

柔性铰链放大式磁致伸缩致动器磁弹耦合模型

杨朝舒, 何忠波, 白鸿柏, 李冬伟, 崔旭
(军械工程学院 车辆与电气工程系, 石家庄 050003)

摘 要: 针对超磁致伸缩致动器(GMA)输出位移有限的问题,采用柔性铰链放大机构放大 GMA 位移,利用材料力学理论、拉格朗日动力学方程和有限元法对柔性铰链放大机构的位移放大倍数、动力学特性进行了分析.结合 Jiles-Atherton(J-A)模型和二次畴转模型建立了柔性铰链放大式 GMA 的磁弹耦合模型,并在软件 AMESim&Simulink 联合仿真环境中进行了数值仿真.制作了柔性铰链放大式 GMA 样机,对其进行了动态性能测试,仿真和实验表明:经过放大,柔性铰链放大式 GMA 输出位移可以达到 0.4 mm;频带超过 100 Hz;所建立的磁弹耦合模型能够反映柔性铰链放大式 GMA 的输出特性.

关 键 词: 超磁致伸缩材料; 柔性铰链; 致动器; 有限元法; 耦合模型

中图分类号: V231; TH137 **文献标志码:** A

Magnetic-elastic coupled modeling of giant magnetostrictive actuator with flexure-hinges amplifier

YANG Zhao-shu, HE Zhong-bo, BAI Hong-bai, LI Dong-wei, CUI Xu
(Vehicle and Electronic Engineering Department,
Ordnance Engineering College, Shijiazhuang 050003, China)

Abstract: To extend limited stroke of giant magnetostrictive actuator (GMA), a mechanical amplifier with flexure-hinges was embodied, the actual amplification stroke ratio and dynamic behavior of the mechanical amplifier with flexure-hinges were studied using theoretical material mechanics, Lagrange's dynamical equation and finite element method. The magnetic-elastic coupling model of GMA with flexure-hinges amplifier was established based on the constituted model of Jiles-Atherton (J-A) model and quadratic model; the coupled model was simulated in the co-simulation environment of AMESim&Simulink. A prototype of GMA with flexure-hinges amplifier was manufactured, followed by a series of dynamic tests. Both simulation and test result shows that after amplification the stroke of GMA reaches 0.4 mm; the bandwidth is above 100 Hz and the effectiveness of the coupled model is validated.

Key words: giant magnetostrictive material; flexure-hinges; actuator; finite element method; coupled model

超磁致伸缩材料(giant magnetostrictive material, GMM)是一种能够在外磁场作用下发生较大变形的新型磁功能材料,具有响应速度快,能量密度大,居里温度高等一系列优良特性^[1].超磁致伸缩致动器(giant magnetostrictive actuator, GMA)是一种基于 GMM 材料的微位移执行机构,可以快速而准确地输出纳米级的微小位移,并且输出力也比较大.将 GMA 应用于伺服阀驱动机构,国内外已经展开了许多研究^[2-4].但由于位移量较小,无法控制大流量元件,所以开发合适的

微位移放大机构对于拓展 GMA 在电液伺服领域中的应用范围具有十分重要的意义。

对于精密致动器的位移放大,目前应用比较广泛的是机械式放大机构。这种放大机构运用杠杆原理,采用柔性铰链或悬臂梁结构进行位移放大,驱动伺服阀工作。吕福在等在采用悬臂梁结构设计了一种 GMM 高速强力开关阀,输出力可达到 1000 N 以上^[5];王新华等采用柔性四连杆机构开发了一种超磁致伸缩直接力反馈伺服阀,可以实现输出力的自传感,用于水压传动与控制^[6];Karananidhi 采用桥式柔性铰链放大机构,设计了一种 GMM 喷嘴挡板阀,其稳态流量达到 8 L/min^[7]。

目前对于柔性铰链式位移放大机构的动力学分析主要集中于柔性铰链的转角刚度和位移放大关系计算上:于志远等分析了 5 种常见柔性铰链的转角刚度,并设计了用于压电致动器的位移放大机构^[8]。Jouaneh 等建立了多级杠杆式(multi-lever)柔性铰链机构的数学模型^[9],分析了铰链转动和变形带来的位移损失。Ma 等采用弹性力学理论,推导了桥式(bridge-type)柔性铰链的实际放大倍数及其阈值的计算公式^[10];张西金、侯宇等将柔性铰链四杆放大机构与压电陶瓷致动器融为一体,设计了结构紧凑的微扑翼驱动装置,并建立了其动力学模型^[11-12]。

本文设计了一种柔性铰链放大式 GMA(下文简称 GMA),建立了其磁弹耦合模型,制作了 GMA 样机并进行了相应测试。

1 GMA 工作原理及 GMM 建模理论

1.1 GMA 工作原理

GMA 结构如图 1 所示。GMM 棒在励磁磁场的作用下轴向变形产生微位移,并通过输出杆将微位移传递到柔性铰链式放大机构,柔性铰链式放大机构利用杠杆原理将其放大。由于 GMM 固有的倍频特性,柔性铰链式放大机构底端的激励信号将是励磁磁场频率的 2 倍,这种设计有利于在较低的输入阻抗下拓展柔性铰链式放大 GMA 工作频带。

1.2 GMM 本构模型

GMM 的本构模型反映励磁磁场与 GMM 棒应变之间的关系,主要包括描述其磁滞特性的 Jiles-Atherton(J-A)模型和磁致伸缩应变的二次畴转模型。

在 J-A 模型中,GMM 磁滞特性被解释为磁化过程中畴壁的不可逆移动和磁畴的不可逆转

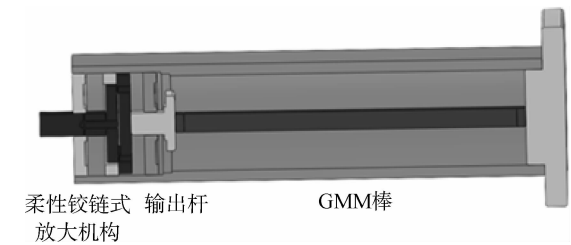


图 1 GMA 结构简图

Fig.1 Sketch of GMA

动,进而其磁滞特性的本构关系可由方程组(1)描述^[13]

$$\begin{aligned} H_e &= H + \alpha' M \\ \alpha' &= \alpha + \frac{9}{2} \cdot \frac{\lambda_s \sigma_0}{\mu_0 M_s^2} \\ M &= M_{\text{rev}} + M_{\text{irr}} \\ M_{\text{rev}} &= c(M_{\text{an}} - M_{\text{irr}}) \\ M_{\text{an}} &= M_s \left[\coth\left(\frac{H_e}{a}\right) - \frac{a}{H_e} \right] \\ M_{\text{irr}} &= M_{\text{an}} - k\delta \left(\frac{dM_{\text{irr}}}{dH_e} \right) \end{aligned} \tag{1}$$

其中 H 为驱动磁场强度; H_e 代表 GMM 棒内的等效磁场强度; M 为 GMM 棒的磁化强度; M_{rev} 、 M_{irr} 分别代表可逆和不可逆磁化强度; M_s 为饱和磁化强度; α 为畴壁相互作用系数; μ_0 为真空磁导率; σ_0 为预应力; c 描述可逆与不可逆磁化强度的关系,称为可逆系数; k 为描述磁畴转动过程中能量损失的系数; a 为无磁滞磁化强度的形状系数,即磁滞损失系数; λ_s 为饱和磁致伸缩应变; δ 为修正系数,其取值为 $\delta = \tan(dH/dt)$ 。

在一定应力作用下,描述磁致伸缩应变与磁化强度之间关系的二次畴转模型为

$$\lambda = \frac{3}{2} \cdot \frac{\lambda_s}{M_s^2} M^2 \tag{2}$$

其中 λ 为 GMM 棒的磁致伸缩应变。

GMM 参数取值如表 1 所示。

表 1 GMM 参数
Table 1 Parameters of GMM

参数	数值
$\lambda_s/10^{-6}$	1 630
$M_s/(\text{kA/m})$	770
$a/(\text{kA/m})$	7.012
α	-0.02
$\mu_0/10^{-7}$	4 π
σ_0/MPa	6.69

2 柔性铰链放大机构动力学分析

2.1 放大位移倍数计算

2.1.1 理想放大位移倍数

如果将柔性铰链放大机构(下文简称放大机构)视为理想柔性铰链铰接,其 1/2 模型以及实物图如图 2 所示。

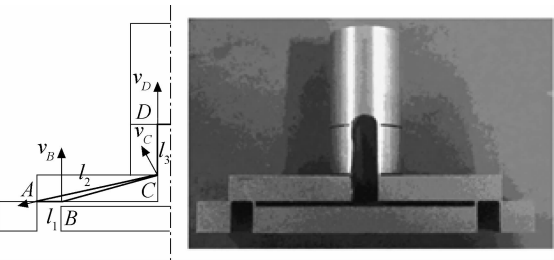


图 2 放大机构模型及实物图
Fig. 2 Model and photo of amplifier

采用速度瞬心法求解理想柔性铰链的位移放大倍数 A_1 可表示为

$$A_1 = \frac{v_D}{v_B} = \frac{v_D}{v_C} \cdot \frac{v_C}{v_B} = \frac{l_2}{l_1} \cos \theta \tag{3}$$

其中 v_B, v_D 为相应铰链处的速度; l_1, l_2 分别为杆 AB, AC 的等效长度; θ 为杆 AC 与 AB 间的夹角。

2.1.2 实际位移放大倍数

对于实际柔性铰链(下文简称铰链),由于转角刚度和拉伸刚度的存在,与理想柔性铰链有着较大的区别.在放大机构中,起着主要位移放大作用的是杆 ABC ,引入铰链的拉伸刚度和转角刚度后,其简化模型见图 3。

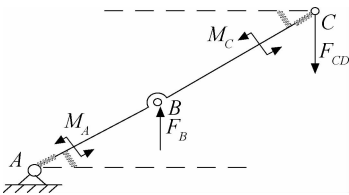


图 3 杆 ABC 简化模型
Fig. 3 Simplified model of lever ABC

图 3 中 F_{CD} 为杆 CD 对杆 ABC 的作用力,可近似看是放大机构的输出力,在空载条件下 $F_{CD} \approx 0 \text{ N}$; 由于杆 AC 转过的角度相同、铰链结构相似,所以力矩 $N_A = N_C = N_h$; 杆 ABC 对点 A 的力矩平衡方程为

$$2N_h = F_B l_1 \tag{4}$$

杆 ABC 所受到的轴向力 $F_1 = F_B \cos \theta$, 则有如下关系式

$$\frac{2N_h}{F_1} = \frac{F_B l_1}{F_B \cos \theta} = \frac{2k_a \Delta \theta}{k_1 \Delta l} \tag{5}$$

由于 GMM 棒的应变量很小,放大机构的输出位移 x_{out} 可表示为点 C 纵坐标的全微分^[14]

$$x_{out} = \Delta(l_2 \sin \theta) = -\Delta l \sin \theta + l_2 \cos \theta \Delta \theta \tag{6}$$

式中 Δl 为杆 ABC 为轴向变量。

放大机构的输入位移 x_{in} 可表示为

$$x_{in} = l_1 \Delta \theta \tag{7}$$

结合式(10)~式(13),放大机构的实际位移放大倍数 A_2 可表示为

$$A_2 = \frac{x_{out}}{x_{in}} = \frac{\cos \theta}{l_1} \left(-\frac{2k_a \sin \theta}{l_1 k_1} + l_2 \right) \tag{8}$$

其中铰链拉伸刚度 k_1 和转角刚度 k_a 的计算公式分别为^[10]

$$\begin{cases} k_1 \approx \frac{Ebt}{l_h} \\ k_a \approx \frac{Ebt^3}{12l_h} \end{cases} \tag{9}$$

其中 E 为材料弹性模量; l_h, b, t 分别为铰链的长度、宽度和厚度。

对比式(3)和式(9)可以发现考虑铰链的转角刚度和拉伸刚度之后,位移放大倍数的减小量 ΔA 为

$$\Delta A = \frac{t^2 \sin(2\theta)}{12l_1^2} \tag{10}$$

由式(10)可知,对于铰链放大机构而言,当铰链厚度一定时,可以通过减小杆 AB, AC 间的夹角来降低位移放大倍数的损失.放大机构参数如表 2 所示。

表 2 放大机构参数
Table 2 Parameters of amplifier

参数	数值
杆 AB 间距 l_1/mm	4.2
杆 AC 间距 l_2	19.648
杆 AB, AC 夹角 $\alpha/(\text{^\circ})$	14.74
铰链长度 l_h/mm	0.3
铰链宽度 b/mm	15
铰链厚度 t/mm	0.4
弹性模量 E/GPa	196.5

2.1.3 位移放大倍数有限元分析

利用 ABQUS 软件对放大机构进行有限元分析.分析时将底端边缘表面约束,位移输出端自由,在放大机构底端形心位置施加一系列大小不

同的集中力,放大机构的网格划分,相对位移及应力云图如图 4 所示。

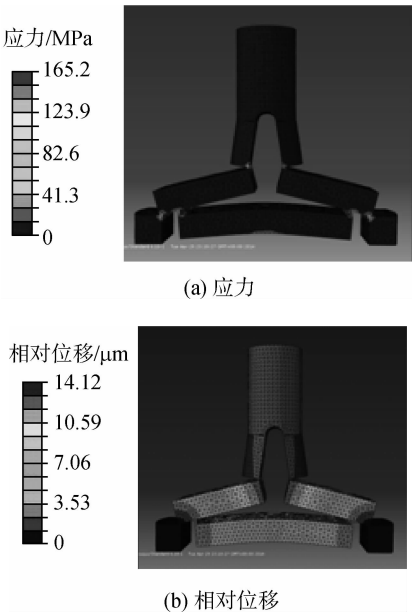


图 4 放大机构应力及相对位移云图
Fig. 4 Contour of stress and relative displacement of amplifier

在 0~800 N 输入力作用下,分别测量输入位移和输出位移,得到输出位移随输入位移的变化关系如图 5 所示。

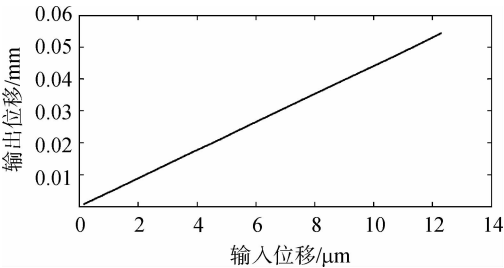


图 5 放大机构输出特性有限元分析
Fig. 5 Finite element analysis of output property of amplifier

经过有限元分析,放大机构位移放大倍数约为 4.1,理论分析结果为 4.42,相对误差为 7%;同时发现输入位移 x_{in} 以及输出位移 x_{out} 随输入力的变化;输入位移随输出位移的变化均近似呈线性关系,可见在 0~800 N 输入力作用下,其位移放大倍数和等效刚度基本保持恒定。

2.2 单自由度模型

2.2.1 静力学模型

对于放大机构的静力学分析主要用于计算其

静态等效刚度,通过有限元分析和实验可以发现,放大机构的位移放大倍数随着输入力的变化基本保持不变,故整个放大机构的静态等效刚度 k_{eq} 可近似表示为

$$k_{eq} = \frac{F}{x_{out}} = \frac{F}{A_2 x_{in}} = \frac{k'_{eq}}{A_2} \quad (11)$$

从式(11)中可以发现,只需计算出输入力 F 与输入位移 x_{in} 之间的等效刚度 k'_{eq} 即可推算出整个放大机构的等效刚度。 k'_{eq} 可以理解为放大机构底端组合结构等效刚度,其变形前的结构简图可等效成图 6(a)中的实线部分。

参考有限元分析结果,将梁 BB' 视为柔性梁,在分析时需要考虑横力弯曲的挠度;杆 AB 、杆 $A'B'$ 视为刚性杆,忽略其横力弯曲的挠度;铰链 h_1 , h_2 , h'_1 , h'_2 其转角刚度和拉伸刚度根据式(15)计算。组合结构在集中力 F 作用下的变形如图 6(a)中虚线所示。图 6(b)为铰链点 B 的放大图, e_1 为梁 BB' 挠曲线在点 B 处的切线方向; e_2 为杆 AB 转动后的指向; e_3 为水平方向。铰链 h_1 转过的角度为 e_2 , e_3 的夹角 θ_0 ;铰链 h_2 转过的角度为 e_1 , e_2 的夹角 θ_1 。

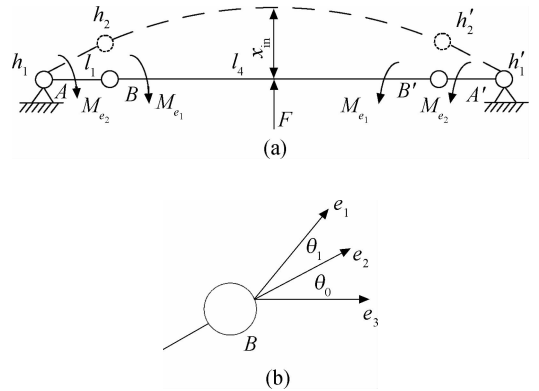


图 6 放大机构底端组合结构模型
Fig. 6 Constituted structural model of amplifier bottom

取梁 BB' 进行分析,根据材料力学理论,可依据叠加法推导其中点处的挠度 w 和端点处的转角公式

$$\begin{cases} \frac{Fl_4^3}{48EI} - \frac{M_e l_4^2}{8EI} = w \\ \frac{Fl_4^2}{16EI} - \frac{M_e l_4}{2EI} = \theta_1 \end{cases} \quad (12)$$

其中 $M_e = k_\theta \theta$ 为铰链处的约束力矩; l_4 为梁 BB' 的二分之一长度;根据式(18)推导 F 与梁 BB' 挠度 $w_{BB'}$,铰链 2 转过角度 θ_1 的关系如下:

$$\begin{cases} \omega_{BB'} = \left[\frac{l_4^3}{48EI} - \frac{k_a l_4^4}{64EI(2EI + k_a l_4)} \right] F \triangleq k_w F \\ \theta_1 = \frac{l_4^2}{8(2EI + k_a l_4)} F = K_{\theta 1} F \end{cases} \quad (13)$$

其中 I 为截面惯性矩;取 AB 杆为研究对象,列写 A 点的平衡方程:

$$\begin{aligned} T_1(l_1 + \Delta l)\sin\theta_1 &= k_a\theta_0 \\ T_1\cos\theta_1 &= T_2 \end{aligned} \quad (14)$$

T_1 为梁 BB' 对杆 AB 的作用力,其表达式为

$$T_1 = \frac{F}{2\sin(\theta_0 + \theta_1)} \quad (15)$$

Δl 为铰链的伸长量,可表示为

$$\Delta l = \frac{2T_2}{k_1} \quad (16)$$

将式(15)、式(16)代入式(14),略去高阶小量,并假定转动角度比较小时, $\sin\theta_0 = \theta_0$, 此时 θ_0 的表达式为

$$\theta_0 = \frac{k_1 l_1 K_{\theta 1}^2 + K_{\theta 1}}{2k_1 k_a K_{\theta 1}^2 - k_1 K_{\theta 1} l_1} F = K_{\theta 0} F \quad (17)$$

放大机构底部输入力与输入位移关系可表示为

$$\begin{aligned} x_{in} &= \omega + (l_1 + \Delta l)\theta_0 = \\ &\left[K_w + l_1 K_{\theta 0} + \frac{K_{\theta 0}}{k_l(K_{\theta 0} + K_{\theta 1})} \right] F \end{aligned} \quad (18)$$

由式(11)、式(18)可知,整个微位移放大机构的等效刚度可表示为

$$\begin{aligned} k_{eq} &= \frac{k'_{eq}}{A_2} = \\ &\frac{k_1(K_{\theta 0} + K_{\theta 1})}{[(K_w + l_1 K_{\theta 0})(K_{\theta 0} + K_{\theta 1})k_1 + K_{\theta 0}]A_2} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\frac{T}{2} = \frac{1}{2}J_{ABC}\dot{\theta}_{ABC}^2 + \frac{1}{2}J_{CD}\dot{\theta}_{CD}^2 + \frac{1}{2}\left(m_{CD} + \frac{1}{2}m_D\right)\dot{x}_D^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2}m_{BB'}\dot{x}_{in}^2 \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{V}{2} &= m_{ABC}g \frac{l_2}{2}\sin(\theta_{ABC} + \alpha) + m_{CD}g \left[\frac{1}{2}l_3\cos\theta_{CD} + l_2\sin(\theta_{ABC} + \alpha) \right] + m_{DG}[l\sin(\theta_{ABC} + \alpha) + l_3\cos\theta_{CD}] + \\ &\frac{1}{2}m_{BB'}gx_{in} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2}k'_{eq}x_{in}^2 + \frac{1}{2}K_{\theta 0}(\theta_{ABC}^2 + \theta_{BCD}^2 + \theta_{CD}^2) \end{aligned} \quad (23)$$

式中 θ_{ABC} , θ_{CD} , x_D 的物理意义分别为杆 ABC 的转角、杆 CD 的转角、放大机构输出位移,以上参数与广义坐标的关系可以通过 2.2.1 节的静力学模型获得

$$\theta_{ABC} = \frac{K_{\theta 0}k_1(K_{\theta 0} + K_{\theta 1})}{K_w(K_{\theta 0} + K_{\theta 1})k_1 + l_1K_{\theta 0}k_1(K_{\theta 0} + K_{\theta 1}) + K_{\theta 0}}x_{in} \triangleq K_{\theta ABC}x_{in} \quad (24)$$

$$\theta_{CD} = \frac{l_2}{l_3}\sin\alpha \cdot \frac{K_{\theta 0}k_1(K_{\theta 0} + K_{\theta 1})}{K_w(K_{\theta 0} + K_{\theta 1})k_1 + l_1K_{\theta 0}k_1(K_{\theta 0} + K_{\theta 1}) + K_{\theta 0}}x_{in} \triangleq K_{\theta CD}x_{in} \quad (25)$$

$$x_D = A_2x_{in} \quad (26)$$

将式(24)~式(26)代入拉格朗日方程之中,并注意到 θ_{ABC} , θ_{CD} 均为小角,最终得到放大机构的动力学方程为

所以系统的静力学模型可表示为

$$F = k_{eq}x_{out} \quad (20)$$

用实验机对放大机构进行力加载实验,其加载和卸载输入力与输入位移的关系如图 7 所示.

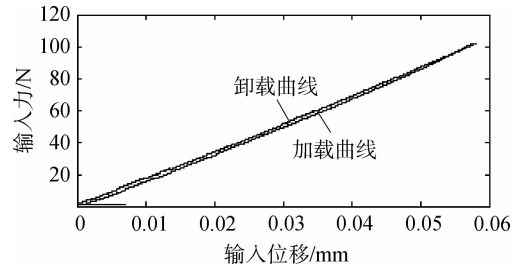


图 7 放大机构力加载实验结果

Fig. 7 Load test result of amplifier

通过图 7 发现,实测放大机构底端等效刚度约为 6.5×10^4 N/m,理论分析结果为 6.89×10^4 N/m,相对误差为 6%,验证了算法的有效性.

2.2.2 动力学模型

已知 GMA 的拉格朗日方程可以表示为

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_k} = Q_k \quad (21)$$

其中 L 为 GMA 动能与势能之差, q_k 为第 k 个广义坐标, Q_k 为第 k 个广义力.

根据有限元分析结果,可将除梁 BB' 之外的部分视为刚性杆和铰链的组合,选取底端部分的输入位移为广义坐标,输入力为广义力.

GMA 的动能和势能满足如下关系

$$\begin{aligned}
k_{a1} \ddot{x}_{in} + k_{b1} x_{in} + k_{c1} &= F_{in} \\
k_{a1} &= 2J_{ABC} K_{\theta ABC}^2 + 2J_{CD} K_{\theta CD}^2 + 2m_{CD} k_{amp}^2 + m_D k_{amp}^2 + m_{BB'} \\
k_{b1} &= [k'_{eq} + 2K_{\theta 0} (K_{\theta ABC}^2 + K_{\theta BCD}^2 + K_{\theta CD}^2) - m_{CD} g l_3 K_{\theta CD}^2 - 2m_D g l_3 K_{\theta CD}^2] \\
k_{c1} &= (m_{ABC} g l_2 K_{\theta ABC} + 2m_{CD} g l_2 K_{\theta ABC} + 2m_D g l_2 K_{\theta ABC}) \cos \alpha + m_{BB'} g
\end{aligned} \quad (27)$$

其中 k_{amp} 为放大倍数, $J_{ABC}, J_{CD}, m_{ABC}, m_{CD}$ 分别为杠杆 ABC, CD 的极惯性矩和质量; $m_D, m_{BB'}$ 分别为位移输出端和梁 BB' 部分的质量。

2.3 模态分析

单自由度模型仅仅描述了放大机构在底端激励作用下, 顶部位移输出端的纵向位移, 这是放大机构的主要振动形式, 但当激振频率接近放大机构的各阶固有频率时会引起结构谐振, 影响其位移输出特性。利用 ABAQUS 软件中的线性摄动分析模块, 对放大机构的模态进行分析, 得到其前 4 阶模态及谐振频率如图 8 所示。

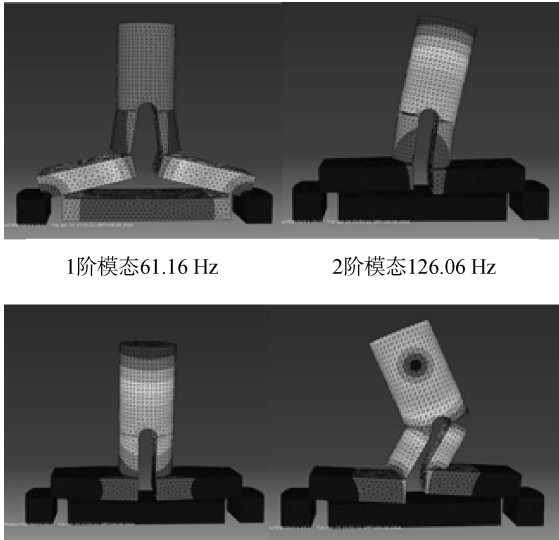


图 8 放大机构模态分析

Fig. 8 Modal analysis of amplifier

从图 8 中可以发现, 放大机构 1 阶模态振型与其单自由度模型的振动方式相同, 而 2 阶以上模态振型会引起位移输出端的侧向振动, 影响其位移输出精度。

3 GMA 的磁弹耦合模型分析

3.1 理论建模

在线弹性小位移和 Kelvin-Voigt 阻尼假设下, GMM 棒在 x 处的轴力 $F_n(t, x)$ 为^[15]

$$\begin{aligned}
F_n(t, x) &= E^h S \frac{\partial u}{\partial x}(t, x) + \\
&c_1 S \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}(t, x) - E^h S \lambda(t, x)
\end{aligned} \quad (28)$$

其中 S, c_1, E^h 分别为 GMM 棒截面积、阻尼和弹性模量; u 为棒上某点的变形量。

取输出杆为研究对象, 列写其动力学微分方程

$$F = m_D \frac{\partial^2 u(t, L)}{\partial t^2} + c_D \frac{\partial u}{\partial t}(t, L) + k_s u_0 + F_{out} \quad (29)$$

F_{out} 为 GMM 棒的负载力, 根据第 2 节推导可知, 输出力 F 可表示为

$$F_{out} = F_{in} = k_{a1} \ddot{x}_{in} + k_{b1} x_{in} + k_{c1} \quad (30)$$

根据 GMA 的第 1 类边界条件

$$\begin{cases} u(t, 0) = 0 \\ F_n(t, L) = F \\ u(t, L) = x(t) \end{cases} \quad (31)$$

将 GMM 棒等效成单端固支的纵向振动棒, 其应变 ϵ 有如下关系^[16]

$$\epsilon = \frac{\partial u}{\partial x}(t, x) \Big|_{x=L} = \frac{u(t, L)}{L} \quad (32)$$

根据式(29)、式(30)最终得到 GMM 棒的非线性动力学微分方程

$$\begin{aligned}
m x''(t) + \left[c - c_1 A \frac{x(t)}{L} \right] x'(t) + k x(t) + \\
k_s u_0 + E^h S \lambda(t, L) + F_{out} = 0
\end{aligned} \quad (33)$$

将放大机构的动力学模型代入式(33)中, 得到 GMA 及其放大机构的磁弹耦合模型表达式为

$$\begin{aligned}
k_{a2} \ddot{x}_{out} - \left(\frac{c}{k_{amp}} - \frac{c_1 A}{L \times k_{amp}^2} x_{out} \right) \dot{x}_{out} + k_{b2} x_{out} + E^h A \lambda + k_{c2} &= 0 \\
k_{a2} &= (2J_{ABC} K_{\theta ABC}^2 + 2J_{CD} K_{\theta CD}^2 + 2m_{CD} k_{amp}^2 + m_{DD'} k_{amp}^2 + m_{BB'} + m_D + m_{gma}) / A_2 \\
k_{b2} &= (k'_{eq} + 2K_{\theta 0} (K_{\theta ABC}^2 + K_{\theta BCD}^2 + K_{\theta CD}^2) - m_{CD} g l_3 K_{\theta CD}^2 - 2m_{DD'} g l_3 K_{\theta CD}^2 + k_{gma}) / A_2 \\
k_{c2} &= (m_{ABC} g l_2 K_{\theta ABC} + 2m_{CD} g l_2 K_{\theta ABC} + 2m_{DD'} g l_2 K_{\theta ABC}) \cos \alpha + m_{BB'} g + k_s u_0
\end{aligned} \quad (34)$$

其中 $m_{\text{gma}}, k_{\text{gma}}$ 为 GMA 等效质量和等效刚度,其表达式为^[17]

$$m_{\text{gma}} = \frac{1}{2}m_l + m_d$$
$$k_{\text{gma}} = \frac{SE^h}{L} + k_s \tag{35}$$

表 3 GMA 参数列表
Table 3 Parameters of GMA

参数	数值
线圈匝数 N_l /匝	1 200
顶杆 1 质量 m_d /kg	0.5
预压碟簧刚度 $k_s/10^6$ (N/m)	3.24
输出杆阻尼 c_d	0

3.2 数值仿真

3.2.1 数值仿真环境

本文采用 AMESim 和 Simlink 联合仿真的方式建立 GMA 及其放大机构的磁弹耦合模型。

AMESim 是 Imagine 公司开发的多领域系统仿真平台,具有子模块资源丰富,建模简单的特点,特别适用于多场耦合的复杂模型分析^[18-19]。对于 GMA 的磁路模型和磁化特性模型,可以通过 AMESim 较为便捷地建立其数学模型,GMA 的二次畴转模型和动力学模型由数值分析能力更为强大的 MATLAB/SIMULINK 仿真环境搭建,并与 AMESim 组成协同仿真环境。

3.2.2 仿真结果分析

利用仿真模型对 GMA 磁滞特性和阶跃响应进行分析。

1) GMM 磁滞特性分析

采用幅值分别为 1,1.5,2,2.5 A 的正弦波电流信号激励,得到 GMM 棒磁化特性如图 9 所示。

通过图 9 发现,当通入线圈的电流达到 2.5 A 时,GMM 棒的磁化强度达到饱和 (6.77×10^5 A/m),其变形量同时达到最大。

2) 阶跃响应分析

采用相同幅值的阶跃电流信号对 GMA 模型进行激励,得到一系列阶跃响应曲线如图 10 所示。

从图 10 可以发现,当通入线圈的电流达到 2.5 A 时,GMA 位移达到 0.4 mm,调整时间为 18 ms,超调量为 32.5%。

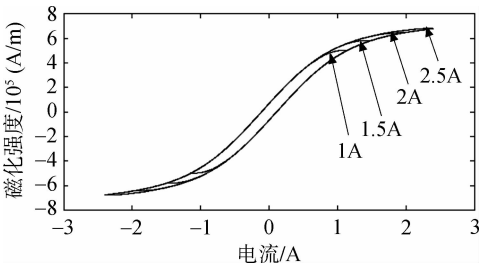


图 9 GMM 棒磁滞特性仿真
Fig. 9 Simulated hysteresis of GMA

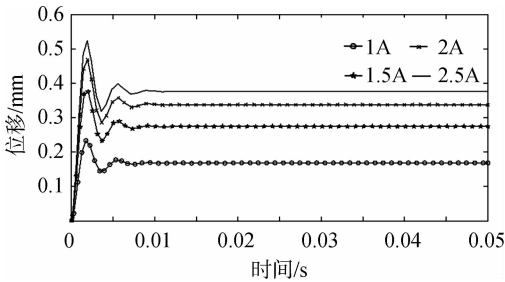


图 10 GMA 阶跃响应
Fig. 10 Simulated step response of GMA

4 GMA 动态特性实验

4.1 硬件组成

GMA 测试系统实物及连接关系如图 11 所示。设备主要包括:Rigol-DS1047Z 数字示波器,用于产生激励信号和采集数据;YE1313B 扫频信号发生器;NH808 电涡流传感器,用于测量致动器输出位移;GF800 功率放大器,用于对激励信号进行放大,驱动 GMA 工作。

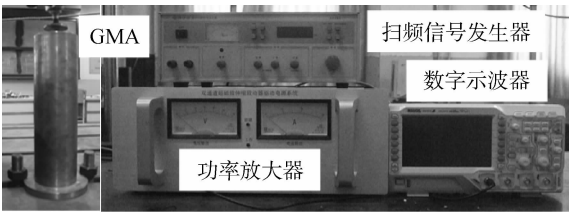


图 11 测试系统组成
Fig. 11 Setup of test system

4.2 实验结果及分析

4.2.1 谐波激励下的响应分析

采用频率为 5,10,30 Hz 的正弦信号对 GMA 进行激励,响应曲线及傅里叶分析结果如图 12 所示。

将仿真曲线与实验曲线对比后发现,谐波激

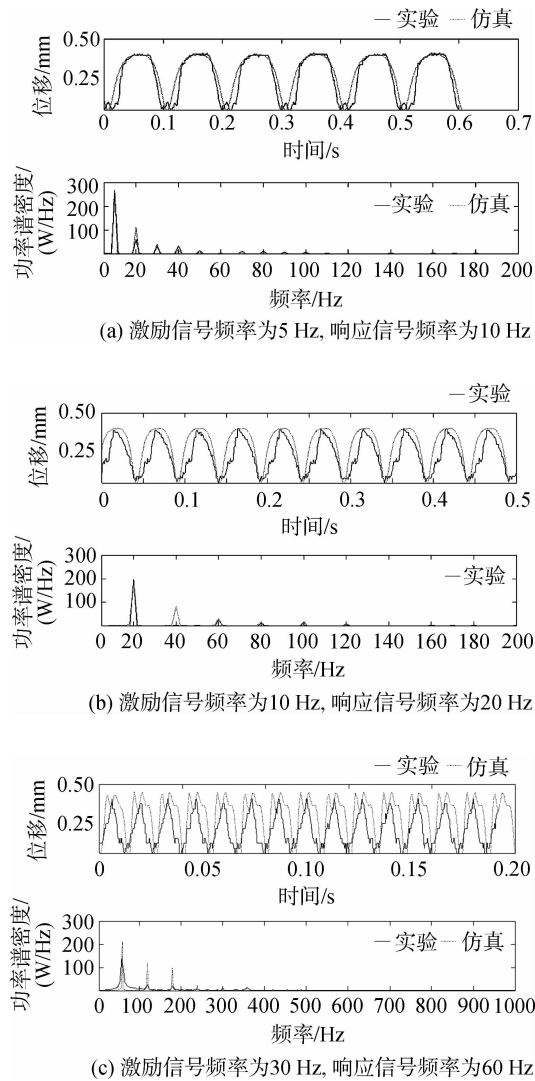


图 12 谐波激励下仿真和实验响应曲线

Fig. 12 Tested and simulated response curves at harmonic excitation

励下 GMA 输出曲线的峰值和主频率与仿真分析比较吻合. 然而, 实验得到的 GMA 输出波形与仿真结果比较, 除 5 Hz 激励外, 实验曲线和仿真曲线的波形相差较大, 通过傅里叶变换可知, 实验曲线的主要频率成分集中于基频, 而仿真曲线中存在大量的高频成分, 并体现为基频的整数倍. 产生以上现象的主要原因为: 由于 GMM 固有的倍频特性会使响应信号为激励信号的 2 倍, 在激励信号过零点处 GMA 位移方向会突然改变, 导致此处的响应曲线不光滑, 在频域上体现为大量高阶谐波成分. 仿真模型由于未考虑机械系统固有的摩擦、滞后等特性, 在上述位移转折点处的突变比实验曲线更加明显, 所以仿真曲线的高频谐波成分比实验曲线更多. 随着激励频率的提高, 这种波形失真更为明显.

同时, 注意到当响应频率为 30 Hz 时, 实验测出 GMA 输出的幅值 (0.44 mm) 大于仿真值 (0.4 mm), 由第 2.3 节的模态分析可知, 这是由于此时激励频率接近放大机构的 1 阶固有频率, 引起放大机构的结构谐振, 这种结构谐振恰与放大机构的单自由度振动形式相同, 使得 GMA 输出位移幅值上升.

4.2.2 扫频特性分析

对 GMA 进行 5~50 Hz 扫频分析, 频率分辨率为 1 Hz, 每个频率点停留时间为 0.5 s, 其频域分析结果如图 13 所示.

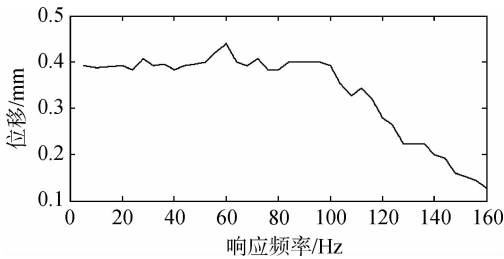


图 13 GMA 扫频实验结果

Fig. 13 Frequency-sweep test result of GMA

通过实验发现, 响应频率在 0~100 Hz 内, GMA 位移均可达到 0.4 mm, 满足负载要求, 同时发现, GMA 在响应频率为 60 Hz 时, 幅值达到一个局部均值, 其原因已在第 4.2.2 节进行了解释.

5 结 论

1) 利用理论力学、材料力学理论和有限元方法确定了放大机构的理论和实际位移放大倍数, 并探讨了提高位移放大倍数的方法.

2) 利用材料力学理论和拉格朗日方程建立了放大机构静态、动态的单自由度模型; 采用有限元方法对放大机构进行模态分析, 确定其前 4 阶固有频率.

3) 结合 GMM 材料的本构关系 (J-A 模型、二次畴转模型) 建立了放大机构的磁弹耦合模型, 并采用 AMESim&Simulink 联合仿真的方式对模型进行数值仿真, 仿真结果与实际位移输出比较吻合.

4) 对 GMA 进行了动态特性实验. 分析了 GMA 谐波加载条件下响应波形失真的原因, 确定了 GMA 的工作频带. 实验发现 GMA 输出位移可达到 0.4 mm, 利用 GMM 固有的倍频特性, 其频带可超过 100 Hz, 满足伺服阀输出特性要

求,对于 GMM 电液伺服阀的设计具有一定意义。

参考文献:

- [1] Olabi A G, Grunwald A. Design and application of magnetostrictive materials[J]. Materials and Design, 2008, 29(3):469-483.
- [2] Tanaka H, Urai T. Development of a giant magnetostrictive tandem actuator and the application to a servovalve[J]. Transactions on the Institute of Systems, Control and Information Engineers of Japan, 2001, 14(3):110-116.
- [3] 程霞,安平,王传礼.超磁致伸缩两级电液伺服阀的结构及建模研究[J].机床与液压,2011,39(3):83-85.
CHENG Xia, AN Ping, WANG Chuanli. Research on structure modeling of giant magnetostrictive electro-hydraulic servo valve[J]. Chinese Machine Tool and Hydraulics, 2011, 39(3):83-85. (in Chinese)
- [4] 邱大龙,田冬林,刘浩,等.基于 GMM 直动阀位移放大机构的结构研究[J].液压与气动,2013,40(11):90-93.
QIU Dalong, TIAN Donglin, LIU Hao, et al. Research on structure for displacement amplifier of direct-acting valve based on GMM[J]. Chinese Hydraulic and Pneumatics, 2013, 40(11):90-93. (in Chinese)
- [5] 吕福在,项占琴,戚宗军,等.稀土超磁致伸缩材料高速强力电磁阀的研究[J].内燃机学报,2000,18(2):199-202.
LÜ Fuzai, XIANG Zhanqin, QI Zongjun, et al. The design of high-speed powerful solenoid based on giant magnetostrictive material and analysis of its control method[J]. Transactions of Chinese Society for Internal Combustion Engines, 2000, 18(2):199-202. (in Chinese)
- [6] 王新华,王思民,李伟,等.双相对位置超磁致伸缩自传感驱动直接力反馈伺服阀:中国,200810224498[P]. 2009-03-11.
- [7] Karunanidhi S, Singaperumal M. Design, analysis and simulation of magnetostrictive actuator and its application to high dynamic valve[J]. Sensors And Actuators A: Physical, 2010, 157(2):185-197.
- [8] 于志远,姚晓先,宋晓东.基于柔性铰链的微位移放大机构设计[J].仪器仪表学报,2009,30(9):1818-1822.
YU Zhiyuan, YAO Xiaoxian, SONG Xiaodong. Design of micro-displacement amplifier based on flexure hinges[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2009, 30(9):1818-1822. (in Chinese)
- [9] Jouaneh M, Yang R. Modeling of flexure-hinge type lever mechanisms[J]. Precision Engineering, 2003, 27(4):407-418.
- [10] Ma H, Yao S, Wang L, et al. Analysis of the displacement amplification ratio of bridge-type flexure hinge[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2006, 77(2):730-736.
- [11] 张西金,方宗德,杨小辉.微扑翼飞行器驱动装置设计与动力学性能研究[J].航空动力学报,2009,24(7):1666-1671.
ZHANG Xijin, FANG Zongde, YANG Xiaohui. Design and dynamic investigation on driving equipment of micro flapping flight[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(7):1666-1671. (in Chinese)
- [12] 侯宇,方宗德,刘岚,等.微扑翼飞行器驱动机构的设计与动态特性研究[J].航空动力学报,2004,19(4):499-505.
HOU Yu, FANG Zongde, LIU Lan, et al. Design and dynamic characteristics study of micro actuator of flapper-wing MAV[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4):499-505. (in Chinese)
- [13] 王博文,曹淑英,黄文美.超磁致伸缩材料与器件[M].北京:冶金工业出版社,2008.
- [14] Kim J H, Kim S H, Kwak Y K. Development and optimization of 3-D bridge-type hinge mechanisms[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2004, 116(3):530-538.
- [15] 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):365-369.
LI Dong, YUAN Huiqun. Analysis on coupling magneto-elastic characteristic of a giant magnetostrictive transducer[J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2011, 32(4):365-369. (in Chinese)
- [16] Wang T, Zhou Y. Nonlinear dynamic model with multi-fields coupling effects for giant magnetostrictive actuators[J]. International Journal of Solid Structures, 2013, 50(4):2970-2979.
- [17] 卢全国.基于 GMM 的微致动器研究及应用[D].武汉:武汉理工大学,2007.
LU Quanguo. Research and application of micro-actuation based on GMM[D]. Wuhan: Wuhan Technology University, 2007. (in Chinese)
- [18] 付永领,祁晓野. LMS Imagine. Lab AMESim 系统建模和仿真参考手册[M].北京:北京航空航天大学出版社,2011.
- [19] 任新宇,郭迎清,姚华廷.基于 AMESim 的航空发动机防喘调节器性能仿真研究[J].航空动力学报,2004,19(4):572-576.
REN Xinyu, GUO Yingqing, YAO Huating. A simulation of the anti-surge regulator performance for the aero-engine using AMESim[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4):572-576. (in Chinese)