

文章编号:1006-1355(2020)06-0198-06

高速列车观光区噪声源识别及路径贡献分析

聂嘉兴¹, 余永革², 王金升¹, 潘敏凯¹, 肖新标¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 成都 610031;

2. 中车长春轨道客车股份有限公司, 长春 130062)

摘要: 高速列车观光区位于司机室后方, 作为重要的商务或特等座区域, 其对车内噪声有更为严格的要求。但受车头显著声源激励影响, 车内噪声普遍偏大。采用试验与信号分析方法, 基于声源识别和工况传递路径分析原理, 开展高速列车观光区噪声源识别和传递路径贡献分析。首先, 分析高速列车观光区车内噪声的频谱特性及其随列车运行速度的变化规律, 确定观光区噪声的显著频率区段及其声压级水平; 然后, 利用球形阵列进行观光区声源识别, 揭示观光区噪声源分布特性; 进而, 开展工况传递路径分析, 将空气路径和结构路径对车内噪声的贡献进行量化; 最后, 对各关键传递路径进行识别和量化排序。结果表明: 列车速度在 200 km/h 至 350 km/h 范围内每增加 50 km/h, 观光区噪声总值增大 3 dB(A) 至 5 dB(A); 以 350 km/h 运行时, 转向架区域噪声与振动是主导激励源, 在噪声显著频率范围 50 Hz 至 500 Hz 内结构激励是导致观光区噪声的主导因素, 其中最大贡献路径为抗蛇行减振器垂向。

关键词: 声学; 高速列车; 工况传递路径分析; 转向架; 声源识别; 观光区噪声

中图分类号: U270.1⁺6

文献标志码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2020.06.034

Analyses of Noise Source Identification and Path Contribution in Tourist Cabins of High Speed Trains

NIE Jiaying¹, YU Yongge², WANG Jinsheng¹,
PAN Minkai¹, XIAO Xinbiao¹

(1. The State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun 130062, China)

Abstract: The tourist cabin of the high-speed train is located behind the driver's cabin as an important business or special seat area. It has stricter requirements on the interior noise. But, since it is generally stimulated by the sound source of the train head, the noise inside the vehicle is quite large. So, the test and signal analysis methods are used to identify the noise source and analyze the transfer path contribution in the tourist cabin of the high-speed train based on the principle of sound source identification and operational transfer path analysis. Firstly, the spectrum characteristics of the interior noise in the tourist cabin of the high-speed train and its variation law with the speed of the train are analyzed. The significant frequency band of the noise and its sound pressure level are clarified. Then, sound source identification test by means of the spherical array is carried out and the sound source distribution characteristics of the noise in the tourist cabin of the high-speed train are mastered. Furthermore, the operational transfer path analysis is done to quantitatively calculate the contributions of the air-borne paths and structural-borne paths to the interior noise. Finally, the contribution of each key transfer path is identified and ranked. The results show that the overall value of the noise in the tourist cabin is increased by 3 dB(A) - 5 dB(A) for every 50 km/h increase of the speed of the train in the range of 200 km/h - 350 km/h; the noise and vibration of bogie area are the dominant sources of excitation; in the significant frequency range of 50 Hz - 500 Hz, the contribution of structural excitations are the dominant factor for the noise in the tourist cabin; when the train operates at a speed of 350 km/h, the largest contribution path is in the vertical direction of the anti-yaw damper.

Keywords: acoustics; high-speed train; operational transfer path analysis; bogie; sound source identification; tourist cabin noise

收稿日期: 2019-12-30

基金项目: 中国铁路总公司科技研究开发计划课题资助项目 (2015J009-A); 国家自然科学基金 (U1934203, U1834201); 国家重点研发计划战略性国际科技

创新合作重点专项资助项目 (2016YFE0205200)

作者简介: 聂嘉兴 (1995-), 男, 重庆市人, 硕士研究生, 主要研究方向为轨道交通减振降噪。

通信作者: 肖新标, 男, 硕士生导师。

E-mail: xiao@home.swjtu.edu.cn

21世纪以来,我国高速列车得到迅速发展,速度的快速提升所带来的噪声问题也成为了制约列车向更高速发展的因素^[1]。同时车辆内部噪声作为列车乘客乘坐舒适度的一项重要指标也越发受到重视^[2-4]。观光区作为高速列车的重要乘坐区域,其噪声问题应得到重点关注。张捷等^[5-6]基于现场试验对时速350 km/h列车观光区噪声特性进行了研究分析,同时针对传统A声级评价车内噪声存在的不足,采用航空系统的噪声评价指标对车内噪声水平进行评估;但是未从观光区噪声的贡献来源方面进行研究。耿卓等^[7]针对观光区噪声的局部峰值频率,进行了转向架区域振动噪声频谱分析,确定噪声峰值的来源,但是频谱分析对噪声源识别并不是普遍适用。

车内声源识别测试可以定位主要贡献方位^[8],当列车主要贡献位置在列车侧面以及上方时,通过声源识别测试即可确定主要贡献部件;若是主要贡献位置在列车下方地板区域,由于转向架结构较为复杂,需采用更为细致的方法进行贡献量分析。工况传递路径分析(Operational Transfer Path Analysis,简称OTPA)方法便是一种可以分析各传递路径对目标响应贡献大小的方法。OTPA方法最先应用于汽车的传递路径分析,后因其耗时短、易实现的特点其应用范围逐渐发展到轨道交通领域,袁旻恣等^[9]、STRÖM^[10]、白海飞^[11]、朱自未^[12]、NOH等^[13]先后运用OTPA方法对高速列车客室噪声传递路径进行分析。但是以上学者的研究未涉及观光区区域噪声传递路径,故本文基于现场试验,运用OTPA方法分析观光区噪声的主要贡献传递路径,为列车减振降噪措施提供参考。

1 观光区噪声特性分析

1.1 观光区噪声测试

为了解高速列车运行状态下观光区噪声特性进行高速列车观光区噪声试验。试验线路为我国某高速铁路干线,线路为无砟轨道。基于ISO3381列车噪声试验规范进行观光区噪声测点布置,噪声测试位置离地板1.2 m,图1为观光区结构示意图,图中“●”为噪声测点。

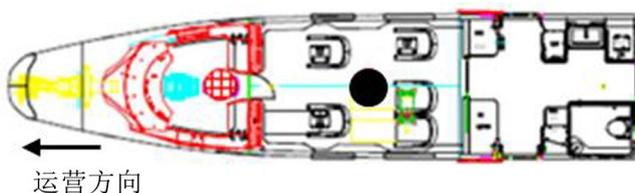


图1 观光区结构示意图

图2为观光区测试现场的情况,声传感器位于观光区中间位置。



图2 观光区噪声测点布置图

1.2 噪声特性分析

列车以200 km/h至350 km/h速度运行时,TC01车(带司机室的第一节拖车)观光区车内噪声总值与三分之一倍频程频谱如图3所示。测试过程中观光区两端门关闭。

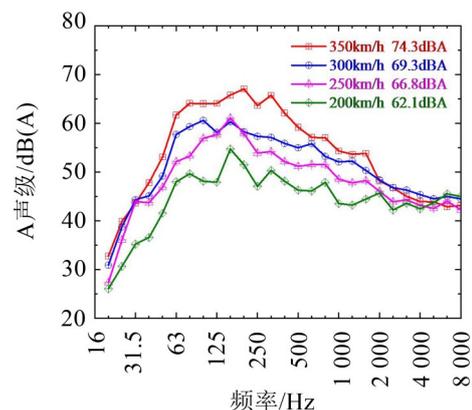


图3 观光区噪声频谱特性

由图3可知,在4个速度等级中,当速度为350 km/h时,观光区噪声在200 Hz、315 Hz频率处较为显著,在其余3个速度工况下,噪声则在160 Hz频率处更为显著。各速度工况下在频率50 Hz~500 Hz范围的噪声都较为显著。观光区噪声在列车以200 km/h、250 km/h、300 km/h以及350 km/h典型速度等级运行时噪声总值分别为62.1 dB(A)、66.8 dB(A)、69.3 dB(A)以及74.3 dB(A),随着速度的提升其噪声总值也逐渐增加,并且列车速度在200 km/h至350 km/h范围内每增加50 km/h,则观光区噪声总值增大3 dB(A)至5 dB(A),速度到350 km/h时观光区噪声总值已经接近75 dB(A),影响乘客的乘坐舒适度,故后文对时速350 km/h时观光区噪声声源贡献进行重点分析。

2 车内声源识别

2.1 车内声源识别原理

采用球形阵列进行声源识别测试,其通过波束

形成法进行信号处理,利用球谐函数分解方法对声源进行准确识别。球面系统空间任意一点可用3个参数 r, θ, β 表示, r 为半径, θ 为仰角, β 为方位角,球面系统空间坐标如图4所示。

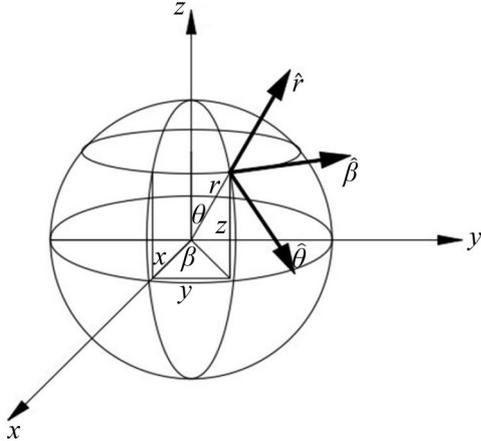


图4 球面系统坐标系

球面系统中任意一个声场点都可以用球谐函数表示为

$$f(\theta, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=-n}^n A_n^m Y_n^m(\theta, \beta) \quad (1)$$

式中: A_n^m 为分解常数, Y_n^m 为球谐函数。所以当平面波以 (r, θ, β) 入射到球面就可以计算出任意点的声压:

$$p(r, \theta, \beta) = \sum_0^{\infty} R_n(r, r_0) \sum_{m=-n}^n \overline{Y_n^m(\theta, \beta)} Y_n^m(\theta, \beta) \quad (2)$$

球形阵列分为两种,刚性球与开口球,两种球的 R_n 的取值有一定差异,如式(3)所示:

$$R_n = \begin{cases} i^n [j^n(ka) - a_n h_n^{(1)}(ka)] & \text{刚性球} \\ i^n j^n(ka) & \text{开口球} \end{cases} \quad (3)$$

式中: a 为半径, k 为波数, a_n 为边界条件, $h_n^{(1)}$ 为 n 阶球汉克尔函数, j^n 为 n 阶球贝塞尔函数。求出 R_n 后利用式(2)即可求出声场内任意一点的声压,进而可以确定出各声源的具体位置。

2.2 声源识别测试与结果分析

声源识别试验采用球形阵列系统,阵列包含12个摄像头和50个传声器。测试时用球形阵列上的50个传声器进行球表面声压信号的采集,通过波束形成法可计算出附近声场内任意一点声压,12个摄像头全方位拍摄周围空间环境,统一的球形系统坐标将声源与空间位置准确对应,从而实现声源的定位。试验测点位置与噪声测点位置相同,现场测试照片如图5所示。

在现车结构上开展车内声源识别时,座椅的存在可能会对来自座椅下方或座椅后方的声源产生遮挡影响,也会一定程度地改变车内声场分布,这都



图5 声源识别测试

会对车内声源识别结果产生一定影响。因此,有座椅的车内声场内的声源识别测试结果可为车内声源分布定性分析提供很好的参考,若将其用于进一步的定量分析则声源识别技术本身还需要进一步改进或提高。

图6给出了高速列车以350 km/h匀速运行、空调开启时,TC01车观光区车内声源识别结果。声压云图的计算频率为100 Hz~5 000 Hz,动态显示范围为3 dB(A),其中颜色显示越红表示声源的声压级越显著。

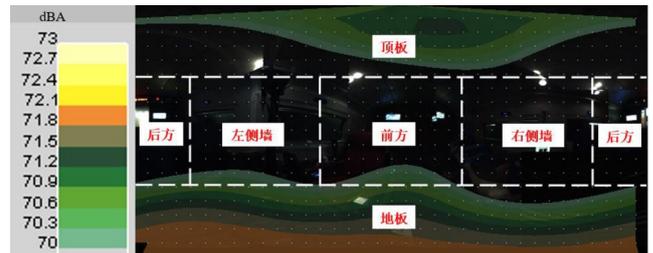


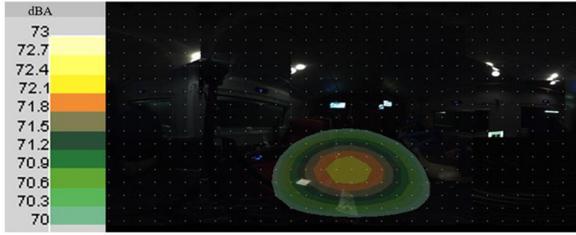
图6 100 Hz至5 000 Hz频率范围内声源识别结果

根据图3频谱特性可知,列车以350 km/h运行时,观光区噪声在200 Hz和315 Hz频段存在显著局部峰值。为进一步分析这些峰值频带处噪声主要贡献来源,给出高速列车以350 km/h运行时观光区噪声峰值频带的声源识别声压云图如图7所示。

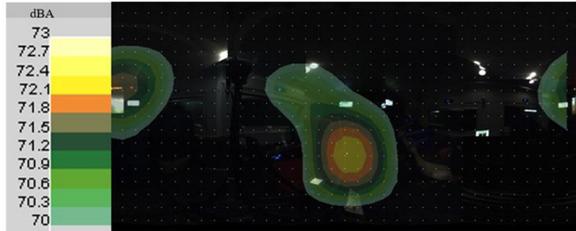
注意到列车速度低于350 km/h时,在160 Hz频段有较显著局部峰值,该声源识别结果云图与图7类似,篇幅原因,不再一一赘述。

由图6与图7可知,高速列车以350 km/h匀速运行时TC01车观光区车内主要噪声源位于下方地板区域。说明噪声源主要是转向架区域的振动与噪声,转向架区域振动直接通过结构路径传递至地板,向车内辐射噪声,转向架区域气动噪声通过声振耦合激起地板振动,从而向车内辐射噪声^[11]。

由于车下转向架结构较为复杂,为深入了解观光区噪声的主要传递路径,将基于OTPA方法对观光区噪声进行传递路径贡献分析,找到主要贡献的传递路径。



(a) 200 Hz频带声压云图



(b) 315 Hz频带声压云图

图7 显著频段声源识别结果

3 传递路径贡献量分析

3.1 OTPA 原理

OTPA 的实质就是一种信号处理的方法,利用数值计算手段进行信号间的串扰消除,通过系统的输入输出信号计算得到系统的传递函数,从而得到某一个激励或路径对目标响应所产生的贡献。

根据 OTPA 方法理论,基于系统线性时不变假设,系统的输入和输出可表示为

$$Y(j\omega) = X(j\omega)H(j\omega) \quad (4)$$

式中: $Y(j\omega)$ 为输出信号; $X(j\omega)$ 为输入信号; $H(j\omega)$ 为传递函数。

试验中采集到的数据通常为振动加速度信号或声压信号,根据公式 $H(j\omega) = X(j\omega)^{-1}Y(j\omega)$,可以得到传递函数。由于输入信号间存在相互耦合现象,直接求解方程会产生数值问题,得到错误的传递函数矩阵,所以需要采用一定的数学处理方法,此处使用到了奇异值分解方法。

对输入信号矩阵 X 进行奇异值分解后:

$$X = USV^T \quad (5)$$

式中: U 为 $k \times k$ 矩阵, V 表示 $(m+n) \times (m+n)$ 矩阵, S 为 $k \times (m+n)$ 矩阵,且 $UU^T = I, VV^T = I$ 。此时通过奇异值分解已经将矩阵解耦,通过主元分析方法去除一部分噪声干扰,从而可提高传递矩阵的准确性。根据式(6)有:

$$H = (X^T X)^{-1} X^T Y = X^+ Y \quad (6)$$

式中: X^+ 为输入矩阵 X 的广义逆矩阵,综上可得:

$$X^+ = VS^{-1}U^T \quad (7)$$

得到进行奇异值分解后的传递函数:

$$H = VS^{-1}U^T Y \quad (8)$$

通过计算得到各个输入参考点到目标点的传递

函数,再利用一组未参与传递函数计算的输入参考点信号数据,将每一个输入参考点信号乘以对应的传递函数,如式(9)所示,得到这个参考点对目标点的贡献;再将这些贡献矢量叠加就得到合成目标响应,并将其与测试数据进行对比验证。所以将计算得到的传递函数以及试验得到的振动加速度信号(或声压信号)代入式(9)即可。

$$(a_1 \quad \dots \quad a_n \quad s_1 \quad \dots \quad s_m) \begin{pmatrix} H_{a_1} \\ \vdots \\ H_{a_n} \\ H_{s_1} \\ \vdots \\ H_{s_m} \end{pmatrix} = Y \quad (9)$$

式中: a 表示加速度, s 表示声压, H 为传递函数, Y 为目标响应, n, m 分别表示振动参考点与声参考点的数量。

3.2 OTPA 试验

基于 OTPA 方法进行高速列车观光区噪声传递路径贡献量分析基本过程如图8所示。

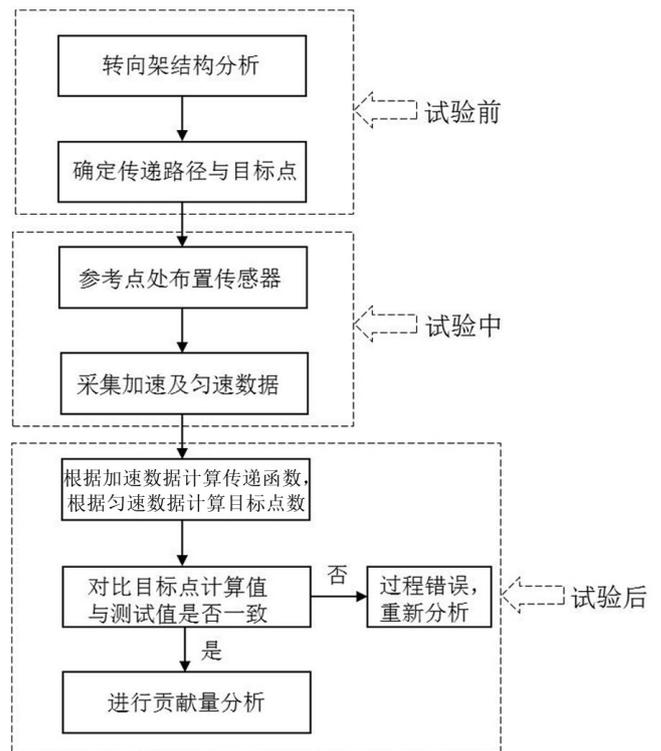


图8 传递路径分析流程图

根据试验前分析可知:高速列车观光区噪声的激励可以分为两部分:气动激励与结构激励。气动激励主要是转向架、车体顶部以及侧表面等位置的气动噪声;结构激励是转向架构架振动通过二系悬挂传递到车体,主要路径包括牵引拉杆、空气弹簧、抗侧滚扭杆、二系横向减振器、二系垂向减振器、抗蛇行减振器。而气动作用引起的激励主要分为两部分,一部分通过空气路径传播至车内,该传递路径属

于空气传递路径;另一部分是气动作用引起结构二次振动,该传递路径属于结构传递路径。

根据试验前所进行的分析确定具体测点及其对应位置如表1所示。其中测点1为目标点,测点2至4为空气激励,其余测点为结构激励。

表1 传递路径测点布置

测点	位置	测点	位置
1	观光区车内噪声	12	抗侧滚扭杆横向
2	观光区顶部噪声	13	抗侧滚扭杆纵向
3	观光区侧墙噪声	14	垂向减振器垂向
4	转向架区域噪声	15	垂向减振器横向
5	横向减振器垂向	16	垂向减振器纵向
6	横向减振器横向	17	空气弹簧垂向
7	横向减振器纵向	18	空气弹簧横向
8	牵引拉杆垂向	19	空气弹簧纵向
9	牵引拉杆横向	20	抗蛇行减振器垂向
10	牵引拉杆纵向	21	抗蛇行减振器横向
11	抗侧滚扭杆垂向	22	抗蛇行减振器纵向

试验过程中,在明线区段分别对高速列车加减速运行、以典型速度匀速运行等工况下的数据进行采集,试验采集设备为多通道数据离线采集系统,试验时采用表面传声器测试车身表面噪声,测试其它处噪声时采用4189传声器,采用三向加速度计测试振动加速度。三向加速度测试的垂向为垂直列车地板的方向,横向为列车车门正对方向,纵向为车辆运行方向。部分现场测试照片如图9所示。

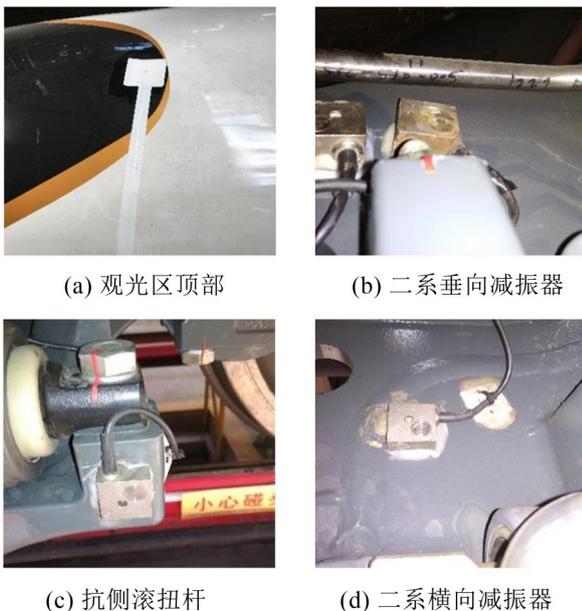


图9 试验测点布置图

3.3 传递路径贡献量分析

基于加速段测试数据计算得到各传递路径的传递函数,利用另一组列车以350 km/h匀速运行的典型工况参考数据进行合成得到目标点的合成值,与

实际测试得到的目标点响应进行对比,如图10所示。

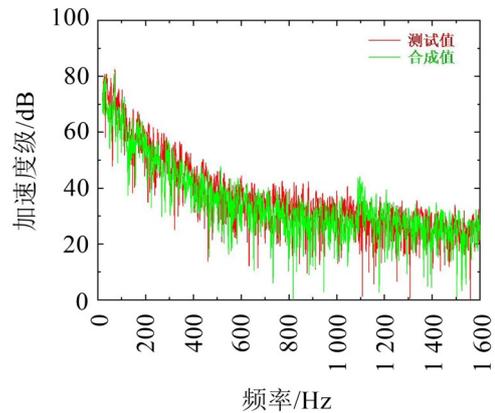


图10 目标点的合成值与测试值频谱图

由图10可见,通过传递函数合成的噪声频谱与测试结果基本一致,说明计算结果可靠,可以进行后续分析。通过图3可知,观光区噪声能量主要集中在50 Hz至500 Hz范围,故后文对传递路径贡献的研究频率范围为50 Hz至500 Hz。

为了解各结构传递路径与空气传递路径的贡献水平及其随速度变化情况,给出车辆以220 km/h至350 km/h加速运行时观光区噪声在50 Hz至500 Hz频率范围内的各传递路径贡献量总值如图11所示。

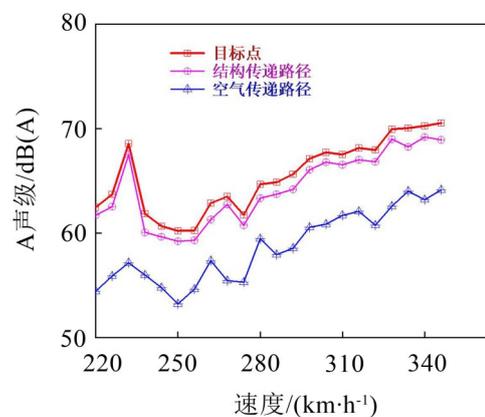


图11 结构传递路径与空气传递路径贡献量

由图11可知,在50 Hz至500 Hz频率范围内,观光区主要噪声路径为结构传递路径,高速列车在以220 km/h至350 km/h运行时结构路径贡献量比空气路径贡献量大10 dB(A)左右。注意到,在230 km/h时出现了一个局部峰值,这可能是由于此速度下系统激励与列车系统的固有模态比较吻合所导致的。但结构与空气传递路径的贡献没有发生变化,仍然是结构路径贡献更大。

由此可见,在高速列车运行过程中,观光区噪声的结构路径贡献明显大于空气路径贡献。为探究高速列车在以350 km/h运行时噪声主要贡献来源,给

出列车以 350 km/h 运行时在 50 Hz 至 500 Hz 范围内对观光区噪声贡献较大的结构路径的贡献量如图 12 所示,图中只给出了小于结构激励贡献量 10 dB(A) 以内的传递路径,而忽略了贡献更小的路径。

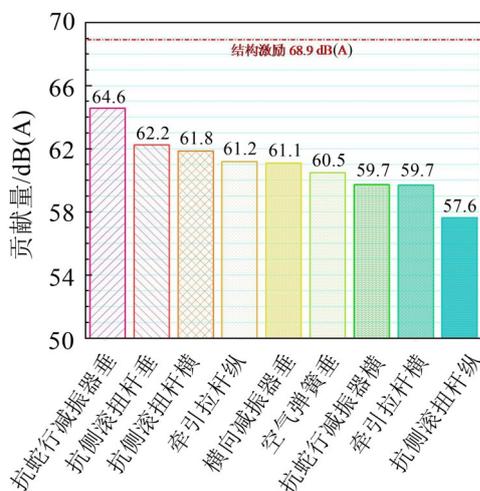


图 12 350 km/h 速度下传递路径贡献量总值

由图 12 可知,转向架区域结构传递路径中主要是垂向振动传递路径占主导,其中抗蛇行减振器垂向为贡献量最大路径,贡献量为 64.6 dB(A),由大到小依次排序是抗侧滚扭杆垂向、抗侧滚扭杆横向、牵引拉杆纵向、横向减振器垂向、空气弹簧垂向、抗蛇行减振器横向、牵引拉杆横向、抗侧滚扭杆纵向。本文对观光区传递路径贡献的研究可为从路径方面控制观光区噪声提供重要参考和依据。

应注意的是,本文目前对贡献量的评价仅基于贡献幅值,暂未考虑实际工程中相位的影响,因此,各传递路径贡献量总值相加并不等于目标点总值,换言之,暂无法给出准确的各传递路径贡献百分比,相关改进工作正在进行中。

4 结语

本文采用球阵列对高速列车观光区进行了声源识别测试,分析了观光区噪声主要贡献来源方位;利用 OTPA 方法对观光区噪声的各个传递路径进行了贡献量分析,得出主要结论如下:

(1) 当列车速度在 200 km/h 至 350 km/h 范围内每增加 50 km/h,观光区噪声总值将增大 3 dB 至 5 dB,在以 350 km/h 运行时,观光区噪声总值为 74.3 dB(A),最显著频段在 200 Hz 至 315 Hz 的 1/3 倍频带。

(2) 在全频段以及最显著的 200 Hz 至 315 Hz 频带内,观光区噪声主要贡献来源均为地板区域,转向架区域噪声与振动是其主导激励源。

(3) 在 50 Hz 至 500 Hz 观光区噪声显著频率范围内,来自转向架区域的结构激励贡献量皆显著高于空气激励,结构激励贡献是观光区噪声的主导因素;

(4) 高速列车以 350 km/h 运行时,对观光区噪声贡献最大的结构路径是抗蛇行减振器垂向,其次是抗侧滚扭杆垂向与抗侧滚扭杆横向。

参考文献:

- [1] 沈志云. 高速列车的动态环境及其技术的根本特点[J]. **铁道学报**, 2006, 28(4): 1-5.
- [2] 李传兵, 王彬星, 李宏成, 等. 运行工况传递路径分析识别车内声源[J]. **噪声与振动控制**, 2013, 32(2): 77-81.
- [3] 伍先俊, 吕亚东, 隋富生. 工况传递路径分析法原理及其应用[J]. **噪声与振动控制**, 2014, 34(1): 28-31.
- [4] 韩健. 列车车轮振动声辐射及指向性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [5] 张捷, 肖新标, 王谛, 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.
- [6] 张捷, 肖新标, 张玉梅, 等. 基于航空噪声指标的高速列车观光区噪声评价[J]. **机械工程学报**, 2013, 49(16): 33-38.
- [7] 耿卓, 张学飞. 高速列车车身结构声振特性分析[J]. **常州大学学报(自然科学版)**, 2018, 30(4): 64-68.
- [8] 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.
- [9] 袁旻恣, SHEN A, 鲁帆, 等. 高速列车运行工况下噪声传递路径及声源贡献量分析[J]. **振动与冲击**, 2013, 32(21): 189-196.
- [10] STRÖM R. Operational transfer path analysis of components of a high-speed train bogie[D]. Göteborg: Chalmers University of Technology, 2014.
- [11] 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.
- [12] 朱自未. 基于 OTPA 方法的高速列车噪声车体传递路径分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2016.
- [13] NOH H M. Contribution analysis of interior noise and floor vibration in high-speed trains by operational transfer path analysis[J]. **Advances in Mechanical Engineering**, 2017, 9(8): 1-14.