

多孔材料声学参数辨识及其在城轨列车顶板隔声中的应用

姚丹, 杜几平, 张捷, 王衡禹, 肖新标

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都, 610031)

摘要: 针对城轨列车隧道运行车内噪声显著问题, 对车体隔声薄弱的双层中空顶板结构, 提出添加多孔材料的降噪结构优化。考虑到多孔材料声学参数直接测量存在困难, 提出采用驻波管测试其吸声特性, 然后基于声学参数辨识来确定的方法。基于传递矩阵法建立了轻量化城轨列车顶板结构隔声特性预测分析模型, 计算分析 3 种典型多孔材料在顶板结构应用的隔声性能提高效果, 调查了多孔材料厚度和安装位置对城轨列车顶板隔声性能的影响。研究表明: 未作多孔材料降噪处理的顶板结构在 315 Hz 处存在显著的隔声低谷, 通过多孔材料的添加应用, 可有效提高该低谷隔声量和顶板整体隔声性能; 多孔材料厚度越大降噪效果越好, 但其随厚度并非线性变化, 考虑到经济成本, 采用 16.5 mm 效果最佳; 多孔材料安装方案的影响不明显, 建议将多孔材料放置在靠近铝板的任意一侧安装; 相关结果可为典型的轻量化城轨列车降噪提供科学参考。

关键词: 声学参数辨识; 城轨列车; 顶板; 隔声; 多孔材料

中图分类号: TU112.4⁺1; TU112.2⁺2

文献标志码: A

文章编号: 1672-7207(2018)01-0253-08

Parameter identification of acoustic porous materials and its application in sound insulation of metro ceilings

YAO Dan, DU Jiping, ZHANG Jie, WANG Henryu, XIAO Xinbiao

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Structure optimization of adding porous materials to the double-layer hollow ceiling of metro trains with weak sound insulation ability was proposed to alleviate the serious interior noise when the metro trains were running in tunnels. Considering the difficulty of direct measurement of sound absorption characteristic of the porous materials, acoustic parameters were tested and then identified by the impedance tube tests and the acoustic parameters identification method. Sound insulation characteristics analysis model for a lightweight metro ceiling was established based on the transfer matrix method. The improvement of the sound insulation performance of metro ceilings filled with three typical porous materials was analyzed, and the effects of the porous materials' thickness and installation location on the sound insulation properties were investigated. The results show that the ceiling structure without noise reduction porous material has a sound insulation valley at 315 Hz. Adding porous material can not only effectively improve sound insulation performance at the sound insulation valley but also improve the overall sound insulation performance. It is shown that the noise reduction increases nonlinearly with the increase of the layer thickness of the porous materials. Taking cost into consideration, the optimal thickness of porous material is 16.5 mm. The effects of the porous material installation location

收稿日期: 2017-01-12; 修回日期: 2017-03-19

基金项目(Foundation item): 国家自然科学基金资助项目(U1434201, 51475390); “十二五”国家科技支撑计划项目(2015BAG13B01-03); 牵引动力国家重点实验室自主探索课题(2015TPL_T08) (Projects(U1434201, 51475390) supported by the National Natural Science Foundation of China; Project(2015BAG13B01-03) supported by the National Science and Technology Pillar Program during the 12th “Five-Year” Plan Period of China, Project(2015TPL_T08) supported by the Scientific Research Foundation of State Key Laboratory of Traction Power, China)

通信作者: 肖新标, 博士, 副研究员, 从事铁路噪声与振动研究; E-mail: xiao@home.swjtu.edu.cn

on the sound insulation is not significant. It is recommended that the porous material should be placed close to either side of aluminum plate. The results of this study can provide a quantitative reference for the noise reduction of the typical lightweight metro train.

Key words: parameter identification; metro train, ceilings; transmission loss; porous materials

随着城轨列车的快速发展,随之而来的振动和噪声问题越来越引起人们的关注。车外噪声主要通过车体板结构传播进入到车厢内部,当列车在隧道中运行时,车内噪声主要显著集中在 630~1 600 Hz 的中高频,且主要来源于顶板方向^[1],为了能够有效地抑制噪声从车外传入车内,设计出隔声性能良好的顶板结构就显得至关重要。在双层铝板中间填充一定厚度的空气层,进而形成“双层隔声墙”结构,以此来简化替代城轨列车顶板结构。文献[2-5]对列车车体结构的隔声性能进行了研究与分析,结果表明,采用将多孔材料填充到双层铝板中间的方案对于隔声性能有很大的改善,不但计权隔声量提高很多,全频段内的隔声量也有很大提升。但目前针对城轨列车顶板结构的隔声优化设计研究很少。多孔材料多为吸声性能良好的材料,不同多孔材料的吸声性能不同,填充到顶板结构后,整体的隔声性能也各有差异,因此研究不同多孔材料在顶板复合结构中的声学性能时,获取多孔材料的基本声学参数就很有必要。目前国内在多孔材料声学参数辨识的研究较少,且大多集中在多孔金属材料。武国启^[6]建立了金属橡胶材料吸声参数与声学特性参数的关系式,并且研究了吸声参数对材料声学特性的影响。朱建^[7]在理论模型的基础上,将现代设计方法运用于多孔金属材料声学参数的确定,采用禁忌算法、遗传算法和线性回归等多种方法,全局优化反求了多孔金属材料的声学参数。潘殿龙^[8]通过实验测试结合声学模拟仿真技术对轿车声学包进行了优化设计,但只针对吸声性能进行了优化。本文作者采用驻波管测试了 3 种多孔材料的吸声特性,基于多孔材料声学参数辨识方法,确定其关键声学特性参数;同时,针对现有典型的轻量化城轨列车顶板结构,基于传递矩阵法建立了顶板结构隔声特性预测分析模型;然后,考虑不同多孔材料降噪处理方案,对其隔声性能进行对比分析,为城轨列车顶板结构的减振降噪优化设计提供参考。

1 参数辨识及仿真计算原理

1.1 多孔材料声学参数辨识原理

给定一组阻抗管测试结果,通过拟合模型可以得

到独立可调的参数,包括孔隙率(ϕ),弯曲率(α_∞),流阻率(σ),黏性特征长度(L)和热特征长度(L')。为此,定义优化方程来调节测试模型(Φ_i)和预测模型($\Phi(\omega_i; \mathbf{a})$)的一致性^[9]。

$$\Phi_i = \Phi(\omega_i; \mathbf{a}) \quad (1)$$

式中: $\mathbf{a} = \{\phi, \sigma, \alpha_\infty, L, L'\}$ 是未知参数; Φ_i 是 ω_i 角频率下的测试值; $\Phi(\omega_i; \mathbf{a})$ 是相应的预测值。

对于多孔材料的吸声系数有如下表达式:

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

其中:

$$Z(\omega_i; \mathbf{a}) = j \frac{1}{\phi Z_0} \sqrt{\rho_e(\omega) K_e(\omega)} \cot \left(\omega h \sqrt{\frac{\rho_e(\omega)}{K_e(\omega)}} \right) \quad (3)$$

$$K_e(\omega) = \frac{\mathcal{P}_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left(1 - j \frac{H'}{2\omega} \sqrt{1 + j \frac{\omega}{H'}} \right)} \quad (4)$$

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

$$\alpha(\omega) = \alpha_\infty \left(1 - j \frac{\phi \sigma}{\omega \rho_0 \alpha_\infty} \sqrt{1 + j \frac{\omega}{H}} \right) \quad (6)$$

$$H = \frac{\sigma^2 L^2 \phi^2}{4 \alpha_\infty^2 \mu \rho_0}, \quad H'' = \frac{16 \mu}{Pr^2 L^2 \rho_0} \quad (7)$$

式中: $Z(\omega_i; \mathbf{a})$ 为多孔材料表面阻抗; Z_0 为空气特征阻抗; ρ_e 为多孔材料密度; K_e 为多孔介质的动态体积密度; ω 为角频率, h 为多孔材料厚度; γ 为绝热系数; \mathcal{P}_0 为大气压; ρ_0 为空气密度; $\alpha(\omega)$ 为多孔介质中的动态弯曲率; B 为有效密度的系数,对于刚性材料有 $B=0$,对于柔性材料有 $B=1$; μ 为空气的动态黏滞度; Pr 为普朗特数。

优化方程有如下表达:

$$\chi^2(\mathbf{a}) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{(\Phi_i - \Phi(\omega_i; \mathbf{a}))_{h_1}^2 + (\Phi_i - \Phi(\omega_i; \mathbf{a}))_{h_2}^2}{\sigma_i^2} \right] \quad (8)$$

式中: σ_i^2 为测试中的标准偏差; h_1 和 h_2 为优化方程中匹配时测试样件的厚度, 结合式(1)与优化方程(8), 拟合试验测试数据使得误差最小, 就能得到 \mathbf{a} 中的各个参数。

1.2 复合结构隔声计算原理

平面波入射多层复合结构的示意图如图 1 所示, 声场由复合结构左侧的入射平面波决定, 入射平面由 x_1 , x_3 和 θ 这 3 个变量控制, 每层介质中波在 x_1 方向的波数 $k_1 = k \sin \theta$, 其中, k 为自由空气中的波数。

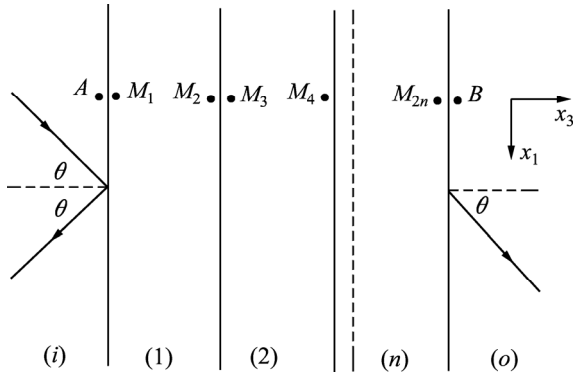


图 1 平面波入射多层复合结构

Fig. 1 Incidence of plane wave to a multi-layer composite structure

定义 $v_3^s(M)$ 和 $v_1^s(M)$ 为弹性固体介质或多孔材料框架在 M 位置处 x_3 和 x_1 方向的速度, 定义 $v_3^f(M)$ 和 $v_1^f(M)$ 为流体介质或多孔材料中的流体在 M 位置处 x_3 和 x_1 方向的速度, 常用的流体介质为空气。定义 σ_{33}^s , σ_{13}^s , σ_{33}^f 和 σ_{13}^f 为固体层和流体层的法向应力和切向应力, 假定图 1 中的第(1)层为空气层, 空气层中的声场有如下表达式:

$$V^f(M_1) = [T^f] V^f(M_2) \quad (9)$$

$$V^f(M_2) = [p(M_2), v_3^f(M_2)]^T \quad (10)$$

传递矩阵 $[T^f]$ 见文献[10]。对于弹性固体层, 则有

$$V^s(M) = [v_1^s, v_3^s, \sigma_{33}^s, \sigma_{13}^s]^T \quad (11)$$

传递矩阵 $[T^s]$ 见文献[11]。同理对于多孔材料介质, 也有如下表达, 传递矩阵 $[T^p]$ 见文献[12]。

$$V^p(M) = [v_1^s, v_3^s, v_3^f, \sigma_{33}^s, \sigma_{13}^s, \sigma_{33}^f]^T \quad (12)$$

不同介质耦合时, 边界上存在相应的连续条件, 如图 1 所示。图中, M_2 和 M_3 分别位于边界的两侧, 两者的相互关系由左右两侧的介质共同决定。流体层与弹性固体层耦合、流体层与多孔材料耦合、弹性固

体层与多孔材料耦合时的边界条件各不相同^[10]。

结合每一层介质的传递矩阵、不同结构之间的耦合边界条件以及多层复合结构末端的边界条件^[13-15], 可以求得平面波以 θ 角入射时, 复合结构的隔声量 R 为

$$R = -10 \lg \tau(\theta) \quad (13)$$

式中: $\tau(\theta)$ 为平面波入射角为 θ 时的传递系数。

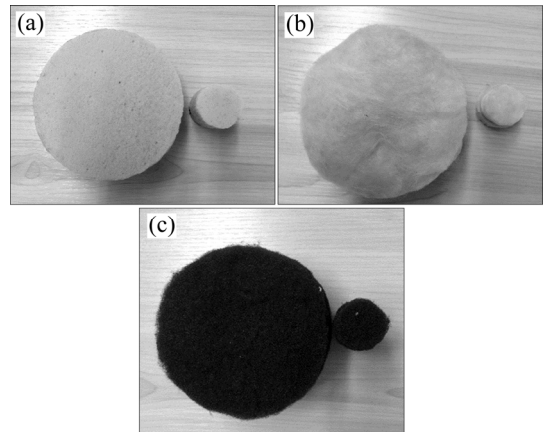
2 声学参数辨识

B&K 阻抗管分为大管和小管, 标准大管传声器间的距离为 0.05 m, 测试频率范围为 50~1 600 Hz; 标准小管传声器间的距离为 0.02 m, 测试频率范围为 500~6 400 Hz。综合大管和小管测试的吸声系数可以覆盖 50~6 400 Hz 频率范围。

分别测试直径为 100 mm 和 29 mm 的多孔材料在阻抗管大管和小管中的吸声系数, 将大管和小管在 500~1 600 Hz 中重叠的测试数据结合各个频率的权重, 计算相应的系数再合并, 如下式所示, 就能得到被测试样的吸声系数。

$$\alpha_{\text{合并后}} = \left(1 - \frac{f-500}{1\,100}\right) \cdot \alpha_{\text{小管}} + \frac{f-500}{1\,100} \cdot \alpha_{\text{大管}} \quad (14)$$

本文测试了碳纤维、三聚氰胺和玻璃丝绵 3 种多孔材料的吸声特性, 测试样如图 2 所示, 3 种材料的尺寸、质量等参数如表 1 所示。测试得到如下结果: 三聚氰胺的平均吸声系数为 0.51, 玻璃丝绵的平均吸声系数为 0.53, 碳纤维的平均吸声系数为 0.39。图 3 所示为 3 种材料在 50~5 000 Hz 频率范围内的 1/3 倍频



(a) 三聚氰胺; (b) 玻璃丝绵; (c) 碳纤维

图 2 多孔材料试样

Fig. 2 Samples of porous materials

表 1 材料尺寸与质量

Table 1 Mass and size of porous materials

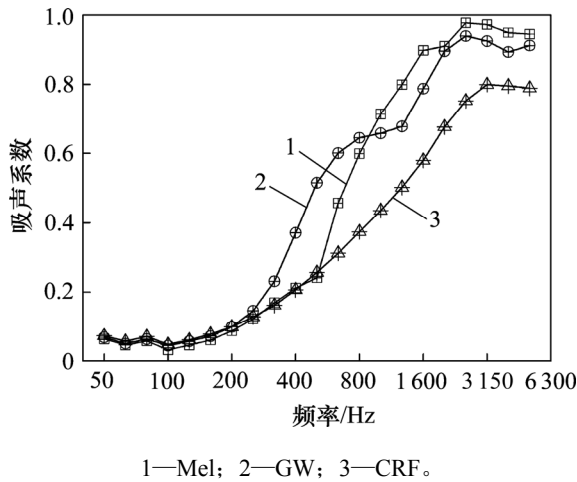
参数	Mel		GW		CFR	
	大管	小管	大管	小管	大管	小管
厚度/mm	36.80	35.90	29.50	31.16	50.00	51.06
直径/mm	104.40	32.20	102.20	30.08	104.40	32.10
质量/g	2.87	0.28	13.91	1.40	4.90	0.49

注: Mel 表示三聚氰胺材料; GW 表示玻璃丝棉材料; CFR 表示碳纤维材料。

表 2 声学参数辨识结果

Table 2 Results of acoustic parameters identification

材料	ϕ	$\sigma/(\text{Pa}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2})$	α_∞	A/mm	A'/mm	$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$
Mel	0.990	13 508.2	1.000	0.118 0	0.118 0	9.12
GW	0.867	50 008.0	1.013	0.196 9	0.196 9	57.51
CFR	0.990	2 123.5	1.000	0.205 3	0.410 5	11.45



1—Mel; 2—GW; 3—CFR。

图 3 吸声系数测试结果(1/3 倍频程)

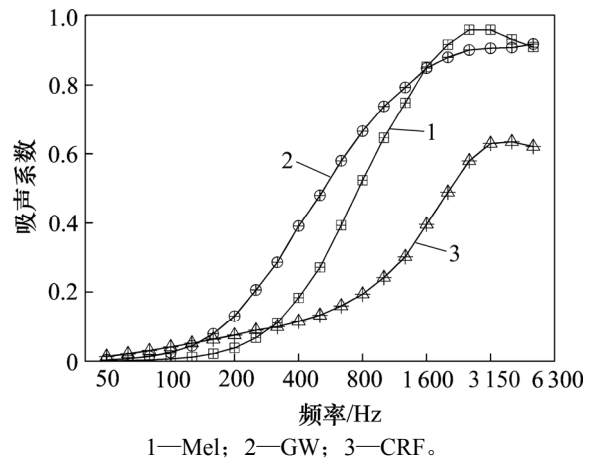
程吸声系数。

由图 3 可见: 随着频率增大, 3 种多孔材料的吸声系数也随之增大。在 50~250 Hz 频率范围内, 三者吸声系数基本相同, 都在 0.2 以下; 在 250~800 Hz 范围内, 玻璃丝棉的吸声系数增大幅度大于三聚氰胺和碳纤维的吸声系数增大幅度, 从 500 Hz 开始, 三聚氰胺吸声系数的增大幅度也开始变大; 当频率在 800 Hz 以上时, 三聚氰胺的吸声系数比玻璃丝棉的略大, 碳纤维的吸声系数最小。

由于 3 种被测试样的直径略有差异, 厚度和质量也不相同, 为了比较相同厚度相同直径条件下 3 种材料的吸声特性, 结合测试环境以及试验测得的吸声系数、反射系数、声阻抗率等数据, 利用多孔材料声学

参数辨识的方法得到了孔隙率、流阻、弯曲率等参数, 如表 2 所示, 其中 ρ 为各个材料的密度, 通过测试得到。

结合表 2 中的参数, 本文重新计算了相同尺寸(长×宽为 1.8 m×1.8 m)、相同厚度(33 mm)条件下 3 种材料的吸声系数, 得到如下结果: 三聚氰胺的平均吸声系数为 0.48, 玻璃丝棉的平均吸声系数为 0.54, 碳纤维的平均吸声系数为 0.27; 图 4 所示为 3 种材料在 50~5 000 Hz 频率范围内的 1/3 倍频程吸声系数。



1—Mel; 2—GW; 3—CFR。

图 4 相同尺寸试样的吸声特性对比(1/3 倍频程)

Fig. 4 Sound absorption properties of samples with the same size (1/3 octave)

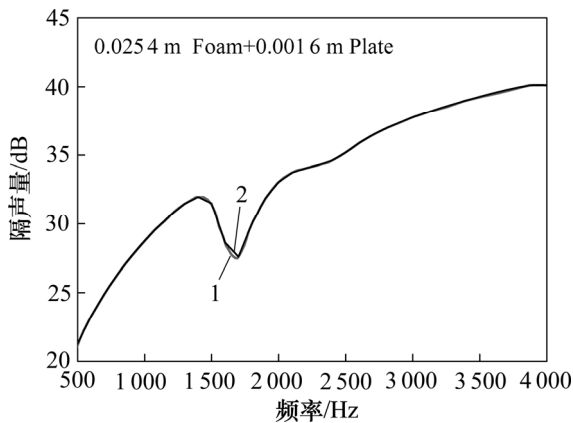
由图 4 可见: 吸声系数随频率增大而增大, 三聚氰胺和玻璃丝棉的增大幅度和增大速度都比碳纤维大。在 50~200 Hz 频段内, 3 种材料的吸声系数均小于 0.20, 且差异很小; 在 250~1 600 Hz 频段内, 玻璃丝棉的吸声系数最大, 从 0.20 增大到 0.85 左右, 从

315 Hz 开始,三聚氰胺的吸声系数也开始增大,从 0.10 增大到 0.85 左右,碳纤维的吸声系数最小,仅从 0.10 增大到 0.40 左右;在 1 600~5 000Hz 频段内,三聚氰胺吸声系数大于玻璃丝棉吸声系数,碳纤维吸声系数最小。

3 顶板复合结构隔声特性分析

3.1 模型准确性验证

为了验证本文模型的准确性,参考文献[13]中“Foam+Plate”双层板模型,采用 ESI NOVA 软件,建立 TMM 隔声特性计算分析模型。其中, Foam 的孔隙率为 0.98,流阻为 6 600 Pa·s/m²,弯曲率为 1.03,黏性特征长度为 0.20 mm,热特征长度为 0.38 mm,密度为 11.2 kg/m³,阻尼损耗因子为 0.059。Plate 的弹性模量 $E=7.2 \times 10^{10}$ Pa,泊松比 $\nu=0.3$,密度 $\rho=2 800$ kg/m³,阻尼损耗因子为 0。计算结果如图 5 所示。



1—文献结果; 2—计算结果。

图 5 模型验证

Fig. 5 Model validation

由图 5 可见: 本文模型计算结果与参考文献[13]的结果数据,两者差异很小,这说明本文的建模思路与参数设置是有效可行的。

据此,采用同样的建模方法,对城轨列车顶板结构进行隔声特性建模,将第 2 节声学参数辨识得到的孔隙率、流阻、弯曲率、黏性特征长度和热特征长度作为 Foam 的输入参数,以开展多孔材料对顶板隔声特性的影响。

3.2 多孔材料对顶板隔声的影响

本文截取某城轨列车顶板结构,如图 6 所示,板的长×宽(图中 x 方向和 z 方向)为 1.8 m×1.8 m,总体厚度(图中 y 方向)为 35 mm,其中上板和下板厚度均

为 1 mm,中间填充 33 mm 的空气层。上下层铝板材料参数如下:弹性模量 $E=6.432 \times 10^{10}$ Pa,泊松比 $\nu=0.34$,密度 $\rho=2 800$ kg/m³,阻尼损耗因子为 0。空气层属性如下:声速为 342.2 m/s,密度为 1.213 kg/m³。

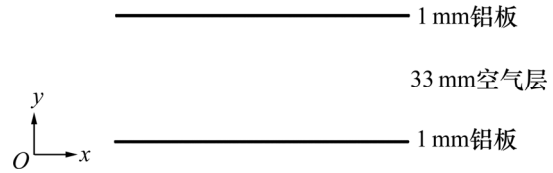
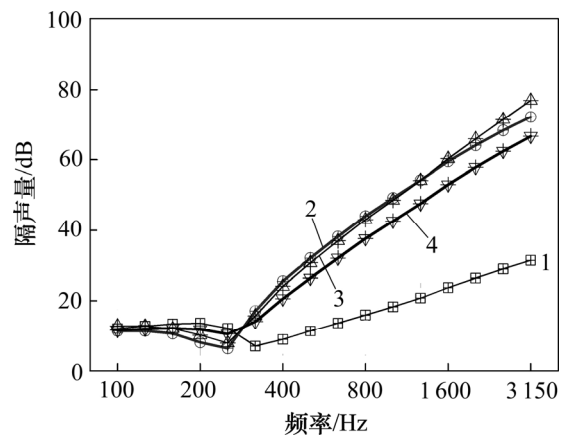


图 6 城轨列车顶板结构

Fig. 6 Ceiling structure of metro trains

为研究 3 种多孔材料在城轨列车顶板结构中应用时隔声性能的差异,改变 33 mm 填充层的材料属性,分别计算混响声源激励下 4 种结构的隔声特性,得到的结果如图 7 所示,其中 ρ_A 为面密度。



1—Air: $R_w=17.5$ dB, $\rho_A=5.64$ kg/m²; 2—Mel: $R_w=26.9$ dB, $\rho_A=5.90$ kg/m²; 3—GW: $R_w=27.4$ dB, $\rho_A=7.50$ kg/m²; 4—CFR: $R_w=27.1$ dB, $\rho_A=6.00$ kg/m²。

图 7 3 种复合结构隔声性能差异(1/3 倍频程)

Fig. 7 Transmission loss difference of three composite structures (1/3 octave)

由图 7 可见: 现有典型的轻量化城轨列车顶板结构(Air 夹层材料)在 100~315 Hz 的中低频范围内,隔声量随着频率增大先增大后减小,在 200 Hz 出现下降趋势并在 315 Hz 出现低谷;在 315~3 150 Hz 的中高频范围内,隔声量随频率增大而增大。计权隔声量 R_w 为 17.5 dB。

对于双层板结构,存在“板-空气-板共振”现象,进而产生隔声低谷,这一现象产生于共振频率 f_0 处^[16]。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi \cos \theta} \left[\frac{\rho_0 c^2 (\mu_1 + \mu_2)}{d \mu_1 \mu_2} \right]^{1/2} \quad (15)$$

其中: ρ_0 为空气层的密度; c 为声速; μ_1 和 μ_2 为上、下板的面密度; d 为空气层的厚度; θ 为声波入射角度。

通过式(15)可知: 当复合结构的激励为平面波垂直入射时, 现有顶板结构的 f_0 为 279.1 Hz。对于混响声源激励, $\cos\theta$ 小于 1, f_0 会偏大, 从而导致 1/3 倍频程中心频率为 315 Hz 处出现隔声低谷。

定义 ΔR_M 为由质量定理控制的隔声量差值:

$$\Delta R_M = 20 \lg(m_1 / m_2) \quad (16)$$

在原结构基础上, 三聚氰胺材料的复合结构(Mel 夹层材料)的 R_w 提高了 9.4 dB, 其中 $\Delta R_M = 0.4$ dB; 添加了玻璃丝棉材料的复合结构(GW 夹层材料)的 R_w 提高了 9.9 dB, 其中 $\Delta R_M = 2.5$ dB; 添加了碳纤维材料的复合结构(CFR 夹层材料)的 R_w 提高了 9.6 dB, 其中 $\Delta R_M = 0.5$ dB。虽然添加了玻璃丝棉材料的复合结构的 R_w 提高最大, 但其中 ΔR_M 的比重较大, 综合来看, 添加了碳纤维材料后, 隔声效果最好。

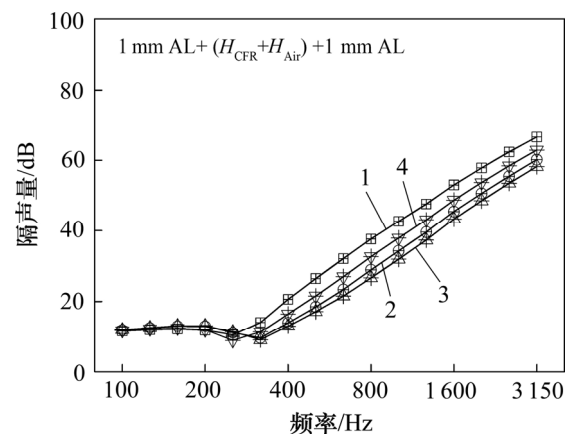
相比于原顶板结构, 添加了多孔材料后的复合结构在 315~3 150 Hz 这一频段内, 隔声量有了明显的提升, 在 100~250 Hz 这一频段内隔声量变化不大。这是由于多孔材料可以降低声音的传播速度, 还可以把声波能量通过阻尼转化为热能。声波进入多孔材料后引起空气振动, 由于振动受到曲折的孔隙壁阻挡, 空气与孔隙壁发生摩擦会造成能量损失。低频时声波的波长较大, 能量较小, 发射弹性碰撞则能量损失很小, 所以隔声量在低频变化不大。在高频会发生非弹性碰撞, 声波经过多次反射、折射之后, 原有入射声波的大部分能量变成热量散失到环境中, 导致复合结构的整体隔声量增大^[17]。

添加了多孔材料的复合结构, 315 Hz 处的隔声量增大了 8 dB 左右。由于添加了多孔材料, 式(15)中的 ρ_0 和 c 均发生变化, 使得 f_0 从频率为 315 Hz 的中心频带偏移到了频率为 250 Hz 的中心频带, 导致 315 Hz 处的隔声量增大。

对比 3 种复合结构的隔声频谱特性曲线, 可以看出: 在 100~250 Hz 这一频段内, 3 种结构隔声性能差异很小; 在 315~3 150 Hz 这一频段内, 添加了三聚氰胺和玻璃丝棉后的隔声量均大于添加了碳纤维后的隔声量; 在 315~1 600 Hz 这一频段内, 添加三聚氰胺与添加玻璃丝棉差异不大; 在 2 000~3 150 Hz 这一频段内, 添加了玻璃丝棉后的隔声量最大。由于 3 种吸声材料的传递矩阵受到材料属性本身的影响各不相同, 与铝板和空气层接触面的边界条件也各有差异, 导致了复合结构隔声曲线的差异, 特别是在 315 Hz 以上的频带差异明显。

3.3 多孔材料厚度对复合结构隔声的影响

从 3.2 节可知: 在原顶板结构中添加碳纤维材料的复合结构隔声效果最好, 为对比多孔材料厚度对复合结构隔声性能的影响, 本节计算了碳纤维材料厚度分别变为原来的 1/2, 1/3 和 1/4 时, 即碳纤维材料厚度为 16.50, 11.00 和 8.25 mm 3 种情况下, 顶板复合结构隔声性能的差异, 结果如图 8 所示。图中: H_{CFR} 为碳纤维材料的厚度; H_{Air} 为空气层的厚度; $H_{CFR}+H_{Air}$ 保持 33 mm 不变; AL 表示铝板。



1— $H_{CFR}=33.0$ mm, 27.1 dB; 2— $H_{CFR}=16.5$ mm, 24.8 dB; 3— $H_{CFR}=11.0$ mm, 23.7 dB; 4— $H_{CFR}=8.25$ mm, 23.0 dB。

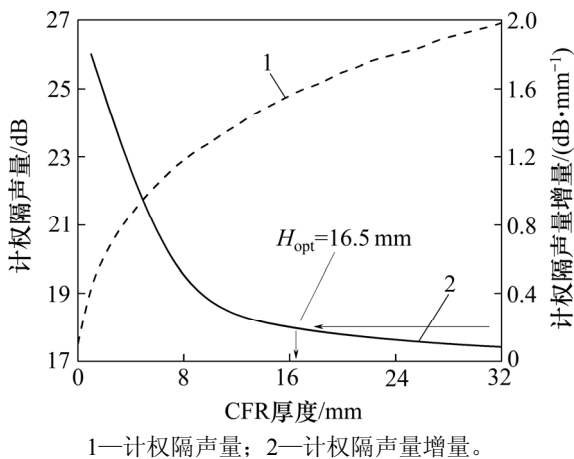
图 8 多孔材料厚度对隔声性能的影响(1/3 倍频程)

Fig. 8 Effects of porous materials' thickness on transmission loss (1/3 octave)

由图 8 可以看出: 在原结构基础上, 厚度为 1/2 时, R_w 减小了 2.3 dB; 厚度为 1/3 时, R_w 减小了 3.4 dB; 厚度为 1/4 时, R_w 减小了 4.1 dB。即随着多孔材料厚度的降低, 复合结构的计权隔声量也随之降低。在 100~250 Hz 这一频段内, 4 种复合结构隔声量差异不大; 在 315~3 150 Hz 这一频段内, 随着厚度的减小, 隔声量都有相应的递减, 厚度变化导致质量变化, 对于隔声曲线的质量控制区影响较大。

为进一步研究多孔材料厚度变化对隔声量的影响规律, 本文计算了碳纤维材料厚度从 0~33 mm 变化时的隔声量, 其中复合结构的总体厚度保持 35 mm 不变, 计算间隔为 1 mm, 得到顶板结构隔声量随多孔材料厚度变化结果, 据此, 再计算得到隔声量增量随厚度变化情况, 计算结果如图 9 所示。

由图 9 可见: 多孔材料厚度越大降噪效果越好, 但隔声量随厚度并非线性变化。刚开始增加多孔材料厚度时, 顶板隔声量增量较大, 随着厚度进一步增加, 增量将逐渐趋于平缓。因此, 基于经济成本考虑, 定



1—计权隔声量; 2—计权隔声量增量。

图9 多孔材料厚度对计权隔声量的影响

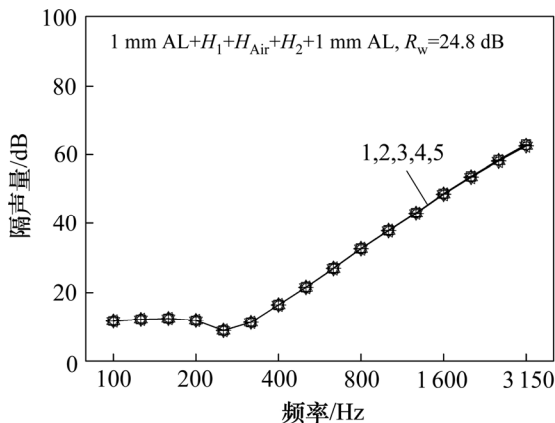
Fig. 9 Effects of porous materials' thickness on weighted transmission loss

义 0.2 dB/mm 的增量为经济最佳方案, 由此可得到碳纤维材料的最佳厚度为 16.5 mm。

3.4 多孔材料安装位置对复合结构隔声的影响

为研究多孔材料安装位置对复合结构隔声的影响, 保持多孔材料总厚度为 16.5 mm 不变, 计算了多孔材料在复合结构不同位置处隔声性能的差异, 具体的排布结构和计算得到的结果如图 10 所示。图中 H_1 为第 1 层碳纤维材料的厚度, H_{Air} 为中间空气层的厚度, H_2 为第 2 层碳纤维材料的厚度, $H_1+H_{Air}+H_2$ 保持 33 mm 不变。

由图 10 可见: 5 种复合结构的计权隔声量均为 24.8 dB, 对比 100~3150 Hz 频段内 1/3 倍频程隔声量



1— $H_1=16.50$ mm, $H_2=0$ mm; 2— $H_1=14.50$ mm, $H_2=2.00$ mm;
3— $H_1=12.50$ mm, $H_2=4.00$ mm; 4— $H_1=10.50$ mm, $H_2=6.00$ mm;
5— $H_1=8.25$ mm, $H_2=8.25$ mm。

图10 多孔材料位置对隔声性能的影响(1/3 倍频程)

Fig. 10 Effects of the porous materials' position on transmission loss (1/3 octave)

曲线, 5 种复合结构的隔声量几乎没有差异。即多孔材料安装位置对于复合结构在 100~3 150 Hz 频段内的隔声量没有影响。由于复合结构的整体质量及面密度没有发现改变, 碳纤维材料、铝板和空气层的传递矩阵也不会改变, 而各层之间的边界条件也基本相同, 所以计算得到的隔声量不会有很大的差异。多孔材料安装位置的影响不明显, 建议将多孔材料放置在靠近铝板的任意一侧安装。

4 结论

1) 对 3 种多孔材料进行吸声系数测试与关键声学参数辨识, 计算分析得到相同直径相同厚度条件下, 玻璃纤维绵吸声性能比三聚氰胺和碳纤维的优。

2) 现有典型的轻量化城轨列车顶板结构在 100~315 Hz 的中低频范围内, 隔声量随着频率增大先增大后减小, 在 200 Hz 出现下降趋势并在 315 Hz 出现低谷; 在 315~3 150 Hz 的中高频范围内, 隔声量随频率增大而增大。计权隔声量 R_w 为 17.5 dB。

3) 在顶板结构中添加 3 种多孔材料后形成复合结构, 计权隔声量相比于原顶板结构可提高 9 dB 左右。复合结构整体的一阶模态向低频偏移, 使得在 315 Hz 处的隔声量增大 8 dB 左右。

4) 对比多孔材料厚度对于复合结构隔声性能的影响, 发现随着多孔材料厚度的降低, 复合结构的计权隔声量也随之降低, 对应在 1/3 倍频程频段内, 隔声量也有相应的递减, 但其随厚度并非线性变化, 考虑到经济成本, 采用 16.5 mm 效果最佳。

5) 保持多孔材料厚度相同, 多孔材料在复合结构中的安装位置影响不明显, 建议将多孔材料放置在靠近铝板的任意一侧安装。

参考文献:

[1] 肖新标, 吴健, 张捷, 等. 地铁车辆降噪技术计算分析报告[R]. 成都: 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 2015, 2015-TPL-BG 第 WR10 号: 74-78.
XIAO Xinbiao, WU Jian, ZHANG Jie, et al. Noise reduction technology analysis report of metro vehicle[R]. Chengdu: Southwest Jiaotong University. State Key Laboratory of Traction Power, 2015, 2015-TPL-BG Num. WR10: 74-78.
[2] 王瑞乾. 城轨列车地板结构隔声及隔声提高方法探究[D]. 成都: 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 2014: 26-31.
WANG Ruiqian. Study on the sound insulation of floor of high-speed train and its improvement methods[D]. Chengdu:

- Southwest Jiaotong University. State Key Laboratory of Traction Power, 2014: 26–31.
- [3] 詹沛. 高铁车厢分层复合材料声学特性及优化设计研究[D]. 济南: 山东大学机械工程学院, 2014: 23–45.
- ZHAN Pei. Research on acoustic characteristics and optimization design of layered composite material for high-speed train[D]. Jinan: Shandong University. School of Mechanical Engineering, 2014: 23–45.
- [4] 姜燕坡. 应用于高速列车的多层复合材料声学性能研究[D]. 长春: 吉林大学物理学院, 2013: 43–74.
- JIANG Yanpo. An investigation on acoustical performance of multilayer composite materials used in high speed train[D]. Changchun: Jilin University. School of Physics, 2013: 43–74.
- [5] 伏蓉, 张捷, 姚丹, 等. 高速列车车体轻量化层状复合结构隔声设计[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(1): 48–52.
- FU Rong, ZHANG Jie, YAO Dan, et al. Study on sound insulation and lightning design of layered composite structures for high-speed trains[J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(1): 48–52.
- [6] 武国启. 金属橡胶材料吸声降噪特性及试验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学机电工程学院, 2009: 35–47.
- WU Guoqi. Characteristics of sound absorption and noise reduction of metal rubber material and experimental study[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology. School of Mechatronics Engineering, 2009: 35–47.
- [7] 朱建. 多孔金属材料声学参数表征与确定方法研究[D]. 银川: 宁夏大学机械工程学院, 2013: 21–43.
- ZHU Jian. Study on the characteristics and determination of the acoustical parameters in porous metal materials[D]. Yinchuan: Ningxia University. School of Mechanical Engineering, 2013: 21–43.
- [8] 潘殿龙. 应用声学包方法改善某轿车车内噪声的研究[D]. 长春: 吉林大学汽车工程学院, 2014: 39–48.
- PAN Dianlong. Research on the application of acoustic package method for improving noise level in a vehicle[D]. Changchun: Jilin University. College of Automotive Engineering, 2014: 39–48.
- [9] ATALLA Y, PANNETON R. Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements[J]. Canadian Acoustics, 2005, 33(1):11–24.
- [10] BROUARD B, LAFARGE D, ALLARD J F. A general method of modelling sound propagation in layered media[J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 183(1): 129–142.
- [11] FOLDS D L, LOGGINS C D. Transmission and reflection of ultrasonic waves in layered media[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1977, 62(5): 1102–1109.
- [12] ALLARD J F, DEPOLLIER C, REBILLARD P, et al. Inhomogeneous Biot waves in layered media[J]. Journal of Applied Physics, 1989, 66(6): 2278–2284.
- [13] JEAN F. ALLARD, ATALLA N. Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials[M]. 2nd ed. Chichester: John Wiley & Sons, 2009: 243–281.
- [14] 詹沛, 白国锋, 牛军川, 等. 含空气层与多孔材料的复合结构隔声特性研究[J]. 应用声学, 2014, 33(5): 426–432.
- ZHAN Pei, BAI Guofeng, NIU Junchuan, et al. Investigation on sound insulation of composite structure with air layers and porous elastic materials[J]. Journal of Applied Acoustics, 2014, 33(5): 426–432.
- [15] 万翮, 吴锦武. 传递矩阵法分析复合材料层合板的传声损失[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(1): 45–50.
- WAN Xuan, WU Jinwu. Analysis of sound transmission loss of laminate composite plate using transfer matrix method[J]. Noise and Vibration Control, 2013, 33(1): 45–50.
- [16] CAMPOLINA B. Vibroacoustic modelling of aircraft double-walls with structural links using statistical energy analysis (SEA)[D]. Sherbrooke: Université de Sherbrooke. Université Pierre et Marie Curie-Paris VI, 2012: 85–86.
- [17] 卢天健, 辛锋先. 轻质板壳结构设计的振动和声学基础[M]. 北京: 科学出版社, 2012: 15–38.
- LU Tianjian, XIN Fengxian. Vibro-acoustics of lightweight sandwich structures[M]. Beijing: Science Press, 2012: 15–38.

(编辑 杨幼平)