

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2020.009

滚子包络环面蜗杆传动副装配误差分析

唐鹏, 陈永洪, 郑正鼎, 陈兵奎

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要:为了掌握装配误差对滚子包络环面蜗杆传动副齿面接触的影响规律,基于齿轮啮合原理和微分几何原理,在滚子包络环面蜗杆传动副的理论啮合几何学模型的基础上,建立了考虑中心距误差、蜗杆轴向误差、蜗轮轴向误差和轴交角误差等4项装配误差的传动副干涉分析模型,提出了传动副在2种干涉情况下的定量评价指标及其数值计算方法,通过实例计算验证了数学模型的正确性。实例分析结果表明:滚子包络环面蜗杆传动副的理论接触线为中间平面附近的一条空间圆柱螺旋曲线;在装配误差的各分量中,蜗杆轴向误差对接触干涉情况影响最大,蜗轮轴向误差影响最小。

关键词:滚子包络环面蜗杆;啮合理论;接触干涉;装配误差

中图分类号:TH132.44

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2021)06-073-11

Analysis of assembly errors of the roller enveloping hourglass worm drive

TANG Peng, CHEN Yonghong, ZHENG Zhengding, CHEN Bingkui

(State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: In order to analyze the influences of assembly errors on the contact of roller enveloping worm gearing, an interference analysis model of the roller enveloping worm was build based on the theory of gear meshing and differential geometry, considering four assembly errors: center distance error, worm axial error, worm gear axial error, and shaft intersection angle error. The quantitative evaluation index and its numerical calculation method of the transmission pair under two kinds of interference conditions were put forward. The correctness of the mathematical model was verified by the example calculation. The results suggest that the theoretical contact line of the roller enveloping hourglass worm gearing is a space cylindrical spiral curve near the middle plane. Among the components of the assembly error, the axial error of the worm has the greatest influence on the contact interference, while the axial error of the worm gear has the least influence.

Keywords: roller enveloping hourglass worm; meshing theory; contact interference; assembly error

收稿日期:2020-02-18 网络出版日期:2020-04-15

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2019YFB2006402);重庆市自然科学基金资助项目(cstc2018jcyjAX 0301)。

Supported by the National Key Research and Development Program of China (2019YFB2006402), and the Natural Science Foundation of Chongqing (cstc2018jcyjAX0301).

作者简介:唐鹏(1995—),男,重庆大学硕士研究生,主要研究方向为精密传动与系统。

通讯作者:陈永洪,男,重庆大学副教授/博导,主要研究方向为蜗杆传动,(E-mail) yh_chen@cqu.edu.cn。

蜗杆传动属斜面传动,作为齿轮传动的一个重要分支,其传动原理与典型齿轮传动的杠杆传动原理有较大区别,蜗杆传动副齿面相对滑动速度较大,齿面磨损较快。

将蜗杆传动副共轭齿面之间的滑动摩擦改为滚动摩擦是减小摩擦系数提高传动效率的有效途径。Kato 等^[1]提出针轮蜗杆传动,并对其结构设计、加工工艺、传动效率及润滑条件等问题进行了全面的研究,日本三共(SANKYO)株式会社成功地将滚柱包络环面蜗杆传动应用于减速器生产。Siegmond 等提出了滚珠环面蜗杆传动,在蜗轮与环面蜗杆之间加入了钢球作为蜗轮齿,并在钢球和蜗轮母体球窝内布满小钢珠以减小钢球与蜗轮母体之间的滑动摩擦^[2]。张光辉等^[3]和陈永洪等^[4]提出滚锥包络环面蜗杆传动,并进行了啮合理论、参数优化、样机制造及性能试验等方面的系统研究,证明滚锥包络环面蜗杆传动具有传动效率高、承载能力大、使用寿命长及制造简单等优点。邓星桥等^[5-6]提出无侧隙双滚子包络环面蜗杆传动,所用蜗杆是以蜗轮齿面为原始母面包络展成的环面蜗杆,蜗轮轮齿则是两个能够绕其自身轴线转动的滚子,不仅具有滚子包络环面传动效率高、啮合齿数多、承载能力强等优点,还具有侧隙可调及零侧隙的特点。Chen 等^[7]建立了球面包络环面蜗杆传动的啮合几何学,分析了误差对传动副接触区域的影响规律。Wang 等^[8]分析了滚子包络环面蜗杆传动副的时变啮合刚度,研究了滚子直径对啮合刚度的影响规律。Deng 等^[9]分析了滚子包络环面蜗杆传动减速器的润滑流场。上述对滚子包络环面蜗杆传动副的研究主要是针对蜗杆的啮合传动性能、设计参数优化、润滑流场等方面^[5-9]。但是单纯在理论状态下建立的数学模型并不能反映实际工况下传动副的接触情况,缺乏装配误差对齿面接触的影响规律等理论指导,则会导致在传动过程中出现轮齿接触不良、卡死等现象。

笔者基于滚子包络环面蜗杆的传动原理,建立了考虑装配误差的传动副干涉分析模型,提出了干涉定量评价指标及其数值计算方法,并系统地分析了中心距误差、蜗杆轴向窜动量误差、滚子蜗轮轴向误差和轴交角误差对滚子包络环面蜗杆传动副的接触情况的影响规律。

1 滚子包络环面蜗杆传动副啮合几何学

1.1 几何标架及坐标变换

滚子包络环面蜗杆传动副的蜗轮是以圆柱滚子为轮齿的组合物,环面蜗杆齿面是以滚子圆柱面为母面按啮合运动关系包络展成,基于啮合关系建立标架如图 1 所示。图中空间固定标架 $\sigma_m(o_m-x_m, y_m, z_m)$ 和 $\sigma_n(o_n-x_n, y_n, z_n)$ 为滚子蜗轮和蜗杆的初始位置,其底矢分别为 (i_m, j_m, k_m) 和 (i_n, j_n, k_n) ;滚子蜗轮与运动标架 $\sigma_1(o_1-x_1, y_1, z_1)$ 固连,并绕 z_1 轴以角速度 ω_1 转动,环面蜗杆与运动标架 $\sigma_2(o_2-x_2, y_2, z_2)$ 固连,并绕 z_2 轴以角速度 ω_2 转动;标架 σ_1 和 σ_2 的底矢分别为 (i_1, j_1, k_1) 和 (i_2, j_2, k_2) ;滚子蜗轮和环面蜗杆某瞬时的转动角位移分别为 φ_1 和 φ_2 ,且有 $\varphi_1/\varphi_2 = \omega_1/\omega_2 = Z_2/Z_1 = i_{12}$,其中 Z_1 为环面蜗杆头数, Z_2 为滚子蜗轮齿数, i_{12} 为蜗杆传动副传动比; a 为传动副中心距。

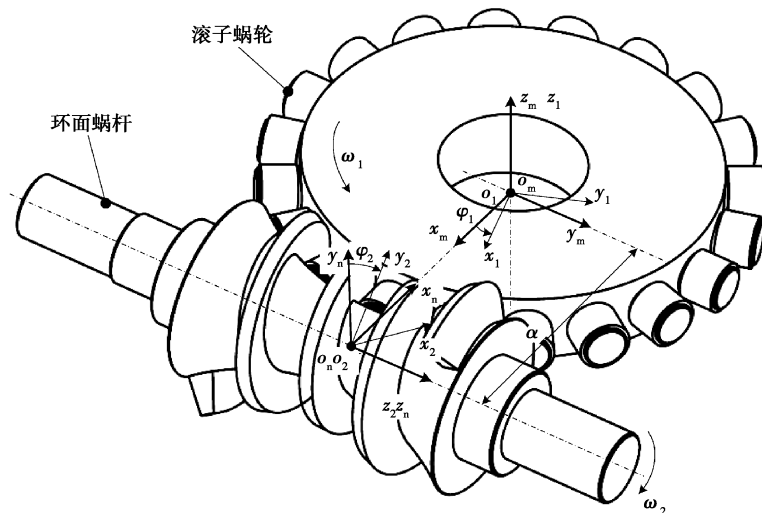


图 1 传动副几何标架

Fig. 1 Coordinate systems in the worm drive

由图 1 所示几何关系,有滚子蜗轮固连坐标系 σ_1 与环面蜗杆固连坐标系 σ_2 之间的转换关系为:

$$(x_2, y_2, z_2, 1)^T = \mathbf{M}_{n2} \mathbf{M}_{mn} \mathbf{M}_{1m} (x_1, y_1, z_1, 1)^T, \quad (1)$$

$$\text{式中: } \mathbf{M}_{n2} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \mathbf{M}_{1m} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \mathbf{M}_{mn} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & a \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

1.2 滚子齿面

建立滚子蜗轮齿面在其固连坐标系的示意图如图 2 所示,图中 r 为滚子半径, u 和 θ 为滚子齿面参数。

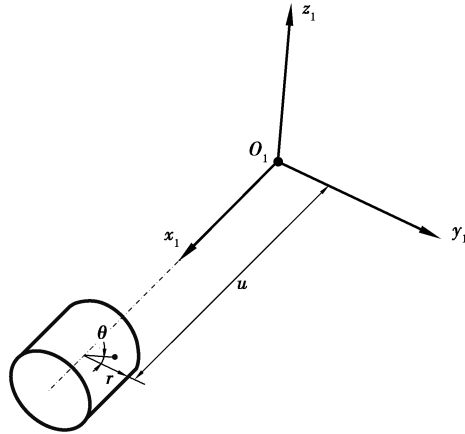


图 2 滚子蜗轮齿面

Fig. 2 Tooth surface of the roller worm

则滚子蜗轮固连坐标系 σ_1 下滚子蜗轮的齿面位置向量为:

$$\begin{cases} \mathbf{r}^1 = x_1 \mathbf{i}_1 + y_1 \mathbf{j}_1 + z_1 \mathbf{k}_1, \\ x_1 = u, \\ y_1 = -r \sin \theta, \\ z_1 = r \cos \theta. \end{cases} \quad (2)$$

基于上述齿面方程式(2),由微分几何关系^[10]可得滚子蜗轮固连坐标系 σ_1 下滚子齿面的单位法向量为:

$$\begin{cases} \mathbf{n}^1 = n_{x1} \mathbf{i}_1 + n_{y1} \mathbf{j}_1 + n_{z1} \mathbf{k}_1, \\ n_{x1} = 0, \\ n_{y1} = -\sin \theta, \\ n_{z1} = \cos \theta. \end{cases} \quad (3)$$

1.3 传动副的啮合关系

为了表示环面蜗杆与滚子齿面的相对运动关系,同时考虑简化计算而又不失一般性,令 $\omega_2 = 1 \text{ rad/s}$, 则 $\omega_1 = 1/i_{21} = i_{12} \text{ rad/s}$, 通过坐标变换及底矢转换,可得滚子蜗轮固连坐标系 σ_1 下的齿面啮合点处的相对速度为:

$$\begin{cases} \mathbf{v}^{(12)} = v_{1x}^{(12)} \mathbf{i}_1 + v_{1y}^{(12)} \mathbf{j}_1 + v_{1z}^{(12)} \mathbf{k}_1, \\ v_{1x}^{(12)} = z_1 \cos \varphi_1 - i_{12} y_1, \\ v_{1y}^{(12)} = i_{12} x_1 - y_1 \sin \varphi_1, \\ v_{1z}^{(12)} = -x_1 \cos \varphi_1 + y_1 \sin \varphi_1 + a. \end{cases} \quad (4)$$

环面蜗杆齿面与滚子齿面保持连续啮合,必须满足在传动中时刻处于相切接触状态,即满足条件^[1] $\Phi = \mathbf{v}^{(12)} \mathbf{n}^1 = 0$, 得滚子蜗轮包络环面蜗杆传动的啮合函数为:

$$\Phi(u, \theta, \varphi_1) = ai_{12} \cos \theta - u \sin \theta - ui_{12} \cos \varphi_1 \cos \theta. \quad (5)$$

1.4 滚子齿面接触线

滚子齿面上满足啮合方程式(5)的点即为传动副在滚子齿面的瞬时接触线。故滚子齿面接触线方程为:

$$\begin{cases} \mathbf{r}_1(u, \theta) = x_1 \mathbf{i}_1 + y_1 \mathbf{j}_1 + z_1 \mathbf{k}_1, \\ \Phi(u, \theta, \varphi_1) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

1.5 环面蜗杆齿面

将滚子齿面上满足啮合方程的点转换至环面蜗杆固连坐标系,得环面蜗杆齿面方程为:

$$\begin{cases} \mathbf{r}_2(u, \theta, \varphi_1) = x_2 \mathbf{i}_2 + y_2 \mathbf{j}_2 + z_2 \mathbf{k}_2, \\ \Phi(u, \theta, \varphi_1) = 0, \end{cases} \quad (7)$$

$$x_2 = a \cos \varphi_2 - u \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - r \cos \theta \sin \varphi_2 - r \cos \varphi_2 \sin \varphi_1 \sin \theta,$$

$$y_2 = a \sin \varphi_2 + r \cos \theta \cos \varphi_2 - u \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 - r \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \theta,$$

$$z_2 = u \sin \varphi_1 - r \cos \varphi_2 \sin \theta.$$

2 含装配误差的传动副数学模型

2.1 几何标架及坐标变换

在传动副的实际装配过程中难免会产生装配误差。将传动副的装配误差分解到各个方向分量上,分别对传动副在装配过程中可能出现的中心距误差、蜗杆轴向误差、蜗轮轴向误差及轴交角误差进行分析。为了分析简便,在不失一般性的情况下假设滚子蜗轮为标准安装位置,上述所有误差均是环面蜗杆相对于滚子蜗轮而产生的,建立含装配误差坐标系如图 3 所示。

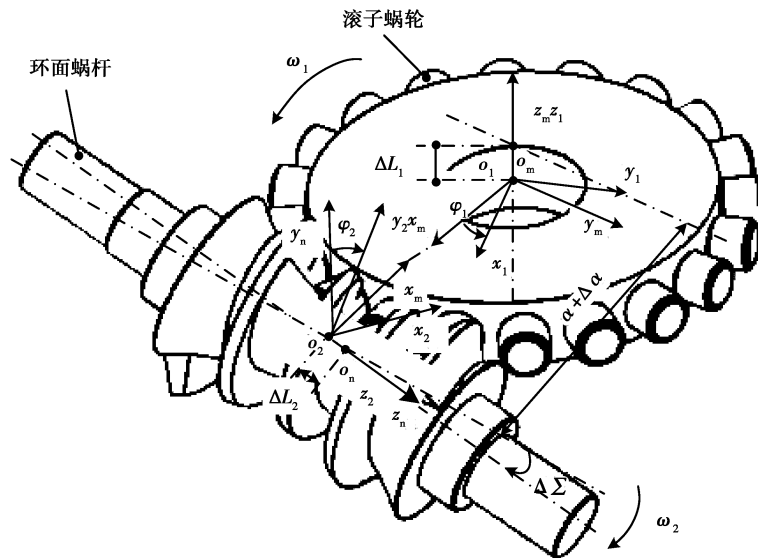


图 3 含装配误差的传动副几何标架

Fig. 3 Coordinate systems of the worm drive with errors

图 3 所示含装配误差坐标系中,考虑了蜗杆和滚子蜗轮间的误差相对位移关系,所以蜗杆固定标架 σ_m 与滚子蜗轮固定标架 σ_n 之间的变换矩阵为:

$$\mathbf{M}_{mn} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & a + \Delta a \\ 0 & \sin \Delta \Sigma & \cos \Delta \Sigma & -\Delta L_2 \\ 0 & \cos \Delta \Sigma & -\sin \Delta \Sigma & \Delta L_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (8)$$

式中: Δa 为中心距误差; ΔL_2 为蜗杆轴向误差; ΔL_1 为蜗轮轴向误差; $\Delta \Sigma$ 为轴交角误差。

此外,滚子蜗轮活动坐标系 σ_1 与其固定坐标系 σ_m 的坐标变换、蜗杆活动坐标系 σ_2 与其固定坐标系 σ_n 的坐标变换没有发生新的误差,相对位移保持不变。

2.2 含误差的齿面方程

基于上述滚子蜗轮标准安装的假设,滚子蜗轮齿面为标准齿面,与式(2)一致。而环面蜗杆齿面则由式(8)的含装配误差变换矩阵进行转换后,得含装配误差的环面蜗杆齿面方程为:

$$\begin{cases} \mathbf{r}'_2(u, \theta, \varphi_1) = x'_2 \mathbf{i}_2 + y'_2 \mathbf{j}_2 + z'_2 \mathbf{k}_2, \\ \Phi(u, \theta, \varphi_1) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

$$x'_2 = y_1 (\sin \varphi_2 \cos \varphi_1 - \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \Delta \Sigma) - x_1 (\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \Delta \Sigma) + (a + \Delta a) \cos \varphi_1 + \sin \varphi_1 (\Delta L_1 \cos \Delta \Sigma - \Delta L_2 \sin \Delta \Sigma) - z_1 \cos \Delta \Sigma \sin \varphi_1,$$

$$y'_2 = y_1 (\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \sin \Delta \Sigma) - x_1 (\cos \varphi_2 \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \sin \Delta \Sigma) + (a + \Delta a) \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 (\Delta L_1 \cos \Delta \Sigma - \Delta L_2 \sin \Delta \Sigma) + z_1 \cos \Delta \Sigma \cos \varphi_1,$$

$$z'_2 = \Delta L_2 \cos \Delta \Sigma + \Delta L_1 \sin \Delta \Sigma - z_1 \sin \Delta \Sigma + y_1 \cos \varphi_2 \cos \Delta \Sigma + x_1 \cos \Delta \Sigma \sin \varphi_2.$$

2.3 干涉质量评价

在装配中产生蜗杆/蜗轮轴向误差、中心距误差和轴交角误差后,滚子和蜗杆会产生不同程度的干涉情况,了解各误差类型对干涉程度的影响规律对滚子包络环面蜗杆实际生产装配具有重要的指导意义。衡量它们之间的干涉质量可以用干涉体在滚子上的截面面积大小来表示。由于干涉方向的多样性,截面常会是面积较小的任意曲边形,将干涉截面近似处理为三角形或者四边形会在保留规律性的基础上极大地缩减计算量。干涉截面为图4所示的2种表现形式。

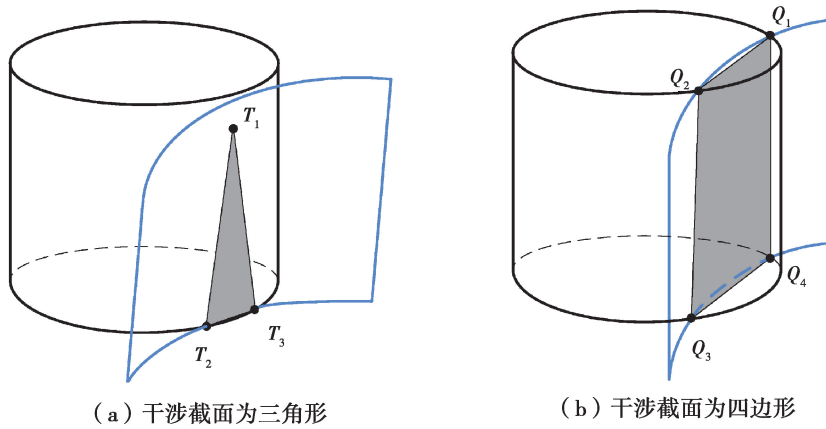


图4 两种干涉截面形式

Fig. 4 Two types of the interference cross sections

图4(a)所示为三角形干涉情况,3个顶点的坐标分别为 (x_{T1}, y_{T1}, z_{T1}) , (x_{T2}, y_{T2}, z_{T2}) 和 (x_{T3}, y_{T3}, z_{T3}) ,则总干涉面积为:

$$S_i = S_{\Delta 123} = \sqrt{P(P - a_T)(P - b_T)(P - c_T)}, \quad (10)$$

式中:

$$a_T = \sqrt{(x_{T1} - x_{T2})^2 + (y_{T1} - y_{T2})^2 + (z_{T1} - z_{T2})^2},$$

$$b_T = \sqrt{(x_{T1} - x_{T3})^2 + (y_{T1} - y_{T3})^2 + (z_{T1} - z_{T3})^2},$$

$$c_T = \sqrt{(x_{T2} - x_{T3})^2 + (y_{T2} - y_{T3})^2 + (z_{T2} - z_{T3})^2}, P = (a_T + b_T + c_T)/2.$$

图4(b)所示为四边形干涉情况,4个顶点的坐标分别为 (x_{Q1}, y_{Q1}, z_{Q1}) , (x_{Q2}, y_{Q2}, z_{Q2}) , (x_{Q3}, y_{Q3}, z_{Q3}) 和 (x_{Q4}, y_{Q4}, z_{Q4}) ,则总干涉面积为:

$$S_i = S_{\Delta 123} + S_{\Delta 134} = \sqrt{P_1(P_1 - a_Q)(P_1 - b_Q)(P_1 - c_Q)} + \sqrt{P_2(P_2 - c_Q)(P_2 - d_Q)(P_2 - e_Q)}, \quad (11)$$

式中:

$$a_Q = \sqrt{(x_{Q1} - x_{Q2})^2 + (y_{Q1} - y_{Q2})^2 + (z_{Q1} - z_{Q2})^2},$$

$$b_Q = \sqrt{(x_{Q2} - x_{Q3})^2 + (y_{Q2} - y_{Q3})^2 + (z_{Q2} - z_{Q3})^2},$$

$$c_Q = \sqrt{(x_{Q1} - x_{Q3})^2 + (y_{Q1} - y_{Q3})^2 + (z_{Q1} - z_{Q3})^2},$$

$$d_Q = \sqrt{(x_{Q1} - x_{Q4})^2 + (y_{Q1} - y_{Q4})^2 + (z_{Q1} - z_{Q4})^2},$$

$$e_Q = \sqrt{(x_{Q3} - x_{Q4})^2 + (y_{Q3} - y_{Q4})^2 + (z_{Q3} - z_{Q4})^2},$$

$$P_1 = (a_Q + b_Q + c_Q) / 2,$$

$$P_2 = (c_Q + d_Q + e_Q) / 2.$$

2.4 干涉点求解

为了计算上述干涉区域面积,需获取各顶点坐标值。如图 5 所示滚子蜗轮齿面与环面蜗杆齿面,点 j 为滚子蜗轮的滚子轴线上的一点,坐标为 (x_j, y_j, z_j) ,点 k 为环面蜗杆齿面上同一圆弧高度的环面螺旋线的一点,坐标为 (x_k, y_k, z_k) 。若环面蜗杆齿面点与滚子蜗轮之间发生干涉,如图 5 所示情况,则:

$$\sqrt{(x_j - x_k)^2 + (y_j - y_k)^2 + (z_j - z_k)^2} < r, \quad (12)$$

若环面蜗杆齿面点与滚子蜗轮之间不接触,则:

$$\sqrt{(x_j - x_k)^2 + (y_j - y_k)^2 + (z_j - z_k)^2} > r, \quad (13)$$

各顶点处应满足:

$$\sqrt{(x_j - x_k)^2 + (y_j - y_k)^2 + (z_j - z_k)^2} = r. \quad (14)$$

结合滚子蜗轮齿面方程式(2)、含装配误差的环面蜗杆齿面方程式(9)和顶点坐标值条件式(14),设 R 为计算点在滚子蜗轮坐标系中的半径值,即 j 点至蜗轮旋转中心的距离,蜗杆啮合转角 φ_1 的最小值 φ_{11} 、最大值 φ_{12} 及计算步长 φ_{1h} ,采用图 6 所示求解流程编制 MATLAB 程序,可求解各顶点坐标值。

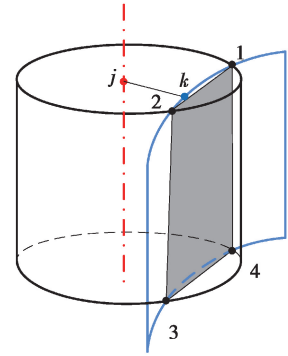


图 5 齿面坐标点的距离关系
Fig. 5 Distance relation of coordinate points on tooth surface

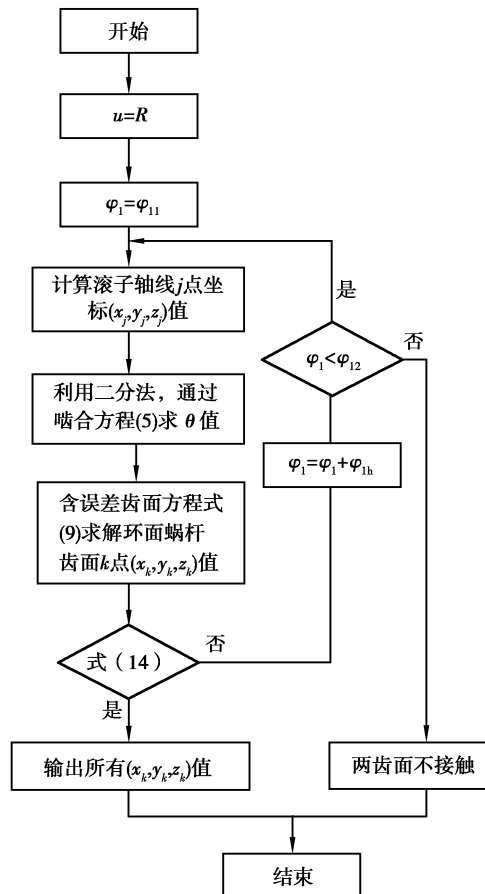


图 6 干涉顶点求解流程图

Fig. 6 Flow chart of solving the interference vertices

3 接触特性实例分析

含装配误差的传动副数学模型考虑了实际工况中蜗杆副误差的主要来源,这种把误差分量加入啮合模型的分析思路已见于文献[11]所研究的平面齿内齿轮一次包络鼓形蜗杆传动中。文献[11]中采用定性地观察瞬时接触线的分布来验证模型的正确性,本研究中将定量地分析干涉量随误差的变化规律。

为了验证上述理论的可行性和有效性,以表1所示参数的滚子包络环面蜗杆传动副为例,利用上述理论数学模型和含装配误差的数学模型,分析其理论接触特性和含装配误差的接触特性。

表1 蜗杆传动副基本参数

Table 1 Structural parameters of worm

中心距 a/mm	传动比 i_{12}	滚子半径 r/mm	齿面参数 u/mm	滚子蜗轮转角 $\varphi_1/(\text{°})$
80	20	7	[56, 68]	[-40, 40]

3.1 理论接触特性

根据滚子蜗轮齿面理论接触线方程式(6)和设计参数,绘制滚子齿面接触线及传动副齿面的理论接触情况如图7所示,可见滚子包络环面蜗杆传动副的理论接触线为空间螺旋曲线,分布在滚子中间平面附近。

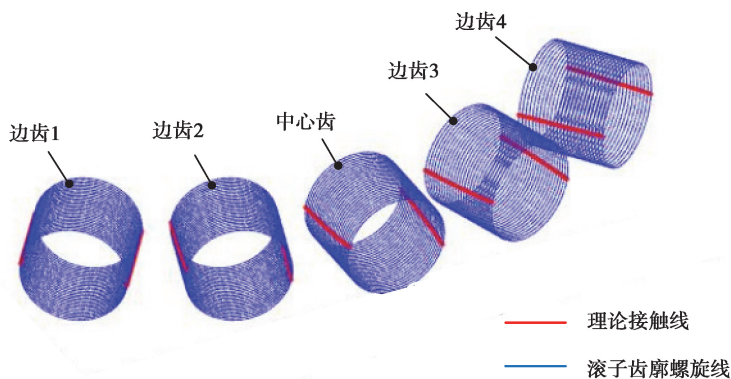


图7 滚子蜗轮齿面理论接触线示意图

Fig. 7 Spiral lines generated by MATLAB

3.2 带装配误差的接触特性

实际装配中由于存在装配误差,滚子和蜗杆不再是规则的线接触,而是存在干涉情况。根据上文提出的考虑装配误差的环面蜗杆数学模型,分别考察中心距误差、蜗杆轴向误差、蜗轮轴向误差和轴交角对滚子包络环面蜗杆传动副的接触特性的影响。

3.2.1 中心距误差与干涉截面积的规律

以中心距增大为正误差、减小为负误差,进行中心距误差对滚子包络环面蜗杆传动副齿面接触的影响规律分析。由于边齿1、边齿2和边齿3、边齿4的干涉截面总和和具有对称关系,为了简化冗余而不失代表性,只分析边齿1、边齿2和中心齿左右两侧齿面的干涉截面面积总和。以表1实例参数为基础,中心距误差取 $\Delta a \in [-0.10, 0.10]$,其余参数不变,中心距误差对滚子包络环面蜗杆传动副的干涉截面面积影响规律如图8所示。

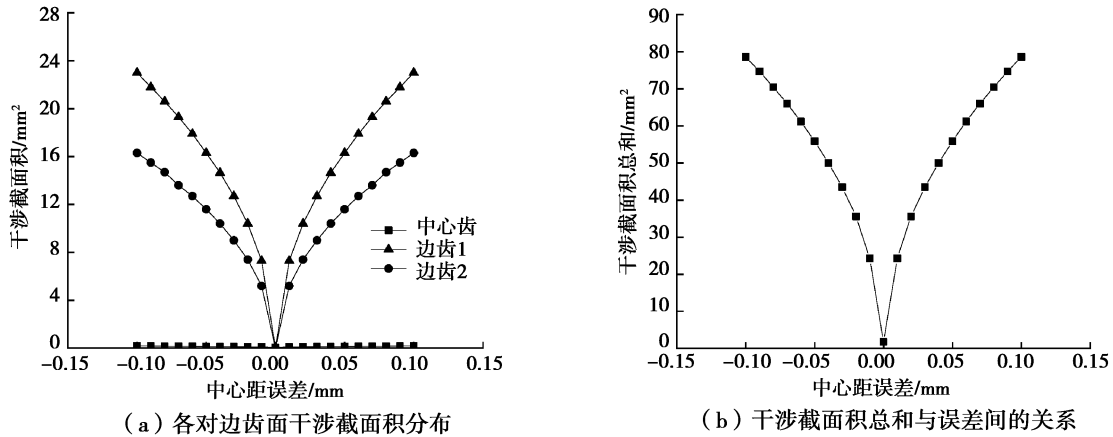


图 8 中心距误差与齿面干涉面积的关系

Fig. 8 Relationship between the center distance error and the interference area

从图 8(a)中可以看出,各对齿对不同中心距误差的敏感程度不同。中心齿理论上干涉面积为 0,但边齿的干涉截面积随中心距误差绝对值增大而增大,增大的变化率逐渐变小,外侧的边齿干涉面积大于内侧边齿。干涉截面积以零误差为轴对称分布,这是由于当误差为正时,干涉发生在滚子蜗轮右齿面;而误差为负时,干涉发生在左齿面,图 8(b)中分析的是 5 对滚子轮齿与环面蜗杆左右侧齿面干涉截面积的累计值。

3.2.2 蜗杆轴向误差与干涉截面积的规律

由于环面蜗杆齿面的对称性,两端窜动的效果等效,故只分析其向一端窜动时的接触变化情况。考察蜗杆轴向误差 ΔL_2 对滚子包络环面蜗杆传动副接触情况的影响,取 $\Delta L_2 \in [0.00, 0.10]$,其余参数不变,蜗杆轴向误差对传动副干涉情况的影响规律如图 9 所示。

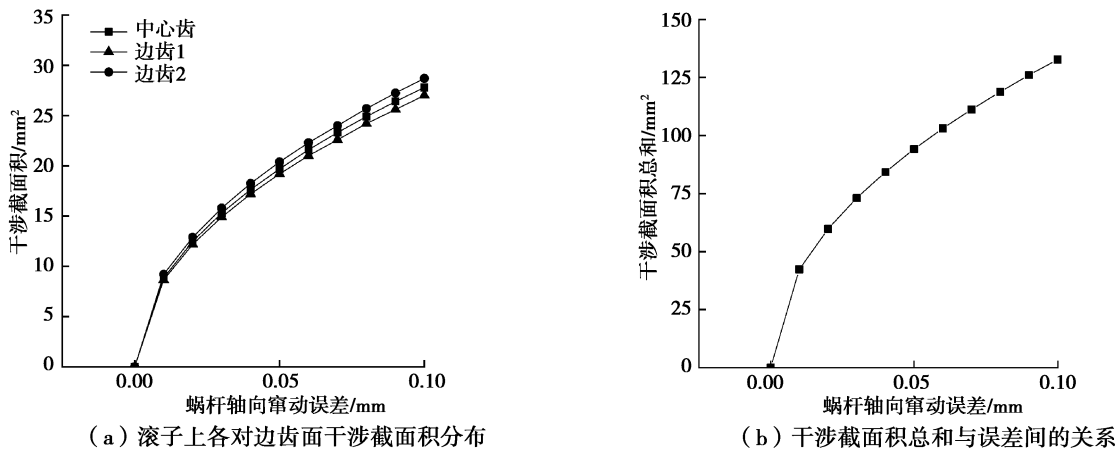


图 9 蜗杆轴向误差与齿面干涉面积的关系

Fig. 9 Relationship between the axial error of the worm and the interference area

从图 9 可以看出,蜗杆轴向窜动量对蜗杆上的各对齿的影响基本相同,总体趋势为增长率随窜动量增大逐渐减小,提示在误差产生的初期控制误差的精度尤为重要。

3.2.3 滚子蜗轮轴向误差与干涉截面积的规律

在分析滚子蜗轮的轴向误差与干涉截面积关系时,根据环面蜗杆齿面的对称性,同样只需考察其向一个方向的偏移。取 $\Delta L_1 \in [0.00, 0.10]$,其余参数不变,计算所得干涉截面积大小如图 10 所示。

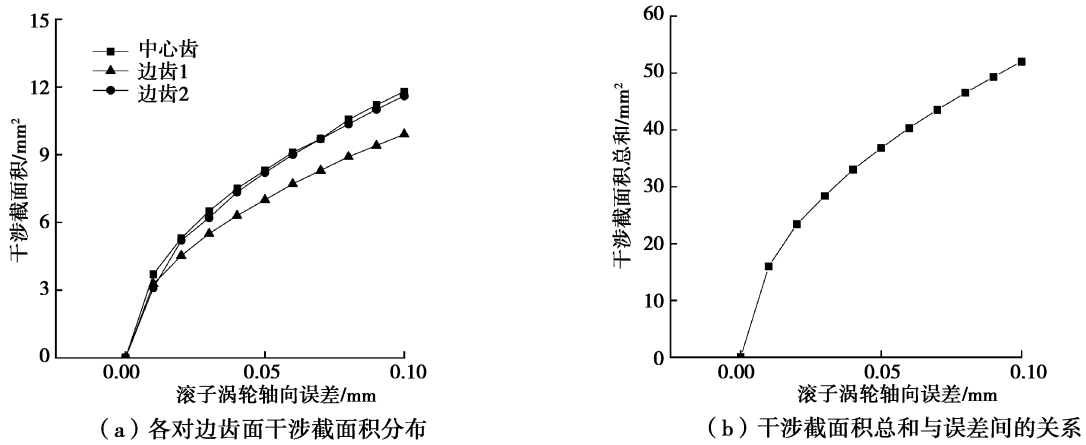


图 10 蜗轮轴向误差与齿面干涉面积的关系

Fig. 10 Relationship between the axial error of gear and the interference area

蜗轮轴向误差对传动副干涉的影响程度较中心距误差和蜗杆轴向误差的影响小,这是由于在沿蜗轮轴方向上啮合程度最小。滚子蜗轮轴线误差对蜗杆上的各对齿的干涉影响基本相同,呈增长变缓的增大趋势。

3.2.4 轴交角误差与干涉截面积的规律

轴交角的误差也是装配误差的重要分量之一。以沿滚子顺时针方向旋转为正,沿滚子逆时针方向旋转为负,取 $\Delta\Sigma \in [-0.5^\circ, 0.5^\circ]$,其余参数不变,计算所得各对齿干涉截面积如图 11 所示。

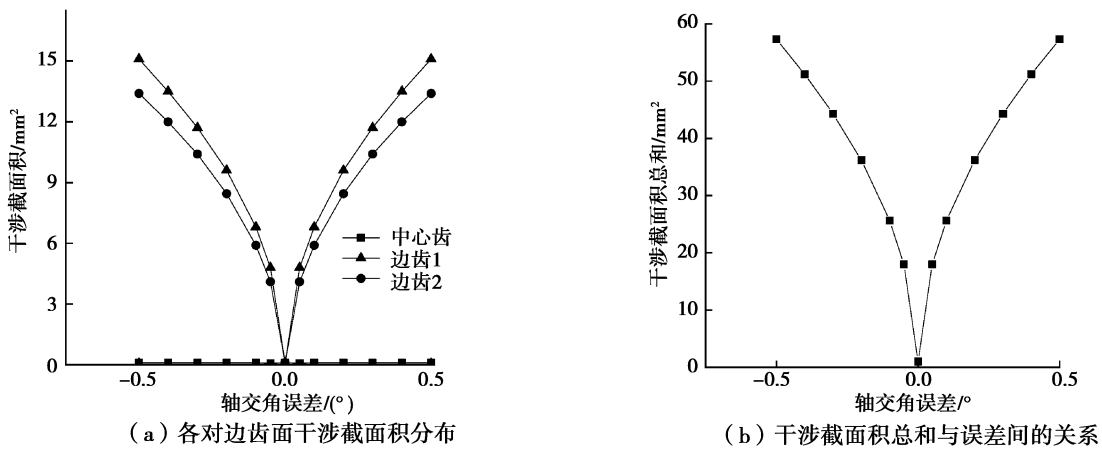


图 11 轴交角误差与齿面干涉面积的关系

Fig. 11 Relationship between the intersection angle error and the interference area

当轴交角误差绝对值控制在 0.5° 以内时,各对齿干涉量较小;且干涉截面积以误差正负值对称分布,随着误差绝对值增大而增大,然而其变化率相较之前 3 种误差更大。

3.2.5 各误差类型对干涉截面积的影响规律

分别对传动副在装配过程中可能出现的中心距误差、蜗杆轴向误差、蜗轮轴向误差及轴交角误差进行分析。因轴交角误差与它们量纲不同,故不在同一图内分析。由图 12 可以看出,在相同的数值下,蜗杆轴向窜动量误差对干涉截面积的影响最大,滚子蜗轮轴向误差对干涉截面积的影响最小。干涉截面积随装配误差增大而增大,但增长率下降。

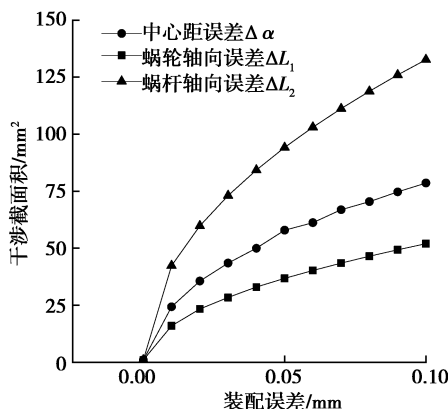


图 12 各装配误差类型与干涉截面积的关系

Fig. 12 Relationships between assembly errors and the interference cross section

4 结 论

- 1) 建立了装配误差情况下的传动副干涉分析模型, 得出了传动副理论干涉截面积;
- 2) 滚子包络环面蜗杆传动副的理论接触线为空间螺旋曲线, 分布在滚子中间平面附近;
- 3) 蜗杆轴向窜动量误差对干涉截面积的影响最大, 中心距误差次之, 滚子蜗轮轴向误差影响最小;
- 4) 在实际加工和装配过程中, 轴交角误差对边齿的干涉情况影响很大, 需要将它控制在 $\pm 0.5^\circ$ 以内。

参考文献:

- [1] Wei Y L, Hirokawa S, Kato M. A study of pin-wheel globoidal worm gearing: 2nd report, machining and efficiency tests: Series C: vibration, control engineering, engineering for industry[J]. JSME International Journal: Bulletin of the JSME, 1987: 30(269): 1873.
- [2] 陈永洪. 平面齿内齿轮包络鼓形蜗杆传动的理论及实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013.
Chen Y H. Theoretical and experimental investigations on planar tooth internal gear enveloping crown worm drive[D]. Chongqing: Chongqing University, 2013. (in Chinese)
- [3] 张光辉, 王进戈, 杨念增. 滚锥包络环面蜗轮副的研制与试验[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 1992, 15(5): 8-11.
Zhang G H, Wang J G, Yang N Z. Development and test on rolling cone enveloping hourglass worm pair[J]. Journal of Chongqing University (Natural Science Edition), 1992, 15(5): 8-11. (in Chinese)
- [4] 陈永洪, 张光辉, 陈兵奎, 等. 平面内齿轮包络凸环面蜗杆传动啮合性能分析[J]. 重庆大学学报, 2012, 35(3): 1-7.
Chen Y H, Zhang G H, Chen B K, et al. Meshing performance analysis of planar internal gear enveloping crown worm driving[J]. Journal of Chongqing University, 2012, 35(3): 1-7. (in Chinese)
- [5] 邓星桥, 冯志鹏, 李双岑, 等. 平面包络内啮合蜗杆传动关键参数对接触区域的影响分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(23): 47-55.
Deng X Q, Feng Z P, Li S C, et al. Analyze the influence of key parameters on the contact zone for the planar enveloping internal-meshing worm drive[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(23): 47-55. (in Chinese)
- [6] 邓星桥, 向中凡, 王进戈. 加工和安装误差对无侧隙蜗杆传动接触线及齿廓的影响[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(2): 111-116, 124.
Deng X Q, Xiang Z F, Wang J G. Effects of errors on tooth profile and contact curve of non-backlash double-roller enveloping hourglass worm[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(2): 111-116, 124. (in Chinese)
- [7] Chen H J, Ju Z L, Qu C, et al. Error-sensitivity analysis of hourglass worm gearing with spherical meshing elements[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 70: 91-105.
- [8] Wang Q B, Zhao B, Kong X G, et al. Time-varying mesh stiffness analysis of a single-roller enveloping hourglass worm

- gear[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(2): 578-592.
- [9] Deng X Q, Wang S S, Hammi Y, et al. A combined experimental and computational study of lubrication mechanism of high precision reducer adopting a worm gear drive with complicated space surface contact[J]. Tribology International, 2020, 146: 106261.
- [10] 马振群, 王小椿, 沈兵. 对称弧形齿线圆柱齿轮的真实齿面接触分析研究[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(7): 722-725, 761.
Ma Z Q, Wang X C, Shen B. Real tooth contact analysis of the cylindrical gears with symmetrical arcuate tooth trace[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(7): 722-725, 761. (in Chinese)
- [11] Deng X Q, Wang J L, Wang J G, et al. Parametric analysis of the end face engagement worm gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(6): 1177-1185.

(编辑 罗 敏)

~~~~~  
**(上接第 48 页)**

- [7] Liu W, Anguelov D, Erhan D, et al. SSD: single shot MultiBox detector[M]// Computer Vision-ECCV 2016. Cham: Springer International Publishing, 2016: 21-37.
- [8] 桑军, 郭沛, 项志立, 等. Faster-RCNN 的车型识别分析[J]. 重庆大学学报, 2017, 40(7): 32-36.  
Sang J, Guo P, Xiang Z L, et al. Vehicle detection based on faster-RCNN[J]. Journal of Chongqing University, 2017, 40(7): 32-36. (in Chinese)
- [9] 陈立潮, 卜楠, 潘理虎, 等. 基于改进卷积神经网络的车型识别[J]. 计算机工程与设计, 2019, 40(11): 3331-3336, 3348.  
Chen L C, Bu N, Pan L H, et al. Vehicle identification based on improved convolutional neural network[J]. Computer Engineering and Design, 2019, 40(11): 3331-3336, 3348. (in Chinese)
- [10] 吴天舒, 张志佳, 刘云鹏, 等. 基于改进 SSD 的轻量化小目标检测算法[J]. 红外与激光工程, 2018, 47(7): 0703005.  
Wu T S, Zhang Z J, Liu Y P, et al. A lightweight small object detection algorithm based on improved SSD[J]. Infrared and Laser Engineering, 2018, 47(7): 0703005. (in Chinese)
- [11] Howard A G, Zhu M L, Chen B, et al. MobileNets: efficient convolutional neural networks for mobile vision applications [EB/OL]. [2020-02-12]. <https://arxiv.org/abs/1704.04861>.
- [12] Sandler M, Howard A, Zhu M L, et al. MobileNetV2: inverted residuals and linear bottlenecks[C]// 2018 IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, June 18-23, 2018, Salt Lake City, UT, USA. IEEE, 2018: 4510-4520.
- [13] Dong Z, Wu Y W, Pei M T, et al. Vehicle type classification using a semisupervised convolutional neural network[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2015, 16(4): 2247-2256.
- [14] Dong Z, Pei M T, He Y, et al. Vehicle type classification using unsupervised convolutional neural network[C]// 2014 22nd International Conference on Pattern Recognition, August 24-28, 2014, Stockholm, Sweden. IEEE, 2014: 172-177.
- [15] Russakovsky O, Deng J, Su H, et al. ImageNet large scale visual recognition challenge[J]. International Journal of Computer Vision, 2015, 115(3): 211-252.

(编辑 张 苹)