

文章编号:1672-6553-2025-23(4)-029-008

DOI:10.6052/1672-6553-2024-067

# 内插管共振腔—多孔材料组合吸声板结构 低频宽带设计<sup>\*</sup>

姜旭东<sup>1,3</sup> 贺义<sup>3</sup> 汤晏宁<sup>3</sup> 林毅民<sup>1,2</sup> 李盈利<sup>1,2†</sup> 颜佳慧<sup>1,2</sup>

(1. 中南大学 交通运输工程学院, 长沙 410075)

(2. 中南大学 轨道交通安全教育部重点实验室, 长沙 410075)

(3. 中车长春轨道客车股份有限公司, 长春 130062)

**摘要** 在高速铁路运行速度不断加快的同时,高速列车运行所产生的噪声污染问题日益凸显。本文立足于高速列车中低频噪声污染环境,基于穿孔结构理论及多孔材料,设计了一种在有限空间内针对中低频噪声控制的复合吸声结构,在 221~2000 Hz 频率范围内实现了有效吸声。同时基于统计能量法,以某高速动车组气动噪声激励产生的室内噪声进行仿真预测,结果表明:为列车铺设复合吸声结构是一项有效的降噪措施,能够在一定程度上降低高速列车内的噪声值,提升列车乘坐舒适性。

**关键词** 低频宽带吸声, 多孔材料, 内插管结构, 统计能量法, 噪声预测

中图分类号:U271.91

文献标志码:A

## Low-Frequency Broadband Design of the Resonators with Extended Tubes and Porous Material Combined Sound Absorbing Board Structure<sup>\*</sup>

Jiang Xudong<sup>1,3</sup> He Yi<sup>3</sup> Tang Yanning<sup>3</sup> Lin Yimin<sup>1,2</sup> Li Yingli<sup>1,2†</sup> Yan Jiahui<sup>1,2</sup>

(1. School of Traffic and Transportation Engineering, Central South University, Changsha 410075, China)

(2. Key Laboratory of Traffic Safety on Tracks, State Ministry of Education, Central South University, Changsha 410075, China)

(3. CRRC Changchun Railway Vehicle Co., Ltd., Changchun 130062, China)

**Abstract** While the speed of high-speed trains is accelerating, the problem of noise pollution caused by high-speed trains is becoming more prominent. In this study, based on the low-frequency noise pollution environment of high-speed trains, a composite sound absorption structure is designed based on the perforated structure theory and porous materials to control the low-frequency noise in a limited space, and the effective sound absorption is realized in the frequency range of about 221~2000 Hz. Based on the statistical energy method, indoor noise generated by aerodynamic noise excitation of a high-speed train is simulated and predicted. The results show that laying a composite sound absorption structure for a train is an effective noise reduction measure, which can reduce the noise value of high-speed trains to a certain extent and improve the comfort of the trains.

**Key words** low-frequency broadband absorption, porous material, resonators with extended tubes, statistical energy method, noise prediction

2024-06-27 收到第 1 稿, 2024-07-27 收到修改稿。

\* 中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划课题(P2021J035),国家重点研发计划(2021YFB3801803),吉林省科技计划项目(2022H6003),长春中车轨道车辆科技开发有限公司技术服务项目“气动噪声仿真分析技术研究”,Scientific Research and Development Plan of China State Railway Group Co., Ltd. (P2021J035), Key National Research and Development Project (2021YFB3801803), Science and Technology Project of Jilin Province (2022H6003), Changchun CRRC Rail Vehicle Technology Development Co., Ltd. Technical Service Project “Pneumatic Noise Simulation Analysis Technology Research”。

† 通信作者 E-mail:liyingli@csu.edu.cn

## 引言

轨道交通作为人民大众的日常交通工具以及综合交通运输体系的骨干力量,极大地提升了我国的陆地交通运输能力,对推动我国社会经济迅猛发展起着十分重要的作用。在高速铁路建设规模逐渐扩大,高速铁路运行速度不断加快的同时,高速列车运行所产生的噪声污染问题日益凸显。对于高速列车来说,其噪声来源多且杂,包括机电系统噪声、轮轨噪声、列车运行时的气动噪声等,对具体部位采取降噪措施来说需要花费较大的财力物力。因此,为解决高速列车的噪声污染问题,通过对其现有噪声频段进行分析,确定主要噪声区域,进而针对噪声显著频段采取相应措施,实现全车降噪,这不失为较优方案。根据不同学者对高速列车车外噪声及车内噪声的研究分析,200~2000 Hz 范围内的噪声是高速列车噪声的主要频段<sup>[1-4]</sup>。为了让高速列车能够更好更快地发展,高速列车 200~2000 Hz 范围内的噪声问题需要得到有效解决,进而才能提高我国高速列车在国际上的竞争力。

近年来,管束穿孔板吸声结构<sup>[5]</sup>、内插管吸声结构<sup>[6,7]</sup>等被相继提出。其中内插管吸声结构因其低频吸声特性近来备受关注。内插管由许多与穿孔板小孔直径相同的细长管排列组成,其长度可远大于穿孔板板厚,理论上可达到与空腔相同的深度,以此调谐共振频率及提高不同频率下的吸声系数。由于内插管吸声结构具有较长的穿孔管长,其吸声频率一般可以达到较低频。所以内插管吸声结构目前也成了低频吸声的关注点。

此外,多孔材料具备优异的高频吸声性能,大多用于与其他吸声结构复合,很多学者已经将多孔材料与穿孔结构进行结合设计。王飞萌等<sup>[8]</sup>比较了不同三聚氰胺吸音海绵填充方式形成的复合结构的吸声性能,结果表明:与单层微穿孔板结构相比,微穿孔板—吸音海绵复合结构和微穿孔板—吸音海绵—空腔复合结构的吸声性能均有较大提升,微穿孔板—空腔—吸音海绵复合结构的提升效果次之。马世宽等<sup>[9]</sup>分析了微穿孔板做护面板对多孔材料吸声效果的影响。实验结果表明,使用微穿孔板作多孔材料护面板,具有较低声阻抗的微穿孔板能减小对多孔材料高频吸声性能的影响;具有较高声阻抗的微穿孔板会更好地提升多孔材料的低频吸声

效果,但会使吸声系数在高频下降严重,同时过高的声阻会使吸声系数峰值下降。Wang 等<sup>[10]</sup>在设计的亥姆霍兹共振腔(HRs)中填充三种不同厚度颗粒气凝胶,该复合材料的结构提高了吸收水平和带宽,在 200~2500 Hz 范围内的一些频率达到 0.6 以上的吸声效果。Li 等<sup>[11]</sup>设计了一种由穿孔板和多孔材料组成的复合结构,该结构在大约 300~1600 Hz 频率范围内的吸声效果较好。Li 等<sup>[12]</sup>在三个平行排列的内插管吸声结构和一个微穿孔板结构的组合的基础上引入多孔材料,在目标频率范围内提升了高频吸声性能。

基于以上将多孔材料与穿孔结构进行结合设计的研究,本文提出了一种基于多孔材料和内插管共振腔结构的吸声板设计方法,通过对各子结构的拼合与优化,设计出具有宽频带吸声特性的吸声板。优化后的吸声板期望具有低频宽带吸声特性,能有效衰减低频噪声。通过统计能量分析(SEA)方法,在高速动车组气动噪声激励下,预测该吸声板在实际应用中的车内降噪效果。采用此类吸声结构旨在降低高速列车内的噪声水平,提高乘客舒适性。在列车降噪方面的应用提供理论支撑和设计指导。

## 1 吸声板结构模型理论基础

对于多孔材料和内插管共振腔组合结构,首先考虑内插管共振腔的声学阻抗,内插管共振器可以简化为亥姆霍兹共振器,来分析吸声特性与腔体参数之间的关系。若腔体体积为  $V$ ,颈部开口为  $A$ ,长度为  $L$ ,此时共振器的共振频率  $f_0$  为<sup>[13]</sup>

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{VL}} \quad (1)$$

其中  $c_0$  为空气声速。因此增加腔体体积以及颈部长度或者减小颈部面积可以有效降低吸声频率。

对于固定声学参数的多孔材料,其吸声特性通常与多孔材料厚度相关<sup>[14]</sup>,吸声性能与多孔材料厚度成正比。

根据以上基础理论,可以用于初步指标结构参数的设置与调整。

## 2 吸声板结构模型建立

吸声材料的研究多基于圆形驻波管样件,而吸声应用时需要多个吸声材料元胞组合,本文的吸声板结构设计以之前的吸声材料子结构为基础进行

组合优化设计,为了方便组合成大面积吸声板,先研究方形子结构吸声特性。需要说明的是,在之前的研究<sup>[13]</sup>中已经对圆形子结构进行了理论、实验及仿真的对比,三者具有较好的一致性。此外,由于本文采用方形子结构进行设计,因此先进行了圆形子结构和方形子结构的仿真结果对比,如图1(a)、(b)所示,其中圆形子结构和方形子结构除了形状不同,材料面积及参数保持一致。同时从先前研究的理论公式<sup>[15]</sup>中也可知结构形状对吸声结构并无影响,这也是本次利用方形子结构组合成大面积吸声板的基础。

在本次的设计中,每个子结构具有一个边长为 $a_1$ 的内插管方形共振腔,如图1(c)、(d)所示,共振腔厚度为 $H$ ,壁厚为 $t$ ,同时只带有一个内插管,管的直径为 $d$ ,长度为 $l$ 。为了拓宽中高频吸声,采用两种多孔吸声材料与共振腔进行组合,两种多孔材料的初始面积比例设为 $q = S_{\text{三聚氰胺}} : S_{\text{岩棉}} =$

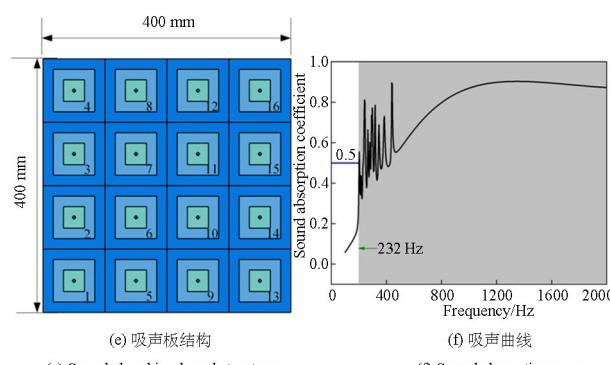
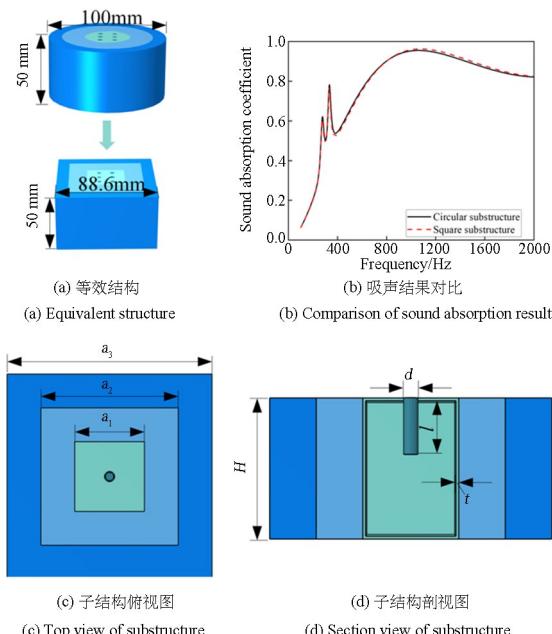


Fig. 1 Schematic diagram and sound absorption curve of sound absorbing board structure

$(a_3 \times a_3 - a_2 \times a_2) : (a_2 \times a_2 - a_1 \times a_1) = 1$ ,其中岩棉材料位于内部,边长为 $a_2$ 。为了简化面积比计算以及提升模型的可制造性,每个子结构的尺寸为 $a_3 \times a_3$ (初始设定 $a_3 = 100 \text{ mm}$ ),并且在最开始进行设计时,保持每个子结构中内插管共振腔的面积占比为 $q_c = S_{\text{空腔}} : S_{\text{多孔材料}} = (a_3 \times a_3 - a_1 \times a_1) : (a_1 \times a_1) = 0.25$ ,即 $a_1 = 50 \text{ mm}$ 。

由于在工程应用时吸声材料敷设面积需要根据实际情况而定,因此在本文研究中拟以16个子结构单元来组合吸声板。这16子结构单元中内插管共振腔的初始面积占比均为 $q_c = 0.25$ ,厚度设置为 $H = 50 \text{ mm}$ ,内插管的直径及长度如表1所示,组合吸声板如图1(e)所示。

表1 内插管初始参数  
Table 1 Initial parameters of extended tube

Substructure	$d / \text{mm}$	$l / \text{mm}$
1	7	10
2	6	2
3	8	11
4	5	2
5	8	4
6	9	1
7	7	12
8	8	2
9	9	20
10	6	7
11	6	3
12	9	26
13	9	11
14	9	30
15	6	7
16	8	23

图1(f)中的黑色实线显示了子结构的吸声曲线。从图中可见,有效吸声(吸声系数大于0.5)的最低频率为232 Hz。然而,在约400 Hz处,吸声系数曲线的吸声效果并不理想。有效吸声频带大致范围为400~2000 Hz,500 Hz以下的低频吸声峰主要由共振腔贡献,共振腔的特性是,在共振频率处会产生尖锐的吸声峰,而在共振频率附近则出现反共振效应,导致吸声峰迅速下降。通过引入多孔材料,系统的损耗因子得以增加,进而略微削弱了共振腔的反共振效应,使得400 Hz附近的吸声值提

高,进入有效吸声范围.此外,多孔材料对高频声波具有良好的吸声能力,因此在800 Hz以上表现出高效吸声(吸声系数大于0.8)的特性.

因此,可以对吸声板结构中共振腔与多孔材料的结构参数进行适当优化来提高吸声性能.

### 3 吸声板结构参数优化

首先,研究了子结构中空腔不同占比对吸声性能的影响.为了进行此研究,设定所有子结构中空腔占比保持一致,对比分析了子结构空腔占比 $q_c$ 为0.15、0.25和0.35的模型,模型编号以及入射面图如表2所示.仿真计算结果如图2所示,随着子结构空腔占比的减小,中高频的吸声系数是逐渐提升的,较低频处的共振吸声区域也是往中高频移动.虽然从整体上来看,子结构空腔占比越小,中高频曲线的吸声系数值有一定的提升,但是低频吸声性能也会降低,而对低频噪声的吸收是研究重点关注的,毕竟低频噪声对生产生活造成的影响更大更难以消除,因此需要选择合适的子结构中空腔占比.

表2 模型编号及参数  
Table 2 Model numbers and parameters

Parameter	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>
$a_1/\text{mm}$	39	50	59
$q_c$	0.15	0.25	0.35

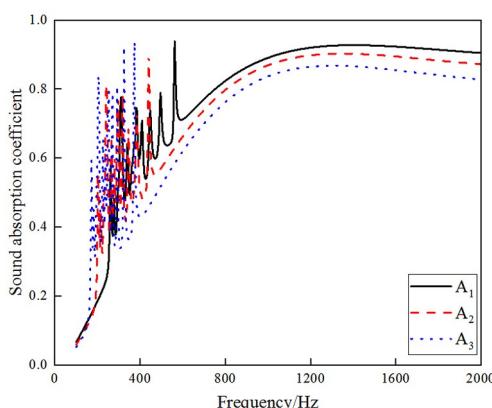


图2 空腔占比变化对吸声板结构吸声结果的影响  
Fig. 2 Influence of cavity ratio change on sound absorption results of sound absorbing board structure

此外,在对子结构的理论、仿真与实验研究中已经详细地讨论了内插管共振腔参数、多孔材料参数对复合结构吸收系数的影响<sup>[15]</sup>.本次对吸声板结构参数优化时,为了保持结构的紧凑,所有子结构的厚度都保持为50 mm,并且所有子结构的内插管共振腔入射面占比保持一致,所有子结构的多

孔材料比例保持一致,与其他参数一起进行优化.本次进行吸声板结构参数优化的参数为内插管共振腔入射面占比、内插管的直径、内插管的长度以及多孔材料的比例.这里考虑的参数值的范围设置如下:

$$\begin{cases} 1 \text{ mm} \leq d_i \leq 10 \text{ mm} \\ 1 \text{ mm} \leq l_i \leq 49 \text{ mm} \\ 0.25 \leq q \leq 4 \\ 0.15 \leq q_c \leq 0.35 \end{cases} \quad (i=1,2,\dots,16) \quad (2)$$

式中 $d_i$ 为共振腔*i*的内插管直径; $l_i$ 为共振腔*i*的内插管长度; $q$ 为两种多孔材料的比例; $q_c$ 为内插管共振腔的面积占比.

考虑到谐振吸收区的带宽较窄,其吸声系数较小,为了使吸声板结构的有效吸声带宽较宽,在200~2000 Hz范围内达到较大范围内的有效吸声,在本次优化伊始,进行参数优化的目标函数如下:

$$f_{\text{target}}(d_i, l_i, q, q_c) = \sum_{f=\text{start}}^{\text{end}} \Psi \alpha_f \quad (3)$$

式中 $f_{\text{start}}$ 为目标范围内的最小频率, $f_{\text{end}}$ 为目标范围内的最大频率, $\alpha_f$ 为各频率处的吸声系数. $\Psi$ 为与频率 $f$ 相关的权重因子函数,可表示为

$$\Psi(f) = \begin{cases} 10 \rightarrow 200 \leq f < 250 \\ 8 \rightarrow 250 \leq f < 300 \\ 6 \rightarrow 300 \leq f < 350 \\ 5 \rightarrow 350 \leq f < 400 \\ 4 \rightarrow 400 \leq f < 500 \\ 1 \rightarrow 500 \leq f \end{cases} \quad (4)$$

根据目标函数 $f_{\text{target}}$ 和权重函数 $\Psi$ 对吸声板结构进行优化,优化后的每个子结构中内插管共振腔的占比 $q_c=0.26$ ,多孔材料比例 $q=0.61$ ,其余各个子结构参数如表3所示,优化后的吸声系数曲线如图3中的红色虚线所示.从图中可以看出,优化前的黑色曲线在0~500 Hz频段内波动较大,吸声峰值与谷值之间的差异显著,且吸声峰与峰之间分布较为离散,谷值低于0.5,导致无法形成连续的有效吸声带.相比之下,优化后的红色吸声曲线呈现出更加平滑的趋势,且在500 Hz以下的吸声谷值有所上升,吸声系数均高于0.5,成功实现了连续的有效吸声频带.优化后的吸声系数曲线在221~2000 Hz范围内展现了较为明显的吸声性能,其中400 Hz左右的吸声系数数值也得到了有效提升,整体表现出良好的吸声效果.

表3 内插管优化参数

Table 3 Optimization parameters of extended tube

Substructure	<i>d</i> /mm	<i>l</i> /mm
1	9.98	1.08
2	9.02	17.26
3	8.62	22.23
4	9.97	28.38
5	8.47	17.40
6	8.29	3.08
7	9.91	14.03
8	9.61	7.31
9	8.05	1.43
10	8.12	5.45
11	6.89	13.90
12	5.31	1.69
13	7.01	9.83
14	7.22	7.26
15	9.67	14.04
16	5.77	2.36

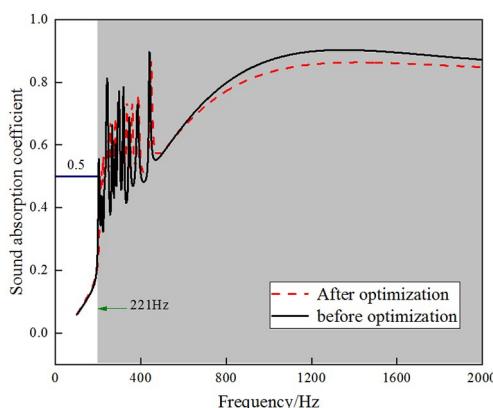


图3 吸声板结构优化前与优化后结果对比

Fig. 3 Comparison of the results before and after optimization of the sound absorbing board structure

## 4 噪声预测模型

在前文中研究了吸声板结构的吸声曲线,本节将对吸声板结构在实际应用过程中的降噪作用进行仿真预测研究。

本节以某高速动车组运行时气动声学噪声激励产生的室内噪声进行仿真研究。对简化的3车编组、1:8缩比模型,结合高速动车组气动声学噪声激励<sup>[16]</sup>,采用统计能量分析法计算列车室内噪声能量传递及室内噪声。统计能量分析法<sup>[17-19]</sup>是一种适用于中高频噪声分析预测的方法,能够用于分析

复杂系统宽带中高频段动力学问题。

### 4.1 车体子系统划分

在本次的子系统划分中,考虑到车体尺寸,将车内声腔上下划分为三层,车体左右划分为三列,具体如图4、图5所示。如此划分便于模拟列车上下左右周围的能量传入情况,提高接收点计算精度。为更好地模拟列车表面结构内部的吸声情况,在贴合表面的内部划分出一层薄声腔,方便根据材料附上吸声系数。由于复合吸声结构较为复杂,因此进行仿真分析时将复合吸声结构的吸声系数数据进行处理,设置为声腔的吸声系数,以此来模拟复合吸声结构的加入。由于高速列车速度快,整车车身、受电弓、转向架等处的气动噪声为其室内噪声的主要来源,本文暂不考虑其他集电噪声与空调风机噪声,因此子系统不单独将其他集电设备、设备舱等列出。

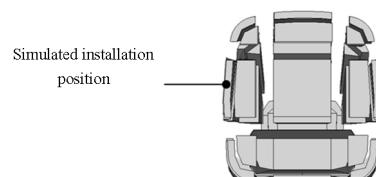


图4 声腔子系统划分前视图  
Fig. 4 Front view of the subsystem



图5 声腔子系统划分俯视图  
Fig. 5 Top view of the subsystem

### 4.2 主要参数的设置

为了能够较为准确地模拟,在研究中需要对模型的属性进行合理设置。本次噪声预测车体采用的是隔声量简化模型,用隔声量参数(施加在子系统之间的连接上)代替板子系统,对于给定的隔声构件,隔声量与声波频率密切相关。一般来说,低频时的隔声量较低,高频时的隔声量较高。列车各结构的隔声量参考自调研的结果,如图6所示。此外,为了方便分析,在本次仿真预测中,其声腔子系统的吸声系数主要设置为:车身主要设置为铝型板属性,其中车头车尾的车窗设置为玻璃窗属性,列车中部设置为软椅属性。

此外就是声学激励的设置,通过提取某高速动车组通过LES湍流模型计算得到的列车表面各子系统的脉动压力值的频域数据作为SEA统计能量

分析的外部激励输入参数。图 7 展示了部分  $1/3$  倍频程频率下车体表面的部分脉动压力云图(图中 SPL 指表面脉动压力级), 频率分别为 200 Hz、800 Hz、4000 Hz、8000 Hz。

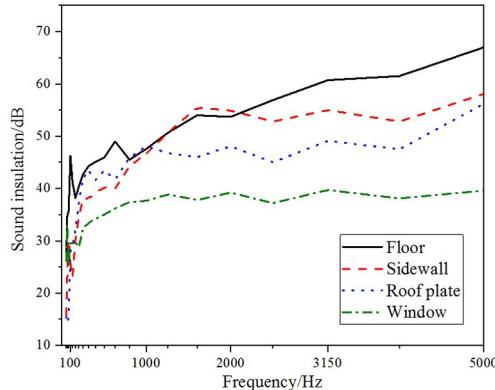


图 6 部分结构的隔声量

Fig. 6 Sound insulation of some structures

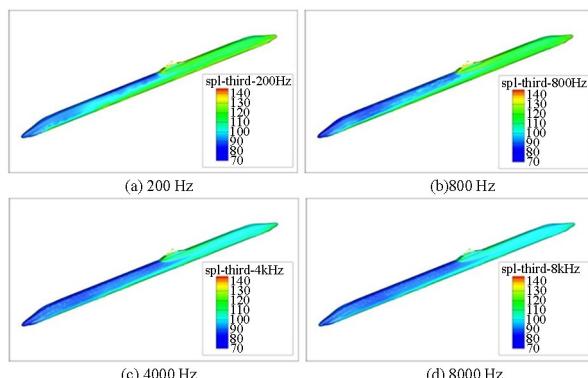


图 7 某高速动车组表面脉动压力分布图

Fig. 7 SPL of a high-speed train

### 4.3 车内噪声预测

在进行车内气动噪声频谱特征研究时, 取中间部位的内部声腔进行研究。声腔的具体子系统及编号如图 8 所示。需要说明的是, 子系统 1~4 为头车声腔, 分别为头车司机室、头车车厢一位端、头车车厢中部和头车车厢二位端; 子系统 5~7 为中车声腔, 分别为中车车厢一位端、中车车厢中部和中车车厢二位端; 子系统 8~11 为尾车声腔, 分别为尾车车厢一位端、尾车车厢中部、尾车车厢二位端和尾车司机室。

根据计算可以得到子系统 1~11 的频谱图, 如图 9 所示。图中一共进行了两种情况的对比, 分别为未加入吸声板结构、加入吸声板结构。从中可以发现噪声预测值的主要频段在 2000 Hz 以内, 这意味着噪声控制中主要关注的频段在 2000 Hz 以内。

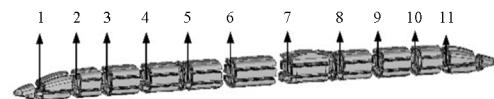


图 8 子系统编号  
Fig. 8 Subsystem number

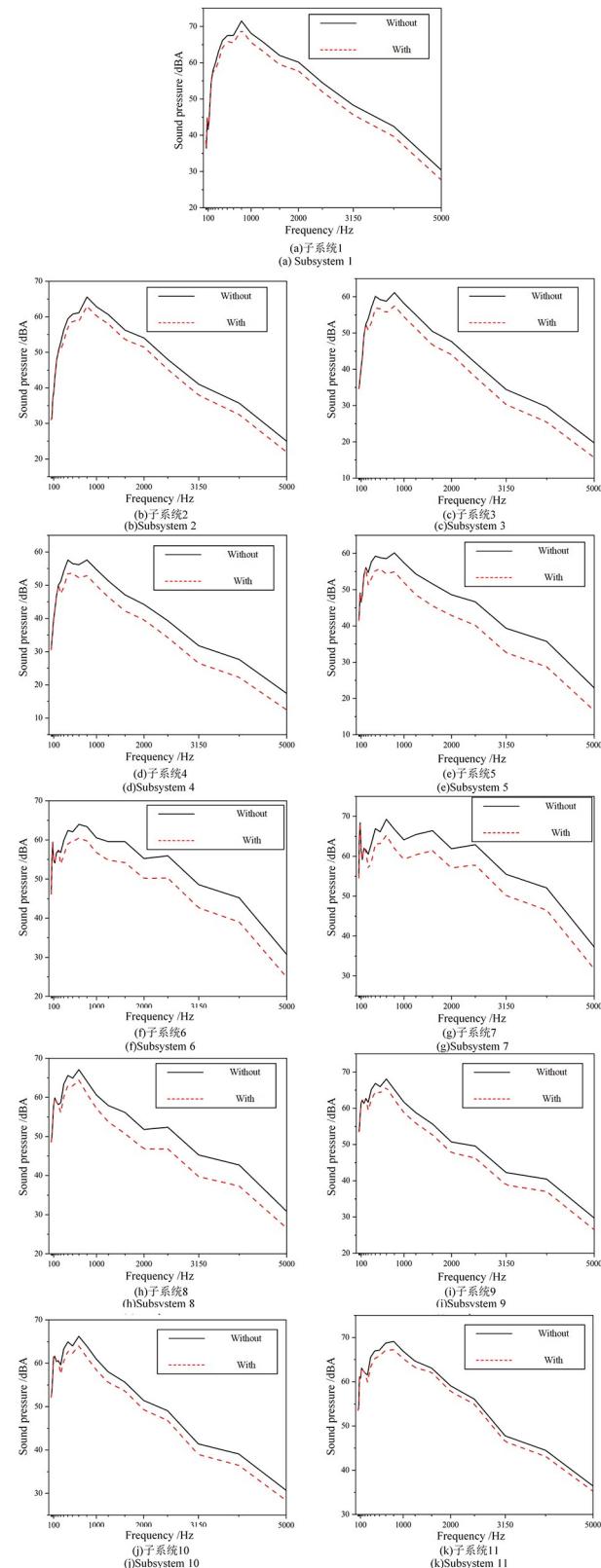


图 9 子系统频谱  
Fig. 9 Spectrum of subsystem

噪声预测值会有一定程度的下降,主要下降的频段范围为噪声较大的 2000 Hz 内。

两种情况下的子系统 1~11 的噪声预测值如图 10 所示。从子系统声压级分布来看,1 号子系统(头车司机室)、7 号子系统(中车车厢二位端,导流罩下方)及 11 号子系统(尾车司机室)的声压级明显较大。根据图 10 中的数据进行对比可知,当在车体四周加入吸声板结构后,子系统 1~11 的噪声预测值会出现 1~3 dBA 的下降。由此可以说明通过为列车铺设吸声结构是一项有效的降噪措施,能够在一定程度上降低高速列车内的噪声值,提高乘客的舒适性。

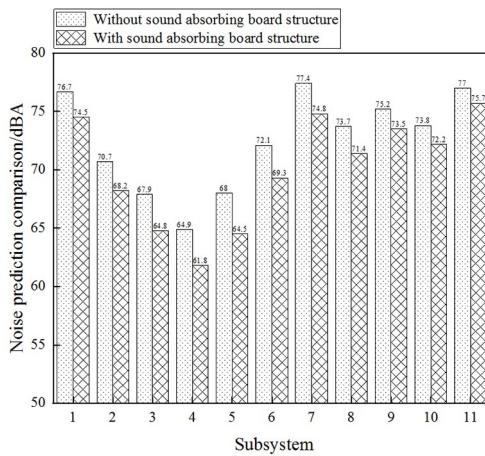


图 10 子系统噪声预测对比

Fig. 10 Noise prediction comparison of subsystems

## 5 结语

本文基于多孔材料和内插管共振腔结构,利用对各子结构的拼合得到吸声板结构。并对吸声板结构进行了优化设计,有效吸声频带为 221~2000 Hz,有较好的吸声性能,有一定的实践应用参考价值。

基于吸声板结构,对该结构在实际应用过程中的降噪作用进行预测研究。以某高速动车组气动噪声为激励,采用 SEA 方法计算列车室内噪声能量传递及室内噪声。车内噪声预测值会出现 1~3 dBA 左右的下降,明显降低了车内噪声。该研究对于列车复合吸声板应用具有一定的参考意义。

## 参考文献

- [1] 高阳,吴健.高速列车 VIP 客室噪声机理分析[J].城市轨道交通研究,2018,21(2):5~7,16.

GAO Y, WU J. Analysis of the noise mechanism in VIP passenger compartment on high-speed train [J]. Urban Mass Transit, 2018, 21(2): 5~7,16. (in Chinese)

- [2] 佟海彬.高速列车噪声测试系统及数据处理设计[D].成都:西南交通大学,2011.
- TONG H B. Design of high-speed train noisetesting system and data processing [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2011. (in Chinese)
- [3] 王东镇,王冰松,王晶凯.高速列车噪声控制与研究[J].铁道机车车辆,2015,35(增刊 1):112~116.
- WANG D Z, WANG B S, WANG J K. High-speed train control and research [J]. Railway Locomotive & Car, 2015, 35(S1): 112~116. (in Chinese)
- [4] 张曙光.350 km·h<sup>-1</sup>高速列车噪声机理、声源识别及控制[J].中国铁道科学,2009,30(1):86~90.
- ZHANG S G. Noise mechanism, sound source localization and noise control of 350 km·h<sup>-1</sup> high-speed train [J]. China Railway Science, 2009, 30(1): 86~90. (in Chinese)
- [5] 苏玉,梅中建,吕亚东,等.管束穿孔板的管腔耦合共振吸声机理研究[J].声学学报,2021,46(6):1202~1211.
- SU Y, MEI Z J, LYU Y D, et al. The tube-cavity coupling resonance sound absorption mechanism of the perforated panel resonator with tube bundles [J]. Acta Acustica, 2021, 46(6): 1202~1211. (in Chinese)
- [6] REN Z W, CHENG Y H, CHEN M J, et al. A compact multifunctional metastructure for Low-frequency broadband sound absorption and crash energy dissipation [J]. Materials & Design, 2022, 215: 110462.
- [7] XU W Q, LIU J W, YU D L, et al. Coherent coupling based meta-structures for high acoustic absorption at 220~500 Hz frequency [J]. Applied Acoustics, 2021, 182: 108181.
- [8] 王飞萌,王良模,王陶,等.微穿孔板—三聚氰胺吸音海绵—空腔复合结构声学性能优化设计[J].北京化工大学学报(自然科学版),2022,49(1):113~121.
- WANG F M, WANG L M, WANG T, et al. Optimization of the acoustic performance of micro-perforated panel-melamine sound-absorbing sponge-cavity composite structures [J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edi-

- tion), 2022, 49(1): 113—121. (in Chinese)
- [9] 马世宽, 杨杰, 吴波波. 微穿孔板作护面板对多孔材料吸声效果的影响[J]. 青岛大学学报(自然科学版), 2016, 29(3): 79—82, 88.  
MA S K, YANG J, WU B B. Effects of MPP on the sound absorptive property of porous materials [J]. Journal of Qingdao University (Natural Science Edition), 2016, 29(3): 79—82, 88. (in Chinese)
- [10] WANG W Q, ZHOU Y K, LI Y, et al. Aerogels-filled Helmholtz resonators for enhanced low-frequency sound absorption [J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2019, 150: 103—111.
- [11] LI X, LIU B L, CHANG D Q. An acoustic impedance structure consisting of perforated panel resonator and porous material for low-to-mid frequency sound absorption [J]. Applied Acoustics, 2021, 180: 108069.
- [12] LI D K, CHANG D Q, LIU B L. Enhanced low- to mid-frequency sound absorption using parallel-aranged perforated plates with extended tubes and porous material [J]. Applied Acoustics, 2017, 127: 316—323.
- [13] RAYLEIGH L. The theory of the Helmholtz resonator [J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character, 1916, 92(638): 265—275.
- [14] CAO L T, FU Q X, SI Y, et al. Porous materials for sound absorption [J]. Composites Communications, 2018, 10: 25—35.
- [15] LI Y L, LIN Y M, YAO S, et al. Low-frequency broadband sound absorption of the metastructure with extended tube resonators and porous materials [J]. Applied Acoustics, 2024, 217: 109827.
- [16] 姜旭东, 颜佳慧, 李盈利, 等. 基于气动噪声数值分析的高速列车等效通过噪声预测[J]. 铁道科学与工程学报, 2024, 21(5): 1737—1746.  
JIANG X D, YAN J H, LI Y L, et al. Prediction of high-speed train equivalent passing noise based on numerical analysis of aerodynamic noise [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2024, 21(5): 1737—1746. (in Chinese)
- [17] 姚德源, 王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1995.  
YAO D Y, WANG Q Z. Principle and application of statistical energy analysis [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 1995. (in Chinese)
- [18] 陈书明, 王登峰, 刘波, 等. 汽车车外噪声预测的统计能量分析方法[J]. 机械工程学报, 2010, 46(10): 88—94.  
CHEN S M, WANG D F, LIU B, et al. Statistical energy analysis method for car exterior noise prediction [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(10): 88—94. (in Chinese)
- [19] 陈书明, 王登峰, 刘波, 等. 基于统计能量分析和半无限流体方法的轿车车外噪声预测[J]. 中国公路学报, 2010, 23(2): 111—115.  
CHEN S M, WANG D F, LIU B, et al. Car exterior noise prediction based on statistical energy analysis and semi-infinite fluid method [J]. China Journal of Highway and Transport, 2010, 23(2): 111—115. (in Chinese)