

多重动力吸振器对高速列车地板振动的控制

尤泰文¹, 周劲松¹, 孙维光², 宫 岛¹, 陈江雪¹

(1. 同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804; 2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司技术中心, 山东 青岛 266000)

摘要: 针对某高速动车组线路运行时出现的地板局部振动问题,通过线路试验发现地板在 33 Hz 附近存在局部振动放大现象,为解决该问题,基于多自由度结构振动原理,建立包含多重动力吸振器(MDVAs)的地板振动控制模型,分析了多重动力吸振器控制地板振动的最优调谐参数,并对动力吸振器控制效果进行了验证。结果表明,安装位置会对控制效果产生明显影响,吸振器安装应尽量选择振型最大处安装,吸振器参数的控制效果不会随参数变化而无限增加。采用地板动力吸振方案可有效降低目标频率处的振动,地板时域最大峰值下降约 66%,舒适度指标降低 0.3。

关键词: 高速动车组;地板振动;多重动力吸振器

中图分类号: U270.11

文献标志码: A

Floor Local Vibration Control of High Speed Trains by Using Multiple Dynamic Vibration Absorbers

YOU Taiwen¹, ZHOU Jinsong¹, SUN Weiguang², GONG Dao¹, CHEN Jiangxue¹

(1. Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Technology Center, CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266000, China)

Abstract: To solve local vibration problems of floor in high-speed EMU (electric multiple unit), a line test is conducted in which it is found that there exists local vibration amplification of 33 Hz in the floor. Based on the principle of multi-degree-of-freedom structure vibration, the floor vibration model with multiple dynamic vibration absorbers is established. The vibration control model is used to analyze the optimal tuning parameters of the multi-dynamic vibration absorber to control the floor vibration. The control effect of the dynamic vibration absorber is verified. The results show that the installation position has a significant impact on the control effect. The vibration absorber should be installed by

selecting the maximum vibration mode, and the control effect of the DVA parameter does not increase infinitely as the parameters change. The floor dynamic vibration absorber scheme can effectively reduce the vibration at the target frequency, the maximum peak value of the floor time domain is reduced by about 66%, and the comfort index is reduced by 0.3.

Key words: high-speed EMU (electric multiple unit); floor vibration; multiple dynamic vibration absorber

随着高速动车组运行速度提高及轻量化设计的广泛使用,车体弹性振动逐渐增大,导致地板等内装结构局部振动时有发生。地板作为动车组的关键部件,面积大,且弹性模量远低于车体型材模量,若其减振设计不当则极易发生局部共振,进而大大削弱乘客的乘坐舒适性。因此,有效控制地板振动对提高车辆运行品质及改善乘客舒适性具有重要意义。近年来,研究人员对高速动车组车体的振动研究,往往集中于车体结构振动,较少关注车身局部及内饰件振动。

例如,宫岛等采用匀质欧拉-伯努利梁建立了车辆垂向刚柔耦合动力学模型,研究了车体刚度对车辆振动的影响,指出运行速度的不断提高对车体垂弯频率提出更高的要求^[1]。Suzuki等在欧拉-伯努利梁基础上,将车体看做三段变刚度 Euler 梁,建立车辆垂向动力学模型,用以研究车体振动问题,但是该模型只能研究车体整体垂向弯曲振动,而无法研究地板等局部结构对乘坐舒适性的影响^[2]。周劲松等采用动态缩聚理论对车体有限元模型进行缩聚计算,建立包含弹性车体的三维刚柔耦合车辆系统动力学模型,研究了车体的整体弯曲振动对车辆运行舒适度的影响^[3]。不难看出,这些研究由于受其理

收稿日期: 2019-05-20

基金项目: 国家自然科学基金(51805373)

第一作者: 尤泰文(1992—),男,博士生,主要研究方向为车辆动力学、结构振动控制。

E-mail: 14youtaiwen@tongji.edu.cn

通信作者: 周劲松(1969—),男,教授,博士生导师,工学博士,主要研究方向为轨道车辆动力学。

E-mail: jinsong.zhou@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

论模型的限制,均将车体及地板等内装结构考虑为整体或者未考虑地板振动等局部结构对乘坐舒适度的影响,因此,对于精确预测分析地板等局部结构振动对乘坐舒适性的影响存在很大误差。

目前,针对动车组地板振动控制问题主要是采用经验方法进行研究,如大面积优化地板支撑结构^[4]、铺设高阻尼地板布^[5]等。这些方法无法对地板局部振动进行精准控制。马梦林等针对高速列车出现的脚感发麻现象,采用振动传递测试确定振动产生原因,并通过优化地板支撑元件刚度进行减振^[6]。郑路等通过试验分析指出,不同的地板支撑材料对地板振动具有显著影响,并给出了不同复合材料在有限元建模时的刚度等效方法^[7]。

近来,国内某型动车组在线路运营时,屡屡出现车体局部振动导致脚感发麻现象,为对该地板异常振动进行治理,本文首先结合线路试验,分析地板局部振动产生原因;随后基于多自由度结构振动原理,建立包含多重动力吸振器的地板振动控制模型,同时根据车体结构参数建立包含地板的精细化有限元模型,对地板局部振动进行仿真模拟,随后研究多重动力吸振器在控制地板振动中的应用。分析吸振器最佳安装位置及最优参数对地板局部振动控制效果。

1 地板振动试验分析

本文对某存在地板局部振动的高速动车组进行线路试验,分析其成因。在进行线路试验时,基于UIC标准^[8],于前转向架上方车体、车体中部及后转向架上方车体地板面布置加速度传感器。

当车辆运行速度为 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,前、后转向架上方及车体中部地板振动幅频曲线测试结果如图1所示。图1中,车体中部地板在 10 Hz 、 30 Hz 附近的振动明显大于前、后转向架上方,特别是车体中部地板在 10.5 Hz 、 33.6 Hz 附近出现了强烈的振动能量集中。为进一步明确地板局部振动原因,分析各点振动传递率,以线路试验时空气弹簧上方的振动响应作为输入,地板测点作为输出,获得 $300 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 速度级时各个输出点与激励点之间的振动传递关系。由结果可知,空簧测点到地板中部的振动传递率幅值在 $30 \sim 40 \text{ Hz}$ 时明显大于其他频段,表明地板在 $30 \sim 40 \text{ Hz}$ 减振效率不佳。由于该频段恰好覆盖了人体腿部振动敏感频段,继而出现脚感发麻现象,影响旅客乘坐舒适性^[9]。

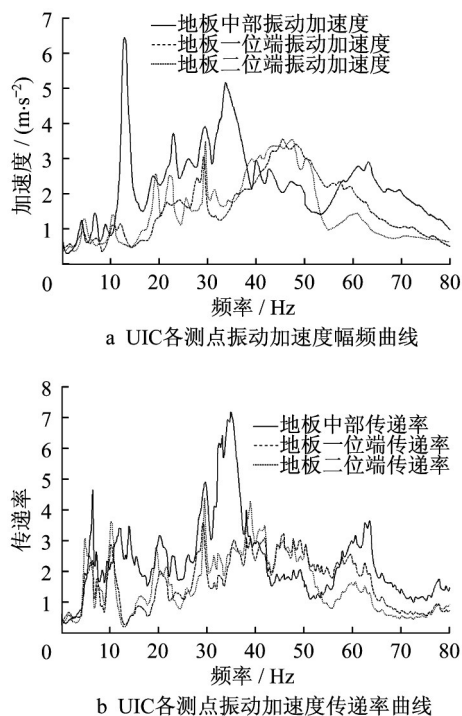


图1 转向架上方及车体中部地板振动幅频曲线测试结果

Fig.1 Measured vertical vibration acceleration spectrum and transmissibility at ride quality testing points

2 地板振动模型建立

对于已投入运营的车辆而言,如果采用修改地板结构的方式来改善地板局部振动,则需要付出较高的成本和代价。而动力吸振器能够以较小的结构吸收局部振动,对既有结构改动较小,且成本低。因此,本文尝试采用动力吸振器以控制地板局部振动。将车体及地板视为如图2所示的振动系统,在地板某位置安装 p 个动力吸振器用于控制该处地板的局部振动,每个动力吸振器的质量、刚度、阻尼分别为 m_i, k_i, c_i ,动力吸振器自身位移为 z_i ,与车体的相对位移为 v_i ,对第 i 个动力吸振器有如下振动方程:

$$m_i \ddot{z}_i + c_i \dot{v}_i + k_i v_i = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots, p \quad (1)$$

车体的运动方程为

$$[M_c]\{\ddot{x}\} + [C_c]\{\dot{x}\} + [K_c]\{x\} = \{F_1(t)\} + \{F_2(t)\} \quad (2)$$

式中: $[M_c]$ 、 $[C_c]$ 、 $[K_c]$ 分别为车体的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\{x\}$ 为地板的位移列向量; $\{F_1(t)\}$ 为车体结构受到的激励; $\{F_2(t)\}$ 为动力吸振器对地板的作用,因此

$$\{F_2(t)\} = \{0 \quad \dots \quad c_1 \dot{v}_1 + k_1 v_1 \quad \dots \quad c_i \dot{v}_i + k_i v_i \quad \dots \quad c_p \dot{v}_p + k_p v_p \quad \dots \quad 0\}^T \quad (3)$$

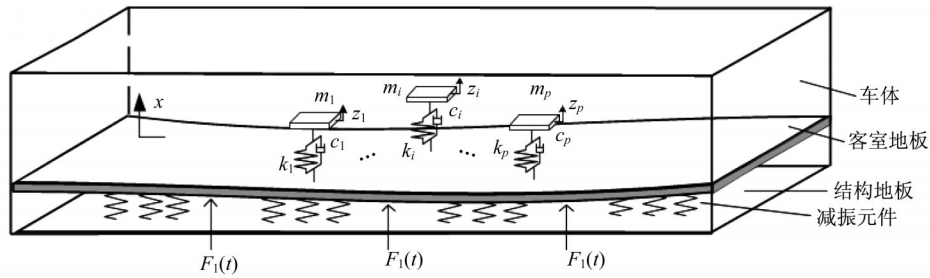


图2 带有动力吸振器的车辆地板模型

Fig.2 Theoretical model of vehicle floor vibration including multiple dynamic vibration absorbers

设车体结构振动控制振型列向量 $[\Phi] = [\varphi_1 \varphi_2 \cdots \varphi_n]$, 其中 n 为结构的总自由度。另有振型的子向量 $[\varphi_{ji}] \subset [\Phi]$, $[\varphi_{ji}] = [\varphi_{j1} \varphi_{j2} \cdots \varphi_{jp}]^T$, 为第 i 个动力吸振器所在位置的振型幅值。

由模态叠加原理可知, 地板结构在任意激励下的响应是其各阶模态响应的叠加, 而被控制振型的贡献占优, 因此近似认为

$$\{x\} = [\varphi_j] \cdot q_j \quad (4)$$

式中: $[\varphi_j]$ 为贡献占优模态; q_j 为该阶模态对应的模态坐标; x_{ji} 为对地板在贡献量最大的模态下第 i 个动力吸振器处的垂向位移, 则相对位移 v_i 为

$$v_i = z_i - x_{ji} = z_i - \varphi_{ji} q_j \quad (5)$$

将式(4)代入式(2), 两边同时左乘 $[\varphi_j]^T$, 基于模态正交性, 令

$$[\varphi_j]^T [M_c] [\varphi_j] = [M] \quad (6)$$

$$[\varphi_j]^T [K_c] [\varphi_j] = [K] \quad (7)$$

$$[\varphi_j]^T [C_c] [\varphi_j] = [C] \quad (8)$$

则式(2)可写为

$$[M] \ddot{q} + [C] \dot{q} + [K] q = [\varphi_j]^T (\{F_1(t)\} + \{F_2(t)\}) \quad (9)$$

将式(5)代入式(3)、(9), 得到

$$[M] \ddot{q} + [C] \dot{q} + [K] q - \sum_{i=1}^p \varphi_{ji} c_i (\dot{z}_i - \varphi_{ji} \dot{q}) - \cdots - \sum_{i=1}^p \varphi_{ji} k_i (z_i - \varphi_{ji} q) = [\varphi_j]^T \{F_1(t)\} \quad (10)$$

由式(1)可知

$$m_i \ddot{z}_i + \sum_{i=1}^p \varphi_{ji} c_i (\dot{z}_i - \varphi_{ji} \dot{q}) + \cdots + \sum_{i=1}^p \varphi_{ji} k_i (z_i - \varphi_{ji} q) = 0 \quad (11)$$

联立式(10)、(11), 可得到地板与 p 个动力吸振器构成的新系统振动方程为

$$[M_s] \{\ddot{Y}(t)\} + [C_s] \{\dot{Y}(t)\} + \cdots + [K_s] \{Y(t)\} = \{P(t)\} \quad (12)$$

式中:

$$\begin{cases} \{Y(t)\} = \{q \ z_1 \ z_2 \ z_3 \ \cdots \ z_p\}^T \\ \{P(t)\} = \{[F_1(t) \ 0 \ 0 \ 0 \ \cdots \ 0] [\varphi_j]\}^T \end{cases} \quad (13)$$

$$[M_s] = \begin{bmatrix} M & & & \\ & m_1 & & \\ & & \ddots & \\ & & & m_p \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$[C_s] = \begin{bmatrix} C + \sum_{i=1}^p \varphi_{ji}^2 c_i & -\varphi_{j1} c_1 & \cdots & -\varphi_{jp} c_p \\ -\varphi_{j1} c_1 & c_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\varphi_{jp} c_p & 0 & \cdots & c_p \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$[K_s] = \begin{bmatrix} K + \sum_{i=1}^p \varphi_{ji}^2 k_i & -\varphi_{j1} k_1 & \cdots & -\varphi_{jp} k_p \\ -\varphi_{j1} k_1 & k_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\varphi_{jp} k_p & 0 & \cdots & k_p \end{bmatrix} \quad (16)$$

令 $\{F_1(t)\} = \{F_m\} e^{-j\omega t}$, 其中 $\{F_m\}$ 为各激励幅值组成的列向量, 则

$$\{y(\omega)\} = ([K_s] - \omega^2 [M_s] - \cdots - j\omega [C_s])^{-1} \cdot [\varphi_j]^T \{F_m \ 0 \ \cdots \ 0\}^T \quad (17)$$

式中: $q(\omega)$ 为 $\{y(\omega)\}$ 的第一列元素。对式(17)进行整理可得被控振型的模态坐标为

$$q(\omega) = \frac{[\varphi_j]^T \{F_m \ 0 \ \cdots \ 0\}^T}{K - \omega^2 M - j\omega C - \sum_{i=1}^p \varphi_{ji}^2 \frac{\omega^2 m_i (k_i - j\omega c_i)}{k_i - \omega^2 m_i - j\omega c_i}} \quad (18)$$

3 多重动力吸振器优化设计

3.1 动力吸振器参数优化设计

动力吸振器用于地板减振时, 需要经过参数优化调谐才能有最优的减振效果^[11-12]。为便于实际应用, 本文令各动力吸振器采用相同的质量和阻尼比,

则第*i*个动力吸振器的参数有

$$\begin{cases} \omega_c = \sum_{i=1}^n \frac{\omega_i}{n} \\ \omega_i = \omega_c \left[1 + \left(i - \frac{n+1}{2} \right) \frac{\omega_n - \omega_1}{(n-1)\omega_c} \right] \\ k_i = m_i \omega_i^2 \\ c_i = 2m_i \omega_i \xi_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (19)$$

式中: ω_c 为结构振动受控振型的频率,同时是动力吸振器设计的中心频率; ξ_i 为第*i*个动力吸振器的阻

$$\Gamma(\lambda) = \sum_{i=1}^n \frac{\varphi_{ji}^2 \mu_i \left[1 - \frac{2i\lambda\xi_i}{1 + (i - (n+1)/2)\beta} \right]}{1 - \frac{2i\lambda\xi_i}{1 + (i - (n+1)/2)\beta} - \lambda^2 \frac{1}{[1 + (i - (n+1)/2)\beta]^2}} \quad (22)$$

式(21)中 $q(\lambda)$ 为包含动力吸振器参数的模态坐标,设计动力吸振器时通过寻找使 $q(\lambda)$ 最小时各个动力吸振器参数,从而使系统的响应 x 最小。但在实际应用时该问题是关于 $q(\lambda)$ 的多参数优化问题,无法直接获得解析解。因此,本文借助有限元分析方法,通过建立车辆有限元模型,上述优化问题可以转化为如下表达式:

$$\begin{aligned} & \min q(\lambda, \mu_i, \zeta_i, p) \\ & \text{s.t.} \begin{cases} 0 < \mu_i \leq 0.1 \\ 0.4 < \lambda \leq \sqrt{2} \\ 0 < \xi_i < 1 \\ 1 \leq p \leq 8 \end{cases} \end{aligned} \quad (23)$$

通过改变上述参数分析对地板振动响应的影响,寻找动力吸振器最优参数。

3.2 动力吸振器最优安装位置

由式(21)可知,当动力吸振器安装于不同位置时,对应的模态振型 φ_{ji} 会发生变化,继而影响吸振器控制效果,因此首先需要确定吸振器的最佳安装位置。为研究动力吸振器安装位置对地板振动的影响,采用单个动力吸振器,分析相同参数时同一动力吸振器在不同位置对地板中部振动幅值的影响^[10]。

根据式(21),当吸振器安装处的振型存在无穷大时,地板振动的模态坐标存在最小值

$$\lim_{\varphi_{ji} \rightarrow \infty} H(\lambda) = \frac{-[\varphi_j]^T F_m}{\omega_c^2 M(1 - \lambda^2 - 2i\lambda\xi_i) - \lambda^2 \Gamma(\lambda)} = 0 \quad (24)$$

当某个动力吸振器参数确定后,式(21)的大小由安装位置所在的模态振型 φ_{ji} 决定,且当 φ_{ji} 取得最大值时,模态坐标 $q(\lambda)$ 存在最小值,此时该阶模态对系统的响应贡献减少,系统的响应取得最小值。

尼比。

令

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_c}, \quad \mu = \frac{\sum_{i=1}^n m_i}{M}, \quad \beta = \frac{\omega_n - \omega_1}{(n-1)\omega_c} \quad (20)$$

将上述参数代入式(18),整理得系统的模态坐标为

$$q(\lambda) = \frac{[\varphi_j]^T F_m}{\omega_c^2 M(1 - \lambda^2 - 2i\lambda\xi_i) - \lambda^2 \Gamma(\lambda)} \quad (21)$$

其中

4 多重动力吸振器对地板振动控制效果研究

4.1 包含地板的精细化车体有限元建模

为了验证上述多重动力吸振器对地板振动的控制效果,根据试验模型相关参数建立精细化仿真模型。在建立仿真模型时采用超弹性材料模拟橡胶地板支撑装置,地板阻尼采用结构阻尼等效代替。根据车体三维模型,采用壳单元及六面体单元对模型进行离散,建立包含地板的整备状态车体精细化有限元模型。其中,车体采用铝合金型材,车体中部下方包含了一个弹性吊挂设备,此外,还详细考虑了地板铝蜂窝结构(各项异性材料)、地板弹性支撑。所建立的有限元模型如图3所示,共包含631 657个单元,729 410个节点^[13]。

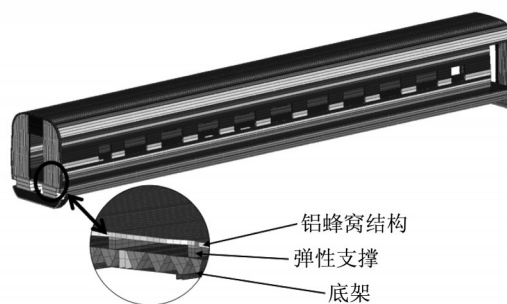


图3 包含地板支撑装置的有限元模型

Fig.3 Finite element model of carbody and floor

由于车体的振动响应由车体的主要模态叠加而成,为了保证仿真计算模态与试验模态接近,对建立后的仿真模型与试验模型的主要模态进行验证,结果如表1所示。从结果中可以看出,仿真结果与试

验结果最大误差为 3.75%,属于可接受的范围。

表 1 仿真模式与试验模式误差对比

Tab.1 Modal test and simulation results of car body and floor

模态振型	试验频率/Hz	仿真频率/Hz	误差/%
一阶菱形	11.09	11.25	1.44
垂向弯曲(反相)	13.98	13.83	1.07
一阶呼吸	—	14.16	—
横向弯曲	—	16.22	—
一阶扭转	17.61	18.27	3.75

计算包含地板的车辆模态,获得 33.6 Hz 模态时地板中部该阶模态振型向量中的最大值 φ_{ii} ,代入式(23),即得到模态坐标 $q(\lambda)$ 仅关于 $\lambda, \mu_i, \zeta_i, \rho$ 的多项式,采用文献[14-15]中的优化算法寻找最小值,即可获得动力吸振器的最优参数。

4.2 吸振器最优安装位置

为确定不同安装位置对地板振动的控制效果,

以单个动力吸振器为例,对比分析动力吸振器安装于振型最大处及其他位置时,地板中部振动的加速度传递率变化情况。

如图 4 所示,以二位端转向架中心作为起点(0L),振型最大处作为终点(1L),按照 0.25L 的间距研究每个点安装单个动力吸振器时对振动加速度的影响,其中 L 为转向架空簧中心到振型最大位置的直线距离^[16]。各个动力吸振器的参数如表 2 所示,为了对比分析位置对控制效果的影响,每个动力吸振器具有相同的参数。

表 2 动力吸振器最优安装位置时各吸振器参数

Tab.2 Parameters of each DVA at optimized point

位置	质量比	质量/kg	最优刚度/ (N·m ⁻¹)	最优阻尼/ (N·s·m ⁻¹)
0~L	0.01	0.010	455.63	0.061

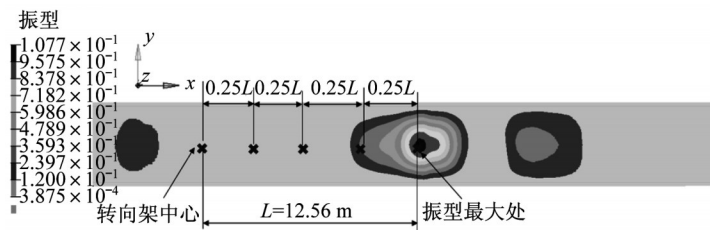


图 4 动力吸振器布置位置示意图

Fig.4 Schematic diagram of installing dynamicvibration absorbers in different positions

图 5 为动力吸振器安装于不同位置时,地板中部振动加速度的变化情况。当动力吸振器在振型最大处(L 处)时,动力吸振器对振动的抑制效果最明显,地板中部的振动加速度与未安装动力吸振器相比在 30~40 Hz 明显下降;当动力吸振器安装于距离转向架中心 0.75L 处,地板中部在 30~40 Hz 振动略低于安装于振型最大处时,且振动的峰值向左略微发生偏移,这是由于 0.75L 处的振型小于 L 处,且安装的位置发生改变导致的。而 0.50L、0.25L、0L 处的振型(0.003 8)远小于振型最大处(1.07),安装在这些位置的动力吸振器对地板中部的振动加速度影响非常微弱。表明动力吸振器对地板振动贡献较大的模态产生的抑制作用较小。因此,应尽量保证每个动力吸振器的安装位置靠近地板振型最大处。

4.3 吸振器数量

单个动力吸振器可以衰减地板在指定频率下的振动,但轨道车辆在实际运行中,轨道传递至车体的激励频率随着运行速度不断发生变化,输入至车体的激励频率也随之变化,导致地板的振动从单频振

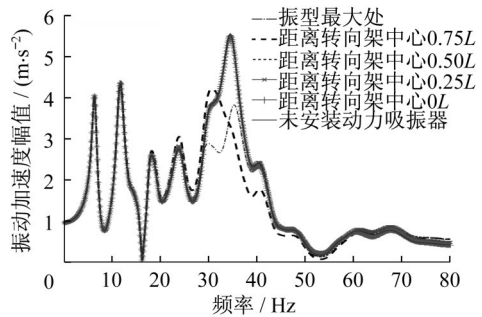


图 5 安装位置对地板中部振动加速度的影响

Fig.5 Acceleration spectrum of different setup location in the middle of the floor

动过渡至宽频振动,从而削弱单个动力吸振器控制效果。而多重动力吸振器能够将控制频率范围拓宽,增强系统对激励频率发生变化或吸振器参数不稳定时的适应性。为此分别计算了不同数量下的动力吸振器参数,为了便于比较动力吸振器数量对地板振动的影响,假定所有吸振器具有相同的质量比。

图 6 为当动力吸振器具有相同的质量比 0.001

时,动力吸振器安装在图4所示的振型最大处,地板中部的振动加速度随动力吸振器数量的变化情况。从图6可以看出,当质量比相同时,随着吸振器数量的增加,地板中部振动加速度逐渐减小,当吸振器数量 $n>4$ 时,幅值的变化逐渐减弱,与未安装动力吸振器相比下降36%。当吸振器的数量 $n>6$ 时,峰值下降40%,30~40 Hz的波峰接近,但被控地板频率范围逐渐变宽。

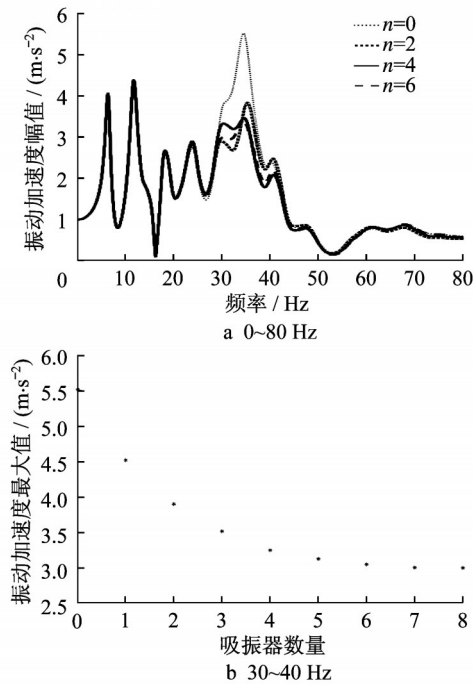


图6 动力吸振器安装数量对地板中部振动加速度的影响
Fig.6 Effect of number of absorber on acceleration vibration

从吸振器的数量分析结果可知,吸振器的数量在一定范围内对地板振动响应的峰值衰减较为明显,而当吸振器数量增加时衰减效果不再线性增加,吸振器数量的增加对振幅衰减效果不再敏感。与此同时,吸振器数量的增加为地板振动控制提供了更宽的频率控制区间。因此,动力吸振器的数量与地板被控制频率范围相关,需根据实际工程要求选择。

4.4 吸振器质量比

受限于整车质量控制及安装空间限制,动力吸振器的质量不可能无限增加,且不同的质量比会影响吸振器其他参数的限制。采用控制变量法分别研究质量比 μ 、阻尼比 ζ_i 的变化与地板振动控制效果的关系。

图7为不同吸振器数量下80 Hz以内地板中部振动加速度最大值随质量比 μ 变化情况,当动力吸振器质量比在0.004以内变化时,幅值响应快速下

降,超出0.04后仍有减小趋势,但衰减速度变缓。

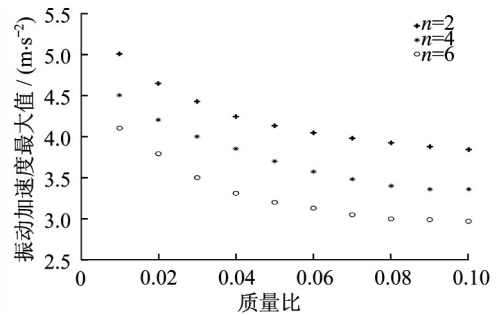


图7 动力吸振器质量比对地板振动加速度影响(30~40 Hz)
Fig.7 Influence of mass ratio on vibration acceleration(30~40 Hz)

图8为质量比增加时,地板中部振动加速度的变化。质量比 μ 增加时,30~40 Hz的振动逐渐衰减,当质量比增加到0.004时地板的振动峰值逐渐平稳,质量比的增加对提升振动控制效果不再明显,吸振器质量的增加只对30~40 Hz频段产生影响。这是由于动力吸振器在设计时选择模态贡献量大的主导模态作为被控制模态,动力吸振器质量在增加的同时系统质量也在增加,因此地板中部在30~40 Hz之间的响应与质量比并非线性关系。从质量比对地板响应的变化结果可知,单个动力吸振器质量比在初始增加时能够有效降低目标峰值处的振动加速度,但是与数量变化相似质量比的增加不是无限制的,在质量比增加到一定程度后,增加质量比对振动峰值的影响较小。同时,质量比的增加对地板响应的峰值区间未产生影响。

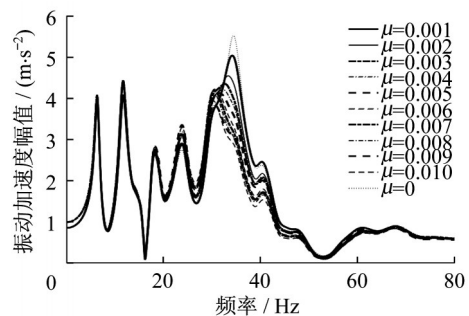


图8 $n=2$ 时,地板中部振动加速度随质量比变化
Fig.8 Influence of mass ratio on vibration acceleration when the number of dynamic vibration absorbers is 2

4.5 吸振器阻尼比

以质量比为0.1的单个吸振器为研究对象,考虑阻尼比从0~0.14变化对地板振动、吸振器自身振

动的影响,如图 9 所示。图中曲线表明,30~40 Hz 区间内的地板响应最大值随动力吸振器的阻尼比增大而线性增大,而动力吸振器的响应随阻尼比增大而减小。这是由于动力吸振器阻尼比的增大会导致动力吸振器本身振动减小,从而削弱动力吸振器对地板振动的抑制作用。因此,从振动控制角度而言,动力吸振器的阻尼比应取较小值。但是,当动力吸振器的阻尼比过小时,动力吸振器本身的振动无法得到抑制,因此动力吸振器需要具有一定的阻尼且不宜过大。

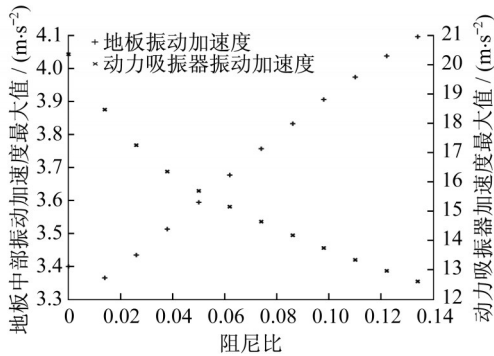


图 9 动力吸振器阻尼对地板、吸振器振动加速度的影响 (30~40 Hz)

Fig.9 Influence of damping of dynamic vibration absorber on vibration acceleration of floor and vibration absorber(30~40 Hz)

上述分析表明,针对高速列车地板振动的动力吸振器设计,需要将动力吸振器安装在地板靠近模态振型最大处,动力吸振器的数量增加会拓宽频率控制范围,在一定程度上避免激励频率或系统本身原因对控制的影响。吸振器的质量比增加可以有效提高振动衰减性能,但系统总质量也有所增加使得吸振器的制振效果得到衰减。吸振器阻尼会削弱动力吸振器的控制效果,但在动力吸振器中加入一定阻尼可以保证吸振器在运用时吸振器的运动不会与地板发生干涉,而削减吸振器的位移。

4.6 多重动力吸振器对地板振动效果分析

针对本文研究的某高速动车组存在地板异常振动现象,根据地板振动测试结果(图 1),地板异常振动峰值出现频率区间为 30~40 Hz,因此选择峰值 33.6 Hz 对应的地板模态作为被控制模态,分析各个动力吸振器的参数如表 3 所示。

按照表 3 中计算的动力吸振器参数,在模型中建立动力吸振器,并以实测空气弹簧激励作为输入,计算车体地板中部在不同时刻的响应,如图 10 所示。从图 10 可以看出,对比无动力吸振器,采用多

重动力吸振器后振动时域峰值明显降低,最大峰值响应下降约 66%。

表 3 动力吸振器参数

Tab.3 Optimized parameters of MDVAs

ω_c/Hz	μ_i	m_i/kg	n	$k_i/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	$c_i/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$
33.4	0.04	3.1	1	98	11
			2	110	12
			3	120	14
			4	130	21

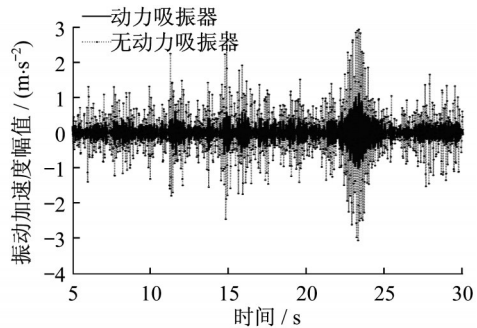


图 10 采用动力吸振器前后车体中部振动加速度时域对比

Fig.10 Response of vibration acceleration in the middle of the floor with MDVAs in time domain

为综合评价安装前后地板中部振动舒适度的变化,采用 UIC 舒适度指标进行衡量,结果如图 11 所示。可以看出,加入动力吸振器后地板中部振动舒适度指标降低 0.3,为中等舒适。

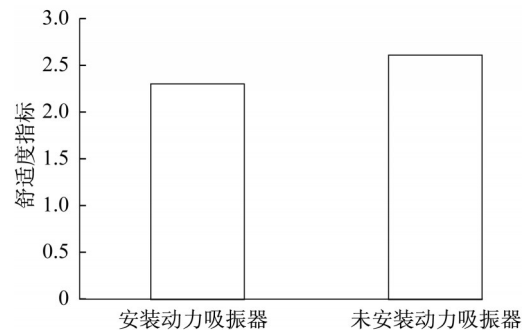


图 11 采用动力吸振器前、后车体中部舒适度对比

Fig.11 Comparison of comfort index in the middle of the floor after using dynamic vibration absorber

5 结论

本文从多自由度结构振动角度出发,建立了包含多个动力吸振器的高速列车车体地板振动离散模型,模型中考虑了多重动力吸振器安装位置、数量等参数,推导得到了用于控制地板振动的多重动力吸振器优化表达式。

采用实际发生异常振动的车辆参数建立了包含地板隔振装置的精细化模型,基于该模型对动力吸振器最优参数进行了验证。结果表明,安装位置会对控制效果产生明显影响,应尽量选择振型最大处安装,吸振器参数对控制效果的影响有限,不会随参数变化无限增加。

将本文计算的最优多重动力吸振器参数运用到模型中,结果表明在车辆试验激励下地板时域最大峰值下降约66%,同时车体中部测点车辆舒适度指标降低0.3。

参考文献:

- [1] GONG D, ZHOU J, SUN W. Passive control of railway vehicle car body flexural vibration by means of underframe dampers [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, 31(2): 555.
- [2] SUZUKI Y, AKUTSU K. Theoretical analysis of flexural vibration of car body [J]. *QR of RTRI*, 1990, 31(1): 42.
- [3] GONG D, ZHOU J, SUN W, *et al.* Method of multi-mode vibration control for the carbody of high-speed electric multiple unit trains [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 409: 94.
- [4] 孙加平,张丽荣,孙海荣,等. 高速列车夹芯地板结构隔声特性研究 [J]. *噪声与振动控制*, 2014, 34(4): 39.
SUN Jiaping, ZHANG Lirong, SUN Hairong, *et al.* Sound transmission loss of sandwich panels floor of high-speed trains [J]. *Noise and Vibration Control*, 2014, 34(4): 39
- [5] 朱大巍,黄修长,华宏星,等. 敷设手性覆盖层加筋梁低频振动和声辐射特性 [J]. *振动与冲击*, 2014, 33(11): 178.
ZHU Dawei, HUANG Xiuchang, HUA Hongxing, *et al.* Vibration and acoustic radiation characteristics of stiffened beam with a chiral covering layer [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(11): 178.
- [6] 宫岛,马梦林,邓海,等. 动车组车辆地板振动问题及其优化 [J]. *同济大学学报(自然科学版)*, 2017, 45(8): 1174.
GONG Dao, MA Menglin, DENG Hai. Vibration issue and its optimization of the floor structure in electric multiple unit trains [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2017, 45(8): 1174.
- [7] 郑路,周劲松,孙文静,等. 高速列车复合材料地板振动性能分析 [J]. *计算机辅助工程*, 2016, 25(3): 52.
ZHENG Lu, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing, *et al.* Analysis on vibration performance of composite material floor of high-speed train [J]. *Computer Aided Engineering*, 2016, 25(3): 52.
- [8] International Union of Railways & European Committee for Standard. Guideline for evaluation passenger comfort relation to vibration in railway vehicles: UIC code 513 [S]. Paris: International Union of Railways (UIC) & European Committee for Standard (CEN), 1994.
- [9] 董霜,朱元清. 环境振动对人体的影响 [J]. *噪声与振动控制*, 2004, 24(3): 22.
DONG Shuang, ZHU Yuanqing. Effects of environment vibration on man [J]. *Noise and Vibration Control*, 2004, 24(3): 22.
- [10] IGUSA T, XU K. Vibration control using multiple tuned mass dampers [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1994, 175(4): 491.
- [11] 王彦琴,盛美萍,孙进才. 多自由度主系统多模态动力吸振的优化设计 [J]. *振动与冲击*, 2004, 23(4): 67.
WANG Yanqin, SHENG Meiping, SUN Jincai. Optimum design of DVA in the multi-degree-of-freedom system [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2004, 23(4): 67.
- [12] WANG Q, ZENG J, WEI L, *et al.* Reduction of vertical abnormal vibration in carbodies of low-floor railway trains by using a dynamic vibration absorber [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2017, 232(5): 1437.
- [13] 尤泰文,周劲松,任利惠,等. 车辆整备状态车体垂弯频率优化方法研究 [J]. *振动与冲击*, 2017(8): 86.
YOU Taiwen, ZHOU Jinsong, REN Lihui, *et al.* Optimal design of modal frequencies for railway vehicle car-bodies [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017(8): 86.
- [14] GARDONIO P, ZILLETTI M. Sweeping tuneable vibration absorbers for low-mid frequencies vibration control [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 354: 1.
- [15] RADE D A, STEFFEN V. Optimization of dynamic vibration absorbers over a frequency band [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2000, 14(5): 679.
- [16] 徐振邦,龚兴龙,陈现敏. 机械式频率可调动力吸振器及其减振特性 [J]. *振动与冲击*, 2010, 29(2): 1.
XU Zhenbang, GONG Xinglong, CHEN Xianmin. Mechanical vibration absorber with tunable resonant frequency and its vibration attenuation characteristics [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 29(2): 1.