

考虑接触热阻与对流换热系数修正的 滚珠丝杠副温升建模与分析

王昊¹, 姜歌东^{1,2}, 杨汉博^{1,2}, 荆亚彬¹, 王海涛^{1,2}, 梅雪松^{1,2}

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 陕西省智能机器人重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对滚珠丝杠副有限元热分析中接触界面微观形貌导致的接触热阻难以量化以及动态工况下对流换热系数变化的问题,提出了一种滚珠丝杠副接触热阻的等效加载方式,建立了考虑接触热阻与对流换热系数修正的滚珠丝杠副热分析模型。基于MB分形理论计算了滚珠丝杠副各部件之间的接触热阻,并计算了不同工况下丝杠的热边界条件。对某型号丝杠进行的温度场仿真计算结果表明:考虑接触热阻后,不同工况下丝杠/螺母/螺母/工作台之间的温差均升高,最大值由1℃升高到7.2℃;考虑对流换热系数变化后,丝杠整体温升下降,螺母/工作台结合面存在4.8℃的温降。为验证仿真模型,开展了滚珠丝杠工作台温度测量实验。与实验结果相比,考虑接触热阻和对流换热系数修正后,不同工况下滚珠丝杠副上螺母节点温升计算误差由29.5%降低至3.63%、工作台节点温升计算误差由46.8%降低至5.6%,所建立的热分析模型能够适用于不同转速下的滚珠丝杠副温度计算。

关键词: 滚珠丝杠副;接触热阻;对流换热;有限元分析

中图分类号: TH132.1; TK121 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202507008 **文章编号:** 0253-987X(2025)07-0077-10

Modeling and Analysis of Temperature Rise in Ball Screw Pairs Considering Thermal Contact Resistance and Convective Heat Transfer Coefficient Corrections

WANG Hao¹, JIANG Gedong^{1,2}, YANG Hanbo^{1,2}, JING Yabin¹,

WANG Haitao^{1,2}, MEI Xuesong^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shaanxi Provincial Key Laboratory of Intelligent Robots, Xi'an 710049, China)

Abstract: To address the challenges of quantifying the contact thermal resistance caused by microscopic interfacial morphology in finite element thermal analysis of ball screw pairs and the variation of convective heat transfer coefficients under dynamic operating conditions, an equivalent loading method for contact thermal resistance in ball screw pairs is proposed and a thermal analysis model incorporating corrected contact thermal resistance and convective heat transfer coefficients is established. Based on the MB fractal theory, the contact thermal resistance between components of the ball screw pair is calculated, and the thermal boundary conditions of the screw under different operating conditions are determined. Temperature field simulation

收稿日期: 2024-12-28。 作者简介: 王昊(2001—),男,硕士生;姜歌东(通信作者),女,教授,博士生导师。 基金项

目: 国家自然科学基金资助项目(U22B2081)。

网络出版时间: 2025-02-20

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250219.1541.002>

results for a specific screw model show that when contact thermal resistance is considered, the temperature differences between the screw/nut and nut/worktable interfaces increase across all operating conditions, with the maximum difference rising from 1 °C to 7.2 °C. After accounting for convective heat transfer coefficient variations, the overall temperature rise of the screw decreases, and a 4.8 °C temperature reduction is observed at the nut/worktable interface. Experimental measurements of the worktable temperature are conducted to validate the simulation model. Compared with experimental results, the calculation errors for temperature rise at the nut node decrease from 29.5% to 3.63%, and at the worktable node from 46.8% to 5.6% after implementing the proposed corrections. The developed thermal analysis model demonstrates applicability for temperature prediction in ball screw pairs under varying rotational speeds.

Keywords: ball screw pair; contact thermal resistance; convective heat transfer; finite element analysis

滚珠丝杠副作为数控机床中的精密部件,能够将伺服电机的旋转运动转换为平台的线性往复运动,且具有传动效率高、定位精确的特点^[1-2]。在进给系统工作过程中,丝杠运动时的摩擦热效应往往会导致部件热膨胀,进而产生热误差,影响加工精度。因此,对不同工况下滚珠丝杠副的温升特性进行预测具有重要意义。

滚珠丝杠副工作时产生的摩擦热主要通过丝杠-螺母-工作台的换热途径传递至外界并进行热交换,因此丝杠与外界的对流换热系数和各结合面间的接触热阻是确定滚珠丝杠副热边界条件的关键^[3]。目前,国内外学者围绕接触热阻和滚珠丝杠副的温升特性建模开展了一定的研究。

Min 等^[4]基于 Bossmanns 等^[5]建立的温度、间隙相关函数获取了轴承与其轴承座之间的接触热阻,以计算丝杠的温度分布,然而该函数中的相关参数难以精确确定,且接触热阻模型的有效性并未得到验证。Liu 等^[6]基于响应面法对丝杠边界条件进行了优化,探究了滚珠丝杠副受热源影响时产生的瞬态响应。Ma 等^[7]考虑丝杠工作过程中轴承黏度与生热量的变化过程,以计算丝杠温升产生的热误差,两者均基于分形理论对丝杠轴承热阻进行了计算,然而其在计算时仅考虑两侧轴承处的热阻值,并未考虑丝杠结合面间的热阻存在。

Gao 等^[8-9]基于 MB 分形理论,考虑接触表面微观特征,获得了滚珠丝杠副的接触热阻,并通过有限元建立了滚珠滚道的接触热阻仿真模型,然而该建模方式对模型的精确性和网格质量要求较高,且并未考虑该计算模型在不同工况下的有效性。

在滚珠丝杠副温升建模与计算方面,文献[10-14]分别基于集总热容法与有限差分法对滚珠丝杠副温升特性进行了建模与计算,然而其计算仅针对丝杠的温升结果,而无法获取滚珠丝杠副整体温升。胡冕等^[15]基于有限元计算,对中空丝杠进行了热特性仿真分析。张耀满等^[16]在分析了进给系统热源和边界条件的基础上,建立了丝杠稳态温度分布的数学模型,但其在计算过程中均未考虑在不同工况下,丝杠表面空气流通对其对流换热边界条件的影响。

综上所述,目前针对滚珠丝杠副的温升建模与计算,其中滚珠丝杠副接触热阻的加载方式较为复杂,同时未考虑到丝杠在不同工况下对流换热系数变化对计算结果的影响。对此,本文将通过 MB 分形理论获取滚珠丝杠副结合面间的接触热阻,并通过等效热阻的方式加载热阻模型,在考虑对流换热边界变化的条件下建立滚珠丝杠副温升模型,根据所建立的模型求解了螺母副部分稳态温升,并在不同工况下对温升结果进行了实验验证。

1 滚珠丝杠副热边界条件求解

基于滚珠丝杠副整体生热过程,可以得到丝杠内部传热物理模型示意图,如图 1 所示。丝杠在工作时,摩擦热效应主要由丝杠螺母副、轴承部分产生。丝杠与外界空气通过丝杠自身、轴承座、底座部分进行对流换热。电机工作时,与轴承之间由两个联轴器连接,因此本文建模时并不考虑电机部分的生热与热传导。为了保证丝杠部分温升计算的精确性,本文计算时,认为丝杠与螺母、螺母与工作台之间存在接触热阻。

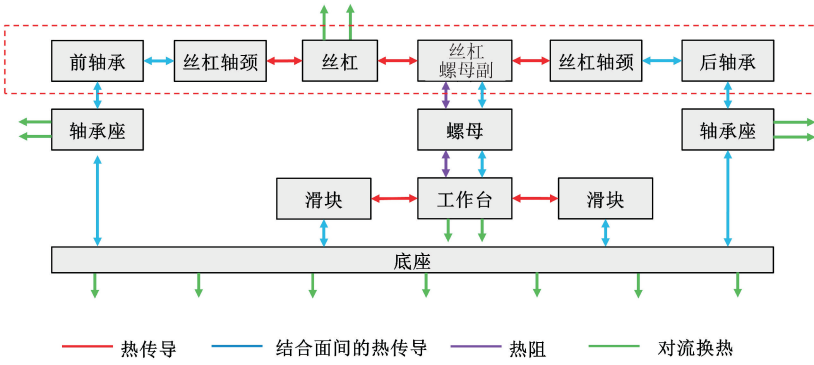


图 1 丝杠内部传热物理模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the physical model of heat transfer inside the ball screw

1.1 基于分形理论的接触热阻计算方法

由于机械结构中结合面本质上都是不同粗糙程度表面的接触,两者之间的接触实际仅发生在接触面较高的微凸峰上,因此两结合面之间必然存在一定间隙,在热量传递过程中,热量在通过结合面时产生温度降,进而对后续热分析产生影响。

基于 MB 分形理论,两粗糙接触面的实际接触热阻^[8-9]可表示为

$$R = \frac{L_g}{A_r^* 2k_A k_B / (k_A + k_B) + (1 - A_r^*) k_f} \quad (1)$$

式中: A_r^* 为无量纲接触面积; k_A 和 k_B 为两接触面的热传递系数; k_f 为空气传热系数; L_g 为空隙空间厚度,其表达式为

$$L_g = 2[z - \psi^{(D-2)(2-D)/4} G^{(D-1)} (4 - 2D/D)^{(2-D)/2} \cdot (A_r^*)^{(2-D)/2} L_u^{2-D}] \quad (2)$$

其中: L_u 为临界尺寸,文中取 10^{-3} ; z 为接触表面的微凸峰高度,文中取 2.5×10^{-3} ; ψ 为扩展因子^[17]; D 为分形维数; G 为分形粗糙度。

基于实验结果和丝杠结合面微凸峰分析^[9,18],对于滚珠/螺母结合面, D 取 1.52, G 取 9×10^{-10} ; 对螺母工作台结合面, D 取 1.57, G 取 1.88×10^{-4} 。

1.2 滚珠丝杠副与轴承发热量求解

滚珠丝杠副的温升主要包括滚珠与内外滚道之间的摩擦生热以及轴承的摩擦生热。同时,滚珠丝杠副与外界空气接触也存在着对流换热。因此,准确计算滚珠丝杠副摩擦力矩,以得到相应的热通量和换热量,对丝杠的温升特性分析起着极为重要的作用。

1.2.1 滚珠丝杠副摩擦热

滚珠丝杠副摩擦热主要是由滚珠与螺母丝杠之间的摩擦力及润滑剂的流体动力损耗产生的^[19],其发热量 Q_s 计算式为

$$Q_s = 1.047 \times 10^{-4} n_s M \quad (3)$$

式中: n 为丝杠转速; M 为摩擦力矩,可表示为

$$M = M_c + M_v + M_l \quad (4)$$

式中: M_c 、 M_v 、 M_l 分别为与丝杠负载有关的库伦摩擦力矩、润滑剂黏度产生的黏滞摩擦力矩、滚珠丝杠 Stribeck 效应摩擦力矩,其中 M_c 表达式^[20] 为

$$M_c = \left[\frac{\tan \gamma + \mu / (\sin \beta \cos \gamma)}{(1 - \mu \tan \gamma / (\sin \beta \cos \gamma)) \tan \gamma} - 1 \right] \frac{Fl}{2\pi} \quad (5)$$

式中: γ 为丝杠导程角; β 为滚珠接触角; μ 为接触表面的库伦摩擦系数,文中取 $\mu = 0.0013$; F 为滚珠所受法向力; l 为丝杠导程。

M_v 的表达式^[21] 为

$$M_v = \frac{\pi z_b d_m^2 \omega_b}{4 \cos \gamma} \left(\eta_s \frac{a_s b_s}{h_s} + \eta_n \frac{a_n b_n}{h_n} \right) \quad (6)$$

式中: z_b 为丝杠滚珠数; d_m 为丝杠节圆直径; ω_b 为滚珠转速, $\omega_b = 0.5 \omega_s (1 - (d_b \cos \alpha) / d_m)$, ω_s 为丝杠转速; d_b 为滚珠直径; η_s 、 η_n 分别为丝杠和螺母的黏度; α 为滚珠接触角; a_s 、 b_s 分别为丝杠滚道与滚珠结合面赫兹接触椭圆长、短半轴; a_n 、 b_n 分别为螺母滚道与滚珠结合面赫兹接触椭圆长、短半轴; h_s 、 h_n 分别为丝杠、螺母的润滑油膜厚度^[22],表示为

$$h_s = h_n = 3.63 U^{0.68} T^{0.49} W^{-0.073} (1 - 0.61 e^{-0.68k}) R_x \quad (7)$$

式中: U 为丝杠螺母接触区域的无量纲速度参数; T 为无量纲材料参数; W 为无量纲接触载荷参数; k 为丝杠滚珠赫兹椭圆接触区域的离心率; R_x 为接触点法向平面内的综合曲率半径。

M_l 主要由丝杠润滑状态导致的接触面微凸体与油膜厚度之间的接触关系产生^[23],可表示为

$$M_l = \frac{4}{3} N E x^{1/2} d_m \int_{2h}^{\infty} (z - h)^{3/2} \left(\frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \right) e^{-z^2/2\sigma^2} dz \quad (8)$$

式中: N 为接触面微凸体数; E 为等效弹性模量; x 为接触面微凸体半径; σ 为接触面表面粗糙度均方根值。

1.2.2 轴承摩擦热

滚动轴承摩擦热主要是由滚动体与套圈之间的摩擦力及润滑剂的流体动力损耗产生的,丝杠支撑端轴承产生的热量可通过下式计算

$$Q_b = 1.047 \times 10^{-4} n_b M_b \quad (9)$$

由于丝杠固定端存在两个轴承,因此固定端轴承发热量 $Q_{b1} = 2Q_b$, $M_b = M_1 + M_2$, 其中, M_1 为与轴承负荷有关的项,反映弹性滞后和局部差动滑动的摩擦损耗,表示为

$$M_1 = f_1 P_1 d_{m2} \quad (10)$$

式中: f_1 为与轴承类型及承受载荷有关的系数; P_1 为轴承工作时所受的载荷; d_{m2} 为轴承节圆直径。

M_2 为与速度有关的项,主要由润滑剂的黏度和轴承转速确定,表达式^[24]为

$$\begin{cases} M_2 = 10^{-7} f_0 (v n_b)^{2/3} d_{m2}^3, & v n_b \geq 2000 \\ M_2 = 160 \times 10^{-7} f_0 d_{m2}^3, & v n_b < 2000 \end{cases} \quad (11)$$

式中: v 为工作温度下润滑剂的运动黏度; f_0 为与轴承类型和润滑有关的系数。

1.3 滚珠丝杠副对流换热系数的求解

在滚珠丝杠副工作时,由于滚珠丝杠副、轴承以及工作台部分会与空气产生对流换热;同时,由于丝杠在不同转速下,其表面与周围空气间有了相对运动,它们之间的换热则变为强迫对流换热,对流换热系数将增加。

由努塞尔准则可知,丝杠与空气进行热交换时,其对流换热系数^[25]可表示为

$$H = \frac{Nu \lambda_a}{d_s} \quad (12)$$

式中: Nu 为努塞尔数; λ_a 为空气的导热系数; d_s 为丝杠的当量直径; H 为对流换热系数。

当滚珠丝杠副以一定的转速旋转时,努塞尔数可由下式计算

$$Nu = 0.133 Re^{2/3} Pr^{1/3} \quad (13)$$

式中: Pr 为普朗特数; Re 为雷诺数, $Re = \omega_s d^2 / \nu_s$; d 为丝杠外径。

根据以上公式,可以获取接触热阻、不同转速下的热通量以及对流换热等相应热边界条件。

2 滚珠丝杠副温升特性求解

2.1 滚珠丝杠副实验台温升模型建立

滚珠丝杠副实验台主要包括丝杠、两端轴承、工

作台、底座等部分;本文所研究的丝杠副为 DGZ4025-5 型滚珠丝杠副,丝杠直径为 25 mm,导程为 5 mm,丝杠总长为 550 mm,滚珠丝杠实验台设计模型如图 2 所示。

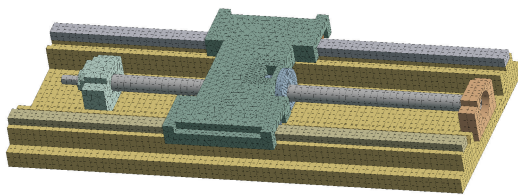
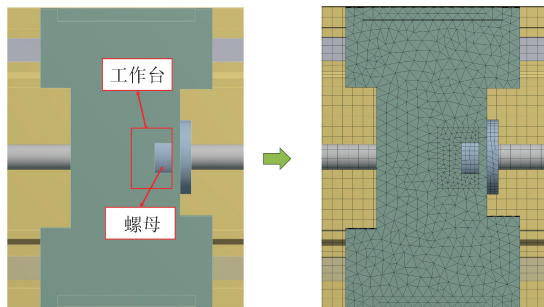


图2 滚珠丝杠副试验台设计模型

Fig. 2 Model designing of ball screw pair test bench

为保证仿真计算的准确性,需要对丝杠与底座整体采用六面体网格,对螺母与工作台部分位置进行局部尺寸控制,进行局部细化,以改善此结构的表面网格的质量,保证计算的精确性,最终滚珠丝杠网格细化结果如图 3 所示。划分节点数为 83 149,单元数为 23 253。



(a) 细化位置

(b) 细化结果

图3 滚珠丝杠网格细化结果

Fig. 3 Refined mesh results of ball screw pair

2.2 接触热阻等效加载方式及边界加载方案

为提高仿真的快速性与可靠性,本文在滚珠丝杠副模型中将实际的滚珠-滚道接触模型简化等效为螺母-丝杠接触模型,如图 4 所示。为保证模型简化的有效性,需要将滚珠-滚道的实际结合面热阻等效为

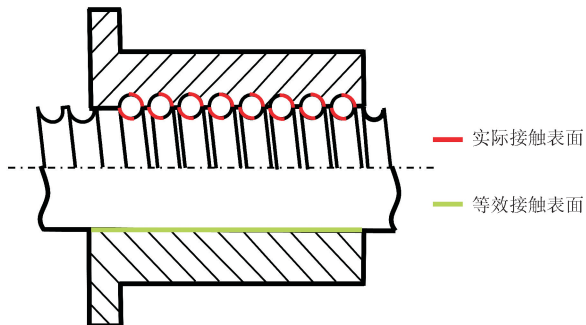


图4 螺母-丝杠等效接触模型

Fig. 4 Nut screw equivalent contact model

螺母-丝杠模型的仿真结合面接触热阻表达式如下

$$R_e = \frac{RS_e}{S_a}$$

(14)

式中： R_e 为仿真结合面接触热阻； S_e 为等效结合面面积； S_a 为实际结合面面积。求解得到得丝杠-螺母仿真结合面的接触热阻为 $2.126 \times 10^{-3} (\text{℃} \cdot \text{m}^2)/\text{W}$ ，螺母-工作台仿真结合面的仿真接触热阻为 $7.994 \times 10^{-3} (\text{℃} \cdot \text{m}^2)/\text{W}$ 。

对于丝杠在 200、400、600、800、1 000 r/min 转速且空载的工况，分别基于式(3)~(8)和式(9)~(11)可求得丝杠热通量与轴承发热量。在不同转速下，基于式(12)、(13)可获取其对应的对流换热系数，边界条件加载数值可见表 1。

表 1 边界条件加载数值

Table 1 Loading values for boundary conditions

丝杠 转速/ (r·min ⁻¹)	固定端 轴承发 热功率/W	支撑段 轴承发 热量/W	丝杠热 通量/ (W·m ⁻²)	对流换 热系数/ (W·℃ ⁻¹ ·m ⁻²)
200	1.20	0.60	1 641	6.8
400	1.36	0.68	3 324	7.5
600	1.54	0.77	5 199	9.0
800	1.72	0.86	7 198	10.3
1 000	1.92	0.96	9 331	15.0

为了得到接触热阻以及对流换热系数变化对温升结果的影响结果，本文设计了 3 种仿真方案。方案 1 在未加载接触热阻的情况下，默认滚珠丝杠副各结合面之间不存在温度降；在不考虑对流换热系数变化的情况下，对流换热系数均设置为 $6.8 \text{ W}/(\text{℃} \cdot \text{m}^2)$ ；方案 2 考虑结合面间的接触热阻设置；方案 3 基于方案 2 增加了对流换热系数随转速的修正。

最后基于这 3 种仿真方案对滚珠丝杠副温升特性分别进行计算。通过对比方案 1、2，能够获取接触热阻对热特性结果的影响；通过对比方案 2、3，能够获取对流换热系数变化时对热特性结果的影响。

2.3 滚珠丝杠副温升结果分析

针对不同转速下的丝杠稳态温升计算，需要将相应的热通量和对流换热系数加载至有限元模型中。其中前后轴承的生热加载至丝杠两侧轴承内圈。丝杠产生的摩擦热是由滚珠与丝杠滚道和螺母内圈滚道相互摩擦而产生，因此将滚珠的摩擦热通量加载至丝杠螺母结合面处。

丝杠/螺母、螺母/工作台间的接触热阻加载至

相应结合面处，仿真初始温度设置为 26 ℃ ，仿真时长设置为 $15\,000 \text{ s}$ ，此时各工况下实验台整体温度已达到稳态，取其最终稳态温升结果。

对于方案 1，不同转速下滚珠丝杠副实验台稳态温升云图如图 5 所示，基于计算结果可知，在不考虑接触热阻和对流换热系数变化的情况下，滚珠丝杠副整体温度场分布并不均匀，温度最高点发生在螺母法兰侧以及丝杠螺母结合部分，当转速由 200 r/min 升高至 $1\,000 \text{ r/min}$ 时，其最高温度由 30.1 ℃ 升高至 49.2 ℃ 。在 200 r/min 低速时，固定端轴承的温升占比较高，这主要由于两侧轴承结构不同，左侧固定端轴承轴肩部位温度为 29.9 ℃ ，此时轴承摩擦热为工作台的主要热源。随着转速增大，轴承温升在工作台中占比逐渐减小。

同时，丝杠沿轴向的温度梯度非常明显，主要温升部分集中在丝杠螺母结合部分。通过在转速为 $1\,000 \text{ r/min}$ 时提取工作台、螺母与丝杠的相邻节点温度，可以得到工作台/螺母之间的温差为 1 ℃ ，螺母/丝杠之间的温差为 0.5 ℃ 。

对于方案 2，在加载接触热阻后，滚珠丝杠副实验台稳态温升云图如图 6 所示，丝杠在不同转速下的最高温度均发生在螺母底部，转速从 200 r/min 增加至 $1\,000 \text{ r/min}$ 时，丝杠最高温度由 31.1 ℃ 逐渐升高至 55.7 ℃ ，最低温升主要发生在床身，由 27.3 ℃ 升高至 31.8 ℃ 。

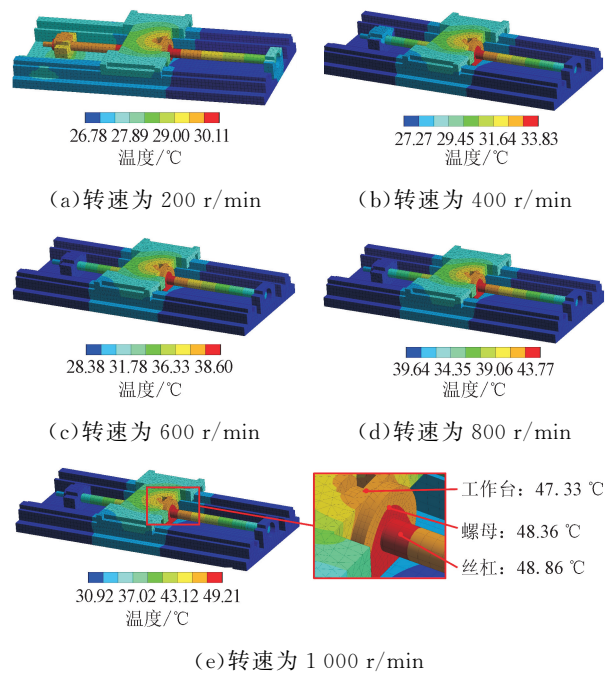


图 5 方案 1 滚珠丝杠副实验台稳态温升云图

Fig. 5 Steady state temperature rise cloud diagram of ball screw test bench in scheme 1

由于热阻的存在,在转速为 1 000 r/min 时螺母/工作台之间温差为 7.2 °C,螺母/丝杠相邻节点之间的温差为 3.1 °C,均比方案 1 温差升高。这主要是因为接触热阻限制了滚珠丝杠副接触面间热流的向外传递,从而导致丝杠中部温度升高,螺母/丝杠与螺母/工作台的结合面温差增大。

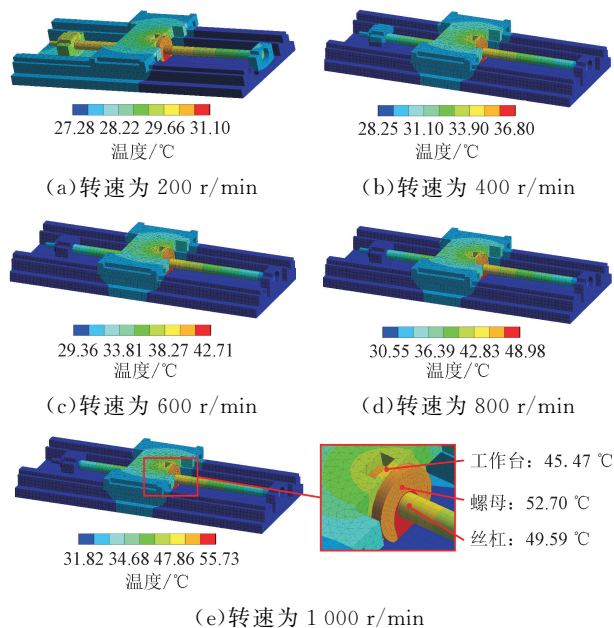
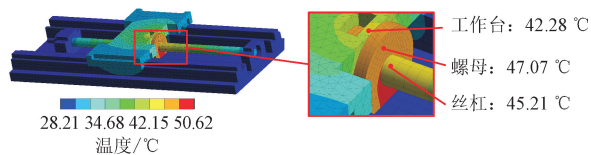
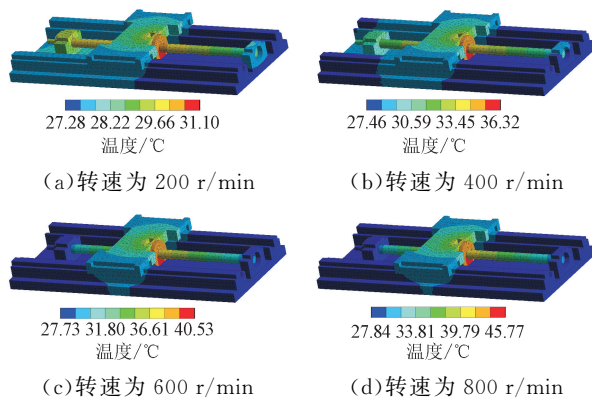


图 6 方案 2 滚珠丝杠副实验台稳态温升云图

Fig. 6 Steady state temperature rise cloud diagram of ball screw test bench in scheme 2

对于方案 3,在考虑对流换热系数变化的情况下,滚珠丝杠副实验台稳态温升云图如图 7 所示。不同工况下的最高温度存在于螺母下表面;最高温度由 31.1 °C 逐渐升高至 50.6 °C,最低温升主要发生在床身,由 27.3 °C 升高至 28.2 °C,因此其整体温升相较于方案 2 均存在下降;转速为 1 000 r/min 时,由于接触热阻的存在,工作台/螺母之间的温差为 4.8 °C,螺母/丝杠之间的温差为 1.9 °C。相较于方案 2、方案 3 结合面间的温差也存在下降。



(e) 转速为 1 000 r/min

图 7 方案 3 滚珠丝杠副实验台稳态温升云图

Fig. 7 Steady state temperature rise cloud diagram of ball screw test bench in scheme 3

不同仿真方案下丝杠峰值温升变化趋势如图 8 所示。对最高温度,不同仿真方案下丝杠最高温度的差值均随着转速的增大而增大,在加载了接触热阻后,方案 2 温升结果相较于方案 1 均存在明显上升,转速为 1 000 r/min 时,温度最高上升 6.5 °C。在考虑对流换热系数变化后,方案 3 的丝杠峰值温度相较于方案 2 在低速下差别较小,但整体均存在下降,在转速为 1 000 r/min 时最高下降 5.1 °C。

对最低温度,不同仿真方案下最低温度的温差变化较小,方案 1 相较于方案 2 最高相差 1 °C。方案 3 在不同工况下最低温度变化较小,且更接近于初始室温。这主要是由于对流换热系数随着转速的增大,其散热量也相应增大,从而保证最低温升结果较为稳定。

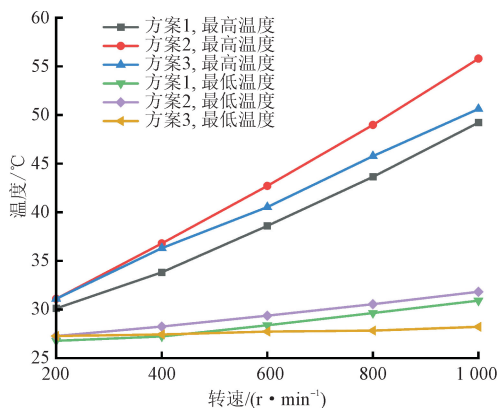


图 8 不同仿真方案下丝杠峰值温升变化趋势

Fig. 8 Trend of peak temperature rise of ball screw under different simulation schemes

3 滚珠丝杠副温升模型实验验证及分析

3.1 丝杠温升特性实验

为验证仿真计算结果的有效性,本文在丝杠不同转速下进行了滚珠丝杠副温升特性实验,滚珠丝杠副温升实验台主要由伺服电机、固定端轴承(7004)、滚珠丝杠副(DGZ4025-5)、支撑端轴承

(60047)、温度采集系统、伺服控制软件组成,实验装置现场如图 9 所示。

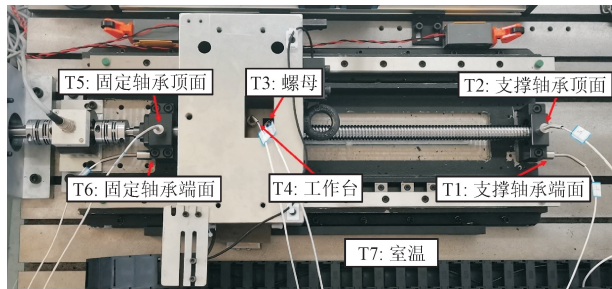


图 9 不同转速下滚珠丝杠副温升特性实验装置

Fig. 9 Experimental setup for temperature rise characteristics of ball screw pairs at different speeds of the screw

为保证温度测点安装的稳定性和便捷性,在螺母、轴承以及工作台处布置了温度传感器^[11],以测量该位置处的温升情况,温度传感器具体位置如表 2 所示。其中,实验室温控制在 $(26\pm0.5)^{\circ}\text{C}$ 之间,丝杠有效行程为 300 mm。

表 2 温度传感器布置位置

Table 2 Location of temperature sensor layout		
温度传感器序号	测量器件	布置位置
T1	支撑端轴承	支撑轴承端面一侧
T2	支撑端轴承	支撑轴承顶面中心
T3	螺母	螺母顶部
T4	工作台	工作台中心螺母附近处
T5	固定端轴承	固定轴承顶面中心
T6	固定端轴承	固定轴承端面一侧
T7	室温	实验室内部悬挂

空载时丝杠以 200 r/min 的转速往复运动,随后对丝杠部分温升进行测量记录,待温升达到热平衡后停止电机使能,使丝杠冷机至室温。再分别设置转速为 400、600、800、1 000 r/min 以得到不同转速下的温度结果;滚珠丝杠副在 600 r/min 工况下各部位温度如图 10 所示。

3.2 实验结果与仿真结果对比分析

基于以上实验结果,取螺母与工作台部分温升进行对比。同时取节点 7 901 和节点 68 807 处的温升作为两者的仿真温升结果,如图 11 所示。

螺母节点温升在其 200~1 000 r/min 转速下热平衡时的温升与仿真值的对比结果如图 12 所示。仿真方案 1 由于未考虑接触热阻的存在,使得其螺母与工作台部分温差较小,进而导致螺母温升偏低,同时未考虑对流换热系数的变化,导致螺母在 1 000 r/min 时散热过小,温升超过实验值。

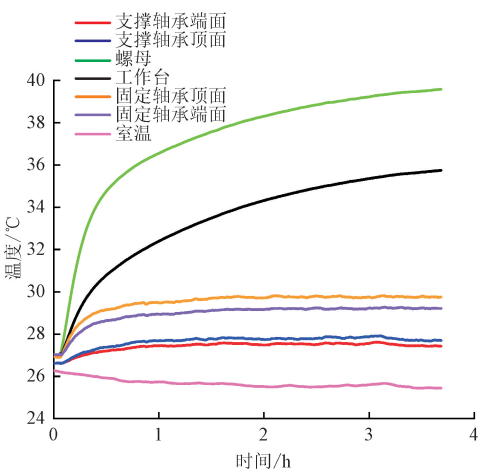


图 10 600 r/min 转速下丝杠稳态温度实验结果

Fig. 10 Experimental results of steady-state temperature of ball screw at 600 r/min speed

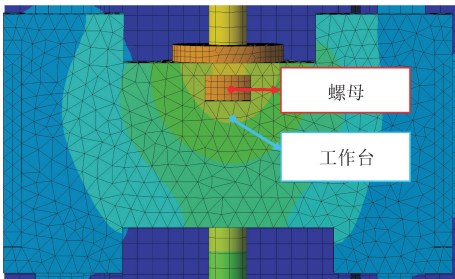


图 11 螺母与工作台温升节点

Fig. 11 Nut and worktable temperature rise node

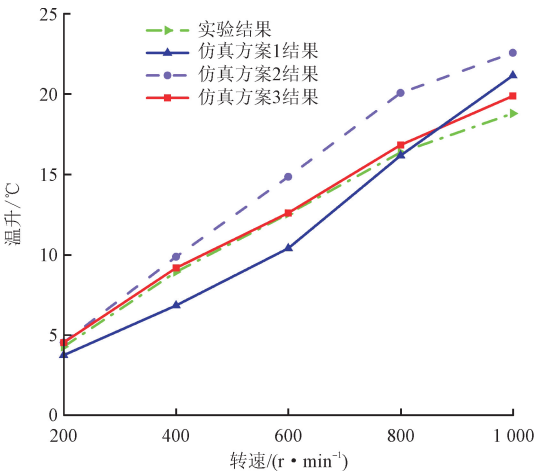


图 12 螺母节点温升对比结果

Fig. 12 Comparison results of temperature rise at nut nodes

利用 Gao 等^[8]建立的滚珠滚道间的热阻模型进行相应的丝杠温升预测误差对比,不同仿真方案下螺母节点温升结果与实验结果的相对误差对比如

表 3 所示。在考虑了热阻和对流换热系数变化后,螺母节点计算误差由最大 29.5%降低至3.63%。仿真方案 3 螺母节点的相对误差与 Gao 等模型相较,由 10.6%降低至 6%以内。因此通过对接触热阻模型等效简化,能够在简化模型的同时降低仿真误差。

表 3 螺母节点的温升结果相对误差
Table 3 Relative error value of temperature rise result of nut node

转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	相对误差/%			
	方案 1	方案 2	方案 3	Gao 等模型 ^[8]
200	12.3	6.09	6.09	
400	23.4	10.6	2.76	
600	10.4	18.4	0.470	
800	1.56	29.5	3.63	4.43
1 000	12.6	20.1	5.79	10.6

工作台温升节点在 200~1 000 r/min 转速下的温升对比结果如图 13 所示。由于工作台对流换热面积较大,因此 3 种方案在低速时与实验结果相差较小;随着转速增加,仿真方案 1 由于未加载接触热阻,螺母与工作台温差较小,同时未考虑对流换热系数变化,因此工作台部分温升过大。

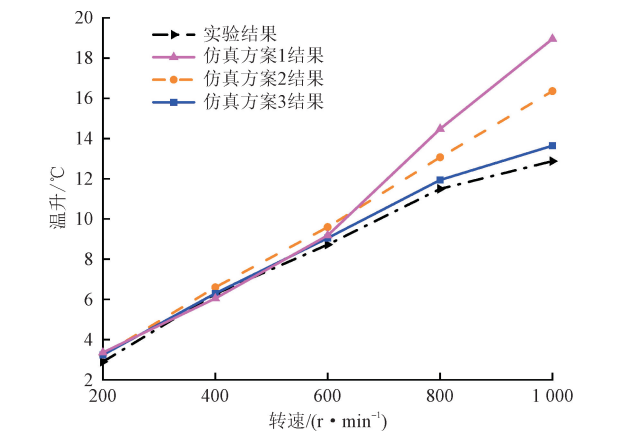


图 13 工作台节点温升对比结果

Fig. 13 Comparison results of temperature rise at worktable nodes

不同仿真方案下工作台节点温升结果与实验结果的相对误差如表 4 所示。其相对误差由最大 46.8%降低为 5.60%。在考虑了热阻和对流换热系数变化后,工作台节点的温升结果与实验结果相对误差减小至 6%以内。

表 4 工作台节点的温升结果相对误差

Table 4 Relative error value of temperature rise result of worktable node

转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	与实验结果的相对误差/%		
	方案 1	方案 2	方案 3
200	15.90	11.70	11.70
400	3.52	5.20	0.46
600	5.13	9.88	3.61
800	26.00	13.70	3.87
1 000	46.80	27.10	5.60

4 结 论

本文通过建立考虑接触热阻和对流换热系数修正的滚珠丝杠副温升模型,分析并求解了不同边界条件加载下滚珠丝杠副的温升结果,结论如下。

(1)通过对丝杠稳态温度场的仿真计算,在不考虑接触热阻时丝杠的最高温度集中于螺母法兰侧,且丝杠与螺母、螺母与工作台之间温差较小,最高为 1℃。在考虑热阻后,螺母与工作台温升结果的温差明显,最高温升集中于螺母底部,结合面间的温差最高为 7.2℃;通过考虑对流换热系数变化,螺母/工作台结合面也存在 4.8℃的温度降,且丝杠整体温升下降,在 1 000 r/min 时最高温升下降 5.1℃。

(2)通过对滚珠丝杠副温升模型进行实验验证,结果表明,加载接触热阻后的温升模型能够使螺母节点计算误差由最大 29.5%降低至 3.63%,工作台节点计算误差由最大 46.8%降低至 5.60%。

(3)接触热阻模型的准确建立对仿真结果的有效性有重要影响,文中提出的接触热阻等效加载方法与其他方法对比,能够在保证计算快速性的同时,使螺母温升相对误差由 10.6%降低至 6%以内。

因此通过建立等效热阻模型和对流换热系数修正,能够使温升预测精度进一步提高。然而,后续仍需要考虑在温升不同时,滚珠丝杠副温升对润滑油黏度以及预紧力的影响,同时在不同载荷下进行温升实验,以验证温升模型。

参考文献:

[1] LI Changyou, XU Mengtao, SONG Wenjun, et al. A review of static and dynamic analysis of ball screw feed drives, recirculating linear guideway, and ball screw [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2023, 188: 104021.

- [2] YANG Hanbo, MEI Xuesong, JIANG Gedong, et al. Remaining useful life prediction of ball screw under time-varying conditions with limited data [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2022, 27(5): 4057-4066.
- [3] 姜歌东, 王昊, 荆亚彬. 接触热阻对高速滚珠丝杠副温升特性的影响 [J/OL]. *吉林大学学报(工学版)*. (2024-02-04) [2024-07-24]. <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20230938>.
JIANG Gedong, WANG Hao, JING Yabin. Influence of contact thermal resistance on the temperature rise characteristics of high-speed ball screw [J/OL]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*. (2024-02-04) [2024-07-24]. <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20230938>.
- [4] MIN X, JIANG S. A thermal model of a ball screw feed drive system for a machine tool [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 2011, 225(1): 186-193.
- [5] BOSSMANN B, TU J F. A thermal model for high speed motorized spindles [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 1999, 39(9): 1345-1366.
- [6] LIU Jialan, MA Chi, WANG Shilong, et al. Thermal boundary condition optimization of ball screw feed drive system based on response surface analysis [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 121: 471-495.
- [7] MA Chi, LIU Jialan, WANG Shilong. Thermal error compensation of linear axis with fixed-fixed installation [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2020, 175: 105531.
- [8] GAO Xiangsheng, MA Jiqian, LI Qi, et al. Modeling of thermal contact resistance of ball screws considering the load distribution of balls [J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2021, 13(4): 041009.
- [9] GAO Xiangsheng, WANG Min, LIU Xuebin. Modeling and application of thermal contact resistance of ball screws [J]. *Journal of Central South University*, 2019, 26(1): 168-183.
- [10] WANG Haitong, LI Fuhua, CAI Yonglin, et al. Experimental and theoretical analysis of ball screw under thermal effect [J]. *Tribology International*, 2020, 152: 106503.
- [11] LI Yang, WEI Wenming, SU Dongxu, et al. Thermal characteristic analysis of ball screw feed drive system based on finite difference method considering the moving heat source [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020, 106(9): 4533-4545.
- [12] YUN W S, KIM S K, CHO D W. Thermal error analysis for a CNC lathe feed drive system [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 1999, 39(7): 1087-1101.
- [13] SU Dongxu, LI Yang, ZHAO Wanhua, et al. Transient thermal error modeling of a ball screw feed system [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2023, 124(7): 2095-2107.
- [14] YANG Jiancheng, LI Changyou, XU Mengtao, et al. Analysis of thermal error model of ball screw feed system based on experimental data [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2022, 119(11): 7415-7427.
- [15] 胡冕, 丁晓红. 热管滚珠丝杠热性能仿真和实验 [J]. *中国机械工程*, 2020, 31(20): 2445-2453.
HU Mian, DING Xiaohong. Numerical and experimental investigations of thermal performance for heat pipe ball screws [J]. *China Mechanical Engineering*, 2020, 31(20): 2445-2453.
- [16] 张耀满, 暴风旭, 齐培宁. 滚珠丝杠螺母副热态特性建模方法 [J]. *中国机械工程*, 2020, 31(20): 2486-2490.
ZHANG Yaoman, BAO Fengxu, QI Peining. Modeling method for thermal characteristics of ball screw pairs [J]. *China Mechanical Engineering*, 2020, 31(20): 2486-2490.
- [17] 王润琼, 朱立达, 朱春霞. 基于域扩展因子和微凸体相互作用的结合面接触刚度模型研究 [J]. *机械工程学报*, 2018, 54(19): 88-95.
WANG Runqiong, ZHU Lida, ZHU Chunxia. Investigation of contact stiffness model for joint surfaces based on domain expansion factor and asperity interaction [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(19): 88-95.
- [18] GAO Xiangsheng, WANG Min, LIU Xuebin. Modeling and application of thermal contact resistance of ball screws [J]. *Journal of Central South University*, 2019, 26(1): 168-183.
- [19] 赵佳佳, 宋现春, 姜洪奎, 等. 考虑热弹流润滑作用的滚珠丝杠副摩擦力矩建模与分析 [J]. *机械工程学报*, 2023, 59(3): 176-188.
ZHAO Jiajia, SONG Xianchun, JIANG Hongkui, et al. Modeling and analysis of friction torque of ball screw considering the thermal elastohydrodynamic lu-

- brication [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(3): 176-188.
- [20] OH K J, CAO Lei, CHUNG S C. Explicit modeling and investigation of friction torques in double-nut ball screws for the precision design of ball screw feed drives [J]. Tribology International, 2020, 141: 105841.
- [21] 周长光, 冯虎田, 陈增涛. 滚珠丝杠副预紧力衰退预测及试验研究 [J]. 机械工程学报, 2020, 56(12): 123. ZHOU Changguang, FENG Hutian, CHEN Zengtao. Prediction and experimental study on Pre tightening force decline of ball screw pair [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(12): 123.
- [22] 冯虎田. 滚珠丝杠副动力学与设计基础 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- [23] 孙铁伟, 王民, 高相胜, 等. 基于等温弹流润滑理论的滚珠丝杠副摩擦机理研究 [J]. 北京工业大学学报, 2023, 49(1): 1-10. SUN Tiewei, WANG Min, GAO Xiangsheng, et al. Study on the friction mechanism of the ball screws based on the isothermal elastohydrodynamic lubrication theory [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2023, 49(1): 1-10.
- [24] HARRIS T A, KOTZALASM N. 滚动轴承分析-第1卷-轴承技术的基本概念 [M]. 罗继伟, 译. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [25] 陶文铨. 传热学 [M]. 5 版. 北京: 高等教育出版社, 2019.
- (编辑 武红江)