

DOI:10.11918/202007094

钢轨底部动力吸振器对钢轨振动与噪声的影响

杨新文^{1,2}, 赵治钧^{1,2}, 钱鼎玮^{1,2}, 张 昭^{1,2}

(1.上海市轨道交通结构耐久与系统安全重点实验室(同济大学),上海 201804;

2.道路与交通工程教育部重点实验室(同济大学),上海 201804)

摘要:为分析钢轨底部动力吸振器对钢轨振动特性和声辐射特性的影响,建立钢轨振动-声辐射模型.首先,根据铁路板式轨道实际拓扑结构建立三维实体有限元模型,采用直接法求解钢轨结构的特征值问题;其次,计算分析了钢轨在垂向单位力激励下的导纳特性与振动衰减率;再次,利用轮轨滚动噪声预测模型计算分析了动力吸振器对钢轨声辐射功率的影响;最后,对轨底动力吸振器的参数影响进行了分析.结果表明:轨底动力吸振器的减振频段为750~1 650 Hz,降噪频段为800 Hz以上;吸振器的质量比越大其减振降噪水平越高,但减振降噪水平的提高效率越低;在一定范围内适当增大吸振器刚度可略微提高降噪水平,但是刚度过大会加剧钢轨的振动及其纵向传播;阻尼系数影响减振降噪作用频率的带宽,需要保证足够大且与吸振器质量、刚度相匹配.对钢轨底部动力吸振器减振降噪作用和参数影响的计算分析可以为钢轨轨底动力吸振器的参数设计以及低噪声钢轨的选型提供一定的参考.

关键词:高速铁路;钢轨;动力吸振器;振动;噪声

中图分类号: U239.4

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2021)03-0042-09

Influence of dynamic vibration absorber beneath rail base on rail vibration and noise

YANG Xinwen^{1,2}, ZHAO Zhijun^{1,2}, QIAN Dingwei^{1,2}, ZHANG Zhao^{1,2}

(1. Shanghai Key Laboratory of Rail Infrastructure Durability and System Safety (Tongji University), Shanghai 201804, China;

2. Key Laboratory of Road and Traffic Engineering of Ministry of Education (Tongji University), Shanghai 201804, China)

Abstract: To analyze the influence of dynamic vibration absorber beneath rail base on the sound radiation characteristics of the rail, a vibration-acoustic radiation model for rails was established. First, three-dimensional solid finite element model was established according to the actual topological structure of the railway slab track, and the eigenvalue problem of the rail structure was solved by the direct method. Next, the admittance characteristics of the rail and the decay rate on the track under vertical unit force excitation were calculated and analyzed. Then, the wheel-rail rolling noise prediction model was used to calculate and analyze the influence of rail vibration absorber on the sound radiation power of the rail. Finally, the influence of the parameters of dynamic vibration absorber beneath rail base was analyzed. Results show that the vibration reduction effects of the dynamic vibration absorber beneath rail base were at the frequency band of 750 Hz to 1 650 Hz, and the noise reduction was above 800 Hz. The larger the mass ratio of vibration absorber was, the higher the level of vibration reduction and noise reduction was, while the lower the efficiency improvement of vibration reduction and noise reduction was. Increasing the stiffness of the vibration absorber in a certain range could slightly improve the noise reduction level, whereas too large stiffness could aggravate rail vibration response and its longitudinal propagation. The damping coefficient could affect the frequency bandwidth of vibration reduction and noise reduction, so it needs to be large enough to match the mass and stiffness of the vibration absorber. The calculation and analysis in this paper can provide certain reference for the parameters design of rail dynamic vibration absorbers and the selection of low-noise rails.

Keywords: high-speed railway; rail; dynamic vibration absorber; vibration; noise

近年来,轨道交通的迅速发展带来的振动与噪声辐射问题越来越突显,过量的振动和噪声对人们的身心健康与居住环境产生了严重的影响.当车速

在300 km/h以下时,轮轨噪声是轨道交通系统噪声的主要组成部分;在300 km/h以上时,轮轨噪声的比重仍大于50%^[1].而从轮轨噪声的声源贡献来看,钢轨是最主要的辐射源^[2].所以钢轨的减振降噪是轨道交通减振降噪措施的重要部分,具体包括钢轨的截面优化、重型化和无缝化,钢轨打磨维修,粘贴约束阻尼材料,安装钢轨动力吸振器等措施^[3].

收稿日期: 2020-07-09

基金项目: 国家自然科学基金(51778484)

作者简介: 杨新文(1973—),男,教授,博士生导师

通信作者: 杨新文, yangxinwen0603@163.com

而钢轨动力吸振器具有结构简单、安装维护方便、可与其他降噪措施结合的优点,可以广泛应用于轨道交通线路的减振降噪。

欧洲 OFWHAT 项目^[4]中首先研制出了钢轨动力吸振器的雏形,并进行了现场测验,发现安装吸振器的钢轨辐射噪声降低了 2 dB. 文献[5]设计了双层调谐钢轨阻尼器(DTRD),由钢板和橡胶块组成并与铁轨相连;在法国线路的试验研究发现,其在 500~2 500 Hz 频段可以有效降低钢轨的振动. 欧洲 Silent Track 项目中开发了一种由阻尼层与双层质量块构成的动力吸振器装置,可调谐 630 Hz 和 1 350 Hz 的钢轨振动;现场测试^[6]表明,在减振频率上降噪最大可达 6 dB, A 计权噪声总体降低约 5.6 dB. Corus 公司将其改进为三自由度的动力吸振器,从而拓展了减振频带,并广泛应用于荷兰、法国、德国和瑞典等地. 二自由度和三自由度调谐质量阻尼器(TMD)的结构如图 1 所示. 文献[7]基于动力吸振器原理和多层约束阻尼原理,开发了 SJTU-2 型钢轨吸振器;并进行了现场测试,使正线的列车通过平均声级降低了约 4 dB.

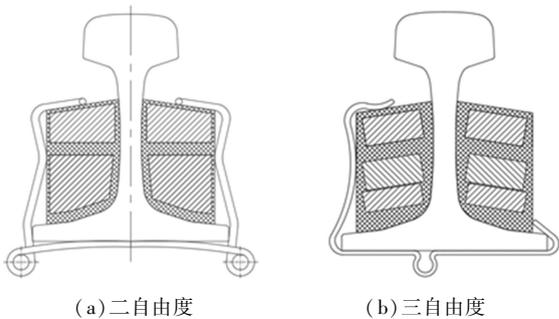


图 1 二自由度和三自由度 TMD^[6]

Fig. 1 Two-degree-of-freedom and three-degree-of-freedom TMD^[6]

国内外学者对钢轨动力吸振器的减振降噪作用和参数影响进行了研究. 文献[8]建立集总质量模型,采用参数对比法,分析吸振器的质量比、固有频率比、阻尼比对减振性能的影响,采用有限元和边界元法分析降噪效果并通过试验进行验证. 文献[6]以连续弹簧-质量-弹簧基础上的 Timoshenko 梁模拟钢轨,采用有限单元法分析吸振器钢轨横截面以反映吸振器的作用,分析了钢轨动力吸振器的减振效果. 文献[9]建立了有砟轨道离散支撑 Timoshenko 梁钢轨、质量-弹簧-阻尼吸振器系统的垂向耦合动力学模型,分析了钢轨动力吸振器的安装位置、质量、阻尼系数等参数对有砟轨道系统的振动声辐射的影响. 在此基础上,文献[10]以梁-弹簧-阻尼模型模拟吸振器,发现吸振器的刚体运动在振动响应中占主导地位,而弯曲变形是吸振作用

的次要因素,用质量-弹簧-阻尼模型模拟吸振器作用是足够准确的. 文献[11]进一步建立了安装吸振器的钢轨三维有限元实体模型探究吸振器的横向旋转影响,其振动和噪声计算结果略小于梁-弹簧-阻尼模型,钢轨辐射噪声总声功率级仅相差 0.1 dB,说明吸振器的横向旋转对吸振效果影响很小. 文献[12]通过一维动力学模型研究了钢轨吸振器的参数对指向频段内钢轨振动衰减率的影响,进行参数设计优化和试验验证. 文献[13]建立了一维动力学模型,结合有限元-边界元法,分析了附带赫姆霍兹共振腔结构的钢轨动力吸振器的减振降噪作用. 而文献[14]分别在长、短段钢轨上进行试验,对比测试了吸振器安装前、后钢轨振动量级及钢轨振动衰减率的变化,分析了钢轨吸振器的减振效果. 以上研究主要应用了 3 种方法:1)把钢轨抽象为弹性支撑梁模型,进行垂向动力学分析^[9-10];2)利用有限元法研究分析吸振器减振效果^[6,11];3)进行试验或现场测试^[7,14].

综上所述,现有的钢轨动力吸振器大多设置于轨腰及附近部位,同时大部分研究采用动力学分析方法,把钢轨抽象为弹性支撑梁模型. 而钢轨底部安装动力吸振器对空间有一定的限制,导致轨底动力吸振器的参数设计原则跟轨腰吸振器有较大差异. 同时在轨底吸振器参数对钢轨振动与声辐射的影响规律方面,还未有研究从理论上较全面地探明轨底吸振器设计参数的减振降噪影响规律. 因此,本文以钢轨底部设置的动力吸振器为研究对象,首先利用有限元法建立带轨底动力吸振器的钢轨三维实体仿真模型,其次分析了钢轨的导纳和振动衰减率特性,再次采用轮轨滚动噪声预测模型计算分析了轨底吸振器的降噪效果,最后分析了动力吸振器参数对轮轨振动与噪声的影响规律,可为轮轨系统减振降噪控制提供理论依据.

1 轨底动力吸振器

动力吸振的原理是在主结构上附加具有谐振特性的子结构,通过阻尼层的弹簧-阻尼调谐作用,将主系统的振动传递至附加质量,附加质量的惯性力作为反作用力进行消耗,来减小主结构的振动响应. 在主振动系统上施加质量-弹簧-阻尼系统,需要设计该附加系统的频率,通过频率匹配来减小或者消除主振动系统的振动. 附加系统称为动力吸振器(dynamic vibration absorber, DVA),一般由粘弹性元件和附加质量构成. 由于动力吸振器既可用于主动隔振,又可用于被动隔振,具有频率针对性强、占用空间小、结构形式多样化、对主系统干扰较小等优

点,广泛应用于振动控制领域.

当动力吸振器应用于钢轨的减振降噪时,通常通过在阻尼弹性材料中添加一定数量的质量单元,形成质量-弹簧-阻尼系统,用弹条或者粘贴方式固定于钢轨的轨腰或轨底处,与钢轨形成共振系统.钢轨动力吸振器通过质量块振动和阻尼材料吸收钢轨振动,实现减振降噪功能.

图 2 为本文研究的轨底动力吸振器结构示意图,主体结构为带有一定阻尼的弹性橡胶层和一定质量的调谐质量块,通过金属弹条固定在钢轨底部.

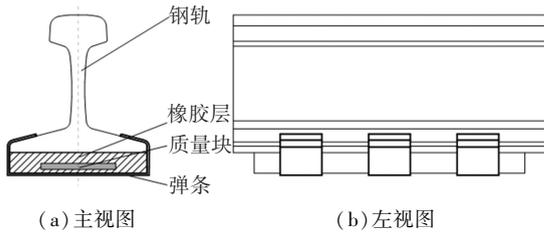


图 2 轨底动力吸振器结构示意图

Fig.2 Schematic of dynamic vibration absorber beneath rail base

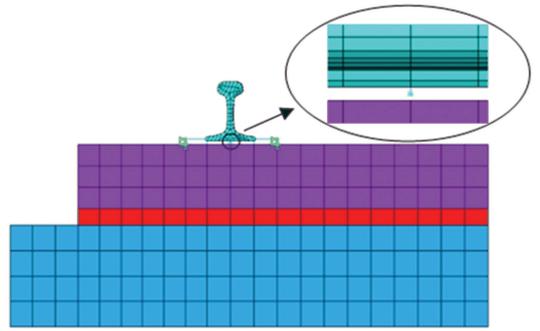
2 轮轨滚动噪声预测模型

2.1 轮轨结构振动

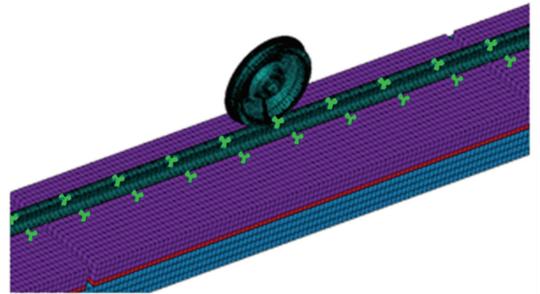
中国的 60 kg/m 钢轨广泛应用于重载线路、高速铁路、普通铁路和城市轨道交通的干线,故以 60 kg/m 钢轨的无砟轨道为基础建立模型. 60 kg/m 钢轨的横截面尺寸参数按照国家标准 GB 2585—2007^[15]取值. 两股钢轨中心距离为 1 500 mm,轨道长度为 15 m. 轨下结构主要由轨道板、砂浆层和支承层构成,钢轨通过间距为 600 mm 的扣件铺设在长度为 4 900 mm,宽度为 2 400 mm,厚度为 190 mm 的轨道板上,再通过厚度为 50 mm 的 CA 砂浆与宽度为 2 800 mm,厚度为 300 mm 连续支承层接触. 文献[10-11]表明吸振器的刚体运动是轨道振动能力耗散的主要因素,可以忽略吸振器的弯曲变形和横向旋转,故可以使用质量-弹簧-阻尼模型模拟动力吸振器,吸振器位置位于跨中的轨底中心点处. 由于结构横截面是轴对称的,故仅建立单股轨道的模型. 钢轨轨道板、CA 砂浆层和支承层选用 ANSYS 中的 SOLID 45 单元,钢轨扣件和钢轨动力吸振器的弹性-阻尼层选用 COMBIN 14 单元,质量块选用 MASS 21 单元,建立带动力吸振器的轨道结构有限元模型如图 3 所示.

轨道结构材料参数和轨底动力吸振器有关参数的取值如下:钢轨的密度为 $7.84 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$,泊松比为 0.3,阻尼比为 0.005;轨道板的密度为 $2.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为

$3.2 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$,泊松比为 0.3,阻尼比为 0.03;砂浆的密度为 $0.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 $1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$,泊松比为 0.3,阻尼比为 0.2;支承层的密度为 $2.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 $3.65 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$,泊松比为 0.3,阻尼比为 0.03;轨底吸振器的质量为 3.6 kg,刚度为 $1.96 \times 10^8 \text{ N/m}$,阻尼系数为 $4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$.



(a) 无砟轨道有限元模型



(b) 轮轨相互作用模型

图 3 有限元模型示意图

Fig.3 Schematic of finite element model

2.1.1 钢轨导纳特性与表面振动速度

为研究钢轨的振动和噪声等动力特性,首先需要对轨道结构进行模态分析,求解轨道结构的固有频率和振型,在此基础上才能进行进一步的减振降噪研究. 利用有限元软件 ANSYS 对 60 kg/m 钢轨的无砟轨道结构进行模态分析. 模态提取方法为 Block Lanczos 法,边界条件需要约束支承层底部单元 3 个方向的自由度并将钢轨简支处理. 在通常车速下,滚动噪声的有效频率在 100 ~ 3 000 Hz 之间^[1],故本文计算了 100 ~ 3 000 Hz 频段的钢轨模态. 主要探讨钢轨垂向的振动,故提取垂向位移响应.

轨道结构的频响函数即单位力激励下结构的响应,频响函数描述了系统的振动特性. 采用 ANSYS 完全法的谐响应分析方法分别计算有无轨底吸振器的无砟轨道结构的频响函数,以分析轨底动力吸振器的减振效果. 计算的频率为 100 ~ 3 000 Hz,步长为 10 Hz.

谐响应分析得到钢轨的垂向振动位移导纳及速

度导纳后,将钢轨垂向速度导纳和轮轨力相乘得到钢轨的表面垂向振动速度,用于钢轨噪声辐射分析.具体求解方法可见 2.3 节.

2.1.2 钢轨振动衰减率

钢轨的振动衰减率是钢轨垂直或横向弯曲波的振幅衰减率沿钢轨纵向分布的函数.该指标通过计算在钢轨施加单位脉冲激励作用下不同位置处的振动频率响应函数反映钢轨的振动衰减情况,在 1/3 倍频程上分频段描述了轨道系统对钢轨纵向振动传播的综合衰减能力.参考国际标准 BSEN15461-2008+A1-2010(2011)^[16],通过 1/3 倍频程每个中心频率处轨道纵向分布的一系列测点的频响函数可以计算得到的钢轨振动衰减率.计算公式为

$$DR = \frac{4.343}{\sum_{n=0}^{n_{\max}} \frac{|A(x_n)|^2}{|A(x_0)|^2} \cdot \Delta x_n} \quad (1)$$

式中: $A(x_0)$ 为激励点处速度导纳, $A(x_n)$ 为测点 n 处速度导纳, Δx_n 为测点 n 距离激励点的距离.

将位移导纳结果化为 1/3 倍频程形式的位移导纳,得到轨道结构的振动衰减率.根据计算分析,在 3 000 Hz 以上频段振动衰减率远大于 3 000 Hz 以下频段,钢轨在 3 000 Hz 以下的频率时更需要采取减振措施.故计算分析的频率定为 100~3 000 Hz.

2.1.3 车轮导纳特性

本文选取城市轨道交通 LM 型踏面, S 型辐板车轮.与钢轨振动分析的思路相同,首先利用有限元软件 ANSYS 分析车轮模态特性,采用 Block Lanczos 方法分析车轮的固有频率和固有振型.再采用模态叠加法对车轮进行谐响应分析,计算在名义接触点分别施加单位径向荷载和单位轴向荷载的车轮的位移导纳和速度导纳.

2.2 轮轨相互作用

轮轨表面粗糙度是轮轨高频随机振动与噪声直接来源,本文所采用的粗糙度为 HARMONOISE 项目实测轮轨中等水平联合粗糙度.

在圆频率为 ω ,复幅值为 F 的垂向简谐力 $Fe^{i\omega t}$ 激励下,钢轨和车轮的振动速度幅值 v_r 、 v_w 分别为

$$v_r = Y_r F, \quad (2)$$

$$v_w = Y_w F. \quad (3)$$

式中: Y_r 为钢轨垂向速度导纳, Y_w 为车轮振动速度导纳.此时接触弹簧两端相对速度 v_c 为

$$v_c = Y_c F = \frac{F}{K_H}, \quad (4)$$

其中 K_H 为线性赫兹接触刚度,本文取 1.4×10^9 N/m,在保持接触的条件下,通过引入圆频率 $\omega = 2\pi f$ 的粗糙度 $r(\omega)$,得到 3 个速度之间的关系为

$$v_r = r(\omega) - v_w - v_c. \quad (5)$$

由式(5)可得轮轨动态作用力为

$$F = \frac{r(\omega)}{Y_r + Y_w + Y_c}, \quad (6)$$

与钢轨的速度导纳相乘,得到钢轨表面振动速度为

$$v_r = \frac{Y_r r(\omega)}{Y_r + Y_w + Y_c}. \quad (7)$$

2.3 钢轨辐射模型

由于声辐射具有指向性,轮轨噪声的声压随着方向不同而不同,声压或声压级并不适合作为反映钢轨噪声辐射水平.钢轨动力吸振器安装于轨底,主要影响钢轨振动,并改变钢轨的辐射噪声.故本文采用钢轨辐射声功率来评价钢轨动力吸振器的降噪效果,具体计算方法如下.

钢轨受到轮轨力作用,发生垂向振动,振动沿钢轨纵向传播并向外辐射噪声.基于 2.2 节中得到钢轨的垂向振动位移响应可以求得其速度响应,某一频率下的钢轨垂向振动声辐射功率计算公式为

$$W_{ri} = \rho_0 c_0 S \langle V^2 \rangle \sigma. \quad (8)$$

式中: ρ_0 为空气的密度; c_0 为声音在空气中的传播速度; S 为钢轨的振动声辐射总面积, $S = Lh$,其中 h 为钢轨截面轮廓线在水平方向的投影总长度, L 为钢轨的计算长度; σ 为钢轨的声辐射效率,可以通过建立钢轨有限元-边界元模型计算^[17]; $\langle V^2 \rangle$ 为钢轨表面振动法向速度的时间和空间均方值,由于钢轨垂向振动是滚动噪声的主要贡献,只考虑钢轨的垂向振动速度,计算公式为

$$\langle V^2 \rangle = \frac{1}{L} \int_0^L |v|^2 dz, \quad (9)$$

其中 $\int_0^L |v|^2 dz$ 为钢轨的振动能量, dz 为钢轨上相邻两计算点间距,本文 dz 取 0.3 m, v 为钢轨计算点垂向振动速度.

由此可以计算钢轨在某一频率的声功率级 L_{ri} ,计算公式为

$$L_{ri} = 10 \lg \frac{W_{ri}}{W_0}, \quad (10)$$

式中 W_0 为基准声功率, $W_0 = 10^{-12}$ W.

得到了各个频率的钢轨辐射声功率级后,按式(11)叠加可求钢轨的总声功率级为

$$L_r = 10 \lg \sum_{i=1}^n \frac{W_{ri}}{10^{-12}} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{ri}}{10}}. \quad (11)$$

2.4 模型验证

将本文所建模型的计算结果与国内外相关文献中代表性的仿真结果进行对比,文献[18]使用有限元-半解析方法计算了车轮和钢轨的声辐射特性,

车辆运行速度为 100 km/h,与本文模型参数和条件接近. 故在车速为 100 km/h 条件下用本文模型计算钢轨辐射声功率级,与文献[18]的计算结果进行对比,结果对比见图 4.

由图 4 可知,本文和文献[18]计算的钢轨噪声声功率级在 100~3 000 Hz 上的变化趋势是一致的,在 2 000 Hz 以下相同频率的计算结果也比较接近. 而在高频部分与文献[18]结果差别较大,原因是文献[18]钢轨采用 Timoshenko 梁模型,本文采用有限元实体模型,额外考虑了高频下的横截面扭曲等变形,导致了钢轨振动特性差异,进而影响了钢轨辐射噪声. 在噪声主频上本文的模型计算结果是准确的.

通过钢轨的辐射声功率和总声功率级描述.

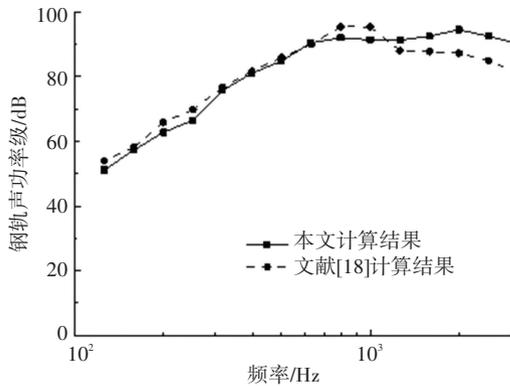


图 4 本文模型与文献[18]计算结果对比

Fig.4 Comparison of simulation results of this paper and Ref. [18]

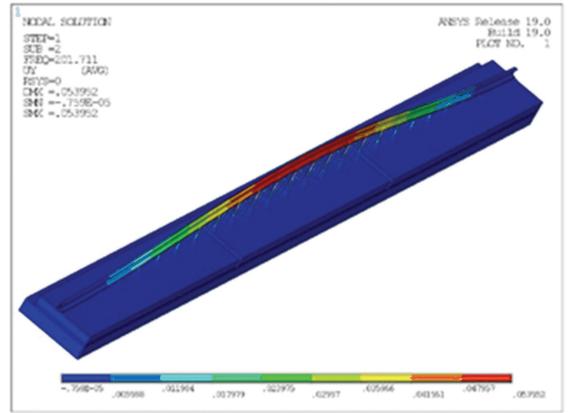
3 结果与讨论

3.1 钢轨模态分析

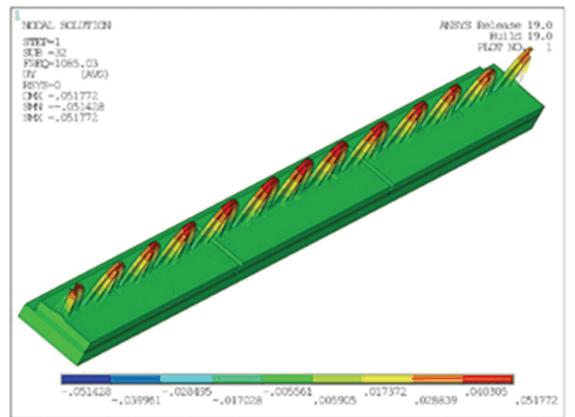
计算模型 100~3 000 Hz 的模态,需要提取的阶数为 400 阶. 模型的一阶固有频率为 180.8 Hz. 钢轨的第二阶共振频率为 201.7 Hz,在此频率钢轨模型向上拱起,截面无变形出现,其振型如图 5(a)所示. 钢轨的一阶 pinned-pinned 振动频率为 1 085.0 Hz (第 32 阶模态),此时支承于两根轨枕之间的钢轨受到激励以后产生的纵向机械波驻波节点刚好在轨枕的支承处,垂向振动波长为两倍扣件间距 (1.2 m),其振型图如图 5(b)所示.

3.2 吸振器参数影响分析

动力吸振器的结构可以考虑 3 个方面的因素:质量、刚度和阻尼比,对应轨底吸振器质量块的质量、弹性层的刚度和阻尼系数. 本节探讨轨底动力吸振器的质量、刚度和阻尼系数对吸振器减振降噪效果的影响. 减振效果通过钢轨激励点处垂向位移导纳和振动衰减率描述,由于钢轨的 pinned-pinned 振动频率为 1 085.0 Hz,垂向位移导纳研究频段取 100~3 000 Hz 即可反映钢轨的振动特性;降噪效果



(a) 二阶振型



(b) 32 阶振型

图 5 钢轨典型振型云图

Fig.5 Typical vibration modes of rail

3.2.1 质量比

钢轨吸振器的参振质量产生惯性力,消耗吸收钢轨的振动. 由于钢轨扣件之间的空间有限,质量比不宜过大^[6]. 车速取 80 km/h,在吸振器弹簧刚度为 1.96×10^8 N/m,阻尼系数为 4×10^4 N · s/m 时,计算未安装钢轨吸振器和安装了钢轨吸振器而质量比分别为 0.05、0.1、0.15 时,钢轨激励点处垂向位移导纳、振动衰减率和辐射声功率级,并据此绘制钢轨位移导纳-频率图、1/3 倍频程的振动衰减率-频率曲线和钢轨声功率级-频率曲线,以及钢轨总声功率级柱状图,如图 6 所示.

对比图 6 中无吸振器和安装质量比 0.1 吸振器的曲线,分析轨底动力吸振器的减振降噪特性. 图 6(a)中的无吸振器曲线反映了钢轨的振动特性,对于钢轨的中性轴顶点,垂向振动峰值频率为 1 090 Hz,峰值导纳为 1.71×10^{-8} m/N,结合模态分析结果,可以认为是一阶 pinned-pinned 振动;在安装了质量比 0.1 的轨底动力吸振器后,一阶 pinned-pinned 振动频率为 930 Hz,峰值导纳为 1.31×10^{-8} m/N. 在 750~1 650 Hz 的大部分频率(除了峰值频率 930 Hz 附近

以外),安装吸振器的钢轨垂向位移小于无吸振器钢轨,而在1 650~2 920 Hz频段略大于无吸振器钢轨.这说明轨底动力吸振器的减振作用为750~1 650 Hz频段,同时在1 650~2 920 Hz会略微增大钢轨的振动响应;轨底动力吸振器没有改变 pinned-pinned 振动的形式,但是会减小其共振频率,并减小钢轨振动峰值,减小比例为23.4%.图6(b)表明了有无轨底吸振器的无砟轨道结构的振动衰减率变化,可以看到吸振器对钢轨振动衰减率的影响频段在800 Hz以上;钢轨在1 000 Hz左右的一阶 pinned-pinned 振动响应较大,在此频段,未安装轨底动力吸振器时轨道结构的振动衰减率为0.8 dB/m,在100~3 000 Hz频段处于较低水平;而安装质量比

0.1的吸振器使钢轨的振动衰减率增大到1.7 dB/m,提高率为108.1%,且处于极大值点,说明轨底吸振器可以明显提高钢轨在一阶 pinned-pinned 振动频率1 000 Hz附近的振动衰减率,具有较好的减振作用.图6(c)描述了钢轨的声辐射特性,钢轨声功率峰值位于2 000 Hz附近频段,这也是钢轨降噪需要重点关注的频段.质量比为0.1的动力吸振器可以降低800~3 000 Hz频段的钢轨噪声,在峰值附近频段,吸振器将钢轨噪声从98.38 dB降低到96.19 dB,降低了2.19 dB;在3 000 Hz附近频段,吸振器降噪效果最好,可降低3.65 dB.由图6(d)可知,质量比为0.1的吸振器将钢轨总声功率级降低了1.72 dB.

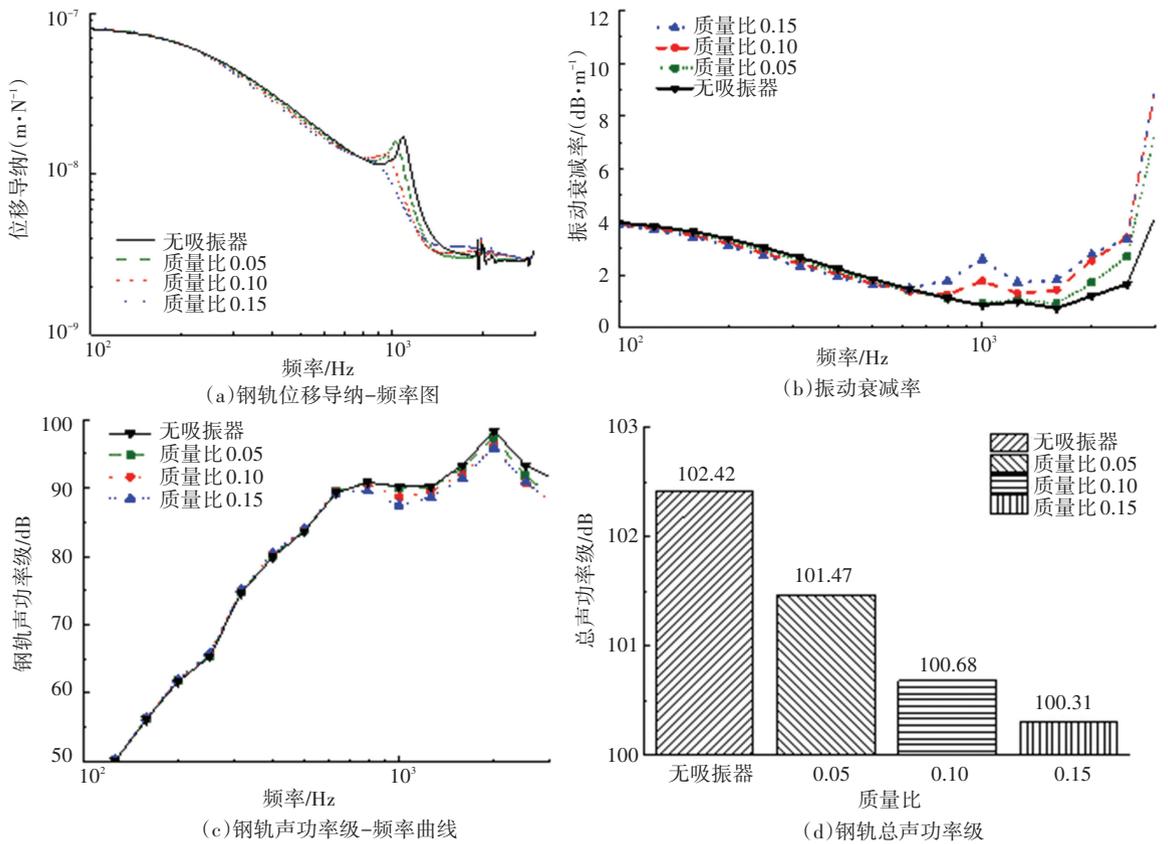


图6 质量比对位移导纳、振动衰减率和辐射声功率的影响

Fig.6 Influence of mass ratio on displacement admittance, decay rate, and radiated sound power

进一步分析轨底动力吸振器的质量比对其减振降噪作用影响,由图6(a)可知,钢轨吸振器的质量比越大,位移响应的峰值越小;图6(b)中,在800 Hz以上频段,钢轨吸振器的质量比越大,其振动衰减率越大;在钢轨共振频率1 000 Hz附近,当质量比为0.05时振动衰减率无明显增加.这说明其他参数相同时,吸振器质量比越大减振效果越好;合理的吸振器质量比应该大于0.05.此外,图6(a)中质量比从0.1增加到0.15的时候,钢轨响应峰值的降低程度明显小于质量比从0.05增加到0.1时的变化程度;

图6(b)中在钢轨共振频率1 000 Hz附近,当质量比从0.1增加到0.15的时候,钢轨的振动衰减率增加明显小于质量比从0.05增加到0.1时的振动衰减率变化.这说明随着质量比的增加,吸振作用的增强效率也逐渐减弱.图6(c)中,在800 Hz以上频段,吸振器质量比越大其钢轨声功率级越小;图6(d)中,吸振器质量比越大对应的钢轨总声功率级越小.这说明其他参数相同时,吸振器质量比越大其降噪效果越好,质量比0.15和质量比0.1总声功率级之差为0.39 dB,远小于质量比0.1和质量比0.05总声

功率级之差 0.85 dB. 这说明质量比超过 0.1 之后, 再增加质量比对降噪效果的增强效率较低.

3.2.2 刚度

刚度影响吸振器的固有频率, 进而影响吸振器减振降噪的作用频段和作用效果, 同时影响吸振器的振幅. 需要合理设计刚度, 使调谐频率在钢轨共振频段附近, 且振幅为轨底空间许可的合理值. 在吸振器质量块质量为 3.6 m, 阻尼系数为 $4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 时, 比较未安装钢轨吸振器和安装了钢轨吸振器而刚度分别为 $1 \times 10^7 \text{ N/m}$ 、 $5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 、 $1 \times 10^8 \text{ N/m}$ 、 $2 \times 10^8 \text{ N/m}$ 和 $4 \times 10^8 \text{ N/m}$ 时, 钢轨激励点处垂向位移导纳、振动衰减率和辐射声功率级, 并据此绘制钢轨位移导纳-频率图、1/3 倍频程的振动衰减率-频率曲线和钢轨声功率级-频率曲线, 以及钢轨总声功率级柱状图, 如图 7 所示.

动力吸振器刚度从 $1 \times 10^7 \text{ N/m}$ 增大到 $2 \times 10^8 \text{ N/m}$ 时, 钢轨在图 7(a) 中减振频段内的垂向位移略微减小, 在图 7(b) 中 800 Hz 以上频段的振动衰

减率也略有增大. 说明在一定范围内增大刚度可以略微提高吸振器的减振能力. 而图 7(a)、7(b) 中安装吸振器后大部分位移导纳和振动衰减率曲线比较接近; 说明阻尼系数和质量比合适时, 刚度变化对钢轨减振效果的影响相对不明显. 图 7(a) 中, 安装吸振器后其刚度为 $4 \times 10^8 \text{ N/m}$ 的峰值位移响应明显大于其他刚度; 图 7(b) 中, 在 1 000 Hz 附近, 刚度为 $4 \times 10^8 \text{ N/m}$ 时振动衰减率反而小于 $2 \times 10^8 \text{ N/m}$. 这说明刚度过大不利于钢轨吸振器发挥吸振作用. 此外由图 7(c) 可知, 刚度在 $1 \times 10^7 \sim 2 \times 10^8 \text{ N/m}$ 之间变化时几乎不影响降噪效果, 但是当刚度增大到 $4 \times 10^8 \text{ N/m}$ 时会降低 1 600~3 000 Hz 的钢轨声功率级. 增大刚度可以降低较高频率的钢轨辐射噪声声功率级. 图 7(d) 可知, 钢轨总声功率级随着刚度增大而减小, 且只有当刚度大于 $2 \times 10^8 \text{ N/m}$ 才有明显变化. 由振动分析可知, 过大的刚度也会增大钢轨在振动响应峰值频率附近的振幅, 此时应该权衡钢轨吸振器的减振与降噪作用, 设计合适的刚度.

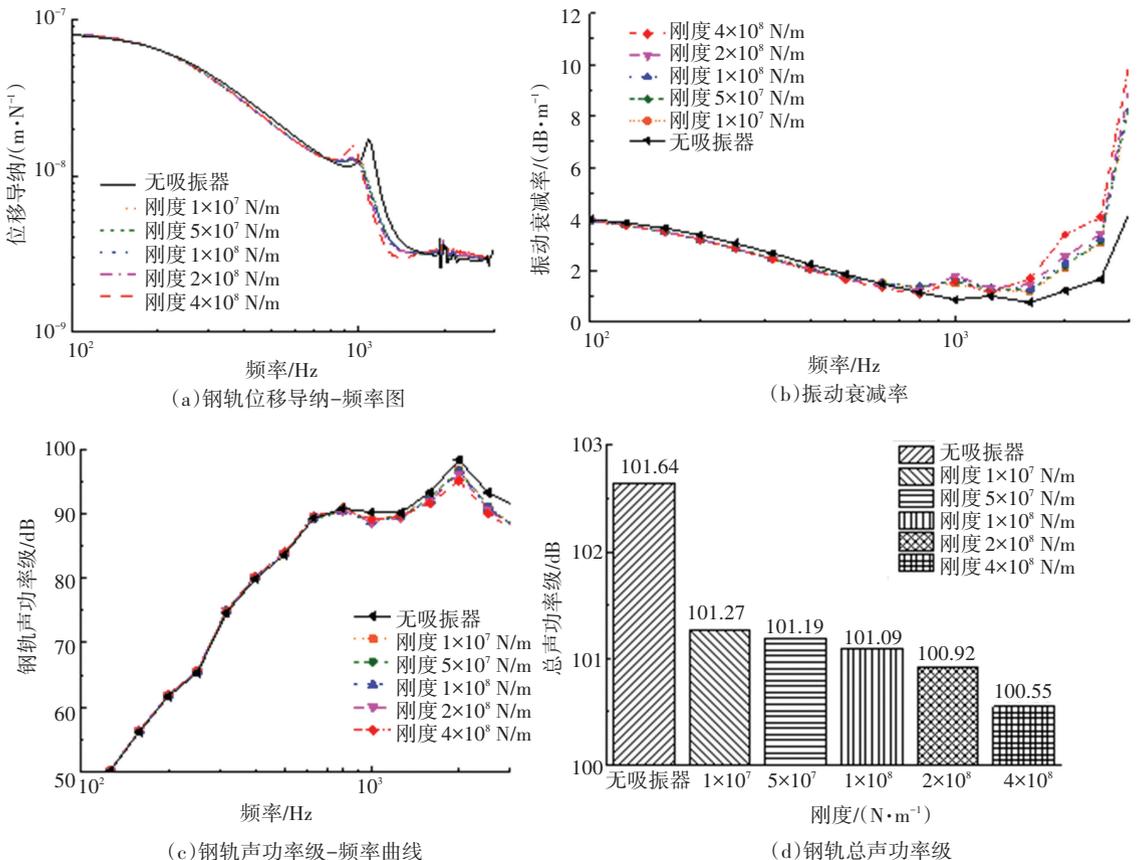


图 7 吸振器刚度对位移导纳、振动衰减率和辐射声功率的影响

Fig.7 Influence of stiffness on displacement admittance, decay rate, and radiated sound power

3.2.3 阻尼系数

吸振器阻尼比不影响调谐频率, 但是可以避免钢轨安装吸振器后系统的固有频率增多而影响吸振效果. 在吸振器弹簧刚度为 $1.96 \times 10^8 \text{ N/m}$, 质量块

质量为 3.6 m 时, 计算未安装钢轨吸振器、安装了钢轨吸振器而阻尼系数分别为 0 、 $4 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 、 $4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 和 $4 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 时的钢轨激励点处垂向位移导纳、振动衰减率和辐射声功率级, 并据此绘

制钢轨位移导纳-频率图、1/3倍频程的振动衰减率-频率曲线和钢轨声功率级-频率曲线,以及钢轨总声功率级柱状图,如图8所示。

由图8(a)可知,无阻尼吸振器反而会使钢轨的共振频率增多、响应峰值增大,起不到减振降噪效果。阻尼系数为 $4 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 时的峰值远小于阻尼系数为 $4 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 和 $4 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 时的峰值,且当阻尼系数过大时,钢轨响应峰值大于未安装吸振器的钢轨;图8(b)中,在1000 Hz附近,阻尼系数为 $4 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 的振动衰减率明显大于其他阻尼系数值。由此可见,吸振器的阻尼系数越大,其调谐频段越宽。发挥减振作用需要足够大的阻尼系数。为了拓宽吸振器的调谐频段,可以适当增大阻尼系数,但

是不宜过大。由图8(c)可知,当吸振器阻尼系数较低($\leq 4 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$)时,仅降低800~2000 Hz频段的噪声,且几乎不能降低对峰值频段的噪声,降噪效果不好。当吸振器阻尼系数较大时,仅降低2000 Hz以上频段的高频噪声,且几乎不能降低对峰值频段的噪声,降噪效果也不佳。而当吸振器阻尼系数适中时,可以降低800 Hz以上频段的噪声,且对峰值频段的噪声的降低效果最好。吸振器需要一定的阻尼系数($4 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 以上)才有一定降噪效果,但是过大的阻尼系数也会妨碍吸振器降噪作用。图8(d)同样证明了这一点,设计合适的阻尼系数可以降低钢轨声功率级,最高可以降低1.72 dB。

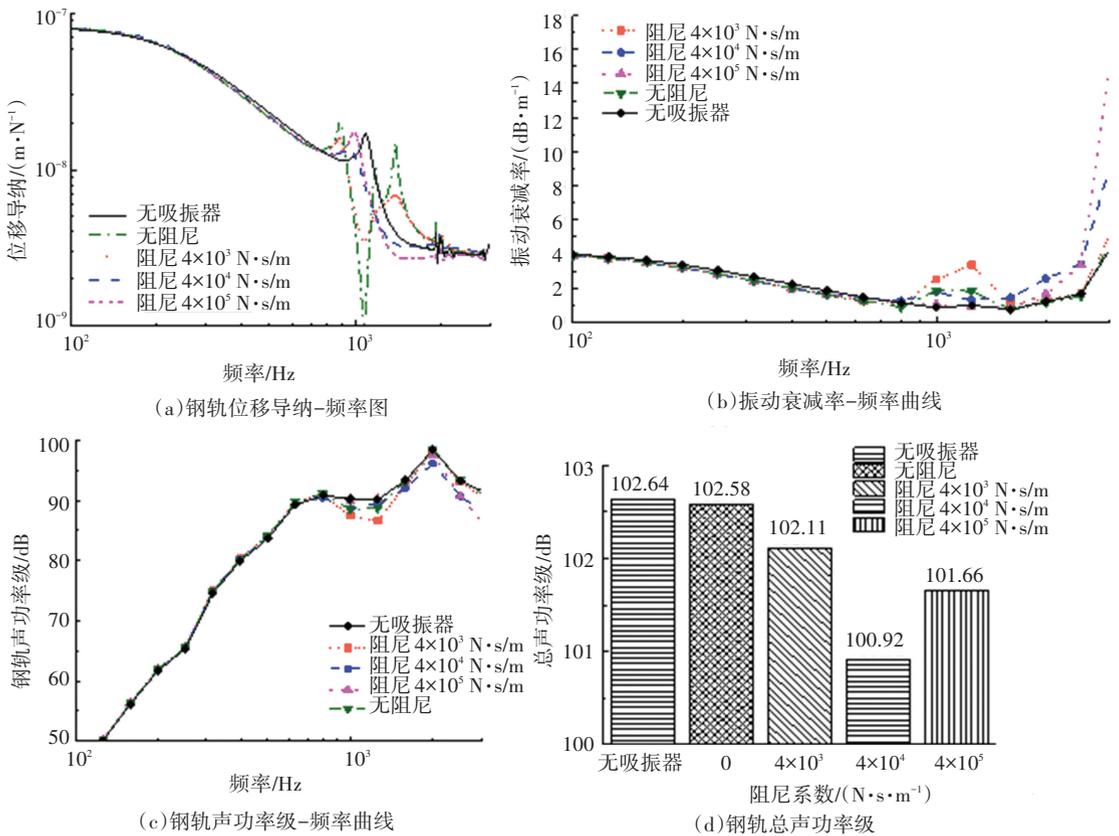


图8 阻尼系数对位移导纳、振动衰减率和辐射声功率的影响

Fig.8 Influence of damping coefficient on displacement admittance, decay rate, and radiated sound power

4 结论

以钢轨底部安装的动力吸振器为研究对象,利用有限元法建立了安装轨底动力吸振器的钢轨全尺三维实体仿真模型,计算了钢轨的导纳和振动衰减率特性;采用轮轨滚动噪声预测模型计算了钢轨辐射噪声,分析了轨底吸振器的减振降噪效果,分析了动力吸振器参数对轮轨振动与噪声的影响规律,得出的主要结论如下:

1) 轨底动力吸振器的减振频段为750~

1650 Hz,轨底吸振器可以明显提高钢轨在一阶pinned-pinned 振动频率附近的振动衰减率,具有较好的减振作用;降噪的频段为800 Hz以上,可以使钢轨总声功率级降低1.72 dB。

2) 增加吸振器的质量比可以提高吸振器的减振降噪水平,吸振器质量比在大于0.05时才能发挥一定的减振降噪作用。同时质量比越大,对吸振器减振降噪能力的提高效率越低,故质量比也不宜过大。

3) 刚度对钢轨减振效果的影响没有其他两个

参数明显.在一定范围内适当增大吸振器刚度可以略微提高减振降噪水平.刚度过大时继续增大刚度仍可提高降噪能力,但是会加剧钢轨的振动响应和传播.

4) 吸振器的阻尼系数影响振动的调谐频段和噪声的降低频段.只有足够大的阻尼系数才能使吸振器具有一定的减振和降噪能力,同时过大的阻尼系数会影响吸振器减振降噪能力.应选择足够大且与吸振器质量、刚度相匹配的阻尼系数,以发挥吸振器作用.

参考文献

- [1] 侯巧省.地铁减振轨道的轮轨振动特性研究[D].北京:北京交通大学,2014
HOU Qiaosheng. Wheel-rail vibration characteristics research of metro vibration-reduction tracks[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2014
- [2] 徐志胜,翟婉明.轨道交通轮轨噪声机理分析[J].噪声与振动控制,2006(1):52
XU Zhisheng, ZHAI Wanming. Mechanism of wheel/rail noise for rail transit[J]. Noise and Vibration Control, 2006(1):52
- [3] 张朋成,王雨,曾仲毅.城市轨道交通减振降噪措施分级比选研究[J].科技资讯,2013(26):133
ZHANG Pengcheng, WANG Yu, ZENG Zhongyi. Measures classified comparison in vibration and noise control of urban rail traffic [J]. Science & Technology Information, 2013(26):133
- [4] FODIMAN P. Line test validation of low noise railway components [C]//Proceedings of World Congress on Railway Research. Colorado Springs: World Congress on Railway Research, 1996: 497
- [5] MAES J, SOL H. A double tuned rail damper: increased damping at the two first pinned-pinned frequencies[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 267(3):721
- [6] THOMPSON D J, JONES C J C, WATERS T P, et al. A tuned damping device for reducing noise from railway track[J]. Applied Acoustics, 2007, 68(1):43
- [7] 蒋伟康,万泉,严莉,等.轨道交通的约束阻尼钢轨吸振器技术研究与应用[J].振动与冲击,2009,8(10):78
JIANG Weikang, WAN Quan, YAN Li, et al. Research and application of restrained damping rail vibration absorber technology in rail transit[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 8(10):78
- [8] 关静岩.城市轨道交通钢轨的动力吸振技术及其应用研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009
GUAN Jingyan. Research on rail dynamic vibration absorber and its applications of urban rail transit[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009
- [9] WU T X. On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction[J]. Journal of Sound & Vibration, 2008, 309(3/4/5):739
- [10] LIU H P, WU T X, LI Z G. Theoretical modelling and effectiveness study of rail vibration absorber for noise control[J]. Journal of Sound & Vibration, 2009, 323(3/4/5):594
- [11] LIU H P, WU T X. Modelling and performance analysis of rail vibration absorber by FE and BE methods[J]. Notes on Numerical Fluid Mechanics & Multidisciplinary Design, 2012, 118:135
- [12] 刘上.轨道的振动衰减率及其动力吸振技术研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017
LIU Shang. Research on decay rates of railway and the technology of its absorber[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2017
- [13] 田彩.一种共振原理钢轨降噪结构的减振降噪特性分析[D].成都:西南交通大学,2019
TIAN Cai. Analysis of vibration and noise reduction characteristics of rail noise reduction structure based on resonance principle [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019
- [14] 戚健儒,王金朝,尹绪超.调频式钢轨动力吸振器试验效果分析[J].材料开发与应用,2019,34(6):53
QI Jianru, WANG Jinzhao, YIN Xuchao. Analysis on test effect of tuned rail dynamic absorbers[J]. Development and Application of Materials, 2019, 34(6):53
- [15] 铁路用热轧钢轨:GB 2585—2007[S].北京:中国标准出版社,2007
Hot-rolled rails for railway: GB 2585—2007[S]. Beijing: Standards Press of China, 2007
- [16] Railway applications-Noise emission-Characterization of the dynamic properties of track selections for pass by noise measurements: BS EN 15461:2008+A1[S]. London: BSI, 2010
- [17] 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,2017:142
YANG Xinwen, ZHAI Wanming. Railway wheel-rail noise: mechanism, prediction and control [M]. Shanghai: Tongji University Press, 2017: 142
- [18] BETGEN B, BOUVET P, THOMPSON D J, et al. Assessment of the efficiency of railway wheel dampers using laboratory methods within the STARDAMP project [C]//Proceedings of the Acoustics 2012 Conference. Nantes: [s.n.], 2012: 3733

(编辑 魏希柱)