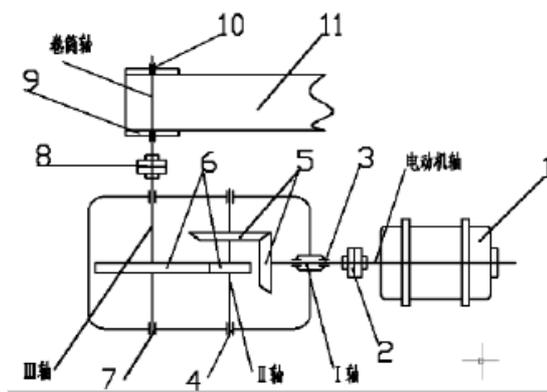


设计计算及说明

结果

一、设计任务书

1.1 传动方案示意图



图一、传动方案简图

1.2 原始数据

| 传送带拉力 $F(N)$ | 传送带速度 $V(m/s)$ | 滚筒直径 $D(mm)$ |
|--------------|----------------|--------------|
| 2500 | 1.6 | 280 |

1.3 工作条件

三班制，使用年限为 10 年，连续单向于运转，载荷平稳，小批量生产，运输链速度允许误差为链速度的 $\pm 5\%$ 。

1.4 工作量

- 1、传动系统方案的分析；
- 2、电动机的选择与传动装置运动和动力参数的计算；
- 3、传动零件的设计计算；
- 4、轴的设计计算；
- 5、轴承及其组合部件选择和轴承寿命校核；
- 6、键联接和联轴器的选择及校核；
- 7、减速器箱体，润滑及附件的设计；
- 8、装配图和零件图的设计；
- 9、设计小结；
- 10、参考文献；

二、传动系统方案的分析

传动方案见图一，其拟定的依据是结构紧凑且宽度尺寸较小，传动效率高，适用在恶劣环境下长期工作，虽然所用的锥齿轮比较贵，但此方案是最合理的。其减速器的传动比为 8-15，用于输入轴于输出轴相交而传动比较大的传动。

三、电动机的选择与传动装置运动和动力参数的计算

结果

| 设计计算及说明 | | | | | | 结果 |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|-----------|---------------|------|------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 表 2 电动机方案比较表 (指导书 表 19-1) | | | | | | |
| 方案 | 电动机型号 | 额定功率 (kw) | 电动机转速 (r/min) | | 电动机质量 (kg) | 传动装置总传动比 |
| | | | 同步 | 满载 | | |
| 1 | Y132M2-6 | 5.5 | 1000 | 960 | 73 | 8.79 |
| 2 | Y132S-4 | 5.5 | 1500 | 1440 | 43 | 13.19 |
| <p>由表中数据可知, 方案 1 的总传动比小, 传动装置结构尺寸小, 因此可采用方案 1, 选定电动机型号为 Y132M2-6</p> <p>3.2 传动装置总传动比的计算和各级传动比的分配</p> <p>1 、传动装置总传动比</p> $i = n_m / n_w = 960 / 109.2 = 8.79$ <p>2 、分配各级传动比</p> <p>高速级为圆锥齿轮其传动比应小些约 $i_1 \approx 0.25i$, 低速级为圆柱齿轮传动其传动比可大些。所以可取</p> $i_1 = 2.2 \quad i_2 = 4$ <p>3.3 计算传动装置的运动和动力参数</p> <p>1 、各轴的转速 (各轴的标号均已在图中标出)</p> $n_I = n_m / i_0 = 960 \text{ r/min}$ $n_{II} = n_I / i_1 = 960 / 202 = 436.36 \text{ r/min}$ $n_{III} = n_{II} / i_2 = 436.36 / 4 = 109.2 \text{ r/min}$ $n_{IV} = n_{III} = 109.2 \text{ r/min}$ <p>2 、各轴输入功率</p> $P_I = P_{ed} \eta_4 = 4.95 \text{ kw}$ $P_{II} = P_I \cdot \eta_1 \eta_2 = 4.655 \text{ kw}$ $P_{III} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 4.47 \text{ kw}$ $P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 4.38 \text{ kw}$ <p>3 、各轴转矩 $T_I = 9550 \times \frac{P}{n_I} = 49.24 \text{ N} \cdot \text{m}$</p> | | | | | | <p>选 Y132M2-6 型电动机</p> <p>$i_1 = 2.2$ $i_2 = 4$</p> <p>$n_I = 960$ $n_{II} = 436.36$ $n_{IV} = n_{III} = 109.2 \text{ r/min}$</p> <p>$P_I = 4.95 \text{ kw}$ $P_{II} = 4.65 \text{ kw}$ $P_{III} = 4.47 \text{ kw}$ $P_{IV} = 4.38 \text{ kw}$</p> |

| 设计计算及说明 | | | | | 结果 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|--------|--------|----------|---------|------|--------|--------|----------|---------|------------|-----|-----|--------|-------|-------|---------|---|------|-------|------|-------|----------|-------|-------|--------|--------|--------|-----|---|-----|-----|---|--|-----------|------|------|------|------|--|-------------------------------------------------------------------------------------|
| $T_{II} = 9550 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 101.88 \text{ N} \cdot \text{m}$ $T_{III} = 9550 \times \frac{P_{III}}{n_{III}} = 390.92 \text{ N} \cdot \text{m}$ $T_{IV} = 9550 \times \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 383.04 \text{ N} \cdot \text{m}$ <p>将计算结果汇总列表如下</p> <p style="text-align: center;">表 3 轴的运动及动力参数</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>项目</th> <th>电动机轴</th> <th>高速级轴 I</th> <th>中间轴 II</th> <th>低速级轴 III</th> <th>工作机轴 IV</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>转速 (r/min)</td> <td>960</td> <td>960</td> <td>436.36</td> <td>109.2</td> <td>109.2</td> </tr> <tr> <td>功率 (kw)</td> <td>5</td> <td>4.95</td> <td>4.655</td> <td>4.47</td> <td>4.382</td> </tr> <tr> <td>转矩 (N·m)</td> <td>49.76</td> <td>49.24</td> <td>101.88</td> <td>390.92</td> <td>383.04</td> </tr> <tr> <td>传动比</td> <td>1</td> <td>2.2</td> <td>4.0</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>效率 η</td> <td>0.99</td> <td>0.94</td> <td>0.96</td> <td>0.98</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>四、传动零件的设计计算</p> <p>4.1 斜齿圆柱齿轮传动的设计（主要参照教材《机械设计（第八版）》）</p> <p>已知输入功率为 $P_{II} = 4.655 \text{ kw}$、小齿轮转速为 $n_{II} = 436.36 \text{ r/min}$、齿数比为 4。工作寿命 10 年（设每年工作 300 天），三班制，带式输送，工作平稳，转向不变。</p> <p>1、选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数</p> <p>(1) 运输机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度。（GB10095-88）</p> <p>(2) 材料选择 由《机械设计（第八版）》表 10-1 小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质），硬度为 240HBS，二者材料硬度相差 40HBS。</p> <p>(3) 选小齿轮齿数 $z_1 = 22$，则大齿轮齿数 $z_2 = 4z_1 = 88$ 初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$。</p> <p>2、按齿面接触疲劳强度计算按下式设计计算</p> | | | | | 项目 | 电动机轴 | 高速级轴 I | 中间轴 II | 低速级轴 III | 工作机轴 IV | 转速 (r/min) | 960 | 960 | 436.36 | 109.2 | 109.2 | 功率 (kw) | 5 | 4.95 | 4.655 | 4.47 | 4.382 | 转矩 (N·m) | 49.76 | 49.24 | 101.88 | 390.92 | 383.04 | 传动比 | 1 | 2.2 | 4.0 | 1 | | 效率 η | 0.99 | 0.94 | 0.96 | 0.98 | | <p>小齿轮： 40Cr（调质） 280 HBS</p> <p>大齿轮： 45 钢（调质） 240 HBS 7 级精度</p> |
| 项目 | 电动机轴 | 高速级轴 I | 中间轴 II | 低速级轴 III | 工作机轴 IV | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 转速 (r/min) | 960 | 960 | 436.36 | 109.2 | 109.2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 功率 (kw) | 5 | 4.95 | 4.655 | 4.47 | 4.382 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 转矩 (N·m) | 49.76 | 49.24 | 101.88 | 390.92 | 383.04 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 传动比 | 1 | 2.2 | 4.0 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 效率 η | 0.99 | 0.94 | 0.96 | 0.98 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| 设计计算及说明 | 结果 |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p style="text-align: center;"> $d_v \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \times \frac{u \pm 1}{u} \times \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$ </p> <p>(1) 确定公式内的各计算数值</p> <p>1) 试选载荷系数 $k_{t1}=1.6$</p> <p>2) 查教材图表 (图 10-30) 选取区域系数 $Z_H=2.435$</p> <p>3) 查教材表 10-6 选取弹性影响系数 $Z_E=189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$</p> <p>4) 查教材图表 (图 10-26) 得 $\varepsilon_{a1}=0.765 \quad \varepsilon_{a2}=0.88 \quad \varepsilon_a = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2}=1.645$</p> <p>5) 由教材公式 10-13 计算应力值环数</p> $N_1=60n_1 j L_n=60 \times 436.36 \times 1 \times (3 \times 8 \times 300 \times 10) = 1.885 \times 10^9 \text{ h}$ $N_2=0.471 \times 10^9 \text{ h}$ <p>6) 查教材 10-19 图得: $K_{HN1}=0.9 \quad K_{HN2}=0.95$</p> <p>7) 查取齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 650 \text{ MPa} \quad \sigma_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$</p> <p>8) 由教材表 10-7 查得齿宽系数 $\phi_d=1$</p> <p>9) 小齿轮传递的转矩 $T_1=95.5 \times 10^5 \times P_2/n_2=9550 \times 4655/436.36=101.88 \text{ N} \cdot \text{m}$</p> <p>10) 齿轮的接触疲劳强度极限: 取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 应用公式 (10-12) 得:</p> $[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.9 \times 650 = 585 \text{ MPa}$ $[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 0.95 \times 550 = 522.5 \text{ MPa}$ <p>许用接触应力为</p> $[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) / 2 = 553.75 \text{ MPa}$ <p>(2) 设计计算</p> <p>1) 按式计算小齿轮分度圆直径 d_v</p> $d_v \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \times \frac{u \pm 1}{u} \times \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$ $= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 10.188 \times 10^4}{1 \times 1.645} \times \frac{5}{4} \times \left(\frac{2.435 \times 189.8}{553.75}\right)^2} = 55.67 \text{ mm}$ <p>2) 计算圆周速度 $V = \frac{\pi d_v n_1}{60 \times 1000} = 1.27 \text{ m/s}$</p> | <p>$k_{t1}=1.6$</p> <p>$Z_H=2.435$</p> <p>$Z_E=189.8$</p> <p>$\varepsilon_a=1.645$</p> <p>$K_{HN1}=0.9$</p> <p>$K_{HN2}=0.95$</p> <p>$\sigma_{Hlim1}=650 \text{ MPa}$</p> <p>$\sigma_{Hlim2}=550 \text{ MPa}$</p> <p>$\phi_d=1$</p> <p>$T=101.88 \text{ N} \cdot \text{m}$</p> <p>$[\sigma_H]=553.75 \text{ MPa}$</p> <p>$V=1.27 \text{ m/s}$</p> |

| $Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 88 / \cos^3 14^\circ = 96.33$ 设计计算及说明 | 结果 |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|
| $Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 88 / \cos^3 14^\circ = 96.33$ | $Z_{v2} = 96.33$ |
| 4) 查取齿形系数 查教材图表 (表 10-5) $Y_{Fa1} = 2.6476$, $Y_{Fa2} = 2.18734$ | $Y_{Fa1} = 2.6474$ |
| 5) 查取应力校正系数 查教材图表 (表 10-5) $Y_{Sa1} = 1.5808$, $Y_{Sa2} = 1.78633$ | $Y_{Fa2} = 2.187$ |
| 6) 查教材图表 (图 10-20c) 查得小齿轮弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 520\text{MPa}$, 大齿轮弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2} = 400\text{MPa}$ 。 | $Y_{Sa1} = 1.5808$ $Y_{Sa2} = 1.7863$ |
| 7) 查教材图表 (图 10-18) 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$ $K_{FN2} = 0.88$ | $K_{FN1} = 0.85$ |
| 8) 计算弯曲疲劳许用应力。 | $K_{FN2} = 0.88$ |
| 取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$, 由式 $[\sigma_F] = \frac{K_{FN} \sigma_{FE}}{S}$ 得 | $\sigma_{FE1} = 315.7$ |
| $[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 520}{1.4} = 315.71$ | $\sigma_{FE2} = 251.4$ |
| $[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 400}{1.4} = 251.43$ | |
| 9) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$, 并加以比较 | |
| $\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.6476 \times 1.5808}{315.71} = 0.01326$ | |
| $\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.18734 \times 1.78633}{251.43} = 0.01554$ 大齿轮的数值大. 选用. | |
| (2) 设计计算 | |
| 1) 计算模数 | |
| $m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.99 \times 10.188 \times 10^4 \times 0.88 \times \cos^2 14^\circ \times 0.01554}{1 \times 22^2 \times 1.645}} \text{mm} = 1.87 \text{mm}$ | |
| 对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的齿面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的齿面模数, 由于齿轮模数的大小主要取决于弯曲强度所承载的能力。而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力, 仅取决于齿轮直径。按 GB/T1357-1987 圆整为标准模数, 取 $m_n = 2\text{mm}$ 但为了同时满足接触疲劳强度, 需要按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1 = 61.4 \text{mm}$ 来计算应有的齿数. | $m_n = 2\text{mm}$ $z_1 = 30$ |

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1}\sigma_{Hlim1}}{S} = 0.89 \times 650 = 578.5 \text{ MPa}$ <p style="text-align: center;">设计及设计说明</p> | <p style="text-align: center;">578.5 MPa</p> <p style="text-align: center;">结果</p> |
| $[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2}\sigma_{Hlim2}}{S} = 0.9 \times 550 = 495 \text{ MPa}$ <p>(2) 设计计算</p> <p>1) 试算小齿轮的分度圆直径，带入 $[\sigma_H]$ 中的较小值得</p> $d_v \geq 2.92 \sqrt[3]{\left(\frac{189.8}{495}\right)^2 \frac{1.8 \times 4920}{0.35 \times (1 - 0.5 \times 0.35)^2 \times 2.2}} = 85.22 \text{ mm}$ <p>2) 计算圆周速度 V</p> $V = \frac{\pi d_v n_1}{60 \times 1000} = 4.28 \text{ m/s}$ <p>3) 计算载荷系数</p> <p>系数 $K_A = 1$，根据 $V = 4.28 \text{ m/s}$，7级精度查图表(图 10-8)得动载系数 $K_V = 1.15$ 查图表(表 10-3)得齿间载荷分布系数 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ 根据大齿轮两端支撑，小齿轮悬臂布置查表 10-9 得 $K_{H\beta\beta} = 1.25$ 的 $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.5 \times 1.25 = 1.875$</p> <p>得载荷系数 $K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 2.156$</p> <p>4) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，得</p> $d = d_v \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 85.22 \times \sqrt[3]{\frac{2.156}{1.8}} = 90.5 \text{ mm}$ <p>5) 计算模数 M</p> $m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{90.50}{25} = 3.62 \text{ mm}$ <p>3、按齿根弯曲疲劳强度设计</p> <p>设计公式：</p> $m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$ <p>(1) 确定公式内各计算数值</p> <p>1) 计算载荷系数 $K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.15 \times 1.875 = 2.159$</p> <p>2) 计算当量齿数</p> | <p>$[\sigma_H]_2 = 495 \text{ MPa}$</p> <p>$d_v = 85.22 \text{ mm}$</p> <p>$V = 4.28 \text{ m/s}$</p> <p>$K = 2.156$</p> <p>$M = 3.62 \text{ mm}$</p> <p>$K = 2.159$</p> |

设计计算及说明

结果

五、轴的设计计算

5.1 输入轴 (I 轴) 的设计

1、求输入轴上的功率 P_1 、转速 n_1 和转矩 T_1

$$P_1 = 4.95 \text{ kw} \quad n_1 = 960 \text{ r/min} \quad T_1 = 49.24 \text{ N.M}$$

2、求作用在齿轮上的力

已知高速级小圆锥齿轮的平均分度圆直径为

$$d_{m1} = d_1(1 - 0.5\phi_R) = 74.87 \text{ mm}$$

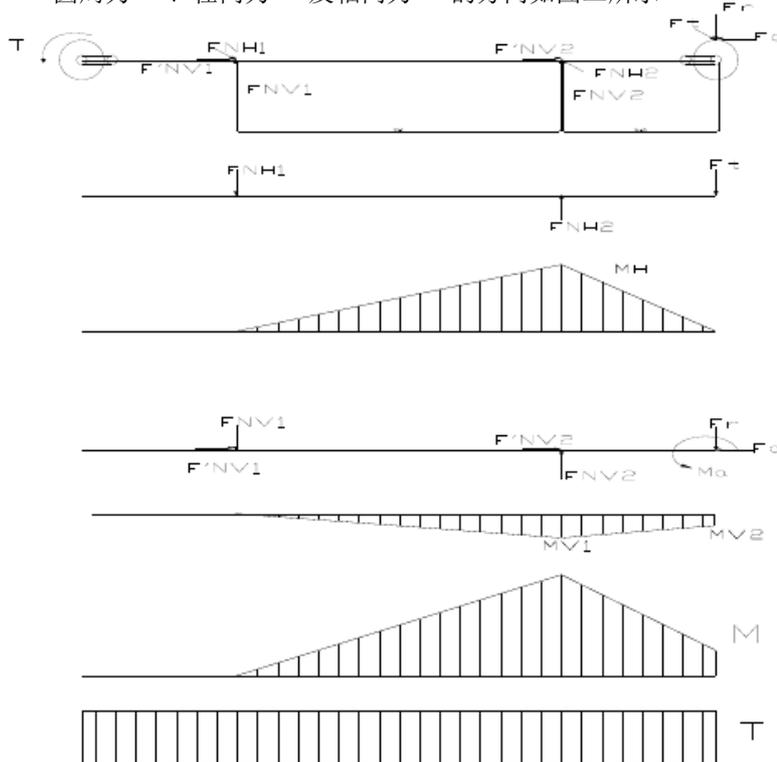
$$\text{则 } F_t = \frac{2T}{d_{m1}} = \frac{2 \times 49240}{74.87} = 1315.35 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ \cos \delta_1 = 436.25 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan 20^\circ \sin \delta_1 = 197.19 \text{ N}$$

$F_t = 1315.35 \text{ N}$
 $F_r = 436.25 \text{ N}$
 $F_a = 197.19 \text{ N}$

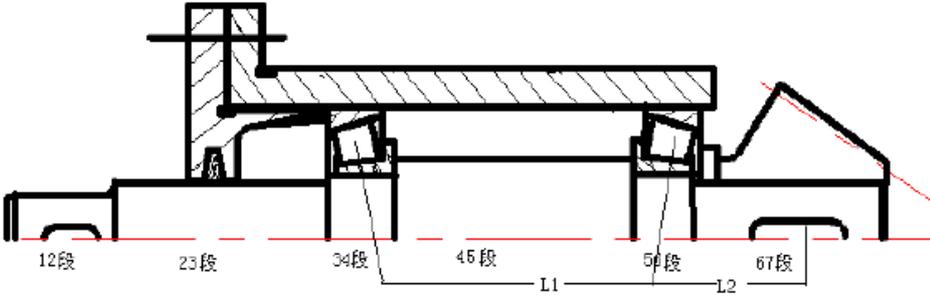
圆周力 F_t 、径向力 F_r 及轴向力 F_a 的方向如图二所示



图四、输入轴载荷图

3、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 钢 (调质), 根据《机械设计

| <p>(第八版)》表 15-3, 取 $A_0 = 112$, 得</p> <p style="text-align: center;">设计计算及说明</p> | <p style="text-align: center;">结果</p> |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|
| <p style="text-align: center;"> $d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 112 \sqrt[3]{\frac{4.95}{960}} = 19.35 \text{ mm}$ </p> <p>输入轴的最小直径为安装联轴器的直径 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 $T_{ca} = K_A T_2$, 查《机械设计 (第八版)》表 14-1, 由于转矩变化很小, 故取 $K_A = 1.3$, 则</p> <p style="text-align: center;"> $T_{ca} = K_A T_2 = 1.3 \times 49.24 = 64.012 \text{ N} \cdot \text{m}$ </p> <p>查《机械设计课程设计》表 14-4, 选 Lx3 型弹性柱销联轴器其工称转矩为 1250N.m, 而电动机轴的直径为 38mm 所以联轴器的孔径不能太小。取 $d_{12} = 30\text{mm}$, 半联轴器长度 $L = 82\text{mm}$, 半联轴器与轴配合的毂孔长度为 60mm。</p> <p>4 、轴的结构设计</p> <p>(1) 拟定轴上零件的装配方案 (见图五)</p>  <p style="text-align: center;">图五、输入轴轴上零件的装配</p> <p>(2) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度</p> <p>1) 为了满足半联轴器的轴向定位, 12 段轴右端需制出一轴肩, 故取 23 段的直径</p> <p style="text-align: right;">$d_{23} = 37\text{mm}$</p> <p>$d_{23} = 37\text{mm}$。左端用轴端挡圈定位, 12 段长度应适当小于 L 所以取 $L_{12} = 58\text{mm}$</p> <p style="text-align: right;">$L_{12} = 58\text{mm}$</p> <p>2) 初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力, 故选用单列圆锥滚子轴承, 参照工作要求并根据 $d_{23} = 37\text{mm}$, 由《机械设计课程设计》表 13-1 中初步选取 0 基本游隙组, 标准精度级的单列圆锥滚子轴承 30308, 其尺寸为</p> <p style="text-align: right;">$d_{34} = 40\text{mm}$</p> | <p style="text-align: center;">$d_{12} = 30\text{mm}$</p> |

| | | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $d \times D \times T = 40\text{mm} \times 90\text{mm} \times 25.25\text{mm}$ 所以 $d_{34} = 40\text{mm}$ 而 $L_{34} = 25.25\text{mm}$ | | $L_{34} = 25.25\text{mm}$ |
| 设计计算及说明 | | 结果 |
| <p>这对轴承均采用轴肩进行轴向定位，由《机械设计课程设计》表 13-1 查得 30308 型轴承的定位轴肩高度 $d_a = 49\text{mm}$，因此取 $d_{45} = 49\text{mm}$</p> <p>3) 取安装齿轮处的轴段 67 的直径 $d_{67} = 35\text{mm}$；为使套筒可靠地压紧轴承，56 段应略短于轴承宽度，故取 $L_{56} = 24\text{mm}$，$d_{56} = 40\text{mm}$</p> <p>4) 轴承端盖的总宽度为 20mm。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑油的要求，求得端盖外端面与半联轴器右端面间的距离 $l = 30\text{mm}$，取 $L_{23} = 50\text{mm}$。</p> <p>5) 锥齿轮轮毂宽度为 50mm，为使套筒端面可靠地压紧齿轮取 $L_{67} = 61\text{mm}$ 由于 $L_b \approx 2L_a$，故取 $L_{45} = 98\text{mm}$</p> <p>(3) 轴上的周向定位</p> <p>圆锥齿轮的周向定位采用平键连接，按 $d_{67} = 35\text{mm}$ 由《机械设计（第八版）》表 6-1 查得平键截面 $b \times h = 10\text{mm} \times 8\text{mm}$，键槽用键槽铣刀加工，长为 45mm，同时为保证齿轮与轴配合有良好的对中性，故选择齿轮轮毂与轴的配合为 $\frac{H7}{n6}$；同样，半联轴器处平键截面为 $b \times h \times l = 10\text{mm} \times 8\text{mm} \times 50\text{mm}$ 与轴的配合为 $\frac{H7}{k6}$；滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的，此处选轴的尺寸公差为 k5。</p> <p>(4) 确定轴上圆角和倒角尺寸</p> <p>取轴端倒角为 $2 \times 45^\circ$，轴肩处的倒角可按 R1.6-R2 适当选取。</p> <p>5、求轴上的载荷（30308 型的 $a=19.5\text{mm}$。所以俩轴承间支点距离为 109.5mm 右轴承与齿轮间的距离为 54.25mm。）（见图四）</p> | | $d_{45} = 49\text{mm}$ $d_{67} = 35\text{mm}$ $L_{56} = 24\text{mm}$ ， $d_{56} = 40\text{mm}$ $L_{23} = 50\text{mm}$ $L_{67} = 61\text{mm}$ $L_{45} = 98\text{mm}$ |
| 载荷 | 水平面 H | 垂直面 V |
| 支反力 F | $F_{NH1} = 651.65\text{N}$ | $F_{NV1} = 216.13\text{N}$ |
| | $F_{NH2} = 1967\text{N}$ | $F_{NV2} = 652.38\text{N}$ |
| 弯矩 M | $M_H = 71357.7\text{N}\cdot\text{mm}$ | $M_{V1} = 71435.6\text{N}\cdot\text{mm}$ $M_{V2} = 7789.2\text{N}\cdot\text{mm}$ |

| | | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|----|
| 总弯矩 | $M = \sqrt{71357.7^2 + 71435.6^2} = 100970.1 \text{ N} \cdot \text{mm}$ | 结果 |
| 扭矩 T | $T_I = 49.24 \text{ N} \cdot \text{M}$ | |
| 设计计算及说明 | | |
| <p>6 、按弯扭合成应力校核轴的强度 根据图四可知右端轴承支点截面为危险截面，由上表中的数据及轴的单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$，轴的计算应力为</p> $\sigma_{ca} = \sqrt{\frac{M^2 + (\alpha T)^2}{W}} = \frac{\sqrt{100970.1^2 + (49240 \times 0.6)^2}}{0.1 \times 40^3} = 16.44 \text{ Mpa}$ <p>前已选定轴的材料为 45 钢（调质），由《机械设计（第八版）》表 15-1 查得 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ Mpa}$，$\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$，故安全。</p> <h3>5.2 输出轴（III轴）的设计</h3> <p>1 、求输出轴上的功率 P_{III}、转速 n_{III} 和转矩 T_{III}</p> $P_{III} = 4.47 \text{ kw} \quad n_{III} = 109.2 \text{ r/min} \quad T_{III} = 390.92 \text{ N} \cdot \text{M}$ <p>2 、求作用在齿轮上的力 已知大斜齿轮的分度圆直径为</p> $d = mz = 248 \text{ mm}$ <p>而 $F_t = 2T/d = 2 \times 390920 / 248 = 315258 \text{ N}$</p> $F_r = F_t \cdot \tan 2\theta / \cos \beta = 1185.69 \text{ N}$ $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 820.74 \text{ N}$ <p>圆周力 F_t、径向力 F_r 及轴向力 F_a 的方向如图六所示</p> <p>3 、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 钢（调质），根据《机械设计（第八版）》表 15-3，取 $A_0 = 112$，得</p> $d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_{III}}{n_{III}}} = 112 \sqrt[3]{\frac{4.47}{109.2}} = 38.6 \text{ mm}$ | | |

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/125120021024011113>