

文章编号: 1001- 2486(2010) 03- 0127- 06

Spherical-cymbal 换能器静水压性能研究*

吴石林, 张 玑, 黄芝平

(国防科技大学 机电工程与自动化学院, 湖南, 长沙 410073)

摘要: 对 Spherical-cymbal 换能器的静水压性能进行了研究。采用有限元法计算了该换能器在静水压下的米塞斯等效应力, 找出了其所能承受的极限静水压。研究了金属端帽几何尺寸及端帽材料对 Spherical-cymbal 换能器耐压极限的影响, 结果表明, 空腔深度、端帽厚度及端帽材料对该换能器耐压性能影响显著; 对比研究表明, 参考尺寸下的 Spherical-cymbal 换能器比传统 Cymbal 换能器具有更高的耐压极限。

关键词: Spherical-cymbal 换能器; 静水压; 极限强度; 失效准则; 耐压极限

中图分类号: TP212 **文献标识码:** A

Hydrostatic Pressure Performance of Spherical-cymbal Transducers

WU Shi-lin, ZHANG Qi, HUANG Zhi-ping

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: The hydrostatic pressure tolerance of spherical-cymbal transducer was investigated. Theoretical Von Mises stress analysis was carried out using finite element method. Effects of cavity geometry and material selection on limits pressure were evaluated. It shows that cavity depth, end-cap thickness and end-cap materials have strong effects on pressure tolerance of spherical-cymbal transducers. The comparison analysis indicates that the pressure tolerance of spherical-cymbal transducers with reference dimensions is higher than that of traditional cymbal transducers.

Key words: Spherical-cymbal transducer; hydrostatic pressure; ultimate strength; failure rule; limit pressure

水声换能器是实现水中目标探测、跟踪、识别与定位等仪器中最基础、最重要的组成部分。为了提高对水下目标的探测能力, 必须降低换能器的工作频率、拓展工作带宽、提高发射声功率和接收灵敏度并要减小换能器的体积与重量。Cymbal 换能器由于具有体积小、质量轻、制作简单、成本低且具有较高的灵敏度等优点, 因而被广泛应用于水声探测领域^[1]。本文重点研究新开发的 Spherical-cymbal 换能器^[2-3]的静水压性能。研究 Cymbal 换能器静水压性能的常用方法是实验法^[4], 此方法是一种典型的间接法, 需要有专用测试系统, 同时需要首先设计并制造出换能器产品, 且实验后的换能器永久失效, 因而在测试环境、制造成本、设计制造周期等方面均存在不足。本文采用有限元数值模拟法直接对 Spherical-cymbal 换能器的静水压性能进行研究。

1 Spherical-cymbal 换能器结构

Spherical-cymbal 换能器由在厚度方向极化的压电陶瓷薄圆片夹持在两个球形金属端帽之间制成, 每个金属端帽内表面均有一个球冠形空腔, 球形金属端帽起机械放大作用, 它将压电陶瓷薄圆片的微小径向位移转换并放大为垂直其表面的较大的轴向位移, 其结构如图 1 所示。

压电陶瓷薄圆片选用 PZT 系列, 金属端帽选用金属箔片经落料胀形复合模一次成型, 压电陶瓷薄圆片与金属端帽的粘接采用含银导电环氧树脂, 粘接层厚度 0.2mm, 经 24h 室温自然固化。

* 收稿日期: 2009- 06- 12

基金项目: 国家 863 高技术资助项目(2008AA7043002)

作者简介: 吴石林(1974-), 男, 副研究员, 硕士。

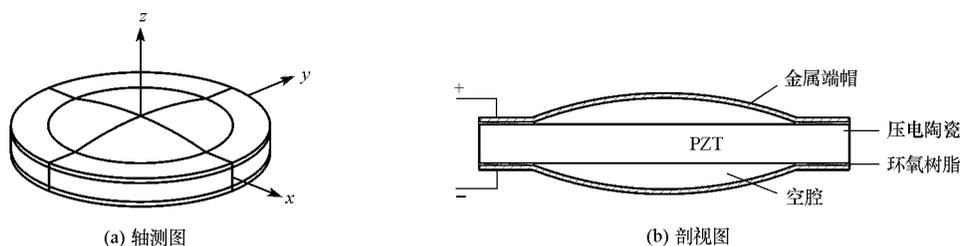


图1 Spherical-cymbal 换能器
Fig. 1 Spherical-cymbal transducer

2 Spherical-cymbal 换能器失效模式与失效准则

2.1 失效模式

Spherical-cymbal 换能器在静水压下的可能失效模式包括: ①金属端帽的机械失效; ②粘结层的机械失效; ③压电单元的极化失效; ④压电单元的机械裂纹等。根据文献[4]的实验结果, Cymbal 换能器失效后, 粘结层存在不同程度的微裂纹, 但这些微裂纹并不会对 Cymbal 换能器的性能产生致命的影响; 压电单元的极化效应没有发生变化, 压电单元亦不存在机械裂纹; 实验中的主要失效形式为金属端帽的机械失效。

2.2 失效准则

金属端帽一般采用塑性材料, 该类型材料在通常情况下以流动的形式破坏。第四强度理论^[5]认为, 形状改变比能 u_x 超限是引起材料流动破坏的主要原因。即

$$u_x > u_x^0 = \frac{1+\mu}{6E} (2\sigma_s^2) \quad (1)$$

式中, u_x^0 为临界比能(MPa); μ 为材料泊松比; E 为材料杨氏模量(GPa); σ_s 为极限应力(MPa)。

在复杂应力状态下, 材料的形状改变比能 u_x 为

$$u_x = \frac{1+\mu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2)$$

式(2)代入式(1), 得

$$\sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} > \sigma_s \quad (3)$$

式(3)中, 等式左边为材料所受的米塞斯(Von Mises)等效应力。

根据以上失效准则, Spherical-cymbal 换能器承受的静水压逐渐上升时, 其端帽所受的米塞斯等效应力亦逐渐增加, 当静水压力增大到某一阈值, Spherical-cymbal 换能器金属端帽某处所承受的米塞斯等效应力正好等于端帽材料的极限应力 σ_s , 端帽完全失效, 此时 Spherical-cymbal 换能器承受的静水压值为其所能耐受的极限静压。

3 Spherical-cymbal 换能器静压分析

由于 Spherical-cymbal 换能器的失效模式为金属端帽的机械失效, 所以此处重点研究金属端帽的受力及其应力分布。金属端帽为典型的旋转壳体, 将壳体的旋转轴作为 z 轴, 并用单位向量 k 表示它的方向。壳体上任意一点 M 的位置(如图2)用曲面上的高斯坐标确定: 用 φ 表示通过 M 点及旋转轴的平面(经线平面)的方位角, φ 由 zox 平面向 zoy 平面计量; 以沿经线(由某一初始点 M_0 起算)的弧长 s 作为坐标, $s = M_0M$ 。在这一坐标系中, 曲线 $\varphi = \text{const}$ 是曲面的经线, $s = \text{const}$ 是曲面的纬线。

根据弹性薄壳静力学理论^[6], 作用在金属端帽壳体上的外力为其外表面上的分布载荷(静水压力), 其单位面积上的压力为 p 。可认为这些分布力都作用在经线平面内, 垂直于经线平面的 b 方向没有分量, 并且 τ, n 方向的分量与 φ 无关。

现研究介于平面: $\varphi = \text{const}$ 、 $\varphi + d\varphi = \text{const}$ 、 $s = \text{const}$ 及 $s + ds = \text{const}$ 之间的壳体微元, 如图 3 所示。对称加载的壳体, 在纬线截面 $s = s_0$ 上的应力(由 $s > s_0$ 部分作用到 $s < s_0$ 部分上的应力)由两部分叠加而成, 即法向应力 σ_1 (在 τ 方向作用) 及切向应力 t (在 n 方向作用); 在经线截面 $\varphi = \varphi_0$ 上, 产生法向应力 σ_2 (在 b 方向作用)。

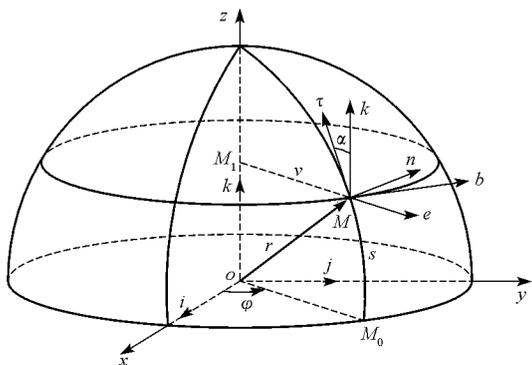


图 2 旋转壳体坐标
Fig. 2 Revolving shell coordinates

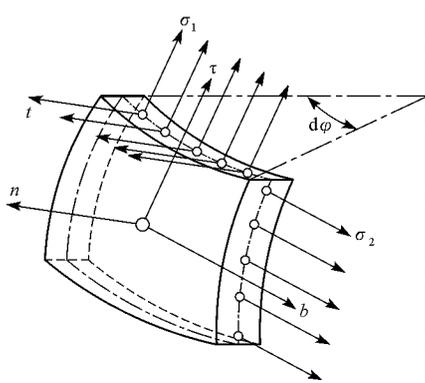


图 3 对称加载壳体微元的应力
Fig. 3 Stress of micro-cell with axisymmetric load

4 Spherical-cymbal 换能器静压数值模拟

4.1 有限元模型

金属端帽在静水压下承受复杂的应力状态, 直接计算其米塞斯等效应力难度极大, 有限元法是解决此类复杂工程问题的有效途径, 本文采用 ANSYS 软件对 Spherical-cymbal 换能器进行数值分析。由于 Spherical-cymbal 换能器具有轴对称结构, 取其四分之一进行建模分析, 以便减少节点数及分析时间。压电陶瓷采用 solid5 单元、金属端帽采用 solid45 单元, 建立的 Spherical-cymbal 换能器有限元网格模型如图 4 所示, 金属端帽节点数 7577, 单元数 3603; 压电陶瓷节点数 2595, 单元数 1908。模型 $x = 0$ 、 $y = 0$ 及 $z = 0$ 处节点设置对称边界条件, 压电陶瓷上下端面节点耦合电压边界条件, 端帽外表面及换能器外圆周施加均布静压力。

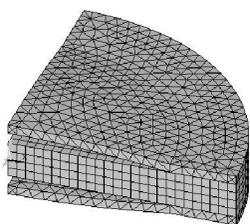


图 4 网格模型
Fig. 4 Mesh model

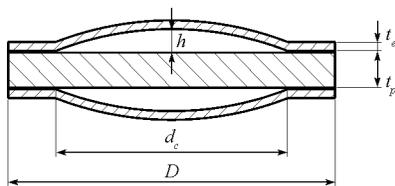


图 5 Spherical-cymbal 换能器几何尺寸
Fig. 5 Geometry of spherical-cymbal transducer

4.2 数值模拟条件

由于 Spherical-cymbal 换能器的失效模式为金属端帽的机械失效, 所以 Spherical-cymbal 换能器的耐静压性能主要与端帽的几何尺寸及材料特性有关。金属端帽的主要几何尺寸如图 5 所示, 包括外径 D 、空腔深度 h 、空腔底部直径 d_c 及端帽厚度 t_e 等。根据实际应用需求, 参考前人研究成果^[7-8] 并综合考虑该换能器的位移特性和频率特性确定的模拟条件如下:

(1) 换能器几何尺寸 换能器几何尺寸如表 1 所示, 其中括号内为换能器的参考尺寸(参考尺寸的换能器具有较好的位移特性和频率特性, 综合性能较优), 表中同时列出了用于对比研究的传统 Cymbal 换能器的几何尺寸。

(2) 金属端帽材料特性 金属端帽材料参数如表 2 所示, 其中括号内为换能器的参考材料。

表1 换能器尺寸

Tab. 1 Transducer dimensions

换能器类型	外径 (mm)	空腔深度 (mm)	腔底直径 (mm)	端帽厚度 (mm)	锥顶直径 (mm)	PZT 厚度 (mm)
Cymbal	(12.7)	0.15, (0.3), 0.45, 0.6	(9)	0.15, (0.25), 0.35, 0.45	(3)	(1)
Spherical-cymbal	(12.7)	0.15, (0.3), 0.45, 0.6	(9)	0.15, (0.25), 0.35, 0.45	—	(1)

表2 端帽材料参数

Tab. 2 Parameters of end-cap materials

材料	杨氏模量(GPa)	密度($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比	屈服强度(MPa)	极限强度(MPa)
(铜)	104	8600	0.37	115	324
钛	120	4500	0.36	250	350
钢	207	7860	0.30	500	705
钼	325	10200	0.29	450	550
钨	405	19300	0.28	550	620

(3) 压电陶瓷材料特性 压电陶瓷选用 PZT-5A, 其参数见文献[9]。

4.3 数值模拟结果及分析

4.3.1 数值模拟结果与实验结果的比较

文献[4]对传统 Cymbal 换能器静压性能进行了实验, 换能器几何尺寸为如表 1 所示参考尺寸, 端帽为黄铜材料, 压电陶瓷为 PZT-5A, 实验结果(即传统 Cymbal 换能器的耐静压极限)为 2.71MPa; 本文数值模拟结果为 2.64MPa。两者的绝对误差为

$$\Delta P = 2.64\text{MPa} - 2.71\text{MPa} = -0.07\text{MPa}$$

相对误差为

$$\delta = \frac{-0.07\text{MPa}}{2.71\text{MPa}} \times 100\% = -2.58\%$$

模拟结果与实验结果非常接近, 说明采用数值模拟直接研究 Cymbal 类型换能器的静水压性能是可行的, 且具有较高的准确度。

4.3.2 几何尺寸对换能器耐静压性能的影响

(1) 空腔深度 h 与换能器耐静压极限的关系

如表 1 所示, 除空腔深度 h 外, 换能器其余几何尺寸取参考尺寸, 金属端帽选黄铜材料, 压电陶瓷类型选用 PZT-5A, 然后分别取空腔深度 h 为 0.15mm、0.30mm、0.45mm、0.60mm 进行数值分析, 结果如图 6 所示。

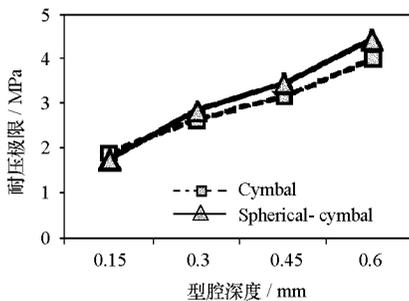


图6 空腔深度对耐压极限的影响

Fig. 6 Effect of cavity depth on pressure limits

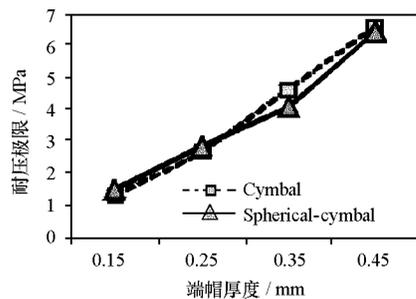


图7 端帽厚度对耐压极限的影响

Fig. 7 Effect of end-cap thickness on pressure limits

Spherical-cymbal 换能器及传统 Cymbal 换能器的耐静压极限均随空腔深度 h 的增加而增加, 空腔深度 h 较小时, 传统 Cymbal 换能器的耐静压极限比 Spherical-cymbal 换能器的耐静压极限稍高; 空腔深度 h 增加到某一值时, Spherical-cymbal 换能器的耐静压极限超过传统 Cymbal 换能器的耐静压极限, 且空腔深度 h 越大, Spherical-cymbal 换能器与传统 Cymbal 换能器的耐静压极限差值越大。特别地, 在参考尺寸(空腔深度 $h = 0.3\text{mm}$)下, Spherical-cymbal 换能器和传统 Cymbal 换能器的耐静压极限分别为 2.84MPa 、 2.63MPa , 显然, 前者高于后者。

(2) 端帽厚度 t_e 与换能器耐静压极限的关系

如表 1 所示, 除端帽厚度 t_e 外, 换能器其余几何尺寸取参考尺寸, 金属端帽选黄铜材料, 压电陶瓷类型选用 PZT-5A, 然后分别取端帽厚度 t_e 为 0.15mm 、 0.25mm 、 0.35mm 、 0.45mm 进行数值分析, 结果如图 7 所示。

Spherical-cymbal 换能器及传统 Cymbal 换能器的耐静压极限均随端帽厚度 t_e 的增加而增加, 端帽厚度 t_e 较小时, Spherical-cymbal 换能器的耐静压极限比传统 Cymbal 换能器的耐静压极限稍高; 端帽厚度 t_e 增加到某一值时, 传统 Cymbal 换能器的耐静压极限超过 Spherical-cymbal 换能器的耐静压极限, 但随着空腔深度 t_e 的继续增加, Spherical-cymbal 换能器与传统 Cymbal 换能器的耐静压极限差值减小。特别地, 在参考尺寸(端帽厚度 $t_e = 0.25\text{mm}$)下, Spherical-cymbal 换能器的耐静水压性能优于传统 Cymbal 换能器的耐静水压性能。

4.3.3 端帽材料对换能器的耐静压性能的影响

换能器几何尺寸按表 1 所示取参考尺寸, 压电陶瓷类型选用 PZT-5A, 金属端帽材料分别取铜、钛、钢、钼和钨进行数值分析, 结果如图 8 所示。

不同的端帽材料对 Spherical-cymbal 换能器的耐静压性能影响显著。五种不同端帽材料的换能器中, 耐静压最高者为钢端帽换能器(此时 Spherical-cymbal 换能器耐压 6.05MPa , 传统 Cymbal 换能器耐压 5.54MPa), 耐静压最低者为铜端帽换能器。在参考尺寸下, 无论选择何种端帽材料, Spherical-cymbal 换能器的耐静水压性能均优于传统 Cymbal 换能器的耐静水压性能。

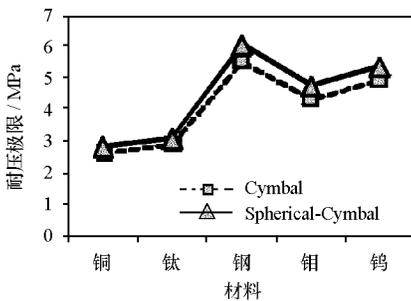


图 8 端帽材料对耐压极限的影响

Fig. 8 Effect of end-cap materials on pressure limits

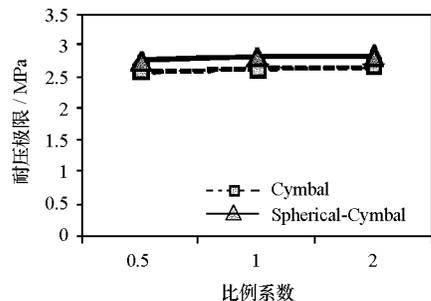


图 9 比例缩放系数对耐压极限的影响

Fig. 9 Effect of scaling factors on pressure limits

4.3.4 比例缩放换能器耐静压性能分析

Cymbal 类型的换能器常常采用缩比设计方法, 即在性能较优的参考尺寸基础上乘以某一比例系数, 可获得性能仍较优的较大(或较小)尺寸的换能器。为研究比例缩放换能器的耐静压性能, 分别在换能器参考尺寸基础上乘比例系数 0.5 (获得较小尺寸换能器)和 2 (获得较大尺寸换能器)。换能器比例缩放尺寸如表 3, 表中粗体(对应比例系数 1)为换能器参考尺寸, 缩比换能器的耐压极限如图 9 所示。

随比例系数的增加, Spherical-cymbal 换能器及传统 Cymbal 换能器的耐静压极限均有所增加, 但增量非常微小, 可认为缩比换能器耐静压性能与参考尺寸换能器的耐静压性能相同。在不同的比例系数下, Spherical-cymbal 换能器的耐静压性能均优于传统 Cymbal 换能器的耐静压性能。

表3 换能器比例缩放尺寸

Tab.3 Scaled sizes of cymbal transducers

换能器类型	比例系数	外径 (mm)	空腔深度 (mm)	腔底直径 (mm)	端帽厚度 (mm)	锥顶直径 (mm)	PZT厚度 (mm)
Cymbal	2.0	25.4	0.64	18	0.5	6	2
	1.0	12.7	0.3	9	0.25	3	1
	0.5	6.35	0.16	4.5	0.125	1.5	0.5
Spherical-cymbal	2.0	25.4	0.64	18	0.5	—	2
	1.0	12.7	0.3	9	0.25	—	1
	0.5	6.35	0.16	4.5	0.125	—	0.5

5 结论

采用有限元数值模拟法直接计算 Cymbal 类型换能器的耐静压极限, 计算结果与实验结果高度一致, 不需静压实验装置, 可节约成本、提高设计效率、缩短设计制造周期。研究表明, 端帽几何尺寸及端帽材料对 Spherical-cymbal 换能器的耐静压性能影响显著, 可通过改变空腔深度、端帽厚度或选择不同端帽材料来调节 Spherical-cymbal 换能器的耐静水压性能。研究结果亦表明, 比例缩放的换能器耐静压性能与参考尺寸换能器的耐静压性能基本相同; 此外, 在参考尺寸下, Spherical-cymbal 换能器耐静压性能优于传统 Cymbal 换能器耐静压性能, 该性能使得 Spherical-cymbal 换能器可应用于更深的水域。

参考文献:

- [1] Howarth T R, Tressler J F. Thin, Lightweight, Low Frequency Acoustic Projectors for Shallow Water Environments [C]//Proceedings of SPIE, 2000, 4038: 1510- 1517.
- [2] 吴石林, 张纪, 黄芝平, 等. Spherical-Cymbal 换能器位移特性有限元分析[J]. 传感技术学报. 2009, 22(1): 131- 136.
- [3] Wu S L, Zhang Q, Huang Z P. Research on Frequency Characteristics of Spherical-cymbal Transducers[C]// International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, 2009, 1: 514- 518.
- [4] Uzgur E, Markley D C, Guo M, et al. Pressure Dependence of Cymbal Transducers [J]. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2007, 32(2): 408 - 415.
- [5] 刘鸿文. 材料力学(第四版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2005.
- [6] 黄克智. 弹性薄壳理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1988.
- [7] Tressler J F, et al. Finite Element Analysis of the Cymbal-type Flexensional Transducer [J]. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 1998, 45(5): 1363- 1369.
- [8] Femfinez J F, Dogan A, Fieklng J T, et al. Tailoring the Performance of Ceramic-metal Piezocomposite Actuators, Cymbals [J], Sensors and Actuators A, 1998, 65: 228- 237.
- [9] 栾桂东, 张金铎, 王仁乾. 压电换能器和换能器阵[M]. 北京: 北京大学出版社, 2005.