

行星滚柱丝杠螺纹副动载荷分布计算方法研究

许千斤, 马尚君, 吴林萍, 付晓军

(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:为揭示行星滚柱丝杠在高速运转条件下的动载荷分布特性,基于螺旋曲面方程和变形协调关系,提出了滚柱-丝杠及滚柱-螺母螺纹在接触点处静态接触力计算方法,推导出承载后接触角计算公式。在此基础上,进一步考虑高速运转产生的惯性力作用,建立了行星滚柱丝杠螺纹牙动载荷分布模型。通过与行星滚柱丝杠有限元接触模型进行对比,两者误差在 5% 以内,验证了所建理论模型的正确性。分析了丝杠转速、轴向载荷、螺距及牙侧角等参数对动载荷分布的影响规律。结果表明:惯性力使滚柱产生靠近螺母远离丝杠的趋势,使得滚柱-丝杠侧动态接触力减小,滚柱-螺母侧动态接触力增大;动载荷分布不均程度与丝杠转速和螺距呈正相关,与牙侧角呈负相关,且轴向载荷大小对动载荷分布影响较大。

关 键 词:行星滚柱丝杠;螺纹副;动载荷分布

中图分类号:TH132

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2024)04-0634-09

行星滚柱丝杠是一种可将旋转运动转化为直线运动的精密机械传动机构^[1],具有转速高、承载能力强、精度高等特点^[2]。在航空、航天、精密机床、食品包装、能源化工、冶金及特种装备等领域有着广泛的应用前景^[3]。面向机械装备高速度、高精度发展需求,对行星滚柱丝杠的动态承载性能要求也愈来愈高,然而行星滚柱丝杠在高速工作状态下,不仅承受轴向载荷,还会承受较大的惯性力,这将导致滚柱与丝杠及螺母的接触力及载荷分布发生显著变化。因此,求解高速工作状态下行星滚柱丝杠接触力及建立动载荷分布模型至关重要。

近年来,针对行星滚柱丝杠螺纹牙载荷分布的理论研究已取得一定成果。杨家军等^[4]基于赫兹弹性接触理论,考虑了赫兹接触变形及轴向变形,建立了行星滚柱丝杠轴向静刚度模型,通过递推计算得到了行星滚柱丝杠螺纹牙载荷分布曲线。Jan 等^[5]考虑螺纹牙接触变形及丝杠、滚柱与螺母的螺

纹轴段变形,建立了螺纹牙载荷分布计算模型,并建立有限元验证模型,将数值解与有限元解对比验证,但二者吻合度较差。Jones 等^[6-7]基于直接刚度法建立了行星滚柱丝杠轴向刚度理论模型,为计算行星滚柱丝杠螺纹副载荷分布提供了一种有效的理论方法。Folly 等^[8]等基于滚柱间载荷均匀分配以及材料处于弹性阶段的假设,考虑 4 种边界条件及螺母相对于丝杠不同位置,建立了行星滚柱丝杠载荷分布模型。刘柱等^[9-10]建立了考虑装配误差和滚柱弯曲的行星滚柱丝杠载荷分布模型,通过求解有限元模型分析验证了计算模型的正确性。郑正鼎等^[11]基于空间啮合理论,分析了差动式行星滚柱丝杠载荷分布特点。王敏^[12]建立了反向式行星滚柱丝杠静载荷分布模型,并对静载荷分布进行了试验验证,分析了螺纹牙变形量及螺纹牙啮合段静载刚度值。Du 等^[13]基于赫兹接触理论和螺纹累积变形计算所有螺纹的接触载荷,建立了包含径向载荷和加工误差的行星滚柱丝杠载荷分布模型。刘荣荣等^[14]根据赫兹接触及变形协调理论建立凸凹接触式行星滚柱丝杠载荷分布模型,分析了牙侧角、螺距等参数对啮合点位置、轴向间隙和载荷分布的影响。

综上所述,目前考虑惯性力对螺纹副载荷分布影响的研究较少。故本文基于螺旋曲面啮合原理及

收稿日期:2023-05-31

基金项目:国家自然科学基金(51875458,51905428)与陕西省重点研发计划(2023GXJH-099)资助

作者简介:许千斤(1996—),博士研究生

通信作者:马尚君(1980—),研究员

e-mail: mashangjun@nwpu.edu.cn

变形协调理论,建立考虑惯性力的行星滚柱丝杠螺纹副动载荷分布模型。

1 动载荷分布模型

1.1 静态接触力

螺纹牙静态接触力计算方法基于以下假设:

- 1) 多个滚柱间载荷均匀分布;
- 2) 仅考虑弹性变形的影响;
- 3) 不考虑螺纹牙啮合间隙产生冲击载荷影响。

1.1.1 滚柱与丝杠侧静态接触力

基于行星滚柱丝杠螺旋曲面啮合原理^[15],在如图 1 所示的局部坐标系 $o_{PR}-x_{PR}y_{PR}z_{PR}$ 中对滚柱与丝杠接触侧进行受力分析。

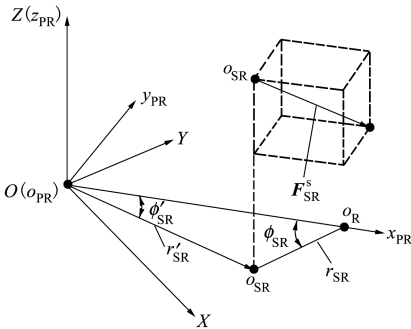


图 1 滚柱 - 丝杠侧接触力

图 1 中,坐标系 XOY 为整体坐标系, ϕ_{SR} 为滚柱侧啮合偏角, ϕ'_{SR} 为丝杠侧啮合偏角, r_{SR} 为滚柱侧啮合半径, r'_{SR} 为丝杠侧啮合半径, o_R 为滚柱轴线在局部坐标系上的投影, o_{SR} 为丝杠与滚柱的接触点, F_{SR}^s 为滚柱与丝杠的静态接触力。

根据丝杠和滚柱螺旋曲面在接触点处的法向量分析结果^[15],接触力 F_{SR}^s 可表示为:

$$F_{SR}^s = \frac{F_{SR}^s}{\sqrt{1 + \tan^2 \lambda_{SR} + \tan^2 \beta_{SR}}} \cdot \begin{bmatrix} \cos \phi_{SR} \tan \beta_{SR} - \sin \phi_{SR} \tan \lambda_{SR} \\ - \sin \phi_{SR} \tan \beta_{SR} - \cos \phi_{SR} \tan \lambda_{SR} \\ - 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中, F_{SR}^s 为接触力的幅值,可表示为

$$F_{SR}^s = \frac{F_{NZ}}{n_{roller}} \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \lambda_{SR} + \tan^2 \beta_{SR}} \quad (2)$$

式中: λ_{SR} 和 β_{SR} 分别为丝杠与滚柱接触点处的螺旋升角和牙侧角; ϕ_{SR} 为滚柱在丝杠侧的啮合偏角;

F_{NZ} 为螺母上的负载; n_{roller} 为滚柱个数。

$$\tan \lambda_{SR} = L_R / (2\pi r_{SR}) \quad (3)$$

$$\tan \beta_{SR} = \frac{r_{SR} - r_R - u_{TR}}{\sqrt{r_{TR}^2 - (r_{SR} - r_R - u_{TR})^2}} \quad (4)$$

$$u_{TR} = -r_{TR} \cdot \sin \beta_R \quad (5)$$

式中: L_R 为滚柱的导程; r_{SR} 为滚柱在丝杠侧的啮合半径; r_R 为滚柱的名义半径; r_{TR} 为滚柱的牙型轮廓半径; u_{TR} 为滚柱牙型轮廓圆心在螺纹牙截面 $u_R v_R w_R$ 的 u_R 坐标值,螺纹牙截面和参数定义见文献^[15]。

1.1.2 滚柱与螺母侧静态接触力

同理,在滚柱与螺母侧进行受力分析如图 2 所示。其中,坐标系 XOY 为整体坐标系, ϕ_{NR} 为滚柱侧啮合偏角, ϕ'_{NR} 为螺母侧啮合偏角, r_{NR} 为滚柱侧啮合半径, r'_{NR} 为螺母侧啮合半径, o_R 为滚柱轴线在局部坐标系上的投影, o_{NR} 为滚柱与螺母在局部坐标系 $o_{PR}-x_{PR}y_{PR}z_{PR}$ 中的接触点, F_{NR}^s 为滚柱与螺母的静态接触力。

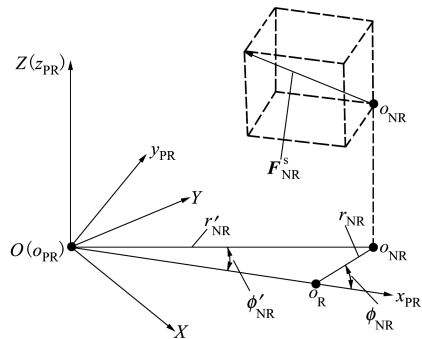


图 2 滚柱 - 螺母侧接触力

根据丝杠和滚柱螺旋曲面在接触点处的法向量分析结果^[15],滚柱 - 螺母侧接触力 F_{NR}^s 可表示为

$$F_{NR}^s = \frac{F_{NR}^s}{\sqrt{1 + \tan^2 \lambda_{NR} + \tan^2 \beta_{NR}}} \cdot \begin{bmatrix} - \cos \phi_{NR} \tan \beta_{NR} + \sin \phi_{NR} \tan \lambda_{NR} \\ - \sin \phi_{NR} \tan \beta_{NR} - \cos \phi_{NR} \tan \lambda_{NR} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

由于螺母在触点处的螺旋升角 λ_{NR} 和牙侧角 β_{NR} 等于滚柱的螺旋升角 λ_R 和牙侧角 β_R ,则螺母与滚柱的啮合偏角 $\phi_{NR} = 0$,故 F_{NR}^s 可表示为

$$F_{NR}^s = \frac{F_{NR}}{\sqrt{1 + \tan^2 \lambda_R + \tan^2 \beta_R}} \cdot \begin{bmatrix} - \tan \beta_R \\ - \tan \lambda_R \\ 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中: F_{NR}^s 为滚柱-螺母侧静态接触力幅值; λ_R 和 β_R 分别为螺母的螺旋升角和牙侧角。可分别表示为

$$F_{NR}^s = \frac{F_{NZ}}{n_{roller}} \cdot \sqrt{1 + \tan^2 \lambda_R + \tan^2 \beta_R} \quad (8)$$

$$\tan \lambda_R = L_R / (2\pi r_R) \quad (9)$$

$$\tan \beta_R = \frac{-u_{TR}}{\sqrt{r_{TR}^2 - u_{TR}^2}} \quad (10)$$

1.2 考虑惯性力的动态接触力

当行星滚柱丝杠承受轴向载荷作用时,滚柱与丝杠及螺母之间发生接触变形。滚柱与丝杠及螺母的法向接触力的接触变形为

$$\delta_{XR} = \delta^* \left[\frac{3F_{XR}}{2 \sum \rho} \left(\frac{(1 - \mu_R^2)}{E_R} + \frac{(1 - \mu_X^2)}{E_X} \right) \right]^{2/3} \frac{\sum \rho}{2} \quad (11)$$

式中: δ_{XR} 为滚柱与丝杠或螺母的接触变形; δ^* 为 Hertz 接触变形系数; F_{XR}^s 为滚柱与丝杠或螺母的静态接触力; μ_X 为丝杠或螺母的泊松比; E_X 为丝杠或螺母的弹性模量; $\sum \rho$ 为滚柱与丝杠或螺母接触曲面的曲率和函数。

如图 3 所示,行星滚柱丝杠在承载后,滚柱与丝杠的接触点从 o_{SR} 移动至 o'_{SR} ,滚柱与螺母的接触点从 o_{NR} 移动至 o'_{NR} ,达到平衡后,滚柱与丝杠及螺母的接触角为 α_{SR} 和 α_{NR} ,接触变形的轴向分量为 δ_{SRa} 和 δ_{NRa} 。

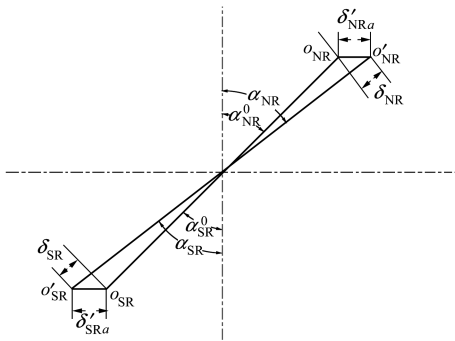


图 3 变形协调几何关系

根据变形协调几何关系有

$$\frac{(r_s + r_N - 2r_R)}{2} \cos \alpha_{NR}^0 = \left[\frac{(r_s + r_N - 2r_R)}{2} + \delta_{NR} \right] \cos \alpha_{NR} \quad (12)$$

$$\frac{(r_s + r_N - 2r_R)}{2} \cos \alpha_{NR}^0 = \left[\frac{(r_s + r_N - 2r_R)}{2} + \delta_{NR} \right] \cos \alpha_{NR} \quad (13)$$

式中: α_{SR}^0 和 α_{NR}^0 分别为滚柱与丝杠及螺母侧接触角初值; r_s, r_N 和 r_R 为丝杠、螺母及滚柱的名义半径。

根据 (12) ~ (13) 式可得,承载后接触角的计算公式为

$$\cos \alpha_{SR} = \frac{(r_s + r_N - 2r_R) \cdot \cos \alpha_{SR}^0}{r_s + r_N - 2r_R + 2\delta_{SR}} \quad (14)$$

$$\cos \alpha_{NR} = \frac{(r_s + r_N - 2r_R) \cdot \cos \alpha_{NR}^0}{r_s + r_N - 2r_R + 2\delta_{NR}} \quad (15)$$

行星滚柱丝杠在高速运转时,滚柱绕丝杠公转将产生不可忽略的惯性力。考虑惯性力对滚柱与丝杠及螺母侧的受力影响,如图 4 所示。

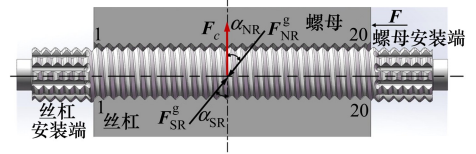


图 4 行星滚柱丝杠螺纹受力示意图

将滚柱作为研究对象,对其进行受力分析,可得其轴向和径向力平衡方程

$$F_c = mr\omega_p^2 \quad (16)$$

$$\begin{cases} F_{SR} \sin \alpha_{SR} + F_{NR} \sin \alpha_{NR} = 0 \\ F_{SR} \cos \alpha_{SR} + F_{NR} \cos \alpha_{NR} + F_c = 0 \end{cases} \quad (17)$$

式中: F_c 为惯性力; ω_p 为滚柱公转角速度; r 为丝杠和滚柱的中径和; F_{SR} 与 F_{NR} 分别为滚柱与丝杠及螺母侧的动态接触力。

1.3 动载荷分布

根据行星滚柱丝杠结构特点与承载原理,其变形主要包含螺纹轴段变形、螺纹牙变形及螺纹接触点变形。螺纹轴段将承受压应力或拉应力,进而发生压缩或拉伸变形;螺纹牙承受法向接触载荷后,将发生弯曲、剪切变形以及由于螺纹基体径向变形导致的变形;螺纹牙接触点则在接触载荷的作用下发生法向接触变形。对应于 3 类变形,分别定义其刚度为轴段刚度、螺纹牙刚度及螺纹牙接触刚度,这 3 类刚度是建立行星滚柱丝杠螺纹牙载荷分布计算模型的基础。

根据螺纹牙变形协调关系^[16],以滚柱与螺母侧为例,可得第 i 个螺纹闭环内螺母的变形总和为

$$\sum l_{Ni} = \Delta l_{NBi} + \Delta l_{NTi} + \Delta l_{NTi+1} + \Delta l_{RNCi} \tag{18}$$

$$\sum l_{Ri} = \Delta l_{RBi} + \Delta l_{RTi} + \Delta l_{RTi+1} + \Delta l_{RNCi+1} \tag{19}$$

式中： i 表示螺纹牙序号；下标 B 代表轴段、T 代表螺纹牙、C 代表接触点 Hertz 变形，不同下标组合表示 Δl 是由对应部分的变形引起的。

根据变形协调关系有

$$P_N + \sum l_{Ni} = P_R + \sum l_{Ri} \tag{20}$$

由于 $P_N = P_R$ ，则有

$$\sum l_{Ni} = \sum l_{Ri} \tag{21}$$

将轴段刚度、螺纹牙刚度及接触刚度代入 (21)

式得

$$\frac{\sum_{j=1}^i F_{NRj}}{k_{NB}} + \frac{F_{NRi} - F_{NRi+1}}{k_{NT}} + \frac{F_{NRCi}}{k_{NRC}} = \frac{\sum_{j=0}^{\lfloor i/2 \rfloor} (F_{NRj} - F_{SRj}) + F_{NR(\lfloor i/2 \rfloor + 1)}}{k_{RB}} + \frac{F_{NRi+1} - F_{NRi}}{k_{RT}} + \frac{F_{NRCi+1}}{k_{NRC}} \tag{22}$$

同理,滚柱与丝杠侧的变形协调方程为

$$\frac{\sum_{j=1}^n F_{SRj} - \sum_{j=1}^i F_{SRj}}{k_{SB}} + \frac{F_{SRi+1} - F_{SRi}}{k_{ST}} + \frac{F_{SRi+1}}{k_{SRC}} = \frac{2 \sum_{j=0}^{\lfloor i/2 \rfloor} (F_{NRj} - F_{SRj}) + F_{NR(\lfloor i/2 \rfloor + 1)}}{k_{RB}} + \frac{F_{SRi} - F_{SRi+1}}{k_{RT}} + \frac{F_{SRj}}{k_{SRC}} \tag{23}$$

滚柱与丝杠或螺母侧的各螺纹牙接触力之和等于滚柱与丝杠或螺母侧的整体动态接触力

$$\sum_{i=1}^n F_{XRi} = F_{XR} \tag{24}$$

2 模型验证

2.1 算 例

表 1 为一组行星滚柱丝杠结构参数。在螺旋传动机构中,直线进给速度达 60 m/min 以上,为高速^[16]。结合表 1 中丝杠直径,可得丝杠的转速为 83 rad/s。表 2 为行星滚柱丝杠工况及滚柱结构参数。

表 1 行星滚柱丝杠主要结构参数

零件	名义半径 r/mm	牙侧角 $\beta/(\text{^\circ})$	螺距 P/mm	螺纹头数 n	弹性模量 E/MPa	泊松比 μ
滚柱	4	45	2	1	212×10^3	0.29
丝杠	12	45	2	5	212×10^3	0.29
螺母	20	45	2	1	212×10^3	0.29

表 2 行星滚柱丝杠工况及滚柱结构参数

参数	数值
滚柱质量 m/kg	0.032
丝杠转速 $\omega_s/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	83
螺母负载 F_{NZ}/N	5 000
滚柱导程 L_R/mm	2
滚柱个数 n_{roller}	10
滚柱螺纹牙个数 z	20
滚柱与丝杠侧啮合半径 r_{SR}/mm	4.01
滚柱牙型轮廓半径 r_{TR}/mm	5.67

结果对比,本文计算结果更精确。当丝杠转速 $\omega_s = 83 \text{ rad/s}$ 时,滚柱-丝杠侧动态接触力小于滚柱-螺母侧,此结果与静态接触力的结果相反,更贴近行星滚柱丝杠实际工作中的载荷分布,故本文计算方法相比于文献[17]更完善。

表 3 滚柱-丝杠及滚柱-螺母侧接触力计算结果

丝杠转速/ (rad · s ⁻¹)	接触力/ N	文献[17] 计算结果	本文计算 结果
0	F_{SR}^s	709.38	714.46
0	F_{NR}^s	709.38	708.23
83	F_{SR}		705.51
83	F_{NR}		758.48

如表 3 所示,当丝杠转速 $\omega_s = 0$ 时,滚柱 - 丝杠侧静态接触力大于滚柱 - 螺母侧,与文献[17] 计算

当丝杠转速设置为 83 rad/s 时,滚柱的公转速度为 31.12 rad/s ,螺纹序号如图 4 所示。未考虑惯性力的行星滚柱丝杠螺纹牙静载荷分布结果如图 5 所示,根据本文所述方法求得滚柱与丝杠及螺母侧动载荷分布的结果如图 6 所示。

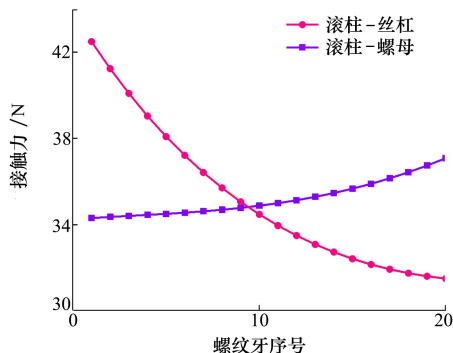


图 5 行星滚柱丝杠螺纹副静载荷分布

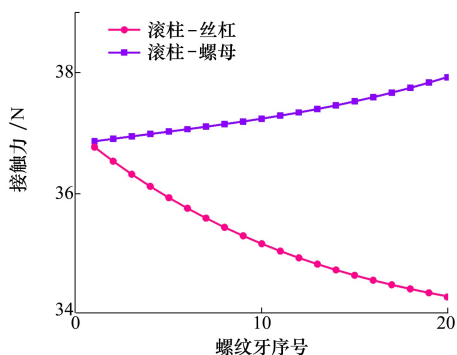


图 6 行星滚柱丝杠螺纹副动载荷分布

由图 5 可知,未考虑惯性力时,滚柱-丝杠侧各螺纹牙接触力随着螺纹牙序号的增大而减小,滚柱-螺母侧各螺纹牙的接触力随着螺纹牙的增大而增大。由图 6 可知,当丝杠转速为 83 rad/s ,即滚柱公转速度为 31.12 rad/s 时,滚柱两侧的动载荷分布曲线趋势与未考虑惯性力时的载荷分布趋势相似,但滚柱-丝杠侧的动态接触力小于滚柱-螺母侧的动态接触载荷;产生这一结果的原因是滚柱绕丝杠公转产生惯性力使得滚柱靠近螺母远离丝杠,从而使滚柱-螺母侧的变形增大,滚柱-丝杠侧的变形减小,最终导致滚柱-丝杠侧的动态接触力小于滚柱-螺母侧。

2.2 有限元仿真及模型验证

建立行星滚柱丝杠螺纹牙动载荷分布有限元模型,分析其在丝杠转速为 83 rad/s 时滚柱-丝杠侧及滚柱-螺母侧的螺纹牙动载荷分布,并与理论模型

计算的结果进行对比。

2.2.1 模型前处理

根据表 1 行星滚柱丝杠结构参数建立三维模型。为提高计算效率,对三维模型进行简化处理^[18]:仅保留滚柱、丝杠、螺母、保持架及内齿圈等主要零件,将原有的 10 个滚柱简化为均布的 3 个,每个滚柱保留 20 个螺纹牙。单元类型为 Tetrahedrons 四面体网格,在螺纹副接触区域进行网格密化,单元数 955 519,节点数 1 555 868。零件材料均选择 GCr15,密度 $\rho = 7\,810 \text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E = 212 \text{ GPa}$,泊松比 $\mu = 0.29$ 。

根据行星滚柱丝杠各零件的运动方式分别添加对应的运动副。定义滚柱和丝杠、螺母螺纹副接触,滚柱齿和内齿圈齿轮副接触,滚柱轴端和保持架接触。丝杠施加转速 $\omega_s = 83 \text{ rad/s}$,螺母施加与运动方向相反的轴向负载 $F_{NZ} = 1\,500 \text{ N}$ 。惯性力是转速的函数,因此,在滚柱上定义径向惯性力。行星滚柱丝杠有限元模型如图 7 所示。

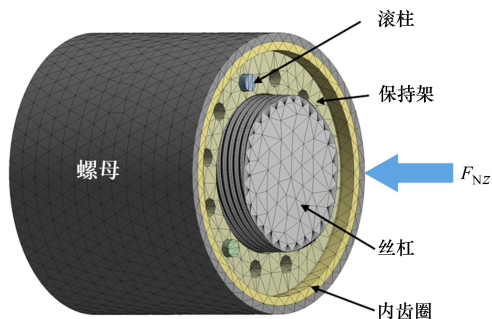


图 7 行星滚柱丝杠有限元接触模型

2.2.2 有限元结果分析

滚柱与丝杠及螺母之间的动态接触力曲线及动载荷分布曲线如图 8 所示。

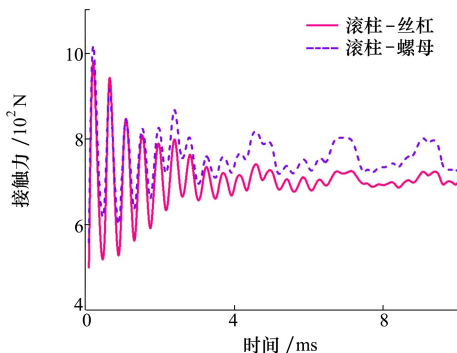


图 8 行星滚柱丝杠动态接触力数值解

由图 8 可知,当丝杠转速 $\omega_s = 83 \text{ rad/s}$ 时,滚柱与丝杠之间动态接触力 F_{SR} 的均值为 683 N,滚柱与螺母之间动态接触力 F_{NR} 的均值为 734 N,与理论值的相对误差不足 5%。此结果验证了行星滚柱丝杠螺纹牙动载荷分布计算方法的正确性。

由图 9 可知,滚柱与丝杠及螺母侧的动载荷分布规律与理论模型计算的结果相同:滚柱与丝杠侧的动态接触力小于滚柱与螺母侧的动态接触力;滚柱与丝杠侧各螺纹牙动载荷随螺纹牙序号增大而减小,滚柱与螺母侧各螺纹牙动载荷随螺纹牙序号的增大而增大;滚柱与丝杠侧的动载荷分布不均程度大于滚柱与螺母侧。有限元模型存在微量的径向位移,导致结果出现轻微波动,而理论模型忽略了径向的轻微变形。

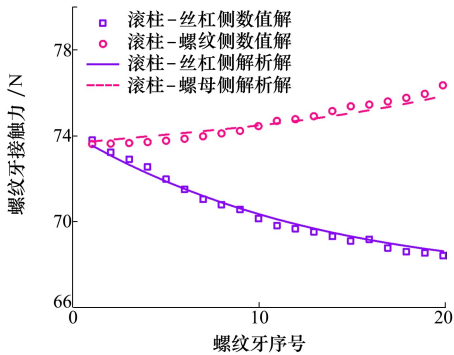


图 9 行星滚柱丝杠螺纹副动载荷分布结果对比图

3 参数影响规律

3.1 丝杠转速

将丝杠转速设置为 26~133 rad/s,则滚柱的公转角速度为 10~50 rad/s,负载为 5 000 N,则滚柱与丝杠侧和螺母侧的螺纹牙动载荷分布分别如图 10~11 所示。

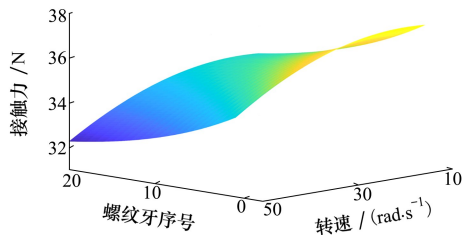


图 10 丝杠转速对滚柱-丝杠侧动载荷分布的影响

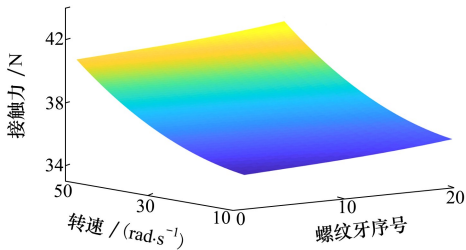


图 11 丝杠转速对滚柱-螺母侧动载荷分布的影响

由图 10~11 可知,随着丝杠转速的增大,滚柱与丝杠侧的动态接触力增大,滚柱与螺母侧的动态接触力减小;滚柱与丝杠侧各螺纹牙上的载荷随螺纹牙序号增大而减小,滚柱与螺母侧各螺纹牙上的载荷随螺纹牙序号的增大而增大。产生此现象的原因是丝杠转速较小时,滚柱绕丝杠公转的惯性力较小,而当丝杠转速大于某一临界值时,惯性力则会使滚柱向螺母侧偏移,导致螺母侧的接触力增大,丝杠侧的接触力减小。由此可见,丝杠转速对行星滚柱丝杠螺纹牙动载荷分布的影响较大。为提高行星滚柱丝杠承载特性,确定丝杠转速时,不仅要满足运动学要求,还需考虑丝杠转速对动载荷分布的影响。

3.2 轴向载荷

设置螺母上的负载为 0~6 000 N,丝杠转速为 83 rad/s,求解滚柱与丝杠及螺母侧的载荷分布,结果如图 12~13 所示。

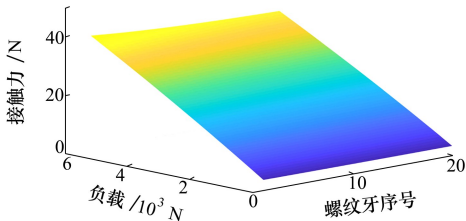


图 12 轴向载荷对滚柱-丝杠侧动载荷分布的影响

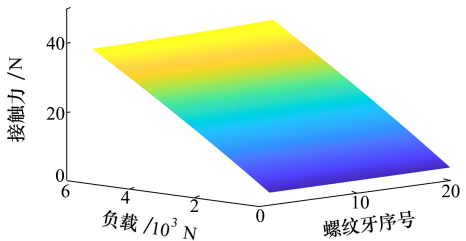


图 13 轴向载荷对滚柱-螺母侧动载荷分布的影响

由图 12~13 可知,随着负载的增大,滚柱与丝杠及螺母侧的动态接触力均随之增大;滚柱与丝杠

侧各螺纹牙上的载荷随螺纹牙序号增大而减小,滚柱与螺母侧各螺纹牙上的载荷随螺纹牙序号的增大而增大;滚柱与丝杠侧的载荷分布不均程度大于滚柱与螺母侧,因此,改善载荷不均现象应着重关注滚柱与丝杠侧。

3.3 螺距

将螺距作为控制变量,分析其对动载荷分布的影响。设置螺距 P 分别为 2, 4 和 6, 丝杠转速为 83 rad/s, 负载为 5 000 N, 求解滚柱与丝杠及螺母侧的动载荷分布, 结果如图 14~15 所示。

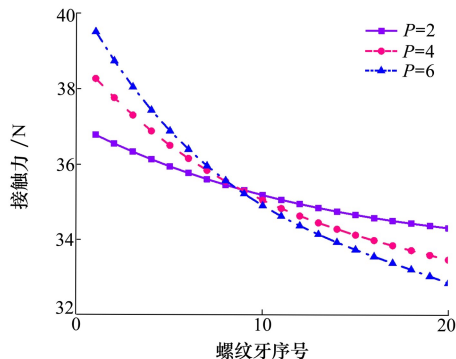


图 14 螺距对滚柱-丝杠侧动载荷分布的影响

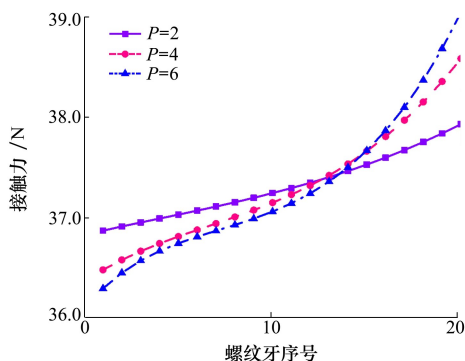


图 15 螺距对滚柱-螺母侧动载荷分布的影响

由图 14~15 可知,螺距越大,滚柱与丝杠及螺母侧的动载荷分布曲线均越陡,表明滚柱与丝杠及螺母侧的动载荷分布不均程度随螺距的增大而增大。可见,为提高行星滚柱丝杠的承载能力及运动稳定性,应在满足传动效率的基础上尽可能选择较小的螺距。

3.4 牙侧角

设置牙侧角分别为 40° , 45° 和 50° , 丝杠转速为 83 rad/s, 负载为 5 000 N, 分析牙侧角对滚柱与丝杠及螺母侧动载荷分布影响, 结果如图 16~17 所示。

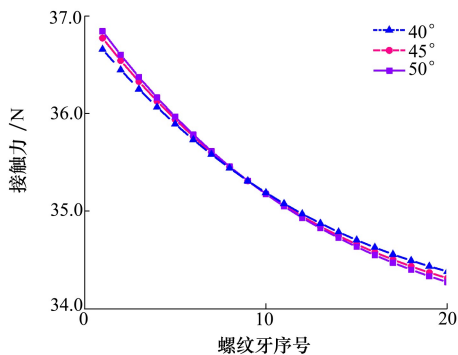


图 16 牙侧角对滚柱-丝杠侧动载荷分布的影响

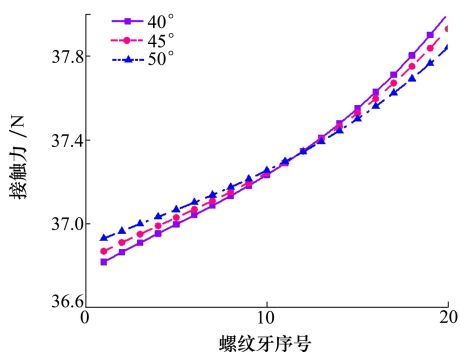


图 17 牙侧角对滚柱-螺母侧动载荷分布的影响

由图 16~17 可知,随着牙侧角的增大,滚柱与丝杠及螺母侧的螺纹牙动载荷分布曲线均变缓,表明滚柱与丝杠及螺母侧螺纹牙动载荷分布不均程度随着牙侧角的增大而减小。可见,在选择牙侧角时不仅要以传动效率为设计原则,还需考虑牙侧角对动载荷分布的影响。

4 结 论

1) 考虑滚柱高速运转产生的惯性力作用,建立了行星滚柱丝杠螺纹副动载荷分布计算模型,与有限元接触模型对比,验证了计算模型的正确性;

2) 惯性力使滚柱产生靠近螺母、远离丝杠的运动趋势,导致滚柱-丝杠侧接触力减小,滚柱-螺母侧接触力增大;

3) 动载荷分布不均匀程度随着丝杠转速及轴向载荷的增大而增大,且轴向载荷对于滚柱-丝杠侧动载荷分布影响更大;

4) 动载荷分布不均匀程度随着牙侧角及螺距的增大而减小。

参考文献:

- [1] STRANDGREN C B. Roller Screw: US, 3182522[P]. 1965-05-11
- [2] 刘更, 付晓军, 马尚君, 等. 行星滚柱丝杠副啮合原理研究进展[J]. 机械传动, 2015, 39(7): 1-5
LIU Geng, FU Xiaojun, MA Shangjun, et al. Review on meshing theory of the planetary roller screw mechanism[J]. Mechanical Drive, 2015, 39(7): 1-5 (in Chinese)
- [3] CLAEYSSSEN F, JANKER P, LELETTY R, et al. New actuators for aircraft, space and military applications[C]//12th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 2010: 324-330
- [4] 杨家军, 韦振兴, 朱继生. 行星滚柱丝杠副载荷分布及刚度计算[J]. 华中科技大学学报, 2011, 39(4): 1-4
YANG Jiajun, WEI Zhenxing, ZHU Jisheng. Calculation of load distribution of planetary roller screws and static rigidity[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2011, 39(4): 1-4 (in Chinese)
- [5] JAN R, LISOWSKI F. The computational model of the load distribution between elements in planetary roller screw[C]//9th International Conference on Fracture & Strength of Solids, Jeju, Korea, 2013: 1-6
- [6] JONES M H, VELINSKY S A. Stiffness of the roller screw mechanism by the direct method[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2014, 42: 17-34
- [7] JONES M. H, VELINSKY S A. Contact kinematics in the roller screw Mechanism[J]. Mechanical Design, 2013, 135(1): 1-10
- [8] FOLLY A, ALAIN D, MICHEL C. Static load distribution and axial stiffness in a planetary roller screw mechanism[J]. Journal of Mechanical Design, 2016, 138(1): 012301
- [9] 刘柱, 范元勋. 考虑装配误差的行星滚柱丝杠副载荷分析与研究[J]. 机械制造与自动化, 2020, 49(6): 120-123
LIU Zhu, FAN Yuanxun. Analysis and research on the load of planetary roller screw pairs considering assembly errors[J]. Mechanical Manufacturing and Automation, 2020, 49(6): 120-123 (in Chinese)
- [10] 刘柱, 范元勋. 考虑滚柱弯曲的行星滚柱丝杠副载荷分布研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2020(7): 60-64
LIU Zhu, FAN Yuanxun. Research on load distribution of planetary roller screw pairs considering roller bending[J]. Modular Machine Tools and Automated Processing Technology, 2020(7): 60-64 (in Chinese)
- [11] 郑正鼎, 陈兵奎, 杜兴, 等. 差动式行星滚柱丝杠承载特性分析[J]. 重庆大学学报, 2020, 43(12): 23-32
ZHENG Zhengding, CHEN Bingkui, DU Xing, et al. Analysis of load-bearing characteristics of differential planetary roller screw [J]. Journal of Chongqing University, 2020, 43(12): 23-32 (in Chinese)
- [12] 王敏. 反向式行星滚柱丝杠静态承载能力研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021
WANG Min. Research on static load carrying capacity of reverse planetary roller screw[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021 (in Chinese)
- [13] 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
- [14] 刘荣荣, 陈永洪, 杜兴, 等. 凸凹接触式行星滚柱丝杠的啮合承载特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2022, 54(1): 49-57
LIU Rongrong, CHEN Yonghong, DU Xing, et al. The meshing load bearing characteristics of convex concave contact planetary roller screw[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2022, 54(1): 49-57 (in Chinese)
- [15] 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. Research on the meshing mechanism of planetary roller screw pairs with helical surfaces[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(3): 26-33 (in Chinese)
- [16] 黄育泉, 喻忠志. 我国滚珠丝杠副发展历程及未来趋势[J]. 机械传动, 2004(10): 60-62
HUANG Yuquan, YU Zhongzhi. The development history and future trends of ball screw pairs in China[J]. Mechanical Drive, 2004(10): 60-62 (in Chinese)
- [17] WENJIE Z, GENG L, RUITING T, et al. Load distribution of planetary roller screw mechanism and its improvement approach [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 230(18): 3304-3318
- [18] 马腾龙, 马尚君, 吴林萍, 等. 行星滚柱丝杠螺纹副-齿轮副同步啮合动态接触载荷特性[J]. 西安交通大学学报, 2022 (10): 1-12

MA Tenglong, MA Shangjun, WU Linping, et al. Dynamic contact load characteristics of synchronous meshing between planetary roller screw thread pair and gear pair[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022(10): 1-12 (in Chinese)

Study on calculation method for dynamic load distribution of thread pair of planetary roller screw mechanism

XU Qianjin, MA Shangjun, WU Linping, FU Xiaojun
(Shaanxi Electromechanical Transmission and Control Engineering Laboratory,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072 China)

Abstract: To reveal the dynamic load distribution characteristics of planetary roller screw mechanism under the high-speed operating conditions, based on the spiral surface equation and deformation coordination relationship, a static contact force calculation method of the roller-screw and roller-nut thread at the contact point is proposed, and a formula for calculating the contact angle after bearing is derived. On this basis, further considering the inertial force generated by using high-speed operation, a dynamic load distribution model for planetary roller screw mechanism thread was established. By comparing with the finite element contact model of planetary roller screw mechanism, the error is below 5%, which verifies the correctness of the model established. Finally, the influence of the parameters such as screw speed, axial load, pitch, and tooth flank angle on the distribution of dynamic load was analyzed. The results show that the inertia force causes the roller to have a tendency to move closer to the nut and away from the screw resulting in a decrease in dynamic contact force on the roller screw side and an increase in dynamic contact force on the roller nut side. The degree of uneven distribution of dynamic load is positively correlated with the screw speed and pitch, and negatively correlated with the tooth side angle. The size of axial load has a significant impact on the distribution of dynamic load.

Keywords: planetary roller screw mechanism; load distribution; dynamic analysis

引用格式: 许千斤, 马尚君, 吴林萍, 等. 行星滚柱丝杠螺纹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 Qianjin, MA Shangjun, WU Linping, 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)