

# 多孔材料声学参数辨识及其在双层板结构声学设计中的应用

彭涛<sup>1,2</sup>, 王晨<sup>3</sup>, 燕群<sup>1,2</sup>

(1. 中国飞机强度研究所航空声学及振动航空科技重点实验室, 陕西 西安 710065;

2. 中国飞机强度研究所强度与结构完整性全国重点实验室, 陕西 西安 710065;

3. 空军工程大学基础部, 陕西 西安 710051)

**摘要:** 基于 Biot 理论, 采用 JCA (Johnson-Champoux-Allard) 模型, 依据多孔材料声学参数辨识技术, 对玻璃纤维材料棉 (玻璃棉) 进行声学参数识别。将辨识结果引入双层板结构传声损失预计中, 提出一种改进的 FE-SEA (Hybrid Finite Element-Statistic Energy Analysis) 建模思路。对双层板结构进行隔声测试, 并将 FE-SEA 预计结果与试验结果和 SEA (Statistic Energy Analysis) 结果分别进行对比分析。研究表明: 基于声学参数辨识技术进行玻璃纤维材料棉声学参数识别是可行, 可有效减少试验项目与次数; 将识别参数引入改进的 FE-SEA 模型中进行双层板隔声预计, 所得结果与试验结果吻合良好。因此, 可选用声学参数辨识技术对多孔材料声学参数进行识别, 并作为数值计算的输入参数, 进行含多孔材料结构的声学设计。

**关键词:** 声学参数辨识; 传声损失; 多孔材料; 双层板

**中图分类号:** TB535; V414.8 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)03-0815-10

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.03.024

## 引言

玻璃棉、泡沫等多孔材料以其质量轻、吸声好在航空航天领域有着广泛应用。波音 737 系列<sup>[1-3]</sup>、空客<sup>[4]</sup>、国产飞机<sup>[5]</sup>上均有玻璃纤维吸声体; NASA 将三聚氰胺泡沫用于火箭整流罩<sup>[6]</sup>设计, 国产卫星整流罩也有类似泡沫结构。通常, 多孔材料被填充在装饰板与机身壁板之间, 组成双层板结构。为保证乘员的身心安全, 载人航天飞行器和民用客机对舱内噪声控制提出了较高要求<sup>[7]</sup>, 因而关于含多孔材料的双层板声学设计一直是工程师们研究的重点。

关于双层板结构的研究已经十分成熟。Smith<sup>[8]</sup>将双层加筋板简化为刚体、弹性体进行研究; 孙振永等<sup>[9]</sup>对比了不同加筋形式双层板和空腔双层板传声损失特性; 张志富等<sup>[10]</sup>分频段研究了单向加筋双层板传声损失特性; Brunskog<sup>[11]</sup>讨论了双层板板-腔耦合问题。现有研究中关于双层板结构声传递损失研究取得了很大进展, 但应用 FE-SEA (Hybrid Finite Element-Statistic Energy Analysis) 法研究含多孔材料层的复合材料双层板传声损失的研究鲜见。一方面是由多孔材料传声机理复杂, 参数获取难度大, 经济成本高所导致。研究多孔材料介

质中声的传播特性要考虑两方面问题: (1) 多孔介质孔隙中波的传播; (2) 多孔介质骨架内弹性波的传播。要同时考虑两者传声, 一般采用 Biot 理论<sup>[12-13]</sup>。Delany 等<sup>[14]</sup>提出了描述纤维材料的经验模型, Miki<sup>[15]</sup>在此基础上提出了多孔材料在特定频带内的波数及阻抗特性表达式; Johnson 等<sup>[16]</sup>引入动态曲折度和动态渗透率的概念, 定义了与孔微观几何形状相关的宏观物理参数 (黏性特征长度  $\Delta$ ); 之后, Champoux 等<sup>[17]</sup>和 Allard 等<sup>[18]</sup>对空气饱和材料孔壁边界上不同流体层间热交换进行研究, 提出热特征长度  $\Delta'$  的概念, 最终形成 Johnson-Champoux-Allard (JCA) 模型, 并被广泛应用。JCA 模型采用孔隙率  $\phi$ , 流阻  $\sigma$ , 曲折因子  $\alpha_\infty$ , 黏性特征长度  $\Delta$  和热特征长度  $\Delta'$  参数描述多孔材料特性, 这些参数一般通过试验获取。然而, 每个参数均需特种试验设备多次试验才能测得, 使得声学设计周期延误风险增加, 且会增大经济成本。因此, 直接测量法应用并不广泛。理想的解决方案是发展 JCA 参数识别技术, 减少试验项目和次数。

目前, 针对 JCA 模型声学参数辨识已发展出两类成熟的方法: 间接解析法和反演法。间接解析法从多孔材料的等效声学模型出发 (等效密度和体模量) 推导各参数的解析式, 再应用试验测量特定物理

量对解析式求解。这一方法由 Panneton 等<sup>[19-20]</sup>提出,首先用于估算黏性特征长度  $\Lambda$  和热特征长度  $\Lambda'$ ; 后被 Bonfiglio 等<sup>[21]</sup>用以拟合 JCA 模型的 5 个声学参数; 而 Jaouen 等<sup>[22]</sup>将其用于计算 JCAL (Johnson-Champoux-Allard-Lafarge Model) 模型的 6 个声学参数。但该方法受基本假设和本构关系式影响较大。由于每个参数都有单独的本构关系式,求解时会依据某些基本假设对关系式进行简化,这使得识别的参数准确性不足。反演法是将模型的参数作为整体考虑,推导可测量的物理量,再进行多参数拟合与优化。基于该理论,Verdiere 等<sup>[23]</sup>提出了一种依据阻抗管法估计 JCA 参数的方法,并能识别弹性常数。Ogam 等<sup>[24]</sup>应用该思想提出了一种超声时域方法,用以估计孔隙率、曲折因子、黏性特征长度、密度、杨氏模量和泊松比,获得了较理想的结果。然而,该方法也存在不足,当约束定义有误或测试数据频带范围选用不当时解可能不唯一。但相较间接解析法,反演法辨识结果准确性高。

另一方面,由于复合材料厚度方向非均匀,采用 FE-SEA 法时,复合材料层间能量传递关系及层间耦合损耗因子确定较为困难,一般需要通过试验获取。例如,王晨等<sup>[25]</sup>应用 FE-SEA 法研究了固体材料层合板的传声损失问题;张永杰等<sup>[26]</sup>采用该方法分析了 C/SiC 复合材料薄壁结构的声振响应;胡迪科等<sup>[27]</sup>基于 FE-SEA 法比较了金属材料和复合材料对整流罩内部噪声响应的影响。这些研究中,分析对象都为固体复合材料,并将相应结构看作一个整体,借助试验获取其损耗因子后再仿真。对于含多孔材料的复合材料结构,特别是具有柔性多孔材料(如,玻璃棉)和弹性多孔材料(如,三聚氰胺泡沫)的复合材料结构,试验方法将不适用。因此,在采用 FE-SEA 法研究相关问题时,应对建模方式进行改进。

综合考虑上述现状,本研究以玻璃棉填充的复合材料双层板为研究对象,对其传声损失进行分析。采用阻抗管测试玻璃棉吸声特性,基于多孔材料声学参数辨识法确定玻璃棉 JCA 模型声学参数,将其作为双层板 FE-SEA 模型的输入。同时,提出一种改进的有限元建模方法,对双层板进行分步式建模。首先,对固体材料层(铝板、装饰板面板)采用壳单元建模,计算获取模态参数。其中,装饰板面板为固体材料层合板,建模时将其等效为两个独立的单层板。之后,在所建壳单元间,采用 3D 单元建立多孔材料层(三聚氰胺泡沫、玻璃棉)有限元模型。然后,在上述模型基础上建立声源室、受声室的统计能量模型。最后,应用该模型进行传声损失预计,并将预计结果

与试验结果进行对比,验证该方法的有效性。

## 1 参数辨识及数值计算理论

### 1.1 多孔材料声学参数辨识原理

该辨识方法基于阻抗管吸声系数的测试结果,通过定义优化方程来调节测试模型  $\phi_i$  和预计模型  $\phi_i(\omega_i, a)$  的一致性实现对 JCA 模型参数的辨识<sup>[28]</sup>。

$$\phi_i = \phi_i(\omega_i, a) \quad (1)$$

式中  $a = \{\Phi, \sigma, \alpha_\infty, \Lambda, \Lambda'\}$ , 表示 JCA 参数;  $\omega_i$  为频率;  $\phi_i$  为吸声系数测试值;  $\phi_i(\omega_i, a)$  为吸声系数预计值,可由下式给出:

$$\phi_i(\omega_i, a) = 1 - \left| \frac{Z(\omega_i, a) - 1}{Z(\omega_i, a) + 1} \right|^2 \quad (2)$$

式中

$$Z(\omega_i, a) = j \frac{1}{\Phi Z_0} \sqrt{\rho_e(\omega_i) K_e(\omega_i)} \cot \left[ \omega_i h \sqrt{\frac{\rho_e(\omega_i)}{K_e(\omega_i)}} \right] \quad (3)$$

$$K_e(\omega_i) = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (1 - \gamma) \left[ 1 - j \frac{H'}{2\omega_i} \sqrt{1 + j \frac{\omega_i}{H'}} \right]} \quad (4)$$

$$\rho_e(\omega_i) = \left\{ \frac{1}{\rho_0 \alpha(\omega_i)} + B \frac{\left[ \frac{\Phi}{\alpha(\omega_i)} \right]^2}{\Phi \rho_1 + \Phi^2 \rho_0 \left[ 1 - \frac{1}{\alpha(\omega_i)} \right]} \right\}^{-1} \quad (5)$$

$$\alpha(\omega_i) = \alpha_\infty \left[ 1 - j \frac{\Phi \sigma}{\omega_i \rho_0 \alpha_\infty} \sqrt{1 + j \frac{\omega_i}{H}} \right] \quad (6)$$

$$H = \frac{\sigma^2 \Lambda^2 \Phi^2}{4 \alpha_\infty^2 \mu \rho_0}, \quad H' = \frac{16 \mu}{P_r \Lambda'^2 \rho_0} \quad (7)$$

式中  $Z(\omega_i, a)$  为表面阻抗;  $Z_0$  为空气阻抗;  $\rho_e(\omega_i)$  为等效密度;  $K_e(\omega_i)$  为等效体积密度;  $h$  为厚度;  $\gamma$  为绝热系数;  $P_0$  为标准大气压;  $\rho_0$  为空气密度;  $\alpha(\omega_i)$  为动态曲折因子;  $B$  为有效密度系数;  $\mu$  为空气动态黏滞度;  $P_r$  为普朗克常数。

多参数优化方程可表示为<sup>[28-29]</sup>:

$$\chi^2(a) = \sum_{i=1}^N [\phi_i - \phi_i(\omega_i, a)]^2 \quad (8)$$

式中  $\chi^2$  为误差;  $i$  为优化所选数据点数量,  $N$  为  $i$  所取的最大值。

各参数的约束为<sup>[28-30]</sup>:

$$\begin{cases} 1 \leq \alpha_\infty \leq 5 \\ 1 \mu\text{m} \leq (\Lambda, \Lambda') \leq 2000 \mu\text{m} \\ \Lambda \leq \Lambda' \\ 1000 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-4} \leq \sigma \leq 5 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-4} \\ 0.7 < \Phi < 1 \end{cases} \quad (9)$$

考虑到多孔材料吸声系数存在图1所示特性,即将吸声系数分为Zone I, Zone II和Zone III三个区域时(Zone I为吸声系数第一个峰值之前的频带, Zone II表示第一个峰值附近的频带, Zone III为第一个谷值附近的频带), Zone I主要受 $\Phi, \sigma, \Lambda'$ 控制, Zone II主要受 $\alpha_\infty, \sigma, \Lambda$ 控制, Zone III主要受 $\Phi, \Lambda, \Lambda'$ 控制<sup>[28,30]</sup>。为保证参数识别的准确性,识别时所选 $\phi_i$ 应涵盖上述三个区域所在频带。

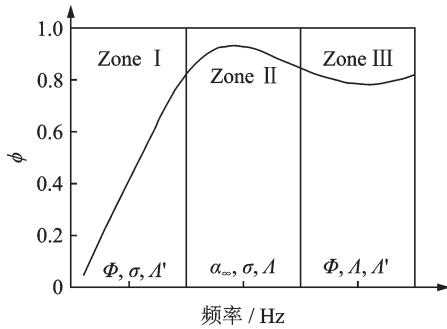


图1 吸声系数的典型控制区

Fig. 1 Description of three typical observed zones in an absorption curve

将式(1)~(7)和(9)代入式(8)即可获取JCA模型下最优的声学参数。

### 1.2 层合板等效原理

假设层合板间无相对滑移,满足直线、等法线、平面应力、线弹性和小变形等假设,将其看作一个整体结构,可建立如图2所示的直角坐标系进行分析。

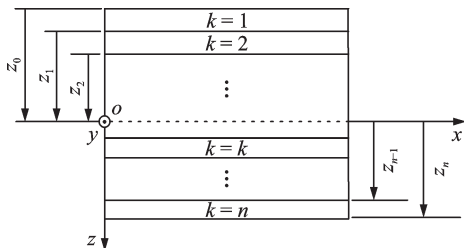


图2 层合板z坐标

Fig. 2 z coordinate of laminate

记 $N_x, N_y, N_z$ 为层合板横截面上的内力; $M_x, M_y, M_z$ 为层合板横截面上的内力矩,可依据圣维南原理对单层板的应力沿厚度方向积分得到这6个参数。层合板结构内力、内力矩间关系为<sup>[31]</sup>:

$$\begin{cases} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{cases} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{cases} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{cases} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{cases} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{cases} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{cases} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{cases} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix} \begin{cases} k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{cases} \quad (11)$$

式中 $\epsilon_x^0, \epsilon_y^0, \gamma_{xy}^0$ 为中面应变; $k_x, k_y, k_{xy}$ 为中面曲率; $A_{ij}, B_{ij}$ 和 $D_{ij}$ 分别为拉伸刚度、耦合刚度以及弯曲刚度,其表达式如下:

$$\begin{cases} A_{ij} = \sum_{k=1}^N Q_{ij}^k (z_k - z_{k-1}) \\ B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N Q_{ij}^k (z_k^2 - z_{k-1}^2) \\ D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N Q_{ij}^k (z_k^3 - z_{k-1}^3) \end{cases} \quad (12)$$

式中 $Q_{ij}^k$ 为刚度系数; $z_k$ 为第 $k$ 层上界面纵坐标。对于正交各项异性板,第 $k$ 层刚度矩阵 $Q^k$ 为:

$$Q^k = \begin{bmatrix} \frac{E_{11}^k}{1 - \mu_{12}^k \mu_{21}^k} & \frac{\mu_{21}^k E_{22}^k}{1 - \mu_{12}^k \mu_{21}^k} & 0 \\ \frac{\mu_{12}^k E_{11}^k}{1 - \mu_{12}^k \mu_{21}^k} & \frac{E_{22}^k}{1 - \mu_{12}^k \mu_{21}^k} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12}^k \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中 $E_{11}^k, E_{22}^k$ 为材料主方向的弹性模量; $\mu_{12}^k, \mu_{21}^k$ 为泊松比; $G_{12}^k$ 为剪切模量。

对于纤维类复合材料,还应考虑铺层角度 $\theta$ 对刚度矩阵 $Q^k$ 的影响:

$$Q = T Q^k \quad (14)$$

式中 $T$ 为刚度转换矩阵<sup>[31]</sup>; $Q$ 为第 $k$ 层复合材料在整体坐标中的的刚度矩阵。

联立式(12)~(14)即可求出面板的等效刚度。

### 1.3 双层板传声损失计算原理

传声损失模型由三个子系统组成。子系统1和3表示声源室和受声室,子系统2表示双层板。为保证双层板子系统固有特性计算的准确性,采用FEA(Finite Element Analysis)对其进行确定性子系统建模。声源室和受声室模态密度较大,采用SEA(Statistic Energy Analysis)对其进行随机子系统建模,三个子系统间能量传递关系如图3所示。

图3中 $P_{in,j}, P_{diss,j}$ 为第 $j(j=1, 2, 3)$ 个子系统上的输入功率和损耗功率; $P_{ij}$ 为第 $i(i=1, 2, 3)$ 个子

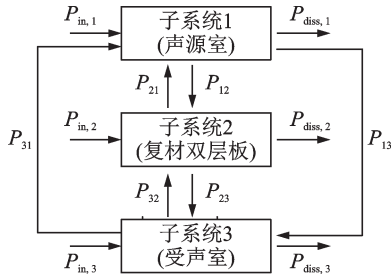


图3 子系统间能量传递关系

Fig. 3 Energy transfer relationship between subsystems

系统输入给第  $j$  个 ( $j=1, 2, 3$ ) 子系统的功率。

设双层板位移响应为  $q$ , 则其振动方程为<sup>[32]</sup>:

$$D_{\text{tot}} q = f_{\text{ext}} + f_{\text{rev}}^{(k)} \quad (15)$$

式中  $D_{\text{tot}}$  为板结构总刚度;  $f_{\text{rev}}^{(k)}$  为第  $k$  个随机子系统作用在板上的受阻挡力;  $f_{\text{ext}}$  为直接作用在板结构上的外力。

双层板位移响应  $q$  的互谱为:

$$S_{qq} = D_{\text{tot}}^{-1} \left[ S_{ff} + \sum_{k=1}^N \frac{4E_k}{\omega \pi n_k} \text{Im}(D_{\text{dir}}^{(k)}) \right] D_{\text{tot}}^{-H} \quad (16)$$

式中  $S_{qq}$  为位移互谱;  $S_{ff}$  为外激励的功率谱;  $D_{\text{dir}}^{(k)}$  为第  $k$  个 SEA 子系统的直接场产生的附加动刚度矩阵; 上角标“ $-H$ ”表示矩阵的逆共轭转置;  $E_k, n_k$  分别为第  $k$  个随机子系统的能量和模态密度。

式(16)建立了随机子系统与确定性子系统间的耦合关系。由其可知, 只要确定了各子系统能量  $E_k$ , 即可求解双层板的响应。

子系统间功率流平衡方程为:

$$P_{\text{in},j}^{\text{ext}} + P_{\text{in},j} = \omega(\eta_j + \eta_{d,j}) E_j + \sum_{k=1}^N \omega \eta_{jk} n_j \left( \frac{E_j}{n_j} - \frac{E_k}{n_k} \right) \quad (17)$$

式中  $\eta_j$  为随机子系统内损耗因子;  $\eta_{jk}$  为随机子系统间耦合损耗因子;  $\eta_{d,j}$  为确定性子系统与随机子系统间耦合损耗因子;  $P_{\text{in},j}^{\text{ext}}$  为外力  $f_{\text{ext}}$  输入到随机子系统上的功率;  $P_{\text{in},j}$  为外界直接输入随机子系统的功率。

其中,

$$\eta_{jk} = \frac{2}{\pi \omega n_k} \sum_{rs} \text{Im}(D_{\text{dir},rs}^{(j)}) \left( D_{\text{tot}}^{-1} \text{Im}(D_{\text{dir}}^{(k)}) D_{\text{tot}}^{-H} \right)_{rs},$$

$$\eta_{d,j} = \frac{2}{\pi \omega n_j} \sum_{rs} \text{Im}(D_{d,rs}) \left( D_{\text{tot}}^{-1} \text{Im}(D_{\text{dir}}^{(j)}) D_{\text{tot}}^{-H} \right)_{rs},$$

$$P_{\text{in},j}^{\text{ext}} = \frac{\omega}{2} \sum_{rs} \left[ \text{Im}(D_{\text{dir},rs}^{(j)}) \left( D_{\text{tot}}^{-1} S_{ff} D_{\text{tot}}^{-H} \right)_{rs} \right],$$

$r, s$  为随机子系统确定性边界上的自由度。联立式(16), (17)可求出声源室、受声室子系统的能量  $E_1$  和  $E_3$ , 进而可计算双层板传声损失:

$$TL = 10 \lg \left( \frac{1}{\tau} \right) = 10 \lg \left[ \frac{A}{S\alpha} \left( \frac{E_1}{V_1} - \frac{E_3}{V_3} \right) \right] \quad (18)$$

式中  $\tau$  为声透射系数;  $A$  为板面积;  $\alpha, S$  为受声室吸声系数和总表面积;  $V_1, V_3$  为声源室和受声室体积。

## 2 声学参数辨识

基于阻抗管传递函数法(The Two-microphone Transfer-function Method)进行测试。分别采用大管测量试验方法和小管测量试验方法, 设备图如图4所示。标准大管中传声器间距为 50 mm, 可测材料低、中频段(50~1600 Hz)吸声特性  $\alpha_{\text{st}}$ ; 标准小管中传声器间距为 20 mm, 测量材料中、高频段(500~6300 Hz)吸声特性  $\alpha_{\text{st}}$ 。二者数据经拟合可得试样全频段(50~6300 Hz)吸声系数<sup>[29]</sup>:

$$\alpha_{\text{fit}} = \left( 1 - \frac{f-500}{1100} \right) \alpha_{\text{st}} + \frac{f-500}{1100} \alpha_{\text{it}} \quad (19)$$

式中  $\alpha_{\text{fit}}$  为拟合吸声系数;  $f$  为频率。



图4 阻抗管

Fig. 4 Impedance tube

本次测量依据标准 GB/T 18696.2—2002<sup>[33]</sup> 及 ISO 10534-2:1998<sup>[34]</sup> 进行, 所用设备为 B&K4206 阻抗管, 试验温度为 26 °C, 湿度为 82%。玻璃棉试样直径分别为 100 mm 和 29 mm, 部分试样如图 5 所示, 详细尺寸与质量如表 1 所示。



图5 测试样品

Fig. 5 Experimental samples

表1 材料尺寸与质量

Tab. 1 Size and weight of the samples

样品组别	厚度/mm	直径/mm	质量/g	
1	大管	50.00	104.40	7.70
	小管	50.06	30.10	0.64
2	大管	40.50	102.20	5.98
	小管	41.30	30.08	0.53



每组试样测3次,采用式(19)进行拟合,对拟合结果进行算术平均值,以消除频带重叠区拟合曲线不连续问题,同时可降低测量误差。之后,依据1.1节中原理进行玻璃棉声学参数辨识,结果如表2所示。

表2 玻璃棉参数辨识结果

Tab.2 Identification results of acoustic parameters of glass wool

$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	$\sigma/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-4})$	$\Phi$	$\Lambda/\text{mm}$	$\Lambda'/\text{mm}$	$\alpha_\infty$
18.0	43000	0.998	0.13	0.23	1.98

表2中辨识结果由40 mm玻璃棉测试数据计算得到,其中密度 $\rho$ 通过测试直接获取。为验证辨识结果的准确性,采用辨识参数进行了吸声系数仿真计算,结果如图6所示。由图6可知,仿真结果与试验结果吻合良好,表明40 mm玻璃棉的声学参数辨识结果准确有效。

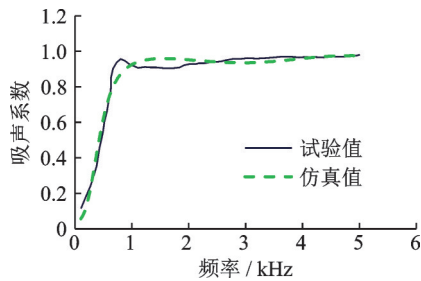


图6 40 mm玻璃棉吸声系数仿真与试验结果

Fig.6 Simulation and test results of sound absorption coefficient of 40 mm glass wool

对于同一多孔材料,其JCA模型声学参数应满足辨识结果不受材料厚度变化影响的原则。故由40 mm玻璃棉测试数据所得辨识参数应适用于50 mm玻璃棉声学分析。为验证这一原则,采用辨识参数仿真计算50 mm玻璃棉吸声系数,结果如图7所示。

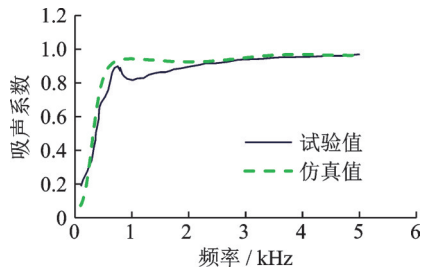


图7 50 mm玻璃棉吸声系数仿真与试验结果

Fig.7 Simulation and test results of sound absorption coefficient of 50 mm glass wool

图7中,仿真结果与试验结果吻合良好,表明识别参数不受厚度变化的影响,验证了辨识结果的可靠性,可将其用于传声损失评估。

### 3 双层板传声损失特性分析

#### 3.1 数值模型

双层板尺寸为90 mm×90 mm×11.7 mm(长×宽×高),由铝板、装饰板组成,二者中间的空隙填充玻璃棉。装饰板由装饰板面板(层合板,包括玻璃纤维[0°/45°/90°/-45°/0°]层、胶层)和三聚氰胺泡沫芯层组成。双层板结构断面如图8所示,细节如图9所示,数值分析流程如图10所示。

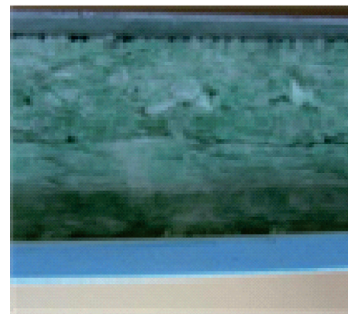


图8 双层板结构横断面

Fig.8 Cross-section of the Double-wall

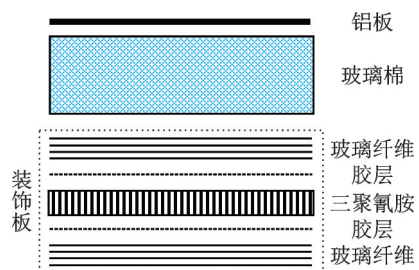


图9 双层板结构示意图

Fig.9 Structural diagram of the Double-wall

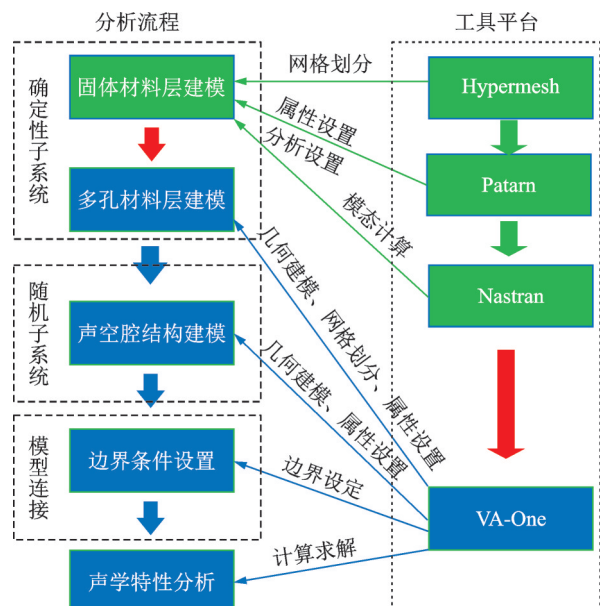


图10 数值分析流程

Fig.10 Numerical analysis process

依据 1.3 节中 FE-SEA 建模原理及子系统划分方式,对双层板结构整体采用有限元分析。建模时,考虑到铝板为单层固体材料,直接采用壳单元模拟。装饰板面板为层合板(连续的固体材料铺层),逐层建模网格量大,计算效率低,故将其等效为单层板(原理见 1.2 节),采用壳单元模拟。最终,会建立 3 个不连续的单层板结构模型。模态计算时,每个板的四边均采用固支约束,分析频带为 0.1 Hz 至 3 kHz。壳单元网格尺寸选取 5 mm,考虑到单元网格尺度与波长存在关系:

$$L \leq c_0 / (6f_{\max}) \quad (20)$$

式中  $L$  为单元网格尺度; $c_0$  为声速,取 343 m/s; $f_{\max}$  为最大分析频率。由式(20)可得  $L \leq 5.72$  mm,显然本研究划分的单元尺度满足 FEA 分析要求。建模流程如图 10 所示,模态结果如图 11 所示。

对装饰板中的三聚氰胺泡沫层、装饰板与铝板

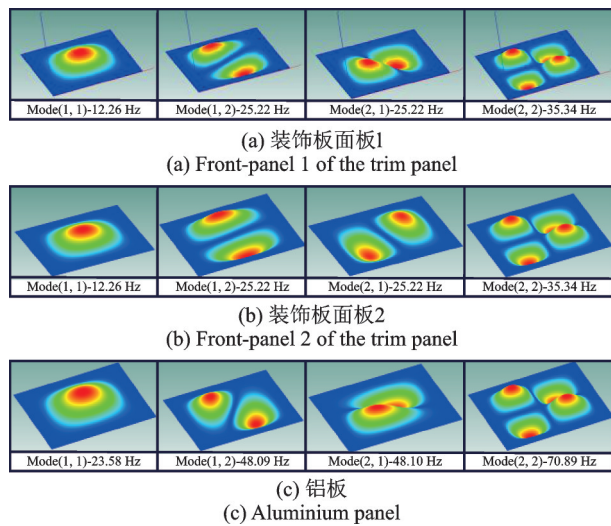


图 11 模态计算结果

Fig. 11 Numerical results of modals

间的玻璃棉填充层采用 3D 单元建模。三聚氰胺泡沫层模型与装饰板面板模型间采用无滑动边界设置,玻璃棉与装饰板、铝板的边界均设置为滑动边界(该过程借助 VA-One 完成)。至此,建立了双层板 FEA 模型,如图 12 所示。

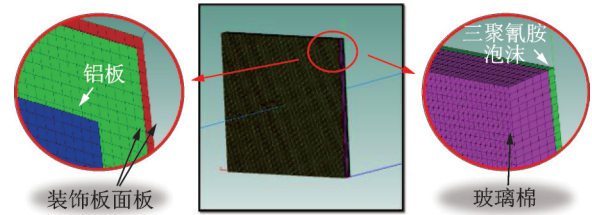


图 12 双层板 FEA 模型

Fig. 12 FEA model of the Double-wall

采用 SEA 子系统模拟声源室和受声室,尺寸均为  $10 \text{ m} \times 10 \text{ m} \times 10 \text{ m}$ ;采用 1 Pa 声功率模拟扩散声场,将其施加在声源室子系统上。本文采用双层板设计主要为解决飞行器中低频隔声问题;同时考虑到试验所用混响室截止频率为 200 Hz,将分析频带设定为 200~1008 Hz,步长 8 Hz。最终建立的 FE-SEA 混合模型如图 13 所示,模型中材料参数如表 3 所示。

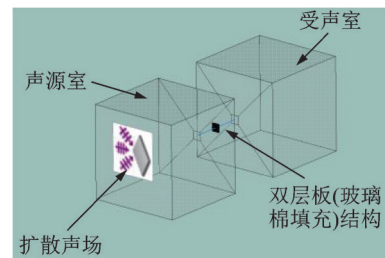


图 13 双层板 FE-SEA 分析模型

Fig. 13 The FE-SEA analysis model of the Double-wall

表 3 双层板材料参数

Tab. 3 Material parameters of the Double-wall

板材料		$\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$t / \text{mm}$	$E_{11} / \text{MPa}$	$E_{22} / \text{MPa}$	$E_{33} / \text{MPa}$	$E_{23} / \text{MPa}$	$E_{13} / \text{MPa}$	$E_{12} / \text{MPa}$	$\mu$
铝板	铝合金	2800	1.6	75000	75000	75000	28850	28850	28850	0.3
	玻璃纤维	1755	0.28	21000	21000	21000	3000	3000	3000	0.13
装饰板	胶层	1080	0.1	1700	1700	1700	600	600	600	0.4
	三聚氰胺	20.3	7.4	0.15	0.15	0.15	0.08	0.08	0.08	0

### 3.2 传声损失测试

传声损失试验参考《声学 建筑和建筑构件隔声测量第 4 部分:房间之间空气声隔声的现场测量》<sup>[35]</sup>,采用混响室-混响室法开展试验。将双层板结构试件安装在如图 14 所示的的隔声试验窗上。由于试验件整体的厚度大,故在试验窗四周采用

25 mm 厚的钢结构框进行密闭,其缝隙用隔声性能良好的胶封堵,正式试验前进行声泄露检验。一混响室作为声源室,室内放置扬声器,其产生均匀白噪声作为试验激励,激励频带为 50 Hz 至 10 kHz;另一混响室作为受声室,背景噪声在整个频带内均低于透射声压 10 dB 以上,满足测试标准要求。

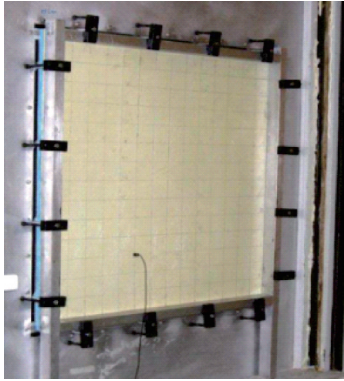


图 14 声源室测试照片

Fig. 14 Picture of sound source room experiment

声源室内,在标准规定的  $n$  个空间测点位置设 B&K4189 传声器,测试声压级后进行平均,计算公式为:

$$\bar{L}_{p1} = 10 \lg \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{pi}} \quad (21)$$

式中  $\bar{L}_{p1}$  为混响室平均声压级;  $L_{pi}$  为第  $i$  个测点处的声压级。

在受声室使用声强探头,按图 15 所示的路径设置试件表面法向空间、时间平均声强级  $\bar{L}_{p2}$ ,代入下式:

$$TL = \bar{L}_{p1} - \bar{L}_{p2} - 6 \quad (22)$$

通过式(22)可获得双层板传声损失特性。

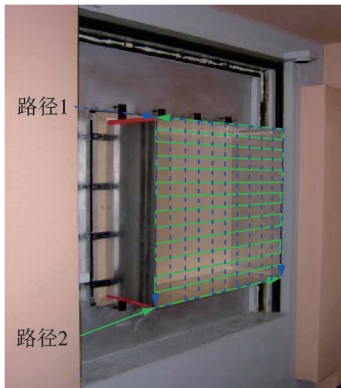


图 15 受声室测试路径

Fig. 15 Experimental path of sound receiving chamber

## 4 结果对比

采用 FE-SEA 方法计算得到双层板的传声损失特性,并与试验结果进行对比,如图 16 所示。

可看出,在 200~1008 Hz 内,基于改进的 FE-SEA 法传声损失预计结果与试验结果趋势完全吻合,预计结果的绝对平均值偏差为 2 dB,这表明:

(1)采用辨识方法获取的玻璃棉 JCA 声学参数是准确的,可将其用于玻璃棉填充的双层板结构的

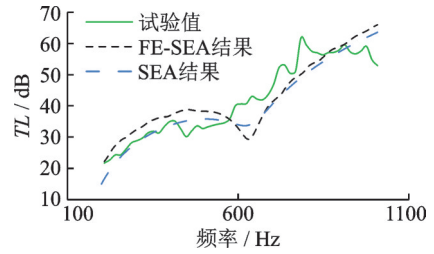


图 16 双层板结构传声损失特性

Fig. 16 Experimental and simulation results of sound transmission loss of the Double-wall

传声损失分析。

(2)本研究提出的分步式 FE-SEA 建模方法是可行的,应用该法的预计结果精度满足工程需求。这为应用 FE-SEA 方法研究含多孔材料的复合材料双层板组合结构的声学预计提供了一种思路。

图 16 也给出了采用 SEA 法进行双层板传声损失预计的结果,该结果所得结论与 FE-SEA 方法结论一致。

在 200~600 Hz 内,与 SEA 法相比,FE-SEA 法预计结果略大;与实测结果比,FE-SEA 法的预计结果偏差也相对较大。这是因为在进行双层板结构 FEA 建模时,为了缩减模型单元数目,提高计算效率,对装饰板面板进行了单层板等效,使得其固有特性发生了一定改变,导致预计结果出现偏差。而建立 SEA 预计模型时,未对装饰板面板进行等效,且双层板结构在分析频带内模态密度满足 SEA 建模要求(如图 17 所示),不存在相应的偏差,误差自然较小。然而 SEA 法预计结果为频带内响应的均方值,不能反映低频段内传声损失随边界条件、结构尺寸的变化;与此同时,当目标频带内模态密度不足时,SEA 法将会失效。例如,预计 50~160 Hz 内双层板的传声损失时,该 SEA 模型将不满足分析要求。因而,在中低频段 FE-SEA 方法仍是传声损失的首选预计方法。

在设计初期,为快速评估所设计结构的传声特性,应当首选 SEA 法进行分析,其计算效率远高于

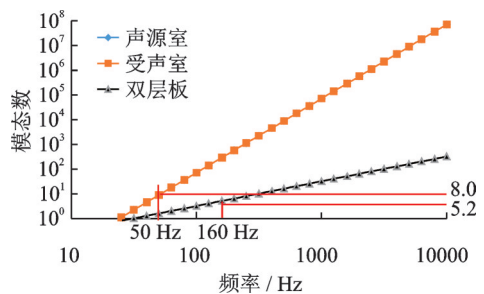


图 17 SEA 模型中各子系统模态数

Fig. 17 The modal number of each subsystem in the SEA model



FE-SEA法,这一结论可由表4得出。

表 4 数值计算时间

Tab. 4 Time of numerical calculation

数值方法	计算耗时/s
SEA	0.2
FE-SEA	272852.0

## 5 结 论

本研究以玻璃棉填充的复合材料双层板结构为对象,对其传声损失进行了预计。采用阻抗管测试了玻璃棉的吸声特性,并基于多孔材料声学参数辨识原理,得到了玻璃棉 JCA 模型声学参数;将识别的参数作为输入,引入到双层板传声损失 FE-SEA 预计模型中,进行传声损失分析;并将预计结果与试验结果进行对比,验证了该方法的可靠性。研究结果表明:

(1)基于多孔材料声学参数辨识原理进行玻璃棉 JAC 模型声学参数辨识是可行的,将其引入双层板传声损失模型中,可以得到准确的传声损失特性预计结果。

(2)在进行含多孔材料的双层板组合结构传声损失建模时,分步建模方法有效。该方法克服了 FE-SEA 建模过程多孔材料模拟难的问题,为 FE-SEA 法建模提供了新思路。

(3)建模过程中,对装饰板面板进行单层板等效是合理的。虽然该法在低频段会导致分析结果出现一定误差,与试验结果相比该误差是可接受的。同时,该方法能够降低模型自由度,提高计算效率,在结构声学设计初期较为适用。

(4)FE-SEA 法和 SEA 法传声损失预计结果与试验结果吻合良好,均支持结论(1)。但 FE-SEA 法的耗时远高于 SEA 法,在模态密度满足 SEA 计算需求的情况下应首选 SEA 法;在需要考虑边界条件、结构尺寸等对传声损失的影响时,应选用 FE-SEA 法。

### 参考文献:

[1] Mcgehee S F, Peck B J, Betz C B, et al. Method of construction for thermal/acoustic insulation blankets: US 4442585[P]. 1984-04-17.  
 [2] BOEING. Boeing Design Manual BDM-6724 Acoustic Sandwich Panels [M]. Chicago: The Boeing Company, 1989.  
 [3] BOEING. Boeing 737-600/700/800/900 Maintenance

Manual Shanghai Airlines Part II [M]. Chicago: The Boeing Company, 2000.

- [4] Airbus A319/A320/A321 Aircraft Maintenance Manual Sichuan Airlines Chapter 25 [M]. Toulouse: Airbus, 1995.  
 [5] 何立燕, 胡莹. 飞机绝热隔声层分布方式对壁板隔声量的影响 [J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(6): 123-126.  
 HE Liyan, HU Ying. Influence of distribution mode of thermal/acoustic insulation blankets on the transmission loss of airplanes [J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(6): 123-126.  
 [6] 程修妍, 荣吉利, 谌相宇, 等. 多孔材料在整流罩内中高频降噪的应用与优化研究 [J]. 宇航学报, 2018, 39(4): 383-391.  
 CHENG Xiuyan, RONG Jili, CHEN Xiangyu, et al. Analysis and optimization for medium and high frequency noise attenuation of rocket fairings with porous material [J]. Journal of Astronautics, 2018, 39(4): 383-391.  
 [7] 张青, 闫国华, 武耀罡, 等. 噪声适航标准严格化趋势探究 [J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(3): 235-240.  
 ZHANG Qing, YAN Guohua, WU Yaogang, et al. Study on stringency of noise airworthiness standards [J]. Noise and Vibration Control, 2013, 33(3): 235-240.  
 [8] Smith J S. The local mean decomposition and its application to EEG perception data [J]. Journal of the Royal Society Interface, 2005, 2(5): 443-454.  
 [9] 孙振永, 李丽君, 刘怡然, 等. 不同加筋双层板结构隔声特性的理论、仿真及试验研究 [J]. 科学技术与工程, 2018, 18(4): 245-250.  
 SUN Zhenyong, LI Lijun, LIU Yiran, et al. Theoretical, simulation and test investigation on the sound isolation characteristics of different stiffened double-layer panels [J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(4): 245-250.  
 [10] 张志富, 黄逸哲. 单向加筋双层板全频段的隔声特性 [J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(4): 84-112.  
 ZHANG Zhifu, HUANG Yizhe. Sound transmission loss characters of unidirectionally reinforced double-layer plates in whole frequency range [J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(4): 84-112.  
 [11] Brunskog J. The influence of finite cavities on the sound insulation of double plate structures [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2005, 117(6): 3727-3739.  
 [12] Allard J F, Atalla N. Propagation of Sound in Porous Media: Modeling Sound Absorbing Materials [M]. 2nd ed. Sussex: John Wiley & Sons Ltd., 2009.  
 [13] Biot M A. Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. I. low-frequency range [J].



- Journal of the Acoustical Society of America, 1956, 28 (2): 168-178.
- [14] Delany M E, Bazley E N. Acoustical properties of fibrous absorbent materials[J]. Applied Acoustics, 1970, 3(2): 105-116.
- [15] Miki Y. Acoustical properties of porous materials modification of Delany-Bazley models[J]. Journal of the Acoustical Society of Japan, 1990, 11: 19-24.
- [16] Johnson D L, Koplik J, Dashen Roger. Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1987, 176 (1): 379-402.
- [17] Champoux Y, Allard J F. Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media [J]. Journal of Applied Physics, 1991, 70(4): 1975-1979.
- [18] Allard J F, Champoux Y. New empirical equations for sound propagation in rigid frame fibrous materials [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1992, 91: 3346-3353.
- [19] Panneton R, Olny X. Acoustical determination of the parameters governing viscous dissipation in porous media[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 119(4): 2027-2040.
- [20] Olny X, Panneton R. Acoustical determination of the parameters governing thermal dissipation in porous media [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2008, 123(2): 814-824.
- [21] Bonfiglio P, Pompoli F. Inversion problems for determining physical parameters of porous materials: overview and comparison between different methods[J]. Acta Acustica United with Acustica, 2013, 99 (3) : 341-351.
- [22] Jaouen L, Gourdon E, Philippe Glé. Estimation of all 6 parameters of Johnson-Champoux-Allard-Lafarge model for acoustical porous materials from impedance tube measurements [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2020, 148(4):1998-2005.
- [23] Verdieri K, Panneton R, Atalla N, et al. Inverse poroelastic characterization of open-cell porous materials using an impedance tube[J]. SAE Technical Paper, 2017. DOI: 10.4271/2017-01-1878.
- [24] Ogam E, Fellah Z, Sebaa N, et al. Non-ambiguous recovery of Biot poroelastic parameters of cellular panels using ultrasonic wave [J]. Journal of Sound & Vibration, 2011, 330(6):1074-1090.
- [25] 王晨, 燕群, 周红卫, 等. 基于二维等效 FE-SEA 混合方法的复合材料层合板传声损失分析[J]. 振动与冲击, 2020, 39(11): 226-231.  
WANG Chen, YAN Qun, ZHOU Hongwei, et al. Transmission loss analysis for composite laminates based on two-dimensional equivalent hybrid FE-SEA method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39 (11): 226-231.
- [26] 张永杰, 陈利斌, 张菩仁, 等. 扩散声场作用下 C/SiC 复合材料薄壁结构的全频段响应分析[J]. 航天器环境工程, 2019, 36(4): 334-349.  
ZHANG Yongjie, CHEN Libin, ZHANG Puren, et al. The full spectrum stress field in C/SiC composite thin plate structure under a diffusive acoustic field [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2019, 36 (4) : 334-349.
- [27] 胡迪科, 沈林, 柳征勇, 等. 新一代运载火箭整流罩全频段声振分析及隔声降噪研究[J]. 上海航天, 2016, 33(Z1): 29-35.  
Hu Dike, Shen Lin, Liu Zhengyong, et al. Vibroacoustic and noise reduction analysis in full frequency-domain of a new launch vehicle fairing [J]. Aerospace Shanghai, 2016, 33(Z1): 29-35.
- [28] Atalla Y, Panneton R. Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements [J]. Journal of the Canadian Acoustical Association, 2005, 33(1): 11-24.
- [29] Xu X, Lin P. Parameter identification of sound absorption model of porous materials based on modified particle swarm optimization algorithm [J]. PLoS ONE, 2021, 16(5): e0250950.
- [30] Verdieri K, Atalla N, Panneton R. A case study of a full inverse poroelastic characterization of an open-cell porous material using an impedance tube: the need to properly prepare the material and to control the measurement [C]. 10th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference. Graz, 2018: 8.
- [31] 沈关林, 胡更开. 复合材料力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.  
SHEN Guanlin, HU Gengkai. Composite Mechanics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2006.
- [32] Langley R, Shorter P, Contoni V. A hybrid FE-SEA method for the analysis of complex vibro-acoustic systems [C]. Proceedings of the International Congress on Noise and Vibration Engineering, 2005.
- [33] 李晓东, 戴根华, 林杰, 等. 声学阻抗管中吸声系数和声阻抗的测量第2部分: 传递函数法: GB/T 18696.2—2002 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2002.  
LI Xiaodong, Dai Genhua, Lin Jie, et al. Acoustics—determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes—part 2: transfer function method: GB/T18696.2—2002 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2002.
- [34] Acoustics—determination of sound absorption coefficient

cient and impedance in impedance tubes-part 2: transfer-function method: ISO 10534-2: 1998 [S]. Genève, Switzerland: International Organization for Standardization, 1998.

[35] 柳孝图, 吴启学, 毛建西, 等. 声学建筑和建筑构件隔声测量 第4部分: 房间之间空气声隔声的现场测量

GB/T 19889.4—2005[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.  
LIU Xiaotu, Wu Qixue, Mao Jianxi, et al. Acoustics—measurement of sound insulation in buildings and of building elements—part 4: field measurements of airborne sound insulation between rooms: GB/T 19889.4—2005[S]. Beijing: Standards Press of China, 2005.

## Acoustic parameters identification of porous materials and application in the acoustic design of the Double-wall

PENG Tao<sup>1,2</sup>, WANG Chen<sup>3</sup>, YAN Qun<sup>1,2</sup>

(1. Aviation Science and Technology Key Laboratory of Aeronautical Acoustics and Vibration Intensity, Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China; 2. National Key Laboratory of Strength and Structural Integrity, Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China; 3. Department of Basic Sciences, Air Force Engineering University, Xi'an 710051, China)

**Abstract:** JCA model is used to identify acoustic parameters of glass fiber according to the parameter identification technology of porous materials based on Biot theory. The identification results are regarded as input parameters of FE-SEA model of the double wall to evaluate its sound transmission loss. Meanwhile, the sound transmission loss experiment of the double wall is carried out in a standard acoustic laboratory, and the experimental results are compared with the numerical results. The following conclusions are obtained: it is feasible to use acoustic parameters identification method for glass fiber, which can obtain accurate acoustic parameters and reduce experimental items and times; it is reasonable to introduce the identification parameters into prediction model of sound transmission loss of the double wall, and the predicted results are in good agreement with experimental results. Therefore, the parameter identification method and FE-SEA method can be combined for the acoustic design of structures containing porous materials.

**Key words:** acoustic parameter identification; sound transmission loss; porous materials; the Double-wall

**作者简介:** 彭 涛(1991—),男,硕士,工程师。电话:(029)88268235;E-mail:taopeng\_avic@163.com。

**通讯作者:** 燕 群(1983—),男,硕士,高级工程师。电话:(029)88268228;E-mail:qun\_avic@163.com。