



机械设计课程设计

主编 巩云鹏 田万禄 张祖立 黄秋波



NEUPRESS
东北大学出版社

机械设计系列教材

机械设计课程设计

主 编 巩云鹏 田万禄
张祖立 黄秋波

东北大学出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计课程设计/巩云鹏等主编. —沈阳: 东北大学出版社, 2000.12
ISBN 7-81054-563-9

I. 机… II. 巩… III. 机械设计-课程设计 IV. TH122-41

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2000) 第 43652 号

内 容 简 介

本书是根据 1995 年国家教育部课程教学指导委员会审定通过并经国家教育部批准的《高等工业学校机械设计课程教学基本要求》编写而成的。本书包括机械设计课程设计指导书, 机械零件计算机辅助设计与电子图板绘图基础, 机械设计课程设计常用资料、参考例图和课程设计题目数据。

本书可供高等工业学校机械类专业机械设计课程设计教学使用, 也可供有关专业的工程技术人员参考。

©东北大学出版社出版

(沈阳市和平区文化路 3 号巷 11 号 邮政编码 110006)

电话: (024) 23890881

传真: (024) 23892538

网址: <http://www.neupress.com> E-mail: neuph@neupress.com

东北大学印刷厂印刷

东北大学出版社发行

开本: 787mm × 1092mm 1/16 字数: 513 千字 印张: 15.5

印数: 7001 ~ 9000

2000 年 12 月第 1 版

2000 年 6 月第 1 次印刷

责任编辑: 孙铁军 冯淑琴

责任校对: 张淑萍

封面设计: 唐敏智

责任出版: 秦 力

定价: 19.50 元

前 言

本书是根据 1995 年国家教育部课程教学指导委员会审定通过并经国家教育部批准的《高等工业学校机械设计课程教学基本要求》编写而成,适用于高等工业学校机械类专业的机械设计课程设计教学使用,也可供工程技术人员参考。

机械设计系列教材是由辽宁省高等工科机械基础教学研究会、东北大学国家工科机械基础教学基地、东北大学出版社共同组织编写。本书是机械设计系列教材之一,与《机械设计》配套使用。

本书以齿轮及蜗杆减速器设计为例,按设计进程和需要,编写了机械设计课程设计指导书、常用设计资料、参考例图和设计题目数据。对设计过程中的难点均有例题或例图并加详细说明。同时,为使机械设计教学适应现代科技的发展,本书引入了计算机辅助设计的内容,阐述了计算机辅助机械设计过程中的数据处理技术和典型机械零件设计程序的编制方法及电子图板绘图知识,使学生掌握机械 CAD 的一般方法。

本书所用资料全部是截止到 1998 年底的国家和有关行业的最新标准、资料;参考例图全部按照新的标准绘制,结构和视图清晰;在课程设计和教学的规范化方面制定了规则,提出了控制课程设计过程中教学质量的具体方法。

参加本书编写的人员有:东北大学巩云鹏、辽宁工学院田万禄、沈阳农业大学张祖立、鞍山钢铁学院黄秋波。

承蒙东北大学鄂中凯、高泽远教授审阅了书稿,提出了许多宝贵建议,在此谨致谢意! 谨请读者对书中不妥之处提出宝贵意见。

编 者

2000 年 7 月

目 录

第一部分 机械设计课程设计指导书	1
1 概 述	1
1.1 机械设计课程设计的目的	1
1.2 机械设计课程设计的内容	1
1.3 机械设计课程设计的步骤和进度	2
1.4 机械设计课程设计的方法和要求	2
2 传动装置的总体设计	3
2.1 确定传动方案	3
2.2 减速器类型简介	4
2.3 选择电动机	4
2.4 分配传动比	7
2.5 传动装置的运动和动力参数计算	8
3 传动零件的设计计算	10
3.1 减速器以外的传动零件设计计算	10
3.2 减速器内的传动零件设计计算	11
4 减速器的构造	12
4.1 齿轮、轴及轴承组合	12
4.2 箱 体	12
4.3 减速器的附件	12
5 减速器装配草图设计	14
5.1 初绘减速器装配草图	15
5.2 轴、轴承及键的强度校核计算	25
5.3 完成减速器装配草图设计	25
5.4 锥-圆柱齿轮减速器装配草图设计的特点与绘图步骤	32
5.5 蜗杆减速器装配草图设计的特点与绘图步骤	34
6 零件工作图设计	36
6.1 零件工作图的设计要求	37
6.2 轴零件工作图设计	38
6.3 齿轮零件工作图设计	38
6.4 箱体零件工作图设计	39
7 装配工作图设计	39
7.1 绘制装配工作图各视图	40
7.2 标注尺寸	40
7.3 零件序号、标题栏和明细表	40

7.4	减速器的技术特性	41
7.5	编写技术条件	41
7.6	检查装配工作图	42
7.7	减速器装配工作图的改错练习	42
8	编写设计计算说明书	47
8.1	设计计算说明书的内容与要求	47
8.2	设计计算说明书的编写大纲	47
9	课程设计的总结与答辩	48
第二部分	计算机辅助机械设计	49
1	概 述	49
2	计算机辅助机械设计中的设计资料处理	49
2.1	数表程序化	49
2.2	数表的插值计算	50
2.3	数表解析化	53
2.4	线图程序化	54
2.5	数表与线图的文件化处理及数据库	55
3	典型机械零件的计算机辅助设计	55
3.1	V 带传动的计算机辅助设计	55
3.2	滚子链传动的计算机辅助设计	59
3.3	渐开线齿轮传动的计算机辅助设计	62
3.4	普通蜗杆传动的计算机辅助设计	69
3.5	轴的计算机辅助设计	74
3.6	滚动轴承计算机辅助设计	79
第三部分	电子图板绘图	84
1	概 述	84
2	电子图板 CAXA 绘图基础	84
2.1	电子图板的用户界面和菜单系统	84
2.2	常用键的功能	90
2.3	约 定	90
2.4	电子图板绘图过程中的有关问题	90
3	电子图板绘图示例	91
3.1	轴的零件工作图	91
3.2	齿轮的零件工作图	93
3.3	减速器装配工作图	95
第四部分	设计资料	98
1	机械制图	98

1.1	一般规定	98
1.2	常用零件的规定画法	100
1.3	机构运动简图符号	105
2	常用资料与一般标准、规范	107
2.1	常用资料	107
2.2	一般标准	110
3	机械设计中常用材料	114
3.1	黑色金属	114
3.2	有色金属	117
3.3	非金属材料	118
4	螺纹及螺纹联接	120
4.1	螺 纹	120
4.2	螺纹零件的结构要素	122
4.3	螺 栓	124
4.4	螺 钉	127
4.5	螺 母	131
4.6	垫 圈	133
4.7	挡 圈	134
5	键、花键和销联接	137
6	滚动轴承	142
7	联轴器	149
8	润滑与密封	153
8.1	润滑剂	153
8.2	油 杯	154
8.3	油标和油标尺	156
8.4	密封装置	157
9	减速器附件	161
9.1	检查孔与检查孔盖	161
9.2	通气器	161
9.3	轴承盖	162
9.4	螺塞及封油垫	162
9.5	挡油盘	163
9.6	起吊装置	163
10	常用传动零件的结构	164
10.1	圆柱齿轮的结构	164
10.2	圆锥齿轮的结构	166
10.3	蜗轮蜗杆的结构	168
10.4	V带轮的结构	169
10.5	链轮的结构	170

11 极限与配合,形状与位置公差和表面粗糙度	171
11.1 极限与配合名词与代号说明	171
11.2 标准公差值和孔及轴的极限偏差值	171
11.3 形状公差与位置公差(摘自 GB/T 1184—1996)	175
11.4 表面粗糙度	178
11.5 渐开线圆柱齿轮精度(摘自 GB10095—88)	178
11.6 锥齿轮精度(摘自 GB11365—89)	185
11.7 圆柱蜗杆、蜗轮精度(摘自 GB10089—88)	189
12 电动机	193
第五部分 参考图例	197
1 减速器装配工作图	197
2 箱体零件工作图	197
3 轴和轮类零件工作图	197
第六部分 机械设计课程设计题目	235
主要参考文献	239

第一部分 机械设计课程设计指导书

1 概 述

1.1 机械设计课程设计的目的

机械设计课程设计是高等工业学校多数专业第一次较全面的机械设计训练,是机械设计课的最后一个重要教学环节,其目的是:

- (1) 培养学生综合运用机械设计及相关课程知识解决机械工程问题的能力,并使所学知识得到巩固和发展;
- (2) 学习机械设计的一般方法和步骤;
- (3) 进行机械设计基本技能的训练,如计算、绘图(其中包括计算机辅助设计)和学习使用设计资料、手册、标准和规范。

此外,机械设计课程设计还为专业课课程设计和毕业设计奠定了基础。

1.2 机械设计课程设计的内容

1.2.1 题 目

机械设计课程设计的题目一般选择通用机械的传动装置,如图 1.1-1 所示。两种传动中包括齿轮或蜗杆减速器、带传动、链传动及联轴器等零部件。

传动装置是一般机械不可缺少的组成部分,其设计内容包括机械设计课程中学过的主要零部件,也涉及到机械设计的一般问题,适合学生目前的知识水平,能达到课程设计的目的。

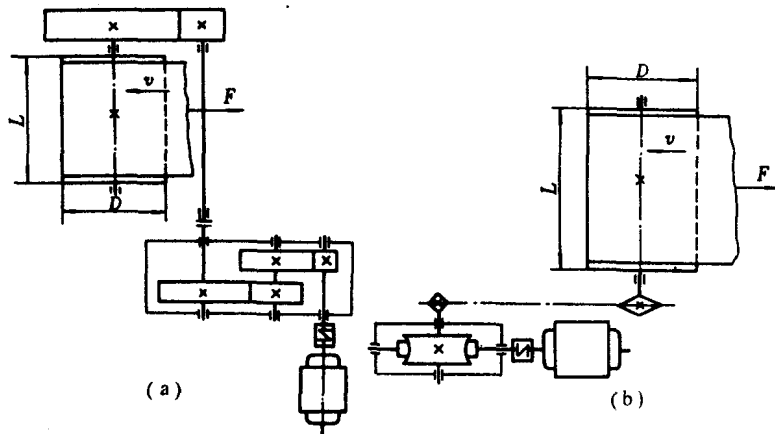


图 1.1-1 设计题目类型

1.2.2 内 容

课程设计的内容包括:传动装置的总体设计,传动件与支承件的设计计算,减速器装配工作图和零件工作

图的绘制及设计计算说明书的编写。

要求学生完成的工作有:减速器装配工作图 1 张(A0 或 A1 幅面图纸);零件工作图 2~3 张,包括轴、齿轮或蜗轮、箱体;设计计算说明书一份。

1.3 机械设计课程设计的步骤和进度

课程设计的具体步骤如下。

(1) 设计准备

认真阅读设计任务书,明确设计要求、工作条件、内容和步骤;通过阅读有关资料、图纸、参观实物和模型,了解设计对象;准备好设计需要的图书、资料和用具;拟定设计计划等。

(2) 传动装置的总体设计

确定传动装置的传动方案;计算电动机的功率、转速,选择电动机的型号;计算传动装置的运动和动力参数(确定总传动比,分配各级传动比,计算各轴的转速、功率和转矩等)。

(3) 传动零件的设计计算

减速器以外的传动零件设计计算(带传动、链传动等);减速器内部的传动零件设计计算(如齿轮传动、蜗杆传动等)。

(4) 减速器装配草图设计

绘制减速器装配草图,选择联轴器,初定轴径;选择轴承类型并设计轴承组合的结构;定出轴上力作用点的位置和轴承支点跨距;校核轴及轮毂联接的强度;校核轴承寿命;箱体和附件的结构设计。

(5) 工作图设计

零件工作图设计;装配工作图设计。

(6) 整理编写设计计算说明书

整理编写设计计算说明书,总结设计的收获和经验教训。

帮助大家拟订好设计进度,表 1.1-1 给出了各阶段所占总工作量的大致百分比,供设计时参考。教师可根据学生是否按时完成各阶段的设计任务来考察其设计能力,并作为评定成绩量化考核的依据之一。

表 1.1-1 设计进度表

序 号	设 计 内 容	占总设计工作量百分比/%
1	传动装置的总体设计	5
2	传动零件的设计计算	10
3	减速器装配草图设计	40
4	装配工作图设计	20
5	零件工作图设计	10
6	整理编写设计计算说明书	10
7	答 辩	5

1.4 机械设计课程设计的方法和要求

1.4.1 方 法

机械设计课程设计与机械设计的一般过程相似,从方案设计开始,进行必要的计算和结构设计,最后以图纸表达设计结果,以计算说明书表示设计的依据。

由于影响设计的因素很多,机械零件的结构尺寸不可能完全由计算决定,还需要借助画图、初选参数或初估尺寸等手段,通过边画图、边计算、边修改的过程逐步完成设计。这种设计方法即通常所说的“三边”设计法。因此,企图完全用理论计算的方法来确定零件的所有尺寸和结构,迟迟不敢动手画图,或一旦画出草图便

不愿再做必要修改的做法,都是不对的。

1.4.2 课程设计的要求和注意事项

课程设计应注意以下几点。

(1) 认真、仔细、整洁。设计工作是一项认真仔细的工作,一点也马虎不得。无论是在数字计算上或结构设计中,一点细小的差错都会导致产品的报废。因此,要通过课程设计培养出认真、细致、严谨、整洁的工作作风。

(2) 理论联系实际,综合考虑问题,力求设计合理、实用、经济、工艺性好。

(3) 正确处理继承与创新的关系,正确使用标准和规范。正确继承以往的设计经验和利用已有的资料,既可减轻设计的重复工作量,加快设计的进程,又有利于提高设计质量。但是,继承不是盲目地机械抄袭。设计中正确地运用标准规范,有利于零件的互换性和加工工艺性,从而收到良好的经济效益,同时也可减少设计工作量。对于国家标准和本部门的规范,一般都要严格遵守。设计中是否尽量采用标准和规范,也是评价设计质量的一项指标。但是,标准和规范是为了便于设计、制造和使用而制定的,不是用来限制其创新和发展的。因此,当遇到与设计要求有矛盾时,也可以突破标准和规范的规定,自行设计。

(4) 学会正确处理设计计算和结构设计之间的关系,要统筹兼顾。确定零件尺寸有几种不同的情况。

①由几何关系导出的公式计算出的尺寸是严格的等式关系。若改变其中的某一参数,则其他参数必须相应改变,一般是不能随意圆整或变动的。例如齿轮传动的中心距 $a = m(z_1 + z_2)/2$,如欲将 a 圆整,则必须相应地改动 z_1 , z_2 或 m ,以保证其恒等式关系。

②由强度、刚度、磨损等条件导出的计算公式通常是不等式关系。有的是表示机械零件必须满足的最小尺寸,却不一定是最终采用的结构尺寸。例如根据强度计算,轴的某段直径至少需要 32mm,但考虑到与其相配合的零件(如联轴器、齿轮、滚动轴承等)的结构、安装、拆卸和加工制造等要求,最终采用的尺寸可能为 50mm,这个尺寸不仅满足了强度要求,也满足了其他要求,是合理的,而不是浪费。

③由实践总结出来的经验公式,常用于确定那些外形复杂、强度情况不明等尺寸,例如箱体的结构尺寸。这些经验公式是经过生产实践考验的,应尊重它们。但这些尺寸关系都是近似的,一般应圆整取用。

④另外,还有一些次要尺寸可由设计者自行根据需要确定,根本不必进行计算。这些零件的强度往往不是主要问题,又无经验公式可循,故可由设计者考虑加工、使用等条件,参照类似结构,用类比的方法确定,例如轴上的定位轴套、挡油盘等。

(5) 要求图纸表达正确、清晰,符合机械制图标准;说明书计算准确、书写工整,并遵守要求的书写格式。

2 传动装置的总体设计

传动装置总体设计的任务是:确定传动方案,选择电动机型号,合理地分配传动比及计算传动装置的运动和动力参数,为设计计算各级传动零件准备条件。按下列步骤进行。

2.1 确定传动方案

合理的传动方案,应能满足工作机的性能要求、工作可靠、结构简单、尺寸紧凑、加工方便、成本低廉、效率高和使用维护方便等。要同时满足这些要求,常常是困难的。因此,应统筹兼顾,保证重点要求。

当采用多级传动时,应合理地选择传动零件和它们之间的传动次序,扬长避短,力求方案合理。常需要考虑以下几点。

(1) 带传动为摩擦传动,传动平稳,能缓冲吸振,噪音小,但传动比不准确,传递相同转矩时,结构尺寸较其他传动形式大。因此,应布置在高速级。因为传递相同功率,转速愈高,转矩愈小,可使带传动的结构紧凑。

(2) 链传动靠链轮齿啮合工作,平均传动比恒定,并能适应恶劣的工作条件,但运动不均匀,有冲击,不适于高速传动,故应布置在多级传动的低速级。

(3) 蜗杆传动平稳, 传动比大, 但传动效率低, 适用于中、小功率及间歇运转的场合。当和齿轮传动同时应用时, 应布置在高速级, 使其工作齿面间有较高的相对滑动速度, 利于形成流体动力润滑油膜, 提高效率, 延长寿命。

(4) 圆锥齿轮传动用于传递相交轴间的运动。由于圆锥齿轮(特别是当尺寸较大时)加工比较困难, 应放在传动的高速级, 并限制其传动比, 以减小其直径和模数。

(5) 开式齿轮传动的工作环境一般较差, 润滑不良, 磨损严重, 应布置在低速级。

(6) 斜齿轮传动的平稳性较直齿轮传动好, 当采用双级齿轮传动时, 高速级常用斜齿轮。

某些专业因受学时限制, 传动方案可在设计任务书中给出, 不需学生选择确定。但学生应对设计任务书给出的传动装置简图进行分析, 了解传动方案的组成和特点, 以提高对传动方案的选择能力。

2.2 减速器类型简介

减速器是用于原动机和工作机之间的独立的封闭传动装置。由于减速器具有结构紧凑、传动效率高、传动准确可靠、使用维护方便等特点, 故在各种机械设备中应用甚广。

减速器的种类很多, 用以满足各种机械传动的不同要求。其主要类型、特点及应用见表 1.2-1。常用减速器已标准化, 由专门工厂成批生产。标准减速器的有关技术资料, 可查阅减速器标准或《机械零件设计手册》。也可根据需要设计制造非标准减速器。

2.3 选择电动机

根据工作负荷的大小和性质、工作机的特性和工作环境等, 选择电动机的种类、类型和结构形式、功率和转速, 确定电动机的型号。

2.3.1 选择电动机的种类、类型和结构形式

根据电源种类(直流或交流)、工作条件(环境、温度、空间位置等)及负荷性质、大小、起动特性和过载情况等来选择。

由于一般生产单位均用三相电源, 故无特殊要求时都采用三相交流电动机。其中以三相异步电动机应用最多, 常用 Y 系列电动机。经常起动、制动和正反转的场合(例如起重、提升设备), 要求电动机具有较小的转动惯量和较大的过载能力, 因此, 应选用冶金及起重用三相异步电动机, 常用 YZ 型(鼠笼式)或 YZR 型(绕线式)。电动机结构有开启式、防护式、封闭式和防爆式等, 可根据防护要求选择。常用的电动机的技术数据及外形尺寸见表 4.12-1、表 4.12-2。

2.3.2 选择电动机的功率(容量)

电动机功率选择是否合适, 对电动机的工作和经济性都有影响。功率过小不能保证工作机的正常工作, 或使电动机因超载而过早损坏; 若功率选得过大, 电动机的价格高, 能力不能充分发挥, 经常不在满载下运转, 效率和功率因数都较低, 造成浪费。

负荷稳定(或变化很小)、长期连续运转的机械(例如运输机), 可按照电动机的额定功率选择, 而不必校验电动机的发热和起动转矩。选择时应保证

$$P_0 \geq P_r$$

式中 P_0 ——电动机额定功率, kW;

P_r ——工作机所需电动机功率, kW。

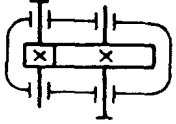
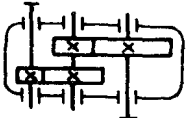
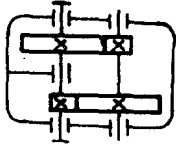
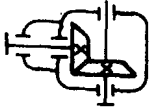
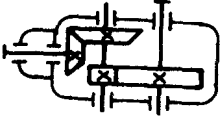
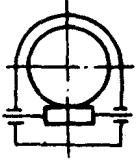
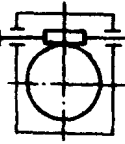
所需电动机功率由下式计算

$$P_r = \frac{P_w}{\eta}$$

式中 P_w ——工作机所需有效功率, 由工作机的工艺阻力及运行参数确定;

η ——电动机到工作机的总效率。

表 1.2-1 常用减速器的形式、特点及应用

名 称	运 动 简 图	推荐传动比范围	特 点 及 应 用
单级圆柱齿轮减速器		$i \leq 10$	轮齿可做成直齿、斜齿或人字齿。直齿用于速度较低($v \leq 8\text{m/s}$)或负荷较小的传动;斜齿或人字齿用于速度较高或负荷较大的传动。箱体通常用铸铁做成,有时也采用焊接结构或铸钢件。轴承通常采用滚动轴承,只在重型或特高速时,才采用滑动轴承。其他型式的减速器也与此类同
两级圆柱齿轮减速器	展开式 	$i = 8 \sim 60$	两级展开式圆柱齿轮减速器的结构简单,但齿轮相对轴承的位置不对称,因此轴应具有较大的刚度。高速级齿轮应布置在远离转矩输入端,这样,轴在转矩作用下产生的扭转变形能减弱轴在弯矩作用下产生的弯曲变形所引起的载荷沿齿宽分布不均匀。建议用于载荷比较平稳的场合。高速级做成斜齿,低速级可做成直齿或斜齿
	同轴式 	$i = 8 \sim 60$	减速器长度较短。两对齿轮浸入油中深度大致相等。但减速器的轴向尺寸及重量较大;高速级齿轮的承载能力难于充分利用;中间轴较长,刚性差,载荷沿齿宽分布不均匀;仅能有一个输入和输出轴端,限制了传动布置的灵活性
单级锥齿轮减速器		$i \leq 8$	用于输入轴和输出轴两轴线垂直相交的传动,可做成卧式或立式。由于锥齿轮制造较复杂,仅在传动布置需要时才采用
锥—圆柱齿轮减速器		$i \leq 8 \sim 22$	特点同单级锥齿轮减速器。锥齿轮应布置在高速级,以使锥齿轮的尺寸不致过大,否则加工困难。锥齿轮可做成直齿,斜齿或曲线齿,圆柱齿轮可做成直齿或斜齿
蜗杆减速器	蜗杆下置式 	$i = 10 \sim 80$	蜗杆布置在蜗轮的下边,啮合处的冷却和润滑都较好,同时蜗杆轴承的润滑也较方便。但当蜗杆圆周速度太大时,油的搅动损失较大,一般用于蜗杆圆周速度 $v < 10\text{m/s}$ 的情况
	蜗杆上置式 	$i = 10 \sim 80$	蜗杆布置在蜗轮的上边,装拆方便,蜗杆的许用圆周速度高一些,但蜗杆轴承的润滑不太方便,需采取特殊的结构措施

不同专业机械的 P_w , 有不同的计算方法,例如:

$$\text{皮带输送机 } P_w = \frac{Fv}{1000} = \frac{F\pi Dn}{60 \times 10^6} \quad \text{kW}$$

$$\text{链式输送机 } P_w = \frac{Fv}{1000} = \frac{F\pi pn}{60 \times 10^6} \quad \text{kW}$$

式中 F ——工作机的圆周力,例如运输机上运输带(链)的有效拉力(即工艺阻力),N;

v ——工作机的线速度,例如运输带的带速,m/s;

D ——带输送机主动滚筒的直径,mm;

z ——链输送机主动链轮的齿数;

p ——运输链链条节距,mm;

n ——工作机卷筒轴(或主动链轮)的转速, r/min 。

传动装置的总效率 η , 由传动装置的组成确定。多级串联的传动装置的总效率为

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_w$$

式中 $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \cdots, \eta_w$ 分别为传动装置中每对运动副或传动副(例如联轴器、齿轮传动、带传动、滚动轴承及卷筒等)的效率。

计算总效率时, 应注意以下各点:

(1) 各运动副或传动副效率的概略值, 可参见表 4.2-9。表中数值是效率的范围, 情况不明确时可取中间值。如果工作条件差, 加工精度低, 维护不良时, 应取低值, 反之取高值。

(2) 动力每经过一个传动副或运动副, 就发生一次损失, 故在计算效率时, 不要遗漏。

(3) 轴承的效率均指一对轴承而言。

(4) 蜗杆传动的效率与蜗杆头数、材料、润滑及啮合参数等诸因素有关, 初步设计时可根据初选的头数, 由表 4.2-9 估计一个效率值, 待设计出蜗杆、蜗轮的参数和尺寸后, 再计算效率和验算传动功率。

2.3.3 确定电动机的转速

选择电动机, 除了选择合适的电动机系列及容量外, 尚需确定适当的转速。因为容量相同的同类电机, 可以有不同的转速, 如三相异步电动机的同步转速, 有 3000, 1500, 1000 及 750 r/min 四种。一般来说, 高速电动机的磁极对数少, 结构较简单, 外廓尺寸小, 价格低。但电机转速相对工作机转速过高时, 势必使传动比增大, 致使传动装置复杂, 外廓尺寸增大, 制造成本提高。而选用的电动机转速过低时, 优缺点刚好相反。因此, 在确定电动机转速时, 应分析比较, 权衡利弊, 按最佳方案选择。本课程设计中, 一般建议取同步转速为 1000 r/min 或 1500 r/min , 个别题目可取 750 r/min 。

例 1.2-1 如图 1.2-1 所示胶带输送机, 运输带的有效拉力 $F = 6000N$, 带速 $v = 0.5m/s$, 卷筒直径 $D = 300mm$, 载荷平稳, 常温下连续运转, 工作环境多尘, 电源为三相交流, 电压 380V, 试选择电动机。

解 (1) 选择电动机系列

按工作要求及工作条件选用三相异步电动机, 封闭式结构, 电压 380V, Y 系列。

(2) 选择电动机功率

卷筒所需有效功率

$$P_w = \frac{Fv}{1000} = \frac{6000 \times 0.5}{1000} = 3.0 \text{ kW}$$

传动装置总效率 $\eta = \eta_{\text{带}} \cdot \eta_{\text{齿}}^2 \cdot \eta_{\text{承}}^4 \cdot \eta_{\text{联}} \cdot \eta_{\text{卷筒}}$

按表 4.2-9 取:

皮带传动效率 $\eta_{\text{带}} = 0.96$

齿轮啮合效率 $\eta_{\text{齿}} = 0.97$ (齿轮精度为 8 级)

滚动轴承效率 $\eta_{\text{承}} = 0.99$

联轴器效率 $\eta_{\text{联}} = 0.99$

滚筒效率 $\eta_{\text{滚筒}} = 0.96$

则传动总效率 $\eta = 0.96 \times 0.97^2 \times 0.99^4 \times 0.99 \times 0.96$
 $= 0.825$

所需电动机功率

$$P_r = \frac{P_w}{\eta} = \frac{3.0}{0.825} = 3.64 \text{ kW}$$

查表 4.12-1, 可选 Y 系列三相异步电动机 Y112M-4 型, 额定

功率 $P_0 = 4kW$, 或选 Y 系列三相异步电动机 Y132M1-6 型, 额定功率 $P_0 = 4kW$ 。

(3) 确定电动机转速

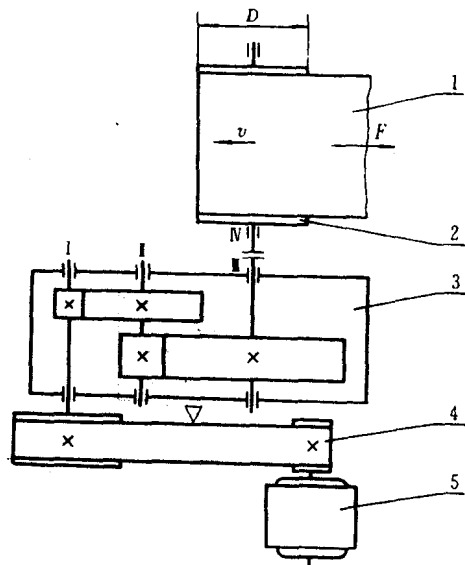


图 1.2-1 胶带输送机的传动装置

1—输送胶带 2—传动滚筒 3—两级圆柱齿轮
减速器 4—V 带传动 5—电动机

滚筒轴转速

$$n_w = \frac{60v}{\pi D} = \frac{60 \times 0.5}{\pi \times 0.3} = 31.8 \text{ r/min}$$

现以同步转速为 1500r/min 及 1000r/min 两种方案进行比较,由表 4.12-1 查得电动机数据,计算出的总传动比列于表 1.2-2。

表 1.2-2

电动机数据及总传动比

方案号	电动机型号	额定功率 /kW	同步转速 /(r/min)	满载转速 /(r/min)	电动机质量 /kg	总传动比
1	Y112M-4	4.0	1500	1440	51	45.28
2	Y132M1-6	4.0	1000	960	73	30.19

比较两方案可见,方案 1 选用的电动机虽然质量和价格较低,但总传动比大。为使传动装置结构紧凑,决定选用方案 2。电动机型号为 Y132M1-6,额定功率为 4kW,同步转速为 1000r/min,满载转速为 960r/min。由表 4.12-2 查得电动机中心高 $H=132\text{mm}$,外伸轴段 $D \times E=38\text{mm} \times 80\text{mm}$ 。

2.4 分配传动比

传动装置的总传动比可根据电动机的满载转速 n_0 和工作机轴的转速 n_w ,由 $i = \frac{n_0}{n_w}$ 算出。然后将总传动比合理地分配给各级传动。总传动比等于各级传动比的连乘积,即 $i = i_1 \cdot i_2 \cdots$ 。

当设计多级传动的传动装置时,分配传动比是一个重要的步骤。往往由于传动比分配不当,造成尺寸不紧凑、结构不协调、成本高、维护不便等许多问题。欲做到较合理地分配传动比应注意以下几点:

(1) 各级传动比均应在合理的范围内,以符合各种传动型式的特点,使结构紧凑、工艺合理。各种传动的传动比荐用值列于表 4.2-9。

(2) 传动装置中各级传动间应尺寸协调、结构匀称。例如,在由带传动和单级齿轮减速器组成的双级传动中,带传动的传动比不宜过大,一般应使 $i_{\text{带}} < i_{\text{齿}}$,这样可使传动装置结构较为紧凑。当带的传动比过大时,大带轮的外圆半径大于减速器中心高 H ,造成安装困难(例如有时需将地基挖坑),如图 1.2-2 所示。

(3) 各传动件彼此不发生干涉碰撞。例如,在双级圆柱齿轮减速器中,若高速级传动比过大,可能会使高速级的大齿轮顶圆与低速级大齿轮的轴相碰,如图 1.2-3 所示。传动比分配不当,也会使滚筒与开式齿轮传动的小齿轮轴发生干涉,如图 1.2-4 所示。

(4) 当设计展开式两级圆柱齿轮减速器时,为便于油池润滑,应使高速级和低速级大齿轮的浸油深度大致相近。当两级齿轮的配对材料相同,齿宽系数相等时,令齿面接触强度大致相等,传动比可按式分配

$$i_1 = (1.3 \sim 1.4) i_2$$

即

$$i_1 = \sqrt{(1.3 \sim 1.4) i_{\text{减}}}$$

式中 i_1, i_2 分别为高速级和低速级的传动比; $i_{\text{减}}$ 为减速器的传动比。

例 1.2-2 数据同例 1.2-1,选定电动机的满载转速 $n_0=960\text{r/min}$,总传动比 $i = \frac{n_0}{n_w} = \frac{960}{31.8} = 30.19$,试分配各级传动比。

解 据表 4.2-9 取 $i_{\text{带}}=2.5$,则减速器的传动比为

$$i_{\text{减}} = \frac{i}{i_{\text{带}}} = \frac{30.19}{2.5} = 12.076$$

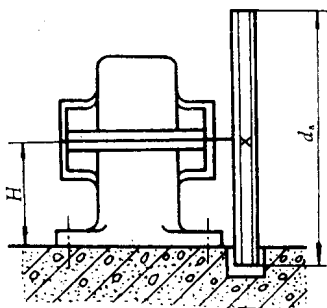


图 1.2-2 大带轮过大与地基相碰

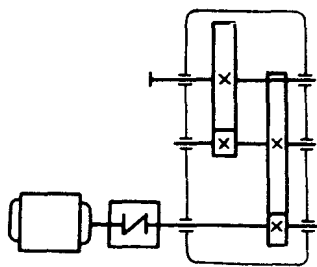


图 1.2-3 高速级大齿轮与低速轴相碰

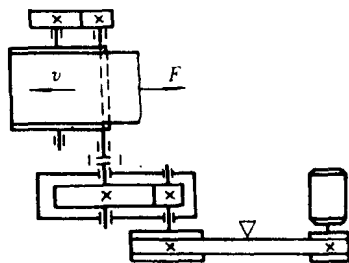


图 1.2-4 滚筒与齿轮轴干涉

取两级齿轮减速器高速级的传动比

$$i_1 = \sqrt{1.35 i_{\text{总}}} = \sqrt{1.35 \times 12.076} = 4.038$$

则低速级的传动比

$$i_2 = \frac{i_{\text{总}}}{i_1} = \frac{12.076}{4.038} = 2.989$$

要注意,以上传动比的分配只是初步的。传动装置实际传动比的准确数值必须在各传动零件的参数(如带轮直径、齿轮齿数等)确定后才能计算出来,故实际传动比应在各传动零件的参数确定后进行核算。允许总传动比的实际值与设计任务书的要求有 $\pm(3\sim 5)\%$ 的误差。

2.5 传动装置的运动和动力参数计算

在选出电动机型号、分配传动比之后,应将传动装置中各轴的传递功率、转速、转矩计算出来,为传动零件和轴的设计计算提供依据。

(1) 各轴的转速可根据电动机的满载转速及传动比进行计算。

(2) 各轴的功率和转矩均按输入处计算,有两种计算方法,其一是按工作机的需要功率计算;其二是按电动机的额定功率计算。前一种方法的优点是,设计出的传动装置结构尺寸较为紧凑;而后一种方法,由于一般所选定的电动机额定功率 P_0 略大于所需电动机功率 P ,故根据 P_0 计算出的各轴功率和转矩较实际需要的大一些,设计出的传动零件的结构尺寸也较实际需要的大一些,因此传动装置的承载能力对生产具有一定的潜力。

计算时,将传动装置中各轴从高速到低速依次定为 I 轴、II 轴……(电动机的 0 轴),相邻两轴间的传动比为 $i_{12}, i_{23}, \dots$, 相邻两轴间的传动效率为 $\eta_{12}, \eta_{23}, \dots$, 各轴的输入功率为 $P_1, P_2, \dots$, 各轴转速为 $n_1, n_2, \dots$, 各轴的输入转矩为 $T_1, T_2, \dots$, 则各轴功率、转速和转矩的计算公式为

$$\begin{cases} P_0 \\ P_1 = P_0 \cdot \eta_{01} \\ P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} \\ P_3 = P_2 \cdot \eta_{23} \\ \vdots \end{cases} \quad n \begin{cases} n_0 \\ n_1 = \frac{n_0}{i_{01}} \\ n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} \\ n_3 = \frac{n_2}{i_{23}} \\ \vdots \end{cases} \quad T \begin{cases} T_0 = 9.55 \frac{P_0}{n_0} \\ T_1 = 9.55 \frac{P_1}{n_1} = T_0 \cdot i_{01} \cdot \eta_{01} \\ T_2 = 9.55 \frac{P_2}{n_2} = T_1 \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} \\ T_3 = 9.55 \frac{P_3}{n_3} = T_2 \cdot i_{23} \cdot \eta_{23} \\ \vdots \end{cases}$$

式中 P_0 ——电动机轴的输出功率, W;

η_0 ——电动机轴的满载转速, r/min;

T_0 ——电动机轴的输出转矩, N·m;

i_{01} ——电动机轴至 I 轴的传动比;如其间用联轴器联接,则 $i_{01}=1$;

η_{01} ——电动机轴至 I 轴的传动效率。

按第一种方法计算时, P_0 为工作机所需的电动机功率,即 $P_0=P_r$;若按第二种方法计算, P_0 即为电动机的额定功率。本课程设计要求按第一种方法计算。

例 1.2-3 数据同例 1.2-1 及例 1.2-2, 传动装置简图见图 1.2-1, 试从电动机开始计算各轴运动及动力参数。

解 0 轴: 0 轴即电动机轴

$$P_0 = P_r = 3.64 \text{ kW}$$

$$n_0 = 960 \text{ r/min}$$

$$T_0 = 9.55 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times \frac{3.64 \times 10^3}{960} = 36.21 \text{ N} \cdot \text{m}$$

I 轴: I 轴即减速器高速轴

$$P_1 = P_0 \cdot \eta_{01} = P_0 \cdot \eta_{\text{带}} = 3.64 \times 0.96 = 3.49 \text{ kW}$$

$$n_1 = \frac{n_0}{i_{01}} = \frac{n_0}{i_{\text{带}}} = \frac{960}{2.5} = 384 \text{ r/min}$$

$$T_1 = 9.55 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times \frac{3.49 \times 10^3}{384} = 86.80 \text{ N} \cdot \text{m}$$

II 轴: II 轴即减速器中间轴

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} = P_1 \cdot \eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{轴}} = 3.49 \times 0.97 \times 0.99 = 3.35 \text{ kW}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{384}{4.038} = 95.1 \text{ r/min}$$

$$T_2 = 9.55 \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times \frac{3.35 \times 10^3}{95.1} = 336.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

III 轴: III 轴即减速器低速轴

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{23} = P_2 \cdot \eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{轴}} = 3.35 \times 0.97 \times 0.99 = 3.22 \text{ kW}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{23}} = \frac{95.1}{2.989} = 31.8 \text{ r/min}$$

$$T_3 = 9.55 \frac{P_3}{n_3} = 9.55 \times \frac{3.22 \times 10^3}{31.8} = 967.00 \text{ N} \cdot \text{m}$$

IV 轴: IV 轴即传动滚筒轴

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{34} = P_3 \cdot \eta_{\text{轴}} \cdot \eta_{\text{取}} = 3.22 \times 0.99 \times 0.99 = 3.16 \text{ kW}$$

$$n_4 = n_3 = 31.8 \text{ r/min}$$

$$T_4 = 9.55 \frac{P_4}{n_4} = 9.55 \times \frac{3.16 \times 10^3}{31.8} = 949.00 \text{ N} \cdot \text{m}$$

将上述计算结果汇总列于表 1.2-3, 以便查用。

表 1.2-3

各轴运动及动力参数

轴序号	功率 P /kW	转速 n /(r/min)	转矩 T /N·m	传动型式	传动比	效率 η
0	3.64	960	36.21	带传动	2.5	0.96
I	3.49	384	86.80	齿轮传动	4.038	0.96
II	3.35	95.1	336.49	齿轮传动	2.989	0.96
III	3.22	31.8	967.08	联轴器	1.0	0.98
IV	3.16	31.8	949.00			