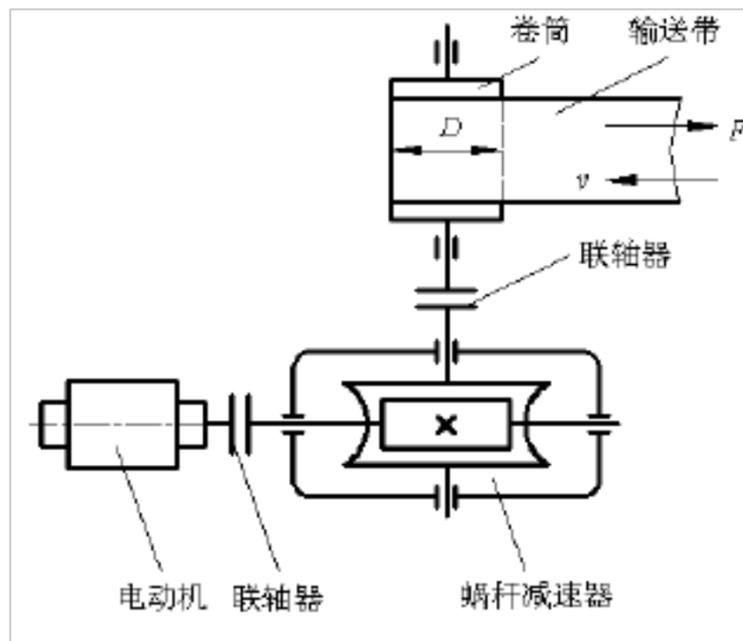


## 一、课程设计任务书

题目：带式运输机传动装置设计

### 1. 工作条件

连续单向运转，载荷较平稳，空载起动；使用期10年，每年300个工作日，两班制工作，小批量生产，允许运输带速度偏差为±5%。



带式运输机传动示意图

### 2. 设计数据

### 3. 设计任务

学号-数据编号	11-1	12-2	13-3	14-4	15-5	16-6	17-7	18-8	19-9	20-10
输送带工作拉力 $F$ (kN)	2.2	2.3	2.4	2.5	2.3	2.4	2.5	2.3	2.4	2.5
输送带工作速度 $v$ (m/s)	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
卷筒直径 $D$ (mm)	380	390	400	400	410	420	390	400	410	420

- 1) 选择电动机，进行传动装置的运动和动力参数计算。
- 2) 进行传动装置中的传动零件设计计算。
- 3) 绘制传动装置中减速器装配图和箱体、齿轮及轴的零件工作图。
- 4) 编写设计计算说明书。

## 二、传动方案的拟定与分析

由于本课程设计传动方案已给：要求设计单级蜗杆上置式减速器。它与蜗杆上置式减速器相比具有蜗杆的圆周速度允许高一些等优点，但蜗杆轴承的润滑不太方便，需采取特殊的结构措施。这种减速器一般适用于蜗杆圆周速度  $V > 4-5 \text{ m/s}$  的场合，符合本课题的要求。

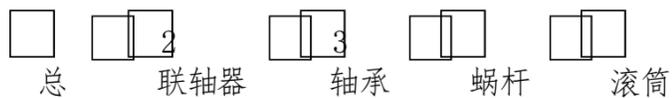
### 三、电动机的选择

#### 1、电动机类型的选择

按工作要求和条件，选择三相笼型异步电动机，闭式结构，电压 380V，型号选择 Y 系列三相异步电动机。

#### 2、电动机功率选择

##### 1) 传动装置的总效率：



$$\eta_{\text{联轴器}} = 0.97 \sim 0.99 \quad \eta_{\text{轴承}} = 0.99 \quad \eta_{\text{蜗杆}} = 0.75 \sim 0.92$$

$$\eta_{\text{滚筒}} = 0.96$$

##### 2) 电机所需的功率：

$$P_{\text{电机}} = \frac{FV}{1000} = \frac{2300}{1000 \times 0.671} = 4.10 \text{KW}$$

#### 3、确定电动机转速

计算滚筒工作转速：

$$n_{\text{滚筒}} = \frac{60 \times 1000 V}{D} = \frac{60 \times 1000}{390} = 50.02 \text{r/min}$$

按《机械设计课程设计指导书》P18 表 2-4 推荐的传动比合理范围，取蜗杆减速器传动比范围  $i_{\text{减速器}} = 8 \sim 40$ ，则总传动比合理范围为

$i_{\text{总}} = 8 \sim 40$ 。故电动机转速的可选范围：

$n_{\text{电动机}} = i_{\text{总}} n_{\text{滚筒}} = (8 \sim 40) \times 50 = 400 \sim 2000 \text{r/min}$ 。符合这一范围的

同步转速有 750、1000、1500 和 3000r/min。

根据容量和转速，由有关手册查出有四种适用的电动机型号，因此有四种传动比方案，综合考虑电动机和传动装置尺寸、重量、价格和带传动、减速器的传动比，可见第 3 方案比较适合，则选  $n=1500\text{r/min}$ 。

#### 4、确定电动机型号

根据以上选用的电动机类型，所需的额定功率及同步转速，选定电动机型号为 Y132M2-6

其主要性能：额定功率 5.5KW 满载转速 960r/min；额定转矩 2.0, 轴径为 28 mm

$$i_{\text{总}} = 0.8231$$

$$n_{\text{滚筒}} = 50.02 \text{r/min}$$

$$P_{\text{电机}} = 4.10 \text{KW}$$

$$n_{\text{电动机}} = 400 \sim 2000 \text{r/min}$$

电动机型号：  
Y132M-6

#### 四、计算总传动比及分配各级的传动比

##### 1、总传动比

$$i_{\text{总}} = \frac{n_{\text{电机}}}{n_{\text{滚筒}}} = \frac{960}{50.02} \approx 19.2$$

##### 2、分配各级传动比

(1) 据指导书 P18 表 2-4, 取蜗杆  $i_{\text{减速器}}$   $\approx 19.2$  (单级减速器

$i_{\text{减速器}}$   $\approx 10 \sim 40$  合理)

(2)  $i_{\text{总}}$   $\approx i_{\text{减速器}} \approx 20$

$$i_{\text{总}} \approx 19.2$$

$$i_{\text{减速器}} \approx 20$$

## 五、动力学参数计算

### 1、计算各轴转速

$$n_1 = n_{\text{电动机}} = 960 \text{ r/min}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{960}{19.2} = 50 \text{ r/min}$$

$$n_3 = n_2 = 50 \text{ r/min}$$

### 2、计算各轴的功率

$$P_I = P_{\text{电机}} = 4.059 \text{ KW}$$

$$P_{II} = P_I \times \eta_{\text{蜗杆}} \times \eta_{\text{轴承}} = 3.696 \text{ KW}$$

$$P_{III} = P_{II} \times \eta_{\text{轴承}} \times \eta_{\text{联轴器}} = 3.622 \text{ KW}$$

### 3、计算各轴扭矩

$$T = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{4.059}{960} = 40370 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_I = 9.55 \times 10^6 \frac{P_I}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3.696}{50} = 705936 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_{III} = 9.55 \times 10^6 \frac{P_{III}}{n_3} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3.622}{50} = 691802 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$n_1 = 960 \text{ r/min}$$

$$n_2 = 50 \text{ r/min}$$

$$n_3 = 50 \text{ r/min}$$

$$P = 4.059 \text{ KW}$$

$$P_I = 3.696 \text{ KW}$$

$$P_{III} = 3.622 \text{ KW}$$

$$T = 40370 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_I = 705936 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_{III} = 691802 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

## 六、传动零件的设计计算

□ 蜗杆传动的设计计算

1、选择蜗杆传动类型

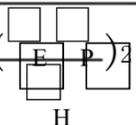
根据 GB/T10085—1988 的推荐,采用渐开线蜗杆(ZI)。

2、选择材料

考虑到蜗杆传动功率不大,速度只是中等,故蜗杆采用 45 钢;因希望效率高些,耐磨性好些,故蜗杆螺旋齿面要求淬火,硬度为 45~55HRC 蜗轮用铸锡磷青铜 ZCuSn10P1,金属模铸造。为了节约贵重的有色金属,仅齿圈用青铜制造,而轮芯用灰铸铁 HT100制造。

3、按齿面接触疲劳强度进行设计

根据闭式蜗杆传动的设计准则,先按齿面接触疲劳强度进行设计,再校核齿根弯曲疲劳强度。由教材 P254 式(11—12),传动中心距

$$a \geq \sqrt{KT_2 \left( \frac{E_H}{E_1 E_2} \right)^2}$$


(1) 确定作用在蜗杆上的转矩  $T_2$

按  $\eta_1$ , 估取效率  $\eta = 0.75$ , 则

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 705936 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

(2) 确定载荷系数 K

因工作载荷有轻微冲击,故由教材 P253 取载荷分布不均系数  $K_\beta = 1$ ; 由教材 P253 表 11—5 选取使用系数  $K_A = 1.15$  由于转速不高,冲击不大,可取动载系数  $K_v = 1.05$ ; 则由教材 P252

$$K = K_A K_\beta K_v = 1.15 \times 1.05 \times 1.05$$

(3) 确定弹性影响系数  $K_\alpha$

因选用的是铸锡磷青铜蜗轮和钢蜗杆相配故  $K_\alpha = 160 \sqrt{a_2}$ 。

(4) 确定接触系数  $K_H$

$$K = 1.05$$

先假设蜗杆分度圆直径  $d_1$  和传动中心距  $a$  的比值  $\frac{d_1}{a} = 0.35$  从教材 P253 图 11

—18 中可查得  $\sigma_H = 2.9$ 。

(5) 确定许用接触应力  $[\sigma_H]$

根据蜗轮材料为铸锡磷青铜 ZCuSn10P1 金属模铸造，蜗杆螺旋齿面硬度  $>45\text{HRC}$  可从教材 P254 表 11—7 查得蜗轮的基本许用应力  $[\sigma_H] = 268 \text{ MPa}$ 。由教材 P254 应力循环次数

$$N = 60jn L = 60 \times 1 \times 50 \times 16 \times 300 \times 10 \times 1.44 \times 10^8$$

$$\text{寿命系数 } K_{HN} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{N}} = 0.7164$$

$$\text{则 } [\sigma_H] = K_{HN} [\sigma_H] = 0.7164 \times 268 = 191.99 \text{ MPa}$$

(6) 计算中心距

$$a = \sqrt{1.05 \times 705936 \times \frac{60 \times 2.9^2}{191}} = 163.54 \text{ mm}$$

(6) 取中心距  $a = 200 \text{ mm}$ ，因  $i = 19.2$ ，故从教材 P245 表 11—2 中取模数  $m = 8 \text{ mm}$ ，蜗轮分度圆直径  $d_2 = 80 \text{ mm}$  这时  $\frac{d_2}{a} = 0.4$  从教材 P253 图

11—18 中可查得接触系数  $\sigma_H = 2.74$  因为  $\sigma_H < [\sigma_H]$ ，因此以上计算结果可用。

4、蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸

(1) 蜗杆

轴向尺距  $a = 3.14 \times 8 = 25.133 \text{ mm}$ ；直径系数  $q = 10$ ；

齿顶圆直径  $d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 80 + 2 \times 1 \times 8 = 96 \text{ mm}$ ；

齿根圆直径  $d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m = 80 - 2 \times 1.25 \times 8 = 60.8 \text{ mm}$

分度圆导程角  $\gamma = 10^\circ 18' 36''$ ；蜗杆轴向齿厚

$$S_a = \frac{m}{2} = \frac{3.14 \times 8}{2} = 12.5664 \text{ mm}$$

(2) 蜗轮

蜗轮齿数  $Z_2 = 41$ ；变位系数  $x_2 = 0.500 \text{ mm}$ ；

演算传动比  $i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{31}{2} = 20.5$ ，这时传动误差比为

$$a = 25.133$$

$$d_{a1} = 96 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = 60.8 \text{ mm}$$

$$d_2 = 328 \text{ mm}$$

$$\frac{20.5}{20} \approx 2.5\% , \text{是允许的。}$$

$$\text{蜗轮分度圆直径 } d_2 = m z_2 = 8 \times 41 = 328 \text{ mm}$$

$$\text{蜗轮喉圆直径 } d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 344 \text{ mm}$$

$$\text{蜗轮齿根圆直径 } d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 328 - 19.2 = 308.8 \text{ mm}$$

$$\text{蜗轮咽喉母圆半径 } r_{g2} = a_2 - \frac{1}{2}d_{a2} = 200 - \frac{1}{2} \times 344 = 28 \text{ mm}$$

5、校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_2 m_2} Y_{Fa2} Y_{Fa} \leq [\sigma_F]$$

$$\text{当量齿数 } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{41}{\cos^3 11.31^\circ} \approx 43.48$$

根据  $X_2 \approx 0.15, z_{v2} \approx 43.48$  从教材 P255 图 11—19 中可查得齿

形系数  $Y_{Fa2} \approx 2.87$

$$\text{螺旋角系数 } Y_{Fa} = \frac{11.31^\circ}{140^\circ} \approx 0.9192$$

从教材 P255 知许用弯曲应力  $[\sigma_F]$

从教材 P256 表 11—8 查得由 ZCuSn10P1 制造的蜗轮的基本许用弯曲应力  $[\sigma_F] = 56 \text{ MPa}$ 。

$$\text{由教材 P255 寿命系数 } K_{FN} = \sqrt{\frac{10^6}{N}} = \sqrt{\frac{10^6}{5.22 \times 10^8}} \approx 0.644$$

$$[\sigma_F] = 56 \times 0.644 \approx 36.086 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{1.53 \times 1.21 \times 94800}{80 \times 328 \times 8} \times 2.87 \times 0.9192 \approx 22.065 \text{ MPa}$$

可见弯曲强度是满足的。

6、验算效率

$$\eta = 0.95 \sim 0.96 \times \frac{\tan \alpha}{\tan \alpha_v}$$

已知  $\alpha = 11.36^\circ = 11.31^\circ; \alpha_v = \arctan f_v$ ;  $f_v$  与相对滑动速度  $V_s$

有关。

$$d_{a2} = 344 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = 308.8 \text{ mm}$$

$$r_{g2} = 28 \text{ mm}$$

$$z_{v2} \approx 43.48$$

$$Y_{Fa2} \approx 2.87$$

$$[\sigma_F] = 36.086 \text{ MPa}$$

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \alpha} = \frac{\pi \times 80 \times 1450}{60 \times 1000 \cos 11.31^\circ} = 6.194 \text{ m/s}$$

从教材 P264 表 11—18 中用插值法查得  $f_v = 0.0204$ ,

$\lambda_v = 1.1687$  代入式中得  $\lambda = 0.86$ , 大于原估计值, 因此不用重算。

#### 7、精度等级公差和表面粗糙度的确定

考虑到所设计的蜗杆传动是动力传动, 属于通用机械减速器, 从 GB/T10089—1988 圆柱蜗杆、蜗轮精度中选择 8 级精度, 侧隙种类为 f, 标注为 8f GB/T10089—1988。然后由参考文献[5]P187 查得蜗杆

的齿厚公差为  $\Delta_{s1} = 71 \mu\text{m}$ , 蜗轮的齿厚公差为  $\Delta_{s2} = 130 \mu\text{m}$ ; 蜗杆的

齿面和顶圆的表面粗糙度均为  $1.6 \mu\text{m}$ , 蜗轮的齿面和顶圆的表面粗糙度为  $1.6 \mu\text{m}$  和  $3.2 \mu\text{m}$

$$V = \pi d_1 n_1 / 60 \times 1000 = 3.14 \times 80 \times 1440 / 60 \times 1000 = 6.0288 \text{ m/s}$$

$$V_s = 6.194 \text{ m/s}$$

$$V = 6.0288 \text{ m/s}$$

输入轴的设计计算

1、按扭矩初算轴径

选用 45 调质，硬度 217~255HBS

根据教材 P370 (15-2) 式，并查表 15-3，取 A =115

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \geq 115 (3.36/1440)^{1/3} \text{mm} = 14.85 \text{mm}$$

考虑有键槽，将直径增大 5%，则：d=14.85 ×(1+5%)mm=15.59mm

∴选 d=25mm

2、轴的结构设计

(1) 轴上零件的定位，固定和装配

单级减速器中可将蜗杆蜗齿部分安排在箱体中央，相对两轴承对称布置，两轴承分别以轴肩和轴承盖定位。

(2) 确定轴各段直径和长度

I 段：直径 d =30mm 长度取 L =60mm

II 段：由教材 P364 得：h=0.08 d =0.08 ×25=2.4mm

直径 d =d +2h=30+2×2.4=35mm,长度取 L =50 mm

III 段：直径 d =40mm

初选用 7008AC 型角接触球轴承，其内径为 40mm 宽度为 15mm 并且采用套筒定位；故 III 段长：L =40mm

由教材 P364 得：h=0.08

d =0.08 ×50=40mm

d =d +2h=40+2×4=50mm 长度取 L =90mm

V 段：直径 d =80mm 长度 L =120mm

VI 段：直径 d =50mm 长度 L =90mm

VII 段：直径 d =40mm 长度 L =40mm

初选用 7008AC 型角接触球轴承，其内径为 40mm 宽度为 15mm 外径 68mm

由上述轴各段长度可算得轴支承跨距 L =490mm

图

(3) 按弯矩复合强度计算

①求小齿轮分度圆直径：已知 d =80mm=0.08m

②求转矩：T =40.37N · m

d =30mm

d =35mm

d =40mm

d =50mm

d =80mm

d =50mm

d =40mm

7

$F_t$

根据教材 P198 (10-3) 式得：

$$F = 2T/d = 2 \times 40.37 / 80 \times 10^{-3} = 1281.58 \text{ N}$$

④求径向力  $F_r$

根据教材 P198 (10-3) 式得：

$$F_r = F_{t1} \cdot \tan \alpha = 1281.58 \times \tan 20^\circ = 466.45 \text{ N}$$

⑤因为该轴两轴承对称，所以： $L_A = L_B = 170 \text{ mm}$

绘制轴的受力简图

□ 绘制垂直面弯矩图

轴承支反力：

$$F_{AY} = F_{BY} = F_r / 2 = 233.22 \text{ N}$$

$$F_{AZ} = F_{BZ} = F_{t1} / 2 = 640.79 \text{ N}$$

由两边对称，知截面 C 的弯矩也对称。截面 C 在垂直面弯矩为：

$$M_{C1} = F_{AY} L / 2 = 39.647 \text{ N} \cdot \text{m}$$

□ 绘制水平面弯矩图

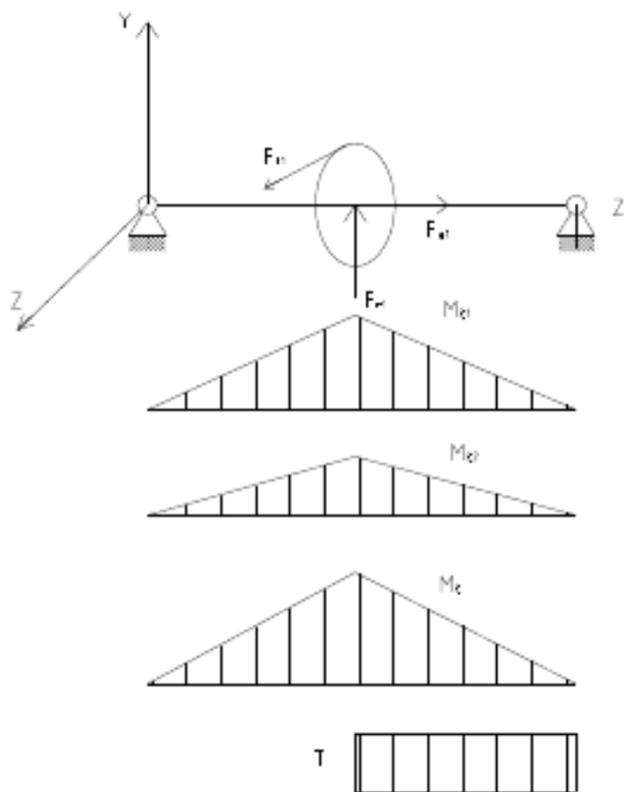


图 7-1

截面 C 在水平面上弯矩为：

$$M_{C2} = F_{AZ} L / 2 = 108.93 \text{ N} \cdot \text{m}$$

□ 绘制合弯矩图

$$M_C = (M_{C1}^2 + M_{C2}^2)^{1/2} = (39.647^2 + 108.93^2)^{1/2} = 115.92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{AY} = 233.22 \text{ N}$$

$$F_{AZ} = 640.79 \text{ N}$$

$$M_{C1} = 39.647 \text{ N} \cdot \text{m}$$

转矩:  $T = T = 40.37 \text{ N} \cdot \text{m}$

□ 校核危险截面 C 的强度

∴ 由教材 P373 式 (15-5)  $\sigma_{ca} = \sqrt{\frac{1}{W} \left( \frac{M}{\sigma} \right)^2 + \left( \frac{T}{\tau} \right)^2}$  经判断轴

所受扭转切应力为脉动循环应力, 取  $\alpha = 0.6$ ,

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\frac{1}{W} \left( \frac{115920}{0.6 \times 40370} \right)^2 + \left( \frac{0.6 \times 40370}{0.180} \right)^2} = 23.1 \text{ MPa}$$

前已选定轴的材料为 45 钢, 调质处理, 由教材 P362 表 15-1 查得  $\sigma_{ca} = 60 \text{ MPa}$ , 因此  $\sigma_{ca} < \sigma_{ca}$ , 故安全。

∴ 该轴强度足够。

□ 输出轴的设计计算

1、按扭矩初算轴径

选用 45# 调质钢, 硬度 (217~255HBS)

根据教材 P370 页式 (15-2), 表 (15-3) 取  $A_0 = 115$

$$d \geq A_0 \left( \frac{P}{n} \right)^{1/3} = 115 \left( \frac{5.31}{553} \right)^{1/3} = 24.4 \text{ mm}$$

取  $d = 58 \text{ mm}$

2、轴的结构设计

(1) 轴上的零件定位, 固定和装配

单级减速器中, 可以将蜗轮安排在箱体中央, 相对两轴承对称分布, 蜗轮左面用轴肩定位, 右面用套筒轴向定位, 周向定位采用键和过渡配合, 两轴承分别以轴承肩和套筒定位, 周向定位则用过渡配合或过盈配合, 轴呈阶梯状, 左轴承从左面装入, 蜗轮套筒, 右轴承和链轮依次从右面装入。

(2) 确定轴的各段直径和长度

I 段: 直径  $d = 58 \text{ mm}$  长度取  $L = 80 \text{ mm}$

II 段: 由教材 P364 得:  $h = 0.08 d = 0.09 \times 58 = 5.22 \text{ mm}$

直径  $d = d + 2h = 58 + 2 \times 5.22 \approx 66 \text{ mm}$ , 长度取  $L = 50 \text{ mm}$

III 段: 直径  $d = 70 \text{ mm}$

由 GB/T297-1994 初选用 7014C 型圆锥滚子轴承, 其内径为 70mm 宽度为 20mm 故 III 段长:  $L = 40 \text{ mm}$

IV 段: 直径  $d = 82 \text{ mm}$

由教材 P364 得:  $h = 0.08 d = 0.08 \times 82 = 6.56 \text{ mm}$

$d = d + 2h = 70 + 2 \times 6.56 = 82 \text{ mm}$  长度取  $L = 110 \text{ mm}$

V 段: 直径  $d = d = 70 \text{ mm}$   $L = 40 \text{ mm}$

由上述轴各段长度可算得轴支承跨距  $L = 150 \text{ mm}$

(3) 按弯扭复合强度计算

① 求分度圆直径: 已知  $d = 328 \text{ mm}$

② 求转矩: 已知  $T = T = 91.7 \text{ N} \cdot \text{m}$

③ 求圆周力  $F_t$ : 根据教材 P198 (10-3) 式得

$$\sigma_{ca} = 23.1 \text{ MPa}$$

$$d = 58 \text{ mm}$$

$$d_1 = 58 \text{ mm}$$

$$d_2 = 66 \text{ mm}$$

$$d_3 = 70 \text{ mm}$$

$$d_4 = 82 \text{ mm}$$

$$d_5 = 70 \text{ mm}$$

$$F_{t2} = 4304.2 \text{ N}$$

$$F_r = 1566 \text{ N}$$

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/576052115210010043>