

3传动简图的拟定

1.1 技术参数:

输送链的牵引力: 9 kN ,

输送链的速度: 0.35 m/s ,

链轮的节圆直径: 370 mm。

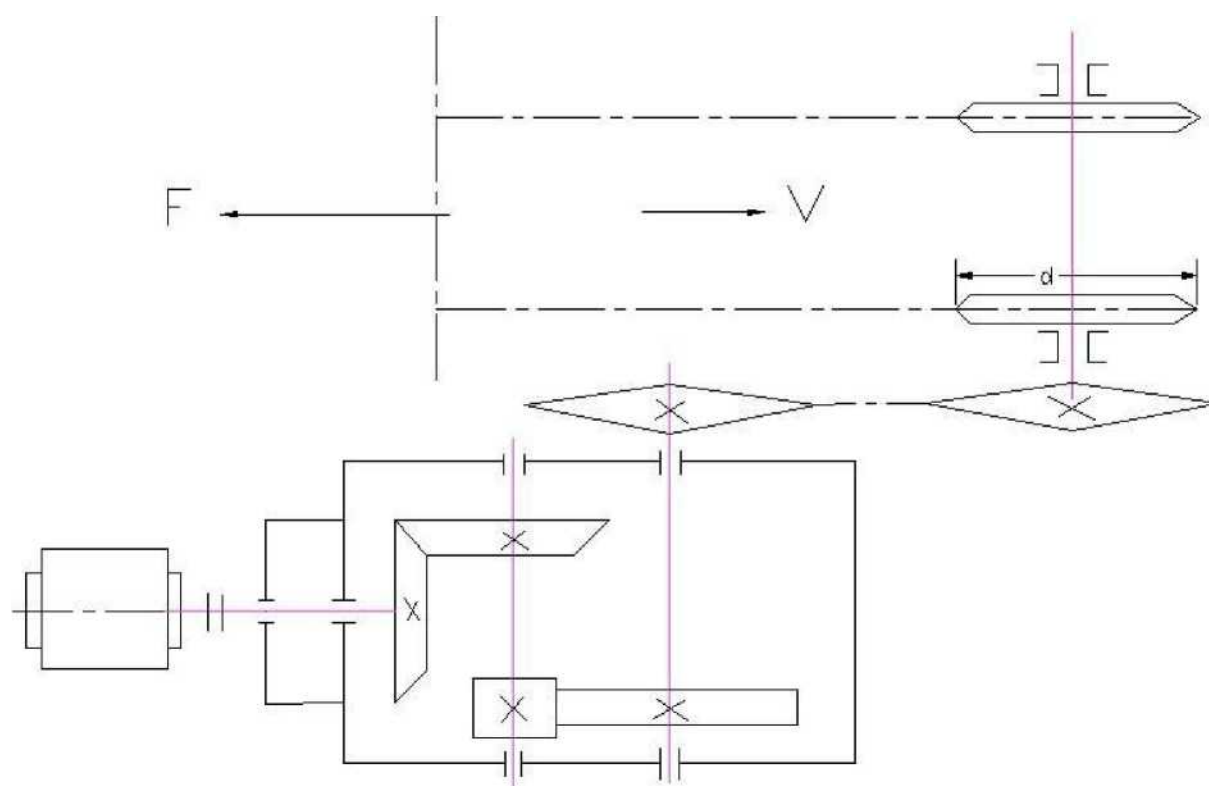
1.2 工作条件:

连续单向运转，工作时略有轻微振动，使用期10年（每年300个工作日，小批量生产，

两班制工作，输送机工作轴转速允许误差 $\pm 5\%$ 。链板式输送机的传动效率为95%。

1、 拟定传动方案

传动装置由电动机，减速器，工作机等组成。减速器为二级圆锥圆柱齿轮减速器。外传动为链传动。方案简图如图。



方案图

2电动机的选择

2.1电动机的类型： 三相交流异步电动机(Y系列)

2.2功率的确定 2.2.1工作机所需功率 P_w (kw)：

$$P = F v / (1000 \eta) = 7000 \times 0.4 / (1000 \times 0.95) = 3.316 \text{kw}$$

2.2.2电动机至工作机的总效率 η ：

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \times \eta_5 \times \eta_6$$

$$= 0.99 \times 0.993 \times 0.97 \times 0.98 \times 0.96 \times 0.96 = 0.841$$

(η_1 为联轴器的效率， η_2 为轴承的效率， η_3 为圆锥齿轮传动的效率， η_4 为圆柱齿轮的传动效率， η_5 为链传动的效率， η_6 为卷筒的传动效率)

2.2.3所需电动机的功率 P_d (kw)：

$$P_d = P_w / \eta = 3.316 \text{Kw} / 0.841 = 3.943 \text{kw}$$

2.2.4电动机额定功率： $P_m > P_d$

2.4确定电动机的型号

因同步转速的电动机磁极多的，尺寸小，质量大，价格高，但可使传动比和机构尺寸减小，其中 $P \geq 4 \text{kN}$ ，符合要求，但传动机构电动机容易制造且体积小。

由此选择电动机型号：Y112M—4

电动机额定功率 $P_m = 4 \text{kN}$ ，满载转速错误！未找到引用源。 $= 1440 \text{r/min}$

工作机转速 $n = 60 \times V / (\pi \times d) = 18.0754 \text{r/min}$

电动机型号	额定功率	满载转速	起动转矩/额	最大转矩/额
	(kw)	(r/min)	定转矩	定转矩
Y112M1-4	4	1440	2.2	2.3

选取B3安装方式

4传动比的分配

总传动比： $i_{总} = n / n_{筒} = 1440 / 18.0754 = 79.667$
设高速轮的传动比为 i_1 ，低速轮的传动比为 i_2 ，链传动比为 i_3 ，减速器的传动比为 $i_{减}$ ，链传动的传动比推荐 < 6 ，选 $i_1 = 5.3$ ， $i_2 = i_{总} / i_1 = 15.0315$ ， i_3 在 $0.25 i_2$ 至 i_2 之间，选 $i_3 = 3.5$ ， $i_{减} = i_2 / i_3 = 4.29$ 。
 $i_{总} = i_1 \times i_2 = 5.3 \times 15.0315 = 79.765$
 $\Delta i = (i_{总} - i_{总}) / i_{总} = (79.765 - 79.667) / 79.667 = 0.123\%$

符合要求。

5传动参数的计算

4.1 各轴的转速n(r/min)

高速轴I的转速： $n = n = 1440 \text{ r/min}$
中间轴II的转速： $n = n / i = 1400 / 3.5 = 411.43 \text{ r/min}$
低速轴III的转速： $n = n / i = 411.43 / 4.3 = 95.681 \text{ r/min}$
滚筒轴W的转速： $n = n / i = 95.681 / 5.3 = 18.05 \text{ r/min}$

4.2各轴的输入功率P (kw)

高速轴I的输入功率： $P_I = p \times \eta_{气} = 4 \times 0.99 = 3.96 \text{ kw}$
中间轴II的输入功率： $P = p_I \times \eta_3 \eta_2 = 3.96 \times 0.97 \times 0.99 = 3.80 \text{ kw}$
低速轴III的输入功率： $P = p_2 \times \eta_{叩} \eta_2 = 3.80 \times 0.98 \times 0.97 = 3.61 \text{ kw}$
滚筒轴 W的输入功率： $P_4 = P_3 \times \eta_{qq} = 3.61 \times 0.96 \times 0.99 = 3.43 \text{ kw}$

4.3各轴的输入转矩T(N·m)

高速轴I的输入转矩： $T = 9550 p / \sqrt{n} = 26.26 \text{ N} \cdot \text{m}$
中间轴II的输入转矩： $T_2 = 9550 P / n_2 = 88.20 \text{ N} \cdot \text{m}$
低速轴III的输入转矩： $T_3 = 9550 P / n_3 = 360.32 \text{ N} \cdot \text{m}$
滚筒轴W的输入转矩： $T_4 = 9550 P / n_4 = 1814.76 \text{ N} \cdot \text{m}$

5 链传动的设计与计算 " ~ "

5.1选择链轮齿数

取小齿轮齿数 $z = 11$ ，大链轮的齿数 $z = i \times z = 5.3 \times 11 = 58.3$ 取59。

5.2确定计算功率

查表9-6得 $K_I = 1.0$ ，查图9-13得 $K = 2.5$ ，单排链，功率为
 $P = K \cdot K_p = 1.0 \times 2.5 \times 3.61 = 9.025 \text{ kW}$

5.3选择链条型号和节距

根据 $P = 9.025 \text{ kW}$ 和主动链轮转速 $n_3 = 95.681 \text{ (r/min)}$ ，由图9-11得链条型号为24A，由表

9-1查得节距 $p=38.1\text{mm}$ 。

5.4计算链节数和中心距
初选中心距 $a=(30\sim50)p=(30\sim50)\times38.1=1143\sim1905\text{mm}$ 。取 $a=1200\text{mm}$ ，按下式计算

链节数 L ：

$$=2 \times 1200 / 38.1 + (11 + 59) / 2 + [(59 - 11) / 2n] \times 38.1 / 1200$$
$$\approx 99.74 \text{ 故取链长节数 } L = 100 \text{ 节}$$

由 $(L - z_2) / (z_2 - z_1) = (100 - 11) / (59 - 11) = 2.04$ ，查表 9-7 得 $f_1 = 0.24421$ ，所以 p_1 得链传动的最大中心距为： $a = f_1 p_1 [2L - (z_1 + z_2)] = 0.22648 \times 31.75 \times [2 \times 128 - (11 + 59)] = 1209.57 \text{ mm}$

5.5 计算链速 v ，确定润滑方式

$v = z_1 n_3 p / 60 \times 1000 = 11 \times 95.681 \times 38.1 / 60 \times 1000 = 0.668 \text{ m/s}$ 由图9-14查得润滑方式为：滴油润滑。

计算链传动作用在轴上的压轴力 F_p

有效圆周力： $F = 1000P / v = 1000 \times 3.61 / 0.668 = 5404.2 \text{ N}$

5.6

链轮水平布置时的压轴力系数 $K_p = 1.15$

则 $F_p = K_p F = 1.15 \times 5404.2 = 6214.8 \text{ N}$

计算链轮主要几何尺寸

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{38.1}{\sin \frac{180^\circ}{11}} = 135.23 \text{ mm}$$
$$d_2 = \frac{p z_2}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{38.1 \times 59}{\sin \frac{180^\circ}{59}} = 715.86 \text{ mm}$$

链轮材料的选择及处理

根据系统的工作情况来看，链轮的工作状况是，采取两班制，工作时由轻微振动。

5.7 每年

三百个工作日，齿数不多，根据表9-5得材料为40号钢，淬火、回火，处理后的硬度为 40—50HRC。

6圆锥齿轮传动的设计计算

6.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

6.1.1 选用闭式直齿圆锥齿轮传动，按齿形制GB/T12369-1990齿形角 $\alpha = 20^\circ$ ，顶隙系数

$c^* = 0.2$, 齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 螺旋角 $\beta = 0^\circ$, 轴夹角 $\Sigma = 90^\circ$, 不变位, 齿高用顶隙收缩齿。

6.1.2根据课本表10-1，材料选择，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。

6.1.3根据课本表10-8, 选择7级精度。

6.1.4 传动比 $u=z_2 /$ 七二3.5

节锥角 $\delta_1 = \arctan 1 u) = 15.945^\circ$, $\delta_2 = 90^\circ - 15.945^\circ = 74.055^\circ$.

不产生根切的最小齿数: $Z_1 = 2ha^* \cos 5^\circ / \sin^2 \alpha = 16.439$

选 $z = 18$, $z = uz = 18 \times 3.5 = 63$ 21

6.2按齿面接触疲劳强度设计

公式: $d_w = \frac{92}{HTR} \text{ mJ/E}^{2KT}$

6.2.1 试选载荷系数 $K=2$

6.2.2 计算小齿轮传递的扭矩 $T = 95.5 \times 10^3 P / n = 2.63 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$

6.2.3选取齿宽系数 $\varphi_R = 0.3$

6.2.4由课本表10-6查得材料弹性影响系数 $z_F = 189.8MPa^2$ 。

6.2.5由图10-21d按齿面的硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 1}=600MPa$ ，大齿轮的接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim 2}=550MPa$ 。

6.2.6 计算应力循环次数

$$N = 60 \times 1440 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 10^9) = 4.15 \times 10^9$$

$$N_2 = N'' u = 1.18 \times 10^9$$

6.2.7由图10-19查得接触疲劳寿命系数

$$Kg = 0.87 \quad \overline{隔}_2 = 0.90$$

6.2.8 计算接触疲劳许用应力

$$C_{\parallel} = K c / S = 0.87 \times 600 = 522 \text{ MPa}$$

6.2.9试算小齿 $\hat{}$ 的分度圆直径 $\sigma_{550}=495MPa$

代入 $[c]$ 中的较小值得

$$d_{it} = \sqrt[2]{\frac{92J}{\pi^2 KT}} = \dots$$

$$= 63.325 \text{ mm}$$

$$d_1 = d_g (1 - 0.5 Y_{Fa1}) = 63.325 \times (1 - 0.5 \times 0.3) = 53.825 \text{ mm}$$

6.2.10 计算圆周速度 v

$$v = (\pi d_1 n_1) / (60 \times 1000)$$

$$= (3.14159 \times 53.825 \times 1440) / (60 \times 1000) = 4.058 \text{ m/s}$$

6.2.11 计算载荷系数

齿轮的使用系数载荷状态均匀平稳，查表10-2得 $K_A = 1.0$ 。

由图10-8查得动载系数 $K_v = 1.1$ 。

由表10-3查得齿间载荷分配系数 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1.1$ 。

依据大齿轮两端支承，小齿轮悬臂布置，查表10-9得轴承系数 $K_{\beta} = 1.25$ 。由公式 $K_{\alpha} = 1.5$ ， $K_{\beta} = 1.25$ ， $K_{\alpha} K_{\beta} = 1.5 \times 1.25 = 1.875$ 接触强度载荷系数

$$K = K_A K_v K_{Ha} K_{Fa} K_{\alpha} K_{\beta} = 1 \times 1.1 \times 1.1 \times 1.875 = 2.27$$

6.2.12 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径

$$d_f = d \sqrt{K} / K = 63.325 \times \sqrt{2.27} / 2 = 66.06 \text{ mm}$$

$$m = d_f / z = 66.06 / 18 = 3.67 \text{ mm}$$

取标准值 $m = 4 \text{ mm}$ 。

6.2.13 计算齿轮的相关参数

$$d = m z_1 = 4 \times 18 = 72 \text{ mm}$$

$$d = m z_2 = 4 \times 63 = 252 \text{ mm}$$

$$\alpha_5 = \arctan(G/u) = 15.945^\circ = 15^\circ 56' 42''$$

$$\alpha_2 = 90^\circ - \alpha_5 = 74^\circ 3' 18''$$

$$\cos \alpha = \frac{u^2 + 1}{\sqrt{3.5^2 + 1}}$$

$$R = d_1 \frac{\cos \alpha_1}{2} = 72 \times \frac{\cos \alpha}{2} = 131.04 \text{ mm}$$

$$b=4R=0.3 \times 131.04=39.3 \text{ mm 圆整取 } B_2 = 40\text{mm} \quad B_1 = 45\text{mm}$$

6.3 校核齿根弯曲疲劳强度

6.3.1 确定弯曲强度载荷系数 $K = K_A K_v K_{Fa} K_{F\beta} = 2.06$

6.3.2 计算当量齿数

$$z_1 = z_1 / \cos \alpha_1 = 18 / \cos 15^\circ 56'42'' = 18.7$$

$$z_2 = z_2 / \cos \alpha_2 = 63 / \cos 74^\circ 31'8'' = 229.3$$

6.3.3 查表 10-5 得 $Y_{Fa1} = 2.91$, $Y_{Sa1} = 1.53$, $Y_{Fa2} = 2.29$, $Y_{Sa2} = 1.71$

6.3.4 计算弯曲疲劳许用应力

由图10-18查得弯曲疲劳寿命系数

$$K_{FN1} = 0.82, \quad K_{FN2} = 0.87$$

取安全系数 $S_F = 1.4$

由图10-20c查得齿轮的弯曲疲劳强度极限

$$\sigma_{FN1} = 500\text{MPa} \quad \sigma_{FN2} = 380\text{MPa}$$

按脉动循环变应力确定许用弯曲应力

$$[\sigma_F]_1 = K_{FN} \sigma_{FN1} / S_F = 0.82 \times 500 / 1.4 = 292.85\text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = K_{FN} \sigma_{FN2} / S_F = 0.87 \times 380 / 1.4 = 236.14\text{MPa}$$

6.3.5 校核弯曲强度

根据弯曲强度条件公式

$$\sigma_F = \frac{K F_T}{b m_2 (1 - 0.5 \frac{r}{z_1}) z_1} < [\sigma_F]$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2 K T Y_1 Y_2}{b m_2 (1 - 0.5 \frac{r}{z_1}) z_1} = \frac{2 \times 2.06 \times 26300 \times 2.91 \times 1.53}{40 \times 42 \times (1 - 0.5 \times 0.3) \times 18} = 57.96 \text{ MPa} < [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 K T Y_1 Y_2}{b m_2 (1 - 0.5 \frac{r}{z_1}) z_2} = \frac{2 \times 2.06 \times 26300 \times 2.29 \times 1.71}{40 \times 42 \times (1 - 0.5 \times 0.3) \times 18} = 50.98 \text{ MPa} < [\sigma_F]_2$$

满足弯曲强度要求，所选参数合适。

F 2

7圆柱齿轮传动的设计计算

7.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

7.1.1 选用闭式直齿圆柱齿轮传动。

7.1.2 根据课本表10-1，选择小齿轮材料40Cr钢，调质处理，硬度280HBS；大齿轮材料45钢，调质处理，硬度240HBS。

7.1.3 根据课本表10-8，运输机为一般工作机器，速度不高，故选用7级精度。

7.1.4 试选小齿轮齿数 $z_1=21$ ，则 $z_2=u z_1=i z_1=4.3 \times 21 \approx 89$

7.2 按齿面接触疲劳强度设计

$$\text{公式: } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{KT u \pm 1}{Z^2}}$$

7.2.1 试选载荷系数 $K=1.3$

7.2.2 计算小齿轮传递的转矩 $T=95.5 \times 10^3 P n=8.82 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$
由表10-7选取齿宽系数 $\phi_d=1$

7.2.3

7.2.4 由表10-6查得材料的弹性影响系数 $Z=189.8 \text{ MPa}^{-1/2}$

7.2.5 由图10-21d按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 1}=600 \text{ MPa}$ ，大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 2}=550 \text{ MPa}$ 。

7.2.6 计算应力循环次数

$$N_1=60 n_1 j L_h=60 \times 274.3 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 10)=7.90 \times 10^8$$

$$N_2=N_1/u=7.90 \times 10^8/4.3=1.8372 \times 10^8$$

7.2.8由图10-19取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1}=1.02$ ， $K_{HN2}=0.96$ 。

7.2.9计算接触疲劳许用应力 取安全系数 $S=1.4$

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{H\lim 1}}{S} = 1.02 \times 600 / 1.4 = 437.14 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{H\lim 2}}{S} = 0.96 \times 550 / 1.4 = 377.14 \text{ MPa}$$

7.2.10试算试算小齿轮的分度圆直径，带入 $[\sigma_H]$ 中的较小值得

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{KT u \pm 1}{Z^2}} = \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 8.82 \times 10^4 \times 4.3 \pm 1}{(189.8)^2}} = 70.716 \text{ mm}$$

7.2.11 计算圆周速度

$$V = \frac{d_1 n_1}{1000} = \frac{70.716 \times 274.3}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 1.523 \text{ m/s}$$

7.2.12 计算齿宽 b

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 70.716 \text{ mm} = 70.716 \text{ mm}$$

7.2.13 计算齿宽与齿高之比 b/h

模数

$m = \frac{d}{t \cdot z_1} = 70.716 / 21 = 3.367 \text{ mm}$

齿高

$h = 2.25m = 2.25 \times 3.367 = 7.576 \text{ mm}$

$b = 70.716 / 7.576 = 9.33$

7.2.14计算载荷系数

根据v=1.523m/s，由图10-8查得动载荷系数 $K^{\wedge}=1.04$ ；

直齿轮， $K = K = 1$ K_{Ha} K_F $K_A=1$

由表10-4用插值法查得7级精度、小齿轮相对支撑非对称布置时， $K = 1.316$ 。
由 $b = 9.33$ ， $K = 1.316$ 查图10-13得 $K = 1.28$ ；故载荷系数 K_{HP} K_{FP}

$K = K^{\wedge} = 1 \times 1.04 \times 1 \times 1.28 = 1.331$

7.2.

$d = d_i \cdot \frac{K}{1} = 70.716 \times 1.331 = 93.71 \text{ mm}$

$d = 93.71 \text{ mm}$

7.2.16计算模数m:

$m = \frac{d}{z_1} = 93.71 / 21 = 4.46 \text{ mm}$

7.3 按齿根弯曲强度设计

八十斗	12 KT	[]
公式为	m_3	$X F'$
	z_2	

7.3.1由图10-20c查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_b=500MPa$ ，大齿轮的弯曲疲劳强度

$\sigma_{FE2} = 380MPa$

7.3.2由图10-18取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1}=0.87$ ， $K_{FN2}=0.89$

7.3.3计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数S=1.4, 则

$\sigma_{FE1} = \frac{\sigma_b}{K_{FN1}} = \frac{500}{0.87} = 574.71 \text{ MPa}$

$$\sigma_{FE2} = \sigma_{FE2} = 0.89 \times 380 / 1.4 = 241.57 \text{ Mpa}$$

7.3.4 计算载荷系数K

$$K = K_A K_V \alpha \beta = 1 \times 1.04 \times 1 \times 1.28 = 1.331$$

7.3.5 查取齿形系数

由表 10-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.76$, $Y_{Fa2} = 2.198$

7.3.6 查取应力校正系数

由表 10-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.56$, $Y_{Sa2} = 1.768$

7.3.7 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{d}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{d_1} = \frac{2.76 \times 1.56}{69.444} = 0.01385$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{d_2} = \frac{2.198 \times 1.768}{120.4} = 0.01599$$

7.3.8 设计计算

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{K T_1}{\phi \sigma_{FE2}}} = \sqrt[3]{\frac{1.331 \times 8.82 \times 10^4}{0.3 \times 241.57}} = 69.444 \text{ mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数，由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径有关，可取由弯曲强度算得的模数 2.04 并就近圆整为标准值 $m = 2.5$ ，按接触强度算得分度圆直径 $d_1 = 69.444$ ，算出小齿轮齿数： $z_1 = \frac{d_1}{m} = 70.716 / 2.5 \approx 28$
大齿轮齿数： $z_2 = 4.3 \times 28 = 120.4$ ，即取 $z_2 = 120$

这样设计出的齿轮传动，既满足了齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到了结构紧凑，避免浪费。

7.4 几何尺寸计算 7.4.1 计算分度圆直径

$$d = z m = 28 \times 2.5 \text{mm} = 70 \text{mm}$$

$$d = z m = 120 \times 2.5 \text{mm} = 300 \text{mm}$$

7.4.2 计算中心距

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (70 + 300) / 2 = 185 \text{mm}$$

7.4.3 计算齿轮宽度

$$b = d = 1 \times 70 \text{mm} = 70 \text{mm}$$

取 $B = 70 \text{mm}$, $B = 75 \text{mm}$ 。

8 轴的设计计算

8.1 输入轴设计

8.1.1 求输入轴上的功率 P_1 、转速 n_1 和转矩 T_1

$$P_1 = 3.96 \text{kW} \quad n_1 = 1440 \text{r/min} \quad T_1 = 26.26 \text{ N} \cdot \text{m}$$

8.1.2 求作用在齿轮上的力

已知高速级小圆锥齿轮的分度圆半径为

$$d = d_1 (1 - 0.5 \psi) = 72 \times (1 - 0.5 \times 0.3) = 61.2 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{2 T_1}{d_1} = \frac{2 \times 26300}{61.2} = 859.5 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 859.5 \times \tan 20^\circ \times \cos 15.945^\circ = 300.8 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 859.5 \times \tan 20^\circ \times \sin 15.945^\circ = 85.9 \text{ N}$$

8.1.3 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），根据课本表15-3，取 $A_0 = 112$ ，得

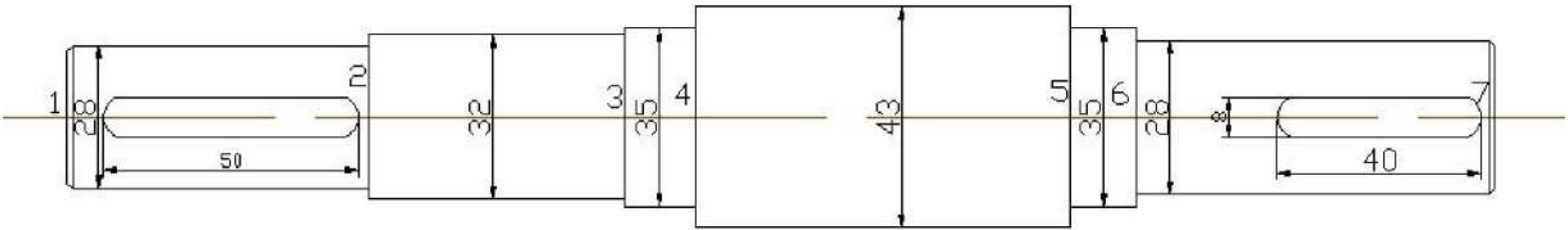
$$=112 \times \frac{3.96}{1440} = 15.69\text{mm}$$

因轴上有两个键槽，故直径增大10%—15%，取 d_{12} =18 mm左右。

输入轴的最小直径为安装联轴器的直径 d ，为了使所选的轴直径 d 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 $T = K_A T_l$ ，查课本表14-1，由于转矩变化很小，故取 $K_A = 1.3$ ，则 $T = K_A T_l = 1.3 \times 26300 = 34190\text{N} \cdot \text{mm} = 34.19\text{N} \cdot \text{m}$ ，因输入轴与电动机相连，转速高，转矩小，选择弹性套柱销联轴器。电动机型号为Y112M—4，由指导书表17-9查得，电动机的轴伸直径 $D = 28\text{mm}$ 。查指导书表17-4，选LT4型弹性套柱销联轴器，其公称转矩为 $63\text{N} \cdot \text{m}$ ，半联轴器的孔径 $d_1 = 28\text{mm}$ ，故取 $d_2 = 28\text{mm}$ ，半联轴器长度 $L_1 = 62\text{mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度为60mm。

8.1.4拟定轴上零件的装配方案



8.1.5 为了满足半联轴器的轴向定位，1-2轴段右端需制出一轴肩，故取2-3段的直径 $d_{23} = 32\text{mm}$ 。左端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径 $D = 38\text{mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度为 $L = 60\text{mm}$ ，为了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴的端面上，故1-2轴段的长度应比 L 略短一些，现取 $l_{12} = 59\text{mm}$ 。

8.1.6 初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力，故选用圆锥滚子轴承，参照工作要求并根据 $d_{23} = 32\text{mm}$ ，由指导书表15-1，初步选取02系列，30207 GB/T 276，其尺寸为 $d \times D \times T \times B = 35 \times 72 \times 18.25 \times 17$ ，故 $d_{34} = d_{56} = 35\text{mm}$ ，而为了利于固定 $l = 17\text{mm}$ 。由指导书表15-1查得 $d = 43\text{mm}$ 。

8.1.7 取安装齿轮处的轴段6-7的直径 $d_{67} = 28\text{mm}$ ；齿轮的左端与套筒之间采用套筒定位。已知齿轮轮毂的宽度为45mm，应使套筒端面可靠地压紧轴承， l_{67} 由套筒长度，

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/966204212223010121>

8. 1. 8