

文章编号 1004-924X(2025)10-1571-13

## 基于主动惯量补偿的高性能压电旋转驱动器

于海洋<sup>1,2</sup>, 闫 鹏<sup>1,2\*</sup>, 孟令臣<sup>1,2</sup>

(1. 山东大学 机械工程学院, 山东 济南 250061;

2. 高效洁净机械制造教育部重点实验室, 山东 济南 250061)

**摘要:**为了抑制小惯量转子明显的回退运动以实现高效稳定的粘滑运动,提出了一种基于主动惯量补偿的新型压电旋转驱动器设计。通过主动惯量补偿和驱动电压时序优化,实现对转子回退运动的抑制,从而提高速度与运动平滑性。基于主动惯量补偿法,分析了驱动器的工作原理。对驱动器结构进行分析与仿真,通过对比有无主动惯量补偿的效果,从理论上验证了主动惯量补偿法的可行性。并搭建了驱动小惯量转子的实验系统,对输出性能进行了一系列测试。实验结果表明:基于主动惯量补偿可以抑制 79.77% 的转子回退角度,基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器最小分辨率为 1.12  $\mu\text{rad}$  及实现了 813.85  $\text{mrad/s}$  的最大转速。该方法可实现小惯量转子高效稳定的粘滑运动,达成压电旋转驱动器的高性能输出,在微纳操作等复杂工作空间的超精密领域具有较大应用潜力。

**关键词:**主动惯量补偿;粘滑运动;小惯量转子;回退抑制;旋转驱动器

**中图分类号:**TP394.1;TH691.9 **文献标识码:**A

**doi:**10.37188/OPE.20253310.1571 **CSTR:**32169.14.OPE.20253310.1571

## High performance piezoelectric rotary actuator based on active inertia compensation

YU Haiyang<sup>1,2</sup>, YAN Peng<sup>1,2\*</sup>, MENG Lingchen<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

2. Key Laboratory of High-efficiency and Clean Mechanical Manufacture of the Ministry of Education, Jinan 250061, China)

\* Corresponding author, E-mail: yanpeng@sdu.edu.cn

**Abstract:** A novel piezoelectric rotary actuator incorporating active inertia compensation was developed to suppress the significant backward motion inherent in small-inertia rotors, thereby achieving efficient and stable stick-slip motion. By implementing active inertia compensation and optimizing the timing of the driving voltage, the backward motion was effectively suppressed, leading to enhanced speed and smoothness of motion. The working principle of the actuator, based on the active inertia compensation method, was thoroughly analyzed. Structural analysis and simulations were conducted, and the theoretical feasibility of the active inertia compensation method was validated by comparing its effects with and without compensation. An experimental system for driving the small-inertia rotor was established, and comprehensive tests

收稿日期:2025-02-08;修订日期:2025-03-04.

基金项目:国家自然科学基金联合基金项目(No. U24A20109);山东省自然科学基金重大基础研究项目(No. ZR2019ZD08);山东省重点研发计划(重大科技创新工程)(No. 2023CXGC010207)

were performed to evaluate its output performance. Experimental results indicate that 79.77% of the rotor's backward angle can be suppressed using active inertia compensation. The minimum resolution of the piezoelectric rotary actuator with active inertia compensation is  $1.12 \mu\text{rad}$ , and the maximum speed reaches  $813.85 \text{ mrad/s}$ . This method enables the high-efficiency and stable stick-slip motion of small-inertia rotor, thereby achieving high-performance output for piezoelectric rotary actuator. This has significant application potential in ultra-precision operations within complex workspaces, such as micro and nano-scale manipulations.

**Key words:** active inertia compensation; stick-slip motion; small-inertia rotor; backward motion suppression; rotary actuator

## 1 引言

压电驱动器以响应速度快、抗干扰能力强、稳定性高、结构紧凑等显著优势,在超精密仪器、材料科学、生物医学、航空航天等领域<sup>[1-3]</sup>广受青睐。根据步进累积驱动原理设计了超声驱动型<sup>[4]</sup>、尺蠖驱动型<sup>[5]</sup>和粘滑驱动型<sup>[6]</sup>的跨尺度压电驱动器。相比超声驱动器自身磨损严重的缺点和压电尺蠖驱动器复杂的结构及控制方式,压电粘滑驱动器以其结构简单、控制方式简单的优点<sup>[7]</sup>,具有更广泛的应用前景。

典型的粘滑驱动器的工作过程中分为“粘-滑”两个阶段<sup>[8]</sup>,驱动器在滑移的过程中,驱动器定子与动子之间的动摩擦力方向与动子的运动方向相反,动子产生回退运动。现有粘滑驱动器研究已经得到很大的发展,解决了影响对较大尺寸下动子的粘滑驱动器的输出性能的关键问题<sup>[9-10]</sup>。张彦虎团队<sup>[11]</sup>提出一种驱动  $7.35 \text{ g}$  动子的紧凑型两自由度直线旋转驱动器,通过  $9 \text{ kHz}/400 \text{ V}$  的锯齿波电压实现  $2.3 \text{ mm/s}$  的最大线速度及  $2440 \text{ mrad/s}$  的最大转速。褚祥诚等<sup>[12]</sup>提出了一种驱动  $6 \text{ g}$  动子的微型粘滑驱动器,实现了  $0.96 \text{ mm/s}$  的最大速度。刘艳伟等<sup>[13]</sup>提出了一种尺寸为  $140 \text{ mm} \times 140 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$  的双定子协同模式驱动器设计,驱动  $14.5 \text{ g}$  动子实现了  $1.77 \mu\text{rad}$  的分辨率及  $1042.99 \text{ mrad/s}$  的最大转速,黄虎等<sup>[14]</sup>提出了一种辅助摩擦法,并设计了样机实现了  $376.5 \text{ mrad/s}$  的最大转速及  $1.2 \mu\text{rad}$  的分辨率。现有的压电旋转驱动器以通过创新定子结构及优化驱动电压的方式为重点,得到了高转速、高分辨率等良好的输出性能<sup>[15]</sup>,建立了相应的理论模型<sup>[16]</sup>。而当动子自身在轻小型负

载状态下,转动惯量过小,这限制了小惯量动子驱动器的速度及精度等输出性能。

本文针对小惯量动子回退运动明显而影响输出性能的问题,提出了一种基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器设计,主动惯量补偿法是在粘滑运动中通过惯量补偿单元配合粘滑驱动电压时序原理,主动提供可适应性惯量补偿动子回退过程,抑制小惯量动子回退运动。并验证主动惯量补偿法的可行性,通过紧凑的结构设计,提高压电旋转驱动器的输出性能,实现轻小型负载状态的小惯量动子驱动器具备高精度、高转速等良好输出性能的目的。

## 2 结构与原理

### 2.1 结构设计

所设计的基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器的结构如图 1 所示。该驱动器总体尺寸大小为:  $40 \text{ mm} \times 25 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ ,主要由基座、动子(定子)、轴承、四边形驱动单元、惯量补偿单元、两个压电叠堆、定位轴及固定螺钉组成。动子通过轴承连接在基座上。四边形驱动单元作为定子,驱动动子进行粘滑运动。惯量补偿单元是在

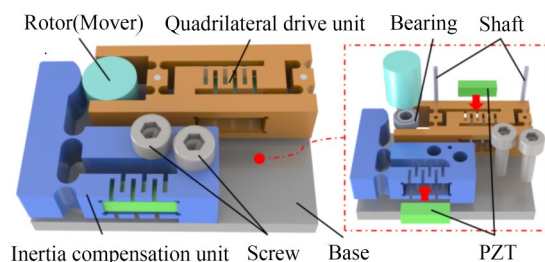


图1 压电旋转驱动器结构

Fig. 1 Piezoelectric rotary actuator structure

粘滑运动过程中对小惯量动子进行主动性的惯量补偿,达到抑制小惯量动子回退运动的目的。

定子结构设计是整个驱动器的核心,是动子实现粘滑运动的关键。由于粘滑运动取决于通过定子与动子间动摩擦力,区别典型粘滑驱动器的定子与动子的单边接触驱动模式,提出了能实现定子与动子的双边接触驱动模式,并据此设计了新型的四边形驱动单元。通过一个压电叠堆推动该驱动单元,中间的S型柔性铰链利于调节动子与定子的正压力,四边形驱动单元主要结构是基于平行四边形的两边简支梁互相平行相等的特点,将两边简支梁延伸为外伸梁按照对称布置方式与动子形成双边接触,具有良好的导向性能。四边形驱动单元结构的一体化设计与对称性保证了双边接触驱动模式的驱动一致性,可以实现与动子间形成两倍的动摩擦力,提升粘滑运动效率;并且结构设计的紧凑性可以适应更高驱动频率,提高输出速度。而惯量补偿单元是通过压电叠堆推动杠杆机构,并通过S型柔性铰链调整对压电叠堆初始预紧力,同时也是保证惯量补偿单元快速复位的关键。在粘滑驱动回退过程中对小惯量动子提供惯量补偿,有效抑制小惯量动子的回退运动,进而与四边形驱动单元配合,实现小惯量动子稳定高效的粘滑运动。

## 2.2 工作原理

所设计的基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器是在粘滑驱动原理基础上,考虑到电压驱动压电叠堆工作的反应时间,在粘滑运动环节中增加主动惯量补偿的环节,进而优化粘滑原理的锯齿波驱动电压的时序,如图2所示驱动原理工作过程包括以下四个步骤。初始状态下(0时刻),惯量补偿单元与动子保持  $10\text{ }\mu\text{m}$  间隙。

步骤1( $0\sim t_1$ )粘滑前进阶段:对四边形驱动单元的压电叠堆施加缓慢增加的电压驱动,推动四边形驱动单元缓慢伸长。此时动子两侧受到来自驱动单元产生动摩擦力  $f_i$ 。所以动子顺时针运动旋转向前,产生的正向角度为  $\theta_1$ 。

步骤2( $t_1\sim t_2$ )惯量补偿阶段:惯量补偿单元压电叠堆的工作电压从零迅速升至最大值,惯量补偿单元快速伸长与动子紧密接触,此时动子增加一部分等效刚体,此时整个动子的转动惯量为  $J'_R$ 。维持驱动单元压电叠堆的电压不变,四边形

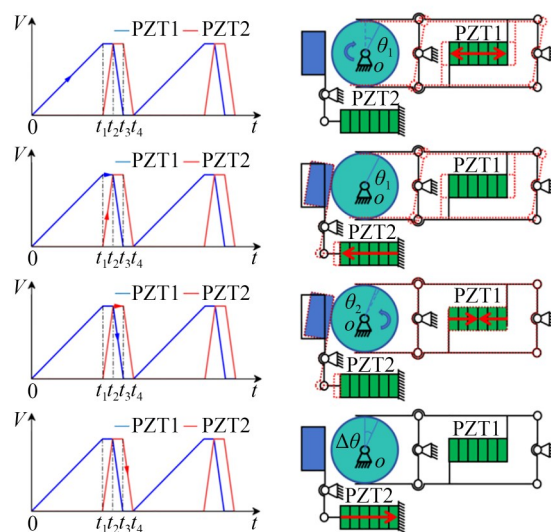


图2 驱动信号与原理

Fig. 2 Driving signal and principle

驱动单元无动作,动子维持正向角度  $\theta_1$ 。

步骤3( $t_2\sim t_3$ )粘滑回退阶段:维持惯量补偿单元压电叠堆电压不变,驱动单元压电叠堆的工作电压从最大值迅速降至零,四边形驱动单元迅速收缩,此时动子受到四边形驱动单元产生动摩擦力  $f_i$  变向,动子回退旋转向后运动,反向角度  $\theta'_2$ 。

步骤4( $t_3\sim t_4$ )惯量复位阶段:驱动单元压电叠堆无电压动作,惯量补偿单元压电叠堆工作电压从最大值迅速降至零,惯量补偿单元快速收缩与动子分离,此时动力的转动惯量恢复为  $J_R$ 。并且动子无旋转运动。

## 2.3 主动惯量补偿法

主动惯量补偿法是为了实现小惯量动子实现高效稳定粘滑运动,主要作用在滑移阶段过程中,补偿动子的转动惯量,抑制回退运动,而具有主动惯量补偿的压电旋转驱动器在运动过程中。进而提高动子转速和稳定性。

假设四边形驱动单元对动子产生的动摩擦力  $f_i$  带动动子向前运动,动子承受了一个反向的负载力矩  $M_R$ 。图3展示了四边形驱动单元通过粘滑原理驱动动子工作的运动过程。锯齿波电压上升阶段,四边形驱动单元带动动子向正方向运动,正向角度为  $\theta_1$ 。在锯齿波电压下降阶段,由于柔性结构收缩后撤作用到动子上的动摩擦力  $f_i$  变向,同时在反向的负载力矩  $M_R$  的共同作

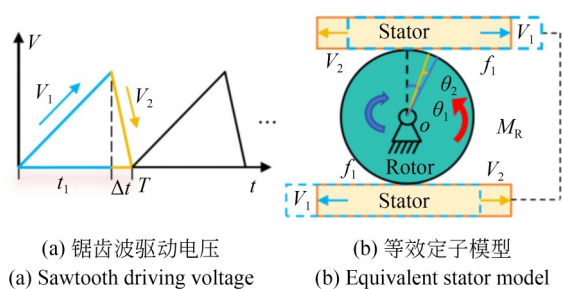


图 3 四边形驱动单元与转子模型

Fig. 3 Quadrilateral driving unit and rotor model

用下形成合力矩  $M$ , 动子反向旋转后退, 反向角度为  $\theta_2$ , 根据旋转运动的牛顿第二定律:

$$M = 2 \cdot f_i \cdot R + M_R, \quad (1)$$

$$M = J_R \cdot \alpha = J_R \cdot \ddot{\theta}, \quad (2)$$

其中:  $J_R$  为动子的转动惯量,  $\alpha$  为动子的角加速度  $\ddot{\theta}$ . 通过对下降电压的时间  $\Delta t$  的双重积分可求粘滑回退的反向角度  $\theta_2$  为:

$$\theta_2 = \iint_0^{\Delta t} \frac{M}{J_R} \cdot dt = \frac{2 \cdot f_i \cdot R + M_R}{2 \cdot J_R} \cdot \Delta t^2, \quad (3)$$

其中:  $M_R$  为等效负载力矩,  $R$  为动子的半径,  $f_i$  为动子与定子之间的动摩擦力。因此一个周期粘滑运动所产生的步进角  $\Delta\theta$  为:

$$\Delta\theta = \theta_1 - \theta_2. \quad (4)$$

动子后退运动的反向角  $\theta_2$  与  $f_i, M_R, \Delta t^2$  呈正相关, 与  $J_R$  呈负相关。即使无外载荷力矩  $M_R$ , 反向角度  $\theta_2$  也会随转动惯量  $J_R$  减小急剧增大, 并可能抵消掉正向角度  $\theta_1$ , 甚至致使小惯量动子的步进角  $\Delta\theta$  输出为 0。基于上述分析, 能否抑制后退运动的反向角度  $\theta_2$  是实现小惯量动子高效稳定的粘滑运动的关键。而主动惯量补偿方法只作用于粘滑运动的电压下降过程, 动子的正向角度  $\theta_1$  不变, 因此主动惯量补偿时小惯量动子的后退运动的反向角度  $\theta_2'$  及步进角度  $\Delta\theta'$  可计算得出:

$$\theta_2' = \frac{2 \cdot f_i \cdot R + M_R}{2 \cdot J_R'} \cdot \Delta t^2 = \frac{2 \cdot f_i \cdot R + M_R}{2 \cdot (J_R + J_p)} \cdot \Delta t^2, \quad (5)$$

$$\Delta\theta' = \theta_1 - \theta_2', \quad (6)$$

其中:  $J_p$  为等效刚体的转动惯量。因此可以得出有无主动惯量补偿法反向角度的比值为:

$$a = \theta_2'/\theta_2 = \frac{1}{1 + J_p/J_R}. \quad (7)$$

因此利用主动惯量补偿法, 在确定动子的惯量时, 通过惯量补偿单元的补偿动子的转动惯

量, 可以明显抑制小惯量动子回退运动。这也表明, 具有主动惯量补偿的压电旋转驱动器在驱动小惯量动子的情况下具有更明显的效果, 对回退运动的反向角度抑制效果更好, 实现更加高效稳定的粘滑运动, 提高驱动器的输出性能。

### 3 分析与仿真

#### 3.1 四边形驱动单元分析

对于动子的正向角度  $\theta_1$  求解通过力学分析求解较为复杂, 可以通过对四边形驱动单元分析来求解。图 4(a) 展示了所设计的驱动器的动子与定子的接触部分的剖面结构。四边形驱动单元左右两侧刚性梁之间有安装定位轴的孔位可实现刚性梁有一个旋转自由度, 通过一体化结构设计可以实现与动子双边接触。为了深入分析小惯量动子的正向角度  $\theta_1$ , 通过伪刚体方法对驱动单元建立等效平行四边形的几何结构模型, 如图 4(b) 所示。

$$L_{O_i A_j} = \sqrt{L_{A'O_i}^2 - L_{A'A_j}^2} = \sqrt{R^2 - L_1^2}, \quad (8)$$

$$L_{AA_j} = R - \sqrt{R^2 - L_1^2}, \quad (9)$$

$$d_x = L_1, \quad (10)$$

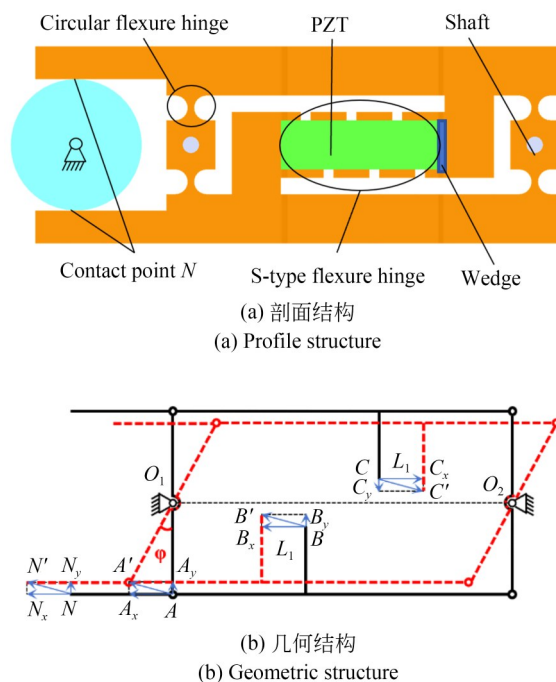


图 4 四边形驱动单元

Fig. 4 Quadrilateral drive unit

其中: $L_1$ 为压电叠堆单侧伸长量, $R$ 为动子半径,等效为杆 $AO_1$ 的长度。 $d_x$ 为四边形驱动单元伸长位移。由于四边形驱动单元与动子之间相对运动。因此四边形驱动单元的变形角度 $\varphi$ 与动子前进运动的正向角度 $\theta_1$ 为:

$$\varphi = \arcsin \frac{L_1}{R}, \quad (11)$$

$$\theta_1 = \frac{L_1}{R}. \quad (12)$$

通过上述分析,已知压电叠堆伸长量是微米级,通过上式可知,在本文中动子正向角度 $\theta_1$ 即四边形驱动单元的变形角度 $\varphi$ ,因此四边形驱动单元机构的变形位移与动子前进过程中的转动的线位移相同。

图5展示了四边形驱动单元中S型柔性铰链结构,凭借四边形驱动单元的自身对称性,因此对S型柔性铰链理论分析进行简化。根据柔度矩阵理论,S型柔性铰链为多个直梁型柔性铰链串联形式建立坐标系,可以得到柔度矩阵 $C_s$ 为:

$$C_s = C_0 + \sum_{i=1}^6 T_i C_i T_i^T, \quad (13)$$

其中: $C_0$ 为基于全局坐标系 $o-xyz$ 的柔度矩阵, $C_i$  ( $i=1,2,\dots,6$ )为S型柔性铰链各个坐标系的柔度矩阵, $T_i$ 为柔度变换矩阵。

$$T_i = \begin{bmatrix} R_i & S_i R_i \\ 0 & R_i \end{bmatrix}, \quad (14)$$

其中: $R_i$ 为绕 $z$ 轴的旋转矩阵, $S_i$ 为坐标系间的平移矩阵。

$$R_i = \begin{bmatrix} \cos \alpha_i & \sin \alpha_i & 0 \\ -\sin \alpha_i & \cos \alpha_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (15)$$

$$S_i = \begin{bmatrix} 0 & 0 & y_i \\ 0 & 0 & -x_i \\ -y_i & x_i & 1 \end{bmatrix}. \quad (16)$$

通过式(13)~式(16)及直梁型柔性铰链的柔度矩阵得到S型柔性铰链的柔度矩阵 $C_s$ ,进而S型柔性铰链自身刚度 $K_s$ 及力 $F_s$ 变形位移 $d_s$ 关

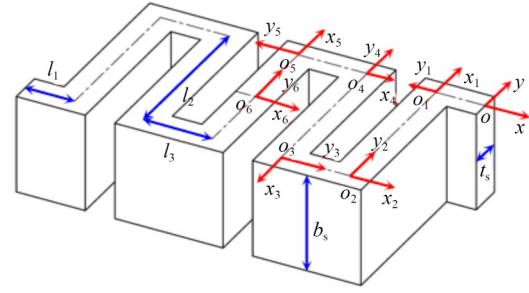


图5 S型柔性铰链分析

Fig. 5 Analysis of S-type flexure hinge

系为:

$$K_s = \frac{1}{C_s}, \quad (17)$$

$$F_s = \frac{d_s}{4C_s}. \quad (18)$$

通过对S型柔性铰链进行分析具有重要意义,S型柔性铰链自身较高刚度可以实现四边形驱动单元与惯量补偿单元进行快速复位,保证各部分结构响应速度。通过S型柔性铰链的力-位移关系,有助于对压电叠堆施加预紧力确定垫片结构尺寸,保证压电叠堆输出性能。

### 3.2 惯量补偿单元分析

惯量补偿单元是实现主动惯量补偿的重要组成部分,与驱动器的输出性能密切相关。为了精确计算,采用基于弹性梁理论建立伪刚体模型(RPBM)对惯量补偿单元进行静力学分析。该机构所有柔性铰链的变形主要发生在平面内三个自由度上,因此圆形柔性铰链的柔度矩阵可表示为:

$$\begin{bmatrix} \delta x_i \\ \delta y_i \\ \delta \theta_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11}^C & 0 & 0 \\ 0 & C_{22}^C & C_{23}^C \\ 0 & C_{32}^C & C_{33}^C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{ix} \\ F_{iy} \\ M_{iz} \end{bmatrix}, \quad (19)$$

其中: $\delta x_i, \delta y_i$ 和 $\delta \theta_i$ 分别是第 $i$  ( $i=A, B, \dots, K$ )个圆形柔性铰链在 $x$ 轴、 $y$ 轴的平移变形和绕 $z$ 轴的旋转变形; $F_{ix}, F_{iy}$ 和 $M_{iz}$ 分别对应施加在第 $i$ 个圆形柔性铰链三个轴上的外力和外力矩; $C_{mn}^C$ 是圆形柔性铰链在不同方向上的柔度,可以表示为:

$$\begin{bmatrix} C_{11}^C & 0 & 0 \\ 0 & C_{22}^C & C_{23}^C \\ 0 & C_{32}^C & C_{33}^C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{Eb} \left[ \pi \left( \frac{r}{t} \right)^{1/2} - \frac{\pi}{2} \right] & 0 & 0 \\ 0 & \frac{9\pi r^{5/2}}{2Ebt^{5/2}} + \frac{3\pi r^{3/2}}{2Ebt^{3/2}} & \frac{9\pi r^{3/2}}{2Ebt^{5/2}} \\ 0 & \frac{9\pi r^{3/2}}{2Ebt^{5/2}} & \frac{9\pi r^{1/2}}{2Ebt^{5/2}} \end{bmatrix}, \quad (20)$$

其中: $E$ 是杨氏模量, $r$ 是圆形柔性铰链的圆形切口半径, $t$ 是圆形柔性铰链的厚度, $b$ 是圆形柔性铰链的宽度。

图6展示了对惯量补偿单元进行了静力学分析, $B$ 处是固定端, $C$ 处是输出端, $A$ 处是输入端。因此对第一个圆形铰链进行分析可以得到输入端的输入载荷及输入位移的关系为:

$$F_{Ax} = F_{in} = F_{pzt} - K_s x_{in}, \quad (21)$$

$$x_{in} = x_A + C_{11}^C F_{Ax}, \quad (22)$$

其中: $F_{in}$ 是惯量补偿单元的输入力, $F_{pzt}$ 为压电叠堆的输入力, $K_s$ 为S型柔性铰链的弹性系数, $x_{in}$ 是输入位移, $F_{Ax}$ 是圆形铰链A受到的力, $x_A$ 是A处在 $x$ 轴上的位移。

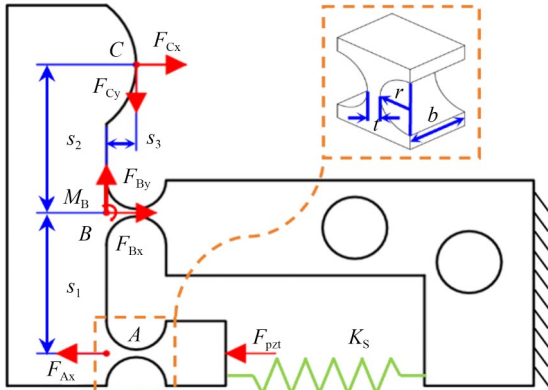


图6 惯量补偿单元的静力学分析

Fig. 6 Static analysis of inertia compensation unit

进一步分析可以得到惯量补偿单元的力与力矩平衡方程为:

$$\begin{cases} F_{Ax} + F_{Bx} + F_{Cx} = 0 \\ F_{By} + F_{Cy} = 0 \\ M_B + F_{Ax}S_1 + F_{Cx}S_2 + F_{Cy}S_3 = 0 \end{cases}, \quad (23)$$

其中: $F_{Ax}$ ,  $F_{Bx}$ ,  $F_{Cx}$ ,  $F_{By}$ 和 $F_{Cy}$ 是A,B,C各处 $x$ 轴和 $y$ 轴受到铰链的负载力; $M_B$ 是B处铰链产生的力矩。 $S_1$ ,  $S_2$ 和 $S_3$ 分别对应A,B,C的长度。

惯量补偿单元的位移输出是柔性铰链的变形和刚性连杆的旋转引起的,可得:

$$\begin{cases} x_A = \delta x_B + S_1 \sin \delta \theta_B \\ x_{out} = \delta x_B + S_2 \sin \delta \theta_B + S_3 \cos \delta \theta_B \\ y_{out} = \delta y_B + S_2 - S_2 \cos \delta \theta_B - S_3 \sin \delta \theta_B \end{cases}. \quad (24)$$

结合式(21)~式(24),可以求得输入位移 $x_{in}$ 与惯量补偿单元的输出位移 $x_{out}$ ,因此可以得到该机构的输入刚度 $K_{in}$ 与输出刚度 $K_{out}$ :

$$\begin{cases} K_{in} = \frac{F_{in}}{x_{in}} = \frac{2Ebt^{\frac{5}{2}}}{\pi(9r^{\frac{1}{2}}S_1^2 + 4t^2r^{\frac{1}{2}} - 2t^{\frac{5}{2}})} \\ K_{out} = \frac{F_{in}}{x_{out}} = \frac{2Ebt^{\frac{5}{2}}}{\pi(9r^{\frac{1}{2}}S_1S_2 + 2t^2r^{\frac{1}{2}} - t^{\frac{5}{2}})} \end{cases}. \quad (25)$$

此外,可以得到惯量补偿单元的位移放大率 $R_{JP}$ :

$$R_{JP} = \frac{K_{in}}{K_{out}}. \quad (26)$$

通过上述分析,根据惯量补偿单元的放大比得到该单元位移变形,进而确定动子与惯量补偿单元的初始状态下间隙阈值。并通过上式,可以得到惯量补偿单元的输入及输出刚度,进而提高惯量补偿单元的响应速度,进一步减少优化后粘滑驱动电压时序过程中主动惯量补偿环节损耗的时间。

### 3.3 有限元仿真

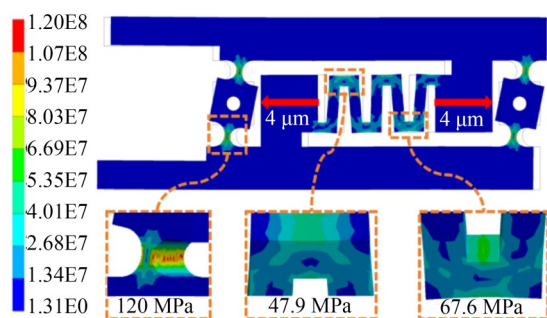
为了验证理论推导结果的可行性,采用有限元分析方法优化关键参数并验证模型,使用Ansys Workbench完成对所设计驱动器关键部件的有限元建模。为了确保所设计的四边形驱动单元和惯量补偿单元能够有效工作,因此应进行应力分析。四边形驱动单元由TC4材料加工而成,而惯量补偿单元则选用Al-7075材料,详细参数参见表1。

表1 选用材料及其参数

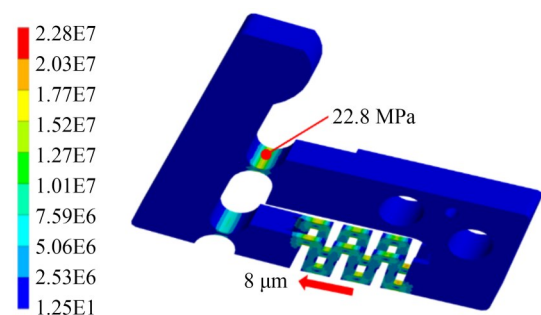
Tab. 1 Select materials and their parameters

| Materials                     | TC4  | Al-7075 |
|-------------------------------|------|---------|
| Young's modulus/GPa           | 110  | 71.9    |
| Poisson's ratio               | 0.34 | 0.33    |
| Density/(g·cm <sup>-3</sup> ) | 4.5  | 2.8     |
| Fatigue limit/GPa             | 450  | 246     |
| Allowable stress/GPa          | 483  | 524     |

图7展示了四边形驱动单元与惯量补偿单元的应力分析,四边形驱动单元两侧分别承受4 μm的位移载荷,四边形驱动单元各柔性铰链部分等效应力分别为120, 47.9, 67.6 MPa,驱动单元的最大等效应力为120 MPa,明显低于TC4的疲劳极限450 MPa和许用应力483 MPa;而惯量补偿单元最大的等效应力为22.8 MPa,明显低于Al-



(a) 四边形驱动单元  
(a) Quadrilateral drive unit



(b) 惯量补偿单元  
(b) Inertia compensation unit

图 7 应力分析  
Fig. 7 Stress analysis

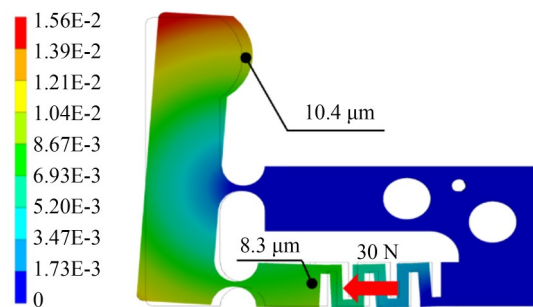
7075 的疲劳极限 246 MPa 和许用应力 524 MPa。因此,四边形驱动单元和惯量补偿单元均可以安全工作,满足使用需求。

基于所提出的惯量补偿单元的理论模型,可以获得表 2 中列出惯量补偿单元的结构参数,根据表 2 列出的结构参数进行了有限元分析,结果如图 8(a)所示。在惯量补偿单元输入端输入 30 N 的强制力时,通过仿真分析得到输入刚度  $K'_{in}$  为 3.75 N/μm 与输出刚度  $K'_{out}$  为 2.88 N/μm,图 8(b)对比了有限元仿真和理论分析模型的输出位移,仿真结果与理论计算结果偏差 2.3%,可见理论分析与仿真结果吻合度较高。因此惯量补偿单元的理论模型准确描述了刚度特性,这对设计和后续实验具有重要意义。

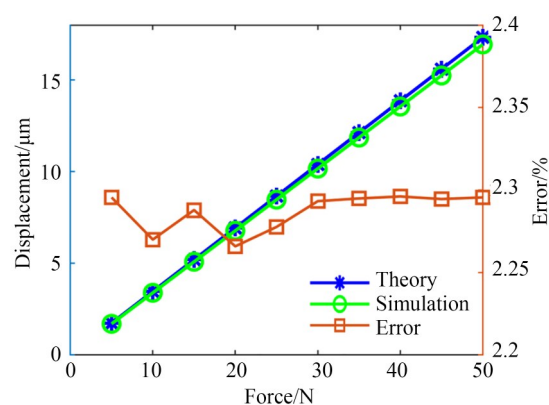
表 2 惯量补偿单元的结构参数

Tab. 2 Structural parameters of inertia compensation unit

| Parameters | $r$ | $t$ | $b$ | $S_1$ | $S_2$ | $S_3$ |
|------------|-----|-----|-----|-------|-------|-------|
| Value/mm   | 1.7 | 0.4 | 6.0 | 8.0   | 10.0  | 1.5   |



(a) 惯量补偿单元刚度仿真  
(a) Stiffness simulation of inertia compensation unit



(b) 理论与仿真结果对比  
(b) Comparison of theoretical and simulation results

图 8 惯量补偿单元有限元分析

Fig. 8 Inertia compensation unit finite element analysis

## 4 实验与分析

### 4.1 实验系统

为了验证所提出的主动惯量补偿法的可行性,制作了一个样机并搭建了性能测试的实验系统,如图 9 所示,实验系统包括驱动器样机、反光镜、激光干涉仪、压电叠堆驱动器和控制器以及计算机。

计算机上位机系统将控制命令传递给压电叠堆驱动器和控制器(NAC2014-H20, NOLIAC Corp),进而施加到驱动器样机的四边形驱动单元和惯量补偿单元的压电叠堆中,通过激光干涉仪(Keyence LK-H020 型)测量动子的旋转角度,需要注意的是,旋转角度较小,因此通过旋转角的正切值计算得出,即激光干涉仪直接获得的直线位移与测量点到动子中心的距离之比( $R' = 5 \text{ mm}$ )。

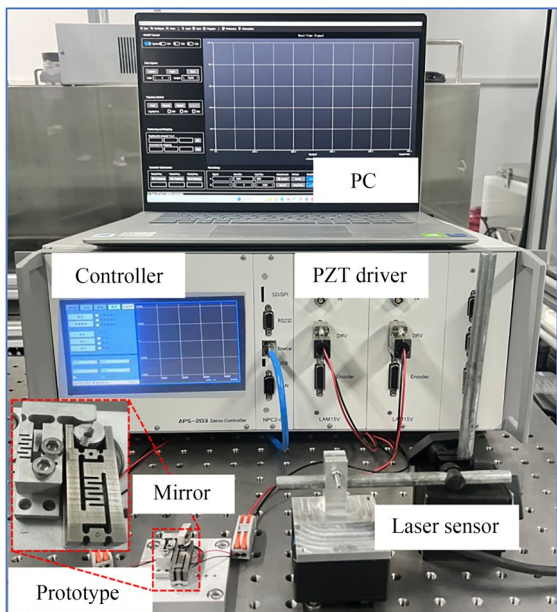


图 9 实验系统

Fig. 9 Experimental system

## 4.2 惯量补偿性能测试

### 4.2.1 频率对输出性能的影响

在测试输出性能之前,为了验证四边形驱动单元能适应更高频率的电压信号驱动,通过频率扫描法测量基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器的频率响应特性,信号发生器产生最大电压为 10 V、频率增加率为 50 Hz/s(频率范围从 1~3 000 Hz)的正弦扫描信号施加到压电陶瓷,驱动器的相应输出由激光位移传感器测量。需要说明的是,在测试驱动器样机的频率响应特性时,由于频率响应特性是驱动器的固有属性,主要取决于结构,因此只驱动四边形驱动单元的压电叠堆。

通过快速傅里叶变换(FFT)对测量的输出位移进行变换为幅频曲线,如图 10 所示。所设计的压电旋转驱动器的一阶谐振频率为 2 540 Hz,表明其具有较大的工作带宽。

驱动频率是对压电旋转驱动器输出速度的重要因素,将驱动电压保持 120 V 的条件下,改变驱动频率(1~2 000 Hz 之间)对动子的输出性能进行一系列测试,进而得到有无主动惯量补偿时动子转动速度与驱动频率之间的关系。图 11 对比了 10 Hz/500 Hz 的驱动频率下有无主动惯量补偿时的转动角度。可以看出主动惯量补偿法在不影响动子的正向角度的前提下,实现对小惯

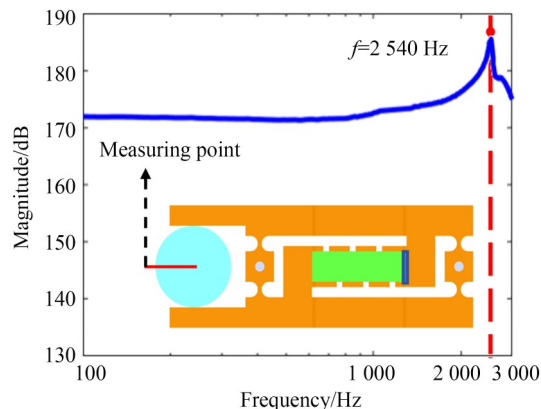


图 10 幅频特性曲线

Fig. 10 Amplitude-frequency characteristic curve

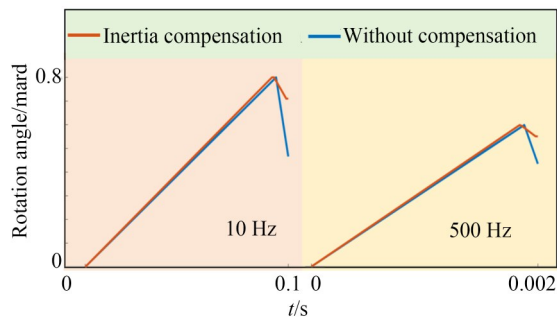
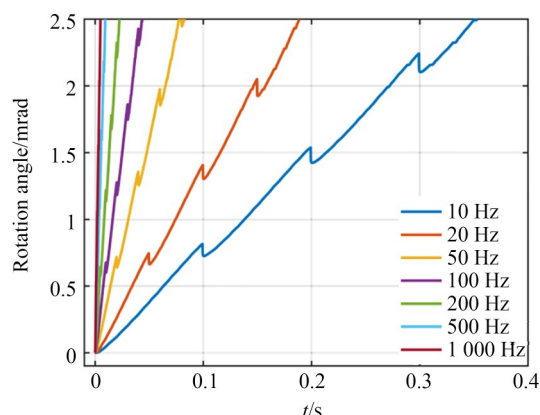


图 11 不同频率下旋转角度

Fig. 11 Rotation angles at different frequencies

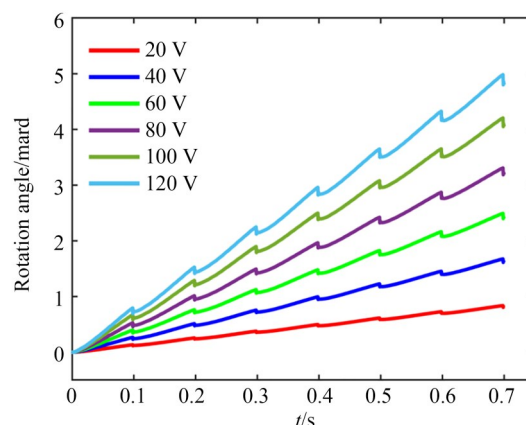
量动子的回退运动反向角度的有效抑制。

图 12(a)列举了基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器在随机不同频率测试的结果,随着驱动频率提高,基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器转速不断加快。根据图 12(b)可知,与无惯量补偿的驱动器相比,基于主动惯量补偿的驱动器样机驱动动子转速显著提升,这证明基于主动惯量补偿法在不同驱动频率下的可行性。同时,为了验证驱动器的最大输出速度,测试了高频(1 000~2 000 Hz 之间)驱动下的动子转速。小于 1 400 Hz 的驱动频率时,有无主动惯量补偿两种模式的驱动器转速均随频率升高而增大,在 1 400~2 000 Hz 之间时,驱动器输出速度达到饱和,可以看出无惯量补偿的驱动器速度最大转速为 476.93 mrad/s,而基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器最大转速 813.85 mrad/s,并且有一定下降的趋势,这可能是因为驱动频率过高,惯量补偿单元的压电叠堆响应速度与时序电压产生了偏差滞后,产生了一定程度的影响。



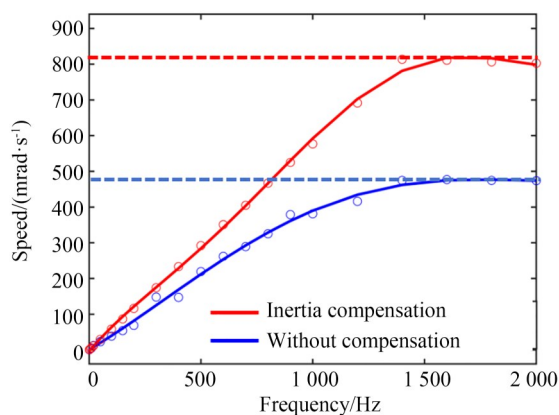
(a) 基于主动惯量补偿的频率测试

(a) Frequency test based on active inertia compensation



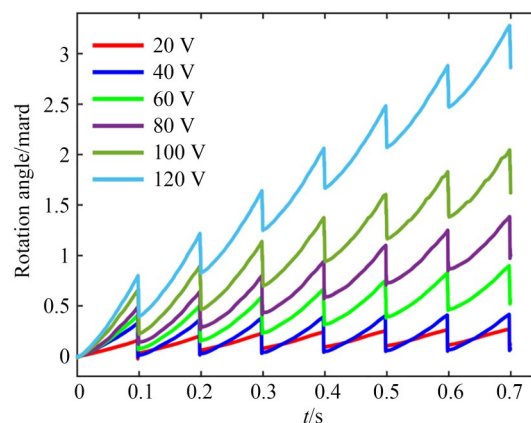
(a) 基于主动惯量补偿的电压测试

(a) Voltage test based on active inertia compensation



(b) 速度与频率曲线

(b) Velocity and frequency curves



(b) 无主动惯量补偿的电压测试

(b) Voltage test without active inertia compensation

图 12 频率对比分析

Fig. 12 Frequency comparison analysis

图 13 电压性能测试

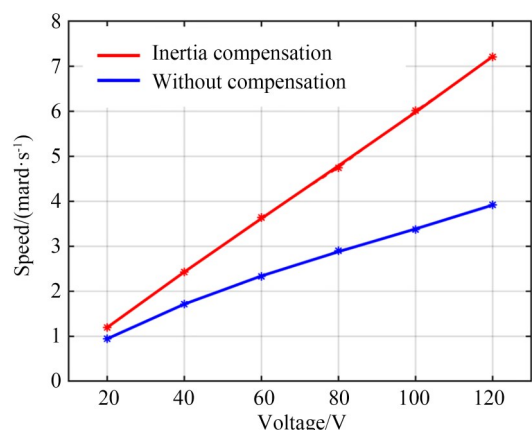
Fig. 13 Voltage performance test

#### 4.2.2 电压对输出性能的影响

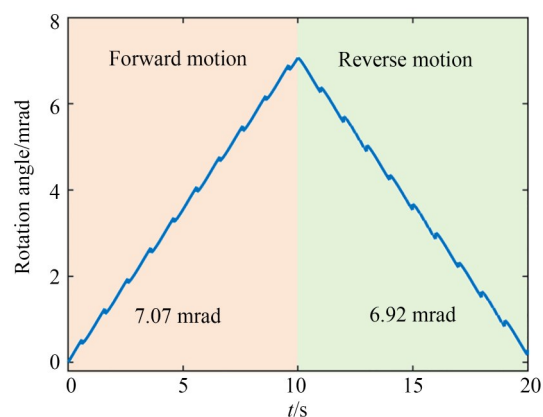
为了表征所设计的基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器在不同电压下的输出性能,因此将驱动信号的工作频率设定为10 Hz的状态下进行一系列实验。如下图13(a)所示,基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器实现了高效稳定的粘滑运动,动子旋转角度随着驱动电压的升高而增大,这是因为压电叠堆的伸长量随着驱动电压的升高而增加,四边形驱动单元的输出位移变大。而在无惯量补偿的情况下,动子的旋转角度很小,如图13(b)所示。引起上述旋转角度差距的原因如下,在一个粘滑运动的周期内,由于正向驱动电压大小相同,有无主动惯量补偿两种模式的压电旋转驱动器的正向角度相同,所以有无主动惯量补偿的驱动器旋转角度的差距主要取决

于反向角度。由于动子自身转动惯量很小,在无惯量补偿的情况下,动子的后向角度很大,在有主动惯量补偿的情况下,动子的前进运动没有受影响,即正向角度不变,在动子向后运动前,通过主动惯量补偿法,抑制了动子的后退运动。

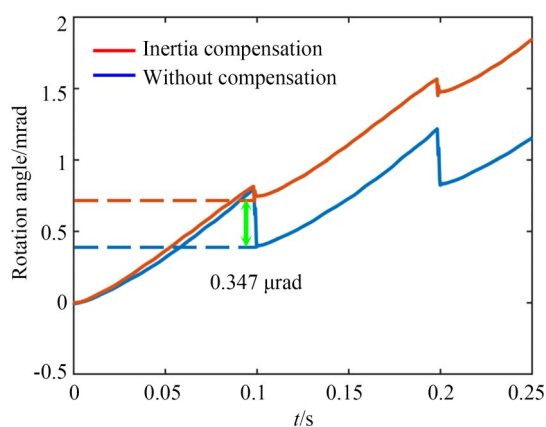
图14(a)展示了有无主动惯量补偿的速度与电压的关系。基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器输出速度随电压升高而增大,相比于无惯量补偿的驱动器,基于主动惯量补偿的驱动器输出转速更快,增速更加稳定。图14(b)比对了10 Hz/120 V状态下有无主动惯量补偿时动子旋转角度位移,无惯量补偿的驱动器的正向角度为0.801 mrad,反向角度为0.435 mrad,步进角度为0.366 mrad;同样周期内,基于主动惯量补偿的



(a) 速度与电压曲线  
(a) Velocity and voltage curve



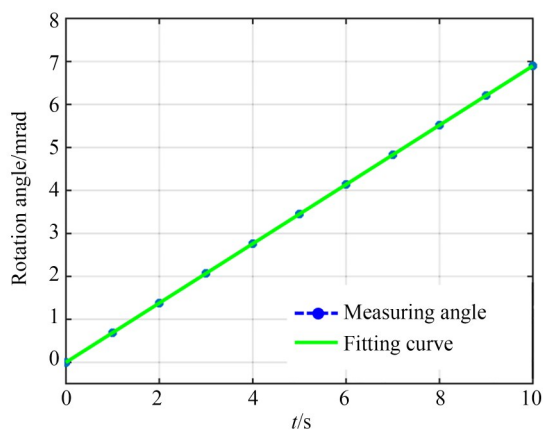
(a) 正反转测试  
(a) Forward and reverse test



(b) 旋转角度位移  
(b) Rotation Angle displacement

图 14 电压对比分析

Fig. 14 Voltage comparison analysis



(b) 线性度测试  
(b) Linearity test

图 15 运动稳定性测试

Fig. 15 Motion stability test

小惯量动子正向角度为 0.800 mrad,反向角度为 0.088 mrad,步进角度为 0.712 mrad。可以看出基于主动惯量补偿的小惯量动子后退角度抑制了 79.77%,可以看出主动惯量补偿方法的可行性。

### 4.3 运动性能测试

#### 4.3.1 运动稳定性测试

一方面,实现正反转的能力是压电粘滑驱动器的必然要求。正反转的一致性为压电粘滑驱动器的重要测试指标。使用驱动电压 120 V 和驱动频率 1 Hz 进行实验,基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器的实验结果如图 15(a)所示,相同运动时间周期内,正转角度为 7.07 mrad,反转角度为 6.92 mrad。通过计算平均值后对比正反转步

进角度的位移差为 0.015 mrad。这表明所设计的驱动器在正转和反转运动保持良好的一致性。

针对小惯量动子驱动所设计的四边形驱动单元自身具有结构紧凑尺寸小的特点,虽然寄生运动影响较小,但是寄生运动容易引起作用到动子的摩擦力变化,主要变为动子正反转的回退角度相差较大。而主动惯量补偿法通过抑制动子回退运动可以很好弥补上述寄生运动影响,可以保证驱动器驱动小惯量动子正反转均有良好的运动性能。

另一方面,对粘滑驱动器运动的线性度要求是衡量压电粘滑驱动器运动稳定性的另一项重要指标。图 15(b)分析了驱动器样机运动的线性度,按照上述信号驱动,通过最小二乘法对实验结果进行拟合,得到实测角度与拟合曲线的最大

非线性误差,计算得出所设计的驱动器线性度为 0.2%,具备良好的线性运动特点。因此,基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器具备良好的运动稳定性。

#### 4.3.2 分辨率测试

所设计的驱动器不仅具有提供高速度大行程的步进模式,还有可以实现高运动分辨率的扫描模式。扫描模式下,压电旋转驱动器通过小幅值的阶梯电压来驱动动子。图 16 展示了分辨率测试,驱动周期设定为 1 Hz,幅值以 50 mV/Step 不断递增。基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器的动子输出最小转动角度为  $1.12 \mu\text{rad}$ 。根据式(11)可知,这主要是因为四边形驱动单元的结构小型化与紧凑性,扫描模式下,输入位移较小,驱动器可以实现良好的运动分辨率。

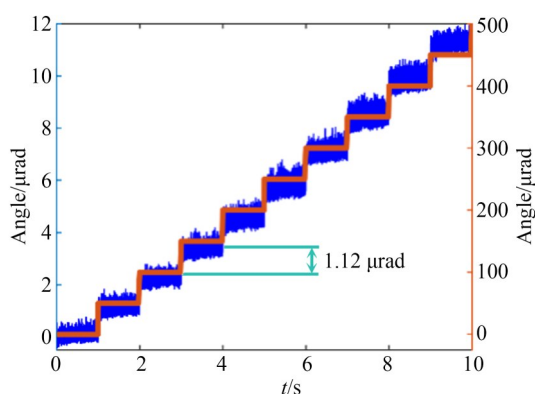


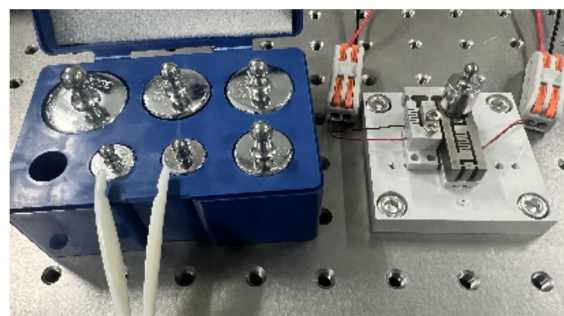
图 16 分辨率测试

Fig. 16 Resolution test

#### 4.3.3 负载测试

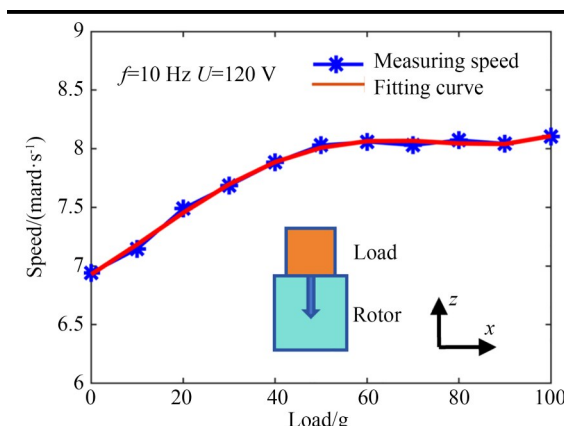
为了进一步验证所设计的驱动器对于负载特性的影响,在驱动频率 10 Hz 及驱动电压 120 V 状态下通过对动子增加垂直负载进行负载特性实验。

图 17 展示了小惯量动子承载( $<100 \text{ g}$ )状态下的转动速度情况,在 0~50 g 的承载状态下,基于主动惯量补偿法动子转速逐渐增加,而在 50~100 g 的承载状态下,动子转速维持稳定。垂直负载不仅增加了动子的转动惯量,还增加了负载力矩。随着负载增加,受限于驱动器自身结构尺寸,结合式(7)可知,驱动器可以对较小惯量的动子进行有效惯量补偿,这也表明主动惯量补偿法在驱动小惯量动子进行粘滑运动具有良好的稳定性。



(a) 负载测试实验

(a) Load test experiment



(b) 负载测试结果

(b) Load characteristic test results

图 17 负载特性测试

Fig. 17 Load characteristic test

#### 4.4 对比与讨论

本文基于有无主动惯量补偿时压电旋转驱动器输出性能做出了对比分析。显然根据上述实验结果,与无惯量补偿时的驱动器相比,基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器在最大转速、步进角、分辨率等输出性能各方面表现更好。这些实验结果表明了主动惯量补偿方法在有效抑制粘滑回退,实现高效稳定的运动,提升粘滑驱动器整体输出性能等方面具有明显优势。

表 3 展示了所设计的基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器与现有粘滑驱动器的输出性能对比,本文所设计的驱动器基于更小的转动惯量的动子基础上在分辨率、最大速度等输出性能具有一定的竞争力。与较大尺寸质量动子的驱动器相比,因动子自身惯量足够大,因此不具备明显优势,主动惯量补偿法更适合小惯量动子的驱动器。

表 3 本文与现有设计比较

Tab. 3 Comparison between this paper and existing designs

| Reference                         | [17] | [13]   | [14]   | This paper |
|-----------------------------------|------|--------|--------|------------|
| $J_R/(g \cdot mm^2)$              | 300  | 180    | 40     | 16         |
| Max Speed/( $mrad \cdot s^{-1}$ ) | 32   | 1042.9 | 367.50 | 813.85     |
| Range/ $(^\circ)$                 | 360  | 360    | 360    | 360        |
| Resolution/ $\mu rad$             | 1.54 | 1.77   | 1.2    | 1.12       |

5 结 论

基于小惯量动子提出的主动惯量补偿法,本文设计了基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器,通过对有无主动惯量补偿时压电旋转驱动器输

出性能的理论结果进行比较,验证了主动惯量补偿法的可行性。实验结果表明,驱动器可以满足 120 V 电压下切换频率(1~1 400 Hz)下工作,表现出 1.12  $\mu rad$  的超高分辨率及 813.85  $mrad/s$  的高速等优点。基于主动惯量补偿的压电旋转驱动器可以驱动小惯量动子实现高效稳定的粘滑运动,在抑制动子回退和提升输出性能方面具有明显优势和竞争力。

作者贡献声明:

于海洋:测量方法的提出,论文构思和撰写;  
闫鹏:获取资助与方法论指导;  
孟令臣:测量实验设计与数据整理和分析。

参考文献:

[1] JIN H N, GAO X Y, REN K L, *et al.* Review on piezoelectric actuators based on high-performance piezoelectric materials [J]. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, 2022, 69(11): 3057-3069.

[2] DUAN W, WANG H P, WANG Z R, *et al.* Multi-functional composite dressings with sustained release of MSC-SLP and anti-adhesion property for accelerating wound healing [J]. *Materials Today Bio*, 2024, 25: 100979.

[3] MASUDA N, IZUHARA S, MASHIMO T. Miniature camera module with a hollow linear ultrasonic motor-based focus feature [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2023, 354: 114248.

[4] 黄卫清, 杨成龙, 沈兆琛, 等. 低压驱动 V 形直线超声电机的设计 [J]. *光学精密工程*, 2021, 29(1): 91.

HUANG W Q, YANG C L, SHEN Z C, *et al.* Design of V-shaped linear ultrasonic motor driven with low-voltage [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2021, 29(1): 91. (in Chinese)

[5] MENG L C, YAN P, LIU P B. A high-speed inch-worm piezoelectric actuator with multi-layer flexible clamping: Design, modeling, and experiments [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2024, 218: 111558.

[6] HUO Z C, TIAN Y L, WANG F J, *et al.* A dual-driven high precision rotary platform based on stick-slip principle [J]. *IEEE/ASME Transactions on*

*Mechatronics*, 2022, 27(5): 3053-3064.

[7] 张现强, 朱春莉, 崔玉国, 等. 压电粘滑旋转电机的设计 [J]. *压电与声光*, 2023, 45(3): 397-402.

ZHANG X Q, ZHU C L, CUI Y G, *et al.* Design of a piezoelectric stick-slip rotary motor [J]. *Piezoelectrics & Acoustooptics*, 2023, 45(3): 397-402. (in Chinese)

[8] 吴彤, 杨依领, 吴高华, 等. 二自由度大行程无耦合压电粘滑定位平台 [J]. *光学精密工程*, 2024, 32(1): 62-72.

WU T, YANG Y L, WU G H, *et al.* Two-DOF piezoelectric stick-slip positioning platform with large strokes and no coupling [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2024, 32(1): 62-72. (in Chinese)

[9] ZHANG X Q, CUI Y G, YANG Y L, *et al.* Design, analysis, and experiment of a piezoelectric stick-slip rotary actuator with asynchronous-driven dual stators [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 200: 110524.

[10] 胡意立, 胡影, 李建平, 等. 具有“前进-前进”运动模式的惯性压电驱动器 [J]. *光学精密工程*, 2021, 29(6): 1356.

HU Y L, HU Y, LI J P, *et al.* Piezoelectric inertial actuator with “forward-forward” motion mode [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2021, 29(6): 1356. (in Chinese)

[11] HAN L L, XU Z Y, ZHANG Y H, *et al.* Development of a compact impact two-degree-of-freedom linear-rotary piezoelectric motor using one piezoelectric actuator [J]. *The Review of Scientific Instruments*, 2023, 94(10): 105006.

- [12] CHU X C, GAO S N, ZHONG Z J, *et al.* Design and experiments of a miniature piezoelectric actuator using a multilayer PZT bimorph[J]. *Ferroelectrics*, 2017, 514(1): 114-122.
- [13] LIU Y W, XU Z, LI X, *et al.* A high-performance stick-slip piezoelectric actuator achieved by using the double-stator cooperative motion mode (DCMM) [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 172: 108999.
- [14] HUANG H, YOU L J, WU Y X, *et al.* Achieving stable and effective stick-slip motions of piezoelectric actuators with a small mass rotor by means of the auxiliary friction[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2024, 71 (10) : 12835-12845.
- [15] HUANG H, LIU Y W, XU Z, *et al.* Achieving high consistency in forward and reverse motions of stick-slip piezoelectric actuator by a symmetrical structure and optimized installation method[J]. *Microsystem Technologies*, 2023, 29(9): 1343-1355.
- [16] HUO Z C, TIAN Y L, WANG F J, *et al.* A dual-driven high precision rotary platform based on stick-slip principle[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2022, 27(5): 3053-3064.
- [17] LI J P, ZHOU X Q, ZHAO H W, *et al.* Design and experimental tests of a dual-servo piezoelectric nanopositioning stage for rotary motion [J]. *The Review of Scientific Instruments*, 2015, 86 (4) : 045002.

#### 作者简介:



于海洋(1999—),男,山东青岛人,硕士研究生,2022年于天津科技大学获得学士学位,主要从事柔性机构与压电驱动器设计的研究。E-mail: yuhaiyang103@163.com

#### 通讯作者:



闫鹏(1975—),男,山东济南人,教授,博士生导师,1997、1999年于东南大学获得学士、硕士学位,2003年于俄亥俄州立大学获得博士学位,主要从事微纳测量/控制与制造、超精密机电系统的设计与控制、微纳智能系统等方面的研究。E-mail: yanpeng@sdu.edu.cn