

文章编号:1000-8055(2011)10-2394-07

面齿轮滚磨刀具基蜗杆齿廓奇异点研究

高金忠, 朱如鹏, 李政民卿

(南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016)

摘 要: 为了实现面齿轮的滚磨齿加工,采用包络原理对面齿轮滚磨齿刀具基蜗杆进行设计,并对基蜗杆齿廓曲面的奇异点进行分析,建立了刀具基蜗杆的包络坐标系,给出了刀具基蜗杆产形面方程,推导了刀具基蜗杆齿廓的曲面方程,利用 Catia 软件对基蜗杆进行了三维建模;推导了基蜗杆曲面的奇异点方程,给出基蜗杆曲面奇异点的计算方法,进行了基蜗杆曲面奇异点的实例计算;分别分析了基蜗杆半径、插齿刀模数、齿数、压力角对基蜗杆曲面奇异点位置的影响。

关 键 词: 面齿轮; 基蜗杆; 包络法; 蜗杆曲面; 奇异点

中图分类号: TH132

文献标志码: A

Research on singularities of base worm thread surface for hobbing or grinding face gear

GAO Jin-zhong, ZHU Ru-peng, LI Zheng-min-qing

(College of Mechanical and Electrical Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to produce face gear by a hob or grinding worm, a base worm used for hob or grinding worm was designed. In the investigation, a coordinate was established to describe the enveloping process of the worm, the equations describing the worm thread surface were presented, and the three-dimensional (3-D) entity of base worm was created by Catia. The derivation and avoidance of singularities of base worm thread surface was analyzed. A numerical example was given to calculated singularity point. The influence of the base worm radius, the module of shaper, the teeth number and the pressure angle on the singularity point were analyzed, respectively.

Key words: face gear; base worm; enveloping method; worm thread surface; singularity point

面齿轮传动是一种圆柱齿轮与圆锥齿轮相啮合的齿轮传动。与传统锥齿轮传动相比,面齿轮传动具有结构简单、质量轻、噪声小、传动重合度大、动力分流效果好、振动小等诸多优点^[1]。

面齿轮加工技术是面齿轮传动研究的基础,面齿轮滚齿加工可以提高面齿轮的加工效率,面齿轮的磨齿加工为硬齿面面齿轮的加工方法。美

国等发达国家正对面齿轮加工做大量的研究, Boeing 公司和芝加哥伊利诺伊大学的 Heath, Litvin, Lewicki, Tan 等^[2-11]对面齿轮传动理论和面齿轮加工技术做了大量的研究。同时, Boeing 公司与加拿大的 North Star 公司合作研制了面齿轮五轴磨床,能生产出精度达 AGMA12 级的面齿轮。在国内,面齿轮相关理论研究工作已取得

收稿日期:2010-11-17; 修订日期:2011-03-11

基金项目:国家自然科学基金(50775108, 51105194); 航空科技创新基金(08B52004); 南航青年科技创新基金(NS2010129); 南航直升机传动技术专项(NP2011025)

作者简介:高金忠(1985—),男,浙江杭州人,硕士,研究方向为机械传动。

不少进展^[12-14]. 在切齿加工方面, 南京航空航天大学、西北工业大学、北京航空航天大学等单位正在进行相关的研究工作. 面齿轮加工水平基本还处于插齿加工的实验阶段, 滚磨齿加工方法正在研究中. 在国家自然科学基金的资助下, 南京航空航天大学和西北工业大学分别进行了面齿轮插齿机的研制和插齿加工试验. 工程上急需一种高效、可靠、低成本的面齿轮加工设备, 复杂刀具简单运动的面齿轮滚、磨削加工方式是实现面齿轮特别是硬齿面面齿轮加工的有效途径之一. 南京航空航天大学^[13]和北京航空航天大学^[14]分别设计了一种用于面齿轮滚磨齿加工的基蜗杆形式, 但没有对基蜗杆的曲面特性进行详细的分析.

由于面齿轮滚磨刀具基蜗杆齿廓曲面比较复杂, 并不一定是一个正则曲面, 可能会有奇异点的存在. 奇异点通常是不稳定的, 会使蜗杆砂轮在磨削面齿轮过程中失去行进方向, 影响面齿轮的加工精度, 同时也会给基蜗杆本身的制造或者修整带来困难, 因此必须避免基蜗杆曲面上出现奇异点.

本文根据面齿轮滚磨削加工的特点, 建立刀具基蜗杆和圆柱齿轮插齿刀的包络坐标系. 运用包络原理推导刀具基蜗杆的齿面方程, 并利用 Catia 软件对刀具基蜗杆进行了三维建模. 推导了基蜗杆曲面的奇异点方程; 得出了避免基蜗杆曲面奇异点产生的计算方法; 进行了基蜗杆曲面奇异点的实例计算; 分别分析了基蜗杆半径、圆柱齿轮插齿刀压力角、齿数、模数对基蜗杆曲面奇异点位置的影响.

1 基蜗杆齿廓

1.1 插齿刀齿面方程及基蜗杆包络过程坐标系

刀具基蜗杆、插齿刀(圆柱齿轮)、面齿轮三者互相啮合的关系如图 1 所示. 其中插齿刀和基蜗

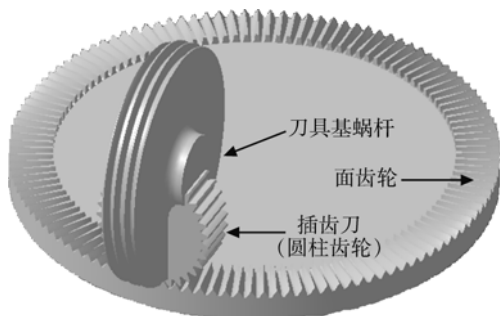


图 1 刀具基蜗杆、插齿刀、面齿轮三者啮合
Fig. 1 Illustration of simultaneous meshing of worm, shaper and face gear

杆之间可看做内啮合. 利用插齿刀齿廓作为产形面, 通过包络原理得到基蜗杆齿廓曲面.

插齿刀坐标系如图 2 所示, 其中坐标系 $S_s-O_s x_s y_s z_s$ 为插齿刀的随动坐标系. 插齿刀齿面方程即产形面方程

$$\begin{cases} x_s = r_{bs} [\cos(\theta_{os} + \theta_s) + \theta_s \sin(\theta_{os} + \theta_s)] \\ y_s = r_{bs} [\pm \sin(\theta_{os} + \theta_s) \mp \theta_s \cos(\theta_{os} + \theta_s)] \\ z_s = u_s \end{cases} \quad (1)$$

式中 θ_s 和 u_s 为渐开线插齿刀齿面参数; r_{bs} 为基圆半径; θ_{os} 确定插齿刀在基圆上的齿槽宽, $\theta_{os} = \frac{\pi}{2N_s} - (\tan \alpha - \alpha)$; α 为插齿刀分度圆压力角; N_s 为插齿刀齿数. 方程 y_s 中正负号的上部和下部分别对应插齿刀的右齿廓和左齿廓.

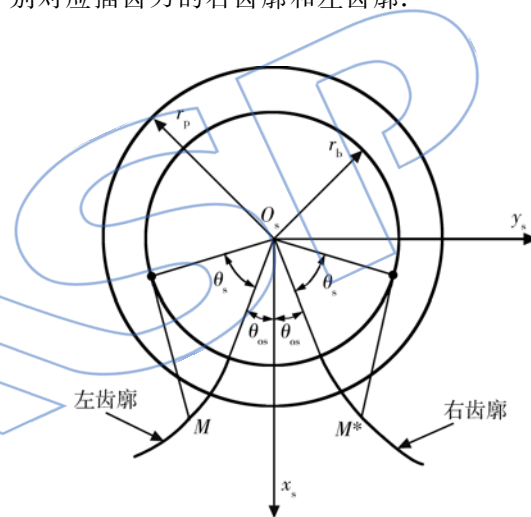


图 2 插齿刀坐标系

Fig. 2 Coordinate systems of shaper

故插齿刀齿廓齐次坐标为

$$\mathbf{r}_s(u_s, \theta_s) = [x_s \quad y_s \quad z_s \quad 1]^T \quad (2)$$

插齿刀包络右旋刀具基蜗杆的包络过程坐标系如图 3 所示. 其中插齿刀静坐标系为 $S_a-O_a x_a y_a z_a$, 插齿刀随动坐标系为 $S_s-O_s x_s y_s z_s$, 插齿刀绕轴线 $O_s z_s$ 旋转, 转速为 ω_s , 插齿刀转角为 φ_s . 基蜗杆静坐标系为 $S_c-O_c x_c y_c z_c$, 基蜗杆随动坐标系为 $S_w-O_w x_w y_w z_w$, 基蜗杆绕轴线 $O_w z_w$ 旋转, 转速为 ω_w , 基蜗杆转角为 φ_w .

1.2 插齿刀轴线与基蜗杆轴线交角的确定

如图 3 所示, $\lambda_w + \frac{\pi}{2}$ 为插齿刀与右旋基蜗杆轴线的交角. λ_w 的值可根据满足基蜗杆与插齿刀啮合点处的相对移动速度的方向与插齿刀轴线共线的条件来求解.

如图4所示,点P为基蜗杆与插齿刀在插齿刀分度圆上的啮合点,则在P点处基蜗杆与插齿刀的相对移动速度 $\mathbf{v}^{(s)} - \mathbf{v}^{(w)}$ 的方向与插齿刀轴线共线,即在P点出满足下式

$$\sin \lambda_w = \frac{\mathbf{v}^{(s)}}{\mathbf{v}^{(w)}} \quad (3)$$

式中 $\mathbf{v}^{(s)}$ 为P点处插齿刀齿面的移动速度, $\mathbf{v}^{(w)}$ 为P点处基蜗杆齿面的移动速度。

把P点处的参数代入式(3)求得

$$\lambda_w = \arcsin \frac{r_{ps}}{z_s(E_{ws} + r_{ps})} \quad (4)$$

式中 r_{ps} 为插齿刀分度圆半径,基蜗杆头数为1。

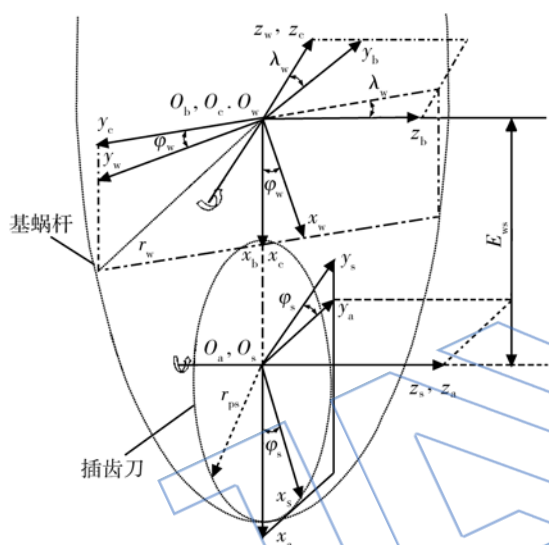


图3 右旋基蜗杆包络过程坐标系

Fig. 3 Coordinate systems S_s and S_w and right-hand worm installment

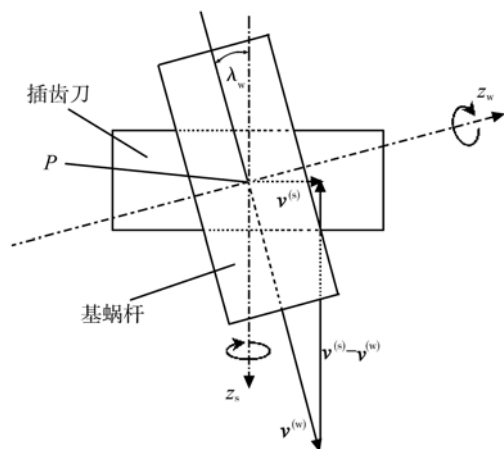


图4 右旋基蜗杆轴线与插齿刀的交角

Fig. 4 Crossing angle between the right-hand worm and the shaper

1.3 插齿刀包络右旋基蜗杆的坐标变换矩阵

从坐标系 S_s 到 S_a 的转换矩阵 $\mathbf{M}_{as}$ 为

$$\mathbf{M}_{as} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_s & -\sin \varphi_s & 0 & 0 \\ \sin \varphi_s & \cos \varphi_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中 φ_s 为插齿刀转角。

从坐标系 S_a 到 S_b 的转换矩阵 $\mathbf{M}_{ba}$ 为

$$\mathbf{M}_{ba} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & E_{ws} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 E_{ws} 为插齿刀轴线与基蜗杆轴线的最短距离,如图3所示。

从坐标系 S_b 到 S_c 的转换矩阵 $\mathbf{M}_{cb}$ 为

$$\mathbf{M}_{cb} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \left(\lambda_w + \frac{\pi}{2} \right) & -\sin \left(\lambda_w + \frac{\pi}{2} \right) & 0 \\ 0 & \sin \left(\lambda_w + \frac{\pi}{2} \right) & \cos \left(\lambda_w + \frac{\pi}{2} \right) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

从 S_c 到 S_w 的转换矩阵 $\mathbf{M}_{wc}$ 为

$$\mathbf{M}_{wc} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_w & -\sin \varphi_w & 0 & 0 \\ \sin \varphi_w & \cos \varphi_w & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 $\varphi_w = \varphi_s N_s$, 取基蜗杆头数为1。

故插齿刀包络右旋刀具基蜗杆时的坐标系齐次转换矩阵 $\mathbf{M}_{ws}$ 为

$$\mathbf{M}_{ws} = [\mathbf{M}_{wc}][\mathbf{M}_{cb}][\mathbf{M}_{ba}][\mathbf{M}_{as}] \quad (9)$$

1.4 基蜗杆齿面方程及仿真

插齿刀齿廓方程经过坐标变换得到在基蜗杆坐标系 S_w 中的面族方程 $\mathbf{r}_w$, 即

$$\mathbf{r}_w(u_s, \theta_s, \varphi_s) = \mathbf{M}_{ws} \mathbf{r}_s(u_s, \theta_s) \quad (10)$$

插齿刀包络刀具基蜗杆的啮合条件为

$$f_{ws}(u_s, \theta_s, \varphi_s) = \left[\frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial u_s} \times \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial \theta_s} \right] \cdot \frac{\partial \mathbf{r}_w}{\partial \varphi_s} = 0 \quad (11)$$

式(10)和式(11)联立,得到基蜗杆齿廓方程,把在 Matlab 中计算得到的点导入 Catia 中,建立右旋基蜗杆三维模型,如图5所示。模型中插齿刀模数为3 mm,齿数为30,压力角为 27.5° , E_{ws} 为67.5 mm。

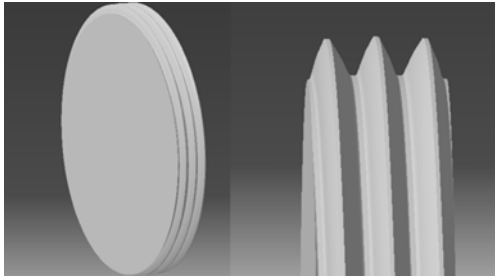


图 5 基蜗杆三维实体的 Catia 仿真

Fig. 5 Three-dimensional entity of base worm

2 基蜗杆曲面奇异点方程及避免产生的条件

由于刀具基蜗杆曲面比较复杂,并不一定是一个正则曲面,曲面上有可能存在的奇异点,奇异点会影响刀具基蜗杆加工零件时的精度以及带来基蜗杆自身制造和修整上的难度,因此必须避免基蜗杆曲面上的奇异点.当基蜗杆齿面上的接触点在基蜗杆齿面上的移动速度 $\mathbf{v}_r^{(w)}$ 为 0 时,将出现奇异点,即满足下述方程:

$$\mathbf{v}_r^{(s)} + \mathbf{v}_r^{(sw)} = \mathbf{v}_r^{(w)} = 0 \quad (12)$$

式中 $\mathbf{v}_r^{(s)} = \frac{\partial \mathbf{r}_s}{\partial u_s} \frac{du_s}{dt} + \frac{\partial \mathbf{r}_s}{\partial \theta_s} \frac{d\theta_s}{dt}$, $\mathbf{v}_r^{(s)}$ 为接触点在插齿刀齿面 Σ_s 上的移动速度, $\mathbf{v}_r^{(sw)}$ 为插齿刀齿面 Σ_s 与基蜗杆齿面 Σ_w 相啮合时的相对移动速度.由式(12)可得

$$\frac{\partial \mathbf{r}_s}{\partial u_s} \frac{du_s}{dt} + \frac{\partial \mathbf{r}_s}{\partial \theta_s} \frac{d\theta_s}{dt} = -\mathbf{v}_r^{(sw)} \quad (13)$$

包络条件式(9)对时间 t 求得

$$\frac{\partial f_{ws}}{\partial u_s} \frac{du_s}{dt} + \frac{\partial f_{ws}}{\partial \theta_s} \frac{d\theta_s}{dt} = -\frac{\partial f_{ws}}{\partial \varphi_s} \frac{d\varphi_s}{dt} \quad (14)$$

式(13)和式(14)是一个含有两个未知数 $\frac{du_s}{dt}$ 和 $\frac{d\theta_s}{dt}$ 的具有四个线性方程的方程组.如果矩阵

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \mathbf{r}_s}{\partial u_s} & \frac{\partial \mathbf{r}_s}{\partial \theta_s} & -\mathbf{v}_r^{(sw)} \\ \frac{\partial f_{ws}}{\partial u_s} & \frac{\partial f_{ws}}{\partial \theta_s} & -\frac{\partial f_{ws}}{\partial \varphi_s} \frac{d\varphi_s}{dt} \end{bmatrix}$$

的秩为 2,则方程组的未知数有确定的解.

若这个方程组未知数有确定的解,则可以在插齿刀齿面上确定两条奇异点极限曲线 L ,该曲线将形成基蜗杆曲面 Σ_w 上的奇异点.通过避免基蜗杆与插齿刀的瞬时接触线与所求得的奇异点极

限曲线 L 相交,可以避免在基蜗杆曲面 Σ_w 上产生奇异点.通过求解式(13)和式(14)联立的方程组中任意两个方程就可以得到插齿刀上的奇异点极限曲线 L .

3 基蜗杆曲面奇异点计算方法

3.1 插齿刀齿面上奇异点极限曲线 L 的计算

由于矩阵 $\mathbf{A}$ 为 4×3 的矩阵,当矩阵 $\mathbf{A}$ 的秩为 2 时,可从 $\mathbf{A}$ 中任意取出两个 3×3 的子矩阵,且其行列式的值为零.

首先取 $\mathbf{A}_1$ 为

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_s}{\partial u_s} & \frac{\partial x_s}{\partial \theta_s} & v_{xs}^{(ws)} \\ \frac{\partial z_s}{\partial u_s} & \frac{\partial z_s}{\partial \theta_s} & v_{zs}^{(ws)} \\ f_{us} & f_{\theta s} & f_{\varphi s} \frac{d\varphi_s}{dt} \end{bmatrix}$$

令 $|\mathbf{A}_1| = 0$, 则得

$$F_1(u_s, \theta_s, \varphi_s) = \frac{\partial x_s}{\partial u_s} \left(\frac{\partial z_s}{\partial \theta_s} f_{\varphi s} - v_{zs}^{(ws)} f_{\theta s} \right) - \frac{\partial x_s}{\partial \theta_s} \left(\frac{\partial z_s}{\partial u_s} f_{\varphi s} - v_{zs}^{(ws)} f_{us} \right) + v_{xs}^{(ws)} \left(\frac{\partial z_s}{\partial u_s} f_{\theta s} - \frac{\partial z_s}{\partial u_s} f_{us} \right) = 0 \quad (15)$$

其次取 $\mathbf{A}_2$ 为

$$\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_s}{\partial u_s} & \frac{\partial x_s}{\partial \theta_s} & v_{xs}^{(ws)} \\ \frac{\partial y_s}{\partial u_s} & \frac{\partial y_s}{\partial \theta_s} & v_{ys}^{(ws)} \\ \frac{\partial z_s}{\partial u_s} & \frac{\partial z_s}{\partial \theta_s} & v_{zs}^{(ws)} \end{bmatrix}$$

令 $|\mathbf{A}_2| = 0$, 则得

$$F_2(u_s, \theta_s, \varphi_s) = \frac{\partial x_s}{\partial u_s} \left(\frac{\partial y_s}{\partial \theta_s} v_{zs}^{(ws)} - \frac{\partial z_s}{\partial \theta_s} v_{ys}^{(ws)} \right) - \frac{\partial x_s}{\partial \theta_s} \left(\frac{\partial y_s}{\partial u_s} v_{zs}^{(ws)} - \frac{\partial z_s}{\partial u_s} v_{ys}^{(ws)} \right) + v_{xs}^{(ws)} \left(\frac{\partial y_s}{\partial u_s} \frac{\partial z_s}{\partial \theta_s} - \frac{\partial z_s}{\partial u_s} \frac{\partial y_s}{\partial \theta_s} \right) = 0 \quad (16)$$

参考图 2,解得 θ_s 的范围为

$$\sqrt{\left(\frac{r_{is}}{r_{bs}} \right)^2 - 1} < \theta_s < \sqrt{\left(\frac{r_{as}}{r_{bs}} \right)^2 - 1} \quad (17)$$

把 θ_s 离散化后分别代入式(15)和式(16),求得一系列 φ_s 和 u_s 的值,把 u_s 和 θ_s 代入插齿刀齿面方程(取插齿刀的右齿廓)中得到一系列的 x_s , y_s , z_s 的值,把这些点连成一条线就得到奇异点极限曲线 L ,该线将形成基蜗杆曲面上与右侧齿廓相对应的奇异点.

以右旋基蜗杆作为算例,取插齿刀模数为3 mm,压力角为 27.5° ,齿数为30, E_{ws} 为45 mm. 根据上述原理,得到在平面 (θ_s, u_s) 内的两条奇异点极限曲线 L ,如图6所示.

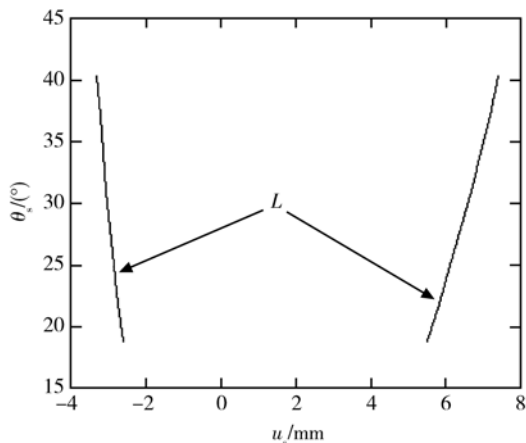


图6 平面 (θ_s, u_s) 内的奇异点极限曲线 L

Fig. 6 Singularity point's limited line L in plane (θ_s, u_s)

3.2 刀具基蜗杆与插齿刀的接触线计算

刀具基蜗杆与插齿刀啮合为线接触. 根据插齿刀包络基蜗杆曲面的方程, 可以求出刀具基蜗杆与插齿刀在平面 (θ_s, u_s) 内的啮合线, 具体计算过程如下:

- 1) 取 $\varphi_s = \text{常数}$;
- 2) 将 θ_s 离散化, 通过啮合条件式(11)求得到一系列与 θ_s 对应 u_s 的值;
- 3) 把所得到的 θ_s 和 u_s 的值在平面 (θ_s, u_s) 内表示成一条线;
- 4) 取 φ_s 为另一个常数, 循环上面的步骤.

这样可得到一系列的基蜗杆与插齿刀啮合在平面 (θ_s, u_s) 内形成的接触线. 得到与图6相对应的接触线, 如图7所示.

3.3 刀具基蜗杆齿面奇异点位置的求解

将上面求得的奇异点极限曲线 L 和插齿刀与基蜗杆的瞬时接触线同时表示在平面 (θ_s, u_s) 内, 如图8所示.

由图8可知, 在插齿刀右侧齿面旋转包络过程中, 当转角 $\varphi_s = -19.05^\circ$ 时, 此时刻的接触线刚好与齿廓左侧的奇异点极限曲线 L 相交于 A 点. 此时 A 点对应的插齿刀齿面包络刀具基蜗杆将产生第一个奇异点 B , 如图9所示. 图中绕基蜗杆旋转的线为对应奇异点极限曲线 L 在基蜗杆上包络所得的曲线.

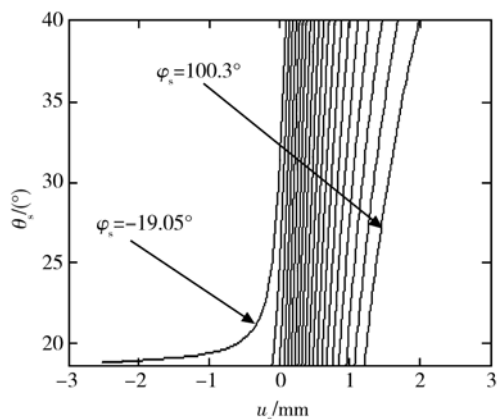


图7 基蜗杆与插齿刀在平面 (θ_s, u_s) 内的接触线

Fig. 7 Contact line between the shaper and the base worm in plane (θ_s, u_s)

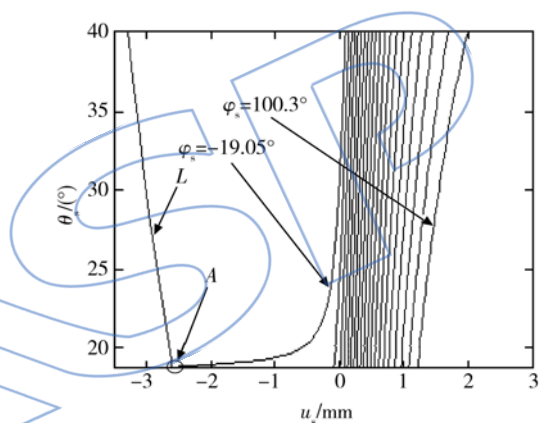


图8 奇异点极限曲线 L 和刀具基蜗杆与插齿刀的接触线在平面 (θ_s, u_s) 内表示

Fig. 8 Singularity point's limited line L and contact line between the shaper and the base worm in plane (θ_s, u_s)

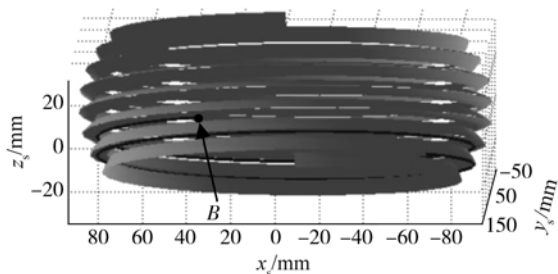


图9 在刀具基蜗杆表面上的奇异点 B

Fig. 9 Singularity point B on base worm threads surface

由上述算例可知, 当插齿刀(插齿刀右侧齿廓)的转角 $\varphi_s = -19.05^\circ$ 时, 将产生第一个奇异点. 这个奇异点位于基蜗杆齿廓的齿根部分, 如图

9 中的 B 点所示. 与插齿刀转角 φ_s 相对的刀具基蜗杆允许的最大转角 $\varphi_{w\max} = -571.3^\circ$, 相对应的基蜗杆单侧最大圈数 $n_{\max} = 571/360 = 1.58$. 考虑到基蜗杆的两侧齿廓都需要限定圈数, 则基蜗杆最大的允许圈数为 $1.58 \times 2 = 3.16$. 为了避免刀具基蜗杆齿廓曲面出现奇异点, 应严格限制基蜗杆的轴向尺寸.

4 刀具基蜗杆设计参数对奇异点的影响

通过改变基蜗杆的设计参数, 分析不同参数对基蜗杆曲面奇异点位置的影响. 以右旋基蜗杆为例, 分别取不同的插齿刀模数、齿数、压力角和插齿刀轴线与基蜗杆轴线的最短距离 E_{ws} , 把上述参数值分别代入式(15)和式(16), 求解 φ_s , 通过所求得 φ_s 的值来确定基蜗杆单侧齿廓允许的最大转角 $\varphi_{w\max}$, 即奇异点极限曲线 L 与插齿刀和基蜗杆的瞬时接触线第一次相交时基蜗杆的转角. 把 $\varphi_{w\max}$ 转化成基蜗杆单侧最大圈数 $n_{\max} = \varphi_{w\max}/360$, 则整个基蜗杆的圈数为 $2n_{\max}$.

取插齿刀模数、齿数、压力角为定值, 当 E_{ws} 变化时, $n_{\max}$ 变化趋势如图 10 所示. 当 $E_{ws} > 0$ 时, 基蜗杆半径大于插齿刀分度半径; 当 $0 > E_{ws} > -r_{ps}$ 时, 基蜗杆半径小于插齿刀分度圆半径, 其中 r_{ps} 为插齿刀分度圆半径.

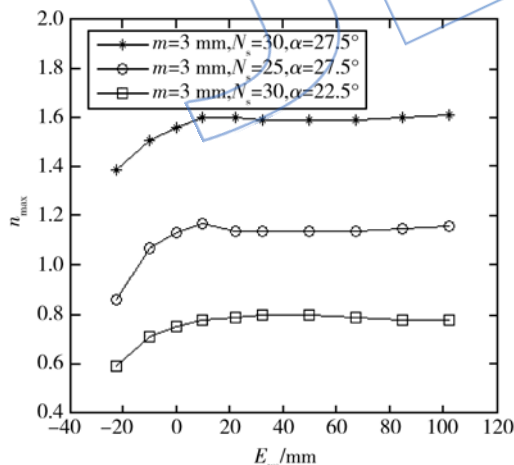


图 10 E_{ws} 与 $n_{\max}$ 的关系

Fig. 10 Relation between E_{ws} and $n_{\max}$

由图 10 可知, 当 $E_{ws} < 0$ 时, 即基蜗杆半径小于插齿刀分度圆半径时, $n_{\max}$ 的值随着 E_{ws} 的变小明显变小, 当 $E_{ws} > 0$ 时, 即基蜗杆半径大于插齿刀分度圆半径时, $n_{\max}$ 的值随着 E_{ws} 的变大基本无变化.

取插齿刀模数、齿数以及 E_{ws} 为定值, 当插齿刀压力角变化时, $n_{\max}$ 的变化趋势如图 11 所示.

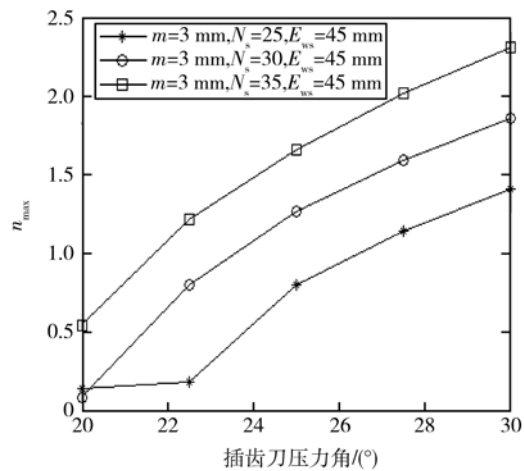


图 11 插齿刀压力角与 $n_{\max}$ 的关系

Fig. 11 Relation between the pressure angle of shaper and $n_{\max}$

由图 11 可知, 当插齿刀压力角增大时, $n_{\max}$ 的值明显增大, 且当压力角较小时, $n_{\max}$ 的值很小, 基蜗杆曲面上奇异点的位置离刀具基蜗杆的中部比较近.

在面齿轮设计中, 为改善啮合性能, 插齿刀齿数与小齿轮齿数之差为 1~3 个齿. 取插齿刀模数、压力角以及 E_{ws} 为定值, 当齿数变化时, $n_{\max}$ 的变化趋势如图 12 所示.

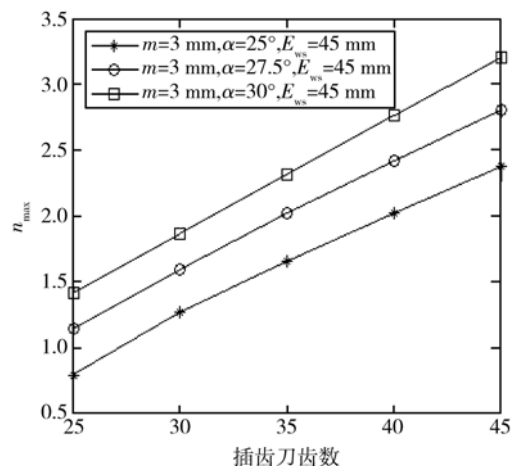


图 12 插齿刀齿数与 $n_{\max}$ 的关系

Fig. 12 Relation between the teeth number of shaper and $n_{\max}$

由图 12 可知, 当插齿刀齿数增大时, $n_{\max}$ 的值明显增大, 且当插齿刀齿数较少时, $n_{\max}$ 的值较小, 基蜗杆曲面上奇异点的位置离刀具基蜗杆中

部比较近.

取插齿刀齿数、压力角以及 E_{ws} 为定值,模数变化时, n_{max} 的变化情况如表 1 所示.

由表 1 可知,当模数变化时, n_{max} 的值基本无变化,模数对奇异点位置影响不大.

表 1 模数变化时 n_{max} 的变化情况

Table 1 Relation between the module of shaper and n_{max}

模数/mm	n_{max}
1	1.60
2	1.59
3	1.59
4	1.59
5	1.59

5 结 论

根据刀具基蜗杆、插齿刀、面齿轮三者同时啮合的原理,以插齿刀为产形面,通过包络原理得到刀具基蜗杆的齿廓方程.推导了基蜗杆曲面的奇异点的方程,得出避免基蜗杆曲面产生奇异点的计算方法,进行了基蜗杆曲面奇异点的实例计算.根据基蜗杆曲面奇异点的计算方法,分析了基蜗杆半径、插齿刀压力角、齿数、模数对基蜗杆曲面奇异点位置的影响,得出以下结论:

1) 当基蜗杆半径小于插齿刀分度圆半径时,基蜗杆单侧齿廓的最大圈数 n_{max} 的值随着 E_{ws} 的变小明显变小,当基蜗杆半径大于插齿刀分度圆半径时, n_{max} 的值随着 E_{ws} 的变大基本无变化.

2) 当插齿刀压力角增大时,基蜗杆单侧齿廓最大圈数 n_{max} 的值明显增大,且当压力角较小时, n_{max} 的值较小.

3) 当插齿刀齿数增大时,基蜗杆单侧齿廓最大圈数 n_{max} 的值明显增大,且当插齿刀齿数较少时, n_{max} 的值较小.

4) 插齿刀模数的变化对基蜗杆单侧齿廓最大圈数 n_{max} 的值基本无影响.

参考文献:

- [1] Litvin F L, Zhang Y, Wang J C, et al. Design and geometry of face-gear drives[J]. Transactions of ASME, Journal of Mechanical Design, 1992, 114(4): 642-647.
- [2] Heath G F, Filler R R, Tan J. Development of face gear technology for industrial and aerospace power transmission [R]. NASA/CR-2002-211320, 2002.
- [3] Litvin F L, Wang J C, Bossler R B Jr., et al. Application of face-gear drives in helicopter transmission[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1994, 116(3): 672-676.
- [4] Litvin F L, Alfonso F, Claudio Z, et al. Face-gear drive with spur involute pinion: geometry, generation by a worm, stress analysis[R]. NASA/CR-2002-211362, 2002.
- [5] Lewicki D G, Heath G F, Filler R R, et al. RDS-21 face-gear surface durability tests [R]. NASA/TM-2007-214970, 2007.
- [6] Litvin F L, Alfonso F, Ignacio G P, et al. Face gear drive with helical involute pinion: geometry, generation by a shaper and a worm, avoidance of singularities and stress analysis[R]. NASA/CR-2005-213443, 2005.
- [7] Litvin F L. Theory of peering [R]. NASA/RP-1212 (AVSCOM 88-C-C035), 1989.
- [8] Tan J. Apparatus and method for improved precision grinding of face gears: U. S. , 5823857[P]. 1998-01-22.
- [9] Litvin F L, Chen Y D, Heath G F, et al. Apparatus for precision grinding face gear: U. S. , 6146253[P]. 2000-11-14.
- [10] Heath G F, Bossler R B Jr. Advanced rotorcraft transmission (ART) program final report[R]. NASA/CR-191057, 1993.
- [11] Litvin F L, Egelja A, Tan J, et al. Handbook on face gear drives with a spur involute pinion[R]. NASA/CR-2000-209909, 2000.
- [12] 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): 358-361.
ZHU Rupeng, PAN Shengcai, GAO Deping. Current state and development of research on face gear drive[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 1997, 29(3): 358-361. (in Chinese)
- [13] 李政民卿, 朱如鹏. 面齿轮滚磨刀具基蜗杆研究[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(1): 99-101.
LI Zhengminqing, ZHU Rupeng. A study of worm of hobbing or grinding wheel for face gear[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2009, 28(1): 99-101. (in Chinese)
- [14] 王延忠, 吴灿辉, 葛旭阳, 等. 面齿轮滚刀基本蜗杆的设计方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2009, 35(2): 166-169.
WANG Yanzhong, WU Canhui, GE Xuyang, et al. Basal-worm designing method of face-gear hob[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(2): 166-169. (in Chinese)
- [15] 郭辉, 赵宁, 方宗德, 等. 基于接触有限元的面齿轮传动弯曲强度研究[J]. 航空动力学学报, 2008, 23(8): 1438-1422.
GUO Hui, ZHAO Ning, FANG Zongde, et al. Research on bending strength of face gear transmission based on contact finite element method[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1422-1438. (in Chinese)