

减速器设计说明书

系 别:

班 级:

姓 名:

学 号:

指导教师:

职 称:

目录

第一部分 设计任务书.....	1
1.1 设计题目.....	1
1.2 设计计算步骤.....	1
1.3 传动方案特点.....	1
第二部分 选择电动机.....	3
2.1 电动机类型的选择.....	3
2.2 确定传动装置的效率.....	3
2.3 选择电动机容量.....	3
2.4 确定传动装置的总传动比和分配传动比.....	4
2.5 动力学参数计算.....	5
第三部分 减速器蜗杆副传动设计计算.....	7
3.1 选择材料并确定许用应力。.....	7
3.2 按齿面接触疲劳强度设计。.....	7
3.3 校核齿根弯曲疲劳强度。.....	8
3.4 验算效率 η 。.....	8
3.5 热平衡计算.....	9
3.6 主要几何尺寸计算。.....	9
第四部分 开式圆柱齿轮传动设计计算.....	12
4.1 选定齿轮类型、材料及齿数。.....	12
4.2 按齿根弯曲强度设计.....	12
4.3 确定传动主要尺寸.....	14
4.4 校核齿根弯曲疲劳强度.....	15
4.5 计算齿轮传动其它几何尺寸.....	16
4.6 齿轮参数和几何尺寸总结.....	17
第五部分 传动轴和传动轴承及联轴器的设计.....	18
5.1 高速轴设计计算.....	18
5.2 低速轴设计计算.....	24
第六部分 轴承的选择及校核计算.....	32
6.1 高速轴的轴承计算与校核.....	32
6.2 低速轴的轴承计算与校核.....	33
第七部分 键联接的选择及校核计算.....	36
7.1 高速轴键选择与校核.....	36

7.2 低速轴键选择与校核.....	36
第八部分 联轴器的选择.....	38
8.1 高速轴上联轴器.....	38
第九部分 减速器的润滑和密封.....	39
9.1 减速器的润滑.....	39
9.2 减速器的密封.....	39
第十部分 减速器附件及箱体主要结构尺寸.....	41
10.1 减速器附件的设计与选取.....	41
10.2 减速器箱体主要结构尺寸.....	48
第十一部分 设计小结.....	50
参考文献.....	50

第一部分 设计任务书

1.1 设计题目

一级蜗杆减速器，每天工作小时数：24 小时，工作年限（寿命）：10 年，每年工作天数：300 天，配备有三相交流电源，电压 380/220V。

表 1-1 设计数据

功率 P	2.5kW
角速度 ω	3.2rad/s

1.2 设计计算步骤

- 1.确定传动装置的传动方案
- 2.选择合适的电动机
- 3.计算减速器的总传动比以及分配传动比
- 4.计算减速器的动力学参数
- 5.开式齿轮传动设计
- 6.齿轮传动的设计
- 7.传动轴的设计与校核
- 8.滚动轴承的设计与校核
- 9.键联接设计
- 10.联轴器设计
- 11.减速器润滑密封设计
- 12.减速器箱体结构设计

1.3 传动方案特点

- 1)组成:传动装置由电机、减速器、联轴器、开式齿轮工作机组成。
- 2)特点:蜗轮相对于轴承对称布置
- 3)确定传动方案,根据任务书要求，将开式齿轮设置在低速级。选择传动方案为电动机-一级蜗杆减速器-开式圆柱齿轮-工作机。

第二部分 选择电动机

2.1 电动机类型的选择

按照工作要求和工况条件，选用三相笼型异步电动机，电压为 380V，Y 型。

2.2 确定传动装置的效率

查表得：

联轴器的效率： $\eta_1=0.99$

滚动轴承的效率： $\eta_2=0.99$

蜗杆副的效率： $\eta_3=0.8$

开式圆柱齿轮的效率： $\eta_o=0.96$

工作机的效率： $\eta_w=0.97$

$$\eta_a = \eta_1 \eta_2^2 \eta_3 \eta_o \eta_w = 0.99 \times 0.99^2 \times 0.8 \times 0.96 \times 0.97 = 0.723$$

2.3 选择电动机容量

工作机所需功率为

$$P_w = 2.5kW$$

电动机所需额定功率：

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{2.5}{0.723} = 3.46kW$$

$$n_w = \frac{60\omega}{2\pi} = \frac{60 \times 3.2}{2\pi} = 30.56r/min$$

查课程设计手册表选取推荐的合理传动比范围，一级蜗杆传动比范围为：10~40，开式圆柱齿轮传动比范围为：2~5，因此合理的总传动比范围为：20~200。电动机转速的可以选择的范围为 $n_d=i_a \times n_w=(20 \sim 200) \times 30.56=611 \sim 6112r/min$ 。综合考虑电动机和传动装置的尺寸、价格、重量、和减速器、开式齿轮传动传动比等因素，选定电机型号为：Y112M-4 的三相异步电动机，额定功率 $P_{en}=4kW$ ，满载转速为 $n_m=1440r/min$ ，同步转速为 $n_t=1500r/min$ 。

表 2-1 电机选择方案对比

方案	型号	额定功率/kW	同步转速(r/min)	满载转速(r/min)
1	Y160M1-8	4	750	720
2	Y132M1-6	4	1000	960
3	Y112M-4	4	1500	1440
4	Y112M-2	4	3000	2890

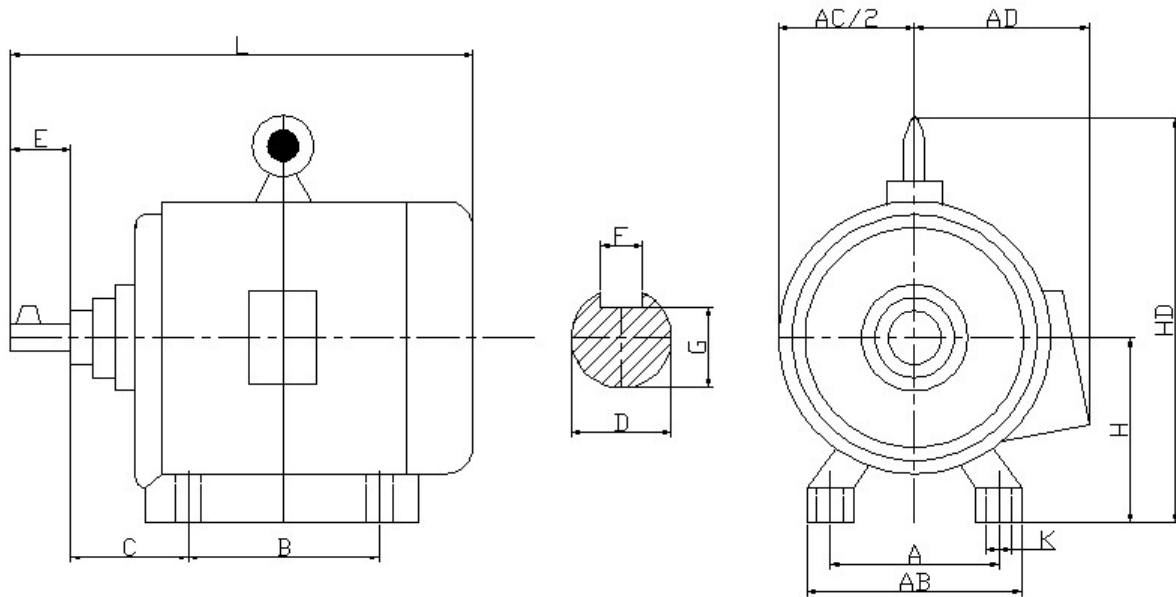


表 2-2 电动机尺寸

中心高 H	外形尺寸 L×HD	安装尺寸 A×B	地脚螺栓 孔直径 K	轴伸尺寸 D×E	键部位尺 寸 F×G	AC	AD
112	400×265	190×140	12	28×60	8×24	230	190

2.4 确定传动装置的总传动比和分配传动比

(1) 总传动比的计算

由选定的电动机满载转速 n_m 和工作机主动轴转速 n_w ，可以计算出传动装置总传动比为：

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1440}{30.56} = 47.12$$

(2) 分配传动装置传动比

取开式圆柱齿轮传动比： $i_c=4$

减速器传动比为

$$i_1 = \frac{i_a}{i_c} = 11.78$$

2.5 动力学参数计算

(1) 各轴转速：

$$\text{高速轴：} n_1 = n_m = 1440.00 r/min$$

$$\text{低速轴：} n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1440}{11.78} = 122.24 r/min$$

$$\text{工作机轴：} n_3 = \frac{n_2}{i_c} = \frac{122.24}{4} = 30.56 r/min$$

(2) 各轴输入功率：

$$\text{高速轴：} P_1 = P_d \eta_1 = 3.46 \times 0.99 = 3.43 kW$$

$$\text{低速轴：} P_2 = P_1 \eta_2 \eta_3 = 3.43 \times 0.99 \times 0.8 = 2.72 kW$$

$$\text{工作机轴：} P_3 = P_2 \eta_2 \eta_o \eta_w = 2.72 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.97 = 2.51 kW$$

则各轴的输出功率：

$$\text{高速轴：} P'_1 = P_1 \eta_2 = 3.43 \times 0.99 = 3.40 kW$$

$$\text{低速轴：} P'_2 = P_2 \eta_2 = 2.72 \times 0.99 = 2.69 kW$$

$$\text{工作机轴：} P'_3 = P_3 \eta_w = 2.51 \times 0.97 = 2.43 kW$$

(3) 各轴输入转矩：

$$\text{电机轴：} T_d = 9550 \times \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{3.46}{1440} = 22.95 N \cdot m$$

$$\text{高速轴：} T_1 = 9550 \times \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{3.43}{1440} = 22.75 N \cdot m$$

$$\text{低速轴：} T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{2.72}{122.24} = 212.50 N \cdot m$$

$$\text{工作机轴：} T_3 = 9550 \times \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{2.51}{30.56} = 784.37 N \cdot m$$

则各轴输出转矩：

$$\text{高速轴：} T'_1 = 9550 \times \frac{P'_1}{n_1} = 9550 \times \frac{3.4}{1440} = 22.55 N \cdot m$$

$$\text{低速轴：} T'_2 = 9550 \times \frac{P'_2}{n_2} = 9550 \times \frac{2.69}{122.24} = 210.16 N \cdot m$$

$$\text{工作机轴：} T'_3 = 9550 \times \frac{P'_3}{n_3} = 9550 \times \frac{2.43}{30.56} = 759.38 N \cdot m$$

各轴转速、功率和转矩列于下表

表 2-3 各轴动力学参数表

轴名称	转速 n/(r/min)	功率 P/kW	转矩 T/(N·m)
电机轴	1440	3.46	22.95
高速轴	1440	3.43	22.75
低速轴	122.24	2.72	212.5
工作机轴	30.56	2.51	784.37

第三部分 减速器蜗杆副传动设计计算

3.1 选择材料并确定许用应力。

(1) (1) 选择材料。

蜗杆 45 钢，表面淬火 45~50HRC；蜗轮铸锡青铜 ZCuSn10P1 砂模铸造。

(2) (2) 确定许用应力。

查表 8-6 得基本许用弯曲应力 $[\sigma_{OH}] = 200\text{MPa}$ 。

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1440}{11.78} = 122.24\text{r/min}$$

$$N = 60n_2 L_h = 5.281 \times 10^8 \text{次}$$

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{NL}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5.281 \times 10^8}} = 0.61$$

$$[\text{许用接触应力 } \sigma_H] = [Z_{N\sigma}] \approx 0.61 \times 200 = 122\text{MPa}$$

查表 8-7，得基本许用弯曲应力 $[\sigma_{oF}] = 64\text{MPa}$

寿命系数为

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{5.281 \times 10^8}} = 0.5$$

$$[\sigma_F] = Y_N [\sigma_{oF}] = 32\text{MPa}$$

3.2 按齿面接触疲劳强度设计。

由式 (8-10)，中心距 a 为

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

(1) 确定公式中的参数。

1) 确定 z_1 、 z_2 、 η 。

由 $i=11.78$, 查表 8-1, 取 $z_1=4$, 则 $z_2=i \times z_1=11.78 \times 4=47$;

由 $z_1=4$, 查表 8-9, 初步估计 $\eta=0.8$ 。

2) 计算蜗轮转矩 T_2

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \frac{2.72}{122.24} = 212500 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

3) 确定使用系数 K , 材料的弹性系数 Z_E

取 $K=1$, 钢蜗杆与锡青铜蜗轮配对, 取 $Z_E=155$ 。

4) 确定接触系数 Z_p

假设 $d_1/a=0.35$, 查图 8-6, $Z_p=2.9$ 。

(2) 设计计算。

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z}{[\sigma_H]} \right)^2} \geq \sqrt[3]{1 \times 212500 \left(\frac{155 \times 2.9}{122} \right)^2} = 144.69 \text{ mm}$$

取 $a=180 \text{ mm}$, 因 $i=11.78$, 故由表 8-3 选取基本参数有, 模数 $m=6.3 \text{ mm}$, 直径系数 $q=10$, 导程角 $\gamma=21.8^\circ$, 蜗杆分度圆直径 $d_1=63 \text{ mm}$ 。这时 $d_1/a=0.4$, 与假设相符合。

3.3 校核齿根弯曲疲劳强度。

$$\text{当量齿数为 } z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{47}{\cos^3 21.8^\circ} = 58.72$$

根据 $z_v=58.72$, 由图 8-7 可查得齿形系数 $Y_{Fa}=2.28$

螺旋角影响系数为

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{21.8^\circ}{140^\circ} = 0.8443$$

$$\sigma_F = \frac{1.53 K T_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_\beta = \frac{1.53 \times 1.05 \times 212500}{63 \times 296.1 \times 6.3} \times 2.28 \times 0.8443 = 5.59$$

弯曲强度足够。

3.4 验算效率 η 。

$$v_s = v_1 / \cos \gamma = (\pi \times d_1 \times n_1) / (60 \times 1000 \times \cos \gamma) = (\pi \times 63 \times 1440) / (60 \times 1000 \times \cos 21.8^\circ) = 5.12 \text{ m/s}$$

查表 8-8 得

$$\rho_v = 1.396^\circ$$

$$\eta = (0.95 \sim 0.97) \times \left(\frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)} \right) = (0.95 \sim 0.97) \times \left(\frac{\tan 21.8}{\tan(21.8 + 1.396)} \right) = 0.896$$

3.5 热平衡计算

取油温 $t = 70^\circ\text{C}$ ，周围空气温度 $t_0 = 25^\circ\text{C}$ ，通风良好，取 $K_s = 15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ，传动效率为 0.896，则散热面积为：

$$A = \frac{1000 P(1 - \eta)}{K(t - t_0)} = \frac{1000 \times 3.43(1 - 0.896)}{15 \times (70 - 25)} = 0.53 \text{ m}^2$$

实际散热面积

$$S = 0.33 \left(\frac{a}{100} \right)^{1.75} = 0.33 \left(\frac{180}{100} \right)^{1.75} = 0.92 \text{ m}^2$$

3.6 主要几何尺寸计算。

$$d_1 = 63 \text{ mm}, d_2 = 296.1 \text{ mm}, a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(63 + 296.1) = 180 \text{ mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 63 + 2 \times 6.3 = 75.6 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 296.1 + 2 \times 6.3 = 308.7 \text{ mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2.4m = 63 - 2.4 \times 6.3 = 47.88 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.4m = 296.1 - 2.4 \times 6.3 = 280.98 \text{ mm}$$

齿顶高

$$h_{a1} = m = 6.3 = 6.3 \text{ mm}$$

齿根高

$$h_{f1} = 1.2m = 1.2 \times 6.3 = 7.56 \text{ mm}$$

全齿高

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2.2m = 2.2 \times 6.3 = 13.86 \text{ mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 63 + 2 \times 6.3 = 75.6mm$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 63 - 2 \times 7.56 = 47.88mm$$

蜗杆螺旋部分长度为：

$$b_1 \geq (12.5 + 0.09z_2) \times m = (12.5 + 0.09 \times 47) \times 6.3 = 105.4mm$$

$$\text{取 } b_1 = 105mm$$

蜗杆轴向齿距

$$p_a = \pi m = \pi \times 6.3 = 19.792mm$$

蜗杆螺旋线导程

$$p_z = z_1 p_x = 4 \times 19.792 = 79.168mm$$

齿顶高

$$h_{a2} = m = 6.3 = 6.3mm$$

齿根高

$$h_{f2} = 1.2 m = 1.2 \times 6.3 = 7.56mm$$

全齿高

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 2.2 m = 2.2 \times 6.3 = 13.86mm$$

蜗轮齿顶圆直径

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 296.1 + 2 \times 6.3 = 308.7$$

蜗轮齿根圆直径

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 296.1 - 2 \times 7.56 = 280.98$$

外圆直径

$$d_{e2} = d_{a2} + 2 m = 308.7 + 2 \times 6.3 = 321.3$$

蜗轮宽度

$$b_2 = 2 m(0.5 + \sqrt{q+1}) = 2 \times 6.3(0.5 + \sqrt{10+1}) = 48.09mm$$

$$B = 0.67d_{a1} = 0.67 \times 75.6 = 50.65mm$$

齿宽角

$$\theta = 2 \times \arcsin\left(\frac{b_2}{d_1}\right) = 2 \times \arcsin\left(\frac{48.09}{63}\right) = 99.52^\circ$$

咽喉母圆半径

$$r_{02} = a - \frac{d_{a2}}{2} = 180 - \frac{308.7}{2} = 25.65mm$$

表 3-1 主要计算结果

蜗杆头数	z1	4	
蜗轮齿数	z2	47	
模数	m	6.3	mm
传动比	i	11.78	mm
中心距	a	180	mm
蜗杆直径系数	q	10	mm
蜗杆分度圆直径	d1	63	mm
蜗轮分度圆直径	d2	296.1	mm
蜗杆齿顶圆直径	da1	75.6	mm
蜗轮喉圆直径	da2	308.7	mm
蜗轮咽喉母圆半径	rg2	25.65	mm
蜗杆齿根圆直径	df1	47.88	mm
蜗轮齿根圆直径	df2	280.98	mm
蜗杆导程角	γ	21.8	°
蜗杆齿宽	b1	105	mm
蜗轮齿宽	b2	50.65	mm

第四部分 开式圆柱齿轮传动设计计算

4.1 选定齿轮类型、材料及齿数。

1)根据传动方案，选用斜齿圆柱齿轮传动。

2)由表 7-1 选取小齿轮材料为 45，表面淬火，齿面硬度为 50HRC；大齿轮材料为 45，表面淬火，齿面硬度为 50HRC。

3)初选取小齿轮齿数 $Z_1=24$ ；大齿轮齿数 $Z_2=u \times Z_1=4 \times 24=95$ 。初选螺旋角 $\beta=13^\circ$ 。

4.2 按齿根弯曲强度设计

由设计计算公式(7-21)进行试算，即

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 K T \cos^2 \beta Y_{Fa} Y_{Sa}}{\varphi_d z_1^2 [\sigma_F] Y_\beta Y_\epsilon}}$$

1)确定公式内的各计算数值

估计 $v \approx 1\text{m/s}$ ，由表 7-9 选 7 级精度。

①工作情况系数 K_A 由表 7-2,查得 $K_A=1$ 。

②动载系数 K_v 由图 7-7，查得 $K_v=1.05$ 。

③齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$

由表 7-3，估计 $K_A F_t / b > 100\text{N/mm}$ ，查得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.2$ 。

④齿向载荷分配系数 K_β

取 $\phi_d=0.6$

由图 7-9，取 $K_\beta=1.424$

⑤载荷系数 K

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_\beta = 1 \times 1.05 \times 1.2 \times 1.424 = 1.794$$

⑥转矩 T_1

$$T_1 = 9550 \times \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{2.69}{122.24} = 210.16\text{N}\cdot\text{m}$$

⑦当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 13^\circ} = 25.944$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{95}{\cos^3 13^\circ} = 102.696$$

⑧齿形系数 Y_{Fa} 由图 7-15 查得 $Y_{Fa1}=2.62$, $Y_{Fa2}=2.21$

⑨应力修正系数 Y_{Sa} 由图 7-14 查得 $Y_{Sa1}=1.59$, $Y_{Sa2}=1.84$

⑩重合度系数 Y_ε

$$\varepsilon_\alpha = 1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{95} \right) = 1.713$$

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.713} = 0.688$$

⑪螺旋角系数 Y_β

$$\varepsilon_\beta = 0.318 \varphi_d z_1 \times \tan \beta = 0.318 \times 0.6 \times 24 \times \tan 13^\circ = 1.06$$

当 $\varepsilon_\beta > 1$, 取 $\varepsilon_\beta = 1$;

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1 \times \frac{13^\circ}{120^\circ} = 0.89$$

⑫弯曲疲劳极限 σ_{Flim} 由图 7-17 查得 $\sigma_{Flim1}=700\text{MPa}$, $\sigma_{Flim2}=700\text{MPa}$

⑬弯曲安全系数 S_F

由表 10-13 查得 $S_F=1.25$

⑭应力循环 N_L

$$N_1 = 60 n j L_H = 60 \times 122.24 \times 1 \times 24 \times 300 \times 10 = 5.281 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i} = \frac{5.281 \times 10^8}{4} = 1.32 \times 10^8$$

⑮弯曲寿命系数 Y_N 由图 7-18 查得 $Y_{N1}=0.92$, $Y_{N2}=0.93$

⑯许用弯曲应力 $[\sigma_F]$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{Y_{N1} \sigma_{Flim1}}{S_F} = \frac{0.92 \times 700}{1.25} = 515.2 \text{MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{Y_{N2} \sigma_{Flim2}}{S_F} = \frac{0.93 \times 700}{1.25} = 520.8 \text{MPa}$$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.62 \times 1.59}{515.2} = 0.00809$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.21 \times 1.84}{520.8} = 0.00781$$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]} > \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]}$$

2)将上述值代入公式计算得

$$\begin{aligned} m_n &\geq \sqrt[3]{\frac{2 K T \cos^2 \beta}{\varphi_d z_1^2} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} Y_\beta Y_\varepsilon} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.794 \times 210160 \cos^2 13}{0.6 \times 24^2} \times 0.00809 \times 0.89 \times 0.688} \\ &= 2.173 \text{ mm} \end{aligned}$$

圆整取标准模数 $m=3\text{mm}$

3)验算圆周速度及 $K_A F_t/b$

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{m z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \times 24}{\cos 13^\circ} = 73.89 \text{ mm} \\ v &= \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 73.89 \times 122.24}{60 \times 1000} = 0.47 \text{ m/s} \end{aligned}$$

(与估计值接近)

由式(7-3 得)

$$F_t = \frac{2 T}{d_1} = \frac{2 \times 210160}{73.89} = 5688.46 \text{ N}$$

$$b = \varphi_d d_1 = 0.6 \times 73.89 = 44.33 \text{ mm}$$

$$(K_A \times F_t)/b = (1 \times 5688.46)/44.33 = 128.32 > 100 \text{ N/mm}$$

与原估计值相符

4.3 确定传动主要尺寸

1)中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) \times m_n}{2 \times \cos \beta} = \frac{(24 + 95) \times 3}{2 \times \cos 13} = 183.2 \text{ mm}$$

圆整为 $a=183\text{mm}$

$$\beta = \arccos\left(\frac{(z_1 + z_2) \times m_n}{2 a}\right) = \arccos\left(\frac{(24 + 95) \times 3}{2 \times 183}\right) = 12.7325^\circ$$

$$\beta = 12^\circ 43'56''$$

2)分度圆直径

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \times 24}{\cos 12.7325} = 73.82 \text{mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \times 95}{\cos 12.7325} = 292.18 \text{mm}$$

3)齿宽

$$b = \varphi_d d_1 = 0.6 \times 73.82 = 44 \text{mm}$$

故取 $b_2=45\text{mm}$, $b_1=b_2+(5\sim 10)\text{mm}$ 、可取 $b_1=50\text{mm}$

4.4 校核齿根弯曲疲劳强度

由校核计算公式(7-18)计算, 即

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2 K T u + 1}{b d_1^2 u}}$$

1)确定公式内的各计算数值

①弹性系数 Z_E

由表 7-4 查得 $Z_E=189.8 \sqrt{\text{MPa}}$;

②节点区域系数 Z_H

由图 7-12 查得 $Z_H=2.43$

③重合度系数 Z_ε

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}(1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{4 - 1.713}{3}(1 - 1) + \frac{1}{1.713}} = 0.764$$

④螺旋角系数 Z_β

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 12.7325} = 0.988$$

⑤接触疲劳极限 σ_{Hlim}

由图 7-16 查得 $\sigma_{Hlim1}=1150\text{MPa}$, $\sigma_{Hlim2}=1150\text{MPa}$ 。

⑥接触安全系数 S_H

由表 7-10 查得 $S_H=1$

⑦接触寿命系数 Z_N

由图 7-19 查得 $Z_{N1}=0.93$, $Z_{N2}=0.95$

⑧许用接触应力 $[\sigma_H]$

由式(7-14)得

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1}}{S_H} = \frac{1150 \times 0.93}{1} = 1069.5 MPa$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2} Z_{N2}}{S_H} = \frac{1150 \times 0.95}{1} = 1092.5 MPa$$

2)代入计算得

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KTu+1}{bd_1^2 u}} = 189.8 \times 2.43 \times 0.764 \times 0.988 \sqrt{\frac{2 \times 1.794 \times 210160}{45 \times 73.82^2} \frac{4+1}{4}} \\ &= 682.54 MPa \leq [\sigma_H] \end{aligned}$$

齿面接触强度满足

主要设计结论

齿数 $z_1=24$, $z_2=95$, 模数 $m=3mm$, 压力角 $\alpha=20^\circ$, 螺旋角 $\beta=12.7325^\circ=12^\circ$

43'56", 中心距 $a=183mm$, 齿宽 $B_1=50mm$ 、 $B_2=45mm$

已知小齿轮的分度圆直径为: $d_5=73.82mm$, 则:

$$F_{t5} = 2 \times \frac{T}{d_5} = 2 \times \frac{210160}{73.82} = 5693.85N$$

$$F_{r5} = F_{t5} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 5693.85 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12.7325^\circ} = 2124.64N$$

$$F_{a5} = F_{t5} \times \tan \beta = 5693.85 \times \tan 12.7325^\circ = 1286.56N$$

$$F_q = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} = \sqrt{2124.64^2 + 5693.85^2} = 6077.34N$$

4.5 计算齿轮传动其它几何尺寸

(1)计算齿顶高、齿根高和全齿高

$$h_a = m h_{an}^* = 3mm$$

$$h_f = m(h_{an}^* + c_n^*) = 3.75mm$$

$$h = h_a + h_f = m(2h_{an}^* + c_n^*) = 6.75mm$$

(2)计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 73.82 + 2 \times 3 = 79.82mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 292.18 + 2 \times 3 = 298.18mm$$

(3)计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 73.82 - 2 \times 3.75 = 66.32mm$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 292.18 - 2 \times 3.75 = 284.68mm$$

注：齿顶高系数 $h_{an}^* = 1.0$ ，顶隙系数 $c_n^* = 0.25$

4.6 齿轮参数和几何尺寸总结

表 4-1 齿轮主要结构尺寸

代号名称	计算公式	小齿轮	大齿轮
模数 m		3	3
螺旋角 β		右旋 $12^\circ 43'56''$	左旋 $12^\circ 43'56''$
齿顶高系数 h_a^*		1.0	1.0
顶隙系数 c^*		0.25	0.25
齿数 z		24	95
齿宽 B		50	45
齿顶高 h_a	$m \times h_a^*$	3	3
齿根高 h_f	$m \times (h_a^* + c^*)$	3.75	3.75
分度圆直径 d		73.82	292.18
齿顶圆直径 d_a	$d + 2 \times h_a$	79.82	298.18
齿根圆直径 d_f	$d - 2 \times h_f$	66.32	284.68
中心距	a	183	183

第五部分 传动轴和传动轴承及联轴器的设计

5.1 高速轴设计计算

1)求高速轴上的功率 P_1 、转速 n_1 和转矩 T_1

$P_1=3.43\text{kW}$; $n_1=1440\text{r/min}$; $T_1=22.75\text{N}\cdot\text{m}$

2)初步确定轴的最小直径:

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 (调质), 硬度为 240HBS, 根据表, 取 $C=110$, 于是得

$$d_{\min} \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{3.43}{1440}} = 14.69\text{mm}$$

高速轴的最小直径是安装联轴器的轴径, 由于安装键将轴径增大 5%

$$d_{\min} = (1 + 0.05) \times 14.69 = 15.42\text{mm}$$

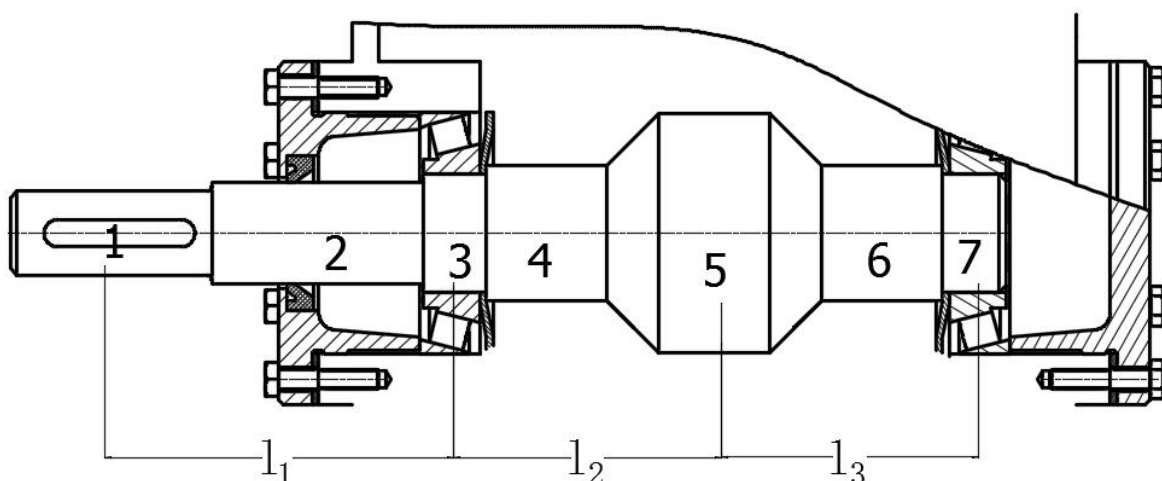
高速轴的最小直径是安装联轴器处轴的直径 d_{12} , 为了使所选的轴直径 d_{12} 与联轴器的孔径相适应, 故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca}=K_A \times T_1$, 查表, 考虑平稳, 故取 $K_A=1.3$, 则:

$$T_{ca} = K_A T = 1.3 \times 22.75 = 29.58\text{N}\cdot\text{m}$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件, 同时兼顾电机轴直径 28mm, 查标准或手册, 选用 LX2 型联轴器。半联轴器的孔径为 25mm, 故取 $d_{12}=25\text{mm}$, 半联轴器与轴配合的毂孔长度为 62mm。

3)轴的结构设计图



(1)设计轴的结构

1)轴的结构分析

为方便安装和调整蜗轮轴。采用沿蜗轮轴线的水平面剖分箱体结构，蜗杆轴不长，故轴承采用两端固定方式。可按轴上零件的安装顺序。

2)确定各轴段的直径和长度。

①为了满足半联轴器的轴向定位要求，①轴段右端需制出一轴肩，故取②段的直径 $d_{23}=30\text{mm}$ 。半联轴器与轴配合的轮毂长度 $L=62\text{mm}$ ，为了保证轴端挡圈只压在联轴器上而不压在轴的端面上，故①段的长度应比 L 略短一些，现取 $l_{12}=60\text{mm}$ 。

轴段②的直径考虑到联轴器的轴向固定及密封圈的尺寸，联轴器用轴肩定位，轴肩高度为 $H=2.5\text{mm}$ ，则 $d_2=d_1+2\times H=30\text{mm}$ 由于轴段②的长度 L_2 涉及的因素较多，稍后再确定

轴段③及轴段⑦的设计轴段③和⑦上安装轴承，考虑蜗杆受径向力、切向力和较大轴向力，所以选用圆锥滚子。轴段③上安装轴承，其直径应既便于轴承安装，又符合轴承内径系列。现暂取轴承为 30207，由轴承表查得轴承内径 $d=35\text{mm}$ ，外径 $D=72\text{mm}$ ，宽度 $B=17\text{mm}$ ， $T=18.25\text{mm}$ ，内圈定位轴肩直径 $d_a=42\text{mm}$ ，故 $d_3=35\text{mm}$ 。通常一根轴上的两个轴承型号相同，则 $d_7=35\text{mm}$ ，为了蜗杆上轴承很好地润滑，通常油面高度应到达最低滚动体中心，在此油面高度高出轴承座孔底边 12mm ，取甩油环厚度为 $\Delta=2\text{mm}$ ，则轴段③和⑦的长度为 $L_3=L_7=2+T=20.25$

轴段②的长度设计轴段②的长度 L_2 除与轴上的零件有关外，还与轴承座宽度及轴承

端盖等零件尺寸有关。取轴承座内伸部分端面的位置和箱体内壁位置。由箱座壁厚取 $\delta = 12\text{mm}$, 可知轴承端盖厚 $e = 10\text{mm}$ 。端盖与轴承座间的调整垫片厚度为 $\Delta_t = 2\text{mm}$ 。为方便不拆卸外部连接部件的条件下, 可以装拆轴承端盖连接螺栓, 并使轮毂外径与端盖螺栓的拆装不干涉, 故取外部连接部件轮毂端面与端盖外端面的距离为 $K_1 = 24\text{mm}$ 。轴承座位外伸凸台高 $\Delta_t = 5\text{mm}$, 测出轴承座长为 $L' = 76\text{mm}$, 则有

$$L_2 = K_1 + e + \Delta_t + L' - T - \Delta = (24 + 10 + 2 + 76 - 18.25 - 2)\text{mm} \approx 92\text{mm}$$

轴段④和轴段⑥的设计该轴段直径可取轴定位轴肩的直径, 则 $d_4 = d_6 = 42\text{mm}$, 轴段④和⑥的长度可由蜗轮外圆直径、蜗轮齿顶外缘与内壁距离 $\Delta_1 = 20\text{mm}$ 和蜗杆宽 $b_1 = 105\text{mm}$, 及壁厚、凸台高、轴承座长等确定。

$$L_4 = L_6 = d_{e2}/2 + \Delta_1 + \delta + \Delta_t - L' - b_1/2 = (321.3/2 + 20 + 12 + 5 - 76 - 105/2)\text{mm} \approx 69.15\text{mm}$$

蜗杆轴段⑤的设计轴段⑤即为蜗杆段长 $L_5 = b_1 = 105\text{mm}$, 分度圆直径为 63mm , 齿顶圆直径 $d_{a1} = 75.6\text{mm}$

轴上零件的周向定位

半联轴器与轴的周向定位采用平键链接, 半联轴器与轴的联接选用 A 型键, 按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h = 8 \times 7\text{mm}$, 长度 $L = 50\text{mm}$ 。

为了保证传动平稳可靠, 半联轴器与轴的配合为 H7/k6, 滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的, 此处选轴的直径尺寸公差为 H7/k6

3) 确定轴上圆角和倒角尺寸

根据表, 取轴端倒角为 C1.5, 各轴肩处的圆角半径则由各轴肩决定。

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

表 5-1 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	25	30	35	42	75.6	42	35
长度	60	92	20.25	69.15	105	69.15	20.25

(2) 蜗杆的受力分析

1) 计算作用在蜗杆的力

蜗杆所受的圆周力 (d_1 为蜗杆的分度圆直径)

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \times \frac{T_1}{d_1} = 2 \times \frac{22750}{63} = 722.22N$$

蜗杆所受的轴向力（ d_2 为蜗轮的分度圆直径）

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \times \frac{T_2}{d_2} = 2 \times \frac{212500}{296.1} = 1435.33N$$

蜗杆所受的径向力

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \times \tan \alpha_n = 522.42N$$

根据 30207 圆锥滚子查手册得压力中心 $a=15.3mm$

第一段轴中点到轴承压力中心距离:

$$l_1 = \frac{L_1}{2} + L_2 + a = \frac{60}{2} + 92 + 15.3 = 137.3mm$$

轴承压力中心到蜗杆中点距离:

$$l_2 = L_3 + L_4 + \frac{L_5}{2} - a = 20.25 + 69.15 + \frac{105}{2} - 15.3 = 126.6mm$$

蜗杆中点到轴承压力中心距离:

$$l_3 = l_2 = 126.6mm$$

①计算轴的支反力

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_t l_3}{l_2 + l_3} = \frac{722.22 \times 126.6}{126.6 + 126.6} = 361.11N$$

$$F_{NH2} = \frac{F_t l_2}{l_2 + l_3} = \frac{722.22 \times 126.6}{126.6 + 126.6} = 361.11N$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_r l_3 - \frac{F_a d}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{522.42 \times 126.6 - \frac{1435.33 \times 63}{2}}{126.6 + 126.6} = 82.64N$$

$$F_{NV2} = \frac{F_r l_2 + \frac{F_a d}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{522.42 \times 126.6 + \frac{1435.33 \times 63}{2}}{126.6 + 126.6} = 439.78N$$

②计算轴的弯矩，并做弯矩图

截面 C 水平弯矩

$$M_{H1} = F_{NH1} l_2 = 361.11 \times 126.6 = 45716.53 N \cdot mm$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{V1} = F_{NV1} l_2 = 82.64 \times 126.6 = 10462.22 N \cdot mm$$

截面 C 处右侧的垂直弯矩

$$M_{V2} = F_{NV1} l_2 + \frac{F_a d}{2} = 82.64 \times 126.6 + \frac{1435.33 \times 63}{2} = 55675.12 N \cdot mm$$

分别作水平面的弯矩图（图 b）和垂直面弯矩图（图 c）

截面 C 处的合成弯矩

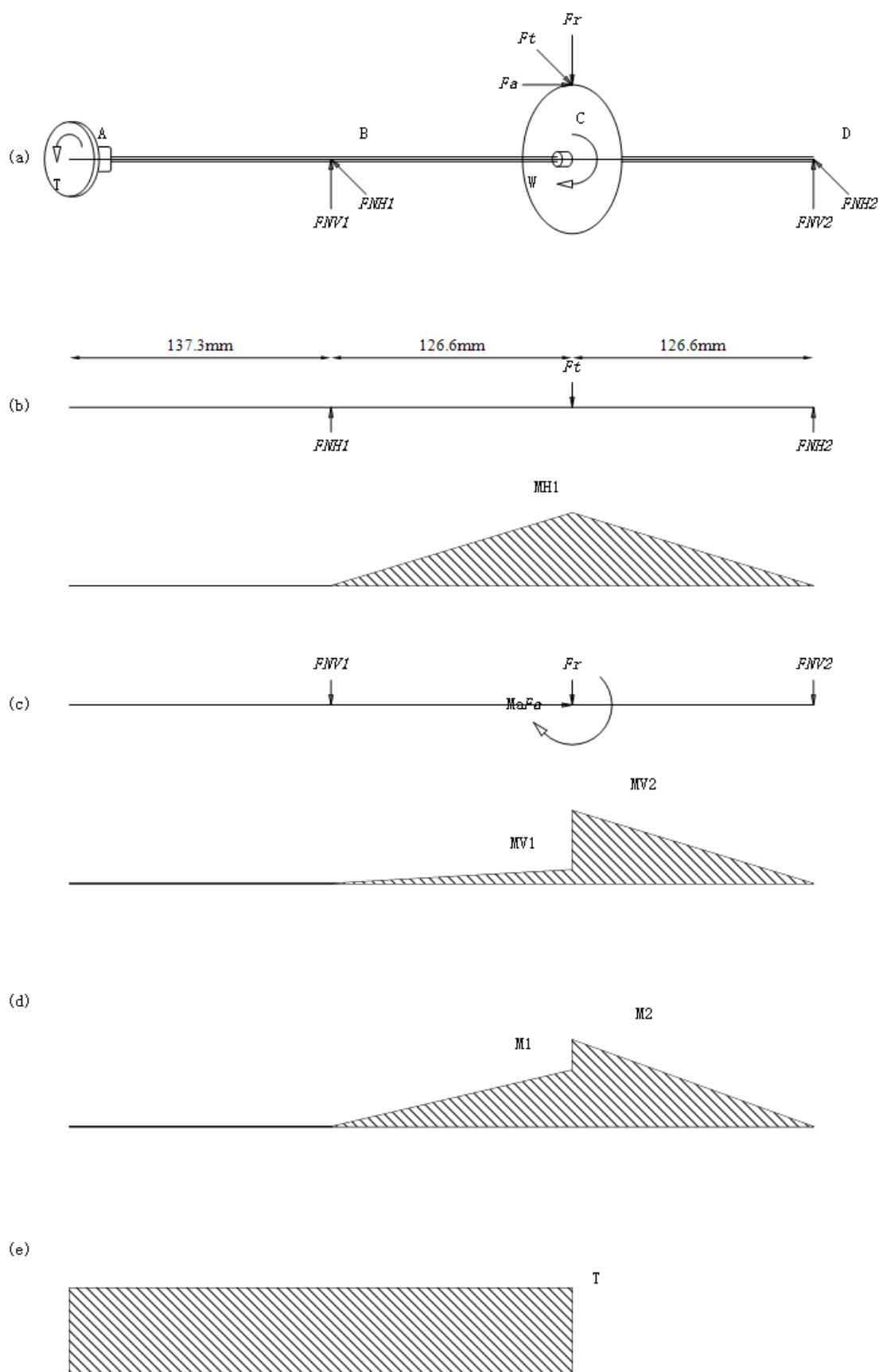
$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{45716.53^2 + 10462.22^2} = 46898.39 N \cdot mm$$

$$M_2 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{45716.53^2 + 55675.12^2} = 72039.71 N \cdot mm$$

③作合成弯矩图（图 d）

$$T = 22750 N \cdot mm$$

作转矩图（图 e）



2)按弯扭合成应力校核轴的强度

通常只校核轴上承受最大弯矩和扭转的截面（即危险截面 C 右侧）的强度。必要时也对其他危险截面（扭矩较大且轴径较小的截面）进行强度校核。取 $\alpha=0.6$ （单向传动），则有

抗弯截面系数为

$$W = 0.1 \times d^3 = 0.1 \times 42^3 = 7408.8 \text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = 0.2 \times d^3 = 0.2 \times 42^3 = 14817.6 \text{mm}^3$$

当量应力为

$$\sigma_{ca} = \frac{M_{ca}}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{72039.71^2 + (0.6 \times 22750)^2}}{7408.8} = 9.89 \text{MPa} < [\sigma_{1b}] = 60 \text{MPa}$$

故设计的轴有足够的强度，并有一定的裕度（注：计算 W 时，忽略单键槽的影响）。

5.2 低速轴设计计算

1)求低速轴上的功率 P_2 、转速 n_2 和转矩 T_2

$$P_2=2.72\text{kW}; n_2=122.24\text{r/min}; T_2=212.5\text{N}\cdot\text{m}$$

2)初步确定轴的最小直径

先初步估算轴的最小直径，选取轴的材料为 45（调质），硬度为 240HBS，根据表，取 $C=110$ ，得：

$$d_{min} \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{2.72}{122.24}} = 30.94 \text{mm}$$

低速轴的最小直径是安装齿轮的轴径，由于安装键将轴径增大 7%

$$d_{min} = (1 + 0.07) \times 30.94 = 33.11 \text{mm}$$

故选取： $d_{12}=35\text{mm}$

3)轴的结构设计图

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/807004033064010042>