

文章编号 1004-924X(2012)12-2704-08

基于腹底式被动阻尼器抑制精密气浮工作台的定位噪声

张 山^{1*}, 王 雷²

(1. 山东科技大学 电气信息系, 山东 济南 250031;

2. 哈尔滨工业大学 超精密光电仪器工程研究所, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要:针对已开发的精密直线气浮工作台,设计了腹底式被动结构的阻尼器以解决静压气浮导轨传动阻尼小,抗干扰能力差等问题。设计的阻尼器由固定于气浮滑套下端面的阻尼片以及处于阻尼片正下方的阻尼油槽和阻尼油组成。通过实验获取了阻尼器的阻尼系数,继而建立了气浮工作台机电控制模型。仿真分析了阻尼器对工作台气浮噪声和动态特性的影响规律:随着阻尼的增大,气浮工作台的稳定裕度和衰减噪声的能力增加,但动态响应速度降低。实验表明,实验结果与所推导的气浮工作台特性一致,且增加阻尼系数为 $293.78 \text{ N/m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的阻尼器后,气浮工作台的定位噪声由 60 nm (峰峰值)降为 20 nm (峰峰值),位移灵敏度为 20 nm ,实验验证了采用此种结构的阻尼器可有效抑制精密气浮工作台定位噪声。

关键词:气浮工作台;气浮导轨;定位噪声;阻尼器

中图分类号:TP274;TH703 文献标识码:A doi:10.3788/OPE.20122012.2704

Suppression of positioning noise of precision air bearing stage based on abdominal and passive damper

ZHANG Shan^{1*}, WANG Lei²

(1. Department of Electrical Engineering & Information Technology,
Shandong University of Science & Technology, Jinan 250031, China;

2. Institute of Ultra-precision Optical & Electronic Instrument Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

* Corresponding author, E-mail: zhangshan212@gmail.com

Abstract: An abdominal and passive damper was developed and installed on an established precision air bearing stage to overcome the defects of an aerostatic guide such as less transmission damp and easier susceptibility. The damper is consisted of a damping disk fixed in the bottom of aerostatic guide and an oil groove directly under the disk. The damping coefficient was obtained by recommended experiments, and an electromechanical control model of the air bearing stage was established to describe the influence of the damper on the positioning noise and dynamic characteristic of the stage. Numerical simulation results indicate that the stability margin and noise suppression degree become much bigger

收稿日期:2012-10-08;修订日期:2012-10-30.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 50905046)

with increasing damping coefficient, while the dynamic response speed of the stage gets worse. Experimental results show that, based on the developed system and the same control parameters, the damping characteristics obtained by experiments agree with the theoretical results, and the damper with damping coefficient $293.78 \text{ N/m} \cdot \text{s}^{-1}$ suppresses the positioning noise of air bearing stage from 60 nm(pk-pk) to 20 nm(pk-pk) . Furthermore, positioning resolution of the stage with damper is 20 nm . It proves that the developed damper can suppress the positioning noise of the air bearing stage effectively.

Key words: air bearing stage; aero static guide; positioning noise; damper

1 引 言

随着高尖科技的不断创新与发展,对机械制造装备中工作台定位精度的要求已达到纳米级^[1-4],即能够实现纳米级分辨率的进给量和定位噪声。气浮导轨^[2-5]由于其静、动摩擦系数的差值极小,在低速条件下无爬行现象,无磨损、无发热等问题,且气膜对导轨制造误差有均化作用,而在高精度机械与仪器的工作台实现中得到了广泛的应用和研究。不过,目前普遍使用的气浮静压导轨都是基于传统节流方式的,其导轨气膜刚度和阻尼比较低,传动阻尼也较小,因此抗干扰能力较差^[2,6-8]。气浮导轨受到的干扰主要有两方面:一方面气膜间隙发生变化时容易产生波动,另一方面工作台气管、机电缆等也会形成扰动直接作用到气浮轴套上。针对气浮静压导轨抗干扰能力较差的特点,一些机构和学者对伺服控制的很多环节进行了探讨和改进。如在软件上,有人采用扰动观测器^[8]观测出等效干扰,然后在控制中引入等效补偿,实现了对干扰的抑制;但该方法计算量较大,对控制器的快速性提出了较高的要求。在硬件上,有人设计了新型的空气静压导轨^[9],但结构都很复杂,对加工工艺提出了很高的要求;也有人提出为空气静压导轨增添机械阻尼,如可控阻尼中的电流变阻尼^[10]等,该方法可实现加速段小阻尼定位段大阻尼的综合阻尼特性,但控制比较复杂且容易引进电磁干扰。另外,有人从扰动响应的传递函数分析^[11]入手,通过提高系统增益来实现高伺服刚度,或增大被控对象质量使其低增益来抑制扰动;但是高增益容易导致系统不稳定,很难同时获得高增益和良好的稳定性,而且大惯量的被控对象容易降低系统的动态特性。

本文在分析现有抑制气浮静压导轨噪声扰动方法的基础上,针对已开发的音圈电机驱动的用

于步进定位的精密气浮工作台,对基于阻尼油式阻尼器抑制工作台定位噪声进行了研究。为此,首先设计了合理布局的阻尼油式阻尼器,为精密气浮工作台增加运动方向的传动阻尼,以此来增加系统稳定性和衰减系统噪声,并给出了通过实验获取阻尼器阻尼系数的方法,继而建立了气浮工作台机电控制模型,仿真分析了阻尼器对工作台气浮噪声和动态特性的影响规律。最后,基于阻尼器对精密气浮工作台的性能进行了实验研究。

2 精密气浮工作台及新型阻尼器

2.1 精密气浮工作台组成

如图 1 所示,精密气浮工作台主要由直线气浮导轨、音圈电机(定子/转子)和工作台底座组成。其中,音圈电机定子与气浮套固联,定子与底座固联。音圈电机^[12-14]直接驱动方式避免了传动环节存在间隙而且具有无滞后、无齿槽效应、响应快、力特性好和控制方便等优点,适用于高速、高加速和高精度定位驱动场合。同时,为了降低设计和加工的难度,气浮工作台采用了单边驱动。

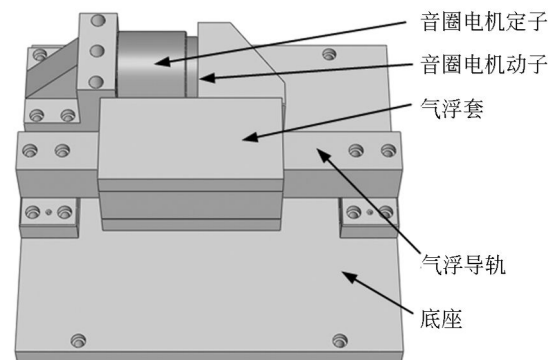


图 1 精密气浮工作台机械结构图

Fig. 1 Mechanical structure diagram of air bearing stage

2.2 阻尼器结构设计

比较常见的阻尼结构^[10]如图 2 所示,驱动电机置于气浮工作台内实现质心驱动,1 对电流变阻尼器位于气浮工作台两侧,这种结构对气浮工作台的结构设计和装配提出了较高的要求。如图 1 所示的单边驱动气浮工作台,如果采用阻尼器

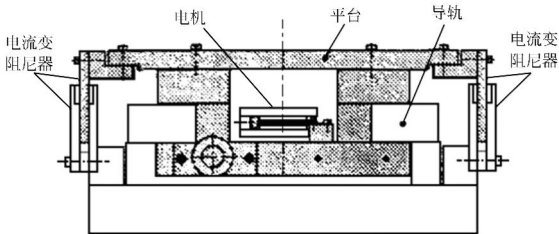


图 2 具有电流变阻尼的高精度气浮平台

Fig. 2 Aerostatic table system equipped with EFR dampers

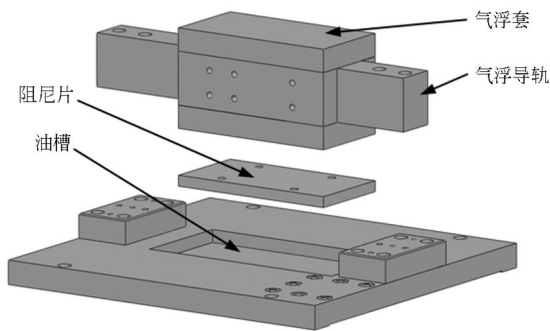


图 3 精密气浮工作台阻尼器结构图

Fig. 3 Damper structure of air bearing stage

两侧布局将使固定阻尼片的连接臂过长,而且要保证结构刚度必然会增加连接件质量,这些都不利于实现伺服系统的优良动态特性。因此,本文设计了如图 3 所示的阻尼器结构来达到增加伺服系统阻尼的要求,该阻尼器由固定于气浮滑套下端面的阻尼片、处于阻尼片正下方的阻尼油槽和阻尼油组成,阻尼油刚好没过阻尼片即可。其中,阻尼片摩擦面的大小和气浮套下端面等同,阻尼槽横向略宽于阻尼片横向尺寸,纵向尺寸可覆盖气浮套的行程范围,深度方向使阻尼油刚好没过阻尼片摩擦面即可。此种阻尼器的明显优势在于几乎不占用额外空间和不增加气浮套质量,而且不改变机械结构刚度。

2.3 阻尼器阻尼系数测试方法

精密气浮工作台实际运动过程中,音圈电机

驱动气浮套往复运动,同时阻尼片与阻尼油槽内的阻尼油相对运动产生液体内摩擦力和与速度方向相反的阻尼力。阻尼油是典型的牛顿流体,理论上,根据牛顿液体内摩擦定律,液层间的内摩擦力与液层接触面积及液层之间的速度成正比。但是,实际应用过程中,很难控制阻尼油刚好没过阻尼片摩擦面,这势必导致垂直气浮套运动方向的阻尼片端面与阻尼油也产生相互作用,同时,也存在气浮导轨中气体的非线性作用,使得阻尼器的阻尼系数难以满足牛顿液体内摩擦定律。所以在具体调制阻尼油时,推荐用实验方法测试的阻尼器阻尼系数。测试装置如图 4 所示,主要包括测速系统、精密气浮工作台及其阻尼器、滑轮和重物等。其中,测速系统在图中未画出,可选用光栅尺或激光干涉仪系统。测试基本原理为:重物在重力作用下通过滑轮拉动精密气浮工作台的气浮套运动,此时固定于气浮套上的阻尼片与油槽内阻尼油相对运动产生阻尼力,当阻尼力与重物重力相等时气浮套实现匀速运动,通过测速系统测得此时的速度,这样重物重力与速度的比值就是阻尼器在当前速度下的阻尼系数。

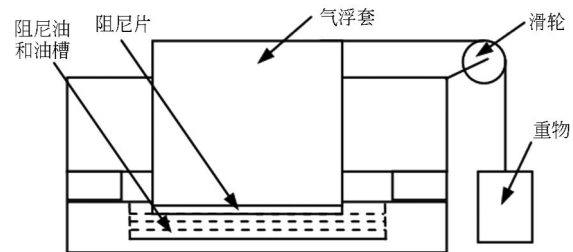


图 4 阻尼系数测试装置图

Fig. 4 Diagram of damping coefficient test device

3 精密气浮工作台及新型阻尼器理论研究

3.1 精密气浮工作台控制模型

根据精密气浮工作台的机电特性和阻尼器的阻尼特性,并考虑气体对气浮导轨的扰动作用,建立了如图 5 所示的机电控制模型。图中 K_c 为前置放大器增益, T 为命令滤波器时间常数, R 为电机电阻, L 为电机电感, K_e 为电机反电势常数, K_f 为电机推力常数, m 为负载质量, F_N 为气浮扰动

力, c 为阻尼器阻尼系数。

工作台采用位置环和电流环串联结构形式来提高控制系统响应速度,从而实现高速高精度的定位控制。位置环是系统外环,主要用于保证系统稳态精度和动态跟踪性能,直接关系到伺服控制系统的稳定与高性能运行。位置环控制器选用微分先行 PID 算法,其特点是只对输出量进行微分,而对给定值不进行微分。这样,在改变给定值时,输出不会突变,而被控量的变化通常是比较缓和的。因此,这种输出量先行微分控制^[15]适用于给定值频繁升降的场合,可以避免给定值升降时引起系统振荡,明显地改善了系统的动态特性。电流环控制器采用 PI 调节器,希望电流环做到无稳态误差,保持电枢电流在电机起动过程中不超过允许值,并对电压波动和负载扰动即时调节。

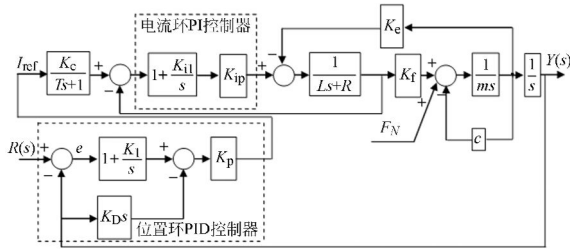


图 5 加阻尼后精密气浮工作台控制框图

Fig. 5 Control diagram of air bearing stage with damper

3.2 阻尼器作用规律研究

依据图 5,从指令 r 到位移输出 y 的传递函数为:

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_6 s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}, \quad (1)$$

式中:

$$\begin{aligned} a_6 &= mL T \\ a_5 &= mRT + mL + mK_p T + LTc \\ a_4 &= mR + K_f K_e T + mK_p + mK_{il} K_p T + RTc + \\ &\quad Lc + TK_p c \\ a_3 &= K_D K_p K_c K_p K_f + K_f K_e + mK_{il} K_p + Rc + \\ &\quad K_p c + TK_p K_{il} c \\ a_2 &= K_p K_c K_p K_f K_D K_{il} + K_p K_c K_p K_f + K_p K_{il} c \\ a_1 &= K_p K_c K_p K_f (K_{il} + K_I) \\ a_0 &= K_p K_c K_p K_f K_I K_{il} \\ b_2 &= K_p K_c K_p K_f \\ b_1 &= K_p K_c K_p K_f (K_I + K_{il}) \\ b_0 &= K_p K_c K_p K_f K_I K_{il} \end{aligned}$$

从扰动噪声 F_N 输入到因扰动输出位移 y_N 的传递函数如式(2):

$$\frac{Y_N(s)}{F_N(s)} = \frac{s(b_3' s^3 + b_2' s^2 + b_1' s + b_0)}{a_6 s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}, \quad (2)$$

式中: $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$ 和 a_6 同式(1);

$$\begin{aligned} b_3' &= LT \\ b_2' &= L + RT + K_p T \\ b_1' &= R + K_p + K_p K_{il} T \\ b_0' &= K_p K_{il} \end{aligned}$$

从传递函数可以看出,阻尼的加入使得分母的 a_2, a_3, a_4 和 a_5 发生变化,从而对传递函数的中、高频特性产生影响。为了方便比较,在 Matlab 环境下,保持已调好的控制参数不变,同时在保持负载不变的情况下,逐渐增加阻尼器的阻尼系数,仿真分析了其对精密气浮工作台控制系统性能的影响。仿真表明,随着阻尼系数的逐渐增大,工作台控制系统频域各项性能指标呈现递增或递减趋势。为了在图中较清晰展示其影响规律,这里以阻尼系数 $2\,000\text{ N/m} \cdot \text{s}$ 、 $5\,000\text{ N/m} \cdot \text{s}^{-1}$ 为代表进行分析说明。以下分析中将阻尼系数的单位省略不写,默认为 $\text{N/m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

基于上述精密气浮工作台控制模型,仿真结果为:闭环频率响应 Bode 图如图 6 所示,开环频率响应 Bode 图如图 7 所示,噪声扰动 F_N 到工作台位移 y_N 输出的 Bode 图如图 8 所示。从图中可以看出:无阻尼、阻尼系数为 $2\,000$ 和阻尼系数为 $5\,000$ 分别对应的带宽为: 98.1 、 60.9 和 38.3 Hz ;分别对应的增益裕度为: 31.3 、 34.4 和 37.7 dB ;

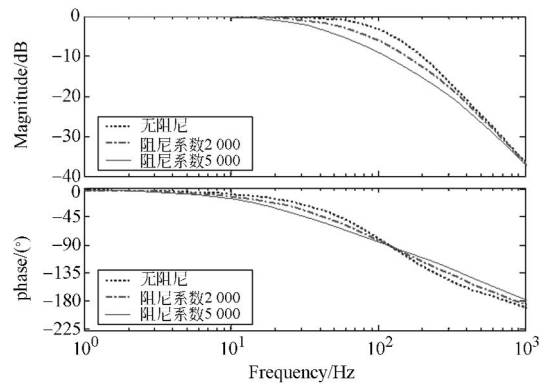


图 6 加阻尼后仿真的闭环 Bode 图

Fig. 6 Simulation closed loop Bode plot with damper

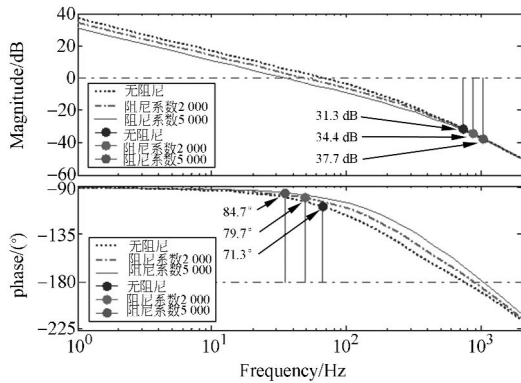


图 7 加阻尼后仿真的开环 Bode 图

Fig. 7 Simulation open loop Bode plot with damper

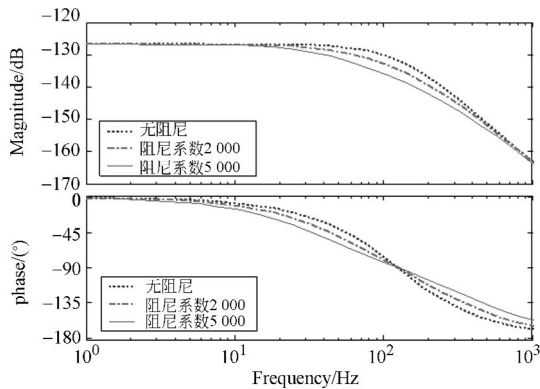


图 8 噪声扰动到工作台位移输出仿真的 Bode 图

Fig. 8 Simulation Bode plot from noise disturbance to position of air bearing stage

相位裕度为:71.3、79.7 和 84.7°。可见,随着阻尼的增大,带宽减小,系统稳定裕度进一步增加。另外,系统抑制噪声扰动的能力较无阻尼时增大,并随着阻尼的增大而增大;阻尼的加入对系统中高频段衰减噪声的能力改善较大。

总之,随着阻尼的增大,精密气浮工作台系统的稳定裕度和衰减噪声的能力增加,但动态响应速度降低。因此,阻尼大小的选择要兼顾系统噪声衰减能力和系统的动态响应速度需求。

4 实验研究

4.1 阻尼器的阻尼系数测试

按照 2.2 节阻尼器结构设计方法,为精密气浮工作台设计了如图 9 所示的阻尼器,具体尺寸如表 1 所示。

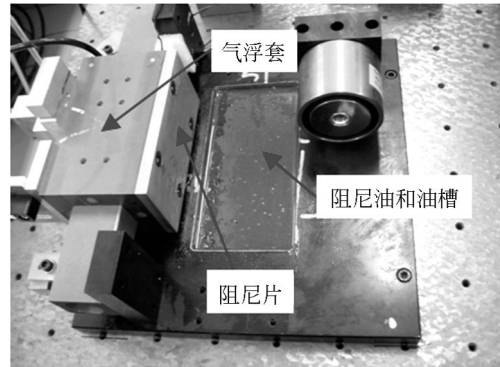


图 9 阻尼片和油槽图

Fig. 9 Damping disk and oil groove

表 1 阻尼油式阻尼器参数表

Tab. 1 Parameter of damping oil damper

项目	数值
阻尼片尺寸	140 mm×72 mm×10 mm
油槽尺寸	176 mm×88 mm×10.5 mm
阻尼片与油槽底相对距离	1 mm

按照 2.3 节阻尼器阻尼系数测试方法,搭建如图 10 所示的实验装置,主要包括:基于激光干涉仪的 PMAC 卡测速系统、精密气浮工作台及其阻尼器、滑轮、重物等。

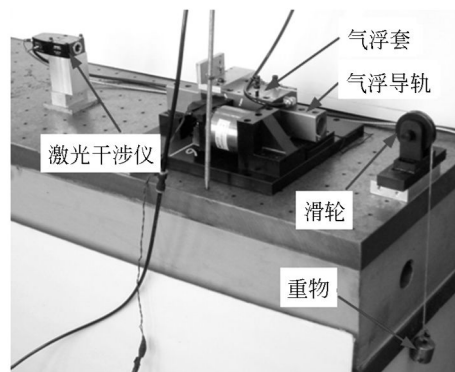


图 10 阻尼系数测试装置

Fig. 10 Experiment device used to test damping coefficient

实验中,阻尼油选用具有优良的氧化安定性和防锈性以及良好黏-滑特性的液压导轨油,并可添加增稠剂改变其黏稠度。经过调整阻尼油黏稠度,得到比较理想的系统定位噪声后,测得该情况下的阻尼力与速度曲线如图 11 所示,由于精密气浮工作台气浮套只有 15 mm 的移动范围,难以进行大范围的速度测量,因此,本文只对 50 mm/s

以下相应的阻尼系数进行了测试,如图 11 星花线所示,对所得数据进行线性拟合得到该阻尼器的阻尼系数近似为 $293.78 \text{ N/m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

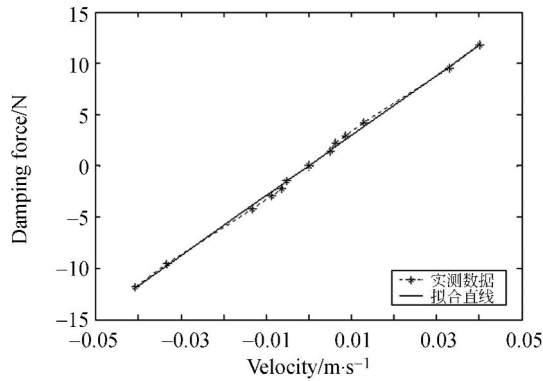


图 11 实测阻尼力与速度曲线

Fig. 11 Measured curves of damping force and velocity

4.2 精密气浮工作台实验研究

精密气浮工作台实验控制系统如图 12 所示,主要由计算机、伺服运动控制卡、音圈电机及其驱动器、分辨率 20 nm 激光干涉仪、气浮工作台、阻尼器、隔振平台等组成。

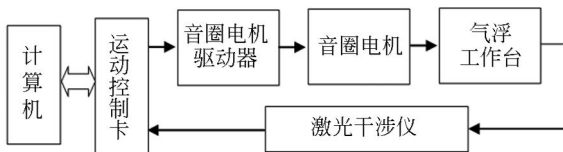


图 12 控制系统结构图

Fig. 12 Structure diagram of motion control system

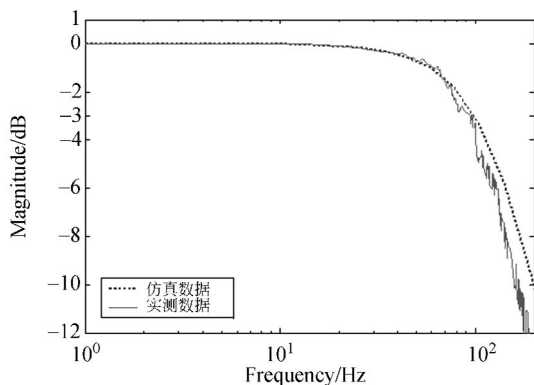


图 13 精密气浮工作台无阻尼时的闭环 Bode 图

Fig. 13 Closed loop Bode plot of stage without damper

实验中首先对未加阻尼油的工作台进行了闭环 Bode 图测试,并与仿真结果进行了比对,如图 13 所示,实际系统带宽为 95 Hz,稍小于仿真带宽 98.1 Hz。在控制参数和工作台负载不变的情况

下,工作台增加阻尼系数为 $293.78 \text{ N/m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的阻尼器后进行了闭环 Bode 图测试,并与仿真结果进行了比对,如图 14 所示。实际系统带宽为 85 Hz,稍小于仿真带宽的 90.1 Hz。从图 13 和图 14 中可见,实测结果与仿真结果存在一定的差异,这主要是忽略上面提到的一些非线性因素和时间滞后环节的影响造成的;同时,增加阻尼器后实际系统的带宽变小了,说明较无阻尼器时工作台动态响应速度降低了,与理论仿真结果一致。

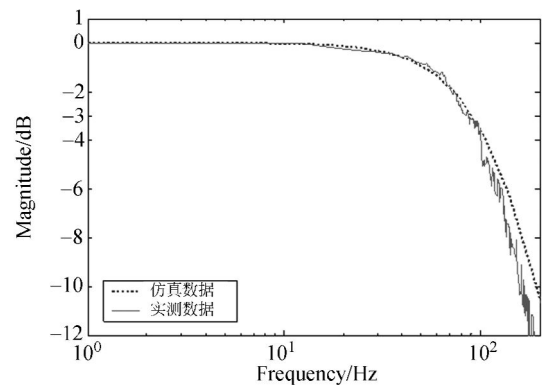


图 14 添加阻尼器后精密气浮工作台闭环 Bode 图

Fig. 14 Closed loop Bode plot of stage with damper

基于上述阻尼器,在控制参数和工作台负载不变的情况下,对精密气浮工作台增加阻尼器前后的位移灵敏度进行了测试,测试结果分别如图 15、16 所示。增加阻尼器前,精密气浮工作台位移灵敏度为 20 nm,定位噪声为 60 nm(峰峰值);增加阻尼器后,精密气浮工作台位移灵敏度为 20 nm,定位噪声为 20 nm(峰峰值),精密气浮工作台稳定性得到较大改善,验证了理论推导和所设计的阻尼油式阻尼器的有效性。

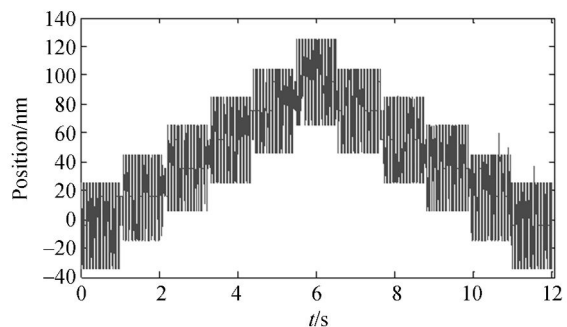


图 15 加阻尼器前精密气浮工作台位移灵敏度

Fig. 15 Positioning resolution of stage without damper

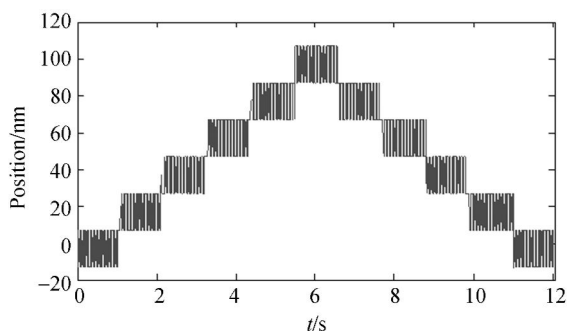


图 16 加阻尼器后精密气浮工作台位移灵敏度

Fig. 16 Positioning resolution of stage with damper

5 结 论

为了满足步进定位系统低噪声的需求,针对传统的直线气浮系统抗干扰能力差、沿运动方向

传动阻尼小的问题,设计了合理布局的阻尼油式阻尼器来增加精密气浮工作台运动方向的传动阻尼,该阻尼器由固定于气浮滑套下端面的阻尼片及处于阻尼片正下方的阻尼油槽和阻尼油组成,其优势在于几乎不占用额外空间,几乎不增加气浮套质量,而且不改变机械结构刚度。建立了精密气浮工作台的控制模型,仿真分析了阻尼器的作用规律,随着阻尼的增大,精密气浮工作台稳定裕度和衰减噪声的能力增加,但动态响应速度降低。实验表明,实验结果与所推导的气浮工作台特性一致,且增加阻尼系数为 $293.78 \text{ N/m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的阻尼器后,气浮工作台的定位噪声由 60 nm (峰峰值)降为 20 nm (峰峰值),位移灵敏度为 20 nm ,从而验证了此种结构阻尼器是用于抑制精密气浮工作台定位噪声的一种有效方法。

参考文献:

- [1] 刘俊标,薛虹,顾文琪. 微纳加工中的精密工件台技术[M]. 北京:北京工业大学出版社,2004:205-272.
LIU J B, XUE H, GU W Q. *Precision Stage Technology Used in Micro/nano-Fabrication* [M]. Beijing: Beijing University of Technology Press, 2004: 205-272. (in Chinese)
- [2] 张鸣,朱煜,段广洪. 超精密气浮工件台的微振动及其抑制[J]. 设计与研究,2005,(11):47-49.
ZHANG M, ZHU Y, DUAN G H. Micro-vibration of ultra-precision gas bearing linear motion stage and its elimination [J]. *Design and Research*, 2005,(11):47-49. (in Chinese)
- [3] SEUNG-KOOK R, SOOHYUN K, YOONKEUN K, et al.. A linear air bearing stage with active magnetic preloads for ultraprecise straight motion [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(1):186-194.
- [4] KENJI K, TAKESHI A, KOTARO T, et al.. Development of coarse/fine dual stage using pneumatically driven bellows actuator and cylinder with air bearings [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(3):526-533.
- [5] 刘强,张从鹏. 直线电机驱动的 H 型气浮导轨运动平台[J]. 光学 精密工程,2007,15(10):1540-1546.
LIU Q, ZHANG C P. H-type air-bearing motion stage driven by linear motors [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2007,15(10):1540-1546. (in Chinese)
- [6] 叶树亮,李东升. 应用有限体积法研究空气静压导轨力学特性[J]. 光学 精密工程,2008,16(5):809-814.
YE SH L, LI D SH. Study on mechanical characteristics of aerostatic bearing with finite volume method [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(5):809-814. (in Chinese)
- [7] 张雯,李东升,禹静,等. 气体静压导轨气膜厚度的电容式测试方法[J]. 传感器与微系统,2012,31(7):67-69.
ZHANG W, LI D SH, YU J, et al.. Capacitive measuring method of air-film thickness of aerostatic bearing [J]. *Transducer and Microsystem Technologies*, 2012,31(7):67-69. (in Chinese)
- [8] 贾松涛,朱煜,杨开明,等. 精密工作台扰动观测器的设计[J]. 微细加工技术,2007,(4):39-42.
JIA S T, ZHU Y, YANG K M, et al.. Design of disturbance observer for ultra-precision stages [J]. *Microfabrication Technology*, 2007,(4):39-42.

- (in Chinese)
- [9] 王贵林,李圣怡,栗时平. 基于超精密应用的高刚度高阻尼空气静压导轨研究[J]. 航空精密制造技术, 2001, 37(6):1-5.
- WANG G L, LI SH Y, SU SH P. A study on aerostatic slider with high stiffness and high damping for ultraprecision applications [J]. *Aviation Precision Manufacturing Technology*, 2001, 37(6):1-5. (in Chinese)
- [10] SHINNO H, HASHIZUME H. Nanometer positioning of a linear motor-driven ultraprecision aerostatic table system with electrorheological fluid dampers [J]. *Annals of the CIRP*, 1999, 48(1): 289-292.
- [11] George E. 控制系统设计指南[M]. 北京:电子工业出版社,2006:95-112.
- GEORGE E. *Control System Design Guide* [M]. Beijing:Publishing house of electronics industry, 2006: 95-112. (in Chinese)
- [12] CAI T, ZHANG M, ZHU Y, *et al.*. Dynamic modeling and analysis of a 3-DOF ultra-precision positioning stage with air bearing [J]. *Procedia Engineering*, 2011,16:264-270.
- [13] YUSAKU FUJII, KOICHI MARU, TAO JIN. Method for evaluating the electrical and mechanical characteristics of a voice coil actuator [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(4):802-806.
- [14] 徐新行,王兵,韩旭东,等. 音圈电机驱动的球面副支撑式快速控制反射镜设计[J]. 光学精密工程, 2011,19(6):1320-1325.
- XU X H, WANG B, HAN X D, *et al.*. Design of fast-steering mirror with spherical pair supporting structure driven by voice coil actuators [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011,19(6):1320-1325. (in Chinese)
- [15] 刘金琨. 先进 PID 控制及其 MATLAB 仿真[M]. 北京:电子工业出版社,2004:47-48.
- LIU J K. *The Advanced PID Control and Simulation of MATLAB* [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2004: 47-48. (in Chinese)

作者简介:



张 山(1979—),男,山东威海人,博士,讲师,2005年于山东科技大学获得硕士学位,2010年于哈尔滨工业大学获得博士学位,主要从事激光直写光刻工艺及超精密驱动定位技术研究。E-mail: zhangshan212@gmail.com



王 雷(1976—),男,黑龙江哈尔滨人,博士,副教授,硕士生导师,2006年于哈尔滨工业大学获得博士学位,主要研究方向为精密和超精密测量控制技术,精密光机电一体化技术。E-mail: hit_wanglei@hit.edu.cn