



五自由度纳米级定位精度机构的研制

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)

Development of five - dof integrated stage with nano - precision positioning

WANG Yong, LIU Zhi - gang, BO Feng, ZHU Jian - qiang

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

【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。工作台采用压电陶瓷作为驱动元件, 柔性导向机构实现平移及转动功能。整个工作台可由整块金属材料通过线切割加工制成, 实现一体化加工, 而且结构紧凑。并给出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

【Abstract】 This paper presents a new type of nanopositioning stage which has five degree of freedom; the stage is driven by piezoelectric actuators and guided by compliant hinges. The stage can be fabricated with an integrated metal through wire electro discharge machining and is compact. The equation of compliant mechanisms and a design case is also presented in this paper.

Key words: Precision positioning; Compliant mechanism; Piezo - driven mechanism

中图分类号: TH165 文献标识码: A

1 前言

纳米级驱动和定位技术在前沿科学领域有着广泛的应用。随着光刻技术的发展, 电路线宽要达到 100nm, 精度级定位精度达到 20~30nm; 生物工程中, 对游离细胞的操作, 要求操纵器的分辨率达到几十纳米; 此外, 光学工程中光波位相的调制、微机电系统 (MEMs) 的加工装配、大容量数据存储等需要借助纳米级定位技术才能实现。

在工作原理上实现纳米级高精度的定位, 传统的机械传动式定位机构, 由于存在着传动间隙、机械摩擦、滑动等原因, 定位精度无法达到纳米定位装置多采用柔性铰链作为传动导向元件, 压电/电致伸缩元件作为驱动器构成。在结构形式上, 多自由度纳米级定位平台一直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限于平动装置且多为三自由度以下 [1][2][3]。为了实现多自由度运动, 可以采用并联式结构 (如典型的 Stewart 机构), 但是采用柔性铰链形式的并联式结构 [4][5], 不仅加工和装配不便, 难以实现柔性机构一体化加工的思想, 而且控制过程复杂。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量值作为输入量的根据, 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有较大的误差。采用一维模块组装结构虽然可以消除运动耦合, 控制简单, 但是自由度过多时, 系统过于庞大, 误差累积大, 动态性能较差。

为此, 提出一种新型的五维纳米级精密定位工作台, 整个工作台由整块金属材料通过高精度线切割加工制成, 真正实现

柔性机构中加工一体化、无需装配的理想要求。

2 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实现。采用该方法虽然可以有效的增大工作行程, 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, 该运动牵连带来的交差耦合误差不可忽略, 而且无法进行补偿, 因此影响定位精度。采用双柔性平行四杆结构及柔性八杆机构双平行四边形导向结构实现平移运动, 这两种结构形式可以有效的消除单平行四杆结构形式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, 可以有效的对压电/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。

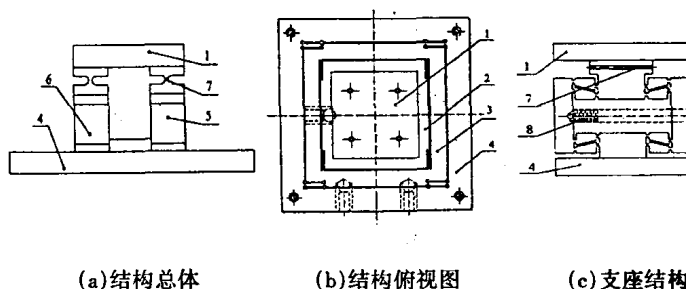


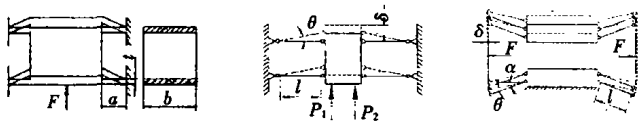
图1 五维一体化精密定位平台结构示意图

1. 轴出平台 2. x向平移 3. 平移及转动平台 4. x-y平面平台
5. 6. 支座 7. 转动副柔性铰链 8. PZT驱动器

工作台结构模型如图 1 所示, $x-y$ 平面上的运动包含对 x 轴和 y 轴的平动及对 z 轴的转动。垂直于 $x-y$ 平面的运动包含一维平动和转动。

定位平台工作原理如图 1(b)、(c) 所示。(b) 图中动平台 2 的 x 向移动采用双层弹性平行板式移动导向机构, 图 2(a) 为其结构简图。相对于平行四边形移动副, 该种结构在运动过程中不会产生寄生的位移, 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 2 在 y 方向的移动由平台 3 带动实现, 平台 3 采用双平行四边形柔性铰链导向机构, 其结构简图如图 2(b) 所示, 当两支点处驱动力 P_1 、 P_2 相等产生相同的驱动位移量时, 使平台 2 产生 y 方向的平移。驱动位移量不等时, 则产生绕 z 轴的较小转动, 因此导向部分采用转动副形式的柔性铰链。同时, 由动平台 2 带动输出平台 1 实现 $x-y$ 平面内的平动与转动。

输出平台 1 沿 z 轴方向的平移及绕 x 轴 (或者 y 轴) 的转动通过连接在平台 2 上两侧支座的伸缩带动平台实现, 如图 1(c) 所示, 平台与支座间以转动副柔性铰链 7 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, 支座加工成柔性双边平行四边形导向的八杆机构形式, 图 2(c) 为其结构简图。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的转动, 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 8 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。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, 可以保证极好的对称度。



(a) 弹性平行板式导向机构 (b) 双平行四边形导向机构 (c) 柔性八杆柔性导向机构
图 2 柔性导向机构原理示意图

3 精密定位机构的结构参数设计

在选定驱动器和驱动电源的前提下, 精密定位平台运动行程、位移率、定位精度、固有频率、阶跃响应稳定时间等, 与柔性铰链的刚度密切相关, 可以说柔性铰链刚度计算是柔性机构设计中最关键的内容。柔性铰链刚度设计要保证对应的导向机构刚度在机构达到所需最大位移时, 机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, 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, 阶跃响应的稳定时间增大, 导致系统动态性能降低。因此应根据工作台的具体使用要求确定合适的结构刚度。

本研究中图 1(b) 所示的 $x-y$ 平面上的 x 轴向移动采用双层弹性平行板式移动导向机构, 按图 2(a) 示简化模型, 将中间

部分看作刚体, 可以得出刚度表达式:

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

其中 E 为材料的弹性模量, μ 为泊松比。

对于图 2(b)、(c) 所示的导向机构, 机构刚度取决于单个转动副的转动刚度, 按经典 Paros 的近似计算公式 [7], 其转动刚度为:

$$k_\theta \approx \frac{2Ebt^3}{9\pi r^2} \quad (2)$$

采用能量法, 在微小变形范围内, 图 2(b) 的机构刚度为:

$$K_\theta = \frac{F}{\delta} = \frac{8K_\theta}{l^2} \quad (3)$$

图 2(c) 所示柔性八杆机构刚度与连杆长 l 及其与底边夹角 α 有关, 当机构产生微小转角 θ 时, 在忽略运动构件重量条件下, 其表达式为:

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

4 计算实例

本研究中采用负载能力 1000 N 压电驱动器, 要求平动最大行程 $20 \mu\text{m}$ 。工作台采用不锈钢 (1Cr18Ni9Ti), 材料拉伸弹性模量 $E = 210 \text{ GPa}$, 弹性极限 $[\sigma_e] = 0.20 \text{ GPa}$ 。以双平行四边形导向机构为例, 选择的设计参数为: 平台厚度 b 为 20 mm, 柔性铰链圆弧半径 R 为 1 mm, 厚度 t 为 0.5 mm。则柔性铰链转角刚度为 $K_\theta = 52.5 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$, 机构刚度为 $K = 4.2 \text{ N}/\mu\text{m}$, 所需最大驱动力为 84 N。最大行程时铰链内部产生的应力为 $\sigma_{\max} = 6 k_\theta \theta_{\max} / bt^2 = 0.13 \text{ GPa} < [\sigma_e]$ 。设计参数符合使用要求。

5 结论

这里提出的纳米级精密定位五维工作台, 采用压电/电致伸缩元件作为驱动器, 双柔性平行四杆结构及柔性八杆双柔性平行四边形结构作为导向, 有效的消除单平行四杆结构形式存在的耦合位移, 而且可以在一定程度上提高抗外界干扰的能力。精密定位工作台的转动功能通过旋转型柔性铰链实现。整个工作台可由整块金属材料通过高精度线切割加工制成, 结构紧凑, 真正实现柔性机构中加工一体化、无需装配的理想要求。

参考文献

- 1 王建林. 纳米定位技术研究现状. 机械设计与研究. 2000, 1, 43-45.
- 2 刘品宽, 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, 吴健等. 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 金振林, 高峰. 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).
- 5 孙立宁. 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).
- 6 Paros J. M., Weisboro L. How to design flexure hinges. Machine Design, 1965, 37(27): 151-157.