

多孔弹性介质三层夹心板的隔声性能研究^{*}

陈卫松^{1,2†} 邱小军¹

(1 近代声学教育部重点实验室 南京大学声学研究所 南京 210093)

(2 安徽师范大学 芜湖 241000)

摘要 应用 Biot 关于流体饱和和多孔弹性介质的声传播理论, 采用传递矩阵的分析方法, 就复合多孔弹性材料夹心三层板在不同结构情况下的隔声性能进行了理论研究和实验分析, 并与同等条件下双层夹心板的隔声性能进行了比较。数值计算和实验结果均表明, 与双层夹心板相比, 三层夹心板在中高频段隔声性能有明显优势, 但低频段隔声性能有一定程度上的下降。研究还表明不同结构的复合三层夹心板在隔声效果上也各有特色。

关键词 多孔弹性介质, 隔声, 传递损失

Sound insulation character of three-layer panels one with elastic porous material

CHEN Wei-Song^{1,2} QIU Xiao-Jun¹

(1 Key Lab of Modern Acoustics, Ministry of Education, Institute of Acoustics
Nanjing University, Nanjing 210093)

(2 Anhui Normal University, Wuhu 241000)

Abstract The Biot theory of sound propagation in elastic porous medium and the method of transfer matrix are used to analyze the transmission loss of three layer panels with elastic porous material. Comparison of sound insulation character between double panels and three layer panels is also given. Both numerical simulation and experiment results show that the three layer panels compared with double panels have advantage in sound insulation in mid to high frequency range, but have disadvantage in low frequency range. The study also shows that different structures of three layer panels have different characters in sound insulation.

Key words Elastic porous medium, Sound insulation, Transmission loss

2006-09-06 收稿; 2007-01-09 定稿

^{*} 国家自然科学基金资助项目(10674068)、新世纪优秀人才支持计划资助。

作者简介: 陈卫松(1973-), 男, 博士研究生, 主要研究方向为噪声控制。

邱小军(1968-), 教授, 博士, 博士生导师。

[†] 通讯联系人 E-mail: chen2711@tom.com

1 引言

多孔弹性材料夹心板因其轻、薄的特点在汽车、飞机制造和建筑等领域的隔声降噪中有着广泛的应用。1956 年 Biot 提出流体饱和和多孔介质声传播理论^[1], 奠定了多孔介质声学的基础。随着 Biot 理论不断完善, 近些年来应用 Biot 理论研究多孔弹性介质夹心板的隔声性能受到科研人员的关注, Lauriks 和 Bolton 等人先后就声波垂直和无规入射到无限大双层夹心板的隔声情况进行了研究^[2-4]。随后 Atalla 等用有限元和边界元的方法先后对低频声波垂直和无规入射到有限大双层夹心板的隔声性能进行了数值分析^[5,6]。目前文献仅对不同结构双层夹心板隔声性能有研究, 对于多层结构夹心板的隔声性能研究则较少, 本文将就不同结构的三层弹性多孔介质夹心板的隔声性能进行

分析, 并与双层夹心板的隔声性能相比较, 同时对更多层夹心结构的隔声特性作出探索。

2 多孔弹性介质夹心板中的声传播

设有一束单位振幅的平面声波以角度 θ 进入无限大多孔弹性介质, 如图 1(a) 所示。仅考虑二维情况, 入射波的速度势函数可表示为:

$$\phi = e^{-j(k_x x + k_y y)} \tag{1}$$

式中 $k = \omega/c$, $k_x = k \sin \theta$, $k_y = k \cos \theta$, k , ω , c 分别为声波的波数、角频率和声速。由 Bolton 等人的分析^[4] 可得介质中固体骨架在 x , y 方向的位移 u_x , u_y 和 y 方向的应力分量 σ_y , τ_{xy} 为:

$$u_x = jk_x e^{-jk_x x} \left[\frac{C_1}{k_1^2} e^{-jk_{1y} y} + \frac{C_2}{k_1^2} e^{jk_{1y} y} + \frac{C_3}{k_2^2} e^{-jk_{2y} y} + \frac{C_4}{k_2^2} e^{jk_{2y} y} - \frac{k_{ty}}{k_x k_t^2} (C_5 e^{-jk_{ty} y} - C_6 e^{jk_{ty} y}) \right] \tag{2}$$

$$u_y = j e^{-jk_x x} \left[\frac{k_{1y}}{k_1^2} (C_1 e^{-jk_{1y} y} - C_2 e^{jk_{1y} y}) + \frac{k_{2y}}{k_2^2} (C_3 e^{-jk_{2y} y} - C_4 e^{jk_{2y} y}) - \frac{k_x}{k_t^2} (C_5 e^{-jk_{ty} y} + C_6 e^{jk_{ty} y}) \right] \tag{3}$$

$$\sigma_y = e^{-jk_x x} \left[F_1 (C_1 e^{-jk_{1y} y} + C_2 e^{jk_{1y} y}) + F_2 (C_3 e^{-jk_{2y} y} + C_4 e^{jk_{2y} y}) + 2N \frac{k_x k_{ty}}{k_t^2} (C_5 e^{-jk_{ty} y} - C_6 e^{jk_{ty} y}) \right] \tag{4}$$

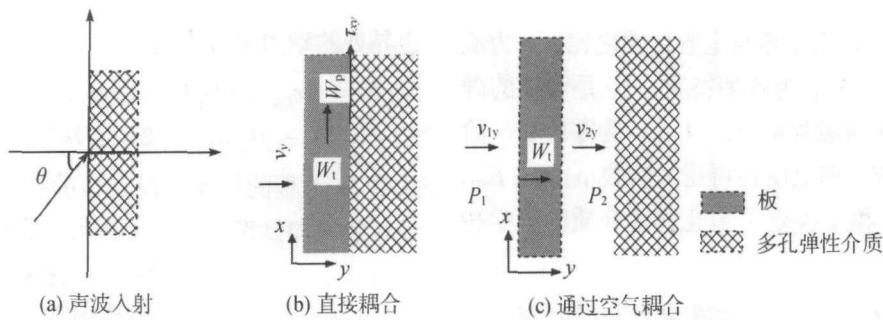


图 1 声波入射到多孔弹性介质及其与板的耦合图

$$\tau_{xy} = e^{-jk_x x} N \left[\left(\frac{2k_x k_{1y}}{k_1^2} (C_1 e^{-jk_{1y} y} - C_2 e^{jk_{1y} y}) + \frac{2k_x k_{2y}}{k_2^2} (C_3 e^{-jk_{2y} y} - C_4 e^{jk_{2y} y}) + G \right) \right] \tag{5}$$

式中 $F_1 = 2N \frac{k_{1y}^2}{k_1^2} + A + b_1 Q$,

$F_2 = 2N \frac{k_{2y}^2}{k_2^2} + A + b_2 Q$,

$G = \frac{k_x^2 - k_{ty}^2}{k_t^2} (C_5 e^{-jk_{ty} y} + C_6 e^{jk_{ty} y})$,

介质中流体在 x , y 方向的位移 U_x , U_y 和 y 方向应力 s 为:

$$U_x = jk_x e^{-jk_x x} \left[\frac{b_1}{k_1^2} (C_1 e^{-jk_{1y} y} + C_2 e^{jk_{1y} y}) + \frac{b_2}{k_2^2} (C_3 e^{-jk_{2y} y} + C_4 e^{jk_{2y} y}) + \frac{\rho_{12}^* k_{ty}}{\rho_{22}^* k_t^2 k_x} (C_5 e^{-jk_{ty} y} - C_6 e^{jk_{ty} y}) \right] \quad (6)$$

$$U_y = j e^{-jk_x x} \left[\frac{b_1 k_{1y}}{k_1^2} (C_1 e^{-jk_{1y} y} - C_2 e^{jk_{1y} y}) + \frac{b_2 k_{2y}}{k_2^2} (C_3 e^{-jk_{2y} y} - C_4 e^{jk_{2y} y}) + \frac{\rho_{12}^* k_x}{\rho_{22}^* k_t^2} (C_5 e^{-jk_{ty} y} + C_6 e^{jk_{ty} y}) \right] \quad (7)$$

$$s = e^{-jk_x x} \left[(Q + b_1 R)(C_1 e^{-jk_{1y} y} + C_2 e^{jk_{1y} y}) + (Q + b_2 R)(C_3 e^{-jk_{2y} y} + C_4 e^{jk_{2y} y}) \right] \quad (8)$$

在以上各式中:

$$b_1 = \frac{(\rho_{11}^* R - \rho_{12}^* Q)}{(\rho_{22}^* Q - \rho_{12}^* R)} - \frac{(PR - Q^2)}{\omega^2(\rho_{22}^* Q - \rho_{12}^* R)} k_1^2, b_2 = \frac{(\rho_{11}^* R - \rho_{12}^* Q)}{(\rho_{22}^* Q - \rho_{12}^* R)} - \frac{(PR - Q^2)}{\omega^2(\rho_{22}^* Q - \rho_{12}^* R)} k_2^2 \quad (9)$$

$$\rho_{11}^* = (1 - h)\rho_s + \rho_a + b/j\omega, \rho_{22}^* = h\rho_0 + \rho_a + b/j\omega, \rho_{12}^* = -\rho_a - b/j\omega \quad (10)$$

$$\rho_a = h\rho_0(\epsilon' - 1), P = A + 2N, N = E_1/2(1 + \nu) \quad (11)$$

$$A = \nu E_1/(1 + \nu)(1 - 2\nu), E_1 = E_m(1 + j\eta), R = hE_2, Q = (1 - h)E_2 \quad (12)$$

其中 k_1, k_2, k_t 为多孔介质中慢、快纵波和横波的波数, k_{1y}, k_{2y}, k_{ty} 分别为相应波数在 y 方向的分量, ρ_0, ρ_s 是填充流体介质和固体骨架的密度, ρ_a 是两者的耦合密度; ω 为声波的角频率, h 为介质的孔隙率; E_m, ν 是固体骨

架的静态杨氏模量和泊松比, η 为损失因数; ϵ' 为介质的几何结构因数, E_2 是孔隙中流体的体变模量, b 是固相和流体间的粘滞耦合因数, 且有 $b = j\omega\epsilon'h\rho_0(\rho_s^*/\rho_0 - 1)$ 。假设介质中孔隙为圆柱体结构, 则有^[7]:

$$E_2 = E_0 \{1 + 2(\gamma - 1)T_c[\lambda_c \sqrt{-jN_{Pr}}]/(\lambda_c \sqrt{-jN_{Pr}})\}^{-1}, E_0 = \rho_0 c^2, \lambda_c^2 = 8\omega\rho_0\epsilon'/hc \quad (13)$$

$$\rho_{22}^* = \rho_0 \{1 - [2/(\lambda_c \sqrt{-j})T_c[\lambda_c \sqrt{-j}]^{-1}, (\lambda_c \sqrt{-jN_{Pr}})]^{-1}, T_c[\lambda_c \sqrt{-j}] = J_1[\lambda_c \sqrt{-j}]/J_0[\lambda_c \sqrt{-j}] \} \quad (14)$$

上式中 γ 为定压比热与定容比热之比, c 为流体中声速; N_{Pr} 为普朗特数, ς 是流体的静态流阻, j 为虚数单位, J_0, J_1 为零阶和一阶 Bessel 函数。综上所述可见, 参数 $\rho_0, \rho_s, E_m, \nu, \eta, \epsilon', h$ 和 ς 决定了多孔弹性介质的声学特性。

参数 $C_1 - C_6$ 由多孔材料与板的耦合方式决定, 可分为多孔材料直接固定于板上和通过空气与板耦合两种。如图 1(b) 和 1(c) 所示, 对于直接固定于板上的情况, 设板的横向位移为 $W_t = W_{t_0}(x)e^{j\omega t}$, 板的中心面的位移为 $W_p = W_{p_0}(x)e^{j\omega t}$, 则在板和多孔材料的分界面处的边界条件为:

$$(i) v_y = j\omega W_t; \quad (ii) u_y = W_t; \quad (iii) U_y = W_t; \quad (iv) u_x = W_p(-/+)\frac{h_p}{2}\frac{dW_t}{dx}$$

边界处的动力学方程为:

$$(v) (+/-)\tau_{xy} = (D_p k_x^2 - \omega^2 m_s)W_p; \quad (vi) (+/-)P(-/+)q_p - jk_x h_p \tau_{xy}/2 = (Dk_x^4 - \omega^2 m_s)W_t$$

式中 h_p 为板的厚度, D 是板的弯曲劲度, D_p 是板的纵向劲度; $v_y = -\partial\phi/\partial y$ 为板左侧介质质点速度的 y 方向分量; m_s 是板的面密度, $q_p = -\sigma_y - s$ 为多孔介质作用在板上的应力。当多孔材料与板的 y 轴正方向平面耦合时, 式中的符号取第一组, 反之取第二组符号。对于多孔介质与板通过空气层耦合的情况, 板的边界条件及边界处的动力学方程为:

$$(i) v_{1y} = j\omega W_t; \quad (ii) v_{2y} = j\omega W_t; \quad (iii) P_1 - P_2 = (Dk_x^4 - \omega^2 m_s)W_t$$

式中 P_1, P_2 为板左右的声压, v_{1y}, v_{2y} 为板两边空气介质的质点速度。多孔材料与空气的分

界面处的边界条件为:

- (i) $-hP_2 = s$; (ii) $-(1-h)P_2 = \sigma_y$;
- (iii) $v_y = j\omega(1-h)u_y + j\omega hU_y$; (iv) $\tau_{xy} = 0$

对于多层复合结构, 应用以上列出的边界条件及动力学方程, 通过传递矩阵的方式求出入射声波与透射声波之间的声压关系, 然后求出平面声波以 θ 角入射时的透射系数 $\tau(\theta)$, 再对空间积分即可求得场入射时的平均透射系数 $\bar{\tau}$, 并由此得到结构的传声损失 [8]:

$$TL = -10 \log_{10} \bar{\tau} = -10 \log_{10} \left(\int_0^{\theta_m} \tau(\theta) \sin 2\theta d\theta \right) \quad (15)$$

式中 θ_m 为入射声波的最大角度, 通常在 70° - 85° 之间取值, 本文数值计算中取 $\theta_m = 78^\circ$ 。

3 三层复合板隔声性能的数值与实验分析

3.1 不同结构三层复合板隔声性能分析

按照多孔介质与板的耦合方式不同, 对于三层板, 可得到如图 2(a) 所示的五种不同结

构, 图中结构 I 为板与多孔介质固定在一起, 结构 II 为第三层板与多孔材料分离, 结构 III 为多孔材料仅固定在中间板层上, 结构 IV 为多孔材料分别固定在两侧板上, 结构 V 中第二层板与多孔介质间有一层空气层。在以上结构中, 为了便于实验测试和材料参数的选取, 用铝板和聚氨酯海绵进行数值计算, 铝板密度 $\rho_{Al} = 2.7 \times 10^3 \text{kg} / \text{m}^3$, 杨氏模量 $E_{Al} = 7 \times 10^{10} \text{Pa}$, 泊松比 $\nu_{Al} = 0.33$; 聚氨酯海绵 [4] 密度 $\rho_p = 30 \text{kg} / \text{m}^3$, 杨氏模量 $E_p = 8 \times 10^5 \text{Pa}$, 泊松比 $\nu_p = 0.4$, 流阻 $\sigma = 2.5 \times 10^4 \text{Nm}^{-4}$, 结构因数 $\epsilon' = 7.8$, 损失因数 $\eta = 0.265$, 孔隙率 $h = 0.9$, 比热容比 $\gamma = 1.4$, 普朗特常数 $N_{pr} = 0.713$; 空气中声速 $c = 344 \text{m/s}$, 空气密度 $\rho_0 = 1.21 \text{kg/m}^3$ 。三层板的厚度分别取 1.7mm, 1.0mm, 1.8mm; 结构 III 和 IV 中每层空气的厚度为 35.0mm, 结构 II 和 V 中空气层的厚度为 70.0mm, 两层海绵的厚度均为 27.0mm, 总体的面密度为 12.96kg/m^2 , 整个计算过程中面密度保持不变。用 Matlab 进行数值计算, 得到如图 2(b) 所示不同结构的隔声性能曲线。

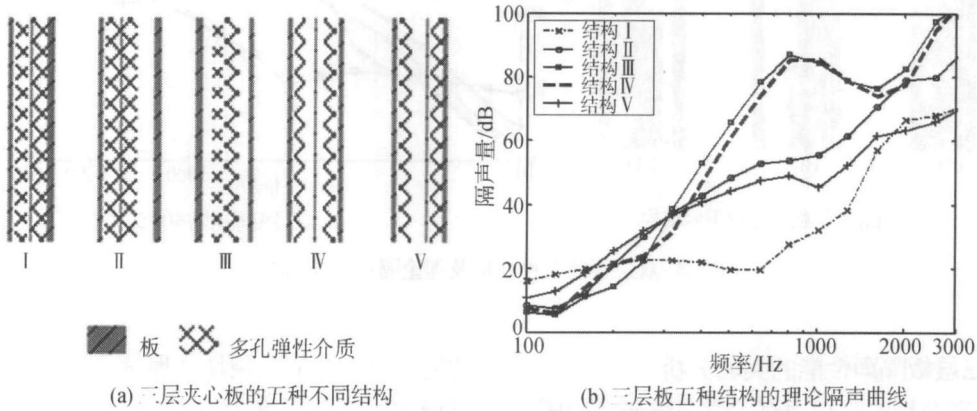


图 2 三层板五种结构及理论隔声曲线

分析图中曲线可知, 在同样面密度和几乎相等厚度的条件下, 板与弹性多孔材料的不同组合方式产生的隔声效果有很大差异, 结构 I 中板和多孔材料构成一个整体, 整体劲度最大, 低频隔声效果较好, 但有利于结构声的传播, 且有明显的吻合效应, 中高频隔声明显不

足; 结构 III 和 IV 中材料的组合方式相似, 结构中存在两层空气层, 隔声性能差别较小, 在低频部分结构 IV 略显优势, 主要是因为结构 IV 的组合方式增强了两侧板的劲度; 结构 II 和 V 由于材料组合方式相似, 结构中存在单层空气层, 在 300Hz 以上结构 II 比结构 V 的平均

隔声量高约 5dB, 在其它频段两者差别不大; 结构 III 和 IV 在 300Hz 以上隔声效果明显优于结构 II 和 V, 但适度牺牲了低频段的隔声性能, 由于结构 III 和 IV 存在比结构 II 和 V 多一层空气介质, 可以看作是结构的层数增加, 声波在介质中反射和折射的次数增多, 因而中高频隔声特性改善, 低频隔声性能下降^[9]。综合考虑全频带的隔声性能, 结构 IV 应是较理想的隔声结构。

3.2 复合三层板与同等条件下的复合双层板隔声性能比较

复合双层板的结构如图 3(a) 所示, 结构 BB 中多孔材料两侧都固定在板上; 结构 BU 中多孔材料仅固定在一侧板上; 结构 UU 中多孔材料则与两侧板都不接触。在保持整体面密度不变的条件下, 设板的厚度分别为 1.8mm

和 2.7mm, 聚氨酯海绵的厚度为 54.0mm, 空气层的总厚度为 70.0mm, 其它参数不变。数值计算结果如图 3(b) 所示, 结论与 Bolton 等人的分析结果类似, 即从整个频段的隔声效果上看, 结构 BU 隔声性能较好。比较图 3(b) 可见双层板的不同结构与三层夹心板结构在隔声性能上有相同的趋势, 但在具体的隔声效果上有显著差别。三层夹心板中的最优结构 IV 比双层夹心板中的最优结构 BU 在 400Hz 以上有明显的隔声优势, 不过这是以适度牺牲中低频的隔声效果得到的。在相同面密度的前提下, 三层夹心板比双层夹心板在中高频阶段有较好的隔声效果, 在对低频隔声要求不高的场合, 三层夹心板有明显优势。若将板的层数再细分, 结果是中高频隔声效果更好, 但低频隔声性能更差且变差的频率将上移。

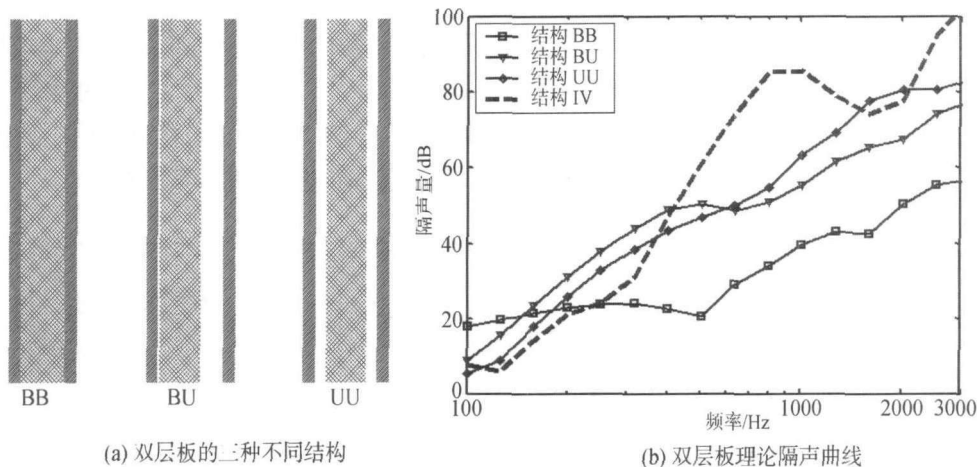


图 3 双层板的三种结构及理论隔声性能曲线

3.3 三层板隔声性能的实验分析

隔声测量实验在南京大学声学研究所隔声室内进行的, 隔声构件的安装参照“建筑构件空气声隔声的实验室测量”国家标准^[10]。隔声构件的实验测量系统和装置如图 4(a) 和图 4(b) 所示, 在隔声室的隔墙上离地面 1.00m 处开 1.06m×0.96m 的矩形窗口, 窗口边框选用 3.0cm 厚硬质橡胶板, 橡胶板宽度 30.0cm, 面密度为 59.0kg/m², 用膨胀螺钉将橡胶板沿窗四周固定, 边缘涂上玻璃胶以保证结构的密封

性能; 双层墙的单层墙体厚度均为 38.2cm, 双层墙中间空腔厚度为 9.6cm, 空腔中用宽度为 0.6m、厚度 11.0cm 的吸声玻璃棉将窗四周填充, 再用厚度为 1.0cm 的橡胶板弯成弧形将空腔与外界隔离, 降低结构传声和侧向传声对实验的影响。所有孔隙用玻璃胶填充, 铝板通过厚度 1.0cm 的方形弹性橡胶密封条与方形木线条接触, 木线条用铁钉固定在橡胶板边框上, 弹性橡胶密封条用双面胶粘贴于橡胶板边框上。这样既能保证结构的密封效果, 又能使铝板可

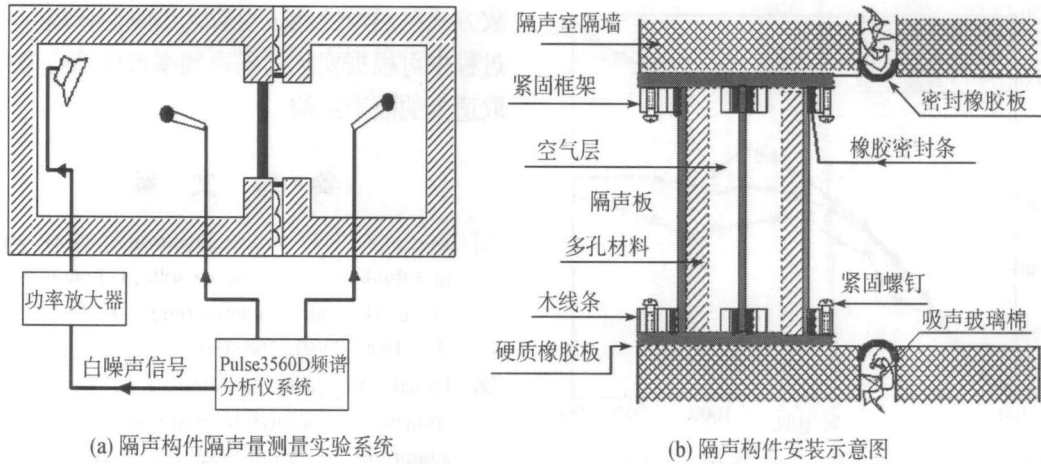


图 4 隔声构件隔声测量系统及隔声构件安装图

以近似为无边界的整体振动的板模型^[4]。实验数据采集系统为丹麦 B&K 公司 Pulse3560D 多通道分析仪系统，数据分析软件为 Pulse3560D 配套软件 PULSE Type7700，传声器为 B&K 的 4190L 型麦克风。扩声系统为美国 LAX 公司 MA3200 功放及音箱，噪声源选用白噪声。

实验测得三层夹心板的隔声性能如图 5 所示。图 5(a) 为结构 I、II、IV 的实测隔声曲线，图中结构 IV 在 300Hz 以上较结构 I、II 有较好的隔声性能，但在 300Hz 以下的隔声性能较差；图 5(b) 所示为结构 III、IV、V 三种结构的隔声性能曲线，结构 III、IV 类似的组合方式决定了两者隔声曲线差别较小，就中高频而言，结构 IV 略显优势，但在低频段的隔

声性能稍有损失，结构 V 与结构 III、IV 相比，曲线较为平坦，低频段的隔声性能较好，但 300Hz 以上的隔声性能较差。比较图 5 和图 2 可见，实测结果与数值计算的隔声性能随频率变化的规律基本一致，但实测结果与理论计算的隔声量有明显偏离，这主要是实验过程中隔声结构的漏声造成的。图 6 给出了三层夹心板结构 V 的理论曲线和实测曲线的比较，从图上可以看出，结构 V 在 500Hz 以下理论值与测得值差别较小，在高频部分实测结果与理论值存在一定的差别，这主要是因为测量构件存在漏声造成的。尽管实验过程中采取了密封措施，但分析实验数据可知隔声构件边缘仍存在一定量的漏声，图中曲线“漏声修正值”是将边

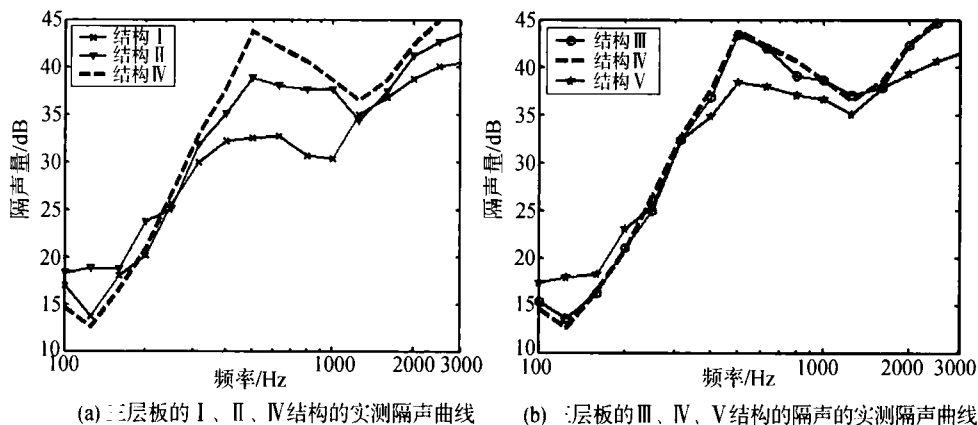


图 5 三层板五种结构的实测隔声性能曲线比较

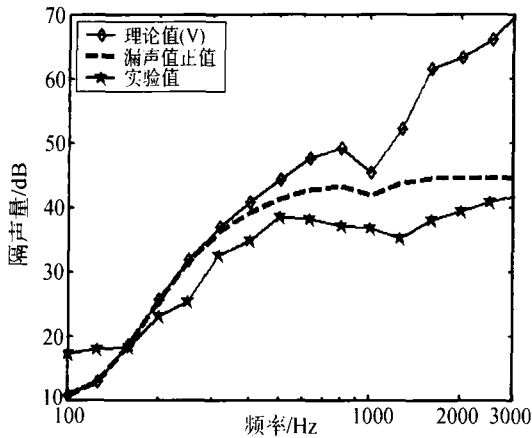


图6 三层板实测隔声性能曲线修正(结构V)

缘的缝隙等效为隔声构件的拐角存在半径8mm的小孔时对隔声理论值修正后的曲线^[11],修正后的曲线与实测值变化基本一致,可见声泄漏是导致实验在高频段误差较大的主要原因。在低频段实测值比理论值稍大,主要是因为结构的理论模型为无限大板,本实验中板的面积约为1.0m²,尽管边界通过橡胶条固定铝板以期达到非固定边界,而实际上不可能做到真正的自由边界,因而会导致低频段隔声量增加。虽然实验数据和理论预测结果有一定差异,但本文的实验数据是在相同的实验条件下进行的,因而实验数据之间具有可比较性,得到三层板隔声结构的趋势是正确的。

4 结论

在隔声结构的设计中,多孔弹性材料构成的双层夹心板得到广泛应用,本文提出的三层板复合结构在中高频隔声效果上较前者有明显的优势,适合于对中高频隔声要求较高,对低频隔声要求相对较低的场合,在必要时甚至可以采用更多层的复合结构。多层结构带来的负面影响是低频隔声效果更差,实际上,由于在低频段隔声遵循“质量定律”,因而低频隔声效果差一直是被动隔声的缺陷所在,已有的研究表明,主动控制能在一定程度上弥补被动隔声的不足^[12,13]。另外,板和多孔弹性材料的布

放方式对隔声性能也有较大影响,在隔声设计过程中可根据实际的隔声频率范围综合考虑选取适当的隔声结构。

参 考 文 献

- [1] Biot M A. Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid, I. Low-frequency range. II. High frequency range. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1956, 28(2): 168-178.
- [2] Lauriks W, Mees P, Allard J F. The acoustic transmission through layered systems. *Journal of sound and vibration*, 1992, 155(1): 125-132.
- [3] Bolton J S, Green E R. *Applied Acoustics*, 1993, 39: 23-51.
- [4] Bolton J S, Shiau N-M, Kang Y J. Sound transmission through multi-panel structures lined with elastic porous materials. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 191(3): 317-347.
- [5] Panneton R, Atalla N. Numerical prediction of sound transmission through finite multilayer systems with poroelastic materials. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1996, 100(1): 346-354.
- [6] Sgard F C, Atalla N, Nicolas J. A numerical model for the low frequency diffuse field sound transmission loss of double-wall sound barriers with elastic porous linings. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2000, 108(6): 2865-2872.
- [7] Attenborough K. Acoustical characteristics of porous materials. *Phys. Rep.*, 1982, 82(3): 179-227.
- [8] Beranek L L. *Noise and vibration control*, New York, McGraw-Hill, 1971: 128-132.
- [9] 陈卫松, 邱小军. 多层板的隔声特性研究. *南京大学学报*, 2005, 41(1): 91-97.
- [10] 声学建筑和建筑构件声学测量 GB/T 19889-2005, 2005.
- [11] 孙广荣, 吴启学. 环境声学基础. 南京: 南京大学出版社, 1995: 168-169.
- [12] Pan X, Sutton T J, Elliott S J. Active control of sound transmission through a double-leaf partition by volume velocity cancellation. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1998, 104(5): 2828-2835.
- [13] Carneal J P, Fuller C R. An analytical and experimental investigation of active structural acoustic control of noise transmission through double panel systems. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 272(2): 749-771.