

doi: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.02.051

超磁致伸缩伺服阀用电-机转换器传热及热误差分析*

李跃松^{1,2} 朱玉川¹ 吴洪涛¹ 杨旭磊¹ 纪良¹

(1. 南京航空航天大学机电学院, 南京 210016; 2. 河南科技大学机电工程学院, 洛阳 471003)

摘要: 提出了一种超磁致伸缩伺服阀用超磁致伸缩电-机转换器的结构并阐述了其工作原理, 此电-机转换器采用了油液冷却和反向补偿法来抑制因热产生的位移输出。为分析温升对超磁致伸缩电-机转换器控制精度的影响, 基于导热和对流传热理论建立了其传热模型, 给出了稳态时超磁致伸缩棒上的温度和热补偿装置上的温度, 分析了冷却油液流速对稳态温度的影响, 并采用温度场数值模拟的方法对仿真结果进行了验证。分析结果表明, 当控制电流为额定值 1 A 时, 若超磁致伸缩棒和控制线圈间油液速度大于 0.1 m/s, 热补偿装置和超磁致伸缩棒的温度在 20.3℃ 附近且温差在 0.2℃ 以下。由超磁致伸缩棒和热补偿装置上的温度, 进一步推导出了超磁致伸缩电-机转换器因热而产生的误差位移。通过仿真分析得出, 在超磁致伸缩棒和控制线圈间油液速度等于 0.1 m/s 时, 棒和外壳温度接近且温升不大, 热误差位移不大于 0.1 μm。

关键词: 伺服阀 超磁致伸缩电-机转换器 精度 稳态导热

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2015)02-0343-08

Modeling of Heat Transfer and Displacement Error from Heat of Giant Magnetostrictive Actuator Applied in Servovalve

Li Yuesong^{1,2} Zhu Yuchuan¹ Wu Hongtao¹ Yang Xulei¹ Ji Liang¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China
2. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: The performance of servovalve driven by giant magnetostrictive actuator is seriously affected by temperature rising. In order to reduce the error from temperature rising, a giant magnetostrictive actuator applied in servovalve was presented and its working principle was introduced. The output displacement error of actuator from rising of temperature was controlled by cooling and compensating. In order to analyze the influence of heat on the accuracy of giant magnetostrictive actuator, heat transfer model was deduced from the theory of heat conduction and transversal heat transfer, the steady-state temperature on giant magnetostrictive rod and shell were given, and the simulation results were verified by numerical simulation. The results showed that when the velocity of oil surrounding giant magnetostrictive rod was more than 0.1 m/s at control current of 1 A, temperature of giant magnetostrictive rod and shell was about 20.3℃, the difference in temperature can be limited below 0.2℃, and temperature rise of giant magnetostrictive actuator was small. The displacement error from heat was derived based on the model described the temperature on giant magnetostrictive rod and shell. The simulation results showed that when the velocity of oil surrounding giant magnetostrictive rod was more than 0.1 m/s, the output displacement from heat was less than 0.1 μm.

Key words: Servovalve Giant magnetostrictive actuator Accuracy Steady-state heat conduction

收稿日期: 2014-02-27 修回日期: 2014-03-28

* 国家自然科学基金资助项目(51175243)、江苏省自然科学基金资助项目(BK20131359)和航空自然科学基金资助项目(20130652011)

作者简介: 李跃松, 博士生, 河南科技大学讲师, 主要从事机电系统控制及自动化、流体传动与控制研究, E-mail: liyaosong707@163.com

通讯作者: 朱玉川, 副教授, 主要从事流体传动与控制研究, E-mail: meeyczhu@nuaa.edu.cn

引言

与传统伺服阀相比,超磁致伸缩伺服阀具有响应快、可靠性高、精度高等优点^[1-6],但作为其液压放大器控制部件的超磁致伸缩电-机转换器(Giant magnetostrictive actuator, GMA)的精度受温度变化影响严重^[6-9]。这种影响体现在两个方面,一方面是温度对超磁致伸缩材料(Giant magnetostrictive material, GMM)棒磁致伸缩性能的影响;在居里温度以上,铁磁体的铁磁性消失,呈现顺磁性,因此GMM棒只能工作在居里温度以下。在此温度范围内,随着温度的升高,饱和磁致伸缩呈线性降低^[10-11],因此温度会显著降低GMM棒的磁致伸缩性能。另一方面为GMM棒热膨胀带来的影响。GMA为电磁驱动部件且其驱动磁场较大,工作中的磁滞、涡流、线圈欧姆热等电磁损耗将导致GMA发热严重^[12],在无冷却装置时,GMM棒上的温度可达100℃以上。由GMM棒轴向线膨胀率为 1.29×10^{-5} 可知,长度为100 mm的GMM棒,温度每升高1℃,热输出可达 $1.29 \mu\text{m}$ ^[13]。若温升较大,热膨胀位移即可与磁控位移相当,因此GMM棒的热膨胀严重影响GMA的控制精度。

为了提高GMA的控制精度,在GMA长时间工作在大电流状态下时,除设计热抑制装置来限制GMM棒的温升外,还应该设计热补偿装置来补偿因温升带来的热误差^[14-17]。本文将基于传热理论,建立所设计超磁致伸缩伺服阀用GMA的温升模型,并对其热误差的输出进行理论分析。

1 GMA的传热结构

图1为超磁致伸缩伺服阀的结构,其主要由GMA和射流液压放大器组成。GMA的作用是将电信号转换成机械运动,在永磁铁产生的偏置磁场作用下GMM棒产生预伸长。当控制电流产生的控制磁场与偏置磁场方向一致时,合成磁场加强,GMA输出正位移;当控制磁场与偏置磁场方向相反时,合成磁场弱于偏置磁场,GMA输出负位移。因此在偏置磁场和控制磁场的相互作用下,GMA输出位移与控制电流呈比例并能反映控制电流极性。

GMA的热补偿机构由外壳、端盖、调零螺钉、滑块构成。伺服阀的工作油液和旁路油液在流回油箱前先流入GMM棒和线圈骨架所在腔体内,除对线圈和GMM棒进行冷却外,还使得GMM棒和外壳的温度几乎相等,由于外壳材料的热膨胀率和GMM棒相等,因此在外壳长度和GMM棒长度相等时,其二者的热膨胀量也是几乎相等的。GMA系统温升

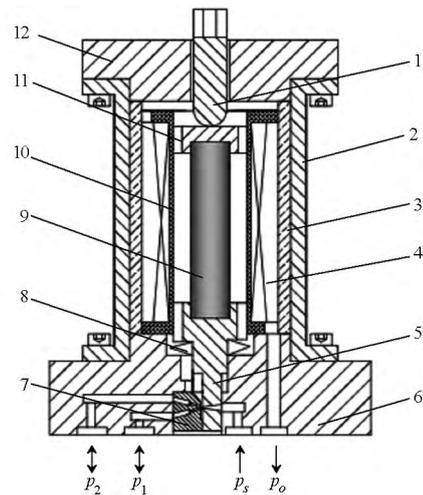


图1 超磁致伸缩伺服阀的结构

Fig.1 Servovalve driven by GMA

1. 调零螺钉 2. 外壳 3. 永磁铁 4. 控制线圈 5. 阀芯 6. 阀体 7. 接收器 8. 预压弹簧 9. GMM棒 10. 线圈骨架 11. 滑块 12. 端盖

后,GMM棒和外壳受热膨胀,端盖因外壳的热膨胀向上运动,使得GMM棒的固定端向上运动,此运动距离和GMM棒热膨胀量几乎相等,因此GMA的输出位移主要是受电流控制的磁致伸缩位移。

虽然负载流量受阀的开度控制,但由于冷却油液利用的是流回油箱的油液,在阀的供油流量不变时,流回油箱的油液是不变的,其油液流速是不随阀口开度而变化的,因此上述所给热误差抑制方法可使用于各种控制电流。

为对GMA的传热和热误差进行分析,将GMA传热结构的截面图和轴剖图简化为图2所示的图形,图2b中箭头为油液流动方向,图中将外壳和永磁铁简化为一体,是因二者相连且热导率相差不大。

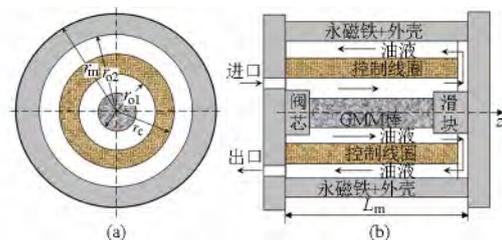


图2 GMA的结构简图

Fig.2 Schematic diagram of GMA

(a) 径向截面 (b) 轴向截面

由于GMM棒本身发热较少,GMA的热源主要来自于控制线圈发热。线圈产生的热量大部分由伺服阀的工作油液带走,另外一部分热量通过导热的方式沿外壳释放到空气中,因此GMA的热传导涉及导热和强制对流两种方式。GMA的热传导过程分两步,第一步为油液对线圈的冷却;第二步为油液对GMM棒、永磁铁以及外壳的传热。在稳态时,线

圈的热量一部分随油液进入油箱,另一部分扩散到空气中。因此下面将分两步建立 GMA 的传热模型。

2 GMA 传热模型

2.1 传热理论

导热的基本方程为傅里叶定律,其柱面坐标的形式为^[18]

$$q = -\lambda_T \left(\frac{\partial T}{\partial r} i + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} j + \frac{\partial T}{\partial z} k \right) \quad (1)$$

式中 q ——热流密度 λ_T ——导热系数

以式(1)和热量守恒定律为基础的三维热传导方程的柱面坐标形式为^[18]

$$C_T \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_T r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_T \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_T \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_i \quad (2)$$

式中 ρ ——物体密度 C_T ——物体比热

q_i ——内热源热流密度

对流传热反映的是流体流经固体时流体与固体表面之间的热传导现象,其基本公式为牛顿冷却公式^[19-20]

$$q_f = h_f (T_S - T_B) \quad (3)$$

式中 h_f ——对流传热系数

T_S ——固体表面温度

T_B ——流体平均温度

对流换热系数满足^[18]

$$h_f = \frac{\lambda_T}{d_s} Nu_f \quad (4)$$

式中 d_s ——管道的湿周

Nu_f ——努赛尔数

基于 GMA 的轴对称性,联立式(2)和式(3)可得在导热和对流共同作用下的传热公式为

$$-\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_T r \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \lambda_T \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = q_i + h_f (T_S - T_B) \quad (5)$$

式(5)既为 GMA 稳态温度的理论计算模型,也是其热场分析的基础。

2.2 GMM 棒稳态温度模型

因线圈加热作用,油液在线圈内时间越长其温升越高,因此液流上的温度不均匀,与出口距离越近油液温升越高。为简化计算,选择与进口距离为 z 处液流段的温度进行计算。

设液流的长度为 dz ,则液流段的质量

$$dm = \rho dV = \rho \pi (r_{o1}^2 - r_c^2) dz \quad (6)$$

热源流向控制线圈和 GMM 棒之间液流段 dm 的热量

$$dQ_i = t_z q_i dA_o = t_z q_i 2\pi r_{o1} dz \quad (7)$$

式中 dA_o ——与液流段 dm 接触的线圈面积

t_z ——液流从入口流到 z 处的时间

q_i ——热源的热流密度

由于线圈对油液的传热是主要的,忽略油液之间传热,此时由热传导理论可知

$$dQ_i = C_T \Delta T dm \quad (8)$$

因此油液温升和时间的关系为

$$\Delta T = \frac{dQ_i}{C_T dm} = \frac{t_z q_i 2\pi r_{o1} dz}{C_T \rho \pi (r_{o1}^2 - r_c^2) dz} = \frac{2q_i r_{o1}}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2)} t_z \quad (9)$$

若设控制线圈和 GMM 棒之间油液的流速为 v_1 ,则可得油液温升与其轴向位置的关系为

$$\Delta T(z) = \frac{2q_i r_{o1}}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2)} \frac{z}{v_1} \quad (10)$$

由上述推导过程可知,式(10)仅为对线圈和 GMM 棒之间油液温升的近似计算,虽然不能考虑 GMM 棒对油液温度的影响,但可反映油液的温升趋势。由式(10)可以看出,在油液流速较快时或线圈骨架较短时,油液的温升较小。

对于线圈和永磁铁之间的油液温升,由上述推导方法可得

$$\Delta T(z) = \frac{2q_i r_{o1}}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2)} \frac{l_c}{v_1} + \frac{(q_i - q_0) 2r_c}{C_T \rho (r_{o2}^2 - r_c^2)} \frac{l_c - z}{v_2} \quad (11)$$

式中 v_2 ——线圈和永磁铁之间油液的速度

q_0 ——流入到空气的热流量与线圈外表面积之比

热源为产生焦耳热的通电线圈,其通流面为线圈的内外壁,因此线圈的热流密度为

$$q_i = \frac{i^2 R}{2\pi r_{o1} l_c + 2\pi r_c l_c} = \frac{i^2 R}{2\pi l_c (r_{o1} + r_c)} \quad (12)$$

式中 R ——控制线圈电阻 i ——控制电流

在线圈匝数和长度不变时,线圈厚度为定值,线圈电阻可表示为

$$R = \rho_R \frac{L_R}{A_R} = \frac{\rho_R}{A_R} N_c 2\pi \frac{r_c + r_{o1}}{2} = R_R (r_c + r_{o1}) = R_R (2r_{o1} + h_c) \quad (13)$$

式中 ρ_R ——漆包线的电阻率,其取值与漆包线规格和温度有关

A_R ——漆包线的截面积

L_R ——所用漆包线长度

R_R ——电阻比例系数

将式(13)代入式(12)可得线圈热流密度为

$$q_i = \frac{i^2 R_R (r_{o1} + r_c)}{2\pi l_c (r_{o1} + r_c)} = \frac{i^2 R_R}{2\pi l_c} \quad (14)$$

由此式可知,在漆包线规格、线圈长度和匝数确定的情况下,线圈热流密度与线圈的内、外径取值无关。

由不可压缩流体沿管道作一维定常流动的流量连续性方程可知

$$v_1 A_{gc} = v_2 A_{cm} \quad (15)$$

式中 A_{gc} ——GMM 棒与线圈之间的环形面积

A_{cm} ——永磁铁与线圈之间的环形面积

由此可得

$$v_1 \pi (r_{o1}^2 - r_c^2) = v_2 \pi (r_{o2}^2 - r_c^2) \quad (16)$$

进一步可得

$$v_2 = \frac{r_{o1}^2 - r_c^2}{r_{o2}^2 - r_c^2} v_1 \quad (17)$$

油液向 GMM 棒和永磁铁的导热为分析的第二步。由于 GMA 热传导分析的目的是研究热补偿机构的性能,由于稳态时温升最大,热膨胀最严重,因此 GMA 热传导分析为稳态热分析。

分别取式(10)和式(11)的平均温升为油液的温升。原因是:首先 GMM 棒和外壳的热膨胀量可由平均温度获得;其次可以保证推导式(7)时所做假设更合理。

由式(10)可得线圈和 GMM 棒之间油液的平均温升

$$\Delta T_1 = \frac{1}{l_c} \int_0^k \Delta T(z) dz = \frac{1}{l_c} \int_0^k \frac{2q_i r_{o1}}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2) v_1} z dz = \frac{q_i r_{o1}}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2) v_1} l_c \quad (18)$$

由式(11)和式(17)可得线圈和永磁铁之间油液的平均温升

$$\Delta T_2 = \frac{1}{l_c} \int_0^k \Delta T(z) dz = \frac{2q_i r_{o1}}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2) v_1} l_c + \frac{(q_i - q_0) r_c l_c}{C_T \rho (r_{o2}^2 - r_c^2) v_2} = \frac{2q_i r_{o1} + (q_i - q_0) r_c l_c}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2) v_1} \quad (19)$$

GMM 棒在油液内,稳态时和油液无热交换,其温度即为其外围油液的温度,由式(18)可得 GMM 棒的稳态温度为

$$T_c = T_o + \Delta T_1 = \frac{q_i r_{o1}}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2) v_1} l_c + T_o \quad (20)$$

式中 T_o ——油液入口初始温度

2.3 外壳稳态温度

线圈和永磁铁之间油液的温度为

$$T_2 = T_o + \Delta T_2 = \frac{2q_i r_{o1} + (q_i - q_0) r_c l_c}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2) v_1} + T_o \quad (21)$$

由于外壳为圆筒壁导热且无内热源,式(5)可

化简为

$$-\frac{\lambda_T}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (22)$$

对其积分可得

$$T = C_1 \ln r + C_2 \quad (23)$$

式中 C_1, C_2 ——待求参数,可通过边界点的温度求取

由热阻、热流量和温差三者之间的关系,可得

$$\phi_o = q_o 2\pi r_c l_c = \frac{T_2 - T_{o2}}{\frac{1}{2\pi r_{o2} L_m h_{f1}}} = \frac{T_{o2} - T_m}{\frac{1}{2\pi \lambda_T L_m \ln \frac{r_m}{r_{o2}}}} = \frac{T_m - T_a}{\frac{1}{2\pi r_m L_m h_{f2}} + \frac{1}{2\pi \lambda_T L_m \ln \frac{r_m}{r_{o2}}}} \quad (24)$$

式中 ϕ_o ——流入空气中的热流量

T_{o2} ——永磁铁内壁温度

T_m ——外壳外壁温度

T_a ——室温

h_{f1} ——油液和永磁体的对流换热系数

h_{f2} ——外壳和空气的对流换热系数

油液和永磁铁之间热交换形式为强制对流,由于油液的流动速度较小,因此其流动形式为层流。通过查询手册可知^[20],永磁铁内壁对流换热的努赛尔数为 4.86,将其代入式(4)可得,油液和永磁体之间的对流换热系数为

$$h_{f1} = \frac{\lambda_{T1}}{2r_{o2}} Nu_{fo2} = 2.43 \frac{\lambda_{T1}}{r_{o2}} \quad (25)$$

式中 λ_{T1} ——油液的导热系数

外壳和外界空气间的换热形式为大空间自然对流换热,此时努赛尔数满足

$$Nu_{fm} = 0.48 (GrPr)^{0.25} \quad (26)$$

其中

$$Gr = \frac{g(T_m - T_a)(2r_m)^3}{T_f \mu_{fa}^2} \quad (27)$$

式中 Pr ——普朗特数,其为动量扩散能力与热量扩散能力之比的度量,对于 20℃ 的干燥空气其取值为 0.703

Gr ——格拉晓夫准则数,度量浮升力与黏性力之比^[20]

g ——重力加速度

μ_{fa} ——空气的运动粘度,在 20℃ 左右其取值为 $1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

T_f ——外壳外壁温度 T_m 和空气温度 T_a 之和的一半

由式(4)、式(26)和式(27)可得外壳和空气之间的对流换热系数为

$$h_{12} = \frac{\lambda_{T2}}{2r_m} Nu_{fm} = 0.24 \frac{\lambda_{T2}}{r_m} \left[0.703 \frac{2g(T_m - T_a)(2r_m)^3}{(T_m + T_a)\mu_{fa}^2} \right]^{0.25} = 0.7779 \frac{\lambda_{T2}}{r_m} \left(\frac{r_m^3 T_m - T_a}{\mu_{fa}^2 T_m + T_a} \right)^{0.25} \quad (28)$$

式中 λ_{T2} ——空气导热系数

由上述可知在 GMA 结构确定情况下式(24)的未知参数为 q_o 、 T_m 、 T_{o2} 以及和这些参数有关的 T_2 和 h_{12} ,由式(21) ~ (28) 可得方程

$$T_m = T_a + \frac{\phi_o}{2\pi r_m L_m h_{12}} = T_a + \left(\frac{\mu_{fa}^2 T_m + T_a}{r_m^3 T_m - T_a} \right)^{0.25} \frac{r_c l_c q_o}{0.7779 L_m \lambda_{T2}} \quad (29)$$

$$T_m = T_2 - \frac{\phi_o}{2\pi L_m} \left(\frac{1}{r_{o2} h_{f1}} + \frac{1}{\lambda_T} \ln \frac{r_m}{r_{o2}} \right) = \frac{2q_i r_{o1} + (q_i - q_o) r_c l_c}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2) v_1} + T_o - \frac{q_o r_c l_c}{L_m} \left(\frac{1}{r_{o2} h_{f1}} + \frac{1}{\lambda_T} \ln \frac{r_m}{r_{o2}} \right) \quad (30)$$

将表 1 参数代入式(29)和式(30)可求得 q_o 和 T_m 将 q_o 代入式(24)即可求得热永磁磁铁内壁温度

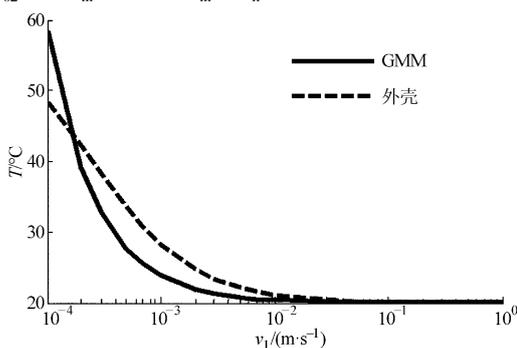
$$T_{o2} = T_2 - \frac{\phi_o}{2\pi r_{o2} L_m h_{f1}} = \frac{2q_i r_{o1} + (q_i - q_o) r_c l_c}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_c^2) v_1} + T_o - \frac{r_c l_c q_o}{r_{o2} L_m h_{f1}} \quad (31)$$

当 $r = r_m$ 时 $T = T_m$ 、 $r = r_{o2}$ 时 $T = T_{o2}$ 这两个边界条件代入式(23)可得永磁磁铁和外壳上温度满足

$$T = \frac{T_{o2} - T_m}{\ln r_{o2} - \ln r_m} (\ln r - \ln r_m) + T_m \quad (32)$$

进一步可得外壳上平均温度为

$$T_h = \frac{1}{r_m - r_h} \int_{r_h}^{r_m} T dr = \frac{1}{r_m - r_h} \int_{r_h}^{r_m} \frac{T_{o2} - T_m}{\ln r_{o2} - \ln r_m} (\ln r - \ln r_m) + T_m dr = \frac{T_{o2} - T_m}{\ln r_{o2} - \ln r_m} \frac{r_h \ln r_m - r_m \ln r_h + r_h - r_m}{r_m - r_h} + T_m \quad (33)$$



式中 r_h ——外壳内径

3 仿真分析

3.1 仿真

将表 1 参数代入式(20)和式(33)可得在控制电流为 1 A 时 ,GMM 棒和外壳的温度的关系曲线如图 3 所示。

表 1 GMA 结构及传热模型的参数

Tab.1 Structure and simulation parameters of GMA

参数	数值
GMM 棒长度 L_G /mm	80
线圈内半径 r_{o1} /mm	9
线圈外半径 r_c /mm	14
永磁铁内半径 r_{o2} /mm	17
永磁铁外半径 r_h /mm	20
外壳长度 L_m /mm	140
GMM 棒半径 r_G /mm	5
外壳外半径 r_m /mm	23
外壳热导率 λ_T /($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	43.2
油液导热系数 λ_{T1} /($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0.148
油液初始温度 T_o /°C	20
电阻比例系数 R_R /($\Omega \cdot mm^{-1}$)	0.28
油液密度 ρ /($kg \cdot m^{-3}$)	870
油液比热 C_T /($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	1.9
GMM 棒热膨胀率 α_{1T}	1.29×10^{-5}
边界层半径 r_a /mm	30
外界空气温度 T_a /°C	20
外壳热膨胀率 α_{2T}	1.2×10^{-5}
线圈长度 l_c /mm	90
20°C 空气导热系数 λ_{T2} /($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	0.0259

由图 3 可知 ,随着线圈和 GMM 棒之间油液速度 v_1 的增加 ,GMM 棒和外壳之间的温差逐渐减小。当 $v_1 < 0.18$ mm/s 时 ,GMM 棒温度大于外壳温度;而在 $v_1 > 0.18$ mm/s 时 ,GMM 棒温度小于外壳温度;在 $v_1 > 0.1$ m/s 时 ,两者之间温差不大于 0.2°C ,GMM 棒温升小于 0.1°C 。

3.2 有限元验证

由推导过程可知 ,所给 GMM 棒和外壳的稳态

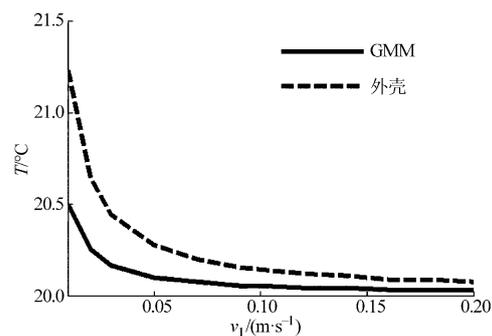


图 3 油液速度对 GMM 棒和外壳温度的影响

Fig.3 Influence of oil velocity on temperature of GMM rod and shell

温度模型以及 GMA 热误差模型是在 GMA 简化结构的基础上基于一定的假设条件得到的,不能考虑上下端盖的散热作用以及油液之间热量传递对 GMA 温度场的影响,因此采用温度场数值模拟的方法对 GMA 传热模型进行验证是必要的。

由于 GMA 为轴对称图形,因此采用轴对称模型进行热场分析,结构参数取值如表 1 所示,控制电流取额定值 1 A。将 GMM 棒和控制线圈之间,控制线圈和永磁铁之间填充油液,当 GMM 棒和线圈之间的油液速度 $v_1 = 0.1 \text{ m/s}$ 稳态时,GMA 的温度数值模拟如图 4a 所示。

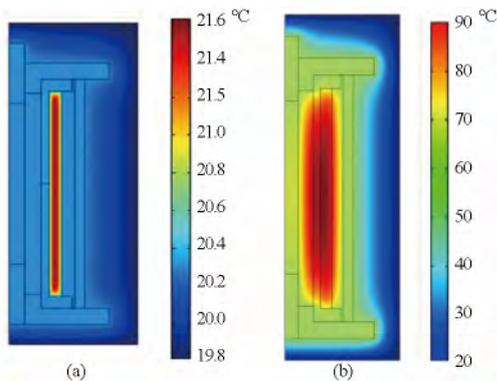


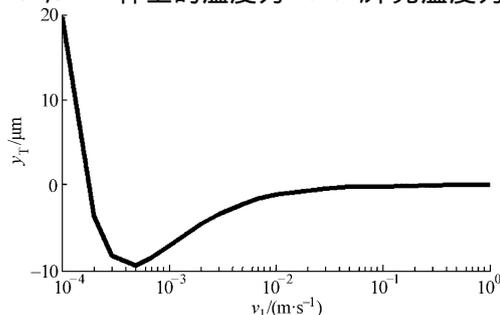
图 4 GMA 温度分布的流场数值模拟结果

Fig. 4 Numerical simulation of temperature in GMA

(a) $v_1 = 0.1 \text{ m/s}$ (b) $v_1 = 0 \text{ m/s}$

从图 4a 可知,GMM 棒和线圈之间的油液速度为 0.1 m/s 时,温度分布显示控制线圈温度最高,GMM 棒、永磁铁以及外壳的温度分布均匀,取值在 $20.3 \text{ }^\circ\text{C}$ 附近,与图 3 中的仿真结果相差不大。因此前面所述 GMA 传热模型中,对 GMM 棒和外壳上温度均匀的假设是成立的。

图 4b 为 GMM 棒和线圈之间的油液不流动状态下的 GMA 温度场数值模拟图。从图 4b 可知,油液不流动时,GMM 棒及其外壳上温度的分布也是较均匀的,但控制线圈上温度呈中间高两端低,原因是控制线圈为热源且两端与上下端盖接触散热比中间段要好。从图 4b 的模拟结果可知,控制线圈最高温度可达 $90 \text{ }^\circ\text{C}$,GMM 棒上的温度为 $70 \text{ }^\circ\text{C}$,外壳温度为



$50 \text{ }^\circ\text{C}$ 以下,两者的温差在 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上。对比图 4a 和图 4b 可知,将 GMM 棒和线圈之间的油液设计为流动结构,不但能够使得 GMA 整体温升不大,还能够满足热补偿机构起作用的要求。

4 GMA 热误差分析

设 GMM 棒的热膨胀率为 α_{1T} ,外壳、调零螺钉、滑块以及阀芯材料的热膨胀率为 α_{2T} ;由图 1 可知,外壳腔体内被油液所浸没的 GMM 棒、阀芯、调零螺钉和滑块长度之和与外壳长度近似相等,由此可得 GMA 的因热膨胀而产生的位移输出为

$$y_T = (T_G - T_a) [L_G \alpha_{1T} + (L_m - L_G) \alpha_{2T}] - (T_h - T_a) L_m \alpha_{2T} = \left[\frac{q_1 r_{o1}}{C_T \rho (r_{o1}^2 - r_G^2)} \frac{l_c}{v_1} + T_o - T_a \right] [L_G \alpha_{1T} + (L_m - L_G) \alpha_{2T}] - \left(\frac{T_{o2} - T_m}{\ln r_{o2} - \ln r_m} \frac{r_h \ln r_m - r_h \ln r_h + r_h - r_m}{r_m - r_h} + T_m - T_a \right) L_m \alpha_{2T} \quad (34)$$

式中 L_m ——外壳长度

将表 1 参数代入式(34)可得在控制电流为 1 A 时,GMA 因热膨胀产生的误差位移与 GMM 棒外油液的速度 v_1 的关系曲线如图 5 所示。

由图 5 可知,GMA 的热误差随着 v_1 的增加而降低,在 $v_1 < 0.18 \text{ mm/s}$ 时为欠补偿,热误差为正;在 $v_1 > 0.18 \text{ mm/s}$ 时为过补偿,热误差为负值;在 $v_1 = 0.015 \text{ m/s}$ 时,GMA 的热误差可控制在 $1 \text{ } \mu\text{m}$ 左右;在对 GMA 精度要求不是十分高时,令 $v_1 > 0.01 \text{ m/s}$ 即可。若要求 GMA 热误差在 $0.1 \text{ } \mu\text{m}$ 以下时, v_1 在取值或在 0.2 mm/s 左右,或大于 0.1 m/s ,由于前者的取值区间较小,对 v_1 的精度要求较高不易设计,因此可最优选择为 $v_1 > 0.1 \text{ m/s}$ 。

在保证线圈匝数和长度不变的情况下,线圈内径 r_{o1} 分别取 8、9、10 mm 仿真,线圈内径对热误差的影响如图 6 所示。从图中可知,虽然线圈内径越大,GMA 热误差越小,但在线圈和 GMM 棒之间油液的

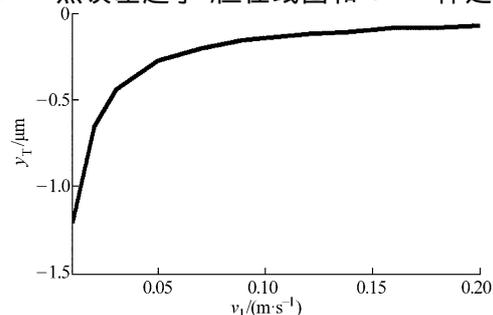


图 5 GMA 热误差随油液速度的变化

Fig. 5 Relationship between error from temperature increment of GMA and oil velocity

速度 $v_1 = 0.1 \text{ m/s}$ 时,线圈内径对 GMA 热误差影响较小,均可保证 GMA 的热误差在 $0.1 \mu\text{m}$ 以下。因此,在保证 $v_1 > 0.1 \text{ m/s}$ 时,GMA 热误差控制的结构不影响电磁驱动结构的设计,两者均可兼顾。

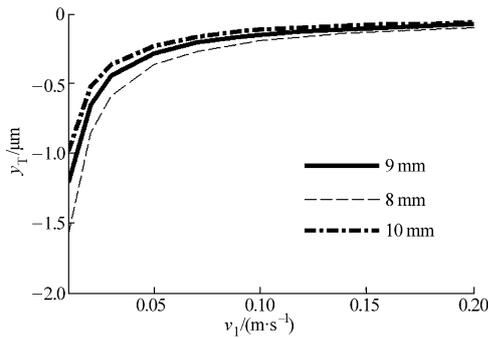


图 6 线圈内径对 GMA 热误差的影响

Fig. 6 Influence of coil inner diameter on displacement error from temperature increment of GMA

图 5 和图 6 是在入口油液初始温度 T_0 等于室温 T_a 的条件下得出的,但由于节流损耗的原因,液压系统在长时间工作后,其油液温度高于室温,因此分析油温对 GMA 热误差的影响是必要的。在 v_1 的取值分别为 0.05 、 0.10 、 0.15 m/s 时,GMA 热误差与油温的关系曲线如图 7 所示。因此可知,GMA 热误差随着工作油液温度的升高而增大,且增加线圈和 GMM 棒之间的油液速度对此误差影响不大。

5 结论

(1) GMA 的输出精度受温度影响严重,但通过冷却和设计热补偿机构可以有效地解决由热引起的输出误差。

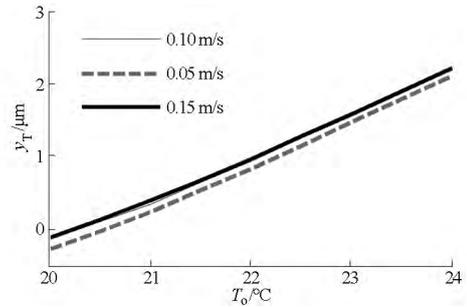


图 7 GMA 热误差与油液初始温度的关系

Fig. 7 Relationship between error of GMA and initial temperature of oil

(2) 随着线圈和 GMM 棒之间油液速度 v_1 的增加,GMM 棒和外壳之间的温差逐渐减小。当油液速度较小时,GMM 棒温度大于外壳温度;而油液速度较大时,GMM 棒温度小于外壳温度;在控制电流取额定值 1 A 时 $v_1 > 0.1 \text{ m/s}$ 可使棒和外壳之间温差不大于 0.2°C ,GMM 棒温升小于 0.1°C 。

(3) 在控制电流为额定值 1 A , v_1 取 0.1 m/s 时,GMA 温度分布显示,控制线圈温度最高,GMM 棒、永磁铁以及外壳的温度分布均匀,取值在 20.3°C 附近,因此 $v_1 > 0.1 \text{ m/s}$ 不但使 GMA 温升较低,且满足 GMM 棒和外壳温度接近。

(4) GMA 热误差随着油液流速的增加而降低,在油速较低时为欠补偿,热误差为正值;在油速较高时为过补偿,热误差为负值。在保证 $v_1 > 0.1 \text{ m/s}$ 时,GMA 热误差控制的结构不影响电磁驱动结构的设计。

(5) 线圈内径对 GMA 热误差影响较小,但随着油液的初始温度增大热误差也增大,且这种热误差不能通过增大油液的流速来降低。

参 考 文 献

- Karunanidhi S, Singaperumal M. Design, analysis and simulation of magnetostrictive actuator and its application to high dynamic servo valve[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 157(2): 185-197.
- Yang Z S, He Z B, Li D W, et al. Hydraulic amplifier design and its application to direct drive valve based on magnetostrictive actuator[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2014, 216: 52-63.
- 王传礼,丁凡,崔剑,等. 基于 GMA 喷嘴挡板伺服阀的动态特性[J]. 机械工程学报, 2006, 42(10): 23-26. Wang Chuanli, Ding Fan, Cui Jian, et al. Dynamic characteristics of nozzle flapper servo valve based on GMA[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(10): 23-26. (in Chinese)
- 李跃松,朱玉川,吴洪涛,等. 超磁致伸缩电-机转换器位移感知模型及滞环分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(4): 169-174. Li Yuesong, Zhu Yuchuan, Wu Hongtao, et al. Research on displacement-sensing model and hysteresis loop of giant magnetostrictive actuator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(4): 169-174. (in Chinese)
- Li Y S, Zhu Y C. Characteristics analysis of giant magnetostrictive actuator applied in jet-pipe servovalve[J]. Advanced Materials Research, 2013, 712-715: 2192-2195.
- Li L Y, Zhang C M, Yan B P, et al. Research of a giant magnetostrictive valve with internal cooling structure[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2011, 47(10): 2897-2900.
- Wang Lei, Tan Jiubin, Zhang Shan. A giant magnetostrictive actuator based on use of permanent magnet[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010, 46(9-12): 893-897.
- 于宗保. 超磁致伸缩材料转换器喷嘴挡板伺服阀的热变形补偿研究[J]. 煤炭学报, 2007, 31(3): 396-400. Yu Zongbao. Study on thermal deformation compensation based on giant magnetostrictive material actuator for servo valve[J]. Journal of China Coal Society, 2007, 31(3): 396-400. (in Chinese)
- 程清风. 射流伺服阀用超磁致伸缩执行器的应用研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.

- Cheng Qingfeng. Applied research on giant magnetostrictive actuator for jet-servo valve [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- 10 卢全国, 陈定方, 钟毓宁, 等. 超磁致伸缩致动器热变形影响及温控研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(1): 16-19.
Lu Quanguo, Chen Dingfang, Zhong Yuning, et al. Research on thermal deformation and temperature control of giant magnetostrictive actuator[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(1): 16-19. (in Chinese)
 - 11 Jin K, Kou Y, Zheng X J. A nonlinear magneto-thermo-elastic coupled hysteretic constitutive model for magnetostrictive alloys [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2012, 324(12): 1954-1961.
 - 12 Xu H, Pei Y M, Fang D N, et al. An energy-based dynamic loss hysteresis model for giant magnetostrictive materials [J]. International Journal of Solids and Structures, 2013, 50(5): 672-679.
 - 13 乌义杰, 徐杰. 超磁致伸缩执行器热误差补偿及抑制方法研究[J]. 工程设计学报, 2005, 12(4): 213-218.
Wu Yijie, Xu Jie. Research on methods of thermal error compensating and restraining in giant magnetostrictive actuator [J]. Journal of Engineering Design, 2005, 12(4): 213-218. (in Chinese)
 - 14 夏春林, 丁凡, 陶国良. 超磁致伸缩电-机转换器热变形补偿试验研究[J]. 中国机械工程, 1999, 10(5): 563-566.
Xia Chunlin, Ding Fan, Tao Guoliang. Experimental research on thermal deformation control of giant magnetostrictive actuator [J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10(5): 563-566. (in Chinese)
 - 15 王传礼. 基于GMM转换器喷嘴挡板伺服阀的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2005.
Wang Chuanli. Research on the nozzle flapper servovalve driven by giant magnetostrictive actuator [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005. (in Chinese)
 - 16 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.
 - 17 Zhang C L, Mei D Q, Chen Z C. Active vibration isolation of a micro-manufacturing platform based on a neural network [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 129(1-3): 634-639.
 - 18 王经. 传热学与流体力学基础[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2007.
 - 19 The MathWorks Inc. Partial differential equation toolbox for use with MATLAB [EB/OL]. [2014-02-27]. <http://www.mathworks.cn/products/pde>.
 - 20 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.

(上接第315页)

- 6 Huang B J, Chang J M, Wang C P, et al. A 1-D analysis of ejector performance [J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(5): 354-364.
- 7 Bouhanguel A, Desevaux P, Bailly Y, et al. Flow velocity investigation by particle image velocimetry in supersonic air ejector [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 232: 256-260.
- 8 Zou Jianjun, Zhou Jin, Lu Huiqiang, et al. Experimental investigation on starting process of supersonic single-stage air ejector [J]. Journal of Thermal Science, 2012, 21(4): 348-353.
- 9 Dvorak V, Kotek M. PIV measurement of constant area mixing in subsonic air ejector [C] // Proceedings of EFM11-Experimental Fluid Mechanics-2011, EPJ Web of Conference, 2012, 25: 01011.
- 10 Chong Daotong, Hu Mengqi, Chen Weixiong. Experimental and numerical analysis of supersonic air ejector [J]. Applied Energy, 2014, 130: 679-684.
- 11 徐海涛, 桑芝富, 顾斌, 等. 蒸汽喷射真空泵性能的CFD模拟研究[J]. 高校化学工程学报, 2005, 19(1): 22-29.
Xu Haitao, Sang Zhifu, Gu Bin, et al. Numerical simulation of the performance of steam-jet vacuum pump [J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2005, 19(1): 22-29. (in Chinese)
- 12 杨燕勤, 安志强, 经树栋. 喷射器流场的数值模拟研究[J]. 西南民族大学学报: 自然科学版, 2006, 32(2): 316-323.
Yang Yanqin, An Zhiqiang, Jing Shudong. Study on numerical simulation of ejector flow field [J]. Journal of Southwest University for Nationalities: Natural Science Edition, 2006, 32(2): 316-323. (in Chinese)
- 13 Guo Zhonghua, Li Xiaoning, Li Xin, et al. Calculation on the critical back pressure of pneumatic ejector circuit [C] // Proceedings of 6th FPNI- PHD Symposium, 2010.
- 14 滕燕. 新型流量自调式节能真空发生器的研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2007.
- 15 朱荣生, 龙云, 林鹏, 等. 螺旋轴流泵内部流场及压力脉动研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(7): 103-109.
Zhu Rongsheng, Long Yun, Lin Peng, et al. Internal flow and pressure pulsation characteristics of screw axial-flow pumps [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(7): 103-109. (in Chinese)
- 16 郭钟华, 李小宁, 黎鑫, 等. 真空元件流阻对射流式真空发生器流量特性的影响研究[J]. 液压与气动, 2012, 36(3): 33-36.
Guo Zhonghua, Li Xiaoning, Li Xin, et al. Research on the influence of vacuum component resistance on the jet vacuum generator flow-rate characteristics [J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2012, 36(3): 33-36. (in Chinese)
- 17 Han B, Fujita T, Kawashima K, et al. Influence of pressure condition change on the flow rate characteristics of pneumatic valve [J]. Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, 2001, 32(6): 143-149.
- 18 Ishii Y, Kagawa T. Determination of flow rate characteristics of pneumatic solenoid valves using an isothermal chamber [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2004, 126(3): 273-279.
- 19 舩木, 川嶋, 香川. 高速応答性を有する気体用層流型流量計の特性解析[J]. 日本計測自動制御学会論文集, 2004, 40(10): 1008-1013.
- 20 Funaki T, Sengoku K, Kawashima K, et al. Dynamic calibration of laminar flow sensor for gases [C] // Proceedings of SICE Annual Conference, 2004.