{d1}(i-1)}{a} \times 57.3^\circ$ 可知, d_{d1} 、 a 一定时, i 越大, α_1 越小, 故需要限制传动比 i ; 同理, 当 d_{d1} 、 i 一定时, a 越小, α_1 越小, 故也要限制传动中心距 a 。

四、计算题

[题 5.41][解]

$$\text{因为 } v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 1420}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 10.41 \text{ m/s}$$

$$\text{又由 } P = \frac{F_{\max} v}{1000} \text{ 得}$$

$$F_{\max} = \frac{1000 P}{v} = \frac{1000 \times 3}{10.41} \text{ N} = 288.2 \text{ N}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f' \alpha_1} \quad (1)$$

$$F_1 - F_2 = F_{\max} \quad (2)$$

联立式(1)、(2)可解得

$$F_1 = \frac{F_{\max}}{1 - \frac{1}{e^{f' \alpha_1}}} = \frac{288.2}{1 - \frac{1}{e^{0.5 \times \frac{160^\circ}{180^\circ} \pi}}} \text{ N} = 383.2 \text{ N}$$

即带传递的最大有效圆周力 $F_{\max}$ 为 288.2 N, 这时紧边拉力 F_1 为 383.2 N。

[题 5.42][解]

$$\begin{cases} F_1 + F_2 = 2F_0 \\ F_1 - F_2 = F \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_1 = \frac{2F_0 + F}{2} \\ F_2 = \frac{2F_0 - F}{2} \end{cases}$$

因为 $\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = 1.2 \text{ MPa}$, $A = 476 \text{ mm}^2$, 所以

$$F_0 = \sigma_0 A = 1.2 \times 476 \text{ N} = 571.2 \text{ N}$$

而 $F = 750 \text{ N}$, 故得

$$F_1 = \frac{2F_0 + F}{2} = \frac{2 \times 571.2 + 750}{2} \text{ N} = 946.2 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2F_0 - F}{2} = \frac{2 \times 571.2 - 750}{2} \text{ N} = 196.2 \text{ N}$$

[题 5.43][解]

由题给条件知, 运输带速度 v_w 由 1 m/s 提高到 1.25 m/s, 则卷筒轴的转速应由 n_w 提高到 $1.25n_w$, 传动链的总传动比 $i_\Sigma = i_{\text{带}} i_{\text{齿1}} i_{\text{齿2}} = n_m / n_w$ 降低为 $i'_\Sigma = i'_{\text{带}} i_{\text{齿1}} i_{\text{齿2}} = n_m / (1.25n_w) = i_\Sigma / 1.25$, 由于二级齿轮减速器不变, 其传动比也没变, 故带传动的传动比 $i_{\text{带}}$ 降低了, $i'_{\text{带}} = i_{\text{带}} / 1.25$ 。降低带传动的传动比的方案有以下三种。

(1) 方案一: 增加小带轮基准直径 d_{d1}

由 $i_{\text{带}} = d_{d2} / d_{d1} = d_{d2} / 140 = 3$ 降为 $i'_{\text{带}} = d_{d2} / d'_{d1} = 3 / 1.25$, 可得

$$d'_{d1} = 1.25d_{d1} = 1.25 \times 140 \text{ mm} = 175 \text{ mm}$$

取 $d'_{d1} = 180 \text{ mm}$ 。

对带传动重新进行设计计算,其结果如下:

B 型 V 带

小带轮包角 $\alpha_1 = 152.4^\circ$

包角修正系数 $K_\alpha = 0.92$

带长修正系数 $K_L = 1.0$

单根 V 带的基准额定功率 $P_0 = 3.22 \text{ kW}$

功率增量 $\Delta P_0 = 0.23 \text{ kW}$

设计功率 $P_d = 7 \text{ kW}$

带轮基准直径 $d_{d1} = 180 \text{ mm}, d_{d2} = 355 \text{ mm}$

带速 $v = 9.05 \text{ m/s}$

带基准长度 $L_d = 2000 \text{ mm}$

传动中心距 $a = 509.5 \text{ mm}$

带的根数 $z = 3 \text{ 根}$

(2) 方案二:减小大带轮的基准直径 d_{d2}

d_{d2} 由 425 mm 减小为 $d_{d2} = \frac{425}{1.25} \text{ mm} = 340 \text{ mm}$, 取 $d_{d2} = 355 \text{ mm}$ 。

对带传动重新进行设计计算,其结果如下:

B 型 V 带

小带轮包角 $\alpha_1 = 149^\circ$

带轮基准直径 $d_{d1} = 140 \text{ mm}, d_{d2} = 355 \text{ mm}$

带速 $v = 7.04 \text{ m/s}$

带基准长度 $L_d = 1600 \text{ mm}$

传动中心距 $a = 397 \text{ mm}$

设计功率 $P_d = 7 \text{ kW}$

包角修正系数 $K_\alpha = 0.92$

带长修正系数 $K_L = 0.95$

单根 V 带基准额定功率 $P_0 = 2.08 \text{ kW}$

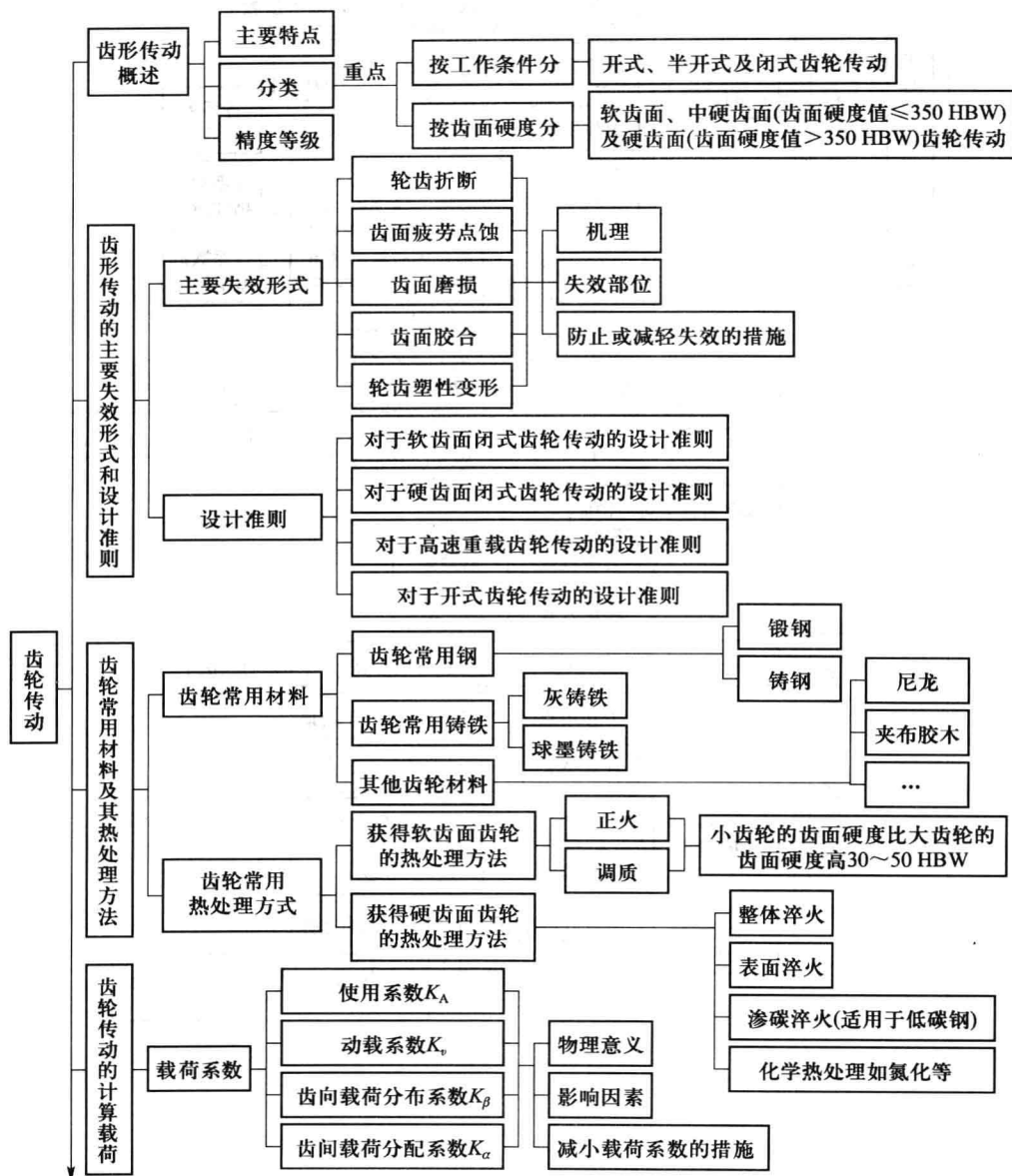
功率增量 $\Delta P_0 = 0.23 \text{ kW}$

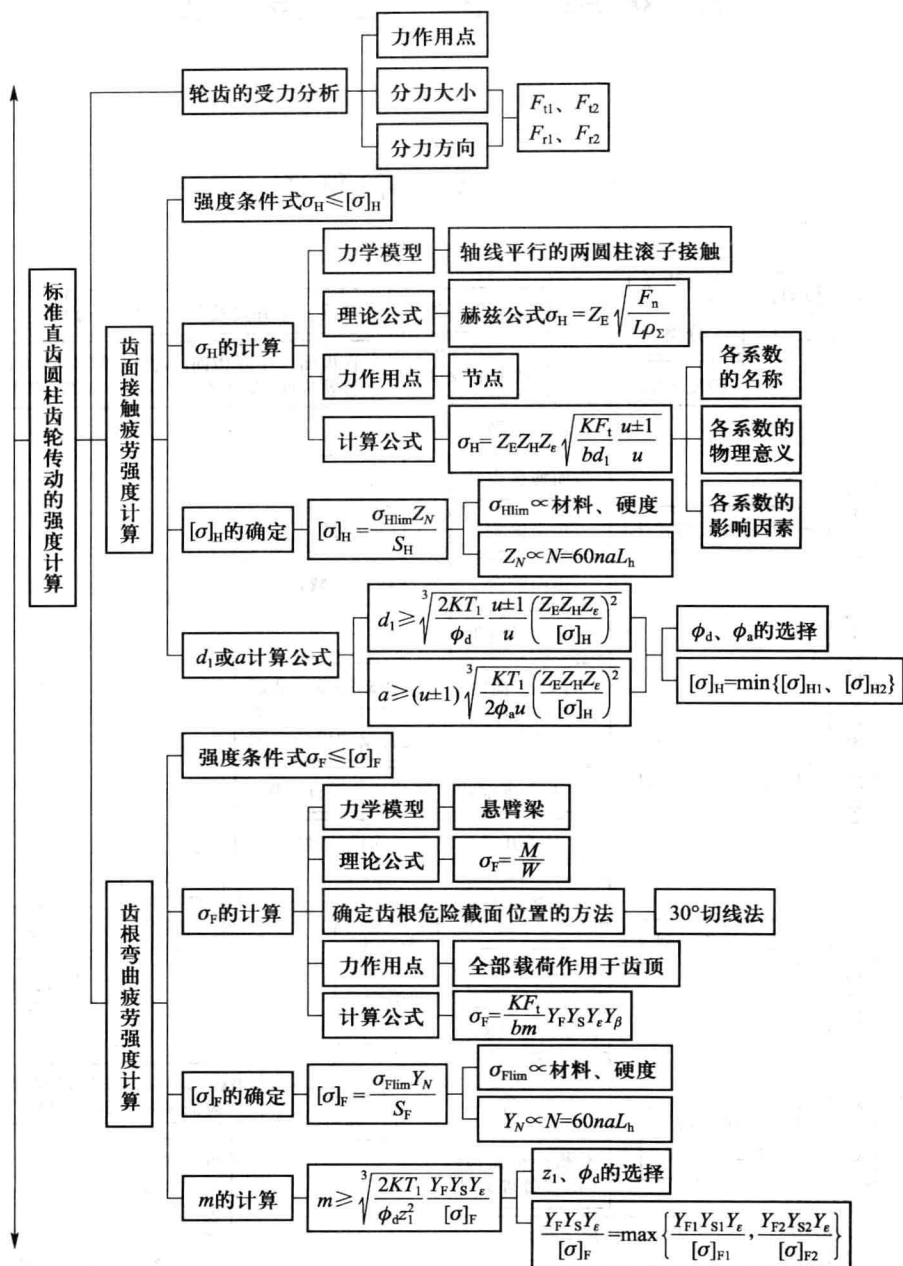
带的根数 $z = 4 \text{ 根}$

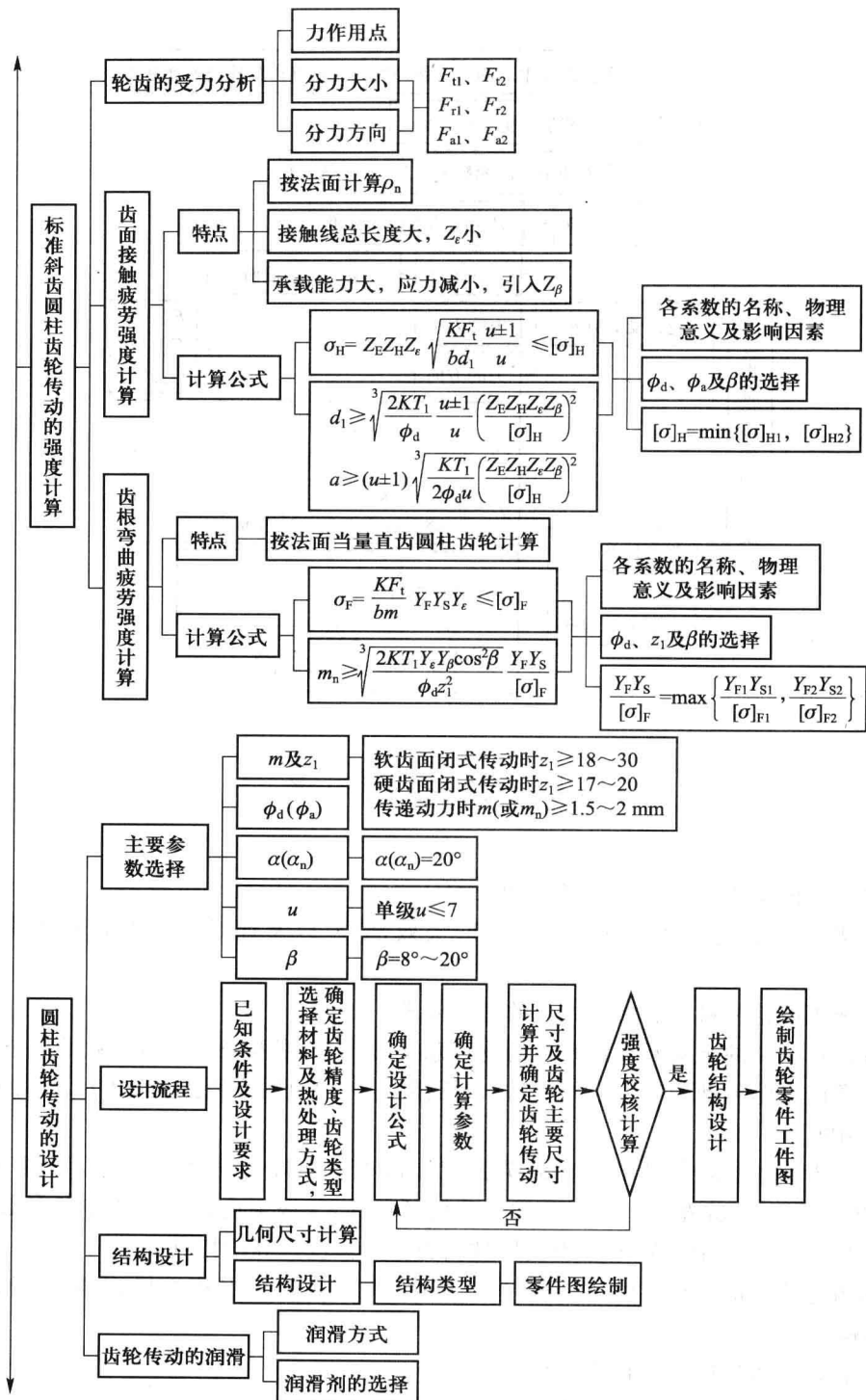
(3) 方案三:同时增大小带轮基准直径 d_{d1} 、减小大带轮基准直径 d_{d2} , 设计计算过程略。

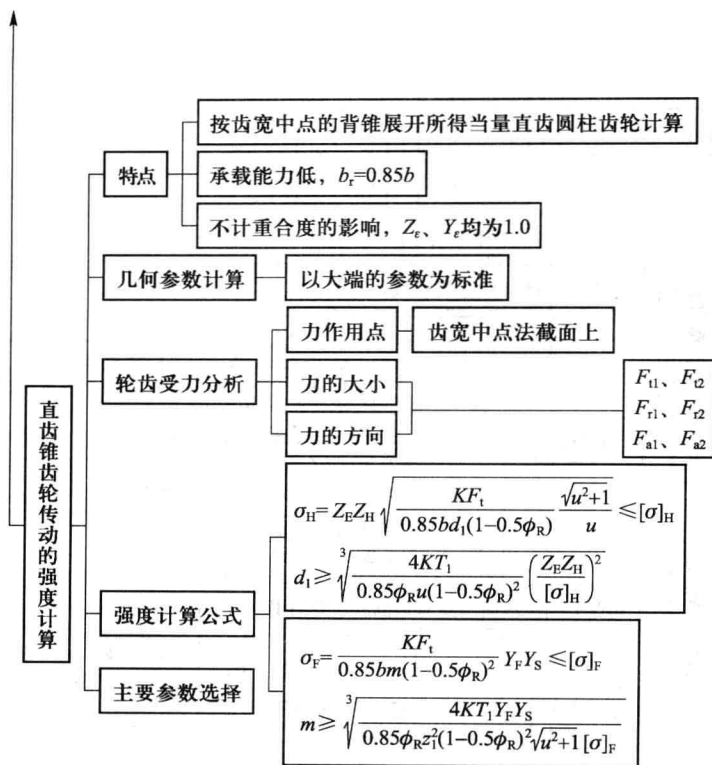
第6章 齿轮传动

6.1 主要内容框图









6.2 学习要求

1. 了解齿轮传动的分类、特点及其应用。
2. 掌握齿轮传动的失效形式、失效机理、失效部位, 以及针对不同失效形式的设计计算准则。
3. 掌握选用齿轮材料及热处理方式的基本要求。
4. 理解计算载荷的定义及载荷系数的物理意义、影响因素及减小载荷系数的措施。
5. 熟练掌握齿轮传动的受力分析方法, 包括假设条件、力的作用点、各分力大小的计算与各分力方向的判断。
6. 掌握直齿圆柱齿轮传动的齿面疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度计算的力学模型、理论依据、力作用点及计算点(或截面)、应力的类型及循环特性, 掌握强度计算公式中各参数的物理意义及其对应力(或强度)的影响, 掌握斜齿圆柱齿轮传动强度计算的特点。
7. 掌握齿轮传动的设计方法与步骤, 包括材料、热处理方式、精度选择、参数选择、结构类型选择及其结构设计。
8. 了解直齿锥齿轮的强度计算特点。
9. 了解齿轮传动的润滑方式及润滑剂的选择。

6.3 重点与难点

6.3.1 重点

1. 齿轮传动的失效形式分析, 计算模型的建立。
2. 齿轮传动的计算载荷及轮齿受力分析。
3. 齿轮材料和热处理方式的选择。
4. 圆柱齿轮传动强度计算中的重要基本概念(σ_H 、 $[\sigma_H]$ 、 σ_F 、 $[\sigma_F]$)和重要系数(Z_E 、 Z_H 、 Z_ϵ 、 Z_β 、 Y_F 、 Y_S 、 Y_ϵ 、 Y_β)的物理意义、影响因素及这些系数对齿轮传动强度的影响。

6.3.2 难点

1. 齿轮传动失效形式的机理分析。
2. 斜齿圆柱齿轮的各分力大小计算和轴向力 F_a 的方向判断, 各类齿轮传动的综合受力分析。
3. 载荷系数的主要影响因素及减小措施。
4. 齿轮传动设计计算中各个系数的物理意义、影响因素及这些系数对齿轮传动强度的影响。
5. 齿轮传动设计中主要参数的选择(z_1 、 ϕ_d 、 ϕ_a 、 β 、 x)及参数的协调与中心距圆整。

6.4 例 题

[例 6.1] 试述齿轮传动在不同工作条件下的主要失效形式及其机理、部位与防止失效的措施。

[答] (1) 软齿面闭式齿轮传动的最主要失效形式是齿面点蚀。齿面点蚀一般首先出现在齿轮节线附近靠近齿根处, 如图 6.1 所示。为防止发生齿面点蚀, 除进行齿面接触疲劳强度计算, 确定足够大的分度圆直径或中心距外, 还可通过提高齿面硬度, 降低齿面的表面粗糙度值, 以及合理地选择润滑油粘度等措施来提高齿面的抗点蚀能力。

(2) 硬齿面闭式齿轮传动及短期过载或受严重冲击的齿轮传动的主要失效形式是轮齿折断。轮齿折断的部位, 对于直齿轮通常是从齿根部全齿折断, 而对于斜齿轮、人字齿轮及偏载大的直齿轮, 通常是局部齿折断, 如图 6.2 所示。轮齿折断是一种最严重的失效形式, 必须避免。除进行齿根弯曲疲劳强度计算, 选用足够大的模数 m (或 m_n) 外, 为提高轮齿的抗折断能力还可以采取以下措施: ①适当增加齿根过渡圆角半径, 以减小应力集中; ②选择合理的材料、热处理方式; ③合理提高齿轮的制造、安装精度; ④对齿根进行喷丸、辗压等强化处理。

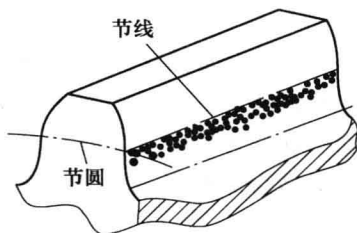


图 6.1 齿面点蚀

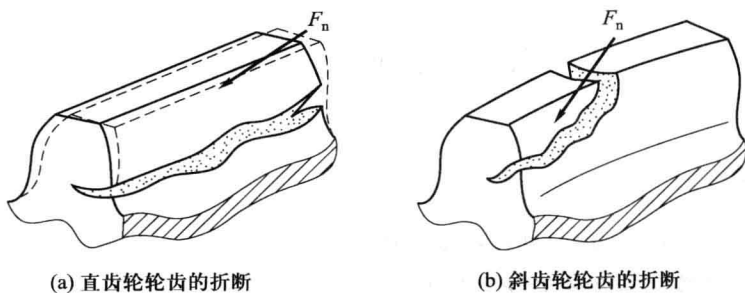


图 6.2 轮齿的折断

(3) 开式齿轮传动的主要失效形式是齿面磨损。齿顶及齿根部位磨损最严重,如图 6.3 所示。减轻齿面磨损的措施如下:①改善密封和润滑条件;②提高齿面硬度;③将开式齿轮传动改为闭式齿轮传动是避免齿面磨损最有效的方法。

(4) 高速重载或低速重载齿轮传动的主要失效形式是齿面胶合。热胶合发生在相对滑动速度大的齿顶或齿根部位,如图 6.4 所示。导致冷胶合的主要原因是重载下的齿面间过大的啮合压力,因此冷胶合发生在啮合齿面的单对齿啮合区。为防止齿面胶合,应进行齿面胶合强度校核计算,并可以采取以下措施来提高齿面抗胶合的能力:①减小模数,降低齿高,以降低滑动系数;②提高齿面硬度,降低齿面的表面粗糙度值;③采用齿廓修形,以减小轮齿的啮入冲击;④采用抗胶合能力强的齿轮材料和加入极压添加剂的润滑油。

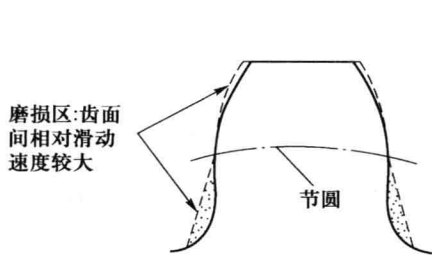


图 6.3 齿面磨损

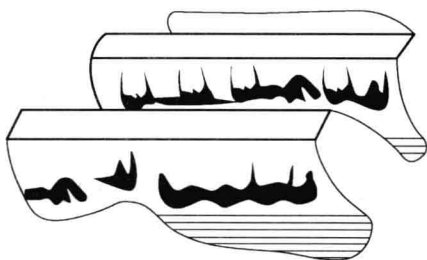


图 6.4 齿面胶合

(5) 齿面材料较软、低速重载且频繁起动的齿轮传动中,其主要失效形式是轮齿塑性变形,包括齿体塑性变形和齿面塑性变形两种。显然齿体塑性变形发生在轮齿的上部(图 6.5a),而齿面塑性变形发生在齿面的节线处(图 6.5b)。为防止或减轻轮齿的塑性变形应采取防止过载,适当提高齿面硬度,采用粘度高的润滑油等措施。

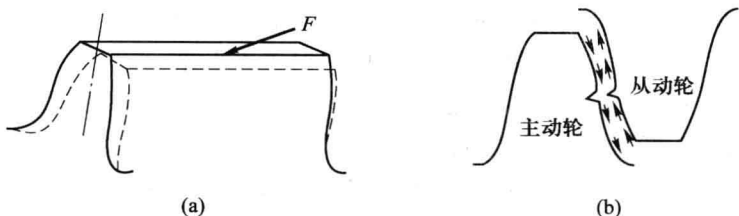


图 6.5 轮齿塑性变形

[例 6.2] 试述齿向载荷分布系数 K_β 的物理意义、影响因素及改善齿向载荷分布不均匀状况的措施。

[答] 齿向载荷分布系数 K_β 是考虑齿轮工作时轮齿所受载荷沿齿宽方向分布不均匀对齿面接触应力和齿根弯曲应力影响的系数。影响 K_β 的主要因素:① 齿轮的制造和安装误差;② 轮齿、轴系及机体的刚度;③ 齿轮在轴上相对于轴承的位置;④ 轮齿的宽度;⑤ 齿面的硬度;⑥ 转矩输入端与齿轮的距离。

改善齿向载荷分布不均匀状况的措施:① 提高齿轮的制造精度和安装精度;② 提高轴及轴承、机座的支承刚度;③ 设计时合理地选择齿轮轮齿宽度;④ 合理布置齿轮在轴上的位置;⑤ 采用软齿面齿轮,通过跑合使载荷分布趋于均匀;⑥ 对于硬齿面齿轮,可将齿端修薄或做成鼓形齿;⑦ 将齿轮布置在远离转矩输入端的位置,利用轴的弯曲变形和扭转变形的综合作用,也可使载荷分布不均匀状况得到改善。

[例 6.3] 试述设计圆柱齿轮传动时必须给出的主要参数及其如何选择?

[答] 设计圆柱齿轮传动时,必须给出以下主要参数,才能确定齿轮的几何尺寸和传动尺寸。这些参数如下:

(1) 模数 m (或 m_n)。按强度计算来确定模数,对软齿面闭式齿轮传动,按齿面接触疲劳强度计算出 d_1 或 a 后,可按经验公式 m (或 m_n) = $(0.01 \sim 0.02)a$ 估算并确定 m ;或先选取 $z_1 = 18 \sim 30$,由 d_1 或 a 计算出模数 m (或 m_n)。对硬齿面闭式齿轮传动,则按齿根弯曲疲劳强度可直接计算出 m (或 m_n) 值。必须明确齿轮传动的模数已经标准化了。圆柱齿轮的模数按 GB/T 1357—2008 选择。另外,对于动力传动,模数 m (或 m_n) ≥ 1.5 mm。

(2) 齿数 z_1 。① $z_{\min} \geq 17$ 以避免根切;② 相互啮合齿轮的齿数尽可能为质数或无公因数,以提高轮齿受载和磨损的均匀性;③ 对软齿面闭式传动,在满足弯曲强度的情况下,齿数 z_1 尽可能多些,以利于提高传动的平稳性,降低传动的振动和噪声;对硬齿面闭式传动和开式传动,在满足接触疲劳强度的情况下,为避免传动尺寸过大,或为了在分度圆直径 d 不变时,可通过增大模数来提高齿轮的抗弯曲疲劳强度,则齿数 z_1 不宜过多,一般可取 $z_1 \geq 17$ 即可。

(3) 齿宽系数 ϕ_d 与 ϕ_a 。由齿轮传动强度计算公式可以看出:当其他条件不变时,增大齿宽 b ,则 σ_H 、 σ_F 均减小,承载能力得到提高;若保持 σ_H 一定,增大齿宽 b ,则 d_1 、 d_2 均减小,使得中心距 a 减小,即齿轮传动的结构尺寸变小。但是,如果齿宽过大,将使载荷沿齿向分布更趋于不均匀,反而使 σ_H 、 σ_F 增大。因此,齿宽系数 ϕ_d (ϕ_a) 既不能太大,也不能太小,应合理选择。如使用 ϕ_d ,可根据齿轮相对于轴承的位置、齿面硬度软硬从有关表格中查取;如使用 ϕ_a ,一般取 $\phi_a = 0.1 \sim 1.2$ 。闭式传动取 $\phi_a = 0.3 \sim 0.6$,通用减速器取 $\phi_a = 0.4$,开式传动取 $\phi_a = 0.1 \sim 0.3$ 。

(4) 分度圆压力角 α (或 α_n)、齿顶高系数 h_a^* 和顶隙系数 c^* 。这些参数在国家标准中都有规定值,必须按标准确定。一般用途齿轮的标准压力角 α (或 α_n) = 20° ;对正常齿, $h_a^* = 1.0$, $c^* = 0.25$ 。

(5) 分度圆螺旋角 β 。若 β 选得太小,则斜齿轮传动平稳及承载能力得到提高的优点得不到充分体现;若 β 选得过大,从公式 $F_a = F_t \tan \beta$ 可以看出,轴向力随着螺旋角 β 的增大而增大,导致齿轮传递给轴承的轴向力加大,这会影响轴承部件的结构。因此,分度圆螺旋角 β 选得既不能太大,也不能过小,一般取 $\beta = 8^\circ \sim 12^\circ$,最大可取 $\beta = 20^\circ$ 。对于人字齿轮(可以假想为两个轮齿旋向相反的斜齿轮对在一起),因其轴向力可以抵消,可取 $\beta = 25^\circ \sim 30^\circ$ 。

(6) 齿数比 u 。选择齿数比时要综合考虑传动系统整体结构尺寸大小的问题,即各级传动要合理地分配传动比,以使各级传动保持合理的尺寸比例,原则是使整个传动系统的结构尺寸和质量最小。一般取单级齿轮传动的齿数比 $u \leq 7$ 。

[例 6.4] 图 6.6 所示为两级斜齿圆柱齿轮减速器。已知:齿轮 1 的螺旋线方向和轴Ⅲ的转向,齿轮 2 的参数 $m_n = 3 \text{ mm}, z_2 = 57, \beta_2 = 14^\circ$; 齿轮 3 的参数 $m'_n = 5 \text{ mm}, z_3 = 21$ 。

试求:(1) 为使轴Ⅱ所受的轴向力最小,齿轮 3 应选取的螺旋线方向,并在图 6.6b 上标出齿轮 2 和齿轮 3 的螺旋方向;

(2) 在图 6.6b 上标出齿轮 2 和 3 所受各力的方向。

(3) 如果使轴Ⅱ的轴承不受轴向力,则齿轮 3 的螺旋角 β_3 应取多大值(忽略摩擦损失)? (提示:轴Ⅱ用深沟球轴承)。

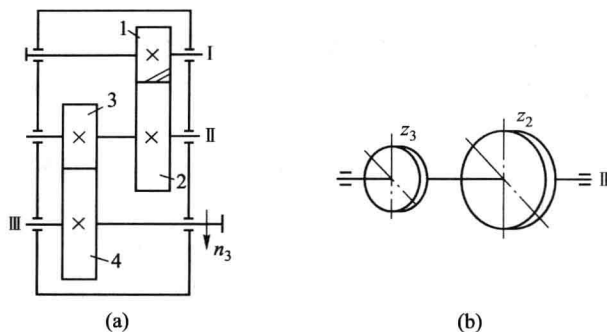


图 6.6 两级斜齿圆柱齿轮减速器

[解] (1) 根据轴Ⅲ转向 n_3 , 可在图 6.7a 上标出 n_1 和 n_2 的方向。而齿轮 2 应为右旋, 标于图 6.7b 上。

(2) 根据主动轮左、右手定则判断出轴向力 F_{a2} 与 F_{a3} 的方向; 根据齿轮 2 是从动轮, 齿轮 3 是主动轮判断出圆周力 F_{t2} 与 F_{t3} 的方向; 根据径向力指向各自轴心的原则, 判断出径向力 F_{r2} 、 F_{r3} 的方向。 F_{a2} 、 F_{a3} 、 F_{t2} 、 F_{t3} 的方向标于图 6.7b 上。

(3) 如果使轴Ⅱ的轴承不受轴向力, 则 $|F_{a2}| = |F_{a3}|$, 而 $F_{a2} = F_{t2} \tan \beta_2$, $F_{a3} = F_{t3} \tan \beta_3$, 所以

$$F_{t2} \tan \beta_2 = F_{t3} \tan \beta_3$$

$$\tan \beta_3 = \frac{F_{t2}}{F_{t3}} \tan \beta_2$$

由轴Ⅱ上的力矩平衡(忽略摩擦损失)得

$$F_{t2} \frac{d_2}{2} = F_{t3} \frac{d_3}{2}$$

$$\frac{F_{t2}}{F_{t3}} = \frac{d_3}{d_2}$$

所以

$$\tan \beta_3 = \frac{F_{t2}}{F_{t3}} \tan \beta_2 = \frac{d_3}{d_2} \tan \beta_2 = \frac{\frac{m'_n z_3}{\cos \beta_3}}{\frac{m_n z_2}{\cos \beta_2}} \tan \beta_2 = \frac{\frac{5 \times 21}{\cos \beta_3}}{\frac{3 \times 57}{\cos \beta_2}} \tan \beta_2 = \frac{5 \times 21 \times \sin \beta_2}{3 \times 57 \times \cos \beta_3}$$

则

$$\sin\beta_3 = \frac{5 \times 21 \times \sin 14^\circ}{3 \times 57} = 0.148\ 548\ 5$$

$$\beta_3 = 8.542\ 821\ 3^\circ = 8^\circ 32' 34''$$

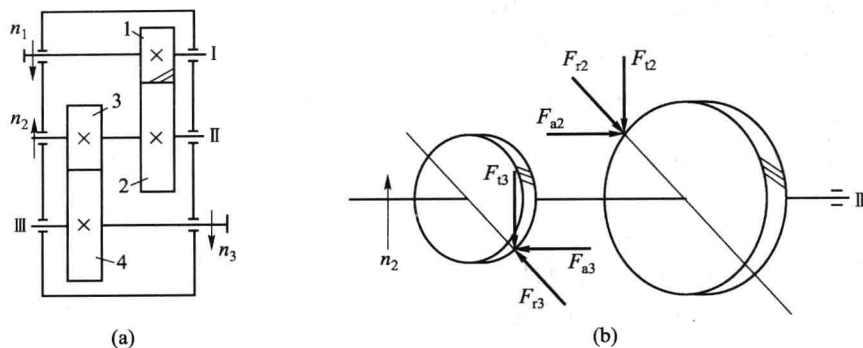


图 6.7

[例 6.5] 试述提高圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度的措施。

[答] 提高圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度的措施如下：

(1) 增大分度圆直径 d_1 (或中心距 a)，因 $\sigma_H \propto \sqrt{\frac{1}{d_1}}$ ， $d_1 \uparrow$ ，则 $\sigma_H \downarrow$ 。

(2) 适当加大齿宽 b ，因 $\sigma_H \propto \sqrt{\frac{1}{b}}$ ， $b \uparrow$ ，则 $\sigma_H \downarrow$ 。

(3) 采用 $x_1 + x_2 > 0$ 的角变位传动，因为节点处的曲线半径增大，节点区域系数 $Z_H \downarrow$ ，故 $\sigma_H \downarrow$ 。

(4) 采用斜齿轮传动，因为斜齿轮啮合点的曲线半径按法面计算，大于端面的曲线半径；接触线是倾斜的，总长度比直齿轮长，而且承载能力较同样曲率半径和接触线强度的直齿轮要大，引入了小于 1 的螺旋角系数 Z_β ，故 $\sigma_H \downarrow$ 。

(5) 提高齿轮的制造精度，减小齿面的表面粗糙度值，选择合理的润滑精度，以提高齿面抗点蚀能力。

(6) 改善齿轮的材料和热处理，以增大齿面硬度，从而提高许用齿面接触应力 $[\sigma]_H$ 。

提高圆柱齿轮传动齿根弯曲疲劳强度的措施如下：

(1) 增大模数，因 $\sigma_F \propto \frac{1}{m^2}$ ， $m \uparrow$ ，则 $\sigma_F \downarrow$ 。

(2) 适当加大齿宽 b ，因 $\sigma_F \propto \frac{1}{b}$ ， $b \uparrow$ ，则 $\sigma_F \downarrow$ 。

(3) 增加齿数 z ，因 $z \uparrow$ ，使 $Y_F Y_S \downarrow$ ，则 $\sigma_F \downarrow$ 。

(4) 采用斜齿轮传动，因为 $\sigma_F \propto Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\epsilon$ ，斜齿轮的 $Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\epsilon$ 均比直齿轮小，故 $\sigma_F \downarrow$ 。

(5) 采用正变位以增大齿厚，使 $Y_F \downarrow$ ，则 $\sigma_F \downarrow$ 。

(6) 提高齿轮的制造精度，以减小齿根的应力集中。

(7) 改善齿轮的材料和热处理，以增大齿面硬度，从而提高许用弯曲应力 $[\sigma]_F$ 。

总之,凡减小 σ_H 、 σ_F 与增大 $[\sigma]_H$ 、 $[\sigma]_F$ 的措施,均可提高齿轮的齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度。

[例 6.6] 一对标准直齿圆柱齿轮传动,已知 $z_1 = 23, z_2 = 69, m = 2 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ$, 两齿轮的材料及齿面硬度相同,并不计寿命系数,试问:(1) 哪个齿轮的齿面接触疲劳强度大? 为什么?(2) 哪个齿轮的齿根弯曲疲劳强度大? 为什么?

[答] (1) 两个齿轮的齿面接触疲劳强度相同。因为 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$, 根据题给条件,得 $[\sigma]_{H1} = [\sigma]_{H2}$, 故 $\frac{[\sigma]_{H1}}{\sigma_{H2}} = \frac{[\sigma]_{H2}}{\sigma_{H2}}$, 即两个齿轮的齿面接触疲劳强度相同。

(2) 大齿轮的齿根弯曲疲劳强度大。因为 $z_1 < z_2, Y_{F1}Y_{S1} > Y_{F2}Y_{S2}$, 所以 $\sigma_{F1} > \sigma_{F2}$, 根据题给条件得 $[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2}$, 故 $\frac{[\sigma]_{F2}}{\sigma_{F2}} > \frac{[\sigma]_{F1}}{\sigma_{F1}}$, 即大齿轮的齿根弯曲疲劳强度大。

[例 6.7] 一对闭式直齿圆柱齿轮传动,已知: $z_1 = 20, z_2 = 60, m = 3 \text{ mm}, \phi_d = 1.0$, 小齿轮转速 $n_1 = 970 \text{ r/min}$ 。若主、从动齿轮的许用接触应力分别为 $[\sigma]_{H1} = 700 \text{ MPa}, [\sigma]_{H2} = 600 \text{ MPa}$, 载荷系数 $K = 1.6$, 节点区域系数 $Z_H = 2.5$, 材料弹性系数 $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$, 重合度系数 $Z_\epsilon = 0.8$ 。试按接触疲劳强度求该齿轮传动所能传递的功率。

[解] 由接触疲劳强度校核公式 $\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma]_H$ 可得

$$T_1 \leq \left(\frac{[\sigma]_H}{Z_E Z_H Z_\epsilon} \right)^2 \frac{bd_1^2 u}{2K(u+1)}$$

式中, $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}, Z_H = 2.5, Z_\epsilon = 0.8, K = 1.6, u = z_2/z_1 = 60/20 = 3, d_1 = mz_1 = 3 \times 20 \text{ mm} = 60 \text{ mm}, b = \phi_d d_1 = 1.0 \times 60 \text{ mm} = 60 \text{ mm}, [\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 600 \text{ MPa}$, 则

$$\begin{aligned} T_1 &\leq \left(\frac{[\sigma]_H}{Z_E Z_H Z_\epsilon} \right)^2 \frac{bd_1^2 u}{2K(u+1)} \\ &= \left(\frac{600}{189.8 \times 2.5 \times 0.8} \right)^2 \times \frac{60 \times 60^2 \times 3}{2 \times 1.6 \times (3+1)} \text{ N} \cdot \text{mm} = 1.265 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

所以该齿轮传动所能传递的功率为

$$P = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{1.265 \times 10^5 \times 970}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 12.85 \text{ kW}$$

[例 6.8] 设计一标准直齿圆柱齿轮传动。已知小齿轮转速 $n_1 = 1000 \text{ r/min}$, 大齿轮转速 $n_2 = 250 \text{ r/min}$, 中心距固定为 $a = 250 \text{ mm}$, 设各齿轮的材料、热处理、许用应力、载荷系数、齿宽都相同, 采用软齿面, 按大、小齿轮转动方向相反与相同两种情况进行设计, 并求:

(1) 各齿轮的齿数和模数。

(2) 哪种齿轮传动的齿面接触疲劳强度差。

[解] (1) 大、小齿轮转动方向相反时的方案如图 6.8a 所示。

① $z_1 = 20, z_2 = 80, m = 5 \text{ mm}$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4, a = \frac{1}{2}(z_1 + z_2)m = \frac{1}{2} \times (20 + 80) \times 5 \text{ mm} = 250 \text{ mm}$$

② $z_1 = 25, z_2 = 100, m = 4 \text{ mm}$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{25} = 4, a = \frac{1}{2}(z_1 + z_2)m = \frac{1}{2} \times (25 + 100) \times 4 \text{ mm} = 250 \text{ mm}$$

(2) 大、小齿轮转动方向相同时的方案如图 6.8b、c、d 所示。

① 惰轮的位置如图 6.8b 所示, $z_1 = 17, z_2 = 68, z_3 = 20, m = 4 \text{ mm}$ 。

$$i = (-1)^2 \frac{z_3 z_2}{z_1 z_3} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{68}{17} = 4$$

$$a = \frac{1}{2}(z_1 + z_2)m + z_3 m = \frac{1}{2} \times (17 + 68) \times 4 \text{ mm} + 20 \times 4 \text{ mm} = 250 \text{ mm}$$

② 惰轮的位置如图 6.8c 所示, $z_1 = 20, z_2 = 80, z_3 = 30, m = 4 \text{ mm}$ 。

$$i = (-1)^2 \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4$$

$$a_{13} = \frac{1}{2}(z_1 + z_3)m = \frac{1}{2} \times (20 + 30) \times 4 \text{ mm} = 100 \text{ mm}$$

$$a_{23} = \frac{1}{2}(z_2 + z_3)m = \frac{1}{2} \times (80 + 30) \times 4 \text{ mm} = 220 \text{ mm}$$

$$a_{12} = 250 \text{ mm}$$

经计算得 $\angle O_2 O_1 O_3 = 61.184^\circ, \angle O_1 O_2 O_3 = 23.469^\circ$ 。

③ 采用内齿轮传动, 如图 6.8d 所示。

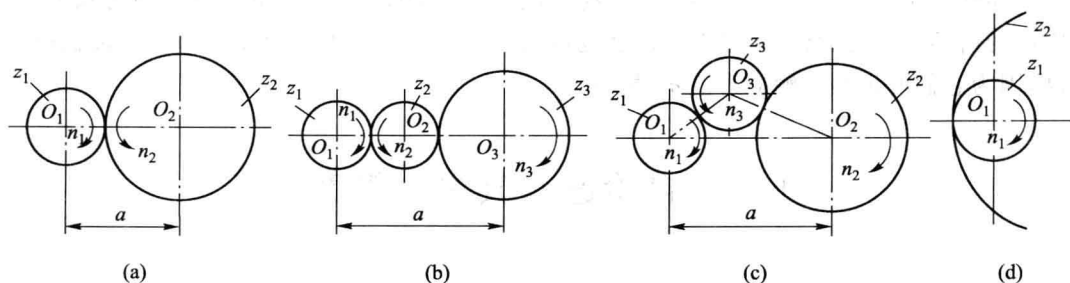


图 6.8

(3) 标准直齿圆柱齿轮传动齿面接触疲劳强度计算公式为

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

设各齿轮的 $Z_E, Z_H, Z_\epsilon, K, b, [\sigma]_H$ 均相同, 令 $Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2K}{b}} = C$, 则

$$\sigma_H = \frac{C}{d_1} \sqrt{T_1 \frac{u+1}{u}}$$

图 6.8a 中 $d_1 = z_1 m = 20 \times 5 \text{ mm} = 100 \text{ mm}, u = i = 4$, 则

$$\sigma_H = \frac{C}{100} \sqrt{T_1 \times \frac{4+1}{4}} = 0.011C \sqrt{T_1}$$

在图 6.8b 中, 对于齿轮 1、3, $d_1 = z_1 m = 17 \times 4 \text{ mm} = 68 \text{ mm}, u_{13} = \frac{z_3}{z_1} = \frac{20}{17} = 1.1765$,

$$\sigma_H = \frac{C}{68} \sqrt{T_1 \times \frac{1.1765+1}{1.1765}} = 0.02C \sqrt{T_1}$$

对于齿轮 3、2, $d_3 = z_3 m = 20 \times 4 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$, $u_{32} = \frac{z_2}{z_3} = \frac{68}{20} = 3.4$, 齿轮 3 的转矩

$$T_3 = T_1 \frac{z_3}{z_1} = T_1 \times \frac{20}{17} = 1.1765 T_1, \text{ 则}$$

$$\sigma_H = \frac{C}{80} \sqrt{1.1765 T_1 \times \frac{3.4+1}{3.4}} = 0.015 C \sqrt{T_1}$$

在图 6.8c 中, 对于齿轮 1、3, $d_1 = z_1 m = 20 \times 4 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$, $u_{13} = \frac{z_3}{z_1} = \frac{30}{20} = 1.5$, 则

$$\sigma_H = \frac{C}{80} \sqrt{T_1 \times \frac{1.5+1}{1.5}} = 0.0161 C \sqrt{T_1}$$

对于齿轮 3、2, $d_3 = z_3 m = 30 \times 4 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$, $u_{32} = \frac{z_2}{z_3} = \frac{80}{30} = 2.67$, 齿轮 3 的转矩

$$T_3 = T_1 \frac{z_3}{z_1} = T_1 \times \frac{30}{20} = 1.5 T_1, \text{ 则}$$

$$\sigma_H = \frac{C}{120} \sqrt{1.5 T_1 \times \frac{2.67+1}{2.67}} = 0.0120 C \sqrt{T_1}$$

由上述计算结果可以看出, 在相同的情况下, 图 6.8b 中齿轮 1、3 的齿面接触疲劳强度最差, 因为它们的齿面接触应力值 σ_H 最大。同理也可以看出, 图 6.8c 中齿轮 3、2 的齿面接触疲劳强度最高, 因为它们的齿面接触应力值 σ_H 最小。

6.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 6.1] 与 V 带传动相比, 齿轮传动的主要优点是_____。

- A. 瞬时传动比恒定; 工作可靠, 使用寿命长; 传动效率高, 结构紧凑
- B. 瞬时传动比恒定; 传动平稳, 噪声小; 传动效率低; 结构紧凑
- C. 平均传动比恒定; 工作可靠, 使用寿命长; 传动效率高; 结构简单
- D. 平均传动比恒定; 传动平稳, 噪声小; 传动效率高; 结构简单

[题 6.2] 软齿面闭式齿轮传动的主要失效形式是_____。

- A. 齿面胶合
- B. 齿面疲劳点蚀
- C. 齿面磨损
- D. 软齿折断

[题 6.3] 高速重载齿轮传动, 在润滑不良或散热条件较差时, 最可能出现的失效形式是_____。

- A. 齿面胶合
- B. 齿面疲劳点蚀
- C. 齿面磨损
- D. 轮齿塑性变形

[题 6.4] 提高齿轮的抗疲劳点蚀能力, 可以采取的方法之一是_____。

- A. 减小传动的中心距
- B. 采用闭式传动
- C. 减少齿轮的齿数
- D. 提高齿面的硬度

[题 6.5] 因发生全齿折断而失效的齿轮, 通常是_____。

- A. 人字齿轮

- B. 齿宽较大、齿向受载不均匀的直齿圆柱齿轮
- C. 齿宽较小的直齿圆柱齿轮
- D. 斜齿圆柱齿轮

[题 6.6] 软齿面闭式齿轮传动的设计准则是_____。

- A. 按齿面接触疲劳强度设计,校核齿根弯曲疲劳强度
- B. 按齿根弯曲疲劳强度设计,校核齿面接触疲劳强度
- C. 按齿根弯曲疲劳强度设计,并考虑磨损的影响,将模数适当增大
- D. 按齿面胶合强度设计,校核齿面接触疲劳强度

[题 6.7] 开式齿轮传动的设计准则是_____。

- A. 按齿面接触疲劳强度设计,校核齿根弯曲疲劳强度
- B. 按齿根弯曲疲劳强度设计,校核齿面接触疲劳强度
- C. 按齿根弯曲疲劳强度设计,并考虑磨损的影响,将模数适当增大
- D. 按齿面胶合强度设计,校核齿面接触疲劳强度

[题 6.8] 影响齿轮计算载荷中使用系数的主要因素是_____。

- A. 齿轮制造及装配误差
- B. 原动机与工作机性能
- C. 齿面硬度
- D. 齿轮在轴上的位置

[题 6.9] 齿轮计算载荷中的齿向载荷分布系数与_____无关。

- A. 齿轮的宽度
- B. 原动机与工作机性能
- C. 齿轮所在轴的刚度
- D. 齿轮在轴上的位置

[题 6.10] 齿轮计算载荷中的动载系数,主要是考虑_____引起的附加载荷对齿轮传动的影响。

- A. 齿轮自身制造精度引起的误差
- B. 载荷沿齿宽分布不均匀
- C. 双齿啮合时的载荷分配不均匀
- D. 齿轮以外的其他因素

[题 6.11] 在齿轮热处理加工中,轮齿材料达到_____状态时,将有利于提高齿轮抗疲劳强度和抗冲击载荷作用的能力。

- A. 齿面硬、齿芯脆
- B. 齿面软、齿芯脆
- C. 齿面软、齿芯韧
- D. 齿面硬、齿芯韧

[题 6.12] 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

[题 6.13] 除了调质以外,软齿面齿轮常用的热处理方法还有_____。

- A. 渗碳淬火
- B. 正火
- C. 渗氮
- D. 碳氮共渗

[题 6.14] 按渐开线齿轮精度国家标准,其精度分为_____。

- A. 10 级
- B. 11 级
- C. 12 级
- D. 13 级

[题 6.15] 设计齿轮传动时,选择齿轮加工精度等级时主要考虑_____。

- A. 小齿轮转速
- B. 大齿轮转速
- C. 齿轮的尺寸
- D. 传动的用途及齿轮分度圆处的圆周速度等因素

[题 6.16] 有三个齿轮, 齿轮 1 为标准齿轮, 齿轮 2 为正变位齿轮, 齿轮 3 为负变位齿轮, 它们的模数、齿数和压力角均相同, 则它们的齿形系数关系为_____。

- A. $Y_{F1} > Y_{F2} > Y_{F3}$ B. $Y_{F1} > Y_{F3} > Y_{F2}$
C. $Y_{F3} > Y_{F1} > Y_{F2}$ D. $Y_{F2} > Y_{F1} > Y_{F3}$

[题 6.17] 通常在一对变速齿轮传动中, 两轮齿面接触应力和两轮齿弯曲应力的关系为_____。

- A. $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}, \sigma_{F1} = \sigma_{F2}$ B. $\sigma_{H1} \neq \sigma_{H2}, \sigma_{F1} = \sigma_{F2}$
C. $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}, \sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$ D. $\sigma_{H1} \neq \sigma_{H2}, \sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$

[题 6.18] 在设计直齿圆柱齿轮和斜齿圆柱齿轮时, 通常取小齿轮齿宽大于大齿轮齿宽, 其主要目的在于_____。

- A. 节省材料 B. 保证装配后两轮齿间的接触宽度
C. 提高承载能力 D. 使两齿轮接近等强度

[题 6.19] 斜齿圆柱齿轮的齿数与模数不变, 若增大螺旋角, 则分度圆直径_____。

- A. 不变 B. 增大
C. 减小 D. 不一定增大或减小

[题 6.20] 设计开式齿轮传动时, 在保证不根切的情况下, 宜取较少齿数, 其目的是_____。

- A. 增大重合度, 提高传动平稳性 B. 减小齿面发生胶合的可能性
C. 增大模数, 提高轮齿的抗弯强度 D. 提高齿面接触强度

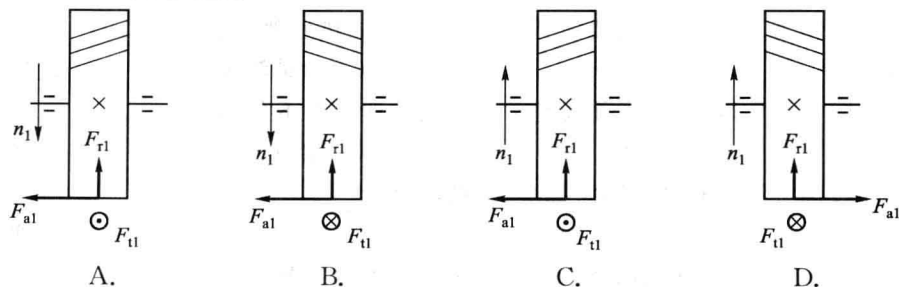
[题 6.21] 已知斜齿圆柱齿轮传动的法面模数 $m_n = 5 \text{ mm}$, 齿数 $z_1 = 21, z_2 = 95$, 螺旋角 $\beta = 13.521^\circ$, 齿宽 $b_1 = 90 \text{ mm}, b_2 = 85 \text{ mm}$, 则该齿轮宽系数 ϕ_d _____。

- A. 0.787 B. 0.833 C. 0.174 D. 0.184

[题 6.22] 直齿锥齿轮传动两轴交角 $\Sigma = 90^\circ$, $z_1 = 20, z_2 = 50$, 则两齿轮的分度锥顶角为_____。

- A. $\delta_1 = 21.801^\circ, \delta_2 = 68.199^\circ$ B. $\delta_1 = 36^\circ, \delta_2 = 54^\circ$
C. $\delta_1 = 54^\circ, \delta_2 = 36^\circ$ D. $\delta_1 = 68.199^\circ, \delta_2 = 21.801^\circ$

[题 6.23] 下列图中的斜齿圆柱齿轮为主动轮, 转动方向及轮齿螺旋线方向如图所示, 则其中受力方向正确的是_____。



二、填空题

[题 6.24] 输入轴与输出轴同心, 主动轴转速与输出轴转速之比为 12, 要求转向相同时可采用_____齿轮传动; 要求转向相反时可采用_____ (均需画出传动简图)。

[题 6.25] 直齿圆柱齿轮的_____模数是标准值, 斜齿圆柱齿轮的_____模数是标准

值,直齿锥齿轮的_____模数是标准值。

[题 6.26] 在齿轮加工中,获得软齿面常用的热处理方法有_____;获得硬齿面常用的热处理方法有_____,_____和_____。

[题 6.27] 在变速齿轮传动中,若大、小齿轮材料相同,但硬度不同,则两齿轮工作中产生的齿面接触应力_____,材料的许用接触应力_____,工作中产生的齿根弯曲应力_____,材料的许用弯曲应力_____。

[题 6.28] 对传递动力的齿轮传动,其模数一般不小于_____ mm,这是因为_____。

[题 6.29] 在设计圆柱齿轮传动时,常取小齿轮齿宽 b_1 大于相啮合大齿轮齿宽 b_2 5~10 mm,这是为了_____。

[题 6.30] 在直齿圆柱齿轮强度计算中,当齿面接触强度足够,而齿根弯曲强度不足时,可用来提高弯曲强度的措施有_____ (保持 d_1 不变,举出两个即可)。

[题 6.31] 在斜齿圆柱齿轮传动中,应保持螺旋角 β 既不过大,也不过小,因为 β 过小,会使得_____,而 β 过大会使得_____。因此,在设计计算中, β 的取值应为_____。

[题 6.32] 在直齿圆柱齿轮传动中,轮齿折断一般发生在_____部位,因为该处_____。为防止轮齿折断,应进行_____计算。

[题 6.33] 在齿轮强度计算中,影响齿面接触应力最主要的几何参数是_____,影响齿根弯曲应力最主要的几何参数是_____。一对标准直齿轮传动,若中心距、传动比等其他条件保持不变,仅增加齿数 z_1 ,而减小模数 m ,则齿轮的齿面接触应力_____。

[题 6.34] 当其他条件不变,作用于齿轮上的载荷增加 1 倍时,其齿根弯曲应力增加到_____倍,接触应力增加到_____倍。

[题 6.35] 在齿轮传动设计中,影响极限弯曲应力 σ_{Flim} 的主要因素是_____,_____,和_____;而影响极限接触应力 σ_{Hlim} 的主要因素是_____和_____。

[题 6.36] 按齿轮结构尺寸的大小不同,齿轮结构形式主要有_____,_____,_____和_____等。

[题 6.37] $x_1 + x_2 = 0$ 的高度变位对齿轮传动的强度无影响,而其中小齿轮采用正变位,可提高_____强度。

[题 6.38] 在增速齿轮传动的强度计算中,转矩 T_1 是指_____齿轮的转矩,齿数比 u 等于_____齿轮的齿数与_____齿轮的齿数之比。

[题 6.39] 齿轮传动的总效率主要由_____,_____和_____组成。

三、问答题

[题 6.40] 试述闭式齿轮传动和开式齿轮传动的设计准则,并说明原因。

[题 6.41] 一对齿轮传动,如何判断大、小齿轮中哪个齿轮的齿面不易产生疲劳点蚀? 哪个齿轮的轮齿不易产生弯曲疲劳折断? 并简述其理由。

[题 6.42] 齿轮在什么情况下发生胶合失效? 提高齿轮抗胶合能力的主要措施有哪些?

[题 6.43] 轮齿折断一般起始于轮齿的哪一侧? 全齿折断和局部齿折断通常在什么情况下发生? 轮齿疲劳折断和过载折断的特征是什么?

[题 6.44] 为什么要用计算载荷设计齿轮传动? 计算载荷与名义载荷之间有何种关系? 载荷系数主要考虑了哪些因素?

[题 6.45] 常用的齿轮材料是什么? 选择齿轮材料的原则是什么?

[题 6.46] 渐开线齿轮的精度等级分几级? 选择齿轮精度等级主要考虑哪些因素? 举例说明带式运输机、普通车床变速箱及汽车变速箱的齿轮精度等级范围。

[题 6.47] 试述下列齿轮材料常用的热处理方法及其齿面硬度范围。

45、20Cr、40Cr、20CrMnTi、38CrMoAlA、ZG340-640、HT250。

[题 6.48] 在齿轮强度计算中引入使用系数 K_A 和动载系数 K_v 的目的是什么? 其主要影响因素是什么?

[题 6.49] 在齿轮强度计算中引入齿向载荷分布系数 K_β 和齿间载荷分配系数 K_α 的目的是什么? 其主要影响因素是什么? 如何减小 K_β ?

[题 6.50] 齿轮传动双向转动并传递转矩时与单向转动相比,对其齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度各有什么影响?

[题 6.51] 试述直齿圆柱齿轮齿面接触应力计算式推导中的力学模型是如何建立的? 计算何处的应力? 运用什么计算公式来计算?

[题 6.52] 试述直齿圆柱齿轮根弯曲应力计算式推导中的力学模型是如何建立的? 危险截面如何确定? 力作用点在何处? 运用什么计算公式来计算?

[题 6.53] 试述直齿锥齿轮传动与圆柱齿轮传动相比,在强度计算方面有何异同?

[题 6.54] 试说明在齿轮接触应力计算式和弯曲应力计算式中是如何考虑变位系数对齿轮强度影响的?

[题 6.55] 在确定齿轮传动的许用应力时,获得极限应力 σ_{Hlim} 和 σ_{Flim} 的试验条件是什么?

[题 6.56] 在两级圆柱齿轮传动中,如其中有一级用斜齿圆柱齿轮传动,它一般被用在高速级还是低速级? 为什么?

[题 6.57] 试述齿形系数 Y_F 的物理意义,并说明齿形系数与哪些因素有关? 为什么齿形系数 Y_F 与模数 m 无关? 同一齿数的直齿圆柱齿轮、斜齿圆柱齿轮和直齿锥齿轮的 Y_F 值是否相同? 为什么?

[题 6.58] 试述寿命系数 Z_N 、 Y_N 在齿轮强度计算中的意义,其值与哪些因素有关?

[题 6.59] 试说明齿轮传动的接触疲劳强度最小安全系数 S_{Hmin} 可以使用小于 1 的数值的道理。

[题 6.60] 什么叫齿廓修形? 正确的齿廓修形对载荷系数中的哪个系数有影响?

[题 6.61] 齿轮的主要结构形式有哪些? 如何选择? 为什么齿轮和轴往往分开制造? 什么情况下加工成齿轮轴?

[题 6.62] 直齿锥齿轮受力分析为什么要按齿宽中点受力计算? 其齿宽中齿分度圆直径 d_{m1} 、 d_{m2} 应如何计算?

[题 6.63] 有一对直齿圆柱齿轮,若小齿轮齿数为 z_1 , 转速为 n_1 , 转矩为 T_1 , 大齿轮齿数为 z_2 。试问:在设计减速齿轮传动与增速齿轮传动时,代入齿轮强度计算公式的参数有什么不同? 选择的齿宽系数有什么不同? 求得的计算结果是哪个齿轮的尺寸?

[题 6.64] 齿轮润滑的目的是什么? 应如何选择润滑方式和润滑剂?

[题 6.65] 试述调质处理和渗碳淬火处理的 7 级精度钢制齿轮的制造工艺过程。

四、受力和计算题

[题 6.66] 有一斜齿圆柱齿轮传动如图 6.9 所示。已知齿数 $z_1 = 23$, $z_2 = 75$, 法面模数

$m_n = 3 \text{ mm}$, 法面压力角 $\alpha_n = 20^\circ$, 中心距 $a = 150 \text{ mm}$, 小齿轮转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 传递功率 $P_1 = 5.4 \text{ kW}$ 。试求:

- (1) 此齿轮传动的螺旋角 β 。
- (2) 小齿轮分度圆直径 d_1 及其所受的转矩 T_1 。
- (3) 这对齿轮在节点 C 处所受三对分力 F_{t1} 、 F_{t2} 、 F_{r1} 、 F_{r2} 和 F_{a1} 、 F_{a2} 的大小与方向(在图上画出各力的方向)。

[题 6.67] 图 6.10 所示为一蜗杆—圆柱斜齿轮—直齿锥齿轮三级传动, 已知蜗杆为主动件, 且按图示方向转动。试在图中绘出:

- (1) 各轮转向。
- (2) 使 II、III 轴所受轴向力较小时的圆柱斜齿轮轮齿的螺旋线方向。
- (3) 圆柱斜齿轮 3 在啮合点所受各分力 F_{t3} 、 F_{r3} 、 F_{a3} 的方向。

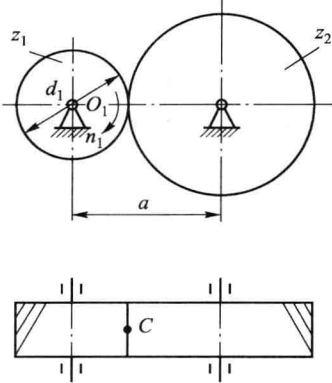


图 6.9 斜齿圆柱齿轮传动

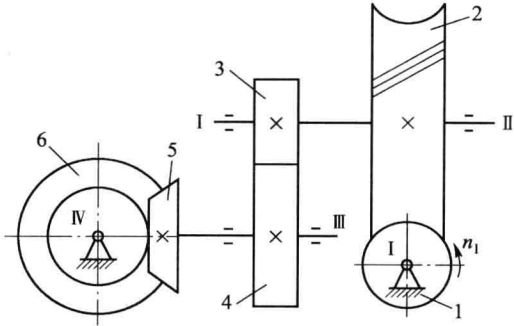


图 6.10 蜗杆—圆柱斜齿轮—直齿锥齿轮三级传动

[题 6.68] 图 6.11 所示为斜齿轮—锥齿轮—蜗杆传动机构, 试回答问题:

- (1) 合理确定斜齿轮 1、2 和蜗杆 5、蜗轮 6 的螺旋线方向。
- (2) 画出斜齿轮 2、锥齿轮 3 及蜗轮 6 所受分力的方向。
- (3) 标出各传动件的回转方向。

[题 6.69] 试计算单级斜齿圆柱齿轮传动的主要参数。已知: 输入功率 $P_1 = 5.5 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 480 \text{ r/min}$, $n_2 = 150 \text{ r/min}$, 初选参数 $z_1 = 28$, $\beta = 12^\circ$, 齿宽系数 $\phi_d = 1.1$, 按齿面接触疲劳强度计算得小齿轮分度圆直径 $d_1 = 70.13 \text{ mm}$ 。试求法面模数 m_n 、中心距 a 、螺旋角 β 、小齿轮齿宽 b_1 和大齿轮齿宽 b_2 。

[题 6.70] 有一传动装置, 输入转矩为 T_1 , 输出转矩为 T_2 , 传动比为 i , 总效率为 η , 试证明 $T_2 = T_1 i \eta$ 。

[题 6.71] 圆锥—圆柱齿轮减速器如图 6.12 所示。已知直齿锥齿轮的齿数 $z_1 = 27$ 、 $z_2 = 82$, 大端模数 $m = 3 \text{ mm}$, 齿宽 $b = 35 \text{ mm}$, 小锥齿轮转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 传递功率 $P_1 = 5.1 \text{ kW}$; 斜齿圆柱齿轮的

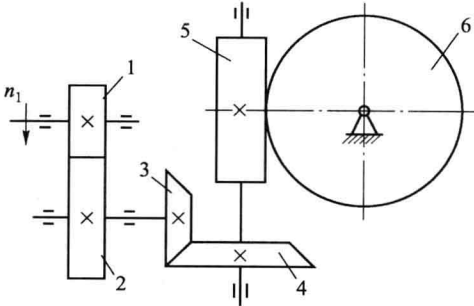


图 6.11 斜齿轮—锥齿轮—蜗杆传动机构

齿数 $z_3 = 23, z_4 = 77$, 法面模数 $m_n = 4 \text{ mm}$, 法面压力角 $\alpha_n = 20^\circ$, 中心距 $a = 405 \text{ mm}$ 。试求:

(1) 锥齿轮传动的锥顶距 R , 分度锥顶角 δ_1 、 δ_2 , 小齿轮齿宽中点分度圆直径 d_{m1} 。

(2) 斜齿圆柱齿轮的螺旋角 β , 两齿轮的分度圆直径 d_3, d_4 。

(3) 确定小锥齿轮转向, 使中间轴上两齿轮的轴向力方向相反。

(4) 计算齿轮 2、齿轮 3 所受的力, 并按(3)中确定的转向, 在图中画出各个分力的方向。

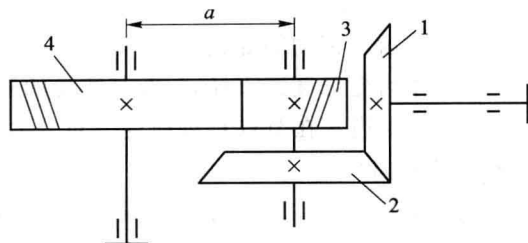


图 6.12 圆锥-圆柱齿轮减速器

[参考答案]

一、单项选择题

- | | | | | | | | | | |
|----------|---|----------|---|----------|---|----------|---|----------|---|
| [题 6.1] | A | [题 6.2] | B | [题 6.3] | A | [题 6.4] | D | [题 6.5] | C |
| [题 6.6] | A | [题 6.7] | C | [题 6.8] | B | [题 6.9] | B | [题 6.10] | A |
| [题 6.11] | D | [题 6.12] | C | [题 6.13] | B | [题 6.14] | D | [题 6.15] | D |
| [题 6.16] | C | [题 6.17] | C | [题 6.18] | B | [题 6.19] | B | [题 6.20] | C |
| [题 6.21] | A | [题 6.22] | A | [题 6.23] | A | | | | |

二、填空题

[题 6.24] 二级同轴式 二级同轴式齿轮传动, 其中一级中有惰轮

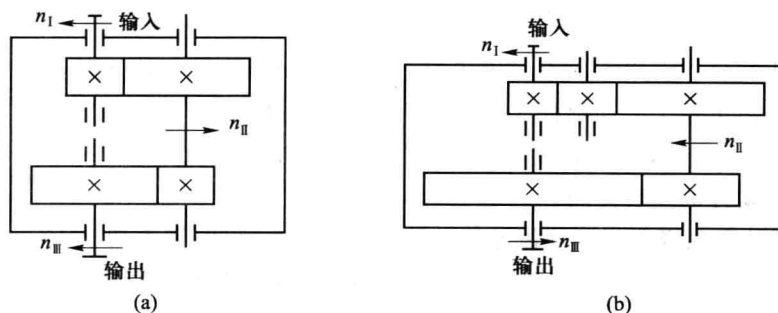


图 6.13

[题 6.25] 端面 法面 大端

[题 6.26] 调质 正火 整体淬火 表面淬火 渗碳淬火 化学热处理

[题 6.27] 相同 不相同 不相同 不相同

[题 6.28] 1.5~2 模数太小, 过载时容易发生轮齿折断现象, 造成严重事故, 为避免发生这种现象, 要求动力齿轮的模数不能太小

[题 6.29] 满足啮合宽度 b_2

[题 6.30] 提高齿面硬度, 减少齿数, 增大模数

[题 6.31] 斜齿轮的优点不显著 轮齿上的轴向分力过大 $8^{\circ} \sim 12^{\circ}$

[题 6.32] 齿根 应力集中大 齿根弯曲疲劳强度

[题 6.33] 分度圆直径 d 模数 (m 或 m_n) 不变

[题 6.34] $2\sqrt{2}$

[题 6.35] 材料 齿面硬度 应力循环特性 r 材料 齿面硬度

[题 6.36] 实心式齿轮 齿轮轴 腹板式齿轮 轮辐式齿轮

[题 6.37] 齿面接触强度和齿根弯曲

[题 6.38] 小 大 小

[题 6.39] 轴承效率 搅油效率 啮合效率

三、问答题

[题 6.40] [答] 闭式齿轮传动的主要失效形式是齿面点蚀和轮齿折断,因此要进行齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度计算。因为齿面点蚀是软齿面闭式齿轮传动最主要的失效形式,故通常按齿面接触疲劳强度进行设计,然后校核齿根弯曲疲劳强度;而硬齿面闭式齿轮传动抗点蚀能力强,轮齿折断是其最主要的失效形式,故通常按齿根弯曲疲劳强度进行设计,然后校核齿面接触疲劳强度。

开式齿轮传动的主要失效形式是磨损和因磨损严重使齿厚太薄导致的轮齿折断,因此要按齿根弯曲疲劳强度进行设计,并考虑磨损的影响适当增大模数。因为开式齿轮传动通常无齿面点蚀,故不需校核齿面接触疲劳强度。

[题 6.41] [答] (1) 大、小齿轮的材料与热处理硬度及循环次数 N 不等,通常 $[\sigma]_{H1} > [\sigma]_{H2}$, 而 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$, 故小齿轮齿面接触疲劳强度较高,不易出现疲劳点蚀。

(2) 比较大、小齿轮的 $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}Y_{S1}}$ 与 $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}Y_{S2}}$, 若 $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}Y_{S1}} < \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}Y_{S2}}$, 则表明小齿轮的弯曲疲劳强度低于大齿轮,易产生弯曲疲劳折断;反之亦然。

[题 6.42] [答] 高速重载齿轮传动,当润滑不良时,易产生胶合失效。

减小模数,降低齿高,降低滑动系数;提高齿面硬度;降低齿面的表面粗糙度值;采用抗胶合润滑油等措施都有助于提高齿轮抗胶合的能力。

[题 6.43] [答] 由于轮齿材料对拉应力敏感,故疲劳裂纹往往从齿根受拉侧开始发生,所以轮齿折断通常起始于轮齿受拉应力的一侧。

直齿轮易发生全齿折断,斜齿轮和人字齿轮易发生局部齿折断。

疲劳折断的断口由光滑区和粗糙区两部分组成,而过载折断的断口只有粗糙区。

[题 6.44] [答] 齿轮在工作中,其承载能力和使用寿命将受到原动机、工作机、齿轮加工及装配精度等多个因素的影响,而依据理论计算得到的名义载荷并没有考虑这些影响,因此计算载荷是以名义载荷为基础,同时考虑其他因素对齿轮传动影响的当量载荷。利用计算载荷进行齿轮传动设计,其计算结果更符合实际工况:

计算载荷 = 载荷系数 $\times$ 名义载荷

$$\text{载荷系数 } K = K_A K_v K_\beta K_\alpha$$

式中: K_A ——使用系数,考虑原动机性能、工作机性能、载荷特性等齿轮外部因素引起的附加动载荷对齿轮受力的影响。

K_v ——动载系数,考虑制造精度、运转速度等轮齿内部因素引起的附加动载荷对齿轮受力的影响。

K_β ——齿向载荷分布系数,考虑沿齿宽方向载荷分布不均匀对轮齿应力的影响。

K_α ——齿间载荷分配系数,考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀对轮齿应力的影响。

[题 6.45][答] 常用的齿轮材料是钢、铸铁、有色金属和非金属。

选择齿轮材料的原则:① 齿面要有足够的硬度;② 齿芯有足够的强度和韧性;③ 具有良好的机械加工工艺性和热处理工艺性;④ 价格价廉,货源充足,供应方便。

[题 6.46][答] 按 GB/T 10095.1—2008、GB/T 10095.2—2008,渐开线齿轮的精度从 0 级至 12 级,共分 13 级,0 级精度最高,12 级精度最低。

选择齿轮精度等级主要考虑的因素有传动的用途、使用要求、传递功率、圆周速度等。

常用带式运输机的齿轮精度等级为 8、9 级,普通车床变速箱的齿轮等级为 7、8 级,汽车变速箱的齿轮精度等级为 6、7 级。

[题 6.47][答]

材料	45			20Cr	40Cr		20CrMnTi	38CrMoAlA	ZG340—640	HT250
热处理方法	正火	调质	调质— 表面淬火	渗碳— 淬火	调质	调质— 表面淬火	渗碳— 淬火	调质— * 渗氮	正火	人工时效
齿面硬度范围	162~ 217HBW	217~ 255HBW	40~ 50HRC	56~ 62HRC	241~ 286HBW	48~ 55HRC	54~ 62HRC	>850HV	179~ 240HBW	170~ 240HBW

[题 6.48][答] 在齿轮强度计算中引入使用系数 K_A 和动载荷系数 K_v 的目的是考虑由于齿轮啮合外部因素引起的附加动载荷和由于齿轮啮合内部因素引起的附加动载荷对轮齿受力的影响。影响 K_A 的主要因素是原动机和工作机的性能和载荷性质;影响 K_v 的主要因素是齿轮制造的基节误差和齿形误差引起的传动误差、齿轮的圆周速度和齿轮的啮合刚度等。

[题 6.49][答] 在齿轮强度计算中引入齿向载荷分布系数 K_β 和齿间载荷分配系数 K_α 的目的是考虑齿轮工作时轮齿所承载荷沿齿宽方向分布不均匀和载荷在同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀对齿面接触应力和齿根弯曲应力的影响。影响 K_β 的主要因素:齿轮的制造和安装误差,轮齿、轴系及机体的刚度,齿轮在轴上相对于轴承的位置,轮齿的宽度及齿面硬度等;影响 K_α 的主要因素:轮齿的制造误差、轮齿的啮合刚度、齿轮啮合的重合度和齿轮跑合情况等。减小 K_β 的措施见[例 6.2]答案。

[题 6.50][答] 齿轮传动双向转动并传递转矩时与单向转动相比,对其齿面接触疲劳强度无影响。因为双向转动时,相啮合的是轮齿的两个齿面,齿面接触应力 σ_H 的大小和应力循环特性同单向转动时一样,许用接触应力 $[\sigma]_H$ 也一样。但对其齿根弯曲疲劳强度则有影响,因为双向转动时,相啮合的轮齿在齿根处两侧反复受拉,虽然齿根弯曲应力 σ_F 的大小同单向转动时一样,但应力循环特性 r 由 0 变为 -1,许用弯曲应力 $[\sigma]_F$ 比单向转动时减小 30%,因此双向转动时齿轮传动的齿根弯曲疲劳强度降低了。

[题 6.51][答] 齿轮传动是通过轮齿之间的相互啮合传递运动和动力的,相互啮合的轮齿为

高副接触,接触线所受法向力使接触区域产生接触应力。由渐开线成形原理可知,渐开线上任意一点的曲率半径都是不同的,但轮齿齿廓以任何一点的曲率半径都可以等效成一个圆柱体。因此,在推导直齿圆柱齿轮齿面接触应力 σ_H 的计算公式时,其力学模型是一对轴线平行的圆柱滚子相接触。产生接触应力最大的计算点应是单对齿啮合区的下界点,但与节点处的接触应力相差不大,因此为简化计算,通常是按节点处计算齿面接触应力 σ_H 。 σ_H 可用赫兹公式来计算,即 $\sigma_H = Z_E \sqrt{F_n / (L \rho_\Sigma)}$ 。参见主教材第101页图6.14。

[题6.52][答] 齿轮在传递运动和动力过程中,接触点所受法向力对轮齿根部产生弯矩和弯曲应力,由于轮缘刚度较大,因此在弯曲应力计算时,将轮齿简化成悬臂梁。危险截面的位置利用 30° 切线法来确定(过法向力与齿廓对称线的交点,作与齿廓对称线成 30° 角的斜线,左、右斜线与齿根圆弧相切点之间的距离,即为危险截面的宽度)。为了简化计算,按全部载荷作用于齿顶来计算。然后引入小于1的重合度系数 Y_ϵ ,将其折算为载荷作用于单对齿啮合区上界点的齿根弯曲应力。利用材料力学弯曲应力计算公式 $\sigma_F = M/W$,便推导出了目前应用的齿根弯曲应力计算式。参见主教材第106页图6.17。

[题6.53][答] 直齿锥齿轮传动与圆柱齿轮传动相比,在强度计算方面的相同之处是将直齿锥齿轮转化为当量直齿圆柱齿轮后采用相同的强度计算公式。不同之处:①因齿廓精度低,承载能力比当量直齿圆柱齿轮差,因此在强度计算时取有效齿宽 $b_f = 0.85b$ (b 为实际齿宽)。②因传动精度低,在强度计算中不考虑重合度的影响,不计 K_α 。参见主教材第130页图6.38b。

[题6.54][答] 在齿轮接触应力计算中是通过节点区域系数 Z_H 来考虑变位系数对齿面接触强度的影响的;而在齿轮弯曲应力计算式中是通过齿形系数 Y_F 和应力修正系数 Y_S 来考虑变位系数对齿轮弯曲强度的影响的。

[题6.55][答] 试验条件是: $m = 3 \sim 5 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $b = 10 \sim 50 \text{ mm}$, 齿面的表面粗糙度值为 $Ra 3 \mu\text{m}$, 齿根过渡表面的表面粗糙度值为 $Ra 10 \mu\text{m}$, 节线速度 $v = 10 \text{ m/s}$, 矿物油润滑, 失效概率为1%。

[题6.56][答] 斜齿圆柱齿轮传动应用在高速级。因为斜齿圆柱齿轮传动的轮齿是逐渐进入啮合和脱离啮合的,传动比较平稳,适用于高速传动。同时,高速级传递的扭矩较小,斜齿轮产生的轴向力也较小,有利于轴承部件的设计。

[题6.57][答] 齿形系数 Y_F 反映了轮齿几何形状对齿根弯曲应力 σ_F 的影响。其主要影响因素:齿数 z 、变位系数 x 、压力角 α 、齿顶高系数 h_a^* 、齿根过渡曲线的曲率半径 ρ_{a0} 等。由于模数 m 变化时,齿廓随之放大或缩小,但形状不变,因此齿形系数 Y_F 与模数 m 无关。因为直齿轮的齿形系数是根据齿数 z 查得的,斜齿轮和锥齿轮的齿形系数是用当量齿数 z_v 查得的,而斜齿轮的当量齿数 $z_v = z / \cos^3 \beta$,锥齿轮的当量齿数 $z_v = z / \cos \delta$ (β 为螺旋角, δ 为锥顶角),所以同一齿数的直齿圆柱齿轮、斜齿圆柱齿轮和直齿锥齿轮的齿形系数 Y_F 是不相同的。

[题6.58][答] 在齿轮强度计算中,当设计齿轮为有限寿命时,利用寿命系数 Z_N 对齿轮的齿面接触疲劳强度极限应力 σ_{Hlim} 试验值进行修正,利用寿命系数 Y_N 对齿轮的齿根弯曲疲劳强度极限应力 σ_{Flim} 试验值进行修正,使齿轮许用应力的计算更符合设计工况。

寿命系数 Z_N 、 Y_N 主要与应力循环基数 N_0 、疲劳曲线指数 m 及所设计齿轮的应力循环次数 N 有关。

$$N = 60naL_{10h}$$

式中: n ——齿轮的转速;

α ——齿轮转一周同一侧齿面啮合的次数;

L_{10h} ——齿轮的使用寿命。

[题 6.59] [答] 齿轮许用接触应力的计算式为 $[\sigma]_H = \sigma_{Hlim} Z_N / S_H$ 。而齿轮材料的齿面接触疲劳强度极限应力 σ_{Hlim} 是在一定的试验条件下获得的, 其中条件之一就是假设齿轮的失效概率为 1%。因此, 当设计的齿轮允许失效概率大于 1% 时, 可以通过将 S_{Hlim} 取值小于 1 的方法来提高材料的许用接触应力, 更加充分地发挥齿轮材料的性能。

[题 6.60] [答] 齿廓修形是根据相互啮合两齿轮的加工及实际啮合情况, 利用机械加工方法改变齿顶渐开线形状, 使轮齿实际进入啮合点与理论啮合点尽可能接近, 消除由于轮齿提前进入啮合所引起的啮入冲击, 这种对轮齿齿廓的修正方法叫做齿廓修形。参见主教材第 98 页图 6.10。

齿廓修形主要影响动载系数 K_v 。

[题 6.61] [答] 齿轮的主要结构形式有齿轮轴、实心式齿轮、腹板式齿轮、轮辐式齿轮、镶套式齿轮和焊接式齿轮等。设计时通常要根据齿轮直径尺寸大小、材料和加工方法来选择齿轮的结构形式。为了合理使用及节省材料, 并有利于根据不同需要采用不同的热处理方式, 便于更换失效的齿轮而充分利用轴, 以降低成本, 齿轮与轴通常是分开制造的。只有当圆柱齿轮的孔键槽底面与齿根圆之间的径向厚度 $e \leq 2.5m$ (或 $2.5m_n$), 或锥齿轮小端的孔键槽底面与齿根圆之间的径向厚度 $e < 1.6m$ 时, 为防止发生齿体的开裂破坏, 才将齿轮与轴做成一体, 即齿轮轴。

[题 6.62] [答] 因为直齿锥齿轮的轮齿齿廓由大端到小端逐渐收缩, 为了简化计算, 取齿宽中点处的齿廓为强度计算的基准。因此, 在对直齿锥齿轮进行受力分析时也要按齿宽中点处来计算其受力, 如 $F_t = 2T_1/d_{m1}$, 式中 d_{m1} 是锥齿轮 1 的齿宽中点分度圆直径。 $d_{m1} = d_1(R - 0.5b)/R = d_1(1 - 0.5\phi_R)$, $d_{m2} = d_2(1 - 0.5\phi_R)$, 式中 d_1 、 d_2 分别是锥齿轮 1、2 大端的分度圆直径, b 为齿宽, R 为锥顶距, $\phi_R = b/R$ 为锥齿轮的齿宽系数。参见主教材第 130 页图 6.38b。

[题 6.63] [答] 在设计减速齿轮传动时, 代入齿轮强度计算公式中参数是小齿轮 1 的, 如 T_1 、 z_1 , 但 $u = z_2/z_1$, $\phi_d = b/d_1$ (软齿面齿轮 $b_1 > b_2$, $b = b_2$), 求得的计算结果是主动轮齿轮 1 的尺寸, 如 d_1 或 $m(m_n)$ 。

在设计增速齿轮传动时代入齿轮强度计算公式中的参数是大齿轮 2 的, 如 T_2 、 z_2 , 但 $u = \frac{z_2}{z_1}$, $\phi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{ub}{d_2}$ (软齿面齿轮 $b_1 > b_2$, $b = b_2$), 求得的计算结果是主动轮为齿轮 2 时的尺寸, 如 d_2 或 $m(m_n)$ 。

[题 6.64] [答] 齿轮润滑的目的是为了减小摩擦与磨损, 散热冷却及防锈。

润滑方式和齿轮传动的工作方式有关, 对开式或半开式齿轮传动一般采用人工定期加润滑油或润滑脂; 对闭式齿轮传动, 按齿轮的圆周速度大小来选择, 如 $v \leq 10$ m/s 时可采用浸油润滑, $v > 10$ m/s 时宜采用喷油润滑。而润滑剂的选择则要考虑载荷的大小、齿轮的圆周速度和工作条件等因素, 通常低速轻载的开式、半开式齿轮传动可选用润滑脂润滑或定期滴油, 闭式齿轮传动则选用油润滑。齿轮的圆周速度越高, 则油的粘度应越小, 以减小搅油损失。

[题 6.65] [答] 调质处理的 7 级精度钢制齿轮的制造工艺过程如下:

加工齿轮毛坯 → 调质 → 切齿。

渗碳淬火处理的 7 级精度钢制齿轮的制造工艺过程：

加工齿轮毛坯→切齿→渗碳→淬火→磨齿。

四、受力分析与计算题

[题 6.66] [解]

(1) 由 $a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$ 得

$$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \frac{3 \times (23 + 75)}{2 \times 150} = 0.98$$

所以 $\beta = \arccos\beta = 11.478^\circ$

(2) $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{3 \times 23}{\cos 11.478^\circ} \text{ mm} = 70.408 \text{ mm}$

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5.4}{960} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ = 5.37 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(3) 这对齿轮在节点 C 处所受三对分力的方向如图 6.14 所示, 其大小为

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 5.37 \times 10^4}{70.408} \text{ N} = 1525 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \tan d_t = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 1525 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 11.478^\circ} \text{ N} = 566.4 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \beta = 1525 \times \tan 11.478^\circ \text{ N} = 309.7 \text{ N}$$

[题 6.67] [解]

(1) 各轴转动方向如图 6.15 所示。

(2) 圆柱斜齿轮 3 的螺旋线方向为左旋, 圆柱斜齿轮 4 的螺旋线方向为右旋。

(3) 圆柱斜齿轮 3 所受各分力 (F_{t3} 、 F_{r3} 、 F_{a3}) 的方向如图 6.15 所示。

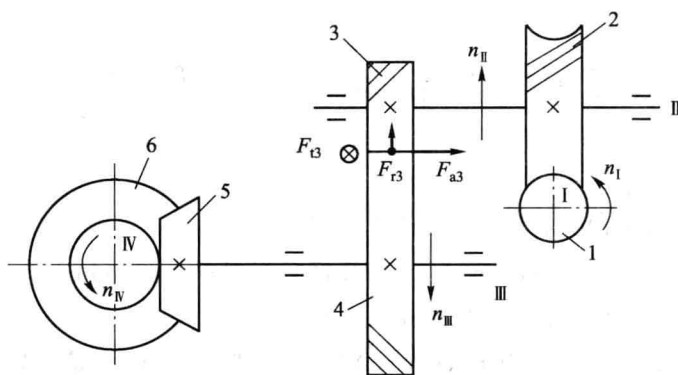


图 6.15

[题 6.68] [解]

(1) 为使各中间轴上传动件的轴向力相互抵消一部分, 斜齿轮 1 的螺旋线方向为左旋, 斜齿轮 2 的螺旋线方向为右旋, 蜗杆 5 和蜗轮 6 的螺旋线方向都为右旋, 如图 6.16 所示。

(2) 斜齿轮 2、锥齿轮 3 及蜗轮 6 所受各分力及方向如图 6.16 所示。

(3) 各传动件的传动方向如图 6.16 所示。

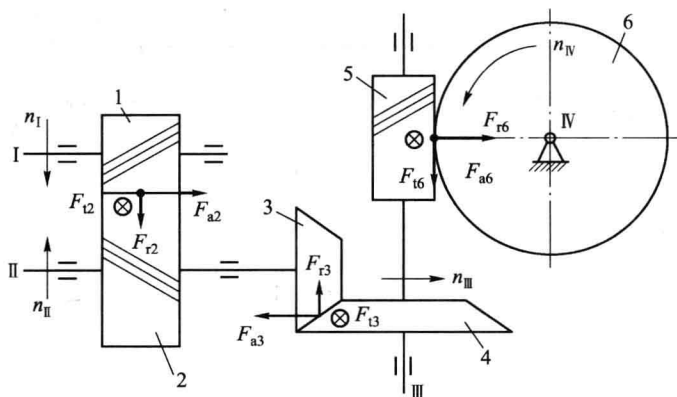


图 6.16

[题 6.69] [解]

(1) 法面模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{70.13 \times \cos 12^\circ}{28} \text{ mm} = 2.114 \text{ mm}$$

圆整为标准值, 取 $m_n = 2.5 \text{ mm}$ 。 $m_n = 2.25 \text{ mm}$ 为第二系列的标准模数, 尽量少选。

(2) 中心距 a

因为齿数比 $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{480}{150} = 3.2$, 故 $z_2 = uz_1 = 3.2 \times 28 = 89.6$, 取 $z_2 = 89$, 则

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2.5 \times (28 + 89)}{2 \times \cos 12^\circ} \text{ mm} = 149.5 \text{ mm}$$

圆整为 $a = 150 \text{ mm}$ 。

(3) 螺旋角 β

$$\beta = \arccos \left[\frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} \right] = \arccos \left[\frac{2.5 \times (28 + 89)}{2 \times 150} \right] = 12.839^\circ$$

(4) 齿轮宽度 b_1, b_2

因 $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2.5 \times 28}{\cos 12.839^\circ} \text{ mm} = 71.795 \text{ mm}$, 故

$$b = \phi_d d_1 = 1.1 \times 71.795 \text{ mm} = 78.97 \text{ mm}$$

取 $b_2 = 80 \text{ mm}$, $b_1 = b_2 + 5 \text{ mm} = 85 \text{ mm}$ 。

[题 6.70] [解] 设输入功率为 $P_1 (\text{kW})$, 输出功率为 $P_2 (\text{kW})$; 输出转速为 $n_1 (\text{r/min})$, 输出轴转速为 $n_2 (\text{r/min})$ 。

因为

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}$$

所以

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6}, P_2 = \frac{T_2 n_2}{9.55 \times 10^6}$$

即

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 n_2 / (9.55 \times 10^6)}{T_1 n_1 / (9.55 \times 10^6)} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1}$$

又因为 $i = \frac{n_1}{n_2}$, 所以

$$T_2 = T_1 i \eta$$

[题 6.71] [解]

(1) 锥顶距 R

$$d_1 = m z_1 = 3 \times 27 \text{ mm} = 81 \text{ mm}, d_2 = m z_2 = 3 \times 82 \text{ mm} = 246 \text{ mm}$$

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{d_1^2 + d_2^2} = \frac{1}{2} \times \sqrt{81^2 + 246^2} \text{ mm} = 129.496 \text{ mm}$$

分度锥顶角 δ_1, δ_2

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{d_1}{d_2}\right) = \arctan\left(\frac{81}{246}\right) = 18.225^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 71.775^\circ$$

小齿轮齿宽中点分度圆直径 d_{m1}

$$d_{m1} = d_1 \frac{R - 0.5b}{R} = 81 \times \frac{129.496 - 0.5 \times 35}{129.496} \text{ mm} = 70.054 \text{ mm}$$

(2) 求斜齿圆柱齿轮的螺旋角 β

$$\beta = \arccos\left[\frac{m_n(z_3 + z_4)}{2a}\right] = \arccos\left[\frac{4 \times (23 + 77)}{2 \times 405}\right] = 9.01245^\circ$$

斜齿圆柱齿轮分度圆直径

$$d_3 = \frac{m_n z_3}{\cos\beta} = \frac{4 \times 23}{\cos 9.01245^\circ} \text{ mm} = 93.150 \text{ mm}$$

$$d_4 = \frac{m_n z_4}{\cos\beta} = \frac{4 \times 77}{\cos 9.01245^\circ} \text{ mm} = 311.850 \text{ mm}$$

(3) 小锥齿轮的转动方向如图 6.17 所示, 可使中间轴上两齿轮的轴向分力方向相反。

(4) 计算齿轮 2、3 所受的力

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5.1}{960} \text{ N} \cdot \text{mm} = 5.07 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 5.07 \times 10^4}{70.054} \text{ N} = 1447.5 \text{ N} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \tan\alpha_n \cos\delta_1 = 1447.5 \times \tan 20^\circ \times \cos 18.225^\circ \text{ N} = 500.4 \text{ N} = F_{a2}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \tan\alpha_n \sin\delta_1 = 1447.5 \times \tan 20^\circ \times \sin 18.225^\circ \text{ N} = 164.8 \text{ N} = F_{r2}$$

即 $F_{t2} = 1447.5 \text{ N}$, $F_{a2} = 500.4 \text{ N}$, $F_{r2} = 164.8 \text{ N}$, 它们的方向见图 6.17。

$$T_{II} = T_1 i_{I II} = T_1 \frac{z_2}{z_1} = 5.07 \times 10^4 \times \frac{82}{27} \text{ N} \cdot \text{mm} = 1.54 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

所以

$$F_{t3} = \frac{2T_{II}}{d_3} = \frac{2 \times 1.54 \times 10^5}{93.150} \text{ N} = 3306.5 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} = 3306.5 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9.01245^\circ} = 1218.5 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \tan \beta = 3\,306.5 \times \tan 9.01245^\circ = 524.4 \text{ N}$$

它们的方向见图 6.17。

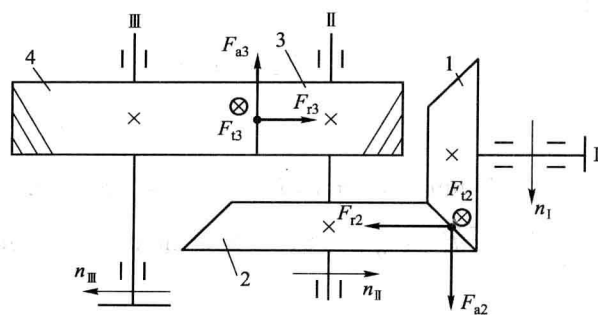
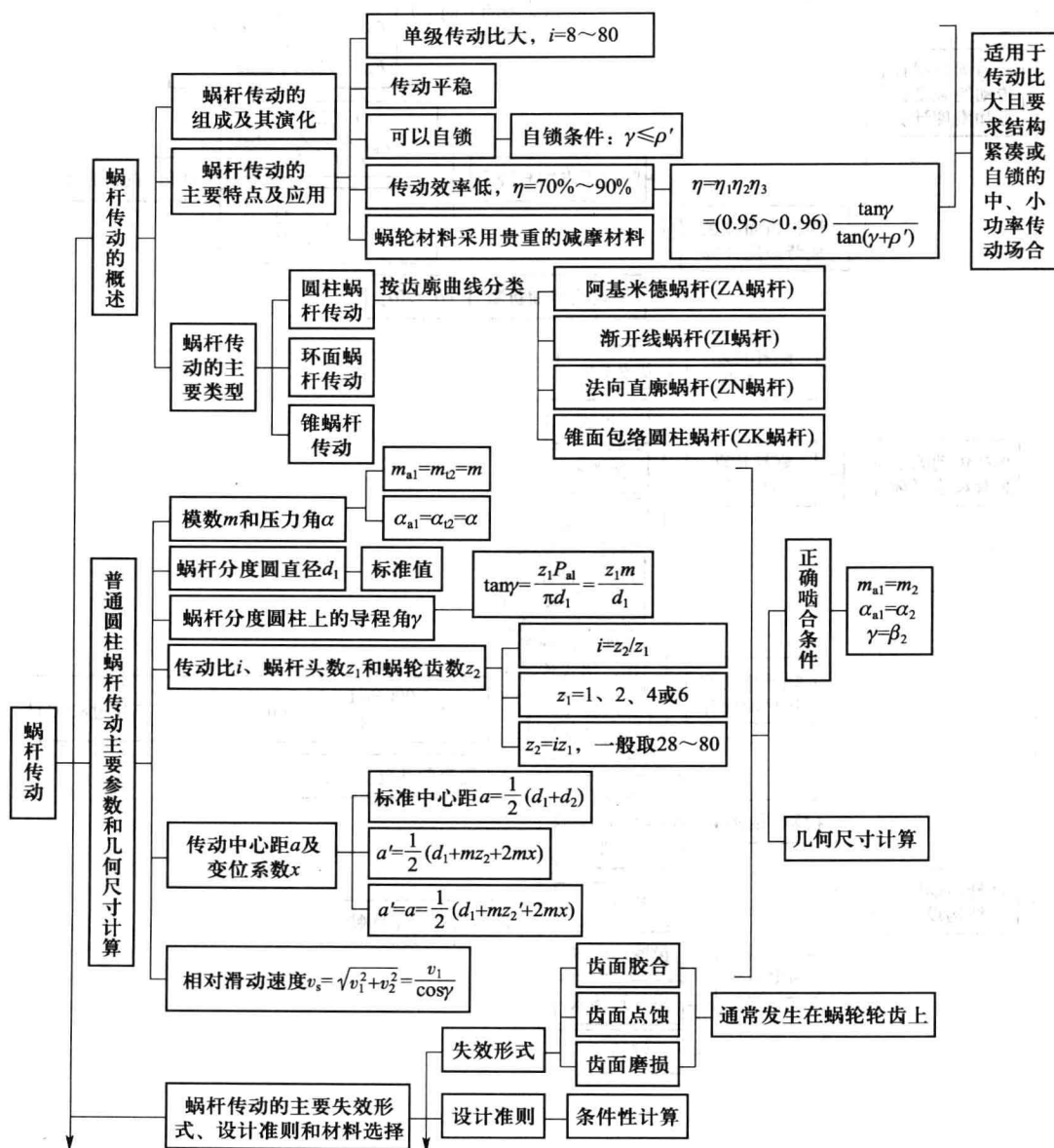
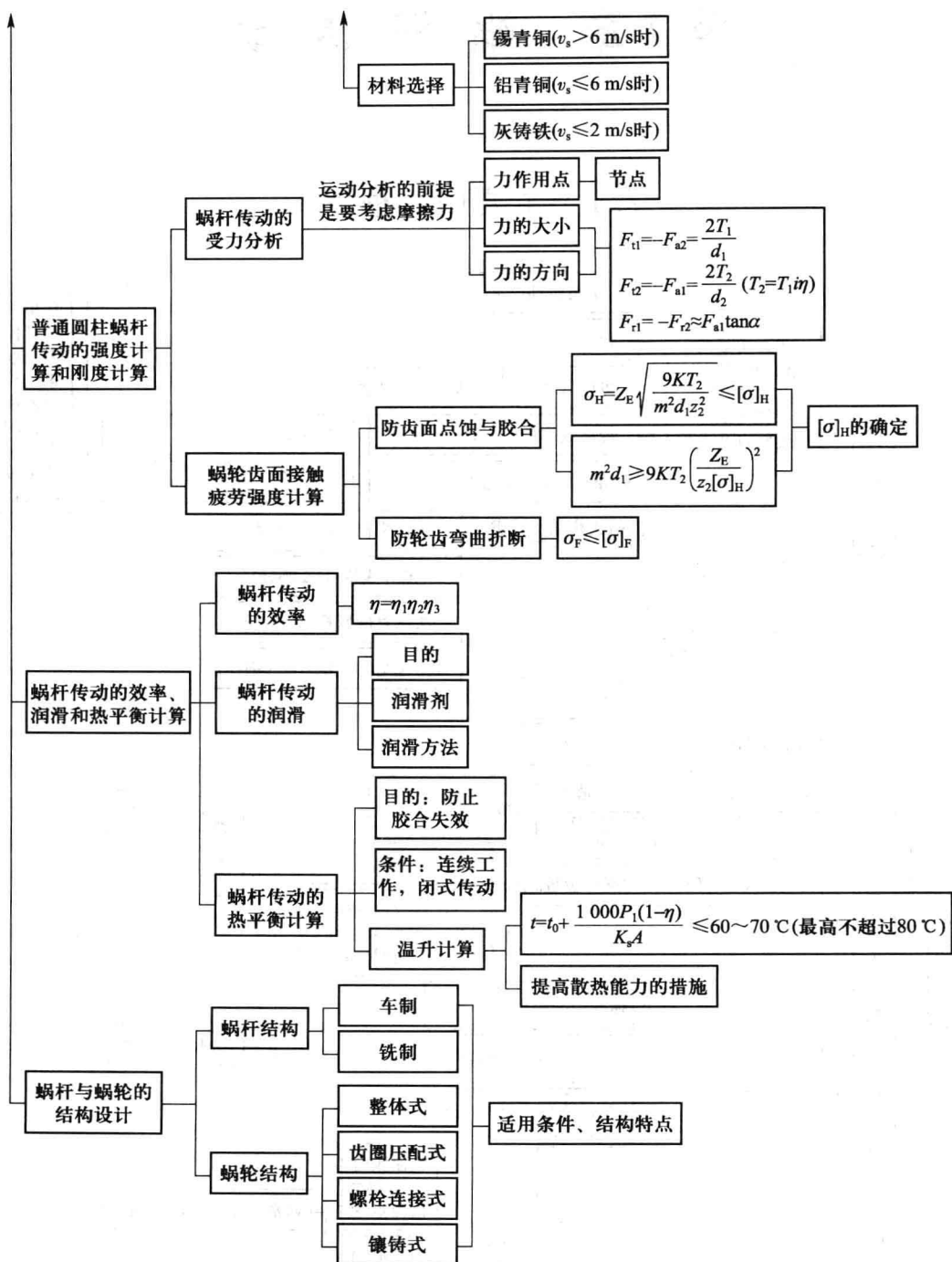


图 6.17

第7章 蜗杆传动

7.1 主要内容框图





7.2 学习要求

1. 了解蜗杆传动的组成、演化、类型、特点及应用。
2. 理解中间平面的定义及其在普通圆柱蜗杆传动设计计算中的意义,掌握普通圆柱蜗杆传动的主要参数及其选择原则。
3. 掌握蜗杆传动的失效特点、失效形式及设计计算准则。
4. 掌握蜗杆传动常用材料及其选择原则。
5. 熟练掌握蜗杆传动的受力分析,能正确判定蜗杆、蜗轮的轮齿螺旋线方向及转动方向,能正确计算各个力的大小并确定其作用方向。
6. 熟练掌握蜗杆传动的强度计算方法,能合理地确定其设计载荷和许用应力。
7. 了解对蜗杆传动进行效率计算和热平衡计算的意义和方法,掌握提高传动效率和散热能力的措施。
8. 掌握蜗杆传动的结构设计和润滑,能规范地绘制蜗杆和蜗轮零件工作图。

7.3 重点与难点

7.3.1 重点

1. 蜗杆传动的特点及正确啮合条件。
2. 蜗杆传动的受力分析。
3. 蜗杆传动的失效形式、设计准则、材料选择及其强度计算特点。
4. 蜗杆传动的效率与热平衡计算。

7.3.2 难点

1. 蜗杆传动的特点与正确啮合条件。
2. 蜗杆传动变位的特点。
3. 蜗杆传动的运动分析与受力分析。

7.4 例题

[例 7.1] 何谓中间平面? 中间平面对普通圆柱蜗杆传动的设计计算有什么意义?

[答] 将通过蜗杆轴线并与蜗轮轴线垂直的平面称为中间平面。以普通圆柱蜗杆传动中的阿基米德蜗杆传动为例,由于在中间平面上阿基米德蜗杆与蜗轮的啮合关系相当于直齿条与渐开线齿轮的啮合关系,因此在设计蜗杆传动时,就取中间平面上的参数(如模数、压力角等)和

尺寸(如齿顶圆直径、分度圆直径及齿高等)作为计算基准,并可沿用齿轮传动的计算关系,从而方便了计算。参见主教材第 149 页图 7.8。

[例 7.2] 试述普通圆柱蜗杆传动的正确啮合条件。

[答] 对于普通圆柱蜗杆传动,蜗杆与蜗轮啮合时,在中间平面上蜗杆的轴面模数和轴面压力角分别与蜗轮的端面模数和端面压力角相等,并将此平面内的模数和压力角规定为标准值;由于通常蜗杆与蜗轮之间的交错角为 90° ,因此蜗杆分度圆导程角 γ 等于蜗轮的螺旋角 β_2 ,且螺旋线方向相同。参见主教材第 149 页图 7.9。

[例 7.3] 为什么在蜗杆传动中对每一个模数规定了一定数量的标准蜗杆分度圆直径 d_1 ? 为什么国家标准规定的蜗杆头数 z_1 中无 3 和 5? d_1 的大小对蜗杆传动的效率有何影响?

[答] 因为切制蜗轮时用的是蜗轮滚刀,其齿形参数和直径尺寸等要求与该蜗轮配对啮合的蜗杆完全一致。但由式 $d_1 = mz_1/\tan\gamma$ 可知,在同一模数时,由于 z_1 及 γ 的变化,将有很多直径不同的蜗杆可供选择,这就要配备很多加工蜗轮的滚刀。为了减少加工蜗轮滚刀的数目,便于刀具的标准化,将 d_1 定为标准值,即对应每一个模数规定了一定数量的标准蜗杆分度圆直径 d_1 。国家标准规定的蜗杆头数 z_1 中无 3 和 5,也是为了减少标准滚刀数目。

d_1 的大小对蜗杆传动的效率有很大影响。因为蜗杆传动的总效率 $\eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan\gamma}{\tan(\gamma + \rho')}$, η 随 γ 的增大而提高,由 $\tan\gamma = \frac{z_1 m}{d_1}$ 可知,当 z_1 、 m 一定时, d_1 小,则 γ 大, η 提高;反之亦然。

[例 7.4] 试述采用变位蜗杆传动的目的是什么?有何特点?为什么?

[答] 采用变位蜗杆传动的目的:① 凑配中心距,如 $a' = (d_1 + mz_2 + 2xm)/2$;② 微量改变传动比,如中心距不变,改变齿数, $a' = a = (d_1 + mz'_2 + 2xm)/2$;③ 提高蜗杆传动的承载能力及传动效率。

变位蜗杆传动的特点:蜗杆不变位,只对蜗轮进行变位;变位后蜗杆的参数和尺寸保持不变,只是节线和分度线不重合了,而变位后蜗轮的节圆和分度圆仍然重合,只是其齿顶圆和齿根圆的尺寸改变了。

变位蜗杆传动出现上述特点的原因:蜗杆齿沿齿高各处的轴向速度是相等的,均为 v_{a1} ,而变位后蜗轮的角速度是不变的,其分度圆上的圆周速度 v_2 也是不变的,在标准传动中 $v_{a1} = v_2$,蜗杆的分度圆和蜗轮的分度圆相切,它们的分度圆(线)和节圆(线)重合,而变位传动中,蜗杆齿节圆处的轴向速度仍为 v_{a1} ,蜗轮上圆周速度等于 v_{a1} 的圆必然仍是原来的分度圆,因此变位后蜗轮的节圆和分度圆仍然重合,但加工蜗轮时刀具的位置变化了,故其齿顶圆和齿根圆尺寸改变了。而根据变位的定义,变位时蜗杆分度线与蜗轮分度圆(线)不重合,亦即与蜗轮的节圆(线)不重合,而蜗杆齿与蜗轮节圆相切的是节线,故变位时蜗杆的分度线与节线不重合。

[例 7.5] 在图 7.1 中主动件均为蜗杆 1,标出图中未注明的蜗杆或蜗轮的螺旋线方向及蜗杆或蜗轮的转动方向,并在节点处标出作用力的方向(各用三个分力表示)。

[解] 提示:(1) 根据蜗杆传动正确啮合的条件,蜗杆齿与蜗轮齿的螺旋线方向相同。

(2) 传动件上的轴向分力方向取决于主、从动件,转动方向和轮齿螺旋线方向,只要其中一个因素改变则轴向分力方向就改变。已知同一轴上两传动件转动方向相同,但有主、从动之分,因此欲使同一轴上两传动件的轴向分力方向相反,以减小作用轴上的轴向合力,则两传动件的轮齿螺旋线方向必须相同。

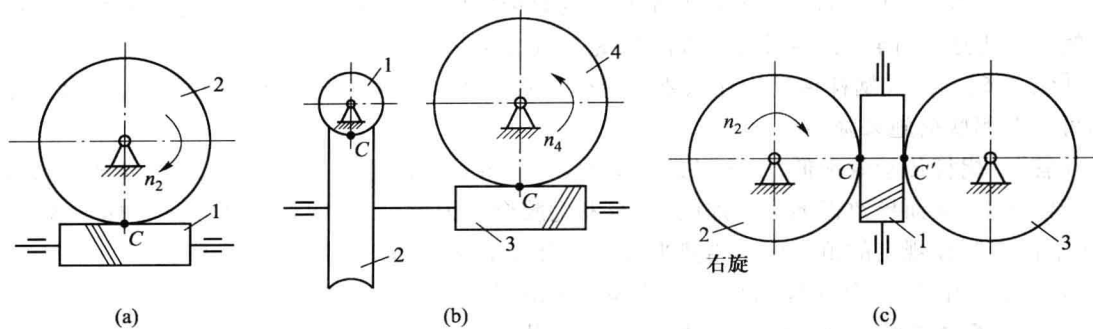


图 7.1

① 在图 7.1a 中, 蜗轮 2 轮齿螺旋线方向为右旋, 蜗杆转动方向朝下, 三对分力方向如图 7.2a 所示。

② 在图 7.1b 中, 蜗轮 4 轮齿螺旋线方向为左旋, 为使中间轴上轴向合力小, 则蜗轮 2 轮齿螺旋线方向应为左旋, 故蜗杆 1 轮齿螺旋线方向也为左旋; 蜗杆 3 及蜗轮 2 的转动方向朝下, 蜗杆 1 为逆时针转动; 各对分力方向如图 7.2b 所示。

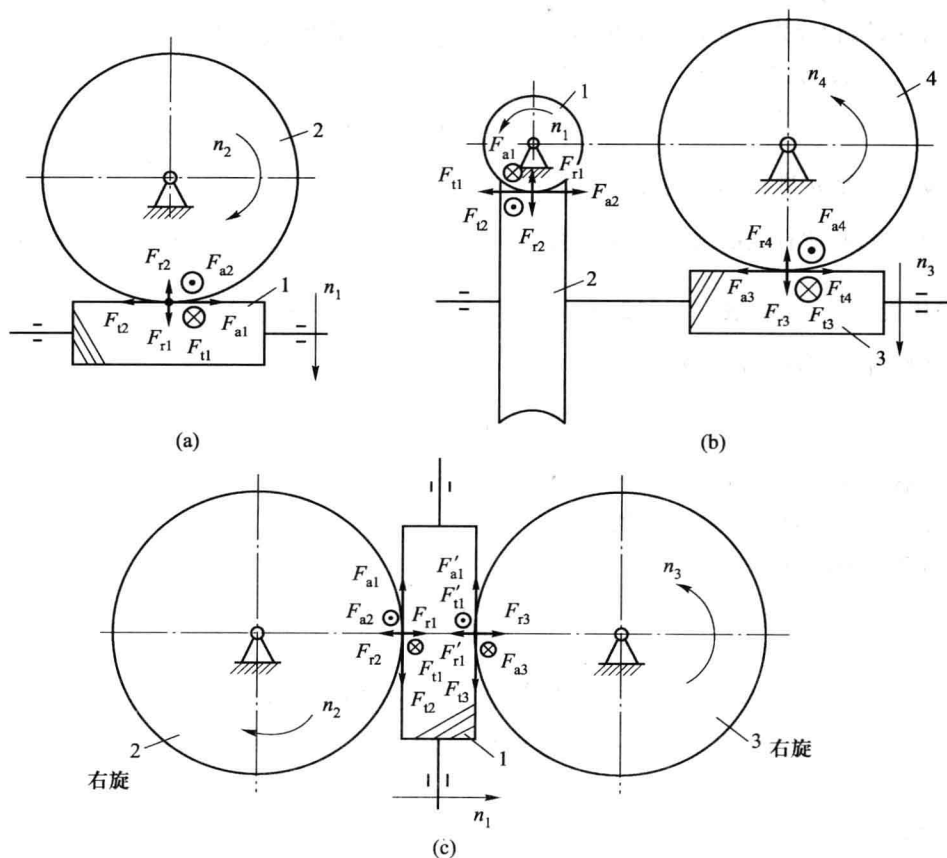


图 7.2

③ 在图 7.1c 中,蜗杆 1 的轮齿与蜗轮 3 的轮齿螺旋线方向均为右旋;蜗杆 1 的转动方向朝右,蜗轮 3 为逆时针转动;各对分力方向如图 7.2c 所示。

[例 7.6] 闭式蜗杆传动为什么要进行热平衡计算?若热平衡计算得到的油温超过许用值时,可采取哪些措施来降温?

[答] 蜗杆传动效率低、工作时发热量大,对于闭式蜗杆传动,温升过高会使润滑油粘度降低,润滑失效,从而导致齿面磨损加剧,甚至发生胶合。因此,闭式蜗杆传动要进行热平衡计算,要求油温限制在规定的范围内。当热平衡不符合要求时,可采取如下措施来降温:

- (1) 增大中心距,使箱体面积增大,散热面积增大。
- (2) 在箱体外壁增加散热片,以增大散热面积。
- (3) 在蜗杆轴端设置风扇,以增大散热系数。
- (4) 若上述办法仍不能满足散热要求,可在箱体油池中装设蛇形冷却管,或采用压力喷油循环润滑。

[例 7.7] 有一普通圆柱蜗杆传动,已知蜗杆头数 $z_1 = 1$,分度圆直径 $d_1 = 50 \text{ mm}$,蜗轮齿数 $z_2 = 41$,模数 $m = 5 \text{ mm}$,当量摩擦因数 $f' = 0.09$,试求:

- (1) 传动比 i 及传动中心距 a 。若计算出的中心距 a 值没有圆整,则应如何圆整?
- (2) 判断该传动是否自锁。
- (3) 蜗杆、蜗轮分别为主动件时的效率为 η 及 η' ,并分析影响效率的主要因素。

[解] (1) 传动比 $i = z_2/z_1 = 41/1 = 41$

$$\text{传动中心距 } a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(d_1 + mz_2) = \frac{1}{2} \times (50 + 5 \times 41) \text{ mm} = 127.5 \text{ mm}$$

对传动中心距 a 进行圆整的方法如下:

$$\text{① 若允许传动比有微量改变,则可改变 } z_2, \text{ 如取 } z_2 = 42, a = \frac{1}{2} \times (50 + 5 \times 42) \text{ mm} = 130 \text{ mm}.$$

$$\text{② 采用变位传动,如取 } a' = 128 \text{ mm, 则 } x = \frac{a' - a}{m} = \frac{128 - 127.5}{5} = 0.1.$$

(2) 螺杆分度圆柱上的导程角

$$\gamma = \arctan \frac{z_1 m}{d_1} = \arctan \frac{1 \times 5}{50} = 5^\circ 42' 38''$$

$$\text{当量摩擦角 } \rho' = \arctan f' = \arctan 0.09 = 5^\circ 8' 34''$$

因为 $\gamma > \rho'$, 所以该传动不自锁。

(3) 蜗杆为主动件时

$$\begin{aligned} \eta &= (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} \\ &= (0.95 \sim 0.96) \times \frac{\tan 5^\circ 42' 38''}{\tan(5^\circ 42' 38'' + 5^\circ 8' 34'')} \\ &= (0.95 \sim 0.96) \times 0.522 \\ &= 0.496 \sim 0.501 \end{aligned}$$

蜗轮为主动件时

$$\eta' = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan(\gamma - \rho')}{\tan \gamma}$$

$$\begin{aligned}
 &= (0.95 \sim 0.96) \times \frac{\tan(5^\circ 42' 38'' - 5^\circ 8' 34'')}{\tan 5^\circ 42' 38''} \\
 &= (0.95 \sim 0.96) \times 0.0991 \\
 &= 0.0941 \sim 0.0951
 \end{aligned}$$

由 η 和 η' 的计算公式可以看出,影响效率的主要因素是导程角 γ 和当量摩擦角 ρ' ,而 γ 取决于模数 m 、蜗杆头数 z_1 和分度圆直径 d_1 ; ρ' 取决于螺杆副的材料、齿面硬度及相对滑动速度 v_s 。

【例 7.8】图 7.3 所示为手摇起重绞车的蜗杆传动。已知模数 $m=8$ mm,蜗杆头数 $z_1=1$,蜗杆分度圆直径 $d_1=80$ mm,蜗轮齿数 $z_2=40$,卷筒直径 $D=200$ mm,蜗杆与蜗轮间的当量摩擦因数 $f'=0.18$,轴承和卷筒中的摩擦损失等于 6%,问:

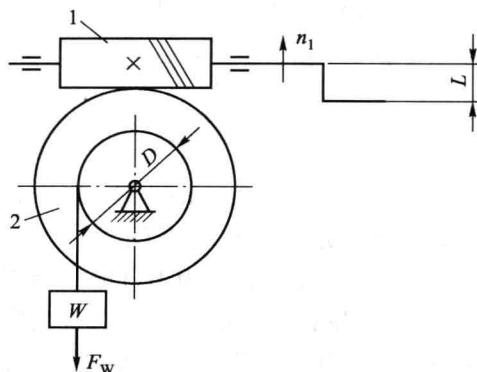


图 7.3 手摇起重绞车的蜗杆传动

(1) 欲使重物 W 上升 1 m,手柄应转多少转? 在图上标出手柄的转动方向。

(2) 该机械能否自锁?

(3) 若重物重力 $F_w=5\ 000$ N,手摇手柄时施加的力 $F=100$ N,手柄转臂的长度 L 应是多少?

(4) 按起重力 $F_w=5\ 000$ N 确定在节点处啮合时各分力的大小和方向。

(5) 假设蜗杆传动为不自锁,当重物匀速下降时确定节点处各分力的方向。

【解】(1) 传动比

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{1} = 40$$

设重物上升 1 m,手柄应转 x 转,卷筒转 $\frac{x}{i}$ 转,则

$$\pi D \frac{x}{i} = 1\ 000$$

$$x = \frac{1\ 000i}{\pi D} = \frac{1\ 000 \times 40}{\pi \times 200} \text{ r} = 63.7 \text{ r}$$

手柄的转动方向 n_1 见图 7.3。

(2) 校核自锁性

$$\gamma = \arctan \frac{z_1 m}{d_1} = \arctan \frac{1 \times 8}{80} = 5.71^\circ$$

$$\rho' = \arctan f' = \arctan 0.18 = 10.2^\circ$$

因为 $\gamma < \rho'$, 所以该机构能自锁。

(3) 求手柄转臂的长度 L

传动总效率为

$$\eta = (1 - 6\%) \eta_1 = 0.94 \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = 0.94 \times \frac{\tan 5.71^\circ}{\tan(5.71^\circ + 10.2^\circ)} = 0.329$$

因 $T_2 = F_w \frac{D}{2}$, $T_1 = FL$, 且 $T_2 = i\eta T_1$, 故

$$F_w \frac{D}{2} = i\eta FL$$

$$L = \frac{F_w D}{2i\eta F} = \frac{5\,000 \times 200}{2 \times 40 \times 0.329 \times 100} \text{ mm} = 380 \text{ mm}$$

(4) 求节点处各对分力的大小

$$T_2 = F_w \frac{D}{2} = 5\,000 \times \frac{200}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 5 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta} = \frac{5 \times 10^5}{40 \times 0.329} \text{ N} \cdot \text{mm} = 3.8 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 3.8 \times 10^4}{80} \text{ N} = 950 \text{ N}$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 5 \times 10^5}{8 \times 40} \text{ N} = 3\,125 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \tan \alpha = 3\,125 \times \tan 20^\circ = 1\,137 \text{ N}$$

各对分力的方向如图 7.4 所示。

(5) 假设蜗杆传动为不自锁,当重物匀速下降时,蜗轮是主动轮,蜗轮和蜗杆的转动方向与重物匀速上升时正相反,故此时节点处分力的方向与重物上升时相同。

思考一下:重物停在空中(自锁状态时)蜗轮的受力(手柄力=0)。

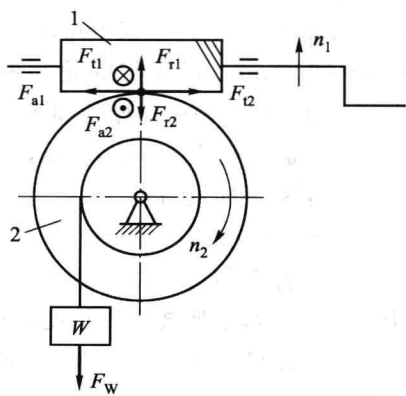


图 7.4 各对分力的方向

7.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 7.1] 传递动力时,通常单级蜗杆传动的传动比范围是_____。

- A. $i=8\sim 80$ B. $i=1\sim 8$ C. $i=8\sim 10$ D. $i>80$

[题 7.2] 计算蜗杆减速器传动比 i 的公式是_____。

- A. $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ B. $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2}$ C. $i = \frac{d_2}{d_1}$ D. $i = \frac{d_1}{d_2}$

[题 7.3] 与齿轮传动相比,蜗杆传动的最大特点是_____。

- A. 可以自锁 B. 传动效率高
C. 成本低 D. 适用于大功率传动场合

[题 7.4] 对每一标准模数规定一定数目的蜗杆分度圆直径 d_1 ,其目的是为了_____。

- A. 有利于蜗杆的加工
B. 减少蜗轮滚刀的数目,便于蜗轮滚刀的标准化
C. 保证蜗杆轴有足够的刚度
D. 提高蜗杆传动的效率

[题 7.5] 提高蜗杆传动效率的最有效方法是_____。

A. 增加蜗杆头数 z_1

B. 减少蜗杆头数

C. 增大蜗杆分度圆直径 d_1

D. 减小齿面相对滑动速度 v_s

[题 7.6] 蜗杆传动中, 齿面在节点处的相对滑动速度 $v_s =$ _____。

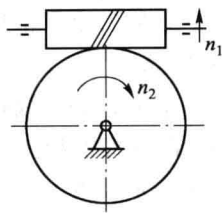
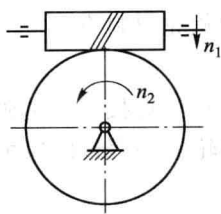
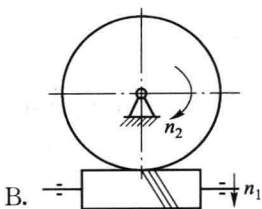
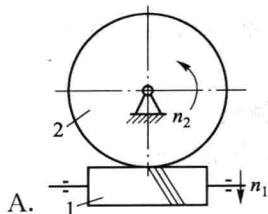
A. $v_2 / \tan \beta_2$

B. $v_1 / \sin \gamma$

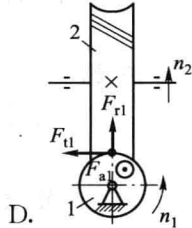
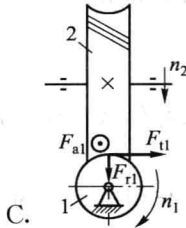
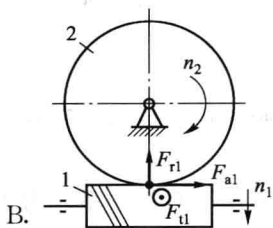
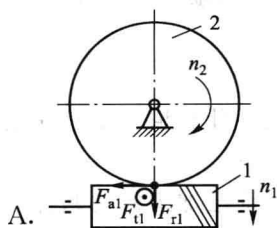
C. $v_1 / \cos \gamma$

D. $v_2 / \cos \beta_2$

[题 7.7] 下述各图中, 蜗杆为主动件时蜗轮转动方向正确的是 _____。



[题 7.8] 下述各图中, 蜗轮为主动件时蜗杆受力方向正确的是 _____。



[题 7.9] 齿面相对滑动速度 $v_s = 5 \sim 6$ m/s 时, 蜗轮的常用材料是 _____。

A. ZCuSn10P1

B. ZCuAl10Fe3

C. HT200

D. 40Cr

[题 7.10] 蜗杆传动的齿面相动滑动速度 v_s 增加时其当量摩擦因数 f' 减小, 这是因为 _____。

A. 有利于油膜的形成

B. 油温增加

C. 润滑油粘度降低

D. 润滑油粘度增加

二、填空题

[题 7.11] 阿基米德蜗杆的螺旋面可在车床上用 _____ 车刀加工, 车刀刀刃为直线, 加工时刀刃与 _____ 在同一水平面内。在垂直于蜗杆轴线的截面上, 齿廓为 _____ 线; 在通过蜗杆轴线的截面上, 齿廓为 _____ 线, 犹如 _____ 的齿廓。

[题 7.12] 蜗轮是用与相配蜗杆具有同样尺寸 (不考虑啮合时的径向间隙) 的 _____ 刀按 _____ 原理切削制造的, 所以在中间平面上阿基米德蜗杆与蜗轮的啮合相当于 _____ 与 _____ 齿轮的啮合。

[题 7.13] 蜗杆传动的主要优点是 _____ (三点即可); 主要缺点是 _____ (两点即可)。

[题 7.14] 在蜗杆传动中, 蜗杆头数 z_1 越少, 则传动效率越 _____, 自锁性越 _____, 自锁的条件是 _____。

[题 7.15] 普通圆柱蜗杆传动正确啮合的条件是 _____、_____、_____ 和 _____。

[题 7.16] 蜗杆传动的计算载荷是 _____ 与载荷系数 K 的乘积, 在 $K = K_A K_v K_\beta$ 中, K_A

为_____, K_v 为_____, K_β 为_____。

[题 7.17] 蜗杆传动的总效率包括啮合效率 η_i 、_____和_____, 其中啮合效率 η_i =_____, 影响蜗杆传动总效率的主要因素是_____效率。

[题 7.18] 阿基米德蜗杆传动取_____上的参数和尺寸为计算基准。

[题 7.19] 蜗杆传动的主要失效形式是_____, _____和_____。通常失效发生在_____轮齿上。

[题 7.20] 常用的蜗轮材料有_____, _____和_____, 蜗轮材料一般根据_____来选择。

[题 7.21] 蜗杆传动计算接触疲劳强度时, 锡青铜蜗轮的许用接触应力 $[\sigma]_H$ 与_____有关, 铝铁青铜和铸铁蜗轮的许用接触应力 $[\sigma]_H$ 则与_____有关, 因为是以抗_____失效来选择 $[\sigma]_H$ 的。

[题 7.22] 蜗杆传动进行热平衡计算的目的是_____, 允许的油温范围是_____。

[题 7.23] 整体蜗轮结构适用于_____, 齿圈压配式蜗轮结构适用于_____。

[题 7.24] 蜗杆传动的润滑油粘度推荐值随载荷的增加而_____, 随相对滑动速度 v_s 的增大而_____。

三、问答题

[题 7.25] 蜗杆传动有什么特点? 普通圆柱蜗杆传动有哪些类型? 什么情况下宜采用蜗杆传动?

[题 7.26] 蜗轮滚刀与相应蜗杆的形状和尺寸有何关系? 为了保证已加工好的蜗杆与蜗轮的良好接触, 应采取什么必要的措施?

[题 7.27] 普通圆柱蜗杆传动的主要参数有哪些? 如何选择蜗杆传动的头数 z_1 ? 对于动力传动, 为什么蜗轮的齿数 z_2 不应小于 28, 也不宜大于 80?

[题 7.28] 试述蜗杆传动变位的目的、特点和变位方式。

[题 7.29] 为什么传递大功率时很少采用普通圆柱蜗杆传动? 为什么蜗杆传动中常用蜗杆作主动件? 蜗轮能否作主动件? 用于何种场合?

[题 7.30] 蜗杆减速器在什么条件下蜗杆下置? 在什么条件下蜗杆上置?

[题 7.31] 当润滑不良和润滑良好时, 相对滑动速度对蜗杆传动各有何影响?

[题 7.32] 对于闭式蜗杆传动, 主要是根据什么选择润滑油的粘度和给油方式? 开式蜗杆传动应如何润滑?

[题 7.33] 为了提高散热能力, 蜗杆传动的风扇应安装在蜗杆轴上还是蜗轮轴上? 为什么? 若风扇装在蜗杆轴上, 箱体上的散热片应如何布置?

[题 7.34] 蜗轮的结构类型有哪些? 各适用于什么场合?

四、分析与计算题

[题 7.35] 有一标准普通圆柱蜗杆传动, 已知模数 $m=8\text{ mm}$, 传动比 $i=21$, 蜗杆分度直径 $d_1=80\text{ mm}$, 蜗杆头数 $z_1=2$ 。试计算蜗杆传动的主要几何尺寸。若中心距圆整为 $a'=120\text{ mm}$, 则变位系数 x 应取多少?

[题 7.36] 已知一普通圆柱蜗杆转速 $n_1=960\text{ r/min}$, 轴向齿距 $p_{a1}\approx 15.7\text{ mm}$, 蜗杆顶圆直径 $d_{a1}\approx 60\text{ mm}$ 。试求当蜗杆头数 $z_1=1, 2, 4, 6$ 时, 蜗杆分度圆柱上的导程角 γ 和相对滑动速度

v_s 各为多少?

[题 7.37] 一单级蜗杆减速器输入功率 $P_1 = 3 \text{ kW}$, 传动总效率 $\eta = 0.8$, 箱体散热面积约为 1 m^2 , 传热系数 $K_s = 15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 室温 20°C , 要求达到热平衡时箱体内油温不超过 80°C , 试验算该传动的油温是否满足使用要求。

[题 7.38] 闭式普通圆柱蜗杆传动如图 7.5 所示, 已知模数 $m = 8 \text{ mm}$, 蜗杆分度圆直径 $d_1 = 80 \text{ mm}$, 蜗杆头数 $z_1 = 4$, 蜗轮齿数 $z_2 = 46$, 蜗杆轴上转矩 $T_1 = 1.6 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 蜗轮轴转矩 $T_2 = 1.63 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 蜗杆转速 $n_1 = 1460 \text{ r/min}$, 蜗杆与蜗轮间的当量摩擦因数 $f' = 0.03$, 每天两班制工作, 每年按 250 个工作日计算。试求:

(1) 蜗杆的转向、蜗轮轮齿的螺旋线方向和作用在蜗杆及蜗轮上各力的大小和方向(各用三个方向的分力表示。)

(2) 该蜗杆传动的啮合效率及总效率。

(3) 该蜗杆传动三年中功率损耗的费用(工业用电按每千瓦小时 1 元计算)。

[题 7.39] 图 7.6 所示为普通圆柱蜗杆传动, 已知 $m = 8 \text{ mm}$, $d_1 = 63 \text{ mm}$, $z_1 = 2$, $i = 21$, 蜗杆转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, 弹性系数 $Z_E = 160 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$, 载荷系数 $K = 1.1$, 传动效率 $\eta = 0.78$, 工作寿命为 1000 h, 蜗轮材料为铸造锡青铜(ZCuSn10P1), 基本许用接触应力 $[\sigma]_{H0} = 200 \text{ MPa}$, 寿命系数 $K_{HN} = \sqrt[8]{10^7/N}$ (其中 N 为应力循环次数), 该蜗杆传动应满足的强度条件为 $Z_E \sqrt{9KT_2/(m^2 d_1 z_2^2)} \leq [\sigma]_H$ 。试计算该蜗杆传动所能传递的功率 P_1 , 作用在蜗杆和蜗轮上三个分力的大小, 并在图上标出蜗轮的转动方向和各分力的方向。

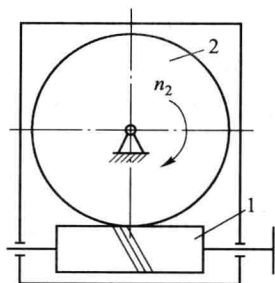


图 7.5 闭式普通圆柱蜗杆传动

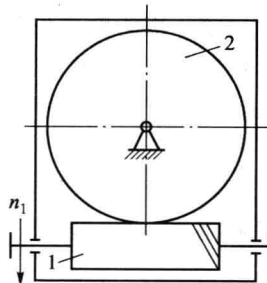


图 7.6 普通圆柱蜗杆传动

[参考答案]

一、单项选择题

[题 7.1] A [题 7.2] A [题 7.3] A [题 7.4] B [题 7.5] A
[题 7.6] C [题 7.7] B [题 7.8] A [题 7.9] B [题 7.10] A

二、填空题

[题 7.11] 梯形 螺杆轴线 阿基米德螺旋 直 直齿齿条

[题 7.12] 滚 范成 直齿齿条 渐开线

[题 7.13] 单级传动时传动比大,结构紧凑;传动平稳,噪声小;可实现自锁
传动效率低;蜗轮采用青铜等贵重减摩材料时,成本较高

[题 7.14] 低 好 $\gamma < \rho'$

[题 7.15] $m_{a1} = m_{a2} = m$ $\alpha_{a1} = \alpha_{a2} = \alpha$ $\gamma = \beta_2$ 轮齿螺旋线方向相同

[题 7.16] 名义载荷 使用系数 动载系数 齿向载荷分布系数

[题 7.17] 轴承效率 η_2 溅油效率 η_3 $\tan\gamma/\tan(\gamma+\rho')$ 啮合

[题 7.18] 中间平面

[题 7.19] 齿面胶合 齿面点蚀 齿面磨损 蜗轮

[题 7.20] 铸造锡青铜 铸造铝青铜 灰铸铁 相对滑动速度 v_s

[题 7.21] 应力循环次数 N 相对滑动速度 v_s 胶合

[题 7.22] 限制油温,防止过量磨损和胶合 $60\sim 70\text{ }^\circ\text{C}$,最高不超过 $80\text{ }^\circ\text{C}$

[题 7.23] 直径小于 100 mm 的青铜蜗轮、灰铸铁蜗轮及铝合金蜗轮 尺寸不大及工作温度变化较小的蜗轮

[题 7.24] 增大 减小

三、问答题

[题 7.25] [答] 蜗杆传动的特点:单级传动比大,结构紧凑;传动平稳,噪声低;可实现自锁;传动效率低;蜗轮采用青铜等贵重减摩材料时,成本较高。

普通圆柱蜗杆传动的类型有阿基米德蜗杆传动、渐开线蜗杆传动,法面直廓蜗杆传动和锥面包络圆柱蜗杆传动。

在传动比大、要求结构紧凑或自锁、传递中小功率的传动中宜采用蜗杆传动。

[题 7.26] [答] 因为蜗轮轮齿一般是在滚齿机上用蜗轮滚刀来加工的,为保证蜗轮与蜗杆能正确啮合,因此切削蜗轮的滚刀齿廓应与相应蜗杆的齿廓一致。除滚刀的齿顶高要比相应的蜗杆齿顶高高出 C^*m (C^* 为顶隙系数, m 为模数),以便在蜗轮齿上铣出径向间隙外,其他形状和尺寸完全一样。

为了保证已加工好的蜗杆与蜗轮的良好接触,在加工箱体时要保证传动中心距 a 的误差 f_a 。在精度要求的范围内,在安装时通过调整蜗轮轴的轴向位置保证传动中间平面误差 f_x 在精度要求的范围内。

[题 7.27] [答] 普通圆柱蜗杆传动的主要参数有模数 m 、压力角 α 、蜗杆头数 z_1 、蜗轮齿数 z_2 、蜗杆分度圆直径 d_1 、蜗杆分度圆柱上的导程角 γ 。有了这些参数,其他数据可以用公式计算得到,如蜗杆及蜗轮的几何尺寸、传动中心距 a 、传动比 i 和相对滑动速度 v_s 等。

蜗杆头数 z_1 通常为 1、2、4 和 6。当传动比 i 较大或要求自锁时,可取 $z_1=1$;当传动比 i 较小,为避免蜗轮轮齿发生根切或为提高传动效率时,可采用多头蜗杆,如取 $z_1=2、4$ 或 6。

对于动力传动,为了保证啮合时蜗杆齿与蜗轮齿有足够的啮合对数,使传动平稳,因此取蜗轮齿数 $z_2 \geq 28$ 。在传动比一定时,蜗轮齿数多,则蜗杆头数多,有较高的效率。为了保证蜗轮直径 d_2 一定时模数 m 不能太小,使蜗轮轮齿有足够的弯曲强度,或为了保证模数 m 一定时蜗轮直径 d_2 不能太大,避免传动结构尺寸过大,蜗杆轴的支承跨距变长,致使蜗杆轴的弯曲刚度降低,弯曲挠度加大,从而影响正常的啮合,因此蜗轮的齿数 z_2 也不能太多,一般 $z_2 \leq 80$ 。即动力传动,一般取 $z_2=28\sim 80$ 。

[题 7.28] [答] 参见[例 7.4]

[题 7.29] [答] 由于蜗杆传动的传动效率低,功率损失大,功率越大,绝对损失量越大,因此传递大功率时很少采用普通圆柱蜗杆传动。

由蜗杆传动的效率计算公式可知:蜗杆作主动件时,传动效率高于蜗轮作主动件时的传动效率,因此蜗杆传动中常用蜗杆作主动件。当蜗杆传动不自锁时,蜗轮亦可作主动件,但传动效率极低,因此只可用于极小功率的增速传动场合。

[题 7.30] [答] 蜗杆圆周速度 $v_1 \leq 5 \text{ m/s}$ 时,在蜗杆减速器中采用蜗杆下置;当 $v_1 > 5 \text{ m/s}$ 时,为减少传动件的溅油损失,采用蜗杆上置。

[题 7.31] [答] 当润滑不良时,相对滑动速度 v_s 越大,蜗杆传动的齿面间摩擦因数 f 越大,磨损越严重,传动效率 η 越低;而当润滑良好时,相对滑动速度 v_s 越大,蜗杆传动的齿面间越容易形成油膜,摩擦因数 f 越小,磨损越轻,传动效率 η 越高。

[题 7.32] [答] 对于闭式蜗杆传动,主要根据相对滑动速度 v_s 及载荷轻重情况来选择润滑油的粘度和给油方式。开式蜗杆传动应采用粘度较大的齿轮油或润滑脂进行定期润滑。

[题 7.33] [答] 为了提高散热能力,蜗杆传动的风扇应安装在转速高的蜗杆轴上,因为转速越高,风扇的散热能力越强。若风扇安装在蜗杆轴上,则箱体上的散热肋应平行于蜗杆轴线的方向布置,有利于风扇产生的气流流动。

[题 7.34] [答] 蜗轮的结构类型主要有:(1) 整体式蜗轮,主要用于直径小于 100 mm 的青铜蜗轮及灰铸铁蜗轮、铝合金蜗轮;(2) 齿圈压配式蜗轮,适用于尺寸不大及工作温度变化较小的蜗轮;(3) 螺栓连接式蜗轮,适用于尺寸较大及易于磨损需经常更换齿圈的蜗轮;(4) 镶铸式蜗轮,适用于大批量生产的蜗轮。

四、分析与计算题

[题 7.35] [解] $d_1 = 80 \text{ mm}$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 80 \text{ mm} + 2 \times 1 \times 8 \text{ mm} = 96 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*) m = 80 \text{ mm} - 2 \times (1 + 0.2) \times 8 \text{ mm} = 60.8 \text{ mm}$$

$$P_{a1} = \pi m = \pi \times 8 \text{ mm} = 25.133 \text{ mm}$$

$$\gamma = \arctan \frac{z_1 m}{d_1} = \arctan \frac{2 \times 8}{80} = 11.3^\circ$$

$$z_2 = iz_1 = 21 \times 2 = 42$$

$$d_2 = mz_2 = 8 \times 42 \text{ mm} = 336 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_s^* m = 336 \text{ mm} + 2 \times 1 \times 8 \text{ mm} = 352 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_s^* + c^*) m = 336 \text{ mm} - 2 \times (1 + 0.2) \times 8 \text{ mm} = 316.8 \text{ mm}$$

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2} \times (80 + 336) \text{ mm} = 208 \text{ mm}$$

若取 $a' = 210 \text{ mm}$, 则变位系数

$$x = \frac{a' - a}{m} = \frac{210 - 208}{8} = 0.25$$

[题 7.36] [解] 由轴向齿距 $p_{a1} = \pi m = 15.7 \text{ mm}$ 得

$$m = \frac{p_{a1}}{\pi} = \frac{15.7}{\pi} \text{ mm} = 4.99747 \text{ mm}$$

取标准值 5 mm。

由顶圆直径 $d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 60 \text{ mm}$ 得

$$d_1 = d_{a1} - 2h_a^* m = 60 \text{ mm} - 2 \times 1 \times 5 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

$$\gamma = \arctan \frac{z_1 m}{d_1}$$

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma}$$

当 $z_1 = 1$ 时 $\gamma = \arctan \frac{z_1 m}{d_1} = \arctan \frac{1 \times 5}{50} = 5.71^\circ$

$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} = \frac{\pi \times 50 \times 960}{60 \times 1000 \times \cos 5.71^\circ} \text{ m/s} = 2.53 \text{ m/s}$$

同理可得: $z_1 = 2$ 时, $\gamma = 11.31^\circ$, $v_s = 2.56 \text{ m/s}$

$$z_1 = 4 \text{ 时, } \gamma = 21.80^\circ, v_s = 2.71 \text{ m/s}$$

$$z_1 = 6 \text{ 时, } \gamma = 30.96^\circ, v_s = 2.93 \text{ m/s}$$

[题 7.37] [解] $t = t_0 + \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{K_s A} = 20^\circ \text{C} + \frac{1000 \times 3 \times (1 - 0.8)}{15 \times 1}^\circ \text{C} = 60^\circ \text{C} < 80^\circ \text{C}$

因此, 满足要求。

[题 7.38] [解]

(1) 蜗杆转向如图 7.7 所示。因为蜗杆为右旋, 故蜗轮轮齿也为右旋。

作用在蜗杆和蜗轮上各力的大小为

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 1.6 \times 10^5}{80} \text{ N} = 4000 \text{ N}$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 1.63 \times 10^6}{8 \times 46} \text{ N} = 8859 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \tan \alpha = 8859 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 3224 \text{ N}$$

各分力的方向如图 7.7 所示。

(2) 求该蜗杆传动的啮合效率和总效率

$\tan \gamma = z_1 m / d_1 = 4 \times 8 / 80 = 0.4$, 而 $\tan \rho' = f' = 0.03$, 传动的啮合效率为

$$\begin{aligned} \eta_1 &= \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} \\ &= \frac{\tan \gamma (1 - \tan \gamma \tan \rho')}{\tan \gamma + \tan \rho'} \\ &= \frac{0.4 \times (1 - 0.4 \times 0.03)}{0.4 + 0.03} = 0.919 \end{aligned}$$

考虑轴承效率 η_2 与溅油效率 η_3 , 取 $\eta_2 \eta_3 = 0.96$, 则该蜗杆传动的总效率 η 为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0.919 \times 0.96 = 0.882$$

(3) 求该蜗杆传动三年中功率损耗的费用 D

$$P_1 = \frac{T_1 n}{9.55 \times 10^6} = \frac{1.6 \times 10^5 \times 1460}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 24.46 \text{ kW}$$

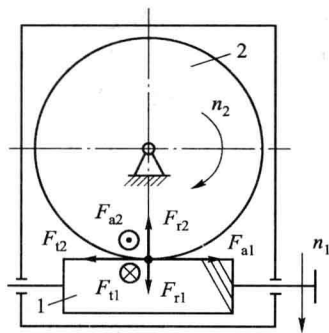


图 7.7

$$D = (3 \times 250 \times 2 \times 8) P_1 (1 - \eta) \times 1 \text{ 元} \\ = (3 \times 250 \times 2 \times 8) \times 24.46 \times (1 - 0.882) \times 1 \text{ 元} = 34\,635.36 \text{ 元}$$

[题 7.39] [解]

(1) 计算蜗杆传动所能传递的功率 P_1

$$\text{蜗轮应力循环次数 } N = 60 \frac{n_1}{i} \times 10\,000 = \frac{60 \times 1\,450}{21} \times 10\,000 = 4.14 \times 10^7$$

$$\text{故寿命系数 } K_{\text{HN}} = \sqrt[8]{10^7 / N} = \sqrt[8]{10^7 / (4.14 \times 10^7)} = 0.837$$

$$\text{许用接触应力 } [\sigma]_{\text{H}} = K_{\text{HN}} [\sigma]_{\text{H}0} = 0.837 \times 200 \text{ MPa} = 168 \text{ MPa}$$

$$z_2 = iz_1 = 21 \times 2 = 42$$

$$\text{由 } \sigma_{\text{H}} = Z_{\text{E}} \sqrt{\frac{9KT_2}{m^2 d_1 z_2^2}} \leq [\sigma]_{\text{H}}$$

得

$$T_2 \leq \left(\frac{[\sigma]_{\text{H}}}{Z_{\text{E}}} \right)^2 \frac{m^2 d_1 z_2^2}{9K} = \left(\frac{168}{160} \right)^2 \times \frac{8^2 \times 63 \times 42^2}{9 \times 1.1} \text{ N} \cdot \text{mm} = 7.92 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta} = \frac{7.92 \times 10^5}{21 \times 0.78} \text{ N} \cdot \text{mm} = 4.84 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

故该传动所能传递的功率

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{4.84 \times 10^4 \times 1\,450}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 7.35 \text{ kW}$$

(2) 求作用在蜗杆和蜗轮上三个分力的大小和方向

$$F_{\text{t}1} = F_{\text{a}2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 4.84 \times 10^4}{63} \text{ N} = 1\,537 \text{ N}$$

$$F_{\text{t}2} = F_{\text{a}1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 7.92 \times 10^5}{8 \times 42} \text{ N} = 4\,714 \text{ N}$$

$$F_{\text{r}1} = F_{\text{t}2} = F_{\text{a}1} \tan \alpha = 4\,714 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 1\,716 \text{ N}$$

蜗轮的转动方向及蜗杆和各分力的方向如图 7.8 所示。

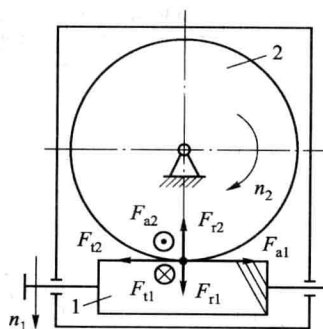
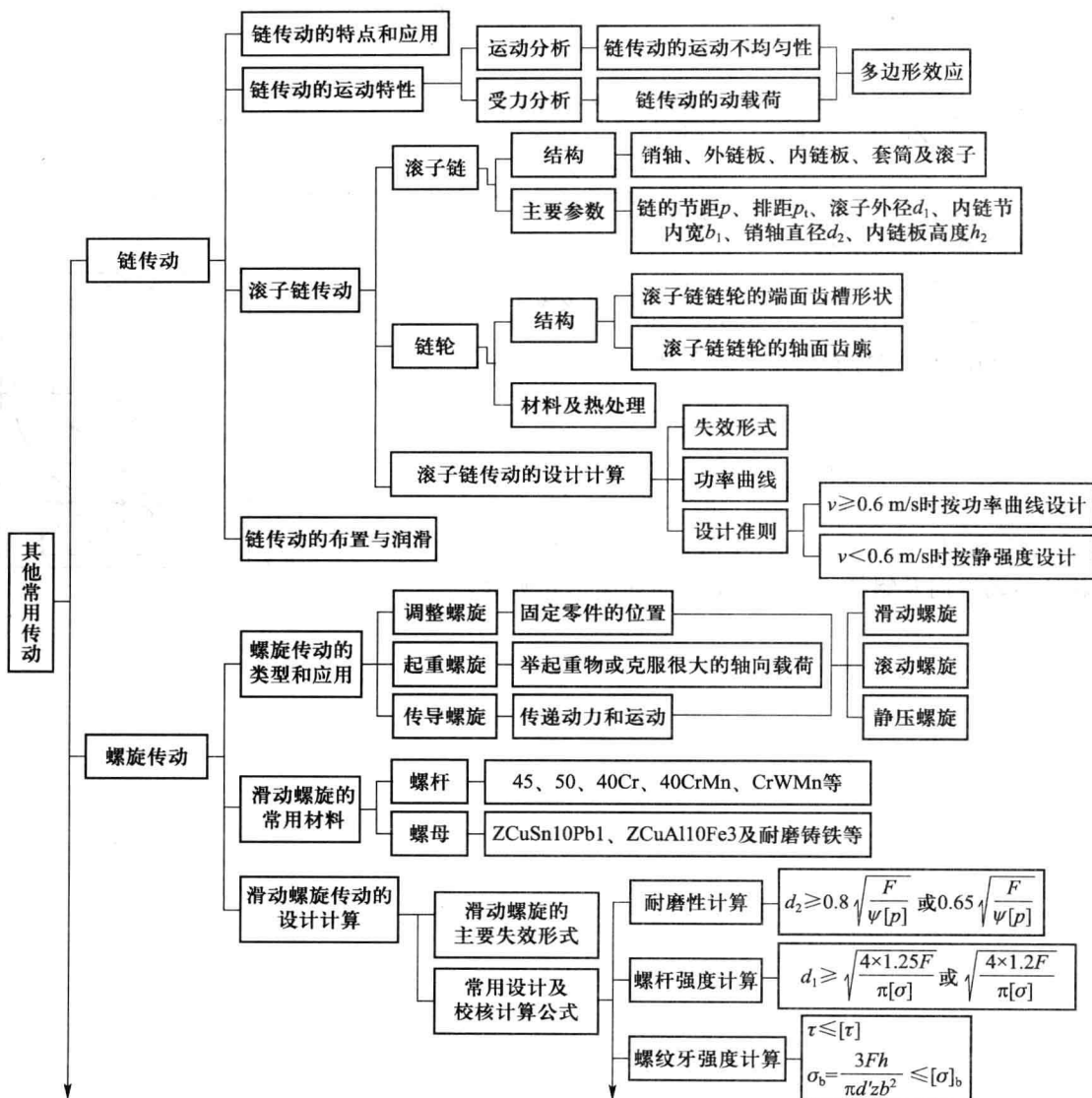
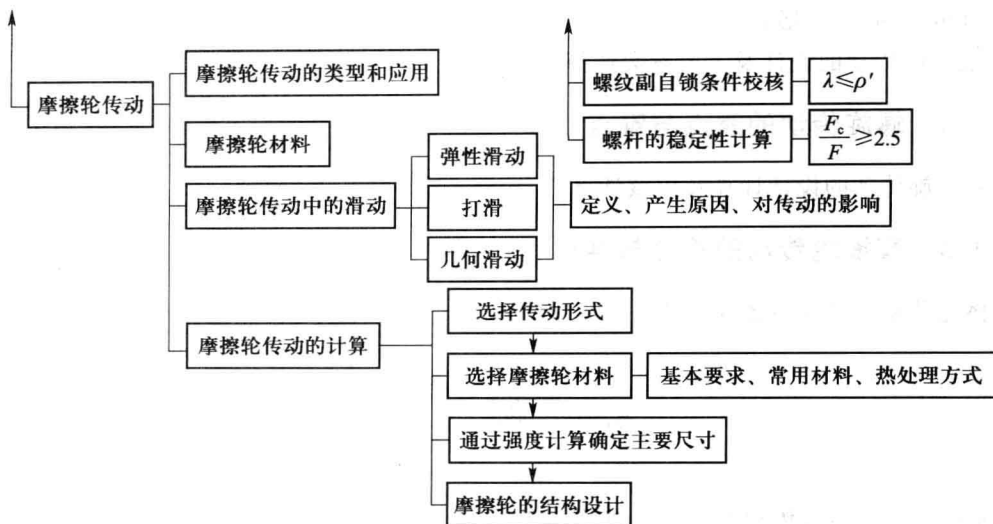


图 7.8

第 8 章 其他常用传动

8.1 主要内容框图





8.2 学习要求

8.2.1 对链传动的学习要求

1. 了解链传动的特点、类型及其应用。
2. 了解滚子链的结构、规格及其链轮的结构特点。
3. 掌握链传动的运动特性。
4. 掌握滚子链传动的主要失效形式、设计准则、设计计算方法和主要参数的选择。

8.2.2 对螺旋传动的学习要求

1. 了解螺旋传动的类型和应用。
2. 掌握滑动螺旋的失效形式、设计计算及校核计算。

8.2.3 对摩擦轮传动的学习要求

1. 了解摩擦轮传动的类型及其应用。
2. 掌握摩擦轮传动中的弹性滑动、打滑及几何滑动的定义、产生原因及对传动的影响。
3. 了解圆柱及圆锥形摩擦轮传动的一般设计计算方法。

8.3 重点与难点

8.3.1 链传动的重点与难点

1. 链传动的特点及其应用。

2. 链传动的“多边形效应”。
3. 滚子链传动的设计及主要参数选择。

8.3.2 螺旋传动的重点与难点

滑动螺旋传动的设计计算及校核计算。

8.3.3 摩擦轮传动的重点与难点

摩擦轮传动的滑动现象及分析。

8.4 例 题

[例 8.1] 试述链传动的主要参数及其选择。

[答] 链传动的主要参数有链的节距 p , 排数, 链轮齿数 z_1 、 z_2 , 中心距 a 及链节数 L_p 等。

(1) 链的节距 p 已标准化, 可根据传递的功率及小链轮转速 n_1 由功率曲线图查取, 是链传动的最基本参数, 它的大小反映了链条及链轮各部分尺寸的大小, 也决定了链传动承载能力的大小。链的节距 p 越大, 链传动的承载能力越大, 但是节距 p 越大, 多边形效应越大, 传动不平稳性、动载荷和噪声越严重, 传动尺寸也越大。因此, 在满足承载能力的条件下, 应尽量选用小的节距; 当中心距大, 传动比小, 低速重载时可选大的节距。

(2) 在满足承载能力的条件下, 应尽量选用单排链, 而当传递载荷大, 链速高, 且要求传动平稳时, 则应尽量选用小链节距的多排链, 具体排数由传递载荷的大小而定。

(3) 小链轮齿数 z_1 对传动的平稳性和工作寿命影响很大。在相同节距下, 若齿数 z_1 少, 可减小传动的外部尺寸, 但将增加运动的不均匀性和动载荷, 并增大链条绕入和退出链轮时链节间的相对转角 φ_1 , 加剧铰链的磨损; 若齿数 z_1 太多, 则大链轮齿数 z_2 将更多, 会导致传动的外部尺寸和系统质量增大, 而且会因磨损后节距增大易发生跳齿和掉链现象, 缩短链的使用寿命。因此, 小链轮的齿数 z_1 不宜太少, 也不宜太多, 大链轮的齿数 z_2 也不宜太多。 z_1 可根据链速的大小来选择, 链速越低, z_1 越小, 一般取 $z_{1\min} = 17$; 而 $z_2 = iz_1$, 一般 $i < 7$, $z_{2\max} = 120$ 。同时, 为使链条与链轮的磨损均匀, 通常链节数取偶数, 故两链轮齿数 z_1 、 z_2 最好为与链节数互质的奇数。

(4) 中心距 a 也是对链传动有重要影响的参数。若中心距 a 过小, 则使链条在小链轮的包角减小, 轮齿受力增大, 同时在链速一定的条件下, 单位时间内链条绕过链轮的次数增多, 从而加剧链条的磨损和疲劳, 降低链的寿命。若中心距 a 过大, 则使传动的结构不紧凑, 链条松边的下垂量增大, 从而使链条松边上下易颤动, 造成运动不平稳。因此, 一般初选中心距 $a_0 = (30 \sim 50)p$, $a_{0\max} = 80p$ 。

(5) 链节数 L_p 可根据初定中心距 $a_{0\max}$ 、节距 p 和链轮齿数 z_1 、 z_2 等参数, 按公式

$$L_p = \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 \frac{p}{a_0}$$

[例 8.2] 螺旋传动的主要功能是将旋转运动变为直线运动, 试举例说明其常用的运动形式。

[答] 螺旋传动将旋转运动变为直线运动的形式主要如下:

(1) 螺杆转动、螺母移动, 如机床的进给机构(图 8.1a)。

- (2) 螺母固定、螺杆转动和移动,如螺旋压力机、千斤顶等(图 8.1b)。
- (3) 螺母转动、螺杆移动,如搅拌机中搅拌耙的升降装置(图 8.1c)。
- (4) 螺杆固定、螺母转动和移动,如钻床工作台沿立柱上下移动的机构(图 8.1d)。

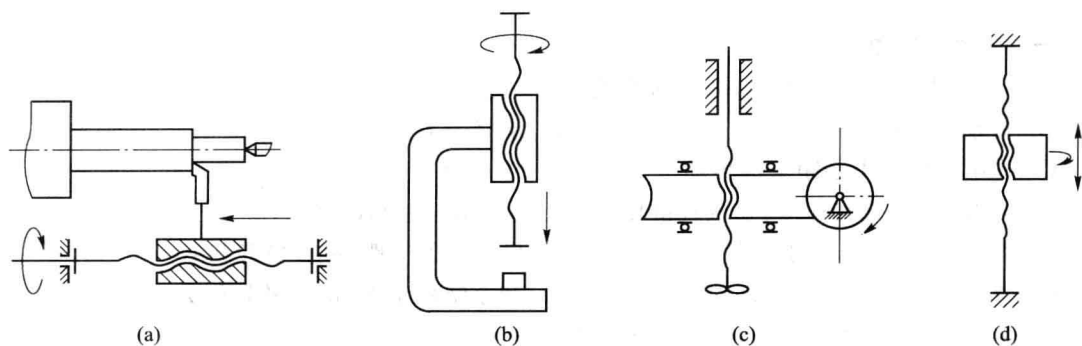


图 8.1

[例 8.3] 在摩擦轮传动中可能出现哪些滑动? 产生这些滑动的原因是什么? 这些滑动对传动有何影响? 如何消除或减轻这些滑动?

[答] 在摩擦轮传动中可能出现的滑动有弹性滑动、打滑和几何滑动。

(1) 弹性滑动是由于摩擦轮材料的弹性变形而产生的。它对传动的影响有:使从动轮的速度落后于主动轮的速度,并使传动比不准确,造成摩擦轮的磨损,工作表面温度升高和功率损失,降低传动效率。由于弹性滑动是摩擦轮传动的固有现象,因此弹性滑动不能被消除,但可通过选用高弹性模量的材料制造摩擦轮的方法来减轻弹性滑动。

(2) 打滑是由于传递的圆周力大于摩擦轮能产生的最大摩擦力而产生的。打滑使传动失效,并会使摩擦轮表面发生严重磨损,降低传动寿命。打滑现象是可以消除的,措施是减小传递的圆周力,提高摩擦轮能产生的最大摩擦力,使传递的圆周力 $\leq$ 最大摩擦力。

(3) 几何滑动是由传动的几何关系引起的滑动,如在圆柱槽形摩擦轮传动中,两轮沿接触长度各点的速度只有在节点处是相等的,其他各点都不相等,具有不同程度的速度差,因而产生相对滑动,如图 8.2 所示。几何滑动使传动比不准确,并会加速磨损,降低传动效率。几何滑动并不发生在所有的摩擦轮传动中,如选用圆柱平摩擦轮传动和锥顶交于一点的圆锥摩擦轮传动就没有几何滑动,而降低接触长度可以减轻几何滑动。

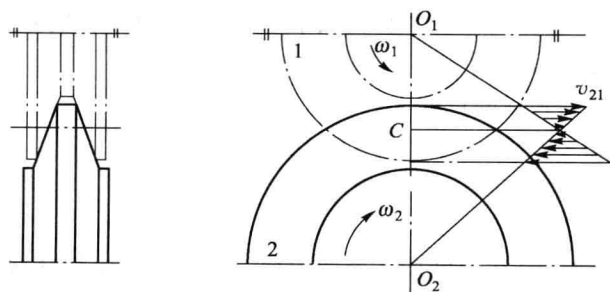


图 8.2 几何滑动

8.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 8.1] 与齿轮传动相比,链传动的优点之一是_____。

- A. 传动效率高
- B. 承载能力强
- C. 适用于传动中心距大的传动
- D. 传动较平稳

[题 8.2] 在一定转速下,要减轻链传动的运动不均匀性和动载荷,应_____。

- A. 增大链的节距,增加链轮齿数
- B. 增大链的节距,减少链轮齿数
- C. 减小链的节距,增加链轮齿数
- D. 减小链的节距,减少链轮齿数

[题 8.3] 若只考虑链条铰链磨损,掉链通常发生在_____。

- A. 小链轮
- B. 大链轮
- C. 不一定

[题 8.4] 在滚子链中,滚子的作用主要是_____。

- A. 缓冲吸振
- B. 减轻套筒与轮齿间的摩擦磨损
- C. 提高链的承载能力
- D. 保证链节与轮齿间良好的啮合

[题 8.5] 链条的链节数宜采用_____。

- A. 奇数
- B. 偶数
- C. 质数
- D. 5 的倍数

[题 8.6] 链条在小轮上包角过小的缺点是_____。

- A. 链在小链轮上容易掉链
- B. 传动不均匀性增大
- C. 啮合齿数少,链和轮齿的磨损快
- D. 链易被拉断,承载能力低

[题 8.7] 链条的磨损主要发生在_____的接触面上。

- A. 滚子和轮齿
- B. 滚子和套筒
- C. 套筒和销轴
- D. 内链板与轮齿

[题 8.8] 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. 静强度破坏

[题 8.9] 大链轮的齿数 z_2 不宜过多的原因是_____。

- A. 齿数 z_2 越多,链条的磨损越大
- B. 齿数 z_2 越多,链条磨损后越容易发生掉链现象
- C. 齿数 z_2 越多,传动越不平稳
- D. 齿数 z_2 越多,传动的动载荷越大

[题 8.10] 大传动比、小中心距且两轮轴线不在同一水平面的链传动,应将链条的紧边布置在上边,松边布置在下边,这是为了_____。

- A. 使链传动达到自动张紧的目的
- B. 降低链条的磨损
- C. 在松边下垂量增大后,链条不易与链轮卡死
- D. 使链传动工作平稳

[题 8.11] 对于起重螺旋(传力螺旋),通常根据_____确定螺杆螺纹小径。

- A. 螺杆强度计算
- B. 螺杆螺纹牙强度计算
- C. 耐磨性计算
- D. 螺纹副自锁条件校核

[题 8.12] 若螺杆和螺母的材料相同,则应校核_____的螺纹牙强度。

- A. 螺杆 B. 螺母 C. 螺杆和螺母 D. 螺杆和螺母中任意一个

[题 8.13] 受压螺杆的稳定性条件式是_____。

- A. λ (柔度) > 40 B. $\frac{F_c}{F} \geq 2 \sim 4$ C. $\lambda > 85$ D. $\frac{F_c}{F} < 2.5 \sim 4$

[题 8.14] 低速重载时,滑动螺旋的螺母材料宜选用_____。

- A. ZCuSn10Pb1 B. ZCuAl10Fe3 C. HT250 D. 45

[题 8.15] 下述摩擦轮传动中,无几何滑动现象的是_____。

- A. 圆柱平摩擦轮传动 B. 圆柱槽形摩擦轮传动
C. 圆盘与圆柱面摩擦传动 D. 锥顶不相交于一点的圆锥摩擦轮传动

[题 8.16] 与齿轮传动相比,摩擦轮传动的特点有_____。

- A. 具有过载保护作用,但传动效率低 B. 磨损轻,寿命长
C. 外廓尺寸小,结构紧凑 D. 噪声大

二、填空题

[题 8.17] 滚子链是由滚子,套筒,销轴,内、外链板组成的,其_____与_____之间及_____与_____之间分别用过盈配合连接;而_____与_____之间及_____与_____之间均为间隙配合。

[题 8.18] 链传动的失效形式有_____、_____、_____和_____四种。

[题 8.19] 链传动中小链轮齿数太少,则会使传动的_____和_____增加,同时加速铰链_____。而大链轮齿数太多,容易发生_____。

[题 8.20] 链传动设计时,链条节数应选_____数(奇数还是偶数)。链轮齿数应选_____数(奇数还是偶数);速度较高时,链节距应选_____些(大还是小)。

[题 8.21] 在一般情况下,链传动的平均传动比为_____,链传动的瞬时传动比_____,这是因为_____造成的。

[题 8.22] 有一小传动比、大中心距的链传动,两轮轴线布置在水平面内,则链的紧边应在_____,松边应在_____,这是为了避免_____。

[题 8.23] 现有两种材料 35 正火钢和 20 Cr 渗碳淬火钢,制造链轮时小链轮选用_____,大链轮选用_____。

[题 8.24] 滚子链和链轮啮合的主要参数有_____,_____和_____,其中_____是滚子链的基本特性参数。

[题 8.25] 螺旋传动按用途可分有_____,_____和_____,其中要求自锁的是_____,要求长时间连续工作、效率和精度较高的是_____。

[题 8.26] 螺旋传动的螺母材料,除要求有足够的强度外,还要求_____。

[题 8.27] 滑动螺旋的主要失效形式有_____,_____,_____和压杆_____。

[题 8.28] 按螺纹间的摩擦性质不同,除滑动螺旋处,还有_____螺旋和_____螺旋,其中摩擦因数最小的是_____。

[题 8.29] 摩擦轮传动按轮的形状可分为_____传动、_____传动和_____传动。这些传动都是_____传动。

[题 8.30] 摩擦轮传动的适用范围很大,动力传动时,通常传递的功率在_____以下,传动比 $i \leq$ _____,圆周速度 $v \leq$ _____。

[题 8.31] 设计与安装圆锥摩擦轮传动时,应保证_____,以避免发生_____。

三、问答题

[题 8.32] 与带传动及齿轮传动相比,链传动有哪些优缺点?为什么自行车中一般都采用链传动?

[题 8.33] 试述链传动的运动不均匀性及动载荷是怎样产生的?影响链传动速度不均匀性的主要参数是什么?为什么一般情况下链传动的瞬时传动比不是恒定的?在什么条件下是恒定的?

[题 8.34] 链速 v 一定时,链轮齿数 z 的多少和链的节距 p 的大小对链传动的动载荷有何影响?

[题 8.35] 链传动的额定功率曲线是在什么条件下得到的?在实际使用中常要进行哪些项目的修正?

[题 8.36] 什么工作条件下按额定功率曲线选择传动链?什么工作条件下要求校核链的静强度安全系数?

[题 8.37] 为什么设计链传动时要限制传动比 i 小于 7?

[题 8.38] 链传动的润滑方式有哪些?如何选择润滑方式?为什么要按推荐的方式来润滑?

[题 8.39] 布置链传动时,要综合考虑哪些问题?

[题 8.40] 试述摩擦轮传动的工作原理、特点和应用。

[题 8.41] 以图 8.3 所示圆盘圆柱摩擦轮传动为例,简述其无级变速的工作原理。

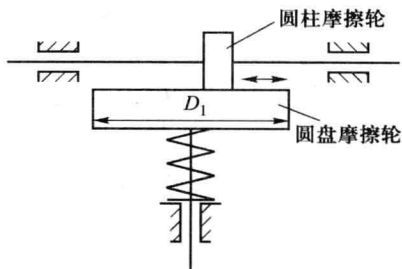


图 8.3

四、分析与计算题

[题 8.42] 有一链传动, $z_1 = 25, z_2 = 75, n_1 = 960 \text{ r/min}$, 现由于工作需要,拟将从动轮转速降到 $n'_2 = 220 \text{ r/min}$ 左右(相对误差小于 3%),若不考虑中心距变化的影响,试问:

(1) 若从动轮齿数及其他条件不变,应将主动轮齿数减少到多少?此时链条所能传递的功率将是原来的多少(用符号表示)?

(2) 若主动轮齿数及其他条件不变,应从动轮齿数增大到多少?

(3) 以上两种方案哪种更好?

[题 8.43] 有一双排滚子链传动,已知链的节距 $p = 19.05 \text{ mm}$,单排链的额定功率 $P_e = 3.5 \text{ kW}$,小链轮齿数 $z_1 = 21$,大链轮齿数 $z_2 = 67$,中心距约为 700 mm ,小链轮转速 $n_1 = 350 \text{ r/min}$,载荷平稳,应用系数 $f_1 = 1.0$,小链轮齿数系数 $f_2 = 0.9$,双排链的额定功率是单排链的 1.7 倍。试计算:

(1) 该链传动能传递的最大功率。

(2) 链节数及链条的长度。

[题 8.44] 有一升降机构采用滑动螺旋传动,如图 8.4 所示,已知螺杆直径 $d = 50 \text{ mm}$, $d_2 = 46 \text{ mm}$,为梯形螺纹,螺距 $P = 8 \text{ mm}$,线数 $n = 4$,螺旋副间摩擦因数 $f = 0.1$,升降台承受的载荷 $F_Q = 5000 \text{ N}$ 。试确定:

(1) 为使螺杆上螺纹牙所受的轴向力与蜗轮所受轴向力方向相反,确定螺杆螺纹的螺旋线方向。

- (4) 计算升降台稳定上升时施加于螺杆上的力矩 T 。

[题 8.45] 有一圆柱平摩擦轮传动,如图 8.5 所示,已知两轮材料均为钢,无润滑,直径 $d_1 = 100 \text{ mm}$, $d_2 = 210 \text{ mm}$ 。试计算:

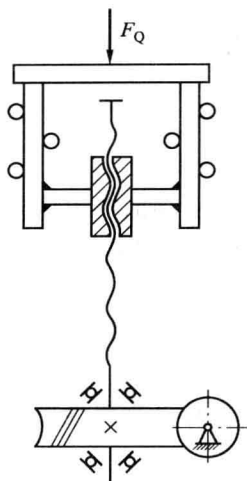


图 8.4 滑动螺旋传动

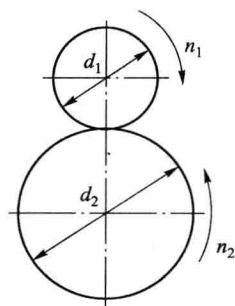


图 8.5 圆柱平摩擦轮传动

- (3) 两轮均为钢制,若主动轮的输出转矩 $T_1=4\,500\text{ N}\cdot\text{mm}$,工作圆周速度 $v=7.2\text{ m/s}$,则此时传动正常时所需的压紧力 F_0 以及能传递的功率 P_1 。

[参考答案]

一、单项选择题

- | | | | | | | | | | |
|----------|---|----------|---|----------|---|----------|---|----------|---|
| [题 8.1] | C | [题 8.2] | C | [题 8.3] | B | [题 8.4] | B | [题 8.5] | B |
| [题 8.6] | C | [题 8.7] | C | [题 8.8] | B | [题 8.9] | B | [题 8.10] | C |
| [题 8.11] | A | [题 8.12] | B | [题 8.13] | B | [题 8.14] | B | [题 8.15] | A |
| [题 8.16] | A | | | | | | | | |

二、填空题

- [题 8.17] 销轴 外链板 套筒 内链板 滚子 套筒 套筒 销轴
[题 8.18] 链条疲劳破坏 链条铰链的磨损 链条铰链的胶合 链条的过载拉断
[题 8.19] 运动不均匀性 动载荷 磨损 掉链

[题 8.20] 偶 奇 小

[题 8.21] 常数 不恒定(或变化的) 多边形效应

[题 8.22] 上 下 松紧边碰撞

[题 8.23] 20Cr 渗碳淬火 35 正火钢

[题 8.24] 节距 p 滚子外径 d_1 内链节内宽 b_1 节距 p

[题 8.25] 调整螺旋 起重(传力)螺旋 传导螺旋 起重(传力)螺旋 传导螺旋

[题 8.26] 摩擦因数小,耐磨性好

[题 8.27] 螺纹磨损 螺杆断裂 螺纹牙根剪断和弯断 失稳

[题 8.28] 滚动 静压 静压螺旋

[题 8.29] 圆柱平摩擦轮 圆柱槽形摩擦轮 圆锥摩擦轮 定传动比

[题 8.30] 20 kW 7~10 25 m/s

[题 8.31] 锥顶交于一点 几何滑动

三、问答题

[题 8.32] [答] 与带传动引比,链传动是啮合传动,能保持准确的平均传动比;所需的张紧力小,作用于轴上的压力也较小,可减小轴和轴承的受力;结构紧凑;能在温度较高、多尘、油污等恶劣环境下工作。

与齿轮传动相比,链传动的制造和安装精度要求较低,适宜中心距较大的场合,其传动结构简单,成本低。

链传动的主要缺点:瞬时链速和瞬时传动比不是常数,因此传动平稳性较差,工作中有一定的冲击和噪声,不能用于高速传动中。

自行车中采用链传动的原因:① 中心距较大,采用链传动结构紧凑;② 链传动没有弹性滑动和打滑;③ 链传动能在较差的环境下工作;④ 与带传动相比,瞬时过载能力较大。

[题 8.33] [答] 因为链条由很多刚性链节组成,当与链轮啮合时,链是按一多边形分布在链轮上的,如图 8.6 所示。在链条每转过一个链节时,链条前进的瞬时速度 $v = R_1 \omega_1 \cos \beta$, 由于 β 由大变小,再由小变大,故 v 周期性地由小变大,再由大变小;而链条沿垂直运动方向的分速度 $v' = R_1 \omega_1 \sin \beta$ 也在周期性地变化,从而导致运动的不均匀性。而链及从动链轮的运动加速度、链条沿垂直运动方向的分速度 v' 的周期性变化及链条和链轮啮合瞬间的相对速度突变都会引起动载荷。

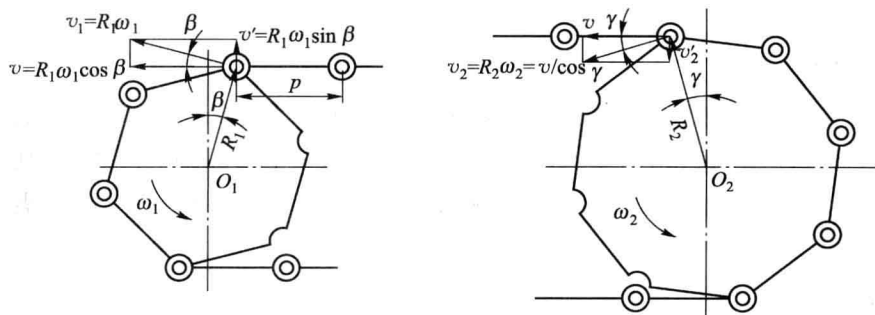


图 8.6

影响链传动速度不均匀性的主要参数是小链轮齿数 z_1 、节距 p 及紧边链长。

通常瞬时传动比 $i_i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \gamma}{d_1 \cos \beta}$, 而 γ, β 随时间而变化, 其最大、最小值为 $\pm \frac{\varphi_1}{2}, \pm \frac{\varphi_2}{2}$, φ_1, φ_2 是一个节距在主、从动轮上所对的圆心角, 与齿数 z_1, z_2 有关。即使主动轮角速度 ω_1 是常数, ω_2 也随 γ, β 而变化, 所以 i_i 也随时间而变化, 即瞬时传动比不是恒定的。

只有在两链轮齿数相同且传动中心距恰为节距 p 的整数倍时, 才能保证瞬时传动比 i_i 为常数。

[题 8.34] [答] 链速 v 一定时, 链轮齿数 z 越小, 链的节距 p 越大, 则冲击越强烈, 引起的动载荷越大。

[题 8.35] [答] 链传动的额定功率曲线是在 $z_1 = 19, L_p = 120$ 、单排链、载荷平稳、传动比为 $1:3 \sim 3:1$ 、按照推荐的润滑方式、工作寿命为 15 000 h、温度在 $-5 \sim 70^\circ\text{C}$ 之间的条件下得到。在实际使用中因实际情况与实验条件不同, 常需乘以一系列修正系数: 应用系数 f_1 , 小链轮齿数系数 f_2 ; 双排链时的额定功率是单排链时的 1.7 倍, 三排链时的额定功率是单链时的 2.5 倍, 且润滑达不到要求时, 额定功率值应修正。

[题 8.36] [答] 链速 $v \geq 0.6 \text{ m/s}$ 的滚子链传动按额定功率曲线选传动链并根据实际情况修正。

对于链速 $v < 0.06 \text{ m/s}$ 的传动, 属于低速链, 其失效形式是过载拉断, 应进行静强度计算, 校核安全系数。

[题 8.37] [答] 因为在传动中心距一定时, 传动比越大, 则链在小链轮上的包角越小, 同时啮合的齿数越少, 传动越不平稳, 承载能力降低, 因此在设计链传动时要限制传动比 i 小于 7, 推荐 $i = 2 \sim 3.5$ 。

[题 8.38] [答] 链传动的润滑方式有人工定期润滑、滴油润滑、浸油或飞溅润滑和压力喷油润滑。可根据链的节距 p 和链速 v 选用推荐的润滑方式。若不采用推荐的润滑方式则会使传动的润滑不良, 磨损加剧, 造成链传动的工作能力和使用寿命降低, 甚至不能工作。因此, 要按推荐的方式来润滑。

[题 8.39] [答] 布置链传动时要综合考虑的问题如下:

(1) 两链轮的回转平面应在同一铅垂平面内, 两轮轴线应相互平行。

(2) 松、紧边的安排。

① 中心距 $a < 30p$ 、传动比 $i > 2$ 的水平传动, 紧边在上, 松边在下, 避免咬链。

② 中心距 $a \geq 60p$ 、传动比 $i < 1.5$ 、小链轮齿数 $z_1 \leq 25$ 的水平传动, 紧边在上, 松边在下, 避免松、紧边碰撞。

③ 接近垂直传动时, 紧边在上, 松边在下, 避免咬链。

(3) 采用张紧装置时, 张紧轮一般安装在松边。

[题 8.40] [答] 摩擦轮传动是靠两轮接触面间的压紧力产生的摩擦力来传递运动和动力的。它的特点是制造简单、运转平稳, 噪声很低, 具有过载保护作用, 能无级调速; 但运转中有滑动, 相对轮廓尺寸大, 传动比不准确, 传动效率低, 干摩擦时磨损寿命低。摩擦轮传动主要适用于传递功率 20 kW 以下、传动比 $i < 7$ 、 $v_{\max} \leq 25 \text{ m/s}$ 的场合。

[题 8.41] [答] 在圆盘圆柱摩擦轮传动中, 圆柱摩擦轮在其轴上可以移动, 即圆柱摩擦轮和圆盘的接触位置是变化的。以图 8.3 为例, 圆柱摩擦轮和圆盘的位置可以从圆盘中心至圆盘的

外径,即圆盘半径 $R_1 = 0 \sim D_1/2$ 。设圆盘轴的角速度为 ω_1 , 圆柱摩擦轮的角速度为 ω_2 , 圆柱摩擦轮的半径为 R_2 , 则有 $\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2$, $i_{12} = \omega_2/\omega_1 = R_1/R_2$, 因 R_2 为常数, 故 i_{12} 随 R_1 的变化而变化, 从而实现无级变速。

四、分析与计算题

[题 8.42] [解]

(1) 改变 z_1 的方案

由于 $z_2 = 75$ 、 $n_1 = 960$ r/min, 为使 $n'_2 = 220$ r/min, 则

$$z'_1 = z_2 n'_2 / n_1 = 75 \times 220 / 960 = 17.19$$

取 $z'_1 = 17$ 。相对误差为 1.1%, 小于 3%, 允许。

链所能传递的功率 $P \leq P_c / (f_1 f_2)$, 由于两种情况变化的仅是主动轮齿数 z_1 , 所能传递的功率将是原来的 f_2 / f'_2 。 f_2 为 $z_1 = 25$ 的小链轮齿数系数, f'_2 为 $z'_1 = 17$ 的小链轮齿数系数。

(2) 改变 z_2 的方案

通过增大从动轮齿数来满足 n'_2 , 则

$$z'_2 = z_1 n_1 / n'_2 = 25 \times 960 / 220 = 109.1$$

取 $z'_2 = 109$ 齿, 相对误差为 0.1%, 小于 3%, 允许。

从前述链传动所能传递的功率公式看, 公式中的参数没有改变, 所以链条所传递的功率不变。

(3) 比较上述两种方案, 若传动空间允许时, 增大从动轮齿数有利, 因为减小主动轮的齿数将使传动功率下降。

[题 8.43] [解]

(1) 链传动所能传递的最大功率

$$P = \frac{1.7 P_c}{f_1 f_2} = \frac{1.7 \times 3.5}{1.0 \times 0.9} \text{ kW} = 6.61 \text{ kW}$$

(2) 链节数及链条的长度

取 $a_0 = 700$ mm, 则

$$L_p = \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a_0} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \frac{2 \times 700}{19.05} + \frac{21 + 67}{2} + \frac{19.05}{700} \times \left(\frac{67 - 21}{2\pi} \right)^2 = 118.9$$

取 $L_p = 118$, 则链长

$$L = L_p p = 118 \times 19.05 \text{ mm} = 2247.9 \text{ mm}$$

[题 8.44] [解]

(1) 螺杆螺纹的螺旋线方向和蜗轮轮齿的螺旋线方向相同, 为右旋。

(2) 蜗杆轴的转动方向为顺时针。

(3) 因为每转一圈螺母移动一个导程 P_n

$$P_h = nP = 4 \times 8 \text{ mm} = 32 \text{ mm}$$

$$\text{则 } n_2 = \frac{640}{P_h} = \frac{640}{32} \text{ r/min} = 20 \text{ r/min}$$

(4) 升降台稳定上升时, 施加于螺杆上的力矩 T 为

$$T = F_Q \tan(\phi + \rho') \frac{d_2}{2}$$

梯形螺纹的牙侧角 $\beta = 15^\circ$, 则式中

$$\psi = \arctan \phi = \arctan \frac{P_h}{\pi d_2} = \arctan \frac{32}{\pi \times 46} = 12.486^\circ$$

$$\rho' = \arctan f' = \arctan \frac{f}{\cos \beta} = \arctan \frac{0.1}{\cos 15^\circ} = 5.911^\circ$$

因此

$$T = 5\,000 \times \tan(12.486^\circ + 5.911^\circ) \times \frac{46}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 3.82 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(5) 螺杆副的传动效率 $\eta_{\text{螺杆}}$

$$\eta_{\text{螺杆}} = \frac{\tan \psi}{\tan(\psi + \rho')} = \frac{\tan 12.486^\circ}{\tan(12.486^\circ + 5.911^\circ)} = 0.665$$

蜗杆轴的输出功率 P_w

$$P_w = \frac{F_Q v_{\text{升降台}}}{\eta_{\Sigma}}$$

式中 $v_{\text{升降台}} = 640 / (1\,000 \times 60) \text{ m/s} = 0.0107 \text{ m/s}$

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{联轴器}} \eta_{\text{蜗杆}} \eta_{\text{蜗杆}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{滚动导轨}} = 0.99 \times 0.42 \times 0.665 \times 0.98 \times 0.99 = 0.268$$

则

$$P_w = \frac{5\,000 \times 0.0107}{0.268} = 199.6 \text{ W}$$

[题 8.45] [解]

由主教材 8.3.2 知:钢-钢的滑动率 $\epsilon = 0.2\%$, 钢-橡胶的滑动率 $\epsilon = 3\%$, 无润滑时, 钢-钢的摩擦因数 $f = 0.15 \sim 0.20$ 。

(1) 此传动正常工作时, 实际传动比

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)} = \frac{210}{100 \times (1-0.002)} = 2.104$$

(2) 从动轮材料改变后的实际传动比

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)} = \frac{210}{100 \times (1-0.03)} = 2.165$$

(3) 设载荷系数 $K = 1.5$, 压紧力为 F_Q , 取摩擦因数 $f = 0.2$, 则由 $fF_Q \frac{d_1}{2} \geq KT_1$ 得

$$F_Q \geq \frac{2KT_1}{fd_1} = \frac{2 \times 1.5 \times 4\,500}{0.2 \times 100} \text{ N} = 675 \text{ N}$$

此传动能传递的功率 P_1 为

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6}$$

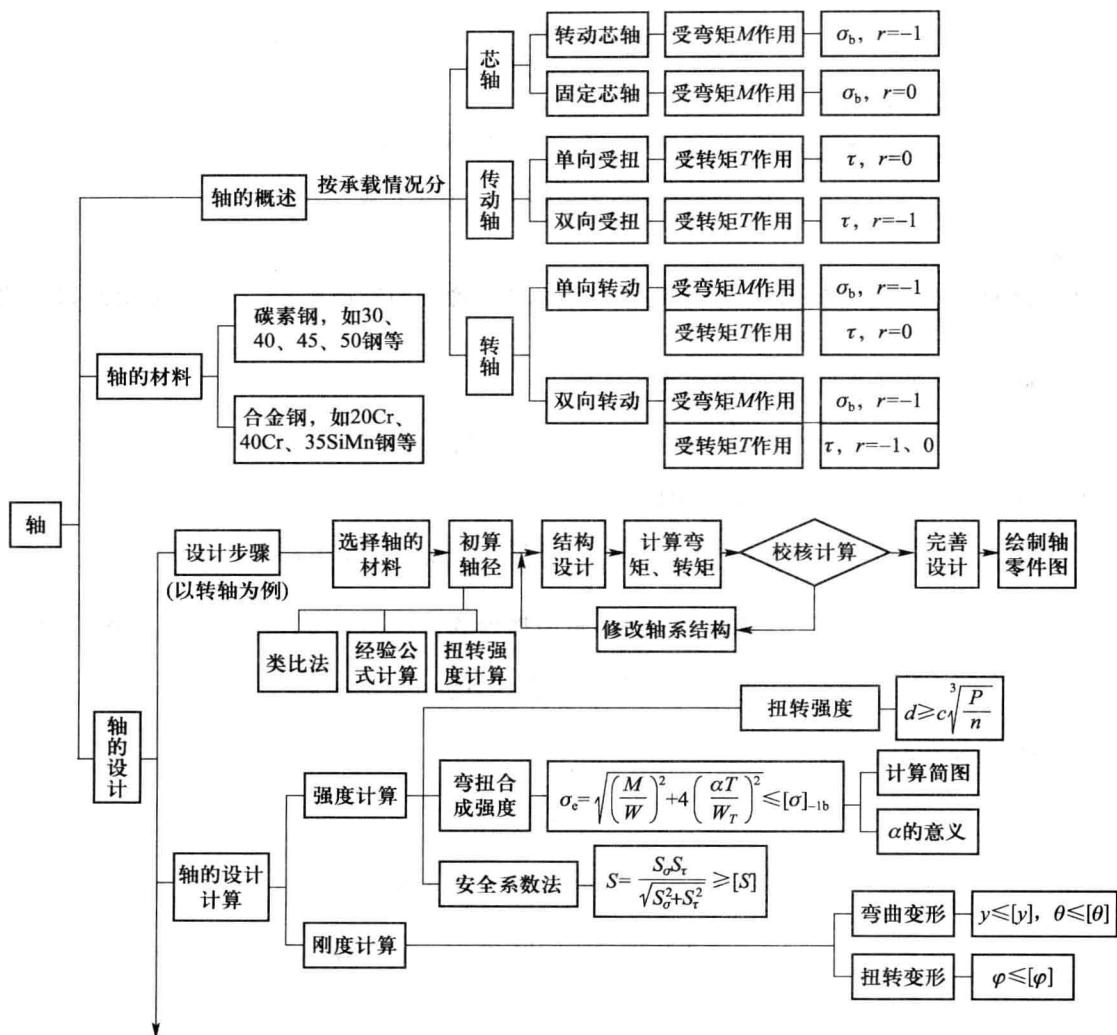
式中 $n_1 = \frac{60 \times 1\,000 v}{\pi d_1} = \frac{60 \times 1\,000 \times 7.2}{\pi \times 100} \text{ r/min} = 1\,375.8 \text{ r/min}$

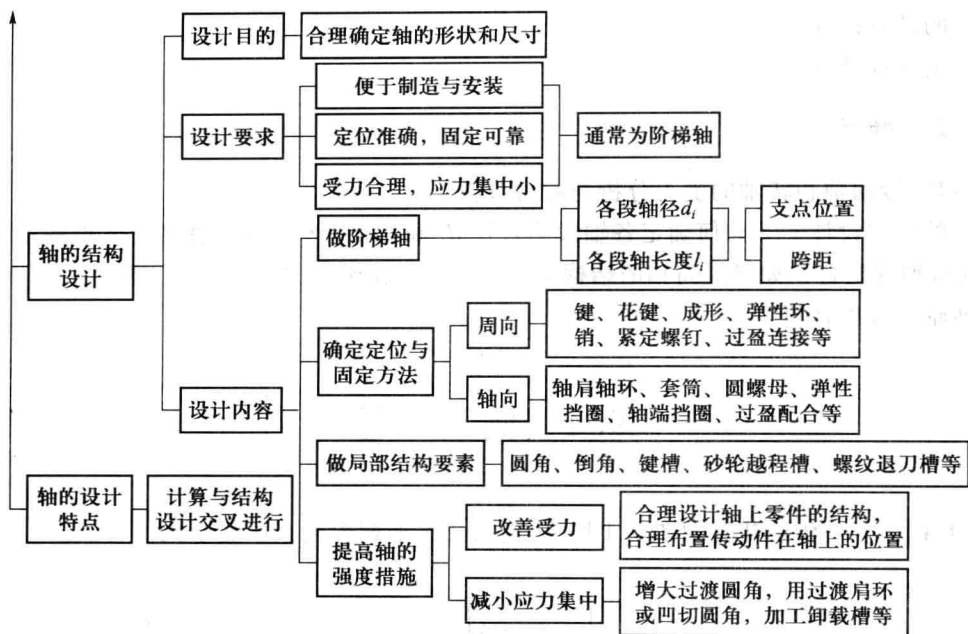
则

$$P_1 = \frac{4\,500 \times 1\,375.8}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 0.65 \text{ kW}$$

第 9 章 轴

9.1 主要内容框图





9.2 学习要求

1. 了解轴的功用及轴的常用材料。
2. 掌握芯轴、传动轴和转轴的受力分析、应力分析及应用。
3. 掌握轴的设计步骤和设计特点。
4. 掌握轴的结构设计的目的、要求及设计内容。
5. 掌握轴的三种强度计算方法和刚度计算原理。
6. 通过轴的设计进一步体会机械设计计算方法的选择和使用是灵活多样的, 是与结构设计密切相关的, 进一步体会结构设计是机械设计的重要内容, 千万不能只重视计算, 而轻视结构设计。为了增加结构设计能力, 必须多看实物, 多看现有各种轴的结构图, 多想多问, 深入理解各种轴的结构特点。在此基础上, 反复实践、认真总结, 就一定会熟练掌握轴的结构设计方法, 提高结构设计能力。

9.3 重点与难点

9.3.1 重点

1. 芯轴、传动轴和转轴的受力分析与应力分析。
2. 转轴的设计步骤。

3. 轴的结构设计。
4. 轴的强度计算。

9.3.2 难点

1. 芯轴、传动轴和转轴的受力分析与应力分析。
2. 轴的结构设计——如何确定各轴段的直径 d_i 和长度 l_i ? 如何选择轴上零件的定位、固定方法及其与轴的配合? 如何提高轴的结构工艺性? 如何使轴受力合理, 应力集中小?
3. 转轴的强度计算。

9.4 例题

[例 9.1] 有一传动装置如图 9.1 所示, 卷筒用普通螺栓连接固连于大齿轮上。

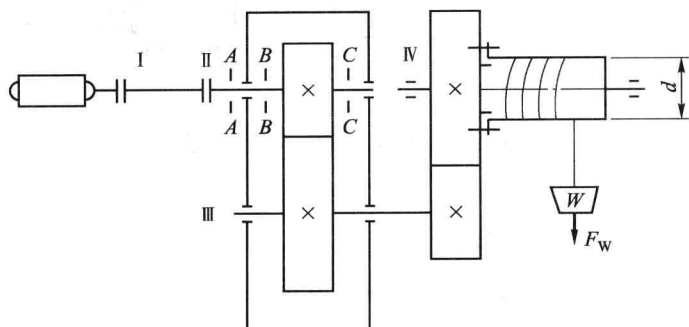


图 9.1 传动装置

- (1) 试根据承受载荷的情况, 对各轴进行分类。
- (2) 试分析 II 轴上 A—A、B—B、C—C 三个截面受何种载荷和何种应力作用? 其应力循环特征 r =? 应力计算公式是什么?
- (3) 以 II 轴为例说明影响轴的疲劳强度的因素有哪些? 提高轴的疲劳强度可采取哪些措施?
- (4) 试分析 I、II 轴上零件的固定方法。

[答] (1) I 轴受转矩 T 作用, 是传动轴; II、III 轴既受转矩 T 作用, 又受弯矩 M 作用, 是转轴; IV 轴只受弯矩作用, 是芯轴。

[提示] 因为卷筒与大齿轮间采用普通螺栓连接相固连, 作用于大齿轮的转矩直接传递给卷筒, 故 IV 轴不受转矩作用。

(2) II 轴上各截面所受的载荷、应力、应力循环特征及应力计算公式见下表。

截 面	载 荷	应 力	应力循环特征	应力计算公式
A—A	T	τ	$r = 0$	$\tau_{\max} = \frac{T}{W_T}, \tau_{\min} = 0, \tau_m = \tau_a = \frac{T}{2W_T}$

续表

截 面	载 荷	应 力	应力循环特征	应力计算公式
B—B	T	τ	$r = 0$	$\tau_{\max} = \frac{T}{W_T}, \tau_{\min} = 0, \tau_m = \tau_a = \frac{T}{2W_T}$
	M	σ_b	$r = -1$	$\sigma_{b\max} = \frac{M}{W} = -\sigma_{b\min}, \sigma_{ba} = \sigma_{b\max}, \sigma_{bm} = 0$
C—C	M	σ_b	$r = -1$	$\sigma_{b\max} = \frac{M}{W} = -\sigma_{b\min}, \sigma_{ba} = \sigma_{b\max}, \sigma_{bm} = 0$

〔提示〕 扭剪应力 τ 的应力循环特征 r 随转矩 T 的性质而变化,通常轴单向受扭时,转矩 T 按脉动循环变化,则 τ 的 $r = 0$, 而轴双向转动并受载荷作用时,转矩 T 按对称循环变化,故 τ 的 $r = -1$ 。

(3) 影响轴的疲劳强度的主要因素有应力集中、绝对尺寸和表面状态。

为提高轴的疲劳强度可采取的措施如下:

① 阶梯轴的相邻轴径变化应尽量小,并在阶梯变化处采用较大的过渡圆角,或采用过渡肩环、凹切圆角;当轴毂连接采用过盈配合时,应尽量减小过盈量,或在轴上、轮毂上加工卸载槽;在轴上避免开槽孔、切口或凹槽,轴上键槽可采用盘铣刀加工。以上这些做法可减小应力集中。

② 提高轴的加工精度,降低轴的表面粗糙度值,采用辗压、喷丸、表面淬火等方法对轴表面进行强化,从而提高轴的表面质量。

③ 在保证强度和结构要求的前提下,轴径尺寸应尽量小。

(4) I 轴上只有两个半联轴器,半联轴器在轴上的轴向固定采用轴肩,周向固定可采用普通平键连接;而 II 轴上装有半联轴器、滚动轴承和齿轮,其固定的方式如图 9.2 所示,半联轴器在轴上的轴向固定采用轴肩,周向固定可采用普通平键连接。滚动轴承在轴上的轴向固定采用轴肩—轴承端盖及套筒—轴承端盖,周向固定采用过盈配合。齿轮在轴上的轴向固定采用轴肩(或环)—套筒,周向固定采用普通平键连接。

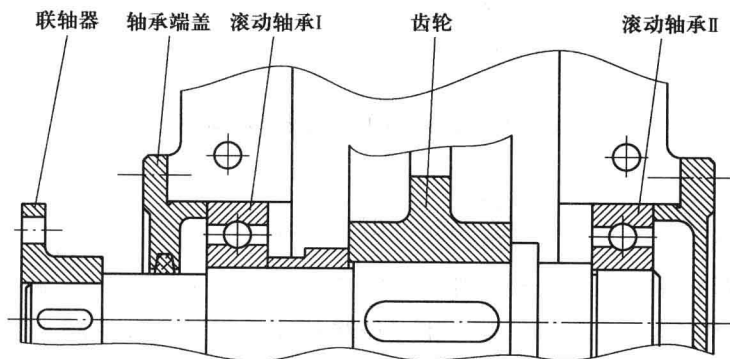


图 9.2

〔提示〕 轴上零件的轴向固定方法有很多,如圆螺母、弹性挡圈、轴端挡圈、紧定螺钉、销连接等。

[例 9.2] 试述轴的强度计算方法有几种? 它们各适用于何种情况?

[答]: 轴的强度计算方法有三种:

(1) 按扭转强度计算, $\tau = \frac{T}{W_T} \leq [\tau]$, 适用于确定轴的最小直径或传动轴的强度计算。

(2) 按弯扭合成强度条件计算, $\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha\tau)^2} \leq [\sigma]_{-1b}$, 适用于一般转轴的强度计算, 因为这种强度计算方法虽然同时考虑了弯矩和转矩的作用, 并用降低许用应力值的方法来考虑影响轴的疲劳强度的诸因素, 但对影响轴的疲劳强度的诸因素的考虑并不精确, 故只适用于一般转轴。芯轴可作为转轴的一个特例。

[提示] 该公式是按第三强度理论推出的, 式中 α 是因 σ_b 与 τ 的循环特征不同而引入的折合系数, 转轴的弯曲应力 σ_b 为对称循环, $r = -1$; 而扭转剪应力 τ 的循环特征随 T 的性质而定, 若轴频繁正反受扭, 则 τ 为对称循环, $r = -1$, $\alpha = 1$, 若转矩是脉动变化时, 则 $r = 0$, $\alpha = 0.6$ 。

(3) 按安全系数法进行精确的校核计算, $S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$, 适用于重要的轴, 因为这种强度计算方法考虑了影响轴的疲劳强度的诸因素, 所以计算精确。

[提示] 三种轴的计算方法所需计算资料不同, 计算精度和复杂程度也不同, 按轴设计的步骤、轴的重要性和载荷情况等选择计算方法, 对于一根轴, 不必要一定把三种计算方法都用上, 有时选用一或两种即可。

[例 9.3] 有一斜齿圆柱齿轮减速器, 其传动简图如图 9.3 所示, 试设计其输入轴, 并校核轴的强度和弯曲刚度(与小齿轮配合处)。已知该轴输入功率 $P_1 = 15 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 970 \text{ r/min}$, 小齿轮节圆直径 $d'_1 = 134.949 \text{ mm}$, 齿轮宽度 $b_1 = 140 \text{ mm}$, 分度圆螺旋角 $\beta_1 = 12^\circ$, 法向压力角 $\alpha_n = 20^\circ$, 法面模数 $m_n = 4 \text{ mm}$, 机体内壁至轴承座端面距离 $l = 60 \text{ mm}$, 小齿轮端面至机体内壁的距离 $\Delta_2 = 15 \text{ mm}$, 采用角接触球轴承支承, 面对面安装, 轴承端面至机体内壁的距离 $\Delta_3 = 5 \text{ mm}$, 轴的材料为 45 调质钢。

[解] (1) 按扭转强度初算轴的最小直径 d_1

$$d_1 \geq C \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$$

式中, $P_1 = 15 \text{ kW}$, $n_1 = 970 \text{ r/min}$, 查主教材第 197 页表 9.4 取 $C = 110$, 则

$$d_1 \geq C \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{15}{970}} \text{ mm} = 27.4 \text{ mm}$$

考虑有键槽的影响, 将直径增大 3%, 则 $d_1 \geq 27.4 \times (1 + 3\%) \text{ mm} = 28.2 \text{ mm}$, 再考虑选用 LX3 型联轴器的内孔直径和长度系列, 取 $d_1 = 30 \text{ mm}$, 轴孔长度 $L_1 = 60 \text{ mm}$ (J 型轴孔)。

(2) 初定轴的结构

1) 做成阶梯轴

阶梯轴有 7 段, 如图 9.4 所示。

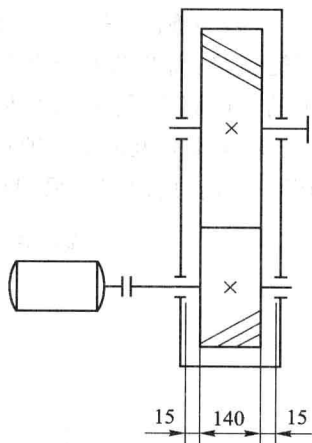


图 9.3 斜齿圆柱齿轮减速器传动简图

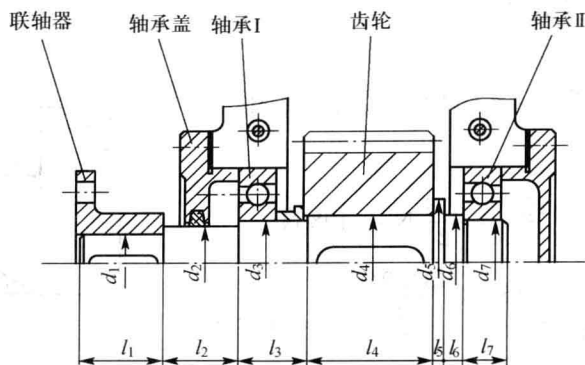


图 9.4

2) 确定各轴段的直径 d_i

确定各轴段的直径 d_i 时,主要考虑轴上零件的定位固定,与轴上标准件孔径的配合,便于装拆、受力合理等。通常以最小直径 d_1 为基础,逐段确定。按照上述考虑,初取 $d_2 = 38 \text{ mm}$, $d_3 = 40 \text{ mm}$, $d_4 = 42 \text{ mm}$, $d_5 = 50 \text{ mm}$, $d_6 = 47 \text{ mm}$, $d_7 = 40 \text{ mm}$ 。

3) 初选滚动轴承型号

初选滚动轴承型号为 7208C, $d_2 = d = 40 \text{ mm}$, $D = 80 \text{ mm}$, $B = 18 \text{ mm}$, $a = 17 \text{ mm}$, $d_a = 47 \text{ mm}$ 。

4) 确定各轴段的长度 L_i

确定各轴段的长度 L_i 时,主要考虑轴上零件的配合长度,轴上零件之间的相互位置,动静件之间的相互位置和轴承座的宽度等。通常以传动件轮毂宽度为基础,逐渐确定两边的轴段长度。按照上述考虑,初取 $L_4 = 138 \text{ mm}$ (较 b_1 小 2 mm,以保证套筒对小齿轮 1 的固定), $L_3 = 40 \text{ mm}$, $L_2 = 50 \text{ mm}$, $L_1 = 58 \text{ mm}$, $L_5 = 6 \text{ mm}$, $L_6 = 14 \text{ mm}$, $L_7 = 18 \text{ mm}$ 。

5) 做出轴的局部结构要素

① 在 d_1 轴段做键槽,槽宽 $b = 8 \text{ mm}$,长度 $L = 50 \text{ mm}$;在 d_4 轴段做键槽,槽宽 $b = 12 \text{ mm}$,长度 $L = 125 \text{ mm}$ 。

② 做圆角 $r = 1 \sim 1.5 \text{ mm}$ 。

③ 做倒角 $C1$ 。

④ 做退刀槽 $2 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$ 。

(3) 强度校核

1) 求齿轮上的作用力

$$\text{作用于齿轮上的转矩 } T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{15}{970} \text{ N} \cdot \text{mm} = 1.48 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{圆周力 } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1'} = \frac{2 \times 1.48 \times 10^5}{134.949} \text{ N} = 2193 \text{ N}$$

$$\text{径向力 } F_{r1} = \frac{F_{t1} \tan \alpha_n}{\cos \beta_1} = \frac{2193 \times \tan 20^\circ}{\cos 12^\circ} \text{ N} = 816 \text{ N}$$

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_{t1} \tan \beta_1 = 2193 \times \tan 12^\circ \text{ N} = 466 \text{ N}$$

2) 做轴的计算简图

轴的计算简图如图 9.5 所示。

3) 计算各支点处的支反力

垂直面

$$F_{VtA} = F_{VtB} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{2193}{2} \text{ N} = 1096.5 \text{ N}$$

水平面

$$F_{HrA} = F_{HrB} = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{816}{2} \text{ N} = 408 \text{ N}$$

$$F_{HaA} = F_{HaB} = \frac{F_{a1}}{2} \frac{d_1'}{99} = \frac{466 \times \frac{134.949}{2}}{2 \times 99} \text{ N} = 158.8 \text{ N}$$

$$\text{则 } F_{HA} = F_{HrA} + F_{HaA} = 408 \text{ N} + 158.8 \text{ N} = 566.8 \text{ N}$$

$$F_{HB} = F_{HrB} - F_{HaB} = 408 \text{ N} - 158.8 \text{ N} = 249.2 \text{ N}$$

4) 绘制弯矩图

垂直面

$$M_{VC} = F_{VtA} l_{AC} = 1096.5 \times 91 \text{ N} \cdot \text{mm} = 99781.5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

水平面

$$M_{HC左} = F_{HA} l_{AC} = 566.8 \times 91 \text{ N} \cdot \text{mm} = 56113.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{HC右} = F_{HB} \times l_{BC} = 249.2 \times 91 \text{ N} \cdot \text{mm} = 24671.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

合成弯矩

$$M_{C左} = \sqrt{M_{VC}^2 + M_{HC左}^2} = \sqrt{99781.5^2 + 56113.2^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ = 114477.2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{C右} = \sqrt{M_{VC}^2 + M_{HC右}^2} = \sqrt{99781.5^2 + 24671.2^2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 102785.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

5) 绘转矩图

$$T_1 = 1.48 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

6) 绘制当量弯矩图

$$M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T_1)^2}$$

取折合系数 $\alpha = 0.6$, 则有

$$M_{e'} = \alpha T_1 = 0.6 \times 1.48 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm} = 88800 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{eC左} = \sqrt{M_{C左}^2 + (\alpha T_1)^2} = \sqrt{114477.2^2 + (0.6 \times 1.48 \times 10^5)^2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 1.62 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{eC右} = M_{C右} = 102785.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7) 按弯扭联合强度进行校核

轴的材料为 45 钢, 调质处理, 查主教材表 9.3 和表 9.7 可得 $\sigma_b = 650 \text{ MPa}$, $[\sigma]_{-1b} = 60 \text{ MPa}$ 。

$$\text{危险截面 } C \text{ 处当量应力 } \sigma_e = \frac{M_{eC左}}{W} = \frac{1.62 \times 10^5}{0.1 \times 42^3} \text{ MPa} = 21.8 \text{ MPa} < [\sigma]_{-1b}, \text{ 故安全。}$$

[注] 若需精确校核, 则可按安全系数法进行, 充分考虑应力集中、表面质量和尺寸效应等因素的影响。

(4) 校核与小齿轮配合处轴的刚度

按当量轴径法计算轴的最大挠度 $y_{\max}$ (在小齿轮宽度中点对应处)。将轴两支点 A 与 B 间

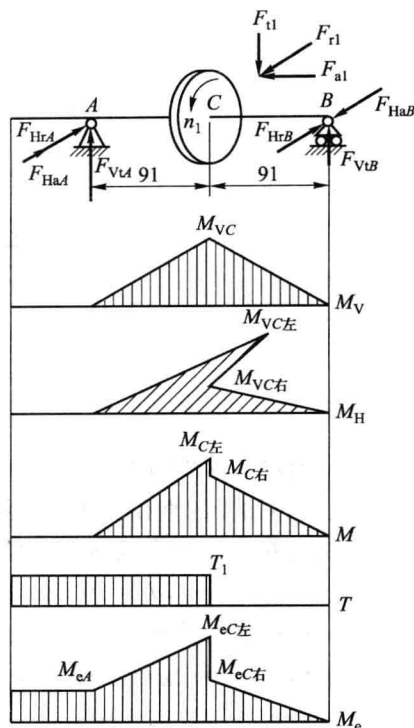


图 9.5 轴的计算简图

不同直径分为 L'_3 、 L_4 、 L_5 、 L_6 和 L'_7 五部分,其中 $L'_3=23\text{ mm}$, $L'_7=1\text{ mm}$ (支点位于 L_6 段内)。由公式,当量轴径为

$$\begin{aligned} d_m &= \frac{\sum d_i L_i}{\sum L_i} = \frac{d_3 L'_3 + d_4 L_4 + d_5 L_5 + d_6 L_6 + d_7 L'_7}{L'_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L'_7} \\ &= \frac{40 \times 23 + 42 \times 138 + 50 \times 6 + 47 \times 14 + 40 \times 1}{23 + 138 + 6 + 14 + 1} \text{ mm} \\ &= 42.4 \text{ mm} \end{aligned}$$

截面惯性矩

$$I = \frac{\pi d_m^4}{64} = \frac{\pi \times 42.4^4}{64} \text{ mm}^4 = 1.587 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

根据材料力学弯曲挠度公式得

$$y_{\max} = \frac{FL^3}{48EI}$$

式中: $F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{2193^2 + 816^2} \text{ N} = 2340 \text{ N}$;

$L = \sum L_i = 198 \text{ mm}$;

E ——轴的材料弹性模量,取 $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。

则

$$y_{\max} = \frac{2340 \times 198^3}{48 \times 2.06 \times 10^5 \times 1.587 \times 10^5} \text{ mm} = 0.012 \text{ mm}$$

查主教材表 9.14 知 $[y] = (0.01 \sim 0.05)m_n = (0.01 \sim 0.05) \times 4 \text{ mm} = 0.04 \sim 0.2 \text{ mm}$ 。

因为

$$y_{\max} \ll [y]$$

故该轴的弯曲刚度足够。

[说明] 这是一个比较系统的例题,具有轴设计的典型性。从题给的传动简图出发,并根据已知参数和尺寸,经过反复计算和画图,画出轴的结构图,比较完整地表达了轴系设计的过程,最后按弯扭联合强度条件校核了轴的强度,并按当量轴径法校核了与小齿轮配合处轴的弯曲刚度。由此例题可以清楚地体会到:

① 轴的结构设计和强度计算是交叉进行的,强度计算为结构设计提供依据,结构设计又为强度计算提供具体的数据,如此反反复复,逐渐趋近合理的设计。

② 轴的形状、尺寸和受力与轴上零件及总体结构有关,设计时必须弄清它们之间的关系和要求。

9.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 9.1] 按照承载情况,自行车的前轴是_____,中间轴是_____,后轴是_____。

A. 传动轴 B. 转轴 C. 固定芯轴 D. 转动芯轴

[题 9.2] 当轴受力较大而又要求轴的直径较小时,则应采用_____。

A. 40Cr 调质钢 B. 45 正火钢 C. Q235 D. HT250

[题 9.3] 在图 9.6 所示的结构中, a 、 b 两处的应力集中系数分别用 $K_{\sigma a}$ 和 $K_{\sigma b}$ 表示, 则有_____。

A. $K_{\sigma a} < K_{\sigma b}$

B. $K_{\sigma b} < K_{\sigma a}$

C. $K_{\sigma a} = K_{\sigma b}$

D. 不一定

[题 9.4] 同一工作条件下, 若不改变轴的结构和尺寸, 仅将轴的材料由碳钢改为合金钢, 可以提高轴的_____而不能提高轴的_____。

A. 强度

B. 刚度

[题 9.5] 在减速器的轴系结构中, 定位套筒与轴的配合应_____, 而齿轮与轴的配合应_____。

A. 紧一些

B. 松一些

C. 紧一些或松一些均可

[题 9.6] 转轴与轮毂的周向固定通常采用_____。

A. 键连接

B. 铆接

C. 焊接

D. 销连接

[题 9.7] 已知齿轮减速器的传动比为 9, 传动总效率为 0.9, 若其高速级输入轴直径为 30 mm, 则可以估算出低速级输出轴的直径为_____。

A. 60 mm

B. 70 mm

C. 80 mm

D. 85 mm

[题 9.8] 在下列几种轴上零件的周向固定方法中, 能够实现轴向移动的是_____。

A. 过盈配合连接

B. 切向键连接

C. 楔键连接

D. 花键连接

[题 9.9] 轴用弹簧挡圈的常用材料是_____。

A. 65Mn

B. GCr15

C. HT250

D. 45

二、填空题

[题 9.10] 提高轴的强度的措施有_____、_____、_____和_____。

[题 9.11] 轴的直径由 30 mm 增大至 35 mm (为原来直径的 1.17 倍), 如果其他条件不变, 则轴的同一截面所受的弯曲应力减小_____% , 而轴的扭转角减小_____% 。若轴的直径由 30 mm 减小至 25 mm (为原来直径的 0.83 倍), 则轴的同一截面所受的弯曲应力增大为原来的_____倍, 轴的扭转角增大为原来的_____倍。

[题 9.12] 受弯矩作用的轴, 力作用于轴的中点, 当其跨度减小为原来跨度的 1/2 时, 如果其他条件不变, 则轴的挠度为原来挠度的_____% 。

[题 9.13] 选择轴的材料应考虑的因素有_____、_____和_____。

[题 9.14] 轴的常用材料有_____, 如_____ (两种即可); _____, 如_____ (两种即可)。轴的毛坯一般是_____或_____; 而形状复杂的轴可采用_____毛坯, 采用的材料是_____。

[题 9.15] 设计轴的结构时应该考虑的主要问题有_____, _____, _____和_____ (举出四项即可)。

[题 9.16] 齿轮轮毂结构尺寸及与之相配合轴段和轴肩的结构尺寸如图 9.7 所示, 则有 C _____, r, h _____ (2~3) C, L _____ b (提示: 填 <、> 或 $\geq$)。

三、问答题

[题 9.17] 按承载情况, 轴可分为哪几类? 各有何特点? 试举例说明之。

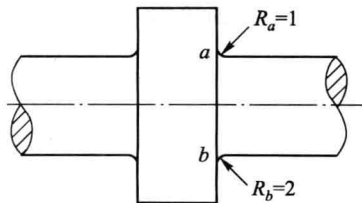


图 9.6

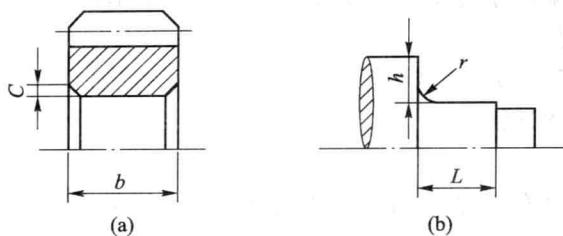


图 9.7

[题 9.18] 对轴的材料有什么要求？轴的常用材料有哪些(各举两例)？各适用于什么场合？

[题 9.19] 常见的轴为什么多为阶梯轴？确定各轴段的直径和长度时要考虑哪些问题？

[题 9.20] 进行转轴的设计时,为什么强度计算和结构设计要交叉进行？

[题 9.21] 轴的强度计算公式 $\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha\tau)^2}$ 中, α 的含义是什么？其值如何确定？

[题 9.22] 轴上零件的轴向固定有哪些方法？各有何特点？轴上零件的周向固定有哪些方法？各有何特点？

[题 9.23] 在齿轮减速器中,为什么低速轴的直径要比高速轴的直径大得多？

[题 9.24] 图 9.8 所示为轴上零件的两种布置方案,功率由齿轮 A 输入,齿轮 1 输出转矩 T_1 , 齿轮 2 输出转矩 T_2 , 且 $T_1 > T_2$, 试比较两种布置方案各段轴所承受的转矩是否相同？

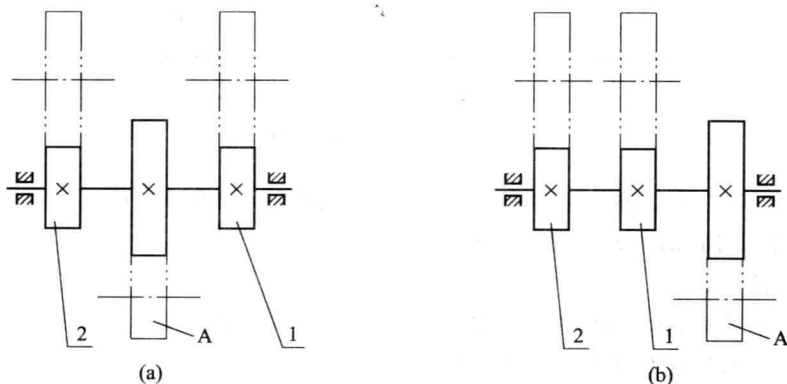


图 9.8 轴上零件的两种布置方案

[题 9.25] 有一齿轮传动装置如图 9.9 所示。齿轮齿数分别为 z_1, z_2, z_3 。试分析：

(1) 当 I 轴为主动轴时, I 轴的输入转矩为 T_1 , 则 $T_{II} = ?$ $T_{III} = ?$ 当 II 轴为主动轴时, T_I 、 T_{II} 、 T_{III} 之间是什么关系(不计摩擦损耗)？

(2) 按承载情况, 当 I 轴为主动轴时, I、II、III 轴各为哪类轴？当 II 轴为主动轴时, I、II、III 轴各为哪类轴？

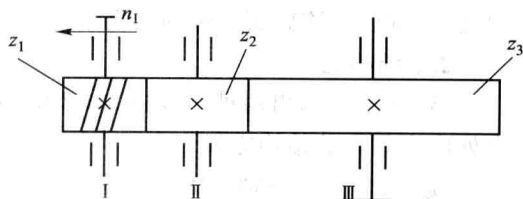


图 9.9 齿轮传动装置

[题 9.26] 有一转轴如图 9.10 所示, 已知轴的材料为 45 钢, 阶梯轴简化为等直轴的当量直径为 d_m , 受力最大处的挠度和扭转角分别为 y 和 φ 。

问：以下各种措施是否均能减小挠度和扭转角？从提高轴系刚度看，哪个方案效果显著？

- (1) 轴的直径增大到 $2d_m$ 。
- (2) 将轴各部分长度 L_1 、 L_2 各减小 50%。
- (3) 轴的材料改为 40Cr 钢。

四、计算题

[题 9.27] 某铁路货车的一节车厢及其货物总重 $F_Q = 500 \text{ kN}$ ，车厢由四根轴、八个车轮支承，作用于每根轴上的力如图 9.11 所示，该力到钢轨中心线的距离 l 约为 220 mm。考虑偏载荷等因素，计算轴的强度时，取载荷系数 $K = 1.3$ 。车轴材料为 45 调质钢， $[\sigma]_{-1b} = 60 \text{ MPa}$ 。试确定车轴 A—A 截面的直径。

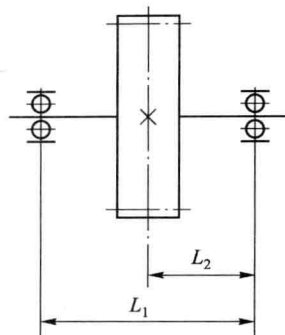


图 9.10 转轴

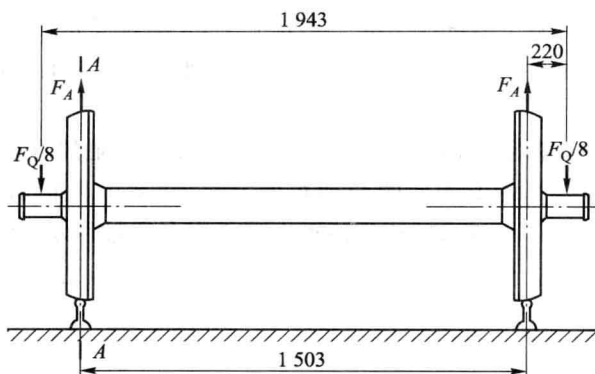


图 9.11 铁路货车每根轴的力

[题 9.28] 已知一传动轴传递功率为 30 kW，轴的转速 $n = 980 \text{ r/min}$ ，若轴的许用扭转切应力 $[\tau]$ 不能超过 40 MPa，传动轴的直径应为多少？要求：

- (1) 按实心轴计算。
- (2) 按空心轴计算，内、外径之比分别取 0.8、0.6、0.4 三种方案。
- (3) 比较各方案轴质量之比（取实心轴质量为 1）。

[题 9.29] 有一根转轴，危险截面处直径 $d = 100 \text{ mm}$ ，弯曲应力 $\sigma_a = 60 \text{ MPa}$ ， $\sigma_m = 0$ ，扭转切应力 $\tau_a = \tau_m = 25 \text{ MPa}$ ，轴的材料为 45 正火钢，硬度 170~217 HBW， $\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}$ ， $\tau_{-1} = 140 \text{ MPa}$ ，轴经磨削，表面粗糙度值为 $Ra 0.8 \mu\text{m}$ ，轴与轮毂选用 H7/r6 配合，危险截面处有 A 型键槽，试计算该截面上轴的安全系数 S ，并判断其安全性（设 $[S] = 1.5$ ）。

五、结构题

[题 9.30] 画出两种减少图 9.12 中轴与轮毂过盈配合处应力集中的结构方案。

[题 9.31] 有一轴端固定一个小实心式齿轮，试画出以下两种轴端固定的结构图：

- (1) 锥形轴端，半圆键连接，螺母固定。
- (2) 圆柱形轴端，平键连接，轴端挡圈固定。

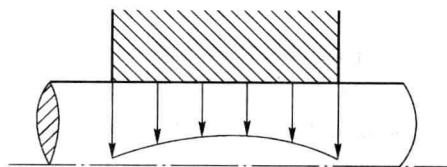


图 9.12 轴与轮毂过盈配合

[参考答案]

一、单项选择题

[题 9.1] C B C [题 9.2] A [题 9.3] B [题 9.4] A B

[题 9.5] B A [题 9.6] A [题 9.7] A [题 9.8] D

[题 9.9] A

二、填空题

[题 9.10] 合理布置轴上传动件的位置 合理设计轴上零件的结构 减小应力集中 提高轴的表面质量

[题 9.11] 62.4 53.4 1.75 2.11

[题 9.12] 12.5

[题 9.13] 工作条件要求(如载荷性质、结构尺寸) 加工要求(如加工工艺性好) 经济性(如价廉)

[题 9.14] 碳素钢 Q235、45 合金钢 40Cr、35CrMo 圆钢 锻件 铸造 铸钢或球墨铸铁

[题 9.15] 制造与安装要求 轴上零件的定位固定要求 轴受力合理、应力集中小的要求 经济性的要求(如合理选择加工精度,尽量减少加工刀具的装夹次数等)

[题 9.16] > $\geq$ <

三、问答题

[题 9.17] [答] 按承载情况,轴分为芯轴、传动轴和转轴三种。芯轴只承受弯矩作用,如滑轮轴;传动轴只承受转矩作用,如汽车变速箱与后桥之间的连接轴;转轴即受弯矩作用又受转矩作用,如减速器中的各个轴。

[题 9.18] [答] 轴的材料应满足工作条件要求、加工要求和经济性要求。轴的常用材料有碳素钢,如 35、45 钢,适用于一般轴用;合金钢,如 40Cr、35CrMo,适用于载荷大、要求结构紧凑的重要的轴。

[题 9.19] [答] 常见的轴之所以多为阶梯轴,是因为阶梯轴能很好地满足轴结构设计时的诸多要求,如阶梯轴上有轴肩或轴环,便于轴上零件的定位固定;阶梯轴的各轴段直径由小到大,再到小,这样便于轴上零件的装拆;阶梯轴上各轴段根据需要可有不同的加工精度,经济合理;阶梯轴的受力合理,受力大处轴径大。

确定各轴段的直径通常由 $d_{\min}$ 开始,逐段确定,要考虑的问题主要有:轴上零件的定位固定要准确可靠,与相配标准件的孔径要一致,轴上零件的装拆要方便,轴的受力要合理。而确定各轴段的长度通常由与传动件相配合的轴段开始,此轴段的长度要比传动件轮毂短 2~3 mm,以保证传动件在轴上的轴向固定,然后向两边逐段确定,要考虑的问题主要有:与轴配合零件的轴向宽度,轴上传动件与支承机架的距离,机架中轴承座宽度,轴承在轴承座孔中的位置,轴承盖凸缘宽度及轴伸上轴肩到轴承盖端面的距离等。

[题 9.20] [答] 进行转轴设计时,由于未进行轴的结构设计之前,通常轴的跨度未知,弯矩无法确定,无法对轴进行弯曲强度计算。而转轴是既受转矩作用,又受弯矩作用的轴,有的截面上既有扭转切应力 τ ,又有弯曲应力 σ_b ,是复杂应力状态。若 σ_b 未知,则轴的强度计算就无法进行。而以扭转强度确定出 $d_{\min}$ 后,以此为基础对轴进行结构设计,就可以确定轴的跨度,进而计

算出支反力和弯矩,这时 T 、 M 已知,截面尺寸 d 又已知,就可以计算出 τ 和 σ_b ,对轴进行强度校核了。若强度计算的结果不符合要求,则对轴的结构进行修改。因此,转轴的设计通常是强度计算与结构设计交叉进行,即“算算画画,画画算算”。

[题 9.21] [答] 轴的强度计算公式 $\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha\tau)^2}$ 中的 α 是考虑转矩 T 引起的扭转切应力 τ 的应力循环特征 r 与弯矩 M 引起的弯曲应力 σ_b 的应力循环特征 r 不同而引入的一个折合系数。 α 的值根据转矩 T 的性质而定,弯矩产生的弯曲应力 σ_b 是对称循环变化的。若转矩恒定不变,则 $\alpha = 0.3$;若转矩正反变化,扭转切应力 τ 可视为对称循环变应力,则 $\alpha = 1$;若转矩是脉动变化或转矩的变化规律不清楚,一般其扭转切应力 τ 均视为脉动循环变应力,则 $\alpha = 0.6$ 。

[题 9.22] [答] 轴上零件的轴向固定方法:① 轴肩,简单可靠,优先选用。② 套筒,用做轴上相邻两零件的轴向固定,其结构简单,应用较多。③ 圆螺母,当轴上相邻两零件间距较大,无法用套筒固定时,可选用圆螺母固定,一般用细牙螺纹,以免过多地削弱轴的强度。④ 轴端挡圈,用以固定轴端的轴上零件。⑤ 弹性挡圈,当轴向力很小,或仅为防止零件偶然轴向移动时采用。⑥ 紧定螺钉,轴向力较小时采用。

轴上零件的周向固定方法:① 键连接(主要是平键连接),结构简单,工作可靠,装拆方便,在机械中的应用广泛。② 花键连接,承载能力高,应力集中较小,对轴和轮毂的强度削弱较小,轴上零件与轴的对中性、导向性好。缺点是加工时需专用设备,成本高。③ 销连接,能同时传递不大的径向和轴向载荷,销还可用于安全装置中的过载剪断元件。④ 胀紧连接。⑤ 过盈配合连接。

[题 9.23] [答] 因为在齿轮减速器中,低速轴所受的转矩比高速轴所受的转矩大,故其直径要比高速轴的直径大得多。

[题 9.24] [答] 如图 9.13a 所示, $T_{\max} = T_1$; 如图 9.13b 所示, $T_{\max} = T_1 + T_2$ 。因此,两种布置方案各段轴所承受的转矩不相同。

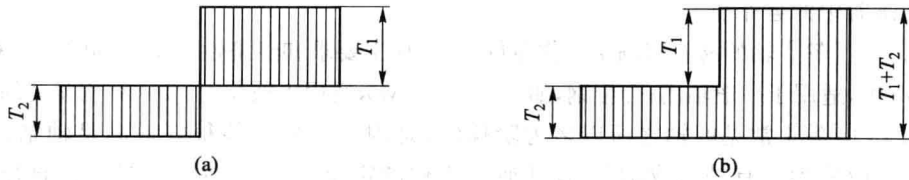


图 9.13

[题 9.25] [答] (1) 当 I 轴为主动轴时, $T_{\text{II}} = 0$, $T_{\text{III}} = T_{\text{I}} \frac{z_3}{z_1}$ 。当 II 轴为主动轴时, $T_{\text{I}} = T_{\text{II}} \frac{z_1}{z_2}$, $T_{\text{III}} = T_{\text{II}} \frac{z_3}{z_2} = T_{\text{I}} \frac{z_3}{z_1}$ 。

(2) 按承载情况, I 轴为主动轴时, I、III 轴是转轴, II 轴是芯轴。当 II 轴为主动轴时, I、II、III 轴均为转轴。

[题 9.26] [答] (1) 挠度减小为原来的 $1/16$, 扭转角 φ 减小为原来的 $1/16$ 。

(2) 挠度 y 减小为原来的 $1/8$, 扭转角 φ 减小为原来的 $1/2$ 。

(3) 改变不大,因为合金钢和碳钢的弹性模量差异很小。

显然方案(1)对减小挠度 y 和扭转角 φ 、从而提高轴系刚度的效果显著。

[提示] ① 简支梁,外载荷作用于中间位置时,最大挠度计算公式为 $y_{\max} = \frac{PL^3}{48EJ}$, 式中

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \text{ mm}^4。$$

② 等直轴受转矩作用时,扭转角计算公式为 $\varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{TL}{GJ_p}$, 式中 $J_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{ mm}^4$ 。

四、计算题

[题 9.27] [解]

$$F_A = \frac{F_Q}{8} = \frac{500 \times 10^3}{8} \text{ N} = 6.25 \times 10^4 \text{ N}$$

A—A 截面上轴所受的弯矩

$$M_A = F_A l = 6.25 \times 10^4 \times 220 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1.375 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

已知车轴材料为 45 调质钢, $[\sigma]_{-1b} = 60 \text{ MPa}$ 。考虑载荷系数 $K=1.3$, 故有

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32KM_A}{\pi[\sigma]_{-1b}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 1.3 \times 1.375 \times 10^7}{\pi \times 60}} \text{ mm} = 144.78 \text{ mm}$$

圆整为 $d=145 \text{ mm}$

[题 9.28] [解]

(1) 由 $\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6}{0.2d^3} \frac{P}{n} \leq [\tau]$, 并取 $[\tau] = 40 \text{ MPa}$ 得

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6}{0.2[\tau]} \frac{P}{n}} = \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \times \frac{30}{980}}{0.2 \times 40}} \text{ mm} = 33.185 \text{ mm}$$

(2) 当 $\beta = 0.8$ 时, $W_T = 0.2d^3(1-\beta^4) = 0.2d^3(1-0.8^4)$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \times \frac{30}{980}}{0.2 \times (1-0.8^4) \times 40}} \text{ mm} = 39.557 \text{ mm}$$

当 $\beta = 0.6$ 时

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \times \frac{30}{980}}{0.2 \times (1-0.6^4) \times 40}} \text{ mm} = 34.756 \text{ mm}$$

当 $\beta = 0.4$ 时

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{9.55 \times 10^6 \times \frac{30}{980}}{0.2 \times (1-0.4^4) \times 40}} \text{ mm} = 33.473 \text{ mm}$$

(3) 设轴长为 L , 相对密度为 γ , 实心轴质量 $G = 33.185^2 \pi L \gamma = 1$, 则

当 $\beta = 0.8$ 时,

$$G_{0.8} = \frac{39.557^2 \times (1-0.8^2) \pi L \gamma}{33.185^2 \pi L \gamma} = 0.511$$

当 $\beta = 0.6$ 时,

$$G_{0.6} = \frac{34.756^2 \times (1-0.6^2) \pi L \gamma}{33.185^2 \pi L \gamma} = 0.702$$

当 $\beta = 0.4$ 时,

$$G_{0.4} = \frac{33.473^2 \times (1-0.4^2) \pi L \gamma}{33.185^2 \pi L \gamma} = 0.855$$

因此从质量来看,从小到大的顺序为内、外径比为 0.8、0.6、0.4、实心轴。

[题 9.29] [解]

查主教材第九章中的有关图表可得:

弯曲时,选用 H7/r6, $K_\sigma = 2.52$, 而扭剪时 $K_\tau = 1.82$; 弯曲时,键槽中段 $K_\sigma = 1.0$, 扭剪时 $K_\tau = 1.55$; $d = 100 \text{ mm}$, 碳钢 $\epsilon_\sigma = 0.73, \epsilon_\tau = 0.72$ 。

综上所述,弯曲时取 $K_\sigma/\epsilon_\sigma = 3.45$, 而扭剪时 $K_\tau/\epsilon_\tau = 2.52$; 表面粗糙度值为 $0.8 \mu\text{m}$ 时, $\beta = 0.95$; 取等效系数 $\Psi_\sigma = 0.2, \Psi_\tau = 0.1$ 。

所以

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\beta \epsilon_\sigma} + \Psi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{\frac{3.45}{0.95} \times 60 + 0.2 \times 0} = 1.26$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\beta \epsilon_\tau} + \Psi_\tau \tau_m} = \frac{140}{\frac{2.52}{0.95} \times 25 + 0.1 \times 25} = 2.03$$

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1.26 \times 2.03}{\sqrt{1.26^2 + 2.03^2}} = 1.07 < [S] = 1.5$$

结论:该轴的疲劳强度不够,不安全。

五、结构题

[题 9.30] [解] 如图 9.14 所示。

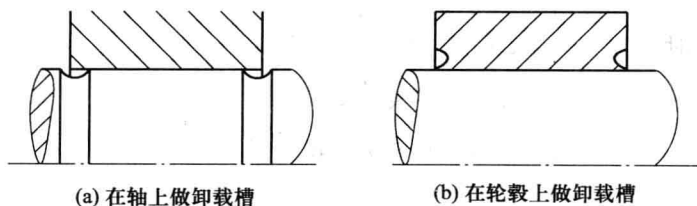


图 9.14

[题 9.31] [解]

(1) 如图 9.15 所示。

(2) 如图 9.16 所示。

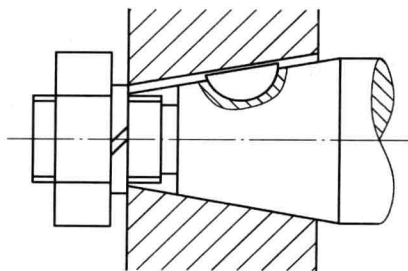


图 9.15

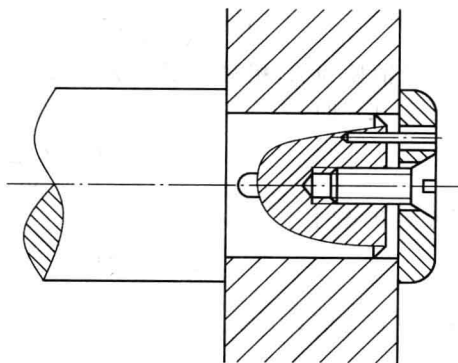
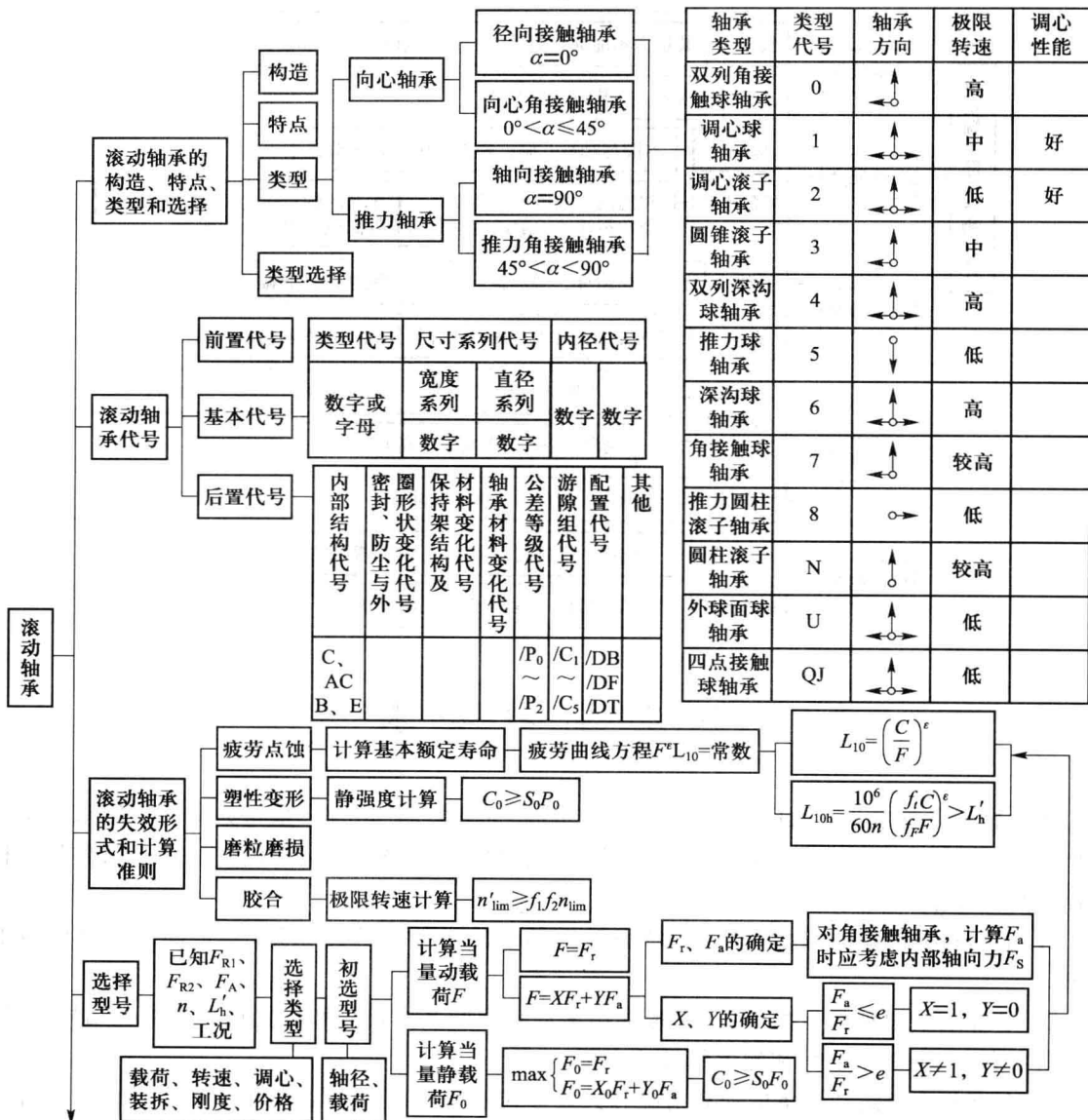
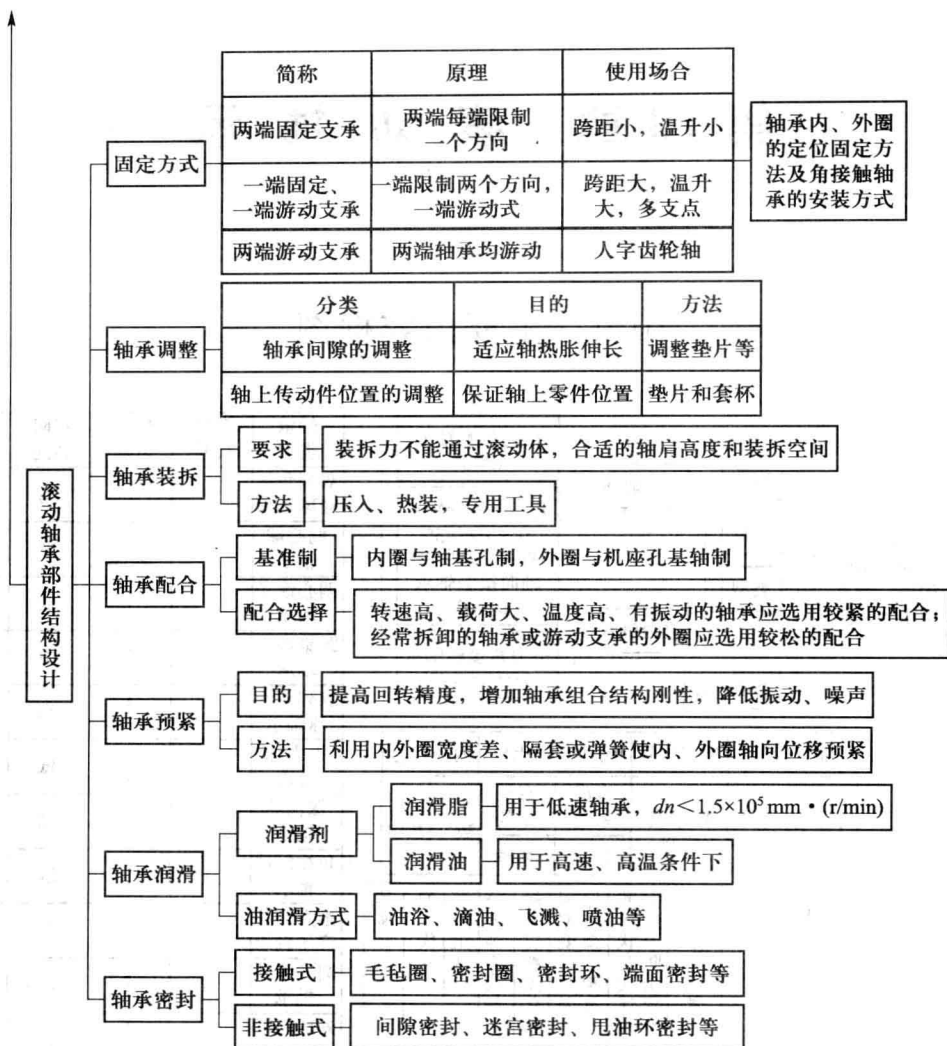


图 9.16

第 10 章 滚动轴承

10.1 主要内容框图





10.2 学习要求

滚动轴承是标准件, 因此学习本章主要是掌握“选”和“用”。“选”是指如何选择轴承的类型和型号(尺寸), 以满足使用要求; 而“用”是指如何把轴承安装到轴上, 正确完成轴承部件的结构设计。具体要求如下:

1. 了解各类轴承的结构和特点, 掌握滚动轴承的类型及选择原则, 能正确地选择轴承的类型。
2. 了解滚动轴承代号的组成, 熟悉常用滚动轴承的基本代号和后置代号中内部结构代号、公差等级代号、游隙组代号和配置代号的含义。
3. 在充分理解滚动轴承的受载情况和失效形式的基础上, 掌握滚动轴承的承载能力计算方

法(选择型号、校核计算)。

4. 熟练掌握滚动轴承部件结构设计的内容和方法,能正确绘制轴承部件装配图。

10.3 重点与难点

10.3.1 重点

1. 滚动轴承类型的选择。
2. 滚动轴承基本额定寿命的计算(含概念及公式中各参数和系数的确定)。
3. 滚动轴承部件的组合设计。特别要学会运用设计资料,正确执行标准,能正确绘制轴承部件装配图。

10.3.2 难点

1. 滚动轴承类型的选择。
2. 角接触球轴承和圆锥滚子轴承轴向载荷的计算。
3. 滚动轴承部件的组合设计,特别是支承结构形式的选用,轴承内、外圈的定位固定及角接触轴承的安装方式。

10.4 例题

[例 10.1] 试述下列滚动轴承有何特点。

(1) 深沟球轴承;(2) 角接触球轴承;(3) 圆锥滚子轴承;(4) 圆柱滚子轴承;(5) 调心球轴承;(6) 推力球轴承(参考主教材第 213 页表 10.1)。

[答] (1) 深沟球轴承 公称接触角 $\alpha = 0^\circ$, 主要承受径向载荷,也能承受一定的双向轴向载荷,可用于高转速;当转速很高且轴向载荷不太大时,可代替推力球轴承承受纯轴向载荷。

(2) 角接触球轴承 公称接触角 $0^\circ < \alpha \leq 45^\circ$, 可同时承受径向载荷和轴向载荷,公称接触角越大,承受轴向载荷的能力也越大;应成对使用,可用于较高转速。

(3) 圆锥滚子轴承 公称接触角 $0^\circ < \alpha \leq 45^\circ$, 可同时承受较大的径向载荷和单向轴向载荷;内、外圈可分离,装拆方便,应成对使用,可用于中等转速。

(4) 圆柱滚子轴承 公称接触角 $\alpha = 0^\circ$, 可承受较大的径向载荷,而不能承受轴向载荷;因是线接触,内、外圈只允许有极小的相对偏转;内、外圈可分离,便于装拆,可用于较高转速。

(5) 调心球轴承 公称接触角 $\alpha \leq 45^\circ$, 双排球,主要承受径向载荷,也可承受较小的轴向载荷;由于外圈滚道表面是以轴承中点为中心的球面,故可自动调心;允许轴有较大的偏转角($2^\circ \sim 3^\circ$),可用于中等转速。

(6) 推力球轴承 公称接触角 $\alpha = 90^\circ$, 套圈可分离,只能承受轴向载荷,而且载荷作用线与轴线相重合,不允许有角偏差,可用于低转速。

[例 10.2] 说明下列滚动轴承代号的含义及其适用场合。

(1) 6208; (2) 7205AC/P53/DF; (3) N309E; (4) 30206。

[答] (1) 6 2 0 8

—— 轴承内径 $d=5 \times 8 \text{ mm}=40 \text{ mm}$
 —— (0)2, 尺寸系列代号
 —— 类型代号, 深沟球轴承

适用于主要承受径向载荷作用, 也能承受一定的双向轴向载荷作用, 且高转速的场合。当转速很高且轴向载荷不太大时, 可代替推力球轴承承受纯轴向载荷。

(2) 7 2 05 AC/P53/DF

—— 配置代号, 面对面安装方式
 —— 公差等级为5级, 游隙符合标准规定的3组
 —— 内部结构代号, 公称接触角 $\alpha=25^\circ$
 —— 轴承内径 $d=5 \times 5 \text{ mm}=25 \text{ mm}$
 —— (0)2, 尺寸系列代号
 —— 类型代号, 角接触球轴承

适用于同时承受径向载荷和轴向载荷作用、转速较高的场合。

(3) N 3 09 E

—— 内部结构代号, 加强型
 —— 轴承内径 $d=5 \times 9 \text{ mm}=45 \text{ mm}$
 —— (0)3, 尺寸系列代号
 —— 类型代号, 圆柱滚子轴承

适用于承受较大的纯径向载荷作用、转速较高的场合。

(4) 3 02 06

—— 轴承内径 $d=5 \times 6 \text{ mm}=30 \text{ mm}$
 —— 尺寸系列代号
 —— 类型代号, 圆锥滚子轴承

适用于同时承受较大的径向载荷和轴向载荷作用、中等转速、便于调整游隙的场合。

[例 10.3] 试述选择滚动轴承类型要考虑哪些问题? 如何选择图 10.1 所示机械装置中的滚动轴承类型?

[答] 在选择滚动轴承类型时, 一般要考虑所承受载荷的大小、方向及性质, 转速的高低, 对刚度、调心性能、结构尺寸大小、轴承的装拆及经济性的要求等。

图 10.1a 所示的 Y 系列电动机转子轴主要承受径向载荷, 转速较高, 传递的功率不大, 故选用深沟球轴承支承。

图 10.1b 所示的卷筒轴支承跨距大, 主要承受很大的径向载荷, 受载后轴的挠度大、偏转角大, 卷筒轴通常转速较低, 故选用调心滚子轴承支承。安装时两轴承用单独轴承座, 对中困难。

图 10.1c 所示的吊车滑轮轴主要承受很大的径向载荷, 但跨距小, 转速很低, 且不连续转动, 故选用圆柱滚子轴承支承; 而吊钩承受很大的轴向载荷, 通常是手动, 且不是连续转动, 故选用推

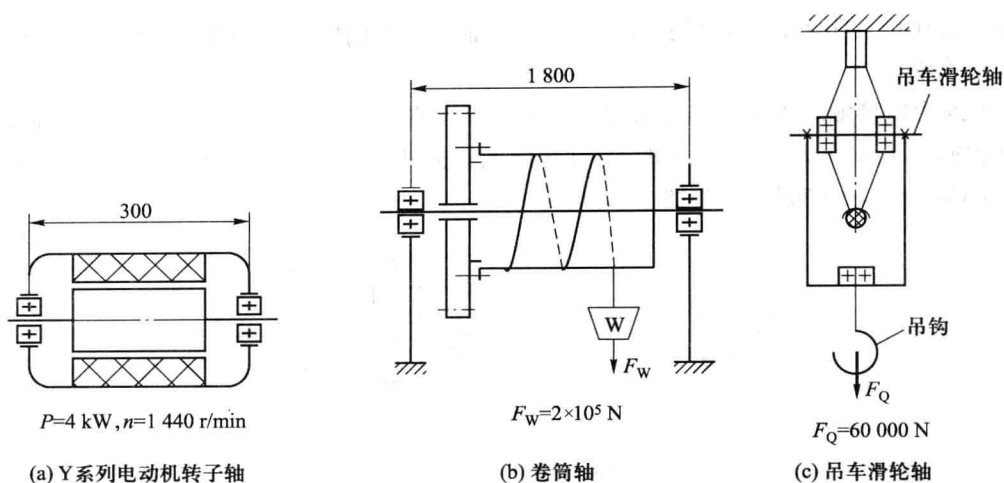


图 10.1

力圆柱滚子轴承支承,若静强度足够,则应选用推力球轴承。

〔例 10.4〕 有一传动装置的轴由一对 7209AC 的角接触球轴承支承。已知 7209AC 轴承的数据: $C = 28\,200\text{ N}$, $C_{or} = 22\,500\text{ N}$, 两轴承承受的径向载荷 $F_{r1} = 1\,200\text{ N}$, $F_{r2} = 2\,000\text{ N}$, 作用于轴上的轴向外载荷 $F_A = 800\text{ N}$, 轴承的内部轴向力 F_s 与径向载荷 F_r 间的关系式为 $F_s = 0.7 F_r$, 轴的转速 $n = 960\text{ r/min}$, 载荷有中等冲击, 工作温度 $t = 125^\circ\text{C}$, 预期寿命 $L'_h = 6\,000\text{ h}$ 。

- (1) 若有四种支承形式如图 10.2 所示, 试分析哪种方案的支承形式合理, 为什么?
- (2) 以图 10.2c 所示的支承形式为例, 试判断所选轴承型号是否合适?

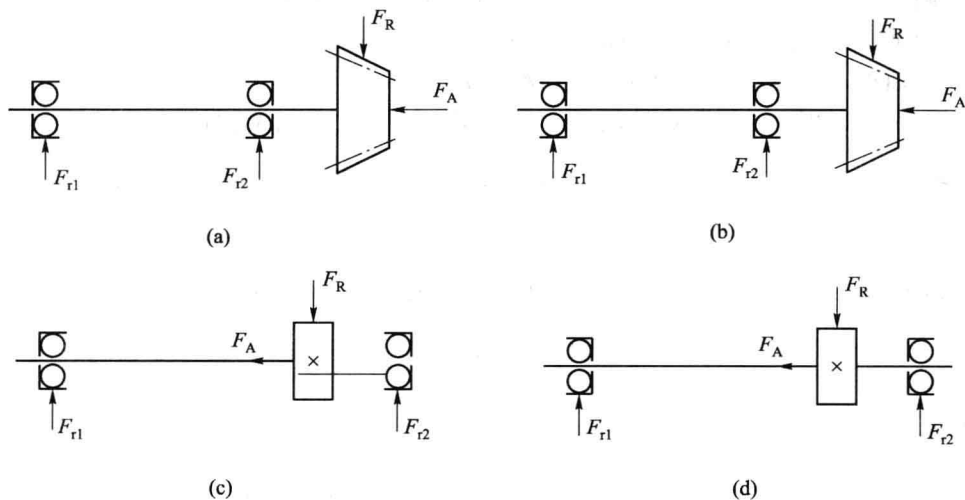


图 10.2

〔解〕 (1) 图 10.2b 所示方案的支承形式合理, 因为一对角接触球轴承背靠背安装时, 两轴承的支反力在轴上的作用点距离较大, 而悬臂的距离较小, 对锥齿轮来说, 轴的支承刚度较大, 弯曲变形较小, 有利于轴上齿轮的正确啮合。

图 10.2c 所示方案的支承形式合理。因为一对角接触球轴承面对面安装时, 两轴承的支反

力在轴上的作用点距离较小,对轴上的齿轮来说,轴的支承刚度较大,弯曲变形较小,有利于轴上齿轮的正确啮合。

(2) 因为角接触球轴承工作时会有内部轴向力 F_S , 在计算轴承承受的轴向载荷 F_a 时, 必须考虑内部轴向力 F_S , 而 F_S 是有方向的, 与轴承的配置方式有关, 图 10.2c 所示方案的轴承是面对面安装, F_{S1} 与 F_{S2} 方向相对, 如图 10.3 所示。

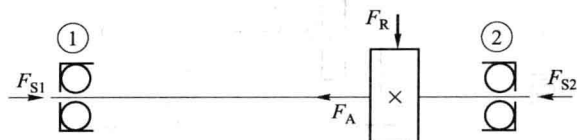


图 10.3

1) 计算轴承所受内部轴向力 F_{S1} 和 F_{S2}

$$F_{S1} = 0.7 F_{r1} = 0.7 \times 1\,200\text{ N} = 840\text{ N}$$

$$F_{S2} = 0.7 F_{r2} = 0.7 \times 2\,000\text{ N} = 1\,400\text{ N}$$

2) 确定轴承所受的轴向载荷 F_{a1} 和 F_{a2}

由图 10.2 可知, F_{S2} 和 F_A 同方向, 且

$$F_{S2} + F_A = 1\,400\text{ N} + 800\text{ N} = 2\,200\text{ N} > F_{S1} = 840\text{ N}$$

轴承 1 被压紧, 故 $F_{a1} = F_{S2} + F_A = 2\,200\text{ N}$, $F_{a2} = F_{S2} = 1\,400\text{ N}$ 。

[注] 求解此题时, 必须注意:

① 正确判定 F_{S1} 与 F_{S2} 的方向。

② 正确判定 F_A 与 F_{S1} 、 F_{S2} 中哪个力是“一伙”的, 即是同方向的。

③ 运用轴向力平衡的关系式来确定 F_{a1} 和 F_{a2} 的大小。

3) 计算轴承 1、轴承 2 上作用的当量动载荷 F_1 和 F_2

查设计手册知: 对于 7209AC 轴承, $e = 0.68$, 载荷系数 $f_F = 1.5$, 温度系数 $f_t = 0.95$ 。

对于轴承 1, $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2\,200}{1\,200} = 1.83 > e$, 查设计手册知 $X_1 = 0.41$, $Y_1 = 0.87$ 。

$$\text{则 } F_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.41 \times 1\,200\text{ N} + 0.87 \times 2\,200\text{ N} = 2\,406\text{ N}$$

对于轴承 2, $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1\,400}{2\,000} = 0.7 > e$, 查设计手册知 $X_2 = 0.41$, $Y_2 = 0.87$ 。

$$\text{则 } F_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2} = 0.41 \times 2\,000\text{ N} + 0.87 \times 1\,400\text{ N} = 2\,038\text{ N}$$

4) 计算基本额定寿命 L_{10h}

因为 $F_1 > F_2$, 故 $F = F_1 = 2\,406\text{ N}$

$$\text{则 } L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_F F} \right) = \frac{10^6}{60 \times 960} \times \left(\frac{0.95 \times 28\,200}{1.5 \times 2\,406} \right)^3 \text{ h} = 7\,101\text{ h} > L'_h = 6\,000\text{ h}$$

5) 结论: 所选 7209AC 轴承的基本额定寿命 L_{10h} 大于且接近预期寿命 L'_h , 故所选轴承型号合适。

[例 10.5] 已知一齿轮减速器的输入轴转速 $n = 735\text{ r/min}$, 采用一对深沟球轴承支承, 轴承上的径向载荷 $F_{r1} = 5\,000\text{ N}$, $F_{r2} = 6\,000\text{ N}$, 轴向外载荷 $F_A = 2\,500\text{ N}$, 如图 10.4 所示。载荷平稳, 工作温度小于 105°C , 轴颈直径 $d = 60\text{ mm}$, 要求轴承预期寿命 $L'_h = 20\,000\text{ h}$, 试选择轴承型号。

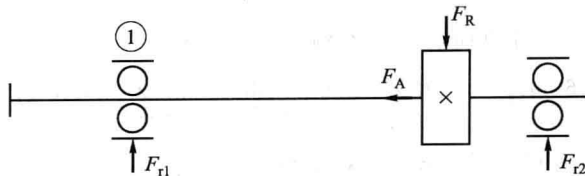


图 10.4

〔解〕 由于轴承型号未定,关于设计计算所需要的 C_0 、 e 、 X 和 Y 值都无法确定,因此要用试算法来确定轴承型号。

根据轴径直径 $d=60$ mm,试选 6012 深沟球轴承,由手册查得该轴承的有关数据如下:

$$C = 24\,500 \text{ N}, C_0 = 19\,200 \text{ N}$$

(1) 计算轴承 1、2 上的当量动载荷 F_1 和 F_2

对于轴承 1, $F_{a1} = F_A = 2\,500 \text{ N}$ 。

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{2\,500}{19\,200} = 0.13, \text{查设计手册知 } e = 0.31。$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2\,500}{5\,000} = 0.5 > e, \text{查设计手册知 } X_1 = 0.56, Y_1 = 1.4。$$

则
$$F_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.56 \times 5\,000 \text{ N} + 1.4 \times 2\,500 \text{ N} = 6\,300 \text{ N}$$

对于轴承 2,由于不承受轴向载荷,故 $F_2 = F_{r2} = 6\,000 \text{ N}$ 。

(2) 计算所需基本额定动载荷 C'

因为 $F_1 > F_2$,故取 $F = F_1 = 6\,300 \text{ N}$

$$\text{所需基本额定动载荷 } C' \geq \frac{f_F F}{f_t} \sqrt[3]{\frac{60 n L'_h}{10^6}}$$

式中, $f_F = 1.0$;

$$f_t = 1.0;$$

$$n = 735 \text{ r/min};$$

$$L'_h = 20\,000 \text{ h};$$

$$\epsilon = 3。$$

则
$$C' \geq \frac{1.0 \times 6\,300}{1.0} \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 735 \times 20\,000}{10^6}} \text{ N} = 60\,417.6 \text{ N}$$

显然 $C' > C = 24\,500 \text{ N}$,即所选的轴承型号 6012 不满足使用要求。

(3) 根据 $C \geq C' = 60\,417.6 \text{ N}$ 的条件,重新选择轴承型号,因为型号为 6312 的深沟球轴承,其 $C = 81\,800 \text{ N} > C'$, $C_0 = 51\,900 \text{ N}$,故选型号为 6312 深沟球轴承。

(4) 按 6312 深沟球轴承的数据,重新进行计算

对于轴承 1,
$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{2\,500}{51\,900} = 0.048, \text{查手册知 } e = 0.236 (\text{线性插值}).$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2\,500}{5\,000} = 0.5 > e, \text{查手册知 } X_1 = 0.56, Y_1 = 1.79 (\text{线性插值}).$$

则
$$F_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 0.56 \times 5\,000 \text{ N} + 1.79 \times 2\,500 \text{ N} = 7\,275 \text{ N}$$

对于轴承 2, $F_2 = F_{r2} = 6\,000\text{ N}$

取 $F = F_1 = 7\,275\text{ N}$, 计算所需的基本额定动载荷 C'

$$C' \geq \frac{f_F F}{f_t} \sqrt[6]{\frac{60 n L_h}{10^6}} = \frac{1.0 \times 7\,275}{1.0} \times \sqrt[6]{\frac{60 \times 735 \times 20\,000}{10^6}} \text{ N} = 69\,768\text{ N}$$

显然 $C = 81\,800\text{ N} > C'$, 所选 6312 深沟球轴承合适。

[注] 此题亦可选定轴承型号后计算该型号轴承的基本额定寿命, 判定是否满足要求,

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_F F} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 735} \times \left(\frac{1.0 \times 81\,800}{1.0 \times 7\,275} \right)^3 \text{ h} = 32\,234.6\text{ h} > L'_h$$

即选用 6312 深沟球轴承满足使用要求。

[例 10.6] 有一蜗杆减速器, 蜗杆下置, 蜗杆轴的跨距为 500 mm, 试分析设计该蜗杆轴承部件结构时应考虑哪些问题, 并画出蜗杆轴承部件结构方案示意图。

设蜗杆分度圆直径 $d_1 = 100\text{ mm}$, 顶圆直径 $d_{a1} = 108\text{ mm}$, 蜗杆螺旋齿长 $L = 80\text{ mm}$, 安装轴承处轴径 $d = 40\text{ mm}$ 。

[解] 设计蜗杆轴承部件结构时应考虑以下几方面的问题:

(1) 轴系部件的轴向固定方式。因为该蜗杆轴跨距大, 而且蜗杆传动效率较低, 摩擦发热大, 轴受热后伸长量大, 为补偿轴的热伸长, 并防止轴的轴向窜动, 因此应选用“一端固定、一端游动”的支承结构。固定端可采用一对角接触球轴承或圆锥滚子轴承, 面对面或背对背配置, 轴承外圈两端分别用轴承端盖和轴承座孔凸肩或套杯凸肩固定在机体上。而轴承内圈分别用轴肩和圆螺母固定在轴上, 游动端可采用深沟球轴承或圆柱滚子轴承。采用深沟球轴承时, 轴承内圈两端分别用轴肩和弹性卡圈固定在轴上, 轴承外圈与轴承座孔间为间隙配合, 而且外圈端面与轴承盖之间留有 2~3 mm 的空间供轴受热后自由伸长; 而采用圆柱滚子轴承时, 轴承内、外圈均要固定, 其轴的伸长发生在滚动体与座圈滚道之间。

(2) 轴承间隙的调整。该蜗杆轴承间隙的调整用于固定端, 为补偿固定端轴在工作时的热伸长, 装配时在轴承盖与轴承外圈端面间留有相应的轴向间隙, 其数值大小可查相关手册。可通过加减轴承盖与轴承座端面的垫片厚度来实现。

(3) 滚动轴承与轴及座孔的配合。由于该蜗杆所受的外载荷方向固定不变, 内圈随轴一起转动, 因此轴承内圈与轴的配合是基孔制的有过盈的过渡配合, 如轴径采用 k6、m6、n6; 而外圈与座孔的配合是基轴制的较松的间隙配合, 如座孔采用 H7。

(4) 蜗杆的加工与轴承的装拆。为方便蜗杆的加工和其上轴承的装拆, 蜗杆做成阶梯轴。蜗杆齿两旁的轴径应小于蜗杆根圆直径 d_{f1} , 以便于滚切加工蜗杆齿, 安装或拆卸轴承时经过的轴段直径要小于轴承的孔径, 而固定轴承的轴肩高度和圆角要满足轴承对安装尺寸的要求, 同时伸出端要安装半联轴器, 也要设计出满足定位要求的轴肩。该处轴肩的大小还要考虑该轴段要安装密封件, 其轴径应符合标准件的孔径要求。为方便蜗杆的安装, 机体上的轴承座孔直径应大于 d_{a1} , 且大小一样, 一次加工出来。

(5) 滚动轴承的润滑与密封。因为该蜗杆是下置的, 蜗杆上的轴承浸到油池中, 因此与蜗杆、蜗轮一样是油池润滑, 但为了避免蜗杆上螺旋齿将油池中的油冲甩到轴承上, 增加轴承的旋转阻力, 故在蜗杆上要安置挡油板。为了防止润滑油流失和防止灰尘、砂粒等杂物进入轴承处, 在轴承盖上要安置唇形密封圈达到密封的目的。

该蜗杆轴承部件结构方案示意图如图 10.5 所示。

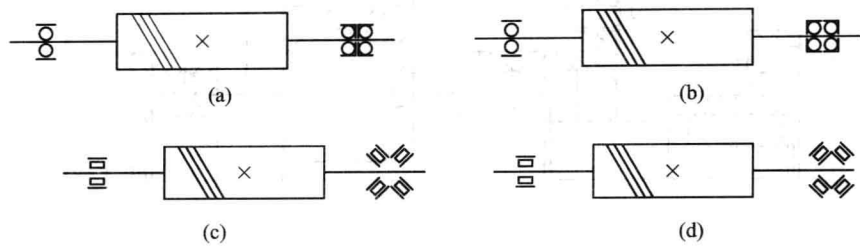


图 10.5

[注]

序 号	项 目	固 定 端		游 动 端
		轴 承 类 型	配 置 方 式	轴 承 类 型
a		角接触球轴承	背对背配置	深沟球轴承
b		角接触球轴承	面对面配置	深沟球轴承
c		圆锥滚子轴承	面对面配置	圆柱滚子轴承
d		圆锥滚子轴承	背对背配置	圆柱滚子轴承

图 10.5c 所示的蜗杆轴承部件结构图如图 10.6 所示。

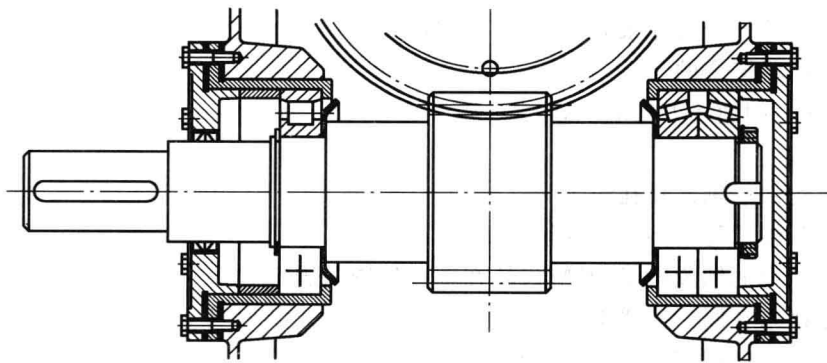


图 10.6

[例 10.7] 有一斜齿圆柱齿轮减速器输入轴轴承部件的结构如图 10.7 所示。

已知:轴系采用角接触球轴承两端固定支承,轴承采用油脂润滑,轴承盖的材料为铸铁,工作环境有灰尘,轴伸处安装有弹性圆柱销联轴器。试指出该轴系部件结构与制图方面的错误,并改正之。

[解] 回答该类的问题,首先要知道轴承部件组合设计的基本要求,从而获得判据,凡不满足这些基本要求的就是错误的。

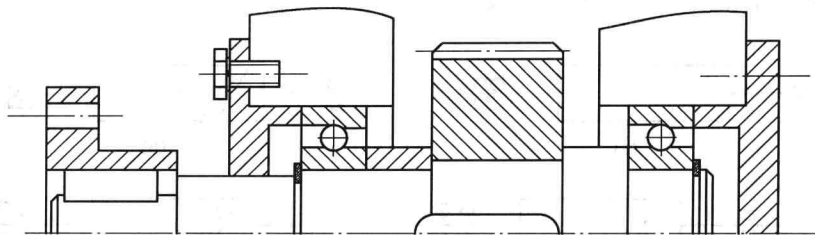


图 10.7

轴承部件组合设计的基本要求主要有：

- (1) 支承结构正确，轴承内、外圈及轴上零件定位准确，固定可靠。
- (2) 轴承与轴及座孔配合种类选择合理，配合标注正确。
- (3) 轴及轴上零件(包括轴承)装拆方便。
- (4) 轴承间隙可调。
- (5) 润滑与密封方式正确，结构合理。
- (6) 动、静件间有足够的相对间距。
- (7) 加工工艺性好。
- (8) 视图符合机械制图规范。

1. 存在的错误：

(1) 与轴承有关的错误

- ① 少挡油板。
- ② 少调整垫片。
- ③ 套筒与轴环外径尺寸太大，影响轴承的拆卸。
- ④ 弹性卡圈是多余的。
- ⑤ 内、外圈上剖面线方向应一致。

(2) 轴

- ① 轴伸左边缺联轴器轴孔线。
- ② 右端安装轴承处少倒角，装拆轴承困难。
- ③ 与齿轮配合的轴段长了，影响齿轮在轴上的轴向固定。
- ④ 两处键槽未在同一母线上。
- ⑤ 与齿轮配合处键槽太长，影响套筒的安装。
- ⑥ 轴伸处键连接少剖面线。
- ⑦ 轴伸处键上面与联轴器轮毂的键槽间无间隙。

(3) 轴承端盖处

- ① 轴承盖与轴间无间隙。
- ② 轴承盖上无密封装置。
- ③ 轴承盖内壁处少铸造斜度和圆角。
- ④ 未将加工表面与非加工表面区分开。
- ⑤ 为便于装配轴承盖，与孔配合的外径端部应有倒角。

(4) 螺纹连接处

① 在机体上的螺纹孔没画,且少剖面线。

② 弹簧垫圈开的方向不对。

(5) 机体结构处

① 与轴承盖结合处没将加工表面与非加工表面区分开。

② 少机座与机盖连接的螺栓。

2. 改正后轴系部件结构图如图 10.8 所示。

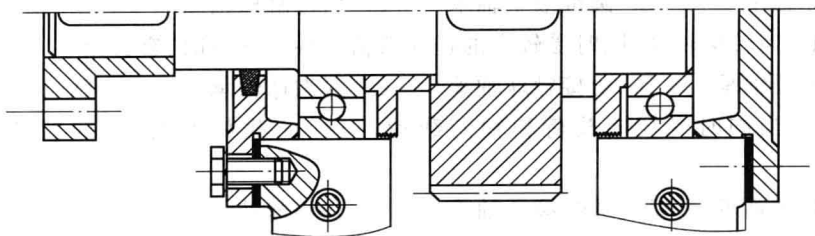


图 10.8

10.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 10.1] 滚动轴承的组成元件中不可缺少的是_____。

- A. 外圈 B. 内圈 C. 滚动体 D. 保持架

[题 10.2] 调心滚子轴承的滚动体形状为_____。

- A. 鼓形(球面滚子) B. 圆柱形 C. 圆锥形 D. 球形

[题 10.3] 下列材料中不宜做保持架的是_____。

- A. 淬火钢 B. 软钢 C. 塑料 D. 铜合金

[题 10.4] 下列滚动轴承中,允许轴承内、外圈轴线间偏转角最大的是_____,不允许有偏转角的是_____。

- A. 调心球轴承 B. 滚针轴承 C. 圆柱滚子轴承 D. 深沟球轴承

[题 10.5] 滚动轴承基本代号左起第一位为_____,左起第二位为_____,左起第三位为_____,左起第四五位为_____。

- A. 类型代号 B. 宽度系列代号 C. 直径系列代号 D. 内径代号

[题 10.6] 在滚动轴承的公差等级代号中,精度最高的是_____,精度最低的是_____,在轴承代号中省略不标的是_____。

- A. /P0 B. /P6X C. /P6 D. /P5
E. /P4 F. /P2

[题 10.7] 在滚动轴承游隙组代号中,_____游隙是最大,_____游隙最小,_____可省略不标,通常推荐选择_____。

- A. /C1 B. /C2 C. /C0 D. /C3
E. /C4 F. /C5

[题 10.8] 当转速很高、只受轴向载荷时,且载荷不太大时,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

[题 10.9] 当转速低、只受径向载荷、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

[题 10.10] 当转速较低、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. 调心滚子轴承

[题 10.11] 当转速较高、同时受较大的径向载荷和轴向载荷时,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

[题 10.12] 当同时受径向载荷和轴向载荷,但径向载荷很大、轴向载荷很小时,宜选_____。

- A. 角接触球轴承 B. 圆锥滚子轴承 C. 调心球轴承 D. 深沟球轴承

[题 10.13] 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

[题 10.14] 中等转速、载荷平稳的滚动轴承正常失效形式为_____。

- A. 磨损 B. 胶合 C. 疲劳点蚀 D. 永久变形

[题 10.15] 滚动轴承的基本额定寿命是指同一批轴承,在相同的工作条件下,其中_____的轴承发生疲劳点蚀时所经历的总转数,或一定转速下的工作小时数。

- A. 90% B. 10% C. 85% D. 15%

[题 10.16] 滚动轴承的基本额定静载荷是按_____条件确定的。

- A. 受载最大的滚动体和滚边接触中心处的接触应力达到一定值
B. 受载最大的滚动体和滚边接触中心处的塑性变形达到一定值
C. 受载最大的滚动体和滚边接触中心处的弹性变形达到一定值
D. 受载最大的滚动体的载荷达到一定值

[题 10.17] 有一深沟球轴承的基本额定寿命是 8 000 h,当其载荷增加 1 倍,而转速为原来转速的 1/2 时,其他条件不变,则这时该轴承的基本额定寿命是_____。

- A. 2 000 h B. 1 000 h C. 4 000 h D. 8 000 h

二、填空题

[题 10.18] 滚动轴承一般由_____、_____、_____和_____组成,其中_____是不可缺少的元件。

[题 10.19] 滚动轴承内、外圈和滚动体的常用材料是_____ (举出一种即可),热处理方法是_____。

[题 10.20] 滚动轴承保持架的作用是_____,其常用的材料有_____、_____和_____ (举出三种即可)。

[题 10.21] 我国滚动轴承的代号由_____、_____和_____构成。

[题 10.22] 滚动轴承内径代号 01 表示轴承内径 $d =$ _____ mm,滚动轴承内径代号 04

表示轴承内径 $d =$ _____ mm。

[题 10.23] 向心角接触轴承的公称接触角 α 范围为 _____, 而推力角接触轴承的公称接触角 α 范围为 _____。

[题 10.24] 当轴的支点跨距较大, 轴的弯曲变形较大时, 宜选用 _____ 或 _____ 轴承。

[题 10.25] 转动的滚动轴承的主要失效形式是 _____, 设计时应进行 _____ 计算; 而不转动的滚动轴承的主要失效形式是 _____, 设计时应进行 _____ 计算。

[题 10.26] 深沟球轴承因 _____, 故除主要承受径向载荷外, 也能承受一定的双向轴向载荷。

[题 10.27] 当滚动轴承的工作温度在 _____ 以下, 且其基本额定寿命为 _____ 时, 轴承所能承受的载荷, 称为基本额定动载荷。

[题 10.28] 由于向心轴承的基本额定动载荷是在 _____ 载荷下通过试验得到的, 因而称为径向基本额定动载荷。

[题 10.29] 由于推力轴承的基本额定动载荷是在 _____ 载荷下通过试验得到的, 因而称为轴向基本额定动载荷。

[题 10.30] 在滚动轴承的基本额定寿命计算公式中引入温度系数 f_t 是为了 _____, 而引入载荷系数 f_F 是为了 _____。

[题 10.31] 对于向心轴承, 若 $F_a/F_r \leq e$, 则可忽略 _____, $F =$ _____。

[题 10.32] 为了使角接触向心轴承的内部轴向力得到平衡, 以避免轴的轴向窜动, 通常这种轴承要 _____ 和 _____。

[题 10.33] 在滚动轴承部件的组合设计中, 对于工作温度变化不大的短轴, 宜采用 _____ 的支承方式。

[题 10.34] 当在轴承部件组合设计中采用深沟球轴承作两端固定支承时, 通常在 _____ 留出热补偿间隙 $C =$ _____ mm。

[题 10.35] 在滚动轴承部件组合设计中, 对于温度变化较大的长轴, 宜采用 _____ 的支承方式。

[题 10.36] 在滚动轴承部件的组合设计中, 两端游动式支承适用于 _____。

[题 10.37] 滚动轴承润滑的目的是 _____ 和 _____。可按速度因数 dn 值来选择润滑方式, 当 $dn < 1.5 \times 10^5 \text{ mm} \cdot (\text{r/min})$ 时可选用 _____ 润滑; 当 dn 超过该值时, 宜选用 _____ 润滑。

[题 10.38] 滚动轴承密封的目的是 _____ 和 _____; 按密封原理不同可分为 _____ 密封和 _____ 密封两大类, 如 _____ 和 _____。

[题 10.39] 有一滚动轴承部件, 已知轴颈圆周速度 $v = 3 \text{ m/s}$, 采用脂润滑, 则宜选用 _____ 密封; 若 $v = 6 \text{ m/s}$, 采用油润滑, 则宜选用 _____ 密封 (提示: 均为接触式密封)。

三、问答题

[题 10.40] 试述滚动轴承与滑动轴承相比有何优缺点?

[题 10.41] 何谓滚动轴承的公称接触角 α ? 公称接触角 α 的最大值是多少? 是哪类轴承? 公称接触角 α 最小值是多少? 是哪类轴承?

[题 10.42] 何谓滚动轴承的偏转角? 允许偏转角最大的是什么轴承? 不允许有偏转角的是

什么轴承?

[题 10.43] 何谓滚动轴承的极限转速? 校核极限转速的目的是什么? 若不满足要求, 可采取哪些措施?

[题 10.44] 滚动轴承的当量动载荷 F 、基本额定动载荷 C 、转速 n 及工作条件完全相同的深沟球轴承和圆柱滚子轴承的基本额定寿命是否相同? 为什么?

[题 10.45] 试说明滚动轴承代号 7210B/DF 和 7405C/C1/DB 的含义。

[题 10.46] 试说明滚动轴承代号 62203 和 7312AC/P63 的含义。

[题 10.47] 何谓滚动轴承的当量动载荷? 当量动载荷如何计算?

[题 10.48] 何谓向心角接触轴承的内部轴向力? 简述如何计算向心角接触轴承的轴向载荷。

[题 10.49] 试述在进行滚动轴承部件组合设计时, 要考虑哪些问题?

[题 10.50] 滚动轴承润滑的目的是什么? 如何选择润滑剂?

[题 10.51] 滚动轴承密封的目的是什么? 毛毡圈密封和唇形圈密封各适用于什么场合?

四、计算题

[题 10.52] 有一轴由一对 6204 深沟球轴承支承, 轴上传动件的安装位置有两种方案, 如图 10.9 所示, 已知支点和传动件间的距离如图所示, 传动件作用于轴上的 $F_R = 3\,000\text{ N}$, $F_A = 800\text{ N}$, 6204 轴承的基本额定动载荷 $C = 12.8\text{ kN}$, 基本额定静载荷 $C_0 = 6.65\text{ kN}$, 轴的转速 $n = 1\,440\text{ r/min}$ 。

(1) 试计算两种方案下的当量动载荷 F_I 、 F_{II} , 并说明哪种方案轴承的受力状态好。

(2) 按轴承受力状态好的方案计算轴承的基本额定寿命, 设 $f_t = 1.0$, $f_F = 1.2$ 。

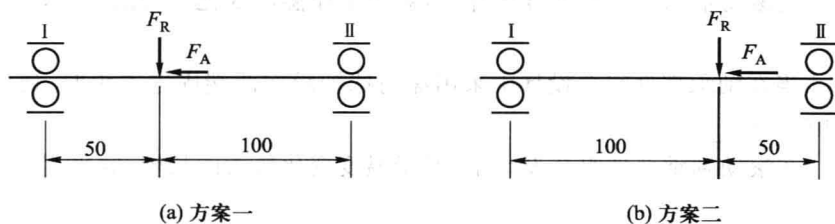


图 10.9

[题 10.53] 某轴承部件采用一对 7209C 轴承支承, 面对面安装, 如图 10.10 所示。已知轴承所受的径向载荷 $F_{r1} = 1\,200\text{ N}$, $F_{r2} = 2\,100\text{ N}$, 轴上轴向外载荷 $F_A = 900\text{ N}$, 7209C 轴承的 $C_0 = 23.8\text{ kN}$, 轴承内部轴向力 F_S 和径向载荷 F_r 的关系式为 $F_S = 0.4F_r$ 。求两轴承所受的轴向载荷。

[题 10.54] 某斜齿圆柱齿轮减速器的输出轴由一对圆锥滚子轴承支承, 面对面安装, 如图 10.11 所示。已知斜齿轮分度圆直径 $d = 188.526\text{ mm}$, 轮齿上作用的圆周载荷 $F_t = 3\,780\text{ N}$, 径向载荷 $F_r = 1\,440\text{ N}$, 轴向载荷 $F_a = 800\text{ N}$, 轴的转速 $n = 260\text{ r/min}$, 安装轴承的轴颈直径为 40 mm , 轴承预期使用寿命 $L_h' = 20\,000\text{ h}$, 取 $f_t = 1.0$, $f_F = 1.2$, 试选择轴承型号。

五、结构设计

[题 10.55] 完成用于滚动轴承密封的有骨架唇形圈密封防漏油密封结构图。

[题 10.56] 完成图 10.12 所示的轴承部件组合设计。

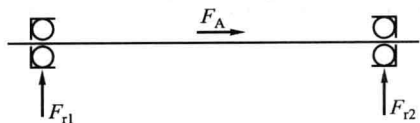


图 10.10

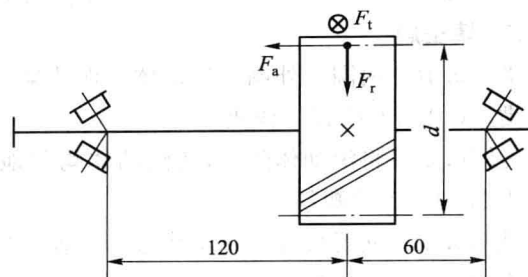


图 10.11

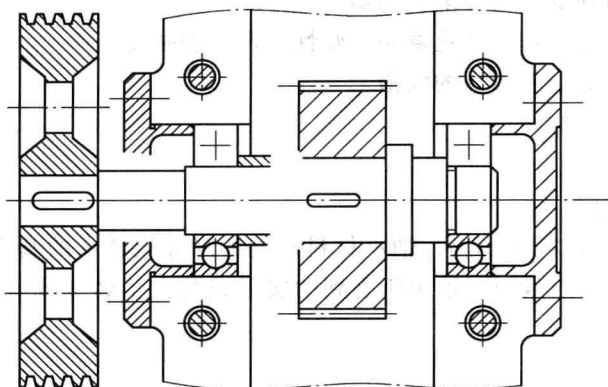


图 10.12

[题 10.57] 指出图 10.13 中轴承部件组合设计的错误并改正之。

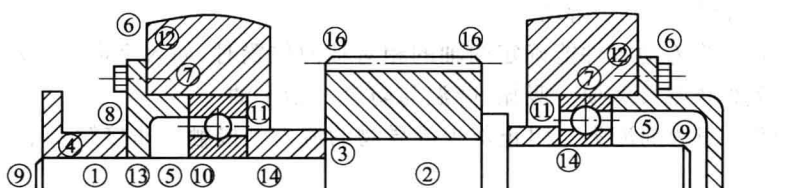


图 10.13

[参考答案]

一、单项选择题

[题 10.1] C

[题 10.2] A

[题 10.3] A

[题 10.4] A B

[题 10.5] A B C D

[题 10.6] F A A

[题 10.7] F A C C

[题 10.8] C

[题 10.9] B

[题 10.10] B

[题 10.11] B

[题 10.12] B

[题 10.13] B

[题 10.14] C

[题 10.15] A

[题 10.16] A

[题 10.17] A

二、填空题

[题 10.18] 内圈 外圈 滚动体 保持架 滚动体

[题 10.19] GCr15 淬火

[题 10.20] 将滚动体隔开,使滚动体均匀地分布在轴承中 低碳钢,如 Q215 铜合金,如 ZCuAl10Fe3 工程塑料

[题 10.21] 前置代号 基本代号 后置代号

[题 10.22] 12 20

[题 10.23] $0 < \alpha \leq 45^\circ$ $45^\circ < \alpha < 90^\circ$

[题 10.24] 调心球轴承 调心滚子轴承

[题 10.25] 疲劳点蚀 基本额定寿命 塑性变形 静强度

[题 10.26] 座圈滚道中有较深的沟槽

[题 10.27] 105°C 10^6r

[题 10.28] 径向

[题 10.29] 中心轴向

[题 10.30] 修正温度 $> 105^\circ\text{C}$ 后,轴承材料硬度下降导致轴承的基本额定动载荷下降的影响 修正因冲击或振动等因素引起轴承所受到的实际载荷大于名义载荷,导致轴承的当量动载荷增大的影响

[题 10.31] F_a F_r

[题 10.32] 成双 对称配置

[题 10.33] 两端固定

[题 10.34] 轴承外环和轴承盖之间 $0.25 \sim 0.4$

[题 10.35] 一端固定、一端游动

[题 10.36] 轴上的传动零件能确定两轴的相对轴向位置时,如人字齿轮传动的轴

[题 10.37] 降低摩擦及磨损 吸振、降温与防锈 脂 油

[题 10.38] 防止润滑剂流失 阻止灰尘等异物的流入 接触 非接触 毛毡圈密封 间隙密封

[题 10.39] 毛毡圈 唇形圈

三、问答题

[题 10.40] [答] 滚动轴承与滑动轴承相比,其主要优点是:① 摩擦因数小,效率高,起动灵活;② 已标准化、系列化,由专门厂家大批量生产,成本低,互换性好;③ 润滑与密封简单;④ 使用、维护方便。

主要缺点是:① 抗冲击载荷能力较差;② 高速时振动与噪声较大;③ 工作寿命短;④ 径向尺寸较大。

[题 10.41] [答] 滚动轴承的滚动体和外圈滚道接触点的法线与轴承半径方向的夹角 α ,称为滚动轴承的公称接触角,如图 10.14 所示。由图 10.14 可知,公称接触角 α 的最大值是 90° ,是轴向接触轴承,如图 10.14c 所示;公称接触角 α 的最小值是 0° ,是径向接触轴承,如图 10.14a、b 所示。

[题 10.42] [答] 滚动轴承的偏转角是指内、外圈轴线间的夹角。允许偏转角最大的是调心

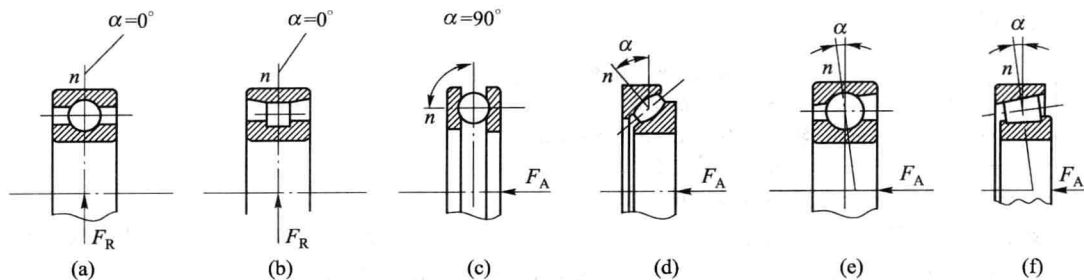


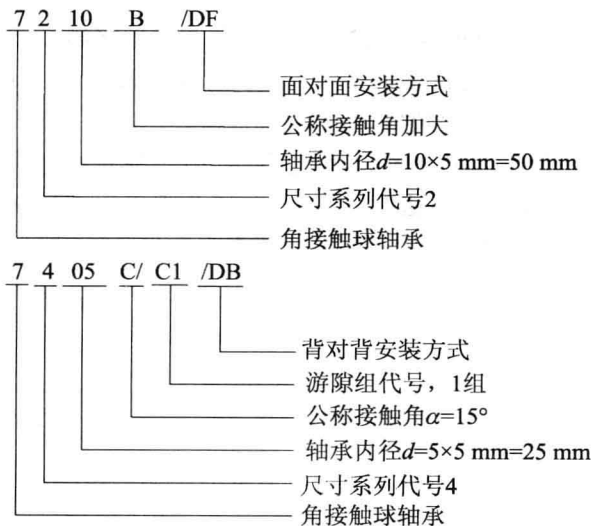
图 10.14

轴承,不允许有偏转角的是滚针轴承和推力轴承。

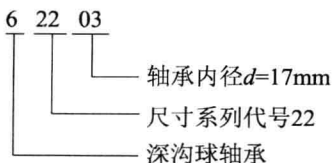
[题 10.43] [答] 滚动轴承在一定载荷和润滑的条件下所允许的最高转速,称为滚动轴承的极限转速。校核极限转速的目的是限制轴承的温升,防止轴承元件退火或胶合。如果滚动轴承极限转速不满足要求,可采取的措施有提高轴承精度,选用较大的游隙,改善润滑和冷却条件,选用青铜保持架等。

[题 10.44] [答] 深沟球轴承和圆柱滚子轴承的基本额定寿命不相同,圆柱滚子轴承的基本额定寿命大于深沟球轴承的基本额定寿命,因为计算滚动轴承的基本额定寿命 $L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_F F} \right)^\epsilon$ 时,深沟球轴承的寿命指数 $\epsilon = 3$,而圆柱滚子轴承的寿命指数 $\epsilon = \frac{10}{3} > 3$ 。但是特殊情况 $\frac{f_t C}{f_F F} = 1$ 时,深沟球轴承和圆柱滚子轴承的基本额定寿命相同。

[题 10.45] [答]



[题 10.46] [答]



7 3 12 AC/P63

公差等级为6级, 游隙组代号为3组

公称接触角 $\alpha=25^\circ$

轴承内径 $d=12 \times 5 \text{ mm}=60 \text{ mm}$

尺寸系列代号3

角接触球轴承

[题 10.47] [答] 若轴承既承受径向载荷作用又承受轴向载荷作用, 把实际载荷折算为与基本额定动载荷的方向相同的一假想载荷, 在该假想载荷作用下轴承的寿命与实际载荷作用下的寿命相同, 则称该假想载荷为滚动轴承的当量动载荷。

当量动载荷的计算公式为 $F = XF_r + YF_a$, 式中, F_r 、 F_a 分别为作用于轴承的径向载荷和轴向载荷, X 、 Y 分别为动载荷径向系数和轴向系数。

[题 10.48] [答] 由于向心角接触轴承的滚动体与外圈滚道接触处存在着接触角, 当它承受径向载荷时, 受载滚动体将产生轴向分力, 各个滚动体上所受轴向分力的合力即为轴承的内部轴向力。在计算向心角接触轴承的轴向载荷时, 必须考虑内部轴向力, 为此应把轴和内圈视为一体, 并以它为分离体, 依照轴承部件的固定方式, 考虑轴系的轴向力平衡, 即可确定各轴承的轴向载荷, 被“压紧”的轴承所受的轴向载荷是轴上轴向外载荷和另一轴承的内部轴向力的合力, 而“放松”的轴承所受的轴向载荷就是自身的内部轴向力。

[题 10.49] [答] 在进行滚动轴承部件组合设计时, 要考虑的问题主要有: ① 轴承的轴向固定(支承结构形式及内、外圈的安装固定); ② 轴承的配合; ③ 轴承游隙的调整及轴上零件的相对位置调整; ④ 轴承的装拆; ⑤ 轴承的受力; ⑥ 安装轴承的轴的加工; ⑦ 轴承的润滑与密封等。

[题 10.50] [答] 滚动轴承润滑的主要目的是减小摩擦与减轻磨损, 若在滚动接触处能部分形成膜, 还能吸收振动, 降低工作温度和噪声。可按速度因数 dn 值来选择润滑剂。当 $dn < 1.5 \times 10^5 \text{ mm} \cdot (\text{r/min})$ 时, 通常采用脂润滑; 当超过该值时, 宜采用油润滑。

[题 10.51] [答] 滚动轴承密封的目的是阻止润滑剂流失, 防止灰尘、砂粒等异物进入轴承内。毛毡圈密封适用于脂润滑, 要求环境清洁, 轴颈圆周速度 $v \leq 4 \text{ m/s}$, 工作温度不超过 90°C ; 而唇形圈密封适用于脂或油润滑, 轴颈圆周速度 $v < 7 \text{ m/s}$, 工作温度范围为 $-40 \sim 100^\circ\text{C}$ 。

四、计算题

[题 10.52] [解]

(1) 采用方案一时

$$F_{rI} = \frac{100}{50+100} F_R = \frac{2}{3} \times 3000 \text{ N} = 2000 \text{ N}$$

$$F_{rII} = F_R - F_{rI} = 3000 \text{ N} - 2000 \text{ N} = 1000 \text{ N}$$

$$F_{aI} = F_A = 800 \text{ N}$$

$$F_{aII} = 0$$

$$\frac{F_{aI}}{C_0} = \frac{800}{6650} = 0.12, \text{查设计手册得 } e = 0.307。$$

$$\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{800}{2000} = 0.4 > e, X = 0.56, Y = 1.43。$$

$$\text{则} \quad F_I = XF_{rI} + YF_{aI} = 0.56 \times 2\,000 \text{ N} + 1.43 \times 800 \text{ N} = 2\,264 \text{ N}$$

$$F_{II} = F_{rII} = 1\,000 \text{ N}$$

采用方案二时

$$F_{rI} = \frac{50}{50+100} F_R = \frac{1}{3} \times 3\,000 \text{ N} = 1\,000 \text{ N}$$

$$F_{rII} = F_R - F_{rI} = 3\,000 \text{ N} - 1\,000 \text{ N} = 2\,000 \text{ N}$$

$$F_{aI} = F_A = 800 \text{ N}$$

$$F_{aII} = 0$$

$$\frac{F_{aI}}{C_0} = \frac{800}{6\,650} = 0.12, \text{查设计手册得 } e = 0.307。$$

$$\frac{F_{aI}}{F_{rI}} = \frac{800}{1\,000} = 0.8 > e, X = 0.56, Y = 1.43。$$

$$\text{则} \quad F_I = XF_{rI} + YF_{aI} = 0.56 \times 1\,000 \text{ N} + 1.43 \times 800 \text{ N} = 1\,704 \text{ N}$$

$$F_{II} = F_{rII} = 2\,000 \text{ N}$$

因为采用方案一时, $F_{\max} = 2\,264 \text{ N}$, 而采用方案二时 $F_{\max} = 2\,000 \text{ N}$, 所以方案二轴承的受力状态好。

(2) 按方案二的 $F = 2\,000 \text{ N}$ 计算轴承的基本额定寿命

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_F F} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 1\,440} \times \left(\frac{1.0 \times 12\,800}{1.2 \times 2\,000} \right)^3 \text{ h} = 1\,755.8 \text{ h}$$

[题 10.53] [解]

根据题给条件, 内部轴向力 F_S 的方向如图 10.15 所示。

$$F_{S1} = 0.4F_{r1} = 0.4 \times 1\,200 \text{ N} = 480 \text{ N}$$

$$F_{S2} = 0.4F_{r2} = 0.4 \times 2\,100 \text{ N} = 840 \text{ N}$$

图 10.15

$$\text{则} \quad F_{S1} + F_A = 480 \text{ N} + 900 \text{ N} = 1\,380 \text{ N} > F_{S2} = 840 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{S1} = 480 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{S1} + F_A = 480 \text{ N} + 900 \text{ N} = 1\,380 \text{ N}$$

[题 10.54] [解]

(1) 作该输出轴的受力计算简图, 如图 10.16 所示。

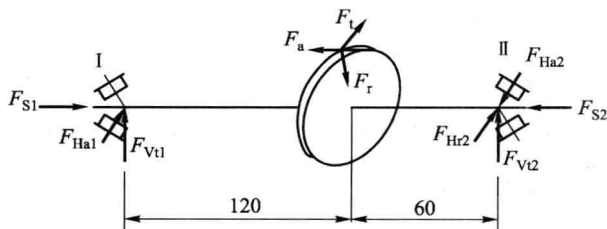


图 10.16

(2) 求支反力

$$F_{Vt1} = \frac{60}{120+60} F_t = \frac{1}{3} \times 3\,780 \text{ N} = 1\,260 \text{ N}$$

$$F_{V12} = F_t - F_{V11} = 3\,780\text{ N} - 1\,260\text{ N} = 2\,520\text{ N}$$

$$F_{Hr1} = \frac{60}{120+60}F_r = \frac{1}{3} \times 1\,440\text{ N} = 480\text{ N}$$

$$F_{Hr2} = F_r - F_{Hr1} = 1\,440\text{ N} - 480\text{ N} = 960\text{ N}$$

$$F_{Ha1} = F_{Ha2} = \frac{F_a \frac{d}{2}}{120+60} = \frac{800 \times \frac{188.526}{2}}{180}\text{ N} = 419\text{ N}$$

由图 10.16 可知,

$$F_{H1} = F_{Hr1} + F_{Ha1} = 480\text{ N} + 419\text{ N} = 899\text{ N}$$

$$F_{V1} = F_{V11} = 1\,260\text{ N}$$

轴承 I 所受的径向载荷

$$F_{r1} = \sqrt{F_{H1}^2 + F_{V1}^2} = \sqrt{899^2 + 1\,260^2}\text{ N} = 1\,548\text{ N}$$

$$F_{H2} = F_{Hr2} - F_{Ha2} = 960\text{ N} - 419\text{ N} = 541\text{ N}$$

$$F_{V2} = F_{V12} = 2\,520\text{ N}$$

轴承 II 所受的径向载荷

$$F_{r2} = \sqrt{F_{H2}^2 + F_{V2}^2} = \sqrt{541^2 + 2\,520^2}\text{ N} = 2\,577\text{ N}$$

(3) 按轴径 $d=40\text{ mm}$ 初选轴承型号为 30208, 校核其基本额定寿命 L_{10h} 。

由设计手册查得 $C = 63\text{ kN}$, $C_0 = 74\text{ kN}$, $e = 0.37$, $X = 1.0$, $Y = 1.6$ 。

圆锥滚子轴承内部轴向力 F_s 和轴承所受径向载荷 F_r 的关系式为

$$F_s = \frac{F_r}{2Y}$$

则

$$F_{s1} = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{1\,548}{2 \times 1.6}\text{ N} = 483.8\text{ N}$$

$$F_{s2} = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{2\,577}{2 \times 1.6}\text{ N} = 805.3\text{ N}$$

其方向如图 10.16 所示。

由于 $F_{s2} + F_a = 805.3\text{ N} + 800\text{ N} = 1\,605.3\text{ N} > F_{s1} = 483.8\text{ N}$

所以

$$F_{a1} = F_{s2} + F_a = 1\,605.3\text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{s2} = 805.3\text{ N}$$

由于

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1\,605.3}{1\,548} = 1.04 > e = 0.37$$

所以选取 $X_1 = 1.0$, $Y_1 = 1.6$ 。

$$F_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 1.0 \times 1\,548\text{ N} + 1.6 \times 1\,605.3\text{ N} = 4\,116.5\text{ N}$$

由于 $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{805.3}{2\,577} = 0.31 < e = 0.37$

所以选取 $X_2 = 1.0$, $Y_2 = 0$ 。

$$F_2 = F_{r2} = 2\,577\text{ N}$$

取 $F = F_1 = 4\,116.5\text{ N}$

则 $L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_r F} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 260} \times \left(\frac{1.0 \times 63\,000}{1.2 \times 4\,116.5} \right)^{\frac{10}{3}}\text{ h} = 310\,628\text{ h} \geq L'_h = 20\,000\text{ h}$

安全,但轴承寿命超过预期寿命 15.5 倍,承载能力富裕太多,有些浪费。

(4) 改选基本额定动载荷 C 较小的型号 32908,重新进行基本额定寿命计算
由设计手册查得 $C = 31.5 \text{ kN}$, $C_0 = 46 \text{ kN}$, $e = 0.29$, $X = 1.0$, $Y = 2.1$ 。

$$F_{S1} = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{1\,548}{2 \times 2.1} \text{ N} = 368.6 \text{ N}$$

$$F_{S2} = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{2\,577}{2 \times 2.1} \text{ N} = 613.6 \text{ N}$$

$$F_{S2} + F_a = 613.6 \text{ N} + 800 \text{ N} = 1\,413.6 \text{ N} > F_{S1} = 368.6 \text{ N}$$

则 $F_{a1} = F_{S2} + F_a = 1\,413.6 \text{ N}$

$$F_{a2} = F_{S2} = 613.6 \text{ N}$$

因为 $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1\,413.6}{1\,548} = 0.91 > e = 0.29$

所以选取 $X_1 = 1.0$, $Y_1 = 2.1$ 。

则 $F_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1} = 1.0 \times 1\,548 \text{ N} + 2.1 \times 1\,413.6 \text{ N} = 4\,516.6 \text{ N}$

因为 $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{613.6}{2\,577} = 0.24 < e = 0.29$

所以选取 $X = 1.0$, $Y = 0$ 。

则 $F_2 = F_{r2} = 255 \text{ N}$

取 $F = F_1 = 4\,516.6 \text{ N}$, 则

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_F F} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 260} \times \left(\frac{1.0 \times 31\,500}{1.2 \times 4\,516.6} \right)^{\frac{10}{3}} = 22\,493 \text{ h} \geq L'_h = 20\,000 \text{ h}$$

满足要求。

结论:选用型号为 32908 轴承。

五、结构设计

[题 10.55] [解] 有骨架唇形圈密封防漏油密封结构图如图 10.17 所示。

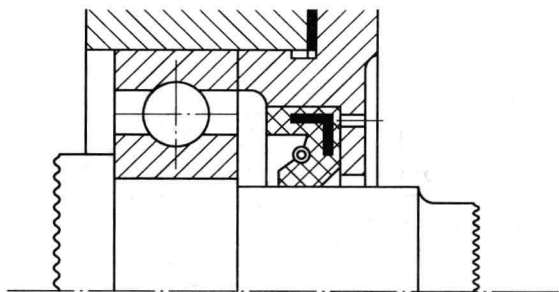


图 10.17

[题 10.56] [解] 完成的轴承部件组合设计结构图如图 10.18 所示。

[题 10.57] [解] 图 10.13 中轴承部件组合设计的错误之处如下:

- (1) ①、②处缺键连接结构。
- (2) ③处与齿轮配合的轴段长了。
- (3) ④处安装半联轴器,轴上少定位轴肩。

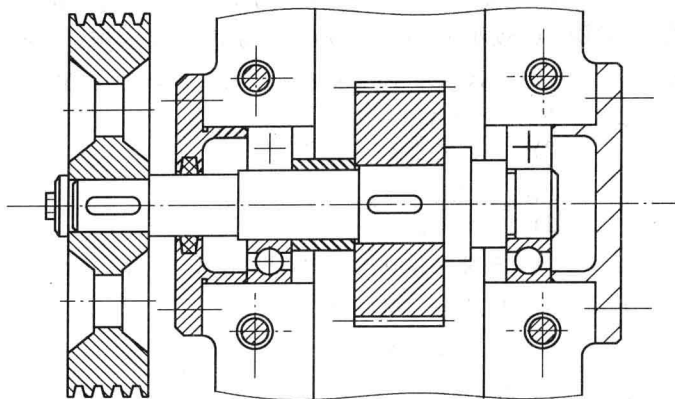


图 10.18

- (4) ⑤处轴承端盖与轴颈间无间隙,无密封件。
 - (5) ⑥处机体上加工表面与非加工表面没区分开。
 - (6) ⑦处轴承端盖上无退刀槽,机体上轴承座孔上无倒角。
 - (7) ⑧处少为减少加工面设计的凹坑。
 - (8) ⑨处轴颈太长。
 - (9) ⑩处轴上无轴肩。
 - (10) ⑪处少挡油板。
 - (11) ⑫处少调整垫片。
 - (12) ⑬处转动的半联轴器与固定不动的轴承端盖接触了。
 - (13) ⑭处套筒太厚了,不能满足轴承的安装尺寸要求。
 - (14) ⑮处轴承端盖内壁无起模斜度。
 - (15) ⑯处齿轮两端面相对于机体内壁的距离不相等。
- 正确结构如图 10.19 所示。

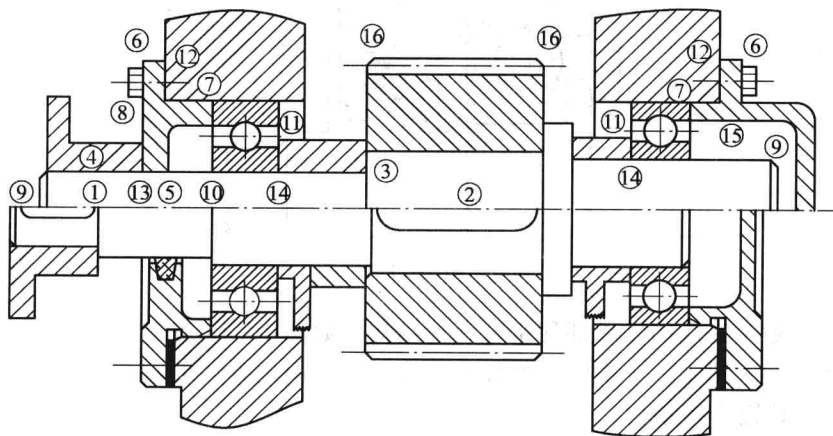
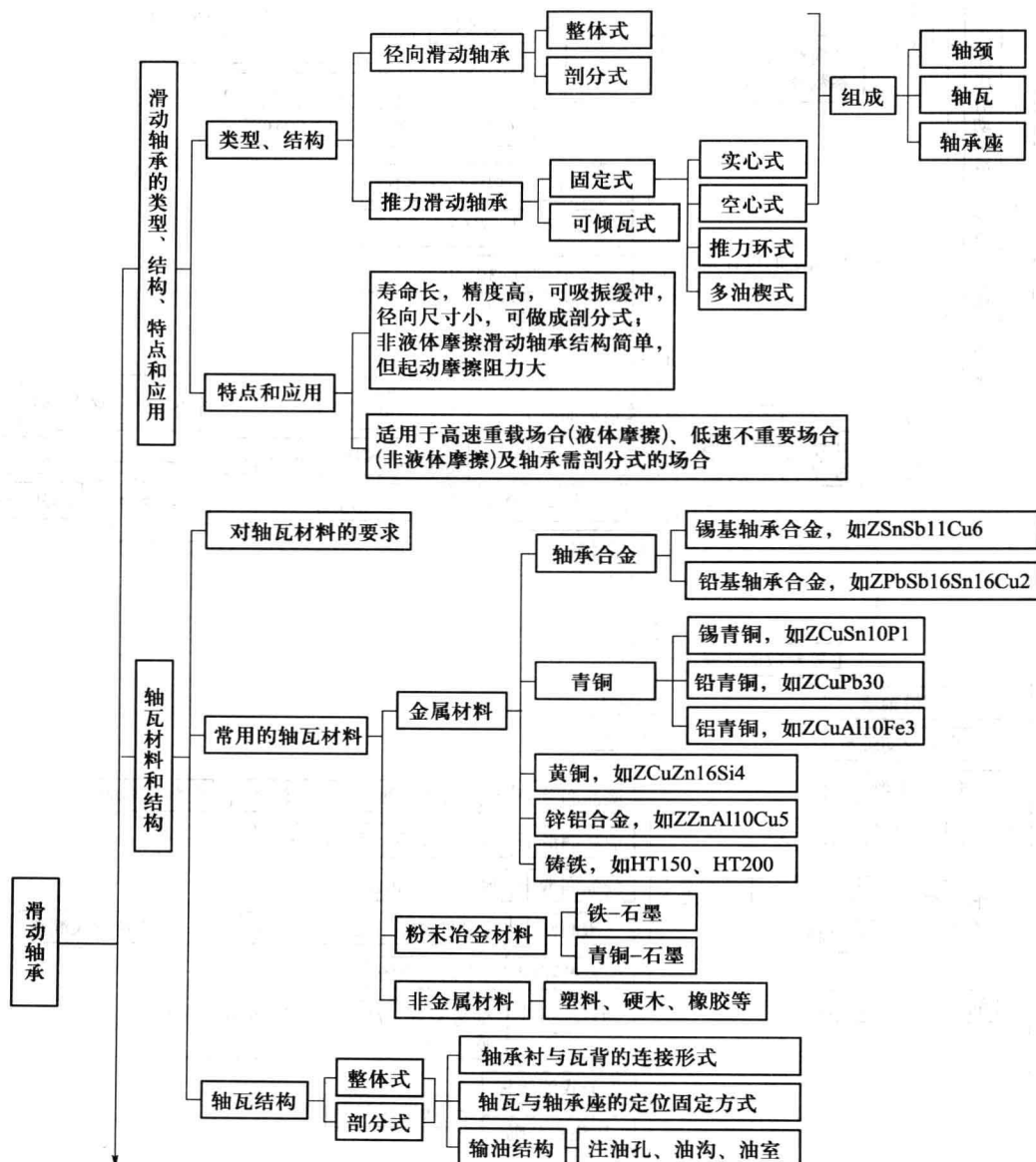
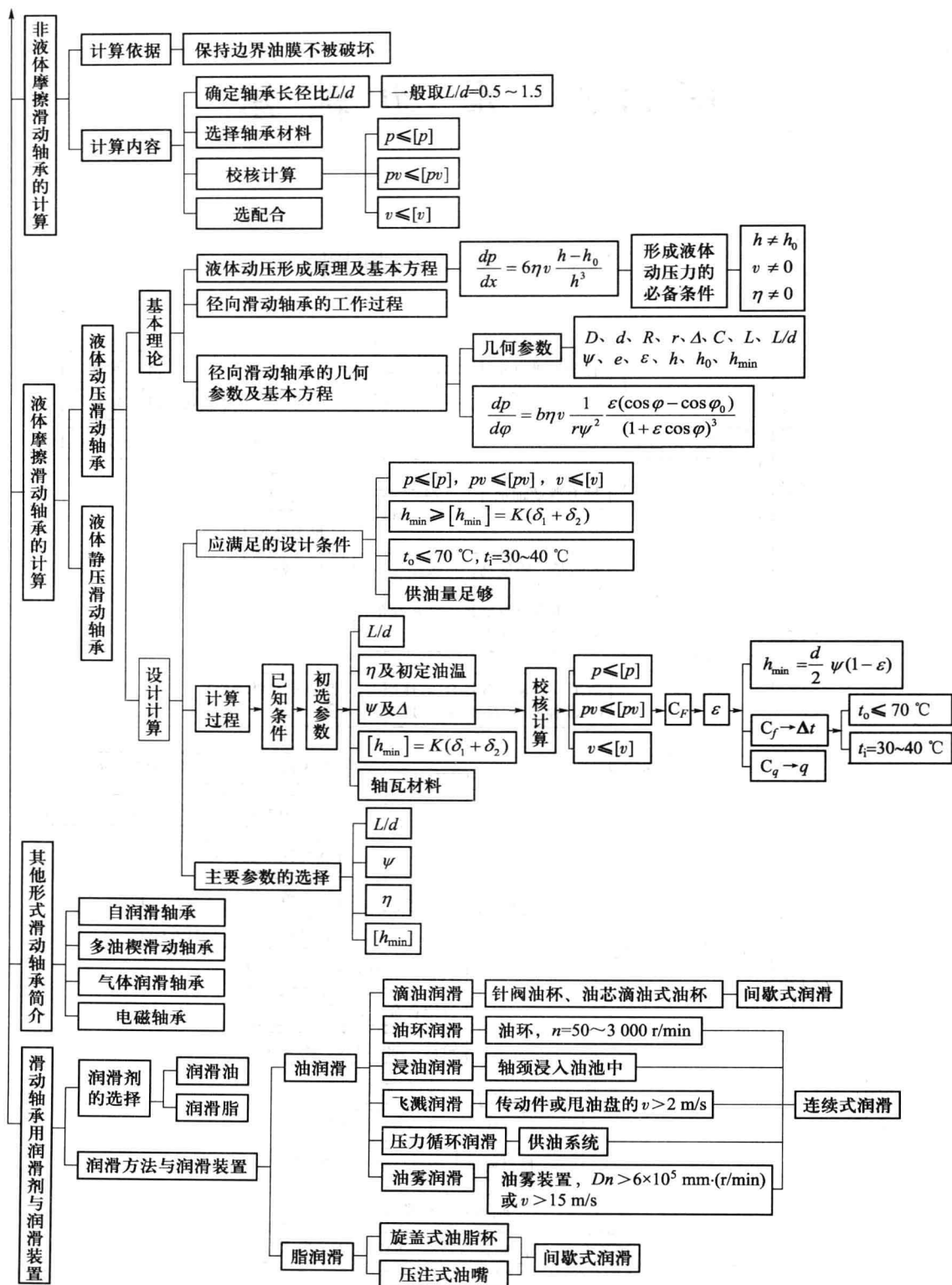


图 10.19

第 11 章 滑 动 轴 承

11.1 主要内容框图





11.2 学习要求

1. 了解滑动轴承的类型、结构、特点及其应用。滑动轴承一般由轴颈、轴瓦和轴承座组成。
2. 掌握各类滑动轴承的结构特点。主要从轴承的安装与拆卸、轴承的调心与调隙、轴承的润滑等方面来分析。
3. 了解对轴瓦材料的基本要求和常用轴瓦材料,掌握轴瓦结构及其设计方法。
4. 掌握非液体摩擦滑动轴承的计算内容及其物理意义。
5. 掌握液体动压润滑的基本概念、基本方程(雷诺方程)和油楔承载机理。应该了解推导雷诺方程时的基本假设及其对于力的平衡方程、牛顿粘性定律、流量连续等条件的应用,能够用雷诺方程来分析动压油膜形成的三个必要条件。
6. 掌握液体动压径向滑动轴承的计算要点和过程。要求掌握计算步骤,理解 L/d 、 Δ 、 ψ 、 ϵ 、 $h_{\min}$ 等参数的物理意义、相互关系及选用原则。
7. 了解多油楔轴承、电磁轴承等其他形式滑动轴承的工作原理、特点及应用。
8. 了解滑动轴承采用的润滑剂种类及其主要性能和对润滑状态的影响,了解滑动轴承的润滑方式及相应的润滑装置。

11.3 重点与难点

11.3.1 重点

1. 轴瓦材料及其应用,轴瓦结构的设计。
2. 非液体摩擦滑动轴承的计算。
3. 液体动压润滑的基本方程及形成液体动压润滑的必要条件。
4. 液体动压径向滑动轴承的计算。

11.3.2 难点

液体动压径向滑动轴承的计算。

1. 设计计算中采用的无量纲参数。
2. 轴承主要参数的选择。

11.4 例题

[例 11.1] 试述在哪些具体场合应选用滑动轴承?为什么?

[答] 下述场合应选用滑动轴承:

① 高速重载下工作的轧钢机、水轮机、大型发电机的主轴,可采用液体摩擦滑动轴承,可用较低成本制造尺寸较大的轴承,且寿命长。

② 要求旋转精度高的精密车床及磨床主轴,可采用液体摩擦滑动轴承,因为滑动轴承的零件少,主要是轴颈和轴瓦,可以通过保证它们的加工精度和安装精度来提高旋转精度。

③ 承受振动和冲击载荷作用的压缩机主轴,可采用液体摩擦滑动轴承,具有很好的吸振缓冲作用。

④ 汽车内燃机的曲轴和连杆轴,可采用剖分式径向滑动轴承,以满足特殊结构需要。

⑤ 超高速的轴承,如飞机燃气轮机的轴($n=30\,000\sim 50\,000\text{ r/min}$)。

⑥ 极低速的轴承,如天文望远镜的支承轴承可采用液体静压轴承,能保证特别高的运动平稳性和旋转精度。

⑦ 转速不高、载荷不大的不重要轴上可采用非液体摩擦滑动轴承,这种轴承结构简单、使用方便。

⑧ 要求径向结构尺寸小时可采用滑动轴承,因为轴瓦可直接装在机体上。

[例 11.2] 对轴瓦材料的主要要求是什么? 试述牌号为 ZSnSb11Cu6、ZCuAl10Fe3、HT200 的轴瓦材料的特点及应用。主要根据哪些条件来选择轴瓦材料?

[答] (1) 对轴瓦材料的主要要求有:

① 足够的疲劳强度和抗压强度。

② 有良好的减摩性、耐磨性和抗胶合性。

③ 有较好的适应性和嵌藏性。

④ 对润滑剂要有较好的吸附能力。

⑤ 有良好的导热性。

⑥ 良好的加工工艺性和经济性。

(2) ZSnSb11Cu6 是锡基轴承合金,其综合性能好,即具有较高的抗压强度,一定的冲击韧性及硬度,优良的可塑性、流动性、导热性和耐蚀性,但其疲劳强度低,因此用于制作高速、重载轴承的轴承衬。

ZCuAl10Fe3 是铝青铜,具有很高的强度和很好的耐磨性与耐蚀性,但抗胶合能力差,因此用于制作低速、重载轴承。

HT200 是灰铸铁,具有很好的切削性能、价格便宜,但抗胶合能力差,因此用于制作轻载、不重要的轴承。

(3) 选择轴瓦材料时主要根据轴承的工作条件及轴瓦材料的最大许用值 $[p]$ 、 $[pv]$ 和 $[v]$,应满足 $p \leq [p]$ 、 $p v \leq [pv]$ 和 $v \leq [v]$ 的条件。

[例 11.3] 在轴瓦内表面开设油沟时应注意哪些问题? 为什么?

[答] 在轴瓦内表面开设油沟时必须注意以下几点:

(1) 轴向油沟不得在轴承的全长上开通,以免润滑油流失过多,通常油沟长度为轴承长度的 80%。

(2) 对液体摩擦轴承,其轴向油沟必须开在非承载区,周向油沟必须开在靠近轴承的两端,以免影响轴承的承载能力。

(3) 竖直轴承的周向油沟应开在轴承上端,以保证润滑油向摩擦表面的输送。

[例 11.4] 非液体摩擦滑动轴承适用于何种场合? 对这种轴承为什么要校核 p 、 $p v$ 和 v ?

[答] 非液体摩擦滑动轴承主要适用于转速不高、载荷不重的不重要轴上。

因为非液体摩擦滑动轴承的主要失效形式是磨损和胶合,而保证不失效的关键是保持轴承中的边界膜不被破坏。由于影响边界膜强度的因素很多,因此只能通过条件性计算来控制 p 、 p_v 和 v 值,从而达到保持边界膜不被破坏,轴承不发生失效,即通过校核 $p \leq [p]$, 保证边界膜不被压破,避免轴承过度磨损;通过校核 $p_v \leq [p_v]$, 限制轴承工作的摩擦热量,控制温升,保证边界膜不被破坏,避免轴承发生胶合;而校核 $v \leq [v]$ 是通过限制 v , 进而限制 p_v 值,达到防止轴与轴瓦边缘接触时因局部摩擦热大、温升大、边界膜被破坏而发生胶合。

[例 11.5] 有一非液体摩擦径向滑动轴承,直径 $d = 100 \text{ mm}$,长径比 $L/d = 1$,转速 $n = 1420 \text{ r/min}$,轴的材料为 45 号钢,轴承材料为铸造青铜 ZCuSn10Pb1, $[p] = 15 \text{ MPa}$, $[v] = 10 \text{ m/s}$, $[p_v] = 15 \text{ MPa} \cdot (\text{m/s})$ 。试问轴承最大可以承受多大的径向载荷?

[解]

$$L = d \frac{L}{d} = 100 \times 1 \text{ mm} = 100 \text{ mm}$$

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1420}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 7.43 \text{ m/s}$$

轴承所能承受的最大径向载荷必须同时满足:

$$\textcircled{1} F_r \leq [p] d L = 15 \times 100 \times 100 \text{ N} = 150\,000 \text{ N}$$

$$\textcircled{2} F_r \leq \frac{[p_v] d L}{v} = \frac{15 \times 100 \times 100}{7.43} \text{ N} = 20\,188.4 \text{ N}$$

故 $F_{\max} = 20\,188.4 \text{ N}$

[例 11.6] 设计液体动压滑动轴承时,为保证轴承正常工作应满足哪些条件?

[答] 设计液体动压滑动轴承时,为了保证轴承能正常工作,则必须满足以下条件:

① $h_{\min} \geq [h_{\min}] = K(\delta_1 + \delta_2)$, 式中, δ_1 、 δ_2 分别表示轴瓦表面和轴颈表面的不平度的平均值, K 是考虑表面几何形状误差、轴的弯曲变形和安装误差的可靠性系数,通常取 $K \geq 2$ 。

② $p \leq [p]$, $p_v \leq [p_v]$, $v \leq [v]$ 。

③ 润滑油的出口温度 $t_o \leq 70^\circ\text{C}$, 入口油度 $t_i = 30 \sim 40^\circ\text{C}$ 。

④ 足够的供油量。

[例 11.7] 设计液体动压径向滑动轴承时,若计算出的 $h_{\min}$ 过小,轴承温升 Δt 过高,则可采取哪些措施使 $h_{\min}$ 增大,轴承温升 Δt 降下来?

[答] (1) 设计液体动压径向滑动轴承时,使 $h_{\min}$ 增大的措施有:

① 适当增大长径比 L/d , 提高承载能力。

② 改变轴承的相对间隙 ψ 。若开始计算时 ψ 值小于极限值,这时可增大 ψ , 但不超过 ψ 的极限值;若开始计算时 ψ 值大于极限值,这时可减小 ψ , 但不能低于 ψ 的极限值。

③ 改选粘度高的油。

(2) 设计液体动压径向滑动轴承时,使轴承温升 Δt 降下来的措施有:

① 减小长径比 L/d , 增加油的流量, 加强热量的散逸。

② 增加轴承的相对间隙 ψ , 增加油的流量。

③ 改选粘度低的油。

④ 采用通风、冷却措施。

⑤ 采用压力循环润滑,这样不仅可加大供油量,而且能把摩擦产生的热量带走,降低轴承的温升。

[例 11.8] 图 11.1 所示为两个尺寸相同的液体摩擦滑动轴承,其工作条件和结构参数(相对间隙 ψ 、润滑油的粘度 η 、轴颈表面圆周速度 v 、轴承孔直径 D 、轴颈直径 d 、轴承宽度 l)完全相同,试问哪个轴承的相对偏心距 ϵ 较大些?

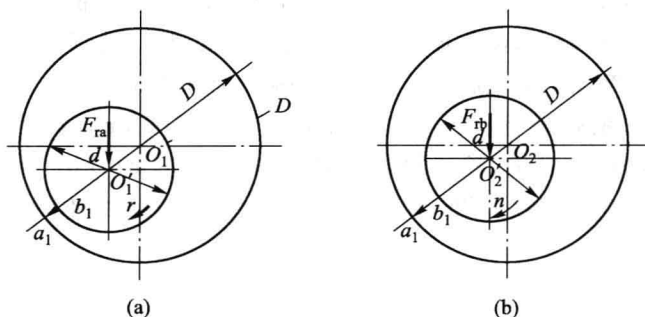


图 11.1

提示:承载量系数 $C_F = \frac{F_r \psi^2}{L \eta v}$, 耗油量系数 $C_q = \frac{q}{\psi v d L}$ 。

[答] 由图 11.1 可知,两轴承的最小油膜厚度不同,且 $h_{\min a} < h_{\min b}$, 而相对偏心距 $\epsilon = e/C = e/(R-r)$, 相对间隙 $\psi = C/r$ (式中 e 为偏心距, C 为半径间隙, R, r 分别为轴承孔和轴颈的半径), $h_{\min}$ 、 ϵ 和 ψ 之间的关系式为 $h_{\min} = \psi r(1-\epsilon) = C(1-\epsilon)$, 故 $\epsilon = 1 - h_{\min}/C$, 因 $C_a = C_b$, $h_{\min a} < h_{\min b}$, 所以 $\epsilon_a > \epsilon_b$, 即图 11.1a 所示轴承的相对偏心距较大。

11.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 11.1] 下列机械中应采用滑动轴承的是_____。

- A. 一般齿轮减速器 B. Y 系列电动机
C. 汽车内燃机曲轴 D. 自行车中间轴

[题 11.2] 对于长径比较大的滑动轴承,为避免因轴变形引起的轴承边缘摩擦,宜采用_____滑动轴承。

- A. 整体式 B. 剖分式 C. 调心式 D. 调隙式

[题 11.3] 轴承合金可用来制造_____。

- A. 单层金属轴瓦 B. 双层或多层金属轴瓦
C. 含油轴承轴瓦 D. 非金属轴瓦

[题 11.4] 在滑动轴承材料中,_____通常只用做双金属轴瓦的表层材料。

- A. 铸铁 B. 轴承合金 C. 铸造锡青铜 D. 铸造黄铜

[题 11.5] 设计非液体摩擦滑动轴承时,验算 $p v \leq [p v]$ 是为了防止轴承_____。

- A. 过度磨损 B. 过热产生胶合 C. 产生塑性变形 D. 发生疲劳点蚀

[题 11.6] 已知轴颈半径 r 、相对间隙 ψ 、相对偏心距 ϵ ，则最小油膜厚度 $h_{\min} =$ _____。

- A. $\psi r(1 - \epsilon)$ B. $\psi r(1 + \epsilon)$ C. $\epsilon r(1 - \psi)$ D. $\epsilon r(1 + \psi)$

[题 11.7] 设计液体动压径向滑动轴承时，在下列措施中，能增大最小油膜厚度 $h_{\min}$ 的是_____。

- A. 减小轴承长径比 L/d B. 增大供油量
C. 增大相对偏心距 ϵ D. 增大轴承的长径比 L/d

[题 11.8] 采用三油楔或多油楔径向滑动轴承的目的是_____。

- A. 提高承载能力 B. 增加供油量
C. 增加供油量 D. 提高轴承的运转平稳性

[题 11.9] 在_____的情况下，滑动轴承润滑油的粘度不应选得较高。

- A. 重载 B. 高速
C. 工作温度高 D. 承受变载荷或振动冲击载荷

[题 11.10] 液体动压径向轴承的偏心距 e 随_____而减小。

- A. 轴颈转速的增大或载荷的增大 B. 轴颈转速的增大或载荷的减小
C. 轴颈转速的减小或载荷的减小 D. 轴颈转速的减小或载荷的增大

[题 11.11] 下列轴承中，_____不是含油轴承。

- A. 烧结轴承 B. 多孔质金属材料轴承
C. 粉末冶金轴承 D. 非金属轴承

二、填空题

[题 11.12] 与滚动轴承相比，滑动轴承的主要优点是_____（举出四项即可）。

[题 11.13] 常用的轴承合金材料牌号有_____（举出两项即可）。

[题 11.14] 形成液体动压润滑的必要条件是_____、_____和_____；而充分条件是_____。

[题 11.15] 有一液体动压径向滑动轴承，轴承孔和轴颈的半径分别为 R 和 r ，半径间隙为 C 、偏心距为 e ，则相对间隙 $\psi =$ _____，相对偏心距（偏心率） $\epsilon =$ _____，最小油膜厚度 $h_{\min} =$ _____。

[题 11.16] 在设计液体动压径向滑动轴承时，若减小相对间隙 ψ ，则轴承的承载能力将_____，旋转精度将_____，发热量将_____。

[题 11.17] 滑动轴承的承载量系数 C_F 将随着偏心率 ϵ 的增大而_____，相应的最小油膜厚度 $h_{\min}$ 随着 ϵ 的增大而_____。

[题 11.18] 在一维雷诺方程 $\frac{dp}{dx} = 6\eta v \frac{h - h_0}{h^3}$ 中，其粘度 η 是指润滑油的_____粘度。

[题 11.19] 选择滑动轴承所用的润滑油时，对液体摩擦轴承主要考虑润滑油的_____，对非液体摩擦轴承主要考虑润滑油的_____。

三、问答题

[题 11.20] 按摩擦状态，滑动轴承可分为哪几种？各有什么特点？

[题 11.21] 在轴瓦内表面上为什么要开油沟或油室？开油沟或油室时要注意什么？

[题 11.22] 对轴承材料有哪些要求？选用的轴承材料应满足什么条件？

[题 11.23] 何谓非液体摩擦滑动轴承？设计这类轴承时为什么要验算 p 、 p_v 和 v ？

[题 11.24] 推导液体动压润滑基本方程(一维雷诺方程)时做了哪些基本假设? 运用了哪些条件?

[题 11.25] 影响液体动压径向滑动轴承性能的主要参数有哪些? 这些参数是如何影响滑动轴承性能的?

[题 11.26] 设计液体动压径向滑动轴承时,若 $h_{\min} < [h_{\min}]$, 则应采用哪些措施以满足 $h_{\min} \geq [h_{\min}]$ 的要求?

[题 11.27] 设计液体动压径向滑动轴承时,若轴承温升过高,则可采取什么措施使温升降低?

[题 11.28] 有一液体动压径向单油楔滑动轴承,在两种外载荷下工作时,其偏心率分别为 $\epsilon_1 = 0.6$ 、 $\epsilon_2 = 0.8$, 试分析哪种情况下轴承承受的外载荷大。为提高该轴承的承载能力,可采取哪些措施?(假定轴颈直径和转速不允许改变。)

四、计算题

[题 11.29] 有一非液体摩擦径向滑动轴承,其轴颈直径 $d = 150 \text{ mm}$, 轴承长度 $L = 150 \text{ mm}$, 轴瓦材料为锡青铜 ZCuSn10P1, 其 $[p] = 15 \text{ MPa}$, $[pv] = 15 \text{ MPa} \cdot (\text{m/s})$, $[v] = 10 \text{ m/s}$, 试计算轴的转速分别为 $n_1 = 200 \text{ r/min}$, $n_2 = 500 \text{ r/min}$ 和 $n_3 = 1440 \text{ r/min}$ 时,能够承受的最大径向载荷 $F_{\max 1}$ 、 $F_{\max 2}$ 和 $F_{\max 3}$ 各为多少?

[题 11.30] 有一滑动轴承, $d = 120 \text{ mm}$, $L = 120 \text{ mm}$, $n = 1440 \text{ r/min}$, $F_r = 30 \text{ kN}$, $C = 0.05 \text{ mm}$, $\alpha = 180^\circ$, $\eta_{50^\circ\text{C}} = 0.026 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 轴瓦表面的不平度的平均值 $\delta_1 = 0.0063 \text{ mm}$, 轴颈表面的不平度的平均值 $\delta_2 = 0.0032 \text{ mm}$, 试计算其能否形成液体动压润滑。

五、结构题

[题 11.31] 绘制整体式径向滑动轴承的典型结构。

[题 11.32] 分别绘制出径向滑动轴承的整体式轴瓦和剖分式轴瓦的典型结构。

[参考答案]

一、单项选择题

[题 11.1] C [题 11.2] C [题 11.3] B [题 11.4] B [题 11.5] B

[题 11.6] A [题 11.7] D [题 11.8] D [题 11.9] B [题 11.10] B

[题 11.11] D

二、填空题

[题 11.12] 工作寿命长;旋转精度高;可吸收振动,缓和冲击;可做成剖分式,能满足特殊结构需要

[题 11.13] ZSnSb11Cu6、ZPbSb16Sn16Cu2 或 ZSnSb8Cu4、ZPbSb15Sn5Cu3Cd2

[题 11.14] 液体必须流经楔形间隙,从大口流入,从小口流出 液体必须有足够的速度 液体必须是粘性液体 $h_{\min} \geq [h_{\min}]$ 。

[题 11.15] C/r e/C $\psi r(1-\epsilon)$

[题 11.16] 提高 提高 增大

[题 11.17] 增大 减小

[题 11.18] 动力

[题 11.19] 粘度 油性

三、问答题

[题 11.20] [答] 按摩擦状态,滑动轴承可以分为液体摩擦轴承和非液体摩擦轴承。液体摩擦轴承的摩擦表面处于液体润滑状态,两运动表面中间有一层液体,其摩擦为液体层间的粘剪阻力,摩擦因数小,运动表面间不发生磨损。非液体摩擦轴承处于干摩擦、边界摩擦及液体摩擦的混合摩擦状态,两运动表面直接接触,摩擦阻力大,摩擦因数大,有磨损。

[题 11.21] [答] 轴瓦内表面开油沟或油室是为了向摩擦表面输送和分布润滑剂。油沟有轴向的、周向的和斜向的,也可以设计成其他形式的油沟。开油沟或油室时要注意以下几点:

① 轴向油沟应开在轴承的非承载区,以利于供油,并避免降低轴承的承载能力;② 当径向载荷相对轴承移动时,则油沟应开在轴上;③ 周向油沟应靠近轴承的两端,以免影响轴承的承载能力;④ 竖向轴承的周向油沟应开在轴承的上端。

[题 11.22] [答] 见[例 11.2]。

[题 11.23] [答] 所谓的非液体摩擦滑动轴承是指工作时处于干摩擦、边界摩擦和液体摩擦的混合摩擦状态的滑动轴承。

设计非液体摩擦滑动轴承时,若压强 p 过大,不仅可能使轴瓦产生塑性变形破坏边界膜,而且一旦出现干摩擦状态则会加速磨损,所以应该验算 p ,保证压强 p 不超过允许值 $[p]$ 。而 $p v$ 值大表明摩擦功大,温升大,边界膜强度急剧降低,边界膜容易破坏,导致轴承发生胶合,因此需要验算 $p v$ 值。对于跨距较大的轴,由于装配误差或轴的挠曲变形,会造成轴及轴瓦在边缘接触,局部压强很大,若速度很大则局部摩擦功也很大,这时只验算 p 和 $p v$ 并不能保证边界膜安全可靠,因此要验算 v 值。

[题 11.24] [答] 推导液体动压润滑基本方程时做了如下基本假设:

- ① 两板间液体做层流运动。
- ② 两板间液体是牛顿流体,其粘度只随温度的变化而变化,忽略压力对粘度的影响,而且液体是不可压缩的。
- ③ 与两板相接触的流体层与板间无滑动出现。
- ④ 液体的重力和流动过程中产生的惯性力可以略去。
- ⑤ 由于间隙很小,压力沿 y 方向(油层厚度方向)大小不变。
- ⑥ 平板沿 z 方向(垂直于层流运动方向)无限长,所以液体沿 z 方向无流动。

为了获得液体动压润滑基本方程,在推导过程中运用了力的平衡条件、牛顿粘性定律和流量连续条件等。

[题 11.25] [答] 影响液体动压径向滑动轴承性能的主要参数有:长径比 L/d 、相对间隙 ψ 、润滑油的粘度 η 、轴瓦与轴颈表面的不平度的平均值(影响许用最小油膜厚度 $[h_{\min}]$)。

① 长径比 L/d 影响轴瓦上的压强 p 、承载能力、最小油膜厚度 $h_{\min}$ 、油的流量和温升。 L/d 大,则轴瓦上压强 p 小,轴承的承载能力大,最小油膜厚度 $h_{\min}$ 大,但油的流量小,油的温升大,使油的粘度变小。反之亦然。

② 轴承的相对间隙 ψ 增大,润滑油流量增加,温升将下降,摩擦功降低。相对间隙在一定范围内增加时,使最小油膜厚度增大,超过这个范围再增加时,最小油膜厚度将减小。此外, ψ 增大

后,轴颈与轴瓦间的间隙增大,运转精度要降低。反之亦然。

③ 润滑油的粘度 η 高时,最小油膜厚度 $h_{\min}$ 大,有较高的承载能力,但易发热,温升高。反之亦然。

④ 轴瓦和轴颈表面不平度的平均值越小,最小油膜厚度的许用值 $[h_{\min}]$ 越小, $h_{\min} \geq [h_{\min}]$ 越容易成立,即满足液体动压润滑的条件。反之亦然。

[题 11.26] [答] 为保证最小油膜厚度 $h_{\min} \geq [h_{\min}] = K(\delta_1 + \delta_2)$, 应从以下两方面着手:

一是降低最小油膜厚度许用值 $[h_{\min}]$, 其方法是降低轴颈以及轴承表面不平度的平均值, 同时在设计时应该保证轴和轴瓦的热变形小。

二是增大最小油膜厚度 $h_{\min}$, 方法是:① 增大长径比 L/d ; ② 适当改变相对间隙 ψ , 若在 ψ 增大而 $h_{\min}$ 也增大的范围, 则应将 ψ 增大, 反之应将 ψ 减小; ③ 加大轴径尺寸, 从而减小轴承的承载量系数 C_F , 在 L/d 一定时相对偏心距 ϵ 也减小, 故 $h_{\min}$ 增大。

[题 11.27] [答] 液体动压径向滑动轴承在使用过程中如果温升过高, 可以减小长径比 L/d 和增大相对间隙 ψ , 以增加润滑油端泄量, 或改善轴承体周围的散热条件, 达到降温的目的。此外, 还可以选用粘度较小的润滑油, 降低轴颈表面的不平度的平均值, 减少摩擦热, 从而限制轴承的温升。

[题 11.28] [答] 由题给条件可知, 同一个液体动压径向单油楔滑动轴承, ψ 一定、 L 一定、 η 一定、 v 一定(转速没变), 故轴承所受的外载荷 F_r 与承载量系数 C_F 成正比。查阅 $C_F - \epsilon$ 曲线图可知, 在 L/d 一定的条件下, ϵ 小, 则 C_F 小, ϵ 大, 则 C_F 大, 故 $\epsilon_2 = 0.8$ 时轴承承受的外载荷大。

为提高该轴承的承载能力, 可采取的以下措施:

① 增大长径比 L/d 。

② 在 C_F 一定的条件下, 减小相对间隙 ψ 。

四、计算题

[题 11.29] [解]

(1) 转速 $n_1 = 200 \text{ r/min}$ 时, 按许用压强 $[p]$ 计算

$$F_{ra} = [p]Ld = 15 \times 150 \times 150 \text{ N} = 337\,500 \text{ N} = 337.5 \text{ kN}$$

按许用 $[pv]$ 值计算

$$F_{rb} = [pv]Ld \times \frac{60 \times 1\,000}{\pi dn_1} = 15 \times 150 \times 150 \times \frac{60 \times 1\,000}{\pi \times 150 \times 200} \text{ N} = 214\,859.2 \text{ N} \approx 214.9 \text{ kN}$$

校核速度

$$v = \frac{\pi dn_1}{60 \times 1\,000} = \frac{\pi \times 150 \times 200}{60 \times 1\,000} \text{ m/s} = 1.57 \text{ m/s} < [v] = 10 \text{ m/s}$$

因 $F_{ra} > F_{rb}$, 故 $n_1 = 200 \text{ r/min}$ 时, 能承受的最大径向载荷为

$$F_{\max 1} = F_{rb} = 214.9 \text{ kN}$$

(2) 同理可计算出当转速 $n_2 = 500 \text{ r/min}$ 时,

$$F_{ra} = 337.5 \text{ kN}$$

$$F_{rb} = 86 \text{ kN}$$

$$v = 3.93 \text{ m/s} < [v] = 10 \text{ m/s}$$

因 $F_{ra} > F_{rb}$, 故 $n_2 = 500 \text{ r/min}$ 时, 能承受最大径向载荷为

$$F_{\max 2} = F_{rb} = 86 \text{ kN}$$

(3) 同理可计算出转速 $n_3 = 1\,440 \text{ r/min}$ 时,

$$F_{ra} = 337.5 \text{ kN}$$

$$F_{rb} = 29.8 \text{ kN}$$

$$v = 11.3 \text{ m/s} > [v] = 10 \text{ m/s}$$

因为 $n = 1440 \text{ r/min}$ 时 $v > [v]$, 该材料不能使用, 需更换材料, $F_{\max 3}$ 应按新材料来计算。

[题 11.30][解]

(1) 求轴承承载量系数 C_F

$$\text{长径比} \quad \frac{L}{d} = \frac{120}{120} = 1$$

$$\text{相对间隙} \quad \psi = \frac{2C}{d} = \frac{2 \times 0.05}{120} = 0.00083$$

$$\text{速度} \quad v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 120 \times 1440}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 9.05 \text{ m/s}$$

$$C_F = \frac{F_r \psi^2}{L \eta v} = \frac{30000 \times 0.00083^2}{0.12 \times 0.026 \times 9.05} = 0.732$$

(2) 求最小油膜厚度 $h_{\min}$

由主教材第 259 页图 11.18 $C_F - \epsilon$ 曲线图查得, 当 $L/d = 1$ 、 $C_F = 0.732$ 时, $\epsilon = 0.3$, 故

$$h_{\min} = \frac{d}{2} \psi (1 - \epsilon) = \frac{120}{2} \times 0.00083 \times (1 - 0.3) \text{ mm} = 0.035 \text{ mm}$$

(3) 判断液体动压润滑情况

取 $K=2$, 许用最小油膜厚度

$$[h_{\min}] = K(\delta_1 + \delta_2) = 2 \times (0.0063 + 0.0032) \text{ mm} = 0.019 \text{ mm}$$

因为 $h_{\min} > [h_{\min}]$, 故能形成液体动压润滑。

五、结构题

[题 11.31][解] 整体式径向滑动轴承的典型结构如图 11.2 所示。

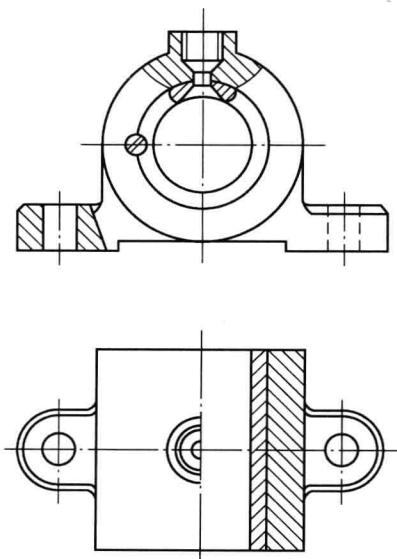


图 11.2 整体式径向滑动轴承的典型结构

[题 11.32] [解] 径向滑动轴承的整体式轴瓦和剖分式轴瓦的典型结构分别如图 11.3 和图 11.4 所示。

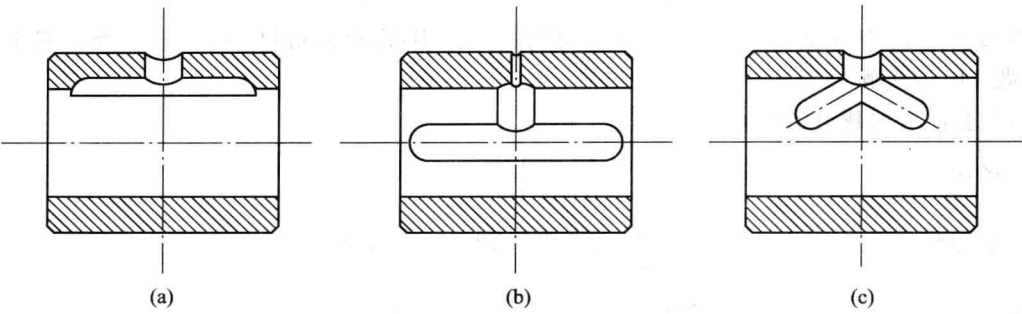


图 11.3 整体式轴瓦

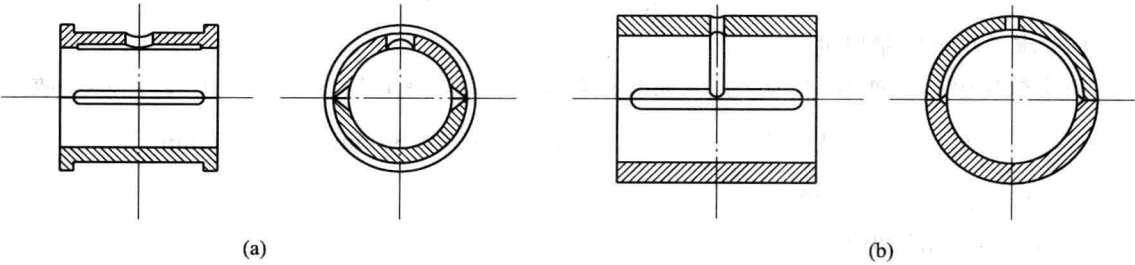
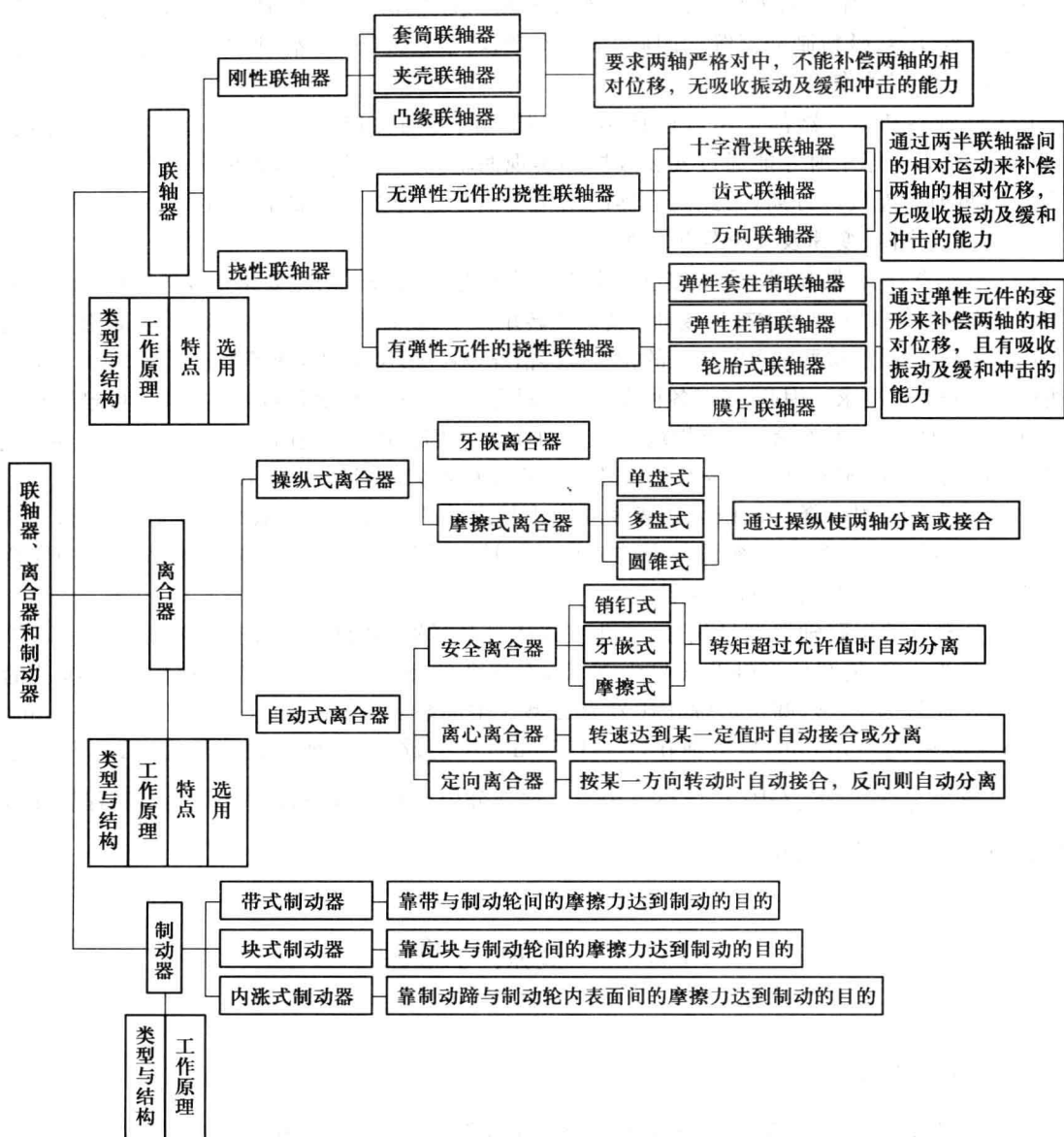


图 11.4 剖分式轴瓦

第 12 章 联轴器、离合器和制动器

第 12 章
联轴器、离合器和制动器

12.1 主要内容框图



12.2 学习要求

1. 掌握常用联轴器、离合器和制动器的主要类型、结构、工作原理、特点、选择与计算方法。
2. 掌握联轴器连接的两轴间位置补偿的原理,以及联轴器和离合器在功能上的异同。
3. 了解常闭式和常开式制动器的定义及应用。

学习本章时应注意以下几点:

(1) 联轴器、离合器和制动器是机械设备中的常用部件,类型很多,本章只介绍了一些常用的类型,还有一些较常用的类型未作介绍,如双排链式联轴器、簧片联轴器、锥面离合器、扭簧离合器、电磁离合器、磁粉制动器等。因此,学习本章,特别是设计“三器”要广开思路,多参考“设计手册”及有关专门著作。

(2) 联轴器和离合器都是用以连接两轴使其一同转动并传递转矩的。但它们的不同点在于,联轴器只能在停车时才能通过安装或拆卸实现两轴的连接或分离,而离合器则可在任意工作状态实现两轴的连接或分离,因此离合器的结构要满足这种要求。离合器主要应用于机械设备的启动、停止、换向、变速及安全保护等场合。

(3) 联轴器、离合器和制动器大多已标准化和系列化,因此设计时主要是正确地选择其类型和具体型号。选择类型时主要考虑被连接轴所传递的转矩大小、载荷性质(冲击、振动情况,是否正反转等),转速的高低,被连接两轴可能产生的相对位移情况,对外形尺寸的要求等因素,所选的类型应能满足机械的工作条件要求。因此,要对各种类型的联轴器、离合器和制动器的工作原理、性能特点、适用场合有较深入的了解,并熟悉其标准规范,尤其是对联轴器,因为联轴器应用广泛。而具体型号主要是根据被连接两轴的直径、转速和计算转矩 T_c 来选择。所选的型号应满足: $T_c = KT \leq [T], n_{\max} \leq [n]$ 。

(4) 制动器是用以降低机械运动速度或停止其运动的装置。为了减小制动器尺寸和所需制动力矩,制动器通常安装在机械设备中转速较高的轴上,但对矿井提升机类机械设备中的安全制动器则应安装在工作机部分的低速轴上。

(5) 要熟练掌握联轴器型号代号、轴孔型式代号及联轴器的标记。例如,弹性套柱销联轴器的型号代号为 LT,长圆柱形轴孔代号为 Y 型,有沉孔的短圆柱形轴孔代号为 J 型,无沉孔的短圆柱形轴孔代号为 J_1 型,圆锥形轴孔代号为 Z 型。主动端 $d_1 = 48$ mm, J 型轴孔, $L_1 = 84$ mm, A 型键槽;从动端 $d_2 = 40$ mm, Y 型轴孔, $L = 112$ mm, A 型键槽;联轴器的型号为 LT6,其标记为 LT6 型联轴器 $\frac{J48 \times 84}{Y40 \times 112}$ GB/T 4323—2002。这部分内容在完成设计性大作业和课程设计时都要用到,见参考文献[2]的相关内容。

12.3 重点与难点

12.3.1 重点

各类联轴器、离合器和制动器的功能、结构、工作原理、特点及选用。

12.3.2 难点

各类联轴器、离合器和制动器的选用。

由于联轴器、离合器和制动器是机械设备中常用的部件,特别是联轴器应用广泛,掌握这“三器”的功能、结构、工作原理以及正确地选用“三器”对改善机械设备工作状态、保证机械正常运转、延长使用寿命等都有很大影响。因此,掌握“三器”功能、结构、工作原理、特点及选用是本章学习的重点,而正确地选用则是难点。所谓“选用”包括两个方面,即一选择“类型”,二选择“型号”。例如,电动机与离心泵之间用联轴器相连,已知电动机功率 $P=18.5\text{ kW}$,转速 $n=2\,930\text{ r/min}$,电动机外伸轴端的直径 $d=42\text{ mm}$,水泵轴直径 $d_{\text{泵}}=42\text{ mm}$ 。首先,由于电动机转速较高,载荷有冲击,因此为了缓和冲击,减轻振动,选用弹性套柱销联轴器;然后,根据轴的直径、转速和计算转矩选择具体型号和尺寸,必要时对关键零件进行校核计算。该例的名义转矩 $T=9\,550\frac{P}{n}=9\,550\times\frac{18.5}{2\,930}\text{ N}\cdot\text{m}=60.3\text{ N}\cdot\text{m}$,查主教材第 275 页表 12.1 可得载荷系数 $K=2.5$,所以计算转矩 $T_c=KT=2.5\times60.3\text{ N}\cdot\text{m}=150.75\text{ N}\cdot\text{m}$,故从标准中选取型号为 LT6 的弹性套柱销联轴器,其公称转矩 $T_n=250\text{ N}\cdot\text{m}>T_c=150.75\text{ N}\cdot\text{m}$;半联轴器材料为钢,许用转速 $[n]=3\,800\text{ r/min}>n=2\,930\text{ r/min}$;轴孔直径 $d_1=d_2=42\text{ mm}$;满足要求。

12.4 例 题

【例 12.1】 试述联轴器的分类及其常用联轴器的名称及应用。

【答】 根据对各种相对位移有无补偿能力,联轴器分为刚性联轴器(无补偿能力)和挠性联轴器(有补偿能力)两大类,而挠性联轴器又按是否含有弹性元件分为无弹性元件的挠性联轴器和有弹性元件的挠性联轴器两个类别。常用的刚性联轴器有套筒联轴器、夹壳联轴器和凸缘联轴器等,这类联轴器对各种相对位移无补偿能力,也无吸收振动及缓和冲击的能力,因此适用于两轴能严格对中,并在工作中两轴不发生相对位移、载荷平稳、转速较低的场合。常用的无弹性元件的挠性联轴器有十字滑块联轴器、齿式联轴器和万向联轴器等,这类联轴器的中间元件或两半联轴器的相对运动能补偿各种相对位移,但无吸收振动及缓和冲击的能力,适用于两轴有偏差或工作中有相对位移、转速较低、无冲击载荷的场合。常用的有弹性元件的挠性联轴器有弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、轮胎式联轴器和膜片联轴器等,这类联轴器通过联轴器中的弹性元件能补偿各种相对位移,且有吸收振动及缓和冲击的能力,适用于两轴有偏差或工作中有相对位移、转速较高、频繁启动或正反转的场合,轮胎式联轴器还适用于潮湿多尘的环境。

【例 12.2】 试分析牙嵌离合器和摩擦式离合器的同异点。

【答】 牙嵌离合器和摩擦式离合器的共同点:① 都能使两轴接合或分离。② 都有磨损问题。其不同之处:① 工作原理不同,牙嵌离合器是通过两半离合器上牙齿的啮合或脱离来实现两轴的接合或分离的,即靠“形”接触来工作;而摩擦式离合器是通过两半离合器上摩擦盘或摩擦片之间的摩擦力来实现两轴的接合的,而摩擦力消失,两轴就分离,即靠“摩擦力”来工作。② 工作条件不同,牙嵌离合器只适宜在两轴不回转或转速差很小的情况下进行离合,而摩擦式离合器

可以在不停车或两轴转速差很大的情况下进行离合。③ 接合的可靠程度不同,牙嵌离合器一旦接合成功,两轴就以同一转速运转;而摩擦离合器虽然接合了,若摩擦力不足,两摩擦盘间会产生相对滑动,使从动轴的转速低于主动轴的转速。

【例 12.3】 有一电动机驱动的传动装置,输出轴与工作机轴用联轴器相连,已知传动装置输出轴直径 $d=60\text{ mm}$,输出功率 $P=6.5\text{ kW}$,轴的转速 $n=50\text{ r/min}$,工作机轴直径 $d_w=65\text{ mm}$,载荷平稳,要求两轴严格对中,试选择联轴器的类型和型号,并写出其标记。

【解】 因为两轴转速较低、载荷平稳,且要求两轴严格对中,因此选用凸缘联轴器。

输出轴传递的转矩

$$T = 9550 \times \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{6.5}{50} \text{ N} \cdot \text{m} = 1241.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

查主教材第 275 页表 12.1,取载荷系数 $K=2.0$,则计算转矩

$$T_c = KT = 2.0 \times 1241.5 \text{ N} \cdot \text{m} = 2483 \text{ N} \cdot \text{m}$$

选用型号为 GYS8 的凸缘联轴器,公称转矩

$$[T] = 3150 \text{ N} \cdot \text{m} > T_c$$

主动轴轴孔直径 $d_1=d=60\text{ mm}$,Y 型轴孔, $L=142\text{ mm}$,A 型键槽;从动轴轴孔直径 $d_2=d_w=65\text{ mm}$,J₁ 型轴孔, $L=107\text{ mm}$,A 型键槽。

该联轴器的标记为 GYS8 型联轴器 $\frac{Y60 \times 142}{J_1 65 \times 107}$ GB/T 5843—2003。

【例 12.4】 有一圆锥摩擦式离合器如图 12.1 所示,已知圆锥摩擦面的摩擦因数为 f ,接触母线长为 b ,平均直径为 D_m ,锥顶半角为 α ,载荷系数为 K 。

(1) 设计传递的转矩为 T ,求所需施加的轴向压紧力 F_Q 。

(2) 若 $f=0.12$,确定 α 的选用范围。

(3) 若摩擦面的许用压强 $[p]=0.6\text{ MPa}$, $D_m=120\text{ mm}$, $b=60\text{ mm}$, $f=0.12$, $K=2.0$,求该离合器所能传递的最大转矩 $T_{\max}$ 。

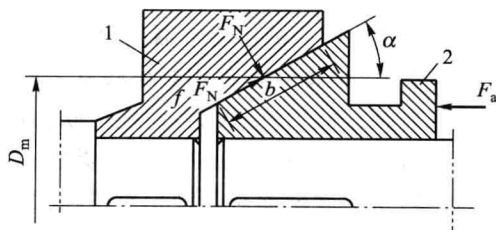


图 12.1 圆锥摩擦式离合器

【解】 (1) 在半离合器上施加轴向压力 F_Q 后,在圆锥摩擦面上将产生正压力 F_N 和沿圆锥接触母线

方向的摩擦力 fF_N ,如图 12.1 所示。由轴向力的平衡关系可得

$$F_Q = F_N \sin \alpha + f F_N \cos \alpha \quad (1)$$

当主动轴回转时,在圆锥摩擦面又有沿圆周方向的摩擦力 fF_N ,为保证离合器正常工作,则应使圆锥摩擦面上的摩擦力矩大于或等于所传递的计算转矩,即

$$f F_N \frac{D_m}{2} \geq KT$$

故

$$F_N \geq \frac{2KT}{f D_m} \quad (2)$$

将式(2)代入式(1)中则得轴向压力

$$F_Q \geq \frac{2KT}{D_m} \left(\frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha \right) \quad (3)$$

(2) 因为离合器分离时沿圆锥接触线间的摩擦力 fF_N 为阻力, 为使分离容易, 则锥面不应自锁, 即

$$F_N \sin \alpha > f F_N \cos \alpha$$

则

$$\tan \alpha > f$$

当 $f=0.12$ 时, $\alpha > 6.84^\circ$

又因为 $f=0.12$, α 减小时, $\frac{\sin \alpha}{f}$ 的减小量大于 $\cos \alpha$ 的增加量。从式(3)可知, α 减小时, 轴向压力 F_Q 也减小, 因此当 $f=0.12$ 时, 锥顶半角 α 应在大于 6.84° 的较小范围内选用。

(3) 离合器圆锥摩擦面上的压强

$$p = \frac{2KT}{\pi f D_m^2 b} \leq [p]$$

$$\text{则 } T \leq \frac{\pi f D_m^2 b [p]}{2K} = \frac{\pi \times 0.12 \times 120^2 \times 60 \times 0.6}{2 \times 2.0} \text{ N} \cdot \text{mm} = 4.89 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{即 } T_{\max} = 4.89 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

12.5 自检题及其参考答案

一、填空题

[题 12.1] 联轴器和离合器的相同之处是_____, 主要区别是_____。

[题 12.2] 联轴器可分为_____、_____和_____。

[题 12.3] 刚性联轴器的常用类型有_____ (3 种即可), 其主要特点是_____, 适用于_____ 场合。

[题 12.4] 无弹性元件的挠性联轴器的常用类型有_____ (列出 3 种即可), 其主要特点是_____, 适用于_____ 场合。

[题 12.5] 有弹性元件的挠性联轴器的常用类型有_____ (列出 3 种即可), 其主要特点是_____, 适用于_____。

[题 12.6] 选用联轴器型号的主要根据是_____、_____和_____。

[题 12.7] 对于工作中载荷平稳、不发生相对位移、转速稳定且对中性好的两轴间宜选用_____ 联轴器; 对两轴线相交角 $\alpha < 45^\circ$ 的两轴间宜选用_____ 联轴器。

[题 12.8] 对于径向位移较大、转速较低、无冲击的两轴间宜选用_____ 联轴器; 对于要求有综合位移、传递转矩较大、转速较低的重型机械中常用_____ 联轴器。

[题 12.9] 对于转速高、转矩小、频繁正反转、有冲击振动的两轴间宜选用_____ 联轴器; 而综合位移较大、起动频繁、工作环境潮湿多尘的两轴间宜选用_____ 联轴器。

[题 12.10] 允许角位移最大的是_____ 联轴器, 允许综合位移较大的是_____ 联轴器, 允许径向位移较大的是_____ 联轴器, 不允许有相对位移的是_____ 联轴器。

[题 12.11] 在选择联轴器或对其关键零件进行验算时, 应用计算转矩 T_c , 这是为了考虑_____。

[题 12.12] 离合器按其工作原理可分为_____ 和 _____, 而按其离合方式可分为 _____ 和 _____ 两种。

[题 12.13] 牙嵌式离合器的牙型有_____、_____和_____,而在传递较大转矩时,常用_____牙型,这是因为_____。

[题 12.14] 当单盘式摩擦离合器的摩擦盘外径、内径尺寸一定时,离合器所能传递的转矩大小取决于_____。而多盘式摩擦离合器所能传递的转矩与摩擦接合面数目有关,若其主、从动轴摩擦盘数分别为 m 和 $n(n=m+1)$,则摩擦接合面数目 z 等于_____。

[题 12.15] 离合器的操纵滑环必须安装在与从动轴相连的半联轴器上,这是为了_____;而通常将制动器安装在高速轴上,这是为了_____。

[题 12.16] 常用的自动式离合器有_____、_____和_____。

[题 12.17] 开式离心离合器主要用于_____装置,而闭式离心离合器主要用于_____装置。

[题 12.18] 制动器的种类很多,按制动零件的结构特征可分为_____、_____和_____制动器;而按其工作状态可分为_____和_____制动器。

二、问答题

[题 12.19] 联轴器的类型有哪些?各有什么特点?适用于什么场合?

[题 12.20] 选用联轴器类型时应考虑哪些因素?如何选择联轴器的型号?

[题 12.21] 单万向联轴器的主要缺点是什么?双万向联轴器正确安装的条件是什么?

[题 12.22] 为什么说齿式联轴器是一种典型的允许综合位移的联轴器?它的结构有什么特点?

[题 12.23] 常用的离合器有哪些类型?各自的特点是什么?用于哪些场合?

[题 12.24] 离合器应满足哪些基本要求?

[题 12.25] 试述牙嵌离合器、单盘式摩擦离合器及牙嵌安全离合器和多盘式摩擦安全离合器的工作原理。

[题 12.26] 多盘式摩擦离合器的主要优点是什么?其接合面数目为什么不宜过多?

[题 12.27] 自动离合器有哪几类?试述它们的工作原理。

[题 12.28] 牙嵌离合器的主要失效形式是什么?设计时如何保证其承载能力?对其材料有何要求?常用材料及热处理方式是什么?

三、计算题

[题 12.29] 有一离心式水泵和电动机输出轴采用弹性套柱销联轴器连接,传递的功率为 37 kW,转速为 980 r/min,联轴器两端连接轴径均为 45 mm,试选择该联轴器的型号。若原动机由电动机改为双缸活塞式内燃机时,又该如何选择联轴器型号?

[题 12.30] 有一单盘式摩擦离合器,摩擦副配对材料为压制石棉-铸铁,摩擦环面内径 $D_1=140$ mm,外径 $D_2=220$ mm,转速 $n=730$ r/min,每小时接合次数不大于 60 次。试计算此离合器可传递的转矩和所需施加的轴向压力 F_Q 。

[参考答案]

一、填空题

[题 12.1] 实现两轴的接合,使其一同转动并传递转矩,也可实现两轴的分离 联轴器必须在机器停车才能实现两轴的接合或分离,离合器则可在机器工作过程中随时实现两轴的接合或分离

[题 12.2] 刚性联轴器 无弹性元件的挠性联轴器 有弹性元件的挠性联轴器

[题 12.3] 套筒联轴器、夹壳联轴器、凸缘联轴器 无补偿相对位移的能力,无吸收振动及缓和冲击的能力 两轴能严格对中,工作中没有相对位移,载荷平稳,低速

[题 12.4] 十字滑块联轴器、齿式联轴器、万向联轴器 通过中间元件或两半联轴器的相对运动能补偿各种相对位移,但无吸收振动及缓和冲击的能力 两轴有偏差,工作中有相对位移,载荷平稳无冲击,低速

[题 12.5] 弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、轮胎式联轴器 通过弹性元件能补偿各种相对位移,并有吸收振动及缓和冲击的能力 两轴有偏差或工作中有相对位移,转速较高,频繁起动或正反转的场合,轮胎联轴器还适用于潮湿多尘的环境

[题 12.6] 轴径 d 计算转矩 $T_c = KT \leq [T]$ 转速 $n \leq [n]$

[题 12.7] 凸缘 万向

[题 12.8] 十字滑块 齿式

[题 12.9] 弹性套柱销 轮胎式

[题 12.10] 万向 齿式 十字滑块 凸缘(或套筒,或夹壳)

[题 12.11] 原动机或工作机产生的动载荷

[题 12.12] 啮合离合器 摩擦离合器 操纵式离合器 自动式离合器

[题 12.13] 三角形 梯形 锯齿形 梯形 梯形牙的强度高,且齿面磨损后能自动补偿间隙

[题 12.14] 轴向压力 F_Q $2m$

[题 12.15] 降低操纵滑环与轴间的摩擦磨损 减小制动力矩

[题 12.16] 安全离合器 离心离合器 定向离合器

[题 12.17] 启动 安全

[题 12.18] 块式 带式 内涨式 常闭式 常开式

二、问答题

[题 12.19] [答] 见[例 12.1]

[题 12.20] [答] 选用联轴器类型时,通常应考虑以下因素:① 被连接轴所传递转矩的大小及载荷性质(冲击、振动情况,是否频繁启动,是否正反转等);② 转速的高低;③ 两被连接轴可能产生的相对位移程度;④ 对空间尺寸大小的要求;⑤ 各类联轴器的特点,如对中性的要求,补偿两被连接轴间相对位移的能力,吸振缓冲能力,结构尺寸的大小,适用转速范围等。所选的联轴器的型号必须满足机器的工作要求,要根据轴径 d 、计算转矩 $T_c = KT \leq [T]$ 和转速 $n \leq [n]$ 来选择联轴器型号。

[题 12.21] [答] 单万向联轴器的主要缺点:当主动轴匀速转动时,从动轴的瞬时角速度是不均匀的,从而引起动载荷。双万向联轴器则可以消除从动轴的速度波动,但必须满足正确的安装条件,即① 将万向联轴器成对使用,并使中间轴的两个叉子位于同一平面上;② 应使主、从动轴的轴线与中间轴的轴线间的偏斜角 α 相等,即 $\alpha_1 = \alpha_2$ 。

[题 12.22] [答] 因为齿式联轴器既允许较大的径向位移($[y] = 0.3 \sim 0.4 \text{ mm}$)和较大的轴向位移($[x] = 4 \sim 20 \text{ mm}$),又允许较大的角位移($[\alpha] = 1^\circ 15'$),如图 12.2 所示,所以说齿式联轴器是一种典型的允许综合位移的联轴器。齿式联轴器的结构特点:由两个具有外齿

的半联轴器和两个用螺栓连接起来的具有内齿的外壳组成,而且外齿轮的齿顶制成球面(球面中心位于轴线上),齿侧又制成鼓形,且齿侧间隙较大,所以这种联轴器允许两轴发生综合位移。

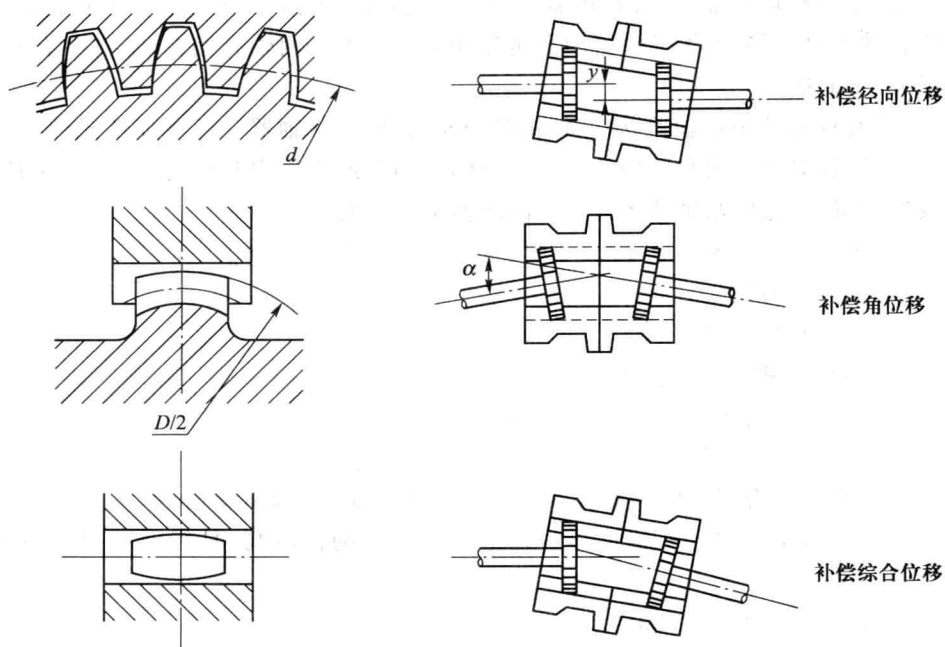


图 12.2

[题 12.23] [答] 按其离合方式,常用的离合器分为操纵式离合器和自动式离合器两大类。

操纵式离合器中常用的有:① 牙嵌离合器,它结构简单、尺寸小,由于是通过啮合工作,工作时主、从动轴间无滑动,但只适宜于停车状态或两轴转速差很小时进行接合或分离;② 摩擦式离合器,有单盘式、多盘式和圆锥式等多种类型,它是通过摩擦工作,可以在不停车或主、从动轴转速差较大的情况下进行接合或分离,且平稳,但两摩擦盘间必然有相对滑动,导致摩擦片的发热和磨损。

自动式离合器中常用的有:① 安全离合器,有销钉式、摩擦式等多种类型,它们在转矩超过允许值时能自动分离,用于过载保护;② 离心离合器,有开式和闭式离心离合器两类,它们在主动轴的转速达到某一定值时能自动接合(开式)或分离(闭式),开式离心离合器主要用于启动装置,闭式离心离合器主要用于安全装置;③ 定向离合器,在某一转向时主、从动轴接合,而反向时则分离,因工作无噪声,宜用于高速传动。

[题 12.24] [答] 离合器应满足的基本要求:接合与分离迅速可靠;接合平稳;操作方便省力(操纵式);调节维护方便;尺寸小,质量小;耐磨性好,散热好等。

[题 12.25] [答] 牙嵌离合器主要由端面带牙齿的两半离合器组成,参见主教材第 282 页图 12.14。半离合器 1 固定于主动轴上,可动的半离合器 2 装在从动轴上,通过操纵其上的滑环可使离合器 2 沿着从动轴上的导向平键移动。当两半离合器端面的牙齿相啮合时,则实现了两半离合器的接合;当两半离合器端面上的牙齿相脱离时,则实现了两半离合器的分离。

单盘式摩擦离合器由固定在主动轴上的圆盘和能在滑环操纵下沿着导向平键在从动轴上移动的另一圆盘组成,由滑环向圆盘施加轴向压力 F_Q ,使两圆盘的接合面上产生足够的摩擦力以传递转矩,并实现接合,反之则分离。参见主教材第 283 页图 12.16。

牙嵌安全离合器和多盘式摩擦安全离合器都是由弹簧机构代替滑环操纵机构。当转矩超过一定值后牙嵌牙间的轴向推力将克服弹簧的阻力和摩擦阻力而使离合器自动分离,如图 12.3 所示;而摩擦式安全离合器由弹簧施加在摩擦接合面间的摩擦力矩小于主动轴上的转矩,摩擦片之间就产生打滑,从而起到过载保护作用,如图 12.4 所示。

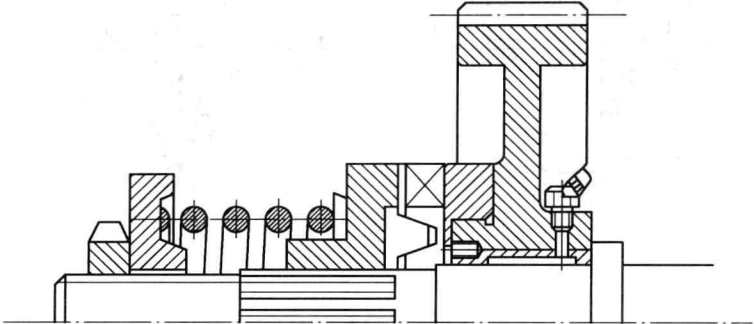


图 12.3 牙嵌安全离合器

[题 12.26] [答] 多盘式摩擦离合器的主要优点是在轴向压力 F_Q 下,通过增加摩擦片数,即增加接合面数目,可以传递更大的转矩。但是接合面的数目 z 也不能过多,一般 $z \leq 25 \sim 30$,这是为了保证离合器分离的灵活性。

[题 12.27] [答] 自动离合器有安全离合器、离心离合器和定向离合器。安全离合器工作时,若传递的转矩超过允许值时,可通过剪断连接用销钉、牙嵌脱离等形式使两轴自动分离,如图 12.5 所示;离心离合器当转速达到某一定值,瓦块离心力超过弹簧的拉力或弹簧压力时,两轴自动接合或分离,如图 12.6 所示;定向离合器只能按一个转动方向传递转矩,反向时则自动分离,如图 12.7 所示。

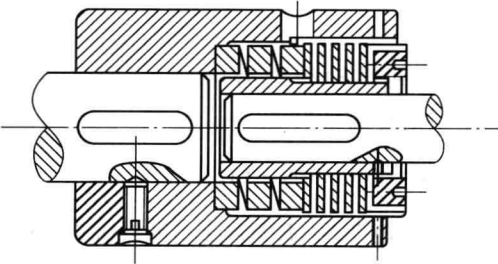


图 12.4 多盘式摩擦安全离合器

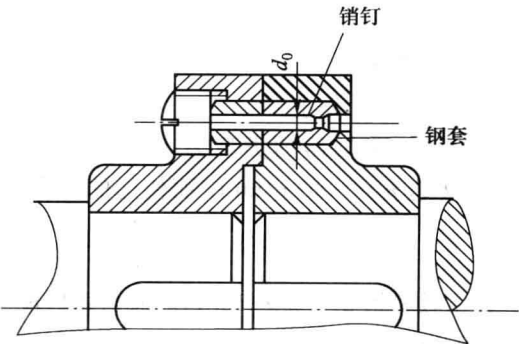


图 12.5 销钉式安全离合器

[题 12.28] [答] 牙嵌离合器的主要失效形式是牙齿的弯断和齿面的磨损。为保证牙齿不发生弯断,应对牙齿进行弯曲强度计算,使 $\sigma_b \leq [\sigma_b]$; 为控制磨损,应限制齿面压强,使 $p \leq [p]$ 。

对牙嵌离合器的材料要求齿面材料硬度高,以提高齿面耐磨能力;而齿芯材料要有韧性,以提高牙齿的抗弯曲能力。常采用的材料是低碳钢,用渗碳淬火处理;或中碳钢,用表面淬火处理;不重要的场合也可采用铸铁。

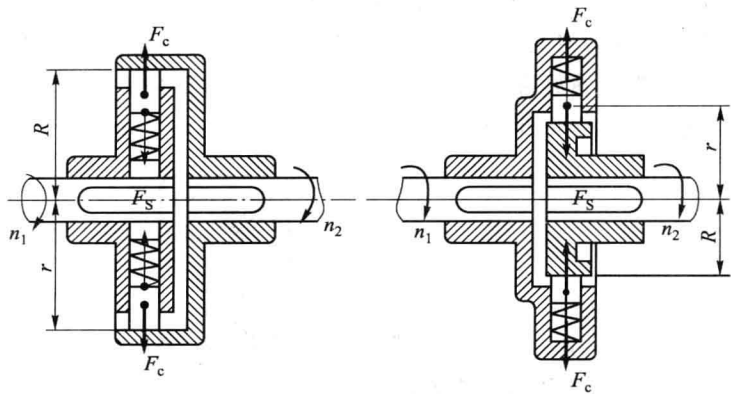


图 12.6 离心离合器

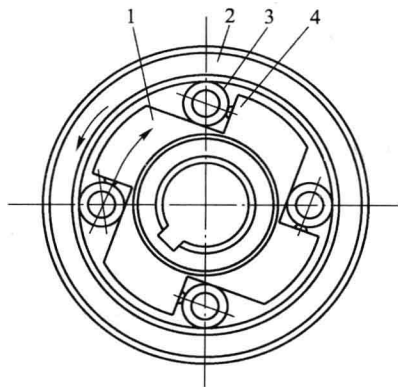


图 12.7 滚柱式定向离合器

1—星轮;2—外圈;3—滚柱;4—弹簧顶杆

三、计算题

[题 12.29] [解]

(1) 已知联轴器的类型为 LX 型弹性套柱销联轴器,两端轴径均为 45 mm,即 $d_1 = d_2 = 45\text{ mm}$,转速 $n = 980\text{ r/min}$,而传递的功率 $P = 37\text{ kW}$,则传递的转矩

$$T = 9\,550 \times \frac{P}{n} = 9\,550 \times \frac{37}{980}\text{ N}\cdot\text{m} = 360.6\text{ N}\cdot\text{m}.$$

查主教材第 275 页表 12.1,取载荷系数 $K=2.5$,则计算转矩 $T_c = KT = 2.5 \times 360.6\text{ N}\cdot\text{m} = 901.5\text{ N}\cdot\text{m}$

故选用 LX3 型弹性套柱销联轴器,其公称转矩 $T_n = 1\,250\text{ N}\cdot\text{m} > T_c$,许用转速 $[n] = 4\,750\text{ r/min} > n = 980\text{ r/min}$,轴孔直径范围 $d=30\sim48\text{ mm}$,其中有 45 mm 这样的轴孔。

(2) 当改用双缸活塞式内燃机作为原动机时,载荷系数将增大,按比原来增大 30%来计算,

则 $K = 2.5 \times (1 + 30\%) = 3.25$

$T_c = KT = 3.25 \times 360.6 \text{ N} \cdot \text{m} = 1172 \text{ N} \cdot \text{m} < T_n = 1250 \text{ N} \cdot \text{m}$, 因此仍可采用原来型号的联轴器, 即 LX3 型弹性套柱销联轴器。

[题 12.30] [解]

(1) 作用在离合器摩擦面上的压强

$$p = \frac{4F_Q}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \leq [p]$$

式中, 许用压强 $[p] = K_v K_z K_n [p_0]$, 查主教材第 284 页表 12.3 得, 对于摩擦材料为压制石棉—铸铁的干式摩擦, $[p_0] = 0.2 \sim 0.3 \text{ MPa}$, 取 $[p_0] = 0.25 \text{ MPa}$ 。

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{140 + 220}{2} \text{ mm} = 180 \text{ mm}$$

$$v = \frac{\pi D_m n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 180 \times 730}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 6.9 \text{ m/s}$$

查主教材第 284 页表 12.4 得, $K_v = 0.72$, 单盘 $K_z = 1$, 每小时接合次数不大于 60 次, $K_n = 1$, 故 $[p] = 0.72 \times 1 \times 1 \times 0.25 \text{ MPa} = 0.18 \text{ MPa}$, 则所需轴向压力

$$F_Q \leq \frac{1}{4} [p] \pi (D_2^2 - D_1^2) = \frac{1}{4} \times 0.18 \times \pi \times (220^2 - 140^2) = 4071.5 \text{ N}$$

取 $F_Q = 4071.5 \text{ N}$

(2) 单盘式摩擦离合器所能传递的最大转矩

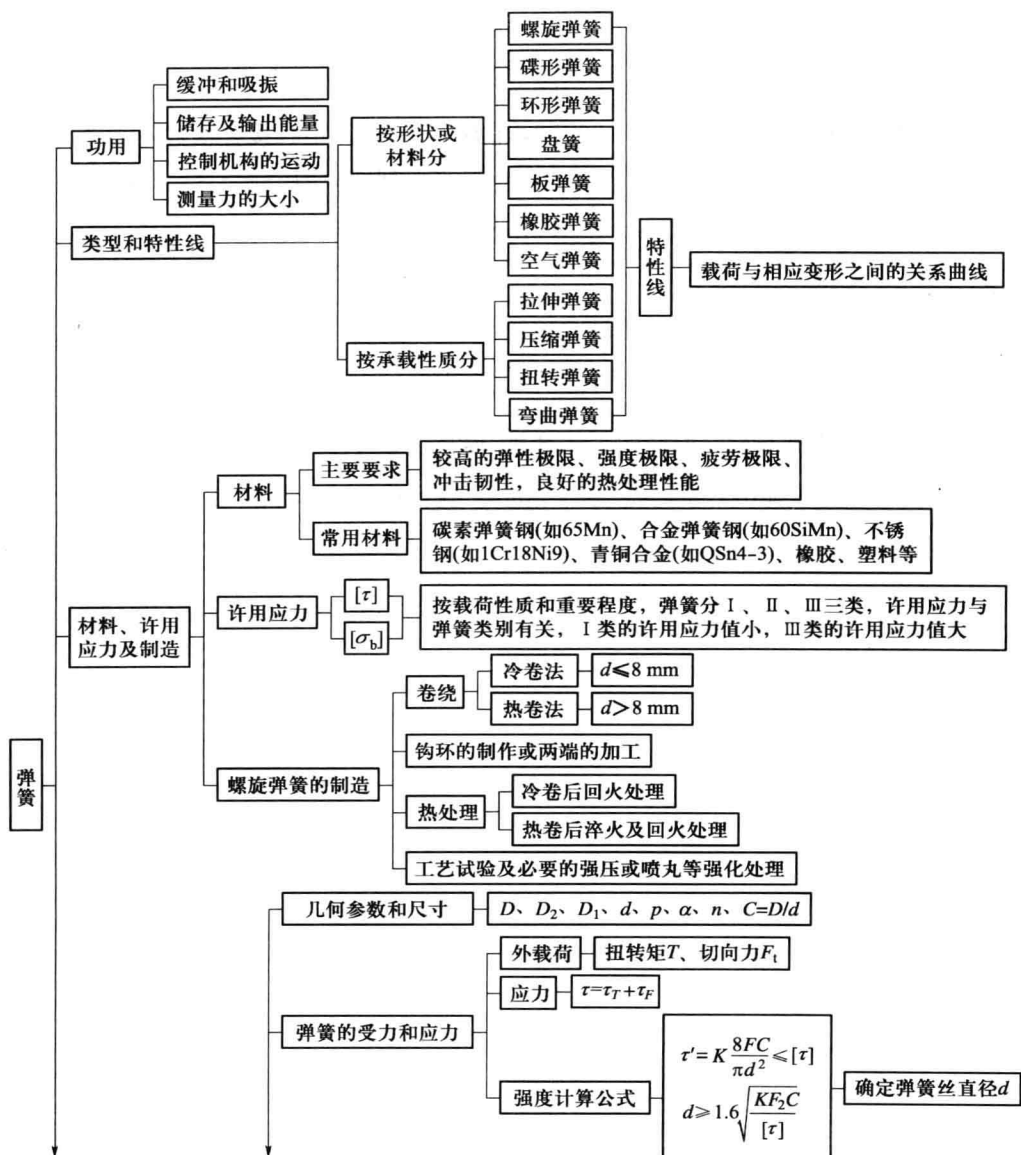
$$T_{\max} = f F_Q \frac{D_m}{2}$$

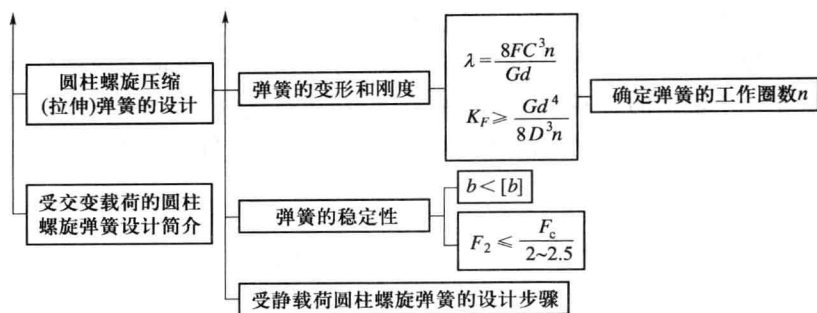
对于摩擦材料为压制石棉—铸铁的干式摩擦, 摩擦因数 $f = 0.3$, 则

$$T_{\max} = 0.3 \times 4071.5 \times \frac{180}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 109930.5 \text{ N} \cdot \text{mm} \approx 110 \text{ N} \cdot \text{m}$$

第 13 章 弹 簧

13.1 主要内容框图





13.2 学习要求

1. 了解弹簧的功用、类型、结构、特点及其应用等基本知识。
2. 了解弹簧的材料、许用应力和圆柱螺旋弹簧的制造过程。
3. 掌握圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的主要几何参数(外径、内径、中径、弹簧丝直径、弹簧指数、节距、工作圈数和展开长度等)、主要性能参数(最大工作载荷、最小工作载荷、刚度、变形范围、极限变形量及极限切应力等)、特性线(定义与类型)及受力分析、强度计算、刚度计算、稳定性计算。
4. 掌握圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计方法,包括设计步骤及设计内容,如材料的选择、参数与许用应力的确定、弹簧丝直径和弹簧工作圈数的确定、弹簧端部结构的设计、验算极限切应力、计算弹簧的其他尺寸、验算稳定性(仅对压缩弹簧)和振动频率(仅对受变载荷弹簧)、绘制弹簧工作图(应有特性线)。

弹簧是一种能够通过产生很大变形来实现其各种功能的特殊零件,了解各种弹簧的结构、特点及其应用,是在机械设计中能正确选用弹簧的必要条件,学习时必须给予充分重视。

螺旋弹簧有圆柱形、圆锥形、中凸形、中凹形、涡卷形之分,包括拉、压、扭转弹簧,这种弹簧结构简单、制造方便,故应用最广泛。如自行车车座上减振缓冲的圆柱螺旋压缩弹簧,沙发和床垫上的中凹形螺旋压缩弹簧,各种装置中的压紧和储能的圆柱螺旋扭转弹簧,承受重载、冲击振动大的场合的涡卷形螺旋压缩弹簧,开式离心离合器中控制离合器接合的圆柱螺旋拉伸弹簧等。

碟形弹簧可采用单片、叠合、对合和复合等形式,是压缩弹簧,缓冲和减振能力强,多用于重型机械的缓冲和减振装置及机车的牵引钩等。

环形弹簧由两个或多个具有配合锥面的内、外圆环组成。承受轴向压力后,各圆环沿圆锥面相对滑动产生轴向变形而起弹簧作用。因其缓冲减振能力强,单位体积材料的变形能较大,故适用于空间尺寸受限制而又要求强力缓冲减振的场合,如用于铁路车辆连接部分的缓冲装置中。

盘簧又称平面涡卷弹簧,用钢带或钢丝绕制而成,呈平面螺旋形,其一端固定,而另一端承受转矩,是扭转弹簧。因为这种弹簧的圈数多、变形角大,在较小的体积内能储存较大的能量,故常用于储存及输出能量,如钟表的发条。

板弹簧有单板和多板之分,多板弹簧有较大的缓冲和减振作用,因此广泛用于汽车、拖拉机及铁道车辆的弹性悬挂装置。

橡胶弹簧是利用橡胶的弹性变形来实现弹簧的功能,因为橡胶的弹性模量很小,可得到较大

的弹性变形,易得到所需求的非线性特性;形状不受限制,各方向刚度可自由选择;可承受来自多方向的载荷;具有较高的内阻,缓冲、减振和隔声效果好。因此,在机械工业中应用日渐广泛。

空气弹簧是在一个密闭的容器中贮入压缩空气,利用空气的可压缩性实现弹簧的功能,它为囊式和膜式两类,它具有优良的弹性,可按需求设计特性线和调节高度,适用于车辆悬架装置。

13.3 重点与难点

圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的设计。

设计圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧时,应注意以下几点:

(1) 选择材料时,必须注意弹簧的使用场合、用途及工况。确定许用应力时必须考虑弹簧的类别,碳素弹簧钢丝的抗拉强度 σ_b 与材料的机械性能组别及弹簧钢丝直径 d 有关,因此设计时可先初定弹簧钢丝直径,进行试算。

(2) 强度计算的目的是确定弹簧丝直径 d ,而刚度计算的目的是确定弹簧的工作圈数 n ,而从强度条件式和刚度条件式中可见弹簧指数 C 对弹簧的性能影响很大,它是弹簧设计中的一个重要参数,一般取值范围为 $C=4\sim 16$,常用 $C=5\sim 8$ 。

(3) 对压缩弹簧要考虑其稳定性,若其高径比 $b < [b]$,则满足稳定性要求;若 $b > [b]$,则应进行稳定性验算。最大工作载荷 F_2 与临界载荷 F_c 之间应满足关系式 $F_2 \leq \frac{F_c}{2 \sim 2.5}$ 。若不满足则应重选参数或采取结构措施,如加导杆或导套。

(4) 弹簧工作图中必须有弹簧的特性线,因为它是检验和试验弹簧的依据。

(5) 设计圆柱螺旋压缩弹簧的方法也适用于设计圆柱螺旋拉伸弹簧。但在设计拉伸弹簧时,考虑钩环弯曲对扭剪应力的影响,一般将许用应力降低 20%;若有初拉力 F_0 ,则在变形计算公式中将 F 变为 $(F - F_0)$ 。

13.4 例 题

[例 13.1] 弹簧的主要功用是什么?试举例说明之(每项功能至少举出 2 例)

[答] 弹簧的主要功用有:① 能缓冲和吸振;② 能储存及输出能量;③ 可控制机构的运动;④ 可测量力大小。

例如:自行车车座上的圆柱螺旋压缩弹簧、汽车悬挂装置中的多板弹簧都有缓冲和吸振的能力。

钟表中的发条(涡卷形盘弹簧)、枪门弹簧都有储存及输出能量的能力。

控制关门的“门弓子”(圆柱螺旋拉伸弹簧)、离心离合器中的圆柱螺旋压缩与拉伸弹簧都起控制运动的作用。

定力矩扳手和弹簧秤中的圆柱螺旋压缩与拉伸弹簧有测量力大小的作用。

[例 13.2] 影响弹簧强度、刚度及稳定性的主要因素各有哪些?为提高弹簧的强度、刚度及稳定性,可采取哪些措施?

[答] 影响弹簧强度的主要因素有载荷 F 、弹簧指数 C 、弹簧丝直径 d 、弹簧丝材料及载荷性质;影响弹簧刚度的主要因素有弹簧指数 C 、弹簧丝材料的切变模量 G 、弹簧丝直径 d 及弹簧的工作圈数 n ;影响弹簧稳定性的主要因素有高径比 b 、弹簧的支承形式、最大工作载荷 F_2 和弹簧的结构。

为提高弹簧的强度,可采取的措施主要有增大弹簧丝的直径 d 、减小弹簧的中径 D 、选用高强度的材料。

为提高弹簧的刚度,可采取的措施主要有选用切变模量 G 大的材料、增大弹簧丝直径 d 、减小弹簧的中径 D 、减小弹簧的工作圈数 n 。

为提高弹簧的稳定性,可采取的措施主要有减小高径比 b ,即减小弹簧自由高度;增大弹簧中径 D ;改善弹簧两端的支承形式,如由两端均自由转动改为两端均固定,采用导杆或导套等结构措施。

[例 13.3] 有一圆柱螺旋压缩弹簧,试问:

(1) 若载荷 F 、中径 D 及弹簧材料不变,把弹簧丝直径 d 增大 2 倍,工作圈数 n 增大 4 倍,则其变形量 λ 和弹簧丝内最大切应力 τ 将分别如何变化?

(2) 若载荷 F 、中径 D 、变形量 λ 和弹簧材料均不变,把弹簧的直径 d 增大 2 倍,则弹簧的工作圈数 n 应为原来的几倍?

(3) 若中径 D 和弹簧材料不变,把弹簧的直径 d 和工作圈数 n 都增加 2 倍,则极限工作载荷 F_{lim} 如何变化?

[答] (1) 弹簧的变形量 λ

$$\lambda = \frac{8FD^3n}{Gd^4}$$

在载荷 F 、中径 D 及弹簧材料不变时,则 $\lambda \propto \frac{n}{d^4}$,即 λ 与工作圈数 n 成正比,与弹簧丝直径的 4 次方成反比。设 $d' = 2d, n' = 4n$,故有 $\lambda' \propto \frac{n'}{(d')^4} = \frac{4n}{(2d)^4} = \frac{4n}{16d^4} = \frac{1}{4} \frac{n}{d^4}, \frac{\lambda'}{\lambda} = \frac{1}{4}$,即弹簧参数改变后的变形量是原来变形量的 $1/4$ 。

弹簧丝内最大切应力 τ

$$\tau = K \frac{8FD}{\pi d^3}$$

在载荷 F 、中径 D 不变时,忽略 K 值的变化,则 $\tau \propto \frac{1}{d^3}, \tau$ 与工作圈数 n 无关,仅与弹簧丝直径 d 有关。设 $d' = 2d$,故有 $\tau' \propto \frac{1}{(d')^3} = \frac{1}{(2d)^3} = \frac{1}{8d^3}, \frac{\tau'}{\tau} = \frac{1}{8}$,即弹簧参数改后的弹簧丝内最大切应力是原来最大切应力的 $1/8$ 。

(2) 弹簧的工作圈数 n

$$n = \frac{Gd^4\lambda}{8FD^3}$$

在载荷 F 、中径 D 、变形量 λ 和弹簧材料均不变时,则 $n \propto d^4$,即 n 与弹簧的直径 d 的 4 次方成正比。设 $d' = 2d$,故有 $n' \propto (d')^4 = (2d)^4 = 16d^4, \frac{n'}{n} = 16$,即弹簧的工作圈数是原来的 16 倍。

(3) 极限工作载荷 F_{lim}

由

$$\tau_{\text{lim}} = K \frac{8F_{\text{lim}}D}{\pi d^3}$$

得

$$F_{\lim} = \frac{\pi d^3 \tau_{\lim}}{8KD}$$

当中径 D 和弹簧材料及弹簧的类别不变时,忽略 K 值的变化,则 $F_{\lim} \propto d^3$, 即极限工作载荷 $F_{\lim}$ 与弹簧丝直径 d 的 3 次方成正比,而与工作圈数 n 无关。设 $d' = 2d$, 故有 $F_{\lim} \propto (d')^3 = (2d)^3 = 8d^3$, $\frac{F'_{\lim}}{F_{\lim}} = 8$, 即弹簧的参数改变后的极限工作载荷是原来的 8 倍。

[例 13.4] 有一圆柱螺旋拉伸弹簧,受拉力 $F_1 = 170 \text{ N}$ 时,弹簧伸长 $\lambda_1 = 15 \text{ mm}$; 在受拉力 $F_2 = 220 \text{ N}$ 时,弹簧伸长 $\lambda_2 = 25 \text{ mm}$ 。试求:(1) 此弹簧的刚度 K_F ; (2) 弹簧的初拉力 F_0 ; (3) 绘制弹簧的特性线。

[解] (1) 弹簧刚度

$$K_F = \frac{\Delta F}{\Delta \lambda} = \frac{F_2 - F_1}{\lambda_2 - \lambda_1} = \frac{220 - 170}{25 - 15} \text{ N/mm} = 5 \text{ N/mm}$$

(2) 弹簧的初拉力 F_0

由弹簧的刚度 $K_F = \frac{\Delta F}{\Delta \lambda} = \frac{F_1 - F_0}{\lambda_1 - \lambda_0} = \frac{170 - F_0}{15 - 0} = 5 \text{ N/mm}$, 可得

$$F_0 = 170 \text{ N} - 15 \text{ mm} \times 5 \text{ N/mm} = 95 \text{ N}$$

(3) 绘制的弹簧特性线如图 13.1 所示。

[例 13.5] 有一圆柱螺旋扭转弹簧用在 800 mm 宽的门上,如图 13.2 所示。当关门后,手把上加 5 N 的推力 F 能把门打开;当门转到 180° 时,手把上的推力 F 为 15 N 。若弹簧材料为 $60\text{Si}2\text{Mn}$,其许用弯曲应力 $[\sigma_b] = 980 \text{ MPa}$ 。试求:

(1) 该弹簧的弹簧丝直径 d 和中径 D ;

(2) 弹簧所需的初始变形角 $\varphi_{\min}$;

(3) 弹簧的工作圈数 n 。

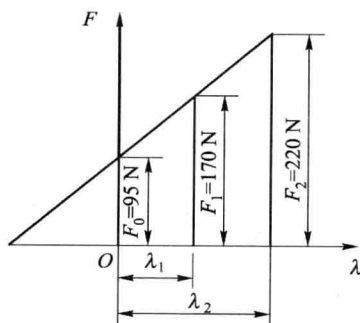


图 13.1 弹簧特性线

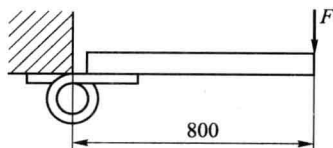


图 13.2

[解] 提示:圆柱螺旋扭转弹簧设计的有关计算公式如下:

弹簧丝直径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{K_1 T_{\max}}{0.1 [\sigma_b]}} \quad (1)$$

式中: K_1 ——曲度系数, $K_1 = \frac{4C-1}{4C-4}$, C 为弹簧指数,常用 C 值为 $4 \sim 16$;

$T_{\max}$ ——最大工作转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

$[\sigma_b]$ ——弹簧材料的许用弯曲应力, MPa 。

扭转变形而产生的扭转角

$$\varphi = \frac{180TDn}{EI} \quad (2)$$

式中: T ——弹簧所受转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

D ——弹簧中径, mm ;

n ——弹簧的工作圈数;

E ——弹簧材料的弹性模量, MPa ;

I ——弹簧丝截面的轴惯性矩, mm^4 , 对于圆形截面, $I = \pi d^4/64$ 。

扭转弹簧的刚度

$$K_T = \frac{T}{\varphi} = \frac{EI}{180Dn} \text{ N} \cdot \text{mm}/(^{\circ}) \quad (3)$$

扭转弹簧工作圈数

$$n = \frac{EI\varphi}{180DT} \quad (4)$$

(1) 选择弹簧指数 $C = 6$, 则曲度系数

$$K_1 = \frac{4C-1}{4C-4} = \frac{4 \times 6 - 1}{4 \times 6 - 4} = 1.15$$

由题给条件知, 当门转到 180° 时, 手把上的力 $F = 15 \text{ N}$, 所受转矩为

$$T_{\max} = F \times 800 \text{ mm} = 15 \times 800 \text{ N} \cdot \text{mm} = 12\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

由式(1)可得弹簧丝直径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{K_1 T_{\max}}{0.1[\sigma_b]}} = \sqrt[3]{\frac{1.15 \times 12\,000}{0.1 \times 980}} \text{ mm} = 5.2 \text{ mm}$$

取 $d = 5.5 \text{ mm}$, 则中径

$$D = Cd = 6 \times 5.5 \text{ mm} = 33 \text{ mm}$$

(2) 圆柱螺旋扭转弹簧的特性线为线性, 其受力与变形角成正比关系

当 $T_{\max} = 12\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 时, $\varphi_{\max} = 180^{\circ}$, 则

$$\text{当 } T_{\min} = 5 \times 800 \text{ N} \cdot \text{mm} = 4\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \text{ 时, } \varphi_{\min} = \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \varphi_{\max} = \frac{4\,000}{12\,000} \times 180^{\circ} = 60^{\circ}$$

(3) 由式(4)可得弹簧的工作圈数

$$n = \frac{EI\varphi}{180DT}$$

式中: $E = 197\,000 \text{ MPa}$;

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 5.5^4}{64} \text{ mm}^4 = 44.92 \text{ mm}^4;$$

$$\varphi = \varphi_{\max} = 180^{\circ};$$

$$T = T_{\max} = 12\,000 \text{ N} \cdot \text{mm};$$

$$D = 33 \text{ mm}。$$

则

$$n = \frac{197\,000 \times 44.92 \times 180}{180 \times 33 \times 12\,000} = 22.35$$

取 $n = 22.5$ 。

13.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 13.1] 在下列弹簧中_____应用了弹簧能减振缓冲的功能,_____应用了弹簧能控制运动的功能。

- A. 汽车悬挂装置中的多板弹簧 B. 定力矩扳手中的弹簧
C. 离心式离合器中的圆柱螺旋弹簧 D. 钟表中的发条(平面涡卷弹簧)

[题 13.2] 在机械压紧装置中通常采用_____,在沙发、床垫中应采用_____。

- A. 扭转弹簧 B. 压缩弹簧 C. 拉伸弹簧 D. 弯曲弹簧

[题 13.3] 圆柱螺旋弹簧的弹簧指数 C 是_____的比值。

- A. 弹簧丝直径 d 与中径 D B. 中径 D 与弹簧丝直径 d
C. 自由高度 H_0 与弹簧丝直径 d D. 弹簧丝直径 d 与自由高度 H_0

[题 13.4] 弹簧指数 C 选得过小,则弹簧_____。

- A. 刚度过小,易颤动 B. 卷绕困难,且工作时内侧应力大
C. 易产生失稳现象 D. 尺寸过大,结构不紧凑

[题 13.5] 圆柱螺旋弹簧的弹簧丝直径按弹簧的_____要求计算得到,而圆柱螺旋弹簧的工作圈数按弹簧的_____要求计算得到。

- A. 强度 B. 稳定性 C. 刚度 D. 结构尺寸

[题 13.6] 圆柱螺旋拉伸弹簧可按曲梁受_____进行强度计算,而圆柱螺旋扭转弹簧可按曲梁受_____进行强度计算。

- A. 拉伸 B. 压缩 C. 弯曲 D. 扭转

[题 13.7] 圆柱螺旋拉伸弹簧的最大切应力发生在弹簧丝法向剖面的_____。

- A. 内侧 B. 外侧 C. 中心

[题 13.8] 计算圆柱螺旋弹簧丝剖面切应力时,引用曲度系数是为了考虑_____。

- A. 卷绕弹簧时所产生的内应力
B. 弹簧丝表面可能存在的缺陷
C. 弹簧丝靠近轴线一侧要发生应力集中
D. 螺旋升角和弹簧丝曲率对弹簧应力的影响以及切向力所产生的应力的影响

[题 13.9] 弹簧采用喷丸处理是为了提高其_____。

- A. 静强度 B. 疲劳强度 C. 刚度 D. 高温性能

[题 13.10] 弹簧材料采用合金钢的目的是为了_____。

- A. 加大弹簧材料的弹性模量 B. 使弹簧工作时能耐受高温
C. 保证在热处理时淬透性好 D. 使弹簧的加工容易

[题 13.11] 为了提高圆柱螺旋压缩弹簧的稳定性,在其上安装一导杆,已知导杆直径为 25 mm,弹簧丝直径为 4 mm,则弹簧的弹簧指数 C 的最小值为_____。

A. 8

B. 7

C. 6

D. 5

[题 13.12] 圆柱螺旋压缩弹簧在受压力 $F_1 = 50 \text{ N}$ 时, 弹簧的高度 $H_1 = 80 \text{ mm}$; 在受压力 $F_2 = 100 \text{ N}$ 时, 弹簧的高度 $H_2 = 55 \text{ mm}$, 则该弹簧的刚度为 _____ N/mm 。

- A. $F_1/H_1 = 0.625$ B. $F_2/H_2 = 1.82$ C. $\frac{F_2 - F_1}{H_1 - H_2} = 2$ D. $\frac{F_2 + F_1}{H_1 + H_2} = 1.11$

[题 13.13] 有两个弹簧, 其刚度分别为 K_A 和 K_B , 若将此两个弹簧并联使用, 则联合使用的弹簧刚度为 _____. 若将此两弹簧串联使用, 则联合使用的弹簧刚度为 _____。

- A. K_A B. K_B C. $K_A + K_B$ D. $K_A K_B / (K_A + K_B)$

提示: 串联时两弹簧受力相同, 而并联时两弹簧变形量相同。

二、填空题

[题 13.14] 弹簧的主要功用是 _____、_____、_____ 和 _____。

[题 13.15] 螺旋弹簧的绕制方法有 _____ 和 _____ 两类, 前一类适用于弹簧丝直径 d _____ 的弹簧, 绕制后安排的热处理方式是 _____; 而后一类适用于弹簧丝直径 d _____ 的弹簧, 绕制后安排的热处理方式是 _____。

[题 13.16] 若载荷和弹簧的其他参数不变, 弹簧的中径越大, 则弹簧所受的切应力 τ 越 _____, 变形量越 _____。

[题 13.17] 圆柱螺旋压缩弹簧的刚度不足时, 在设计时可采取的修改措施有 _____、_____、_____ (举出 3 个即可)。

[题 13.18] 对弹簧丝直径 d 较大的圆柱螺旋压缩弹簧, 其端部结构应 _____, 其目的是 _____。

[题 13.19] 对弹簧材料的主要要求是 _____、_____ 和 _____ (提出 3 点即可), 常用的弹簧材料有 _____、_____、_____ 和 _____ 等 (举出 4 种即可)。

[题 13.20] 螺旋弹簧的计算公式 $d \geq 1.6 \sqrt{F_{\max} KC / [\tau]}$ 的使用范围是 _____, 式中引入曲度系数 K 是考虑 _____。

[题 13.21] 说出下述四种特性线的类型和弹簧的类型 (举 1 例即可)。

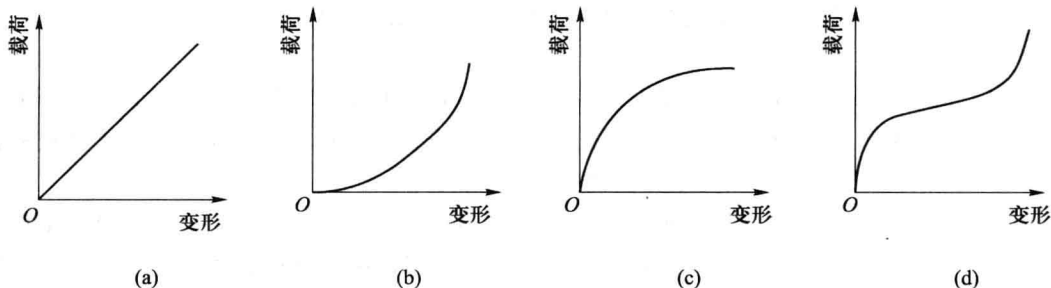


图 号	a	b	c	d
特性线的类型				
弹簧的类型				

[题 13.22] 举出 3 种圆柱螺旋压缩弹簧的失效形式 _____、_____、_____。

[题 13.23] 圆柱螺旋压缩弹簧在受压力作用时,最大切应力发生在_____;而圆柱螺旋拉伸弹簧在受拉力作用时,最大切应力发生在_____。

[题 13.24] 圆柱螺旋拉伸弹簧当载荷、中径和弹簧丝材料不变时,把弹簧丝直径 d 和弹簧的工作圈数 n 都增加为原来的 2 倍,则弹簧变形为原来的_____,弹簧丝的最大切应力为原来的_____。

[题 13.25] 圆柱螺旋压缩弹簧受压力作用后,若丧失稳定性,则可采取的改善措施有_____,_____,_____ (提出 3 项即可)。

三、问答题

[题 13.26] 金属弹簧按形状和承受载荷的不同,有哪些主要类型? 举例说明之。哪种弹簧应用最广?

[题 13.27] 什么是弹簧的特性线? 有何作用? 什么是定刚度弹簧? 什么是变刚度弹簧? 举例说明之。

[题 13.28] 有两个圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧,甲弹簧的工作圈数是乙弹簧工作圈数的 $2/3$,其他参数相同。

(1) 若甲弹簧在载荷 F 作用下弹簧丝内最大切应力为 τ ,则乙弹簧在同样载荷作用下弹簧丝内最大切应力 τ_1 是多少?

(2) 若甲弹簧的极限载荷是 $F_{\lim}$,则乙弹簧的极限载荷 $F_{\lim 1}$ 是多少?

(3) 若甲弹簧在载荷 F 作用下的变形量为 λ ,则乙弹簧在同样载荷作用下的变形量 λ_1 是多少?

(4) 若甲弹簧的刚度为 K_F ,则乙弹簧的刚度 K_{F1} 是多少?

[题 13.29] 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧在受外载荷作用时,弹簧丝截面受哪些力、力矩和应力作用? 最大应力发生在何处?

[题 13.30] 今有 A、B 两个圆柱螺旋压缩弹簧,弹簧丝直径 d 及弹簧工作圈数 n 均相同,但中径 $D_A > D_B$,问:

(1) 当外载荷 F 相同时,哪个弹簧的变形大? 为什么?

(2) 当外载荷 F 以相同大小连续增加时,哪个弹簧先断? 为什么?

四、计算题

[题 13.31] 一圆柱螺旋压缩弹簧,外径 $D_2 = 33 \text{ mm}$,弹簧丝直径 $d = 3 \text{ mm}$,工作圈数 $n = 5$ 圈。弹簧材料为 B 级低应力碳素钢丝,最大工作载荷 $F_{\max} = 100 \text{ N}$,载荷有冲击。试校核该弹簧的强度,并计算在最大工作载荷下弹簧的变形量 $\lambda_{\max}$ 。

[题 13.32] 设计一圆柱螺旋压缩弹簧。已知其最小工作载荷 $F_{\min} = 150 \text{ N}$,最大工作载荷 $F_{\max} = 218 \text{ N}$,工作行程 $h = 5 \text{ mm}$,要求弹簧外径 $D_2 < 16 \text{ mm}$,该弹簧为不经常工作的一般用途弹簧,两端为固定端。

[题 13.33] 有一圆柱螺旋扭转弹簧,当所受转矩由 $T_1 = 1500 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 增加到 $T_2 = 3500 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 时,该弹簧两端相对转角 $\varphi = 50^\circ$ 。试求:

(1) 此弹簧的扭转刚度 K_T 。

(2) 弹簧转矩由零增加到 T_1 时弹簧的扭转角是多少?

(3) 画出该弹簧的特性线。

[参考答案]

一、单项选择题

- [题 13.1] A C [题 13.2] A B [题 13.3] B [题 13.4] B [题 13.5] A C
 [题 13.6] D C [题 13.7] A [题 13.8] D [题 13.9] B [题 13.10] C
 [题 13.11] A [题 13.12] C [题 13.13] C D

二、填空题

- [题 13.14] 缓冲和吸振 控制机构的运动 储存及输出能量 测量力的大小
 [题 13.15] 冷卷 热卷 $\leq 8 \text{ mm}$ 低温回火处理 $> 8 \text{ mm}$ 淬火及回火处理
 [题 13.16] 大 大
 [题 13.17] 增大弹簧丝直径 d 减小弹簧中径 D 减少弹簧工作圈数 n
 [题 13.18] 并紧并磨平 使两端支承端面与弹簧轴线垂直,减小受载作用时产生歪斜的可能性
 [题 13.19] 较高的弹性极限、强度极限和疲劳极限 较强的耐冲击韧性 良好的热处理性能 碳素弹簧钢(如 65Mn) 合金弹簧钢(如 60Si2Mn) 不锈钢(如 1Cr18Ni9) 非金属材料(如橡胶)
 [题 13.20] 剖面为圆形的圆柱螺旋压缩(或拉伸)弹簧 螺旋角和弹簧丝曲率对弹簧应力的影响以及切向力产生的应力的影响
 [题 13.21]

图 号	a	b	c	d
特性线的类型	直线型	渐增型	渐减型	渐减转渐增型
弹簧的类型	等节距圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧	圆锥螺旋压缩弹簧	叠合式碟形弹簧	对合式碟形弹簧

- [题 13.22] 弹簧丝断裂 丧失稳定性 共振
 [题 13.23] 内侧 内侧
 [题 13.24] $1/8$ $1/8$
 [题 13.25] 加导杆 加导套 加大弹簧丝直径 d

三、问答题

[题 13.26] [答] 金属弹簧按形状可分为螺旋弹簧、碟形弹簧、环形弹簧、盘簧和板弹簧;而按承受载荷的不同可分为压缩弹簧、拉伸弹簧、扭转弹簧和弯曲弹簧。例如,弹簧秤用的圆柱螺旋拉伸弹簧、沙发和床垫上的中凹形压缩螺旋弹簧、用以压紧和储能的圆柱螺旋扭转弹簧、机车牵引钩用以缓冲减振的碟形压缩弹簧、铁路车辆连接部分的缓冲减振装置中的环形压缩弹簧、钟表里用以储能的发条(盘簧、受转矩作用)、汽车悬挂装置中的板弹簧(受弯矩作用)。这些弹簧中由于螺旋弹簧结构简单、制造方便,故应用最广泛。

[题 13.27] [答] 表示弹簧承受的载荷与其变形之间关系的曲线称为弹簧的特性线。它需

绘制在弹簧工作图中,作为检验和试验时的依据。此外,特性线方便对弹簧的受力及变形进行分析。特性线为直线型的、刚度 K_F 为常数的弹簧称为定刚度弹簧,如等节距圆柱螺旋弹簧、环形弹簧、板弹簧等。反之,特性线为曲线型的、刚度 K_F 变化的弹簧称为变刚度弹簧,如不等节距圆柱螺旋弹簧,圆锥螺旋弹簧,中凹形、中凸形螺旋弹簧,碟形弹簧等。

[题 13.28] [答]

(1) 因为 $\tau = K \frac{8FD}{\pi d^3}$, 根据题给条件,甲、乙两弹簧只有工作圈数 n 不同,其他参数均相同,而 τ 与 n 无关,所以 $\tau_1 = \tau$ 。

(2) 因为 $F_{\lim} = \frac{\pi d^3 \tau_{\lim}}{8KD}$, 根据题给条件,甲、乙两弹簧只有工作圈数 n 不同,其他参数均相同,而 $F_{\lim}$ 与 n 无关,所以 $F_{\lim 1} = F_{\lim}$ 。

(3) 因为 $\lambda = \frac{8FD^3 n}{Gd^4}$, 根据题给条件,甲、乙两弹簧只有工作圈数 n 不同,其他参数均相同,故有 $\lambda \propto n$, 而 $n_1 = \frac{2}{3}n$, 所以 $\lambda_1 = \frac{2}{3}\lambda$ 。

(4) 因为 $K_F = \frac{Gd^4}{8D^3 n}$, 根据题给条件,甲、乙两弹簧只有工作圈数 n 不同,其他参数均相同,故有 $K_F \propto \frac{1}{n}$, 而 $n = \frac{2}{3}n_1$, 所以 $\frac{K_{F1}}{K_F} = \frac{\frac{1}{n_1}}{\frac{1}{n}} = \frac{n}{n_1} = \frac{2}{3}$, 所以 $K_{F1} = \frac{2}{3}K_F$ 。

[题 13.29] [答] 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧在受载荷作用时,弹簧丝截面上受轴向压力(或拉力)、转矩和切应力的作用。最大切应力发生在弹簧的内侧面上。

[题 13.30] [答]

(1) 由 $\lambda = \frac{8FD^3 n}{Gd^4}$ 可知,当 F 、 n 、 d 相同而 $D_A > D_B$ 时, $\lambda_A > \lambda_B$ 。

(2) 由 $\tau = K \frac{8FD}{\pi d^3}$ 可知,当 F 、 d 相同而 $(KD)_A > (KD)_B$ 时, $\tau_A > \tau_B$, 所以 A 弹簧先断。

四、计算题

[题 13.31] [解]

(1) 校核弹簧的强度

① 确定弹簧指数 $C = \frac{D}{d} = \frac{D_2 - d}{d} = \frac{33 - 3}{3} = 10$ 。

② 计算曲度系数 $K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 10 - 1}{4 \times 10 - 4} + \frac{0.615}{10} = 1.145$ 。

③ 计算弹簧内最大切应力 $\tau = K \frac{8FC}{\pi d^2} = 1.145 \times \frac{8 \times 100 \times 10}{\pi \times 3^2} \text{ MPa} = 324 \text{ MPa}$ 。

④ 确定弹簧材料的许用切应力 $[\tau]$ 。根据题给条件,这是 II 类 B 级低应力碳素钢丝弹簧,由主教材第 292 页表 13.2 查得, $[\tau] = 0.4\sigma_b$, $G = 80\,000 \text{ MPa}$, $\sigma_b = 1\,370 \text{ MPa}$, 所以 $[\tau] = 0.4 \times 1\,370 \text{ MPa} = 548 \text{ MPa}$ 。

显然 $\tau < [\tau]$, 该弹簧的强度足够。

(2) 计算弹簧在 $F_{\max}$ 作用下变形量 $\lambda_{\max}$

$$\lambda_{\max} = \frac{8F_{\max}C^3n}{Gd} = \frac{8 \times 100 \times 10^3 \times 5}{80\,000 \times 3} \text{ mm} = 16.7 \text{ mm}$$

[题 13.32] [解]

(1) 选择弹簧材料, 确定许用应力

因为是一般用途的弹簧且不经常工作, 因此选择 B 级低应力碳素钢丝, 按 III 类弹簧进行设计。

初选 $C = 5 \sim 8$, $C = \frac{D}{d} = \frac{D_2 - d}{d} = \frac{16 - d}{d} = 5 \sim 8$, 得 $d = 1.8 \sim 2.7 \text{ mm}$, 取 $d = 2.5 \text{ mm}$,

则

$$C = \frac{D}{d} = \frac{D_2 - d}{d} = \frac{16 - 2.5}{2.5} = 5.4$$

取 $C = 5$, 则

$$D = Cd = 5 \times 2.5 = 12.5$$

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 5 - 1}{4 \times 5 - 4} + \frac{0.615}{5} = 1.31$$

由主教材第 292 页表 13.2 查得, $[\tau] = 0.5\sigma_b$, 而 $\sigma_b = 1\,420 \text{ MPa}$, 故

$$[\tau] = 0.5 \times 1\,420 \text{ MPa} = 710 \text{ MPa}$$

取 $G = 82\,000 \text{ MPa}$ 。

(2) 按强度条件式校验初选的弹簧丝直径

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{KF_{\max}C}{[\tau]}} = 1.6 \times \sqrt{\frac{1.31 \times 218 \times 5}{710}} \text{ mm} = 2.26 \text{ mm}$$

显然选择弹簧丝直径 $d = 2.5 \text{ mm}$ 合适。

(3) 按变形条件确定弹簧的工作圈数 n

因为行程 $h = \lambda_{\max} - \lambda_{\min} = \frac{8(F_{\max} - F_{\min})C^3n}{Gd}$, 所以

$$n = \frac{Gdh}{8(F_{\max} - F_{\min})C^3} = \frac{82\,000 \times 2.5 \times 5}{8 \times (218 - 150) \times 5^3} = 15.07$$

取 $n = 15$ 。

(4) 计算弹簧的极限变形量 $\lambda_{\lim}$, 验算弹簧的极限切应力 $\tau_{\lim}$

$$\text{弹簧的刚度 } K_F = \frac{Gd}{8C^3n} = \frac{82\,000 \times 2.5}{8 \times 5^3 \times 15} \text{ N/mm} = 13.7 \text{ N/mm}$$

则弹簧在 $F_{\max}$ 作用下的变形量

$$\lambda_{\max} = \frac{F_{\max}}{K_F} = \frac{218}{13.7} \text{ mm} = 15.9 \text{ mm}$$

由 $\lambda_{\max} \leq 0.8\lambda_{\lim}$ 得

$$\lambda_{\lim} \geq \frac{\lambda_{\max}}{0.8} = \frac{15.9}{0.8} \text{ mm} = 19.9 \text{ mm}$$

同理可得

$$F_{\lim} = \frac{F_{\max}}{0.8} = \frac{218}{0.8} \text{ N} = 272.5 \text{ N}$$

$$\text{故极限切应力 } \tau_{\text{lim}} = K \frac{8F_{\text{lim}}C}{\pi d^2} = 1.31 \times \frac{8 \times 272.5 \times 5}{\pi \times 2.5^2} \text{ MPa} = 727.2 \text{ MPa}$$

对Ⅲ类弹簧, $\tau_{\text{lim}} \leq 1.12[\tau]$, 而 $1.12[\tau] = 1.12 \times 710 \text{ MPa} = 795.2 \text{ MPa} > \tau_{\text{lim}}$, 满足要求。

(5) 计算弹簧其他尺寸

$$\text{外径} \quad D_2 = D + d = 12.5 \text{ mm} + 2.5 \text{ mm} = 15 \text{ mm} < 16 \text{ mm}$$

$$\text{内径} \quad D_1 = D - d = 12.5 \text{ mm} - 2.5 \text{ mm} = 10 \text{ mm}$$

$$\text{支承圈数} \quad n_2 = 2$$

$$\text{总圈数} \quad n_1 = n + n_2 = 15 + 2 = 17$$

$$\text{弹簧间隙} \quad \delta \geq \frac{\lambda_{\text{lim}}}{n} = \frac{19.9}{15} \text{ mm} = 1.3 \text{ mm}$$

$$\text{取} \quad \delta = 1.5 \text{ mm}$$

$$\text{节距} \quad p = d + \delta = 2.5 \text{ mm} + 1.5 \text{ mm} = 4 \text{ mm}$$

$$\text{自由度} \quad H_0 = np + 1.5d = 15 \times 4 \text{ mm} + 1.5 \times 2.5 \text{ mm} = 63.75 \text{ mm}$$

$$\text{并紧高度} \quad H_b = (n_1 - 0.5)d = (17 - 0.5) \times 2.5 \text{ mm} = 41.25 \text{ mm}$$

$$\text{总变形量} \quad \lambda_b = H_0 - H_b = 63.75 \text{ mm} - 41.25 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm}$$

$$\text{弹簧螺旋升角} \quad \alpha = \arctan \frac{p}{\pi D} = \arctan \frac{4}{\pi \times 12.5} = 5^\circ 48' 58''$$

$$\text{钢丝的展开长度} \quad L = \frac{\pi D n_1}{\cos \alpha} = \frac{\pi \times 12.5 \times 17}{\cos 5^\circ 48' 58''} \text{ mm} = 671 \text{ mm}$$

(6) 验算稳定性

$$\text{高径比} \quad b = \frac{H_0}{D} = \frac{63.75}{12.5} = 5.08 < [b] = 5.3, \text{ 满足稳定性要求。}$$

(7) 绘制弹簧工作图

圆柱螺旋压缩弹簧工作图如图 13.3 所示。

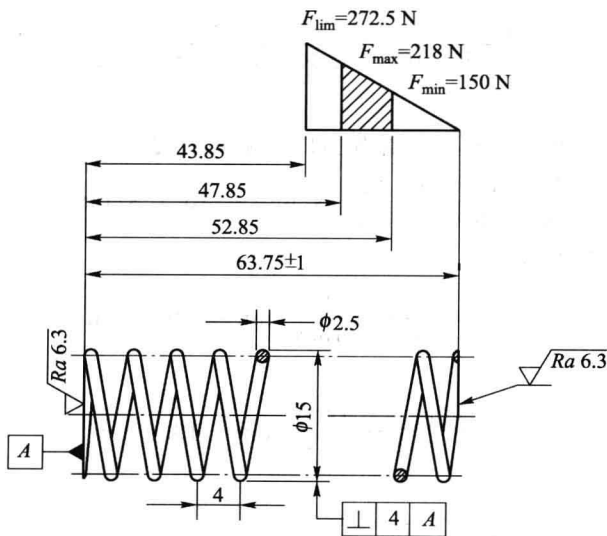


图 13.3 圆柱螺旋压缩弹簧工作图

[题 13.33] [解]

$$(1) K_T = \frac{T}{\varphi} = \frac{3\,500 - 1\,500}{50} \text{ N} \cdot \text{mm}/(^{\circ}) = 40 \text{ N} \cdot \text{mm}/(^{\circ})$$

$$(2) \varphi_1 = \frac{T_1}{K_T} = \left(\frac{1\,500}{40} \right)^{\circ} = 37.5^{\circ}$$

(3) 该弹簧的特性线如图 13.4 所示。

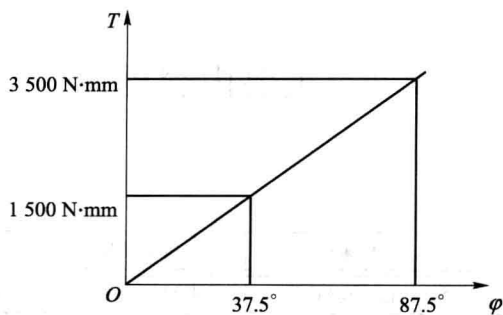
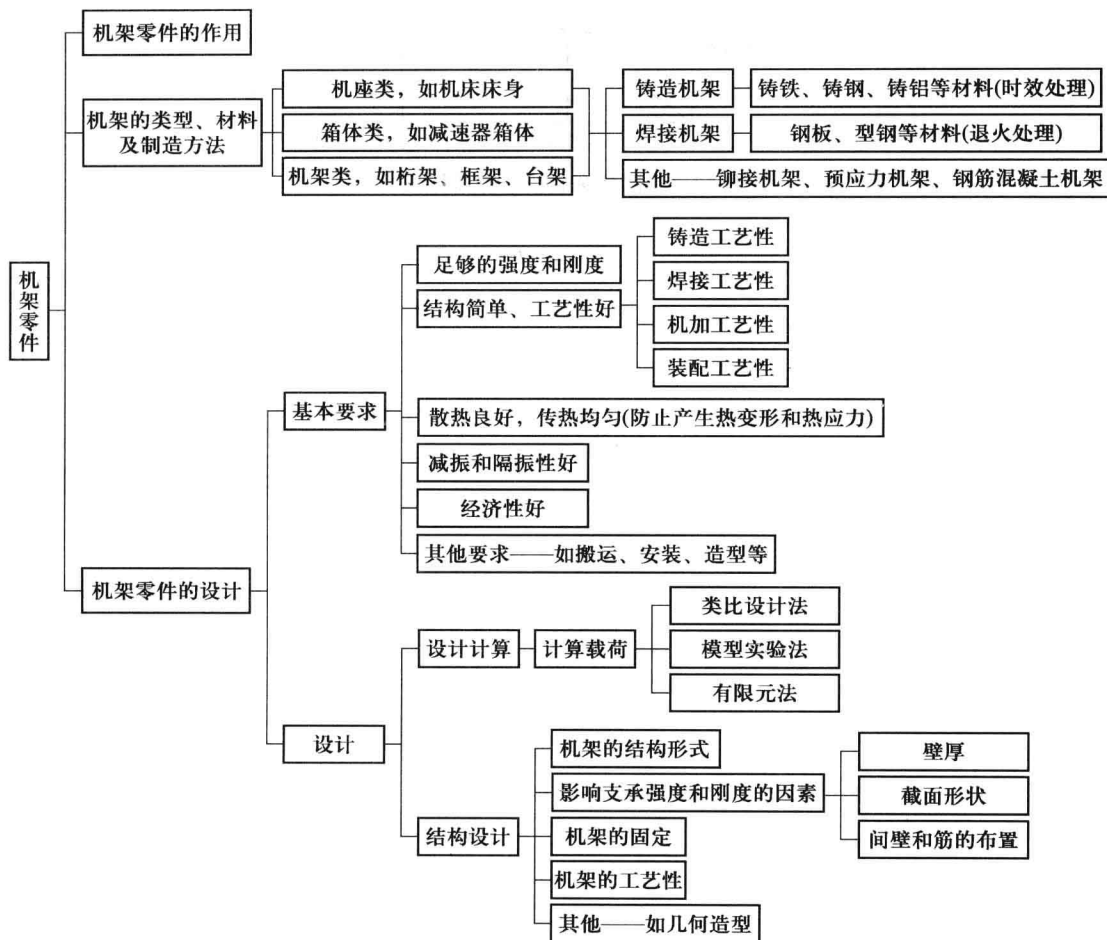


图 13.4 圆柱螺旋扭转弹簧特性线

第 14 章 机 架 零 件

14.1 主要内容框图



14.2 学 习 要 求

1. 了解机架零件在整个机架中的作用及其设计要求。

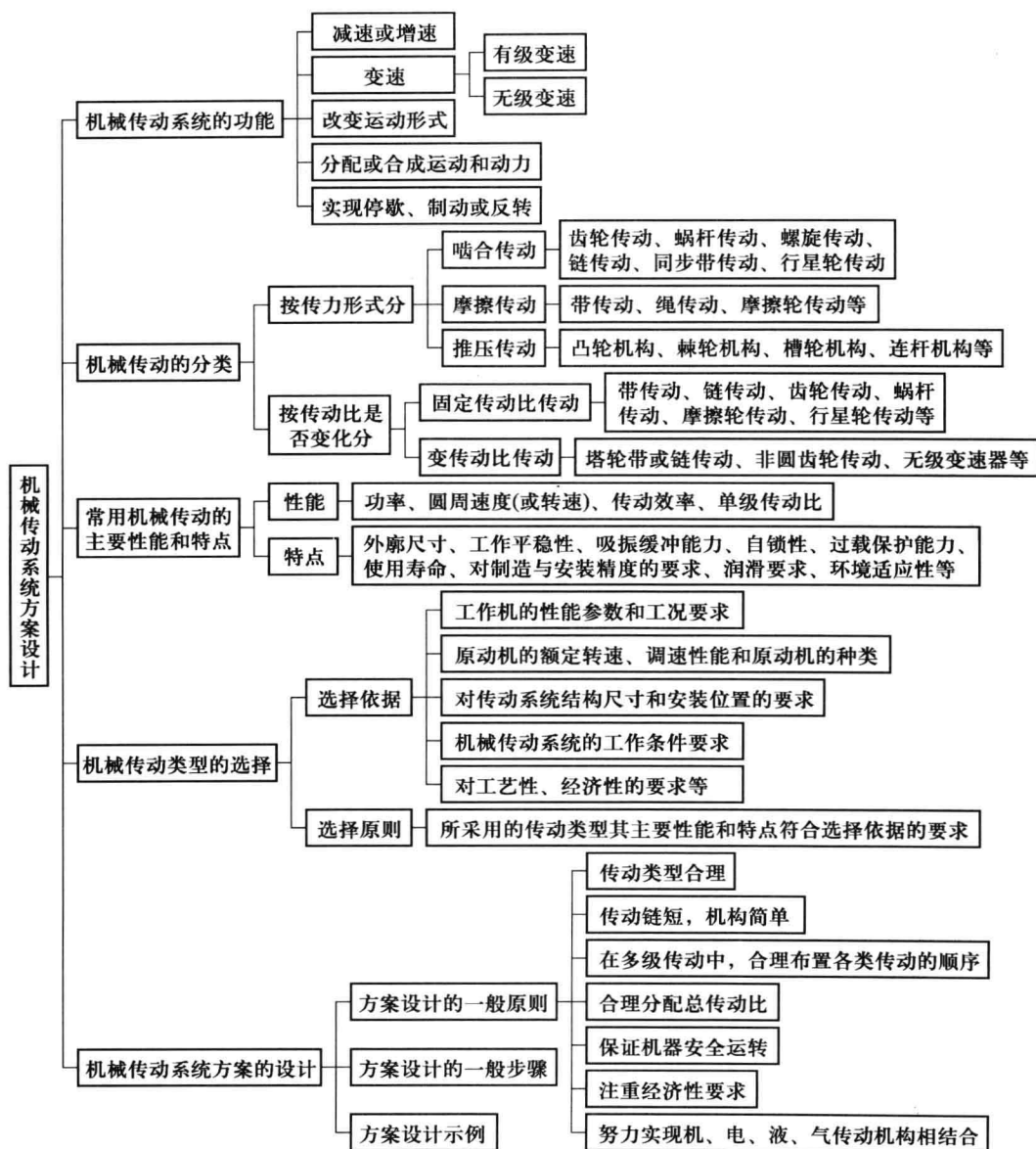
2. 了解机架零件的类型、常用材料及制造方法。
 3. 掌握机架零件结构设计的主要内容和设计方法。
- 搞好机械设计课程设计是学习本章内容的主要教学环节。

14.3 重点与难点

机架零件设计的基本要求和方法。

第 15 章 机械传动系统方案设计

15.1 主要内容框图



15.2 学习要求

1. 了解机械传动系统的功能及分类。
2. 结合已学过的传动件,掌握常用机械传动的主要性能、特点及应用。
3. 掌握选择机械传动类型的依据和原则,能结合实例说明之。
4. 掌握机械传动系统方案设计的原则和步骤,能画出传动系统简图。

15.3 重点与难点

15.3.1 重点

1. 常用机械传动的主要性能、特点及应用。
2. 机械传动系统设计的内容、原则、一般步骤及传动系统简图的绘制。

15.3.2 难点

机械传动系统方案的拟订与评价。

15.4 例题

[例 15.1] 现有如下三种减速传动方案,排列顺序为:

- (1) 电动机→链传动→直齿圆柱齿轮传动→斜齿圆柱齿轮传动→V带传动→工作机。
- (2) 电动机→V带传动→斜齿圆柱齿轮传动→直齿圆柱齿轮传动→链传动→工作机。
- (3) 电动机→直齿圆柱齿轮传动→斜齿圆柱齿轮传动→链传动→V带传动→工作机。

试判断三个方案中哪一个方案合理?为什么?

[答] 方案(2)最合理,因为这种排列顺序适应了各个传动类型的特点,V带传动可吸振缓冲,适用于高速级,而且在功率一定的条件下,转速越高,其转矩越小,要传递的有效圆周力越小,V带的根数就越少。而链传动由于多边形效应,传动中有一定的动载荷和冲击,适用于低速级。圆柱齿轮传动适用速度范围很广,但由于斜齿圆柱齿轮传动与直齿圆柱齿轮传动相比,它的重合度大,同时啮合的齿对数多,而且是逐渐进入和逐渐退出的,啮合平稳,适用于高速级,因此将斜齿圆柱齿轮安排在直齿圆柱齿轮之前是合理的。

[例 15.2] 设计某带式运输机传动装置方案。已知由 Y132M2-6 型电动机驱动,额定功率 $P_{ed} = 5.5 \text{ kW}$, 满载转速 $n_m = 960 \text{ r/min}$, 卷筒直径 $D = 600 \text{ mm}$, 输送带带速 $v = 1 \text{ m/s}$ 。

〔解〕 卷筒轴转速

$$n_w = \frac{60 \times 1\,000v}{\pi D} = \frac{60 \times 1\,000 \times 1}{\pi \times 600} \text{ r/min} = 31.83 \text{ r/min}$$

传动装置的总传动比

$$i_{\Sigma} = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{31.83} = 30.16$$

传动方案 1:电动机→V 带传动→二级展开式圆柱齿轮传动→卷筒。其传动简图如图 15.1a 所示。

为避免带轮尺寸过大,选 $i_{\text{带}} = 3$;为使两级大齿轮尺寸接近,以利于润滑,取 $i_{\text{齿 I}} = 1.4i_{\text{齿 II}}$,则由 $i_{\Sigma} = i_{\text{带}} \times i_{\text{齿 I}} \times i_{\text{齿 II}}$ 可求得 $i_{\text{齿 I}} = 3.75$, $i_{\text{齿 II}} = 2.68$,均在推荐的范围内。

该方案结构简单,加工方便,运行可靠,成本低,且 V 带传动可吸振缓冲,适用于高速级。但因带传动在运转中有静电作用,不适用于易燃易爆的场合。

传动方案 2:电动机→二级展开式圆柱齿轮传动→卷筒。其传动简图如图 15.1b 所示。

取 $i_{\text{齿 I}} = 1.4i_{\text{齿 II}}$,则 $i_{\text{齿 I}} = \sqrt{1.4i_{\Sigma}} = \sqrt{1.4 \times 30.16} = 6.5 < 7$, $i_{\text{齿 II}} = \frac{i_{\Sigma}}{i_{\text{齿 I}}} = \frac{30.16}{6.5} = 4.64$,在推荐范围内。该方案结构更简单,且加工方便、运行可靠,而且去掉 V 带传动后,可适用于易燃易爆的场合。

传动方案 3:电动机→蜗杆传动→卷筒。其传动简图如图 15.1c 所示。

该传动方案采用一级蜗杆传动实现要求的传动比 $i_{\Sigma} = 30.16$,结构紧凑,但蜗杆传动效率低,制造蜗轮的材料较贵。因此,适用于间歇工作的场合,以减少能源消耗。

传动方案 4:电动机→锥齿轮—圆柱齿轮传动→链传动→卷筒。其传动简图如图 15.1d 所示。

该传动方案的总传动比 $i_{\Sigma} = i_{\text{锥齿轮}} i_{\text{齿 II}} i_{\text{链}}$ 。推荐的 $i_{\text{锥齿轮}} i_{\text{齿 II}} = 10 \sim 25$, $i_{\text{锥齿轮}} = 2 \sim 3$, $i_{\text{链}} = 2 \sim 6$,取 $i_{\text{锥齿轮}} = 2.5$, $i_{\text{链}} = 3$,则 $i_{\text{齿 II}} = 4.02$,均在推荐范围内。

该传动方案采用了锥齿轮,锥齿轮—圆柱齿轮减速器的宽度较小,适用于狭长的工作场合,但锥齿轮的齿廓精度低,承载能力低,且加工锥齿轮需专门的加工机床。因为链传动在工作时有一定的动载荷和冲击,故将链传动布置在转速最低的低速级。

〔讨论〕:(1) 各个传动方案还有什么优点和缺点?

(2) 还可以有什么样的传动方案?

〔例 15.3〕 设计一圆形工作台的传动装置。此工作台轴与地面垂直,要求工作台轴绕其中心作定轴转动,先顺时针转 180° ,再逆时针转 180° ,然后重复上述运动,完成全部动作共需 20 s,采用电动机驱动,电动机的转速为 960 r/min。

〔解〕 根据题给条件知:① 需要减速,可采用的传动类型有带传动、链传动、摩擦轮传动、齿轮传动和蜗杆传动。

② 需要正反转,可采用连杆机构、圆柱凸轮机构等,连同齿轮传动实现工作台轴的正反转。

(1) 传动方案 1

① 电动机→V带传动→蜗杆传动→连杆机构→齿轮传动→工作台轴(与小齿轮固连),其传动简图

〔曲柄固连于蜗轮上,推〕
〔动杆固连于大齿轮上〕

如图 15.2 所示。

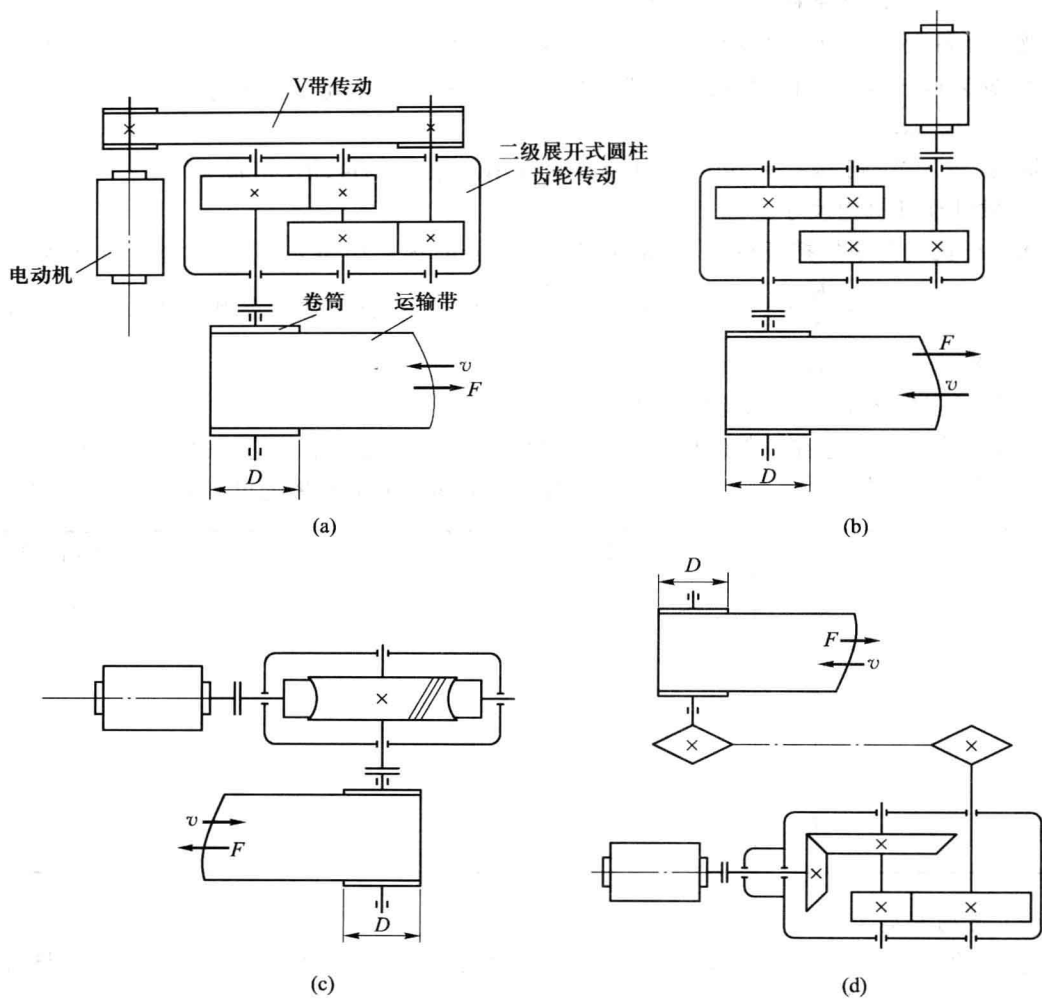


图 15.1

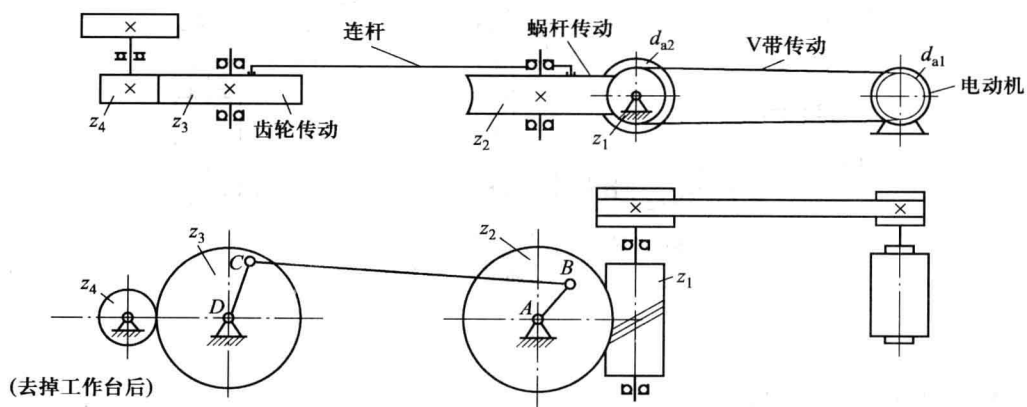


图 15.2

② 设计带传动和蜗杆传动的传动比。

题给条件要求完成全部动作的时间为 20 s, 即小齿轮 z_4 完成一次正反转的时间为 20 s, 而小齿轮 z_4 要完成一次正反转, 蜗轮轴需转一圈, 用时 20 s, 因此蜗轮轴的转速 n_w 应为 3 r/min, 总传动比 $i_{\Sigma} = i_{\text{带}} i_{\text{蜗杆}} = 960/3 = 320$ 。

取 $i_{\text{带}} = 3.2$, 则 $i_{\text{蜗杆}} = 100$ (用以传递运动, 蜗杆传动的传动比可很大)。

③ 设计连杆机构尺寸。

此连杆机构为曲柄摇杆机构, 设摇杆 $CD = 80$ mm, 摇杆摆角 $\psi = 60^\circ$, 行程速比系数 $K = 1.2$, 极位角 $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} = 180^\circ \times \frac{1.2-1}{1.2+1} = 16.4^\circ$ 。按图解法可求得, 曲柄 $AB = 30$ mm, 连杆 $BC = 186$ mm, 机架 $AD = 150$ mm。

④ 设计齿轮 3、齿轮 4 的齿数 z_3 与 z_4

已知与齿轮 3 固连在一起的摇杆 CD 的摆角 $\psi = 60^\circ$; 为使小齿轮 4 的转角达到 180° , 则应采取增速传动, 其传动 $i_{34} = z_4/z_3 = 1/3$ 。因此, 这对齿轮的齿数搭配可有多种方案, 见下表。

z_3	z_4	i_{34}	摇杆 CD 摆角	齿轮 3 的转角	齿轮 4 的转角
57	19	$\frac{1}{3}$	60°	60°	180°
60	20	$\frac{1}{3}$	60°	60°	180°
63	21	$\frac{1}{3}$	60°	60°	180°
69	23	$\frac{1}{3}$	60°	60°	180°

(2) 传动方案 2

① 电动机 $\rightarrow$ V 带传动 $\rightarrow$ 蜗杆传动 $\rightarrow$ 圆柱凸轮机构 $\rightarrow$ 齿条齿轮传动 $\rightarrow$ 工作台轴 (与齿轮固连), 其传动简图如图 15.3 所示。

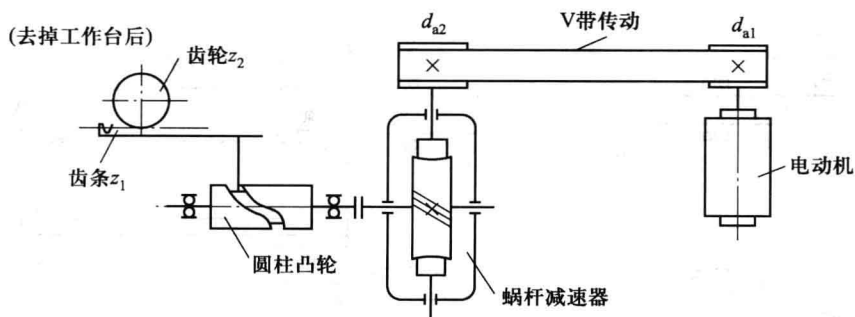


图 15.3

② 带传动和蜗杆传动的传动比同方案 1。

③ 设计圆柱凸轮机构和齿条齿轮传动。

取 $z_2 = 20, m = 1.5 \text{ mm}, d_2 = mz_2 = 1.5 \times 20 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$, 转 180° , 则转过 10 个齿, 弧长 $L = 10 \times 1.5 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$ 。

因此, 齿条的齿数 $z_1 > 10$, 取 $z_1 = 15$, 齿条长 $B = mz_1 = 1.5 \times 15 \text{ mm} = 22.5 \text{ mm}$, 齿条可移动距离 h 应大于 $L = 15 \text{ mm}$, 取 $h = 18 \text{ mm}$ 。凸轮机构的往返距离 H 应等于工作时齿条的移动距离 15 mm 。

[讨论]: (1) 如果方案 1 中摇杆 CD 的摆角 $\psi = 50^\circ$, 则连杆机构各构件的尺寸应为多少? 齿轮 3、4 的齿数应如何搭配?

(2) 还可以设计哪些传动方案? 画出传动简图。

15.5 自检题及其参考答案

一、单项选择题

[题 15.1] 下列各种功能中, _____ 不是传动系统的功能。

- A. 提高传动效率 B. 减速 C. 变转动为移动 D. 实现反转

[题 15.2] 下列各种机械传动中, _____ 具有自锁性, _____ 具有过载保护能力。

- A. 蜗杆传动 B. V 带传动 C. 齿轮传动 D. 链传动

[题 15.3] 下列各种机械传动中吸振缓冲能力好, 但工作寿命短的是 _____。

- A. V 带传动 B. 蜗杆传动 C. 开式齿轮传动 D. 滑动螺旋传动

[题 15.4] 在下列各种机械传动中, 若在两轴之间传递动力并要求结构紧凑, 效率较高, 则应采用 _____; 若在相交成 80° 角的两轴之间传递动力, 则应采用 _____; 若在交错轴之间传递动力, 则应采用 _____。

- A. 蜗杆传动 B. 锥齿轮传动 C. 圆柱齿轮传动 D. 链传动

[题 15.5] 在下列各种机械传动中, 传动比最不准确的是 _____。

- A. 链传动 B. V 带传动 C. 蜗杆传动 D. 齿轮传动

[题 15.6] 在一减速传动系统中有 V 带传动、二级圆柱齿轮传动、链传动, 其合理的安排是 _____。

- A. 电动机 → V 带传动 → 二级圆柱齿轮传动(斜齿轮传动 + 直齿轮传动) → 链传动
B. 电动机 → V 带传动 → 二级圆柱齿轮传动(直齿轮传动 + 斜齿轮传动) → 链传动
C. 电动机 → 链传动 → 二级圆柱齿轮传动(斜齿轮传动 + 直齿轮传动) → V 带传动
D. 电动机 → 链传动 → V 带传动 → 二级圆柱齿轮传动(斜齿轮传动 + 直齿轮传动)

二、填空题

[题 15.7] 机械传动系统的主要功能有 _____、_____、_____、_____ 和 _____。

[题 15.8] 在一个多级减速传动系统中, 其各轴的功率逐级 _____, 各轴的转速逐级 _____, 各轴的转矩逐级 _____, 各轴的直径逐级 _____。(填“增大”或“减小”。)

[题 15.9] 在冲床中为完成冲压功能, 通常采用 _____ 机构; 而在压力机上为完成施压功能, 通常采用 _____ 传动。

[题 15.10] 有一减速传动系统, 由传动精度最低的锥齿轮传动、传动精度最高的蜗杆传动和

传动精度居中的齿轮传动组成。该系统要求传动精度较高,其合理安排是_____。(提示:传动系统在减速时,传动误差也按传动比的倍数缩小。)

[题 15.11] 在一般常见的机器中,要求工作机反向转动时,最简单的办法是使_____反转;但在汽车后退时,却不采用内燃机反转的办法,这是因为内燃机_____,因此应使用汽车变速箱的_____来实现汽车后退。

[题 15.12] 对大功率传动,为减少能耗,应优先选用_____传动;而对中、小功率传动,为降低制造成本,应优先选用结构简单、标准化程度高的_____传动。

[题 15.13] 动力传动,单级传动比大于 10 时,应选用_____传动;单级传动比小于 7 时,应优先选用_____传动。

三、问答题

[题 15.14] 试述常用机械传动的类型有哪些? 哪些类型具有自锁性? 哪些类型具有过载保护作用? 哪些类型的传动比不准确?

[题 15.15] 试举例说明机械传动系统的功能。

[题 15.16] 选择机械传动的类型时要考虑哪些因素?

[题 15.17] 对下列减速传动方案进行分析:

(1) 电动机→链传动→直齿圆柱齿轮传动→斜齿圆柱齿轮传动→工作机。

(2) 电动机→开式直齿圆柱齿轮传动→闭式直齿圆柱齿轮传动→工作机。

(3) 电动机→V 带传动→闭式直齿圆柱齿轮传动→链传动→工作机。

[题 15.18] 传动系统的总传动比如何确定? 分配总传动比时要考虑哪些问题?

[题 15.19] 拟订机械传动系统方案时有哪些要求? 如何评价方案的合理性?

四、设计计算题

[题 15.20] 试拟订以下机器的传动系统方案,并绘制传动简图

(1) 矿石破碎机,已知颚板破碎矿石的频率为 90 次/min,电动机转速 $n_m = 960 \text{ r/min}$ 。

(2) 螺旋输送机,已知工作机工作轴转矩 $T_w = 300\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $n_w = 60 \text{ r/min}$ 。

[题 15.21] 设计一电动绞车的传动系统,画出传动简图。已知起重量 $F_{w\max} = 8\,500 \text{ N}$, 卷筒直径 $D = 200 \text{ mm}$, 卷筒转速 $n_w = 20 \text{ r/min}$ 。

[参考答案]

一、单项选择题

[题 15.1] A [题 15.2] A B [题 15.3] A [题 15.4] C B A [题 15.5] B

[题 15.6] A

二、填空题

[题 15.7] 减速和增速 变速 改变运动形式 分配或合成运动和动力 实现停歇、制动或反转

[题 15.8] 减小 减小 增大 增大

[题 15.9] 曲柄滑块 滑动螺旋

[题 15.10] 锥齿轮传动→齿轮传动→蜗杆传动

[题 15.11] 电动机 不能反转 倒挡

[题 15.12] 圆柱齿轮 V 带或链

[题 15.13] 谐波传动 圆柱齿轮传动

三、问答题

[题 15.14] [答] 常用机械传动的类型有摩擦轮传动、平带传动、V 带传动、同步带传动、链传动、螺旋传动、圆柱齿轮传动、锥齿轮传动、蜗杆传动、渐开线行星齿轮传动、摆线针轮传动、谐波传动等。

螺旋传动、蜗杆传动具有自锁性。平带传动、V 带传动和摩擦轮传动具有过载保护作用。平带传动、V 带传动、摩擦轮传动和链传动的传动比(指瞬时传动比)不准确。

[题 15.15] [答] 各类减速器、增速器能实现减速、增速的功能;各类变速器能实现变速的功能;千斤顶、压力机等通过螺旋传动将转动变成直线移动,实现改变运动形式的功能;目前用于分配运动的主要是机床和纺织机械。采用离合器可实现停歇,利用制动器可实现制动,利用变速箱的倒挡可实现反转,这些功能在汽车的传动系统中得到了充分体现。

[题 15.16] [答] 选择机械传动的类型时主要考虑以下因素:

- (1) 工作机的性能参数和工况要求。
- (2) 原动机的额定转速和调速性能。
- (3) 对机械传动系统结构尺寸和安装位置等的设计要求,如要求结构紧凑,两轴相互位置及布置、质量、可靠性等。
- (4) 机械传动系统的工作条件,如温度、粉尘、腐蚀、易燃、易爆、噪声等方面的要求。
- (5) 制造工艺性和经济性要求,如制造和维护费用、生产批量、使用寿命、传动效率等。

[题 15.17] [答]

(1) 此传动方案不好,因为链传动噪声大、振动大,不适宜放在高速级,应将其放在齿轮传动之后,另外斜齿圆柱齿轮传动较直齿圆柱齿轮传动平稳,应该放在直齿圆柱齿轮传动之前。

(2) 此传动方案不好,因为开式直齿圆柱齿轮齿面间容易掉入异物,使齿面发生磨损,从而引起冲击、振动和噪声,放在高速级会加速齿面磨损,因此应将闭式直齿圆柱齿轮传动放在高速级,而开式直齿圆柱齿轮传动放在低速级。

(3) 此传动方案好,因为 V 带传动平稳,能缓冲吸振,能传递的有效圆周力 F 较小,因此应将 V 带传动放在高速级;而链传动运动不均匀,有冲击和动载荷,应放在低速级。

[题 15.18] [答] 传动系统的总比 $i_{\Sigma} = \frac{\text{主动输入轴的转速}}{\text{从动输出轴的转速}}$ 。

分配总传动比时要考虑的问题主要有:① 各类传动的传动比在推荐的范围内;② 应使各级传动的尺寸协调,结构紧凑、匀称;③ 传动的各个零件间不发生干涉;④ 对于闭式传动,为便于浸油润滑,各级大传动件的直径相近。

[题 15.19] [答]

拟订机械传动系统方案时有以下要求:

- ① 选择的传动类型合理,在多级传动中各类传动的安排顺序正确。
- ② 传动链应尽量短,机构尽量简单。

- ③ 各级传动的传动比分配合理。
- ④ 保证机器运转安全。
- ⑤ 经济性要好。
- ⑥ 尽量实现机、电、液、气传动机构相结合。

评价方案的合理性主要从以下几方面分析：

- ① 传动类型是否合理，工作可靠性如何。
- ② 传动效率的高低。
- ③ 结构简单程度。
- ④ 尺寸是否紧凑。
- ⑤ 工艺性是否良好，维护、使用是否方便。
- ⑥ 成本是否低廉。
- ⑦ 对环境有无污染。
- ⑧ 报废后是否容易回收或进行再制造。

四、设计计算题

[题 15.20] [解]

(1) 矿石破碎机的传动系统设计

① 传动系统方案：电动机→齿轮传动→V带传动→连杆机构→活动颚板与连杆固连。其传动简图如图 15.4 所示。

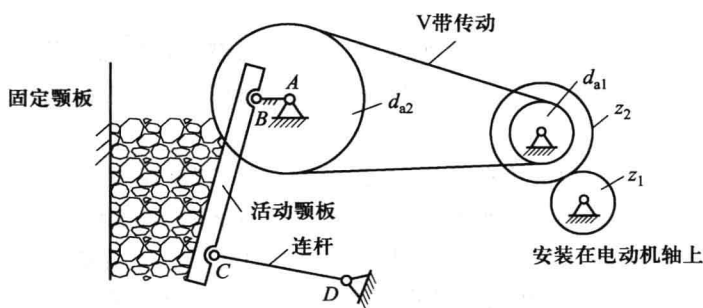


图 15.4

② 确定总传动比，分配总传动比

活动颚板破碎矿石一次，即曲柄转一圈，与曲柄 AB 固连的大带轮就转一圈，显然大带轮的转速 $n_w = 90 \text{ r/min}$ ，而电动机的转速 $n_m = 960 \text{ r/min}$ ，故总传动比 $i_\Sigma = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{90} = 10.67$ 。

因 $i_\Sigma = i_{\text{齿}} i_{\text{带}}$ ，而单级齿轮传动的传动比推荐范围为 $3 \sim 4$ ，V 带传动的传动比推荐范围为 $2 \sim 4$ ，最大不超过 7。为了使大 V 带轮起飞轮的作用，故选用 $i_{\text{带}} = 5$ ，且将 V 带传动安排在与工作机相连的低速级，则 $i_{\text{齿}} = \frac{i_\Sigma}{i_{\text{带}}} = \frac{10.67}{5} = 2.13$ 。

通常情况下按电动机→V带传动→齿轮传动→连杆机构→活动颚板这样布置传动链，但是本题 V 带传动和齿轮传动的位置互换，主要原因是为了让大带轮同时起到飞轮的作用。

③ 各传动件的设计计算(略)

(2) 螺旋运输机的传动系统设计

① 传动系统方案:电动机→蜗杆减速器→工作机轴。其传动简图如图 15.5 所示。

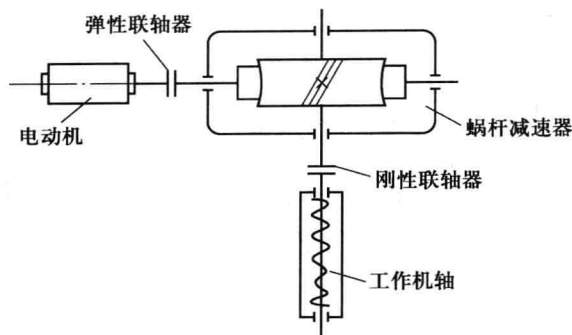


图 15.5

② 选择电动机类型及型号

a. 电动机类型:这是一般机械,选用 Y 系列三相异步电动机。

b. 电动机的容量:已知工作轴转矩 $T_w = 300\,000\text{ N}\cdot\text{mm}$, 转速 $n_w = 60\text{ r/min}$, 则工作轴的工作功率

$$P_w = \frac{T_w n_w}{9.55 \times 10^6} = \frac{300\,000 \times 60}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 1.88 \text{ kW}$$

设联轴器的效率 $\eta_{\text{弹联}} = 0.99$, $\eta_{\text{刚联}} = 1.0$, 蜗杆传动效率 $\eta_{\text{蜗}} = 0.75$, 滚动轴承效率 $\eta_{\text{滚}} = 0.99$, 则

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{弹联}} \eta_{\text{蜗}} \eta_{\text{滚}}^2 \eta_{\text{刚联}} = 0.99 \times 0.75 \times 0.99^2 \times 1.0 = 0.728$$

电动机的工作功率

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_{\Sigma}} = \frac{1.88}{0.728} \text{ kW} = 2.58 \text{ kW}$$

取额定功率 $P_{\text{ed}} = 3 \text{ kW}$ 。

c. 电动机转速:单级蜗杆减速器的传动比推荐值 $i' = 10 \sim 40$, 故电动机的转速范围

$$n'_m = i' n_w = (10 \sim 40) \times 60 \text{ r/min} = 600 \sim 2\,400 \text{ r/min}$$

取同步转速为 $1\,000 \text{ r/min}$ 。

根据 $P_{\text{ed}} = 3 \text{ kW}$, 同步转速为 $1\,000 \text{ r/min}$, 选电动机的型号为 Y132S-6, 满载转速

$$n_m = 960 \text{ r/min}$$

③ 确定总传动比 i

$$i = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{60} = 16$$

④ 计算各轴上的运动及动力参数(略)

⑤ 设计蜗杆减速器(略)

[题 15.21] [解]

(1) 传动系统方案:电动机→齿轮传动→蜗杆传动→卷筒(与蜗轮用螺栓连接固连在一起)。其传动简图如图 15.6 所示。

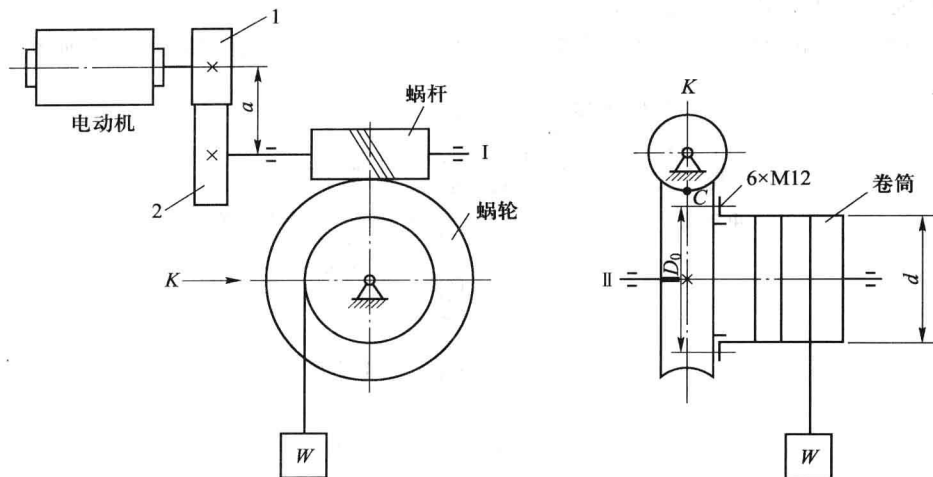


图 15.6

(2) 选择电动机

① 选用 YZ 系列起重冶金用三相异步电动机。

② 电动机的容量：

$$\text{卷筒轴的圆周速度 } v_w = \frac{\pi D n_w}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 20}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 0.21 \text{ m/s}$$

则卷筒轴的工作功率

$$P_w = \frac{F_{w\max} v_w}{1000} = \frac{8500 \times 0.21}{1000} \text{ kW} = 1.785 \text{ kW}$$

设齿轮传动效率 $\eta_1 = 0.97$ (8 级精度), 蜗杆传动效率 $\eta_2 = 0.80$, 滚动轴承效率 $\eta_3 = 0.99$, 卷筒效率 $\eta_4 = 0.96$, 则传动系统总效率

$$\eta_\Sigma = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0.97 \times 0.80 \times 0.99 \times 0.96 = 0.738$$

电动机的工作功率

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_\Sigma} = \frac{1.785}{0.738} \text{ kW} = 2.42 \text{ kW}$$

③ 电动机的转速：

取同步转速为 1000 r/min, 根据 $P_d = 2.42 \text{ kW}$ 及同步转速 1000 r/min, 选用 YZ132M2-6 电动机, 额定功率 $P_{ed} = 3.7 \text{ kW}$, 满载转速 $n_m = 912 \text{ r/min}$ 。

(3) 计算传动系统总传动比 i_Σ 并分配传动比

$$i_\Sigma = \frac{n_m}{n_w} = \frac{912}{20} = 45.6$$

取 $i_{\text{齿轮}} = 3$, 则

$$i_{\text{蜗杆}} = \frac{i_\Sigma}{i_{\text{齿轮}}} = \frac{45.6}{3} = 15.2$$

(4) 齿轮传动及蜗杆传动设计(略)

(5) 卷筒与蜗轮的螺栓连接设计(略)

附录 A 机械设计课程模拟考试试卷(一) 及其参考答案

A-1 试卷(一)

一、单项选择题(每空 1 分,计 10 分)

1. 若螺纹的直径和螺旋副材料间的摩擦因数一定,则用螺旋举起重物时的效率取决于螺纹的_____。

- A. 螺距和牙型角 B. 螺纹升角和头数 C. 导程和牙侧角 D. 螺距和螺纹升角

2. 带传动在即将打滑时,传动带所能传递的最大有效圆周力 $F_{\max}$ 和初拉力 F_0 之间的关系式为_____。

- A. $F_{\max} = 2F_0 e_1^{f_a} / (e_1^{f_a} - 1)$ B. $F_{\max} = 2F_0 (e_1^{f_a} + 1) / (e_1^{f_a} - 1)$
C. $F_{\max} = 2F_0 (e_1^{f_a} - 1) / (e_1^{f_a} + 1)$ D. $F_{\max} = 2F_0 (e_1^{f_a} - 1) / e_1^{f_a}$

3. 转速一定时,要减轻链传动的运动不均匀性和动载荷,可采取的措施是_____。

- A. 增大链节距,增多链轮齿数 B. 减小链节距,减少链轮齿数
C. 增大链节距,减少链轮齿数 D. 减小链节距,增多链轮齿数

4. 有一斜齿圆柱齿轮传动,已知法向模数 $m_n = 4 \text{ mm}$, 齿数 $z_1 = 20$, $z_2 = 62$, 螺旋角 $\beta = 14^\circ 32' 2''$, 齿宽 $b_1 = 80 \text{ mm}$, $b_2 = 75 \text{ mm}$, 则该传动的齿宽系数 $\phi_d =$ _____。

- A. 0.968 B. 0.312 C. 0.293 D. 0.907

5. 材料为 20Cr 的齿轮要获得硬齿面,适宜的热处理方法是_____。

- A. 整体淬火 B. 表面淬火 C. 调质 D. 渗碳淬火

6. 蜗杆分度圆直径 d_1 标准化的目的是为了_____。

- A. 保证蜗杆有足够的强度 B. 保证蜗杆有足够的刚度
C. 减少标准蜗轮滚刀的数目 D. 保证蜗杆传动的自锁能力

7. 按承受载荷的情况,自行车的后轴是_____。

- A. 固定芯轴 B. 转动芯轴 C. 转轴 D. 传动轴

8. 只受轴向载荷但转速极高的轴,宜选用_____支承。

- A. 深沟球轴承 B. 推力球轴承 C. 推力圆柱滚子轴承 D. 圆锥滚子轴承

9. 设计液体动压径向滑动轴承时,为增大最小油膜厚度 $h_{\min}$, 可采取的措施是_____。

- A. 增加供油量 B. 增大偏心率 ϵ
C. 增大轴承的长径比 L/d D. 减小轴承的长径比 L/d

10. 有两个弹簧,其刚度分别为 K_{FA} 和 K_{FB} ,若将两个弹簧串联使用,则联合使用的弹簧刚度为_____。

A. K_{FA}

B. K_{FB}

C. $K_{FA} + K_{FB}$

D. $K_{FA} K_{FB} / (K_{FA} + K_{FB})$

二、填空题(每空 1 分,计 10 分)

1. 有一个紧螺栓连接,已知螺栓受的预紧力 $F' = 1000 \text{ N}$,轴向工作载荷 $F = 1000 \text{ N}$,螺栓的相对刚度 $\frac{C_B}{C_B + C_m} = 0.3$,则该螺栓所受的总拉力 $F_0 =$ _____ N ,剩余预紧力 $F'' =$ _____ N ;

轴向工作载荷增大至 $F_{\max} =$ _____ N 时螺栓连接的接合面仍不分离。

2. V 带传动工作时,带中最大应力 $\sigma_{\max} =$ _____,发生在_____处。

3. 在齿轮的强度计算中,影响齿面接触应力的最主要几何参数是_____,影响齿根弯曲应力的最主要几何参数是_____,而影响齿轮极限接触应力 $\sigma_{\min}$ 的主要因素有_____和_____。

4. 常用的蜗轮材料有锡青铜、无锡青铜和铸铁,而选用哪种材料一般取决于_____。

三、问答题(30 分)

1. 在图 1 所示的两种传动方案中,你认为哪种方案比较合理? 为什么? (8 分)

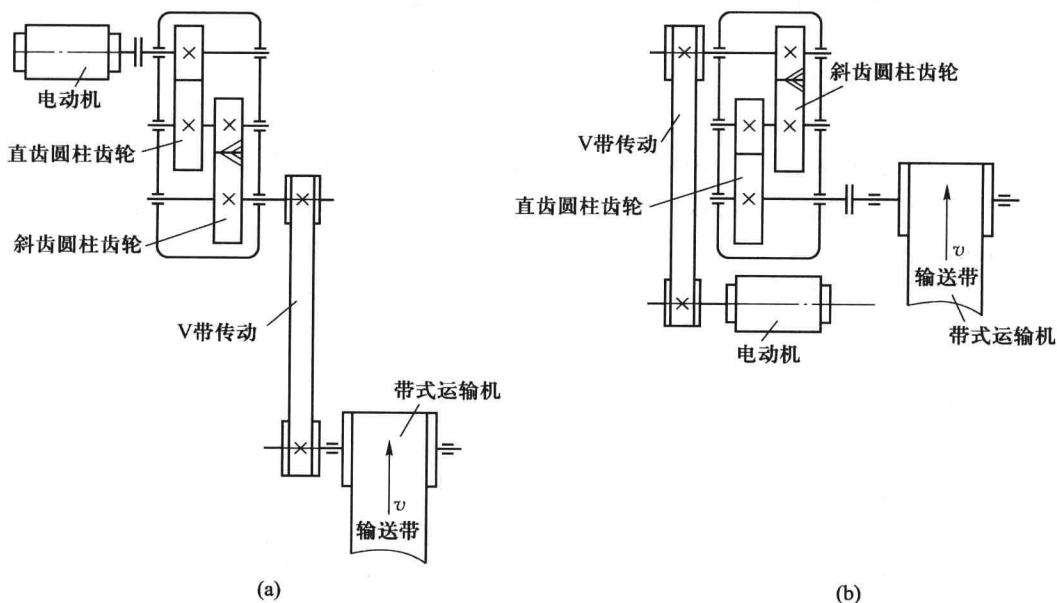


图 1

2. 在非液体摩擦滑动轴承的设计计算中为什么要校核轴承的压强 p 和 $p v$ 值? (6 分)

3. 在设计蜗杆传动时,对动力传动为什么蜗轮的齿数 z_2 不应少于 28 也不宜大于 80? (7 分)

4. 何谓滚动轴承的基本额定寿命? 写出由 C 、 F 、 n 求以小时为单位的基本额定寿命 L_{10h} 的计算公式,并说明式中参数的名称。(7 分)

5. 什么是弹簧的特性线? 试画出某定刚度弹簧的特性线。(2 分)

四、分析与计算题(30 分)

有一电动绞车,由电动机、齿轮传动、蜗杆传动、卷筒组成,如图 2 所示。已知:蜗轮与卷筒由 6 个均布于 $D_0 = 250 \text{ mm}$ 圆周上的 M12($d_1 = 10.106 \text{ mm}$) 的普通螺栓连接,螺栓的许用应力 $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$,接合面间摩擦因数 $f = 0.12$,卷筒的直径 $D = 200 \text{ mm}$,可靠性系数 $K_f = 1.2$ 。试计算与分析:

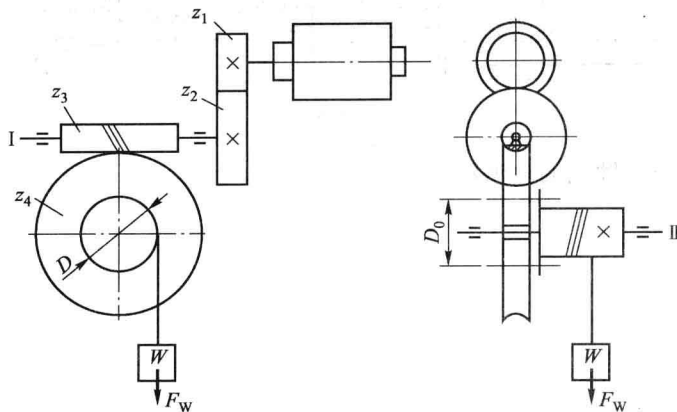


图 2

(1) 该螺栓组连接允许绞车可起吊的最大重量 $F_{W\max}$ 。(6 分)

(2) 设齿轮传动的效率 $\eta_1 = 0.97$, 每对滚动轴承的效率 $\eta_2 = 0.98$, 蜗杆传动的效率 $\eta_3 = 0.45$, 卷筒的效率 $\eta_4 = 0.96$, 卷筒的圆周速度 $v_w = 0.25 \text{ m/s}$, 按可起吊最大重量 $F_{W\max}$ 的条件, 确定电动机的工作功率 P_d 和电动机转向。(4 分)

(3) 已知蜗杆的螺旋方向为右旋, 试按作用于齿轮和蜗杆上的轴向分力方向相反的条件确定齿轮 1 和齿轮 2 上的轮齿螺旋线方向, 并另画图用齿向线表示。(2 分)

(4) 设蜗杆分度圆直径 $d_3 = 80 \text{ mm}$, 蜗轮分度圆直径 $d_4 = 300 \text{ mm}$, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 蜗杆传动的传动比 $i = 32$ 。计算作用于蜗杆、蜗轮齿面间三对分力的大小, 并按上吊重物的运动方向确定分力的方向(另画图用箭头表示)。(8 分)

(5) 按承受载荷情况判定 I 轴、II 轴是哪类轴?(2 分)

(6) 设 I 轴由一对 7209C 轴承支承, 面对面安装, 如图 3 所示。已知 $F_{r1} = 1800 \text{ N}$, $F_{r2} = 3200 \text{ N}$, $F_{A1} = 3200 \text{ N}$, $F_{A2} = 3100 \text{ N}$, 内部轴向力 F_s 与径向载荷 F_r 的关系式为 $F_s = 0.4 F_r$ 。试计算轴承 1、2 上的轴向载荷 F_{a1} 和 F_{a2} 。(8 分)



图 3

五、结构题(20 分)

1. 有一轴系部件的结构如图 4 所示, 图中有许多错误, 请指明 10 处错误(同样错误按 1 处

计)并绘出正确结构图。已知轴系采用两端固定式支承,轴承采用脂润滑。(16 分)

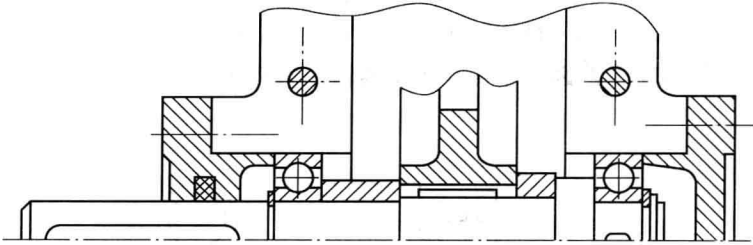


图 4

2. 画出一种剖分式轴瓦的典型结构图。(4 分)

A-2 试卷(一)参考答案

一、单项选择题

1. C 2. C 3. D 4. D 5. D 6. C 7. A 8. A 9. C 10. D

二、填空题

1. 1 300 300 1 428.6

2. $\sigma_1 + \sigma_c + \sigma_{bl}$ 紧边刚进入小带轮

3. d_1 (或 a) m (或 m_n) 材料 硬度

4. 相对滑动速度

三、问答题

1. [答] 图 1. b 所示的方案较合理, 原因如下: ① V 带传动适用于高速传动, 安排在高速级合理; ② 在二级齿轮减速器中斜齿轮传动平稳, 安排在直齿轮传动之前合理; ③ 齿轮在轴上的位置安排合理, 输入轴小齿轮远离输入端, 齿轮较大, 扭转影响不明显, 可利用轴的弯曲变形和扭转变形的综合作用使载荷分布不均匀现象减轻。

2. [答] 校核非液体摩擦滑动轴承压强 p 的目的是避免轴承工作表面的边界膜被压破, 产生干摩擦, 使磨损加剧。

校核 pv 值的目的是限制轴承的摩擦功耗, 限制温升, 避免轴承温度过高, 保证边界膜不被破坏, 不发生胶合失效。

3. [答] 在设计蜗杆传动时, 对动力传动, 蜗轮的齿数 z_2 不应少于 28, 是为了与蜗杆齿啮合时有较大的啮合区, 保证有足够的啮合齿对数, 传动平稳。但 z_2 也不宜大于 80, 这是因为当 d_2 一定时, z_2 越大, 模数 m 越小, 蜗轮轮齿的弯曲强度越弱; 而当 m 一定时, 则 z_2 越大, d_2 越大, 传动的结构尺寸越大, 蜗杆轴的支承跨距越大, 致使蜗杆轴的弯曲刚度降低, 蜗杆轴容易挠曲, 从而影响蜗杆传动的正常啮合。

4. [答] 一批相同的滚动轴承在相同的工作条件下运转, 其中 90% 的轴承在发生疲劳点蚀前所能转过的总转数或一定转速下的工作小时数, 称为滚动轴承的基本额定寿命。

以小时为单位的基本额定寿命计算公式为

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C}{f_F F} \right)^\epsilon$$

式中: n ——轴的转速, r/min;

C ——基本额定动载荷, N;

F ——当量动载荷, N;

ϵ ——寿命指数, 球轴承 $\epsilon = 3$, 滚子轴承 $\epsilon = 10/3$;

f_t ——温度系数;

f_F ——载荷系数。

5. [答] 表示弹簧所受的载荷和相应变形之间关系的曲线, 称为弹簧的特性线。

定刚度弹簧的特性线如解图 1 所示。

四、分析与计算题

[解]

$$(1) \text{ 由 } \sigma_e = \frac{1.3F'}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \text{ 得}$$

$$F' \leq \frac{\pi d_1^2 [\sigma]}{1.3 \times 4} = \frac{\pi \times 10.106^2 \times 100}{1.3 \times 4} \text{ N} = 6170.3 \text{ N}$$

取预紧力 $F' = 6170.3 \text{ N}$

$$\text{因 } 6fF' \frac{D_0}{2} = K_f T_{\max} = K_f F_{w\max} \frac{D}{2}$$

$$\text{所以 } F_{w\max} = \frac{6fF'D_0}{K_f D} = \frac{6 \times 0.12 \times 6170.3 \times 250}{1.2 \times 200} \text{ N} = 4627.7 \text{ N}$$

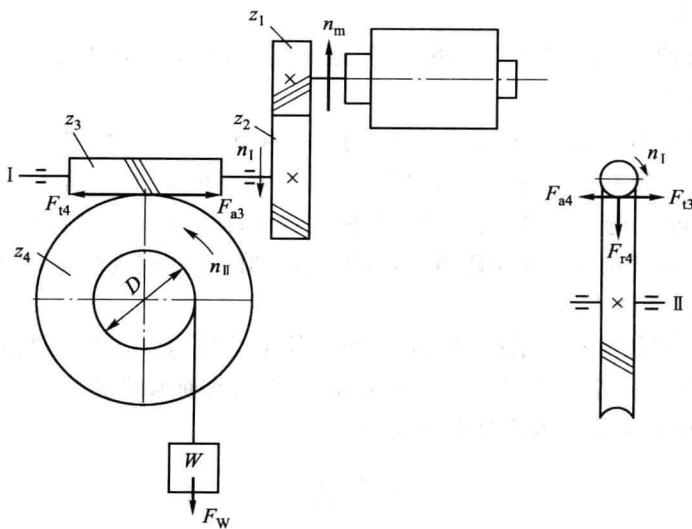
(2) 传动系统总效率

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_4 = 0.97 \times 0.98^2 \times 0.45 \times 0.96 = 0.40$$

$$\text{卷筒功率 } P_w = \frac{F_{w\max} v}{1000} = \frac{4627.7 \times 0.25}{1000} \text{ kW} = 1.16 \text{ kW}$$

$$\text{电动机的工作功率 } P_d = \frac{P_w}{\eta_{\Sigma}} = \frac{1.16}{0.40} \text{ kW} = 2.9 \text{ kW}$$

电动机的转动方向如解图 2 所示。



解图 2

(3) 齿轮 2 的轮齿螺旋线方向与蜗杆齿相同,即为右旋,故齿轮 1 轮齿螺旋线方向为左旋,见解图 2。

$$(4) T_4 = \frac{F_{w\max} \frac{D}{2}}{\eta_4} = \frac{4627.7 \times \frac{200}{2}}{0.96} \text{ N} \cdot \text{mm} = 4.82 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_3 = \frac{T_4}{i\eta_3} = \frac{4.82 \times 10^5}{32 \times 0.45} \text{ N} \cdot \text{mm} = 3.35 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{t3} = -F_{a4} = \frac{2T_3}{d_3} = \frac{2 \times 3.35 \times 10^4}{80} \text{ N} = 837.5 \text{ N}$$

$$F_{t4} = -F_{a3} = \frac{2T_4}{d_4} = \frac{2 \times 4.82 \times 10^5}{300} \text{ N} = 3213 \text{ N}$$

$$F_{r3} = -F_{r4} = F_{a3} \tan \alpha = 3213 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 1169 \text{ N}$$

三对分力的方向见解图 2。

(5) I 轴为转轴, II 轴为转动芯轴。

$$(6) F_{S1} = 0.4 F_{r1} = 0.4 \times 1800 \text{ N} = 720 \text{ N}$$

$$F_{S2} = 0.4 F_{r2} = 0.4 \times 3200 \text{ N} = 1280 \text{ N}$$

F_{S1} 、 F_{S2} 的方向见解图 3。

$$F_A = F_{A1} - F_{A2} = 3200 \text{ N} - 3100 \text{ N} = 100 \text{ N}$$

$$F_{S1} + F_A = 720 \text{ N} + 100 \text{ N} = 820 \text{ N} < F_{S2} = 1280 \text{ N}$$

I 轴承受压, 则

$$F_{a1} = F_{S2} - F_A = 1280 \text{ N} - 100 \text{ N} = 1180 \text{ N}$$

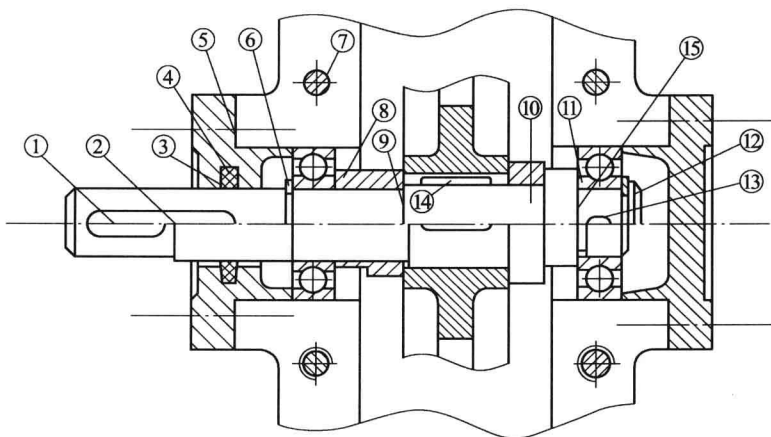
$$F_{a2} = F_{S2} = 1280 \text{ N}$$



解图 3

五、结构题

1. 错误处及正确结构见解图 4。



解图 4

[解]

错误: ① 键太长, 进入端盖孔。

② 轴上应有轴肩, 用于轴端零件的轴向定位。

③ 轴承盖与轴无间隙。

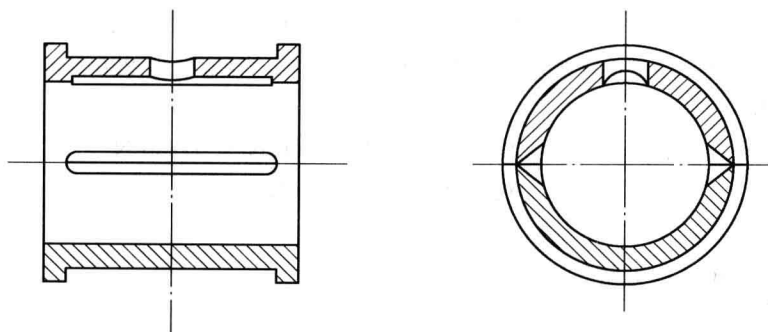
④ 毛毡槽应为梯形, 可压紧轴。

⑤ 缺调整垫片。

⑥ 不需要弹性挡圈。

⑦ 螺栓与孔应有间隙。

- ⑧ 套筒太厚,不方便拆轴承。
 - ⑨ 套筒顶到轴肩,使齿轮轴向定位不可靠,轴肩应缩回去一段。
 - ⑩ 套筒多余,应用轴环定位。
 - ⑪ 轴环位置不对。
 - ⑫ 露出的轴段、沟槽多余,而且该轴段直径大于轴承内径,无法装轴承。
 - ⑬ 不应有键。
 - ⑭ 同一轴上两键槽应在同一母线上,应转 90° 。
 - ⑮ 应有砂轮越程槽。
2. [解] 剖分式轴瓦的典型结构如解图 5 所示。



解图 5

附录 B 机械设计课程模拟考试试卷(二) 及其参考答案

B-1 试卷(二)

一、单项选择题(每空 1 分,计 9 分)

1. 当由普通螺栓组成的螺栓组连接承受横向载荷或旋转力矩时,该螺栓组中的螺栓_____。
A. 同时受到拉伸与扭剪作用 B. 仅受到拉伸作用
C. 仅受到扭剪作用 D. 可能受拉伸作用,也可能受扭剪作用
2. 普通 V 带两侧面的夹角 $\varphi = 40^\circ$, 而带轮轮槽角 φ_0 应_____。
A. $>40^\circ$ B. $<40^\circ$ C. $= 40^\circ$ D. 既可能 $>40^\circ$, 又可能 $<40^\circ$
3. 齿轮的齿向载荷分布系数 K_β 与_____无关。
A. 工作机性能 B. 齿轮的宽度
C. 齿轮的齿面硬度 D. 齿轮在轴上的相对位置
4. 有三个直齿圆柱齿轮, 它们的齿数、模数和压力角均相同, 但齿轮 1 为标准齿轮, 齿轮 2 为正变位, 齿轮 3 为负变位, 则它们齿形系数之间的正确关系是_____。
A. $Y_{F3} > Y_{F1} > Y_{F2}$ B. $Y_{F2} > Y_{F1} > Y_{F3}$ C. $Y_{F1} > Y_{F2} > Y_{F3}$ D. $Y_{F1} > Y_{F3} > Y_{F2}$
5. 蜗杆传动的齿面相对滑动速度 v_s 越大, 当量摩擦因数 f' 则越小, 这是因为_____。
A. 润滑油粘度越大 B. 润滑油粘度越小
C. 润滑状态越好 D. 油温越高
6. 当轴受力较大且有冲击时, 则应选用_____。
A. HT350 B. Q235A C. 45 正火钢 D. 20Cr 渗碳淬火钢
7. 当轴的支点跨距大且轴的弯曲变形较大时, 轴宜选用_____支承。
A. 调心球轴承 B. 深沟球轴承 C. 圆锥滚子轴承 D. 角接触球轴承
8. 液体动压径向滑动轴承最小油膜厚度 $h_{\min}$ 与偏心率 ϵ 、相对间隙 ψ 、轴颈半径 r 之间的关系式是_____。
A. $h_{\min} = r\psi(1-\epsilon)$ B. $h_{\min} = r\psi(1+\epsilon)$ C. $h_{\min} = r\psi(1-\psi)$ D. $h_{\min} = r\psi(1+\psi)$
9. 圆柱螺旋压缩(拉伸)弹簧的弹簧丝直径 d 应按弹簧的_____计算求得。
A. 强度 B. 刚度 C. 稳定性 D. 结构尺寸要求

二、填空题(每空 1 分,计 10 分)

1. 在静强度条件下, 脆性材料的极限应力是_____, 塑性材料的极限应力是_____; 而

在疲劳强度条件下,塑性材料的极限应力是_____。

2. 金属摩擦副最普遍的一种磨损形式是_____。

3. 对受轴向变载荷作用的紧螺栓连接,若螺栓所受预紧力为 F' , 轴向工作载荷在 $0 \sim F$ 之间循环变化,螺栓的相对刚度为 $\frac{C_B}{C_B + C_m}$, 螺栓小径为 d_1 , 则该连接螺栓所受最大应力 $\sigma_{\max} =$ _____, 最小拉应力 $\sigma_{\min} =$ _____, 其变应力类型是_____。

4. 软齿面闭式齿轮传动最主要的失效形式是_____, 获得软齿面的常用热处理方法是_____和_____。

三、问答题(30 分)

1. 动载荷系数 K_v 的物理意义是什么? 影响 K_v 的主要因素有哪些? (6 分)

2. 什么是摩擦型带传动中的弹性滑动现象? 它对带传动有何影响? 可否避免? (6 分)

3. 写出一维液体动压基本方程(雷诺方程), 并利用该方程说明形成流体动压润滑的必要条件? (5 分)

4. 为什么螺纹连接常需要防松? 按防松原理, 螺纹连接防松的方法分为哪几类? 举例说明之。(5 分)

5. 有一减速传动装置, 由带传动、链传动、直齿圆柱齿轮传动和斜齿圆柱齿轮传动组成, 试安排它们的顺序, 并简述其理由。(8 分)

四、分析与计算题(31 分)

1. 有一支架由 4 个普通螺栓连接于立柱上, 支架上作用的外载荷 $F=8\,000\text{ N}$, 如图 1 所示。已知接合面间摩擦因数 $f=0.15$, 可靠性系数 $K_f=1.2$, 螺栓材料的许用应力 $[\sigma]=80\text{ MPa}$, 螺栓相对刚度 $\frac{C_B}{C_B + C_m} = 0.3$, 试按支架与立柱间不发生相对滑动的条件确定螺栓所受的预紧力 F' 和螺栓的小径直径 d_1 。(10 分)

2. 一对标准斜齿圆柱齿轮传动, 如图 2 所示。已知输入轴 I 的转速 $n_1 = 960\text{ r/min}$, 输入功率 $P_1 = 3\text{ kW}$, 齿轮齿数 $z_1 = 21, z_2 = 62$, 法向模数 $m_n = 2.5$, 分度圆柱上的法面压力角 $\alpha_n = 20^\circ$, 试计算:

(1) 按中心距圆整的条件, 确定分度圆螺旋角 β 。(3 分)

(2) 大斜齿圆柱齿轮上三个分力大小和方向(按图上箭头表示的输入轴 I 的转动方向来确定)。(8 分)

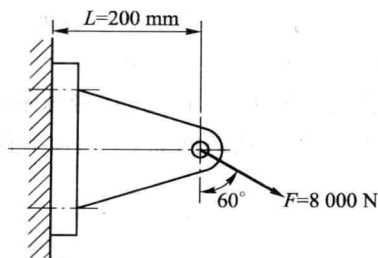


图 1

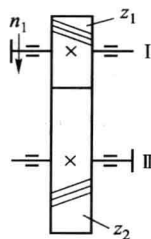


图 2

3. 有一非液体摩擦的径向滑动轴承, 长径比 $L/d = 1$, 轴径直径 $d = 80\text{ mm}$, 已知轴承材料的许用值 $[p] = 5\text{ MPa}$, $[v] = 5\text{ m/s}$, $[pv] = 10\text{ MPa} \cdot (\text{m/s})$ 。要求轴承在转速 $n_1 = 320\text{ r/min}$

和 $n_2 = 640 \text{ r/min}$ 两种转速下均能正常工作,试求:

- (1) 轴承可承受的径向载荷 F_r 。
- (2) 若轴承材料不变,而将承载能力提高 20%,则应如何改变参数,并计算出 2 个参数值(10 分)。

五、结构题(20 分)

1. 在图 3 所示的两个视图上画出平键连接结构图。(6 分)

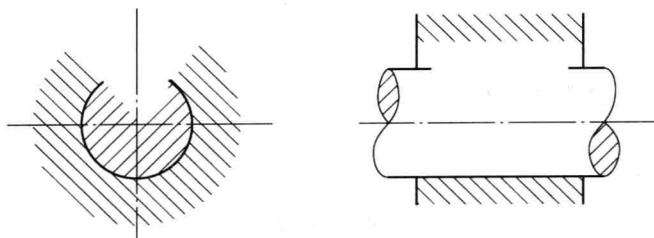


图 3

2. 完成图 4 所示轴系部件其余部分的结构设计。(8 分)

已知条件:轴承采用油润滑,轴系采用两端固定式支承。

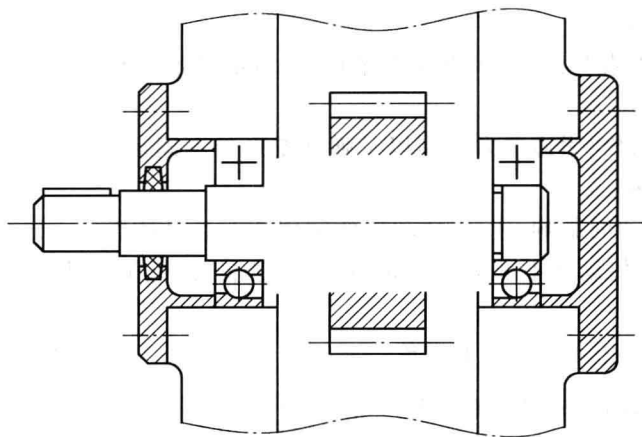


图 4

3. 在图 5 所示的两个铸造零件间画出螺栓连接结构图。(6 分)

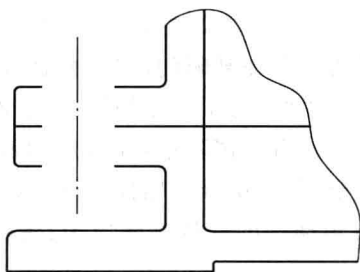


图 5

B-2 试卷(二)参考答案

一、单项选择题

1. A 2. B 3. A 4. A 5. C 6. D 7. A 8. A 9. A

二、填空题

1. σ_b (或 τ_b) σ_s (或 τ_s) σ_{rN} (或 τ_{rN})

2. 粘着磨损

3. $\frac{F' + \frac{C_B}{C_B + C_m} F}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$ $\frac{F'}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$ 非对称循环变应力

4. 疲劳点蚀 正火 调质

三、问答题

1. [答] 动载系数 K_v 是用以考虑齿轮制造精度、运转速度等轮齿内部因素引起的附加动载荷对轮齿受力影响的系数。

影响 K_v 的主要因素有:① 由轮齿的基节误差、齿形误差产生的传动误差;② 齿轮的节线速度;③ 轮齿的啮合刚度。

2. [答] 由于带的松、紧边拉力不同以及弹性变形量不同而引起带与带轮之间的相对滑动现象称为弹性滑动现象。

弹性滑动对带传动的影晌:① 使从动轮的圆周速度总是落后于主动轮的圆周速度,并随载荷的变化而变化,导致传动比不准确;② 损失一部分能量,降低了传动效率,会使带的温度升高,并引起传动带磨损。

弹性滑动是带传动中不可避免的现象。

3. [答] 一维液体动压润滑基本方程(雷诺方程)是 $\frac{dp}{dx} = 6\eta v \frac{h - h_0}{h^3}$ 。由该方程式可以看出,形成液体动压润滑的必要条件是:① 液体必须流经收敛性楔形间隙($h \neq h_0$);② 液体必须有足够的速度($v \neq 0$);③ 液体必须是粘性液体($\eta \neq 0$)。

4. [答] 用以连接的螺纹都满足自锁条件。在静载荷、理想工况下螺纹副间有足够阻止相对运动的摩擦力,螺纹连接不会松脱。但是在冲击、振动和变载荷的作用下,或在工作温度变高时,螺纹副间阻止相对运动的摩擦力就会在某瞬间消失,使螺纹副间发生滑动,这种现象反复发生就会使连接松脱,导致连接失效。因此,为了防止松脱,螺纹连接常要防松。

按防松原理,螺纹连接的防松方法有摩擦防松,如采用弹簧垫圈;机械防松,如串联钢丝,用开口销与六角开槽螺母;永久性防松,如对螺母与螺杆进行点焊或冲点等。

5. [答] 该减速传动装置中各传动件的安排顺序应为:带传动→斜齿圆柱齿轮传动→直齿圆柱齿轮传动→链传动。

这种安排的合理性如下:带传动平稳,能吸振缓冲,适用于高速传动,故安排在高速级;链传动因有多边形效应,传动中有动载荷和冲击,噪声大,但承载能力大,适用于低速重载场合,故安

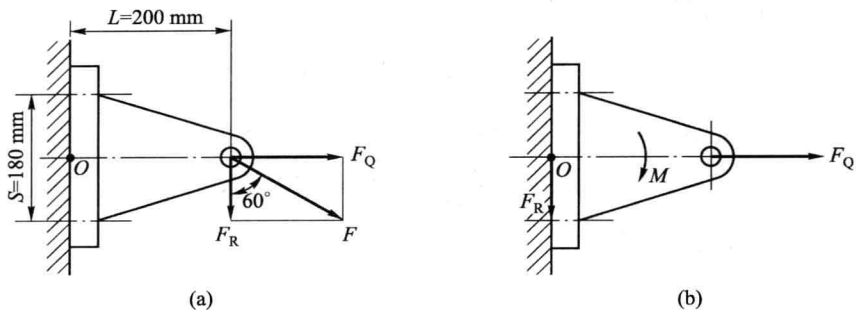
排在低速级；而齿轮传动适用范围广泛，但斜齿圆柱齿轮传动平稳，因此安排在直齿圆柱齿轮传动之前。

四、分析与计算题

1. [解] (1) 将外载荷 F 分解为铅垂方向和水平方向的两个分力 F_R 和 F_Q ，如解图 1 所示。

$$F_R = F \cos 60^\circ = 8\,000 \times \cos 60^\circ \text{ N} = 4\,000 \text{ N}$$

$$F_Q = F \sin 60^\circ = 8\,000 \times \sin 60^\circ \text{ N} = 6\,928.2 \text{ N}$$



解图 1

将 F_R 、 F_Q 向连接形心 O 点简化，如解图 1. b 所示。

在接合面处螺栓组受力有

横向载荷 $F_R = 4\,000 \text{ N}$

轴向载荷 $F_Q = 6\,928.2 \text{ N}$

倾覆力矩 $M = F_R L = 4\,000 \times 200 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$= 8 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(2) 仅考虑支架与立柱间不发生相对滑动，并认为倾覆力矩 M 对接合面间总的压力无影响，则保证接合面间不滑动的条件是

$$4fF'' = K_f F_R$$

而剩余预紧力 $F'' = F' - \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) \frac{F_Q}{4}$ ，代入上式则有

$$4f \left[F' - \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) \frac{F_Q}{4} \right] = K_f F_R$$

$$\text{则 } F' = \frac{K_f F_R}{4f} + \left(1 - \frac{C_B}{C_B + C_m}\right) \frac{F_Q}{4} = \frac{1.2 \times 4\,000}{4 \times 0.15} \text{ N} + (1 - 0.3) \times \frac{6\,928.2}{4} \text{ N} = 9\,212.4 \text{ N}$$

$$(3) \text{ 螺栓小径 } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 9\,212.4}{\pi \times 80}} \text{ mm} = 13.806 \text{ mm}$$

2. [解] (1) 初选 $\beta = 12^\circ$ ，则

$$a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2.5 \times (21 + 62)}{2 \times \cos 12^\circ} \text{ mm} = 106.068 \text{ mm}$$

圆整 $a = 105 \text{ mm}$ ，则

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{2.5 \times (21 + 62)}{2 \times 105} = 8.85^\circ$$

或圆整 $a = 110 \text{ mm}$, 则

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{2.5 \times (21 + 62)}{2 \times 110} = 19.41^\circ$$

取 $a = 105 \text{ mm}$, $\beta = 8.85^\circ$ 。

$$(2) T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3}{960} \text{ N} \cdot \text{mm} = 29\,843.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2.5 \times 21}{\cos 8.85^\circ} \text{ mm} = 53.133 \text{ mm}$$

$$\text{所以 } F_{t1} = -F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 29\,843.8}{53.133} \text{ N} = 1\,123.4 \text{ N}$$

$$F_{a1} = -F_{a2} = F_{t1} \tan \beta = 1\,123.4 \times \tan 8.85^\circ \text{ N} = 174.9 \text{ N}$$

$$F_{r1} = -F_{r2} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 1\,123.4 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8.85^\circ} \text{ N} = 413.8 \text{ N}$$

F_{t2} 、 F_{a2} 和 F_{r2} 的方向见解图 2。

3. [解]

$$(1) \text{ 按 } p = \frac{F_r}{Ld} \leq [p] \text{ 计算, 式中 } d = 80 \text{ mm}, L = \frac{L}{d} \times d = 80 \text{ mm}, [p] = 5 \text{ MPa},$$

$$\text{故 } F_r \leq Ld[p] = 80 \times 80 \times 5 \text{ N} = 32\,000 \text{ N}$$

$$\text{按 } pv = \frac{F_r}{Ld} \frac{\pi dn}{60 \times 1\,000} \leq [pv] \text{ 计算, } F_r \leq \frac{60 \times 1\,000 Ld [pv]}{\pi dn}$$

$$n = n_1 = 320 \text{ r/min 时, } F_r \leq \frac{60 \times 1\,000 \times 80 \times 80 \times 10}{\pi \times 80 \times 320} \text{ N} = 4.77 \times 10^4 \text{ N}$$

$$n = n_2 = 640 \text{ r/min 时, } F_r \leq \frac{60 \times 1\,000 \times 80 \times 80 \times 10}{\pi \times 80 \times 640} \text{ N} = 2.39 \times 10^4 \text{ N}$$

要求在两种转速下均能正常工作, 故取 $F_r = 2.39 \times 10^4 \text{ N}$ 。

(2) 若轴承材料不变, 而将承载能力提高 20%, 即

$$F_r = 2.39 \times 10^4 \times (1 + 20\%) \text{ N} = 28\,680 \text{ N}$$

按原有参数, $F_r = 28\,680 \text{ N} < 32\,000 \text{ N}$, 满足 $p \leq [p]$ 的条件。

$F_r = 28\,680 \text{ N} < 4.77 \times 10^4 \text{ N}$, 满足 $n = n_1 = 320 \text{ r/min}$ 时 $pv \leq [pv]$ 的条件。

但 $F_r = 28\,680 \text{ N} > 2.39 \times 10^4 \text{ N}$, 即不满足 $n = n_2 = 640 \text{ r/min}$ 时 $pv \leq [pv]$ 的条件。

因此, 可按如下方式改变参数:

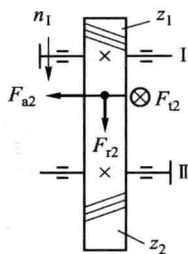
① 改变长径比 L/d , 而 d 不变。

$$\text{由 } pv = \frac{F_r}{Ld} \frac{\pi dn_2}{60 \times 1\,000} \leq [pv] \text{ 可得}$$

$$\begin{aligned} L/d &\geq \frac{F_r}{d^2 [pv]} \frac{\pi dn_2}{60 \times 1\,000} \\ &= \frac{28\,680}{80^2 \times 10} \times \frac{\pi \times 80 \times 640}{60 \times 1\,000} \\ &= 1.2 \end{aligned}$$

取 $L/d = 1.2$, $d = 80 \text{ mm}$, 则 $L = 1.2 \times 80 = 96 \text{ mm}$, $F_r = 28\,680 \text{ N}$ 。

$n = n_2 = 640 \text{ r/min}$ 时, $pv = [pv] = 10 \text{ MPa} \cdot (\text{m/s})$, 满足要求。



解图 2

② 改变参数 d , 而 L/d 不变。

$$\text{由 } pv = \frac{F_r}{Ld} \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{F_r}{L} \times \frac{\pi dn}{60 \times 1000 d^2} \leq [pv] \text{ 可得}$$

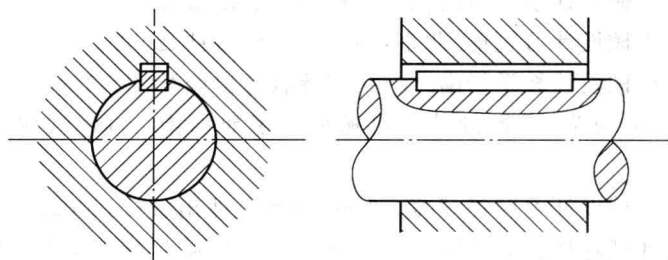
$$d \geq \frac{F_r}{\frac{L}{d} [pv]} \frac{\pi n}{60 \times 1000} = \frac{28\,680}{1 \times 10} \times \frac{\pi \times 640}{60 \times 1000} \text{ mm} = 96 \text{ mm}$$

即 $L/d = 1, d = 96 \text{ mm}, L = 96 \text{ mm}$ 。

$n = n_2 = 640 \text{ r/min}$ 时, $pv = [pv] = 10 \text{ MPa} \cdot (\text{m/s})$, 满足要求。

五、结构题

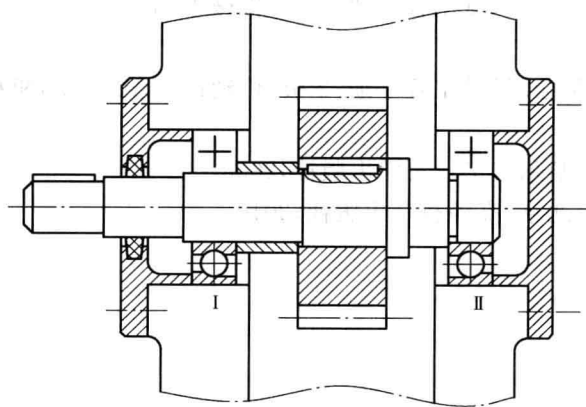
1. [解] 如解图 3 所示。



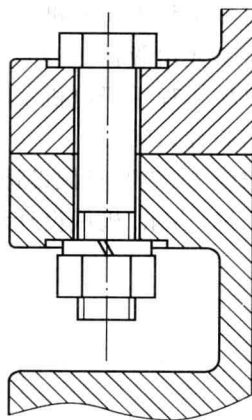
解图 3

2. [解] 如解图 4 所示。

3. [解] 如解图 5 所示。



解图 4



解图 5

参 考 文 献

- [1] 宋宝玉,王黎钦. 机械设计. 北京:高等教育出版社,2010.
- [2] 宋宝玉. 机械设计课程设计. 北京:高等教育出版社,2006.
- [3] 陈铁鸣. 机械设计. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2006.
- [4] 濮良贵,纪名刚. 机械设计. 8 版. 北京:高等教育出版社,2006.
- [5] 吴宗泽,肖丽英. 机械设计学习指南. 北京:机械工业出版社,2005.
- [6] 吴宗泽,黄纯颖. 机械设计习题集. 北京:高等教育出版社,2002.
- [7] 彭文生,黄华梁. 机械设计教学指南. 北京:高等教育出版社,2003.
- [8] 彭文生,杨家华,王均荣. 机械设计与机械原理考研指南. 2 版. 武汉:华中科技大学出版社,2005.
- [9] 王凤礼,杜立杰. 机械设计习题集. 3 版. 北京:机械工业出版社,2002.
- [10] 姜洪源. 机械设计试题精选与答题技巧. 3 版. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2009.
- [11] 张锋. 机械设计思考题与习题解答. 北京:高等教育出版社,2010.
- [12] 王瑾玉,杨昂岳,吴秀屏. 机械设计学习指导与习题集. 长沙:湖南科学技术出版社,1993.
- [13] 冼健生. 机械设计学习指导. 北京:中央广播电视大学出版社,1999.
- [14] 吴宗泽. 机械设计禁忌 1000 例. 北京:机械工业出版社,2011.
- [15] 机械工程手册电机工程手册编辑委员会. 机械工程手册. 2 版. 机械零部件设计卷. 北京:机械工业出版社,1996.
- [16] 机械工程手册电机工程手册编辑委员会. 机械工程手册. 2 版. 传动设计卷. 北京:机械工业出版社,1997.
- [17] 宋宝玉. 简明机械设计手册. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2008.
- [18] 张锋,古乐. 机械设计课程设计手册. 北京:高等教育出版社,2010.

郑重声明

高等教育出版社依法对本书享有专有出版权。任何未经许可的复制、销售行为均违反《中华人民共和国著作权法》，其行为人将承担相应的民事责任和行政责任；构成犯罪的，将被依法追究刑事责任。为了维护市场秩序，保护读者的合法权益，避免读者误用盗版书造成不良后果，我社将配合行政执法部门和司法机关对违法犯罪的单位和个人进行严厉打击。社会各界人士如发现上述侵权行为，希望及时举报，本社将奖励举报有功人员。

反盗版举报电话 (010) 58581897 58582371 58581879

反盗版举报传真 (010) 82086060

反盗版举报邮箱 dd@hep.com.cn

通信地址 北京市西城区德外大街4号 高等教育出版社法务部

邮政编码 100120