

文章编号 1004-924X(2013)02-0349-07

双柔性支撑板快速伺服刀架优化设计及测试

周京博, 孙 涛*, 侯国安

(哈尔滨工业大学 精密工程研究所, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要:设计了一种基于双柔性支撑板的快速伺服刀架用于金刚石车削加工非回转对称微结构表面,并对其进行性能进行了测试。根据约束条件推导了刀架柔性支撑板的刚度解析表达式,同时给出了柔性板上最大 Von Mises 应力的计算公式。根据快速伺服刀架设计指标,优化了柔性支撑板的结构参数,并根据上述结构参数,加工得到了快速伺服刀架。最后,搭建了快速伺服刀架控制系统,测试了它的静态及动态特性。测试结果表明,设计的快速伺服刀架的刚度为 $53 \text{ N}/\mu\text{m}$,最小运动分辨率为 3 nm ,工作行程可达 $20 \mu\text{m}$ 。另外,它的稳态跟踪误差小于 4 nm ,开环带宽为 2 kHz ,一阶固有频率可达 3 kHz 。测试结果不仅验证了所述设计方法的正确性,也表明采用双柔性支撑板结构是设计高刚度、高精度微位移机构的一种有效方法。

关键词:金刚石车削;快速伺服刀架;柔性支撑板;刚度;Von Mises 应力;静态性能;动态性能

中图分类号:TG51;TH122.1 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20132102.0349

Optimal design and test of double elastic plate based fast tool servo

ZHOU Jing-bo, SUN Tao*, HOU Guo-an

(Center of Precision Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

* Corresponding author, E-mail: spm@hit.edu.cn

Abstract: A double elastic plate based Fast Tool Servo (FTS) was designed to fabricate non-rotational symmetrical micro-structured surfaces using diamond turning method. Then, the performance of the FTS was tested. According to constrain conditions, the analytical expression for the stiffness of elastic plates was derived and the calculation method for the maximum Von Mises stress of the plates was also given. Based on the specification of the FTS, the structural parameters of the elastic plates were optimized and a FTS was machined in accordance with the parameters mentioned above. Finally, a control system for the FTS was established, and the static and dynamic characters were tested. The test results show that the stiffness of the FTS is $53 \text{ N}/\mu\text{m}$, the motion resolution is 3 nm , and the travel range can reach to $20 \mu\text{m}$. Furthermore, the FTS can offer the static following error better than 4 nm , the open loop bandwidth of 2 kHz and the fundamental frequency up to 3 kHz . The test results not only demonstrate the correctness of the design method, but also indicate that the double elastic plate based structure is a good choice for the micro-displacement units with high stiffness and high precision.

Key words: diamond turning; fast tool servo; plastic plate; stiffness; Von Mises stress; static character; dynamic character

收稿日期:2012-10-08;修订日期:2012-10-30.

基金项目:高等学校学科创新引智计划资助项目(No. B07018)

1 引言

具有特定微结构表面的器件在现代光学领域得到了越来越多的应用,如微透镜阵列、光纤连接器、激光相位调制板等。非回转对称金刚石车削是一种制作高精度复杂微结构表面的有效方法^[1]。快速伺服刀架(FTS)是实现非回转对称微结构表面车削加工的关键部件,是一种可以带动刀具实现高频往复进给的装置。根据驱动方式的不同主要分为:压电陶瓷型、音圈电机型^[2]和麦克斯韦力型^[3]。本文所设计的 FTS 为压电陶瓷型。相对于其他两种类型,具有精度高、刚度大、易于控制等优点。Patterson 和 Magrab 最先设计了压电陶瓷型 FTS 并成功应用于复杂曲面车削加工,此刀架最大频响为 660 Hz,行程为 $\pm 1.27 \mu\text{m}$ ^[4]。Okazaki 设计的 FTS 工作行程为 $5 \mu\text{m}$,频响为 470 Hz^[5]。Gao 等设计了带宽为 2.5 kHz 的 FTS,并加工出幅值为 100 nm 的正弦网格结构^[6]。Brinksmeier 等研制了两种采用开环控制方式的高频响、纳米行程范围的 FTS,行程分别为 500 和 350 nm,频响分别为 5 和 10 kHz^[7]。国防科技大学设计了基于压电陶瓷和柔性铰链的 FTS,其定位误差为 7.7 nm,运动距离为 $39 \mu\text{m}$ 时响应频率为 218 Hz^[8]。哈尔滨工业大学设计的 FTS 行程为 $20 \mu\text{m}$,位移分辨率为 5 nm,一阶固有频率为 2 191 Hz^[9]。上海交通大学设计的 FTS 采用组合式驱动结构,用柔性铰链来放大压电陶瓷输出的位移,响应频率达到 100 Hz,行程达到 $300 \mu\text{m}$,跟踪精度为 $2 \mu\text{m}$ ^[10]。还有一些学者根据加工需求通过设计柔性铰链放大机构来提高快速伺服刀架的行程,但这也使刀架的频响受到了限制^[11-12]。此外,Precitech 公司也推出了商品化的快速伺服刀具装置,其中基于压电陶瓷驱动的快速伺服刀架 FTS70,其行程、频响分别为 $70 \mu\text{m}$ 和 700 Hz^[13]。但是,商品化的快速伺服刀架价格昂贵,有些也限制国内进口。因此,自主设计高频响、高精度、高刚度的快速伺服刀架具有重要意义。

上述压电陶瓷驱动型 FTS 基本上都是采用柔性铰链来实现导向的。对于柔性铰链的设计具有成熟的公式可以选用^[14]。柔性铰链机构通常用弹簧钢直接通过线切割加工得到,由于弹簧钢

密度大,同时机构还要满足刀具装夹、铰链结构的尺寸要求,导致运动部分质量过大。另外,柔性铰链机构需要在最大行程设计时,铰链上最大应力小于材料的许用应力,这些设计及材料的约束使得基于柔性铰链的微位移机构一阶固有频率很难显著提高。基于此本文提出了一种基于双柔性支承板结构的 FTS,给出了刀架的刚度及应力计算公式,对刀架弹性支承板的主要结构参数进行了优化,并对其静态性能和动态性能进行了测试。

2 柔性支承板刚度计算

FTS 以压电陶瓷作为驱动元件,以 2 个相互平行的柔性板作为支撑。图 1 所示为双柔性板结构示意图,前后柔性板的外圈与刀架基座固连,中间与运动部分(支撑块、连接架、刀夹)固连在一起。压电陶瓷与支撑块连接,且轴线与柔性结构的轴线共线。当给压电陶瓷施加电压时,通过压电陶瓷的伸长,在柔性结构轴线上产生推力,使其发生弹性变形,带动金刚石刀具产生轴向位移输出。

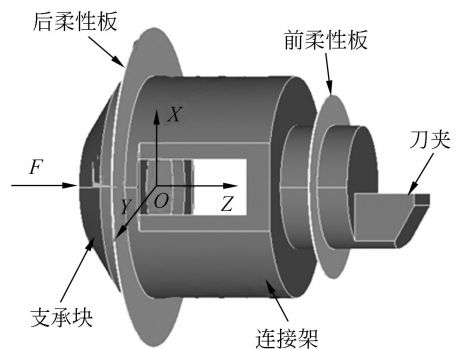


图 1 快速伺服刀架柔性结构

Fig. 1 Plastic structure of FTS

对单个柔性板进行分析,由于所受载荷和边界约束均绕 z 轴对称,其变形后的弹性曲面也是绕 z 轴对称的,挠度 w 只是半径 r 的函数。在柔性板半径 r 附近中取一微元进行分析,如图 2 所示。

用 M_r , M_{φ} , F_r 分别表示 r 为常量的横截面的弯矩、扭矩和横向剪力,用 M_{φ} , M_r , F_{φ} 表示 φ 为常量的横截面的弯矩、扭矩和横向剪力。考虑到所施加的载荷及约束具有轴对称分布的特点,其内力分量 $M_{r\varphi} = M_{\varphi r} = F_{r\varphi} = 0$,其他内力分量的

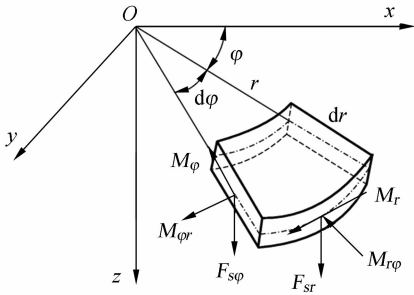


图2 板单元受力示意图

Fig. 2 Force diagram of plate element

表达式为^[15]:

$$F_{sr} = -D \frac{d}{dr} \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} \right), \quad (1)$$

$$M_r = -D \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dw}{dr} \right), \quad (2)$$

$$M_\varphi = -D \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} + \nu \frac{d^2 w}{dr^2} \right), \quad (3)$$

其中: D 为柔性板的弯曲刚度, $D = Eh^3 / [12 \times (1 - \nu^2)]$, E 为材料的弹性模量, h 为薄板的厚度, ν 为泊松比。设柔性板沿 z 向所受外力为 P , 由受力平衡时此方向合力为 0 可得:

$$P + 2\pi r F_{sr} = 0, \quad (4)$$

联立式(1)及式(4)得:

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} \right) = \frac{P}{2\pi r D}. \quad (5)$$

设柔性板的内径为 a , 外径为 b 。对上式进行 2 次积分, 化简后的积分结果为:

$$\frac{dw}{dr} = \frac{Pr}{8\pi D} \left(2 \ln \frac{r}{b} - 1 \right) + \frac{C_1 r}{2} + \frac{C_2}{r}, \quad (6)$$

$$w = \frac{Pr^2}{8\pi D} \left(\ln \frac{r}{b} - 1 \right) + \frac{C_1 r^2}{4} + C_2 \ln \frac{r}{b} + C_3, \quad (7)$$

其中: C_1, C_2, C_3 为积分常数, 可以由边界条件求出。对于所述 FTS 柔性支撑板, 边界条件为:

$$\left(\frac{dw}{dr} \right)_{r=a} = (w)_{r=b} = \left(\frac{dw}{dr} \right)_{r=b} = 0. \quad (8)$$

根据边界条件(8)可得积分常数为:

$$C_1 = \frac{P}{4\pi D(b^2 - a^2)} \left[a^2 \left(2 \ln \frac{a}{b} - 1 \right) + b^2 \right], \quad (9)$$

$$C_2 = -\frac{Pa^2 b^2}{4\pi D(b^2 - a^2)} \ln \frac{a}{b}, \quad (10)$$

$$C_3 = \frac{Pb^2}{16\pi D(b^2 - a^2)} \left(b^2 - a^2 - 2a^2 \ln \frac{a}{b} \right). \quad (11)$$

将式(9)、(10)、(11)分别带入式(6)、(7)即可得到 w 及 dw/dr 与半径 r 的关系。令 $dw/dr = 0$,

得环形柔性支撑板在受到沿着 z 轴方向外力作用时, 最大挠度总是发生在圆环内缘各处即 $w_{\max} = (w)_{r=a}$ 。对式(6)求得:

$$\frac{d^2 w}{dr^2} = \frac{P}{8\pi D} \left(2 \ln \frac{r}{b} - 1 \right) + \frac{P}{4\pi D} + \frac{C_1}{2} - \frac{C_2}{r^2}. \quad (12)$$

而柔性支撑板弯矩值 M_r, M_φ 可以将式(6)、(12)分别带入式(2)、(3)得到。另外, 将 C_1, C_2, C_3 带入式(7)整理成最大位移量和施加的载荷力之间的关系可得柔性支撑板的刚度为:

$$K = \frac{4\pi E h^3 (b^2 - a^2)}{3(1 - \nu^2)} \left[a^4 - 2a^2 b^2 - 4a^2 b^2 \left(\ln \frac{a}{b} \right)^2 + b^4 \right]^{-1}. \quad (13)$$

由式(13)可以看出, 当材料、约束条件确定后, 柔性支撑板的刚度可以表示成板厚、内径、外径的函数。

3 柔性支撑板应力计算

对 FTS 柔性支撑板进行应力分析时, 首先计算柔性板任意微元所受内力, 微元的应力可根据其所受的内力分量计算得到。由 $M_{r\varphi} = M_{\varphi r} = F_{s\varphi} = 0$ 可得: $\tau_{r\varphi} = \tau_{\varphi r} = \tau_{\varphi z} = 0$ 。微元其它应力分量可分别由 M_r, M_φ, F_{sr} 计算得到^[15]:

$$[\sigma_r, \sigma_\varphi, \tau_{rz}] = \left[\frac{-12M_r}{h^3} z, \frac{12M_\varphi}{h^3} z, \frac{6F_{sr}}{h^3} \left(\frac{h^2}{4} - z^2 \right) \right]. \quad (14)$$

因此, 弹性板的 Von Mises 应力为:

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\varphi)^2 + \sigma_r^2 + \sigma_\varphi^2 + 6\tau_{rz}^2}. \quad (15)$$

将式(14)所求应力分量带入式(15)可得, 柔性支撑板上的应力分布为 r 和 z 的函数。分别对其求偏导得到柔性支撑板的最大应力发生在内圆环上下底面处即 $\max[\sigma_v] = \sigma_v|_{r=a, z=h/2}$ 。

4 柔性支撑板参数优化设计

压电陶瓷是 FTS 系统中的关键部件, 这里选用芯明天科技有限公司 40VS20 型机械封装式压电陶瓷。压电陶瓷与柔性机构通过支撑块连接到一起。设前后两柔性板刚度分别为 K_f 和 K_b , 压电陶瓷的刚度为 K_p , 运动部分质量为 M , 则刀架整体的等效刚度为: $K = K_f + K_b + K_p$, 一阶固有频率为:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (16)$$

为使 FTS 具有更好动态性能,需要尽可能提高其一阶固有频率。受到电容传感器安装尺寸及金刚石刀具尺寸的限制,在完成刀夹、连接架、支撑块尺寸参数设计之后,运动部分的尺寸参数就已经确定了。此时,可选择 LY12 制造上述部件,而 M 已为定值,并且随着运动部分尺寸参数的确定,前、后支承板的内径尺寸 $a_1 = 10 \text{ mm}$ 、 $a_2 = 19 \text{ mm}$ 也已经确定。考虑到选材的方便性及制造的工艺性,选择厚度 $h = 0.3 \text{ mm}$ 的弹簧钢板制作前后柔性支承板。此时,前后柔性板的刚度可以表示为它们外径的函数即: $K_f(b_1)$ 、 $K_b(b_2)$ 。这样最后得出一阶固有频率 f 关于 b_1 、 b_2 之间的关系。

为提高系统一阶固有频率,需要增加柔性机构的刚度。但是,柔性机构刚度的提高会使压电陶瓷输出位移损失增大。考虑压电陶瓷位移损失后,快速伺服刀架最大输出位移为: $s = s' \times K_p / K$ 。其中: s' 为压电陶瓷空载最大行程。这里选用的压电陶瓷刚度为 $35 \text{ N}/\mu\text{m}$,空载最大行程 $s' = 40 \mu\text{m}$ 。快速伺服刀架要求最大行程为 $20 \mu\text{m}$,考虑一定设计裕量取 $s = 25 \mu\text{m}$,可得两支承板的刚度和最大为 $21 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。选用此刚度时,既能满足最大输出位移要求,又能使系统一阶固有频率达到最大。此时其结构参数 b_1 、 b_2 存在多种满足要求的组合。在刀架最大行程时,以两个弹性板上的最大应力值最小建立优化目标函数:

$$\max\{\max[\sigma_{v1}], \max[\sigma_{v2}]\} \rightarrow \min \quad (17)$$

为使 FTS 的一阶固有频率达到最大,前后两个弹性支承板的刚度应该为最大允许刚度值即: $K_f(b_1) + K_b(b_2) = 21 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。这样在选定一个 b_1 的值后,就可以根据上述最大刚度值计算得到对应的 b_2 的值,进而可以根据式(15)计算得到柔性板产生 $25 \mu\text{m}$ 变形时前后两个柔性板上的最大应力值,如图 3 所示。

在产生 $25 \mu\text{m}$ 变形的条件下,前柔性板上的最大应力值随着 b_1 值的增大而减小。为了使前后柔性板的整体刚度保持最大允许刚度值,当 b_1 的值增大时, b_2 需要相应的减小。后柔性板上的最大应力相应的增加,两条应力曲线的交点即为目标函数(17)的最优解。此时 $b_1 = 14.0 \text{ mm}$, $b_2 = 22.9 \text{ mm}$,前后两个弹性支承板上的最大应力值均为 321.9 MPa 。远远小于弹性钢板材料 65

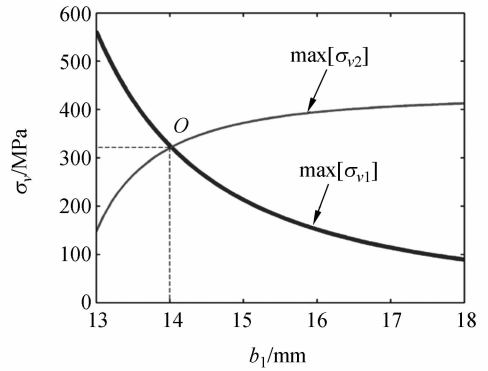


图 3 前后柔性板最大应力

Fig. 3 Maximum stress of front and back plate

Mn 的屈服应力 785 MPa ,能够满足使用要求。

5 快速伺服刀架性能测试

5.1 快速伺服刀架控制系统

装配完成后的 FTS 如图 4 所示,柔性机构安装于基座内部,这样既可使刀架结构紧凑、外形美观,又可避免加工过程中切削液、切屑对电容测量结果的影响。刀架通过基座上的连接孔与机床导轨连接,再由控制系统根据主轴的转角和导轨的位移使刀架输出相应的进给,就可以加工各种复杂的非回转对称微结构表面。

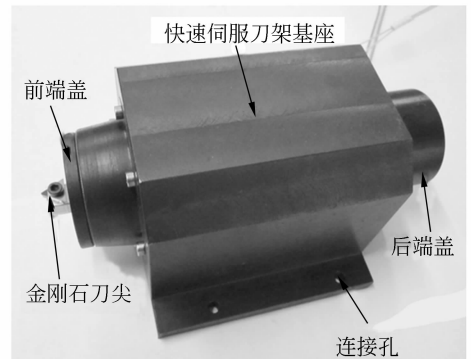


图 4 装配好的快速伺服刀架

Fig. 4 Assembled FTS

控制系统如图 5 所示,主要包括 UMAC 运动控制器、压电陶瓷驱动器、压电陶瓷、电容测微仪和电容信号放大器等。其中压电陶瓷和电容测微仪安装于刀架基座的内部,UMAC 输出电压指令信号并由压电陶瓷驱动器对指令信号进行放大,使压电陶瓷推动柔性结构实现前后运动,并通

过电容测微仪采集运动位移信号,实现闭环控制。

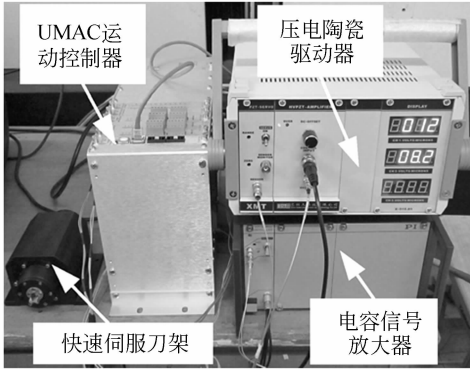


图5 快速伺服刀架控制系统
Fig. 5 Control system of FTS

5.2 刚度测试

取下金刚石刀尖并将刀架垂直放置,在刀夹处加载质量块,并通过电容测微仪读取加载不同质量块时刀架的位移量 D 。将所加载的质量转换为刀架所受的力 F ,即可得到加载力-位移的关系,如图6所示。理论值由公式(13)计算得到。

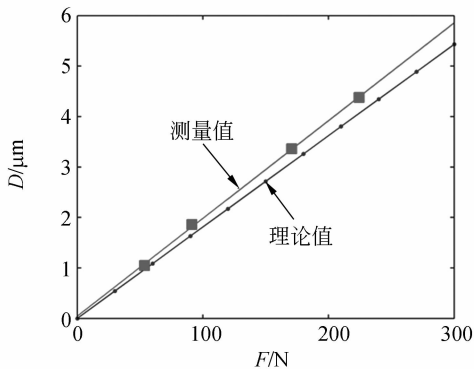


图6 快速伺服刀架加载力-位移曲线
Fig. 6 Load-displacement curves of FTS

图6中2条曲线斜率的倒数即为刀架的刚度值,刀架刚度的理论值为 $56 \text{ N}/\mu\text{m}$,测量值为 $53 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。测量刚度值略小于理论值,这是由于在理论计算过程中将柔性结构中的支撑块、连接架当作刚体处理,只考虑了弹性支撑板的变形。实际上支撑块、连接架都会产生微小的变形,导致电容测微仪实际测量得到的位移增加,使系统刚度降低。

5.3 进给分辨率测试

UMAC 运动控制器给快速伺服刀架 3 nm 阶跃指令信号,并保持 400 ms 。利用电容测微仪测量刀架实际位移,采样时间为 2.2 ms ,得到的位

移分辨率曲线如图7所示。

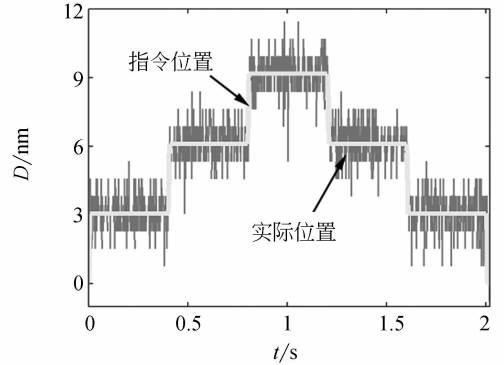


图7 位移分辨率测试
Fig. 7 Test of motion resolution

由图中可以看,实际位置在相邻阶跃位置之间只有极少重合点,说明刀架可以达到 3 nm 的位移分辨率。

5.4 跟踪低频指令信号测试

测试稳态跟踪性能时,让刀架跟踪周期为 0.8 s ,PV 值为 $20 \mu\text{m}$ 的三角波指令信号。测试结果如图8所示,其中 Δx 为跟踪误差,采样频率为 2.2 ms 。可以看出跟踪信号基本和指令信号重合。在速度方向发生变化时,即三角波的尖角处存在最大跟踪误差,此时跟踪误差值小于 8 nm 。而在稳定状态下,跟踪误差小于 4 nm 。可见 FTS 具有很好的稳态跟踪性能。

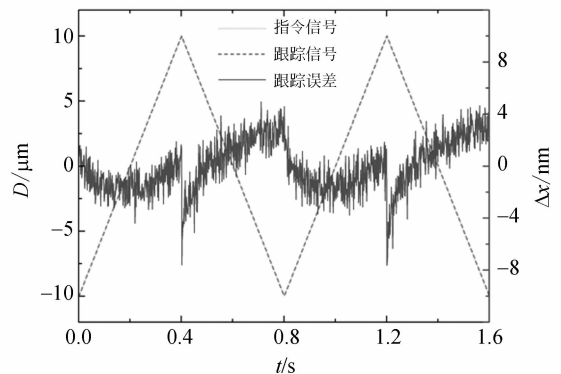


图8 跟踪三角波信号
Fig. 8 Tracking of triangular wave signal

5.5 跟踪高频指令信号测试

FTS 主要是用来加工各种非回转对称微结构表面的,加工过程中通常需要实现高频往复进给,因此需要测试其对高频信号的跟踪性能。

图9为快速伺服刀架在跟踪频率为 30 Hz ,

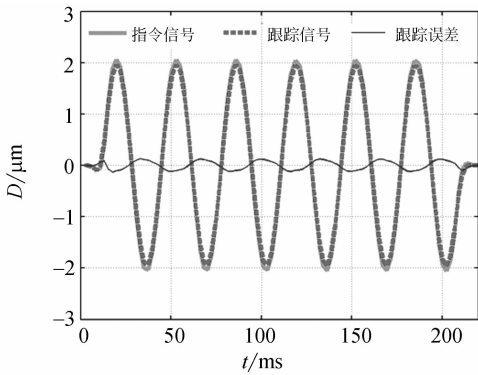


图 9 跟踪高频正弦信号

Fig. 9 Tracking of high frequency sine wave signal

PV 值为 $4 \mu\text{m}$ 的正弦信号时结果。可以看出跟踪信号基本与指令信号重合,基本观察不到相位的滞后,最大跟踪误差为 $0.12 \mu\text{m}$ 。表明所设计 FTS 也具有良好动态跟踪性能。

5.6 开环带宽测试

FTS 的频响特性也是影响微结构功能表面类型及其加工质量的重要因素。对其开环频率响应测试时,采用信号发生器给系统输入正弦信号,由示波器采集指令位移信号和实际的位移信号。为避免高频、高压信号对压电陶瓷产生损伤,加载

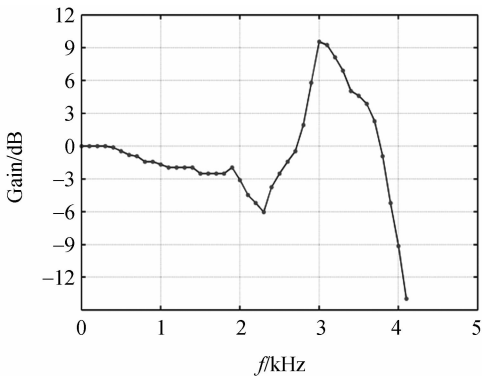


图 10 系统幅频特性

Fig. 10 Amplitude-frequency character of system

到压电陶瓷上正弦信号的 PV 值为 7 V , 频率以 100 Hz 为间隔递增。经分析获得的 FTS 幅频特性如图 10 所示。

可以看出,在 400 Hz 时,快速伺服刀架的幅值基本没有衰减。从 500 Hz 到 2 kHz 时快速伺服刀架的幅值增益逐渐衰减,并在 2 kHz 时下降为 -3 dB 。由此可见,刀架带宽可达 2 kHz 。而从 2.3 到 3 kHz 时系统的幅值增益逐渐增大,并与 3 kHz 时柔性机构发生共振,出现最大的幅值增益,表明刀架的一阶固有频率为 3 kHz 。

6 结 论

FTS 是实现非回转对称微结构表面金刚石车削加工的关键部件。本文设计并制造了基于双柔性支承板的 FTS,根据刀架中柔性支承板的约束条件,推导了支承板的刚度解析表达式,并给出了柔性支承板最大 Von Mises 应力的计算公式。在此基础上设计并优化了柔性支承板的结构参数。根据上述结构参数,加工得到了 FTS。刀架结构紧凑,外形美观,方便与机床集成。搭建了 FTS 控制系统,并对其的静态及动态特性进行了测试。测试结果表明,刀架的刚度为 $53 \text{ N}/\mu\text{m}$,而理论计算得到的刚度值为 $56 \text{ N}/\mu\text{m}$,略高于实际测量值。快速伺服刀架最小运动分辨率优于 3 nm ;跟踪周期为 0.8 s ,PV 值为 $20 \mu\text{m}$ 的三角波信号,其稳态跟踪误差小于 4 nm ;跟踪频率为 30 Hz ,PV 值为 $4 \mu\text{m}$ 的正弦信号时,跟踪误差最大为 $0.12 \mu\text{m}$ 。对频响特性测试结果表明,刀架的开环带宽为 2 kHz ,一阶固有频率可达 3 kHz 。上述测试结果表明本文所论述方法的正确性,所设计的 FTS 具有良好的静态及动态性能,能够满足微结构表面金刚石车削加工要求。

参考文献:

- [1] 李荣彬,张志辉,杜雪,等. 微结构光学元件快速伺服刀架加工技术研究[J]. 纳米技术与精密工程, 2005, 3(3):216-221.
LI R B, ZHANG ZH H, DU X, et al.. An investigation of fast tool servo machining of optical microstructures [J]. *Nanotechnology and Precision Engineering*, 2005, 3(3):216-221. (in Chinese)

- [2] 杨帆,杨海宽,陈志华,等. 音圈式快速伺服刀架的分析与设计[J]. 国防科技大学学报, 2009, 31(4):42-47.
YANG F, YANG H K, CHEN ZH H, et al.. Analysis and design of voice-coil actuator used in fast tool servo [J]. *Journal of National University of Defense Technology*, 2009, 31(4):42-47. (in Chinese)
- [3] MONTESANTI R C, TRUMPER D L. A 10 kHz short-stroke rotary fast tool servo [C]. *American*

Society for Precision Engineering 2004 Annual Meeting, Orlando; ASPE, 2004;206609.

- [4] PATTERSON S R, MAGRAB E B. Design and testing of a fast tool servo for diamond turning [J]. *Precision Engineering*, 1985, 7 (3):123-128.
- [5] OKAZAKI Y. A Micro-positioning tool post using a piezoelectric actuator for diamond turning machines [J]. *Precision Engineering*, 1990, 12 (3): 151-156.
- [6] GAO W, ARAKI T, KIYONO S, *et al.*. Precision nano-fabrication and evaluation of a large area sinusoidal grid surface for a surface encoder [J]. *Precision Engineering*, 2003, 27(3):289-298.
- [7] BRINKSMEIERA E, RIEMERA O, GLABEA R, *et al.*. Submicron functional surfaces generated by diamond machining [J]. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 2010, 59(1):535-538.
- [8] 戴一凡, 杨海宽, 王贵林, 等. 压电陶瓷驱动的超精密快刀伺服系统的设计与研制[J]. *中国机械工程*, 2009, 20(22):2717-2721.
- DAI Y F, YANG H K, WANG G L, *et al.*. Design and development of an ultra-precision fast tool servo system driven by piezoelectric ceramic [J]. *China Mechanical Engineering*, 2009, 20 (22):2717-2721. (in Chinese)
- [9] YANG Y H, CHEN S J, HUO D H, *et al.*. Performance analysis and optimal design of fast tool servo used for machining micro-structured surfaces

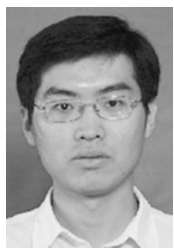
[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 2008, 222: 1541-1546.

- [10] MA H Q, HU D J, ZHANG K. A fast tool feeding mechanism using piezoelectric actuators in non-circular turning [J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2005, 27 (3/4):254-259.
- [11] LIU Q, ZHOU X Q, XU P Z, *et al.*. A flexure-based long-stroke fast tool servo for diamond turning [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2012, 59 (9-12): 859-867.
- [12] KIMA H S, LEE K I, LEE K M, *et al.*. Fabrication of free-form surfaces using a long-stroke fast tool servo and corrective figuring with on-machine measurement [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2009, 49(12-13): 991-997.
- [13] PRECITECH. *Fast Tool Servo* [EB/OL]. [2012-05-12]. <http://www.precitech.com/machine-applications/fast-tool-servo>.
- [14] LOBONTIU N. *Compliant mechanisms: design of flexure hinges* [M]. CRC Press Inc., 2002.
- [15] 吴家龙. 弹性力学[M]. 北京:高等教育出版社, 2001.
- WU J L. *Elasticity* [M]. Beijing: Higher Education Press, 2001. (in Chinese)

作者简介:



周京博(1985—),男,河北隆尧人,博士研究生,2007年、2009年于哈尔滨工业大学分别获得学士、硕士学位,主要从事微结构功能表面金刚石超精密加工及检测研究。E-mail: zjbhit@gmail.com



侯国安(1983—),男,河北南宫人,博士研究生,2006年于燕山大学获得学士学位,2008年于哈尔滨工业大学获得硕士学位,主要从事超精密加工设备研究。E-mail: houguoan@gmail.com

导师简介:



孙涛(1964—),男,黑龙江佳木斯人,博士、教授、博士生导师,1986年、1991年、1999年于哈尔滨工业大学分别获得学士、硕士、博士学位,主要从事超精密加工装备、加工工艺、超精密检测等方面的研究。E-mail: spm@hit.edu.cn