

# 纵弯椭圆振动辅助钻削装置的设计与优化研究\*

王晓雪, 张 臣, 王生才

(南京航空航天大学机电学院, 南京 210016)

**[摘要]** 相比于其他振动形式,纵弯椭圆振动辅助钻削加工在减小深腔孔加工中的切削力和切削热以及减小刀具与孔壁之间的摩擦方面具有明显优势。目前在纵弯椭圆振动辅助钻削装置设计中,钻削刀具等附属部件的安装,使得纵弯椭圆振动辅助钻削装置的实际频率与设计频率存在较大差异,同时纵振和弯振无法获得同频共振模式,为此,对纵弯椭圆振动辅助钻削装置的设计与优化方法进行研究。首先根据椭圆轨迹输出要求对纵弯装置进行总体结构设计,用解析法设计超声换能器和变幅杆,建立纵弯椭圆振动辅助钻削装置初始三维模型,并基于建立的三维模型进行纵弯椭圆振动的运动学建模;其次基于纵弯谐振频率逼近目标频率的原则,用等质量法和简化法减小刀具和 ER 夹头螺母对谐振频率的影响,并用有限元分析软件 ANSYS Workbench 通过控制变量法对纵弯椭圆振动钻削装置进行优化;最后根据有限元优化结果确定结构尺寸,进行动力学特性分析,验证了提出的纵弯椭圆振动辅助钻削装置的设计与优化方法。研究表明,本方法可降低刀具等附属部件对频率的影响,实现纵弯椭圆振动辅助钻削装置的同频共振。

**关键词:** 超声椭圆振动; 谐振频率; 参数优化; 有限元分析; 纵弯振动

## Design and Optimization of Longitude-Bend Complex Mode Elliptical Vibration Assisted Drilling Device

WANG Xiaoxue, ZHANG Chen, WANG Shengcai

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**[ABSTRACT]** Longitude-bend elliptical vibration assisted drilling has significant advantages in reducing the cutting force and cutting heat of deep cavity machining and reducing the friction between the tool and the hole wall compared to other vibration forms. At present, in the design of the longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device, due to the installation of the appurtenances such as the drilling tools, etc, the actual frequency and the design frequency of the longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device are greatly different. At the same time, the longitudinal vibration and the bending vibration cannot obtain the same frequency resonance mode. For this reason, this paper studies the design and optimization methods of the longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device. Firstly, according to the elliptical trajectory output requirements, the overall structural design of the longitude-bend device is carried out. Analytical method is used to design ultrasonic transducer and horn, and the initial three-dimensional model of longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device is established. Establishing the kinematics modeling of longitude-bend elliptical vibration on the basis of the established three-dimensional model; Secondly, based on the principle that the longitude-bend resonant frequency is close to the target frequency, the influence of the tool and ER collet nut on the resonant frequency is reduced by equal mass method and simplified method, and the finite element analysis software ANSYS Workbench is used to control the variable. The method optimizes the longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device; Finally, the structure size is determined according to the finite element optimization results, and the dynamic characteristics are analyzed. It is verified that the design and optimization method of the longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device proposed in this paper can reduce the influence on the frequency of appurtenances such as the drilling tools, etc, the same resonant frequency of the longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device is achieved.

**Keywords:** Ultrasonic elliptical vibration; Resonant frequency; Parameter optimization; Finite element analysis; Longitude-bend vibration

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2020.12.070

\* 基金项目: 江苏省“六大人才高峰”高层次人才项目(GDZB-011); 国家自然科学基金面上项目(51675277)。

深腔孔加工技术在当今航空航天、国防军工等领域起着重要的作用,然而传统的深腔孔加工技术在加工的过程中由于切削力、切削热过大,从而导致出现加工精度降低、表面质量较差的问题。超声椭圆振动辅助加工技术可以很好解决深腔孔加工过程中存在的问题<sup>[1-3]</sup>。超声椭圆振动辅助加工过程中,在刀具上附加一个高频振动,使刀具以椭圆轨迹的形式周期性地切削和离开工件,从而降低了切削力、切削热,提高了加工表面质量。超声椭圆振动的产生可以通过纵向-扭转复合模式<sup>[4-6]</sup>、纵向-弯曲复合模式<sup>[7-8]</sup>和弯曲-弯曲复合模式<sup>[9]</sup>。

在现有的 UEVC 装置中, Zhou 等<sup>[10]</sup>采用圆形整片和半圆形压电陶瓷组合的方式来实现刀尖处的椭圆振动。该装置首先设计出单轴的装置,再向装置中插入弯曲压电陶瓷片,最后通过有限元方法进行调整,使得纵向振动和弯曲振动的共振频率和各自的节点尽可能接近。这些装置虽然可以通过有限元结合经验方法进行优化,但是过程非常耗时。

Moriwaki 等<sup>[11]</sup>将压电陶瓷片分别放置在换能器的上下端和前后端,通过对两组压电陶瓷分别施加正弦交流电来实现刀尖的椭圆振动,在金属棒中间可以加入纵向振动的压电陶瓷片,使整个装置产生纵弯振动,该装置原理很简单,但是要使得装置达到频率简并很困难,且贴片式装置比夹心式装置更难装配。

Shamoto 等<sup>[12-13]</sup>设计了一种基于弯曲-弯曲复合模式的超声振动椭圆切削装置,具有两个弯曲共振模式振动,这种装置大多数通过有限元结合经验方法设计,没有考虑刀具对谐振频率的影响。

对于双激励 UEVC 装置,其设计难点在同频共振的变幅杆上安装刀具、法兰盘、压电片等部件后,如何获得最优的变幅杆结构和各部件放置的位置,减小这些因素对频率的影响且纵向振动和弯曲振动的谐振频率简并,保持双激励 UEVC 装置的同频共振,这就需要解决双激励装置的结构参数优化问题。

## 1 纵弯复合型椭圆振动辅助钻削装置的设计

### 1.1 纵弯椭圆振动产生的基本原理

如图 1 所示,  $A_0B_0$  为简化的变幅杆,在  $B_0$  处插入法兰盘,对装置进行固定,在  $C_0$  和  $D_0$  处分别插入弯振压电陶瓷片  $C_1C_2$  和纵振压电陶瓷片  $D_1D_2$ ,  $B_0C_0$  和  $C_0D_0$  为中间垫块,  $D_0E_0$  为后盖板,对装置施加预紧力。

若纵振压电陶瓷片之间连接 A 相电压,弯振压电陶瓷片之间连接 B 相电压,两相电压之间存在相位差,假设此处电压相位差为  $90^\circ$ 。

如图 2 所示,当轴向和径向压电陶瓷组同时施加振幅相同、相位差  $90^\circ$  的交变正弦电压时,一个周期的振

型变化如图 3 所示。当  $t=t_1$ ,  $V_A=V_m$ 、 $V_B=0$  时,轴向压电陶瓷片受激励扩张到最大值,径向压电陶瓷片未受激励位移为 0,振型如图 3 (a) 所示;当  $t=T_1$  时,轴向压电陶瓷片位移和径向压电陶瓷位移相等,此时变幅杆收缩并向下弯曲;当  $t=t_2$ ,  $V_A=0$ 、 $V_B=-V_m$  时,轴向压电陶瓷片未受激励位移为 0,径向压电陶瓷片向下弯曲到位移最大值,振型如图 3 (b) 所示;当  $t=T_2$  时,轴向压电陶瓷片位移和径向压电陶瓷位移相等,此时变幅杆扩张并向上弯曲;当  $t=t_3$  时,  $V_A=-V_m$ 、 $V_B=0$ ,此时轴向压电陶瓷片受激励收缩到位移最大值,径向压电陶瓷片未受激励位移为 0,振型如图 3 (c) 所示;当  $t=t_4$  时,  $V_A=0$ 、 $V_B=V_m$ ,此

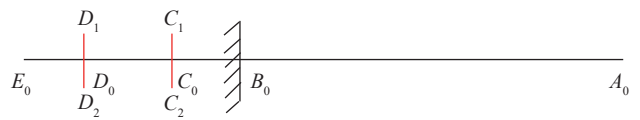


图1 纵弯振动辅助钻削装置示意图

Fig.1 Schematic diagram of longitude-bend vibration assisted drilling device

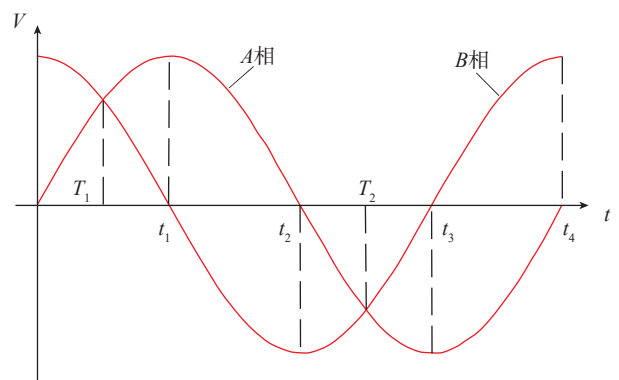


图2 交变电压正弦图

Fig.2 Alternating voltage sinogram

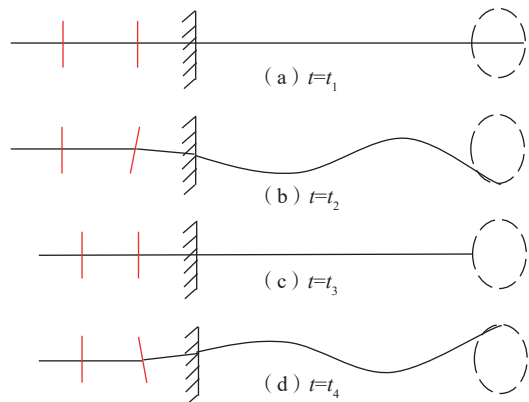


图3 纵弯复合型椭圆振动辅助钻削装置周期振型变化示意图

Fig.3 Schematic diagram of periodic mode shape change of longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device

时轴向压电陶瓷片未受激励位移为0,径向压电陶瓷片向上弯曲到位移最大值,振型如图3(d)所示。其他时间段,轴向和径向压电陶瓷片同时激励。

### 1.2 纵弯椭圆振动辅助钻削装置总体结构设计

纵弯椭圆振动辅助钻削装置主要由变幅杆和夹心式压电换能器组成。变幅杆的作用是将换能器输出振幅进行放大,这里采用两段式等截面结构,变幅杆材料采用铝合金。夹心式压电换能器的结构如图4所示。纵弯复合型超声椭圆振动换能器主要由前盖板、轴向压电陶瓷片、中盖板、弯振压电陶瓷片、后盖板,电极片和螺栓组成。前中后盖板一般由金属材料制成,前盖板主要是保证能量能从刀具端高效地辐射出去,一般选用阻抗比较小的,比如Al,中盖板起到中间垫片的作用;后盖板主要是保证能量能够最小限度地从换能器后表面辐射,一般选用阻抗比较大的,比如45#钢。3个金属盖板和压电陶瓷片通过螺栓连接。纵振陶瓷由两整片圆环组成,在轴向方向上振动;弯振陶瓷由4片1/2圆环组成,即在一个截面上同时布置两组压电陶瓷片,在一个径向方向上振动,纵振和弯振陶瓷的振动方向如图4箭头所示。压电陶瓷选用P8材料,每片压电陶瓷的厚度为4mm,电极片材料为铜。

在连接方式上,如图5所示,纵振和弯振压电陶瓷环片通过螺栓预紧在换能器上,从而完成换能器压电片的螺栓预紧结构的设计。刀具通过ER夹头和螺母与变幅杆连接,换能器和变幅杆采用一体式,通过法兰盘与机床连接,从而完成纵弯复合型椭圆振动辅助钻削装置夹持刀具,以及与机床的连接结构的设计。

### 1.3 纵弯复合椭圆振动换能器的设计

对于等截面结构的超声换能器,换能器两端波形图都应处于波腹位置,故纵向振动频率方程为:

$$fl_1 = \frac{mC}{2} \quad (1)$$

式中, $f$ 为振动频率,Hz; $l_1$ 为换能器的长度,mm; $m$ 为振动阶次; $C$ 为纵波在杆中的传播速度,mm/s。

根据 Timoshenko 杆理论<sup>[14]</sup>,由于换能器采用一段式,换能器一端处于自由状态,另一端弯振波形图要处于波腹位置,故由换能器的边界条件可得弯曲振动频率方程为:

$$\tanh(n_1 l_1) = \frac{n_1 \varphi_2}{|n_2| \varphi_1} \tanh(|n_2| l_1) \quad (2)$$

$$\text{式中, } \varphi_1 = \frac{\omega^2 + n_1^2}{C_0^2 C}, \varphi_2 = \frac{-\omega^2 + \ddot{a} n_2 \ddot{a}^2}{C_s^2 C}, n_1 = \omega M \sqrt{-1+N} \sqrt{1+\frac{a^2}{\omega^2}}$$

$$n_2 = j\omega M \sqrt{1+N} \sqrt{1+\frac{a^2}{\omega^2}} \quad \text{其中, } C = \frac{A\rho}{EI}, \alpha = \frac{2\sqrt{C}}{C_s - C_0}$$

$$N = \frac{C_0^2 - C_s^2}{C_0^2 + C_s^2}, M = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{1}{C_s^2} + \frac{1}{C_0^2}}, C_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, C_s = \sqrt{\frac{k'G}{\rho}}, G = \frac{E}{2(1+\mu)}$$

式中, $C_0$ 为纵波传播速度, $C_s$ 为横波传播速度, $\omega$ 为谐振频率, $A$ 为杆的横截面积( $m^2$ ), $\rho$ 为密度( $kg/m^3$ ), $E$ 为杨氏模量( $N/m^2$ ), $I$ 为惯性矩( $m^4$ ), $k'G$ 为有效剪切

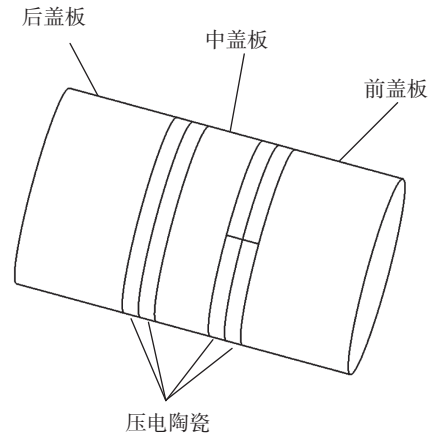


图4 三维椭圆超声换能器的结构示意图

Fig.4 Structural schematic diagram of three-dimensional elliptical ultrasonic transducer

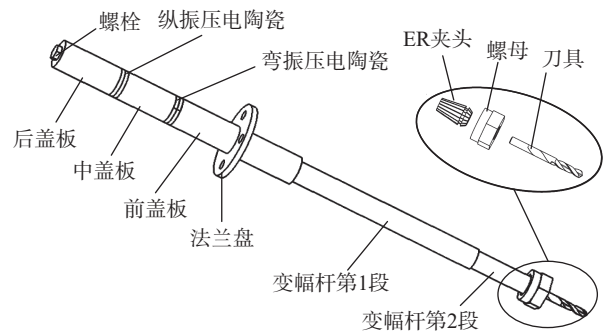


图5 纵弯复合型椭圆振动辅助钻削装置三维模型

Fig.5 Three-dimensional model of longitude-bend elliptical vibration assisted drilling device

模量,  $M$  为泊松比。

设超声振动系统的共振频率为 30kHz, 根据纵振和弯振的频率方程用 Matlab 画出换能器的谐振曲线, 要实现纵弯超声振动系统的纵振和弯振在同一个频率下振动, 可以通过纵振和弯振的谐振曲线<sup>[15]</sup>, 求出它们的交点, 该交点能同时满足纵振和弯振的要求, 采用交点对应的参数就能完成换能器的结构设计。对于换能器, 纵振采用 2 阶次, 弯振采用 6 阶次。

### 1.4 纵弯复合型椭圆振动变幅杆的设计

对于等截面结构超声变幅杆, 截面变化部位在弯曲振动波形图波腹位置和纵向振动波形图波节位置, 这样会最大地传递纵振和弯振的位移。因此在变幅杆中, 纵向振动在每一段中都要采用 1/4 波长的奇数倍来设计, 纵向振动频率方程和换能器一样, 取  $m=0.5, 1.5, 2.5 \dots$

$$fl_2 = \frac{mC}{2} \quad (3)$$

$$fl_3 = \frac{mC}{2} \quad (4)$$

式中,  $l_2$  为变幅杆第 1 段的长度,  $l_3$  为变幅杆第 2 段的长度。

在第 1 段变幅杆中, 因为弯振在变截面处应处于波腹位置, 根据变幅杆的边界条件可得弯曲振动在第 1 段的频率方程为:

$$l_2 |n_2| = (m - \frac{1}{2})\pi \quad (5)$$

在第 2 段变幅杆中, 由于边界条件与换能器边界条件相同, 故频率方程为式(2)。

根据纵振和弯振的频率方程用 Matlab 分别画出变幅杆纵振和弯振的谐振曲线, 采用交点对应的参数就能完成变幅杆的结构设计。对于变幅杆第 1 段, 纵振采用 1.5 阶次, 弯振采用 5 阶次; 对于变幅杆第 2 段, 纵振采用 0.5 阶次, 弯振采用 2 阶次。纵弯复合超声振动装置各部分尺寸如表 1 所示。

表1 结构尺寸参数  
Table 1 Structure size parameters

结构	项目	直径/mm	长度/mm
换能器	前盖板	18	38
	弯振压电陶瓷片(两片)	18	8
	中盖板	18	34
	纵振压电陶瓷片(两片)	18	8
	后盖板	18	80.5
变幅杆	第 1 段变幅杆	13.4	126
	第 2 段变幅杆	9	42

## 2 纵弯复合型椭圆振动辅助钻削装置运动学建模

若变幅杆对轴向位移放大  $\gamma$  倍, 对径向位移放大  $\delta$  倍, 将激励源简化为每片压电陶瓷的形心位置的位移激励, 则从弯振压电陶瓷片至下一个弯振波形图的波腹位置的部分换能器简化如图 6 所示,  $A_1A_2$ 、 $B_1B_2$  分别是初始的轴向压电陶瓷片和径向压电陶瓷片位置,  $A'_1A'_2$ 、 $B'_1B'_2$  分别是激励后轴向压电陶瓷片和径向压电陶瓷片位置, 假设某一时刻, 装置的轴向压电陶瓷片处于扩张状态, 径向压电陶瓷片处于向上弯曲状态, 则激励过程可以分两步完成: 首先是在轴向压电陶瓷片的作用下, 从  $A_1A_2$  扩张到  $A'_1A'_2$ , 此时该部分变幅杆长度从  $OC$  拉伸到  $OC'$ ; 其次是在径向压电陶瓷片的作用下, 从  $B_1B_2$  旋转到  $B'_1B'_2$ , 此时该部分变幅杆从  $OC'$  向上旋转到  $OC''$ 。

假设轴向压电陶瓷片和径向压电陶瓷片施加的频率相同, 则激励的位移可以表示为:

$$\begin{cases} D_B = A_1 \sin(\omega t + \alpha) \\ D_L = A_2 \sin(\omega t + \beta) \end{cases} \quad (6)$$

式中,  $A_1$ 、 $A_2$  分别为弯振和纵振的最大位移值;  $\alpha$ 、 $\beta$  分别为径向和轴向两个方向振动初始相位;  $D_B$  为弯曲振动的位移;  $D_L$  为纵向振动的位移。

对式(6)进行三角变换, 得到其一般形式为:

$$\left(\frac{D_B}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{D_L}{A_2}\right)^2 - 2 \cos(\beta - \alpha) \frac{D_B D_L}{A_1 A_2} = \sin^2(\beta - \alpha) \quad (7)$$

下一个波腹处的中心点水平与竖直位移分别表示为  $x$ 、 $y$ , 压电陶瓷片的直径为  $d$ , 该段换能器长度为  $L$ 。在图 6 中, 过点  $C''$  作  $C''D \perp OC'$ , 因为  $D_L = A'_1A'_2 = CC'$ ,  $D_B = \frac{1}{2}B_1B'_1$ , 故  $x = D_L - DC'$ ,  $y = C''D$ 。由几何关系可得:

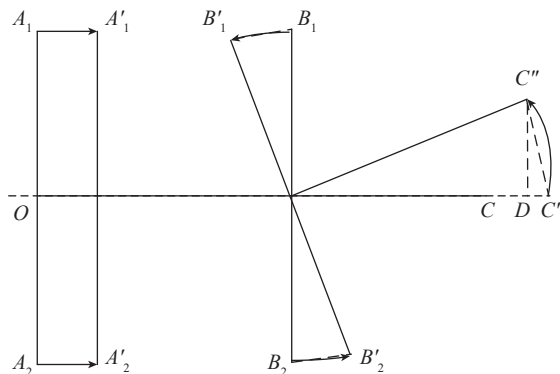


图6 纵弯复合型装置输出轨迹最简示意图  
Fig.6 Schematic diagram of output trajectory of longitude-bend composite device

$$D_B = \begin{cases} D_L = \sqrt{y^2 + (x+L)^2} - L \\ \sqrt{\frac{d^2}{8} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{y^2}{y^2 + (x+L)^2}}\right)} \quad (y \geq 0) \\ -\sqrt{\frac{d^2}{8} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{y^2}{y^2 + (x+L)^2}}\right)} \quad (y < 0) \end{cases} \quad (8)$$

将(8)代入到(7)中,可得该复合型装置输出的运动轨迹方程如下:

$$\begin{cases} \left( \frac{\sqrt{\frac{d^2}{8} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\delta^2 y^2}{\delta^2 y^2 + (\gamma x + L)^2}}\right)}}{A_1} \right)^2 + \left( \frac{\sqrt{\delta^2 y^2 + (\gamma x + L)^2} - L}{A_2} \right)^2 - \\ 2 \cos(\beta - \alpha) \times \frac{\sqrt{\frac{d^2}{8} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\delta^2 y^2}{\delta^2 y^2 + (\gamma x + L)^2}}\right)} \left( \sqrt{\delta^2 y^2 + (\gamma x + L)^2} - L \right)}{A_1 A_2} = \\ \sin^2(\beta - \alpha) (y \geq 0) \\ \left( -\frac{\sqrt{\frac{d^2}{8} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\delta^2 y^2}{\delta^2 y^2 + (\gamma x + L)^2}}\right)}}{A_1} \right)^2 + \left( \frac{\sqrt{\delta^2 y^2 + (\gamma x + L)^2} - L}{A_2} \right)^2 - \\ 2 \cos(\beta - \alpha) \times \frac{-\sqrt{\frac{d^2}{8} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\delta^2 y^2}{\delta^2 y^2 + (\gamma x + L)^2}}\right)} \left( \sqrt{\delta^2 y^2 + (\gamma x + L)^2} - L \right)}{A_1 A_2} = \\ \sin^2(\beta - \alpha) (y < 0) \end{cases} \quad (9)$$

为了验证输出轨迹的正确性,给式(9)中代入具体参数值,取  $d=30\text{mm}$ ,  $L=40\text{mm}$ ,  $A_1=A_2=1\mu\text{m}$ ,  $\beta-\alpha=90^\circ$ ,  $\gamma=\delta=1$ ,得到的输出轨迹如图7所示。

### 3 纵弯复合型椭圆振动辅助钻削装置模型有限元分析与优化

#### 3.1 刀具与ER夹头螺母对频率的影响

根据表1中的换能器和变幅杆的尺寸以及螺栓预紧结构和刀具与装置、装置与机床的连接结构进行三维建模,获得三维初始模型。为了探究ER夹头螺母对频率的影响,现将三维初始模型无刀具和无刀具、ER夹头螺母两种情况导入ANSYS Workbench中进行谐响应分析。固定约束添加在法兰盘处,扫频范围为25000~35000Hz,结果如图8所示。

表2中,轴向方向的共振频率与设计频率存在着5.3%的误差,径向方向的共振频率与设计频率存在着

2.9%的误差,此误差在接受的范围之内,但是轴向振动与径向振动频率并不一致,这需要进行频率简并,后文再详细说明。对比图8和图9,由于ER夹头螺母的插入使得装置整体质量提高,因此频率整体下降。对带刀具和ER夹头螺母的装置进行谐响应分析,探究刀具对频率的影响,固定约束与上述一致,扫频范围为25000~38000Hz,结果如图10所示。

在带刀具和ER夹头螺母的谐响应分析中,图10(a)在轴向上27800Hz处存在着一个极大值点,图10(b)在径向26700Hz处存在着一个极大值点。刀具的插入使得装置质量增加,进而装置频率降低。因此刀具对频率的影响分为两大类:一是只是以刀具片的形式存在或者刀具的比重占整体装置的比重很小,可以忽略不计时,就可以直接忽略刀具的存在,绝大多数学者对超声振动系统的设计是不考虑刀具的,或者直接将刀具忽略不计;二是在刀具的比重和体积不能忽略的情况下,刀具对频率的影响会很大。此时,要使变幅杆末端安装刀具后频率不变,还要考虑变幅杆末端与刀具连接的ER夹头和螺母的影响,此时有3种处理方式:一是等质量法,适当减小变幅杆末端的长度再安装刀具和ER夹头螺母,加上刀具和ER夹头螺母后,理论解析法不再适用,可以在理论的基础上用有限元方法对该振动系统进行修整;二是将刀具简化成一个同材质的、直径和长相

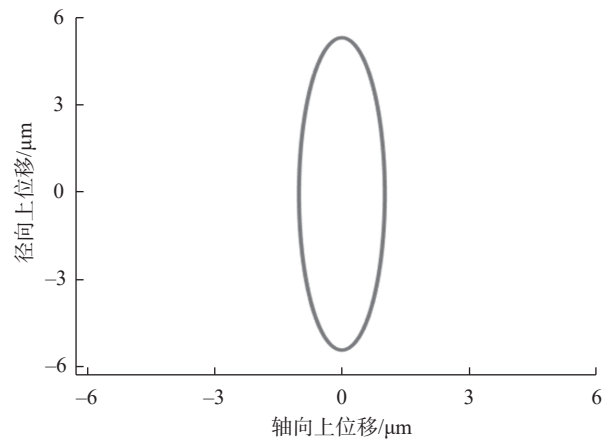


图7 相位差为90°时输出轨迹

Fig.7 Output trajectory of 90° phase difference

表2 谐振频率对比表

Table 2 Resonant frequency comparison table

项目	无刀具/ER夹头螺母装置	带刀具装置
轴向谐振频率/Hz	31592	29136
径向谐振频率/Hz	29700	28200

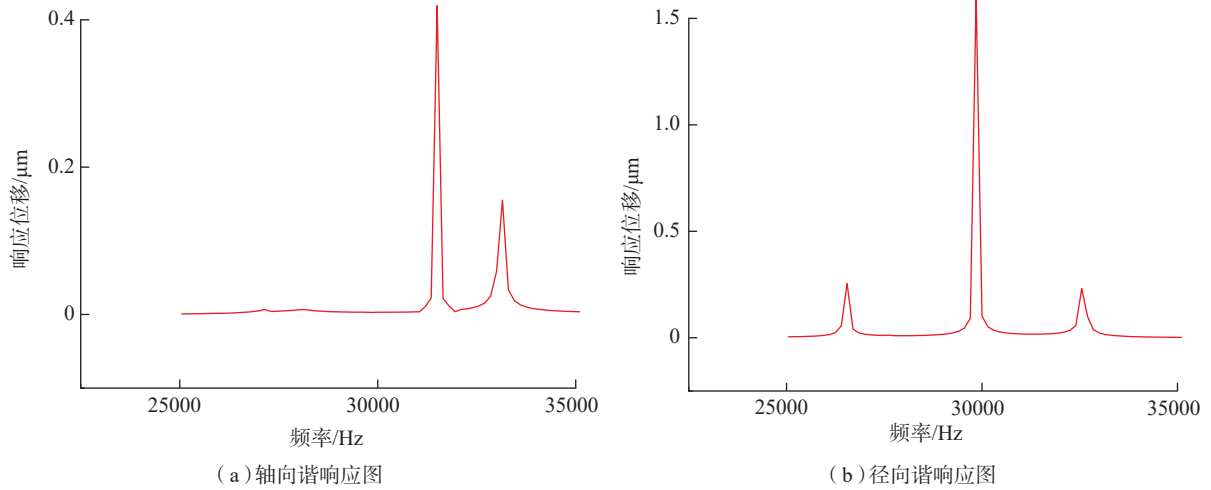


图8 无刀具、ER夹头螺母装置的谐响应图  
**Fig.8 Harmonic response diagram of device without tool and ER collet nut**

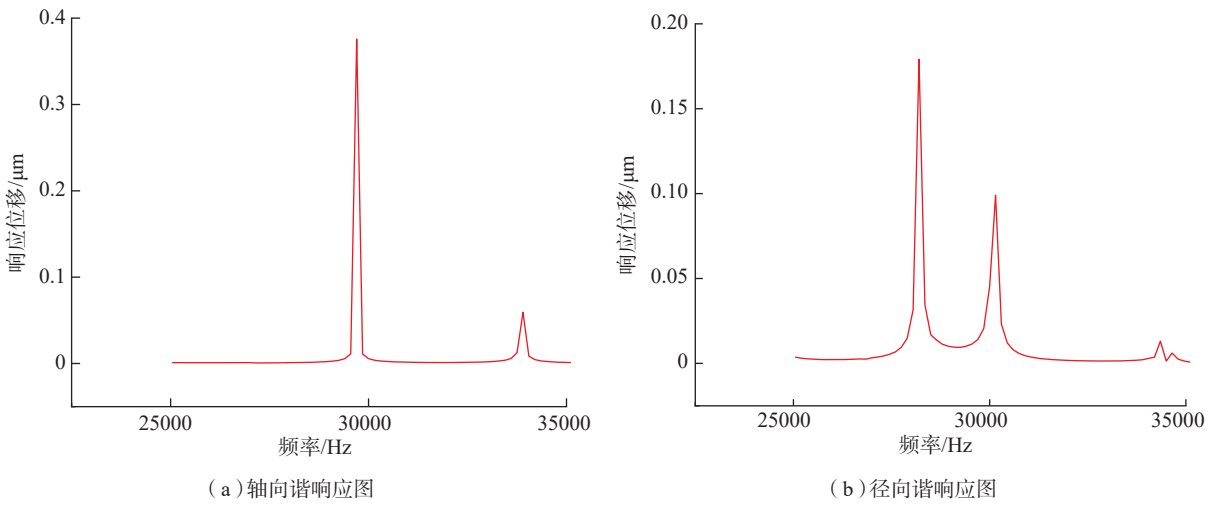


图9 无刀具装置的谐响应图  
**Fig.9 Harmonic response diagram of device without tool**

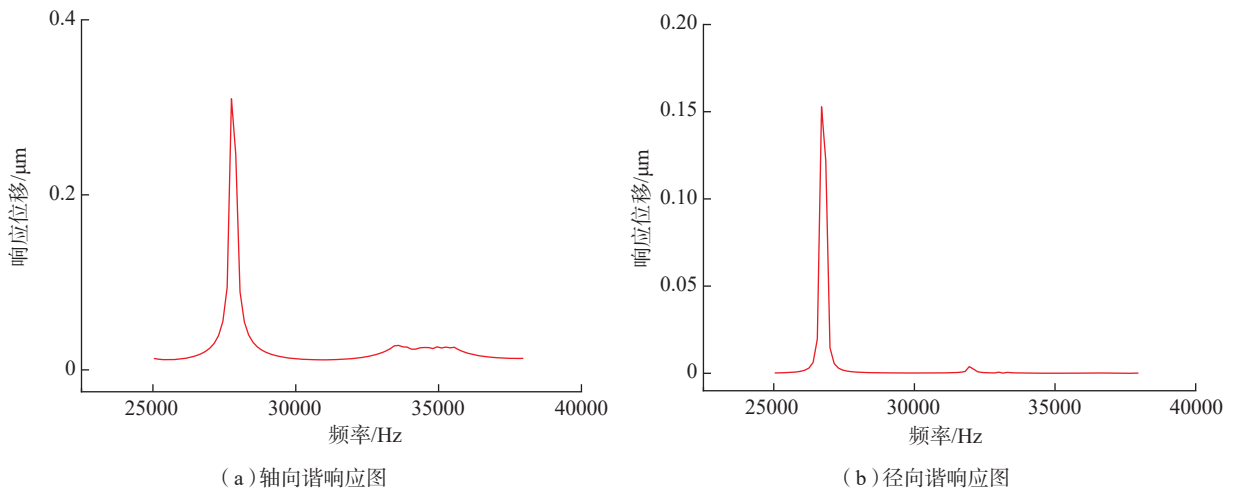


图10 带刀具、ER夹头螺母装置的谐响应图  
**Fig.10 Harmonic response diagram of device with tool and ER collet nut**

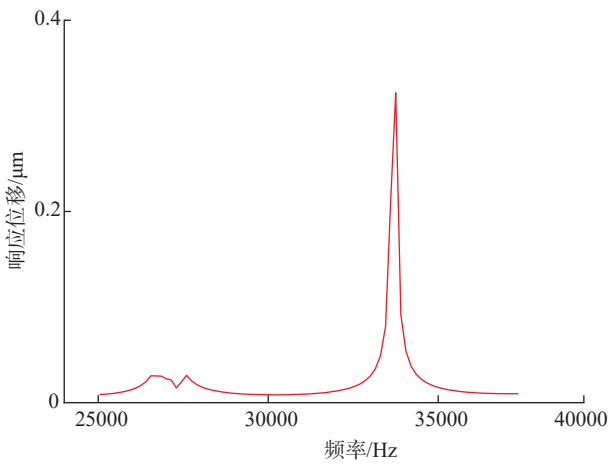
同的圆柱杆,此圆柱杆和原变幅杆组成一个新的变幅杆,根据边界条件和频率方程设计新的变幅杆,用有限元方法对 ER 夹头螺母的插入进行变幅杆修整;三是混合法,可以将 ER 夹头螺母等质量法代替一定长度的变幅杆,刀具简化为圆柱杆与原变幅杆组成一个新的变幅杆。本文采用第 3 种方式减小刀具与 ER 夹头螺母对频率的影响,修整后的谐响应分析如图 11 所示。修整后轴向在 34650Hz 处存在着一个极大值,径向在 35550Hz 处存在着一个极大值。

### 3.2 纵弯超声振动装置频率简并研究

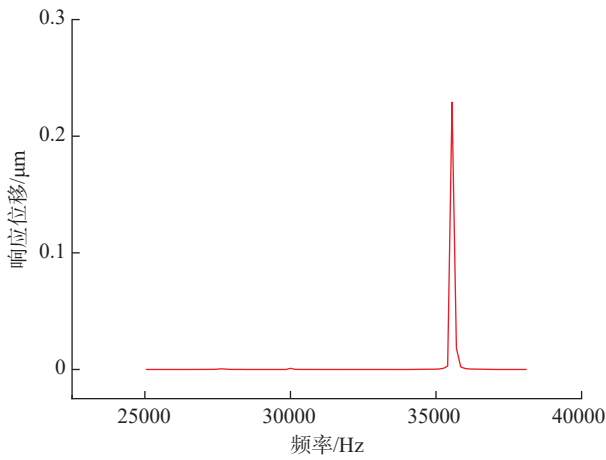
尽管在理论分析中,用解析法通过纵振和弯振的频率方程画出纵振和弯振的谐振曲线,求出两谐振曲线的交点使得纵振和弯振在同一频率下工作,但是超声振动系统除了变幅杆、换能器外,还有刀具,固定装置法兰盘以及连接变幅杆和刀具的 ER 夹头和螺母,这些都会使

得纵振和弯振频率不一致。由于超声振动系统的谐振频率与系统的结构参数存在一定的关系,改变结构参数可以改变谐振频率,用有限元方法能够很快精确地使纵弯频率达到简并。将 3.1 节中修整后的带刀具和 ER 夹头螺母装置的三维模型导入 Ansys 中进行模态分析,分别找出与谐响应分析中纵振和弯振谐振频率最接近的模态阶次,每次以 2mm 的步长改变影响系统谐振频率的结构尺寸,改变尺寸后需要重新建模导入 Ansys 中进行模态分析,找出与目标频率 30kHz 最接近的纵振和弯振谐振频率的尺寸参数,实现频率简并。

由图 12 可知,随着变幅杆第一段长度的增长,纵振和弯振谐振频率均呈现下降趋势,两谐振频率的差值几乎不变,不能达到使纵弯谐振频率简并的作用。由图 13 可知,随着变幅杆第 2 段长度的增长,弯振谐振频率下降的速度比纵振谐振频率快,两谐振频率差值最小是



(a) 轴向谐响应图



(b) 径向谐响应图

图11 修正后装置的谐响应图

Fig.11 Harmonic response of modified device

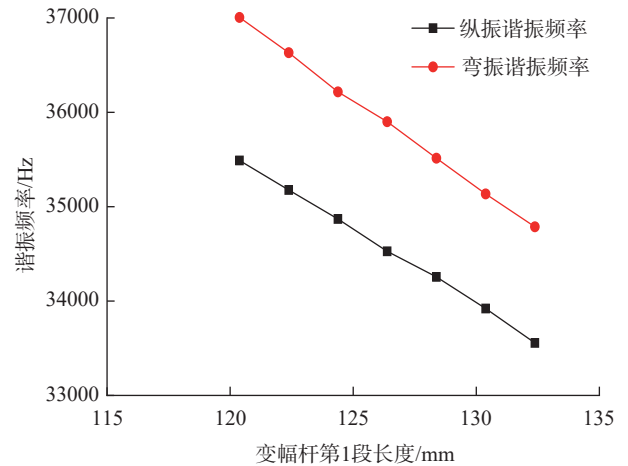


图12 变幅杆第1段长度对纵弯谐振频率的影响

Fig.12 Effect of the first section length horn on longitude-bend resonant frequency

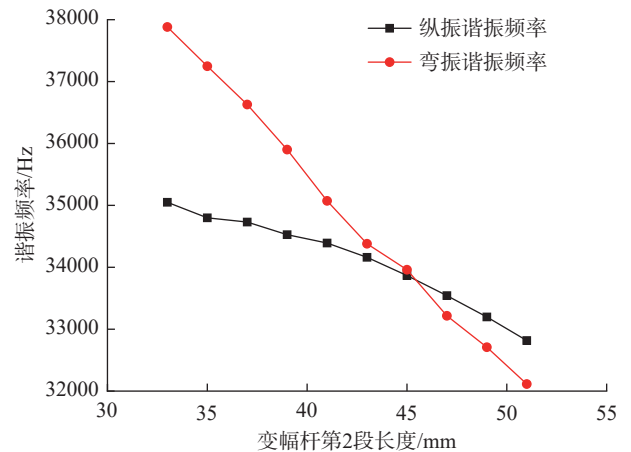


图13 变幅杆第2段长度对纵弯谐振频率的影响

Fig.13 Effect of the second section length horn on longitude-bend resonant frequency

在变幅杆第2段长度45mm处,相差93Hz。由图14可知,随着前盖板长度的增长,纵振和弯振谐振频率均呈现下降趋势,但是纵振谐振频率下降速度比弯振快,两谐振频率差值最小是在前盖板长度35mm处,差值为992Hz。由图15和16可知,中盖板和后盖板长度对纵弯谐振频率的影响不敏感。图17中,随着变幅杆第1段直径增大,纵振和弯振谐振频率均呈现上升趋势,并在直径为11.4mm处,两谐振频率的差值最小,为61Hz。从有限元分析结果得出,改变变幅杆第2段长度、前盖板长度和变幅杆第1段直径,都有减小纵弯两谐振频率差值的趋势,但是有限元方法只能在结构尺寸小范围内变化进行修整,因此若通过改变前盖板长度使纵弯频率简并,需要大范围改变前盖板尺寸;而通过改变变幅杆第1段直径,则需要减小直径,但直径变小会使装置的整体刚度不够;在调整变幅杆第2段长度中,当长度为

45mm时,纵振谐振频率为33867Hz,弯振谐振频率为33960Hz,如图18所示,两种模态中,靠近刀尖点处,既有轴向的位移分量又有径向的位移分量,且纵弯谐振频率相差93Hz,可以认为实现了频率简并。

### 3.3 纵弯复合型振动装置输出轨迹验证

将修整后的纵弯复合型振动装置导入Ansys Workbench中进行Transient Structural分析,验证输出轨迹的正确性与放大倍数。采用自动划分网格法划分网格,振动装置网格划分如图19所示。

瞬态分析中,采用Model Superposition方法,该方法与模态分析保持了一致性并且还包括了预紧力的效果。在压电陶瓷上施加的振幅为1 $\mu$ m,谐振频率采用纵振和弯振频率折中的方式,这里取33900Hz。分别对纵振压电陶瓷片、弯振压电陶瓷片和纵弯压电陶瓷片施加位移,刀尖输出轨迹结果如图20所示。

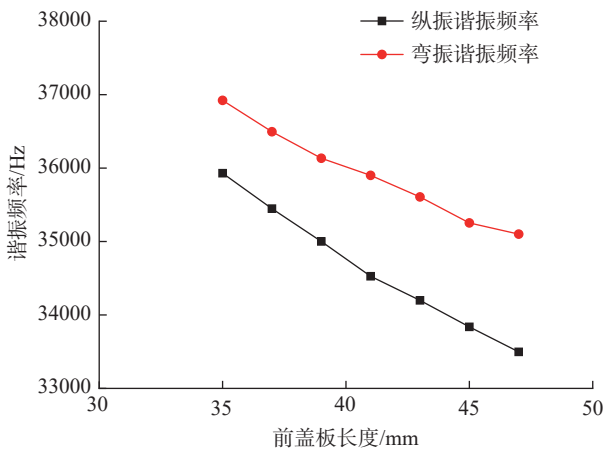


图14 前盖板长度对纵弯谐振频率的影响

Fig.14 Effect of front cover length on longitude-bend resonant frequency

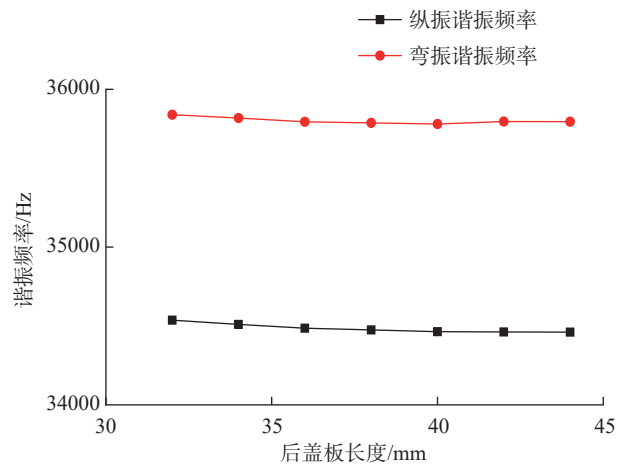


图16 后盖板长度对纵弯谐振频率的影响

Fig.16 Effect of rear cover length on longitude-bend resonant frequency

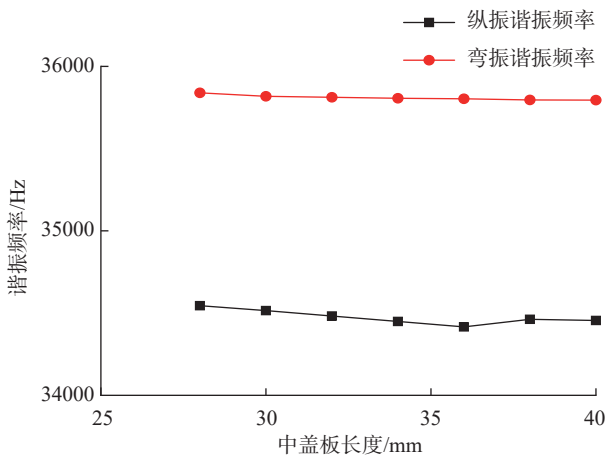


图15 中盖板长度对纵弯谐振频率的影响

Fig.15 Effect of cover length on longitude-bend resonant frequency

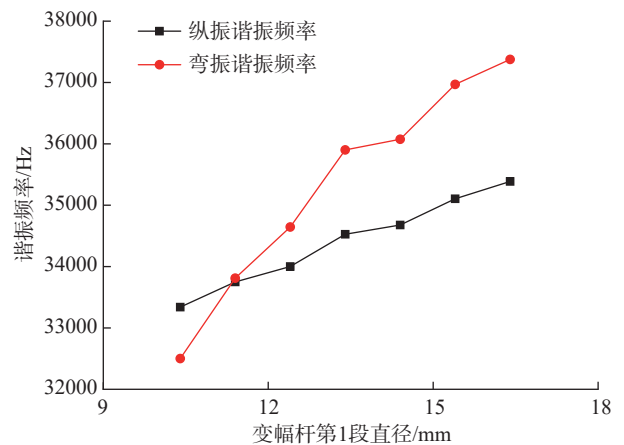
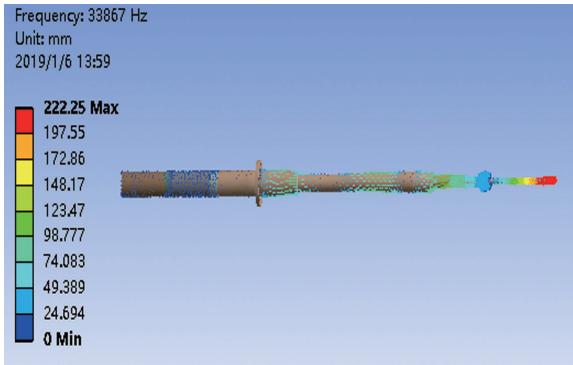


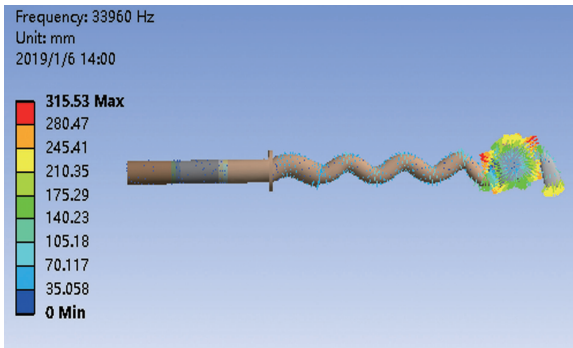
图17 变幅杆第1段直径对纵弯谐振频率的影响

Fig.17 Effect of the first section diameter of horn on longitude-bend resonant frequency

当分别对纵振(轴向)压电陶瓷片、弯振(径向)压电陶瓷片施加位移激励时,刀尖输出轨迹是一条直线,此时纵振压电陶瓷输出的是Y方向,放大倍数6.3;弯振压电陶瓷输出的是Z方向,放大倍数2.2;当同时施加纵振和弯振压电陶瓷片(综合位移激励)时,由于两方向的位移耦合,Y方向放大倍数明显降低,Z方向放大倍数略微升高,刀尖输出的是Y和Z两个方向的椭圆,从而实现了纵弯同频共振(表3)。



(a) 振动装置轴向振动时位移矢量图



(b) 振动装置径向振动时位移矢量图

图18 不同振动形态下位移矢量图

Fig.18 Displacement vector under different vibration modes

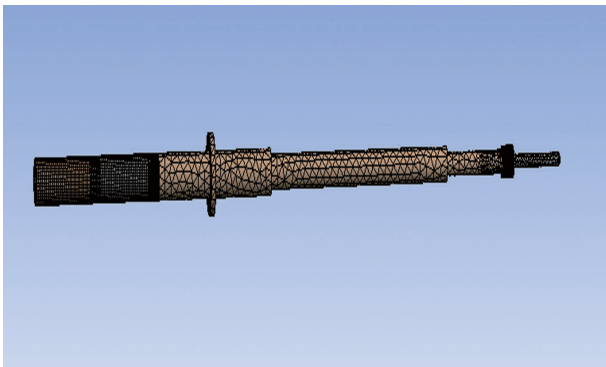
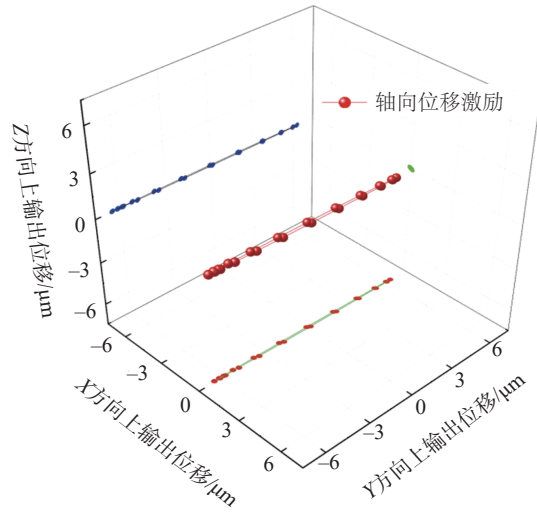
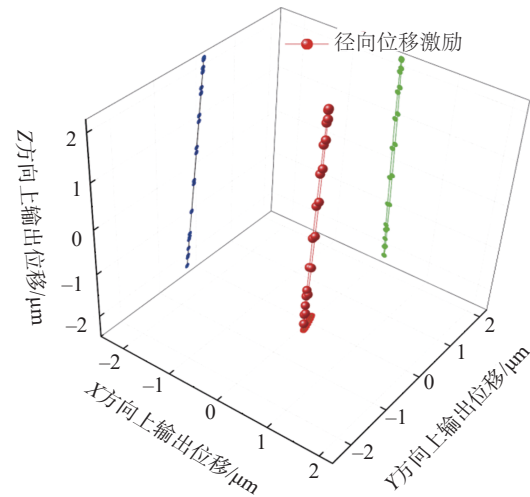


图19 纵弯装置网格划分图

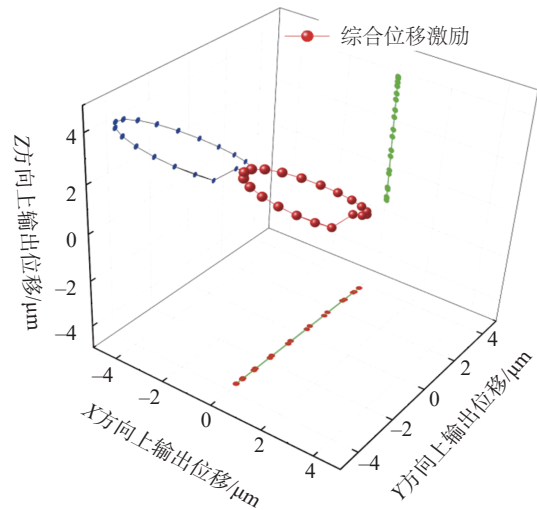
Fig.19 Grid diagram of longitude-bend device



(a) 轴向位移激励输出三维轨迹图



(b) 径向位移激励输出三维轨迹图



(c) 综合位移激励输出三维轨迹图

图20 刀尖输出三维轨迹图

Fig.20 3D trajectory of tip output

表3 不同位移激励下的刀尖位移放大表

Table 3 Point displacement table under different displacement excitation

位移激励	Y方向放大倍数	Z方向放大倍数
轴向激励位移	6.3	—
径向位移激励	—	2.2
综合位移激励	3.7	2.7

## 4 结论

相对于传统的深腔孔加工技术,超声椭圆辅助加工技术可以有效避免传统技术带来的缺陷,使加工表面质量提高,而目前的纵弯椭圆振动辅助钻削装置限制了其应用的发展,针对此问题,本文设计了一种纵弯椭圆振动辅助钻削装置。

(1) 该纵弯复合型装置通过理论分析分别施加整片纵振压电陶瓷片和1/2弯振压电陶瓷片位移激励,可以实现椭圆输出轨迹。

(2) 根据纵振和弯振频率方程,并结合谐振曲线进行换能器和等截面变幅杆的设计,完成装置和刀具以及装置和机床的连接,建立初始三维模型。

(3) 分析刀具和ER夹头螺母对频率的影响,并通过等质量法和重新构造新的变幅杆进行降低刀具和ER夹头螺母对频率的影响。

(4) 通过控制变量法和有限元分析对纵弯复合型装置进行频率简并,最后确定了各部分尺寸并对输出轨迹进行验证,优化后装置减小了实际频率与设计频率的误差,并实现了频率简并。

## 参考文献

[1] 张翔宇,隋璐,姜兴刚,等.超声振动切削技术发展简述[J].电加工与模具,2018(1):1-6.

ZHANG Xiangyu, SUI He, JIANG Xinggang, et al. A brief introduction to the development of ultrasonic vibration cutting technology[J]. Electrical Processing and Mold, 2018(1): 1-6.

[2] 冯平法,王健健,张建富,等.硬脆材料旋转超声加工技术的研究现状及展望[J].机械工程学报,2017,53(19):3-21.

FENG Pingfa, WANG Jianjian, ZHANG Jianfu, et al. Research status and prospects of rotating ultrasonic processing technology for hard and brittle materials[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(19): 3-21.

[3] KIM G D, LOH B G. Direct machining of micro patterns on nickel alloy and mold steel by vibration assisted cutting[J]. International Journal of Precision Engineering & Manufacturing, 2011, 12(4): 583-588.

[4] 张能.纵扭复合振动超声加工运动特性的研究[C]//第17届全国特种加工学术会议.2017.

ZHANG Neng. Research on the motion characteristics of longitudinal torsional composite vibration ultrasonic machining[C]//Proceedings of the 17th National Conference. 2017: 1.

[5] 袁松梅,刘明.纵-扭复合超声振动加工系统设计与频率简并研究[J].振动与冲击,2016,35(5):8-13.

YUAN Songmei, LIU Ming. Design and frequency degeneracy of longitudinal-twist composite ultrasonic vibration processing system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(5): 8-13.

[6] 闫晓东.纵扭复合型超声换能器的设计研究[D].北京:北方工业大学,2015.

YAN Xiaodong. Design and study of longitudinal torsional composite ultrasonic transducer [D]. Beijing: North China University of Technology, 2015.

[7] WATANABE Y, TSUDA Y, MORI E. A study on a transducer-stepped type solid horn system for flexural mode ultrasonic high power transducer with one dimensional construction[C]//Proceedings of Ultrasonics International 91 Conference. Tokyo, 1991: 435-438.

[8] SHAMOTO E, SUZUKI N, TSUCHIYA E, et al. Development of 3 DOF ultrasonic vibration tool for elliptical vibration cutting of sculptured surfaces[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2005, 54(1): 321-324.

[9] HUANG W, YU D, ZHANG M, et al. Analytical design method of a device for ultrasonic elliptical vibration cutting[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2017, 141(2): 1238-1245.

[10] ZHOU M, HU L. Development of an innovative device for ultrasonic elliptical vibration cutting[J]. Ultrasonics, 2015, 60: 76-81.

[11] MORIWAKI T, SHAMOTO E. Ultrasonic elliptical vibration cutting[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 1995, 44(1): 31-34.

[12] SHAMOTO E, MORIWAKI T. Ultraprecision diamond cutting of hardened steel by applying elliptical vibration cutting[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 1999, 48(1): 441-444.

[13] MA C, SHAMOTO E, MORIWAKI T, et al. Study of machining accuracy in ultrasonic elliptical vibration cutting[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2004, 44(12): 1305-1310.

[14] 曹凤国.超声加工[M].北京:化学工业出版社,2014.

CAO Fengguo. Ultrasonic processing[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2014.

[15] 周光平.超声弯曲振动变幅杆的特性[J].声学技术,2002(3):128-130.

ZHOU Guangping. Characteristics of ultrasonic bending vibration horns[J]. Technical Acoustics, 2002(3): 128-130.

通讯作者:王晓雪,硕士、工程师,研究方向为振动加工,E-mail:953997479@qq.com。

(责编 大漠)