

机械设计课程设计
单级圆柱齿轮减速器设计
计算说明书

物理与机电工程 学院

机械设计制造及其自动化专业

设计者 _____

指导教师 _____

年 月 日

()

机械设计课程设计计算说明书

一、	传
动方案拟定	2
二、	电
动机的选择	2
三、	确
定传动装置总传动比及分配各级的传动比	3
四、	传
动装置的运动和动力设计	4
五、	普
通V带的设计	5
六、	齿
轮的设计	8
七、	轴
的设计	12
八、	键
连接的设计	20
九、	联
轴器的设计	21
十、滚动轴承的设计	21
十一、润滑和密封的设计	21
十二、箱体的各结构设计说明	22
十三、设计小结	22
十四、参考文献	23

算项目

计算及说明

计算结果

设计题目

原始数据

方案初拟

一、传动方案拟定

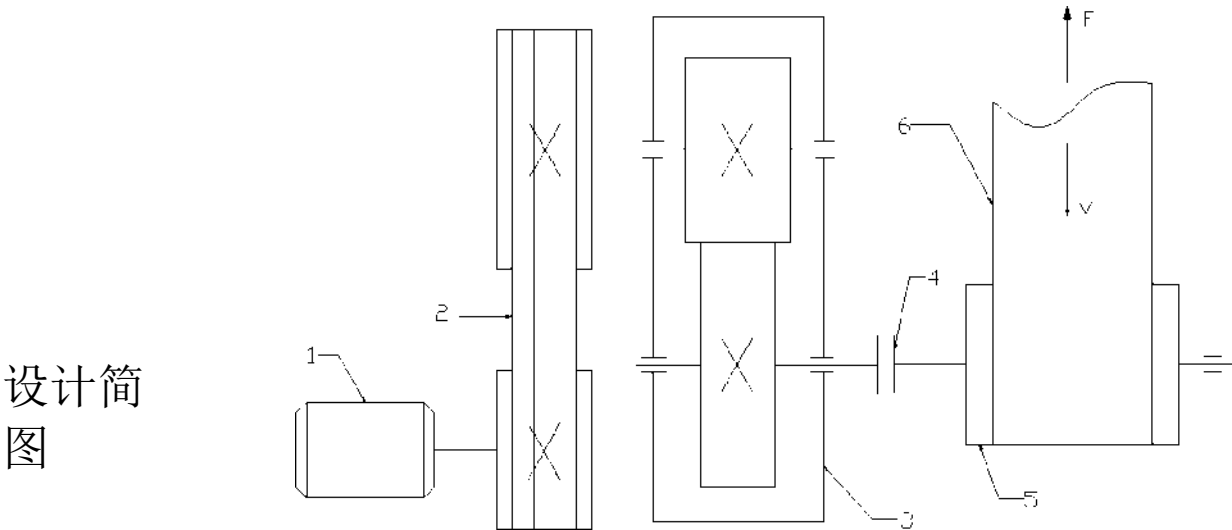
1、工作条件：连续工作，单向运载，载荷变化不大，空载启动。减速机小批量生产，使用期限8年，每日两班制工作。运输带允许速度误差5%。

2、原始数据： 传送带主动轴所需扭矩 $T=950n-m$ ；
带速 $V=1.6\text{罗}^{\wedge}$ ；
鼓轮直径 $D=0.35m$ ；

3、方案拟定：

采用V带传动与齿轮传动的组合，即可满足传动比要求， 同时由于带传动具有良好的缓冲，吸振性能，适应大起动转矩 工况要求，结构简单，成本低，使用维护方便， 故选V带。

采用V带传动



- 电动机选用
1. 电动机 2.V带传动 3. 圆柱齿轮减速器
- 4.联轴器 5.滚筒 6.运输带

二、电动机选择

1、电动机类型和结构的选择：

选择Y系列一般用途的全封闭自扇冷鼠笼型三相异步电动机，此系列电动机属于一般用途的全封闭自扇冷电动机，其结构简单，工作可靠，价格低廉，维护方便，适用于不易燃，不易爆，无腐蚀性气体和无特殊要求的机械。

选择Y系列一般用途的全封闭自扇冷鼠笼型三相异步电动机

2、电动机容量选择：

根据已知条件，工作机的效率为：

查表：

$$\eta = \eta_{\text{滚}} \times \eta_{\text{带}} \times \eta_{\text{平}} = 0.99 \times 0.99 \times 0.97 = 0.95 \quad (1)$$

$$\{M\}_{Nm} = 9549 \frac{\{P\}_{kw}}{\{n\} r \min} \quad (2)$$

工作机功率由下式计算：

$$\eta_{\text{滚}} = 0.99$$

$$\eta_{\text{带}} = 0.97$$

$$\eta_{\text{平}} = 0.96$$

$$\eta_{\text{齿}} = 0.99$$

$$\eta_{\text{总}} = 0.95$$

得
$$\frac{n}{w} = \frac{T \cdot u \cdot T \cdot 60}{9549 \cdot H_w} = \frac{1.6 \times 950 \times 60}{9549 \times \pi \cdot D \cdot H_w} = \frac{1.6 \times 950 \times 60}{9549 \times \pi \times 0.35 \times 0.95} =$$

电动机的输出为：

$$P = \frac{W}{t} = \frac{9.14}{0.96 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.995} \text{ kW} = 10.06 \text{ kW} \quad (3)$$

传动比 根据机械设计手册附表K取电动机功率 $P^{\wedge} = 11 \text{ kW}$

3、确定电动机的转速及传动比

计算滚筒转速为：

$$n_w = \frac{60 \times 60 \times 1.6}{0.96 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.995} \text{ r/min} = 87.31 \text{ r/min} \quad (4)$$

根据各种机械传动的传动比表(P13、表3.2)【1】推荐传动比范围’取圆柱齿轮传动一级减速器传动比范围 $i_{\text{轮}} = 3 \sim 5$ ’取V

带传动比 $i_{\text{带}} = 2 \sim 4$ 。则总传动比理论范围为： $i_{\text{总}} = 6 \sim 20$

故电动机转速的可选范围：

$$n = i_{\text{总}} \times n_w = (6 - 20) \times 87.31 \text{ r/min} = 523.86 \sim 1746.2 \text{ r/min} \quad (5)$$

则符合这一范围的同步转速有： 1000和1500 r/min 选 Y160L-6

根据容量和转速，由相关手册查出三种适用的电动机型号：（卜表）

方 案	电动机型号	额定功率	电动机转速 (r/min)	
			同步转速	满载转速
1	Y160L-6	11	1000	970
2	Y160M-4	11	1500	1460
3	Y180L-8	11	750	730

综合考虑电动机和传动装置选Y160L-6

三、确定传动装置的总传动比和分配级传动比：

1.由选定的电动机满载转速和工作机主动轴转速可得传动装置总传动比为：

$$\frac{n}{n_w} = \frac{970}{87.31} = 11.11 \quad (6)$$

且总传动比等于各传动比的乘积。分配传动装置传动比：

$$i_{\text{总}} = i_{\text{齿}} \times i_{\text{带}} = 11.11 \quad (7)$$

2、分配各级传动装置传动比：

$$i = 3$$

各种机械传动的传动比表【1】取带（普通V带 $i = 2 \sim 4$ ）

由(7)得：

$$i = \sqrt[11]{1} = 3.7033$$
 (8)

-H4-
市

四、传动装置的运动和动力设计
 将传动装置各轴由电动机至卷筒依次定为：

0轴、1轴.....为名称；

$i_0、i；.....$ 为相邻两轴间的传动比；

$\eta_{01}、\eta_{12}.....$ 为相邻两轴的传动效率；

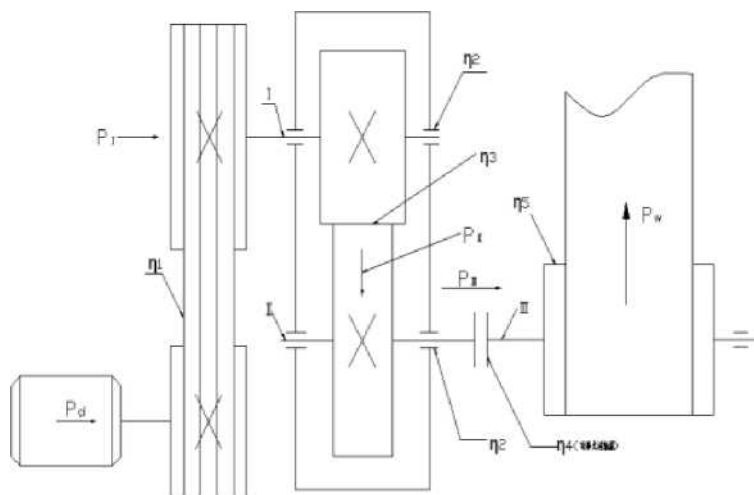
$P_0、P_1...$ 为各轴的输入功率(而)；

$T_0、T.....$ 为各轴的输入转矩(Mm)；

$n_0、n_1.....$ 为各轴的输入转速(r,min)。

可按电动机轴全工作运动传递路线推算，得到各轴的运动和动力参数

1、 运动参数及动力参数的计算



各轴转
速计算

(1) 计算各轴的转速：

$$0 : n = n = 970 \text{ r/min}$$

$$1 : n = \frac{n_0}{i} = \frac{970}{3.7033} = 261.93 \text{ r/min}$$

$$2 : n = \frac{n_1}{i} = \frac{261.93}{3.7033} = 70.73 \text{ r/min}$$

$$\text{卷筒轴: } n = n = 70.73 \text{ r/min}$$

各轴功
率计算

(2) 计算各轴的功率：

$$1 : P = P_0 \cdot \eta_{01} = 9.66 \times 0.96 = 9.27 \text{ kW}$$

$$2 : P = P_1 \cdot \eta_{12} = 9.27 \times 0.99 = 9.17 \text{ kW}$$

$$\text{卷筒轴: } P = P_2 \cdot \eta_{23} = 9.17 \times 0.995 = 9.12 \text{ kW}$$

$$P = 9.66 \text{ kW}$$

$$P = 9.27 \text{ kW}$$

$$P_w = 9.14 \text{ kW}$$

各轴转
矩计算

(3) 计算各轴的输入转矩：

电动机轴输出转矩为：

1 : $T = 9549P/n = 9549 \times 10.06 / 970 = 99.03 \text{ N} \cdot \text{m}$
2 : $T = 9549P/n = 9549 \times 9.66 / 323.33 = 285.29 \text{ N} \cdot \text{m}$
3 : $T = 9549P/n = 9549 \times 9.27 / 87.31 = 1013.85 \text{ N} \cdot \text{m}$ (1)

卷筒轴： $T = 9549P/n = 9549 \times 9.14 / 87.31 = 999.63 \text{ N} \cdot \text{m}$

整理以上数据得：

轴名	效率P (kw))	转矩T (N - m)	转速n (r / min)	传动比i	效率η
电动机轴	10.06	99.03	970	3	0.96
I轴	9.66	285.29	323.33	3.7	0.961
II轴	9.27	1013.85	87.31	1.00	0.985
卷筒轴	9.14	999.63	87.31		

表4-1

(4) 计算各轴的输出功率：

由于1~2轴的输出功率分别为输入功率乘以轴承效率得：

$P = P_{\text{入}} \times \eta_{\text{轴}} = 9.66 \times 0.99 \text{ kw} = 9.56 \text{ kw}$
 $P_{\text{出}} = P_2 \times \eta_{\text{轴}} = 9.27 \times 0.99 \text{ kw} = 9.18 \text{ kw}$

计算各轴的输出转矩：

由于1~2轴的输出功率分别为输入功率乘以轴承效率得：

$T = T_{\text{入}} \times \eta_{\text{轴}} = 285.29 \times 0.99 \text{ N} \cdot \text{m} = 282.44 \text{ N} \cdot \text{m}$
 $T_{\text{出}} = T_{\text{入}} \times \eta_{\text{轴}} = 1013.85 \times 0.99 \text{ N} \cdot \text{m} = 1003.71 \text{ N} \cdot \text{m}$ (13)

V带设计

带的设计

1. 确定输送机载荷 P_{ca}

工作载荷计算

由输送机载荷变动小，工作情况系数 K_A 表（P156、表 8-7）

【2】，查得工况系数 $K_A = 1.1$

$P = K P = 1.1 \times 11 \text{ kw} = 12.1 \text{ kw}$ (14) $P = 12.1 \text{ kw}$

式中： P_{ca} —计算功率， kw ； P —所需传递功率，

选择V带

2. 选取V带型号

根据 $P = 12.1 \text{ kw}, n = 970 \text{ r/min}$ ，据普通 V带选型图

确定带轮直径

(P157, 图 8-11) 选择 B 型 V 带 d1=140mm。

选择B型V带
d1=140mm

3. 确定带轮直径d1, d2

1) 选小带轮直径d参考图3.16选取d=140mm

2) 验算带速v

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \cdot 140 \times 970}{60 \times 1000} = 7.11 \text{ m/s}$$
 (15)

v=7.11m/s
满足速度要求
(5m/s < v < 25 m/s)

满足要求

3) 确定从动轮基准直径d2

取 d2=420mm

$$d_2 = i \cdot d_1 = 3 \times 140 \text{ mm} = 420 \text{ mm}$$
 (16)

据普通V带轮的基准直径系列表(P157, 表8-8) 取标准值 d=400mm。

4) 计算实际传动比i

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{400}{140} = 2.857$$
 (17) i=2.857

5) 验算传动比相对误差

理论传动比i0=3

$$\Delta i = \frac{i - i_0}{i_0} = \frac{2.857 - 3}{3} = -4.7\% < 5\% \text{ 合格}$$
 (18) i

4. 定中心距a和基准带长Ld (优选值查表P82)

中心距a计算

1) 初定中心距a0

$$0.7(d_1 + d_2) < a_0 < 2(d_1 + d_2)$$
 (19)

带入数据得: 378 < a0 < 1080 (mm)

取 a=700mm

计算带的基准长度

2) 计算带的基准长度Ld0

$$L_d = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$$
 (20)

带入数据得:

$$L_d \approx 2 \times 700 + \frac{\pi}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \times 700} = 2272.37 \text{ mm}$$

乙如=2272.37mm

	查V带的基准长度系列及长度系数L_d表（P146，表8-2）【2】取 标准值L = 2240mm 3) 计算中心距。 $a \approx \frac{L - (d_1 + d_2)}{2} = \frac{2240 - (700 + 140)}{2} = 772.5mm$ (21) 4) 确定中心距调整范围 $a_{max} = a + 0.03L_d = 772.5 + 0.03 \times 2240mm = 839.7mm$ (22) $a_{min} = a - 0.015L_d = 772.5 - 0.015 \times 2240mm = 738.9mm$ 5) 验算包角α₁ $\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3 = 180^\circ - \frac{400 - 140}{772.5} \times 57.3 = 160.71^\circ > 90^\circ$ (23) 6.确定V带根数z 1) 确定额定功率P₀ 由d₁ = 140mm及n = 970 r/min查单根普通V带的基本额定功率P（P152，表8-4a）【2】用插值法,求得：P/2.11 kw 2) 确定各修正系数 查单根普通V带额定功率的增量表（P153, 表8-4b）【2】得 功率增量：AP = 0.306 kw 查包角修正系数表（P155,表8-5）【2】得k_a=0.95 查V带的基准长度系列及长度系数K_L表（P146，表8-2）【2】 得：k = 1 3) 确定V带根数z $z > \frac{(P + AP) K_a K_L}{P_0} = \frac{(2.11 + 0.306) \times 0.95 \times 1}{2.11} = 5.27$ (24)	取 L_d = 2240mm a = 772.5mm 取 a = 839.7mm 取 a = 738.9mm a = 160.71° p = 2.11kw AP = 0.306(kw) k = 0.95 k = 1 Z = 6
确定带根数		
计算带拉力		

	$(F_{0min}) = 500 \frac{K_z v}{K_z v} + \dots$ $= 500 \times \left(\frac{2.5}{0.95} \right)^{0.95} \times 12.1 + 0.18 \times 7.112 N = 240.49 N$	(25)	$F_0=240.49N$
计算压轴力	8. 计算轴压力 F_P		
带轮结构设计	$F_P = 2 \times 240.49 \times \sin 60.71^\circ = 419.57 N$	(26)	$F_P = *N$
	9. 带轮结构设计		
	小带轮 $d_1 = 140mm$ 采用腹板式结构		$d_1=140mm$ 采用腹板式结构
	大带轮 $d_2 = 400mm$ 采用辐条式结构		$d_2=400mm$ 采用辐条式结构
	计算带轮轮宽B		
	查轮槽截面尺寸表(P161, 表8-10) [2]		
齿轮设计	$B = (z - 1) e + 2f = (6 - 1) \times 19 + 2 \times 11.5mm = 118mm$	(27)	
	六、齿轮的设计		
	1. 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数		
	1) 类型选择:		选用直齿圆柱齿轮传动
	根据传动方案, 选用直齿圆柱齿轮传动		
	2) 精度选择		取8级精度 小齿轮材料为40C, 调质处理齿面硬度
	输送机为一般工作机, 采用普通减速器, 速度不高, 查各类机器所用的齿轮传动的精度等级范围表(P210, 表10-8) [2] 取8级精度		$HB_1 = 280 HBS$ 大齿轮材料为45 钢, 调质处理齿面 硬度为
	3) 材料选择P (145)		
	由常用齿轮材料及力学性能表10-1 [2] 选择小齿轮材料为40Cr调质处理硬度 $HB_1 = 280 HBS$ 大齿轮材料为45钢调质处理		$HB_2 = 240 HBS$
齿数确定	硬度为 $HB_2 = 240 HBS$ 两轮齿面硬度差为40 HBS, 在 25~50 HBS之间, 故合格。		
	4) 初选齿数		$z = 24$
	小齿轮齿数: $z_1 = 24$		$z_2 = 90$
	大齿轮齿: $z_2 = i_1 z_1 = 3.7 \times 24 = 88.8$, 所以取 $z_2 = 90$	(28)	$u = 3.75$
强度校核	实际传动比为: $u = 90 / 24 = 3.75$		
	2. 按齿面接触疲劳强度设计		

$d > 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT}{\phi_d} \frac{i+1}{i} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$
切-主 (f^)_2

(29)

$$d_{it} = \sqrt[3]{\frac{3T}{\phi_d u b l}}$$
甲 u bl

$K = 1.3$

1) 确定设计公式中各参数

初选载荷系数 $K=1.3$

2) 小齿轮传递的转矩

q =1

$T = 9550PJ_{n1} = 9550 \times 9.66J323.33 \text{ N} \cdot m = 285.32N \cdot m$

(30)

$Z_E = 189.8 \text{ MP}$

3) 由圆柱齿轮的齿宽系数表（P205，表10-7）【2】得中=1。

d

4) 由弹性影响系数七表（P201，表10-6）【2】得七=189.8MP

大齿轮的接触疲劳极限 $bH \lim_1 = 650MP$ 、 $bH \lim_2 = 550MP$

b H]血]=650Mpa

5) 由齿轮接触疲劳强度极限图（P209，图10-21（b））【2】小

6) 应力循环次数

b H lim2=550Mpa

$N = 60n_jL = 60 \times 323.33 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 8) = 7.4495 \times 10^8$

(31)

$$N_2 = N J i_1 = 7.4495 \times 10^8 / 3.7 = 2.013 \times 10^8$$

7) 由接触疲劳寿命系数图 (P207，图10-19) 【2】得接触寿命

系数：尤函=0.94 %2=0.97

$K_{HN1} = 0.94$

$K_{HN2} = 0.97$

8) 计算许用应力 $LH] \quad LH]$ 取失效率为1%，最小安全系

数 $S = 1$ 由式： $[b] = K_o \lim / S$ 得：

$$[b_H]_1 = 611 \text{ MPa}$$

$$[b_H]_1 = \frac{K_{HN1} b_{\lim 1}}{S} = \frac{0.94 \times 650}{1} \text{ MP} = 611 \text{ MP}$$

(32)

$$[b_H]_2 = \frac{K_{HN2} b_{\lim 2}}{S} = \frac{0.97 \times 550}{1} \text{ MP} = 533.5 \text{ MP}$$

$$[b_H]_2 = 533.5 \text{ MPa}$$

计算小
齿轮分
度圆直
径

(2) 设计计算

1) 试算小齿轮分度圆直径 $d^{\wedge}$ ，代入 $[b]$ 温中较小的值。

$$d_{it} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT}{\phi_d} \frac{i+1}{i} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

(33)

$d = 90.75 \text{ mm}$

圆周速
度

$$= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 285.29 \times 10^3}{3.7+1} \frac{1}{1} \left(\frac{189.8}{3.7 \times 533.5}\right)^2} \text{ mm} = 90.75 \text{ mm}$$

2) 计算圆周速度 p

计算载
荷系数

校核分
度圆直

模数计
算

按齿根
弯曲强
度设计
分度圆
直径计
算

$$V = \sqrt[3]{\frac{90.754 \times 323.33}{60 \times 1000}} \times \frac{60 \times 1000}{60 \times 1000} \times \frac{1}{1.57} < 6 \quad (34)$$

合格

$$3) \text{ 计算齿宽 } b。 b = d_f \cdot \frac{b}{h} = 1 \times 90.75 \text{ mm} = 90.75 \text{ mm} \quad (35)$$

$$4) \text{ 计算齿宽与齿高之比 } \frac{b}{h}。$$

模数: $m = \frac{d}{Z} = \frac{90.75}{24} = 3.781 \text{ mm} \quad (36)$

$$h = 2.25m = 2.25 \times 3.781 \text{ mm} = 8.507 \text{ mm}$$

齿高: $\frac{b}{h} = \frac{90.75}{8.51} = 10.66 \quad (37)$

5) 计算载荷系数K (P151)

由使用系数表 (P193, 表10-2) 查得 $K_A = 1$ 根据 $V = 1.54 \text{ ms}$,

8级精度由动载系数图 (P194, 图10-8) 查得动载系数

$$K = 1.11。直齿轮, 则 K = K_H = 1。查齿向载荷分布系$$

数表 (P196, 表 10-4) 得 $K = 1.355$, 由 $\frac{b}{h} = 10.66$, 查 (P198 图10-13) 得弯曲强度计算的齿向载荷分布系数 $K_\sigma = 1.28$

则 $K = K_A K_H K_\sigma = 1 \times 1.11 \times 1 \times 1.355 = 1.504 \quad (38)$

6) 按实际载荷系数校核分度圆直径 d_1 :

$$d = d_1 \cdot \frac{m}{K} = 90.75 \times \frac{1}{1.504 / 1.3} = 95.27 \text{ mm} \quad (39)$$

7) 计算模数 m 。

$$m = \frac{d}{Z} = \frac{95.27}{24} = 3.97 \text{ mm} \quad (40)$$

3.按齿根弯曲强度设计

弯曲强度的设计公式为: $m > \sqrt[3]{\frac{3 T_1}{\sigma_F Z_F Y_F}}$ (41)

(1) 确定公式内各值的计算数值

1) 由弯曲疲劳极限图 (P208, 图10-20 (c)) 查得:

小齿轮: $\sigma_F = 550 \text{ MPa}$, 大齿轮: $\sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}$

$V = 1.57 \text{ ms}$ 合格

$K = 1.504$

$d_1 = 95.27 \text{ mm}$

$m = 3.5$

$\sigma_F = 550 \text{ MPa}$

$\sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：
<https://d.book118.com/55611155051010120>