http://hkxb. buaa. edu. cn hkxb@buaa. edu. cn

文章编号:1000-6893(2011)07-1336-09

超磁致伸缩执行器驱动的射流伺服阀参数优化

李跃松¹,朱玉川^{1,*},吴洪涛¹,田一松²,牛世勇²

1. 南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016

2. 西安飞行自动控制研究所,陕西西安 710065

摘 要:为提高射流伺服阀的性能,提出了一种超磁致伸缩执行器驱动的直动式射流伺服阀。采用磁场有限元分析的 方法,建立了超磁致伸缩执行器输出电流与输出位移的关系,分析了线圈结构对其输出位移的影响,并给出了所设计执 行器的实验曲线。结合所设计的射流伺服阀的特点,以能量传递效率最大为优化目标,建立了射流结构与射流效率的关 系方程,求出了所设计射流伺服阀的最佳射流结构参数,并利用流场分析软件分析了其静态特性,其零位无因次压力增 益为 1.7 mm⁻¹,零位无因次流量增益为 1.9 mm⁻¹。

关键词:射流伺服阀;超磁致伸缩执行器;参数优化;流场分析;静态特性;压力增益

中图分类号: V214.1; TH137 文献标识码: A

射流电液伺服阀在抗污染性、可靠性、使用寿 命等方面均高于其他类型伺服阀,并且在灵敏度、 分辨率、滞环、低压工作特性以及工作效率等性能 指标上亦具有优良特性^[1-2]。目前,除美国的军用 飞机和民航客机普遍使用射流电液伺服阀外,欧 洲及俄罗斯等世界各国的军用飞机和民航客机都 在大量使用射流电液伺服阀^[3]。随着航空飞行器 性能的不断提高,研制更高性能的新型射流电液 伺服阀具有重要的现实意义。

超磁致伸缩材料(Giant Magnetostrictive Material,GMM)是一种新型功能材料,利用此种 材料研制的电-机转换器具有输出力大、响应速度 快、控制精度高、抗干扰能力强等优点^[4]。文中基 于此种材料和偏转板式射流伺服阀的工作原理提 出了一种利用超磁致伸缩执行器(Giant Magnetostrictive Actuator,GMA)驱动的直动式射流伺 服阀(简称 GMA 直动式射流伺服阀),此伺服阀 集成了 GMM 的高频响、高精度与偏转板射流伺 服阀的抗污染、高效率以及直动式伺服阀的可靠 性高、低成本的优点^₅〕。

GMA 直动式射流伺服阀所用的 GMA 阀及 其射流放大器的结构优化是 GMA 直动式射流伺 服阀研制的关键。文中采用公式与有限元分析相 结合的方法建立 GMA 静态模型并对其结构进行 设计;通过建立射流结构参数与射流效率的关系 方程来求取最佳射流结构参数,并用流场软件分 析了所设计射流伺服阀的静态特性,避免了传统 射流伺服阀主要依靠实验来设计和确定其特性的 缺点^[6]。

1 GMA 直动式射流伺服阀的结构及工作 原理

图 1 为所设计 GMA 直动式射流伺服阀的结构,其 GMA 由驱动线圈、偏置磁铁、GMM 棒、配流器构成。当驱动线圈通电,线圈内部产生磁场,GMM 棒长度发生变化,带动配流器左右移动。

引用格式: 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. Li Yuesong, Zhu Yuchuan, Wu Hongtao, et al. Parameter optimization of jet-pipe servovalve driven by giant magnetostrictive actuator [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(7): 1336-1344.

收稿日期: 2010-11-08; 退修日期: 2011-01-04; 录用日期: 2011-02-21; 网络出版时间: 2011-03-03 13:52:18 网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20110303.1352.001.html DOI: CNKI:11-1929/V.20110303.1352.001 基金项目: 国家自然科学基金(50805080); 航空科学基金(20090752008); 南京航空航天大学基本科研业务费专项科研项目(NS2010150) * 通讯作者.Tel.: 025-84892503 E-mail: meeyczhu@nuaa.edu.cn



1—Zero adjusting screw: 2—GMM rod; 3—Heat compensator;
4—Drive coil; 5—Permanent magnet; 6—Deflector;
7—Disk spring; 8—Displacement sensor

图 1 GMA 直动式射流伺服阀

Fig. 1 Direct drive jet-pipe servovalve driven by GMA

图 2 为 GMA 直动式射流伺服阀工作原理 图,主要由配流器、固定喷嘴、左右接受孔构成;当 配流器处于零位时,左右接受孔接受的流体动能 相等,两个接受孔出口的恢复压差为 0;当配流器 向右或向左移动,一个接受孔接受动能增大,另一 个接受孔接受动能减少,产生恢复压差,负载(液 压缸或阀芯)在此压差作用下产生运动。



图 2 GMA 直动式射流伺服阀工作原理图

Fig. 2 Schematic diagram of direct drive jet-pipe servovalve driven by GMA

2 直动式射流伺服阀用 GMA 结构设计

GMA的结构影响 GMM 棒上磁场分布的均 匀性与强度,GMM 棒上磁场的分布特性又影响 GMA 的位移输出^[4,7],因此,在设计 GMA 时,需 要分析其结构参数对 GMA 输出位移的影响。

考虑 GMA 结构参数对 GMM 棒上磁场分布 影响时,GMA 输出位移可以表示为

$$y = \int_{0}^{l} \gamma(H(z)) dz \approx \sum \gamma(H(z)) \Delta z \quad (1)$$
式中:*l*为 GMM 棒长度; $\gamma(H)$ 为 GMM 棒磁致

伸缩应变与磁场的关系;H(z)为 GMM 棒轴线上 距中点距离为 z 处的磁场强度; γ 与 H 的关系如 图 3 所示^[8](实验所用 GMM 棒尺寸为 \emptyset 8 mm× 100 mm)。



图 3 不同预压力下,γ-H 的关系曲线 Fig 3 γ-H curves under different pre-pressures

由图 3 可知,施加预压力可以提高磁致伸缩 应变,但预压力太大会降低 GMA 输出力,选取预 压力为 6 MPa;在驱动磁场为 $0 \sim 40$ kA/m 时, γ 与 H 的线性度较好,用最小二乘法求解知,在 6 MPa 预压力下,H 为 $0 \sim 40$ kA/m 时, γ 与 H关系如下

$$\gamma = kH \tag{2}$$

式中:比例系数 $k=2.264 \times 10^{-8}$ m/A,可以求得 H 为 40 kA/m 时,GMM 棒可产生 90 μ m 的 位移。

为准确分析 GMA 结构参数对其输出位移的 影响,需对 GMM 棒上磁场分布情况进行分析, 取绕线直径 $\emptyset_c = 0.51 \text{ mm}$,线圈匝数 N = 1.000, 线圈半径(不含线圈骨架壁厚) $R_1 = 6 \text{ mm}$,线圈长 度 $L_1 = 100 \text{ mm}$,建立有限元模型^[9]。当通电电 流 I = 1 A,GMA 内部磁场分布如图 4 所示(在图 4 中,箭头为磁感应强度的方向;等势线为矢量磁 势 A 的分布)。

图 5 所示为 GMM 棒轴线上磁场强度分布情况,可知,GMM 棒轴线上磁场分布是不均匀的。

从 0 间隔 0.5 A 变化电流值 I 到 2 A,分别 求取 $R_1 = 6 \text{ mm}, L_1 = 100, 110, 120, 130 \text{ mm}$ 时, GMM 棒轴线上的磁场强度,所得结果代入式 (1)、式(2)可得 L_1 对 y的影响,如图 6 所示。



图 4 GMA 内部矢量磁势分布

Fig. 4 Magnetic vector potential of GMA



图 5 GMM 棒轴线上磁场强度分布

Fig. 5 Magnetic field intensity in axis of GMM





由图 6 可知,线圈长度略大于 GMM 棒长度, 能够降低磁漏使 GMA 输出位移较大,但线圈长 度过长会减弱作用在 GMM 棒上的磁场能,使 GMA 输出位移量降低。

取 $L_1 = 110 \text{ mm}$,改变 $R_1 = 6, 8, 10 \text{ mm}$,求得 R_1 对 y 的影响,如图 7 所示。





由图 7 可知,线圈半径越接近 GMM 棒半径, 磁场能利用率越高,GMA 输出位移越大。

因热补偿机构与线圈骨架壁厚的制约,实际 加工的 GMA 的 R_1 为 8 mm, L_1 为 110 mm,为验 证上述分析的正确性,实测 GMA 输出位移与电 流的关系如图 8 所示。再对比图 7 后可得,所建 模型与实测曲线的回程段较吻合,由于在预压力 不变时,GMM 棒的回程位移与升程位移是正相 关的,因此利用所建模型对 GMA 结构的分析是 合理的。



Fig. 8 Experimental curves of GMA

由于磁滞非线性、热损耗、摩擦以及电流驱动 器所能输出电流大小等原因,实际所设计的 GMA 能够使用的输出位移量小于 90 μ m。由图 8 可知,所设计直动式射流伺服阀用 GMA 输出位移 为 50 μ m,在驱动电流大于 0.8 A,线性度较高。

3 GMA 动态响应及其抗干扰能力分析

由于伺服阀响应速度最慢的部件为其电→机

转换器件,因此 GMA 直动式射流伺服阀响应速 度取决于 GMA 的响应速度。

图 9 为所设计的直动式射流伺服阀用 GMA 阶跃响应实验图像,图中:CH1 为输入信号,CH2 为输出信号。由图 9 可知,所设计的 GMA 上升 时间为 2 ms,而现有驱动射流管伺服阀的力矩马 达的响应时间一般大于 0.1 s。



图 9 GMA 阶跃响应 Fig. 9 Step response curves of GMA

图 10 为所设计的直动式射流伺服阀用 GMA 在驱动电流频率为 50 Hz 时,其输出位移 随驱动电流的变化曲线。由图 10 可知,GMA 抗 干扰能力强,位移输出波形清晰。GMA 驱动电 流大(一般为几百毫安至数安)也使得其抗干扰能 力要高于传统伺服阀的电-机转换器(一般为十毫 安至几百毫安)。



图 10 驱动电流频率为 50 Hz 时, GMA 的输出位移

Fig 10 Displacement of GMA when drive current frequency is 50 Hz

- 4 GMA 直动式射流伺服阀射流结构求取
- 4.1 射流结构最优设计准则

射流喷管与接受孔之间的最佳尺寸比例准则

是在其间隙中无显著排油阻力的情况下,从供油 端传递到接受孔中的能量应为最大^[10],此时所能 驱动的负载最大。据此观点最佳射流结构参数应 当满足:配流器处于不同位置,零流量(切断负载) 时的恢复压力与供油压力之比与零负载(负载压 力为零)时的恢复流量与供油流量之比的乘积最 大,即能量传递效率最大。

4.2 固定喷嘴锥角、固定喷嘴与配流器距离设计

如图 2 所示,从加工和能量损失角度考虑,固 定喷嘴锥角为 0°时,固定喷嘴孔易加工、无局部 阻力损失^[11],且不易被堵塞。

由文献[11]所给淹没射流特征图可知,固定 喷嘴与配流器距离较小时,射入配流器中的流束 集中,液流各点速度均匀且较大,又由于 GMA 输 出力较大,配流器与阀体构成的运动副间隙中极 小的污染颗粒所产生的阻力不足以阻碍配流器自 由滑动,所以配流器与固定喷嘴之间的距离应尽 量取小。

4.3 配流器与接受器参数设计

配流器参数包括:接受端直径 D、喷嘴锥角 θ 、喷嘴直径 d_j ;接受器参数包括:接受孔直径 d_r 、 配流器喷嘴到接受孔距离 L,如图 11 所示。图 中: v_1 为喷嘴出口液流速度; v_2 为接受口液流 速度。



图 11 射流结构参数示意图

Fig. 11 Schematic diagram of jet structure parameters

所设计阀用 GMA 可利用最大线性输出位移 只有 50 μ m,当配流器接受端与固定喷嘴之间距 离为 0,且配流器接受端直径 D 比固定喷嘴直径 大 50 μ m 时,即可满足配流器处于不同位置时, 从固定喷嘴射出的油液完全射入配流器,且从供 油端到配流器接受端压力损失较小,近似为供油 压力(由后文的压力数值模拟可以看出)。考虑加 工问题,取配流器接受端直径大于固定喷嘴直径 1 mm。因此能量损失主要集中在配流器到接受 孔这段能量传递过程中,能够保证配流器处于不 同位置时,从配流器到接受孔能量损失最小的结 构即为所求最佳射流结构。

由于最佳射流结构不随配流器位置变化, 为建模分析方便,在配流器喷嘴与接受孔之一 同心时^[12],建立从配流器到接受孔能量传递效 率与射流结构的关系方程来求取最佳射流 结构。

以配流器喷嘴与右接受孔同心来进行分析, 油液流向为从配流器喷嘴射入右接受孔,从右接 受孔流入负载,从负载经左接受孔流入配流器所 在阀腔,经阀腔内泄漏油口流回油箱。

由动量定理和封闭管射流理论可知,右接受 孔中所受冲击力^[10,12]为

$$F = \rho A_{j} (1 - 2\psi\lambda)^{2} (v_{1} - v_{2})^{2} + \rho [A_{r} - A_{j} (1 - 2\psi\lambda)^{2}] (v' + v_{2})^{2}$$
(3)

式中: ρ 为油液密度; A_r 为接受孔面积; A_j 为喷嘴 面积; $A_j(1-2\phi\lambda)^2$ 为油液射入接受孔时流束的 截面积; $\lambda = L/d_j$ 为喷嘴端面到接收孔的距离与 喷嘴孔直径的比值; ϕ 为喷嘴出口的射流束流型 系数^[10,12],可表示为

$$\psi = \frac{0.714 - 0.500 \left(\frac{A_r}{A_j}\right)^{0.5}}{0.093 + 2\lambda} + 0.016 \quad (4)$$

v'为反向流速,由流量连续方程可以求出^[10]

$$v' = \frac{v_1 A_j (1 - 2\psi\lambda)^2 - v_2 A_r}{A_r - A_j (1 - 2\psi\lambda)^2}$$
(5)

则右接受孔油液压力为冲击压力与配流器所 在腔内压力 *p*_的叠加,即

$$p_{1r} = F/A_r + p_c$$
 (6)

联立式(3)~式(6)可得

$$p_{1r} = \rho v_1^2 \frac{A_j (1 - 2\psi\lambda)^2}{A_r - A_j (1 - 2\psi\lambda)^2} \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 + p_c$$
(7)

若设左接受孔中压力为 *p*22, 则从左接受孔流

入配流器腔内流量为

$$Q_{\rm r} = C_{\rm dr} A_{\rm r} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\rm 2r} - p_{\rm c})}$$
(8)

式中: p_c 为配流器所在腔内压力; C_{dr} 为接受孔的流量系数,对于圆柱孔 $C_{dr}=0.7$ 。

考虑流量和速度的关系

$$Q = vA \tag{9}$$

代入式(8)得

$$p_{2r} = \frac{1}{2C_{dr}^2} \rho v_2^2 + p_c \tag{10}$$

配流器喷嘴流量为

$$Q_{\rm j} = C_{\rm dj} A_{\rm j} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\rm s}' - p_{\rm c})}$$
(11)

式中: C_{dj} 为喷嘴流量系数; p'_{s} 为滑动配流器入口压力。

联立式(8)~式(11)可得无因次压力与无因 次流量的关系为

$$p = \frac{p_{1r} - p_{2r}}{p'_{s} - p_{c}} = \frac{2C_{dj}^{2}}{(k_{rj})^{2}} \left\{ \frac{k_{rj}^{2}(1 - 2\psi\lambda)^{2}}{k_{rj} - (1 - 2\psi\lambda)^{2}} - \frac{2k_{rj}(1 - 2\psi\lambda)^{2}}{k_{rj} - (1 - 2\psi\lambda)^{2}} q - \left[2 - \frac{k_{rj}}{k_{rj} - (1 - 2\psi\lambda)^{2}}\right] q^{2} \right\}$$
(12)

式中: $q = Q_r/Q_j$ 为无因次流量; $k_{rj} = A_r/A_j$ 为接受 孔面积与配流器喷嘴的面积比。

将 q=0 代入式(12)可得最大无因次压力为

$$p_{0} = 2C_{\rm dj}^{2} \frac{(1 - 2\psi\lambda)^{2}}{k_{\rm rj} - (1 - 2\psi\lambda)^{2}}$$
(13)

锥角 θ 取 13. 4°时,流量系数 $C_{dj} = 0.89 \sim$ 0.91,大于其他取值下的流量系数^[6,11],因此,配 流器最佳锥角 $θ=13.4^{\circ}$ 。根据能量守恒定律知, 式(13)还应保证 $p_0 \leq 1$ 。

在忽略导管长度的液体黏性摩擦及局部阻力 所产生的压头损失后,将 *p*=0 代入式(12)可得 最大无因次流量为

$$q_{0} = \frac{q_{0} - \chi_{0}}{\sqrt{\chi^{2}(1 - 2\psi\lambda)^{2} + k_{rj}\chi(2 - \chi)}} - \frac{\chi(1 - 2\psi\lambda)^{2}}{\chi(1 - 2\psi\lambda)^{2}}$$
(14)

$$\chi = \frac{k_{\rm rj}}{k_{\rm rj} - (1 - 2\omega\lambda)^2} \tag{15}$$

式中:η为修正系数,用来修正因忽略压力损失及 排油腔压力而带来的误差,取值为 0.55。 为了验证式(13)的正确性及分析 $k_{ij} \lambda$ 对 p_0 的影响, k_{ij} 分别取 1. 79、2.088、2.5、3.025、3.67 时,绘制 λ 与 p_0 的关系曲线,如图 12(a)所示,并 与文献[11]所给射流管阀的最大无因次压力随 λ 和 k_{ij} 的实验曲线(如图 12(b))对比。由图 12 可 以看出,在 $\lambda \leq 1.5$ 时,压力理论上可以完全恢复; λ 一定时,随着 k_{ij} 增大, p_0 降低。







同样,绘出 k_{rj} 分别取 1.79,2088,25, 3.025,3.67时, $\lambda = q_0$ 的关系曲线如图 13所示。 可知,在 $\lambda = 1$ 时最大无因次流量较大。当 λ 一定时,随着 k_{rj} 的增大, q_0 增大。

由上述可知, $\lambda = 1$ 时, p_0 , q_0 的取值都较大, 因此,在 $\lambda = 1$ 时,射流效率 p_0q_0 较高。在 $\lambda = 1$ 时, p_0q_0 随 k_{π} 的变化曲线如图 14 所示。



图 13 最大无因次流量随 λ 和 k₁的变化曲线

Fig. 13 Curves of maximum dimensionless flow as λ and k_{ri} change





由图 14 可以看出,在 $k_{ij} \ge 2, 5, p_0 q_0$ 随 k_{ij} 的加大,增加缓慢;又由于 k_{ij} 较大时,射流部分体积 也较大,取 $k_{ij} = 2, 5$ 。

5 GMA 直动式射流伺服阀静态特性分析

取固定喷嘴直径为 2 mm,为了与文献[11]

所给出的射流管伺服阀静态性能作比较,选取配 流器喷嘴直径为 1.2 mm。根据以上分析可求得 其他射流结构参数:接受孔到配流器喷嘴的距离 为 1.2 mm;接受孔直径为 1.9 mm;配流器喷嘴 锥角为 13.4°;配流器接受端直径为 2.1 mm。建 立结构模型,利用流场软件分析取所设计 GMA 直动式射流伺服阀静态特性如下^[13-14]。

令两接受孔相连,供油压力为7 MPa,配流器 位移为 25 μm,泄油口设为标准大气压^[15],分析 结果如图 15 所示。



图 15 GMA 位移为 25 μm 时,最大控制流量分析 Fig. 15 Analysis for the maximum control flow when

GMA displacement is 25 μ m

令接受孔出口流量为 0,供油压力为 7 MPa,泄 油口压力为标准大气压^[15],配流器位移为 25 μm, 分析结果如图 16 所示。



图 16 GMA 位移为 25 μm 时,最大控制压力分析
 Fig 16 Analysis for the maximum control pressure when GMA displacement is 25 μm

由图 17 和图 18 可知,所设计的 GMA 直动式 射流伺服阀分辨率较高,零位无因次压力增益约为 1.7 mm⁻¹;零位无因次流量增益为1.9 mm⁻¹。文 献[11]利用实验法所给的射流管伺服阀的零位无 因次压力增益为 1.5 mm⁻¹;零位无因次流量增益 为 2.3 mm⁻¹。两者的零位无因次流量增益与零位 无因次压力增益之积相差不大,即本文方法与实验 法所得射流结构的射流效率几乎相当。



图 17 GMA 直动式射流伺服阀无因次压力特性

Fig 17 Dimensionless pressure characteristics of GMA jet-pipe servovalve



图 18 GMA 直动式射流伺服阀无因次流量特性 Fig 18 Dimensionless flow characteristics of GMA jet-pipe servovalve

6 结 论

(1) GMM 棒轴线上磁场分布是不均匀的, 在设计时应保证线圈长度略大于 GMM 棒长度, 线圈半径尽量接近 GMM 棒半径。

(2) GMA 直动式射流阀最佳射流结构参数: 固定喷嘴锥角为 0°;固定喷嘴距离配流器距离越 小越好;配流器锥角为 13.4°;配流器喷嘴到接受 孔距离与喷嘴的直径比值为 λ=1;接受孔与配流 器喷嘴面积比 k_{ri}=2.5。

(3) 接受孔与配流器喷嘴面积比越小,压力恢复越大,流量恢复越小,射流效率越大。配流器 喷嘴到接受孔距离与喷嘴的直径比值取值在1左 右,压力恢复与流量恢复都较大。

(4)所设计 GMA 直动式射流伺服阀分辨率
 较高,零位无因次压力增益约为1.7 mm⁻¹,零位无因次流量增益约为 1.9 mm⁻¹。

参考文献

[1] 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 magntostrictive actuator for jet servovalve[J]. Acta Armamentarii, 2010, 31(12): 1587-1592. (in Chinese)

- [2] Henri P D, Hollerbach J M, Nahvi A. An analytical and experimental investigation of a jet pipe controlled electro pneumatic actuator [J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 1998, 14(6): 601-610.
- [3] 章敏莹,方群,金瑶兰.射流管伺服阀在航空航天领域的 应用[C]//第五届全国流体传动与控制学术会议.北京: 北京航空航天大学,2008:810-812.

Zhang Minying, Fang Qun, Jin Yaolan. Application of a jet pipe servovalve in aerospace [C] // 5th Fluid Power Transmiss & Conference of China. Beijing: Beihang University, 2008; 810-812. (in Chinese)

- [4] 王传礼. 基于 GMM 转换器喷嘴挡板阀伺服阀的研究
 [D]. 杭州:浙江大学机械与能源工程学院, 2005.
 Wang Chuanli. Research on the nozzle flapper servo valve driven by GMM actuator [D]. Hangzhou: College of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University, 2005. (in Chinese)
- [5] Karunanidhi S. Design, analysis and simulation of magnetostrictive actuator and its application to highdynamic servovalve[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 157(11): 185-197.
- [6] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999: 36-37.
 Wang Chunhang. Hydraulic control systems [M]. Beijing: China Machine Press, 1999: 36-37. (in Chinese)
- [7] Grunwald A, Olabi A G. Design of a magnetostrictive (MS) actuator[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2008, 144(1): 161-175.
- [8] The performance curves of the Ø8mm product of TbDyFe magnetostrictive alloys[EB/OL]. [2010-07-21]. http:// www.tzjgre.com/en/tbdyfeprod.html.

- [9] 陆君安,尚涛,谢进. 偏微分方程的 MATLAB 的解法
 [M].武汉:武汉大学出版社,2001:53-61.
 Lu Jun'an, Shang Tao, Xie Jin. Use MATALAB to solve partial differential equation[M]. Wuhan: Wuhan University Press, 2001; 53-61. (in Chinese)
- [10] 王兆铭,渠立鹏,金瑶兰. 射流电液伺服阀在压力控制中的应用[J]. 液压与机床, 2009, 37(11): 22-26.
 Wang Zhaoming, Qu Lipeng, Jin Yaolan. Application of jet-pipe electro hydraulic servovalve to pressure control [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2009, 37(11): 22-26. (in Chinese)
- [11] 成大先. 机械设计手册:液压控制[M]. 北京:化学工业出版社,2004:69-71.
 Cheng Daxian. Mechanical design handbook: hydraulic control[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2004:69-71. (in Chinese)
- Somashekhar S H. Mathematical modeling and simulation of a jet pipe electrohydraulic flow control servovalve[J].
 Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2007, 221(3): 365-382.
- [13] 杨月花. 伺服阀前置级射流流场分析及实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学机电工程学院,2006. Yang Yuehua. Analysis and experimental research of prestage jet flow field in hydraulic servovalve[D]. Harbin: School of Mechanical and Electrical Engineering, Harbin Institute of Technology, 2006. (in Chinese)
- [14] 冀宏,魏列江. 射流管伺服阀射流管放大器的流场解析
 [J]. 机床与液压, 2008, 36(10): 119-121.
 Ji Hong, Wei Liejiang. Investigation to the flow of the jetpipe amplifier in a servo valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008, 36(10): 119-121. (in Chinese)
- [15] Hiremath S, Singaperumal M, Krishnakumar R. FE approach electro-mechanical-fluid modelling of jet pipe electrohydraulic servovalve [C] // Power transmission and motion control PTMC 2003. London: Professional Engineering Publishing, 2003: 200-210.

作者简介:

李跃松(1985一) 男,博士研究生。主要研究方向:流体传动与 控制,机电控制及自动化。

E-mail: liyaosong707@163.com

朱玉川(1974一) 男,博士,副教授。主要研究方向:流体传动 与控制,机电控制及自动化。

Tel: 025-84892503

E-mail: meeyczhu@nuaa.edu.cn

吴洪涛(1962-) 男,博士,教授,博士生导师。主要研究方向: 机电控制及自动化,多体系统动力学。 E-mail, meehtwu@nuaa.edu.cn

Parameter Optimization of Jet-pipe Servovalve Driven by Giant Magnetostrictive Actuator

LI Yuesong¹, ZHU Yuchuan^{1, *}, WU Hongtao¹, TIAN Yisong², NIU Shiyong²

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

2. Flight Automatic Control Research Institute, Xi'an 710065, China

Abstract: In order to improve the performance of a jet-pipe servovalve, a novel direct drive jet-pipe servovalve driven by a giant magnetostrictive actuator is proposed in this paper. By means of magnetic field finite element analysis, a model of the giant magnetostrictive actuator is established. The influence of coil structure on actuator displacement is analyzed and the experimental curves of the designed actuator are given. On the basis of the designed jet-pipe servovalve and taking the maximum energy transfer efficiency as the optimization objective, an equation is built between the jet parameters and jet efficiency. The best jet structure parameters of the designed servovalve are worked out, and its static characteristics are analyzed with the help of a flow field analysis software. The results show that its null dimensionless pressure gain is 1.7 mm⁻¹, and the null dimensionless flow gain is 1.9 mm⁻¹.

Key words: jet-pipe servovalve; giant magnetostrictive actuator; parameter optimization; flow analysis; static characteristic; pressure gain

Received: 2010-11-08; Revised: 2011-01-04; Accepted: 2011-02-21; Published online: 2011-03-03 13:52:18 URL: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20110303.1352.001.html DOI:CNKI:11-1929/V.20110303.1352.001 Foundation items: National Natural Science Foundation of China (50805080); Aeronautical Science Foundation of China (20090752008); NUAA Research Funding(NS2010150)

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