

文章编号 1004-924X(2006)03-0428-06

# 新型一维位移工作台的设计及特性分析

戴蓉<sup>1,2</sup>, 谢铁邦<sup>1</sup>

(1. 华中科技大学机械科学与工程学院, 湖北 武汉 430074;

2. 武汉理工大学机电工程学院, 湖北 武汉 430070)

**摘要:** 研究开发了一种能实现大量程位移和纳米级定位精度的一维位移工作台。工作台采用粗、精两级定位机构, 以精密衍射光栅传感器组成工作台位移的闭环检测系统。工作台可以实现 0~6 mm 的位移及 1 nm 的定位分辨率。文中建立了由压电陶瓷驱动和柔性铰链导向的精定位机构的机电耦合模型, 进行了精定位机构的模态分析和静力学分析, 并采用 ANSYS 软件进行了有限元仿真运算。最后给出了工作台在表面三维微观形貌测量仪中的应用结果。

**关键词:** 微定位工作台; 柔性铰链; PZT 驱动器; 有限元分析; 模态分析

**中图分类号:** TH703.6 **文献标识码:** A

## Design and analysis of 1-DOF nano-positioning stage

DAI Rong<sup>1,2</sup>, XIE Tie-bang<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Science &amp; Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;

2. School of Mechatronic Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

**Abstract:** A novel 1-DOF displacement stage with large motion range and nano-positioning precision was developed. The stage is a set of two-grades mechanism by coarse and fine positioning, and a diffraction grating is fixed to the stage to form a close loop displacement measuring system. The displacement range of the stage is 0~6 mm and the positioning resolution is 1 nm. A electromechanical coupling modal of PZT actuated and flexure hinge guided fine positioning mechanism was established, its model and mechanics analysis was performed. The finite element analysis soft ANSYS was also used to simulate the behavior of the stage and an application example was presented at the last of the paper.

**Key words:** nano-positioning stage; flexure hinge; PZT actuator; finite element analysis; model analysis

## 1 引言

微电子工程、计量科学与技术、精密加工、纳

米科学与技术等科技领域的发展, 使微位移机构得到越来越广泛的应用。实际应用中除了要求有高的定位精度, 同时也希望有较大的位移范围。但现有精密位移工作台一般存在工作范围大则精

度低、定位速度慢,而定位精度高、速度快则工作范围小的问题。为了获得纳米级定位精度,目前国内外一维或二维的微位移工作台大多采用柔性铰链机构,以压电陶瓷作为驱动器<sup>[1-2]</sup>。压电陶瓷具有出力大、响应快、分辨率高等优点,但存在着非线性、迟滞等误差,同时它能实现的位移量很小;采用电机丝杠驱动可以实现较大的位移,但其定位精度较低。此外,作为工作台位移量的闭环测控系统的检测环节目前通常采用电容式或电感式传感器,大位移量工作台甚至采用激光干涉仪来完成位移检测任务<sup>[3]</sup>,但电容式传感器本身也存在着量程小、非线性误差大的缺点,电感式传感器和激光干涉仪可实现较大位移量的测量,但其体积大,安装上很难符合阿贝原则。

本文介绍在研制垂直扫描白光干涉表面三维测试系统时设计的一种微位移工作台。该工作台采用了粗、精两级定位机构,测量时大范围的扫描由步进电机驱动精密丝杠机构完成,纳米级的定位则由压电陶瓷驱动叠层式平行平板柔性铰链机构来实现;以衍射光栅作为位置测量传感器,反射式衍射光栅贴在工作台上,符合阿贝测量原则。设计的工作台可以实现0~6 mm的位移范围,1 nm的定位分辨力。本文介绍的工作台也适用于其它要求微位移和高定位精度的场合。

## 2 工作台系统设计

工作台包括粗、精两级定位机构、位置检测传感器、位移驱动器和信号处理与控制电路。图1是一维位移工作台的示意图。

工作台的精定位级采用压电陶瓷作为驱动器,推动四个对称设置的折叠式平行平板柔性铰链,使工作台只产生垂直方向的微位移。

工作台的粗定位级由楔形块位移缩小机构及步进电机组成。步进电机通过丝杠推动上楔形块移动,该位移量以10:1的缩小比例推动工作台沿滚动导轨在垂直方向产生位移。

作为位移测量传感器的衍射光栅固定在工作台上,这极大地减小了测量的阿贝误差。衍射光栅刻线密度为1200 l/mm,光栅常数 $d=0.833\ \mu\text{m}$ 。光栅光路的设计使垂直入射的激光束经过两次衍射,采用 $\pm 1$ 级衍射光形成干涉条纹,因此,干涉条纹的周期为 $d/4=0.208\ \mu\text{m}$ <sup>[4]</sup>,采用四

倍频细分辨向电路对干涉条纹的光电转换信号进行初步细分,细分后的脉冲当量为 $0.208/4=0.052\ \mu\text{m}$ ,该脉冲再送入计算机采用软件进行60倍细分,即可达到1 nm的分辨力。

工作时,通过衍射光栅对工作台的位置进行实时检测,并将检测结果反馈回计算机,与目标位置比较,然后控制步进电机驱动楔形位移缩小机构移动工作台,直到与目标位置的差距小于一定数值(如 $10\ \mu\text{m}$ )后,再通过计算机控制16位的D/A转换器改变施加于压电微位移器的驱动电压,直到工作台达到所要求的定位精度为止。采用26所研制的WTDS081025型压电微位移器,驱动电源自制,驱动电压范围为0~200 V,对应位移量为 $20\ \mu\text{m}$ ,则对于16位D/A,压电微位移器的理论分辨力为0.3 nm。可见,通过粗、精两级定位机构的结合以及由衍射光栅传感器组成的位移实时检测反馈控制系统,本设计的工作台可以满足快速、大范围的定位要求,同时又具有极高的定位精度。

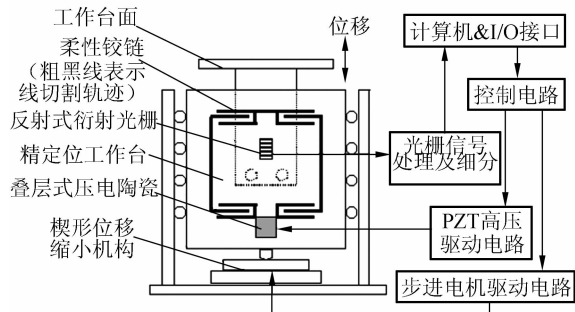


图1 工作台系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the stage

## 3 精定位机构的特性分析

在以压电陶瓷为驱动器、柔性铰链为传动机构的微动工作台中,输入输出特性直接影响微动工作台的响应速度和定位精度,也是控制系统设计中确定数据采集速度和调整速度的依据,以下分别就工作台的静、动态特性进行分析。

### 3.1 精定位机构的静力分析

图2为精定位机构简图。考虑到四个柔性铰支结构布置的对称性,对其中一个铰支进行分析即可。图3(a)是一个柔性铰支的结构图,它由AB、CD、BC三段组成。假设压电陶瓷的驱动力

为  $P$ , 则施加于图示铰支结构的力为  $P/4$ , 由于  $BC$  段很短, 且较宽, 在忽略其变形的情况下,  $AB$  梁与  $CD$  梁的载荷分布相同。图 3(b) 显示了受力时弹性平板的形变情况, 图 3(c) 为其力学计算模型, 它是一个简单的托举梁,  $A$ 、 $B$  点的约束条件是梁的挠曲线斜率为 0。

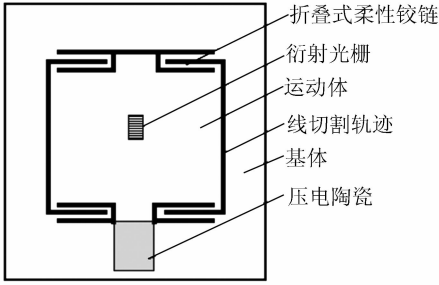


图 2 精定位机构简图

Fig. 2 Structure of the positioning stage

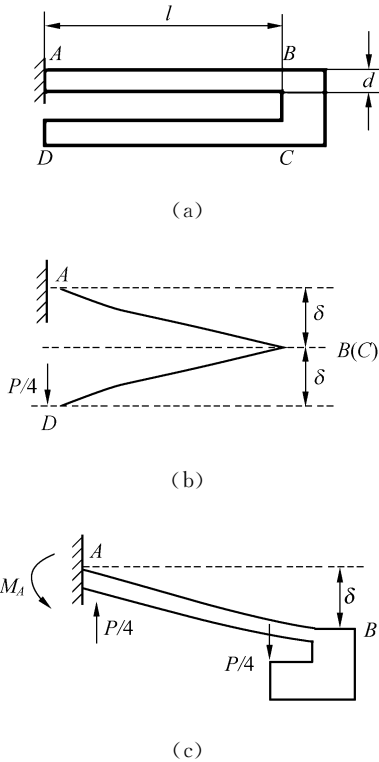


图 3 平板柔性铰链力学分析模型

Fig. 3 Mechanical analysis model of the hinge

根据挠曲线方程及梁变形的叠加原理, 可得在  $B$  点的挠度为<sup>[5]</sup>:

$$\delta = \frac{l^3}{12EI} \frac{P}{4} = \frac{Pl^3}{48EI}, \quad (1)$$

式中,  $E$  为弹性模量,  $I$  为截面惯矩,  $I = hd^3/12$ ,  $h$

为梁的宽度。

弹性平板的刚度  $K$  为:

$$K = \frac{P}{\delta} = \frac{48EI}{l^3}, \quad (2)$$

鉴于梁  $AB$  与  $CD$  具有相同的形变量, 所以  $D$  点的挠度  $\delta_D = 2\delta$ 。

梁  $AB$  截面上下表面有最大弯曲应力:

$$\sigma_{\max} = \frac{3Pl}{4hd^2}, \quad (3)$$

结合方程(1)和(3), 得到梁  $AB$  可能产生的最大挠度为:

$$\delta_{\max} = \frac{\sigma_{\max} l^2}{3Ed}, \quad (4)$$

### 3.2 精定位机构动态特性分析

精定位机构的机电耦合模型如图 4 所示。其中,  $U$  为压电驱动器的输入电压,  $x$  为驱动器的驱动位移,  $C$  为驱动器的等效电容,  $R$  为驱动电源的输出电阻,  $K_t$  为传动部件的刚度,  $K$  为柔性铰链的刚度,  $m$  为运动部分质量,  $\mu$  为系统阻尼系数,  $y$  为输出微位移。

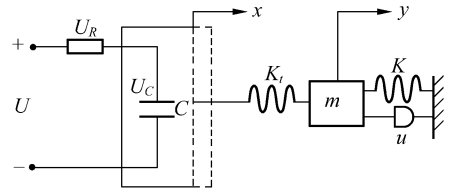


图 4 精定位机构的机电耦合模型

Fig. 4 Electromechanical coupling model of the flexural hinge guided stage

对压电微位移器, 在阶跃电压  $U$  的作用下, 根据图 4 的等效电路, 列出电路方程:

$$RC \frac{du_c}{dt} + u_c = u, \quad (5)$$

解方程得

$$u_c = U(1 - e^{-\frac{t}{RC}}), \quad (6)$$

此时压电驱动器的位移输出响应为

$$x(t) = \frac{nM}{d} u_c^2 = \frac{nM}{d} U^2 (1 - e^{-\frac{t}{RC}})^2$$

整理得

$$x(t) = x_m (1 - 2e^{-\frac{t}{RC}} + e^{-\frac{2t}{RC}}), \quad (7)$$

式中,  $x_m = \frac{nM}{d} U^2$  是驱动器的稳定输出位移,  $n$  是压电驱动器的叠层数,  $M$  是与压电陶瓷材料有关

的系数,  $d$  是电压施加方向压电驱动器的长度。

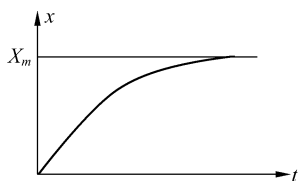


图 5 压电驱动器的阶跃响应

Fig. 5 Step response diagram of the PZT actuator

式(7)说明,驱动器加上阶跃电压  $U$  后,要经过一定的时间延迟才能达到稳定的输出位移  $x_m$ ,如图 5 所示。一般认为达到稳定输出的时间为  $(3 \sim 5)\tau_1$ ,  $\tau_1 = RC$ , 是电路的时间常数。驱动器的电容与行程和体积有关,要求行程大,则驱动器的体积和电容就大。

对应输入位移  $x$ , 输出位移  $y$ , 质量块  $m$  的力平衡方程式为

$$m y'' + m y' + (K + K_t) y = K_t x, \quad (8)$$

由式(8)解出对于阶跃输入  $x(t)$  的输出  $y(t)$  为

$$y(t) = \frac{K_t x}{K + K_t} \left[ 1 - \frac{e^{-\xi \omega t}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \sin(\omega_d t + \varphi) \right], \quad (9)$$

式中,  $\omega = \sqrt{\frac{K + K_t}{m}}$  为系统无阻尼自然频率,  $\xi = \frac{\mu}{2m\omega}$  为阻尼比,  $\omega_d = \omega \sqrt{1 - \xi^2}$  为阻尼自然频率,  $\varphi = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi}$ 。

当系统稳定后,输出位移为:

$$y_m = \frac{K_t}{K + K_t} x, \quad (10)$$

式(9)表明工作台要经过一段时间的衰减振荡才能稳定下来,如图 6 所示,振荡幅度按指数规律衰减,时间常数为

$$\tau_2 = \frac{1}{\xi \omega} = \frac{2m}{\mu}, \quad (11)$$

$\tau_2$  的大小与系统阻尼系数  $\mu$  成反比,可以采取在构件之间的缝隙内充填粘胶来增大阻尼,减小时间常数,提高响应速度。

当  $K_t \ll K$  时,式(10)变成

$$y \approx x, \quad (12)$$

由于输出完全被输入位移所约束,只要输入恒定,则输出不可能产生振荡,因此,系统瞬态响应的上升时间为<sup>[6]</sup>:

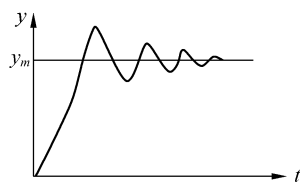


图 6 柔性铰链机构的阶跃响应

Fig. 6 Step response diagram of the flexural hinge

$$t_r = \frac{\pi}{\omega \sqrt{1 - \xi^2}}, \quad (13)$$

所以,欲提高工作台的响应速度,应尽量提高系统的固有频率  $\omega$ 。

## 4 精定位机构的有限元仿真

设计中利用 ANSYS 对精定位机构进行了固有频率、最大位移量、推动力等仿真分析。分析中用 SOLID45 对实体模型进行单元划分,材料为 60Si<sub>2</sub>Mn, 相关参数为:弹性模量  $E = 206 \text{ GPa}$ ,泊松系数  $\mu = 0.3$ , 密度为  $7.9 \text{ g/cm}^3$ , 屈服强度  $\sigma_s = 1177 \text{ MPa}$ 。

### 4.1 静态特性仿真分析

图 7 是位移量为  $10 \mu\text{m}$  时的仿真图形。为了比较弹性平板式柔性铰链的长度  $l$ 、厚度  $d$  的变化对压电陶瓷驱动力、最大位移量等参数的影响,仿真计算时比较了  $0.8 \text{ mm}$ 、 $1 \text{ mm}$ 、 $1.2 \text{ mm}$  三种厚度的弹性平板在不同长度下产生同等大小位移(取  $40 \mu\text{m}$ )所需的驱动力(图 8),相应的应力(图 9)以及在材料最大允许应力范围内平行平板能产生的最大位移量(图 10),计算时比较保守地取最大允许应力为材料屈服强度的  $0.1$  倍<sup>[7]</sup>。

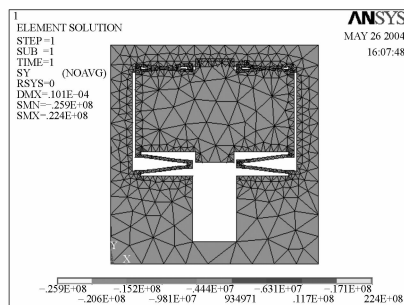


图 7 输出  $10 \mu\text{m}$  位移量时柔性铰链的形变

Fig. 7 Deformation of the flexural hinge when displacement is  $10 \mu\text{m}$

由图 8 的仿真结果可知,在产生同等位移量的前提下,所需的压电陶瓷的驱动力随着柔性铰链长度的增加而减小,在弹性平板长度相同时,驱动力随着平板厚度的增加而增加。

图 9 表明在  $40 \mu\text{m}$  的同等位移量时,弹性平板的长度越短,厚度越大,主应力越接近最大允许应力,应注意工作时弹性平板所受应力不能超出最大允许应力。

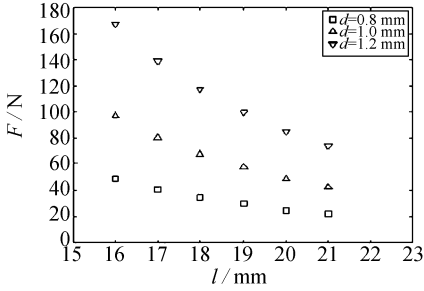


图 8  $l, d$  与驱动力  $P$  的关系

Fig. 8 Different flexural hinge length  $l$  and width  $d$  versus PZT actuating force

图 10 计算了不同长度、厚度柔性铰链的最大位移量。计算结果表明了弹性平板的厚度越小,长度越大,能够达到的位移量也越大。由于本设计采用的折叠式弹性平板结构,工作台的位移量等于图 10 计算值的两倍。

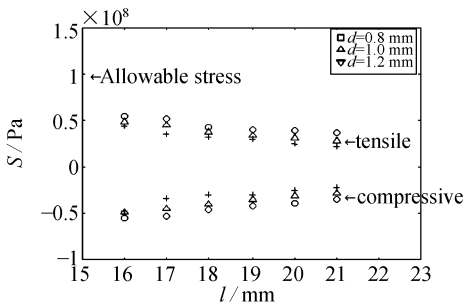


图 9 主应力  $S$  与  $l, d$  的关系

Fig. 9 Different flexural hinge length  $l$  and width  $d$  versus stress

## 4.2 模态分析

由于压电陶瓷驱动器的固有频率以及电路处理的频率均较高,因此,微定位系统的动态特性主要取决于由平行板柔性铰链组成的弹性导向机构的固有频率,对其进行仿真分析,对工作台的设计具有指导作用。

图 11 是不同长度、厚度柔性铰链的一阶、二

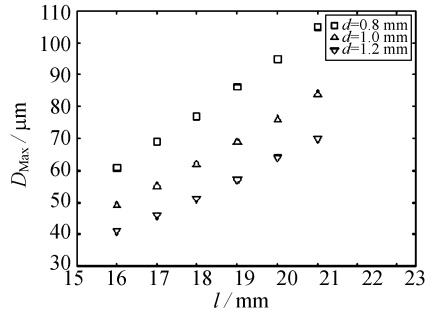


图 10 不同  $l, d$  的最大位移量  $D_{Max}$

Fig. 10 Possibly maximum displacement of different flexural hinges

阶、三阶模态 ANSYS 仿真结果,图中同时给出了固有频率计算的结果作为比较。图 11 表明了柔性铰链机构的固有频率随铰链长度的减小,厚度的增加而提高,而且仿真结果与解析计算结果相当吻合。

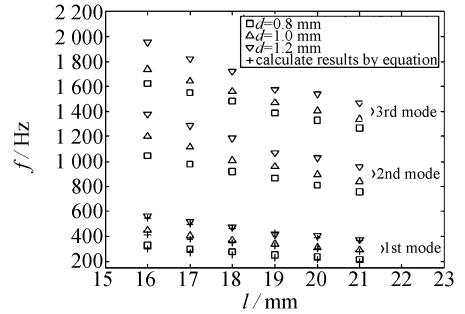


图 11 不同长度、厚度柔性铰链的模态分析

Fig. 11 Modal analysis of different flexural hinge length  $l$  and width  $d$

## 5 工作台应用实例

将设计的一维位移工作台应用于表面三维微观形貌测量系统中,图 12 为测量系统实物图,

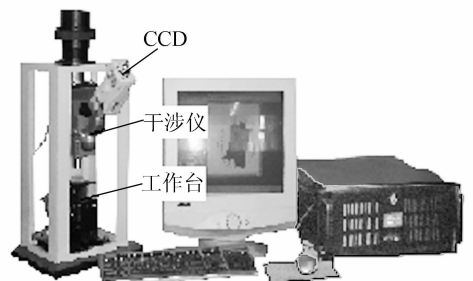


图 12 三维表面形貌测量系统实物图

Fig. 12 Photograph of 3D surface profiler

其工作原理是基于垂直扫描白光干涉术。测试时试样放置在设计的工作台上以实现测试过程中对试样的自动垂直扫描检测,用 CCD 记录干涉条纹图像,处理后即可获得试样的三维形貌。

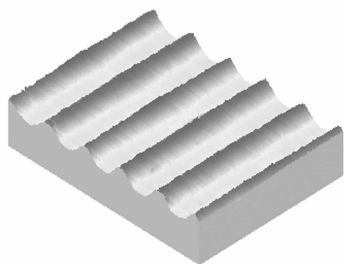


图 13 样板的三维表面形貌图

Fig. 13 3D surface profile of a sample

图 13 是用设计的系统测量一个标准样板得到的样板三维表面形貌图,样板标定的表面粗糙度指标  $Ra=0.074\ \mu\text{m}$ ,测试值  $Ra=0.0736\ \mu\text{m}$ 。

## 6 结 论

(1) 研究开发了一种能实现大量程位移和纳米级定位精度的一维位移工作台;

(2) 对由压电陶瓷驱动和柔性铰链导向的精定位机构进行了静态、动态特性分析,并对其进行了有限元仿真运算;

(3) 基于设计的工作台构建了表面三维形貌测量系统,实验结果表明工作台能实现纳米级精度的精密测量。

## 参考文献:

- [1] 孙立宁,孙绍云,曲东升,等.基于 PZT 的微驱动定位系统及控制方法的研究[J].光学精密工程,2004,12(1):55-58.  
SUN L N,SUN S Y,QU D S,*et al.* Micro-drive positioning system based on PZT and its control[J].*Optics and Precision Engineering*,2004,12(1):55-58. (in Chinese)
- [2] 刘品宽,孙立宁,曲东升,等.新型二维纳米级微动工作台的动力学分析[J].光学精密工程,2002,10(2):143-146.  
LIU P K,SUN L N,QU D S,*et al.* Design and analysis of 2-DOF nano-positioning stage driven by PZT[J].*Optics and Precision Engineering*,2002,10(2):143-146. (in Chinese)
- [3] SCHMIT J, OLSZAK A. High-precision shape measurement by white-light interferometry with real-time scanner error correction[J].*Appl. Opt.*, 2002,41:5943-5950.
- [4] 冯功和,韩德湘,周茂华.激光全息光栅精密测试系统[J].激光与红外,1997,27(1):23-25.  
FENG G H, HAN D X, ZHOU M H. The precision measuring system of laser holographic optical grating[J].*Laser and Infrared*,1997, 27(1):23-25. (in Chinese)
- [5] 戴少渡.材料力学[M].北京:国防工业出版社,2000.  
DAI S D. *Material mechanics*[M]. Beijing: Defense Industry Press,2000. (in Chinese)
- [6] 薛实福,李庆祥.精密仪器设计[M].北京:清华大学出版社,1991.  
XUE S F,LI Q X. *Design of precision instruments*[M]. Beijing:Qinghua University Press,1991. (in Chinese)
- [7] ELMUSTAFA A A, LAGALLY M G. Flexural hinge guided motion nanopositioner stage for precision machine: finite element simulations[J].*Precision Engineering*, 2001(25):77-81.

作者简介:戴蓉(1965—),女,武汉理工大学副教授,华中科技大学在读博士研究生,主要从事光电检测技术及精密仪器的研究及教学工作。