

面齿轮副啮合性能预控方法及试验

雷保珍¹, 李大庆², 王训伟¹, 邓效忠³

(1. 北京联合大学 机电学院, 北京 100020;

2. 河南工程学院 机械工程学院, 郑州 451191;

3. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471023)

摘 要: 为了提高面齿轮副的啮合性能, 根据面齿轮的磨削加工过程和配对圆柱齿轮的三维拓扑修形原理, 推导了面齿轮副的三维拓扑修形齿面方程, 分析了 5 种修形因数对面齿轮副啮合性能的影响, 提出了通过优化修形因数实现面齿轮副啮合性能的预控, 通过试验验证了三维拓扑修形理论的正确性. 研究表明: 齿廓修形因数是主要的预控参变量, 对接触区域沿齿高方向的宽度有明显影响. 齿向修形抛物线因数影响接触区沿齿长方向宽度, 两者取值的不同能显著影响接触迹线的倾斜程度和接触区域的形状和面积. 通过齿面三维拓扑修形, 能有效预控齿面的接触区域和传动误差, 降低面齿轮副对安装误差的敏感性.

关 键 词: 面齿轮; 三维拓扑修形; 磨齿; 啮合性能; 预控

中图分类号: V261.2⁺7; TH132.4

文献标志码: A

Pre-control and experiment method of meshing performance for face gear drives

LEI Bao-zhen¹, LI Da-qing², WANG Xun-wei¹, DENG Xiao-zhong³

(1. School of Mechatronics, Beijing Union University, Beijing 100020, China;

2. School of Mechanical Engineering,

Henan Institute of Engineering, Zhengzhou 451191, China;

3. School of Mechatronics Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471023, China)

Abstract: To enhance the meshing performance of face gear drives, based on the generation process of grinding of face gear and three-dimensional topology modification theory of pinion, the expressions of tooth face equations of face gear drives were derived respectively. The influence of 5 modification coefficients on the meshing performance were analyzed, and theory for meshing performance pre-controlled was proposed, which can be realized by optimizing the modification coefficients. The three-dimensional topology modification theory presented was verified by the experimental results. The results show that: the modification coefficient of tooth profile is the major pre-control parameters which affect the width of contact area along the direction of tooth height obviously. The modification parabolic coefficient of tooth length affect the width of contact area along the direction of tooth length, and different values of these two parameters can significantly affects the tilt of contact line and the shape and the size of contact area. Contact area and transmission error can be pre-controlled

收稿日期: 2014-05-06

基金项目: 国家自然科学基金(51205025); 北京联合大学人才强校计划人才资助项目(BPHR2012E02)

作者简介: 雷保珍(1973—), 女, 山西运城人, 副教授, 博士, 主要研究方向为机械传动与数控技术.

通讯作者: 邓效忠(1957—), 男, 河南洛阳人, 教授、博士生导师, 博士, 主要研究方向为机械传动.

E-mail: dengxiaozhong01@163.com

effectively by three-dimensional topology modification theory of pinion and the sensitivity of the installation error of face gear drives can be reduced effectively.

Key words: face gear; three-dimensional topology modification; gear grinding; meshing performance; pre-control

齿轮的啮合性能是衡量齿轮传动质量的重要指标,如何改善齿轮的啮合性能一直是齿轮研究关注的热点.面齿轮传动是一种圆柱齿轮与圆锥齿轮相啮合的新型齿轮传动方式^[1].由于其结构紧凑,质量小,承载能力大,噪声低,而成为研究的热点,欧洲的一些发达国家甚至把面齿轮传动称为“21世纪旋翼机传动之希望所在”^[2-8].为了改善面齿轮副的啮合性能,Litvin等^[9]通过对面齿轮齿条刀具的齿廓抛物线修形,得到倾斜的齿面接触路径,有效降低了边缘接触可能性,但该方法未解决齿面偏载现象,为此又提出了对圆柱齿轮做双冠抛物线修形^[10],该修形虽然克服了偏载,但同时出现了接触椭圆的不均匀性.后来 Litvin等^[11]又提出在圆柱齿轮修形时将砂轮旋转轨迹所在平面倾斜一定角度,解决了齿面接触椭圆的长轴长度不一致的问题.国内的学者赵宁、沈云波等^[12-13]提出对齿条刀具的直廓失配修形的措施.而郭辉^[14]则提出了采用蜗杆砂轮对圆柱齿轮修形的策略.李大庆、吴聪等^[15-17]对圆柱齿轮用不同的修形方法进行齿面接触分析(TCA).上述文献为提高面齿轮副的啮合性能奠定了理论基础.从本质上讲,如果不考虑安装误差的影响,面齿轮副的啮合性能是由配对齿面的三维拓扑形状确定的,因此面齿轮副啮合性能可通过对配对齿面形状进行预控.如果对面齿轮(大轮)修形,修形因数的增大会使大轮的齿宽系数减小^[18]且修形相对复杂,因此,本文提出了基于圆柱齿轮(小轮)修形的面齿轮副啮合性能预控方法.即通过优化小轮修形因数来预控面齿轮接触印痕和传动误差曲线,达到改善面齿轮副啮合性能目的,并通过试验对上述理论进行了验证.

1 小轮的三维拓扑修形原理

1.1 小轮(插刀)的修形齿条

构成面齿轮副的圆柱齿轮和面齿轮,分别由齿条和插刀范成加工而成,用于加工小轮(插刀)的齿条端面齿廓如图1所示,下标 $i=1, s$ 分别是代表小轮和插刀; α_d 表示小轮压力角.齿条齿面点 m 在坐标系 S_{ti} (下标 t 表示齿条齿廓) 的矢量

表达式为

$$\mathbf{r}_{ti}(u_{di}, \theta_{di}) = \begin{bmatrix} u_{di} - u_{d0} \\ \alpha_{di} u_{di}^2 \\ \theta_{di} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 θ_{di}, u_{di} 为齿条齿面的参变量, α_{di} 表示抛物线系数, u_{d0} 表示抛物线上偏离基廓节点的距离.

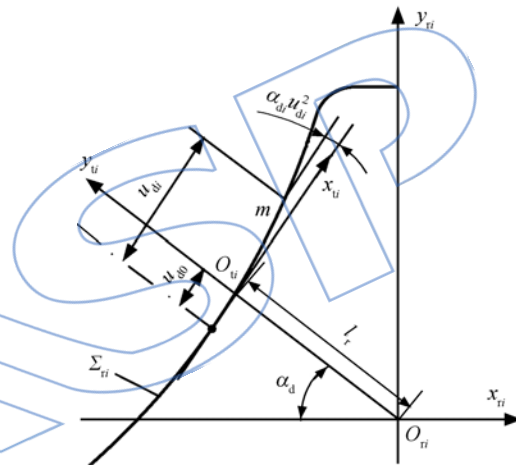


图1 抛物线齿条端面齿廓

Fig. 1 Parabolic profiles of rack shaper

式(1)转换到齿条坐标系 S_{ri} 中为

$$\mathbf{r}_{ri} = \mathbf{M}_{ri} \mathbf{r}_{ti}(u_{di}, \theta_{di}) \quad (2)$$

其中 $\mathbf{M}_{ri}$ 为坐标系 S_{ti} 到 S_{ri} 的坐标转换矩阵.

1.2 小轮(插刀)齿面方程

根据齿轮啮合原理,小轮(插刀)的齿面 $\Sigma_i^1(\Sigma_p)$ 分别为齿条齿面 $\Sigma_{r1}(\Sigma_{rs})$ 的包络,图2表示了小轮和插刀的展成过程, S_{ri} 和 S_i 分别表示和齿条及小轮(插刀)相固联的坐标系.

小轮和插刀的齿面方程分别为

$$\begin{cases} \mathbf{r}_1(u_{d1}, \theta_{d1}, \varphi_1) = \mathbf{M}_{1n} \mathbf{M}_{nr}^1(\varphi_1) \mathbf{r}_{r1}(u_{d1}, \theta_{d1}) \\ f_1(u_{d1}, \varphi_1) = \mathbf{n}_{r1} \mathbf{v}_{r1} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \mathbf{r}_s(u_{ds}, \theta_{ds}, \varphi_s) = \mathbf{M}_{sn} \mathbf{M}_{nr}^s(\varphi_s) \mathbf{r}_{rs}(u_{ds}, \theta_{ds}) \\ f_s(u_{ds}, \varphi_s) = \mathbf{n}_{rs} \mathbf{v}_{rs} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

其中 r_{pi} 为节圆半径, φ_i 为小轮(插刀)转角, $\mathbf{M}_{nr}^i$, $\mathbf{M}_{in}$ 分别为坐标系 S_{ri} 到 S_i 的坐标转换矩阵, $\mathbf{n}_{ri}$ 为齿条齿面的法向矢量, $\mathbf{v}_{ri}$ 表示在坐标系 S_{ri} 中齿条

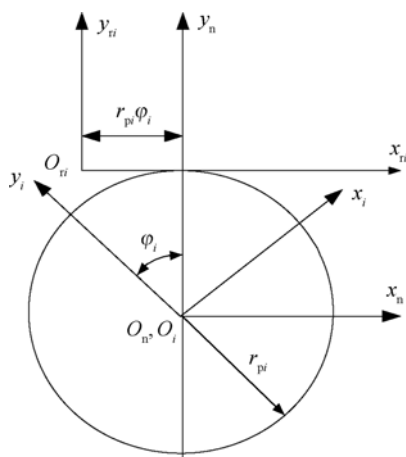


图 2 小轮和插刀的展成过程

Fig. 2 Process of pinion and rack-cutters

与齿轮的相对速度。

1.3 磨齿砂轮齿面方程

用于小轮的磨齿砂轮如图 3 所示,坐标系 S_w 固联于磨齿砂轮,磨齿砂轮齿面 Σ_w 为一回转面,磨齿砂轮横截面内的母线可以用小轮的平面廓线表示,当 $z_1=0$ 时,砂轮横截面内的母线 l_w 表示为

$$\mathbf{r}_{w0}(u_{d1}) = [r_{1x} \quad r_{1y} \quad 0 \quad 1]^T \quad (5)$$

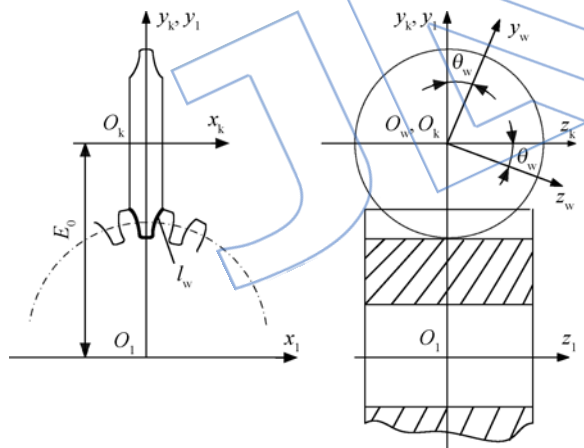


图 3 砂轮齿面生成

Fig. 3 Generation of grinding wheel

式中 r_{1x}, r_{1y} 表示矢量 $\mathbf{r}_1$ 的分量,将式(5)转换到坐标系 S_w ,即得到砂轮齿面方程

$$\begin{cases} \mathbf{r}_w(u_{d1}, \theta_w, \varphi_1) = \mathbf{M}_{wk}(\theta_w) \mathbf{M}_{k1} \mathbf{r}_{w0}(u_{d1}, \varphi_1) \\ f_1(u_{d1}, \varphi_1) = \mathbf{n}_1 \mathbf{v}_{r1} = 0 \end{cases} \quad (6)$$

其中 u_{d1}, θ_k 为砂轮齿面的参变量, θ_k 为砂轮绕自身轴线旋转的转角, $\mathbf{M}_{wk}, \mathbf{M}_{k1}$ 为从坐标系 S_1 到 S_w 转换矩阵, f_1 为啮合方程, $\mathbf{r}_w$ 为砂轮齿面矢量。

1.4 小轮三维拓扑修形的齿面方程

磨齿时,小轮的齿向修形由砂轮中心在 $y_1 \approx 0$ 平面内做一条平面曲线轨迹完成,如图 4。

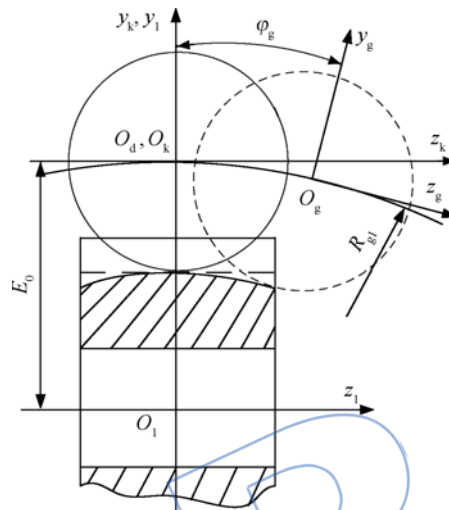


图 4 小轮齿向修形运动

Fig. 4 Grinding wheel moving for generating surface of pinion

坐标系 S_g, S_1 分别固联于磨齿砂轮和小轮, R_{g1} 为平面运动轨迹的半径, φ_g 为砂轮中心转过的角度,修形小轮齿面方程为

$$\begin{cases} \mathbf{r}'_1(u_{d1}, \theta_w, \varphi_g) = \mathbf{M}_{1k} \mathbf{M}_{kg}(\varphi_g) \mathbf{r}_w(u_{d1}, \theta_w) \\ f_w(u_{d1}, \theta_w, \varphi_g) = \mathbf{n}_w \mathbf{v}_w = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中 $\mathbf{r}'_1$ 表示齿面位置矢量, $\mathbf{M}_{1k}, \mathbf{M}_{kg}$ 为坐标系 S_g 到 S_1 转换矩阵, $\mathbf{n}_w$ 为砂轮齿面的法向矢量, f_w 为啮合方程, $\mathbf{v}_w$ 则表示砂轮和小轮齿面之间相对速度。

2 大轮磨削齿面方程的推导

如图 5 所示,大轮磨削加工时,用砂轮模拟插刀的一个齿,即碟形砂轮的轴向截面形状修成插刀齿廓形状,砂轮做高速旋转完成切削运动,大轮绕自身轴线旋转的同时,砂轮绕虚拟插刀的轴线相对大轮做旋摆运动,后两个运动按一定转动比传动时,即展成大轮齿廓。

图 6 表示了大轮磨削加工的坐标系,坐标系 S_2 和 S_s 分别固联于大轮和虚拟的插刀, S_s 和 S_m 为辅助坐标系, S_w 为砂轮坐标系, E_w 为砂轮中心与虚拟插刀中心的距离。

R_s 为坐标原点 O_2 与 O_s 之间的距离, $\gamma_m = 180^\circ - \gamma$ 为虚拟插刀和大轮旋转轴线的夹角,由前面推导的插刀齿面方程,经过坐标转换,即可得

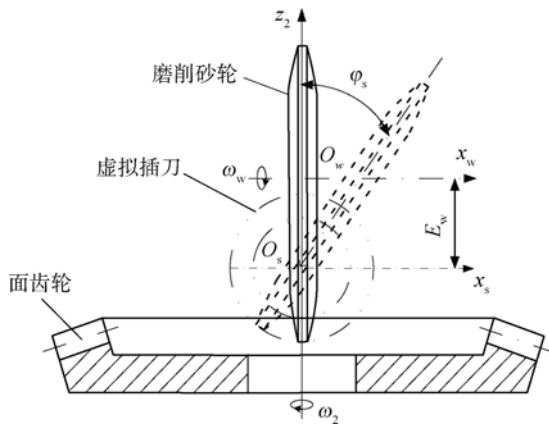


图 5 大轮的磨削加工

Fig. 5 Grinding generation of face gear

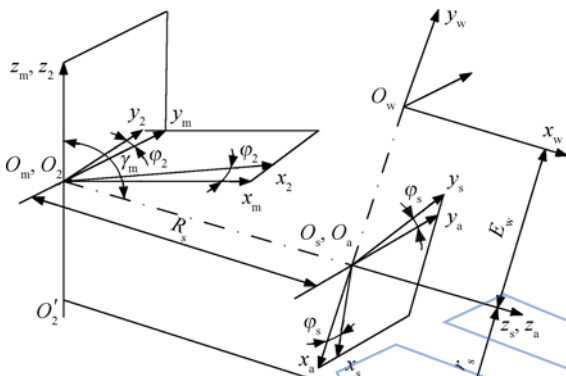


图 6 大轮磨削加工坐标系

Fig. 6 Coordinate systems applied for grinding generation of face gear

到大轮齿面方程

$$\begin{cases} \mathbf{r}_2(u_{d1}, \theta_{d1}, \varphi_s) = \mathbf{M}_{2m} \mathbf{M}_{ma} \mathbf{M}_{as} \mathbf{r}_s(u_{d1}, \theta_{d1}, \varphi_s) \\ f_2(u_{ds}, \varphi_s) = \mathbf{n}_{rs} \mathbf{v}_{rs} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

3 修形因数对面齿轮副啮合性能的影响

由前面的齿轮加工过程分析可知,齿面的三维拓扑形状是由齿廓和齿向两个方向的修形因数决定的,因此可通过控制这些因数来实现对面齿轮副啮合性能的预控.为了方便论述,统称这些因数为齿面修形因数,齿廓修形因数有齿廓修形抛物线因数 α_{d1} 、基廓节点偏移距 u_{d0} 、齿廓压力角 α ;齿向修形因数有齿向修形抛物线因数 α_e ,以及齿向修形抛物线顶点偏移距 u_{d1} .

为分析齿面修形因数对面齿轮副啮合性能的影响规律,建立如图 7 所示的坐标系,图中坐标系 S_1, S_2 和 S_3 分别和小轮、大轮以及齿轮副框架固

联,小轮和大轮分别绕 z_1, z_2 旋转, S_f, S_q, S_g, S_d 为辅助坐标系,用于模拟面齿轮副的安装关系.图中, $R_f = R_s + B \cot \gamma$, ΔE 为轴交错位移误差, Δq 为大轮的轴向偏移误差, $\gamma_f = \gamma_m + \Delta \gamma$, 其中 $\Delta \gamma$ 为轴交角误差.

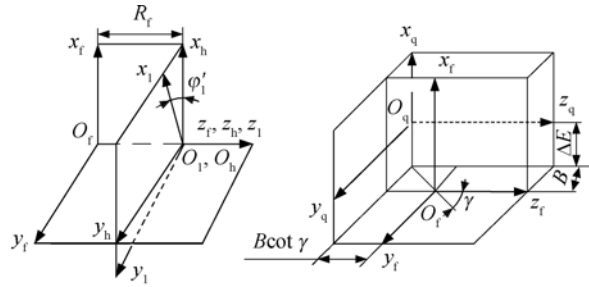


图 7 大轮 TCA 坐标系

Fig. 7 Coordinate systems applied for face gear TCA

面齿轮副几何参数见表 1,通过 TCA 编程运算,可得到每种修形因数对面齿轮副啮合性能的影响规律.

表 1 面齿轮副几何参数

Table 1 Geometry parameters of face gear drive

序号	参数	数值
1	小轮齿数 z_1	22
2	大轮齿数 z_2	89
3	最大外半径 R_2/mm	151
4	最小内半径 R_1/mm	129
5	齿廓压力角 $\alpha/(\circ)$	20
6	轴交角 $\gamma_m/(\circ)$	90
7	模数 m	3
8	小轮齿顶系数 h_{a1}	1.00
9	小轮齿根系数 h_{f1}	1.25
10	插刀齿顶系数 h_{as}	1.25
11	插刀齿根系数 h_{fs}	1.00

图 8~图 12 显示了在无安装误差情况下,每一种齿面修形因数对齿面接触路径及传动误差曲线的影响规律

1) 齿廓方向的基廓节点偏移距 u_{d0} 影响了齿

面接触路径的上下位置,如图 8 所示,随着齿廓修形因数值增大,接触路径向上移动,传动误差曲线变平缓,传动误差幅值变小。

2) 齿廓修形抛物线因数 α_{d1} 影响了齿面接触路径的倾斜程度,随着修形因数值增大,齿面接触路径的倾斜程度增大,同时传动误差曲线变陡,传动误差幅值变大,如图 9 所示。

3) 齿廓压力角 α 影响了齿面接触路径的上下位置,随着修形因数值增大,传动误差曲线变

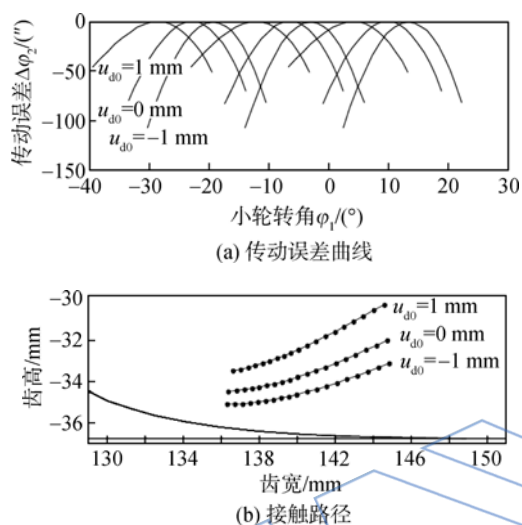


图 8 u_{d0} 对啮合性能的影响

($\alpha_{d1} = -0.03$; $\alpha_2 = 0.003$; $u_d = 0$ mm; $\alpha = 20^\circ$)

Fig. 8 Effect of u_{d0} on meshing performance

($\alpha_{d1} = -0.03$; $\alpha_2 = 0.003$; $u_d = 0$ mm; $\alpha = 20^\circ$)

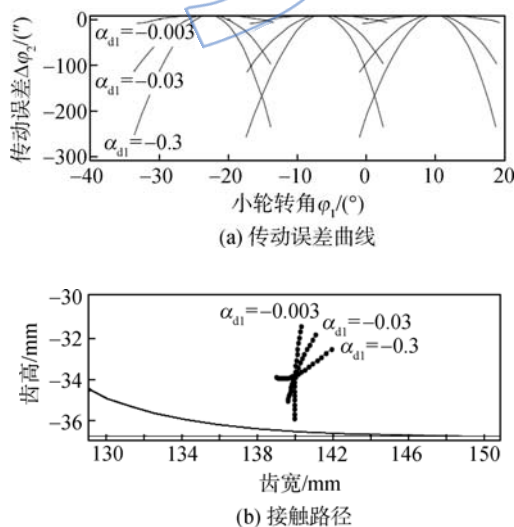


图 9 α_{d1} 对啮合性能的影响

($\alpha_2 = 0.03$; $u_d = 0$ mm; $u_{d0} = 0$ mm; $\alpha = 20^\circ$)

Fig. 9 Effect of α_{d1} on meshing performance

($\alpha_2 = 0.03$; $u_d = 0$ mm; $u_{d0} = 0$ mm; $\alpha = 20^\circ$)

陡,传动误差幅值变大,值得注意的是,当齿廓压力角增大时,过渡齿面变小,工作齿面增大,如图 10 所示。

4) 齿向修形抛物线系数 α_2 影响了齿面接触路径的倾斜程度,随着修形因数值增大,倾斜程度减小,传动误差曲线变陡,传动误差幅值变大,如图 11 所示。

5) 齿向修形抛物线顶点偏移距 u_d 影响了齿面接触路径的左右位置,传动误差曲线只是平移,传动误差幅值几乎没有发生变化,如图 12 所示。

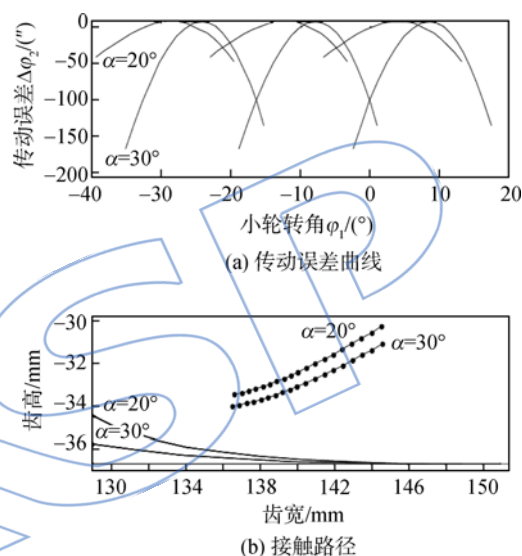


图 10 α 对啮合性能的影响

($\alpha_{d1} = -0.03$; $\alpha_2 = 0.003$; $u_d = 0$ mm; $u_{d0} = 1$ mm)

Fig. 10 Effect of α on meshing performance

($\alpha_{d1} = -0.03$; $\alpha_2 = 0.003$; $u_d = 0$ mm; $u_{d0} = 1$ mm)

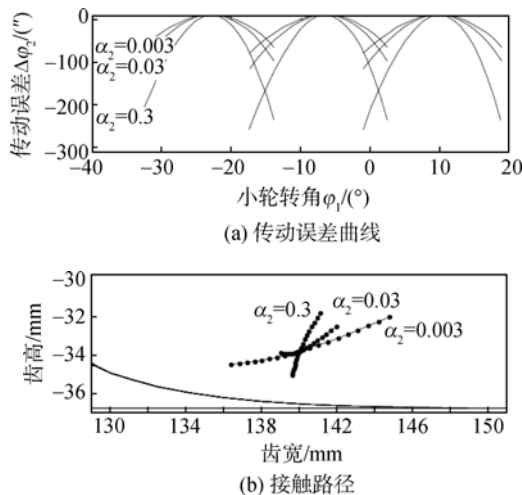
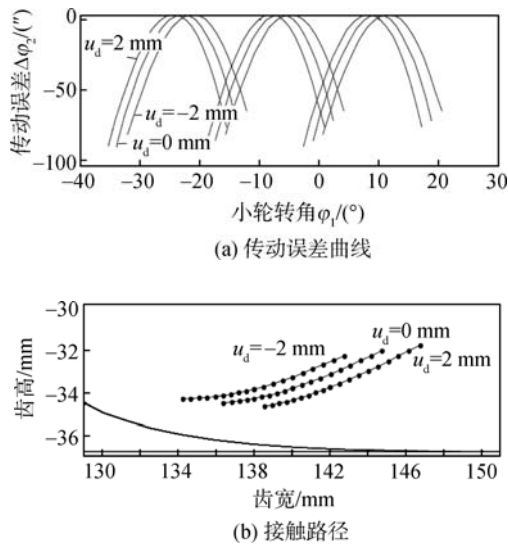


图 11 α_2 对啮合性能的影响

($\alpha_{d1} = -0.03$; $u_d = 0$ mm; $u_{d0} = 0$ mm; $\alpha = 20^\circ$)

Fig. 11 Effect of α_2 on meshing performance

($\alpha_{d1} = -0.03$; $u_d = 0$ mm; $u_{d0} = 0$ mm; $\alpha = 20^\circ$)

图 12 u_d 对啮合性能的影响

($\alpha_{d1} = -0.03$; $\alpha_2 = 0.003$ mm; $u_{d0} = 0$ mm; $\alpha = 20^\circ$)

Fig. 12 Effect of u_d on meshing performance

($\alpha_{d1} = -0.03$; $\alpha_2 = 0.003$ mm; $u_{d0} = 0$ mm; $\alpha = 20^\circ$)

由图 12 可以看出,齿面修形因数 α_{d1} , α_2 的增大虽然会加大齿面接触路径的倾斜程度,但同时会增大传动误差幅值,而适当增加齿廓方向的基廓节点偏移距 u_{d0} 的值和降低齿廓压力角 α 的值则会减小传动误差幅值,当改变齿向抛物线顶点偏移距 u_d 的值时,只会改变齿面接触路径的位置。

因此,根据每个齿面修形因数对啮合性能的影响规律,可以优化齿面修形因数的数值组合,实现大轮的接触性能预控,针对上述的面齿轮副,表 2 列出了 4 种修形因数的优化组合。

表 2 修形因数的优化组合

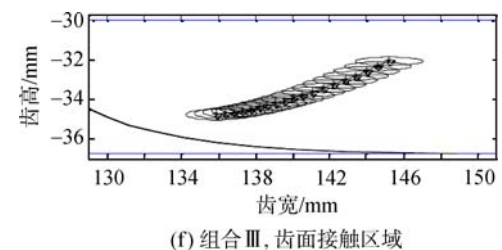
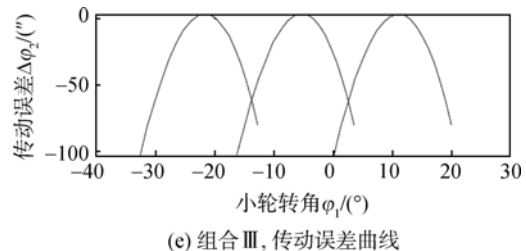
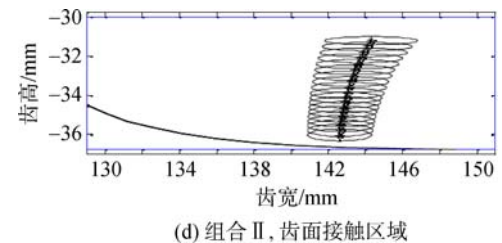
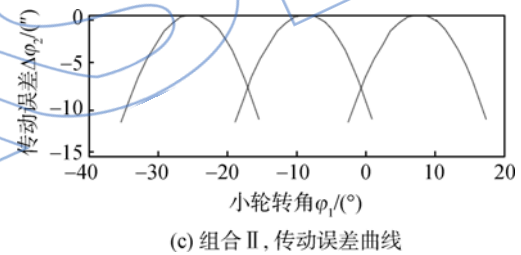
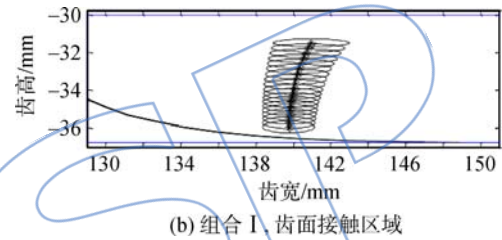
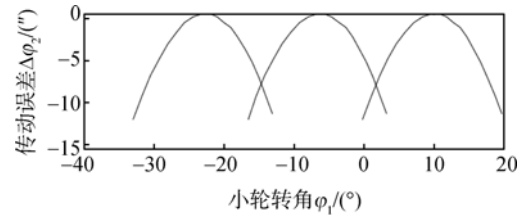
Table 2 Optimal combination of modification coefficients

组合号	α_{d1}	α_2	u_{d0} /mm	u_d /mm	α
I	-0.002	0.004 0	0	0	20
II	-0.002	0.002 5	0	3	20
III	-0.020	0.002 5	0	0	25
IV	-0.010	0.001 0	0	2	20

图 13 显示这几种不同修形因数组合下,大轮的齿面接触区域和传动误差情况,即通过选取不同的修形因数组合,实现了对面齿轮副啮合性能的预控。

图 13 中显示,不同修形因数的优化组合对面齿轮副啮合性能影响区别显著,齿廓方向基廓节点偏移距 u_{d0} 、齿廓压力角 α 和齿向修形抛物线顶点偏移距 u_d 属于 1 阶修正,主要对接触区域的位置有显著影响。齿廓修形抛物线因数 α_{d1} 和齿向修

形抛物线因数 α_2 属于 2 阶修正,两者都对接触区域的面积产生显著影响。齿廓修形抛物线因数 α_{d1} 对接触区域沿齿高方向的宽度有显著影响, α_{d1} 大则接触区域面积小,传动误差幅值大;齿向修形抛物线因数 α_2 影响接触区域沿齿长方向宽度, α_2 小则接触面积大; α_{d1} 和 α_2 的组合还能显著影响接触迹线的倾斜程度和弯曲程度,进而影响接触区域



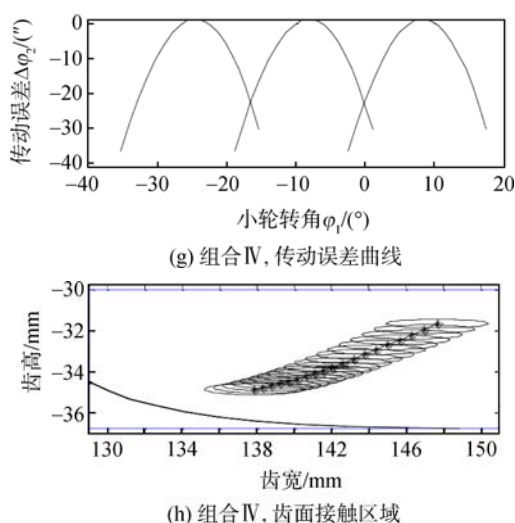


图 13 大轮啮合性能预控分析

Fig. 13 Pre-control analysis of face gear meshing performance

的形状和面积. 由图 13(a)~图 13(d)可见, 当齿向修形抛物线因数 α_2 取值较大时, 接触迹线与齿高方向夹角很小, 接触区域沿齿长方向较窄; 当减小 α_2 时, 接触迹线方向和接触区域的面积、形状都发生了明显变化, 图 13(e)~图 13(h)呈现出接触迹线明显向大端偏斜, 当 α_{d1} 和 α_2 的值同时减小时, 接触区域面积明显增加. 在 5 个修形因数中, 齿廓修形抛物线因数 α_{d1} 是主要的预控参变量, 齿向修形抛物线因数 α_2 次之.

4 啮合性能预控试验

在综合分析 5 个修形因数对面齿轮副啮合性能影响的基础上, 取表 3 所示的小轮结构及修形参数.

表 3 小轮结构及修形参数

Table 3 Structure and modification parameters of pinion

序号	参数	数值
1	小轮齿数 z_1	25
2	模数 m	3
3	压力角 $\alpha_1/(^\circ)$	20
4	齿宽 B/mm	22
5	小轮齿顶系数 h_{a1}	1.00
6	小轮齿根系数 h_{f1}	1.25
7	齿廓修形抛物线因数 α_{d1}	-0.002
8	齿向修形抛物线因数 α_2	0.004
9	基廓节点偏移距 u_{d0}/mm	0
10	抛物线顶点偏移距 u_{d1}/mm	0

对面齿轮副的啮合印痕位置、方向以及传动误差的形状及幅值做预控设计, 通过编程运算, 得到的 TCA 结果如图 14 所示.

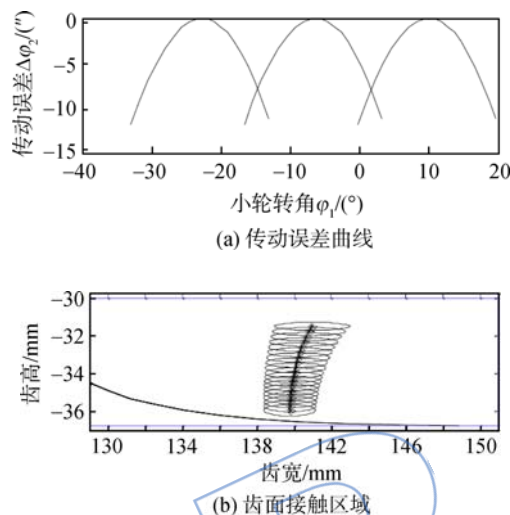


图 14 TCA 仿真结果

Fig. 14 Simulation result of TCA

从图 14 中看出, 大轮啮合齿面的啮合印痕处在齿面中部, 接触路径向大端略有倾斜, 传动误差函数曲线为开口向下抛物线函数曲线, 大轮的传动误差幅值大约为 $8''$.

为了考察三维拓扑修形对面齿轮副啮合性能的影响, 磨削加工了 3 对面齿轮副, 分别是未修形面齿轮副、传统修形面齿轮副及三维拓扑修形面齿轮副, 并在齿轮滚检机上做滚检试验. 各齿轮副参数如表 4 所示, 滚检试验结果如图 15~图 17 所示.

表 4 滚检试验参数

Table 4 Parameters of rolling experiment

序号	大轮齿数	小轮齿数	修形方式
1	77	25	未修形
2	77	22(插刀 25)	传统修形
3	77	25	三维拓扑修形

试验结果显示, 第 1 对面齿轮副齿面, 无论是大轮, 还是小轮, 啮合印痕都偏向边缘, 即未修形面齿轮副的啮合出现了棱边接触(如图 15). 理论上, 未修形面齿轮副啮合传动时, 两啮合齿面在每一瞬时的接触为线接触, 但这种线接触对安装误差很敏感, 会引起接触印痕的移动, 甚至两齿面的分离, 图 15 显示的滚检结果恰恰说明了这种情况.

通过产形轮齿数比配对小轮齿数多3个的传统修形方法,得到如图16所示滚检试验结果,结果显示,大轮齿面上的接触印痕处于齿面的局部,并偏向大端,小轮齿面上的接触印痕处于中部并靠近底部,说明传统修形方法将两齿面接触印痕限制在局部,即面齿轮副的两齿面间形成了点接触替代线接触。

图17为经过三维拓扑修形的面齿轮副滚检试验结果,结果显示,经过修形后,相接触两齿面的接触印痕位置都处于齿面中部,即齿面接触由线接触变为点接触,并且小轮的接触区靠近齿面

底部,大轮的接触印痕偏向大端,试验结果和啮合性能预控设计的结果基本一致(见图14)。

5 结 论

本文对面齿轮副三维拓扑修形方法做了探讨,并提出面齿轮副的啮合性能预控理论,通过对比试验得到以下结论:

1) 未修形面齿轮副的齿面接触为线接触,对安装误差较敏感,容易出现棱边接触。

2) 传统修形方法可以实现面齿轮副的点接触啮合,并且和未修形的齿轮副相比,接触性能得到明显改善,但这种齿轮副的啮合性能不易实现预控。

3) 三维拓扑修形面齿轮副不但可以得到点接触啮合,并且通过优化修形因数组,可实现啮合性能预控,在5个修形因数中,齿廓修形抛物线因数 α_{d1} 是主要的预控参变量,齿向修形抛物线因数 α_2 次之, α_{d1} 和 α_2 的组合还能显著影响接触迹线的倾斜程度和弯曲程度,进而影响接触区域的形状和面积。同时从大轮的接触印痕可以看出,虽然滚检试验中存在安装误差以及振动冲击,但安装误差对齿面接触区位置影响不大,说明齿面三维拓扑修形能有效降低齿面啮合对安装误差的敏感性。

参考文献:

- [1] 朱如鹏,潘升材,高德平. 面齿轮传动的研究现状与发展[J]. 南京航空航天大学学报,1997,29(3):357-362.
ZHU Rupeng, PAN Shengcai, GAO Deping. Current state and development of research on face gear drive[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 1997, 29(3):357-362. (in Chinese)
- [2] Lewicki D G, Handschuh R F, Heath G F, et al. Evaluation of carburized and ground face gears[J]. Journal of the American Helicopter Society, 2000, 45(2):118-124.
- [3] Litvin F L. Handbook on face gear drives with a spur involute pinion [R]. NASA Final Contractor Report, CR-209909, 2000.
- [4] Pias R, Turro S. Face-gear transmission assembly with floating balance pinions: U. S. Patent 5974911[P]. 1999-11-02.
- [5] Lewicki D G. RDS-21 face-gear surface durability tests [R]. NASA TM-214970, 2007.
- [6] Kinneard D. New apache transmission technology offers more power and capability[EB/OL]. [2005-02-22]. http://www.boeing.com/ids/news/2005/q1/nr_050222m.html.
- [7] 王志,石照耀. 面齿轮传动的特点及研究进展[J]. 工具技术, 2009, 43(10):10-13.



图15 未修形面齿轮副接触区域

Fig. 15 Contact area of face gear drives without modified tooth surface



图16 传统修形面齿轮副接触区域

Fig. 16 Contact area of face gear drives with traditional modified tooth surface



图17 三维拓扑修形面齿轮副接触区域

Fig. 17 Contact area of face gear drives with three-dimensional topology modification

- WANG Zhi, SHI Zhaoyao. Characteristics of face gear drive and its research developments[J]. Tool Engineering, 2009, 43(10): 10-13. (in Chinese)
- [8] 方宗德, 曹雪梅, 沈云波. 弧线齿面齿轮的齿面设计与加工[J]. 航空动力学报, 2010, 25(1): 224-227.
- FANG Zongde, CAO Xuemei, SHEN Yunbo. Tooth surface design and manufacture for arcuate tooth trace face-gear[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(1): 224-227. (in Chinese)
- [9] Litvin F L, Fuentes A, Hawkins M. Design, generation and TCA of new type of asymmetric face-gear drive with modified geometry[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2001, 190(43/44): 5837-5865.
- [10] Litvin F L. Gear geometry and applied theory[M]. 2nd ed. New York: Cambridge University Press, 2004: 508-546.
- [11] Litvin F L, Fuentes A, Zanzi C, et al. Design, generation, and stress analysis of two versions of geometry of face-gear drives[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(10): 1179-1211.
- [12] 赵宁, 曾晓春, 郭辉, 等. 直齿面齿轮修形及承载接触分析[J]. 航空动力学报, 2008, 23(11): 2142-2146.
- ZHAO Ning, ZENG Xiaochun, GUO Hui, et al. Modification and loaded contact analysis of spur face gear[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(11): 2142-2146. (in Chinese)
- [13] 沈云波. 面齿轮传动齿面设计理论及插齿技术研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2009.
- SHEN Yunbo. The design theory of tooth surface and technology of gear shaping of face-gear drive[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2009. (in Chinese)
- [14] 郭辉. 面齿轮滚齿加工方法及其啮合性能研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2009.
- GUO Hui. Research on hobbing face-gear and gearing performance[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2009. (in Chinese)
- [15] 李大庆, 邓效忠, 魏冰阳, 等. 基于小轮磨齿修形的面齿轮接触性能分析[J]. 中国机械工程, 2012, 23(8): 992-996.
- LI Daqing, DENG Xiaozhong, WEI Bingyang, et al. Tooth contact analysis of face-gear based on pinion grinding modification[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(8): 992-996. (in Chinese)
- [16] 李大庆. 直齿面齿轮啮合性能预控及蝶形砂轮磨齿关键技术研究[D]. 江苏 镇江: 江苏大学, 2013.
- LI Daqing. Research on pre-control method of meshing behavior and key technologies for grinding face gear by dish wheel[D]. Zhenjiang Jiangsu: Jiangsu University, 2013.
- [17] 吴聪, 李大庆, 魏冰阳. 小轮双向修形参数对面齿轮副啮合性能的影响[J]. 航空动力学报, 2012, 27(11): 2629-2634.
- WU Cong, LI Daqing, WEI Bingyang. Meshing performance of face gear drive based on pinion asymmetric double crowned[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(11): 2629-2634. (in Chinese)
- [18] Litvin F L, Fuentes A, Zanzi C, et al. Face-gear drive with spur involute pinion: geometry, generation by a worm, stress analysis[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2002, 191(25): 2785-2813.