

文章编号 1004-924X(2018)01-0122-10

## 尺蠖式直线微驱动器的设计

胡俊峰\*, 杨展宏

(江西理工大学 机电工程学院, 江西 赣州 341000)

**摘要:**针对普通尺蠖式直线微驱动器运动速度低和输出力小等问题,基于柔顺机构设计了一种新型尺蠖式直线微驱动器。微驱动器由箝位机构、驱动机构和输出轴组成,其运动特点是驱动机构驱动箝位机构进行往复直线运动,箝位机构带动输出轴作直线运动。箝位机构和驱动机构均采用柔性杠杆结构,保证了微驱动器所需的箝位力与驱动力,并提高了其运动速度。采用伪刚体方法建立了驱动电压与箝位力、驱动机构输入位移与输出位移之间的关系,根据功能原理建立了输入力与驱动力之间的关系并制作了样机,搭建了实验测试系统进行性能测试,测试结果表明,驱动器最大箝位力为 216.43 N,最大驱动力为 13.5 N,在驱动电压 120 V,频率 95 Hz 时,达到最大速度 48.91 mm/s。

**关键词:**尺蠖驱动器;柔顺机构;杠杆机构;伪刚体方法

**中图分类号:**TH703; TN384 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20182601.0122

## A novel inchworm linear micro actuator

HU Jun-feng\*, YANG Zhan-hong

(School of Mechanical & Electrical Engineering,  
Jiangxi University of Science and Technology, Ganzhou 341000, China)

\* Corresponding author, E-mail: hjfsuper@126.com

**Abstract:** In consideration of the issues of small output force and low speed of inchworm linear actuator, a novel inchworm linear micro actuator based on compliant mechanism was presented. The micro actuator was composed of two clamping mechanisms, a driving mechanism and an output shaft. The movement was characterized by the drive mechanism, which drives the clamping mechanism to create reciprocating linear motion, and the clamping mechanism, which was driven by linear motion from the output shaft. The flexible lever structure was adopted to design both the clamping mechanism and the driving mechanism in order to offer enough clamping force and driving force and improve the speed of the micro actuator. The relationship between the driving voltage and clamping force of the clamping mechanism, and the relationship between input displacement and output displacement of the driving mechanism were established by the pseudo rigid body method. The relationship between the input force and the driving force was established based on the function principle. The prototype of micro actuator was made and an experimental platform was set up to test

**收稿日期:**2017-05-04; **修订日期:**2017-07-06.

**基金项目:**国家自然科学基金资助项目(No. 51565016, No. 51265016);江西省杰出青年人才计划资助项目(No. 20171BCB23063);江西省自然科学基金资助项目(No. 20171BAB206029);江西省教育厅科学技术研究资助项目(No. GJJ160612)

the performance of the micro actuator. The experimental results show that, when the driving voltage is 120 V, frequency is 95 Hz, and maximum speed is 48.91 mm/s; the maximum clamping and driving forces are 216.43 N and 13.5 N.

**Key words:** inchworm actuator; compliant mechanism; lever mechanism; pseudo rigid body method

## 1 引 言

传统的微位移直线驱动器因受工作原理和机械结构的限制,导致其传动效率低、输出位移有限、精度不高、结构复杂且不易控制,无法满足近年来领域内精密定位与驱动的要求<sup>[1-4]</sup>。压电式微驱动器利用压电材料的逆压电效应实现驱动,具有线性度好、控制简单、位移分辨率高、高频响等优点,广泛应用于微驱动器<sup>[5-7]</sup>。

压电式微驱动器根据其驱动机理,可以分为压电惯性驱动器、压电超声驱动器和压电尺蠖式驱动器等。压电惯性驱动器是采用施加非对称性信号(如锯齿波信号)来驱动压电元件产生非对称的惯性冲击力,配合摩擦力实现驱动器定向运动,但压电惯性驱动器出力小、定位不精确;压电超声驱动器是利用压电元件的逆压电效应激发定子超声振动,通过定子和动子间的摩擦作用,将定子的微幅振动转化成动子的运动,但摩擦会产生磨损,效率较低<sup>[8-9]</sup>;压电尺蠖式驱动器是仿生自然界中尺蠖的运动原理来实现运动,具有设计灵活、大运动行程且高位移分辨率的优点<sup>[10]</sup>。柔顺机构是通过柔性铰链的变形实现位移和力的传递,具有无摩擦、无间隙、运动精度高等优点,特别适宜于作为尺蠖式微驱动器的结构。Chanwoo M 等采用一级杠杆放大柔性机构设计了一种尺蠖式驱动器,其最高速度可达 10 mm/s,行程为 100 mm,输出力为 10 N;马立等采用对称杠杆式位移放大机构设计尺蠖式驱动器,在保证钳紧力的同时,可以获得较大的驱动位移,最高速度可达 1.259 mm/s,行程为  $\pm 25$  mm;张兆成等采用两根平行的导向轴代替传统的导向机构设计尺蠖式驱动器,可以使驱动器免受轴向力的影响,该驱动器最高速度为 1.180 2 mm/s,行程为 20 mm<sup>[11-12]</sup>。

但是,这些压电尺蠖式驱动器仍存在运动速度低,输出力小等问题<sup>[13]</sup>,需要基于柔顺机构设计具有更好运动性能的微驱动器。

本文基于柔顺机构仿生尺蠖运动原理设计了一种新型的直线微驱动器,采用伪刚体法对微驱动器的运动和力学性能进行了理论分析,根据所设计的驱动器制作样机,搭建实验测试系统,对微驱动器的各项性能进行实验测试,说明所设计的驱动器能满足工作要求。

## 2 微驱动器工作原理和结构设计

### 2.1 工作原理

微驱动器设计原理如图 1 所示,第一箝位单元和第二箝位单元分别对称位于驱动单元的前后两端,输出单元位于箝位单元和驱动单元的对称中心,所述结构模仿尺蠖运动规律“箝位-驱动-箝位”的工作过程如下:图 1(a)表示微驱动器处于不工作状态;图 1(b)表示第二箝位单元处于工作状态,该单元夹紧输出单元;图 1(c)表示驱动单元处于工作状态,该单元向两侧伸长,推动第一箝位单元向左运动、第二箝位单元向右运动,则输出单元跟随第二箝位单元向右运动;图 1(d)表示第一箝位单元处于工作状态,该单元夹紧输出单元,第二箝位单元处于不工作状态,第二箝位单元松开输出单元;图 1(e)表示驱动单元处于不工作状态,该单元收缩,带动第一箝位单元向右运动、第二箝位单元向左运动,输出单元跟随第一箝位单元向右运动;图 1(f)表示微驱动器处于不工作状态,输出单元已经向右运动一段距离,完成一个运动循环。重复该循环,可实现输出单元连续向右运动,改变第一箝位单元和第二箝位单元的驱动顺序,可实现输出单元的反向运动。

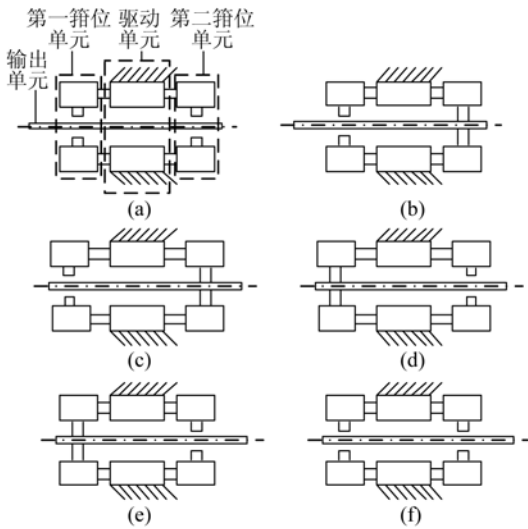


图 1 微驱动器工作原理

Fig. 1 Working principle of micro actuator

### 2.2 结构设计

#### 2.2.1 箱位机构设计

箱位机构采用双侧对箱的方式钳紧,箱位机构为对称式结构,其结构如图 2 所示,图中点 I 为输入端,点 O 为箱位端,A、B 表示直圆型柔性铰链,C 表示直角型柔性铰链,I、A、B、C 形成柔性杠杆结构,其中 C 点为杠杆结构的支点。通过杠杆结构可将输入端的输入位移和力传递至箱位端,实现对输出轴进行钳紧功能。

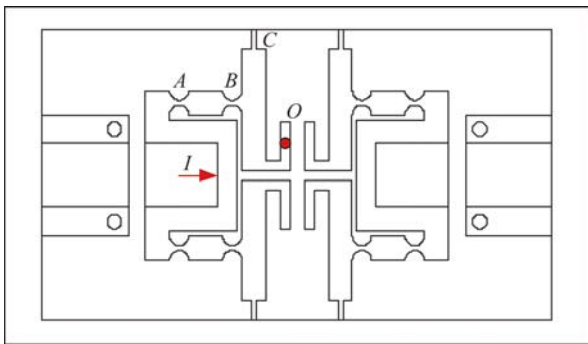


图 2 箱位机构

Fig. 2 Clamping mechanism

#### 2.2.2 驱动机构设计

驱动机构是微驱动器的动力装置,微驱动器的步距、运动速度、输出载荷等性能取决于驱动机构的设计。驱动机构由 4 个对称布置的驱动支链组成,驱动支链采用二级杠杆放大结构实现位移和力的传递,其结构如图 3 所示,图中 In 为驱动端,F、G、H 表示直圆型柔性铰链,E 和 J 表示直角型柔性铰链,II~IV 表示杆件。

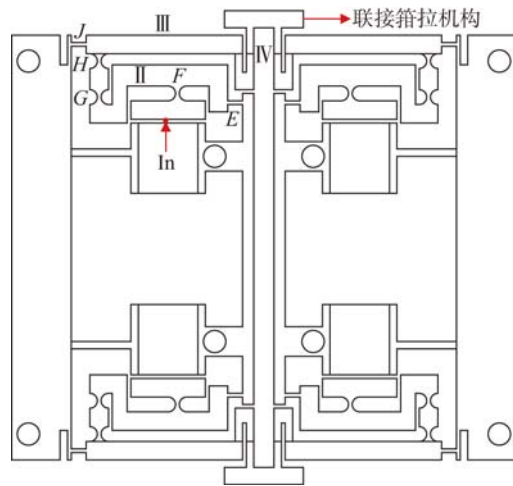


图 3 驱动机构

Fig. 3 Driving mechanism

驱动支链由 2 个杠杆结构组成。第一杠杆结构由驱动端、柔性铰链 E、F 和杆件 II 组成,其中驱动端通过铰链 F 传递力和位移作为第一杠杆结构的输入端,柔性铰链 E 为杠杆支点,杆件 II 为杠杆,则杆件 II 与铰链 G 相连处的位移得到放大,该位移通过串联的柔性铰链 G 和 H 传递给杆件 III;第二杠杆结构由柔性铰链 G、H、J,杆件 III 和连接杆 IV 组成,其中串联连接的铰链 G 和 H 为第二杠杆结构的输入端,铰链 J 为第二杠杆结构支点,杆件 III 为杠杆,能将第二杠杆结构输入端的位移放大至用于连接箱位机构的连接杆 IV。驱动机构通过 2 个串联连接的杠杆结构对驱动端的输入位移进行 2 级放大,提高了微驱动器的运动行程和速度。

#### 2.2.3 微驱动器

微驱动器由 2 个箱位机构、驱动机构、输出轴组成,其整体结构如图 4 所示。箱位机构通过连接杆连接于驱动机构两端。驱动机构通过连接杆驱动第一箱位机构和第二箱位机构可作往复直线运动。输出轴置于整个驱动器对称中心,能在驱动机构的矩形通槽和箱位机构的输出口所形成的移动副约束作用下作直线运动。输出轴是通过输出口与箱位机构进行配合,通过矩形通槽与驱动机构进行配合,并能在输出口和矩形通槽中运动。输出轴能被第一箱位机构和第二箱位机构钳紧或松开,在钳紧时能够跟随箱位机构运动,在松开时,可在箱位机构的输出口内自由运动。微驱动器的结构特点是驱动机构驱动箱位机构进行往复直线运动,箱位机构带动输出轴作直线运动。

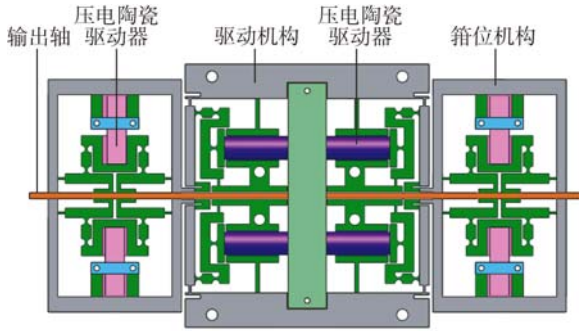


图 4 微驱动器

Fig. 4 Micro actuator

### 3 微驱动器理论建模

#### 3.1 箱位力计算

箱位机构是通过箱位片与输出轴之间的静摩擦力来钳紧输出轴,与静摩擦力相关的因素有箱位力、接触面积和静摩擦系数,其中接触面积和静摩擦系数不变,箱位机构能否可靠稳定钳紧输出轴取决于箱位力。箱位力是由压电陶瓷驱动器提供,需要确定驱动电压与箱位力之间的关系。如图 2 所示,由于箱位机构为对称结构,可取其结构的一半进行受力分析,其伪刚体模型与受力情况如图 5 所示,图中 I 端为压电驱动器输入端, O 端为箱位力输出端。A、B、C 表示转动副。  $l_1$ 、 $l_2$  分别表示 BC、BD 杆的长度。

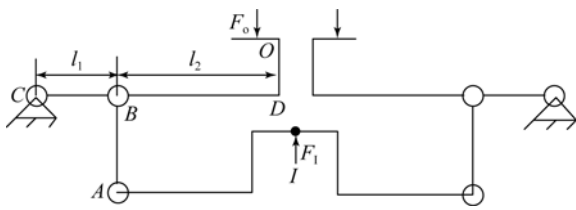


图 5 箱位机构的伪刚体模型

Fig. 5 Pseudo-rigid-body model of clamping mechanism

设箱位机构的箱位力为  $F_o$ ,由压电驱动器对机构的输入力为  $F_1$ 。以 C 点为支点,由力矩平衡可得:

$$\frac{1}{2} F_1 l_1 = F_o (l_1 + l_2). \quad (1)$$

由式(1)可得,箱位力  $F_o$  为:

$$F_o = \frac{F_1 l_1}{2(l_1 + l_2)}. \quad (2)$$

当箱位机构钳紧输出轴时,压电驱动器的输出力可表示为<sup>[14]</sup>:

$$F_1 = n k_p d_{33} V, \quad (3)$$

式中:  $n$ 、 $k_p$ 、 $d_{33}$  分别为驱动器叠堆陶瓷片的数量、刚度和压电应变系数,  $V$  为施加于驱动器的电压。

将式(3)代入式(2)可得箱位力与箱位电压之间的关系为:

$$F_o = \frac{n l_1 k_p d_{33}}{2(l_1 + l_2)} V. \quad (4)$$

#### 3.2 驱动支链位移放大倍数计算

在驱动支链的运动过程中,各柔性铰链会同时产生弯曲变形和拉伸变形,这会使柔性铰链的回转中心发生偏移,从而影响机构的放大倍数<sup>[15]</sup>。下面将采用伪刚体方法推导出驱动支链位移放大倍数的计算公式。驱动支链的伪刚体模型如图 6 所示,图 6 中  $l_3$ 、 $l_4$ 、 $l_5$ 、 $l_6$  分别表示杆 EF、EG、JH、JK 的长度;  $d_{in}$ 、 $d_{out}$  分别表示驱动支链的输入位移和输出位移。

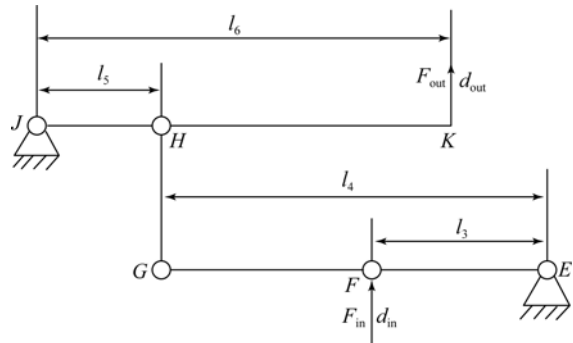


图 6 驱动支链的伪刚体模型

Fig. 6 Pseudo-rigid-body model of driving branch

根据定义,位移放大倍数可表示为:

$$\lambda = d_{out} / d_{in}. \quad (5)$$

设杆 GE、JK、HG 的转角分别为  $\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_3$ ,各柔性铰链的转角与各杆的转角之间的关系为:

$$\begin{aligned} \alpha_E &= \alpha_F = \theta_1, \\ \alpha_G &= \theta_1 + \theta_3, \\ \alpha_H &= \theta_2 - \theta_3, \\ \alpha_I &= \theta_2, \end{aligned} \quad (6)$$

式中  $\alpha_E$ 、 $\alpha_F$ 、 $\alpha_G$ 、 $\alpha_H$ 、 $\alpha_I$  分别为铰链 E、F、G、H、J 的转角。

图 7 是第一级杠杆的受力与位移情况,图中  $F_E$ 、 $F_F$ 、 $F_G$  分别为作用在铰链 E、F、G 上的力,  $M_E$ 、 $M_F$ 、 $M_G$  分别为作用在铰链 E、F、G 上的力

矩, 设铰链  $E$  的伸长量为  $\Delta_E$ , 铰链  $F$  的压缩量为  $\Delta_F$ , 由图 7 可知, 第一级杠杆的有效输入位移  $d_2$  为:

$$d_2 = d_{in} - \Delta_F. \quad (7)$$

第一级杠杆的输出位移  $d_3$  为:

$$d_3 = \theta_1 l_4 + \Delta_E. \quad (8)$$

由式(7)和式(8)可得杆  $GE$  的转角  $\theta_1$  为:

$$\theta_1 = \frac{d_2 - \Delta_E}{l_3} = \frac{d_3 - \Delta_E}{l_4}. \quad (9)$$

联合式(7)~(9), 可得:

$$d_{in} = l_3 \theta_1 + \Delta_E + \Delta_F. \quad (10)$$

图 8 是第二级杠杆的受力与位移情况, 图中  $F_H$ 、 $F_J$  分别为作用在铰链  $H$ 、 $J$  上的力,  $M_H$ 、 $M_J$  分别为作用在铰链  $H$ 、 $J$  上的力矩, 设铰链  $G$ 、 $H$  的压缩量分别为  $\Delta_G$ 、 $\Delta_H$ , 铰链  $J$  的伸长量为  $\Delta_J$ , 由图 8 可知, 第二级杠杆的输入位移  $d_4$  为:

$$d_4 = d_3 - \Delta_G - \Delta_H. \quad (11)$$

第二级杠杆的输出位移  $d_{out}$  为:

$$d_{out} = \theta_2 l_6 + \Delta_J. \quad (12)$$

杆  $JK$  的转角  $\theta_2$  为:

$$\theta_2 = \frac{d_{out} - \Delta_J}{l_6} = \frac{d_4 - \Delta_J}{l_5}. \quad (13)$$

联合式(11)~(13)得:

$$d_{out} = \frac{l_6}{l_5} (\theta_1 l_4 + \Delta_E - \Delta_G - \Delta_H - \Delta_J) + \Delta_J. \quad (14)$$

将式(10)和式(14)代入式(5), 可得驱动支链的位移放大倍数  $\lambda$  为:

$$\lambda = \frac{d_{out}}{d_{in}} = \frac{l_6 (\theta_1 l_4 + \Delta_E - \Delta_G - \Delta_H - \Delta_J) + \Delta_J}{l_5 (l_3 \theta_1 + \Delta_E + \Delta_F)}. \quad (15)$$

根据图 7 所示的第一级杠杆的受力分析, 由力与力矩平衡可得:

$$F_E + F_G = F_F,$$

$$F_G l_4 + M_E + M_F = F_F l_3 + M_G. \quad (16)$$

根据铰链刚度的定义, 式(16)可写为:

$$k_{Fb} \Delta_E + k_{Fr} \Delta_G = k_{Fr} \Delta_F,$$

$$k_{Fr} \Delta_G l_4 + k_{Mr} \theta_1 + k_{Mb} \theta_1 = k_{Fr} \Delta_F l_3 + k_{Mr} (\theta_1 + \theta_3), \quad (17)$$

式中:  $k_{Fr}$ 、 $k_{Fb}$  分别为直圆型柔性铰链、直角型柔性铰链的拉压刚度,  $k_{Mr}$ 、 $k_{Mb}$  分别为直圆型柔性铰链、直角型柔性铰链的转动刚度, 柔性铰链刚度具体计算公式可参考文献[16]、[17].

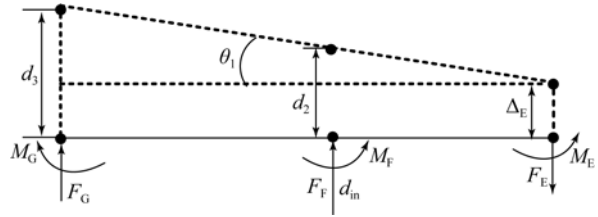


图 7 第一级杠杆受力分析

Fig. 7 Force analysis of the first lever

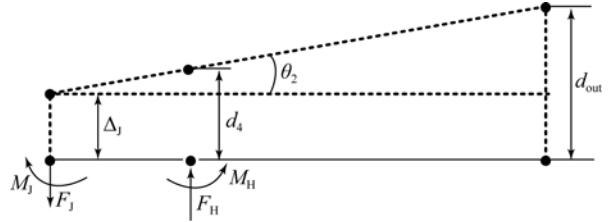


图 8 第二级杠杆受力分析

Fig. 8 Force analysis of the second lever

同理, 根据图 8 所示的第二级杠杆的受力分析, 由力与力矩平衡可得:

$$F_J = F_H, F_H l_5 + M_H = M_J. \quad (18)$$

根据铰链刚度的定义, 式(18)可写为:

$$k_{Fb} \Delta_J = k_{Fr} \Delta_H,$$

$$k_{Fr} \Delta_H l_5 + k_{Mr} (\theta_2 - \theta_3) = k_{Mb} \theta_2. \quad (19)$$

对于杆  $HG$ , 由力与力矩平衡可得:

$$F_G = k_{Fr} \Delta_G = F_H = k_{Fr} \Delta_H,$$

$$M_G = k_{Mr} (\theta_1 + \theta_3) = M_H = k_{Mr} (\theta_2 - \theta_3). \quad (20)$$

联合式(17)、(19)和(20)可得:

$$\Delta_H = \Delta_G = \frac{k_{Fb}}{k_{Fr}} \Delta_J,$$

$$\Delta_G = \Delta_F - \frac{k_{Fb}}{k_{Fr}} \Delta_E,$$

$$\theta_2 = \theta_1 + 2\theta_3,$$

$$\theta_3 = \frac{k_{Fb}}{k_{Mr}} (\Delta_G l_4 - \Delta_F l_3) + \frac{k_{Mb}}{k_{Mr}} \theta_1, \quad (21)$$

$$\theta_1 = \frac{k_{Fb} k_{Mr} \Delta_H l_5 - k_{Fb} (\Delta_G l_4 - \Delta_F l_3) (2k_{Mb} - k_{Mr})}{2k_{Mb}^2 - k_{Mr}^2}.$$

将式(21)代入式(15)可得出驱动支链的位移放大倍数  $\lambda$  为:

$$\lambda = \frac{d_{out}}{d_{in}} = \frac{l_6 l_4 k_{Fb} p - l_6 (k_{Fr} + 2k_{Fb}) + l_5 k_{Fr}}{l_5 (l_3 k_{Fb} p + 3k_{Fb} + 2k_{Fr})}, \quad (22)$$

$$p = \frac{k_{Fb} k_{Mr} l_5 - k_{Fb} (2k_{Mb} - k_{Mr}) (l_4 - 3l_3)}{2k_{Mb}^2 - k_{Mr}^2}.$$

### 3.3 驱动力计算

驱动机构的输出力越大, 微驱动器带负载能

力越大。下面将根据功能关系推导驱动机构驱动力与输入力之间的关系。

以图 6 所示的驱动支链为对象,图 6 中  $F_{in}$ 、 $F_{out}$  分别表示驱动机构的输入力和驱动力。在驱动机构的运动过程中,柔性铰链的弯曲变形远大于轴向拉伸变形,可忽略铰链的拉伸变形,柔性铰链 E、F、G 的转角  $\theta_1$  可表示为:

$$\theta_1 = \frac{d_{in}}{l_3}. \quad (23)$$

柔性铰链 J、H 的转角  $\theta_2$  为:

$$\theta_2 = \frac{d_{out}}{l_6}. \quad (24)$$

驱动支链的弹性势能  $U$  可表示为:

$$U = U_E + U_J + U_F + U_G + U_H = \frac{1}{2} k_{Mb} (\theta_1 + \theta_2) + \frac{1}{2} k_{Mr} (2\theta_1 + \theta_2). \quad (25)$$

根据功能关系输入力  $F_{in}$  所做的功将全部转化为驱动力  $F_{out}$  对箝位机构所做的功与柔性铰链所储存的弹性势能之和,即:

$$F_{in} d_{in} = F_{out} d_{out} + U. \quad (26)$$

联合式(15)、(23)~(26),可得出输入力  $F_{in}$  与驱动力  $F_{out}$  之间的关系为:

$$F_{out} = \frac{2F_{in} d_{in} - \theta_1^2 (k_{Mb} + 2k_{Mr}) - \theta_2^2 (k_{Mb} + k_{Mr})}{2\lambda d_{in}}. \quad (27)$$

## 4 实验测试

### 4.1 实验系统

为了测试所设计的微驱动器的性能,搭建如图 9 所示的实验测试系统,由微驱动器样机、压电陶瓷驱动器、驱动电源、位移传感器、位移信号调理器、D/A 卡、工控机、推拉力计组成。压电驱动器为哈尔滨芯明天公司生产的 PSt150/7/80VS12,其电压范围为  $0 \sim 150$  V,最大行程为  $105 \mu\text{m}$ ,标称行程为  $80 \mu\text{m}$ ,型号为 XP10 $\times$ 10/36 的电压范围为  $0 \sim 150$  V,最大行程为  $50 \mu\text{m}$ ,标称行程为  $40 \mu\text{m}$ 。驱动电源为芯明天生产的 XE-501,D/A 卡为 NI 公司生产的 PCI-6713,位移传感器和信号调理器分别为 PI 公司生产的 D-E20.200 和 E-712,推拉力计为伊莱科公司生产的 ELK-200。

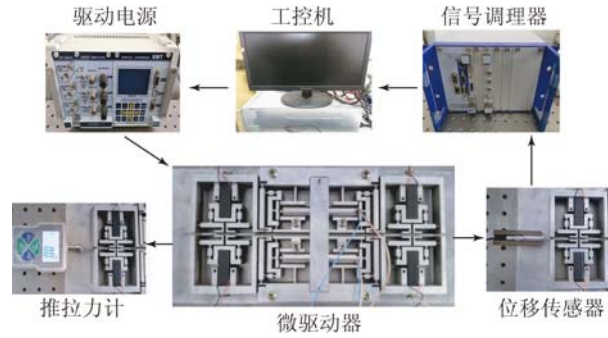


图 9 实验配置

Fig. 9 Experiment setup

表 1 微驱动器中各机构的工作状态

Tab. 1 Working state of each mechanism in micro actuator

机构	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$
箝位机构 1	+	+	-	-
驱动机构	-	+	+	-
箝位机构 2	-	-	+	+

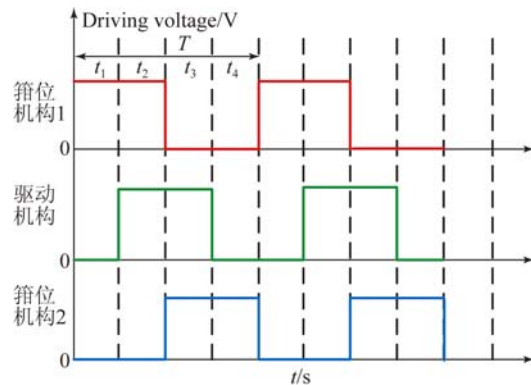


图 10 施加各机构的电压信号

Fig. 10 Timing driven signal

根据微驱动器的工作原理,在一个运动周期中箝位机构和驱动机构可分为 4 个不同的工作状态如表 1 所示,表中“+”表示对应机构工作,给驱动该机构的压电驱动器施加电压,“-”表示对应机构处于不工作状态,施加该驱动器的电压为 0。由此可知,施加各机构的驱动电压均为周期为  $T$  的方波信号,各信号如图 10 所示,驱动机构、箝位机构 2 的方波信号与箝位机构 1 的相位差分别为  $0.25T$  和  $0.5T$ ,三者占空比均为 50%。如图 9 所示,采用软件 LabVIEW 产生施加于各机构的方波信号,该信号通过 D/A 卡输出给驱动电源,将

该电压经过放大作用于微驱动器各机构,采用位移传感器测量输出轴的位移,将该位移信号通过信号调理器采用 A/D 卡采集。采用推拉力计测量驱动器工作时对应的箝位力与驱动力。

#### 4.2 驱动支链位移放大倍数测试

对驱动机构施加范围为 0~120 V,步长为 5 V 的驱动电压序列,即对驱动机构输入不同的输入位移,该位移可通过压电陶瓷驱动器内置的位移传感器获得。根据图 4 所示的驱动机构与箝位机构之间的联接关系,采用外置电容式位移传感器测量箝位机构端面位移,即测得驱动机构的输出位移。将相同的输入位移分别代入放大倍数计算式(22),计算出相应的输出位移的理论值,将实验值与理论值进行比较,其结果如图 11 所示。由图 11 可知,实验值与理论值接近,实验测得的位移放大倍数为 5.12,理论计算所得为 6.02,理论值与实验值不同是由于在理论分析时未考虑箝位机构的质量和摩擦力对驱动支链位移放大倍数造成的影响。

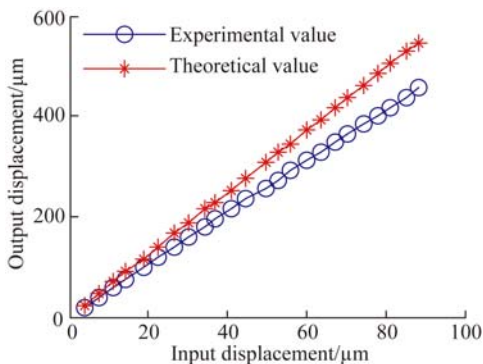


图 11 输入位移与输出位移之间的关系

Fig. 11 Relationship between input displacement and output displacement

#### 4.3 步距测试

步距是微驱动器在一个时序驱动信号工作周期  $T$  内输出轴的输出位移  $d$ ,是衡量驱动运动性能的重要指标。步距与作用于驱动机构的方波信号幅值和频率  $f=1/T$  有关。为了测试步距与电压幅值之间的关系,设  $f=5$  Hz,驱动电压幅值变化范围为 0~120 V,步长为 6 V,步距与驱动电压的关系如图 12 所示。由图 12 可知,步距与驱动电压呈线性增大关系,步距变化范围为 35.68~

474.81  $\mu\text{m}$ 。为了测试步距与驱动电压频率之间的关系,分别测量对驱动机构施加电压 40、80、120 V,频率范围为 0~150 Hz,步长为 5 Hz 的方波信号时的步距如图 13 所示。由图 13 可以看出,在驱动电压幅值一定时,步距随驱动频率增大而增大,当频率接近 90 Hz 时步距达到峰值,但当频率再增大时,步距会随频率增大反而减小。当电压为 120 V,频率为 85 Hz 时步距达到最大值 550.01  $\mu\text{m}$ 。

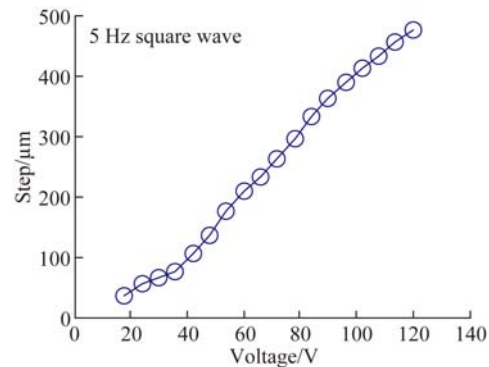


图 12 步距与驱动电压之间的关系

Fig. 12 Relationship between step and driving voltage

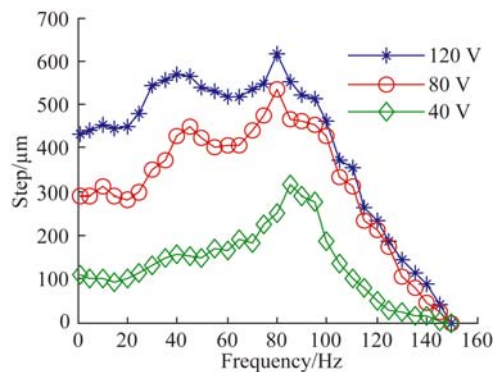


图 13 步距与驱动频率之间的关系

Fig. 13 Relationship between step and driving frequency

由于受压电驱动器预紧程度和迟滞非线性等不确定因素影响,驱动器在同一驱动电压幅值和频率作用下,其步距会产生波动。图 14 所示为微驱动器在频率 85 Hz、电压 120 V 时,步距的波动程度。由图 14 可以看出,微驱动器的最大步距为 551.74  $\mu\text{m}$ ,最小步距为 549.41  $\mu\text{m}$ ,取其平均值 550.58  $\mu\text{m}$  为标准值,则误差在  $\pm 1.16$   $\mu\text{m}$  之间,相对误差为  $1.16/550.58 \approx 0.21\%$ ,说明微驱动器的步距波动程度较小,输出稳定性较好。

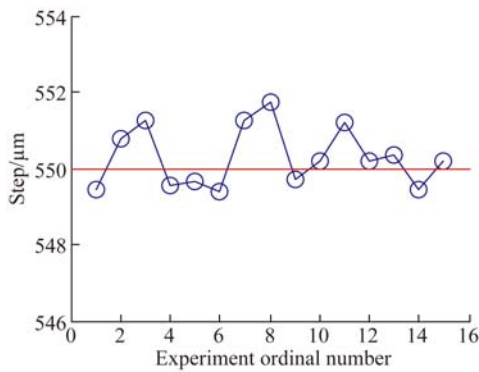


图 14 步距稳定性

Fig. 14 Stability of step

#### 4.4 速度测试

运动速度是衡量微驱动器运动性能的另一重要指标。为了测试驱动器的运动速度  $v$ , 通过测量在  $n$  个工作周期时的位移, 即  $v = nd/nT = df$ 。所以运动速度也与作用于驱动机构的驱动电压方波信号幅值和频率有关。为了测试速度与电压幅值之间的关系, 分别测量对驱动机构施加电压频率 5、10、20 Hz, 幅值范围为 0~120 V, 步长为 6 V 的方波信号时的速度如图 15 所示。由图 15 可以看出, 在驱动频率一定时, 微驱动器的速度随驱动电压增大而增大, 呈线性关系。

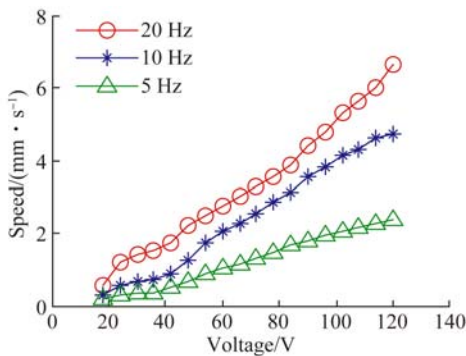


图 15 速度与驱动电压的关系

Fig. 15 Relationship between speed and driving voltage

为了测试运动速度与驱动电压频率之间的关系, 分别测量对驱动机构施加电压 40、80、120 V, 频率范围为 0~150 Hz, 步长为 5 Hz 的方波信号时的速度如图 16 所示。由图 16 可以看出, 速度随驱动频率增大而增大, 当频率接近 95 Hz 时速度达到峰值, 但当频率继续增大时, 速度会随频率增大反而减小。微驱动器在驱动电压幅值为 120 V, 频率为 95 Hz 时会达到最大速度 48.91 mm/s。

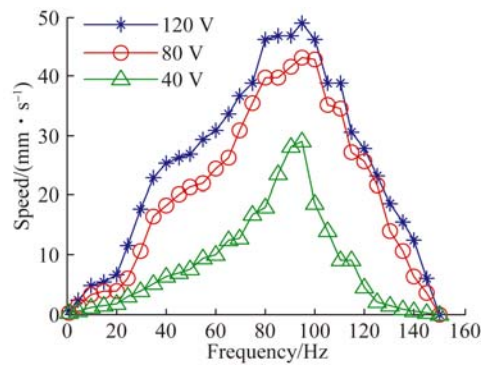


图 16 速度与驱动频率的关系

Fig. 16 Relationship between speed and driving frequency

#### 4.5 箝位力测试

由式(4)可知, 箝位力与电压成正比, 下面通过实验测试分析箝位力与电压的关系。对驱动箝位机构的压电陶瓷驱动器施加范围为 0~100 V, 步长为 5 V 的电压序列, 采用推拉力计可测量出箝位机构与输出轴之间的静摩擦力, 根据静摩擦力可计算得到所对应的箝位力, 与由式(4)计算所得的理论值比较, 结果如图 17 所示。由图 17 可知, 箝位力实验值与理论值接近, 说明箝位力与电压成正比关系, 箝位力范围为 0~220 N。箝位力的实验值与理论值有差别主要是由于理论分析时未考虑压电驱动器与箝位机构之间力传递的损失。

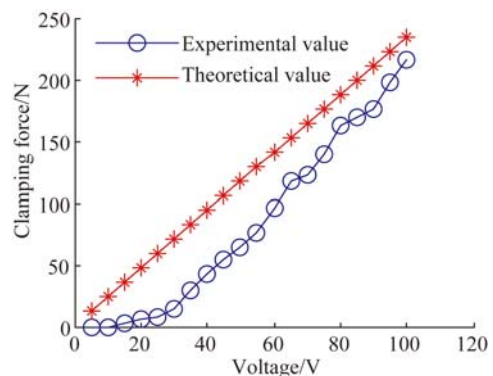


图 17 箝位力与箝位电压之间的关系

Fig. 17 Relationship between clamping force and voltage

#### 4.6 驱动力测试

驱动力是通过驱动机构传递给输出轴, 驱动力是衡量驱动器带负载能力的重要性能指标, 与压电驱动器的电压有关。对驱动机构的压电陶瓷驱动器施加范围为 0~120 V, 步长为 5 V 的电压序列, 即对驱动机构施加不同的输入力, 该输入力可根据式(3)求得, 采用推拉力计测量各输入力所

对应的驱动力。将相同的输入力代入式(27)计算出相应的理论驱动力,将实验值与理论值进行比较,其结果如图 18 所示。由图 18 可知,驱动力的实验值与理论值较接近,驱动力范围为 0~15 N。驱动力的实验值与理论值不同主要是由于未考虑箝位机构的质量和摩擦力对驱动力的影响。

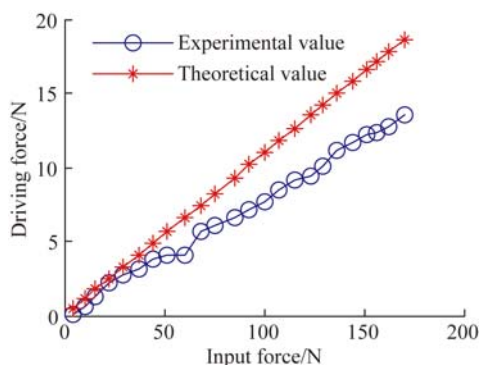


图 18 驱动力与输入力之间的关系

Fig. 18 Relationship between driving force and input force

#### 参考文献:

- [1] HATSUZAWA T, MICHISHITA K, YANAGIDA Y. A reciprocating linear actuator driven by anti-phototaxis of plankton [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2013, 201: 316-320.
- [2] LI J Q, ZHAO H W, QU H, et al.. A piezoelectric-driven rotary actuator by means of inchworm motion [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2013, 194: 269-276.
- [3] 胡俊峰, 徐贵阳, 郝亚洲. 基于响应面法的微操作平台多目标优化 [J]. *光学精密工程*, 2015, 23(4): 1096-1104.  
HU J F, XU G Y, HAO Y ZH. Multi-objective optimization of micro-manipulation stage based on response surface method [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(4): 1096-1104. (in Chinese)
- [4] LEE J, DEDE E M, BANERJEE D, et al.. Magnetic force enhancement in a linear actuator by air-gap magnetic field distribution optimization and design [J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2012, 58: 44-52.
- [5] LI J P, ZHAO H W, QU X T, et al.. Development of a compact 2-DOF precision piezoelectric positioning platform based on inchworm principle [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2015, 222: 87-95.
- [6] 张兆成, 胡泓. 尺蠖驱动器箝位机构的优化设计 [J]. *纳米技术与精密工程*, 2010, 8(3): 251-256.  
ZHANG ZH CH, HU H. Optimum design of clamp device for inchworm actuator [J]. *Nanotechnology and Precision Engineering*, 2010, 8(3): 251-256. (in Chinese)
- [7] 曲建俊, 郭文峰, 胡志勇, 等. 被动箝位蠕动直线压电驱动器数学模型及仿真 [J]. *机械工程学报*, 2015, 51(18): 13-19.  
QU J J, GUO W F, HU ZH Y, et al.. Mathematical model and Simulation of a kind of inverse piezoelectric linear inchworm motor [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(18): 13-19. (in Chinese)
- [8] 温建明, 马继杰, 曾平, 等. 新型摩擦变化式压电惯性驱动器 [J]. *压电与声光*, 2012, 34(2): 214-217.  
WEN J M, MA J J, ZENG P, et al.. Novel piezoelectric inertial actuator based on changing frictional force [J]. *Piezoelectrics & Acousto-optics*, 2012, 34(2): 214-217. (in Chinese)
- [9] 陈培洪, 王寅, 黄卫清. 一种新型直动式压电直线电机的设计 [J]. *压电与声光*, 2011, 33(2): 239-243.  
CHEN P H, WANG Y, HUANG W Q. The design of a new direct action piezoelectric linear motor [J]. *Piezoelectrics & Acousto-optics*, 2011, 33(2): 239-243. (in Chinese)

## 5 结 论

设计了一种基于柔顺机构的新型尺蠖式直线微驱动器。微驱动器由箝位机构、驱动机构和输出轴组成。其结构特点是驱动机构驱动箝位机构进行往复直线运动,箝位机构带动输出轴作直线运动。箝位机构采用一级杠杆结构,驱动机构采用二级杠杆结构,提高了微驱动器的运动速度。采用伪刚度方法建立了驱动电压与箝位力的关系,驱动机构输入位移与输出位移之间的关系,驱动机构输入力与驱动力的关系。制作了样机,并搭建实验测试系统对微驱动器的性能进行测试。实验结果表明,所设计的微驱动器在驱动频率为 95 Hz、驱动电压为 120 V 时达到最大速度 48.91 mm/s,箝位力范围为 0~220 N,驱动力范围为 0~15 N。

- [10] LI J, SEDAGHATI R, DARGAHI J, *et al.*. Design and development of a new piezoelectric linear inchworm actuator [J]. *Mechatronics*, 2005, 15(6): 651-681.
- [11] 马立,周莎莎,王坤. 行走式尺蠖压电直线驱动器研究现状及关键技术综述 [J]. *微电机*, 2012, 45(7): 82-85.  
MA L, ZHOU SH SH, WANG K. State-of-the-art and key technologies in piezoelectric linear actuator of walker inchworm [J]. *Micromotors*, 2012, 45(7): 82-85. (in Chinese)
- [12] 马立,肖金涛,周莎莎,等. 杠杆式尺蠖压电直线驱动器 [J]. *光学精密工程*, 2015, 23(1): 184-190.  
MA L, XIAO J T, ZHOU SH SH, *et al.*. Linear lever-type piezoelectric inchworm actuator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(1): 184-190. (in Chinese)
- [13] SUN X T, CHEN W H, ZHANG J B, *et al.*. A novel piezo-driven linear-rotary inchworm actuator [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2015, 224: 78-86.
- [14] 王社良,刘敏,樊禹江. 新型压电陶瓷驱动器的特性分析 [J]. *材料导报*, 2012, 26(22): 153-156.  
WANG SH L, LIU M, FAN Y J. Analysis on characteristics of new type piezoelectric ceramic actuators [J]. *Materials Review*, 2012, 26(22): 153-156. (in Chinese)
- [15] 卢倩,黄卫清,孙梦馨. 基于柔度比优化设计杠杆式柔性铰链放大机构 [J]. *光学精密工程*, 2016, 24(1): 102-111.  
LU Q, HUANG W Q, SUN M X. Optimization design of amplification mechanism for level flexure hinge based on compliance ratio [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(1): 102-111. (in Chinese)
- [16] 吴鹰飞,周兆英. 柔性铰链转动刚度计算公式的推导 [J]. *仪器仪表学报*, 2004, 25(1): 125-128, 137.  
WU Y F, ZHOU ZH Y. Deduction of design equation of flexure hinge [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2004, 25(1): 125-128, 137. (in Chinese)
- [17] 任宁,田国豪,欧开良,等. 倒圆角直梁型柔性铰链刚度研究 [J]. *机械强度*, 2012, 34(3): 366-370.  
REN N, TIAN G H, OU K L, *et al.*. Research on rigidity of Corner-filletted flexural hinges [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2012, 34(3): 366-370. (in Chinese)

#### 作者简介:



胡俊峰(1978—),男,江西临川人,博士,副教授,硕士生导师,2010年于华南理工大学获得博士学位,主要从事柔顺机构及振动控制研究。E-mail: hjfsuper@126.com



杨展宏(1992—),男,安徽蚌埠人,硕士研究生,主要从事柔顺机构研究。E-mail: 754757564@qq.com