

内 齿 轮 齿 形 系 数

机械系 冯澄宙

提 要

轮齿弯曲强度是根据齿根危险断面上的最大弯曲应力计算的。本文首先用有限元法确定内齿轮的弯曲应力危险断面的位置,然后讨论了插齿刀变位系数对齿根圆角半径、应力集中系数、齿形系数和综合齿形系数的影响,并作出了内齿轮的齿形系数图。

一、前 言

目前ISO^[1]和DIN^[2]的齿轮强度公式中,近似地把基准齿条的齿形系数代替内齿轮的齿形系数,这样就认为内齿轮的齿数和变位系数的大小对轮齿的弯曲强度没有影响。文献[3]中的内齿轮齿形系数是与内齿轮的齿数和变位系数有关,但没有考虑加工内齿轮用的插齿刀参数的影响,文献[4]和[5]的齿形系数虽已考虑了插齿刀齿数的影响,但没有考虑插齿刀变位系数对齿形系数的影响。有的文献[6]根据抛物线等强度理论,认为轮齿的危险断面在轮齿的中间部位,如图1中A—A断面。

由上可知,目前对内齿轮齿形系数的研究还不够完善。因此,笔者对该问题进行了研究,首先用有限元法确定内齿轮轮齿的危险断面,然后进行了有关公式的推导,和分析了插齿刀变位系数等对齿形系数的影响,并作出了综合齿形系数图等,以便设计时应用。

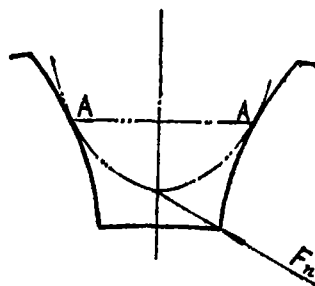


图 1

二、危险断面的确定

文献[6]根据抛物线确定内齿轮轮齿的危险断面,则在轮齿的中间部位,此法没有考虑齿根的应力集中问题。笔者用八节点有限元法研究齿根危险断面的位置,在轮齿拉伸侧的拉应力和压缩侧上的压应力分布如图2所示。

从图2可看出,压缩侧的压应力有两个驼峰,在轮齿中间部位的驼峰较低,这是因为轮齿断面积较小所引起的,而齿根部分的驼峰较高,这是因为齿根应力集中引起的。

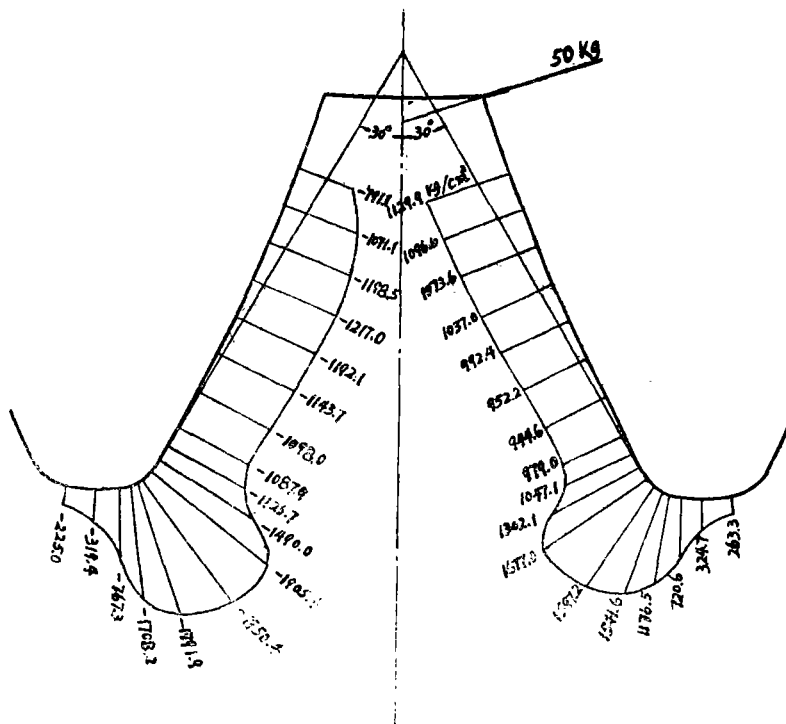


图 2

$$Z_2 = 60, \quad X_2 = 0.5, \quad Z_0 = 40, \quad X_0 = -0.1, \quad \rho_{a0} = 0.2$$

在拉伸侧，拉应力沿着齿顶略有增大，但在齿根处由于应力集中，拉应力增加很大，形成一个应力峰，其最大应力在霍菲（Hofer）的30°切线法的切点附近，在图 2 中的情况，离切点约0.02m（m为模数），因此，在本文中仍采用30°切线法确定轮齿的危险断面。

三、内齿轮齿形系数公式的推导

（一）切削啮合公式

用插齿刀切削内齿轮时的切削啮合角 α'_{02} 和切削中心距 a' 分别为

$$\text{inv} \alpha'_{02} = \frac{2(x_2 - x_0) \tan \alpha}{z_2 - z_0} + \text{inv} \alpha \quad (1)$$

$$a' = \frac{(z_2 - z_0) m}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_{02}} \quad (2)$$

式中 x_0 ——插齿刀变位系数，
 x_2 ——内齿轮齿形系数，
 z_0 ——插齿刀齿数，

z_2 —— 内齿轮齿数;
 α —— 压力角;
 m —— 模数。

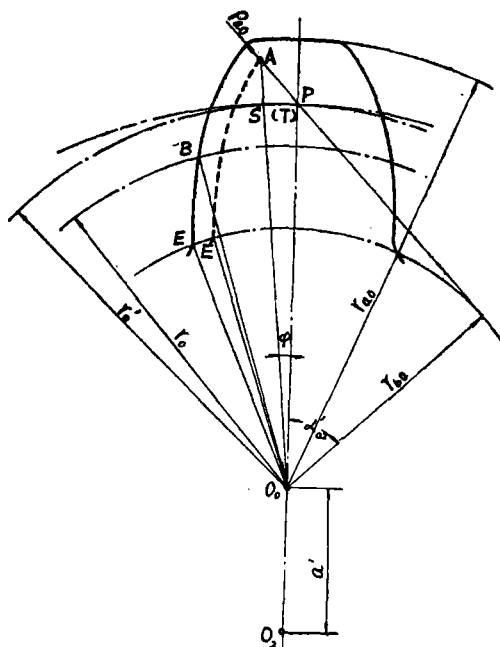


图 3

在切削啮合中, 设插齿刀上某一齿的对称线与中心线 $\overline{O_0O_2}$ 相重合 (图 3), 并设插齿刀的圆角半径为 ρ_{ao} , 由图 3^[7] 可知。

$$\begin{aligned}
 r_{\rho} &= \overline{O_0A} = r_{ao} - \rho_{ao} \\
 &= \left(\frac{z_0}{2} + h^*_{ao} + x_0 \right) m - \rho_{ao}
 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\text{令 } \rho^*_{ao} = \rho_{ao}/m \quad (4)$$

$$r_{\rho}^* = \frac{z_0}{2} + h^*_{ao} + x_0 - \rho^*_{ao} \quad (5)$$

$$\text{则 } \overline{O_0A} = r_{\rho}^* m \quad (3a)$$

式中 h^*_{ao} —— 插齿刀齿顶高系数, 根据文献[8], 内齿轮插齿刀的齿顶高系数 $h^*_{ao} = 1.25$ 。

$$\begin{aligned}
 \text{图中 } \phi &= \angle AO_0P \\
 &= \angle EO_0B + \angle BO_0P - \angle EO_0E' - \angle E'O_0A \\
 &= i \operatorname{inv} \alpha + \frac{0.5\tau + 2x_0 \operatorname{tg} \alpha}{Z_0} - \frac{2\rho_{ao}}{Z_0 m \cos \alpha}
 \end{aligned}$$

(6)

内齿轮的节圆半径 r_2' 和插齿刀的节圆半径 r_0' 分别为:

(7)

(8)

设 $\overline{O_2O_0}$ 线及 $\overline{O_0A}$ 线与插齿刀节圆的交点分别为 T 和 S。则



$$\widetilde{TS} = r_o' \phi = \frac{z_1 m}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'_{o_2}} \phi \quad (9)$$

(二) 刀尖圆角中心A点的运动轨迹

在切削啮合中, 设刀具和内齿轮均为逆时针转动, 插齿刀尖圆角中心由A点逐渐移到A₁点, A点的轨迹为延伸内摆线(图4)。

图4中A点在O₀O₂线上, 若内齿轮2固定不动, 则根据相对运动关系可知, 刀尖圆角中心运动到A₁点时, 刀具的中心则在O₀₍₁₎点。

当刀具节圆从P点滚动P₁点时, 刀具中心O₀绕O₂转过的角度为θ, 刀具上节圆的相对转角为θ_b, 因在节圆上为纯滚动, 所以

$$\theta_b r_o' = \theta r_2'$$

$$\text{故} \quad \theta_b = \frac{r_2'}{r_o'} \theta = \frac{z_2}{z_o} \theta \quad (10)$$

设O₀₍₁₎A₁与O₂O₁相夹的锐角为θ_a。则

$$\theta_a = \theta_b - \theta$$

因此A₁点的坐标为

$$\left. \begin{aligned} x &= a' \sin \theta - r_p \sin \theta_a \\ &= a' \sin \theta - r_p \sin \left(\frac{z_2}{z_o} - 1 \right) \theta \\ y &= a' \cos \theta + r_p \cos \theta_a \\ &= a' \cos \theta + r_p \cos \left(\frac{z_2}{z_o} - 1 \right) \theta \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\text{令} \quad b = \frac{z_2}{z_o} - 1 \quad (12)$$

则式(11)为

$$\left. \begin{aligned} X &= a' \sin \theta - r_p \sin b \theta \\ Y &= a' \cos \theta + r_p \cos b \theta \end{aligned} \right\} \quad (11a)$$

将式(11a)对θ求导, 得

$$\frac{dx}{d\theta} = a' \cos \theta - r_p b \cos b \theta$$

$$\frac{dy}{d\theta} = -a' \sin \theta - r_p b \sin b \theta$$

所以A点轨迹的斜率为

$$\frac{dy}{dx} = \frac{-a' \sin \theta - r_p b \sin b \theta}{a' \cos \theta - r_p b \cos b \theta} \quad (13)$$

(三) 刀尖切削到齿根30°切线切点处的刀具位置

图4中A点的轨迹是延伸内摆线, 刀具左圆角的包路线是延伸内摆线的等距曲线, 即齿根过渡曲线。设 $\overline{P_1A_1}$ 线与过渡曲线的交点为G, 则过渡曲线在G点的斜率与延伸内摆线在A₁点的斜率相等。设这时刀具切削的过渡曲线上的G点正位于齿根30°切线 \overline{GF} 的切点处。并设这时 θ 角的位置为 θ_1 , 被加工轮齿的对称线与Y轴的夹角为 γ , 齿槽的对称线为 $\overline{T'O_2}$ 。由图4可知

$$\gamma = \frac{\widetilde{MS}}{r_2'} = \frac{\widetilde{MT'} - \widetilde{ST'}}{r_2'} = \frac{\frac{\pi r_2'}{Z_2} - \widetilde{ST}}{r_2'} \quad (a)$$

参考图3可知

$$\widetilde{ST'} = \widetilde{ST}$$

将式(7)和(9)代入式(a), 得

$$\gamma = \frac{\pi - Z_0 \Phi}{Z_2} \quad (14)$$

这时 \overline{GF} 的斜率 K_1 为

$$K_1 = \tan(60^\circ + \gamma) \quad (15)$$

因延长内摆线在A₁点的斜率等于 \overline{GF} 的斜率, 所以

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{\theta = \theta_1} = \frac{-a' \sin \theta_1 - r_\rho b \sin b \theta_1}{a' \cos \theta_1 - r_\rho b \cos b \theta_1} = k_1$$

$$\text{即 } a' \sin \theta_1 + r_\rho b \sin b \theta_1 + k_1 a' \cos \theta_1 - k_1 r_\rho b \cos b \theta_1 = 0 \quad (16)$$

(四) 危险断面的宽度 S_{Fn}

由图4可知 $\frac{1}{2} S_{Fn} = \overline{GC} \sin 60^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2} \overline{GC}$

$$\text{即 } S_{Fn} = \sqrt{3} \overline{GC} \quad (a)$$

$$\text{而 } \overline{GC} = \overline{P_1C} - \overline{P_1A_1} - \rho_{ao} \quad (b)$$

在 $\triangle CP_1O_2$ 中根据正弦定律

$$\frac{P_1C}{\sin(\gamma + \theta_1)} = \frac{O_2P_1}{\sin \frac{\pi}{3}}$$

$$\therefore \overline{P_1C} = O_2P_1 \frac{2 \sin(\gamma + \theta_1)}{\sqrt{3}} \quad (c)$$

在 $\triangle O_2CP_1$ 中

$$\angle CP_1O_2 = \pi - \frac{\pi}{3} - (\gamma + \theta_1)$$

$$= \frac{2\pi}{3} - \gamma - \theta_1 \quad (a)$$

在 $\triangle A_1 P_1 O_{(1)}$ 中, 根据正弦定律

$$\frac{P_1 A_1}{\sin \theta_b} = \frac{r_p}{\sin \left(\frac{2\pi}{3} - \gamma - \theta_1 \right)}$$

$$\therefore P_1 A_1 = r_p \frac{\sin \theta_b}{\sin \left(\frac{2\pi}{3} - \gamma - \theta_1 \right)}$$

将式 (b) ~ (e) 和 (7) 的关系代入式 (a), 经整理后得

$$\frac{S_{Fn}}{m} = \frac{Z_2 \sin (\gamma + \theta_1) \cos \alpha}{\cos \alpha'_{o2}} - \frac{\sqrt{3} r_p^* \sin \left(\frac{Z_2}{Z_0} \theta_1 \right)}{\sin \left(\frac{2\pi}{3} - \gamma - \theta_1 \right)} - \sqrt{3} \rho^* a_o \quad (17)$$

(五) 计算齿根应力的载荷作用角 α_{an}

图 5 中的 r_2 、 r_{a2} 、 r_{b2} 分别表示内齿轮的分度圆、齿顶圆和基圆。过M点作渐开线与基圆相交于M'点, 则由图得

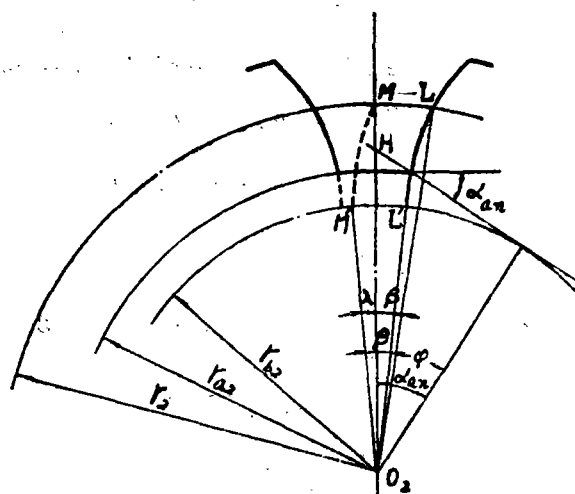


图 5

$$\alpha_{an} = \phi + \beta - \lambda \quad (a)$$

$$\phi = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} / r_{b2} = \sqrt{\left(\frac{r_a}{r_{b2}} \right)^2 - 1} \quad (b)$$

$$\beta = \frac{\widetilde{M'L'}}{r_{b2}} = \frac{\widetilde{ML}}{r_2} = \frac{0.5m \left(\frac{\pi}{2} - 2x_2 \tan \alpha \right)}{0.5m z_2}$$

$$= \frac{0.5\pi - 2x_2 \tan \alpha}{Z_2} \quad (c)$$

$$\lambda = \operatorname{inv} \alpha \quad (d)$$

将式 (b) ~ (d) 代入式 (a), 得

$$\alpha_{an} = \sqrt{\left(\frac{r_{a2}}{r_{b2}}\right)^2 - 1 + \frac{1}{Z_2} (0.5\pi - 2x_2 t_b \alpha) - \operatorname{inv} \alpha} \quad (18)$$

(六) 危险断面力臂 h_{Fa}

$$\text{图 4 中} \quad h_{Fa} = \overline{HI} = \overline{O_2C} - \overline{O_2H} = \overline{CI} \quad (a)$$

$$\text{由图 5} \quad \overline{O_2H} = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha_{an}} = \frac{mZ_2 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{an}} \quad (b)$$

在图 4 的 $\triangle O_2CP_1$ 中, 根据正弦定律得

$$\frac{\overline{O_2C}}{\sin \left(\frac{2\pi}{3} - \gamma - \theta_1 \right)} = \frac{\overline{O_2P_1}}{\sin \frac{\pi}{3}}$$

$$\therefore \overline{O_2C} = \frac{2r'_{2}}{\sqrt{3}} \sin \left(\frac{2\pi}{3} - \gamma - \theta_1 \right) \quad (c)$$

$$\text{而} \quad \overline{CI} = \overline{CG} \cos 60^\circ$$

$$= 0.5 \left[2r'_{2} \frac{\sin(\gamma + \theta_1)}{\sqrt{3}} - r_{\rho} \frac{\sin \theta_b}{\sin \left(\frac{2\pi}{3} - \gamma - \theta_1 \right)} - \rho_{ao} \right] \quad (d)$$

将式 (b) ~ (d) 和式 (7) 的关系代入式 (a), 经整理后得

$$\frac{h_{Fa}}{m} = \frac{Z_2 \cos \alpha \cos(\gamma + \theta_1)}{2 \cos \alpha'_{02}} + \frac{r_{\rho}^* \sin \left(\frac{Z_2}{Z_0} \theta_1 \right)}{2 \sin \left(\frac{2\pi}{3} - \gamma - \theta_1 \right)} - \frac{Z_2 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{an}} + \frac{\rho_{ao}^*}{2} \quad (19)$$

(七) 30° 切线切点处的齿根圆角半径 ρ_F

齿根过渡曲线, 是 A 点轨迹的等距曲线, $\overline{GA_1}$ 线同时是这两条曲线的法线, 并通过 P_1 点, 过渡曲线在 G 点的曲率半径 ρ_F 等于延长内摆线在 A_1 点的曲率半径 ρ 加上插齿刀刀尖圆角半径 ρ_{ao} .

$$\left. \begin{aligned} \text{由式 (11a)} \quad x' &= \frac{dx}{d\theta} = a' \cos \theta - r_{\rho} b \cos b\theta \\ x'' &= \frac{d^2x}{d\theta^2} = -a' \sin \theta + r_{\rho} b^2 \sin b\theta \\ y' &= \frac{dy}{d\theta} = -a' \sin \theta - r_{\rho} b \sin b\theta \\ y'' &= \frac{d^2y}{d\theta^2} = -a' \cos \theta - r_{\rho} b^2 \cos b\theta \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

因参数方程式的曲率半径是

$$\rho = \frac{(x'^2 + y'^2)^{3/2}}{|x'y'' - x''y'|} \quad (b)$$

将式(a)代入式(b)得延长内摆线的曲率半径 ρ 为

$$\rho = \frac{[a'^2 + r_\rho^2 b^2 - 2a' r_\rho b \cos(b\theta + \theta)]^{3/2}}{r_\rho^2 b^3 - a'^2 + r_\rho a' b (1-b) \cos(b\theta + \theta)} \quad (20)$$

则延长内摆线在 A_1 点的曲率半径 ρ_{A1} 为

$$\rho_{A1} = \frac{[a'^2 + r_\rho^2 b^2 - 2a' r_\rho b \cos(b\theta_1 + \theta_1)]^{3/2}}{r_\rho^2 b^3 - a'^2 + r_\rho a' b (1-b) \cos(b\theta_1 + \theta_1)} \quad (20a)$$

过渡曲线在G点的曲率半径 ρ_F 为

$$\begin{aligned} \rho_F &= \rho_{A1} + \rho_{A0} \\ &= \frac{[a'^2 + r_\rho^2 b^2 - 2a' r_\rho b \cos(b\theta_1 + \theta_1)]^{3/2}}{r_\rho^2 b^3 - a'^2 + r_\rho a' b (1-b) \cos(b\theta_1 + \theta_1)} + \rho_{A0} \end{aligned} \quad (21)$$

(八) 齿形系数和综合齿形系数

考虑载荷作用于齿顶时齿形系数 Y_{Fa} 为^{[1][2]}

$$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m} \cos \alpha_{an}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m}\right)^2 \cos \alpha} \quad (22)$$

齿根过渡圆角引起的应力集中系数为^[2]

$$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_a) q_s \left(\frac{1}{1.21 + 2.3/L_a} \right) \quad (23)$$

$$\text{式中 } q_s = \frac{S_{Fn}/m}{2 \cdot \rho_F/m} \quad (24)$$

$$L_a = \frac{S_{Fn}/m}{h_{Fa}/m} \quad (25)$$

则综合齿形系数 Y_{Fs} 为^{[1][2]}

$$Y_{Fs} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \quad (26)$$

四、插齿刀参数对齿形系数的影响和齿形系数图

(一) 插齿刀参数对齿形系数的影响

一般内齿轮用插齿刀加工, 而内齿轮的齿形系数与插齿刀的齿数、变位系数有关, 如表1~4所示。表中数值是按内齿轮齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 插齿刀齿

表1 插齿刀齿数对齿形系数的影响 ($x_0 = 0$; $x_2 = 0$)

| 内齿轮 齿数 Z_2 | 60 | | | 100 | | | | |
|---------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 插齿刀 齿数 Z_0 | 25 | 30 | 40 | 20 | 25 | 40 | 40 | 60 |
| 齿形 系数 Y_{Fa} | 2.053 | 2.044 | 2.030 | 2.303 | 2.312 | 2.324 | 2.359 | 2.514 |
| 齿根圆角 半径 ρ_F | 0.64306 | 0.53625 | 0.35823 | 0.85008 | 0.78176 | 0.72909 | 0.65782 | 0.64255 |
| 应力集中 系数 Y_{FS} | 1.681 | 1.784 | 2.029 | 1.491 | 1.530 | 1.562 | 1.607 | 1.596 |
| 综合齿形 系数 Y_{FS} | 3.452 | 3.646 | 4.120 | 3.433 | 3.537 | 3.631 | 3.792 | 4.011 |

表2 插齿刀变位系数对齿形系数等的影响 ($Z_2 = 100$, $X_2 = 0$, $Z_0 = 60$)

| 插齿刀变位系数 X_0 | 0.1 | 0 | -0.1 | -0.2 | -0.325 |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 齿形系数 Y_{Fa} | 2.151 | 2.091 | 2.039 | 1.994 | 1.947 |
| 齿根圆角半径 ρ_F | 0.35542 | 0.26929 | 0.20286 | 0.15428 | 0.11615 |
| 应力集中系数 Y_{sa} | 1.987 | 2.187 | 2.415 | 2.662 | 2.957 |
| 综合齿形系数 Y_{FS} | 4.272 | 4.572 | 4.924 | 5.310 | 5.758 |

表3 插齿刀变位系数对齿形系数等的影响 ($Z_2 = 100$, $X_2 = 1$, $Z_0 = 60$)

| 插齿刀变位系数 X_0 | 0.1 | 0 | -0.1 | -0.2 | -0.325 |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 齿形系数 Y_{Fa} | 1.599 | 1.579 | 1.562 | 1.547 | 1.531 |
| 齿根圆角半径 ρ_F | 0.10040 | 0.10305 | 0.11658 | 0.14045 | 0.18388 |
| 应力集中系数 Y_{sa} | 3.419 | 3.423 | 3.308 | 3.120 | 2.854 |
| 综合齿形系数 Y_{FS} | 5.467 | 5.406 | 5.168 | 4.827 | 4.368 |

表4 插齿刀变位系数对齿形系数等的影响 ($Z_2=100$, $X_2=0.5$, $Z_0=60$)

| | | | | | |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 插齿刀变位系数 X_0 | 0.1 | 0 | -0.1 | -0.2 | -0.325 |
| 齿形系数 Y_{Fa} | 1.839 | 1.806 | 1.777 | 1.752 | 1.725 |
| 齿根圆角半径 ρ_F | 0.15854 | 0.12548 | 0.10629 | 0.10000 | 0.10899 |
| 应力集中系数 Y_{sa} | 2.724 | 2.973 | 3.177 | 3.278 | 3.223 |
| 综合齿形系数 Y_{Fs} | 5.009 | 5.370 | 5.646 | 5.742 | 5.558 |

顶高系数 $h_{ao}^*=1.25$, 齿顶圆角半径 $\rho_{ao}=0.1m$ 计算的。

从表1可以看出, 随着插齿刀齿数 Z_0 的增加, 30° 切线切点处的齿根圆角半径 ρ_F 不断减小, 引起应力集中系数 Y_{sa} 增大, 因此综合齿形系数 Y_{Fs} 也随着增大; 所以采用齿数多的插齿刀加工内齿轮, 对轮齿的弯曲强度不利。

从表2~4可看出, 插齿刀的变位系数 X_0 对齿形系数 Y_{Fa} 的影响不很大, 但对齿根的圆角半径 ρ_F 、应力集中系数 Y_{sa} 和综合齿形系数 Y_{Fs} 影响很大; 一般 ρ_F 随着 X_0 减小而减小, 因此 Y_{sa} 、 Y_{Fs} 随着增大, 如表2所示。但有时插齿刀变位系数大了对弯曲强度不利, 如表3所示。表4中, 在 $X_0=-0.2$ 时, 因 ρ_F 最小, 所以应力集中系数和综合齿形系数最大。

由上可知, 插齿刀变位系数对综合齿形系数的影响没有一定的规律, 而插齿刀的变位系数随着刃磨而变化, 因此在作齿形系数图时, 应考虑新旧插齿刀对弯曲强度最不利的情况。

(二) 内齿轮齿形系数图

内齿轮的齿形系数和插齿刀的齿数、变位系数有关。本文由于篇幅有限, 在此仅就插齿刀的齿数 $Z_0=25$ 、变位系数 $X_0=0.1\sim-0.105$ 、齿顶圆角半径 $\rho_{ao}=0.1m$ 、齿顶高系数 $h_{ao}^*=1.25$ 、压力角 $\alpha=20^\circ$, 内齿轮的齿顶高系数 $h_a^*=1$, 用前面的公式计算内齿轮的齿形系数、应力集中系数和综合齿形系数, 并作在图6~8中。

从这些图中可以看出, 内齿轮的齿形系数随着变位系数增大而减小, 这是由于齿根宽度随着变位系数的增大而增宽所引起的, 但齿根应力集中系数随着内齿轮的变位系数增大而显著增加, 所以在内齿轮齿数较小 ($Z_2<120$) 时, 综合齿形系数也随着变位系数增大而增加。由上可知, 一般设计时, 内齿轮的变位系数不宜取得过大。

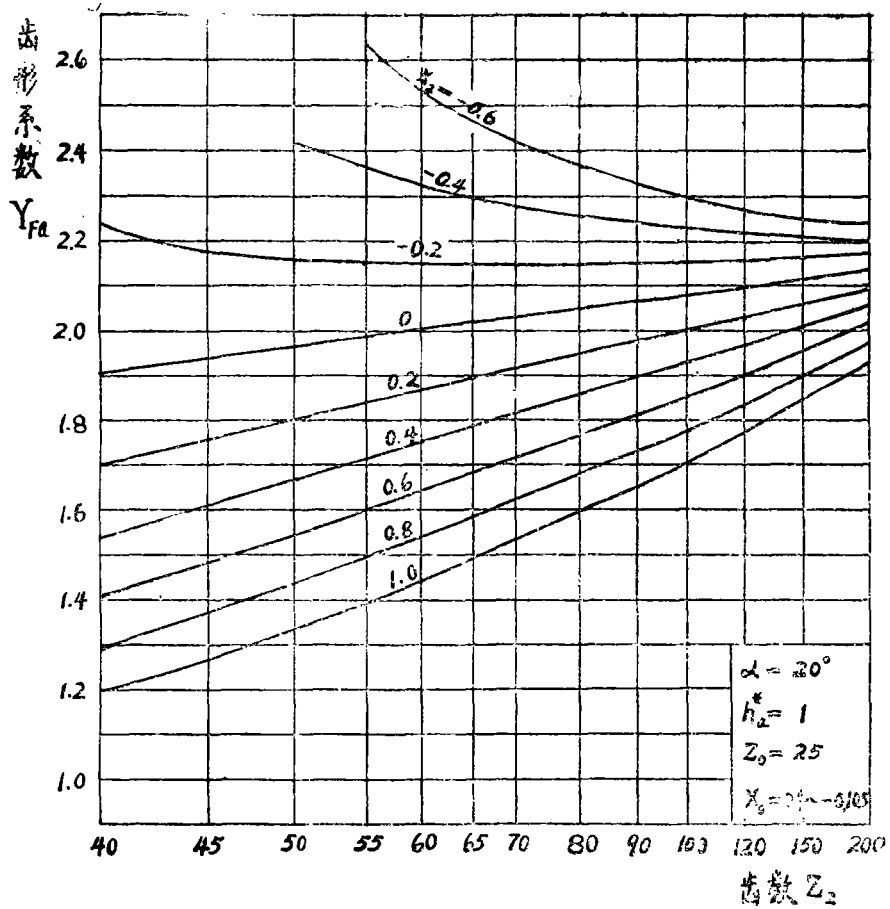


图6 内齿轮齿形系数

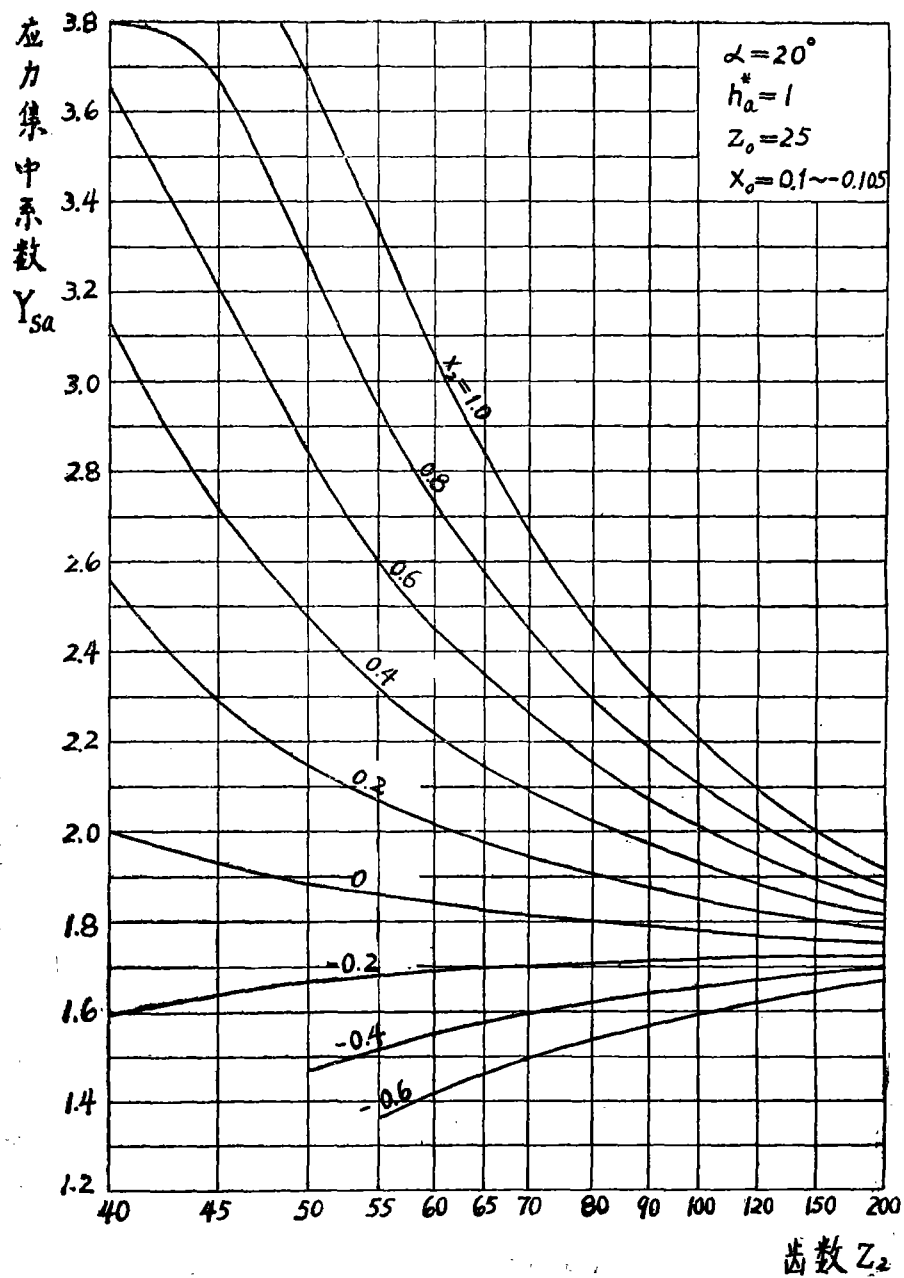


图7 内齿轮应力集中系数

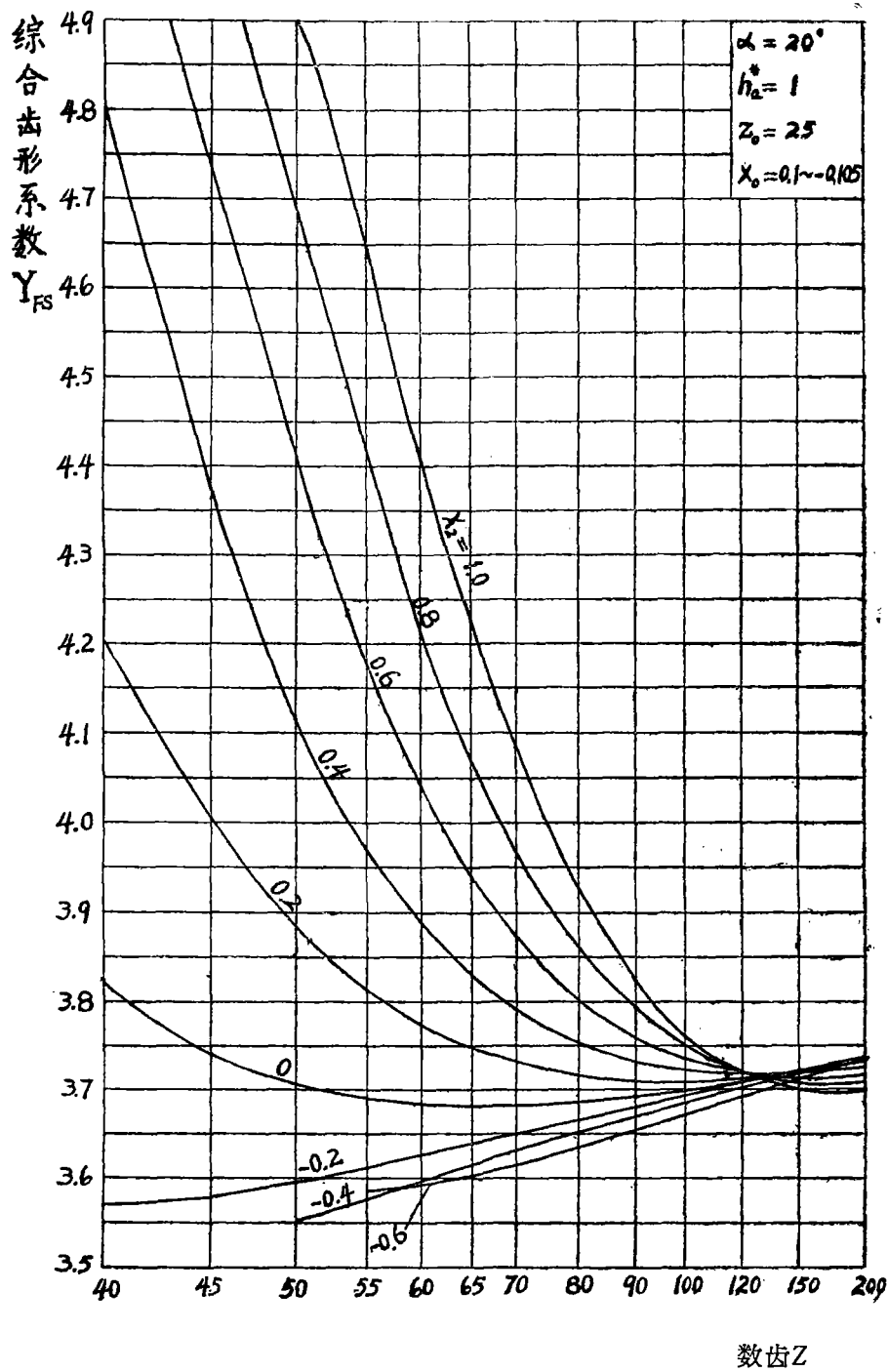


图8 内齿轮的综合齿形系数

五、结 束 语

根据八节点有限元法分析,由于齿根的应力集中,内齿轮的危险断面仍在齿根处,并可用霍菲的 30° 切线法确定。

根据本文的图表可知,不仅内齿轮的齿数和变位系数对齿形系数等有影响,并且插齿刀的齿数和变位系数对内齿轮的齿形系数等也有影响,因此在作内齿轮的综合齿形系数图时,必须考虑以上因素的影响。

一般从轮齿的弯曲强度来考虑,在设计中,如内齿轮的齿数不很多时,内齿轮的变位系数不宜取得过大。

参 考 文 献

[1] ISO/TC60/WG6 (secr—89) 201E, Principles for the Calculation of Tooth Strength of Spur and Helical Gears, 1978, P3/1~4/5.

[2] DIN3990 Teil3, Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad und Schrägstirnrädern, 1980, 22~23.

[3] 东北工学院机械设计、机械制图教研室编,机械零件设计手册,冶金工业出版社,1976,第248页。

[4] В.Н.Кудрявчев, Планетарные передачи, Машиностроение, 1966, 176.

[5] В.Н.Кудрячев и др, Конструкции и расчет зубчатых редукторов, Машиностроение, 1971, 119.

[6] 张家渠,渐开线少齿差行星减速器内齿轮齿形系数简易算法,《工程机械》,1978, №5.

[7] 朱东,渐开线齿轮弯曲强度计算的齿形系数,1978。

[8] JB2494~2498—78, 齿轮刀具,技术标准出版社,1979。

[9] 齿轮强度研究小组,《渐开线圆柱齿轮传动强度计算》制订说明书(初稿),1977,第3—1~3—6页。