

文章编号:1006-1355(2021)01-0108-05+176

高速列车车内声品质优化仿真研究

潘德阔¹, 贾尚帅¹, 孙艳红², 代文强², 郑旭²

(1. 中车唐山机车车辆有限公司 技术研究中心, 河北 唐山 063035;
2. 浙江大学 能源工程学院, 杭州 310027)

摘要:随着高速列车运行速度的不断提高,车内噪声问题对乘坐舒适性的影响越来越显著。为了抑制高速列车车内噪声的影响,基于改进的能量有限元方法,建立高速列车车内噪声的预测模型,并验证模型的准确性。基于预测模型,结合 Zwicker 响度模型、Zwicker 尖锐度模型和 Aures 粗糙度模型,研究轮轨噪声激励的优化对车内声品质的影响。结果表明:在车轮上加装阻尼结构、轨道上安装动力吸振器对车内噪声高频段有显著的控制效果;优化后,车厢内不同位置的声品质得到明显提高,其中总响度最高可降低 2.1 sone,尖锐度最高可降低 0.09 acum,粗糙度最高可降低 0.04 asper,且优化效果能被人耳感知。

关键词:声学;高速列车;声品质;能量有限元分析(EFEA);轮轨噪声激励

中图分类号: TB532

文献标志码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2021.01.020

Numerical Research of the Interior Sound Quality Optimization of High-speed Trains

PAN Dekuo¹, JIA Shangshuai¹, SUN Yanghong²,
DAI Wenqiang², ZHENG Xu²

(1. Technology Research Center, CRRC, Tangshan 063035, Hebei, China;
2. College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: With the continuous increase of the speed of high-speed trains, the influence of noise problems on ride comfort has become more and more significant. In order to control the interior noise of high-speed trains, based on the improved energy finite element analysis method, a prediction model for interior noise of high-speed trains was established, and the accuracy of the model was verified. Based on the prediction model, combined with Zwicker loudness model, Zwicker roughness model and Aures sharpness model, the influence of the optimization of wheel-rail noise excitation on the sound quality in the high-speed trains was studied. The results show that installation of damping structures on the wheels and installation of dynamic vibration absorbers on the tracks have a significant control effect of the interior noise in the high frequency band; and the sound quality at different positions in the cabin is significantly improved after the optimization. The total loudness can be reduced by up to 2.1 sone, sharpness can be reduced by up to 0.09 acum, roughness can be reduced by up to 0.04 asper, and the optimization effect can be perceived by human ears.

Key words: acoustics; high-speed train; sound quality; energy finite element analysis (EFEA); wheel-rail noise excitation

随着中国高速列车产业不断发展,列车的噪声、振动及舒适性问题越来越受到人们的关注。西南交通大学等单位学者们先后基于统计能量法开展了一

系列高速列车舱内噪声的仿真预测研究,并取得了良好的研究成果^[1-4]。在此基础上,浙江大学郑旭等先后提出了统计振声能量流和改进的声学能量有限元等方法,将舱内噪声预测拓展到了全频范围,并有效地提升了预测的效率和精度^[5-7]。

而在与乘客主观舒适性感受更为紧密的高速列车车内声品质研究方面,目前国内外的研究主要是基于现有和改进的声品质算法的试验研究^[8-12],而针对声品质进行基于仿真的预测及优化研究鲜有报道。因此,本文拟将改进的声学能量有限元方法与声品质算法相结合,开展高速列车舱内声品质的预测及优化研究。

收稿日期:2020-02-25

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2016YFB1200503);
国家自然科学基金资助项目(51705454)

作者简介:潘德阔(1988-),男,河北省沧州市人,工程师,从事车辆噪声控制技术研究。

E-mail: pandekuo.ts@crrecg.com

通信作者:郑旭(1983-),男,浙江省台州市人,副教授,从事振动噪声控制研究。

E-mail: zhengxu@zju.edu.cn

1 车内噪声预测模型

本文基于改进的能量有限元方法进行高速列车舱内的噪声特性的仿真分析,该方法的详细理论可参考文献[13],基本原理介绍如下。

针对高速列车车内声腔,其能量密度控制方程如(1)所示:

$$-\frac{c^2}{\eta\omega} \left(\frac{d^2 \langle \bar{e} \rangle_{ff}}{dx^2} + \frac{d^2 \langle \bar{e} \rangle_{ff}}{dy^2} \right) + \eta_c \omega \langle \bar{e} \rangle_{ff} = \langle \bar{\pi}_{in} \rangle \quad (1)$$

式中: C_s 表示板结构的群速度; $\langle \bar{e} \rangle_{ff}$ 和 $\langle \bar{q} \rangle_{ff}$ 分别为板结构平均能量密度和平均功率流; η_c 表示声腔内损耗因子; π_{in} 表示单位声腔内外界对声腔内做的平均功率密度。

对于如图1所示的声腔-板结构-声腔系统,板结构1向声腔3内传递能量时,其功率传递系数可表达为

$$\tau_{13} = \frac{\Pi_{trans}}{\Pi_{inc}} = (1 + \tau_{11}) \frac{\eta_{rad} \omega h}{dg} \quad (2)$$

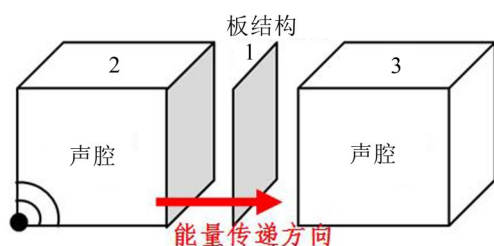


图1 声腔-板结构-声腔系统能量传递

式中: τ_{11} 表示板结构的功率反射系数; η_{rad} 表示板结构的辐射损耗系数, $\eta_{rad} = \rho_a c_a \sigma_{rad} / \rho h \omega$,式中 ρ_a 、 σ_{rad} 分别为声腔介质密度和板结构的声辐射效率。由于板结构功率传递系数和功率反射系数之和为1, $\tau_{13} + \tau_{11} = 1$,代入方程(2)可得到:

$$\tau_{21} = \frac{2\beta\sigma_{rad}}{1 + \beta\sigma_{rad}} \quad (3)$$

式中: β 表示特征阻抗率, $\beta = \rho_a c / \rho_a c_g$ 。

当外声腔2向板结构传递能量时,功率传递系数可表达为

$$\tau_{21} = \frac{8\pi^2 \rho_a c n(\omega)}{M\omega^2} \sigma_{rad} \quad (4)$$

式中: M 表示板结构的总质量; $n(\omega)$ 表示模态密度。对于板结构,其弯曲模态密度可表示为

$$n(\omega) = \frac{k^2 A}{4\pi\omega} \quad (5)$$

式中: A 表示板的面积; k 表示板弯曲波的波数。

针对图1所示的系统,改进的能量有限元方法的思想如下:外声腔经过板结构向内声腔传递能量时,整个过程的功率传递系数采用结构隔声量(Sound transmission loss, STL)代替。因此在考虑声

激励作用下车内的噪声响应时可转化为外部声能通过结构隔声量特性衰减后到达车厢声腔,外部声激励产生的输入考虑表示为

$$\langle \bar{\pi}_{in} \rangle_a = e_i \cdot 10^{-STL/10} \quad (6)$$

式中: $\langle \bar{\pi}_{in} \rangle_a$ 表示外部声激励作用下对内部声腔产生的平均输入功率; e_i 表示外部声激励平均功率输入; STL 表示结构隔声量,定义为结构一侧的入射声能与另一侧的投射声能相关的分贝数。

在外部声能量传递过程中,结构起到隔声性能载体作用,不参与能量计算,因此结构特性将不影响外部声能向内部声腔传递。结构隔声量特性则可采用试验测试以及声学有限元预测等更为准确的方法得到,从而提高内部声腔噪声的预测准确性。由于文献[14]系统地分析了高速列车的振动和声学激励源、车厢内的声腔内损耗因子、吸声系数、结构阻尼损耗因子以及各区域组合板的隔声性能,本文在后续的研究中将直接引用数据。

以某型高速列车为例,建模时保留了主要车厢结构及外型特征,去除了受电弓系统、转向架系统和空调系统。如图2(a)所示为高速列车车厢EFEA结构模型,主要划分为车顶、侧墙、设备舱和窗户等区域。结构模型用三角形网格离散,单元尺寸大小为200 mm,由18 190个单元,9 008个节点组成。图2(b)所示为EFEA车内声腔模型,用四面体网格进行离散,由123 550个单元,24 768个节点组成。图2(c)为EFEA车外声腔模型,为车体表面向外0.5 m距离的空气层,用四面体网格进行离散,由71 422个单元和20 520个节点组成。本文在模型验证和后续的声品质优化研究中,所采用的工况皆为高速列车在350 km/h下的普通直线行驶工况,将各声学激励源施加在车体表面,机械激励以点力的形式施加在车厢二系悬挂连接位置,如图3所示。本文研究中的激励源通过仿真获得,由于文献[7]中对于上述激励特性已经有详细的描述,因此本文引用了相关计算方法和结果。

为了验证仿真模型的准确性,参考国际标准ISO 3381: 2005,选取车厢纵向中心线中心距离地板1.2 m位置的测试数据进行对比分析,结果如图4所示。

分析图4可知,车厢内中部和两段位置的噪声仿真结果与试验结果在分析频段内趋势一致,总声压级误差中部、前端和后端分别为0.9 dB、0.2 dB和1.5 dB。后端由于列车实际高速行驶中受电弓表面受到脉动压力激励而产生振动在仿真过程中无法考虑,所以误差相对偏大。总体而言,基于EFEA方法

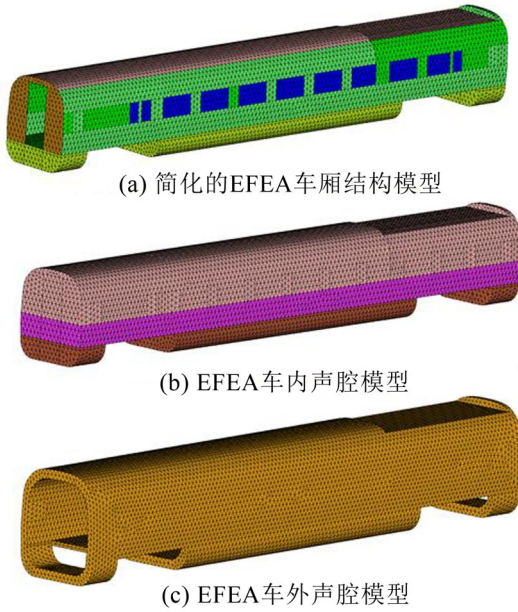


图2 高速列车车厢能量有限元模型

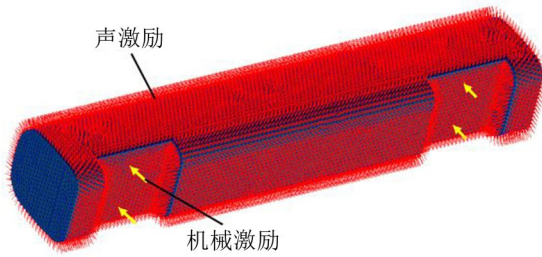


图3 外部激励源在能量有限元车厢模型的加载示意图

建立的车内声学预测模型的有效性得到了验证,能够用于后续的声品质预测及优化研究中。

2 声品质仿真基本模型

2.1 响度模型

本文的响度计算采用基于 Zwicker 模型的 ISO 532 响度标准。

将经过外中耳传递的声音定义为激励级 E , 则主响度 N' 计算可表示为

$$N' = N'_0 \left(\frac{E_{TQ}}{sE_0} \right)^k \left[\left(1 - s + \frac{sE}{E_{TQ}} \right)^k - 1 \right] \quad (7)$$

式中主响度 N' 单位为 $\pi\text{sone/aBark}$, E_{TQ} 表示人耳听阈激励级, E_0 表示参考声强所对应的激励级。 N'_0 表示参考特征响度, 当 N'_0 取值为 0.08, s 和 k 表示参考特征响度计算常数, 相应取值分别为 0.5 和 0.23; 当 N'_0 取值为 0.065 时, s 和 k 的相应取值分别为 0.25 和 0.25。

根据特征频带和主响度值决定是否考虑掩蔽效应的影响, 若有掩蔽效应则在主响度的基础上加入斜坡响度, 得到特征响度值。对于特征响度在整个临界频带 Bark 上进行频域积分获得总响度 N , 如下表达式:

$$N = \int_0^{24\text{Bark}} N'(z) dz \quad (8)$$

式中响度的单位为 sone, 响度级的单位为 phon。

2.2 Zwicker 尖锐度模型

Zwicker 尖锐度模型的计算如下式所示:

$$S = c \frac{\int_0^{24\text{Bark}} N'(z) \cdot z \cdot g(z) dz}{N} \quad (9)$$

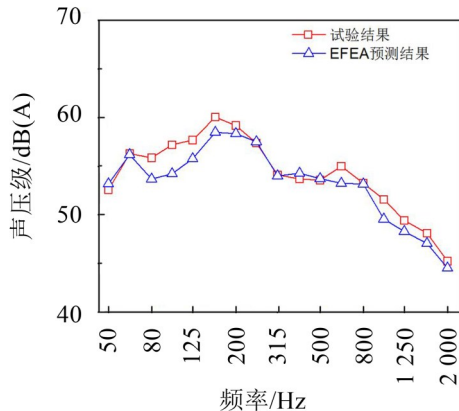
式中: S 表示尖锐度, N 表示总响度, c 表示比例因数, z 表示特征频带率, $g(z)$ 表示加权函数。

加权函数有三种形式, 分别为

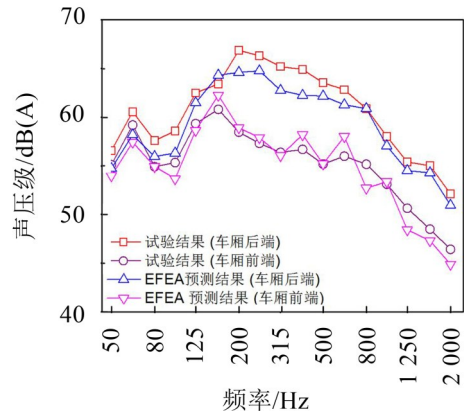
$$g_{z1}(z) = \begin{cases} 1 & z \leq 16 \text{ Bark} \\ 0.066e^{0.171z} & z > 16 \text{ a bark} \end{cases} \quad (10)$$

$$g_{z2}(z) = \begin{cases} 1 & z \leq 14 \text{ Bark} \\ 0.00012z^4 - 0.0056z^3 + 0.1z^2 - 0.81z + 0.351 & z > 14 \text{ a bark} \end{cases} \quad (11)$$

$$g_{z3}(z) = \begin{cases} 1 & z \leq 16 \text{ Bark} \\ e^{0.5 \ln(2)(z-16)} & z > 16 \text{ a bark} \end{cases} \quad (12)$$



(a) 车厢中部



(b) 车厢端部

图4 车内噪声预测与试验对比结果

尖锐度单位为 acum , 表示中心频率为 1 kHz 且带宽刚好等于该临界带宽且声压级为 60 dB 窄带噪声的尖锐度。

2.3 粗糙度模型

本文采用 Aures 模型。其处理过程主要为: 首先采用中耳传递函数对输入信号进行滤波, 并获取 24 个临界频带对应的激励谱; 接着各频带下的激励包络信号进行频域滤波, 采用不同临界频带采用的滤波函数, 其中 2 Bark~8 Bark 的滤波函数通过对 1 Bark 和 9 Bark 临界频带的函数插值得到。

载频对粗糙度有较大影响, 通过对调制系数 m_i^* 增加加权系数 g_i 来考虑这一影响。因此, 不同临界频带下的特征粗糙度 r_i 可表示为

$$r_i = (g_i m_i^*)^2 \quad (13)$$

特征粗糙度的单位为 asper/Bark。不同临界频带之间的调制系数存在不相关性, 引入不同临界频带滤波后包络信号的互相关系数, 采用临界频带 i 前后两个频带的相关系数平均值 l_i 来防止噪声粗糙度过大。因此, 总粗糙度 R 可采用如下表达式计算得到:

$$R = c \sum_0^{24\text{Bark}} r_i l_i \quad (14)$$

其中: c 表示标准信号的粗糙度为 1 的校准系数。粗糙度的单位为 asper, 定义为频率为 1 kHz 的声压级为 60 dB 的纯音, 调频 70 Hz, 100 % 调幅调制情况下产生的粗糙度。

3 车内噪声声品质优化

3.1 高速列车轮轨结构优化

研究表明^[6-7], 车厢底部声激励对车内噪声高频部分贡献突出。因此, 为控制高频车内噪声, 提高声品质, 有必要对轮轨噪声激励源进行优化。本文采用的优化方案包括在高速列车车轮上安装辐板屏蔽装置应用于和在钢轨上安装动力吸振器。其中车轮辐板屏蔽结构由多个扇形阻尼结构组成并通过安装环固定在车轮上, 而钢轨动力吸振器是主要由质量块和阻尼层组成的阻尼质量弹簧减振系统, 具体结构及参数如图 5 至图 6 和表 1 至表 2 所示。

本文分析中所需的优化后的轮轨激励将通过仿真计算来获得, 由于文献[7]中对于上述激励特性已经有详细的描述, 因此本文引用了相关计算方法和结果。

3.2 声品质优化结果

如图 7(a) 所示为转向架区域车轮和轨道优化设计前后的辐射噪声水平对比。可以看到, 车轮和轨

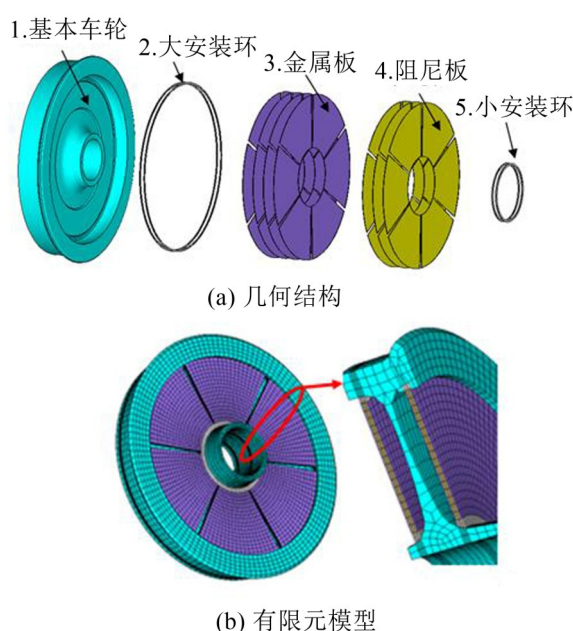


图 5 辐板屏蔽式阻尼车轮

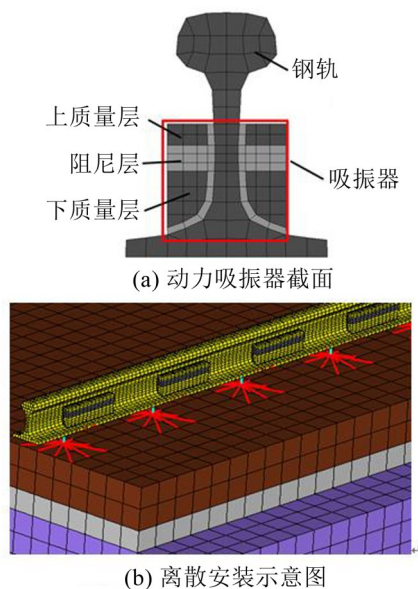


图 6 钢轨动力吸振器及应用

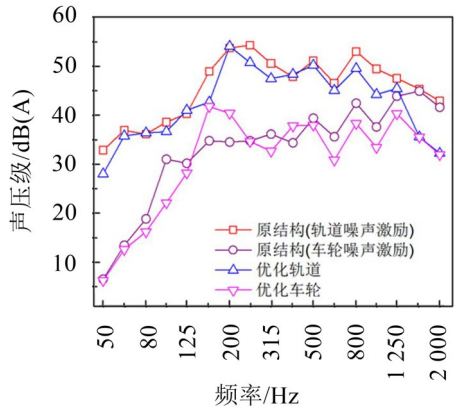
表 1 阻尼车轮材料参数

材料	弹性模量/Pa	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比	阻尼损耗因子/(%)
钢	2.10×10^{11}	7 800	0.3	—
铝合金	7.24×10^{10}	2 700	0.3	0.15
ZN03	3.40×10^6	1 000	0.49	50

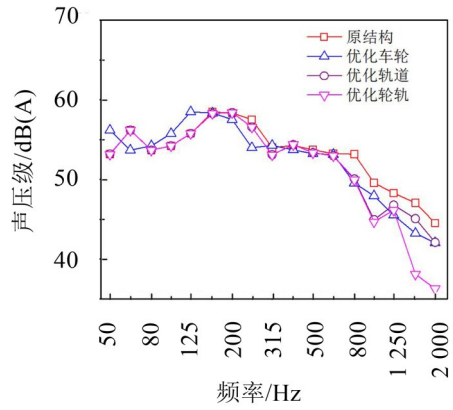
道的辐射噪声在多个 1/3 倍频程段上都有明显的降低, 其中在轮轨噪声突出频段声压级降幅约为 8 dB。图 7(b) 所示为所有激励都作用情况下, 分别及同时优化轮轨噪声激励后车内噪声的效果对比。结果显示优化轮轨噪声激励后, 高频段 (800 Hz~2 000 Hz) 范围内车内噪声有较明显的降低 3 dB~5 dB, 而低频段内没有明显效果。这是因为轮轨噪声

表2 钢轨动力吸振器的材料参数

结构	弹性模量/Pa	密度/(kg·m ⁻³)	面密度/(kg·m ⁻¹)	泊松比	阻尼损耗因子
上质量层	2.10×10 ¹¹	7 800	7.75	0.3	0.01
下质量层	2.10×10 ¹¹	7 800	4.03	0.3	0.01
阻尼层	9×10 ⁶	930	1.27	0.49	0.25



(a) 单独施加车轮和轨道噪声的降噪对比



(b) 所有激励作用下的降噪对比

图7 轮轨噪声优化对车内噪声响应对比结果

激励相比于气动噪声激励以及机械激励在低频段内的能量较小。

进一步计算和对比了声品质参数响度、尖锐度和粗糙度,结果如表3所示。对比显示应用辐板屏蔽式阻尼车轮和钢轨动力吸振器后,车厢内三个观察点的总响度分别降低1.1 sone、1.5 sone和2.1 sone,尖锐度分别降低0.05 acum、0.07 acum和0.09 acum,粗糙度分别降低0.04 asper、0.03 asper和0.03 asper,可见优化前后车内噪声声品质参数降低明显,降低量均在4%以上,优化效果能被人耳感知。图8所示为轮轨噪声优化对特征响度的影响,结果显示优化轮轨噪声后,对应高频段的特征频带内的特征响度明显降低,进一步表明优化轮轨噪声后高频段内的车内噪声舒适性得到改善。

表3 轮轨降噪对车内声品质的影响

位置		车厢前部	车厢中部	车厢后部
响度 (sone)	原始	25.0	22.1	31.3
	优化后	23.9	20.6	29.2
尖锐度 (acum)	原始	0.73	0.64	0.86
	优化后	0.68	0.57	0.77
粗糙度 (asper)	原始	0.63	0.64	0.70
	优化后	0.59	0.61	0.67

4 结 语

本文基于改进的能量有限元方法,建立了高速列车车内噪声的预测模型,并验证了模型的准确性。在此基础上,结合Zwicker响度模型、Zwicker尖锐度模型和Aures粗糙度模型,研究了轮轨噪声激励的优化对车内声品质的影响。

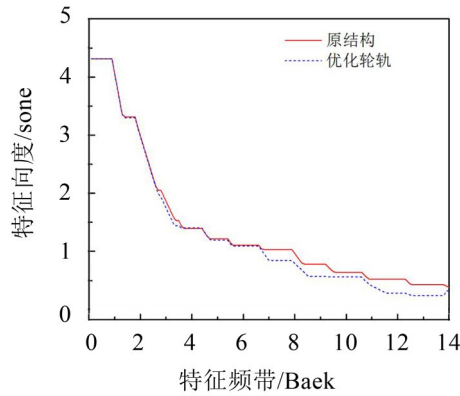


图8 轮轨噪声优化对特征响度的影响

结果表明,在车轮上加装阻尼结构,轨道上安装动力吸振器对车内噪声有良好的控制效果,在轮轨噪声突出频段声压级降低约8 dB。由于轮轨噪声主要在高频段内对车内噪声起主导作用,优化轮轨噪声激励对高频段车内噪声控制效果显著。对比优化前后车厢内不同位置的声品质参数,厢内三个观察点的总响度分别降低1.1 sone,1.5 sone和2.1 sone,尖锐度分别降低0.05 acum,0.07 acum和0.09 acum,粗糙度分别降低0.04 asper,0.03 asper和0.03 asper。轮轨噪声激励优化后车内声品质参数降低明显,优化效果能被人耳感知。

参考文献:

[1] ZHANG J, XIAO X, SHENG X, et al. SEA and contribution analysis for interior noise of a high speed train[J]. Applied Acoustics, 2016, 112: 158-170.