

第 1 篇

机械设计课程设计指导书

课程设计概论

1. 机械设计课程设计的目的

课程设计是机械设计课程中的最后一个教学环节,也是第一次对学生进行较全面的机械设计训练,其目的是:

(1) 培养学生综合运用机械设计课程及其有关先修课程的理论知识解决工程实际问题的能力,进一步巩固、深化、扩展本课程所学到的理论知识。

(2) 通过对通用机械零件、常用机械传动或简单机械的设计实践,使学生掌握一般机械传动装置的设计内容、步骤和方法,并在设计构思和设计技能等方面得到相应的锻炼。

(3) 提高学生机械设计的基本技能,使学生具有查阅标准、规范、手册、图册等技术资料的能力和较熟练的计算和绘图能力。

(4) 通过传动方案的拟定、设计计算、结构设计、查阅资料以及编写设计计算说明书等各个环节,培养学生独立的机械设计能力,以及分析和解决实际问题的能力。

2. 机械设计课程设计的内容

机械设计课程设计是学生首次进行较全面的机械设计训练,其性质、内容和培养学生设计能力的过程与专业课的课程设计应有所不同。机械设计课程设计的题目,一般是选择内容和份量都比较适当的机械传动装置或简单机械。课程设计应包括下面的工作内容:

- (1) 确定机械系统总体传动方案;
- (2) 选择电动机;
- (3) 传动装置运动和动力参数的计算;
- (4) 传动件(如齿轮、带及带轮、链及链轮等)的设计;
- (5) 轴的设计;
- (6) 轴承组合部件设计;
- (7) 键的选择和校核;
- (8) 联轴器的选择;
- (9) 机架或箱体等零件的设计;
- (10) 润滑与密封设计;
- (11) 装配图与零件图设计与绘制。

学生在规定的时间内应完成以下内容:

- (1) 装配工作图 1 张(A0 或 A1 图纸);
- (2) 零件工作图 2~3 张;
- (3) 设计计算说明书 1 份。

3. 机械设计基础课程设计的步骤

课程设计一般按下面的步骤进行:

(1) 设计准备。阅读设计任务书,明确设计要求和条件;通过观察模型和实物、观看录像、做实验、调研等方式了解设计对象;查阅相关资料;拟定工作计划等。

(2) 传动装置的总体设计。比较和选择传动装置方案;选定电动机的类型和型号;确定总传动比和各级传动比;计算各轴的转矩和转速。

(3) 传动件的设计计算。设计计算各级传动件的参数和主要尺寸,包括传动零件(带、链、齿轮、蜗杆、蜗轮等),以及选择联轴器的类型和型号等。

(4) 设计装配图。绘制装配草图;轴的强度计算和结构设计;轴承的选择和计算;箱体及其附件的设计;绘制装配图(包括标注尺寸、配合、技术要求、零件明细表和标题栏等)。

(5) 设计零件工作图。

(6) 按规定的格式要求编写设计说明书。

(7) 总结和答辩。

4. 机械设计课程设计中应注意的问题

(1) 课程设计应在教师的指导下独立完成。要培养学生的综合设计能力,提倡刻苦、认真、独立思考、精益求精的学习精神,反对照抄照搬和马虎应付的态度。

(2) 设计过程中,需要综合考虑多种因素,采取各种方案进行分析、比较和选择,从而确定最优方案、尺寸和结构。计算和画图需要交叉进行,边画图、边计算,通过不断反复修改来完善设计,必须耐心、认真地完成设计过程。

(3) 参考和利用已有资料是学习前人经验、提高设计质量的重要保证,但不应该盲目地抄袭,要按照设计任务和具体条件来进行设计。

(4) 设计过程中应学习正确运用标准和规范,要注意区分哪些尺寸需要圆整为标准数列或优先数列,而哪些尺寸不能圆整为整数。

(5) 注意掌握设计进度,认真检查每一阶段的设计结果,保证设计的正常进行。

机械系统传动装置设计

由于原动机的输出转速、转矩和运动形式往往与工作机的要求不同,因此需要在它们之间采用传动系统装置。由于传动装置的选用、布局及其设计结果对整个设备的工作性能、重量和成本等影响很大,因此合理地拟定传动方案具有重要的意义。机械系统传动装置设计的内容包括:确定传动方案;选定电动机型号;计算总传动比和合理分配各级传动比;计算传动装置的运动和动力参数。

2.1 传动方案的确定

为了满足同一工作机的性能要求,可采用不同的传动机构、不同的组合和布局,在总传动比保持不变的情况下,还可按不同的方法分配各级传动的传动比,从而得到多种传动方案以供分析、比较。合理的传动方案首先要满足机器的功能要求,例如传递功率的大小、转速和运动形式。此外还要适应工作条件(工作环境、场地、工作制度等),满足工作可靠、结构简单、尺寸紧凑、传动效率高、使用维护便利、工艺性好、成本低等要求。要同时满足这些要求是比较困难的,但必须满足最主要和最基本的要求。

图 2.1 是电动绞车的三种传动方案。其中,方案(a)采用二级圆柱齿轮减速器,适合于繁重及恶劣条件下长期工作,使用维护方便,但结构尺寸较大;方案(b)采用蜗轮蜗杆减速器,结构紧凑,但传动效率较低,长期连续使用时就不经济;方案(c)用一级圆柱齿轮减速器和开式齿轮传动,成本较低,但使用寿命较短。从上述分析可见,虽然这三种方案都能满足电动绞车的功能要求,但结构、性能和经济性都不同,要根据工作条件要求来选择较好的方案。

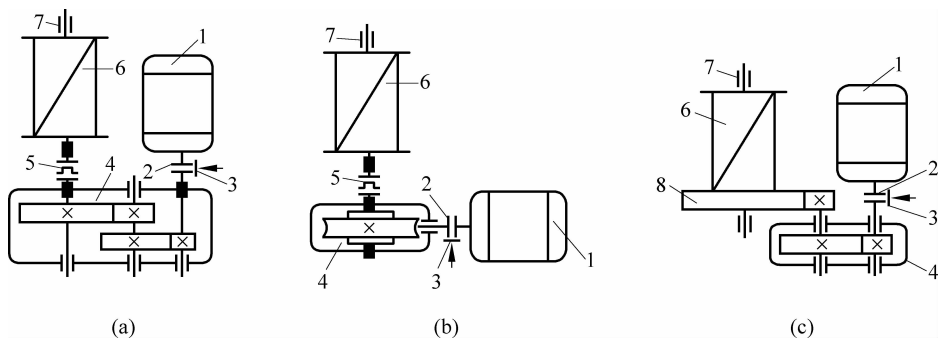


图 2.1 电动绞车传动方案简图

1—电动机; 2,5—联轴器; 3—制动器; 4—减速器; 6—卷筒; 7—轴承; 8—开式齿轮

为了便于设计时选择传动装置,表 2.1 列出了常用减速器的类型及特性,表 2.2 列出了各种机械传动的传动比。

表 2.1 常用减速器的类型及特性

名 称	简 图	特 性
一级圆柱齿轮 减速器		轮齿可用直齿、斜齿或人字齿。直齿用于低速($v \leq 8\text{m/s}$)或载荷较轻的传动,斜齿或人字齿用于较高速($v = 25 \sim 50\text{m/s}$)或载荷较重的传动。箱体常用铸铁制造,轴承常用滚动轴承。传动比范围: $i = 3 \sim 6$,直齿 $i \leq 4$,斜齿 $i \leq 6$
二级展开式圆 柱齿轮减速器		高速级常用斜齿,低速级可用直齿或斜齿。由于相对于轴承不对称,要求轴具有较大的刚度。高速级齿轮应远离转矩输入端,以减少因弯曲变形所引起的载荷沿齿宽分布不均的现象。常用于载荷较平稳的场合,应用广泛。传动比范围: $i = 8 \sim 40$
二级同轴式圆 柱齿轮减速器		箱体长度较短,轴向尺寸及质量较大,中间轴较长,刚度差,轴承润滑困难。当两大齿轮浸油深度大致相同时,高速级齿轮的承载能力难以充分利用。仅有一个输入轴和输出轴,传动布置受到限制。传动比范围: $i = 8 \sim 40$
一级圆锥齿轮 减速器		用于输入轴和输出轴的轴线垂直相交的传动。有卧式和立式两种。轮齿加工较复杂,可用直齿、斜齿或曲齿。传动比范围: $i = 2 \sim 5$,直齿 $i \leq 3$,斜齿 $i \leq 5$
二级圆锥-圆柱 齿轮减速器		用于输入轴和输出轴的轴线垂直相交且传动比较大的传动。圆锥齿轮布置在高速级,以减少圆锥齿轮的尺寸,便于加工。传动比范围: $i = 8 \sim 25$
一级蜗杆减 速器		传动比大,结构紧凑,但传动效率低,用于中小功率、输入轴和输出轴垂直交错的传动。蜗杆下置式的润滑条件较好,应优先选用。当蜗杆圆周速度 $v > 4 \sim 5\text{m/s}$ 时,应采用上置式,此时蜗杆轴承润滑条件较差。传动比范围: $i = 10 \sim 40$
NGW 型一级 行星齿轮减速器		比普通圆柱齿轮减速器的尺寸小,质量轻,但制造精度要求高,结构复杂。用于要求结构紧凑的动力传动。传动比范围: $i = 3 \sim 12$

表 2.2 各种机械传动的传动比

传 动 类 型			传动比的推荐值	传动比的最大值
一级圆柱齿轮传动	闭式	直齿	$\leq 3 \sim 4$	≤ 10
		斜齿	$\leq 3 \sim 6$	≤ 10
	开式		$\leq 3 \sim 7$	$\leq 15 \sim 20$
一级圆锥齿轮传动	闭式	直齿	$\leq 2 \sim 3$	≤ 6
		斜齿	$\leq 3 \sim 4$	≤ 6
	开式		≤ 5	≤ 8
蜗杆传动	闭式		$7 \sim 40$	≤ 80
	开式		$15 \sim 60$	≤ 120
带传动	开口平带		$\leq 2 \sim 4$	≤ 6
	V 带		$\leq 2 \sim 4$	≤ 7
链传动	滚子链		$\leq 2 \sim 5$	≤ 8

2.2 电动机的选择

电动机的选择应在传动方案确定之后进行,其目的是在合理地选择其类型、功率和转速的基础上,具体确定电动机的型号。

1. 选择电动机类型和结构型式

电动机类型和结构型式要根据电源(交流或直流)、工作条件和载荷特点(性质、大小、启动性能和过载情况)来选择。工业上广泛使用三相异步电动机。对载荷平稳、不调速、长期工作的机器,可采用鼠笼式异步电动机。Y 系列电动机为我国推广采用的新设计产品,它具有节能、启动性能好等优点,适用于不含易燃、易爆和腐蚀性气体的场合以及无特殊要求的机械中。对于经常启动、制动和反转的场合,可选用转动惯量小、过载能力强的 YZ 型、YR 型和 YZR 型等系列的三相异步电动机。

电动机的结构有开启式、防护式、封闭式和防爆式等,可根据工作条件选用。同一类型的电动机又具有几种安装型式,应根据安装条件确定。

2. 确定电动机的功率

电动机的功率选择是否恰当,对整部机器的正常工作和成本都有影响。所选电动机的额定功率应等于或稍大于工作要求的功率。若功率小于工作要求的功率,则不能保证工作机正常工作,或使电动机长期过载、发热大而过早损坏;但功率过大,则增加成本,并且由于效率和功率因数低而造成浪费。电动机的功率受运行时发热条件限定,由于课程设计中的电动机大多是在常温 and 载荷不变(或变化不大)的情况下长期连续运转,因而在选择其功率时,只要使其所需的实际功率(简称电动机所需功率) P_d 不超过额定功率 P_{ed} ,即可避免过热。即使 $P_{ed} \geq K_A P_d$,这里 K_A 是工况参数,应根据具体工况选取。

1) 工作机主轴所需功率

若已知工作机主轴上的传动滚筒、链轮或其他零件上的圆周力(有效拉力) $F(N)$ 和圆周

速度(线速度) $v(\text{m/s})$,则在稳定运转时工作机主轴上所需功率 $P_w(\text{kW})$ 按下式计算:

$$P_w = \frac{Fv}{1000} \quad (2.1)$$

若已知工作机主轴上的传动滚筒、链轮或其他零件的直径 $D(\text{mm})$ 和转速 $n(\text{r/min})$,则圆周速度 $v(\text{m/s})$ 按下式计算:

$$v = \frac{\pi Dn}{60 \times 1000} \quad (2.2)$$

若已知工作机主轴上的转矩 $T(\text{N} \cdot \text{m})$ 和转速 $n(\text{r/min})$,则工作机主轴所需功率 $P_w(\text{kW})$ 按下式计算:

$$P_w = \frac{Tn}{9550} \quad (2.3)$$

2) 电动机所需功率

电动机所需功率 $P_d(\text{kW})$ 按下式计算:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} \quad (2.4)$$

式中, P_w 为工作机主轴所需功率, kW ; η 为由电动机至工作机主轴之间的总效率,按下式计算:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \cdots \cdot \eta_n \cdot \eta_w \quad (2.5)$$

式中, $\eta_1, \eta_2, \cdots, \eta_n$ 分别为传动装置中每一传动副(齿轮、蜗杆、带或链)、每对轴承、每个联轴器的效率,其推荐值见表 2.3; η_w 为工作机的效率。

计算总效率时,要注意以下几点:

(1) 选用表 2.3 中的数值时,一般取中间值。如工作条件差、润滑不良时,应取低值;反之取高值。

(2) 动力每经过一对运动副或传动副,就有一次功耗,故在计算总效率时,都要计入。

(3) 表 2.3 中齿轮、蜗杆、带与链的传动效率未计入轴承效率,故轴承效率须另计。表中轴承效率均指一对轴承的效率。

表 2.3 机械传动和摩擦副的效率概略值

种 类				效率 η	种 类		效率 η
圆柱 齿轮	闭式	精度 等级	7	0.98	V 带传动		0.94~0.96
			8	0.97	链传动 (滚子链)	闭式	0.96
			9	0.96		开式	0.92
	开式			0.95	滚动轴承	球轴承	0.99(一对)
						滚子轴承	0.98(一对)
圆锥 齿轮	闭式	精度 等级	7	0.97	滑动轴系	润滑不良	0.94
			8	0.96		润滑正常	0.97
			9	0.95		液体摩擦	0.99
	开式			0.93			
蜗杆 传动	闭式	蜗杆头 数 z_1	1	0.70~0.75	联轴器	十字滑块联轴器	0.97~0.99
			2	0.75~0.82		万向联轴器	0.95~0.98
			4	0.87~0.92		齿轮联轴器	0.99
		自锁蜗杆		0.40~0.45		弹性联轴器	0.99~0.995
	开式	$z_1=1,2$		0.60~0.70		刚性联轴器	1

3. 确定电动机的转速

同一功率的异步电动机有 3000r/min、1500r/min、1000r/min、750r/min 等几种同步转速。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。因此,在选择电动机转速时,应综合考虑与传动装置有关的各种因素,通过分析比较,选出合适的转速。一般选用同步转速为 1000r/min 和 1500r/min 的电动机为宜。

根据选定的电动机类型、功率和转速由表 18.1 和表 18.2 查出电动机的具体型号和外形尺寸。后面传动装置的计算和设计就按照已选定的电动机型号的额定功率 P_{ed} 、满载转速 n_m 、电动机的中心高度、外伸轴径和外伸轴长度等条件进行。

2.3 计算总传动比和分配各级传动比

根据电动机的满载转速 n_m 和工作机主轴的转速 n_w ,传动装置的总传动比按下式计算:

$$i = n_m / n_w \quad (2.6)$$

总传动比 i 为各级传动比的连乘积,即

$$i = i_1 i_2 \cdots i_n$$

总传动比的一般分配原则如下。

(1) 限制性原则:各级传动比应控制在表 2.2 给出的常用范围以内。采用最大值时将使传动机构尺寸过大。

(2) 协调性原则:传动比的分配应使整个传动装置的结构匀称、尺寸比例协调而又不相互干涉。如传动比分配不当,就有可能造成 V 带传动中从动轮的半径大于减速器输入轴的中心高、卷筒轴上开式齿轮传动的中心距小于卷筒的半径、多级减速器内大齿轮的齿顶与相邻的表面相碰等情况。

(3) 等浸油深度原则:对于展开式二级圆柱齿轮减速器,通常要求传动比的分配应使两个大齿轮的直径比较接近,从而有利于实现浸油润滑。由于低速级齿轮的圆周速度较低,因此其大齿轮的直径允许稍大些(即浸油深度可深一些)。其传动比分配可查图 2.2。

(4) 等强度原则:在设计过程中,有时往往要求同一减速器中各级齿轮的接触强度比较接近,以使各级传动零件的使用寿命大致相等。若二级减速器各级的齿宽系数和齿轮材料的接触疲劳极限都相等,且两级中心距之比 $a_2/a_1=1.1$,则通用减速器的公称传动比可按表 2.4 搭配。

(5) 优化原则:当要求所设计的减速器的质量最轻或外形尺寸最小时,可以通过调整传动比和其他设计参数(变量),用优化方法求解。上述传动比的搭配只是初步的数值。由于在传动零件设计计算中,带轮直径和齿轮齿数的圆整会使各级传动比有所改变,因此,在所有传动零件设计计算完成后,实际总传动比与要求的总传动比有一定的误差,一般相对误差控制在 $\pm(3\% \sim 5\%)$ 的范围内。

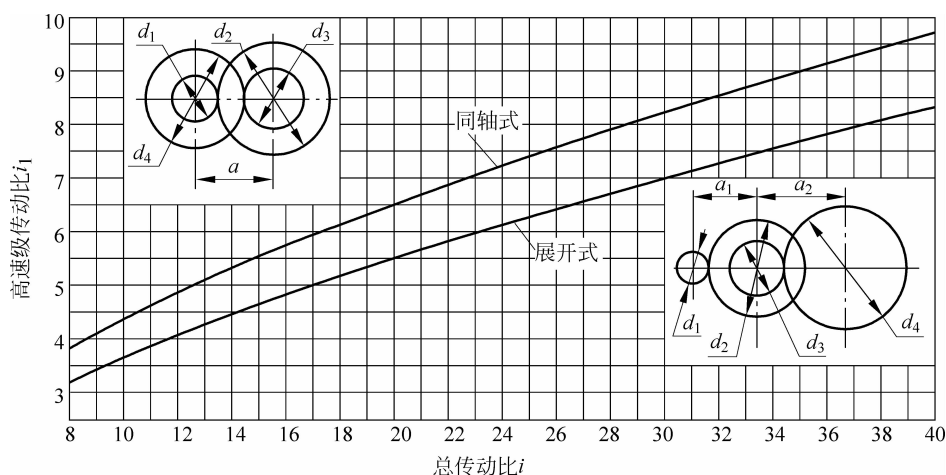


图 2.2 二级圆柱齿轮减速器传动比分配

表 2.4 二级减速器的传动比搭配

i	6.3	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20	22.4
i_1	2.5	2.8	3.15		3.55	4		4.5	5	5.6		6.3
i_2	2.5			2.8			3.15				3.55	

2.4 传动装置的运动和动力参数计算

为了给传动件的设计计算提供依据,应计算各传动轴的转速、输入功率和转矩等有关参数。计算时,可将各轴由高速至低速依次编为 0 轴(电动机轴)、I 轴、II 轴……,并按此顺序进行计算。

1. 计算各轴的转速

传动装置中,各轴转速的计算公式为(单位: r/min):

$$\left. \begin{aligned} n_0 &= n_m \\ n_{\text{I}} &= n_0 / i_{01} \\ n_{\text{II}} &= n_{\text{I}} / i_{12} \\ n_{\text{III}} &= n_{\text{II}} / i_{23} \\ &\vdots \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

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

2. 计算各轴的输入功率

电动机的计算功率一般可用电动机所需实际功率 P_d 作为计算依据,则其他各轴输入功率为(单位: kW):