

正交变传动比面齿轮副的强度计算与分析

林超,王瑶,蔡志钦

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘要:为了提高正交变传动比面齿轮副的承载能力,探索该面齿轮副的基本参数对其强度特性的影响。应用空间齿轮啮合传动原理、微分几何学和机械设计基础,建立点接触正交变传动比面齿轮副的坐标系,推导出正交变传动比面齿轮的齿面方程,得到正交变传动比面齿轮的主曲率和压力角计算方法。对该面齿轮进行了受力分析,建立了正交变传动比面齿轮副的强度校核方法,并探讨了该面齿轮副的基本参数对接触应力和弯曲应力的影响。通过传动实验与理论结果的对比分析,验证了该面齿轮副强度计算方法的正确性。

关键词:机械强度;应力分析;变传动比;面齿轮;曲率

中图分类号:TH123

文献标志码:A

Calculation and Analysis of Strength for Orthogonal Variable Transmission Ratio Face Gear

LIN Chao, WANG Yao, CAI Zhiqin

(State Key Lab. of Mechanical Transmission, Chongqing Univ., Chongqing 400044, China)

Abstract: To improve the bearing capacity of orthogonal variable transmission ratio face gear, the influence of basic parameters of gear pair on strength characteristics was discussed. According to spatial gear meshing theories, differential geometry and design of machinery, the meshing coordinate and the equation of tooth surface were established. The methods for calculating the pressure angle and the principal curvature of variable transmission ratio face gear were acquired. The force analysis in the meshing process was performed. A method to calculate the strength of orthogonal variable transmission ratio face gear pair was established, and then the variation regulation of contact and bending stresses that changed with the basic parameters of the gear pair was derived. The comparison with the result of the transmission test and the theoretical data verified the calculation method.

Key words: mechanical strength; stress analysis; variable transmission ratio; face gear; curvature

正交变传动比面齿轮传动是一种变传动比面齿轮(非圆锥齿轮)与非圆柱齿轮(小齿轮)相啮合的新型齿轮传动^[1]。该面齿轮传动有机地结合了非圆柱齿轮,非圆锥齿轮和面齿轮的特点,实现了相交轴间的变传动比传动。该新型传动可用现有机床进行加工,可批量生产,应用前景广阔。目前,国内外对该新型传动强度方面的研究工作还未开展,极大地限制了该齿轮副的发展。

正交变传动比面齿轮副的强度计算研究还未见报道,而相关的面齿轮等各类型齿轮的强度校核部分的研究已趋于成熟。国外研究人员探索了不同插齿刀加工出的面齿轮模型的弯曲应力情况,提出了

面齿轮多齿模型应力的计算方法,在格里森螺旋锥齿轮试验平台上测试了面齿轮的失效形式和使用寿命。国内研究人员主要对面齿轮的几何特性、啮合过程中的接触区域及接触应力进行深入分析,建立了弯曲应力的简化计算方法,利用光弹实验机和脉动疲劳试验机对面齿轮进行了实验研究。因此,在面齿轮的几何特性^[2-5]、强度分析^[6-9]、加工^[10-11]以及应用^[12]均有大量的研究成果。同时,参考其他类型齿轮的建模^[13]及强度分析方法^[14-15],作者对正交变传动比面齿轮副的强度特性进行深入分析。作者结合相交轴间齿轮的啮合原理,研究正交变传动比面齿轮副的强度校核方法,讨论齿轮副基本参

数对正交变传动比面齿轮的强度造成的影响,并通过实验验证提出方法的正确性。

1 齿轮副的强度校核方法

正交变传动比面齿轮副的加工过程中,刀具与变传动比面齿轮啮合的每个瞬时处于线接触,且啮合线为沿齿宽方向斜向上的平行线。当刀具的齿数增加 1~3 齿时,其瞬时接触线的倾斜角变大,此时,正交变传动比面齿轮副处于两接触线相交的点接触状态^[16]。

1.1 轮齿的受力分析

轮齿的受力情况决定了齿轮副能否正常工作以及使用过程能否达到预期寿命。从齿轮副的设计和强度校核角度,对轮齿进行受力分析十分重要。

假设轮齿在啮合过程中所受法向载荷 F_n 集中在齿宽中点的法向截面,其可分解为 2 个相互垂直的分力,即圆周力 F_t 和径向力 F_r ,如图 1 所示。

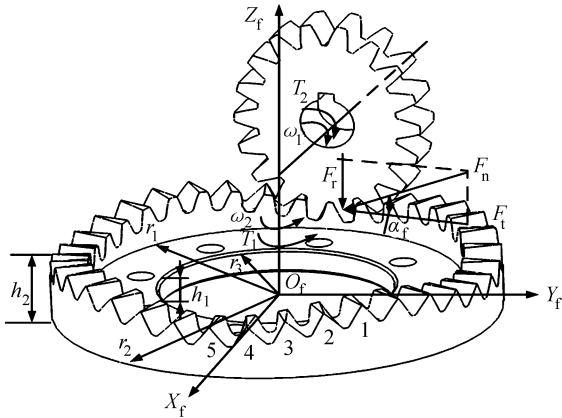


图 1 齿轮副的受力分析

Fig.1 Force analysis of gear pair

图 1 中, T_1 和 ω_1 分别为主动轮(小齿轮)轴上的驱动力矩和主动轮转速, T_2 和 ω_2 分别为施加在从动轮(变传动比面齿轮)轴上的有效负载力矩和从动轮转速。变传动比面齿轮副传递的是变速比运动,故从动轮会有角加速度的存在。主、从动轮存在力矩关系:

$$T_1 = \frac{T_2 + J_f \beta_f}{i_{12}} \quad (1)$$

式中: J_f 为从动轮绕其回转中心的转动惯量,且 $J_f = \frac{\pi \rho}{2} \{ (r_2^4 - r_1^4) [h_2 - h_1] + h_1 (r_2^4 - r_3^4) \}$, 其中, ρ 为齿轮的材料密度, r_1, r_2, r_3, h_1 及 h_2 为齿轮的结构尺寸, β_f 为从动轮的角加速度,且 $\beta_f = -\frac{\omega_1^2}{i_{12}} \frac{di_{12}}{d\theta_1}; i_{12}$

为正交变传动比面齿轮副的传动比。

将主动轮的驱动力矩折算到齿宽中点处,得到主动轮轮齿上的各个分力为:

$$\begin{cases} F_t(\theta_1) = \frac{T_2 - \frac{\omega_1^2}{i_{12}^2} i_{12}' \cdot \rho \iiint_{\Omega} r^3 dr d\theta dz}{R}, \\ F_n(\theta_1) = \frac{F_t(\theta_1)}{\cos \alpha_f}, \\ F_r(\theta_1) = F_t(\theta_1) \tan \alpha_f \end{cases} \quad (2)$$

式中, α_f 为变传动比面齿轮的压力角, R 为变传动比面齿轮节曲线所在圆柱面的半径。由式(2)可知,轮齿所受力的大小随非圆齿轮转角的变化而变化。

1.2 齿面接触强度

正交变传动比面齿轮副采用点接触传动,点蚀是该齿轮副常见的失效形式之一。为了使轮齿能够达到预期寿命,应保证轮齿齿面具有一定的接触疲劳强度。由于正交变传动比面齿轮在一个周期内各个轮齿的齿面均不相同,故对该轮齿一个周期内轮齿齿面所受的最大接触应力进行分析。以布希涅斯克问题的解为基础,建立弹性问题的基本方程,根据点接触赫兹理论可得接触区域受到的最大应力为:

$$\sigma_{Hmax}(\theta_1) = \frac{0.92}{\mu v} \sqrt{\frac{(K_1^I + K_2^I + K_1^{II} + K_2^{II})^2}{(\theta_g + \theta_f)^2} F_n(\theta_1)} \quad (3)$$

式中: μ 和 v 为椭圆积分函数; θ_g 及 θ_f 决定于材料的弹性模量; K_1^I 和 K_2^I 为小齿轮的主曲率, K_1^{II} 和 K_2^{II} 为变传动比面齿轮的主曲率,可由式(11)求得。

1.3 齿根弯曲强度

轮齿折断是齿轮副主要的破坏形式之一,为了防止轮齿提前失效,必须进行齿根弯曲疲劳强度计算。根据正交变传动比面齿轮的特点可知,其节曲线是不断变化的,故其弯曲强度的计算分析较复杂。依据轮齿的悬臂梁模型来计算正交变传动比面齿轮副的齿根弯曲应力,该齿轮副受到的最大弯矩发生在单齿啮合区上界点,危险截面由 30°切线法确定。齿根弯曲应力为:

$$\sigma_F(\theta_1) = \frac{K Y_{Fa} Y_{Sa} \left(T_2 - \frac{\omega_1^2}{i_{12}^2} i_{12}' \cdot \rho \iiint_{\Omega} r^3 dr d\theta dz \right)}{b m R} \quad (4)$$

式中, K 为载荷系数, Y_{Fa} 为齿形系数, Y_{Sa} 为应力校正系数, b 为轮齿的齿宽, m 为齿轮副的模数。

2 轮齿强度的主要参数计算

2.1 齿面方程

正交变传动比面齿轮传动使用渐开线圆柱齿轮刀具加工小齿轮和变传动比面齿轮,以达到点接触代替瞬时线接触,将接触轨迹限制在局部的目的。

点接触正交变传动比面齿轮传动的坐标系如图2所示。

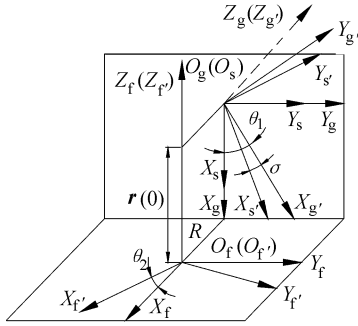


图2 齿轮副的坐标系

Fig.2 Coordinate system of gear pair

$$M_{r_s} = M_{r_r} M_{r_g} M_{g_s} = \begin{bmatrix} \sin(\gamma + \theta_1) \sin \theta_2 & -\cos(\gamma + \theta_1) \sin \theta_2 & -\cos \theta_2 & A \sin \sigma \sin \theta_2 - R \cos \theta_2 \\ -\sin(\gamma + \theta_1) \cos \theta_2 & \cos(\gamma + \theta_1) \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 & -A \sin \sigma \cos \theta_2 - R \sin \theta_2 \\ -\cos(\gamma + \theta_1) & -\sin(\gamma + \theta_1) & 0 & r(0) - A \cos \sigma \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中, γ 为刀具绕自身转轴转过的角度, A 为刀具与小齿轮的中心距, σ 为刀具中心与啮合点的夹角。

齿面 Σ_s 形成的包络曲面簇在 r 坐标系下表示为:

$$\mathbf{r}_f(u_s, \theta_s, \theta_1) = M_{r_s} \mathbf{r}_s(u_s, \theta_s) \quad (6)$$

式中, $\mathbf{r}_s(u_s, \theta_s)$ 为刀具渐开线的齿面方程, 且 $\mathbf{r}_s(u_s, \theta_s) = [\mathbf{r}_{ks} \cos \theta_s \pm \mathbf{r}_{ks} \sin \theta_s \quad u_s \quad 1]^T$; \mathbf{r}_{ks} 为刀具齿廓上任意一点处的矢径; θ_s 为 \mathbf{r}_{ks} 与坐标轴的夹

$$\mathbf{r}_f(\theta_s, \theta_1) = \begin{bmatrix} \sin \theta_2 [\mathbf{r}_{ks} \sin(\theta_1 + \gamma \pm \theta_s) + A \sin \sigma] - \cos \theta_2 (u_s + R) \\ -\cos \theta_2 \cdot [\mathbf{r}_{ks} \sin(\theta_1 + \gamma \pm \theta_s) + A \sin \sigma] - \sin \theta_2 (u_s + R) \\ \mathbf{r}(0) - \mathbf{r}_{ks} \cos(\theta_1 + \gamma \pm \theta_s) - A \cos \sigma \end{bmatrix} \quad (8)$$

2.2 主曲率的计算

变传动比面齿轮的主曲率直接影响了齿面接触应力大小和接触区域形状,分析其主曲率的变化规律对提高轮齿强度具有重要意义。由微分几何学可知,变传动比面齿轮的齿面方程(8)可用矢函数表示:

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= x_2 \mathbf{i} + y_2 \mathbf{j} + z_2 \mathbf{k} = \\ &\{ \sin \theta_2 [\mathbf{r}_{ks} \sin(\theta_1 + \gamma \pm \theta_s) + A \sin \sigma] - \\ &\quad \cos \theta_2 (u_s + R) \} \mathbf{i} + \\ &\{ -\cos \theta_2 [\mathbf{r}_{ks} \sin(\theta_1 + \gamma \pm \theta_s) + A \sin \sigma] - \sin \theta_2 (u_s + R) \} \mathbf{j} + \\ &\{ \mathbf{r}(0) - \mathbf{r}_{ks} \cos(\theta_1 + \gamma \pm \theta_s) - A \cos \sigma \} \mathbf{k} \quad (9) \end{aligned}$$

图2中, $S_s - X_s O_s Y_s$ 和 $S_s' - X_s' O_s' Y_s'$ 分别为加工刀具的静坐标系和随动坐标系, $S_g - X_g O_g Y_g$ 和 $S_g' - X_g' O_g' Y_g'$ 分别为小齿轮的静坐标系和随动坐标系,小齿轮绕 $O_g Z_g$ 旋转,角速度为 ω_1 ,转角为 θ_1 ; $S_r - X_r O_r Y_r$ 和 $S_r' - X_r' O_r' Y_r'$ 分别为变传动比面齿轮的静坐标系和随动坐标系,变传动比面齿轮绕 $O_r Z_r$ 旋转,角速度为 ω_2 ,转角为 θ_2 ;小齿轮静坐标系中 $O_g Y_g Z_g$ 平面与变传动比面齿轮静坐标系中 $O_r X_r Y_r$ 平面相平行,距离为 $r(0)$;小齿轮静坐标系中 $O_g X_g Y_g$ 平面与变传动比面齿轮静坐标系中 $O_r Y_r Z_r$ 平面相平行,距离为 R 。

根据空间啮合原理及空间坐标变换关系得到刀具静坐标系到小齿轮静坐标系的转换矩阵 M_{g_s} ,小齿轮静坐标系到变传动比面齿轮静坐标系的转换矩阵 M_{r_g} ,变传动比面齿轮的静坐标系到该齿轮的动坐标系的转换矩阵 M_{r_r} 。由此推导出刀具静坐标系 $X_s O_s Y_s$ 到变传动比面齿轮随动坐标系 $S_r'(X_r', Y_r', Z_r')$ 的转换矩阵为^[1]:

角; u_s 为刀具齿廓的齿宽方向变量;“+”为左齿廓,“-”为右齿廓。

加工过程中满足方程:

$$f(u_s, \theta_s, \theta_1) = \mathbf{N}^{(g)} \cdot \mathbf{v}_{sf}^{(g)} = 0 \quad (7)$$

式中, $\mathbf{N}^{(g)}$ 为坐标系 g 下刀具齿面的法线, $\mathbf{v}_{sf}^{(g)}$ 为刀具齿面与变传动比面齿轮齿面的相对速度。

由空间啮合原理,式解式(6)和(7)可以得到变传动比面齿轮的齿面方程:

由此可求出 $r\theta_s, r\theta_1, r\theta_s\theta_1, r\theta_s\theta_s, r\theta_1\theta_1$, 此处 $r\theta_s$ 表示 \mathbf{r} 对参数 θ_s 求偏导数,其余类推。

由曲面第二基本齐次式^[17]可知,主曲率满足: $(EG - F^2)K^{\text{II}2} - (EN - 2FM + GL)K^{\text{II}} + (LN - M^2) = 0$ (10)

式中, $\begin{bmatrix} E \\ F \\ G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (r\theta_s)^2 \\ r\theta_s \times r\theta_1 \\ (r\theta_1)^2 \end{bmatrix}$, $\begin{bmatrix} L \\ M \\ N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{n} \times r\theta_s\theta_s \\ \mathbf{n} \times r\theta_s\theta_1 \\ \mathbf{n} \times r\theta_1\theta_1 \end{bmatrix}$, $\mathbf{n} = \frac{r\theta_s \times r\theta_1}{|r\theta_s \times r\theta_1|}$ 。由方程(10)解出的2根 K_1^{II} 和 K_2^{II} 即为

变传动比面齿轮的2主曲率:

$$K_{1,2}^{\parallel} = -\frac{2MF - LG - NE}{2(EG - F^2)} \pm \sqrt{\left(\frac{NE + 2MF + LG}{2(EG - F^2)}\right)^2 - \frac{LN - M^2}{2(EG - F^2)}} \quad (11)$$

小齿轮的主曲率 $K_{1,2}^I$ 可用上述方法获得。

2.3 压力角的计算

对正交变传动比面齿轮副,由于其特殊的齿形,齿面上每一点的压力角均不相同,这里定义该齿轮副的压力角为其节曲线处的压力角^[1]。

如图3所示,小齿轮转过 θ_1 角度时,小齿轮的节曲线1与变传动比面齿轮节曲线2在P点处相切,小齿轮齿廓a、变传动比面齿轮齿廓b和加工刀具齿廓c3条曲线在P点啮合。

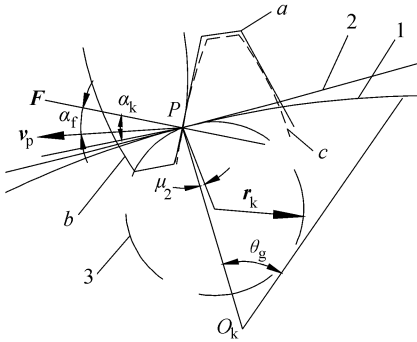


图3 齿轮副的压力角

Fig.3 Pressure angle of gear pair

由齿轮定义可知,变传动比面齿轮的压力角 α_f 是面齿轮在P点处的绝对速度 v_p 与其齿廓法向量 F 之间的锐角。

$$\alpha_f = \alpha_k - \delta + \pi/2 \quad (12)$$

式中, α_k 为刀具的压力角, δ 为小齿轮节曲线在啮合点处的切线正方向与向径之间的夹角。

3 齿轮副的强度分析

3.1 齿面接触应力的影响

由于正交变传动比面齿轮副中非圆齿轮每个轮齿的节圆半径均不相同。当非圆齿轮的短轴处于啮合状态时,两轮齿所受的接触应力最大,故针对该种情况进行以下研究。

对于正交变传动比面齿轮副,基本参数包括小齿轮偏心率 e 和齿数 z_g 、齿轮副模数 m 以及变传动比面齿轮的阶数 n_2 ,固定其中3个参数不变,改变另外1个参数,即可分析该参数对齿面接触应力的影响。在分析过程中,设定从动轮承受的有效阻力矩 $T_2 = 8 \text{ N} \cdot \text{m}$,主动轮转速 $n = 1200 \text{ r/min}$,小齿轮和变传动比面齿轮的纵向延伸与横向压缩比系数 χ_g 和 χ_f

均取为3,弹性模量 E_g 和 E_f 均为206 GPa。正交变传动比面齿轮副的基本参数的选择如表1所示。

表1 基本参数表

Tab.1 Basic parameters

偏心率 e	齿数 z_g	模数 m	从动轮阶数 n_2
0.2,0.3,0.4	22	1	4
0.1	21,22,23	1	4
0.1	22	1,2,3	4
0.1	22	1	2,3,4

为简化计算,根据齿轮副的基本参数值,利用最小二乘法拟合得出变传动比面齿轮主曲率计算中各参数的近似方程,并得到该齿轮主曲率的近似简化公式,如表2所示。

表2 主曲率参数表

Tab.2 Parameters of principle curvature

参数名	近似方程
E	$-613.2\theta_1 + 862.5$
F	$-132.4\theta_1 + 186.9$
G	$239.8\theta_1^2 - 636.1\theta_1 - 425.5$
L	$20.54\theta_1^2 - 55.47\theta_1 + 37.37$
M	$-3.345\theta_1^2 + 11.08\theta_1 - 8.961$
N	$3.593 \times 10^7 \theta_1^2 - 1.051 \times 10^8 \theta_1 + 7.606 \times 10^7$
K_1^{\parallel}	$-2.77 \times 10^7 \theta_1^2 - 0.047\theta_1 + 0.052$
K_2^{\parallel}	$-0.503\theta_1^2 - 7.534 \times 10^7 \theta_1 + 5.104 \times 10^7$

根据式(3)和(11),编程计算出正交变传动比面齿轮副一个周期内,齿面接触椭圆中心处的最大接触应力的变化规律,如图4所示。

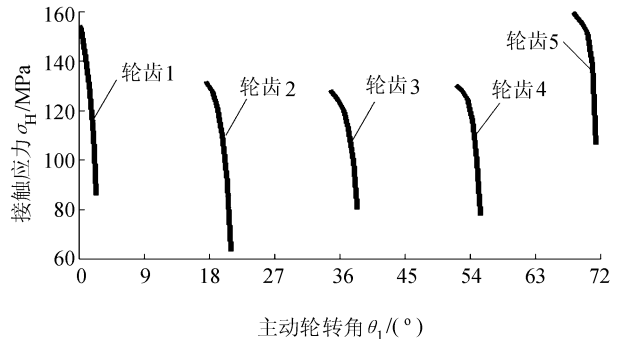


图4 面齿轮左齿面的接触应力

Fig.4 Contact stresses of the left teeth surface

依照表1所选基本参数,分析出正交变传动比面齿轮接触应力随基本参数的变化规律,如图5所示。

由图5知,正交变传动比面齿轮各个轮齿的接触应力从齿顶到齿根逐渐减小。在该轮齿的一个周期内,波峰和波谷处接触应力较大,这是因为轮齿在波峰和波谷处啮合时,冲击力较大,导致此处的接触应力突增。

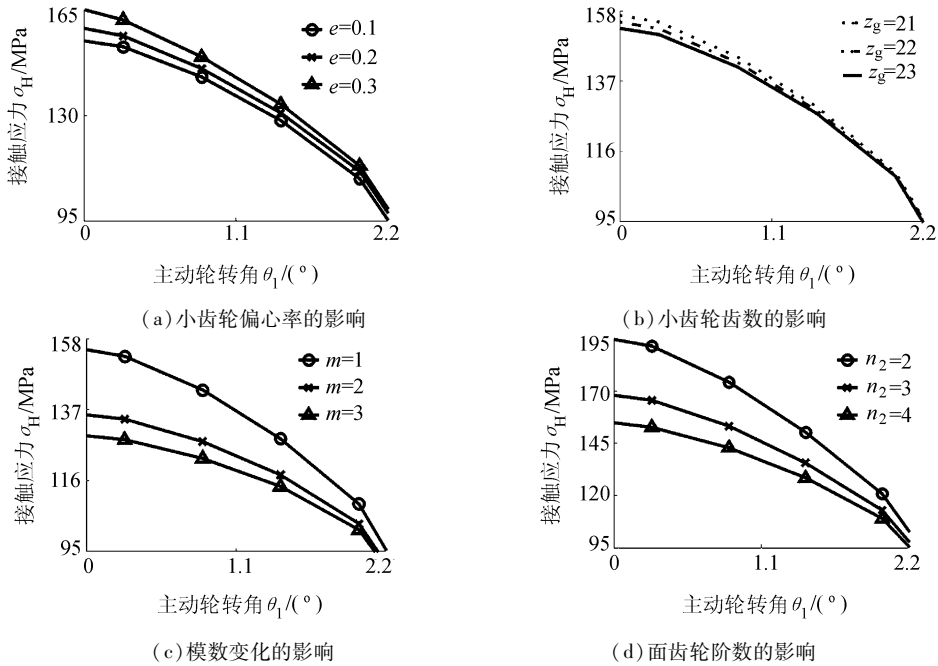


图 5 基本参数对接触应力的影响

Fig. 5 Impact of basic parameters to contact stress

由图 5(a) 知,随着小齿轮偏心率的增大,齿面接触应力逐渐增大。这是由于小齿轮偏心率增加使得小齿轮和变传动比面齿轮的主曲率增大的缘故。

由图 5(b) 知,随着小齿轮齿数的增加,正交变传动比面齿轮副的齿面接触应力逐渐减小,但是影响并不明显。

由图 5(c) 知,随着齿轮副模数的增大,齿面接触应力明显减小,且齿轮副的模数对接触应力的影响较大。在实际工程应用中,若齿轮副的模数选择不当,可能会导致部分轮齿提前失效,因此设计过程中应合理选择齿轮副模数的大小。

由图 5(d) 知,随变传动比面齿轮阶数的增大,齿轮副的齿面接触应力逐渐减小。这是由于变传动比面齿轮的主曲率值随着其阶数的增加呈减小趋势。

3.2 齿根弯曲应力的影响

分析基本参数对正交变传动比面齿轮副齿根弯曲应力的影响时,同样固定其中 3 个参数不变,改变另外 1 个参数来分析该参数对齿根弯曲应力的影响。分析过程中载荷系数的选择为:使用系数 $k_a = 1.5$,动载系数 $k_v = 1.1$,齿间载荷分配系数 $k_\alpha = 1.0$,齿向载荷分配系数 $k_\beta = 1.875$,齿形系数 $Y_{Fa} = 2.72$,应力校正系数 $Y_{Sa} = 1.57$ 。齿轮副的基本参数选择见表 1,计算结果见图 6。

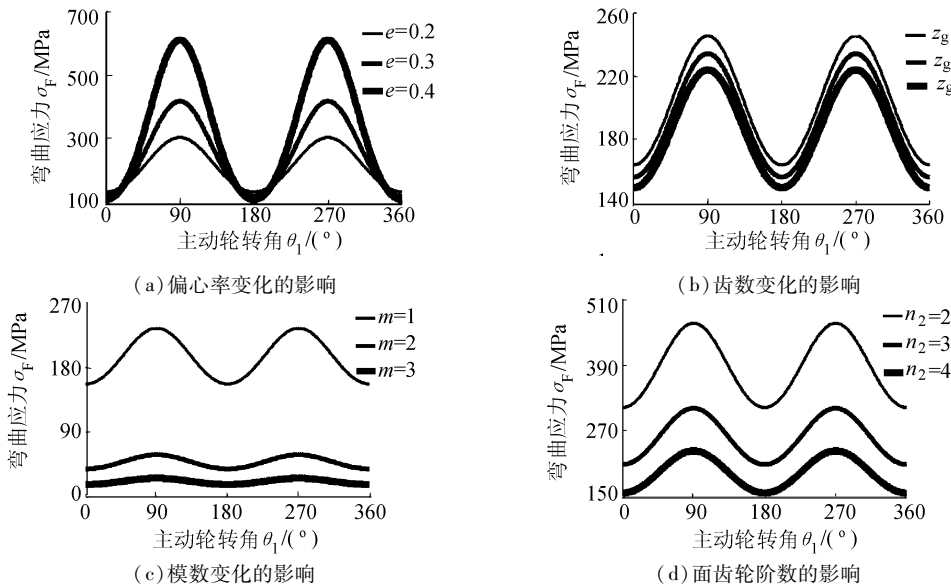


图 6 基本参数对弯曲应力的影响

Fig. 6 Impact of basic parameters to bending stress

由图6(a)知,随着小齿轮偏心率的增加,齿根弯曲应力的变化幅度增大,且应力最大值对偏心率较敏感,变化幅度较大,最小值基本不变。故在设计齿轮副时,应合理选择小齿轮的偏心率,避免部分轮齿提前失效,缩短齿轮副的使用寿命。

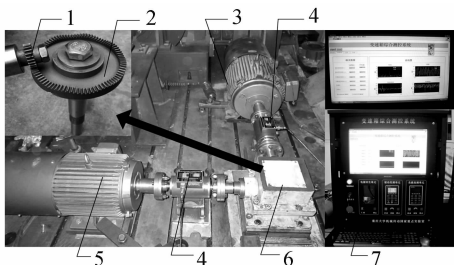
由图6(b)知,随着小齿轮齿数的增大,齿轮副的齿根弯曲应力近似等距下降。这是由于小齿轮齿数的增加使得小齿轮和变传动比面齿轮的节曲线均增大,作用于轮齿上的切向力减小的缘故。

由图6(c)知,随着齿轮副模数的增加,齿根弯曲应力明显下降。这是因为模数的增大不仅提高了轮齿的齿根抗弯疲劳强度,同时也使小齿轮和变传动比面齿轮的节曲线均增大,从而减小了作用于轮齿上的切向力。但是模数过大会导致齿轮的体积和重量增加,故在工程实际中,要合理选择齿轮副的模数。

由图6(d)知,当变传动比面齿轮的阶数增加时,齿根弯曲应力呈下降趋势,且下降的幅度随着阶数的增大而明显减小。故可认为当变传动比面齿轮阶数增大到一定程度后,齿根弯曲应力曲线将不变。

4 实验分析

选定齿轮副的基本参数为: $m = 1, e = 0.1, z_g = 22, b = 8 \text{ mm}$,在三轴数控铣床上加工出4阶变传动比面齿轮,用数控电火花线切割加工出2阶小齿轮。设计加工出与该齿轮副匹配的齿轮箱,并搭建正交变传动比面齿轮副的传动实验台。在齿轮箱的输入端和输出端都安装有能够测量齿轮轴转速和转矩的传感器。用输出轴末端的磁粉加载器给传动系统加载后,传感器便将数据传输给控制柜中央处理器,如图7所示。



1. 小齿轮;2. 变传动比面齿轮;3. 驱动电机;4. 传感器;
5. 负载电机;6. 齿轮箱;7. 控制柜。

图7 实验平台

Fig. 7 Test platform

调节直流电动机的控制器,使主动轮的转速为 $\omega_1 = 1\ 200 \text{ r/min}$,通过调节磁粉加载器使输出端的

负载扭矩为 $T_2 = 8 \text{ N} \cdot \text{m}$,设定采样时间为 2 ms ,完成对输入扭矩 T_1 的采集,并选取其中部分实验扭矩值,将其代入式(4)中,即可计算出齿轮副的齿根弯曲应力。将该值与理论值进行对比分析,如图8所示。

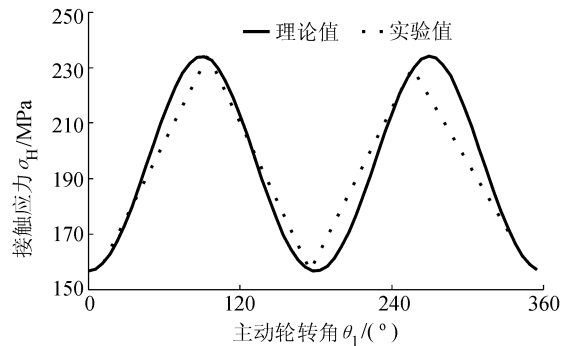


图8 弯曲应力对比分析

Fig. 8 Comparative analysis of bending stress

由图8可知,正交变传动比面齿轮副的齿根弯曲应力的实验值曲线与理论曲线之间存在一定的偏差,这是由于实验受到齿轮副的安装误差、加工误差、测量设备误差、润滑条件等因素的影响。该实验所得的平均误差为 5.11% ,与该轮齿应力的变化规律基本相同,变化趋势一致,得到了变传动比面齿轮的齿根弯曲强度特性。

5 结语

采用齿轮空间啮合原理、微分几何学和机械设计理论,推导了变传动比面齿轮的曲率及压力角的计算公式,建立了正交变传动比面齿轮副的强度计算方法,分析了基本结构参数对接触应力及弯曲应力的影响。结果表明:在正交变传动比面齿轮副的设计过程中,应限制小齿轮偏心率的大小,在满足轮齿体积的前提下,尽量增大变传动比面齿轮的阶数,并根据具体要求合理选择小齿轮齿数和齿轮副模数。与实验结果进行对比分析,验证了所建立的计算方法基本正确。

参考文献:

- [1]Gong Hai. Transmission design and characteristic analysis of orthogonal non-circular face gear drive[D]. Chongqing: Chongqing University, 2012. [龚海. 正交非圆面齿轮副的传动设计与特性分析[D]. 重庆:重庆大学, 2012.]
- [2]Yanmei C, Zongde F, Jinzhan S, et al. Precise modeling of arc tooth face-gear with transition curve[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 26(5): 1346 - 1351.

- [3] Litvin F L, Zhang Y, Wang J C, et al. Design and geometry of face-gear drives[J]. Journal of Mechanical Design, 1992, 114(4): 642 - 647.
- [4] Lu Wenlong, Zhu Rupeng. Study on tooth surface curvature for orthogonal face-gear drives[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2000, 32(4): 400 - 404. [鲁文龙, 朱如鹏. 正交面齿轮传动中齿面曲率研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2000, 32(4): 400 - 404.]
- [5] Li Zhengminqing, Zhu Rupeng. Investigation into geometrical design of tooth profile and undercut for orthogonal face-gear[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition, 2008, 36(2): 78 - 82. [李政民卿, 朱如鹏. 正交面齿轮齿廓的几何设计和根切研究[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2008, 36(2): 78 - 82.]
- [6] Wang Y, Wu C, Gong K, et al. Loaded tooth contact analysis of orthogonal face-gear drives[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2012, 226(9): 2309 - 2319.
- [7] Zhao N, Zhang M Q, Guo H. Stress analysis of asymmetric spur face-gear pair based on finite element method[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 483: 309 - 314.
- [8] Li Zhengminqing, Zhu Rupeng. Load tooth contact analysis on face gear driver[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2010, 42(2): 119 - 223. [李政民卿, 朱如鹏. 面齿轮传动的承载接触分析[J]. 南京航空航天大学学报, 2010, 42(2): 219 - 223.]
- [9] Guo H, Zhao N, Gao H. Tooth contact analysis of face gear drive modified by a grinding worm[J]. Advanced Materials Research, 2010, 139: 1154 - 1157.
- [10] Bao Z F, Jiang Y Z, Wang J P. NC grinder sliding-table component design for face gear[J]. Advanced Materials Research, 2012, 429: 83 - 87.
- [11] Tong J L, Shen Y B, Wang X B. Design of face gear drive with spur pinion and experimental test[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 42: 408 - 412.
- [12] Litvin F L, Wang J C, Bossler R B, et al. Application of face-gear drives in helicopter transmissions[J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116(3): 672 - 676.
- [13] Xiao Huajun, Hou Li, Dong Lu, et al. Mathematical modeling of rotary cutter arc tooth line of cylindrical gear shaped by origin face of rotary cutter[J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2013, 45(3): 171 - 175. [肖华军, 侯力, 董璐, 等. 旋转刀盘母面成形的弧齿线圆柱齿轮数学建模[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2013, 45(3): 171 - 175.]
- [14] Wang Shaojiang, Hou Li, Dong Lu, et al. Modeling and strength analysis of cylindrical gears with curvilinear shape teeth for manufacture[J]. Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition, 2012, 44(2): 210 - 215. [王少江, 侯力, 董璐, 等. 面向制造的弧齿圆柱齿轮建模及强度分析[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2012, 44(2): 210 - 215.]
- [15] Lin Chao, Nie Ling, Li Shasha, et al. Strength calculation method of eccentric-high order elliptical bevel gear pair[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(5): 47 - 54. [林超, 聂玲, 李莎莎, 等. 偏心 - 高阶椭圆锥齿轮副的强度计算方法[J]. 机械工程学报, 2013, 49(5): 47 - 54.]
- [16] Litvin F L, Fuentes A. Gear geometry and applied theory[M]. London: Cambridge University Press, 2004.
- [17] do Carmo M P, do Carmo M P. Differential geometry of curves and surfaces[M]. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1976.

(编辑 黄小川)