基于调谐黏滞质量阻尼器的浮置板轨道低频减振方法

韦玮, 朱胜阳*, 翟婉明, 张庆铨

西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 成都 610031

* E-mail: syzhu@home.swjtu.edu.cn

收稿日期: 2020-12-16; 接受日期: 2021-02-25; 网络版发表日期: 2021-06-28

国家自然科学基金(批准号: 51978587, 51735012)和牵引动力国家重点实验室自主课题(编号: 2019TPL-T16)资助项目

摘要 本文运用调谐黏滞质量阻尼器(tuned viscous mass damper, TVMD)控制系统的力学特征和工作原理, 基于车辆-轨道耦合动力学理论, 建立了车辆-TVMD浮置板轨道的垂向耦合动力学模型, 仿真分析了车辆-TVMD浮置板轨道垂向耦合系统的动力响应特征, 并与传统钢弹簧浮置板轨道系统对比, 探明了TVMD系统对浮置板轨道减振性能的影响规律. 结果表明, 应用TVMD系统使浮置板轨道在2~8 Hz频段的加速度振级明显降低, 且原钢弹簧浮置板轨道在固有频率10 Hz处附近的振动放大行为得到有效缓解, 即在保证中高频段减振性能的同时, TVMD系统提高了既有隔振器以及轨道系统的隔振频率范围和低频减振效果; 增加惯性放大系数可提高TVMD系统的低频减振效果, 但过大的惯性放大系数会使TVMD系统内部振动的回复速度降低, 产生滞后位移, 从而导致钢轨和浮置板位移后峰值的放大.

关键词 调谐黏滞质量阻尼器, 浮置板轨道, 惯容器, 车辆-轨道耦合动力学, 低频减振

1 引言

21世纪以来, 随着社会经济的快速发展, 城市人口日渐增多, 城市轨道交通作为一种快捷便利的公共出行方式极大满足了居民的生活需要, 因此受到众多城市的欢迎. 在国家政策的推动下, 我国城市轨道交通取得了巨大发展, 由此引起的环境振动与噪声问题也日益突出. 现有研究表明, 在相同或可比的条件下, 浮置板轨道是目前减振效果最好的减振轨道^[1].

在仿真分析方面, 吴磊^[2]建立了地铁车辆-钢弹簧

浮置板轨道空间耦合动力学分析模型, 研究了钢弹簧浮置板轨道的轨道板长度等参数对车辆-轨道耦合系统动力学行为的影响, 结果表明中长型轨道板有利于改善车辆在钢弹簧浮置板轨道上运行的平稳性和舒适性. 李林峰等人^[3]建立车辆-轨道-浮置板耦合系统的二维有限元模型, 通过与现场实测数据对比验证了模型的准确性, 进而分析冲击荷载和列车荷载两种激励作用下钢弹簧浮置板轨道的减振效果, 结果表明冲击荷载会高估钢弹簧浮置板轨道在低频段的减振效果. 杨建近等人^[4]建立了考虑浮置板剪力铰连接作用下的列

引用格式: 韦玮, 朱胜阳, 翟婉明, 等. 基于调谐黏滞质量阻尼器的浮置板轨道低频减振方法. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 1391–1400
Wei W, Zhu S Y, Zhai W M, et al. Low frequency vibration reduction method for floating slab tracks based on tuned viscous mass damper (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 1391–1400, doi: 10.1360/SST-2020-0495

车-钢弹簧浮置板轨道空间耦合动力学模型, 分析剪力铰对列车-轨道耦合系统动力学行为的影响, 结果表明浮置板剪力铰能明显改善轮轨动力相互作用. 在试验研究方面, 刘维宁等人^[5]对钢弹簧浮置板轨道进行低频特征测试, 结果表明浮置板轨道在其工作频段拥有良好的减振效果, 但是在基频附近会出现振动放大现象. 何庆烈等人^[6]采用电液伺服式疲劳试验机对在浮置板轨道使用的钢弹簧隔振器进行力学特性试验研究, 分析了加载频率、载荷幅值以及疲劳载荷次数对钢弹簧隔振器动刚度和损耗因子的影响.

现有研究表明, 浮置板轨道能够较好地隔离中高频振动, 但对低频振动的隔振效果不理想, 而低频振动经由轨道和隧道结构传入土体, 会激发附近建筑物的振动, 对居民的 life 和工作产生干扰, 加速损坏重要古建筑, 影响高新技术产品的生产、高难度手术的施行、精密仪器的使用等. 钢弹簧浮置板轨道发挥减振作用的起始频率为 $\sqrt{2}$ 倍的固有频率. 想实现更低频率范围内的减振, 就要降低结构的固有频率. 传统的办法有两种: 其一是降低支承刚度, 但这种方法会增加轨道的振动位移, 影响列车运行的安全性; 其二增加质量, 但会增大建筑空间和建设成本. 传统线性隔振系统的这种矛盾, 使浮置板轨道结构无法在提供较高承载力的同时获取较低的起始隔振频率. 调谐黏滞质量阻尼器(tuned viscous mass damper, TVMD)为解决低频隔振问题提供了新的思路.

21世纪初, Saito等人^[7]系统地研究了一种利用两端点惯性原理的结构减振装置, 使用滚珠丝杆等元件进行惯性放大和阻尼增效, 并对带惯性放大系统的减振装置进行动力加载试验. 同年, 英国Smith团队^[8]提出以Inerter(惯容)来命名两端点惯性放大元件, 并讨论在减振问题和悬架设计中应用惯容元件的可能性. 惯容原理如图1所示, 惯容元件所产生的力与双端之间的相对加速度有关, 其计算公式如下:

$$P = m_g(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1), \quad (1)$$

图1 惯容元件原理

Figure 1 Principle of inertial capacity element.

式中, P 为惯容元件产生的力, $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2$ 分别是元件两端的加速度, 惯容力与两端之间相对加速度的比值为惯性放大系数 m_g .

在惯容元件的基础上, Arai等人^[9]和Ikago等人^[10,11]将飞轮惯性放大机制(惯容)和调谐机制引入旋转黏滞阻尼器, 提出了一种用于建筑系统的振动控制装置, 称为调谐黏滞质量阻尼器(TVMD), 并与传统的黏滞阻尼器(viscous damper, VD)和黏滞质量阻尼器(viscous mass damper, VMD)进行了性能比较, 证明了TVMD振动控制系统的有效性. TVMD是土木工程抗震领域中第一个完整意义上的惯容减振系统^[12]. Sugimura等人^[13]将TVMD系统应用于日本的钢结构建筑, 证明TVMD系统放大了对地震响应控制起主导作用的一阶模态的阻尼, 并使结构获得更大的惯性. 此外, 通过结合黏滞阻尼器也可以放大系统任意阶模态的阻尼, 得到了更好的地震响应控制效果.

本文基于TVMD的控制原理和力学特征, 在钢弹簧浮置板轨道上运用该控制装置, 建立车辆-TVMD浮置板轨道的垂向耦合动力学模型, 仿真分析车辆-TVMD浮置板轨道垂向耦合系统的动力响应特征, 从行车安全性和轨道减振性两个方面探讨TVMD系统对浮置板轨道减振的适用性和有效性, 为TVMD系统在轨道减振领域的应用设计提供参考.

2 TVMD系统工作原理和力学模型

现有文献中有齿轮齿条机构、液压机构、电磁机构等能够实现惯性放大的机构. 本文以简易惯性放大实现机构——滚珠螺纹丝杆为例, 将滚珠螺纹丝杆与飞轮相结合形成惯性放大装置, 两端分别连接弹簧和旋转黏滞阻尼器组成TVMD系统, 如图2所示. 其惯性放大原理为: 滚珠螺纹丝杆由螺纹丝杆、螺母和滚珠等部件构成, 系统承载后弹簧压缩产生力, 通过滚珠螺母将直线运动转化成飞轮的旋转运动, 继而形成惯性放大.

TVMD系统具有如下优点: 作为一个完整的动力学系统, 装置内部的振动与主体结构并不同步, 这种异步振动可以放大系统内部耗能装置(如旋转黏滞阻尼器)的有效变形, 提高耗能效率, 进一步地抑制响应. 从目前已有的惯性放大装置来看, TVMD系统实现的惯性放大可以远大于其自身的物理质量, 即改变结构

图 2 (网络版彩图)惯性放大装置与黏滞阻尼器模型
Figure 2 (Color online) Inertial amplifier and viscous damper model.

惯性的同时基本不改变结构的物理质量, 而且所增大的惯性不会增加结构所受的振动, 能够实现惯性的灵活调整和频率的调节, 从而TVMD系统的应用使得传统线性隔振器承载能力与隔振性能的矛盾得到调和。

根据实际应用工况进行参数设计, 等效质量可放大为实际质量的几千倍。以简易惯性放大实现机构——滚珠螺纹丝杆为例, 假设螺纹丝杆的导程为 L_d , 飞轮的实际质量为 m_d , 转动惯量为 J , 其内径为 r_i , 外径为 r_j , c_d 是黏滞材料参数, d 是内外管之间的间隙, r_c 是内管半径, A 是侧面积, 推导可得装置的等效质量 m_g 和旋转黏滞阻尼器的等效阻尼系数 c_g 如下^[14]:

$$m_g = J \cdot \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 = \frac{m_d}{2} (r_i^2 + r_j^2) \cdot \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2, \quad (2)$$

$$c_g = \left(\frac{2\pi r_c}{L_d} \right)^2 \frac{c_d A}{d}. \quad (3)$$

TVMD系统由连接弹簧(弹性部)、旋转黏滞阻尼器(耗能装置)和惯性放大装置(惯容元件)组成, 力学模型如图3所示。其动力学平衡方程为^[15~17]

$$Q = c_g \dot{x}_g + m_g \ddot{x}_g = k_g (x - x_g), \quad (4)$$

式中, x 为TVMD系统两端之间的相对位移, x_g 是惯容元件相对于装置一端之间的位移。

3 车辆-TVMD浮置板轨道垂向耦合动力学模型

为了仿真分析车辆-TVMD浮置板轨道垂向耦合系统的动力响应特征, 本节基于车辆-轨道耦合动力学理论^[18], 建立地铁车辆-TVMD浮置板轨道的垂向耦合

模型。

对于车辆模型, 考虑车体的沉浮(Z_c)和点头(β_c)运动、前后构架的沉浮(Z_{t1} , Z_{t2})和点头(β_{t1} , β_{t2})运动, 以及四个轮对的垂向振动位移 Z_{wi} ($i=1\sim4$)和位移不平顺 Z_{0j} ($j=1\sim4$), 车辆被模拟成一个在轨道结构运行上的10个自由度的多刚体系统, 完整反映了车体质量及其点头惯量、前后构架质量及其点头惯量、各轮对质量, 以及一系悬挂刚度和阻尼、二系悬挂刚度和阻尼。车辆系统各项参数见表1。为了简化建模, 在垂向将钢轨视为连续弹性点支承基础上的欧拉梁, 浮置板和底座板简化为有弹性支承的有限长两端自由梁。建立的车辆-TVMD浮置板轨道垂向耦合模型如图4所示。轨道系统部分计算参数见表2。

与传统钢弹簧浮置板不同的是, TVMD浮置板轨道模型在每个浮置板和底座板之间的传统钢弹簧系统中附加TVMD系统, 假定每块浮置板上附加有 N_g 个TVMD系统, 因此, 浮置板的垂向振动方程变为

图 3 力学原理
Figure 3 Mechanics principle.

表 1 车辆模型参数

Table 1 Vehicle model parameters

车辆参数	数值
车体质量 M_c	50878 kg
构架质量 M_t	2721 kg
轮对质量 M_w	1900 kg
车体点头惯量 J_c	$2.466 \times 10^6 \text{ kg m}^2$
构架点头惯量 J_t	3605 kg m^2
一系悬挂阻尼 C_{p1}	$4.9 \times 10^4 \text{ N s m}^{-1}$
一系悬挂刚度 K_{p1}	$2.14 \times 10^6 \text{ N m}^{-1}$
二系悬挂阻尼 C_{s2}	$1.96 \times 10^5 \text{ N s m}^{-1}$
二系悬挂刚度 K_{s2}	$2.5 \times 10^5 \text{ N m}^{-1}$
车辆定距 $2l_c$	7.85 m
车轮半径 R	0.42 m
固定轴距 $2l_t$	1.25 m

图 4 车辆-TVMD浮置板轨道垂向耦合模型

Figure 4 Vehicle-TVMD floating slab track vertical coupling model.

$$E_f I_f \frac{\partial^4 Z_f(x, t)}{\partial x^4} + \frac{M_f}{L_f} \frac{\partial^2 Z_f(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{j=1}^N F_{rj}(t) \delta(x - x_j) - \sum_{g=1}^{n_1} F_{fg}(t) \delta(x - x_g), \quad (5)$$

TVMD系统的振动方程为

$$m_{tg} \ddot{Z}_g + c_{tg} \dot{Z}_g - k_{tg} [Z_f(x_g, t) - Z_s(x_g, t)] - Z_g = 0, \quad (6)$$

底座板的垂向振动方程为

$$E_s I_s \frac{\partial^4 Z_s(x, t)}{\partial x^4} + \frac{M_s}{L_s} \frac{\partial^2 Z_s(x, t)}{\partial t^2} + c_s \frac{\partial Z_s(x, t)}{\partial t} + k_s Z_s(x, t) = \sum_{g=1}^{n_1} F_{fg}(t) \delta(x - x_g), \quad (7)$$

式中

表 2 轨道结构的主要参数

Table 2 The main parameters of the track structure.

轨道部件	参数	数值	轨道部件	参数	数值
钢轨	长度 l	225 m	TVMD系统	安装间距	1.25 m
	弹性模量 E	$2.11 \times 10^{11} \text{ N m}^{-2}$		惯性放大系数 m_g	5×10^5
	截面惯量 I	$3.217 \times 10^{-5} \text{ m}^4$		等效阻尼 C_g	$2.5 \times 10^3 \text{ N s m}^{-1}$
	每延米质量 m_r	60.64 kg m^{-1}		弹簧刚度 K_g	$1 \times 10^6 \text{ N m}^{-1}$
浮置板	弹性模量 E_f	$3.65 \times 10^{10} \text{ N m}^{-2}$	扣件	扣件胶垫刚度 K_p	$3 \times 10^7 \text{ N m}^{-1}$
	长度 L_f	25 m		扣件胶垫阻尼 C_p	75000 N s m^{-1}
	密度 ρ_f	2500 kg m^{-3}		扣件间距	0.625 m
底座板	弹性模量 E_s	$2.55 \times 10^{10} \text{ N m}^{-2}$	底座板	分布刚度 K_s	$4.2 \times 10^9 \text{ N m}^{-1}$
	长度 L_s	25 m		分布阻尼 C_s	$1 \times 10^4 \text{ N s m}^{-1}$
	密度 ρ_s	2500 kg m^{-3}		截面惯量 I_s	$2.1333 \times 10^{-3} \text{ m}^4$

$$\sum_{j=1}^N F_{rj}(t) \delta(x - x_j) = k_{pi} [Z_r(x_i, t) - Z_f(x_i, t)] + c_{pi} [\dot{Z}_r(x_i, t) - \dot{Z}_f(x_i, t)], \quad (8)$$

$$\sum_{g=1}^{n_1} F_{fg}(t) \delta(x - x_g) = k_{tg} [\dot{Z}_f(x_g, t) - \dot{Z}_s(x_g, t) - Z_g] + k_{zg} [Z_f(x_g, t) - Z_s(x_g, t)] + c_{zg} [\dot{Z}_f(x_g, t) - \dot{Z}_s(x_g, t)], \quad (9)$$

δ 是Dirac函数, E_f 和 I_f 分别是浮置板弹性模量、截面极惯性矩, M_f 和 L_f 分别是单块浮置板质量和长度, E_s 和 I_s 分别是底座板弹性模量、截面极惯性矩, M_s 和 L_s 分别是单块底座板的质量和长度, k_{pi} 和 c_{pi} 分别是第 i 个扣件的刚度和阻尼, k_s 和 c_s 分别是沿长度方向的分布刚度和分布阻尼, m_{tg} , k_{tg} 和 c_{tg} 分别是第 g 个TVMD系统的惯性放大系数、刚度和阻尼, k_{zg} 和 c_{zg} 分别是和第 g 个TVMD系统并联的钢弹簧刚度和阻尼, $Z_f(x, t)$ 和 $\dot{Z}_f(x, t)$ 分别是浮置板的垂向振动位移和垂向振动速度, $Z_s(x, t)$ 是底座板的垂向振动位移; Z_g , $\dot{Z}_g$ 和 $\ddot{Z}_g$ 分别表示TVMD系统中惯容元件的垂向振动位移、垂向振动速度和垂向振动加速度, F_{rj} 为浮置板上第 j 个扣件产生的支反力, F_{fg} 是浮置板下第 g 个TVMD系统处产生的支反力。

结合车辆振动方程, 车辆-TVMD浮置板轨道垂向耦合动力学方程可以写成如下形式:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = Q, \quad (10)$$

式中, X 为整体系统的垂向位移向量, M , C , K 分别为整

体系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, Q 是整体系统所受到的垂向载荷向量, 由车辆系统所受重力和轮轨相互作用载荷组成.

应用Herz非线性弹性接触理论来进行轮轨之间垂向力的计算. 轮轨之间的垂向力表达式为

$$p(t) = \left\{ \frac{1}{G} [\delta Z(t) - Z_0(t)] \right\}^{\frac{2}{3}}, \quad (11)$$

其中, G 为轮轨接触常数; $\delta Z(t)$ 为轮轨之间的弹性压缩量; $Z_0(t)$ 为位移不平顺.

对于这样一个计算复杂、运算量大的非线性振动微分方程, 采用Zhai方法进行快速数值积分求解, Zhai方法为显式二步数值积分法^[18,19], 积分格式为

$$\begin{aligned} \{X\}_{n+1} = & \{X\}_n + \{V\}_n \Delta t \\ & + \left(\frac{1}{2} + \psi \right) \{A\}_n \Delta t^2 - \psi \{A\}_{n-1} \Delta t^2, \end{aligned} \quad (12)$$

$$\{V\}_{n+1} = \{V\}_n + (1 + \phi) \{A\}_n \Delta t - \phi \{A\}_{n-1} \Delta t, \quad (13)$$

式中, Δt 表示积分步长, 下标 n , $n-1$, $n+1$ 分别表示积分步长是 $t=n\Delta t$ 时刻、 $t=(n-1)\Delta t$ 时刻和 $t=(n+1)\Delta t$ 时刻, ψ 和 ϕ 是控制积分的参数, 一般均取 0.5 可以达到稳定条件.

4 车辆-TVMD浮置板轨道系统动力学分析

4.1 计算工况

本文模型假定列车运行速度为 80 km h^{-1} , 轨道不平顺采用波长为 $1\sim 30 \text{ m}$ 的美国六级谱, 叠加波长为 $0.05\sim 1 \text{ m}$ 的短波不平顺, 如图5所示. 为了讨论TVMD系统对浮置板轨道振动响应的影响, 设置计算工况如表3所示^[20]. 工况1是传统钢弹簧浮置板轨道结构工况, 工况2和3是应用TVMD系统的浮置板轨道结构工况.

表 3 计算工况

Table 3 Calculation conditions

工况	钢弹簧系统		TVMD系统		
	刚度 K_{zg} (N m^{-1})	阻尼 C_{zg} (N s m^{-1})	惯性放大系数 m_g	刚度 K_g (N m^{-1})	阻尼 C_g (N s m^{-1})
1	1×10^7	2.366×10^3	—	—	—
2	1×10^7	2.366×10^3	1×10^4	1×10^6	2.366×10^3
3	1×10^7	2.366×10^3	5×10^4	1×10^6	2.366×10^3
4	1×10^7	2.366×10^3	9×10^4	1×10^6	2.366×10^3

图 5 轨道垂向几何不平顺

Figure 5 Orbital vertical geometric irregularities.

对比工况1与2, 研究应用TVMD系统前后浮置板轨道系统的减振效果; 对比工况2~4, 讨论TVMD系统中惯性放大系数取值对减振效果的影响.

4.2 TVMD系统对轮轨安全性的影响

《浮置板轨道技术规范》(CJJ/T191-2012)中规定的钢轨与浮置板的最大垂向振动位移分别是 4 和 3 mm. 采用Matlab软件对上述耦合动力学模型进行编程计算, 得到浮置板轨道垂向振动位移时程曲线如图6所示, 对比工况1与2, 可知应用TVMD系统后的浮置板轨道的钢轨垂向位移和浮置板垂向位移时程曲线, 与传统钢弹簧浮置板轨道相比基本一致, 钢轨的最大位移分别为 2.99 和 2.91 mm, 相差不大. 同时, 应用TVMD系统后浮置板的最大位移为 2.13 mm, 略大于传统钢弹簧浮置板轨道的浮置板最大位移 2.01 mm. 钢轨与浮置板的最大垂向位移均未超过规定限值.

图7为浮置板轨道系统轮重减载率曲线和车体质心垂向加速度时程曲线. 由图可知, 应用TVMD系统的浮置板轨道与传统钢弹簧浮置板轨道相比, 轮重减载率时程曲线基本上一致, 分别为 0.656 和 0.663, 前者轮

图6 (网络版彩图)浮置板轨道垂向位移时程曲线. (a) 钢轨垂向位移; (b) 浮置板垂向位移

Figure 6 (Color online) Vertical displacement time history curve of the floating slab track. (a) Vertical displacement of the rail; (b) vertical displacement of the floating slab.

图7 (网络版彩图) TVMD系统对车辆行车安全性和舒适性的影响. (a) 轮重减载率; (b) 车体质心垂向加速度

Figure 7 (Color online) The effect of TVMD system on vehicle safety and comfort. (a) Wheel load reduction rate; (b) vertical acceleration of vehicle body center of mass.

重减载率最大值略有降低, 均未超过动态轮重减载率限值0.9. 同时, 应用TVMD系统前后, 车体质心垂向加速度时程曲线一致, 车体质心垂向加速度时域峰值分别为 0.21 和 0.22 m/s^2 , 基本没有变化. Sperling指数为铁道车辆运行舒适性的主要评定标准, 计算可得工况1的Sperling指数为2.92, 工况2的Sperling指数为2.93, 数值相差不大. 以上结果表明, 在本文计算参数下应用TVMD系统进行浮置板轨道减振性能的提升时, 对车辆的行车舒适性和安全性未产生明显影响, 即在保证车辆的行车舒适性和安全性的同时, 减小了浮置板轨道结构低频振动对周围环境振动的影响.

4.3 TVMD系统对浮置板轨道减振性能的影响

图8(a)为工况1与2的浮置板振动加速度幅频曲线,

应用TVMD系统的浮置板轨道在2~10 Hz频段的垂向振动加速度明显降低, 在10 Hz以上的频段与传统钢弹簧浮置板的垂向振动加速度响应曲线基本一致. 由此可见, 在浮置板轨道中应用TVMD系统进行减振, 能够在保证中高频隔振的同时, 降低浮置板轨道系统在低频段的响应, 有效提升了浮置板轨道的减振频率范围.

图8(b)为工况1和2浮置板垂向振动加速度振级的1/3倍频有效值. 由图可知, 相对于工况1中的传统钢弹簧浮置板轨道, 应用TVMD系统减振后的工况2在1.98~2.5, 3.97~5和5~6.3 Hz频段处, 加速度振级分别下降了16.05%, 13.75%和14.2%, 且原钢弹簧浮置板轨道在固有频率10 Hz处附近的振动放大得到有效缓解. 因此, 应用TVMD系统可以显著提升浮置板轨道的低

频减振效果。

4.4 惯性放大系数对TVMD系统减振性能的影响

本小节通过对比工况2~4的计算结果, 讨论惯性放大系数对轮轨系统安全性的影响。工况2和3的计算结果如图9和10所示, 增大TVMD系统的惯性放大系数, 钢轨垂向位移和浮置板垂向位移时程曲线变化规律基本一致, 钢轨的最大垂向位移由2.99 mm降至2.87 mm, 浮置板的最大垂向位移由2.13 mm减少至2.06 mm, 均未超过规定限值; 轮重减载率最大值基本一致, 未超过动态轮重减载率限值0.9。计算结果表明, 惯性放大系数的增加不影响车辆行车安全。

工况2和3的垂向振动加速度振级的1/3倍频有效值如图11所示。由图可知, 增大惯性放大系数后, 应用

TVMD系统的浮置板在低频段的垂向振动加速度振级有所改善, 其中在1.95~2.5 Hz频段处加速度振级下降了2.01 dB。可知, 适当增加惯性放大系数, 可有效改善TVMD系统的低频减振性能。

工况3和4的计算结果如图12所示, 由图可知, 进一步增大惯性放大系数后, 钢轨的最大垂向位移由2.87 mm增加至2.99 mm, 浮置板的最大垂向位移由2.06 mm增加至2.15 mm, 而浮置板的垂向振动加速度振级基本没有变化。TVMD系统内部振动与主体结构并不同步, 当车辆前轮对经过时, TVMD系统内部弹簧压缩, 压缩所产生的弹性力由固定支座传递至滚珠螺纹丝杆, 设置在螺纹丝杆上的滚珠螺母将直线运动转化成飞轮的旋转运动, 形成惯性放大并传递至旋转黏滞阻尼器中, 产生支反力。如图12(a)和(b)所示, 过大

图8 (网络版彩图) TVMD系统对浮置板轨道减振性能的影响。(a) 浮置板加速度幅频曲线; (b) 浮置板加速度振级1/3倍频有效值

Figure 8 (Color online) The influence of TVMD system on the vibration damping performance of floating slab track. (a) Floating slab acceleration amplitude-frequency curve; (b) floating slab acceleration vibration level 1/3 doubling frequency effective value.

图9 (网络版彩图) 惯性放大系数对浮置板轨道垂向动力学响应的影响。(a) 钢轨垂向位移; (b) 浮置板垂向位移

Figure 9 (Color online) The effect of the inertial amplification factor on the vertical dynamic response of the floating slab track. (a) Vertical displacement of the rail; (b) vertical displacement of the floating slab.

图 10 (网络版彩图)惯性放大系数对轮重减载率的影响

Figure 10 (Color online) The influence of the inertia amplification factor on the wheel load reduction rate.

图 11 (网络版彩图)惯性放大系数对TVMD系统减振性能的影响

Figure 11 (Color online) The influence of the inertial amplification factor on damping performance of the TVMD system.

图 12 (网络版彩图)惯性放大系数对浮置板轨道动力学性能的影响. (a) 钢轨垂向位移; (b) 浮置板垂向位移; (c) 浮置板加速度振级1/3倍频有效值

Figure 12 (Color online) The effect of the inertia amplification factor on the dynamic performance of the floating slab track. (a) The vertical displacement of the rail; (b) the vertical displacement of the floating plate; (c) the acceleration vibration level of the floating slab is 1/3 the effective value of the frequency.

的惯性放大系数会降低TVMD系统内部振动回复速度, 出现滞后位移, 从而导致车辆后轮对经过时钢轨和浮置板位移后峰值的放大. 而过小的惯性放大系数又无法达到良好的低频减振效果, 因此需要根据实际情况, 针对不同的运营要求, 设计相应的TVMD系统参数.

5 结论

本文以TVMD作为振动控制装置, 基于车辆-轨道耦合动力学理论, 建立了车辆-TVMD浮置板轨道的垂向耦合动力学模型, 仿真分析了车辆-TVMD浮置板轨道垂向耦合系统的动力响应特征, 探讨了TVMD系统在浮置板轨道中设计应用的可行性. 为解决浮置板轨道低频减振问题提供了新的思路, 主要研究结果如下.

(1) TVMD浮置板轨道与传统钢弹簧浮置板轨道的轮重减载率时程曲线、车体质心垂向加速度时程曲线、钢轨垂向位移时程曲线和浮置板垂向位移时程曲线变化规律基本上一致, 车体质心垂向加速度时域峰值变化不大, 轮重减载率最大值略有降低. 钢轨和浮置板垂向位移最大值几乎无变化, 且均未超过规定限值. 结果表明应用TVMD系统进行浮置板轨道减振性能提升将不会影响车辆行车的安全性和舒适性.

(2) 相对于传统钢弹簧浮置板轨道, 应用TVMD系统的浮置板在2~10 Hz频段的垂向振动加速度明显降低, 原钢弹簧浮置板轨道在固有频率10 Hz处附近的振动放大行为得到了有效缓解, 同时在10 Hz以上的中高

频段保持了传统钢弹簧浮置板的良好减振性能, 从而有效提升浮置板轨道的减振频率范围和减振性能。

(3) 过大的惯性放大系数会降低 TVMD 系统内部振动的回复速度, 产生滞后位移, 从而导致钢轨和浮

置板位移后峰值的放大, 影响 TVMD 系统的振动控制性能。而过小的惯性放大系数又无法达到良好的低频减振效果, 因此需要根据实际情况, 针对不同的运营要求, 设计相应的 TVMD 参数。

参考文献

- 1 Wu Y F. Investigation into the evaluation method for vibration damping effect of track systems (in Chinese). *China Railway Sci*, 2013, 34: 1–6 [吴永芳. 轨道减振效果系统评价方法研究. 中国铁道科学, 2013, 34: 1–6]
- 2 Wu L. Study on coupling dynamic behavior of metro vehicles and track of steel spring floating slab (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012 [吴磊. 地铁车辆-钢弹簧浮置板轨道耦合动态行为的研究. 博士学位论文. 成都: 西南交通大学, 2012]
- 3 Li L F, Ma M, Liu W N, et al. Analysis for the vibration reduction characteristics of steel spring floating slab tracks under different types of excitation (in Chinese). *Eng Mech*, 2018, 35: 253–258 [李林峰, 马蒙, 刘维宁, 等. 不同激励作用下钢弹簧浮置板轨道减振效果研究. 工程力学, 2018, 35: 253–258]
- 4 Yang J J, Zhu S Y, Zhai W M. Effects of shear hinges of floating slab on dynamic behavior of a train-track coupled system (in Chinese). *J Vibration Shock*, 2019, 38: 1–8 [杨建近, 朱胜阳, 翟婉明. 浮置板剪力铰对列车-轨道耦合系统动力学行为的影响. 振动与冲击, 2019, 38: 1–8]
- 5 Liu W N, Ding D Y, Li K F, et al. Experimental study of the low-frequency vibration characteristics of steel spring floating slab track (in Chinese). *China Civil Eng J*, 2011, 44: 118–125 [刘维宁, 丁德云, 李克飞, 等. 钢弹簧浮置板轨道低频特征试验研究. 土木工程学报, 2011, 44: 118–125]
- 6 He Q L, Zhu S Y, Cai C B, et al. Experimental study on mechanical characteristics of the subway-using steel spring vibration isolator (in Chinese). *J Railway Sci Eng*, 2016, 13: 1492–1498 [何庆烈, 朱胜阳, 蔡成标, 等. 地铁浮置板用钢弹簧隔振器力学特性试验研究. 铁道科学与工程学报, 2016, 13: 1492–1498]
- 7 Saito K, Toyota K, Nagae K, et al. Dynamic loading test and its application to a high-rise building of viscous damping devices with amplification system. In: *Proceedings of the 3rd World Conference on Structural Control*. Como, 2002
- 8 Smith M C. Synthesis of mechanical networks: The inerter. *IEEE Trans Automat Contr*, 2002, 47: 1648–1662
- 9 Arai T, Aburakawa T, Ikago K, et al. Verification on effectiveness of a tuned viscous mass damper and its applicability to non-linear structural systems. *Nihon Kenchiku Gakkai Kozokei Ronbunshu*, 2009, 74: 1993–2002
- 10 Ikago K, Saito K, Inoue N. Seismic control of single-degree-of-freedom structure using tuned viscous mass damper. *Earthquake Engng Struct Dyn*, 2012, 41: 453–474
- 11 Ikago K, Sugimura Y, Saito K, et al. Modal response characteristics of a multiple-degree-of-freedom structure incorporated with tuned viscous mass dampers. *J Asian Architecture Building Eng*, 2012, 11: 375–382
- 12 Zhang R F, Cao Y R, Pan C. Inerter system and its state-of-the-art (in Chinese). *Eng Mech*, 2019, 36: 8–27 [张瑞甫, 曹嫣如, 潘超. 惯容减振(振)系统及其研究进展. 工程力学, 2019, 36: 8–27]
- 13 Sugimura Y, Goto W, Tanizawa H, et al. Response control effect of steel building structure using tuned viscous mass damper. In: *Proceedings of the 15th World Conference on Earthquake Engineering*. Lisbon, 2012
- 14 Yan W T, Han B, Wen Y K. Seismic control analysis of cable-stayed bridge based on tuned viscous mass damper (in Chinese). *China Civil Eng J*, 2016, 49: 66–71 [阎武通, 韩冰, 文永奎. 新型调谐黏滞质量阻尼器对斜拉桥的减震控制分析. 土木工程学报, 2016, 49: 66–71]
- 15 Yuan Y. Study on seismic control performance of planar irregular structures with TVMD (in Chinese). Dissertation for Master's Degree. Xi'an: Xi'an Technological University, 2019 [袁渊. TVMD-平面不规则结构控震性能研究. 硕士学位论文. 西安: 西安工业大学, 2019]
- 16 Wen Y K, Chen Z Q, Han B, et al. Control mechanism of TVMD and its performance improvement for seismic mitigation of continuous bridge (in Chinese). *J Vibration Eng*, 2018, 31: 599–610 [文永奎, 陈政清, 韩冰, 等. TVMD 的减振机理及其提升连续梁减震性能的研究. 振动工程学报, 2018, 31: 599–610]
- 17 Qiu J X, Pei X Z. Study on seismic performance of tuned viscous mass damper (TVMD) (in Chinese). *Earthquake Resistant Eng Retrofitting*,

- 2016, 38: 65–71, 146 [邱吉祥, 裴星洙. 调谐粘性质量阻尼器减震性能研究. 工程抗震与加固改造, 2016, 38: 65–71, 146]
- 18 Zhai W M. Vehicle-Track Coupled Dynamics (in Chinese). 4th ed. Beijing: Science Press, 2015 [翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学. 第4版. 北京: 科学出版社, 2015]
- 19 Zhai W M. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering. *Int J Numer Meth Eng*, 1996, 39: 4199–4214
- 20 Li C, Zhang R F, Zhao Z P, et al. Optimum study of tuned viscous mass dampers based on genetic algorithm (in Chinese). *Structural Engineers*, 2016, 32: 124–131 [李超, 张瑞甫, 赵志鹏, 等. 调谐黏滞质量阻尼器基于遗传算法的参数优化研究. 结构工程师, 2016, 32: 124–131]

Low frequency vibration reduction method for floating slab tracks based on tuned viscous mass damper

WEI Wei, ZHU ShengYang, ZHAI WanMing & ZHANG QingLai

State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China

Based on vehicle-track coupling dynamics, the vertical coupling dynamic model of a vehicle and steel-spring floating slab track (FST) isolated by a tuned viscous mass damper (TVMD) is established. The dynamic response characteristics of the TVMD-supported steel-spring FST are compared with a traditional steel-spring FST, and in doing so, the effect of the TVMD system on the vibration reduction performance of the rail is verified. The results show that the TVMD system can significantly reduce the acceleration-vibration level of the FST in the frequency range of 2–8 Hz; moreover, the vibration amplification behavior of the original steel-spring FST near the natural frequency (10 Hz) can be effectively alleviated. In other words, the TVMD system improves the vibration-isolation frequency range and low-frequency vibration reduction effect of existing vibration isolators and orbital systems while ensuring the vibration reduction performance of medium- and high-frequency bands. Increasing the inertial amplification factor can improve the low-frequency vibration damping effect of the TVMD system, but a too large inertial amplification factor will reduce the recovery speed of the internal vibration of the TVMD system, which results in hysterical displacement, which in turn, amplifies the displacement peak of the rail and floating slab.

tuned viscous mass damper, floating slab track, inerter, vehicle-track coupled dynamics, low-frequency vibration-reduction

doi: [10.1360/SST-2020-0495](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0495)