

目 录

设计任务书	1
传动方案的拟定及说明	4
电动机的选择	4
计算传动装置的运动和动力参数	5
传动件的设计计算	5
轴的设计计算	8
滚动轴承的选择及计算	14
键联接的选择及校核计算	16
联轴器的选择	16
减速器附件的选择	17
润滑与密封	18

设计小结	18
------------	----

参考资料目录	18
--------------	----

机械设计课程设计任务书

带式输送机两级闭式齿轮传动装置设计

一 . 总体布置简

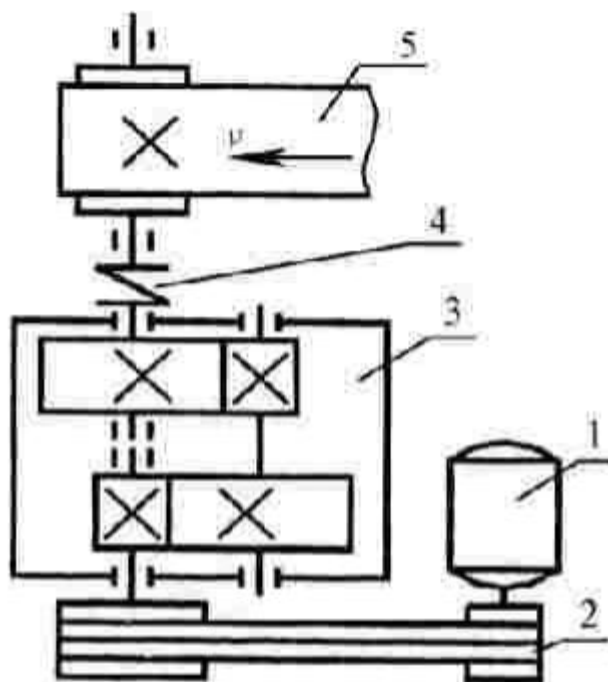


图 7-4 传动装置

- 1—电动机;2—V 带传动;
3—二级圆柱齿轮减速器;
4—联轴器;5—带式输送机

二 . 设计要求

- 1) 设计用于带式输送机的传动装置
- 2) 连续单向运转, 载荷较平稳, 空载启动, 运输带允许误差为 5%
- 3) 试用期限为 10 年, 小批量生产, 两班制工作。

三 . 原始数据

输送机工作轴转矩 T (N·m) : 1250

运输带工作速度 V (m/s) : 1.45

卷筒直径 D (mm) : 350

带速允许偏差 (%) : 5

使用年限 (年) : 10

工作制度（班/日）：2

四．设计内容

1. 电动机的选择与运动参数计算；
2. 齿轮传动设计计算
3. 轴的设计
4. 滚动轴承的选择
5. 键和联轴器的选择与校核；
6. 装配图、零件图的绘制
7. 设计计算说明书的编写

五．设计任务

- 1．减速器总装配图一张
- 2．齿轮、轴零件图各一张（打印）
- 3．课程设计说明书一份

六．设计进度

- 1、第一阶段：总体计算和传动件参数计算
- 2、第二阶段：轴与轴系零件的设计
- 3、第三阶段：轴、轴承、联轴器、键的校核及草图绘制
- 4、第四阶段：装配图、零件图的绘制及计算说明书的编写

传动方案的拟定及说明

由题目所知传动机构类型为：同轴式二级圆柱齿轮减速器。故只要对本传动机构进行分析论证。

本传动机构的特点是：减速器横向尺寸较小，两大齿轮浸油深度可以大致相同。结构较复杂，轴向尺寸大，中间轴较长、刚度差，中间轴承润滑较困难。

(一)、电动机的选择

- 1．选择电动机的类型

按工作要求选用 Y 系列全封闭自扇冷式笼型三相异步电动机，电压 380V。

- 2．选择电动机容量

$$(1) \quad F = \frac{2T}{D} = \frac{2 \times 1250}{0.42} = 5952.381$$

(2) 电动机所需工作功率 P_d 为

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

工作机所需功率为 $P_w = F_v / 1000 = T_{n_w} / 9550 \text{kw}$

从电动机到工作机传送带间的总效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5$$

各部分的效率为：

V 带传动效率： $\eta_1 = 0.96$

滚动轴承效率（一对） $\eta_2 = 0.99$ （球轴承）

闭式齿轮传动效率为 $\eta_3 = 0.97$ （7 级精度一般齿轮传动）

联轴器效率 $\eta_4 = 0.99$ （凸缘联轴器）

传动滚筒效率 $\eta_5 = 0.96$

代入，得 $\eta = 0.96 \times 0.99^4 \times 0.97^2 \times 0.99 \times 0.96 \approx 0.825$

得滚动轴工作转速

$$n_w = \frac{60 \times 1000v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.45}{\pi \times 450} \text{r/min} \approx 61.60 \text{r/min}$$

$$P_w = T_{n_w} / 9550 \text{kw} = \frac{1500 \times 61.6}{9550} \approx 9.68 \text{kw}$$

$$\text{所需电动机功率为：} P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{9.68}{0.825} \approx 11.73 \text{kw}$$

因载荷平稳，电动机额定功率 P_{ed} 略大于 P_d 即可。由 Y 系列电动机技术数

据，选电动机的额定功率 P_{ed} 为 15kw。

3．通常，V 带传动的传动比常用范围为 2~4，二级圆柱齿轮减速器为 8~40，则

总传动比的范围为 $i'_a = 16 \sim 160$ ，故电动机转速的可选范围为

$$n_d = i'_a n_w = (16 \sim 160) \text{r/min} = 985.6 \sim 9856 \text{r/min}$$

$$(16 \sim 160) \times 61.60 \text{r/min} = 985.6 \sim 9856 \text{r/min}$$

符合这一范围的同步转速有 1500 r/min 和 3000 r/min 二种，综合生产批量小，尺寸，质量及价格等因素，为使传动装置结构紧凑，决定选用同步转速为 1500 r/min 的电动机。

根据电动机的类型，容量和转速，由表 6-164（P201）选定电动机型号为 Y160L-4，其主要性能如下表：

电动机型号	额定功率/kw	满载转速 /r/min	$\frac{\text{堵转转矩}}{\text{额定转矩}}$	$\frac{\text{最大转矩}}{\text{额定转矩}}$
Y160L-4	15	1460	2.2	2.2

(二) 、分配传动比

1 . 总传动比

$$i_a = n_m / n_w = 1460 / 61.6 \approx 23.70$$

2 . 分配传动装置各级传动比：

取 V 带传动的传动比 $i_{01} = 3$, 则减速器的传动比 i 为

$$i = i_a / i_1 = 23.7 / 3 = 7.9$$

故同轴式二级圆柱齿轮的减速器的传动比为 $i = i_1 = i_2 = \sqrt{i} \approx 2.81$

(三) 、运动和动力参数计算

0 轴（电动机轴）：

$$P_0 = P_d = 11.73 \text{kw}$$

$$n_0 = n_m = 1460 \text{r/min}$$

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_0} = 9550 \times \frac{11.73}{1460} \text{ N} \cdot \text{m} \approx 76.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1 轴（高速轴）：

$$P_1 = P_0 \eta_{01} = P_0 \eta_1 = 11.73 \times 0.96 \text{kw} \approx 11.26 \text{kw}$$

$$n_1 = n_0 / i_{01} = 1460 / 3 \text{r/min} = 486.7 \text{r/min}$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{11.26}{486.7} \text{ N} \cdot \text{m} \approx 221 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2 轴（中间轴）：

$$P_2 = P_1 \eta_{12} = P_1 \eta_2 \eta_3 = 11.26 \times 0.99 \times 0.97 \text{kw} \approx 10.81 \text{kw}$$

$$n_2 = n_1 / i_{12} = 486.7 / 2.81 \text{r/min} = 173.2 \text{r/min}$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{10.81}{173.2} \text{ N} \cdot \text{m} \approx 596.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3 轴（低速轴）：

$$P_3 = P_2 \eta_{23} = P_2 \eta_2 \eta_3 = 10.81 \times 0.99 \times 0.97 = 10.38 \text{kw}$$

$$n_3 = n_2 / i_{23} = 173.2 / 2.81 \text{r/min} = 61.64 \text{r/min}$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{10.38}{61.64} \text{ N} \cdot \text{m} \approx 1608.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4 轴（滚筒轴）：

$$P_4 = P_3 \eta_{34} = P_3 \eta_3 \eta_4 = 10.38 \times 0.99 \times 0.99 \text{kw} \approx 10.17 \text{kw}$$

$$n_4 = n_3 / i_{34} = 61.64 / 1 \text{r/min} = 61.64 \text{r/min}$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_4}{n_4} = 9550 \times \frac{10.17}{61.64} \text{ N} \cdot \text{m} \approx 1576.20 \text{ N} \cdot \text{m}$$

运动和动力参数的计算结果应加以汇总，列出表格：

轴名	功率 P/kw		转矩 T/N.m		转 速 n/(r/min)	传动比 i	效率 η
	输入	输出	输入	输出			
电动机 轴 0 轴		11.73		76.75	1460		
1 轴	11.26		221		486.7	3	0.96
2 轴	10.81		596.2		173.2	2.81	0.96
3 轴	10.38		1608.3		61.64	2.81	0.96
滚筒轴	10.17		1576.20		61.64	1	0.98

(四) 、V 带传动设计

已知电动机功率 $P=11.73\text{kw}$ ，转速 $n_0=1460\text{r/min}$ ，传动比 $i=3$ ，每天工作 16 小时（两班）

- 1) 初选小带轮的基准直径 d_{d1} ，由表 8-6 和表 8-8，取小带轮的基准直径 $d_{d1}=150$ 。
- 2) 验算带速 v ，按式（8-13）

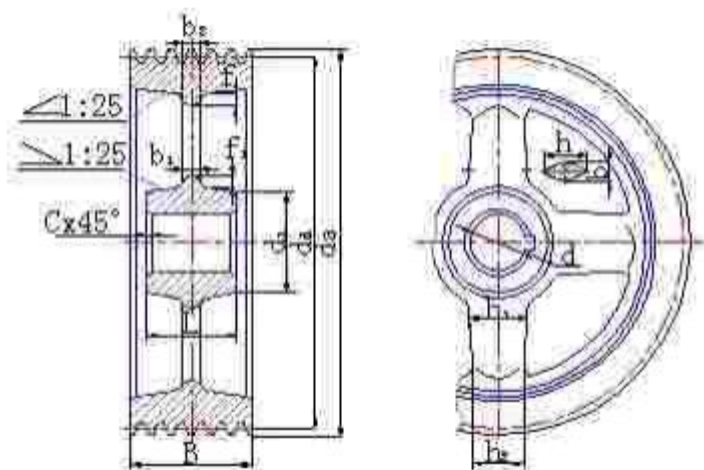
$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}$$

计算项目	计算及说明	计算数据
1. 确定计算功率 P_{ca}	由表 8-7 查得工作情况系数 $K_A=1.2$ ，故	$P_{ca}=14.08\text{kw}$

	$P_{ca} = K_A P = 1.2 \times 11.73 \text{kw} = 14.08 \text{kw}$	
2.选择 V 带的带型	根据 P_{ca} , n_1 由图 8-11 (P157) 选用 B 型	B 型
3.计算传动比	$i_1 = n_0/n_1 = 1460/486.7 = 3$	$i_1 = 3$

4. 确定小带轮直径 d_1	(1) 初选小带轮的基准直径 d_1 , 由表 8-6 和表 8-8 , 取小带轮的基准直径 $d_{d1}=132\text{mm}$.			$D_1=132\text{mm}$		
5 确定大带轮的直径 d_2	大带轮的直径 $d_2 = id_1(1-\varepsilon)$; 取弹性滑动率 $\varepsilon=0.02$ 则 $d_2 = id_1(1-\varepsilon) = 3 \times 132 \times (1 - 0.02) = 388.08\text{mm}$			$d_2 = 388.08\text{mm}$ $n_1 = 472.164\text{r / mi}$		
6、验算带速 v	按式 (8-13) $v = \frac{n \cdot d_1 \cdot n_0}{60 \times 1000} = \frac{n \times 140 \times 1460}{60 \times 1000} = 10.79\text{m/s}$ 在规定的 $5\text{m/s} < v < 25\text{m/s}$ 范围内 , 合理			$v = 10.79\text{m/s}$		
7、初选中心距 a_0	$0.7(d_1+d_2) \leq a_0 \leq 2(d_1+d_2)$ 所以 $378 \leq a_0 \leq 1080$ 取 $a_0=500\text{mm}$			$a_0=500\text{mm}$		
8、初选长度 L_0	$L_0 \approx 2 a_0 + \pi (d_1+d_2)/2 + (d_1 - d_2)^2/4 a_0 = 1881.6\text{mm}$			$L_0 = 1881.6\text{mm}$		
9、选择 V 带所需基准长度 L_d	查表得与 $L_0 = 1881.6\text{mm}$ 接近的数据 , 取 $L_d = 1800\text{mm}$			$L_d = 1800\text{mm}$		
10、实际中心距 a	$a = a_0 + (L_d - L_0) / 2 = 459.2\text{mm}$			$a = 459.2\text{mm}$		
11、验算小带轮包角 α_1	$\alpha_1 = 180^\circ - 57.3^\circ \cdot (d_1 - d_2) / a = 147.6^\circ > 120^\circ$ 经验算 , 小带轮包角 α_1 取值合理			$\alpha_1 = 147.6^\circ$		
12、计算单根 V 带的基本额定功率 P_0	根据 $d_1 = 140\text{mm}$ 和 $n_0=1460\text{r/min}$, 查表用插值法取得 B 型 V 带的 $P_0 = 2.832\text{KW}$			$P_0 = 2.832\text{KW}$		
13、额定功率的增量 ΔP_0	根据转速 $n_0=1460\text{r/min}$, 传动比 $i=3$ 查表得 $\Delta P_0 = 0.463\text{KW}$			$\Delta P_0 = 0.463\text{KW}$		
14、计算 V 带根数 Z	由 $\alpha_1 = 147.6^\circ$ 查表得包角系数 $K_a = 0.92$ 根据 $L_d = 1800\text{mm}$, 查表得带的修正系数 $K_L=0.95$ $Z = P_C / (P_d + \Delta P_0) K_L K_a = 3.93$ 所以取 $Z = 4$			$Z = 4$		
15、确定单根 V 带的预紧力 F_0	查表得每米长度重量 $q = 0.17\text{kg/m}$ 预紧力 $F_0 = \frac{500 p_c}{z v} (\frac{2.5}{K_a} - 1) + q v^2 = 302\text{N}$			$F_0 = 302\text{N}$		
16、确定带对轴的压力 F_Q	$F_Q = 2 Z F_Q \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2320\text{N}$			$F_Q = 2320\text{N}$		
带传动计算的结果						
带型号	带长/mm	带根数	带轮直径/mm		中心距/mm	作用于轴上压力 F_Q/N
			大带轮	小带轮		

B	1800	4	400	140	459.2	2320
---	------	---	-----	-----	-------	------



(五) 、直齿圆柱齿轮传动设计

电动机单向运转，载荷有中等冲击，1轴传递功率 $P_1 = 11.26\text{KW}$ ，转矩 $T_1 = 221\text{N.m}$ ，高速轴转速 $n_1 = 486.7\text{r/min}$ ，传动比 $i_{12} = 2.281$ ，采用软齿面，直齿圆柱齿轮。

1. 运输机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度
2. 材料选择。选有 45 钢，调质处理。小齿轮硬度为 270HBS,接触疲劳极限取 $\sigma_{Hlim1} = 600\text{MPa}$ ，弯曲疲劳极限取 $\sigma_{FE1} = 470\text{MPa}$ 。大齿轮硬度为 230HBS,接触疲劳极限取 $\sigma_{Hlim2} = 590\text{MPa}$ ，弯曲疲劳极限取 $\sigma_{FE2} = 450\text{MPa}$ 。查表取齿面接触疲劳安全系数 $S_H = 1$ ，轮齿弯曲疲劳安全系数 $S_F =$

$$1.25 \text{ 则 } [\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlim1} / S_H = 600\text{MPa}; \quad [\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlim2} / S_H = 590\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{FE1} / S_F = 376\text{MPa}; \quad [\sigma_{F2}] = \sigma_{FE2} / S_F = 360\text{MPa}$$

3. 小齿轮转矩 $T_1 = 221\text{N.m}$,查表取齿宽系数 $\phi_d = 1$ ；取载荷系数 $K = 1.4$ ；弹性影响系数 $Z_E = 189.8\text{Mpa}$ ；区域系数 $Z_H = 2.5$ ；

因为 $[\sigma_{H1}] = 600\text{MPa} > [\sigma_{H2}] = 590\text{MPa}$ ；所以取小值进行计算 $[\sigma_{H2}] = 590\text{MPa}$

$$(1) \quad \text{最小齿轮分度圆直径 } d \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 82\text{mm}$$

$$(2) \quad \text{齿轮齿数：小齿轮齿数 } z_1 = 28, \text{ 大齿轮齿数 } z_2 = i \times z_1 = 79$$

$$(3) \quad \text{模数：} m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{82}{28} = 2.93\text{mm}; \text{取标准模数 } m = 3$$

$$(4) \quad \text{齿宽：} b = \phi_d X d_1 = \phi_d m z = 1 \times 3 \times 28 = 84\text{mm}; \text{因为 } b_2 = b, \text{ 所以取 } b_2 = 85\text{mm}, b_1 = 90\text{mm}$$

$$(5) \quad \text{中心距：} a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2} = \frac{3}{2}(28 + 79) = 160.5\text{mm}$$

(6) 齿顶高: $h_a = m = 3$

(7) 齿根高: $h_f = 1.25m = 3.75$

(8) 齿顶圆直径: $d_{a1} = d + 2h_a = 84 + 2 \times 3 = 90\text{mm}$;

$$d_{a2} = d + 2h_a = 237 + 2 \times 3 = 243\text{mm}$$

(9) 齿根圆直径: $d_{f1} = d_1 - 2h_f = 84 - 2 \times 3.75 = 76.5\text{mm}$;

$$d_{f1} = d_2 - 2h_f = 237 - 2 \times 3.75 = 229.5\text{mm}$$

4、验算齿根弯曲强度: 查图, 取齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.642$; $Y_{Fa2} = 2.25$

外齿轮齿根修正系数 $Y_{Sa1} = 1.6$; $Y_{Sa2} = 1.77$

所以齿根的弯曲强度为:

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{b_2 m^2 z_1} = 123.6\text{MPa} < [\sigma_{F1}] = 376\text{MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 111.65\text{MPa} < [\sigma_{F2}] = 360\text{MPa}$$

所以两轮弯曲强度均满足要求

5、计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 84 \times 486.7}{60 \times 1000} = 2.14\text{m/s} \quad \text{满足 7 级精度要求}$$

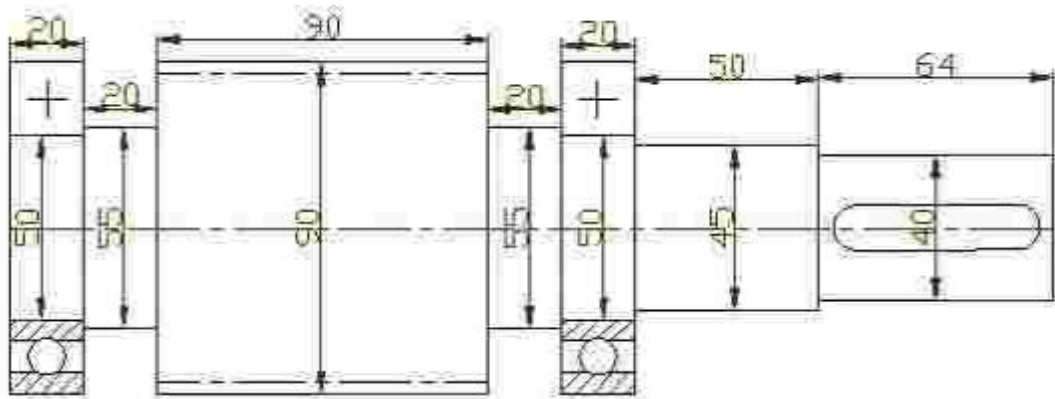
6、闭式齿轮计算结果

参数	齿数 Z	模数 m	分度圆直径 d	齿根圆直径 d_f	齿顶圆直径 d_a	齿宽 b	传动比 i	中心距 a
齿轮 1	28	3	84	76.5	90	90	2.81	160.5
齿轮 2	79		237	229.5	243	85		

(六)、输入轴(轴 1)的设计

输入轴上的功率 $P_1 = 11.26\text{KW}$, 转矩 $T_1 = 221\text{N.m}$, 转速 $n_1 = 486.7\text{r/min}$

1. 初步确定轴的最小直径



选取轴的材料为 45 钢，调质处理。根据《机械设计》表 15-3，查表取 $C = 110$ ；则

$$d_{\min} \geq C \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 110 \sqrt[3]{\frac{11.26 \times 10^3}{486.7}} = 31.3 \text{ mm}$$

$$d_{\min} = 1.05 d'_{\min} = 1.05 \times 32.3 \text{ mm} = 33.9 \text{ mm}$$

输出轴的最小直径显然是安装带轮处的直径 d_{1-2} 。为了使所选的轴直径 d_{1-2} 与带轮的孔径相适应，故需同时设计带轮。

选用 HT150 为带轮材料，大带轮基准直径， $d_d = 280 \text{ mm}$ ，采用四孔板式 V 带轮。

根据 1 轴的最小直径 $d_{\min} = 1.05 d'_{\min} = 1.05 \times 27.02 \text{ mm} = 28.37 \text{ mm}$ 查《机械设计手册》B 型 V 带轮的孔径

取 $d = 40 \text{ mm}$, $d_1 = 2 \times 40 = 80 \text{ mm}$ 轮毂直径为 $d_1 = 80 \text{ mm}$ 轮毂的宽度 $L = 1.7d = 68 \text{ mm}$ 。

II . 轴的结构设计

(1) 根据轴向定位的要求来确定轴的各段直径和长度

$d_{1-2} = 40 \text{ mm}$ 带轮与轴配合的毂孔长度为 $L_1 = 68 \text{ mm}$ ，为了保证轴端挡圈只压在带轮上而不压在轴的端面上，故 1-2 段的长度应比 L_1 略短一些，取 $l_{1-2} = 64 \text{ mm}$ 。 $d_{2-3} = 45 \text{ mm}$ ， $l_{2-3} = 50 \text{ mm}$

(2) 初步选择滚动轴承。因轴承只承受有径向力的作用，故选用深沟球

轴承。按照工作要求并根据 $d_{2-3} = 45 \text{ mm}$ ，查《机械设计综合课程设计》表 6-63，选取深沟球轴承 6210，其尺寸 $d \times D \times B = 50 \text{ mm} \times 90 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ，

故 $d_{3-4} = d_{7-8} = 50\text{mm}$, 而 $l_{7-8} = 20\text{mm}$ 。右端滚动轴承用轴肩进行轴向定位。由表上查得 6210 型轴承的定位轴肩高度 $h = 2.5\text{mm}$, 因此取 $d_{6-7} = 55\text{mm}$ 。

(3) 齿轮宽度为 90mm , $l_{5-6} = 90\text{mm}$ 。

(4) 轴承端盖的总宽度为 20mm (由减速器及轴承端盖的结构设计而定)。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑脂的要求, 取端盖的外端面与半联轴器左端面间的间距 $l = 30\text{mm}$, 故取 $l_{2-3} = 50\text{mm}$ 。

(5) 取齿轮距箱体内壁之间距离 $a = 20\text{mm}$, 轴肩高度 $d_{4-5} = d_{6-7} = 55\text{mm}$ 则 $l_{4-5} = l_{6-7} = 20\text{mm}$ 。

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

III . 轴上零件的周向定位

齿轮、带轮与轴的周向定位均采用平键连接。按 d_{4-5} 由《机械设计综合课程设计》表 6-57 查得带轮与轴的连接选用平键 $b \times h \times L = 12\text{mm} \times 8\text{mm} \times 56\text{mm}$ 配合为 $\frac{H7}{k6}$ 。滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的, 此处轴的直径尺寸公差为 $m6$ 。

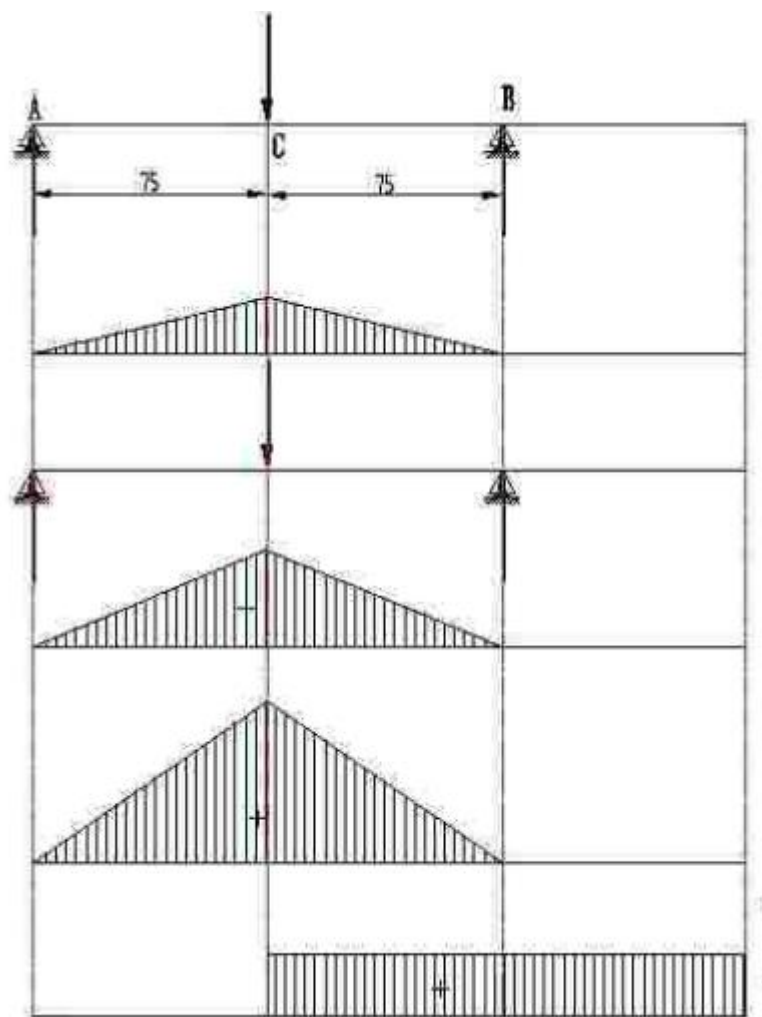
IV . 确定轴上圆角和倒角尺寸

参考《机械设计》表 15-2 , 取轴端倒角为 $2 \times 45^\circ$

V . 求轴上的载荷

首先根据轴的结构图做出轴的计算简图。作为简支梁的轴的支撑跨距 $L_2 + L_3 = 75\text{mm} + 75\text{mm} = 150\text{mm}$ 。根据轴的计算简图做出弯矩图和扭矩图。从轴的结构图以及弯矩图和扭矩图可以看出截面 C 是轴的危险截面。现将截面 C 处的 M_H 、 M_V 及 M 的值列于下表。

VI . 求作用在齿轮上的力



因已知高速级小齿轮的分度圆直径 $d=84\text{mm}$

$$\text{圆周力 } F_t = \frac{2T_1}{d} = 5262\text{N}$$

$$\text{径向力 } F_r = F_t \tan \alpha = 5262 \times \tan 20^\circ = 1915.2\text{N}$$

$$F_a = 0$$

$$\text{所以 } F_{t1} = F_{t2} = F_t/2 = 2631\text{N} ; \quad F_{r1} = F_{r2} = F_r/2 = 957.5\text{N}$$

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{N1} = F_{N2} = 2631\text{N}$	$F_{N1} = F_{N2} = 957.5\text{N}$
弯矩	$M_H = 197.325\text{N} \cdot \text{m}$	$M_V = 197.55\text{N} \cdot \text{m}$
总弯矩 M	$M = 279.219\text{N} \cdot \text{m}$	

扭矩T	$T_1 = 221\text{N} \cdot \text{m}$
-----	------------------------------------

VII . 按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时，通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面（即危险截面 C）的强度。根据上表数据，以及轴单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，截面 C 处的抗扭截面系数

取 $\alpha = 0.6$ ，轴的计算应力

$$M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \frac{\sqrt{279.219^2 + (0.6 \times 221)^2}}{7798} \text{ MPa} = 309.1 \text{ MPa}$$

前面已选定轴的材料为 45 钢，调质处理，由《机械设计》表 15-1 查得 $[\sigma_1] = 55 \text{ MPa}$ 。

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_e}{0.1[\sigma_1]}} = \sqrt[3]{\frac{309.1 \times 10^3}{5.5}} = 38 \text{ mm} < 84 \text{ mm}，\text{故安全。}$$

VIII . 输入轴(1 轴) 轴承的校核

(1) 计算当量载荷 P

$$F_r = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{957.5^2 + 2631^2} \text{ N} = 2799.8 \text{ N}$$

$$\text{因为 } F_a = 0 \quad \frac{F_a}{F_r} = 0 < e \quad \text{所以 } P = F_r = 2799.8 \text{ N}$$

(2) 计算轴承所需径向基本额定动载荷

深沟球轴承，取 $\varepsilon = 3, f_t = 1.0, f_p = 1.0, L_n = 365 \times 2 \times 8 \times 10 = 58400 \text{ h}$

$$C'_r = \frac{f_p P}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L_n \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = \frac{1 \times 2799.8}{1} \left(\frac{60 \times 486.7}{10^6} \times 58400 \right)^{\frac{1}{3}} = 33.45 \text{ kN}$$

选择 6210 深沟球轴承 $d \times D \times B = 50 \times 90 \times 20$ ，其径向基本额定动载荷

$$C_r = 35 \text{ kN} > 33.45 \text{ kN}，\text{满足要求}$$

IX . 键连接设计

□. 输入轴与带轮间键的选择及校核

轴径 $d = 30\text{mm}$, 轮毂长度为 60mm , 查《机械设计综合课程设计》表 6-57 , 选 A 型平键 , 其尺寸 $b \times h = 12\text{mm} \times 8\text{mm}$, 键长 $L = 56\text{mm}$, $l = L - b = 56 - 12 = 44\text{mm}$, $T_1 = 221\text{N} \cdot \text{m}$, 现校核其强度

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/238023125012007022>