

## 数控机床主轴-立柱系统热态特性分析与测试

邓小雷, 戴温克, 周翎飞, 周宜博, 傅建中

引用本文:

邓小雷, 戴温克, 周翎飞, 等. 数控机床主轴-立柱系统热态特性分析与测试[J]. *光学精密工程*, 2020, 28(3): 601-609.

DENG Xiao-lei, DAI Wen-ke, ZHOU Ling-fei, et al. Thermal characteristics analysis and test of spindle-column system for CNC machine tool[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2020, 28(3): 601-609.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.3788/OPE.20202803.0601>

## 您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

### 基于球杆仪检测五轴数控机床主轴的热误差

Thermal error measurement of spindle for 5-axis CNC machine tool based on ball bar  
*光学精密工程*. 2015, 23(5): 1401-1408 <https://doi.org/10.3788/OPE.20152305.1401>

### 机床主轴热设计研究综述

Review on thermal design of machine tool spindles  
*光学精密工程*. 2018, 26(6): 1415-1429 <https://doi.org/10.3788/OPE.20182606.1415>

### 数控机床热误差补偿最佳转速选择

Selection of optimum spindle speed to thermal error compensation of machine tools  
*光学精密工程*. 2015, 23(11): 3176-3182 <https://doi.org/10.3788/OPE.20152311.3176>

### 广义径向基函数神经网络在热误差建模中的应用

Application of generalized radial basis function neural network to thermal error modeling  
*光学精密工程*. 2015, 23(6): 1705-1713 <https://doi.org/10.3788/OPE.20152306.1705>

### 精密数控车床主轴热误差建模

Thermal error modeling for spindle system of precision CNC lathe  
*光学精密工程*. 2016, 24(7): 1731-1742 <https://doi.org/10.3788/OPE.20162407.1731>

文章编号 1004-924X(2020)03-0601-09

# 数控机床主轴-立柱系统热态特性分析与测试

邓小雷<sup>1,2,3</sup>, 戴温克<sup>1</sup>, 周翎飞<sup>1</sup>, 周宜博<sup>1</sup>, 傅建中<sup>2\*</sup>

- (1. 衢州学院 浙江省空气动力装备技术重点实验室, 浙江 衢州 324000;
2. 浙江大学 浙江省三维打印工艺与装备重点实验室, 浙江 杭州 310027;
3. 浙江永力达数控科技股份有限公司, 浙江 衢州 324000)

**摘要:**针对数控机床主轴-立柱系统因受热变形而影响机床加工精度的问题,本文基于能量守恒定律建立了主轴-立柱系统耦合分析模型来获取其热态特性。该模型综合考虑了热源计算、传热系数计算、结构约束以及散热面放置情况等因素,并采用风速法来获取主轴与空气间的传热系数。为了验证主轴-立柱系统耦合分析模型的有效性,本文设计并搭建了数控机床热态特性试验平台,以具体数控机床为研究对象获得了其主轴-立柱系统的温度场分布、热变形以及热平衡时间等热态特性。试验结果表明:各测点数据中温度的最长绝对误差和最大相对误差分别为 0.71 °C, 2.94%, 出现在主轴体的测点处,热变形的绝对误差和相对误差分别为 1.49 μm, 8.71%, 采用风速法建立的主轴-立柱系统耦合分析模型所获得的热态特性与试验获得的结果基本一致。本文的研究成果为数控机床减少热误差,提高精度保持性提供了参考。

**关键词:**数控机床; 主轴-立柱系统; 风速法; 耦合分析; 热态特性; 精度保持性

**中图分类号:** TH161 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20202803.0601

## Thermal characteristics analysis and test of spindle-column system for CNC machine tool

DENG Xiao-lei<sup>1,2,3</sup>, DAI Wen-ke<sup>1</sup>, ZHOU Ling-fei<sup>1</sup>, ZHOU Yi-bo<sup>1</sup>, FU Jian-zhong<sup>2\*</sup>

- (1. Key Laboratory of Air-driven Equipment Technology of Zhejiang Province, Quzhou University, Quzhou 324000, China;
  2. Key Laboratory of 3D Printing Process and Equipment of Zhejiang Province, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;
  3. Zhejiang Yonglida CNC Technology Co., Ltd., Quzhou 324000, China)
- \* Corresponding author, E-mail: fjz@zju.edu.cn

**Abstract:** Given that the spindle-column system of a CNC machine tool is affected by thermal deformation, a coupling analysis model of the spindle-column system is established based on the law of energy conservation to obtain its thermal characteristics. In this model, the heat source calculation, heat transfer coefficient calculation, structure constraint, and heat dissipation surface placement are considered comprehensively, and a wind speed method is adopted to obtain the heat transfer coefficient between the spindle and air. In this study, a platform for the CNC machine tool thermal

收稿日期: 2019-08-28; 修订日期: 2019-10-21.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No. 51605253); 浙江省博士后择优资助项目(No. ZJ20180077); 浙江省基础公益研究计划资助项目(No. LGG18E050014)

characteristics was designed and set up to verify the validity of the spindle-column system coupling analysis model. Further, one CNC machine tool was used as the research object in the research application to obtain the thermal characteristics of the spindle-column system, such as the temperature field distribution, thermal deformation, and thermal equilibrium time. The experimental results show that the maximum absolute and relative errors of the temperature in the measuring point data are 0.71 °C and 2.94%, respectively, which appear at the measuring point of spindle. And the absolute and relative errors of the thermal deformation are 1.49 μm and 8.71%, respectively. The thermal characteristics obtained by the coupling analysis model of spindle-column system based on the wind speed method are consistent with the experimental results. The results of this study provide a reference for CNC machine tools to reduce thermal error and improve accuracy retention.

**Key words:** CNC machine tool; spindle-column system; wind speed method; coupling analysis; thermal characteristics; accuracy retention

## 1 引言

数控机床主轴系统的热态特性对于机床精度的保持影响重大,一直以来都是国内外学者研究的热点问题<sup>[1]</sup>。当立柱受热时,产生的热变形经过一系列的误差传递链传递到主轴上,最终通过刀具引起工件的加工误差。因此,主轴-立柱系统的热误差是主轴和立柱热误差共同影响的结果,不容忽视<sup>[2]</sup>。

目前,国内外专家的研究重点在主轴系统热态特性的模型建立与分析研究上。Zivkovic 等<sup>[3]</sup>提出了一种非平稳变化的温度和热变形的系统模型来获取其热态特性。Ma、Liu 以及 Wu 等<sup>[4-7]</sup>在接触热阻上开展了大量的研究工作,以获得精确热态特性分析模型。张耀满等<sup>[8]</sup>通过热和结构耦合技术研究了主轴系统的热态特性,并研究了热的不对称对于机床加工影响的情况。Jiang 等<sup>[9]</sup>采用双冷却系统对立式加工中心的主轴箱进行了热设计,并用有限元法分析了设计的主轴箱结构模型参数,最后通过实验验证了热设计模型的有效性。沈佳兴等<sup>[10]</sup>设计了一种适用于 BFPC 机床的玄武岩纤维树脂混凝土龙门框架组件,在通过拓扑优化设计、正交实验和参数优化设计相结合的方法得到了龙门框架组件的最优拓扑和最优参数之后,对其静态性能、动态性能及热和热结构耦合性能进行了仿真分析。Deng 等<sup>[11]</sup>采用混合元胞自动法对包含 2 个轴承和 1 个主轴体的机床主轴系统进行了连续体拓扑优化设计,在优化系统材料分布的同时优化了其热态特性。

朱利斌等<sup>[12]</sup>提出一种干切削机床压缩空气冷却系统热力学模型及热平衡控制方法,先建立了喷嘴出口处压缩空气的温度、速度及质量流量与压缩空气冷却系统及环境相关参量的热力学关系模型,然后建立了干切削机床热平衡模型,最后以压缩空气的温度、质量流量及供给时间为调控变量,对干切削机床的热平衡调控方法进行了研究。尽管如此,目前国内外对于主轴-立柱系统的热态特性建模和测试研究还是比较缺乏。

本文在综合分析和计算主轴-立柱系统的热源、传热系数、结构约束以及散热面放置情况等因素的基础上,基于能量守恒定律建立主轴-立柱系统的三维耦合分析模型,并采用有限元仿真分析来获取研究对象的温度场、热变形、热应力以及热平衡时间等热态特性。为了检验模型以及分析结果的有效性,本文设计并搭建数控机床热态特性试验平台,开展数控机床真实案例研究,为下一步提高机床加工精度打下基础。

## 2 系统流体-温度场耦合模型

### 2.1 机床温度场导热微分方程

基于能量守恒定律的有内热源三维瞬态温度场导热微分方程<sup>[13]</sup>为:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x^2} + \frac{\partial T}{\partial y^2} + \frac{\partial T}{\partial z^2} \right) + q_v''', \quad (1)$$

式中:  $T = f(x, y, z, t)$  为与时间和位置有关的温度分布函数;  $t$  为时间;  $c$  为材料的比热容;  $\rho$  为材料的密度;  $\lambda$  为材料的导热系数;  $q_v'''$  为内部热源强度;  $x, y, z$  为直角坐标。

热问题的基本有限元方程可由热平衡方程推导求得:

$$C\dot{T} + K_T T = Q, \quad (2)$$

式中:  $C$  为比热矩阵,  $C = \int_V \rho c N N^T dV$ , 其中  $N$  为形函数矩阵;  $K_T$  为热传导矩阵,  $K_T = \int_V \lambda B B^T dV$ , 其中  $B$  为几何矩阵;  $T$  为节点温度向量;  $\dot{T}$  为节点温度变化率向量;  $Q$  为热通量向量。

## 2.2 热源计算

主轴-立柱系统的主要热源有轴承摩擦生热、主轴电机生热、切削生热以及滚珠丝杠及其电机生热。衡量机床质量的重要标准是机床空转下的热态特性,所以本文研究的是空转情况下系统的热态特性,此情况下切削生热和滚珠丝杠及其电机生热可以不考虑。

### 2.2.1 电机热流量的计算

主轴系统中的主要热源来自于电机生热和轴承发热,电机热流量  $\Phi$  的计算公式<sup>[13]</sup>为:

$$\Phi = N_m (1 - \eta) = \left( \frac{M_m n}{9\ 550} \right) \left( \frac{1 - \eta}{\eta} \right), \quad (3)$$

式中:  $N_m$  为电机在一定输入扭矩和转速下的功率;  $\eta$  为电机效率;  $M_m$  为输出力矩;  $n$  为转速。

### 2.2.2 轴承热流量的计算

根据 Palmgren 基于轴承摩擦力矩的测量结果可得轴承的热流量  $H$ <sup>[13]</sup>为:

$$H = M \times n_z \times 1.047 \times 10^{-4}, \quad (4)$$

$$M = M_1 + M_v, \quad (5)$$

式中:  $M$  为轴承的总摩擦力矩;  $n_z$  为轴承转速;  $M_1$  为摩擦损耗;  $M_v$  为流体动力损耗。

## 2.3 传热系数计算

### 2.3.1 主轴套筒与冷却液间的传热系数

主轴套筒与冷却液间的传热是系统中最主要的传热方式,在强迫对流条件下,对流换热系数按下式计算:

$$\alpha_c = \frac{Nu \lambda}{d'}. \quad (6)$$

根据 Dittus-Boelter 公式计算努谢尔特数如下:

$$\begin{cases} Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^N \\ Re > 10\ 000 \\ 0.7 < Pr < 120 \\ L/d > 60 \end{cases}, \quad (7)$$

式中:  $d'$  为发生对流时圆柱表面的直径;  $Nu$  为努

谢尔特数;  $Re$  为雷诺数;  $Pr$  为普朗特数; 加热流体时  $N = 0.4$ , 冷却流体时  $N = 0.3$ ;  $L$  为特征尺寸,此处为管内对流时的管长;  $d$  为管径。

### 2.3.2 主轴与空气间的传热系数

当机床主轴在高速旋转时,主轴外伸段会与其接触的空气产生热交换,它们之间的传热系数一般可以通过经验法和风速法来获得。

#### 2.3.2.1 经验法

当流体呈层流 ( $Re < 10^5$  状态) 时,计算流体强迫流动时的平均对流换热系数的准则方程为:

$$Nu_m = 0.664 Re_m^{1/2} Pr_m^{1/4}. \quad (8)$$

当流体呈紊流 ( $Re \geq 10^5$  状态) 时,准则方程为:

$$Nu_m = 0.037 Re_m^{4/5} Pr_m^{1/4}, \quad (9)$$

式中下标  $m$  表示以流体和壁面的平均温度为定性温度 ( $T_m$ ) 的值。

$$Re = \frac{v_f d}{v_m}, \quad (10)$$

式中:  $v_f$  为来流速度;  $v_m$  为流体的运动黏性系数。

#### 2.3.2.2 风速法

“风速法”是一种通过测量风速来获得雷诺数,从而获得努谢尔特数达到计算出对流换热系数的方法。因此,如果能够直接获得主轴外伸段与空气间的风速,则可以采用式(11)来获得雷诺数,并进一步获得对流换热系数。

$$Re = \frac{\rho v_w d}{\mu}, \quad (11)$$

式中:  $\rho$  为空气密度;  $v_w$  为主轴表面线速度与空气的相对速度;  $\mu$  为空气黏度。

主轴表面线速度与空气相对速度  $v_w$  可利用风速仪测得,图 1 所示为本文采用的 GM8903 高精度微风测量风速仪。



图 1 GM8903 高精度微风测量风速仪

Fig. 1 GM8903 high-precision wind measuring anemometer

### 2.3.3 立柱与主轴箱及电机辐射传热

主轴箱和电机的生热也会通过辐射传热形式向立柱进行传热,则立柱与主轴箱及电机辐射间的系数公式一般如下:

$$\alpha_r = 5.7 \times 10^{-2} \epsilon_1 \left( \frac{T_h}{100} \right)^3 (4 - 6\omega), \quad (12)$$

$$\omega = \frac{T_h - T_w}{T} = \frac{\Delta T}{T_h}, \quad (13)$$

式中:  $\epsilon_1$  为系统黑度值;  $T_h$  为主轴箱体壁面温度;  $T_w$  为车间壁面、屋面的温度;  $\omega$  为温度变化率。

### 2.3.4 主轴箱和立柱与空气间的复合传热

主轴箱和立柱与它们周围空气之间既有对流传热,还和环境中的其他物体间产生辐射传热,则复合传热系数为:

$$\alpha_s = \alpha_c + \alpha_r, \quad (14)$$

$$\alpha_{vm} = \frac{1}{T_m + 273}. \quad (15)$$

在车间,机床主轴箱和立柱的外壁面空气的对流情况属于无限空间的自然对流传热。利用  $(Gr, Pr)$  数判定紊流和层流,选择相应的对流准则方程如下:

$$Gr = \frac{g \cdot \alpha_{vm} \cdot L^3}{\nu_m^2} \Delta T. \quad (16)$$

(1) 立柱和主轴箱水平放置的顶面,对流准则方程为:

当层流  $10^5 < Gr_m Pr_m < 2 \times 10^7$  时:

$$Nu_m = 0.54 (Gr_m Pr_m)^{\frac{1}{4}}. \quad (17)$$

当紊流  $2 \times 10^7 < Gr_m Pr_m < 3 \times 10^{10}$  时:

$$Nu_m = 0.14 (Gr_m Pr_m)^{\frac{1}{3}}. \quad (18)$$

(2) 立柱和主轴箱水平放置的底面,对流准则方程为:

当层流  $3 \times 10^5 < Gr_m Pr_m < 3 \times 10^{10}$  时:

$$Nu_m = 0.27 (Gr_m Pr_m)^{\frac{1}{4}}. \quad (19)$$

(3) 立柱和主轴箱的侧面是竖平壁面,对流准则方程为:

当层流  $10^4 < Gr_m Pr_m < 10^9$  时:

$$Nu_m = 0.59 (Gr_m Pr_m)^{\frac{1}{4}}. \quad (20)$$

当紊流  $10^9 < Gr_m Pr_m < 10^{12}$  时:

$$Nu_m = 0.12 (Gr_m Pr_m)^{\frac{1}{4}}. \quad (21)$$

## 3 主轴-立柱系统实例分析

### 3.1 分析模型

以某机床厂研制的 VM-500T 型数控机床主轴-立柱系统为研究对象(见图 2),环境温度为 20.10 °C,主轴额定转速为 5 000 r/min。主轴系统为直联式主轴 BT40/120,主轴轴承型号为 7008ACTADB/P4,采用 KLUBR NBU15 油脂润滑。主轴材料为镍铬钼钢(SNCM21),立柱和主轴箱材料为 HT300,套筒和轴承内外隔圈材料为铬钼钢(SCM4),主要属性<sup>[14]</sup>如表 1 所示。

表 1 主要部件材料属性

Tab. 1 Material properties of main components

材料名称	密度/ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	泊松比	比热容/ ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	线性膨胀系数/ ( $10^{-5}$ )	热导率/ ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	弹性模量/ ( $10^5$ MPa)
SCM4	7 850	0.3	460	1.24	52	2.1
SNCM21	7 840	0.3	460	1.40	55	2.1
HT300	7 300	0.3	532	1.17	47	2.0
45号钢	7 850	0.3	465	1.16	48	2.1

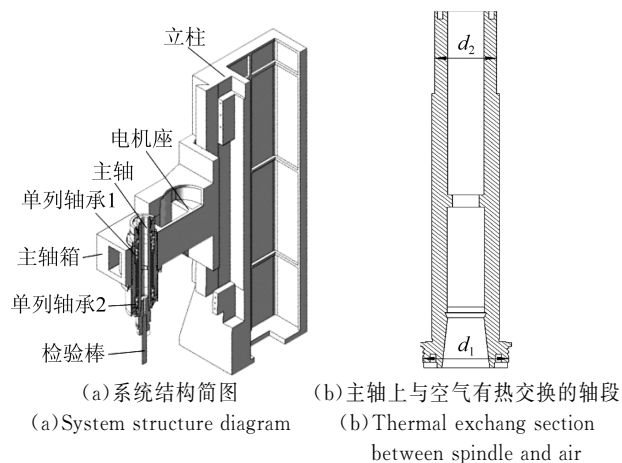


图 2 主轴-立柱系统结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of spindle-column system

### 3.2 边界条件结果

主轴上与空气有热交换的轴段有 2 段( $d_1, d_2$ )如图 2(b)所示。主轴  $d_1$  段与空气间的传热系数分别通过经验法和风速法获得,如表 2

所示,其余边界条件的计算结果如表 3~表 6 所示。

表 2 主轴  $d_1$  段换热系数

Tab. 2 Thermal transfer coefficients of  $d_1$  spindle section

项目	经验法计算值	风速法计算值
传热系数/( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ )	55.00	59.71
仿真温度/ $^{\circ}C$	28.31	28.11
实验测得结果/ $^{\circ}C$	27.81	
绝对误差/ $^{\circ}C$	0.50	0.30
相对误差/%	1.80	1.08

表 3 各部分热流量值

Tab. 3 Thermal flux values of heat sources

热源	电机	单列轴承 1	单列轴承 2
热流量/W	37.00	184.04	184.04

表 4 主轴各轴段换热系数

Tab. 4 Thermal transfer coefficient of each spindle section

轴段	$d_1$	$d_2$
$\alpha/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	59.71	59.11

表 5 主轴箱各面上与空气总传热系数

Tab. 5 Thermal transfer coefficient of each headstock face

面位置	顶面	底面	侧面
$\alpha/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	8.72	6.81	8.38

表 6 立柱各面上与空气总传热系数

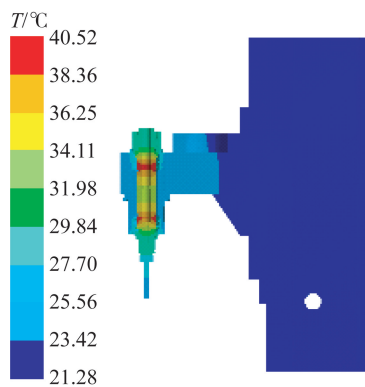
Tab. 6 Thermal transfer coefficient of each column face

面位置	顶面	侧面
$\alpha/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	8.67	5.63

### 3.3 仿真分析结果

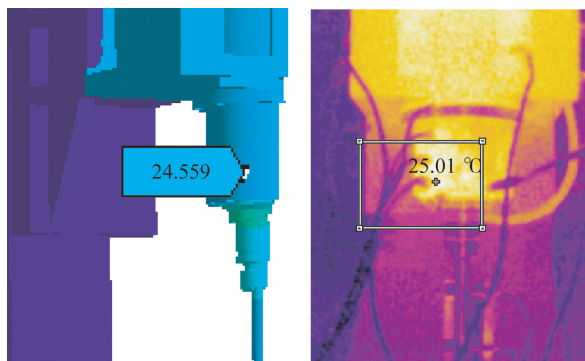
利用 CAD 软件建立三维模型,将三维模型导入 Ansys Workbench 中,按照不同零件的尺寸设置合适的网格大小进行划分,生成共 404 550 个节点,180 617 个网格。图 3(a)所示为主轴-立柱系统仿真模型稳态分析的温度场分布云图。由结果可见,主轴-立柱系统的温度最高点出现在上

端角接触球轴承上的内圈约为  $40.52^{\circ}C$ ,温升为  $20.42^{\circ}C$ ,此时立柱约有  $1.18^{\circ}C$  温升。为了检验分析模型的有效性,将分析稳态分析结构与 Fluke 热成像仪测得的结果(如图 3(c))做对比发现,热成像仪采样点的温度约为  $25.01^{\circ}C$ ,而稳态分析仿真模型上对应点的(图 3(b)中节点号为 77714)温度值约为  $24.56^{\circ}C$ ,两者值非常接近,由此可见主轴-立柱系统稳态仿真分析是合理的。



(a)稳态分析温度场云图

(a)Temperature field contours of steady-state analysis



(b)局部温度图

(c)热成像仪结果

(b)Local temperature contours (c)Thermal imager result

图 3 主轴-立柱系统稳态仿真分析与热成像结果的对比  
Fig. 3 Temperature distribution contours of spindle-column system steady-state analysis compared with the result of thermal imager

此外,表 2 中也列出了采用经验法和风速法求得主轴与空气间的传热系数,来获得的  $d_1$  段的平均仿真温度值,分别约为  $28.31^{\circ}C$  和  $28.11^{\circ}C$ ,对比采用 Fluke 热成像仪测得的平均温度值约为  $27.81^{\circ}C$ ,由此可见采用风速法比经验法更加接近实测值。

## 4 试 验

为了进一步验证主轴-立柱系统热态特性分析模型与方法的有效性,并获得主轴-立柱系统温度和热变形随时间的变化情况,本文搭建了数控机床热态特性试验平台。如图 4 所示,数控机床热态特性试验平台的硬件主要由机床本体、数控机床主轴智能热特性测试与补偿仪、Fluke 热成像仪、温度传感器、电容位移传感器、GM8903 高精度微风测量风速仪、五点法专用夹具和检验棒等组成。选择 PLC 可编辑逻辑控制器对实验数据进行分析采集和处理。以 OMRON 公司的 CJ2M-CPU11 芯片作为主单元,通过芯片自带的一个 RS232 端口,拓展 RS485 串口通讯单元和模拟量输入单元。温度采集器使用八路采集模块,通过连接温度传感器,每个采集模块可同时监测 8 个温度点,输出 ASCII 码。位移传感器选用 KEYENCE 公司的高精度位移传感器和高精度电涡流传感器。

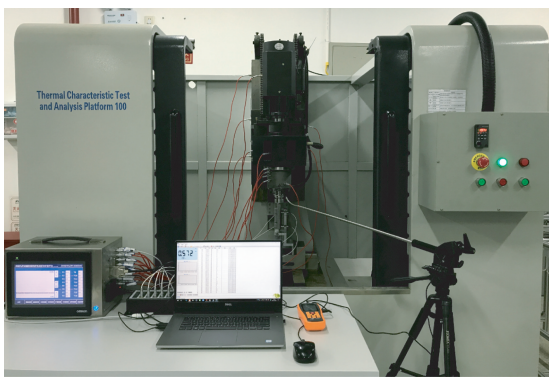
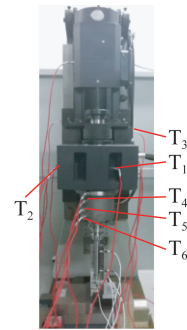


图 4 数控机床热态特性试验平台

Fig. 4 Test platform for thermal characteristics of CNC tool machine

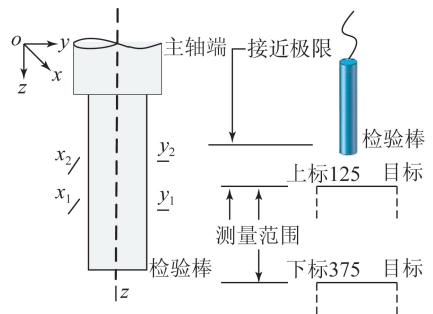
参考主轴-立柱系统结构对称性和稳态仿真分析结果,选取 16 个测点(室温 1 个、立柱 2 个、床身 1 个、电机外壳 1 个、主轴 4 个、工作台 1 个、主轴箱 4 个、冷却油液 1 个),其中 6 个测点作为主要分析点,主轴上选取 3 个,立柱上选取 1 个,主轴箱上选取 2 个,如图 5(a)所示。试验中采用磁

吸式热电阻温度传感器,数据采样间隔为 5 s,温度测点的布置如表 7 所示。测量从开机开始直到机床达到热平衡,然后停机冷却,持续时间为 7 h。



(a) 温度测点布局

(a) Layout of temperature measurement points



(b) 热变形测试示意图

(b) Thermal deformation test diagram

图 5 主轴-立柱系统热态特性测点布局图

Fig. 5 Layout of measurement points for thermal characteristics of spindle-column system

表 7 温度测点布置

Tab. 7 Arrangement of temperature measuring points

传感器编号	环境温度测点位置
$T_1, T_2$	主轴箱
$T_3$	立柱
$T_4, T_5, T_6$	主轴体

当机床温升达到最大温升的 95% 时,即可认为机床处于热平衡状态<sup>[15]</sup>,如图 6 所示,180 min 后主轴-立柱系统可以认为达到了热平衡状态。

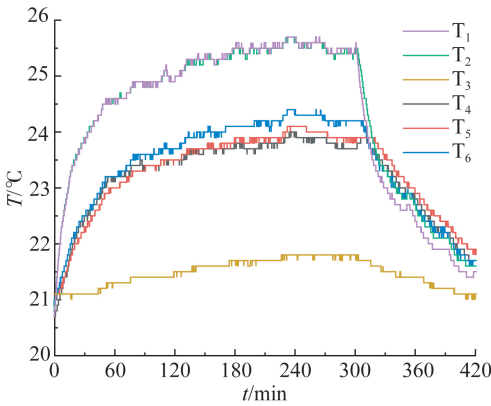


图 6 各测点温度随时间的变化曲线

Fig. 6 Temperature history curves of measure points

主轴热形变以检验棒为测量目标,检验棒直径为 20 mm,材料为 45 号钢,用 BT20 刀柄弹簧夹头夹持安装在主轴上。位置传感器的安装需要制作固定座,在固定座设计开孔和传感器夹持装置,方便调节传感器探头与被测对象间的距离。 $x, y$  向的电容位移传感器应该对准检验棒的中轴线, $z$  向传感器安装要求传感器探头对准检验棒的轴线,如图 5(b)所示。试验中选用的电容位移传感器的测量范围为 250  $\mu\text{m}$ ,最小接近 125  $\mu\text{m}$ ,分辨率为 180 nm。在使用前,该传感器需要根据被测对象的状况进行在线标定。

图 7~图 8 所示为主轴-立柱系统各测点实验获得的温度与仿真模型分析获得的结果随时间的变化曲线。

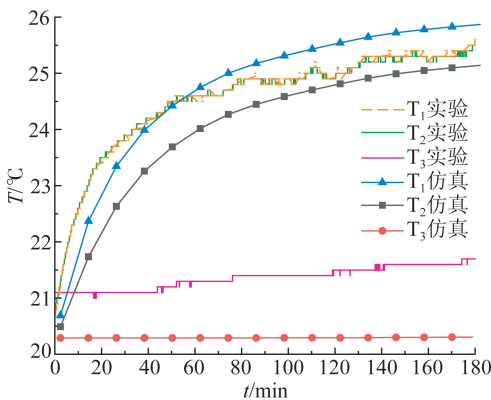


图 7 主轴箱及立柱测点的仿真与实验温度随时间的变化曲线

Fig. 7 Temperature history curves for headstock and column in simulation and test

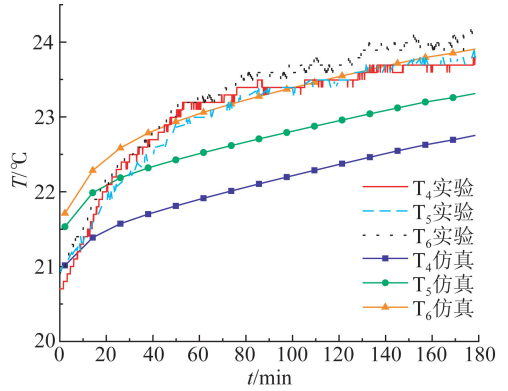


图 8 主轴测点的仿真与实验温度随时间的变化曲线  
Fig. 8 Simulation and test temperature history curves for test points in spindle

表 8 中列出了各测点实验与仿真模型获得的结果。从表中可见,各测点数据中最大绝对误差和最大相对误差分别为 0.71  $^{\circ}\text{C}$ , 2.94%, 仿真模型分析结果与实测结果还是比较接近的。

表 8 温度测点实验与仿真结果对比

Tab. 8 Comparison of test and simulation results for temperature measuring points

测点	仿真值/ $^{\circ}\text{C}$	实测值/ $^{\circ}\text{C}$	绝对误差/ $^{\circ}\text{C}$	相对误差/%
T <sub>1</sub>	25.82	25.60	0.22	0.86
T <sub>2</sub>	25.23	25.61	0.38	1.48
T <sub>3</sub>	21.28	21.82	0.54	2.47
T <sub>4</sub>	24.35	23.88	0.47	1.97
T <sub>5</sub>	24.83	24.12	0.71	2.94
T <sub>6</sub>	25.01	24.32	0.69	2.84

## 5 温度-结构场耦合分析

以上节中获得的温度场分布作为主轴-立柱系统的温度-结构场耦合分析的载荷,加上系统的位移约束条件,电机重量为 410 N,皮带传动部分的扭矩为 2.1  $\text{N}\cdot\text{m}$ ,并考虑重力影响,可以进行系统的温度-结构场耦合仿真分析。

图 9 为主轴-立柱系统的有限元耦合仿真分析结果。图 9(a)中可看出系统热平衡后  $z$  向最大的变形量约为 28.50  $\mu\text{m}$  出现在主轴顶端外侧,此时检验棒底端的变形量约为 15.61  $\mu\text{m}$ ,其中检验棒的变形量约为 7.85  $\mu\text{m}$ ,立柱上最大变形量约为 21.78  $\mu\text{m}$ 。由图 9(b)可知,最大应力约为 203 MPa 出现在主轴垫圈处,其材料(45 号钢)的屈服强度为 355 MPa,安全系数为 1.5。

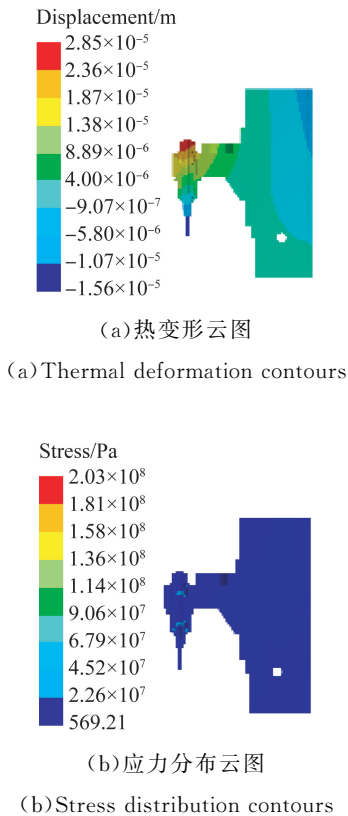


图 9 主轴-立柱系统的温度-结构场耦合仿真分析结果

Fig. 9 Temperature-structure field coupling analysis results of spindle-column system

通过数控机床热态特性试验平台,每 10 s 采样一次,最终测得主轴热变形( $D$ )随时间的变化情况,如图 10 所示。主轴在转速 5 000 r/min 的转速下,180 min 后达到热平衡时的主轴上安装检验棒底端处传感器测得的  $z$  向最大位移量约为 17.10  $\mu\text{m}$ 。

## 参考文献:

- [1] 邓小雷,林欢,王建臣,等. 机床主轴热设计研究综述 [J]. 光学精密工程,2018,26(6):1415-1429.  
DENG X L, LIN H, WANG J C, *et al.*. Review on thermal design of machine tool spindles [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018, 26(6):1415-1429. (in Chinese)
- [2] 刘日明,胡旭晓,何卫,等. 基于热网络的中腰导轨移动式立柱热流强度的反求研究 [J]. 中国机械工程,2011,22(23):2817-2821,2882.  
LIU R M, HU X X, HE W, *et al.*. Reversing heat flow intensity of waist rail movable upright column based on thermal network [J]. *China Mechanical Engineering*,

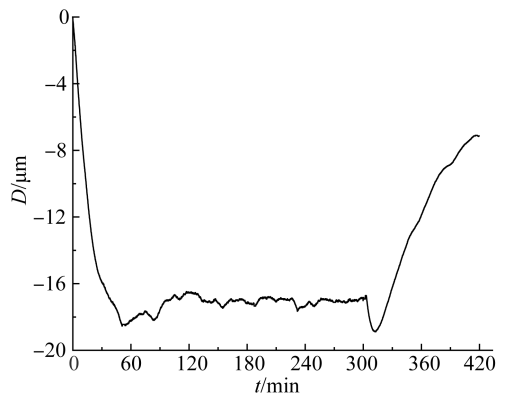


图 10  $z$  轴位移随时间的变化曲线

Fig. 10 Thermal deformation history record curves in  $z$  direction

## 6 结 论

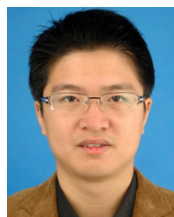
本文基于能量守恒定律建立了一种主轴-立柱系统的流体-温度场耦合分析模型,用风速法来获得主轴与空气间的传热系数,并通过仿真和实验手段将风速法获得的结果与经验法的进行了对比,结果表明风速法与真实情况更为一致。设计并搭建了数控机床热态特性试验平台,基于主轴-立柱系统热态特性分析模型的有效性获得了系统的热平衡时间、温度场分布情况以及检验棒底端处热变形情况等热态特性。结果表明,通过本文建立模型所获得的热变形与实验获得结果之间的绝对误差和相对误差分别为 1.49  $\mu\text{m}$ , 8.71%。本文提出的主轴-立柱系统分析与测试方法可以快速、有效地预测系统热态特性。

2010, 22(23): 2817-2821,2882. (in Chinese)

- [3] ZIVKOVIC A, ZELJKOVIC M, TABAKOVIC S, *et al.*. Mathematical modeling and experimental testing of high-speed spindle behavior [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2015, 77(5-8): 1071-1086.
- [4] MA C, ZHAO L, SHI H, *et al.*. Experimental and simulation study on the thermal characteristics of the high-speed spindle system [J]. *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2017, 231(6): 1072-1093.
- [5] LIU J L, MA C, WANG S L, *et al.*. Thermal-struc-

- ture interaction characteristics of a high-speed spindle-bearing system [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2019, 137: 42-57.
- [6] LIU J L, MA C, WANG S L, *et al.*. Thermal contact resistance between bearing inner ring and shaft journal [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019, 138: 521-535.
- [7] WU L, TAN Q C. Thermal characteristic analysis and experimental study of a spindle-bearing system [J]. *Entropy*, 2016, 18(7): 271-296.
- [8] 张耀满,刘启伟. 数控车床主轴部件及其主轴箱热特性有限元分析 [J]. 东北大学学报:自然科学版, 2011,32(4):571-574.  
ZHANG Y M, LIU Q W. Finite element analysis of thermal characteristics of the spindle assembly and headstock for a numerical control lathe [J]. *Journal of Northeastern University: Natural Science*, 2011, 32(4):571-574. (in Chinese)
- [9] JIANG S Y, MIN X. Thermal design of the vertical machining centre headstock by the forced cooling method [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012,226(3): 738-751.
- [10] 沈佳兴,徐平,于英华,等. BFPC 机床龙门框架组件优化设计及综合性能分析 [J]. 机械工程学报, 2019,55(9):127-135.  
SHEN J X, XU P, YU L H, *et al.*. Optimization design and comprehensive performance analysis of BFPC gantry machine framework components [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(9): 127-135. (in Chinese)
- [11] DENG X L, WANG J, SHEN H C, *et al.*. Thermal topology optimization design of spindle structure with a hybrid cellular automaton method [J]. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 2019, 13: 1-6.
- [12] 朱利斌,曹华军,黄海鸿,等. 干切削机床压缩空气冷却系统热力学模型及热平衡调控方法 [J]. 机械工程学报, 2019,55(5):204-211.  
ZHU L B, CAO H J, HUANG H H, *et al.*. Air cooling system thermodynamic analysis and thermal balance control of dry cutting machine Tool [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2019, 55(5): 204-211. (in Chinese)
- [13] 邓小雷. 数控机床主轴系统热态特性分析技术 [M]. 杭州:浙江大学出版社,2017.  
DENG X L. *Analysis Techniques of Thermal Characteristics for CNC Machine Tool Spindle System* [M]. Hangzhou: Zhejiang University Press,2017. (in Chinese)
- [14] 成大先. 机械设计手册:常用机械工程材料 [M]. 北京:化学工业出版社,2017.  
CHENG D X. *Ji Xie She Ji Shou Ce:Chang Yong Ji Xie Gong Cheng Cai Liao* [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2017. (in Chinese)
- [15] 邓小雷,傅建中,沈洪焱,等. 精密数控机床多主轴系统热平衡试验 [J]. 浙江大学学报:工学版, 2014,48(9):1646-1653.  
DENG X L, FU J ZH, SHEN H Y, *et al.*. Thermal equilibrium test for multi spindle system of precision CNC machine tool [J]. *Journal of Zhejiang University:Engineering Science*, 2014, 48(9):1646-1653. (in Chinese)

## 作者简介:



邓小雷(1981—),男,浙江衢州人,博士,副教授,2014年于浙江大学获得博士学位,主要从事数控装备及自动化技术的研究。E-mail:dxl@zju.edu.cn

## 通讯作者:



傅建中(1968—),男,浙江衢州人,博士生导师,教授,1996年于浙江大学获得博士学位,主要从事智能制造技术与装备的研究。E-mail:fjz@zju.edu.cn