

超声耦合无线电能传输用发射换能器优化设计

张林森¹,曾双贵²,宁小玲¹,胡平³

(1. 海军工程大学 兵器工程学院,湖北 武汉 430033;2. 海军 92336 部队,海南 三亚 572000;
3. 海军工程大学 舰船与海洋学院,湖北 武汉 430033)

摘要:针对超声耦合无线电能传输系统研究的需要,对水下超声耦合无线电能传输系统发射换能器进行选型,确定换能器类型及工作频率。基于夹心式纵振压电换能器一维设计理论对发射换能器进行优化设计,在深入分析圆锥形前盖板延展系数对换能器振速比和等效机电耦合系数影响的基础上,选取的延展系数能同时兼顾换能器振速比和等效机电耦合系数均为较优值,并据此进一步确定换能器全部结构尺寸。实际测试结果表明,试制的发射换能器实际谐振频率为 38.552 kHz,等效机电耦合系数为 0.149,满足实际需要。

关键词:发射换能器;优化设计;一维设计理论;超声耦合;无线电能传输;夹心式压电换能器;压电陶瓷

中图分类号: TM282; TM46; TB552; TN384; TN92 **文献标志码:** A

Optimal Design of Transmitting Transducer for Ultrasonic Coupled Contactless Energy Transfer System

ZHANG Linsen¹, ZENG Shuangui², NING Xiaoling¹, HU Ping³

(1. College of Weaponry Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;
2. Naval Unit No. 92336, Sanya 572000, China; 3. College of Naval Architecture and Ocean Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: According to the research needs of ultrasonic coupled contactless energy transfer (UCCET) system, the transmitting transducer of underwater UCCET system is selected, and the type and operating frequency of the transducer are determined. Based on the one-dimensional design theory of the sandwiched longitudinal vibration piezoelectric transducer, the design of transmitting transducer is optimized. On the basis of the in-depth analysis of the influence of the extension coefficient of the conical front cover plate on the vibration velocity ratio and the equivalent electromechanical coupling coefficient of the transducer, the selected extension coefficient can simultaneously take into account the vibration velocity ratio and the equivalent electromechanical coupling coefficient of the transducer as the optimal value, then the overall structure size of the transducer is further determined. The actual test results show that the actual resonant frequency of the trial-produced transmitting transducer is 38.552 kHz, and the equivalent electromechanical coefficient is 0.149, which can meet the practical needs.

Key words: transmitting transducer; optimal design; one-dimension design theory; ultrasonic coupled; contactless energy transfer; sandwiched piezoelectric transducer; piezoelectric ceramics

0 引言

随着功率超声技术的发展,超声换能器作为超声工程技术的重要部分,在工业、国防、生物医学和科学研究等方面得到广泛应用,其中有超声耦合无线电能传输(UCCET)^[1-2]。在UCCET系统中,超声换能器是实现机械能和电能之间相互转换的关键

器件。

目前换能器主要设计方法包括解析法和有限元法。文献[3]针对橡胶材料切割问题设计了一种基于夹心式压电换能器的超声刀,用ANSYS软件对设计的超声刀进行模态分析,获得其工作模态的谐振频率。文献[4]利用解析法设计了气介超声压电

收稿日期:2022-04-28

基金项目:湖北省自然科学基金资助项目(2018CFC866)

作者简介:张林森(1982-),男,湖南省邵阳市人,讲师,博士,主要从事水下航行器能源与推进技术的研究。E-mail: zhang_ning1982a@ sina.com。通信作者:宁小玲(1982-),讲师,博士,主要从事水下无线通信技术的研究。E-mail: 8497457@qq.com。

换能器,利用 ANSYS 分析其瞬态声场特性和电压响应等,并以提高换能器接收灵敏度为目标对换能器阻抗匹配层及背衬层进行优化设计。文献[5]基于传输线理论和 Mason 等效电路提出了一种新的纵径耦合振动模式柱状压电换能器设计方法,并结合 ANSYS 软件对其振动特性进行优化设计。文献[6]结合解析法提出了基于 Comsol 的换能器优化设计,对换能器前后盖板尺寸进行优化。

解析法因其物理意义明确、计算量相对较小等优点,故而在换能器设计方面仍处于较重要的地位。本文基于等效电路法,对工作频率为 40 kHz 的水下 UCCET 系统发射用夹心式纵振压电换能器进行设计分析,针对换能器振速比和等效机电耦合系数这两个主要参数,对换能器圆锥形前盖板的尺寸进行优化设计,并对试制的水下 UCCET 系统用发射换能器进行测试,验证了上述优化设计方法的可行性。

1 水下 UCCET 用发射换能器选型

水下 UCCET 系统结构如图 1 所示^[1],主要包括超声波发射端和超声波接收端。发射换能器将电能转换为机械能,并以超声波的形式传输到介质中;接收换能器接收来自介质中的超声波并将机械能转换成电能,完成自发射端到接收端的无线电能传输。

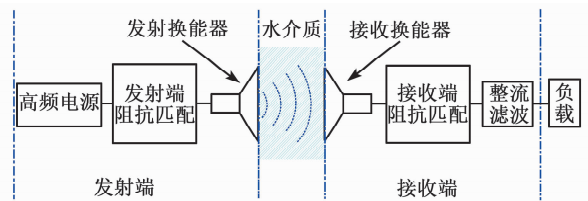


图1 超声耦合无线电能传输系统结构图

超声换能器根据其工作原理可分为机械型换能器、电容型换能器、磁致伸缩换能器和压电换能器等。压电换能器具有结构简单,性能稳定,机电转换效率高及易成型等优点^[7-10],特别是夹心式纵振压电换能器在功率超声中应用广泛,因此,选择夹心式纵振压电换能器作为 UCCET 能量转换器件,图 2 为其结构示意图。由图可见,夹心式纵振压电换能器包括压电晶堆及前后盖板 3 个主要部分,其他还包括预应力螺栓、金属电极及绝缘套管等^[11-13]。换能器后盖板形状通常为圆柱形,前盖板形状有多种选择,为了增大辐射面积,这里选择圆锥形前盖板。

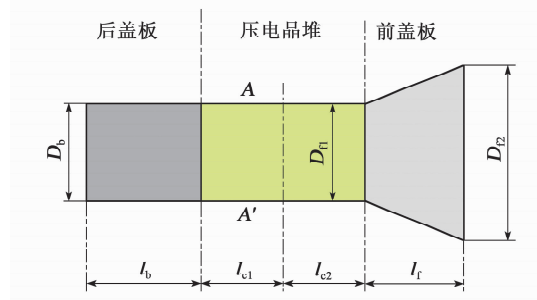


图2 夹心式纵振压电换能器主要结构

对水下 UCCET 系统而言,传输效率是一个重要指标^[14-15]。传输效率 η 主要取决于发射换能器的电声转换效率 η_{tx} 、超声波水中传输效率 η_{tr} 及接收换能器的电声转换效率 η_{rx} ,即

$$\eta = \eta_{tx} \times \eta_{tr} \times \eta_{rx} \quad (1)$$

其中超声波水中传播损失与 UCCET 系统的工作频率和传输距离密切相关^[9],即

$$\eta_{tr} = e^{-\alpha_2 fl} \quad (2)$$

式中: α_2 为衰减系数; f 为超声波频率; l 为传播距离。

为了简化分析,假定收、发换能器的电声转换效率均为 64%,电能从 UCCET 系统的发射端传递到接收端,其理论传输效率随距离和频率变化情况如图 3 所示。

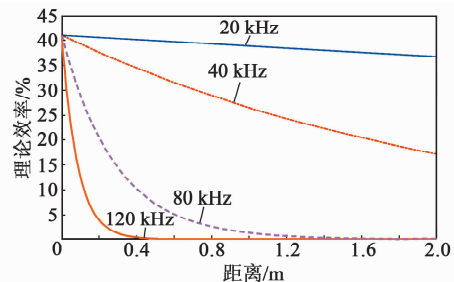


图3 水下 UCCET 系统理论传输效率随工作频率变化的仿真结果

由图 3 可以看出,随着超声波频率的增加,相同传输距离下的理论传输效率明显下降,且频率越高,效率下降越快。若以理论传输效率不低于 20% 来衡量,传输频率 40 kHz 的 UCCET 系统在 1.6 m 距离内具有实际应用意义。因此,综合考虑换能器体积、成本及理论传输效率,本文选择 40 kHz 的换能器开展设计工作。

2 半波长振子夹心式纵振压电换能器设计理论

为简化对夹心式纵振压电换能器的分析,进行如下假设^[8-10]:

1) 在压电换能器的使用频率范围内,要求换能

器的总长度与声波的纵波半波长相近,且直径远小于换能器的总长度。

2) 压电陶瓷晶堆薄片的厚度远小于其波长时,将其等效为一个沿轴向极化的压电陶瓷细长圆棒。

3) 在换能器各部件的连接面两侧,位移和力均为连续。

根据上述假设,夹心式纵振压电换能器被抽象为一个复合细棒振动器的理想模型。基于机电等效电路分析法得到换能器的机电等效电路图如图 4 所示^[8]。图中, Z_{fr} 和 Z_{br} 分别表示前、后盖板的负载阻抗, Z_{f1} 、 Z_{f2} 、 Z_{f3} 为前盖板的等效负载阻抗分量, Z_{c1} 、 Z_{c2} 、 Z_{c3} 为压电晶堆的等效负载阻抗分量, C_0 为单个压电陶瓷片的一维截止电容, p 为压电陶瓷片数量, n 为压电陶瓷机电转换系数, Z_{b1} 、 Z_{b2} 、 Z_{b3} 为后盖板等效负载阻抗分量。

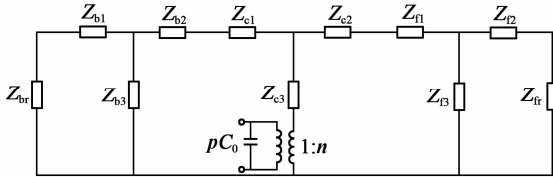


图 4 夹心式纵振换能器机电等效电路

对于图 2 所示结构的夹心式纵振换能器,有

$$\begin{cases} Z_{f1} = -j \frac{1}{F} \cdot \frac{z_{f1}}{k_f l_f} - j z_{f1} \cot(k_f l_f) + \\ \quad j \frac{F}{F+1} \cdot \frac{z_{f2}}{\sin(k_f l_f)} \\ Z_{f2} = j \frac{1}{F+1} \cdot \frac{z_{f2}}{k_f l_f} - j z_{f2} \cot(k_f l_f) + \\ \quad j \frac{F}{F+1} \cdot \frac{z_{f2}}{\sin(k_f l_f)} \\ Z_{f3} = \frac{F}{F+1} \cdot \frac{z_{f2}}{j \sin(k_f l_f)} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} Z_{c1} = Z_{c2} = j z_c \tan\left(\frac{k_c l_c}{2}\right) \\ Z_{c3} = \frac{z_c}{j \sin(k_c l_c)} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} Z_{b1} = Z_{b2} = j z_b \tan\left(\frac{k_b l_b}{2}\right) \\ Z_{b3} = \frac{z_b}{j \sin(k_b l_b)} \end{cases} \quad (5)$$

式中: $z_{f1} = \rho_f c_f S_{f1}$; $z_c = \rho_c c_c S_c$; $z_b = \rho_b c_b S_b$; ρ_f 、 c_f 、 S_{f1} 、 F 、 k_f 、 l_f 分别为前盖板密度、声速、前盖板喉部截面积、延展系数、波数、厚度; ρ_c 、 c_c 、 S_c 、 k_c 、 l_c 分别为压电陶瓷密度、声速、截面积、波数、厚度; ρ_b 、 c_b 、 S_b 、

k_b 、 l_b 分别为后盖板密度、声速、截面积、波数、厚度。圆锥形前盖板的延展系数 F 定义为

$$F = \frac{D_{f1}}{D_{f2} - D_{f1}} \quad (6)$$

式中 D_{f1} 、 D_{f2} 分别为圆锥形前盖板喉部和端部直径。

在设计夹心式纵振换能器时,通常认为其处于空载状态^[10],即 $Z_{br} = 0$ 、 $Z_{fr} = 0$ 。半波长夹心式纵振换能器设计方法主要有两种:一是已知前、后盖板和压电陶瓷晶堆三部分中的两部分长度,求第三部分长度;二是在换能器中选定节面,然后将换能器等效为两个 $\lambda/4$ (λ 为波长)振子并分别进行设计。本文主要基于第二种方法设计水下 UCET 用发射换能器,其节面选择在压电陶瓷晶堆的中间位置,如图 2 中 $A-A'$ 所示。两个 $\lambda/4$ 振子均由压电陶瓷晶堆和金属盖板组成,可以分别求出其频率方程。根据图 2 所示结构尺寸,可以推得节面左侧 $\lambda/4$ 振子的频率方程为

$$\tan(k_c l_{c1}) = \frac{z_c}{z_b} \cot(k_b l_b) \quad (7)$$

同样可得右侧 $\lambda/4$ 振子的频率方程为

$$\tan(k_c l_{c2}) = \frac{z_c}{z_{f1}} \cdot \{F k_f l_f [(F+1)k_f l_f - \tan(k_f l_f)]\} \cdot \{[1 + F(F+1) \cdot (k_f l_f)^2] \cdot \tan(k_f l_f) - k_f l_f\}^{-1} \quad (8)$$

根据式(7)、(8),在已知换能器工作频率 f 并确定各部分材料及其参数后,可以设计出换能器的主要尺寸。

在换能器空载的前提下,分别计算出前、后盖板等效输入阻抗为

$$\begin{cases} X_{mb} = j z_b \tan(k_b l_b) \\ X_{mf} = j \frac{z_{f1}}{F k_f l_f} \cdot \{[1 + F(F+1) \cdot (k_f l_f)^2] \cdot \tan(k_f l_f) - k_f l_f\} \cdot [(F+1)k_f l_f - \tan(k_f l_f)]^{-1} \end{cases} \quad (9)$$

进一步简化后的等效电路如图 5 所示。

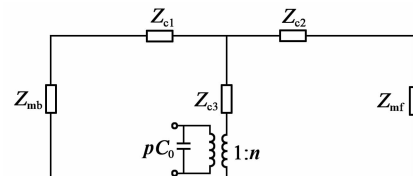


图 5 简化后的夹心式纵振换能器机电等效电路

基于图5可以进一步得到夹心式纵振换能器的机械阻抗 Z_m 和电阻抗 Z_c 分别为

$$Z_m = Z_{c3} + \frac{(Z_{c1} + Z_{mb})(Z_{c2} + Z_{mf})}{Z_{c1} + Z_{mb} + Z_{c2} + Z_{mf}} \quad (10)$$

$$Z_c = \frac{Z_m}{n^2 + j\omega C_0 Z_m} \quad (11)$$

式中 $\omega = 2\pi f$ 为换能器角频率。

$$KG = \frac{F \cos(k_b l_b) \left[z_b \tan(k_b l_b) + z_c \tan\left(\frac{k_c l_c}{2}\right) \right]}{\frac{z_{f1}(F+1)}{\sin(k_f l_f)} + \left[(F+1) \cdot \cos(k_f l_f) - \frac{\sin(k_f l_f)}{k_f l_f} \right] \cdot \left\{ z_c \tan\left(\frac{k_c l_c}{2}\right) - z_{f1} \left[\frac{1}{F k_f l_f} + \cot(k_f l_f) \right] \right\}} \quad (12)$$

夹心式纵振换能器另一个重要参数是机电耦合系数,它表征换能器机电能量转换能力^[8]。其大小不仅与压电材料的机电耦合系数密切相关,还与换能器的结构尺寸有关。实际工程中通常使用有效机电耦合系数的概念,其定义为

$$k_{\text{eff}}^2 = \frac{f_p^2 - f_s^2}{f_p^2} \quad (13)$$

式中 f_p 和 f_s 分别为换能器的并、串联谐振频率,分别对应 $Z_c \rightarrow \infty$ 和 $Z_c = 0$ 时换能器的频率。

3 水下 UCCET 用夹心式纵振换能器设计

3.1 换能器压电陶瓷晶堆设计

由于水下 UCCET 发射换能器工作于大功率状态且为连续波长时间工作,因此,本文设计的夹心式纵振压电换能器选用强场介电损耗低,介电损耗和机械损耗在高电压下变化较小的 PZT-8 压电陶瓷材料,选定工作频率 $f = 40$ kHz。PZT-8 材料的主要参数如表1所示。

表1 PZT-8 材料的主要参数

| 参数 | 数值 |
|--|-----------------------|
| 密度 $\rho_c / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ | 7.6×10^3 |
| 恒电场弹性系数矩阵分量 $c_{33}^E / (\text{N} \cdot \text{m}^{-2})$ | 1.32×10^{11} |
| 自由介质隔离率矩阵分量 $\beta_{33}^D / (\text{m} \cdot \text{F}^{-1})$ | 1.13×10^9 |
| 开路弹性柔顺常数矩阵分量 $s_{33}^D / (\text{m}^2 \cdot \text{N}^{-1})$ | 8.5×10^{-12} |
| z 方向恒电场压电常数 $g_{33} / (\text{V} \cdot \text{m} \cdot \text{N}^{-1})$ | 2.54×10^{-2} |

根据表1可得压电陶瓷等效声速 $c_c = \sqrt{c_{33}^E / \rho_c} = 4167.5$ m/s,等效波数 $k_c = \omega / c_c = 60.31$,等效波长 $\lambda_c = c_c / f = 0.1042$ m。根据压电换能器一维设计理论,压电陶瓷片的直径 D_c 应满足 $D_c \leq \lambda_c / 4 = 0.0261$ m,故选择压电陶瓷片的外径 $D_c = 0.025$ m,内径 $d_c = 0.01$ m。

设计的超声换能器最大功率 $P_{\text{max}} = 100$ W,通常 PZT-8 压电材料制作的压电陶瓷片功率容量 P_w 可达 $(1 \sim 3) \times 10^6$ W/m³ · kHz。考虑本设计中换

对于水下 UCCET 用发射换能器,希望换能器的辐射功率尽可能从换能器的前端面辐射出去,这需要换能器具有较高的前后振速比。夹心式纵振换能器的前后振速比(KG)定义为前辐射面振速 ξ_f 与后辐射面振速 ξ_b 之比。对于图2所示结构的夹心式纵振换能器,其振速比 KG 为

器工作于长时间连续波这种苛刻条件下,故功率容量选择 $P_w = 0.5 \times 10^6$ W/m³ · kHz,由此可得压电换能器陶瓷晶堆长度 l_c 为

$$l_c = \frac{4P_{\text{max}}}{P_w f \pi (D_c^2 - d_c^2)} = 12.12 \times 10^{-3} \text{ (m)} \quad (14)$$

设计夹心式压电换能器时,为了安全方面的考虑,一般要求换能器前后盖板与超声电源负极相连,这要求压电陶瓷晶片的片数为偶数。因此,压电陶瓷晶堆由4片压电陶瓷片组成,单个陶瓷晶片厚度为4 mm。电极片选择厚为0.2 mm的薄铜片电极。

3.2 前后盖板设计

3.2.1 后盖板

为保障换能器的前向辐射功率,设计后盖板时需要确保从换能器后端面辐射出去的能量尽可能小,故通常选择重金属。综合考虑经济性和材料性能,本设计选择45#钢作为后盖板材料,其主要物理参数如表2所示。

表2 45#钢的主要参数

| 参数 | 数值 |
|---|---------------------|
| 密度 $\rho_b / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ | 7.8×10^3 |
| 弹性模量 $E_b / (\text{N} \cdot \text{m}^{-2})$ | 20×10^{10} |
| 泊松比 ν_b | 0.3 |

后盖板形状设计为圆柱形。后盖板直径 D_b 选择与压电陶瓷晶片外径直径一致,即 $D_b = D_c = 0.025$ m。根据表2可以得到后盖板材料声速 $c_b = \sqrt{E_b / \rho_b} = 5063.7$ m/s,其等效波数 $k_b = \omega / c_b = 49.63$,由式(7)可求得后盖板长度 $l_b = 0.0183$ m。

3.2.2 前盖板

换能器前盖板需要保证将换能器产生的绝大部分能量从其前表面高效辐射出去,为此一般选择轻金属。综合考虑换能器工作环境及性能参数,本设计选择铝镁合金(5754)作为前盖板材料,其主要参

数如表 3 所示。

表 3 镁铝合金(5754)的主要参数

| 参 数 | 数 值 |
|--|-----------------------|
| 密度 $\rho_f / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ | 2.69×10^3 |
| 弹性模量 $E_{1f} / (\text{N} \cdot \text{m}^{-2})$ | 6.94×10^{10} |
| 泊松比 ν_f | 0.33 |

根据表 3 可以算出前盖板材料声速 $c_f = \sqrt{E_{1f}/\rho_f} = 5\,079.3 \text{ m/s}$, 其等效波数 $k_f = \omega/c_f = 49.49$ 。为增大前端面的辐射面积, 将前盖板设计为圆锥形。圆锥形前盖板的喉部直径 D_{f1} 与换能器压电陶瓷晶堆的直径保持一致, 即 $D_{f1} = D_p = 0.025 \text{ m}$, 需要确定的外形尺寸还包括长度 l_f 和端口直径 D_{f2} 。

确定延展系数 F 后, 依据式(8)确定前盖板的长度 l_f 。对应不同的延展系数, 前盖板厚度也不同。这里选取延展系数在区间 $[0.1, 4]$, 以间隔 0.1 均匀取值, 将 F 值代入式(8)。利用 MATLAB 的非线性方程优化求解功能, 可以得到一组前盖板厚度数据, 其随延展系数 F 变化的情况如图 6 所示。由图可以看出, 随着延展系数的增加, 前盖板厚度单调递增, 当延展系数超过 1.5, 增加的趋势逐渐变缓。

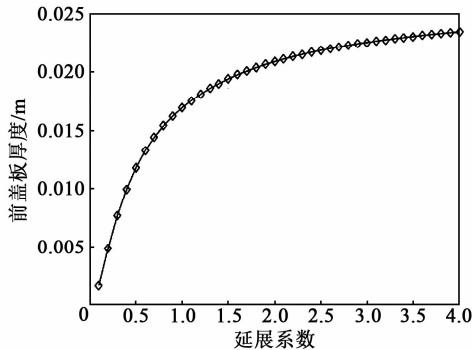


图 6 换能器前盖板厚度随延展系数变化情况

由式(12)、(13)可以看出, 延展系数 F 除影响前盖板厚度外, 还会对换能器振速比和等效机电耦合系数产生明显影响。在设计换能器时, 应尽可能使振速比和等效机电耦合系数取得较大的值。为了进一步研究延展系数 F 对换能器振速比和等效机电耦合系数的影响, 将换能器相关结构尺寸参数代入式(12)、(13), 可以获得该尺寸参数下换能器的振速比和等效机电耦合系数。

振速比和等效机电耦合系数随延展系数的变化曲线分别如图 7、8 所示。由图 7、8 可以看出, 换能器振速比随着延展系数的增加而增大, 等效机电耦合系数随着延展系数的增加而减小, 显然存在一个

最优的延展系数 F , 使得换能器的振速比和等效机电耦合系数均较优。

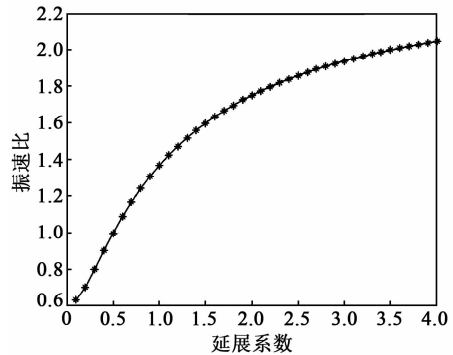


图 7 换能器振速比随延展系数变化情况

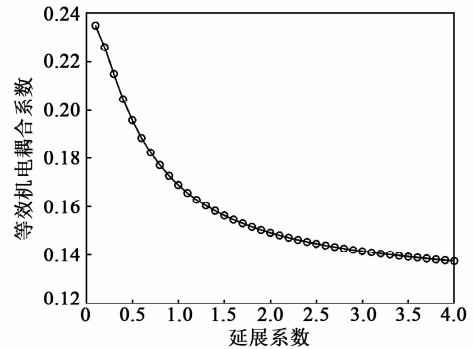


图 8 换能器等效机电耦合系数随延展系数变化情况

由于该换能器的振速比和等效机电耦合系数在物理意义上完全不同, 且由图 7、8 可见其二者数量级的差别较大, 无法直接根据图 7、8 获取最优延展系数。为了解决上述不同物理量之间可比性的问题, 本文将两个物理量做归一化处理, 以消除不同物理量的物理意义和数量级差别。归一化准则为

$$x^* = \frac{x - x_{\min}}{x_{\max} - x_{\min}} \quad (15)$$

将不同延展系数下的换能器振速比和等效机电耦合系数根据式(15)做归一化处理, 得到曲线如图 9 所示。

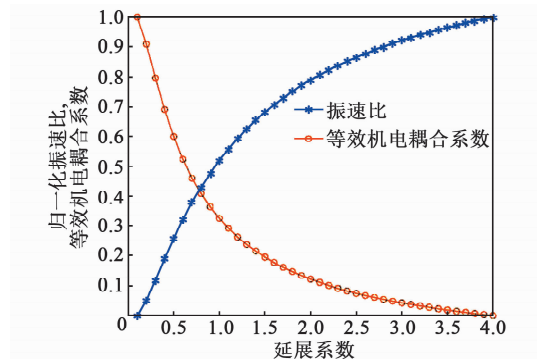


图 9 归一化后振速比和等效机电耦合系数随延展系数变化

由图 9 可以看出,当延展系数 $F=0.8$ 时,换能器的振速比和等效机电耦合系数同时取得较优值。因此,本设计选择前盖板延展系数 $F=0.8$,根据图 6 可知,此时前盖板厚度 $l_f=0.0154\text{ m}$,对应的端部直径 $D_{f2}=0.0563\text{ m}$ 。

4 实物制作及测试结果

根据前面的设计结果,本文制作的夹心式纵压电换能器如图 10 所示。由图 10(a)可以看出,换能器前盖板、压电晶堆、后盖板通过预应力螺栓相连接,为整个换能器提供一定的预紧力。图 10(b)为换能器实物,需要指出的是,由于换能器是在水中工作,为了防止水流入换能器内部,超声换能器外层设计加装了水密外壳。

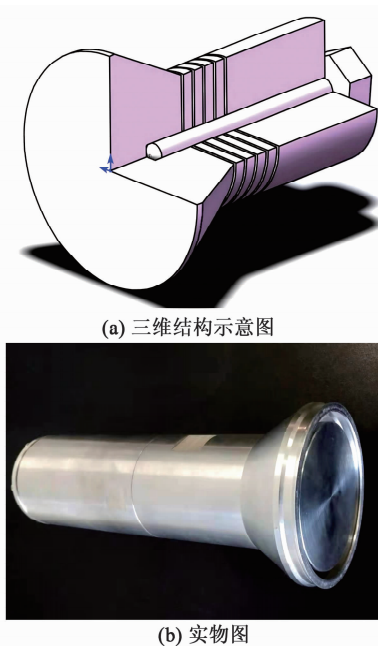


图 10 设计加工的水下 UC CET 发射换能器

针对加工的夹心式压电换能器,使用优策 UC8002 型压电陶瓷阻抗分析仪对其进行测试,得到换能器的阻抗频率特性测试结果如图 11 所示。

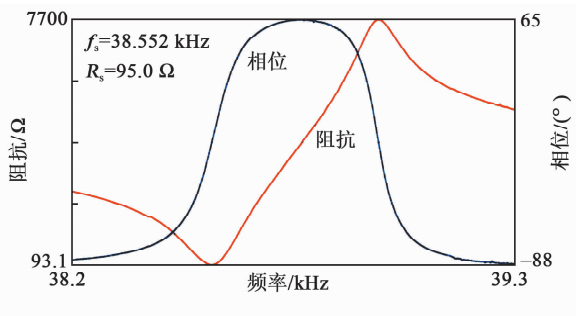


图 11 换能器阻抗测试结果

由图 11 可见,所测换能器的实际串联谐振频率 $f_s=38.552\text{ kHz}$,与理论计算值的误差为 3.62% ;其并联谐振频率 $f_p=38.990\text{ kHz}$,实测等效机电耦合系数为 0.149 ,满足设计需求。导致这种差异的原因包括以下几方面:首先,采用夹心式纵振换能器一维设计理论进行分析时,假设径向振动位移为 0 ,但换能器实际的径向位移不为 0 ;其次,理论设计时所用材料参数值与实际参数值存在差异,特别是压电陶瓷特性复杂,难以保证各压电陶瓷片之间的参数一致性;第三,理论设计时未考虑施加在换能器上的预应力。

5 结论

1) 根据水下 UC CET 系统需求,经分析后选择工作频率为 40 kHz 的夹心式纵振换能器作为发射换能器。

2) 基于换能器一维设计理论选择夹心式纵压电换能器各部分材料,设计了换能器各部分尺寸。综合考虑换能器前后振速比和等效机电耦合系数关键参数,对前盖板的延展系数进行了优化设计。通过对比选取延展系数为 0.8 ,可以同时兼顾振速比和等效机电耦合系数取较优值。

3) 对设计的换能器进行了试制及测试。测试结果表明,本文设计的水下 UC CET 用发射换能器的串联谐振频率为 38.552 kHz ,实测等效机电耦合系数为 0.149 ,满足设计需求。制作的发射换能器为后续开展水下 UC CET 系统传输特性实验奠定了较好的物质基础。

参考文献:

- [1] 张林森,宁小玲,胡平. 超声耦合无线电能传输技术研究综述[J]. 水下无人系统学报,2021,29(3):257-264. ZHANG Linsen, NING Xiaoling, HU Ping. A review of ultrasonic coupled contactless energy transfer technology[J]. Journal of Unmanned Undersea Systems, 2021,29(3):257-264.
- [2] LEUNG H F, WILLIS B J, HU A P. Wireless electric power transfer based on acoustic energy through conductive media[C]//Hangzhou, China: 2014 9th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications. IEEE,2014: 1555-1560.
- [3] 张小辉,程宗辉,孙同明,等. 基于夹心式压电换能器的超声刀设计[J]. 压电与声光,2021,43(5):632-635.

(下转第 417 页)

- 元研究[J]. 声学技术, 2013(增1):279-280.
- LI Zhen, LANG Xiaozheng, LIU Yukai. The study of acoustic LWD' receiver by finite element[J]. Technical Acoustic, 2013(S1):279-280.
- [4] 唐一璠, 林书玉. 矩形压电陶瓷超声换能器的弯曲振动[J]. 陕西师范大学学报(自然科学版), 2016, 44(4): 44-48.
- TANG Yifan, LIN Shuyu. Rectangular bending vibration of the piezoelectric ultrasonic transducer[J]. Journal of Shaanxi Normal University (Natural Science Edition), 2016, 44(4):44-48.
- [5] 杜霄, 周静, 杨雨舟, 等. 声测井压电接收换能器研究进展[J]. 石油化工应用, 2021, 40(8): 1-4.
- DU Xiao, ZHOU Jing, YANG Yuzhou, et al. Research progress of acoustic logging piezoelectric receiving transducer [J]. Petrochemical Industry Application, 2021, 40(8): 1-4.
- [6] 孙志峰, 唐晓明, 苏远大, 等. 随钻声波测井圆弧状压电阵子的有限元分析[J]. 应用声学, 2019, 38(5): 807-814.
- SUN Zhifeng, TANG Xiaoming, SU Yuanda, et al. The finite element analysis of arcuate shaped piezoelectric vibrator used in LWD acoustic logging[J]. Applied Acoustics, 2019, 38(5):807-814.
- [7] 栾桂冬, 张金铎, 王仁乾. 压电换能器和换能器阵[M]. 修订版. 北京: 北京大学出版社, 2005.
- [10] LAMBERTI N, IULA A, PAPPALARDO M. A new three-dimensional model of piezoelectric elements for composite materials[M]. Boston, MA: Springer, 1997: 349-354.
- [11] JIANG W, YOSUKE M, KENTARO N. Vibration characteristics of poly-based Langevin transducers[J]. Smart Materials and Structures, 2018, 27(9):95-103.
- [12] 常子原. 夹心式纵向压电换能器的结构设计和声学特性分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2017.
- [13] JIANG X, WANG K, ZHANG D. Determining the optimal pre-tightening force of a sandwich transducer by measuring resonance resistance[J]. Applied Acoustics, 2017, 118:8-14.
- [14] CHRISTENSEN D B, ROUNDY S. Ultrasonically powered piezoelectric generators for bio-implantable sensors: Plate versus diaphragm[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2016, 27(8): 1092-1105.
- [15] LIU C, ZHANG J, LI F. Power transmission and suppression characteristics of stiffened Mindlin plate under different boundary constraints[J]. Archive of Applied Mechanics, 2019, 89(9): 1705-1721.
- (上接第412页)
- ZHANG Xiaohui, CHENG Zonghui, SUN Tongming, et al. Design of an ultrasonic cutter based on sandwiched piezoelectric transducer [J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2021, 43(5):632-635.
- [4] 陈思. 压电换能器动态性能仿真研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2016.
- [5] 张小丽. 纵弯及纵径振动模式转换功率超声换能器的研究[D]. 西安: 陕西师范大学, 2014.
- [6] 付勇, 陈晔, 张伟民. 基于多物理场耦合的夹心式压电换能器优化设计[J]. 轻工机械, 2018, 36(5):1-7.
- FU Yong, CHEN Ye, ZHANG Weimin. Design and optimization of sandwich piezoelectric transducer based on comsol multiphysics[J]. Light Industry Machinery, 2018, 36(5):1-7.
- [7] WEI X Y, YANG Y, YAO W, et al. Design of full bridge high voltage pulses for sandwiched piezoelectric ultrasonic transducers used in long rail detection[J]. Applied Acoustics, 2019, 149(1):15-24.
- [8] 林书玉. 超声换能器的原理及设计[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [9] 周福洪. 水声换能器及基阵[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.