

DOI: 10.7652/xjtuxb201902008

夹心式压电换能器压电片端面应力分析与结构优化

刘宇, 傅波, 林波, 吴思楠
(四川大学制造科学与工程学院, 610065, 成都)

摘要: 针对预紧力作用下传统的夹心式压电换能器会出现压电片受力不均匀的问题,提出了一种由环形垫块与短圆柱组成的新型换能器后盖板结构设计方案。基于半空间表面受垂直集中力作用的 Boussinesq 结果,求取换能器后盖板端面中心小区域受力时的应力解,结果显示压电片端面中心区域应力最大、靠近边缘处应力最小,并利用 Ansys 仿真软件和实验验证了理论分析的结果;根据压电片的受力情况对后盖板的形状及尺寸进行优化,并修正了优化后模型的谐振频率;加工、装配了优化前、后的换能器并测试其阻抗特性,结果表明:经优化后的夹心式压电换能器能够在保证阻抗性能参数基本不变的情况下,明显改善压电片端面处应力分布不均匀的现象。

关键词: 夹心式压电换能器;应力分布;后盖板;垫块

中图分类号: TH113 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)02-0055-08

Stress Analysis and Structure Optimization for Piezoelectric Element End Faces of Langevin Transducers

LIU Yu, FU Bo, LIN Bo, WU Sinan
(School of Manufacturing Science and Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China)

Abstract: A new design for rear cover of transducer which consists of a ring pad and a short cylinder is proposed to solve the problem that the stress distribution on the piezoelectric element of the Langevin transducer is uneven under the action of preload. Firstly, the stress distribution on the central area of the rear cover end face is obtained based on the Boussinesq solution on the surface of a half-space subjected to vertical concentrated force. Results show that the stress at the center of the end face of the piezoelectric element is the largest while the stress near the edge is the smallest. The theoretical analysis results are verified by ANSYS simulation and experimental research. The stress distribution of the piezoelectric element is used to optimize the shape and size of the rear cover and the resonant frequency of the optimized model is corrected. Finally, a transducer is assembled and its impedance performance is tested. The experimental results show that the optimized structure significantly improves the stress distribution at the end of piezoelectric sheet while keeping good impedance performance.

Keywords: Langevin transducer; stress distribution; rear cover; pad

夹心式压电换能器由于制造装配工艺简单,并能以较小的重量和体积获得较大的声能密度,现已广泛地应用于大功率水声和超声领域^[1-3]。图 1 给出了夹心式压电换能器的结构示意图。在实际应用

中发现,传统的夹心式压电换能器的预紧方式会使得压电片端面上受力不均匀,极端情况下会对压电片表面镀银层造成损害,甚至可能导致压电片开裂,如图2、3所示。近年来,部分学者从压电陶瓷片内部裂纹的产生与扩展入手对夹心式压电换能器性能及可靠性进行了研究,例如:Ha等利用抗弯实验以及数字图像技术对压电执行器的断裂特性进行了研究^[4];Zhang等研究了压电陶瓷内部含缺陷(如裂纹、孔洞、夹杂等)时的断裂特性^[5-8];李群等通过把压电材料裂纹看作存在电势阶跃的电容器,阐述了裂面库仑力对压电断裂参数的影响^[9];Hemsel等指出,若压电片出现裂纹、压电元件之间接触不良,会导致压电换能器谐振频率出现明显漂移^[10];左富强等针对换能器的可靠性,提出并验证了4种测试方法^[11];Ende等的研究表明,压电元件的显微组织与机械应力之间具有明显的相关性^[12]。上述研究均指出,压电元件内部存在缺陷或承受不均匀应力时会影响到换能器工作的可靠性,但是尚缺乏从压电片受力均匀性入手提高换能器可靠性的相关研究工作。

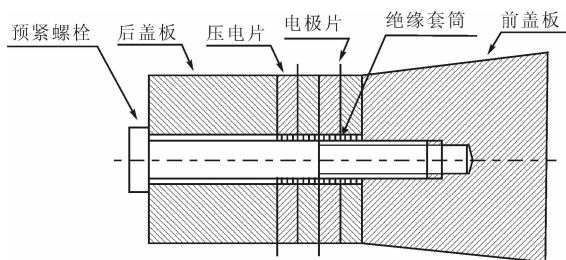


图1 夹心式压电换能器结构示意图



图2 压电片镀银层损坏



图3 压电片开裂

本文分析了夹心式压电换能器在预紧力作用下压电片端面受力情况,并采用环形垫块和短圆柱组合的换能器后盖板,以此改善压电片端面受力不均匀的现象,同时对组合体形式后盖板换能器的谐振频率进行了修正,最后通过实验验证了其可行性。

1 应力分析及后盖板结构优化方案

1.1 应力分析

如图4所示,以换能器后盖板端面中心为原点建立柱坐标系,换能器采用预压装配的方式时,螺栓对后盖板的作用力 P 沿 z 轴正方向、 P 沿圆周方向的大小及方向均不变,此问题为空间轴对称问题,应用弹性力学理论,其应力函数 $\phi(r, z)$ 应满足重调和方程^[13]

$$\left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2}\right) \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2}\right) = 0$$

其应力分量表达式为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \partial \left(\mu \nabla^2 \phi - \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} \right) / \partial z \\ \sigma_\theta &= \partial \left(\mu \nabla^2 \phi - \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) / \partial z \\ \sigma_z &= \partial \left[(2 - \mu) \nabla^2 \phi - \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right] / \partial z \\ \tau_{rz} = \tau_{zr} &= \partial \left[(1 - \mu) \nabla^2 \phi - \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right] / \partial z \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: σ_r 、 σ_θ 、 σ_z 分别为后盖板的径向应力、圆周方向应力、轴向应力; τ_{rz} 、 τ_{zr} 分别为沿轴向、径向的切应力; μ 为受力物体的泊松系数。

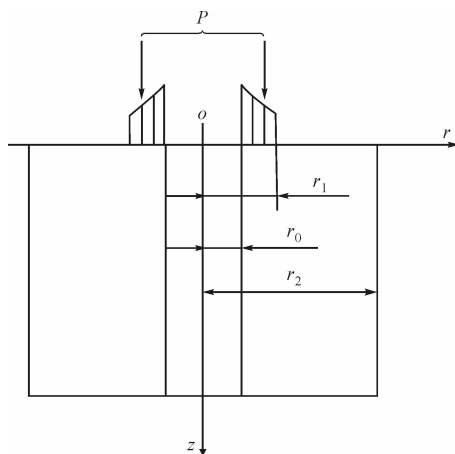


图4 后盖板受力示意图

各应力分量应满足相应的边界条件,若采用逆解法求解后盖板中应力分布,由于此问题的边界条件较多,选取能同时满足重调和方程及边界条件的应力函数 $\phi(r, z)$ 很困难^[14],有必要对该模型进行简化;另一方面,弹性体小区域上所受的静力只影响荷

载作用区的应力状态,对荷载作用区域较远部分的影响可以忽略不计^[15]。此模型中,换能器后盖板的横截面积相对于作用力 P 的作用区域很大,当换能器后盖板尺寸较大时,对于作用力 P 可以近似为半空间问题,采用半空间理论来描述压电片(荷载区域外)处的应力分布规律。

考察柱坐标下,半空间表面受垂直集中力 P_1 作用的 Boussinesq 解^[16],其中

$$\sigma_r = \frac{P_1}{2\pi(r^2+z^2)} \left[\frac{(1-2\mu)\sqrt{r^2+z^2}}{\sqrt{r^2+z^2}+z} - \frac{3r^2z}{(r^2+z^2)^{3/2}} \right] \quad (2a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{(1-2\mu)P_1}{2\pi(r^2+z^2)} \left(\frac{z}{\sqrt{r^2+z^2}} - \frac{\sqrt{r^2+z^2}}{\sqrt{r^2+z^2}+z} \right) \quad (2b)$$

$$\sigma_z = -\frac{3P_1z^3}{2\pi(r^2+z^2)^{5/2}} \quad (2c)$$

$$\tau_{rz} = \tau_{zr} = -\frac{3P_1rz^2}{2\pi(r^2+z^2)^{5/2}} \quad (2d)$$

式中: σ_r 、 σ_θ 、 σ_z 、 τ_{rz} 、 τ_{zr} 、 μ 的含义与式(1)中相同, P_1 为半空间所受垂直集中力。

将式(2)中 z 视为常数,易得

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \sigma_r = 0, \lim_{r \rightarrow \infty} \sigma_\theta = 0, \lim_{r \rightarrow \infty} \tau_{rz} = \lim_{r \rightarrow \infty} \tau_{zr} = 0$$

即存在 r' ,使得

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r|_{r=r'} &\rightarrow 0 \\ \sigma_\theta|_{r=r'} &\rightarrow 0 \\ \tau_{rz}|_{r=r'} &\rightarrow 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式(3)即为半径 r' 的圆柱体侧面为自由面时的应力近似边界条件;在 $z=0$ 的平面内,应用 Saint-Venant 原理,只要应力总和不变,边界条件 σ_z 可放松^[17],所以 σ_z 可近似满足边界条件,其剪切应力严格满足边界条件

$$\left. \begin{aligned} \int_{r'_0}^{r'_1} 2\pi r \cdot \sigma_z|_{z=0} dr &= P_1 \\ \tau_{rz}|_{z=0} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: r'_0 、 r'_1 分别为后盖板受力环面的内径和外径。

半空间表面受垂直集中力作用的 Boussinesq 解能近似满足半径为 r' 、端面受集中力的圆柱体的侧面及端面的边界条件,可以近似作为该问题的应力解。假设换能器后盖板与压电片连续接触,即不考虑力在接触面间传递时的损失,又由于材料泊松比不同而产生的横向剪切应力很小,预紧螺栓对后盖板的作用力仅沿 z 轴方向,与 σ_z 相比,后盖板中的 σ_r 、 σ_θ 、 τ_{rz} 很小,若 σ_r 、 σ_θ 、 τ_{rz} 忽略不计时,后盖板中 $z=z_0$ 截面上的应力可视为换能器后盖板对压电片的作用力,由式(2c)可知,靠近后盖板的压电片端面

的应力场为

$$\sigma_z|_{z=z_0} = -\frac{3Pz_0^3}{2\pi(r_e^2+z_0^2)^{5/2}} \quad (5)$$

式中: P 为预紧螺栓对后盖板的作用力,即螺栓的预紧力; z_0 为后盖板高度; r_e 为压电片半径。

式(5)中应力为负的原因是应力指向压电片内部,分析时取正即可。由式(5)可知,当取定夹心式压电换能器后盖板高度 z_0 及螺栓预紧力 P 时,压电片端面应力是不均匀的,应力随压电片半径增大而逐渐减小,即靠近压电片中心处应力最大,边缘处应力最小。

若定义应力不均匀系数 a 为最大应力 $\sigma_{\max}$ 与最小应力 $\sigma_{\min}$ 的比值,即 $a=\sigma_{\max}/\sigma_{\min}$,则 a 值越大表明该面受力越不均匀,反之则受力均匀。压电片端面处

$$a = \frac{\sigma_z|_{z=z_0, r=r_0}}{\sigma_z|_{z=z_0, r=r_2}} = \left(\frac{r_2^2+z_0^2}{r_0^2+z_0^2} \right)^{5/2} \quad (6)$$

式中: r_0 、 r_2 分别为换能器后盖板内径和外径。

由式(6)可知,夹心式压电换能器后盖板高度 z_0 越大、壁厚越薄(r_2-r_0 的值越小),压电片端面处受力越均匀,但在实际应用中换能器后盖板的高度和壁厚会受到使用要求、结构等因素的限制,因此有必要对其结构提出合理的优化方案。

1.2 夹心式压电换能器后盖板结构优化方案

考虑到预紧螺栓与换能器后盖板接触面积较小,且靠近压电片中心处应力最大,现采用环形垫块和短圆柱组合的换能器后盖板,这种较大环形承载面过渡的方式可以间接增加预紧螺栓与后盖板的接触面积,相当于使用机械结构加速分散了后盖板中沿轴线方向的应力,可以改善压电片端面受力均匀性,但该结构也会影响换能器的谐振频率,因此有必要对谐振频率进行修正。

2 实例分析

2.1 压电片端面上应力分析

实例分析针对目前应用较多的发射型半波长夹心式压电换能器,换能器选用4片压电片,节面设置在压电片组中心处,前盖板采用圆台与圆柱组合体;当选定各零部件的材料和部分尺寸后,运用传输矩阵法^[18]可计算出换能器零部件的其余尺寸,换能器各零部件参数见表1。

利用表1中尺寸参数,以压电片靠近后盖板的

表 1 换能器零部件参数表 mm

零部件名称	材料	d	D	H
后盖板	304 不锈钢	8.8	40	22
压电片	PZT-8	10	40	5
前盖板圆台段	硬铝(2A12)	40	50	20
前盖板圆柱段	硬铝(2A12)		50	12
预紧螺栓	合金钢	M8 * 62(12.9 级)		

注:对于后盖板和压电片, d 、 D 分别表示零部件内径、外径;对于前盖板, d 、 D 分别表示零部件小径、大径; H 为零部件高。

端面中心为原点,运用有限元软件 Ansys Workbench 建立换能器三维模型,并利用 Static Structural 模块分析压电片端面上米塞斯(von mises)等效应力。网格采用六面体单元格,网格大小设定为接触单元长度的 1/60;预紧螺栓的预紧力设定为 $35 \times 10^3 \text{ N}$ ^[19]。由于此问题的对称性,选取压电片端面所在的 xoy 平面与换能器剖切面 zoy 平面交线上的应力来表征压电片端面上的应力分布规律,分析时设定求解应力的路径为:路径起点 1 的坐标为(0, 5, 0)mm、终点 2 的坐标为(0, 20, 0)mm。压电片端面上应力分布云图如图 5 所示,压电片端面沿半径方向上应力分布如图 6 中带点实线所示。

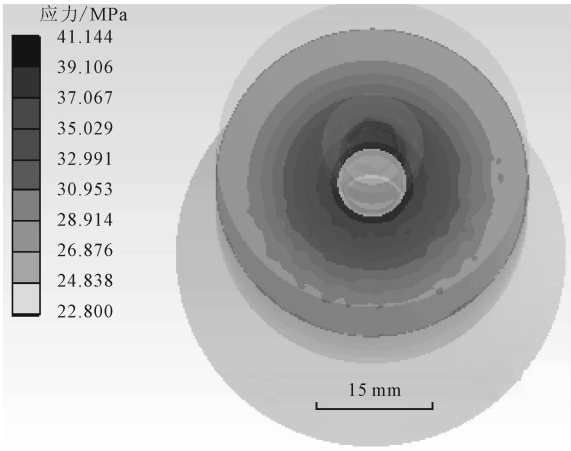


图 5 压电片端面应力分布云图

应用半空间表面受垂直集中力作用的 Boussinesq 解在直角坐标系中的结果^[20], $z=0$ 平面内压电片端面上点的 von Mises 等效应力计算公式为

$$\sigma_s = \frac{1}{\sqrt{2}}((\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2))^{1/2} \quad (7)$$

式中: σ_x 、 σ_y 、 σ_z 、 τ_{xy} 、 τ_{yz} 、 τ_{zx} 为式(2)中各应力分量在直角坐标系中表示的正应力和切应力。

实例中,将 $z=22 \text{ mm}$ 、 $y=0$ 、 $P=35 \times 10^3 \text{ N}$ 代入式(7),即可得到理论上压电片端面处 von Mises

等效应力与压电片半径的关系,如图 6 中实线所示。

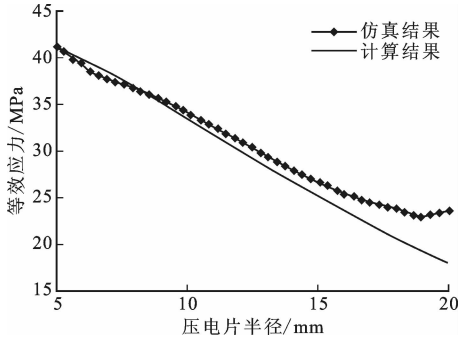


图 6 仿真、理论应力对比图

对于压电片端面上的应力分布规律,软件仿真结果和理论计算结果基本一致。仿真值较为均匀的分布于理论曲线两侧,且应力沿半径方向的变化趋势相同,如图 6 所示,压电片端面中心处应力最大,软件仿真结果为 41.144 MPa,理论计算结果为 40.835 MPa,两者很接近;压电片边缘处应力最小,但仿真值明显高于理论计算值,其原因为压电片外径附近存在尖锐转角,有限元仿真时会出现应力集中的现象,所以在压电片外径附近应力稍有增加,理论模型为半空间体,计算时并未考虑边界(即应力集中),导致压电片外径附近结果存在差异,但此处的误差并不影响压电片端面应力分布规律的论证。

上述从软件仿真的角度验证了半空间表面受垂直集中力作用的 Boussinesq 解可以近似作为圆柱体端面中心小区域受力时的应力解。由于夹心式压电换能器结构上的特殊性,在螺栓预紧力作用下,实例模型压电片端面上最大应力差为 18.344 MPa,其应力分布很不均匀,因此有必要就其应力均匀性对换能器后盖板进行优化设计。

2.2 换能器后盖板结构优化

运用 1.2 节所述方案并利用有限元软件 Ansys Workbench 中的 Goal Driven Optimization 模块对换能器后盖板结构进行优化,优化前为整体式后盖板,优化后为组合体式后盖板,结构示意图如图 7 所示。

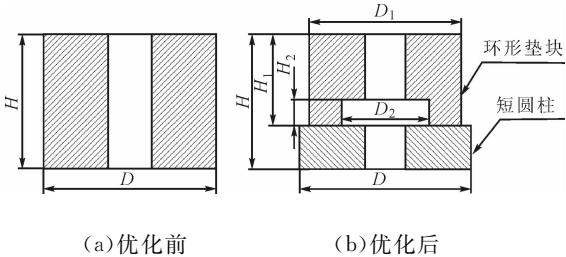


图 7 整体式后盖板与组合体式后盖板示意图

为减少优化变量,取组合体后盖板总高度 H 与原后盖板高度相同,短圆柱直径 D 与原后盖板直径相同;此问题的优化变量为环形垫块半径 $R_1 = D_1/2$ 、高为 H_1 、沉孔半径 $R_2 = D_2/2$ 、沉孔深为 H_2 ,优化目标为压电片端面上应力分布最均匀,即路径上的最大应力差最小,路径设定如前述。由于尺寸 H_1 与 H_2 、 R_1 与 R_2 之间相互影响,故优化计算分为两个步骤:

- 步骤 1 初选尺寸 H_2 、 R_2 ,对 H_1 、 R_1 进行优化计算,寻求一组最优值,使得路径上的最大应力差最小。
- 步骤 2 取步骤 1 中的 H_1 、 R_1 对 H_2 、 R_2 进行优化计算,使得路径上的最大应力差最小。

为减小尺寸 H_2 的改变对换能器谐振频率的影响,初取 $H_2 = 4$ mm。由图 5 可知,采用整体式后盖板时压电片中心区域的应力很大,为增加应力的分散效果以及环形垫块的刚度,取 $R_2 = 8$ mm。经过多次优化计算,此实例中当 H_2 、 R_2 的值在上述取值附近变动时,优化计算最终结果并无差异。

考虑到换能器总体尺寸限制及环形垫块刚度,优化中选择 H_1 、 R_1 优化计算范围分别为 (8, 15) mm、(10, 19) mm。经计算,不同 H_1 时压电片端面上的最大应力差随 R_1 变化的关系如图 8 所示。

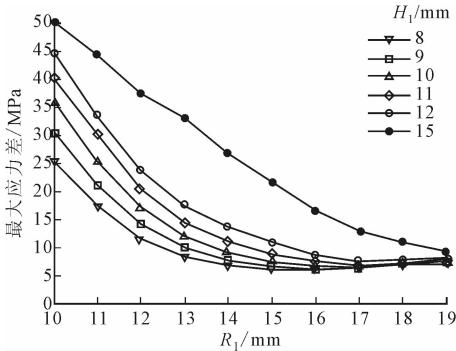


图 8 最大应力差与 R_1 、 H_1 关系图

由图 8 中分析结果可知,当 $H_1 = 15$ mm 时,随着 R_1 增大,压电片端面受力越均匀,但最大应力差相对较大;当 $8\text{ mm} \leq H_1 \leq 12\text{ mm}$ 时,随着 R_1 增大,压电片端面受力均匀程度先降低再增加,因此,在初选尺寸 $H_2 = 4\text{ mm}$ 、 $R_2 = 8\text{ mm}$ 时,存在一组最优值 $H_1 = 8\text{ mm}$ 、 $R_1 = 16\text{ mm}$,使得压电片端面上最大应力差最小,此时压电片处应力分布更为均匀。

经步骤 1 优化,压电片端面受力不均匀情况已得到改善,现利用上述 H_1 、 R_1 最优值建立模型,对尺寸 H_2 、 R_2 进行进一步优化计算,同样设定 H_2 、 R_2 优化计算范围分别为 (1, 5) mm、(6, 15) mm。经优化计算,换能器压电片端面上最大应力差随 R_2 变

化的关系如图 9 所示,当 H_2 取不同值、 $6\text{ mm} \leq R_2 \leq 14\text{ mm}$ 时,压电片端面上受力不均匀情况随 R_2 增大时先降低后增加,当 (H_2, R_2) 分别为 (1, 9) mm 时,压电片端面上应力分布最均匀。

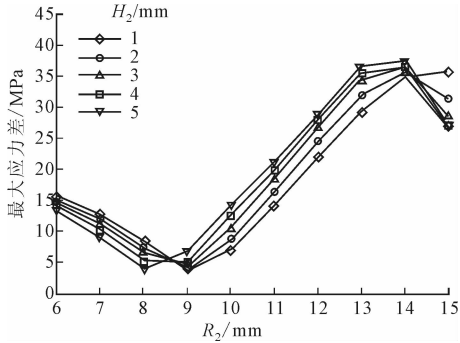


图 9 最大应力差与 R_2 、 H_2 关系图

本文优化中所采用的两步法能够在所求问题无法获取其解析式、多优化变量且变量之间相互影响的情况下,利用仿真软件求得一定范围内的最优解,对于压电片端面处应力分布均匀性的优化效果是显著的。如图 10 所示,压电换能器后盖板优化计算后压电片端面上的应力分布较均匀,最大应力为 29.651 MPa,最小应力为 25.747 MPa。如图 11 所示,后盖板结构优化后,压电片中心处的应力减小,靠近压电片外侧应力增加;由于优化后的结构采用了环形垫块,该结构将压电片中心处的应力向外分散,使得压电片外径附近的应力值增大,从而提高压电片端面处应力均匀性,但边界面处应力集中现象依然存在,故压电片外径位置出现了最大应力。

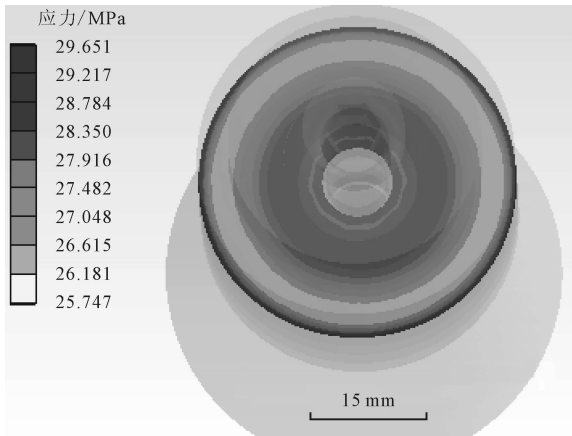


图 10 优化后压电片端面应力分布云图

如表 2 所示,将应力分布不均匀性量化处理:换能器结构优化后,压电片端面上最大应力差从 18.344 MPa 减至 3.904 MPa,压电片端面处应力不均匀系数从 1.805 降至 1.152,沿半径方向上各节点应力标准偏差从 5.729 MPa 减至 0.986 MPa。

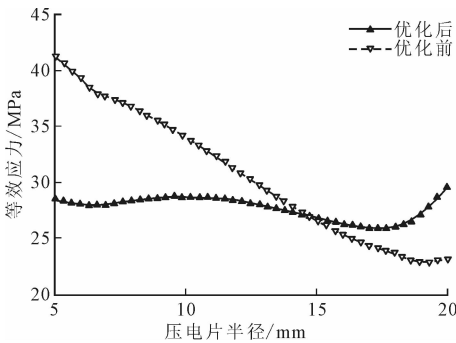


图 11 优化前后应力对比图

上述分析表明:换能器采用环形垫块和短圆柱组合的后盖板,并对其尺寸进行适当的优化计算后,压电片端面上的应力分布不均现象明显得到改善。

表 2 压电片端面应力不均匀情况对照表

状态	最大应力 /MPa	最小应力 /MPa	应力不均 匀系数 α	应力标准 偏差 /MPa
优化前	41.144	22.800	1.805	5.729
优化后	29.651	25.747	1.152	0.986
频率修正后	29.724	25.793	1.152	1.304

2.3 换能器谐振频率修正

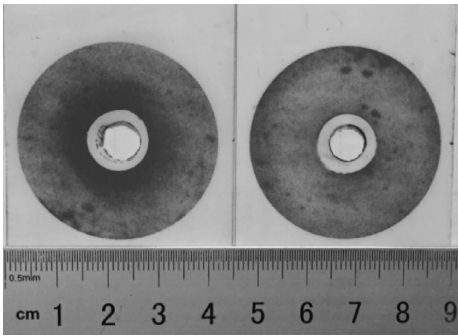
组合体后盖板总高度与原后盖板高度相同,后盖板结构经优化后,换能器的谐振频率已偏离设计频率,需对其进行修正。从组合体后盖板的结构及图 8、图 9 可知,尺寸参数 H_1 对压电片端面受力均匀程度的相关性最小,在修正时主要调整该尺寸参数,经谐振频率修正后 $H_1 = 11\text{ mm}$ 。如表 2 所示,换能器结构优化后与谐振频率修正后压电片端面的应力特征参数基本相同,即两者应力分布情况很接近,结构优化后($H_1 = 8\text{ mm}$)压电片端面上应力均匀性更优,可以作为最终结果。

3 实 验

为了验证本文提出的换能器后盖板优化方法,机械加工优化前后换能器后盖板及前盖板,用 MS 型感压纸定性测试压电片端面处应力分布,测试时将感压纸置于换能器后盖板与压电片的贴合面处,用力矩扳手控制每次装夹中螺栓的扭矩相同,感压纸中的微囊在螺栓预紧力作用下被压破并与显色剂反应,感压纸上即出现有色区域,颜色密度随压力大小而改变,取出并对比感压纸上颜色的深浅程度。

图 12 给出了换能器后盖板优化前后压电片处应力分布测试结果,如图 12a 所示,后盖板结构优化前,靠近压电片中心区域应力很大,压电片端面上应

力随半径增大而减小,压电片边缘处应力无明显变化,其趋势与图 5、图 11 中仿真结果基本一致;后盖板结构优化后感压纸上着色的密度及分布较均匀,在压电片边缘处应力稍大,如图 12b 所示,其应力分布趋势与图 11 中仿真结果基本一致。



(a) 优化前 (b) 优化后
图 12 压力分布测试结果

组装压电换能器,实物如图 13 所示,并将装配好的换能器静置 72 h 后分别测试其阻抗特性,后盖板结构优化前后阻抗特性测试结果分别如图 14、表 3 所示,对比图 14a、图 14b 及表 3 中参数值可知,后盖板结构优化前后换能器的谐振频率、半功率点、动态电阻、静态电容等阻抗特性参数基本一致。



(a) 优化前 (b) 优化后
图 13 后盖板优化前后换能器实物图

表 3 阻抗特性参数对照表

阻抗参数	优化前数值	优化后数值
谐振频率 F_s/Hz	21 508	21 458
半功率点 F_1/Hz	21 452	21 417
半功率点 F_2/Hz	21 562	21 496
动态电阻 R_1/Ω	15.9	16.5
静态电容 C/nF	7.3	6.9
最大电导 $G_{\max}/\text{mS}$	63.0	60.6
反谐振频率 F_p/Hz	24 881	23 948
自由电容 C_T/nF	9.7	8.57
有效机电耦合系数 K	0.50	0.44
平面机电耦合系数 K_p	0.63	0.54

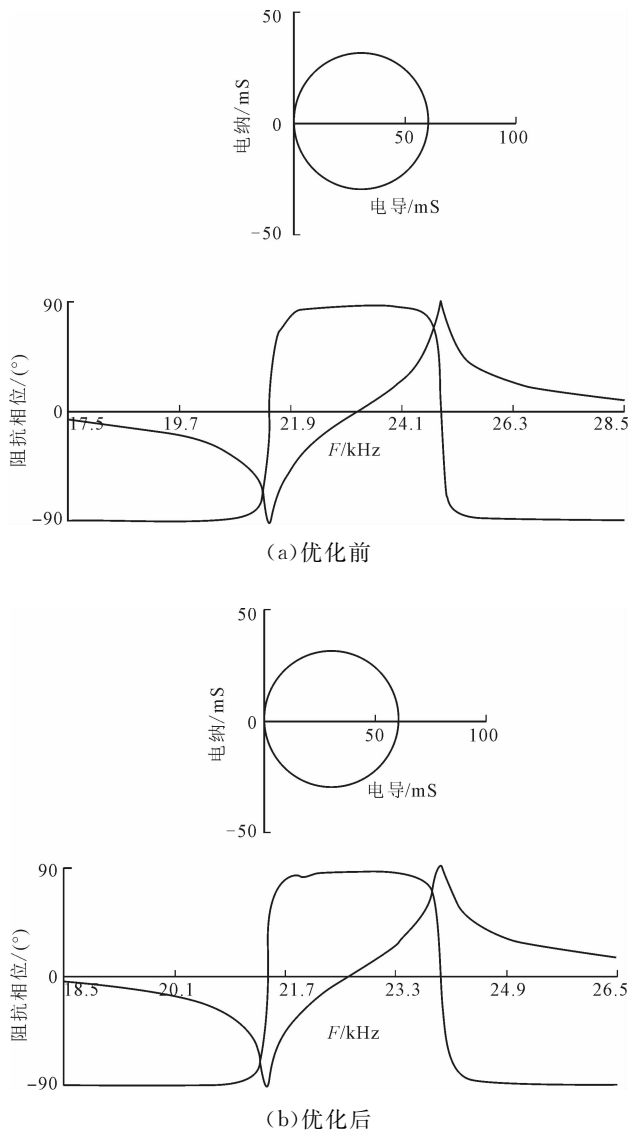


图14 换能器阻抗测试结果

4 结 论

根据本文所做的数值分析、讨论及实验,可以得到以下结论:

(1)解析法结果与有限元法结果基本一致,通过实验证实应力沿半径方向变化趋势相同,表明半空间表面受垂直集中力作用的 Boussinesq 解可以近似作为圆柱体端面中心小区域受力时的应力解;

(2)后盖板为整体圆柱时,夹心式压电换能器在预紧力作用下,压电片端面处应力分布出现了不均匀现象,在压电片中心处应力最大,靠近边缘处应力最小;

(3)采用环形垫块与短圆柱组合形式的后盖板,并对其尺寸进行适当的优化计算后,能够在保证换能器的阻抗性能参数基本不变的同时明显改善压电

片端面处应力分布不均匀的现象。

参考文献:

- [1] 骈森. 微机械压电超声换能器动态性能研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2013: 1-7.
- [2] 秦雷, 王丽坤, 王钢, 等. 具有大指向性开角及高发射电压响应的发射换能器 [J]. 应用声学, 2009, 28(6): 472-475.
QIN Lei, WANG Likun, WANG Gang, et al. A transducer with large directivity and high transmitting [J]. Journal of Applied Acoustics, 2009, 28(6): 472-475.
- [3] 田丰君. 基于夹心式压电换能器的超声波近场声悬浮支撑技术研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2010: 6-10.
- [4] HAN S, LEV T, GOON S. Investigation of fracture properties of a piezoelectric stack actuator using the digital image correlation technique [J]. International Journal of Fatigue, 2017, 101(1): 106-111.
- [5] ZHANG Tongyi, ZHAO Minghao, TONG Pin. Fracture of piezoelectric ceramics [J]. Advances in Applied Mechanics, 2002, 38(2): 147-289.
- [6] 戴隆超. 压电材料界面和断裂问题研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008: 65-94.
- [7] 高峰, 沈亚鹏. 基于压电导率特性识别结构裂纹方法的研究 [J]. 实验力学, 2000, 15(1): 60-67.
GAO Feng, SHEN Yapeng. Detection of structural crack based on piezoelectric admittance method [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2000, 15(1): 60-67.
- [8] 李冬. 含界面附近多种缺陷压电介质动力反平面行为 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011: 24-43.
- [9] 李群. 压电功能材料的断裂理论研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2008: 83-120.
- [10] HEMSEL T, BORNEMANN P, MORITA T, et al. Reliability analysis of ultrasonic power transducers [J]. Archive of Applied Mechanics, 2016, 86(10): 1707-1713.
- [11] 左富强, 张本华, 王欣欣, 等. 基于压电陶瓷材料的换能器可靠性研究 [J]. 仪表技术, 2017(1): 18-21.
ZUO Fuqiang, ZHANG Benhua, WANG Xinxin, et al. Reliability of transducer based on piezoelectric ceramic materials [J]. Instrumentation Technology, 2017(1): 18-21.
- [12] VAN DEN ENDE D A, BOS B, GROEN W A, et al. Lifetime of piezoceramic multilayer actuators: interplay of material properties and actuator design [J]. Journal of Electroceramics, 2009, 22(1/2/3): 163-170.
- [13] 张系斌. 圆柱筒的应力与变形分析 [J]. 工程力学,

2000(A01): 456-460.

- [14] 李会知, 宁永胜, 刘敏珊. 从应力边界条件推求应力函数 [J]. 郑州大学学报(理学版), 2005, 3(1): 91-93.
- Li Huizhi, Ning Yongsheng, Liu Minshan. Deduce stress function by stress boundary condition [J]. Journal of Zhengzhou University(Natural Science Edition), 2005, 3(1): 91-93.
- [15] 王光钦, 丁桂保, 杨杰. 弹性力学 [M]. 3 版. 北京: 清华大学出版社, 2015: 29-31.
- [16] 丁继辉, 袁满, 王岩. 基于 Boussinesq 应力解和位移解的复合地基沉降可靠度分析 [J]. 工程力学, 2011(A01): 35-39.
- DING Jihui, YUAN Man, WANG Yan. Reliability analysis on composite foundation settlement based on Boussinesq's stress and displacement solution [J]. Engineering Mechanics, 2011(A01): 35-39.
- [17] 单锐, 刘助柏, 刘文. 厚壁筒受正弦分布压力之解及圆筒无限长时的极限 [J]. 机械工程学报, 2004, 40(1): 73-77.

SHAN Rui, LIU Zhubai, LIU Wen. Solution of sine pressures on a hollow cylinder and the limit when $k \rightarrow 0$ [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(1): 73-77.

- [18] 黄振伟, 傅波, 穆飞. 夹心式压电超声换能器串并联传输矩阵设计法 [J]. 应用声学, 2008, 27(5): 395-400.
- HUANG Zhenwei, FU Bo, MU Fei. Piezoelectric sanawich transducer design via mixed transfer matrix method [J]. Journal of Applied Acoustics, 2008, 27(5): 395-400.
- [19] FU Bo, LI Ting, HEMSEL T. A simple pre-stress estimating method of langevin transducers [C]// Proceedings of the 2008 Symposium on Piezoelectricity, Acoustic Waves, and Device Applications. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2008: 324-327.
- [20] 吴家龙. 弹性力学 [M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 2016: 259-261.

(编辑 武红江)

(上接第 46 页)

- [14] 樊福梅, 梁平, 吴庚申. 基于分形盒维数的汽轮机转子振动故障诊断的实验研究 [J]. 核动力工程, 2006, 27(1): 85-89.
- FAN Fumei, LIANG Ping, WU Gengshen. Experimental research on steam-turbine rotor vibration fault diagnosis based on the fractal box counting dimension [J]. Nuclear Power Engineering, 2006, 27(1): 85-89.
- [15] LIU Ying, LIN Jiangli, CHEN Ke. A stable algorithm of box fractal dimension and its application in pore structure [J]. Rare Metal Materials & Engineering, 2015, 44(4): 800-804.
- [16] 张西宁, 屈梁生. 平稳熵: 一种新的机组运行瞬时稳定性量化监测指标 [J]. 机械科学与技术, 1998(3): 464-465.
- ZHANG Xining, QU Liangsheng. Steady entropy: a new quantitative criterion of instant stability for operation mornitoring of machine sets [J]. Mechanical Science & Technology, 1998(3): 464-465.
- [17] 万波, 张来斌, 王朝晖. 基于轴心轨迹象限面积信息熵滑动轴承的诊断 [J]. 石油机械, 2007, 35(3): 42-45.
- [18] 胥永刚, 何正嘉. 基于二维近似熵度量轴心轨迹复杂性的研究 [J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(11): 1171

-1174.

- XU Yonggang, HE Zhengjia. Research on complexity measure of axis orbit based on two-dimensional approximate entropy [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2003, 37(11): 1171-1174.
- [19] HIGUCHI T. Approach to an irregular time series on the basis of the fractal theory [M]. Amsterdam, Netherlands: Elsevier Science Publishers B. V., 1988: 277-283.
- [20] DUBUC B, QUINIOU J F, ROQUES-CARMES C, et al. Evaluating the fractal dimension of profiles [J]. Physical Review: A General Physics, 1989, 39(3): 1500.
- [21] XIE H, WANG J A, STEIN E. Direct fractal measurement and multifractal properties of fracture surfaces [J]. Physics Letters: A, 1998, 242(1/2): 41-50.
- [22] 瞿艳阳, 胥永刚, 何正嘉. 离散振动信号分形盒维数的改进算法和应用 [J]. 机械科学与技术, 2001, 20(3): 373-375.
- ZI Yanyang, XU Yonggang, HE Zhengjia. Fractal box discrete vibration signals improved algorithm and applications [J]. Mechanical Science and Technology, 2001, 20(3): 373-375.

(编辑 杜秀杰)