

摆线齿锥齿轮齿面预定位置啮合接触分析算法*

聂少武¹ 邓效忠² 张华² 李天兴¹ 邓静¹

(1. 西北工业大学机电学院, 西安 710072; 2. 河南科技大学机电工程学院, 洛阳 471003)

【摘要】 为了能够全面掌握齿面接触质量及便于接触区调整,基于摆线齿锥齿轮刀倾全展成加工方法,对齿面任意预定位置啮合接触分析进行了研究。分析了切齿加工运动,根据刀盘、摇台与工件之间的相互位置和运动关系,建立了刀倾法切齿加工数学模型,推导出理论齿面方程。建立了含轴向位置变量的齿面滚检数学模型,推导出啮合接触分析简化算法,给出了接触椭圆求解方法,在此基础上给出了齿面预定位置啮合分析计算流程。最后以一对摆线齿锥齿轮副为例进行了齿面不同预定位置的啮合分析,仿真结果与滚检结果一致,验证了啮合接触分析算法的有效性。

关键词: 摆线齿锥齿轮 齿面啮合 切齿加工 齿面滚检模型 齿面接触分析

中图分类号: TH132.421 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)09-0219-07

Tooth Contact Analysis Algorithm Based on Predetermined Position for Prolate Epicycloid Bevel Gears

Nie Shaowu¹ Deng Xiaozhong² Zhang Hua² Li Tianxing¹ Deng Jing¹

(1. School of Mechatronic Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China

2. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract

In order to obtain tooth contact quality and adjust the contact area, the tooth contact analysis based on predetermined position was studied based on generation method with tilt of prolate epicycloid bevel gears. The cutting movement was analyzed, and the cutting mathematical model with tilt was established according to the relative position and motion among cutter, cradle and workpiece, and the theoretical tooth surface equation was derived. The tooth testing model with axis position variable was established, the simplified tooth contact analysis algorithm was derived, the solved method about contact ellipse was given, and the solved process about tooth contact analysis based on predetermined position was provided. Finally, a pair of prolate epicycloid bevel gears was analyzed on different predetermined position, and the result shows that the simulation results are in accordance with the testing results, and the effectiveness of tooth contact analysis algorithm is verified.

Key words Prolate epicycloid bevel gears, Tooth surface meshing, Gear cutting, Tooth testing model, Tooth contact analysis

引言

摆线齿锥齿轮齿高相等,齿线为延伸外摆线。

相对圆弧收缩齿而言,摆线齿锥齿轮采用连续分度切齿、全工序法加工,不仅生产效率高、劳动强度低,而且在噪声、强度和传动平稳性上具有一定优

势^[1],所以近年来越来越受关注,应用于汽车后桥齿轮也越来越广泛。

齿面接触质量直接影响着汽车驱动桥的传动性能,目前,摆线齿锥齿轮尚不能磨齿,齿面接触质量需依靠研齿工艺来保证。研齿就是通过改变齿轮副之间的轴向位置,控制接触区位置在齿面上移动,从而达到对整个齿面的研磨。为避免研磨过程中接触区脱离齿面,轴向位置变动量的控制显得尤为关键。

齿面接触分析是检验齿面接触质量的有效手段,国内外专家学者对摆线齿锥齿轮齿面接触分析已经做了一些很有价值的研究^[2-8],但研究内容主要针对理论接触位置或者在考虑安装误差的情况下进行,尚不能对齿面啮合位置进行有效预控。

鉴于此,本文基于摆线齿锥齿轮刀倾全展成加工方法,在建立切齿加工模型及齿面滚检模型的基础上,研究齿面预定位置的啮合接触分析算法,计算出齿轮副轴向变动量,在此安装条件下对一对摆线齿锥齿轮副进行齿面啮合仿真。

1 切齿加工模型

1.1 机床模型及运动分析

图1为带刀倾刀转机构的摆线齿锥齿轮摇台式机床模型^[9]。

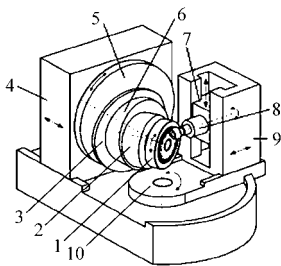


图1 摇台式机床模型
Fig.1 Machine model with cradle

- 1. 刀盘 2. 刀倾机构 3. 偏心机构 4. 床鞍 5. 摇台机构
- 6. 刀转机构 7. 立柱滑台 8. 工件主轴 9. 水平滑台 10. 回转台

采用刀倾全展成法加工时,由于刀轴倾斜,此时轮坯安装角与节锥角不等。加工开始,先按照调整卡参数调整部件2、3、6、7、9、10到设定位置。加工过程中,部件4逐渐进给至齿深,此时刀盘与工件连续分度,部件5暂不转动。待工件已经切到预定齿深,摇台开始转动,实现展成,此时工件既与刀盘按照一定的速比转动,实现连续分度,同时又配合摇台按一定的速比完成展成运动,最终工件的实际旋转表现为两者运动的合成。

1.2 刀盘数学模型

图2为刀齿切削刃形状。为了能够实现齿廓修形,可将刀刃设计成圆弧形,通过改变圆弧曲率半

径控制刀刃曲线形状,当取圆弧曲率半径无穷大时,刀刃视为直线。图中G为刀齿节点,G₁为刀刃上任一点,u为G与G₁间距离,α_k为刀刃齿形角,R_c为圆弧刀刃曲率半径。刀刃节点处坐标系S_c(X_c,Y_c,Z_c)与刀齿固连。

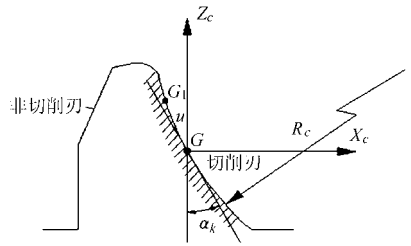


图2 刀齿切削刃形状示意图
Fig.2 Schematic diagram of cutter edge shape

图3为刀盘数学模型。刀齿切削刃在刀盘端面上的投影与一偏置圆相切,切点为E点。在刀盘上建立与刀盘固连的坐标系S_{e1}(X_{e1},Y_{e1},Z_{e1}),Z_{e1}轴沿刀盘轴向方向,X_{e1}轴正向由刀盘中心指向刀齿节点,令δ_{0k}=∠EGO_{e1},称为刀齿方向角,r_b为O_{e0}与G间距离,称为刀齿径向半径。

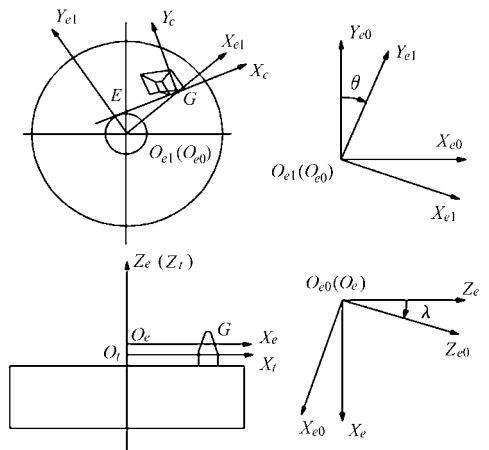


图3 刀盘数学模型
Fig.3 Cutter-head mathematical model

坐标系S_{e0}(X_{e0},Y_{e0},Z_{e0})对应刀盘初始位置,当刀盘顺时针转过θ角,坐标系S_{e1}偏离初始位置,相对坐标系S_{e0}顺时针转过θ角。坐标系S_e(X_e,Y_e,Z_e)为刀盘未刀倾时原始位置,此时,与坐标系S_{e0}重合。采用刀倾法加工时,刀轴Z_{e0}相对Z_e轴倾斜λ角。齿轮不变位时,坐标系S_i(X_i,Y_i,Z_i)与坐标系S_e重合,当齿高变位时,坐标系S_e随刀盘相对坐标系S_i沿刀轴方向平移h_x,称为变位移距。

1.3 切齿加工坐标系

依据机床模型以及对切齿运动过程的分析建立与之对应的切齿加工坐标系,如图4所示。S_m(X_m,Y_m,Z_m)是机床坐标系,与机床固连,X_mO_mY_m位于产形轮的分度平面(即机床平面)内,S_p(X_p,Y_p,Z_p)为摇台坐标系,与摇台固连,展成过程中,随摇台顺时

针转动,角 θ_g 为坐标系 S_p 相对机床坐标系 S_m 的当前转角, $\theta_g = \varphi_g + \varphi_g^{(0)}$, 其中 φ_g 为摇台转过的角度, $\varphi_g^{(0)}$ 为摇台初始角度。 q 为角向刀位, 加工右旋轮取正值, 加工左旋轮取负值。 E_x 为 O_m 与 O_t 间距离, 称为径向刀位, γ_m 为轮坯安装角, E_m 为 O_m 与 A 间距离, 称为垂直轮位, 加工左旋轮向下为正, 加工右旋轮向上为正。 x_b 为 A 与 B 间距离, 称为床位修正量。 x_g 为 O_w 与 B 间距离, 称为水平轮位修正量。 坐标系 $S_a(X_a, Y_a, Z_a)$ 为辅助坐标系, X_a 与轮坯轴线重合, 坐标系 $S_w(X_w, Y_w, Z_w)$ 为工件坐标系, 与轮坯固连, 展成过程中, 绕齿轮轴线逆时针转动, 角 φ 为轮坯的当前转角。 由加工运动可知, $\varphi = i_{cu} \theta - R_{gw} \varphi_g$, 其中 i_{cu} 为刀盘与工件连续分度速比, R_{gw} 为切齿滚比。

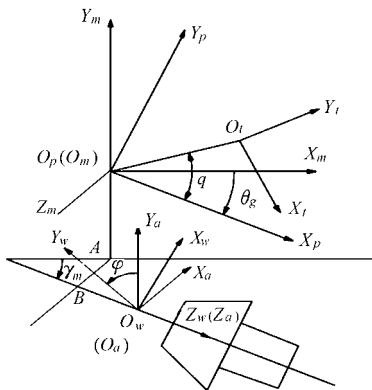


图4 切齿加工坐标系

Fig. 4 Coordinate for machining process

依据各坐标系之间的关系, 经坐标变换可推导出被加工齿轮齿面方程 $r_w(\varphi_g, u, \theta)$ 。限于篇幅, 详细推导过程省略。

在展成过程中, 啮合方程可表示为

$$f(\varphi_g, u, \theta) = \mathbf{n}_w \cdot \mathbf{v}_w = \frac{\frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial \theta} \times \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial u}}{\left| \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial \theta} \times \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial u} \right|} \cdot \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial \varphi_g} = 0 \quad (1)$$

由式(1)可得 $\varphi_g = \varphi_g(u, \theta)$, 将其代入齿面方程, 可消去参数 φ_g 得到齿面方程 $r_w(u, \theta)$ 。

由微分几何知识可得齿面单位法矢

$$\mathbf{n}_w(u, \theta) = \left(\frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial \theta} \times \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial u} \right) / \left| \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial \theta} \times \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial u} \right| \quad (2)$$

2 齿面啮合分析

2.1 啮合滚检模型

图5为摆线齿锥齿轮啮合滚检数学模型, 图中坐标系 $S_1(X_1, Y_1, Z_1)$ 、 $S_2(X_2, Y_2, Z_2)$ 分别为与齿轮1和齿轮2固连的工件坐标系, 啮合过程中随齿轮转动, 且转角分别为 ϕ_1 和 ϕ_2 。坐标系 $S_h(X_h, Y_h, Z_h)$ 为固定安装坐标系, 坐标系 $S_d(X_d, Y_d, Z_d)$ 和

$S_b(X_b, Y_b, Z_b)$ 为辅助坐标系。 ΔE 为齿轮副轴线之间垂直方向变动量, ΔH_1 和 ΔH_2 分别为齿轮1和齿轮2轴向位置变动量, Σ 为轴交角。

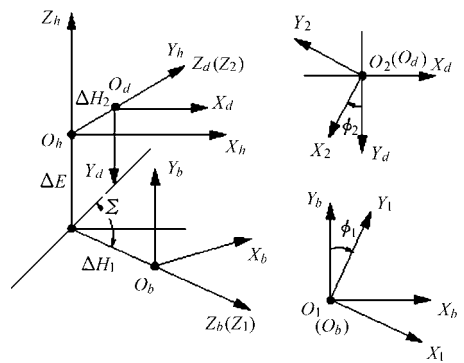


图5 齿轮啮合数学模型

Fig. 5 Mathematical model for tooth meshing

假设齿轮1和齿轮2齿面方程分别为 $r_1(u_1, \theta_1)$ 和 $r_2(u_2, \theta_2)$, 法矢为 $\mathbf{n}_1(u_1, \theta_1)$ 和 $\mathbf{n}_2(u_2, \theta_2)$ 。将其转换到固定坐标系 S_h 中, 可得

$$\begin{cases} \mathbf{r}_{h1}(u_1, \theta_1, \phi_1) = \mathbf{M}_{hb} \mathbf{M}_{b1} \mathbf{r}_1(u_1, \theta_1) \\ \mathbf{r}_{h2}(u_2, \theta_2, \phi_2) = \mathbf{M}_{hd} \mathbf{M}_{d2} \mathbf{r}_2(u_2, \theta_2) \\ \mathbf{n}_{h1}(u_1, \theta_1, \phi_1) = \mathbf{L}_{hb} \mathbf{L}_{b1} \mathbf{n}_1(u_1, \theta_1) \\ \mathbf{n}_{h2}(u_2, \theta_2, \phi_2) = \mathbf{L}_{hd} \mathbf{L}_{d2} \mathbf{n}_2(u_2, \theta_2) \end{cases} \quad (3)$$

式(3)中 \mathbf{M}_{hb} 、 \mathbf{M}_{b1} 、 \mathbf{M}_{hd} 、 \mathbf{M}_{d2} 分别为对应坐标系之间的转换矩阵, \mathbf{L}_{hb} 、 \mathbf{L}_{b1} 、 \mathbf{L}_{hd} 、 \mathbf{L}_{d2} 分别为 \mathbf{M}_{hb} 、 \mathbf{M}_{b1} 、 \mathbf{M}_{hd} 、 \mathbf{M}_{d2} 删去最后一行和最后一列得到的矩阵。

齿轮副在啮合过程中, 在任一啮合点处, 两齿面应有相同的径矢和单位法矢, 因此可构建出齿面啮合分析方程组

$$\begin{cases} \mathbf{r}_{h1}(u_1, \theta_1, \phi_1) = \mathbf{r}_{h2}(u_2, \theta_2, \phi_2) \\ \mathbf{n}_{h1}(u_1, \theta_1, \phi_1) = \mathbf{n}_{h2}(u_2, \theta_2, \phi_2) \end{cases} \quad (4)$$

式(4)为含有6个未知参数的非线性方程组, 可得5个相互独立的标量方程。非线性方程组的求解收敛性与未知参数的个数及初值选取关系很大。为了能使式(4)有精确的收敛解, 同时减少计算工作量, 可将其进一步简化。

由 $\mathbf{n}_{h1}(u_1, \theta_1, \phi_1) = \mathbf{n}_{h2}(u_2, \theta_2, \phi_2)$ 可得

$$\begin{cases} \phi_1 = \phi_1(u_1, \theta_1, u_2, \theta_2) \\ \phi_2 = \phi_2(u_1, \theta_1, u_2, \theta_2) \end{cases} \quad (5)$$

将式(5)代入式(4), 消去 ϕ_1 和 ϕ_2 , 非线性方程组可简化为

$$\mathbf{r}_{h1}(u_1, \theta_1) = \mathbf{r}_{h2}(u_2, \theta_2) \quad (6)$$

式(6)含有4个未知数, 可得3个相互独立的标量方程, 给定 u_2 值和其余3个参数的初值, 求解可得齿面参数的最终精确解。变动 u_2 可得到齿面参数的一系列解, 代入齿面方程可得到齿面接触迹线。

2.2 传动误差和接触椭圆

传动误差^[10]定义为

$$\Delta\phi_2 = \phi_2 - \phi_2^{(0)} - (\phi_1 - \phi_1^{(0)})z_1/z_2 \quad (7)$$

式中, $\phi_1^{(0)}$ 和 $\phi_2^{(0)}$ 为参考点处啮合初始转角, z_1 和 z_2 分别为小轮和大轮齿数。将接触迹线上一系列点对应的 ϕ_1 和 ϕ_2 代入式(7)得到传动误差曲线。

点接触的锥齿轮在承受一定载荷后, 接触迹线上接触点在两齿面的公切面上将扩展成瞬时接触椭圆, 如图6所示。

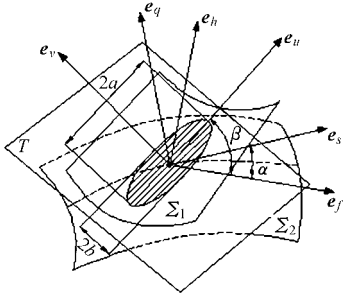


图6 齿面瞬时接触椭圆示意图

Fig. 6 Schematic diagram of instantaneous contact elliptic on tooth surface

由齿轮啮合原理可以求得齿面接触点处两个相互垂直方向的单位矢量及对应的法曲率和挠率, 通过坐标变换转换到公切面上, 假定齿面1上两个相互垂直的方向矢量为 e_f 和 e_h , 对应法曲率和挠率分别为 k_f, k_h 和 τ_f, τ_h , 齿面2上两个相互垂直的方向矢量为 e_s 和 e_q , 对应法曲率和挠率分别为 k_s, k_q 和 τ_s, τ_q , e_f 到 e_s 的方向转角为 α , e_f 到 e_u 的方向转角为 β 。 e_u 和 e_v 分别为接触椭圆长轴方向和短轴方向单位矢量。

由欧拉公式的推广公式可知, 齿面1和齿面2在 e_u 和 e_v 方向上的法曲率^[11]为

$$\begin{cases} k_{1u} = k_f \cos^2 \beta + k_h \sin^2 \beta + \tau_f \sin(2\beta) \\ k_{1v} = k_f \sin^2 \beta + k_h \cos^2 \beta - \tau_f \sin(2\beta) \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} k_{2u} = k_s \cos^2(\beta - \alpha) + k_q \sin^2(\beta - \alpha) + \tau_s \sin(2\beta - 2\alpha) \\ k_{2v} = k_s \sin^2(\beta - \alpha) + k_q \cos^2(\beta - \alpha) - \tau_s \sin(2\beta - 2\alpha) \end{cases} \quad (9)$$

在接触椭圆长轴方向 e_u 和短轴方向 e_v 上, 两共轭齿面相对主曲率为

$$\begin{cases} \Delta k_u = k_{1u} - k_{2u} \\ \Delta k_v = k_{1v} - k_{2v} \end{cases} \quad (10)$$

则接触椭圆长半轴和短半轴长度为

$$\begin{cases} a = \sqrt{2\xi/|\Delta k_u|} \\ b = \sqrt{2\xi/|\Delta k_v|} \end{cases} \quad (11)$$

式中 ξ 取 0.006 35 mm(格里森标准)。

3 齿面预定位置啮合分析求解流程

3.1 大轮齿面预定位置及求解

在大轮旋转投影面齿面上预定一啮合点 P_2 , 用参数 dz 和 dy 控制其在齿面上的位置, 如图7所示。

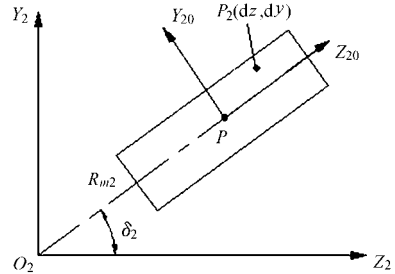


图7 大轮齿面预定位置

Fig. 7 Predetermined position on gear flank

由图中几何关系可求得预定位置 P_2 点在坐标系 $S_2 (Y_2, O_2, Z_2)$ 中的坐标 $P_2 (Z_2, Y_2)$ 。根据旋转投影关系^[12]可得

$$\begin{cases} \sqrt{x_2^2(u_2, \theta_2) + y_2^2(u_2, \theta_2)} = Y_2 \\ z_2(u_2, \theta_2) = Z_2 \end{cases} \quad (12)$$

式(12)中, $x_2(u_2, \theta_2)$ 、 $y_2(u_2, \theta_2)$ 和 $z_2(u_2, \theta_2)$ 为 $r_2(u_2, \theta_2)$ 的3个坐标分量。对式(12)进行求解, 可得出齿面参数 (u_2, θ_2) , 代入齿面方程可得到大轮齿面预定位置空间坐标。

3.2 小轮齿面共轭点近似求解

将大轮和小轮装配在一起, 旋转投影面内两齿面上啮合点位置^[13]如图8所示。

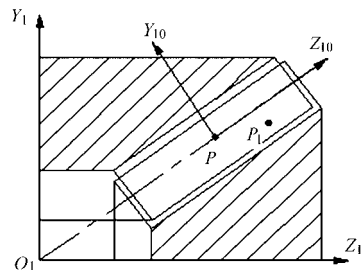


图8 小轮齿面啮合点

Fig. 8 Meshing point for pinion

图8中, P_1 点为小轮齿面上与大轮齿面预定位置 P_2 相对应的点, 在坐标系 $S_{10} (Y_{10}, P, Z_{10})$ 中可表示为 $(dz, -dy)$, 由图中几何关系可求得其在坐标系 $S_1 (Y_1, O_1, Z_1)$ 中的坐标 $P_1 (Z_1, Y_1)$ 。根据旋转投影关系可得

$$\begin{cases} \sqrt{x_1^2(u_1, \theta_1) + y_1^2(u_1, \theta_1)} = Y_1 \\ z_1(u_1, \theta_1) = Z_1 \end{cases} \quad (13)$$

式(13)中, $x_1(u_1, \theta_1)$ 、 $y_1(u_1, \theta_1)$ 和 $z_1(u_1, \theta_1)$ 为 $r_1(u_1, \theta_1)$ 的3个坐标分量。对其求解, 可得小轮齿

面共轭点齿面参数 (u_{01}, θ_{01}) 。当齿轮副轴向位置变动后,小轮齿面共轭点位置将发生变化,此时齿面参数 (u_{01}, θ_{01}) 可作为小轮齿面精确啮合位置求解的初值。

3.3 齿轮副轴向位置变动量求解

在大轮齿面上预定啮合位置后,为使大轮和小轮齿面能在该预定点共轭,需要对齿轮副轴向位置进行调整,因此必须对轴向位置变量进行求解。

待大轮齿面预定位置齿面参数确定后,分别将大轮和小轮啮合点坐标转换到图5所示安装坐标系 $S_h(X_h, Y_h, Z_h)$ 中,可得

$$\begin{cases} \mathbf{r}_{h1} = \mathbf{r}_{h1}(u_1, \theta_1, \phi_1, \Delta H_1, \Delta E) \\ \mathbf{r}_{h2} = \mathbf{r}_{h2}(\phi_2, \Delta H_2) \end{cases} \quad (14)$$

将式(5)代入式(14),可消去参数 ϕ_1 和 ϕ_2 ,式(14)可转换为

$$\begin{cases} \mathbf{r}_{h1} = \mathbf{r}_{h1}(u_1, \theta_1, \Delta H_1, \Delta E) \\ \mathbf{r}_{h2} = \mathbf{r}_{h2}(u_1, \theta_1, \Delta H_2) \end{cases} \quad (15)$$

在齿轮副啮合接触位置,有啮合方程

$$\Phi_h = \mathbf{n}_{h2} \cdot (\boldsymbol{\omega}_{h1} \times \mathbf{r}_{h1} - \boldsymbol{\omega}_{h2} \times \mathbf{r}_{h2}) = 0 \quad (16)$$

式中 $\boldsymbol{\omega}_{h1}$ 、 $\boldsymbol{\omega}_{h2}$ ——小轮和大轮角速度

此外为调整啮合间隙, ΔH_1 和 ΔH_2 满足^[14]

$$\Delta H_2 = -\Delta H_1 \tan \delta_1 \quad (17)$$

式中 δ_1 ——小轮节锥角

由 $\mathbf{r}_{h1} = \mathbf{r}_{h2}$ 可得到3个标量方程,联立式(16)和式(17)共得5个标量方程,对由该5个方程组成的非线性方程组求解可计算出齿轮副轴向位置变量 ΔH_1 、 ΔH_2 和 ΔE ,在此安装位置下,可进行预定啮合位置的齿面接触分析。

4 试验

以一对奥利康摆线齿锥齿轮副为例,在大轮工作齿面(凸面)上预定3个啮合位置,分别对其进行了齿面啮合分析。齿轮副几何参数、刀具参数和基本加工参数见表1~3,表4为预定位置控制参数。图9~11分别为对应表4中3种预定位置下齿面啮合仿真结果。

对图9~11进行分析可得:在大端啮合, $(\Delta E, \Delta H_1, \Delta H_2) = (-0.3176, 0.0420, -0.0370)$,传动误差交点处幅值为 $-15.47''$,啮合位置处接触椭圆长轴 $a = 6.1710$ mm;在中间啮合位置, $(\Delta E, \Delta H_1, \Delta H_2) = (0.1574, 0.0017, -0.0016)$,传动误差交点处幅值为 $-20.71''$,啮合位置处接触椭圆长轴 $a = 6.9394$ mm;齿面小端啮合位置, $(\Delta E, \Delta H_1, \Delta H_2) = (0.5758, -0.1006, 0.0838)$,传动误差交点处幅值为 $-26.27''$,啮合位置处接触椭圆长轴 $a = 8.0266$ mm。由此可以看出,啮合接触位置由大端移

表1 奥利康锥齿轮几何参数

Tab.1 Geometrical parameters of Oerlikon bevel gears

参数	小轮	大轮
齿数	25	29
旋向	左旋	右旋
轴夹角/(°)	90	90
偏置距/mm	0	0
参考点法向模数/mm	2.308441	2.308441
参考点螺旋角/(°)	35	35
压力角/(°)	20	20
齿宽/mm	25	25
全齿高/mm	5.193992	5.193992
齿顶高/mm	2.539285	2.077597
参考点分度圆半径/mm	86.775337	100.66000
节锥角/(°)	40.762699	49.237301

表2 刀具参数

Tab.2 Cutter-head parameters

参数	小轮	大轮
刀组数	11	11
内刀齿方向角/(°)	7.184687	7.267516
外刀齿方向角/(°)	7.126984	7.321086
内刀半径/mm	99.598923	100.365234
外刀半径/mm	100.401100	99.634789
内刀齿形角/(°)	12.259140	20
外刀齿形角/(°)	-27.743879	-20

表3 基本加工参数

Tab.3 Basic processing parameters

参数	小轮	大轮
基本刀倾角/(°)	11.083700	0
径向刀位/mm	88.846298	88.848000
角向刀位/(°)	87.170898	87.059097
安装角/(°)	35.848801	49.237301
垂直轮位/mm	0	0
水平轮位修正量/mm	-0.002121	0
床位修正量/mm	-4.342200	0
滚比	1.525884	1.320272

表4 预定位置参数

Tab.4 Predetermined position parameters

参数	位置1	位置2	位置3
dz/mm	5	0	-5
dy/mm	0	0	0

至小端,传动误差逐渐增大,接触椭圆也逐渐增大。观察齿面接触区还可以看出,按计算的轴向位置变

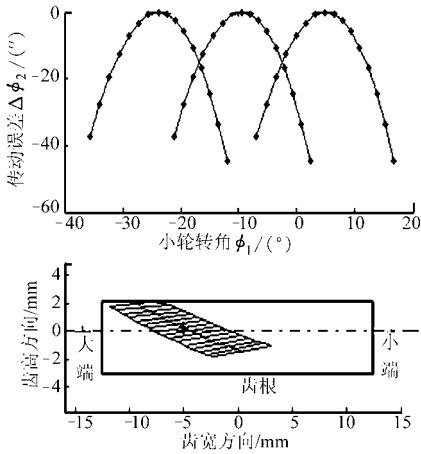


图9 位置1齿面接触分析结果

Fig.9 Tooth contact analysis for case 1

量对齿轮副安装位置调整,啮合仿真接触区中心在齿面上的位置与预定位置一致。

此外,为验证齿面啮合分析结果,在滚检机上分别按3个位置的轴向位置调整量安装齿轮副,对齿面进行了滚检实验,齿面接触印痕如图12所示。对图9~12进行对比可知,齿面啮合仿真接触区与滚检接触印痕基本一致。

5 结论

(1) 基于摆线齿锥齿轮刀倾全展成加工方法,建立了切齿加工数学模型和含齿轮副轴向位置变量

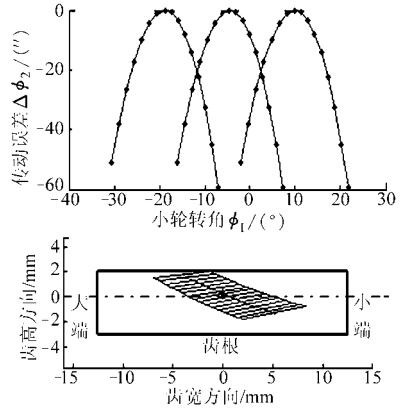


图10 位置2齿面接触分析结果

Fig.10 Tooth contact analysis for case 2

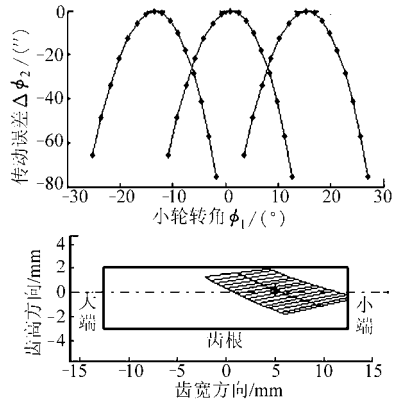


图11 位置3齿面接触分析结果

Fig.11 Tooth contact analysis for case 3

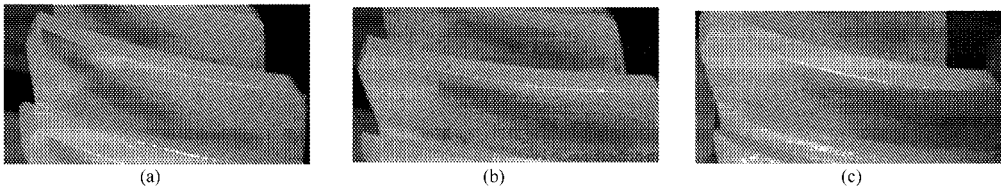


图12 齿面接触印痕

Fig.12 Tooth contact pattern

(a) 大端 (b) 中间 (c) 小端

的齿面滚检数学模型,推导出了齿面预控位置的啮合分析算法。

(2) 与传统的齿面接触分析方法相比,该算法可以实现对齿面啮合位置的预控,并可计算出齿轮副轴向位置调整量,这为摆线齿锥齿轮接触区的修

正及研齿过程中齿轮轴向位置运动控制提供了理论依据。

(3) 以一对摆线齿锥齿轮副为例进行了不同预定位置的齿面啮合分析,仿真结果与滚检结果基本一致,从而验证了啮合分析算法的有效性。

参 考 文 献

- 1 吴乃云. 延伸外摆线等高齿的设计及应用[J]. 汽车工艺与材料, 2008(2): 49~51.
Wu Naiyun. Design and application of extended epicycloid equal-height spiral bevel gear [J]. Automobile Technology and Material, 2008(2): 49~51. (in Chinese)
- 2 Fan Q. Computerized modeling and simulation of spiral bevel and hypoid gears manufactured by Gleason face hobbing process [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2006, 128(6): 1315~1327.
- 3 Fan Q. Kinematical simulation for face hobbing indexing and tooth surface generation of spiral bevel and hypoid gears [J]. Gear Technology, 2006, 23(1): 30~38.

- 4 李海涛,魏文军. 摆线齿锥齿轮齿面接触区的计算机辅助分析[J]. 中国农业大学学报, 2004, 9(5):45~50.
Li Haitao, Wei Wenjun. Computer aided analysis for contact pattern of prolate epicycloids bevel and hypoid gears[J]. Journal of China Agricultural University, 2004, 9(5):45~50. (in Chinese)
- 5 Shih Y P, Fong Z H, Lin G C Y. Mathematical model for a universal face hobbing hypoid gear generator[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2007, 129(1):38~47.
- 6 Fan Q. Enhanced algorithms of contact simulation for hypoid gear drives produced by face-milling and face-hobbing processes [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2007, 129(1):31~37.
- 7 Shih Y P, Fong Z H. Flank modification methodology for face-hobbing hypoid gears based on ease-off topography[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2007, 129(12):1 294~1 302.
- 8 Vimercati M. Mathematical model for tooth surfaces representation of face-hobbed hypoid gears and its application to contact analysis and stress calculation [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(6):668~690.
- 9 Shih Y P. A novel ease-off flank modification methodology for spiral bevel and hypoid gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(8):1 108~1 124.
- 10 Litvin F L, Fuentes A. Gear geometry and applied theory[M]. United Kingdom: Cambridge University Press, 2004.
- 11 董学朱. 摆线齿锥齿轮及准双曲面齿轮设计和制造[M]. 北京:机械工业出版社, 2002.
- 12 曾韬. 螺旋锥齿轮设计与加工[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 1989.
- 13 唐进元,雷国伟. 含误差的齿面接触分析初始点确定算法[J]. 航空动力学报, 2010, 25(7):1 670~1 675.
Tang Jinyuan, Lei Guowei. Algorithm for determination of the initial point in error tooth contact analysis [J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(7):1 670~1 675. (in Chinese)
- 14 魏冰阳,方宗德,周彦伟,等. 螺旋锥齿轮振动研磨的运动模型研究与分析[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(3):253~259.
Wei Bingyang, Fang Zongde, Zhou Yanwei, et al. Study on kinematics model of vibration lapping process for spiral bevel gears [J]. Mechanical Science and Technology, 2004, 23(3):253~259. (in Chinese)

~~~~~  
(上接第 234 页)

- 11 Huang R J, Schmerr L W, Sedov A. Multi-Gaussian ultrasonic beam modeling for multiple curved interfaces—an ABCD matrix approach [J]. Research in Nondestructive Evaluation, 2005, 16(4):143~174.
- 12 Kim H J, Schmerr L W, Sedov A. Generation of the basis sets for multi-Gaussian ultrasonic beam models—an overview [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 119(4):1 971~1 978.
- 13 官火梁,吴强,席平. RCS 计算中 NURBS 曲面和射线求交的快速计算[J]. 工程图学学报, 2006, 27(1):87~91.  
Guan Huoliang, Wu Qiang, Xi Ping. A fast algorithm for intersection calculation of ray and NURBS surface in predicting radar cross section calculation [J]. Journal of Engineering Graphics, 2006, 27(1):87~91. (in Chinese)
- 14 王保庆,张俐,李东升. 逆向工程中 NURBS 曲面与直线交点快速计算[J]. 工程图学学报, 2010, 31(2):149~152.  
Wang Baoqing, Zhang Li, Li Dongsheng. Rapid calculation of intersection points between NURBS surface and line in reverse engineering [J]. Journal of Engineering Graphics, 2010, 31(2):149~152. (in Chinese)
- 15 江健,郭天太,吴思源,等. 曲面构件一体化超声自动检测方法研究[J]. 传感技术学报, 2006, 19(2):383~392.  
Jiang Jian, Guo Tiantai, Wu Siyuan, et al. Research of integrated ultrasonic auto detecting method on curved surfaces [J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2006, 19(2):383~392. (in Chinese)