

# 复合结构研齿换能器的动力学特性与设计\*

朱德荣<sup>1</sup>, 杨建军<sup>2</sup>, 邓效忠<sup>3</sup>, 李聚波<sup>2</sup>

(1. 西北工业大学机电学院 西安, 710072) (2. 河南科技大学机电学院 洛阳, 471003)

(3. 河南科技大学机械装备先进制造河南省协同创新中心 洛阳, 471003)

**摘要** 利用 4 段复合式变幅杆及夹心式压电陶瓷换能器的结构, 研制了一种用于超声辅助研磨弧齿锥齿轮的新型换能器。首先, 根据牛顿定律和超声波传输线理论, 推导得到了超声研齿换能器的频率方程, 依据压电陶瓷的谐振频率、振动模式和输入功率, 确定了复合式超声研齿换能器的结构参数; 其次, 运用等效声学参数修正法和质量互易法, 对设计的换能器进行了声学 and 结构参数的修正; 然后, 利用 ANSYS 分析软件进行了模态分析和谐波响应分析, 对换能器的谐振频率、振动幅度、振动速度比和导纳等动力参数进行了研究; 最后, 进行了阻抗特性测试和振动特性实验和通过 5 对弧齿锥齿轮的超声研磨实验, 进一步证实了复合结构研齿换能器的超声研磨性能。

**关键词** 研齿换能器; 频率方程; 参数修正; 动力特性; 阻抗和振动测试

**中图分类号** TH113

## 引 言

超声振动加工中换能器属于关键器件, 可以进行能量转换, 将交变的电信号转换为超声频机械振动, 其设计和制造质量直接关系到整个超声振动系统的功能和稳定性。由于夹心式压电换能器既利用了压电陶瓷振子的纵向效应, 又能够得到较低的共振频率, 具有机电效率高、容易激励和加工方便等优点<sup>[1-2]</sup>, 成为许多学者广泛研究的换能器类型。

袁松梅等<sup>[3]</sup>设计了一种纵-扭复合超声振动加工系统, 采用数值解析方法在换能器振速运动方程的基础上, 利用速度和力连续的边界条件, 得到了夹心式压电换能器在节面左右两侧的频率方程。秦雷等<sup>[4]</sup>将复合变幅杆与夹心式换能器相结合, 在发射端采用倒喇叭变幅杆加小截面圆柱头复合结构, 研制了一种新型夹心式发射换能器, 运用等效电路理论, 推导出换能器的电路模型。Zhang 等<sup>[5]</sup>研究了一种具有指数形变幅杆的朗之万换能器, 推导出换能器的机电耦合模型, 通过组合能量法和等效电路法, 获得有效机电谐振频率与 PZT 陶瓷位置的关系规律, 通过激光测振仪测试换能器的振型和共振频率。

传统研齿材料的去除靠齿面的相对滑动与摩擦运动, 因而去除效率较低, 且易导致齿面研磨不均匀。超声振动加工能改善工件表面质量、提高刀具寿命和加工效率等, 因此文献[6-7]将超声加工技术引入到弧齿锥齿轮的研磨加工中, 研制出超声研齿振动子系统, 运用四端网络研究法, 将力类比于电压, 振速类比于电流, 力阻抗类比于电阻抗, 获得了振动子系统的等效网络图和频率方程。但该研究仍缺乏对研齿振动系统本身的振动模式、谐振频率和端面振幅等动态特性的研究。部分学者对超声加工技术的应用进行了相关研究。文献[8-9]着重研究变幅杆与齿轮组合而成的变幅器的动力特性。Karl 等<sup>[10]</sup>运用遗传算法和单纯形法对超声变幅杆的形状进行优化设计。文献[11]对超声变幅杆形状的动态性能进行实验研究。这些研究没有考虑换能器的几何尺寸和结构组成对超声振动系统的谐振频率和振动幅度的影响。

笔者研究的超声研齿换能器在节面的左侧由截面均匀的后金属盖板和压电陶瓷晶堆组成, 节面右侧的前金属盖板实际是由 1 段圆锥体和 3 段圆柱体构成的复合结构变幅杆。在利用牛顿定律和超声波传输线理论得到换能器频率方程的基础上, 对研齿换能器横向和纵向的结构参数进行了设计, 利用等

\* 国家自然科学基金资助项目(51375144, 51475141, 51405135); 河南省高校科技创新人才计划资助项目(15HASTIT025)

收稿日期: 2018-06-05; 修回日期: 2018-11-04

效声学参数修正法和质量互易法对换能器的声学参数和结构参数进行修正,运用有限元分析法对换能器的动力特性进行研究,通过阻抗测试、振动特性和超声研齿实验验证了理论设计的正确性。

## 1 研齿换能器的结构特点

复合结构研齿换能器模型如图1所示。纵向方向产生的位移变化通过振幅曲线表示,换能器的位移节点设计在陶瓷晶堆与前金属盖板的交界处,位移节点处设计固定换能器的法兰盘。在固定节面的左侧为 $1/4$ 波长换能器,由预应力螺栓、后金属盖板、金属电极和声阻抗相等的压电陶瓷晶片组成。在节面的右侧实际为 $1/4$ 波长变幅杆,用于放大超声振动的振幅,由圆柱和圆锥组成复合式结构既能满足所需的放大系数,又能获得较大的形状因数。在复合式研齿换能器的前端处用于固定安装待研磨的弧齿锥齿轮。

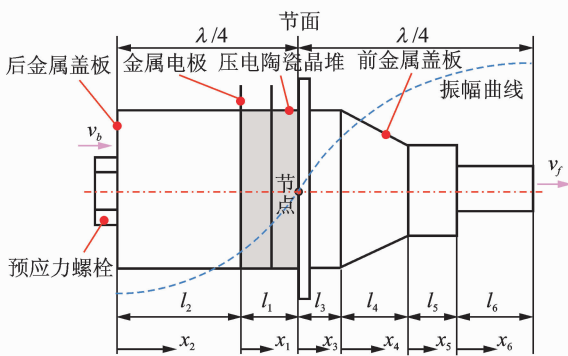


图1 复合结构研齿换能器的模型

Fig.1 Model of composite structure lapping transducer

压电陶瓷晶堆采用机械串联、电路并联的方式连接,两片压电陶瓷晶片的极性相反,可使每个压电陶瓷晶片的振动位移同相叠加,实现大功率及高效率的能量转换。压电陶瓷产生的振动位移将向前向后传递,由于后金属盖板处于空载状态,振动传递到空气中,而前金属盖板具有振幅放大作用,其前端连接有负载,因此复合形状的前金属盖板可以保证大部分能量从前表面辐射作用在负载上。

金属电极片采用0.1 mm厚的铍青铜,压电陶瓷晶片之间的金属电极作阳极,陶瓷晶片与后金属盖板之间的金属电极作阴极。用 $\varnothing 14$  mm的高强度螺栓固定后金属盖板、压电陶瓷晶堆和前金属盖板,同时为压电陶瓷晶堆施加恒定的预应力,以增强换能器晶片堆的抗张强度,保证换能器在超声振动时始终处于压缩状态,以便获得较高的机电耦合系数和较强的发

射功率<sup>[12]</sup>。换能器的材料参数如表1所示。

表1 研齿换能器的材料参数

Tab.1 Material parameters of lapping transducer

名称	材料	密度/ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	纵波声速/ ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )	弹性模量/ GPa	泊松比
前金属盖板	45# 钢	7 800	5 100	206	0.30
压电陶瓷晶堆	PZT-4	7 500	2 933	65	0.32
后金属盖板	45# 钢	7 800	5 100	206	0.30
预应力螺栓	40Cr	7 850	5 185	211	0.28

## 2 研齿换能器的理论基础和频率方程

### 2.1 研齿换能器的理论基础

本研究压电陶瓷的极化方向沿轴向,既是电介质具有电极化特性,又是弹性体具有弹性特性,主要产生轴线方向的超声振动,因此电场 $E_3$ 的加载方向也沿轴向,此时仅在轴向有应力波传播,应力 $T_3 \neq 0$ ,其他应力分量为0。由于电场沿轴向,电场强度 $E_3 \neq 0$ , $E_1 = E_2 = 0$ ,考虑压电陶瓷为绝缘介质,无空间自由电荷,电位移 $D_3$ 均匀分布,故压电方程<sup>[13]</sup>为

$$\begin{cases} S_3 = s_{33}^D T_3 + g_{33} D_3 \\ E_3 = \beta_{33}^T D_3 - g_{33} T_3 \end{cases} \quad (1)$$

其中: $S_3$ 为应力; $s_{33}^D$ 为恒电位移条件下的柔度常数; $\beta_{33}^T$ 为恒应力条件下的介电隔离率; $g_{33}$ 为压电常数。

在压电陶瓷晶片内截取一微段,根据牛顿定律,确定压电陶瓷晶片的应力与应变的关系式为

$$\frac{\partial T_3}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2)$$

其中: $\rho$ 为压电陶瓷的密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ); $\xi$ 为压电陶瓷截面上质点的振动位移。

假设换能器为均匀圆截面杆,当横向尺寸远小于一个波长的 $1/4$ 时,可认为在任意截面上的振动均沿其轴线产生纵向振动<sup>[14-15]</sup>。忽略连接面的机械损耗,不考虑阻尼振动,在简振情况下,式(1)与式(2)联立,得到压电陶瓷产生纵向振动的波动式为

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + k^2 \xi = 0 \quad (3)$$

其中: $k = \omega/c$ ,为圆波数; $\omega$ 为振动的圆频率; $c = \sqrt{1/\rho s_{33}^D}$ ,为压电陶瓷的纵振声速。

### 2.2 研齿换能器的频率方程

图1换能器属于半波长振子,两端的振动位移最大,在其内部某个位置必然存在一个振动位移为0的截面。在设计超声功率换能器时,必须精确确

定位移节面的位置,然后根据传输线理论分别求解出节面两侧结构的频率方程,即整个换能器的频率方程。

### 2.2.1 左侧 $\lambda/4$ 换能器的频率方程

因为  $\lambda/4$  换能器是截面均匀的圆柱体,其弹性振动方程为式(3)。当研齿换能器做一维纵向振动时,在连接界面处速度和弹性力是连续的<sup>[16]</sup>,即

$$\begin{cases} v_1(l_1) = 0 \\ v_2(0) = v_b \\ v_1(0) = v_2(l_2) \end{cases} \quad (4a)$$

$$\begin{cases} F_2(0) = 0 \\ F_1(0) = F_2(l_2) \end{cases} \quad (4b)$$

将式(4)和式(3)联立求解,得到  $\lambda/4$  波长换能器各组成部分的振动速度和弹性力表达式为

$$\begin{cases} v_n(x_n) = A_n \sin k_n x_n + B_n \cos k_n x_n \\ F_n(x_n) = -jZ_n(A_n \cos k_n x_n - B_n \sin k_n x_n) \end{cases} \quad (n=1,2) \quad (5)$$

其中: $Z_n = S\rho_n c_n$  ( $n=1,2$ )分别为压电陶瓷和后金属盖板的特性力阻抗; $A_1 = -\rho_2 c_2 v_b \sin(k_2 l_2) / \rho_1 c_1$ ; $B_1 = v_b \cos k_2 l_2$ ; $A_2 = 0$ ; $B_2 = v_b$ 。

同时,由式(4)和式(5)得到左侧  $\lambda/4$  波长换能器的频率方程为

$$\frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1} \tan(k_1 l_1) \tan(k_2 l_2) = 1 \quad (6)$$

### 2.2.2 右侧 $\lambda/4$ 变幅杆的频率方程

换能器节面右侧为  $\lambda/4$  波长的变幅杆,由1段圆锥与3段圆柱组成复合结构,各组成部分是由均匀、各向同性的材料构成,在平面纵波沿着变幅杆的轴向传播时,每一段变幅杆都必须满足

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{1}{S} \frac{\partial S}{\partial x} \frac{\partial \xi}{\partial x} + k^2 \xi = 0 \quad (7)$$

其中: $\xi = \xi(x)$ ,为变幅杆横截面上质点的位移函数; $S = S(x)$ ,为变幅杆的横截面积函数; $k$ 为变幅杆的圆波数, $k = \omega/c$ ; $\omega$ 为圆频率; $c = \sqrt{E/\rho}$ ,为纵波的传播速度; $E$ 为弹性模量; $\rho$ 为材料密度。

变幅杆各连接界面处速度和力连续条件为

$$\begin{cases} v_3(0) = 0 \\ v_3(l_3) = v_3(0) \\ v_4(l_4) = v_5(0) \\ v_5(l_5) = v_6(0) \\ v_6(l_6) = v_f \end{cases} \quad (8a)$$

$$\begin{cases} F_3(0) = F_1(l_1) \\ F_3(l_3) = F_4(0) \\ F_4(l_4) = F_5(0) \\ F_5(l_5) = F_6(0) \\ F_6(l_6) = 0 \end{cases} \quad (8b)$$

求解式(7)和式(8),得到  $\lambda/4$  波长变幅杆的圆柱和圆锥部分的振速和弹性力为

$$\begin{cases} v_n(x_n) = A_n \sin k x_n + B_n \cos k x_n \\ F_n(x_n) = -jZ_n(A_n \cos k x_n - B_n \sin k x_n) \end{cases} \quad (n=3,5,6) \quad (9)$$

其中: $A_6 = v_f \sin(kl_6)$ ; $B_6 = v_f \cos(kl_6)$ ; $B_3 = 0$ ;

$$A_5 = \frac{[v_f(S_5(0) \sin(kl_5) \cos(kl_6) + S_6(0) \cos(kl_5) \sin(kl_6))]}{S_5(0)}$$

$$B_5 = \frac{[v_f(S_5(0) \cos(kl_5) \cos(kl_6) - S_6(0) \sin(kl_5) \sin(kl_6))]}{S_5(0)}$$

$$A_4 = [-\cos(kl_3)k + a \sin(kl_3)]A_3 / \alpha k; B_4 = -\sin(kl_3)A_3 / \alpha;$$

$$A_3 = \frac{vk(l_4-1)(S_6(0) \sin(kl_6) \sin(kl_5) - S_5(0) \cos(kl_6) \cos(kl_5))}{S_5(0)(a \sin(kl_4) \sin(kl_3) - k \sin(kl_4) \cos(kl_3) - k \cos(kl_4) \sin(kl_3))} \alpha$$

$$\begin{cases} v_4(x_4) = \frac{1}{x_4 - 1/\alpha} (A_4 \sin k x_4 + B_4 \cos k x_4) \\ F_4(x_4) = -j\rho_4 c_4 S(x_4) \left\{ A_4 \left[ \frac{1}{x_4 - 1/\alpha} \cos k x_4 - \frac{1}{k_4(x_4 - 1/\alpha)^2} \sin k x_4 \right] - B_4 \left[ \frac{1}{x_4 - 1/\alpha} \sin k x_4 + \frac{1}{k_4(x_4 - 1/\alpha)^2} \cos k x_4 \right] \right\} \end{cases} \quad (10)$$

其中: $\alpha = 1 - \sqrt{S_4(0)/S_4(l_4)}/l_4$ 。

根据式(8)~(10),得到右侧  $\lambda/4$  变幅杆的频率方程为

$$\frac{A_4}{A_5} \left( \frac{\cos(kl_4)}{l_4 - 1/\alpha} - \frac{\sin(kl_4)}{k(l_4 - 1/\alpha)^2} \right) - \frac{B_4}{A_5} \left( \frac{\sin(kl_4)}{l_4 - 1/\alpha} - \frac{\cos(kl_4)}{k(l_4 - 1/\alpha)^2} \right) = 1 \quad (11)$$

同时,根据研齿换能器在节面左右两侧的频率方程,得到换能器的振幅放大系数为

$$M_p = \frac{v_f}{v_b} = -(\rho_2 c_2 \sin k_2 l_2 \cos k_1 l_1 + \rho_1 c_1 \cos k_2 l_2 \sin k_1 l_1) \cdot \frac{S_5(0) [\alpha \sin(kl_4) \sin(kl_3) - k \sin(kl_4) \cos(kl_3) - k \cos(kl_4) \sin(kl_3)]}{\rho_3 c_3 k(l_4 - 1) [S_6(0) \sin(kl_6) \sin(kl_5) - S_5(0) \cos(kl_6) \cos(kl_5)]} \quad (12)$$

## 3 研齿换能器的设计与修正

### 3.1 研齿换能器的设计

为了避免换能器的谐振频率与压电陶瓷晶片的径向振动相互耦合,从而造成换能器传输效率的下降,在设计换能器时,压电陶瓷晶片的直径尺寸应小于换能器的谐振频率在陶瓷材料中声波波长的  $\lambda/4$ <sup>[17]</sup>,因此在超声研磨齿轮中压电陶瓷元件的直径按式(13)计算,得到  $D < 38.59$  mm。又由于换

能器的压电陶瓷为中心圆环结构,其直径可适当增大,考虑购买的方便性和经济性,最终取  $D = 40 \text{ mm}$ 。

$$D < \lambda/4 \quad (13)$$

其中: $D$  为压电陶瓷晶片的外径(mm); $\lambda$  为超声波在陶瓷晶片中的传播波长(154.37 mm), $\lambda = c/f$ ;  $c$  为超声波在陶瓷晶片中的传播速度(mm/s); $f$  为换能器的谐振频率(19 kHz)。

压电陶瓷晶片采用 TE 型振动模式,加载电场的方向与极化方向平行,可产生厚度伸缩的振动模式,其陶瓷晶片厚度  $h$  按式(14)计算,取  $h = 6 \text{ mm}$ 。

$$h \approx 3D/20 \quad (14)$$

压电陶瓷晶片的数目及总体积取决于输入功率、谐振频率和压电陶瓷材料的功率容量,数目按式(15)计算, $m \approx 2.03$ 。为实现换能器前后金属盖板与同一极性的电极相连,通常取陶瓷晶片数目为偶数,故取  $m = 2$ 。

$$m \approx 4P/\pi hfP_d(D^2 - d^2) \quad (15)$$

其中: $m$  为陶瓷晶片的数目; $P$  为换能器的输入功率,为 1 kW; $P_d$ -PZT-4 的功率容量约为  $4 \text{ W/cm}^3 \cdot \text{kHz}$ ;  $d$  为圆环形压电陶瓷晶片内径( $\varnothing 15 \text{ mm}$ )。

在确定压电陶瓷的外径、波数、长度和设计频率的基础上,根据 1/4 波长换能器的频率方程,得到后金属盖板的长度尺寸。处于位移节面左侧的整个 1/4 波长换能器的结构参数如表 2 所示。

表 2 1/4 波长换能器的结构参数

Tab. 2 Structure parameters of 1/4 wavelength transducer

参数	$l_1$	$l_2$
波数	37.33	23.36
长度/mm	12	41
截面半径/mm	20	20

同样,给定前金属盖板  $l_3$ ,  $l_4$  和  $l_5$  的长度,利用 1/4 波长变幅杆的频率方程,得到前金属盖板  $l_6$  的长度,1/4 波长变幅杆的结构参数如表 3 所示。

表 3 1/4 波长变幅杆的结构参数

Tab. 3 Structure parameters of 1/4 wavelength horn

参数	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$l_6$
波数	23.41	23.41	23.41	23.41
长度/mm	11	22	22	45
截面半径/mm	20	圆锥	12	9

利用 1/4 波长换能器和 1/4 波长变幅杆的结构参数,依据式(12),得到研齿换能器前后端的振速比

$M_p = 2.92$ ,说明设计的研齿换能器在超声加工时能量辐射的性能是比较强的。

### 3.2 研齿换能器的修正

由于研齿换能器中预应力螺栓贯穿整个后金属盖板和压电陶瓷晶堆,使研齿换能器在同一截面内不是由同一种材料组成,这对换能器的性能产生一定影响。依据式(16)对压电陶瓷晶堆和后金属盖板的声学参数加以修正,修正后密度分别为  $7537 \text{ kg/m}^3$  和  $7806 \text{ kg/m}^3$ ,纵波声速分别为  $3198 \text{ m/s}$  和  $5110 \text{ m/s}$ 。

$$\begin{cases} \rho_p^* = \frac{\rho_p S_p + \rho_b S_b}{S_p + S_b} \\ c_p^* = \frac{c_p S_p + c_b S_b}{S_p + S_b} \\ \rho_h^* = \frac{\rho_h S_h + \rho_b S_b}{S_h + S_b} \\ c_h^* = \frac{c_h S_h + c_b S_b}{S_h + S_b} \end{cases} \quad (16)$$

其中: $\rho_n, c_n$  和  $\rho_n^*, c_n^*$  ( $n = p, h$ ) 分别为压电陶瓷和后金属盖板修正前后的密度和声速; $\rho_b, c_b, S_b$  分别为预应力螺栓的密度、声速及截面积。

另外,在空载条件下设计的研齿换能器,在前端安装锥齿轮后,前端质量将增加,导致换能器的谐振频率降低。为了克服质量负载对谐振频率产生的影响,采用质量互易法<sup>[18]</sup>才能保证换能器在原来的工作频率上谐振。具体做法是在研齿换能器前端去掉一小段与锥齿轮相当的等效质量,这样实际的  $l_6$  要比理论设计的短,其缩短量  $\Delta l_6$  为

$$\Delta l_6 = m_g / \rho_q S_6 \quad (17)$$

其中: $m_g$  为锥齿轮的质量(20.532 g); $\rho_q$  为前金属盖板的密度; $S_6$  为研齿换能器第 6 段的横截面积。

## 4 研齿换能器的有限元分析

压电陶瓷片选择六面体八节点的 SOLID5 单元,换能器其他部分选用八节点六面体单元 SOLID45。利用 PRETS179 在螺栓上定义预拉伸区域,利用 PSMESH 命令定义预紧力截面,将已划分网格的螺栓切成两部分,插入预紧力单元,仿真换能器的振动。

对于压电陶瓷晶体,属正交各向异性材料,在 ANSYS 中定义材料的属性时,需输入力学、电学和压电参数。PZT-4 压电材料属 6 mm 点群对称性晶

体,力学参数以刚度矩阵形式表示为

$$\mathbf{c} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{12} & c_{11} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{13} & c_{13} & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{c_{11} - c_{12}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44} \end{bmatrix} \quad (18)$$

ANSYS 压电分析中选择 E 型方程,压电常数矩阵具有 3 个独立分量。压电常数矩阵  $\mathbf{e}^T$  为

$$\mathbf{e}^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{33} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & e_{15} & 0 \\ e_{15} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (19a)$$

介电常数矩阵  $\boldsymbol{\varepsilon}$  为

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{11} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \quad (19b)$$

弹性、压电和介电 3 个常数矩阵的参数值如表 4 所示。

表 4 常数矩阵的参数

Tab. 4 Parameters of constant matrix

弹性参数/( $10^{10} \text{ N}\cdot\text{m}^{-2}$ )	$c_{11}$	$c_{12}$	$c_{13}$	$c_{33}$	$c_{44}$
	13.9	7.78	7.43	11.5	2.56
压电参数/( $\text{C}\cdot\text{m}^{-2}$ )	$e_{15}$	$e_{31}$	$e_{33}$		
	12.7	-5.2	15.1		
介电参数/( $\text{nF}\cdot\text{m}^{-1}$ )	$\varepsilon_{11}$	$\varepsilon_{33}$			
	6.45	5.61			

复合换能器施加对称边界条件,前后两端为自由端,采用有限元分析软件方法 Block Lanczos 进行模态分析,提取第 2 阶超声振动,振动型式为纵向振动,满足换能器设计要求,其振动频率为 18.775 kHz,与设计频率 19 kHz 相差 1.18%。图 2 和图 3 为换能器的位移和应力云图,由图 2 得出最小位移位于前金属盖板上,是节面设置的最佳位置,而最大位移发生在小锥齿轮的齿面上,表明换能器具备超声能量的放大功能,这与理论设计完全一致。图 3 说明换能器的输入端和整个齿面上应力最小,符合实际要求,最大应力发生在两段圆柱形变幅杆的连接处,在超声研磨过程中此处易发生断裂。

换能器后端为路径起点,前端为路径终点,提取

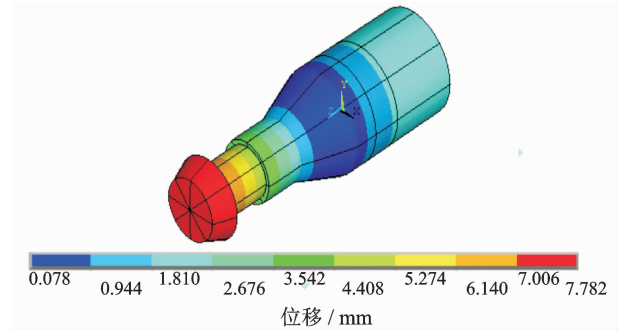


图 2 位移分布云图

Fig. 2 Displacement distribution

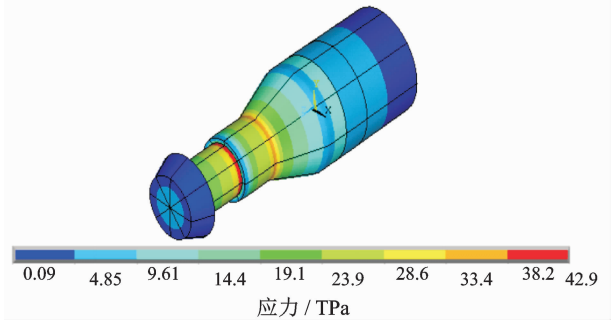


图 3 应力分布云图

Fig. 3 Stress distribution

18.755 kHz 时的纵向振动幅值曲线,换能器纵向振动幅值曲线如图 4 所示。可见,在换能器前端面 143 mm 处相对位移量达到最大,为 7.872,在换能器后端面 0 mm 处相对位移量为 -2.676,将前后端面的相对位移量进行对比,得到换能器的振动速度比值为 2.94。这与换能器参数修正前理论计算的前后端振速比非常接近,说明设计的换能器能将超声能量进行集中,具有较强的聚能作用。

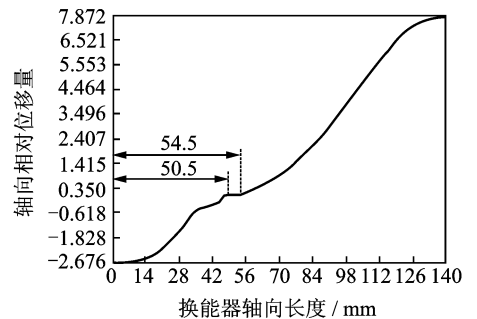


图 4 换能器纵向振动幅值曲线

Fig. 4 Longitudinal vibration amplitude curve of transducer

从图 4 可以看出,在换能器轴向长度为 50.5~54.5 mm 区间,换能器轴向的相对位移量基本没有发生变化,相对位移量始终保持为 0,因此这个区间位置可以用于设置固定换能器的法兰盘,使其尽量减少与外界的声耦合,最大可能地减小机械耗损。

对换能器进行谐响应分析,选择 Full 法进行求解,压电陶瓷两端施加 1 kV 的激励电压,载荷子步设置为 50 步,常数阻尼系数定义为 0.6%,设频率的搜索范围为 16 kHz~20 kHz,得到换能器输出端 3 个方向的幅值与频率的关系如图 5 所示。可以看出,在 18.775 kHz 频率附近,换能器输出端面只有沿轴向( $x$ 向)的纵向振动幅值达到最大,其他方向振幅可忽略不计,轴向振幅值达到 23.5  $\mu\text{m}$ 。

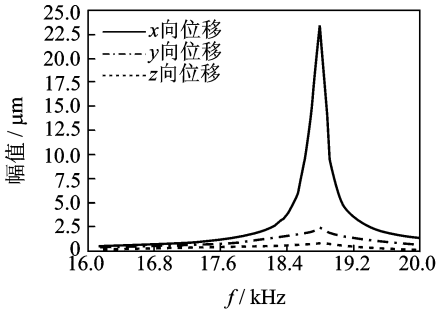


图 5 换能器振动幅值与频率关系

Fig. 5 Relationship between amplitude and frequency of transducer

在研齿换能器的正极耦合部当中选取序号最低的节点,提取该节点处在反作用力下的电荷参数值。根据谐响应分析求解施加的激励电压载荷,利用后处理器 POST26 提供的数学工具,依据式(20)得到换能器的导纳与频率的关系曲线,如图 6 所示。

$$Y = j2\pi fQ/V \quad (20)$$

其中: $Y$  为导纳值; $Q$  为电荷值; $V$  为激励电压值。

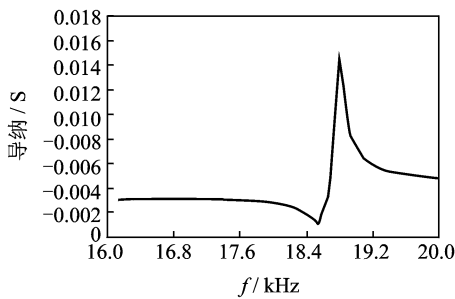


图 6 换能器的导纳与频率曲线

Fig. 6 Relationship of admittance and frequency for transducer

在频率为 18.775 kHz 位置,得到换能器的导纳值最大,此时通过压电陶瓷振子的电流最大,等效阻抗最小。根据谐振理论,压电陶瓷振子在最小阻抗频率附近存在一个使信号电压与电流同相位的频率,此频率即为压电陶瓷振子的谐振频率。

## 5 实验

### 5.1 阻抗特性测试

利用 PV70A 分析仪、研齿换能器和计算机组成阻抗分析系统完成换能器的阻抗测试,结果如图 7 所示。阻抗模数导纳曲线形态光滑,只存在一对阻抗最大频率和最小频率,分别为 19 340 Hz 和 18 946.4 Hz,与有限元分析较为吻合,且阻抗相位曲线平滑,在最小阻抗频率 18 946.4 Hz 附近,存在一个使信号电压与电流同相位的频率,这个频率使压电陶瓷通过的电流最大,等效阻抗最小,电声转化效率最高,振动性能最好。

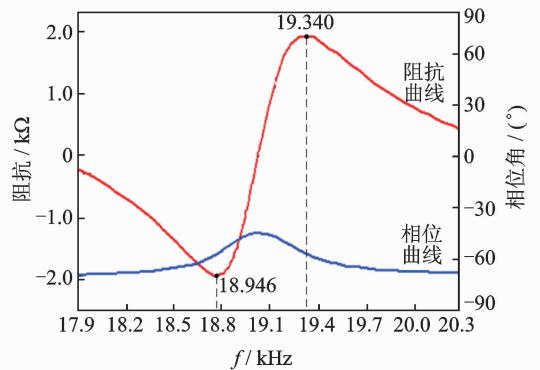


图 7 换能器的阻抗特性分析结果

Fig. 7 Impedance characteristic analysis result of transducer

因此,18.946 kHz 即为换能器的谐振频率,与 19 kHz 设计频率的相对误差为 0.28%,显然不同于理论设计和有限元分析频率,这主要是由于忽略了径向振动等因素,实测频率是在锥齿轮与换能器连接情况下进行,而理论设计时未引入锥齿轮的影响因子,但 3 者频率误差均在 2% 以内,满足工程设计要求<sup>[19]</sup>。

### 5.2 振动特性实验

超声研齿换能器作为一个超声振动系统,位移振幅是一个至关重要的技术指标,直接代表了超声波输出能量的大小,其振幅测量如图 8 所示。超声波电源产生超声频激励电压,提供给研齿换能器,研齿换能器中压电陶瓷将超声频电信号转换成沿轴向振动的位移信号,通过换能器前部具有聚能作用的前金属盖板进行位移放大,最终将超声能量集中在小锥齿轮上。





图8 研齿换能器的振幅测试

Fig. 8 Amplitude test of lapping transducer

超声电源输入端连接有数字示波器,用于测量输入换能器的超声电压的幅值和频率。如图9所示,超声电压曲线光滑,形态正常,频率平稳,换能器在产生谐波和振动时频率为18.52 kHz,与模态分析所得结果基本相符。因此,对于用于研磨弧齿锥齿轮的超声研齿换能器,采用有限元法设计具有传统设计所不具备的优点,仿真结果与实际制作具有较好的一致性。

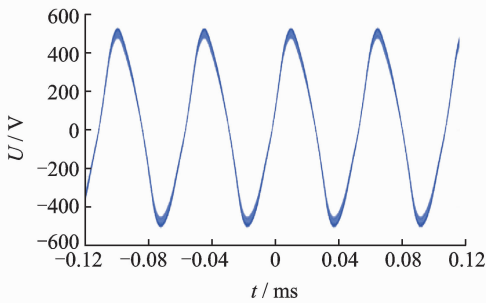


图9 换能器输入端的超声电压曲线

Fig. 9 Ultrasonic voltage curve of transducer input end

在锥齿轮端面放置某数显千分表进行振动位移的实时测量,通过 Origin8.5 分析软件把采集到的数据进行处理,绘制出位移振幅曲线如图10所示。可见,研齿换能器最大的位移振幅为0.024 mm,最小的位移振幅为0.021 mm,位移振幅变化区间较小,平均位移振幅为22.5  $\mu\text{m}$ ,位移振幅曲线呈周期性变化,表明设计的研齿换能器性能稳定,能够满足实际需要。

### 5.3 超声性能实验

通过法兰盘将研齿换能器固定在数控超声研齿机上,如图11所示。超声研齿机的机械本体采用V/H/J调整的研齿运动模式,J和H方向滑台分别

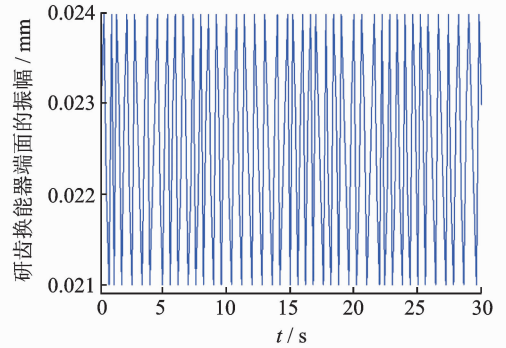


图10 换能器输出端的位移振幅曲线

Fig. 10 Displacement amplitude curve of transducer output end

带动大、小弧齿锥齿轮沿轴线方向做进给运动,V方向为小弧齿锥齿轮的偏置进给,由偏心轮结构调整实现。选择 SINUMERIK 802D 作为超声研齿机的控制系统,通过V/H/J方向的伺服电机联动调整,控制两齿轮的研磨区域和研齿时的齿侧间隙,实现全齿面的均匀研磨。

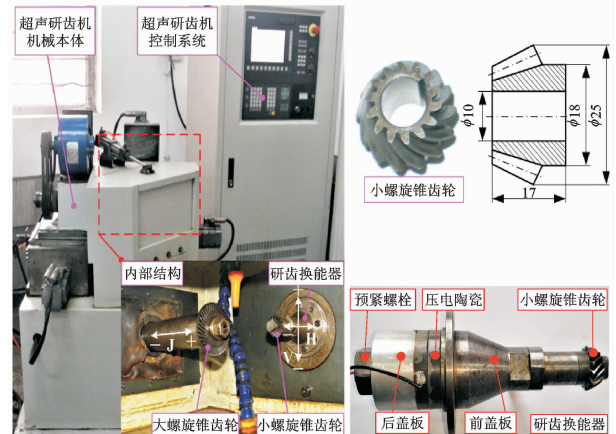


图11 锥齿轮超声研磨装置(单位:mm)

Fig. 11 Ultrasonic lapping device of bevel gear (unit:mm)

选取5对弧齿锥齿轮作为实验对象,材料为45#钢,大、小齿轮的齿数分别为38和14,模数为1.4 mm,超声波电源型号为SY-2000,通过研齿换能器在小弧齿锥齿轮的H方向实现轴向振动。超声振动研磨齿轮时,主轴旋转速度为480 r/min,超声研磨时间均为3 min。在超声辅助研磨齿轮前后,用精度为0.1 mg的电子天平分别测量大、小弧齿锥齿轮的质量,得到大、小齿轮从金属表面超声研磨掉的材料量,如图12所示。

由图12可见,设计的研齿换能器可以从大、小齿轮上超声研磨去除掉不同质量的材料,而且5对

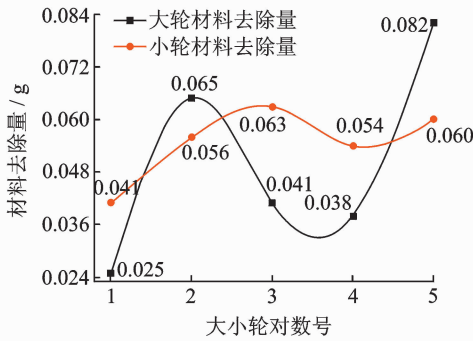


图 12 大小锥齿轮材料去除量对比

Fig. 12 Material removal quantity comparison of bevel gear

锥齿轮中有 3 次从小齿轮上去除的材料质量大于从大齿轮上去除的材料质量。大、小齿轮的去除质量平均减少了 0.050 2 g 和 0.054 8 g, 这表明研齿换能器在大、小齿轮上产生的超声研磨去除材料效果是不尽相同的。

同时进行噪声对比实验, 主轴转速为 1 500 r/min, 背景噪声为 44.5 dB, 噪音计为 WS1361, 放置在水平方向距离大、小齿轮啮合点 300 mm 处, 分别测量研齿前后齿轮对正、反转时的噪声, 如表 5 所示。可见, 噪声平均下降量分别为 1.8 dB 和 1.9 dB, 说明研齿换能器能够在一定程度上使齿轮对的大、小齿轮的齿形和齿距误差得到均化, 改善齿轮的接触区域, 能在一定程度上提高齿轮间的实际啮合精度。

表 5 超声研齿前后的噪声测量

Tab. 5 Noise measurement before and after ultrasonic lapping

齿轮对号	dB					
	正转			反转		
	研前	研后	减少量	研前	研后	减少量
1	81.5	79.5	2.0	79.0	78.5	0.5
2	80.0	79.0	1.0	79.5	76.0	3.5
3	82.0	79.5	2.5	79.0	77.5	1.5
4	80.5	79.0	1.5	78.5	77.0	1.5
5	79.5	77.5	2.0	79.0	76.5	2.5
平均	80.7	78.9	1.8	79.0	77.1	1.9

## 6 结 论

1) 研齿换能器的同一截面由多种材料构成, 需运用等效声学参数法修正压电陶瓷和后金属盖板的密度和声速。空载条件下设计的超声换能器的谐振

频率将受到其前端锥齿轮的影响, 故需要运用质量互易法缩减换能器的纵向尺寸 10 mm 才能保证换能器在设计频率 19 kHz 上产生谐和振动。

2) 研齿换能器的阻抗测试频率、有限元分析频率和振动特性实验频率分别为 18.946, 18.775 和 18.52 kHz, 与理论设计频率分别相差 0.28%, 1.18% 和 2.53%, 三者产生的谐振频率有较好的一致性, 通过对换能器参数的设计与修正, 使换能器沿轴线方向产生谐和振动的方法是可行的。

3) 研齿换能器的前端面与后端面的振动速度比为 2.94, 且研齿换能器前端的位移振幅平均达到 22.5 μm, 平均超声研磨去除大、小齿轮的质量为 0.050 2 g 和 0.054 8 g, 齿轮对正反转啮合时噪声平均下降 1.8 dB 和 1.9 dB。这说明设计的换能器振动性能良好、电声转化效率高、性能稳定、尺寸及其结构合理。

## 参 考 文 献

[1] 吴大伟. 高频超声换能器技术研究进展与展望[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(1):1-12.  
WU Dawei. Progress and prospects of technology research for high frequency ultrasonic transducer [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(1):1-12. (in Chinese)

[2] 王天圣, 吴志军, 冯平法, 等. 压电超声换能器电负载调频特性研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(19): 45-51.  
WANG Tiansheng, WU Zhijun, FENG Pingfa, et al. Characteristics of piezoelectric ultrasonic transducer with electric load modifying frequency [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(19): 45-51. (in Chinese)

[3] 袁松梅, 刘明. 纵-扭复合超声振动加工系统设计及频率简并研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(5):8-13.  
YUAN Songmei, LIU Ming. Design of a longitudinal-torsional composite ultrasonic vibration machining system and its natural frequencies merging [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(5):8-13. (in Chinese)

[4] 秦雷, 王丽坤, 唐会彦, 等. 夹心式复合变幅杆换能器频率方程的推导[J]. 振动与冲击, 2011, 30(7): 188-191.  
QIN Lei, WANG Likun, TANG Huiyan, et al. Frequency equation of a sandwich transducer with complex transformer [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(7):188-191. (in Chinese)



- [5] ZHANG Q, SHI S J, CHEN W S. An electromechanical coupling model of a longitudinal vibration type piezoelectric ultrasonic transducer [J]. *Ceramics International*, 2015, 41: S638-S644.
- [6] 杨建军, 邓效忠, 魏冰阳, 等. 弧齿锥齿轮激励研齿的动态研磨分析与试验[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(12): 2839-2845.  
YANG Jianjun, DENG Xiaozhong, WEI Bingyang, et al. Study and experiments of dynamic mechanism of excited gear lapping of spiral bevel gear [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(12): 2839-2845. (in Chinese)
- [7] 宋艳丽, 魏冰阳, 邓效忠. 超声研齿振动子系统的研究与变幅杆设计[J]. *工具技术*, 2007, 41(5): 61-64.  
SONG Yanli, WEI Bingyang, DENG Xiaozhong. Investigation on vibration subsystem of the ultrasonic lapping of bevel gears [J]. *Tool Engineering*, 2007, 41(5): 61-64. (in Chinese)
- [8] 王时英, 李向鹏, 张春辉. 超声珩齿圆锥形变幅器动力学特性[J]. *振动工程学报*, 2012, 25(3): 294-301.  
WANG Shiyang, LI Xiangpeng, ZHANG Chunhui. Dynamics characteristics of cone transformer in ultrasonic gear honing [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2012, 25(3): 294-301. (in Chinese)
- [9] 余银柱, 吕明, 王世英. 非谐振单元变幅器的设计及其动力学研究[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(7): 49-55.  
SHE Yinzhu, LÜ Ming, WANG Shiyang. Design of transformer with non-resonance structure and its dynamic study [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(7): 49-55. (in Chinese)
- [10] KARL R D, KONRAD W. Methodology for shape optimization of ultrasonic amplifier using genetic algorithms and simplex method [J]. *Journal of Manufacturing Systems*, 2013, 32: 523-528.
- [11] RANI M R, RUDRAMOORTHY R. Computational modeling and experimental studies of the dynamic performance of ultrasonic horn profiles used in plastic welding [J]. *Ultrasonics*, 2013, 53: 763-772.
- [12] 王天哲, 梁松, 张义民. 基于夹心式压电超声换能器设计的数值解法[J]. *振动、测试与诊断*, 2013, 33(S1): 145-148.  
WANG Tianzhe, LIANG Song, ZHANG Yimin. Numerical solution based on sandwich piezoelectric ultrasonic transducer design [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2013, 33(S1): 145-148. (in Chinese)
- [13] DEANGELIS D A, SCHULZE G W, WONG K S. Optimizing piezoelectric stack preload bolts in ultrasonic transducers [J]. *Physics Procedia*, 2015, 63: 11-20.
- [14] YANG J J, ZHANG H, DENG X Z, et al. Ultrasonic lapping of hypoid gear: system design and experiments [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 65: 71-78.
- [15] 朱德荣, 邓效忠, 杨建军, 等. 超声研磨齿轮振动系统的设计及实验[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(20): 195-202.  
ZHU Derong, DENG Xiaozhong, YANG Jianjun, et al. A design of the vibration system of an ultrasonic lapping gear and its experiment [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(20): 195-202. (in Chinese)
- [16] 刘静静, 秦雷, 王丽坤, 等. 一种采用 PVDF 压电薄膜的弯张换能器[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(3): 129-134.  
LIU Jingjing, QIN Lei, WANG Likun, et al. Flexensional transducer based on PVDF piezoelectric film [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(3): 129-134. (in Chinese)
- [17] YIN Z, FU Y C, XU J H, et al. A novel single driven ultrasonic elliptical vibration cutting device [J]. *The International Journal Advanced Manufacturing Technology*, 2017, 90: 3289-3300.
- [18] 陈涛, 刘德福, 严日明, 等. 纵弯复合型超声椭圆振动辅助抛光光纤阵列系统设计[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(24): 242-249.  
CHEN Tao, LIU Defu, YAN Riming, et al. Design of longitudinal bending compound mode ultrasonic elliptical vibration-assisted fiber array polishing system [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(24): 242-249. (in Chinese)
- [19] 杨建军, 郭浩杰, 朱德荣, 等. 带轴锥齿轮超声研齿振动系统的设计与试验[J]. *中国机械工程*, 2018, 29(4): 403-408.  
YANG Jianjun, GUO Haojie, ZHU Derong, et al. Design of ultrasonic gear lapping vibration systems for bevel gears with shaft [J]. *China Mechanical Engineering*, 2018, 29(4): 403-408. (in Chinese)



**第一作者简介:**朱德荣,男,1972年6月生,博士生、副教授。主要研究方向为弧齿锥齿轮的超声加工技术。  
E-mail: zderong8@163.com

**通信作者简介:**邓效忠,男,1957年10月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为齿轮先进制造理论及装备。  
E-mail: dxz01@163.com

