DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J1904862

一种高精度大行程 2R1T 并联定位平台*

卢 倩[1],陈西府[1],黄卫清[2,3],孙梦馨[2]

(1. 盐城工学院机械工程学院 盐城 224051; 2. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京 210016; 3. 广州大学机械电气工程学院 广州 510006)

摘 要:为了解决传统压电陶瓷驱动器所固有的高精度与大行程的矛盾,提出了一种新型可直接外力驱动的三自由度并联精密定位平台,利用压电直线电机直接驱动即可实现大行程与高精度定位。首先,分析了柔性铰链结构参数对其作动行程的影响机理,在此基础上设计了大行程圆柱柔性铰链,并对大行程圆柱柔性铰链的结构参数进行了模糊优化设计;接着,采用两个平移副和一个一体化、大行程圆柱形柔性铰链构建了并联分支链路,采用 3 条并联支路设计了 2R1T 并联精密定位平台,并通过坐标齐次变换方法构建了并联平台的运动学模型,推导出了并联平台位姿正反解;最后,对 2R1T 并联定位平台开展了实验研究。实验结果表明所设计的 2R1T 并联定位平台具有良好的运动同步性和重复性,利用压电直线电机的步进运动模式可实现精密定位,其平动定位分辨率为 0.09 μm,转动定位分辨率分别为 0.8 μrad、0.9 μrad 和 1.0 μrad;利用压电直线电机的连续运动模式可实现大行程空间定位,其平动工作行程为 120 mm,转动工作行程分别为 6.18°、6.74°和 6.58°。借助于压电直线电机的不同工作模式实现了并联平台的精密定位和大行程工作空间两个关键指标,为进一步研究 2R1T 并联机构的动态性能、精密定位及控制规律的实现等提供了重要的理论价值和实践基础。

关键词: 精密定位平台;并联机构;大行程;柔性铰链

中图分类号: TH112 **文献标识码**: A **国家标准学科分类代码**:460.4025

A 2R1T parallel positioning platform with high accuracy and large working stroke

Lu Qian[1], Chen Xifu[1], Huang Weiqing[2,3], Sun Mengxin[2]

(*1.Mechanical Engineering School, Yancheng Institute of Technology, Yancheng 224051, China; 2.State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 3.Mechanical and Electrical Engineering School, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China*)

Abstract: The traditional piezoelectric ceramic actuator has the inherent contradiction of high precision and large working stroke. To solve this problem, a novel 2R1T parallel precision positioning platform is proposed. It can be driven by the external force directly. The high precision and large working stroke can be both realized by the piezoelectric linear motor. Firstly, the influence mechanism of the structure parameters on actuation stroke is analyzed. Based on the analysis result, the flexible cylindrical flexible hinge with large working stroke is developed. Its structure parameters are optimized by using the fuzzy optimization method. Secondly, the 2R1T parallel precision positioning platform is established with three parallel branches, which are consisted of the two translation pairs and the flexible cylindrical flexible hinge. The kinematics model of the parallel platform is discussed by the coordinate homogeneous transformation method. The forward and inverse position solutions of the 2R1T platform are also obtained. Finally, experiments are implemented to evaluate the performance of the parallel platform. Experimental results show that the 2R1T parallel platform has advantages of synchronization and repeatability of positioning. By using the step motion mode of the piezoelectric motor, the parallel platform can realize the precise positioning. Its translation resolution is 0.09 μm, and the rotation resolutions are 0.8 μrad, 0.9 μrad and 1.0 μrad,

收稿日期:2019-03-17 Received Date:2019-03-17

*基金项目:国家自然科学基金(51805465,51405420)项目、江苏省高校自然科学面上项目(18KJB460030)资助

respectively. In the continues motion mode of the piezoelectric motor, the large working stroke of the translation and rotation are 120 mm, 6.18°, 6.74° and 6.58°, respectively. The key performance indicators of precision positioning and large working stroke of the parallel platform are both realized based on different motion mode of only one piezoelectric motor. All basic research contents have important theoretical value and experiment foundation for the further study of the dynamical performance, the realization of precise positioning and control law of the 2R1T parallel platform.

Keywords: precision positioning platform; parallel mechanism; large working stroke; cylinder flexible hinges

0　引　　言

精密定位平台是高精度精密机械中用来产生微小线位移和角位移的精密工作台,在微纳米加工[1]、MEMS 微装配[2]、光学精密工程[3]和生物微操作[4]中应用很广。随着微纳米技术的不断发展与应用,许多应用领域对微纳米级定位平台提出了更多的性能指标,其中高精度和大行程是衡量微纳米级定位平台性能最重要的指标。现有的微纳米级定位平台几乎全部是由压电陶瓷驱动器实现的,虽然压电陶瓷驱动器具有较高的定位精度和分辨率,但是其行程一般只有几十微米,难以满足大行程运动需求。为了弥补压电陶瓷驱动器行程较小的缺陷,往往在压电陶瓷驱动器与微定位平台主体机构之间增设位移放大机构,如杠杠放大机构[5]、差式放大机构[6]及桥式放大机构[7]等。但是值得注意的是,位移放大机构在放大压电陶瓷驱动器行程的同时降低了自身定位精度。这使得基于压电陶瓷驱动器的微动精密定位平台的大行程要求和高精度要求成为了一个矛盾。为了实现微纳米级精密定位平台能够同时满足大行程和高精度要求,国内外学者提出并研究了串并混联定位平台[8-9],这类混联定位平台是由宏动工作台和微动工作台两部分构成,宏动工作台用于实现大行程工作范围,微动工作台则负责实现高精度定位与控制补偿。此外,姚雪峰等[10]利用测量反馈手段设计了力矩电机直驱的高精度角位移旋转平台;Xu 等[11]基于可变刚度机制设计了一种大行程 XY 定位系统;Shayya 等[12]提出了基于棱柱形驱动器的五自由度并联定位机构;Olfatnia 等[13]设计了静电梳状驱动器,并将其应用于大行程双轴精密定位平台中。但在上述的研究中,普遍存在着运动空间较小、控制模型复杂等问题,限制了其进一步应用。

本研究课题以光纤波导封装为应用背景,以柔性铰链作动行程为设计目标,面向柔性铰链结构参数进行作动行程机理优化,在此基础上提出了一体式、大行程圆柱柔性铰链;同时,设计了一种新型三自由度并联机构,采用压电直线电机替代传统的压电陶瓷元件作为作动器,避免了传动链过长、结构复杂及控制困难等不足,利用压电直线电机的步进作动模式和连续作动模式实现了高分辨率定位和大行程工作空间。

1　大行程并联精密定位平台设计研究

1.1　柔性铰链作动机理分析

并联平台由于其承载刚度好,作动分辨率高,被广泛应用于精密定位领域。为了避免因采用位移放大机构而带来的误差积累、精度下降问题,柔性铰链因其无摩擦、无间隙及高灵敏度等优势而被广泛研究。目前常用的柔性铰链主要有直梁型柔铰、倒圆角直梁型柔铰、直圆型柔铰和椭圆型柔铰,其结构参数如图 1 所示。

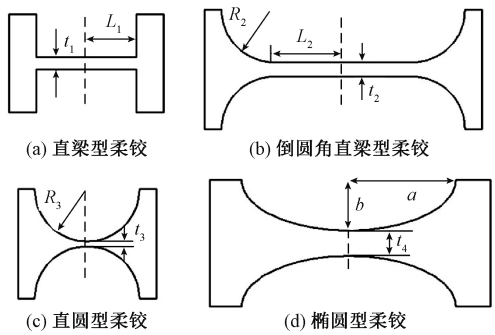


图 1　4 种常用的柔性铰链

Fig.1　Four common flexure hinges

影响柔性铰链作动行程的结构参数主要是:最小切割厚度 t 和切口长度 L。上述 4 种常用柔性铰链的结构参数对其作动行程的灵敏度均已有学者研究[14-16]。但目前缺乏统一的结构参数对不同的柔性铰链进行横向对比,无法准确描述柔性铰链的作动行程机理。

考虑到柔性铰链结构参数和抗弯截面参数均能影响柔性铰链的作动行程,构造结构参数 P_s。

$$P_s = W_z \cdot S_z \tag{1}$$

$$W_z = wt^2/6 \tag{2}$$

$$S_z = (L + l)/a_y \tag{3}$$

式中:W_z 是截面抗弯系数;S_z 是切口形状系数;t 是最小切割厚度;w 是柔铰宽度;L 是切口直梁段长度;l 是切口圆弧段长度;a_y 是切口深度。

下面考察结构参数 P_s 对不同柔性铰链绕 Z 轴旋转能力的影响,以期获得柔性作动行程的影响机理。

1) W_z 对旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 的影响

对于柔铰而言,一般 $w>t$,因此对于直梁型柔铰、倒

圆角直梁型柔铰,其中性层横截面为矩形,且当 $w=t$ 时,此时抗弯截面系数变小,其计算公式为:

$$W_{zc}=t^3/6 \tag{4}$$

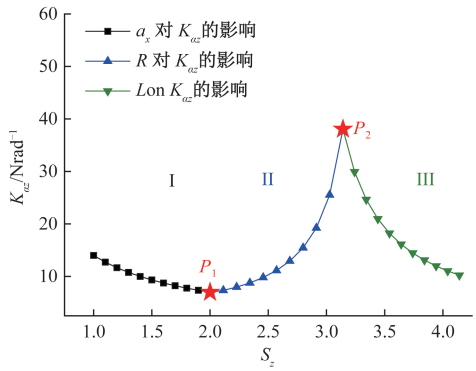
对于直圆型柔铰、椭圆型柔铰,其中性层横截面为圆形,此时抗弯截面系数为:

$$W_{zr}=\pi t^3/32 \tag{5}$$

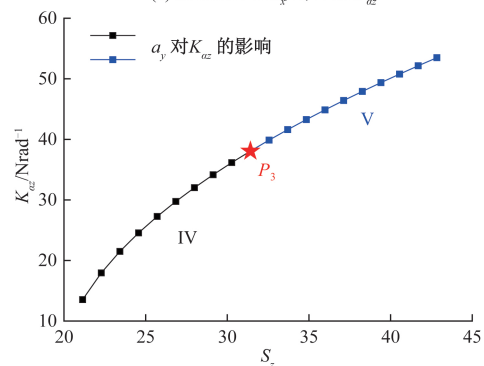
显然,改变柔性铰链中性层横截面的形状,能够改变其截面抗弯系数,并且当中性层横截面为圆形时,其抗弯截面系数更小,更有助于产生较大作动行程。

2) S_z 对旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 的影响

为了横向对比切口形状系数 S_z 对旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 的影响,对上述常用柔铰设置统一的结构参数:$a_x=20$ mm;$a_y=10$ mm;$w=8$ mm;$t=1$ mm;$E=2.1\times10^{11}$ Nm^{-2}。借助于常用柔性铰链旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 的相关研究结论[16-18],将计算得到的旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 绘制成曲线,如图 2 所示。



(a) 结构参数a_x、R、L对旋转刚度$K_{\alpha z}$的影响
(a) Influence of a_x, R, L on $K_{\alpha z}$



(b) 结构参数a_y对旋转刚度$K_{\alpha z}$的影响
(b) Influence of a_y on $K_{\alpha z}$

图 2 切口形状系数 S_z 对旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 的影响

Fig.2 Influence of notch geometry S_z on rotational stiffness $K_{\alpha z}$

从图 2 可以发现如下规律:

(1) 曲线段 I:直梁型柔铰,此时 $a_x=L$,旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 随着切口长度 L 的增加而减小;

(2) 点 P_1:直梁型柔铰,此时 $R=0$,$a_x=L$;

(3) 曲线段 II:倒圆角直梁型柔铰,此时 $a_x=(L+2R)$,旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 随着切口圆弧段半径 R 的增加而增加;

(4) 点 P_2:直圆型柔铰,此时 $a_x=2R$,$a_y=R$,$L=0$;

(5) 曲线段 III:倒圆角直梁型柔铰,此时 $a_x=(L+2R)$,$a_y=R$,旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 随着切口长度 L 的增加而减小;

(6) 曲线段 IV:浅切口椭圆柔铰,此时 $a_x=2R$,$a_y=b<R$,旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 随着切口深度 a_y 的增加而增加;

(7) 点 P_3:直圆型柔铰,此时 $a_x=2R$,$a_y=b=R$;

(8) 曲线段 V:深切口椭圆柔铰,此时 $a_x=2R$,$a_y=b>R$,旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 随着切口深度 a_y 的增加而增加。

综上所述,在相同的结构参数前提下,圆形横截面相较于矩形横截面,其抗弯截面系数更小,旋转刚度也更小;另一方面,直梁型柔铰相较于其他柔铰具有更小的旋转刚度,因而其旋转作动行程相对更优,且切口长度 a_x 与其旋转刚度 $K_{\alpha z}$ 呈负相关。

1.2 大行程圆柱柔性铰链的设计与优化

结合上述柔铰结构参数的作动机理分析,对传统的直梁型柔铰进行优化设计:首先减小其中性层的横截面面积,接着另其中性层横截面由矩形变为圆形,最后延长其切口长度 a_x 的长度,最终得到了大行程圆柱柔性铰链,如图 3(d)所示。

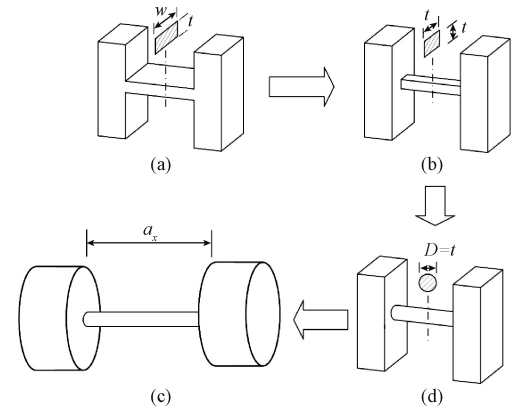


图 3 大行程圆柱形柔性铰链

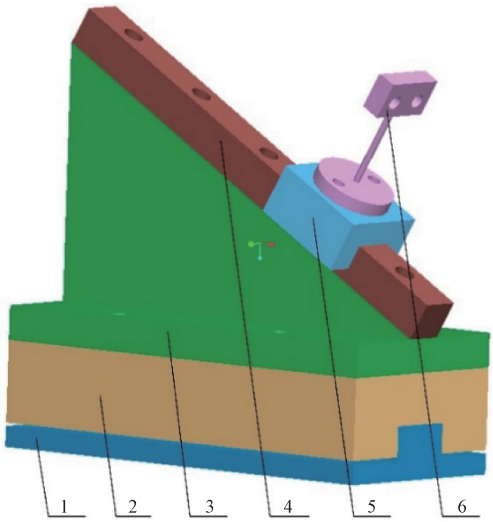
Fig.3 Cylindrical flexible hinge with large stroke

根据相关文献的研究可知[15-16],对柔性铰链转动性能影响最为敏感因素依次是最小切割厚度 t,切口长度 a_x,及圆柱柔性铰链的宽度为 w。在圆柱柔性铰链中,$w=t$。因此,利用文献[17]所采用的多目标模糊优化设计方法对大行程圆柱柔性铰链进行结构参数优化设计,可以得到模糊优化设计后的结构参数为:$t^*=1.0$ mm;$a_x^*=12.5$ mm。

1.3 并联支路设计

根据机械设计基本原理及多自由度柔性机构拓扑结构设计方法[18-19]可知,利用单自由度柔性铰链构建并联分支链路,进而实现多自由度并联结构,有利于在有限空间内实现多自由度并联结构系统的集成与控制。

为此,本研究课题采用如下设计方案:并联支路集成大行程圆柱柔性铰链,每条并联支路设计两个运动自由度且相互耦合;每条并联支路中,水平滑块、三角斜架和斜面导轨之间为固定副,利用外力驱动实现水平滑块的水平运动,只要 3 条并联支路协同运动,即可实现动平台绕 X 轴、Y 轴的旋转运动和沿 Z 轴的升降运动。并联支路的结构如图 4 所示。



1.水平导轨;2.水平滑块;3.三角斜架;
4.斜面导轨;5.斜面滑块;6.一体化圆柱形柔性铰链。

图 4　并联支路结构

Fig.4　Diagram of parallel branch

一体化圆柱形柔性铰链顶部和底部各预留了装配螺栓孔,分别用于连接动平台和斜面滑块。相较于文献[14]所采用的装配式柔铰,一体化圆柱形柔性铰链直接连接运动部件,减少了装配关系,使系统的运动误差得到了有效的控制,一定程度上提高了系统的定位精度。

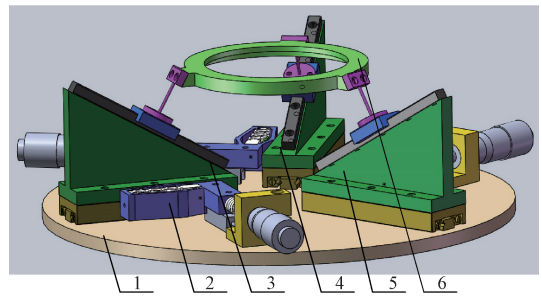
1.4　并联平台拓扑构型设计

并联精密定位平台由 3 台压电直线电机、3 条并联支路、静平台及动平台等构成,3 条并联支路在静平台上互成 120°布置。利用 3 台压电直线电机协同驱动 3 条并联支路的水平滑块,即可实现动平台沿 Z 轴平移和绕 X 轴、Y 轴的旋转,简称 2R1T 并联平台。

1.5　2R1T 并联平台运动机理

2R1T 并联精密定位平台的参考坐标系由静坐标系 $S_1(O_1\text{-}X_1Y_1Z_1)$ 和动坐标系 $S(O\text{-}XYZ)$ 构成。静坐标系 S_1 和动坐标系 S 如图 6 所示。

采用传统的 D-H 建模方法建立多自由度平台的运动学模型较为困难[20]。本研究课题采用坐标矩阵齐次变换方法构建 2R1T 平台的运动学模型。根据坐标变换矩阵相关理论可知[20],动坐标系 S 跟随动平台沿 Z 轴平移位移 h_z 及绕 X 轴旋转角度 α 时,其相对于静坐标系 S_1 的变换矩阵分别为:



1.静平台;2.压电直线电机;3.并联支路 1;
4.并联支路 2;5.并联支路 3;6.动平台。

图 5　2R1T 并联精密定位平台

Fig.5　2R1　T parallel precision positioning platform

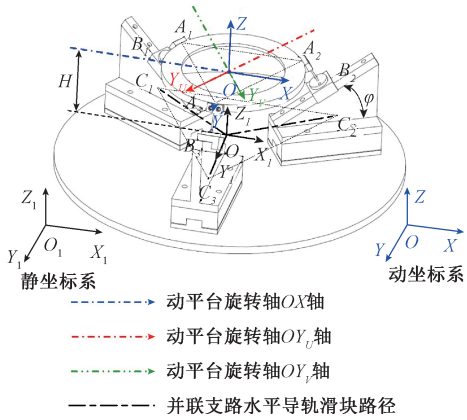


图 6　2R1T 并联平台坐标系统

Fig.6　Coordinate system of 2R1T parallel platform

$$\boldsymbol{Tran}(Z,h_z)=\begin{bmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&h_Z+H\\0&0&0&1\end{bmatrix} \tag{6}$$

$$\boldsymbol{Rot}(X,\alpha)=\begin{bmatrix}1&0&0&0\\0&\cos\alpha&-\sin\alpha&0\\0&\sin\alpha&\cos\alpha&0\\0&0&0&1\end{bmatrix} \tag{7}$$

同理可以得到动坐标系 S 跟随动平台绕 Y_U 轴和 Y_V 轴分别旋转 β 和 γ 时的变换矩阵 $\boldsymbol{Rot}(Y_U,\beta)$ 和 $\boldsymbol{Rot}(Y_V,\gamma)$。由此可得,在动坐标系下的任一点的空间位置矢量 $\boldsymbol{P}$ 转换为静坐标系下的空间位置矢量 $\boldsymbol{P}_1$ 时,其转换矩阵为:

$$\boldsymbol{T}=\boldsymbol{Tran}(Z,h_z)\cdot\boldsymbol{Rot}(X,\alpha)\cdot\boldsymbol{Rot}(Y_U,\beta)\cdot\boldsymbol{Rot}(Y_V,\gamma) \tag{8}$$

$$\boldsymbol{P}_1=\boldsymbol{T}\cdot\boldsymbol{P} \tag{9}$$

可以证明 2R1T 并联平台的坐标变换矩阵与其旋转顺序无关[20]。由于并联精密定位平台的转角足够小,因此有:$\sin\alpha\to\alpha$, $\cos\alpha\to1$, $\sin\beta\to\beta$, $\cos\beta\to1$, $\sin\gamma\to\gamma$,

$\cos\gamma\to1$,同时忽略高阶无穷小,可得坐标变换矩阵 $\boldsymbol{T}$:

$$\boldsymbol{T}=\begin{bmatrix} 1 & 0 & -\frac{\sqrt{3}}{2}(\beta+\gamma) & 0 \\ 0 & 1 & \frac{\gamma-(2\alpha+\beta)}{2} & 0 \\ \frac{\sqrt{3}}{2}(\beta+\gamma) & \frac{2\alpha+\beta-\gamma}{2} & 1 & h_Z+H \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{10}$$

可由结构参数求出柔铰与动平台的铰接点在动坐标系下的坐标 $\boldsymbol{S}_{A_i}(i=1,2,3)$;则柔铰与动平台的铰接点在静坐标系下的坐标 $\boldsymbol{S}_{1A_i}(i=1,2,3)$ 为:

$$\boldsymbol{S}_{1A_i}=\boldsymbol{T}_1\boldsymbol{S}_{A_i}+(0,0,h_z+H)^{\mathrm{T}} \tag{11}$$

式中:$\boldsymbol{T}_1$ 是坐标变换矩阵 $\boldsymbol{T}$ 的 3 阶形式。

同理可得,一体化圆柱形柔性铰链底座的中心在静坐标系下的空间位置矢量 $\boldsymbol{S}_{1B_i}(i=1,2,3)$。

令一体化圆柱形柔性铰链的高度(不含铰链底座高度)为 b,故有:

$$|\boldsymbol{S}_{1A_i}-\boldsymbol{S}_{1B_i}|=b \quad i=1,2,3 \tag{12}$$

圆柱形柔性铰链的转角 θ_{i_j} 与水平滑块的输入微位移 Δl_{i_j} 存在如下关系:

$$\Delta l_{i_j}/\cos\varphi=-b\cdot\tan\theta_{i_j}(i=h_Z,\alpha,\beta,\gamma,j=1,2,3) \tag{13}$$

联立式(6)~(13),并忽略高阶无穷小,可求得该并联精密定位平台的运动位姿反解方程为:

$$\begin{cases} \sum_{i=\alpha}^{\gamma}\Delta l_{i_1}=\dfrac{m^2-b^2\sin^2\varphi-2nb\cos\varphi}{2m+2n\tan\varphi-2b\sin\varphi} \\ \sum_{i=\alpha}^{\gamma}\Delta l_{i_2}=\dfrac{m^2-b^2\sin^2\varphi+2pb\cos\varphi}{2m-2p\tan\varphi-2b\sin\varphi} \\ \sum_{i=\alpha}^{\gamma}\Delta l_{i_3}=\dfrac{m^2-b^2\sin^2\varphi+2qb\cos\varphi}{2m-2q\tan\varphi-2b\sin\varphi} \end{cases} \tag{14}$$

式中:$i=h_Z,\alpha,\beta,\gamma$;

$m=R_1-R$;

$n=(\alpha+2\beta+\gamma)\cdot R/2-h_Z$;

$p=(\beta+2\gamma-\alpha)\cdot R/2+h_Z$;

$q=(2\alpha+\beta-\gamma)\cdot R/2+h_Z$。

特别地,当动平台沿 Z 轴做升降平移运动时,给定位姿变量 h_Z,显然有 $\alpha=\beta=\gamma=0$,此时有:

$$\Delta l_{h_Z_1}=\Delta l_{h_Z_2}=\Delta l_{h_Z_3}=\frac{m^2-b^2\sin^2\varphi+2h_Zb\cos\varphi}{2m-2h_Z\tan\varphi-2b\sin\varphi} \tag{15}$$

由式(14)即可求得该并联精密定位平台的运动位姿正解方程为:

$$\alpha=\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\alpha_1})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\alpha_1}\tan\varphi)}=-\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\alpha_2})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\alpha_2}\tan\varphi)}=\frac{1}{2}\cdot\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\alpha_3})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\alpha_3}\tan\varphi)} \tag{16}$$

$$\beta=\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\beta_1})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\beta_1}\tan\varphi)}=\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\beta_2})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\beta_2}\tan\varphi)}=\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\beta_3})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\beta_3}\tan\varphi)} \tag{17}$$

$$\gamma=\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\gamma_1})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\gamma_1}\tan\varphi)}=\frac{1}{2}\cdot\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\gamma_2})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\gamma_2}\tan\varphi)}=-\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{\gamma_3})}{R(b\cos\varphi+\Delta l_{\gamma_3}\tan\varphi)} \tag{18}$$

特别地,当动平台沿 Z 轴升降时,显然有 $\alpha=\beta=\gamma=0$,且此时 $\Delta l_{h_Z_1}=\Delta l_{h_Z_2}=\Delta l_{h_Z_3}$。若给定原动件位移输入量 $l_{h_Z_j}(j=1,2,3)$,由式(15)可得:

$$h_Z=-\frac{(m-b\sin\varphi)(m+b\sin\varphi-2\Delta l_{h_Z_1})}{2(b\cos\varphi+\Delta l_{h_Z_1}\tan\varphi)} \tag{19}$$

通过对机构运动学位姿正解式(14)~(19)的分析,可以得到如下结论:

1) 位姿变量 h_Z 是唯一完全独立的变量,与动平台的其他位姿变量 α,β,γ 无关。

2) 机构具有 3 个自由度,表征机构动平台的位姿有 4 个位姿变量,即(h_Z,α,β,γ),其中任意确定 3 个位姿变量(必须含 h_Z),动平台的位姿即可被唯一确定。

3) 当机构沿 Z 轴做升降平移时,$h_Z\neq0$,此时 $\alpha=\beta=\gamma=0$,3 条并联支路中的水平滑块具有完全相同的原动件输入量;当机构做绕 X 轴、Y 轴(Y_U 轴、Y_V 轴)旋转运动时,此时 $h_Z=0$,α、β、γ 中至少有一个不为 0,且任意两个角位移确定,则动平台的位姿被唯一确定。

该 2R1T 并联精密定位平台的运动学位姿相关结论,与经典的 3-RRS 并联机器人运动学位姿关系一致[21],这也从侧面印证了本研究论文中运动学模型的正确性。

2 2R1T 并联平台实验研究

2.1 实验系统

2R1T 并联平台实验系统如图 7 所示。实验平台搭建在十万级超静间内的气浮隔振平台之上,主要实验设备仪器选型如下:信号发生器,型号为 MHS-2300A;功率放大器,型号为 XE500-A4;示波器,型号为 Tektronix DPO2014;激光位移测量仪,型号为 KEYENCE LK-HD500,分辨率 0.001 μm;压电叠堆,型号为 ThorLABS,PA4FKW。

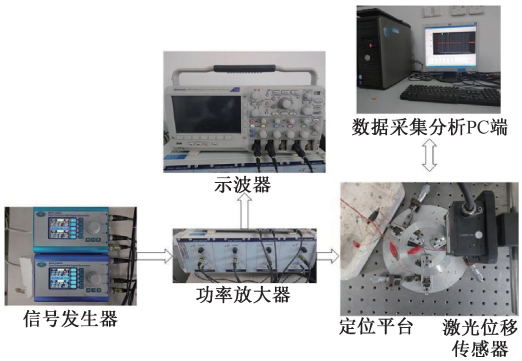


图 7　实验系统

Fig.7　Diagram of the experiment system

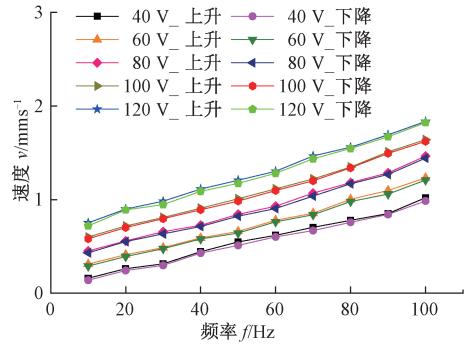


图 9　动平台标记点运动速度

Fig.9　Marked points′ speed of moving platform

在实验系统中,采用课题组已研制好的菱形压电直线电机驱动。该菱形压电电机的步进定位分辨率为 0.05 μm;连续运动模式下其最大空载速度为 1.899 mm/s。

2.2　2R1T 并联平台运动同步性与重复性实验

1）运动同步性验证

首先需要验证 2R1T 并联平台在 3 台压电电机的驱动下具有运动同步性。取动平台与大行程圆柱柔性铰链的铰接点为激光位移测量点,标记为 A、B、C 3 点。3 台压电直线电机采用峰峰值为 120 V 的锯齿波脉冲信号同步驱动。A、B、C3 点的运动位移曲线如图 8 所示。

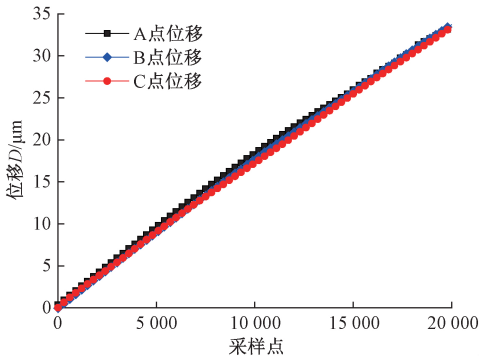


图 8　动平台标记点位移

Fig.8　Marked points′ displacement of moving platform

从图 8 发现,当 3 台压电直线电机同步驱动水平导轨时,在位移初始阶段,3 个标记点的位移曲线几乎完全重合,这说明 2R1T 并联平台具有良好的运动同步性。

2）运动重复性验证

采用不同电压峰峰值、不同脉冲频率的脉冲信号作用于 3 台压电电机,用激光位移传感器分别采集 A、B、C 3 点在上升和下降运动中的速度数据,如图 9 所示。

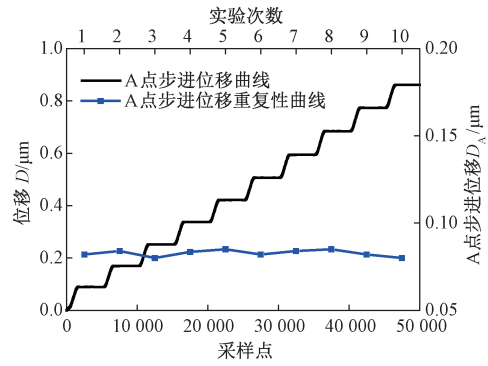
从图 9 发现,当激励电压峰峰值固定时,随着脉冲频率的提高,动平台的平均运动速度也缓慢线性提高;当激励信号电压峰峰值为 100 V 时,动平台的上升、下降速度数据具有最佳的线性度与重合特性。

2.3　步进运动定位精度实验

1）沿 Z 轴升降运动分辨率

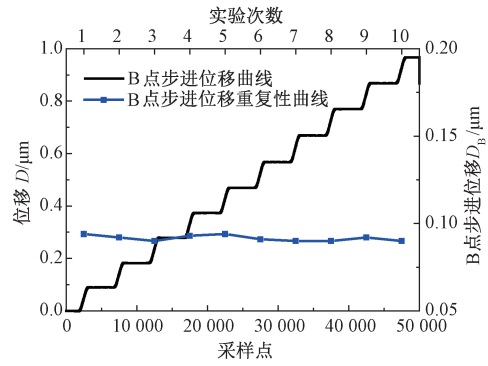
通过实验发现,动平台沿 Z 轴作步进升降运动的最小稳定激励电压是峰峰值为 10 V、脉冲频率为 10 Hz 的锯齿波信号。此时,A 点、B 点和 C 点的步进分辨率分别为 0.08、0.09 和 0.10 μm,取其平均值 0.09 μm 作为并联平台沿 Z 轴升降步进运动的分辨率,如图 10 所示。

将沿 Z 轴升降的步进运动实验重复 10 次,分别得到 10 组步进分辨率数值,绘制成重复性曲线。10 组实验数值相对稳定,表明 2R1T 并联平台的运动重复特性较好。



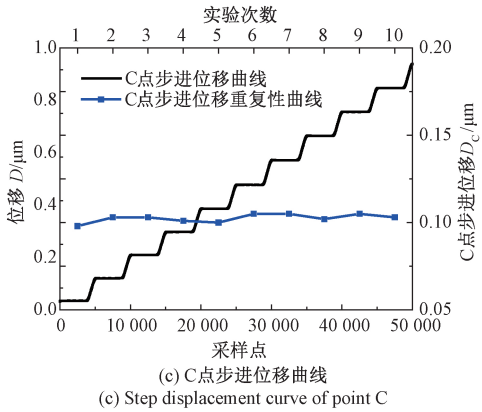
(a) A点步进位移曲线

(a) Step displacement curve of point A



(b) B点步进位移曲线

(b) Step displacement curve of point B



(c) C点步进位移曲线
(c) Step displacement curve of point C

图 10 动平台沿 Z 轴平移运动分辨率

Fig.10 Translation resolution of moving platform along Z axis

2）绕 X 轴、Y 轴旋转运动分辨率

仅给动平台上 A 点所在并联支路的压电电机施加激励信号，并通过预紧机构将 B 点和 C 点所在并联支路的水平导轨滑块预紧，使其不产生运动，此时动平台绕 X 轴转动。由于动平台的转动角度 α 十分微小，所以有 $\alpha \approx \tan\alpha$，则动平台绕 X 轴的旋转分辨率可由下式计算得：

$$\alpha \approx \tan\alpha = \frac{h}{d} \tag{20}$$

式中：h 为平移运动步进分辨率；d 为动平台直径。

经实验测得的动平台的旋转运动数据如表 1 所示，其旋转分辨率分别为 0.8、0.9 和 1.0 μrad。

表 1 2R1T 并联平台旋转运动分辨率实验结果

Table 1 Experiment results of rotation resolution of 2R1T parallel platform

位移	绕 X 轴转动	绕 Y_U 轴转动	绕 Y_V 轴转动
A 点位移/μm	178.39	2.26(1.06%)	1.56(0.82%)
B 点位移/μm	1.62(0.91%)	213.44	3.15(1.65%)
C 点位移/μm	2.37(1.33%)	3.88(1.82%)	190.72
A 点步进位移/μm	0.08	—	—
B 点步进位移/μm	—	0.09	—
C 点步进位移/μm	—	—	0.10
A 点转动分辨率/μrad	0.8	—	—
B 点转动分辨率/μrad	—	0.9	—
C 点转动分辨率/μrad	—	—	1.0

2.4 连续运动行程实验

1）沿 Z 轴连续升降运动

2R1T 并联平台动平台沿 Z 轴的连续升降运动，已在 2R1T 并联平台的运动重复性实验中实现。图 9 表明，随着脉冲信号频率的提高，动平台的平均运动速度也呈线性化缓慢提高；当激励信号电压峰峰值为 100 V、频率为 100 Hz 时，动平台在上升和下降运动过程中的平均速度具有最佳的重合特性与线性度，此时动平台沿 Z 轴做升降运动的速度达 1.622 mm/s。实验中测得沿 Z 轴的升降行程为 120 mm，能够满足大行程工作空间需求。

2）绕 X 轴、Y 轴连续旋转运动

采用与旋转运动步进分辨率相同的实验方案，动平台旋转运动速度曲线如图 11～13 所示。动平台绕 X、Y_U 和 Y_V 轴的旋转角速度曲线呈现类似的规律：当激励电压峰峰值一定时，动平台旋转角速度随着激励频率的升高而缓慢线性增大。当激励电压峰峰值为 100 V、频率为 100 Hz 时，动平台旋转角速度具有较好的线性度，此时动平台绕 X 轴、Y 轴（Y_U 轴、Y_V 轴）的旋转角速度最大分别为 0.027、0.029 和 0.028 rad/s。

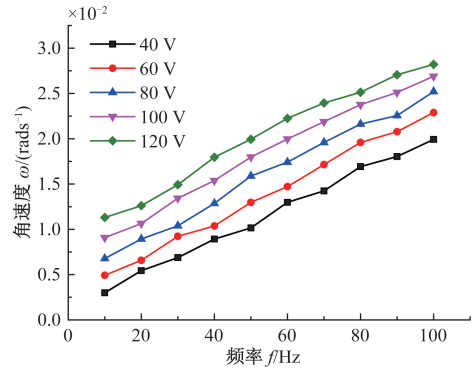


图 11 绕 X 轴旋转角速度曲线

Fig.11 Angular speed curve of rotation around X axis

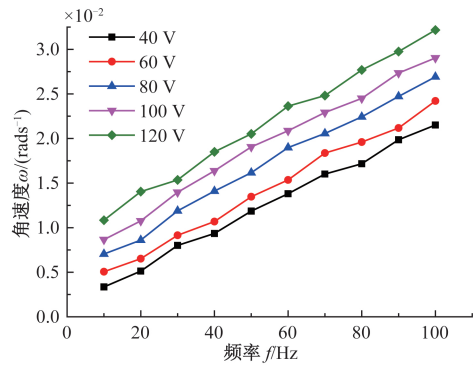


图 12 绕 Y_U 轴旋转角速度曲线

Fig.12 Angular speed curve of rotation around Y_U axis

连续运动模式下，动平台绕 X 轴、Y_U 轴和 Y_V 轴的转动呈现出了良好的运动性能，其转动角位移分别为 6.18°、6.74°和 6.58°。相较于传统并联平台，2R1T 并联平台的转动行程已经能够满足大行程工作空间的需求。

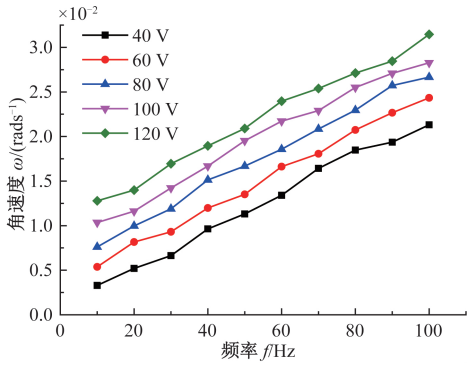


图 13　绕 Y_V 轴旋转角速度曲线

Fig.13　Angular speed curve of rotation around Y_V axis

3　应用讨论

为了进一步验证本研究课题所提出的 2R1T 并联精度定位平台的应用性能,将其与国外精密致动领域的知名公司 PI 公司的商用产品做简单对比,如表 2 所示。

表 2　2R1T 并联平台主要技术指标对比

Table 2　Comparison of main technology indicators of 2R1T Platform

性能指标	PI-H811. 12 平台*	2R1T 并联平台
自由度	6	3
并联支路数	6	3
平动分辨率(最高)	0. 08 μm	0. 09 μm
平动速度(最大)	10 mm/s	1. 6 mm/s
平动行程(最大)	34 mm	120 mm
转动分辨率(最高)	2 μrad	0. 8 μrad
转动速度(最大)	0. 24 rad/s	0. 029 rad/s
转动行程(最大)	10°	6. 74°

* 相关数据来源于 PI 公司官方网站。

PI 公司没有三自由度的定位平台,因此选用其面向光纤封装定位设计的六自由度精密定位平台。从上面的对比可以发现,本研究课题所设计的 2R1T 并联精密定位,其平动定位分辨率与 PI 公司的 H811. 12 平台相差并不大,转动分辨率优于对方;但平动速度或转动速度均明显落后于国外产品,存在较大差距,这主要是由于压电驱动控制系统存在较大差距;在运动行程方面,平动行程明显优于对方,这得益于 2R1T 并联平台的平移运动采用外力直接驱动导轨运动的设计方案,但转动行程与国外产品比仍存在一定差距。下一步研究的重点方向是为多自由度并联精密定位平台设计高精度驱动控制系统,以进一步提高其定位精度和运动速度。

4　结　　论

1) 本研究课题在多自由度并联精密定位平台领域做了一些基础研究工作。通过柔性铰链作动机理的分析与设计,提出了运用大行程柔性铰链构建并联精密定位平台的方案,设计了可由外力直接驱动的多自由度精密定位平台,简化了传动结构,提高了系统的定位精度,对于多自由度精密定位平台的设计与优化具有较好的参考借鉴意义。

2) 多自由度精密定位平台是光学工程、生物医疗工程、航空航天工程等领域内的高端核心技术,高精度和大行程是其关键性能指标,也是目前研究的重点内容,如何在紧凑的空间结构内容实现高分辨率定位和大行程工作空间将是今后的研究方向之一。

参考文献

[1] TODARO M T, GUIDO F, MASTRONARDI V, et al. Piezoelectric MEMS vibrational energy harvesters: Advances and outlook[J]. Microelectronic Engineering, 2017,183-184:23-36.

[2] ADIBNAZARI I, NAGEL W S, LEANG K K. A 3D-printed 3-DOF tripedal microrobotic platform for unconstrained and omnidirectional sample positioning[J]. International Journal of Intelligent Robotics and Applications, 2018, 2(4): 425-435.

[3] 杨晓京, 李庭树, 刘浩. 压电超精密定位台的动态迟滞建模研究[J]. 仪器仪表学报, 2017, 38(10): 2492-2499.
YANG X J, LI T SH, LIU H. Dynamic hysteresis modeling of piezoelectric ultra-precision positioning stage[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017, 38(10): 2492-2499.

[4] CRISTINA P, LORENZO L, ALVISE B, et al. Innovative silicon microgrippers for biomedical applications: design, mechanical simulation and evaluation of protein fouling [J]. Actuators, 2018, 7(2):1-12.

[5] BHAGAT U, SHIRINZADEH B, CLARK L, et al. Design and analysis of a novel flexure-based 3-DOF mechanism [J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 74: 173-187.

[6] DO T N, TJAHJOWIDODO T, LAU M W S, et al. Hysteresis modeling and position control of tendon-sheath mechanism in flexible endoscopic systems [J]. Mechatronics, 2014, 24(1): 12-22.

[7] MENG Q L, LI Y M, XU J. A novel analytical model for flexure-based proportion compliant mechanisms [J]. Precision Engineering, 2014, 38(3): 449-457.

[8] 徐方超, 魏恒志, 孙凤, 等. 压电驱动串级菱形位移放大微定位平台的设计[J]. 仪器仪表学报, 2019, 40(1): 52-61.
XU F CH, WEI H ZH, SUN F, et al. Design of piezo-driven micro positioning platform with cascaded rhombus displacement magnifying mechanism[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2019, 40(1): 52-61.

[9] VOSE T H, TURPIN M H, DAMES P M, et al. Modeling, design, and control of 6-DoF flexure-based parallel mechanisms for vibratory manipulation [J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 64(1-2): 111-130.

[10] 姚雪峰, 孙慈, 杨晋, 等. 高精度角位移平台的研制及误差补偿[J]. 仪器仪表学报, 2016, 37(5): 961-967.
YAO X F, SUN C, YANG J, et al. Development and error compensation of the high precision turntable[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2016, 37(5): 961-967.

[11] XU Q S. Design and testing of a novel multi-stroke micropositioning system with variable resolutions [J]. Review of Scientific Instruments, 2014, 85(2): 5002-5013.

[12] SHAYYA S, KRUT S, COMPANY O, et al. A novel (3T-2R) parallel mechanism with large operational workspace and rotational capability [C]. 2014 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 2014:5712-5719.

[13] OLFATNIA M, CUI L Q, CHOPRA P, et al. Large range dual-axis micro-stage driven by electrostatic comb-drive actuators [J]. Journal of Micro mechanics and Microengineering, 2013, 23(10): 105008.

[14] DONG W, SUN L N, DU Z J. Design of a precision compliant parallel positioner driven by dual piezoelectric actuators[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2007, 135(1): 250-256.

[15] 卢倩, 黄卫清, 王寅, 等. 深切口椭圆柔性铰链优化设计[J]. 光学精密工程, 2015, 23(1): 206-215.
LU Q, HUANG W Q, WANG Y, et al. Optimization design of deep-notch elliptical flexure hinges[J]. Optics and Precision Engineering, 2015, 23(1): 206-215.

[16] 于志远, 姚晓先, 宋晓东. 基于柔性铰链的微位移放大机构设计[J]. 仪器仪表学报, 2009, 30(9): 1818-1822.
YU ZH Y, YAO X X, SONG X D. Design of micro-displacement amplifier based on flexure hinges [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2009, 30(9): 1818-1822.

[17] DONG W, SUN L N, DU ZH J. Stiffness research on a high-precision, large-workspace parallel mechanism with compliant joints [J]. Precision Engineering, 2008, 32(3): 222-231.

[18] SCHOTBORGH W O, KOKKELER F G M, TRAGTER H, et al. Dimensionless design graphs for flexure elements and a comparison between three flexure elements [J]. Precision Engineering, 2005, 29(1): 41-47.

[19] HOPKINS J B, CULPEPPER M L. Synthesis of precision serial flexure systems using freedom and constraint topologies (FACT) [J]. Precision Engineering, 2011, 35(4): 638-649.

[20] 闫国荣, 高学山, 穆勇. 一种基于基本坐标变换的运动学方程建立方法[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2001, 33(1): 120-123.
YAN G R, GAO X SH, MU Y. A basic coordinate transform based method for establishment of kinematics equations[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2001, 33(1): 120-123.

[21] 刘善增, 余跃庆, 侣国宁, 等. 3 自由度并联机器人的运动学与动力学分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 11-17.
LIU SH Z, YU Y Q, SI G N, et al. Kinematic and dynamic analysis of a three-degree-of-freedom parallel manipulator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 11-17.

作者简介

卢倩,2006 年、2009 年于中国矿业大学获得学士学位、硕士学位,2018 年于南京航空航天大学获得博士学位,现为盐城工学院副教授,主要研究方向为压电驱动技术、压电致动测试技术及仪器。

E-mail: jackeylu@126.com

Lu Qian received his B. Sc. degree and M. Sc. degree both from China University of Mining and Technology in 2006 and 2009, and received his Ph. D. degree from Nanjing University of Aeronautics and Astronautics in 2018. He is currently an associate professor at Yancheng Institute of Technology. His main research interests include piezoelectric drive technology, piezoelectric actuation test technology and instrument.

陈西府(通信作者),2000 年于天津轻工业学院获得学士学位,2003 年于华东理工大学获得硕士学位,2014 年于南京航空航天大学获得博士学位,现为盐城工学院副教授,主要研究方向为新型压电电机设计与应用。

E-mail: chenxiforyou@163.com

Chen Xifu (Corresponding author) received his B. Sc. degree from Tianjin Light Industry College in 2000, received his M. Sc. degree from East China University of Science and Technology in 2003, and received his Ph. D. degree from Nanjing University of Aeronautics and Astronautics in 2014. He is currently an associate professor at Yancheng Institute of Technology. His main research interests include design and application of new piezoelectric motor.

黄卫清,1987 年、1990 年于南京航空航天大学获得学士、硕士学位,1999 年于香港理工大学获得博士学位,现为广州大学教授,博士生导师,主要从事超声电机技术的研究。

E-mail: mehwq@nuaa.edu.cn

Huang Weiqing received his B. Sc. degree and M. Sc. degree both from Nanjing University of Aeronautics and Astronautics in 1987 and 1990, and received his Ph. D. degree from The Hong Kong Polytechnic University in 1999. He is currently a professor at Guangzhou University. His main research interest is ultrasonic motor technology.

孙梦馨,2012 年于南京航空航天大学大学获学士学位,现为南京航空航天大学博士研究生,主要从事压电电机技术应用研究。

E-mail: sunmengxin891106@163.com

Sun Mengxin received his B. Sc. degree from Nanjing University of Aeronautics and Astronautics in 2012. He is currently a Ph. D. candidate at Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. His main research interest is application of new piezoelectric motor.