第36卷 第4期 石家庄铁道大学学报(自然科学版) Vol. 36 No. 4 2023年12月 Journal of Shijiazhuang Tiedao University(Natural Science Edition) Dec. 2023

高频振动下轮轨噪声的特性分析

石君龙¹, 常雄芬¹, 齐晓轩¹, 林玉森^{1,2}

(1. 石家庄铁道大学 土木工程学院,河北 石家庄 050043;

2. 石家庄铁道大学道路与铁道工程安全保障省部共建教育部重点实验室,河北石家庄 050043) 摘要:为了探究高频振动下无砟轨道的轮轨噪声,进行轮轨耦合动力学分析,利用结构导纳 结果与轨道不平顺求解频域下竖向轮轨力,将此力作为外部激励求解车轮与轨道有限元模型的 振动响应,然后将此振动响应作为声学边界条件并利用边界元法得到轮轨的结构噪声辐射。研 究表明,轮轨噪声主要集中在100~4 000 Hz,在 2 500 Hz 以下时,钢轨对总噪声的贡献量最大, 在 2 500~4 000 Hz 时,车轮的贡献量最大,且列车行驶速度增大,轮轨的最大声压级也逐渐增 大;在低频和高频时钢轨质量对轮轨噪声有影响;扣件垂向阻尼越大,轮轨的最大声压级越小。

关键词:高频振动;板式轨道;边界元法;声辐射;轮轨噪声 中图分类号:TB132 文献标志码:A 文章编号:2095-0373(2023)04-0041-07

火车运行中轮轨噪声是铁路噪声的重要组成部分。通过建立理论模型再进行细致的分析,才能够达 到有效的降噪。BENDER et al^[1]建立大量简化的钢轨与车轮的模型,通过解析法求出了轨的阻抗,并对 轮轨所指示的粗糙度进行了具体的分析。REMINGTON^[2]最初从车轮与钢轨的相互作用角度出发,建立 了轮轨噪声的声学预测模型,阐述了轮轨噪声是如何产生的。之后,又在此基础上,把原来刚度结构的轮 子转换成一个具有弹性的环形结构,另外对轮轨接触进行了修正,考虑了 Hertz 接触刚度,在计算车轮与 轨道的声辐射模型时将地面也考虑在内,在预测结果的精度上有了很大的提升。THOMPSON^[3-5]对文献 [2]建立的轮轨噪声模型进行了深度更改,认为钢轨与车轮之间相互激励振动,钢轨受简谐力的作用发生 振动,而钢轨的振动响应又传给轨枕,进而引起轨枕的振动响应,所以轨枕的噪声也不可以忽略,因此,把 轨枕也建立到了声学模型上。魏伟^[6]通过有限元与边界元法相结合的方式,利用联合粗糙度谱作为系统 的激励,对轮轨噪声展开研究,得到的模拟结果与 TWINS 相互吻合。

雷晓燕等^[7]进行了有关轮轨噪声研究及预测,杨新文等^[8]对列车在无砟和有砟铁路上的噪声产生原因、轮轨噪声的估算及噪声抑制技术进行了较为详尽的阐述。在轮与轨道的交互激励效应,翟婉明^[9-10]建立了车辆-轨道耦合动力学模型,SHENG et al^[11-13]对于在轨道上行驶单车轮或者多车轮的傅里叶系数方法进行了修改,并应用到了轮轨噪声的研究中,研究车速、多车轮接触和粗糙度波长对轮轨力的影响。



本文主要通过有限元边界元相结合的方法对于轮轨结构噪声辐射进行计算,主要流程如图1所示。

收稿日期:2023-07-09 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztddxxbzrb.20230179 作者简介:石君龙(1999—),男,硕士研究生,研究方向为车桥耦合动力学。E-mail:1546225070@qq.com 石君龙,常雄芬,齐晓轩,等.高频振动下轮轨噪声的特性分析[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2023,36(4):41-47.

1 有限元模型的建立与导纳

1.1 建立有限元模型

采用国产铁路客车车轮为S型辐轮,滚动圆直径为915 mm,其主要组成部分包括踏面、轮缘、轮辋、 辐板和轮毂,踏面采用LMA型,车轮内径为785 mm,轮辋宽度135 mm,辐板最厚部分为25 mm,轮毂孔 径为186 mm。轨道结构为CRTSII无砟板式轨道,因此考虑一段钢轨、一半轨道板和一半CA砂浆层,在 轨道的中间建立一个对称的边界,使其底部的结点充分地被固定,再在轨道的2个末端上加1个对称的约 束。单块轨道板长6.45 m,轨道板厚0.2 m,CA砂浆厚度为0.03 m,扣件间距为0.65 m。利用 ANSYS 对车轮和轨道系统进行了三维分析,利用完全法求得轨道系统的结构导纳特性,并将所得数据与文献 [14]进行比对,验证了模型的正确性。各项参数如表1所示,有限元模型如图2所示。

| 名称 | 密度/(kg•m ⁻³) | 弹性模量/GPa | 泊松比 | 阻尼系数 |
|-------|--------------------------|----------|------|-------|
| 车轮 | 7 800 | 206.0 | 0.30 | 0.005 |
| 钢轨 | 7 830 | 210.0 | 0.30 | 0.005 |
| 轨道板 | 2 500 | 35.5 | 0.20 | 0.030 |
| CA 砂浆 | 1 800 | 7.0 | 0.16 | 0.200 |







图 2 有限元模型

1.2 导纳的计算

车轮的导纳特性可以由车轮的自振频率、振型和模态阻尼通过模态叠加法计算获得,由于径向激励 大于轴向激励,且车轮的振动与钢轨是相互耦合的,所以在理想模型中只取车轮与钢轨名义接触点的原 点径向激励与位移导纳。利用激励与响应的幅值比和相位差,可以直接确定整个振动系统的导纳^[15]。

在名义接触点施加径向单位力,得到了车轮和钢轨的原点导纳,计算频率区间为 10~4 000 Hz,导纳 结果如图 3 所示。



图 3 导纳结果

2 轮轨动力响应

2.1 轮轨力

在计算轮轨力时,考虑保持车轮在轨道上的相对位 置不动。轮轨联合粗糙度谱基于列车速度在钢轨和车 轮之间的运动,形成相对激励^[16]。轮轨力表达式为

$$F_c = \frac{r}{\alpha_w + \alpha_T + \alpha_c} \tag{1}$$

式中,r 为联合粗糙度谱, $r = 10^{(L_{r_{-lotal}}/20-6)}$ m; a_w 为车轮 在轮轨接触点的垂向位移导纳; a_T 为钢轨在轮轨接触点 的垂向位移导纳; a_c 为轮轨垂向接触导纳, $a_c = 1/K_v$ 。联 合粗糙度谱采用文献[17]数据,求得频域下列车运行速 度为 200、300、400 km/h 的轮轨力,如图 4 所示。

2.2 振动响应

将 2.1 节求得的轮轨力加到轮轨接触点处,并查看 车轮与钢轨接触点处以及跨中处轨道板的垂向振动响应,振动位移结果如图 5 所示。







图 5 振动位移结果

车轮振动响应比较复杂,垂向振动位移出现了多处峰值,表明在这些频率位置处发生了结构的共振 现象,在以后的降噪方法中,可以从共振角度考虑。在速度相同时,钢轨的振动响应比轨道板的振动响应 大一个量级。这主要是受扣件刚度和钢轨、轨道板的尺寸以及材料所影响。在相同的频率下,随速度的 增加,其振动的位移均相应增加。

3 轮轨噪声预测

3.1 声学方程

设单个车轮在单根钢轨上运动时,轮轨振动在测量点引起的声压为 p,将钢轨视为线声源则钢轨声压 均方值为

$$\langle p_r^2 \rangle_T = \left[\frac{\sigma_{rv} (r_f + r_h) (\rho c)^2}{4d} \right] \langle \dot{Y}_{RV}^2 \rangle_T$$
(2)

式中, σ_{rv} 为钢轨竖向振动辐射系数; r_f 为钢轨的底宽; r_h 为钢轨的顶宽;d为测量点距钢轨的垂直距离; ρc 为声阻抗,常温标准大气压下为 420 kg/(m² · s); $\langle \dot{Y}_{RV} \rangle_T$ 为钢轨竖向振动速度均方值。

同理,车轮声压均方值为

$$\langle p_{w}^{2} \rangle_{T} = \left[\frac{\sigma_{wr} A_{wr} (\rho c)^{2}}{4 dVT} \right] \langle \dot{Y}_{WR}^{2} \rangle_{T}$$
(3)

式中, $\sigma_{\rm arr}$ 为车轮径向振动辐射系数; $A_{\rm arr}$ 为车轮径向振动辐射面积; $\langle Y_{\rm WR}^{\circ}\rangle_{T}$ 为车轮径向振动速度均方值。 对于轨道板,同样将其视为线声源,则轨道板的声压均方值为

$$\langle p_s^2 \rangle_T = \left[\frac{\sigma_{sr} A_{sr} (\rho c)^2}{4 dVT} \right] \langle \dot{Y}_{SR}^2 \rangle_T \tag{4}$$

式中, σ_x 为轨道板振动辐射系数: A_x 为轨道板振动辐射面积: $\langle Y_{SR} \rangle_T$ 为轨道板振动速度均方值。

3.2 噪声预测

在声学软件 LMS Virtual. lab 中进行边界元分 析时,只取3跨的钢轨和轨道板进行分析,钢轨声学 网格的单元尺寸取 12.5 mm,轨道板声学网格的单 元尺寸取 14 mm,车轮声学网格尺寸取 10 mm。为 了更好地研究高速列车在运行时轮轨噪声对周边居 民的影响,根据国家现行的 GB/T 5111-2011《声 学-轨道机车车辆发射噪声测量》标准规范布置测 点,取标准点距轨道中心线 25 m,距轨顶 3.5 m。 当高速列车以 300 km/h 速度运行时,在标准点处 轮轨噪声通过 A 计权后可得到的 1/3 倍声压级频 谱图如图 6 所示。而轨道板无论在低频还是高频 时,对轮轨噪声的贡献一直低于车轮和钢轨,这是由





于在 CRST [] 型轨道板中, CA 砂浆垫层的弹性模量在 7 000~10 000 MPa, 导致轨道板的振动响应较小。 为便于观察空间内噪声辐射特性,挑选车轮、钢轨以及轨道板在最大声压级时的声场空间分布云图 进行展示,截取声场尺寸为60m×20m的矩形,云图如图7所示。由图7可知,车轮辐射噪声在水平方 向上有指向性,显然在侧面辐射噪声更多;钢轨辐射噪声特点为在近场主旁瓣颜色波动变化显著,表明近 场噪声具有较强的指向性,随着距中心距离增大,辐射噪声的指向性逐渐减弱;轨道板辐射噪声分布比较 明显,由中心逐渐减弱。



(a)车轮辐射噪声空间分布云图



(c)轨道板辐射噪声空间分布云图

噪声影响因素探究 4

4.1 速度对噪声的影响

列车运行速度对轮轨噪声的影响是不可忽略 的,选取 200、300、400 km/h 3 个不同的速度进行 比较分析,除了改变列车速度外,其他参数均不发 生改变。在标准点处,不同速度对轮轨噪声的声辐 射特性如图 8 所示。由图 8 可知,轮轨滚动总声压 级随着列车速度的提高而增大。在 200 km/h 提升 至 400 km/h,轮轨总噪声的最大声压级提高了 6. 31 dB(A).

4.2 钢轨质量对噪声的影响

先对 60 轨进行研究,再选取常用的 50 轨和 75



轨进行对比,探究不同的钢轨质量对轮轨噪声的影响规律。由图 9 可知,在 100~800 Hz 时,轮轨总噪 声的声压级随钢轨质量的增加而增大,在 800 Hz 以 上时,轮轨的总噪声无明显变化。

4.3 扣件垂向阻尼对噪声的影响

由于钢轨和车轮的不平顺,列车行驶过程中会 产生振动并伴随有冲击时产生的各种能量,扣件阻 尼是检验振动和冲击能量被衰减的重要参数,它还 可以缓解列车在高速运行时轨道系统的振动,所以 探究扣件阻尼对轮轨结构噪声的影响还是比较有意 义的。对垂向阻尼为 5.0×10⁴、7.5×10⁴、1.0×10⁵ N•s/m的扣件分别进行分析。由图 10 可知,随着 扣件垂向阻尼的增加,轮轨噪声的最大声压级降低 了 3.72 dB(A)。可以表明,增大扣件的垂向阻尼可 以有效降低轮轨噪声。

4.4 轮轨结构声学贡献分析

4.4.1 钢轨板件声学贡献量

为了确定钢轨产生振动后哪个部件对噪声辐射 影响较大,对钢轨进行声学贡献量分析。本节依然 利用边界元方法,通过声学软件 LMS Virtual. lab 分 析钢轨各部件对标准点 C 处的贡献量。对钢轨的声 学边界元模型进行划分,总共分为轨顶、轨腰及轨底 3 个部分,划分好的 3 个部分如图 11 所示。



图 10 扣件垂向阻尼对轮轨噪声的影响

由于钢轨在 2 000 Hz 处出现了峰值,所以分析 2 000 Hz 下钢轨面板的声压贡献量。2 000 Hz 下,钢 轨面板对标准点处的声压贡献量如图 12 所示。



图 11 钢轨面板区域分布图



图 12 2 000 Hz 下钢轨面板对标准点处的声压贡献量

通过图 12 可知,在 2 000 Hz 时,钢轨面板中轨腰部分对标准点处的声压贡献量最大,其次是轨顶和 轨底,所以可以通过改变轨腰部位的参数来降低轮轨噪声。

4.4.2 车轮板件声学贡献分析

车轮进行声学贡献量分析,通过声学软件 LMS Virtual. lab 分 析车轮各部件对标准点处的贡献量。对车轮的声学边界元模型进 行划分,总共分为轮缘、轮辋、踏面、幅板及轮毂 5 个部分,划分好的 5 个部分如图 13 所示。

由于车轮在3150 Hz 处出现了峰值,所以分析3150 Hz 下车 轮面板的声压贡献量。3150 Hz 下,车轮面板对标准点处的声压贡



图 13 车轮面板区域分布图

献量如图 14 所示。

通过图 14 可知,在 3 150 Hz 时,车轮面板中踏面部 分对标准点处的声压贡献量最大,声压贡献量从大到小 依次为踏面、幅板、轮辋、轮缘、轮毂,所以可以通过改变 踏面和幅板部位的参数来降低轮轨噪声。

5 结论

总结得出如下结论:

(1) 轮轨噪声主要集中在 100~4 000 Hz 频段,属 高频噪声。

(2)利用轮轨粗糙度谱求得频域下的轮轨力输入有

限元模型中,发现车轮、钢轨和轨道板的振动响应随速度的增加而增加;车轮在轮轨接触点处出现了较多的共振峰值,由于扣件因素,在速度相同时,钢轨的垂向振动响应比轨道板大一个量级。

(3)在标准点处,轮轨噪声钢轨的贡献量集中在 2 500 Hz 以下时,车轮的贡献量主要集中在 2 500~4 000 Hz,由于 CA 砂浆垫层具有很大的弹性模量,所以对轮轨系统的总噪音没有很大的作用。当列车运行速度为 300 km/h时,标准点处最大声压级为 88.12 dB(A)。

(4)随着列车行驶速度的提高,车轮、钢轨以及轮轨总声压级逐渐增大;在100~800 Hz时,轮轨总噪 声的声压级随钢轨质量的增加而增大;轮轨噪声随着扣件垂向阻尼的增加整体呈下降趋势,可以得出扣 件的垂向阻尼与轮轨噪声呈负相关,增大扣件的垂向阻尼可以有效降低轮轨噪声。

(5)轮轨部件的声贡献分析表明,车轮部件的声压级贡献为:踏面、幅板、轮辋、轮缘、轮毂,钢轨部件 的声压级贡献为:轨腰、轨顶、轨底。

[1]BENDER E K, REMINGTON P J. The influence of rails on train noise[J]. Journal of Sound & Vibration, 1974, 37
 (3):321-334.

[2]REMINGTON P J. Wheel/rail noise-Part IV: Rolling noise[J]. Journal of Sound & Vibration, 1976, 46(3):419-436.

- [3]THOMPSON D J. Wheel-rail noise generation, Part I: Introduction and interaction model[J]. Journal of Sound & Vibration, 1993, 161(3):387-400.
- [4]THOMPSON D J. Wheel-rail noise generation, Part II: Wheel vibration[J]. Journal of Sound & Vibration, 1993, 161 (3):401-419.
- [5]THOMPSON D J. Wheel-rail noise generation, Part III: Rail vibration[J]. Journal of Sound & Vibration, 1993, 161 (3):421-446.
- [6]魏伟. 铁路轮轨系统高频振动[D]. 成都: 西南交通大学, 1995.

[7] 雷晓燕, 圣小珍. 现代轨道理论研究[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2008.

[8]杨新文,翟婉明. 轨道交通轮轨噪声机理、预测与控制[M]. 上海:同济大学出版社, 2017.

[9]翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 4 版. 北京:科学出版社, 2015.

[10] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学理论的发展与工程实践[J]. 科学通报, 2022, 67(32): 3794-3807.

- [11]SHENG X, LI M, JONES C, et al. Using the fourier-series approach to study interactions between moving wheels and a periodically supported rail[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 303:873-894.
- [12]SHENG X, XIAO X, ZHANG S. The time domain moving Green function of a railway track and its application to wheel-rail interactions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 377: 133-154.
- [13]圣小珍,葛帅,成功,等. 高速铁路轮轨噪声预测方法、特性规律及控制措施[J]. 中国铁路, 2022, 722(8): 103-117.
- [14]杨新文. 高速铁路轮轨噪声理论计算与控制研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.
- [15]左鹤声. 机械阻抗方法与应用[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
- [16]刘海平. 高速铁路轮轨滚动噪声建模、预测与控制研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [17]钟庭生. 高速铁路板式轨道轮轨振动噪声预测[D]. 成都:西南交通大学,2018.



第36卷



图 14 3 150 Hz 下车轮面板对标准点处声压贡献量

Characteristic Analysis of Wheel-Rail Noise Under High-Frequency Vibration

Shi Junlong¹, Chang Xiongfen¹, Qi Xiaoxuan¹, Lin Yusen^{1,2}

(1. School of Civil Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Key Laboratory of Roads and Railway Engineering Safety Control of Ministry of Education,

Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: In order to investigate the wheel-rail noise of ballastless track under high frequency vibration, this paper conducted a wheel-rail coupling dynamic analysis, and solved the vertical wheel-rail force in frequency domain by using the structural admittance results and track irregularity. The force was used as an external excitation to solve the vibration response of the wheel-rail finite element model. The results show that wheel-rail noise is mainly concentrated in the range of $100 \sim 4~000$ Hz. Below 2 500 Hz, the contribution of rail to the total noise is the largest, and at $2~500 \sim 4~000$ Hz, the contribution of wheel is the largest, and the maximum sound pressure level of wheel-rail gradually increases with the increase of train speed. Rail quality has influence on wheel-rail noise at low frequency and high frequency. The larger the vertical damping of the fastener, the smaller the maximum sound pressure level of the wheel-rail will be. At the same time, the acoustical contribution of each component is analyzed.

Key words: high-frequency vibration; plate tracks; boundary element method; acoustic radiation; wheel-rail noise

(上接第 13 页)

Mechanical Performance Experimental Research on the Construction Process of Experimental Study on Mechanical Properties of Fabricated Cable-Supported Concrete Composite Floor During Construction

Zhang Guotai¹, Chen Zongxue², Qiao Wentao¹, Meng Lijun¹, Zhao Huaguo¹

(1. School of Civil Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Steel Structure Engineering Branch, Hebei Construction Group Corporation Limited, Baoding 071051, China)

Abstract: In view of the problems of low fabricated level and complicated construction in the cable-supported concrete floor, a fabricated cable-supported concrete composite floor was proposed. In order to study the mechanical properties of the composite floor during the construction stage, graded tension tests were conducted on the cables of the composite floor. The vertical displacement changes of the strut and the stress changes of the laminated slab beams and the connections between the laminated slab were analyzed after the completion of each stage of tension. The composite floor during the construction stage was simulated using Midas/gen software. The research results indicate that throughout the entire tension construction stage, H-shaped short steel connectors serve as the main force connecting components, and all connectors have stress changes within the elastic range. The stress change of the laminated slab beams are relatively small. The vertical displacement in the middle of the span reaches 1/600 of the maximum span until the tension is completed. The results of the test are basically consistent with the finite element analysis results, indicating that the finite element analysis method can better simulate the stress changes of the connectors and the laminated slab beams and the displacement changes of the test.

Key words: cable-supported structure; composite floor; finite element analysis; model test