

六自由度微位移定位平台的设计与试验*

季瑞南¹, 金家楣¹, 张建辉^{1,2}

(1. 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)

(2. 广州大学机械与电气工程学院 广州, 510006)

摘要 压电叠堆与柔性机构构成了微位移的基本形式,其行程与精度、输出力的矛盾需要结合应用要求对结构进行综合设计。针对所构建的超精密加工工具对六自由度微位移的需求,提出了一种以压电叠堆作为驱动元件,以柔性铰链和楔形机构作为传动机构的空间六自由度微位移定位平台。由于压电叠堆需要一定的预紧力才能发挥其微位移精度和输出力的优势,通过静力分析,得出了微位移平台各个自由度驱动力和位移输出关系的表达式及刚度表达式,对结构进行了优化。试验表明,各自由度的行程与分辨率如下: x, y, z 方向的最大位移分别为 7.48, 8.33 和 4.14 μm ,分辨率为 0.01 μm ;沿 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 方向的最大旋转角度均为 0.13° ,分辨率为 0.01° ,满足所构建的超精密加工工具定位的精度要求。试验获得了微位移定位平台的激励电压与各自由度位移输出曲线,为平台的运动、定位控制提供了依据,也为柔性铰链机构和楔形机构在其他结构中的应用提供了理论依据和试验基础。

关键词 六自由度; 微定位平台; 压电叠堆; 柔性机构; 楔形机构

中图分类号 TN384; TH113.2⁺2

引言

随着超精密加工、生物细胞操作、微机电系统、纳米科学与技术以及光学工程的快速发展,对高精度的定位和运动提出了越来越高的要求,微纳米级定位工作台已经成为技术进步的必备工具^[1-2]。微纳米定位工作台的基础是微位移技术,支撑其高精度运动和定位能力,同时要求具有较大的工作行程、较高的稳定性及响应速度^[3-4]。

传统定位工作台采用电磁电机驱动,并利用机械传动实现定位,但由于存在摩擦和回程间隙,使得传统定位系统难以满足科学研究和工业生产日益增长的精度要求^[5]。压电陶瓷驱动器作为一种新型作动器,具有高刚度、高分辨率、无摩擦磨损、响应速度快、体积小和输出力大等特点,在微纳米级的微定位器件中已被广泛作为驱动单元使用^[6-7]。由于压电陶瓷的输出位移微小,即使是层叠式的压电陶瓷的输出位移也仅有微米级别,因此,为了增大微位移平台的运动行程,在微位移平台中往往会采用位移放大机构,或者采用宏/微两级机构在保证定位精度的

前提下实现较大的运动行程^[8]。此外,较之于传统机械传动机构,柔性铰链机构具有无间隙和摩擦、磨损,便于简化结构,易于实现一体化设计等优点,现在广泛被应用于微纳米器件设计中^[9]。然而,柔性机构的位移行程与刚度呈现出矛盾,行程大则刚度小,输出力也小。如何根据应用要求综合考虑一直是柔性机构设计的基本问题。

笔者针对超精密加工工具^[10]对六自由度微位移定位精度的需求,提出了一种以压电叠堆作为驱动元件,结合柔性铰链机构和楔形机构的六自由度微位移定位平台,用于超精密加工工具的姿态调整。根据所提出微位移定位平台的结构与工作原理,结合力法正则方程和莫尔积分建立了平台的力学模型,得出各自由度的驱动力与位移输出之间的关系表达式和刚度表达式,对结构进行了优化设计。通过试验得出压电叠堆驱动元件的激励电压与平台各自由度输出位移之间的关系曲线。试验结果表明,所提出的以柔性平板铰链和楔形机构构建的微位移平台满足超精密加工工具的要求,也对柔性铰链和楔形机构在其他结构中的应用提供了理论基础和设计参考。

* 国家自然科学基金资助项目(51775263)

收稿日期:2017-09-29;修回日期:2018-05-08

1 结构设计与工作原理

所提出的六自由度微位移定位平台的结构如图 1 所示,主要分为 2 层:下层由平面铰链、压电叠堆、钢球和锁紧螺钉等组成,可实现平面三自由度 (x, y, θ_z) 的运动行程;上层由楔形机构、压电叠堆、钢球和锁紧螺钉等组成,可实现其余三自由度 (z, θ_x, θ_y) 的运动行程。

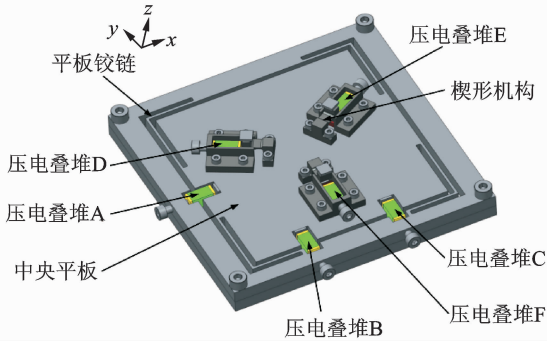


图 1 微位移定位平台结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of micro micro-displacement positioning stage

压电叠堆 A 设置在中央平板一侧中心线上,由端部的锁紧螺钉提供预紧力,并通过钢球与中央平板连接,以保证压电叠堆始终受轴向力作用。当压电叠堆 A 受电驱动电压激励时,将驱动中央平板沿 x 轴运动,其运动精度和运动行程由压电叠堆的性能和平板铰链决定。压电叠堆 B 和压电叠堆 C 以等距离设置在中央平板邻边中心线两侧。在理想情况下,当压电叠堆 B 和 C 同时受相同驱动电压激励时,将驱动中央平板沿 y 轴运动;当压电叠堆 B 和 C 中仅有一个受驱动电压激励时,将驱动中央平板在 xy 平面内绕 z 轴转动。由此,当压电叠堆 A, B, C 分别受特定的驱动电压激励时,可以实现中央平板 x, y, θ_z 方向 3 个自由度上的运动。

3 组楔形机构沿圆周平均分布在中央平板中心处,分别由压电叠堆 D, E, F 驱动。如图 2 所示,在驱动电压激励下,压电叠堆将驱动楔形块的水平运

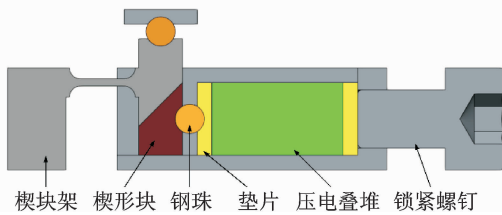


图 2 楔形机构剖面示意图

Fig. 2 Cross-section diagram of wedge mechanism

动,通过楔块架的柔性梁可以将楔形块的水平运动转换成柔性梁端部的垂直运动。在理想情况下,当压电叠堆 D, E, F 受相同驱动信号激励下,将实现定位平台沿 z 轴的运动;而当单个压电叠堆受驱动信号激励时,可以实现定位平台 θ_x, θ_y 两自由度的转动。

2 静力学分析

由于压电叠堆需要一定的预紧力才能获得更大的行程和输出力,同时避免拉应力作用造成层间开胶等失效行为,因此需要对安装结构进行静力学分析,包括平板柔性铰链和楔形机构。

2.1 平行板柔性铰链平移运动静力学分析

图 3 为下层直角平板柔性铰链机构模型示意图。由于中央平板尺寸远大于平行板铰链的厚度,因此中央平板可以视为刚体。 F_A, F_B, F_C 分别为压电叠堆 A, B, C 在驱动信号激励下施加在中央平板上的驱动力。

根据结构的对称性,当 $F_A \neq 0, F_B = F_C = 0$ 时,中央平板将产生 x 方向的水平位移;当 $F_A = 0, F_B = F_C \neq 0$,中央平板将产生 y 方向的水平位移;当 $F_A = 0, F_B = 0, F_C \neq 0$ (或 $F_B \neq 0, F_C = 0$),将产生绕 z 轴的旋转运动。取 1/4 结构进行建模计算,其受力分析和力学简化模型如图 4 所示。

由于结构的对称性,当中央平板作 x 方向平移运动时不发生转动,取直角平板 abc 进行受力分析,如图 4(a)所示。直角平板 abc 受 4 个支反力作用,因此该问题为 1 次超静定问题。为此,解除 c 端的铰支后,可等效为如图 4(b)所示的基本静定系。在基本静定系上分别作用驱动力 $F_x = F_A/4$ 、转矩 M_c 。

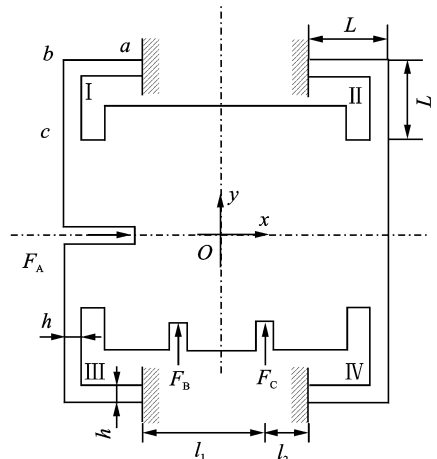


图 3 平行板柔性铰链模型

Fig. 3 Modeling of parallel plate flexible hinge

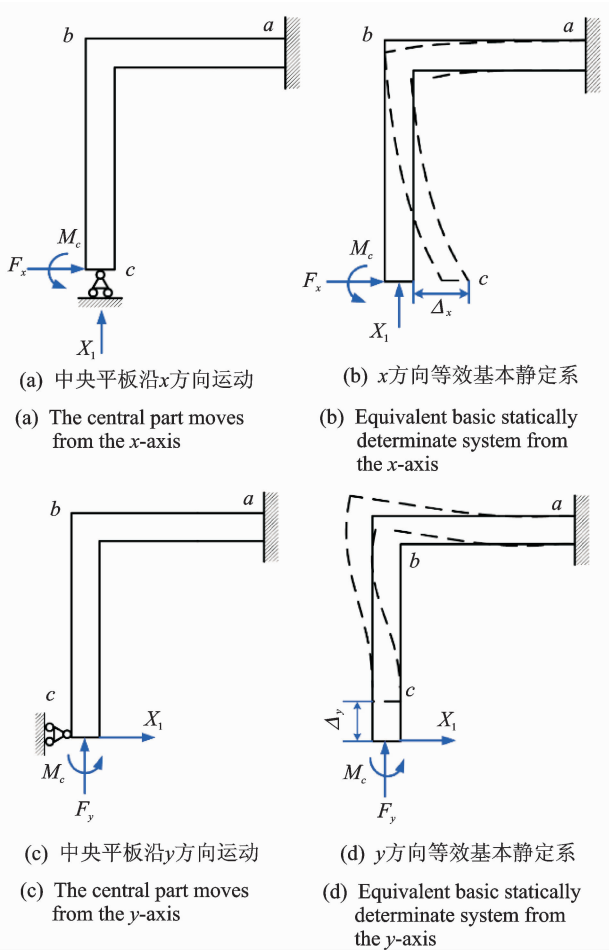


图 4 平板铰链 1/4 力学模型

Fig. 4 1/4 modeling of parallel plate flexible hinge

和广义未知力 X_1 , 方向如图 4(b) 所示, 使 c 端产生位移 Δ_x , 则 1 次超静定力法正则方程为

$$\delta_{11} X_1 + \Delta_{1x} + \Delta_{1M} = 0 \quad (1)$$

其中: δ_{11} 为柔性系数(表示在广义未知力 X_1 单独作用时, c 端沿 X_1 方向上产生的广义位移); Δ_{1x} 为在驱动力 F_x 单独作用下, c 端沿 X_1 方向上产生的广义位移; Δ_{1M} 为在驱动力 M_c 单独作用下, c 端沿 X_1 方向上产生的广义位移。

由材料力学相关理论易得

$$X_1 = \frac{3}{8} F_A - \frac{3M_c}{2L} \quad (2)$$

为计算截面 c 的转角 θ_c , 在截面 c 处施加一单位力偶, 可得直角平板 $abcd$ 分段弯矩表达式如下。

bc 段

$$M(x) = -F_x(1-x) + M_c = -\frac{F_A}{4}(1-x) + M_c \quad (3)$$

ab 段

$$M(y) = -F_x L + M_c + X_1 y = -\frac{F_A}{4} L + M_c + \left(\frac{3}{8} F_A - \frac{3M_c}{2L}\right) y \quad (4)$$

$$\bar{M}(x) = \bar{M}(y) = 1 \quad (5)$$

利用莫尔积分公式, 截面 c 的转角为

$$\theta_c = \int \frac{M(x) \bar{M}(x)}{EI} dx + \int \frac{M(y) \bar{M}(y)}{EI} dy = \frac{1}{EI} \left(\frac{5}{4} M_c L - \frac{3F_A L^2}{16} \right) \quad (6)$$

由于中央平板为刚体, 只发生平移而不发生转动, 因此截面 c 的转角 $\theta_c = 0$, 可得

$$\begin{cases} M_c = \frac{3}{20} F_A L \\ X_1 = \frac{3}{20} F_A \end{cases} \quad (7)$$

在微小变形的情况下, ab 段任意点沿 x 的方向的位移可忽略不计, 即边界条件为 $\omega_b = 0, \theta_b = 0$, 则挠度 w_x 的表达式为

$$w_x = \frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{20} F_A L x^2 + \frac{1}{24} F_A x^3 - \frac{1}{40} F_A L^2 x \right) \quad (8)$$

代入惯性矩 $I = th^3/12$, t 为直角平板厚度, 当 $x = L$ 时, 可得 c 点挠度为

$$\Delta_x = -2F_A L^3 / 5Eth^3 \quad (9)$$

当中央平板沿 y 方向运动时, $F_B = F_C = P$, 且对称施加在中心线两侧, 可转化成如图 4(c) 所示的 1 次超静定问题。解除 c 端的约束后得到基本静定系如图 4(d) 所示, 并分别作用驱动力 $F_y = (F_B + F_C) / 4 = P/2$ 、转矩 M_c 和广义未知力 X_1 , 方向见图 4(d)。同上所述, 利用力法正则方程和莫尔积分, 可得 c 点沿 y 方向上的位移为

$$\Delta_y = 4PL^3 / 5Eth^3 \quad (10)$$

2.2 平行板柔性铰链平移运动静力学分析

当 F_B 或 F_C 单独驱动中央平板时, 中央平板将绕 z 轴旋转。以单独作用驱动力 F_B 为例, 取直角平板 III 和 IV 为研究对象, 解除直角平板 IV 的 a 端约束后, 分别作用驱动力 F_C 、广义未知力 X_1, X_2 和 X_3 , 方向如图 5 所示。由于中央平板的长度和宽度远大于直角平板厚度, 在仅作水平转动的情况下, 水平横板 cc' 可视为刚体。

令 $l = l_1 + l_2$, 由图 1 中央平板的几何关系可知, a 点处力法正则方程为

$$\begin{cases} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{13} X_3 + \Delta_1 = 0 \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{23} X_3 + \Delta_2 = 0 \\ \delta_{31} X_1 + \delta_{32} X_2 + \delta_{33} X_3 + \Delta_3 = 0 \end{cases} \quad (11)$$

其中: δ_{ij} 为柔性系数(表示为在 X_j 方向上的广义单位力单独作用时, a 端沿 X_i 方向产生的广义位移); Δ_i 为在驱动力 $F_C/2$ 单独作用下, a 端沿 X_i 方向上产生的广义位移。

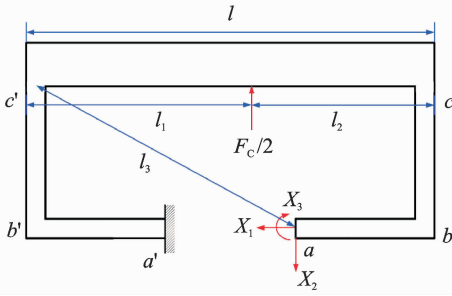


图 5 平行板铰链 1/2 力学模型

Fig. 5 1/2 modeling of parallel plate flexible hinge

由图形互乘法及模型几何关系可得

$$\begin{cases} X_1 = \frac{7l_1L^2 - 2l_1L}{8L}F_c - \frac{2}{L}X_3 \\ X_2 = \frac{l_1}{2l}F_c \\ X_3 = \frac{2l_1L^2 + 3L^2 - 12l_3L + 12l_1^2l_3}{12(L - 2l_3)l}F_c \end{cases} \quad (12)$$

利用莫尔积分公式,可得截面 c 处的转角为

$$\theta_c = \frac{l_1L}{EI}F_c - \frac{L^2}{EI}X_1 - \frac{2(l-L)L}{EI}X_2 - \frac{2L}{EI}X_3 \quad (13)$$

将式(15)代入式(16),即为中央平台在 F_c 单独作用下的旋转角度。同理可得中央平台在 F_B 单独作用下的旋转角度,方向与在 F_c 单独作用下相反。

2.3 楔形机构静力学分析

为了实现微位移定位平台沿 z, θ_x, θ_y 方向 3 个自由度的运动,在平台中央处设有 3 组由压电叠堆驱动的楔形机构,沿圆周等距排列,如图 1 所示。当 3 组楔形机构受相同驱动力作用时,驱动平台将产生沿 z 方向的垂直运动,否则驱动平台将沿 θ_x, θ_y 方向的旋转运动。取 1 组楔形结构为研究对象进行受力分析,其简化模型如图 6 所示。

由力学平衡关系可知

$$F_N = \frac{\sqrt{2}(F_1 - \mu_2 mg)}{1 + \mu_1 + 2\mu_2 - \mu_1\mu_2} \quad (14)$$

其中: μ_1 为楔形滑块与柔性横梁右端底部接触面的

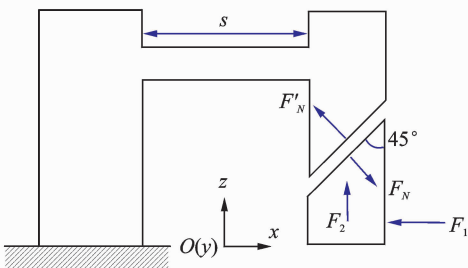


图 6 楔形机构力学模型

Fig. 6 Modeling of wedge mechanism

摩擦因数; μ_2 为楔形滑块与底面接触面的摩擦因数; m 为楔形滑块的质量。

由此左侧柔性梁可视为受集中力作用下的一端固支梁,集中力表达式为

$$F(\uparrow) = F_N'(\sin 45^\circ - \mu_1 \cos 45^\circ) - \frac{1}{3}Mg = \frac{(1 - \mu_1)(F_1 - \mu_2 mg)}{1 + \mu_1 + 2\mu_2 - \mu_1\mu_2} - \frac{1}{3}Mg \quad (15)$$

其中: M 为平台负载质量。

由材料力学理论可得固支梁右端挠度为

$$\omega_s = \frac{s^3}{3EI} \left[\frac{(1 - \mu_1)(F_1 - \mu_2 mg)}{1 + \mu_1 + 2\mu_2 - \mu_1\mu_2} - \frac{1}{3}Mg \right] \quad (16)$$

根据楔形块机构的垂直运动端在 xy 平面上位置的几何关系,如图 7 所示,可得平台的工作平面沿 x 轴的转角为

$$\theta_x = \arctan \frac{2(\omega_E - \omega_D)}{\sqrt{3}a} \quad (17)$$

其中: ω_D, ω_E 分别为压电叠堆 D 和 E 驱动的楔形块机构在其垂直运动端处的 z 方向位移值,可由式(15)可求得。

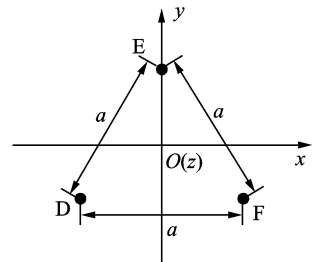


图 7 楔形机构相互位置关系示意图

Fig. 7 Mutual position of the wedge mechanisms

为了实现平面沿 θ_x 方向的转动,需满足条件:

$$\omega_D = \omega_F$$

同理,可求得平台工作平面沿 y 轴的转角为

$$\theta_y = \arctan \frac{\omega_D - \omega_F}{a} \quad (18)$$

转动的方向与 ω_D 和 ω_F 的大小有关,同时要实现平面沿 θ_y 方向的转动,需满足条件: $\omega_D - \omega_F = 2(\omega_E - \omega_F)$ 。

由此,3 组楔形机构利用式(16)~(18),可以实现平台 θ_x, θ_y 和 z 方向 3 个自由度的单独或组合运动。

3 试验研究

经过理论计算,以压电叠堆预紧力为目标对微位移定位平台进行了优化设计,原理样机如图 8 所

示。其中：位置 1~4 分别位于中央平板对应边的 1/3 处；位置 5~7 分别位于 3 组楔形机构垂直运动端处。原理样机主要机构的尺寸参数如图 9、图 10 以及表 1 所示。平台基体采用 65 号锰钢材料，压电叠堆驱动器为 PI 公司生产，型号均为 P-885. 10，其各项技术参数如表 2 所示。

所搭建的试验平台如图 11 所示，包括稳压直流电源，激光位移传感器以及样机等。其中，激光位移传感器的感测头型号为 LK-GK10，其测量范围为 30 ± 1 mm，分辨率（光点直径）为 $20 \mu\text{m}$ ，测量精度为 $0.01 \mu\text{m}$ 。直流稳压电源输出精度为 0.1 V 。

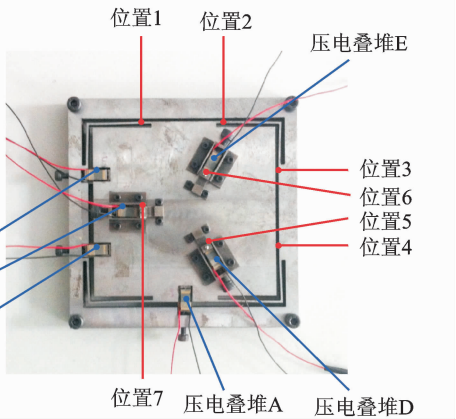


图 8 微位移定位平台样机实物图

Fig. 8 Prototype of micro-displacement positioning stage

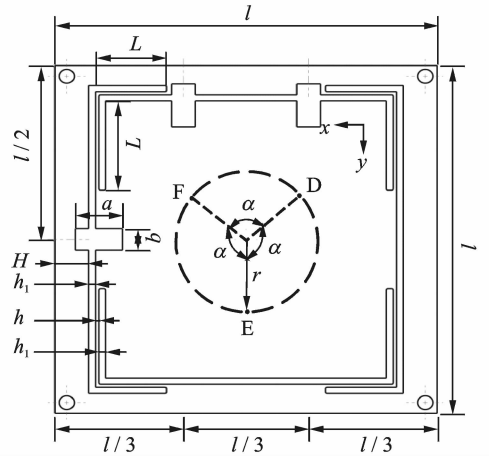


图 9 微位移定位平台尺寸参数示意图

Fig. 9 Dimension of the micro-displacement positioning stage

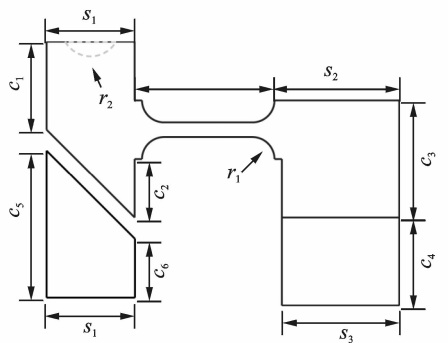


图 10 楔形机构尺寸参数示意图

Fig. 10 Dimension of wedge mechanism

表 1 微位移定位平台的尺寸参数

Tab. 1 Dimension of the micro-displacement positioning stage

尺寸	l	L	H	h	h_1	a	b	r	s	s_1	s_2	s_3	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	r_1	r_2
数值	113	21	10	1	2	14	7	28	4.75	3	4.25	4	3	2	4	3	5	2	0.75	1

表 2 压电叠堆技术指标

Tab. 2 Technique data of piezoelectric stacks

尺寸/ mm	100 V 时公称 位移/ μm	120 V 时最大 位移/ μm	120 V 时最大 输出力/N	刚度/ ($\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$)	电容/ μF	固有频率/ kHz
$5 \times 5 \times 9$	$6.5 \pm 20\%$	$8 \pm 20\%$	800	100	$0.6 \pm 20\%$	$135 \pm 20\%$

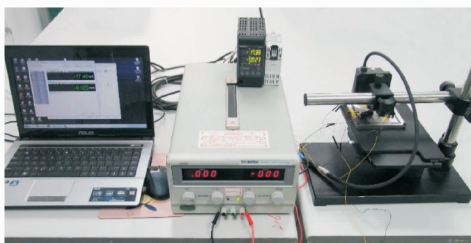


图 11 微位移定位平台试验装置

Fig. 11 Experimental setup of the positioning stage

分别对每个压电叠堆施加驱动电压，从 DC 0 V 到 DC 120 V 逐渐增加，间隔为 10 V，再逐渐减小。通过 CCD 激光位移传感器测量微位移定位平台承载物对应点在各个驱动电压下的位移值，各点位置如图 8 所示，所得激励电压与位移输出关系曲线如图 12 所示。

由图 12(b,c,e,f,g)的各点位移值，结合微位移尺寸参数，可以计算出在相应驱动电压激励下的微位移平台旋转角度，如图 13 所示。

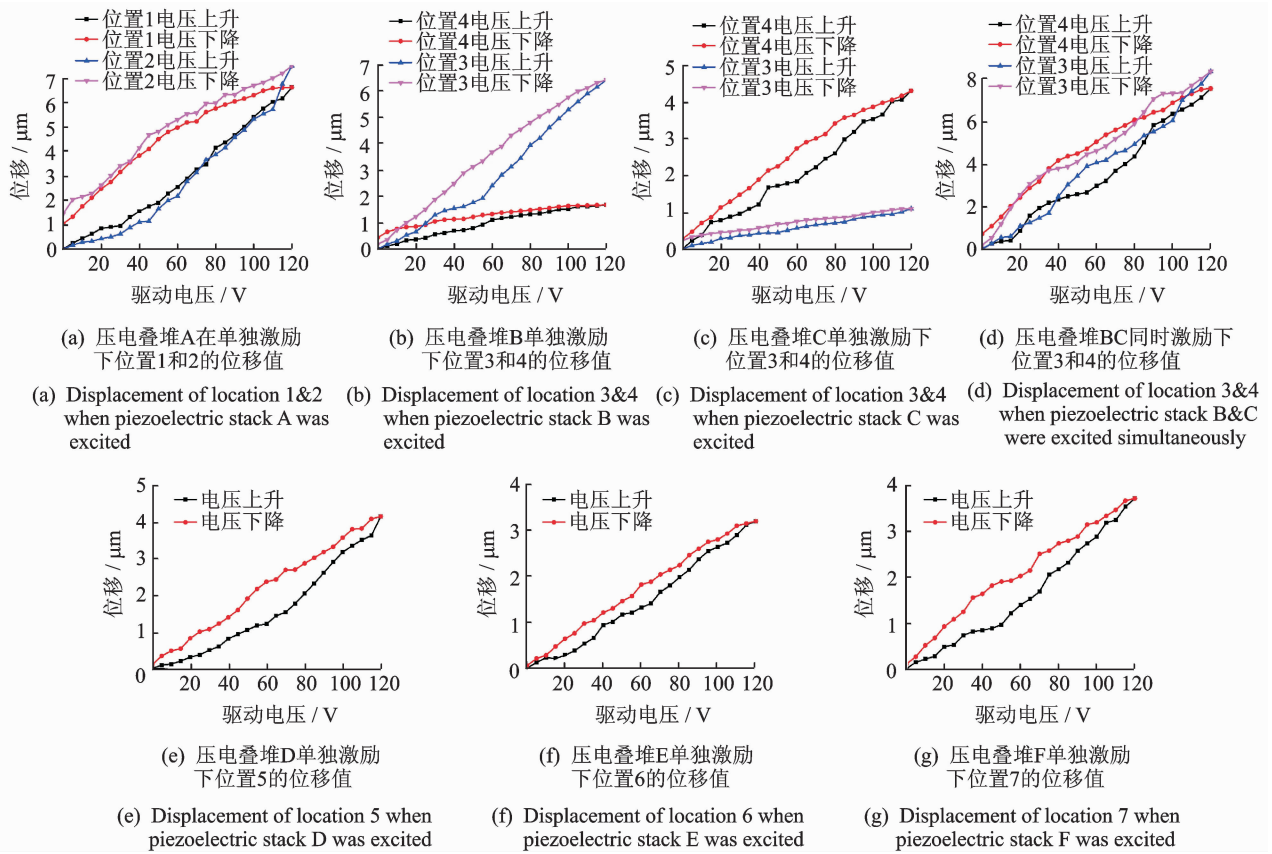


图 12 各压电叠堆在驱动电压激励下各位置位移值

Fig. 12 Displacement of each location point corresponding to different piezoelectric stack excited

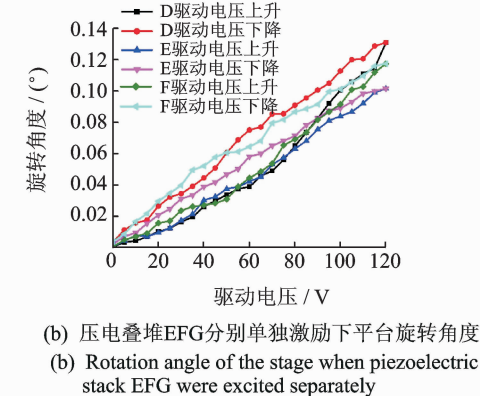
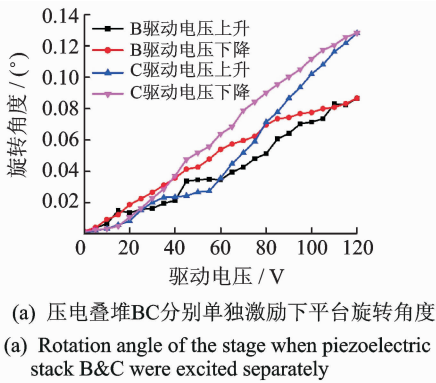


图 13 微位移定位平台旋转角度

Fig. 13 Rotation angle of the stage

由图 12,13 所测得试验数据可知:微位移定位平台在 x, y, z 方向的最大位移分别为 $7.48, 8.33$ 和 $4.14 \mu\text{m}$,分辨率为 $0.01 \mu\text{m}$;最大旋转角度为 0.13° ,分辨率为 0.01° 。笔者提出的超精密加工工具^[14]需要的位移及精度指标为: x, y 方向要求最大位移达到 $8 \mu\text{m}$,分辨率为 $0.01 \mu\text{m}$; z 方向要求最大位移达到 $4 \mu\text{m}$,分辨率为 $0.01 \mu\text{m}$;要求最大旋转角度为 0.10° ,分辨率为 0.01° 。由此,所提出的空间六自由度微位移定位平台能够实现空间六自由度的微运动,基本满足超精密加工工具的微纳级定位要求。

x, y 方向的最大位移有一定误差,主要由机械加工和装配过程中产生。 z 方向的位移幅值仅为 x, y 位移幅值的 $1/2$,这是因为装配间隙、负载重量以及楔形块上下端部接触面光滑度不足,导致接触面摩擦力过大,从而影响位移输出。可以看出柔性板结构的传动性能要优于楔形机构,但楔形机构能够将水平方向上的位移转换为垂直方向上的位移,有利于减小微位移平台的体积,提高空间利用率,简化平台结构。由于压电叠堆的迟滞特性,微位移平台运动的去程和回程曲线带有明显的迟滞回线特征。试验发现,迟滞回线具有较好的一致性,通过标定可为控制提供依据。

此外,楔形面的加工精度以及装配精度也会对位移平台的 θ_x, θ_y, z 方向3个自由度的运动精度和位移行程造成很大的影响,底部平行铰链机构的加工精度和装配精度以及压电叠堆的输出特性都是影响运动平台位移精度和行程的因素之一。为了避免或减少这些因素对平台位移精度和行程的影响,在实际对加工工具实施加工进给之前需进行预先标定的工作。

4 结论

1) 针对超精密加工工具对六自由度微位移运动的需求,设计并制作了一种由压电叠堆驱动的空间六自由度微位移定位平台。该平台采用一体化的柔性直角板铰链机构实现平台沿 x, y, θ_z 方向3个自由度的微位移运动,同时采用3组楔形机构实现平台沿 z, θ_x, θ_y 方向3个自由度的微位移运动,最终实现微位移定位平台空间六自由度的微位移运动,用于超精密加工工具姿态调整。

2) 根据压电叠堆驱动器对预紧力的要求,同时为了兼顾平台行程和输出力之间的矛盾关系,对平台进行了力学建模。通过静力分析,得到了平台各自由度的位移输出值与驱动力之间的解析表达式,以及直角平板柔性铰链结构的刚度表达式,并据此对结构进行了优化设计。通过驱动电压-位移特性试验,得到了平台在 x, y, z 方向的最大位移分别为 $7.48, 8.33$ 和 $4.14\mu\text{m}$,分辨率为 $0.01\mu\text{m}$;最大旋转角度为 0.13° ,分辨率为 0.01° ,满足超精密加工工具微纳级定位的要求。

3) 由于压电叠堆驱动器只能产生推力而不能产生拉力,因此平台沿 x, y, z 方向3个自由度的位移输出值均为正值。此外,平台的位移输出幅值和分辨率很大程度上决定于压电叠堆驱动器自身的特性,增加杠杆等放大机构,或者使用输出力和位移输出更大的压电叠堆,可以增大平台的位移输出和输出力,以满足更高的应用要求。

参 考 文 献

- [1] 马立,杨斌,田应仲,等. 3-PRR平面三自由度纳米定位平台的设计[J]. 光学精密工程, 2017, 25(7): 1866-1873.
Ma Li, Yang Bin, Tian Yingzhong, et al. Design of 3-DOF planar nano-positioning platform with 3-PRR structure [J]. Optics and Precision Engineering, 2017, 25(7): 1866-1873. (in Chinese)
- [2] Cai Kunhai, Tian Yanling, Wang Fujun, et al. Development of a piezo-driven 3-DOF stage with T-shape

flexible hinge mechanism[J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2016, 37: 125-138.

- [3] Ma Shun, Yao Jinhui, Wei Xiaolong, et al. Topology optimization design of 6-DOF lower extremity exoskeleton leg for load carrying[C]// Advanced Information Management, Communicates, Electronic and Automation Control Conference (IMCEC). [S. l.]: IEEE, 2016: 1705-1710.
- [4] Aycock K I, Campbell R L, Manning K B, et al. A resolved two-way coupled CFD/6-DOF approach for predicting embolus transport and the embolus-trapping efficiency of IVC filters[J]. Biomechanics and Modeling in Mechanobiology, 2017, 16(3): 851-869.
- [5] Cao Wenping, Mecrow B C, Atkinson G J, et al. Overview of electric motor technologies used for more electric aircraft (MEA)[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2012, 59(9): 3523-3531.
- [6] 黄卫清,陶杰,孙梦馨,等. 非共振型压电电机驱动的大行程精密定位旋转平台的建模和实验[J]. 光学精密工程, 2016, 24(11): 2712-2720.
Huang Weiqing, Tao Jie, Sun Mengxin, et al. Modeling and experiment of precision rotary positioner with large stroke driven by non-resonant piezoelectric motor [J]. Optics and Precision Engineering, 2016, 24(11): 2712-2720. (in Chinese)
- [7] 林海波,杨国哲. 压电陶瓷电机驱动的三维微动定位平台及验证[J]. 压电与声光, 2015, 37(6): 1030-1033.
Lin Haibo, Yang Guozhe. Research on a precision positioning stage based on piezoelectric actuators and its validation[J]. Piezoelectrics and Acoustooptics, 2015, 37(6): 1030-1033. (in Chinese)
- [8] Feng Jin, Gao Feng, Zhao Xianchao, et al. A new macro-micro dual drive parallel robot for chromosome dissection[J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2012, 26(1): 187-194.
- [9] Guo Kang, Ni Mingyang, Chen Huanan, et al. A monolithic adjusting mechanism for optical element based on modified 6-PSS parallel mechanism[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2016, 251: 1-9.
- [10] Ji Rruinan, Jin Jiamei, Wang Liang, et al. A novel ultrasonic surface machining tool utilizing elastic traveling waves[J]. Ultrasonics, 2017, 80: 78-86.



第一作者简介:季瑞南,男,1987年11月生,博士生。主要研究方向为精密驱动技术。曾发表《A novel ultrasonic surface machining tool utilizing elastic traveling waves》(《Ultrasonics》2017, Vol. 80)等论文。
E-mail: jrn@nuaa.edu.cn