

五自由度纳米级定位工作台的设计研究

王 勇 刘志刚 薄 锋 朱健强

中国科学院上海光学精密机械研究所,上海,201800

摘要:提出一种新型的五自由度精密定位平台的工作原理及其设计方法。工作台采用柔性导向机构实现平移及转动功能,采用压电陶瓷作为驱动元件,外置纳米级电容传感器作为位移量测量反馈元件,采用数字PID控制方法,可以实现纳米级精度的定位。给出了多种形式柔性导向机构刚度计算公式及设计实例。

关键词:精密定位;柔性机构;压电/电致伸缩驱动;五自由度

中图分类号:TH112 **文章编号:**1004—132X(2005)15—1317—05

Design and Research of 5-DOF Integrated Nanopositioning Stage

Wang Yong Liu Zhigang Bo Feng Zhu Jianqiang

Shanghai Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai, 201800

Abstract: This paper presented a new type of 5-DOF nanopositioning stage, and the design theory and method was introduced. The linear and rotary motions of the stage was guided by flexure hinges and driven by piezoelectric actuators. Capacitive position sensors with nanometer accuracy were fixed on the stage to detect the displacement of motion and provide feedback signals to controller. The equation of compliant mechanisms and a design case are also presented.

Key words: precision positioning; compliant mechanism; piezo-driven mechanism; 5-DOF

0 引言

纳米级微定位技术在超精密加工和精密测量中有着重要的应用。随着纳米技术的快速发展,纳米定位技术已成为纳米测量和原子操作工程走向产业化的前提条件和技术基础。

纳米定位大都可以通过具有单自由度或者多自由度的高精度定位平台实现,其中多自由度纳米级定位平台是研究的重点和难点,国内纳米级精度定位平台的研究多数为平动装置且多为三自由度以下^[1~4]。

为实现纳米级的定位精度,最常用和有效的方法是采用柔性铰链作为传动导向元件,采用压电/电致伸缩元件为驱动器。从结构形式上考虑,为了实现多自由度运动,可以采用并联式结构,但是采用柔性铰链形式的并联式结构^[5~8],不仅加工和装配不便,而且是多级耦合^[9],控制过程非常复杂。此外,并联机构通常采用驱动器内置位移传感器的方法将所测值作为输入量,由于加工和装配误差及变形等因素,根据此输入量通过运动反解得出的理论上的输出量与实际量相比有较大的误差。本文提出一种五自由度纳米级精密定位工作台,可以有效地消除运动耦合,控制简单。

1 工作台的结构设计及工作原理

由于压电/电致伸缩元件本身伸缩量有限,为了增大运动行程,通常采用杠杆式多级放大单轴柔性铰链机构带动由平行四边形机构组成的运动平台^[10,11]。采用该方法虽然可以有效地增大工作行程,但是位移过程中却带来非功能方向上的运动牵连,在纳米级定位精度范围内,该运动牵连带来的耦合量不可忽略,而且无法进行补偿,因此会影响定位精度。笔者采用双层弹性平行板式导向机构及柔性八杆机构实现平移运动,这两种结构形式可以有效地消除单平行四杆结构形式中存在的牵连耦合位移,而且可以在一定程度上提高抗外界干扰的能力。通过对八杆机构连杆长度及位置等参数的选择,可以有效地对压电/电致伸缩驱动元件的输出位移量进行放大。精密定位工作台的转动功能通过旋转型柔性铰链实现。

定位平台工作原理如图1所示。图1a是为了验证工作台导向机构刚度建立的有限元模型(SOLID92单元)。xy平面上的运动包含对x轴和y轴的平动及对z轴的较小转动,垂直于xy平面的运动包含一维平动和转动。图1b中动平台1的y向移动采用双层弹性平行板式移动导向机构。相对于平行四边形导向结构,该种结构在运动过程中不会产生牵连位移,抵抗非功能方向上的外载的能力很强,在较小的变形下,弹性平板刚度

不变,导向的线性度非常好,而且便于加工。动平台1在x方向的移动由平台2带动实现,平台2部分的结构与平台1相同。

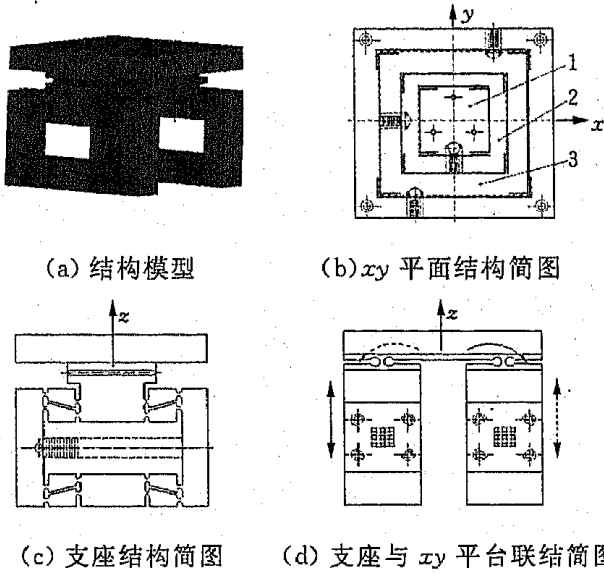


图1 五维一体化精密定位平台的结构模型

平台绕z轴的转动通过对动平台3施加力矩实现,其结构简图如图2所示。平台两侧驱动力 F_1 、 F_2 相等,等效于在平台3中心施加力矩 M ,使平台3绕几何中心转动。同时,由于 F_1 、 F_2 不完全相等及加工误差等因素使转动过程中带来的x向和y向的耦合位移可以通过调整动平台1、2进行补偿。如果需要更大范围的转角,可以在上述结构的基础上,在xy平面内采用文献[12]提出的方法来实现。

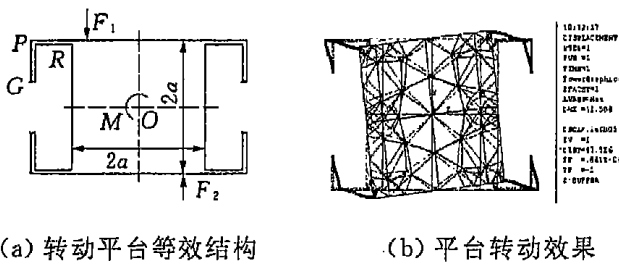


图2 转动平台结构

平台沿z轴方向的垂直平移及相对于xy平面的转动通过连接在平台下的两侧支座带动平台实现,如图1c、图1d所示,平台与支座间以转动副柔性铰链连接,通过两侧支座伸缩量的异同实现旋转和平移运动。本结构中,支座加工成柔性八杆机构形式,为避免偏转运动使柔性八杆导向机构的某些柔性铰链处产生附加转动,转动副柔性铰链的转动轴与八杆连接柔性铰点组成的截面平行,即组成八杆的机构本身转动副功能方向与实现整体转动的转动轴相互垂直,同时采取预紧措施。笔者设计的柔性八杆机构不仅可以对压电/电致伸缩元件的输出位移量进行放大,而且结构

紧凑、导向精度高,两侧同时加工,可以保证很好的对称度。图3是本研究中的样机图片。

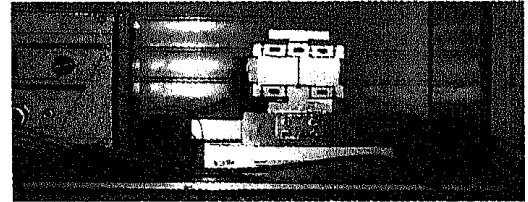


图3 五自由度精密定位平台及其测量系统

2 柔性铰链及导向机构刚度分析计算

精密定位平台的设计要求通常包含以下几个方面:运动行程、结构形式、运动分辨率、定位精度、固有频率、阶跃响应特性等。其中定位精度主要取决于传感器的精度及采用的控制方法;在选定驱动器和驱动电源的前提下,其他方面与柔性铰链的刚度密切相关。由于柔性铰链的运动相当复杂,针对各种形式的柔性铰链建立数学模型以求得到准确的刚度计算公式是非常困难的,但定位精度的实现主要取决于闭环控制环节。因此从微位移机构的实际应用情况出发,可以对刚度的理论计算进行简化。本文给出较为实用的柔性铰链刚度计算公式,用以指导各种形式柔性铰链的刚度计算。

图1b所示的xy平面上的x、y轴向移动采用双层弹性平行板式移动导向机构,其刚度表达式为

$$k_F = \frac{4Eb(1-\mu^2)t^3}{a^3} \quad (1)$$

式中, b 为弹性平行板宽度; t 为厚度; a 为长度; E 为材料的弹性模量; μ 为泊松比。

图1b所示的xy平面绕z轴转动功能通过对图2a所示双平行板结构施加力矩实现,其转动刚度计算为静不定问题,如果平台边长为 $2a$,L形平板支架GPR边长 $GP = PR = l$,截面惯性矩为 I ,取静定系,在力矩 M 作用下,设平台转角为 θ ,由于 θ 很小,则在支点R处产生的广义位移为 $\Delta_{R_x} = \Delta_{R_y} = \frac{1}{2}a\theta$,R处挠曲线切线与初始轴线夹角(转角)为 $\theta_R = -\theta$ 。采用单位载荷法,例如,在 F_x 方向的单位力产生的广义位移为 $\delta_{R_x}^x = l^3/(3EI)$, $\delta_{R_y}^x = -l^3/(2EI)$, $\theta_{R_x}^x = l^2/(2EI)$ 。同样可以求得 F_y 及R处转动方向单位力产生的广义位移,则根据静不定问题正则方程和力平衡方程,可以得出平台的总体转动刚度

$$K_R = \frac{M}{\theta} = \frac{(12a^2 + 6al)EI}{l^3} - \frac{(12a + 5l)EI}{l^2} \quad (2)$$

图1c所示的柔性八杆机构采用双圆弧直圆

型柔性铰链作为转动副,其运动中包含了转角、挠度和伸缩等多种变形,在微小变形范围内,导向机构整体刚度的计算可以只考虑柔性铰链的转动刚度的影响。常用的 Paros 转动刚度计算公式^[13]是在厚度远小于切割半径的条件下给出的,本文给出另一种刚度估算公式。

首先对图 4 所示形式的柔性铰链转动刚度进行计算。将柔性铰链看作一变截面悬臂梁,其变形是由许多微段弯曲

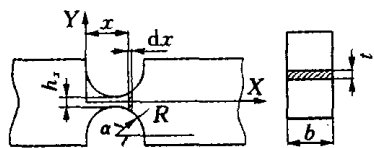


图 4 转动副柔性铰链刚度简化计算

变形累积的结果,在力矩 M 的作用下,微段 dx 的转角为 $d\theta$,则整个铰链的转角 θ 为

$$\theta = \int_0^{2R} d\theta \quad (3)$$

根据材料力学,柔性铰链中性层的挠曲线微分方程为 $\frac{d^2\gamma}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI(x)}$,其中, $M(x)$ 为微段 dx 上的弯矩; $I(x)$ 为截面的惯性矩, $I(x) = bh_x^3/12$ 。由于柔性铰链的尺寸较小,可近似认为弯矩变化不大,将 $M(x)$ 看作常数,转角很小时, $\theta \approx \tan\theta = \frac{dy}{dx}$,

$\frac{d\theta}{dx} = \frac{d^2\gamma}{dx^2}$,即 $d\theta = \frac{M(x)}{EI(x)}dx$,代入式(3)中,并按 $x = R - R\cos\alpha$ ($0 \leq \alpha \leq \pi$) 把直角坐标系转换为极坐标系,则 $h_x = 2R + t - 2R\sin\alpha$, $dx = R\sin\alpha d\alpha$,得单个柔性铰链的转动刚度

$$K_\theta = 1/\int_0^\pi \frac{12R\sin\alpha}{Eb(2R+t-2R\sin\alpha)^3} d\alpha \quad (4)$$

根据单个柔性铰链转角刚度可以计算导向机构的刚度。对于图 5 所示的八杆机构,机构传动比及刚度与连杆杆长 l 及其与底边夹角 α 有关。根据图示几何关系和功能原理,在忽略运动构件重量影响下, $W = 16E_\theta$ (其中, W 为外力功, E_θ 为单个柔性铰链的转动变形能),不难算出,导向机构总体刚度为

$$K_s = \frac{F}{2\delta} = \frac{4K_\theta}{l^2 \sin^2 \alpha} \quad (5)$$

同时,机构的输出输入比为

$$\Delta = \frac{l\sin\alpha - l\sin(\alpha - \theta)}{l\cos(\alpha - \theta) - l\cos\alpha} = \frac{\cos\alpha}{\sin\alpha} \quad (6)$$

可见,在 $\alpha < 45^\circ$ 时,机构可以对输入位移进行放大,且 α 越小,放大倍率越大,但过小的 α 角,

由式(5)可知,会使结构刚度过大,根据压电驱动器的性能,其结果之一是造成 PZT 驱动器输出能力的降低,反而会使实际输出量减小。考虑到结构尺寸及放大效率,一般 α 可取值为 $8^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$ 。

3 纳米级精密定位平台的设计原则

如前所述,精密定位平台的设计中,铰链刚度设计是实现工作台功能运动精确性的前提,因此设计中首先需要确定结构的刚度,然后根据结构刚度确定各处运动副铰链的刚度。结构刚度的设计要保证达到所需最大位移时,结构产生的弹性反力不能大于压电/电致伸缩驱动器的最大驱动能力,对应的铰链内部弯曲应力小于材料的弹性极限,同时为了提高系统的固有频率,有较好的抗干扰能力,减弱驱动电源纹波电压的影响,刚度应尽可能大,但是刚度过大,会使输出能力降低,因此应根据工作台的具体使用要求确定合适的结构刚度。同时,考虑到压电晶体材料的抗拉和抗剪切能力较弱,设计中应采取必要的预紧措施,压电驱动器端面与定位平台接触处采用球面副或直线副形式(通常可以采用钢球和圆柱杆)。此外,结构设计只保证了纳米定位精度实现的可能性,但是由于加工误差的存在,非功能方向上外载的影响,材料的热变形,压电驱动器输出位移的非线性、迟滞、蠕变特性等因素,平台最终的定位精度几乎完全取决于位移传感器的测量精度和控制算法的可靠性。因此选用合适的材料、性能良好的微位移驱动器、高精度的位移传感器及其安装、设计可靠的闭环控制系统是实现纳米级定位的重要保证。

4 设计实例

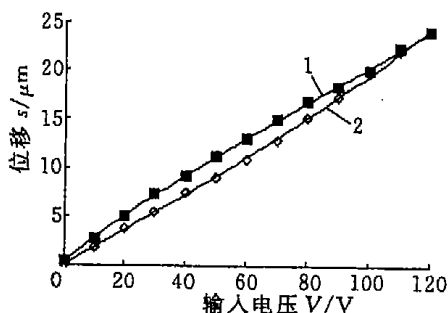
本研究中传感器采用 PI 公司 D-050 型电容式位移传感器,测量范围为 $50\mu\text{m}$,位移分辨率小于 0.01nm ,测量精度在 1nm 以下,传感器置于动平台和固定构件上。驱动器采用 P885.90 系列低压压电陶瓷驱动器,在 120V 驱动电压下名义输出最大位移 $35\mu\text{m}$,PZT 刚度 $28\text{N}/\mu\text{m}$,负载能力 1000N 。驱动电源为 E-665,输出电压范围为 $-20\sim 120\text{V}$ 。项目设计要求平动最大行程 $20\mu\text{m}$ 。工作台采用 $1\text{Cr}18\text{Ni}9\text{Ti}$,材料拉伸弹性模量 $E=210\text{GPa}$,弹性极限 $[\sigma_e]=0.20\text{GPa}$ 。

这里仅给出平行板式导向机构的设计参数:平台厚度 $b=20\text{mm}$, $\mu=0.3$, $t=0.8\text{mm}$, $a=10\text{mm}$,则机构刚度 $k=7.8\text{N}/\mu\text{m}$,对于上述 P885.90 低压压电陶瓷驱动器,理论最大输出位

移为 $d = 28\mu\text{m}$, 平板最大弯曲应力为 $\sigma_{\text{max}} = \frac{3Fa}{4bt^2} = 0.13\text{GPa} < [\sigma_c]$, 设计参数符合使用要求。

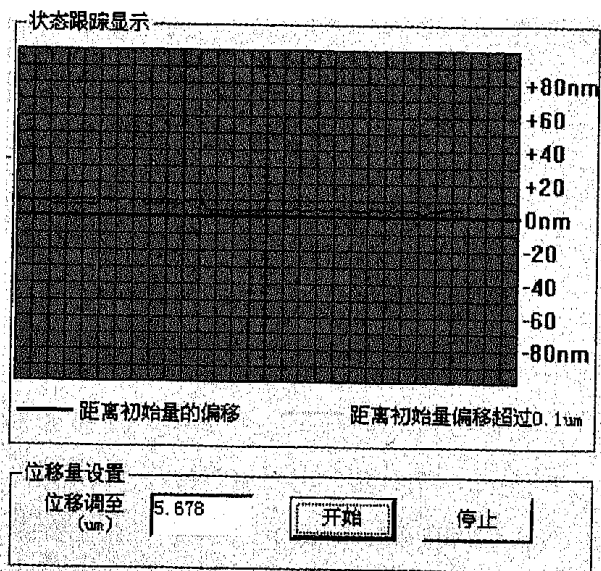
此外, 两侧支座部分驱动力的计算包含八杆机构本身弹性变形能、支座与平台间连接处转动副柔性铰链的变形能及预紧弹簧的变形能, 如果负载较大, 由负载引起的势能变化也应加以考虑, 计算过程在此不作赘述。

本研究中将一个分体式的 D-050 型电容式位移传感器置于平板式导向的动平台 2 和上层平台固定部分上, 传感器经过标定后, 其测量精度可以达到纳米级。图 6 是根据测得的工作台无负载状态下 x 向电压一位移采样值绘制的; 图 7 是控制程序运行界面, 在给定输入量(如 $5.678\mu\text{m}$)时, 根据位移传感器测值作为反馈量采用 PID 实现闭环控制。



1. 降压过程 2. 加压过程

图 6 x 向位移量与驱动电压关系



1. 降压过程 2. 加压过程

图 7 定位控制程序运行界面

从图 6 可以看出, 运动中存在较明显的迟滞现象。此外, 平板导向机构刚度为 $7.8\text{N}/\mu\text{m}$, 则根据理论计算, 最大输出位移应该达到 $28\mu\text{m}$, 然而测量值不到 $24\mu\text{m}$, 即存在“运动丢失”现象, 其原因是柔性铰链理论模型不能完全表述其运动的复杂性。如果机构中采用多级放大, 由此模型理论计算所得的输出将产生更大的偏差, 文献

[14,15]对此作了较详细的分析。

从图 7 可以看出, 在当前的标定状态下, 定位的稳定性精度可以达到 $\pm 10\text{nm}$ 以内。

5 结论

本研究在深入了解国内外纳米定位技术的基础上, 综合考虑各种形式柔性铰链和导向机构的特点及加工因素, 提出一种新型的纳米级精密定位平台结构形式。机构结构紧凑, 采用纳米级电容式位移测量元件可以实现纳米级精度的定位。在装置中通过加装位移传感器, 可以测得各自由度方向的位移量, 从而可以简单有效地消除运动偏差和运动耦合, 保证运动的精确性。目前, 该精密定位平台用于某光学试验位相调制监控过程中的实时动态补偿, 在初步试验中, 从 F-P 干涉仪的条纹稳定性及补偿效果看, 可以满足动态补偿中的高精度定位稳定性要求(小于 10nm)。

参考文献:

- [1] 王建林. 纳米定位机构及其控制系统的研究. 机械设计与研究, 2001, 17(2): 34~35
- [2] 刘品宽, 曲东升, 王莉, 等. 新型二维压电驱动微动工作台的设计分析. 压电与声光, 2002, 24(1): 31~34
- [3] 林德教, 吴健, 殷纯永. 具有纳米级分辨率的超精密定位工作台. 光学技术, 2001, 27(6): 556~557
- [4] 吴鹰飞, 李勇, 周兆英, 等. 蠕动式 X-Y- θ 微动工作台的设计实现. 中国机械工程, 2001, 12(3): 263~265
- [5] 金振林, 高峰, 李金良. 并联 3-2-1 结构新型微操作手及其承载能力分析. 中国机械工程, 2002, 13(2): 105~108
- [6] 孙立宁, 王振华, 曲东升, 等. 六自由度压电驱动并联微动机构设计与分析. 压电与声光, 2003, 25(4): 277~279
- [7] 于靖军, 宗光华, 毕树生, 等. 纳米级精度柔性机器人的设计方法及实现研究. 中国机械工程, 2002, 13(18): 263~265
- [8] Pernette E, Henein S, Magnani I, et al. Design of Parallel Robots in Microrobotic. Robotica, 1997, 15(4): 417~420
- [9] 吴一辉. 多环柔性铰链平行机构的综合分析及解耦. 光学精密工程, 1997, 5(4): 35~40
- [10] Fredric E, Scire E, Clayton T. Piezodriven $50\text{-}\mu\text{m}$ Range Stage with Subnanometer Resolution. Review of Scientific Instruments, 1978, 49(12): 1735~1740
- [11] Kunitoshi, N. A Spring-guided Micropositioner with Linearized Subnanometer Resolution. Review of Scientific Instruments, 1991, 62(8): 2004~2007

- [12] Chang S H, Tseng C K, Chien H C. Ultra-precision XY θ Piezo-micropositioner Part I Design and Analysis. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 1999, 46(4): 897~905
- [13] Paros J M, Weisbord L. How to Design Flexure Hinges. Machine Design, 1965, 27: 151~156
- [14] Yang Renyi, Jouanch M Schweizer R. Design and Characterization of a Low-profile Micropositioning Stage. Precision Engineering, 1996, 18(1): 20~29
- [15] Jun H K, Soo H K. Development of a Piezoelectric Ac-

tuator Using a Three-dimensional Bridge-type Hinge Mechanism. Review of Scientific Instruments, 2003, 74(5): 2918~2924 (编辑 卢湘帆)

作者简介: 王勇, 男, 1975年生。中国科学院上海光学精密机械研究所博士研究生。主要研究方向为光学测量与精密驱动。刘志刚, 男, 1975年生。中国科学院上海光学精密机械研究所博士研究生。葛峰, 女, 1971年生。中国科学院上海光学精密机械研究所博士研究生。朱健强, 男, 1965年生。中国科学院上海光学精密机械研究所所长、研究员、博士研究生导师。