

# 高频高载工况下滚珠丝杠副温升特性分析

张家诚<sup>1</sup>,范元勋<sup>1</sup>,张训国<sup>2</sup>,许鹿辉<sup>1</sup>,张阳<sup>1</sup>,鞠斌<sup>1</sup>,杨泽宇<sup>1</sup>

(1. 南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094;

2. 上海航天动力技术研究所,上海 201109)

**摘要:**针对航空航天环境下滚珠丝杠副经常工作于高频、高载工况中,存在摩擦温升过高导致润滑脂性能退化及热变形等问题,建立摩擦温升模型。讨论热变形对滚珠丝杠副结构参数的影响;结合热变形并引入惯性载荷,求解滚珠丝杠副发热量与对流换热系数;对稳态温度理论值进行求解;采用 Workbench 进行了温度仿真,得到不同频率、振幅与载荷条件下的滚珠丝杠副的稳态温度云图。理论计算结果表明:振幅对温升的影响最为显著,载荷对温升的影响大于频率对温升的影响。

**关键词:**滚珠丝杠副;热变形;惯性载荷;温度仿真

**中图分类号:**TH133 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)02-0027-04

## Analysis of Temperature Rise Characteristics of Ball Screw under High-frequency and High-load Operating Condition

ZHANG Jiacheng<sup>1</sup>, FAN Yuanxun<sup>1</sup>, ZHANG Xunguo<sup>2</sup>, XU Luhui<sup>1</sup>, ZHANG Yang<sup>1</sup>, JU Bin<sup>1</sup>, YANG Zeyu<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;

2. Shanghai Space Propulsion Technology Research Institute, Shanghai 201109, China)

**Abstract:** In order to solve the problems of grease performance degradation and thermal deformation caused by excessive friction temperature rise due to the fact that ball screw side often works in high frequency high load conditions in aerospace environment, the friction temperature rise model is established. The influence of thermal deformation on the parameters of ball screw substructure is discussed. By combination of the thermal deformation and with the introduction of inertial load, the co-heating and convection heat exchange coefficient of the ball screw are solved, and the theoretical value of steady state temperature is solved. By Workbench, the temperature simulation is carried out to obtain the steady-state temperature cloud diagram of the ball screw side under different frequency, amplitude and load conditions. The theoretical calculation results show that the amplitude has the most significant effect on temperature rise, and the effect of load on temperature rise is greater than that of frequency on temperature.

**Keywords:** ball screw; thermal deformation; inertial load; temperature simulation

## 0 引言

滚珠丝杠作为常用的将旋转运动变为直线运动的构件,在高端机床与航空航天器中均得到了广泛地应用,是高精度智能加工设备中的关键部件,也是电动、电液伺服加载设备中的关键传动部件<sup>[1]</sup>。滚珠丝杠副在高频、高载工况下工作时,其较大的摩擦力矩会使滚珠丝杠副产生较大的摩擦热效应,使滚珠丝杠副产生不能被忽视的热变形<sup>[2]</sup>。温升不仅会造成金属材料发生轴向伸长<sup>[3]</sup>,同时也会造成径向伸长,且径向和轴向具有不同的热膨胀系数<sup>[4]</sup>,对导程精度造成不良影响,同时对滚珠丝杠副结构参数,包括滚珠直径、公称直径、导程等均造成影响。

航空航天工况中存在高频工作条件,高频会使得滚珠丝杠副本身产生惯性载荷,同时滚珠丝杠副所带动的外载

也会产生惯性载荷<sup>[5]</sup>,其对滚珠丝杠副的接触特性也会产生影响。

目前,国内外学者们对滚珠丝杠副的稳态温度及热变形均进行了求解。刘宝俊等仅考虑了 500 r/min 时的温升,徐阳等仅考虑了 60 m/min 时的温升,而未考虑其他工况<sup>[6-7]</sup>;秦泽云、陈婉等考虑到了不同转速对温升的影响<sup>[8-9]</sup>;LIU J L 等对粗糙表面的发热及对流换热进行了优化分析<sup>[10]</sup>;XU Z Z 等考虑到了温度分布不均匀并引入影响因子进行调控<sup>[11]</sup>,但热变形对滚珠结构参数的影响及惯性载荷均未被考虑,与高频高载的航空航天实际工况存在差距。本文引入热变形对滚珠丝杠副结构参数的影响,对不同频率、振幅与载荷下滚珠丝杠副的稳态温度理论值进行求解,并采用 Workbench 进行仿真分析,以得到更贴合实际的滚珠丝杠副温度分布,指导滚珠丝杠副的工况选择与润滑条件选择。

**基金项目:**航天一院高校联合创新基金项目(CALT201512)

**第一作者简介:**张家诚(1997—),男,湖北随州人,硕士研究生,研究方向为现代机械传动技术与应用。

# 1 热变形对滚珠丝杠副结构参数的影响

## 1.1 滚珠丝杠副的相关参数

本文所研究的某型滚珠丝杠副如图 1 所示,其螺母总长度为 51 mm,丝杠总长为 179 mm,公称直径为 16 mm,导程为 6 mm,初始接触角为 45°,采用双圆弧滚道,滚道曲率比为 1.07,滚珠直径为 3.5 mm,采用增大滚珠直径的方式进行预紧,内循环。滚珠材料为 GCr15,其余部件材料为 9Cr18。GCr15 密度为  $7.75 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$ ,弹性模量为  $2.07 \times 10^5 \text{ MPa}$ ,泊松比为 0.3,初始屈服应力为 1 617 MPa。9Cr18 密度为  $7.83 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$ ,弹性模量为  $2.19 \times 10^5 \text{ MPa}$ ,泊松比为 0.3,初始屈服应力为 1 152 MPa。

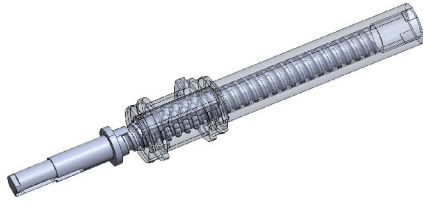


图 1 某型矩阵式内循环滚珠丝杠副模型

## 1.2 滚珠丝杠副热变形及其对结构参数的影响

为简化计算将丝杠视为实心圆柱体,丝杠轴向热伸长量为

$$\Delta L = \alpha_z L \Delta T \quad (1)$$

式中: $\alpha_z$ 为材料的轴向热膨胀系数; $L$ 为材料的长度; $\Delta T$ 为温升。

丝杠径向热伸长量为

$$\Delta L' = \alpha_n d_0 \Delta T \quad (2)$$

式中: $\alpha_n$ 为材料的径向热膨胀系数; $d_0$ 为丝杠副的公称直径。

则在引入热变形后,滚珠丝杠副的公称直径  $d_{0h}$  为

$$d_{0h} = d_0 + \alpha_n d_0 \Delta T \quad (3)$$

引入热变形后滚珠丝杠副的导程  $P_h$  可表示为

$$P_h = P_n + \alpha_z P_n \Delta T \quad (4)$$

引入热变形后的滚珠直径  $d_h$  可表示为

$$d_h = d_b + \alpha_b d_b \Delta T \quad (5)$$

式中  $\alpha_b$  为 GCr15 的线性热膨胀系数。

## 2 滚珠丝杠副发热量的求解

基于温升的主要来源为摩擦热效应,从试验台结构中可以观察到,电机、轴承、螺母、磁粉制动器部位的摩擦热效应最为显著。忽略螺栓孔及间隙的微量摩擦所产生的热效应,仅将上述各部位作为热源进行发热量求解。

滚珠丝杠副在轴向上长度较长,主要由两端的支承与螺母处发生相对运动。通过大量研究发现,滚珠丝杠副的主要热源为两端的轴承及螺母与丝杠接触处<sup>[2]</sup>。

滚动轴承的发热量由其摩擦力矩产生,其发热量  $Q_1$  的表达式为<sup>[12]</sup>

$$Q_1 = 1.047 \times 10^{-4} n M \quad (6)$$

式中: $n$ 为丝杠转速; $M$ 为摩擦力矩。此时  $M$  可表示为

$$M = M_1 + M_2 \quad (7)$$

式中: $M_1$ 为轴承类型、转速及润滑所决定的摩擦力矩; $M_2$ 为轴承所受载荷决定的摩擦力矩。 $M_1$ 可由下式计算<sup>[13]</sup>:

当  $n \geq 2000 \text{ r/min}$  时:

$$M_1 = 10^{-7} f_1 (v, n)^{2/3} D_m^3 \quad (8)$$

当  $n < 2000 \text{ r/min}$  时:

$$M_1 = 160 \times 10^{-7} f_1 D_m^3 \quad (9)$$

式中: $D_m$ 为轴承的平均直径; $f_1$ 为与轴承类型及润滑方式有关的摩擦系数; $v$ 为在工作温度下润滑剂的运动黏度。 $M_2$ 可由下式计算:

$$M_2 = f_2 P_1 D_m \quad (10)$$

式中: $f_2$ 为与轴承载荷有关的摩擦系数; $P_1$ 为轴承所受载荷。

丝杠螺母部位的发热量可由摩擦力做功得到,其发热量  $Q_2$  为

$$Q_2 = 0.12 \pi n M_3 \quad (11)$$

式中: $Q_2$ 为单位时间内丝杠螺母部位的发热量; $n$ 为丝杠转速; $M_3$ 为滚珠丝杠副的摩擦力矩<sup>[14]</sup>。滚珠丝杠副的摩擦力矩可描述为

$$M_3 = \frac{F_a P_h}{2 \pi \eta} (1 - \eta^2) \quad (12)$$

式中: $\eta$ 为滚珠丝杠副的效率。滚珠丝杠副在高频、高载工况中工作时,不仅受到外载的影响,其自身的惯性载荷亦不可被忽略,此时滚珠丝杠副所受到的总载荷  $F_a$  可表示为

$$F_a = F + m a_0 \quad (13)$$

式中: $F$ 为外载; $m$ 为螺母与负载的质量和; $a_0$ 为螺母的加速度。在高频、高载正弦工况下, $a_0$ 的大小可表示为

$$a_0 = 4 \pi^2 A f^2 \sin(2 \pi f t) \quad (14)$$

式中: $A$ 为振幅; $f$ 为频率; $t$ 为工作时间,相位为 0。

## 3 滚珠丝杠副对流换热系数的求解

在滚珠丝杠副运动过程中,螺母工作部位,滚珠与滚道摩擦所产生的热量,通过滚道表面,传递给滚珠内部、螺母内部及在工作状态下的丝杠内部。螺母内部接收到的热量一部分通过热对流传递给空气,另一部分通过热传导传递给工作台,丝杠内部接收到的热量通过其与空气接触表面的空气间热对流传递给空气。整个过程随着发热量与散热量的平衡达到稳定,形成滚珠丝杠副稳态温度。

由努谢尔特准则,丝杠与空气的对流换热散热的对流换热系数  $h$  为<sup>[9]</sup>

$$h = \frac{N_u \lambda}{L} \quad (15)$$

式中: $N_u$ 为努谢尔特数; $L$ 为特征尺寸, $\lambda$ 为流体热传导系数。而旋转丝杠的努谢尔特准则方程为

$$N_u = 0.133 R_e^{2/3} P_r^{1/3} \quad (16)$$

$$R_e = \frac{\omega \times d_0^2}{\nu_{\text{kongqi}}} \quad (17)$$

式中: $R_e$ 为空气的雷诺系数; $P_r$ 为普朗特数; $\omega$ 为丝杠角速度; $d_0$ 为丝杠的公称直径; $\nu_{kongqi}$ 为丝杠与空气间的运动黏滞系数。

对于工作台等直线往复运动构件的表面,将空气简化为层流,Nusselt 数可表示为<sup>[15]</sup>

$$N_u = 0.664 \times R_e^{1/2} \times P_r^{1/3} \quad (18)$$

此时的雷诺系数  $R_e$  为

$$R_e = \frac{vL\rho}{\mu} \quad (19)$$

式中: $v$ 为流体流动速度,即为空气与工作台的相对速度,当将空气视为静止时,该速度即为工作台的速度; $\mu$ 为绝对黏度; $\rho$ 为空气密度,空气密度

$$\rho = 0.00125e^{-0.0001z} \quad (20)$$

式中  $z$  为海拔高度。

### 4 高频高载工况下滚珠丝杠副的温度

滚珠丝杠副的发热主要集中于螺母部位,轴承部位的发热主要集中在丝杠的两端,温升可表示为<sup>[16]</sup>

$$T = A \cdot e^{Bt} + C \quad (21)$$

式中: $t$ 为时间;而  $A$ 、 $B$ 、 $C$  可分别表示为:

$$\begin{cases} A = -\frac{H_1}{H_2} \\ B = -\frac{H_2}{H_3} \\ C = \frac{H_1 + T_A \cdot H_2}{H_2} \end{cases} \quad (22)$$

式中  $H_1$  为滚珠丝杠副发热系数,可表示为

$$H_1 = Q_2 \cdot f_0 \cdot \nu_f / 60 \quad (23)$$

式中: $\nu_f$ 为滚珠丝杠副润滑脂的运动黏度。

$H_2$ 为滚珠丝杠副传热系数,可表示为

$$H_2 = N_u \cdot k_f \cdot A_f / d \quad (24)$$

式中: $k_f$ 为空气导热系数; $A_f$ 为滚珠丝杠副的散热面积; $d$ 为对流换热表面的直径。

$H_3$ 为滚珠丝杠吸收的热量,其可表示为

$$H_3 = M_{screw} \cdot C_{steel} \quad (25)$$

式中: $M_{screw}$ 为丝杠的质量; $C_{steel}$ 为钢的比热容,约  $450 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ; $T_A$ 为初始温度。

滚珠丝杠副稳态温度的理论计算值如表 1 所示。

表 1 稳态温度理论值

频率/Hz	振幅/mm	载荷/kN	稳态温度/ $^\circ\text{C}$
6	0.5	5	66.127 8
6	0.5	10	102.232 3
6	2.0	5	96.293 9
6	2.0	10	153.606 3
10	0.5	5	77.490 1
10	0.5	10	120.296 8
10	2.0	5	147.835 9
10	2.0	10	235.921 0

### 5 基于 Workbench 的温度仿真分析

选择 Workbench 的瞬态热仿真模块 Transient Thermal 对滚珠丝杠副进行温度仿真分析。由于螺母部位的发热产生在滚珠与滚道的接触表面,滚动轴承的发热也产生在滚珠与滚道的接触表面,因此分别在丝杠副滚珠与滚道的接触表面和滚动轴承滚珠与滚道的接触表面设置单位面积发热量。由于轴承安装于轴承座中,并未与空气直接接触,而螺母表面与丝杠滚道面均与空气直接接触,因此在丝杠滚道、螺母与空气的接触面处设置单位面积对流换热热量。仿真时间为  $1000 \text{ s}$ ,到达  $1000 \text{ s}$  时,各工况下滚珠丝杠副温度均达到稳态温度,不再发生改变。不同频率、振幅及载荷下的某型滚珠丝杠副温度仿真结果如图 2-图 9 所示。

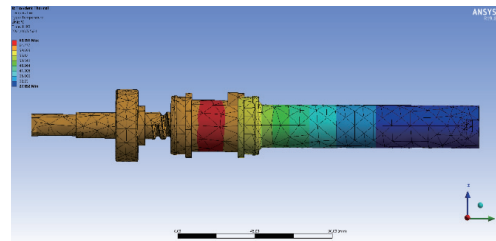


图 2 6 Hz、0.5 mm、5 000 N

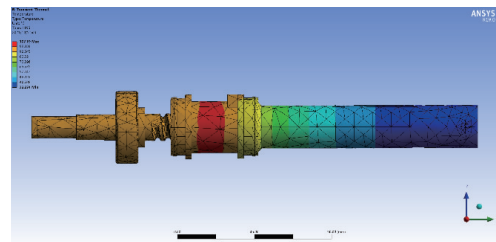


图 3 6 Hz、0.5 mm、10 000 N

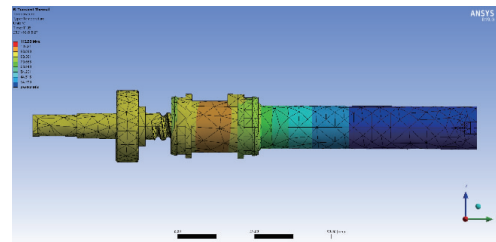


图 4 6 Hz、2 mm、5 000 N

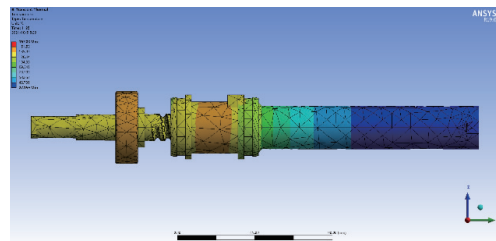


图 5 6 Hz、2 mm、10 000 N

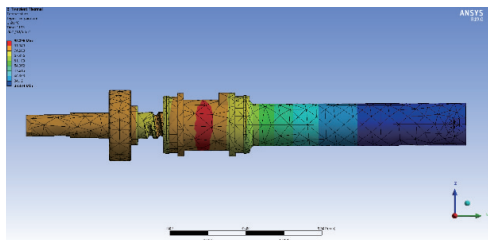


图6 10 Hz、0.5 mm、5 000 N

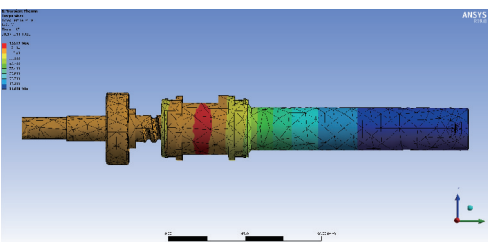


图7 10 Hz、0.5 mm、10 000 N

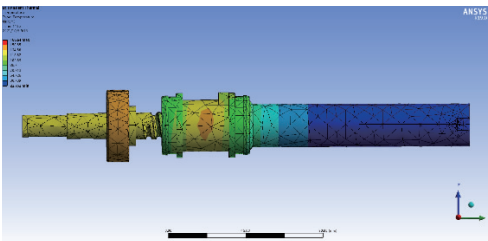


图8 10 Hz、2 mm、5 000 N

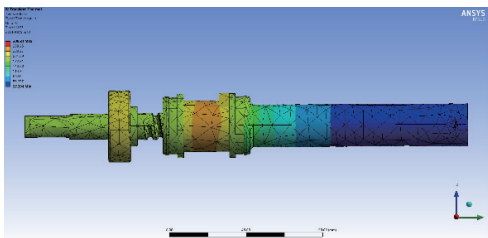


图9 10 Hz、2 mm、10 000 N

仿真结果中,各工况条件下的最大温度如表2所示。

表2 稳态温度仿真值

频率/Hz	振幅/mm	载荷/kN	稳态温度/℃
6	0.5	5	68.855
6	0.5	10	107.190
6	2.0	5	112.530
6	2.0	10	167.080
10	0.5	5	88.096
10	0.5	10	133.190
10	2.0	5	166.640
10	2.0	10	288.240

由仿真结果可知,仿真所得滚珠丝杠副的最高温度均高于理论计算温度,其原因主要在于理论计算时,将滚珠丝杠副整体的放热量与散热量综合考虑,未考虑热源及对流换热表面在滚珠丝杠副上的分布。

仿真结果表明,滚珠丝杠副频率由6 Hz上升至10 Hz时,稳态温度平均上升43.2%;振幅由0.5 mm上升至2 mm时,稳态温度平均上升81.22%;载荷由5 kN上升至10 kN时,稳态温度平均上升57.08%。

## 6 结语

针对高频高载工况下滚珠丝杠副运动过程中存在较大的惯性载荷与摩擦温升所导致的热变形问题,对传统的滚珠丝杠副接触特性模型进行了改进,对接触角、接触点正压力与温度的关系进行了理论求解,并采用Workbench对滚珠丝杠副进行了温升仿真,得到了高频高载工况下滚珠丝杠副的稳态温度云图。研究结论如下所述。

1) 相同载荷下,振幅改变对温升变化的影响远大于频率,采用小振幅的工作条件可有效减小稳态温度。

2) 将载荷控制在合适范围内,同时减小振幅,可以减小惯性力,以进一步减小稳态温度。

3) 滚珠丝杠副的温升主要集中于滚珠与滚道接触的区域,10 Hz、2 mm、10 kN的工况,稳态温度达到288℃,已经接近润滑脂滴点,接近极限工况,在设计滚珠丝杠副工况时,应避免在极限工况附近长时间工作。

在下一阶段,本研究将于滚珠丝杠副高频、高载工况试验台搭建完成后进行实际试验,进一步验证惯性载荷及热变形对滚珠丝杠副温升的实际影响,并展开润滑脂性能退化后滚珠丝杠副动态特性的研究。

### 参考文献:

- [1] 聂迎新,邢俊岩,王成举. 滚珠丝杠进给系统设计关键技术研究[J]. 世界制造技术与装备市场,2020(1):76-79.
- [2] 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.
- [3] 孙志平,祖莉,张伟,等. 滚珠丝杠副热伸长测量系统设计[J]. 机械制造与自动化,2016,45(2):28-30.
- [4] 罗哉,陆艺,郭斌,等. 圆柱轴类零件径向与轴向热变形异常现象研究[J]. 中国机械工程,2012,23(12):1479-1481.
- [5] 刘明辉. 伺服机构用滚珠丝杠副动力学分析及运动失效机理研究[D]. 南京:南京理工大学,2020.
- [6] 刘宝俊,梁睿君,叶文华,等. 龙门加工中心滚珠丝杠传动系统热特性研究[J]. 制造技术与机床,2013(11):79-83.
- [7] 徐阳阳,祖莉,汪远远,等. 滚珠丝杠副热变形模型理论分析及其对定位精度影响的试验研究[J]. 组合机床与自动化加工技术,2018(1):1-3,7.
- [8] 秦泽云. 基于碳纤维复合材料的滚珠丝杠副热变形自适应抑制方法研究[D]. 北京:北京工业大学,2019.
- [9] 陈婉,王科社,宋杰,等. 高性能滚珠丝杠副有限元热分析[J]. 新型工业化,2016,6(11):58-63.
- [10] LIU J L, MA C, WANG S L, 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.

(下转第54页)

## 2.2 滚珠丝杠螺母副选型计算

1) 确定滚珠丝杠动载荷  $C'_a$

确定丝杠导程,其中,工作台最大速度  $n_{\text{spmax}}$  为 1 000 r/min,丝杠最大转速  $V_{\text{tmax}}$  为 10 200 mm/min,则计算丝杠导程为

$$P_h \leq \frac{V_{\text{tmax}}}{n_{\text{spmax}}} = 10.2 \text{ (mm)} \quad (5)$$

故选择导程为 10 mm。

确定当量载荷,其中轴向载荷由式(1)~式(4)计算得出, $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_3$ 、 $t_4$ 分别为加速阶段、匀速阶段、减速阶段和停止阶段丝杠所受轴向载荷时间占比,分别为 3/35、9/35、3/35 和 4/7,则

$$F_m = \frac{F_1 t_1 + F_2 t_2 + F_3 t_3 + F_4 t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4} = 210.9 \text{ (N)} \quad (6)$$

确定当量转速,其中,滚珠丝杠工作台的匀速阶段为  $0.04 \text{ m/s}^2$ , $n_1$ 、 $n_2$ 、 $n_3$ 、 $n_4$ 分别为加速阶段、匀速阶段、减速阶段和停止阶段丝杠的平均转速,通过计算分别为 120 r/min、240 r/min、120 r/min 和 0,则

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + n_3 t_3 + n_4 t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4} = 82 \text{ (r/min)} \quad (7)$$

取滚珠丝杠寿命  $L_h$  为 20 000 h,载荷系数  $f_w$  为 2,由式(6)和式(7)可以算出该滚珠丝杠的动载荷为

$$C'_a = \sqrt[3]{60 n_m L_h} \frac{F_m f_w}{100} = 1 947 \text{ (N)} \quad (8)$$

2) 确定静载荷,其中静态安全系数  $f_d$  取为 1,最大轴向力  $F_{\text{max}}$  近似取为  $F_1$ ,则

$$C'_{\text{oa}} = f_d F_{\text{max}} = 1 042.5 \text{ (N)} \quad (9)$$

3) 根据轴向压力选取丝杠直径,其中轴向压力  $F_a$  为 1 042.5 N, $m$  为临界载荷系数取为 15.1,则

$$d_{\text{sp}} = \sqrt[4]{\frac{F_a L^2}{m \times 10^4}} = 13.5 \text{ (mm)} \quad (10)$$

4) 转速限制,其中  $n_{\text{max}}$  为丝杠最大转速; $A$  通常取 50 000~70 000,本文取为 60 000; $L$  为丝杠跨距取为 2 169 mm,则

$$d'_{\text{sp}} \leq \frac{A}{n_{\text{max}}} = 60 \text{ (mm)} \quad (11)$$

$$d''_{\text{sp}} = \frac{n_c L^2}{f \times 10^7} \geq \frac{n_{\text{max}} L^2}{f \times 10^7} = 32 \text{ (mm)} \quad (12)$$

5) 选择丝杠直径,由上面计算结果得  $C'_a \geq 1 947 \text{ N}$ ,  $C'_{\text{oa}} \geq 1 042.5 \text{ N}$ ,  $d_{\text{sp}} \geq 13.5 \text{ mm}$ ,  $d'_{\text{sp}} \leq 60 \text{ mm}$ ,  $d''_{\text{sp}} \geq 32 \text{ mm}$ ,则可选择丝杠直径为 40 mm。

## 3 结语

为早日实现钢针矩阵排布自动化,提高钢针矩阵排布的效率,促进碳纤维复合材料的发展,根据生产实际要求,本文对钢针矩阵自动排布装置机械结构部分进行了分析设计,并对滚珠丝杠进行了设计校核。该装置不仅能实现自动出针、取针和推针功能,而且结构简单,传动精度高,对钢针矩阵自动化排布装置的开发应用具有一定的参考价值。

### 参考文献:

- [1] 邓文波,习小斌,冯万喜. 复合材料主要应用领域现状与发展趋势[J]. 黑龙江科技信息,2017(7):84.
- [2] 王一博,刘振国,胡龙,等. 三维编织复合材料研究现状及在航空航天中应用[J]. 航空制造技术,2017,60(19):78-85.
- [3] 朱建勋. 整体穿刺工艺碳布运动力学行为解析[C]//第十六届全国复合材料学术年会(NCCM-16).长沙:中国复合材料学会,2010:570-574.
- [4] 刘新颖,金守峰. 方形商标自动钉缝装置的结构设计与力学分析[J]. 机械制造与自动化,2021,50(4):17-19.
- [5] 王爱玲. 现代数控机床[M]. 2版.北京:国防工业出版社,2009.

收稿日期:2021-10-25

(上接第30页)

- [11] XU Z Z, LIU X J, KIM H K, et al. Thermal error forecast and performance evaluation for an air-cooling ball screw system[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2011, 51(7/8):605-611.
- [12] 张国. 滚珠丝杠副热变形问题研究与对策[J]. 现代制造技术与装备,2019(11):41-43.
- [13] 何震. 机床滚珠丝杠系统热特性分析及其热变形补偿[D]. 成都:西南交通大学,2009.

- [14] 钟名东. 高速高精数控车床滚珠丝杠进给系统热态特性研究[D]. 南昌:华东交通大学,2011.
- [15] 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):2486-2490,2496.
- [16] 郑卉,钱宏亮,金晓飞,等. 钢构件对流换热系数计算方法综述[C]. 第十五届空间结构学术会议论文集.上海:中国土木工程学会桥梁及结构工程分会空间结构委员会,2014.

收稿日期:2021-10-13