

精密隔振器直接扰动的前馈抑制研究^{*}

孙煜^{1†} 程文宝¹ 俞开程² 杨晓峰^{1,2}

(1. 复旦大学 工程与应用技术研究院, 上海 200433)

(2. 复旦大学 微电子学院, 上海 200433)

摘要 随着科技的快速发展,半导体制造等高精度领域对振动控制提出了更高要求. 主动隔振器作为关键的振动控制技术,能够有效减小外部和内部振动对设备性能的影响. 然而,现有控制方法在应对高精度隔振系统中的挑战时仍存在局限,特别是在处理由运动台引起的直接扰动时. 本文提出了一种结合驱动力前馈与迭代学习控制的主动隔振新方案. 通过对隔振平台的动力学建模,深入分析了运动台引起的直接扰动,并设计了基于驱动力前馈补偿与迭代学习控制的双重策略. 前馈补偿通过精确预测并抑制运动台对隔振平台的部分扰动;迭代学习控制则通过多次迭代优化补偿策略,有效减小摩擦力等非线性扰动的影响,提升了系统的控制精度. 实验结果表明,该方法显著提高了系统的隔振性能,尤其在摩擦力扰动抑制方面取得了优异的效果.

关键词 主动隔振器, 直接扰动, 驱动力补偿, 迭代学习

中图分类号: TB535

文献标志码: A

Research on Feedforward Suppression of Direct Disturbances in Precision Vibration Isolators^{*}

Sun Yu^{1†} Cheng Wenbao¹ Yu Kaicheng² Yang Xiaofeng^{1,2}

(1. Academy for Engineering and Technology, Fudan University, Shanghai 200433, China)

(2. School of Microelectronics, Fudan University, Shanghai 200433, China)

Abstract With the rapid development of technology, vibration control in high-precision fields such as semiconductor manufacturing has become increasingly important. Active vibration isolators, as a key vibration control technology, can effectively reduce the impact of external and internal vibrations on equipment performance. However, existing control methods still face limitations when addressing the challenges of high-precision isolation systems, particularly when dealing with direct disturbances caused by the motion platform. This paper proposes a new active vibration isolation scheme that combines drive force feedforward and iterative learning control. By dynamically modeling the isolation platform, the direct disturbances caused by the motion platform are thoroughly analyzed, and a dual strategy based on drive force feedforward compensation and iterative learning control is designed. The feedforward compensation accurately predicts and mitigates part of the disturbances from the motion platform, while iterative learning control iteratively optimizes the compensation strategy, effectively reducing the influence of nonlinear disturbances such as friction and improving the control precision of the system. Experimental results show that the proposed method significantly improves the vibration isolation performance of the

2025-01-20 收到第 1 稿, 2025-02-13 收到修改稿.

^{*} 国家自然科学基金资助项目(62304045), 上海市扬帆计划资助项目(23YF1401600), National Natural Science Foundation of China (62304045), Shanghai Sailing Program (23YF1401600).

[†] 通信作者 E-mail: sunyu_aet@fudan.edu.cn

system, especially in terms of suppressing nonlinear disturbances.

Key words active vibration isolator, direct disturbance, driving force compensation, iterative learning

引言

随着全球科技的飞速发展,半导体技术作为现代信息社会的基石,扮演着至关重要的角色.半导体光刻机、半导体测量设备等在纳米级别的精度下进行操作,任何微小的振动都可能导致成像模糊、加工误差,从而影响整个制造流程的稳定性和可靠性^[1].在此背景下,主动隔振器作为一种关键的振动控制技术,能够有效地减小外部和内部振动对设备性能的影响,确保设备在高精度环境下的稳定运行.

在实际应用中,主动隔振器主要面临两类振动扰动^[2]:一是由地基传递而来的外部振动,这类振动通常具有随机性和低频特征^[3];二是由光刻机的工件台或其他测量设备引起的直接扰动,这些扰动通常具有重复性和周期性^[4,5].针对这两类扰动,现有研究已提出了多种控制方法,但在高精度要求的场景下仍然存在一定的局限性.目前,针对运动台直接扰动的抑制主要采用前馈控制^[4].这种控制方法通过利用已知的输入或扰动信号,在干扰发生前就通过控制器施加控制作用,从而减少扰动对被控量的影响.Yasuda^[6]通过前馈算法减少由平台移动引起的稳定时间,他们通过测量平台移动时的瞬态响应,离线计算前馈控制输入以抑制响应.Wakui^[7]使用前馈控制算法减少由平台移动引起的隔离台瞬态响应,同时利用气弹簧压力反馈机制补偿 X/Y 运动阶段导致的主机倾斜.在低加速度、低减速度和低扫描速度下,该方法能够有效补偿倾斜,但在高负载情况下,补偿效果受到一定限制.蒲华燕^[8]提出了一种滑模自适应前馈控制方案,用于抑制 X/Y 运动台带来的振动.然而,滑模控制在面对快速变化的外部干扰时,系统动态响应不如预期.郝晓弘^[9]通过迭代学习控制技术,在振动主动控制中对外界定频率扰动进行抑制,特别在低频信号的抑制方面表现出色.

尽管现有控制方法在一定程度上减轻了直接扰动的影响,但在高精度隔振系统中,尤其是面对摩擦力等非线性扰动时,仍存在一定的局限性^[10].这些非线性扰动常常难以通过传统的线性控制方法进行精确建模与补偿,导致系统在动态响应和稳态精度上存在较大的误差.因此,传统方法在高精度、复杂扰动环境下的应用效果受到限制,亟须更为精确和高效的控制策略来克服这些不足.本文提出了一种结合驱动力前馈与迭代学习控制的新型隔振方案.该方案通过两个层次的控制策略,实现了对各种扰动的全面抑制.

针对运动台运动引起的直接扰动,本文采用基于动力学建模的前馈补偿方法.通过建立隔振台与运动台的动力学模型,精确预测扰动的力学响应,并施加反向驱动力,提前抑制扰动的传递效应.前馈补偿的实时性和高效,使得振动在源头阶段就被大幅削弱.针对摩擦力扰动等非线性因素,本文引入迭代学习控制技术,通过多次循环学习残余振动模式并实时修正控制输入,实现了对复杂扰动的深度抑制.该方法特别适用于周期性、重复性扰动的抑制场景.通过前馈控制与迭代学习的结合,系统在动态响应和稳态精度上都得到了显著提升.

1 主动隔振平台的建模及直接扰动分析

1.1 主动隔振平台的建模

动力学模型是对隔振平台进行建模,可以提供动力学参考.隔振平台的动力学模型如图 1 所示.

(1)定义全局坐标系 $\sum O-XYZ$,其坐标原点位于负载平台处于初始平衡位置时的质心处,其 Z 轴与负载平台的上表面垂直, X 轴与负载平台的短边平行, Y 轴与负载平台的长边平行.

(2)定义负载平台连体坐标系 $\sum C-XYZ$,该坐标系的原点固定在负载平台的质心处,并且在初始状态时与全局坐标系 $\sum O-XYZ$ 完全重合.

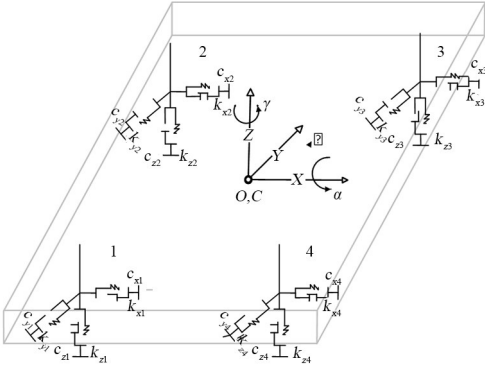


图1 隔振器动力学模型图

Fig. 1 The dynamic model diagram of the isolator

为了描述负载平台相对于全局参考坐标系 $\sum O-XYZ$ 的运动,定义弹性元件支撑点坐标为

$${}^C\mathbf{X}_{pi} = [L_{xi} \quad L_{yi} \quad L_{zi}]^T \quad (1)$$

其中,上标 C 代表连体坐标系 ($i=1,2,3,4$), L_{xi} 、 L_{yi} 、 L_{zi} 代表弹性元件支撑点坐标,且在初始状态时:

$${}^C\mathbf{X}_{pi} = {}^O\mathbf{X}_{pi} \quad (2)$$

由负载平台质心的位移 $\mathbf{X}_C$ 和角度 $\boldsymbol{\theta}_C$ 组合来表示隔振系统的矢量运动 $\mathbf{X}$:

$$\mathbf{X} = [\mathbf{X}_C^T \quad \boldsymbol{\theta}_C^T]^T = [x \quad y \quad z \quad \alpha \quad \beta \quad \gamma]^T$$

$$\mathbf{X}_C = [x \quad y \quad z]^T$$

$$\boldsymbol{\phi}_C = [\alpha \quad \beta \quad \gamma]^T \quad (3)$$

其中 x 、 y 、 z 为采用笛卡尔坐标描述的三个平动位移, α 、 β 、 γ 为采用布莱恩角坐标描述的三个转动位移,作用在负载平台的外力矢量 $\mathbf{F}$ (全局参考坐标系下) 包括作用在质心上的力矢量 $\mathbf{F}_C$ 和绕质心的力矩矢量 $\mathbf{M}_C$ 。

$$\mathbf{F} = [\mathbf{F}_C^T \quad \mathbf{M}_C^T]^T$$

$$\mathbf{F}_C = [F_x \quad F_y \quad F_z]^T$$

$$\mathbf{M}_C = [M_\alpha \quad M_\beta \quad M_\gamma]^T \quad (4)$$

微小转角的三角函数可做如下的简化:

$$\cos\alpha = c\alpha \approx 1 \quad \sin\alpha = s\alpha \approx \alpha$$

$$\cos\beta = c\beta \approx 1 \quad \sin\beta = s\beta \approx \beta$$

$$\cos\gamma = c\gamma \approx 1 \quad \sin\gamma = s\gamma \approx \gamma \quad (5)$$

忽略二次小量时,坐标系 $\sum C-XYZ$ 相对于坐标系 $\sum O-XYZ$ 的旋转矩阵可简化为:

$$\mathbf{R} \approx \begin{bmatrix} 1 & -\gamma & \beta \\ \gamma & 1 & -\alpha \\ -\beta & \alpha & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

根据坐标变换原理,隔振台四个支撑点在全局

坐标系下的位移和转角别为:

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_i &= \begin{pmatrix} \mathbf{X}_{pi} \\ \boldsymbol{\phi}_{pi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{X}_C + (\mathbf{R} - \mathbf{I}_3) \cdot {}^C\mathbf{X}_{pi} \\ \boldsymbol{\phi}_C \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \mathbf{I}_3 \mathbf{X}_C + \mathbf{U}_{pi} \boldsymbol{\phi}_C \\ \boldsymbol{\phi}_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{I}_3 & \mathbf{U}_{pi} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I}_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{X}_C \\ \boldsymbol{\phi}_C \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

上式中 $\mathbf{I}_3$ 为 3×3 的单位矩阵,其中

$$\mathbf{U}_{pi} = \begin{bmatrix} 0 & -L_{zi} & L_{yi} \\ L_{zi} & 0 & -L_{xi} \\ -L_{yi} & L_{xi} & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

根据动能计算的定义,振动台的动能为:

$$T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{X}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{X}} \quad (9)$$

对角质量矩阵 $\mathbf{M}$ 为:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{zz} \end{bmatrix} \quad (10)$$

其中 m 为隔振台的质量, J_{xx} 、 J_{yy} 、 J_{zz} 为隔振台绕质心三个方向的转动惯量。

根据系统的位移引起的弹簧的形变,可以计算出系统的势能:

$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \mathbf{P}_i^T \mathbf{K}_i \mathbf{P}_i, \quad (i=1,2,3,4) \quad (11)$$

其中每个弹簧三个方向的刚度 $\mathbf{K}_i$ 为:

$$\mathbf{K}_i = \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{yi} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{zi} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (i=1,2,3,4) \quad (12)$$

定义拉格朗日算子,表示系统动能与势能的差

$$L = T - V \quad (13)$$

此系统为 6 自由度系统,可以得到动力学方程:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial L}{\partial q_k} = F_k, \quad (k=1 \cdots 6) \quad (14)$$

其中 q_k 为广义坐标, F_k 为广义力,这里可以表示为:

$$q_1 = x, \quad q_2 = y, \quad q_3 = z$$

$$q_4 = \alpha, \quad q_5 = \beta, \quad q_6 = \gamma$$

$$F_1 = F_x, \quad F_2 = F_y, \quad F_3 = F_z$$

$$F_4 = M_\alpha, \quad F_5 = M_\beta, \quad F_6 = M_\gamma \quad (15)$$

考虑比例阻尼,化简公式(14),可以得到动力学方程:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (16)$$

$$C = \sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} c_{xi} & 0 & 0 & 0 & -c_{xi}L_{zi} & c_{xi}L_{yi} \\ 0 & c_{yi} & 0 & c_{yi}L_{zi} & 0 & -c_{yi}L_{xi} \\ 0 & 0 & c_{zi} & -c_{zi}L_{yi} & c_{zi}L_{xi} & 0 \\ 0 & c_{yi}L_{zi} & -c_{zi}L_{yi} & c_{zi}L_{yi}^2 + c_{yi}L_{zi}^2 & -L_{xi}L_{yi} & -c_{yi}L_{xi}L_{zi} \\ -c_{xi}L_{zi} & 0 & c_{zi}L_{xi} & -c_{zi}L_{xi}L_{yi} & c_{zi}L_{xi}^2 + c_{xi}L_{zi}^2 & -c_{xi}L_{yi}L_{zi} \\ c_{xi}L_{yi} & -c_{yi}L_{xi} & 0 & -c_{yi}L_{xi}L_{zi} & -c_{xi}L_{yi}L_{zi} & c_{yi}L_{xi}^2 + c_{xi}L_{yi}^2 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$K = \sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 & 0 & -k_{xi}L_{zi} & k_{xi}L_{yi} \\ 0 & k_{yi} & 0 & k_{yi}L_{zi} & 0 & -k_{yi}L_{xi} \\ 0 & 0 & k_{zi} & -k_{zi}L_{yi} & k_{zi}L_{xi} & 0 \\ 0 & k_{yi}L_{zi} & -k_{zi}L_{yi} & k_{zi}L_{yi}^2 + k_{yi}L_{zi}^2 & -L_{xi}L_{yi} & -k_{yi}L_{xi}L_{zi} \\ -k_{xi}L_{zi} & 0 & k_{zi}L_{xi} & -k_{zi}L_{xi}L_{yi} & k_{zi}L_{xi}^2 + k_{xi}L_{zi}^2 & -k_{xi}L_{yi}L_{zi} \\ k_{xi}L_{yi} & -k_{yi}L_{xi} & 0 & -k_{yi}L_{xi}L_{zi} & -k_{xi}L_{yi}L_{zi} & k_{yi}L_{xi}^2 + k_{xi}L_{yi}^2 \end{bmatrix} \quad (19)$$

1.2 直接扰动分析

本节将对直接扰动力进行分析。直接扰动指的是运动台对隔振台施加的力,源自运动台与隔振台之间的相互作用。

图 2 有一个沿着 X 轴运动台的质量块 m_1 , 相对于隔振台质心坐标位置为 $[x_{m1}(t), y_{m1}(t), z_{m1}(t)]$, 另一个沿着 Y 轴运动的质量块 m_2 , 相对于隔振台质心坐标位置为 $[x_{m2}(t), y_{m2}(t), z_{m2}(t)]$, 为方便分析,令 $x_{m2}=0, y_{m1}=0$ 。

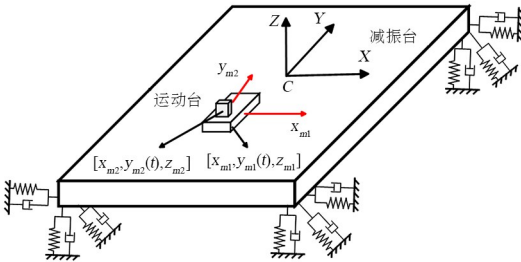


图 2 运动台与隔振台相互作用模型简图

Fig. 2 Schematic of the interaction model between the motion platform and the isolation platform

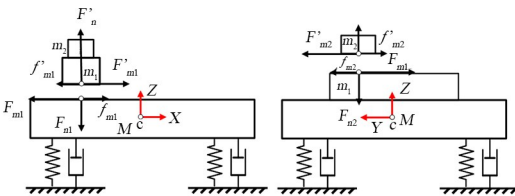


图 3 左图为受力分析正视图,右图为受力分析为左视图

Fig. 3 The diagram on the left is the force analysis in the front view, while the diagram on the right is the force analysis in the left view

广义力 F 为:

$$F = F_l + F_b + F_d \quad (17)$$

F_l 为电机的控制力, F_b 为大地振动扰动力,

F_d 为运动台导致的直接扰动力。

图 3 中,将运动台与隔振台看成 2 个子系统,然后将运动台对隔振台施加的力解耦到隔振台的质心上,其扰动力可以表示为:

$$F_d = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{m2} & y_{m2}(t) \\ z_{m1} & x_{m1}(t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & x_{m2}(t) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{m1} + f_{m1} \\ (m_1 + m_2)g \\ F_{m2} + f_{m2} \\ m_2 g \end{bmatrix} \quad (20)$$

式中 F_{m1} 、 F_{m2} 分别为两个运动台电机的驱动力,方向与运动台运动方向相反; f_{m1} 、 f_{m2} 为摩擦力,方向与运动台运动方向相同,具体的表达形式为:

$$\begin{aligned} f_{m1} &= f_{c1} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{m1}) + D_{e1} \dot{x}_{m1} + (f_{s1} - f_{c1}) e^{-(\dot{x}_{m1}/v_{s1})} \operatorname{sgn}(\dot{x}_{m1}) \\ f_{m2} &= f_{c2} \operatorname{sgn}(\dot{y}_{m2}) + D_{e2} \dot{y}_{m2} + (f_{s2} - f_{c2}) e^{-(\dot{y}_{m2}/v_{s2})} \operatorname{sgn}(\dot{y}_{m2}) \end{aligned} \quad (21)$$

f_{ci} 、 f_{si} ($i=1,2$) 分别为系统的库仑摩擦和静摩擦力; v_{si} ($i=1,2$) 表示为 Stribeck 效应有关的参数; D_{ei} ($i=1,2$) 为黏滞摩擦系数。

由于摩擦力的计算较为复杂,尤其是在动态情况下,传统方法难以精确建模,因此只采用控制力进行补偿,前馈补偿力 F_p 为:

$$\mathbf{F}_p = - \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{m2} & y_{m2}(t) \\ z_{m1} & x_{m1}(t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & x_{m2}(t) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{m1} \\ (m_1 + m_2)\mathbf{g} \\ \mathbf{F}_{m2} \\ m_2\mathbf{g} \end{bmatrix} \quad (22)$$

2 基于驱动力前馈的迭代学习控制

在控制系统中,迭代学习控制(ILC)是一种有效的控制策略,尤其适用于重复性扰动的场景.通过迭代学习,系统能够根据以往的扰动信息进行动态补偿,并逐步提高补偿的精度,从而有效减少扰动所带来的误差.在此系统中,剩余的摩擦力引起的扰动也可以通过迭代学习进一步进行补偿,进一步减小振动.

图4中 r 为隔振平台参考轨迹, C_{fb} 为隔振平台的控制器,根据文献[11]可以设计为天棚阻尼控制器; T_a 为电机解耦矩阵; T_s 为传感器解耦矩阵. P_0 为隔振平台的物理模型; F_d^j 为运动台的直接扰动; F_p^j 为前馈补偿力.

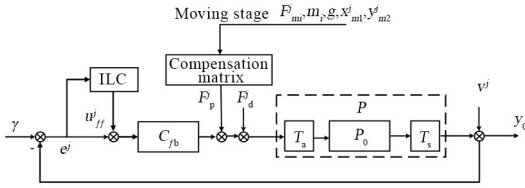


图4 基于驱动力前馈的迭代学习控制框图
Fig. 4 Iterative learning control block diagram based on drive force feedforward

在迭代学习控制中,控制器通过每次迭代更新补偿策略,使系统逐步收敛.迭代学习控制使用P型学习控制率,控制率的更新可以表示为:

$$u_{ff}^{j+1} = Q(u_{ff}^j + Le^j) \quad (23)$$

灵敏度函数和闭环传递函数分别为

$$S = \frac{1}{1 + PC_{fb}}, \quad G = \frac{PC_{fb}}{1 + PC_{fb}} \quad (24)$$

第 j 次和第 $j+1$ 次的收敛的稳态误差为:

$$e^j = Sr - Gu_{ff}^j - PSF_p^j - PSF_d^j - Sv^j \quad (25)$$

$$e^{j+1} = Sr - G[Q(u_{ff}^j + Le^j)] -$$

$$PSF_p^{j+1} - PSF_d^{j+1} - Sv^{j+1} \quad (26)$$

相邻两次的误差的差值为:

$$e_t^{j+1} = Q(1 - GL)e^j + (1 - Q)Sr - S(v^{j+1} - Qv^j) - PS(F_d^{j+1} - QF_d^j) -$$

$$PS(F_p^{j+1} - QF_p^j) \quad (27)$$

可以推出误差收敛条件为:

$$\|Q(1 - GL)\| < 1 \quad (28)$$

通过合理设计迭代学习的 Q 和 L 滤波器^[12]

使得误差收敛,其误差化简可以表示为:

$$e^\infty = Q(1 - GL)e^\infty + (1 - Q)Sr - S(1 - Q)v - PS(1 - Q)F_p - PS(1 - Q)F_d \quad (29)$$

$$e^\infty = \frac{(1 - Q)S}{1 - Q(1 - GL)}(r - v - PF_p - PF_d) \quad (30)$$

对于隔振系统来说,系统的参考轨迹 $r=0$,在不考虑传感器噪声的情况下,其收敛的稳态误差为:

$$e^\infty = -\frac{(1 - Q)S}{1 - Q(1 - GL)}P(F_d + F_p) \quad (31)$$

图5可以看出最终收敛的稳态误差值与补偿力 F_d 相关, F_d 被驱动力前馈方法手段有效补偿后,稳态误差快速收敛到需求区间内.

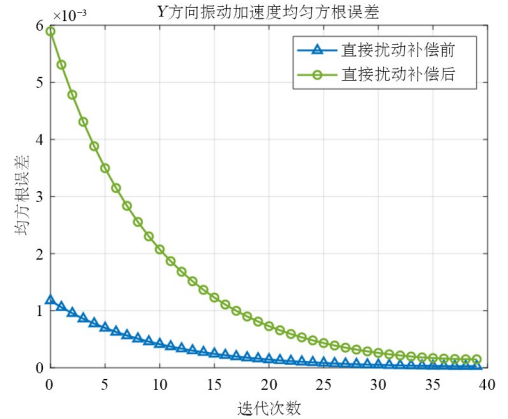


图5 Y方向隔振加速度均方根的仿真图
Fig. 5 Simulation graph of the root mean square of the isolation acceleration in the Y-direction

3 实验与结果

为了验证理论的正确性,搭建了如图6所示的主动隔振平台.该平台主要由以下部件组成:大理石基台、音圈电机、电机驱动器、加速度传感器、X和Y方向的运动工作台以及Speedgoat实时控制器.平台的四个角分别安装了四套主动隔振器,每

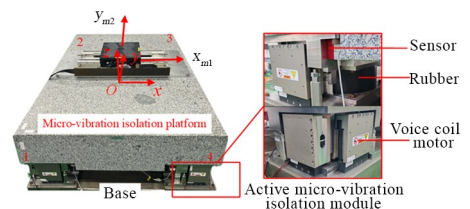


图6 实验平台示意图
Fig. 6 Schematic diagram of the experimental platform

套隔振器包括一个垂直方向的音圈电机、一个水平方向的音圈电机、一个垂直方向的加速度传感器以及一个水平方向的加速度传感器。

运动台方向的三阶轨迹设计如图 7 所示,位移为 50 mm,最大速度为 141 mm/s,最大加速度为 1678 mm/s^2 。

实验结果如图 8 和图 9 所示,分别展示了 Y 方向和 RX 方向的功率谱密度。可以观察到,只采用反馈控制时,功率谱密度在运动直接扰动作用下出

现多个频率的峰值,显著影响了隔振性能。而经过五次迭代学习后,功率谱密度的峰值明显降低,振动水平显著改善。此外,再引入驱动力前馈控制后,经过五次迭代学习,振动水平进一步下降,达到了更低的水平,进一步验证了该控制策略的有效性。

4 结论

本文提出了一种结合驱动力前馈与迭代学习控制的新型主动隔振方案,旨在提升高精度隔振系统的性能。通过对隔振平台的动力学建模,深入分析了由运动台引起的直接扰动,并设计了基于前馈补偿和迭代学习控制的双重策略。前馈补偿有效地预测并抑制了运动台对隔振平台的部分直接扰动。迭代学习控制则通过多次迭代优化补偿策略,针对摩擦力等非线性扰动进行迭代优化,从而实现了扰动的抑制。

实验结果表明,该方法在提升系统隔振性能方面有显著优势。经过多次迭代优化,系统的振动水平大幅降低,隔振效果进一步增强,验证了该控制策略在高精度隔振应用中的有效性和优越性。总体而言,结合前馈补偿和迭代学习控制的方案显著提升了隔振系统的性能,为高精度设备的稳定运行提供了更加可靠的振动抑制手段。

参考文献

- [1] GORDON C G. Generic criteria for vibration-sensitive equipment [C]//Vibration Control in Microelectronics, Optics, and Metrology. Bellingham, WA, USA: SPIE, 1992: 71–85.
- [2] 何果. 精密主动减振系统振动抑制研究与控制器实现[D]. 武汉: 华中科技大学, 2020.
- HE G. Research on vibration suppression and implementation of controller for precision active vibration isolation system [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2020. (in Chinese)
- [3] HUYNH T, LEE D H, KIM Y B. A study on robust noninteracting control system design with disturbance feedforward for 6-dof active vibration isolation platform [C]//2022 International Symposium on Semiconductor Manufacturing (ISSM). New York: IEEE, 2022.
- [4] PU H Y, LUO X, JIANG W, et al. Modelling and

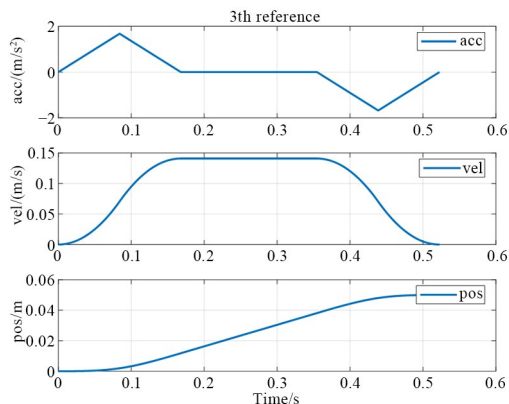


图 7 运动台位移、速度、加速度轨迹图

Fig. 7 Trajectory diagram of the displacement, velocity, and acceleration of the motion platform

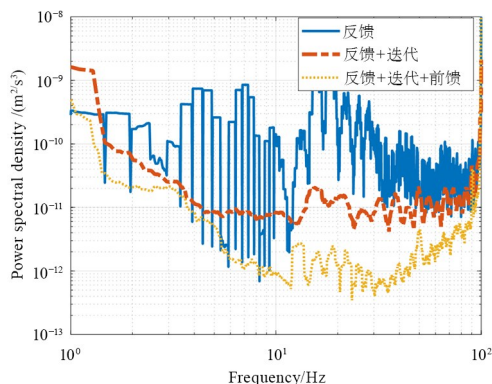


图 8 Y 方向加速度功率谱密度

Fig. 8 Acceleration power spectral density in the Y-direction

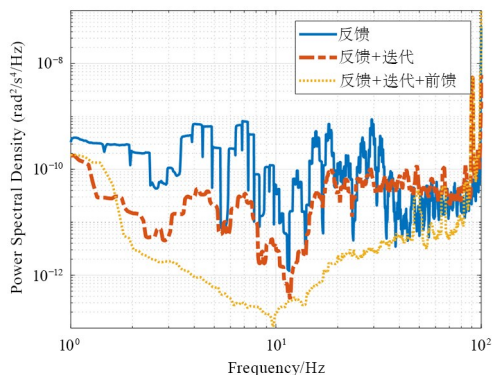


图 9 RX 方向角加速度功率谱密度

Fig. 9 Angular acceleration power spectral density in the RX direction

- control of hybrid vibration isolation system for high-precision equipment [C]//IEEE International Conference on Control and Automation. New York; IEEE, 2010. : 2152—2157.
- [5] 邓习树. 步进扫描光刻机模拟隔振试验平台主动减振系统研究[D]. 长沙: 中南大学, 2007.
- DENG X S. Study on active vibration-reduction system of simulated vibration-isolation testing table for-stepping and scanning lithography [D]. Changsha; Central South University, 2007. (in Chinese)
- [6] YASUDA M, OSAKA T, IKEDA M. Feedforward control of a vibration isolation system for disturbance suppression [C]//Proceedings of 35th IEEE Conference on Decision and Control. New York; IEEE, 1996: 1229—1233.
- [7] WAKUI S. Incline compensation control using an air-spring type active isolated apparatus [J]. Precision Engineering, 2003, 27(2): 170—174.
- [8] PU H Y, JIA W C, CHEN X D. Sliding mode control with adaptive feedforward compensator for ultra-precision active vibration isolation [C]//The 8th Annual IEEE International Conference on Nano/Micro Engineered and Molecular Systems. New York; IEEE, 2013: 316—319.
- [9] 郝晓弘, 张磊, 李恒杰. P型迭代学习控制在振动主动控制的应用[J]. 自动化仪表, 2009, 30(2): 47—49.
- HAO X H, ZHANG L, LI H J. Application of P-type iterative learning control in active vibration control [J]. Process Automation Instrumentation, 2009, 30(2): 47—49. (in Chinese)
- [10] FU X W, YANG X F, ZANCHETTA P, et al. An adaptive data-driven iterative feedforward tuning approach based on fast recursive algorithm; with application to a linear motor [J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2023, 19(4): 6160—6169.
- [11] LIU C N, CHEN L, LEE H P, et al. Generalized skyhook-groundhook hybrid strategy and control on vehicle suspension [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2022, 72(2): 1689—1700.
- [12] 宋法质, 刘杨. 精密运动系统迭代前馈控制方法及应用[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2022.
- SONG F Z, LIU Y. Iterative feedforward control with applications in precision motion systems [M]. Harbin; Harbin Institute of Technology Press, 2022. (in Chinese)