DOI: 10.3901/JME.2019.05.121

超声纵-扭复合空心变幅杆的振动特性分析*

赵波 殷森 王晓博 赵重阳

(河南理工大学机械与动力工程学院 焦作 454000)

摘要: 超声纵-扭复合振动加工具有加工效率高、切削力及切削热量较低、可降低刀具磨损等优势,而纵-扭复合空心变幅杆可提供较好的冷却和排屑效果。利用四端网络法设计了圆锥过渡空心复合变幅杆,在其锥面开设螺旋沟槽作为“模态转换器”,从而在变幅杆末端成功输出纵-扭复合振动。通过有限元仿真探究了螺旋沟槽数目 n 、螺旋沟槽角度 θ 及沟槽槽宽 w 对谐振频率 f 的影响规律及敏感度,结合中心孔直径 d 对变幅杆节点位置、谐振频率 f 、放大倍数 m 、扭转分量比 i 等的影响规律,针对开设沟槽后频率偏移问题,提出一种谐振频率修正方法,并设计试验进行了验证。

关键词: 空心变幅杆; 纵-扭复合; 有限元分析; 频率修正

中图分类号: TB559

Vibration Analysis of Ultrasonic Longitudinal-torsional Composite Hollow Horn

ZHAO Bo YIN Sen WANG Xiaobo ZHAO Chongyang

(School of Mechanical and Power Engineering, Henan Polytechnic University, Jiaozuo 454000)

Abstract: Longitudinal-torsional composite ultrasonic vibration machining has the advantages of the high machining efficiency, the low cutting force and cutting heat and the reducing of tool wear, while the longitudinal - torsional composite hollow horn can provide better cooling and chip removal effect. The four-terminal network method is used to design a conical composite hollow horn, the helical slots are formed on the composite horn's conical surface as "the modal converter" to realize the output the longitudinal - torsional composite vibration successfully. The effects and sensitivity of number of helical slots n , the helical slots angle θ and slots width w slots on the resonance frequency f are analyzed by the finite element simulation. Combined with the influence of the center hole diameter d on the node location, the resonant frequency f , the magnification m and the torsional longitudinal component ratio i of the horn, aiming at the problem of post-slots frequency offset, a method of resonant frequency correction is proposed, and the experiment was conducted to verify the method.

Key words: hollow horn; longitudinal-torsional composite; finite element analysis; frequency correction

0 前言

超声振动加工可显著提高工件的加工质量,延长刀具寿命,在陶瓷等硬脆难加工材料的加工中被广泛地应用^[1]。随着超声加工技术研究的深入及超声装备的发展,单纯的一维超声辅助加工已不能满足日益复杂的材料加工要求,二维超声振动加工技术与装备受到国内外学者普遍关注^[2],目前,二维复合超声振动的模式纵-弯复合^[3]、纵-扭复合^[4]、双弯曲复合^[5]及径-扭复合^[6]等,而超声纵-扭复合振动加工以其在铣、钻削中表现出加工效率高、表面质

量良好等优势,在硬脆材料加工占据非常重要的地位,因此,国内外众多专家学者对此展开了大量理论分析与实验,并取得诸多研究成果。KARAFI等^[7]设计了一种纵-扭磁致伸缩超声换能器,将由径向磁场和周向磁场复合而成的螺旋磁场施加到磁致伸缩变幅杆上,由于焦耳威德曼效应,变幅杆可同时输出纵向及扭转振动。皮钧^[8]基于应力波反射及折射原理,设计出圆环斜槽结构得到超声纵-扭复合振动,并将纵-扭复合超声加工系统进行加工试验,表明纵-扭复合超声加工较一维超声加工具有更多的优点。唐军等^[9]在变幅杆末端均匀布置与轴线成 45° 的斜梁,将纵向振动转换为纵-扭复合振动,铣刀刀尖运动轨迹为一椭圆结构,并通过试验验证纵-扭超声铣削碳纤维复合材料在表面形貌、抑制积屑

* 国家自然科学基金(51475148)和国家重点联合基金(U1604255)资助项目。20180228收到初稿,20180709收到修改稿

瘤等方面具有较为明显的效果。

在超声振动加工中,加工系统的结合部易出现局部发热现象,使用空心变幅杆和加工工具,在内部供冷却液或气体,将达到较从外界施加冷却液或气体更好的冷却效果,且更有助于排屑^[10]。本文利用四端网络法对纵振型圆锥过渡复合空心变幅杆进行设计,并在其上开设螺旋沟槽作为纵-扭复合振动的“模态转换器”,基于有限元分析探究了螺旋沟槽参数及中心孔直径对变幅杆振动特性的影响,并设计试验对结论进行了验证。

1 圆锥复合空心变幅杆的设计

四端网络的结构如图1所示,含有两个输入端及两个输出端的网络,且网络均有多个元件组成,所有元件均具有双向、线性、无源的特征。

图1 四端网络

任意一个四端网络的输入端参数与输出端参数之间关系为

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_0 \\ F_0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式(1)为传输方程,矩阵 $\begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix}$ 为四端网络的传输矩阵^[11]。

图2为圆锥过渡复合空心变幅杆结构图, R_1 、 R_2 、 R_3 分别为复合变幅杆大圆柱半径、小圆柱半径和中心孔半径, L_1 、 L_2 、 L_3 分别为三段结构的长度。

图2 圆锥过渡复合空心变幅杆

1.1 复合变幅杆的四端网络及其传输方程

依据变幅杆的各段连接面的相互作用力及振动位移的连续条件,将单一形状的变幅杆的等效网络

首尾相连,即是复合变幅杆的总体四端网络,如图3所示。

图3 复合变幅杆总体四端网络

由图2可知,圆锥过渡复合空心变幅杆包含三个单一的空心变幅杆。将空心大圆柱杆和小圆柱杆的几何参数分别代入空心圆柱形变幅杆传输方程^[10]。

空心大圆柱变幅杆及小圆柱变幅杆的传输方程分别为

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL_1) & -\frac{\sin(kL_1)}{kES_1} \\ kES_1 \sin(kL_1) & \cos(kL_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_0 \\ F_0 \end{bmatrix} = T_1 \begin{bmatrix} u_0 \\ F_0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} u_3 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL_3) & -\frac{\sin(kL_3)}{kES_2} \\ kES_2 \sin(kL_3) & \cos(kL_3) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_2 \\ F_2 \end{bmatrix} = T_3 \begin{bmatrix} u_2 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中, T_1 、 T_3 为传输矩阵; S_1 为复合变幅杆的大端面积, $S_1 = \pi(R_1 - R_3)^2$; S_2 为复合变幅杆的小端面积, $S_2 = \pi(R_1 - R_3)^2$ 。

同理,将空心圆锥杆的几何参数代入空心圆锥杆变幅杆传输方程^[12]

$$\begin{bmatrix} u_2 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{11}^2 & t_{12}^2 \\ t_{21}^2 & t_{22}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = T_2 \begin{bmatrix} u_1 \\ F_1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$t_{11}^2 = \frac{(R_1 - R_3) \cos(kL_2)}{R_2 - R_3} - \frac{(R_1 - R_2) \sin(kL_2)}{kL_2(R_2 - R_3)}$$

$$t_{12}^2 = \frac{(R_1 - R_3) \sin(kL_2)}{kES_1(R_2 - R_3)}$$

$$t_{21}^2 = \frac{kES_2(R_1 - R_3) \sin(kL_2)}{R_2 - R_3} + \frac{kES_2(R_1 - R_2)^2 \sin(kL_2)}{(kL_2)^2(R_2 - R_3)^2} - \frac{kES_2(R_1 - R_2)^2 \cos(kL_2)}{kL_2(R_2 - R_3)^2}$$

$$t_{22}^2 = \frac{S_2}{S_1} \left[\frac{(R_1 - R_3)(R_1 - R_2) \sin(kL_2)}{kL_2(R_2 - R_3)^2} + \frac{(R_1 - R_3) \cos(kL_2)}{R_2 - R_3} \right]$$

式中, T_2 为传输矩阵;

联立式(2)~(4),可得复合变幅杆的总体传输方程为

$$\begin{bmatrix} u_3 \\ F_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} u_0 \\ F_0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中, $T = T_1 T_2 T_3$

1.2 复合变幅杆的放大倍数和频率方程

1.2.1 放大倍数

当复合变幅杆两端为自由状态时, 有 $F_0=0$ 和 $F_3=0$, 式(5)可以变为

$$\begin{bmatrix} u_3 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

由式(6)可得复合变幅杆的放大倍数为

$$M_p = \left| \frac{u_3}{u_0} \right| = |t_{11}| = \left| \frac{(R_1 - R_3) \cos(kL_1 + kL_2) - \frac{(R_1 - R_2) \cos(kL_1) \sin(kL_2)}{kL_2}}{(R_2 - R_3) \cos(kL_3)} \right| \quad (7)$$

由式(2)、式(3)和式(4)可得各段连接面的振动位移为

$$\begin{cases} u_0 = u_f \\ u_1 = u_f \cos(kL_1) \\ u_2 = u_e \cos(kL_3) \\ u_3 = u_e = \left[\frac{(R_1 - R_3) \cos(kL_1 + kL_2)}{(R_2 - R_3)} - \frac{(R_1 - R_2) \cos(kL_1) \sin(kL_2)}{kL_2 (R_2 - R_3)} \right] u_f \end{cases} \quad (8)$$

式中, u_f 为换能器输出端的振动位移; u_e 为复合变幅杆输出端的振动位移。

结合复合变幅杆的各连接面的振动位移式及应力函数式, 求得待定系数, 最后得出复合变幅杆上各点的振动位移和应力值^[12]。

1.2.2 频率方程

由式(6)可得复合变幅杆的频率方程为

$$t_{21} = 0 \quad (9)$$

即

$$\begin{aligned} \tan(kL_3) = & \left\{ (R_1 - R_2) \left\{ (R_1 - R_2) \cos(kL_1) \right. \right. \\ & \left. \left[\cos(kL_2) - \frac{\sin(kL_2)}{kL_2} \right] - \right. \\ & \left. (R_1 - R_3) \sin(kL_1) \sin(kL_2) \right\} - \\ & kL_2 (R_1 - R_2) (R_2 - R_3) \sin(kL_1 + kL_2) \Big\} / \\ & \left\{ (R_2 - R_3) \left[kL_2 (R_1 - R_3) \cos(kL_1 + kL_2) - \right. \right. \\ & \left. \left. (R_1 - R_2) \cos(kL_1) \sin(kL_2) \right] \right\} \end{aligned} \quad (10)$$

通过分析复合空心变幅杆的放大倍数和频率方程公式可知: 当 $R=0$ 时, 式(7)和式(10)可化简为参

考文献[11]中的圆锥过渡复合变幅杆的放大倍数和频率方程公式; 当 $L_1=L_2=0$ 时, 式(7)和式(10)即可化简为参考文献[13]中的空心圆锥形截面变幅杆的放大倍数和频率方程公式。由此可知, 前文中所推导的空心圆锥过渡复合变幅杆的理论公式是一个一般表达式。

由于变幅杆的工作过程中一直处于高频的振动状态, 因此选用具有一定韧性及强度的 45 钢, 声速 $c=5\,200\text{ m/s}$, 变幅杆的设计频率为 35 kHz, 设计长度为二分之一波长; 由于超声波在结合处的传递易发生反射及折射, 从而造成振动的能量损失, 为最大限度地减小换能器、工具头与变幅杆大小端结合处的能量损失, 两个接合面的半径需相等, 所以复合变幅杆大圆柱端直径 $R_1=30\text{ mm}$, 小圆柱端直径 $R_2=15\text{ mm}$, 经计算后变幅杆三段几何尺寸为 $L_1=36\text{ mm}$, $L_2=36\text{ mm}$, $L_3=20\text{ mm}$ 。

1.3 复合变幅杆的模式分析

模态分析主要用于结构或部件的固有频率和振型。利用 PRO/E 软件对设计变幅杆进行三维建模, 并导入有限元分析软件 ANSYS 中, 对其进行模态分析。材料定义为 45 钢, 密度为 $\rho=7\,700\text{ kg/m}^3$, 弹性模量 $E=20.6 \times 10^6\text{ N/m}^2$, 泊松比 $\sigma=0.28$; 网格划分时选取 20 个节点的 solid95 单元, 采用自由网格划分, 设精度等级为 4, 模态分析提取方法为 Subspace, 模态拓展阶数为 10, 模态搜索设置范围为 30~40 kHz, 分析结果^[14]如图 4 所示。

图4 复合变幅杆的模式分析

由图 4 可知, 复合空心变幅杆的谐振频率 f 为 35 031 Hz, 与设计值相差 31 Hz, 偏差率仅为 0.09%, 变幅杆放大倍数为 4.2, 基本达到了设计要求。

2 纵-扭复合空心变幅杆的设计

2.1 螺旋沟槽的振型转换原理

在复合变幅杆的圆锥过渡段开设四条均布螺旋

沟槽, 并对沟槽做如下设置: 沟槽的长度为变幅杆圆锥段长度; 沟槽形式为槽深渐变式, 其切口形状设计成类梯形, 即沟槽所包络为一空心圆柱, 如图 5 所示。

图 5 螺旋沟槽切口形状

纵波在空气介质中传播时, 会发生了较大的能量损耗。故当纵波传递至螺旋沟槽时, 为方便计算和分析, 可忽略二次折射所产生的影响, 而只考虑反射纵波和反射横波的影响^[15-16]。纵波产生的纵向惯性力 F 分解为 F_1 和 F_2 , F_1 在沟槽所包络空心圆柱中继续沿纵向传递; 而在螺旋沟槽结构部分, F_2 将分解成两部分: 纵向作用力分量 F_{2L} 及剪切作用力分量 F_{2T} , 其中纵向作用力分量 F_{2L} 沿着变幅杆轴线方向; 关于剪切作用力分量 F_{2T} , 在截面上任一点的剪切作用力分量均垂直于变幅杆半径的方向, 由剪切作用力分量产生的总力矩是所有剪切作用力在整个截面上扭矩的积分。

由图 6 可知, 这两个力分量大小可由下式给出

$$F_{2L} = F_2 \cos(\theta) \quad (11)$$

$$F_{2T} = F_2 \sin(\theta) \quad (12)$$

式中, θ 为螺旋沟槽的旋转角度。

图 6 纵波在螺旋沟槽中的分解

根据振动系统的纵向振动及扭转振动理论, 纵向力将驱使变幅杆产生纵向振动, 而剪切作用力将驱使变幅杆产生扭转振动。剪切作用力产生的扭矩 M 可以表示为

$$M = \int_s R f ds \quad (13)$$

由图 6 可知, 变幅杆任意横截面面积 s 为

$$s = \frac{\alpha_1 \pi R^2}{90} + \frac{\alpha_2 \pi R_2^2}{90} - \pi R_3^2 \quad R_2 < R < R_1 \quad (14)$$

式中, R 为变幅杆任意横截面的截面半径; α_1 为相邻沟槽间未切除部分对应的圆心角, α_2 为沟槽部分对应的圆心角。

$$ds = d \left(\frac{\alpha_1 \pi R^2}{90} + \frac{\alpha_2 \pi R_2^2}{90} - \pi R_3^2 \right) R = \frac{\alpha_1 \pi R}{45} dR \quad (15)$$

变幅杆任意横截面单位面积上的剪切作用力 f 为

$$f = \frac{F_2 \sin(\theta)}{s} = \frac{90 F_2 \sin(\theta)}{\alpha_1 \pi R^2 + \alpha_2 \pi R_2^2 - 90 \pi R_3^2} \quad (16)$$

将式(15)及式(16)代入式(13)可以得到

$$M = \int_{R_2}^{R_1} R \cdot \frac{90 F_2 \sin(\theta)}{\alpha_1 \pi R^2 + \alpha_2 \pi R_2^2 - 90 \pi R_3^2} \cdot \frac{\alpha_1 \pi R}{45} dR \quad (17)$$

式中, 变幅杆大端半径为 R_1 。

化简并求得

$$M = 2 F_2 \sin(\theta)$$

$$\left[(R_1 - R_2) - R_2 \sqrt{\frac{\alpha_2}{\alpha_1}} \arctan \left(\frac{R_1}{R_2} \cdot \sqrt{\frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \right) - \arctan \sqrt{\frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \right] \quad (18)$$

故由于螺旋沟槽的存在, 可使单向模态的纵向振动激励实现超声纵-扭复合振动的输出。

2.2 螺旋沟槽参数对系统谐振频率的影响

基于前文中的理论推导, 在复合变幅杆的圆锥过渡段上开设的螺旋沟槽, 综合考虑变幅杆结构尺寸及刚性, 将螺旋沟槽几何参数设置如表 1 所示。

表 1 螺旋沟槽几何参数

沟槽数目 n	旋转角度 $\theta/^\circ$	槽宽 w/mm	槽深 h/mm
4	60	8	7.5

三维建模后导入有限元分析软件 ANSYS 中, 对其进行模态分析, 模态分析设置参数同第 1.3 节中设置, 分析结果如图 7 所示。

图 7 螺旋沟槽变幅杆模态分析

由图 8 可知,螺旋沟槽式变幅杆的末端输出纵-扭复合振动,与理论分析结果一致。

图 8 螺旋沟槽变幅杆的振型向量

在纵振变幅杆上开设沟槽后,其谐振频率降低了约 2 kHz,与设计值 35 kHz 有较大的偏移,导致与超声波电源匹配性较差,影响超声系统的振动及加工效果。所以,对螺旋沟槽式纵-扭超声振动加工系统的频率修正十分必要。

在开设螺旋沟槽时,沟槽几何参数的不同,导致变幅杆材料去除量不同,致使纵-扭变幅杆谐振频率有较大变化。故采用单因素变量法,分别改变沟槽旋转角度 θ 、螺旋沟槽数目 n 、槽宽 w 的大小,三维建模后导入 ANSYS 软件中进行模态分析,采用相同的软件参数的设置,提取纵-扭复合振动模态。螺旋沟槽几何参数对变幅杆谐振频率影响如图 9 所示。

图 9 螺旋沟槽参数对谐振频率影响

由图 9 可知,纵-扭变幅杆的谐振频率 f 随螺旋沟槽宽 w 的增加呈一次函数的形式而减小;随螺旋沟槽个数 n 的增加而减小;变幅杆谐振频率 f 随螺旋沟槽旋转角度 θ 的增加而增加,且呈现出二次函数的趋势。

采用如表 2 所示的三因素三水平正交参数进行模态分析,分析多个螺旋沟槽参数对变幅杆谐振频率 f 的交互影响。通过极差 R_x 的分析,影响谐振频率 f 的主次顺序为:螺旋角度 θ >螺旋沟槽数目 n >槽宽 w 。

表 2 正交螺旋沟槽参数与扭转分量比的

三因素三水平极差分析表

编号	旋转角度 $\theta/^\circ$	沟槽数目 $n/\text{个}$	槽宽 w/mm	谐振频率 f/Hz
1	30	2	4	32 265.6
2	30	4	5	29 476
3	30	6	6	27 716.8
4	45	4	6	32 620.7
5	45	6	4	32 176.9
6	45	2	5	34 445
7	60	6	5	34 221.7
8	60	2	6	35 471
9	60	4	4	35 011.4
均值 1	29 819.5	34 060.5	33 151.3	
均值 2	33 080.9	32 369.4	32 714.2	
均值 3	34 901.4	31 371.8	31 936.2	
极差 R_x	5 081.9	2 688.7	1 215.1	

3 纵-扭变幅杆的频率修正

3.1 中心孔直径对变幅杆振动特性的影响

由变幅杆设计理论可知,变幅杆中心孔的直径大小对变幅杆的振动特性有一定影响^[17]。故同样采用单因素法,在变幅杆其他参数不变的情况下,改变中心孔直径大小,三维建模后,导入有限元分析软件 ANSYS 中进行模态分析,提取纵-扭复合振动模态。

模态分析中显示的位移为相对位移,没有数量单位。采用相对位移替代绝对位移的方法,对纵-扭变幅杆的放大倍数 m 及扭转分量比 i 进行定义:

对于螺旋沟槽变幅杆,其输出的振动为纵-扭复合振动,模态分析中相对位移值是复合振动中各个振动方向相对位移值的耦合,现定义的放大倍数 m 是变幅杆输出端的相对位移值 U_q 与输入端的相对位移值 U_h 的比值,即是

$$m = U_q / U_h \tag{19}$$

式中, U_q 为变幅杆的输出端的相对位移值; U_h 为变

幅杆的输入端的相对位移值。

中心孔直径的变化对变幅杆放大倍数 m 的影响规律如图 10 所示。

图 10 中心孔直径对放大倍数 m 的影响

如图 10 可知, 在中心孔直径为 2~10 mm 时, 变幅杆的放大倍数 m 随中心孔直径的增大而略有减小, 且基本符合一次函数曲线的变化趋势; 当中心孔直径继续增大到 11 mm, 变幅杆放大倍数 m 显著增大。

在不同的纵-扭复合超声加工的应用场合, 需根据不同加工要求, 合理选择不同的纵向振动分量与扭转振动分量, 以得到较好的加工效果, 更好地发挥纵-扭复合超声振动加工的优势。现定义螺旋沟槽式变幅杆输出端不在轴线上某质点 P 的扭纵分量比为

$$i = U_n / U_z \quad (20)$$

式中, U_n 为扭转振动相对位移值; U_z 纵向振动相对位移值。

中心孔直径的变化对变幅杆的扭纵分量比 i 的影响规律如图 11 所示。

图 11 中心孔直径的对扭纵分量比 i 的影响

如图 11 可知, 在中心孔直径为 2~10 mm 时, 变幅杆扭纵分量比 i 的随中心孔直径的变化略有波动, 基本维持不变, 由式(18)可知, 扭矩 M 的值与中心孔直径 R_3 无关, 与理论分析结果一致; 当中心孔直径继续增大到 11 mm, 扭纵分量比 i 随直径的增大而增大。

变幅杆与刀柄的连接对于整个系统加工精度的影响至关重要, 而变幅杆与刀柄是通过法兰盘相连接的。一般将法兰设置在变幅杆的节点位置处, 利用 ANSYS 模态分析的后处理器中路径分析功能对纵-扭变幅杆进行路径定义、路径映射以求得外轮廓线上质点的位移分布曲线, 从而确定变幅杆外轮廓上节点位置, 变幅杆外轮廓定义路径及质点的位移分布曲线如图 12、13 所示。

图 12 变幅杆外轮廓定义路径

图 13 变幅杆质点的位移分布曲线

由图 13 可确定纵-扭变幅杆的节点位置。中心孔直径的变化对纵-扭变幅杆的节点位置(距大端面距离)的影响规律如图 14 所示。

图 14 中心孔直径的对节点位置的影响

由图 14 可知, 纵-扭变幅杆的节点位置随中心孔直径的增加以近似二次函数的趋势向变幅杆输入端移动。在超声加工的某些应用场合, 由于空间受限, 或一些特殊加工要求, 对变幅杆与刀柄的连接

位置, 即法兰设置位置有较为苛刻的要求, 根据上述结果, 可利用改变中心孔直径以设定变幅杆节点位置, 以此满足加工需求。

当纵-扭变幅杆的中心孔直径发生变化, 变幅杆质量发生变化, 即是变幅杆谐振频率 f 发生变化。中心孔直径的变化对纵-扭变幅杆的谐振频率 f 的影响规律如图 15 所示。

图 15 中心孔直径的对谐振频率 f 的影响

如图 15 可知, 在中心孔直径为 2~10 mm 时, 纵-扭变幅杆的谐振频率 f 随中心孔直径的增大呈二次函数的趋势增大; 当中心孔直径增大到 11 mm, 变幅杆谐振频率 f 随中心孔直径的增大而显著增加。

3.2 纵-扭变幅杆的频率修正

综上所述, 当中心孔直径增至 11 mm 时, 变幅杆的放大倍数 m 、扭转分量比 i 及谐振频率 f 均有较大的提升。但是, 当中心孔直径过大时, 纵-扭变幅杆小圆柱段的壁厚相对较小, 在超声应用加工场合, 变幅杆末端需夹装工具头并承受一定的负载, 过小的壁厚会造成变幅杆的刚度下降, 影响超声加工系统的加工精度; 另外, 当变幅杆中心孔直径过大时, 变幅杆输出端振型发生变化, 如图 16 所示, 致使加工机理发生变化, 不利于产生较好的加工质量。

图 16 过大的中心孔直径导致振型变化

中心孔直径在 2~10 mm 之间的变化对纵-扭变幅杆的放大倍数 m 、扭转分量比 i 等参数基本无影

响, 对变幅杆谐振频率 f 有较大地改变, 利用该特性, 对图 15 中中心孔直径为 2~10 mm 时谐振频率的变化曲线进行拟合, 并利用该曲线, 针对开设螺旋沟槽后纵-扭变幅杆的频率偏移问题, 以设计值 35 kHz 为 y 值, 求解方程的 x 值, 即是中心孔直径, 单位为 mm, 对其进行频率修正

$$y = 0.03x^2 - 0.14x + 33.13 \quad (21)$$

求解上文所述的频率修正方程, 取中心孔直径为 8.4 mm, 三维建模后导入 ANSYS 中进行模态分析, 修正后分析结果如图 17 所示。由图 17 可知, 螺旋沟槽式纵扭变幅杆的谐振频率为 34 833.4 Hz, 与设计值仅有 0.47% 的偏差, 对变幅杆频率修正基本完成。

图 17 频率修正后的模态分析

根据第 3.1 节中变幅杆节点确定方法, 在该结构参数下确定变幅杆节点位置在 32.3 mm, 以该位置为中心面设置厚度为 6 mm 的法兰, 有限元模态分析如图 18 所示。

由图 18 可知, 添加法兰后变幅杆的谐振频率 f 上升了约 146 Hz, 误差较小, 在可接受范围内。

4 实验

机械加工出所设计的螺旋沟槽式纵-扭变幅杆, 如图 19 所示, 为方便对比, 先不开设中心孔。

图 18 添加法兰后的模态分析

图 19 螺旋沟槽变幅杆

利用型号为 PV70 的阻抗分析仪确定变幅杆谐振频率, 在变幅杆上开设中心孔, 从小到大改变中心孔直径, 对不同中心孔直径的变幅杆均进行多次阻抗分析测试, 以确定变幅杆的谐振频率, 阻抗测试现场如图 20 所示。

图 20 阻抗分析现场

不同直径中心孔下的变幅杆阻抗分析测试得出的谐振频率 f_2 与有限元模态分析得出的变幅杆谐振频率 f_1 对比如图 21 所示。

图 21 阻抗分析谐振频率 f_2 与有限元模态分析谐振频率 f_1 的对比

由图 21 可知, 螺旋沟槽式纵-扭变幅杆阻抗分析得出的谐振频率 f_2 高于有限元模态分析时得到的谐振频率 f_1 , 分析其原因: 有限元模态分析时定义的材料是均匀的, 但实际制作变幅杆的材料均会有或多或少的缺陷, 从而造成两者之间的差值, 但该差值均小于 500 Hz, 仍在可接受的范围内。

但中心孔直径大小变化对变幅杆阻抗分析得出的实际谐振频率 f_2 与有限元模态分析时得到的谐振频率 f_1 的影响趋势基本一致, 且两者差值较小, 验证了有限元仿真分析的结果的正确性及指导性。

5 结论

本文利用四端网络法设计了纵振型圆锥过渡复合空心变幅杆, 并在其上开设螺旋沟槽作为纵-扭复合振动的“模态转换器”, 基于有限元分析探究了螺旋沟槽参数及中心孔直径对变幅杆振动特性的影响, 利用该特性对纵-扭变幅杆的频率进行了修正, 并设计实验对其进行验证, 得出以下结论。

(1) 理论推导了螺旋沟槽作为复合振动的“模态转换器”的振型转换原理, 与有限元分析结果一致。

(2) 基于有限元分析探究了螺旋角度 θ 、螺旋沟槽数目 n 及槽宽 w 的变化对纵-扭变幅杆谐振频率 f 的影响规律, 并利用正交分析法得出三个参数对频率 f 影响的敏感度。

(3) 通过分析不同直径的中心孔对纵-扭变幅杆的放大倍数 m 、扭转分量比 i 、节点位置及谐振频率 f 的影响规律, 对变幅杆谐振频率进行了修正。

(4) 机械加工出所设计的螺旋沟槽变幅杆, 利

用阻抗分析测试对变幅杆频率变化进行了验证。为螺旋沟槽式纵-扭复合变幅杆的设计提供了重要的参考, 对于超声纵-扭复合振动加工的推广及应用具有重要意义。

参 考 文 献

- [1] 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 future prospects of rotary ultrasonic machining of hard and brittle materials[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(19): 3-21.
- [2] AL-BUDAIRI H, LUCAS M, HARKNESS P. A design approach for longitudinal-torsional ultrasonic transducers[J]. Sensors & Actuators A Physical, 2013, 198(16): 99-106.
- [3] LULA A, LAMBERTI N, PAPPLARDO M. Design and experimental characterization of an composite longitudinal-flexural mode ultrasonic transducer[J]. Ultrasonics Symposium, 2007, 1: 1693-1696.
- [4] 童志强, 皮钧. 纵扭共振旋转超声端铣碳纤维复合材料的试验研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(3): 425-430.
TONG Zhiqing, PI Jun. Experimental study on longitudinal-torsional resonance rotary ultrasonic face milling of CFRP [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(3): 425-430.
- [5] 杨志刚, 程光明, 刘景全, 等. 双弯曲驻波旋转型超声马达[J]. 压电与声光, 1995, 17(6): 50-54.
YANG Zhigang, CHENG Guangming, LIU Jingquan, et al. A rotary ultrasonic motor with two bending standing-wave vibration[J]. Piezoelectrics and Acoustooptics, 1995, 17(6): 50-54.
- [6] WANG Jian, GUO Jifeng. Development of a radial-torsional vibration hybrid type ultrasonic motor with a hollow and short cylindrical structure[J]. Ultrasonics Ferroelectrics & Frequency Control IEEE Transactions on, 2009, 56(5): 1054-1058.
- [7] KARAFI M R, HOJJAT Y, SASSANI F. A new hybrid longitudinal-torsional magnetostrictive ultrasonic transducer[J]. Smart Materials and Structures, 2013, 22(6): 065013.
- [8] 皮钧. 圆环斜槽传振杆的纵扭振动转换[J]. 机械工程学报, 2008, 44(5): 242-248.
PI Jun. Longitudinal-torsional vibration converter of cylinder with multiple diagonal slits[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(5): 242-248.
- [9] 唐军, 赵波. 单激励纵-扭复合超声铣削系统研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(6): 57-61.
TANG Jun, ZHAO Bo. A new longitudinal-torsional composite ultrasonic milling system with a single excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(6): 57-61.
- [10] LIU Defu, CONG W L, PEI Z J, et al. A cutting force model for rotary ultrasonic machining of brittle materials[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2012, 52(1): 77-84.
- [11] 赵福令, 冯冬菊, 郭东明, 等. 超声变幅杆的四端网络法设计[J]. 声学学报, 2002, 27(6): 554-558.
ZHAO Fuling, FENG Dongju, GUO Dongming, et al. Design of the horn using the four-end network method[J]. Acta Acustica, 2002, 27(6): 554-558.
- [12] 马付建, 康仁科, 董志刚, 等. 中心孔的复合超声变幅杆设计及性能分析[J]. 机械设计, 2015(6): 51-55.
MA Fujian, KANG Renke, DONG Zhigang, et al. Design and analysis on compound ultrasonic horn with center hole[J]. Journal of Machine Design, 2015(6): 51-55.
- [13] 张云电, 胡皇印, 林金钳. 超声珩磨声学系统关键技术研究[J]. 振动工程学报, 2007, 20(5): 538-542.
ZHANG Yudian, HU Huangyin, LIN Jinqian. Study of key technology for ultrasonic honing acoustics system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(5): 538-542.
- [14] 王新敏. ANSYS 工程结构数值分析[M]. 北京: 人民交通出版社, 2014.
WANG Xinmin. ANSYS engineering structure numerical Analysis[M]. Beijing: China Communications Press, 2014.
- [15] TSUJINO J, UEOKA T, KASHINO T, et al. Transverse and torsional complex vibration systems for ultrasonic seam welding of metal plates[J]. Ultrasonics, 2000, 38(1-8): 67-71.
- [16] TSUJINO J, UEOKA T, OTODA K, et al. One dimensional longitudinal-torsional vibration converter with multiple diagonally slitted parts[J]. Ultrasonics, 2000, 38(1-8): 72-76.
- [17] 林仲茂. 超声变幅杆的原理和设计[M]. 北京: 科学出版社, 1987.
LIN Zhongmao. Principle and design of ultrasonic horn[M]. Beijing: Science Press, 1987.

作者简介: 赵波(通信作者), 男, 1956年出生, 博士, 教授, 博士生导师。主要研究方向为精密超精密加工技术与装备。

E-mail: zhaob@hpu.edu.cn

殷森, 男, 1992年出生, 硕士研究生。主要研究方向为精密超精密加工技术与装备。

E-mail: 13393853376@163.com