

基于 COMSOL 的加工中心热结构耦合 仿真分析

孙 军,沈卓群,张 鹏,崔 楠

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘 要 目的 对 TX1600G 加工中心镗床系统进行热结构耦合仿真分析,得到镗床系统的温度变化和变形规律,并验证仿真结果的正确性. 方法 应用 SolidWorks 软件进行三维实体建模,并与 COMSOL Multiphysics 通过接口连接,确定热边界条件,建立仿真模型,进行热结构耦合分析,并与实验数据进行对比. 结果 系统达到热平衡状态时,最高温度为 $21.9\text{ }^{\circ}\text{C}$,发生在主轴后轴承处,主轴前端面中心点的总位移为 $39.29\text{ }\mu\text{m}$,X 方向位移分量为 $4\text{ }\mu\text{m}$,Y 方向为 $12\text{ }\mu\text{m}$,Z 方向为 $37.2\text{ }\mu\text{m}$. 仿真得到的温度变化曲线、最高温度、位移量和位移方向与实验结果基本一致,基本反映出实验测得的情况. 结论 应用 COMSOL 对加工中心进行热结构耦合研究,得到的平衡状态温度分布和位移分布能够有效地反映实际情况,可以为加工中心的优化设计提供理论依据.

关键词 COMSOL;热结构耦合分析;有限元;加工中心

中图分类号 TH161

文献标志码 A

Thermal Structural Coupling Analysis on Machining Center Based on COMSOL

SUN Jun, SHEN Zhuoqun, ZHANG Peng, CUI Nan

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: The temperature variation and deformation rules of the boring system was obtained by thermal structural coupling analysis on TX1600G machining center, and the results were verified by compared with experimental data. SolidWorks software was used for 3D solid modeling, and it was connected with COMSOL Multiphysics, a multiphysics coupling simulation software. The thermal boundary conditions were determined. The maximum temperature is $21.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, which occurs at the rear bearing of the main shaft inside the ram, when the system reaches the thermal equilibrium state. The total displacement of the center point of the spindle front surface is $39.29\text{ }\mu\text{m}$, the displacement in the X direction is $4\text{ }\mu\text{m}$, Y $12\text{ }\mu\text{m}$, and Z $37.2\text{ }\mu\text{m}$. The results of simulation were ba-

收稿日期:2018-08-30

基金项目:国家 863 计划资助项目(SS2012AA041303);辽宁省科技计划项目(2013220017)

作者简介:孙军(1963—),男,教授,主要从事数字化制造应用技术等方面研究.

sically consistent with the experimental results. COMSOL can conduct thermal structural coupling research on the machining center to provide theoretical basis for the optimal design of the machining center.

Key words: COMSOL; thermal structural coupling analysis; finite element; machining center

高精度高速度的机床工作中由热变形导致的误差较为严重^[1-2]. 当机床运转时,运动部件的摩擦产生热量,导致机床零件因热量而膨胀,最终导致机床变形,影响加工精度^[3]. 这种误差称为热误差,它对机床的加工精度影响很大^[4]. 20 世纪 30 年代瑞士研究人员就开始对镗床热变形进行研究^[5]. 德国学者 P. Weck 在国际生产工程科学院研究会上,提出了机床热误差控制的重要性^[6]. 在国内,包括北京机床研究所^[7],沈阳机床厂^[8],上海交通大学^[9],浙江大学^[10]在内的许多学术研究机构已经系统地研究了机床的热误差,方法涵盖了实验检测法^[11]、热误差建模法^[12-13]和有限元分析法^[14]等. 随着计算机技术迅速发展,各类仿真软件先后出现,使有限单元法越来越多地运用在研究机床热变形问题中^[15]. 热结构耦合分析以有限元方法为基础,确定热边界条件和结构力学边界条件,建立微分方程,求得系统的温度分布与应力分布. 目前进行的热结构耦合仿真研究主要采用 ANSYS 软件进行顺序耦合研究^[16]. COMSOL Multiphysics 可以实现多物理场仿真研究,运用有限元法模拟、计算偏微分方程组描述的物理问题. 在热结构耦合研究时,可以同时建立热边界条件与结构力学边界条件,计算速度更快.

笔者以 TX1600G 加工中心镗床系统为研究对象,通过 COMSOL Multiphysics 软件进行热结构耦合分析,得到镗床系统在运行达到热平衡状态时的温度分布和位移分布,总结其变形规律,并与实验测得的数据对比,验证仿真的有效性,为改进设计提供参考和理论依据.

1 实体及建模

TX1600G 加工中心如图 1 所示,由镗床系统、铣削系统和工作台构成,可以实现对箱体类零件的深孔加工. 镗床系统位于加工中心右侧,包括主轴、滑枕、进给系统、滑台、立柱和电机等. 简化后的三维模型见图 2.



图 1 TX1600G 镗铣加工中心

Fig. 1 TX1600G boring and milling Machining Center

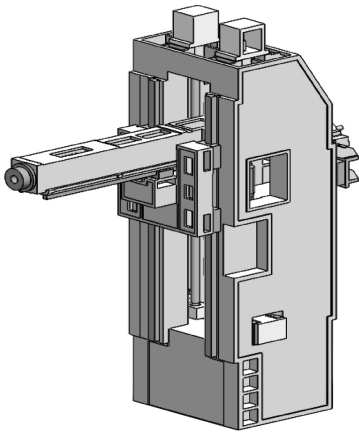


图 2 TX1600G 镗床系统三维模型

Fig. 2 3D model of TX1600G boring system

建立模型时考虑到各部件实体结构特征的复杂性,进行以下假设^[17]:

(1)忽略各部分零件在制造过程中产生的微观变化,假设其材料连续、均匀、线弹性。

(2)为使网格合理布置,去掉模型中的工艺凸台、倒角、螺纹孔等小尺寸。

(3)对拖链、光栅尺、定位块等非主要零部件不进行实体建模,但在有限元分析时将这些零部件设置为增加的质量。

2 热边界条件分析

2.1 热源分析与发热量计算

镗床系统加工时,切削热大部分热被切屑、冷却液带走,只有一小部分被刀具及工件吸收。镗床系统的电机布置在系统外侧,一方面与周围空气换热较快,另一方面联轴器有隔热垫片,实体建模时已省略电机,因此设置与电机相连的轴和丝杠端面初始温度比环境温度高 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。结合加工中心的工作环境,设置环境温度为 $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

轴承内部的摩擦发热是轴承内所有元件对轴承内圈、外圈相对运动的阻抗和^[18],其发热量公式为

$$Q=0.1047\times10^{-3}\times Mn. \quad (1)$$

式中: Q 为发热量,W; n 为转速,r/min; M 为摩擦力矩, $\text{N}\cdot\text{mm}$,且 $M=M_0+M_1$ 。其中 M_0 为润滑剂摩擦力矩,反映润滑剂的动力损耗,与轴承的转速、类型及润滑剂的性能有关。当 p 、 n 的乘积值不同, M_0 计算公式如下:

$$pn\geq 2\ 000\text{ 时},M_0=10^{-7}f_0(vn)^{2/3}D_m^3. \quad (2)$$

$$pn<2\ 000\text{ 时},M_0=160\times10^{-7}f_0D_m^3. \quad (3)$$

式中: p 为润滑剂的运动黏度,cSt; n 为轴承转速,r/min; f_0 的数值可从工程手册中查出; D_m 为轴承直径,mm。

M_1 为外加载荷力矩,可按式(4)计算:

$$M_1=f_1P_1D_m. \quad (4)$$

式中: f_1 为与轴承载荷有关的系数; P_1 为轴承摩擦力矩计算载荷,N; D_m 为轴承直径,mm。

滚珠丝杠螺母副发热原理与滚动轴承发

热原理基本相同,也可用式(1)计算其发热量,此时 M 为丝杠摩擦力矩, $M=M_D+M_p$, M_D 为丝杠的驱动力矩, M_p 为预紧力的阻力矩,计算如下:

$$M_D=\frac{F_D P}{2\pi\eta}(1-\eta^2), \quad (5)$$

$$M_p=\frac{F_p P}{2\pi\eta}(1-\eta^2). \quad (6)$$

式中: P 为丝杠导程; η 为螺母传动效率; F_D 为螺母所受轴向力; F_p 为丝杠预紧力。

导轨副属于滚动支撑直线进给系统,摩擦发热量计算公式为

$$Q=\mu Fv/J. \quad (7)$$

式中: Q 为发热量,W; μ 为摩擦系数; F 为摩擦面上的载荷,N; v 为滑动速度,m/s; J 为热功当量,J/cal。

2.2 传热分析与换热系数计算

静止表面与空气发生的对流换热,属于自然对流换热,根据努谢尔特准则,热通量 q_0 的计算式为

$$q_0=Nu\cdot\lambda/L. \quad (8)$$

式中: Nu 为努谢尔特数; λ 为流体传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$; L 为特征尺寸,m。

丝杠和主轴的轴身表面与空气发生的对流换热,属于强迫对流换热,热通量 q_0 按照式(8)计算。

轴端面和丝杠端面与空气发生的对流换热属于强迫对流换热,其热通量 q_0 计算式为

$$q_0=28(1+\sqrt{0.4v_f}). \quad (9)$$

式中: v_f 为轴端部平均线速度,m/s。

丝杠螺母副和主轴轴承与润滑剂发生的对流换热属于强迫对流换热,润滑方式为油润滑,其传热系数 h 计算式为

$$h=0.11\lambda(0.5Re^2Pr)^{0.35}/d. \quad (10)$$

式中: λ 为润滑剂传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$; d 为丝杠直径或轴承中径,m; Pr 为普朗特数; Re 为雷诺数。

丝杠轴承与润滑剂发生的对流换热,属于强迫对流换热,润滑方式为脂润滑,其传热

系数 h 计算式为

$$h=0.332\lambda Re^{1/2}Pr^{1/3}/L.$$

(11)

3 仿真分析

3.1 导入模型

将 SolidWorks 中建立好的镗床系统三维模型通过 COMSOL Multiphysics 的 LiveLink 接口导入 COMSOL. 以保证仿真精度及可行性为前提,在详细研究各部件间的联系后,对实体模型进行如下处理:

(1)由于镗床系统各部分材料及参数不

同,因此需要把各个零件划分成不同的域,分开设置参数.

(2)形成联合体,使相互接触的零件间接触条件均定义为接合(用接触面把装配体看成一个整体,但装配体的各个零件可分配不同的材料属性).

3.2 定义材料参数

TX1600G 加工中心镗床系统主轴材料为普通碳钢,轴承、丝杠、导轨和滑块采用合金钢,滑枕、滑台、立柱和其他支撑件采用灰铸铁,各部分材料参数见表 1.

表 1 材料物理性能参数

Table 1 Material physical performance parameters

参数类型	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	比热容/ ($\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})^{-1}$)	热传导系数/ ($\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})^{-1}$)	弹性模量/ GPa	泊松比	热膨胀系数/ K^{-1}
主轴	7 800	472	45	210	0.300	1.2×10^{-5}
轴承	7 300	510	48	138	0.156	8.2×10^{-6}
丝杠	7 300	510	48	138	0.156	8.2×10^{-6}
螺母	7 840	460	44	210	0.278	1.2×10^{-5}
导轨滑块	7 300	510	48	138	0.156	8.2×10^{-6}
立柱等支撑件	7 350	470	30	135	0.23	1.2×10^{-5}

3.3 物理场参数设置

模拟镗床系统空载时主轴转速为 3 000 r/min. 整体设置沿 $-Y$ 方向的重力加速度. 对三维建模时省略的零部件的质量,设置为增加的质量. 镗立柱底面施加全约束. 初始温度与环境温度设为 16°C ,与电机相连的轴端面初始温度设置为 17°C . 设置轴承单位体积发热量,丝杠与螺母接触处的热通量,轴承与润滑油的传热系数和各表面与空气的传热系数.

3.4 单元网格划分

划分单元网格时,单元的形状、尺寸与网格布置,对计算速度和精确度有重要影响. 单元尺寸太小,计算精确度高,但是计算时间长. 单元划分太大,计算精确度低,也可能导致计算结果不收敛. 因此要通过设置单元尺寸上下限、单元生长率、曲率因子和狭窄区域解析度,调整单元的尺寸和布置,使网格划分

合理,既保证计算出精确的结果,又尽量缩短计算时间.

网格划分时采用四面体单元,划分好的网格如图 3 所示. 完整网格包含 609 265 个单元,最小质量为 $1.499\times 10^{-9}\text{ kg}$,平均质量为 0.492 2 kg .

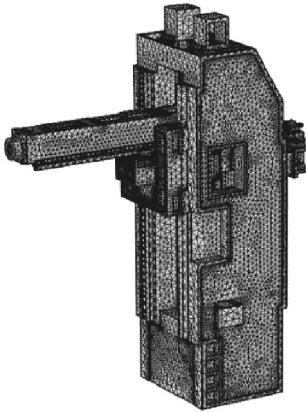


图 3 TX1600G 镗床系统有限元模型

Fig. 3 Finite element model of TX1600G boring system

3.5 热结构耦合分析研究

对建立好的有限元模型增加热结构耦合研究,设定研究时间范围 0 ~ 12 000 s,即从第 0 s 计算到 12 000 s,每 100 s 计算一次,计算得出系统在约 6 000 s 以后进入热平衡状态.热平衡状态时的温度分布图如图 4.

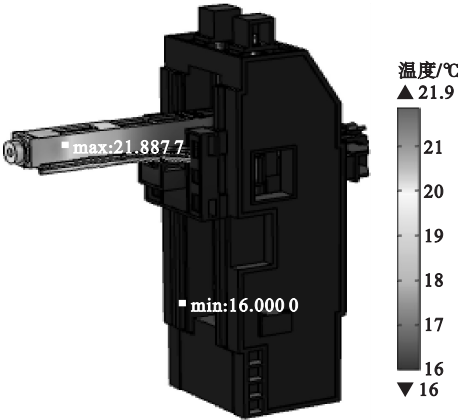


图 4 热平衡状态时的系统温度场分布
Fig. 4 Distribution of system temperature field in steady state

从系统热平衡时的温度分布图可以看出,系统的热平衡温度分布不均匀:体最高温度发生在主轴后轴承处,为 21.9 ℃,这是由于主轴后轴承载荷最大,摩擦发热量最大,并且滑枕内部散热不良;滑枕温度也较高,由于与发热量较大的主轴、主轴前后轴承和 Z 方向丝杠螺母接触,发生了热传递;滑台和立柱与周围空气接触面积较大散热较快,大部分区域温度接近环境温度.

在主轴中间部分表面和主轴前、后轴承表面上各取一点,得到温度变化曲线如图 5 所示.从图中可以看出,主轴后轴承温升最大.主轴中间表面上,以及前轴承处较易于传热、散热,温度较低.大约在 6 000 s 处的位置,系统温度达到热平衡.

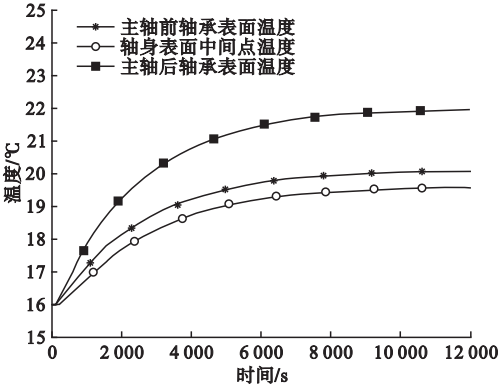
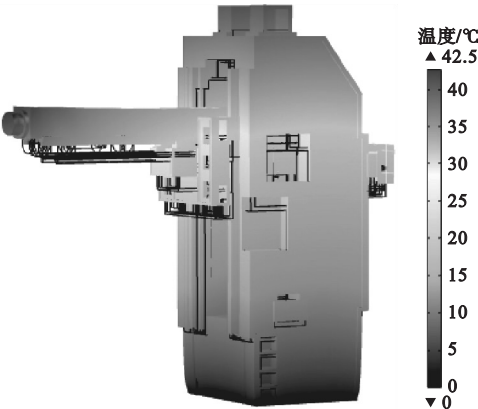
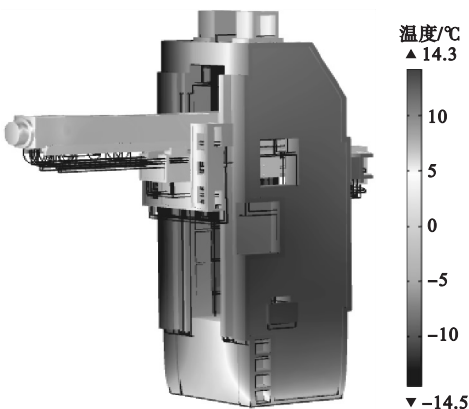


图 5 主轴前端面和前后轴承温度变化曲线
Fig. 5 Temperature change curves of the spindle end face and the front and rear bearing

系统达到热平衡状态时的总位移量与各方向的分位移量如图 6 所示.总变形图(变形量放大 3 000 倍)如图 6(a)所示.从图中可以看出系统整体都有一定的受热膨胀,体最大变形发生在主轴后轴承处,最小变形在立柱底部固定端.图 6(b)、(c)、(d)分别为系统沿 X、Y、Z 方向的变形图,沿 X 方向系统向左的变形量基本对称,沿 Y 方向系统有一定的膨胀,沿 Z 方向系统位移最大的点落在主轴前端面.



(a) 镗床系统总位移分布



(b) 镗床系统沿X方向位移分布

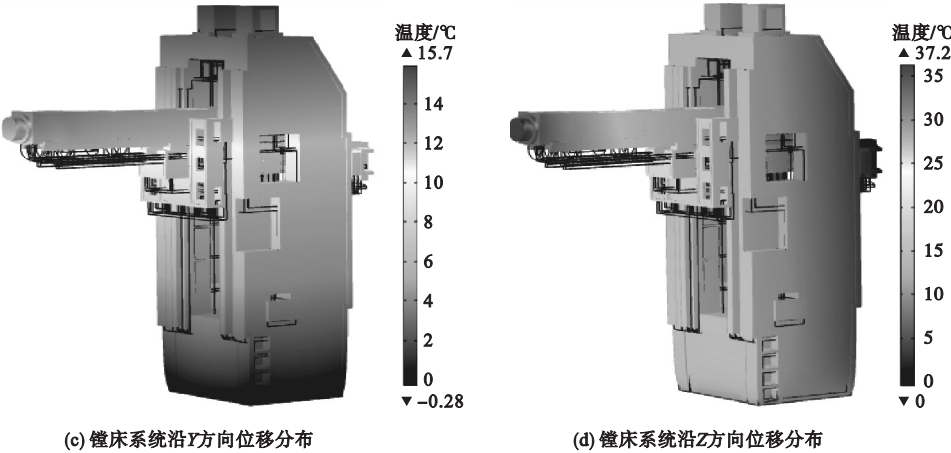


图 6 镗床系统位移分布图

Fig. 6 Coupling system deformation

由仿真分析可知,镗床系统达到热平衡状态时主轴前端面中心点的总位移为 $39.29\text{ }\mu\text{m}$,沿 X 方向位移分量为 $4\text{ }\mu\text{m}$,沿 Y 方向位移分量为 $12\text{ }\mu\text{m}$,沿 Z 方向位移分量为 $37.2\text{ }\mu\text{m}$.对比主轴前端面中心点沿 X 、 Y 、 Z 三个方向的位移分量,推断出系统受发热影响产生变形的最大方向是 Z 方向, Y 方向次之, X 方向影响较小.系统变形将严重影响加工精度,按照国家标准要求的镗床精度应

满足长 500 mm 的轴允差为 0.03 mm ^[19],而 TX1600G 加工中心镗床系统的变形已经超标.

4 仿真结果与实验对比分析

采用红外热像仪和 API 主轴分析仪分别测量 TX1600G 加工中心镗床系统主轴温度和位移,实验方案见图 7.

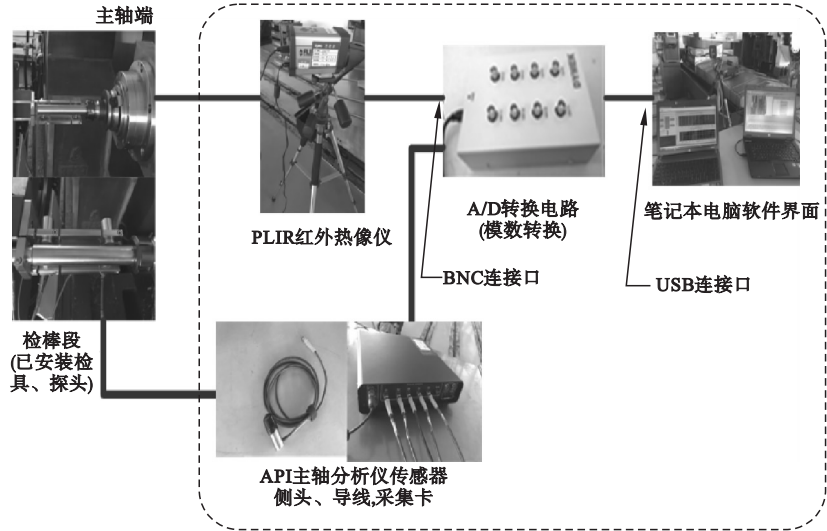


图 7 温度与位移测量实验总体方案

Fig. 7 Temperature and displacement measurement experiment overall plan

前期温度场测量时,先均匀布置 22 个测温点^[20],结果显示温度较高变化较大的位置在前后轴承处,因此用红外热像仪分别在主

轴的前轴承处表面,轴身中部表面和后轴承处表面布置测温点,在 $14\ 400\text{ s}$ (4 h) 内连续采集的,在 $12\ 000\text{ s}$ 时主轴停止旋转,开始降

温过程.得到温度变化曲线如图8所示.

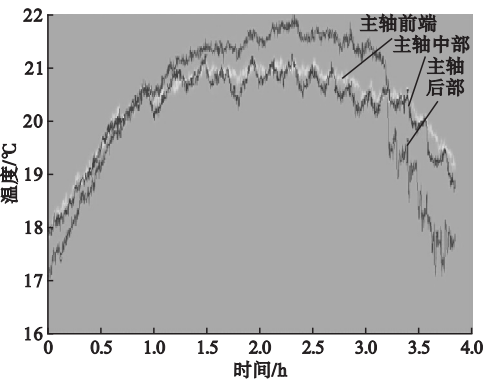


图8 实验测得主轴温度变化曲线

Fig.8 Spindle temperature curves experimental data

从温度变化曲线可以看出,在测试到6 000 s左右时主轴系统达到热平衡状态,主轴上最高温度为21.8℃,最低温度为16.1℃.停转前的实验数据与仿真得到的结果基本一致,说明仿真可以有效的反应实际温度变化情况.

主轴位移测量时,在主轴前端面连接标准检棒,在检棒上布置5个测量点,其中X方向两个测量点(近轴心点 X_2 ,远轴心点 X_1),Y方向两个测量点(近轴心点 Y_2 ,远轴心点 Y_1),Z方向测量点布置在检棒前端面上.由API主轴分析仪连接到5个测量点得到的位移量见表2.

表2 热平衡时各测量点的位移量

Table 2 Measurement point displacement at thermal equilibrium

方向	位移分量/ μm		差值/ μm
	远轴测点	近轴测点	
X	4	3	1
Y	14	10	4
Z	34	34	0

实验结果得出主轴转速为3 000 r/min时,达到热平衡时Z方向最大伸长量为34 μm ,Y方向位移量次之,X方向位移相对较小,且X、Y方向都是距离轴心越远位移量越大.

实验结果与热结构耦合仿真的结果位移

方向相同,仿真结果的位移量偏大,分析造成误差的原因:①热结构耦合仿真时,为了提高运算效率,对系统结构进行了简化,与实际存在差异;②有限元计算时的边界条件是通过理论公式计算得出的,与复杂的现实情况存在误差;③实验测量的检棒上的点与仿真得到的主轴前端面中心点存在距离,因此位移量有一定的差异.仿真得到的位移量与位移方向结果,基本反映了实验测得的情况,说明了热结构耦合仿真的有效性.

5 结 论

(1)应用COMSOL Multiphysics对TX1600G加工中心镗床系统进行热结构耦合仿真分析,得到的系统热平衡状态温度分布、位移分布与实验测得的结果基本一致,验证了热结构耦合仿真模型的正确性,可以在加工中心优化设计时用于计算系统的温度场和位移场,比实验方法效率高、成本低.相比于传统顺序耦合仿真方式,COMSOL Multiphysics软件多物理场耦合仿真更方便,更省时.该方法可以为高转速、高精度加工中心的优化设计,提供正确有效的技术支持.

(2)在环境温度为16℃的工况条件下, TX1600G加工中心镗床系统主轴以3 000 r/min的转速空转,6 000 s时达到热平衡状态,主轴实体内最高温度为21.9℃.主轴端面中心点总位移为39.29 μm ,位移分量最大为沿Z方向37.5 μm ,沿Y方向次之为12 μm ,沿X方向位移分量最小为4 μm ,因此控制Z方向(主轴伸长方向)的热变形可以较为明显地提高加工精度.

参考文献

[1] LI Z H, YANG J G, FAN K G, et al. Integrated geometric and thermal error modeling and compensation for vertical machining centers [J]. International journal of advanced manufacturing technology, 2015, 76(5-8): 1139-1150.

[2] WANG L, WANG H, LI T, et al. A hybrid

- thermal error modeling method of heavy machine tools in z-axis[J]. International journal of advanced manufacturing technology, 2015, 80(1-4):389-400.
- [3] CUI L Y, ZHANG D W, GAO W G, et al. Thermal errors simulation and modeling of motorized spindle[J]. Advanced materials research, 2011, 154-155:1305-1309.
- [4] ZHANG H, YANG J, ZHANG Y, et al. Measurement and compensation for volumetric positioning errors of CNC machine tools considering thermal effect[J]. The international journal of advanced manufacturing technology, 2011, 55(1-4):275-283.
- [5] 付世欣. 力热作用下机械结合面物理参数表征研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2013.
(FU Shixin. Research on mechanical parameter characterization of mechanical joints under force and heat[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013.)
- [6] DENG X, FU J, CHEN Z. Thermal-structure characteristics coupling analysis and optimisation for horizontal CNC machining centre spindle[J]. International journal of materials & structural integrity, 2014, 8(4):257.
- [7] 俞圣梅, 吴梅英. 数控机床的精度与温度[J]. 世界制造技术与装备市场, 2009(1):96-99.
(YU Shengmei, WU Meiyang. Precision and temperature of CNC machine tools[J]. Manufacturing technology and equipment market, 2009(1):96-99.)
- [8] 仇健, 刘启伟, 李晓飞, 等. 卧式数控机床主轴温度场分布及对机床热变形的影响[J]. 制造技术与机床, 2011(8):114-119.
(QIU Jian, LIU Qiwei, LI Xiaofei, et al. Spindle temperature field distribution of horizontal CNC machine tool and its effect on thermal deformation of machine tool[J]. Manufacturing technology & machine tool, 2011(8):114-119.)
- [9] 范开国. 数控机床多误差元素综合补偿及应用[D]. 上海:上海交通大学, 2012.
(FAN Kaiguo. Comprehensive compensation and application of multiple error elements for CNC machine tools[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2012.)
- [10] 邓小雷. 数控机床主轴系统多物理场耦合热态特性分析研究[D]. 杭州:浙江大学, 2014.
(DENG Xiaolei. Research on multi-field coupling thermal characteristics of spindle system of CNC machine tools[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2014.)
- [11] 孙军, 孔碧溪, 张祥, 等. 镗铣加工中心主轴系统热误差测量实验研究[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2017, 33(6):1107-1115.
(SUN Jun, KONG Bixi, ZHANG Xiang, et al. Experimental study on thermal error measure-
- ment of spindle system of boring and milling machine[J]. Journal of Shenyang jianzhu university(natural science), 2017, 33(6):1107-1115.)
- [12] KIM D H, SONG J Y. Development of thermal deformation compensation device and CNC based real-time compensation for advanced manufacturing[J]. International journal of automotive technology, 2013, 14(3):423-428.
- [13] DU Z C, YAO S Y, YANG J G. Thermal behavior analysis and thermal error compensation for motorized spindle of machine tools[J]. International journal of precision engineering and manufacturing, 2015, 16(7):1571-1581.
- [14] UHLMANN E, HU J. Thermal modelling of a high speed motor spindle[J]. Procedia cirp, 2012, 1(1):313-318.
- [15] CREIGHTON E, HONEGGER A, TULSIAN A, et al. Analysis of thermal errors in a high-speed micro-milling spindle[J]. International journal of machine tools and manufacture, 2010, 50(4):386-393.
- [16] LIU Q, YAN J, PHAM D T, et al. Identification and optimal selection of temperature-sensitive measuring points of thermal error compensation on a heavy-duty machine tool[J]. The international journal of advanced manufacturing technology, 2016, 85(1-4):345-353.
- [17] FANG B, GU T, YE D, et al. An improved thermo-mechanical model for vertical machining center[J]. The international journal of advanced manufacturing technology, 2016, 87(9/12):2581-2592.
- [18] LI Y, ZHAO W, LAN S, et al. A review on spindle thermal error compensation in machine tools[J]. International journal of machine tools and manufacture, 2015, 95:20-38.
- [19] 侯淑娟, 许立亭, 唐其寿, 等. 卧式铣镗床检验条件精度检验 第2部分: 台式机床: GB/T 5289.2—2000[S]. 北京: 国家质量技术监督局, 2000.
(HOU Shujuan, XU Liting, TANG Qishou, et al. Test conditions for boring and milling machines with horizontal spindle-Testing of the accuracy Part 2: table-type machines: GB/T 5289.2—2000[S]. Beijing: State Administration for Market Regulation, 2000.)
- [20] 谢黎明, 刘征文, 靳岚, 等. 整机热变形中测温点优化选择方法的研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2013(2):61-63.
(XIE Liming, LIU Zhengwen, JIN Lan, et al. Research on optimization selecting of temperature measurement points in compound machining center thermal deformation[J]. Combined machine tools and automated processing technology, 2013(2):61-63.)
- (责任编辑: 杨永生 英文审校: 刘永军)