

高速列车转向架区气动噪声分离研究*

朱雷威¹, 郭建强¹, 赵艳菊¹, 宋雷鸣²

(1. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司 青岛, 266111) (2. 北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京, 100044)

摘要 高速列车转向架区的噪声包含气动噪声、轮轨噪声和设备(结构)噪声,为了将这三种噪声进行分离,将工况传递路径分析(operational transfer path analysis,简称 OTPA)技术用于转向架区气动噪声分离。低速运行工况,转向架区的噪声主要是轮轨噪声和由电机、轴箱、齿轮箱等动力设备产生的结构噪声,气动噪声很小可以忽略不计,通过低速运行工况的传递路径分析可以得到轮轨声和结构声路径的传递函数;高速运行工况,转向架区目标点的噪声是 3 种噪声贡献叠加的结果,在假定轮轨噪声和结构噪声传递函数不随速度变化的前提下,用低速运行工况下的传递函数可以求得轮轨噪声和结构噪声的贡献量,与目标点总值比较,差异部分即为气动噪声的贡献量。分离结果表明,气动噪声占主导的速度转折点出现在 200 km/h,350 km/h 速度级下气动噪声的贡献量达到 60%,轮轨噪声的贡献量约为 30%,仍不可忽略。

关键词 气动噪声; 高速列车; 传递路径分析; 贡献量
中图分类号 U270.1+6

引言

转向架是高速列车最为重要的部件之一,转向架的各项参数直接影响着高速列车运行的安全性、稳定性和舒适性。列车高速运行时由于空气气体压力变化引起气体扰动进而产生气动噪声,研究表明,高速列车的气动噪声与列车运行速度的六次方成正比,当高速列车以超过一定的速度运行时,气动噪声将超过轮轨噪声成为主要噪声源。气动噪声主要来源于转向架、受电弓、车厢连接处等列车形状复杂部位^[1-4],从这些部位入手分析研究高速列车的气动噪声。

张亚东等^[5]建立了高速列车转向架空气动力学模型,结合采用定常 RNG k-ε 湍流模型、非定常 LES 大涡模拟方法、宽频带噪声源模型和 Lighthill 声学比拟理论来研究转向架区域气动噪声的相关特性,研究结果得到了转向架各部件的贡献量大小以及转向架远场气动噪声的频率特性、衰减特性和幅值特性等。李辉等^[6]建立了高速列车车厢连接处的简化模型,通过声类比理论并结合 FLUENT 分析软件对车厢连接处的气动噪声进行了相关分析研究,结果表明车厢连接处端部的圆滑程度直接影响气动噪声的大小,端部越圆滑即圆角半径越大气动噪声的数值就越小。朱剑月等^[7]分析了高速列车各主要部位气动噪声的形成机理,阐述了气动噪声研

究的数值仿真方法和测试技术,并提出了能有效控制高速列车气动噪声的措施。高阳等^[8]主要研究了高速列车受电弓气动噪声的影响,阐述了其产生的机理和降噪措施,对 CRH3 型车的两种受电弓结构的缩比模型进行了风洞试验,并分析对比了受电弓升弓状态和降弓状态下的气动噪声特性。Sassa 等^[9]通过试验方法和数值计算方法对高速列车车门处产生的气动噪声进行了相关研究。Zhang^[10]对不同运行速度下列车的轮轨噪声和气动噪声方向性做了相关研究,提出了一个垂直偶极子对模型来解释轮轨辐射的相关特性。安翼等^[11]应用非线性声学求解器和 FW-H 声学比拟法的混合算法,分析研究了高速列车头型细长比对气动噪声的影响,对在不同运行速度下几种不同头型细长比的 CRH380A 高速列车头型模型进行了试验分析,得到了不同的流场特征、气动阻力和气动噪声。

以上对高速列车气动噪声的研究多数是采用数值仿真的方法,建立高速列车缩简模型作相关的分析以得到气动噪声的相关特性。笔者提出一种将高速列车转向架区域轮轨、结构噪声与气动噪声分离的方法,将从高速列车在低速运行试验数据求得的传递函数代入到高速列车高速运行时求解贡献量的过程中,实现气动噪声分离的目的。不同于数值仿真分析方法,此方法是基于工况下传递路径分析(OTPA)方法和声压级叠加理论实现的,只需要获

* 国家重点研发计划资助项目(2016YFB1200503)
收稿日期:2018-09-05;修回日期:2018-12-11

得工况下的实测数据即可快速获得转向架区域气动噪声对目标响应点的噪声贡献。

1 工况下传递路径分析理论

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^[12-13]。OTPA 方法不需要测试静态下的传递函数矩阵,较传统传递路径分析(transfer path analysis,简称 TPA)方法更为方便,并且能很好地对低频噪声贡献量进行预测^[12,14],因此在轨道车辆噪声传递路径分析中得到广泛引用。

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为 $P_j(j=1,2,\dots,m)$,第 j 个测试步中第 i 个激励处的激励信号为 $x_{opji}(i=1,2,\dots,n)$,两者之间的传递函数为 $h_i(i=1,2,\dots,n)$,则其矩阵方程^[13]为

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_j \\ \vdots \\ P_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{op11} & x_{op12} & \cdots & x_{op1i} & \cdots & x_{op1n} \\ x_{op21} & x_{op22} & \cdots & x_{op2i} & \cdots & x_{op2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ x_{opj1} & x_{opj2} & \cdots & x_{opji} & \cdots & x_{opjn} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ x_{opm1} & x_{opm2} & \cdots & x_{opmi} & \cdots & x_{opmn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ \vdots \\ h_i \\ \vdots \\ h_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

其矩阵形式可以简化为

$$\mathbf{P} = \mathbf{X}\mathbf{H} \quad (2)$$

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(2)两边同时乘以 \mathbf{X} 的逆矩阵,即可得到传递函数矩阵 \mathbf{H} ,如式(3)所示

$$\mathbf{H} = \mathbf{X}^{-1}\mathbf{P} \quad (3)$$

在测试过程中,不免有干扰噪声对激励源测点和目标响应测点产生影响,甚至各个激励源之间也存在串扰现象。传感器布置位置尽量接近测试激励源位置,同时远离其他激励源,并对激励源信号进行奇异值分解,能改善干扰和串扰的影响。

2 转向架区气动噪声分离理论

2.1 声叠加原理

n 个互不相关的声源对空间一点 T 同时作用产生的声压大小为

$$P_T^2 = P_1^2 + \cdots + P_i^2 + \cdots + P_n^2 \quad (4)$$

则在 T 点的声压级大小可通过式(5)得出

$$L_{P_T} = 20\log P_T/P_0 = 10\log\left(\sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{P_i}}\right) \quad (5)$$

其中: P_i 为第 i 个声源在测量点 T 处产生的噪声声压。

假设转向架区气动噪声、轮轨噪声和设备噪声的声压级分别为 L_A, L_W 和 L_M ,这 3 类噪声产生的机理不同,所以这 3 个声源互相独立。

按照式(5)声压级相加的计算方法,在这 3 个声源作用下,转向架区的总声压级 L_G 为

$$L_G = 10\log(10^{0.1L_A} + 10^{0.1L_W} + 10^{0.1L_M}) \quad (6)$$

2.2 气动噪声分离原理

高速列车低速运行时,转向架区的噪声主要是轮轨噪声和由电机、轴箱、齿轮箱等动力设备产生的结构噪声,气动噪声很小,可以忽略不计。采用高速列车低速下的实际测试数据,计算出轮轨噪声与结构噪声的传递函数。随着列车速度的提升,轮轨噪声和结构噪声的幅值为非线性变化,但其传递函数不随速度变化而变化。

利用高速下的测试数据(200, 250, 300, 350 km/h)作为激励源数据,利用低速下的传递函数求出各个速度下的传递路径贡献量。该步计算所得贡献量为各个速度级下转向架区域轮轨声和结构声的贡献量,将响应点 OTPA 合成值与各个速度级下响应点的测试值作比对,再根据声压级叠加公式(6)就可分离出高速下的气动声贡献。

根据上述选定的激励源以及目标响应点建立高速列车传递路径分析模型,确定各个传递路径的贡献量。传递路径和贡献量分析的传递路径系统(transfer path system,简称 TPS)计算网络见图 1。

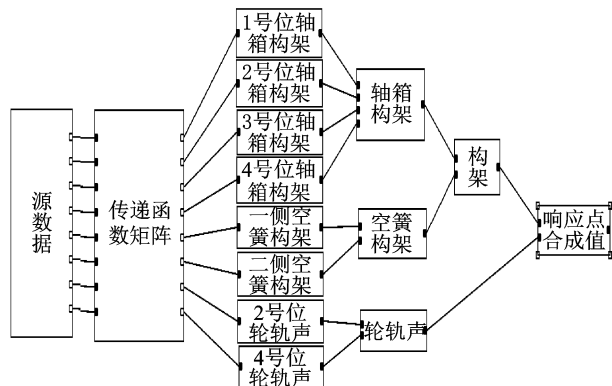


图 1 转向架区域传递路径 TPS 计算网络

Fig. 1 TPS computing network of transfer path in bogie area

3 气动噪声分离试验验证与分析

3.1 传递路径分析试验

在对高速列车的转向架区进行测试过程中,传

传感器的布置位置对测试数据的精确性以及后续传递路径的分析结果有着很大的影响。激励源传感器的布置要尽量接近测试的激励源位置,同时保证远离其他的激励源,通过传感器的布置方案来减小甚至消除激励源间和传递路径间的串扰,保证传感器测试信号能够真实有效地反映出被测试的激励源或路径本身的噪声振动特性。

选定转向架区域一位端 1~4 号轴箱构架、一侧及二侧空簧构架、2 号及 4 号位轮轨声作为激励源测点,以一位端一轴噪声测点作为目标响应点,图 2 为部分测点布置图。

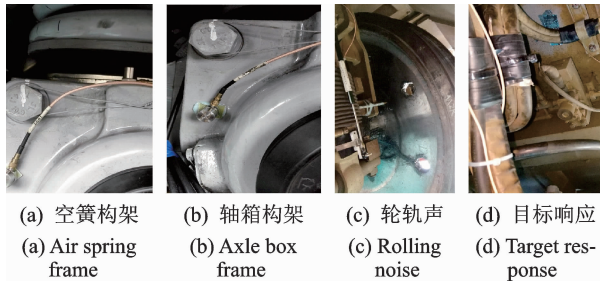


图 2 部分测点布置图

Fig. 2 Arrangement of part of measuring points

3.2 主要测点振动噪声特性分析

在传递路径分析及气动噪声分离前,需对测试数据进行前期分析。分别对 200, 250, 300 及 350 km/h 匀速工况下选定的激励源测点和目标响应测点的噪声振动特性进行初步分析,确定噪声振动分布和变化规律,为后续的传递路径分析提供数据支撑及指导。

在 5~350 km/h 速度范围内,构架振动加速度随列车运行速度的提升呈良好的线性关系,如图 3 所示。这也说明从低速到高速,构架辐射噪声传递函数的线性假设,在误差允许的范围 $[\pm 0.01, \pm 0.08]$ 内是成立的。

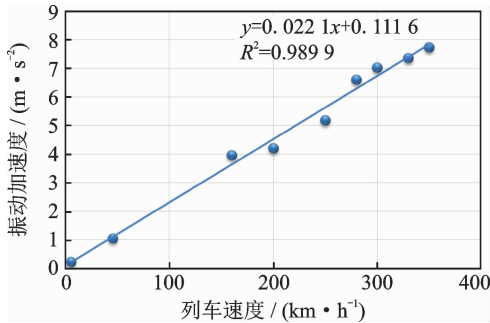


图 3 构架振动加速度随速度增长趋势

Fig. 3 Bogie frame vibration trend with speed growing

图 4 分别给出了列车以 350 km/h 运行时,一位端构架测点的振动快速傅里叶变换(fast Fourier transform,简称 FFT)频谱数据。各点的振动能量

主要集中在 800Hz 以下频段内,类似位置的测点频谱特性具有较好的一致性,说明测试数据能够代表该区域的振动特性。

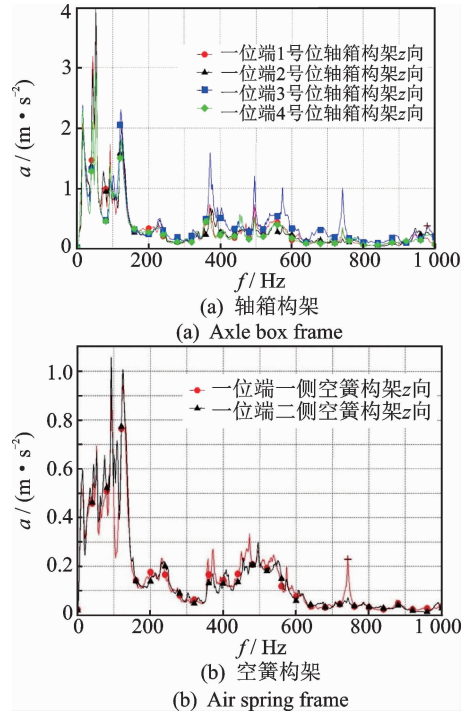


图 4 350 km/h 速度级下构架振动 FFT 频谱图

Fig. 4 The FFT spectrum of bogie frame vibration under 350 km/h

3.3 气动噪声分离结果分析

按照图 1 的 TPS 计算网络图进行气动噪声分离及求解各个激励源贡献量。用高速下(200, 250, 300, 350 km/h)实测数据作为源数据,以 5 km/h 速度下求解出的传递函数作为传函矩阵,可获得如图 5 所示的计算结果。图中目标响应点的 OTPA 合成信号小于实测值,两者的差值即为气动噪声的贡献量。从频率特性上分析,在 1 kHz 以下具有较好的吻合性,1 kHz 以上则明显分离,这与结构振动能量主要集中在 1 kHz 以下、而气动噪声峰值出现在 1 kHz 以上的试验结果吻合。

由式(6)可分离出各速度下气动声的贡献量,下面采用两种方法对各声源随速度增长趋势进行拟合。

1) 二次多项式法。二次多项式回归法可以不考虑不同速度级下占主导地位声源的差异,得到 1 条在各速度级下均适用的拟合曲线。轮轨噪声源与速度的 3 次方成正比,气动噪声源与速度的 6 次方成正比,这种在速度指数上的区别导致低速和高速之间并不是线性回归的关系。经过回归法得到的表达式^[15]为

$$L_{Aeq, T_p} = A + B \lg(V/V_0) + C [\lg(V/V_0)]^2 \quad (7)$$

其中: L_{Aeq, T_p} 为通过时间内的 A 计权等效声压级

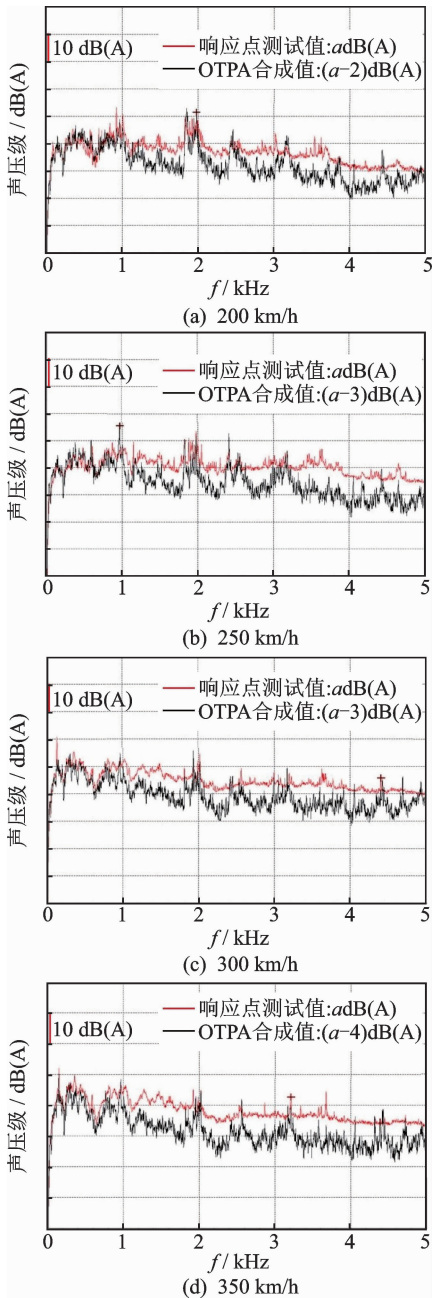


图5 响应点 OPA 合成信号和实测信号

Fig. 5 The OPA synthetic signal & measured signal of response points

(dB(A)); $\lg(V/V_0)$ 为实际速度与参考速度比值的对数; V 为列车速度; V_0 为参考速度; A, B, C 为回归系数。

按照上述方法,令横坐标 x 为 $\lg(V/V_0)$,本研究中 V_0 取测试的最低速度 160 km/h,在转向架区,构架噪声 L_1 、轮轨噪声 L_2 、气动噪声 L_3 及总噪声 L_6 的 A 声级随速度增长规律,如图 6 和式(8)~(11)所示

$$L_1 = 7.4285x^2 + 27.744x + 102.53 \quad (8)$$

$$L_2 = 67.983x^2 + 9.9799x + 105.89 \quad (9)$$

$$L_3 = 60.101x^2 + 25.028x + 104.72 \quad (10)$$

$$L_6 = 59.447x^2 + 18.191x + 109.38 \quad (11)$$

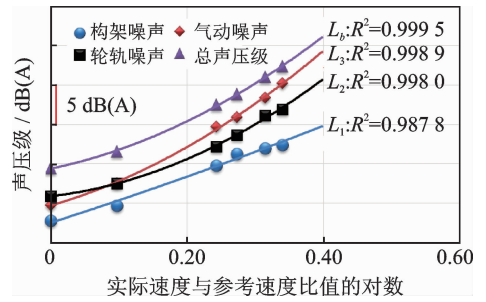


图6 各声源随速度增长的对数回归曲线

Fig. 6 The logarithmic regression curve of each source with speed growing

2) 分段对数回归法。二次多项式回归法虽然能够得到在各个速度级均适用的公式,但是不便于观察不同速度级下占主导地位的声源。分段对数回归法得到的公式中,增长率系数与声源特性之间有对应的物理意义,可以据此判断不同速度级下的主要噪声源。采用分段对数回归法得到的转向架区总声压级随速度增长规律如式(12)、式(13)及图 7 所示。从图中可知,200 km/h 以下速度级,转向架区噪声随速度的 3 次方增长,以轮轨噪声为主;300 km/h 以上速度级,转向架区噪声大致随速度的 5 次方增长,以气动噪声为主。

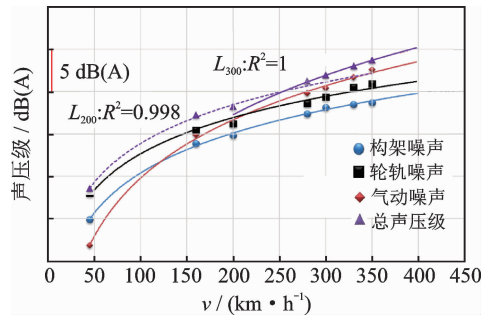


图7 各声源随速度增长的对数回归曲线

Fig. 7 The logarithmic regression curve of each source with speed growing

200 km/h 以下速度级转向架区总 A 声级 L_{200} 随速度增长规律为

$$L_{200} = 30.41\lg V + 41.9 \quad (12)$$

300 km/h 以上速度级转向架区总 A 声级 L_{300} 随速度增长规律为

$$L_{300} = 52.71\lg V - 12.0 \quad (13)$$

图 8 为列车不同速度级下各声源对总声压级的贡献量。随着速度的提升,构架声、轮轨声与气动声的声压级均增大。从能量贡献比例看,气动噪声的贡献量总体呈现逐渐增大趋势,而轮轨噪声和构架噪声的贡献量逐渐减小。这说明气动噪声逐渐占据主导地位,转折点出现在 200 km/h 左右,但即使 350 km/h 速度级下,气动噪声能量比也只占 60%,轮轨噪声的贡献仍不可忽略。

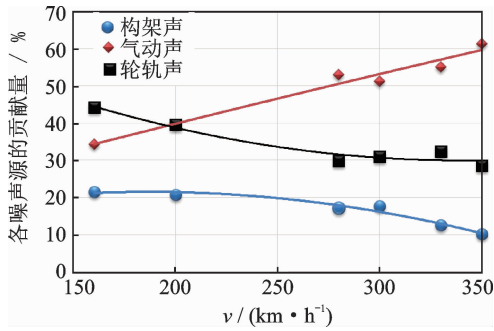


图8 各声源贡献度

Fig. 8 The contribution of each source

4 结束语

笔者研究了高速列车转向架区域气动噪声的分离技术,利用低速下(5 km/h)列车运行时气动噪声小、可忽略的特点,将低速下求解出的传递函数代入到高速下传递路径贡献量求解过程,实现了高速下转向架区域气动噪声的分离,得到了气动噪声对目标响应点的噪声贡献量。结果表明,随着速度的提升,气动噪声的贡献量总体呈现逐渐增大趋势,而轮轨噪声和结构噪声的贡献量逐渐减小,气动噪声逐渐占据主导地位,转折点出现在 200 km/h 左右。但即使 350 km/h 高速运行时,气动噪声能量比也只占 60%,轮轨噪声的贡献仍不可忽略。该研究结论可为高速列车的减振降噪措施及结构优化方案设计提供有价值的参考。

参 考 文 献

- [1] 喻华华. 高速列车气动噪声产生与控制的机理研究[D]. 北京:中国科学院大学,2013.
- [2] 朱剑月,王毅刚,杨志刚,等. 高速列车转向架区域裙板对流场与气动噪声的影响[J]. 同济大学学报(自然科学版),2017,10:1512-1521.
ZHU Jianyue, WANG Yigang, YANG Zhigang et al. Effect of bogie fairing on flow and aerodynamic noise behavior around bogie of high-speed train [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2017, 10: 1512-1521. (in Chinese)
- [3] DAVID J T, EDUARDO L I, LIU X W, et al. Recent developments in the prediction and control of aerodynamic noise from high-speed trains [J]. International Journal of Rail Transportation, 2015, 3 (3):119-150.
- [4] TALOTTE C. Aerodynamic noise: a critical survey[J]. Journal of Sound & Vibration, 2000, 231(3):549-562.
- [5] 张亚东,张继业,张亮,等. 高速列车动车转向架气动噪声数值分析[J]. 西南交通大学学报,2016,51(5):870-877.
ZHANG Yadong, ZHANG Jiye, ZHANG Liang, et al. Numerical analysis of aerodynamic noise of motor

car bogie for high-speed trains[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2016, 51 (5): 870-877. (in Chinese)

- [6] 李辉,肖新标,朱旻昊,等. 高速列车车厢连接处气动噪声特性初探[J]. 振动与冲击,2016,35(6):109-114.
LI Hui, XIAO Xinbiao, ZHU Minhao, et al. Analysis on aerodynamic noise in inter-coach space of high-speed train[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(6):109-114. (in Chinese)
- [7] 朱剑月,景建辉. 高速列车气动噪声的研究与控制[J]. 国外铁道车辆,2011,48(5):1-8.
ZHU Jianyue, JING Jianhui. Research and control of aerodynamic noise in high speed trains [J]. Foreign Rolling Stock, 2011, 48(5):1-8. (in Chinese)
- [8] 高阳,李新一,吴健. 高速列车受电弓气动噪声研究[J]. 铁道机车车辆,2017,37(5):54-57,78.
GAO Yang, LI Xinyi, WU Jian. Aerodynamic noise research on high-speed pantograph [J]. Railway Locomotive Vehicle, 2017, 37(5):54-57,78. (in Chinese)
- [9] SASSA T, SATO T, YATSUI S. Numerical analysis of aerodynamic noise radiation from a high-speed train surface[J]. Journal of Sound & Vibration, 2001, 247 (3):407-416.
- [10] ZHANG X. The directivity of railway noise at different speeds[J]. Journal of Sound & Vibration, 2010, 329(25):5273-5288.
- [11] 安翼,莫晃锐,刘青泉. 高速列车头型长细比对气动噪声的影响[J]. 力学学报,2017,49(5):985-996.
AN Yi, MO Huangrui, LIU Qingquan. Study on the influence of the nose slenderness ratio of high-speed train on the aerodynamic noise [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2017, 49(5):985-996. (in Chinese)
- [12] DE KLERK D, OSSIPOV A. Operational transfer path analysis: theory, guidelines and tire noise application[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010 (24):1950-1962.
- [13] 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.
- [14] TOOME M. Operational transfer path analysis: a study of source contribution predictions at low frequency [D]. Sweden: Chalmers University of Technology, 2012.
- [15] MELLET C, LÉTOURNEAUX F, POISSONB F, et al. High speed train noise emission: Latest investigation of the aerodynamic/ rolling noise contribution[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293:535-546.



第一作者简介:朱雷威,男,1985年12月生,高级工程师。主要研究方向为轨道车辆噪声与振动控制。曾发表《地铁司机室声源识别及验证研究》(《现代商贸工业》2017年第8期)等论文。
E-mail: zhuleiwei851216@126.com

