

伺服阀用液压放大式 GMA 的设计及建模

杨朝舒,何忠波,李冬伟,崔旭,薛光明

(军械工程学院 车辆与电气工程系,河北 石家庄 050003)

摘 要:针对超磁致伸缩致动器输出位移有限,无法直接驱动伺服阀阀芯运动的问题,设计了一种基于柔性活塞的新型液压式微位移放大机构:由超磁致伸缩(GMM)棒驱动大活塞变形,并通过密闭容腔内的油液在小活塞端将 GMM 棒的输出位移放大。建立了超磁致伸缩致动器及其液压式微位移放大机构的耦合模型,采用弹性小挠度理论,有限元法和液压弹簧刚度理论对放大机构进行了分析和优化,并制作了样机。仿真和实验表明,所设计的液压式微位移放大机构可将 GMM 棒位移放大 3.2 倍,所建立的耦合模型较准确,误差在 10% 以内。

关键词:超磁致伸缩致动器;液压位移放大;弹性小挠度理论;有限元法;液压弹簧刚度

中图分类号:TP237.5 **文献标识码:**A

Design and Modeling of Hydraulically Amplified Giant Magnetostrictive Actuator for Servo Valve

YANG Zhaoshu, HE Zhongbo, LI Dongwei, CUI Xun, XUE Guangming

(Dept. of Vehicle and Electrical Engineering, Shijiazhuang Mechanical Engineering College, Shijiazhuang 050003, China)

Abstract: Limited by the output displacement, the Giant Magnetostrictive Actuator (GMA) cannot drive the spool directly. A hydraulic displacement amplifier based on flexible piston is designed; the flexible piston is pushed by the deformation of Giant Magnetostrictive Material (GMM), and finally pushed the small piston with much larger output. The coupled model of hydraulically amplified GMA is established; the structure is analyzed based on elastic small deformation theory and finite element method (FEM); and through simulation and test of a prototype, the output displacement is amplified 3.2 times by hydraulic amplifier. The proposed model is valid with an error beneath 10%.

Key words: giant magnetostrictive actuator; hydraulic amplification; elastic small deflection theory; finite element analysis; hydraulic spring stiffness

0 引言

超磁致伸缩致动器(GMA)具有响应速度快,精度高,可控性好等优良特性,在流体控制领域具有广泛的应用前景^[1-2]。但由于超磁致伸缩材料变形量较有限,必须设计合适的微位移放大机构,才能适用于大流量场合^[3]。用于 GMA 的微位移放大机构主要有机械型和液压型两种。机械型的微位移放大机构运用杠杆原理,采用单臂型柔性铰链或悬臂梁结构进行位移放大^[4];液压型微位移放大机构运用帕斯卡原理,利用大活塞的微位移推动密闭容腔内油液运动,并最终带动小活塞产生较大的位移。相对于机械式微位移放大机构而言,液压式微位移放大机构占用空间较小,位移放大比很大,频带更宽^[5]。传统的液压式微位移放大机构均采用刚性活塞作为

位移放大元件^[6]。这种结构的局限性主要有以下几方面^[7]:

- 1) 活塞在运动过程中易出现摩擦、爬行等现象。
- 2) 由于活塞和活塞壁都是刚性结构,实际应用中必然存在密闭腔内的油液泄漏问题。
- 3) 刚性活塞高频运动的惯性力和密闭油腔内的预压力均较大,会增加 GMM 棒的负载。

本文采用柔性铰链膜片结构作为液压放大机构的柔性活塞,将传统活塞的轴向位移转换成膜片的轴向变形,解决了活塞的泄露和摩擦问题,且其高频运动时惯性力较小,初始变形的弹性力可部分抵消油腔预压力,减轻了超磁致伸缩棒的负载,为 GMA 在大流量电液伺服系统中的应用奠定了基础。

收稿日期:2014-03-09

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275525)

作者简介:杨朝舒(1989-),男,吉林长春人,硕士生,主要从事新型功能材料应用研究。

1 GMA 动态模型的建立

液压放大式 GMA 结构如图 1 所示。

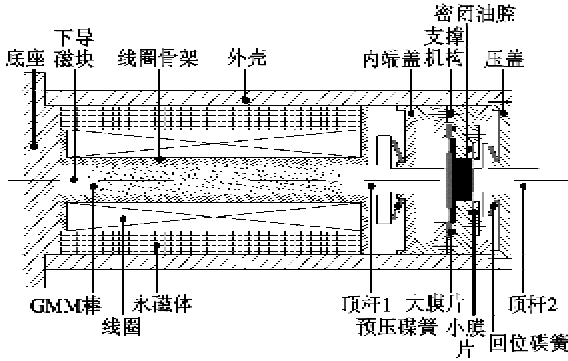


图 1 带液压式微位移放大机构的 GMA

不考虑涡流效应,并假定 GMM 的磁化过程完全可逆,外磁场加载下材料的变形主要来自磁致伸缩效应:

$$x \approx d_{33} H l_{\text{GMM}} \quad (1)$$

式中: x 为 GMM 棒变形量; d_{33} 为 GMM 的磁致伸缩率; H 为激励磁场强度; l_{GMM} 为 GMM 棒原长。GMM 产生的磁致伸缩力可表示为

$$F_{\text{GMM}} = m_e x'' + c_e x' + k_e x \quad (2)$$

2 液压式位移放大机构设计及建模

2.1 工作原理

本文采用液压式微位移放大机构如图 2 所示。

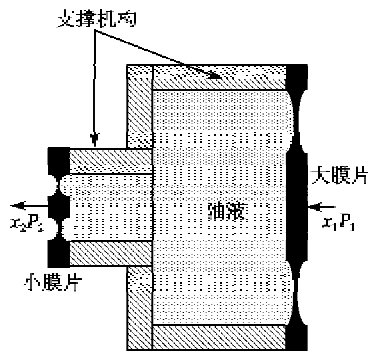


图 2 液压式微位移放大原理

图中, P_1, P_2, x_1, x_2 分别为大小膜片所受的集中力和横向位移。如果不考虑油液压缩性,其位移放大(力衰减)关系可表示为

$$\begin{bmatrix} J_0(ka_i) & Y_0(ka_i) & I_0(ka_i) & K_0(ka_i) \\ J_1(ka_i) & Y_1(ka_i) & -I_1(ka_i) & K_1(ka_i) \\ J_1(kb_i) & Y_1(kb_i) & -I_1(kb_i) & K_1(kb_i) \\ J_1(kb_i) - \frac{m\omega^2}{G} J_0(kb_i) & Y_1(kb_i) - \frac{m\omega^2}{G} Y_0(kb_i) & I_1(kb_i) - \frac{m\omega^2}{G} I_0(kb_i) & K_1(kb_i) - \frac{m\omega^2}{G} K_0(kb_i) \end{bmatrix} \times$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{x_2}{x_1} = \frac{S_1}{S_2} \quad (3)$$

2.2 柔性铰链膜片动力学分析

2.2.1 基于弹性小挠度理论的膜片动力学分析

对膜片进行受力分析时,可将其等效为中心厚,边缘薄,四周固支,一侧受均布力,另外一侧受均布力的变厚度圆形薄板。

1) 膜片静态特性分析。根据弹性小挠度板的弯曲基本方程:

$$D \nabla^4 w_s = q \quad (4)$$

式中: w_s 为膜片静挠度; q 为膜片受到的均布力; ∇^2

为拉普拉斯算子; $D = \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$ 为薄板的弯曲刚度。

最终得到柱坐标下薄圆板横向弯曲微分方程:

$$\frac{d^4 w_s}{dr^4} + \frac{2}{r} \frac{d^3 w_s}{dr^3} - \frac{1}{r^2} \frac{d^2 w_s}{dr^2} + \frac{1}{r^3} \frac{dw_s}{dr} = \frac{q}{D} \quad (5)$$

如果忽略硬芯部分的变形,可将整个膜片等效为外圈固支,内圈带有约束力和约束力矩的圆环,代入边界条件,最终得到膜片的横向弯曲静挠度可近似表示为

$$w_s = A_1 r^2 + B_1 r^2 \ln r + C_1 \ln r + F_1 + \frac{qr^4}{64D} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} a_i^2 & a_i^2 \ln a & \ln a_i & 1 \\ 2a_i & a_i + 2a_i \ln a_i & \frac{1}{a_i} & 0 \\ 2b_i & b_i + 2b_i \ln b_i & \frac{1}{b_i} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ B_1 \\ C_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-qa_i^4}{64D} \\ \frac{-qa_i^3}{16D} \\ \frac{-qb_i^3}{16D} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

2) 膜片动态特性分析。对于膜片的横向振动问题,以振动的平衡位置为原点,其振动基本微分方程为

$$\nabla^4 w_d + \frac{\bar{m}}{D} \frac{\partial^2 w_d}{\partial t^2} = 0 \quad (8)$$

采用静态条件下的边界条件,列写直梁型柔性铰链膜片横向振动挠度方程:

$$w_d(r, t) = [A_2 J_0(kr) + B_2 Y_0(kr) + C_2 I_0(kr) + F_2 K_0(kr)] \exp(j\omega t) \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} A_z \\ B_z \\ C_z \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{P-qS_i}{G} \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中: $k^4 = \rho h \omega^2 / D$, k 为无量纲量; $J_0(kr)$, $I_0(kr)$, $Y_0(kr)$, $K_0(kr)$ 分别为零阶第一类贝塞尔函数以及虚宗量贝塞尔函数, 零阶第二类贝塞尔函数以及虚宗量贝塞尔函数; $G = 2\pi k^3 D$ 。

膜片的固有频率 ω_0 可以通过令式(10)的系数行列式为 0 来确定, 大小膜片的一阶固有频率分别为 3.8 kHz, 10.03 kHz, 远高于致动器的工作频段。

2.2.2 基于有限元方法的膜片动力学分析

1) 静态特性分析。利用 ABAQUS 软件下对膜片进行有限元分析, 其有限元分析结果如图 3 所示。

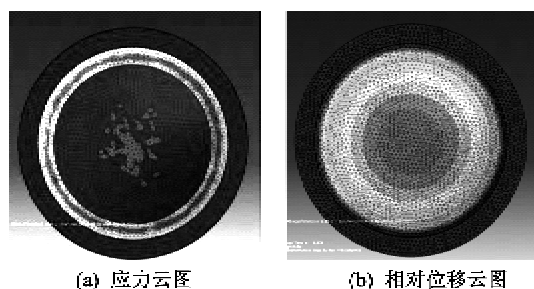


图 3 膜片有限元分析结果

为了与弹性小挠度理论的分析结果相互验证, 改变膜片的最小厚度, 并与 2.2.1 节的理论计算结果相比较, 结果如图 4 所示。

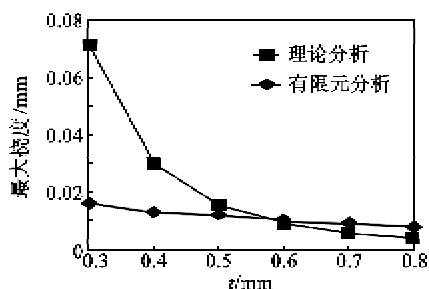


图 4 理论推导与有限元分析对比

由图 4 可见, 当最小厚度 $t > 0.5$ mm 时, 理论推导与有限元分析的结果较吻合, 验证了两种分析方法的有效性; 当 $t \leq 0.4$ mm, 误差相对较大。这是因为随挠度与最小厚度比值的增大, 中性面各点产生的纵向位移不能略去, 必须考虑板的平面张力问题, 采用大挠度的计算方法进行求解。对于液压放大机构而言, t 的取值应在 0.4 mm 以上, 否则会影响结构强度; 降低柔性铰链横向振动的刚度, 从而减

小整个伺服阀的工作频带, 还会造成加工困难, 故膜片大挠度弯曲问题本文不予讨论。

2) 动态特性分析。为了分析膜片的动态性能, 分析了其前 4 阶模态。其约束条件与静态特性分析一致。最终得到膜片的前 4 阶固有频率和振型如表 1 所示。

表 1 膜片前 4 阶固有频率

	一阶	二阶	三阶	四阶
大膜片频率/kHz	3.70	3.98	3.91	7.75
小膜片频率/kHz	10.03	24.10	24.21	36.72

由表 1 可看出, 有限元分析得到的大小膜片一阶固有频率与弹性小挠度理论计算结果接近, 进一步验证了两种分析方法的有效性。

2.3 液压弹簧刚度分析

如果考虑油液压缩性, 密闭容腔内的泊液应等效为动态弹簧而非刚体, 本文采用液压弹簧刚度理论进行分析。对于液压放大机构而言, 在动态情况下, 可将油液的运动分解为流动过程和压缩过程。

流动过程中大膜片将前腔的油液等体积地推入后腔, 推动小膜片变形。流动过程结束后, 油液从后腔向前腔的回流量很少, 大膜片继续变形压缩容腔内的油液。此时可将前后两腔的油液等效为两个液压弹簧的串联, 其各自的液压弹簧刚度为

$$k_{hi} = \beta_i A_{pi}^2 / V_i \quad (11)$$

式中: $i=1, 2$ 分别为大膜片和小膜片; β_i 为液体的等效容积模量; A_{pi} 为油液区域的在液压弹簧轴向上的截面积; V_i 为区域油液体积。由于膜片压缩油液产生的位移远小于油腔的轴向尺寸, 故油腔的液压弹簧刚度可近似表示为

$$k_{he} = \frac{k_{h1} k_{h2}}{k_{h1} + k_{h2}} = \frac{A_{p1} \beta_e}{l_2 \lambda + l_1} \quad (12)$$

式中: k_{he} 为密闭油腔内部油液的等效液压弹簧刚度; k_{h1} , k_{h2} 分别为前腔和后腔的液压弹簧刚度; λ 为大小膜片的面积比, 即位移放大倍数。由式(12)可见, 随着 λ 的增加, 油液的等效刚度降低, 在放大机构的设计过程中应予以注意。同时, 通过式(12)计算可知, 油腔内部的油液刚度远大于膜片刚度, 故 2.1 节的假设合理。

3 仿真及实验

利用前文建立的 GMA 磁路模型和动力学模型,在 AMESim 下搭建 GMA 及其液压放大机构模

型如图 5 所示。将实测的 $B(H)$ 曲线进行拟合,来描述 GMM 的磁化特性;用质量阻尼弹簧系统模拟 GMA 的动力学特性。

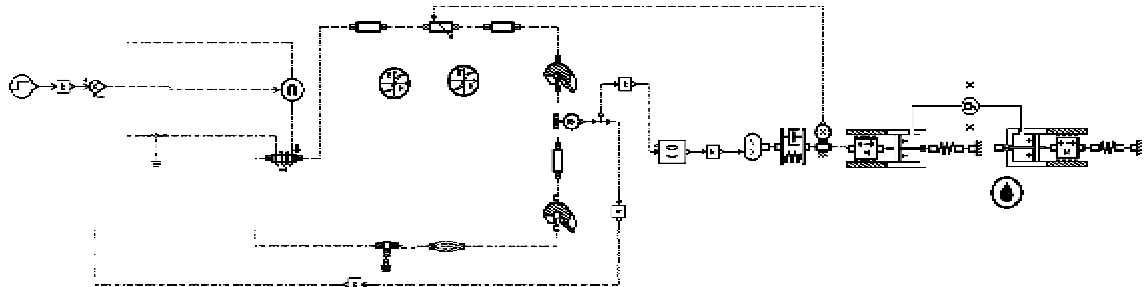


图 5 基于 AMESim 的 GMA 仿真框图

GMA 阶跃响应仿真曲线如图 6 所示。由图可知,GMM 的输出位移 $350\ \mu\text{m}$,被放大 3.235 倍;GMM 输出力为 230 N,衰减倍数为 3.336,膜片面积比 3.240,验证了理论的可靠性。

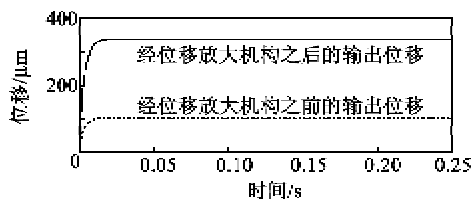


图 6 位移放大前后位移关系

制作了 GMA 样机并搭建了实验系统。其实物图和结构图如图 7 所示。实验中的设备主要包括: Picoscope2203 数字示波器,用于产生激励信号和采集数据;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 7 GMA 及其试验系统

1) 时域分析。用不同频率正弦波对 GMA 进行激励,其中 100 Hz 激励下得到的实验结果与仿真结果对比如图 8 所示。

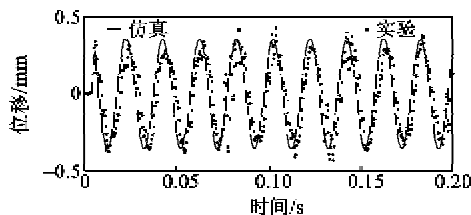


图 8 GMA 动态试验与仿真(100 Hz)

2) 频域分析。对 GMA 进行扫频实验,得到系

统幅频特性曲线如图 9 所示。-3 dB 时频率为 235 Hz,相频 90°时频率为 258 Hz。

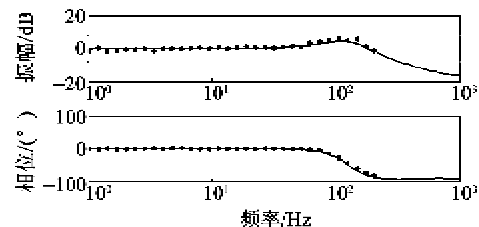


图 9 GMA 及其位移放大机构 bode 图

4 结束语

设计了一种基于液压式微位移放大机构的伺服阀用超磁致伸缩致动器,稳态位移输出可达到 $350\ \mu\text{m}$,输出力达到 230 N。将理论建模和实验建模相结合,建立了超磁致伸缩致动器的磁路模型和动力学模型。利用弹性小挠度理论和有限元法对柔性铰链膜片进行了动、静态分析和结构优化。利用液压弹簧刚度理论分析了液压放大机构的等效刚度。

参考文献:

- [1] 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.
ZHU Yuchan, LI Yuesong. A novel jet pipe servo valve driven by giant magnetostrictive actuator[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2010, 32(4): 574-577.
- [2] RICHARD J A, GRANT A L. Magnetostrictive valve assembly; US, 7,469,878 B1[P]. 2008-12-30.
- [3] 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: 185-197.

(下转第 971 页)