

文章编号: 1000-8055(2023)09-2214-07

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210632

带有多孔泡沫芯的纤维/树脂三明治板声振特性

祖旭东^{1,3}, 任旭辉², 邹泽煜³, 李 晖³

(1. 南京理工大学 机械工程学院, 南京 210094;

2. 中国兵器工业集团有限公司 北方自动控制技术研究所, 太原 030006;

3. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

摘 要: 针对带有多孔泡沫芯的纤维/树脂三明治板, 建立了其在平面声波载荷激励下的声振特性分析模型。基于 1 阶剪切变形理论、四节点等参四边形单元有限元法等, 推导了平面声波载荷作用下结构的自由、强迫振动方程, 成功求解了固有频率和振动速度响应。为了获取结构的声辐射功率, 使用瑞利积分方法确定了振动速度响应和辐射声压之间的定量关系, 并通过定义辐射与入射声功率, 获得了结构的传声损失系数。利用自行搭建的振动和噪声一体化测试系统开展了实验验证研究, 发现理论计算获得的固有频率、共振响应和声压响应的计算误差分别不超过 4.9%、10.8% 和 8.9%, 由此证明了所建立的理论模型在预测结构声振响应特性方面的有效性。

关 键 词: 声振特性; 分析模型; 多孔泡沫芯; 三明治板; 纤维/树脂

中图分类号: V258⁺.3; TB532

文献标志码: A

Vibration and acoustics characteristics of fiber/resin sandwich sheet with porous foam core

ZU Xudong^{1,3}, REN Xuhui², ZOU Zeyu³, LI Hui³

(1. School of Mechanical Engineering,

Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;

2. North Automatic Control Technology Institute,

China North Industries Group Corporation Limited, Taiyuan 030006, China;

3. School of Mechanical Engineering and Automation,

Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: A theoretical analysis model of vibration and acoustic characteristics for fiber-reinforced polymer sandwich sheet with a porous foam core subjected to planar acoustic wave was established. First of all, based on the first-order shear deformation theory and the four-node quadrilateral isoperimetric finite element approach, the free and forced vibration equations of the sandwich sheet subjected to planar acoustic wave were derived to solve natural frequencies, modal shape and vibration velocity response. Furthermore, to obtain the sound radiation power of the sandwich sheet, the Rayleigh integral approach was used to determine the quantitative relationships between the vibration velocity response and acoustic radiation pressures, and the sound transmission loss was obtained by defining the radiation and incident acoustic power. An experimental verification study was performed using a self-built integrated vibration

收稿日期: 2021-11-07

基金项目: 国家自然科学基金(11872214, 52175079)

作者简介: 祖旭东(1982—), 男, 副教授, 博士, 主要从事战斗部毁伤与防护技术研究。

通信作者: 李晖(1982—), 男, 教授, 博士, 主要从事复合结构减振降噪研究。E-mail: lh200300206@163.com

引用格式: 祖旭东, 任旭辉, 邹泽煜, 等. 带有多孔泡沫芯的纤维/树脂三明治板声振特性[J]. 航空动力学报, 2023, 38(9): 2214-2220. ZU Xudong, REN Xuhui, ZOU Zeyu, et al. Vibration and acoustics characteristics of fiber/resin sandwich sheet with porous foam core[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(9): 2214-2220.

and noise test system. It was found that the calculation errors of natural frequency, resonance response and sound pressure response obtained by theoretical analysis were less than 4.9%, 10.8% and 8.9%, respectively, proving the effectiveness of the established model in predicting the structural vibration and acoustics responses.

Keywords: vibration and acoustics characteristics; analysis model; porous foam core; sandwich sheet; fiber/resin

由于具有轻质、高强特征和良好的减振降噪效果,带有多孔泡沫芯(porous foam core, PFC)的纤维/树脂(fiber/resin, FR)三明治板(sandwich sheet)正在被加速应用于航空、航天、船舶、轨道交通等诸多领域^[1-5]。由于经常工作在恶劣的振动与噪声载荷条件下^[6-7],为了更好地发挥其振动和噪声抑制效果,有必要研究相应的声振建模、性能预估、优化设计等技术^[8-10]。

目前,人们通常将带有泡沫芯的多种三明治板的振动与声学问题分别进行研究。在研究振动问题方面,何柏灵等^[11]利用高阶理论对泡沫金属夹芯板结构在冲击载荷作用下的振动及吸能特性进行了分析与研究。Xiao等^[12]评估了弹性模量等材料参数变化对带有泡沫芯的三明治板固有频率的影响。肖登宝和赵桂平^[13]基于高阶夹芯板理论并考虑多孔芯层密度与弹性模量的耦合作用,建立了金属梯度多孔夹芯板的振动方程。Li等^[14]研究了功能梯度多孔三明治板在热环境下的非线性固有频率和振动响应的高效求解方法。Heshmati和Jalali^[15]求解了带有功能梯度的多孔泡沫芯圆板和环形板在简支边界条件下的固有频率。基于冯卡门非线性应变理论,Zeng等^[16]对带有功能梯度多孔泡沫芯的压电三明治板的非线性自由振动问题进行了研究。Daikh和Zenkour^[17]基于高阶剪切变形理论,建立了用于功能梯度多孔三明治板自由振动分析的解析模型。在研究声学特性方面,Gai等^[18-19]研究了带有不同分腔结构多孔板的吸声性能,并探究了质量块对其吸声性能的影响。张丰辉等^[20]应用微穿孔吸声理论和声阻抗串联理论,建立了微穿孔-波纹复合夹层板结构的吸声理论模型。Meng等^[21]提出了一种有限元模型,可评估波纹夹芯板结构在垂直声波入射下的低频吸声能力。Fu等^[22]采用空间谐波法和虚功原理,成功实现了填充多孔材料的波纹夹芯功能梯度夹层板的传声损失性能预报。Xu等^[23]分析了功能梯度多孔石墨烯增强的纳米复合板的声辐射和传声损耗特性。Kumar等^[24]建立了石墨烯增强多孔泡沫板的解析模型,实现了声学响

应的高精度预报。

只有少数科研工作者对带有多孔泡沫芯的三明治板结构的振动和噪声特性同时开展了建模与分析研究。Arunkumar等^[25]提出了一种等效的有限元模型,可较好地实现单点谐波激振力作用下填充泡沫材料的桁架夹芯板声振响应和传声损失性能的预测。Zhou等^[26]研发了一套高效分析功能梯度多孔泡沫板结构振动响应和声辐射特性的解析模型,并通过数值算例验证了模型的正确性。Li等^[27]提出了一套可同时考虑磁、热、电效应的功能梯度多孔板结构声振动响应特性的预测方法。

从上述文献调研可知,人们关于PFSS(PFC-FR-sandwich sheet)结构的振动与噪声特性研究方面相对较少,特别没有考虑平面声波载荷激励的影响。为了弥补以上的研究不足,本文提出一种PFSS结构在平面声波载荷激励作用下的声振特性分析模型,并通过搭建的振动和噪声一体化测试系统,对PFSS试件进行了实验测试,验证了理论模型的正确性与有效性。本文所建立的理论模型、分析方法和实验平台,为新型复合材料三明治板结构的声振一体化建模与验证研究提供了一种思路 and 手段。

1 理论建模

1.1 模型描述

PFSS结构的理论模型如图1所示,其由两个纤维/树脂面板层和孔隙均匀分布的多孔泡沫芯层组成,图中 k 代表第 k 层的纤维铺层、 n 是纤维铺层的总层数。首先,对多孔泡沫芯层材料的弹性模量、切变模量和密度等参数作等效假设^[28]。然后,建立图1所示的整体坐标系 $O-xyz$,并假定长、宽和总厚度分别为 a 、 b 和 h , h_c 和 h_f 分别表示面板和芯层的厚度。假设纤维/树脂面板层存在一个局部坐标系,其中“1”、“2”和“3”分别为局部坐标系的坐标轴, θ 为纤维纵向(“1”方向)与 x 轴方向的夹角;假设结构各层上、下表面沿厚度

方向的坐标值分别为 $z_i (i=1, 2, \dots, n+1)$, 其下表面受到平面声波载荷 $P_a(t)$ 的作用; 结构上表面辐射声场中任意点 $R_1(x_1, y_1)$ 处对应的声压为 $A_{\text{res}} = (x, y, z, \omega)$, 上表面任意点 $R_2(x_2, y_2)$ 对应的振动速度响应为 $V_{\text{res}} = (x, y, z, \omega)$ 。

1.2 振动特性求解

基于1阶剪切变形理论, PFSS结构沿 x 、 y 、 z 方向的位移 u 、 v 和 w 可分别表示为

$$\delta^e = [u_{01} \ v_{01} \ w_{01} \ \varphi_{x1} \ \varphi_{y1} \ u_{02} \ v_{02} \ w_{02} \ \varphi_{x2} \ \varphi_{y2} \ u_{03} \ v_{03} \ w_{03} \ \varphi_{x3} \ \varphi_{y3} \ u_{04} \ v_{04} \ w_{04} \ \varphi_{x4} \ \varphi_{y4}]^T \quad (2)$$

其中 u_{0i} 、 v_{0i} 、 w_{0i} 和 φ_{yi} ($i=1, 2, 3, 4$) 分别为板单元中各节点的广义位移分量。

进一步, 板单元内任一点的广义位移向量可

$$N = \begin{bmatrix} H_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & H_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & H_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & H_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & H_4 & 0 \end{bmatrix} = [N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4 \ N_5]^T \quad (4)$$

其中 $N_i (i=1, 2, 3, 4, 5)$ 分别为形函数矩阵中的行向量; $H_j (j=1, 2, 3, 4)$ 为各节点的位移插值函数, 其具体表达式为

$$H_j = \frac{1}{4} (1 - \xi_j \xi) (1 - \eta_j \eta) \quad (5)$$

其中 ξ_j 和 η_j 为节点 j 的坐标值, 其取值为-1和1。

$$B = \left[\frac{\partial N_1}{\partial x} + z \frac{\partial N_4}{\partial x} \quad \frac{\partial N_2}{\partial y} + z \frac{\partial N_5}{\partial y} \quad \frac{\partial N_3}{\partial x} + N_4 \frac{\partial N_3}{\partial y} + N_5 \quad \frac{\partial N_1}{\partial y} + \frac{\partial N_2}{\partial x} + z \left(\frac{\partial N_4}{\partial y} + \frac{\partial N_5}{\partial x} \right) \right]^T \delta^e \quad (7)$$

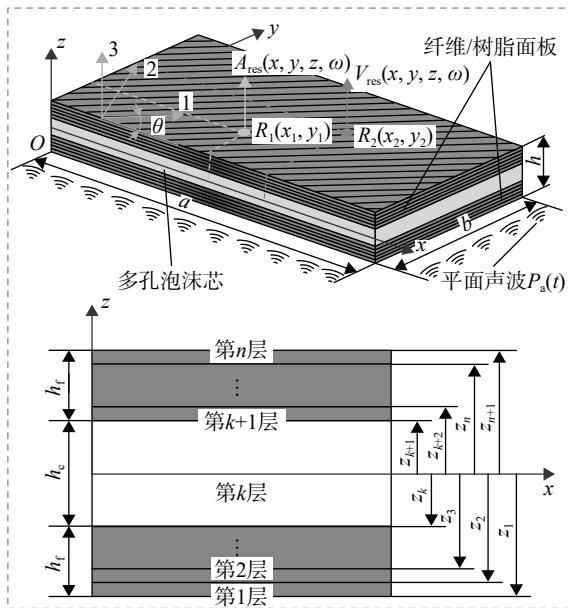


图1 带有多孔泡沫芯的纤维/树脂三明治板的理论模型

Fig. 1 Theoretical model of fiber/resin sandwich sheet with porous foam core

$$\begin{cases} (x, y, z, t) = u_0(x, y, t) + z\varphi_x(x, y, t) \\ (x, y, z, t) = v_0(x, y, t) + z\varphi_y(x, y, t) \\ w = w_0(x, y, t) \end{cases} \quad (1)$$

式中 u_0 、 v_0 和 w_0 分别表示层合板中面上的位移, t 为时间, φ_x 和 φ_y 分别表示 y - z 和 x - z 面内的转角。

用四节点等参四边形单元对PFSS结构进行离散, 每个节点考虑5个自由度, 即 u_0 、 v_0 、 w_0 、 φ_x 和 φ_y 。则板单元的节点广义位移向量 δ^e 可表示为

$$\delta = [u_0 \ v_0 \ w_0 \ \varphi_x \ \varphi_y]^T = N\delta^e \quad (3)$$

其中 N 表示形函数矩阵, 其具体表达式为

将式(4)和式(5)代入式(3), 则板单元内任一点的广义位移分量用形函数的形式可表示为

$$u_0 = N_1\delta^e, \quad v_0 = N_2\delta^e, \quad w_0 = N_3\delta^e \\ \varphi_x = N_4\delta^e, \quad \varphi_y = N_5\delta^e \quad (6)$$

将式(6)代入式(1), 并应用几何方程, 可将板单元的应变矩阵 B 表示为

PFSS结构的单元刚度矩阵 k^e 可表示为

$$k^e = \frac{a^e b^e}{4} \sum_{i=1}^n \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{z_i}^{z_{i+1}} B^T D^k B d\xi d\eta dz \quad (8)$$

式中 a^e 和 b^e 分别表示板单元的长和宽; D^k 为PFSS结构中各层的弹性矩阵。

同样, 应用式(6)可将PFSS结构的单元质量矩阵 m^e 表示为

$$m^e = \frac{a^e b^e}{4} \sum_{i=1}^n \rho_i \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{z_i}^{z_{i+1}} (N_1 + zN_4)^T (N_1 + zN_4) + (N_2 + zN_5)^T (N_2 + zN_5) + N_3^T N_3 d\xi d\eta dz \quad (9)$$

将单元刚度矩阵及单元质量矩阵按单元在层合板结构中的相对位置进行组集, 可得PFSS结构的总体刚度矩阵 K 及总体质量矩阵 M , 并获得无阻尼自由振动的运动方程为

$$(K - \omega^2 M) q = 0 \quad (10)$$

式中 $\mathbf{q}$ 为振型向量, ω 为固有频率。

为求解层合板结构在平面声波载荷激励作用下振动响应, 可将其特征方程表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (11)$$

其中 $\mathbf{X}$ 、 $\dot{\mathbf{X}}$ 和 $\ddot{\mathbf{X}}$ 分别表示 PFSS 结构的位移、速度和加速度响应; $\mathbf{C} = \alpha_1 \mathbf{M} + \alpha_2 \mathbf{K}$ 为阻尼矩阵, 而 α_1 和 α_2 为阻尼系数^[29]; $\mathbf{F}$ 表示激振力向量, 其可表示为

$$\mathbf{F} = \mathbf{G}A\mathbf{P}_a(t), \quad P_a(t) = p_0 \sin(\omega_0 t) \quad (12)$$

其中 $\mathbf{G}$ 为影响系数向量, 其维数与 PFSS 结构的自由度数相同, 在与激振力方向一致的自由度上, 影响系数向量中相应的元素取值为 1, 其他元素为 0; p_0 和 ω_0 为平面声波载荷激励的激振幅值与频率; A 为结构的表面积。

定义正则矩阵 $\chi = [\mathbf{q}_1 \quad \mathbf{q}_2 \quad \cdots \quad \mathbf{q}_n]$ ($i=1, 2, \dots, n$), 经正则坐标变换后, PFSS 结构在正则坐标系下的位移、速度及加速度响应可表示为

$$(\ddot{\mathbf{X}}, \dot{\mathbf{X}}, \mathbf{X}) = \chi(\ddot{\boldsymbol{\eta}}, \dot{\boldsymbol{\eta}}, \boldsymbol{\eta}) \quad (13)$$

其中 $\boldsymbol{\eta}$ 、 $\dot{\boldsymbol{\eta}}$ 和 $\ddot{\boldsymbol{\eta}}$ 分别表示正则坐标系下三明治板结构的位移、速度和加速度响应。

将式(13)代入式(11)并在方程两端同时左乘 χ^T , 则对第 r 阶模态有

$$\ddot{\eta}_r + (\alpha_1 + \alpha_2 \omega_r^2) \dot{\eta}_r + \omega_r^2 \eta_r = \bar{F}_r \quad (14)$$

其中 η_r 、 $\dot{\eta}_r$ 和 $\ddot{\eta}_r$ 分别表示正则坐标系下结构的第 r 阶位移、速度和加速度响应; ω_r 为第 r 阶固有频率; $\bar{F}_r$ 是第 r 阶激振力。

$$\Pi(\omega) = \frac{\omega^2 \rho_0}{4\pi c_0} \begin{cases} \int_A \int_A V_{\text{res}}(\omega) \big|_{R_1} \frac{\sin(kd)}{kd} V_{\text{res}}(\omega) \big|_{R_2} dA dA & R_1 \neq R_2 \\ \int_A \int_A V_{\text{res}}(\omega) \big|_{R_1} V_{\text{res}}(\omega) \big|_{R_2} dA dA & R_1 = R_2 \end{cases} \quad (19)$$

为便于求解, 用四边形单元将层合板离散, 则式(19)可表示为

$$\Pi(\omega) = \frac{\omega^2 \rho_0}{4\pi c_0} \mathbf{V}^H(\omega) \mathbf{A} \mathbf{R}(\omega) \mathbf{A} \mathbf{V}(\omega) \quad (20)$$

其中 $\mathbf{V}(\omega)$ 表示速度矩阵; 上标 H 为厄米算子; $\mathbf{R}(\omega)$ 表示声辐射矩阵, $\mathbf{A}$ 为节点等效面积矩阵。

求解式(20), 可获得声功率级 (SWL, 量符号记为 L_{SWL}) 为

$$L_{\text{SWL}} = 10 \lg \left(\frac{\Pi(\omega)}{\Pi_{\text{ref}}} \right) \quad (21)$$

其中 $\Pi_{\text{ref}} = 1 \times 10^{-12}$ 为参考声功率值。

当平面声波载荷激励以一定角度作用在 PFSS

应用杜哈梅积分方法, 式(14)的解可表示为

$$\eta_r = \frac{1}{\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2}} \int_0^\infty \bar{F}_r(\tau) e^{-\zeta_r \omega_r (t - \tau)} \sin[\omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} (t - \tau)] d\tau \quad (15)$$

将式(15)代入式(13), PFSS 结构的时域位移响应 $\mathbf{X}$ 可表示为

$$\mathbf{X} = \sum_{r=1}^n \eta_r \mathbf{q}_r \quad (16)$$

如此, PFSS 结构在任意点 $R_2(x_2, y_2)$ 处的位移响应 $X_{\text{res}}(t)$ 便可通过相邻节点处的位移响应插值获得。最后, 结构在该位置对应的频域速度响应 $V_{\text{res}}(\omega)$ 就可通过求导及傅里叶变换操作获得。

1.3 声学特性求解

应用瑞丽积分方法, 可将结构振动时所辐射的声场中任意点处的声压 $A_{\text{res}}(x, y, z, \omega)$ 表示为

$$A_{\text{res}}(x, y, z, \omega) \big|_{R_1(x_1, y_1)} = \frac{i\omega^2 \rho_0}{2\pi c_0} \int_A \frac{e^{-ikd}}{kd} V_{\text{res}}(\omega) \big|_{R_2(x_2, y_2)} dA \quad (17)$$

其中 d 为点 $R_1(x_1, y_1)$ 和点 $R_2(x_2, y_2)$ 间的距离; ρ_0 为空气密度; c_0 为声速; $k = \omega/c_0$ 表示波数。

同时, 相应点处的声压级 (SPL, 量符号记为 L_{SPL}) 可定义为

$$L_{\text{SPL}} = 20 \lg \left(\frac{A_{\text{res}}}{A_{\text{ref}}} \right) \quad (18)$$

其中 $A_{\text{ref}} = 2 \times 10^{-5}$ 为参考声压值。

PFSS 结构的辐射声功率 $\Pi(\omega)$ 可表示为

结构表面时, 相应的入射声功率 W_{int} 可表示为

$$W_{\text{int}} = \frac{p_0^2 \cos \varphi}{2\rho_0 c_0} A \quad (22)$$

其中 φ 为声波入射角。

最后, 可将 PFSS 结构的传声损失 (STL, 量符号记为 L_{STL}) 定义为

$$L_{\text{STL}} = 10 \lg \left(\frac{W_{\text{int}}}{\Pi(\omega)} \right) \quad (23)$$

2 模型验证

为了验证所建立的理论模型的正确性, 搭建了如图 2 所示的振动和噪声一体化测试系统, 其

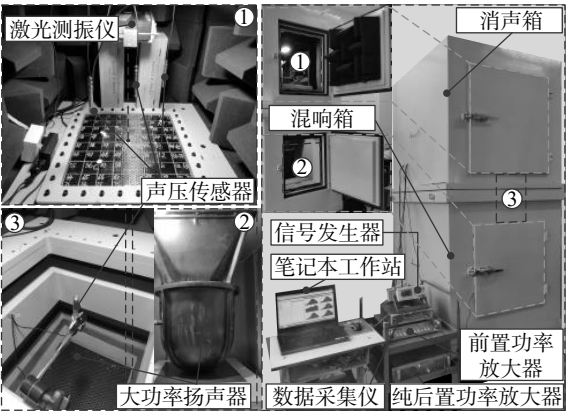


图 2 PFSS 试件振动和噪声一体化测试系统
Fig. 2 Integrated vibration and noise test system of the PFSS structure

主要包括消音箱、混响箱、声波激励设备、若干传感器及数据采集仪等。

实验过程中, 首先将自行制备的 PFSS 试件的四边固定在定制的夹具上(面板层为 TC300/GEL2 环氧树脂, 芯层为购置的多孔泡沫铝板, 试件长、宽、厚度为 450、450、13.4 mm, 芯层厚度为 9.2 mm, 材料参数见表 1), 进而安装到消音箱的内腔下表面; 然后, 将大功率扬声器放置在混响箱中, 并与 UTG 2025A 信号发生器、VBA-202 前置功率放大器和 VBA-31000 纯后置功率放大器相连接, 以便对 PFSS 试件的下表面提供激励能量和频率可控的平面声波; 同时, 利用 4 个 BK 2671 声压传感器分别在试件的上、下表面获得不同测点的声压信号(上表面布置 3 个声压传感器, 下表面布置 1 个声压传感器), 并利用 PDV-100 激光测振仪同步测试试件的振动速度信号。

为了尽可能降低边界条件、模态振型节点或节线位置对测试精度的影响, 选取多个振动响应和噪声声压测点位置。此外, 图 3 给出了实验测试中激光测振仪及声压传感器的测点位置示意图。

表 1 PFSS 试件的材料参数
Table 1 Material parameters of PFSS test piece

参数		面板层	芯层
弹性模量/GPa	纤维纵向	87	70
	纤维横向	8	
切变模量/GPa	面内	3.1	26.9
	面外	3.1	
泊松比		0.32	0.3
密度/(kg/m ³)		1 618	2 700
孔隙系数			0.9

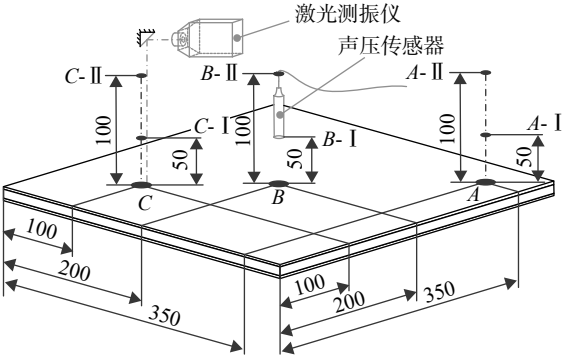


图 3 PFSS 试件声振特性测试时测点位置示意图(单位: mm)
Fig. 3 Diagrammatic of the test point for the PFSS structure vibration and acoustics characteristics test (unit: mm)

在试件的上表面, 3 个声压传感器被依次放置在 6 个测点位置, 即 A-I、A-II、B-I、B-II、C-I 和 C-II, 而激光测振仪的光束通过 45°反光镜投射到试件的 A、B 和 C 测点位置。

表 2 给出了理论计算与测试获得的 PFSS 试件的前 5 阶固有频率, 从表中可以看出固有频率的最大计算误差为 4.9%, 初步验证了所提出的模型在预测结构自由振动特性方面的正确性。

表 2 PFSS 试件固有频率
Table 2 Natural frequency of the PFSS test piece

参数		1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶
频率/Hz	实验	484.0	808.5	860.5	1 273.0	1 794.5
	理论	485.4	848.1	892.3	1 326.5	1 844.7
误差/%		0.3	4.9	3.7	4.2	2.8

另外, 图 4 和图 5 给出了两种方式获得的不同测点位置的共振响应和声压结果。对其进行分析可知, 当平面声波载荷的激励幅值为 150 Pa 时, 通过理论计算和实验测试获得的共振响应和声压响应的计算误差分别不超过 10.8% 和 8.9%, 由此证明了所建立的理论模型在预测结构声振响应特性方面的正确性。上述误差原因可能是在理论建模过程中忽略了 PFSS 试件中不同材料层间可能存在的界面摩擦, 且未考虑界面缺陷和残余应力的影响。另外, 在模型中输入的弹性模量等材料参数, 也与实验件对应的真实材料参数存在一定偏差。

在验证理论模型正确性的基础上, 可利用该模型计算结构的传声损失, 图 6 给出了理论计算获得的不同声波入射角度 φ 下 PFSS 结构的传声损失结果。

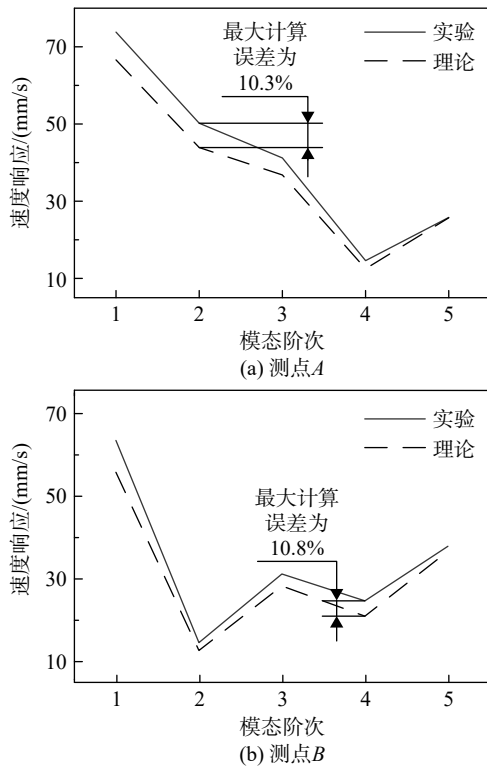


图4 PFSS试件在不同测点位置的共振响应

Fig. 4 Resonance response of the PFSS test piece at different test points

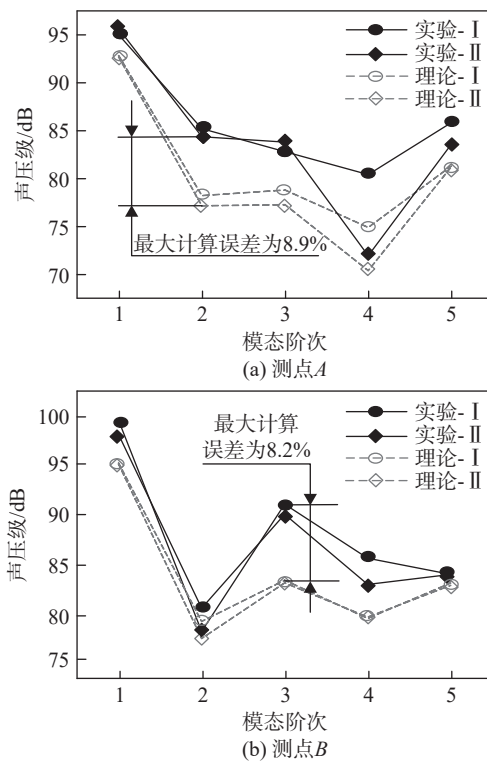


图5 PFSS试件在不同测点处的声压级

Fig. 5 Sound pressure level of the PFSS test piece at different test points

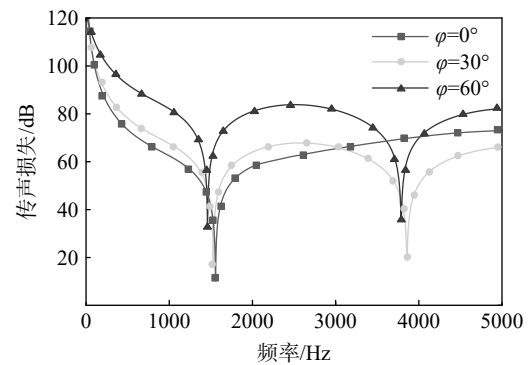


图6 理论计算获得的不同声波入射角度下PFSS结构的传声损失

Fig. 6 Theoretical results of the sound transmission loss of the PFSS structure at different incident angles

3 结论

本文采用有限元法和解析法相结合的手段,建立了平面声波载荷激励下带多孔泡沫芯的纤维/树脂三明治板声振特性分析的解析模型,并求解获得了固有频率、共振响应、辐射声压、传声损失等参数。同时,利用自行搭建的振动和噪声一体化测试系统,对PFSS试件进行了一系列实验测试,有效验证了理论模型及其预测结果的正确性。另外,还依托模型讨论了不同声波入射角度对该类型结构传声损失的影响,发现PFSS试件的传声损失随声波入射角的增大而呈现出减小的趋势。本文所提出的模型及其在平面声波激励下声振特性的相关求解方法,为新型复合材料三明治板的减振降噪性能评估,奠定了良好的基础,同时亦可扩展应用于其他类似的材料与结构的振动、噪声评估与分析领域。

参考文献:

- [1] MOURITZ A P, GELLERT E, BURCHILL P, et al. Review of advanced composite structures for naval ships and submarines[J]. *Composite Structures*, 2001, 53(1): 21-42.
- [2] BANHART J, SEELIGER H W. Aluminium foam sandwich panels: manufacture, metallurgy and applications[J]. *Advanced Engineering Materials*, 2008, 10(9): 793-802.
- [3] 李晖, 孙伟, 许卓. 纤维增强复合薄板振动测试与分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2020.
- [4] MAGNUCKA-BLANDZI E. Dynamic stability and static stress state of a sandwich beam with a metal foam core using three modified Timoshenko hypotheses[J]. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 2011, 18(2): 147-158.
- [5] 辛锋先, 卢天健, 陈常青. 轻质金属三明治板的隔声性能研究[J]. *声学学报*, 2008, 33(4): 340-347.
XIN Fengxian, LU Tianjian, CHEN Changqing. Sound transmission through lightweight metallic sandwich panel with corrugated core[J]. *Acta Acustica*, 2008, 33(4): 340-347. (in Chinese)

- [6] LI Hui, XUE Pengcheng, GUAN Zhongwei, et al. A new nonlinear vibration model of fiber-reinforced composite thin plate with amplitude-dependent property[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2018, 94(3): 2219-2241.
- [7] LI Hui, WANG Xintong, HU Xiaoyue, et al. Vibration and damping study of multifunctional grille composite sandwich plates with an IMAS design approach[J]. *Composites: Part B Engineering*, 2021, 223: 109078.1-109078.14.
- [8] 王亚南, 李明俊, 胡健东, 等. 多孔夹芯多层复合板的总传递矩阵及其吸隔声分析应用[J]. 南昌航空大学学报(自然科学版), 2015, 29(1): 7-12.
WANG Yanan, LI Mingjun, HU Jiandong, et al. Analysis on total transfer matrix for multilayer composite with porous sandwich material and its properties of sound absorption and sound insulation[J]. *Journal of Nanchang Hangkong University (Natural Sciences)*, 2015, 29(1): 7-12. (in Chinese)
- [9] CRUPI V, MONTANINI R. Aluminium foam sandwiches collapse modes under static and dynamic three-point bending[J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2007, 34(3): 509-521.
- [10] LI Hui, WANG Wenyu, WANG Xintong, et al. A nonlinear analytical model of composite plate structure with an MRE function layer considering internal magnetic and temperature fields[J]. *Composites Science and Technology*, 2020, 200: 108445.1-108445.12.
- [11] 何柏灵, 赵桂平, 卢天健. 复合材料面层-泡沫金属夹芯板的振动及吸能特性分析[J]. *兵工学报*, 2014, 35(2): 228-234.
HE Bailing, ZHAO Guiping, LU Tianjian. Analysis of vibration and energy-absorption characteristics of sandwich plates with metallic foam cores and composite facesheets[J]. *Acta Armamentaria*, 2014, 35(2): 228-234. (in Chinese)
- [12] XIAO D, MU L, ZHAO G. The influence of correlating material parameters of gradient foam core on free vibration of sandwich panel[J]. *Composites: Part B Engineering*, 2015, 77: 153-161.
- [13] 肖登宝, 赵桂平. 金属梯度多孔夹芯板振动特性分析[J]. *航空学报*, 2017, 38(6): 135-142.
XIAO Dengbao, ZHAO Guiping. Vibration response of sandwich panels with gradient metallic cellular core[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2017, 38(6): 135-142. (in Chinese)
- [14] LI Q, WU D, CHEN X, et al. Nonlinear vibration and dynamic buckling analyses of sandwich functionally graded porous plate with graphene platelet reinforcement resting on Winkler-Pasternak elastic foundation[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 148: 596-610.
- [15] HESHMATI M, JALALI S K. Effect of radially graded porosity on the free vibration behavior of circular and annular sandwich plates[J]. *European Journal of Mechanics: A/Solids*, 2019, 74: 417-430.
- [16] ZENG S, WANG B L, WANG K F. Nonlinear vibration of piezoelectric sandwich nanoplates with functionally graded porous core with consideration of flexoelectric effect[J]. *Composite Structures*, 2019, 207: 340-351.
- [17] DAIKH A A, ZENKOUR A M. Free vibration and buckling of porous power-law and sigmoid functionally graded sandwich plates using a simple higher-order shear deformation theory[J]. *Materials Research Express*, 2019, 6(11): 115707.1-115707.18.
- [18] GAI X L, XING T, LI X H, et al. Sound absorption of microperforated panel with L shape division cavity structure[J]. *Applied Acoustics*, 2017, 122: 41-50.
- [19] GAI X L, XING T, LI X H, et al. Sound absorption properties of microperforated panel with membrane cell and mass blocks composite structure[J]. *Applied Acoustics*, 2018, 137: 98-107.
- [20] 张丰辉, 唐宇帆, 辛锋先, 等. 微穿孔蜂窝-波纹复合声学超材料吸声行为[J]. *物理学报*, 2018, 67(23): 120-130.
ZHANG Fenghui, TANG Yufan, XIN Fengxian, et al. Micro-perforated acoustic metamaterial with honeycomb-corrugation hybrid core for broadband low frequency sound absorption[J]. *Acta Physica Sinica*, 2018, 67(23): 120-130. (in Chinese)
- [21] MENG H, GALLAND M A, ICHCHOU M, et al. Small perforations in corrugated sandwich panel significantly enhance low frequency sound absorption and transmission loss[J]. *Composite Structures*, 2017, 182: 1-11.
- [22] FU T, CHEN Z, YU H, et al. An analytical study of sound transmission through corrugated core FGM sandwich plates filled with porous material[J]. *Composites: Part B Engineering*, 2018, 151: 161-172.
- [23] XU Z, ZHANG Z, WANG J, et al. Acoustic analysis of functionally graded porous graphene reinforced nanocomposite plates based on a simple quasi-3D HSDT[J]. *Thin-Walled Structures*, 2020, 157: 107151.1-107151.14.
- [24] KUMAR A, GUNASEKARAN V, PITCHAIMANI J. Acoustic response behavior of porous 3D graphene foam plate[J]. *Applied Acoustics*, 2020, 169: 107431.1-107431.17.
- [25] ARUNKUMAR M P, PITCHAIMANI J, GANGADHARAN K V, et al. Vibro-acoustic response and sound transmission loss characteristics of truss core sandwich panel filled with foam[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 78: 1-11.
- [26] ZHOU K, LIN Z, HUANG X, et al. Vibration and sound radiation analysis of temperature-dependent porous functionally graded material plates with general boundary conditions[J]. *Applied Acoustics*, 2019, 154: 236-250.
- [27] LI Z, WANG Q, QIN B, et al. Vibration and acoustic radiation of magneto-electro-thermo-elastic functionally graded porous plates in the multi-physics fields[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2020, 185: 105850.1-105850.15.
- [28] NGUYEN N V, NGUYEN-XUAN H, LEE D, et al. A novel computational approach to functionally graded porous plates with graphene platelets reinforcement[J]. *Thin-Walled Structures*, 2020, 150: 106684.1-106684.20.
- [29] LI H, LV H Y, SUN H, et al. Nonlinear vibrations of fiber-reinforced composite cylindrical shells with bolt loosening boundary conditions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2021, 496(31): 115935.1-115935.18.

(编辑: 王碧珺)