



21世纪高等学校机械设计制造及其自动化专业系列教材

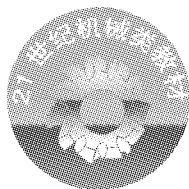
机械设计课程设计

(第4版)

唐增宝 常建娥 主编



华中科技大学出版社
<http://www.hustp.com>



21世纪高等学校机械设计制造及其自动化专业系列教材

机械设计课程设计

(第4版)

主 编 唐增宝 常建斌

副主编 侯玉英 张卫国 王 为 龙有亮 刘 银

华中科技大学出版社
中国·武汉

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《高等教育面向 21 世纪教学内容和课程体系改革计划》的精神,在总结第 3 版(2006 年版,由唐增宝、常建娥主编)使用经验的基础上修订而成的。

全书分为 3 篇,共 20 章。第 1 篇,机械设计课程设计指导(共 8 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 2 篇,设计资料(共 10 章),介绍了课程设计的常用标准、规范及资料;第 3 篇,减速器零、部件的结构及参考图例(共 2 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,也可供有关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计课程设计(第 4 版)/唐增宝 常建娥 主编.—武汉:华中科技大学出版社,2012.1
ISBN 978-7-5609-7440-8

I. 机… II. ①唐… ②常… III. 机械设计-课程设计-高等学校-教材 IV. TH122-41

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 214361 号

机械设计课程设计(第 4 版)

唐增宝 常建娥 主编

责任编辑:吴 晗

封面设计:潘 群

责任校对:刘 竣

责任监印:张正林

出版发行:华中科技大学出版社(中国·武汉)

武昌喻家山 邮编:430074 电话:(027)87557437

录 排:华中科技大学惠友文印中心

印 刷:湖北通山金地印务有限公司

开 本:787mm×1092mm 1/16

印 张:15.75

字 数:410 千字

版 次:2012 年 1 月第 4 版第 1 次印刷

定 价:28.00 元



华中大

本书若有印装质量问题,请向出版社营销中心调换
全国免费服务热线:400-6679-118 竭诚为您服务
版权所有 侵权必究

21 世纪高等学校
机械设计制造及其自动化专业系列教材
编 审 委 员 会

顾问： 姚福生 黄文虎 张启先
(工程院院士) (工程院院士) (工程院院士)

谢友柏 宋玉泉 艾 兴
(工程院院士) (科学院院士) (工程院院士)

熊有伦
(科学院院士)

主任： 杨叔子 周 济 李培根
(科学院院士) (工程院院士) (工程院院士)

委员： (按姓氏笔画顺序排列)

于骏一	王安麟	王连弟	王明智	毛志远
左武炘	卢文祥	朱承高	师汉民	刘太林
李 斌	杜彦良	杨家军	吴昌林	吴 波
吴宗泽	何玉林	何岭松	陈康宁	陈心昭
陈 明	陈定方	张春林	张福润	张 策
张健民	冷增祥	范华汉	周祖德	洪迈生
姜 楷	殷国富	宾鸿赞	黄纯颖	童秉枢
傅水根	傅祥志	廖效果	黎秋萍	戴 同

秘书： 徐正达 万亚军

目 录

第 1 篇 机械设计课程设计指导

第 1 章	概述	1
1.1	课程设计的目的和内容	1
1.2	课程设计的方法和步骤	1
第 2 章	机械传动装置的总体方案设计	3
2.1	传动方案设计	3
2.2	选择电动机	5
2.3	计算总传动比和分配传动比	7
2.4	传动装置的运动和动力参数的计算	8
2.5	总体设计举例	8
第 3 章	传动零件的设计计算和轴系零部件的初步选择	11
3.1	减速器外部传动零件的设计计算要点	11
3.2	减速器内部传动零件的设计计算要点	12
3.3	初算轴的直径	13
3.4	选择联轴器	13
3.5	初选滚动轴承	14
第 4 章	减速器的结构与润滑	15
4.1	箱体	15
4.2	减速器的附件	16
4.3	减速器的润滑	17
第 5 章	减速器装配图设计	21
5.1	概述	21
5.2	设计减速器装配图的准备	21
5.3	减速器装配草图设计	25
5.4	减速器装配工作图设计	40
第 6 章	零件工作图	50
6.1	轴类零件工作图设计	50
6.2	齿轮类零件工作图设计	51
6.3	箱体零件工作图设计	56
第 7 章	编写设计计算说明书	62
7.1	设计计算说明书的内容	62

7.2	设计计算说明书的要求	62
7.3	设计计算说明书的书写格式举例	63
第 8 章	答辩准备和设计总结	64
8.1	答辩准备	64
8.2	设计总结	64

第 2 篇 设计资料

第 9 章	一般标准与规范	65
9.1	国内的部分标准代号	65
9.2	机械制图	65
9.3	一般标准	73
9.4	机械设计一般规范	76
第 10 章	常用工程材料	78
10.1	黑色金属	78
10.2	有色金属	85
10.3	非金属	86
第 11 章	连接	88
11.1	螺纹与螺纹连接	88
11.2	键和销连接	107
第 12 章	滚动轴承	110
12.1	常用滚动轴承的尺寸及性能	110
12.2	轴承的轴向游隙	123
第 13 章	联轴器	124
13.1	联轴器轴孔、键槽形式及其尺寸	124
13.2	刚性联轴器	126
13.3	弹性联轴器	130
第 14 章	减速器附件	134
14.1	轴承盖与套杯	134
14.2	窥视孔及视孔盖	135
14.3	油面指示装置	136
14.4	通气器	138
14.5	起吊装置	139
14.6	螺塞及封油垫	141
第 15 章	润滑与密封	142
15.1	润滑剂	142

15.2	常用润滑装置	144
15.3	密封装置	145
第 16 章	电动机	149
16.1	Y 系列(IP44)三相异步电动机	149
16.2	YZ 和 YZR 系列冶金及起重用三相异步电动机	150
第 17 章	公差配合、几何公差及表面粗糙度	154
17.1	公差与配合	154
17.2	几何公差	158
17.3	表面粗糙度	161
第 18 章	齿轮及蜗杆、蜗轮的精度	162
18.1	渐开线圆柱齿轮的精度	162
18.2	锥齿轮的精度	170
18.3	圆柱蜗杆、蜗轮的精度	176

第 3 篇 减速器零、部件的结构及参考图例

第 19 章	减速器零、部件的结构	183
19.1	传动零件的结构尺寸	183
19.2	常用滚动轴承的组合结构	195
第 20 章	参考图例	199
20.1	减速器装配图	199
20.2	零件工作图	199
参考文献	233

第 1 篇 机械设计课程设计指导

第 1 章 概 述

1.1 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，同时也是第一次对学生进行全面的机械设计训练，其基本目的如下。

(1) 综合运用机械设计课程和其他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，并使学生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

课程设计的题目通常为一般机械装置(如结构简单的机械、机械传动装置和减速器等)的设计，其具体内容如下。

(1) 进行传动装置的总体方案设计，包括传动参数的设计计算及传动零件、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)的设计。

(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 1~2 张，设计计算说明书 1 份。

1.2 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)确定其基本尺寸，再通过草图设计决定其具体结构和尺寸；而有些零件(如轴)则需先经初算和绘制草图，得出初步符合设

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”设计方法是机械设计的常用方法。

4) 采用标准和规范

设计时应尽量采用标准和规范，这有利于加强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，一般设计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；准备好设计需要的资料、绘图工具；拟订设计计划等。

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；校核轴和键连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；标注主要尺寸与配合、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

写出整个设计的主要计算内容和技术说明。

第2章 机械传动装置的总体方案设计

机械传动装置总体方案设计的内容为确定传动方案、选择原动机(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。

2.1 传动方案设计

机械传动装置位于原动机和工作机之间,用以传递运动和动力或改变运动方式,如图 2-1 所示。传动装置方案设计是否合理,对整个机械的工作性能、尺寸、质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。

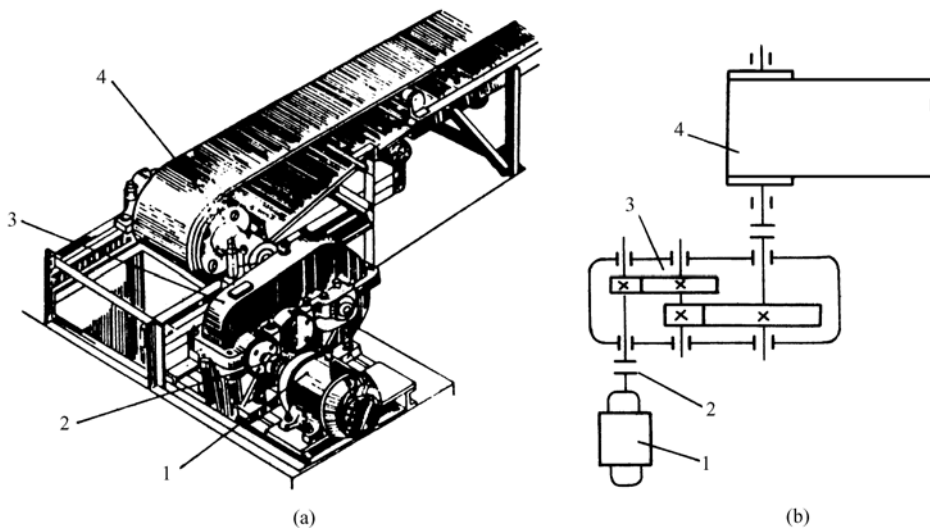


图 2-1 带式输送机传动装置及其简图

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

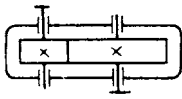
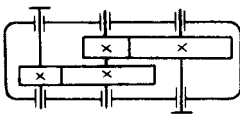
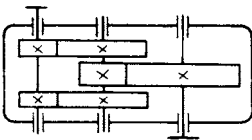
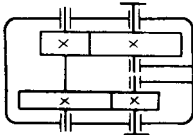
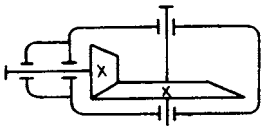
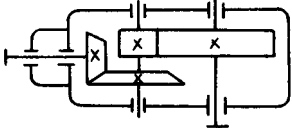
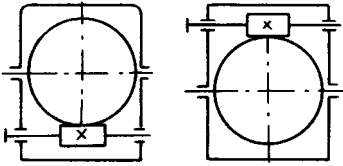
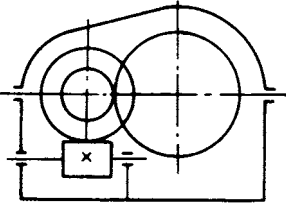
合理的传动方案,首先应满足工作机的功能要求,其次还应满足工作可靠、传动效率高、结构简单、尺寸紧凑、质量轻、成本低廉、工艺性好、使用和维护方便等要求。任何一个方案,要满足上述所有要求是十分困难的,设计时要统筹兼顾,满足最主要的和最基本的要求。

2. 拟订传动方案

满足同一工作机的功能要求,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。拟订传动方案时,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。减速器在传动装置中应用最广,如表 2-1 所示为几种常用减速器的类型、特点及应用,可供合理选择减速器的类型时参考。

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,以供拟订传动方案时参考。

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采用滑动轴承
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。当两个大齿轮的浸油深度相近时, 高速级齿轮的承载能力不能充分发挥。常用于输入和输出轴同轴线的场合
单级锥 齿轮 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, 使其能将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,为了减小振动和冲击,故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,对初步拟订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。

2.2 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(如直流或交流)、工作条件(如环境、温度等)、工作时间的长短(如连续或间歇)及载荷的性质、大小、启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16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3 000 r/min、1 500 r/min、1 000 r/min和750 r/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,价格愈高。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,则此时总传动比增大,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1 500 r/min或1 000 r/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_e 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

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

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

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

电动机所需的功率为

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

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 给出了常用机械传动和轴承等的效率的概略值。

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

计算总效率时, 要注意以下几点。

(1) 表 2-2 中所列数值是概略的范围, 由于效率与工作条件、加工精度及润滑状况等因素有关, 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 中的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 16 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 、中心高、轴外伸轴径和

轴外伸长度，供选择联轴器和计算传动件之用。

2.3 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 ，可根据电动机的满载转速 n_m 和工作机所需转速 n_w 来计算，即

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

总传动比 i 为各级传动比的连乘积，即

$$i = i_1 i_2 \cdots i_n \quad (2-6)$$

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、相关尺寸不协调、成本高、制造和安装不方便等问题。因此，分配传动比时，应考虑下列几项原则。

(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 2-2(a))，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 2-2(b))；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 2-2(c))。

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

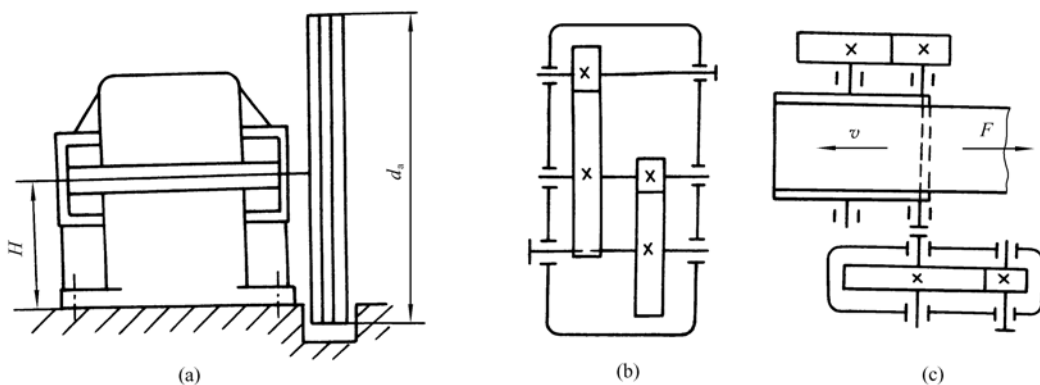


图 2-2 结构尺寸不协调及干涉现象

(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 $i_1 = i_2 = \sqrt{i}$ 。

2.4 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 轴等, 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

$$\begin{cases} n_I = n_m / i_{01} & \text{r/min} \\ n_{II} = n_I / i_{12} & \text{r/min} \\ n_{III} = n_{II} / i_{23} & \text{r/min} \\ \vdots & \end{cases} \quad (2-7)$$

式中: i_{01} 、 i_{12} 、 i_{23} 等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

$$\begin{cases} P_I = P_d \eta_{01} & \text{kW} \\ P_{II} = P_I \eta_{12} & \text{kW} \\ P_{III} = P_{II} \eta_{23} & \text{kW} \\ \vdots & \end{cases} \quad (2-8)$$

式中: η_{01} 、 η_{12} 、 η_{23} 等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

$$\begin{cases} T_I = 9550P_I / n_I & \text{N} \cdot \text{m} \\ T_{II} = 9550P_{II} / n_{II} & \text{N} \cdot \text{m} \\ T_{III} = 9550P_{III} / n_{III} & \text{N} \cdot \text{m} \\ \vdots & \end{cases} \quad (2-9)$$

2.5 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 $F = 6\,500\text{ N}$, 带速 $v =$

0.45 m/s, 滚筒直径 $D=350$ 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(220 V/380 V)。试对此传动装置进行总体方案设计。

1. 传动方案的拟订

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

$$n_w = 60 \times 1\,000 v / (\pi D) = [60 \times 1000 \times 0.45 / (\pi \times 350)] \text{ r/min} = 24.57 \text{ r/min}$$

若选用同步转速为 1 500 r/min 或 1 000 r/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较可知: 图 2-3(a)所示的方案因用带传动使传动装置的外形尺寸大; 图 2-3(b)所示的方案因齿轮的转速高, 减速器的尺寸小, 链传动的尺寸也较紧凑; 图 2-3(c)所示的方案减速器的尺寸也较小, 但若开式齿轮的传动比较小, 中心距较短, 可能会使滚筒与开式小齿轮轴相干涉。从尺寸紧凑来看, 应选用图 2-3(b)所示的方案; 若对尺寸要求不高, 则图 2-3(a)所示的方案也可采用; 若总传动比较大, 则选图 2-3(c)所示的方案为好。以下设计按图 2-3(b)所示的方案进行计算。

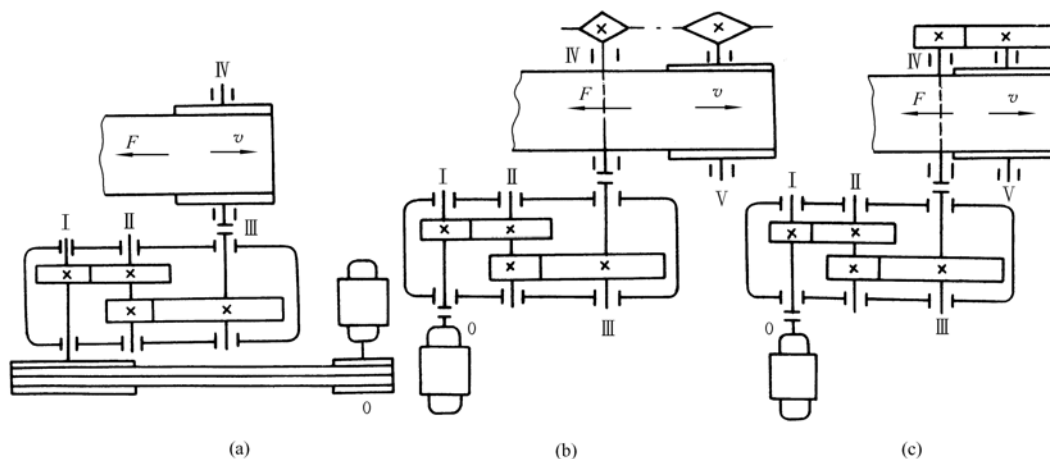


图 2-3 带式输送机传动方案

2. 电动机的选择

1) 电动机类型的选择

电动机的类型根据动力源和工作条件, 选用 Y 系列三相异步电动机。

2) 电动机功率的选择

工作机所需要的有效功率为

$$P_w = Fv / 1\,000 = (6\,500 \times 0.45 / 1\,000) \text{ kW} = 2.925 \text{ kW}$$

为了计算电动机的所需功率 P_d , 先要确定从电动机到工作机之间的总效率 η 。设 η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 、 η_5 分别为弹性联轴器、闭式齿轮传动(设齿轮精度为 8 级)、滚动轴承、开式滚子链传动、滚筒的效率, 由表 2-2 查得 $\eta_1=0.99$, $\eta_2=0.97$, $\eta_3=0.99$, $\eta_4=0.92$, $\eta_5=0.96$, 则传动装置的总效率为

$$\eta = \eta_1^2 \eta_2^2 \eta_3^5 \eta_4 \eta_5 = 0.99^2 \times 0.97^2 \times 0.99^5 \times 0.92 \times 0.96 = 0.774\,5$$

电动机所需功率为

$$P_d = P_w / \eta = (2.925 / 0.774\,5) \text{ kW} = 3.776 \text{ kW}$$

由第 16 章表 16-1 选取电动机的额定功率为 4 kW。

3) 电动机转速的选择

选择常用的同步转速为 1 500 r/min 和 1 000 r/min 两种电动机。

4) 电动机型号的确定

根据电动机所需功率和同步转速,查第 16 章表 16-1 可知,电动机型号为 Y112M-4 和 Y132M1-6。根据电动机的满载转速 n_m 和滚筒转速 n_w 可算出总传动比。现将此两种电动机的数据和总传动比列于表 2-4 中。

表 2-4 电动机的数据及总传动比

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)	总传动比	轴外伸轴径/mm	轴外伸长度/mm
1	Y112M-4	4.0	1500	1440	58.63	28	60
2	Y132M1-6	4.0	1000	960	39.09	38	80

由表 2-4 可知,方案 1 中,虽然电动机转速高、价格低,但总传动比大。为了能合理地分配传动比,使传动装置结构紧凑,决定选用方案 2,即电动机型号为 Y132M1-6。查第 16 章表 16-2 可知,该电动机的中心高 $H = 132 \text{ mm}$,轴外伸轴径为 38 mm ,轴外伸长度为 80 mm 。

3. 传动比的分配

根据表 2-3,取链传动的传动比 $i_3 = 3$,则减速器的总传动比为

$$i = 39.09/3 = 13.03$$

双级圆柱齿轮减速器高速级的传动比为

$$i_1 = \sqrt{1.3i} = \sqrt{1.3 \times 13.03} = 4.116$$

其低速级的传动比为

$$i_2 = i/i_1 = 13.03/4.116 = 3.166$$

4. 传动装置的运动和动力参数计算

(1) 各轴的转速计算:

$$n_I = n_m = 960 \text{ r/min}$$

$$n_{II} = n_I/i_1 = (960/4.116) \text{ r/min} = 233.24 \text{ r/min}$$

$$n_{III} = n_{II}/i_2 = (233.24/3.166) \text{ r/min} = 73.67 \text{ r/min}$$

$$n_{IV} = n_{III} = 73.67 \text{ r/min}$$

(2) 各轴的输入功率计算:

$$P_I = P_d \eta_1 = (3.776 \times 0.99) \text{ kW} = 3.738 \text{ kW}$$

$$P_{II} = P_I \eta_2 \eta_3 = (3.738 \times 0.97 \times 0.99) \text{ kW} = 3.590 \text{ kW}$$

$$P_{III} = P_{II} \eta_2 \eta_3 = (3.590 \times 0.97 \times 0.99) \text{ kW} = 3.447 \text{ kW}$$

$$P_{IV} = P_{III} \eta_3 \eta_1 = (3.447 \times 0.99 \times 0.99) \text{ kW} = 3.378 \text{ kW}$$

(3) 各轴的输入转矩计算:

$$T_I = 9550P_I/n_I = (9550 \times 3.738/960) \text{ N} \cdot \text{m} = 37.185 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{II} = 9550P_{II}/n_{II} = (9550 \times 3.590/233.24) \text{ N} \cdot \text{m} = 146.992 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{III} = 9550P_{III}/n_{III} = (9550 \times 3.447/73.67) \text{ N} \cdot \text{m} = 446.842 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{IV} = 9550P_{IV}/n_{IV} = (9550 \times 3.378/73.67) \text{ N} \cdot \text{m} = 437.897 \text{ N} \cdot \text{m}$$

将上述计算结果列于表 2-5 中,以供查用。

表 2-5 各轴的运动及动力参数

轴号	转速 n /(r/min)	功率 P /kW	转矩 T /(N·m)	传动比 i
I	960	3.738	37.185	4.116
II	234.43	3.590	146.992	
III	73.67	3.447	446.842	3.166
IV	73.67	3.378	437.897	
				1