

列车风道“号角形”共振结构的低频吸声特性*

彭健, 肖新标, 李承城, 付辰辰, 许天啸

(西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室 成都, 610031)

摘要 列车空调噪声测试结果显示, 空调噪声能量主要集中在中心频率为100~500 Hz的1/3倍频程频带内, 且在125 Hz频带处存在显著峰值。首先, 根据空调风道低频噪声的显著频段和空调风道尺寸大小, 提出了一种“号角形”共振吸声结构; 其次, 为了验证仿真计算的准确性, 用3D打印制作了实验样件, 通过仿真结果与实验结果的对比, 证明将“号角形”管嵌入到共振腔内可以实现共振吸声结构的低频吸声, 实验的吸声系数曲线变化趋势与仿真一致; 最后, 利用数值有限元方法对不同的曲面管半径 R 、曲面管尾部半径 r_1 和曲面管尾部直管 L 进行了仿真计算, 通过改变 R 、 r_1 和 L 可实现对结构吸声频带的调节, 且可调谐振频率范围在70~170 Hz之间。结果证明: 相比于单变量共振吸声结构, “号角形”共振吸声结构通过改变 R 、 r_1 和 L 的多变量参数, 其吸声性能和吸收频带都获得了很大提升, 并且可用于对列车空调低频噪声的吸收。

关键词 空调风道; 低频噪声; 号角形; 驻波管; 共振吸声

中图分类号 U270.4

引言

随着人们对轨道车辆乘坐舒适度需求的提高, 对轨道车辆客室内噪声水平提出了更高的要求。白海飞^[1]指出, 列车客室内的噪声主要由空气传声和结构传声两种方式产生。列车空调噪声是通过空气传声产生的噪声, 作为轨道车辆静置时的主要噪声源, 空调噪声过大就会出现列车客室内噪声超标的现象。张捷等^[2]对空调噪声进行了实验测试分析, 指出空调噪声也是影响客室内噪声的重要因素。张振威等^[3]通过在空调风道壁上粘贴多孔吸声材料的方式, 降低了列车空调风道噪声, 从吸声材料对空调风道降噪的效果来看, 多孔材料在中低频范围内的降噪效果有限。传统的多孔吸声材料, 通常要具有与声波长相当的厚度才能吸收低频噪声^[4]。测试研究发现, 空调噪声能量主要集中在100~500 Hz的低频段, 因此在对空调噪声进行降噪时, 很难在有限的列车空调风道空间内用传统吸声材料对低频空调噪声进行有效吸收。近年来, 基于共振吸声原理的声学超材料得到了快速发展, 为吸收低频空调噪声提供了参考依据。吴飞等^[5]提出一种微缝卷曲耦合低频吸声超材料, 结构总厚度仅为吸收声波长的1/30。Huang等^[6]提出一种在Helmholtz共振腔的

背腔内嵌入长管的亚波长共振吸声结构, 可调谐振频率在137~300 Hz之间。文献[7-8]通过对吸声型膜类声学超材料的研究, 使吸声频带得到有效的扩宽。Tang等^[9]在蜂窝状声学超材料的基础上加入了波纹板, 并在顶部面板和波纹板上引入微穿孔, 形成穿孔蜂窝-波纹复合芯, 从而实现了超宽频吸声。Zhao等^[10]介绍了一种基于规则微缝耦合阵列实现低频吸收的超薄亚波长吸声器, 吸声体厚度仅为波波长的3.4%。刘波涛等^[11]设计了一种多阶共振超表面, 通过在共振腔内部插入一个或多个带有小孔的分隔板来构造, 平均吸声系数达到0.9以上。

笔者针对空调低频噪声的特点, 提出一种“号角形”共振吸声结构, 通过将曲面管和直管相结合的方式来实现吸声结构的低频吸声性能, 相关研究结果可为设计适用于轨道交通列车空调风道的宽频带吸声超材料提供参考依据。

1 空调噪声特性

空调噪声分析和共振吸声超材料如图1所示。图1(a)给出了列车在空调全开状态时列车客室内的噪声1/3倍频程测试结果, 可以看出, 在空调全开状态下, 空调噪声能量主要集中在100~500 Hz的

* 国家自然科学基金资助项目(U1934203, 52002257); 牵引动力国家重点实验室开放课题资助项目(TPL2205)

收稿日期: 2022-02-19; 修回日期: 2022-04-10

频带内,且在125 Hz频带处存在显著峰值,由此可见空调低频噪声较为显著。受限于空调风道的结构尺寸和列车空调噪声的低频特性,笔者提出了一种用于吸收空调低频噪声的“号角形”共振吸声超材料。图1(b)给出了列车结构断面图,将“号角形”共振吸声超材料布置于空调风道内壁下底面,以实现在空调风道有限的空间内对低频噪声进行吸收,图中还给出了“号角形”共振吸声结构。笔者主要对“号角形”共振吸声结构的低频吸声性能进行研究。

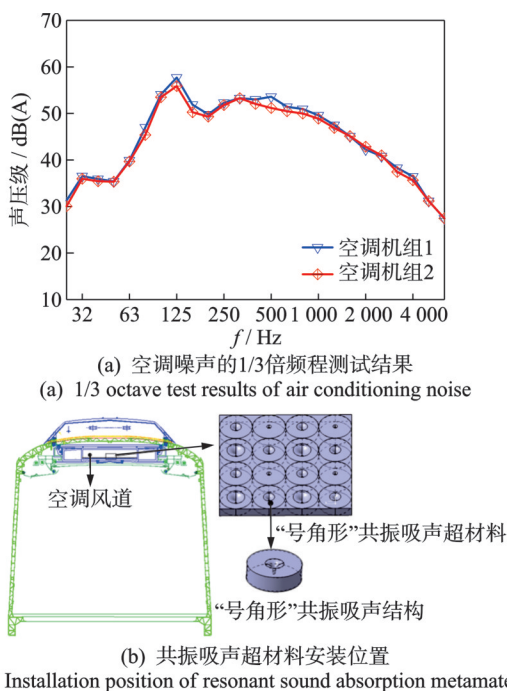


图1 空调噪声分析和共振吸声超材料
Fig.1 Air conditioning noise analysis and resonant sound absorption metamaterials

2 “号角形”共振吸声结构的低频吸声性能

2.1 热黏性声学理论

声波频率越低,声波与吸声结构之间的热声效应就越明显。热声效应在吸声结构的谐振频率处变得尤为显著,热声效应的产生会使吸声结构的谐振频率降低。数值有限元分析是一种常用于优化设计和预测性能的比较实用的数值技术^[11]。在研究中,使用商业软件COMSOL Multiphysics热黏性声学频域模块进行仿真计算。热黏性声学频域接口用于计算声波在传播过程中的热损耗和黏滞损耗,并求解声压、声速和温度的声学变化。热黏性声学能准确反应热声效应,对于尺寸较小的几何体进行精确

建模时,常用该物理场接口。热黏性声学的控制方程主要包括Navier-Stokes(动量)方程、质量(连续性)方程、状态方程和能量守恒方程^[12]。相关方程分别为

$$\left(\frac{3}{4}\eta + \mu_b\right)\nabla(\nabla\mathbf{v}) - \nabla p - \eta\nabla(\nabla\mathbf{v}) = \rho_0\frac{\partial\mathbf{v}}{\partial\tau} \quad (1)$$

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau} + \rho_0\nabla\mathbf{v} = 0 \quad (2)$$

$$\rho R_1 T = p \quad (3)$$

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau} + \lambda\nabla(\nabla T) = \rho_0 C_p \frac{\partial T}{\partial\tau} \quad (4)$$

其中: $\mathbf{v}$ 为速度矢量; η 为空气动力黏度; p 为声压; τ 为时间; ρ 为密度; μ_b 为膨胀黏滞系数; T 为温度; R_1 为摩尔气体常数; C_p 为恒压比热容; λ 为热导率。

2.2 结构的低频吸声性能

因为“号角”具有良好的传声特性,参考“号角”的形状和特点,笔者设计了一种将“号角形”管嵌入到共振腔内的吸声结构。设计“号角形”管的出发点是寻求一种多变量的共振吸声结构,以便于实现在较大的频率范围内调节共振吸声结构的吸声频带。“号角形”共振吸声结构三维模型见图2,其中“号角形”管由曲面管和直管组成。图中曲面管半径为 R ,曲面管尾部半径为 r_1 ,直管长为 L ,腔体半径 $R_0=50\text{ mm}$,腔体厚 $T=30\text{ mm}$,腔体壁厚 $t=1\text{ mm}$ 。其中,可调变量分别为 R , r_1 和 L 。

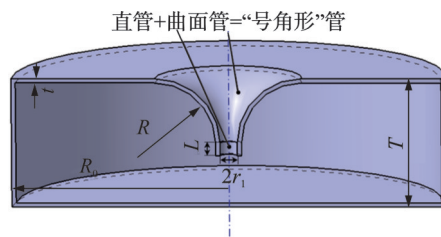


图2 “号角形”共振吸声结构三维模型
Fig.2 Three-dimensional model of "horn shaped" resonant sound absorption structure

为了进一步考虑声波与结构之间的相互作用关系,有限元模型在COMSOL热黏性声学-固体力学耦合接口中建立。有限元声学模型及计算云图如图3所示。其中,入射声场用入射平面波代替,声压幅值为1 Pa,并在入射声场一侧用完美匹配层来模拟开放边界条件。声学模型中介质的声速、动力黏度、体积黏度和密度的取值分别为: $c_0=343\text{ m/s}$, $\mu_0=1.78\times 10^{-5}\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\mu_v=3.08\times 10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\rho_0=1.29\text{ kg/m}^3$ 。将可调变量 R , r_1 和 L 分别设置为15,2和0 mm,对“号角形”共振吸声结构低频吸声性能进

行分析。通过对“号角形”共振吸声结构进行特征频率扫描,得出了结构的谐振频率为 115 Hz。图 3 还分别给出了谐振频率 115 Hz 处的三维声压和声速对比图,可以看出,在谐振频率下,“号角形”管处的声速和声压均发生明显变化。由此可知,“号角形”管处声速的剧变导致结构黏滞损耗和热损耗增加,这使“号角形”管声阻增加,进而使声压发生剧变,达到低频吸声的效果。吸声系数和反射系数曲线如图 4

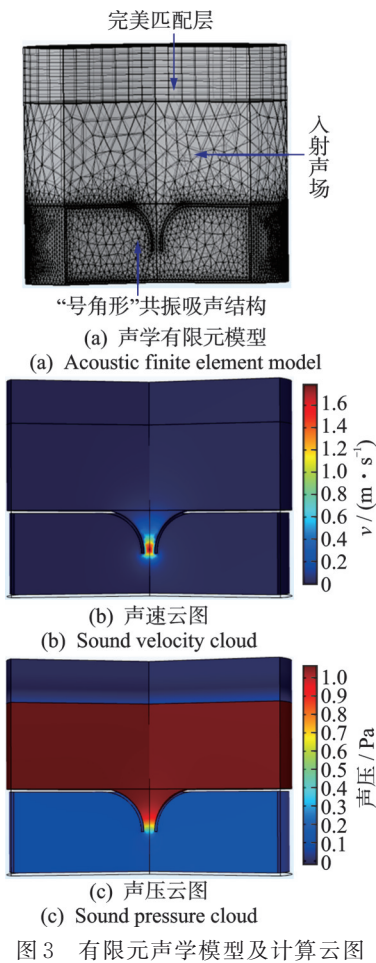


Fig.3 Finite element acoustic model and computational cloud image

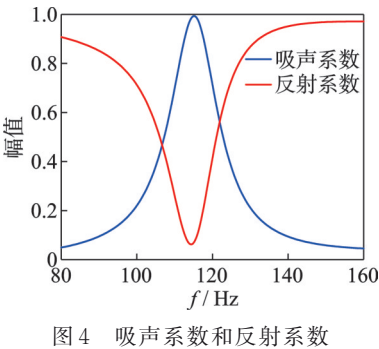


Fig.4 Absorption coefficient and reflection coefficient

所示。由图可见,共振吸声结构在谐振频率 115 Hz 处实现完美吸声($\alpha=1$),有效吸声带宽约为 15 Hz ($\alpha\geq 0.5$)。通过对“号角形”共振吸声结构的声速云图、声压云图和吸声系数的数值仿真结果分析,证明在共振腔内嵌入“号角形”管可以实现结构的低频吸声性能。

3 仿真方法与模型验证

驻波管是测量结构吸声系数的重要实验设备。驻波管测试过程^[13]如图 5 所示。实验样件通过 FDM 3D 打印机制造,打印材料选用光敏树脂。表 1 给出了实验样件参数。吸声结构实验样件如图 6 所示。为了验证“号角形”共振吸声结构的低频吸声性能,将驻波管实验结果与有限元仿真结果进行对比。实验结果与仿真结果分析如图 7 所示。由图可以看出,实验结果的吸声系数曲线变化趋势与仿真结果一致,在相同结构下的共振频率仅发生略微偏移,且吸声频带越往低频越窄。然而,实验结果的吸声峰值较仿真结果有明显下降,但吸声频带明显变宽。

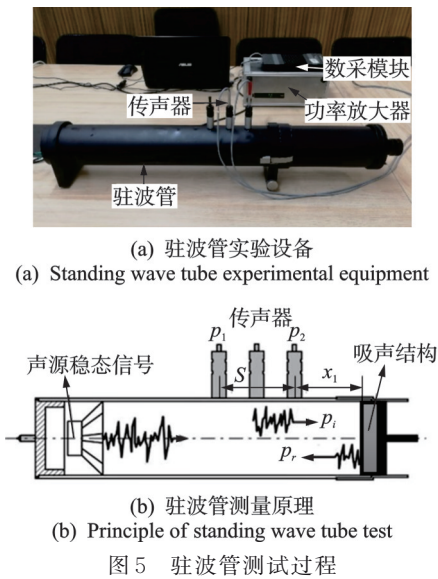


Fig.5 Standing wave tube test process

表 1 实验样件参数					
样件编号	R_0	T	R	r_1	L
$R15-r_11.5$	50	30	15	1.5	0
$R15-r_12$	50	30	15	2.0	0
$R15-r_12-L6$	50	30	15	2.0	6
$R25-r_12$	50	30	25	2.0	0

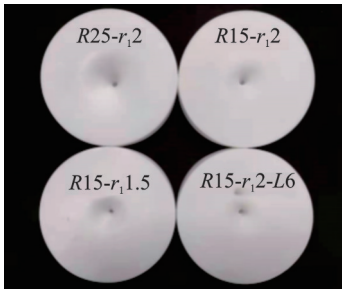


图6 吸声结构实验样件

Fig.6 Experimental sample of sound absorption structure

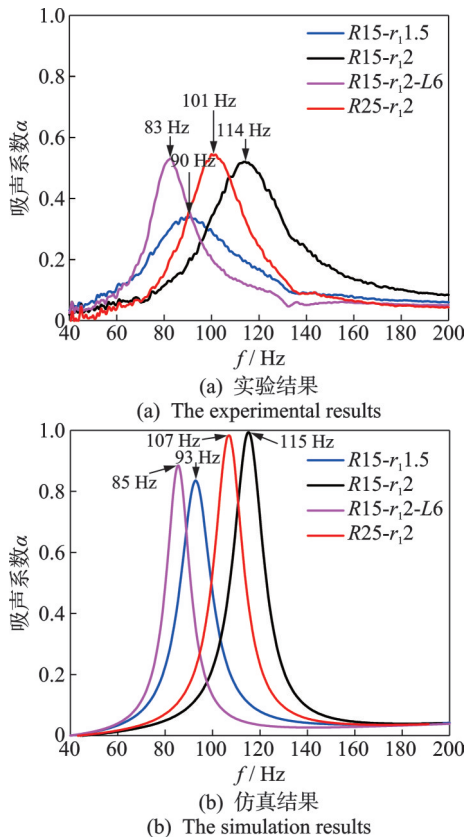


图7 实验结果与仿真结果分析

Fig.7 Analysis of experimental results and simulation results

误差分析如下:打印样件使用的FDM 3D打印分辨率仅为0.4 mm,相比于样件壁厚 $t=1$ mm和曲面管尾部半径 $r_1=1.5$ mm,打印分辨率较低,在打印过程中必然导致样品的尺寸精度降低。由于实验样件实际尺寸与仿真模型尺寸存在制造误差,并受到实验误差和实验条件不理想等因素的影响,导致实验的吸声峰值相比于仿真的吸声峰值有所下降。此外,样品的表面相对粗糙,这将会影响“号角形”管附近的摩擦损失。当声波入射到样件内部时,黏滞损耗和热损耗增加,进而使声波与结构之间的相互作用能力加强,导致样件的谐振频率均小于仿真结果。样件结构壁厚仅为1 mm,测试中结构振动难以

抑制,因此实验测得的吸声系数曲线并不是光滑的曲线。通过以上分析可知,受到制造误差和实验误差的影响,实验结果与仿真结果存在一定的差异,但可以证明“号角形”共振吸声结构具有显著的低频吸声性能,并且通过改变 R , r_1 和 L 可调节结构的吸声频带。

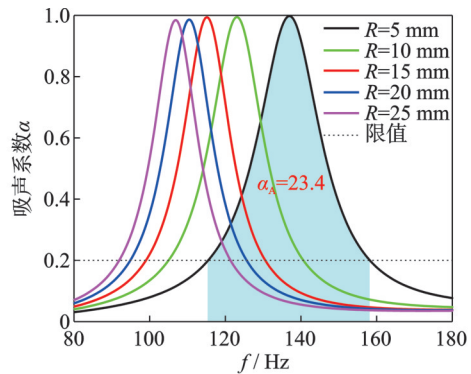
通过对仿真结果与实验结果进行对比分析,验证了热黏性声学仿真模型的准确性。

4 “号角形”共振吸声结构的吸声特性

采用控制变量的方法,分析改变“号角形”共振吸声结构的3个关键参数 R , L 和 r_1 对结构吸声频带的影响,为设计吸收特定频段噪声的吸声结构提供依据。

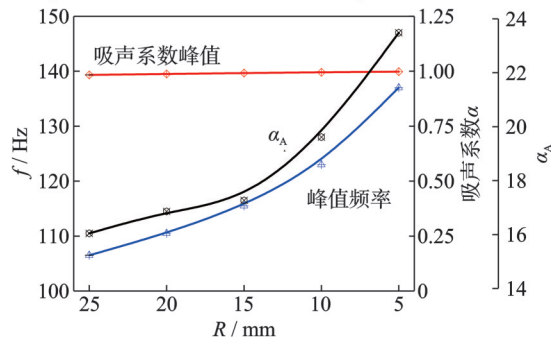
4.1 曲面管半径 R 的影响

取 $L=0$ 和 $r_1=2$ mm,并保持其他腔体尺寸不变,分析改变曲面管半径 R 对结构吸声性能的影响,如图8所示。图8(a)为吸声系数曲线随曲面管半径的变化,可以看出,当 R 为5,10,15,20和25 mm时均在谐振频率处接近完美吸声,并且随着 R 的增加



(a) R 对吸声系数曲线的影响

(a) Analysis of R 's influence on sound absorption coefficient curve



(b) R 对吸声峰值、谐振频率和 α_A 的影响

(b) Analysis of R 's influence on absorption peak, resonant frequency and α_A

图8 R 对结构吸声性能的影响

Fig.8 Influence of R on sound absorption performance of structure

吸声带宽逐渐变窄。图8(b)为曲面管半径变化对吸声峰值和谐振频率的影响,可以看出,随着 R 的减小,“号角形”共振吸声结构的谐振频率逐渐向高频偏移,但谐振频率处的吸声峰值基本无变化。

为了进一步分析 R 对结构吸声性能的影响,对各吸声频带吸声系数大于0.2的频段进行积分计算,并将计算结果用 α_A 表示,积分方式如图8(a)所示。通过 α_A 的定义可知, α_A 的值越大,结构对噪声的吸收能力越强。虽然图8(b)中吸声峰值的变化不明显,但从 α_A 计算结果可知,随着 R 的减小, α_A 逐渐增大,吸声结构对低频噪声的吸收能力增强。由此可得,随着 R 的减小,结构的吸声频带向高频偏移,结构的吸声性能随之增加。

4.2 曲面管尾部半径 r_1 的影响

保持 $R=15\text{ mm}$ 和 $L=0$,其他腔体尺寸不变,对比 $r_1=1, 1.5, 2, 2.5$ 和 3 mm 时对结构吸声性能的影响,如图9所示。图9(a)为吸声曲线随曲面管尾部半径的变化,可以看出,相比于 $r_1=2\text{ mm}$,当 $r_1=1, 1.5, 2.5$ 和 3 mm 时,谐振频率处的吸声系数均明显下降,但吸声带宽变化不明显,可见仅改变曲面管

尾部半径 r_1 时吸声峰值影响较明显。图9(b)为曲面管尾部半径变化对吸声峰值、谐振频率和 α_A 的影响,可以看出,随着曲面管尾部半径 r_1 的增加,“号角形”共振吸声结构的谐振频率以线性趋势向高频偏移,吸声峰值呈先增加后减小的趋势。 α_A 则随着 r_1 的增加而逐渐增加,吸声结构对低频噪声的吸收能力逐渐增强。可见,随着 r_1 的增加,结构的吸声频带向高频偏移,但结构的吸声性能逐渐增强。

4.3 曲面管尾部直管长度 L 的影响

取 $R=15\text{ mm}$ 和 $r_1=2\text{ mm}$,其他腔体尺寸不变,分析 $L=0, 2, 4, 6$ 和 8 mm 时对结构吸声性能的影响,如图10所示。图10(a)为改变曲面管尾部直管 L 长度对吸声曲线的影响,可以看出,当 L 逐渐增加时,“号角形”共振吸声结构的吸声频带向低频偏移,且吸声带宽随之变窄。图10(b)为改变尾部直管长度对吸声峰值、谐振频率和 α_A 的影响,随着 L 的减小,谐振频率向高频偏移,吸声峰值缓慢增加, α_A 也随着 L 的减小而逐渐增大,使结构的吸声性能逐渐增强。可见,随着 L 的减小,结构的吸声频带向高频偏移,对低频噪声的吸收能力也随之增强。

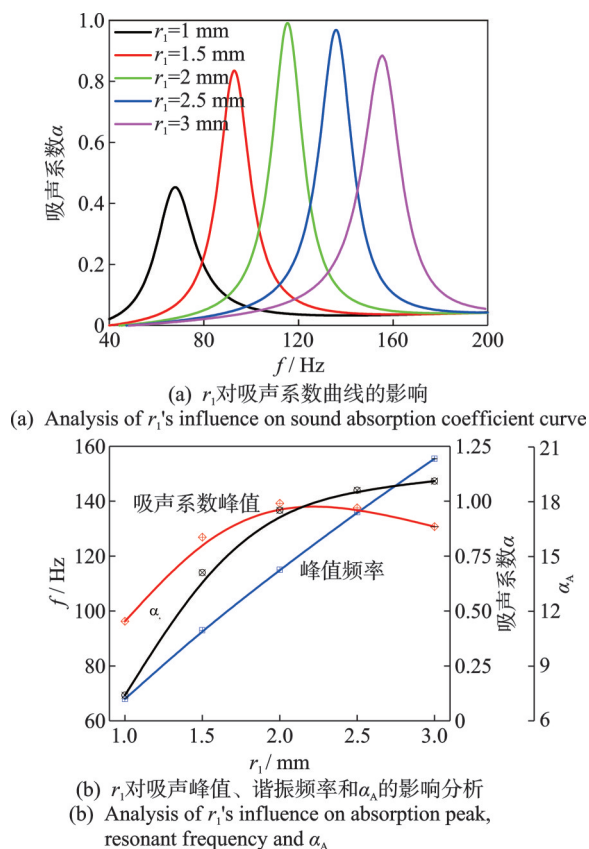


Fig.9 Influence of r_1 on the sound absorption performance of the structure

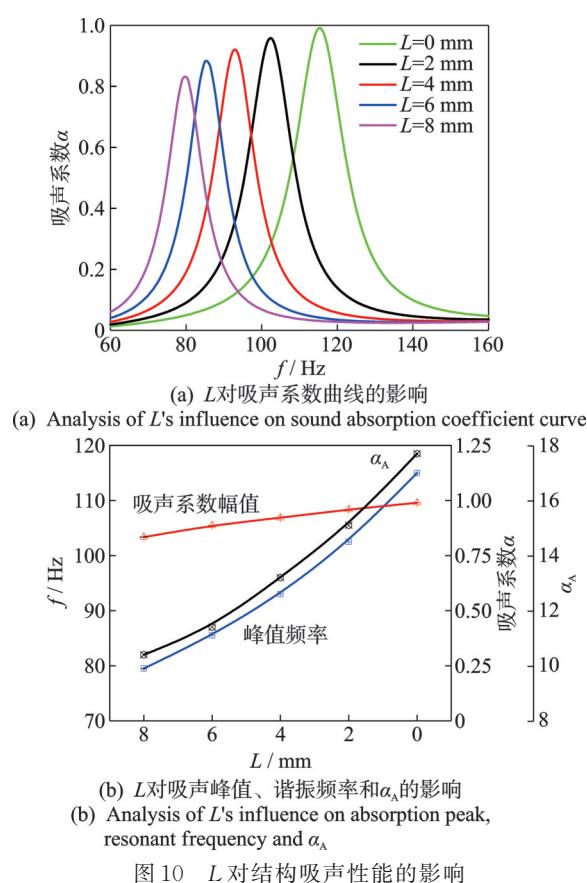


Fig.10 Influence of L on cellular sound absorption performance

5 结 论

1) 为了验证模型仿真的准确性,通过驻波管对样件进行实验测试,从实验结果可知,将“号角形”管嵌入到共振腔内可以实现“号角形”共振吸声结构的低频吸声性能。实验结果和仿真结果的吸声系数曲线变化趋势一致,由于制造误差和实验误差等因素的影响,导致实验结果吸声峰值较仿真结果有明显下降,但吸声效果显著,且频带明显变宽。

2) 在控制腔体半径为 R_0 ,腔体厚 $T=30$ mm 和壁厚为 $t=1$ mm 不变的条件下,通过改变曲面管半径 R 、直管长 L 和曲面管尾部半径 r_1 ,可以在 70~170 Hz 范围内对“号角形”共振吸声结构的谐振频率进行调节。

3) 改变曲面管半径 R 和直管长 L 对“号角形”共振吸声结构谐振频率处的吸声峰值影响较小,而改变曲面管尾部半径 r_1 对共振吸声结构谐振频率处的吸声峰值影响较为明显。

参 考 文 献

- [1] 白海飞. 动车组噪声振动传递路径测试与分析[D]. 北京: 北京交通大学, 2016.
- [2] 张捷, 肖新标, 王帝, 等. 350 km/h 以上高速列车观光区噪声特性及其评价研究[J]. 铁道学报, 2012, 34(10): 23-29.
ZHANG Jie, XIAO Xinbiao, WANG Di, et al. Characteristics and evaluation of noises in the tourist cabin of a train running at more than 350 km/h[J]. Journal of the China Railway Society, 2012, 34(10): 23-29. (in Chinese)
- [3] 张振威, 苏燕辰. 高速列车空调风道的降噪[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(3): 354-360.
ZHANG Zhenwei, SU Yanchen. Noise reduction of air conditioning duct of high speed[J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(3): 354-360. (in Chinese)
- [4] YANG Y, CHEN Z, CHEN Z F, et al. Sound insulation properties of sandwich structures on glass fiber felts[J]. Fibers and Polymers, 2015, 16(7): 1568-1577.
- [5] 吴飞, 陈文渊, 巨泽港, 等. 微缝卷曲耦合低频吸声超材料研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(17): 229-233.
WU Fei, CHEN Wenyuan, JU Zegang, et al. Low frequency sound absorbing metamaterials with micro slit-curl coupling [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(17): 229-233. (in Chinese)
- [6] HUANG S, FANG X, WANG X, et al. Acoustic perfect absorbers via Helmholtz resonators with embedded apertures[J]. The Journal of the Acoustical

Society of America, 2019, 145(1): 254-262.

- [7] 牛嘉敏, 吴九汇. 非对称类声学超材料的低频宽带吸声特性[J]. 振动与冲击, 2018, 37(19): 45-49.
NIU Jiamin, WU Jiuhui. Low frequency wide band sound absorption performance of asymmetric type acoustic metamaterials[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(19): 45-49. (in Chinese)
- [8] 张忠刚, 朱浩宇, 罗剑, 等. 吸声型薄膜声学超材料低频宽带吸声性能研究[J]. 应用声学, 2019, 38(5): 869-875.
ZHANG Zhonggang, ZHU Haoyu, LUO Jian, et al. The investigation on low-frequency broadband acoustic absorption performance of membrane sound-absorbing metamaterial[J]. Journal of Applied Acoustics, 2019, 38(5): 869-875. (in Chinese)
- [9] TANG Y F, REN S W, MENG H, et al. Hybrid acoustic metamaterial as super absorber for broadband low-frequency sound[J]. Scientific Reports, 2017, 7: 43340.
- [10] ZHAO H G, WANG Y, WEN J H, et al. A slim subwavelength absorber based on coupled microslits[J]. Applied Acoustics, 2018, 142: 11-17.
- [11] 刘波涛, 刘崇锐, 吴九汇, 等. 低频大宽带声学超结构的多阶共振高效吸声机理[J]. 西安交通大学报, 2020, 54(8): 149-156.
LIU Botao, LIU Chongrui, WU Jiuhui, et al. Multi-order resonance and high-efficiency sound absorption mechanism of low-frequency large-band acoustic metamaterials [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(8): 149-156. (in Chinese)
- [12] BELTMAN W M. Viscothermal wave propagation including acousto-elastic interaction, part I: theory[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 227(3): 555-586.
- [13] ABBAD A, ATALLA N, OUISSE M, et al. Numerical and experimental investigations on the acoustic performances of membraned Helmholtz resonators embedded in a porous matrix[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 459: 114873.



第一作者简介:彭健,男,1995年2月生,硕士。主要研究方向为轨道车辆减振降噪。

E-mail:3332320870@qq.com

通信作者简介:肖新标,男,1978年8月生,博士、副研究员。主要研究方向为铁路噪声与振动控制。

E-mail:xinbiaoxiao@163.com