

基于弹性阻尼基座的超磁致伸缩致动器响应模型

薛光明, 何忠波, 李冬伟, 李玉龙, 杨朝舒
(军械工程学院 车辆与电气工程系, 石家庄 050003)

摘 要: 为弥补环境引起的超磁致伸缩材料的不可控变形, 将超磁致伸缩致动器置于弹性阻尼基座上, 计算此时输出端和底座的稳态响应。将系统简化为两自由度线性系统, 建立了系统的振动微分方程, 计算其固有角频率, 并通过简谐激励输入分析了系统的幅频特性。输入不同幅值和频率的简谐电流, 通过实验得到输出端和底座的位移; 根据实验结果计算了模型的相对误差, 并对比模型和实验的绝对误差。计算结果表明: 模型与实验结果的相对误差不超过9%, 绝对误差不超过0.01 mm, 由此验证了模型的准确性。

关 键 词: 超磁致伸缩致动器; 弹性阻尼基座; 底座; 输出端; 稳态响应; 平均误差; 幅值偏差
中图分类号: V252.6; TB123 **文献标志码:** A

Response model of giant magnetostrictive actuator based on elastic damping pedestal

XUE Guang-ming, HE Zhong-bo, LI Dong-wei,
LI Yu-long, YANG Zhao-shu

(Vehicles and Electrical Engineering Department,
Ordnance Engineering College, Shijiazhuang 050003, China)

Abstract: Giant magnetostrictive actuator was placed on elastic damping pedestal to compensate the uncontrollable deformation of giant magnetostrictive material caused by environment, and steady-state responses of the output and base were calculated. Vibration differential equations were established when the system was simplified into a linear system with two degrees of freedom. Natural angular frequencies of the system were calculated, and amplitude-frequency characteristic was analyzed by harmonic excitation input. The experimental data of the output and base displacements were achieved by input of harmonic current with different amplitudes and frequencies. Relative errors and absolute errors between the model and experimental results were calculated and compared. The calculation shows that relative errors between the model and experimental results are not more than 9%, and the absolute errors are not more than 0.01 mm, verifying the accuracy of the model.

Key words: giant magnetostrictive actuator; elastic damping pedestal; base; output; steady-state responses; average errors; amplitude deviations

在外加磁场作用下, 材料的尺寸和体积发生改变的效应称为磁致伸缩效应。具有磁致伸缩效

应的材料称为磁致伸缩材料, 其饱和磁致伸缩应变 λ_s 一般为 10^{-6} 的数量级, 通常将 λ_s 大于 $30 \times$

10^{-6} 的磁致伸缩材料称为超磁致伸缩材料 (giant magnetostrictive material, GMM)^[1]. GMM 的性能已被证明优于压电陶瓷等电致伸缩材料, 在军民两用高科技领域具有难以估量的应用前景. 对比压电材料 (piezoelectricity, PZT) 及传统磁致伸缩材料 Ni, Co, GMM 具有以下优势: ①在室温下的磁致伸缩应变大, 是 Ni 的 40~50 倍, 是 PZT 的 5~8 倍; ②能量密度高, 是 Ni 的 400~500 倍, 是 PZT 的 10~25 倍; ③响应速度快, 一般在几十毫秒以下, 甚至达到微秒级; ④输出力大, 负载能力强, 可达 220~800 N; ⑤其磁机耦合系数大, 电磁能机械能的转换效率高, 一般可达 72%; ⑥居里点温度高, 工作性能稳定^[2-4].

基于 GMM 的优良特性, 工程上利用 GMM 制成超磁致伸缩致动器 (giant magnetostrictive actuator, GMA), 作为微进给装置、微型电动机和平面扬声器等器件的驱动装置^[5-8]. 设计时 GMA 的底座一般是固定的, 由输出端输出位移和力. 本文所研究的 GMA 用于电控喷油器的驱动装置, 直接驱动喷油器的针阀. 其输出端直接与针阀固连, 若其底座端固定, 一旦喷油器所处环境变化恶劣 (如温差大), GMM 棒发生不可控变形而使针阀抬起, 喷油器将无法正常工作^[9]. 这个问题在 GMA 应用于其他器件时也会存在, 对于不通电时需关闭可靠的一些流体阀而言, 该问题是非常致命的. 然而国内外学者很少就这个问题进行考虑, 本文的想法是在 GMA 底座后面设计回位弹簧, 由回位弹簧的长度变化来补偿 GMA 在恶劣环境下的不可逆变形. 安放回位弹簧之后, GMA 的输出与底座固定时不一样, 有必要建立模型研究其输出响应.

1 系统运动方程

基于弹性阻尼基座的 GMA 如图 1 所示.

GMA 中, 线圈提供激励磁场, 偏磁外壳提供偏置磁场, 碟簧用于输出杆的复位及预紧力的施加^[10]. 线圈通入电流时, GMM 棒伸缩, 底座和输出杆均有位移, 两者位移差即为 GMM 棒的伸长量.

为简化问题, 在计算时忽略碟簧质量, 碟簧刚度和摩擦阻尼分别为 k_{11} 和 c_{11} ; 将 GMM 棒视为

无质量弹性阻尼器, 其刚度和阻尼分别为 k_{12} 和 c_{12} ; 弹性阻尼基座的刚度和阻尼分别为 k_2 和 c_2 ; 输出杆、质量块视为一个整体 m_1 , 位移为 x_1 ; 端盖、偏磁外壳、底座视为一个整体 m_2 , 位移为 x_2 ; GMM 棒上的激励力 $F(t)$ 由线圈磁场与偏置磁场提供, 施加在两个质量块上且大小相等方向相反^[11]. 简化后的振动系统如图 2 所示.

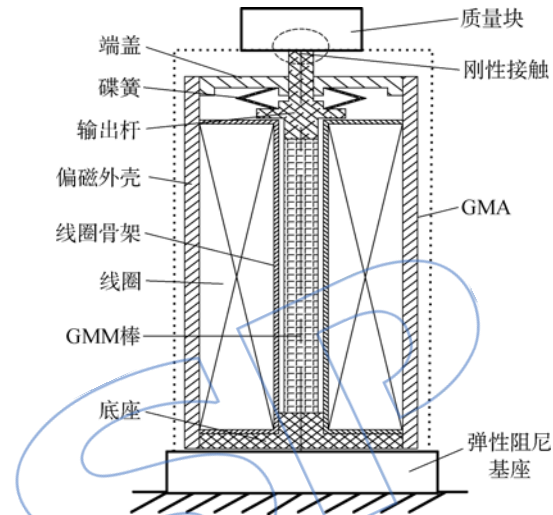


图 1 基于弹性阻尼基座的 GMA

Fig. 1 GMA based on elastic damping pedestal

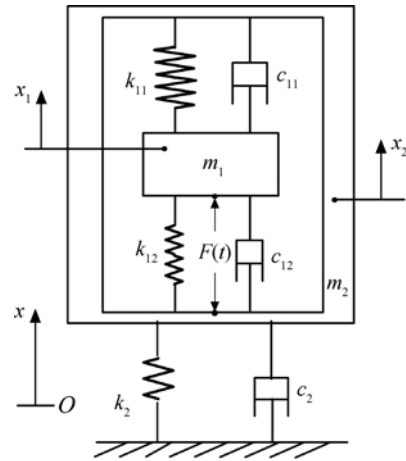


图 2 简化后的振动系统

Fig. 2 Vibration system after reduction

系统为两自由度系统, 以静平衡位置为坐标原点, 竖直向上方向为正方向, 建立系统运动微分方程

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (k_{11} + k_{12})(x_1 - x_2) + (c_{11} + c_{12})(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 + c_2 \dot{x}_2 + (k_{11} + k_{12})(x_2 - x_1) + (c_{11} + c_{12})(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = -F(t) \end{cases} \quad (1)$$

2 系统特性研究

2.1 系统固有角频率

为表述简单,令 $k_1 = k_{11} + k_{12}$, $c_1 = c_{11} + c_{12}$,将方程组(1)整理如下:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{x}_2 + k_1 x_1 - k_1 x_2 = F(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_1 \dot{x}_1 + c_1 \dot{x}_2 + k_2 x_2 - k_1 x_1 + k_1 x_2 = -F(t) \end{cases} \quad (2)$$

化成矩阵形式如下:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ -F(t) \end{bmatrix} \quad (3)$$

式(3)左侧系数分别为质量阵 $\mathbf{M}$ 、阻尼阵 $\mathbf{C}$ 、刚度阵 $\mathbf{K}$. 系统固有角频率 ω_n 满足^[12]

$$\det(\mathbf{K} - \mathbf{M}\omega_n^2) = 0 \quad (4)$$

整理式(4)得到

$$m_1 m_2 \omega_n^4 - (k_1 m_1 + k_1 m_2 + k_2 m_1) \omega_n^2 + k_1 k_2 = 0 \quad (5)$$

式(5)中,易验证 $\Delta = (k_1 m_1)^2 + (k_1 m_2 - k_2 m_1)^2 + 2(k_1 m_1)(k_1 m_2 - k_2 m_1) > 0$, 系统两个固有角频率的平方为

$$\omega_{n(1,2)}^2 = \frac{(k_1 m_1 + k_1 m_2 + k_2 m_1) \pm \sqrt{\Delta}}{2 m_1 m_2} \quad (6)$$

2.2 简谐激励下的系统稳态响应

为系统输入简谐激励研究系统的幅频和相频特性. 令 $F(t) = A_f e^{j\omega t}$, 其中 A_f, ω, j 分别为激励幅值、激励角频率、虚数单位, 则系统稳态响应可分别设为

$$\begin{aligned} x_1 &= \beta_1 A_f e^{j(\omega t - \theta_1)} \\ x_2 &= \beta_2 A_f e^{j(\omega t - \theta_2)} \end{aligned} \quad (7)$$

将式(7)代入式(2)中,得到两个复数等式,可以求解 $\beta_1, \beta_2, \theta_1, \theta_2$ 四个未知量,直接列举结果如下:

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \frac{1}{\sqrt{a^2 + b^2}} \\ \theta_2 &= \arctan \frac{b}{a} \end{aligned} \quad (8)$$

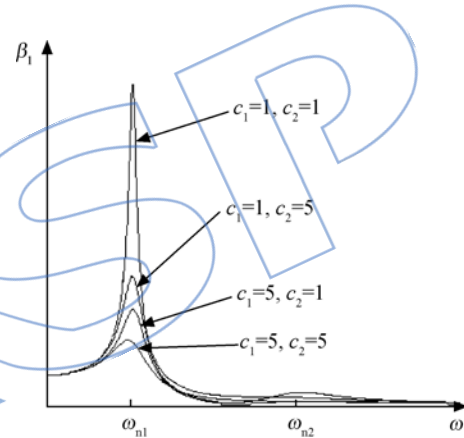
$$\begin{aligned} \beta_1 &= \frac{\sqrt{(k_2 - m_2 \omega^2)^2 + (c_2 \omega)^2}}{m_1 \omega^2} \beta_2 \\ \theta_1 &= \arctan \frac{b}{a} - \arctan \frac{c_2 \omega}{k_2 - m_2 \omega^2} \end{aligned} \quad (9)$$

式中 a, b 为求解过程中出现的实参数,表达式分别如下:

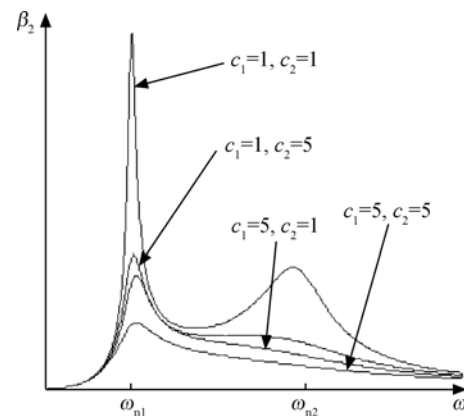
$$a = \frac{k_1 k_2}{m_1 \omega^2} - \frac{k_1 m_2 - c_1 c_2}{m_1} - k_2 - k_1 - m_2 \omega^2 \quad (10)$$

$$b = \frac{c_1 k_2 + c_2 k_1}{m_1 \omega} - \frac{c_1 m_2 \omega}{m_1} - c_2 \omega - c_1 \omega \quad (11)$$

根据式(8)和式(9)分别绘制 x_1 (输出端位移)和 x_2 (底座位移)的幅频曲线如图3所示.



(a) 输出端



(b) 底座

图3 输出端和底座位移幅频曲线

Fig. 3 Amplitude-frequency curves of output and base

由图3也可以看出,系统存在两个共振角频率,在共振角频率处,系统稳态响应较大;存在阻尼时,第2个共振角频率处的稳态响应要小于第1个共振角频率.

3 实验验证

3.1 实验装置

本文实验装置如图4所示. 信号发生器为YE1313B型音频扫频信号发生器, 功率放大器为YE5874A功率放大器, 两者用于产生并放大简谐

激励信号; 应变测量仪为DH3841应变放大器(前置有桥臂电阻), 用于测量GMM棒中点的应变; 两个位移测量仪均为YE5934位移测量仪, 前置电涡流传感器型号为CWY-DO-510和CWY-DO-504, 分别测量底座和输出端位移.

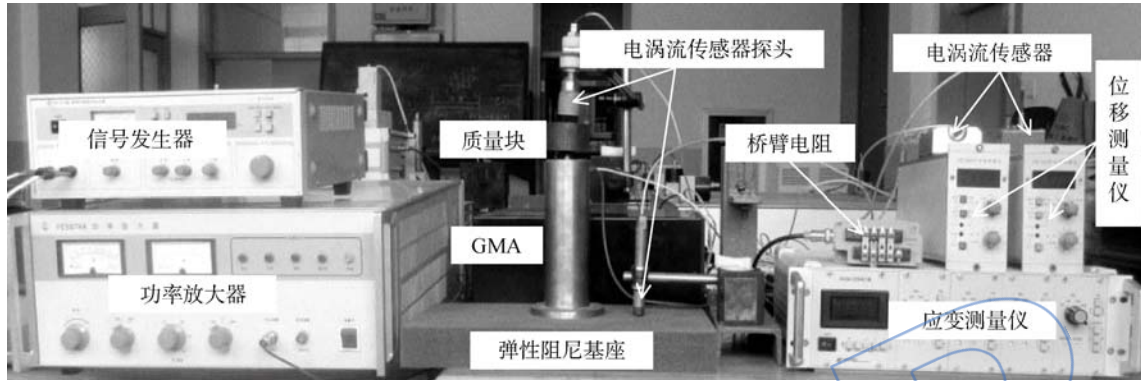


图4 实验装置

Fig. 4 Experimental devices

3.2 实验对象及方案

GMA中, 端盖、偏磁外壳和底座的质量和 $m_2 = 0.9 \text{ kg}$, 质量块和输出端的质量和 $m_1 = 1.5 \text{ kg}$, 制备材料均为45钢; 碟簧材料为65Mn, 刚度近似为常数 $k_{11} = 50 \text{ kN/m}$; 线圈绕线为铜漆包线, 匝数 $N = 1200$; GMM棒采用甘肃天星稀土功能材料有限公司的大磁致伸缩材料^[13], 棒长 $l = 150 \text{ mm}$, 刚度 $k_{12} = 1.27 \times 10^4 \text{ kN/m}$; 弹性阻尼基座由金属橡胶材料提供, 刚度 $k_2 = 3.5 \text{ kN/m}$.

下面计算GMM棒激励力 $F(t)$. 施加偏磁后, GMM棒磁致伸缩应变 λ 与棒上磁场强度 H 大致为线性关系, 即

$$\lambda = dH \quad (12)$$

式中 d 为磁致伸缩系数. 在封闭磁路设计中, 整个回路的磁阻主要体现在GMM棒磁阻上, 基于此简化, GMM棒上磁场强度 H 与线圈电流 I 大致呈线性关系^[14]

$$H = C \frac{N}{l} I \quad (13)$$

式中 C 为磁阻常数, 指GMM棒磁阻占整个回路磁阻的比例, 是为了补偿其他磁阻设定的常数, 取值介于0和1之间. 结合式(12)和式(13)易得

$$F(t) = k_{12} d C N I \quad (14)$$

将实验对象参数代入式(6)可得到系统两个固有角频率分别为 38 rad/s 和 3760 rad/s , 对应两

个固有频率 f 分别为 6 Hz 和 598 Hz . 绘制输出端和底座的位移-频率曲线如图5所示, 底座输出端位移比曲线如图6所示.

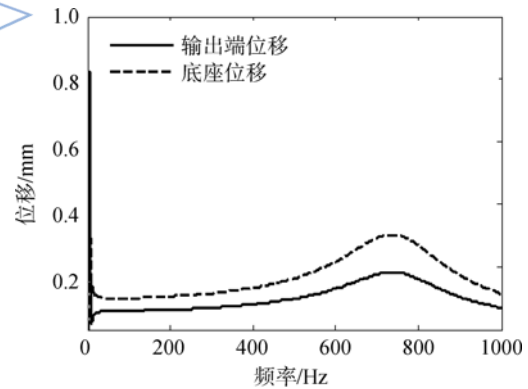


图5 输出端和底座位移-频率曲线

Fig. 5 Displacement-frequency curves of output and base

绘制图5和图6时设定了阻尼, 引起共振的固有频率比无阻尼时要大. 由图5和图6可知, 因为固有频率的存在, 输出端和底座位移并不是恒定不变, 但两者的比近似为常数1.67. 实验时输入电流的频率应不小于 50 Hz , 避开第1个固有频率; 实验频率可以为 $600 \sim 800 \text{ Hz}$, 但不应使GMA长时间工作于该段频率. 最终确定的实验频率为 $100 \sim 500 \text{ Hz}$, 该段频率下GMM棒涡流

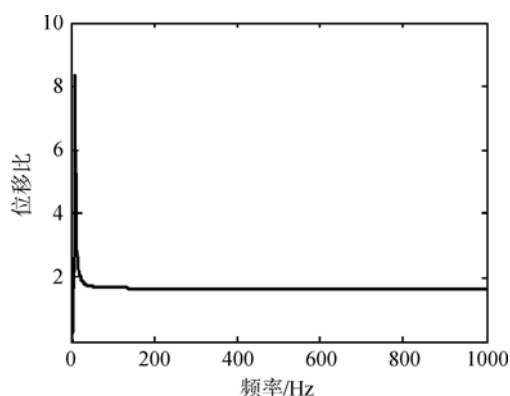


图6 底座输出端位移比曲线

Fig. 6 Displacement ratio curve of base and output

损耗较小,且工作时不发生共振;电流幅值为1~4 A,此电流段 GMM 棒应变与磁场强度线性关系较强,式(12)准确性较高,模型准确性较高。

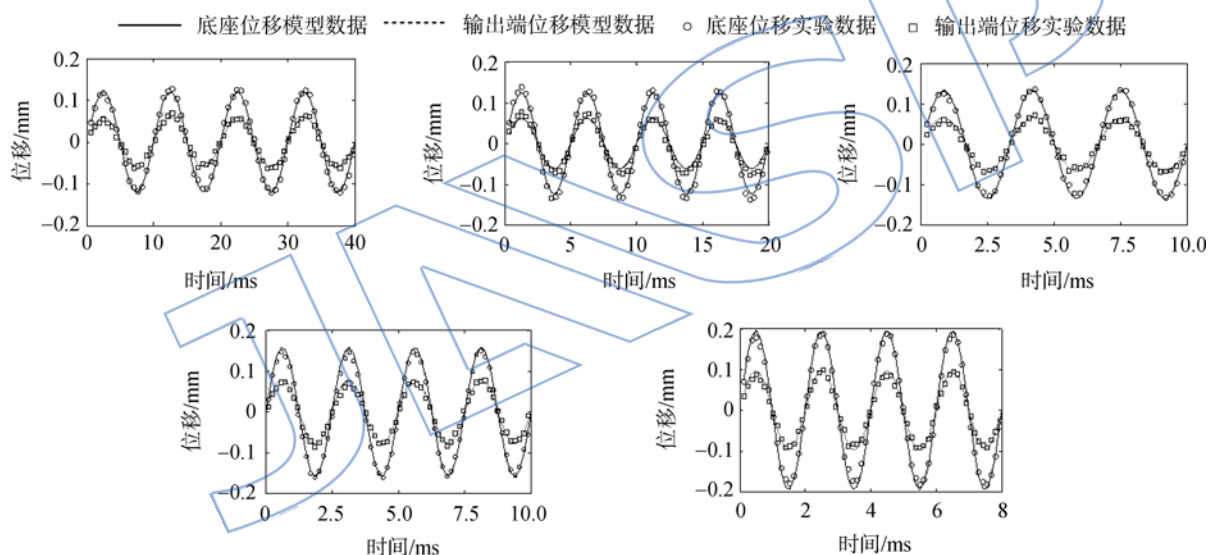
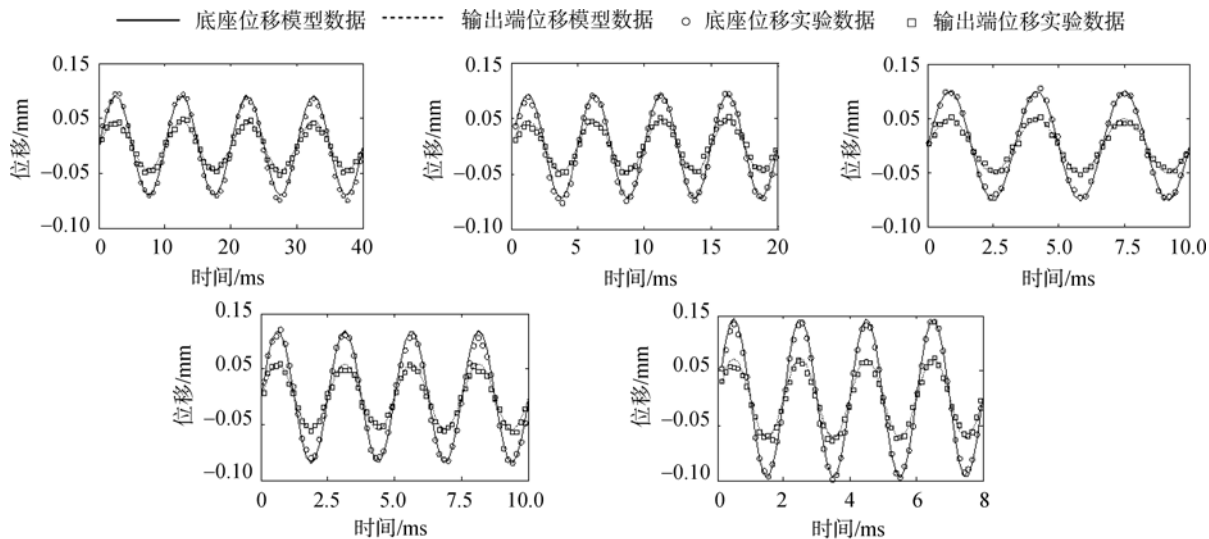
3.3 实验结果

为线圈输入简谐电流,电流幅值分别设定为4, 3, 2, 1A,每个电流幅值下做5组实验,频率设定为100, 200, 300, 400, 500 Hz,绘制模型曲线与实验结果如图7所示。

3.4 实验结果分析

3.4.1 误差分析

首先采用 MATLAB 软件中的 sptool 工具滤除实验结果的高频噪声^[15](噪声带宽设定为实验频率的2倍及以上),根据滤噪后的实验数据计算模型误差绝对值,计算所有采集点处模型误差绝对值的平均值作为该组实验的绝对误差,据此绘制绝对误差曲线如图8(a)和图8(c)所示;使用绝对误差除以模型位移幅值作为相对误差,绘制相对误差曲线如图8(b)和图8(d)所示。

(a) $I=4$ A(b) $I=3$ A

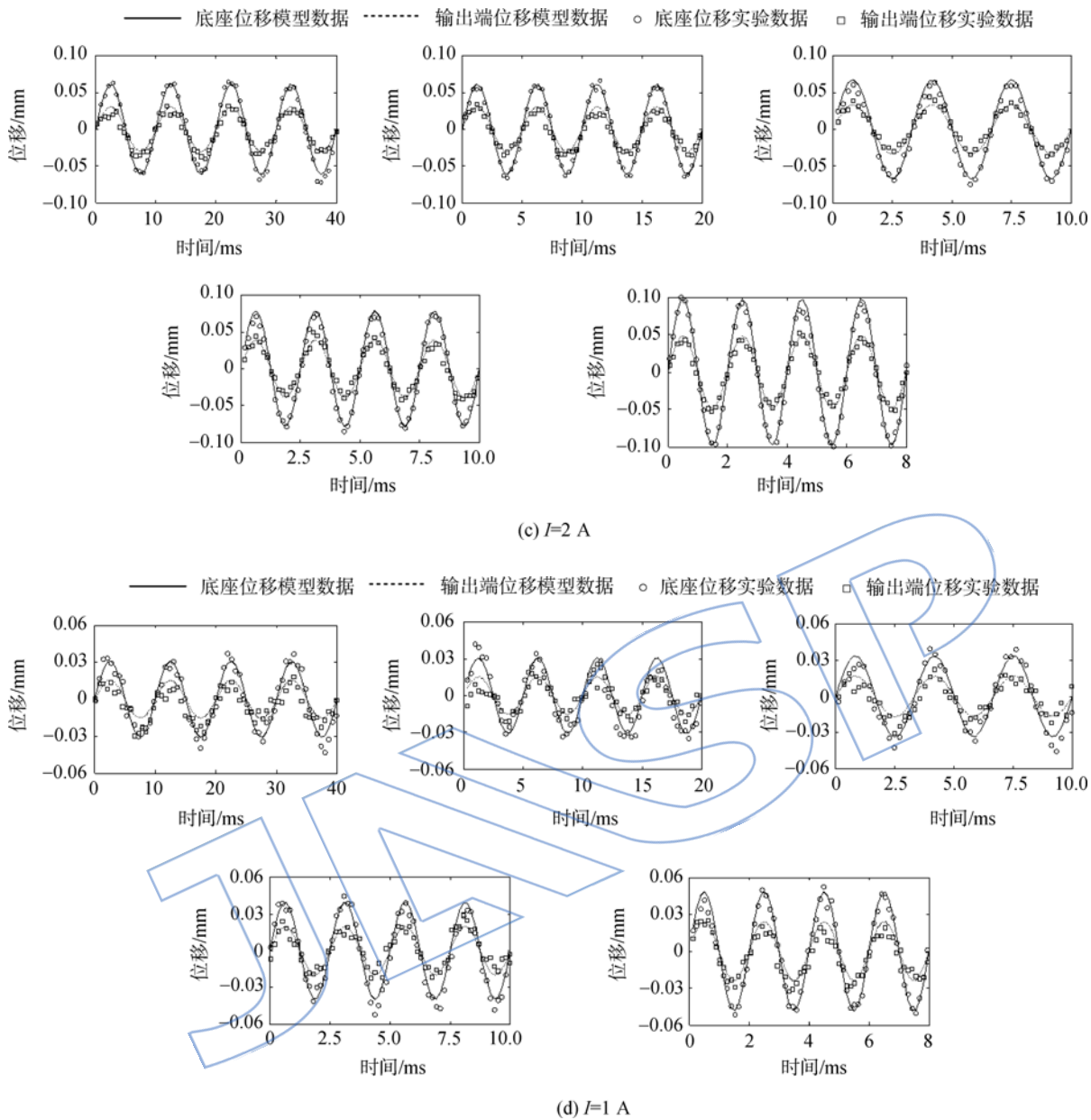


图7 模型结果和实验结果

Fig. 7 Model results and experimental results

由图 8(a)和图 8(c)可知,输出端位移模型的绝对误差小于 0.007 mm ,并约为底座位移模型绝对误差的一半.不论是输出端还是底座,由于放大输入对模型误差的放大作用,频率不变时,绝对误差随电流的增大而增大;值得注意的是,电流不变时,绝对误差随频率的增大也增大,原因是采用式(14)计算模型激励力没有考虑涡流损耗,随频率的增大涡流损耗越大,底座和输出端位移也就越小,而模型无法刻画这一点,使模型绝对误差增大.

采用相对误差能避开输入信号增大引起的绝对误差增大,比绝对误差更能体现模型偏差.由图 8(b)和图 8(d)可知,相同电流和频率下,底座和

输出端位移的相对误差大致相当.输入电流不变时,随频率增大,涡流损耗增大,模型相对误差增大;输入信号频率不变时,电流变化对模型相对误差影响不大,但值得注意的是 $I=1\text{ A}$ 和 $I=4\text{ A}$ 时的相对误差较 $I=2\text{ A}$ 和 $I=3\text{ A}$ 时要大,原因可能是在电流较大或较小时,磁场偏大或偏小,磁致伸缩应变与棒上磁场的非线性较强,采用线性公式(12)建模准确性降低.

总体来看,在频率为 $100\sim 500\text{ Hz}$,线圈电流为 $1\sim 4\text{ A}$,采用本文模型求解的底座和输出端位移与实验数据相差较小,相对误差不超过 9% ,具有一定精度.

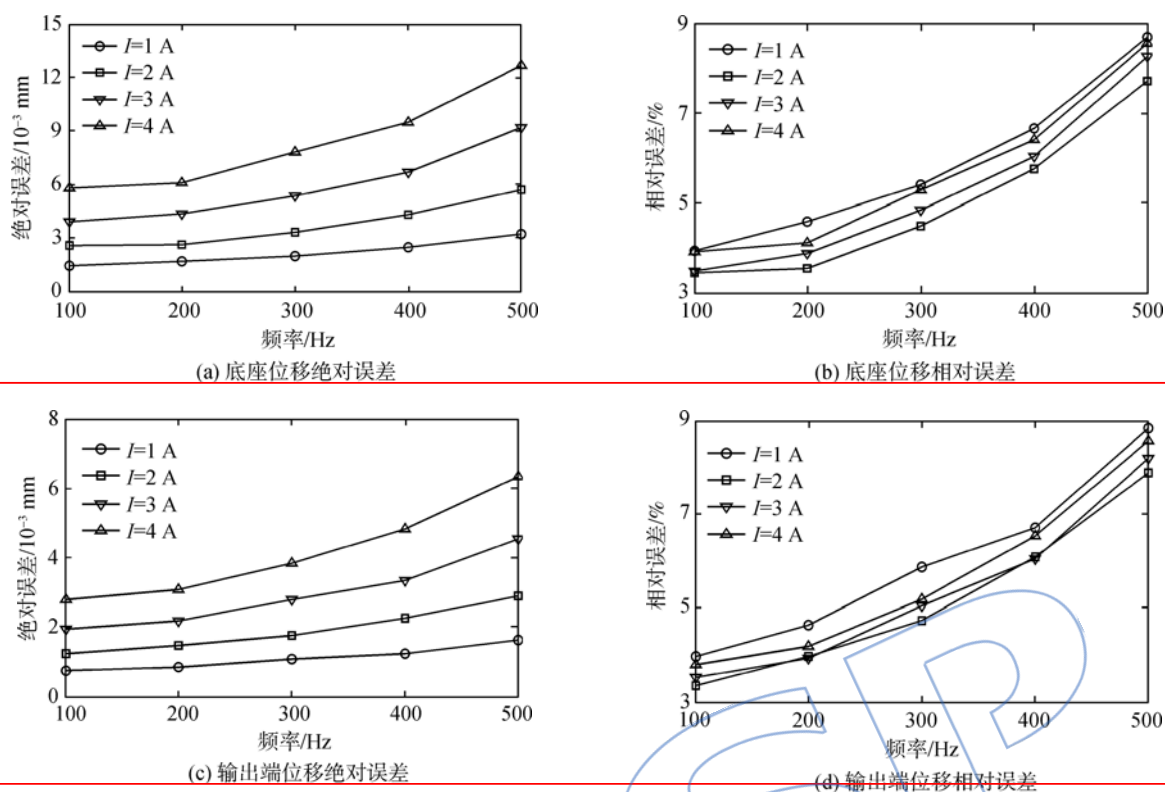


图8 模型绝对误差和相对误差

Fig. 8 Absolute errors and relative errors of model

3.4.2 位移幅值分析

对于简谐激励,在信号频率和相位相同的情况下,误差由模型位移幅值和实验位移幅值之间的差值引起。滤噪后的实验结果为简谐曲线,提取多个周期的最大值,求其平均值作为该组实验曲线位移幅值。3.2节已给出输入最大电流时模型的位移-频率曲线,与实验($I=4\text{ A}$)结果对比如图9所示。

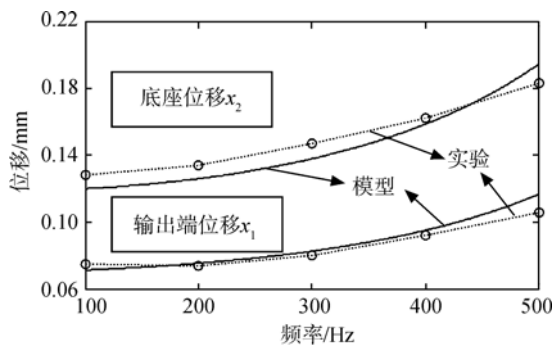


图9 模型和实验的位移-频率曲线对比

Fig. 9 Comparison of displacement-frequency curves of model and experiment

由图9可以看出,在100~500 Hz频段,模型描述的底座和输出端位移均随频率的增大而增

大,实验结果大致能反映这一点。由于模型没有计入高频下的涡流损耗,使得模型位移幅值随频率的增长速度较实验结果要快,但位移幅值差不超过0.01 mm,说明模型较为准确。

4 结论

将GMA底座置于弹性阻尼基座上,建立了系统的两自由度振动模型,求解了系统固有角频率和输出端、底座的稳态响应,通过实验验证了模型的准确性,本文结果对GMA的应用形式具有一定指导意义。

1) 模型与实验结果存在一定误差。同一电流下,信号频率越高,GMM棒涡流损耗越大,模型误差越大;同一频率下,电流偏大或偏小,磁致伸缩应变与棒上磁场的非线性较强,模型误差均较高。

2) 在100~500 Hz频段,即使是同一电流,随频率的增大,底座和输出端位移略有增大;由于未计入高频涡流损耗,模型计算的位移增长速度高于实验结果。

参考文献:

- [1] Bushko A D, Goldie H J. High performance magnetostrictive actuators[J]. Aerospace and Electronic Systems Magazine, 1991, 6(11): 21-29.

- [2] 薛光明,何忠波,李冬伟,等.超磁致伸缩材料在液压阀中的应用现状[J].液压与气动,2013(4):94-98.
XUE Guangming, HE Zhongbo, LI Dongwei, et al. Application of giant magnetostrictive material in hydraulic valve[J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2013(4):94-98. (in Chinese)
- [3] WANG Chuanli, DING Fan, LI Qipeng. Study on driving magnetic field and performance of GMA for nozzle flapper servo valve[J]. Journal of Coal Science and Engineering, 2007, 13(2):207-210.
- [4] 卢全国,陈定方,魏国前,等.GMM的发展现状及其在精密致动器件中的应用[J].湖北工业大学学报,2006,21(3):92-94.
LU Quanguo, CHEN Dingfang, WEI Guoqian. Development of giant magnetostrictive materials and its application in the field of precision actuators[J]. Journal of Hubei University of Technology, 2006, 21(3):92-94. (in Chinese)
- [5] Wakiwaka H, Aoki K, Yoshikawa T. Maximum output of a low frequency sound source using giant magnetostrictive material[J]. Journal of Alloys and Compounds, 1997, 258(1/2):87-92.
- [6] 李超,李琳.磁致伸缩材料作动器用于主动振动控制的实验研究[J].航空动力学报,2003,18(1):134-139.
LI Chao, LI Lin. Active vibration control using magnetostrictive material[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(1):134-139. (in Chinese)
- [7] 王博文,曹淑瑛,黄文美.磁致伸缩材料与器件[M].北京:冶金工业出版社,2008.
- [8] 徐峰,张虎,蒋成保,等.超磁致伸缩材料作动器的研制及特性分析[J].航空学报,2002,23(6):552-555.
XU Feng, ZHANG Hu, JIANG Chengbao, et al. Designing and performance research of giant magnetostrictive actuator[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23(6):552-555. (in Chinese)
- [9] Vranish J M, Naik D P, Restorff J B, et al. Magnetostrictive direct drive rotary motor development[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1991, 27(6):5355-5357.
- [10] 李跃松,朱玉川,吴洪涛,等.射流伺服阀用超磁致伸缩执行器磁场建模与分析[J].兵工学报,2010,31(12):1587-1592.
LI Yuesong, ZHU Yuchuan, WU Hongtao, et al. The magnetic field modeling and analysis of giant magnetostrictive actuator for jet servo valve[J]. Acta Armamentarii, 2010, 31(12):1587-1592. (in Chinese)
- [11] 李东,袁惠群.超磁致伸缩换能器耦合磁弹性模型与振动特性分析[J].固体力学学报,2011,32(4):365-371.
LI Dong, YUAN Huiqun. Analysis on coupling magnetoelastic characteristic of a giant magnetostrictive transducer[J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2011, 32(4):365-371. (in Chinese)
- [12] Grunwald A, Olabi A G. Design of a magnetostrictive(MS) actuator[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2008, 144:161-175.
- [13] 甘肃天星稀土功能材料有限公司. 钕镝铁大磁致伸缩材料(GMM)[EB/OL]. [2004-07-22]. <http://www.txre.net/chn/indexc.html>.
- [14] 诸德超,邢誉峰.工程振动基础[M].北京:北京航空航天大学出版社,2004.
- [15] 王蒙. MATLAB7 辅助信号处理技术与应用[M].北京:电子工业出版社,2005.