

# 环形牙滚柱丝杠啮合机理研究

付晓军, 李欣, 马尚君, 佟瑞庭, 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:**基于环形牙滚柱丝杠结构特点,推导出丝杠、滚柱和螺母的曲面方程,建立了计算丝杠和滚柱以及螺母和滚柱之间接触位置的啮合方程,给出了环形牙滚柱丝杠的轴向间隙计算公式和零间隙牙厚设计量。通过与现有数值模型接触位置和间隙计算结果的对比,验证了所建模型的正确性,分析了结构参数对环形牙滚柱丝杠啮合特性的影响规律。分析结果表明:较大的丝杠名义半径和较小的滚柱名义半径有利于接触点接近两零件中径切点位置;丝杠和滚柱的接触位置对两零件的牙侧角差值十分敏感;当螺母和滚柱牙侧角相同时,接触点位于两者的中径切点且零间隙牙厚设计量等于螺距的一半;滚柱牙型轮廓半径对丝杠和滚柱的零间隙牙厚设计量几乎无影响。

**关键词:**滚柱丝杠;环形牙;螺旋曲面;接触位置;间隙

**中图分类号:**TH132

**文献标志码:**A

**文章编号:**1000-2758(2023)04-0670-09

环形牙滚柱丝杠(ring-shaped roller screw mechanism, RRSM)是一种通过具有环形凸牙的滚柱与具有环形凹牙的螺母和多头丝杠啮合将旋转运动转化为直线运动的螺旋传动机构。由于采用滚柱作为丝杠和螺母的传力零件,RRSM具有与行星滚柱丝杠相同的高承载、长寿命和高精度优点。此外,因为采用环形牙结构,保证了滚柱相对螺母无轴向运动,且滚柱直径无需随着丝杠直径的增加而增加。因此,在重载工况下,RRSM与行星滚柱丝杠相比具有更小的径向尺寸与质量。RRSM在重型车辆、大型船舶、海洋装备和冶金机械等领域有着广阔的应用前景。

现有研究多以行星滚柱丝杠为对象进行,主要集中在承载特性<sup>[1-2]</sup>、运动学分析<sup>[3-4]</sup>、动力学分析<sup>[5-6]</sup>和摩擦润滑<sup>[7]</sup>等。在啮合机理研究方面,Blinov等<sup>[8]</sup>通过在丝杠和滚柱以及螺母和滚柱轴向重叠区域中划分多个网格,将曲面啮合问题转化为计算大量网格节点处轴向距离的数值问题,讨论了滚柱名义半径增加对接触位置和轴向间隙的影响规律。Jones等<sup>[9]</sup>利用螺旋曲线的Frenet坐标系推导

了计算丝杠、滚柱和螺母之间接触位置的啮合方程,并分析了螺纹牙型参数对接触特性的影响规律。结果表明,增加滚柱牙型轮廓半径能够有效提高行星滚柱丝杠的接触强度。使用中径螺旋升角代替接触点处螺旋升角,Liu等<sup>[10-11]</sup>给出了计算接触位置的啮合方程,并对比了滚柱牙型轮廓曲线分别为圆弧、椭圆和抛物线时行星滚柱丝杠的接触位置。徐强等<sup>[12]</sup>根据啮合区域的空间几何关系,建立了差动式行星滚柱丝杠的空间啮合模型。Fu等<sup>[13]</sup>基于丝杠、滚柱和螺母的螺旋曲面方程,推导了能够考虑制造和装配误差的行星滚柱丝杠啮合方程,并分析了零件偏斜对接触位置和间隙的影响规律。刘佳等<sup>[14]</sup>采用类似Blinov模型<sup>[8]</sup>的数值方法计算了行星滚柱丝杠螺纹牙的接触位置和在接触区域附近的间隙变化。Xing等<sup>[15]</sup>利用螺纹螺旋曲面方程计算了丝杠和滚柱以及螺母和滚柱接触位置,并研究了结构参数对行星滚柱丝杠磨损特性的影响。上述数值模型计算效率低,解析模型中的啮合方程仅适用于特定结构滚柱丝杠的啮合特性分析,缺乏面向RRSM结构和啮合特点的啮合机理研究。然而,通

收稿日期:2022-09-01

基金项目:国家自然科学基金(51905428,51875458)、中央高校基本科研业务费

(31020220502009)及国家重点研发计划(2019YFB2004700)资助

作者简介:付晓军(1987—),西北工业大学副教授,主要从事行星滚柱丝杠传动和机电传动系统研究。

e-mail:fuxiaojun@nwpu.edu.cn

过啮合机理研究获得 RRSM 接触位置和间隙计算结果,是进一步实现该传动机构结构参数匹配设计、强度刚度计算、运动学与动力学分析和寿命预估的基础。

本文根据 RRSM 的结构和啮合特点,建立丝杠、滚柱和螺母的螺旋曲面方程。推导了用于计算丝杠和滚柱以及螺母和滚柱之间接触位置的啮合方程。根据啮合方程,提出了保证 RRSM 正确啮合的结构参数约束条件。给出 RRSM 轴向间隙以及零间隙牙厚设计量的计算公式。对比了本文解析公式和现有数值模型的接触位置和轴向间隙计算结果。分析了结构参数对 RRSM 啮合特性的影响规律。

## 1 结构组成和曲面方程

### 1.1 结构组成

RRSM 的结构组成如图 1 所示,主要由外环形滚柱(见图 2a)、内环形螺母(见图 2b)、多头螺纹丝杠、内齿圈和保持架组成。多个滚柱被保持架分隔,且均匀分布在丝杠周围。滚柱环形凸牙同时与丝杠螺纹和螺母环形凹牙相啮合。当丝杠旋转时,滚柱在螺母内部做纯滚动运动;丝杠螺旋曲面与滚柱环形曲面相啮合,驱动滚柱和螺母沿轴向移动。

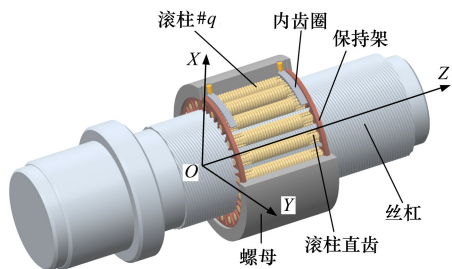


图 1 环形牙滚柱丝杠的结构组成

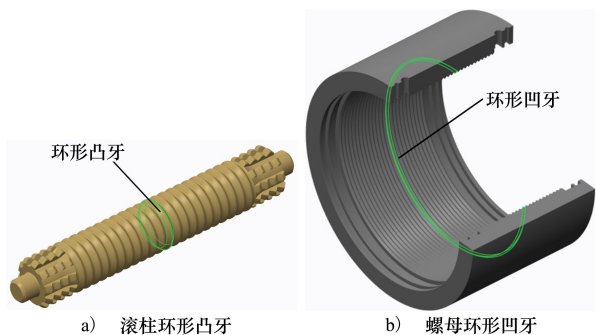


图 2 环形牙结构

RRSM 取消了滚柱和螺母的螺纹结构,所以滚柱始终和螺母无相对轴向运动。因此,螺母名义半径  $r_N$  和滚柱名义半径  $r_q$  之间无需满足  $r_N = n_s r_q$  的比例关系约束,其中  $n_s$  为丝杠头数。同时,丝杠名义半径  $r_s$  和滚柱名义半径  $r_q$  之间也无需满足  $r_q = r_s / (n_s - 2)$  的比例关系约束。因此,在 RRSM 中,滚柱名义半径可远小于丝杠名义半径,从而能够极大地缩小整个传动机构的径向尺寸并减轻其质量。为了描述丝杠、滚柱和螺母之间的相对位置,建立如图 1 所示的固定坐标系  $O-XYZ$ 。 $Z$  轴与丝杠轴线重合, $X$  轴与滚柱  $\#q$  的轴线相交, $q = 1, 2, \dots, n_{roller}, n_{roller}$  表示滚柱的数量。螺母为如图 2b) 所示的环形凹牙结构,磨削时无需考虑砂轮轴倾斜角问题。螺母磨削难度不随丝杠螺纹头数的增加而增加。

图 3a) ~ 3b) 分别给出了 RRSM 在丝杠和滚柱以及螺母和滚柱之间通过接触点的剖面。 $\Pi_{SU}$  和  $\Pi_{SB}$  表示丝杠螺纹的上下螺旋曲面; $\Pi_{qU}$  和  $\Pi_{qB}$  分别表示滚柱环形牙的上下曲面; $\Pi_{NU}$  和  $\Pi_{NB}$  分别表示螺母环形牙的上下曲面。如图 3a) 所示,丝杠与滚柱接触点将偏离两者轴线所形成的平面。如图 3b) 所示,螺母与滚柱接触点位于两者轴线所形成的平面内。依据受力方向的不同,螺母所受的外部负载能够通过  $\Pi_{NU} \rightarrow \Pi_{qB} \rightarrow \Pi_{qU} \rightarrow \Pi_{SB}$  或者  $\Pi_{NB} \rightarrow \Pi_{qU} \rightarrow \Pi_{qS} \rightarrow \Pi_{SU}$  路径传递给丝杠。

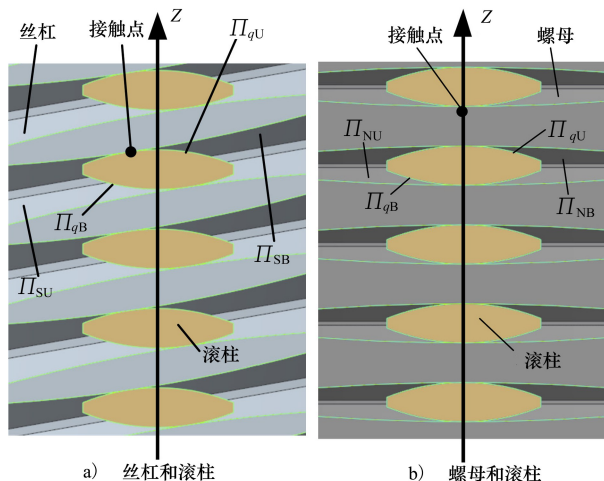


图 3 丝杠和滚柱以及螺母和滚柱的接触点剖面

### 1.2 曲面方程

丝杠、滚柱和螺母的轴截面分别如图 4a) ~ 4c) 所示。 $o_i-x_i y_i z_i$  为零件坐标系, $i = S, N, q$  表示丝杠、螺母或滚柱  $\#q$ 。 $r_i, c_i$  和  $\beta_i (i = S, N, q)$  分别表示零件的名义半径、半牙厚和牙侧角。 $P$  表示丝杠螺距或

滚柱和螺母的环形牙牙距。设图4a)中 $x_S$ 轴与丝杠第1条螺纹相交,则丝杠第 $j$ 条螺纹在坐标系 $o_S-x_Sy_Sz_S$ 中的螺旋曲面方程为

$$\mathbf{r}_{S,j}^S(u_S, \theta_S) = \begin{bmatrix} (u_S + r_S) \cos(\theta_S + \vartheta_j) \\ (u_S + r_S) \sin(\theta_S + \vartheta_j) \\ \xi_S(c_S - u_S \tan \beta_S) + \theta_S n_S P / (2\pi) \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中, $j = 1, 2, \dots, n_S, n_S$ 为丝杠头数; $u_S$ 和 $\theta_S$ 为曲面坐标; $\xi_S = 1$ 或 $-1$ 分别表示曲面 $\Pi_{SU}$ 或 $\Pi_{SB}$ ; $\vartheta_j$ 为第 $j$ 条螺纹的相位角

$$\vartheta_j = \frac{2\pi(j-1)}{n_S} \quad (2)$$

图4b)中, $k_q$ 表示第 $k_q$ 个滚柱环形牙, $k_q = 1, 2, \dots, n_T, n_T$ 为环形牙数量。 $r_{Tq}$ 为牙型圆弧半径。设 $x_q$ 轴穿过第1个滚柱环形牙的中心,则滚柱# $q$ 的第 $k_q$ 个环形牙在坐标系 $o_q-x_qy_qz_q$ 中的曲面方程为

$$\mathbf{r}_{q,k_q}^q(u_q, \theta_q) =$$

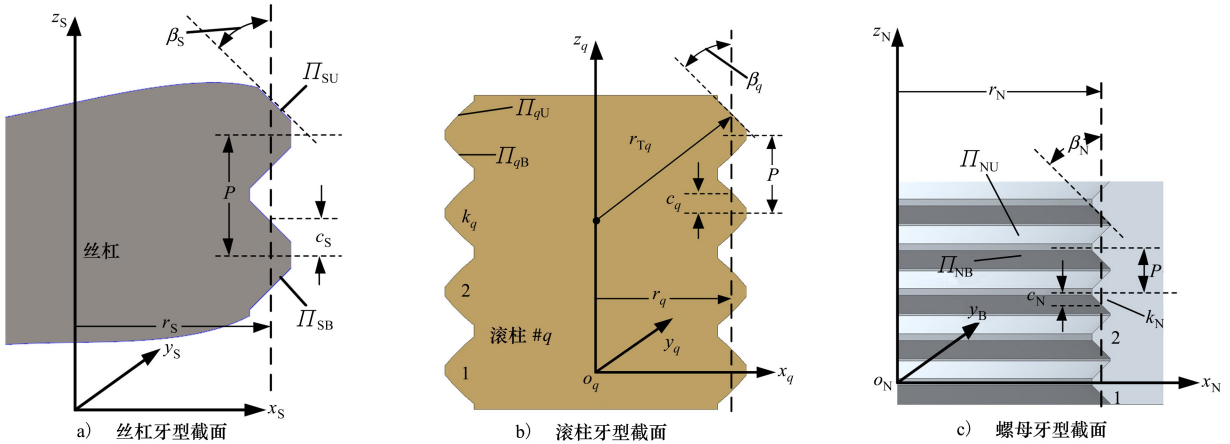


图4 丝杠、滚柱和螺母的轴截面

丝杠、螺母和滚柱零件坐标系 $o_i-x_iy_iz_i(i = S, N, q)$ 在固定坐标系 $O-XYZ$ 中的位置如图5所示。零件坐标系 $o_i-x_iy_iz_i$ 向固定坐标系 $O-XYZ$ 的变换矩阵为

$$\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{H}_i & \mathbf{p}_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (i = S, N, q) \quad (7)$$

式中

$$\mathbf{p}_i = \begin{cases} [0, 0, 0]^T, & i = S \\ [0, 0, 0]^T, & i = N \\ [r_S + r_q, 0, P/2]^T, & i = q \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{bmatrix} (u_q + r_q) \cos \theta_q \\ (u_q + r_q) \sin \theta_q \\ \xi_q(w_{Tq} + \sqrt{r_{Tq}^2 - (u_q - u_{Tq})^2}) + k_q P \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: $u_q$ 和 $\theta_q$ 为曲面坐标; $\xi_q = 1$ 或 $-1$ 分别表示曲面 $\Pi_{qU}$ 或 $\Pi_{qB}$ , $u_{Tq}$ 和 $w_{Tq}$ 分别表示为

$$u_{Tq} = -r_{Tq} \sin \beta_q \quad (4)$$

$$w_{Tq} = c_q - r_{Tq} \cos \beta_q \quad (5)$$

图4c)中, $k_N$ 表示第 $k_N$ 个螺母环形牙, $k_N = 1, 2, \dots, n_T, n_T$ 为环形牙数量。螺母环形牙在坐标系 $o_N-x_Ny_Nz_N$ 中的曲面方程为

$$\mathbf{r}_{N,k_N}^N(u_N, \theta_N) = \begin{bmatrix} (u_N + r_N) \cos \theta_N \\ (u_N + r_N) \sin \theta_N \\ \xi_N(c_N + u_N \tan \beta_N) + k_N P \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中: $u_N$ 和 $\theta_N$ 为曲面坐标; $\xi_N = 1$ 或 $-1$ 分别表示曲面 $\Pi_{NU}$ 或 $\Pi_{NB}$ 。

$$\mathbf{H}_i = \begin{cases} \begin{bmatrix} \cos \psi_q & \sin \psi_q & 0 \\ -\sin \psi_q & \cos \psi_q & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, & i = q \\ \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, & i = S, N \end{cases} \quad (9)$$

式中, $\psi_q$ 为滚柱# $q$ 的相位角。

$$\psi_q = (q-1) \frac{2\pi}{n_{\text{roller}}} \quad (10)$$

由(1)、(3)、(6)和(7)式可知,丝杠、螺母和滚柱曲面方程在固定坐标系 $O-XYZ$ 可分别表示为

$$\mathbf{r}_{S,j} = \mathbf{H}_S \mathbf{r}_{S,j}^S \quad (11)$$

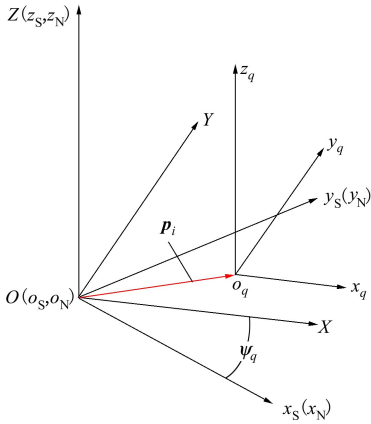


图5 零件坐标系与固定坐标系的位置关系

$$\mathbf{r}_{N,k_N} = \mathbf{H}_N \mathbf{r}_{N,k_N}^N \quad (12)$$

$$\mathbf{r}_{q,k_q} = \mathbf{H}_q \mathbf{r}_{q,k_q}^q + \mathbf{p}_q \quad (13)$$

## 2 啮合方程

丝杠和滚柱之间接触点在  $XOY$  平面内的投影点  $O_{Sq}$  如图6所示。 $r_{Sq}$  和  $r_{Rs_q}$  分别表示丝杠和滚柱的啮合半径； $\phi_{Sq}$  和  $\phi_{Rs_q}$  分别表示丝杠和滚柱的啮合偏角。由(11)式和图6可得,丝杠接触点在固定坐标系  $O-XYZ$  中的位置向量可表示为

$$\mathbf{r}_{Sq} = \begin{bmatrix} r_{Sq} \cos \zeta_{Sq} \\ r_{Sq} \sin \zeta_{Sq} \\ z_{Sq} \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中： $z_{Sq}$  为丝杠接触点的  $Z$  轴坐标值； $\zeta_{Sq}$  为丝杠接触点对应的相位角

$$\zeta_{Sq} = \phi_{Sq} + \vartheta_j - \psi_q \quad (15)$$

假设滚柱沿  $Z$  轴移动  $\delta_{Sq}$  距离后,丝杠和滚柱相接触。由(13)式和图6可得,滚柱的丝杠侧接触点在固定坐标系  $O-XYZ$  中的位置向量为

$$\mathbf{r}_{Rs_q}^{Pq} = \begin{bmatrix} -r_{Rs_q} \cos \phi_{Rs_q} + r_s + r_q \\ r_{Rs_q} \sin \phi_{Rs_q} \\ z_{Rs_q} - \xi_s \delta_{Sq} \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中,  $z_{Rs_q}$  为滚柱未移动前所对应的接触点  $Z$  坐标值。当  $\xi_s = 1$  时,表示丝杠上曲面  $\Pi_{Su}$  和滚柱下曲面  $\Pi_{qB}$  相接触;当  $\xi_s = -1$  时,表示丝杠下曲面  $\Pi_{sB}$  和滚柱上曲面  $\Pi_{qu}$  相接触。

由(11)式和(14)式可得,丝杠曲面在接触点处的外法线向量为

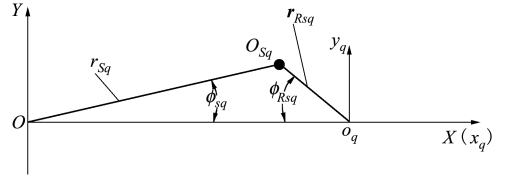


图6 丝杠和滚柱之间的接触位置

$$\mathbf{n}_{Sq}^{Pq} = \begin{bmatrix} \cos \zeta_{Sq} \tan \beta_s + \zeta_s \sin \zeta_{Sq} \tan \lambda_{Sq} \\ \sin \zeta_{Sq} \tan \beta_s - \zeta_s \cos \zeta_{Sq} \tan \lambda_{Sq} \\ \zeta_s \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中

$$\tan \lambda_{Sq} = \frac{L_s}{2\pi r_{Sq}} \quad (18)$$

由(13)和(16)式可得,滚柱曲面在接触点处的外法线向量为

$$\mathbf{n}_{Rs_q}^{Pq} = \begin{bmatrix} -\cos \phi_{Rs_q} \tan \beta_{Rs_q} \\ \sin \phi_{Rs_q} \tan \beta_{Rs_q} \\ -\xi_s \end{bmatrix} \quad (19)$$

式中

$$\tan \beta_{Rs_q} = \frac{(r_{Rs_q} - r_q - u_{Tq})}{\sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{Rs_q} - r_q - u_{Tq})^2}} \quad (20)$$

由曲面相切接触条件可知,丝杠和滚柱在接触点处具有相同的位置向量且外法线向量共线。由(14)~(19)式可得,丝杠和滚柱的啮合方程为

$$\begin{cases} r_{Sq} \cos \zeta_{Sq} = -r_{Rs_q} \cos \phi_{Rs_q} + r_s + r_q \\ r_{Sq} \sin \zeta_{Sq} = r_{Rs_q} \sin \phi_{Rs_q} \\ \cos \zeta_{Sq} \tan \beta_s + \xi_s \sin \zeta_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = \cos \phi_{Rs_q} \tan \beta_{Rs_q} \\ \sin \zeta_{Sq} \tan \beta_s - \xi_s \cos \zeta_{Sq} \tan \lambda_{Sq} = -\sin \phi_{Rs_q} \tan \beta_{Rs_q} \end{cases} \quad (21)$$

求解(21)式能够获得丝杠和滚柱  $\#q$  ( $q = 1, 2, \dots, n_{roller}$ ) 的啮合半径和啮合偏角。

为了保证 RRSM 的正确啮合条件,各个滚柱应具有相同的啮合偏角和啮合半径,即

$$\begin{cases} \theta_{Rs1} = \theta_{Rs2} = \dots = \theta_{Rs n_{roller}} \\ r_{Rs1} = r_{Rs2} = \dots = r_{Rs n_{roller}} \end{cases} \quad (22)$$

将(22)式代入(21)式中可得

$$\vartheta_j - \psi_q = 0 \quad (23)$$

将(2)式和(10)式代入(23)式中可得

$$n_s = n_{roller} \quad (24)$$

由(14)、(16)和(23)式可得,丝杠和滚柱之间的间隙量为

$$\delta_{S_q} = \frac{P}{2} + [r_{Tq} \cos \beta_q + (r_{S_q} - r_S) \cos \beta_S - c_S - c_q] - \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{Rsq} - r_q + r_{Tq} \sin \beta_q)^2} - \frac{|\phi_{S_q}| L_S}{2\pi} \quad (25)$$

当丝杠和滚柱半牙厚之和为  $c_S + c_q = c'_{S_q}$ , 两者的间隙量等于  $\delta_{S_q} = 0$ 。定义  $c'_{S_q}$  为丝杠和滚柱的零间隙牙厚设计量。由(25)式可得

$$c'_{S_q} = c'_S + c'_q = \frac{P}{2} + r_{Tq} \cos \beta_q + (r_{S_q} - r_S) \cos \beta_S - \sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{Rsq} - r_q + r_{Tq} \sin \beta_q)^2} - \frac{|\phi_{S_q}| L_S}{2\pi} \quad (26)$$

螺母和滚柱之间接触点在  $XOY$  平面内的投影点  $O_{Nq}$  如图 7 所示。 $r_{Nq}$  和  $r_{Rnq}$  分别表示螺母和滚柱的啮合半径;  $\phi_{Nq}$  和  $\phi_{Rnq}$  分别表示螺母和滚柱的啮合偏角。

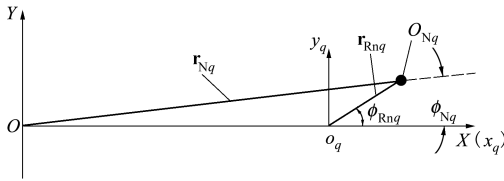


图 7 螺母和滚柱之间的接触位置

采用推导丝杠和滚柱啮合方程相同的方法, 可得滚柱和螺母之间的啮合方程为

$$\begin{cases} r_{Rnq} \cos \phi_{Rnq} + r_S + r_q = r_{Nq} \cos \phi_{Nq} \\ r_{Rnq} \sin \phi_{Rnq} = r_{Nq} \sin \phi_{Nq} \\ \tan \beta_{Rnq} \cos \phi_{Rnq} = \tan \beta_N \cos \phi_{Nq} \\ \tan \beta_{Rnq} \sin \phi_{Rnq} = \tan \beta_N \sin \phi_{Nq} \end{cases} \quad (27)$$

式中

$$\tan \beta_{Rnq} = \frac{r_{Rnq} - r_q - u_{Tq}}{\sqrt{r_{Tq}^2 - (r_{Rnq} - r_q - u_{Tq})^2}} \quad (28)$$

求解(27)式能够获得螺母和滚柱 #q ( $q = 1, 2, \dots, n_{roller}$ ) 的啮合半径和啮合偏角。由(27)式可知, 若使得螺母和滚柱的接触点位于两零件中径的切点处, 则螺母和滚柱需满足如下结构关系

$$r_N = r_S + r_q \quad (29)$$

$$\beta_N = \beta_q \quad (30)$$

将(29)~(30)式代入(27)式可得

$$r_{Rnq} = r_q \quad (31)$$

$$r_{Nq} = r_N \quad (32)$$

$$\phi_{Rnq} = \phi_{Nq} = 0 \quad (33)$$

由(3)、(6)和(31)~(33)式可得, 螺母和滚柱

之间的间隙量  $\delta_{Nq}$  为

$$\delta_{Nq} = \frac{P}{2} - (c_q + c_N) \quad (34)$$

当螺母和滚柱半牙厚之和为  $c_N + c_q = c'_{Nq}$ , 两者的间隙量  $\delta_{Nq} = 0$ 。定义  $c'_{Nq}$  为螺母和滚柱的零间隙牙厚设计量。由(34)式可得

$$c'_{Nq} = c'_N + c'_q = \frac{P}{2} \quad (35)$$

### 3 模型验证

Blinvo 等<sup>[8]</sup>在丝杠和滚柱螺纹牙轴向重叠区域内划分多个网格, 通过计算大量网格节点处滚柱曲面与丝杠曲面的  $z_{Pq}$  坐标差的最小值, 进而获得丝杠和滚柱之间的接触位置和轴向距离。虽然 Blinvo 等仅计算了行星滚柱丝杠的啮合特性, 但该方法也适用于 RRSM 的啮合特性分析。

一组 RRSM 的基本结构参数如表 1 所示。采用本文模型和 Blinvo 模型<sup>[8]</sup>计算得到的丝杠和滚柱以及螺母和滚柱之间的接触位置和间隙量如表 2 所示。 $\Delta u$  和  $\Delta \theta$  分别表示 Blinvo 模型网格的径向增量和周向增量。在表 2 中给出了每次分析的计算时间 (CPU 型号: Intel(R) Xeon(R) Gold 6230R)。本文模型的计算时间为 0.031 s。当网格划分的精度逐步提高时, Blinvo 模型计算结果将趋近于本文模型的计算结果。于此同时, Blinvo 模型的计算时间也在大幅增加。当  $\Delta u = 10^{-2}$  mm,  $\Delta \theta = (10^{-2})^\circ$  时, Blinvo 模型的计算时间为 0.514 s; 当  $\Delta u = 10^{-3}$  mm,  $\Delta \theta = (10^{-3})^\circ$  时, 该模型计算时间达到了 47.687 s。因此, 本文模型能够实现 RRSM 啮合特性的快速准确计算。

表 1 RRSM 基本结构参数

参数	符号	丝杠	滚柱	螺母
名义半径	$r_i/\text{mm}$	30	5	40
半牙厚	$c_i/\text{mm}$	0.48	0.48	0.50
牙侧角	$\beta_i/(\circ)$	45	45	45
头数	$n_s$	8		
导程	$L/\text{mm}$	16	0	0
牙距	$P/\text{mm}$	2	2	2
滚柱轮廓半径	$r_{Tq}/\text{mm}$		7.071 1	

表 2 不同啮合模型的计算结果和计算时间

模型	接触位置								轴向间隙		计算时间/s
	$r_{Sq}/$ mm	$\phi_{Sq}/$ ( $^{\circ}$ )	$r_{Rsq}/$ mm	$\phi_{Rsq}/$ ( $^{\circ}$ )	$r_{Nq}/$ mm	$\phi_{Nq}/$ ( $^{\circ}$ )	$r_{Rnq}/$ mm	$\phi_{Rnq}/$ ( $^{\circ}$ )	$\delta_{Sq}/$ mm	$\delta_{Nq}/$ mm	
本文	30.006	0.693	5.009	4.157	40.000	0	5.000	0	0.025	0.020	0.031
$\Delta u = 10^{-2}$ mm $\Delta \theta = (10^{-2})^{\circ}$	30.009	0.694	5.007	4.160	39.997	$7.0 \times 10^{-4}$	4.997	0.006	0.025	0.020	0.514
Blinvo <sup>[8]</sup> $\Delta u = 10^{-3}$ mm $\Delta \theta = (10^{-3})^{\circ}$	30.006	0.693	5.009	4.157	40.000	$7.0 \times 10^{-5}$	5.000	$5.0 \times 10^{-4}$	0.025	0.020	47.687

### 4 结构参数对啮合特性的影响

#### 4.1 丝杠名义半径和头数

当  $r_s = 20, 30$  和  $40$  mm 时,丝杠和滚柱在不同丝杠头数下的接触位置变化如图 8a) ~ 8c) 所示。由螺母和滚柱之间的啮合方程(27)式可知,当螺母的名义半径始终满足(29)式且螺母和滚柱具有相同牙顶角时,不论丝杠中径  $r_s$  如何变化,螺母和滚柱之间的接触点始终位于两零件的中径切点位置。

由图 8 可得,丝杠曲面  $\Pi_{SU}$  上的接触点位于坐

标系  $x_{Pq}o_{Pq}y_{Pq}$  的第一象限。曲面  $\Pi_{SB}$  上的接触点位于第四象限,且和曲面  $\Pi_{SU}$  的接触点关于  $x_{Pq}$  轴对称。因此,在不考虑误差状态下,丝杠两曲面  $\Pi_{SU}$  和  $\Pi_{SB}$  所对应的接触点具有相同的啮合半径和啮合偏角。在图 8a) 中,坐标(20,0)为滚柱和丝杠中径的切点位置。当丝杠名义半径  $r_s$  不变且丝杠头数  $n_s$  增加时,接触点近似沿着  $y_{Pq}$  轴远离切点位置(20,0)。对比图 8a) ~ 8c) 可得,若丝杠头数不变且其名义半径增加时,接触点逐渐接近丝杠和滚柱中径的切点位置。

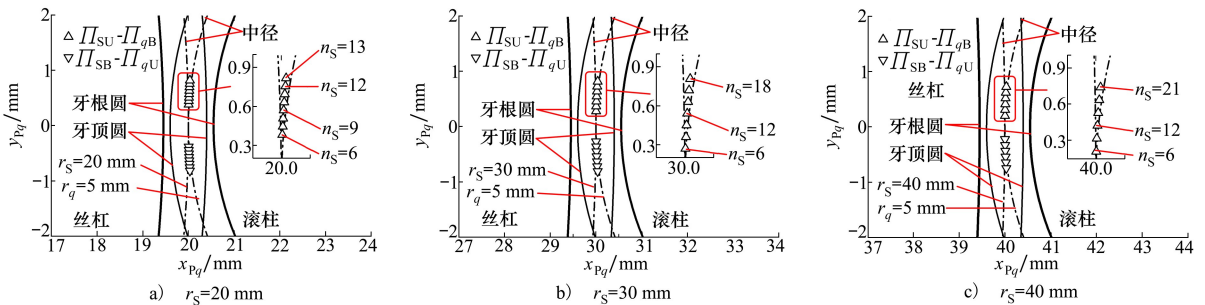


图 8 当  $r_s = 20, 30$  和  $40$  mm 时,丝杠和滚柱在不同丝杠头数下的接触位置

当  $r_s = 20 \sim 50$  mm,丝杠头数  $n_s = 6, 13, 18$  和  $21$  时,丝杠和滚柱之间的零间隙牙厚设计量如图 9

所示。虚线代表丝杠头数无限制下的数据值。由(35)式可知,不考虑加工和装配误差时,螺母和滚柱之间的零间隙牙厚设计量始终等于丝杠螺距或者螺母牙距  $P$  的一半,即  $c'_{Sq} = P/2$ 。

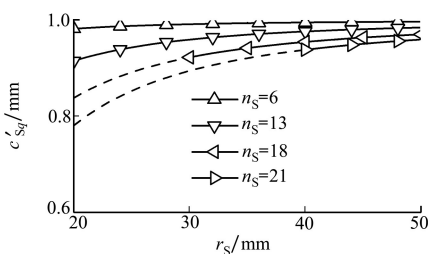


图 9 当  $r_s = 20 \sim 50$  mm 时,丝杠和滚柱在不同丝杠头数下的零间隙牙厚设计量

由图 9 可知,在 RISM 中,当滚柱名义半径  $r_q$  不变时,丝杠头数的最大值将受到装配空间的限制。丝杠和滚柱之间的零间隙牙厚设计量  $c'_{Sq}$  始终小于丝杠螺距  $P$  的一半。当丝杠中径增加时或丝杠头数减小时, $c'_{Sq}$  的值随之增加。

### 4.2 滚柱名义半径和牙型轮廓半径

当滚柱名义半径  $r_q = 5, 7.5, 10$  mm 且滚柱牙型轮廓半径  $r_{Tq} \in [5, 85]$  mm 时, 滚柱和丝杠之间的接触点位置如图 10 所示。图中同时绘制了不同滚柱名义半径所对应的中径曲线。当滚柱名义半径  $r_q$  增加时, 接触点将沿着  $y_{Pq}$  轴偏离丝杠和滚柱中径的切点处 (30, 0)。当滚柱牙型轮廓半径  $r_{Tq}$  增加时, 接触点将沿着  $x_{Pq}$  轴向丝杠牙底圆缓慢偏移。

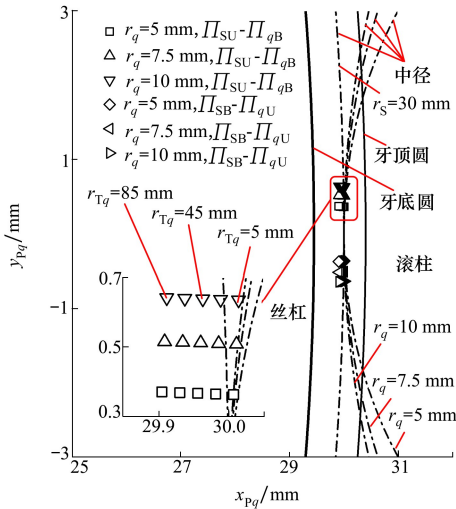


图 10 当  $r_q = 5, 7.5, 10$  mm 时, 丝杠和滚柱在不同滚柱螺纹牙轮廓半径下的接触位置

当  $r_q = 5, 7.5, 10$  mm 且  $r_{Tq} = 5 \sim 85$  mm 时, 滚柱和丝杠之间的零间隙牙厚设计量  $c'_{Sq}$  如图 11 所示。滚柱牙型轮廓半径对  $c'_{Sq}$  几乎没有影响。当滚柱名义半径  $r_q$  增加时,  $c'_{Sq}$  随之减小。因此, 在 RRSM 设计过程中应尽量选择较小的滚柱名义半径。同时, 可通过增大滚柱牙型轮廓半径  $r_{Tq}$  来增加接触点处的曲率半径值。

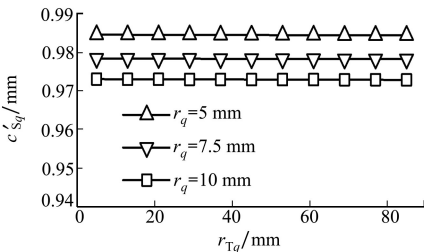


图 11 当  $r_q = 5, 7.5, 10$  mm 时, 丝杠和滚柱在不同滚柱螺纹牙轮廓半径下的零间隙牙厚设计量

### 4.3 丝杠和滚柱的牙侧角

由螺母和滚柱之间的啮合方程(27)式可知, 为

了保证接触点始终位于两零件的切点处, 螺母和滚柱需具有相同的牙侧角。当滚柱牙侧角  $\beta_q = 30^\circ, 45^\circ$  和  $60^\circ$  且  $\Delta\beta_{Sq} = -2^\circ, -1^\circ, 0^\circ, 1^\circ$  和  $2^\circ$  时, 丝杠和滚柱的接触位置如图 12 所示。  $\Delta\beta_{Sq}$  表示丝杠和滚柱的牙侧角差值,  $\Delta\beta_{Sq} = \beta_s - \beta_q$ 。

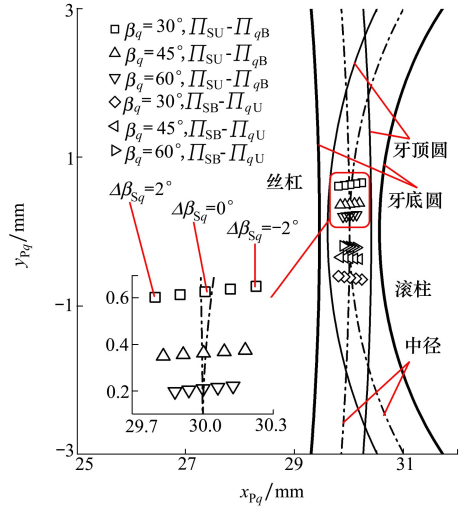


图 12 当  $\beta_q = 30^\circ, 45^\circ$  和  $60^\circ$  且  $\Delta\beta_{Sq} = -2^\circ, -1^\circ, 0^\circ, 1^\circ$  和  $2^\circ$  时, 丝杠和滚柱之间的接触位置

由图 12 可得, 当滚柱牙侧角  $\beta_q$  增加时, 接触点将沿着  $y_{Pq}$  轴靠近丝杠和滚柱中径的切点处。当  $\Delta\beta_{Sq} < 0$  时, 接触点将随着  $\Delta\beta_{Sq}$  的减小向丝杠牙顶圆快速偏移; 当  $\Delta\beta_{Sq} > 0$  时, 接触点将随着  $\Delta\beta_{Sq}$  的增加向滚柱牙顶圆快速偏移。当  $\Delta\beta_{Sq} = 0$  时, 丝杠和滚柱的接触位置位于两者中径附近。

当滚柱牙侧角  $\beta_q = 30^\circ, 45^\circ$  和  $60^\circ$  且  $\Delta\beta_{Sq} = -2^\circ \sim 2^\circ$  时, 丝杠和滚柱之间的零间隙牙厚设计量  $c'_{Sq}$  如图 13 所示。当滚柱和丝杠牙侧角同时增加时, 将引起  $c'_{Sq}$  的增加。当两零件的牙侧角差值增加时,  $c'_{Sq}$  将随之减小。因此, 在 RRSM 的设计中应使得滚柱和丝杠具有相同的牙侧角。

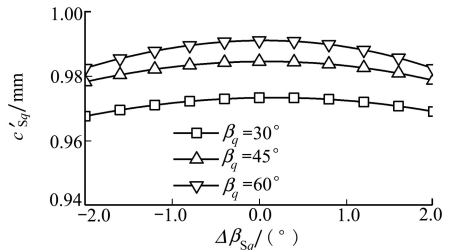


图 13 当  $\beta_q = 30^\circ, 45^\circ$  和  $60^\circ$  且  $\Delta\beta_{Sq} = -2^\circ \sim 2^\circ$  时, 丝杠和滚柱的零间隙牙厚设计量

## 5 结 论

1) 本文根据环形牙滚柱丝杠的结构特点,推导了计算丝杠和滚柱以及螺母和滚柱之间接触位置的啮合方程,给出了轴向间隙和零间隙牙厚设计量的计算方程,提出了保证环形牙滚柱丝杠正确啮合的设计条件。通过与现有数值模型的接触位置和间隙计算结果相对比,验证了本文解析方程的正确性。

2) 分析了结构参数对环形牙滚柱丝杠接触位置和轴向间隙等啮合特性的影响规律。结果表明,较大的丝杠名义半径和较小的滚柱名义半径有利于接触点接近两零件的中径切点位置;相比于滚柱名

义半径,滚柱牙型轮廓半径对接触位置的影响较小;丝杠和滚柱之间的接触位置对两零件的牙侧角差值十分敏感。当螺母和滚柱牙侧角相同时,两零件的接触点位于中径切点位置。

3) 不考虑加工和装配误差时,螺母和滚柱之间的零间隙牙厚设计量等于丝杠螺距的一半。丝杠和滚柱之间的零间隙牙厚设计量小于丝杠螺距的一半。丝杠名义半径增加、滚柱名义半径减小或丝杠和滚柱牙侧角同时增加时,两零件之间的零间隙牙厚设计量随之增加。滚柱牙型轮廓半径对零间隙牙厚设计量几乎无影响,而丝杠和滚柱牙侧角的差值对其有着显著的影响。

## 参考文献:

- [1] FU X J, LI X, MA S J, et al. A multi-roller static model of the planetary roller screw mechanism considering load sharing[J]. Tribology International, 2022, 173(2022): 107648-1-15
- [2] DU X, Chen B K, ZHENG Z D. Investigation on mechanical behavior of planetary roller screw mechanism with the effects of external loads and machining errors[J]. Tribology International, 2021, 154(2021): 106689-1-12
- [3] FU X J, LIU G, MA S J, et al. Kinematics model of planetary roller screw mechanism with run-out and position errors[J], ASME Journal of Mechanical Design, 2018, 140(1): 032301-1-10
- [4] JONES M H, VELINSKY S A. Kinematics of roller migration in the planetary roller screw mechanism[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2012, 134(6): 061006-1-6
- [5] JONES M H, VELINSKY S A, LASKY T A. Dynamics of the planetary roller screw mechanism[J]. ASME Journal of Mechanisms and Robotics, 2016, 8(1): 014503-1-6
- [6] FU X J, LIU G, LI X, et al. Dynamic modeling of the double-nut planetary roller screw mechanism considering elastic deformations[J]. ASME Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2021, 16(2021): 051003-1-13
- [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(2021): 107158-1-12
- [8] BLINOV D S, RYAKHOVSKY O A, SOKOLOV P A. Numerical method of determining the point of initial thread contact of two screws with parallel axes and different thread inclinations[J]. Scientific Journal of Murmansk State Technical University, 1996(3): 93-97
- [9] JONES M H, VELINSKY S A. Contact kinematics in the roller screw mechanism[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2013, 135(5): 051003-1-10
- [10] LIU Y Q, WANG J S, CHENG H G, et al. Kinematics analysis of the roller screw based on the accuracy of meshing point calculation[J/OL].(2015-05-09)[2023-07-14]. <https://www.hindawi.com/journals/mpe/2015/303972/>
- [11] LIU Y Q, SHANG Y, WANG J S. Mathematical analysis of the meshing performance of planetary roller screws applying different roller thread shapes[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(5): 1-11
- [12] 徐强,王水铭,赵国平,等. PWG型差动丝杠的啮合干涉分析与消除[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2015, (9): 107-109
- XU Qiang, WANG Shuiming, ZHAO Guoping, et al. The analysis of meshing interference and elimination of PWG planetary roller screw[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2015, (9): 107-109 (in Chinese)
- [13] FU X J, LIU G, MA S J, et al. A comprehensive contact analysis of planetary roller screw mechanism[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2017, 139(1): 012302-1-11

- [14] 刘佳, 彭航, 罗英, 等. 行星滚柱丝杠传动副接触外形函数及接触模型研究[J]. 核动力工程, 2021, 42(2): 180-182  
LIU Jia, PENG Hang, LUO Ying, et al. Research on contact shape function and contact model of planetary roller screw drive pair[J]. Nuclear Power Engineering, 2021, 42(2): 180-182 (in Chinese)
- [15] XING M C, ZHANG B H, DENG P, et al. A novel wear prediction model for planetary roller screw based on universal sliding distance model[J]. Tribology International, 2022, 175(2022): 107851-1-11

## Study on the meshing theory of the ring-shaped roller screw mechanism

FU Xiaojun, LI Xin, MA Shangjun, TONG Ruiting, LIU Geng

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

**Abstract:** Based on the structural characteristics of ring-shaped roller screw mechanism (RRSM), helical equations of the screw, roller and nut are derived. Meshing equations at the screw-roller and nut-roller interfaces are developed, which can be used to calculate contact positions of thread teeth. The equations of axial clearances in the RRSM are also derived and zero-clearance design values of the thread thicknesses are given. By comparing the contact positions and clearances obtained from a previously published numerical model, the feasibility of the proposed model is validated. The influence of structural parameters on the meshing characteristics of the RRSM is analyzed. When the nominal radius of the screw is increased or that of the roller is decreased, the contact point at the screw-roller interface will move towards to the tangential-point of pitch circles. The difference between the value of the screw flank angle and that of the screw flank angle has great influence on contact positions. When the values of the nut and roller flank angles are equal, the contact points will lie on the tangential-point of pitch circles and the zero-clearance design value of the thread thickness at the nut-roller interface is equal to the half of the screw pitch. The radius of the roller thread profile has little influence on the zero-clearance design values of thread thickness.

**Keywords:** roller screw mechanism; ring-shaped tooth; helical surface; contact position; clearance

**引用格式:** 付晓军, 李欣, 马尚君, 等. 环形牙滚柱丝杠啮合机理研究[J]. 西北工业大学学报, 2023, 41(4): 670-678

FU Xiaojun, LI Xin, MA Shangjun, et al. Study on the meshing theory of the ring-shaped roller screw mechanism[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2023, 41(4): 670-678 (in Chinese)