

基于表面换热的机床主轴热误差有限元建模研究^①

韩 见^② 王立平 余联庆

(清华大学精密仪器与机械学系 北京 100084)

摘 要 在分析机床主轴的传热、散热机理的基础上,研究了机床主轴的热特性。首先将表面所交换的热量等效折算成整个截面上的体积热源,考虑主轴的热弹性有限元关系,建立了主轴系统热瞬态传热学的本构方程,并推导出节点温度的矩阵方程。然后分析了主轴的散热条件和边界条件,利用瞬态温度场及热弹性耦合场模型,得到主轴的温度变化过程。最后分析了各参数对热伸长和稳态时间的灵敏度影响。此研究为优化主轴结构设计、减少发热提供了理论指导,并提出了改善主轴热特性的措施,为后续的误差补偿研究奠定了基础。

关键词 机床, 主轴系统, 有限元法, 瞬态温度场

0 引 言

机床热误差是影响机床加工精度的主要因素之一^[1]。主轴系统作为机床的核心部件,其发热产生的热变形严重影响了机床的加工精度。误差避免和误差补偿是提高机床精度的两种主要方法。误差避免法是通过采用预加载调整、冷却机构元件以及增加机床刚性来减少加工误差。误差补偿法是通过合理的数学分析,建立预计机床误差,然后通过反馈系统进行误差补偿,从而降低甚至消除加工过程中可能会出现误差。计算技术和误差检测技术的快速发展使得建立机床热误差的模型成为可能。国内外许多研究者都分析了主轴的热特性,研究了在热弹性条件下的主轴热误差关系。Ohishi^[2]等研究了航空静态主轴轴承系统的热态特性并通过实验获得了其温度分布。Chio^[3]等利用有限元方法研究了主轴轴承系统的热特性,并提出了提高主轴系统性能的方法。近年来热误差的建模方法有大量文献报道。Chen 和 Chiou^[4]利用人工神经网络和多元线性回归补偿了主轴和丝杠的热误差,提高了加工中心的精度。模糊神经网络、灰度理论、遗传算法等模型^[5-8]也被用于建立热误差和温度之间的模型。张明华等^[9]基于有限元方法分析了高速电主轴的热态特性。项伟宏等^[10]通过实验方法建立了 TH6350 镗

铣加工主轴的主轴热误差模型。洪有为等^[11]利用有限元方法建立了龙门式加工中心 C 轴系统的瞬态温度场模型。值得注意的是,误差避免方法是在机床结构铸造、加工、装配之后的辅助工艺。而针对误差补偿的热误差建模补偿需要进行大量的实验,且其结果严重依赖于实验参数的训练条件。机床设计阶段普遍采用热对称结构,大部分零件主要采用尺寸对称设计。然而,即使由于个体结构的对称性,热源的偏差引起的不规则热分布使得热变形并不能完全消除。为了提高机床结构的性能,在设计阶段针对机床结构尤其是主轴系统进行热误差预估计,精确地计算温升和热变形,就可以以较低的成本对其进行改进,这种做法有实际意义。本文以一台精密镗铣床主轴为研究对象,对主轴系统进行了详细的热分析,确定其传热系数和边界条件,建立其主轴瞬态热传导的有限元方程,通过分析其主轴系统瞬态温度场热分布及其变形特点,提出了改善主轴热特性的方案。

1 主轴的温度场分析

一个典型的主轴结构如图 1 所示。主轴前面由双列圆柱滚子轴承和一对角接触球轴承辅助支撑,后端由一对双列圆柱滚子轴承支撑。机床处在内外

① 863 计划(2007AA042003)和国家自然科学基金(50775125)资助项目。

② 男,1987 年生,博士生;研究方向:机床误差补偿技术,先进制造装备;联系人,E-mail: j-han07@mails.tsinghua.edu.cn (收稿日期:2010-06-10)

热源作用下的一个非恒定复杂多变的温度场中。主轴系统的热源主要包括环境温度的变化、电机传热、轴承摩擦、切削热等产生的热。在实际生产中,一定条件下环境温度保持相对稳定性;精密加工中,主轴的切削深度、进给速度都不大,产生的热量都很小,而且加工点切削热绝大部分也都被切削液带走,所以加工点和进给系统的热变形对加工精度影响很小。在现代数控机床的设计中,主轴电机都远离主轴箱主体,因此电机发热对前端主轴热变形的影响远远小于主轴轴承。而主轴转速较高,轴承摩擦的发热量比较大,主轴的发热直接影响着主轴系统的热特性。

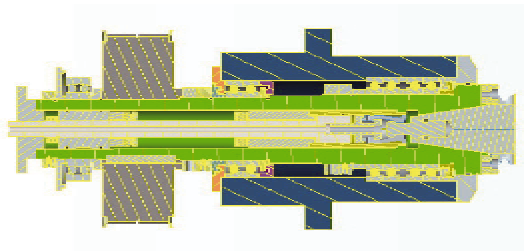


图1 主轴结构图

2 主轴的传热计算

为了获得主轴的热分布特性,必须先获得主轴的温度场分布,图2为主轴热传导模型。为简化分析,需考虑如下几点:

(1) 由于主轴轴向温度变化远大于径向,因此可以简化为一维方向的非稳态导热^[12]。

(2) 主轴系统温升一般在几度到几十度,可以忽略辐射影响,只考虑对流和导热。

(3) 主轴材料性能同质,各向同性,其导热系数 λ 和表面换热系数 h 均为常数,主轴截面积 A_c 保持不变。

(4) 主轴表面的换热热阻 $1/h$ 远大于主轴的导热热阻 δ/λ ,因此主轴任一截面上的温度分布可以认为是均匀的。

2.1 主轴传热控制方程

根据 Fourier 传热定律和能量守恒定律,可以建立主轴系统传热分析的控制方程^[13]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\dot{\Phi}}{\rho c} \quad (1)$$

其中: T 为主轴温度, $^{\circ}\text{C}$; $a = \lambda/(\rho c)$ 为热扩散率, m^2/s ; $\dot{\Phi}$ 为单位体积的热源强度, W/m^3 ; ρ 为材料密度, kg/m^3 ; c 为主轴材料比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

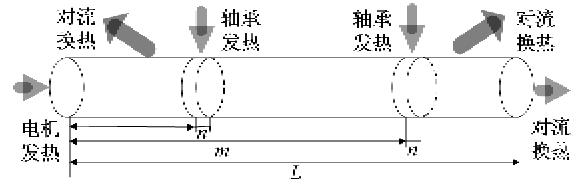


图2 主轴热传导模型

主轴系统的瞬态温度场还要满足下列定解条件:

(1) 边界条件

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = h(T - T_{\infty}) \quad (2)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=L} = h(T - T_{\infty}) \quad (3)$$

式中: h 为对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; T_{∞} 为环境温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 初始条件

$$T(x, y, z, t) \Big|_{t=0} = 20^{\circ}\text{C} \quad (4)$$

在这个问题的研究中,主轴表面并不是计算区域的边界(计算区域的边界是 $x = 0$ 和 $x = L$),但是通过表面所交换的热量可以等效折算成整个截面上的体积热源,如图3微元所示。

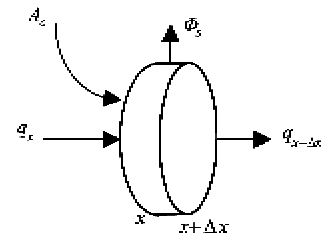


图3 一维热传导的热量守恒

取长度为 dx 的微元段来分析。参与换热的截面周长为 P ,则表面的总散热量为

$$\Phi_s = (Pdx)h(t - t_{\infty}) \quad (5)$$

当 $0 \leq x < a, a + c \leq x < b, b + c \leq x \leq L$ 时,相应的微元体积为 $A_c dx$,则折算的体积热源项为

$$\dot{\Phi} = -\frac{\Phi_s}{A_c dx} = -\frac{Ph(t - t_{\infty})}{A_c} \quad (6)$$

由于主轴是向外散热的,所以是负的热源,取负号。

当 $a \leq x < a + c$ 时,存在着主轴轴承的发热,所以有

$$\dot{\Phi} = \frac{q_1(Pdx) - \Phi_s}{A_c dx} = \frac{q_1 P - Ph(t - t_{\infty})}{A_c} \quad (7)$$

式中, q_1 为前轴承单位体积的发热强度, W/m^3 。

同理,当 $b \leq x < b + c$ 时,则有

$$\dot{\Phi} = \frac{q_2(Pdx) - \Phi_s}{A_c dx} = \frac{q_2 P - Ph(t - t_\infty)}{A_c} \quad (8)$$

式中, q_2 为后轴承单位体积的发热强度, W/m^3 。

2.2 主轴热源计算

热源计算是研究主轴温度场的基础,对于滚动轴承来说,其发热是由于轴承内外环、滚动体及保持架等各相对运动部件之间的摩擦而造成的,摩擦功耗可以表示为

$$H_f = 1.047 \times 10^{-4} nM \quad (9)$$

其中, H_f 为摩擦功耗, W ; n 为主轴转速, rpm ; M 为摩擦力矩, $N \cdot mm$ 。

根据 Palmgren^[14] 实验方法测定轴承摩擦力矩。轴承的摩擦力矩包括负载项 M_1 和速度项 M_0 两部分,即

$$M = M_1 + M_0 \quad (10)$$

负载项 M_1 反映了弹性滞后和局部流动滑动的摩擦损耗,可以按照下式计算:

$$M_1 = f_1 P_1 d_m \quad (11)$$

式中: d_m 为轴承直径, mm ; f_1 为与轴承类型和与所受负荷有关的系数; P_1 为确定轴承摩擦力矩的计算负荷, N 。

速度项 M_0 反映了润滑剂的流体动力消耗。当 $vn \geq 20000$ 时,有

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (vn)^{\frac{2}{3}} d_m^3 \quad (12)$$

当 $vn < 20000$ 时,有

$$M_0 = 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad (13)$$

式中: f_0 为与轴承类型和润滑方式有关的经验常数; n 为主轴轴承转速, rpm ; v 为在润滑剂的运动粘度, mm^2/s ; 在主轴高速旋转时, M_0 起主要作用。

2.3 对流换热系数的计算

主轴的换热形式主要为对流和辐射。对流传热包括自然对流和强迫对流。此处主要是主轴的旋转带动周围空气的流动形成的强迫对流传热。决定对流传热的换热系数的 Nusselt 准则为

$$h_c = \frac{\lambda N_\mu}{l_c} \quad (14)$$

其中, h_c 为对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; l_c 为特征尺寸, m ; λ 为导热系数, $W/(m \cdot K)$; N_μ 为 Nusselt 数。

强迫对流的 Nusselt 数计算公式为

$$N_\mu = 0.133 R_\mu^{\frac{2}{3}} P_r^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

$$R_\mu = u_c l_c / v \quad (16)$$

3 主轴系统瞬态温度场计算的有限元方法

根据相应的变分原理,满足式(1)及式(2)、(3)

和(4)的许可主轴温度场中,真实的温度场应使得以下泛函取得极小值^[14]:

$$\Pi = \int \left[\left(\frac{1}{2} \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \left(\frac{\dot{\Phi}}{\rho c} - \frac{\partial T}{\partial t} \right) T \right) \right] d\Omega \quad (17)$$

将单元离散为单元体,即 $\Omega \rightarrow \sum \Omega^e$, 在单元体内,可以根据节点数确定单元温度场的函数模式,即将单元的温度场函数 $T^e(x, y, z)$ 表示为节点温度的差值关系,有

$$T^e(x, y, z) = N(x, y, z) \cdot q_T^e \quad (18)$$

其中: $N(x, y, z)$ 为形状函数矩阵; q_T^e 为节点温度矩阵,表达式为

$$q_T^e = [T_1(t) \quad T_2(t) \quad \cdots \quad T_n(t)] \quad (19)$$

对于瞬态温度场,这里的节点温度 $q_T^e(t)$ 是随时间变化的,将式(18)代入式(17)中,并对 $q_T^e(t)$ 求变积分极值,即

$$\frac{\partial \Pi}{\partial q_T^e(t)} = 0$$

则有

$$C_T \dot{T} + K_T T = \Phi_T \quad (20)$$

其中, $C_T = \int \rho c N^T N d\Omega$, $\dot{T} = \frac{dq_T^e}{dt} = \left[\frac{dT_1}{dt} \quad \frac{dT_2}{dt} \quad \cdots \quad \frac{dT_n}{dt} \right]^T$ 。

上式是以时间为独立变量的线性常微分方程组,称为单元传热方程。其中 $[C_T]$ 为热容矩阵, $\{\dot{T}\}$ 为单元节点温度阵列, $[K_T]$ 为单元传热矩阵, $\{\Phi_T\}$ 为单元节点等效温度载荷阵列。该方程可以由模态法得到,首先要解特征问题:

$$(K_T - \lambda C) \bar{T} = 0 \quad (21)$$

每个特征向量 $\bar{T}_i$ 相对于 C 正则化,令 ϕ 为模态矩阵,它的第 i 列是正则化的特征矢量 $\bar{T}_i$ 。

$$\begin{aligned} \phi^T C \phi &= I \\ \phi^T K_T \phi &= \lambda \end{aligned} \quad (22)$$

式中, I 为单位矩阵, λ 为对角频谱阵。节点温度 T 和广义温度 Z 的关系是:

$$T = \phi Z \quad (23)$$

其中 Z 中的各项表示每个正则特征矢量对 T 作出的贡献。把式(23)代入式(20),再左乘 ϕ^T , 对于 $n \times n$ 的系统,可以得到 n 个解耦的方程,每个的形式如下:

$$\dot{Z}_i + \lambda_i Z_i = P_i \quad (24)$$

式中, $P_i = \phi_i^T \Phi_T$, 这里的 ϕ_i 是 ϕ 的第 i 列,对于每一个 i , 把式(24)相对于时间积分后可以得到 $Z =$

$Z(t)$, 由式(23)可以得到 $T = \{T(t)\}$ 。

4 有限元结果分析

主轴材料及空气的相关参数见表 1。当主轴转速为 3000rpm 时,其前后轴承的发热量分布为 196W 和 168W,折合成体热密度加载到主轴系统中。

表 1 材料的热物理参数

名称	45#钢	空气
导热系数 λ (W/(m·K))	48.15	—
比热 c (J/(kg·K))	469	1.0069
密度 ρ (kg/m ³)	7820	1.18
体胀系数 α (1/°C)	1.18×10^{-5}	—
弹性模量 E (GPa)	210	—
泊松比	0.3	—
运动粘度 ν (m ² /s)	—	15.06×10^{-6}

利用有限元软件 ABAQUS,将所得的热源以及边界条件等加入主轴模型求解,图 4 是主轴的稳态温度场分布。可以看出,主轴前轴承和后轴承的温升很高,最高温度发生在主轴前轴承点处。从图 5 可以得出,随着温度的升高,主轴前后端之间最高温度的温差逐渐增大,这将会引起机床主轴前端热应力和热应变的不均匀,引起主轴系统的倾斜。

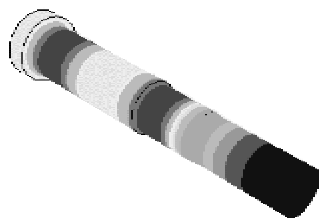


图 4 主轴热温度场分布

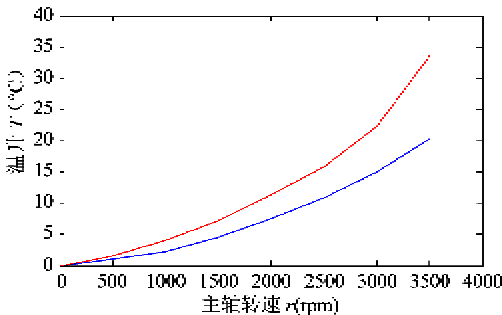


图 5 主轴前后轴承温度随转速的变化

选择主轴前端部一点为参考点,该点的热位移随时间变化而逐渐增加,直到达到平衡。图 6 反映了体胀系数 α 对最大位移的影响。从结果可以看出,最大位移和 α 成比例关系,当 α 较小时,最大位移也较小。

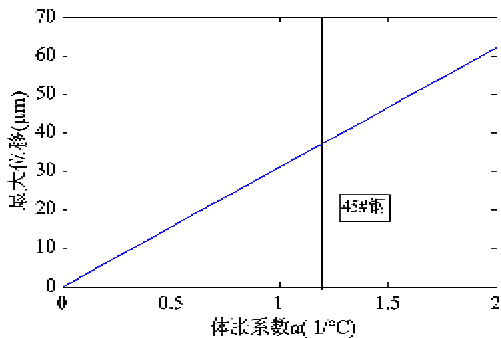


图 6 体胀系数对热位移的影响

图 7 和图 8 分布反映了热扩散率 a 和对流换热系数 h 对最大热位移的影响。可以看出,随着热扩散率和对流换热系数的增大,该参考点的最大位移都逐渐减小。

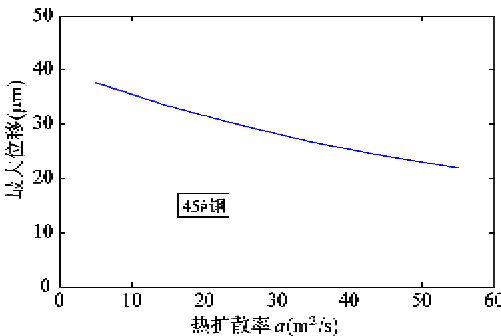


图 7 热扩散率对热位移的影响

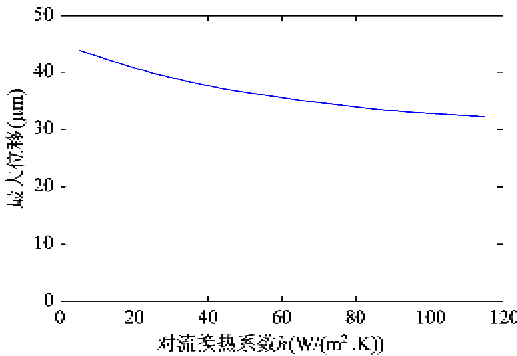


图 8 对流换热系数对最大位移的影响

通过上面分析,可以看出体胀系数 α 对最大位移影响最大,热扩散率 a 次之。通过定量分析几个

变量对最大热位移的影响,利用多线性回归方法,可以得到体胀系数 α 、热扩散率 a 、对流换热系数 h 对最大位移的敏感度分布为66%,19%,15%,如图9所示。

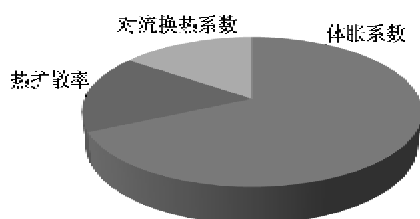


图9 参数对最大热位移灵敏度的影响

同理,可以分析各参数对系统达到稳态时间的影响。图10是对流换热系数对稳态时间的影响,可以看到,随着时间的增加,稳态时间成指数减小。当对流换热系数达到一定值之后,其对稳态时间的影响变小。同样利用多线性回归分析,可以得到热扩散率 a 、对流换热系数 h 、体胀系数 α 对稳态时间的敏感度影响分别为57%,42%,1%,体胀系数对稳态时间几乎没有影响。在机床主轴结构中,应该选择较小的体胀系数和较大的热扩散率和对流换热系数的材料来控制其最大位移,选择具有较大热扩散率可以减少达到热平衡的时间。

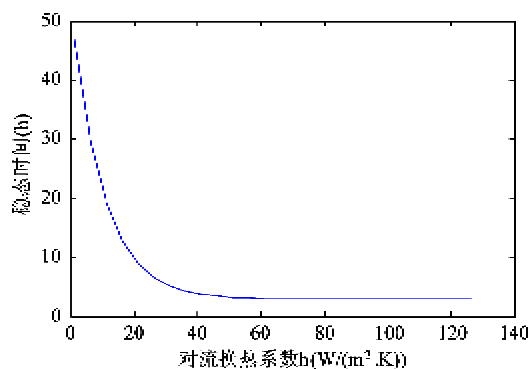


图10 对流换热系数对热平衡时间的影响

5 改善主轴系统热特性的措施

(1)降低系统的温升。在主轴材料选择上,尽可能选择体胀系数较小、热扩散率较大的材料。尽量减少主轴系统的热源数量,尽可能采用摩擦损耗较小的轴承,通过合理的预紧力以及先进的润滑手段等减少轴承系统的发热量。

(2)采用热对称的结构设计。如果温度场分布不对称,有可能使主轴产生较大的倾斜,影响加工精

度,通过主轴对称结构产生对称分布的温度场可以减少主轴的热倾斜。

(3)采用热变形补偿。误差检测技术和计算技术的快速发展,使得可以通过先进的检测技术和手段测量主轴轴端的热漂移和热倾斜,通过伺服机构给工件和刀具一个相应的补偿运动,以抵消主轴系统热位移造成的误差。

图11给出了误差补偿系统的简单框架,机床温度、主轴误差通过温度传感器,位移传感器等实时监测并将信号进行A/D转换进行数据采集。建立一定的训练模型建立主轴的热误差关系,然后通过实时向机床CNC控制器发出补偿脉冲,实现误差的实时补偿功能。这种热误差补偿技术,结构简单,成本低,对一般的精密型机床能满足要求。

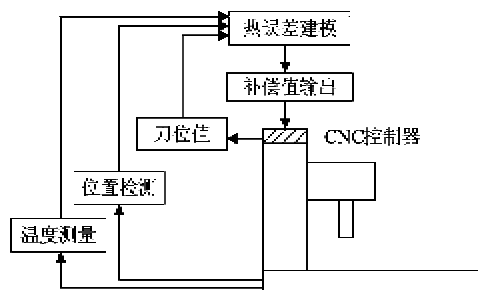


图11 机床主轴热误差补偿方案

6 结论

本文在分析机床主轴的传热、散热机理的基础上,将表面所交换的热量等效折算成整个截面上的体积热源,建立了主轴系统热瞬态传热学的本构方程,并推导出节点温度的矩阵方程。通过有限元分析的结果可以看出,随着温度的升高,主轴前后主轴的温差会逐渐增大,热应力和应变的不均匀将引起主轴的热倾斜。通过分析体胀系数、表面换热系数、热扩散率对最大位移和稳态时间的灵敏度影响,优先选择体胀系数较小,表面换热系数和热扩散率较大的材料为优化主轴结构提供了理论基础。同时提出了改善主轴热特性的措施和热误差实时补偿的方案,为后续工作奠定了基础。

参考文献

- [1] Bryan J. International status of thermal error research. *Annals of the CIRP*, 1990, 39(2): 645-656
- [2] Ohishi S, Matsuzaki Y. Experimental investigation of air spindle unit thermal characteristics. *Precision Engineering-Journal of the International Societies for Precision En-*

- gineering and Nanotechnology*, 2002, 26(1):49-57
- [3] Choi J K, Lee D G. Thermal characteristics of the spindle bearing system with a gear located on the bearing span. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 1998, 38(9):1017-1030
- [4] Chen J S, Chiou G. Quick testing and modeling of thermally-induced errors of CNC machine-tools. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 1995, 35(7): 1063-1074
- [5] Kang Y, Chang C W, Huang Y R, et al. Modification of a neural network utilizing hybrid filters for the compensation of thermal deformation in machine tools. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2007, 47(2): 376-387
- [6] Yan J Y, Yang J G. Grey system theory modeling for non-linear, dynamic machine tool thermal error. In: Proceedings of the 9th International Conference on Progress of Machining Technology, Kunming, China, 2009. 112-116
- [7] Li J W, Zhang W J, Yang G S, et al. Thermal-error modeling for complex physical systems: the-state-of-arts review. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2009, 42(1-2): 168-179
- [8] Chang C W, Kang Y, Chu M H, et al. An optimal estimation for neural network by using genetic algorithm for the prediction of thermal deformation in machine tools. In: Proceedings of the 5th International Conference on Control and Automation, Budapest, Hungary, 2005. 925-929
- [9] 张明华,袁松梅,刘强. 基于有限元分析方法的高速电主轴热态特性研究. *制造技术与机床*, 2008, (4):29-32
- [10] 项伟宏,郑力,刘大成等. 机床主轴热误差建模. *机械制造与机床*, 2000, (11):12-15
- [11] 洪有为,孙蓓蓓,黄惠兰等. 龙门式加工中心 C 轴系统瞬态温度场建模与仿真. *东南大学学报*, 2005, 35(2): 235-238
- [12] Kakac S, Yener Y. Heat conduction. Washington: Taylor & Francis, 1993. 80-81
- [13] 孔祥谦. 有限单元法在传热学中的应用. 第三版. 北京:科学出版社, 1998. 37-39
- [14] 戴曙. 机床滚动轴承应用手册. 北京:机械工业出版社, 1993. 294-295

Heat exchange based finite element analysis of thermal errors in machine spindles

Han Jian, Wang Liping, Yu Lianqing

(Department of Precision Instruments and Mechanology, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract

In this paper, the thermal characteristics of machine spindle systems are investigated based on the analyses of the mechanism of heat transfer and heat dissipation of a spindle. The heat exchanged through the surface is converted into the equivalent volume of heat source, and then, considering the coupling of elastic deformation and temperature, the heat conduction of a spindle system is modeled, in the meantime the matrix equation of nodes is deduced. Based on the numerical results, an iterative model of the spindle temperature and thermal deformation is acquired under the actions of thermal loads using the finite element analysis. The static/transient temperature field is calculated using the software. At last the impact of these parameters on the characteristics of thermal displacement and steady balance time are analyzed according to the results. The research results provide a theoretical foundation for optimizing spindle designs and the error compensation of a machine tool.

Key words: machine tool, spindle system, finite element method, transient temperature field