

活齿少齿差传动力学模型和 强度分析*

尹华杰

(郑州工学院化工系)

摘 要: 本文建立了活齿为滚子、激波器为偏心圆、活齿架的导槽为平面而形成的内齿轮齿形为其共轭曲线的少齿差传动受力模型。根据阻力功和动力功相等的原理,推导出关键参数激波器转臂轴承对活齿的最大作用力。得到了各啮合副的受力分布表达式。并根据文 [2] 的光弹性实验结果,建立了活齿少齿差传动的强度分析模型。得到了主要传动部件固定内齿轮、活齿架和转臂轴承的强度计算公式。为工程设计提供了一个简便的计算方法。

关键词: 活齿, 受力分析, 强度分析

1 基本假定

由活齿传动的啮合特性可知,活齿和内齿轮的啮合是多齿啮合。各啮合副之间及其它构件之间的载荷分布十分复杂。载荷分布除受弹性变形影响外,还受制造误差,配合间隙的影响。为了研究方便,作以下三点假定:①装配间隙为零;②内齿轮、活齿、活齿架和转臂的变形忽略不计;③不计摩擦力。此时作用在活齿上的所有力都沿接触点之公法线方向。

2 滚子活齿的受力分析

设图 1 中的转臂沿顺时针方向转动,由于偏心作用,转臂轴承对第 i 个活齿的作用力为 Q_i ;由此产生内齿轮对活齿的反力 P_i ; P_i 使活齿推动活齿架逆时针转动,活齿架对活齿产生反力 T_i 。这三个力的作用线均通过 O_i ,形成平面汇交力系。由力的平衡可求出三个力。

* 收稿日期: 1990.04

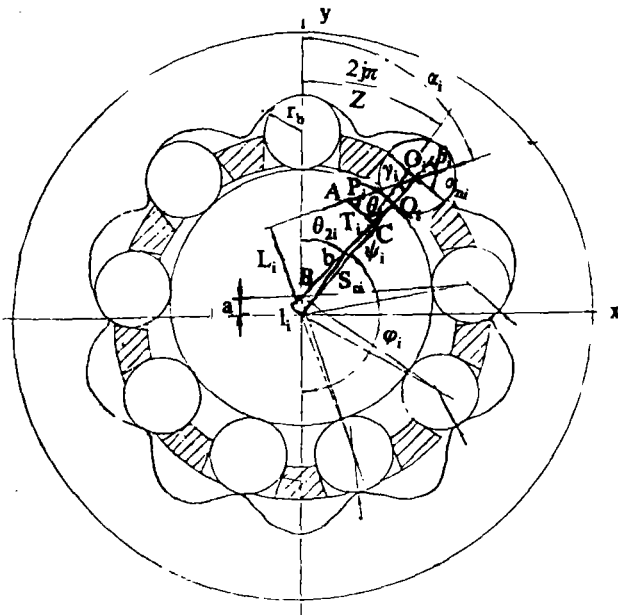


图1 活齿少齿差传动力学分析示意图

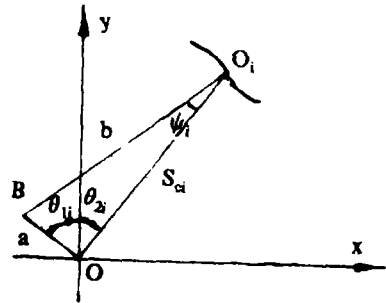


图2 活齿传动各角度间关系图

2.1 γ_i 、 α_{ni} 和 θ_{2i} 之间的关系

由图1: $\gamma_i = \beta_i - \psi_i$; $\beta_i = \alpha_i - \theta_{2i}$ 。式中 θ_{2i} 为第 i 个活齿转过的角度; 根据传动关系和图2可得: $\psi_i = \arcsin \frac{\sin Z \theta_{2i}}{\lambda}$; $\lambda = b/a$; a 为偏心距; b 为活齿与激波器转臂轴承外环的中心距。

$$\alpha_i^{(1)} = \arctan \left[-\frac{Z \sin Z \theta_{2i} \cos \theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z \theta_{2i}} \sin \theta_{2i}}{Z \sin Z \theta_{2i} \sin \theta_{2i} - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z \theta_{2i}} \cos \theta_{2i}} \right] \quad (1)$$

Z 为内齿轮齿数。

$$\therefore \gamma_i = \alpha_i - \theta_{2i} - \arcsin \frac{Z \theta_{2i}}{\lambda} \quad (2)$$

$$\text{由图1: } \alpha_{ni} = \frac{\pi}{2} - \beta_i = \frac{\pi}{2} - \alpha_i + \theta_{2i} \quad (3)$$

$$\theta_{1i} = \pi - \alpha_{ni} - \gamma_i = \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{\sin Z \theta_{2i}}{\lambda} \quad (4)$$

以上各式仅适用于活齿数 $Z_b = Z - 1$ 的情况。

2.2 Q_i 、 P_i 和 T_i 之间的关系

由图1的 $\triangle O_iAC$ 和正弦定理得:

$$P_i = Q_i \frac{\sin \theta_{1i}}{\sin \alpha_{ni}} = Q_i \cos \arcsin \frac{\sin Z \theta_{2i}}{\lambda} / \cos(\alpha_i - \theta_{2i}) \quad (5)$$

$$T_i = Q_i \frac{\sin \gamma_i}{\sin \alpha_{ni}} = Q_i [\lg(\alpha_i - \theta_{2i}) \operatorname{Cosarc} \sin \frac{\sin Z \theta_{2i}}{\lambda} - \frac{1}{\lambda} \sin Z \theta_{2i}] \quad (6)$$

2.3 Q_i 的求解

为了求解 Q_i , 假定在主动力矩作用下, 转臂转过一个微小角度 $\Delta\beta$, 各部件在 Q_i 作用下产生的弹性变形为线性的, 反映在转臂轴承和活齿接触点处的变形量: $\delta = \Delta\beta \cdot l_i$. 由图 1:

$$l_i = S_{ci} \sin \psi_i = \frac{1}{\lambda} S_{ci} \cdot \sin Z \theta_{2i}$$

式中: $S_{ci}^{(1)} = a(\cos Z \theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z \theta_{2i}})$

由弹性理论可知: $Q_i \propto \delta_i$, 而 $l_{i\max} = a$, 所以, $Q_{\max} \propto \delta_{\max} = \Delta\beta \cdot a$.

$$\therefore Q_i = \frac{1}{\lambda} Q_{\max} (\cos Z \theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z \theta_{2i}}) \cdot \sin Z \theta_{2i} \quad (7)$$

3 激波器转臂轴承对活齿的最大作用力

为了确定 Q_{\max} , 假设活齿架转过 $\frac{2\pi}{Z_b}$ 的角度。此时, 阻力矩 M_a 作的功为:

$$A_a = -M_a \cdot \frac{2\pi}{Z_b}$$

为了求得与之平衡的由 T_i 产生的动力功, 假设活齿架转过一个 $d\varphi_i$ 角, T_i 作的微功为: $dA_T = T_i S_{ci} d\varphi_i$. 由(6)和(7)式, 并注意图 1 中 $\theta_{2i} = \pi - \varphi_i$, 和相应的三角公式, 经简化整理后得:

$$dA_T = \frac{a \cdot Q_{\max}}{\lambda} f(\varphi_i, \lambda, Z) d\varphi_i$$

式中: $f(\varphi_i, \lambda, Z) = \left[\frac{Z}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z \theta_{2i}}} \operatorname{Cosarc} \sin \frac{(-1)^{Z-1} \sin Z \varphi_i}{\lambda} - \frac{1}{\lambda} \right]$

$$\cdot [(-1)^Z \cos Z \varphi_i + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z \theta_{2i}}]^2 \sin^2 Z \varphi_i \quad (8)$$

3.1 Z 为偶数时

对应活齿架转过 $\frac{2\pi}{Z_b}$ 角度, 积分变量 φ_i 从 φ_0 为 $\frac{2\pi}{Z_b}$ 到 φ_1 , φ_1 变到 φ_2 , \dots , $\varphi_{(\frac{Z}{2}-1)}$ 变到 π , 根据积分的可加性, 所以:

$$A_T = \frac{a}{\lambda} Q_{\max} \cdot F_1(\lambda, Z) \quad (9)$$

式中: $F_1(\lambda, Z) = \int_{\frac{2\pi}{Z}-1}^{\pi} f(\varphi_i, \lambda, Z) d\varphi_i \quad (10)$

3.2 Z为奇数时

同Z为偶数时相同的分析, 此时 $\varphi_0 = 0$:

$$A_T = \frac{a}{\lambda} Q_{\max} \cdot F_2(\lambda, Z) \quad (11)$$

$$\text{式中: } F_2(\lambda, Z) = \int_0^\pi l(\varphi_i, \lambda, Z) d\varphi_i \quad (12)$$

由平衡条件: $A_a + A_T = 0$, 得:

$$Q_{\max} = \frac{2\pi\lambda}{a(Z-1)F_j(\lambda, Z)} M_a \quad (j=1, 2)$$

因活齿架的上半部和下半部的活齿所克服的阻力矩之和为输出扭矩, 根据结构特点, 并考虑装配、制造等原因需留有间隙及误差引起荷载分配不均, 应对 M_a 增加适当比例 K , 有 $M_a = \frac{1}{2} M_v$, M_v 为输出扭矩, 所以:

$$Q_{\max} = \frac{k\pi\lambda}{a(Z-1)F_j(\lambda, Z)} M_v \quad (j=1, 2) \quad (13)$$

4 滚子活齿上的作用力

$$Q_i = \frac{k\pi M_v}{a(Z-1)F_j(\lambda, Z)} (\cos Z\theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{2i}}) \cdot \sin Z\theta_{2i} \quad (14)$$

$$P_i = \frac{k\pi M_v}{a(Z-1)F_j(\lambda, Z)} \frac{\cos \sin^{-1} \frac{\sin Z\theta_{2i}}{\lambda}}{\cos(\alpha_i - \theta_{2i})} (\cos Z\theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{2i}}) \cdot \sin Z\theta_{2i} \quad (15)$$

$$T_i = \frac{k\pi M_v}{a(Z-1)F_j(\lambda, Z)} [\lg(\alpha_i - \theta_{2i}) \cos \sin^{-1} \frac{\sin Z\theta_{2i}}{\lambda} - \frac{\sin Z\theta_{2i}}{\lambda}] (\cos Z\theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{2i}}) \cdot \sin Z\theta_{2i} \quad (16)$$

5 激波器转臂轴承的受力分析

在计算轴承的寿命时, 需求出通过轴承中心的合力 R 。而本问题所有 Q_i 的作用线均通过轴承的形心, 可采用常用的方法分别求出 Q_i 的 x 和 y 方向投影, 并分别求和得到 R_x 和 R_y , 然后求得合力 R 及方向。这种方法计算工作量大。本文推导一种简便方法。

由图 1, R_x 过轴承中心 B 点, R_y 过 OB 连线方向, 对输入轴中心不产生力矩。 R_x 对 O 点的力矩应和输入轴扭矩 M 平衡。 M 和 M_v 满足 $M = \frac{M_v}{i\eta}$, 式中: i 为传动比, 当内

齿轮固定时为 Z_b ; η 为传动效率。根据结构特点, 两个转臂轴承, 各承受 $\frac{M}{2}$ 的输矩:

$$R_x = \frac{M}{2a} = \frac{M_v}{2a\eta(Z-1)} \quad (17)$$

Q_i 在 y 轴方向的分力为:

$$\begin{aligned} Q_{iy} &= Q_i \cos \theta_{zi} = \frac{k\pi M_v}{a(Z-1)F_j(\lambda, Z)} (\cos Z\theta_{zi} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{zi}}) \cdot \sin Z\theta_{zi} \cdot \cos \theta_{zi} \\ &= \frac{k\pi M_v}{a(Z-1)F_j(\lambda, Z)} [(-1)^Z \cos Z\varphi_i + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\varphi_i}] (-1)^Z \sin Z\varphi_i \cos \varphi_i \end{aligned}$$

由上式可见 Q_{iy} 在活齿架转过 $\frac{2\pi}{Z_b}$, φ_i 变到 φ_{i+1} 时, Q_{iy} 是不断变化的, Q_{iy} 变到 $Q_{(i+1)y}$ 。为

了求 R_y , 应在 φ_i 到 φ_{i+1} 区间内求出其平均值:

$$\begin{aligned} Q_{iy\text{平均}} &= \frac{Z_b}{2\pi} \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} Q_{iy} d\varphi_i \\ &= \frac{kM_v}{2aF_j(\lambda, Z)} \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} [(-1)^Z \cos Z\varphi_i + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\varphi_i}] (-1)^Z \sin Z\varphi_i \cos \varphi_i d\varphi_i \\ \therefore R_y &= \sum_i Q_{iy\text{平均}} = \frac{kM_v}{2aF_j(\lambda, Z)} [(\int_{\varphi_0}^{\pi} \cos Z\varphi_i \sin Z\varphi_i \cos \varphi_i d\varphi_i \\ &+ (-1)^Z \int_{\varphi_0}^{\pi} \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\varphi_i} \sin Z\varphi_i \cos \varphi_i d\varphi_i] \quad (18) \end{aligned}$$

由上式可见, R_y 随 Z 为奇或偶数及积分下限不同而不同。为统一起见写成:

$$R_y = \frac{kM_v}{2aF_j(\lambda, Z)} R_j \quad (j=1, 2) \quad (19)$$

式中: Z 为偶数时, φ_0 为 $\frac{2\pi}{Z_b}$, 此时:

$$\begin{aligned} R_1 &= (\lambda - \frac{3}{8\lambda}) [\frac{1 + \cos \frac{2\pi(Z+1)}{Z-1}}{2(Z+1)} + \frac{1}{Z-1}] + \frac{1}{4} [\frac{1 + \cos \frac{2\pi(2Z+1)}{Z-1}}{2Z+1} \\ &+ \frac{1 + \cos \frac{2\pi(2Z-1)}{Z-1}}{2Z-1}] + \frac{1}{16\lambda} [\frac{1 + \cos \frac{2\pi(3Z+1)}{Z-1}}{3Z+1} + \frac{1 + \cos \frac{2\pi(3Z-1)}{Z-1}}{3Z-1}] \quad (20) \end{aligned}$$

Z 为奇数时, $\varphi_0 = 0$, 此时:

$$R_2 = \frac{2Z}{4Z^2 - 1} \quad (21)$$

$$\text{总合力: } R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (22)$$

$$\text{总合力方向角: } \varphi = \lg^{-1} \frac{R_y}{R_x} \quad (23)$$

6 固定内齿轮的强度分析

根据文献[2]的光弹性研究实验结果,“内齿一般处于接触受压状态,弯曲几乎不存在”。对活齿与齿轮接触副,应按接触强度计算。其接触应力可根据赫兹接触应力公式计算^[3]:

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{P_i E_d}{B \rho_d}} \leq [\sigma_j] \quad (\text{许用接触应力}) \quad (24)$$

式中: E_d —两接触弹性体的当量弹性模量, $E_d = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$;

B —活齿长度;

ρ_d —活齿与固定内齿轮接触点的当量曲率半径, $\frac{1}{\rho_d} = \frac{1 - 2K_r r_b}{r_b(1 - K_r r_b)}$;

$K_r^{[3][4]}$ —内齿轮的理论曲率;

$$K_r = \frac{Z^2 \lambda^2 \cos Z\theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{2i}} [(Z^2 - 1) \sin^2 Z\theta_{2i} + \lambda^2]}{a(\cos Z\theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{2i}}) [(Z^2 - 1) \sin^2 Z\theta_{2i} + \lambda^2]^{\frac{3}{2}}}$$

r_b —活齿半径。

7 激波器轴承与活齿接触强度分析和轴承寿命计算

7.1 接触应力计算

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{Q_{\max} E_d}{B^* \rho_d^*}} \leq [\sigma_j] \quad (25)$$

式中: B^* —活齿长度或轴承宽度中取小值;

ρ_d^* —活齿与轴承接触点的当量曲率半径: $\frac{1}{\rho_d^*} = \frac{1}{r_b} + \frac{1}{b - r_b} = \frac{b}{r_b(b - r_b)}$

7.2 轴承寿命计算

激波器轴承与摆线针轮转臂轴承受力相似, 参考文献[3], 其寿命计算式为:

$$L_h = \frac{10^6}{60(|n_H| + |n_V|)} \left(\frac{C}{F_d R} \right)^e \leq [L_h] \text{ 小时} \quad (26)$$

式中: n_V , n_H —分别为输出和输入转速, r/\min ;

Γ_d —动荷系数, $\Gamma_d = 1.2 \sim 1.4$;

R —按(21)式计算得到的合力, Kg ;

C —轴承额定动载荷, 查设计手册;

ε —指数, 滚珠轴承时: $\varepsilon = 3$, 滚柱轴承时: $\varepsilon = 10/3$.

8 活齿架的强度分析

$$8.1 \text{ 接触应力计算: } \sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{T_{\max} E_d}{B r_b}} \leq [\sigma_j] \quad (27)$$

式中: E_d 、 B 和 r_b 的意义同前, T_{\max} 由式(16)对 θ_{2i} 求极值得到。

8.2 弯曲强度分析

8.2.1 计算模型的建立

为了保持沿径向两个激波器产生的作用力对结构对称, 当活齿数为偶数时, 活齿架两层活齿孔应在同一轴线上, 如图3; 当活齿数为奇数时, 活齿架两层活齿孔的轴线应偏转 $\frac{\pi}{Z_b}$ 角度, 如图4。对于这两种结构, 分别建立模型。

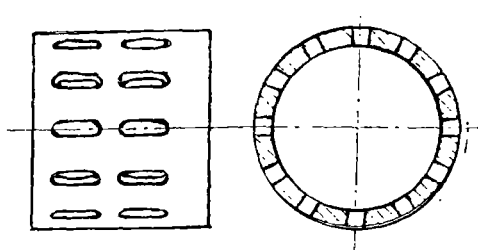


图3 活齿数为偶数时活齿架结构图

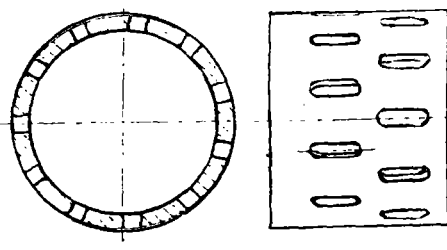


图4 活齿数为奇数时活齿架结构图

① 活齿为偶数时:

根据活齿架的结构, 进行精确的力学分析, 比较复杂。为了对活齿架进行强度计算, 取图3活齿架相邻两排活齿孔中心线之间的部分, 作为简支梁考虑, 其力学模型如图6。

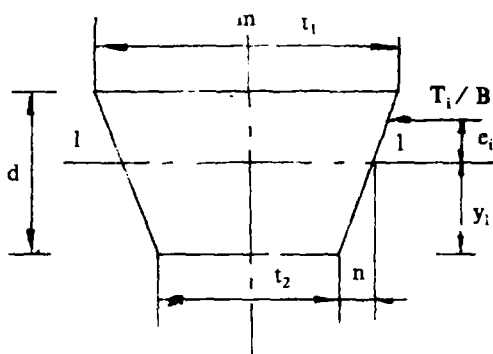


图5 计算模型截面

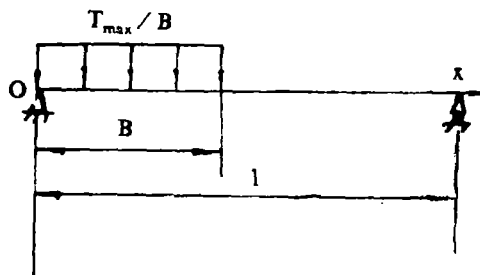


图6 简支梁受力图

②活齿为奇数时:

取图4同一层活齿孔两排中心线之间的部分作为简支梁计算, 其力学模型如图7。

8.2.2 弯曲应力计算

①抗弯模量 W :

由图1可见, 简支梁的截面近似为梯形, 本文把此截面作为梯形考虑, 如图5所示。抗弯模量的最小值为:

$$W_{\min} = \frac{2I_m}{t_1} \quad (28)$$

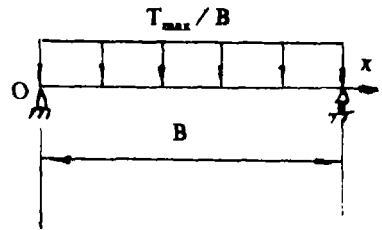


图7 简支梁受力图

由文献[5]可知: 上式中 I_m 为:

$$I_m = \frac{d}{36(t_1 + t_2)} [t_1^4 + t_2^4 + 2t_1 t_2 (t_1^2 + t_2^2) - n(t_1^3 + 3t_1^2 t_2 - 3t_1 t_2^2 - t_2^3) + n^2(t_1^2 + 4t_1 t_2 + t_2^2)] \quad (29)$$

②活齿为偶数时的弯曲应力:

$$\text{由图6求得: } M_{\max} = \frac{1}{2} T_{\max} \cdot B \left(1 - \frac{B}{2l}\right)^2 \quad (30)$$

最大弯曲应力发生在: $x = B(1 - \frac{B}{2l})$ 处。

$$\therefore \sigma_{\max} = \frac{9B}{d} t_1 (t_1 + t_2) \left(1 - \frac{B}{2l}\right)^2 T_{\max} \cdot [t_1^4 + t_2^4 + 2t_1 t_2 (t_1^2 + t_2^2) - n(t_1^3 + 3t_1^2 t_2 - 3t_1 t_2^2 - t_2^3) + n^2(t_1^2 + 4t_1 t_2 + t_2^2)]^{-1} \quad (31)$$

③活齿为奇数时的弯曲应力:

$$\text{由图7可求得最大弯矩: } M_{\max} = \frac{T_{\max} \cdot B}{8} \quad (32)$$

$$\therefore \sigma_{\max} = \frac{9B}{4d} T_{\max} t_1 (t_1 + t_2) [t_1^4 + t_2^4 + 2t_1 t_2 (t_1^2 + t_2^2) - n(t_1^3 + 3t_1^2 t_2 - 3t_1 t_2^2 - t_2^3) + n^2(t_1^2 + 4t_1 t_2 + t_2^2)]^{-1} \quad (33)$$

根据强度条件应满足: $\sigma_{\max} \leq [\sigma]_{\text{sy}}$

8.3 剪切强度分析

由图5可见, 各 T_i 力的作用位置偏离梯形截面1-1轴 c_i 距离, 使简化计算模型产生扭转。并且 c_i 随 θ_{2i} 变化 (参见图1), 为了计算扭矩, 首先求出 c_i 的表达式。

8.3.1 偏距 c_i 的确定

为使各受力活齿均能产生对活齿架的作用力, 一般活齿架外半径取为 $b+a$, 图5的1-1轴线距活齿架中心的距离为: $R_K = b+a-d+y_1$, 式中:

$$y_1^{[5]} = \frac{d}{3} \frac{2t_1 + t_2}{t_1 + t_2}$$

由图1可见, 偏距 c_i 为:

$$c_i = \sqrt{r_b^2 + S_{ci}^2} - R_K = [r_b^2 + a^2(\cos Z\theta_{2i} + 2\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{2i}})^2]^{\frac{1}{2}} - a(1 + \lambda) - d + \frac{d}{3} \frac{2l_1 + l_2}{l_1 + l_2} \quad (34)$$

8.3.2 扭矩 M_i 的确定

$$M_i = T_i \cdot c_i = \frac{k\pi M_v}{a(Z-1)F_j(\lambda, Z)} [\lg(\alpha_i - \theta_{2i}) \cos \arcsin \frac{\sin Z\theta_{2i}}{\lambda} - \frac{\sin Z\theta_{2i}}{\lambda}] \cdot (\cos Z\theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{2i}}) \sin Z\theta_{2i} \cdot \{ [r_b^2 + a^2(\cos Z\theta_{2i} + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 Z\theta_{2i}})^2]^{\frac{1}{2}} - a(1 + \lambda) - d + \frac{d}{3} \frac{2l_1 + l_2}{l_1 + l_2} \} \quad (35)$$

由上式可见 M_i 是 θ_{2i} 的函数, 求最大剪应力, 要求出 M_{\max} 。

8.3.3 最大剪应力

由文献[5]可查得当误差 < 10% 时, 梯形截面扭转剪应力的计算式为:

$$\tau = \frac{M_{\max}}{K} \cdot C \quad (36)$$

式中: $K = \frac{d}{12}(l_1 + l_2)(l_1^2 + l_2^2) - V_L l_1^4 - V_S l_2^4$

$$V_L = 0.10504 - 0.10S + 0.848S^2 - 0.06746S^3 + 0.0515S^4$$

$$V_S = 0.10504 + 0.10S + 0.0848S^2 + 0.06446S^3 + 0.0515S^4$$

$$S = \frac{1}{d}(l_1 - l_2)$$

$$C = d(1 + 0.15 \frac{\pi^2 d^4}{16A^2})(1 + \frac{\pi^2 d^4}{16A^2})^{-1}$$

$$A = \frac{d}{2}(l_1 + l_2)$$

以上各式中的 l_1 、 l_2 和 d 的意义见图 5。这个剪应力发生在梯形长边的中点。按强度条件应满足: $\tau < [\tau]$ 。

9 结 论

9.1 本文的力学和强度分析概念清晰, 所得计算公式简单, 适用工程计算。

9.2 关键参数激波器轴承对活齿的最大作用力, 在结构参数一定时为确定值。克服了文献[6]给出计算方法的缺点。参数 $F_j(\lambda, Z)$ 可通过数值积分方法求出。

9.3 本文公式仅适用于不发生顶切的理论曲线齿形的计算。对于发生顶切的理论齿形, 要按文献[4]的方法计算实际啮合齿数, 然后修改 F_j 积分式的积分下限到实际啮合齿

数对应的 φ_0 角。同样也应相应修改式(18)的积分下限到同样的 φ_0 角。便可进行计算。

9.4 本文导出的激波器轴承合力的计算方法, 简单方便。

9.5 计算表明, 激波器偏心距 a 对各主要受力部件的应力影响较大。并且随 a 的增加, 各接触应力下降很快, 激波器轴承寿命延长许多。而结构的整体尺寸变化并不太明显。因此设计时, 应设法增大激波器偏心距 a 。

9.6 本文对活齿架没有考虑弯扭组合应力。

参 考 文 献

- (1) 曲继方. 活齿齿轮副的参数分析及齿形综合. 齿轮, 1989年第1期
- (2) 周有强等. 活齿少齿差传动的性能分析. 中国矿业学院北京研究生部, 1985.11
- (3) 郑州工学院机械原理及机械零件教研室编. 摆线针轮行星传动. 科学出版社, 1978
- (4) 曲继方. 波齿齿轮的重合度与啮合特性. 齿轮, 1987年第2期
- (5) [美] R.J.罗克, W.C.杨. 应力应变公式. 中国建筑工业出版社, 1985.8
- (6) 李剑锋, 曲继方. 波齿传动的力分析几何模型的建立及作用力的简化计算. 东北重型机械学院

The Mechanics Model and the Analysis of Strength on the Active Tooth Transmission with a Few Difference of Teeth

Yin Huajie

(ZhengZhou Institute of Technology)

Abstract: In this paper, the forcing model of the active tooth transmission with a few difference of teeth is found for the conjugate curve of a tooth pattern of the internal gear wheel being formed by the active teeth, the shock wave instrument and the guiding slots of the active tooth frame which are the roller, eccentric wheel and plan, respectively. According to the principle of resistance power and driving power being equal in amounts, the key parameter, the greatest acting force acted on the active teeth by the revolving arm ball bearing of the shock wave instrument is resulted. The mathematic formula of the force distribution of each clinching mates is obtained. According to the experimental result of photoelasticity in paper (3), the model on strength analysis is found for the active tooth transmission with a few difference of teeth. The formula of strength calculation is obtained for the mainly transmissive compment parts: the fixed internal gear wheel, the active tooth frame and the revolving arm ball bearing. A simple and convenient calculation method is suggested for the practical design.

Keywords: active tooth, forcing analysis, strength analysis