

文章编号: 1007-7294(2025)12-1965-13

夹芯板在不同频段的水声隔声机制研究

张彤彤, 王伟波, 张 倩, 杨智雄, 张 贤, 吴文伟

(中国船舶科学研究中心, 江苏 无锡 214082)

摘要: 由于夹芯板表皮面板和芯材的材料性能差异较大, 因此在不同频段会分别表现出不同的振动特性, 这导致夹芯板不同频段的隔声机制和隔声量计算方法也各不相同。本文先后采用适用于低、高频及全频段的夹芯板隔声理论计算方法, 对夹芯板在不同频段的隔声性能和隔声机制进行研究。结果表明: 夹芯板在低频段的隔声量主要由弯曲振动模式决定, 在高频段的隔声量受法向纵波影响更大, 而在中频过渡段, 隔声量同时受到弯曲波和纵波作用的影响。随后进一步分析了芯材在高频段作为弹性基础时夹芯板面板模态造成隔声低谷的现象, 研究了材料阻尼在不同频段对隔声量的影响, 以及阻尼对隔声低谷现象削弱作用的机理。最后给出夹芯板芯材参数和板质量对其隔声性能的影响规律。

关键词: 夹芯板; 隔声; 计算方法

中图分类号: TB532 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1007-7294.2025.12.013

Underwater acoustic insulation mechanisms of sandwich panels in different frequency bands

ZHANG Tong-tong, WANG Wei-bo, ZHANG Qian, YANG Zhi-xiong, ZHANG Xian, WU Wen-wei

(China Ship Scientific Research Center, Wuxi 214082, China)

Abstract: Due to the significant differences in material properties between the sandwich panel skins and core, sandwich panels exhibit different vibration characteristics in different frequency bands. This leads to different sound insulation mechanisms and calculation methods in different frequency bands. In this paper, theoretical methods applicable to low-frequency, high-frequency, and full-frequency ranges respectively were adopted to investigate the sound insulation performance and mechanisms of sandwich panels in different frequency bands. The results indicate that the sound insulation of sandwich panels in the low-frequency band is mainly determined by bending vibration mode, while the sound insulation in the high-frequency band is more affected by normal longitudinal waves. In the transition frequency band between the low-frequency and high-frequency bands, the sound insulation is affected by both bending waves and longitudinal waves. The phenomenon of the sound insulation trough caused by bending modes of sandwich skins when the core material behaves as an elastic foundation was analyzed in this paper. The influence of material damping on sound insulation in different frequency bands was studied, and the mechanism of damping weakening the sound insulation trough was analyzed. Finally, the effect of core material parameters and panel areal density on their sound insulation performance were presented.

收稿日期: 2025-09-09

基金项目: 科工局稳定支持项目(WDZC70202020202)

作者简介: 张彤彤(1990-), 女, 高级工程师, E-mail: zhangtongtong@cssrc.com.cn;

吴文伟(1969-), 男, 研究员, 通讯作者, E-mail: wuww@cssrc.com.cn。

Key words: sandwich panel; sound insulation; calculation method

0 引言

夹芯结构由于具有轻量化、高刚度、高隔声的特点,已经在土木工程、航空航天等领域的隔声结构中得到广泛应用。该结构在水声隔声领域,也得到越来越广泛的应用,如潜器轻外壳、隔声围壳等。

夹芯板在空气声隔声方面的研究已经有了丰富的成果。早在1959年,Kurtze和Watters^[1]便开展了空气声激励下夹芯板的声传递和隔声方面的研究,他们基于无限大板模型,对不同频段下的夹芯板的特性阻抗进行了分析,得到夹芯板在不同频段下的振动特性。之后,Ford、Lord和Walker^[2]研究了芯层胀缩波(Dilatational Wave)共振效应对传声损失的影响。Moore^[3]针对各向同性芯材和各向异性芯材的夹芯板,提出一种计算其隔声量的理论模型并进行了试验验证,进一步提出了一种高隔声板的设计方法。Nilsson^[4]研究了轻质芯材夹芯板的动力学和声学特性,推导了对称板和非对称板的波数、损耗因子、表观弯曲刚度和隔声性能的理论表达式,指出芯材对夹芯板的隔声量非常关键。Wang等^[5]分别基于高阶理论和双参数基础公式,采用夹芯板对称振动和反对称振动解耦的方法,推导了各向同性面板的无限大夹芯板的隔声量。

与空气隔声领域不同的是,当夹芯板作为隔声板应用于水下结构物时,必须考虑结构与声的耦合作用。朱锡等^[6]从水声波动方程出发,建立了二维空间声波斜入射条件下水中夹芯复合材料结构的声学模型,推导了适用于高频段的声传递矩阵和吸声系数,并进行了试验验证。赵颖坤等^[7]同样基于弹性体的波传播理论,用传递矩阵法对复合结构高频段的透射系数和隔声量进行了推导。仝博等^[8]对夹芯复合圆柱壳开展了水下振动和声辐射试验,研究了复合夹芯圆柱壳的吸隔声性能。

近年来,一些新的夹芯板隔声性能计算方法,以及针对新的夹芯构型的隔声计算方法被持续提出。赵艳菊等^[9]提出了一种上下面板非对称的夹芯板隔声性能计算方法,研究了非对称夹芯板表观弯曲刚度随频率的变化规律,分析了面板对称性、芯层剪切模量对隔声性能的影响。郭涛^[10]采用能量法构建了周期性双层夹芯板结构-声腔耦合系统理论分析模型,进而研究了该结构的隔声特性与多种物理参数对其的影响规律。Wu等^[11]通过理论、实验和数值模拟方法评估了四种三重周期最小表面夹层结构的抗弯性能和隔声性能。魏斌等^[12]针对弹性多孔吸声夹芯层合板的隔声特性开展了自由边界条件下的声传递损失研究,分析了不同多孔吸声材料的组合及排列方式对结构隔声特性的影响。

总体来说,对于夹芯板在水声中隔声性能的研究,目前产生了适用于不同频段的多种理论。但对于夹芯板在不同频段的隔声特性、以及隔声模式随频段转换的机理研究,依然有待深入。本文依次采用分别适用于低、高频及全频段的夹芯板隔声理论计算方法,对夹芯板不同频段的隔声性能和机制进行研究,分析材料阻尼在不同频段下对隔声量的影响,并总结芯材材料参数和夹芯板结构质量对隔声性能的影响规律。

1 夹芯板低频隔声特性及计算方法

1.1 夹芯板低频隔声特性

在低频段,由于声波波长较长,夹芯结构的振动受边界及自身振动模态的影响较大。在这种情况下,结构的尺度及其边界条件的影响不可忽略。典型的低频隔声声学模型有镶嵌于无限大刚性障板上的平板、无障板的平板、有限尺寸曲壳等。其中,镶嵌于无限大刚性障板上的平板模型最为常用。当平板两侧的声介质均为水时,该模型的实际物理意义对应于潜艇或潜器的非耐压结构,如导流罩、轻外壳等。这些结构也恰恰是近年来高隔声结构研发和应用的主要对象。因此本文选取镶嵌于无限大刚性障板上的简支边界夹芯平板作为对象,通过理论方法,研究其隔声性能。

当低频声波 p_i 入射到镶嵌于无限大刚性障板上的夹芯平板时, 会产生反射声波 p_s , 同时夹芯板会因激励而振动, 此时的振动表现为弯曲振动。两侧的声介质在受到结构弯曲振动的扰动后, 随之也产生辐射声波并向外传递, 如图 1 所示。其中透射侧的辐射声波可认为是入射声波经板隔声后透过的声波。比较入射声波和透射声波的声功率, 两项声功率之间的差值便可体现夹芯板的隔声效果。

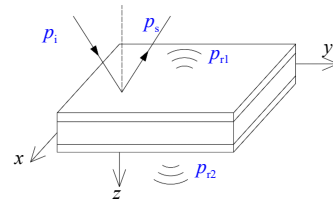


图 1 夹芯板低频隔声模型

Fig.1 Sound insulation model of sandwich panel in low frequency band

1.2 夹芯板低频隔声计算方法

为计算夹芯板的隔声量, 首先需要对声波激励下夹芯板的振动进行计算, 此处考虑声波垂直入射的情况。Mead 夹芯板理论是计算低频夹芯板振动的经典理论, 该理论假设夹芯板以整体弯曲振动模式为主, 夹芯板的两个面板振动位移和相位完全一致, 忽略法向挤压变形和板法向纵波的作用。入射声波激励下, 基于此理论的夹芯板振动运动方程为^[13]

$$\begin{aligned} \frac{E}{1-\mu^2} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{E}{2(1+\mu)} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{2G}{t_s t_c} u + \frac{E}{2(1-\mu)} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} + \frac{G(t_s + t_c)}{t_s t_c} \frac{\partial w}{\partial x} &= 0 \\ \frac{E}{1-\mu^2} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{E}{2(1+\mu)} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - \frac{2G}{t_s t_c} v + \frac{E}{2(1-\mu)} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + \frac{G(t_s + t_c)}{t_s t_c} \frac{\partial w}{\partial y} &= 0 \\ D_t \nabla^4 w - \frac{G(t_s + t_c)}{t_c} \left[(t_s + t_c) \nabla^2 w - 2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + m_p \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} &= 2p_i - 2p_r \end{aligned} \quad (1)$$

其中, $D_t = \frac{Eh_1^3}{6(1-\mu^2)}$, 为两侧表皮面板刚度的和, E 、 μ 分别是面板材料的杨氏模量和泊松比, G 是芯材的剪切模量。 t_s 、 t_c 分别是面板和芯材的厚度, m_p 为夹芯板单位面积的质量。 p_i 为入射声波对板的作用力, p_r 为板向一侧水域中辐射声波对板的作用力。由于此理论假设夹芯板两侧面板振动状态一致, 因此向两侧水域中辐射的声波也是一致的。

对于镶嵌于无限大刚性障板上的矩形夹芯板, 声场声压可由 Rayleigh 积分公式得到^[14], 即

$$p_r(x, y) = \frac{i\rho_0\omega}{2\pi} \int_{s_p} \dot{w}(x', y') \frac{e^{-ik_0 R}}{R} dx' dy' \quad (2)$$

其中, ρ_0 为水的密度, $\dot{w}(x', y')$ 为板表面振动速度, R 为夹芯板表面的点与声压场点之间的距离。对于简支矩形夹芯板, 其面内位移和横向位移可以用各阶模态位移级数和的形式表达, 如下式所示。

$$\begin{aligned} u &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} u_{mn} \cos \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} e^{i\omega t} \\ v &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} v_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \cos \frac{n\pi y}{b} e^{i\omega t} \\ w &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} w_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: a 、 b 分别为该矩形夹芯板的长和宽, m 、 n 为模态阶数。为方便表示, 下面的式子中均忽略时间项 $e^{i\omega t}$ 。将式(2)、(3)代入方程(1), 并利用三角函数的正交性, 可以得到该夹芯板的模态振动运动方程为

$$(Z_{mn}^p + 2i\omega Z_{mnpq}) w_{mn} = 2p_{imn} \quad (4)$$

其中, $Z_{mn}^p = D_t \frac{\pi^4}{b^4} n^4 (r^2 + 1)^2 \left[1 + \frac{3(1+\tau)^2}{1+\Psi_{mn}} \right] - m_p \omega^2$, 为夹芯板的机械阻抗。 $r = \frac{bm}{an}$, $\tau = \frac{t_c}{t_s}$, $\Psi_{mn} = \frac{r^2 + 1}{1 - \nu^2}$ 。
 $\frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{E}{G_c} t_c t_s \left(\frac{n}{b} \right)^2$ 。 $p_{imn} = \frac{4}{ab} \int_0^b \int_0^a p_i \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} dx dy$, 为入射波的模态力。 Z_{mnpq} 为夹芯板的声辐射阻抗,

表达式如下

$$Z_{mnpq} = \frac{2\rho_0\omega}{\pi ab} \int_0^a \int_0^b \int_0^a \int_0^b \frac{\sin\left(\frac{m\pi x'}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y'}{b}\right) e^{-ik_0 R} \sin\left(\frac{p\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{q\pi y}{b}\right)}{R} dx' dy' dx dy \quad (5)$$

上式中 $R = \sqrt{(x_1 - x'_1)^2 + (y_1 - y'_1)^2}$ 。如此, 便可通过式(4)求解得到夹芯板的振动模态位移为

$$w_{mn} = \frac{2p_{i_{mn}}}{(Z_{mn}^P + 2i\omega Z_{mnpq})} \quad (6)$$

夹芯板向透射侧声介质中辐射的声功率为

$$W_t = \frac{\omega^2}{2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} w_{mn} \operatorname{Re}[Z_{mnpq}] w_{mn}^* \quad (7)$$

入射声波的入射声功率为

$$W_i = \frac{l_1 l_2 p_{i_0}^2}{2\rho_0 c_0} \quad (8)$$

其中, p_{i_0} 为入射声波的幅值。夹芯板的透射系数为

$$t_p = \frac{W_t}{W_i} \quad (9)$$

相应地, 夹芯板的隔声量为

$$TL = 10 \lg \frac{1}{|t_p|} \quad (10)$$

2 夹芯板高频隔声特性及计算方法

2.1 夹芯板高频隔声特性

随着入射声波的激励频率升高, 声波波长变短, 夹芯板的振动模式也发生相应的变化。与低频段中夹芯板两侧面板振动状况完全一致的假设不同, 夹芯板在高频段的法向(垂直于板的方向)振动和变形的影响更加显著, 尤其是软质芯材的法向振动和变形。同时, 边界条件的影响越来越小, 直至可以忽略。因而, 对夹芯板进行高频段隔声性能的评估时, 需更加关注法向纵振的影响。

从这个角度考虑夹芯板的隔声时, 认为声波 p_i 入射到板表面时, 会产生进入夹芯板的声波 p_{i2} 和反射回声介质的声波 p_{i1} , 如图2所示。进入板的声波继续向前传递, 遇到下一个界面时, 由于两种材料声阻抗的不同, 会在界面处再次产生反射波和透射波。如此, 声波在传递的路径上会经过多次的界面反射和透射, 产生能量损耗。

2.2 夹芯板高频隔声计算方法

针对声波在高频下的传播的特点, 波传递法(也称为波阻抗法)被用于计算夹芯板的隔声量。假设夹芯板置于特性阻抗为 $R_0 = \rho_0 c_0$ 的声学介质中; 夹芯板声波入射侧面板厚度为 t_1 、特性阻抗为 $R_1 = \rho_1 c_1$; 透射侧面板厚度为 t_2 、特性阻抗为 $R_2 = \rho_2 c_2$; 芯材厚度为 t_c 、特性阻抗为 $R_c = \rho_c c_c$ 。入射声波通过多个界面进行了多次反射和透射, 直到透过夹芯板再次进入板另一侧的声学介质。比较入射侧和透射侧声波的声功率或声压, 即可得到夹芯板的隔声性能。根据声波传递路径上任何一个界面处的声速和声压一致的原则, 经过一系列运算^[15], 可以得到透射系数为

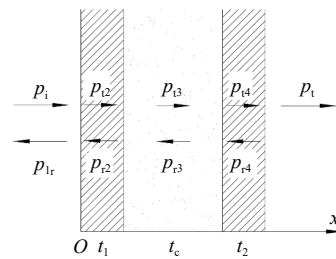


图2 夹芯板高频隔声模型

Fig.2 Sound insulation model of sandwich panel in high frequency band

$$t_p = \left| \frac{16R_c R_0 R_1 R_2 e^{j(k_2 t_2 + k t_c + k_0 t_1)}}{\alpha e^{2jk_c t_c} + \beta} \right|^2 \quad (11)$$

其中

$$\begin{aligned} \alpha &= [(R_1 + R_0)(R_2 + R_c) e^{2jk_1 t_1} + (R_1 - R_0)(R_c - R_1)] \\ &\quad [(R_2 + R_0)(R_3 + R_c) e^{2jk_2 t_2} + (R_2 - R_0)(R_c - R_2)] \\ \beta &= [(R_0 + R_1)(R_c - R_1) e^{2jk_1 t_1} + (R_1 - R_0)(R_c + R_1)] \\ &\quad [(R_0 + R_2)(R_2 - R_c) e^{2jk_2 t_2} + (R_2 + R_0)(R_0 - R_2)] \end{aligned} \quad (12)$$

上式中 k_0 、 k_c 、 k_1 、 k_2 分别为声波在声学介质、夹芯板芯材、夹芯板入射侧面板和透射侧面板中的波数。由此可以通过式(10)、(11)计算夹芯板在高频段的隔声量。

3 适用于任意频段的夹芯板隔声计算方法

前二节提到的适用于低频段和高频段的夹芯板隔声计算方法, 均是根据该频段夹芯板的主要振动模式, 对夹芯板的振型进行人为假设, 进而发展起来的方法。例如低频段假设其两个表皮面板的振动位移一致, 高频段则将夹芯板假设为无限大板, 不关注其弯曲振动, 仅关注法向纵振。因此, 基于人为假设发展出的计算方法也仅适用于相应的频段, 是该频段中夹芯板振动隔声真实状况的近似表达。

为获得适用于各个频段的夹芯板振动隔声的计算方法, 有学者放弃人为假设, 发展出基于完全的三维弹性力学方法的层合板振动计算方法, 如初始函数法^[16]、状态空间法^[17]等。这些方法将层合板每一层材料均视为三维弹性体, 采用三维弹性力学方法进行求解, 因此对任意频段夹芯板振动的计算均具有较强的适应性。但这些方法也有明显的缺点, 其中之一在于不便进行隔声计算。这类方法对于层合板本身的机械阻抗没有直接表达式, 因而无法直接将机械阻抗与辐射阻抗叠加进行声固耦合运算, 而是需要较为复杂的推导过程, 同时计算量比较大, 计算耗时长。

另一个方法路线是将夹芯板的表皮面板视为板, 但把芯材视为三维弹性体。这种假设可以对软质芯材在各个频段的复杂振动模式进行完整的表征。同时由于表皮面板通常较薄, 因此将其视为平板也可满足夹芯板对各频段的计算要求。所以这种方法对夹芯板各个频段的振动计算均具有较高的适应性。同时此方法可以直接给出夹芯板的机械阻抗矩阵, 因此在声固耦合计算中也较为简便。过往发表的文章^[18]对这种假设下的夹芯板的振动运动方程给出了详细的推导过程, 最终将夹芯板的模态振动运动方程表示为如下的矩阵方程形式

$$\mathbf{L}_{mn} \cdot \mathbf{d}_{mn} = \mathbf{P}_{mn} \quad (13)$$

上式中 $\mathbf{L}_{mn}$ 为 6×6 的矩阵, 包含了夹芯板表皮面板和芯材的刚度和惯性力的要素, 可以较为完整地表征夹芯板在不同频段内的各种振动模式, $\mathbf{L}_{mn}$ 中的各个元素表达式见文献[18]。 $\mathbf{d}_{mn} = \begin{Bmatrix} u_{1mn} & v_{1mn} & w_{1mn} & u_{2mn} & v_{2mn} & w_{2mn} \end{Bmatrix}^T$, 为两侧表皮面板模态位移组成的向量, 下标“1”表示入射侧面板, 下标“2”表示透射侧面板。 $\mathbf{P}_{mn} = \begin{Bmatrix} p_{1mn} & p_{2mn} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}^T$, 为外载荷组成的向量。 p_{1mn} 、 p_{2mn} 分别为入射侧面板和透射侧面板受到激励力的模态力。下面基于此理论对隔声量计算方法进行推导。

当夹芯板的两侧均为水域时, p_{1mn} 包含了入射平面波、反射平面波和入射侧表皮面板向水域中辐射声波的反作用力, p_{2mn} 仅包含透射侧表皮面板向水域中辐射声波的反作用力。因此, 外载荷向量可表示为

$$\mathbf{P}_{mn} = \begin{Bmatrix} (2p_{1mn} - p_{r1mn}) & -p_{r2mn} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}^T \quad (14)$$

上式中 p_{1mn} 为入射平面波的模态力, p_{r1mn} 、 p_{r2mn} 分别是入射侧和透射侧面板辐射声波对面板的反作用力。由于此理论并未假定夹芯板两侧面板振动状态一致, 因此两侧面板辐射声波的作用力也具有各

自的表达式,并不相同。

将外载荷向量(14)代入式(13),并考虑到 $p_{r1mn} = i\omega Z_{mnpq} w_{1mn}$, $p_{r2mn} = i\omega Z_{mnpq} w_{2mn}$,夹芯板声固耦合振动方程可整理为

$$(\mathbf{L}_{mn} + i\omega \mathbf{Z}_{mn}) \cdot \mathbf{d}_{mn} = \begin{Bmatrix} 2p_{i1mn} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}^T \quad (15)$$

上式中 p_{i1mn} 同式(4); $\mathbf{Z}_{mn}$ 为辐射阻抗矩阵,也是 6×6 的矩阵,其中第(1,3)元素和(2,6)元素为 Z_{mnpq} ,同式(5),其余元素为0。

同样,透射侧的辐射声功率为

$$W_t = \frac{\omega^2}{2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} w_{2mn} \operatorname{Re}[Z_{mnpq}] w_{2mn}^* \quad (16)$$

依然可以通过式(8)~(10)、式(16)计算该夹芯板的隔声量。

4 夹芯板在不同频段的隔声机制

下面采用一个算例来分析上述计算方法的适用频段和夹芯板在不同频段的隔声机制。该算例为简支矩形夹芯板,长和宽分别为1.2 m、1 m,两侧面板厚度均为5 mm,芯材厚度为50 mm,面板和芯材的材料和属性如表1所示。

表1 夹芯板材料力学性能

Tab.1 Material properties of sandwich panel

	材料	模量 /GPa	泊松比	密度 / (kg·m ⁻³)
面板	玻璃钢	20	0.15	2000
芯材	PVC泡沫	0.055	0.32	100

在此算例中,将三维弹性体芯材的夹芯板隔声计算方法的计算结果作为基准,并与Mead夹芯板理论(适用低频)和波传递法(适用高频)计算得到的隔声量进行对比,如图3所示,对夹芯板在低频和高频的隔声特性以及低频与高频隔声量的转变过程进行研究。

由图3可知,在低频段(10~350 Hz),基于Mead理论的计算结果与三维弹性体夹芯的夹芯板隔声计算方法的计算结果更加吻合。此频段的隔声量曲线存在多个低谷,与夹芯板的弯曲振动固有频率对应。此夹芯板的水中弯曲振动固有频率如表2所示。由表可知,只有在第 (m,n) 阶固有频率处,且 m 和 n 均为奇数时,夹芯板向透射侧水域辐射的声功率达到峰值,且幅值超过入射声功率,导致这类频点处的隔声量为负值,即存在声波放大的现象,这与文献[19]关于板低频声辐射的结论是类似的。图中曲线的对比也印证了此频段内,Mead理论关于夹芯板作整体弯曲振动、两个面板的振动状况一致的基本假设是合理的,计算结果也具有较高的准确度。

在高频段(2000~10 000 Hz),波传递法与三维弹性体夹芯的夹芯板隔声计算方法两者的计算结果具有更高的一致性。这说明在此频段,决定夹芯板隔声性能的振动模式是纵波振动,而弯曲波的影响较小。

在过渡频段(350~2000 Hz),夹芯板的振动处于弯曲振动叠加法向纵波振动的模式,因而隔声量也体现出一种过渡的状态。

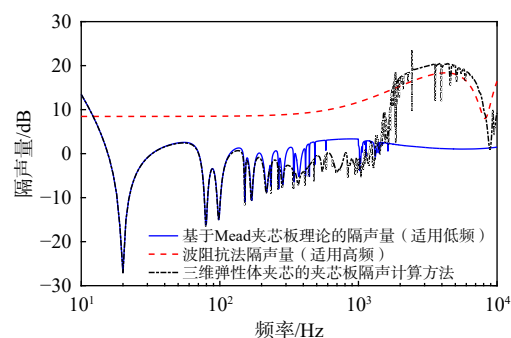


图3 不同理论方法计算的夹芯板隔声量

Fig.3 Sound insulation of sandwich panel calculated by different theoretical methods

表 2 夹芯板前十阶水中弯曲振动固有频率

Tab.2 First ten natural frequencies of underwater bending vibration modes of sandwich panel

阶数	振型	三维弹性体夹芯的夹芯板 计算方法计算的固有频率/Hz	Mead理论计算的 固有频率/Hz	有无隔声谷值
1	(1,1)	19.8	19.9	有
2	(2,1)	47.2	47.2	无
3	(1,2)	56.3	56.4	无
4	(2,2)	78.7	78.8	无
5	(3,1)	79.3	79.4	有
6	(1,3)	98.0	98.2	有
7	(3,2)	110.5	110.8	无
8	(2,3)	122.2	122.5	无
9	(4,1)	123.5	123.9	无
10	(4,2)	150.5	151.1	无

结构传递到水中的声功率与结构振速紧密相关,并且振速作为一个复数量,其振速的实部与声波传播的方向相同是引发声传播的主要因素,振速的虚部对声传播产生的是间接影响。为了进一步研究不同频段夹芯板的振动模式对隔声的影响,选取低频段、过渡频段和高频段的典型频点,计算夹芯板入射侧和透射侧表皮面板的法向振速,如图 4~6 所示。

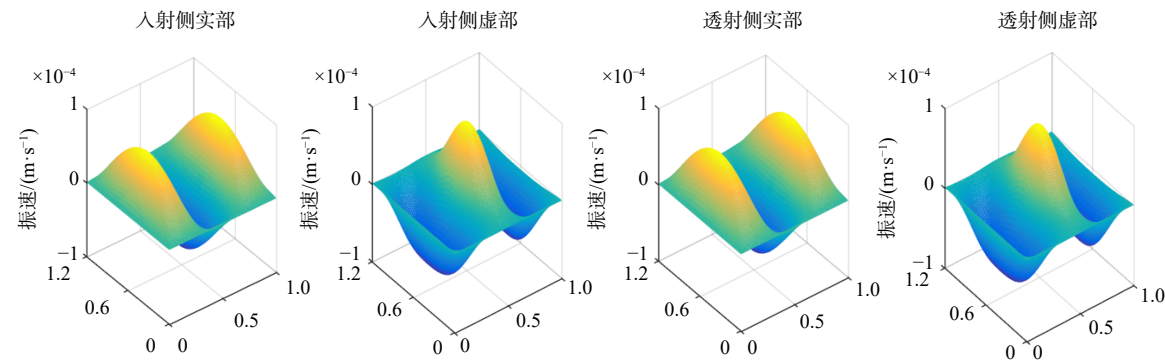


图 4 夹芯板入射侧和透射侧表皮面板振速 (100 Hz)

Fig.4 Vibration velocities of the skins on the incident and transmission sides of sandwich panels (100 Hz)

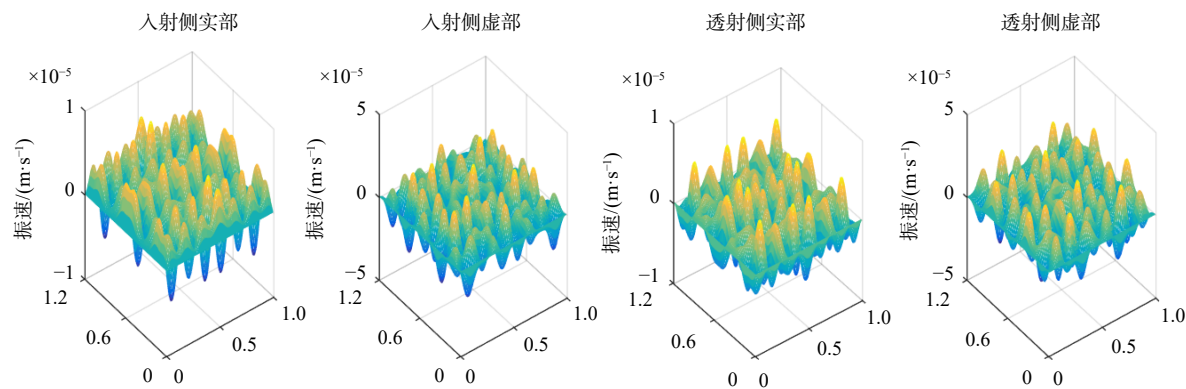


图 5 夹芯板入射侧和透射侧表皮面板振速 (1500 Hz)

Fig.5 Vibration velocities of the skins on the incident and transmission sides of sandwich panels (1500 Hz)

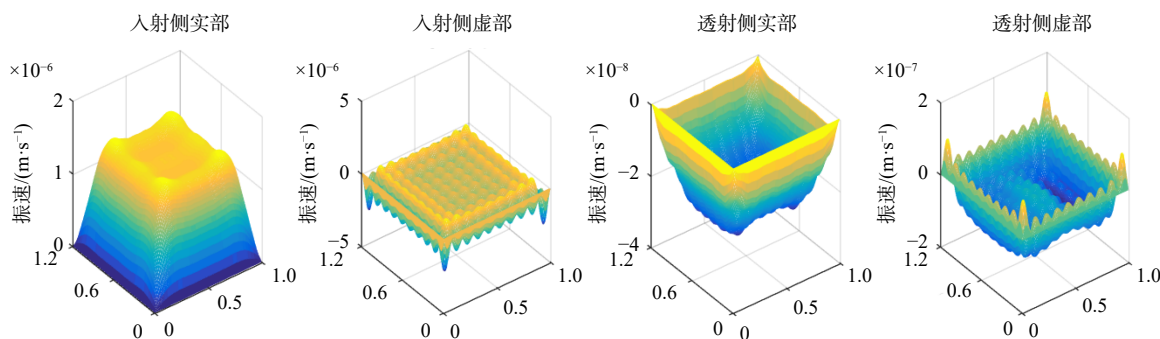


图6 夹芯板入射侧和透射侧表皮面板振速 (4000 Hz)

Fig.6 Vibration velocities of the skins on the incident and transmission sides of sandwich panels (4000 Hz)

由上述夹芯板表皮面板的振速图可知,在低频段(图4),夹芯板的振动模式属于典型的弯曲振动,两侧面板的振动位移和相位完全一致。在低频与高频的过渡频段(图5),振动波长变短,两侧面板的振型已经不是规律的正弦波,并且振动位移也存在一定程度的不一致。在高频段(图6),振速的实部除边界区域外,更加偏向“活塞振动”的模式,同时混合了部分弯曲振动。这也进一步说明,在高频段对夹芯板隔声特性起支配作用的振动模式是纵波振动。同时,透射侧表皮面板的振速量级明显小于入射侧表皮面板,说明声波通过入射侧表皮面板传递到透射侧表皮面板的过程中存在较大幅度的衰减,这是由于纵波在板法向多个界面处声阻抗不一致而产生的声能量耗散导致的。

当然,通过图3的隔声量曲线也可看到,高频段的隔声量曲线中也有多个尖锐的谷值,如3584 Hz处、3964 Hz处、4600 Hz处等。为分析这些高频隔声谷出现的原因,以4600 Hz处为例,给出两侧表皮面板的振速分布图,如图7所示。

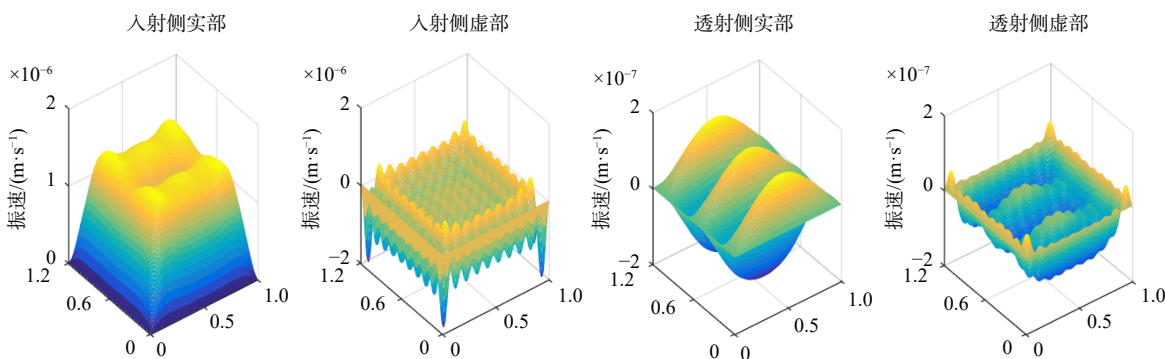
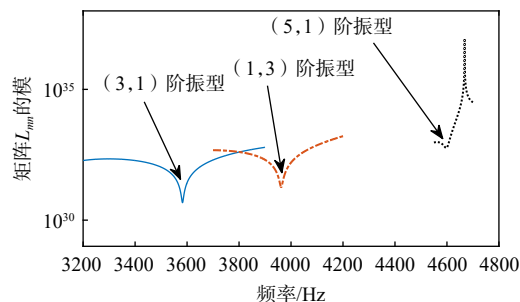


图7 夹芯板入射侧和透射侧表皮面板振速 (4600 Hz)

Fig.7 Vibration velocities of the skins on the incident and transmission sides of sandwich panels (4600 Hz)

由图7可知,在高频隔声谷处,夹芯板入射侧的表皮面板的振动型式以“活塞振动”为主,掺杂少量的弯曲振动模式。而透射侧面板则呈现规律的正弦弯曲波振型。经分析认为,在高频段,由于夹芯板的芯材较软,模量较小,因此振动波长也很短,此时芯材并非处于板振动模式,更倾向于三维弹性体的振动模式。透射侧的表皮面板模量更大,因此便作为“粘贴在三维弹性基础上的板”进行振动。由于芯材振动状况随频率变化,因而透射侧面板也相应存在多个“粘贴于三维弹性基础上”的振动模态,造成了高频隔声的低谷。从理论计算的角度还可印证,高频隔声谷处的频率对应了振动运动方程(13)中矩阵 L_{mn} 的模的低谷,如图8所示,即高频隔声谷与夹芯板的某一阶模态对应。因

图8 高频段处矩阵 L_{mn} 的模Fig.8 The modulus of matrix L_{mn} in high-frequency band

此可以判断, 这些高频隔声谷是由于夹芯板面板的高频振动模式导致的。

在 4000 Hz 以后的频段, 隔声量总体趋势随频率升高而下降, 并在 8900 Hz 附近出现谷值, 而后总体趋势再度上升。8900 Hz 隔声谷处的夹芯板表皮面板振速如图 9 所示。由图可知, 此处的隔声谷主要是由芯材纵振模式引起的, 同时混合一定的弯曲振动模式。此时隔声谷所在的频点与结构的模量、密度、厚度等参数以及外界声学介质的特性阻抗有关。图 10~11 给出了高频段的隔声高点 4000 Hz 和谷点 8900 Hz 处, 夹芯板中心点振速随厚度变化的分布。可以看到, 在隔声高点 4000 Hz 处, 夹芯板芯材的振速随法向坐标单调变化, 透射侧的振速明显小于入射侧, 这使得通过夹芯板振动进入透射侧水域的声能量更小, 因而带来较高的隔声量。而在隔声谷点 8900 Hz 处, 芯材法向振速分布并非单调, 入射侧振速与透射侧振速接近, 且振动幅值整体上大于图 10 显示的幅值, 因而这种振动模式下, 隔声量较小。

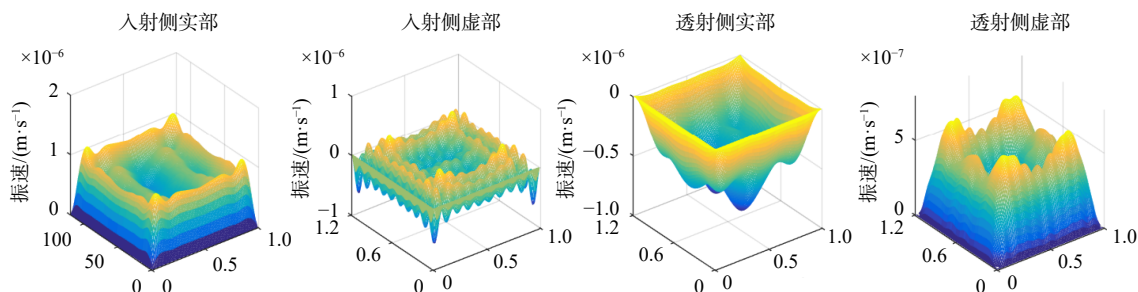


图 9 夹芯板入射侧和透射侧表皮面板振速 (8900 Hz)

Fig.9 Vibration velocities of the skins on the incident and transmission sides of sandwich panels (8900 Hz)

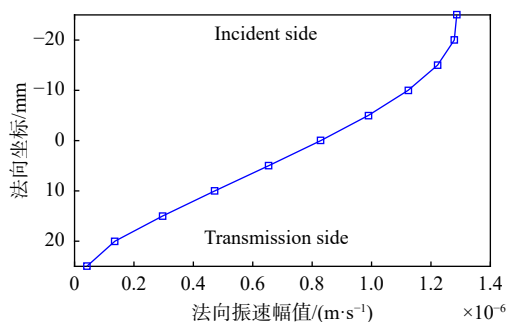


图 10 夹芯板中点法向振速沿板厚的分布 (4000 Hz)

Fig.10 Normal vibration velocity distribution of center point along the thickness of sandwich panel (4000 Hz)

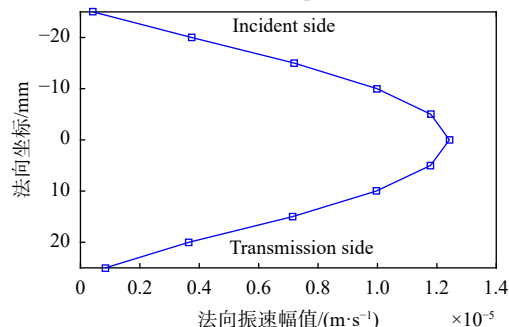


图 11 夹芯板中点法向振速沿板厚的分布 (8900 Hz)

Fig.11 Normal vibration velocity distribution of center point along the thickness of sandwichpanel (8900 Hz)

5 阻尼对夹芯板隔声性能的影响

当然, 图 3 的理论计算中未计入夹芯板面板和芯材的阻尼, 因而隔声低谷非常显著。在实际应用中, 材料的阻尼会对结构振动和隔声量产生明显的影响。图 12 给出了未计入阻尼和计入阻尼的夹芯板隔声量的理论结果。其中计入阻尼的理论计算中, 阻尼的作用以复模量的方式实现, 表皮面板的模量表示为 $E_s = (1 + i\eta_s)E_s$, 其中 η_s 为表皮面板的材料阻尼系数, 此算例中取值为 1%; 芯材的模量表示为 $E_c = (1 + i\eta_c)E_c$, 其中 η_c 为芯材的材料阻尼系数, 此算例中取值为 3%。剪切模量也遵循此方法表示。从图 12 可以看出, 阻尼可以在广泛的频段中减弱或消除

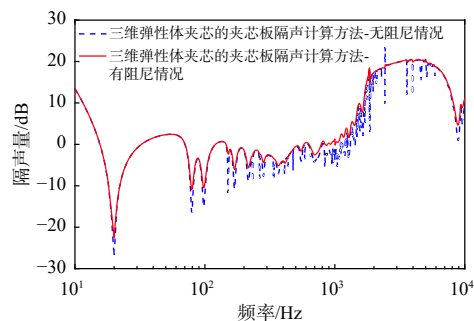


图 12 无阻尼和有阻尼夹芯板的隔声量

Fig.12 Sound insulation of undamped and damped sandwich panels

隔声低谷,提高夹芯板的隔声量。

选取典型的隔声谷频点,如低频 100 Hz 及高频 4600 Hz 处,考虑阻尼影响情况下的夹芯板表皮面板的振速如图 13~14 所示。

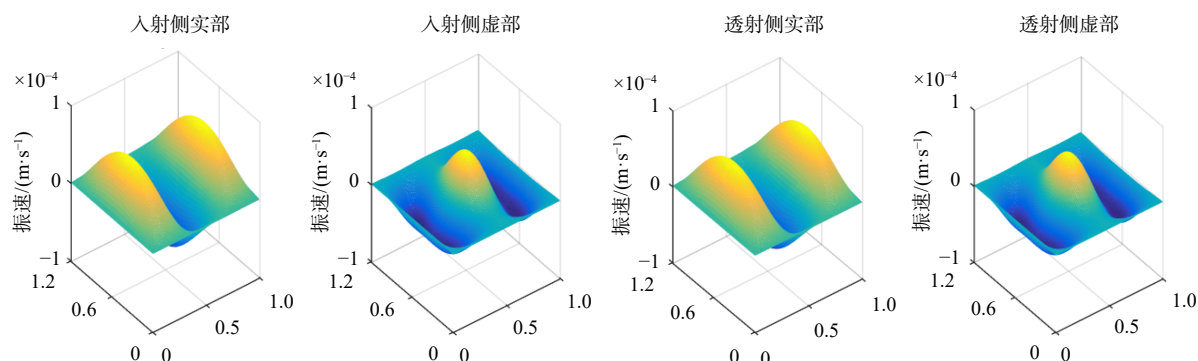


图 13 夹芯板入射侧和透射侧表皮面板振速 (100 Hz, 有阻尼)

Fig.13 Vibration velocities of the skins on the incident and transmission sides of sandwich panels (100 Hz, with damping)

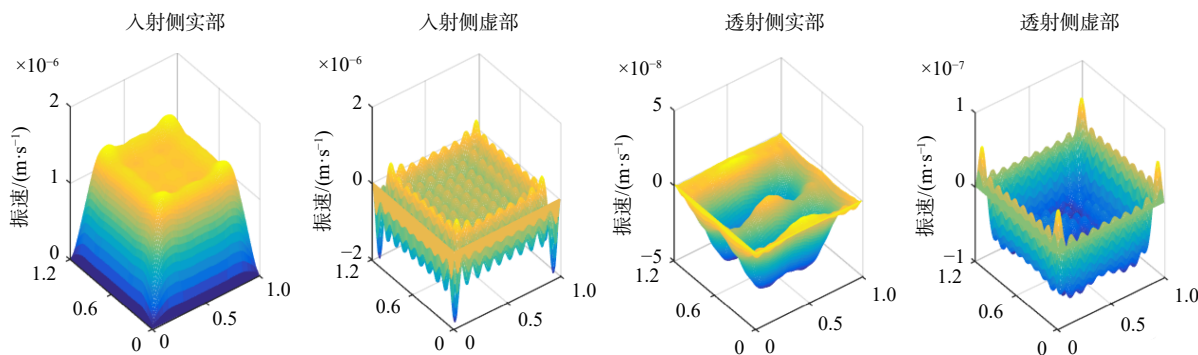


图 14 夹芯板入射侧和透射侧表皮面板振速 (4600 Hz, 有阻尼)

Fig.14 Vibration velocities of the skins on the incident and transmission sides of sandwich panels (4600 Hz, with damping)

对比同频率下图 13 与图 4 的夹芯板面板振速可知,在低频段,阻尼可以同时降低夹芯板两侧面板的振动幅值,从而提高隔声量。由图 14 与图 7 对比可知,在高频段,阻尼对入射侧面板振速的影响相对较小,对透射侧面板振速的影响更大。考虑阻尼时,透射侧面板不再是正弦函数的波形,且透射侧面板振速的幅值有较大幅度的降低,与非隔声谷频点处透射侧面板振速同量级(与图 6 相比)。如此一来,透射侧面板对透射侧水域的扰动更小,透声量更低,隔声量曲线中的高频段隔声谷便被很大程度上消除了。

6 结构参数对隔声量的影响规律

6.1 芯材结构参数对隔声量的影响规律

基于前文所述的适用于不同频段的隔声量计算方法,可对不同频段夹芯板隔声量随结构参数的变化规律进行研究,用以支撑夹芯隔声结构的设计。在进行夹芯隔声结构的设计时,常用且有效的手段是根据隔声量的要求,对芯材进行材料性能的选型,并对芯材厚度进行设计。本节以芯材模量和芯材厚度两个结构参数为变量,研究这些参数在不同频段对夹芯板隔声量的影响规律。

6.1.1 芯材结构参数对低频及过渡频段隔声量的影响规律

依然采用第 4 节的算例,仅改变芯材的模量和厚度,计算低频段和过渡频段的夹芯板的隔声量,计算频段为 10~2000 Hz,计算结果如图 15~16 所示。增加芯材的模量或厚度,可以增加夹芯板的抗弯刚

度。由图可知,在首个隔声谷之前的刚度控制段,提高夹芯板的刚度可以明显提高隔声量。但在首个隔声谷后的频段,提高夹芯板刚度的效果主要是使夹芯板的弯曲振动固有频率向高频移动,因此相应的隔声谷也向高频移动,隔声量高点的幅值变化不大。在此频段,改变芯材的上述参数,主要起到调节夹芯板固有频率的作用,即将夹芯板的固有频率与主要激励频段错开,从而达到较好的隔声效果。

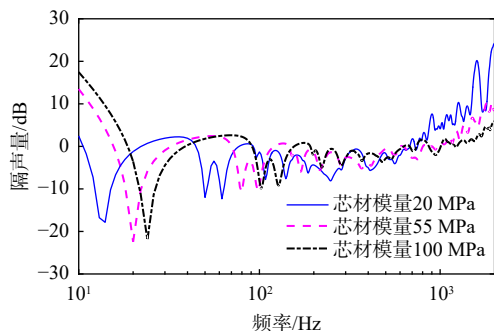


图 15 不同芯材模量夹芯板低频及过渡频段隔声量

Fig.15 Sound insulation of sandwich panels with different core material moduli in low and transition frequency bands

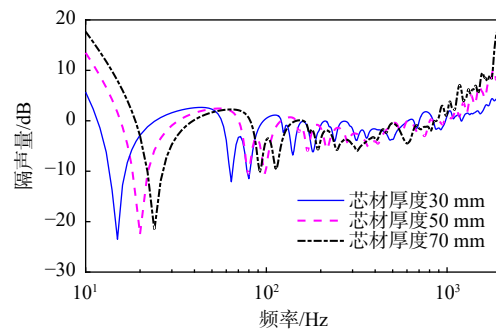


图 16 不同芯材厚度夹芯板低频及过渡频段隔声量

Fig.16 Sound insulation of sandwich panels with different core thicknesses in low and transition frequency bands

在过渡频段,夹芯板的振动模式为弯曲波混合纵波,因此既有弯曲波导致的隔声峰谷,也有纵波影响下隔声量随频率升高的现象。更低模量和更厚的芯材可以提高夹芯板的隔声量,这是因为更低的芯材模量可以使芯材的声学阻抗与表皮面板的声学阻抗差异更大,因此声波以纵波形式通过表皮面板和芯材之间的界面时,产生更大的能量损耗;更厚的芯材也可使声波在传递的路径上损耗更大。

6.1.2 芯材结构参数对高频段隔声量的影响规律

采用波传递法计算的不同芯材模量和厚度的夹芯板在高频段隔声量如图 17~18 所示,计算频段为 2000~20 000 Hz。夹芯板在高频段的隔声量数值上总体要高于低频段,并呈现出规律的峰谷交替。

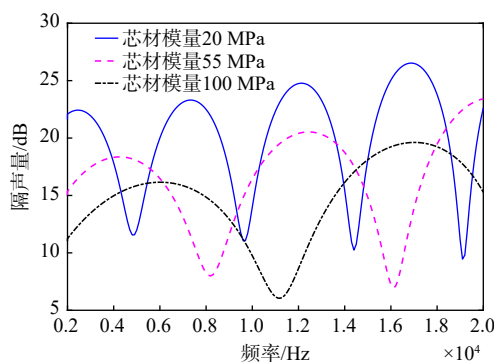


图 17 不同芯材模量的夹芯板高频隔声量

Fig.17 Sound insulation of sandwich panels with different core material moduli in high-frequency band

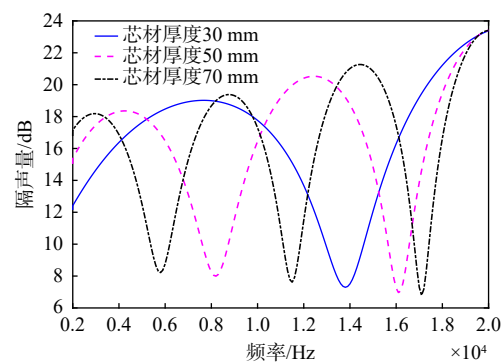


图 18 不同芯材厚度的夹芯板高频隔声量

Fig.18 Sound insulation of sandwich panels with different core thicknesses in high-frequency band

根据波传递法,在每一个纵波经过的界面,两种材料的特性阻抗差别越大,界面处的声能量损耗越大。由图 17 可见,芯材模量越小,隔声量越大,这与机理分析的结论是一致的。同样,芯材模量越小,厚度越厚,则同样的纵波振动模式的频率越低,相应的隔声量峰谷值均向低频移动。更低的芯材模量与更大的芯材厚度可在一定程度上提高隔声峰,但是也会在同一频段中导致更多的隔声谷。所以,如何取得更好的隔声量,也要从入射波的能量集中频段进行综合考虑。

6.2 夹芯板质量对隔声量的影响规律

在空气声隔声领域,质量定律经常被用于指导隔声结构的设计。质量定律表明,在隔声曲线的质量控制区,隔声板的单位面积质量增加一倍,隔声量可提升 6 dB。根据文献[14],质量定律有效的前提

之一是声学介质的特性阻抗要远小于隔声板的特性阻抗,然而,这一前提条件在水声隔声中通常并不满足。

为探究夹芯板质量对隔声量的影响,保持第4节夹芯板的力学参数和尺寸不变,将表皮面板和芯材的密度变为原模型的二倍,计算两种情况下的夹芯板隔声量曲线,结果如图19~20所示。

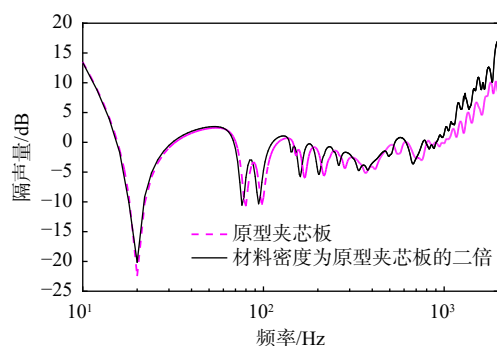


图19 不同质量夹芯板低频及过渡频段隔声量

Fig.19 Sound insulation of sandwich panels with different mass in low and transition frequency bands

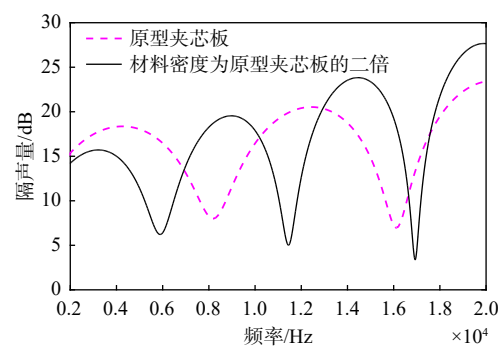


图20 不同质量夹芯板高频段隔声量

Fig.20 Sound insulation of sandwich panels with different mass in high frequency band

由图可知,夹芯板的单位面积质量增加一倍时,低频段隔声量的变化不大,过渡频段的隔声量略有增加,增加的幅值约在2~4 dB。在高频段,增加夹芯板的单位面积质量可使隔声峰、谷向低频移动,隔声峰值略有提升,但提升幅度未达质量定律预测的6 dB,与此同时相应的隔声谷值也进一步降低。由此可知,水声隔声结构的隔声量变化并不符合质量定律。

通过上述不同频段隔声量随结构参数和夹芯板质量变化规律的研究,可以对水声隔声结构的设计提供几点参考:首先是对夹芯板的结构进行参数设计,尽量使板的固有频率与噪声源的频段错开,减小隔声低谷,提高隔声峰值;然后是提高结构阻尼,尽可能多地耗散入射声波的机械能,削弱隔声低谷;最后可针对夹芯板低频段的隔声弱点,引入局域低频共振吸声结构,以增强夹芯板在低频段的隔声性能。

7 结 论

本文基于多种夹芯板振动与隔声理论,计算了夹芯板在不同频段的隔声量,分析了其隔声机制,并研究了结构阻尼对隔声量的影响。最后,探讨了芯材参数(材料与几何参数)及夹芯板质量对不同频段隔声量的影响规律。可以得到以下几个结论:

(1)夹芯板在低频段的振动以弯曲波为主,其隔声量主要受弯曲振动控制。此频段的隔声低谷是由夹芯板的弯曲振动模态导致的。在奇数阶模态的固有频率处,夹芯板的振速存在峰值,传递到透射侧水域的声功率也存在相应的峰值,且幅值超过入射声功率,导致这类频点处的隔声量为负值。采用Mead等基于弯曲振动的经典理论计算低频隔声量,可获得较高精度。

(2)夹芯板在高频段的振动受法向纵波影响显著,因此,采用描述纵波传递的波传递法计算该频段隔声量更为合适。在低频段与高频段之间的过渡频段,隔声量同时受弯曲波和纵波传递方式的影响。

(3)阻尼可有效减小低频段的隔声谷,提高低频段的隔声量。而在高频段,阻尼能明显削弱因透射侧面板(可视为支撑于三维弹性基体上的板)共振所引起的隔声低谷。

(4)在夹芯板水声隔声中,首个弯曲模态隔声谷之前的频段为刚度控制区,提高夹芯板刚度可显著增加隔声量,此规律与空气声隔声类似。但在首个隔声谷之后的频段,增加夹芯板单位面积的质量仅使隔声量略有增加,提升幅度未达质量定律预测的6 dB,这表明水声隔声结构的隔声量变化并不符合质量定律。

参 考 文 献:

- [1] Kurtze G, Watters B G. New wall design for high transmission loss or high damping[J]. Journal of the Acoustical Society of

- America, 1959, 31(6): 739–748.
- [2] Ford R D, Lord P, Walker A W. Sound transmission through sandwich constructions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1967, 5(1): 9–21.
- [3] Moore J A. Sound transmission loss characteristics of three layer composite wall constructions[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1978, 63, S8.
- [4] Nilsson A C. Wave propagation in and sound transmission through sandwich plates[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 1990, 138(1): 73–94.
- [5] Wang T, Sokolinsky V S, Rajaram S, et al. Assessment of sandwich models for the prediction of sound transmission loss in unidirectional sandwich panels[J]. *Applied Acoustics*, 2005, 66(3): 245–262.
- [6] 朱 锡, 罗 忠, 周 欣, 等. 斜入射下水中隐身夹芯复合材料壳板结构声学设计[J]. *船舶力学*, 2009, 13(4): 646–656.
- Zhu X, Luo Z, Zhou X, et al. Acoustic stealth design on the underwater sandwich composite shell structure in oblique incidence[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2009, 13(4): 646–656. (in Chinese)
- [7] 赵颖坤, 盛美萍. 斜入射水下复合结构隔声特性研究[J]. *噪声与振动控制*, 2005(4): 55–57.
- Zhao Y K, Sheng M P. Investigation of the sound insulation of underwater compound structures in condition of oblique incidence[J]. *Noise and Vibration Control*, 2005(4): 55–57. (in Chinese)
- [8] 全 博, 李永清, 朱 锡, 等. 复合材料夹芯圆柱壳水下振声性能试验研究[J]. *材料导报*, 2019, 33(10): 1728–1733.
- Tong B, Li Y Q, Zhu X, et al. Underwater vibro-acoustic behavior of composite cylindrical shell with sandwich structure: An experimental study[J]. *Materials Reports*, 2019, 33(10): 1728–1733. (in Chinese)
- [9] 赵艳菊, 宋士轲, 陈大伟, 等. 非对称夹芯板隔声量的解析计算模型及影响因素[J]. *声学学报*, 2022, 47(1): 114–125.
- Zhao Y J, Song S K, Chen D W, et al. An analytical calculation model and influencing factors for sound insulation of asymmetric sandwich plates[J]. *Acta Acustica*, 2022, 47(1): 114–125. (in Chinese)
- [10] 郭 涛. 周期性双层夹芯板结构隔声特性研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2023.
- Guo T. Study on sound insulation characteristics of periodic double-layer sandwich panel structures[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2023. (in Chinese)
- [11] Wu Y Z, Qi X, Sun L F. et al. Sound transmission loss and bending properties of sandwich structures based on triply periodic minimal surfaces[J]. *Thin-Walled Structures*, 2024, 204: 112324.
- [12] 魏 斌, 张冠军, 陈足君, 等. 多孔夹芯层组合方式对夹层板隔声特性影响研究[J]. *噪声与振动控制*, 2021, 41(3): 228–233.
- Wei B, Zhang G J, Chen Z J, et al. Study on sound insulation performance of sandwich panels with porous elastic cores[J]. *Noise and Vibration Control*, 2021, 41(3): 228–233. (in Chinese)
- [13] Mead D J, Markus S. The forced vibration of a three-layer, damped sandwich beam with arbitrary boundary conditions[J]. *Journal of Sound Vibration*, 1969, 10(1): 163–175.
- [14] 程建春. 声学原理. 第 1 版[M]. 科学出版社, 2012.
- Cheng J C. Principles of Acoustics. 1st ed [M]. Science Press, 2012. (in Chinese)
- [15] 范玉岭, 王敏庆. 复合板隔声性能分析[J]. *噪声与振动控制*, 2007, 27(2): 90–93.
- Fan Y L, Wang M Q. An analysis of the sound insulation for compound panel[J]. *Noise and Vibration Control*, 2007, 27(2): 90–93. (in Chinese)
- [16] Vlasov V. The method of initial functions in problems of theory of thick plates and shells.[C]//9th Cong Appl Mech. Brussels, Belgium, 1957, 6: 321–330.
- [17] 范家让, 叶建乔. 层合厚板静动态问题的精确解[J]. *合肥工业大学学报 (自然科学版)*, 1989(1): 7–14.
- Fan J R, Ye J Q. Exact solution for the statics and dynamics of laminated orthotropic thick plate[J]. *Journal of Hefei University of Technology: Natural Science*, 1989(1): 7–14. (in Chinese)
- [18] 张彤彤, 王纬波, 刘媛慧, 等. 三维弹性体夹芯的夹芯板振动计算方法研究[J]. *船舶力学*, 2024, 28(6): 925–941.
- Zhang T T, Wang W B, Liu Y H, et al. Vibration calculation method for sandwich panels with three-dimensional elastomer core[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2024, 28(6): 925–941. (in Chinese)
- [19] Fahy F J. Sound and structural vibration radiation, transmission and response[J]. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 2005, 108(4).