

# 高速列车转向架区域车内噪声控制及优化设计\*

高阳<sup>1,2</sup>, 谢素明<sup>1</sup>, 李朝威<sup>1</sup>, 滕万秀<sup>2</sup>, 张捷<sup>3</sup>

(1. 大连交通大学机械工程学院 大连, 116028) (2. 中车长春轨道客车股份有限公司 长春, 130062)

(3. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

**摘要** 高速列车的转向架区域上方为车内噪声最显著位置,采用试验分析和仿真预测相结合的方法,根据“声源-路径-响应”的车内噪声机理,研究了转向架区域上方的车内声振特性、转向架区域地板的结构优化以及转向架区域车内噪声预测。研究发现,转向架区域上方车内噪声在500~800 Hz频率区段存在显著峰值。其中,500 Hz以上主要来自于空气传声路径,200 Hz以下主要来自于结构传声路径。车内噪声与地板的隔声量呈负相关,与地板的振动加速度级呈正相关。随着地板的隔声量不断增大或者加速度级不断降低,其对车内噪声的影响呈逐渐变小的趋势。该研究成果可为高速列车车内噪声控制提供参考和依据。

**关键词** 高速列车; 转向架; 车内噪声; 结构优化; 隔声; 振动

**中图分类号** U270.1<sup>+</sup>6

## 引言

高速列车的车内噪声影响司乘人员的乘车舒适性,是制约高速铁路绿色环保、可持续发展的关键科学问题<sup>[1-2]</sup>。大量研究表明<sup>[3-5]</sup>,转向架区域、受电弓区域、车间连接区域以及车头区域等是对应车内噪声最显著的位置。掌握上述区域的声振特性,从声源或传递路径的角度进行控制研究,对于降低高速列车的车内噪声具有重要意义。

Soeta等<sup>[4]</sup>通过测试不同的列车类型,研究了轮轨摩擦、电机和齿轮箱对车辆噪声特性的影响。结果表明,高速列车的车内噪声在250 Hz以下的频率成分更为明显,具有显著的中低频特性。张捷等<sup>[6]</sup>研究了高速列车客室端部的噪声分布特性,并计算车内声学模态,发现车内客室端部异常噪声分布的激励源来自于列车250 km/h运行时的过枕垮频率,形成原因是车内声学模态与结构模态的耦合共振。郭建强等<sup>[7]</sup>分析了高速列车受电弓区域的噪声和振动特性,设计了一种锥形椭圆结构减振座,研究了减振支座的降噪效果。王金田等<sup>[8]</sup>针对高速列车车间连接处的车内噪声问题,测试并识别了该区域的主要噪声源。研究结果表明,高速列车的风挡结构不仅存在隔声不足的问题,还存在较显著的结

构振动声辐射。

可见,针对高速列车不同位置的车内噪声研究已有很多,为车内减振降噪技术提供了科学依据。但对于高速列车车内噪声最关键的位置——转向架区域上方仍缺乏系统的研究,包括转向架区域上方的车内声振特性、转向架区域地板的结构优化以及转向架区域车内噪声的预测分析等。笔者采用试验分析和仿真预测相结合的方法,根据“声源-路径-响应”的车内噪声机理,针对高速列车转向架区域车内噪声控制及结构优化设计开展研究。

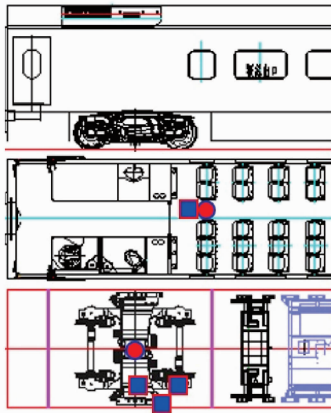
## 1 转向架区域车内声振特性分析

### 1.1 振动噪声试验及测点布置

高速列车转向架区域车内振动噪声试验在国内某高架线路上开展。列车为8节编组,测试车厢为一节中间车,图1为转向架区域车内振动噪声测点布置图。在车内客室端部距离内地板表面垂直1.2 m高处布置一个麦克风,在麦克风下方的内地板表面布置一个垂向加速度计;在转向架区域中心位置布置一个麦克风,在转向架的轴箱、构架、车体外地板分别布置一个垂向加速度计。

当高速列车以300 km/h匀速运行时开始采集

\* 中国铁路总公司科技研究开发计划资助项目(2015J009-B)  
收稿日期:2019-05-08;修回日期:2019-07-12



“●”表示噪声点，“■”表示振动测点

图1 转向架区域车内振动噪声测点布置

Fig. 1 The measurement points of sound and vibration in bogie area

数据,采集时长约为30 s。其中,噪声的采样频率为32 768 Hz,加速度的采样频率为8 192 Hz。

## 1.2 车内声振特性

图2为转向架区域上方车内声振特性频谱。可见,车内噪声在500~800 Hz频率区段存在显著峰值,典型的峰值频率为549,577,606和637 Hz,频率间隔约为29 Hz。这和车轮非圆化的阶次激励频率相关,分别对应于车轮19~22阶多边形<sup>[9-10]</sup>。因此,转向架区域上方车内噪声和轮轨系统的振动噪声关系密切。进一步,车内地板振动的频谱分布规律和客室前噪声基本一致,特别是局部峰值(包括577和637 Hz),说明结构振动传递对于车内噪声有重要贡献,同时也具有频率上的差异。

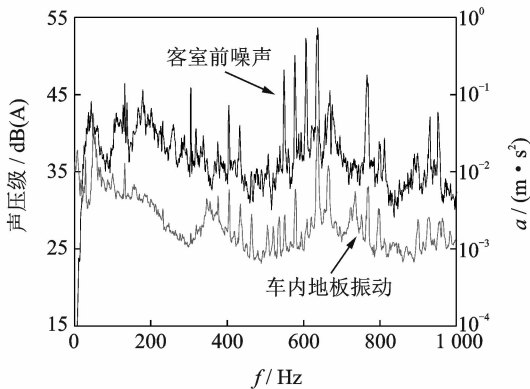


图2 车内声振特性频谱

Fig. 2 The spectrum of interior noise and vibration

## 1.3 转向架区域声振特性

图3为转向架区域声振特性频谱。可见,在

0~1 000 Hz范围内,转向架区域噪声水平整体上随着频率的提高而提高。特别的,在500~800 Hz频率区段存在约29 Hz的频率间隔,峰值频率包括577,606和637 Hz等;轴箱、构架及车体外地板的振动加速度逐级衰减。在0~1 000 Hz范围内,从轴箱传递到构架,加速度平均衰减了约1.1 m/s<sup>2</sup>;从构架传递到车体外地板,加速度平均衰减了约0.1 m/s<sup>2</sup>。轴箱、构架及车体外地板的振动加速度均在549,577,606和637 Hz存在峰值,与车内振动噪声峰值存在对应关系。

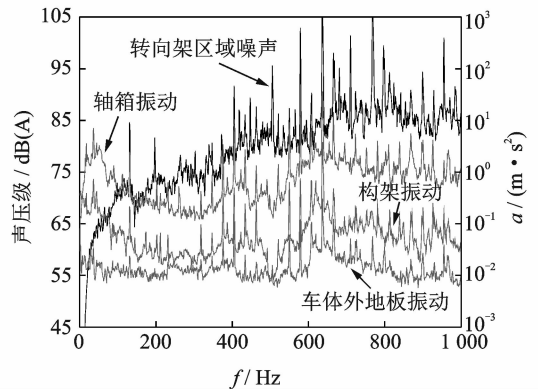


图3 转向架区域声振特性频谱

Fig. 3 The spectrum of noise and vibration in bogie area

转向架区域振动噪声传递到车内主要有空气传声路径和结构传声路径。其中:空气传声路径是指转向架区域噪声通过车体隔声传递至车内;结构传声路径是指转向架区域振动通过结构振动传递至车内。为了进一步研究转向架区域到车内的振动噪声传递特性,分别将转向架区域噪声和车内噪声、转向架区域外地板振动和车内地板振动的频谱进行对比分析。

## 1.4 振动噪声传递特性

图4为噪声传递特性频谱。可以看出,在0~1 000 Hz范围内,转向架区域噪声水平整体上随着频率的提高而提高,但客室前的噪声水平则基本不随频率变化。这是因为地板以及其他车体结构的隔声量基本是随着频率的提高而增加(质量定律),这使中高频噪声相对于低频噪声不容易传入车内。总体上,车内噪声为中低频显著,但在500 Hz以上的频率峰值和转向架区域噪声吻合度更高,特别是车轮非圆化激励频率。

图5为振动传递特性频谱。可以看出,在0~1 000 Hz范围内,车内地板振动加速度峰值和车体外地板振动加速度峰值呈较强对应关系,特别是在

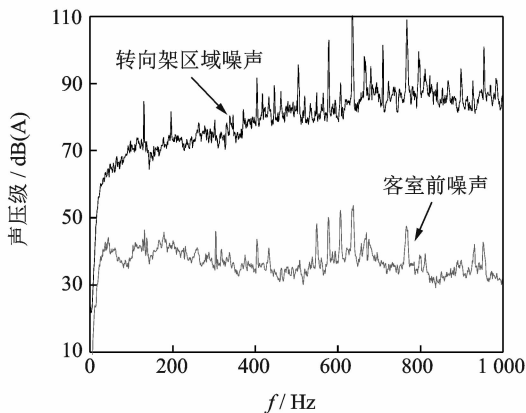


图4 噪声传递特性频谱

Fig. 4 The spectrum of noise transfer characteristics

400 Hz 以上的频率。总体上,在 300 Hz 以上频率,车体外地板传递到车内地板的振动均有较好的衰减,但在 300 Hz 以下,特别是在 200 Hz 以下,车体外地板的振动基本直接传递到了车内地板。因此,低频结构传声作用明显。

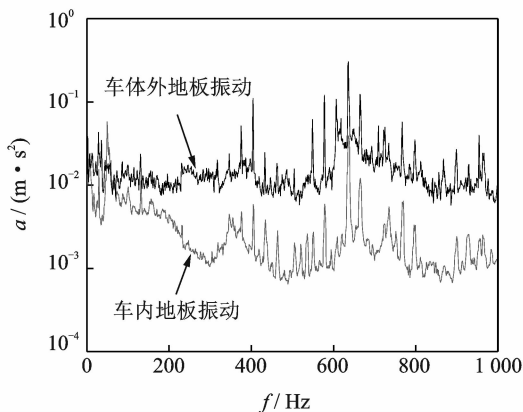


图5 振动传递特性频谱

Fig. 5 The spectrum of vibration transfer characteristics

通过转向架区域车内声振特性分析发现,车内噪声较为突出的频段是 500~800 Hz,对上述频段内的峰值频率进行控制能够有效降低车内噪声。

## 2 转向架区域地板结构优化设计

控制高速列车转向架区域上方的车内噪声,一方面要考虑控制该区域的噪声源,另一方面则要控制噪声的传递路径。根据前文分析可知,车内噪声的主要激励来自于转向架区域的噪声和振动,但不同频率噪声的传递路径是不一样的。只有针对性进行优化设计才能取得预期的效果。由于高速列车的噪声源控制措施相对于传递路径较难实施,因此下

面将主要从空气传声路径(地板的隔声设计)和结构传声路径(地板的隔振设计)来研究转向架区域地板的结构优化。

### 2.1 地板的隔声设计

高速列车地板复合结构由车外一侧至车内一侧,一般由铝型材、弹性支撑、木骨、隔振垫、吸声材料、隔声材料和内地板等组成,如图 6 所示。

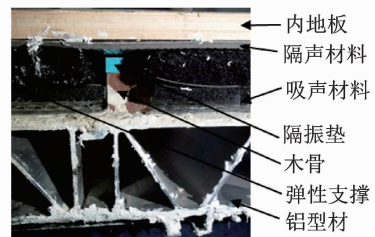


图6 地板复合结构组成

Fig. 6 Composition of the floor

地板的隔声设计除了对铝型材进行结构优化设计外,更多是研究隔声材料、吸声材料的优选和安装。针对 4 种隔声设计方案进行试验对比研究,分别为:方案 1 在内地板下方铺设厚度为 0.8 mm 隔声材料;方案 2 在内地板下方铺设厚度为 5 mm 隔声材料;方案 3 在方案 2 的基础上增加一层厚度为 0.8 mm 隔声材料;方案 4 将方案 2 更换为面密度更高(由 6 kg/m<sup>2</sup> 变为 10 kg/m<sup>2</sup>)的 5 mm 隔声材料。

在声学实验室中根据标准<sup>[11]</sup>,采用双混响室法测试不同地板方案的隔声量。对于不同地板方案的隔声量评价,除了使用计权隔声量之外,定义试件单位质量下的隔声效率为

$$R_e = \frac{R_w}{m} \quad (1)$$

其中: $R_w$  为试件的计权隔声量; $m$  为试件单位面积的质量。

图 7 为地板 4 种隔声设计方案的结果。可见,方案 1~4 随着隔声材料厚度(质量)的增加,地板的计权隔声量逐渐提高,特别是方案 4,相对于方案 1~3,计权隔声量提高明显,这与方案 4 的隔声材料质量显著增加有关。虽然方案 1~4 的计权隔声量逐渐提高,但隔声效率却逐渐降低。这说明质量提高后,试件的隔声性能并未得到除了质量因素以外的有效改善,地板的隔声设计还需要从新结构、新材料上寻求突破。

### 2.2 地板的隔振设计

地板的隔振设计主要考虑外地板(铝型材)和内

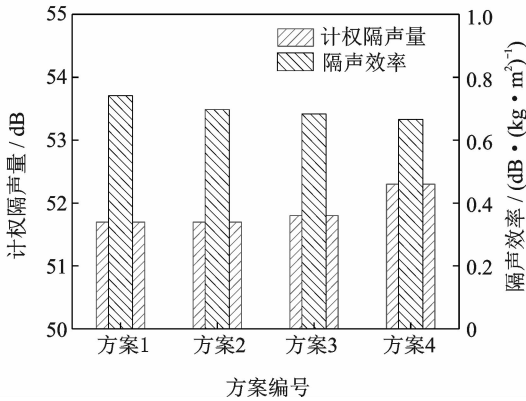


图7 地板4种隔声设计方案

Fig. 7 Sound insulation design of the floor

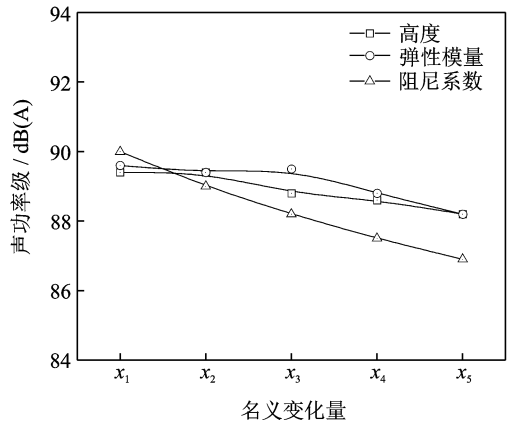


图9 地板振动声辐射影响

Fig. 9 Sound radiation of the floor

地板(层合板)之间的连接,即木骨和减振垫。针对减振垫的不同高度、弹性模量及阻尼系数,基于地板结构的有限元与统计能量混合计算模型,计算减振垫参数变化对地板振动声辐射的影响。

图8为地板振动声辐射预测模型<sup>[12]</sup>。地板结构在车体横向方向上按实际长度进行离散,采用简支约束模拟其与侧墙之间的连接;在纵向方向上拉伸3 m,采用自由边界考虑长度方向上的延伸。在地板结构的下方即铝型材面向车外的一侧,随机布置10个激励力作为系统的振动输入。激励力的谱形式为上限截止频率1 kHz的白噪声。

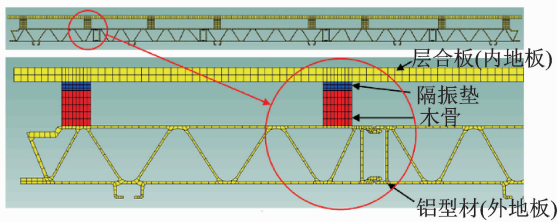


图8 地板振动声辐射预测模型

Fig. 8 Vibration isolation design of the floor

图9为减振垫的不同高度、弹性模量及阻尼系数对地板振动声辐射的影响。名义变化量  $x_1 \sim x_5$  对应的高度依次为 8,9,10,11 和 12 mm,对应的弹性模量依次为 9.9,8.25,6.6,4.95 和 3.3 MPa,对应的阻尼系数依次为基准阻尼系数的 50%,75%,100%,125% 和 150%。基准的高度和弹性模量分别为 12 mm 和 3.3 MPa。图10为减振垫的阻尼系数。

由图9可见,随着减振垫高度的增加、弹性模量的降低以及阻尼系数的增加,地板的辐射声功率呈降低趋势。因此,在综合考虑车辆整体性能以及材料可选性的基础上,可适当提高减振垫的高度、降低其弹性模量以及提高其阻尼系数。

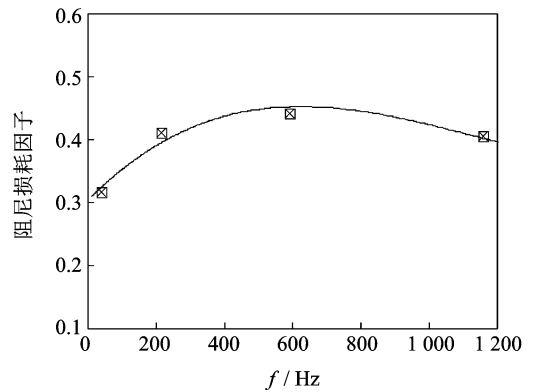


图10 阻尼系数

Fig. 10 Damping loss factor

### 3 转向架区域车内噪声预测分析

#### 3.1 车内噪声建模及验证

基于统计能量分析方法<sup>[13]</sup>,在声学仿真软件 VA One 中建立高速列车转向架区域车内噪声仿真模型,根据车体复杂结构耦合系统的自然几何边界、材料介质特性等子系统划分原则和方法<sup>[14]</sup>,对转向架区域车体结构进行子系统划分,如图11所示。

图12为高速列车车内噪声预测模型使用的振

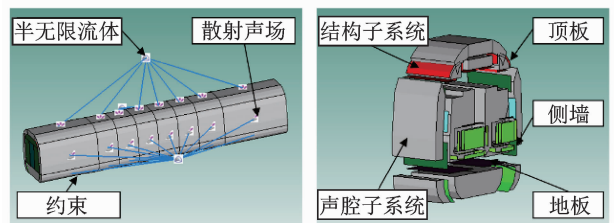


图11 转向架区域上方车内噪声仿真模型

Fig. 11 Prediction model of the interior noise above bogie area

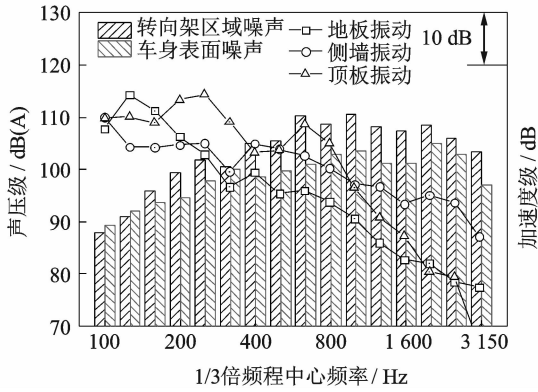


图 12 振动噪声激励输入

Fig. 12 Source inputs of sound and vibration

动噪声激励输入,包括线路测试得到的声源激励(转向架区域噪声和车身表面噪声等)以及振动激励(地板振动、侧墙振动和顶板振动等),加速度级的参考值为  $1 \text{ m/s}^2$ 。上述激励均使用多组测试结果的平均值。其中,空气声源使用散射声场(diffuse acoustic field, 简称 DAF)加载于车体外声腔子系统上,结构振动使用约束加载于车体结构子系统上。

考虑车体关键部位的隔声特性,包括地板、侧墙、顶板、车门和车窗等,对转向架区域上方的车内噪声进行预测。图 13 为前转向架区域上方(客室前)和后转向架区域上方(客室后)车内噪声试验结果和预测结果的频谱。

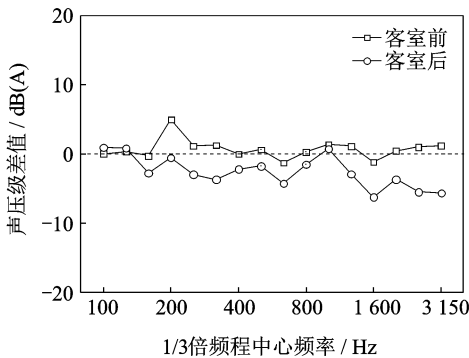


图 13 车内噪声试验结果和预测结果频谱

Fig. 13 Spectrum of the measurement and prediction results of interior noise

由图 13 可见,客室前和客室后的车内噪声预测和试验结果在频谱分布上以负偏差为主,特别是客室后。这可能是由于客室后还存在受电弓振动噪声激励,虽然模型中也考虑了此激励的作用,但是当声源变多之后,其耦合作用越发复杂,计算结果出现的误差也就越明显。总体上,客室前的车内噪声预测

结果和试验结果在频率分布上的平均差值为  $0.7 \text{ dB(A)}$ ,客室后的车内噪声预测结果和试验结果在频率分布上的平均差值为  $-2.6 \text{ dB(A)}$ 。在总声压级方面,客室前的车内噪声预测结果和试验结果相差  $0.1 \text{ dB(A)}$ ,客室后的车内噪声预测结果和试验结果相差  $-2.1 \text{ dB(A)}$ 。无论是频谱还是总值,预测结果和试验结果的差值均小于  $3 \text{ dB(A)}$ 。可见,仿真模型是可靠的,具有较好的仿真精度。

针对高速列车转向架区域到车内的噪声传递路径,基于车内噪声预测模型,从地板的隔声参数和隔振参数两方面研究其对车内噪声的影响。

### 3.2 地板的隔声参数影响

将转向架区域地板的隔声量进行全频段上限平移  $\pm 5 \text{ dB}$ 、步长  $1 \text{ dB}$  的灵敏度分析。图 14 为地板隔声量变化对车内噪声的影响。可见,随着地板隔声量的提高,车内噪声逐渐降低,两者呈负相关。当地板隔声量降低  $5 \text{ dB}$  时,客室前和客室后噪声分别提高  $1.9 \text{ dB(A)}$  和  $1.5 \text{ dB(A)}$ 。当地板隔声量提高  $5 \text{ dB}$  时,客室前和客室后噪声分别降低  $0.9 \text{ dB(A)}$  和  $0.7 \text{ dB(A)}$ 。随着地板的隔声量不断增大,其对于车内噪声的影响逐渐变小,这主要是受到了地板初始隔声量的影响。当地板初始隔声量越高,继续提高其隔声水平对车内噪声的控制效果就越小,此时应该关注声源或振动路径的控制,以期提高车内减振降噪效率。

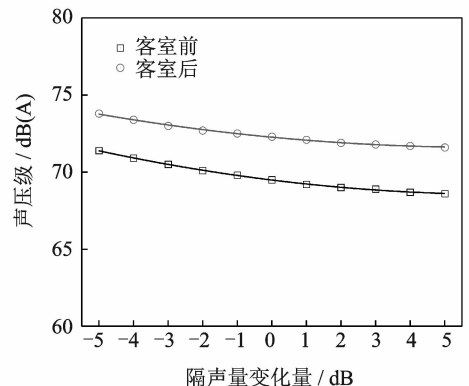


图 14 地板隔声量变化对车内噪声的影响

Fig. 14 The influence of the change of floor sound insulation on the interior noise

式(2)~(3)分别为客室前和客室后噪声随地板隔声量变化的拟合曲线

$$y_1 = 0.0205x^2 - 0.2764x + 69.5 \quad (2)$$

$$y_2 = 0.0173x^2 - 0.2127x + 72.3 \quad (3)$$

其中： $y_1$  和  $y_2$  分别为客室前和客室后的噪声； $x$  为地板隔声量的变化量。

可以看出，客室前噪声对于地板隔声量的变化率略高于客室后，但总体上两者差异很小。这主要是由于客室前和客室后均位于转向架上方，客室后更靠近车厢端部，以及车间连接处的传声路径影响。

### 3.3 地板的隔振参数影响

将转向架区域地板的振动加速度级进行全频段上限平移±5 dB、步长 1 dB 的灵敏度分析。图 15 为地板振动加速度级变化对车内噪声的影响规律。可见，随着地板振动的提高，车内噪声逐渐提高，两者呈正相关。当地板振动降低 5 dB 时，客室前和客室后噪声分别降低 0.5 dB(A) 和 0.3 dB(A)。当地板振动提高 5 dB 时，客室前和客室后噪声分别提高 1.2 dB(A) 和 0.7 dB(A)。类似的，随着地板的加速度级不断降低，其对于车内噪声的影响逐渐变小，且地板的振动相对于地板的隔声，对于车内噪声的影响略低。因此，在结合地板的隔声和振动优化设计时，有必要优先考虑隔声设计。

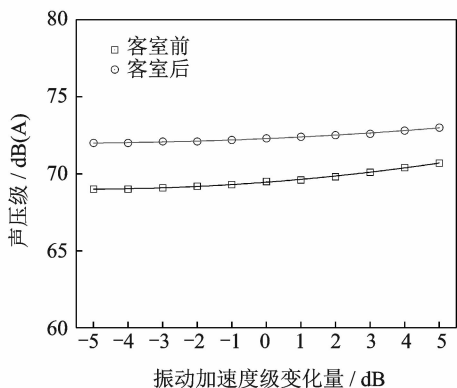


图 15 地板振动加速度级变化对车内噪声的影响

Fig. 15 The influence of the change of floor vibration on the interior noise

式(4)~(5)分别为客室前和客室后噪声随地板振动加速度级变化的拟合曲线

$$y_1 = 0.0159x^2 + 0.1691x + 69.5 \quad (4)$$

$$y_2 = 0.0083x^2 + 0.0973x + 72.3 \quad (5)$$

其中： $y_1$  和  $y_2$  分别为客室前和客室后的噪声； $x$  为地板振动加速度级的变化量。

与地板的隔声参数影响类似，客室前噪声对于地板振动加速度级的变化率略高于客室后，总体上两者依旧差异很小。

## 4 结论

1) 转向架区域上方车内噪声在 500~800 Hz 频率区段存在显著峰值。其中：500 Hz 以上的频率峰值主要来自于空气传声路径；200 Hz 以下的频率峰值主要来自于结构传声路径；而在 200~500 Hz 频率区段，两种路径共同作用，较难区分。

2) 增加隔声材料的质量可以提高地板的隔声量，但是其隔声效率却有所降低。因此，对于地板的隔声设计还需要从新结构、新材料上寻求突破。

3) 随着地板中间减振垫高度的增加、弹性模量的降低以及阻尼系数的增加，地板的辐射声功率呈降低趋势。

4) 地板的隔声量与车内噪声呈负相关。随着地板的隔声量不断增大，其对于车内噪声的影响逐渐变小，主要是受到了地板初始隔声量的影响。

5) 地板的振动加速度级与车内噪声呈正相关。随着地板的加速度级不断降低，其对于车内噪声的影响逐渐变小。

6) 对于不同的车辆系统，其结构对于声源和路径特性有很大的影响，所得规律不尽相同，但本研究方法和结果可作为一般性参考。

## 参 考 文 献

- [1] 杨国伟, 魏宇杰, 赵桂林, 等. 高速列车的关键力学问题 [J]. 力学进展, 2015, 45: 201507.  
YANG Guowei, WEI Yujie, ZHAO Guilin, et al. Research progress on the mechanics of high speed rails [J]. Advances in Mechanics, 2015, 45: 201507. (in Chinese)
- [2] JIN X S. Key problems faced in high-speed train operation [J]. Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering), 2014, 15(12): 936-945.
- [3] HARDY A E J. Railway passengers and noise [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 1999, 213(3): 173-180.
- [4] SOETA Y, SHIMOKURA R. Survey of interior noise characteristics in various types of trains [J]. Applied Acoustics, 2013, 74(10): 1160-1166.
- [5] ZHANG J, XIAO X B, SHENG X Z, et al. Characteristics of interior noise of a Chinese high-speed train

- under a variety of conditions [J]. *Journal of Zhejiang University-Science A*, 2017, 18(8): 617-630.
- [6] 张捷, 肖新标, 韩健, 等. 高速列车车内客室端部噪声分布特性与声学模态分析[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(12): 97-103.
- ZHANG Jie, XIAO Xinbiao, HAN Jian, et al. Characteristics of noise distribution at the ends of the coach and acoustic modal analysis of high-speed train [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(12): 97-103. (in Chinese)
- [7] 郭建强, 葛剑敏, 张华丽. 高速列车受电弓区车内噪声研究与控制[J]. *振动、测试与诊断*, 2017, 37(4): 662-666.
- GUO Jianqiang, GE Jianmin, ZHANG Huali. Internal noise research and control measures of pantograph area of high-speed trains [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2017, 37(4): 662-666. (in Chinese)
- [8] 王金田, 孙强, 郭伟强, 等. 高速列车车间连接处车内噪声特性研究[J]. *噪声与振动控制*, 2014, 34(6): 97-101.
- WANG Jintian, SUN Qiang, GUO Weiqiang, et al. Study on interior noise characteristics of the gangway in high-speed trains [J]. *Noise and Vibration Control*, 2014, 34(6): 97-101. (in Chinese)
- [9] 金学松, 吴越, 梁树林, 等. 车轮非圆化磨耗问题研究进展 [J]. *西南交通大学学报*, 2018, 53(1): 1-14.
- JIN Xuesong, WU Yue, LIANG Shulin, et al. Mechanisms and countermeasures of out-of-roundness wear on railway vehicle wheels [J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2018, 53(1): 1-14. (in Chinese)
- [10] 韩光旭, 张捷, 肖新标, 等. 高速动车组车内异常振动噪声特性与车轮非圆化关系研究 [J]. *机械工程学报*, 2014, 50(22): 113-121.
- HAN Guangxu, ZHANG Jie, XIAO Xinbiao, et al. Study on high-speed train abnormal interior vibration and noise related to wheel roughness [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(22): 113-121. (in Chinese)
- [11] ISO 140—3. Measurement of sound insulation in buildings and of building elements—part 3: laboratory measurements of airborne sound insulation of building elements[S]. [S. l.]: International Organization for Standardization, Switzerland, 1995.
- [12] 张捷. 高速列车车内低噪声设计方法及试验研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
- [13] LYON R H, DEJONG R G. Theory and application of statistical energy analysis [M]. London: Butterworth-Heinemann, 1995: 109-253.
- [14] ZHANG J, XIAO X B, SHENG X Z, et al. SEA and contribution analysis for interior noise of a high speed train [J]. *Applied Acoustics*, 2016, 112: 158-170.



**第一作者简介:**高阳,男,1980年3月生,博士生、高级工程师。主要研究方向为铁路噪声与振动控制。曾发表《高速列车头型近场与远场噪声预测》《同济大学学报(自然科学版)》2018年第47卷第1期)等论文。

E-mail:ck\_gy@126.com

**通信作者简介:**张捷,男,1987年2月生,博士、助理研究员。主要研究方向为铁路噪声与振动控制。

E-mail:zh\_receive@gmail.com

