

考虑加工误差的行星滚柱丝杠啮合分析

李俊阳¹, 青宏^{1†}, 宋延奎², 吴文镜³, 庾瑶瑶¹, 魏峰¹

- (1. 重庆大学 高端装备机械传动全国重点实验室, 重庆 400044;
2. 中国科学院 重庆绿色智能技术研究院, 重庆 400714;
3. 美的集团 高端重载机器人全国重点实验室, 广东 佛山 528300)

摘要:针对加工误差影响行星滚柱丝杠(planetary roller screw mechanisms, PRSM)啮合性能的问题, 本文在建立标准 PRSM 啮合模型的基础上, 引入螺距、牙型角、中径、分头、齿轮相位及螺纹偏心六类误差, 构建了多误差啮合分析模型. 通过理论推导与数值计算, 分析了各误差对丝杠-滚柱与螺母-滚柱啮合半径、啮合偏角及轴向间隙的影响规律. 结果表明: 结构类误差(螺距、牙型角、中径误差)显著改变啮合位置与间隙, 易导致过盈; 分头误差等效于牙侧角偏移, 引起啮合点轴向与径向移动, 进而显著改变啮合半径、偏角及轴向间隙; 齿轮相位误差主要影响啮合偏角, 对轴向间隙影响微弱; 螺纹偏心误差通过改变中心距引起啮合点移动. 本研究为 PRSM 的精度设计与误差分配提供了理论依据.

关键词:行星滚柱丝杠; 加工误差; 误差建模; 啮合分析

中图分类号:TH132

文献标志码:A

Meshing analysis of planetary roller screws mechanisms considering manufacturing errors

LI Junyang¹, QING Hong^{1†}, SONG Yankui², WU Wenjing³, TUO Yaoyao¹, WEI Feng¹

- (1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing 400044, China;
2. Chongqing Institute of Green Intelligent Technology, Chinese Academy of Sciences, Chongqing 400714, China;
3. State Key Laboratory of High-end Heavy-load Robots, Midea Group, Foshan 528300, China)

Abstract: The impact of various manufacturing errors on the meshing performance of planetary roller screw mechanisms (PRSM) is investigated systematically. Based on the standard PRSM meshing model, an analytical model incorporating six types of manufacturing errors—pitch error, flank angle error, pitch diameter error, thread indexing error, gear phase error, and thread eccentricity error—is established. Theoretical derivations and numerical calculations are used to analyze how these errors affect the meshing radius, meshing angle, and axial clearance of screw-roller and nut-roller pairs. The results demonstrate that thread geometry errors (e.g., pitch, flank angle, and pitch diameter) significantly alter the meshing position and clearance, potentially leading to interference. Furthermore, the thread indexing error, which is equivalent to a flank angle deviation, markedly affects the meshing characteristics, including the meshing radius and axial clearance. The gear phase error primarily

* 收稿日期:2025-10-22

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52375041), National Natural Science Foundation of China(52375041); 美的蓝橙实验室开放课题(HHR2024010213), Blue Orange Lab Open Project (HHR2024010213)

作者简介:李俊阳(1982—), 男, 浙江金华人, 重庆大学副研究员

† 通信联系人, E-mail: qinghong@stu.cqu.edu.cn

affects the meshing angle, with minimal impact on axial. Additionally, thread eccentricity errors induce a displacement of the meshing point by altering the center distance. This research provides a theoretical foundation for the precision design and tolerance allocation of PRSMs.

Key words: planetary roller screw mechanisms; manufacturing error; error modeling; meshing analysis

行星滚柱丝杠(PRSM)是一种将旋转运动与直线运动相互转换的精密传动机构,最早由CARL提出^[1-6],随后WILLIAM^[7]与OLIVER^[8]对结构进行了进一步拓展.PRSM因高承载能力、高精度、强抗冲击性、结构紧凑及长寿命等优点,已成为国家重大装备中的关键基础部件.目前,针对PRSM的研究多集中于运动学分析^[9-10]、载荷分布与刚度计算^[11-14]、疲劳寿命^[15]与可靠性评估^[16]等方面.大量研究表明,PRSM的传动性能与丝杠、滚柱及螺母之间的空间啮合特性密切相关.在理想几何假设下,研究人员基于空间螺旋曲线或螺旋曲面特征方程,计算并精确求解了各零件间的啮合位置与间隙^[17-18].然而,实际接触点处存在的复合变形将显著影响其真实的啮合状态^[19].

加工误差对PRSM的啮合特性影响显著,进而直接制约其传动性能^[20-21].在实际制造与装配中,丝杠螺距误差、滚柱直径误差、螺母导程误差等难以避免.误差叠加会使PRSM各对螺纹牙的轴向间隙出现明显差异,导致接触点偏离理想位置并引起接触应力分布不均.这种间隙与接触位置的异常,会从承载分配失衡、滑动摩擦增加以及润滑油路阻断等多方面削弱PRSM的综合性能.已有的研究多针对单一或少数误差^[22]展开,揭示了部分啮合规律,但尚未系统考虑实际加工中不可避免的多源误差耦合干扰,导致研究成果对工程实践的指导价值存在局限.

针对现有研究未能覆盖多种制造误差的问题,本文以刘更等^[23]建立的PRSM空间啮合方程为基础,利用Frenet架构精确描述丝杠、滚柱与螺母的螺旋曲面几何特征.系统引入实际制造过程的螺距、牙型角、中径、分头、齿轮相位及螺纹偏心等六类关键加工误差因素,构建了更贴合实际制造条件的多误差啮合分析模型.通过参数化数值计算,精确输出不同误差幅值下的啮合位置及轴向间隙,量化各误差在合理范围内对丝杠-滚柱、螺母-滚柱两处核心啮

合副接触特性的影响规律.本研究旨在揭示多源误差与PRSM啮合特性的内在映射规律,为高精度PRSM的公差分配设计、误差补偿及制造工艺优化提供可靠的理论支撑.

1 螺旋曲面建立

基于标准PRSM的结构(图1),建立全局坐标系 $O-XYZ$ 及各零件的局部坐标系,丝杠、滚柱和螺母的法截面牙型轮廓如图2所示,其中 β_i 、 a_i 、 b_i 和 c_i (其中 $i=S, q, N$, S 表示丝杠, q 表示滚柱, N 表示螺母)分别为各零件螺纹的牙侧角、牙顶高、牙底高和半牙厚, Γ_{iu} 、 Γ_{ib} 分别为螺纹牙型的上下两条轮廓线.

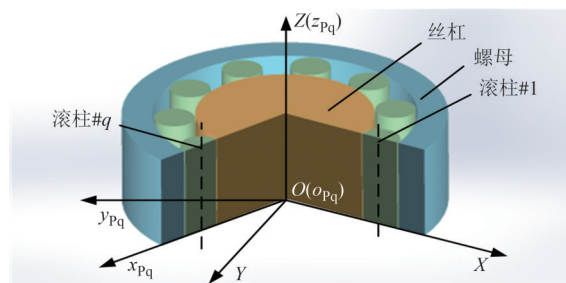


图1 行星滚柱丝杠坐标图

Fig.1 PRSM coordinate diagram

为描述各零件的三维螺旋曲面,在截面坐标系 $O_i-u_i v_i w_i$ 中对牙型轮廓进行参数化,同时利用齐次坐标变换矩阵,将截面轮廓沿各自轴线进行螺旋运动投影,即将曲面方程统一至零件的局部坐标系中.理想状态下,各空间螺旋曲面位矢可表述为关于曲面特征坐标 u_i 和螺旋角 θ_i 的参数方程 $r_i(u_i, \theta_i)$ (标准变换矩阵与理想螺旋曲面方程的详细推导见文献[23]).

2 基于螺旋曲面的啮合模型建立

如图3所示,分别过丝杠-滚柱、螺母-滚柱的接触点,作垂直于局部坐标系的剖面,将其投影至

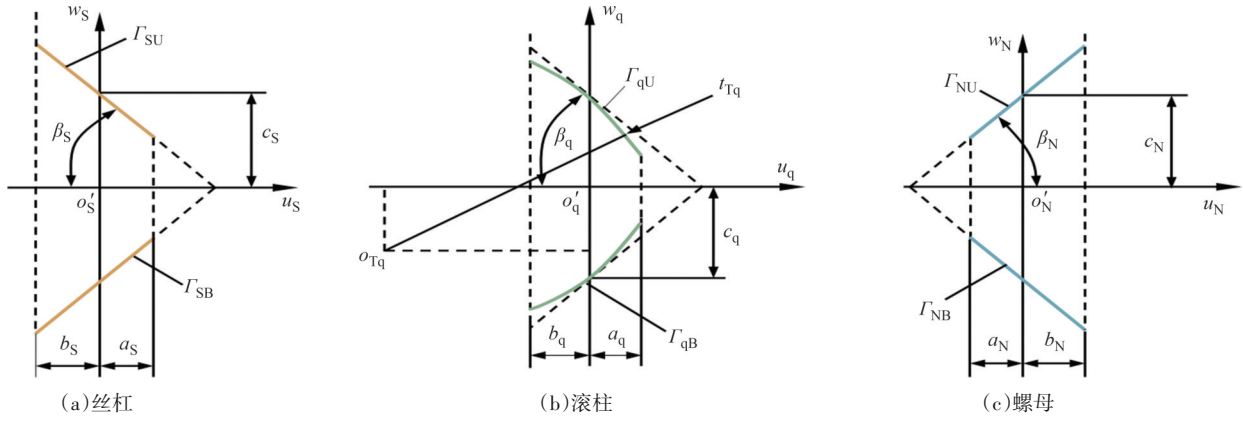


图2 丝杠、滚柱和螺母牙型轮廓图

Fig.2 Screw, roller and nut tooth profile

$x_{Pq}o_{Pq}z_{Pq}$ 平面(见图4),根据螺旋曲面的连续相切接触条件,可建立丝杠与滚柱间的空间啮合位置方程

组,通过求解方程组得到丝杠和滚柱之间的啮合半径 r_{iq} 、 r_{Riq} 和啮合偏角 Φ_{iq} 、 Φ_{Riq} (其中 $i = S, N$).

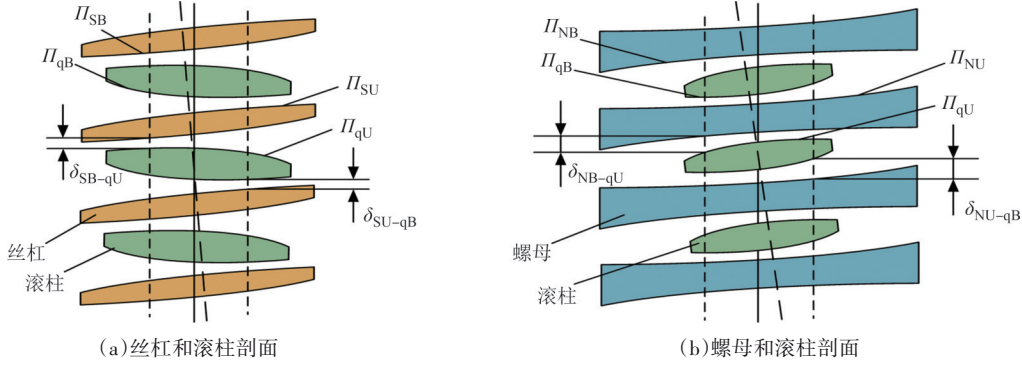
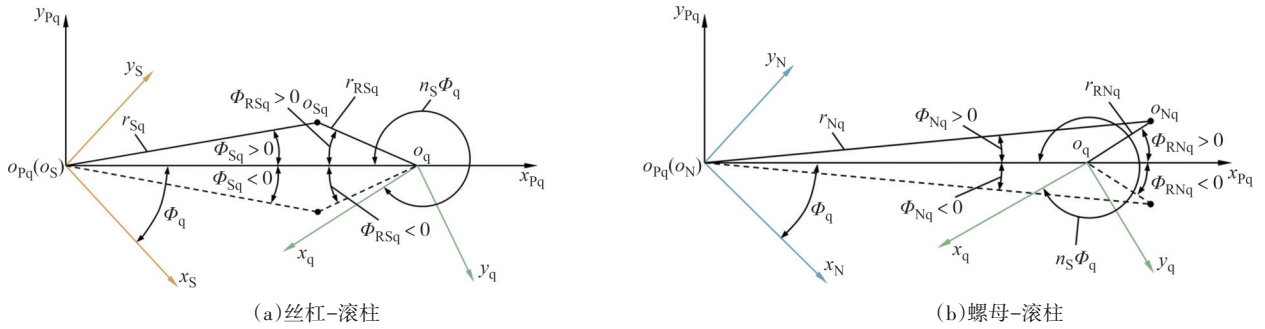


图3 行星滚柱丝杠接触点剖面图

Fig.3 PRSM contact point profile

图4 丝杠-滚柱、螺母-滚柱接触点在局部坐标系 $x_{Pq}o_{Pq}y_{Pq}$ 中的投影Fig.4 Projection of screw-roller and nut-roller contact points in the local coordinate system $x_{Pq}o_{Pq}y_{Pq}$

丝杠与滚柱间的空间啮合位置方程组:

$$\begin{cases} r_{Sq} \cos \Phi_{Sq} = -r_{RSq} \cos \Phi_{RSq} + r_s + r_q \\ r_{Sq} \sin \Phi_{Sq} = r_{RSq} \sin \Phi_{RSq} \\ \cos \Phi_{Sq} \tan \beta_s - \sin \Phi_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \\ \cos \Phi_{RSq} \tan \beta_{RSq} - \sin \Phi_{RSq} \tan \lambda_{RSq} \\ \sin \Phi_{Sq} \tan \beta_s + \cos \Phi_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \\ -\sin \Phi_{RSq} \tan \beta_{RSq} - \cos \Phi_{RSq} \tan \lambda_{RSq} \end{cases} \quad (1)$$

丝杠螺旋曲面 Π_{SB} 和滚柱螺旋曲面 Π_{qU} 间的单

侧轴向间隙为 δ_{SB-qU} ,同时考虑到标准PRSM的对称啮合特性,丝杠与滚柱的总轴向间隙为 $\delta_{sq} = 2\delta_{SB-qU}$.

$$\begin{aligned} \delta_{SB-qU} &= \frac{P_s}{2} - (c_s + c_q) + r_{Tq} \cos \beta_q + \\ &\quad (r_{Sq} - r_s) \tan \beta_s - \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RSq} - r_q + r_{Tq} \sin \beta_q)^2} + \\ &\quad \frac{\Phi_{Sq} L_s + \Phi_{RSq} L_q}{2\pi} \end{aligned} \quad (2)$$

螺母和滚柱接触位置的方程组:

$$\begin{cases} r_{Nq} \cos \Phi_{Nq} = r_{RNq} \cos \Phi_{RNq} + r_s + r_q \\ r_{Nq} \sin \Phi_{Nq} = r_{RNq} \sin \Phi_{RNq} \\ \cos \Phi_{Nq} \tan \beta_N - \sin \Phi_{Nq} \tan \lambda_{Nq} = \\ \cos \Phi_{RNq} \tan \beta_{RNq} - \sin \Phi_{RNq} \tan \lambda_{RNq} \\ \sin \Phi_{Nq} \tan \beta_N + \cos \Phi_{Nq} \tan \lambda_{Nq} = \\ \sin \Phi_{RNq} \tan \beta_{RNq} + \cos \Phi_{RNq} \tan \lambda_{RNq} \end{cases} \quad (3)$$

螺母螺旋曲面 Π_{NU} 和滚柱螺旋曲面 Π_{qB} 间的单侧轴向间隙为 δ_{NU-qB} , 螺母与滚柱 #q 的总轴向间隙为 $\delta_{Nq} = 2\delta_{NU-qB}$ 。

表1 行星滚柱丝杠参数

Tab.1 PRSM parameters

参数	名义半径 r_i/mm	牙顶高 a_i/mm	牙底高 b_i/mm	半牙厚 c_i/mm	牙侧角 $\beta_i/(\circ)$	头数 n_i	螺距 P/mm	滚柱轮廓半径 r_{Tq}/mm	零件个数
丝杠(S)	7.5	0.125	0.25	0.25	45	5	1	—	1
滚柱(q)	2.5	0.175	0.25	0.25	45	1	1	3.536	10
螺母(N)	12.5	0.175	0.25	0.25	45	5	1	—	1

表2 无加工误差行星滚柱丝杠的接触位置与轴向间隙

Tab.2 Contact position and axial clearance of PRSM without manufacturing error

参数	啮合半径/mm	啮合偏角/rad	轴向间隙/mm
丝杠与滚柱	$r_{Sq} = 9.8173$ $r_{RSq} = 3.2635$	$\Phi_{Sq} = -0.0639$ $\Phi_{RSq} = -0.1933$	$\delta_{Sq} = 0.0153$
螺母与滚柱	$r_{Nq} = 16.25$ $r_{RNq} = 3.25$	$\Phi_{Nq} = 0$ $\Phi_{RNq} = 0$	$\delta_{Nq} = 0.02$

3 行星滚柱丝杠加工误差的描述

考虑到行星滚柱丝杠主要应用于航空航天及精密机床等高精度传动领域,参考精密滚柱丝杠精度标准(ISO 3408-3:2006)及现有制造工艺水平,本文在仿真分析中选取各误差变量的变化范围为 $[-0.01, 0.01]$ 。该范围大致涵盖了精密级丝杠在典型工作长度内的公差带宽,能够较好地反映实际高精度加工中的误差分布情况。

3.1 螺距误差

螺距直接影响运动速度、输入转速、转矩等工作参数,是确定行星滚柱丝杠型号的关键参数^[8],在开展螺距对接触位置和轴向间隙影响时,保持表1中其他参数不变。如图5所示,螺距误差 ΔP_i 的引入一定程度上对螺纹的导程 L_i 产生影响,其中 $i = S, q, N$ 。因此引入螺距误差后需要对模型进行修正。引入螺距误差 ΔP_i 得到修正后的接触位置和轴向间隙。

引入误差后的丝杠和滚柱接触位置和单侧轴向间隙为:

$$\delta_{NU-qB} = \frac{P_N}{2} - (c_N + c_q) + r_{Tq} \cos \beta_q + \frac{(r_{Nq} - r_N) \tan \beta_N - \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RNq} - r_q + r_{Tq} \sin \beta_q)^2} + \Phi_{Nq} L_N + \Phi_{RNq} L_q}{2\pi} \quad (4)$$

将表1的基础结构参数代入上述非线性方程组,获取无加工误差状态下PRSM的标准接触位置与轴向间隙如表2所示,并以此作为后续多源误差影响分析的比较基准。

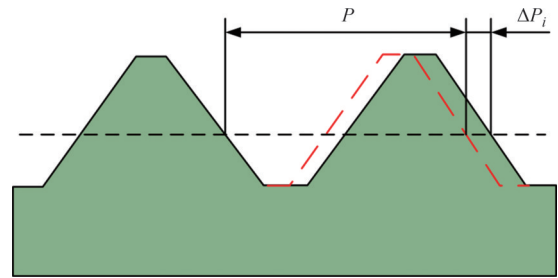


图5 螺距误差示意图

Fig.5 Schematic diagram of pitch error

$$\begin{cases} r_{Sq} \cos \Phi_{Sq} = -r_{RSq} \cos \Phi_{RSq} + r_s + r_q \\ r_{Sq} \sin \Phi_{Sq} = r_{RSq} \sin \Phi_{RSq} \\ \cos \Phi_{Sq} \tan \beta_s - \sin \Phi_{Sq} \tan \Delta \lambda_{Sq} = \\ \cos \Phi_{RSq} \tan \beta_{RSq} - \sin \Phi_{RSq} \tan \Delta \lambda_{RSq} \\ \sin \Phi_{Sq} \tan \beta_s + \cos \Phi_{Sq} \tan \Delta \lambda_{Sq} = \\ -\sin \Phi_{RSq} \tan \beta_{RSq} - \cos \Phi_{RSq} \tan \Delta \lambda_{RSq} \end{cases} \quad (5)$$

$$\delta_{SB-qU} = \frac{(P_s + \Delta P_s)}{2} - (c_s + c_q) + r_{Tq} \cos \beta_q + \frac{(r_{Sq} - r_s) \tan \beta_s - \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RSq} - r_q + r_{Tq} \sin \beta_q)^2} + \Phi_{Sq} (L_s + \Delta L_s) + \Phi_{RSq} (L_q + \Delta L_q)}{2\pi} \quad (6)$$

螺母与丝杠的接触位置和单侧轴向间隙为:

$$\begin{cases} r_{Nq} \cos \Phi_{Nq} = r_{RNq} \cos \Phi_{RNq} + r_s + r_q \\ r_{Nq} \sin \Phi_{Nq} = r_{RNq} \sin \Phi_{RNq} \\ \cos \Phi_{Nq} \tan \beta_N - \sin \Phi_{Nq} \tan \Delta \lambda_{Nq} = \\ \cos \Phi_{RNq} \tan \beta_{RNq} - \sin \Phi_{RNq} \tan \Delta \lambda_{RNq} \\ \sin \Phi_{Nq} \tan \beta_N + \cos \Phi_{Nq} \tan \Delta \lambda_{Nq} = \\ \sin \Phi_{RNq} \tan \beta_{RNq} + \cos \Phi_{RNq} \tan \Delta \lambda_{RNq} \end{cases} \quad (7)$$

$$\delta_{\text{NU-qB}} = \frac{(P_N + \Delta P_N)}{2} - (c_N + c_q) + r_{\text{Tq}} \cos \beta_q +$$

$$(r_{\text{Nq}} - r_N) \tan \beta_N - \sqrt{r_{\text{Tq}}^2 - (r_{\text{RNq}} - r_q + r_{\text{Tq}} \sin \beta_q)^2} +$$

$$\frac{\Phi_{\text{Nq}}(L_N + \Delta L_N) + \Phi_{\text{RNq}}(L_q + \Delta L_q)}{2\pi} \quad (8)$$

式中: ΔL_S 、 ΔL_q 和 ΔL_N 为引入螺距误差后的螺纹导程, 为研究螺距误差对啮合特性的影响进行参数化分析,

将误差控制在 $[-0.01, 0.01]$ 范围内(单位为 mm). 结果表明: 丝杠或螺母的螺距误差仅影响局部接触副, 而滚柱螺距误差对系统全局影响显著. 如图 6 所示, 随着滚柱螺距误差增大, 螺母-滚柱的啮合半径与偏角, 以及丝杠-滚柱的啮合偏角均逐渐减小, 仅丝杠-滚柱的啮合半径略有增加. 结合式(5)~式(8)可知, 滚柱螺距变化直接改变了螺纹导程与接触点升角, 进而导致啮合位置与偏角的重分布.

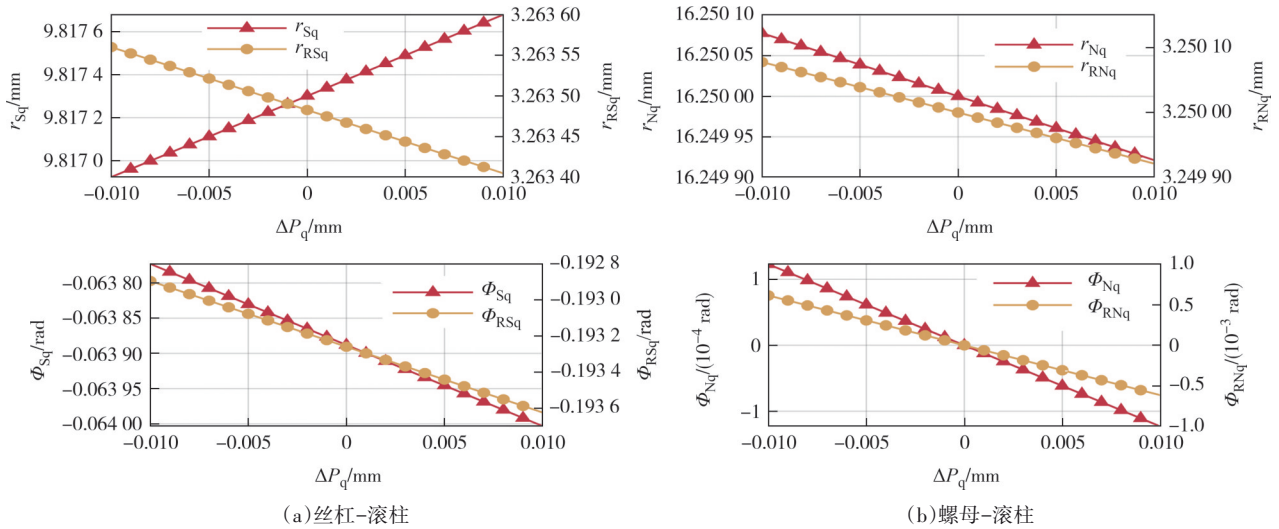


图 6 滚柱螺距误差变化下行星滚柱丝杠的啮合半径与啮合偏角的变化

Fig.6 The change of meshing radius and meshing angle of PRSM under the change of roller pitch error

图 7(a)展示了轴向间隙随滚柱螺距误差的变化规律. 滚柱螺距误差增大, 增加了螺纹牙间的有效啮合长度, 导致丝杠-滚柱及螺母-滚柱的轴向间隙均逐渐减小.

图 7(b)给出了啮合点位置的移动趋势(编号 1~21 对应的螺距误差呈递增状态). 随误差增大, 丝杠-滚柱的啮合点向右下方移动, 而螺母-滚柱的啮合点向右侧移动.

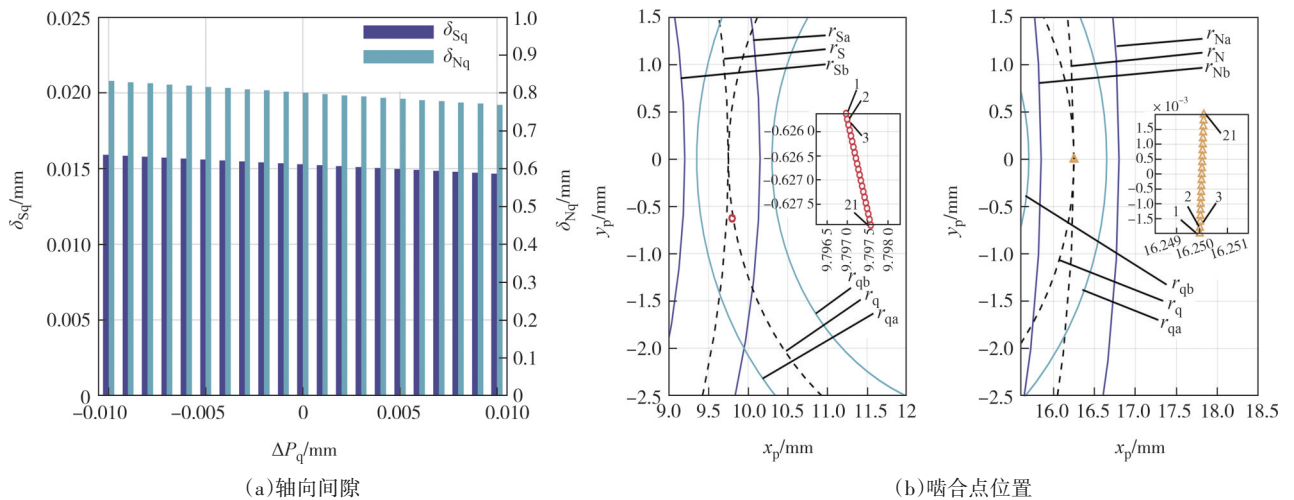


图 7 滚柱螺距误差变化下行星滚柱丝杠的轴向间隙与啮合点位置的变化

Fig.7 The change of axial clearance and meshing point position of PRSM under the change of roller pitch error

3.2 牙型角误差

表 1 建立的行星滚柱丝杠模型为理想状态, 没

有考虑零件的偏斜^[24]. 如图 8 所示, 零件的牙型误差会对行星滚柱丝杠的啮合特性产生影响, 因此在原

啮合模型的基础上引入牙型角误差 $\Delta\beta_i$, $i = S, q, N$, 引入后的模型如式(9)~式(12)所示。

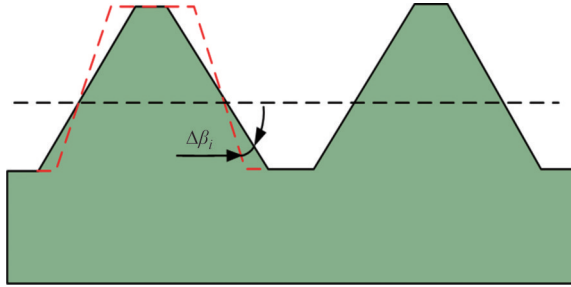


图8 牙型角误差示意图

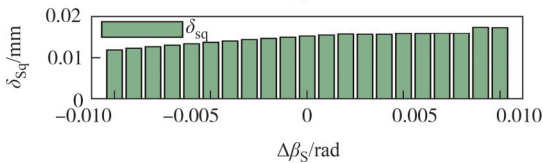
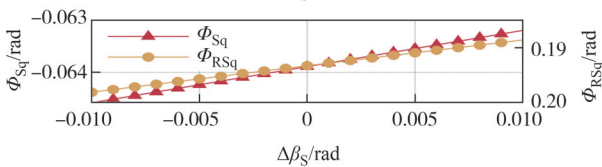
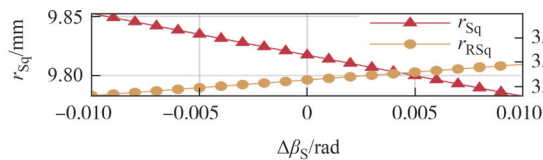
Fig.8 Flank angle error diagram

引入误差后的丝杠和滚柱接触位置和轴向间隙为:

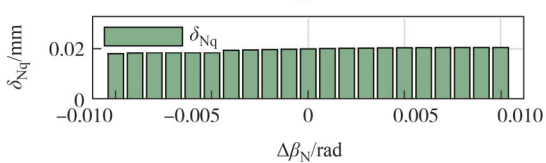
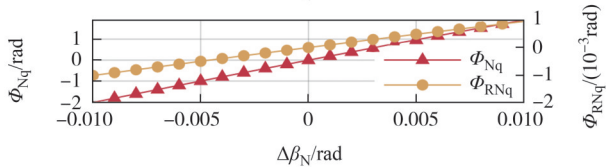
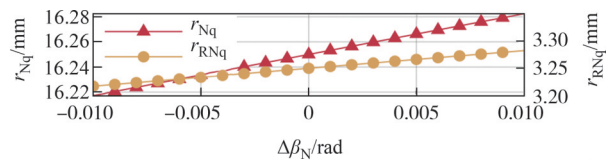
$$\begin{cases} r_{Sq} \cos \Phi_{Sq} = -r_{RSq} \cos \Phi_{RSq} + r_s + r_q \\ r_{Sq} \sin \Phi_{Sq} = r_{RSq} \sin \Phi_{RSq} \\ \cos \Phi_{Sq} \tan(\beta_s + \Delta\beta_s) - \sin \Phi_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \\ \cos \Phi_{RSq} \tan \Delta\beta_{RSq} - \sin \Phi_{RSq} \tan \lambda_{RSq} \\ \sin \Phi_{Sq} \tan(\beta_s + \Delta\beta_s) + \cos \Phi_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \\ -\sin \Phi_{RSq} \tan \Delta\beta_{RSq} - \cos \Phi_{RSq} \tan \lambda_{RSq} \end{cases} \quad (9)$$

$$\delta_{SB-qU} = \frac{P_s}{2} - (c_s + c_q) + r_{Tq} \cos(\beta_q + \Delta\beta_q) + (r_{Sq} - r_s) \tan(\beta_s + \Delta\beta_s) -$$

$$\sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RSq} - r_q + r_{Tq} \sin(\beta_q + \Delta\beta_q))^2} +$$



(a) 丝杠-滚柱



(b) 螺母-滚柱

图9 丝杠和螺母牙型角误差变化下行星滚柱丝杠啮合半径、啮合偏角与轴向间隙的变化

Fig.9 The change of meshing radius, meshing angle and axial clearance of PRSM under the change of screw and nut flank angle error

牙型角误差通过改变螺纹牙侧角及接触面法向, 直接导致啮合点位置发生移动. 如图10所示(编号1~21对应的牙型角误差呈递增状态), 随误差的

$$\frac{\Phi_{Sq} L_s + \Phi_{RSq} L_q}{2\pi} \quad (10)$$

引入误差后螺母和滚柱接触位置和轴向间隙为:

$$\begin{cases} r_{Nq} \cos \Phi_{Nq} = r_{RNq} \cos \Phi_{RNq} + r_s + r_q \\ r_{Nq} \sin \Phi_{Nq} = r_{RNq} \sin \Phi_{RNq} \\ \cos \Phi_{Nq} \tan(\beta_n + \Delta\beta_n) - \sin \Phi_{Nq} \tan \lambda_{Nq} = \\ \cos \Phi_{RNq} \tan \Delta\beta_{RNq} - \sin \Phi_{RNq} \tan \lambda_{RNq} \\ \sin \Phi_{Nq} \tan(\beta_n + \Delta\beta_n) + \cos \Phi_{Nq} \tan \lambda_{Nq} = \\ \sin \Phi_{RNq} \tan \Delta\beta_{RNq} + \cos \Phi_{RNq} \tan \lambda_{RNq} \end{cases} \quad (11)$$

$$\delta_{Nq-qB} = \frac{P_n}{2} - (c_n + c_q) + r_{Tq} \cos(\beta_q + \Delta\beta_q) + (r_{Nq} - r_n) \tan(\beta_n + \Delta\beta_n) -$$

$$\sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RNq} - r_q + r_{Tq} \sin(\beta_q + \Delta\beta_q))^2} +$$

$$\frac{\Phi_{Nq} L_n + \Phi_{RNq} L_q}{2\pi} \quad (12)$$

牙型角误差直接改变螺纹牙侧角, 图9(a)与9(b)分别给出了丝杠和螺母牙型角误差变化对啮合特性的影响趋势. 随误差增大, 丝杠-滚柱副的滚柱侧啮合半径 r_{RSq} 与偏角均增大, 而丝杠侧啮合半径 r_{Sq} 减小; 螺母-滚柱副的啮合半径与偏角则均呈增大趋势. 此外, 牙型角误差变化导致有效啮合高度降低, 使得丝杠-滚柱的轴向间隙随误差增大而显著增加, 但对螺母-滚柱的间隙影响相对较小.

增加, 丝杠-滚柱的啮合点向右下方偏移, 而螺母-滚柱的啮合点则向右上方偏移. 如图11所示, 滚柱牙型角误差对系统啮合特性影响显著. 结果表明,

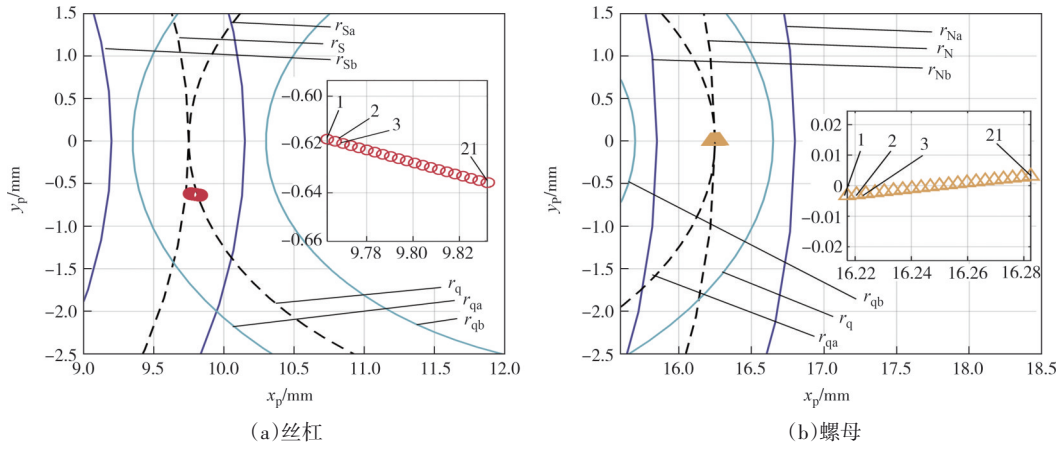


图 10 丝杠和螺母牙型角误差变化时行星滚柱丝杠啮合点位置的变化

Fig.10 The change of meshing point position of PRSM under the change of screw and nut flank angle error

随着该误差增大,丝杠-滚柱副的丝杠侧啮合半径 r_{sq} 与偏角 Φ_{sq} 呈增大趋势,而滚柱侧啮合半径 r_{rsq} 与偏角 Φ_{rsq} 相应减小.此外,螺母-滚柱副的啮合参数(啮合半径与偏角)均随该误差的增大而整体呈下降

趋势.由图 12 可知,行星滚柱丝杠的丝杠侧轴向间隙随滚柱牙型角误差的增大而减小,螺母侧间隙随误差的增大而增大;此外,随滚柱牙型角误差的增大,丝杠与螺母的啮合位置均向右上方向移动.

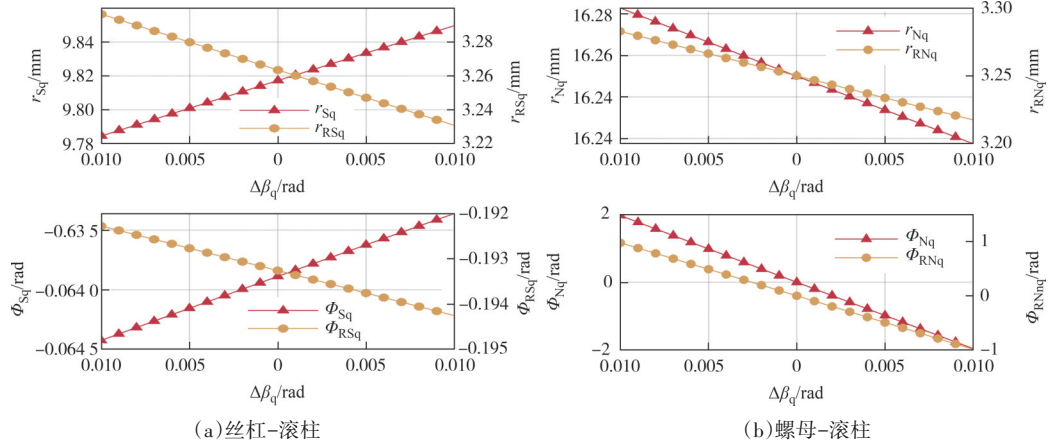


图 11 滚柱牙型角误差变化下行星滚柱丝杠的啮合半径与啮合偏角的变化

Fig.11 The change of meshing radius and meshing angle of PRSM under the change of roller flank angle error

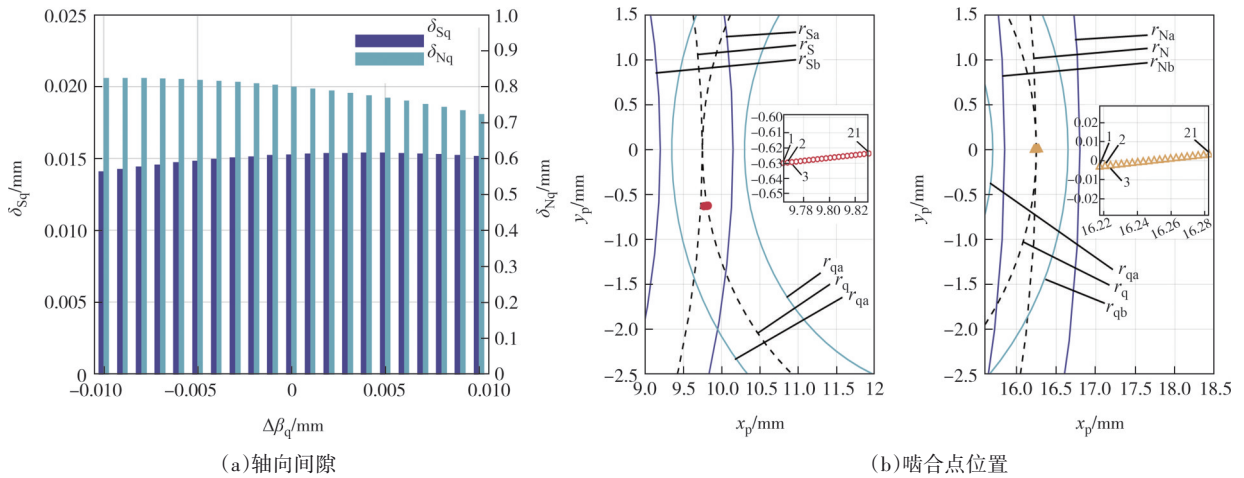


图 12 滚柱牙型角误差变化下行星滚柱丝杠的轴向间隙与啮合点位置的变化

Fig.12 The change of axial clearance and meshing point position of PRSM under the change of roller flank angle error

3.3 中径误差

如图 13 所示,螺纹中径是决定行星滚柱丝杠径向尺寸与啮合特性的核心参数,向原径向啮合方程中引入中径误差,即在各零件的名义半径上直接增加螺纹中径误差($r_i + \Delta r_i$)以实现空间啮合模型的修正,引入误差后的模型如式(13)~式(16)所示.

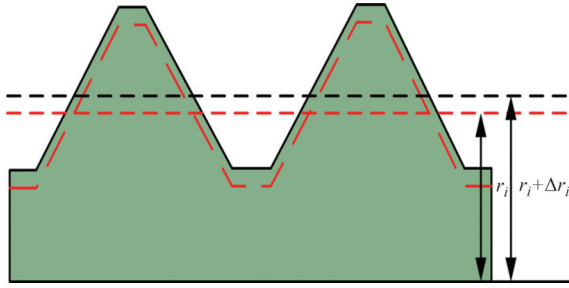


图 13 螺纹中径误差示意图

Fig.13 Pitch diameter error schematic diagram

丝杠与滚柱的接触位置和轴向间隙:

$$\begin{cases} r_{Sq} \cos \Phi_{Sq} = -r_{RSq} \cos \Phi_{RSq} + r_s + r_q + \Delta r_s + \Delta r_q \\ r_{Sq} \sin \Phi_{Sq} = r_{RSq} \sin \Phi_{RSq} \\ \cos \Phi_{Sq} \tan \beta_s - \sin \Phi_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \\ \cos \Phi_{RSq} \tan \Delta \beta_{RSq} - \sin \Phi_{RSq} \tan \lambda_{RSq} \\ \sin \Phi_{Sq} \tan \beta_s + \cos \Phi_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \\ -\sin \Phi_{RSq} \tan \Delta \beta_{RSq} + \cos \Phi_{RSq} \tan \lambda_{RSq} \end{cases} \quad (13)$$

表 3 丝杠螺纹中径误差对行星滚柱丝杠啮合特性的影响

Tab.3 The influence of screw pitch diameter error on the meshing characteristics of PRSM

接触位置	啮合半径/mm	啮合偏角/rad	轴向间隙/mm
丝杠与滚柱	$r_{Sq} \in [9.807\ 3, 9.827\ 3]$	$\Phi_{Sq} \in [-0.064\ 0, -0.063\ 8]$	$\delta_{Sq} \in [0.015\ 1, 0.015\ 5]$
	$r_{RSq} \in [3.263\ 5, 3.263\ 4]$	$\Phi_{RSq} \in [-0.193\ 3, -0.193\ 2]$	
螺母与滚柱	$r_{Nq} = 16.25$	$\Phi_{Nq} = 0$	$\delta_{Nq} = 0.02$
	$r_{RNq} = 3.25$	$\Phi_{RNq} = 0$	

由表 3 可知,仅丝杠中径存在误差时,对螺母-滚柱副的啮合无影响.随着该误差增大,丝杠-滚柱副的丝杠侧啮合半径 r_{Sq} 逐渐增大,而滚柱侧啮合半径 r_{RSq} 逐渐减小,且二者的啮合偏角与轴向间隙均随之增大.此外,中径变化直接改变了螺纹牙的有效高度与啮合深度,进而导致丝杠-滚柱的啮合点位置发生移动,如图 14 所示.

仅当螺母中径存在误差时,丝杠-滚柱副的啮合特性无明显变化.对于螺母-滚柱副,随该误差增大,螺母侧啮合半径 r_{Nq} 逐渐增大(变化区间为 16.24~16.26 mm),而滚柱侧的啮合半径 r_{RNq} 变化幅

$$\begin{aligned} \delta_{SB-qU} &= \frac{P_s}{2} - (c_s + c_q) + r_{Tq} \cos \beta_q + \\ & (r_{Sq} - r_s - \Delta r_s) \tan \beta_s - \\ & \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RSq} - r_q - \Delta r_q + r_{Tq} \sin \beta_q)^2} + \\ & \frac{\Phi_{Sq} L_s + \Phi_{RSq} L_q}{2\pi} \end{aligned} \quad (14)$$

螺母与滚柱的接触位置和轴向间隙:

$$\begin{cases} r_{Nq} \cos \Phi_{Nq} = r_{RNq} \cos \Phi_{RNq} + r_s + r_q + \Delta r_s + \Delta r_q \\ r_{Nq} \sin \Phi_{Nq} = r_{RNq} \sin \Phi_{RNq} \\ \cos \Phi_{Nq} \tan \beta_n - \sin \Phi_{Nq} \tan \lambda_{Nq} = \\ \cos \Phi_{RNq} \tan \Delta \beta_{RNq} - \sin \Phi_{RNq} \tan \lambda_{RNq} \\ \sin \Phi_{Nq} \tan \beta_n + \cos \Phi_{Nq} \tan \lambda_{Nq} = \\ \sin \Phi_{RNq} \tan \Delta \beta_{RNq} + \cos \Phi_{RNq} \tan \lambda_{RNq} \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \delta_{NU-qB} &= \frac{P_n}{2} - (c_n + c_q) + r_{Tq} \cos \beta_q + \\ & (r_{Nq} - r_n - \Delta r_n) \tan \beta_n - \\ & \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RNq} - r_q - \Delta r_q + r_{Tq} \sin \beta_q)^2} + \\ & \frac{\Phi_{Nq} L_n + \Phi_{RNq} L_q}{2\pi} \end{aligned} \quad (16)$$

啮合模型中牙侧角 β_i 的正切值与零件的径向尺寸有关,在原啮合模型的基础上引入 $[-0.01, 0.01]$ 的误差(单位为 rad),对各零件在引入误差后的啮合特性进行分析,仅对丝杠中径引入误差,其啮合半径和轴向间隙的变化如表 3 所示.

度极小(在 3.249 99~3.250 01 mm 范围内波动);同时两侧啮合偏角均随误差增大呈减小趋势, Φ_{Nq} 和 Φ_{RNq} 分别在 $[-1.510\ 5 \times 10^{-5}, 1.514\ 7 \times 10^{-5}]$ 和 $[-7.557\ 2 \times 10^{-5}, 7.568\ 8 \times 10^{-5}]$ 范围内变化(单位为 rad),该误差导致螺母-滚柱啮合点向右下方发生移动,如图 15 所示.

滚柱中径误差对系统两处啮合副均有显著影响.在丝杠-滚柱副中,丝杠侧啮合半径 r_{Sq} 随误差增大略呈下降趋势(变化范围为 9.817 26~9.817 35 mm),滚柱侧啮合半径 r_{RSq} 则逐渐增大(变化范围为 3.253 44~3.275 30 mm);同时啮合偏角 Φ_{Sq} 随误差增

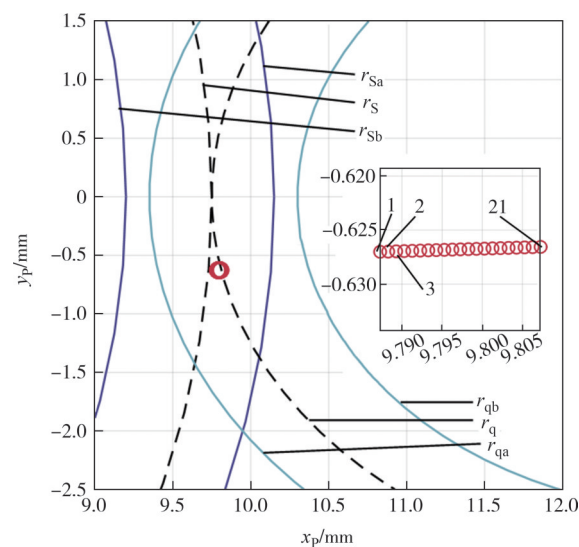


图 14 丝杠中径误差变化下啮合点位置的变化

Fig.14 The change of meshing point position under the change of screw pitch diameter error

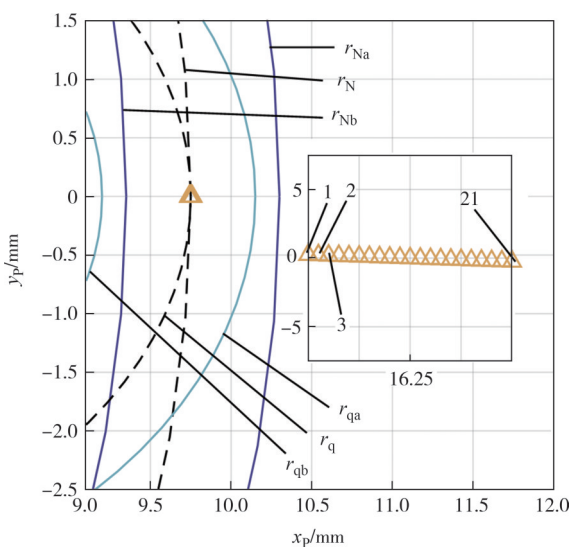


图 15 螺母中径误差变化下啮合点位置的变化

Fig.15 The change of meshing point position under the change of nut pitch diameter error

大而减小(区间为 $-0.064\ 0\sim-0.063\ 8\ \text{rad}$), Φ_{RSq} 则逐渐增大(区间为 $-0.193\ 6\sim-0.192\ 9\ \text{rad}$),如表 4 所示. 螺母-滚柱副的啮合半径与偏角均随滚柱中径误差的增大而逐渐增大.

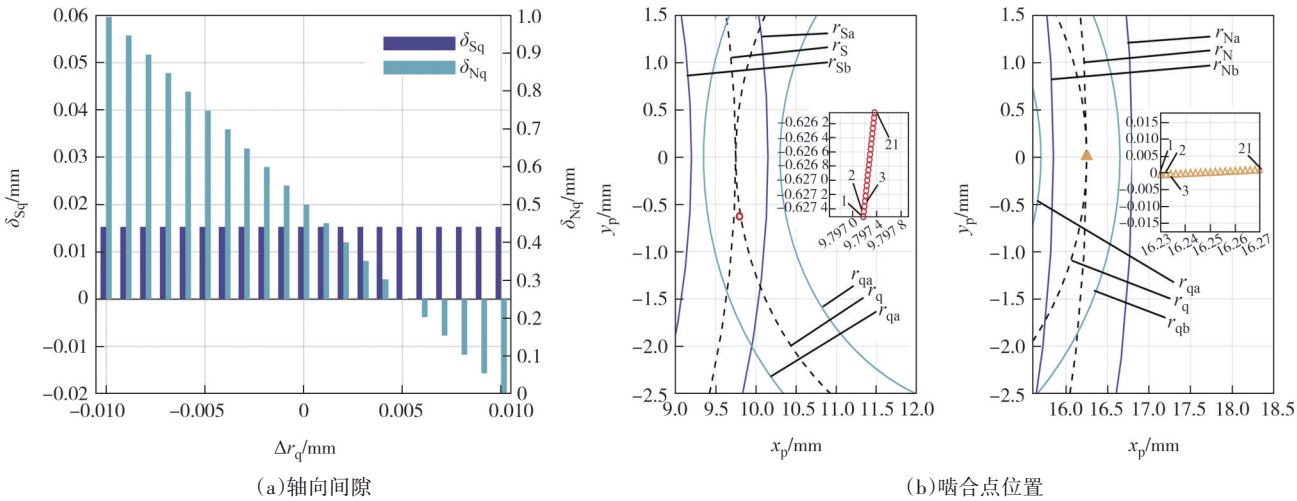
如图 16(a)所示,滚柱中径变化对轴向间隙影响显著.随该误差增大,丝杠-滚柱的轴向间隙 δ_{Sq} 略有增加(在 $0.015\ 283\ 9\sim0.015\ 285\ 5\ \text{mm}$ 内波动),但变

动幅度极小($<10^{-5}\ \text{mm}$),工程实际上可忽略不计;而螺母-滚柱的轴向间隙 δ_{Nq} 则显著减小(变化区间为 $-0.019\ 7\sim0.059\ 7\ \text{mm}$).当该误差超过 $0.005\ \text{mm}$ 时, δ_{Nq} 降至负值,表明螺母与滚柱间出现过盈配合.该过盈现象会产生额外挤压摩擦,降低传动效率并加剧系统发热,削弱长期运行稳定性.此外,滚柱中径变化还导致两处啮合副的啮合点均向右上方移动.

表 4 滚柱中径误差对螺母与滚柱啮合特性的影响

Tab.4 The influence of roller pitch diameter error on the meshing characteristics of the nut and roller

啮合特性	啮合半径/mm	啮合偏角/rad
螺母与滚柱	$r_{\text{Nq}} \in [16.23, 16.27]$	$\Phi_{\text{Nq}} \in [-4.547 \times 10^{-5}, 4.528 \times 10^{-5}]$
	$r_{\text{RNq}} \in [3.24, 3.26]$	$\Phi_{\text{RNq}} \in [-2.277 \times 10^{-4}, 2.260 \times 10^{-4}]$



(a)轴向间隙 (b)啮合点位置

图 16 滚柱螺纹中径误差变化下行星滚柱丝杠轴向间隙与啮合点位置的变化

Fig.16 The change of axial clearance and meshing point position of PRSM under the change of roller pitch diameter error

3.4 分头误差

丝杠与螺母为多头螺纹在加工中各螺旋曲面间会存在分头误差,该误差直接影响各零件螺纹牙,将分头误差(图17)引入啮合模型中,啮合模型中螺纹的分头误差对螺纹的牙侧角 β_i 有较为明显的影响,引入误差后的模型如式(17)~式(20)所示.

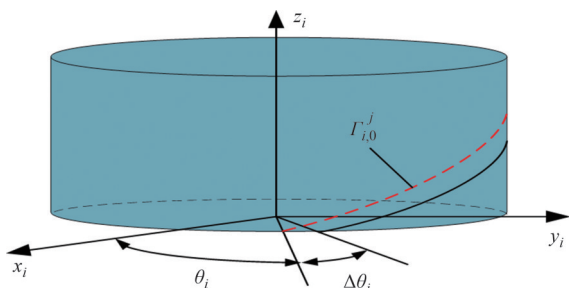


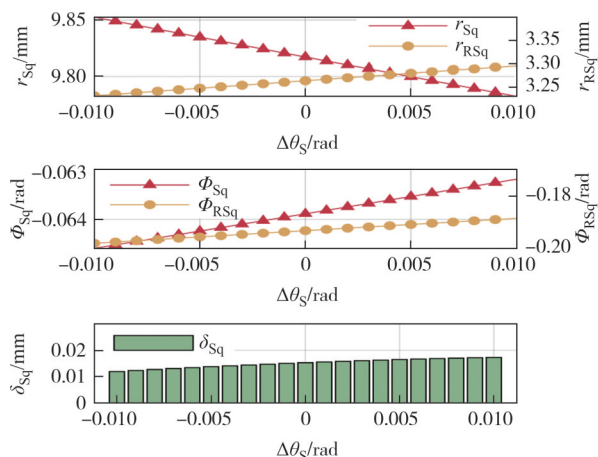
图 17 螺纹分头误差示意图

Fig.17 Scope diagram of thread indexing error

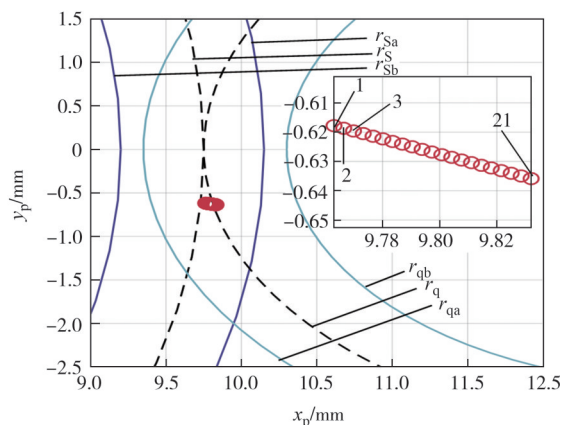
丝杠与滚柱的接触位置与单侧轴向间隙:

$$\left\{ \begin{array}{l} r_{\text{Sq}} \cos \Phi_{\text{Sq}} = -r_{\text{Rsq}} \cos \Phi_{\text{Rsq}} + r_{\text{S}} + r_{\text{q}} \\ r_{\text{Sq}} \sin \Phi_{\text{Sq}} = r_{\text{Rsq}} \sin \Phi_{\text{Rsq}} \\ \cos \Phi_{\text{Sq}} \tan(\beta_{\text{S}} + \Delta\theta_{\text{S}}) - \sin \Phi_{\text{Sq}} \tan \lambda_{\text{Sq}} = \\ \cos \Phi_{\text{Rsq}} \tan \Delta\beta_{\text{Rsq}} - \sin \Phi_{\text{Rsq}} \tan \lambda_{\text{Rsq}} \\ \sin \Phi_{\text{Sq}} \tan(\beta_{\text{S}} + \Delta\theta_{\text{S}}) + \cos \Phi_{\text{Sq}} \tan \lambda_{\text{Sq}} = \\ -\sin \Phi_{\text{Rsq}} \tan \Delta\beta_{\text{Rsq}} + \cos \Phi_{\text{Rsq}} \tan \lambda_{\text{Rsq}} \end{array} \right. \quad (17)$$

$$\delta_{\text{SB-qU}} = \frac{P_s}{2} - (c_s + c_q) + r_{\text{Tq}} \cos \beta_q + (r_{\text{Sq}} - r_s) \tan(\beta_s + \Delta\theta_s) -$$



(a) 啮合特性



(b) 啮合点位置

图18 丝杠分头误差变化下啮合特性与啮合点位置的变化

Fig.18 The change of meshing characteristics and meshing point postion under the change of screw thread indexing error

3.5 齿轮相位误差

如图20所示,齿轮相位是加工过程中机床的分

$$\sqrt{r_{\text{Tq}}^2 - (r_{\text{RSq}} - r_{\text{q}} + r_{\text{Tq}} \sin \beta_{\text{q}})^2} + \frac{\Phi_{\text{Sq}} L_{\text{S}} + \Phi_{\text{RSq}} L_{\text{q}}}{2\pi} \quad (18)$$

螺母与滚柱的接触位置与单侧轴向间隙:

$$\left. \begin{aligned} r_{\text{Nq}} \cos \Phi_{\text{Nq}} &= r_{\text{RNq}} \cos \Phi_{\text{RNq}} + r_{\text{S}} + r_{\text{q}} \\ r_{\text{Nq}} \sin \Phi_{\text{Nq}} &= r_{\text{RNq}} \sin \Phi_{\text{RNq}} \\ \cos \Phi_{\text{Nq}} \tan(\beta_{\text{N}} + \Delta\theta_{\text{N}}) - \sin \Phi_{\text{Nq}} \tan \lambda_{\text{Nq}} &= \\ \cos \Phi_{\text{RNq}} \tan \Delta\beta_{\text{RNq}} - \sin \Phi_{\text{RNq}} \tan \lambda_{\text{RNq}} \\ \sin \Phi_{\text{Nq}} \tan(\beta_{\text{N}} + \Delta\theta_{\text{N}}) + \cos \Phi_{\text{Nq}} \tan \lambda_{\text{Nq}} &= \\ \sin \Phi_{\text{RNq}} \tan \Delta\beta_{\text{RNq}} + \cos \Phi_{\text{RNq}} \tan \lambda_{\text{RNq}} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \delta_{\text{NU-qB}} = & \frac{P_{\text{N}}}{2} - (c_{\text{N}} + c_{\text{q}}) + r_{\text{Tq}} \cos \beta_{\text{q}} + \\ & (r_{\text{Nq}} - r_{\text{N}}) \tan(\beta_{\text{N}} + \Delta\theta_{\text{N}}) - \\ & \sqrt{r_{\text{Tq}}^2 - (r_{\text{RNq}} - r_{\text{q}} + r_{\text{Tq}} \sin \beta_{\text{q}})^2} + \frac{\Phi_{\text{Nq}} L_{\text{N}} + \Phi_{\text{RNq}} L_{\text{q}}}{2\pi} \end{aligned} \quad (20)$$

实际加工中分头误差通常较小,故将其分析区间设定为 $[-0.01, 0.01]$ (单位为rad),如图 18(a)所示,仅丝杠存在分头误差时,对螺母-滚柱副的啮合特性无影响;但在丝杠-滚柱副中,随误差增大,丝杠侧啮合半径 r_{sq} 逐渐减小,而滚柱侧啮合半径 r_{rsq} 随之增大,同时啮合偏角与轴向间隙均呈增大趋势.上述啮合参数的改变,导致丝杠-滚柱的啮合点向右下方发生移动,如图 18(b)所示.同理,仅螺母存在分头误差时,对丝杠-滚柱副的啮合特性无影响.如图 19 所示,对于螺母-滚柱副,随着该误差的增大,其啮合半径、啮合偏角及轴向间隙均呈增大趋势,并导致啮合点向右上方发生移动.

度机构存在误差而导致的,零件的相位误差在啮合过程中对啮合偏角影响最为显著,因此在啮合模型

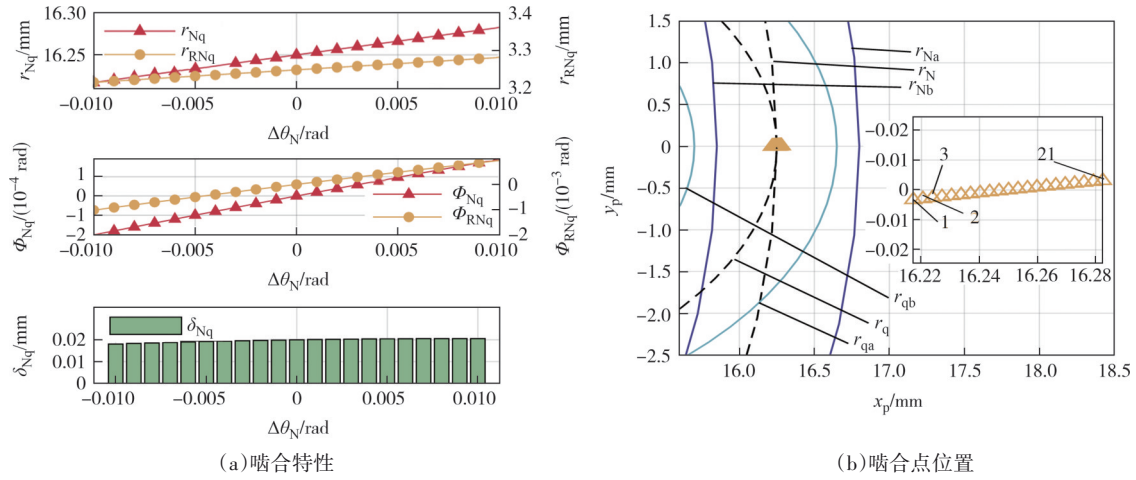


图 19 螺母分头误差变化下啮合特性与啮合点位置的变化

Fig.19 The change of meshing characteristics and meshing point position under the change of nut thread indexing error

中的啮合偏角引入齿轮相位误差 $\Delta\Phi_i$, $i = S, N, q$, 引入误差后的修正啮合模型如式(21)~式(24)所示。

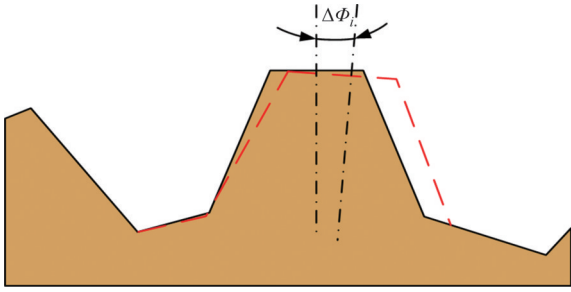


图 20 齿轮相位误差示意图

Fig.20 Gear phase error diagram

丝杠与滚柱的接触位置和轴向距离:

$$\begin{cases} r_{Sq} \cos(\Phi_{Sq} + \Delta\Phi_S) = -r_{RsQ} \cos(\Phi_{RsQ} + \Delta\Phi_q) + r_s + r_q \\ r_{Sq} \sin(\Phi_{Sq} + \Delta\Phi_S) = r_{RsQ} \sin(\Phi_{RsQ} + \Delta\Phi_q) \\ \cos(\Phi_{Sq} + \Delta\Phi_S) \tan\beta_S - \sin(\Phi_{Sq} + \Delta\Phi_S) \tan\lambda_{Sq} = \\ \cos(\Phi_{RsQ} + \Delta\Phi_q) \tan\Delta\beta_{RsQ} - \sin(\Phi_{RsQ} + \Delta\Phi_q) \tan\lambda_{RsQ} \\ \sin(\Phi_{Sq} + \Delta\Phi_S) \tan\beta_S + \cos(\Phi_{Sq} + \Delta\Phi_S) \tan\lambda_{Sq} = \\ -\sin(\Phi_{RsQ} + \Delta\Phi_q) \tan\Delta\beta_{RsQ} + \cos(\Phi_{RsQ} + \Delta\Phi_q) \tan\lambda_{RsQ} \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \delta_{SB-qU} &= \frac{P_S}{2} - (c_S + c_q) + r_{Tq} \cos\beta_q + \\ &\quad (r_{Sq} - r_s) \tan\beta_S - \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RsQ} - r_q + r_{Tq} \sin\beta_q)^2} + \\ &\quad \frac{(\Phi_{Sq} + \Delta\Phi_S) L_S + (\Phi_{RsQ} + \Delta\Phi_q) L_q}{2\pi} \end{aligned} \quad (22)$$

螺母与滚柱的接触位置和轴线距离:

$$\begin{cases} r_{Nq} \cos(\Phi_{Nq} + \Delta\Phi_N) = r_{RNq} \cos(\Phi_{RNq} + \Delta\Phi_q) + r_s + r_q \\ r_{Nq} \sin(\Phi_{Nq} + \Delta\Phi_N) = r_{RNq} \sin(\Phi_{RNq} + \Delta\Phi_q) \\ \cos(\Phi_{Nq} + \Delta\Phi_N) \tan\beta_N - \sin(\Phi_{Nq} + \Delta\Phi_N) \tan\lambda_{Nq} = \\ \cos(\Phi_{RNq} + \Delta\Phi_q) \tan\Delta\beta_{RNq} - \sin(\Phi_{RNq} + \Delta\Phi_q) \tan\lambda_{RNq} \\ \sin(\Phi_{Nq} + \Delta\Phi_N) \tan\beta_N + \cos(\Phi_{Nq} + \Delta\Phi_N) \tan\lambda_{Nq} = \\ \sin(\Phi_{RNq} + \Delta\Phi_q) \tan\Delta\beta_{RNq} + \cos(\Phi_{RNq} + \Delta\Phi_q) \tan\lambda_{RNq} \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \delta_{NU-qB} &= \frac{P_N}{2} - (c_N + c_q) + r_{Tq} \cos\beta_q + (r_{Nq} - r_N) \tan\beta_N - \\ &\quad \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RNq} - r_q + r_{Tq} \sin\beta_q)^2} + \\ &\quad \frac{(\Phi_{Nq} + \Delta\Phi_N) L_N + (\Phi_{RNq} + \Delta\Phi_q) L_q}{2\pi} \end{aligned} \quad (24)$$

将齿轮相位误差区间设定为 $[-0.01, 0.01]$ (单位为 rad), 仅丝杠存在齿轮相位误差时, 对螺母-滚柱副的啮合特性无影响. 在丝杠-滚柱副中, 丝杠侧啮合半径 r_{Sq} 与滚柱侧啮合半径 r_{RsQ} 和轴向间隙的变动幅度均极小 ($< 10^{-5}$ mm), 在工程上可忽略不计; 但该误差对丝杠侧啮合偏角 Φ_{Sq} 影响显著, 在 $-0.0739 \sim -0.0539$ rad 内变化, 而滚柱侧 Φ_{RsQ} 的变动极微可不计. 齿轮相位误差引起的周向啮合相位偏差, 直接通过改变 Φ_{Sq} 导致丝杠-滚柱的啮合点向右上方发生移动, 如图 21 所示。

仅螺母存在齿轮相位误差时, 丝杠-滚柱副的啮合特性保持不变. 如图 22 所示, 对于螺母-滚柱副其啮合半径随误差增大, 先减小再保持稳定最后略增, 但整体变动幅度极小 ($< 10^{-5}$ mm), 在工程上可忽略不计. 同理, 滚柱侧啮合偏角 Φ_{RNq} 和轴向间隙的变化量 $< 10^{-5}$ rad, 均不予考虑; 但螺母侧啮合偏角 Φ_{Nq} 受

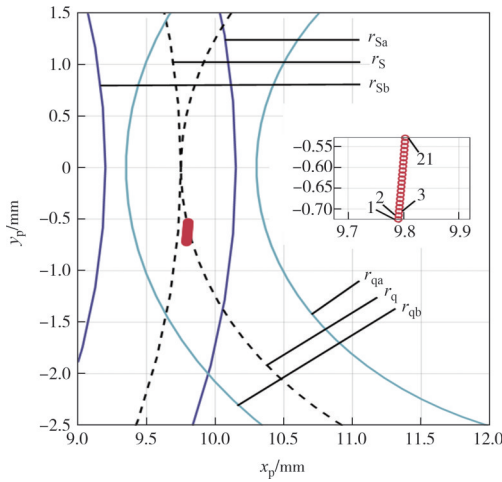
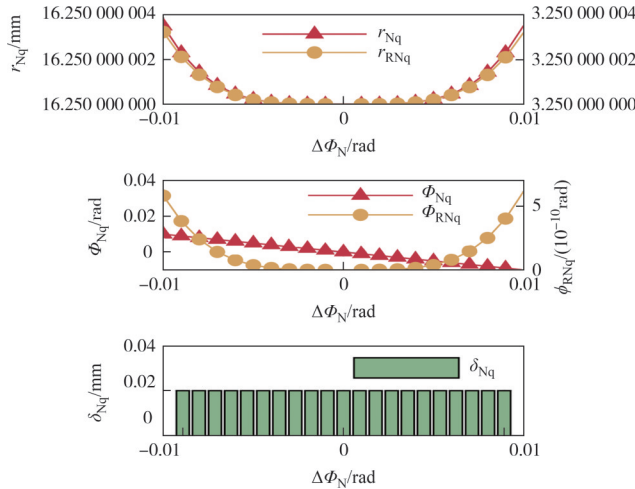
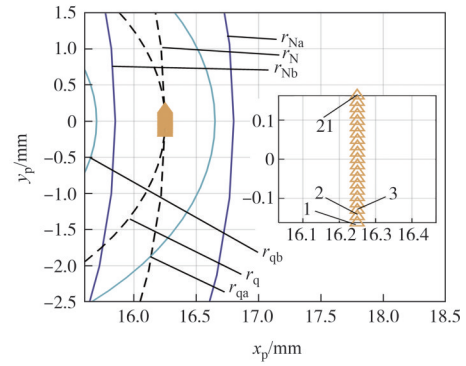


图 21 丝杠齿轮相位误差变化下行星滚柱丝杠啮合点的变化

Fig.21 The change of meshing point of the PRSM under the change of screw gear phase error



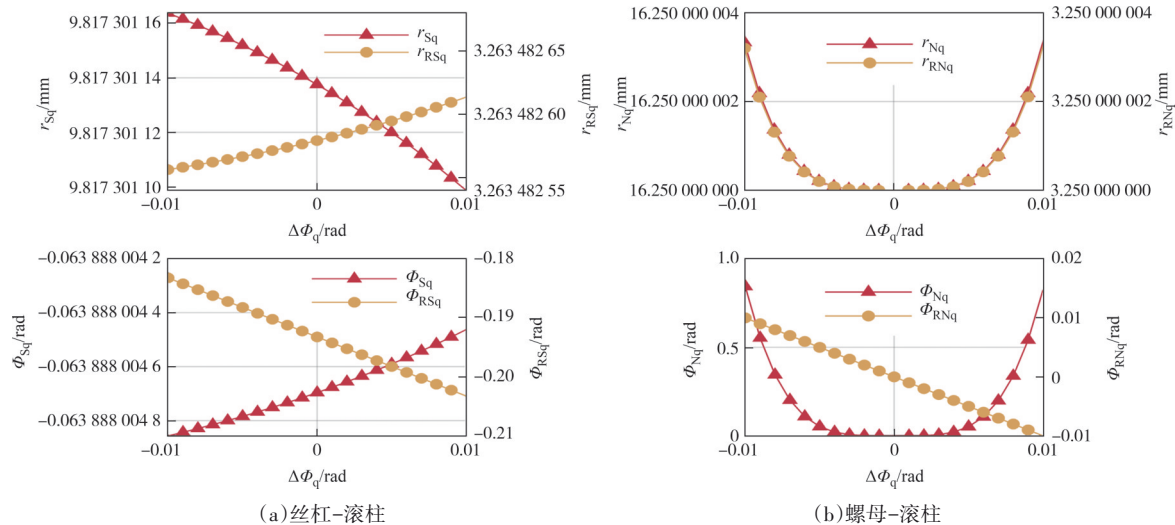
(a) 啮合特性



(b) 啮合点位置

图 22 螺母齿轮相位误差变化下行星滚柱丝杠啮合特性与啮合点位置的变化

Fig.22 The change of meshing characteristics and meshing point position of PRSM under the change of nut gear phase error



(a) 丝杠-滚柱

(b) 螺母-滚柱

图 23 滚柱齿轮相位误差变化下行星滚柱丝杠啮合半径与啮合偏角的变化

Fig.23 The change of meshing radius and meshing angle of PRSM under the change of roller gear phase error

影响显著,随误差增大而逐渐减小(在 $-0.01 \sim 0.04$ rad 内变化).由相位偏差改变引发 Φ_{Nq} 的改变,导致螺母-滚柱的啮合点向右上方发生移动.综上可知,齿轮相位误差对啮合半径与轴向间隙的影响极其有限,其核心作用在于改变特定侧的啮合偏角.图 23 给出了滚柱存在齿轮相位误差时,系统整体啮合特性的具体变化规律.

由图 24 可知,滚柱齿轮相位误差对啮合半径、轴向间隙以及丝杠侧与螺母侧的啮合偏角(Φ_{Sq} 与 Φ_{Nq})的影响均极小,在工程上可忽略不计.该误差主要作用于滚柱侧的啮合偏角:随着误差增大, Φ_{RSq} 与 Φ_{RNq} 均逐渐减小,其变化区间分别为 $[-203.26, -0.18326]$ 与 $[-0.01, 0.01]$ (单位:rad).滚柱侧啮合偏角的变化,直接导致两处啮合副的接触点均向右上方发生移动(图 24).其中,丝杠-滚柱的啮合点随误差呈

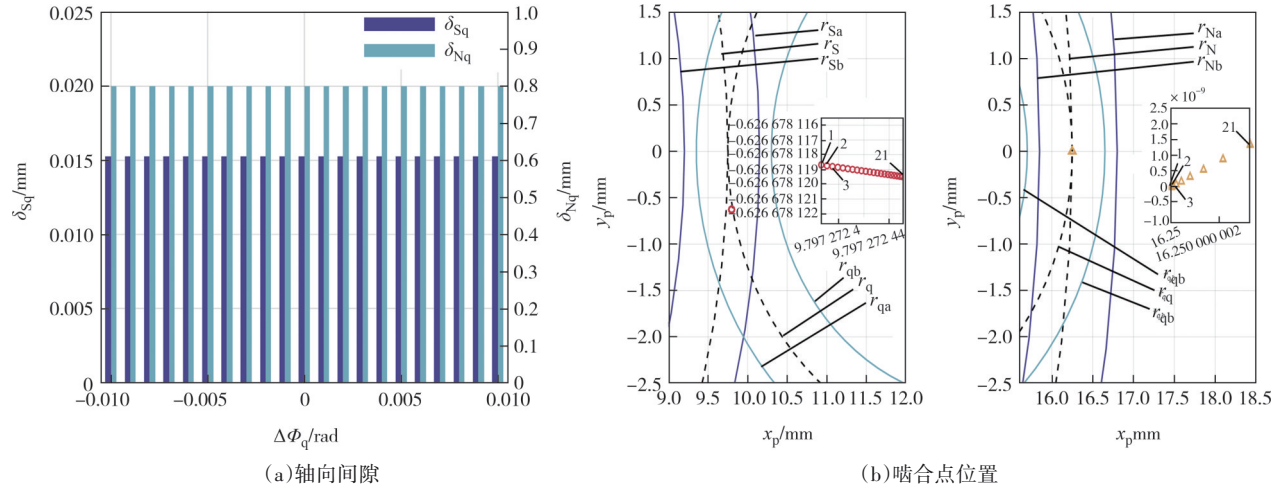


图 24 滚柱齿轮相位误差变化下行星滚柱丝杠轴向间隙与啮合点位置的变化

Fig.24 The change of axial clearance and meshing point position of PRSM under the change of roller gear phase error

均匀偏移;而螺母-滚柱的啮合点在误差大于 0.005 rad 时,其移动幅度显著加剧。

3.6 螺纹偏心误差

丝杠和螺母的螺纹轴线与其旋转轴之间存在偏差,基于加工工艺机理,本文做出以下简化假设:认为该偏差主要由工件加工时的装夹定位误差引起,在数学模型中将其定义为螺纹偏心误差 e_i ($i = S, N$),即螺纹几何轴线相对于旋转基准的平行偏心量,如图 25 所示。将全局坐标系中丝杠或螺母

的偏心角定义为 Ω 。将螺纹偏心误差引入啮合模型中得到修正后的模型如式(25)~式(28)所示。

丝杠与滚柱的接触位置和单侧轴向间隙:

$$\begin{cases} r_{Sq} \cos \Phi_{Sq} + e_s \cos \Omega = -r_{RSq} \cos \Phi_{RSq} + r_s + r_q \\ r_{Sq} \sin \Phi_{Sq} + e_s \sin \Omega = r_{RSq} \sin \Phi_{RSq} \\ \cos \Phi_{Sq} \tan \beta_s - \sin \Phi_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \\ \cos \Phi_{RSq} \tan \Delta \beta_{RSq} - \sin \Phi_{RSq} \tan \lambda_{RSq} \\ \sin \Phi_{Sq} \tan \beta_s + \cos \Phi_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \\ -\sin \Phi_{RSq} \tan \Delta \beta_{RSq} - \cos \Phi_{RSq} \tan \lambda_{RSq} \end{cases} \quad (25)$$

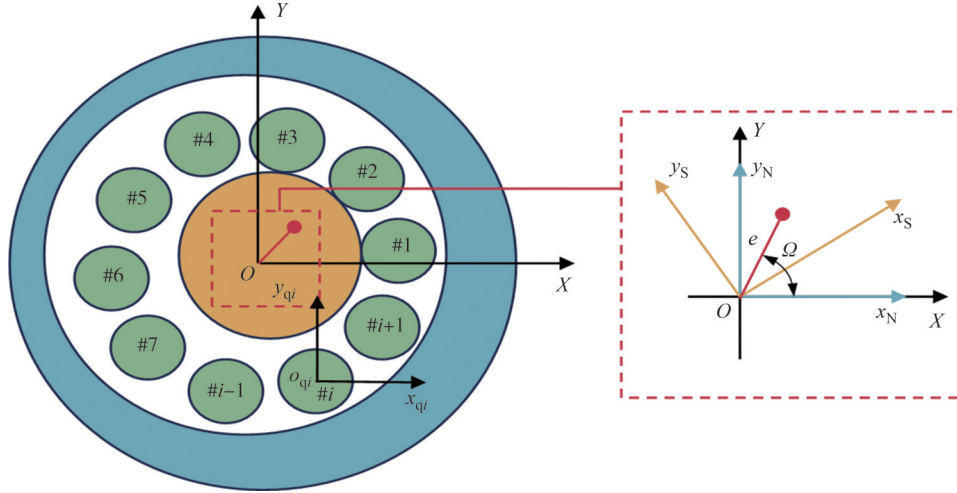


图 25 螺纹偏心误差示意图

Fig.25 Scenario diagram of thread eccentricity error

$$\begin{aligned} \delta_{SB-qU} &= \frac{P_s}{2} - (c_s + c_q) + r_{Tq} \cos \beta_q + \\ & (r_{Sq} - r_s) \tan \beta_s - \\ & \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{RSq} - r_q + r_{Tq} \sin \beta_q)^2} + \frac{\Phi_{Sq} L_s + \Phi_{RSq} L_q}{2\pi} \end{aligned} \quad (26)$$

螺母与滚柱的接触位置和单侧轴向间隙:

$$\begin{cases} r_{Nq} \cos \Phi_{Nq} + e_N \cos \Omega = r_{RNq} \cos \Phi_{RNq} + r_s + r_q \\ r_{Nq} \sin \Phi_{Nq} + e_N \sin \Omega = r_{RNq} \sin \Phi_{RNq} \\ \cos \Phi_{Nq} \tan \beta_N \sin \Phi_{Nq} \tan \lambda_{Nq} = \\ \cos \Phi_{RNq} \tan \Delta \beta_{RNq} - \sin \Phi_{RNq} \tan \lambda_{RNq} \\ \sin \Phi_{Nq} \tan \beta_N + \cos \Phi_{Nq} \tan \lambda_{Nq} = \\ \sin \Phi_{RNq} \tan \Delta \beta_{RNq} + \cos \Phi_{RNq} \tan \lambda_{RNq} \end{cases} \quad (27)$$

$$\delta_{\text{NU-qB}} = \frac{P_N}{2} - (c_N + c_q) + r_{\text{Tq}} \cos \beta_q + (r_{\text{Nq}} - r_N) \tan \beta_N - \sqrt{r_{\text{Tq}}^2 - (r_{\text{RNq}} - r_q + r_{\text{Tq}} \sin \beta_q)^2} + \frac{\Phi_{\text{Nq}} L_N + \Phi_{\text{RNq}} L_q}{2\pi} \quad (28)$$

由修正后啮合模型可以得出螺纹偏心误差主要影响丝杠和螺母与滚柱在径向方向的啮合,使螺纹偏心误差在 $[-0.01, 0.01]$ (单位:mm)范围内变化,当螺母螺纹无偏心即 $e_N = 0$ 时,啮合模型中仅有丝杠螺纹偏心误差,偏心误差仅对丝杠和滚柱的啮合特性有影响,如图 26 所示。

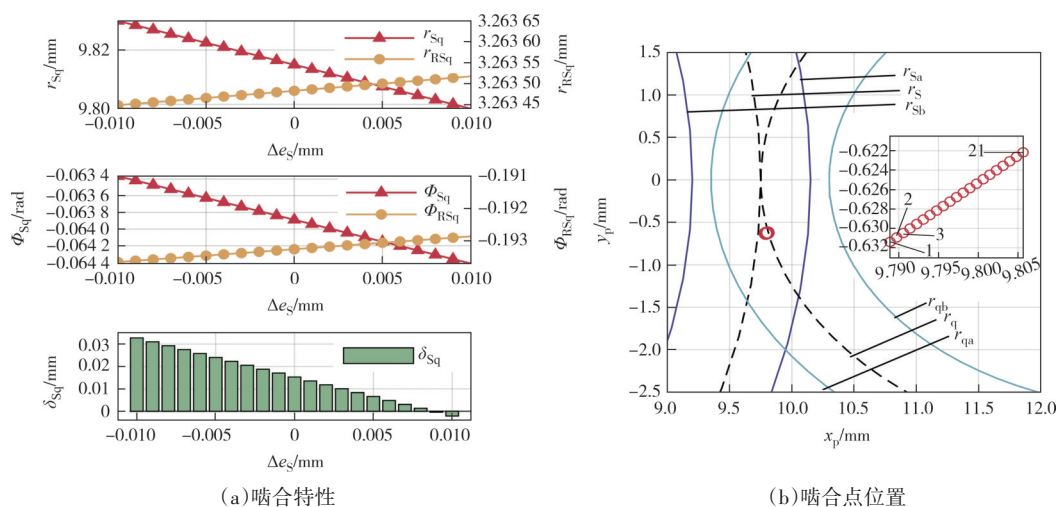


图 26 丝杠螺纹偏心误差变化下啮合特性与啮合点位置的变化

Fig.26 The change of meshing characteristics and meshing point position under the change of screw thread eccentricity error

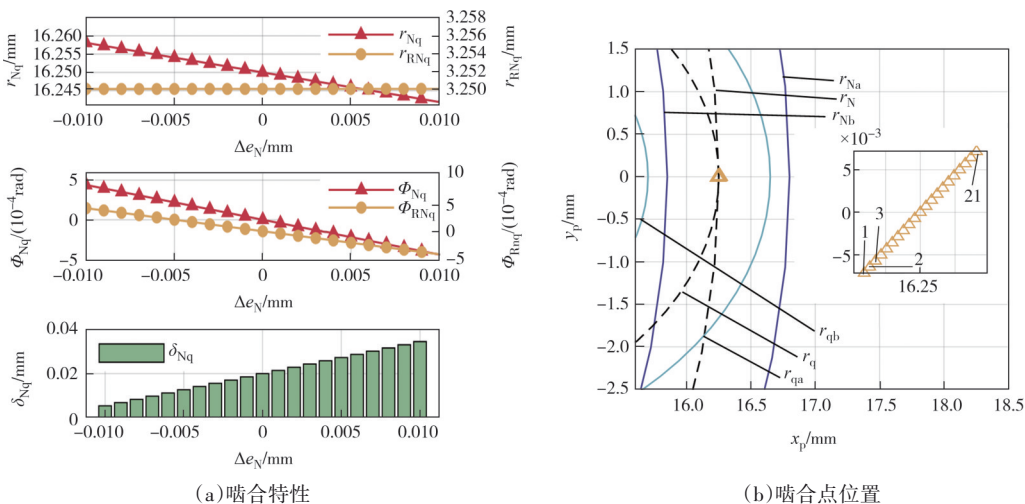


图 27 螺母螺纹偏心误差变化下啮合特性与啮合点位置的变化

Fig.27 The change of meshing characteristics and meshing point position under the change of nut thread eccentricity error

4 结论

本文以表 1 中标准行星滚柱丝杠结构参数为

理想状态下,丝杠与滚柱的名义中心距($r_s + r_q$)保持恒定.丝杠偏心误差会改变实际中心距,为补偿该变化,丝杠侧啮合半径 r_{Sq} 随误差增大而减小,滚柱侧 r_{RSq} 相应增大;同时,啮合偏角 Φ_{Sq} 减小而 Φ_{RSq} 增大.此外,偏心误差增加了有效啮合深度,导致轴向间隙逐渐减小,当误差超过 0.008 mm 时,丝杠-滚柱副将出现过盈配合.上述参数改变导致啮合点向右上方发生移动。

同理,如图 27 所示,仅螺母存在偏心误差时,螺母-滚柱副的啮合半径与偏角均随误差增大而减小,轴向间隙则逐渐增大,其啮合点亦呈现向右上方移动的趋势。

例,构建多误差啮合模型并进行数值计算,揭示了各加工误差对啮合特性的影响规律.主要结论如下:

1) 构建了涵盖多类误差的通用啮合分析模型.该模型有效引入了螺距、牙型角、中径、分头、齿轮相

位及螺纹偏心误差,能够定量分析多种加工误差下行星滚柱丝杠的啮合状态。

2) 结构尺寸类误差显著改变啮合间隙与状态。螺距、牙型角和中径误差通过直接改变零件几何尺寸,使啮合点移动和啮合深度变化。其中,滚柱螺距误差显著影响导程一致性与传动平稳性;滚柱中径误差对间隙变化极为敏感,易导致过盈现象;牙型角误差则通过改变接触法向,显著影响轴向间隙及啮合点的径向偏移。

3) 揭示了分头误差与齿轮相位误差的差异化影响机理。分头误差在几何上等效于牙侧角偏移,引起啮合点在轴向与径向的双重显著移动,进而大幅改变啮合半径与轴向间隙;齿轮相位误差则主要引起滚柱周向微小偏转,虽对啮合偏角有调节作用,但对半径和间隙影响极其微弱,在工程精度设计中可忽略其干扰。

4) 螺纹偏心误差通过改变中心距诱发啮合点移动。该误差本质上改变了有效中心距,为补偿该变化,啮合位置与深度会自动调整,间接导致轴向间隙改变。当偏心误差累积到一定程度时,将直接导致机械过盈,加剧磨损风险。

参考文献

- [1] CARL B S. Rolling on rollers for helical or circular movement: FR888281A[P].1942-2-27.
- [2] CARL B S. Screw-threaded mechanism: US2683379A [P]. 1954-07-13.
- [3] CARL B S. Advanced screw and nut device: FR1130790A [P]. 1955-09-03.
- [4] CARL B S. Advanced roller bearing device for helical motion: FR1199429A[P]. 1958-2-25.
- [5] CARL B S. Roller rolling device: FR1361431A[P]. 1963-03-29.
- [6] CARL B S. Screw and nut device with thread satellite rollers: FR1477775A[P]. 1966-3-11.
- [7] WILLIAM W C. Apparatus for converting rotational motion to linear motion: US4648285A[P]. 1987-03-10.
- [8] OLIVER S. Anti-friction nut/screw drive: US4576057A [P]. 1986-03-18.
- [9] CAI W, FU X J, MA S J, et al. Kinematics analysis of planetary roller screw mechanism with misalignment[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2026, 240(2):1607-1618.
- [10] 卢夏沁,陈换过,吴建伟,等.考虑时变啮合刚度的行星滚柱丝杠动力学建模与振动特性分析[J].振动与冲击, 2025, 44(11):119-128.
LU X Q, CHEN H G, WU J W, et al. Dynamic modeling and vibration characteristics analysis of planetary roller screw considering time-varying meshing stiffness [J]. Journal of Vibration and Shock, 2025, 44(11):119-128. (in Chinese)
- [11] 许千斤,马尚君,吴林萍,等.行星滚柱丝杠副动载荷分布计算方法研究[J].西北工业大学学报, 2024, 42(4): 634-642.
- XU Q J, MA S J, WU L P, et al. Study on calculation method for dynamic load distribution of thread pair of planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2024, 42(4): 634-642. (in Chinese)
- [12] HU R, WEI P T, DU X S, et al. Multi-objective optimization and accelerated experimental research on load distribution of planetary roller screw mechanism[J]. Tribology International, 2024, 199: 110046.
- [13] 付晓军,徐烨,刘更,等.考虑滚柱偏斜的行星滚柱丝杠载荷分布计算方法[J].机械工程学报, 2024, 60(13):247-256.
FU X J, XU Y, LIU G, et al. The calculation method for the load distribution in the planetary roller screw mechanism with the roller deviation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(13): 247-256. (in Chinese)
- [14] 郭嘉楠,何鹏,黄洪雁,等.行星滚柱丝杠副刚度特性分析及试验验证[J].哈尔滨工程大学学报, 2019, 40(5): 967-973.
GUO J N, HE P, HUANG H Y, et al. Analysis of planetary roller screw axial stiffness and experiment study [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2019, 40(5):967-973.(in Chinese)
- [15] 乔冠,廖荣,张校民,等.循环式行星滚柱丝杠副的疲劳分析与寿命预测[J].华南理工大学学报(自然科学版), 2023, 51(11): 131-139.
QIAO G, LIAO R, ZHANG X M, et al. Fatigue analysis and life prediction of recirculating planetary roller screw mechanism [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2023, 51(11):131-139. (in Chinese)
- [16] 刘晓玲.行星滚柱丝杠副可靠性设计及试验研究[D].南京:南京理工大学, 2024.
LIU X L. Reliability design and experimental study of planetary roller screw pair [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2024. (in Chinese)
- [17] 蔡威,付晓军,马尚君,等.不同方向上行星滚柱丝杠副啮合侧隙研究[J].西北工业大学学报, 2024, 42(3):540-549.
CAI W, FU X J, MA S J, et al. Studies on meshing clearance of thread pairs of planetary roller screw mechanism in different directions [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2024, 42(3): 540-549. (in Chinese)
- [18] CHENG Z W, ZU L, XING M C, et al. Effects of eccentric errors on sliding velocity and accumulative wear depth of planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Tribology, 2024, 146(8): 081703.
- [19] 胡瑞.行星滚柱丝杠副承载特性及其提升方法研究[D].重庆:重庆大学, 2024.
HU R. Research on load bearing characteristics and improvement methods of planetary roller screw mechanism [D]. Chongqing: Chongqing University, 2024. (in Chinese)
- [20] XING M C, LIU S, CUI Y, et al. A comprehensive sliding wear prediction method for planetary roller screw mechanism [J]. Wear, 2024, 558-559:205536.
- [21] LIU G S, WEI P T, LIU H J, et al. Transmission accuracy-axial backlash-fatigue life-driven tolerance optimization of planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Computational Design and Engineering, 2023, 10(6):2401-2421.
- [22] MO S, WU S Y, HUANG X, et al. Nonlinear dynamics of planetary roller screw mechanism[J]. Chaos: An Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science, 2024, 34(7): 073110.
- [23] 刘更,马尚君,付晓军.行星滚柱丝杠传动:啮合原理[M].北京:科学出版社, 2019.
LIU G, MA S J, FU X J. Planetary roller screw drive: meshing principle[M]. Beijing: Science Press, 2019. (in Chinese)
- [24] ZHANG C H, FAN Y X, ZHANG M, et al. Kinematic analysis of inverted planetary roller screw considering skew error [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2760(1):012036.