

不同方向上行星滚柱丝杠螺纹副啮合侧隙研究

蔡威, 付晓军, 马尚君, 李欣, 刘更

(西北工业大学 陕西省机电传动与控制工程实验室, 陕西 西安 710072)

摘 要:根据丝杠、滚柱以及螺母结构特征,利用空间曲面参数方程分别建立了行星滚柱丝杠各个零件的螺旋曲面模型,并结合行星滚柱丝杠装配关系,得到行星滚柱丝杠空间啮合曲面方程。在此基础上,获得螺旋曲面法向量,基于曲面啮合条件,考虑零件运动方向,建立了行星滚柱丝杠在轴向、径向以及周向上的啮合侧隙模型,并讨论了结构参数对行星滚柱丝杠啮合侧隙的影响规律。结果表明,滚柱与丝杠侧在 3 个方向上的啮合点均不在螺纹中径,滚柱与螺母侧 3 个方向上的啮合点均在滚柱螺纹中径位置;螺距、牙侧角以及螺纹牙厚均对行星滚柱丝杠啮合侧隙有影响,只有增大螺纹牙厚才能同时减小 3 个方向上的啮合侧隙,螺距和牙侧角应根据实际需要选择合适的参数。

关 键 词:行星滚柱丝杠;螺纹副;曲面方程;不同方向;啮合侧隙

中图分类号:TH132.1

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2024)03-0540-10

行星滚柱丝杠(planetary roller screw mechanism, PRSM)是一种利用螺纹结构将旋转运动转化成直线运动的螺旋传动机构^[1]。PRSM 内部含有多个滚柱,呈现多个螺纹牙同时啮合,具有大推力、高精度、长寿命以及高可靠性等优势^[2-3],逐渐应用在航空航天^[4]、机器人^[5]、医疗器械^[6]和精密机床^[7]等领域。

国内外针对 PRSM 的研究主要是在载荷分布^[8-9]、摩擦效率^[10-11]、热特性^[12]、运动学^[13-14]以及故障诊断^[15]等方面。现有研究表明,PRSM 啮合点位置对其承载性能、运动特性均有较大影响。不同螺纹牙型参数导致其啮合点位置以及啮合侧隙发生变化,使滚柱在丝杠、螺母内部浮动区域发生变化,进而影响到 PRSM 承载能力、传动精度以及寿命等性能。

在 PRSM 啮合特性方面,赵英等^[16]在螺纹重叠区域划分网格,分别针对丝杠、滚柱、螺母计算其网格节点上轴向坐标差值,差值最小即为轴向间隙,差值最小处节点即为啮合点。Jones 等^[17]基于 Frenet 坐标系建立 PRSM 啮合模型,利用螺纹中径处螺旋

升角代替啮合点处螺旋升角,推导得到 PRSM 啮合点位置。付晓军等^[18]根据曲面连续相切原理,建立 PRSM 轴向啮合方程,得到轴向啮合点以及侧隙。Sandu 等^[19]针对不同形状的螺纹截面建立了螺旋曲面方程,计算得到不同螺纹截面轮廓下的啮合点位置。陈士云等^[20]将 PRSM 螺旋曲面进行离散处理,通过计算离散点在轴向上的坐标差,可得到 PRSM 轴向侧隙。刘靖楠等^[21]考虑了 PRSM 在加工以及装配过程中可能产生的各种误差,基于刚体欧拉定理,建立了一种考虑误差的 PRSM 啮合模型。上述文献计算了 PRSM 啮合点位置以及侧隙,但其计算分析过程仅仅考虑轴向啮合特性,未能深入研究径向以及周向啮合特性。不同方向上啮合点位置均会对 PRSM 工作性能产生影响,尤其是不同装配条件以及工况条件会导致 PRSM 沿着不同方向接触,从而影响 PRSM 运行效率、工作寿命等。因此,需要充分考虑 PRSM 实际工作状态,深入探究 PRSM 在不同方向下啮合特性以及啮合侧隙影响规律。

本文推导了 PRSM 螺纹曲面方程,利用空间曲面啮合原理,建立了 PRSM 在轴向、径向、周向上啮合侧隙模型,计算了 3 个方向上的啮合点位置,并探究结构参数对 PRSM 啮合侧隙的影响规律。

收稿日期:2023-05-16

基金项目:国家自然科学基金(51905428,51875458)资助

作者简介:蔡威(1994—),博士研究生

通信作者:刘更(1961—),教授 e-mail:npuliug@nwpu.edu.cn

1 PRSM 结构

PRSM 主要有标准式、反向式、循环式、轴承环式以及差动式等多种结构形式,其中最为常用的是标准式 PRSM,结构形式如图 1 所示。标准式 PRSM 主要由丝杠、滚柱、螺母、内齿圈、保持架、弹性挡圈等组成。丝杠和螺母分别采用相同头数的外梯形螺纹和内梯形螺纹结构,滚柱则采用单头圆弧牙型轮廓外螺纹结构,并且三者螺距相等,旋向相同。此外,滚柱两侧端部采用轮齿结构,从而实现螺纹副和齿轮副同时啮合。

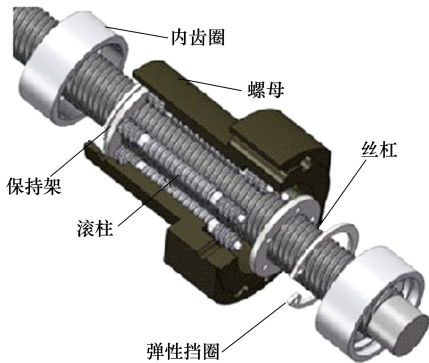


图 1 PRSM 结构组成

在 PRSM 运动过程中,丝杠做旋转运动,通过滚柱与丝杠、滚柱与螺母之间螺纹啮合将其转化成螺母的直线运动。在螺纹传动过程中,多个滚柱在保持架的作用下均匀分布在螺母与丝杠之间。滚柱在与丝杠、螺母啮合的同时,通过端部轮齿与安装在螺母内部的内齿圈啮合,从而实现其绕着丝杠中心轴公转,又绕着自身旋转中心做自转运动,进一步实现了与螺母之间无相对轴向位移。为了防止保持架脱落,弹性挡圈被放置在螺母端部内齿圈内部凹槽中。

2 PRSM 螺纹曲面方程

本文以右旋螺纹结构的 PRSM 为例,推导其丝杠与滚柱、螺母与滚柱之间的啮合侧隙,该过程同样适用于其他旋向 PRSM 啮合侧隙求解问题。

丝杠、滚柱、螺母上螺纹结构均是螺纹牙轮廓绕着空间螺旋曲线旋转形成的三维空间曲面,如图 2 所示。其中 $O_i-x_iy_iz_i$ 表示零件坐标系, $O'_i-u_iv_iw_i$ 表示螺纹牙轮廓坐标系,下标 $i=s,r,n$ 分别代表丝杠、

滚柱以及螺母, θ_i^0 表示螺纹起点位置与 x_i 轴的夹角, λ_i 表示对应零件螺纹齿根处螺旋升角。

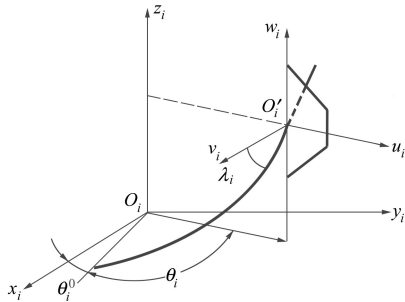


图 2 PRSM 零件坐标系和螺纹牙轮廓坐标系

丝杠、滚柱、螺母螺纹截面如图 3 所示,图中 a_i 表示对应零件螺纹小径到中径之间的距离; b_i 表示对应零件螺纹牙厚; β_i 表示对应零件螺纹牙侧角; θ_i^0 表示对应零件螺纹初始点与零件坐标系 x_i 轴夹角; r_i^m 表示对应零件名义半径; h_i 表示对应零件螺纹全齿高; r_{tr} 表示滚柱螺纹曲面曲率半径为

$$r_{tr} = \frac{r_r^m}{\sin\left(\frac{\beta_r}{2}\right)} \tag{1}$$

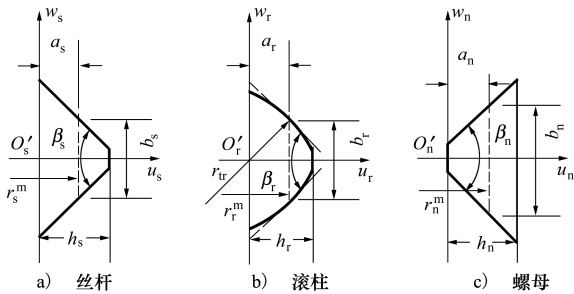


图 3 PRSM 螺纹牙轮廓

因此,在截面坐标系中,丝杠、滚柱、螺母各自螺纹牙轮廓曲线坐标方程为

$$\begin{cases} u_s = u'_s \\ v_s = 0 \\ w_s = \zeta_s \left[-\tan\left(\frac{\beta_s}{2}\right) (u'_s - a_s) + \frac{b_s}{2} \right] \end{cases} \tag{2}$$
$$\begin{cases} u_r = u'_r \\ v_r = 0 \\ w_r = \zeta_r \left\{ \sqrt{r_{tr}^2 - [u'_r + (r_r^m - a_r)]^2} + \frac{b_r}{2} - r_{tr} \cos\left(\frac{\beta_r}{2}\right) \right\} \end{cases} \tag{3}$$

$$\begin{cases} u_n = u'_n \\ v_n = 0 \\ w_n = \zeta_n \left[\tan\left(\frac{\beta_n}{2}\right) (u'_n - a_n) + \frac{b_n}{2} \right] \end{cases} \quad (4)$$

(2)~(4)式中, $\zeta_s, \zeta_r, \zeta_n$ 分别表示丝杠、滚柱以及螺母螺纹牙上、下曲线, 取值为 1 时, 表示上曲线, 取值为 -1 时, 表示下曲线。

根据空间坐标转换关系, 可将螺纹截面坐标系向零件坐标系变换, 其转换关系为

$$\begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \\ 1 \end{bmatrix} = \mathbf{H} \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中, $\mathbf{H}$ 为变换矩阵, 具体可表示为^[21]

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_i + \theta_i^0) & -\sin(\theta_i + \theta_i^0) & 0 & r_i^f \cos(\theta_i + \theta_i^0) \\ \sin(\theta_i + \theta_i^0) & \cos(\theta_i + \theta_i^0) & 0 & r_i^f \sin(\theta_i + \theta_i^0) \\ 0 & 0 & 1 & r_i^f \theta_i \tan \lambda_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中, r_i^f 表示对应零件螺纹齿根圆半径, 有

$$r_i^f = r_i^m - a_i \quad (7)$$

由(2)~(7)式可得, 在零件坐标系中, 丝杠、滚柱以及螺母螺纹牙轮廓曲面方程为^[18]

$$\begin{cases} x_s = r_s \cos(\theta_s + \theta_s^0) \\ y_s = r_s \sin(\theta_s + \theta_s^0) \\ z_s = \zeta_s \left[-\tan\left(\frac{\beta_s}{2}\right) (r_s - r_s^m) + \frac{b_s}{2} \right] + r_s^f \theta_s \tan \lambda_s \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x_r = r_r \cos(\theta_r + \theta_r^0) \\ y_r = r_r \sin(\theta_r + \theta_r^0) \\ z_r = \zeta_r \left[\sqrt{r_{tr}^2 - r_r^2} + \frac{b_r}{2} - r_{tr} \cos\left(\frac{\beta_r}{2}\right) \right] + r_r^f \theta_r \tan \lambda_r \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} x_n = r_n \cos(\theta_n + \theta_n^0) \\ y_n = r_n \sin(\theta_n + \theta_n^0) \\ z_n = \zeta_n \left[\tan\left(\frac{\beta_n}{2}\right) (r_n - r_n^m) + \frac{b_n}{2} \right] + r_n^f \theta_n \tan \lambda_n \end{cases} \quad (10)$$

PRSM 在全局坐标系 $O-xyz$ 中位置关系如图 4 所示, 其中, m_r, m_s, m_n 分别表示滚柱、丝杠以及螺母

螺纹起点, 螺母、丝杠零件坐标系应与全局坐标系重合, 滚柱零件坐标系应与全局坐标系平行。

根据 PRSM 装配关系, 丝杠螺纹起点与螺母螺纹起点相差角度为 π/n_n 。所以, 螺母螺纹起点初始角度为

$$\theta_n^0 = \theta_s^0 - \pi/n_n \quad (11)$$

式中, n_n 表示螺母螺纹头数。

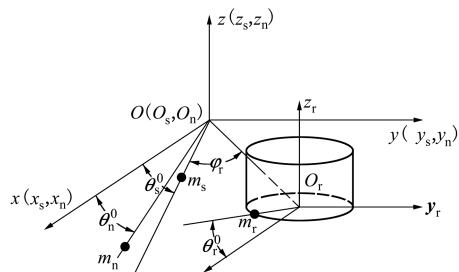


图4 PRSM 在全局坐标系位置关系

根据滚柱在运动过程中既公转又自转的运动原理, 在装配过程中, 可根据公转角度和自转角度确定滚柱螺纹起点位置, 从而实现丝杠与滚柱、螺母与滚柱装配关系。滚柱螺纹起点初始角度为

$$\theta_r^0 = \theta_s^0 + (1 - n_s) \varphi_r \quad (12)$$

式中, n_s 表示丝杠螺纹头数。

综上, 结合 PRSM 装配关系, 丝杠、滚柱以及螺母在全局坐标系螺旋曲面坐标方程为

$$\begin{cases} x_s = r_s \cos(\theta_s + \theta_s^0) \\ y_s = r_s \sin(\theta_s + \theta_s^0) \\ z_s = \zeta_s \left[-\tan\left(\frac{\beta_s}{2}\right) (r_s - r_s^m) + \frac{b_s}{2} \right] + r_s^f \theta_s \tan \lambda_s \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} x_r = r_r \cos(\theta_r + \theta_s^0 + (1 - n_s) \varphi_r) + (r_r^m + r_s^m) \cos(\theta_s^0 + \varphi_r) \\ y_r = r_r \sin(\theta_r + \theta_s^0 + (1 - n_s) \varphi_r) + (r_r^m + r_s^m) \sin(\theta_s^0 + \varphi_r) \\ z_r = \zeta_r \left[\sqrt{r_{tr}^2 - r_r^2} + \frac{b_r}{2} - r_{tr} \cos\left(\frac{\beta_r}{2}\right) \right] + r_r^f \theta_r \tan \lambda_r \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} x_n = r_n \cos\left(\theta_n + \theta_s^0 - \frac{\pi}{n_n}\right) \\ y_n = r_n \sin\left(\theta_n + \theta_s^0 - \frac{\pi}{n_n}\right) \\ z_n = \zeta_n \left[\tan\left(\frac{\beta_n}{2}\right) (r_n - r_n^m) + \frac{b_n}{2} \right] + r_n^f \theta_n \tan \lambda_n \end{cases} \quad (15)$$

(13) ~ (15) 式中,零件螺纹齿根处螺旋升角 λ_i 满足如下关系

$$\tan\lambda_i = \frac{L_i}{2\pi r_i^f} \tag{16}$$

$$L_i = n_i p \tag{17}$$

式中: p 表示螺纹螺距; n_i 表示螺纹头数。

3 PRSM 螺纹副啮合侧隙

PRSM 螺纹副啮合间隙对其传动性能有一定的影响。因此,基于空间曲面啮合条件,建立 PRSM 螺纹副啮合侧隙模型,精确计算螺纹副啮合侧隙能够为 PRSM 工程设计提供理论基础。

3.1 空间曲面啮合条件

空间曲面位置关系如图 5 所示, A_1, A_2 为两不重合的空间曲面, Ω_1, Ω_2 分别为 A_1, A_2 切平面, n_1, n_2 表示 A_1, A_2 空间曲面法向量, n_{12} 表示曲面 A_1 或 A_2 移动方向, Q_1, Q_2 表示两空间曲面沿着 n_{12} 方向移动一定距离后相切,此时的切点位置,即在 n_{12} 方向上的啮合点。

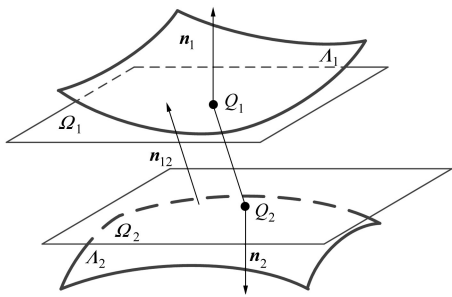


图 5 空间曲面位置关系

基于空间曲面之间最短距离理论,两空间曲面之间存在距离最短的两点,同时两点之间的连线必然与空间曲面上该点的法向量方向相同或者相反。但当空间曲面沿着任意方向移动后相切,其最短距离方向应与移动方向相同或者相反,可得

$$n_1 = \mu n_2 \tag{18}$$

$$d_{Q_1 Q_2} = \tau n_{12} \tag{19}$$

式中: μ, τ 表示长度系数; $\tau = 0$, 表示两空间曲面相切; $\tau > 0$, 表示两空间曲面相离; $\tau < 0$, 表示两空间曲面相交。

曲面 A_1, A_2 啮合点之间位移为

$$d_{Q_1 Q_2} = \begin{bmatrix} x_{Q_1} \\ y_{Q_1} \\ z_{Q_1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} x_{Q_2} \\ y_{Q_2} \\ z_{Q_2} \end{bmatrix} \tag{20}$$

式中, $x_{Q_1}, y_{Q_1}, z_{Q_1}, x_{Q_2}, y_{Q_2}, z_{Q_2}$ 分别表示 Q_1, Q_2 点空间位置坐标。

由(18) ~ (20) 式,可求出空间曲面 A_1, A_2 在 n_{12} 方向上的啮合点位置,并且曲面沿着该方向移动最短距离为

$$k = |d_{Q_1 Q_2}| \tag{21}$$

3.2 PRSM 啮合侧隙

3.2.1 PRSM 螺旋曲面法向量

通过 PRSM 螺旋曲面参数方程(13) ~ (15) 式分别对 r_i, θ_i 求偏导,可得螺旋曲面切向量为

$$S_i^r = \left[\frac{\partial x_i}{\partial r_i}, \frac{\partial y_i}{\partial r_i}, \frac{\partial z_i}{\partial r_i} \right] \tag{22}$$

$$S_i^\theta = \left[\frac{\partial x_i}{\partial \theta_i}, \frac{\partial y_i}{\partial \theta_i}, \frac{\partial z_i}{\partial \theta_i} \right] \tag{23}$$

利用螺旋曲面切向量,可以得到丝杠、滚柱以及螺母在任一点处法向量为^[2]

$$n_i = [n_i^x \quad n_i^y \quad n_i^z]^T = \begin{bmatrix} r_i^f \tan\lambda_i \sin(\theta_i + \theta_i^0) + \varepsilon_i \zeta_i r_i \tan\left(\frac{\beta_i}{2}\right) \cos(\theta_i + \theta_i^0) \\ \varepsilon_i \zeta_i r_i \tan\left(\frac{\beta_i}{2}\right) \sin(\theta_i + \theta_i^0) - r_i^f \tan\lambda_i \cos(\theta_i + \theta_i^0) \\ r_i \end{bmatrix} \tag{24}$$

式中: ε_i 为常数 1 或 -1,外螺纹值取 1;内螺纹值取 -1。

3.2.2 PRSM 轴向侧隙

PRSM 轴向侧隙是指装配后的 PRSM 在轴向上移动的最大距离。在全局坐标系中,PRSM 移动方向向量为

$$n_z = [0, 0, 1] \tag{25}$$

以丝杠和滚柱为例,轴向移动,丝杠上螺旋曲面和滚柱下螺旋曲面接触, ζ_s, ζ_r 分别为 1, -1。丝杠和滚柱都是外螺纹,所以 $\varepsilon_s, \varepsilon_r$ 均为 1,并代入到(14) ~ (15) 式及(24) 式。

根据空间曲面啮合原理,结合丝杠、滚柱空间曲面坐标方程以及法向量,可以得到其轴向啮合点满足如下关系

$$\begin{cases} \frac{n_s^x}{n_s^z} = \frac{n_r^x}{n_r^z} \\ \frac{n_s^y}{n_s^z} = \frac{n_r^y}{n_r^z} \\ x_s - x_r = 0 \\ y_s - y_r = 0 \end{cases} \quad (26)$$

通过(26)式可求解出丝杠侧啮合半径 r_{s1}^a 、啮合角 θ_{s1}^a 以及滚柱侧啮合半径 r_{rs1}^a 、啮合角 θ_{rs1}^a 。进一步,可求得丝杠上螺旋曲面和滚柱下螺旋曲面轴向啮合侧隙为

$$\delta_{sr1}^a = -\tan\left(\frac{\beta_s}{2}\right)(r_{s1}^a - r_s^m) + \frac{b_s}{2} + r_s^f \theta_{s1}^a \tan\lambda_s + \sqrt{r_{tr}^2 - (r_{rs1}^a)^2} + \frac{b_r}{2} - r_{tr} \cos\left(\frac{\beta_r}{2}\right) - r_r^f \theta_{rs1}^a \tan\lambda_r \quad (27)$$

同理将 ζ_s, ζ_r 分别取 $-1, 1$, 代入到(26)式中, 可以求解得到丝杠下螺旋曲面和滚柱上螺旋曲面啮合时丝杠侧啮合半径 r_{s2}^a 、啮合角 θ_{s2}^a 以及滚柱侧啮合半径 r_{rs2}^a 、啮合角 θ_{rs2}^a , 并得到其啮合侧隙为

$$\delta_{sr2}^a = \tan\left(\frac{\beta_s}{2}\right)(r_{s2}^a - r_s^m) - \frac{b_s}{2} + r_s^f \theta_{s2}^a \tan\lambda_s - \sqrt{r_{tr}^2 - (r_{rs2}^a)^2} - \frac{b_r}{2} + r_{tr} \cos\left(\frac{\beta_r}{2}\right) - r_r^f \theta_{rs2}^a \tan\lambda_r \quad (28)$$

因此,丝杠与滚柱轴向啮合侧隙为

$$\delta_{sr}^a = \delta_{sr1}^a + \delta_{sr2}^a \quad (29)$$

在求解螺母与滚柱啮合点时,螺母为内螺母, ε_n 为 -1 , 并结合(15)~(16)式, (24)~(25)式, 可得到螺母、滚柱啮合方程为

$$\begin{cases} \frac{n_n^x}{n_n^z} = \frac{n_r^x}{n_r^z} \\ \frac{n_n^y}{n_n^z} = \frac{n_r^y}{n_r^z} \\ x_n - x_r = 0 \\ y_n - y_r = 0 \end{cases} \quad (30)$$

将 ζ_n, ζ_r 取 $-1, 1$ 代入(30)式中, 得到螺母下螺旋曲面与滚柱上螺旋曲面啮合侧隙为

$$\delta_{nr1}^a = -\tan\left(\frac{\beta_n}{2}\right)(r_{n1}^a - r_n^m) - \frac{b_n}{2} + r_n^f \theta_{n1}^a \tan\lambda_n - \sqrt{r_{tr}^2 - (r_{rn1}^a)^2} - \frac{b_r}{2} + r_{tr} \cos\left(\frac{\beta_r}{2}\right) - r_r^f \theta_{rn1}^a \tan\lambda_r \quad (31)$$

式中: r_{n1}^a, r_{rn1}^a 分别表示螺母侧、丝杠侧啮合半径; $\theta_{n1}^a, \theta_{rn1}^a$ 分别表示螺母侧、丝杠侧啮合角。

ζ_n, ζ_r 取 $1, -1$ 代入(30)式中, 得到螺母上螺旋曲面与滚柱下螺旋曲面啮合侧隙为

$$\delta_{nr2}^a = \tan\left(\frac{\beta_n}{2}\right)(r_{n2}^a - r_n^m) + \frac{b_n}{2} + r_n^f \theta_{n2}^a \tan\lambda_n + \sqrt{r_{tr}^2 - (r_{rn2}^a)^2} + \frac{b_r}{2} - r_{tr} \cos\left(\frac{\beta_r}{2}\right) - r_r^f \theta_{rn2}^a \tan\lambda_r \quad (32)$$

式中: r_{n2}^a, r_{rn2}^a 分别表示螺母侧、丝杠侧啮合半径; $\theta_{n2}^a, \theta_{rn2}^a$ 分别表示螺母侧、丝杠侧啮合角。

因此,螺母与滚柱轴向啮合侧隙为

$$\delta_{nr}^a = \delta_{nr1}^a + \delta_{nr2}^a \quad (33)$$

3.2.3 PRSM 径向侧隙

PRSM 径向侧隙是指丝杠、滚柱以及螺母沿着径向移动的最大距离。因此,移动方向向量为

$$\mathbf{d}_{sr} = [\cos(\theta_s^0 + \varphi_r), \sin(\theta_s^0 + \varphi_r), 0] \quad (34)$$

丝杠与滚柱径向啮合侧隙与轴向侧隙推导相似, 结合(13)~(14)式, (24)式及(34)式, 并将 ζ_s, ζ_r 为 $1, -1, \varepsilon_s, \varepsilon_r$ 均为 1 代入, 可得径向啮合点满足如下关系

$$\begin{cases} \frac{n_s^x}{n_s^z} = \frac{n_r^x}{n_r^z} \\ \frac{n_s^y}{n_s^z} = \frac{n_r^y}{n_r^z} \\ y_s - y_r = \sin(\theta_s^0 + \varphi_r) \\ z_s - z_r = 0 \end{cases} \quad (35)$$

根据(13)~(14)式及(35)式可得丝杠与滚柱径向啮合侧隙为

$$\delta_{sr}^r = r_{rs}^r \cos(\theta_{rs}^0 + \theta_s^0 + (1 - n_s)\varphi_r) + (r_r^m + r_s^m) \cos(\theta_s^0 + \phi_r) - r_s^r \cos(\theta_s^0 + \theta_s^0) \quad (36)$$

式中: r_{rs}^r, r_s^r 表示滚柱侧、丝杠侧啮合半径; $\theta_{rs}^0, \theta_s^0$ 表示滚柱侧、丝杠侧啮合角。

将 ζ_n, ζ_r 为 $-1, 1, \varepsilon_s, \varepsilon_r$ 均为 1 代入(14)~(15)式, (24)式及(34)式, 可得径向啮合点满足如(37)式所示关系。

$$\begin{cases} \frac{n_n^x}{n_n^z} = \frac{n_r^x}{n_r^z} \\ \frac{n_n^y}{n_n^z} = \frac{n_r^y}{n_r^z} \\ y_n - y_r = \sin(\theta_s^0 + \varphi_r) \\ z_n - z_r = 0 \end{cases} \quad (37)$$

同理可得螺母与滚柱径向啮合侧隙为

$$\delta_{sr}^r = r_m^r \cos(\theta_m^r + \theta_s^0 + (1 - n_s)\varphi_r) + (r_r^m + r_s^m) \cos(\theta_s^0 + \phi_r) - r_n^r \cos\left(\theta_n^r + \theta_s^0 - \frac{\pi}{n_n}\right)$$

(38)

式中： r_m^r, r_s^r 表示滚柱侧、丝杠侧啮合半径； θ_m^r, θ_s^r 表示滚柱侧、丝杠侧啮合角。

3.2.4 PRSM 周向侧隙

丝杠或者螺母绕自身中心线转动一定角度后与滚柱啮合,此时转动的角度即为 PRSM 周向侧隙。在计算丝杠与滚柱侧周向侧隙时,与 PRSM 轴向侧隙、径向侧隙求解过程不同,将周向侧隙 δ_{sr}^t 直接代入(13)~(14)式及(24)式,可得

$$\begin{cases} \frac{n_s^x}{n_s^z} = \frac{n_r^x}{n_r^z} \\ \frac{n_s^y}{n_s^z} = \frac{n_r^y}{n_r^z} \\ x_s - x_r = 0 \\ y_s - y_r = 0 \\ z_s - z_r = 0 \end{cases}$$

(39)

将 ζ_s, ζ_r 分别为 1, -1, 代入到(39) 式中,可得到丝杠上螺旋曲面与滚柱下螺旋曲面啮合时周向侧隙 δ_{sr1}^t 。此外,将 ζ_s, ζ_r 为 -1, 1 同样代入到(39) 式中,可得到丝杠下螺旋曲面与滚柱上螺旋曲面啮合时周向侧隙 δ_{sr2}^t 。所以,滚柱与丝杠周向侧隙为

$$\delta_{sr}^t = \delta_{sr1}^t + \delta_{sr2}^t$$

(40)

同理,可得螺母与滚柱之间的周向侧隙满足关系为

$$\begin{cases} \frac{n_n^x}{n_n^z} = \frac{n_r^x}{n_r^z} \\ \frac{n_n^y}{n_n^z} = \frac{n_r^y}{n_r^z} \\ x_n - x_r = 0 \\ y_n - y_r = 0 \\ z_n - z_r = 0 \end{cases}$$

(41)

先后将 ζ_n, ζ_r 为 1, -1 以及 ζ_n, ζ_r 为 -1, 1 代入(41) 式,分别得到螺母上螺旋曲面与滚柱下螺旋曲面啮合时周向侧隙 δ_{nr1}^t 和螺母下螺旋曲面与滚柱上螺旋曲面啮合时周向侧隙 δ_{nr2}^t 。所以,滚柱与螺母周向侧隙为

$$\delta_{nr}^t = \delta_{nr1}^t + \delta_{nr2}^t$$

(42)

4 模型验证与讨论

4.1 模型验证

为了验证本文基于空间曲面啮合原理计算的啮合侧隙准确性,采用文献[18] 的结构参数,如表 1 所示。基于表 1 结构参数,本文方法与文献[8] 方法计算的侧隙对比结果如表 2 所示。

表 1 PRSM 结构参数

参数	丝杠	滚柱	螺母
名义半径/mm	7.5	2.5	12.5
头数	5	1	5
螺距/mm	2	2	2
牙厚/mm	0.8	0.8	0.8
齿根高/mm	0.275	0.275	0.275
全齿高/mm	0.475	0.475	0.475
牙侧角/(°)	90	90	90

表 2 轴向啮合点位置与间隙对比结果

参数	文献[18]	本文		
	轴向	轴向	径向	圆周
丝杠啮合半径/mm	7.586	7.586	7.494	7.586
丝杠啮合角/rad	0.082	0.082	0.083	0.141
滚柱与丝杠啮合点处啮合半径/mm	2.517	2.517	2.518	2.517
滚柱与丝杠啮合点处啮合角/rad	2.893	2.893	2.891	2.893
丝杠与滚柱啮合侧隙/mm, rad	0.187	0.187	0.092	0.118
螺母啮合半径/mm	12.500	12.500	12.700	12.500
螺母啮合角/rad	0	0	0	0.503
滚柱与螺母啮合点处啮合半径/mm	2.500	2.500	2.500	2.500
滚柱与螺母啮合点处啮合角/rad	0	0	0.003	0
螺母与滚柱啮合侧隙/mm, rad	0.400	0.400	0.200	0.250

表 2 中文献[18] 和本文计算轴向啮合点与轴向啮合侧隙均吻合,验证了本文模型的正确性。此外,表 2 中列出了 PRSM 径向啮合点、啮合侧隙以及周向啮合点、啮合侧隙。

根据表 2 得到丝杠与滚柱、螺母与滚柱在轴向、径向以及周向上啮合点位置关系图,如图 6~7 所

示,图中点划线表示滚柱侧、丝杠侧及螺母侧螺纹中径,虚线和实线分别表示滚柱侧、丝杠侧及螺母侧螺纹大径和小径。图 6~7 中不同形状的点分别表示滚柱与丝杠、滚柱与螺母在不同方向上的啮合点。

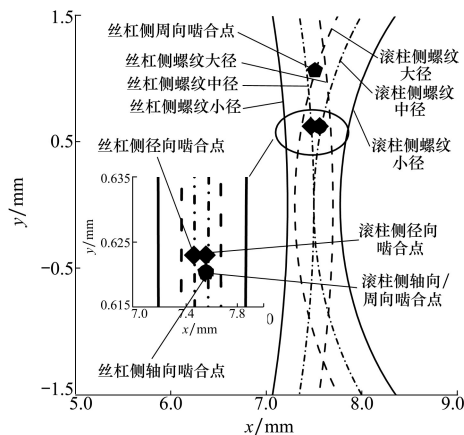


图 6 丝杠与滚柱侧啮合点位置

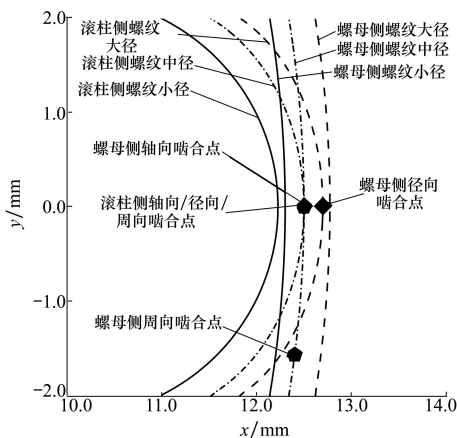


图 7 螺母与滚柱侧啮合点位置

从图 6 中可明显看出滚柱和丝杠啮合点均会偏离螺纹名义半径,同时沿着不同方向移动或转动后啮合点位置发生一定变化。

由图 7 可得滚柱与螺母啮合时,滚柱侧 3 个方向上的啮合点均在滚柱螺纹中径处,丝杠侧 3 个方向上的啮合点位置会发生一定变化。图 6~7 说明 PRSM 在运动过程中其啮合点并不在一个固定位置上,而是随着运动方向的变化而改变,从而对 PRSM 运动学特性、传动效率等产生影响,甚至导致部分螺纹牙脱啮。

4.2 结构参数对啮合侧隙的影响

由于不同的结构参数会改变 PRSM 螺纹牙轮廓,进而对其啮合侧隙产生一定影响。下文基于本文建立的 PRSM 啮合侧隙模型,探究 PRSM 螺距、牙侧角、螺纹牙厚等基本结构参数对啮合侧隙的影响规律。

4.2.1 螺距

不同螺距参数对 PRSM 轴向、径向、周向侧隙的影响规律,如图 8~10 所示。

图 8 中,丝杠侧轴向啮合侧隙先增大后减小,螺母侧轴向啮合侧隙与螺距呈现线性关系,并且随着螺距增大而增大。从图 9 可以看出,螺距对 PRSM 径向侧隙的影响规律与图 8 中轴向侧隙相似,并且对比图 8~9 可以发现,丝杠侧、螺母侧轴向侧隙均为径向侧隙的 2 倍。图 10 中,螺母侧周向侧隙为固定值,说明螺距对螺母侧周向侧隙没有影响,丝杠侧周向侧隙与螺距呈现线性关系,随着螺距增大而减小。通过图 8~10 可以看出,减小螺距会降低轴向侧隙和径向侧隙,但是会增大周向侧隙。因此,在设计 PRSM 过程中,应根据侧隙设计要求,合理选择螺纹螺距。

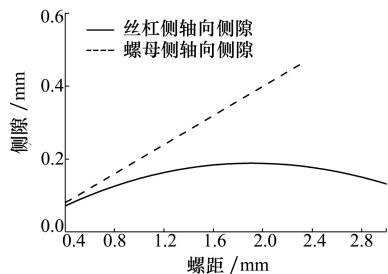


图 8 螺距对 PRSM 轴向侧隙影响

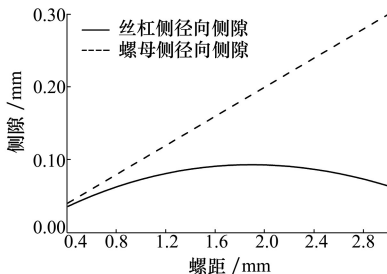


图 9 螺距对 PRSM 径向侧隙影响

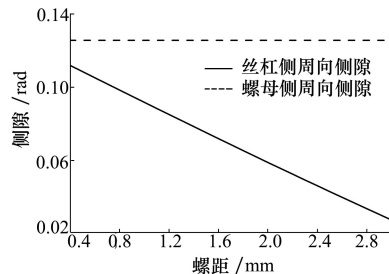


图 10 螺距对 PRSM 周向侧隙影响

4.2.2 牙侧角

图 11~13 为不同牙侧角对 PRSM 啮合侧隙的

影响。图 11 中,牙侧角对螺母侧轴向间隙没有影响,增大牙侧角会使丝杠侧周向侧隙增大。在图 12

中,丝杠侧径向侧隙与螺母侧径向侧隙呈相反趋势,并且在牙侧角大于 90°时,丝杠侧径向侧隙几乎不再变化。图 13 中,牙侧角对螺母侧周向侧隙没有任

何影响,但会增大丝杠侧周向侧隙。因此,在 PRSM 设计过程中,应综合考虑牙侧角对啮合侧隙的影响,牙侧角不应过小也不应过大。

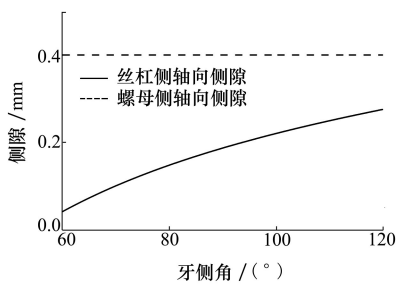


图 11 牙侧角对 PRSM 轴向侧隙影响

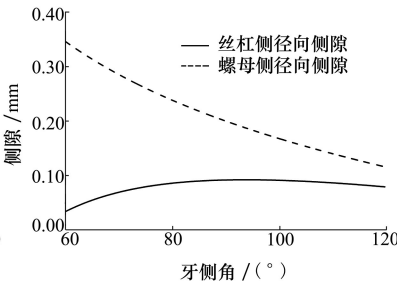


图 12 牙侧角对 PRSM 径向侧隙影响

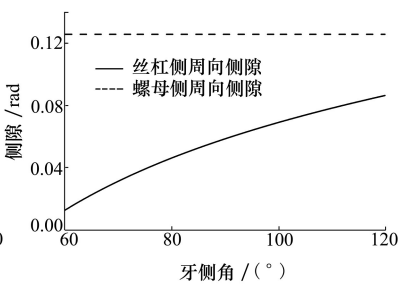


图 13 牙侧角对 PRSM 周向侧隙影响

4.2.3 牙厚

图 14~16 为螺纹牙厚对 PRSM 轴向、径向以及周向侧隙的影响。从图 14~16 可以看出螺纹牙厚越大,滚柱与丝杠侧及螺母侧在轴向、径向及周向 3 个方向的啮合侧隙均在减小。可以通过增大滚柱、

丝杠及螺母上螺纹牙厚降低啮合侧隙,甚至实现无侧隙啮合,但是过大的螺纹牙厚可能会导致三者无法装配,应根据实际需要设计。因此,适当增大螺纹牙厚有利于降低 PRSM 啮合侧隙。

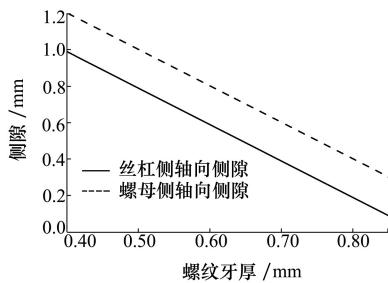


图 14 螺纹牙厚对 PRSM 轴向侧隙影响

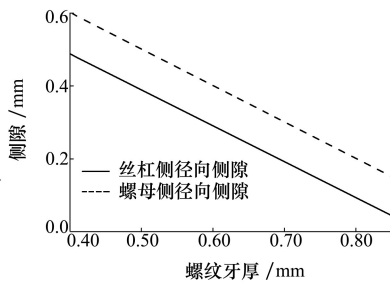


图 15 螺纹牙厚对 PRSM 径向侧隙影响

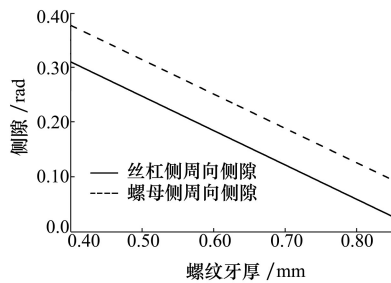


图 16 螺纹牙厚对 PRSM 周向侧隙影响

5 结 论

本文对行星滚柱丝杠在不同方向上啮合特性进行分析,基于空间曲面接触条件和螺纹曲面方程,推导了 PRSM 在轴向、径向以及周向上啮合点位置和啮合侧隙,并分析了结构参数等对 PRSM 不同方向上啮合特性的影响规律,得出了以下结论:

1) 滚柱与丝杠侧在轴向、径向以及周向上的啮合点均不在名义中径处,滚柱与螺母侧在 3 个方向上的啮合点均在滚柱名义中径位置,但只有轴向、周向上的啮合点在螺母名义中径位置。

2) 随着零件螺距的增大,丝杠侧轴向、径向侧隙均增大,周向侧隙减小;螺母侧轴向、径向侧隙先增大后减少,周向侧隙不变。适当增大或者降低螺距,能够有效减小 PRSM 啮合侧隙。

3) 增大零件螺纹牙侧角,会增大丝杠侧轴向、周向侧隙,然而径向侧隙先增大后基本不变;对于螺母侧,降低其径向侧隙,不改变轴向、周向侧隙。

4) 螺纹牙厚增大时,丝杠侧、螺母侧在轴向、径向以及周向啮合侧隙均下降,可通过增大牙厚实现 PRSM 无侧隙啮合,这对 PRSM 设计具有一定的指导意义。

参考文献:

- [1] YAO Q, ZHANG M, LIU Y, et al. Multi-objective optimization of planetary roller screw mechanism based on improved mathematical modelling[J]. Tribology International, 2021, 161: 107095
- [2] 乔冠, 刘更, 马尚君. 行星滚柱丝杠副主曲率计算与接触特性分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(21): 140-148
QIAO Guan, LIU Geng, MA Shangjun. Principal curvature calculation and contact characteristics analysis of the planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(21): 140-148 (in Chinese)
- [3] MENG J J, DU X, LI Y M, et al. A multiscale accuracy degradation prediction method of planetary roller screw mechanism based on fractal theory considering thread surface roughness[J]. Fractal and Fractional, 2021, 5(4): 1-20
- [4] GRUSZECKI J, GRZYBOWSKI J, RZUCIDLO P. Electro-mechanical actuators for general aviation fly-by-wire aircraft[J]. Aviation, 2005, 9: 19-25
- [5] LIU Y Q, WANG J S, CHENG H X. Kinematics analysis of the roller screw based on the accuracy of meshing point calculation[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015, 2015: 303972
- [6] ANDRADE A, NICOLASI D, LUCCHI J, et al. Auxiliary total artificial heart: a compact electromechanical artificial heart working simultaneously with the natural heart[J]. Artificial Organs, 1999, 23: 876-880
- [7] ZHOU G W, ZHANG Y H, WANG Z Z, et al. Analysis of transient mixed elastohydrodynamic lubrication in planetary roller screw mechanism[J]. Tribology International, 2021, 163: 107158
- [8] ABEVI F, DAIDIE A, CHAUSSUMIER M, et al. Static load distribution and axial stiffness in a planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2016, 138: 012301
- [9] DU X, CHEN B, ZHENG Z. Investigation on mechanical behavior of planetary roller screw mechanism with the effects of external loads and machining errors[J]. Tribology International, 2021, 154: 106689
- [10] AUREGAN G, FRIDRICI V, KAPSA P, et al. Experimental simulation of rolling-sliding contact for application to planetary roller screw mechanism[J]. Wear, 2015, 332/333: 1176-1184
- [11] LI L J, FU Y L, ZHENG S C, et al. Friction torque analysis of planetary roller screw mechanism in roller jamming[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2020(12): 1392380
- [12] QIAO G, LIU G, MA S J, et al. Thermal characteristics analysis and experimental study of the planetary roller screw mechanism[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 149: 1345-1358
- [13] LI X, LIU G, FU X J, et al. Review on motion and load-bearing characteristics of the planetary roller screw mechanism[J]. Machines, 2022, 10(317): 1-15
- [14] VELINSKY S A, CHU B, LASKY T A. Kinematics and efficiency analysis of the planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131: 011016
- [15] CAI W, LIU G, MA S J, et al. A dynamic separable convolution RCNN for lubrication condition identification of planetary roller screw mechanism[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2022, 14(4): 1-15
- [16] 赵英, 倪洁, 吕丽娜. 滚柱丝杠副的啮合计算[J]. 机械设计, 2003, 20(3): 34-35
ZHAO Ying, NI Jie, LYU Lina, et al. Mesh calculation of roller screw pair[J]. Journal of Machine Design, 2003, 20(3): 34-35 (in Chinese)
- [17] JONES M H, VELINSKY S A. Contact kinematics in the roller screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2013, 135: 051003
- [18] 付晓军, 刘更, 马尚君, 等. 行星滚柱丝杠副螺旋曲面啮合机理研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(3): 26-33
FU Xiaojun, LIU Geng, MA Shangjun, et al. Studies on meshing mechanism of helical surfaces in planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 26-33 (in Chinese)
- [19] SANDU S, BIBOULET N, NELIAS D, et al. An efficient method for analyzing the roller screw thread geometry[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 126: 243-264
- [20] 陈士云, 范元勋, 雷建杰. 行星滚柱丝杠啮合计算与干涉消除[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2018(8): 4-7
CHEN Shiyun, FAN Yuanxun, LEI Jianjie. Mesh calculation and interference elimination of the planetary roller screw[J]. Modular Machine Tool and Automatic Manufacturing Technique, 2018(8): 4-7 (in Chinese)

[21] 刘靖楠, 范元勋. 考虑误差的行星滚柱丝杠副啮合模型研究[J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(6): 143-147
LIU Jingnan, FAN Yuanxun. Study on load meshing model of planetary roller screw considering errors[J]. Machine Building and Automation, 2021, 50(6): 143-147 (in Chinese)

Studies on meshing clearance of thread pairs of planetary roller screw mechanism in different directions

CAI Wei, FU Xiaojun, MA Shangjun, LI Xin, LIU Geng

(Shaanxi Engineering Laboratory for Transmissions and Controls, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The helix surface model of planetary roller screw mechanism (PRSM) is established by utilizing the parametric equations of space surface according to the structural features of screw, roller and nut. The helix surface model of PRSM is improved in consideration of the PRSM assembly relationship. The normal vector equations of helix surfaces are obtained based on the helix surface model. The meshing clearance models of PRSM in axial, radial and circumferential directions are built considering the movement direction of parts utilizing surface meshing conditions. The influence of structural parameters on the meshing clearance of PRSM is also analyzed. The results show that the meshing points between the roller and the screw in three directions are not in the middle diameter. The meshing points in the three directions of the roller and the nut are in the middle diameter of the roller. The pitch, tooth angle and tooth thickness of the thread all have an influence on the meshing clearance of PRSM. Only by increasing the tooth thickness of the thread can the meshing clearance in the three directions be reduced at the same time. The pitch and tooth angle should be selected properly to meet the practical requirements.

Keywords: planetary roller screw mechanism; thread pairs; different directions; meshing clearance

引用格式: 蔡威, 付晓军, 马尚君, 等. 不同方向上行星滚柱丝杠螺纹副啮合侧隙研究[J]. 西北工业大学学报, 2024, 42(3): 540-549

CAI Wei, FU Xiaojun, MA Shangjun, 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)