

剪切型减振器下钢轨振动衰减率及阻尼器调谐分析

金浩^{1,2}, 周新^{1,2}, 杨龙才^{1,2}

(1. 同济大学 道路与交通工程教育部重点实验室, 上海 201804;

2. 上海市轨道交通结构耐久与系统安全重点实验室, 上海 201804)

摘要: 通过建立基于谱单元法的钢轨元胞模型,并结合 Bloch 定理,研究了采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率.在此基础上,分析了调频式钢轨减振器(TRD)对钢轨垂向振动衰减率的影响.研究表明,剪切型减振器自身的振动特性使钢轨垂向振动衰减率在 500 Hz 附近出现了新的峰值;铁垫板、轨下垫板对钢轨垂向振动衰减率的影响主要体现在 500 Hz 以上的高频;剪切型减振器对钢轨垂向振动衰减率的影响主要体现在 400 Hz 以下的中低频;TRD 能够大幅度提高其自身工作频率(取决于 TRD 质量和刚度)附近钢轨的垂向振动衰减率,装有 TRD 的钢轨在 200~400 Hz 内的垂向振动衰减率较未安装 TRD 时普遍提高了 5 倍以上;增加 TRD 阻尼能够有效提高钢轨振动衰减率.

关键词: 地下铁道; 剪切型减振器; 钢轨阻尼器; 谱单元法; 衰减率

中图分类号: U231

文献标志码: A

Analysis of Decay Rate of Rail Using Egg Fastening System and Tuning Mechanism of Tuning Rail Damper

JIN Hao^{1,2}, ZHOU Xin^{1,2}, YANG Longcai^{1,2}

(1. Key Laboratory of Road and Traffic Engineering of the Ministry of Education, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Rail Infrastructure Durability and System Safety, Shanghai 201804, China)

Abstract: By establishing a cellular rail model based on the spectral element method and combining with Bloch theorem, the vertical decay rate of the rail using the egg fastening system is studied, based on which, the influence of tuned rail damper (TRD) on the vertical decay rate of the rail is analyzed. The results show that the vibration characteristics of the egg fastening system itself causes a new peak of the rail vertical decay rate of around 500 Hz. The influence of the change of the parameters of the iron pad and the rail pad on

the vertical decay rate of the rail is mainly reflected at a high frequency of above 500 Hz, and the influence of the change of the parameters of the egg fastening system on the vertical decay rate of the rail is mainly reflected at a middle and low frequency of below 400 Hz. TRD can greatly increase the vertical decay rate of the rail in the vicinity of its working frequency (depending on the mass and stiffness of TRD). The vertical decay rate of rail in the range of 200 to 400 Hz with TRD is more than five times larger than that without TRD. Increasing TRD damping can increase the decay rate of the rail.

Key words: underground railway; egg fastening system; rail damper; spectral element method; decay rate

随着我国城市轨道交通的快速发展,为降低地铁列车运行引起的振动对沿线居民、精密仪器等的影响,剪切型减振器曾大量应用于地铁轨道振动控制^[1].我国剪切型减振器的设计参考了德国科隆蛋,利用硫化橡胶的剪切变形提供竖向支承刚度,上下铁板与橡胶圈硫化为一体,具有较好的减振效果^[2].但是,北京地铁使用剪切型减振器的某些区段,在投入运营一段时间后出现了较为严重的钢轨波磨现象^[3].

针对这一问题,国内部分学者利用实验室及现场振动测试,对采用剪切型减振器的钢轨振动特性进行了研究. Zhang 等^[4]在对北京地铁波磨区段调查测试的基础上指出,采用剪切型减振器地段出现的钢轨波磨应归为特殊轨道结构形式出现的波磨;吴宗臻等^[5]通过现场脉冲激励法模态测试得到采用剪切型减振器的轨道结构在 200~350 Hz 频段内的轨道系统阻尼比在 2% 以下,此频率范围内的钢轨振动无法得到有效抑制.李伟等^[6]通过有限元模型计

收稿日期: 2018-05-18

基金项目: 国家重点研发计划(2017YFB1201204); 国家自然科学基金(51478353, 41472247)

第一作者: 金浩(1986—),男,助理教授,工学博士,主要研究方向为地下铁道结构耐久性. E-mail: jinhao@tongji.edu.cn

通信作者: 周新(1994—),男,硕士生,主要研究方向为轨道振动控制. E-mail: spectralmethod@163.com

算,得出在 200~400 Hz 频段内存在钢轨相对于轨道板的垂向弯曲共振.刘维宁等^[7]通过进一步研究发现采用剪切型减振器的轨道结构在 200~400 Hz 频段内的钢轨振动是引发波磨的主要原因.

为控制采用剪切型减振器的钢轨在 200~400 Hz 频段内的典型振动,北京地铁在钢轨的轨腰处安装了一种调频式钢轨减振器(TRD)^[8].TRD 最初是英国南安普顿大学 Thompson 团队在对钢轨振动特性研究基础上研发的一种阻尼吸振器^[9];Maes 等^[10]通过进一步研究发现,这种阻尼吸振器能有效提高 Pinned-Pinned 共振频率范围内的钢轨振动衰减率;Wu^[11]进一步研究了阻尼吸振器在控制钢轨波磨方面起到的作用;刘卫丰等^[8]对北京地铁安装调频式减振器前后钢轨的振动衰减率进行了测试,发现调频式减振器大大提高了使用剪切型减振器的轨道结构在 200~400 Hz 频段内的钢轨振动衰减率,有效抑制了此频段内的钢轨振动.

综上,有关采用剪切型减振器的钢轨振动特性和 TRD 调谐作用的研究,主要基于现场振动测试或实验室振动测试,相关的理论分析不足.因此,考虑到轨道结构在纵向上的周期性,本文建立了基于谱元法的钢轨元胞模型,以此分析采用剪切型减振器的钢轨振动特性及 TRD 调谐机理.

1 基于谱元法的钢轨元胞模型

谱元法将整体结构分解为梁、柱、板等简单结构,通过引入简单结构波动方程的精确波动解推导出对应简单结构的谱单元刚度矩阵,采用与有限元类似的方法组装整体结构的谱刚度矩阵,结合谱荷载向量实现频域分析,是一种高精度和高效率的频域分析方法^[12].由于谱元法可将材料统一、几何尺寸无间断的同一类型结构划分为一个单元,单元尺寸大小对计算精度没有影响,因此谱元法中结构的自由度数量锐减,计算效率有明显提高^[13].考虑到采用剪切型减振器的轨道结构在纵向上的周期性,谱元法在求解这一类型结构的振动传递特性时具有明显的优势,因此这里选用谱元法求解采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率.

为计算采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率,考虑到轨道结构纵向上的周期性,基于周期结构的建模思想,建立如图 1 所示的钢轨元胞模型,通过在钢轨元胞模型的两端引入 Bloch 定理计算钢轨的垂向振动衰减率.钢轨元胞模型中钢轨单元基于

Euler 梁模型建立;考虑到减振器自身的振动特性对轨道系统的影响^[14],扣件连同剪切型减振器被考虑为弹簧-质量-弹簧系统,扣件间距为 c ;对于调频式钢轨减振器(TRD),一般情况下将其考虑为悬挂在节点处的质量-弹簧系统.

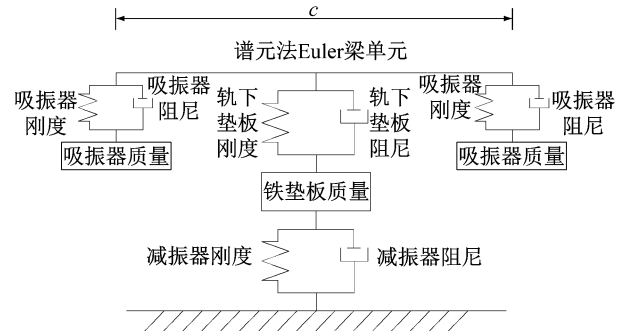


图 1 钢轨元胞模型

Fig.1 Cell model of rail

1.1 钢轨单元

材料均匀一致、等截面自由振动的欧拉梁的弯曲振动方程可表示为

$$EIw''''(x,t) + \rho Aw''(x,t) = 0 \quad (1)$$

式中: $w(x,t)$ 为横向位移; w'''' 表示位移对时间的四阶导数; w'' 表示位移对时间的二阶导数; E 为弹性模量; I 为截面惯性矩; ρ 为质量密度; A 为梁的横截面积.横向弯矩 M 和剪力 Q 分别表示如下:

$$M(x,t) = EIw''(x,t), Q(x,t) = -EIw'''(x,t) \quad (2)$$

方程(1)的解可假定为如下的谱形式:

$$w(x,t) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} W_n(x; \omega_n) e^{i\omega_n t} \quad (3)$$

将式(3)代入式(1)可得

$$EIW'''' - \omega^2 \rho AW = 0 \quad (4)$$

方程(4)的通解可以假定为

$$W(x) = a e^{-ik_F x} \quad (5)$$

将式(5)代入式(4)可得

$$k^4 - k_F^4 = 0 \quad (6)$$

式中: k_F 为梁的振动波数,可以表示为

$$k_F = \sqrt{\omega} \left(\frac{\rho A}{EI} \right)^{1/4} \quad (7)$$

方程(6)有两个实数根和两个虚数根

$$k_1 = -k_2 = k_F; k_3 = -k_4 = ik_F \quad (8)$$

对于一个长度为 L 的有限梁单元,方程(4)的通解可以表示为

$$W(x,\omega) = a_1 e^{-ik_F x} + a_2 e^{-k_F x} + a_3 e^{ik_F x} + a_4 e^{k_F x} \quad (9)$$

即

$$\mathbf{W}(x, \omega) = \mathbf{e}(x; \omega) \mathbf{a} \quad (10)$$

式中:

$$\mathbf{e}(x; \omega) = [e^{-ik_{Fr}x} \quad e^{-k_{Fr}x} \quad e^{ik_{Fr}x} \quad e^{k_{Fr}x}];$$

$$\mathbf{a} = \{a_1 \quad a_2 \quad a_3 \quad a_4\}^T \quad (11)$$

梁单元的谱节点位移可以用位移场表示为

$$\mathbf{d} = \{W(0) \quad W'(0) \quad W(L) \quad W'(L)\}^T \quad (12)$$

将式(9)代入式(12)得

$$\mathbf{d} = [e(0; \omega) \quad e'(0; \omega) \quad e(L; \omega) \quad e'(L; \omega)] \mathbf{a} \quad (13)$$

即

$$\mathbf{d} = \mathbf{H}_B(\omega) \mathbf{a} \quad (14)$$

将式(13)代入式(9)消去常数向量 \mathbf{a} 得

$$\mathbf{W}(x) = \mathbf{N}_B(x; \omega) \mathbf{d} \quad (15)$$

式中:

$$\mathbf{N}_B(x; \omega) = \mathbf{e}(x; \omega) \mathbf{H}_B^{-1}(\omega) \quad (16)$$

弯矩和剪力的谱分量分别为

$$M(x) = EIW''(x); Q(x) = -EIW'''(x) \quad (17)$$

谱节点荷载可用下式表示:

$$\mathbf{f} = \{-Q(0) \quad -M(0) \quad +Q(L) \quad +M(L)\}^T \quad (18)$$

将式(15)和(17)代入式(18)可得 Euler 梁的谱节点位移向量和谱节点荷载向量的关系为

$$\mathbf{S}_B(\omega) \mathbf{d} = \mathbf{f}(\omega) \quad (19)$$

式中: \mathbf{S}_B 是梁的谱单元矩阵, 可以写为

$$\mathbf{S}_B(\omega) = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} \alpha & \bar{\gamma}L & -\bar{\alpha} & \gamma L \\ \bar{\gamma}L & \beta L^2 & -\gamma L & \bar{\beta}L^2 \\ -\bar{\alpha} & -\gamma L & \alpha & -\bar{\gamma}L \\ \gamma L & \beta L^2 & -\bar{\gamma}L & \beta L^2 \end{bmatrix} \quad (20)$$

式中:

$$\alpha = (CS_h + SC_h)(k_{Fr}L)^3 / (1 - CC_h);$$

$$\beta = (-CS_h + SC_h)(k_{Fr}L) / (1 - CC_h);$$

$$\bar{\alpha} = (S + S_h)(k_{Fr}L)^3 / (1 - CC_h);$$

$$\bar{\beta} = (-S + S_h)(k_{Fr}L) / (1 - CC_h);$$

$$\gamma = (-C + C_h)(k_{Fr}L)^2 / (1 - CC_h);$$

$$\bar{\gamma} = SS_h(k_{Fr}L)^2 / (1 - CC_h);$$

$$S = \sin k_{Fr}L; S_h = \sinh k_{Fr}L;$$

$$C = \cos k_{Fr}L; C_h = \cosh k_{Fr}L.$$

1.2 TRD 单元

TRD 是由具有高阻尼损失系数的弹性体和弹性体内按确定的几何和物理特性要求设置的质量体组成的阻尼质量弹簧减振系统, 通过弹性体和质量体的共同作用有效地提高钢轨系统的阻尼, 降低钢轨振动的平均能量水平, 抑制轮轨相互作用产生

的振动能量在钢轨内传播^[7]. 通过对 TRD 弹性体内质量体的质量、几何形状进行合理调整能够增加特定频率范围内轨道系统的阻尼. 如果将 TRD 看作质量弹簧共振系统, 则其稳态动力学特性可用附加动刚度来描述, 弹簧刚度为 k_r 、质量为 m_r 的质量-弹簧共振系统的附加动刚度可以表示为^[15]

$$D_r = \frac{-\omega^2 m_r}{1 - \omega^2 / \omega_r^2} \quad (21)$$

式中: $\omega_r = (k_r / m_r)^{1/2}$.

如果需要考虑结构的阻尼, 式(21)可改写为

$$D_r = \frac{-\omega^2 m_r}{1 - \omega^2 / \omega_r^2 (1 + i\eta_r)} \quad (22)$$

式中: η_r 为损耗因子.

注意到梁单元的每个节点有垂向和转动两个位移自由度, 而附加质量-弹簧系统仅与其中的垂向位移自由度耦合, 所以质量-弹簧系统的谱单元矩阵为

$$\mathbf{D}_r = \begin{bmatrix} D_r & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

式中: D_r 为计算得到的附加动刚度.

1.3 扣件单元

本文将扣件连同剪切型减振器一同考虑为弹簧-质量-弹簧系统, 其谱单元刚度矩阵的推导与 TRD 谱单元刚度矩阵的推导相似, 限于篇幅, 不再推导.

2 钢轨振动衰减率的求解

钢轨的振动衰减率(decay rate)是指钢轨振动沿钢轨前进方向能量(振幅)传递的变化率(单位为 $\text{dB} \cdot \text{m}^{-1}$), 作为钢轨的动态参数, 这一指标在频域范围内表示了振动沿钢轨衰减的能力^[16]. 如果在某一频率范围内钢轨的振动衰减率较小, 表示此频率范围内轨道系统的动态阻尼较低, 钢轨的振动不能得到有效抑制, 振动沿钢轨传播的能力较大; 钢轨的振动衰减率越大, 表示相应的轨道系统的动态阻尼越大, 对钢轨振动的抑制效果越明显. 因此可以用振动衰减率描述轨道结构在某频率范围内抑制钢轨振动的能力.

钢轨元胞模型第 i 个元胞中钢轨的动态运动方程可以表示成如下的形式:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{D}_{LLi1} & \mathbf{D}_{LRi1} \\ \mathbf{D}_{RLi1} & \mathbf{D}_{RRi1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\delta}_{Li1} \\ \boldsymbol{\delta}_{Ri1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_{Li1} \\ \mathbf{F}_{Ri1} \end{Bmatrix} \quad (24)$$

式中: \mathbf{D} 为梁的谱单元刚度矩阵 $\mathbf{S}_B(\omega)$ 中的 2×2 子矩阵; $\boldsymbol{\delta}$ 为钢轨两端位移向量; \mathbf{F} 为钢轨两端的力向量; 下标 L、R 表示左、右节点.

经调整,式(24)可以表示为

$$\begin{Bmatrix} \delta_{Ri1} \\ F_{Ri1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -D_{LRi1}^{-1} D_{LLi1} & D_{LRi1}^{-1} \\ D_{RLi1} & -D_{RRi1} D_{LRi1}^{-1} D_{LLi1} + D_{RRi1} D_{LRi1}^{-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_{Li1} \\ F_{Li1} \end{Bmatrix} \quad (25)$$

进一步,式(25)可写为

$$Y_{Ri1} = T_{i1} Y_{Li1}$$

式中: $Y_{Ri1} = [\delta_{Ri1} \ F_{Ri1}]^T$, $Y_{Li1} = [\delta_{Li1} \ F_{Li1}]^T$ 分别为钢轨元胞模型中钢轨左、右两端的状态向量。

子胞界面处的力、位移的边界条件满足

$$\delta_{Ri1} = \delta_{Li2}, \ F_{Ri1} = -F_{Li2} \quad (26)$$

式(26)可表示为如下的矩阵形式:

$$Y_{Ri1} = T_{i2} Y_{Li2}$$

式中: $T_{i2} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & -I \end{bmatrix}$, I 为 2 阶单位矩阵。

同理扣件左、右两端的状态向量的表达式为

$$\begin{Bmatrix} \delta_{Ri2} \\ F_{Ri2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ K & -I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_{Li2} \\ F_{Li2} \end{Bmatrix} \quad (27)$$

式(27)可简化为

$$Y_{Ri2} = T_{i2} Y_{Li2}$$

利用上述关系可以得到钢轨元胞模型左右两端状态向量的传递矩阵为

$$T = T_{i3} T_{23} T_{i2} T_{12} T_{i1}$$

如果考虑 TRD, 钢轨元胞模型中钢轨的动态运动方程为

$$D_b = D_a + \begin{bmatrix} D_r & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{LL} + D_r & D_{LR} \\ D_{RL} & D_{RR} \end{bmatrix} \quad (28)$$

式中: D_a 为钢轨的谱单元刚度矩阵; D_r 为吸振器单元的附加动刚度矩阵; 其余推导过程同上。

根据求得的钢轨元胞模型左右两端状态向量传递矩阵, 由 Bloch 定理可得标准矩阵特征值问题为

$$|T - e^{ik_x \alpha} I| = 0^{[15]}$$

式中: I 为 4×4 阶单位矩阵; k_x 为一维 Bloch 波矢。通过求解特征值问题, 即可得波矢 k_x 与频率 ω 之间的频散关系, 对于本模型中的钢轨弯曲问题, Bloch 波矢的解总是以 $\pm k_x$ 的形式成对出现, 分别刻画同一种波沿相反方向的传播特性。

对有复波数 $k = k_r + ik_i$ (k_i 为负数) 的一个单波, 每传播 1 m 的距离, 振幅减少 $\exp(k_i)$, 因此, 衰减率可表示为 $\Delta = -20 \lg[\exp(k_i)] = -8.686 k_i$, 即衰减率为波矢虚部的 -8.686 倍。因此, 钢轨的振动衰减率可通过如下的关系表达式求得:

$$\Delta = -8.686 \text{Im}(k_x)$$

根据建立的钢轨元胞模型计算采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率的理论解, 计算时采用的

参数如表 1 所示。

表 1 计算参数
Tab.1 Calculation parameters

部件	参数	数值
钢轨	弹性模量/GPa	210
	截面面积/m ²	76×10 ⁻⁴
	密度/(kg·m ³)	7 800
	钢轨截面惯性矩/m ⁴	3.04×10 ⁻⁵
扣件	轨下垫板刚度/(kN·mm ⁻¹)	45
	减振器刚度/(kN·mm ⁻¹)	15
	铁垫板质量	8

根据上述参数计算得到的以三分之一倍频程的形式表示的采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率如图 2 所示。

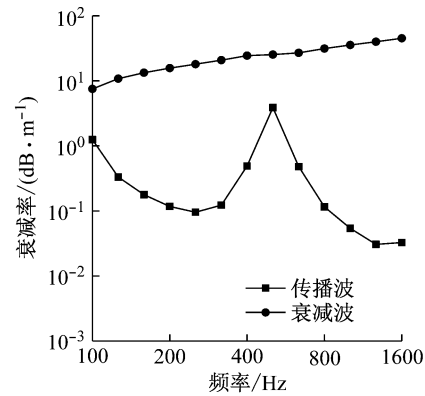


图 2 采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率

Fig.2 Vertical decay rate of rail using egg fastening system

从图 2 可以看出, 由本文的钢轨元胞模型计算得到的采用剪切型减振器的钢轨纵向存在两种形式的波。第 1 种波在全频段的衰减率都超过 10 dB·m⁻¹, 且呈现出随频率的增大而增大的趋势, 说明这种波很难沿着钢轨传播, 属于近场波; 第 2 种波衰减率随频率变化的趋势与第 1 种波有明显不同, 可以看出第 2 种波在 200~400 Hz 范围内的衰减率小于 0.15 dB·m⁻¹, 在 630 Hz 附近首次出现衰减率的峰值, 在 1 300 Hz 附近再次出现一个较小的衰减率的峰值。

由于近场波在全频段衰减率都超 10 dB·m⁻¹, 因此近场波对钢轨振动传递特性的影响较小, 钢轨垂向弯曲波传播特性主要由第 2 种波(传播波)决定, 因此本文只关注计算得到的采用剪切型减振器钢轨垂向传播波的衰减率。

3 钢轨振动特性分析

在实际测量时, 钢轨的振动响应通常被分解为

与轮轨接触面法向(垂向)激励对应的垂向弯曲波的响应和与车轮轴向(横向)激励对应的横向弯曲波的响应。同时,相较于测量钢轨中近场波和传播波各自的衰减率,测量基于所有波的响应的钢轨总体的横向或垂向衰减率是更为直接有效的手段。

假设钢轨振动被分解为竖向和横向振动,且振动幅值沿钢轨纵向按照指数衰减,则与采样点的距离为 x 的点处钢轨轨头的某 $1/3$ 倍频程带宽内的频响函数幅值可以表达为

$$A(x) = A(x_0) e^{-\beta x} \quad (29)$$

式中: $A(x_0)$ 为钢轨轨头 0 点处的频响函数幅值; β 为频响函数幅值衰减系数,用对数坐标表示,即为钢轨衰减率,单位为 $\text{dB} \cdot \text{m}^{-1}$,如下所示:

$$R_D = 20 \lg e^\beta = 8.686\beta \quad (30)$$

则钢轨辐射振动能量与振动衰减率的关系可以表达为

$$\int_0^\infty |A(x)|^2 dx = |A(x_0)|^2 \int_0^\infty e^{-2\beta x} dx \quad (31)$$

进一步化简式(30)可得

$$\int_0^\infty |A(x)|^2 dx = |A(x_0)|^2 \frac{1}{2\beta} \quad (32)$$

由于在实际采样时钢轨的振动响应被分解为钢轨对垂向和横向弯曲波各自的响应,导致幅值的实际变化不是简单的指数衰减形式,因此,采用基于离散点锤击测试的钢轨轨头频响函数能更好地计算衰减率的实际值。

$$\int_0^\infty \frac{|A(x)|^2}{|A(x_0)|^2} dx = \frac{1}{2\beta} = \sum_{n=0}^{n_{\max}} \frac{|A(x_n)|^2}{|A(x_0)|^2} \Delta x_n \quad (33)$$

式中: $A(x_n)$ 为第 n 点锤击时在 0 点的频响函数; Δx_n 为第 n 个锤击点到 0 点的距离。

综合式(29)和式(32)可得钢轨的振动衰减率为

$$R_D = \frac{4.343}{\sum_{n=0}^{n_{\max}} \frac{|A(x_n)|^2}{|A(x_0)|^2} \Delta x_n} \quad (34)$$

根据欧洲标准 BS EN 15461: 2008 + A1: 2010^[17],测量钢轨的振动衰减率时,为测量方便,可采取移动激励点的方法,沿着钢轨的走向设置至少 28 个锤击点。如果钢轨的振动衰减率过低,可视情况在第 28 个锤击点以外再设置若干个锤击点。

文献[8]基于上述测试方法,得到了使用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率。分析文献中的数据可知,钢轨垂向振动衰减率在 $100 \sim 400$ Hz 频率范围内很低(低于 $0.1 \text{ dB} \cdot \text{m}^{-1}$),在 400 Hz 后钢轨垂向振动衰减率逐渐提高,在 800 Hz 处达到峰值,随

后再次呈现下降趋势,在 1 300 Hz 出现一个较小的峰值。

本文基于钢轨元胞模型计算得到的钢轨垂向振动衰减率如图 3 所示。从图 3 可以看出,钢轨垂向振动衰减率在 $200 \sim 400$ Hz 频率范围内较低(低于 $0.15 \text{ dB} \cdot \text{m}^{-1}$),在 500 Hz 附近达到峰值,在 1 300 Hz 附近出现一个较小的峰值,这和文献[8]中测试结果所体现的规律基本吻合,可以认为本文所采用的计算方法是正确的,得到的结果是合理的。

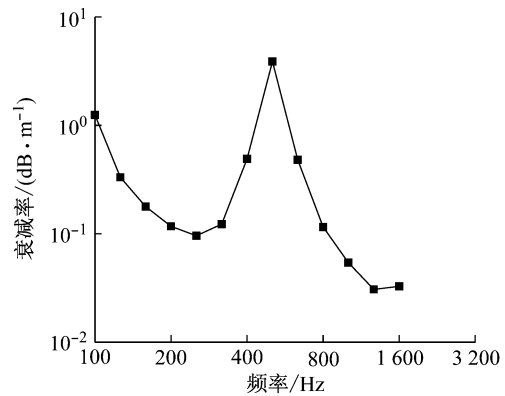


图 3 采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率

Fig. 3 Vertical decay rate of rail using egg fastening system

进一步分析采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率存在峰值的原因,采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率两个峰值的成因各不相同。

钢轨垂向振动衰减率的第 1 个峰值是由剪切型减振器自身的振动特性决定的,分别建立将扣件连同剪切型减振器考虑为弹簧系统和弹簧-质量-弹簧系统的钢轨元胞模型,计算得到两种不同简化方式的钢轨垂向振动衰减率的结果如图 4 所示。

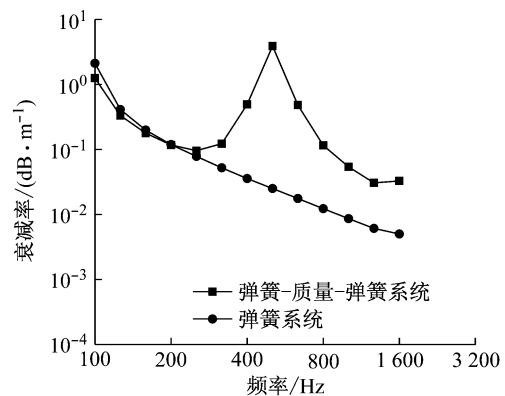


图 4 不同简化方式对钢轨垂向振动衰减率的影响

Fig. 4 Effect of different simplified methods on vertical decay rate of rail

从图 4 可以看出,当扣件连同剪切型减振器被考虑成弹簧系统时,计算出来的钢轨垂向振动衰减率在全频段范围内呈现下降趋势.当扣件连同剪切型减振器被考虑成弹簧-质量-弹簧系统时,计算得到的结果在 500 Hz 附近出现峰值.从图 4 还可以看出,当扣件连同剪切型减振器被考虑成弹簧-质量-弹簧系统时,钢轨衰减率从 400 Hz 起呈现出与当扣件连同剪切型减振器被考虑成弹簧系统时明显不同的变化趋势,这说明剪切型减振器自身的振动特性会对钢轨的振动传递特性产生影响.

钢轨垂向振动衰减率的第 2 个峰值是由一阶 Pinned-Pinned 共振产生的^[18].从图 4 可以看出,不论是将扣件连同剪切型减振器考虑为弹簧系统还是弹簧-质量-弹簧系统,钢轨的垂向振动衰减率在 1 300 Hz 附近都存在一个峰值,这正是钢轨的一阶 Pinned-Pinned 共振频率.钢轨在一阶 Pinned-Pinned 共振频率垂向振动衰减率出现峰值但峰值的值较小,说明钢轨在此频率附近的振动受到了一定的抑制.

4 剪切型减振器的参数敏感性分析

以上通过与文献[8]中的实测数据的对比,解释了钢轨振动特性并验证了基于谱元法建立的钢轨元胞模型的合理性.本节利用建立的钢轨元胞模型分析减振器参数变化对钢轨垂向振动衰减率的影响.

铁垫板质量变化对钢轨垂向振动衰减率的影响如图 5 所示.从图 5 可以看出,铁垫板的质量增大会使钢轨垂向振动衰减率的第 1 个峰值向低频移动,同时第 1 个峰值对应的钢轨垂向振动衰减率也会增加;铁垫板的质量变化对钢轨垂向振动衰减率第 2

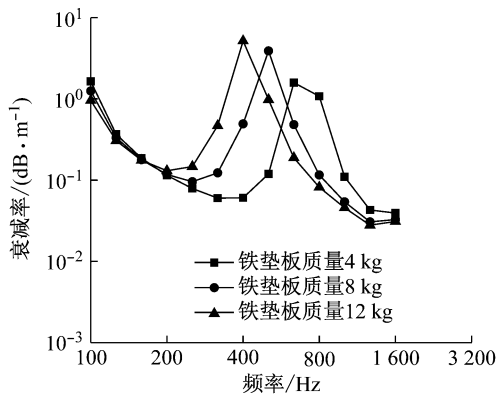


图 5 铁垫板质量对钢轨垂向振动衰减率的影响
Fig.5 Effect of iron pad weight on vertical decay rate of rail

个峰值的影响较小,说明铁垫板的质量对钢轨一阶 Pinned-Pinned 共振的影响较小.

铁垫板质量对 200~400 Hz 频率范围内钢轨垂向振动衰减率的影响主要体现在随着铁垫板质量的减小,在靠近 400 Hz 的一定范围内钢轨的垂向振动衰减率会有所增加,但增加的幅度有限,说明通过减小铁垫板的质量控制钢轨在 200~400 Hz 频率范围内的振动的效果不明显.

轨下垫板刚度变化对钢轨垂向振动衰减率的影响如图 6 所示.从图 6 可以看出,轨下垫板刚度的改变对 400~1 000 Hz 频率范围内钢轨垂向振动衰减率的影响较大;钢轨垂向振动衰减率的第 1 个峰值随轨下垫板刚度的增加呈现出向高频移动的趋势,峰值所对应的值也有所增加,但随着轨下垫板刚度的进一步增加,这一规律体现得越来越不明显;轨下垫板刚度的改变对钢轨垂向振动衰减率的第 2 个峰值的位置几乎没有影响.

轨下垫板刚度改变对 400 Hz 以内钢轨的垂向振动衰减率的影响较小,随着轨下垫板刚度的减小,仅在靠近 400 Hz 附近的小部分频率范围内的钢轨垂向振动衰减率会增加但增加的幅度有限.

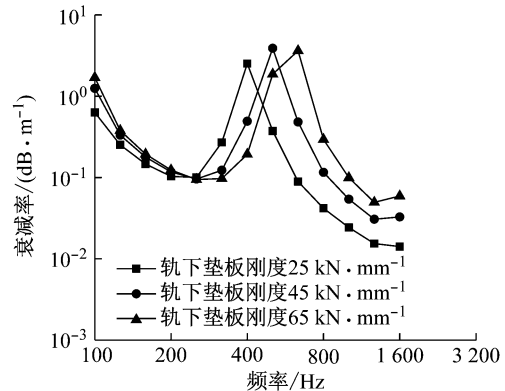


图 6 轨下垫板刚度对钢轨垂向振动衰减率的影响
Fig.6 Effect of rail pad stiffness on vertical decay rate of rail

减振器的刚度变化对钢轨垂向振动衰减率的影响如图 7 所示.从图 7 可以看出,减振器刚度的变化对 500 Hz 以上高频范围内钢轨的垂向振动衰减率几乎没有影响;减振器刚度的变化对钢轨垂向振动衰减率的影响主要体现在 200 Hz 以下的低频部分,随着减振器刚度增加,钢轨在 200 Hz 以内的垂向振动衰减率增加且增加的幅度较大.

减振器刚度变化对 200~400 Hz 频率范围内钢轨振动的影响很小,不论减振器的刚度如何变化,钢轨在 200~400 Hz 频率范围内垂向振动衰减率始终

小于 $0.2 \text{ dB} \cdot \text{m}^{-1}$.

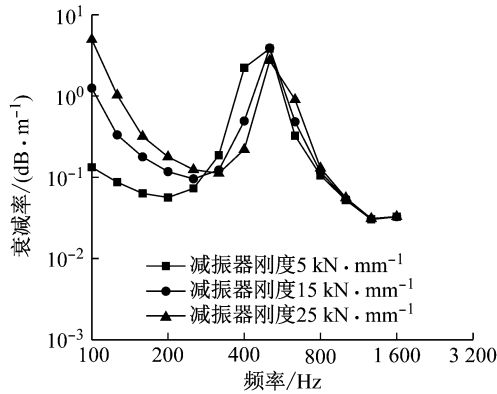


图 7 减振器刚度对钢轨垂向振动衰减率的影响

Fig.7 Effect of damper stiffness on vertical decay rate of rail

轨下垫板阻尼对钢轨垂向振动衰减率的影响如图 8 所示,可以看出,轨下垫板阻尼对 200~400 Hz 频率范围内的钢轨垂向振动衰减率几乎没有影响;轨下垫板阻尼对钢轨垂向振动衰减率的影响主要体现在 500 Hz 以上的高频部分.

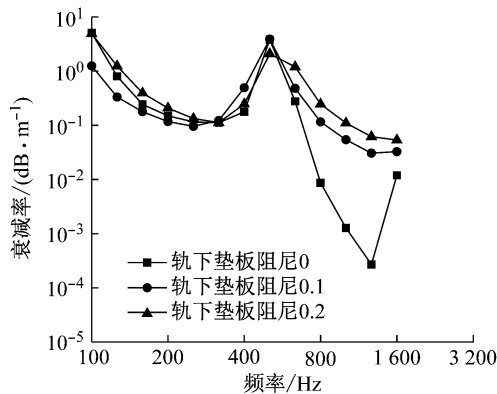


图 8 轨下垫板阻尼对钢轨垂向振动衰减率的影响

Fig.8 Effect of rail pad damping on vertical decay rate of rail

轨下垫板阻尼变化几乎不会引起钢轨垂向振动衰减率两个峰值位置的变化,但两峰值之间钢轨的垂向振动衰减率随轨下垫板阻尼的增加呈现出增加的趋势,因此,适当增加轨下垫板阻尼对于控制 500 Hz 以上的高频范围内的钢轨振动是有利的.

减振器阻尼对钢轨垂向振动衰减率的影响如图 9 所示.从图 9 可以看出,减振器阻尼变化几乎不会引起钢轨垂向振动衰减率两个峰值的变化;减振器阻尼变化对钢轨 500 Hz 以上的高频部分的垂向振动衰减率几乎没有影响.减振器阻尼的增加会使 200~400 Hz 频率范围内钢轨的垂向振动衰减率增

加,因此,为控制钢轨在 200~400 Hz 频率范围内的振动,应适当增加减振器的阻尼.

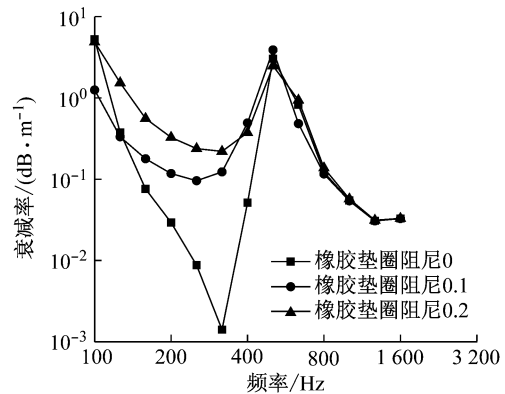


图 9 减振器阻尼对钢轨垂向振动衰减率的影响

Fig.9 Effect of damper damping on vertical decay rate of rail

根据以上结果可以看出,铁垫板质量、轨下垫板刚度及阻尼对钢轨垂向振动衰减率的影响主要体现在 500 Hz 以上的高频部分,合理选取铁垫板质量、轨下垫板的刚度和阻尼能够有效控制钢轨在高频范围内的振动.相比于减振器的刚度,减振器的阻尼对 200~400 Hz 频率范围内钢轨的垂向振动衰减率的影响更明显,适当增加减振器的阻尼对于控制钢轨在 200~400 Hz 频率范围内的振动是有利的.

综上所述,剪切型减振器自身的振动特性对钢轨垂向振动衰减率的影响主要体现在 500 Hz 以上的高频部分,对 200~400 Hz 频率范围内钢轨的垂向振动衰减率的影响很有限,需要选取合理的方式对 200~400 Hz 频率范围内钢轨的振动进行控制.

5 TRD 调控机理分析

为探究 TRD 对采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率的影响,进一步建立了考虑 TRD 的钢轨元胞模型.北京地铁所采用的 TRD 是英国 Corus 公司研发生产的专利产品,其固有频率约为 800 Hz,每套 TRD 由 2 块长 360 mm 重 13.6 kg 的阻尼块、4 个金属卡以及喷涂于钢轨轨腰表面的声学耦合剂组成^[19].

经计算得到以 1/3 倍频程的形式表示的钢轨振动衰减率如图 10 所示.

从图 10 可以看出,TRD 能够显著改变采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率.未安装 TRD 时,采用剪切型减振器的钢轨垂向振动衰减率在 200~400 Hz 频段内很低(小于 $0.1 \text{ dB} \cdot \text{m}^{-1}$),这对

于控制钢轨振动是不利的. 安装 TRD 之后, 采用剪切型减振器的钢轨垂向振动衰减率在 200~400 Hz 频段内有了很大的提高, 效果如表 2 所示.

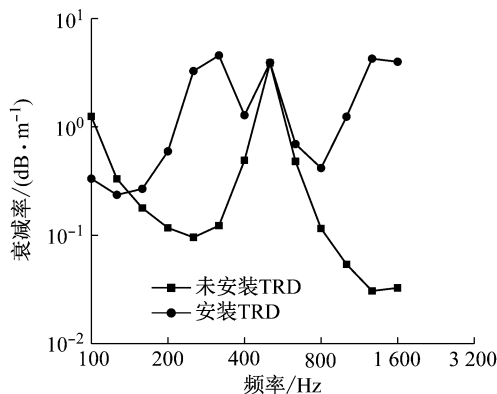


图 10 TRD 对钢轨垂向振动衰减率的影响

Fig. 10 Effect of TRD on vertical decay rate of rail

表 2 TRD 对钢轨垂向衰减率的影响

Tab. 2 Effect of TRD on vertical decay rate of rail

试验条件	衰减率/(dB·m ⁻¹)			
	200 Hz	250 Hz	320 Hz	400 Hz
未安装 TRD	0.11	0.10	0.12	0.49
安装 TRD	0.59	3.20	4.50	1.28
衰减率提高倍数	5	32	38	2

TRD 阻尼对钢轨垂向振动衰减率的影响如图 11 所示. 从图 11 可以看出, 增加 TRD 的阻尼略微地降低了由于引入 TRD 产生的钢轨垂向振动衰减率的峰值, 对钢轨垂向振动衰减率峰值对应的频率几乎没有影响. TRD 阻尼的增加使钢轨振动衰减率之间的峰谷变小, 因此适当增加 TRD 的阻尼能够提高衰减率.

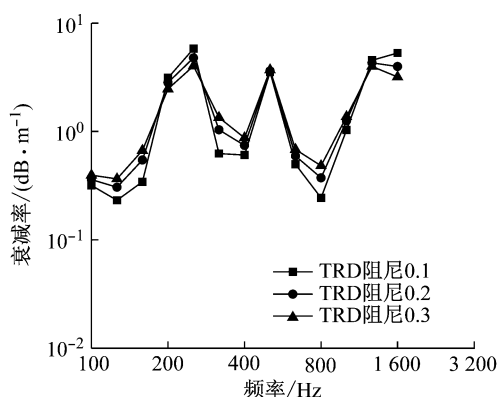


图 11 TRD 的阻尼对钢轨垂向振动衰减率的影响

Fig. 11 Effect of TRD damping on vertical decay rate of rail

综上, TRD 作为附加动刚度使用在钢轨上时, 能够大幅度提高钢轨的垂向振动衰减率 (TRD 工作

频率附近). 因此, TRD 工作频率和阻尼的合理设计能够实现钢轨振动的全频段控制.

6 结论

为研究采用剪切型减振器钢轨的振动传递特性, 本文利用谱单元法建立了钢轨元胞模型, 结合 Bloch 定理计算钢轨的垂向振动衰减率, 并在此基础上研究了剪切型减振器参数变化对钢轨垂向振动衰减率的影响以及 TRD 的调谐机理, 得到如下结论:

(1) 剪切型减振器对钢轨垂向振动衰减率的影响主要体现在 400 Hz 以内的中低频.

(2) TRD 能大幅度提高在自身工作频率附近钢轨的垂向振动衰减率, 合理选择 TRD 的参数能更好地控制 200~400 Hz 频率范围内钢轨的振动.

参考文献:

- [1] 夏禾, 曹艳梅. 轨道交通引起的环境振动问题[J]. 铁道科学与工程学报, 2004, 1(1): 44.
XIA He, CAO Yanmei. Problem of railway traffic induced vibrations of environments[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2004, 1(1): 44.
- [2] 任静. III 型双刚度轨道隔振器扣件的设计[J]. 都市轨道交通, 2007, 20(1): 59.
REN Jing. Design of double stiffness track damper fastening model III [J]. Urban Rapid Rail Transit, 2007, 20(1): 59.
- [3] 任静, 孙京健, 陈鹏, 等. 从钢轨异常波磨研究反思地铁设计[J]. 都市轨道交通, 2011, 24(3): 2.
REN Jing, SUN Jingjian, CHEN Peng, et al. Rethink about metro design from rail abnormal corrugation research[J]. Urban Rapid Rail Transit, 2011, 24(3): 2.
- [4] ZHANG H, LIU W, LIU W, et al. Study on the cause and treatment of rail corrugation for Beijing metro [J]. Wear, 2014, 317(1): 120.
- [5] 吴宗臻, 刘维宁, 张厚贵. 剪切型减振器扣件工作性能及改进[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016, 47(9): 3258.
WU Zongzhen, LIU Weining, ZHANG Hougui. Performance and improvement of shear type damper fastener[J]. Journal of Central South University (Natural Science), 2016, 47(9): 3258.
- [6] 李伟, 杜星, 王衡禹, 等. 地铁钢轨一种波磨机理的调查分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(16): 26.
LI Wei, DU Xing, WANG Hengyu, et al. Investigation into the mechanism of type of rail corrugation of metro [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(16): 26.
- [7] 刘维宁, 任静, 刘卫丰, 等. 北京地铁钢轨波磨测试分析[J]. 都市轨道交通, 2011, 24(3): 6.
LIU Weining, REN Jing, LIU Weifeng, et al. In-situ tests and analysis on rail corrugation of Beijing metro [J]. Urban Rapid Rail Transit, 2011, 24(3): 6.

在线自适应故障诊断方法,并采用已发表文献中的实验数据对其进行了实例仿真验证及分析.本文建议的方法通过对实时获取的新样本集进行在线聚类,可实现故障分类器的在线自适应调节;针对 FCS 性能状态变化后的故障诊断,拓展了静态模型的应用范围.

参考文献:

- [1] 陈维荣,刘嘉蔚,李奇,等.质子交换膜燃料电池故障诊断方法综述及展望[J].中国电机工程学报,2017,37(16):4712.
CHEN Weirong, LIU Jiawei, LI Qi, *et al.* Review and prospect of fault diagnosis methods for proton exchange membrane fuel cell[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(16):4712.
- [2] ZHAO X, XU L, LI J, *et al.* Faults diagnosis for PEM fuel cell system based on multi-sensor signals and principle component analysis method [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, 42(29): 18524.
- [3] 周苏,韩秋玲,胡哲,等.质子交换膜燃料电池故障诊断的模式识别方法[J].同济大学学报(自然科学版),2017,45(3):408.
ZHOU Su, HAN Qiuling, HU Zhe, *et al.* Pattern recognition method for proton exchange membrane fuel cell fault diagnosis [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2017, 45(3): 408.
- [4] ZHENG Z, PÉRA M C, HISSEL D, *et al.* A double-fuzzy diagnostic methodology dedicated to online fault diagnosis of proton exchange membrane fuel cell stacks [J]. Journal of Power Sources, 2014, 271: 570.
- [5] LI Z, OUTBIB R, GIURGEA S, *et al.* Diagnosis for PEMFC systems: a data-driven approach with the capabilities of online adaptation and novel fault detection[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2015, 62(8): 5164.
- [6] LI Z, OUTBIB R, HISSEL D, *et al.* Data-driven diagnosis of PEM fuel cell: a comparative study[J]. Control Engineering Practice, 2014, 28: 1.
- [7] DUDA R O, HART P E, STORK D G. Pattern classification [M]. New York: John Wiley & Sons, 2012.
- [8] REBENTROST P, MOHSENI M, LLOYD S. Quantum support vector machine for big data classification[J]. Physical Review Letters, 2014, 113(13): 130503.
- [9] HU Y C, ANSELL J. Retail default prediction by using sequential minimal optimization technique [J]. Journal of Forecasting, 2009, 28(8): 651.
- [10] KIM J, LEE I, TAK Y, *et al.* State-of-health diagnosis based on hamming neural network using output voltage pattern recognition for a PEM fuel cell[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2012, 37(5): 4280.
- [11] HUA J, LI J, OUYANG M, *et al.* Proton exchange membrane fuel cell system diagnosis based on the multivariate statistical method[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36(16): 9896.
- [8] 刘卫丰,张厚贵,孟磊,等.北京地铁采用调频式钢轨减振器抑制钢轨振动的试验研究[J].振动工程学报,2016,29(1):105.
LIU Weifeng, ZHANG Hougui, MENG Lei, *et al.* A test of suppressing rail vibration by tuned rail damper for Beijing metro [J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(1):105.
- [9] 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.
- [10] MAES J, SOL H. A double tuned rail damper—increased damping at the two first pinned-pinned frequencies [J]. Journal of Sound & Vibration, 2003, 267(3):721.
- [11] WU T X. Effect on short pitch rail corrugation growth of a rail vibration absorber/damper[J]. Wear, 2011, 271(1/2):339.
- [12] DOYLE J F. Wave propagation in structures—spectral analysis using fast discrete fourier transform[J]. Archives of Mining Sciences, 1997, 60(1):403.
- [13] LEE U. Spectral element method in structural dynamics[M]. Singapore: John Wiley & Sons(Asia) Pte Ltd, 2009.
- [14] 耿传智,王伟鹏.地铁弹性扣件减振性能的落轴冲击仿真分析[J].振动与冲击,2010,29(3):113.
GENG Chuazhi, WANG Weipeng. Simulation on vibration-reduction performance of different subway elastic fastener under wheel load drop[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(3):113.
- [15] 肖勇. 局域共振型结构的带隙调控与减振降噪特性研究[D].长沙:国防科学技术大学,2012.
XIAO Yong. Locally resonant structures: band gap tuning and properties of vibration and noise reduction [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2012.
- [16] THOMPSON D. Railway noise and vibration : mechanisms, modelling and means of control [J]. Elsevier Science & Technology, 2008, 153(4):21.
- [17] London British Standards Institution. Railway applications noise emission-characterisation of the dynamic properties of track sections for pass by noise measurements ; BS EN 15461: 2008 + A1: 2010 [S]. London: London British Standards Institution, 2010.
- [18] THOMPSON D. Railway noise and vibration [M]. Oxford: Linacre House, 2009.
- [19] 孙晓静,张厚贵,刘维宁,等.调频式钢轨阻尼器对剪切型减振器轨道动力特性的影响[J].振动与冲击,2016,35(14):209.
SUN Xiaojing, ZHANG Hougui, LIU Weining, *et al.* Effect of tuning rail damper on dynamic properties of the track structure using egg fastening system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(14):209.

(上接第 200 页)