

# 400 km/h高速列车头车的车内噪声预测

宋雷鸣, 贺昊原, 胡晓军

北京交通大学机械与电子控制工程学院, 北京

收稿日期: 2022年5月24日; 录用日期: 2022年6月22日; 发布日期: 2022年6月30日

## 摘要

随着列车运行速度的不断提高, 高速列车车内的乘坐舒适性受到了更多关注。本文利用混合有限元 - 统计能量分析方法建立高速列车头车模型, 通过对模型施加350 km/h激励数据得到车内噪声结果, 与试验数据进行对比, 验证模型准确性; 通过对测试声源数据拟合外推, 加载得到400 km/h车内噪声预测结果, 为400 km/h高速列车的设计提供技术支持。

## 关键词

FE-SEA方法, 车内噪声, 高速列车, 噪声预测

# Prediction of the Interior Noise of the Head Car of 400 km/h High-Speed Train

Leiming Song, Haoyuan He, Xiaojun Hu

School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing

Received: May 24<sup>th</sup>, 2022; accepted: Jun. 22<sup>nd</sup>, 2022; published: Jun. 30<sup>th</sup>, 2022

## Abstract

With the continuous improvement of train running speed, more attention has been paid to the ride comfort in high-speed trains. In this paper, the FE-SEA method is used to establish a model of the head car of a high-speed train. The noise results are obtained by applying 350 km/h excitation data to the model, which is compared with the test data to verify the accuracy of the model. By fitting and extrapolating the test data of sound source, the 400 km/h interior noise prediction results are obtained, which provides technical support for the design of 400 km/h high-speed train.

## Keywords

FE-SEA Method, Interior Noise, High-Speed Train, Noise Prediction

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

高速列车以能耗低、安全性高、舒适性强的优点,在全球多个国家得到了快速发展,特别是在我国,高铁的发展突飞猛进,取得了令世界瞩目的成就[1]。高铁列车已成为大家出行的重要选择之一,具有广阔的发展前景,随着列车运行速度的不断提升,社会对车内噪声环境的期望随之提高。特别是从驾驶安全的角度考虑,建立舒适驾驶环境尤为重要。因此,对高速列车头车进行车内噪声的仿真预测具有工程价值和重大意义[2][3]。

对列车仿真分析常用的方法有统计能量分析法(SEA)、有限元法(FEM)、边界元法(BEM)和 FE-SEA 方法。宋雷鸣等人[4]通过有限元法对旅客列车室内的低频噪声进行了分析,得出了车体振动所产生的低频噪声为车内噪声的主要来源。邓小军[5]采用 FE-SEA 方法建立了列车模型,对 350 km/h 速度列车的车内噪声进行了仿真预测和试验测试,得到了车体型材的声学优化方案。罗文俊等人[6]基于声固耦合理论,采用 FE-SEA 方法,建立高速列车车体-车内空腔耦合结构并进行车内噪声预测,该模型具有较高的计算效率,车体底板振动加速度最大,对车内噪声的影响最大。蒋峻楠[7]同样通过 FE-SEA 方法建立列车的声腔耦合模型,分析了列车各部分结构对车内声腔的贡献度,得到了底板振动对乘客所在声腔的贡献度最大。

本文采用 FE-SEA 方法建立高速列车头车模型,在 VA One 中对车体进行声腔子系统划分;通过对模型加载 350 km/h 速度下的激励数据得出车内噪声仿真结果,与试验测试数据进行比较,从而验证模型的准确性;通过对试验测试声源数据拟合外推,得到 400 km/h 速度下的激励数据,加载可得 400 km/h 速度下的车内噪声仿真结果;通过对车体隔声量优化,实现列车头车噪声环境的改善[8]。

## 2. 高速列车头车模型的建立

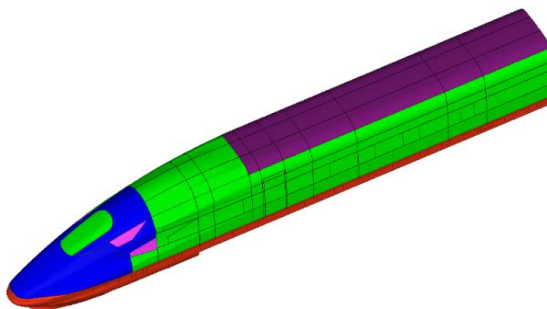
### 2.1. 头车有限元模型建立

高速列车车体结构从外到内依次是蒙皮、铝合金型材、阻尼材料层、隔热保温层,内饰薄板等。根据这些结构对噪声的不同影响,头车模型选择外层铝合金型材和内层内饰薄板结构。

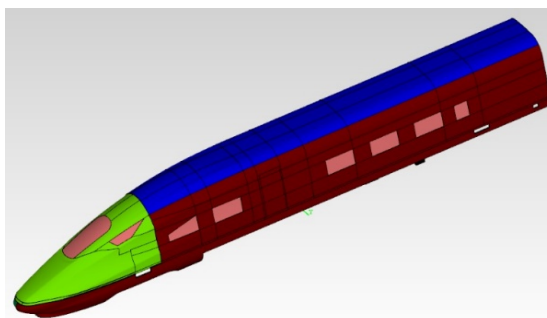
在声学分析中,要求模型单位波长内的网格数最低为 4,根据头车模型中板件厚度的最小值为 12 mm,得出头车模型网格单元尺寸的最大值应小于 45 mm,头车有限元模型经网格划分后,如图 1 所示。

### 2.2. 头车声学混合模型的建立

针对司机室操作台、卫生间、外部型材与内饰层间的夹层等小空间结构,通过建立辅助面形成单独的空腔。各个小空间及车体、内饰子系统在纵向、垂向、横向均服从总体分割面划分原则。将所建有限元模型导入到 VA One 中,模态数大于或等于 5 的子结构定义为统计能量分析子系统,模态数小于 5 的子系统则定义为有限元结构,图 2 所示为车体统计能量分析子系统结构。

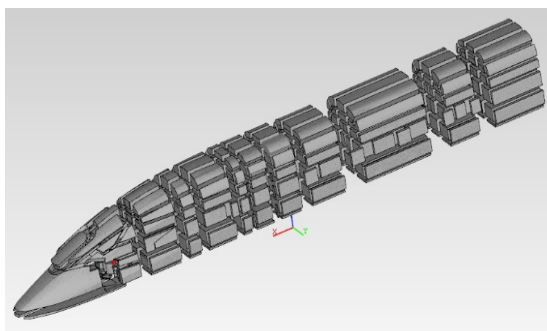


**Figure 1.** Finite element model of head car  
**图 1.** 列车头车有限元模型



**Figure 2.** Car body SEA subsystem structure  
**图 2.** 头车车体 SEA 子系统结构

车内声腔子系统结构如图 3 所示，声腔划分为：车内顶部声腔；车内距地板 1.6 m 高处声腔，对应人的站姿位置；车内 1.2 m 高处声腔，对应人的坐姿位置；地板上方声腔，对应座椅位置。



**Figure 3.** Structure of interior acoustic cavity subsystem  
**图 3.** 车内声腔子系统结构

在 VA One 中，对于模型中统计能量分析子系统、有限元子系统、声腔子系统之间进行连接设置，即建立各个子系统之间的能量传递路径，只有完成了子系统间的连接属性，能量才能在结构子系统间传递，最终建立包括面连接、线连接以及点连接在内的车体连接形式。

### 3. 头车声学模型的验证

本文采用相似车体结构线路 350 km/h 实测声源数据作为仿真模型验证过程中对应加载的声激励数据。列车运行时车体结构的噪声激励载荷包括：车下转向架区域的噪声激励载荷以及车体结构表面如挡风玻璃、侧墙、顶板位置的表面声激励，通过定义扩散声场的激励加载形式对声源激励进行加载。线路

实测数据测点部分布置图如下，图 4 对应车体表面声激励测点布置图，图 5 对应内饰侧墙位置测点。



Figure 4. Layout of acoustic excitation measuring points on car body surface  
图 4. 车体表面声激励测点布置图



Figure 5. Interior side wall measuring points  
图 5. 内饰侧墙测点

噪声激励按照 350 km/h 运行速度下线路实测噪声数据得到的噪声频谱数据。修正后的声源激励数据频率分布如图 6 所示。

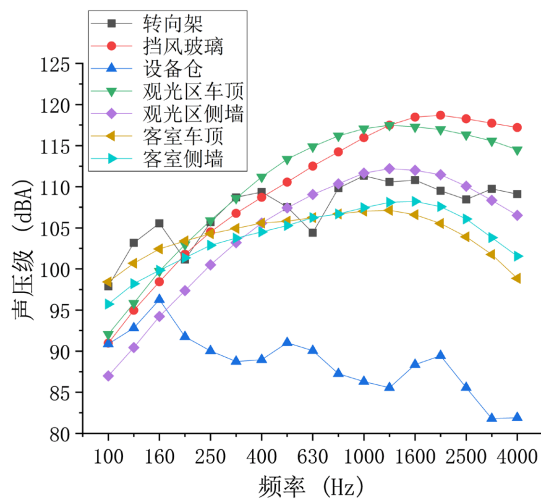


Figure 6. 350 km/h noise excitation spectrum  
图 6. 350 km/h 噪声激励频谱

将上述噪声和振动激励线路测试数据加载到车体模型相应的子系统上, 得到如图 7 所示头车车体声学仿真模型。

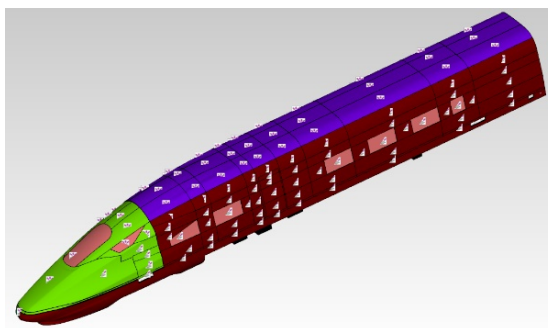


Figure 7. Excitation loading layout  
图 7. 激励加载布置

对所建立的高速列车头车模型进行准确性验证, 将相似车型在 350 km/h 速度等级运行状况下的车外声振激励数据加载到所建立 SEA 等效模型上, 将实测头车车内声压频谱图与声学仿真模型中对应位置车内声腔的声压频谱图仿真结果进行对比。根据声学相关规定, 模型准确性标准为车内相同位置实测结果与仿真结果对应声压 A 计权总值差值不超过 1.5 dBA, 符合标准即模型仿真结果准确。

将 350 km/h 车外声振激励数据加载到 SEA 等效模型上经过仿真计算, 可得到车内声腔 A 计权声压级计算分布云图如图 8 所示。

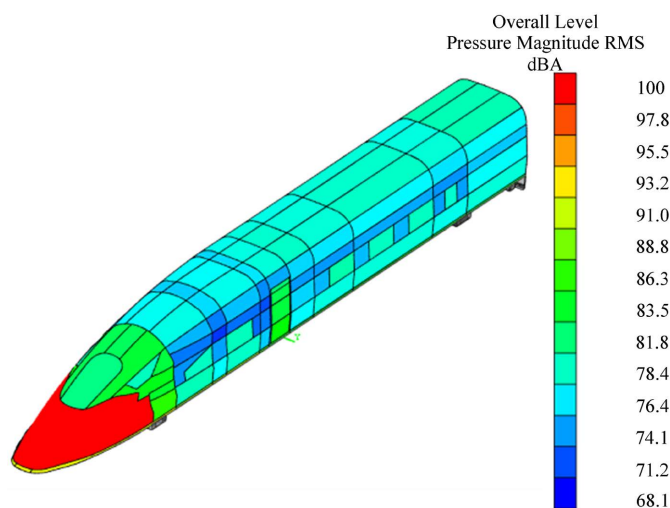


Figure 8. Cloud chart of SEA model interior noise  
图 8. SEA 模型车内噪声云图

从图 8 头车等效模型整体声压分布云图结果分析得到, 在头车的车鼻位置对应的噪声声压等级最高, 次之为司机室区域。

从高速列车头车声源分布常见规律角度对仿真结果进行初步校验: 对于司机室以及观光区区域等靠近车头鼻形的区域而言, 车顶位置比侧墙位置的表面气动声数值更高; 对于不同区域的相同类型表面, 观光区区域车顶以及侧墙区域表面声压总值以及频谱特性均高于普通客室相同区域位置; 通过将对应仿真分析结果与激励分布规律进行对比验证得到, 拟合结果符合常见规律。

将相同声腔分析位置对应的线路实测结果与仿真计算得到的声腔声压级频率分布结果进行对比, 并通过频谱图形式进行描述, 如图 9 所示。

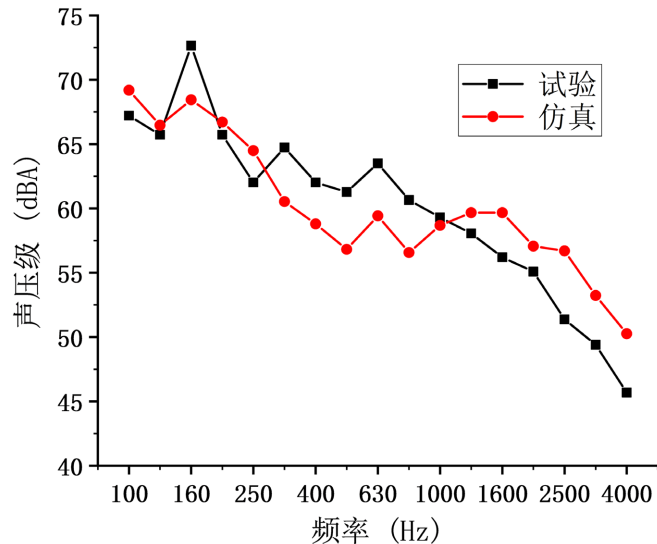


Figure 9. Test value and simulation value of cab noise  
图 9. 司机室噪声测试值与仿真值

上图可得: 在 100~4000 Hz 范围内, 在各个分析频率范围内仿真模型计算结果与线路实际测试结果差值均不大于 3 dBA。计算得到司机室、观光区和客室中部的仿真声压级频谱总声压级结果如表 1 所示, 并对仿真结果预测值进行对比分析。

Table 1. Comparison of simulation results of head car equivalent model (dBA)

表 1. 头车等效模型仿真结果对比(dBA)

仿真结果	司机室	观光区	客室中部
仿真值	75.34	68.72	63.49
测试值	76.38	68.56	63.52
差值	1.04	0.16	0.03

上表 1 中所列举的各区域声压级总值结果分析得到: 由于在建立整车 SEA 仿真模型时, 对车体结构进行了一定的简化处理, 车体结构间的连接关系与实际情况略有差异, 车厢内行李架、座椅等内饰未建模, 因此仿真结果与测试结果存在差距。

但是在司机室、观光区、普通客室区域声腔声压级仿真总值与实测噪声声压级总值误差均小于 1.5 dBA, 符合验证模型准确性标准, 即该等效声学仿真模型分析结果合理有效。即可以通过利用该验证模型进行 400 km/h 运行速度下车内噪声的仿真预测。

#### 4. 高速列车在 400 km/h 速度下的车内噪声仿真预测

由于缺乏实际运行 400 km/h 高速列车运行噪声测试数据, 因此选择通过对试验线路实际测量数据进行 400 km/h 速度等级下噪声数据的推导。

挑选同类车型在 300 km/h、330 km/h、350 km/h、370 km/h 速度等级下, 100~4000 Hz 频带下车体不



同测试位置、各个中心频率下的声压级测试数据。根据速度级不断增加下所对应的声能量的提高,拟合得到目标速度等级下噪声激励数据。

将各个区域不同速度等级下的声压线路实测数据进行拟合,得到各个区域对应 400 km/h 运行速度下的声压结果。依据现有车型在各个速度级下测试的噪声值,再依据各个频带上噪声值和运行速度之间的关系,外推出 400 km/h 速度下头车各个区域噪声值如下图 10(a)~(c)。

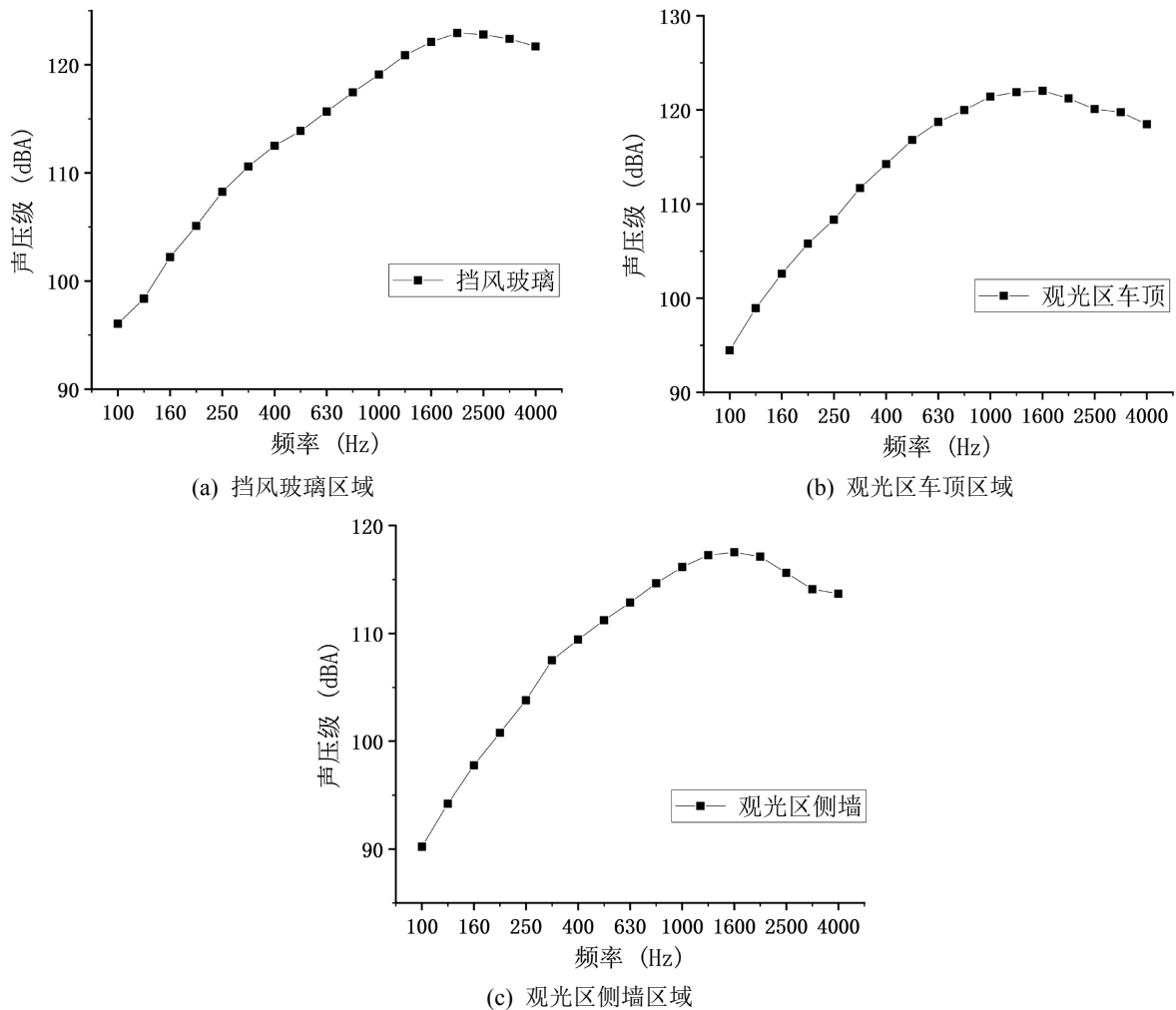


Figure 10. Noise value in some areas of the head train at the speed of 400 km/h

图 10. 400 km/h 速度下头车部分区域噪声值

由上图可得,挡风玻璃区域噪声声压总值为 130.96 dBA,观光区车顶区域噪声声压总值为 130.68 dBA,观光区侧墙区域噪声声压总值为 125.63 dBA。

从高速列车头车声源数据变化常见规律来看:① 随着车辆运行速度的增加,头车车外各位置表面气动声数据随之增大。② 对于司机室以及观光区区域等靠近车头鼻形的区域而言,车顶位置比侧墙位置的表面气动声数值更高。③ 对于不同区域的相同类型表面,观光区区域车顶以及侧墙区域表面声压总值以及频谱特性均高于普通客室区域位置。通过将对应拟合数据结果与激励分布规律进行对比验证得到,拟合结果符合常见规律。

推导计算得到的 400 km/h 运行速度条件下车外声振激励施加到声学等效仿真模型上,其他设置参数

与相似车体结构各项参数计算结果保持一致，等效结构保持不变。仿真计算得出 400 km/h 头车车内声腔声压参数预测结果，声压数据分布云图如图 11 所示，车内各区域坐姿位置声腔对应的声压频率分布图如图 12 所示。

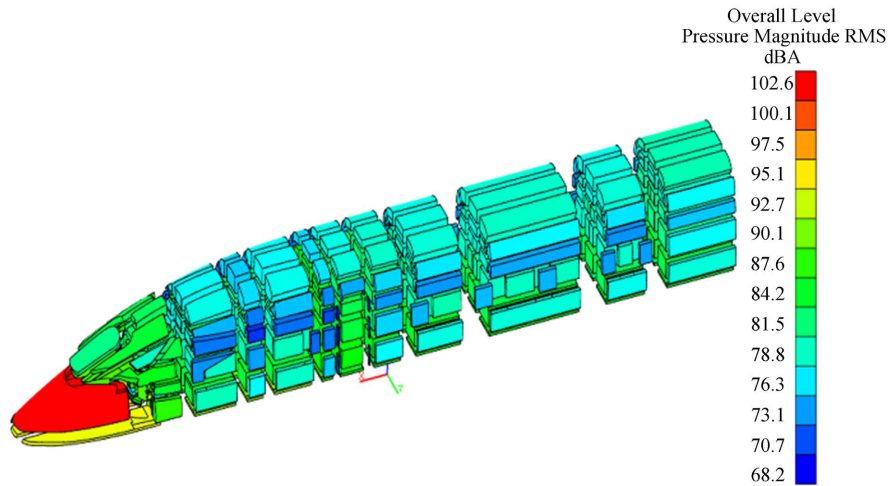


Figure 11. Cloud chart of simulation results  
图 11. 仿真结果云图

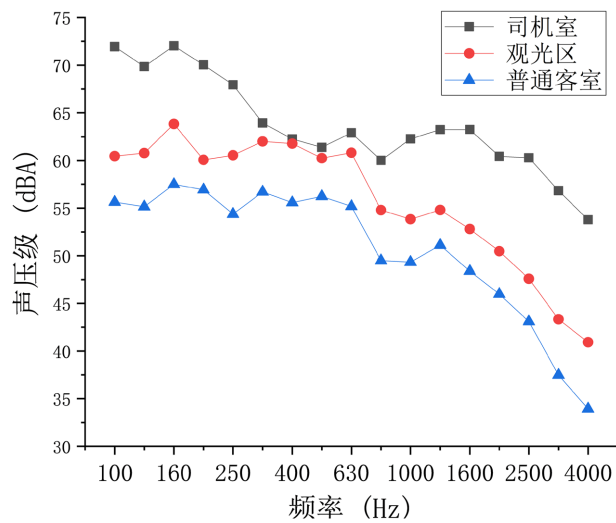


Figure 12. Simulation prediction spectrum  
图 12. 仿真预测频谱

下表 2 是司机室、观光区中部、客室中部区域坐姿位置处在 100~4000 Hz 频带范围内对应的声压级 A

Table 2. Comparison of calculation results (dBA)  
表 2. 计算结果对比(dBA)

位置	司机室	观光区中部	客室中部
仿真值	78.63	71.23	65.99
参考值	78	71	67
差值	-0.63	-0.23	1.01



记权总值。即在列车运行速度条件设定为 400 km/h 时, 车内各区域坐姿位置的声压总值分别为 78.63 dBA、71.23 dBA、65.99 dBA, 其中司机室以及观光区均大于车内噪声设计参考值, 判定该列车结构设计尚需优化, 对于噪声数值超限区域设计降噪方案。

## 5. 结论

- 1) 仿真分析中, 在头车的车鼻位置对应的噪声声压等级最高, 司机室区域次之。
- 2) 在司机室、客室区域的仿真总声压级与实测噪声总声压级的差值均小于 1.5 dBA, 验证了所建耦合模型的正确性。
- 3) 通过对测试声源数据拟合外推, 加载得到 400 km/h 车内噪声预测结果, 为 400 km/h 高速列车的设计提供技术支持。

## 基金项目

P2019J008 中国国家铁路集团公司科技研究开发计划课题。

## 参考文献

- [1] 苗新芳. 高速列车车内噪声分析与控制方法[J]. 化学工程与装备, 2010(4): 202-203.
- [2] 于宇. 基于混合 FE-SEA 方法的超高速列车车内噪声预测与控制[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [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(z1): 112-116.
- [4] 宋雷鸣, 孙守光, 张新华. 用有限元法分析铁路客车车内空间的声学特性[J]. 噪声与振动控制, 2005, 25(2): 21-22.
- [5] 邓小军. 高速列车车内噪声预测与控制技术研究[D]: [博士学位论文]. 北京: 北京交通大学, 2017.
- [6] 罗文俊, 蒋峻楠, 刘全民, 黄大维. 基于 FE-SEA 混合法的列车结构噪声降噪研究[J]. 铁道学报, 2020, 42(10): 113-117.
- [7] 蒋峻楠. 基于 FE-SEA 混合法的列车结构噪声预测及降噪研究[D]: [硕士学位论文]. 南昌: 华东交通大学, 2018.
- [8] 贺昊源. 400 km/h 高速列车头车车内噪声仿真预测[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京交通大学, 2021.