引用格式:罗马奇,郝浩琦,寇红军,等.声障板对单双壳体近表面声压增益影响的计算与分析[J]. 声学技术, 2023, **42**(4): 431-439. [LUO Maqi, HAO Haoqi, KOU Hongjun, et al. Calculation and analysis of the influence of acoustic baffle on the near-surface sound pressure gain of single and double shells[J]. Technical Acoustics, 2023, **42**(4): 431-439.] **DOI**: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2023.04.004

# 声障板对单双壳体近表面声压增益 影响的计算与分析

#### 罗马奇,郝浩琦,寇红军,汲长远,吴友亮 (杭州应用声学研究所,浙江杭州 311400)

**摘要**:根据单双壳体声场的特点,采用不同的反声或吸声障板,对贴覆障板前后壳体近表面处声压增益的变化进行 了数值计算,分析声障板对壳体近表面声场的影响,分析不同类型声障板解决双壳体在某些频点增益的正负突变问 题的能力以及单壳体贴覆障板的效果。计算结果表明,声障板对于提高双壳体前表面的声压增益有明显效果,且多 层橡胶复合反声障板优于泡沫反声障板,总体上吸声障板比反声障板更具优势。对于单壳体,从提高近表面声压增 益的角度,不加障板更好。

关键词:单壳体;双壳体;声障板;声压增益 中图分类号:TB56 文献标志码:A

文章编号: 1000-3630(2023)-04-0431-09

# Calculation and analysis of the influence of acoustic baffle on the near-surface sound pressure gain of single and double shells

LUO Maqi, HAO Haoqi, KOU Hongjun, JI Changyuan, WU Youliang

(Hangzhou Applied Acoustics Research Institute, Hangzhou 311400, Zhejiang, China)

Abstract: According to the sound field characteristics of single and double shells, the numerically calculations of the change of sound pressure gain of the shells before and after attaching different sound-reflection baffles or sound-absorption baffles are performed in this paper. The influence of acoustic baffles on the sound field near the shell surface is analyzed, and the abilities of different types of acoustic baffles to solve the positive and negative gain mutation problem of double shells at some frequency points are investigated. The calculation results show that the acoustic baffle has obvious effect on improving the sound pressure gain of the front surface of the double shell, and the multi-layer rubber composite sound-reflection baffle is superior to the foam sound-reflection baffle, and the sound-absorption baffle has more advantages than the sound-reflection baffles on the whole. For a single shell, no baffle is better from the perspective of near-surface sound pressure gain.

Key words: single shell; double shells; acoustic baffles; sound pressure gain

# 0 引言

单壳体和双壳体是潜艇的两种典型结构形式。 单壳体潜艇壳体内侧为空气时,反射波与入射波相 干会形成连续变化的声压信号增益。双壳体潜艇的 耐压壳外还有一层薄外壳,两层壳体间含有水层, 在外壳附近反射声波和入射声波叠加形成的驻波使 声压信号增益在某些频点处会产生正负突变。当水 听器阵直接安装于外壳上时,会带来水听器接收声 信号的明显起伏。

收稿日期: 2023-05-05; 修回日期: 2023-06-13

声障板是水下声系统的关键部件之一,在水听器阵中起屏蔽噪声、隔振去耦、反射或吸收声波的作用,可改善水听器的指向性、提高信号增益。从功能上划分,声障板主要可分为反声障板和吸声障板。反声障板为了能够将入射声波尽可能地反射出去,要求其特性阻抗与水的特性阻抗严重失配且声衰减较小。对于水声中的运用,低密度和低声速的反声材料比高密度和高声速的反声材料更具使用价值。由于空气中的密度和声速比水中的密度和声速小很多,对水声来说空气是理想的反声材料,尤其对于低频段,大型空气腔障板具备明显的优势,但不耐压。硬质泡沫塑料是一类应用较为广泛的反声材料,其中经预压缩的硬质聚氨酯泡沫,其声速可降低到420~480 m·s<sup>-1</sup>,特性阻抗小于0.135×10<sup>6</sup> kg·m<sup>-2</sup>·s,能够满足 300 m 水深使用要求<sup>[1]</sup>。还有一种带圆柱

作者简介:罗马奇(1977一),男,浙江杭州人,高级工程师,研究方向 为水声无源材料。

通信作者:罗马奇, E-mail: lmq0332@126.com

空腔结构橡胶层的复合障板,通过其内部的空腔尺 寸和穿孔系数的设计,在降低障板等效密度的同时 有效降低障板的等效声速,使障板与水的特性阻抗 明显失配,以获得较好的应用<sup>[2-3]</sup>。吸声障板为了能 更好地吸收声能,要求障板材料特性阻抗与水的特 性阻抗匹配,使声波能无反射地进入障板,同时要 求材料有足够的内部损耗,使进入材料内部的声波 有效地衰减。从材料本身来说,既要特性阻抗与水 匹配,又要高内耗,这是难以实现的,需要结合障 板的结构设计来达到。目前吸声构件主要有两种类 型,一种是阻抗过渡型,以尖劈和圆锥为代表;另 一种是空腔谐振型,其表面为平板,内部均匀分布 各类空腔结构<sup>[4-8]</sup>。受尺寸限制,吸声障板的低频吸 声效果不够理想,为提高低频的吸声性能,目前超 材料在水下的应用研究较为活跃<sup>[9-13]</sup>。

本文根据单双壳体声场特点,采用不同的反声 和吸声障板,计算贴覆障板前后壳体近表面处的声 场,分析声障板对声压增益的影响,为水听器阵背 面声障板设计提供参考。

### 1 理论推导

为简化计算,设平面声波以垂直角度入射多层 结构,其声压反射系数可以通过多层介质中声波传 递特性进行推导<sup>[14]</sup>。多层介质中的声传播示意图如 图1所示,假设0和*n*+1为两种半无限介质,中间 为*n*层介质,当平面声波*p*<sub>in</sub>从介质0中垂直入射到*n* 层介质时,由于相邻介质之间特性阻抗*pc*不一样, 会在分界面上产生反射波*p*<sub>r</sub>和透射波*p*<sub>t</sub>,经多次的 反射和透射后,有一部分声波*p*<sub>10</sub>反射回介质0中, 而另一部分声波*p*<sub>1(n+1)</sub>透过*n*层介质进入其背面的*n*+ 1介质中。在半无限介质0中声场声压*p*<sub>0</sub>可表示为

$$p_{0} = p_{in} + p_{r0} = p_{ina} \exp\left[j(\omega t - k_{0}x)\right] + p_{r0a} \exp\left[j(\omega t + k_{0}x)\right]$$
(1)

式中: $p_{ina}$ 、 $p_{r0a}$ 分别为入射波 $p_{in}$ 和介质0中反射波  $p_{r0}$ 的幅度, $k_0$ 为介质0的波数。



Fig.1 Schematic diagram of sound propagation in multilayer medium

介质1中声场声压p1可表示为

$$p_{1} = p_{t1} + p_{r1} = p_{t1a} \exp\left[j(\omega t - k_{1}x)\right] + p_{r1a} \exp\left[j(\omega t + k_{1}x)\right]$$
(2)

式中: $p_{tla}$ ,  $p_{rla}$ 分别为介质1中透射波 $p_{tl}$ 和反射波  $p_{rl}$ 的幅度,  $k_1$ 为介质1的波数。依次类推,对于中 间任意第*i*层中声场声压 $p_i$ 可表示为

$$p_{i} = p_{ii} + p_{ri} = p_{tia} \exp\left\{j\left[\omega t - k_{i}\left(x - x_{(i-1)}\right)\right]\right\} + p_{ria} \exp\left\{j\left[\omega t + k_{i}\left(x - x_{(i-1)}\right)\right]\right\}$$
(3)

对于半无限介质*n*+1中声场,因无反射波,声 压*p<sub>n+1</sub>*可表示为

$$p_{n+1} = p_{t(n+1)} = p_{t(n+1)a} \exp\left\{j\left[\omega t - k_{n+1}(x - x_n)\right]\right\}$$
(4)

由平面波性质,相应介质0,1,*i*,*n*+1中的质 点速度*v*<sub>0</sub>,*v*<sub>1</sub>,*v*<sub>*i*</sub>,*v*<sub>*n*+1</sub>分别表示为

$$\begin{cases} v_{0} = v_{in} + v_{r0} = \frac{p_{ina}}{Z_{0}} \exp\left[j(\omega t - k_{0}x)\right] - \frac{p_{r0a}}{Z_{0}} \exp\left[j(\omega t + k_{0}x)\right] \\ v_{1} = v_{t1} + v_{r1} = \frac{p_{t1a}}{Z_{1}} \exp\left[j(\omega t - k_{1}x)\right] - \frac{p_{r1a}}{Z_{1}} \exp\left[j(\omega t + k_{1}x)\right] \\ v_{i} = v_{it} + v_{ri} = \frac{p_{iia}}{Z_{i}} \exp\left\{j\left[\omega t - k_{i}(x - x_{(i-1)})\right]\right\} - \frac{p_{ria}}{Z_{i}} \exp\left\{j\left[\omega t + k_{i}(x - x_{(i-1)})\right]\right\} \\ v_{n+1} = v_{t(n+1)} = \frac{p_{t(n+1)a}}{Z_{n+1}} \exp\left\{j\left[\omega t - k_{n+1}(x - x_{n})\right]\right\} \end{cases}$$

式中: $Z_0$ 、 $Z_1$ 和 $Z_{n+1}$ 为对应层介质的特性阻抗, $Z_i$ 为中间任意第i层介质的特性阻抗。

由声学边界条件可知,介质0边界上的阻抗 *Z*|<sub>0,x=0</sub>与介质1前边界上的输入阻抗*Z*<sub>in</sub><sup>(0)</sup>相等,即:

$$Z \Big|_{0,x=0} = \frac{p_0}{v_0} \Big|_{x=0} = Z_{\rm in}^{(0)} = \frac{p_1}{v_1} \Big|_{x=0}$$
(6)

将式(1)和式(5)代入式(6),可得:

$$Z_{\rm in}^{(l)} = Z_0 \frac{p_{\rm ina} + p_{\rm r0a}}{p_{\rm ina} - p_{\rm r0a}} = Z_1 \frac{p_{\rm t1a} + p_{\rm r1a}}{p_{\rm t1a} - p_{\rm r1a}}$$
(7)

由式(7),平面声波垂直入射多层介质时的声压反射系数r可表示为

$$=\frac{p_{r0}}{p_{in}}=\frac{p_{r0a}}{p_{ina}}=\frac{Z_{in}^{(0)}-Z_{0}}{Z_{in}^{(0)}+Z_{0}}$$
(8)

同样,介质1后边界上的阻抗 $Z|_{1,x=x_1}$ 与介质2 前边界上的输入阻抗 $Z_{in}^{(0)}$ 相等,可得:

$$Z\Big|_{1,x=x_1} = \frac{p_1}{v_1}\Big|_{x=x_1} = \frac{p_2}{v_2}\Big|_{x=x_1} = Z_{\rm in}^{(2)}$$
(9)

将式(2)和式(5)代人式(9), 且
$$x_1=d_1$$
, 可待:  

$$Z_{in}^{(2)} = Z_1 \frac{p_{t1a} \exp(-jk_1d_1) + p_{r1a} \exp(jk_1d_1)}{p_{t1a} \exp(-jk_1d_1) - p_{r1a} \exp(jk_1d_1)}$$
(10)

п

由和(7)和式(10)可推导出阻抗转移定理[15]:

$$Z_{\text{in}}^{(1)} = Z_1 \frac{(Z_{\text{in}}^{(2)} + Z_1) \exp(jk_1d_1) + (Z_{\text{in}}^{(2)} - Z_1) \exp(-jk_1d_1)}{(Z_{\text{in}}^{(2)} + Z_1) \exp(jk_1d_1) - (Z_{\text{in}}^{(2)} - Z_1) \exp(-jk_1d_1)} (11)$$

式(11) 经换昇可衣示万  
$$Z_{in}^{(l)} = Z_1 \frac{Z_{in}^{(2)} + jZ_1 \tan(k_1 d_1)}{Z_1 + jZ_{in}^{(2)} \tan(k_1 d_1)}$$
(12)

从式(12)可以看出, $Z_{in}^{(0)}$ 除了与 $Z_1$ 、 $Z_{in}^{(2)}$ 有关, 还与介质1中的声波波数 $k_1$ 以及该层的厚度 $d_1$ 有 关。以此类推,对于中间其他任意第i层的 $Z_{in}^{(0)}$ ,可 表示为

$$Z_{\rm in}^{(i)} = Z_i \frac{Z_{\rm in}^{(i+1)} + jZ_i \tan(k_i d_i)}{Z_i + jZ_{\rm in}^{(i+1)} \tan(k_i d_i)}$$
(13)

式中:  $Z_i$ 为第i层介质的特性阻抗,  $k_i$ 为第i层介质 中声波波数,  $d_i$ 为第i层介质的厚度;  $Z_{in}^{(i+1)}$ 为介质 i+1前边界的输入阻抗,其中 $Z_{in}^{(n+1)}$ 为介质n+1的特 性阻抗 $Z_{n+1}$ 。

通过式(8)、(12)、(13),确定了各层介质的特 性阻抗、波数和厚度,即可求得声波垂直入射多层 结构时的声压反射系数。

相对于入射声波,经多层介质反射后,在介质 0中距x=0边界d<sub>0</sub>(x=-d<sub>0</sub>)处的声压增益G可表示为

$$G = 20 \lg \left[ \left( p_{in} + p_{r0} \right) / p_{in} \right] = 20 \lg \left[ 1 + r \exp \left( -jk_0 d_0 \right) / \exp \left( jk_0 d_0 \right) \right]$$
(14)

这里需要指出的是,当某层介质的声衰减可忽略时,其波数为k= ω/c。若某层介质的声衰减不可忽略时,其声速č和波数k边为复数,č可表示为<sup>[16]</sup>

$$\tilde{c} = c_1 + jc_2 = \sqrt{\frac{S_{\text{Re}} + jS_{\text{Im}}}{\rho}} = \sqrt{\frac{S_{\text{Re}}}{\rho}} \sqrt{1 + j\eta_s} \quad (15)$$

式中:  $S_{\text{Re}}$ 、 $S_{\text{Im}}$ 分别为体积纵波模量的实部和虚部;  $\eta_s = S_{\text{Im}}/S_{\text{Re}}$ ,为体积纵波模量损耗因子。对式(15)中 复数进行开方运算可得:

$$\tilde{c} = \sqrt{\frac{S_{\text{Re}}}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\sqrt{1+\eta_s^2} + 1\right)} + j \sqrt{\frac{S_{\text{Re}}}{\rho}} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\sqrt{1+\eta_s^2} - 1\right)}$$
(16)

Ĩe可表示为[16]

$$\tilde{k} = \beta - j\alpha = \frac{\omega}{\tilde{c}} \tag{17}$$

式中: β为相位常数, α为衰减常数。将式(16)代入 式(17)可得:

$$\begin{cases}
\beta = \frac{\omega}{c_{l}} = \frac{\omega}{c'} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \eta_{s}^{2} + 1}}{2(1 + \eta_{s}^{2})}} \\
\alpha = \frac{\omega}{c'} \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \eta_{s}^{2} - 1}}{2(1 + \eta_{s}^{2})}} \\
c_{l} = c' \sqrt{\frac{2(1 + \eta_{s}^{2})}{\sqrt{1 + \eta_{s}^{2} + 1}}} \\
c' = \sqrt{S_{\text{Re}}/\rho}
\end{cases}$$
(18)

式中: c'为损耗因子等于0时介质中的声速, c<sub>1</sub>为 有损耗介质中纵波的传播速度(相速度)。由式(17)、 (18)可知,确定了介质的密度、纵波模量及损耗因 子,或介质中的声传播速度及衰减常数即可求得介 质中声波波数。另外,均匀材料的体积纵波模量、 杨氏模量、剪切模量、泊松比等之间的换算关系在 水声材料相关著作<sup>[16-17]</sup>中都有表述,在已知其他弹 性模量、泊松比、密度的情况下也可求得介质中的 声速和波数。

### 2 单双壳体的声场特性计算及分析

利用上文中推导的公式,计算单双壳体前表面 附近的声场特性,分析单双壳体结构尺寸变化对声 信号增益的影响。单层壳体的结构如图2所示,壳 体的材料为钢板,外侧是水,内侧是空气。设水的 声速和密度分别为1 500 m·s<sup>-1</sup>和1 000 kg·m<sup>-3</sup>,钢的 声速和密度分别为5 940 m·s<sup>-1</sup>和7 840 kg·m<sup>-3</sup>,空气 的声速和密度分别为340 m·s<sup>-1</sup>和1.29 kg·m<sup>-3</sup>。





当平面声波从水中垂直入射壳体时,经计算在 距壳体 d<sub>0</sub>=20 mm 处(水听器安装位置)不同壳体厚度 时声场的声压增益 G 如图 3 所示,平面声波频率范 围为 100~10 000 Hz、分辨率为 10 Hz(下文相同)。 从图 3 可以看出,受壳体反射声波的影响,频率在 1 kHz 以上声压为正增益,且增益变化比较平缓, 频率在1 kHz 以下随着频率降低声压增益逐步变为 负值。不同厚度壳体对频率为2 kHz 以上的声压增 益影响不大,2 kHz 以下随着壳体厚度的增加正增 益向低频扩展。单壳体内部空间对于安装在其外表 面的水听器阵来说,相当于大型空气反声障板。



图 3 不同厚度的壳体在距前表面 20 mm 处声压增益 Fig. 3 Sound pressure gains at 20 mm from the front surface of shells with different thicknesses

假设壳体的厚度为30 mm,图4为壳体近表面 不同距离处声场的声压增益G的变化情况。从图4 中可以看出,在20 mm以内,间距变化对分析频段 内声压增益的影响较小。随着间距的增加,对高频 段声压增益的影响会加大,间距为40 mm时频率 10 kHz 附近会出现凹点、产生正负突变,间距为 50 mm时凹点出现在频率8 kHz 附近,可以推测当 间距继续变大时凹点会向低频移动。因此,在安装 水听器时,水听器距壳体间距不宜过大,否则该处 某频点附近声信号起伏太大,会对水听器接收声信 号带来不利影响。





双层壳体的结构如图5所示,耐压内壳外还有 一层薄的非耐压外壳,二者之间为水介质层。当平 面声波从水中垂直入射双层壳体时,声波一部分从 非耐压外壳壳体反射回水中,另一部分进入中间水 层,并在耐压内壳处反射回到非耐压外壳,再经非 耐压外壳壳体进入水中,计算距壳体 d<sub>0</sub>=20 mm 处 (水听器安装位置)声场的声压增益 G。

设耐压内壳和非耐压外壳间的间距为800 mm,









设耐压内壳厚度为30 mm,非耐压外壳厚度为 10 mm。耐压内壳和非耐压外壳之间的间距变化对 声压增益G的影响情况如图7所示。从图7中可以 看出,随着非耐压壳和耐压壳体之间的间距变大, 声压增益的正负突变周期变小。该情况主要由反射 波与入射波相位的变化引起。对于极低频率,壳 体、障板所选取厚度远远小于波长,基本为全透, 声波到达空气界面时,作为软边界则相位反相,与 入射波形成反相消干涉叠加,当与入射波同相则相 长干涉叠加逐渐到达极大值,当间距一定时,继续 增大频率则又会出现反相干涉叠加形成第1个凹 点。此时内外壳体间距(加上近表面距离)约为该频 率处水中波长的1/4,同时可知在该频率的倍频程 附近同样会出现凹点,整体呈周期性变化,双壳体间距越大,则第1个凹点出现对应的频率也越小,周期变小。



图7 不同间距的双壳体在距前表面20 mm处声压增益 Fig.7 Sound pressure gains at 20 mm from the front surface of double-layer shells with different spacing

# 3 壳体贴覆反声障板的声场特性计 算及分析

第2节计算分析了单双壳体近表面声场特性, 单壳体在频率1kHz以上声压为正增益,且增益变 化比较平缓,内部空间结构对于安装在其外表面的 水听器阵来说是理想的反声障板,而双壳体存在周 期性正负突变的声压增益,对于水听器的信号接收 是非常不利的。如前所述,反声障板可起到反射声 波的作用,在非耐压外壳表面贴覆反声障板,可以 将大部分入射声波反射,同时屏蔽背面噪声,从而 改善双壳体的声场环境。现以具有一定代表性的两 种反射障板进行计算和分析。

#### 3.1 泡沫反声障板

对于泡沫材料,想要提高其反声能力,可以从 降低密度或声速两方面考虑。在泡沫材料制备成型 过程中内部生成的大量气泡或气孔,可有效降低材 料的密度,密度越低反声效果越好,低密度的泡沫 材料密度可以做到小于100 kg·m3。但降低密度的 同时还需考虑耐压能力,否则水下使用深度十分受 限。为实现特性阻抗的失配,只降低密度是不够 的,材料的声速也须减小,否则影响反声效果,如 玻璃微珠复合材料,密度低、抗压能力强,是理想 的浮力材料,但其声速较高,经测量大于2000m·s<sup>-1</sup>, 因此该复合材料的特性阻抗与水的特性阻抗相差不 大,不是理想的反声材料。上文提到,国内已研制 出的预压缩的硬质聚氨酯泡沫声速可减小至420~ 480 m·s<sup>-1</sup>,特性阻抗小于 0.135×10 kg·m<sup>-2</sup>·s。设该 聚氨酯泡沫的密度为300 kg·m<sup>-3</sup>, 声速为450 m·s<sup>-1</sup>, 损耗因子为0.2,选取30、50和75mm三种厚度作 为反声障板(不考虑防水层),当障板前后都为水时 计算得到的声压反射系数如图8所示。从图8中可 以看出,三种厚度反声障板的声压反射系数可达到 90%以上。但在某些频点声波的半波长与厚度相同 时存在凹点。该凹点深度与材料的损耗因子有关, 若材料的损耗因子为0,则凹点处声压反射系数也 为0,即变为全透声。因此,如作为宽频带反声障 板使用,泡沫材料的损耗因子不能太低。从图8中 还可看出,反声障板越厚则低频处的反声效果越 好,而随着反声障板厚度的增加则满足半波长的频 点会增多,相应的凹点数量也会增加。如果要避免 高频段出现凹点可以进一步减小反声障板厚度,但 低频处的反声效果会变差。



图 8 不同厚度泡沫反声障板的声压反射系数 Fig.8 Sound pressure reflection coefficients of the foam sound-reflection baffles with different thicknesses

将这三种厚度的反声障板分别贴覆在单壳体表 面(设壳体厚度为30mm,下文同),则离障板20mm 处的声压增益如图9所示。与未贴覆障板的结果(图3) 相比,在1~6kHz频段声压从正增益变为负增益, 并在1kHz附近呈现最小值。同时,在3kHz以上 高频段某些频点处声压增益存在小的起伏。由比较 结果可知,在单壳体表面贴覆反声障板,并不能提 高声压增益,反而在较宽的频段内出现了负增益, 因此从提高水听器接收声信号能力角度考虑是不利 的。如果壳体本身存在振动辐射噪声,贴覆反声障 板可起到一定的降噪作用,可以提高水听器的信



图9 不同厚度泡沫反声障板对单壳体前表面声压增益的影响 Fig.9 Influences of the foam sound-reflection baffles with different thicknesses on the sound pressure gain of front surface of the single shell

噪比。

将这三种厚度的反声障板分别贴覆在双壳体的 非耐压外壳表面(设耐压内壳厚度为30mm、非耐 压外壳厚度为10mm、间距为800mm,下文同), 则离障板20mm处的声压增益如图10所示。与未 贴覆障板的结果(图6)相比,整体上声压增益正负 突变得到明显改善,在频率6kHz以上突变已很 小,变化幅度基本上在3dB以内,而6kHz以下某 些频率点的突变仍然较大且主要为负增益。从计算 结果可以看出,在选用的这三种厚度范围内,工作 频段在6kHz以上宜采用该类反声障板。





#### 3.2 多层橡胶复合反声障板

多层橡胶复合反声障板采用带圆柱通道的橡胶 板与金属薄板复合而成<sup>[18]</sup>。橡胶板的结构如图11所 示,在橡胶板的内部均匀排布贯穿两面的圆柱通 道, *a* 为圆柱通道的直径,*b* 为圆柱通道的中心间 距,*n* 为橡胶板的厚度,其平均密度ρ为

$$\rho = \rho_0 (1 - \varepsilon^2) \tag{19}$$

式中: $\rho_0$ 为橡胶基材的密度; $\varepsilon^2 = a^2/b^2$ ,为穿孔 系数。



图11 带圆柱通道的橡胶板结构示意图

Fig.11 Schematic diagram of rubber plate structure with cylindrical channels

当平面声波入射橡胶板时,其内部的圆柱通道 能够将体积形变向切向形变转换,使橡胶板的等效 声速降低。橡胶板的等效弹性模量*E*和等效声速*c* 计算公式为<sup>[2-3,16]</sup>

$$E = \mu_0 \frac{(1 - \varepsilon^2)(1 + 3\varepsilon^2)}{\varepsilon^2}$$
(20)

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \tag{21}$$

式中: µ<sub>0</sub>为橡胶基材的切变模量。在高静水压时需 对式(20)进行修正。

假设反声障板采用四层橡胶板与薄钢板复合而 成,橡胶板单层厚度为12 mm,橡胶基材密度为 1 250 kg·m<sup>-3</sup>、剪切模量为6.0+j2.4 MPa,两侧钢板 厚度为2 mm、中间钢板厚度为1 mm,钢板的密度 和声速与上文相同。当障板前后介质都为水时,同 样采用按照多层介质中声传播特性推导的公式,计 算不同穿孔系数橡胶板制成的反声障板的声压反射 系数,结果如图12所示。从图12中可以看出,反 声障板具有宽频带的声反射性能,在频率2 kHz附 近有个较明显的凹点,同时随着橡胶板穿孔系数*ε* 的增大,反声障板的平均声压反射系数和带宽有明 显提升,凹点向低频移动。



图 12 不同穿孔系数橡胶板制成的反声障板的声压反射系数 Fig.12 Sound pressure reflection coefficients of the soundreflection baffle made of rubber plate with different perforation coefficients

采用穿孔系数 *ε*=0.45 的橡胶板,分别计算含 2层、4层和6层橡胶板的反声障板的声压反射系 数,以观察不同橡胶板层数对障板反声性能的影 响。同样当障板前后介质都为水时,计算结果如图 13所示。从图13中可以看出,在频率4 kHz以上橡 胶板层数对反声性能基本没有影响;在频率4 kHz 以下声压反射系数的变化较为明显。增加橡胶层数 对低频反声有利,并且声压反射系数的凹点向低频 移动。在设计障板时应综合考虑声性能、尺寸和重 量等因素,根据实际需求进行选择。



图13 不同层数橡胶板制成的反声障板的声压反射系数 Fig.13 Sound pressure reflection coefficients of the soundreflection baffles made of rubber sheets with different layers

同样以穿孔系数 ε=0.45 的橡胶板,分别采用2 层、4 层和6 层橡胶板的反声障板贴覆在单壳体表 面,计算距障板 20 mm 处的声压增益,结果如图 14 所示。与未贴覆障板的结果(图 3)相比,在1~ 4 kHz 频段之间声压从正增益变为负增益,并在频 率 500 Hz 附近出现最小值。与贴覆泡沫反声障板 (图 9)相比,高频部分更为平滑,低频负增益及凹 点向频率更低处移动,总体性能优于泡沫反声障板 的性能。



图14 不同层数橡胶板制成的反声障板对单壳体前表面声压 增益的影响

Fig.14 Influences of the sound-reflection baffles made of rubber sheets with different layers on the sound pressure gain of front surface of the single shell

将这三种橡胶板层数的反声障板贴覆在双壳体的非耐压外壳表面,计算距障板20 mm处的声压增益,结果如图15 所示。与未贴覆障板的结果(图6)相比,整体上声压增益正负突变的情况得到明显改善,2 层橡胶板在频率3 kHz以上、4 层和6 层在频率2 kHz以上声压增益曲线光滑、基本无突变。2 层橡胶板在频率3 kHz 以下、4 层和6 层在频率2 kHz 以下某些频率点的突变仍较大且主要为负增益。上述不同橡胶板层数的反声障板造成声压增益变化的差异,与障板的反声和隔声能力、反射波与入射波相位相干叠加情况等因素有关,整体上橡胶板层数越多声性能越好。与贴覆泡沫反声障板的结果(图10)相比,在全频段范围内声压增益突变得到



图15 不同层数橡胶板制成的反声障板对双壳体前表面声压 增益的影响

Fig.15 Influences of the sound-reflection baffles made of rubber sheets with different layers on the sound pressure gain of front surface of the double shell 进一步改善,尤其高频部分更加平滑,总体性能优 于泡沫反声障板。

## 4 壳体贴覆吸声障板的声场特性计 算及分析

吸声障板起到吸收声波的作用。将吸声障板贴 覆于壳体表面,可以将大部分入射声波吸收,同时 可以屏蔽背面噪声,从而改善壳体表面的声场环 境。从安装空间和接口方面考虑,平板形吸声障板 更适合作为水听器阵背面的吸声障板。平板形吸声 障板可在橡胶基材的内部规整排布喇叭形的空腔来 实现障板的吸声,其结构如图16所示。



图16 平板形吸声障板结构示意图

Fig.16 Schematic diagram of flat sound-absorption baffle structure

为计算平板形吸声障板的吸声性能,同样可采 用多层介质声传播模型,将障板沿水平方向进行分 层。当内部空腔形状函数确定时,可分别获得每一 层橡胶的穿孔系数,根据式(19)可得到各层橡胶的 平均密度ρ。当穿孔系数ε≥0.1时,各层橡胶的等 效弹性模量E,可按照式(20)计算得到。当穿孔系 数ε<0.1时,E的计算公式为

$$E = \mu_0 \frac{(1 - \varepsilon^2)(1 + 3\varepsilon^2)}{\varepsilon^2 + F(\sigma)}$$
(22)

式中: *F*(*σ*)为修正函数,*σ*为橡胶材料的泊松比。 再根据式(21)得到各层橡胶的等效声速*c*。

当吸声障板背面为空气时,其吸声系数 a 计算 公式为

$$\alpha = 1 - r^2 \tag{23}$$

设橡胶材料的密度为1 240 kg·m<sup>-3</sup>、剪切模量 为6.0+j3.4 MPa、泊松比为0.498 8,采用底部穿孔 系数 *ε*=0.7 的空腔,背面采用2 mm厚的橡胶层密 封空腔,背面为空气的条件下,计算 50、75 和 100 mm三种厚度吸声障板的吸声性能,结果如图17 所示。从图17中可以看出,三种厚度吸声障板的 吸声系数都可达到0.9 以上,并在低频端存在一个 吸收峰,同时随着厚度增加吸声性能向低频扩展, 吸声系数在0.9 以上频段的低频点从6 kHz 附近移 到了 2 kHz 附近。

图 18 计算了 50 mm 厚吸声障板不同背衬结构 的吸声系数(背衬后面都为空气)。从图 18 中可以看 出,吸声障板背面贴覆不同材料或不同厚度材料对



图17 不同厚度吸声障板的吸声系数 Fig.17 Sound absorption coefficients of the soundabsorption baffles with different thicknesses



Fig.18 Influences of different backing structures on soundabsorption performance

吸声性能有显著的影响。吸声障板由均匀橡胶板改 为钢板密封空腔时,吸声性能向低频扩展,尤其吸 收系数的第一个峰值明显向低频延伸。并且随着钢 板厚度的增加,吸收峰继续向更低频点移动,同时 第一个吸收峰后的凹点也更低。从整体效果来看, 贴覆钢背衬对障板的吸声是有利的。因此,在设计 和选用吸声障板时,结合实际应用环境综合评价吸 声障板的吸声性能更加合理。

为分析贴覆不同厚度吸声障板对壳体近表面声 压增益的影响,采用上述三种厚度吸声障板的声增 益进行计算与分析。将上述三种不同厚度的吸声障 板贴覆在单壳体表面,计算距障板 20 mm 处的声压 增益,结果如图 19 所示。由图 19 可知,随着障板 厚度增加正增益向低频移动,同时负增益凹谷亦向 低频移动。与未贴覆障板的结果(图 3)相比,在 1 kHz频率附近声压增益出现一个凹谷。与贴覆反 声障板相比,正增益频段更宽且起伏较小,低频负 增益凹谷更浅并且频点从 500 Hz 附近移到了 1 kHz 附近。因此,贴覆吸声障板时总体性能更优。

同样将这三种厚度的吸声障板贴覆在双壳体的 非耐压外壳表面,计算距障板 20 mm 处的声压增 益,结果如图 20 所示。与未贴覆障板的结果(图 6) 相比,整体上声压增益正负突变得到明显改善,在 频率 2 kHz 以上突变已不明显,且随着障板厚度增 加,突变的改善越明显。与贴覆反声障板比较,贴 覆吸声障板时正增益频段更宽且起伏较小,3 kHz





Fig.19 Influences of the sound-absorption baffles with different thicknesses on the sound pressure gains of the front surface of single shell





以上突变幅度比多层橡胶反声障板略高,但低频段 负增益凹谷以及突变幅度要小一些,总体上看吸声 障板更具优势。

### 5 结论

通过对单双壳体在贴覆障板前后近表面处声场 特性的数值计算和分析,可以得出以下结论:

(1) 单壳体内部空间对于安装在其外表面的水 听器阵来说,相当于大型空气障板,对于壳体近表 面处的声压增益,不加障板时的声压增益更大。

(2) 双层壳体受入射波和耐压内壳处反射波相 干叠加的影响,壳体近表面处声压增益存在周期性 的正负突变,对于安装在其外表面的水听器的接收 声信号将产生不利的影响。

(3)两种反声障板以及吸声障板对于双层壳体 近表面声场都有明显的改善,多层橡胶板复合的反 声障板比泡沫反声障板的改善效果更好,吸声障板 比反声障板的总体性能更好。同时,障板对于潜艇 自身振动辐射噪声具有屏蔽作用,有利于提高水听 器的信噪比。

(4) 受尺寸限制,吸声障板的低频吸声效果不 理想,且低频吸声性能受背衬结构影响较大。想要 提高低频吸声效果,需要研究其他类型吸声结构和 材料。近年来发展较快的超材料可作为一个研究方 向。另外,如何提高障板的耐压性能也是亟待解决

的难题。

#### 参考文献

- 钟东南,石晓,乔冬平,等.水声耐压反声材料的研制[J]. 热固 性树脂, 2004, 19(1): 20-22.
   ZHONG Dongnan, SHI Xiao, QIAO Dongping, et al. Manufacture of sound-reflecting materials enduringhydraulic pressure[J]. Thermosetting Resin, 2004, 19(1): 20-22.
- [2] 张德志,周利生,翁志学,等.圆柱形通道结构橡胶声障板[J].应用声学,2004,23(2):45-48,44.
  ZHANG Dezhi, ZHOU Lisheng, WENG Zhixue, et al. Rubber sound barrier with cylindrical channel structure[J]. Journal of Applied Acoustics, 2004,23(2):45-48,44.
  [3] 边汉林,夏铁坚.一种圆柱通道型橡胶反声障板的研究[J].声
- 学与电子工程, 2014(1): 31-33, 37. BIAN Hanlin, XIA Tiejian. Study on a cylindrical channel rubber anti-sound baffle[J]. Acoustics and Electronics Engineering, 2014(1): 31-33, 37.
- [4] 王敏慧,张睿,胡健辉,等.吸声障板抑制圆柱换能器轴向声压的 实验研究[C]//中国声学学会水声学分会2019年学术会议, 2019:83-85.
- [5] 陈杨, 胡昊灏, 董天韧, 等. 含空腔声学覆盖层等效参数理论与吸声机理研究[J]. 噪声与振动控制, 2022, 42(6): 79-82, 123. CHEN Yang, HU Haohao, DONG Tianren, et al. Study on equivalent parameter theory and sound absorption mechanism of acoustic coating with cavity[J]. Noise and Vibration Control, 2022, 42(6): 79-82, 123.
- [6] 商超,魏英杰,张嘉钟,等.基于多重散射理论的消声瓦吸声机 理研究[J].船舶力学,2013,17(5):576-582. SHANG Chao, WEI Yingjie, ZHANG Jiazhong, et al. Study on the acoustic-absorption mechanism of anechoic tile with multiple-scattering theory[J]. Journal of Ship Mechanics, 2013, 17(5): 576-582.
- [7] 陈建平. 消声瓦声学性能计算方法研究[J]. 噪声与振动控制, 2007, 27(4): 123-126.

CHEN Jianping. Study on the computation method of anecho-

ic tile acoustical characteristic[J]. Noise and Vibration Control, 2007, **27**(4): 123-126.

- [8] 程道周, 刘文武, 楼京俊, 等. 消声瓦的吸声机理研究[J]. 船海 工程, 2007, 36(3): 101-104.
   CHENG Daozhou, LIU Wenwu, LOU Jingjun, et al. A study of the absorption mechanism of the anechoic tiles[J]. Ship &
- Ocean Engineering, 2007, 36(3): 101-104.
  [9] ZHAO H G, LIU Y Z, WEN J H, et al. Tri-component phononic crystals for underwater anechoic coatings[J]. Physics Letters A, 2007, 367(3): 224-232.
- [10] JIANG H, WANG Y R, ZHANG M L, et al. Locally resonant phononic woodpile: a wide band anomalous underwater acoustic absorbing material[J]. Applied Physics Letters, 2009, 95(10): 104101.
- [11] ZHONG J E, WEN J H, ZHAO H G, et al. Effects of core position of locally resonant scatterers on low-frequency acoustic absorption in viscoelastic panel[J]. Chinese Physics B, 2015, 24 (8): 084301.
- [12] SHI K K, JIN G Y, LIU R J, et al. Underwater sound absorption performance of acoustic metamaterials with multilayered locally resonant scatterers[J]. Results in Physics, 2019, 12: 132-142.
- [13] ZHANG Y N, CHENG L. Ultra-thin and broadband low-frequency underwater acoustic meta-absorber[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2021, 210: 106732.
- [14] (苏)Π.Μ.布列霍夫斯基赫(Π.Μ.Бреховских)著.分层介质中的 波[M].杨训仁译.北京:科学出版社, 1960: 43-46.
- [15] 何琳,朱海潮,邱小军,等.声学理论与工程应用[M].北京:科 学出版社,2006:186.
- [16] 王荣津. 水声材料手册[M]. 北京: 科学出版社, 1983: 6-9.
- [17] 缪荣兴,宫继祥.水声无源材料技术概要[M].杭州:浙江大学 出版社,1995:8.
- [18] 李水,罗马奇,易燕.高静水压下障板样品声特性的计算与测量[J]. 计量学报, 2022, 43(5): 636-642.
  LI Shui, LUO Maqi, YI Yan. Calculation and measurement for acoustic characteristics of baffle sample under high hydrostatic pressure[J]. Acta Metrologica Sinica, 2022, 43(5): 636-642.