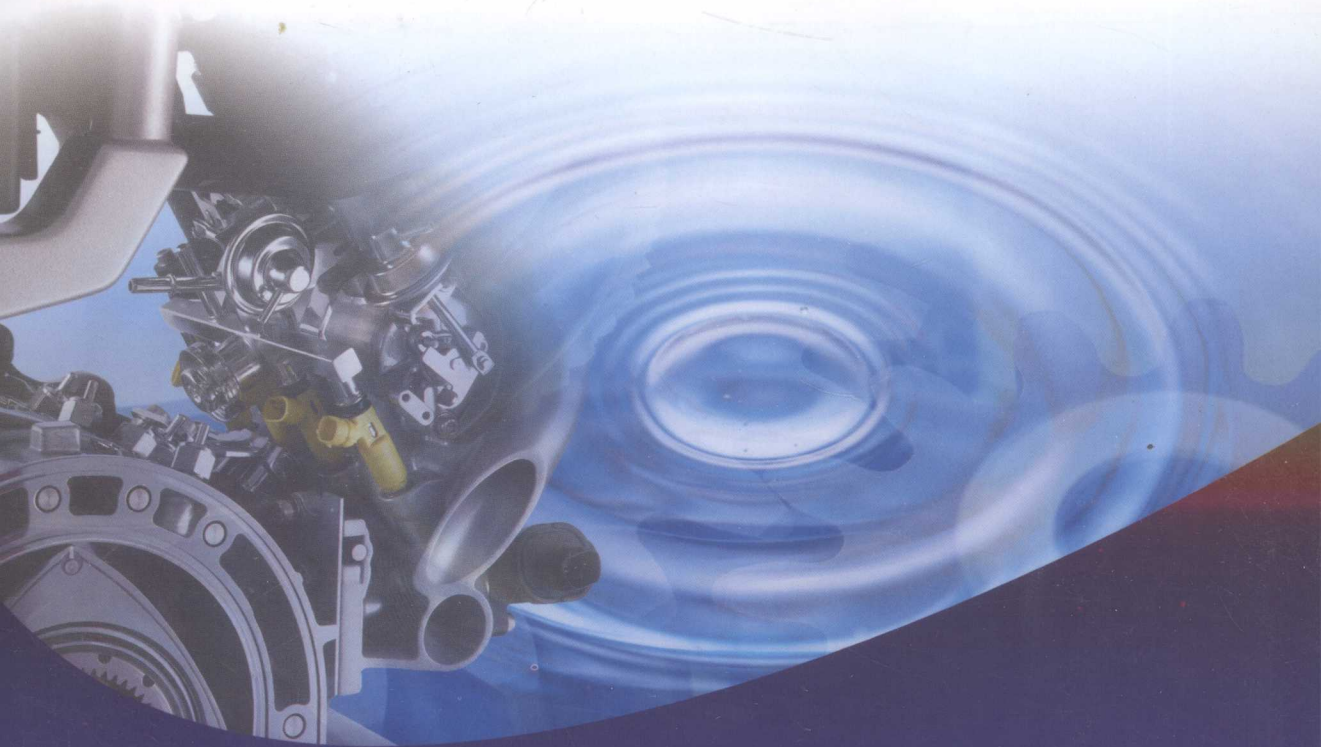


高职高专“十一五”规划教材

●机电系列

机械工程设计基础 课程设计

主编 黄晓荣



 大象出版社
全国优秀出版社

国家出版集团·机械工业出版社“十一五”重点图书

图书在版编目(CIP)数据

机械工程设计基础课程设计/黄晓荣编写. —郑州:大象出版社, 2009. 7

ISBN 978 - 7 - 5347 - 5609 - 2

I. 机… II. 黄… III. 机械设计—课程设计—高等学校: 技术学校—教材 IV. TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 084138 号

本书编委会名单

主 编 黄晓荣
副 主 编 侯 涛
编 委 王雁鸣 葛志诚

责任编辑 谢 聪

特约编辑 王来玉

责任校对 牛志远 裴红艳

封面设计 秦吉宁

出 版 大象出版社(郑州市经七路 25 号 邮政编码 450002)

网 址 www.daxiang.cn

发 行 河南省新华书店

印 刷 焦作市旭升印务有限公司

版 次 2009 年 7 月第 1 版 2009 年 7 月第 1 次印刷

开 本 787 × 1092 1/16

印 张 13

字 数 309 千字

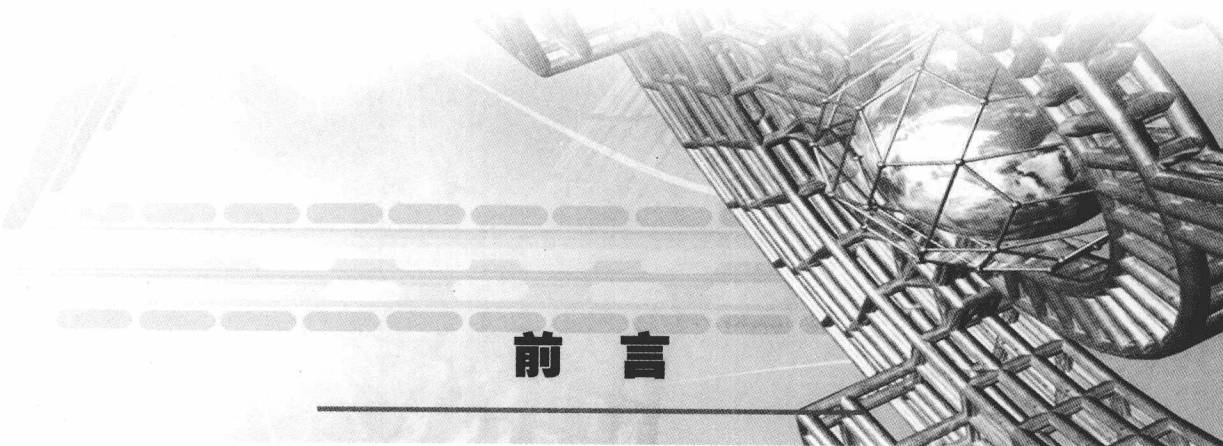
定 价 25.80 元

若发现印、装质量问题,影响阅读,请与承印厂联系调换。

印厂地址 焦作市民主北路印刷街 14 号

邮政编码 454150

电话 (0391)2922240



前 言

本书是根据教育部 2006 年 16 号文件《关于全面提高高等职业教育教学质量的若干意见》的有关精神,结合高职高专院校机械类、机电类和动力类各专业对机械工程设计基础课程设计的具体要求编写,是《机械工程设计基础》(大象出版社 2007 年版)教材的配套用书。

本书主要以传动装置中广泛使用的单级圆柱齿轮减速器为对象,对减速器设计的每一步骤的计算方法和程序,以及应注意的问题,都作了简明叙述,除文字说明外,还配置了适量的图例和图表。对蜗杆减速器的设计特点也作了有针对性的阐述,力求使学生借助于本书并在教师指导下,能独立地进行本课程设计。

在内容上,围绕本课程设计的需要,除主要介绍减速器设计的方法和程序外,还提供了必要的国家最新标准、规范及有关资料,内容翔实可靠,方便设计;收入的课程设计题目,可供指导老师下达设计任务书时选用;装配图常见错误及更正,可供学生设计时有所借鉴。

本书可作为高职高专院校机械类、机电类和动力类专业机械设计基础课程设计用书,也适合电大、职大、函大等相应专业进行机械设计基础课程设计使用。

本书由郑州电力高等专科学校黄晓荣担任主编,焦作大学侯涛担任副主编,王雁鸣、三门峡黄金工业学校葛志诚参加编写。

由于时间仓促,加之编者水平有限,难免有谬误之处,恳请同行和广大读者批评指正。

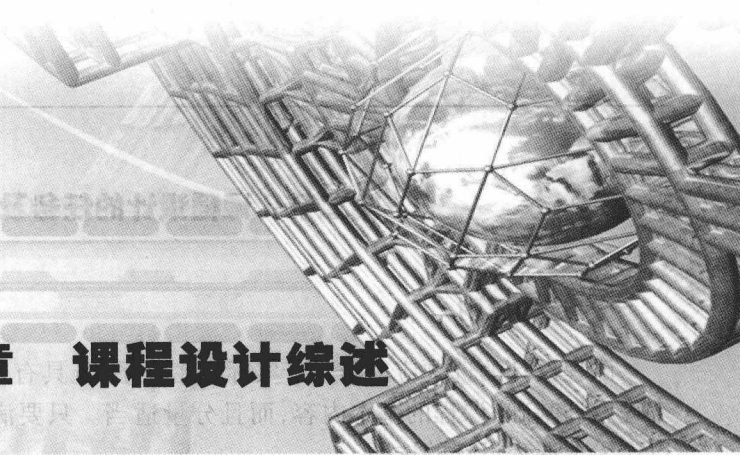
编者

2008 年 7 月

目 录

第一章 课程设计综述	(1)
第一节 课程设计的目的和要求	(1)
第二节 课程设计的任务及进程安排	(2)
第三节 课程设计中应注意的事项	(3)
第二章 传动系统的总体设计	(5)
第一节 传动系统的布置原则	(5)
第二节 电动机的选择	(5)
第三节 总传动比的计算及其分配	(8)
第四节 传动参数的计算	(9)
第三章 传动零件的设计	(13)
第一节 箱体外传动零件设计时应注意的问题	(13)
第二节 箱体内传动零件设计时应注意的问题	(15)
第四章 减速器结构设计	(17)
第一节 减速器构造	(17)
第二节 轴系零件的设计	(22)
第三节 传动零件与支承零件的结构设计	(31)
第四节 箱体及附件设计	(39)
第五章 减速器装配工作图的绘制	(52)
第一节 布置装配图	(52)
第二节 减速器装配底图的绘制	(54)
第三节 完成减速器装配工作图	(57)
第四节 装配图中常见错误与更正	(60)
第六章 零件工作图设计	(65)
第一节 零件图的内容及要求	(65)
第二节 箱体零件工作图	(66)
第三节 轴类零件工作图	(69)
第四节 圆柱齿轮零件工作图	(72)
第五节 圆柱蜗杆、蜗轮零件工作图	(76)

第七章 编写设计计算说明书及准备答辩	(79)
第一节 设计计算说明书的内容及格式	(79)
第二节 编写设计计算说明书时应注意的事项	(80)
第三节 准备答辩	(80)
附录	(85)
附录 1 常用标准规范和公差配合	(85)
附录 2 电动机	(97)
附录 3 常用联轴器	(104)
附录 4 标准连接件	(113)
附录 5 滚动轴承	(135)
附录 6 圆柱齿轮精度	(142)
附录 7 圆柱蜗杆、蜗轮精度	(159)
附录 8 参考图例	(166)
附录 9 课程设计题目	(192)
参考文献	(200)



第一章 课程设计综述

第一节 课程设计的目的和要求

一、目的

本课程设计是《机械工程设计基础》课程的一个重要教学环节,也是高职高专院校机电工程类各专业第一次对学生进行较全面的机械工程设计训练。其目的是:

(1)培养学生综合运用本课程及有关先修课程(机械制图、公差配合、金属材料、金属工艺等)的理论和实际知识,分析、解决工程实际问题的能力。

(2)通过设计实践,初步培养学生树立正确的设计思想,掌握通用机械零部件及机械传动装置设计的一般方法。

(3)培养学生设计的基本技能,如应用计算机进行辅助设计、制图、查阅资料、熟悉标准和规范的能力,为专业设计和将来从事机械工程技术工作打下基础。

二、要求

本课程设计对学生总的要求是保质、保量、按时完成设计任务。具体要求:

(1)做好设计准备工作,包括收集设计资料、准备绘图工具及用品。

(2)设计之前要认真研究任务书,分析题目,了解工作条件,明确设计要求和内容,制订设计进程计划。

(3)设计中要认真复习所遇到的课程内容,如V带传动、齿轮传动,以及轴、轴承、联轴器及有关的连接件设计等。在指导教师及课程设计指导书的指导下,独立思考、独立设计、独立制图、独立完成课程设计任务。

(4)课程设计应在规定的教室,按设计计划循序进行,保质、保量、按时完成设计任务。

第二节 课程设计的任务及进程安排

一、选题原则

课程设计的选题应当与生产实际紧密联系,且具有代表性和典型性;能充分反映《机械工程设计基础》课程的基本内容,而且分量适当。只要满足上述要求的机械传动装置都可以作为本课程设计的选题。

目前,工科类院校本课程设计的选题多数是选齿轮减速器。这是因为齿轮减速器广泛应用于机械制造和各行业的机械传动中,是具有代表性、典型性的通用部件。它比较多地涵盖了本课程的教学内容,使学生能够受到本课程知识范围内较全面的技能训练。

二、设计任务

课程设计的题目往往是以任务书的形式下达给学生的。设计题目可参考附录9。

三、设计工作量

(1)每人按生产图纸要求,设计并绘制装配工作图1张、零件工作图2~3张,具体零件由指导教师指定。

(2)每人按规定格式撰写设计说明书1份(约6 000字)。

(3)写出课程设计小结。

四、减速器设计内容及进程安排

一般课程设计集中在两周内进行,设计内容及进程安排见表1.2.1。

表 1.2.1 课程设计及进程安排

阶段	设计内容	具体工作任务	时间(天)	备注
1	设计准备	1. 阅读和研究设计任务书,明确设计内容和要求; 2. 分析设计题目,了解原始数据和工作条件; 3. 拟定或分析传动方案	0.5	安排拆装减速器实物,或参观减速器模型,或观看减速器挂图、教学录像片等,进一步了解和熟悉设计对象,以提高创新设计和结构设计的能力
2	传动系统的总体设计	1. 选择电动机; 2. 计算传动系统的总传动比并分配各级传动比; 3. 计算传动系统的运动和动力参数	0.5	
3	传动零件的设计	1. V带传动设计; 2. 齿轮传动或蜗杆传动的设计,确定其主要参数和结构形式	1	
4	减速器轴系零件的设计	1. 减速器轴的结构设计,同时初选滚动轴承型号和联轴器型号等; 2. 轴的强度校核计算; 3. 滚动轴承寿命计算和键连接的强度计算	1.5	

续表

阶段	设计内容	具体工作任务	时间(天)	备注
5	减速器传动零件和支承零件结构设计	1. 齿轮或蜗杆、蜗轮结构设计; 2. 进行滚动轴承组合设计	1	
6	减速器箱体结构及其附件设计	1. 设计减速器箱体结构尺寸; 2. 设计减速器各个附件	1.5	
7	减速器装配工作图的绘制	完成减速器装配工作图	1.5	
8	减速器零件工作图的绘制	1. 绘制齿轮(或蜗轮、带轮)零件工作图; 2. 绘制轴(或齿轮轴)零件工作图; 3. 绘制箱体零件工作图	1	
9		编写设计计算说明书	1	
10		写设计小结,准备答辩	0.5	

第三节 课程设计中应注意的事项

一、参考资料与继承创新

任何设计都不可能是设计者不依靠任何资料,凭空想象臆造出来的。所以,进行课程设计时,设计者应充分认识到设计过程是一项复杂的系统工程,要从机械系统整体需要去考虑问题,要认真阅读有关的参考资料,分析、参考成功的设计案例,继承和借鉴前人有益的设计经验和成果,但决不能盲目、机械地抄袭资料。要根据具体的设计条件和要求,独立思考,具体分析,大胆地进行改进和创新。只有把参考和创新两者恰当地结合起来,才能做出高质量的设计来。

二、正确使用标准和规范

设计时应尽量使用标准件,这样不仅有利于零件的互换性和加工的工艺性,同时也可以减少设计工作量,节省设计时间,提高经济效益。对于国家标准和部门规范,一般都要严格遵守和执行。设计中采用标准规范的多少,是评价设计质量优劣的一项指标。

三、正确对待理论计算与结构、工艺要求

任何一个机械零件的尺寸都不可能完全由理论计算确定,而是要综合考虑结构和其他各方面的要求才能决定。例如轴尺寸设计,如图 1.3.1 所示,按强度计算,安装齿轮处的直径为 40mm。如果只根据强度要求,制成图 1.3.1(a)所示的直径为 40mm 的光轴结构,显然是不合理的。如果考虑轴上零件(装联轴器、滚动轴承等)的结构尺寸、装配要求(应为阶梯

轴)、轴上零件的固定(采用轴肩、轴环等),以及加工要求(中心孔、退刀槽等),最终安装齿轮处的直径可能就增加到 55mm,如图 1.3.1(b)所示。这一尺寸既满足强度又满足其他各方面要求,应是合理的,而不能视为浪费。

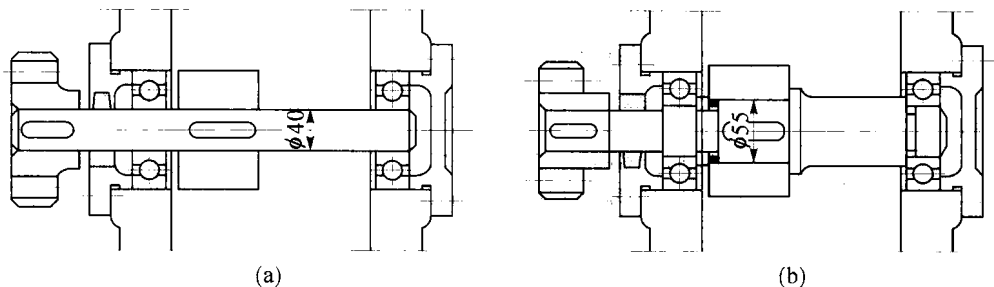


图 1.3.1 轴的结构

因此,零件设计应是一个综合考虑强度、结构、装配和工艺等因素而确定零件尺寸的过程,理论计算只是为合理确定零件尺寸提供了一个方面的依据,如强度、刚度等。

四、采用“三边”设计法

在机械设计中,一部分零件可由计算(强度条件或刚度条件)确定出基本尺寸,然后通过草图设计决定其具体结构和尺寸(如齿轮);另一部分零件(如轴)则需要先经初步计算和绘制草图,得出初步符合设计条件的基本结构尺寸,然后进行必要的校核计算,再根据计算结果对结构和尺寸进行修改,甚至反复多次修改。因此,课程设计中通常是计算与绘图,理论设计与结构设计互为依据,交叉进行。这种边计算、边画图、边修改的“三边”设计法是经常采用的设计方法。

电动机是通用机械传动中应用极为广泛的原动机,是由专业生产厂家批量生产的系列化定型产品。其中,Y 系列全封闭自扇冷式笼型三相异步电动机(JB/T 8680.1—1998)是按照国际电工委员会(IEC)标准设计的,具有效率高、性能好、振动小等优点。用于空气中不

含易燃、易爆或腐蚀性气体的场所;适用于电源电压为 380V、无特殊要求的机械,如机床、泵、风机、运输机、搅拌机、农业机械等。本课程设计题目中的原动机均可选用这种类型的电动机。

Y 系列三相异步电动机的主要技术数据见附表 2.1,其外形及安装尺寸见附表 2.3 ~ 2.5。

二、电动机额定功率的选择

电动机的功率选择,对电动机的工作性能和经济性能都有影响。若功率小于工作要求,电动机将长期在过载下工作,发热严重,降低电动机的使用寿命;若功率选得过大,则电动机价格增高,能量又不能充分利用,造成浪费。所以,为确定合适的电动机功率,应首先计算出工作机的最大使用功率。

1. 工作机最大使用功率 P_w (kW)

(1) 若已知工作机的工作阻力为 F (N), 圆周速度为 v (m/s), 则

$$P_w = \frac{Fv}{1\,000\eta_w} \tag{2.2.1}$$

其中

$$v = \frac{\pi D n_w}{60 \times 1\,000}$$

式中 D ——工作机的工作直径,mm;

n_w ——工作机转轴的转速,r/min;

η_w ——工作机的传动效率。

(2) 已知工作机的转矩 T (N·m)、转速 n_w (r/min), 则

$$P_w = \frac{T n_w}{9\,550\eta_w} \tag{2.2.2}$$

2. 由电动机至工作机的总效率 η

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \cdots \eta_w \tag{2.2.3}$$

式中 $\eta_1、\eta_2 \cdots \eta_w$ ——各类传动、轴承和联轴器等的效率值,见表 2.2.1。

表 2.2.1 各类传动、轴承及联轴器效率的概值

类别	传动型式		效率
圆柱齿轮传动	闭式传动	6、7 级精度(稀油润滑)	0.98 ~ 0.99
		8 级精度(稀油润滑)	0.97
		9 级精度(稀油润滑)	0.96
	开式传动	切削加工齿(脂润滑)	0.94 ~ 0.96
		铸造成型齿	0.90 ~ 0.93
圆锥齿轮传动	闭式传动	7 级精度(稀油润滑)	0.97
		8 级精度(稀油润滑)	0.94 ~ 0.97
	开式传动	切削加工齿	0.92 ~ 0.95
		铸造成型齿	0.88 ~ 0.92

续表

类别	传动型式	效率
蜗杆传动	单头	0.70 ~ 0.75
	双头	0.75 ~ 0.82
带传动	平带无压紧轮的开式传动	0.98
	V 带传动	0.96
	同步齿形带传动	0.96 ~ 0.98
链传动	滚子链	0.96
滑动轴承(一对)	液体润滑轴承	0.99
	润滑正常	0.97
	润滑不良	0.94
滚动轴承(一对)	球轴承(稀油润滑)	0.99
	滚子轴承(稀油润滑)	0.98
联轴器	凸缘联轴器	1
	浮动联轴器	0.97 ~ 0.99
	齿式联轴器	0.99
	弹性联轴器	0.99 ~ 0.995

设计之初,只能按表中数据估算。估算总效率时应注意:

- (1)轴承效率是指一对轴承而言。
- (2)同类型的几对传动副,要分别考虑效率,例如两对齿轮传动,效率为 $\eta_c\eta_c = \eta_c^2$ 。
- (3)当表中给出的效率数值为一范围时,一般可取中间值。如果加工条件差,加工精度低,润滑不良等取较小值。反之取较大值。

3. 所需要电动机的功率 P_d'

$$P_d' = \frac{P_w}{\eta}$$

(2.2.4)

4. 电动机额定功率 P_d 的确定

根据所需要的电动机功率值 P_d' ,直接查附录 2,确定电动机的额定功率 P_d 。原则上保证 $P_d \geq P_d'$ 即可,通常按 $P_d = (1 \sim 1.3)P_d'$ 考虑。一般情况下,若工作机启动频繁,工作时间长,可取 $P_d = (1.2 \sim 1.3)P_d'$,以防止电动机发热;若工作机间歇工作,且载荷稳定时,可取 $P_d = P_d'$,这样比较经济。

三、电动机转速的选择

功率相同的三相异步电动机,按电动机的极数为 2 极、4 极、6 极和 8 极,其同步转速分别是 3 000r/min、1 500r/min、1 000r/min 和 750r/min 四种,并可从产品规格中查到与同步转速相应的满载转速,略低于其同步转速。低速电动机的级数多,结构尺寸及质量大,价格较贵,但可使传动装置的总传动比及尺寸减小;而高速电动机正好与低速电动机情况相反。因此,选择电动机转速时,应综合考虑、分析、比较电动机和传动系统的性能、尺寸、质量、价

格等因素,使整个设计尽量做到既合理又经济。

一般常用的、市场上供应较多的是同步转速为1 500r/min 和1 000r/min 这两种三相异步电动机,设计时应优先选用。

考虑上述因素,查附表 2.1 即可选定合适的电动机型号;然后查看附表 2.2 ~ 2.5,选定电动机的安装形式及安装尺寸,并做好有关所选电动机的型号、性能参数(额定功率、满载转速)和主要尺寸(电动机的中心高、电动机轴的外伸端直径、轴上键槽的尺寸)等的记录,以备后面设计使用。

第三节 总传动比的计算及其分配

一、总传动比的计算

总传动比是指电动机的满载转速 n_0 与工作机的转速 n_w 之比,即

$$i = \frac{n_0}{n_w} \tag{2.3.1}$$

二、各级传动比的分配

对于串联传动系统,总传动比等于从电动机开始的各级传动比之积,即

$$i = i_1 i_2 i_3 \cdots i_w \tag{2.3.2}$$

合理地分配传动比,是传统系统设计的一个重要问题,它直接影响到传动系统的外廓尺寸、质量、润滑情况等许多方面。分配各级传动比时应注意:

(1) 各类传动的传动比应尽量在各自荐用值的范围内选取,特殊情况也不得超过其传动比所允许的最大值。各类传动的传动比荐用值见表 2.3.1。

表 2.3.1 各类传动的传动比

传动类型			传动比的荐用值	传动比的最大值
单级闭式齿轮传动	圆柱齿轮	直齿	3 ~ 4	10
		斜齿	3 ~ 5	10
	直齿圆锥齿轮		2 ~ 3	6
单级开式圆柱齿轮传动			4 ~ 6	15
一级蜗杆传动	闭式		7 ~ 40	80
	开式		15 ~ 60	100(个别情况不大于 120)
皮带传动	开口平带		2 ~ 4	6
	V 带		2 ~ 4	7
链传动			2 ~ 4	7

(2) 传动零件之间不应造成互相干涉。高速级传动比过大,造成高速级大齿轮齿顶圆与低速级的大齿轮轴发生干涉,如图 2.3.1 所示。

(3) 分配传动比应注意使装置的外廓尺寸尽量小。对于由“带—单级齿轮”组成的传动

系统,其带传动比应小于齿轮传动比,以便使整个传动系统尺寸较小,结构更加紧凑。若为二级以上的齿轮传动,其高速级的传动比应大于低速级的传动比。

(4) 对于两级齿轮减速器,为使各级齿轮传动润滑良好,应使各级大齿轮具有接近的直径值。若两级减速器的传动比为 i_f , 其中,高速级传动的传动比 i_f 大约可取

$$\text{展开式} \quad i_f \approx 1.14 \sqrt{i_f} \quad (2.3.3)$$

$$\text{同轴式} \quad i_f \approx 1.05 \sqrt{i_f} \quad (2.3.4)$$

还应当指出:传动装置的实际传动比受到标准带轮圆整、齿轮齿数等因素的影响,因而与原设计要求的传动比有一定误差。通常传动装置总传动比的误差应限制在 $\pm(3\% \sim 5\%)$ 范围内。

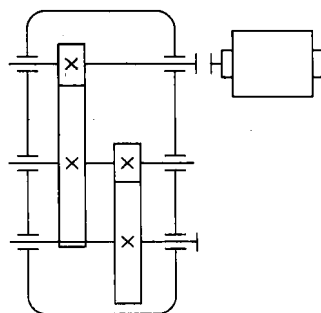


图 2.3.1 传动件结构干涉

第四节 传动参数的计算

机械传动系统的传动参数主要是指各轴的转速、功率和转矩。为了进行传动零件的设计计算,应首先计算出各轴的转速、功率和转矩。

各轴的功率和转速均按输入端的数值计算。方法有两种:一种是由工作机出发,考虑各级传动的效率及传动比,逐级向电动机方向计算;另一种是由电动机出发,逐级向工作机方向计算。前一种方法的优点是:计算出的各轴负荷是实际承受的负荷,因而根据它设计出的传动零件的结构较为紧凑,这种方法适合于设计专用减速器。而后一种方法计算出的各轴负荷比实际负荷要大一些,所以设计出的零件尺寸比实际需要稍大些,即具有一定的能力储备,这种方法适合于设计标准系列通用减速器。本课程设计考虑的是通用减速器,故采用后一种计算方法。

如将由电动机至工作机的各轴依次定为 0 轴、I 轴、II 轴..., 相邻两轴的传动比为 i_{01} 、 i_{12} ..., 两轴间的传动效率为 η_{01} 、 η_{12} ..., η_w , 各轴间的输入功率为 P_d 、 P_I 、 P_{II} ..., P_w , 各轴的输入转矩为 T_0 、 T_I 、 T_{II} ..., 各轴的转速为 n_0 、 n_I 、 n_{II} ..., n_w , 现以图 2.4.1 为例说明各轴参数的关系。

一、各轴转速的计算

$$\left. \begin{aligned} n_I &= n_0 / i_{01} \\ n_{II} &= n_I / i_{12} \\ n_{III} &= n_{II} / i_{23} \end{aligned} \right\} \quad (2.4.1)$$

二、各轴功率的计算

$$\left. \begin{aligned} P_I &= P_d \eta_{01} \\ P_{II} &= P_I \eta_{12} \\ P_{III} &= P_{II} \eta_{23} \end{aligned} \right\} \quad (2.4.2)$$

式中 η_{01} ——电动机至 I 轴的传动效率;

η_{12} ——I 轴至 II 轴的传动效率;

η_{23} ——联轴器的效率。

三、各轴转矩的计算

电动机轴 $T_d = 9\,550 \frac{P_d}{n_0}$

$$\left. \begin{aligned} T_I &= T_d \eta_{01} i_{01} \\ T_{II} &= T_I \eta_{12} i_{12} \\ T_{III} &= T_{II} \eta_{23} \end{aligned} \right\} \quad (2.4.3)$$

【设计举例】 图 2.4.1 所示为一带式运输机传动简图。已知卷筒直径 $D = 300\text{mm}$, 运输带的有效拉力 $F = 2\,000\text{N}$, 卷筒效率 (包括一对轴承) $\eta_w = 0.95$, 运输带的速度 $v = 1.6\text{m/s}$, 室温下长期连续工作, 单向运转, 载荷平稳, 使用三相交流电源。试选择电动机, 计算传动装置的总传动比并分配各级传动比, 计算传动装置的各传动参数。

解:

1. 选择电动机

(1) 选择电动机类型: 带式运输机为一般用途机械, 根据工作和电源条件, 选用 Y 系列三相异步电动机。

(2) 选择电动机功率:

1) 工作机使用功率 P_w :

按公式 (2.2.1) 计算, 并将 $F = 2\,000\text{N}$ 、 $v = 1.6\text{m/s}$ 、 $\eta_w = 0.95$ 代入公式 (2.2.1) 得

$$P_w = \frac{Fv}{1\,000\eta_w} = \frac{2\,000 \times 1.6}{1\,000 \times 0.95} = 3.37 (\text{kW})$$

2) 所需要的电动机功率 P_d' :

按公式 (2.2.4) $P_d' = \frac{P_w}{\eta}$ 计算, η 为由电动机至卷筒轴的传动总效率。由图 2.4.1 带式运输机传动简图知:

$$\eta = \eta_v \eta_c \eta_z^2 \eta_l$$

由表 2.2.1 选取: $\eta_v = 0.96$ (V 带效率); $\eta_c = 0.97$ (齿轮传动效率按 8 级精度); $\eta_z = 0.99$ (滚动轴承效率); $\eta_l = 0.99$ (弹性联轴器效率)。则

$$\eta = 0.96 \times 0.97 \times 0.99^2 \times 0.99 = 0.90$$

故

$$P_d' = \frac{P_w}{\eta} = \frac{3.37}{0.90} = 3.74 (\text{kW})$$

3) 选择电动机额定功率 P_d : 因带式运输机载荷平稳、室温工作, 电动机额定功率 P_d 只需略大于 P_d' 即可, 查附表 2.1 取 $P_d = 4\text{kW}$ 。

(3) 选择电动机转速: 卷筒轴的工作转速为

$$n_w = \frac{60 \times 1\,000 v}{\pi D} = \frac{60\,000 \times 1.6}{3.14 \times 300} = 102 (\text{r/min})$$

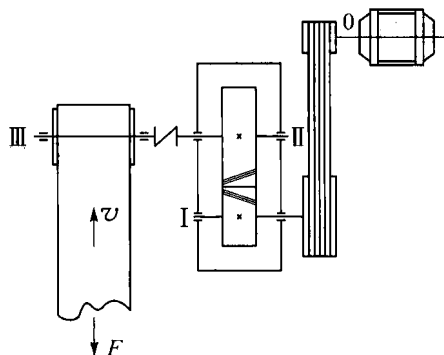


图 2.4.1 带式运输机传动简图

按表 2.3.1 推荐的各类传动比范围,V 带传动比 $i_v = 2 \sim 4$,一级斜齿圆柱齿轮传动比 $i_c = 3 \sim 5$,则总传动比的推荐范围为

$$i' = i_v i_c = (2 \times 3) \sim (4 \times 5)$$

电动机的转速可选范围为

$$n_0' = i' \times n_w = (6 \sim 20) \times 102 = 612 \sim 2\,040 (\text{r/min})$$

符合这一范围的同步转速有 1 500r/min、1 000r/min、750r/min 三种。根据计算出的容量,由附表 2.1 查得有三种适用的电动机型号,其技术参数及传动比的比较情况见表 2.4.1。

表 2.4.1 不同方案电动机参数及传动比的比较

方案	电动机 型号	额定功率/kW	电动机转速 (r/min)		传动装置的传动比		
			同步转速	满载转速	总传动比	V 带	齿轮
1	Y160M1—8	4	750	720	7.06	2	3.53
2	Y132M1—6	4	1 000	960	9.41	2.4	3.92
3	Y112M1—4	4	1 500	1 440	14.12	3.2	4.41

综合考虑电动机、传动装置尺寸、质量以及传动比分配,比较上述三个方案:方案 1 电动机转速低,能使传动装置的传动比较小,但外廓尺寸及质量较大,价格较高;方案 3 电动机价格较便宜,但传动比较大,致使传动装置的结构尺寸也较大;方案 2 的电动机价格和传动比都比较适中,传动装置结构也较紧凑。因此,选定电动机型号为 Y132M1—6。其主要外形尺寸和安装尺寸查附表 2.3 后,列表 2.4.2。

表 2.4.2 电动机主要尺寸 (mm)

电动机型号	中心高	外形尺寸 $L \times \left(\frac{AC}{2} + AD\right) \times HD$	安装尺寸 $A \times B$	轴伸尺寸 $D \times E$	键槽尺寸 F
Y132M1—6	132	515 × 345 × 315	216 × 178	38 × 80	10

2. 计算传动装置总传动比及分配传动比

(1) 传动系统的总传动比 $i = \frac{n_0}{n_w}$:将 Y132M1—6 电动机的满载转速 $n_0 = 960\text{r/min}$ 、卷筒轴转速 $n_w = 102\text{r/min}$ 带入上式得

$$i = \frac{n_0}{n_w} = \frac{960}{102} = 9.41$$

(2) 分配传动系统的各级传动比:该传动系统由一级带传动和一级齿轮传动组成,为使 V 带传动的轮廓尺寸不致过大,分配传动比时应保证 $i_v < i_c$,故取 $i_v = 2.4, i_c = 3.92$ 。

3. 计算传动装置的运动和动力参数

(1) 计算各轴转速:

I 轴
$$n_I = \frac{n_0}{i_v} = \frac{960}{2.4} = 400 (\text{r/min})$$

II 轴
$$n_{II} = \frac{n_I}{i_c} = \frac{400}{3.92} = 102 (\text{r/min})$$

(2) 计算各轴功率:

I 轴

$P_I = P_d \times \eta_{01} = P_d \times \eta_v = 4 \times 0.96 = 3.84(\text{kW})$

II 轴

$P_{II} = P_I \eta_{12} = P_I \eta_z \eta_c = 3.84 \times 0.99 \times 0.97 = 3.69(\text{kW})$

卷筒轴

$P_w = P_{II} \eta_{23} = P_{II} \eta_z \eta_1 = 3.69 \times 0.99 \times 0.99 = 3.62(\text{kW})$

(3) 计算各轴转矩:

电动机轴

$T_d = 9\,550 \times \frac{P_d}{n_0} = 9\,550 \times \frac{4}{960} = 39.79(\text{N} \cdot \text{m})$

I 轴

$T_I = 9\,550 \times \frac{P_I}{n_I} = 9\,550 \times \frac{3.84}{400} = 91.68(\text{N} \cdot \text{m})$

II 轴

$T_{II} = 9\,550 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9\,550 \times \frac{3.69}{102} = 345.50(\text{N} \cdot \text{m})$

$T_w = 9\,550 \times \frac{P_w}{n_w} = 9\,550 \times \frac{3.62}{102} = 339.00(\text{N} \cdot \text{m})$

将以上计算参数整理成表 2.4.3, 以备传动零件设计时查用。

表 2.4.3 传动参数

轴号	功率 $P(\text{kW})$	转矩 $T(\text{N} \cdot \text{m})$	转速 $n(\text{r/min})$	传动比 i	效率 η
电动机轴(0 轴)	4.00	39.79	960	2.40	0.96
I 轴	3.84	91.68	400		0.96
II 轴	3.69	345.50	102	1.00	0.98
卷筒轴	3.62	339.00	102		