

高等学校机械设计系列教材

机械设计 课程设计

(修订版)

唐增宝 何永然 刘安俊 主编



华中理工大学出版社

设计力学

PDG

内 容 提 要

本书是根据高等工业学校《机械基础课程教学基本要求》和中南地区十余所高等院校历年来的教学经验编写而成的。

全书分为三篇,共二十章。第一篇,机械设计课程设计指导书(八章),以常见的减速器为例,系统地介绍了机械传动装置的设计内容、步骤和方法;第二篇,设计资料(十章),介绍了课程设计常用标准、规范及资料;第三篇,减速器零部件结构及参考图例(二章)。本书力求内容精练,资料新颖,图文并茂,并注意引导学生思考。

本书可作为高等工业学校机械类、近机类和非机类各专业机械设计课程设计的教材,也可供职工大学、函授大学、电视大学、业余大学等各类学校使用,并可供有关工程技术人员参考。

修订版前言

本书是在总结由刘安俊、何永然、唐增宝等主编的《机械设计课程设计》(1995年8月出版)使用经验的基础上,根据国家教委“关于‘九五’期间普通高等教育教材建设与改革的意见”的主要精神修订而成的。在修订过程中,还根据国家教育部高教司印发的高等工业学校“机械设计课程教学基本要求(1995年修订版)”,考虑了当前教学改革和培养跨世纪人才的需要,保持原有特色,在内容上作了适当的增加、精简和更新。具体作了如下工作:

- (1)增加了新型传动件(如圆弧圆柱蜗杆、同步齿形带轮等)和常用的标准件;
- (2)更新了部分设计标准、规范和资料;
- (3)删去了结构上类似重复的内容和课程设计中很少用到的内容;
- (4)更正了原版文字和图表中疏漏与印刷错误,以及部分图中线条不标准等问题。

参加本次修订的有:华中理工大学唐增宝(第一、二、三章,第九章,第十六章)、张卫国(第二十章图20-8~图20-11),中国地质大学秦婉芳(第四章、第十九章二),武汉交通科技大学席伟光(第五章一、二、三之1~4及四中常见错误示例分析)、刘安俊(第五章三之6、四),武汉汽车工业大学刘金玉(第五章三之5)、侯玉英(第六章一、二,第二十章图20-6、图20-7)、李湘海(第六章三、第二十章图20-1、图20-2),湖北工学院王为(第七、八章,第九章二),广西大学田世淳(第九章一、三、四,第十章)、陈树保(第十一章一)、褐保明(第十二章),中南工学院傅戈雁(第十一章二),华南理工大学伍丽娟(第十四章)、陈世雄(第十五章)、何永然(第十七章),武汉工业大学王晓绛(第十八章、第二十章图20-12、图20-16~图20-20、图20-22)、常建娥(第十三章、第十九章一、第二十章图20-13~图20-15、图20-21)、武汉冶金科技大学钮国辉(第二十章图20-3~图20-5)。本书由唐增宝、何永然、刘安俊任主编,由田世淳、侯玉英、王为、席伟光、常建娥任副主编。

本书承华中理工大学余俊教授审阅,提出了宝贵意见,谨致以衷心的感谢。

由于编者的水平和时间的限制,错漏之处在所难免,殷切希望广大读者对本书提出批评和改进意见。

编 者

1998年6月

序

为了加强和提高学生进行机电产品设计工作的能力,适应课程从“机械零件”改名为“机械设计”,从“机械原理与机械零件”改名为“机械设计基础”,以及贯彻执行课程教学基本要求的需要,促进教学改革的深入发展,逐步编写出不同风格、不同特点的教学用书,中南地区机械设计教学研究会根据国家教委机械设计课程教学指导小组制定的“机械设计”和“机械设计基础”课程教学基本要求,组织编写了“机械设计”系列教材。这套系列教材共六本,即:《机械设计基础》、《机械设计》、《机械设计课程设计》、《机械设计学习指导与习题集》、《机械CAD基础》、《机械CAD基础实践》。

这套系列教材的主要特点为:

1. 总结了一些院校多年来贯彻执行课程教学基本要求的教学改革经验和教学方法,其内容根据课程内部的有机联系划分篇章,合理协调与精选基本内容,突出各自重点,尽量避免重复,文字通俗易懂,便于教师教学和学生学习。

2. 为了适应科学技术和生产发展的需要,特别是我国机械产品正面临更新换代的时期,要求上质量、上水平、上品种,提高经济效益的局面,首先遇到的是设计现代化问题。因此,系列教材中既保留了传统的教学内容,又对教材内容的推陈出新作了一些尝试,适量增加了反映现代机械设计方法和理论的新内容,使教材内容的改革能跟踪科学技术发展的前沿。

3. 为有利于培养学生分析问题和解决问题的能力,加强了整体机械系统的分析与设计,加强了机械零部件结构设计能力的训练。

4. 教材中凡涉及到标准之处,一律采用最新国家标准。

这套系列教材,适用于作为高等学校工科相应专业的教材,也可作为中等专业学校相应专业的教学参考书,还可供有关教师与工程技术人员参考。

这套系列教材是在“机械设计”系列教材编辑委员会的组织下编写的。期望这套教材对提高本课程的教学质量能起到更大的作用。

由于编写这套教材的工作量大,时间仓促,又受编者水平和经验所限,对教材中不妥之处,殷切期望广大读者提出批评和改进意见。

“机械设计”系列教材编委会

1995年3月

“机械设计”系列教材编辑委员会

主任委员 彭文生

副主任委员 黄华梁

委 员 彭文生 黄华梁 朱文坚 王均荣 李志明 胡长禧 艾春庭
杨昂岳 李孟仁 唐增宝 周世棠 高中庸 戴 同 孙立鹏

前 言

本书是根据国家教育委员会批准的高等工业学校《机械基础课程教学基本要求》中关于机械类、近机类以及非机类专业对机械设计课程设计的要求和在总结了中南地区十余所高等院校多年来的教学和使用教材经验的基础上,由“机械设计”系列教材编委会组织编写的六本系列教材之一。

本书包括三篇(二十章)。第一篇,机械设计课程设计指导书(八章),以常见的减速器为例,系统介绍了机械传动装置的设计内容、步骤和方法,重点突出,并充分利用插图列举常见正误结构示例,便于教学与自学;第二篇,设计资料(十章),以满足机械设计课程教学与课程设计的需要为主选取内容;第三篇,减速器零部件结构及参考图例(二章),选编了多种典型结构图,并作了示范分析;便于学生分析与思考及正确选择。

本书一方面作为“机械设计”系列教材之一,满足教学要求,在内容上力求简明扼要,严格精选,便于使用;另一方面也可作为简明机械设计指南,供有关工程技术人员参考。

本书全部采用了最新的国家标准和技术规范,以及标准术语和常用术语。

参加本书编写的有华中理工大学唐增宝(第一、二、三章)、张卫国(第二十章图 20-9~图 20-12),长沙铁道学院赵辉(第三章三、四),中国地质大学秦婉芳(第四章、第十九章二)、刘银(第十六章),武汉交通科技大学席伟光(第五章一、二及三中 1~4)、刘安俊(第五章三之 6、四,第十二章)、周杰(第十二章的图、第二十章图 20-20、图 20-21),湘潭大学韩利芬(第五章四中常见错误示例分析),武汉汽车工业大学刘金玉(第五章三之 5)、侯玉英(第六章一、二,第二十章图 20-6~图 20-8)、李湘海(第六章三,第二十章图 20-1、图 20-2),湖北工学院王为(第七、八章,第九章二)、周世棠(第十三章),广西大学田世淳(第九章一、三、四,第十章)、陈树保(第十一章一)、榻保明(第十二章),中南工学院傅戈雁(第十一章二),华南理工大学伍丽娟(第十四章)、陈世雄(第十五章)、何永然(第十七章),武汉工业大学王晓绛(第十八章、第十九章一、第二十章图 20-13~图 20-19)、常建城(第十三、十四、十九章的部分工作),武汉冶金科技大学钮国辉(第二十章图 20-3~图 20-5)。本书由刘安俊、何永然、唐增宝任主编,田世淳、侯玉英、王晓绛、王为、席伟光任副主编。

全书由武汉工业大学周迪勋教授担任主审。在编写过程中承蒙参加编写的各院校的许多有关专家、学者的帮助和支持,他们提供了很多宝贵的意见和资料,在此一并致以衷心的感谢。

由于编者水平所限,书中难免有错误和不妥之处,诚恳地希望广大读者批评指正。

编 者

1995 年 1 月

目 录

第一篇 机械设计课程设计指导书

第一章 概述	(1)
一、课程设计的目的和内容	(1)
二、课程设计的方法和步骤	(1)
第二章 机械传动装置的总体方案设计	(3)
一、传动方案设计	(3)
二、选择电动机	(5)
三、计算总传动比和分配传动比	(6)
四、传动装置的运动和动力参数的计算	(8)
五、总体设计举例	(8)
第三章 传动零件的设计计算和轴系	
零部件的初步选择	(11)
一、减速器外部传动零件的设计计算要点	(11)
1. 普通 V 形带传动	(11)
2. 链传动	(11)
3. 开式齿轮传动	(12)
二、减速器内部传动零件的设计计算要点	(12)
1. 齿轮传动	(12)
2. 蜗杆传动	(12)
三、初算轴的直径	(13)
四、选择联轴器	(13)
五、初选滚动轴承	(14)
第四章 减速器的结构与润滑	(15)
一、箱体	(15)
二、减速器的附件	(16)
三、减速器的润滑	(17)
1. 齿轮和蜗杆传动的润滑	(17)
2. 滚动轴承的润滑	(18)
第五章 减速器装配图设计	(21)
一、概述	(21)
二、设计装配图的准备	(21)
三、减速器装配草图设计	(25)
1. 设计内容	(25)
2. 初绘减速器装配草图	(25)
3. 轴、滚动轴承及键连接的校核计算	(28)
4. 完成减速器装配草图	(28)
(1)轴系零件的结构设计	(28)
(2)减速器箱体的结构设计	(29)
(3)减速器附件设计	(32)
(4)完善装配草图	(33)

(5)减速器装配草图的检查和修改	(33)
5. 锥齿轮减速器装配草图设计特点	(33)
6. 蜗杆减速器装配草图设计特点	(38)
四、完成减速器装配工作图	(40)
1. 绘制与加深装配图各视图	(40)
2. 标注主要尺寸与配合	(40)
3. 写出减速器的技术特性	(41)
4. 编写技术要求	(41)
5. 零件编号	(42)
6. 编制零件明细表及标题栏	(42)
7. 检查装配工作图及其常见错误示例分析	(43)
(1)检查装配工作图	(43)
(2)常见错误示例分析	(43)
第六章 零件工作图	(50)
一、轴类零件工作图设计	(50)
二、齿轮类零件工作图设计	(51)
三、箱体零件工作图设计	(56)
第七章 编写设计计算说明书	(62)
一、设计计算说明书的内容	(62)
二、设计计算说明书的要求	(62)
三、设计计算说明书的书写格式举例	(63)
第八章 答辩准备和总结	(64)
一、答辩的准备	(64)
二、设计总结	(64)

第二篇 设计资料

第九章 一般标准与规范	(65)
一、国内的部分标准代号	(65)
二、机械制图	(65)
1. 图纸幅面(摘自 GB/T14689—93)、比例	(65)
(摘自 GB/T14690—93)、标题栏及明细表	(65)
2. 装配图中允许采用的简化画法	(67)
(摘自 GB4458.1—84)	(67)
3. 常用零件的规定画法	(70)
(摘自 GB4459.1~3—84)	(70)
4. 中心孔表示法(摘自 GB4459.5—84)	(72)
三、一般标准	(73)
标准尺寸(直径、长度和高度等)	(73)
(摘自 GB2822—81)	(73)
圆柱形轴伸(摘自 GB1569—90)	(74)
中心孔(摘自 GB145—85)	(74)

配合表面处的圆角半径和倒角尺寸 (摘自 GB6403.4—86)	(75)	(摘自 JB/GQ0126—80)	(92)
圆形零件自由表面过渡圆角半径和过盈配合 联接轴用倒角(摘自 Q/ZB138—73)	(75)	紧固件的通孔及沉孔尺寸 (摘自 GB5277—85 和 GB152.2—4—88)	(92)
砂轮越程槽(摘自 GB4603.5—86)	(75)	3. 螺纹联接的标准件	(93)
齿轮滚刀外径尺寸(摘自 GB6083—85)	(75)	(1) 螺栓	(93)
插齿空刀槽(摘自 JB/ZQ4239—86)	(76)	六角头铰制孔螺栓(摘自 GB27.28—88)	(93)
四、机械设计一般规范	(76)	六角头螺栓—A 和 B 级 (摘自 GB5782、5783、5785、5786—86)	(94)
铸件最小壁厚	(76)	六角头螺栓—C 级(摘自 GB5780、5781—86)	(95)
铸造内圆角(摘自 JB/ZQ4255—86)	(76)	(2) 双头螺栓(摘自 GB897—900—88)	(96)
铸造外圆角(摘自 JB/ZQ4256—86)	(77)	(3) 螺钉	(97)
铸造过渡斜度(摘自 JB/ZQ4254—86)	(77)	紧定螺钉(摘自 GB71.73、75—85、GB72—88)	(97)
铸造斜度(摘自 JB/ZQ4257—86)	(77)	内六角圆柱头螺钉(摘自 GB70—85)	(98)
过渡配合、过盈配合的嵌入倒角	(77)	十字槽盘头螺钉和十字槽沉头螺钉 (摘自 GB818、819—85)	(99)
第十章 常用工程材料	(78)	开槽圆柱头螺钉、开槽盘头螺钉和开槽沉头螺钉 (摘自 GB65、67、68—85)	(99)
一、黑色金属	(78)	(4) 螺母	(100)
热处理工艺代号(摘自 GB/T12603—90)	(78)	I 型六角螺母—A 和 B 级(摘自 GB6170、6171—86)、 六角薄螺母—A 和 B 级(摘自 GB6172、6173—86)	(100)
灰铸铁(摘自 GB9439—88)、球墨铸铁 (摘自 GB1348—88)	(78)	II 型六角螺母—A 和 B 级 (摘自 GB6175、6176—86)	(100)
普通碳素钢(摘自 GB700—88)	(79)	圆螺母和小圆螺母(摘自 GB812、810—88)	(101)
优质碳素钢(摘自 GB699—88)	(79)	I 型六角螺母—C 级(摘自 GB41—86)	(102)
合金结构钢(摘自 GB3077—88)	(81)	(5) 垫圈	(102)
一般工程用铸钢(摘自 GB11352—89)	(82)	小垫圈和平垫圈(摘自 GB848.97.1—2.95—85)	(102)
合金铸钢(摘自 JB/ZQ4297—86)	(83)	弹簧垫圈(摘自 GB93.859—87)	(103)
热轧等边角钢(摘自 GB9787—88)	(83)	圆螺母用止动垫圈(摘自 GB858—88)	(103)
热轧槽钢(摘自 GB707—88)	(84)	(6) 轴端挡圈(摘自 GB891.892—86)	(104)
热轧工字钢(摘自 GB706—88)	(84)	(7) 弹性挡圈	(105)
钢板和圆(方)钢的尺寸系列(摘自 GB708、709 —88、GB702—86、GB705—82)	(85)	轴用弹性挡圈—A 型(摘自 GB894.1—86)	(105)
二、有色金属	(85)	孔用弹性挡圈—A 型(摘自 GB893.1—86)	(106)
铸造铜合金(摘自 GB1176—87)	(85)	二、键和销联接	(107)
铸造轴承合金(摘自 GBT1174—92)	(86)	1. 普通平键联接(摘自 GB1095、1096—79)	(107)
三、非金属	(86)	2. 矩形花键联接(摘自 GB1144—87)	(108)
常用非金属材料	(86)	3. 销联接(摘自 GB119、117—86)	(109)
耐油石棉橡胶板(摘自 GB539—83)	(87)	第十二章 滚动轴承	(110)
第十一章 联接	(88)	一、常用滚动轴承的尺寸及性能	(110)
一、螺纹与螺纹联接	(88)	调心球轴承(摘自 GB/T281—94)	(110)
1. 螺纹	(88)	调心滚子轴承(摘自 GB/T288—94)	(112)
(1) 普通螺纹(摘自 GB196、197—81)	(88)	圆锥滚子轴承(摘自 GB/T297—94)	(113)
(2) 梯形螺纹(摘自 GB5796.3—4—86)	(89)	推力球轴承(摘自 GB/T301—1995)	(115)
2. 螺纹零件的结构要素	(91)		
螺纹的收尾、肩距、退刀槽、倒角(摘自 GB3—79)	(91)		
粗牙螺栓、螺钉的拧入深度和螺纹孔尺寸			

推力球轴承(摘自 GB/T301—1995)	(115)	一、润滑剂	(140)
深沟球轴承(摘自 GB/T276—94)	(117)	1. 闭式齿轮传动、蜗杆传动中润滑油粘度	
角接触球轴承(摘自 GB/T292—94)	(119)	的荐用值	(140)
圆柱滚子轴承(摘自 GB/T283—94)	(121)	齿轮传动中润滑油粘度荐用值	(140)
二、轴承的轴向游隙	(123)	蜗杆传动中润滑油粘度荐用值	(140)
角接触轴承和推力球轴承的轴向游隙	(123)	2. 常用润滑剂的主要性能和用途	(140)
第十三章 联轴器		常用润滑油的主要性能和用途	(140)
一、联轴器轴孔、键槽形式及其尺寸		常用润滑脂的主要性能和用途	(141)
(摘自 GB3852—83)	(124)	二、常用润滑装置	(142)
二、刚性联轴器	(125)	直通式压注油杯(摘自 GB1152—89)	(142)
凸缘联轴器(摘自 GB5843—86)	(125)	压配式压注油杯(摘自 GB1155—89)	(142)
GICL 型鼓形齿式联轴器(摘自 ZJB19013—89)		旋盖式油杯(摘自 GB1154—89)	(142)
.....	(126)	三、密封装置	(143)
十字滑块联轴器	(127)	1. 接触式密封	(143)
三、弹性联轴器	(128)	毡圈油封及槽(摘自 JB/ZQ4606—86)	(143)
弹性套柱销联轴器(摘自 GB4323—84)	(128)	J 形无骨架橡胶油封(摘自 HG4-338—66)	(143)
带制动轮弹性套柱销联轴器(摘自 GB4323—84)		U 形无骨架橡胶油封(摘自 GB13871—92) ...	(144)
.....	(129)	内包骨架旋转轴唇形密封圈	
弹性柱销联轴器(摘自 GB5014—85)	(130)	(摘自 GB13871—92)	(144)
梅花形弹性联轴器(摘自 GB5272—85)	(131)	O 形橡胶密封圈(摘自 GB3452. 1—92)	(145)
第十四章 减速器附件	(132)	2. 非接触式密封	(146)
一、轴承盖与套杯	(132)	油沟式密封槽(摘自 JB/ZQ4245—86)	(145)
凸缘式轴承盖	(132)	迷宫密封槽	(146)
嵌入式轴承盖	(132)	3. 组合式密封	(146)
套杯	(133)	第十六章 电动机	(147)
二、窥视孔及视孔盖	(133)	一、Y 系列三相异步电动机	
三、油面指示装置	(134)	(摘自 JB3074—82)	(147)
压配式圆形油标(摘自 GB1160. 1—89)	(134)	Y 系列三相异步电动机的技术数据	(147)
管状油标(摘自 GB1162—89)	(134)	机座带底脚、端盖无凸缘 Y 系列电动机的	
长形油标(摘自 GB1161—89)	(135)	安装及外形尺寸	(148)
油标尺	(135)	二、YZ 和 YZR 系列冶金及起重用三相	
四、通气器	(136)	异步电动机(摘自 JB3230、3229—83)	
通气塞及提手式通气器	(136)		(148)
通气罩	(136)	YZ 系列电动机技术数据	(149)
通气帽	(137)	YZ 系列电动机的安装及外形尺寸	(149)
五、起吊装置	(137)	YZR 系列电动机技术数据	(150)
吊耳和吊钩	(137)	YZR 系列电动机的安装及外形尺寸	(151)
吊环螺钉(摘自 GB825—88)	(138)	第十七章 公差配合、形位公差及表面粗糙度	
六、螺塞及封油垫	(139)		(152)
外六角螺塞(摘自 JB/ZQ4450—86)、封油垫		一、公差与配合(摘自 GB1800~1804—79)	
.....	(139)		(152)
管螺纹外六角螺塞(摘自 JB/ZQ4451—86)、		1. 基本偏差系列及配合种类	(152)
封油垫	(139)	2. 标准公差值及孔和轴的极限偏差值	(152)
第十五章 润滑与密封	(140)	标准公差值	(152)

孔的极限偏差值	(153)	(2)带轮的技术要求(摘自 GB/T13575.1—92)	(182)
轴的极限偏差值	(154)	2. 同步带轮(摘自 GB11361—89)	(182)
未注公差尺寸的极限偏差		(1)带轮及带轮挡圈	(182)
(摘自 GB/T1804—92)	(155)	(2)带轮齿廓及有关尺寸	(183)
二、形状和位置公差		(3)同步带轮的技术要求及有关公差	(184)
(摘自 GB1182~1184—80)	(156)	3. 滚子链链轮	(185)
形位公差符号	(156)	(1)链轮结构	(185)
同轴度、对称度、圆跳动和全跳动公差	(156)	(2)链轮公差(摘自 GB1244—85)	(187)
平行度、垂直度和倾斜度公差	(157)	4. 圆柱齿轮	(188)
直线度和平面度公差	(158)	5. 锥齿轮	(190)
圆度和圆柱度公差	(158)	6. 蜗轮与蜗杆	(192)
三、表面粗糙度	(159)	二、常用滚动轴承的组合结构	(193)
表面粗糙度 Ra 值的应用范围	(159)	直齿圆柱齿轮轴的轴承部件	(193)
第十八章 齿轮及蜗杆、蜗轮的精度	(160)	斜齿圆柱齿轮轴的轴承部件	(194)
一、渐开线圆柱齿轮的精度		人字齿轮轴的轴承部件	(194)
(摘自 GB10095—88)	(160)	小锥齿轮轴的轴承部件	(195)
1. 精度等级及其选择	(160)	蜗杆轴的轴承部件	(195)
2. 齿轮检验组的选择	(160)	第二十章 参考图例	(197)
3. 齿轮副的检验与侧隙	(161)	一、减速器装配图	(197)
4. 齿轮和齿轮副各项误差的公差及极限偏差值		单级圆柱齿轮减速器装配图	(198)
.....	(166)	单级圆柱齿轮减速器	(200)
5. 齿坯的要求与公差	(167)	双级圆柱齿轮减速器(展开式)	(202)
6. 标注示例	(168)	双级圆柱齿轮减速器(分流式)	(204)
二、锥齿轮的精度(摘自 GB11365—89)	(168)	双级圆柱齿轮减速器(同轴式)	(206)
1. 精度等级及其选择	(168)	单级锥齿轮减速器装配图	(208)
2. 齿轮和齿轮副的检验与公差	(169)	圆锥-圆柱齿轮减速器	(210)
3. 齿轮副的侧隙	(169)	蜗杆减速器(下置式)装配图	(212)
4. 齿轮和齿轮副各项误差的公差及极限偏差值		蜗杆减速器(上置式)	(214)
.....	(170)	蜗杆减速器(整体式)	(216)
5. 齿坯的要求与公差	(173)	蜗杆-圆柱齿轮减速器	(218)
6. 标注示例	(174)	二、零件工作图	(220)
三、圆柱蜗杆、蜗轮的精度		普通 V 带轮零件工作图	(221)
(摘自 GB10089—88)	(174)	同步带轮部件装配图	(222)
1. 精度等级及其选择	(174)	同步带轮挡圈零件工作图	(223)
2. 蜗杆、蜗轮和蜗杆传动的检验与公差	(175)	同步带轮零件工作图	(224)
3. 蜗杆传动副的侧隙	(177)	滚子链链轮零件工作图	(225)
4. 蜗杆、蜗轮齿坯的要求与公差	(178)	圆柱齿轮轴零件工作图	(226)
5. 标注示例	(179)	锥齿轮轴零件工作图	(227)
		锥齿轮零件工作图	(228)
		蜗杆轴零件工作图	(229)
		圆弧圆柱蜗杆零件工作图	(230)
		蜗轮零件工作图	(231)
第三篇 减速器零、部件的结构及参考图例		参考文献	(232)
第十九章 减速器零、部件的结构	(180)		
一、传动零件的结构尺寸	(180)		
1. 普通 V 带轮	(180)		
(1)带轮的典型结构及尺寸	(180)		

第一篇 机械设计课程设计指导书

第一章 概 述

一、课程设计的目的和内容

1. 课程设计的目的

机械设计课程设计是机械设计课程或机械设计基础课程的最后一个教学环节,同时是第一次对学生进行全面的机械设计训练。其基本目的是:

(1)综合运用机械设计课程和其它有关先修课程的理论及生产实践的知识去分析和解决机械设计问题,并使所学知识得到进一步巩固和深化。

(2)学习机械设计的一般方法,了解和掌握常用机械零部件、机械传动装置或简单机械的设计过程和进行方式,培养正确的设计思想和分析问题、解决问题的能力,特别是总体设计和零部件设计的能力。

(3)通过计算和绘图,学会运用标准、规范、手册、图册和查阅有关技术资料等,培养机械设计的基本技能。

2. 课程设计的内容

课程设计的题目一般为通用机械(或其它简单机械)的传动装置的设计,如各种类型的减速器的设计。其具体内容如下:

(1)传动装置的方案设计,进行传动参数的计算,传动零件、轴、键和轴承等的设计计算等;

(2)部件装配图(如减速器装配图)和零件工作图(如齿轮和轴等)设计;

(3)编写设计计算说明书。

要求每个学生完成:装配工作图1张,零件工作图1~3张,设计计算说明书1份。

二、课程设计的方法和步骤

1. 课程设计的方法

(1)独立思考,继承与创新

任何设计都不可能是设计者独出心裁、凭空设想、不依靠任何资料所能实现的。设计时,要认真阅读参考资料,继承或借鉴前人的设计经验和成果,但不能盲目地全盘抄袭,应根据具体的设计条件和要求,独立思考,大胆地进行改进和创新。只有这样,才能做出高质量的设计。

(2)全面考虑机械零部件的强度、刚度、工艺性、经济性和维护等要求

任何机械零部件的结构和尺寸,除了考虑它的强度和刚度外,还应综合考虑零件本身及整个部件的工艺性要求(如加工和装配工艺性)、经济性要求(如制造成本低)、使用要求(如维护方便)等才能确定。

(3)采用“三边”设计方法

机械设计中,多数零件可以由计算(强度计算和刚度计算)确定零件的基本尺寸,再通过草图设计决定其具体结构和尺寸;而有些零件(如轴)则需先经初算和绘草图,得出初步符合设计

条件的基本结构尺寸,然后再进行必要的计算,根据计算的结果,再对结构和尺寸进行修改。因此,计算和画图互为依据,交叉进行。这种边计算、边画图、边修改的“三边”设计方法是经常采用的方法。

(4)使用标准和规范

设计时应尽量使用标准和规范,这有利于零件的互换性和工艺性,同时也可减少设计工作量、节省设计时间,对于国家标准或部门规范,一般都要严格遵守和执行。设计中采用标准或规范的多少,是评价设计质量的一项指标。因此,课程设计中,凡有标准或规范的,应该尽量采用。

2. 课程设计的步骤

课程设计大致按如下步骤进行:

(1)设计准备

了解设计任务书,明确设计要求、工作条件、设计内容和步骤;通过查阅有关设计资料,观看电教片和参观实物或模型等,了解设计对象的性能、结构及工艺性;准备好设计需要资料、绘图工具;拟定设计计划等。

(2)传动装置的总体设计和传动件等的设计

拟定和确定传动方案;选择电动机;分配传动比;计算各轴上的转速、功率和转矩;设计传动件;初算轴径;初选联轴器和滚动轴承。

(3)减速器装配草图设计

绘制减速器装配草图;进行轴的结构设计和轴系部件设计;校核轴和键联接的强度以及滚动轴承的寿命;设计箱体和附件的结构。

(4)完成减速器装配工作图

加深减速器装配图;标注主要尺寸、配合、零件序号;编写标题栏、零件明细表、减速器特性表及技术要求等。

(5)绘制零件工作图

绘出零件的必要视图;标注尺寸、公差及表面粗糙度;编写技术要求和标题栏等。

(6)编写设计计算说明书

写明整个设计的主要计算和一些技术说明。

第二章 机械传动装置的总体方案设计

机械传动装置的总体设计的内容为确定传动方案、选择电动机、合理分配传动比以及计算传动装置的运动和动力参数,为设计各级传动件和转动件创造必要的条件。

一、传动方案设计

机械传动装置位于原动机和工作机之间,如图 2-1 所示,用以传递运动和动力或改变运动方式。传动装置方案设计是否合理,对整个机械的工作性能、尺寸、重量和成本等影响很大,因此,传动方案设计是整个机械设计中的最关键的环节。

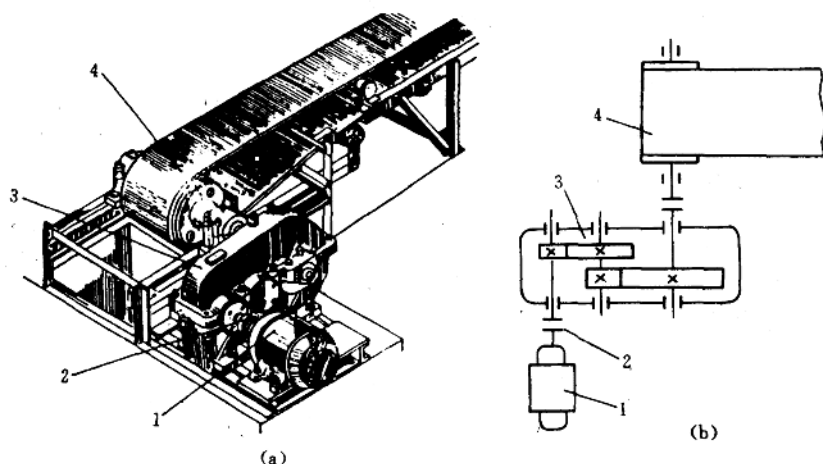


图 2-1 带式输送机传动装置及其简图

1—电动机;2—联轴器;3—减速器;4—输送带

1. 对传动方案的要求

合理的传动方案,首先应满足工作机的功能要求,其次还应满足工作可靠、传动效率高、结构简单、尺寸紧凑、重量轻、成本低廉、工艺性好、使用和维护方便等要求。任何一个方案,要满足上述所有要求是十分困难的,要统筹兼顾,满足最主要的和最基本的要求。

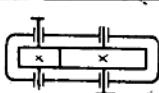
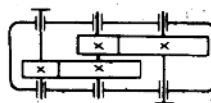
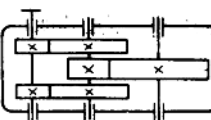
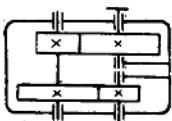
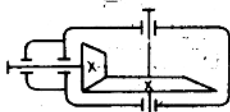
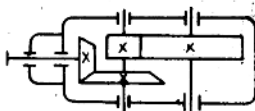
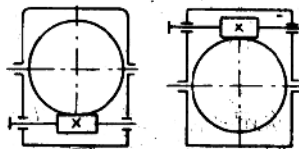
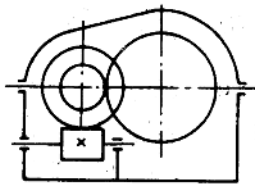
2. 拟定传动方案

满足同一工作机功能要求,往往可采用不同的传动机构,不同的组合和布局,从而可得出不同的传动方案。拟定传动方案时,应充分了解各种传动机构的性能及适用条件,结合工作机所传递的载荷性质和大小、运动方式和速度以及工作条件等,对各种传动方案进行分析比较,合理地选择。由于减速器在传动装置中应用最广,为了便于合理选择减速器的类型,故将几种常用减速器的类型、特点及应用列于表 2-1 中,供选型时参考。

通常原动机的转速与工作机的输出转速相差较大,在它们之间常采用多级传动机构来减速。为了便于在多级传动中正确而合理地选择有关的传动机构及其排列顺序,以充分发挥各自的优点,下面提出几点原则,以供拟定传动方案时参考。

表 2-1

常用减速器的类型、特点及应用

类 型	简 图	推 荐 传动比	特 点 及 应 用
单级圆柱齿轮 轮减速器		3~5	轮齿可为直齿、斜齿或人字齿,箱体通常用铸铁铸造,也可用钢板焊接而成。轴承常用滚动轴承,只有重载或特高速时才用滑动轴承
双级圆柱齿轮减速器	展开式 	8~40	高速级常为斜齿,低速级可为直齿或斜齿。由于齿轮相对轴承布置不对称,要求轴的刚度较大,并使转矩输入、输出端远离齿轮,以减少因轴的弯曲变形引起载荷沿齿宽分布不均匀。结构简单,应用最广
	分流式 		一般采用高速级分流。由于齿轮相对轴承布置对称,因此齿轮和轴承受力较均匀。为了使轴上总的轴向力较小,两对齿轮的螺旋线方向应相反。结构较复杂,常用于大功率、变载荷的场合
	同轴式 		减速器的轴向尺寸较大,中间轴较长,刚度较差。当两个大齿轮浸油深度相近时,高速级齿轮的承载能力不能充分发挥,适用于输入和输出轴同轴线的场合
单级锥齿轮 轮减速器		2~4	传动比不宜过大,以减小锥齿轮的尺寸,利于加工。仅用于两轴线垂直相交的传动中
圆锥圆柱齿轮 轮减速器		8~15	锥齿轮应布置在高速级,以减小锥齿轮的尺寸。锥齿轮可为直齿或曲线齿。圆柱齿轮多为斜齿,使其能与锥齿轮的轴向力抵消一部分
蜗杆减速器		10~80	结构紧凑,传动比大,但传动效率低,适用于中、小功率、间隙工作的场合。当蜗杆圆周速度 $v \leq 4 \sim 5\text{m/s}$ 时,蜗杆为下置式,润滑冷却条件较好;当 $v > 4 \sim 5\text{m/s}$ 时,油的搅动损失较大,一般蜗杆为上置式
蜗杆齿轮 减速器		60~90	传动比大,结构紧凑,但效率低

(1) 齿轮传动具有承载能力大、效率高、允许速度高、尺寸紧凑、寿命长等特点,因此在传动装置中一般应首先采用齿轮传动。由于斜齿圆柱齿轮传动的承载能力和平稳性比直齿圆柱齿轮传动好,故在高速级或要求传动平稳的场合,常采用斜齿圆柱齿轮传动。

(2) 带传动具有传动平稳、吸振等特点,且能起过载保护作用。但由于它是靠摩擦力来工作

的,在传递同样功率的条件下,当带速较低时,传动结构尺寸较大。为了减小带传动的结构尺寸,应将其布置在高速级。

(3) 锥齿轮传动,当其尺寸太大时,加工困难,因此应将其布置在高速级,并限制其传动比,以控制其结构尺寸。

(4) 蜗杆传动具有传动比大、结构紧凑、工作平稳等优点,但其传动效率低,尤其在低速时,其效率更低,且蜗轮尺寸大,成本高。因此,它通常用于中小功率、间歇工作或要求自锁的场合。为了提高传动效率、减小蜗轮结构尺寸,通常将其布置在高速级。

(5) 链传动,由于工作时链速和瞬时传动比呈周期性变化,运动不均匀、冲击振动大,因此为了减小振动和冲击,应将其布置在低速级。

(6) 开式齿轮传动,由于润滑条件较差和工作环境恶劣,磨损快,寿命短,故应将其布置在低速级。

根据各种传动机构的特点和上述选择原则及对传动方案的要求,结合本设计的工作条件,对初步拟定的方案进行分析比较,从中选择出合理的方案。此时选出的方案,并不是最后方案,最后方案还有待于各级传动比能得到合理分配后才能决定。当传动比不能合理分配时,还须修改原方案。

二、选择电动机

选择电动机包括选择电动机类型、结构形式、功率、转速和型号。

1. 选择电动机的类型和结构形式

电动机的类型和结构形式应根据电源种类(直流或交流)、工作条件(环境、温度等)、工作时间的长短(连续或间歇)及载荷的性质、大小、起动性能和过载情况等条件来选择。

工业上一般采用三相交流电动机。Y 系列三相交流异步电动机由于具有结构简单、价格低廉、维护方便等优点,故其应用最广。当转动惯量和启动力矩较小时,可选用 Y 系列三相交流异步电动机。在经常启动、制动和反转、间歇或短时工作的场合(如起重机械和冶金设备等),要求电动机的转动惯量小和过载能力大,因此,应选用起重及冶金用的 YZ 和 YZR 系列三相异步电动机。电动机的结构有开启式、防护式、封闭式和防爆式等,可根据工作条件来选择。Y、YZ 和 YZR 系列电动机的技术数据和外形尺寸参见第十六章。

2. 确定电动机的转速

同一功率的异步电动机有同步转速 3000、1500、1000、750r/min 等几种。一般来说,电动机的同步转速愈高,磁极对数愈少,外廓尺寸愈小,价格愈低;反之,转速愈低,外廓尺寸愈大,价格愈贵。当工作机转速高时,选用高速电动机较经济。但若工作机转速较低也选用高速电动机,则这时总传动比增大,会导致传动装置结构复杂,造价较高。所以,在确定电动机转速时,应全面分析。在一般机械中,用得最多的是同步转速为 1500 或 1000r/min 的电动机。

3. 确定电动机的功率和型号

电动机的功率选择是否合适,对电动机的正常工作和经济性都有影响。功率选得过小,不能保证工作机的正常工作或使电动机长期过载而过早损坏;功率选得过大,则电动机价格高,且经常不在满载下运行,电动机效率和功率因数都较低,造成很大的浪费。

电动机功率的确定,主要与其载荷大小、工作时间长短、发热多少有关。对于长期连续工作、载荷较稳定的机械(如连续运输机、鼓风机等),可根据电动机所需的功率 P_d 来选择,而不必校验电动机的发热和启动力矩。选择时,应使电动机的额定功率 P_n 稍大于电动机的所需功

率 P_d , 即 $P_e \geq P_d$ 。对于间歇工作的机械, P_e 可稍小于 P_d 。

电动机所需的功率按如下方法计算:

若已知工作机的阻力(例如运输带的最大拉力)为 $F(N)$, 工作速度(例如运输带的速度)为 $v(m/s)$, 则工作机所需的有效功率为

$$P_w = Fv/1000 \text{ kW} \quad (2-1)$$

若已知工作机的转矩 $T(N \cdot m)$ 和转速 $n(r/min)$ 时, 则工作机所需的有效功率为

$$P_w = Tn/9550 \text{ kW} \quad (2-2)$$

电动机所需的功率为

$$P_d = P_w/\eta \text{ kW} \quad (2-3)$$

式中, η 为传动装置的总效率。

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \cdots \eta_n \quad (2-4)$$

式中, $\eta_1, \eta_2, \cdots, \eta_n$ 分别为传动装置中每对运动副或传动副(如联轴器、齿轮传动、带传动、链传动和轴承等)的效率。

表 2-2 机械传动和轴承等效率的概略值

类	型	效率 η
圆柱齿轮传动	7 级精度(油润滑)	0.98
	8 级精度(油润滑)	0.97
	9 级精度(油润滑)	0.96
	开式传动(脂润滑)	0.94~0.96
锥齿轮传动	7 级精度(油润滑)	0.97
	8 级精度(油润滑)	0.94~0.97
	开式传动(脂润滑)	0.92~0.95
蜗杆传动	自锁蜗杆(油润滑)	0.40~0.45
	单头蜗杆(油润滑)	0.70~0.75
	双头蜗杆(油润滑)	0.75~0.82
滚子链传动	开式	0.90~0.93
	闭式	0.95~0.97
V 形带传动		0.95
滚动轴承		0.98~0.99
滑动轴承		0.97~0.99
联轴器	弹性联轴器	0.99
	齿式联轴器	0.99
运输机滚筒		0.96

表 2-2 给出了常用机械传动和轴承等的效率的概略值。

计算总效率时, 要注意以下几点:

(1) 由于效率与工作条件、加工精度及润滑状况等因素有关, 表 2-2 中所列数值是概略的范围。当工作条件差、加工精度低、维护不良时, 应取低值; 反之, 可取高值。当情况不明时, 一般取中间值。

(2) 动力每经过一对运动副或传动副, 就有一次功率损耗, 故计算效率时, 都要计入。

(3) 表 2-2 中传动效率是指一对传动啮合效率, 未计轴承效率。表中轴承的效率均指一对轴承而言。

根据电动机的类型、同步转速和所需功率, 参照第十六章电动机的技术参数确定电动机的型号和额定功率 P_e , 记下电动机的型号、额定功率 P_e 、满载转速 n_m 、电动机的中心高、外伸轴径和外伸轴长度, 供选择联轴器和计算传动件之用。

三、计算总传动比和分配传动比

1. 计算总传动比

传动装置的总传动比 i , 根据电动机的满载转速 n_m 和工作机所需转速 n_w 按下式计算:

$$i = n_m/n_w \quad (2-5)$$

总传动比 i 为各级传动比的连乘积, 即

$$i = i_1 i_2 \cdots i_n$$

(2-6)

2. 传动比的分配

在设计多级传动的传动装置时,分配传动比是设计中的一个重要问题。传动比分配得不合理,会造成结构尺寸大、相互尺寸不协调、成本高、制造和安装不方便等。因此,分配传动比时,应考虑下列几点原则:

(1)各种传动的每级传动比应在推荐值的范围内。表 2-3 列出各种传动的每级传动比的推荐值。

(2)各级传动比应使传动装置尺寸协调、结构匀称、不发生干涉现象。例如,V形带的传动比选得过大,将使大带轮外圆半径 r_a 大于减速器中心高 H (图 2-2a),安装不便;又如,在双级圆柱齿轮减速器中,若高速级传动比选得过大,就可能使高速级大齿轮的顶圆与低速轴相干涉(图 2-2b);再如,在运输机械装置中,若开式齿轮的传动比选得过小,也会造成滚筒与开式小齿轮轴相干涉(图 2-2c)。

表 2-3 各种传动中每级传动比的推荐值

传动类型		i 的推荐值
圆柱齿轮传动	闭式	3~5
	开式	4~7
锥齿轮传动	闭式	2~3
	开式	2~4
蜗杆传动	闭式	10~40
	开式	15~60
V形带传动		2~4
链传动		2~4

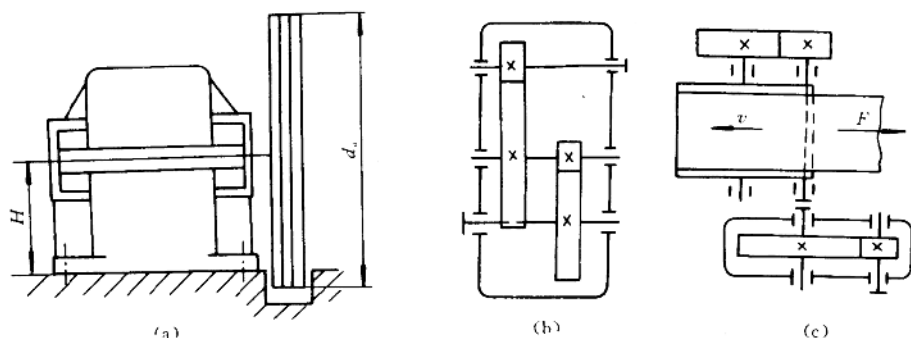


图 2-2 结构尺寸不协调及干涉现象

(3)设计双级圆柱齿轮减速器时,应尽量使高速级和低速级的齿轮强度接近相等,即按等强度原则分配传动比。

(4)当减速器内的齿轮采用油池浸油润滑时,为使各级大齿轮浸油深度合理,各级大齿轮直径应相差不大,以避免低速级大齿轮浸油过深,而增加搅油损失。

3. 减速器传动比分配的参考值

根据上述原则,提出一些减速器传动比分配的参考值如下:

(1)展开式双级圆柱齿轮减速器,考虑各级齿轮传动的润滑合理,应使两大齿轮直径相近,推荐取 $i_1 = (1.3 \sim 1.4)i_2$, 或 $i_1 = \sqrt{(1.3 \sim 1.4)i}$, 其中 i_1, i_2 分别为高速级和低速级的传动比, i 为减速器的总传动比。对于同轴式双级圆柱齿轮减速器,一般取 $i_1 = i_2 = \sqrt{i}$ 。

(2)圆锥-圆柱齿轮减速器,为了便于大锥齿轮加工,高速级锥齿轮传动比取 $i_1 = 0.25i$, 且使 $i_1 \leq 3$ 。

(3)蜗杆-圆柱齿轮减速器,为使传动效率高,低速级圆柱齿轮传动比可取 $i_2 = (0.03 \sim 0.06)i$ 。

(4) 双级蜗杆减速器, 为了结构紧凑, 可取 $i_1 = i_2 = \sqrt{i}$ 。

四、传动装置的运动和动力参数的计算

为了进行传动件的设计计算, 应计算出各轴上的转速、功率和转矩。计算时, 可将各轴从高速级向低速级依次编号为 0 轴(电动机轴)、I 轴、II 轴、……, 并按此顺序进行计算。

1. 各轴的转速计算

各轴的转速可根据电动机的满载转速和各相邻轴间的传动比进行计算。各轴的转速为

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= n_m / i_{01} \quad \text{r/min} \\ n_{\text{I}} &= n_1 / i_{12} \quad \text{r/min} \\ n_{\text{II}} &= n_{\text{I}} / i_{23} \quad \text{r/min} \end{aligned} \right\} \quad (2-7)$$

式中, i_{01} 、 i_{12} 、 i_{23} 、……分别为相邻两轴间的传动比; n_m 为电动机的满载转速。

2. 各轴的输入功率计算

计算各轴的功率时, 有两种计算方法:

(1) 按电动机的所需功率 P_d 计算。这种方法的优点是设计出的传动装置结构较紧凑。当所设计的传动装置用于某一专用机器时, 常用此方法。

(2) 按电动机的额定功率 P_e 计算。这种方法由于电动机的额定功率大于电动机的所需功率, 故计算出各轴的功率比实际需要的要大一些, 根据此功率设计出的传动零件, 其结构尺寸也会较实际需要的大。设计通用机器时, 可用此法。

在课程设计中, 一般按第一种方法, 即按电动机的所需功率 P_d 计算。各轴的输入功率为

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P_d \eta_{01} \quad \text{kW} \\ P_{\text{I}} &= P_1 \eta_{12} \quad \text{kW} \\ P_{\text{II}} &= P_{\text{I}} \eta_{23} \quad \text{kW} \\ &\dots\dots \end{aligned} \right\} \quad (2-8)$$

式中, η_{01} 、 η_{12} 、 η_{23} 、……分别为相邻两轴间的传动效率。

3. 各轴的输入转矩计算

各轴的输入转矩为

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= 9550 P_1 / n_1 \quad \text{N} \cdot \text{m} \\ T_{\text{I}} &= 9550 P_{\text{I}} / n_{\text{I}} \quad \text{N} \cdot \text{m} \\ T_{\text{II}} &= 9550 P_{\text{II}} / n_{\text{II}} \quad \text{N} \cdot \text{m} \\ &\dots\dots \end{aligned} \right\} \quad (2-9)$$

五、总体设计举例

图2-3所示的为带式运输机的传动装置。已知运输带的有效拉力 $F = 6500\text{N}$, 带速 $v = 0.45\text{m/s}$, 滚筒直径 $D = 350\text{mm}$, 载荷平稳, 连续单向运转, 工作环境有灰尘, 电源为三相交流电(220V/380V)。试对此传动装置进行总体设计。

1. 传动方案的拟定

为了确定传动方案, 可根据已知条件计算出工作机滚筒的转速为

$$n_w = 60 \times 1000v / (\pi D) = 60 \times 1000 \times 0.45 / (\pi \times 350) \text{r/min} = 24.8 \text{r/min}$$

若选用同步转速为 1500 或 1000r/min 的电动机, 则可估算出传动装置的总传动比 i 约为 60 或 40。根据这个传动比及工作条件可有图 2-3 所示的三种传动方案。对这三种传动方案进行分析比