

射流伺服阀用放大型超磁致伸缩执行器建模及分析

朱玉川^{*}, 李跃松

南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016

摘要: 为提高射流伺服阀的动态性能, 设计了采用桥式微位移放大机构的射流伺服阀用放大型超磁致伸缩执行器 (AGMA)。建立了计输入位移损失的放大机构模型以及非线性位移输出理论模型, 并采用有限元法对所建放大机构模型进行了对比验证, 结果表明: 放大机构的输入刚度模型最大误差 $< 0.78 \text{ N}/\mu\text{m}$, 放大倍数模型最大误差 < 0.22 , 放大倍数受输入位移影响较小。最后, 试验研究了 AGMA 的静态特性, 结果显示: 控制电流在 -0.5 A 到 0.5 A 缓慢变化时, AGMA 输出位移约为 $78 \mu\text{m}$; 当控制电流从 -0.5 A 跃变到 0.5 A 时, 其峰值位移约为 $71 \mu\text{m}$, 峰值时间约为 0.014 s , 调节时间小于 0.1 s ; 当控制电流幅值为 0.5 A 时, 其输出位移幅频宽 $> 40 \text{ Hz}$, 谐振频率约为 30 Hz 。

关键词: 超磁致伸缩执行器; 射流伺服阀; 动态模型; 微位移放大; 刚度; 有限元法

中图分类号: V227⁺.83; TH137

文献标识码: A

文章编号: 1000-6893(2014)11-3156-10

电液伺服系统集电气和液压两方面的特长, 具有控制精度高、响应速度快、输出功率大、信号处理灵活、易于实现各种参量反馈等优点, 在对控制系统的体积、输出功率、响应速度、控制精度要求较高的航空航天及国防军事工业领域有着广泛运用。作为电液伺服系统关键部件的电液伺服阀, 既是电液转换元件, 又是功率放大元件, 它的性能直接关系到整个电液系统的控制精度和响应速度, 也直接影响到系统的可靠性和寿命。因此, 研制新型高性能伺服阀对提高电液控制系统的性能有着重要意义^[1-2]。

目前使用的伺服阀中, 射流管伺服阀具有可靠性高、抗污染能力强、寿命长等优点, 较适宜应用于发动机的燃油控制、舵机控制等工作环境较恶劣且对可靠性要求较高的场合^[3]。但是由于力矩马达输出力较小, 射流管伺服阀的动态响应要

远小于喷嘴挡板伺服阀, 限制了其在动态性能要求较高场合的应用^[4-5]。以超磁致伸缩材料 (Giant Magnetostrictive Materials, GMM) 为基础的超磁致伸缩执行器具有输出力大、控制精度高、动态性能好、结构简单、驱动电压远小于压电执行器等优点, 以其作为驱动射流管液压放大器的执行器将使射流管伺服阀的动态性能显著提高^[6-7]; 然而使超磁致伸缩执行器产生足够的行程驱动射流管液压放大器, 其体积及驱动电流必然较大, 不能满足航空等领域应用中对电液伺服阀体积与驱动功率的要求, 设计具有微位移放大的射流伺服阀用放大型超磁致伸缩执行器 (Amplified Giant Magnetostrictive Actuator, AGMA) 是解决这个问题的有效途径^[8-9]。

微位移放大机构种类较多, 其中基于柔性铰链的桥式放大机构具有易于加工、结构紧凑、放大

收稿日期: 2014-05-04; 退修日期: 2014-05-24; 录用日期: 2014-06-10; 网络出版时间: 2014-06-25 13:32

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/doi/10.7527/S1000-6893.2014.0121.html

基金项目: 国家自然科学基金(51175243, 5080508); 航空科学基金(20110752006, 20130652011); 江苏省自然科学基金(BK20131359)

* 通讯作者. Tel.: 025-84892503 E-mail: meeyczhu@nuaa.edu.cn

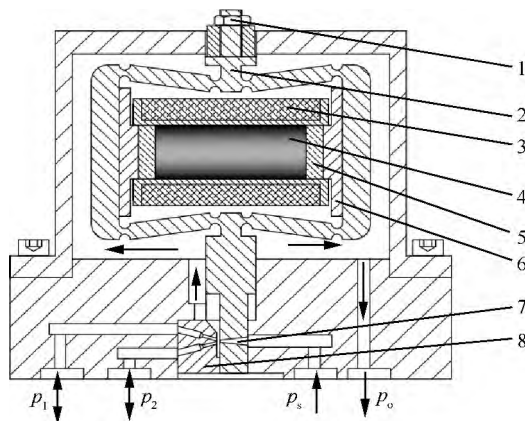
引用格式: Zhu Y C, Li Y S. Modeling and analysis for amplified giant magnetostrictive actuator applied to jet-pipe electro-hydraulic servovalve[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35(11): 3156-3165. 朱玉川, 李跃松. 射流伺服阀用放大型超磁致伸缩执行器建模及分析[J]. 航空学报, 2014, 35(11): 3156-3165.

倍数较高等优点,已成功的应用在压电执行器上^[10-11],然而若将此机构运用在伺服阀用 AGMA 上需要考虑几个方面问题:①为提高 GMM 棒的性能,需对其施加 6 MPa 左右的预压应力,而压电执行器所用柔性铰链厚度较薄,如参考文献[8]中所用铰链厚度小于 0.3 mm;②AGMA 为电磁驱动且工作电流较大,为降低发热对其精度的影响,不但要设计闭合磁路来提高磁能利用率,还需考虑冷却问题;③由于线圈骨架的存在,GMM 棒作用点距柔性铰链较远,需考虑梁弯曲对输入位移造成的损失;④现有的桥式位移放大机构的输出位移与输入位移符号相反^[12-13],设计 GMM 棒伸长时,AGMA 输出正位移的放大机构可以使其在要求控制信号和控制位移同相的场合得到应用。

本文在上述问题基础上,设计了射流伺服阀用 AGMA,基于刚度等效原理和梁的弯曲理论求出了放大机构的输入刚度和放大倍数,为射流伺服阀用 AGMA 的设计和性能分析奠定了基础。

1 超磁致伸缩射流伺服阀结构

超磁致伸缩射流伺服阀的前置级结构如图 1 所示,其主要包括 AGMA 和射流管液压放大器,AGMA 的作用是将电信号转化成与其成比例的机械位移,射流管液压放大器的作用则是将 AGMA 的机械能转换成液压能输出。



1—Adjusting screw; 2—Amplification mechanism; 3—Control coil; 4—GMM rod; 5—Permanent magnet; 6—Inside side; 7—Nozzle; 8—Receiver

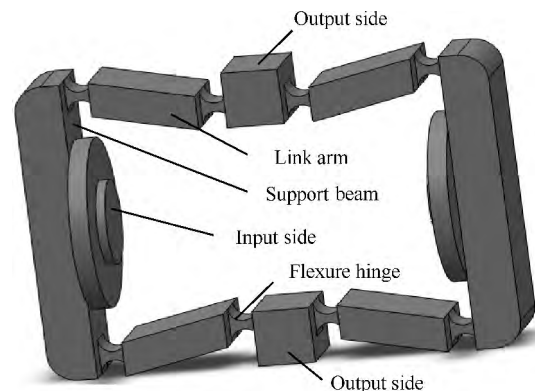
图 1 超磁致伸缩射流伺服阀前置级结构

Fig 1 Prestage structure of jet-pipe electro-hydraulic servovalve driven by GMM

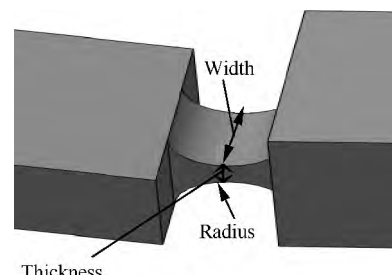
AGMA 由 GMM 棒、控制线圈、放大机构、永久磁铁及端盖构成,其中放大机构除实现微位移放大外,还为 GMM 棒提供一定的预压力。射流管液压放大器包括射流喷嘴和接收模块,射流喷嘴接供油压力 p_s ,接收模块上有 2 个接收孔分别输出压力 p_1 与 p_2 ,泄露油液如图 1 箭头所示,对 AGMA 冷却后流出伺服阀,其出口压力为 p_o 。射流喷嘴处于 2 个接收孔中间位置时,2 个接收孔接收到的射流动能相同,2 个接收孔恢复压力相等,控制压差 $p_1 - p_2$ 等于零,然而当射流喷嘴偏离中间位置,2 个接收孔的恢复压力不再相等,产生控制压差,使功率滑阀产生运动,其控制压差与射流喷嘴位移成正比。

由于 AGMA 的控制电流较大^[14],线圈发热引起的 GMM 棒的热膨胀将造成 AGMA 的控制精度下降。因此,降低 AGMA 的温升对提高伺服阀的精度十分重要,如图 1 所示采用湿式 AGMA,利用系统工作油液对线圈进行冷却是有效的方法。

射流伺服阀用 AGMA 的结构如图 2 所示,



(a) Micro-displacement amplification mechanism



(b) Flexible hinge mechanism

图 2 射流伺服阀用 AGMA 的桥式位移放大机构

Fig 2 A bridge-type micro-displacement amplification mechanism of AGMA for jet-pipe electro-hydraulic servovalve

当 GMM 棒伸长时, 2 个输入端距离增加, 产生弯曲变形致使输出端与固定端距离增加。通过增加铰链厚度和降低铰链宽度来提高铰链的可靠性, 还可以保证放大机构输入刚度的合理性。

2 放大机构理论分析

2.1 放大倍数

放大机构的放大倍数为输出位移与输入位移的比值。考虑放大机构的对称性, 选取其简化模型的 1/4 进行分析, 如图 3 所示。

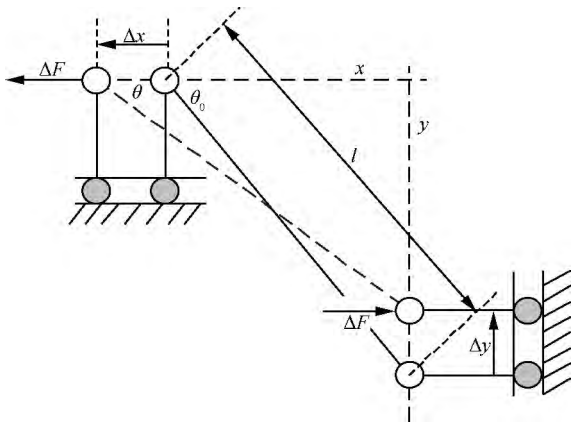


图 3 AGMA 的 1/4 部分简化模型

Fig. 3 Simplified model of quarter amplification mechanism of AGMA

设 x 轴方向为 GMM 棒轴线方向, Δx 箭头指向为磁致伸缩棒位移方向, y 轴方向为 AGMA 输出位移方向, Δy 箭头指向为在磁致伸缩输入位移下的输出位移方向, ΔF 为磁致伸缩伸缩力增量, 由放大机构变形前后的几何关系可得

$$l \cos \theta - l \cos \theta_0 = \Delta x \quad (1)$$

$$l \sin \theta_0 - l \sin \theta = \Delta y \quad (2)$$

式中: l 为连杆长度, m; θ_0 为连杆初始位置与 x 轴的夹角, ($^\circ$); θ 为连杆位置与 x 轴的夹角, ($^\circ$); Δx 为输入端铰链沿 x 轴的位移, m; Δy 为输出端铰链沿 y 轴的位移, m。

由式(1)、式(2)可得图 3 简化模型的放大倍数为

$$n_i = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{\sin \theta_0 - \sin \theta}{\cos \theta - \cos \theta_0} \quad (3)$$

由式(1)知

$$\theta = \arccos\left(\frac{\Delta x}{l} + \cos \theta_0\right) \quad (4)$$

代入式(3)可得

$$n_i = \frac{l \left[\sin \theta_0 - \sin \left(\arccos \left(\frac{\Delta x}{l} + \cos \theta_0 \right) \right) \right]}{\Delta x} \quad (5)$$

2.2 输入刚度

放大机构的输入刚度为输入力与输入位移的比值, 其大小直接影响到 GMM 棒的位移输出, 是放大机构的重要参数。在无负载和忽略连杆变形的情况下, 放大机构的输入刚度是由柔性铰链弹性变形引起的, 由弹性能公式可得弹性能为

$$E_K = \frac{1}{2} K_i (\Delta x)^2 = 2 \times \frac{1}{2} K_r (\Delta \theta)^2 \quad (6)$$

式中: K_i 为输入刚度; K_r 和 $\Delta \theta$ 分别为柔性铰链的刚度和偏转角度。

柔性铰链的刚度为^[8]

$$K_r = \left(\int_0^\pi \frac{12 R \sin \beta}{E w (2R + T - 2R \sin \beta)^3} d\beta \right)^{-1} \quad (7)$$

式中: E 为铰链材料的弹性模量, Pa; R 为圆弧铰链的半径, m; T 为铰链厚度, m; w 为铰链宽度, m; β 为圆弧铰链的弧度。

由式(1)可知, 输入端铰链沿 x 方向的位移可写为

$$\Delta x = l \cos \theta - l \cos \theta_0 = -2l \sin \frac{\theta + \theta_0}{2} \sin \frac{\theta - \theta_0}{2} \quad (8)$$

由于连杆的角度增量 $\Delta \theta$ 很小, 因此

$$\begin{cases} \sin \Delta \theta \approx \Delta \theta \\ \Delta \theta + \theta_0 \approx \theta_0 \end{cases} \quad (9)$$

式(8)可简化为

$$\Delta x = -2l \sin \theta_0 \sin \frac{\Delta \theta}{2} = -l \Delta \theta \sin \theta_0 \quad (10)$$

由式(6)可得

$$K_i = \frac{2K_r (\Delta \theta)^2}{(\Delta x)^2} = \frac{2K_r}{l^2 \sin^2 \theta_0} \quad (11)$$

将式(7)代入式(11)可得

$$K_i = \frac{\Delta F}{\Delta x} = \frac{E w}{6 R l^2 \sin^2 \theta_0} \left(\int_0^\pi \frac{\sin \beta}{(2R + T - 2R \sin \beta)^3} d\beta \right)^{-1} \quad (12)$$

2.3 修正模型

在输入端铰链的位移等于 GMM 棒端部位

移的情况下,式(5)与式(12)所求即为 AGMA 的放大倍数和输入刚度。但实际上,由于线圈骨架的存在,GMM 棒的施力点距离输入端铰链有一段距离,在 GMM 棒的作用下,机架梁是弯曲的,GMM 棒端部位移与输入端铰链的位移并不相等,如图 4 所示。

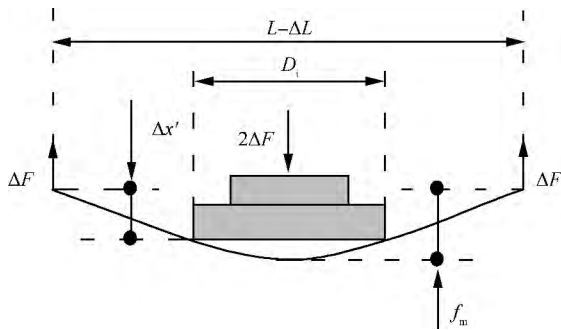


图 4 放大机构的简化模型

Fig 4 Simplified model of amplification mechanism

由材料力学的挠度曲线公式可得,输入端铰链和 GMM 棒位移的差值为

$$\Delta x' = \frac{\Delta F}{24EI} \left[\frac{(L^2 - D_i^2)^2}{2} + L^2(L - D_i)^2 - \frac{(L - D_i)^4}{2} \right] \quad (13)$$

式中: L 为支架梁的长度; D_i 为端盖的直径; I 为支架梁的惯性矩。当 $L = D_i$ 时,GMM 棒输入位移等于输入端铰链位移。

由图 4 可知,输入端铰链的位移与 GMM 棒端部位移满足

$$\Delta x = x - \Delta x' \quad (14)$$

式中: x 为 GMM 棒端部的位移,亦即放大机构的输入位移。

因此,考虑梁弯曲的情况下,式(12)中的刚度修正为

$$K_x = \frac{\Delta F}{x} = \frac{\Delta F}{\Delta x + \Delta x'} = \frac{K_i K_s}{K_i + K_s} \quad (15)$$

式中:

$$K_s = \frac{\Delta F}{\Delta x'} = \frac{4E\omega_1 T_1^3 L}{(L^2 - D_i^2)^2 + 2L^2(L - D_i)^2 - 2(L - D_i)^4} \quad (16)$$

ω_1 和 T_1 为支架梁的宽度和厚度。

在考虑支架梁弯曲时,输出端铰链的位移为

$$\Delta y' = \Delta y - 0.5\Delta L \quad (17)$$

式中: ΔL 为支架梁上两铰链点距离的变化量。

GMM 棒输出位移较小,支架梁中点处的挠度与支架梁的长度关系近似满足

$$f_m^2 \approx \left(\frac{L}{2}\right)^2 - \left(\frac{L - \Delta L}{2}\right)^2 \quad (18)$$

式中: f_m 为支架梁中点处的挠度。

故有

$$\Delta L = L - \sqrt{L^2 - 4f_m^2} \quad (19)$$

由梁的弯曲理论知,图 4 中点处的挠度为

$$f_m = \frac{\Delta F(L - D_i) \left[3L^2 - (L - D_i)^2 \right]}{4E\omega_1 T_1^3} \quad (20)$$

将式(15)代入式(20)可得

$$f_m = \frac{xK_x(L - D_i) \left[3L^2 - (L - D_i)^2 \right]}{4E\omega_1 T_1^3} \quad (21)$$

当输入端位移不等于铰链端位移时,放大机构的放大倍数为

$$n_0 = \frac{\Delta y'}{x} = \frac{\Delta y - 0.5\Delta L}{\Delta x} \cdot \frac{\Delta x}{x} = \left(n_i - \frac{0.5\Delta L}{\Delta x} \right) \cdot \frac{\Delta x}{x} \quad (22)$$

联立式(16)和式(12)可得

$$n_0 = \frac{\Delta x}{\Delta F} \cdot \frac{\Delta F}{x} \left(n_i - \frac{0.5\Delta L}{\Delta x} \right) = \frac{K_x}{K_i} \left(n_i - \frac{0.5\Delta L}{\Delta x} \right) \quad (23)$$

由式(14)~式(16)可知

$$\Delta x = x - \frac{\Delta F}{K_s} = x - \frac{xK_x}{K_s} = x \frac{K_s}{K_i + K_s} \quad (24)$$

将式(5)、式(21)、式(24)代入式(23)可得

$$n_0 = \frac{l \left[\sin \theta_0 - \sin \left(\arccos \left(\frac{x}{l} \cdot \frac{K_s}{K_i + K_s} + \cos \theta_0 \right) \right) \right]}{x} \cdot \frac{L - \sqrt{L^2 - 4f_m^2}}{2x} \quad (25)$$

由上述关系知,放大机构的输入刚度仅与结构参数有关,而放大倍数还受输入位移影响。

3 射流伺服阀用 AGMA 模型

3.1 GMM 棒的磁致伸缩模型

为提高磁能利用率,驱动 GMM 棒的磁路设计为闭合磁路,外壳材料选用了导磁材料,当控制线圈中电流为 i 时,控制磁场强度 H_c 满足

$$H_c = \frac{Ni}{k_f l_G} \quad (26)$$

式中: N 为控制线圈匝数; k_f 为漏磁系数; l_G 为 GMM 棒长度。

在考虑磁畴相互作用和预压力对磁场的影响下,作用在 GMM 棒上的有效磁场 H_e 满足^[15]

$$H_e = H_c + \alpha M_c + \frac{9\lambda_s \sigma}{2\mu_0 M_s^2} M_c = H_c + \tilde{\alpha} M_c \quad (27)$$

式中: α 为无量纲量,反映磁畴相互作用的强度; σ 为施加在 GMM 棒上的预压应力, Pa; μ_0 为真空磁导率, H/m; λ_s 为 GMM 棒的饱和磁致伸缩系数, 无量纲量; M_s 为 GMM 棒的饱和磁化强度, A/m; $\tilde{\alpha}$ 为常数, 无量纲量,反映预压应力与磁畴间的相互作用; M_c 为由控制磁场产生的磁化强度, A/m。

在 GMM 棒切片处理后,且控制电流驱动频率不高时,磁场强度与磁化强度之间的非线性关系可由 Jiles-Atherton's 磁化理论描述^[14]

$$\begin{cases} M_i = M_a - \delta k \frac{dM_i}{dH_e} = M_c - M_r \\ M_r = \gamma(M_a - M_i) \end{cases} \quad (28)$$

式中: M_i 和 M_r 分别为不可逆磁化强度和可逆磁化强度; δ 为常量, H_e 增加时, $\delta = 1$, H_e 减少时, $\delta = -1$; γ 为可逆系数; k 为钉扎参数。

无磁滞磁化强度 M_a 可表示为^[15]

$$M_a = M_s \left[\coth\left(\frac{H_e}{a}\right) - \frac{a}{H_e} \right] \quad (29)$$

式中: a 为无磁滞磁化强度形状系数。

GMM 棒上的磁化强度由控制磁化强度 M_c 和偏置磁化强度 M_b 合成,磁致伸缩与此合成磁化强度的平方成正比^[15],因此由控制磁场产生的磁致伸缩等于合成磁场产生的磁致伸缩与偏置磁场产生的磁致伸缩之差,由此可得

$$\lambda = \frac{3}{2} \frac{\lambda_s}{M_s^2} M_c^2 (H_c + H_b) -$$

$$\frac{3}{2} \frac{\lambda_s}{M_s^2} M_b^2 = k_\lambda [M_c^2 (H_c + H_b) - M_b^2] \quad (30)$$

式中: k_λ 为与磁化强度成比例的磁致伸缩系数,

且 $k_\lambda = \frac{3}{2} \frac{\lambda_s}{M_s^2}$, 其值可由初始偏置磁场实验点数据计算得到。若已知在偏置磁化强度 H_b 下控制磁场恒定时的实验点为 (H_0, λ_0) , 即在驱动磁场 H_0 驱动时所得到的线性磁致伸缩为 λ_0 , 此时假定相对磁导率为 μ_r , 则可得磁致伸缩系数满足

$$k_\lambda = \frac{\lambda_0}{M_c^2 (H_0 + H_b) - M_b^2} = \frac{\lambda_0}{(|\mu_r| - 1)^2 [(H_0 + H_b)^2 - H_b^2]}$$

3.2 射流伺服阀用 AGMA 的等效模型

GMM 棒的磁致伸缩力可以表示为

$$F_0 = E^H A_r \lambda \quad (31)$$

式中: E^H 和 A_r 分别为 GMM 棒的弹性模量和截面积。

AGMA 可等效为如图 5 所示的质量-弹簧-阻尼系统^[7], 因此其沿 GMM 棒方向的动力学模型为

$$F_0 = m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + (K + K_0) x \quad (32)$$

式中: x 为放大机构的输入位移, 由图 5 可知, 其为 GMM 棒伸长量的一半; K_0 和 K 分别为 GMM 棒的等效刚度和放大机构的输入刚度, 其中 $K = 2K_x$; m 和 c 分别为放大机构的等效质量和等效阻尼, 其取值分别为^[16]

$$\begin{cases} m = \frac{\rho A_r l_G + m_0}{2} \\ c = \frac{2C_D A_r}{l_G} \\ K_0 = \frac{2E^H A_r}{l_G} \end{cases} \quad (33)$$

式中: ρ 和 C_D 分别为 GMM 棒的密度和阻尼因子; m_0 为放大机构质量。

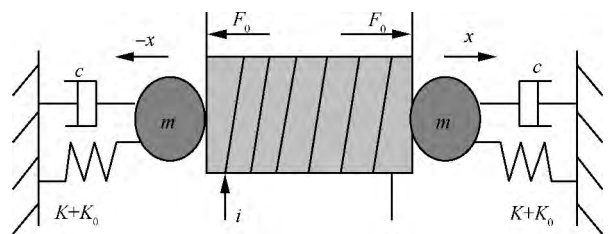


图 5 GMM 棒的等效动力学模型

Fig. 5 Equivalent dynamic model of GMM rod

由于 AGMA 的输出位移为

$$y = nx = 2n_0 x \quad (34)$$

式中: n 为放大机构的放大倍数。由式(34)知,在放大倍数不变时,AGMA 输出位移随着放大机构输入刚度增加而降低,在放大机构输入刚度较大时,应适当提高放大倍数。

联立式(32)与式(34)可得 AGMA 的输出位

移为

$$y = \frac{2n_0 F_0}{ms^2 + cs + 2K_x + K_0} \tag{35}$$

4 仿真分析与试验

4.1 放大机构模型的有限元验证

放大机构的结构参数取值如表 1 所示。

表 1 AGMA 参数取值

Table 1 Parameters choice in AGMA

Parameter	Value
Connecting rod arm length l/mm	14.5
Start angle $\theta_0/(\text{^\circ})$	13
Flexure hinge thickness T/mm	1.1
Flexure hinge width w/mm	4
Flexure hinge radius R/mm	1.5
Support beam length L/mm	25
Support beam thickness T_1/mm	5
Support beam width w_1/mm	10
Elastic modulus of frame E/GPa	200

为了验证放大机构所建模型的正确性,采用有限元分析方法进行验证,在输入端加载 300 N,选取不同的端盖直径有限元分析结果及模型仿真结果,如图 6 及表 2 和表 3 所示,图 6 中 U_x 为放大机构各部位变形值。

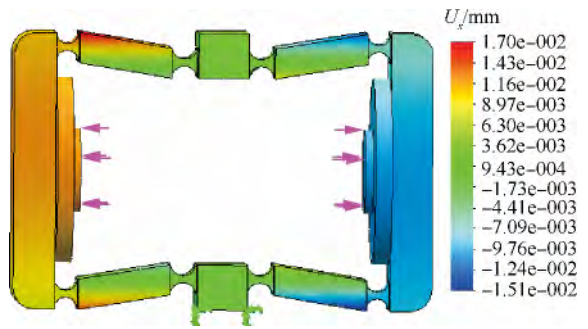


图 6 放大机构的有限元分析结果

Fig 6 Finite element analysis results of amplification mechanism

表 2 输入刚度与端盖直径的关系

Table 2 Relationship between input stiffness and end cap diameter

End cap diameter	Simulation value of input stiffness	Theoretical value of input stiffness	Relative error/%
D_i/mm	$K_i/(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	$K/(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	%
10	19.10	19.88	3.92
16	21.63	21.89	1.19
22	23.44	23.92	2.01

表 3 放大倍数与端盖直径的关系

Table 3 Relationship between amplification ratio and end cap diameter

End cap diameter	Simulation value of amplification ratio n_i	Theoretical value of amplification ratio n	Relative error/%
D_i/mm			%
10	7.38	7.16	3.07
16	7.97	7.88	1.14
22	8.41	8.61	2.32

由表 2 和表 3 可知,放大机构的放大倍数和输入刚度随着端盖直径增加而增大,所建模型误差在端盖直径为 10 mm 时最大,在端盖直径为 16 mm 时最小。

由式(25)知,放大机构的放大倍数还与输入位移有关系,选取端盖直径为 22 mm,因放大机构的输入位移不大于 15 μm ,由表 2 的输入刚度可知,在满足此输入位移的情况下,放大机构输入力为 350 N。因此,在放大机构输入端加载从 0 N 间隔 70 N 到 350 N 的输入力,使放大机构获得不同的输入位移,仿真与有限元结果如图 7 所示。

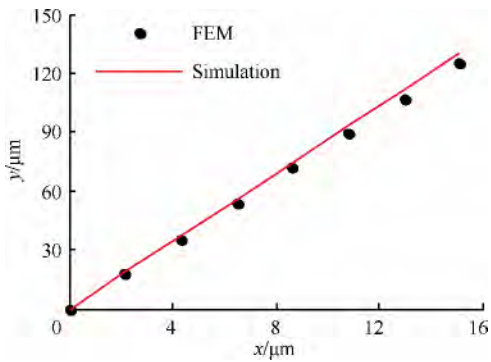


图 7 AGMA 的输出位移与输入位移关系

Fig 7 Output displacement vs input displacement of AGMA

由图 7 可知放大倍数受输入位移的影响较小,在输入位移 $< 8 \mu\text{m}$ 时,有限元模拟的数据点与仿真结果基本重合,在输入位移 $> 8 \mu\text{m}$ 时,有限元模拟的数据点与仿真结果略有偏离,故在输入位移 $< 8 \mu\text{m}$ 时,模型精度较高。

4.2 射流伺服阀用 AGMA 试验

依照表 1 设计参数加工而成的射流伺服阀用 AGMA 的样机如图 8 所示。

图 9 为射流伺服阀用 AGMA 输出位移的测

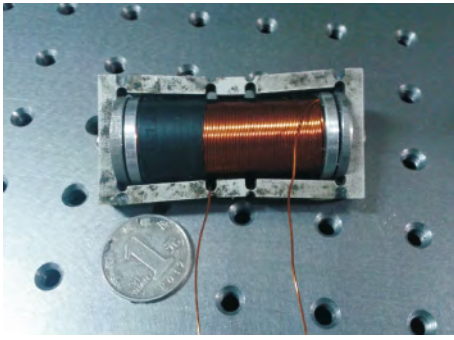
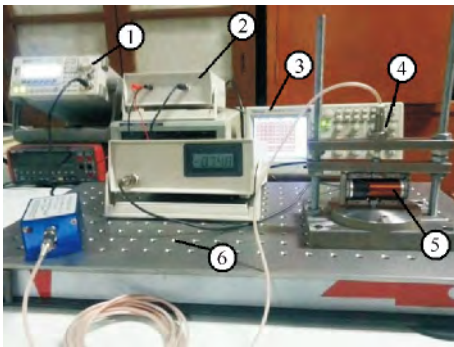


图8 射流伺服阀用 AGMA 样机

Fig 8 AGMA prototype for jet-pipe electro-hydraulic servovalve



1—Signal generator; 2—Power amplifier; 3—Oscilloscope;
4—Displacement sensor; 5—AGMA;
6—Vibration isolation platform

图9 AGMA 输出位移试验系统

Fig. 9 Output displacement test system of AGMA

试系统,其由 AGMA、信号发生器、驱动器、电涡流位移传感器、功率放大器以及示波器构成。

其中信号发生器用来产生幅值和频率可调的控制电压信号,驱动器为深度电流负反馈的功率放大器,用来产生与控制电压信号成比例的控制电流,使控制线圈产生控制磁场。

同伺服阀静态性能曲线的获得方法,AGMA 输出位移的静态曲线也通过其对幅值为额定电流的准静态正弦控制电流的响应曲线获得。取正弦控制电流的幅值为 0.5 A,频率为 0.1 Hz,通过图 9 的测试系统可得 AGMA 输出位移和控制电流的静态试验关系曲线如图 10 所示。

同样取正弦控制电流的幅值为 0.5 A,频率为 0.1 Hz,将其代入式(26)~式(30)以及式(31)和式(34)所描述的 AGMA 输出位移模型,参数取值见表 4,可得 AGMA 输出位移和控制电流仿真关系曲线如图 10 所示。

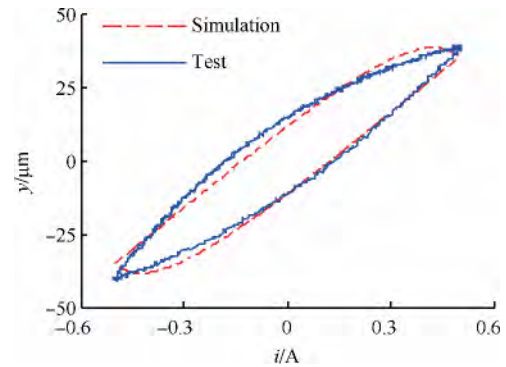


图10 AGMA 静态输出位移与控制电流试验与仿真曲线
Fig 10 Test and simulation curves between static output displacement from AGMA and control input current from coil

表4 AGMA 仿真参数取值

Table 4 Value of simulation parameters in AGMA

Parameter	Value
Diameter of GMM rod D_G/mm	10
Length of GMM rod l_G/mm	40
Density of GMM rod $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	9 250
Number of drive coil turn N	800
Magnetic leakage factor k_f	1.2
Saturation magnetization $M_s/(\text{A} \cdot \text{m}^{-1})$	7.65×10^5
Pinning parameter $k/(\text{A} \cdot \text{m}^{-1})$	3 000
Reversibility coefficient γ	0.18
Quality of AGMA m_0/kg	0.1
Damping factor $C_D/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^2)$	3×10^6
Effective domain density coefficient $a/(\text{A} \cdot \text{m}^{-1})$	9 000
Elastic modulus of GMM rod E^H/GPa	10
Parameter value in 6 MPa precompression $\tilde{a}$	-0.02
Magnetostriction coefficient $k_\lambda/(\text{m} \cdot \text{A}^{-1})$	2×10^{-9}
Amplification ratio $n=2n_0$	8.61

Note: Part of parameters value from Ref. [1] and Ref. [16].

由图 10 可知,电流上升时,仿真与试验结果较接近,但电流下降时,两者存在一定的误差;电流从 -0.5 A 到 0.5 A 变化 1 A 时,AGMA 对应位移变化约为 $78 \mu\text{m}$ 。由于输入信号为准静态,图中滞环主要由于超磁致伸缩材料磁化过程的静态磁滞特性形成,经过放大机构的线性放大后,滞环特性不变只是幅值进行了放大。

AGMA 的动态响应性能可通过其输出位移的阶跃响应曲线来反映。从 -0.5 A 到 0.5 A 阶跃变化 1 A 时,此时 AGMA 的输出位移动态响应曲线如图 11 所示。

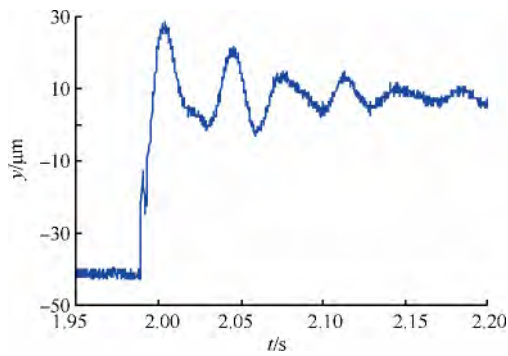


图 11 射流伺服阀用 AGMA 输出位移的阶跃响应实测曲线
Fig. 11 Measured curve of step response of output displacement from AGMA for jet-pipe electro-hydraulic servovalve

由图 11 可知,在 1 A 控制电流的作用下,AGMA 输出峰值位移约为 $71 \mu\text{m}$,峰值时间约为 0.014 s,调节时间小于 0.1 s。

对 AGMA 控制线圈中通入幅值为 0.5 A、频率为 1 Hz 到 50 Hz 的正弦电流,利用图 9 位移测试系统可测得 AGMA 的输出位移随时间的变化曲线如图 12 所示。

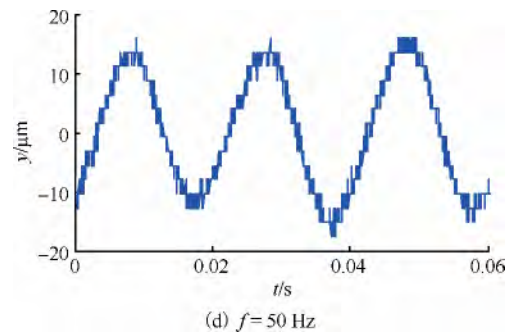
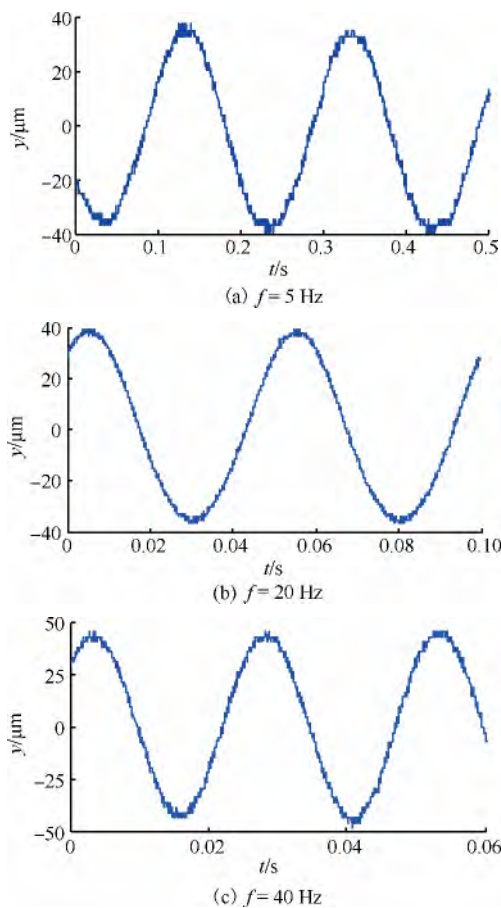


图 12 射流伺服阀用 AGMA 的正弦输出位移实测曲线
Fig. 12 Measured curves of sinusoidal output displacement from AGMA for jet-pipe electro-hydraulic servovalve

由图 12 可得伺服阀用 AGMA 的幅频特性曲线如图 13 所示。

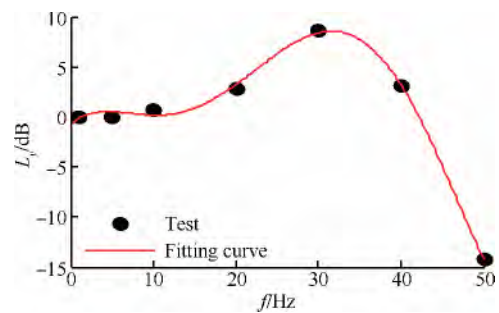


图 13 射流伺服阀用 AGMA 的幅频特性曲线
Fig. 13 Amplitude-frequency characteristic curve of AGMA for jet-pipe electro-hydraulic servovalve

由图 13 所示,横坐标为正弦电流输入频率,纵坐标为 AGMA 输出位移对数幅值比,所设计的 AGMA 实测的幅频宽大于 40 Hz,谐振频率在 30 Hz 左右,图中拟合曲线为采用 5 次多项式的拟合结果。

5 结 论

1) 桥式位移放大机构输入位移作用点的位置,对放大机构的放大倍数及输入刚度有着很大影响,为减少输入位移的损失,应保证输入位移的作用点距离输入端柔性铰链较近。

2) 桥式位移放大机构的输入刚度仅与其结构参数有关,其取值过大会使 GMM 棒输出位移损失较大;放大倍数不但与其结构参数有关,还与其输入位移有关,但输入位移对其影响较小。

3) 控制电流在 -0.5 A 到 0.5 A 缓慢变化时,AGMA 输出位移约为 $78\text{ }\mu\text{m}$;当控制电流从 -0.5 A 跃变到 0.5 A 时,其峰值位移约为 $71\text{ }\mu\text{m}$,峰值时间约为 0.014 s ,调节时间小于 0.1 s 。控制电流幅值为 0.5 A 时,AGMA 输出位移的幅频宽大于 40 Hz ,谐振频率约为 30 Hz 。

参 考 文 献

- [1] Karunanidhi S, Singaperumal M. Design, analysis and simulation of magnetostrictive actuator and its application to high dynamic servovalve[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2010, 157(2): 185-197.
- [2] Chaudhuri A, Yoo J H, Wereley N M. Design, test and model of a hybrid magnetostrictive hydraulic actuator[J]. *Smart Materials and Structures*, 2009, 18(8): 5000-5019.
- [3] Li R P, Nie S L, Yi M L, et al. Simulation investigation on fluid characteristics of jet pipe water hydraulic servovalve base on CFD[J]. *Journal of Shanghai University: English Edition*, 2011, 15(3): 201-206.
- [4] Zhu Y C, Li Y S. A novel jet pipe servo valve driven by giant magnetostrictive actuator [J]. *Piezoelectrics & Acoustooptics*, 2010, 32(4): 574-577. (in Chinese)
朱玉川, 李跃松. 超磁致伸缩执行器驱动的新型射流伺服阀[J]. *压电与声光*, 2010, 32(4): 574-577.
- [5] Li Y S, Zhu Y C, Wu H T, et al. Parameter optimization of jet-pipe servovalve driven by giant magnetostrictive actuator[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2011, 32(7): 1336-1344. (in Chinese)
李跃松, 朱玉川, 吴洪涛, 等. 超磁致伸缩执行器驱动的射流伺服阀参数优化[J]. *航空学报*, 2011, 32(7): 1336-1344.
- [6] Wang C L, Ding F, Zhang Y S, et al. Application research on giant magnetostrictive in servovalve and micro pipe robot[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 18(1): 10-13.
- [7] Wang X H, Li W, Ruan Z Y, et al. Research on properties of water hydraulic servovalve driven by diphasic opposing giant magnetostrictive actuator[C]//2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, 2010: 143-146.
- [8] Shen C L. Basic theory and experimental study of piezoelectric direct drive electro-hydraulic servovalves[D]. Jilin University, 2006. (in Chinese)
沈传亮. 压电型直动式电液伺服阀的基本理论与实验研究[D]. 吉林: 吉林大学, 2006.
- [9] Sente P A, Labrique F M, Alexandre P J. A efficient control of a piezoelectric linear actuator embedded into a servovalve for aeronautic applications[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2012, 59(4): 1971-1979.
- [10] Feenstra J, Granstrom J, Sodanp H. Energy harvesting through a backpack employing a mechanically amplified piezoelectric stack[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2008, 22(10): 721-734.
- [11] Nicolae L, Ephraim G. Analytical model of displacement amplification and stiffness optimization for a class of flexure-based compliant mechanisms [J]. *Computers and Structures*, 2003, 81(7): 2797-2810.
- [12] Ma H W, Yao S M, Wang L Q, et al. Analysis of the displacement amplification ratio of bridge-type flexure hinge [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2006, 132(2): 730-736.
- [13] Xu Q S, Li Y M. Analytical modeling, optimization and testing of a compound bridge-type compliant displacement amplifier[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2011, 46(10): 183-200.
- [14] Kaltenbacher M, Meiler M, Ertl M. Physical modeling and numerical computation of magnetostriction[J]. *The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering*, 2009, 28(4): 819-832.
- [15] Leite J V, Sadowski N. Inverse Jiles-Atherton vector hysteresis model[J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2004, 40(4): 1769-1775.
- [16] Dapino M J, Smith R C, Flatau A B. Structural magnetic strain model for magnetostrictive transducers[J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2000, 36(3): 545-556.

作者简介:

朱玉川 男, 博士, 副教授。主要研究方向: 智能材料及其结构, 电液伺服控制。

Tel: 025-84892503

E-mail: meeyczhu@nuaa.edu.cn

李跃松 男, 博士研究生。主要研究方向: 智能材料及其结构, 电液伺服控制。

E-mail: liyaosong707@163.com

Modeling and Analysis for Amplified Giant Magnetostrictive Actuator Applied to Jet-pipe Electro-hydraulic Servovalve

ZHU Yuchuan^{*}, LI Yuesong

*College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,
Nanjing 210016, China*

Abstract: In order to improve the dynamic performance of a jet-pipe electro-hydraulic servovalve, a novel bridge-type micro-displacement amplified giant magnetostrictive actuator (AGMA) for a jet-pipe electro-hydraulic servovalve is presented. The models considering the input displacement loss are deduced to describe the input stiffness and amplification ratio of the amplified mechanism. Then, the nonlinear dynamic model of AGMA is obtained. The above-mentioned models of the input stiffness and amplification ratio are verified by finite element analysis. The results show that the maximum error of input stiffness is less than 0.78 N/ μm , the maximum error of amplification ratio is less than 0.22, and the effect of input displacement on amplification ratio is small. Finally, the experiment results show that the output displacement of AGMA is 78 μm at the control current slowly changing between -0.5 A and 0.5 A . However, when the control current steps from -0.5 A to 0.5 A , the peak displacement of AGMA is 71 μm with the peak time about 0.014 s and the settling time less than 0.1 s. The bandwidth is more than 40 Hz and resonant frequency is about 30 Hz at the control currents amplitude of 0.5 A.

Key words: giant magnetostrictive actuator; jet-pipe servovalve; dynamic models; micro-displacement amplification; stiffness; finite element method

Received: 2014-05-04; Revised: 2014-05-24; Accepted: 2014-06-10; Published online: 2014-06-25 13:32

URL: www.cnki.net/kcms/doi/10.7527/S1000-6893.2014.0121.html

Foundation items: National Natural Science Foundation of China (51175243, 5080508); Aeronautical Science Foundation of China (20110752006, 20130652011); Natural Science Foundation of Jiangsu Province (BK20131359)

^{*} Corresponding author. Tel.: 025-84892503 E-mail: meeyczhu@nuaa.edu.cn