

2-4 已知某钢制零件受弯曲变压力的作用, 其中, 最大工作应力 $\sigma_{\max} = 200 \text{ MPa}$, 最小工作应力 $\sigma_{\min} = -50 \text{ MPa}$, 危险截面上的应力集中系数 $k_\sigma = 1.2$, 尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.85$, 表面状态系数 $\beta = 1$ 。材料的 $\sigma_s = 750 \text{ MPa}$, $\sigma_0 = 580 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 350 \text{ MPa}$ 。试:

- 1) 绘制零件的简化极限应力图, 并在图中标出工作应力点的位置;
- 2) 用作图的方法求零件在该应力状态下的疲劳极限应力 σ_r ;
- 3) 按疲劳极限应力(见式(2-1))和安全系数(见式(2-1))分别校核此零件的安全性(取 $[S] = 1.5$)。

解:

$$1) \text{ 工作应力幅 } \sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = [200 - (-50)] / 2 = 125 \text{ MPa}$$

$$\text{工作平均应力 } \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (200 - 50) / 2 = 75 \text{ MPa}$$

$$\text{循环特征 } r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -\frac{50}{200} = -\frac{1}{4} = -0.25$$

$$\text{综合影响系数 } (k_\sigma)_D = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} = \frac{1.2}{0.85 \times 1} = 1.411765$$

$$A' \text{ 点坐标: } A' \left(0, \frac{\sigma_{-1}}{(k_\sigma)_D} \right) \rightarrow A' \left(0, \frac{350}{1.411765} \right) \rightarrow A'(0, 247.92)$$

$$B' \text{ 点坐标: } B' \left(\frac{\sigma_0}{2}, \frac{\sigma_0}{2(k_\sigma)_D} \right) \rightarrow B' \left(\frac{580}{2}, \frac{580}{2 \times 1.411765} \right) \rightarrow B'(290, 205.42)$$

$$G \text{ 点坐标: } G(\sigma_s, 0) \rightarrow G(750, 0)$$

$$\text{工作应力点 } n(\sigma_m, \sigma_a) \rightarrow n(75, 125)$$

$$2) \text{ 量取 } m \text{ 点的坐标值: } \sigma_m' = 142.8 \text{ MPa}, \sigma_a' = 229.8 \text{ MPa}$$

$$\therefore \sigma_r = \sigma_m' + \sigma_a' = 372.6 \text{ MPa}$$

③ 以许用应力为约束的强度条件:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]} = \frac{\sigma_r}{[S]}$$

$$\sigma_{max} = 200 \text{ MPa} < [\sigma] = \frac{\sigma_r}{[S]} = \frac{372.6}{1.5} = 248.4 \text{ MPa}$$

④ 此零件强度安全;

② 以安全系数为约束的强度条件:

$$\text{等效系数 } \psi_0 = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{207 - 580}{580} = 0.207$$

线段 OD' 对应的循环特征

$$k_0 = k'_0 = \frac{[(k_0)_D + \psi_0] \sigma_s - 2\sigma_{-1}}{[(k_0)_D - \psi_0] \sigma_s}$$

$$= \frac{(1.411765 + 0.207) \times 750 - 2 \times 350}{(1.411765 - 0.207) \times 750}$$

$$= 0.569$$

$$k_n = -0.25 < k'_0 = 0.569$$

∴ 工作应力点位于疲劳安全区。

$$S_0 = \frac{(k_0)_D \sigma_a + \psi_0 \sigma_m}{\sigma_{350}}$$

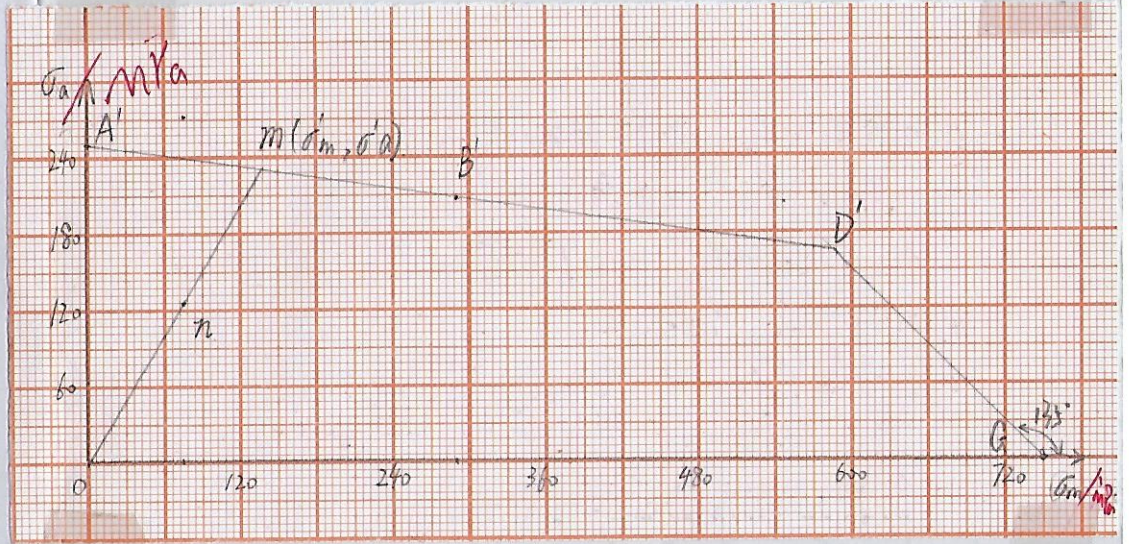
$$= \frac{1.411765 \times 125 + 0.207 \times 75}{350}$$

$$= 1.823$$

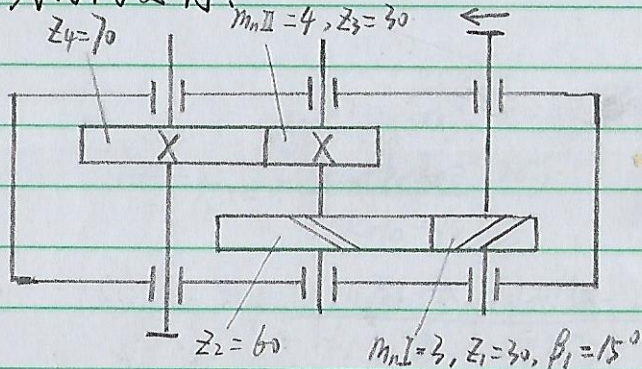
$$> [S] = 1.5$$

∴ 此零件强度安全。

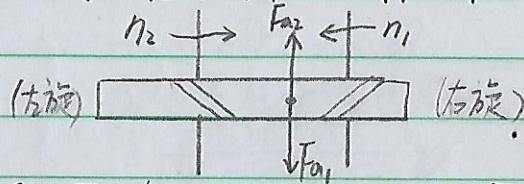
A



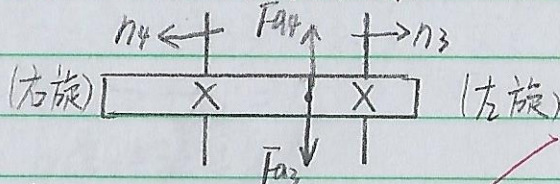
3-3 如题图所示的双级斜齿圆柱齿轮减速器，要求轴 II 上两齿轮产生的轴向力 F_{a2} 与 F_{a3} 互相抵消。设第一对齿轮的螺旋角 $\beta_I = 15^\circ$ ，试确定第二对齿轮的螺旋角 β_{II} 。第二对齿轮 3 和 4 的螺旋线方向如何？



解：第一对齿轮轴向力分析如下：



要求 F_{a2} 与 F_{a3} 互相抵消， $\therefore F_{a3}$ 如下



\therefore 齿轮 3 为左旋，齿轮 4 为右旋。

齿轮 2: $F_{t2} = 2T_2/d_2$

$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \beta_I$

$d_2 = m_{nI} \cdot z_2 / \cos \beta_I$

齿轮 3: $F_{t3} = 2T_3/d_3$

$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan \beta_{II}$

$d_3 = m_{nII} \cdot z_3 / \cos \beta_{II}$

$\therefore T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1}$, $n_2 = n_3$, $P_2 = P_3$

$\therefore T_2 = T_3$

$\therefore F_{a2} = F_{a3}$

$\therefore \frac{2T_2}{m_{nI} \cdot z_2} \cdot \cos \beta_I \cdot \tan \beta_I = \frac{2T_3}{m_{nII} \cdot z_3} \cdot \cos \beta_{II} \cdot \tan \beta_{II}$

$\therefore \sin \beta_{II} = \frac{m_{nII} \cdot z_3}{m_{nI} \cdot z_2} \cdot \sin \beta_I$

$= \frac{4 \times 30}{3 \times 60} \times \sin 15^\circ$

$= 0.17254603$

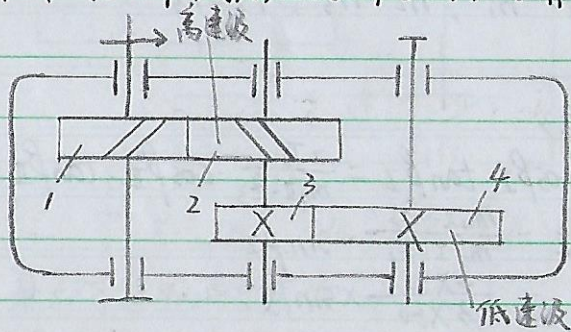
$\therefore \beta_{II} = 0.173413885$

$= 9.93588374^\circ$

$= 9^\circ 56' 9''$

答：第二对齿轮的螺旋角 $\beta_{II} = 9^\circ 56' 9''$

3-6 试设计闭式双级圆柱齿轮减速器(见图3-22)中高速级斜齿圆柱齿轮。已知: 传递功率 $P_1 = 20 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1430 \text{ r/min}$, 齿数比 $u = 4.3$, 单向传动, 齿轮不对称布置, 轴的刚性较小, 载荷有轻微冲击。大、小齿轮材料均用 40Cr , 表面淬火, 齿面硬度为 $48 \sim 55 \text{ HRC}$, 齿轮精度为 7 级, 两班制工作, 预期寿命 5 年, 可靠性一般。



解: 齿面硬度为 $48 \sim 55 \text{ HRC}$, 约 500 HBS 左右, 为硬齿面。故按齿根弯曲疲劳强度设计, 按齿面接触疲劳强度校核。

设计过程:

1) 材料及热处理:

大、小齿轮材料均用 40Cr , 表面淬火, 齿面硬度为 $48 \sim 55 \text{ HRC}$ (500 HBS 左右)。

一般取小齿轮硬度较大

2) 确定许用应力:

接触疲劳极限: 查图 3-16 (c) 得 $\sigma_{H \text{ lim}1} = \sigma_{H \text{ lim}2} = 1150 \text{ MPa}$ (48 HRC, MQ 条件下)

弯曲疲劳极限: 查图 3-17 (c) 得 $\sigma_{F \text{ lim}1} = \sigma_{F \text{ lim}2} = 350 \text{ MPa}$ (48 HRC, MQ 条件下)

应力循环次数: $N_1 = 60 n_1 t = 60 \times 1430 \times 1 \times (5 \times 300 \times 16) = 2.0592 \times 10^9 \text{ 次}$

$N_2 = N_1 / u = 4.7888 \times 10^8 \text{ 次}$

接触寿命系数: 查图 3-18 得 $Z_{N1} = Z_{N2} = 1$ (线 2)

弯曲寿命系数: 查图 3-19 得 $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ (线 2)

安全系数: 查表 3-4 得 $S_{H \text{ min}} = 1.2$, $S_{F \text{ min}} = 1.5$ (疲劳强度, 一般取较大值)

许用接触疲劳应力: $\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}1}}{S_{H \text{ min}}} \cdot Z_{N1} = \frac{1150}{1.2} \times 1 = 958 \text{ MPa}$

$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}2}}{S_{H \text{ min}}} \cdot Z_{N2} = \frac{1150}{1.2} \times 1 = 958 \text{ MPa}$

许用弯曲疲劳应力: $\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}1}}{S_{F \text{ min}}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{N1} = \frac{350}{1.5} \times 2 \times 1 = 466 \text{ MPa}$

$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}2}}{S_{F \text{ min}}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{N2} = \frac{350}{1.5} \times 2 \times 1 = 466 \text{ MPa}$

3) 确定有关参数:

初选螺旋角: $\beta = 12^\circ$

齿轮精度: 7 级 (给定值)

齿宽系数: 查表 3-6 得 $\psi_d = 0.4$ (硬齿面, 不对称布置, 轴的刚性较小, 斜齿轮)

齿数: $Z_1=23, Z_2=Z_1 \cdot u=23 \times 4.3=98.9$, 取 $Z_2=99$ (圆整)

变位系数: $X_1=X_2=0$.

载荷系数: ~~$K_A=1$~~ $K=K_A K_V \cdot K_\beta K_\alpha$

查表3-1得 $K_A=1.25$ (轻微冲击, 匀速转动)

$K_V=1.1$ (斜齿轮 1.02~1.2)

$K_\beta=1.3$ (硬齿面 1.1~1.35, 不对称布置, 轴刚性小)

$K_\alpha=1.2$ (斜齿轮, 7级精度)

$\therefore K=K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot K_\alpha=1.25 \times 1.1 \times 1.3 \times 1.2=2.145$

4) 设计计算:

当量齿数: $Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{23}{\cos^3 12^\circ} = 24.576$

$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{99}{\cos^3 12^\circ} = 105.784$

齿形系数: 查图3-14得 $Y_{Fa1}=2.7$

$Y_{Fa2}=2.2$

应力修正系数: 查图3-15得 $Y_{Sa1}=1.585$

$Y_{Sa2}=1.785$

重合度系数: $Y_\epsilon=0.8$ (0.65~0.85)

螺旋角系数: $Y_\beta=0.9$ (0.85~0.92)

比较弯曲应力大小:

小齿轮 $\frac{Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1}}{\sigma_{FP1}} = \frac{2.7 \times 1.585}{466} = 9.18348 \times 10^{-3}$ ✓ 代入值

大齿轮 $\frac{Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2}}{\sigma_{FP2}} = \frac{2.2 \times 1.785}{466} = 8.42704 \times 10^{-3}$

$T_1 = 9550 \times 10^3 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times 10^3 \times \frac{70 \times 10^3}{1430} = 133566 \text{ N}\cdot\text{mm}$

设计模数: $m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 \cos^3 \beta Y_\epsilon Y_\beta Y_{Fa} Y_{Sa}}{Z_1^2 \psi_d \cdot \sigma_{FP1}}}$

$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.145 \times 133566 \times \cos^3 12^\circ \times 0.8 \times 0.9 \times 9.18348 \times 10^3}{23^2 \times 0.4}}$

$= 2.5779 \text{ mm}$

向上靠近标准模数, 取 $m_n=2.75 \text{ mm}$

中心距: $a = \frac{m_n(Z_1+Z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2.75 \times (23+99)}{2 \times \cos 12^\circ} = 171.498 \text{ mm}$

圆整为 172 mm

反身螺旋角: $\beta = \cos^{-1} \frac{m_n(Z_1+Z_2)}{2a} = \cos^{-1} \frac{2.75 \times (23+99)}{2 \times 172} = 12.763395^\circ$

$= 12^\circ 45' 48''$

精确计算分度圆直径: $d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{2.75 \times 23}{\cos 12.763395^\circ} = 64.85 \text{ mm}$

$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta} = \frac{2.75 \times 99}{\cos 12.763395^\circ} = 279.15 \text{ mm}$

计算齿宽: $b_2 = \psi_d d_1 = 0.4 \times 64.85 = 25.94 \text{ mm}$ 取 26 mm

$b_1 = b_2 + (5 \sim 10) \text{ mm} = 26 + 5 = 31 \text{ mm}$

计算圆周速度: $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{7.1430 \times 64.85}{60 \times 1000} = 4.856 \text{ m/s}$

5) 按接触强度校核:

材料系数: 查表3-2得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ (均为锻钢)

节点区域系数: 查图3-11得 $Z_H = 2.44$

重合度系数: $Z_\epsilon = 0.78$ (0.75~0.88)

螺旋角系数: $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 12.763395^\circ} = 0.9876$

许用接触应力: $\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = 958 \text{ MPa}$

齿数比 $u = 4.3$

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{2KT_1}{b d_1^2} \frac{u+1}{u}}$$

$$= 189.8 \times 2.44 \times 0.78 \times 0.9876 \sqrt{\frac{2 \times 2.145 \times 133566 \times (4.3+1)}{26 \times 64.85^2 \times 4.3}}$$

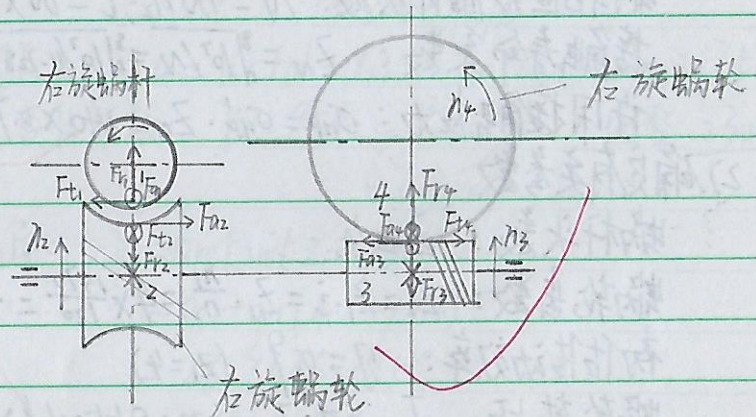
$$= 906.66 < \sigma_{HP} = 958 \text{ MPa}$$

∴ 接触强度满足要求。

综上: $m_n = 2.75 \text{ mm}$, $\beta = 12^\circ 45' 48''$, $Z_1 = 23$, $Z_2 = 99$
 $b_1 = 26 \text{ mm}$, $b_2 = 31 \text{ mm}$, $d_1 = 64.85 \text{ mm}$, $d_2 = 279.15 \text{ mm}$
 $a = 172 \text{ mm}$

A
Z

4-1 试分析题图所示蜗杆传动中各轴的转动方向, 蜗轮轮齿的螺旋方向及蜗杆、蜗轮所受各力的作用位置和方向。



4-2 设计一起重设备的阿基米德蜗杆传动系统, 载荷系统, 载荷有中等冲击。蜗杆轴由电动机驱动, 传递功率 $P_1 = 10 \text{ kW}$, $n_1 = 1470 \text{ r/min}$, $n_2 = 120 \text{ r/min}$, 间隙工作, 每天工作 2 小时, 要求工作寿命为 10 年。

解:

1) 材料、热处理

滑动速度: $v_s = \frac{1}{40 \sim 45} \sqrt{P_1 n_1^2} = \frac{1}{40 \sim 45} \sqrt{10 \times 1470^2} = 6.19 \sim 6.96 \text{ m/s}$

蜗杆材料: 40Cr, 表面淬火后磨削

蜗轮材料: ZCuSn10P1, 砂模铸造

蜗轮基本许用接触应力 σ_{HP} : $\sigma_{HP} = 200 \times 1.2 = 240 \text{ MPa}$

蜗轮工作小时: $t = 10 \times 300 \times 8 = 24000 \text{ h}$

蜗轮转速 n_2 : $n_2 = 120 \text{ r/min}$ (已知)

蜗轮应力循环次数: $N = 60 n_2 \cdot t = 60 \times 120 \times 24000 = 1.728 \times 10^8$

接触寿命系数: $Z_N = \sqrt[9]{10^7 / N} = \sqrt[9]{10^7 / (1.728 \times 10^8)} = 0.70$

许用接触应力: $\sigma_{HP} = \sigma_{HP}' \cdot Z_N = 240 \times 0.70 = 168 \text{ MPa}$

2) 确定有关参数

蜗杆头数: $Z_1 = 4$ $i = 12.25$

蜗轮齿数: $Z_2 = Z_1 \cdot i = Z_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} = 4 \times \frac{1470}{120} = 49$

初估传动效率: $\eta = 0.9$ ($Z_1 = 4$)

蜗轮转矩: $T_2 = i \eta \cdot T_1 = i \eta \cdot 9.55 \times 10^6 \times P_1 / \eta_1$
 $= 12.25 \times 0.9 \times 9.55 \times 10^6 \times \frac{10000}{1470}$
 $= 7.1625 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$

使用系数: $K_A = 1.50$ (电动机, 中等冲击)

弹性系数: $Z_E = 160 \sqrt{\text{MPa}}$ (钢制蜗杆与青铜蜗轮配合)

3) 接触强度设计:

计算 $m^2 d_1$ 值 (mm^3): $m^2 d_1 \geq 9 K_A T_2 [Z_E / (Z_1 \sigma_{HP})]^2$
 $= 9 \times 1.50 \times 7.1625 \times 10^5 [160 / (49 \times 168)]^2$
 $= 3652.81 \text{ mm}^3$

取 $m^2 d_1$ 标准值: 查表 4-1 $m^2 d_1 = 4032$

模数 m : 查表 4-1 $m = 8 \text{ mm}$

蜗杆分度圆直径 d_1 : 查表 4-1 $d_1 = 63 \text{ mm}$

直径系数: 查表 4-1 $q = 7.875$

蜗轮分度圆直径 d_2 : $d_2 = m Z_2 = 8 \times 49 = 392 \text{ mm}$

蜗轮圆周速度 v_2 : $v_2 = \pi d_2 n_2 / 60000$
 $= 120 \times 3.14 \times 392 / 60000$
 $= 2.46 \text{ m/s}$

中心距 a : $a = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5 \times (63 + 392) = 227.5 \text{ mm}$

蜗轮变位系数: $\lambda_2 = \frac{a' - a}{m} = \frac{230 - 227.5}{8}$ 圆整 230 mm
 $= 0.3125$

导程角: $\gamma = \arctan(Z_1 m / d_1)$
 $= \arctan(4 \times 8 / 63)$
 $= 26.92767785^\circ$
 $= 26^\circ 55' 40''$

滑动速度: $v_s = \pi d_1 n_1 / (60000 \cos \gamma)$
 $= 1470 \times 3.141593 \times 63 / (60000 \times \cos 26^\circ 55' 40'')$
 $= 5.44 \text{ m/s}$ < 按书计值

当量摩擦角: 查表 4-9 $\rho_v = 1^\circ 25'$

总效率: $\eta = 0.95 \tan \gamma / \tan(\gamma + \rho_v)$
 $= 0.95 \tan(26^\circ 55' 40'') / \tan(26^\circ 55' 40'' + 1^\circ 25')$
 $= 0.895$ 与初估值近似

4) 热平衡计算:

箱体散热面积: $A = 0.33 (a/100)^{1.75} = 0.33 (230/100)^{1.75}$
 $= 1.4175 \text{ m}^2$

热平衡油温: $t_1 = 1000 P_1 (1 - \eta) / (k_t A) + t_0$ (自然通风)
 $= 1000 \times 10 (1 - 0.895) / (16 \times 1.4175) + 20$ $k_t = 16, t_0 = 20^\circ \text{C}$
 $= 66.30^\circ \text{C}$

温度稍高过 60°C , 加装风扇并加铸散热片

5) 几何尺寸计算. 结构设计:

$$z_1 = 4, q = 7.875, d_1 = 63 \text{ mm.}$$

$$z_2 = 49, \chi_2 = 0.3125, d_2 = mz_2 = 392 \text{ mm.}$$

$$m = 8 \text{ mm,}$$

$$a' = 230 \text{ mm.}$$

$$\text{蜗杆齿顶圆直径: } da_1 = d_1 + 2m = 63 + 2 \times 8 = 79 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} \text{蜗杆齿根圆直径: } df_1 &= d_1 - 2 \times 1.16m \\ &= 63 - 2 \times 1.16 \times 8 \\ &= 44.44 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\gamma = 26^{\circ}55'40''$$

$$\begin{aligned} b_1 &= 2.5m\sqrt{z_2 + 2 + 2\chi_2} = 2.5 \times 8 \sqrt{49 + 2 + 2 \times 0.3125} \\ &= 143.70 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{蜗轮喉圆直径 } da_2 &= d_2 + 2m(1 + \chi_2) + 0 \\ &= 392 + 2 \times 8(1 + 0.3125) + 0 \\ &= 413 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{蜗轮齿根圆直径: } df_2 &= d_2 - 2m(1.16 - \chi_2) \\ &= 392 - 2 \times 8(1.16 - 0.3125) \\ &= 378.44 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{蜗轮顶圆直径: } de_2 &= da_2 + 2 \times 0.5m \\ &= 413 + 2 \times 0.5 \times 8 \\ &= 421 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{蜗轮轮缘宽度: } B &= 0.45(d_1 + 6m) \\ &= 0.45(63 + 6 \times 8) \\ &= 47.95 \text{ mm.} \end{aligned}$$

A

5-4. 设计一破碎机装置用普通V带传动。已知电动机型号 Y132S-4, 电动机额定功率 $P = 5.5 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 2$, 两班制工作, 希望中心距不超过 600 mm .

解:

(1) 计算设计功率 P_c :

工况系数 K_A : 查表 5-6, $K_A = 1.4$ (电动机, 16小时, 空载启动)

$$P_c = K_A \cdot P = 1.4 \times 5.5 \text{ kW} = 7.7 \text{ kW.}$$

(2) 选择带型:

根据 $P_c = 7.7 \text{ kW}$, $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, 由图 5-7 初步选用 A 型。

(3) 选取带轮基准直径 dd_1 和 dd_2 .

由图 5-7 取 $dd_1 = 118 \text{ mm}$, 取 $\varepsilon = 0.02$

$$dd_2 = i dd_1 (1 - \varepsilon) = 2 \times 118 \times (1 - 0.02) = 231.28 \text{ mm.}$$

由表 5-7 取直径系列值 $dd_2 = 236 \text{ mm}$.

(4) 验算带速 v .

$$v = \frac{\pi dd_1 \cdot n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 118 \times 1440}{60 \times 1000} = 8.90 \text{ m/s.}$$

在 $5 \sim 25 \text{ m/s}$ 范围内, 带速合适。

(5) 确定中心距 a 和带的基准长度 L_d 。

初选中心距 $a_0 = 420 \text{ mm}$, 符合

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2})$$

由式 (5-14) 得带长

$$\begin{aligned} L_{d0} &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 420 + \frac{\pi}{2}(118 + 236) + \frac{(236 - 118)^2}{4 \times 420} \\ &= 1404.35 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 5-8, 对 A 型带取基准长度 $L_d = 1430 \text{ mm}$,

计算实际中心距:

$$A = \frac{L_d}{4} - \frac{\pi(d_{d1} + d_{d2})}{8} = \frac{1430}{4} - \frac{\pi(118 + 236)}{8} = 218.48 \text{ mm}$$

$$B = \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{8} = \frac{(236 - 118)^2}{8} = 1740.5 \text{ mm}$$

$$a = A + \sqrt{A^2 - B} = 218.48 + \sqrt{218.48^2 - 1740.5} = 432.94 \text{ mm}$$

取 $a = 435 \text{ mm}$ 。

(6) 验算小带轮包角 α_1 。

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{236 - 118}{435} \times 57.3^\circ \\ &= 164.46^\circ > 120^\circ \end{aligned}$$

包角合适。

(7) 确定带的根数 z 。

因 $d_{d1} = 118 \text{ mm}$, $n_1 = 1440 \text{ r/min}$, 查表 5-2 得

$$P_0 = 1.75 \text{ kW}$$

$$\text{因 } \alpha = i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}(1-\varepsilon)} = \frac{236}{118(1-0.02)} \approx 2.04, v = 8.90 \text{ m/s},$$

查表 5-3 得 $\Delta P_0 = 0.12 \text{ kW}$ 。

因 $\alpha_1 = 164.46^\circ$, 查表 5-4 得 $K_\alpha = 0.9859$ 。

因 $L_d = 1430 \text{ mm}$, 查表 5-5 得 $K_L = 0.965$ 。

$$\begin{aligned} \text{由式 (5-16) 得 } z &\geq \frac{P_c}{[P]} = \frac{P_c}{(P_1 + \Delta P_1) K_\alpha K_L} \\ &= \frac{7.7}{(1.75 + 0.12) \times 0.959 \times 0.965} \\ &= 4.45 \end{aligned}$$

取 $z = 5$ 根

(8) 确定初拉力 F_0 。

由表 5-1 查得 A 型带单位长度质量 $q = 0.1 \text{ kg/m}$ 。

由式 (5-17) 得单根普通 V 带的初拉力。

$$\begin{aligned} F_0 &= 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) P_c}{K_\alpha z v} + q v^2 \\ &= 500 \times \frac{(2.5 - 0.959) \times 7.7}{0.959 \times 5 \times 8.90} + 0.1 \times 8.90^2 \\ &\approx 146.9 \text{ N} \end{aligned}$$

(9) 计算压力 F_a 。

由式 (5-18) 得压力

$$\begin{aligned} F_a &= 2z F_0 \sin \frac{\alpha_1}{z} = 2 \times 5 \times 146.9 \times \sin \frac{164.46^\circ}{5} \\ &= 1455.5 \text{ N} \end{aligned}$$

可行方案如下:

A 型带, $z = 5$, $L_d = 1430 \text{ mm}$, $d_{d1} = 118 \text{ mm}$, $d_{d2} = 236 \text{ mm}$

$a = 435 \text{ mm}$, $\alpha_1 = 164.46^\circ$, $v = 8.90 \text{ m/s}$

$F_a = 1455.5 \text{ N}$, $F_0 = 146.9 \text{ N}$

5-5. 一滚子链传动装置, 已知: 主动链齿数 $Z_1=23$, 传动比 $i=3.75$, 链节距 $p=12.7\text{mm}$, 主动链轮转速 $n_1=1440\text{r/min}$ 。试求:

- (1) 链的平均速度 v ;
- (2) 瞬时速度波动值; (v_{\max} , v_{\min})
- (3) 两链轮的节圆直径。

解:

$$1) v = \frac{Z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{23 \times 1440 \times 12.7}{60 \times 1000} = 7.01 \text{ m/s}$$

$$2) \varphi_1 = \frac{360^\circ}{Z_1} = \frac{360^\circ}{23} = 15.65^\circ$$

$$R_1 = \frac{p}{2} / \sin \frac{\varphi_1}{2} = \frac{12.7}{2} / \sin \frac{15.65^\circ}{2} = 46.63 \text{ mm}$$

① 当 $\beta=0$ 时, 有 v_{\max}

$$v_{\max} = R_1 \omega_1 = \frac{2\pi}{60} R_1 n_1 = \frac{2\pi}{60} \times 46.63 \times 1440 = 7031.64 \text{ mm/s} = 7.032 \text{ m/s}$$

② 当 $\beta = \pm \frac{\varphi_1}{2}$ 时, 有 v_{\min}

$$v_{\min} = R_1 \omega_1 \cos \frac{\varphi_1}{2} = v_{\max} \cos \frac{\varphi_1}{2} = 7.032 \times \cos \frac{15.65^\circ}{2} = 6.96 \text{ m/s}$$

$$3) D_1 = 2R_1 = 2 \times 46.63 \text{ mm} = 93.26 \text{ mm}$$

$$Z_2 = Z_1 i = 23 \times 3.75 = 86.25, \text{ 取 } Z_2 = 86$$

$$R_2 = \frac{p}{2} / \sin \frac{\varphi_2}{2} = \frac{12.7}{2} / \sin \frac{360^\circ}{86 \times 2} = 173.87 \text{ mm}$$

$$D_2 = 2R_2 = 2 \times 173.87 = 347.74 \text{ mm}$$

A.
2

7-1 有一非液体摩擦向心滑动轴承, $l/d=1.5$, 轴承材料的 $[p]=5\text{MPa}$, $[pv]=10\text{MPa}\cdot\text{m/s}$, $[v]=3\text{m/s}$, 轴颈直径 $d=100\text{mm}$ 。试求轴转速分别为 $n=250\text{r/min}$, $n=1000\text{r/min}$, $n=10000\text{r/min}$ 时, 轴承所承受的最大载荷。

解:

$$d=100\text{mm}, l/d=1.5 \therefore l=1.5 \times d=1.5 \times 100=150\text{mm}$$

轴承所承受的最大载荷由 $[p]$, $[pv]$, $[v]$ 三者限制

$$\begin{cases} p = \frac{F_r}{dl} \leq [p] \\ pv = \frac{F_r}{dl} \times \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{F_r n}{19100l} \leq [pv] \\ v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} \leq [v] \end{cases}$$

$$\therefore \begin{cases} F_r \leq dl [p] \\ F_r \leq 19100l [pv] / n \\ \frac{\pi d n}{60 \times 1000} \leq [v] \end{cases}$$

① $n=250\text{r/min}$ 时。

$$\frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 250}{60 \times 1000} = 1.31 \leq 3 \text{ m/s} \text{ 符合}$$

$$F_r \leq dl [p] = 100 \times 150 \times 5 = 75000 \text{ N}$$

$$F_r \leq 19100l [pv] / n = 19100 \times 150 \times 10 / 250 = 114600 \text{ N}$$

$\therefore n=250\text{r/min}$ 时, 轴承所承受的最大载荷为 75000N

2° 当 $n = 500 \text{ r/min}$ 时。

$$\frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 160 \times 500}{60 \times 1000} = 2.62 < 3 \text{ m/s} \quad \text{符合}$$

$$F_r \leq dl [p] = 100 \times 150 \times 5 = 75000 \text{ N}$$

$$F_r \leq 19100 \cdot [pv] / n = 19100 \times 150 \times 10 / 500 = 57300 \text{ N}$$

$\therefore n = 500 \text{ r/min}$ 时, 轴承所承受的最大载荷为 57300 N

3° 当 $n = 1000 \text{ r/min}$ 时

$$\frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 160 \times 1000}{60 \times 1000} = 5.24 > 3 \text{ m/s} = [v]$$

此时滑动速度过大, 磨损加剧, 不符合设计要求, 即其他条件不变的情况下, 该轴承不允许以这么高的转速运行。

7-3. 已知某电动机主轴的径向载荷 $F = 60 \text{ kN}$, $d = 160 \text{ mm}$, $n = 960 \text{ r/min}$, 载荷稳定, 工作情况平稳, 轴承包角 (每片轴瓦所对的圆心角) 180° , 采用正剖分结构。试设计此液体摩擦动压向心滑动轴承。

注: 要选配合公差, 保证 $\delta_{\min} \leq \delta \leq \delta_{\max}$ 。

解:

1. 正剖分轴承, 剖分面两侧供油, 包角为 180° 。

2. 选取宽径比 $l/d = 1.2$ 。

3. 轴承宽度 l : $l = 1.2 \times d = 1.2 \times 160 = 192 \text{ mm} = 0.192 \text{ m}$

4. 平均压强 p : $p = F / (dl) = 60 \times 10^3 / (160 \times 192) = 1.95 \text{ MPa}$ 。

5. 线速度 v : $v = \pi dn / (60 \times 1000) = \pi \times 160 \times 960 / (60 \times 1000) = 8.04 \text{ m/s}$ 。

6. pv 值: $pv = \frac{F_r n}{19100 v} = 60 \times 10^3 \times 960 / (19100 \times 192) = 15.71 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

7. 选轴瓦材料: 铜锌铝青铜 (ZnAl₁₀S)

$[p]$, $[pv]$

$[p] = 20 \text{ MPa}$, $[v] = 9 \text{ m/s}$, $[pv] = 16 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$

均符合要求。

8. 选择润滑油牌号: 初选 L-AN46。

9. 初定平均温度 t_m : $t_m = 50^\circ \text{C}$

10. 按 t_m 查运动黏度 ν : 查图 14-2, 得 $\nu = 28 \text{ mm}^2/\text{s}$

11. 动力黏度 η , $\lambda p = 870$: $\eta = \nu p \times 10^{-6} = 28 \times 870 \times 10^{-6} = 0.02436 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

12. 确定相对间隙 ψ : $\psi = (0.6 \sim 1.0) \times 10^{-3} v^{0.25}$
 $= (0.6 \sim 1.0) \times 10^{-3} \times \frac{804}{22}^{0.25} = 0.001 \sim 0.00168$
 ~~$= (0.00138 \sim 0.00152)$~~ 取取 0.0014

13. 选择轴颈表面粗糙度: $Rz_1 = 1.6$

14. 选择轴瓦表面粗糙度: $Rz_2 = 3.2$ (比轴颈低一级)

15. 计算承载量系数 C_p : $C_p = \frac{\psi^2}{2\eta v} \cdot F = \frac{0.0014^2}{2 \times 0.02436 \times 8.04 \times 10^3} \times 1.92$
 $= 1.564$

16. 查偏心率 χ : 查图 7-16, 取 $\chi = 0.6$

17. 计算最小油膜厚度 h_{min} : $h_{min} = r\psi(1-\chi)$
 $= \frac{160}{2} \times 0.0014 \times (1-0.6)$
 $= 0.0448 \text{ mm}$

18. 计算 $[h_{min}] = (2 \sim 3)(Rz_1 + Rz_2)$ 值: $[h_{min}] = (2 \sim 3)(Rz_1 + Rz_2)$
 $= 0.0096 \sim 0.0144 \text{ mm}$

19. $h_{min} > [h_{min}]$ 油膜厚度足够

20. 查摩擦系数 C_f : 查图 7-16, $C_f = 1.9$

21. 查流量系数 C_a : 查图 7-17, $C_a = 0.117$

22. $c = 1850 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$

23. 重型轴承及散热条件良好, $ds = 140 \text{ J/(m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C)}$

24. $\Delta t = \frac{C_f \cdot P}{C_p C_a + \frac{\pi ds}{\phi v}} = \frac{1.9 \times 1.95 \times 10^4}{1850 \times 870 \times 0.117 + \frac{\pi \times 140}{0.0014 \times 8.04}}$
 $= 16.3^\circ\text{C}$

25. 已知入口温度 $t_1 = 40^\circ\text{C}$

26. 实际平均温度 $t_m' = t_1 + \Delta t / 2 = 40 + 16.3 / 2 \approx 48^\circ\text{C}$

27. $|t_m - t_m'| = 2 < 5^\circ\text{C}$. 热平衡符合要求!

28. 半径间隙 $\delta = \psi r = 0.0014 \times 80 = 0.112 \text{ mm}$

29. 间隙配合 H9/e8

孔为 $\phi 160^{+0.100}_0$

轴为 $\phi 160^{-0.085}_{-0.148}$

$\delta_{min} = [0 - (-0.085)] / 2 = 0.0425 \text{ mm}$

$\delta_{max} = [0.100 - (-0.148)] / 2 = 0.124 \text{ mm}$

$\delta = 0.112 \text{ mm}$. 在 δ_{min} 与 δ_{max} 之间, 配合合适.

设计完毕

