

坐标测量机动力学刚度估计与加速度误差补偿

韦进文^{1,2}, 郭俊杰¹

(1. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安; 2. 广西大学机械工程学院, 530004, 南宁)

摘要: 提出了用于坐标测量机(CMM)加速度误差补偿的气浮导轨的刚度和阻尼的估计方法. 利用 CMM 框架模型建立振动方程, 并转化为包含刚度和阻尼参数的惯性系统的频响函数形式. 通过试验测试了 CMM 系统的加速度频率响应, 由相应的 Bode 图而非 Levy 法估算了 CMM 气浮导轨的刚度与阻尼, 对参数辨识后的 CMM 系统进行模态分析, 从而得到了采用模态叠加法的加速度误差补偿模型. 试验表明, 用该方法进行的加速度误差补偿, CMM 测端处误差预测值与实测值的相关系数大于 0.7, 证明了该方法的可靠性.

关键词: 坐标测量机; 气浮导轨; 误差补偿

中图分类号: TH703.4; TH113.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)01-0047-05

Estimating Dynamic Stiffness of Coordinate Measuring Machine for Compensation of Acceleration Error

WEI Jinwen^{1,2}, GUO Junjie¹

(1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. School of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: A method to estimate the stiffness and damping of the aerostatics slideways of coordinate measuring machine (CMM) for the compensation of acceleration errors is proposed. The vibration equations of CMM are established from the framework model of CMM and transformed into the form of the frequency response functions (FRFs) of first order systems, where the identified parameters are contained. The FRFs are tested and then the stiffness and damping parameters can be identified with Bode diagram rather than Levy method. Modal analysis is performed on CMM system after the identification of stiffness and damping parameters. The acceleration errors are forecasted with modal superposition method. Experiments indicate that the cross-correlation coefficient between the measured errors and the forecasted errors at CMM probe tip is over 0.7, which verifies the effectiveness and reliability of the proposed method.

Keywords: coordinate measuring machine; aerostatics slideway; error compensation

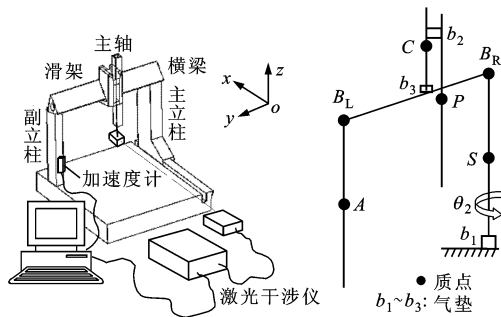
随着现代工业中坐标测量机(CMM)探测速度的提高, 动态误差有可能对其精度产生不容忽视的影响^[1]. 通常, CMM 的动态误差源于其低刚度部件在惯性力下的变形和偏移^[2-3], 尤其是气浮导轨的刚度与 CMM 的动态误差存在很大关联^[4]. 气浮导轨的刚度可用参数辨识^[5]或有限元方法评估^[6], 或者对单个气垫进行理论分析^[7], 实际应用中气垫的变

形还可用传感器实时测量^[8], 但这些方法都不能对 CMM 气垫-导轨运动副的加速度动态刚度进行准确估计. 因此, 本文提出了一种 CMM 刚度和阻尼的试验模态估计方法, 并进行了加速度误差的补偿.

1 移动桥 CMM 的动力学模型

如图 1 所示, 移动桥是坐标测量机中广泛采用

的结构. 桥架由于承载了全部的运动部件, 在 x 向加速度力的作用下将产生弯扭二维振动, 其中可能的变形有: 气垫 b_1 及主导轨绕 y 和 z 向轴线的弯曲和扭转变形; 气垫 b_2 、 b_3 绕 y 向轴线的弯曲; 横梁沿 x 向的弯曲和绕其轴线的扭转; 主立柱绕自身轴线的扭转; 主轴延伸过长时将产生 x 向的弯曲. 滑架的 y 向加速度只有在滑架-主轴体系不平衡时才可能使 b_2 、 b_3 产生绕 x 向轴线的扭转, 而主轴在 z 向加速度下通常不会产生惯性力的偏转或变形. 因此, CMM 的动态误差通常以 x 向为主.



(a)坐标测量机及测试系统 (b)测量机的框架模型

图1 移动桥式三坐标测量机

图 1a 中的 CMM 桥架的驱动点位于主立柱的底部, 在研究 x 向加速度产生的动态误差时, 可以根据 D'Alembert 原理, 将 CMM 看作主立柱底部固定的弹性框架(见图 1b), 其中将 3 组气垫简化为弹性元件, 其他刚性部件用无质量刚性杆和相应质点等效. 将刚性部件的实际变形折算到气垫上, 它们对气垫的弯矩和扭矩与其原型相等. 每个气垫都可产生绕 y 向轴线的弯曲和绕 z 向轴线的扭转, 共 6 个自由度, 但在 x 向惯性力作用下, b_2 和 b_3 的扭转很小, 可忽略. 采用 Lagrange 法建立的 CMM 振动微分方程为

$$\begin{aligned} & \left[\left(\frac{m_A}{4} + \frac{m_S}{4} + m_{B_L} + m_{B_R} \right) h_B^2 + m_C h_C^2 + m_P h_P^2 \right] \ddot{\theta}_1 - \\ & \left[\left(\frac{m_A}{2} m_{B_L} \right) l_A h_B + m_C l_C h_C + m_P l_C h_P \right] \ddot{\theta}_2 + \\ & (h_C - h_B) [m_C h_C + m_P h_P] \ddot{\theta}_3 - m_P (h_C - h_P) h_P \ddot{\theta}_4 + \\ & k_1 \theta_1 = -a \left[\left(\frac{m_A}{2} + \frac{m_S}{2} + m_{B_L} + m_{B_R} \right) h_B + m_C h_C + \right. \\ & \quad \left. m_P h_P \right] \triangleq a(f) q_1 \quad (1) \\ & - \left(\frac{m_A}{2} l_A h_B + m_{B_L} l_A h_B + m_C l_C h_C + m_P l_C h_P \right) \ddot{\theta}_1 + \\ & \left[(m_A + m_{B_L}) l_A^2 + (m_C + m_P) l_C^2 \right] \ddot{\theta}_2 - (m_C + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & m_P) l_C (h_C - h_B) \ddot{\theta}_3 + m_P l_C (h_C - h_P) \ddot{\theta}_4 + \\ & k_2 \theta_2 = a \left[(m_A + m_{B_L}) l_A + (m_C + \right. \\ & \quad \left. m_P) l_C \right] \triangleq a(t) q_2 \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (m_C h_C + m_P h_P) (h_C - h_B) \ddot{\theta}_1 - (m_C + m_P) l_C (h_C - \\ & h_B) \ddot{\theta}_2 + (m_C + m_P) (h_C - h_B)^2 \ddot{\theta}_3 - m_P (h_C - \\ & h_B) (h_C - h_P) \ddot{\theta}_4 + k_3 \ddot{\theta}_3 = -a (m_C + m_P) \\ & (h_C - h_B) \triangleq a(t) q_3 \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -m_P (h_C - h_P) [h_P \ddot{\theta}_1 - l_C \ddot{\theta}_2 + (h_C - h_B) \ddot{\theta}_3 - \\ & (h_C - h_P) \ddot{\theta}_4] + k_4 \theta_4 = a m_P (h_C - h_P) \triangleq a(t) q_4 \quad (4) \end{aligned}$$

式中: θ_1 、 θ_2 为广义坐标, 分别表示主立柱底端气垫的弯变形; θ_3 、 θ_4 分别表示滑架底端气垫和主轴气垫的弯曲变形, 它们的方向用右手法则确定(例如图 1b 中的 θ_2); m 表示质点的质量; a 表示加速度; l 和 h 表示质点到主立柱底端的水平和垂直距离. 将式(1)~式(4)按顺序排列整理并加入阻尼因素, 记为

$$\mathbf{M} \ddot{\boldsymbol{\theta}}^T + \mathbf{C} \dot{\boldsymbol{\theta}}^T + \mathbf{K} \boldsymbol{\theta}^T = \mathbf{a} \mathbf{q}^T \quad (5)$$

式中: $\boldsymbol{\theta}^T$ 、 $\mathbf{q}^T$ 均为 4×1 列向量; $\mathbf{M}$ 为正定对称的质量矩阵; $\mathbf{K} = \text{diag}(k_1, \dots, k_4)$ 为正定对角刚度矩阵; 与刚度矩阵相对应的对角阻尼矩阵 $\mathbf{C} = \text{diag}(c_1, \dots, c_4)$, 并用于模拟 CMM 的实际阻尼.

2 CMM 的频域试验模态分析

在式(5)中, 系统的频响函数矩阵为

$$\mathbf{H}(\omega) = [\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{j} \omega \mathbf{C}]^{-1}$$

即 $\boldsymbol{\theta}^T(\omega) = \mathbf{H}(\omega) \mathbf{a}(\omega) \mathbf{q}^T$ (6)

其中 $\mathbf{M}$ 可根据 CMM 部件的材料尺寸确定. 刚度矩阵和阻尼矩阵用试验模态分析(EMA)方法来估计.

2.1 广义坐标对加速度的频响函数谱

式(5)的 CMM 系统以探测加速度作为激励, 将式(6)按行拆为

$$\theta_i(\omega) / a(\omega) = \mathbf{H}_i(\omega) \mathbf{q}^T; \quad i = 1, \dots, 4 \quad (7)$$

$$\mathbf{H}_i = \frac{\{\mathbf{D}_{1,i}^*, \mathbf{D}_{2,i}^*, \mathbf{D}_{3,i}^*, \mathbf{D}_{4,i}^*\}}{\mathbf{D}}; \quad \mathbf{D} = \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{j} \omega \mathbf{C}$$

在式(7)中, $\mathbf{H}_i(\omega)$ 与系统的全部参数有关, 因此只需测出一个广义坐标对加速度的响应谱, 并用 Levy 法进行有理分式的拟合. 通过比较分子或分母同幂次的系数可以得到关于刚度及阻尼矩阵元素的方程组, 但该方法在多项式阶次较高时容易出现病态的问题^[9]. 由于 $\mathbf{K} + \mathbf{j} \omega \mathbf{C}$ 为对角矩阵, 因此式(6)还可变形为

$$\frac{1/k_i}{1 + j\omega c_i/k_i} = \frac{\theta_i(\omega)/a(\omega)}{q_i + \omega^2 \mathbf{M}_i \{\boldsymbol{\theta}(\omega)/a(\omega)\}^T} \quad i = 1, \dots, 4 \quad (8)$$

式(8)需要测出所有广义坐标对加速度的响应谱,该式的左边表明它是一个惯性系统(增益为 $1/k_i$, 时间常数为 c_i/k_i)的频率响应。在相应的 Bode 图中,可用 $\omega \rightarrow 0$ 低频渐近线确定增益 $1/k_i$, 用 $\omega \rightarrow \infty$ 高频渐近线确定时间常数 c_i/k_i 。因为 $\theta_1 \sim \theta_4$ 的加速度频响函数独立且与激励无关,因而它们可以在一次测试中同时测试也可以各自单独测试,而且由于考虑了全部广义坐标的频响函数,式(8)得到的参数估计将更可靠,因此用它来进行 CMM 系统参数的辨识。

2.2 试验装置及操作方法

试验中需要采集的数据包括作为激励的 CMM 的 x 向探测加速度 $a(t)$, 以及作为响应的气垫弯扭变形。对 $\theta_4(t)$ 的测量如图 2 所示, 将 2 个电感测微仪固定在 CMM 滑架上, 当主轴产生相对于滑架的偏转 θ_4 时, 测微仪的读数分别为 d_1 、 d_2 , 则 $\theta_4 \approx (d_2 - d_1)/l$, 用同样的方法可以测得 θ_3 。

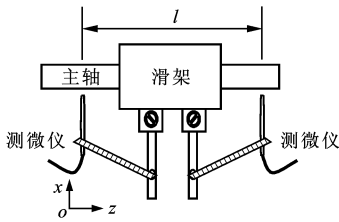


图 2 θ_4 的测量方式

由于图 1b 的模型把横梁及主立柱的惯性力变形等效到 b_1 的变形中, 所以用激光干涉仪测主立柱顶部的 x 向加速度偏移 δ_1 来计算 θ_1 ($\theta_1 = \delta_1/h_B$)。采用激光干涉仪测量副立柱底部的 x 向加速度偏移 δ_2 来计算 θ_2 ($\theta_2 = \delta_2/L_A$)。 δ_1 、 δ_2 各自需要动态和静态测量, 而静态测量即静态几何误差的测量需要在零加速度下逐点测量节点两处的几何误差, 动态测量则是在加速度探测下记录测量相同测点处的总偏差, 因此

$$\delta_1(t) = e_1(x(t)) - e_{s1}(x)$$

$$\delta_2(t) = e_2(x(t)) - e_{s2}(x)$$

3 试验结果及分析

本文以西安思源精密工程公司生产的 DMC655 移动桥式三坐标测量机(见图 1a, 未调试出厂)为试验对象, 其框架模型的质量和长度参数为 $m_A = 9$ kg, $m_{B_R} = m_{B_L} = 19$ kg, $m_C = 38$ kg, $m_P = 12$ kg,

$m_S = 35$ kg; $h_B = 1.2$ m, $L_A = 1.2$ m, $h_C = 1.3$ m, $L_C = 0.6$ m, $h_P = 0.9$ m。

试验所用的激光干涉仪为德国 SIOS 公司生产的 MI1500 型微型激光干涉仪, 采用的加速度小于 0.1 m/s², 采样频率为 60 Hz, 所有数据均采用国际标准单位。图 3 给出了试验结果, 其中图 3a 是一次测量 $\theta_1(t)$ 与 $a_1(t)$ 的结果, 而图 3b~图 3d 是另一次测量中同时测量 $\theta_2(t) \sim \theta_4(t)$ 与 $a_2(t)$ 的结果。 $\theta_3(t)$ 及 $\theta_4(t)$ 的测量结果显示了较明显的趋势项, 这可能是 CMM 结构中的间隙造成的, 应该采取去掉趋势项以及滤波等措施, 然后再进行傅里叶变换并计算频率响应谱和 Bode 图。图 4 给出了系统的 Bode 图, 其中纵坐标为

$$L_i(\omega) = 20 \lg \left| \frac{\theta_i(\omega)/a(\omega)}{q_i + \omega^2 \mathbf{M}_i \{\boldsymbol{\theta}(\omega)/a(\omega)\}^T} \right| \quad i = 1, \dots, 4$$

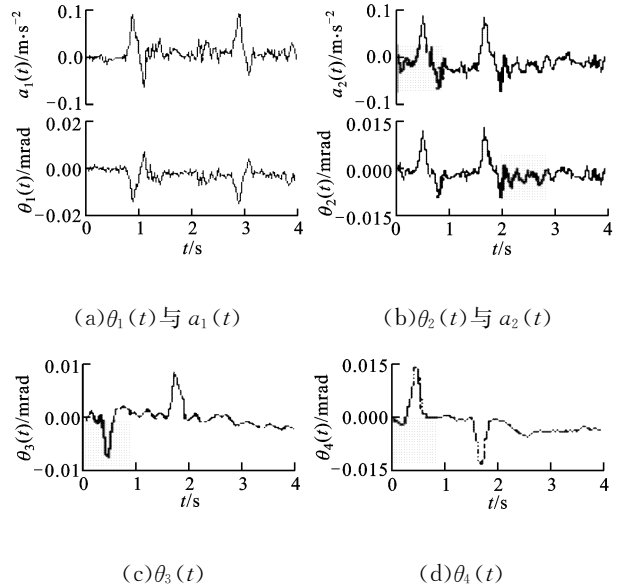


图 3 加速度及广义坐标的测量结果

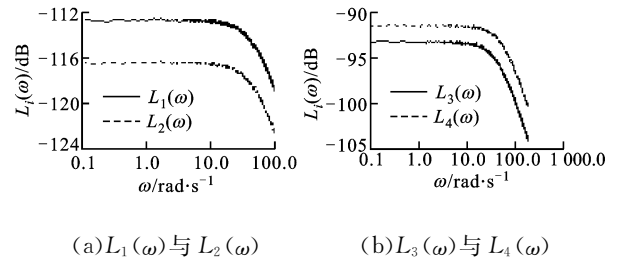


图 4 频响函数的 Bode 图

3.1 模态参数估计

在 Bode 图中, $L(\omega) = -20 \lg k_i - 10 \lg(1 + (\omega c_i/k_i)^2)$, 在 $\omega \rightarrow 0$ 处, $L_i(\omega) \rightarrow -20 \lg k_i$, 由此可得

$$\mathbf{K} \approx \text{diag}(10^{5.8}, 10^{5.6}, 10^{4.5}, 10^{4.6})$$

$L_i(\omega)$ 的 $\omega \rightarrow \infty$ 渐近线在 $\lg(\omega) = 0$ 处的截距为 $L_i(\omega) = -20\lg c_i$, 可得

$$\mathbf{C} \approx \text{diag}(10^{3.8}, 10^{3.6}, 10^{2.7}, 10^{2.911})$$

3.2 基于模态叠加的加速度误差补偿

CMM 的振动方程式(5)由于得到了刚度矩阵和阻尼阵而确立, 利用复模态理论可得 4 对共轭的复特征值 λ_i 及相应的 4×1 阶共轭复模态列向量 Ψ_i (见表 1). 在表 1 中, 第 1、2、7、8 阶为过阻尼模态, 这 4 阶模态以很高的速率无振荡衰减, 其余为欠阻尼振荡衰减模态, 其中共轭的第 5、6 阶模态衰减最慢, 是产生加速度动态误差的主要模态.

表 1 DMC655 型坐标测量机的模态

阶次	$\lambda_i / \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	Ψ_i^T
1	-3 485.6	$\{2.97 \times 10^{-3}, 3.33 \times 10^{-4}, -1.18 \times 10^{-1}, -2.53 \times 10^{-2}\}$
2	-218.73	$\{-2.21 \times 10^{-4}, 1.73 \times 10^{-4}, 1.47 \times 10^{-3}, -5.86 \times 10^{-3}\}$
3	-105.86 - j81.497	$\{1.58 \times 10^{-4} + j1.21 \times 10^{-4}, 2.39 \times 10^{-4} + j1.86 \times 10^{-4}, 3.97 \times 10^{-5} + j6.13 \times 10^{-5}, 3.26 \times 10^{-6} - j1.80 \times 10^{-5}\}$
4	-105.86 + j81.497	$\{1.58 \times 10^{-4} - j1.21 \times 10^{-4}, 2.39 \times 10^{-4} - j1.86 \times 10^{-4}, 3.97 \times 10^{-5} - j6.13 \times 10^{-5}, 3.26 \times 10^{-6} + j1.80 \times 10^{-5}\}$
5	-16.64 - j49.949	$\{2.57 \times 10^{-5} + j7.72 \times 10^{-5}, -3.42 \times 10^{-5} - j1.05 \times 10^{-4}, 3.07 \times 10^{-6} + j5.29 \times 10^{-5}, -1.66 \times 10^{-7} - j6.77 \times 10^{-5}\}$
6	-16.64 + j49.949	$\{2.57 \times 10^{-5} - j7.72 \times 10^{-5}, -3.42 \times 10^{-5} + j1.05 \times 10^{-4}, 3.07 \times 10^{-6} - j5.29 \times 10^{-5}, -1.66 \times 10^{-7} + j6.77 \times 10^{-5}\}$
7	-76.708	$\{-6.36 \times 10^{-5}, 7.07 \times 10^{-5}, 6.40 \times 10^{-4}, -2.16 \times 10^{-3}\}$
8	-59.166	$\{2.81 \times 10^{-5}, -9.55 \times 10^{-6}, -2.13 \times 10^{-3}, -5.96 \times 10^{-4}\}$

CMM 系统在加速度激励下的响应可通过模态叠加得到, 但这里只需保留第 5、6 阶模态, 得到系统的 4×4 阶脉冲响应函数矩阵为

$$\mathbf{h}(t) \approx \frac{\Psi_5 \Psi_5^T e^{\lambda_5 t}}{\Psi_5^T (2\lambda_5 \mathbf{M} + \mathbf{C}) \Psi_5} + \frac{\Psi_6 \Psi_6^T e^{\lambda_6 t}}{\Psi_6^T (2\lambda_6 \mathbf{M} + \mathbf{C}) \Psi_6} \quad (9)$$

$$\boldsymbol{\theta}^T(t) = \int_0^t [\mathbf{h}(\tau)] \mathbf{a}(\tau - t) \mathbf{q}^T d\tau$$

其中脉冲响应函数的延续时间取 4 个振荡周期: $8\pi/49.9 \approx 0.5$ s. 式(9)的脉冲响应函数矩阵决定于模态 $\{\lambda_5, \Psi_5\}, \{\lambda_6, \Psi_6\}$, 而测端的 (y, z) 坐标尤其是 y 坐标改变时, 这 2 阶模态也随之变化, 但可以核算, 它们随测端坐标的变化不大. 例如, 当 $l_C = 1.0$ m 时, $\lambda_5 = -15.23 - j47.9$, 而 $l_C = 0.2$ m 时, $\lambda_5 = -17.59 - j51.35$. 因此, 可以用测量空间中某

个位置上的 $\mathbf{h}(t)$ 作为整个测量空间的脉冲响应函数. 测端处的加速度误差为

$$e_a(t) = \{h_t, -l_t, h_B - h_t, -(h_C - h_t)\} \boldsymbol{\theta}^T(t) \quad (10)$$

式中: h_t, l_t 为测端到主立柱底端的垂直与水平距离. 以表 1 的模态 $\{\lambda_5, \Psi_5\}, \{\lambda_6, \Psi_6\}$ 对 DMC655 进行的仿真表明, 在 1 m/s^2 加速度下 DMC655 的测端误差达到了毫米级, 所以该 CMM 的刚度严重不足, 不适于高速测量.

图 5 是用该模态对 DMC655 的测端在 $l_C = 0.2$ m, $h_P = 0.7$ m, $x = 0 \sim 0.35$ m 的测量线上快速移动时的误差补偿效果. 从图中可看出剩余误差 $e_a(t) - e(t)$ 的幅度比 $e(t)$ 已大为减小, 且显示出白噪声的特性, 但是它与加速度还存在着一定相关性, 其相位与加速度相同而与实测加速度误差反相, 说明式(10)的误差模型产生了一定的过估计. 造成这种过估计的主要原因是忽略了其他阶模态以及 $\{\lambda_5, \Psi_5\}, \{\lambda_6, \Psi_6\}$ 模态随坐标的变化. 另外, 在进行气垫导轨刚度测试时, 如果 $\theta_2(t)$ 的测量结果中包含与测端误差无关的变形, 例如横梁的扭转以及副立柱的摆动, 也会造成加速度误差的过估计.

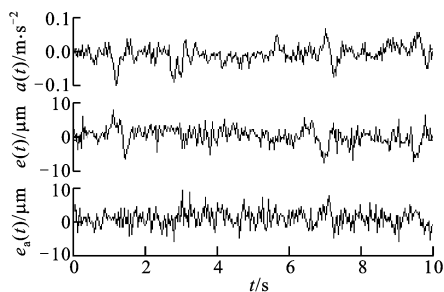


图 5 加速度误差补偿效果

利用 $e_a(t)$ 与实测值 $e(t)$ 的相关系数定义误差补偿率

$$\rho = \frac{R_{e,a}(0) - \mu_e \mu_a}{\sigma_e \sigma_a} \quad (11)$$

式中: $R_{e,a}(\tau)$ 表示 $e(t)$ 与 $e_a(t)$ 的互相关函数; μ_e 与 μ_a 分别为 $e(t)$ 与 $e_a(t)$ 的均值; σ_e 与 σ_a 分别为 $e(t)$ 与 $e_a(t)$ 的方差. 图 5 中的加速度误差的补偿率为 0.715 1.

4 结 论

由于坐标测量机的性能在很大程度上受自身刚度的影响, 因此刚度估计是 CMM 技术的重要环节, 而采用理论或仿真分析以及静态测试方法都不能给

出 CMM 刚度的真实估计. 因此, 本文采用了框架建模与试验模态分析相结合的方法, 从而得到了对 CMM 动态参数较准确的估计. 加速度误差测试的试验表明, 本文所提出的方法是可靠的, 即在不会扩大误差的基础上进行了有效的加速度误差补偿, 而试验上的简单实施又显示了该方法的实用价值.

参考文献:

- [1] PEREIRA P H. Characterization and compensation of dynamic errors of a scanning coordinate measuring machine [J]. Precision Engineering, 2007(31): 22-32.
- [2] 汪平平, 费业泰, 林慎旺. 柔性三坐标测量臂的标定技术研究 [J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(3): 284-287. WANG Pingping, FEI Yetai, LIN Shenwang. Calibration technology of a flexible coordinate measuring arm [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(3): 284-287.
- [3] 张国雄. 坐标测量机 [M]. 天津: 天津大学出版社, 2005: 346-349.
- [4] TUGRULÖ. Precision tracking control of a horizontal arm coordinate measuring machine in the presence of dynamic flexibilities [J]. Int J Adv Manuf Technol, 2006(27): 960-968.
- [5] SANTOLARIA J. Kinematic parameter estimation technique for calibration and repeatability improvement

- of articulated arm coordinate measuring machines [J]. Precision Engineering, 2008, 32(4): 251-268.
- [6] 刘悦, 汪劲松. 基于轴承及导轨接触刚度的混联机床静刚度研究及优化 [J]. 机械工程学报, 2007, 43(9): 151-155. LIU Ye, WANG Jinsong. Static stiffness research and optimization on a hybrid machine tool considering the stiffness of bearings and guideways [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(9): 151-155.
- [7] ZHANG J H. Analysis on motion stability of a high-speed rotor-bearing system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 18(2): 220-223.
- [8] WEEKERS W G. Compensation for dynamic errors of coordinate measuring machines [J]. Measurement, 1997, 20(3): 197-209.
- [9] 胡彦超, 陈章位. 实验模态分析中一种改进的傅氏域离散正交多项式 [J]. 振动工程学报, 2008, 21(1): 43-47. HU Yanchao, CHEN Zhangwei. A kind of improved discrete orthogonal polynomials in Fourier domain for experimental modal analysis [J]. Journal of Vibration Engineering, 2008, 21(1): 43-47.

(编辑 管咏梅)

2008 中国工程热物理学会燃烧学学术会议在我校召开

中国工程热物理学会 2008 燃烧学会学术会议暨国家自然科学基金燃烧项目进展交流会于 2008 年 10 月 25 日在我校开幕, 会议由中国工程热物理学会和国家自然科学基金委联合主办, 我校承办. 我校动力工程多相流国家重点实验室副主任黄佐华教授担任组委会主席, 车得福教授担任副主席, 来自全国近 60 所高校、研究所和设计院的近 400 位代表参会. 会议邀请前国际燃烧学会主席、美国国家工程院院士、普林斯顿大学机械航空航天学院 C. K. Law 教授做特邀报告. 国家自然科学基金委员会工程三处刘涛处长、纪军主任以及工程热物理学会秘书处的领导出席了会议. 我校卢天健副校长出席开幕式并致欢迎词.

燃烧学是近年来工程热物理学科申请和获批国家自然科学基金最多的研究领域. 燃烧学与能源和环境紧密相关, 属于国家重点支持的研究领域. 在 3 天的会议期间, 2005 年和 2006 年批准的国家自然科学基金项目 (共计 105 项) 的负责人汇报了基金项目的进展情况. 此次会议对于加强基金项目负责人之间的相互联系和学术交流, 为广大科学家全面地了解国家自然科学基金在本学科优先资助的领域, 也为有关科技管理部门和产业界了解本领域的科学发展动态、我国现有基础和关键科学问题等, 提供了有价值的参考.

我校近年来在替代燃料高效清洁燃烧研究领域取得了很好的成绩, 在国内外形成了一定的特色和优势. 会议在我校召开将对扩大我校燃烧学研究的影响和加强与国内学者的交流发挥重要作用.