

基于微定位工作台的精密磨削过程 动力学建模与误差补偿技术*

田延岭 张大卫 陈华伟 黄 田

(天津大学机械工程学院 天津 300072)

摘要：为了消除传统平面磨床砂轮振动对加工精度的影响，提出了采用自行设计的纳米级微定位工作台进行在线动态补偿的方法。为了对平面磨床的动平台上安装有微定位工作台的新型机床磨削过程的特性进行研究，分析了磨头 - 砂轮 - 微定位工作台组成系统的动力学行为。运用模态综合理论和拉格朗日方程建立了磨削过程模态坐标下的动力学模型，并利用状态空间方法得到了磨床在模态坐标下振动响应的数值计算公式。由振型叠加原理，得到具有微定位工作台补偿装置的新型平面磨床在物理坐标下的响应。在此基础上分析了磨床系统的动态特性和补偿前后的加工精度。仿真结果表明，采用微定位工作台进行在线振动补偿，可有效地提高加工工件的表面质量。

关键词：微定位工作台 平面磨床 动力学 模态综合

中图分类号：TH113.1

0 前言

利用精密平面磨床加工零件时，被加工工件的表面质量和几何精度取决于砂轮的形貌以及砂轮和工件之间的相对运动^[1]。但是在精密磨削过程中，由于砂轮的在线修整和砂粒脱落等原因必然造成砂轮的偏心，进而使砂轮产生强迫振动。砂轮的振动势必会直接反映到磨削工件上而影响加工的表面质量。由于砂轮的转速高达 3 000 ~ 6 000 r/min，要对频率为 50 ~ 100 Hz 的外界干扰进行补偿，其执行单元的响应频率需要更高。然而采用磨头进给的传统平面磨床，进给系统的惯量大、响应频率低。因此，很难进行在线动态补偿。

许多学者就如何最大限度地发挥传统磨床的潜力，并提高加工质量进行了探索性的研究^[2-5]。S. B. Rao 等^[6]利用 LVDT 在线测量主轴振动的误差信号，通过 AR 模型预测控制算法得出补偿电压的数值，进而通过液压缸驱动磨头进行在线补偿。由于采用液压驱动质量较大的磨头，因此驱动系统的响应频率较低，不能对较高频率的干扰信号进行补偿。Z. Zhong 等^[7]设计了一台三个压电陶瓷(PZT)驱动器控制的微定位工作台。通过对三个压电陶瓷的运动进行规划，可以用来磨削大曲率半径的球面透镜。J. D. Kim 等^[8,9]采用电容式位移传感器作为测量元件形成反馈回路，实时测量工作台的运动误差，通

过计算机控制压电陶瓷驱动器在线补偿工作台的运动误差。消除了工作台运动的几何误差，从而提高了加工的精度。但是这种动态补偿方法没有考虑到砂轮的振动对加工质量的影响。

在总结已有工作的基础上，提出了在线检测砂轮振动信号，利用压电陶瓷驱动的微定位工作台动态补偿砂轮振动的方法。该方法的特点为直接控制砂轮和工件之间的相对运动，从而可以有效抑制外界干扰对加工表面质量的影响，进而大大提高加工精度。为了对带有微定位工作台实时补偿装置的精密平面磨床的特性进行分析，利用模态综合理论和拉格朗日方程建立了磨头和微定位工作台组成系统的动力学模型。在此基础上分析了动态补偿前后工件的表面质量。

1 平面磨床的构成

具有在线动态补偿功能平面磨床的结构如图 1 所示。由于灰尘、砂粒脱落和热变形等因素的影响，砂轮会产生偏心。偏心产生激振力的大小与转速的平方成正比。在此激振力作用下，砂轮将在水平和垂直方向上产生简谐振动。为了准确拾取砂轮的振动信号，在砂轮前放置一个德国 PI 公司生产的 D-050 型电容式位移传感器测量砂轮垂直方向上的振动。该电容传感器的测量范围为 50 μm ，线性度小于 0.05%，动态测量范围为 0.3 ~ 10 000 Hz。测量信号经过后继变换电路输入到 A/D 转换器转换成数字信号。计算机通过编制好的控制算法快速计算出所需的补偿量，输出微定位工作台的控制电压。放

* 国家自然科学基金资助项目(50275104)。20040622 收到初稿，20041130 收到修改稿

置在平面磨床动平台上的微定位工作台根据控制电压的大小进行快速的补偿运动，从而提高加工工件的表面质量。

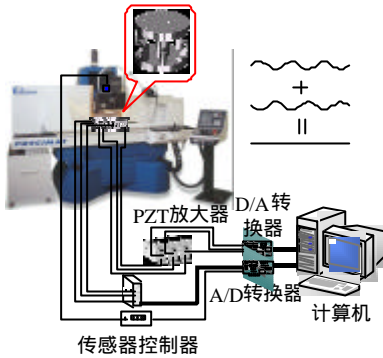


图 1 平面磨床砂轮振动动态补偿图

高性能的微定位工作台是实现砂轮振动动态补偿的关键环节^[10]。为了加工制造和装配的方便，该工作平台整体设计成圆柱形。三个 PI 公司生产的 P-844.10 压电陶瓷驱动器沿着运动方向以并联的方式驱动微定位工作台的动平台，使得微定位工作台具有 12 μm 垂向位移和小于 5 nm 的位移分辨率。由高性能弹簧钢制造的弹性铰链预紧环节实现对压电陶瓷驱动器的预紧，并提供垂向导向和侧向支撑的功能，从而使该微定位工作台的垂向固有频率达到 859 Hz。

2 动力学建模

具有微定位工作台动态补偿装置的平面磨床是一个多自由度耦合系统，其主要部件包括床身、立柱、磨头、磨床工作台和微定位工作台等。这些部件之间通过凸缘盘、螺栓和导轨等方式彼此连接在一起。连接部件之间的接触可以用弹簧阻尼部件来表征。由于立柱和床身之间、床身和地基之间、磨头和立柱之间的接触刚度很大，可以看成刚性连接。支架子系统可简化成密度为 ρ_1 、横截面积为 A_1 的 Euler 梁。将其与立柱连接的一端等效成固定支撑，另一端为自由状态。主轴子系统可简化成密度为 ρ_2 、横截面积为 A_2 的 Rayleigh 梁，将砂轮端等效为一个集中质量，另一端为自由状态。微定位工作台可简化成一单自由度的弹簧 - 阻尼 - 质量系统，其刚度和阻尼分别为 k_t 和 c_t 。将支架和主轴之间的前后轴承分别简化为刚度为 k_k 、 k_b 和阻尼为 c_k 、 c_b 的弹簧阻尼系统。磨削过程的作用等效为一个刚度为 k_g 的弹簧和阻尼为 c_g 的阻尼器。可得磨削过程的动力学模型如图 2 所示。

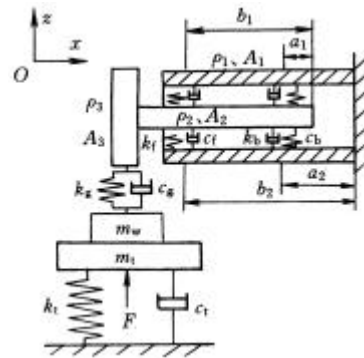


图 2 平面磨床动力学模型

2.1 支架子系统建模

假设支架子系统简化模型(Eular 梁)的各个截面中心在同一平面内，并忽略剪切变形和绕中性轴的转动惯量，由达朗伯原理可得支架子系统梁微元运动偏微分方程组为

$$\begin{cases} \rho_1 A_1 \frac{\partial^2 z_1}{\partial t^2} = -\frac{\partial F_{shl}}{\partial x_1} \\ \frac{\partial M_1}{\partial x_1} - F_{shl} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

- 式中 ρ_1 —— 支架子系统的密度
 A_1 —— 支架子系统的横截面积
 z_1 —— 垂向位移
 x_1 —— 长度方向的坐标
 M_1 —— 作用的弯矩
 F_{shl} —— 剪切力

对于 Euler 梁，存在本构关系

$$M_1 = E_1 I_1 \frac{\partial^2 z_1}{\partial x_1^2} \quad (2)$$

- 式中 E_1 —— 支架子系统梁单元的弹性模量
 I_1 —— 截面惯性矩

将式(2)代入式(1)，可得 Euler 梁模型下支架子系统的运动偏微分方程为

$$E_1 I_1 \frac{\partial^4 z_1}{\partial x_1^4} + \rho_1 A_1 \frac{\partial^2 z_1}{\partial t^2} = 0 \quad (3)$$

由式(3)可得 Euler 梁的振型函数的通解为

$$f_1(x_1) = B_1 \sin I_1 x_1 + B_2 \cos I_1 x_1 + B_3 \sinh I_1 x_1 + B_4 \cosh I_1 x_1$$

式中 $I_1^4 = \rho_1 A_1 \omega_1^2 / E_1 I_1$

考虑边界条件

$$\begin{aligned} x_1 = 0 \quad z_1 = 0 \quad \frac{\partial z_1}{\partial x_1} = 0 \\ x_1 = L_1 \quad \frac{\partial^2 z_1}{\partial x_1^2} = 0 \quad \frac{\partial^3 z_1}{\partial x_1^3} = 0 \end{aligned}$$

可得支架子系统的频率方程为

$$\cos I_1 L_1 \cosh I_1 L_1 = -1 \quad (4)$$

- 式中 L_1 —— 支架子系统的长度

利用数值计算方法求解式(4), 可得支架子系统的固有频率 ω_1 , 将其代入振型函数的通解, 即可求出支架子系统的振型矩阵, 进而得到支架子系统的模态质量和模态刚度如下

$$m_1 = \int_0^{L_1} r_1 A F_1^T(x_1) F_1^T(x) dx_1$$

$$k_1 = \int_0^{L_1} E_1 I F_1''(x_1) F_1''(x_1) dx_1$$

式中 F_1 —— 支架子系统的振型矩阵

设支架子系统广义坐标为

$$p_1 = [L, p_{1j_1}, L]^T$$

则支架子系统的广义动、势能为

$$E_{K1} = \frac{1}{2} \dot{p}_1^T m_1 \dot{p}_1 \quad E_{P1} = \frac{1}{2} p_1^T k_1 p_1$$

2.2 主轴子系统建模

将主轴子系统简化为 Rayleigh 梁模型, 同样利用达朗伯原理得其微元的运动微分方程组为

$$\begin{cases} r_2 A_2 \frac{\partial^2 z_2}{\partial t^2} = -\frac{\partial F_{sh2}}{\partial x_2} \\ r_2 A_2 \frac{\partial^2 q_2}{\partial t^2} = \frac{\partial M_2}{\partial x_2} - F_{sh2} \end{cases} \quad (5)$$

式中 r_2 —— 主轴子系统的密度

A_2 —— 主轴子系统的横截面积

z_2 —— 主轴子系统的垂向位移

x_2 —— 主轴子系统长度方向的坐标

M_2 —— 主轴子系统上的弯矩

F_{sh2} —— 主轴子系统上的剪切力

考虑 Rayleigh 梁的本构关系和位移协调条件, 可得 Rayleigh 梁模型下主轴子系统的运动偏微分方程为

$$E_2 I_2 \frac{\partial^4 z_2}{\partial x_2^4} - r_2 I_2 \frac{\partial^4 z_2}{\partial x_2^2 \partial t^2} + r_2 A_2 \frac{\partial^2 z_2}{\partial t^2} = 0 \quad (6)$$

式中 E_2 —— 主轴子系统梁单元的弹性模量

I_2 —— 主轴子系统的惯性矩

考虑边界条件, 得主轴子系统的频率方程为

$$\frac{-a_2^2 \cos a_2 L_2 + a_{24} b_2^2 \cosh b_2 L_2}{-a_2^2 \sin a_2 L_2 + a_{13} b_2^2 \sinh b_2 L_2} = \frac{C_{22}}{C_{21}} \quad (7)$$

式中 L_2 —— 主轴子系统的长度

r_3 —— 砂轮的密度

A_3 —— 砂轮的等效截面积

L_3 —— 砂轮的长度

$$a_2^2 = \frac{g_2}{2} + \sqrt{\frac{g_2^2}{4} + h_2} \quad b_2^2 = -\frac{g_2}{2} + \sqrt{\frac{g_2^2}{4} + h_2}$$

$$g_2 = \frac{r_2 w_2^2}{E_2} \quad h_2 = \frac{r_2 A_2 w_2^2}{E_2 I_2}$$

$$C_{21} = g_2 a_2 \cos a_2 L_2 - a_2^3 \cos a_2 L_2 + g_2 a_{13} b_2 \cosh b_2 L_2 + a_{13} b_2^3 \cosh b_2 L_2 + h_{24} \sin a_2 L_2 + h_{24} a_{13} \sinh b_2 L_2$$

$$C_{22} = -g_2 a_2 \sin a_2 L_2 - a_2^3 \sin a_2 L_2 + g_2 a_{24} b_2 \sinh b_2 L_2 + a_{24} b_2^3 \sinh b_2 L_2 + h_{24} \cos a_2 L_2 + h_{24} a_{24} \cosh b_2 L_2$$

$$a_{13} = \frac{a_2^3 - g_2 a_2}{b_2^3 + g_2 b_2} \quad a_{24} = \frac{a_2^2}{b_2^2} \quad h_{24} = \frac{r_3 A_3 L_3 w_2^2}{E_2 I_2}$$

利用数值计算方法求解式(7), 可得到主轴子系统的固有频率 ω_2 , 进而求出主轴子系统的主振型矩阵, 则可得主轴子系统的模态质量和模态刚度如下

$$m_2 = \int_0^{L_2} r_2 A_2 F_2^T(x_2) F_2^T(x_2) dx_2 + r_3 A_3 F_2^T(L_2) F_2^T(L_2)$$

$$k_2 = \int_0^{L_2} E_2 I_2 F_2''(x_2) F_2''(x_2) dx_2$$

设主轴子系统广义坐标为

$$p_2 = [L, p_{2j_2}, L]^T$$

则主轴子系统的广义动、势能为

$$E_{K2} = \frac{1}{2} \dot{p}_2^T m_2 \dot{p}_2 \quad E_{P2} = \frac{1}{2} p_2^T k_2 p_2$$

2.3 微定位工作台子系统建模

将微定位工作台等效为单自由度弹簧 - 阻尼 - 质量系统, 动平台和工件的质量为 $m_t = m_p + m_w$, z 向的等效刚度和等效阻尼分别为 k_t 和 c_t 。设微定位工作台的 z 向位移为 z_t , 可得其运动微分方程为

$$m_t \ddot{z}_t + c_t \dot{z}_t + k_t z_t = 0 \quad (8)$$

进而得到系统的广义动、势能和瑞雷能分别为

$$E_{K3} = \frac{1}{2} m_t \dot{z}_t^2 \quad E_{P3} = \frac{1}{2} k_t z_t^2 \quad E_{R3} = \frac{1}{2} c_t \dot{z}_t^2$$

2.4 轴承耦合子系统建模

将轴承子系统等效为两个弹簧 - 阻尼系统, 其刚度分别为 k_f, k_b , 阻尼分别为 c_f, c_b , 则轴承耦合子系统的刚度和阻尼矩阵分别为

$$k_s = \text{diag}(k_f, k_b) \quad c_s = \text{diag}(c_f, c_b)$$

利用支架子系统和主轴子系统的广义位移来建立轴承子系统的广义相对位移, 可以自动满足位移协调和力协调条件, 其具体表达式为

$$z_s = B_1 \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中 B_1 —— 约束矩阵

$$B_1 = \begin{bmatrix} -F_1(a_1) & -F_2(a_2) \\ -F_1(b_1) & -F_2(b_2) \end{bmatrix}$$

则轴承子系统的势能和瑞雷能分别为

$$E_{P4} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix}^T B_1^T k_s B_1 \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix}$$

$$E_{R4} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{p}_1 \\ \dot{p}_2 \end{bmatrix}^T B_1^T c_s B_1 \begin{bmatrix} \dot{p}_1 \\ \dot{p}_2 \end{bmatrix}$$

2.5 磨削过程子系统建模

当进行磨削加工时，砂轮和工件间的接触可以用一个弹簧阻尼器来代替。为了确定主轴子系统与微定位工作台子系统之间的联系，建立如下约束矩阵

$$B_2 = [F_2(L_2) - 1]$$

设磨削刚度和阻尼分别为 k_g 和 c_g ，则磨削过程子系统的势能和瑞雷能分别为

$$E_{p5} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} p_2 \\ z_t \end{bmatrix}^T B_2^T k_g B_2 \begin{bmatrix} p_2 \\ z_t \end{bmatrix}$$

$$E_{r5} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{p}_2 \\ \dot{z}_t \end{bmatrix}^T B_2^T c_g B_2 \begin{bmatrix} \dot{p}_2 \\ \dot{z}_t \end{bmatrix}$$

2.6 磨床子系统综合

将上述得到的磨床系统的总动、势能和瑞雷能分别为代入拉格朗日方程，可得磨床系统在广义模态坐标下的运动微分方程为

$$M\ddot{p} + C\dot{p} + Kp = F \quad (10)$$

式中 $p = [p_1^T \quad p_2^T \quad z_t^T]^T$

$$M = \text{diag}(m_1, m_2, m_t)$$

$$C = \text{diag}(B_1^T c_s B_1, c_t)$$

$$K = \text{diag}(k_1, k_2, k_t) + \text{diag}(B_1^T k_s B_1, 0) + \text{diag}(0, B_2^T k_g B_2)$$

F ——磨床所受到的模态力

将式(10)改写成状态空间的形式如下

$$\begin{bmatrix} \dot{p} \\ \dot{z}_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ \dot{p} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix} F \quad (11)$$

$$\text{令 } H = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \quad G = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix} \quad R = \begin{bmatrix} p \\ \dot{p} \end{bmatrix}$$

则磨床系统的振动方程可以表示为

$$\dot{R} = HR + GF \quad (12)$$

式(12)的通解可表示为

$$R(t) = \exp[H(t-t_0)]R(t_0) + \int_{t_0}^t \exp[H(t-t)] dt GF \quad (13)$$

为了便于数值计算，将式(13)离散化，可得状态从 t_0 时刻到 $t_0 + \Delta t$ 时刻的解析表达式为

$$R(t_0 + \Delta t) = \exp(H\Delta t)R(t_0) + \int_0^{\Delta t} \exp(Ht) dt GF = \exp(H\Delta t)R(t_0) + H^{-1}[\exp(Ht) - I]GF \quad (14)$$

利用振型迭加原理，可以得到磨床在物理坐标下 z 向的响应为

$$z_1 = \sum F_1 p_1 \quad z_2 = \sum F_2 p_2 \quad z_t = z_t \quad (15)$$

在磨削过程中，由于偏心的产生而引起砂轮的强迫振动，设偏心激振力为

$$F_1(t) = m_3 \omega^2 r \sin \omega t \quad (16)$$

将其转换成模态坐标下的模态力为

$$F_{21} = \int_0^{L_2} \mathbf{d}(x_2 - L_2) F_1(t) F_2^T(x_2) dx_2 = F_1(t) F_2^T(L_2) \quad (17)$$

设磨削力为 $F_2(t)$ ，则砂轮和微定位工作台受到的模态力分别为

$$F_{22} = \int_0^{L_2} \mathbf{d}(x_2 - L_2) F_2(t) F_2^T(x_2) dx_2 = F_2(t) F_2^T(L_2) \quad (18)$$

$$F_{t1} = -F_2(t) \quad (19)$$

因此，磨床系统受到的总模态力为

$$F = [0 \quad F_{21} + F_{22} \quad F_{t1}]^T \quad (20)$$

3 误差补偿方法

平面磨削加工的表面质量主要由砂轮和工件的相对位移确定。忽略砂轮形貌的影响，将材料特性的影响用塑性系数来表示，可得到工件的波纹度表达式如下

$$A = I(z_2 - z_t) \quad (21)$$

式中 A ——工件波纹度

I ——描述材料弹塑性的系数

为了消除在外力作用下，砂轮振动对加工工件表面质量的影响，微定位工作台需要对砂轮的振动进行实时的补偿。为实现对砂轮振动的补偿，微定位工作台的驱动力 F_d 可由下式确定

$$F_d = k_p A + k_d dA/dt + k_i \int A dt \quad (22)$$

式中 k_p ——比例环节系数

k_d ——微分环节系数

k_i ——积分环节系数

将驱动力转换成模态坐标下的模态力为

$$F_{t2} = F_d \quad (23)$$

则动态误差补偿后，磨床系统受到的模态力为

$$F = [0 \quad F_{21} + F_{22} \quad F_{t1} + F_{t2}]^T \quad (24)$$

将式(20)和(24)分别代入式(14)，可以计算出动态补偿前后砂轮和微定位工作台在模态坐标下的响应。运用振型叠加原理可以得到物理坐标下的响应。将其分别代入式(21)，可得动态补偿前后被加工工件的波纹度。

4 数值仿真

根据以上建立的模型，可以对磨床的动力学特

性进行仿真研究。仿真的参数通过磨床的技术说明手册和试验的方法得到,仿真物理参数如下。

支架的密度 $\rho_1: 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

主轴的密度 $\rho_2: 7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

砂轮的密度 $\rho_3: 11.6 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

动平台的质量 $m_t: 5 \text{ kg}$

支架的截面积 $A_1: 1 \times 10^{-2} \text{ m}^2$

主轴的截面积 $A_2: 1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

前轴承的等效刚度 $k_f: 1.2 \times 10^8 \text{ N/m}$

后轴承的等效刚度 $k_b: 2.4 \times 10^8 \text{ N/m}$

砂轮受到简谐激振力作用时,砂轮的响应曲线如图3所示。由图可以看出,当外界激振力为352 Hz、980 Hz和1323 Hz时,磨床系统将发生共振现象。利用微定位工作台对砂轮的振动进行动态补偿时,补偿的频率要尽量避开磨床系统的共振点,以免磨削时产生颤振现象从而降低加工的精度并加速砂轮的磨损。

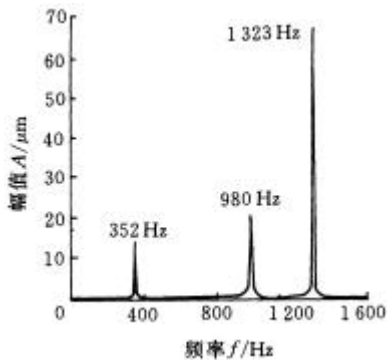


图3 砂轮振幅随激振频率变化曲线

图4为磨削等效刚度对磨床系统固有频率的影响。由图4可以看出,在没有进行磨削加工时,即磨削刚度为零时,磨床的第一阶固有频率为292 Hz,随着磨削刚度的增加,磨床系统的第一阶固有频率也随之增大。分析其原因为:在没有磨削时,磨头处于悬臂状态;开始磨削之后,相当于在砂轮处增加一个支点,所以系统的固有频率提高。

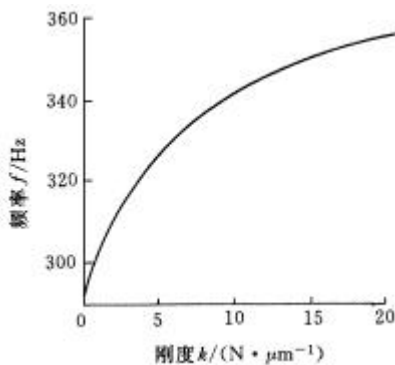


图4 磨削刚度对磨床固有频率的影响

图5为砂轮受到10 N阶跃磨削力作用时,平面磨床的支架-砂轮-微定位工作台组成系统的振动响应。由图5可以看出,各部件在阶跃磨削力作用下,均产生高频的振荡现象,由于阻尼的作用,振荡的幅值逐渐减小。砂轮的位移分别为0.7 μm,而微定位工作台的位移仅为42 nm。因此,该微定位工作台的刚度足够高,可以用来对砂轮的振动进行在线补偿。

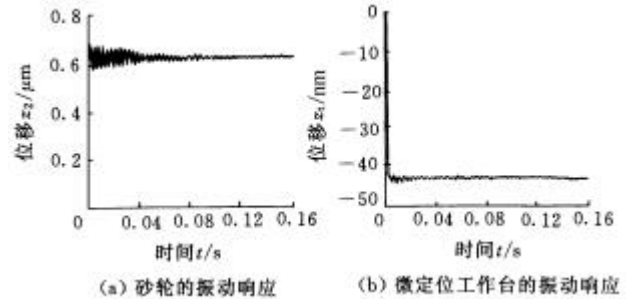


图5 阶跃磨削力下磨床的振动响应

为了验证微定位工作台对砂轮离心力引起的强迫振动的补偿作用,对磨削过程进行动态补偿前后磨削工件表面形貌进行了仿真,仿真结果如图6所示。由图6可以看出,进行砂轮振动的动态补偿以后,可以明显地减小磨削工件的波纹度。从而说明利用该微定位工作台可以动态补偿砂轮振动,进而达到提高加工质量的作用。

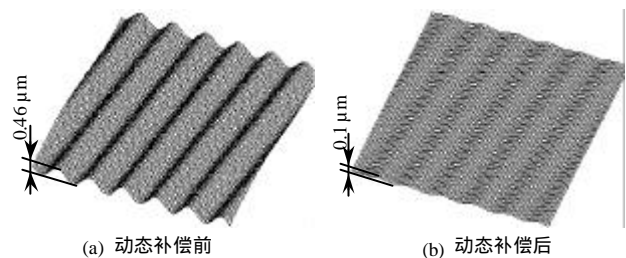


图6 动态补偿前后磨削工件表面

5 结论

(1) 为了提高数控平面磨床的加工精度,提出了利用高刚度、高响应速度的纳米级微定位工作台对砂轮振动进行在线振动补偿的方法。

(2) 为了研究改进后磨床系统的动态特性,利用模态综合方法和拉格朗日方程建立了模态坐标下系统的动力学模型。利用状态空间法得出了磨床系统在模态坐标下的响应数值计算公式。

(3) 对平面磨床在不同载荷作用下的动态特性进行了仿真研究。利用微定位工作台可以对砂轮在离心力作用下的强迫振动进行动态振动补偿。因此,

该平面磨床能够充分发挥其加工能力，并能够大大提高磨削加工的表面质量。

参 考 文 献

- 1 Gao Y, Zhang D W, Yu C W. Dynamic modeling of a novel workpiece table for active surface grinding control. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2001, 41(4) : 609 ~ 624
- 2 Orynski F, Pawlowski W. The mathematical description of dynamics of the cylindrical grinder. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2002, 42(1) : 773 ~ 780
- 3 Singhal P D, Kalisz H. The effect of workpiece dimensions and wheel parameters on the surface waviness during grinding. In: *Proceedings of the 6th International M.T.D.R. Conference, The Manchester College of Science & Technology, Oxford, New York: Pergamon Press, 1965: 629 ~ 648*
- 4 Uda Y, Kohno T, Yazawa T. In-process measurement and workpiece-referred form accuracy control system (WOR-FAC): application to cylindrical turning using an ordinary lathe. *Precision Engineering*, 1996, 18(1) : 50 ~ 55
- 5 Pakh H J, Lee D S, Jong H P. Ultra precision positioning system for servo motor-piezo actuator using the dual servo loop and digital filter implementation. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2001, 41(1) : 51 ~ 63
- 6 Rao S B, Wu S M. Compensatory control of roundness error in cylindrical chuck grinding. *Journal of Engineering for Industry, Trans. of the ASME*, 1982, 104(1) : 23 ~ 28
- 7 Zhong Z, Nakagawa T. Development of a micro displacement table for ultra-precision machining and grinding for curved surfaces by the use of it. *International Journal of Japan Soc. Prec. Engg.*, 1992, 6(2) : 102 ~ 107
- 8 Kim J D, Kim D S. Waviness compensation of precision machining by piezoelectric micro cutting device. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 1998, 38(10, 11) : 1305 ~ 1322
- 9 Kim J D, Nam S R. Development of a micropositioning grinding table using piezoelectric voltage feedback. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers Part B-Journal of*

Engineering Manufacture, 1995, 209(B6) : 469 ~ 474

- 10 张大卫, 田延岭, 王杏华, 等. 超精密磨削辅助工作台及结构静动态特性研究. *天津大学学报*, 2002, 35(4) : 506 ~ 510

MODELING OF PRECISION GRINDING PROCESS BASED ON MICRO-POSITIONING TABLE AND ERROR COMPENSATION TECHNOLOGY

*Tian Yanling Zhang Dawei
Chen Huawei Huang Tian
(School of Mechanical Engineering,
Tianjin University, Tianjin 300072)*

Abstract : In order to eliminate the influence of the wheel vibration on machining precision of the workpiece, a micropositioning workpiece table with nanometer resolution is utilized to implement dynamic compensation. In order to study the characteristics of the grinding machine modulate with micropositioning table, the modal synthesis method and Lagrange's equation are utilized to establish the dynamic equation of the intelligent grinding machine system. According to the fact, the whole system is divided into three subsystems connected by two constrain matrixes. Using the state-space method, the numerical solution is obtained. Then the response of the system can be achieved using the principle of modal superposition. Accordingly, the dynamic characteristics of the system and machining precision before and after compensation are analyzed. The simulation results show that the machining accuracy of the workpiece can be effectively improved by utilizing the micro-positioning workpiece table to implement dynamic compensation.

Key words : Micro-positioning table
Surface grinding machine
Dynamic modeling Modal synthesis

作者简介: 田延岭, 男, 1974 年出生, 博士。主要研究方向为机械动力学、精密工程和振动主动控制。发表论文 10 余篇。

E-mail : meytian@hotmail.com