doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.11.046

基于叠加柔性铰链的超磁致伸缩驱动器建模与实验

周景涛　何忠波　柏　果　刘国平

(陆军工程大学石家庄校区车辆与电气工程系, 石家庄 050003)

摘要: 为了满足高精度、大行程的需求,设计了一种基于尺蠖运动方式的超磁致伸缩直线驱动器,通过前、后箝位机构和驱动机构的相互配合,实现了驱动器的步进式位移输出。采用叠加式柔性铰链作为弹性元件,有效地改善了柔性铰链的受力情况,采用有限元法进行了强度校核和模态分析。计算了叠加式柔性铰链的等效刚度,建立了直线驱动器的动力学模型,对设计的样机进行了实验测试。实验结果表明,建立的位移模型和实验结果基本一致,最大相对误差为 1.86%;设计的驱动器稳定工作电压为 1~3 V,最小和最大单步位移分别为 4.55、12.01 μm,最高工作频率为 150 Hz,最快速度为 1.34 mm/s;位移输出状态稳定,单步位移最大相对误差为 2.69%。

关键词: 直线驱动器; 超磁致伸缩; 柔性铰链; 步进式

中图分类号: TM359.4　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2019)11-0404-07

Model and Experiment of Giant Magnetostrictive Actuator Based on Superimposed Flexible Hinge

ZHOU Jingtao　HE Zhongbo　BAI Guo　LIU Guoping

(*Department of Vehicle and Electrical Engineering, Army Engineering University Shijiazhuang Campus, Shijiazhuang* 050003, *China*)

Abstract: In order to meet the requirement of large stroke and high precision displacement, a giant magnetostrictive linear actuator was designed based on the principle of inchworm cumulative displacement. The front clamp mechanism, the back clamp mechanism and the driving mechanism were given a specific time series of excitation signals, and the step-by-step displacement output of the driver was realized by the cooperation of the three. The superimposed flexure hinge was used as the elastic element to improve the force condition of the flexure hinge effectively. The strength check and modal analysis of flexure hinges were carried out by using finite element method. Simplifying flexible hinges into cantilever beams, the equivalent stiffness of superimposed flexure hinges was calculated. The dynamic model of linear actuator was established based on the voltage law, magnetoresistance theory, linear piezomagnetic model and dynamic theory, and the prototype was tested experimentally. The experimental results and simulative results showed that the calculated model was consistent with the experimental results, and the maximum relative error was 1.86%. The stable working voltage range of the giant magnetostrictive actuator was 1~3 V, the minimum single-step displacement was 4.55 μm, and the maximum single-step displacement was 12.01 μm. The maximum frequency was 150 Hz, and the maximum speed was 1.34 mm/s. The output state of displacement was stable, and the maximum relative error of single step displacement was 2.69%.

Key words: linear actuator; giant magnetostrictive; flexible hinge; inchworm

0　引言

超磁致伸缩材料(Giant magnetostrictive material, GMM)具有输出功率大、能量密度高、响应快和滞环低等优点[1-2],逐渐成为当前研究的热点之一。以 GMM 为核心的致动器[3]输出位移误差在 40 nm 以内,能实现很高的进给精度。采用 GMM 驱动技术的高精度定位装置[4],定位精度能够达到

收稿日期: 2019-04-24　修回日期: 2019-05-16

基金项目: 国家自然科学基金项目(51275525)

作者简介: 周景涛(1981—),男,博士生,主要从事超磁致伸缩致动器及驱动技术研究,E-mail: luori810115@163.com

通信作者: 何忠波(1968—),男,教授,博士生导师,主要从事智能材料及应用研究,E-mail: hzb_hcl_xq@sina.com

±30nm。以GMM 为执行元件的主动减振降噪系统[5]具有频带宽、低频特性好的特点，最大减振量可达 70%。另外，GMM 还广泛应用于开关阀[6]、流量控制阀[7]、高精度传感器[8]和能量收集装置[9]等，实现了良好的控制精度和反应速度。GMM 的磁致伸缩系数较小（1×10^{-3}），其输出位移小的缺点使其在工程技术方面的应用受到了一定限制。通过一些液压放大机构或机械放大机构可以在一定程度上放大输出位移[10-12]，但同时也成比例地缩小了输出力，降低了系统灵敏度。利用惯性冲击原理研制的惯性－摩擦式驱动器[13-14]可以实现大行程进给和精密定位，但输出力较小。

柔性铰链是依靠本身形变来传输运动或力的运动副，具有无摩擦、无间隙、运动灵敏度高、导向精度高等诸多特点[15]，广泛应用在精密机械和仪器等领域。有学者对柔性铰链的力学特性进行了研究[16-17]，并通过有限元法[18]进行了预测分析；有些研究利用积分法[19]或奇异函数法[20]得到了在目标方向上的等效刚度，CHOI 等[21]利用刚度矩阵法对机构进行了动力学建模，LOBONTIU 等[22]推导了用柔度表示柔性铰链的弹性运动方程，宗光华等[23]利用弯曲变形理论建立了柔性铰链平行四杆机构屈曲临界力的数学模型，MA 等[24]通过双梁约束模型得到了非线性特性的解析表达式。

本文设计一种基于尺蠖运动方式的高精度、大行程的超磁致伸缩直线驱动器，对叠加式柔性铰链进行受力分析、强度校核和模态分析，建立输出位移模型，并对样机进行实验测试。

1　工作原理

超磁致伸缩直线驱动器仿生“尺蠖”运动形式，主要由驱动机构、前箝位机构、后箝位机构和导轨组成，其工作原理如图 1 所示，通过以下步骤完成一次步进运动：

（1）后固定：后箝位机构伸长，固定在导轨上。

（2）前解脱：前箝位机构收缩，与导轨解脱。

（3）驱动：驱动机构伸长，推动前箝位机构向前移动。

（4）前固定：前箝位机构伸长，固定在导轨上。

（5）后解脱：后箝位机构收缩，与导轨解脱。

（6）复位：驱动机构收缩，拉动后钳紧机构向前移动。

以上 6 个步骤为一个工作周期，系统完成一次“推-拉”动作，输出单步位移 Δx。系统不断循环，可实现位移的“尺蠖式”步进输出。理论上，如果导轨足够长，可实现无穷大的位移输出。

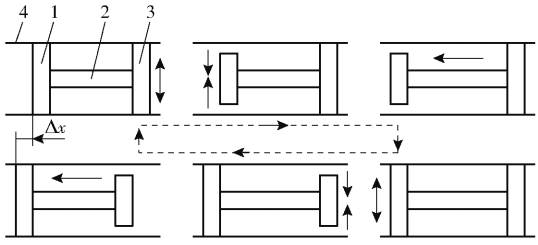


图 1　直线驱动器的工作原理

Fig. 1　Working principle of linear actuator

1. 前箝位机构　2. 驱动机构　3. 后箝位机构　4. 导轨

2　机构设计

2.1　结构设计

直线型驱动器主要由驱动机构、前箝位机构、后箝位机构、动子和导轨组成，如图 2 所示。驱动机构、前后箝位机构分别安装在动子的中间和两端，其结构基本相同，主要由 GMM 棒、轭铁、楔形块、线圈和螺钉组成。动子的多层薄板状结构形成叠加式柔性铰链，线圈通电时，GMM 棒伸长，柔性铰链产生形变并储存能量，线圈掉电时，GMM 棒收缩，在柔性铰链的弹性作用下，机构回位。转动螺钉，通过楔形块 A 推动楔形块 B 产生垂直方向的位移，可以为 GMM 棒提供较大的预紧力，并能够较准确地控制预紧力的大小。

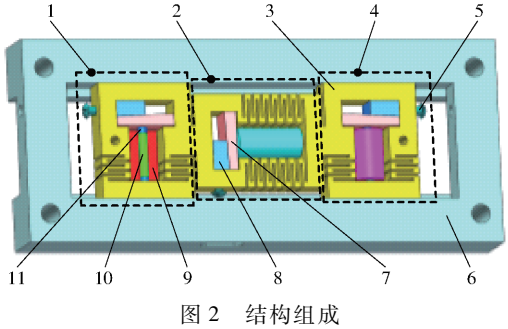


图 2　结构组成

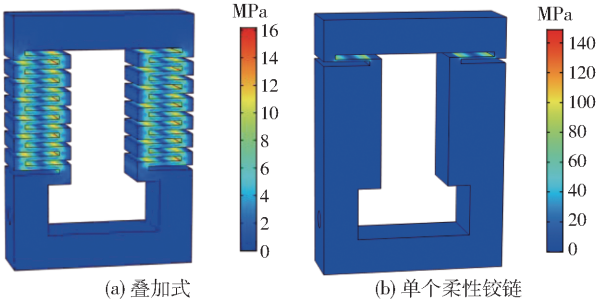
Fig. 2　Structure of actuator

1. 前箝位机构　2. 驱动机构　3. 动子　4. 后箝位机构　5. 螺钉　6. 导轨　7. 楔形块 B　8. 楔形块 A　9. 线圈　10. GMM 棒　11. 轭铁

2.2　叠加式柔性铰链设计

动子的弹性元件采用叠加式柔性铰链，与传统的单个柔性铰链相比，叠加式柔性铰链将形变分配到各个柔性铰链，大大地降低了柔性铰链的应力。采用的柔性铰链厚度为 0.8 mm，若采用单个柔性铰链，刚度相同时其厚度减少为 0.34 mm。对两种结构进行有限元分析（GMM 棒输出位移为 0.02 mm），其应力分布图如图 3 所示，单个柔性铰链的应力主要集中在柔性铰链的两端，最大应力为 149 MPa，叠加式柔性铰链应力分布在各个柔性铰链，最大应力仅为 16 MPa，叠加式柔性铰链的应力远远优于单个

柔性铰链,有利于提高使用寿命。



(a) 叠加式 (b) 单个柔性铰链

图 3 叠加式和单个柔性铰链的压力分布

Fig. 3 Pressure distributions of superimposed and single flexure hinge

GMM 棒输出位移时需克服柔性铰链的弹力,所以柔性铰链的刚度 K_R 不能大于 GMM 棒的等效刚度 K_G,GMM 棒的等效刚度 K_G 为

$$K_G = \frac{F_G}{S} = \frac{\sigma \pi r^2}{\lambda_S l_G} \tag{1}$$

式中 F_G——GMM 棒输出力 r——半径

S——输出位移 l_G——长度

λ_S——饱和磁致伸缩系数 σ——应力

计算得驱动 GMM 棒等效刚度 $K_{G1} = 1.06 \times 10^7$ N/m,箝位 GMM 棒等效刚度 $K_{G2} = 1.41 \times 10^7$ N/m。

叠加式柔性铰链中各个柔性铰链的受力基本相同,受力分析如图 4 所示,柔性铰链的两端较厚部位假设成刚性,柔性铰链的 A 端固定,B 端为自由端,C 端受力 F 作用产生竖直位移,同时 B 端向左产生位移,此时,柔性铰链中点的弯矩为零,可将柔性铰链简化成在中点处销接的两个悬臂梁,销接处只受拉应力,由受力平衡得 $F_1 = F$,由悬臂梁挠度公式得

$$w_A = 2\frac{F\left(\frac{l}{2}\right)^3}{3EI_F} = \frac{Fl^3}{12EI_F} \tag{2}$$

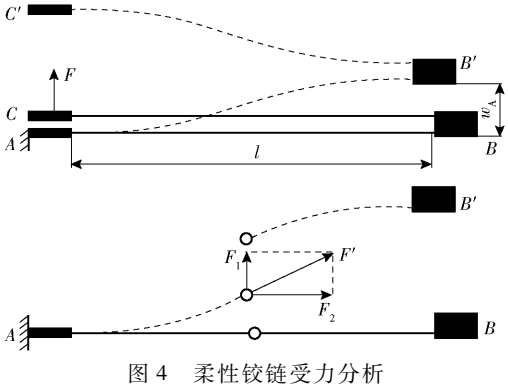


图 4 柔性铰链受力分析

Fig. 4 Force analysis of flexible hinges

单个柔性铰链的刚度 K 为

$$K = \frac{F}{w_A} = \frac{12EI_F}{l^3} \tag{3}$$

式中 w_A——驱动柔性铰链的挠度

l——驱动柔性铰链长度

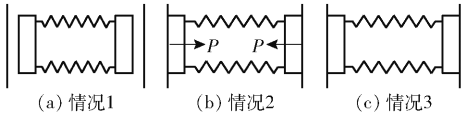
E——驱动柔性铰链弹性模量

I_F——驱动柔性铰链截面惯矩

综合考虑强度、加工、寿命和尺寸等影响,单个柔性铰链尺寸为 10 mm × 6 mm × 0.8 mm,驱动机构设置 13 对柔性铰链,箝位机构设置 5 对柔性铰链。通过计算得驱动柔性铰链刚度 $K_{R1} = 7.29 \times 10^5$ N/m,小于 K_{G1};箝位柔性铰链刚度 $K_{R2} = 1.89 \times 10^6$ N/m,小于 K_{G2},均满足设计要求。

2.3 预紧力和箝位设计

为发挥 GMM 棒的最佳输出性能,需要对 GMM 棒施加一定的预紧力,施加预紧力后,箝位机构和导轨的相对位置有 3 种情况,如图 5 所示,情况 1 是箝位机构和导轨有一定间隙,箝位机构箝紧时,需要克服箝位柔性铰链一定的弹性变形,箝紧力变小,这会降低驱动器的负载能力。情况 2 箝位机构和导轨接触并产生压力 P,这种情况箝位机构移动时会产生摩擦力,也会降低系统的负载能力。情况 3 箝位机构和导轨刚好接触且不产生压力,即能最大程度地提供箝位力,又不影响系统的负载能力。由预紧力和柔性铰链刚度 K_R 可确定箝位机构和导轨尺寸。



(a) 情况1 (b) 情况2 (c) 情况3

图 5 箝位机构和导轨的位置关系

Fig. 5 Position relationship between clamping mechanism and guide rail

3 有限元分析

3.1 强度校核

为使柔性铰链有较好的弹性性能,材料选择 65Mn 弹簧钢。系统工作时,GMM 棒来回伸缩,柔性铰链产生弯曲形变,应力集中在柔性铰链部位。对动子进行有限元分析,其应力分布如图 6 所示。从图 6 可看出,应力主要集中在柔性铰链的两端,最大应力为 87 MPa,小于 65Mn 弹簧钢的极限强度 785 MPa。对柔性铰链的疲劳强度进行仿真校核,在最高频率和最大受力的条件下,柔性铰链的疲劳寿命为 1.17×10^{27} 次,可以看成具有永久寿命。

3.2 模态分析

动子采用线切割一体化加工而成,驱动器工作时,驱动机构和箝位机构交替伸缩振动,为避免产生共振现象,需要对动子进行模态分析来确定其谐振频率。通过模态分析得前 4 阶模态振型如图 7 所示,前 4 阶谐振频率分别为 388、948、1 072、1 374 Hz。通过实验确定驱动器的最大工作频率为 150 Hz,未达到

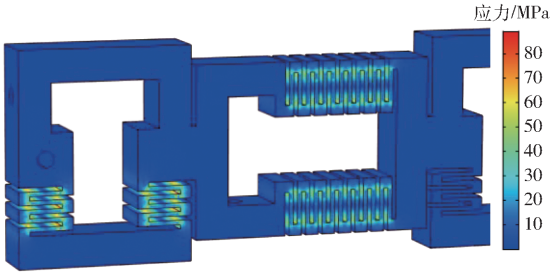


图 6　动子的强度校核

Fig. 6　Strength checking of mover

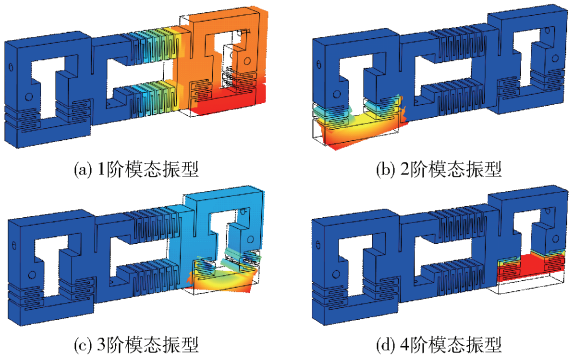


图 7　动子模态分析

Fig. 7　Modal analysis of mover

共振频率。

4　位移模型

为了简化复杂信号的分析，根据电路叠加原理，将单个正方波信号 $u(t)$ 简化为 2 个幅值为 U_0 的正负阶跃信号 $U(t)$ 的叠加，如图 8 所示。

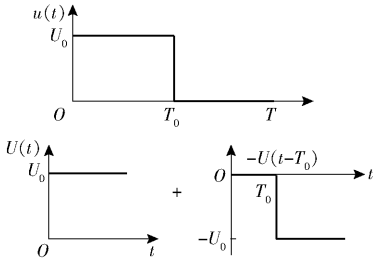


图 8　正方波脉冲信号的简化叠加

Fig. 8　Simplified superposition of square wave pulse signals

$U(t)$ 表达式为

$$U(t)=\begin{cases}0 & (t<0)\\ U_0 & (t\geqslant 0)\end{cases} \tag{4}$$

单个正方波脉冲函数 $u(t)$ 可表示为

$$u(t)=U(t)-U(t-T_0) \tag{5}$$

将线圈等效为电阻 R 和电感 L 的串联，如图 9 所示。开关闭合前的电流为零，即 $i_{L1}(0_-)=0$，开关闭合的瞬间，由于电感 L 中的电流不能产生跃变，所以 $i_{L1}(0_+)=i_{L1}(0_-)=0$，在电压 U_0 的作用下，电感中的电流 i_{L1} 逐渐增大，直至达到稳定状态 $i_{L1}=U_0/R$。

对于正阶跃信号 $U(t)$，电感电流 i_{L1} 的微分

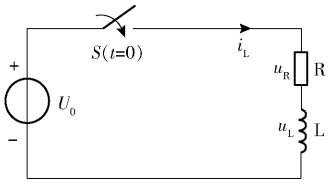


图 9　线圈简化成 RL 电路图

Fig. 9　Circuit diagram of coil simplified into RL

方程

$$U_0=i_{L1}R+L\frac{\mathrm{d}i_{L1}}{\mathrm{d}t} \tag{6}$$

式中　R——电阻

L——电感

求解得电感电流 i_{L1} 的响应为

$$i_{L1}=\begin{cases}0 & (t<0)\\ \dfrac{U_0}{R}(1-\mathrm{e}^{-\frac{R}{L}t}) & (t\geqslant 0)\end{cases} \tag{7}$$

同理，对于负延迟阶跃信号 $-U(t-T_0)$，其产生的电感电流 i_{L2} 的响应为

$$i_{L2}=\begin{cases}0 & (t<T_0)\\ -\dfrac{U_0}{R}(1-\mathrm{e}^{-\frac{R}{L}(t-T_0)}) & (t\geqslant T_0)\end{cases} \tag{8}$$

由叠加原理得激励线圈电流 I 的响应为

$$I=\begin{cases}0 & (t<0)\\ \dfrac{U_0}{R}(1-\mathrm{e}^{-\frac{R}{L}t}) & (0\leqslant t<T_0)\\ \dfrac{U_0}{R}(\mathrm{e}^{-\frac{R}{L}(t-T_0)}-\mathrm{e}^{-\frac{R}{L}t}) & (t\geqslant T_0)\end{cases} \tag{9}$$

线圈上电时产生磁场，磁路由“GMM 棒-轭铁-动子-轭铁- GMM 棒”形成回路，忽略空气隙对磁路的影响和漏磁现象，各零件的磁阻与磁导率呈反比，而 GMM 棒的磁导率远小于其他零件，GMM 棒的磁动势占据了磁回路大部分的磁动势，可增加修正系数 e 表示 GMM 棒的磁场强度[6]，即

$$H=e\frac{nI}{l_C} \tag{10}$$

式中　n——线圈匝数　　l_C——线圈长度

H——GMM 棒的磁场强度

I——电流

磁化强度 M 由 J－A 模型求得

$$\begin{cases}H_e=H+\alpha M+H_\sigma\\ M_{an}=M_S\left(\coth\dfrac{H_e}{a}-\dfrac{a}{H_e}\right)\\ \dfrac{\mathrm{d}M_{irr}}{\mathrm{d}H}=\dfrac{M_{an}-M_{irr}}{\delta k-\widetilde{\alpha}(M_{an}-M_{irr})}\\ M_{rev}=c(M_{an}-M_{irr})\\ M=M_{irr}+M_{rev}\end{cases} \tag{11}$$

式中 H_e——GMM 棒的有效磁场强度

α——磁畴畴壁间相互作用系数

H_σ——预应力产生的磁场强度

M_{an}——可逆的无磁滞磁化强度

M_S——饱和磁化强度

a——无磁滞磁化强度形状系数

M_{irr}——畴壁移动产生的不可逆磁化强度

M_{rev}——畴壁转动产生的不可逆磁化强度

δ——常数

k——不可逆损耗系数

$\widetilde{\alpha}$——中间参量

c——可逆系数

应变模型采用基于能量法的二次畴转模型,即

$$\lambda = \frac{3}{2}\frac{\lambda_S}{M_S^2}M^2 \tag{12}$$

式中 λ——磁致伸缩应变

λ_S——饱和磁致伸缩系数

将 GMM 棒和柔性铰链简化成“质量-弹簧-阻尼”元件,GMM 棒输出端、负载和柔性铰链刚性相连,具有相同的位移、速度和加速度,超磁致伸缩驱动器的动力学过程可简化为等效单自由度力学模型,如图 10 所示,图中 M_G、K_G和 C_G分别为 GMM 棒的等效质量、等效刚度和等效阻尼,M_R、K_R和 C_R分别为叠加式柔性铰链的等效质量、等效刚度和等效阻尼,M_L为负载等效质量,y 为位移。

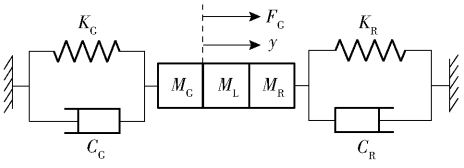


图 10 等效力学模型

Fig. 10 Equivalent mechanical model

驱动器的动态微分方程为

$$(M_G + M_L + M_R)\ddot{y} + (C_G + C_R)\dot{y} + (K_G + K_R)y = E^H A\lambda \tag{13}$$

式中 E^H——GMM 棒的杨氏模量

A——GMM 棒的横截面积

令 $\boldsymbol{x} = [y \quad \dot{y}]^T$,可将式(13)转换成位移的连续时间状态空间表达式

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + F_G\boldsymbol{B} \\ y = \boldsymbol{C}\boldsymbol{x} \end{cases} \tag{14}$$

其中 $$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\dfrac{K_G + K_R}{M_G + M_L + M_R} & -\dfrac{C_G + C_R}{M_G + M_L + M_R} \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dfrac{1}{M_G + M_L + M_R} \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{C} = [1 \quad 0]$$

5 实验和结果分析

5.1 实验系统

动子采用线切割技术整体加工而成,为保证硬度进行淬火处理;驱动和箝位 GMM 棒尺寸分别为 $\phi 3 \times 20$ mm 和 $\phi 3 \times 15$ mm;驱动和箝位线圈匝数分别为 270 匝和 230 匝;漆包线线径为 0.41 mm,激光测距仪的分辨率为 0.03 μm。样机安装在光学平台上,以减少外界环境对实验系统的影响,实验系统如图 11 所示。

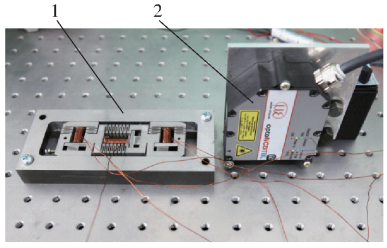


图 11 实验系统

Fig. 11 Experiment system

1. 样机 2. 激光测距仪

5.2 输出位移特性分析

当频率 $f = 1$ Hz、钳紧电压为 2 V 时,在不同驱动电压下,系统位移输出特性如图 12 所示。在不同驱动电压下,输出位移曲线都呈阶梯状,表明设计的驱动器能够实现位移的累积输出,理论上导轨无限长时,直线驱动器的行程可达无限大。另外,每条阶梯状曲线的“踏面”并不平直,出现了 5 次规律性的振动,这是由于在一个周期内,系统除了进行“驱动”动作、还要进行“固定、解脱、复位”等 5 个动作,这些动作会对系统的位移输出产生影响。

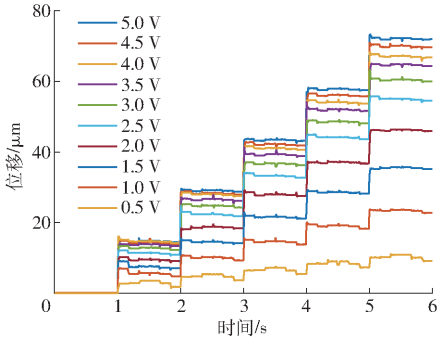


图 12 输出位移特性曲线

Fig. 12 Output displacement characteristic curves

平均单步位移随驱动电压的变化规律如图 13 所示,在驱动电压较低时(< 1 V),位移增长较缓慢;驱动电压达到中等电压时(1 ~ 3 V),输出位移基本呈线性增长;达到高电压时(> 3 V),曲线的增长趋势又变得平缓。由于低电压时,GMM 棒的应变主要是易磁化方向的部分磁畴增大,此时磁致伸缩应变响应很小。中等电压时,所有磁畴都旋转到易

磁化方向，磁畴沿易磁化方向产生较大变化，磁致伸缩应变与磁场强度基本呈线性关系。达到高电压时，所有磁畴旋转到外磁场方向，磁致伸缩应变响应逐渐变小，逐渐达到饱和状态。位移-电压曲线的变化规律符合超磁致伸缩材料的性能特性[2]。

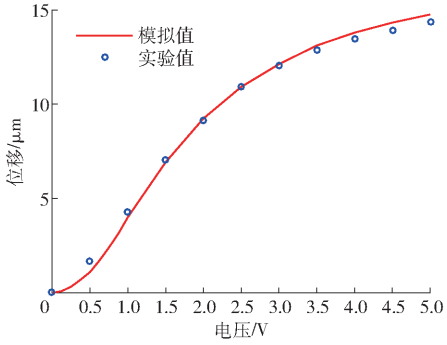


图 13　位移-电压曲线

Fig. 13　Displacement - voltage curve

从图 13 可以看出，通过位移模型得到的模拟值和实验值基本吻合，电压较低时（<1 V），实验值略大于模拟值，主要由于驱动电压较低时，外界振动等因素对输出位移的影响较大，输出位移含有部分的外界振动。电压达到中等电压时（1 ~ 3 V），模拟值和实验值基本重合，最大相对误差为 1.86%。电压较高时（>3 V），实验值逐渐低于模拟值，由于未设置散热装置，线圈的温升造成 GMM 磁致伸缩系数的减小，使得实验值低于模拟值。

图 14 为不同驱动电压下的单步位移变化曲线，驱动电压为 0.5 V 时，由于输出位移较小，分步动作和外界对输出稳定性的影响较大，最大相对误差达到了 6.33%，位移输出稳定性较差。随着驱动电压的增大，位移输出逐渐变得稳定，最大相对误差减少至 2.69%。另外，实验中发现当驱动电压大于 3 V 时，长时间工作时驱动线圈开始出现发热现象。综上所述，为保证驱动器的输出精度和工作状态，将工作电压设定为 1 ~ 3 V，此时，驱动的最小单步位移为 4.55 μm，最大单步位移为 12.01 μm。

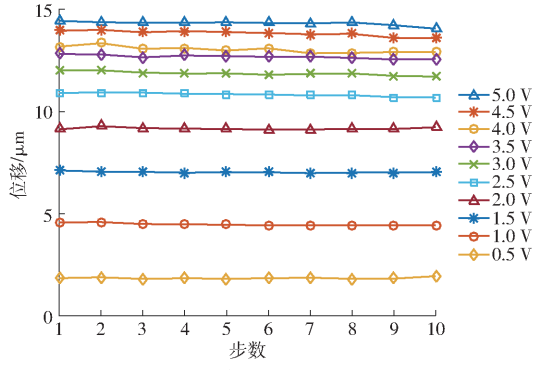


图 14　单步位移的稳定性

Fig. 14　Stability of one-step displacement

驱动电压为 2 V 时，输出速度随频率的变化规律如图 15 所示，随着频率增加，输出速度基本呈线性增长，但频率大于 150 Hz 时，由于振动、响应等因素的影响，在一个周期内，系统不能完全完成“固定、解脱”等 6 个分动作，输出速度开始下降。所以驱动器的最高工作频率为 150 Hz，最快速度为 1.34 mm/s。

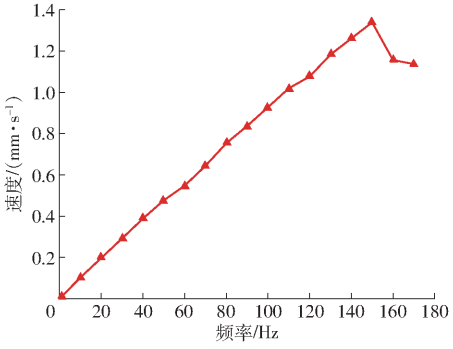


图 15　速度-频率曲线

Fig. 15　Velocity - frequency curve

6　结论

（1）设计了一种基于尺蠖运动形式的大行程精密直线驱动器，实现了步进式位移输出。

（2）采用的叠加式柔性铰链有效改善了柔性铰链的受力情况，将柔性铰链简化成悬臂梁，计算出其等效刚度。

（3）建立的位移模型能够准确反映直线驱动器的输出位移，在工作电压范围内，最大相对误差为 1.86%。

（4）经过实验测试，直线驱动器工作电压为1 ~ 3 V，最小和最大单步位移分别为 4.55、12.01 μm，最高工作频率为 150 Hz，最快速度为 1.34 mm/s；位移输出状态稳定，最大相对误差为 2.69%。

参　考　文　献

[1] HONG C C. Application of a magnetostrictive actuator[J]. Materials and Design, 2013, 46: 617 - 621.

[2] OLABI A G, GRUNWALD A. Design and application of magnetostrictive materials[J]. Materials and Design, 2008, 29(2): 469 - 483.

[3] 曹淑瑛. 超磁致伸缩致动器的磁滞非线性动态模型与控制技术[D]. 天津：河北工业大学，2004.
CAO Shuying. Dynamic model with hysteresis nonlinearity and control technique for giant magnetostrictive actuator[D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2004. (in Chinese)

[4] 喻曹丰，王传礼，魏本柱，等. 超磁致伸缩驱动精密定位平台的动态递归神经网络前馈-PD 反馈控制[J]. 光学精密工程，2015，23(10)：417 - 424.

YU Caofeng, WANG Chuanli, WEI Benzhu, et al. DRNN feedforward - PD feedback control for precision positioning stage based on giant magnetostrictive actuator [J]. Optics and Precision Engineering, 2015, 23(10): 417 - 424. (in Chinese)

[5] YAN Rongge, LIU Weiying, WU Yuechao, et al. Reactor vibration reduction based on giant magnetostrictive materials[J]. Aip Advances, 2017, 7(5): 1 - 6.

[6] 薛光明,张培林,何忠波,等. 喷油器用超磁致伸缩致动器设计方法和驱动波形研究[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(6):365 - 372.
XUE Guangming, ZHANG Peilin, HE Zhongbo, et al. Design method and driving voltage waveform of giant magnetostrictive actuator used on electronic controlled injector[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(6): 365 - 372. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20170648&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn. 1000-1298.2017.06.048. (in Chinese)

[7] LI Liyi, ZHANG Chengming, YAN Baiping, et al. Research of fast-response giant magnetostrictive actuator for space propulsion system[J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2011, 39(2): 744 - 748.

[8] 舒亮,李传,吴桂初,等. Fe - Ga 合金磁致伸缩力传感器磁化模型建立与特性分析[J/OL]. 农业机械学报,2015,46(5):344 - 349.
SHU Liang, LI Chuan, WU Guichu, et al. Magnetization model of Fe - Ga magnetostrictive force sensor and its characteristics[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 344 - 349. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20150548&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.05.048. (in Chinese)

[9] 何忠波,柏果,郑佳伟,等. 柱棒式超磁致伸缩振动能量收集装置建模与实验[J/OL]. 农业机械学报,2019,50(8):400 - 409.
HE Zhongbo, BAI Guo, ZHENG Jiawei, et al. Modeling and experiment of column type giant magnetostrictive vibration energy harvesting device[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(8): 400 - 409. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20190845&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.08.045. (in Chinese)

[10] CHAKRABARTI S, DAPINO M J. Coupled axisymmetric finite element model of a hydraulically amplified magnetostrictive actuator for active powertrain mounts[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2012, 60: 25 - 34.

[11] 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.

[12] KAO C, FUNG R. Using the modified PSO method to identify a scott-russell mechanism actuated by a piezoelectric element [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(5): 1652 - 1661.

[13] DENG Jie, LIU Yingxiang, CHEN Weishan, et al. Development and experiment evaluation of an inertial piezoelectric actuator using bending-bending hybrid modes[J]. Sensor and Actuator A-Physics, 2018, 275: 11 - 18.

[14] 程光明,李晓旭,温建明,等. 压电惯性驱动器惯性冲击力的分析与检测[J]. 光学精密工程,2015,23(6):1681 - 1687.
CHENG Guangming, LI Xiaoxu, WEN Jianming, et al. Analysis and testing on inertial impact of piezoelectric inertial actuator [J]. Optics and Precision Engineering, 2015, 23(6): 1681 - 1687. (in Chinese)

[15] HOWELL L L. Handbook of compliant mechanisms[M]. New York : Wiley Interscience, 2013.

[16] 赵宏伟,吴博达,曹殿波,等. 直角柔性铰链的力学特性[J]. 纳米技术与精密工程,2007,5(2):143 - 147.
ZHAO Hongwei, WU Boda, CAO Dianbo, et al. Mechanical performance of right-angle flexure hinge[J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2007, 5(2): 143 - 147. (in Chinese)

[17] 何忠波,郑佳伟,薛光明,等. 阀用超磁致伸缩致动器弓张结构静、动态建模与优化[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(9):397 - 405.
HE Zhongbo, ZHENG Jiawei, XUE Guangming, et al. Static and dynamic property optimization design on bow-type structure of giant magnetostrictive actuator for valve[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 397 - 405. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20180947&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.047. (in Chinese)

[18] 杨雪锋,李威,王禹桥,等. 直角柔性铰链单平行四杆机构输出位移分析[J]. 纳米技术与精密工程,2009,7(4):346 - 350.
YANG Xuefeng, LI Wei, WANG Yuqiao, et al. Output displacement analysis of single parallel four-bar mechanism with right angle flexure hinge[J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2009, 7(4):346 - 350. (in Chinese)

[19] 李立建,张丹. 椭圆型柔性铰链闭式扭转柔度研究[J]. 北京交通大学学报,2018,42(3):134 - 140.
LI Lijian, ZHANG Dan. Research on closed-form torsional compliance of elliptical flexure hinges[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2018, 42(3): 134 - 140. (in Chinese)

[20] 叶果,李威,王禹桥,等. 直角柔性铰链平行四杆机构的导向位移分析[J]. 中国矿业大学学报,2010,39(2):254 - 258.
YE Guo, LI Wei, WANG Yuqiao, et al. Analysis of guiding displacement of parallel four-bar mechanism with right-angle flexible hinge[J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2010, 39(2): 254 - 258. (in Chinese)

[21] CHOI K B, LEE J J. Passive compliant wafer stage for single-step Nano imprint lithography[J]. Review of Scientific Instruments, 2005, 76(7): 07510601 - 07510606.

[22] LOBONTIU N, GARCIA E, GOLDFARB M, et al. Stiffness characterization of corner-filled flexure hinges[J]. Review of Scientific Instruments, 2004, 75(11): 4896 - 5006.

[23] 宗光华,余志伟,毕树生,等. 直角切口柔性铰链平行四杆机构的屈曲分析[J]. 航空学报,2007,28(3):729 - 734.
ZONG Guanghua, YU Zhiwei, BI Shusheng, et al. Buckling analysis of the parallel four-bar mechanism right-angle-notch flexure hinges[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(3): 729 - 734. (in Chinese)

[24] MA Fulei, CHEN Guimin. Bi-BCM: a closed-form solution for fixed-guided beams in compliant mechanisms[J]. Journal of Mechanisms and Robotics, 2017, 9(1): 014501.