

文章编号 1004-924X(2025)19-3078-15

基于粘滑驱动原理的压电式直线-旋转运动平台

徐丽雯, 王栋铭, 陈万江, 李瑞颀, 肖晓晖, 冯朝*
(武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072)

摘要: 针对机器人辅助靶向穿刺等手术中斜角柔性针对直线运动与旋转运动的需求, 基于粘滑驱动原理设计了直线-旋转粘滑式压电驱动运动平台, 该平台由二自由度柔顺驱动机构与主动锁定柔顺机构构成, 可分别实现直线-旋转两自由度运动, 并有效抑制运动回退现象的发生。运用柔度矩阵法和闭环串行柔顺机构计算模型推导静力学方程, 并结合遗传算法优化结构参数。再基于有限元进行静态、模态及瞬态响应分析, 获取仿真放大比、验证主动锁定柔顺机构有效性。实验结果表明, 直线与旋转运动的实验放大比分别为 2.865 和 1.568; 主动锁定柔顺机构使直线、旋转运动回退位移减少 69.15% 和 89.40%; 驱动器的最大直线速度达 2 428.25 $\mu\text{m/s}$, 分辨率为 0.569 μm ; 可实现 360° 旋转, 最大速度为 58 019 $\mu\text{rad/s}$, 分辨率为 14.4 μrad , 平台兼具低耦合运动特性与高正反向运动一致性 ($\geq 94\%$), 满足靶向穿刺等场景的任务需求。

关键词: 压电驱动器; 粘滑运动; 精密驱动; 柔度矩阵

中图分类号: TH112 **文献标识码:** A

doi: 10.37188/OPE.20253319.3078

CSTR: 32169.14.OPE.20253319.3078

Piezoelectric linear-rotary motion stage based on stick-slip driving principle

XU Liwen, WANG Dongming, CHEN Wanjiang, LI Ruijie, XIAO Xiaohui, FENG Zhao*

(School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

* Corresponding author, E-mail: fengzhao@whu.edu.cn

Abstract: A linear-rotary piezoelectric motion platform based on the stick-slip driving principle was developed to address the requirements of robot-assisted target puncture. The platform integrates a two-degree-of-freedom flexure mechanism with an active locking flexure mechanism to achieve coupled linear-rotary motion while effectively suppressing backward displacement. Statics were derived using the compliance matrix method and a closed-loop serial flexure model, and structural parameters were optimized via a genetic algorithm. Static, modal, and transient response analyses were conducted using finite element analysis to determine the optimized amplification ratios and to validate the effectiveness of the active locking mechanism. Experimental results indicate amplification ratios of 2.865 and 1.568 for linear and rotary motions, respectively. The active locking mechanism reduced linear and rotary retraction displacements by 69.15% and 89.40%. The actuator attained a maximum linear velocity of 2 428.25 $\mu\text{m/s}$ with a resolu-

收稿日期: 2025-06-17; 修订日期: 2025-07-10.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 52405034); 湖北省自然科学基金资助项目 (No. 2024AFB126); 武汉市知识创新专项项目-曙光计划资助项目 (No. 2023010201020252)

tion of $0.569\ \mu\text{m}$. In the rotary direction, continuous 360° rotation was achieved with a maximum speed of $58\ 019\ \mu\text{rad/s}$ and a resolution of $14.4\ \mu\text{rad}$. The actuator exhibited low coupling between motions and high bidirectional motion consistency ($\geq 94\%$), demonstrating suitability for target-puncture applications.

Key words: piezoelectric actuator; stick-slip motion; precision actuation; compliance matrix

1 引言

微创介入手术凭借伤口小、组织损伤少的优势,能大幅缩短患者康复周期并减轻伤痛,已成为现代外科医学的核心技术^[1]。作为微创领域的关键技术,靶向穿刺手术广泛应用于组织活检、放射治疗及药物递送等场景。但当前临床普遍采用医生徒手操控刚性穿刺针的方式,受限于刚性针体仅能实现线性穿刺路径的特性,当遇到血管、骨骼等解剖结构遮挡时,难以精准抵达靶点,严重制约手术的安全性与其有效性^[2]。

斜角柔性穿刺针的提出为解决上述难题提供了新思路^[3]。它通过轴向推进与尾部旋转的二自由度协同操控,可使针体在组织中弯曲形成可调曲率的圆弧路径,尤其适用于复杂解剖环境下的精准避障穿刺。然而,现有临床方案仍存在明显局限:手术精度高度依赖医生经验,不同操作者间疗效差异较大;柔性针的轨迹调整对术者手部稳定性要求苛刻,长时间操作易因疲劳导致精度下降;多次穿刺会增加患者创伤及术后并发症风险^[4]。机器人辅助穿刺系统虽能提升操作稳定性与精度,但以电磁电机为主的商业化平台存在结构庞大、多电机协同误差累积及电磁干扰等问题,限制了手术操作空间与设备兼容性^[5-6]。

近年来,压电驱动技术的发展为机器人辅助穿刺系统带来新机遇。压电驱动器基于逆压电效应^[7],具有超高分辨率、快速响应及无电磁干扰等特性。直动式压电驱动器具有尺寸小、响应速度快和输出力大的优点,但受到压电陶瓷本身小行程的限制,步进式压电驱动器因理论上能兼顾行程与精度而备受关注^[8]。步进式压电驱动器包括超声式压电驱动器^[9],尺蠖式压电驱动器^[10-11]和粘滑式压电驱动器^[12-13]。其中,粘滑式驱动器具有结构简单、控制灵活及无电磁干扰的优势^[14],其低频步进特性能避免对组织的伤害,更契合微创手术需求^[15-16]。

Liu等^[17]设计的精密定位旋转平台基于多层压电叠堆与三阶面内行波振动实现低电压驱动,分辨率为 $27.53\ \mu\text{rad}$,最大速度为 $1\ 039\ \text{r/min}$,但 $200\ \text{g}$ 负载下速度降至 $30.23\ \text{r/min}$,且仅单自由度旋转,适配场景受限。Zhang等^[18]设计的双定子异步驱动压电粘滑旋转驱动器,采用力偶型柔性定子与异步驱动策略抑制回退,最大速度为 $6.3\ (^{\circ})/\text{s}$,分辨率为 $0.22\ \mu\text{rad}$,但受电源电流限制,需高频大功率电源,且对双定子装配精度要求高。Cheng等^[19]提出的粘滑压电直线驱动器,采用右圆柔性铰链与非对称梯形梁放大位移,最大速度为 $5.96\ \text{mm/s}$ 、分辨率为 $50\ \text{nm}$,但存在明显回退运动,反向性能待优化。Chang等^[20]基于粘滑驱动原理,实现 $5\ \text{mm}$ 直线行程与 360° 旋转,直线分辨率为 $86.26\ \text{nm}$,旋转分辨率为 $3.90\ \mu\text{rad}$ (顺向)/ $3.85\ \mu\text{rad}$ (逆向),但存在运动耦合,运动一致性待提升。Bannan等^[21]提出的基于尺蠖原理的旋转-直线压电驱动器,能够实现两自由度运动,直线速度为 $5.4\ \text{mm/s}$ 、旋转速度为 $10.5\ \text{r/min}$,具备磁共振兼容性,但易因加工精度不足导致夹紧力下降、实际速度低于理论值,高频驱动有振动,负载能力因装配间隙降低。

综上,压电驱动器研究仍面临诸多挑战:直动式受结构限制,行程难以突破毫米级;超声式因高频特性无法应用于医疗场景;尺蠖型结构复杂,难以微型化,限制其在空间特殊场景的使用;粘滑式虽可无限行程,但回退现象仍影响运动精度。此外,现有驱动器多为单项性能突出,缺乏多自由度运动的集成设计。针对现有技术瓶颈,本文提出一种紧凑型、高精度的直线-旋转粘滑式压电驱动器。通过单个柔顺机构集成直线与旋转运动,实现结构紧凑化设计,同时引入主动锁定柔顺机构,有效抑制粘滑驱动过程中的回退现象。研究通过理论建模、有限元仿真与样机实验对设计有效性进行验证,不仅为靶向穿刺等手术场景提供创新解决方案,也为二自由度粘滑式

压电驱动器的设计提供理论与实践参考,具有重要的科学价值与临床应用前景。

2 工作原理与结构设计

2.1 工作原理

2.1.1 直线粘滑驱动原理

直线粘滑驱动基于压电陶瓷逆压电效应与摩擦状态调控,其运动过程可分为初始、粘和滑3个阶段,如图1(a)所示。

初始阶段(t_0):定子与动子在预紧力作用下保持接触,锁定件与动子预留初始间隙以避免运动干涉。此时PZT A和B均未施加激励电压,系统处于静止平衡状态。

粘阶段($t_0 \sim t_1$):对PZT A施加缓慢上升激励电压,压电陶瓷沿+y方向产生准静态伸长变形,推动定子同步移动。由于定子与动子间的预紧力形成静摩擦约束,动子在静摩擦力作用下随定子同向移动,此阶段产生的位移定义为步进位移 S_1 ,实现驱动系统的正向推进。

无锁定机制滑阶段($t_1 \sim t_2$):PZT A激励电压骤降,定子沿-y方向快速复位,动子因惯性与定子产生滑动摩擦,动子产生回退位移为 S_2 ,该阶段有效步进位移为 $\Delta S_1 = S_1 - S_2$ 。

主动锁定机制滑阶段($t_1 \sim t_2$):在PZT A电压骤降的同时,对PZT B施加阶跃激励信号,使其瞬间伸长并驱动锁定件顶起动子。锁定件的机械干预抑制了动子回退,此时回退位移显著减小甚至为零,有效步进位移提升至 $\Delta S_2 = S_1$ 。当PZT A完全复位后,PZT B同步收缩使锁定件复位,为下一周期运动解除约束。

通过施加“缓慢上升-迅速下降”的锯齿波电压信号,粘阶段与滑阶段周期性交替,实现步进位移的累加及理论无限行程运动。反向(-y方向)运动可通过施加对称波形(“快速上升-缓慢下降”)实现。需注意,正反向运动因摩擦状态切换顺序与波形差异,可能导致运动一致性偏差。

2.1.2 旋转粘滑驱动原理

旋转粘滑驱动与直线运动类似,通过静摩擦力与惯性力的协同作用实现角度输出,其运动过程同样划分为3个阶段,如图1(b)所示。

初始阶段(t_0):与直线粘滑驱动初始状态一致,定子与动子在预紧力下接触,锁定件处于非干涉状态,PZT A,B无激励电压,系统静止。

粘阶段($t_0 \sim t_1$):PZT A受缓慢上升的激励电压作用,产生伸长变形并带动定子运动。动子在静摩擦力产生的切向力矩作用下,绕旋转中心发生逆时针转动,形成步进旋转角度 θ_1 。

无锁定机制滑阶段($t_1 \sim t_2$):PZT A电压骤降,定子快速复位,动子产生旋转回退,回退角度记为 θ_2 ,有效步进旋转角度为 $\Delta\theta_1 = \theta_1 - \theta_2$ 。

主动锁定机制滑阶段($t_1 \sim t_2$):PZT B受阶跃信号触发,锁定件瞬间顶起,抑制动子旋转回退,使有效步进旋转角度 $\Delta\theta_2 = \theta_1$ 。PZT A复位后,PZT B收缩带动锁定件退出。

通过循环施加“缓慢上升-迅速下降”的锯齿波电压,粘滑阶段交替运行,实现动子连续旋转。顺时针旋转可通过施加与逆时针驱动波形对称的信号实现。主动锁定柔顺机构有效消除旋转回退误差,提升角度输出精度,满足靶向穿刺等手术场景对 360° 无级旋转及亚毫弧度级控制精度的需求。

2.2 结构设计

基于以上驱动原理,所设计的驱动器整体由二自由度柔顺驱动机构、主动锁定柔顺机构及辅助部件组成,其三维结构与爆炸图如图2所示。

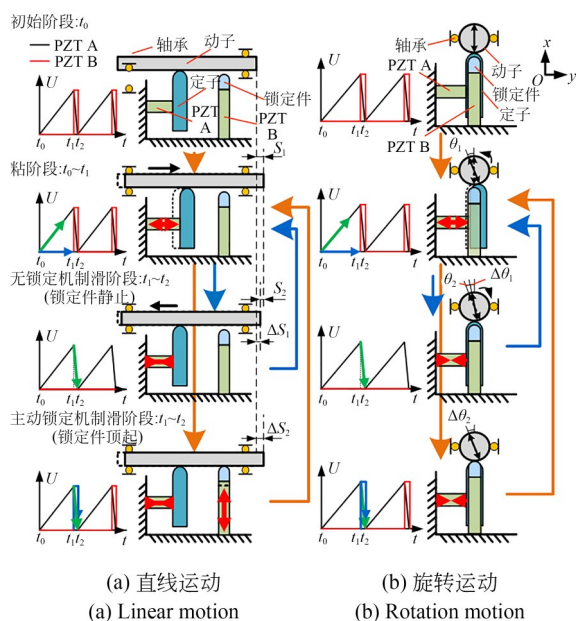


图1 粘滑驱动原理

Fig. 1 Principle of stick-slip drive

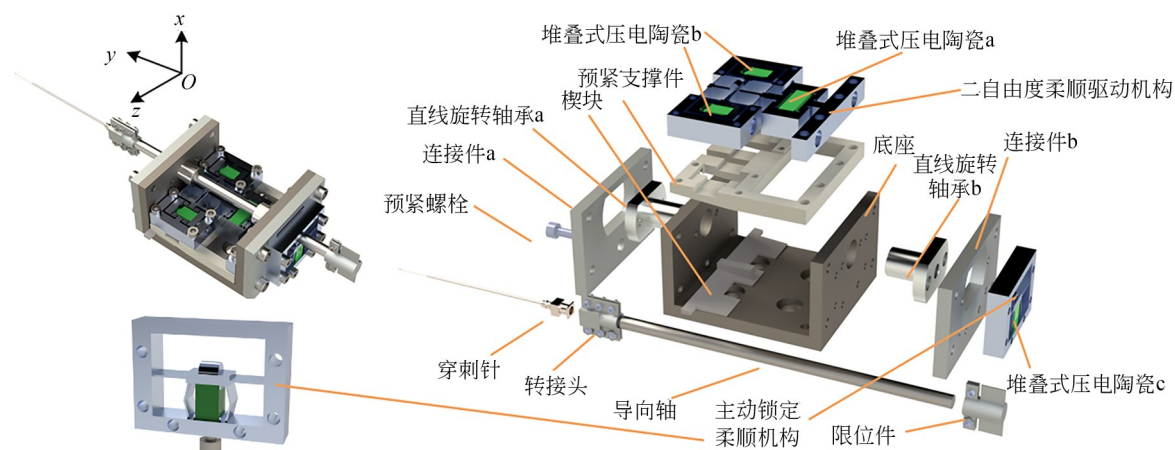


图 2 压电驱动器的整体三维结构与爆炸图

Fig. 2 Overview of 3D structure and exploded view of piezoelectric actuator

2.2.1 二自由度柔顺驱动机构设计

二自由度柔顺驱动机构是实现直线-旋转运动的核心,如图3所示,采用铝合金材料AL7075制造,尺寸为60 mm×56 mm×9 mm,通过桥式放大与解耦设计实现运动输出。

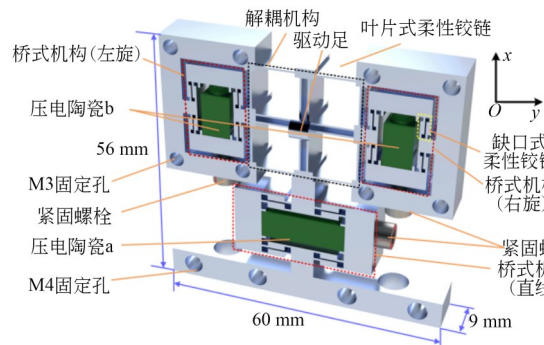


图 3 二自由度柔顺驱动机构

Fig. 3 Two degree of freedom compliant drive mechanism

穿刺针从组织外部穿刺至靶点及后续精密操作需覆盖较大行程,而提高直线运动速度以缩短手术时间、提升旋转运动速度以优化斜角柔性针轨迹,并调整效率是关键需求,这要求二自由度柔顺驱动机构必须重点解决运动放大与定位精度问题。为此,机构以桥式机构为核心放大组件,其具备放大比例大、耦合运动小和结构紧凑的优势,可高效放大压电陶瓷输入位移以提升运动速度,同时减少寄生运动实现精密解耦控制^[22-23]。采用缺口式柔性铰链设计,由直

角铰链串联并辅以双层结构,在满足大行程位移放大的同时增强刚度,适配精密直线运动需求^[24]。

机构的3个桥式机构呈对称三角布局,双对称桥式机构通过固定驱动信号波形驱动旋转运动,确保顺时针一致性。单个桥式机构通过改变信号波形实现直线往返运动,兼顾紧凑性。针对旋转驱动中压电陶瓷易受剪切力损伤问题,采用带球头结构以点接触减小剪切应力,并通过螺栓孔与内部直角凸起定位约束刚性连接保证输出精度^[25]。解耦机构由16个叶片式柔性铰链构成,具有力-位移传递及导向补偿功能,结合双层直角铰链设计,实现双自由度运动的高效放大与精准控制。

2.2.2 主动锁定柔顺机构设计

传统粘滑式压电驱动器在滑阶段的回退现象显著制约其负载能力与运动稳定性。为此,本文提出的主动锁定柔顺机构,通过“锁定-释放”动态调控抑制回退运动。该机构采用直角铰链的导向铰链抑制耦合运动,通过约束压电陶瓷输出位移的矢量方向实现解耦导向,确保运动轨迹线性度;菱形放大机构由四个直角铰链串并联组成,利用弹性势能储存与释放机制,在压电陶瓷收缩时产生瞬时回复力,实现锁定机构的快速释放,同时兼具二次导向功能。机构基于直动式驱动原理,输出位移与压电陶瓷标称位移呈线性对应,驱动足与动子间处于临界接触状态,既保证

力传递效率又避免预紧力损耗。阶梯式结构避免驱动组件与外界直接接触,提升环境适应性。该机构通过机械锁定与动态释放的协同,有效解决粘滑运动回退难题。

3 理论建模、优化与有限元分析

二自由度柔顺驱动机构作为决定驱动器输出性能的核心部件,其理论建模与参数优化是提升驱动精度与行程的关键。这里基于柔度矩阵法与闭环串行柔顺机构模型,构建机构静力学,并通过遗传算法实现结构参数优化,结合有限元仿真验证理论模型的有效性。

3.1 二自由度柔顺驱动机构模型

3.1.1 组成单元的柔度建模

考虑到机构垂直方向受力可忽略,采用平面柔性铰链的 3×3 柔度矩阵简化计算。以直角铰链为基本单元,在外力 $F = [F_x; F_y; F_z]^T$ 作用下,末端变形满足胡克定律 $\delta = CF$,其柔度矩阵在局部坐标系下表示为:

$$C_i = \begin{bmatrix} C_{x,F_x} & 0 & 0 \\ 0 & C_{y,F_y} & C_{y,M_z} \\ 0 & C_{\theta_z,F_y} & C_{\theta_z,M_z} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

式中各柔度单元具体表达式为:

$$\begin{aligned} C_{x,F_x} &= \frac{l}{tdE}, C_{y,F_y} = \frac{4l^3}{t^3dE} + \frac{\alpha l}{Gtd}, \\ C_{y,M_z} &= C_{\theta_z,F_y} = \frac{6l^2}{t^3dE}, C_{\theta_z,M_z} = \frac{12l}{t^3dE}, \end{aligned} \quad (2)$$

其中: t 为直角铰链的厚度, l 为长度, d 为宽度, E 为材料的杨氏模量, G 为剪切模量, α 为剪切修正系数,对于矩形截面 $\alpha = 6/5$ 。

通过齐次变换理论,将局部柔度矩阵转换至全局坐标系,变换过程为:

$$C_o = T_i^o C_i (T_i^o)^T, \quad (3)$$

其中: C_o 为参考坐标系下的柔度矩阵, C_i 为局部坐标系下的柔度矩阵, T_i^o 为坐标变换矩阵。

串联机构的全局柔度为各单元柔度之和,并联机构的全局刚度为各单元刚度之和。对于桥式机构,其柔度矩阵需考虑多单元的串并联耦合效应,最终通过闭环串行柔顺机构计算模型,如图 4 所示,将机构两端固定的过度约束转化为截

面内力,推导输出点变形与外力的关系:

$$\delta_o = \delta_l + \delta_r = \sum_{i=1}^N (C_{gr} B_i^{-1} C_{iel}) F_{iel} + \sum_{j=1}^M (C_{gl} B_j^{-1} C_{jer}) F_{jer}, \quad (4)$$

其中: $B = C_{gl} + C_{gr}$, C_{gl} 和 C_{gr} 分别为与左右串行支链中内力 F_{gl} , F_{gr} 相关联的柔度矩阵, C_{iel} 和 C_{jer} 为外力相关柔度矩阵。

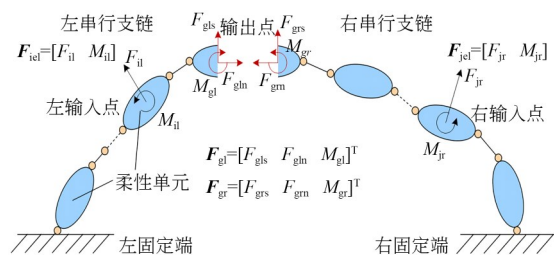


图 4 闭环串行柔顺机构的计算模型

Fig. 4 Computational modeling of closed-loop serial flexure mechanisms

3.1.2 直线运动方向的输入输出柔度

在直线运动输入链计算中,定义输出点 O_{out} 和输入点 O_{in-l} , O_{in-r} , 利用机构对称性简化为单端输入分析。通过截断输入点 O_{in-l} , 将机构分为左右串行支链, 如图 5 所示, 结合闭环模型推导输入位移 δ_{in-l} 与输入柔度 C_{in-l} :

$$\begin{aligned} \delta_{in-l} &= (C_{gr-in} B_{in-l}^{-1} C_{el-in}) F_l + (C_{gl-in} B_{in-l}^{-1} C_{er-in}) F_r = \\ &= (C_{gr-in} B_{in-l}^{-1} C_{el-in} - C_{gl-in} B_{in-l}^{-1} C_{er-in}) F = C_{in-l} F, \end{aligned} \quad (5)$$

式中: C_{gl-in} , C_{gr-in} 分别为左右支链柔度, C_{el-in} , C_{er-in} 为外力柔度, 可由下式计算得到:

$$\begin{aligned} C_{gr-in} &= T_{d,RA}^{in-l} C_{pRA} T_{f,in-l}^{RA} + T_{d,IVT}^{in-l} C_{IVT} T_{f,in-l}^{IVT} \\ C_{gl-in} &= T_{d,III}^{in-l} C_{III} T_{f,in-l}^{III} \\ C_{er-in} &= T_{d,I}^{in-l} C_I T_{f,in-l}^I \\ C_{el-in} &= T_{d,III}^{in-l} C_{III} T_{f,in-l}^{III} \\ B_{in} &= C_{gr-in} + C_{gl-in} \end{aligned} \quad (6)$$

同时,截断输出点 O_{out} , 输出位移 δ_{out} 与输出柔度 C_{out} 满足:

$$\begin{aligned} \delta_{out} &= (C_{gr-out} B_{out}^{-1} C_{lel-out}) F_l + (C_{gr-out} B_{out}^{-1} C_{rel-out}) F_r = \\ &= (C_{gr-out} B_{out}^{-1} C_{lel-out} - C_{gr-out} B_{out}^{-1} C_{rel-out}) F = C_{out} F, \end{aligned} \quad (7)$$

式中各参数如下:

$$\begin{aligned} C_{gr-out} &= T_{d,out}^{out} C_{out,BCD} T_{f,out}^{out} \\ C_{lel-out} &= T_{d,III}^{in-l} C_{III} T_{f,in-l}^{III} \\ C_{rel-out} &= T_{d,I}^{in-l} C_I T_{f,in-l}^I \\ B_{out} &= C_{gr-out} + C_{gl-out} \end{aligned} \quad (8)$$

最终直线运动放大比为:

$$A_x = \frac{\delta_{\text{out}}(1,1)}{2\delta_{\text{in}-1}(1,1)} = \frac{C_{\text{out}}(1,1)F}{2C_{\text{in}-1}(1,1)F} = \frac{C_{\text{out}}(1,1)}{2C_{\text{in}-1}(1,1)}, \quad (9)$$

其中: δ_{out} 表示输出点的输出位移, δ_{in} 表示的是桥式机构左边输入点的输入位移。

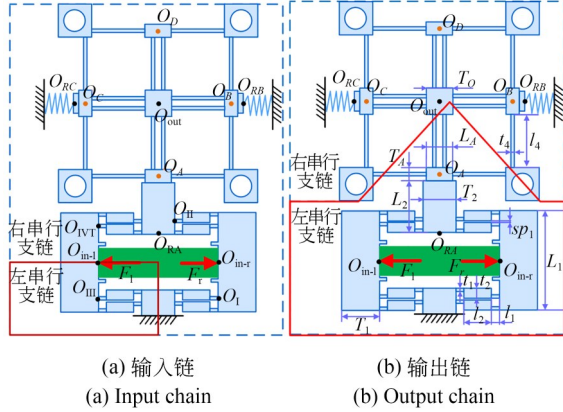


图 5 直线运动计算模型

Fig. 5 Calculation model of linear motion

3.1.3 旋转运动方向的输入输出柔度

旋转运动放大比求解思路与直线运动类似,针对右旋部分输入链,定义输出点 O_{outR} 和输入点 $O_{\text{inR}-1}$, $O_{\text{inR}-r}$,利用对称性简化计算。输入位移 $\delta_{\text{inR}-1}$ 与输入柔度 $C_{\text{inR}-1}$:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{inR}-1} = & (C_{\text{gr-inR}} B_{\text{inR}}^{-1} C_{\text{el-inR}}) F_l + (C_{\text{gl-inR}} B_{\text{inR}}^{-1} C_{\text{er-inR}}) F_r = \\ & (C_{\text{gr-inR}} B_{\text{inR}}^{-1} C_{\text{el-inR}} - C_{\text{gl-inR}} B_{\text{inR}}^{-1} C_{\text{er-inR}}) F = C_{\text{inR}-1} F, \end{aligned} \quad (10)$$

式中各参数如下:

$$\begin{aligned} C_{\text{gr-inR}} &= T_{d,\text{IIIR}}^{\text{inR}-1} C_{\text{IIIR}} T_{f,\text{inR}-1}^{\text{IIIR}} \\ C_{\text{gl-inR}} &= T_{d,\text{RE}}^{\text{inR}-1} C_{\text{pRB}} T_{f,\text{inR}-1}^{\text{RB}} + T_{d,\text{IVR}}^{\text{inR}-1} C_{\text{IVR}} T_{f,\text{inR}-1}^{\text{IVR}} \\ C_{\text{er-inR}} &= T_{d,\text{IIIR}}^{\text{inR}-1} C_{\text{IIIR}} T_{f,\text{inR}-1}^{\text{IIIR}} \\ C_{\text{el-inR}} &= T_{d,\text{IR}}^{\text{inR}-1} C_{\text{IR}} T_{f,\text{inR}-1}^{\text{IR}} \\ B_{\text{inR}} &= C_{\text{gr-inR}} + C_{\text{gl-inR}} \end{aligned} \quad (11)$$

输出位移 δ_{outR} 与输出柔度 C_{outR} 满足:

$$\delta_{\text{outR}} = (C_{\text{gl-outR}} B_{\text{outR}}^{-1} C_{\text{ler-outR}} - C_{\text{gl-outR}} B_{\text{outR}}^{-1} C_{\text{rer-outR}}) F = C_{\text{outR}} F, \quad (12)$$

式中各参数如下:

$$\begin{aligned} C_{\text{gl-outR}} &= T_{d,\text{outR}}^{\text{outR}} C_{\text{outR-ACD}} T_{f,\text{outR}}^{\text{outR}} \\ C_{\text{ler-outR}} &= T_{d,\text{IIIR}}^{\text{inR}-1} C_{\text{IIIR}} T_{f,\text{inR}-1}^{\text{IIIR}} \\ C_{\text{rer-outR}} &= T_{d,\text{IR}}^{\text{inR}-1} C_{\text{IR}} T_{f,\text{inR}-1}^{\text{IR}} \\ B_{\text{outR}} &= C_{\text{gl-outR}} + C_{\text{gl-outR}} \end{aligned} \quad (13)$$

旋转运动放大比为:

$$A_R = \frac{\delta_{\text{outR}}(1,1)}{2\delta_{\text{inR}-1}(1,1)} = \frac{C_{\text{outR}} F(1,1)}{2C_{\text{inR}-1} F(1,1)} = \frac{C_{\text{outR}}(1,1)}{2C_{\text{inR}-1}(1,1)}. \quad (14)$$

上述运动参数求解过程中, $T_{d,i}^{-1}$ 为位移变换矩阵,将局部坐标下的位移转换为位移输出点处的位移。 $T_{f,i-1}^i$ 为内力变换矩阵, $T_{F,i-1}^i$ 为外力变换矩阵。 C_{pRA} 为由两个组合后的柔性组成单元并联于参考坐标系 O_{RA} 后得到的柔度矩阵,其余柔度矩阵均为桥式机构中的缺口式柔性铰链的柔度矩阵。 $i = \text{RA}, \text{I}, \text{III}, \text{IV}$,代表具体坐标点。旋转运动求解过程参数通过在下标中标注 R 以作区分。该理论模型为后续机构参数优化与有限元仿真提供了理论基础。

3.2 参数分析与优化

基于理论模型,二自由度柔顺驱动机构的结构参数显著影响其放大性能。机构性能主要受直角铰链参数制约,核心优化参数包括:大型桥式机构缺口式柔性铰链的短直角铰链厚度 t_1 、长直角铰链厚度 t_2 、短直角铰链长度 l_1 ,以及小型桥式机构的短直角铰链厚度 t_a 、长直角铰链厚度 t_b 、短直角铰链长度 l_a 。

优化目标设定为最大化综合指标 $2A_x + A_R$,以此平衡直线与旋转运动性能。由于直线与旋转放大比存在相互影响,直线放大比提升时旋转放大比会下降,因此通过赋予直线放大比 A_x 两倍权重,引导遗传算法在寻优过程中优先保障直线运动性能。同时,设置严格的约束条件,包括几何比例约束($t_2/t_1 \geq 2, t_b/t_a \geq 2$)、性能下限约束($A_x > A_R > 1.5$)以及加工可行性约束,确保旋转放大比不低于功能需求阈值,在两者的相互制约中实现平衡。

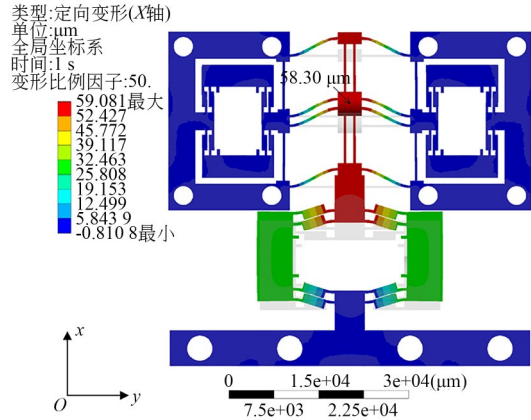
优化得到理论最优参数: $t_1 = 0.46 \text{ mm}$, $t_2 = 1.42 \text{ mm}$, $t_a = 0.40 \text{ mm}$, $t_b = 0.88 \text{ mm}$, $l_1 = 1.4 \text{ mm}$, $l_a = 0.78 \text{ mm}$ 。考虑加工精度修正为: $t_1 = 0.45 \text{ mm}$, $t_2 = 1.4 \text{ mm}$, $t_a = 0.40 \text{ mm}$, $t_b = 0.90 \text{ mm}$, $l_1 = 1.4 \text{ mm}$, $l_a = 0.80 \text{ mm}$ 。直线运动理论放大比 $A_x = 2.948$,旋转运动放大比 $A_R = 1.742$,满足设计要求,并为后续仿真与试验提供参数依据。

3.3 有限元仿真分析

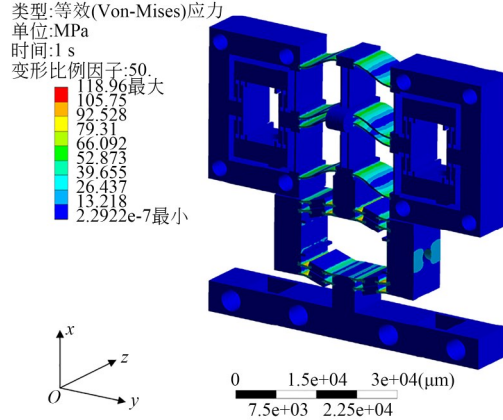
3.3.1 静力学分析

基于 ANSYS Workbench 平台对二自由度柔顺驱动机构开展静力学仿真,材料选用 AL7075

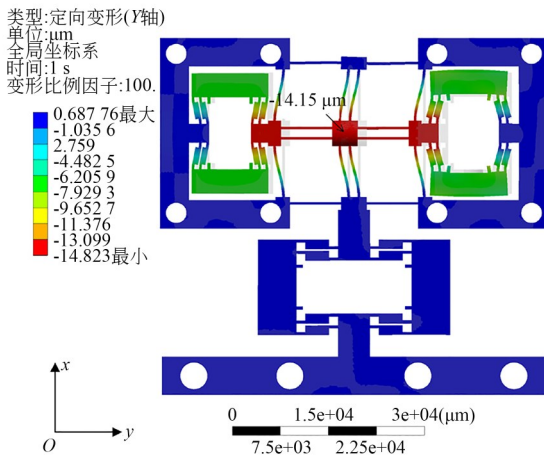
铝合金(弹性模量 71.7 GPa,密度 2 810 kg/m³,泊松比 0.33),采用 0.5 mm 四面体网格并对缺口式柔性铰链等应力集中区域进行局部加密。机构固定孔施加固定约束以模拟实际安装状态。



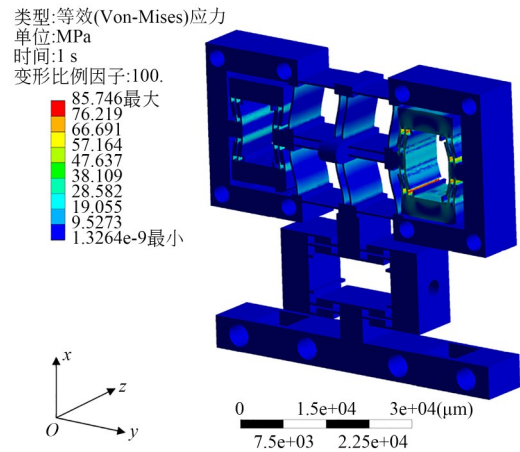
(a) Output displacement of linear motion



(b) Stress distribution of linear motion



(c) Output displacement of rotation motion



(d) Stress distribution of rotation motion

图 6 静力学仿真结果

Fig. 6 Simulation results of static mechanics

直线运动工况下,对机构两端输入面沿法向施加 10 μm 位移探究压电陶瓷完全伸长情况下,二自由度柔顺驱动机构的最大等效应力点是否仍小于屈服强度,满足结构的强度要求,变形比例因子 50 倍放大显示。从图 6(a)可知,总输入位移 20 μm 时,输出端位移达 58.30 μm,对应仿真放大比 $B_x=2.915$,与理论值 $A_x=2.948$ 的相对误差为 1.20%,验证了直线运动理论模型的准确性。应力分布云图(图 6(b))显示,最大等效应力集中于缺口式柔性铰链处,峰值 118.96 MPa,

仅为材料屈服强度(505 MPa)的 23.56%,表明机构在压电陶瓷完全伸长的极限工况下仍具备 4 倍以上安全裕度,结构强度满足设计要求。

旋转运动工况下,如图 6(c)和 6(d)所示,对驱动桥式机构两端输入面施加 4.5 μm 法向位移。总输入位移 9 μm 时输出端位移 14.15 μm,仿真放大比 $B_R=1.572$,与理论值 $A_R=1.742$ 的误差为 10.81%。误差源于输入端的显著弹性弯曲变形,理论预期两侧区域为刚体不会产生形变,均匀位移为 4.5 μm,而仿真显示两侧区域形

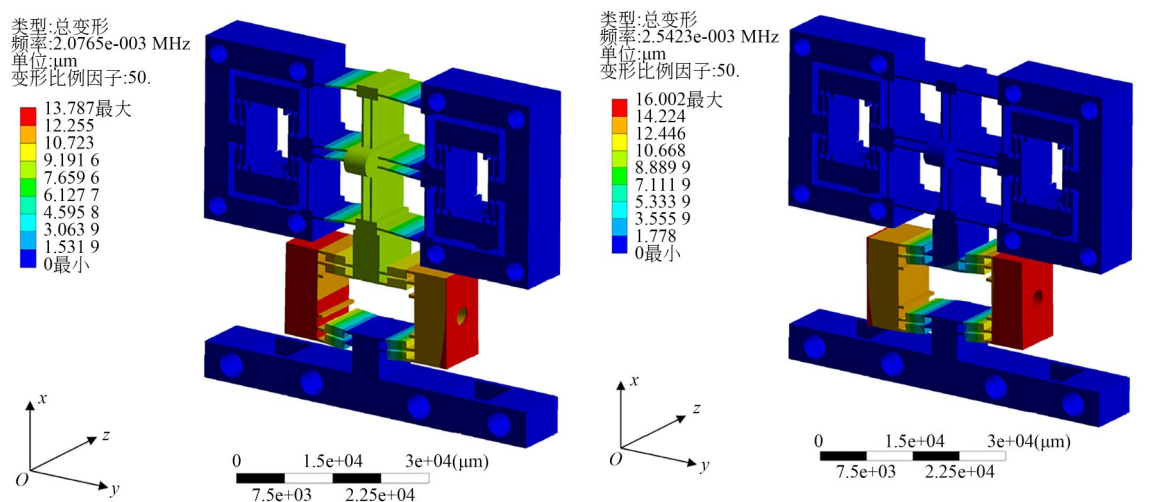
变衰减至 $3\text{ }\mu\text{m}$, 导致实际输入位移大于理论刚性假设值, 引发放大比偏差。应力分析表明, 最大等效应力集中于缺口式柔性铰链, 峰值 85.746 MPa (材料屈服强度的 17.0%), 极限工况下安全裕度超 5 倍。该结果验证了旋转运动工况下机构的结构可靠性与设计合理性。

3.3.2 动力学分析

模态分析的前处理过程与静力学分析一致。二自由度柔顺驱动机构的前六阶固有频率分别

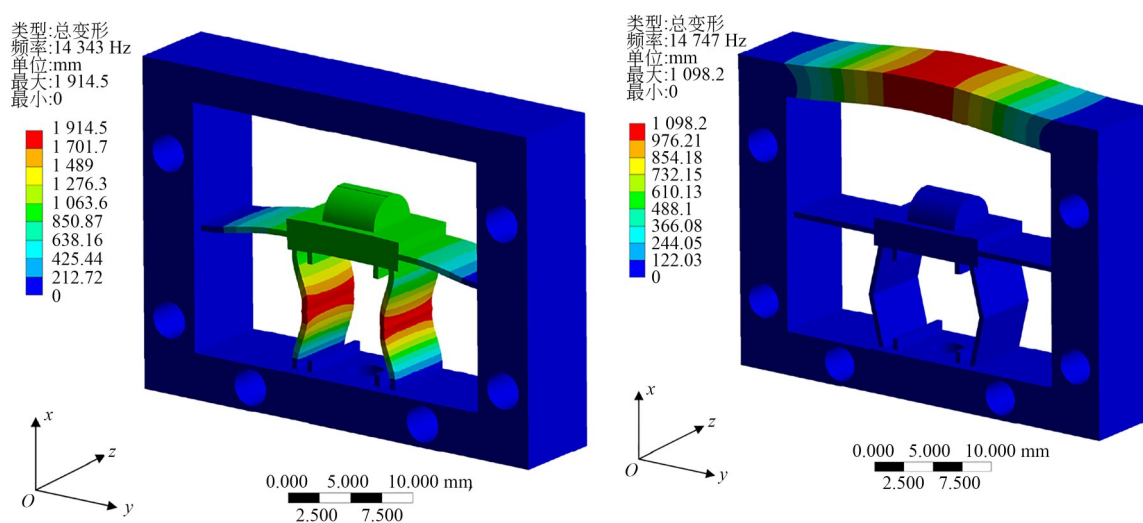
为 $2\,076, 2\,542, 3\,857, 3\,946, 5\,755$ 和 $5\,798\text{ Hz}$; 主动锁定柔顺机构的前六阶固有频率则为 $14\,343, 14\,747, 15\,139, 20\,626, 21\,849$ 和 $29\,719\text{ Hz}$ 。图 7 展示了二自由度柔顺驱动机构与主动锁定柔顺机构的前二阶模态。

所设计的直线-旋转粘滑式压电驱动器应用于医疗穿刺手术时驱动频率通常低于 200 Hz , 该频率远低于两机构的一阶固有频率 ($2\,076\text{ Hz}$ 和 $14\,343\text{ Hz}$), 因此在实际实验过程中可有效避免



(a) 二自由度柔顺驱动机构的前二阶模态

(a) First two resonance modes of two-degree-of-freedom flexure drive mechanism



(b) 主动锁定柔顺机构的前二阶模态

(b) First two resonance modes of active-locking flexure mechanism

图 7 模态分析结果

Fig. 7 Modal analysis results

共振现象的发生,为驱动器的稳定运行提供了理论依据。

4 实验

在理论和仿真分析的基础上完成直线-旋转粘滑式压电驱动器的样机研制及实验系统搭建,通过多维度测试验证其性能。

4.1 实验平台搭建

图8展示了实验测试系统,其由运动平台样机、控制系统及测量部件组成。二自由度柔顺驱动机构和主动锁定柔顺机构采用AL7075铝合金经电火花线切割加工,底座为不锈钢,直线旋转轴承与导向轴为标准件,压电陶瓷选用芯明天产品。其中,驱动直线运动的压电陶瓷型号为PSt150/5×5/20L,驱动旋转运动的压电陶瓷型号为PSt150/5×5/7L(带球头),驱动锁定机构的压电陶瓷型号为PSt150/5×5/7L,辅助部件由3D打印成型。系统工作时,计算机生成的信号经数据采集卡输出、功率放大器12倍放大后驱动压电陶瓷,采用基恩士LK-H050和LK-H025激光传感器分别测量直线位移与旋转角度,实验在隔振平台进行。

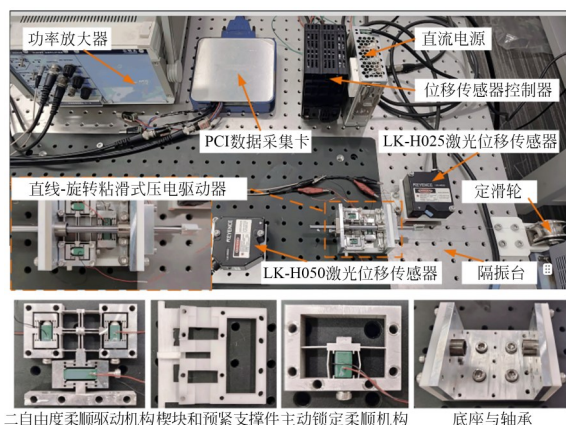


图8 直线-旋转粘滑式压电驱动器测试系统

Fig.8 Test system of linear-rotary stick-slip driving piezoelectric actuator

如图9所示,预紧力调控通过锁定力间接实现,以细绳连接砝码与导向轴,调节楔块使驱动足与导向轴达临界滑动状态,砝码重力即为锁定力,以此量化预紧力。

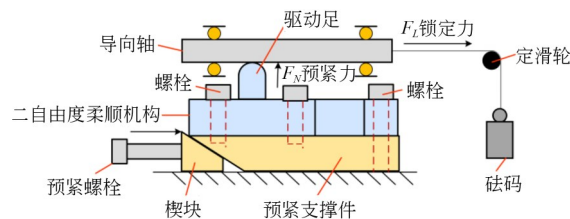


图9 锁定力调节方法

Fig.9 Adjustment method of locking force

4.2 柔顺机构测试

4.2.1 二自由度柔顺驱动机构测试

为验证二自由度柔顺驱动机构的设计精度,对其直线与旋转运动的放大比进行实验测试。在压电陶瓷上加载100 V电压幅值、1 Hz驱动频率的锯齿波信号,通过双激光位移传感器同步采集输入点与输出点的位移数据,测试结果如图10所示。直线运动的输入位移为7.34 μm ,输出位移达21.03 μm ,计算得实验放大比 $C_x=2.865$,与理论模型计算的放大比 $A_x=2.948$ 相比误差为2.79%,与ANSYS静力学仿真结果 $B_x=2.915$ 的误差为1.75%。旋转运动的输入位移为1.39 μm ,输出位移为2.18 μm ,实验放大比 $C_R=1.568$,与理论值误差为11.09%,与仿真值的误差仅0.255%。

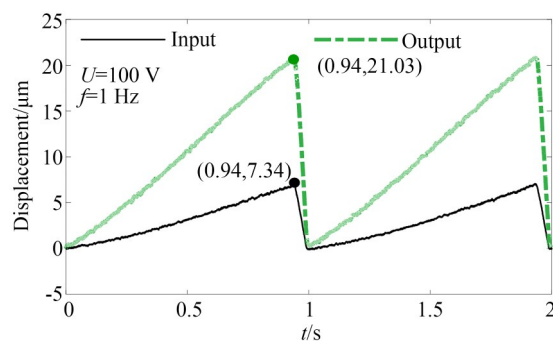


图10 直线运动输入输出位移

Fig.10 Input and output displacement of linear motion

实验结果表明,直线与旋转运动的放大比误差均处于合理范围,有效验证了理论建模与有限元仿真的可靠性。此外,实验观察到压电陶瓷的实际输入位移小于标称值,这是由于柔顺机构自身刚度对压电陶瓷输出位移的衰减所致,且机构刚度越高,位移衰减越显著。

4.2.2 主动锁定柔顺机构测试

为验证主动锁定柔顺机构对粘滑运动回退现象的抑制效果,分别开展直线与旋转运动工况下的对比实验。设置两种工况,一种工况为锁定机构不工作时,施加 100 V 电压、20 Hz 频率、占空比 0.95 的锯齿波信号(锁定力 $F_L=1$ N);另一种为锁定机构工作时,同步施加 100 V 电压、20 Hz 频率、占空比 0.05 的方波信号(满足 $D_c+D_s=1$)。

测试结果如图 11 所示:无锁定时,单步步进位移 $17.17\text{ }\mu\text{m}$,回退位移 $5.90\text{ }\mu\text{m}$,有效步进位移 $11.27\text{ }\mu\text{m}$,1 s 内总位移 $249.78\text{ }\mu\text{m}$;有锁定时,回退位移显著减小至 $1.82\text{ }\mu\text{m}$,有效步进位移增至 $14.35\text{ }\mu\text{m}$,1 s 内总位移达 $343.91\text{ }\mu\text{m}$ 。回退抑制效率达 69.15%,有效步进位移提升 27.3%,1 s 内位移增幅 37.7%,该增幅超过单步位移比例,归因于驱动足与导向轴间的摩擦非线性导致的单步位移波动。

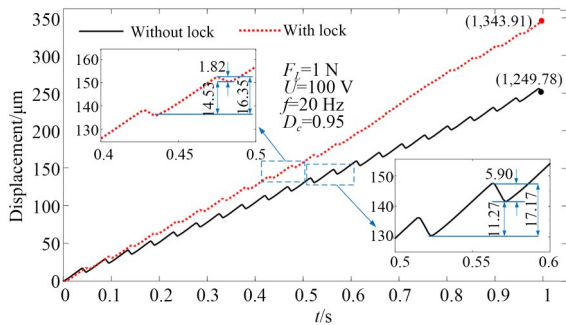


图 11 直线运动回退位移测试曲线

Fig. 11 Test curve of backward displacement for linear motion

旋转运动采用与直线运动相同的测试方案:无锁定时施加标准锯齿波信号,有锁定时同步施加方波信号。测试结果如图 12 所示,无锁定时,单步旋转角位移 $558\text{ }\mu\text{rad}$,回退角位移 $500\text{ }\mu\text{rad}$,有效步进角位移 $58\text{ }\mu\text{rad}$,1 s 内总角位移 $1\,292\text{ }\mu\text{rad}$;有锁定时,回退角位移降至 $53\text{ }\mu\text{rad}$,有效步进角位移增至 $118\text{ }\mu\text{rad}$,1 s 内总角位移 $2\,549\text{ }\mu\text{rad}$ 。回退抑制效率达 89.4%,有效步进角位移提升 103.4%,1 s 内位移增幅 97.3%,因摩擦非线性效应,该增幅低于单步位移提升比例。实验结果表明,主动锁定柔顺机构通过机械锁定作用显著抑制了粘滑运动中的回退现象,直线与旋转运动

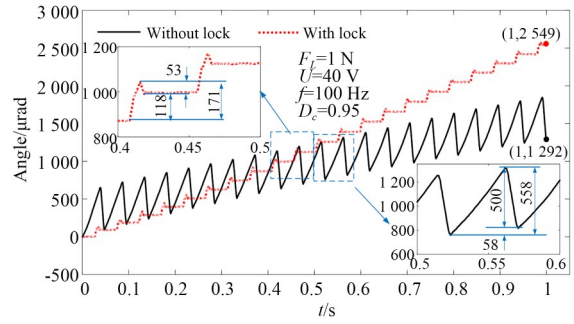


图 12 旋转运动回退位移测试

Fig. 12 Test of backward displacement for rotary motion

的回退位移分别减少 69.15% 和 89.4%,有效提升了驱动器的运动稳定性与净位移输出能力,验证了该机构设计的合理性与有效性。

4.3 直线-旋转运动平台输出性能测试

4.3.1 直线输出性能测试

为探究预紧力、驱动频率和信号占空比对直线输出性能的影响,采用锁定力间接调节预紧力的方法,在驱动电压 $U=10\text{ V}$ 、占空比 $D_c=0.95$ 的条件下,测试不同锁定力 F_L (0.5 N, 1 N, 1.5 N) 与驱动频率 f (0~200 Hz) 的耦合效应。结果表明,速度随频率呈“先增-后减-再增”三阶段变化:低频段压电陶瓷响应充分,速度与频率正相关;中低频段电压放大器带宽限制导致压电陶瓷伸长量衰减,速度下降;高频段位移衰减趋缓,速度再次上升。锁定力与频率存在显著耦合: $F_L=0.5\text{ N}$ 时速度峰值 $1\,203.28\text{ }\mu\text{m/s}$ 出现在 140 Hz; $F_L=1\text{ N}$ 时峰值右移至 200 Hz,达 $2\,428.25\text{ }\mu\text{m/s}$; $F_L=1.5\text{ N}$ 时峰值频率不变但速度降至 $1\,838.03\text{ }\mu\text{m/s}$ 。

不同信号占空比下,驱动频率与速度的耦合效应结果如图 13 显示。 $F_L=0.5\text{ N}$, $f \leq 40\text{ Hz}$ 时, $D_c=0.95$ 为最优占空比,40~90 Hz 时 $D_c=0.85$

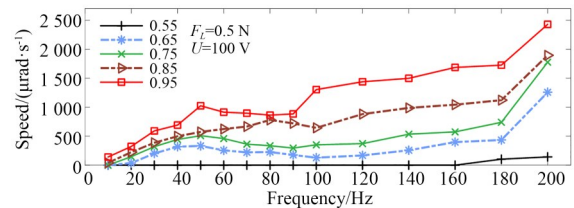


图 13 不同占空比下驱动频率对驱动器直线输出速度的影响

Fig. 13 Effect of drive frequency on linear output speed of actuator with different duty cycles

更优, $f=200$ Hz 时多个占空比出现速度峰值; $F_L=1$ N 时, 速度随占空比增大单调递增, $f=200$ Hz 时 $D_c=0.95$ 达速度最大值 $2\,428.25\ \mu\text{m/s}$;

$F_L=1.5$ N 时, 高频段占空比调控作用显著。最优工况为 $F_L=1$ N, $f=200$ Hz, $D_c=0.95$, 对应速度为 $2\,428.25\ \mu\text{m/s}$ 。

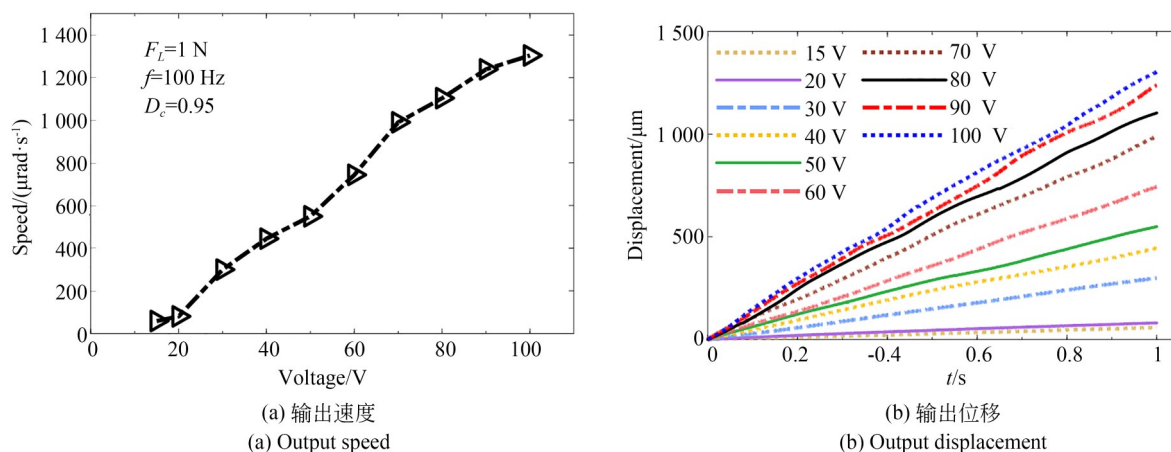


图 14 驱动电压对驱动器直线输出性能的影响

Fig. 14 Effect of drive voltage on linear output performance

驱动电压与直线速度的关系如图 14 所示。 $F_L=1$ N, $f=100$ Hz, $D_c=0.95$ 时, 速度随电压增大呈线性增长, 电压 15 V 为最小启动电压; $U \leq 70$ V 时位移曲线线性良好, $U > 70$ V 时出现轻微漂移, 表明电压可有效调控速度, 但需避免过高电压导致的非线性效应。

在 $F_L=1$ N, $U=15$ V, $f=100$ Hz, $D_c=0.95$ 条件下, 如图 15 所示, 驱动器理论分辨率为 $0.519\ \mu\text{m}$ (单步有效位移), 实际平均分辨率 $0.569\ \mu\text{m}$ (50 个周期累积位移 $28.29\ \mu\text{m}$), 偏差为 9.6%, 源于摩擦非线性和压电陶瓷迟滞效应。

通过定滑轮机构测试水平负载能力, 结果显示: $U=100$ V, $f=20$ Hz, $D_c=0.95$ 时, 最大水平负载 80 g (对应穿刺力为 0.8 N), 超过该负载后

无法稳定运动。负载增大导致回退位移增加, 因滑阶段负载拉力加剧了摩擦界面的相对滑动。

4.3.2 旋转输出性能测试

在旋转输出性能测试中, 因驱动结构对称, 仅测试单端运动。在驱动电压 $U=100$ V、占空比 $D_c=0.95$ 的条件下, 锁定力与频率的耦合效应结果显示: $F_L=0.5$ N 时, 速度随频率单调递增, 200 Hz 达峰值 $58\,019\ \mu\text{rad/s}$, 因小预紧力下摩擦界面动态响应高; $F_L=1$ N 时, 30 Hz 和 100 Hz 出现速度突峰, 200 Hz 达 $45\,487\ \mu\text{rad/s}$; $F_L=1.5$ N 时, 120 Hz 内速度递增, 160 Hz 后衰减, 峰值为 $33\,861\ \mu\text{rad/s}$ 。

如图 16 所示, 不同信号占空比下, 频率与速度的耦合效应为: $F_L=0.5$ N 时, $f \leq 140$ Hz 速度随占空比增大而增大, 200 Hz 时 $D_c=0.95$ 达峰值

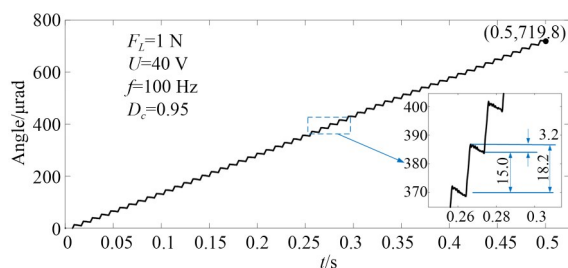


图 15 驱动器的直线分辨率位移曲线

Fig. 15 Linear resolution displacement curve of actuator

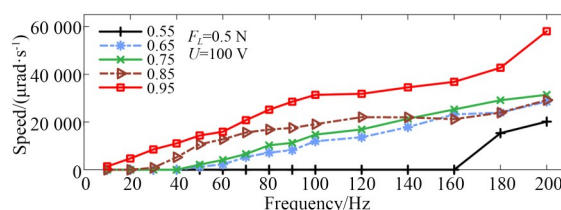


图 16 不同占空比下驱动频率对驱动器旋转速度的影响

Fig. 16 Effect of drive frequency on rotation speed of actuator with different duty cycles

58 019 $\mu\text{rad/s}$, 低频失效阈值随占空比降低而升高。最优工况为 $F_L=0.5\text{ N}$, $f=200\text{ Hz}$, $D_c=0.95$, 对应速度为 58 019 $\mu\text{rad/s}$ 。

在 $F_L=1\text{ N}$, $f=100\text{ Hz}$, $D_c=0.95$, 旋转速度随电压线性增长, 40 V 为最小启动电压, 电压 $\leq 70\text{ V}$ 时位移曲线线性良好, 验证了旋转运动的稳定性。

如图 17 所示, 在 $F_L=1\text{ N}$, $U=40\text{ V}$, $f=100\text{ Hz}$, $D_c=0.95$ 的条件下, 驱动器的理论分辨率为 15 μrad , 50 个周期累积角位移为 719.8 μrad , 实际平均分辨率为 14.4 μrad , 与理论值的偏差为 4%, 源于摩擦非线性。

4.3.3 耦合与正反向运动一致性测试

4.3.3.1 耦合测试

尽管驱动器内置解耦机构, 但加工与装配误差仍可能引发运动耦合。如图 18 所示, 在锁定力 $F_L=1\text{ N}$ 、电压 $U=100\text{ V}$ 、频率 $f=20\text{ Hz}$ 、占空比

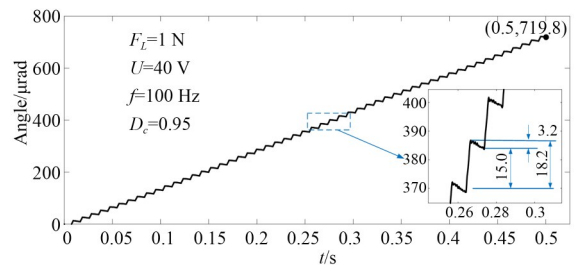
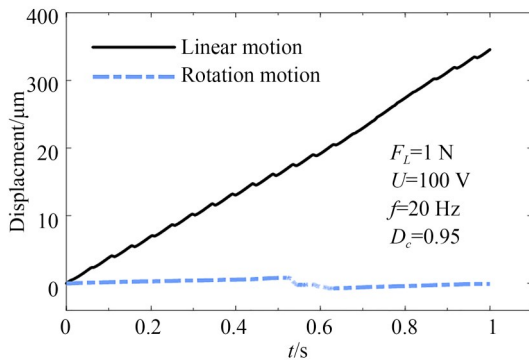


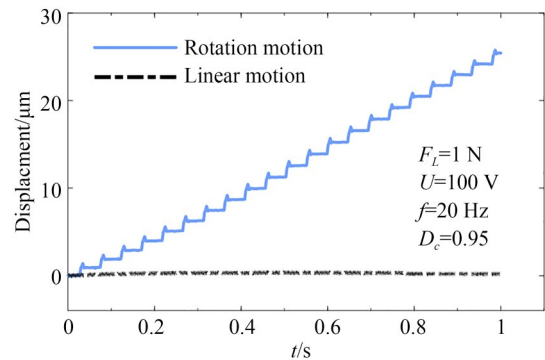
图 17 驱动器的旋转分辨率位移曲线

Fig. 17 Rotation resolution displacement curve of actuator

$D_c=0.95$ 的条件下, 采用双激光传感器同步采集直线与旋转运动输出。结果表明: 直线运动时, 旋转耦合位移波动幅值 $\leq 0.9\text{ }\mu\text{m}$; 旋转运动时, 直线耦合位移 $\leq 0.05\text{ }\mu\text{m}$, 显示轴向运动的高直线度保持能力。旋转模式下的直线耦合幅值仅为直线模式下旋转耦合幅值的 5.5%, 验证了驱动器的低耦合特性。



(a) 直线运动下的旋转耦合
(a) Rotational coupling during linear motion



(b) 旋转运动下的直线耦合
(b) Linear coupling during rotation motion

图 18 耦合测试结果

Fig. 18 Coupling test results

4.3.3.2 正反一致性测试

正反一致性是驱动器在顺时针和逆时针旋转运动时, 其运动性能 (如角位移等) 的一致程度。驱动器可通过两种方式控制旋转方向: 单端驱动 (改变信号占空比) 与对称驱动 (对称桥式机构独立驱动)。在 $F_L=1\text{ N}$, $U=100\text{ V}$, $f=100\text{ Hz}$ 的条件下, 单端驱动时, 右端压电陶瓷在 $D_c=0.95$ 和 0.05 下, 0.5 s 内角位移分别为 13 191 μrad 和 -8 612 μrad , 正反向一致性 63%; 左端驱动一致性 73%, 表明单端驱动存在显著不对称性。对称驱动时, $D_c=0.95$ 和 0.05 的条件下, 正反向运动一致性分别达 94% 和 98% (图 19), 验

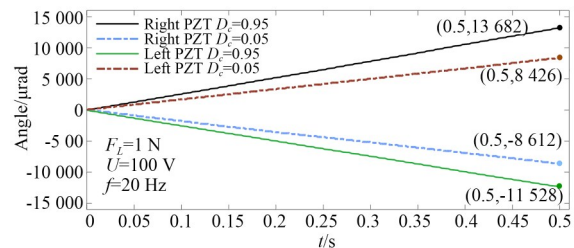


图 19 顺逆时针旋转的角度变化曲线

Fig. 19 Angle variation for clockwise and counterclockwise rotations

证了对称机构设计通过机械对称性提升运动一致性的有效性。

4.4 性能对比

不同驱动器的性能对比如表 1 所示,本文所提出的设计可实现直线-旋转两自由度的运动,兼顾良好的速度与精度。主动锁定机

构对回退的抑制效果、低耦合位移及高正反向运动一致性,均满足靶向穿刺等手术场景需求,为微创介入治疗提供了创新驱动解决方案。

表 1 不同驱动器性能对比
Tab. 1 Performance comparisons of different actuators

驱动器	驱动自由度	直线速度 /($\mu\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	旋转速度 /($\mu\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$)	直线分辨率 / μm	旋转分辨率 / μrad	旋转行程 /($^{\circ}$)	正反转一致性
Ref. [17]	旋转	—	108 804	—	27. 53	360	80%
Ref. [18]	旋转	—	350	—	0. 22	360	—
Ref. [19]	直线	5 960	—	0. 05	—	—	—
Ref. [20]	直线、旋转	6. 35	1 010	0. 086 26	3. 90	360	91. 8%
Ref. [21]	直线、旋转	5 400	1 100	—	—	360	—
本文	直线、旋转	2 428. 25	58 019	0. 569	14. 4	360	94%

5 结 论

本文针对传统医疗手术中人工靶向穿刺操作遇到的精度低、稳定性差、重复性差和局限性大等问题,设计并研发了一种直线-旋转粘滑式压电驱动器。首先,完成了驱动器的整体架构设计。然后,进行了理论建模与参数优化,并借助有限元分析手段对其性能特性进行了全面剖析。最后,搭建了驱动器样机的实验平台,对样机的性能进行了测试。测试结果表明:二自由度柔顺机构直线与旋转实验放大比分别为 2. 865 和 1. 568;主动锁定柔顺机构使直线回退减少 69. 15%、旋转回退减少 89. 40%;直线运动的最大速度为 2 428. 25 $\mu\text{m}/\text{s}$ 、分辨率

为 0. 569 μm ,旋转运动的最大速度达 58 019 $\mu\text{rad}/\text{s}$ 、分辨率为 14. 4 μrad ,实现了 360 $^{\circ}$ 无级旋转;驱动器耦合位移 $\leq 0. 9 \mu\text{m}$ (直线)/0. 05 μm (旋转),正反向运动一致性 $\geq 94\%$,验证了结构设计的合理性。

作者贡献声明:

徐丽雯:论文构思,数据管理,初稿写作;
王栋铭:数据管理,可视化呈现,初稿写作;
陈万江:可视化呈现,初稿写作;
李瑞颀:数据管理,可视化呈现;
肖晓晖:指导,初稿写作;
冯朝:论文构思、审核与编辑,获取资助,提供资源及指导。

参考文献:

[1] 夏金城. 微创介入手术与开颅手术临床疗效比较[J]. 现代预防医学, 2012, 39(17): 4614-4615, 4619.
XIA J CH. Comparison between minimally invasive surgery and craniotomy [J]. *Modern Preventive Medicine*, 2012, 39 (17): 4614-4615, 4619. (in Chinese)

[2] PATIL S, BURGNER J, WEBSTER R J 3rd, *et al.* Needle steering in 3-D *via* rapid replanning[J]. *IEEE Transactions on Robotics*, 2014, 30 (4) : 853-864.

[3] WEBSTER R J III, KIM J S, COWAN N J, *et al.* Nonholonomic modeling of needle steering[J]. *The International Journal of Robotics Research*, 2006, 25(5/6): 509-525.

[4] WARTENBERG M, SCHORNAK J, GANDO-MI K, *et al.* Closed-loop active compensation for needle deflection and target shift during cooperative-

- ly controlled robotic needle insertion[J]. *Annals of Biomedical Engineering*, 2018, 46 (10) : 1582-1594.
- [5] 杜祥民, 张永寿. 达芬奇手术机器人系统介绍及应用进展[J]. 中国医学装备, 2011, 8(5): 60-63.
DU X M, ZHANG Y SH. Advances in application of of da vinci surgical system[J]. *China Medical Equipment*, 2011, 8(5): 60-63. (in Chinese)
- [6] LYU Z K, XU Q S. Design of a new bio-inspired dual-axis compliant micromanipulator with millimeter strokes [J]. *IEEE Transactions on Robotics*, 2023, 39(1): 470-484.
- [7] 胡逸凡, 章海军, 倪凯佳. 三角放大型压电陶瓷微纳驱动机构[J]. 光学精密工程, 2022, 30(17): 2094-2099.
HU Y F, ZHANG H J, NI K J. Mini-piezo-element drive microactuator based on triangular amplification [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2022, 30 (17) : 2094-2099. (in Chinese)
- [8] 康升征, 王浩文. 面向细胞微操作的柔性并联压电定位台设计与实验[J]. 光学精密工程, 2025, 33 (2): 220-235.
KANG SH ZH, WANG H W. Design and experiments of a flexible parallel piezoelectric micro-positioning stage for cell micromanipulation [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2025, 33(2): 220-235. (in Chinese)
- [9] RYNDZIOŃEK R, SIENKIEWICZ Ł. A review of recent advances in the single- and multi-degree-of-freedom ultrasonic piezoelectric motors [J]. *Ultrasonics*, 2021, 116: 106471.
- [10] MA X F, LIU Y X, DENG J, *et al.* A compact inchworm piezoelectric actuator with high speed: Design, modeling, and experimental evaluation [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 184: 109704.
- [11] SONG S Y, SHAO S B, XU M L, *et al.* Piezo-electric inchworm rotary actuator with high driving torque and self-locking ability[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2018, 282: 174-182.
- [12] QIAO G D, LI H Y, LU X H, *et al.* Piezoelectric stick-slip actuators with flexure hinge mechanisms: a review [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2022, 33(15): 1879-1901.
- [13] LIN Y Q, AN D W, LIN Z Y, *et al.* Progress in high-performance stick-slip piezoelectric actuators: a review [J]. *International Journal of Smart and Nano Materials*, 2024, 15(3): 652-696.
- [14] XU D M, LIANG T L, CAO C Q, *et al.* Design and performance evaluation of a stick-slip actuator with Z-shaped beam and two-stage amplification system [J]. *Smart Materials and Structures*, 2024, 33(11): 115012.
- [15] XU Q S. *Micromachines for Biological Micromanipulation* [M]. Springer, 2018:226.
- [16] YU Y, DING C H, WANG E Y, *et al.* Piezo-assisted nuclear transfer affects cloning efficiency and may cause apoptosis[J]. *Reproduction*, 2007, 133 (5): 947-954.
- [17] LIU R X, WEN Z Y, CAO T, *et al.* A precision positioning rotary stage driven by multilayer piezoelectric stacks [J]. *Precision Engineering*, 2022, 76: 226-236.
- [18] 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.
- [19] CHENG T H, HE M, LI H Y, *et al.* A novel trapezoid-type stick-slip piezoelectric linear actuator using right circular flexure hinge mechanism [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2017, 64(7): 5545-5552.
- [20] CHANG Q B, LIU Y X, DENG J, *et al.* Design of a precise linear-rotary positioning stage for optical focusing based on the stick-slip mechanism [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2022, 165: 108398.
- [21] BANNAN KEL, CHRONIK B A, SALISBURY S P. Development of an MRI-compatible, compact, rotary-linear piezoworm actuator [J]. *Journal of Medical Devices*, 2015, 9: 014501.
- [22] QI K Q, XIANG Y, FANG CH, *et al.* Analysis of the displacement amplification ratio of bridgetype mechanism [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 87: 45-56.
- [23] 伍建军, 周敏, 章仕磊. 压电驱动的桥式放大机构设计与优化 [J]. 科学技术与工程, 2023, 23 (30): 12951-12957.
WU J J, ZHOU M, ZHANG SH L. Design and optimization of piezoelectric driven bridge amplifier [J]. *Science Technology and Engineering*, 2023, 23(30): 12951-12957. (in Chinese)
- [24] 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(2): 143-147.

ZHAO H W, WU B D, CAO D B, *et al.* Mechanical performance of right-angle flexure hinge [J]. *Nanotechnology and Precision Engineering*,

2007(2): 143-147. (in Chinese)

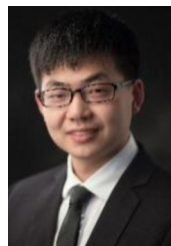
[25] GUO Z, TIAN Y, ZHANG D, *et al.* A novel stick-slip based linear actuator using bi-directional motion of micropositioner[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 128: 37-49.

作者简介:



徐丽雯(2001—),女,湖北咸宁人,硕士研究生,2024年于武汉大学获得学士学位,主要从事压电柔顺驱动及微纳米定位技术方面的研究。E-mail: xlw0801@126.com

通讯作者:



冯朝(1992—),男,河南新乡人,副研究员,2014年、2020年于武汉大学分别获得学士与博士学位,主要从事柔顺机构设计与精密运动控制方面的研究。E-mail: fengzhao@whu.edu.cn