电动缸梯形丝杠螺母副连续运行温升预测研究

盛博文　陈 奇　吕明亮
（北京航天发射技术研究所，北京　100076）

摘要：【目的】梯形丝杠副机械效率较低，在工作中会产生较多的摩擦热量，在连续、高速、重载工况下，局部过热可能会导致损伤增大、螺母副咬死等问题。为此，针对梯形丝杠螺母副，分析发热的影响因素，提出一种对梯形丝杠螺母副进行温升特性仿真的方法。【方法】首先，搭建梯形丝杠螺母副、导向键的发热数学模型，确定发热功率与热流密度分配；其次，搭建梯形丝杠螺母副热有限元模型，进行温升的仿真预测；最后，使用对顶台架进行梯形丝杠副连续运动温升试验，将试验结果与仿真预测结果进行对比。【结果】试验结果验证了仿真预测结果的准确性，明确了梯形丝杠副在给定工况下的工作边界。

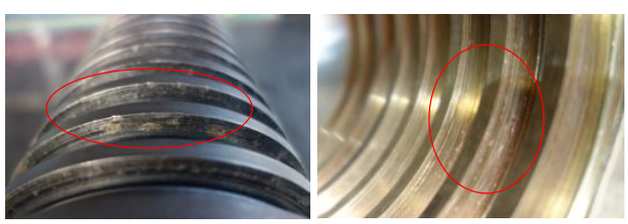
关键词：梯形丝杠螺母副；热载荷；传热模型；有限元仿真；温升试验
中图分类号：TH17　　**DOI：**10. 16578/j. issn. 1004. 2539. XXXX. XX. 001

0　引言

梯形丝杠副作为经典螺旋传动构件，依托梯形螺纹啮合实现回转与直线运动互转，具备承载能力强、自锁性好、结构简易、成本低廉等优势[1]，广泛应用于特种设备举升领域。

梯形丝杠螺母副机械效率较低，在工作时会产生较多摩擦热，特别是在连续、高速、重载工况及高温环境下发热将加剧，并产生局部过热，可能导致螺纹间隙变化、摩擦面损伤、驱动力矩增大等问题[2]，严重时甚至会导致螺纹副完全咬死，机构无法运动。梯形丝杠副电动缸在较大载荷下长期连续工作易使丝杠螺母副温升过高、丝杠螺母间油膜稳定性下降，进而导致螺纹副摩擦磨损加剧，丝杠螺母配合螺纹损伤、电动机驱动器电流过载报警急停等现象发生[3]。梯形丝杠螺母副损伤情况如图1所示。

因此，需要对梯形丝杠螺母副在连续运行工况下的温升特性进行研究，找出丝杠螺母副发热的影响因素，指导梯形丝杠螺母副的试验和使用，避免出现因使用不当造成温升过高而导致的丝杠螺母副损伤、产品功能失效的问题。唐术锋等[4]针对极端大温差环境，通过理论建模与有限元仿真，揭示了梯形丝杠螺母反向间隙随温度变化的规律，利用材料热胀冷缩特性补偿定位误差；其研究侧重于环境诱导的几何误差补偿，未深入探讨连续运转下的摩擦温升问题。徐维等[5]针对举升电动缸用梯形丝杠副的胶合现象，通过分析载荷、速度与润滑工况，指出压力-速度因子偏大及润滑脂选型不当是导致局部过热甚至胶合的核心因素；其研究明确了极端工况下的失效边界，但缺乏对温升演变过程定量传热的建模支撑。王飞杰等[6]基于Pro/E软件与Ansys Workbench软件开展了梯形丝杠副的动态特性仿真，分析了径向配作间隙对传动平稳性的影响，但该仿真模型未耦合热-力多物理场，难以预测连续运行时的温度场分布。



（a）梯形丝杠表面附着铜屑　　（b）梯形螺母划伤部位

图1　连续工作发热情况下梯形丝杠螺母副损伤情况

Fig. 1　Damage condition of trapezoidal screw nut assembly under continuous operation heating

在工程应用领域，已有文献大多采用试验的方法进行梯形丝杠螺母副的温升特性研究，即，使电动缸在规定工况下运行一段时间，然后通过测量外

收稿日期：2026-05-11　　修回日期：2026-07-02
作者简介：盛博文，男，2001年生，浙江绍兴人，在读硕士研究生；主要研究方向为重型机械结构的设计与特性、电液传动技术；shengbw9338@163.com。
引用格式：盛博文，陈奇，吕明亮.电动缸梯形丝杠螺母副连续运行温升预测研究［J］.机械传动，XXXX，XX（XX）：1-10.
Sheng Bowen，Chen Qi，Lü Mingliang.Study on temperature rise prediction of trapezoidal screw nut assembly in continuous operation of electric cylinder[J].Journal of Mechanical Transmission，XXXX，XX(XX)：1-10.
免费获取

缸筒的温度来估算丝杠螺母副的温度。该方法未直接测量丝杠螺母副的温度，而是由外缸筒的温度估算，由于丝杠螺母副与外缸筒之间的温度差值未知，测量值与实际值偏差较大。为此，本文提出一种对梯形丝杠螺母副进行温升特性仿真的方法，该方法既能够代替试验对温升情况进行研究，又能够更加准确地获取丝杠螺母副部位的温度，以更好地指导梯形丝杠螺母副的试验和使用。

1 梯形丝杠螺母副、导向键发热模型

在进行梯形丝杠螺母副的温升仿真时，需要提前确定发热功率、热流密度、热量在丝杠和螺母间的分配和传热参数等仿真要素。梯形丝杠螺母副在正、反向驱动时的受力情况不同，导致发热量也不同。下面分别对梯形丝杠螺母副正、反向驱动情况进行发热数学模型搭建。

1.1 梯形丝杠螺母副、导向键驱动发热模型

正向驱动的特征是螺母运动的方向与轴向负载F的方向相反。进行受力分析时，丝杠螺母副可以等效为1个滑块在力F_1的作用下沿角度为λ的斜面上升的运动模型，如图2所示。图2中，λ为螺纹升角；S为螺纹螺距；d_2为螺纹中径；α为螺纹牙型角；β为螺纹牙型角的一半；F为丝杠螺母副受到的轴向力；F_1为沿螺纹中径外圆切向的水平驱动力；f为摩擦力；N为接触面对螺母副的支持力。

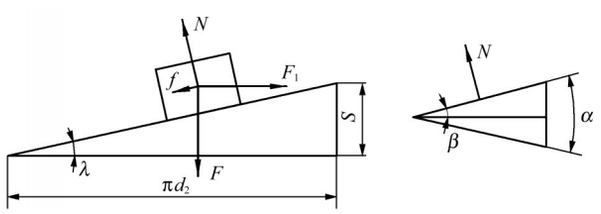


图2 正向驱动受力分析

Fig. 2 Force analysis of forward drive

根据滑块的运动模型，可得出力平衡方程，即

$$f=\mu_1 N \tag{1}$$

$$N=\frac{F\cos\lambda}{\cos\beta}+\frac{F_1\sin\lambda}{\cos\beta} \tag{2}$$

$$F_1\cos\lambda=F\sin\lambda+f \tag{3}$$

式中，μ_1为梯形丝杠与螺母间的摩擦因数。

将式(1)、式(2)代入式(3)，可得

$$F_1=F\frac{\tan\lambda+\dfrac{\mu_1}{\cos\beta}}{1-\tan\lambda\dfrac{\mu_1}{\cos\beta}} \tag{4}$$

设ρ'为当量摩擦角，且$\tan\rho'=\dfrac{\mu_1}{\cos\beta}$，则式(4)可变形为

$$F_1=F\frac{\tan\lambda+\tan\rho'}{1-\tan\lambda\tan\rho'}=F\tan(\lambda+\rho') \tag{5}$$

丝杠旋转1周，力F_1除做大小为FS的有用功外，剩余功均转化为热量。因此，摩擦产生的热量Q为

$$Q=F_1\pi d_2-FS=F_1\frac{S}{\tan\lambda}-FS \tag{6}$$

将式(5)代入式(6)，可得

$$Q=FS\left[\frac{\tan(\lambda+\rho')}{\tan\lambda}-1\right] \tag{7}$$

则丝杠的正向驱动发热功率P_1为

$$P_1=\frac{Q}{60/n}=\frac{nFS}{60}\left[\frac{\tan(\lambda+\rho')}{\tan\lambda}-1\right] \tag{8}$$

式中，n为丝杠转速。

根据螺母受力平衡可知，导向键受到的切向力为

$$F_2=\frac{F_1 d_2}{d_3}=\frac{F\tan(\lambda+\rho')d_2}{d_3} \tag{9}$$

式中，d_3为导向键受力处的直径。

则导向键处的正向驱动发热功率P_2为

$$P_2=\frac{\mu_2 SF_2}{\dfrac{60}{n}}=\frac{\mu_2 nFSd_2\tan(\lambda+\rho')}{60d_3} \tag{10}$$

式中，μ_2为导向键与缸筒的摩擦因数。

反向驱动的特征是螺母运动的方向与轴向负载F的方向相同。进行受力分析时，丝杠螺母副可以等效为1个滑块在力F_1的作用下沿角度为λ的斜面下降的运动[7]，如图3所示。

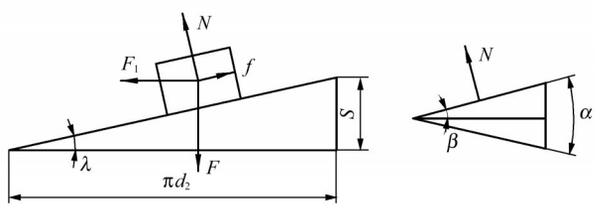


图3 反向驱动受力分析

Fig. 3 Force analysis of backward drive

根据滑块的受力分析，可得出力平衡方程，即

$$f=\mu_1 N \tag{11}$$

$$N=\frac{F\cos\lambda}{\cos\beta}-\frac{F_1\sin\lambda}{\cos\beta} \tag{12}$$

$$f=F_1\cos\lambda+F\sin\lambda \tag{13}$$

将式(11)、式(12)代入式(13)，可得

$$F_1=F\frac{\dfrac{\mu_1}{\cos\beta}-\tan\lambda}{1+\dfrac{\mu_1}{\cos\beta}\tan\lambda}=F\frac{\tan\rho'-\tan\lambda}{1+\tan\rho'\tan\lambda}=F\tan(\rho'-\lambda) \tag{14}$$

丝杠旋转1周，力F_1和轴向力F做的功全部转化为热量。因此，摩擦产生的热量Q为

$$Q = F_1\pi d_2 + FS = F_1\frac{S}{\tan\lambda} + FS \tag{15}$$

将式(14)代入式(15)中，得到

$$Q = FS[\frac{\tan(\rho' - \lambda)}{\tan\lambda} + 1] \tag{16}$$

因此，丝杠的反向驱动发热功率P_3为

$$P_3 = \frac{Q}{60/n} = \frac{nFS}{60}[\frac{\tan(\rho' - \lambda)}{\tan\lambda} + 1] \tag{17}$$

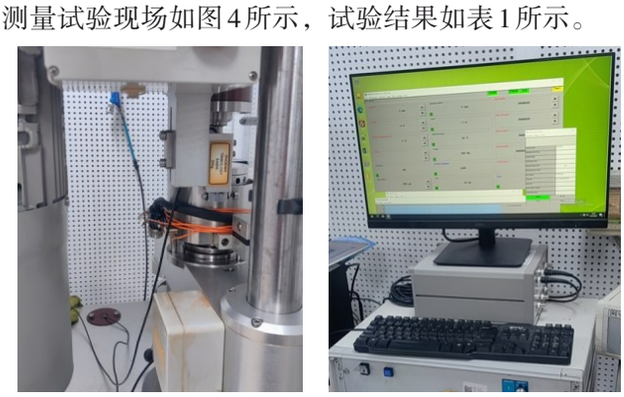
使用相同的方法可以得出，导向键的反向驱动发热功率P_4为

$$P_4 = \frac{\mu_2 nFSd_2\tan(\rho' - \lambda)}{60d_3} \tag{18}$$

1.2 丝杠螺母副摩擦因数的确定

由式(8)、式(17)和当量摩擦角计算式$\rho' = \arctan\frac{\mu_1}{\cos\beta}$可知，在轴向力$F$、丝杠转速$n$、螺距$S$、螺纹升角$\lambda$、螺纹牙型半角$\beta$确定的情况下，发热功率只与丝杠螺母摩擦因数$\mu_1$有关；$\mu_1$越大，发热功率越大。

根据摩擦学理论，在摩擦副材料和润滑条件固定的情况下，影响摩擦因数的主要因素为丝杠副配合面的表面粗糙度和正压力。为得到梯形丝杠副在不同表面粗糙度和正压力下的实际摩擦因数，采用材料和热处理状态完全一致的丝杠和螺母试件，在相同润滑条件下进行动摩擦因数测试。动摩擦因数测量试验现场如图4所示，试验结果如表1所示。



（a）试验装置 （b）结果显示界面

图4 动摩擦因数测量试验

Fig. 4 Dynamic friction coefficient measurement test

从试验结果可以得出，粗糙度达到0.8 μm时，动摩擦因数在0.05以上，且随着工作压强的增大而增大。本文研究的梯形丝杠螺母副的粗糙度为0.8 μm，工作压强为5.6 MPa，由表1可知，其动摩擦因数在0.05~0.059。由于丝杠螺母副磨合后粗糙度略有增大，并考虑到发热分析的安全裕度，在后续仿真中，将摩擦因数取为0.08。

表1 动摩擦因数试验结果

Tab. 1 Dynamic friction coefficient test results

试件算术平均粗糙度/μm	动摩擦因数	试验条件		工作压强/MPa
		正压力/N	载荷/t	
0.48	0.020	100	0	0.66
	0.022	300	6	2
	0.034	900	18	6
0.65	0.039	100	0	0.66
	0.041	300	6	2
	0.046	900	18	6
0.8	0.050	100	0	0.66
	0.059	900	18	6

1.3 热流密度分配计算

热流密度q的计算式为

$$q = \frac{P}{A} \tag{19}$$

式中，P为发热功率；A为发热面积。

热流量在梯形丝杠、螺母的接触面产生。由于梯形丝杠和螺母的材料属性不同，它们各自的吸热和热传导的能力有很大不同，而材料的热传导系数、比热容等都会影响材料的吸热能力，因而梯形丝杠和螺母吸收的热量有所差别。

在梯形丝杠螺母副工作过程中的热量分为梯形丝杠吸收的热量和螺母吸收的热量这2个部分，用热流密度来表示，即

$$q = q_s + q_n \tag{20}$$

式中，q_s为梯形丝杠分配的热流密度；q_n为螺母分配的热流密度。

丝杠螺母间的热流密度分配系数γ为

$$\gamma = \frac{q_n}{q_s} = \sqrt{\frac{k_n c_n \rho_n}{k_s c_s \rho_s}} \tag{21}$$

式中，k_n、c_n、ρ_n分别为螺母材料的导热系数、比热容、密度；k_s、c_s、ρ_s分别为丝杠材料的导热系数、比热容、密度。

2 梯形丝杠螺母副温升预测仿真分析

2.1 仿真对象选取和丝杠螺母副温度边界

温升仿真分析以某梯形丝杠为对象，以便进行仿真与试验结果的对比，验证仿真方法的正确性。梯形丝杠螺母副一般使用7254高低温二硫化钼润滑脂，根据ISO 3408—2019标准和国内行业标准[8-10]，常规丝杠传动推荐温度范围为-30 ℃~80 ℃；同时，考虑到可能存在的高温变形卡滞、润滑脂老化、防胶合裕度及传动寿命影响等因素，本文选取的梯形丝杠螺母副允许的最高工作温度为80 ℃。

2.2 梯形丝杠螺母副、导向键传热过程分析

以某梯形丝杠为例，对梯形丝杠螺母副、导向键的发热及传热过程进行分析。其工作中存在2个独立发热热源，分别为丝杠-螺母螺纹接触面的摩擦热源与导向键-缸筒接触面的摩擦热源，如图5所示。

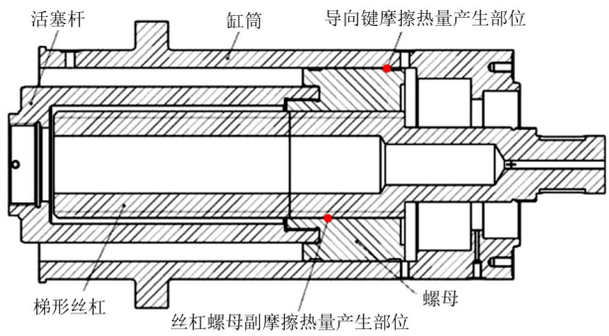


图5 梯形丝杠螺母副工作热源示意图

Fig. 5 Schematic diagram of heat sources of the trapezoidal lead screw

以丝杠-螺母螺纹接触面的摩擦热源为例，对梯形丝杠工作发热、传热过程进行分析。首先，在热源处，摩擦热量在螺纹接触面产生，随后传导至丝杠侧与螺母侧。接着，在丝杠侧，热量沿丝杠轴向传导至两端轴承及润滑脂接触区域；在螺母侧，热量经螺母传导至活塞杆、导向带及缸筒内壁。最后，丝杠、螺母、活塞杆等直接外露表面或覆盖润滑脂的间接外露表面通过与空气发生自然对流进行散热。传热过程如图6所示。

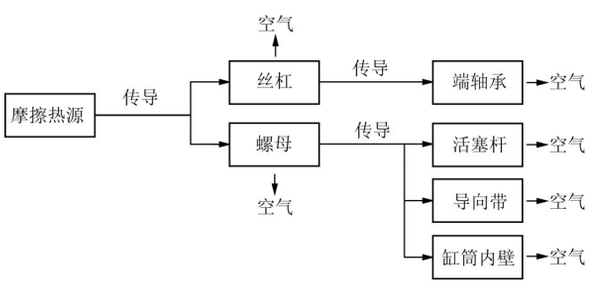


图6 梯形丝杠-螺母摩擦热传热路径图

Fig. 6 Heat transfer path diagram of the trapezoidal screw-nut friction heat

2.3 梯形丝杠螺母副模型的简化

在热机耦合仿真过程中，对梯形丝杠螺母副模型进行简化：螺母与缸体间存在间隙，并通过导向带接触，由于导向带导热系数远低于金属材料，可以不考虑螺母经导向带传至缸体的热量；活塞杆与端盖间存在间隙，并通过导向带、密封圈、防尘圈接触，由于导向带等的导热系数远低于金属材料，可以不考虑活塞杆经导向带等传至端盖的热量；梯形丝杠、螺母的表面与润滑脂接触，将其等效为散热效果相同的对流散热；导向键的发热功率与丝杠螺母副相比非常小，为简化计算，不考虑导向键的发热；电动缸的伸出行程为250 mm，加载发热位置在200~250 mm，其距离右侧轴承等零件较远，为简化计算，不考虑图5中梯形丝杠右侧轴承等零件的影响。

图7所示为经简化后的梯形丝杠螺母副模型，该模型可用于后续热机耦合仿真。

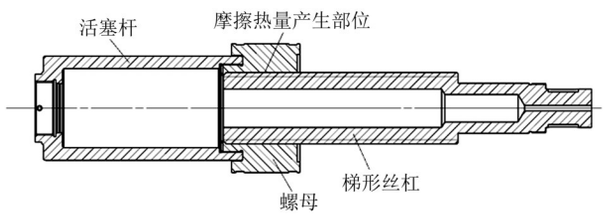


图7 梯形丝杠螺母副热分析简化模型

Fig. 7 Heat analysis simplified model of the trapezoidal screw nut assembly

为研究外缸筒与丝杠螺母副的温差，建立带有外缸筒的简化模型，用于后续瞬态热仿真，如图8所示。

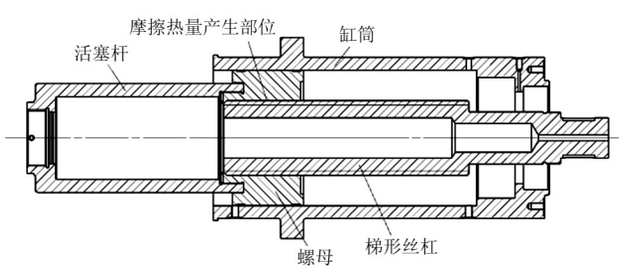


图8 梯形丝杠螺母副热分析简化模型(含外缸筒)

Fig. 8 Heat analysis simplified model of the trapezoidal screw nut assembly (including outer cylinder)

2.4 梯形丝杠螺母副实体模型的建立

梯形丝杠螺母副为三维结构，实际螺旋运动为三维运动，但若采用三维方式建立几何模型及有限元模型进行仿真，会导致计算量巨大、仿真时间较长。因此，需要寻找简化、等效的建模方法。

图7所示模型为轴对称结构，任一通过轴线的截面内的热效应是相同的。因此，可以将三维问题简化为二维问题，将三维螺旋运动简化为二维平面内的直线运动，显著降低了计算量。图9所示为梯形丝杠螺母副的二维简化模型。仿真时，梯形丝杠固定，螺母、活塞杆作为整体沿左右方向步进式移动，时间间隔为螺母旋转1周的时间。

同样，按上述方法建立与图8对应的简化模型，如图10所示。该模型中，各零件均固定，用于分析每一瞬时缸筒外表面温度与丝杠螺母副处温度之间的关系。

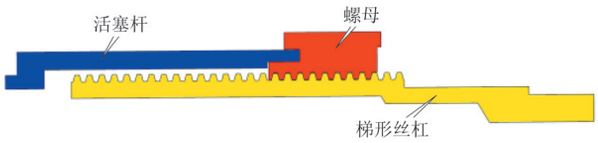


图9 梯形丝杠螺母副热分析二维简化模型

Fig. 9 2D simplified model for thermal analysis of the trapezoidal screw nut assembly

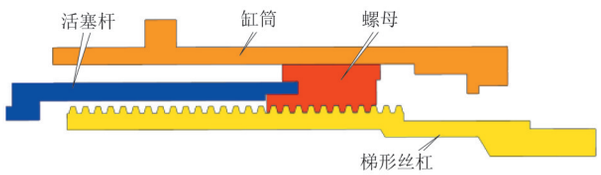


图10 梯形丝杠螺母副热分析二维简化模型(含外缸筒)

Fig. 10 2D simplified model for thermal analysis of the trapezoidal screw nut assembly (including outer cylinder)

2.5 梯形丝杠螺母副有限元模型的建立

本文采用Ansys Workbench软件中的Coupled Field Transient模块进行热力耦合仿真分析。

2.5.1 材料物理属性

在仿真中，选用工程应用中各部件的常用材料[11]。缸筒材料为27SiMn，梯形丝杠、活塞杆材料为合金钢42CrMo，螺母材料为铝青铜QAl10-4-4R。查相关资料后，对上述材料的相关物理属性进行总结，结果如表2所示。

表2 相关材料的物理属性

Tab. 2 Physical properties of relevant materials

	缸筒	梯形丝杠、活塞杆	螺母
材料	27SiMn	42CrMo	QAl10-4-4R
密度/(kg/m^3)	7 850	7 850	7 680
泊松比	0.3	0.3	0.3
导热系数/[W/(m·℃)]	42.7	42.7	56
比热容/[J/(kg·℃)]	460	460	420
弹性模量/GPa	206	206	121
线膨胀系数/(10^{-6}/℃)	11.9	11.7	16.2

2.5.2 有限元模型的建立

在Ansys Workbench软件(版本为2024 R2)中，使用Coupled Field Transient模块进行热力耦合仿真分析[12]。根据表2中的材料参数，在Engineering Data模块中建立材料模型，并导入Coupled Field Transient模块中使用。将图9所示的梯形丝杠螺母副二维模型导入Coupled Field Transient模块中，生成平面有限元模型，如图11所示。使用类似方法建立包含缸筒的瞬态热分析有限元模型，如图12所示。

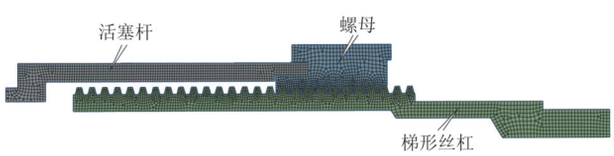


图11 梯形丝杠螺母副热分析有限元模型

Fig. 11 Finite element model for thermal analysis of the trapezoidal screw nut assembly

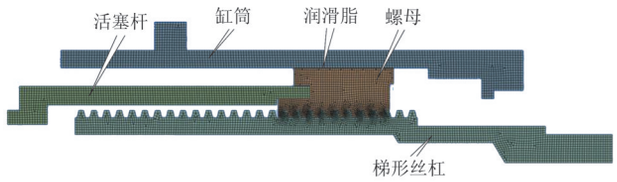


图12 梯形丝杠螺母副热分析有限元模型(含外缸筒)

Fig. 12 Finite element model for thermal analysis of the trapezoidal screw nut assembly (including outer cylinder)

2.6 热载荷的确定

2.6.1 活塞杆运动及力加载工况

活塞杆在梯形丝杠螺母副的驱动下，在展开长度750~1 000 mm(行程0~250 mm)的范围内往复运动，电动机转速为800 r/min，减速器减速比为35，梯形螺纹的螺距为16 mm，计算出丝杠螺母副的运动参数，结果如表3所示。活塞杆一伸一缩为1个工作循环。在1个工作循环中，当行程在0~200 mm时不加载，当行程在200~250 mm时加载，加载力为150 kN，加载循环负荷条件设置如表4所示。其中，电动机转速为正表示驱动活塞杆处于收回方向，电动机转速为负表示驱动活塞杆处于伸出方向。

表3 梯形丝杠螺母副几何、运动参数

Tab. 3 Geometric and motion parameters of the trapezoidal screw nut assembly

参数	值
梯形丝杠转速/(r/min)	22.86
梯形丝杠螺距/mm	16
旋转周期/s	2.625
活塞杆伸出速度/(mm/s)	6.1

表4 加载循环负荷条件设置

Tab. 4 Loading cycle load condition setting

展开长度范围/mm	转速/(r/min)	加载力/kN
750~950	−800	0
950~1 000	−800	150
1 000~950	800	150
950~750	800	0

2.6.2 热载荷计算

为获得梯形丝杠螺母副工作时的热载荷，将所需公式代入[正向驱动时，代入式(8)、式(10)；反向驱动时，代入式(17)、式(18)]，得到加载工况下的正、反向驱动发热功率，结果如表5所示。

表5 发热功率

Tab. 5 Heat generation power

加载力/kN	正向驱动发热功率/W		反向驱动发热功率/W	
150	丝杠螺母副	导向键	丝杠螺母副	导向键
	1 823.4	11.4	1 810.8	3.7

由表5可知，与丝杠螺母副相比，导向键发热功率较小。为简化仿真，后续不考虑导向键的发热。

丝杠螺母副理论发热面积为螺纹全面接触时的面积，利用建模软件的表面积测量功能得到丝杠螺母副的发热面积为0.032 3 m^2。在实际工程中，梯形螺纹牙型角不对称导致接触仅发生在侧面；同时，螺纹表面粗糙度为0.8 μm使微观接触面积仅为名义面积的50%~85%[13]。综合考虑工程试验中对螺纹实际接触面积的测算与机械设计中螺纹副接触系数的典型取值范围[14]，丝杠螺母副实际接触面积按理论面积的78%进行计算。由第1.3节的内容可知，因丝杠、螺母材料的密度、比热容、导热系数不同，两者吸收的摩擦热量不同，故根据分配比例，按式(21)进行计算，计算得γ=1.082。

由表5可得加载力为150 kN时的发热面总热流密度。根据总热流密度及分配系数γ，可计算出丝杠和螺母所分配的热流密度，结果如表6所示。

表6 热流密度分配表

Tab. 6 Heat flux density distribution table

正向驱动总热流密度/(W/m^2)		反向驱动总热流密度/(W/m^2)	
72 671.7		72 170.9	
丝杠分配量/(W/m^2)	螺母分配量/(W/m^2)	丝杠分配量/(W/m^2)	螺母分配量/(W/m^2)
34 898.7	37 772.9	34 658.2	37 512.7

2.7 载荷及边界条件的施加

在仿真中，对图11所示的有限元模型施加以下边界条件：对梯形丝杠、缸筒施加固定约束；对螺母和活塞杆施加位移驱动，使其沿轴线方向往复运动，其运动为步进方式，每步之间的距离间隔为1个螺距(16 mm)，时间间隔为丝杠旋转1周的时间(2.625 s)；将上节中计算得出的丝杠和螺母所分配的热流密度分别施加到各自的接触面。在丝杠与螺母之间、活塞杆与螺母之间设置接触，两接触面之间的传热系数由软件本身通过材料参数自动计算得出。梯形丝杠螺母副的温度较低，辐射导致的热量损失很小，因此，仿真时忽略辐射散热的影响。丝杠、螺母、活塞杆与空气、润滑脂接触的位置如图13所示。活塞杆轴向运动与空气接触的表面按自然对流换热处理；重载环境下，梯形丝杠转动线速度较慢，本工况下Grashof数约为8×10^5，Reynolds数约为270，根据两参数相对大小判据[15]，判断梯形丝杠转动时与空气之间的换热方式以自然对流为主。活塞杆与梯形丝杠都处于重载、低速工况，按保守估计，取自然对流换热系数为10 W/($m^2\cdot K$)[16]521~527；润滑脂的导热系数较低，在0.15~0.25 W/(m·K)。为简化仿真，并考虑润滑脂的影响，将丝杠、螺母与润滑脂的接触面的换热方式设置为对流换热，换热系数取30 W/($m^2\cdot K$)。

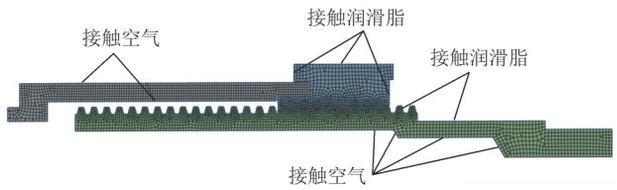


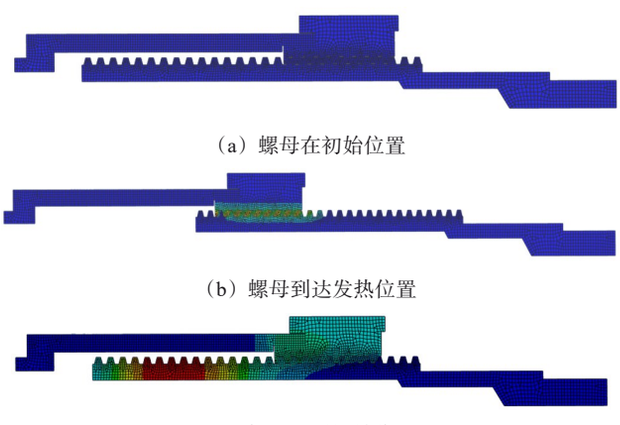
图13 丝杠螺母副边界条件

Fig. 13 Screw nut pair boundary condition

对图12所示的有限元模型，将各零件固定；根据表6，向丝杠螺母副施加热流密度；其他接触设置、散热参数设置均与图11所示有限元模型相同。

2.8 温升预测仿真

对图11所示的有限元模型施加规定的位移驱动、热流密度及对流散热、环境温度等边界条件后进行仿真。为与试验结果进行对比，位移驱动按与试验相同的方式施加，螺母运动7.5个循环，其中，一伸一缩为1个循环，半个循环表示该循环只伸出而不缩回。图14所示为螺母在1个循环中的运动发热情况。对图12所示的有限元模型进行瞬态热仿真，得出缸筒外表面与丝杠螺母副处的温度关系，结果如图15所示。



(a) 螺母在初始位置

(b) 螺母到达发热位置

(c) 螺母回到初始位置

图14 单个周期内螺母的运动及发热情况

Fig. 14 Motion and heat generationcase of the nut in single cycle

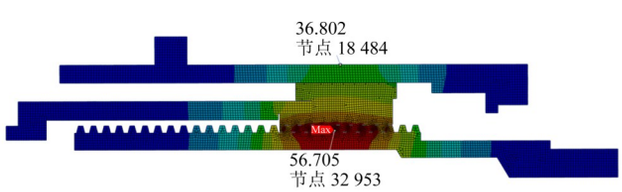


图15 瞬态热分析时外缸筒与丝杠螺母副处的温度关系

Fig. 15 Temperature relation between outer cylinder and screw-nut pair in transient thermal analysis

2.9 仿真结果

在仿真试验中共进行了7.5次加载循环，选择2个测温点进行温度测量，测温点位置如图16所示。其中，测温点1为丝杠测温点，位于梯形丝杠的左端面；测温点2为螺母测温点，位于螺母的左端面。在

循环3.5次和7.5次时，提取2个测温点处的温度，结果分别如图17、图18所示，温度仿真结果如表7所示，温度变化如表8所示。

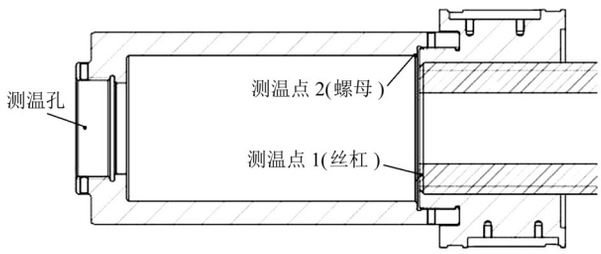


图16 温度测点位置示意图

Fig. 16 Schematic diagram of the position of temperature measurement points

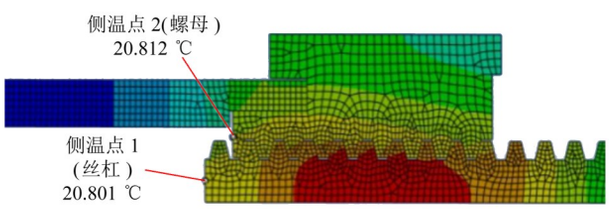


图17 循环3.5次后各测点的温度仿真结果

Fig. 17 Temperature simulation results at each measurement point after 3.5 cycles

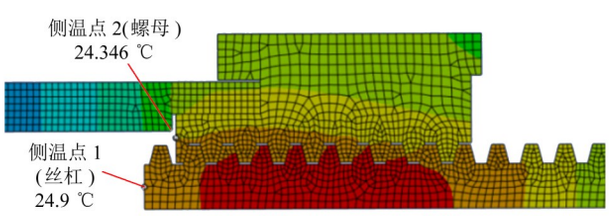


图18 循环7.5次后各测点的温度仿真结果

Fig. 18 Temperature simulation results at each measurement point after 7.5 cycles

表7 测温点温度仿真结果

Tab. 7 Temperature simulation results at measurement point

仿真工况	伸缩循环次数	测温点1温度仿真值/℃	测温点2温度仿真值/℃	环境温度仿真值/℃
150 kN	试验前	16.6	16.6	16.6
	3.5次	20.8	20.8	
	7.5次	24.9	24.3	

表8 测温点温度变化

Tab. 8 Temperature change at measurement point

	测温点1	测温点2
循环3.5次后相对初始值的温升/℃	4.2	4.2
循环7.5次后相对循环3.5次后的温升/℃	4.1	3.5
循环7.5次后相对初始值的温升/℃	8.3	7.7

根据循环后丝杠、螺母测点温度变化情况，可以总结出梯形丝杠副连续工作温升规律，表述如下。

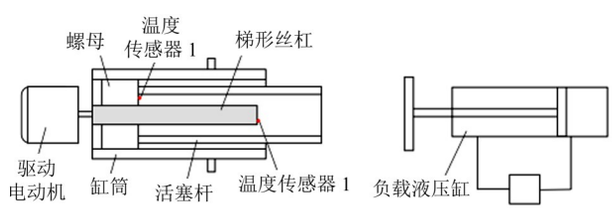
1）丝杠螺母副温度最高的部位是加载处。由于丝杠发热部位缺少冷却，此处温度最高。

2）测温点1和测温点2离发热部位较近，温升较高。对于测温点1，3.5、7.5次循环后相对初始温度的温升分别为4.2、8.3 ℃；对于测温点2，3.5、7.5次循环后相对初始温度的温升分别为4.2、7.7 ℃。

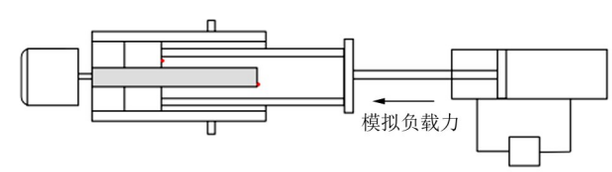
3）丝杠螺母副处的温度比缸筒外表面的温度高约20 ℃。

3 梯形丝杠螺母副温升试验及与仿真结果的对比分析

为验证梯形丝杠螺母副温升预测方法的准确性，使用液压缸对顶台架进行连续运动试验。通过对液压缸施加梯形丝杠副工作中的额定负载，模拟电动缸在实际使用工况下的往复运动。图19为试验台架示意图。



（a）试验台架示意图(未施加负载时)



（b）试验台架示意图(施加负载时)

图19 试验台架示意图

Fig. 19 Schematic diagram of the test bench

温度测量采用PT100-2W型数字温度传感器(1/3B级)。通过导热硅脂将传感器贴合于丝杠端面及螺母端面预加工的浅槽内，并用耐高温胶带固定。该传感器在0~50 ℃内的精度为±0.1 ℃，通过1-Wire协议与STM32主控通信，采样频率设为1 Hz，每次测量在电动缸停止运动后10 s内完成记录，以减少停转散热对温度读数的影响。环境温度由水银温度计(精度为0.1 ℃)同步记录。

被试电动缸及试验设备实物如图20所示。试验时，按表4所示的加载循环负荷条件进行循环加载(加载力为150 kN)，循环次数为7.5次。温度测量方案与仿真时相同，在循环3.5次、7.5次后，使用温度传感器测量图16中2个测温点的温度和环境温度。将各测点温度的测量数据和仿真数据进行对比，结果如表9所示；将各测点温度变化的测量数据和仿

真数据进行对比，结果如表10所示。

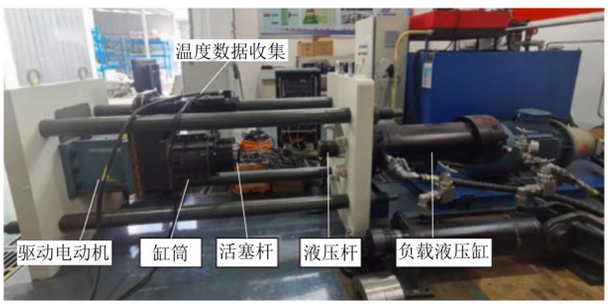


图20 被试电动缸及试验设备

Fig. 20 Test leg actuator and test equipment

表9 温度测量值与仿真值

Tab. 9 Measurement values and simulation values of temperature

试验工况	伸缩循环次数	测温点1温度/℃		测温点2温度/℃		环境温度/℃	
		试验	仿真	试验	仿真	试验	仿真
负载150 kN	试验前	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6
	3.5次	22.5	20.8	22.3	20.8		
	7.5次	25.3	24.9	25.8	24.3		

表10 温度变化测量值与仿真值

Tab. 10 Measurement values and simulation values of temperature change

	测温点1温度变化试验值/℃	测温点1温度变化仿真值/℃	测温点2温度变化试验值/℃	测温点2温度变化仿真值/℃
0~3.5次循环	5.9	4.2	5.7	4.2
3.5~7.5次循环	2.8	4.1	3.5	3.5
0~7.5次循环	8.7	8.3	9.2	7.7

由试验结果可知，测点1(丝杠)仿真值的相对误差为-4.6%，测点2(螺母)仿真值的相对误差为-16.3%。考虑到测量误差、仿真参数选取的影响，测量结果与仿真结果比较接近，验证了所提梯形丝杠螺母副发热仿真方法的正确性，说明其在考虑足够裕度的情况下能够有效指导梯形丝杠螺母副的工程使用。

4 梯形丝杠螺母副典型工况工作边界仿真分析

基于梯形丝杠螺母副温升试验仿真对比结果，以本文中的电动缸为例，根据其实际使用工况、可靠性试验工况和可能存在的持续加载工况，选择4种典型工况进行工作边界仿真分析。4种典型工况如下所述。

1）工况1：温度为常温(17 ℃)，梯形丝杠螺母副连续循环运行，在行程0~200 mm范围内不加载，在行程200~250 mm范围内加载大小为150 kN的额定载荷。

2）工况2：温度为常温(17 ℃)，梯形丝杠螺母副连续循环运行，在行程0~250 mm范围内全程加载大小为150 kN的额定载荷。

3）工况3：温度为高温(50 ℃)，梯形丝杠螺母副连续循环运行，在行程0~200 mm范围内不加载，在行程200~250 mm范围内加载大小为150 kN的额定载荷。

4）工况4：温度为高温(50 ℃)，梯形丝杠螺母副连续循环运行，在行程0~250 mm范围内全程加载大小为150 kN的额定载荷。

其中，工况1、工况2分别为常温环境下梯形丝杠螺母副在工程中的额定工况和可靠性试验时的工况；工况3、工况4为高温环境下可能存在的2种持续加载工况。

使用第2节所述的温升仿真方法分别对4种典型工况进行仿真。通过仿真得出最高温度曲线，通过计算得到最高温度达到80 ℃时的连续工作边界。各工况下的最高温度曲线分别如图21~图25所示，工作边界预测结果如表11所示。

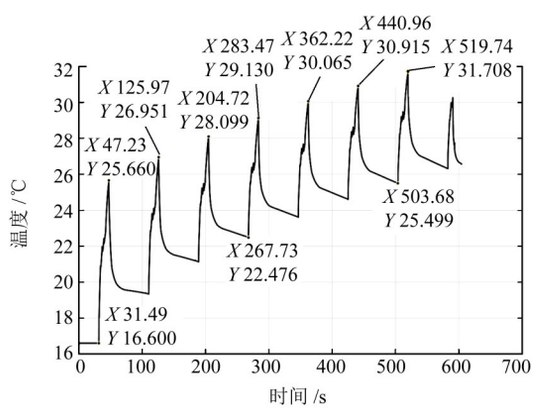


图21 循环7.5次过程中的最高温度-工况1

Fig. 21 Maximum temperature during 7.5 cycles-condition 1

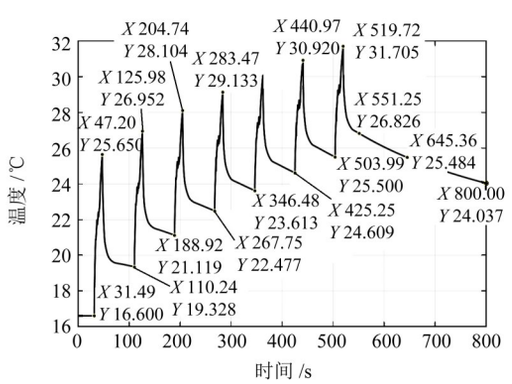


图22 循环7次过程中最高温度-工况1-延长冷却时间

Fig. 22 Maximum temperature during 7 cycles-condition 1-extended cooling time

由梯形丝杠螺母副连续工作温升仿真结果可知，丝杠工作的每次循环中均完整经历了升温与冷却阶段，连续工作时其最高温度仍线性提升。为保证仿真分析效率和工作边界计算预测结果的充足安全裕

度，对梯形丝杠副连续工作温升情况最严重的阶段（前7.5次循环）[16]527~536进行温升仿真，并基于此进行温升线性化预测分析。以工况1为例，在额定负载150 kN下，滚珠丝杠螺母副的单次循环时间为78.75 s。由图21可知，第7次循环中的最高温度为31.708 ℃，第1次循环中的最高温度为25.660 ℃，提升量为6.048 ℃，单次循环中最高温度值增加1.01 ℃。当环境温度为常温17 ℃时，以最高允许温度80 ℃为限制条件可计算出，允许连续工作的次数为55。以此类推，可以获得梯形丝杠螺母副电动缸在额定负载和各类工况下的工作边界。

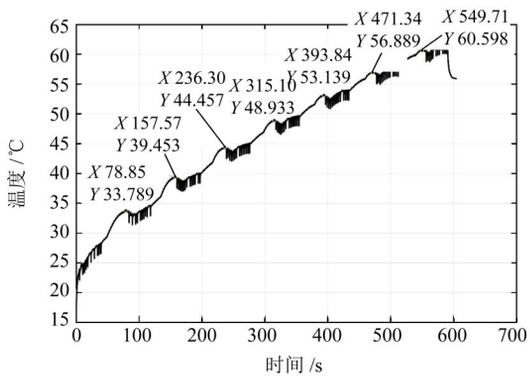


图23 循环7.5次过程中的最高温度-工况2

Fig. 23 Maximum temperature during 7.5 cycles-condition 2

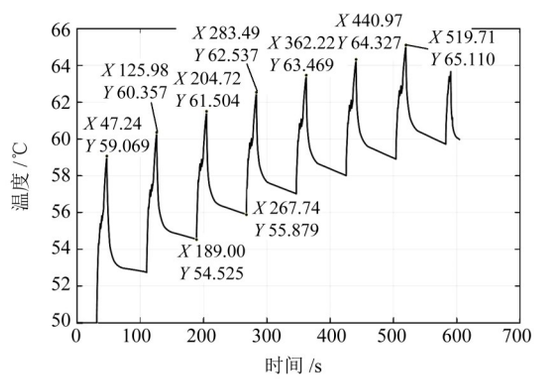


图24 循环7.5次过程中的最高温度-工况3

Fig. 24 Maximum temperature during 7.5 cycles-condition 3

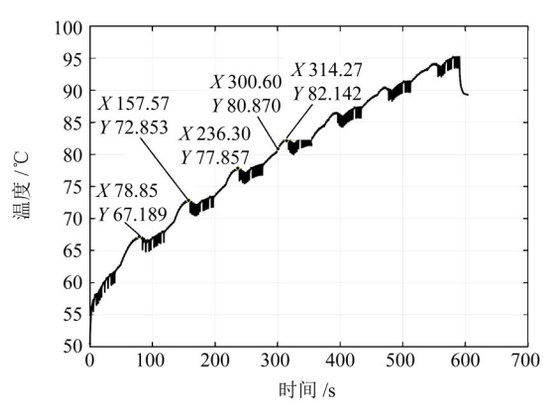


图25 循环7.5次过程中的最高温度-工况4

Fig. 25 Maximum temperature during 7.5 cycles-condition 4

表11 梯形丝杠螺母副典型工况下的工作边界预测

Tab. 11 Prediction of operating boundaries of the trapezoidal screw nut pair under typical conditions

工况类型	工况参数		工作边界/次
工况1	环境温度/℃	17	55
	载荷	0~200 mm行程内0 kN 200~250 mm行程内150 kN	
工况2	环境温度/℃	17	15
	载荷	0~250 mm行程内150 kN	
工况3	环境温度/℃	50	21
	载荷	0~200 mm行程内0 kN 200~250 mm行程内150 kN	
工况4	环境温度/℃	50	3
	载荷	0-250 mm行程内150 kN	

5 结论

针对电动缸梯形丝杠螺母副连续工作的温升问题，进行了热有限元仿真，并进行了试验验证。主要研究内容及成果如下：

1）搭建了梯形丝杠螺母副工作发热数学模型，进行了梯形丝杠螺母副与导向键的正向、反向驱动热功率计算。

2）通过试验确定了梯形丝杠螺母副的摩擦因数，获得梯形丝杠螺母副热流密度数学模型及分配计算方法。

3）搭建了梯形丝杠螺母副热机耦合仿真模型与瞬态热仿真模型，并进行了仿真分析。试验结果验证了仿真温升预测方法的准确性，为确定额定负载工况下的梯形丝杠电动缸工作次数提供了依据。

4）通过仿真获得梯形丝杠螺母副连续工作的循环温升情况，确定了额定负载和给定工况下梯形丝杠螺母副的连续工作边界，为实际工程中确定梯形丝杠螺母副的工作边界提供了参考方案。

参 考 文 献

[1] 王飞杰，朱玉虎，陈然，等. 精密梯形丝杠副传动技术研究[J]. 现代机械，2024(2)：22-26.
Wang Feijie，Zhu Yuhu，Chen Ran，et al. Transmission technology of precise trapezoidal lead screw pair[J]. Modern Machinery，2024(2)：22-26.

[2] Noorul Haq A，Karthikeyan K，Sivakumar K，et al. Particle swarm optimization（PSO）algorithm for optimal machining allocation of clutch assembly[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology，2006，27(9)：865-869.

[3] Lee C J，Tsuyuki G T. The thermal design evolution of the phoenix robotic arm[J]. SAE Technical Paper Series，2006，1：2006-1-2033.

[4] 唐术锋，赵伟朋，赵弘历，等. 极端大温差环境下梯形丝杠螺母定位误差分析与精度提升方法[J]. 机床与液压，2026，54(8)：48-54.

Tang Shufeng, Zhao Weipeng, Zhao Hongli, et al. Positioning error analysis and accuracy improvement methods for trapezoidal lead screw nuts in extreme temperature difference environments[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2026, 54(8): 48-54.

[5] 徐维, 邓攀, 夏占, 等. 举升电动缸用梯形丝杠副胶合现象分析[J]. 机电设备, 2023, 40(1): 1-3.
Xu Wei, Deng Pan, Xia Zhan, et al. Analysis of scuffing phenomenon of trapezoidal screw pairs for lifting electric actuator[J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2023, 40(1): 1-3.

[6] 王飞杰, 陈然, 刘来运, 等. 基于Pro/E和ANSYS Workbench的梯形丝杠副建模与有限元分析[J]. 煤矿机械, 2023, 44(1): 84-86.
Wang Feijie, Chen Ran, Liu Laiyun, et al. Modeling and finite element analysis of trapezoidal screw pair based on Pro/E and ANSYS workbench[J]. Coal Mine Machinery, 2023, 44(1): 84-86.

[7] 冯虎田, 祖莉, 徐子杰. 滚珠丝杠副传动效率影响因素试验研究[J]. 金属加工(冷加工), 2022(2): 7-10.
Feng Hutian, Zu Li, Xu Zijie. Experimental research on influencing factors of ball screw transmission efficiency[J]. MW Metal Cutting, 2022(2): 7-10.

[8] ISO 3408-3: 2006 Ball screws—Part 3: Acceptance conditions and acceptance tests[S].

[9] GB/T 17587.3—2017 滚珠丝杠副 第3部分: 验收条件和验收检验[S].
GB/T 17587.3—2017 Ball screws—Part 3: Acceptance conditions and acceptance tests[S].

[10] GB/T 17421.3—2009 机床检验通则 第3部分: 热效应的确定[S].
GB/T 17421.3—2009 Test code for machine tools—Part 3: Determination of thermal effects[S].

[11] 成大先. 机械设计手册[M]. 5版. 北京: 化学工业出版社, 2010: 275-277
Cheng Daxian. Mechanical design manual[M]. 5th ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2010: 275-277.

[12] 董香龙, 程寓, 何博侠, 等. 基于ANSYS的滚珠丝杠热平衡分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014(2): 49-51.
Dong Xianglong, Cheng Yu, He Boxia, et al. Thermal equilibrium analysis of ball screw based on ANSYS[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2014(2): 49-51.

[13] Greenwood J A, Williamson J B P. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A Mathematical and Physical Sciences, 1966, 295(1442): 300-319.

[14] 濮良贵. 机械设计[M]. 9版. 北京: 高等教育出版社, 2013: 83-96.
Pu Lianggui. Mechanical design[M]. 9th ed. Beijing: Higher Education Press, 2013: 83-96.

[15] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 252-257.
Yang Shiming, Tao Wenquan. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 252-257.

[16] Popiel C O. Free convection heat transfer from vertical slender cylinders: a review[J]. Heat Transfer Engineering, 2008, 29(6): 521-536.

Study on temperature rise prediction of trapezoidal screw nut assembly in continuous operation of electric cylinder

Sheng Bowen Chen Qi Lü Mingliang

(Beijing Institute of Space Launch Technology, Beijing 100076, China)

Abstract: [Objective] The trapezoidal screw pair has low mechanical efficiency and generates considerable frictional heat during operation. Under continuous, high-speed and heavy-load conditions, local overheating may lead to aggravated wear and seizure of the nut pair. Therefore, the influencing factors of heat generation for the trapezoidal screw-nut pair are analyzed, and a simulation method for its temperature rise characteristics was proposed. [Methods] Firstly, the mathematical heat generation models of the trapezoidal screw-nut pair and guide key were established to determine the heat generation power and heat flux distribution. Secondly, a thermal finite element model of the trapezoidal screw-nut pair was built for the simulation prediction of temperature rise. Finally, continuous-motion temperature rise tests of the trapezoidal screw pair were carried out on an opposed test rig, and the test results were compared with the simulation predictions. [Results] The test results verify the accuracy of the simulation predictions, and the operating boundary of the trapezoidal screw pair under the given working conditions is clarified.

Key words: Trapezoidal screw nut assembly; Thermal load; Heat transfer model; Finite element simulation; Temperature rise test

(编辑: 刘星泽)