

车轨耦合下钢轨复合吸振器的减振方法*

邹 钰, 文永蓬, 纪忠辉, 孙 倩

(上海工程技术大学城市轨道交通学院 上海, 201620)

摘要 以降低 500~2 000 Hz 频率范围内的钢轨垂向振动为目的,建立了包含钢轨复合吸振器的车辆-轨道垂向耦合振动模型。对比了耦合模型与轨道模型中各典型位置处的钢轨振动响应,说明了耦合模型的重要性;根据峰值频率处振动响应与频段内均方根值两个评价指标,指出了单自由度吸振器的局限性,提出了复合吸振器参数设计的一般步骤;利用振动衰减率对设计路段进行评价,验证了该设计方法的有效性。研究表明:考虑车辆影响,钢轨垂向振动能量峰值会产生偏移,且车速的提高会加剧振动响应;相同总质量下,单自由度吸振器对某一特定频率减振良好,而在较宽频带内,复合吸振器能达到更好的减振效果;对复合吸振器的参数设计,通过确定主要影响参数,利用遗传算法进行数值寻优,得到吸振器的最佳设计频率。本工作为钢轨复合吸振器的研究提供了重要的参考依据。

关键词 车辆-轨道耦合; 钢轨垂向振动; 复合吸振器; 遗传算法; 振动衰减率

中图分类号 U211.3; TH113.1

引 言

城市轨道交通的发展给社会带来快速便捷的同时,由轮轨不平顺所带来的振动问题日益加剧,轮轨相互作用产生的振动成为车辆轨道系统中急需解决的问题之一^[1]。在钢轨轨腰两侧附加弹簧阻尼,形成钢轨吸振器,是工程上广泛使用的减振手段^[2-9]。

近年来,国内外学者对动力吸振器抑制钢轨振动进行了大量研究。Thompson 等^[2]提出了一种含质量块与阻尼的调谐质量阻尼器,安装在钢轨侧面。文献[3-4]对这种结构的钢轨动力吸振器进行了理论建模以及现场测试,结果表明:吸振器可以良好控制钢轨的 Pinned-pinned 振动。蔡小培等^[5]现场测试了轨道等结构的垂向振动响应,并测量了剪切型减振器安装线路上的钢轨波磨,就减振器钢轨波磨对加速度振动响应及其减振效果的影响进行了探讨。文献[6]针对高速有砟轨道建立了轨道-吸振器系统的理论模型,研究并验证了钢轨动力吸振器的吸振特性,讨论了各项参数对吸振器作用效果的影响。孙晓静等^[7]采用锤击试验测试了安装钢轨阻尼器的轨道结构动力特性,结果表明:安装钢轨阻尼器可以

优化剪切型减振器轨道结构的频响特性与钢轨的竖向振动衰减率。刘卫丰等^[8]对北京地铁某线路进行了现场测试,结果表明:安装调频式钢轨减振器,可以有效提高地铁线路中钢轨的振动衰减率,降低钢轨垂向振动加速度。金浩等^[9]通过建立基于谱单元法的钢轨元胞模型,研究了采用剪切型减振器钢轨的垂向振动衰减率,结果表明:通过合理设置质量和刚度数值,减振器能够大幅度提高其自身工作频率附近钢轨的垂向振动衰减率,安装减振器的钢轨的垂向振动衰减率数值相对于未安装减振器时能够提高 5 倍及以上。以上研究都是基于简化轨道模型来分析钢轨动力吸振器的减振特性,但是,由于钢轨振动的产生发生在整个车辆系统运行过程中,车辆系统与轨道系统相互耦合,轨道的不平顺会触发车体振动,而车体振动向下传递又会加剧轨道的振动,仅考虑轨道系统的因素无法全面地分析钢轨的振动特性。

笔者建立了含有钢轨吸振器的车辆-轨道耦合模型,研究钢轨的垂向振动响应,指出了车辆-轨道耦合模型对钢轨吸振器研究的重要性。比较了 2 种不同结构吸振器的减振效果,提出了适用于车辆-轨道耦合系统下的钢轨复合动力吸振器的设计方法。

* 国家自然科学基金资助项目(11472176);上海市自然科学基金资助项目(15ZR1419200);牵引动力国家重点实验室开放课题资助项目(TPL2103)

收稿日期:2019-05-14;修回日期:2019-06-16

1 含钢轨复合吸振器的车轨耦合振动模型

基于车轨耦合动力学理论建立的含钢轨复合动力吸振器的耦合系统简化模型如图 1 所示。图中:车辆结构中各部件均视为刚体; Z_c 与 φ_c 分别为车体的垂向位移和点头角; Z_t 与 φ_t 分别为转向架的垂向位移和点头角; Z_w 为轮对的垂向位移; K_{s1}, K_{s2} 分别为 1 系、2 系垂向刚度; C_{s1}, C_{s2} 分别为 1 系、2 系垂向阻尼; K_p, C_p 分别为扣件等效刚度、等效阻尼。

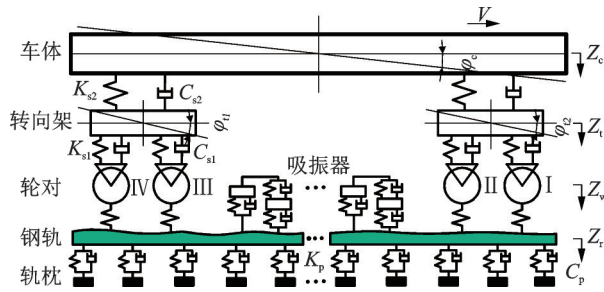


图 1 含钢轨复合动力吸振器的车轨振动模型

Fig.1 Vehicle-track vibration model with rail vibration absorbers

轨道结构中,将钢轨视为具有垂向运动自由度的简支 Euler 梁,用 Z_r 表示钢轨的垂向位移。钢轨复合动力吸振器离散分布于相邻轨枕间的钢轨中间位置,每一动力吸振器简化为质量、刚度和阻尼结构,仅考虑其垂向振动,用 Z_d 表示吸振器的垂向位移。其余参数如表 1 所示。计算采用车辆为城市轨道某 A 型车,在该模型中,轨道部分为一段长 50 m 的长枕埋入式无砟轨道,钢轨类型为 UIC60,计算过程里钢轨截面惯性矩取值为表 1 中数值的 75%,有效扩展了欧拉梁模型的研究频率范围^[6]。

根据梁的弯曲动力学和钢轨的受力情况建立钢轨的振动微分方程^[10]

$$E_r I_r \frac{\partial^4 Z_r(x, t)}{\partial x^4} + M_r \frac{\partial^2 Z_r(x, t)}{\partial t^2} = - \sum_{i=1}^{N_r} \delta(x - x_i) F_{ri}(t) - \sum_{k=1}^{N_d} \delta(x - x_k) F_{rk}(t) + \sum_{j=1}^4 \delta(x - x_{wj}) F_{wj}(t) \quad (1)$$

其中: N_r 为钢轨上扣件节点总数; x_i 为第*i*个扣件节点在钢轨上的坐标值; F_{ri} 为扣件支点反力; N_d 为安装于钢轨两侧的吸振器总数; x_k 为第*k*个吸振器的坐标值; F_{rk} 为吸振器作用于钢轨上的力; x_{wj} 为第*j*轴轮对的坐标值; F_{wj} 为车轮和轨道之间的动作用力。

表 1 车辆轨道耦合振动模型相关参数

Tab.1 Parameters of vehicle track coupled vibration model

参 数	符号	数值
车体的质量/kg	M_c	3.4×10^4
转向架的质量/kg	M_t	2.8×10^3
轮对的质量/kg	M_w	1.118×10^3
车体的转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	J_c	1.686×10^6
转向架的转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	J_t	1.42×10^3
1系垂向刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	K_{s1}	3.68×10^6
2系垂向刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	K_{s2}	1.98×10^6
1系垂向阻尼/($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	C_{s1}	6.6×10^4
2系垂向阻尼/($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	C_{s2}	6.4×10^4
车辆定距/m	L_b	15.7
转向架轴距/m	L_w	2.5
车体总长/m	L	21.88
钢轨弹性模量/($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$)	E_r	2.059×10^{11}
钢轨单位长度质量/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$)	M_r	60.64
钢轨截面惯量/ m^4	I_r	3.217×10^{-5}
轨枕间距/m	a	0.56
扣件等效刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	K_p	5×10^7
扣件等效阻尼/($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	C_p	7.5×10^4
轮轨接触刚度/($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	K_b	6.679×10^8

使用模态正交性和狄拉克函数,对式(1)进行降阶处理。模态正交性可表示为

$$\int_0^{L_r} Y_{rh}(x) Y_{rn}(x) dx = 0 \quad (h \neq n) \quad (2)$$

其中: $Y_{rh}(x), Y_{rn}(x)$ 为钢轨的振型函数,具体表达式在文献[10]中有详细说明。

狄拉克函数的性质可表示为

$$\int_a^b \delta(x - s) f(x) dx = f(s) \quad (3)$$

钢轨振动微分方程的最终形式为

$$\begin{aligned} & \frac{M_r L_r}{2} \ddot{q}_n(t) + \sum_{i=1}^{N_r} C_p Y_{rn}(x_i) \sum_{h=1}^M Y_{rh}(x_i) \dot{q}_{rh}(t) + \\ & \sum_{i=1}^{N_r} C_d Y_{rn}(x_k) \sum_{h=1}^M Y_{rh}(x_k) \dot{q}_{rh}(t) - \sum_{k=1}^{N_d} C_d Y_{rn}(x_k) \dot{Z}_{dk}(t) + \\ & E_r I_r \frac{L_r}{2} \left(\frac{n\pi}{L_r} \right)^4 q_n(t) + \sum_{i=1}^{N_r} K_p Y_{rn}(x_i) \sum_{h=1}^M Y_{rh}(x_i) q_{rh}(t) + \\ & \sum_{i=1}^{N_d} K_d Y_{rn}(x_k) \sum_{h=1}^M Y_{rh}(x_k) \dot{q}_{rh}(t) - \sum_{k=1}^{N_d} K_d Y_{rn}(x_k) Z_{dk}(t) = \\ & \sum_{j=1}^4 F_{wj}(t) Y_{rn}(x_{wj}) \quad (n = 1 \sim M) \end{aligned} \quad (4)$$

文中使用的钢轨复合动力吸振器是两振子三刚体结构,如图 2 所示。其运动方程^[11]可表示为

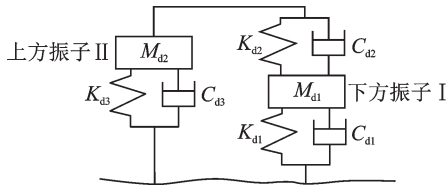


图2 钢轨复合动力吸振器结构

Fig.2 Rail composite dynamic vibration absorber structure

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^{N_d} M_{d1} \ddot{Z}_{d1-k} + \sum_{k=1}^{N_d} C_{d1} \dot{Z}_{d1-k} - \sum_{k=1}^{N_d} C_{d1} Y_{rn}(x_k) \dot{q}_{rn}(t) + \\ \sum_{k=1}^{N_d} K_{d1} Z_{d1-k} - \sum_{k=1}^{N_d} K_{d1} Y_{rn}(x_k) q_{rn}(t) + \\ \sum_{k=1}^{N_d} C_{d2} (\dot{Z}_{d1-k} - \dot{Z}_{d2-k}) + \sum_{k=1}^{N_d} K_{d2} (Z_{d1-k} - Z_{d2-k}) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^{N_d} M_{d2} \ddot{Z}_{d2-k} + \sum_{k=1}^{N_d} C_{d3} \dot{Z}_{d2-k} - \sum_{k=1}^{N_d} C_{d3} Y_{rn}(x_k) \dot{q}_{rn}(t) + \\ \sum_{k=1}^{N_d} K_{d3} Z_{d2-k} - \sum_{k=1}^{N_d} K_{d3} Y_{rn}(x_k) q_{rn}(t) + \\ \sum_{k=1}^{N_d} C_{d2} (\dot{Z}_{d2-k} - \dot{Z}_{d1-k}) + \sum_{k=1}^{N_d} K_{d2} (Z_{d2-k} - Z_{d1-k}) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

其中： M_{d1} 、 M_{d2} 分别为钢轨吸振器两振子的质量； K_{d1} 和 C_{d1} 为下方振子I与钢轨之间的刚度和阻尼； K_{d2} 和 C_{d2} 为两振子间的刚度和阻尼； K_{d3} 和 C_{d3} 为上方振子II的刚度和阻尼； $Z_r(x_k, t)$ 第 k 个吸振器位置钢轨的位移； Z_{dk} 为单自由度模型中第 k 个吸振器的垂向位移； Z_{d1-k} 、 Z_{d2-k} 分别为双自由度模型中第 k 个吸振器的振子I和振子II的垂向位移。

将复合吸振器的两振子合并，变为一振子一刚度的简单结构，则退化为单自由度吸振器。其运动方程可表示为

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{N_d} m_d \ddot{Z}_{dk} + \sum_{k=1}^{N_d} C_d \dot{Z}_{dk} - \sum_{k=1}^{N_d} C_d Y_{rn}(x_k) \dot{q}_{rn}(t) + \\ \sum_{k=1}^{N_d} K_d Z_{dk} - \sum_{k=1}^{N_d} K_d Y_{rn}(x_k) q_{rn}(t) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

其中： M_d 为钢轨单自由度吸振器的振子质量； K_d 和 C_d 为振子与钢轨之间的刚度和阻尼。

车辆系统和轨道系统通过轮轨接触力进行耦合，其中，第 j 轴轮对的轮轨作用力为

$$F_{wj} = K_h(Z_{wj}(t) - Z_r(x_{wj}, t) - q_j) \quad (8)$$

其中： $Z_{wj}(t)$ 为第 j 轴车轮的垂向位移； $Z_r(x_{wj}, t)$ 为第 j 轴轮轨接触处钢轨的垂向位移； q_j 为第 j 轴处轨道不平顺度。

根据轮轨接触关系，联立车辆和轨道动力学方程，得到耦合系统方程组，整理后进行傅里叶变换

$$(-\omega^2 M + j\omega C + K)Z(\omega) = K_f q(\omega) \quad (9)$$

其中： M 、 C 和 K 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵； $Z(\omega)$ 为系统的输出矩阵； $q(\omega)$ 为车辆各轮对的输入矩阵。

车辆运行过程中，速度向右为正方向，从右往左分别为第I、II、III、IV轴轮对。其中，第II、III、IV轴轮对与第I轴轮对的不平顺激励存在时滞关系，表示为

$$q(\omega) = Q q_1(\omega) \quad (10)$$

其中： Q 为各轮对相对于第I轴轮对的时滞矩阵， $Q = [1 \quad e^{-j\omega T_2} \quad e^{-j\omega T_3} \quad e^{-j\omega T_4}]^T$ ； $T_2 = L_w/V$ ； $T_3 = L_b/V$ ； $T_4 = (L_w + L_b)/V$ ； V 为列车的行驶速度。

在车辆轨道耦合模型中，加速度功率谱用于分析钢轨的垂向振动响应特性，将轨道不平顺激励作为输入，通过频响函数，输出钢轨垂向加速度功率谱密度，具体表示为

$$G_{\ddot{z}_i}(\omega) = |H(\omega)|_{\ddot{z}_i - q_1}^2 G_{q_1}(\omega) \quad (11)$$

其中： $G_{\ddot{z}_i}(\omega)$ 为钢轨加速度响应量 \ddot{z}_i 的功率谱密度； $H(\omega)_{\ddot{z}_i - q_1}$ 为钢轨的频率响应特性函数； $G_{q_1}(\omega)$ 为轨道不平顺激励 $q_1(\omega)$ 的加速度功率谱密度。

对钢轨输入轨道不平顺激励 $q_1(\omega)$ ，输出加速度 \ddot{z}_i ，就是其频率响应特性函数，可表示为

$$\begin{aligned} H(\omega)_{\ddot{z}_i - q_1} = -\omega^2 q_1(\omega)^{-1} Z_i(\omega) = - \\ \omega^2 q_1(\omega)^{-1} (-\omega^2 M + j\omega C + K)^{-1} Q K_f = - \\ \omega^2 [h_{11}(\omega) \quad \cdots \quad h_{10+M}(\omega)]^T \end{aligned} \quad (12)$$

其中： $h_{11}(\omega) \cdots h_{10+M}(\omega)$ 为钢轨各模态的位移频率响应函数。

2 钢轨 Pinned - pinned 振动与减振指标

在轨道结构中，钢轨通常安装在等间距的离散轨枕上方，车辆通过给钢轨带来激励后，沿轨道方向产生纵向波，驻波节点位于轨枕支撑处，钢轨振型像是“钉”(pinned)在轨枕处，因此称为钢轨 Pinned - pinned 振动，以下简称钢轨振动。TWINS 轮轨噪声预测软件以及有关测试结果表明，在 500~1 500 Hz 频率范围内，轮轨滚动噪声的大部分能量由钢轨辐射噪声组成，由钢轨的一阶钢轨振动引发

的噪声峰值就在此频段范围内^[12]。

一阶钢轨振动频率 f_{pp} 的数值与钢轨类型和轨枕间距直接相关^[13],具体可表示为

$$f_{pp} = \frac{\pi}{2a^2} \sqrt{\frac{E_r I_r}{M_r}} \quad (13)$$

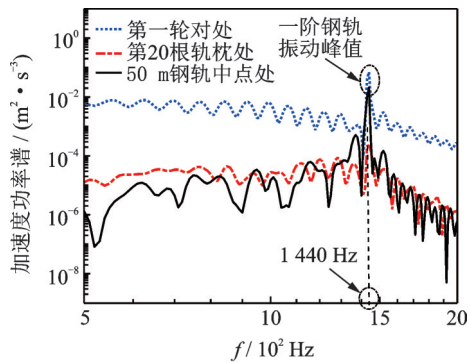
代入表 1 中数值,可得 $f_{pp} \approx 1433 \text{ Hz}$ 。

以某城市轨道交通线路为研究对象,轨道不平顺输入采用美国六级谱,研究钢轨的垂向振动响应。该文中同时含有车辆系统和轨道系统的模型称为车轨耦合模型,将车辆系统各部件参数退化后的模型则称为轨道模型。由于该文参数的一阶钢轨振动频率接近 1 500 Hz,将研究频带适当加宽至 2 000 Hz。在车辆运行速度为 80 km/h 时,比较 2 种模型中钢轨垂向振动响应,如图 3 所示。

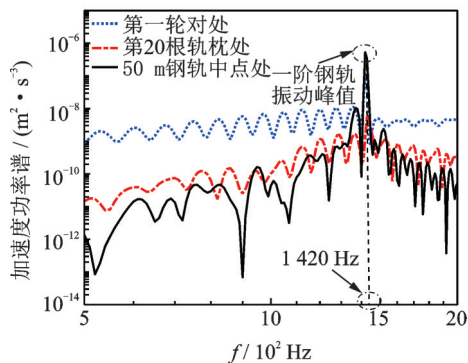
图 3(a)为耦合模型中钢轨各典型位置处的垂向加速度谱的比较,由图 3(a)可知:在 3 个典型位置中,轮对处的垂向振动响应最大,其次为 50 m 钢轨中点处的振动响应,第 20 根钢轨枕处的振动响应最小,并且 3 者均在 1 400~1 500 Hz 频率范围之间形

成了一阶钢轨振动峰值,与式(13)的计算结果基本一致。图 3(b)为轨道模型中钢轨各典型位置处垂向加速度谱,其曲线规律与图 3(a)类似,但是每条曲线都存在差别。在整个频段内,轨道模型中的钢轨各典型位置处振动响应皆小于车轨耦合模型中的响应,且轨道模型中的一阶钢轨振动频率约为 1 420 Hz,即两种模型在数值的体现上存在偏差。这是因为耦合模型中车辆系统的垂向振动加剧了钢轨的振动响应,并且使其振动能量峰值产生一定的转移。在钢轨的各个位置处,两模型中钢轨的垂向振动均存在较大差异。因此,仅仅分析轨道系统无法准确地解决问题,对钢轨的垂向振动研究,需要在车轨耦合模型中进行。

图 4 为车轨耦合模型中不同速度下加速度功率谱密度对应的峰值频率分布图。由图 4 可知:当车辆运行速度约为 8 km/h 时,钢轨一阶钢轨振动频率出现最小值 1 432 Hz,车辆运行速度约为 61 km/h 时出现最大值 1 443 Hz,在 0~80 km/h 速度区间内,钢轨垂向加速度功率谱密度所对应的峰值频率在 1 432~1 443 Hz 范围内波动。这是因为在车轨耦合模型中,车速的改变会影响轨道不平顺激励的时滞反应,进而影响钢轨的频响函数,最终导致峰值频率的变化。



(a) 车轨耦合模型
(a) Vehicle-track coupling model



(b) 轨道模型
(b) Track model

图 3 两种模型下钢轨各典型位置处垂向振动响应

Fig.3 Vertical vibration response at typical positions of rails under two models

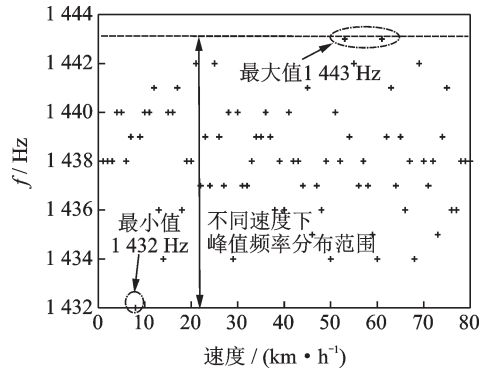


图 4 不同速度下加速度功率谱峰值频率分布

Fig.4 Distribution of peak frequency of acceleration power spectrum at different speeds

选择 5 个典型速度,对比 500~2 000 Hz 频段范围内钢轨的垂向加速度功率谱,如图 5(a)所示。由图 5(a)可知:速度为 10 km/h 时,加速度功率谱曲线数值最小,随着速度的提升,功率谱曲线逐渐上移,速度为 80 km/h 时,加速度功率谱曲线数值最大。在 0~80 km/h 速度范围内,以 0.5 km/h 为间隔遍历,得到加速度功率谱均方根值变化曲线,如图 5(b)所示。由图 5(b)可知:随着车速的提升,钢轨的

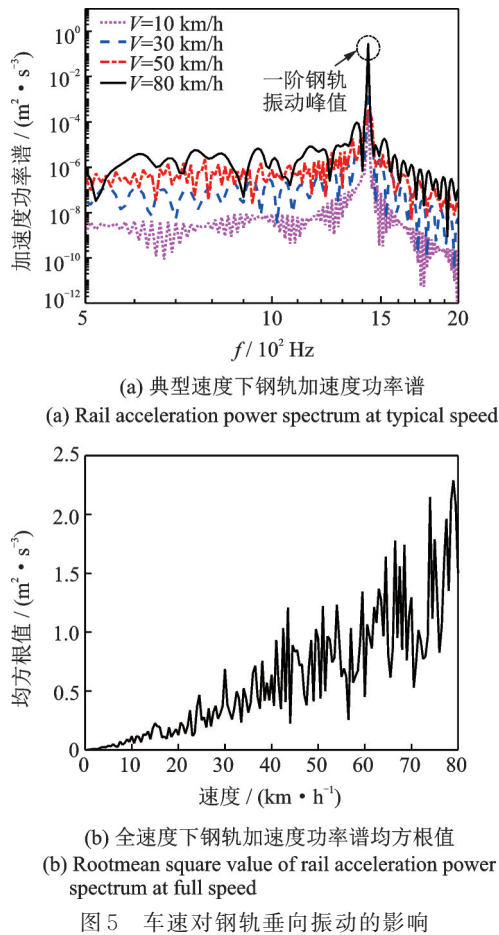


Fig.5 Influence of vehicle speed on vertical vibration of rails

垂向加速度功率谱曲线的最大值呈现出上升趋势,即高速度区间内的钢轨振动响应普遍大于低速度区间内的响应,这是因为速度的提升会增加轮轨之间的作用力,导致钢轨振动的加剧,这在文献[14]中也有相关描述。所以,在研究钢轨吸振器时,充分考虑车速的影响并根据实际情况合理设计吸振器参数是十分重要的。

一般来说,通常有以下2种指标来评价吸振器的减振效果:动力放大因子和减振系数。其中,动力放大因子用于评价目标频率处的减振效果,减振系数则是用于评价有效减振的频率范围。文中将动力放大因子体现为坐标图上峰值频率处的减振倍数,将减振系数体现为整个频段内的纵坐标均方根值的减小情况,即钢轨垂向加速度功率谱均方根值 G_{rms} ,于是有

$$G_{rms} = \sqrt{\int_{f_a}^{f_b} G_{z_i}(f) df} \quad (14)$$

其中: $G_{z_i}(f)$ 为加速度响应量 \ddot{Z}_i 的功率谱密度; f_a, f_b 为积分频率段上下限。

3 单自由度吸振器的不足

在钢轨-吸振器耦合系统中,将钢轨视作主振动系统,当附加吸振器的固有频率为最佳设计频率时,便能获得较好的减振效果。作为附加设备,吸振器的质量应控制在一定范围之内^[1],考虑经济性及加工难易程度,在以下研究中,将钢轨吸振器的质量比确定为0.2。

由上文可知,钢轨一阶钢轨振动频率为主要目标频率,以80 km/h速度为例,遍历峰值频率附近频段,得到设计频率与钢轨振动频段500~2 000 Hz内钢轨垂向加速度均方根值的关系曲线,如图6所示。

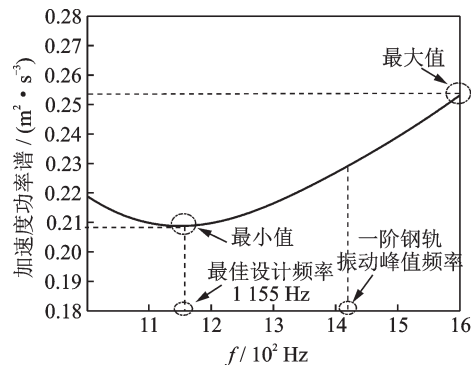


Fig.6 Relationship between the RMS value of the acceleration spectrum and the designed frequency of the vibration absorber

由图6可知:在钢轨一阶 Pinned-pinned 振动峰值频率附近,随着单自由度吸振器设计频率数值的递增,钢轨垂向加速度功率谱均方根值呈现先减后增的变化规律,当设计频率取1 155 Hz时,均方根值最小,即在整个频段内能够达到最好的减振效果。

应用单自由度吸振器最佳设计频率1 155 Hz,观察500~2 000 Hz频率范围内钢轨中点垂向加速度谱曲线变化情况,如图7所示。

由图7可知:在中频段内,钢轨加速度功率谱数值曲线没有明显降低的趋势,尤其是在500~700 Hz频段内出现了较为明显的增振现象,其中520 Hz处功率谱值增大8倍,在数值上无法忽略,且在600 Hz处形成了新的振动峰值。在高频段内,单自由度吸振器达到了较好的减振效果,尤其是在一阶钢轨振动频率1 440 Hz处及附近,对数坐标下的加速度功率谱数值降低了 10^4 倍,振动得到了较好的抑制。因为单自由度吸振器将减振频率固定为某一特定值,在这一频率值及附近,吸振器较好地吸收了主振动

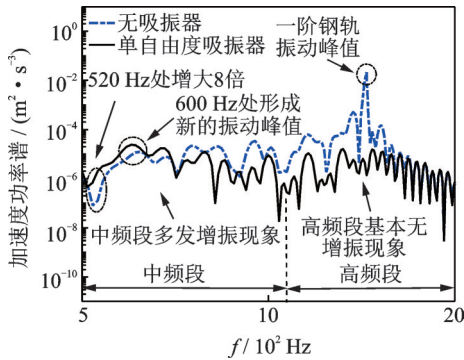


图7 单自由度吸振器的减振性能

Fig.7 Vibration reduction performance of single-degree freedom vibration absorber

系统的能量,但在较宽的频带范围内,无法达到宽频减振的目的,即使是最优设计也无法避免增振现象的产生。

综上,对于中、高两个频段的减振,含有一个目标频率的单自由度吸振器无法达到宽频减振的效果,可以通过增加振子数量以增加目标频率,从而实现较宽频率范围内的减振。因此,文中采用含 2 个振子的复合吸振器来解决宽频减振问题。

4 复合吸振器的参数设计

4.1 吸振器的参数设计方法

根据前文中对钢轨垂向振动响应的分析,将复合吸振器的两个目标减振频段确定为钢轨一阶钢轨振动峰值频率所在的高频段和易增振的中频段。

不考虑阻尼的影响,对复合吸振器的结构的二自由度固有频率求解,有

$$\begin{vmatrix} K_{d1} + K_{d2} - M_{d1}\omega^2 & -K_{d2} \\ -K_{d2} & K_{d3} + K_{d2} - M_{d2}\omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (15)$$

其中: $\omega = 2\pi f_d$, f_d 为吸振器振子的固有频率。

由式(15)可知,复合吸振器两振子的固有频率由质量、刚度决定,其数值对固有频率以及减振效果存在影响, K_{d1} 主要影响较大的频率 f_{d2} , K_{d2} 主要影响较小的调谐频率 f_{d1} [6]。文中将复合吸振器振子的质量固定,两振子的总质量与单自由度吸振器质量相等,即质量比为 0.2,令下层振子质量 M_{d1} 为 2.3 kg,上层振子质量 M_{d2} 为 4.5 kg。

式(15)中, M_{d1} 与 M_{d2} 为定值,又有 $K_{d3} = K_{d2}/4$,经化简可得 f_d 与 K_{d1} , K_{d2} 之间的关系

$$f_{d1,2}^2 = (AK_{d1} + BK_{d2}) \mp \sqrt{(AK_{d1} - BK_{d2})^2 + CK_{d1}K_{d2}} \quad (16)$$

其中: A, B 和 C 可用 M_{d1} 和 M_{d2} 表示。

由式(16)可知,对复合吸振器最佳设计频率的选取,就是对其刚度 K_{d1} 与 K_{d2} 数值的选取,因此,可以通过对刚度数值的寻优得到理想的吸振器设计频率。

利用遗传算法对吸振器的最佳设计频率进行多目标寻优,以 2 个振子的设计刚度为变量,以中频段和频段内的钢轨中点处加速度谱均方根值 G_{rms1} , G_{rms2} 数值最小为寻优目标。设定种群大小为 100,迭代次数为 200。

200 代进化之后,依据不增振原则,得到一组最优解,计算得到吸振器的两个最佳设计频率分别为 610 和 1 855 Hz,减振前后各频段均方根值对比如表 2 所示。由表 2 可知:在钢轨轨腰处安装复合吸振器后,中频段均方根 G_{rms1} 减少了 48.8%,高频段均方根 G_{rms2} 减少了 89.0%。在保证高频段有效减振的同时,对中频段的减振效果也比较可观。

表 2 复合吸振器减振效果对比

Tab.2 Comparison of damping effects of composite vibration absorbers

寻优目标	中频段 $G_{rms1}/$ ($m^2 \cdot s^{-3}$)	高频段 $G_{rms2}/$ ($m^2 \cdot s^{-3}$)
无吸振器	0.190 2	1.535 3
复合吸振器	0.097 4	0.169 7
减振效果/%	48.8	89.0

图 8 为安装复合吸振器前后钢轨中点处垂向加速度功率谱对比图。由图 8 可知:在中频段内,复合吸振器基本做到了整体减振效果,520 Hz 处的略微增振现象与单自由度吸振器相比,也已有所缓解。而在高频段范围内,复合吸振器仍然能保持较好的减振效果,其中在钢轨一阶钢轨振动峰值频率 1 440 Hz 处,对数坐标下的加速度功率谱数值降低了 10^4 倍,振子质量的分开并没有对高频段的减振造成影响。这是由于复合吸振器含有 2 个固有频率,拓宽了减振频带,在更宽范围内达到了平稳减振效

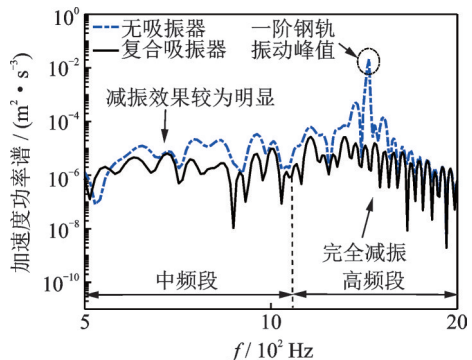


图 8 复合吸振器效果对比图

Fig.8 Comparison of the effects of composite absorbers

果,较好地避免了单自由度吸振器在中频段内引起的增振现象。

综上,车轨耦合模型中钢轨复合吸振器参数设计的步骤如下:

1) 分析耦合模型中的钢轨垂向振动响应,确定目标减振频段为一阶钢轨振动峰值频率所在的高频段和易增振的中频段;

2) 对复合吸振器二自由度固有频率求解,得到吸振器各个参数与设计频率之间的表达式,根据各项参数对减振效果的影响程度,确定主要影响参数为刚度 K_{d1} 和 K_{d2} ;

3) 以频段内综合减振最佳为目标,利用遗传算法对主要影响参数的取值进行寻优,进而得到吸振器的两个最佳设计频率。

4.2 复合吸振器的优越性

载客量变化较大是城市轨道交通车辆的又一显著特点,轨道车辆的客流量在市中心区域往往较大,车辆大部分时间都处于满载甚至超载工况,而在郊区地带,除去上下班高峰,客流量一般维持在中等及以下工况。车辆载重的不同导致轮轨间作用力的差异,进而影响钢轨的振动响应,所以需要针对线路载重情况设计具体的钢轨吸振器,达到针对性高效性的减振效果。利用上述步骤,在空载和重载工况下,对车轨耦合模型中的钢轨分别设计最佳频率的单自由度吸振器和复合吸振器,比较两种吸振器在中、高两频段内的钢轨中点垂向加速度谱均方根值,如表3所示。

表3 两种吸振器效果对比

Tab.3 Comparison of the effects of two types of dynamic vibration absorbers

工况	条件	中频段 $G_{rms1}/$ ($m^2 \cdot s^{-3}$)	高频段 $G_{rms2}/$ ($m^2 \cdot s^{-3}$)
空载	无吸振器	0.190 2	1.535 3
	单自由度吸振器	0.147 2	0.148 4
	复合吸振器	0.097 4	0.169 7
重载	无吸振器	0.208 7	1.543 3
	单自由度吸振器	0.163 9	0.167 3
	复合吸振器	0.109 9	0.206 6

由表3可知:未安装吸振器时,空载工况下均方根值较重载工况下数值较小。在空载工况下,单自由度吸振器在中、高频段内的减振效果分别为22.6%,90.3%;复合吸振器的减振效果为48.8%,89.0%,中频段内减振效果有了大幅度增加,高频段内减振效果基本等同。在重载工况下,单自由度吸

振器的减振效果分别为21.5%,89.2%;复合吸振器的减振效果为47.3%,86.6%,复合吸振器的安装基本没有降低高频段的减振效果,同时还大幅度提高了中频段的减振效果。而在一阶钢轨振动峰值频率处,对数坐标下的加速度功率谱数值在两类吸振器的作用下都下降 10^4 倍,减振效果相差不大。

无论空载还是重载,在一阶钢轨振动峰值频率处两类吸振器的效果基本等同,而在500~2 000 Hz频段范围内,复合吸振器具有更好的减振效果。这是由于复合吸振器将振子分成两部分,形成两个固有频率,兼顾了两个频段,达到了宽频减振的效果。总的来说,对于较宽频率范围内的钢轨振动响应控制,在总质量相同的情况下应采用复合吸振器,合理设置振子相关参数,使其能达到宽频减振的效果。

5 验 证

目前,国内外学者通常用衰减率来体现振动沿钢轨衰减的能力^[3-4],在一段频率范围内,衰减率的数值越大,则钢轨的振动响应越小,即钢轨吸振器的减振效果越明显。笔者采用振动衰减率对钢轨复合吸振器的减振性能进行验证。

钢轨振动衰减率可通过位移响应求解,表示为

$$r = \frac{20 \lg |Z_r(X_1)/Z_r(X_2)|}{\Delta X} \quad (17)$$

其中: $Z_r(X_1)$ 为激励点处钢轨垂向位移; $Z_r(X_2)$ 为考察点处钢轨垂向位移; ΔX 为 X_1 与 X_2 之间的距离。

城市轨道交通车辆的运行速度受限于客流量、站间距和地形条件等诸多因素,并且存在频繁的启动、加速、制动过程^[15-16],可以根据线路上车辆运行最大概率的速度对其进行划分。介绍如下:路段1为低速路段,特点是弯道多,站间距小,运行最大概率的速度为30 km/h;路段2为中速路段,特点是站间距较小,运行最大概率的速度为50 km/h;路段3为中高速路段,特点是站间距较大,运行最大概率的速度为60 km/h;路段4为高速路段,特点是线路平坦,站间距大,运行最大概率的速度为80 km/h。

对4条路段针对性设计复合吸振器,利用振动衰减率对复合吸振器的减振性能进行验证,以轮轨接触点作为激励点,钢轨中点作为考察点,得到4条路段在500~2 000 Hz频率内的衰减率,如图9所示。

由图9可知:在低速路段中,当未安装吸振器时,钢轨的振动衰减率数值曲线呈先减小再增大的趋势,数值曲线较为圆滑,安装复合吸振器后,钢轨振动衰减率数值曲线整体上移,整个500~2 000 Hz

频段内实现了完全减振,尤其是钢轨一阶钢轨振动

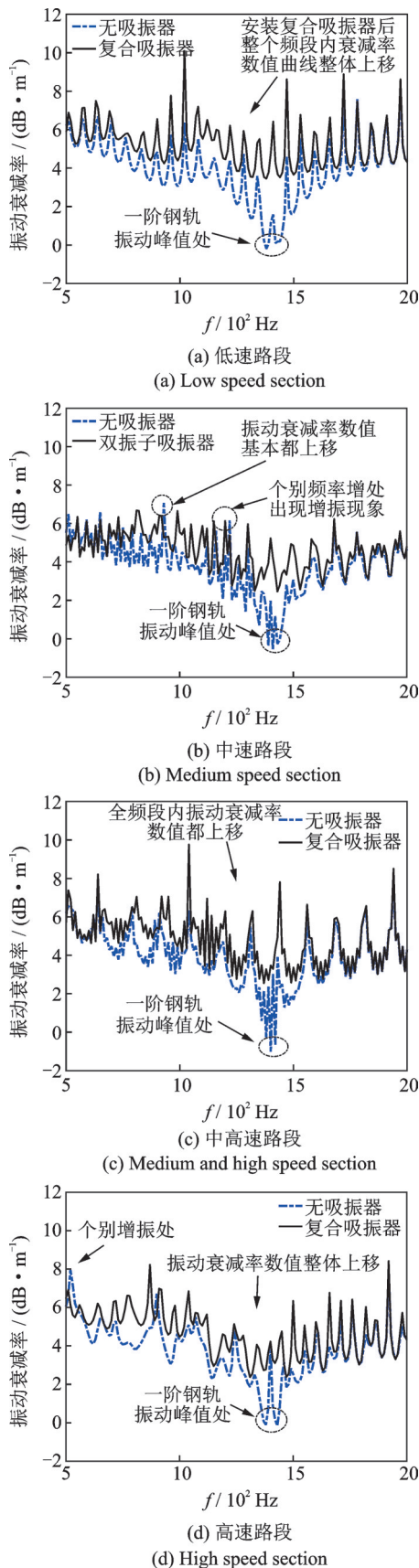


图 9 减振前后振动衰减率对比

Fig.9 Comparison of vibration decay rate between optimized and pre-optimized rails

峰值频率处减振效果最为明显。而在中速路段中,安装复合吸振器后,只在 1 000 Hz 附近个别频率处有略微增振,整个频段内基本实现了较好的减振效果,尤其是一阶钢轨振动频率处,衰减率数值上升程度最大。中高速路段内钢轨振动衰减率的变化趋势与前两个路段类似,但是频率对衰减率的影响有所不同,呈一段一段聚集的效果,安装复合吸振器后,整个频段内基本无增振现象,钢轨振动衰减率整体呈现上移趋势,整体效果良好。高速路段内钢轨垂向振动衰减率数值曲线更为圆润,安装复合吸振器后,钢轨振动衰减率也呈上移现象,只在 500 Hz 附近有些许增振,基本不影响整体的减振效果。因此,可以说在 500~2 000 Hz 频率范围内,钢轨的振动衰减率数值都是先减小再增大,在一阶钢轨振动频率处达到最低点,即此频率处振动沿钢轨衰减的能力最弱,振动最剧烈。此现象与图 3 相呼应,钢轨垂向振动响应在 500~2 000 Hz 频段内表现为先增大后减小,在一阶钢轨振动频率处达到峰值。

综上,在这 4 条不同速度的路段情况下,安装复合动力吸振器之后,在整个频段内,钢轨振动衰减率数值都相应增大,尤其钢轨的一阶钢轨振动频率处增大最为显著,即振动沿钢轨衰减的能力得到了增强,有了十分明显的减振效果,证明了在钢轨上安装复合吸振器具有较大的可行性。所以,对于较宽频段内钢轨垂向振动响应的控制,复合吸振器能够起到良好的减振效果。

6 结 论

1) 对钢轨吸振器的研究,应充分考虑车辆系统在车轨耦合模型中的作用。耦合模型中车辆系统的垂向振动不仅会加剧钢轨的振动响应,并且会使一阶钢轨振动能量峰值产生一定的转移。车速的改变也会影响轨道不平顺激励的时滞反应,进而影响钢轨的振动响应,最终导致峰值频率的变化。

2) 复合吸振器宽频减振的效果优于单自由度吸振器。单自由度吸振器减振能量集中在某一特定频率,这一频率处的减振效果最大可达到 90.3%;等质量条件下,复合吸振器通过将振子质量分开,使减振能量得以分布在较宽范围内,保证高频段有效减振的同时,对中频段的增振抑制效果较为明显,中频段最大能达到 48.8% 的减振效果,高频段内最大能达到 89.0% 的减振效果。结合安装可行性分析,在钢轨上安装复合动力吸振器较为适宜。

3) 对于复合吸振器的参数设计,可以通过分析耦合模型中主振动系统的响应特性,先确定其目标

减振频段;其次根据吸振器各项参数对减振效果的影响,确定主要影响参数;最后对主要影响参数的取值进行寻优,得到吸振器的最佳减振频率。

参 考 文 献

- [1] 文永蓬,李琼,尚慧琳,等.考虑车轨耦合作用的车体动力吸振器减振性能研究[J].振动与冲击,2016,35(21):53-62.
WEN Yongpeng, LI Qiong, SHANG Huilin, et al. Study on the performance of dynamic vibration absorber for the car body vibration considering the effects of vehicle-track coupling[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(21):53-62. (in Chinese)
- [2] 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):43-57.
- [3] WU T X. On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction [J]. Journal of Sound & Vibration, 2008, 309(3):739-755.
- [4] LIU H P, WU T X, LI Z G. Theoretical modeling and effectiveness study of rail vibration absorber for noise control[J]. Journal of Sound & Vibration, 2009, 323(3):594-608.
- [5] 蔡小培,钟阳龙,郭亮武,等.钢轨波磨对剪切型减振器段振动影响试验[J].振动、测试与诊断,2019,39(2):382-388.
CAI Xiaopei, ZHONG Yanglong, GUO Liangwu, et al. Experimental study on effect of rail corrugation on structure vibration in egg fastener zone [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(2):382-388. (in Chinese)
- [6] 赵悦,肖新标,韩健,等.高速有砟轨道钢轨动力吸振器垂向吸振特性及其参数影响[J].机械工程学报,2013,49(16):17-25.
ZHAO Yue, XIAO Xinbiao, HAN Jian, et al. Vertical characteristic and its parameter effect of rail vibration absorber used in high-speed ballasted track [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(16):17-25. (in Chinese)
- [7] 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):209-214.
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):209-214. (in Chinese)
- [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):105-111.
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):105-111. (in Chinese)
- [9] 金浩,周新,杨龙才.剪切型减振器下钢轨振动衰减率及阻尼器调谐分析[J].同济大学学报(自然科学版),2018,47(2):193-200.
JIN Hao, ZHOU Xin, YANG Longcai. Analysis of decay rate of rail using egg fastening system and tuning mechanism rail damper[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2018, 47(2):193-200. (in Chinese)
- [10] 翟婉明.车辆-轨道耦合动力学[M].北京:科学出版社,2015:162-165.
- [11] 背户一登.动力吸振器及其应用[M].北京:机械工业出版社,2013:95-99.
- [12] 高亮,崔日新,侯博文,等.板式无砟轨道钢轨共振特性影响参数敏感性分析[J].湖南大学学报(自然科学版),2018,45(3):115-121.
GAO Liang, CUI Rixin, HOU Bowen, et al. Sensitivity analysis of influence parameters on resonance characteristics of ballasted track rail[J]. Journal of Hunan University (Natural Science), 2018, 45(3):115-121. (in Chinese)
- [13] 孙方遒.不同频率钢轨的振动特性研究[D].北京:北京交通大学,2011.
- [14] 罗文俊,雷晓燕,伍明辉.地铁列车经过轨道结构的振动研究[J].铁道工程学报,2009,26(5):84-89.
LUO Wenjun, LEI Xiaoyan, WU Minghui. Research on the track structure vibration induced by subway train [J]. Journal of Railway Engineering Society, 2009, 26(5):84-89. (in Chinese)
- [15] 文永蓬,孙倩,周伟浩,等.轨道车辆车体磁流变弹性体吸振器的建模与仿真[J].机械工程学报,2018,54(18):60-65.
WEN Yongpeng, SUN Qian, ZHOU Weihao, et al. Modeling and simulation of vibration absorber for the carbody utilizing magnetorheological elastomers [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(18):60-65. (in Chinese)
- [16] WEN Y P, SUN Q, ZOU Y, et al. Study on the vibration suppression of a flexible carbody for urban railway vehicles with a magnetorheological elastomer-based dynamic vibration absorber[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2020, 234(7):749-764.



第一作者简介:邹钰,女,1995年11月生,硕士生。主要研究方向为城市轨道交通钢轨振动与控制。

E-mail:yuchenzou1995@163.com

通信作者简介:文永蓬,男,1979年10月生,博士、副教授。主要研究方向为城市轨道交通车辆振动与控制、城市轨道交通车辆关键结构优化设计及城市轨道交通车辆车轮磨损。

E-mail:yp_wen@163.com