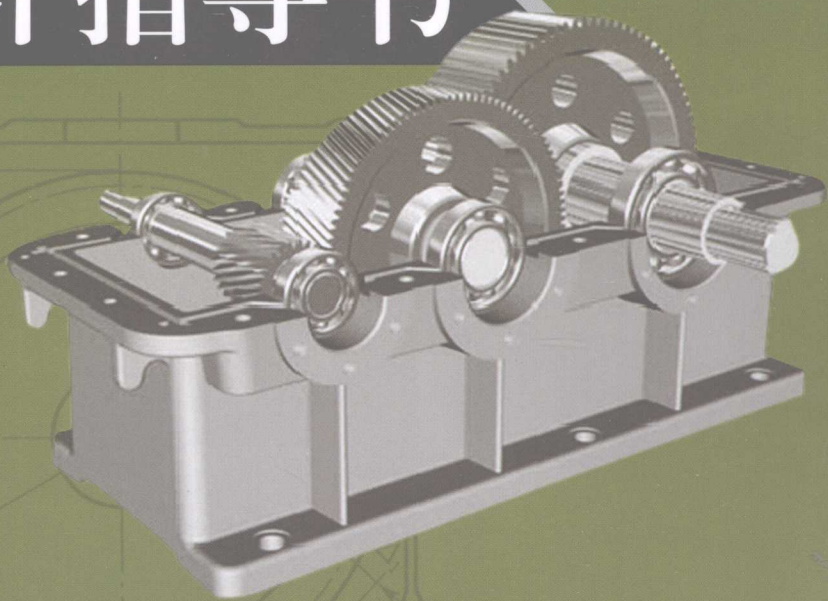


JIXIE SHEJI JICHU
KECHENG SHEJI
ZHIDAOSHU

机械设计基础 课程设计指导书

张锦明 © 著



东南大学出版社
SOUTHEAST UNIVERSITY PRESS

机械设计基础课程设计指导书

张锦明 著

东南大学出版社

·南京·

内 容 提 要

本书以常见的齿轮减速器、蜗杆减速器为例,系统地介绍了在计算机上使用机械绘图软件、机械设计手册软件、文字处理软件等进行机械传动装置设计的全过程。内容包括:概述、电动机的选择及运动参数的计算、传动零件和轴的设计计算、减速器的结构、减速器的润滑与密封、装配图的设计及绘制、零件工作图的绘制、设计计算说明书及答辩准备,并附有传动装置设计实例。

本书主要供职业技术学院学生机械设计基础课程设计使用,也可作高等专科学校、成人高校机械类或近机类专业机械设计基础课程设计教学用书,对利用计算机进行液压传动课程设计、模具课程设计、毕业设计等也有一定的借鉴作用,同时也可供指导教师、有关技术部门和工厂设计人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计基础课程设计指导书/张锦明著. —南京:东南大学出版社, 2009. 1

ISBN 978-7-5641-1528-9

I. 机… II. 张… III. 机械设计—课程设计—高等学校—教学参考资料 IV. TH122-41

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 205029 号

机械设计基础课程设计指导书

出版发行 东南大学出版社
出版人 江 汉
网 址 <http://press.seu.edu.cn>
电子邮箱 press@scu.edu.cn
社 址 南京市四牌楼 2 号
邮 编 210096
经 销 全国新华书店
排 版 南京理工大学印刷厂
印 刷 溧阳市晨明印刷有限公司
开 本 787mm×1092mm 1/16
印 张 10.5
字 数 255 千
版 次 2009 年 1 月第 1 版
印 次 2009 年 1 月第 1 次印刷
书 号 ISBN 978-7-5641-1528-9/TH·18
印 数 1—3000 册
定 价 20.00 元

本社图书若有印装质量问题,请直接与读者服务部联系。电话(传真):025-83792328

前 言

机械设计基础课程设计,是高职院校机械类、机电类及其他近机类专业学生在学习阶段碰到的第一个大型设计。通过这样的设计训练能使学生熟悉设计资料,了解国家标准、规范,掌握一般传动装置的设计方法、设计步骤,从而使学生的设计能力得到初步的培养。传统的机械设计基础课程设计,是学生根据教师布置的设计任务,使用计算器等工具对所设计的零部件进行大量的、复杂的强度、尺寸等方面的计算,再用铅笔、圆规、丁字尺、图板等绘图工具把图纸画出来,最后把设计说明书整理、书写出来。这样的设计方法至今还在一些高职院校中全部或部分地使用。学生所使用的机械设计基础课程设计指导书也是与这样的设计相适应的。

由于计算机技术的迅猛发展和学校教学课程的增多,现在高职院校机械类、机电类及其他近机类专业学生已掌握了计算机的使用,并能较熟练地利用文字处理软件在计算机上进行文字操作,利用 AutoCAD、CAXA 等绘图软件进行机械制图。由于在计算机上用有关的软件进行机械设计的方法,一方面大大缩短了设计时间,提高了设计效率,提高了设计质量,增加了图纸、说明书的清晰度,另一方面还能方便地修改、保存,甚至能将三维机械图绘制出来,进行模拟的机械运行,所以现在企事业单位中的机械设计,类似于课程设计中复杂的强度、尺寸等方面的计算有的已用计算机代替,机械图早已不用绘图工具在图板上绘制,而是用机械绘图软件在计算机上绘制,再在打印机上将它打印出来。设计说明书的书写、整理也用文字处理软件在计算机上进行。因此高职院校机械类、机电类及其他近机类专业学生使用计算机来进行机械设计基础课程设计的条件已经具备,同时这样的课程设计训练更符合企事业单位的实际需要。本书就是在这样的背景下产生的。

考虑到机械设计基础课程设计是在高职院校机械类、机电类及其他近机类专业学生学完了《机械设计基础》课程后进行的,考虑到高职院校《机械设计基础》中的教学内容、课程设计所安排的时间等原因,为此本书与《机械设计基础》有关的内容不再重复叙述,而只以单级圆柱齿轮减速器、蜗杆减速器在计算机上进行设计为例,讲述了电动机的选择及运动参数的计算、传动零件和轴的设计计算、减速器的结构、减速器的润滑与密封、装配图的设计及绘制、零件工作图的绘制、设计计算说明书及答辩准备等内容。

由于目前的机械绘图软件、机械设计资料查阅软件、文字处理软件较多,考虑到便于叙述和有关学校在计算机上进行课程设计时所用软件的成本等因素,本书讲述了用 CAXA 2007 绘图软件、机械设计手册(新编软件版)2008 在计算机上进行机械设计课程设计的一般方法。本书中有类似于“[1]→【带传动和链传动】→【带传动】→【V 带传动】”的这种写法,其中“[1]”指的是“参考文献与应用软件”中所列的应用软件[1],即“机械设计手册(新编软件版)2008”,“【带传动和链传动】”指的是机械设计手册(新编软件版)2008 软件中的“带传动和链传动”按钮。“→”指的是往下点击(一般情况下是左击)。“[1]→【带传动和链传动】

→【带传动】→【V带传动】”指的是在计算机上打开“机械设计手册(新编软件版)2008”软件后,点出“带传动和链传动”按钮,再点击“带传动”,然后再点击“V带传动”按钮。

由于计算机的操作系统及一些机械绘图软件自带计算器,还有相关的文字处理软件,所以再在计算机中装上机械绘图软件、机械设计资料查阅软件后,机械设计课程设计的全部内容基本上都可以在计算机上完成。

为了正确引导学生顺利进行课程设计,书末附有课程设计实例及若干张参考图。

由于编者水平所限,书中欠妥之处在所难免,恳请读者给予批评指正。

编 者

2008年11月

目 录

第 1 章 概论	1
1.1 课程设计的目的	1
1.2 课程设计的内容	1
1.3 齿轮减速器简介	1
第 2 章 电动机的选择及运动参数的计算	4
2.1 电动机的选择	4
2.2 总传动比的计算及传动比分配	7
2.3 传动装置运动参数的计算	9
第 3 章 传动零件和轴的设计计算	13
3.1 传动零件的设计计算.....	13
3.2 轴的设计计算.....	36
第 4 章 减速器的结构	39
4.1 减速器结构概述.....	39
4.2 减速器箱体的结构及设计.....	41
4.3 减速器附件设计.....	50
第 5 章 减速器的润滑与密封	59
5.1 减速器的润滑.....	59
5.2 减速器的密封.....	62
第 6 章 装配图的设计及绘制	64
6.1 装配图设计的准备.....	64
6.2 绘制轴结构图.....	64
6.3 装配图的绘制.....	68
6.4 减速器装配图常见的错误示例.....	75
第 7 章 零件工作图的绘制	79
7.1 零件工作图绘制要求与方法.....	79
7.2 轴零件图的设计与绘制.....	83

7.3	齿轮零件图的设计与绘制	87
7.4	箱体零件图的设计与绘制	90
7.5	其他零件图的设计与绘制	92
第8章	设计计算说明书及答辩准备	94
8.1	设计计算说明书的内容	94
8.2	对设计计算说明书的要求	94
8.3	设计计算说明书的模板及相关处理	95
8.4	答辩准备	99
附录一	机械设计基础课程设计参考图例及蜗杆减速器错误示例	100
附录二	课程设计题目	104
附录三	设计思考题	107
附录四	设计计算示例	108
参考文献与应用软件		160

第 1 章 概 论

1.1 课程设计的目的

机械设计基础课程设计,是学完《机械设计基础》课程后进行的一个重要的实践性教学环节,也是机械类、机电类及其他近机类专业学生第一次较为全面的机械设计训练,其目的是:①运用、巩固课程所学的理论知识,培养学生进行机械设计的初步能力;②掌握一般机械传动装置的设计方法、设计步骤,为后面的专业课课程设计及毕业设计打好基础;③运用和熟悉设计资料,了解有关的国家标准、部颁标准及规范;④进一步掌握 CAXA、AutoCAD 等绘图软件和其他一些设计软件的使用方法;⑤建立起正确的设计思想,为在以后的工作中能运用该思想分析并解决机械方面的一些实际问题。

多年的教学实践证明:以齿轮(蜗杆)减速器为题作机械设计基础课程设计,能较好地达到上述目的。这是因为:传动装置是机器的重要组成部分,而齿轮、蜗杆减速器是较为典型、应用最广的传动装置,掌握它的设计方法、设计步骤,就可以举一反三,掌握其他传动装置的设计方法从而了解机器的设计。

1.2 课程设计的内容

机械设计基础课程设计通常包括的内容:①电动机的选择与运动参数的计算;②传动零件(如带传动、齿轮或蜗杆传动)的设计;③轴的设计;④滚动轴承的选择;⑤键和联轴器的选择及校核;⑥箱体、润滑及附件的设计;⑦装配图、零件图的绘制;⑧设计说明书的编写。

这些内容,正是《机械设计基础》课程的精髓。通过完成以上内容,不仅能使学生运用和巩固所学理论知识;而且将使学生懂得在从事机械设计时,必须综合考虑强度、刚度、结构、工艺、装配、润滑、密封、经济性等方面的问题,并对此建立一个较为完整的概念。通过完成以上内容,还能使学生在计算技能、制图水平、计算机应用能力、熟悉资料及有关标准规范方面,得到较好的训练。因此,以齿轮(蜗杆)减速器为题作机械设计基础课程设计,对加强设计基础技能的训练,效果良好。

1.3 齿轮减速器简介

在原动机与工作机之间用来降低转速的独立转动装置,称为减速器,如图 1.1、图 1.2、

图 1.3 所示,图 1.4、图 1.5 分别为图 1.1、图 1.3 减速器的简图。

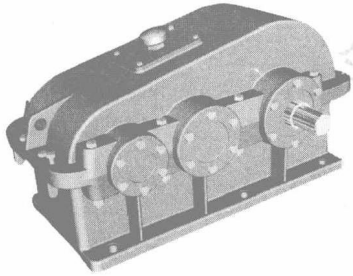


图 1.1

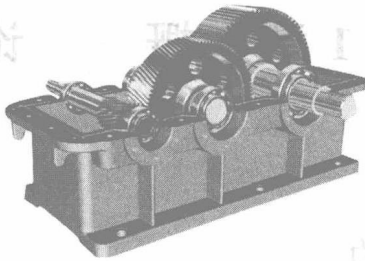


图 1.2

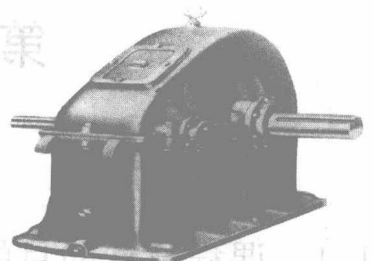


图 1.3

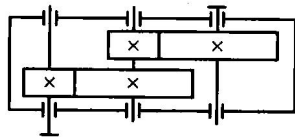


图 1.4

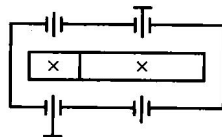


图 1.5

由于使用要求不同,减速器类型甚多,图 1.6 所示的是一级圆柱齿轮减速器,传动比一般 $i \leq 5$,最大值 $i_{max} = 10$ 。轮齿可为直齿和斜齿。这种减速器结构简单,传递功率大,传动效率高,工艺简单,精度易于保证,一般工厂均能制造,所以应用广泛。斜齿用于速度较高或负载较大的传动。机体通常为铸铁,有时也可采用焊接结构。

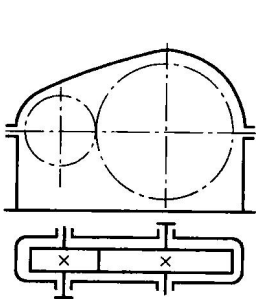


图 1.6

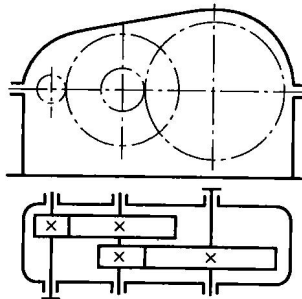


图 1.7

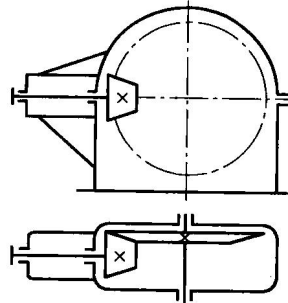


图 1.8

图 1.7 所示的是二级展开式圆柱齿轮减速器,传动比一般 $i = 8 \sim 40$,最大值 $i_{max} = 60$ 。轮齿可为直齿和斜齿,结构简单,应用广泛。齿轮相对于轴承为不对称布置,因而沿齿向载荷分布不均匀,要求轴有较大刚度,而且齿轮应布置在远离转矩输入输出端,以减少载荷沿齿向分布不均匀现象。高速级常用斜齿,建议用于载荷较平稳的场合。

图 1.8 所示的是单级圆锥齿轮减速器,用于输入轴与输出轴两轴线垂直相交的传动。轮齿可为直齿和斜齿。如果采用直齿,其传动比一般 $i \leq 3$,如果采用斜齿,其传动比一般 $i \leq 5$,最大值 $i_{max} = 10$ 。

图 1.9 所示的是二级圆锥—圆柱齿轮减速器,用于输入轴与输出轴两轴线垂直相交且传动比较大的传动。锥齿轮应布置在高速级,使其直径不致过大,便于加工。其传动比一般

$i = 10 \sim 25$, 最大值 $i_{\max} = 40$ 。

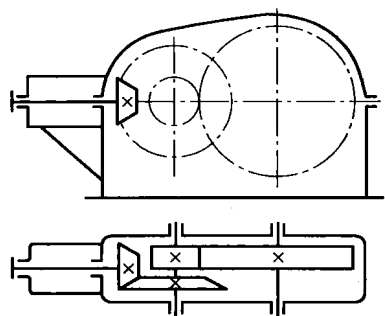


图 1.9

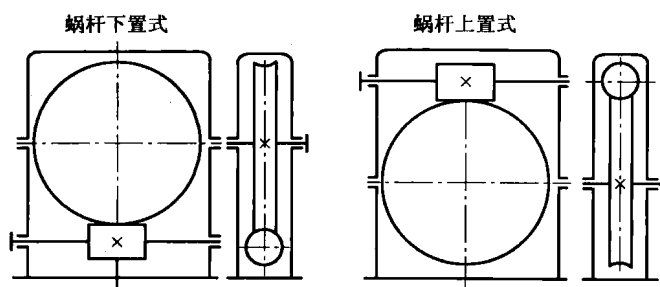


图 1.10

图 1.10 所示的是一级蜗杆减速器,其单级传动比大,结构紧凑,但传动效率低,用于中小功率、输入轴与输出轴二轴线垂直交错的传动。下置式蜗杆减速器润滑条件较好,应优先选用。当蜗杆圆周速度太高($v > 4 \text{ m/s}$)时,搅油损失大,才用上置式蜗杆减速器。此时,蜗齿轮齿浸油、蜗杆润滑较差。一级蜗杆减速器,其传动比一般 $i = 10 \sim 40$,最大值 $i_{\max} = 80$ 。

第 2 章 电动机的选择及运动参数的计算

在课程设计中,主要设计的是带式输送机(图 2.1)、螺旋式输送机(图 2.2)和卷扬机等一般机械中的减速器。

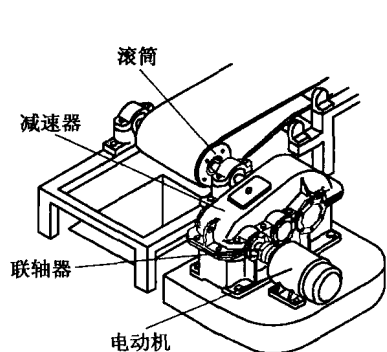


图 2.1

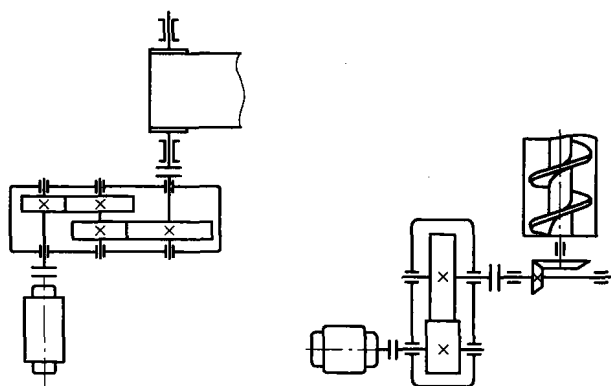


图 2.2

设计减速器,需要知道减速器所受的载荷及其他一些相关参数。一般这些载荷和参数是通过计算并选择电动机后再确定的。要选择电动机,需要知道上述机器中工作机的相关数据。所以在设计减速器前,带式输送机输送带拉力 F 、输送带速度 v 、驱动滚筒直径 D ;卷扬机中钢丝绳的拉力 F 、钢丝绳的速度 v 、滚筒直径 D ;螺旋式输送机工作轴的转矩 T 、工作轴的转速 n_w 等是作为已知条件给出的。所以课程设计中减速器的设计一般先计算出工作机的功率、转速,再计算传动系统的效率,最后再通过计算并根据相关情况选定电动机类型、功率、转速,并确定其型号。电动机确定后,对传动系统进行总传动比计算和分配,然后再将减速器各根轴上所传递的功率、转速、转矩计算出来,最后再对传动件、轴等零件进行设计。下面就按这一顺序叙述电动机的选择及运动参数的计算。

2.1 电动机的选择

2.1.1 电动机输出功率的确定

图 2.3、图 2.4 为两种比较典型的传动装置。在图 2.3 中带式输送机输送带拉力 F 、输送带速度 v 、驱动滚筒直径 D 为已知条件,在图 2.4 中螺旋式输送机工作轴的转矩 T 、工作

轴的转速 n_w 为已知条件,则电动机所需的输出功率 P_d 计算如下:

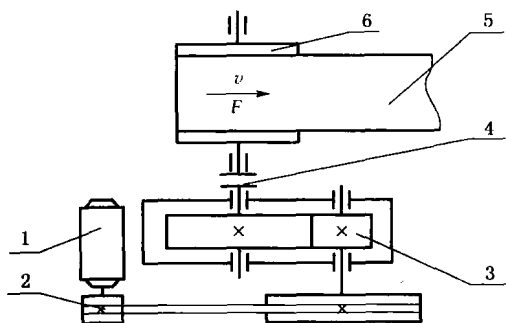


图 2.3

1. 电动机; 2. 带传动; 3. 减速器;
4. 联轴器; 5. 输送带; 6. 驱动滚筒

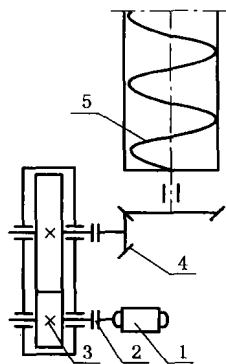


图 2.4

1. 电动机; 2. 联轴器; 3. 单级圆柱齿轮减速器;
4. 圆锥齿轮传动; 5. 螺旋输送机

(1) 工作机所需功率 P_w

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

或

$$P_w = \frac{Tn_w}{9550\eta_w} \text{ kW} \quad (2-2)$$

式中: F , T ——工作机的有效阻力(N)与转矩(N·m);

v , n_w ——工作机的速度(m/s)与转速(r/min);

η_w ——工作机自身的传动效率。

(2) 传动装置的效率 η

由于在传动中存在轴承的摩擦、齿轮轮齿间的摩擦等其他的摩擦损耗,因此这会损耗一部分功率。如果不考虑这部分功率损耗,而直接取电动机的功率为工作机所需功率 P_w ,那么电动机在工作时由于这些摩擦增加的功率损耗会引起过载,从而烧毁。所以在确定电动机功率时应考虑这部分功率损耗。这部分功率损耗的大小用传动效率来衡量。

传动装置为串联时(如图 2.3、图 2.4),总效率 η 等于各级传动效率和轴承、联轴器效率的连乘积,即:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \cdots \eta_k \quad (2-3)$$

式中: η_1 , η_2 , η_3 , \cdots , η_k ——传动装置中各级传动及联轴器的效率。

各类传动、轴承及联轴器等效率从[1]→【常用基础资料】→【常用资料和数据】→【机械传动效率】查得。

图 2.3 带式输送机总效率 $\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_4$ 。其中 η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 分别为 V 带传动、一对轴承、齿轮传动、联轴器的效率。

图 2.4 螺旋式输送机总效率 $\eta = \eta_1^2 \eta_2^3 \eta_3 \eta_4$ 。其中 η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 分别为联轴器、一对轴承、圆柱齿轮传动、圆锥齿轮传动的效率。

(3) 电动机所需输出功率为:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} \text{ kW} \quad (2-4)$$

2.1.2 电动机类型选择及其转速的确定

电动机是由专门厂批量生产的系列化标准产品,其中三相异步电动机应用最广。设计时只要根据工作机的工作特性、工作环境和载荷等条件选择电动机的类型。在三相异步电动机中,Y系列电动机是一般用途的全封闭自扇冷鼠笼式三相异步电动机,它结构简单、工作可靠、价格低廉、维护方便,因此广泛用于不易燃烧、不易爆、无腐蚀和无特殊要求的机械设备上,为此课程设计中的电动机一般选用Y系列电动机。但电动机在同一额定功率下有同步转速3000 r/min、1500 r/min、1000 r/min和750 r/min几种可供选用,所以选择合理的同步转速电动机需要从多方面因素来考虑。同步转速越高,尺寸、重量越小,价格越低,且效率较高;过高的电机转速将导致传动装置的总传动比、尺寸及重量增大,从而使传动装置的成本增加。因此,确定电动机转速时,应兼顾电动机及传动装置二者加以综合比较后决定。常用同步转速为1000 r/min及1500 r/min两种类型的电动机。

2.1.3 电动机型号的确定

电动机类型选定后,其型号可根据输出功率和同步转速确定。但电动机功率只按电动机所需的输出功率 P_d 考虑有时还不行。因为工作机在工作时由于工作载荷的不稳定,常常会使电动机过载,这时使得电动机输出的功率超过电动机所需的输出功率 P_d ,如果电动机长期在这种情况下运行,会发生烧坏。因此选择电动机的额定功率 P 时应满足下列条件:

$$P \geq kP_d \text{ kW} \quad (2-5)$$

式中: k ——过载系数,视工作机类型而定(一般可取 $k=1\sim 1.1$;无过载时可取 $k=1$)。

从式(2-5)中计算得 kP_d 值往往与电动机的额定功率 P 的标准值是不一致的,为此在电动机的计算功率 kP_d 与转速确定后,可从[1]→【常用电动机】→【三相异步电动机】→【三相异步电动机选型】→【Y系列(IP44)三相异步电动机技术条件】→【电动机的机座号与转速及功率的对应关系】中,选择电动机的额定功率 P 、同步转速 n 和机座号。再从[1]→【常用电动机】→【三相异步电动机】→【三相异步电动机选型】→【Y系列(IP44)三相异步电动机技术】→【机座带底脚、端盖上无凸缘的电动机】选定电动机的主要结构尺寸。

由于[1]→【常用电动机】→【三相异步电动机】→【三相异步电动机选型】→【Y系列(IP44)三相异步电动机技术条件】→【电动机的机座号与转速及功率的对应关系】中只列出了电动机的同步转速,而设计减速器及其他机械设计时,进行运动计算一般用的是电动机的满载转速而不是同步转速。为此还应根据查出的电动机的机座号和同步转速,找相关资料,查出其满载转速。为了方便起见,对于减速器设计中常用的电动机的型号、同步转速、满载转速列于表2.1,供在设计减速器时查询。

表 2.1 Y 系列(IP44)三相异步电动机(JB/T 9616—1999)部分技术参数

型 号	同步转速 1 500 r/min		型 号	同步转速 1 000 r/min	
	额定功率 (kW)	满载转速 (r/min)		额定功率 (kW)	满载转速 (r/min)
Y90S-4	1.1	1 400	Y90L-6	1.1	910
Y90L-4	1.5	1 400	Y100L-6	1.5	940
Y100L1-4	2.2	1 430	Y112M-6	2.2	940
Y100L2-4	3	1 430	Y132S-6	3	960
Y112M-4	4	1 440	Y132M1-6	4	960
Y132S-4	5.5	1 440	Y132M2-6	5.5	960
Y132M-4	7.5	1 440	Y160M-6	7.5	970
Y160M-4	11	1 460	Y160L-6	11	970
Y160L-4	15	1 460	Y180L-6	15	970
Y180M-4	18.5	1 470	Y200L1-6	18.5	970
Y180L-4	22	1 470	Y200L2-6	22	970

对于通用机械,常用额定功率 P 作为计算依据;对于专用机械,常用计算功率 kP_d 作为计算依据。

2.2 总传动比的计算及传动比分配

2.2.1 总传动比的计算

选定了电动机的型号、功率和转速,要保证电动机转速输出一定的情况下,工作机上的速度满足题中(工作中)的要求,则要计算传动装置的总传动比及对总传动比进行分配。传动装置的总传动比是由电动机的满载转速和工作机的转速决定的。若选定电动机的满载转速为 n ,工作机的转速为 n_w ,则总传动比为:

$$i = \frac{n}{n_w} \quad (2-6)$$

对于带式输送机、起重机, n_w 为驱动滚动的转速,且:

$$n_w = \frac{60\,000v}{\pi D} \text{ r/min} \quad (2-7)$$

式中: v ——输送带的输送速度或重物的起升速度(m/s);

D ——驱动滚筒的直径(mm)。

2.2.2 总传动比的分配

若传动装置中各级传动串联时,则总传动比为:

$$i = i_1 i_2 i_3 \cdots i_k \quad (2-8)$$

式中： $i_1 \cdots i_k$ ——各级传动的传动比。

在图 2.3 中，总传动比 $i = i_1 i_2$ ， i_1 为 V 带传动的传动比， i_2 为齿轮传动的传动比。

在图 2.4 中，总传动比 $i = i_1 i_2$ ， i_1 为圆柱齿轮的传动比， i_2 为圆锥齿轮传动的传动比。

在总传动比一定的情况下，如果分配给各级的传动比太小，则传动级数增多，从而使材料及加工费用增多，使传动装置的总体尺寸及重量增大；但是，如果分配给各级传动比的值太大，也会带来一系列的问题。因此，合理地分配传动比，即各级传动比如何取值是设计中的一个重要问题，它将直接影响传动装置的外廓尺寸、质量大小和润滑条件（图 2.5）。

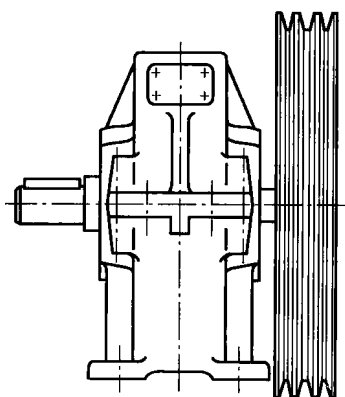


图 2.5 不合理的传动比分配

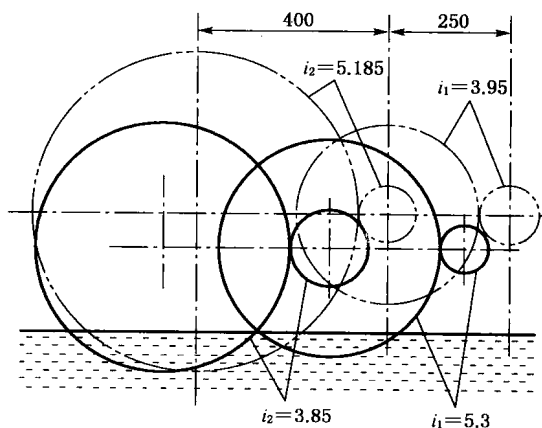


图 2.6 传动比分配方案的比较

分配传动比时，应在满足各项要求的前提下，力求使传动级数最少。

总传动比分配一般应遵循的原则是：

(1) 各级传动的传动比不应超过其传动比所能允许的最大值，最好在推荐范围内选取。如 V 带的传动比 $i \leq 5$ ，常取 $i \approx 3$ ；链传动的传动比 $i \leq 2 \sim 5$ ；单级闭式直齿圆柱齿轮传动的传动比 $i \leq 5$ ；单级闭式斜齿圆柱齿轮传动的传动比 $i \leq 7$ ；单级闭式直齿圆锥齿轮传动的传动比 $i \leq 3$ ；单级闭式蜗杆传动的传动比 $i \leq 10 \sim 70$ 。对于 V 带传动与圆柱齿轮组成的二级传动系统中（图 2.3），总传动比 $i = i_1 i_2$ 。一般应使 $i_1 < i_2$ 。若 i_1 过大，则大带轮直径过大，整个传动系统不紧凑，同时也不利于传动装置的安装，如图 2.5 所示。

(2) 应使传动装置的外廓尺寸尽可能达到最小。

(3) 对于展开式两级圆柱齿轮减速器（图 1.7），应使两个大齿轮的浸油深度大致相等，以利于油池润滑。图 2.6 上部高速级中心距 250 mm，传动比 $i_1 = 3.95$ ，低速级中心距 400 mm，传动比 $i_2 = 5.185$ ，由于低速级齿轮中心距大于高速级齿轮中心距，所以高速级的大齿轮没有浸在油中，这对高速级的齿轮传动润滑是相当不利的，为此必须使高速级的传动比 i_1 与低速级传动比 i_2 满足 $i_1 > i_2$ 的关系。图 2.6 下部传动比 $i_1 = 5.3$ ，传动比 $i_2 = 3.85$ ，这时高速级与低速级的两只大齿轮都浸在油中，这对齿轮传动的润滑是有利的。

为了使两个大齿轮的浸油深度大致相等，通常取：

$$i_1 = (1.2 \sim 1.3)i_2 \quad (2-9)$$

传动装置的实际传动比要由选定的齿轮齿数等参数来准确计算确定。例如分配齿轮的传动比 $i = 3.1$ ，在设计齿轮传动时取小齿轮的齿数 $z_1 = 23$ ，则大齿轮的齿数 $z_2 = iz_1 = 3.1 \times 23 = 71.3$ ，取 $z_2 = 71$ 。这时齿轮的实际传动比为 $i = z_2/z_1 = 71/23 = 3.09$ ，与分配的传动比 3.1 有一些误差。但对于一般用途的传动装置，如带式输送机、起重机、螺旋输送机，其传动比一般允许在 $\pm(3 \sim 5)\%$ 范围内变化。也就是说，一般允许工作机实际转速与设定转速之间的相对误差为 $\pm(3 \sim 5)\%$ 。所以，一般说来最后可以不验算传动装置的转速。

2.3 传动装置运动参数的计算

传动装置的运动参数，主要指的是各轴的功率、转速和转矩。在选定了电动机型号，分配了传动比之后，应将这些参数计算出来，为传动零件和轴的设计计算提供依据。最后将算出的参数汇总列于表中，以备查用(参见例 2.1 的格式)。下面以图 2.7 的带式输送机为例，说明传动装置运动参数的计算。

2.3.1 各轴功率的计算

图 2.7 所示的带式输送机属于通用机械，故应以电动机的额定功率 P 作为设计功率，用以计算传动装置中各轴的功率。于是，

高速轴 I 的输入功率：

$$P_I = P\eta_1 \text{ kW} \quad (2-10)$$

低速轴 II 的输入功率：

$$P_{II} = P\eta_1\eta_2\eta_3 \text{ kW} \quad (2-11)$$

式中： η_1 ——V 带传动的效率；

η_2 ——一对滚动轴承的效率；

η_3 ——一对齿轮传动的效率。

2.3.2 各轴转速的计算

高速轴 I 的转速：

$$n_I = \frac{n}{i_1} \quad (2-12)$$

低速轴 II 的转速：

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_2} \quad (2-13)$$

式中： n ——电动机的满载转速(r/min)；

i_1 ——V 带传动的传动比；

i_2 ——齿轮传动的传动比。

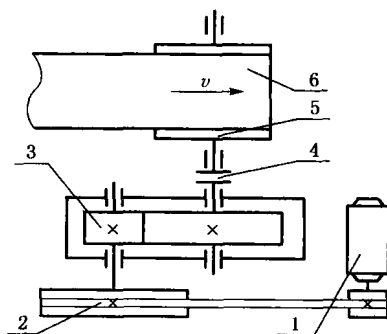


图 2.7

1. 电动机；2. 带传动；3. 减速器；
4. 联轴器；5. 驱动滚筒；6. 输送带

2.3.3 各轴输入转矩的计算

$$\text{高速轴 I 输入转矩: } T_{\text{I}} = 9\,550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2-14)$$

$$\text{低速轴 II 输入转矩: } T_{\text{II}} = 9\,550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2-15)$$

设计专用的传动装置时,只需将式(2-10)中的电动机额定功率 P 换成其计算功率 kP_d 即可。

由于现在企事业单位机械设计时进行的计算、绘图、查取数据、编写文件等基本上都是在计算机上完成的,所以现在的机械设计基础课程设计也提倡在计算机中进行。为此用上述相关公式进行的计算,都要记载在计算机上用文字处理软件编写的《机械设计基础课程设计说明书》中。因此在计算之前应在文字处理软件中做好《机械设计基础课程设计说明书》的模板。对于模板的格式、如何在《机械设计基础课程设计说明书》中插入公式、用何处的计算器等内容可参考第 8 章 8.3 节“设计计算说明书的模板及相关处理”这一节。并且尽量按第 8 章 8.2 节“对设计计算说明书的要求”去做,这样能大大地方便最后应进行设计说明书编写和整理的工作,同时要养成在计算机中进行操作时经常存储的好习惯。

例 2.1 在图 2.7 所示的带式输送机中。已知输送带的拉力 $F = 3 \text{ kN}$, 输送带速度 $v = 1.5 \text{ m/s}$, 驱动滚筒直径 $D = 400 \text{ mm}$, 驱动滚筒与输送带间的传动效率 $\eta_w = 0.97$, 载荷稳定、长期连续工作。试选择合适的电动机并计算该传动装置各轴的运动参数。

解: (1) 电动机的选择

① 带式输送机所需的功率 P_w

由式(2-1)得:

$$P_w = \frac{Fv}{1\,000\eta_w} = \frac{3 \times 1\,000 \times 1.5}{1\,000 \times 0.97} = 4.639 \text{ kW}$$

从电动机到输送带间的总效率由式(2-3)得:

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_4 = 0.96 \times 0.99^2 \times 0.97 \times 0.99 = 0.9035$$

式中: η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 ——分别为 V 带传动、轴承、齿轮传动、联轴器的效率。

由[1]→【常用基础资料】→【常用资料和数据】→【机械传动效率】查得 $\eta_1 = 0.96$, $\eta_2 = 0.99$, $\eta_3 = 0.97$, $\eta_4 = 0.99$ 。

电动机所需的输出功率由式(2-4)得:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{4.639}{0.9035} = 5.134 \text{ kW}$$

② 选择电动机

因为带式运输机传动载荷稳定,取过载系数 $k = 1.05$,由式(2-5)得: $P \geq kP_d = 1.05 \times 5.134 = 5.391 \text{ kW}$,据表 2.1,取 Y132M2-6 电动机。再由[1]→【常用电动机】→【三相异步电动机】→【三相异步电动机选型】→【Y 系列(IP44)三相异步电动机技术】→【机座带底脚、端盖上无凸缘的电动机】选定电动机的主要结构尺寸。其主要数据如下: