

高速列车车内“声-振”特性试验

郭建强^{1,2}, 葛剑敏¹, 朱雷威²

(1. 同济大学 物理科学与工程学院, 上海 200092; 2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司, 山东 青岛 266111)

摘要: 为分析高速列车车内低频噪声主要来源, 利用振动声辐射理论研究了车内声场特性与内饰板振动的关系. 实验室半实物试验结果表明, 内饰板振动和车内声场耦合响应特性在空气声和结构声传播过程中具有普遍适用性. 应用该方法对某高速列车不同速度级、明线和隧道运行条件下的车内噪声特性进行分析. 结果表明, 列车运行速度越高, 内饰板低频振动幅值增加越显著, 这导致车内低频噪声的峰值更加突出. 对于 $350 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 速度工况, 明线工况的低频噪声峰值主要来源于地板结构声辐射, 而隧道环境下的噪声增加主要来源于侧墙和车顶结构的声辐射, 并对各面板贡献度进行了量化计算. 最后, 用工况噪声传递路径分析(OTPA)方法开展了噪声源贡献度定量化计算, 结果表明, 气动噪声所占比重最大, 但振动激励的总和达 60%, 尤其是 160Hz 的峰值频率处, 风机振动激励的贡献度最大.

关键词: 高速列车; 噪声; 振动; 工况传递路径分析(OTPA)

中图分类号: U270.1+6

文献标志码: A

Experimental on the Characteristics of “Sound-Vibration” in High Speed Train

GUO Jianqiang^{1,2}, GE Jianmin¹, ZHU Leiwei²

(1. School of Physics Science and Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd; Qingdao 266111, China)

Abstract: To analyze the main sources of low frequency noise in high-speed trains, the structural vibration and acoustic radiation theory was used to study the relationship between the characteristics of the sound field in the vehicle and the vibration of the interior plates. The experimental results show that the vibration of the interior plate and the coupling response characteristic of the sound field in the vehicle are universally applicable in the process of acoustic and structural sound propagation. This method is applied to analyze the noise characteristics of a high-speed train under different speed levels, open lines and tunnel conditions. The results show

that, the higher the running speed of the train, the more significant the amplitude of the low frequency vibration of the interior panel increases, which leads to the peak of the low frequency noise in the car. Under $350 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ operating conditions, the low frequency noise peak mainly originates from the floor vibration and the increase of the noise in the tunnel environment is due to the sidewalls and ceilings acoustic radiation. The contribution of each panel was quantified. Finally, the operational transfer path analysis (OTPA) method was used to quantitatively calculate the noise contribution of noise sources. The results show that the aerodynamic noise proportion is the largest, but the sum total of vibration excitation of 60%, especially at the peak frequency of 160 Hz, the contribution of the cooling fan vibration is the largest.

Key words: high-speed train; noise; vibration; operational transfer path analysis (OTPA)

为满足高速运行工况下的车内压力波动小、乘坐舒适性要求, 高速列车为全气密车厢, 车体的设计具有良好的水密性和气密性, 因此从声音的传播路径上考虑, 从车外直接传递到车内的泄露声可以忽略不计. 按照激励方式的不同, 车外噪声源以空气声和结构声的方式传播到车内^[1]. 从车内声腔的角度考虑, 2 种方式均体现为内饰板振动与车内声场的耦合特性. 笔者曾以高速列车车顶结构为研究对象, 分析了车体振动与声场响应的关系, 给出了 1/3 倍频程各频率下的“声-振”关系式^[2], 进而针对受电弓区噪声较高的问题, 提出一种受电弓减振安装结构, 实验室验证降噪效果可达到 4 dB(A)^[3], 这能够很好地解决了袁旻恣等^[4]提出的受电弓区结构声传递问题. 文献[5-6]研究了结构振动与声传播的关系, 包括声致振动、声波在结构中的传播、不同形式入射

收稿日期: 2018-04-23

基金项目: 国家重点研发计划(2016YFB1200503, 2016YFB1200506)

第一作者: 郭建强(1980—), 男, 高级工程师, 博士生, 主要研究方向为高速列车噪声与振动控制. E-mail: 15066280095@163.com

通信作者: 葛剑敏(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为噪声与振动控制. E-mail: jmgel163@163.com

波导致的结构响应差异,并对双层板中空结构的隔声性能进行了探讨.左曙光等^[7]分析了影响板结构声辐射的主要因素,提出结构振型主导中低频声辐射、振幅决定高频辐射的观点.作者也与帅仁忠等^[8]合作,对薄板结构低频隔声性能与振动模态特性进行了研究,并采用声学灵敏度方法研究了高速列车车体型材声学响应与各面板振动的关系,提出了高速列车车体型材断面的声学优化方向^[9].

在上述研究基础上,应用振动声辐射理论,在薄板理论假设前提下分析空间声场与板件振动的关系,并用高速列车局部车体台架试验进行验证,用此理论解释高速动车组车内噪声低频峰值来源以及导致隧道运行噪声增加的传播途径 2 个问题.

1 振动声辐射理论

在均匀的理想流体介质中,小振幅板辐射声场满足介质的声波动方程^[10],如式(1):

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_0} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

式中: p 是声压; c_0 是空气中的声速;拉普拉斯算符 $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$.

声辐射时,结构和声场的协调条件是,垂直于板的声粒子速度分量应等于板表面的法向振动速度.

假设板表面的法向振动速度 $v_n(t)$ 为

$$v_n(t) = v_{na} e^{j\omega t} \quad (2)$$

式中: v_{na} 为振幅; ω 为角频率; t 为时间.

已知板表面任意一点 r_s 的法向振动速度为 $v_{na}(r_s)$,通过瑞利积分可得到远场辐射声压^[6]:

$$p(r, t) = \frac{j\omega\rho_0}{2\pi} e^{j\omega t} \int_S \frac{v_{na}(r_s) e^{-jkR}}{R} dS \quad (3)$$

式中: ρ_0 为流体密度; k 为波数; S 为面积; $R = |r - r_s|$ 为选取点到矩形板表面一点的距离.

2 局部结构台架试验验证

根据振动声辐射理论可知,空间某点的声压级来源于板上各点振动辐射噪声的叠加.取高速列车车顶局部结构为研究对象,开展台架试验研究与验证.四周采用混凝土墙密封,避免外部其他声源和侧向漏声的影响,顶部为实际的高速列车车顶结构,试验台如图 1 所示.试验时先用集中力扫频方式激励车体,在车内同时测试内饰顶板振动和距离顶板 200 mm 处的声压级,建立声压级和振级的关系,如式

(4)所示.

$$L_p = L_v + c \quad (4)$$

式中: L_p 为声压级, dB; L_v 为振级, dB; c 为常数.

对于平面声波,声压 p 与质点速度 u 的关系如式(5)所示:

$$p = \rho_a c_0 u \quad (5)$$

式中: ρ_a 是空气密度; c_0 是空气中的声速.两者乘积是空气的特性阻抗,在 20 °C 标准大气压下, $\rho_a c_0 = 415 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$.

上式两边同时除以 $p_0 u_0$ 并取对数,可以得到如式(6)所示的声压级和振级关系式:

$$L_p = L_v + 20 \lg \left[\frac{\rho_0 c_0 u_0}{p_0} \right] \quad (6)$$

式中: p_0 为参考声压, $p_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$; μ_0 参考速度, $\mu_0 = 1 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

可见,理论上常数 $c = 20 \lg \left[\frac{\rho_0 c_0 u_0}{p_0} \right] \approx 33.7$, 但实际测试值在各 1/3 倍频带内有差异,分布在 19~53 之间,文献[2]中有详细阐述.

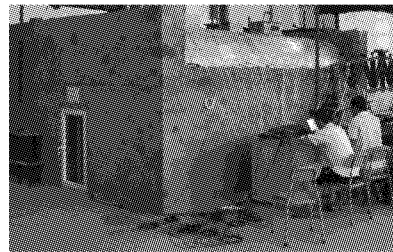


图 1 局部结构试验台

Fig.1 Local structure test platform

用面声源在车顶施加一个白噪声激励,测试获得各个频段的内饰顶板振动和近场声压级.将振动数据代入式(4),计算获得的声压级与实测声压级具有很高的吻合度,如图 2 所示.这说明,内饰板振动和车内声场耦合响应特性在空气声和结构声传播过程中具有普遍适用性,可用于高速列车车体线路运行条件下的车内噪声特性分析.

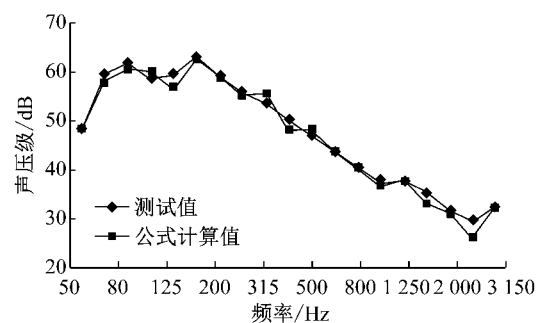


图 2 “声-振”关系验证

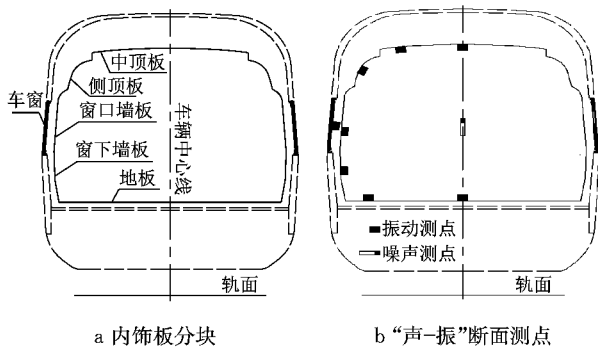
Fig.2 Verification of "sound-vibration" relationship

3 高速列车实车试验

3.1 “声-振”断面测试

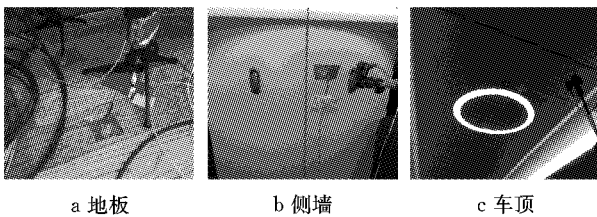
为分析车内噪声低频峰值来源,研究导致隧道运行噪声增加的传播途径,在某高速列车线路试验过程中开展了车内“声-振”特性试验,研究不同速度级车内噪声特性与内饰板振动的关系。

列车的内饰板按照结构功能不同,可以分为地板、窗下墙板、窗口墙板、车窗、侧顶板、中顶板六部分。以车辆纵向中心面为分界面,各面板均为左右对称结构,如图 3 所示。基于这种结构对称性,在进行“声-振”断面测试时,只在半个断面范围内布置噪声和振动测点。测点布置图和现场照片如图 4 所示。



a 内饰板分块 b “声-振”断面测点
图 3 内饰板分块及“声-振”断面测点布置

Fig.3 Interior panel block and test point layout of "sound-vibration" section



a 地板 b 侧墙 c 侧顶板
图 4 测试现场照片

Fig.4 Test site photos

3.2 车内噪声和振动的相关性分析

高速列车车内噪声实际上是内饰板振动的响应,车内距离地板面 1.2 m 的声压级是六部分内饰板振动辐射噪声叠加的结果,可等效为多输入单输出系统。

相干函数 $\gamma(f)$ 能够反映输入和输出过程在各频率分量上的线性相关度,可根据输入和输出过程的自功率谱密度函数和互功率谱密度函数计算^[11]。

$$\gamma^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f) \cdot G_{yy}(f)} \quad (7)$$

式中: f 为频率; $G_{xy}(f)$ 为互相关函数; $G_{xx}(f)$ 和

$G_{yy}(f)$ 分别为 x, y 信号的自相关函数。

相干函数反映了车内噪声与内饰板振动之间的相关性,计算结果表明,绝大多数频段的相关性均在 0.9 以上,整个频段的平均相关系数达到 0.94,如图 5 所示。车内噪声和内饰板振动的高度相关性说明,内饰板振动辐射是车内噪声的主要来源,从内饰板振动的角度来分析车内噪声问题是一种合理可信的分析方法。

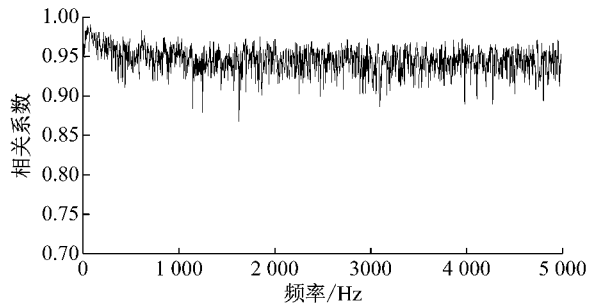


图 5 车内噪声与内饰板振动的相关性
Fig.5 Correlation of interior noise and plate vibration

3.3 不同速度级的“声-振”特性

图 6 给出了 200 km · h⁻¹、250 km · h⁻¹、300 km · h⁻¹、350 km · h⁻¹ 四个速度级的车内噪声频谱,并用虚线框出了从噪声峰值下降 10 dB(A) 的频带范围作为噪声控制的重点频带。可以看出,随着速度级的提升,需要重点控制的频带范围越来越小,越来越向中低频集中,350 km · h⁻¹ 速度级下的重点控制频带为 100 Hz~630 Hz,而 315 Hz~630 Hz 频带的声压级比 160 Hz 的峰值低约 9 dB(A)。若进一步忽略该频带的影响,则高速下车内噪声的重点控制频带为 100~315 Hz,这在内饰板振动频谱上的体现尤为明显。以地板振动为例,由于车辆采取的减振措施,总体上看,250 Hz 以上的振动幅值较小,个别频率出现振动峰值,在 200 km · h⁻¹ 和 250 km · h⁻¹ 速度工况下,与低频幅值相当,在 300 km · h⁻¹ 和

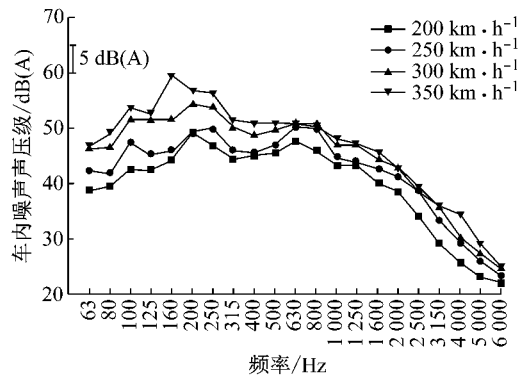


图 6 不同速度级车内噪声频谱
Fig.6 Interior noise spectrum at different speed

350 km · h⁻¹ 速度工况下,则远远小于低频峰值,如图 7 所示。

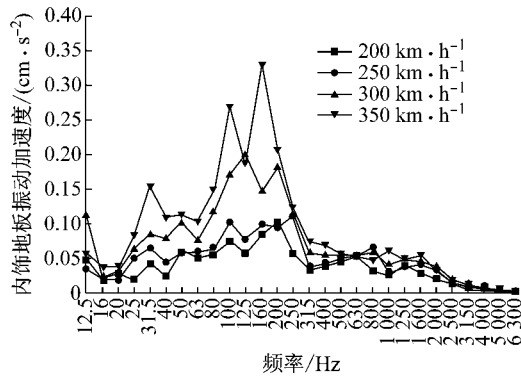


图 7 不同速度级下的内饰地板振动频谱

Fig.7 Floor vibration spectrum at different speeds

3.4 350 km · h⁻¹速度级“声-振”特性

车内 1/3 倍频程谱显示,低频成分对车内噪声影响显著,主要峰值频段出现在 160~250 Hz 频段,其中,160 Hz 的峰值最高,如图 8 所示,比相邻的 125 Hz 高 7 dB(A),比 200 Hz 高 3 dB(A),对车内噪声总值贡献最大.分析获得该频段噪声的主要来源,对其进行优先控制,是降低车内噪声最经济有效的途径。

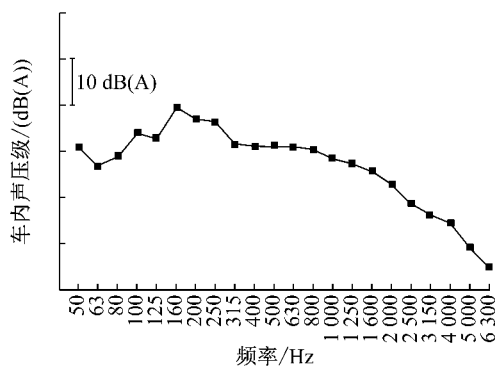


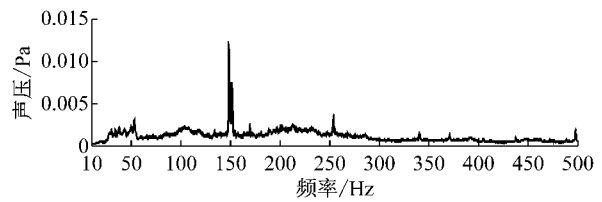
图 8 350 km · h⁻¹时车内噪声频谱

Fig.8 Interior noise spectrum at 350 km · h⁻¹

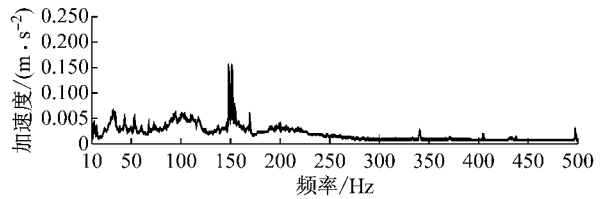
对车内噪声进行窄带分析,发现噪声谱上存在 148.5 Hz 和 151.5 Hz 两个尖锐峰值,这 2 个峰值均在 160 Hz 的 1/3 倍频带内,是导致该频段噪声高的主要原因.把车内噪声谱分别与地板、车窗、墙板和顶板振动谱进行对比,发现该峰值在地板振动谱上有显著的对应该特征,而侧墙结构和车顶结构上无该频率特征,如图 9 所示。

在 140~160 Hz 的窄带频段内,对车内噪声和地板振动信号做相关性分析,结果表明 148.5 Hz 的相关性达到 0.92,151.5 Hz 的相关性达到 0.84,表

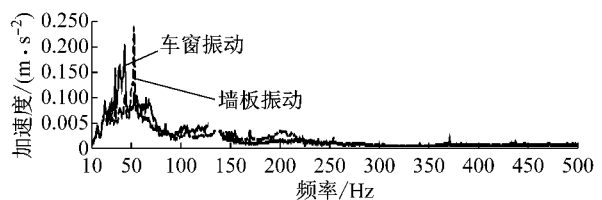
现出强相关特性,如图 10 所示.因此,可以确定,160 Hz 频带噪声峰值主要来源于内饰地板结构的振动辐射。



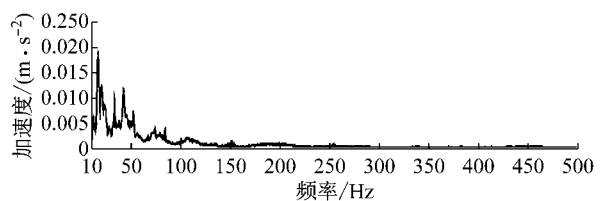
a 车内噪声



b 地板振动



c 车窗和墙板振动



d 顶板振动

图 9 350 km · h⁻¹明线时车内噪声和振动窄带频谱

Fig.9 Narrowband spectrum of interior noise and vibration at 350 km · h⁻¹ open line

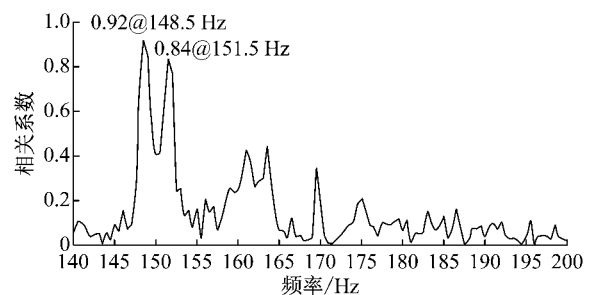


图 10 峰值频率噪声与振动的相关性分析

Fig.10 Correlation analysis of noise and vibration at peak frequency

高速列车在隧道环境下车内噪声比明线噪声高 8 dB(A)左右,如图 11 所示,对乘坐舒适性有较大影响。

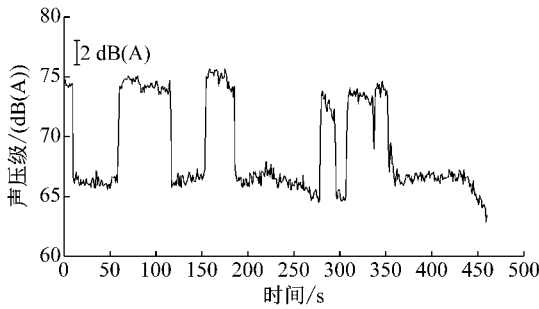


图 11 隧道内外噪声差异

Fig. 11 Interior noise difference between open line and tunnel

采用跟明线工况相同的测点和分析方法对隧道内车内噪声与内饰板振动特性进行分析,结果如图 12 所示.隧道内外的地板振动幅值和频谱特性基本不变,2 个振动幅值依然存在,而墙板和车顶结构的振动大幅增加,增大的频带范围与车内噪声吻合.这

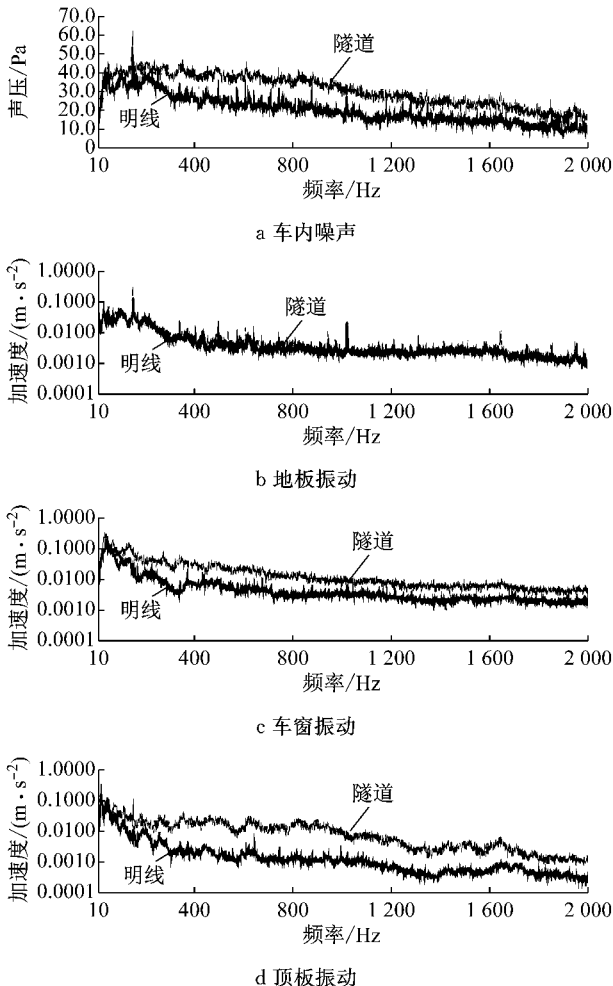


图 12 350 km·h⁻¹时隧道和明线工况车内噪声振动特性对比

Fig. 12 Narrowband spectrum of interior noise and vibration at open line and tunnel condition at 350 km·h⁻¹

说明,隧道环境车内噪声的增加,主要是由于隧道壁面的声反射,更多的噪声能量通过侧墙和车顶结构传进车内导致的.高速列车车下区域原本就是一个相对封闭的狭小空间,而且处于轮轨噪声区域,噪声源较高,因此隧道内的声发射作用对该区域影响较小.由此可见,降低高速列车隧道运行噪声的关键在于加强侧墙和车顶区域的减振降噪措施.

3.5 面板贡献度分析

内饰板分成图 3 所示的 6 个区域,在测试获得各区域的振动特性后,可按照式(3)计算获得各面板辐射的声压.由于车内标准点噪声是各面板振动辐射噪声级的总和,按照声能量所占比例,可以计算获得各面板的贡献量,如表 1 所示.对于明线工况,地板振动辐射的声能量最大,占比达 28%,在 160 Hz 的峰值频率下,达到 59%.隧道工况,地板所占比重减小到 19%,与此同时,车窗、墙板所占比重大幅增加,贡献最大的是车窗辐射声能量,达 26%,而在 160 Hz 频率下,贡献最大的面板仍然是地板,达 39%.

表 1 面板辐射噪声贡献量

Tab.1 Panel noise contribution

面板分块	贡献量/%			
	明线总值	明线 160 Hz	隧道总值	隧道 160 Hz
地板	28	59	19	39
窗下墙板	12	9	14	8
窗口墙板	6	5	7	6
车窗	21	10	26	21
侧顶	13	11	16	14
中顶	19	6	17	12

4 噪声源贡献度分析

前文从车内声场的角度分析了各面板振动对车内空间噪声的贡献量,但内饰面板的振动来源于车外噪声源,采用工况传递路径分析(Operational Transfer Path Analysis,OTPA)方法可以对各噪声源的贡献度进行量化分析.

4.1 工况传递路径分析理论^[12-14]

OTPA 是一种利用多工况下实测数据进行传递路径量化分析的方法.通常在测试过程中选取 $n(n>1)$ 个激励点,测试 $m(m\geq n)$ 种工况的数据,组成一个 m 维度的线性方程组,其中第 j 个工况数据中目标点处产生的响应分别 $p_j(j=1,2,\dots,m)$,第 j 个测试步中第 i 个激励处的激励信号为 $(i=1,2,\dots,n)$,两者之间的传递函数为 $h_i(i=1,2,\dots,n)$,则有

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_j \\ \vdots \\ P_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{op11} & x_{op12} & \cdots & x_{op1i} & \cdots & x_{op1n} \\ x_{op21} & x_{op22} & \cdots & x_{op2i} & \cdots & x_{op2n} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ x_{opj1} & x_{opj2} & \cdots & x_{opji} & \cdots & x_{opjn} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ x_{opm1} & x_{opm2} & \cdots & x_{opmi} & \cdots & x_{opmn} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ \vdots \\ h_i \\ \vdots \\ h_n \end{bmatrix} \quad (8)$$

其矩阵形式可以简化为

$$P = XH \quad (9)$$

由于选取的测试工况数 m 大于等于激励源的个数 n , 可以保证激励源信号矩阵的逆矩阵是唯一的. 因此在式(9)两边同时乘以 X 的逆矩阵, 即可得到传递函数矩阵 H , 如式(10)所示.

$$H = X^{-1}P \quad (10)$$

OTPA 方法不需要测试静态下的传递函数矩阵, 较传统 TPA(Transfer Path Analysis)方法更为方便, 并且能很好地对低频噪声贡献量进行预测. 因此在轨道车辆噪声传递路径分析中得到广泛应用.

4.2 高速列车噪声源贡献度分析结果

任何一个噪声振动的机械系统都可以用“激励源-传递路径-目标点”的模型来表示. 假设高速列车系统为线性时不变系统, 则车内目标点的声压等于各个激励源沿着不同的传递路径传播到车内的所有贡献量的叠加.

按照激励方式不同, 高速列车转向架区的噪声源可分为声激励和振动激励两大类, 如表 2 所示.

表 2 高速列车转向架区噪声源

种类	噪声源名称	详细说明
声激励	车体表面噪声	共三面, 包括车顶、两侧
	轮轨区噪声	车下噪声, 包括轮轨、牵引及冷却系统
	牵引拉杆振动	牵引拉杆与车体连接处
	空气弹簧振动	共 2 个, 一位侧和二位侧各 1 个
振动激励	抗侧滚扭杆振动	共 2 个, 一位侧和二位侧各 1 个
	抗蛇形减振器振动	共 2 个, 一位侧和二位侧各 1 个
	风机振动	风机吊挂点处振动

按照 OTPA 理论要求, 试验时同时测试车内目标点的声压级、车外 7 个声源处的噪声和振动数据, 并测试了多个恒速运行速度级、加减速运行等多个工况的数据, 获得了比较理想的传递函数矩阵. 对于 $350 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 速度级工况, 采用 OTPA 方法对各噪声源的贡献度进行分析, 结果如图 13 所示. 车体表面噪声对总声压级的贡献最大, 达 27.0%, 而空气弹簧、抗侧滚扭杆等 5 个振动激励所占比重的总和达到 61.0%, 对车内噪声的贡献度大于声激励的总和. 这是因为高速列车车体结构高频隔声量较大, 从而

导致车内噪声中低频突出, 这是结构声传播的主要频率. 在 160 Hz 峰值频率处, 贡献度最大的是风机振动, 达 27.0%, 其次为车体表面气动噪声和牵引拉杆振动激励, 因此优化风机安装结构和牵引拉杆节点参数有利于降低该峰值噪声.

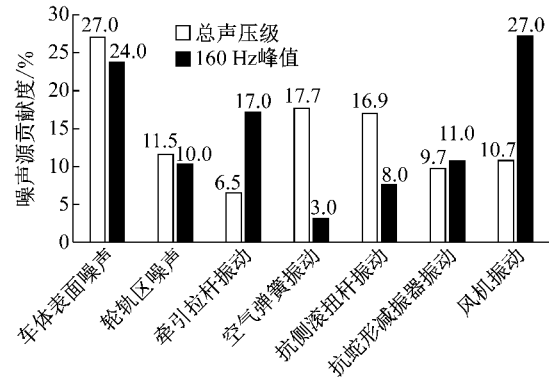


图 13 噪声源贡献度

Fig. 13 Noise sources contribution

5 结论

高速列车明线运行工况的车内噪声以低频噪声为主, 在隧道运行环境下, 1 000 Hz 以下的中频噪声显著增加, 分析获得这些噪声成分的主要来源, 是开展减振降噪结构设计的前提. 利用高速列车高气密性的特点, 在不考虑直接透射声的前提下, 利用结构振动声辐射理论, 计算了某高速列车明线和隧道运行条件下的车内噪声特性及面板贡献度, 并用 OTPA 方法进行了车外噪声源的定量化分析. 结果表明, 明线工况的低频噪声峰值主要来源于地板结构声辐射, 贡献度达 28%, 而隧道环境下侧墙和车窗等结构的声辐射比重增加. 160 Hz 的峰值频率则主要来源风机和牵引拉杆振动, 并通过地板断面传递到车内.

参考文献:

[1] 赵松龄. 噪声的降低与隔离(下册)[M]. 上海: 同济大学出版社, 1989.
ZHAO Songling. Noise reduction and isolation (last of two volumes)[M]. Shanghai: Tongji University Press, 1989.

[2] GUO Jianqiang, GE Jianmin, SUN Zhaojin. The mechanism of the noise transmission in the carbody of high-speed trains[J]. Applied Mechanics and Materials, 2015, 724:250.

[3] 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.
GUO Jianqiang, GE Jianmin, ZHANG huali. Internal noise research and control measures of pantograph area of high-speed trains[J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnos, 2017, 37(4):662.