

文章编号: 1000-8055(2010)12-2839-07

# 弧齿锥齿轮激励研齿的动态研磨分析与试验

杨建军<sup>1</sup>, 邓效忠<sup>1</sup>, 魏冰阳<sup>1</sup>, 方宗德<sup>2</sup>

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 洛阳 471003;

2. 西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

**摘 要:** 建立了包含齿侧间隙、传动误差和时变啮合刚度等因素的 10 自由度弧齿锥齿轮研齿系统的动力学模型, 针对普通研齿的不足之处, 提出了激励研齿加工方法, 对普通研齿和激励研齿动态位移响应和动态研磨力进行了对比分析, 结果表明激励研齿方法使工作齿面和非工作齿面同时得到研磨, 增加了研齿时的动态研磨力。超声激励下的弧齿锥齿轮研齿试验表明激励研齿方法能提高研齿的效率, 提高齿形精度, 改善齿面质量和轮齿啮合特性。

**关 键 词:** 弧齿锥齿轮; 激励研齿; 动态研磨力; 齿面误差; 超声研齿

**中图分类号:** TH113.1

**文献标识码:** A

## Study and experiments of dynamic mechanism of excited gear lapping of spiral bevel gear

YANG Jian-jun<sup>1</sup>, DENG Xiao-zhong<sup>1</sup>, WEI Bing-yang<sup>1</sup>, FANG Zong-de<sup>2</sup>

(1. School of Mechatronics Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;

2. School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** A ten-freedom-degrees dynamic model of spiral bevel gear lapping system was established with the consideration of tooth backlash, transmission error and time-varying meshing stiffness. For the disadvantages of conventional gear lapping method, the excited gear lapping method was introduced in this paper. The dynamic lapping force and normal vibration displacement at meshing point between conventional gear lapping and excited gear lapping were analyzed. The results show that both the drive side and non-drive side of the tooth can be lapped at the same time by applying excited gear lapping method. The results of ultrasonic gear lapping experiment show that the quality of gear face is improved and the gear lapping efficiency is increased.

**Key words:** spiral bevel gear; excited gear lapping; dynamic lapping force; tooth surface error; ultrasonic gear lapping

弧齿锥齿轮是航空和车辆等领域中动力传输的关键部件, 其精加工质量对齿轮的振动和噪声等动态性能有很大影响。研齿<sup>[1-4]</sup>是目前公认的实

现螺旋锥齿轮副减振降噪的最佳手段之一, 但普通的研齿方法有其不足之处: 研齿效率低、研齿质量不易控制、齿面研磨量不均、不能改善齿面的微

收稿日期: 2009-11-08; 修订日期: 2010-04-02

基金项目: 国家自然科学基金(50475060)

作者简介: 杨建军(1971—), 男, 河南洛阳人, 讲师, 博士, 研究方向为螺旋锥齿轮的制造和齿轮系统动力学。

观形貌等. 鉴于此, 本文提出了激励研齿加工方法, 即在普通研齿加工过程中, 通过给主动轮人为施加一定频率的激励, 以提高研齿的效率和齿面质量.

本文对普通研齿和激励研齿的动态位移响应和动态研磨力进行了对比分析, 并进行了超声频率激励下的研齿试验, 验证了激励研齿方法的可行性.

## 1 研齿模型的建立

弧齿锥齿轮研齿系统与其他齿轮传动系统一样, 加工过程中存在各种激励因素<sup>[5-6]</sup>, 这种激励分内部激励和外部激励两类. 外部激励是系统外部因素对研齿系统的激励, 包括输入、负载力矩及其变动量等, 这类激励决定于外部条件. 内部激励是齿轮副在啮合研齿过程中, 由系统自身的时变或非线性因素引起的, 是系统固有的激励. 激励的存在使轮齿之间不再保持连续接触状态, 呈现一种碰撞、啮合、再碰撞的动态研磨过程, 并引起轮齿间产生动态时变的弹性啮合力 and 碰撞力, 这种力称之为动态研磨力. 因此, 研齿的过程是一个在动态研磨力作用下的轮齿动态互研、齿面误差均化的过程. 假定轮齿间动态研磨力  $F_n$  始终作用在齿宽中部节点上, 可以沿坐标轴方向将动态研磨力分解为周向力, 径向力和轴向力, 在这些力的作用下, 弧齿锥齿轮研齿系统将产生弯曲振动、扭转振动、扭摆振动和轴向振动等多种形式的耦合振动. 在这个啮合耦合型研齿动力学模型中, 轴被认为是无质量的刚体, 轴承被模拟为弹性支撑, 用弹簧和阻尼器来表示, 同时考虑输入输出轴的扭转刚度, 忽略齿面摩擦因素.

由于扭摆振动对系统的影响很小, 为分析方便, 忽略扭摆振动, 此时螺旋锥齿轮研齿的动力学模型可等效处理为 10 自由度非线性动力学模型, 即主动轮和被动轮在动态研磨力作用下分别沿三个坐标轴方向的直线移动、主动轮和被动轮绕各自轴线的扭转以及输入输出质量的扭转. 图 1 为 10 自由度弧齿锥齿轮研齿系统的动力学模型简图. 主动轮和被动轮轴线的交点  $o$  为坐标原点.

图 1 中,  $X_i, Y_i, Z_i, \theta_i (i = 1, 2)$  为齿轮轴心沿坐标轴的平动位移和绕各自轴线的微角位移; 下标 1, 2 分别表示主动轮和被动轮(下同);  $\theta_{in}$ ,  $\theta_{out}$  为输入和输出质量的微角位移;  $b$  为啮合点法向侧隙的一半;  $K_n$  为时变啮合刚度;  $C_n$  为啮合阻尼;  $E_n$  为啮合点法向静态传动误差.

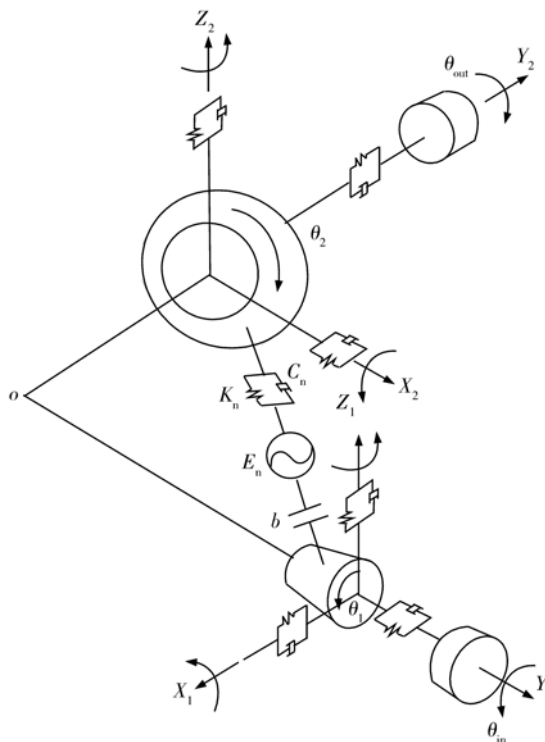


图1 研齿系统动力学模型

Fig. 1 Dynamic model of gear lapping system

## 2 轮齿间的动态研磨力

### 2.1 动态传动误差

弧齿锥齿轮在研齿时, 由于系统内部激励和外部激励的存在, 使主动轮和被动轮的轮齿齿面处于一种不断的接触和分离的状态中, 被动轮的实际位置也围绕着理论位置在不断的变化. 因此在研齿过程中, 静态的几何传动误差就转变为动态传动误差. 动态传动误差<sup>[7-8]</sup>是从动力学的角度来分析和判断齿轮的啮合传动特性的, 它决定齿面间动态研磨力的变化.

在图 1 中, 假定两齿面啮合点处的位矢和齿面法矢分别表示为

$$\begin{cases} \mathbf{r}_i = [r_{ix}, r_{iy}, r_{iz}]^T \\ \mathbf{n}_i = [n_{ix}, n_{iy}, n_{iz}]^T \end{cases} \quad (i = 1, 2) \quad (1)$$

则啮合点到各坐标轴的距离为

$$\begin{cases} R_{ix} = \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{I}_i \times \mathbf{r}_i) = n_{iz} r_{iy} - n_{iy} r_{iz} \\ R_{iy} = \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{J}_i \times \mathbf{r}_i) = n_{ix} r_{iz} - n_{iz} r_{ix} \\ R_{iz} = \mathbf{n}_i \cdot (\mathbf{K}_i \times \mathbf{r}_i) = n_{iy} r_{ix} - n_{ix} r_{iy} \end{cases} \quad (i = 1, 2) \quad (2)$$

其中  $\mathbf{I}_i, \mathbf{J}_i, \mathbf{K}_i$  是与  $X_i, Y_i, Z_i$  相对应的单位法矢.

对于图 1 所示的 10 自由度研齿振动模型,法向动态传动误差定义为

$$E_d = \mathbf{h}_1 \cdot \mathbf{q}_1 - \mathbf{h}_2 \cdot \mathbf{q}_2 \quad (3)$$

其中

$$\begin{cases} \mathbf{h}_i = [n_{ix} & n_{iy} & n_{iz} & R_{iy}]^T \\ \mathbf{q}_i = [X_i & Y_i & Z_i & \theta_i]^T \end{cases} \quad (i = 1, 2) \quad (4)$$

## 2.2 轮齿综合啮合刚度

综合啮合刚度是指在整个轮齿啮合过程中,参与啮合的各对轮齿的综合效应,它主要与单齿的弹性变形、单对齿的综合弹性变形以及轮齿的重合度有关。

为简化分析,两齿面接触时,将作用在瞬时接触椭圆长轴上的分布力看作作用在长轴中点的一个等效集中力,分布力在椭圆长轴中点产生的变形看作集中力在中点产生的变形,这样单对齿的弹性变形是集中力作用在瞬时接触椭圆长轴中点产生的弹性变形,包括接触变形和弯曲变形,单对齿的综合啮合刚度为集中力在瞬时接触椭圆长轴中点产生变形时所对应的刚度,多对齿的综合啮合刚度是单对齿综合啮合刚度的叠加。

根据 Gleason 的研究人员 Krenzer T J<sup>[9]</sup> 的研究,采用 Westinghouse 悬臂梁的计算公式来计算弧齿锥齿轮轮齿的弯曲变形,轮齿的接触变形,按照赫兹弹性接触公式计算,假定得到轮齿的总变形为

$$\delta_t = \delta_{b1} + \delta_{b2} + \delta_c \quad (6)$$

则对齿的啮合综合刚度为

$$K_n = \frac{F_n/b_w}{\delta_t} = \frac{F_n/b_w}{\delta_{b1} + \delta_{b2} + \delta_c} \quad (7)$$

式中  $\delta_{b1}$ ,  $\delta_{b2}$  为主动、被动轮齿的弯曲变形;  $\delta_c$  为轮齿的接触变形;  $b_w$  为齿宽。

如果同时啮合的齿对数为  $k$ ,轮齿的综合啮合刚度为

$$K_n = K_{n1} + K_{n2} + \cdots + K_{nk} \quad (8)$$

## 2.3 动态研磨力的计算

弧齿锥齿轮研齿系统的动态研磨力是在研齿过程中,由于轮齿的动态接触产生的。因此,动态研磨力为啮合点法向相对位移  $X_n$  的函数,啮合点法向相对位移用公式表示为

$$X_n = E_d - E_n \quad (9)$$

式中  $E_n$  由齿面几何传动误差转化而来的齿面啮合点处法向传动误差;  $E_d$  为齿面啮合点处法向动

态传动误差。

根据  $X_n$  与齿侧间隙的相对关系,可以确定轮齿的接触或分离状态,从而确定动态研磨力的变化。研齿时的动态研磨力的计算公式为

$$\begin{aligned} F_n &= K_n F(X_n) + C_n G(\dot{X}_n) = \\ &K_n F(E_d - E_n) + C_n G(\dot{E}_d - \dot{E}_n) \end{aligned} \quad (10)$$

式中  $F, G$  为分段函数,可表示为下列形式:

$$F(X_n) = F(E_d - E_n) = \begin{cases} E_d - E_n - b & X_n > b \\ 0 & -b \leq X_n \leq b \\ E_d - E_n + b & X_n < -b \end{cases} \quad (11)$$

$$G(\dot{X}_n) = G(\dot{E}_d - \dot{E}_n) = \begin{cases} 0 & -b \leq X_n \leq b \\ \dot{E}_d - \dot{E}_n & \text{其他} \end{cases} \quad (12)$$

因此动态研磨力  $F_n$  在  $S_0(X_2, Y_2, Z_2)$  的坐标上的分力为

$$[F_x, F_y, F_z]^T = -F_n [n_{2x}, n_{2y}, n_{2z}]^T \quad (13)$$

其中

$$\begin{cases} n_{2x} = \sin \alpha_2 \cos \delta_2 - \cos \alpha_2 \sin \beta_2 \sin \delta_2 \\ n_{2y} = -\sin \alpha_2 \sin \delta_2 - \cos \alpha_2 \sin \beta_2 \cos \delta_2 \\ n_{2z} = \cos \alpha_2 \cos \beta_2 \end{cases}$$

其中  $\alpha_2, \beta_2, \delta_2$  分别为被动轮的压力角、中点螺旋角和节锥角。因此被动轮齿面啮合点处的法矢为

$$\mathbf{n}_2 = [n_{2x}, n_{2y}, n_{2z}]^T \quad (14)$$

## 3 研齿系统数学模型

根据以上分析,建立齿轮研齿系统的数学模型为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{X}_1 + c_{1x} \dot{X}_1 + K_{1x} X_1 = F_x \\ m_1 \ddot{Y}_1 + c_{1y} \dot{Y}_1 + K_{1y} Y_1 = F_y \\ m_1 \ddot{Z}_1 + c_{1z} \dot{Z}_1 + K_{1z} Z_1 = F_z \\ m_2 \ddot{X}_2 + c_{2x} \dot{X}_2 + K_{2x} X_2 = -F_x \\ m_2 \ddot{Y}_2 + c_{2y} \dot{Y}_2 + K_{2y} Y_2 = -F_y \\ m_2 \ddot{Z}_2 + c_{2z} \dot{Z}_2 + K_{2z} Z_2 = -F_z \\ J_{in} \ddot{\theta}_{in} + K_{in} (\theta_{in} - \theta_1) = T_1 \\ J_1 \ddot{\theta}_1 - K_{in} (\theta_{in} - \theta_1) + F_z r_1 = 0 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + K_{out} (\theta_2 - \theta_{out}) - F_z r_2 = 0 \\ J_{out} \ddot{\theta}_{out} - K_{out} (\theta_2 - \theta_{out}) = -T_2 \end{cases} \quad (15)$$

式中  $m_i (i = 1, 2)$  主、被动齿轮的集中质量;  
 $J_i (i = 1, 2)$  为绕各自回转轴线的集中转动惯量;  
 $J_{in}, J_{out}$  为输入输出质量绕轴线的集中转动惯量;  
 $c_{ij} (i = 1, 2; j = x, y, z)$  为主、被动齿轮沿坐标轴  
 方向的阻尼;  $K_{ij} (i = 1, 2; j = x, y, z)$  为主、被动  
 螺旋锥齿轮沿坐标轴方向的刚度;  $K_{in}, K_{out}$  为输  
 入输出质量的扭转刚度;  $T_i (i = 1, 2)$  为主、被动  
 齿轮上施加的驱动扭矩和制动扭矩。

方程组(15)是 10 自由度的半正定、变参数、  
 非线性二阶微分方程组。由于方程组为半正定,需  
 要对方程组做适当的变换才能求解。由于主动轮  
 和被动轮绕各自轴线的扭转振动位移可以通过沿  
 齿轮啮合点法线方向的相对位移统一起来,将方  
 程组(15)中的扭转振动位移消去,使系统的自由  
 度数由 10 个降为 9 个。

对于振动方程(15),求解时需要进行无量纲  
 化处理,包括时间、长度、刚度、阻尼的无量纲化,  
 具体如下:

令

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_n}{m_e}}, \bar{t} = \omega_n t, \omega_{ij} = \sqrt{\frac{K_{ij}}{m_i}}$$

$$\xi_{ij} = \frac{c_{ij}}{2m_i\omega_n}, k_{ij} = \frac{K_{ij}}{m_i\omega_n^2},$$

$$(i = 1, 2; j = x, y, z)$$

$$\xi_{in} = \frac{C_n}{2m_i\omega_n}, k_{in} = \frac{K_n}{m_i\omega_n^2},$$

$$(i = 1, 2; j = x, y, z)$$

$$k_n(\bar{t}) = \frac{K_n}{m_e\omega_n^2}, \xi_n = \frac{C_n}{2m_e\omega_n}$$

$$f(x_n) = \frac{F(X_n)}{b} = \begin{cases} x_n - 1 & x_n > 1 \\ 0 & -1 \leq x_n \leq 1 \\ x_n + 1 & x_n < -1 \end{cases}$$

$$g(\dot{x}_n) = \frac{G(X_n)}{b} \begin{cases} 0 & -1 \leq x_n \leq 1 \\ \dot{x}_n & \text{其他} \end{cases}$$

将上述无量纲化后得到的表达式带入振动方  
 程(15),得到无量纲的弧齿锥齿轮研齿系统的振  
 动方程

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2\xi_{1x}\dot{x}_1 + k_{1x}x_1 + 2\xi_{1n}c_{2x}g(\dot{x}_n) + k_{1n}c_{2x}f(x_n) = 0 \\ \ddot{y}_1 + 2\xi_{1y}\dot{y}_1 + k_{1y}y_1 + 2\xi_{1n}c_{2y}g(\dot{x}_n) + k_{1n}c_{2y}f(x_n) = 0 \\ \ddot{z}_1 + 2\xi_{1z}\dot{z}_1 + k_{1z}z_1 + 2\xi_{1n}c_{2z}g(\dot{x}_n) + k_{1n}c_{2z}f(x_n) = 0 \\ \ddot{x}_2 + 2\xi_{2x}\dot{x}_2 + k_{2x}x_2 - 2\xi_{2n}c_{2x}g(\dot{x}_n) - k_{2n}c_{2x}f(x_n) = 0 \\ \ddot{y}_2 + 2\xi_{2y}\dot{y}_2 + k_{2y}y_2 - 2\xi_{2n}c_{2y}g(\dot{x}_n) - k_{2n}c_{2y}f(x_n) = 0 \\ \ddot{z}_2 + 2\xi_{2z}\dot{z}_2 + k_{2z}z_2 - 2\xi_{2n}c_{2z}g(\dot{x}_n) - k_{2n}c_{2z}f(x_n) = 0 \\ \ddot{\delta}_1 + \frac{K_{in}}{J_{eq1}\omega_n^2}\delta_1 = \frac{J_1T_1 + J_{in}F_zr_1}{(J_1 + J_{in})J_{eq1}\omega_n^2} \\ \ddot{\delta}_3 + \frac{K_{out}}{J_{eq2}\omega_n^2}\delta_3 = \frac{J_{out}F_zr_2 + T_2J_2}{(J_{out} + J_2)J_{eq2}\omega_n^2} \\ \ddot{x}_{n,x} + \ddot{x}_{n,y} + \ddot{x}_{n,z} - c_{2z}c_{2z}\frac{J_2r_1^2 + J_1r_2^2}{\omega_n^2J_1J_2}[k_nb_wf(x_n) + 2\xi_ng(\dot{x}_n)] - \ddot{x}_n = \\ -\frac{r_1J_2K_{in}\delta_1 + r_2J_1K_{out}\delta_3}{b\omega_n^2J_1J_2}c_{2z} + \ddot{x}_n(\bar{t}) \end{cases} \quad (16)$$

同样,可以根据式(10),得到无量纲化的动态  
 研磨力

$$f_n = k_nf(x_n) + 2\xi_ng(\dot{x}_n) \quad (17)$$

## 4 算例分析

根据无量纲的弧齿锥齿轮研齿系统的振动方  
 程(15)和动态研磨力的表达式(10),本节对比普  
 通研齿和激励研齿的振动位移和动态研磨力的不  
 同,以此揭示激励研齿的强化研齿作用。选用的弧  
 齿锥齿轮的动力学参数如表 1 所示。

本文采用的数值求解方法是 5 阶自适应步长  
 Runge-Kutta 法,即将式(16)的 9 个二阶微分方  
 程写为 18 个一阶微分方程,采用计算软件 Mat-  
 lab 中的 ode45() 函数进行数值求解。假定施加在  
 主动轮上的扭矩激励为  $T_1 = T_m + T_a \sin(\omega_h t)$ ,  
 其中  $T_m$  为驱动力矩的常数部分,  $T_a$  为驱动力矩  
 的波动部分,  $\omega_h$  为驱动力矩的角频率。分别计算  
 驱动力矩的波动幅值  $T_a = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$  和  $10 \text{ N} \cdot \text{m}$   
 时,即系统无外部激励和存在外部激励时,啮合点  
 无量纲的相对位移  $x_n$ ,结果如图 2 所示。由于间

隙非线性因素的影响,使齿面处在一种接触、脱离、再接触的不断交替过程,从图 2(a)可以看到,当驱动力矩的波动幅值为零时,即系统无外部激励,齿轮副处于一种单边碰撞状态,在图 2(b)中,激励的存在使齿面间的接触状态发生了改变,齿

轮副处于双边碰撞接触状态,并且啮合点的相对位移较无激励时大.图 3 是与图 2 相对应的研齿系统齿面间动态研磨力的对比,从图 3(a)和(b)中看到,存在激励时,动态研磨力交替作用在轮齿的工作齿面和非工作齿面,且动态研磨力也较无激励时大.

表 1 弧齿锥齿轮动力学参数

Table 1 Dynamic parameters of spiral bevel gear

| 参数                  | 数值   | 参数                                     | 数值    |
|---------------------|------|----------------------------------------|-------|
| 被动轮齿数               | 37   | $K_{1z}/10^8$ (N/m)                    | 3.6   |
| 主动轮齿数               | 23   | $K_{2z}/10^8$ (N/m)                    | 5.58  |
| 压力角/(°)             | 20   | $K_{in}/10^4$ (N·m/rad)                | 4.2   |
| 螺旋角/(°)             | 35   | $K_{out}/10^4$ (N·m/rad)               | 4.7   |
| 轴交角/(°)             | 90   | $J_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$     | 0.153 |
| 模数/mm               | 6.11 | $J_2/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$     | 0.25  |
| $K_{1x}/10^9$ (N/m) | 2.7  | $J_{in}/10^{-2}$ (kg·m <sup>2</sup> )  | 1.0   |
| $K_{2x}/10^8$ (N/m) | 3.35 | $J_{out}/10^{-2}$ (kg·m <sup>2</sup> ) | 4.0   |
| $K_{1y}/10^8$ (N/m) | 4.11 | $m_1/\text{kg}$                        | 4.45  |
| $K_{2y}/10^9$ (N/m) | 3.2  | $m_2/\text{kg}$                        | 5.69  |

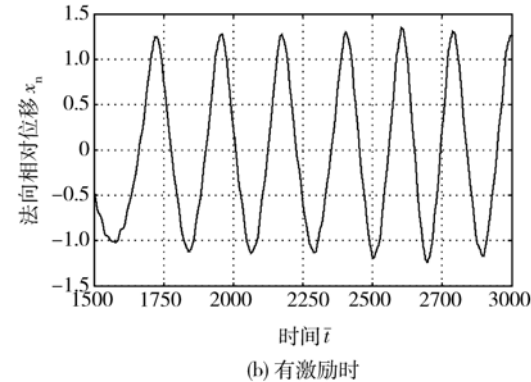
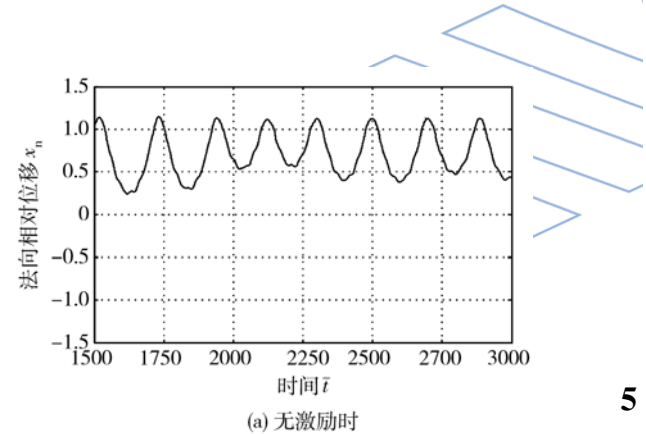


图 2 研齿系统振动位移时间历程  
Fig. 2 Displacement time-history curves of gear lapping system

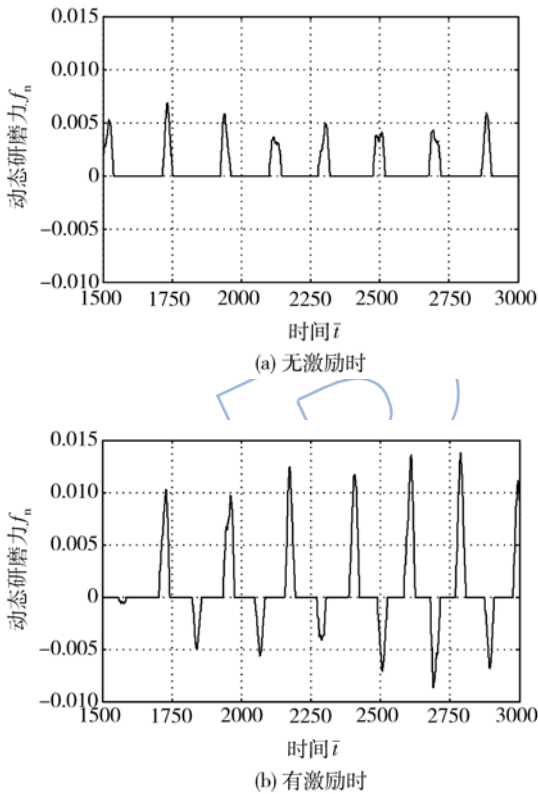


图 3 研齿系统动态研磨力  
Fig. 3 Dynamic force of gear lapping system

5 试验分析

如果在被动轮上施加的频率达到超声频率,就构成了超声研齿加工<sup>[10]</sup>.在实际实施中,超声研齿加工方法相对容易实现,因此本文分别对两对弧齿锥齿轮进行普通研齿与超声研齿试验对比分析.齿轮研磨时间为 3 min,分别进行两次,即第一次研磨 3 min 后,测质量,两对互换后再进行第二次研磨,再做测量.这样可消除两对齿轮材料性能与试验条件可能存在差异对去除率造成的影响.

利用精度 0.1 mg 的电子天平测量主动轮、被动轮研磨前后的质量变化,并取其平均值,计算名义材料去除率=减质量/研磨时间(单位:mg/min).利用表面轮廓仪 Hommel Tester T20 测试粗糙度  $R_a$ (单位:μm)与轮廓支承长度率  $R_{mr}(c)$ =100%时的水平截距  $c$ (单位:μm)值,主动轮凹面

表面质量的测试结果如表 2 所示.

表 2 普通与超声研齿对比试验  
Table 2 Contrast experiment of conventional gear lapping and ultrasonic gear lapping

| 研磨方式                    | 普通     | 超声     |
|-------------------------|--------|--------|
| 载荷/(N·m)                | 0.12   |        |
| 转速/(r/min)              | 600    |        |
| 名义材料去除率/(mg/min)        | 29.210 | 87.257 |
| 粗糙度 $R_a/(\mu\text{m})$ | 0.33   | 0.20   |
| 水平截距 $c/(\mu\text{m})$  | 3.2    | 1.2    |

从表 2 中可以看到,采用超声激励研齿加工方法后,相对于普通研齿加工方法,材料的去除率提高了近三倍,齿面的表面粗糙度得到提高,水平截距值下降,齿面质量得到改善.

齿形精度对于齿轮的传动特性和啮合质量至

关重要.超声激励研齿对于齿形精度的影响可通过齿面误差测量<sup>[11-12]</sup>进行分析.齿面的一阶齿形精度用实际齿面与理论齿面的螺旋角误差和压力角误差进行表征.两齿面啮合时,需要同时考虑驱动面和被驱动面的螺旋角误差和压力角误差的综合值.因此在齿轮啮合传动时,综合螺旋角误差和压力角误差(用驱动面与被驱动面的螺旋角误差和压力角误差的差值表示)比单个齿面的螺旋角误差和压力角误差更有实际意义.

本文对齿数为 8/41 的一对螺旋锥齿轮进行了超声研齿,在三坐标测量机上对超声研齿前后的齿面误差进行了测量,得到超声研齿前后螺旋角误差与压力角误差的数值,如表 3 所示.从表中可以看到,螺旋角、压力角误差和综合螺旋角、压力角误差均有不同程度的减小,由此可以看出,通过超声研齿,轮齿的齿形精度也得到了提高,齿面的啮合特性得到了改善.

表 3 超声研齿前后螺旋角误差与压力角误差对比  
Table 3 Spiral angle and pressure angle errors before and after ultrasonic gear lapping process

| 齿面误差项   |     | 非工作齿面   |         | 工作齿面    |         |
|---------|-----|---------|---------|---------|---------|
|         |     | 研前      | 研后      | 研前      | 研后      |
| 螺旋角/(°) | 被动轮 | -0.1034 | -0.0965 | 1.0081  | 0.9245  |
|         | 主动轮 | 0.6190  | 0.6186  | -0.3786 | -0.3206 |
|         | 综合值 | -0.7224 | -0.7151 | 1.4867  | 1.2451  |
|         | 减少量 | 0.0073  |         | 0.2416  |         |
| 压力角/(°) | 被动轮 | 1.2887  | 0.8381  | -1.2493 | -0.9783 |
|         | 主动轮 | 0.7085  | 0.6411  | 0.8034  | 0.3924  |
|         | 综合值 | 0.5802  | 0.1970  | 2.0527  | 1.3707  |
|         | 减少量 | 0.3832  |         | 0.6820  |         |

6 结 论

弧齿锥齿轮的研齿过程是一个在动态研磨力作用下的轮齿动态互研、误差均化过程.分析研齿过程中的动态研磨力对提高研齿质量和研磨效率至关重要.为了提高研齿的效率、增强研磨效果,在普通研齿加工过程中,给主动的小轮施加一定频率(中频或高频)的激励,这样就形成激励研齿加工.激励研齿加工能增大轮齿间的动态研磨力,使工作齿面和非工作齿面同时得到研磨.试验结果表明:激励研齿方法提高研齿的效率,改善了齿面质量,弥补了普通研齿的缺陷.同时提高了齿形

精度,改善了齿轮传动的啮合性能.这种齿轮精加工方法不仅适用于弧齿锥齿轮,也适用于其他类型齿轮的精加工.

参考文献:

[1] Jiang Q, Gosselin C, Masseth J. Simulation of hypoid gear lapping[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(11): 112601. (10 pages)  
[2] Jack M, Mohsen K. Lapping and superfinishing effects on hypoid gears surface finish and transmission errors[C]// Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Las Vegas, Nevada,

- USA: ASME, 2007.
- [3] WEI Bingyang, DENG Xiaozhong, FANF Zongde. The lapping mechanism of hypoid gears[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2009, 209(6): 3001-3008.
- [4] 杨建军, 邓效忠, 方宗德. 螺旋锥齿轮振动研齿系统的拍击响应[J]. 航空动力学报, 2009, 24(12): 2839-2845.
- YANG Jianjun, DENG Xiaozhong, FANG Zongde. Rattling response of vibration lapping of spiral bevel gear[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(12): 2839-2845. (in Chinese)
- [5] 王三民, 沈允文, 董海军. 含间隙和时变啮合刚度的弧齿锥齿轮传动系统非线性振动特性研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(2): 28-32.
- WANG Sanmin, SHEN Yunwen, DONG Haijun. Nonlinear dynamical characteristics of a spiral bevel gear system with backlash and time-varying stiffness[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(2): 28-32. (in Chinese)
- [6] 杨宏斌, 高建平, 邓效忠, 等. 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮的非线性动力学研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(1): 54-59.
- YANG Hongbin, GAO Jianping, DENG Xiaozhong, et al. Nonlinear dynamics of spiral bevel gears and hypoid gear drives[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(1): 54-59. (in Chinese)
- [7] WANG Jun, Lim T C, Li M. Dynamics of a hypoid gear pair considering the effects of time-varying mesh parameters and backlash nonlinearity[J]. Journal Sound and Vibration, 2007, 308(1-2): 302-329.
- [8] WANG Jun. Nonlinear time-varying gear mesh and dynamic analysis of hypoid and bevel geared rotor systems [D]. Cincinnati: The University of Cincinnati, 2007.
- [9] Krenzer T J. Tooth contact analysis of spiral bevel and hypoid gears under load[R]. Rochester, NY: The Gleason Works, Society of Automotive Engineers, 1981.
- [10] 魏冰阳, 邓效忠, 杨建军, 等. 超声研齿的材料去除机理与试验研究[J]. 中国机械工程, 2006, 17(10): 995-999.
- WEI Bingyang, DENG Xiaozong, YANG Jianjun, et al. Study on material removal mechanism and experiments of ultrasonic lapping of gears[J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(10): 995-999. (in Chinese)
- [11] 李天兴, 邓效忠, 魏冰阳. 基于一维测头准双曲面齿轮齿面偏差的测量[J]. 中国机械工程, 2007, 18(8): 958-961.
- LI Tianxing, DENG Xiaozhong, WEI Bingyang. Tooth surface deviation measurement of hypoid gears based on one-dimensional probe [J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(8): 958-961. (in Chinese)
- [12] 曹雪梅, 王军, 张海英. 弧齿锥齿轮齿面误差检测与实验验证[J]. 中国机械工程, 2009, 20(15): 1799-1801.
- CAO Xuemei, WANG Jun, ZHANG Haiying. Geometric error measurement of spiral bevel gears and experimental test [J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(15): 1799-1801. (in Chinese)