

考虑车轨垂向耦合福州地铁振源加速度研究^{*}

郑国琛^{1,2}, 祁 皓¹, 颜学渊¹

(1. 福州大学土木工程学院 福州, 350002) (2. 福建省地震局福建地震灾害预防中心 福州, 350003)

摘要 为了研究福州地铁振源系统加速度,进而可以直观准确地分析土层传播规律和衰减特性,笔者建立了车轨垂向耦合振动模型,应用了福州地铁列车和轨道参数,计算了在一定车速下,振源系统各部的垂向加速度,并分析了车速的影响。结果表明,车体振动反映了自身的自振频率;转向架、轮对、支承块和道床有一定的主频集中区,且轮对和支承块在高频区还分别存在一个高频赫兹接触运动引起的第二主频。振源系统的轨道扣件和块下橡胶垫具有较好的减振能力,随着车速的增加,垂向加速度逐渐增大,同时减振效果趋于稳定。

关键词 福州地铁; 垂向耦合; 数值分析; 振源加速度; 振动主频; 减振效果

中图分类号 U260.11+1

引 言

近年来,福州市开始兴建地铁工程,地铁穿越城市中密集的居民区、商业中心,而且基本采用浅埋方式。随着地铁交通系统规模不断扩大,地铁隧道邻近建筑物的情况越来越多,同时地铁运行的总体密度逐步提高,振动的影响日益增大^[1]。

地铁振动引起的环境振动,本质上是由于地铁列车运行时,车轮与轨道之间由于种种原因产生的相互作用而产生振动,即振源。振源加速度是诱发地面及建筑物振动的最主要因素,若能从加速度角度出发,研究车轨系统传递到道床的竖向加速度机制,对于进而分析土层传播规律和衰减特性具有直观性和准确性。纵观国内外现有的研究成果,Chua 等^[2-4]和曹艳梅等^[5-6]均从力的角度出发加以研究,即计算列车运行时,通过轨道作用于道床或路基上的动力时程,以该动力时程作为振源激励,进而研究列车运行引起地基或结构物的振动,缺乏了对振源系统加速度和主频变化的直观表达。文献^[7]虽模拟了振源加速度,但是计算静力引起的轨道和道床振源加速度,具有一定的片面性。

通过选择福州市地铁工程采用的列车及轨道参数,建立了具有两个转向架的 4 轴 10 自由度地铁列车和弹性支承块式无碴轨道垂向耦合的振动模型,通过载入相应的轨道不平顺样本,使用 MATLAB

软件建立地铁列车-轨道垂向耦合振动分析程序,得到了包括车体、转向架、轮对、混凝土支承块和道床 5 个部分的垂向加速度和频谱。另外,亦分析了列车车速对垂向加速度的影响,得到了有益的结论。

1 地铁列车-轨道垂向耦合振动模型和振动方程的建立

一般而言,地铁列车-轨道耦合振动可以分为垂向、横向和纵向三个方面。由于轮轨滚动产生的纵向耦合效应较弱,常可视为准静态作用,因此,从动力学角度而言,垂向和横向振动是地铁列车-轨道耦合振动的主要研究内容。又因为对于运动的列车,由于其移动轴重对下部地基的竖向激励比横向要大的多^[7],因此,为了突出重点,简化计算过程,建立地铁列车-轨道垂向系统模型进行振动分析和计算。垂向分析模型基本原则可参考文献^[8]。

1.1 地铁列车模型

由以上假定可以得出,对于地铁列车-轨道垂向系统中的具有两个转向架的 4 轴地铁列车客车计算自由度为 10。车体模型如图 1 所示^[8]。

图中: M_c , M_t 和 M_w 分别为车体、前后转向架构架和轮对质量(kg); C_{sz} 和 C_{pz} 分别为列车一系和二系悬挂阻尼($N \cdot s/m$); K_{pz} 和 K_{sz} 分别为列车一系和二系悬挂刚度(N/m); β_c 和 $\beta_{t1,t2}$ 为车体和转向

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51108092)
收稿日期:2013-02-24;修回日期:2013-06-27

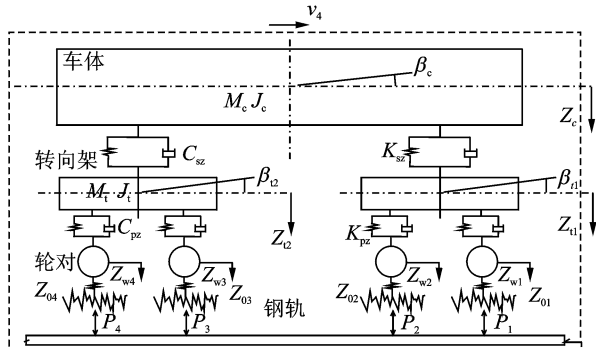


图 1 地铁列车模型

Fig. 1 Model of metro train

架点头角位移(rad); $Z_{t1,t2}$, $Z_{w1\sim w4}$ 和 Z_c 分别为转向架、轮对和车体的竖向位移(m); J_c 和 J_t 为车体和转向架构架点头惯量($\text{kg} \cdot \text{m}^2$); $Z_{o1\sim o4}$ 为 4 轮对下轨道不平顺(m); $P_{1\sim 4}$ 为 4 轮对的轮轨作用力(N)。

地铁列车垂向系统运动,可以作为多刚体系统来考虑。系统方程可以通过对各个刚体逐一应用 D'Alembert 原理而获得。地铁列车数学模型如下。

1) 车体沉浮运动

$$M_c \ddot{Z}_c + 2C_{sz} \dot{Z}_c + 2K_{sz} Z_c - C_{sz} \dot{Z}_{t1} - K_{sz} Z_{t1} - C_{sz} \dot{Z}_{t2} - K_{sz} Z_{t2} = M_c g \quad (1)$$

2) 车体点头运动

$$J_c \ddot{\beta}_c + 2C_{sz} l_c^2 \dot{\beta}_c + 2K_{sz} l_c^2 \beta_c + C_{sz} l_c \dot{Z}_{t1} - C_{sz} l_c \dot{Z}_{t2} + K_{sz} l_c Z_{t1} - K_{sz} l_c Z_{t2} = 0 \quad (2)$$

3) 前转向架构架沉浮运动

$$M_t \ddot{Z}_{t1} + (2C_{pz} + C_{sz}) \dot{Z}_{t1} + (2K_{pz} + K_{sz}) Z_{t1} - C_{sz} \dot{Z}_c - K_{sz} Z_c - C_{pz} \dot{Z}_{w1} - C_{pz} \dot{Z}_{w2} - K_{pz} Z_{w1} - K_{pz} Z_{w2} + C_{sz} l_c \dot{\beta}_c + K_{sz} l_c \beta_c = M_t g \quad (3)$$

4) 前转向架构架点头运动

$$J_t \ddot{\beta}_{t1} + 2C_{pz} l_t^2 \dot{\beta}_{t1} + 2K_{pz} l_t^2 \beta_{t1} + C_{pz} l_t \dot{Z}_{w1} - C_{pz} l_t \dot{Z}_{w2} + K_{pz} l_t Z_{w1} - K_{pz} l_t Z_{w2} = 0 \quad (4)$$

5) 转向架构架沉浮运动

$$M_t \ddot{Z}_{t2} + (2C_{pz} + C_{sz}) \dot{Z}_{t2} + (2K_{pz} + K_{sz}) Z_{t2} - C_{sz} \dot{Z}_c - K_{sz} Z_c - C_{pz} \dot{Z}_{w3} - C_{pz} \dot{Z}_{w4} - K_{pz} Z_{w3} - K_{pz} Z_{w4} + C_{sz} l_c \dot{\beta}_c + K_{sz} l_c \beta_c = M_t g \quad (5)$$

6) 后转向架构架点头运动

$$J_t \ddot{\beta}_{t2} + 2C_{pz} l_t^2 \dot{\beta}_{t2} + 2K_{pz} l_t^2 \beta_{t2} + C_{pz} l_t \dot{Z}_{w3} - C_{pz} l_t \dot{Z}_{w4} + K_{pz} l_t Z_{w3} - K_{pz} l_t Z_{w4} = 0 \quad (6)$$

7) 第 1 轮对沉浮运动

$$M_w \ddot{Z}_{w1} + C_{pz} \dot{Z}_{w1} + K_{pz} Z_{w1} - C_{pz} \dot{Z}_{t1} - K_{pz} Z_{t1} + C_{pz} l_t \dot{\beta}_{t1} + K_{pz} l_t \beta_{t1} + 2p_1(t) - M_w g = F_{o1}(t) \quad (7)$$

8) 第 2 轮对沉浮运动

$$M_w \ddot{Z}_{w2} + C_{pz} \dot{Z}_{w2} + K_{pz} Z_{w2} - C_{pz} \dot{Z}_{t1} - K_{pz} Z_{t1} - C_{pz} l_t \dot{\beta}_{t1} - K_{pz} l_t \beta_{t1} + 2p_2(t) - M_w g = F_{o2}(t) \quad (8)$$

9) 第 3 轮对沉浮运动

$$M_w \ddot{Z}_{w3} + C_{pz} \dot{Z}_{w3} + K_{pz} Z_{w3} - C_{pz} \dot{Z}_{t2} - K_{pz} Z_{t2} + C_{pz} l_t \dot{\beta}_{t2} + K_{pz} l_t \beta_{t2} + 2p_3(t) - M_w g = F_{o3}(t) \quad (9)$$

10) 第 4 轮对沉浮运动

$$M_w \ddot{Z}_{w4} + C_{pz} \dot{Z}_{w4} + K_{pz} Z_{w4} - C_{pz} \dot{Z}_{t2} - K_{pz} Z_{t2} - C_{pz} l_t \dot{\beta}_{t2} - K_{pz} l_t \beta_{t2} + 2p_4(t) - M_w g = F_{o4}(t) \quad (10)$$

其中: l_c 为车辆定距之半(m); l_t 为转向架固定轴距之半(m); $p_i(t)$ 为单侧车轮的轮轨垂向作用力($i=1\sim 4$); $F_{oi}(t)$ 为各轮对处激振力函数($i=1\sim 4$)。

1.2 轨道模型

在模型中,钢轨用 Euler 梁来模拟,混凝土支承块简化成质量块单元,扣件提供了轨下垂向弹性和阻尼(即 K_p 和 C_p),支承块下橡胶垫提供了支承块下垂向弹性和阻尼(即 K_b 和 C_b),如图 2 所示。

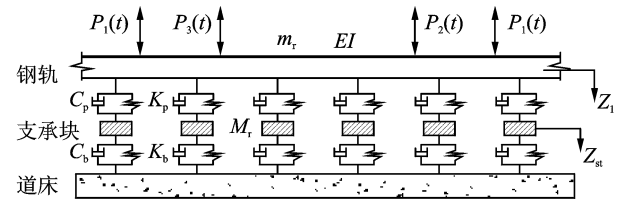


图 2 弹性支承块式无碴轨道模型

Fig. 2 Model of low vibration track(LVT)

图中: m_r 为单位长度钢轨质量(kg/m); EI 为钢轨抗弯刚度(N/m^2); C_p , C_b , C_{bw} 和 C_f 分别为轨下胶垫、块下胶垫、道床块和路基的垂向阻尼($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$); K_p , K_b , K_{bw} 和 K_f 分别为轨下胶垫、块下胶垫、道床块和路基的垂向刚度(N/m); C_{pz} 和 K_{pz} 分别为列车一系悬挂阻尼和刚度; M_b 和 M_s 分别为道床块和支承块的质量(kg); Z_{si} 和 Z_r 分别为第 i 号支承块和钢轨的垂向位移(m); $P_{1\sim 4}$ 为轮轨接受四轮对作用力(N)。

1) 钢轨的振动方程

将钢轨视为简支 Euler 梁,设轨道结构的振动位移变量为 $Z_r(x, t)$,钢轨的弹性模量为 E ,截面惯性量为 I ,则其振动微分方程为

$$EI \frac{\partial^4 Z_r(x, t)}{\partial x^4} + m_r \frac{\partial^2 Z_r(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^N F_{rsi}(t) \delta(x - x_i) + \sum_{j=1}^4 P_j(t) \delta(x - x_{wj}) \quad (11)$$

其中: x_i 为 i 号支承块的坐标,设支承块间距为 l_s ,

则 $x_i = i \cdot l_s$; $F_{rsi}(t)$ 为 i 号支承块对钢轨的作用力 (kN), 且

$$F_{rsi}(t) = K_{pi} [Z_r(x_i, t) - Z_{si}(t)] + C_{pi} [\dot{Z}_r(x_i, t) - \dot{Z}_{si}(t)] \quad (12)$$

其中: $Z_{si}(t)$ 为 i 号支承块的振动位移 (m)。

通过 Ritz 法^[7]将 t 时刻各轮对的运动转化为二阶常微分方程组, 再引入轨道结构正则振型坐标 $q_k(t)$, 可得轨道结构振型坐标微分方程组的形式为

$$\ddot{q}_k(t) + \sum_{i=1}^N C_{pi} Y_k(x_i) \sum_{h=1}^{NM} Y_h(x_i) \dot{q}_h(t) + \frac{EI}{m_r} \left(\frac{k\pi}{l}\right)^4 q_k(t) + \sum_{i=1}^N K_{pi} Y_k(x_i) \sum_{h=1}^{NM} Y_h(x_i) q_h(t) - \sum_{i=1}^N C_{pi} Y_k(x_i) \dot{Z}_{si}(t) - \sum_{i=1}^N K_{pi} Y_k(x_i) Z_{si}(t) = \sum_{j=1}^4 P_j(t) Y_k(x_{wj}) \quad (k=1 \sim NM) \quad (13)$$

2) 混凝土支承块的振动方程

考虑弹性支承块式无碴轨道, 可令 $Z_{bi}(t) = \dot{Z}_{bi}(t) = 0$, 即可得

$$M_{si} \ddot{Z}_{si}(t) + (C_{pi} + C_{bi}) \dot{Z}_{si}(t) + (K_{pi} + K_{bi}) Z_{si}(t) - C_{pi} \sum_{h=1}^{NM} Y_h(x_i) \dot{q}_h(t) - K_{pi} \sum_{h=1}^{NM} Y_h(x_i) q_h(t) = 0 \quad (i=1 \sim N) \quad (14)$$

3) 道床的振动方程

将道床分割成离散道床块, 即一个支承块下方一个道床块, 设第 i 号道床块受到上方支承块对道床的作用力, 下方路基对道床的作用力, 左侧道床块和右侧道床块剪切作用力的作用, 其振动微分方程为

$$M_b \ddot{Z}_{bi}(t) + (C_{bi} + C_{fi} + 2C_{bw}) \dot{Z}_{bi}(t) + (K_{bi} + K_{fi} + 2K_{bw}) Z_{bi}(t) - C_{bi} \dot{Z}_{pi}(t) - K_{bi} Z_{pi}(t) - C_{bw} \dot{Z}_{b(i+1)}(t) - K_{bw} Z_{b(i+1)}(t) - C_{bw} \dot{Z}_{b(i-1)}(t) - K_{bw} Z_{b(i-1)}(t) = 0 \quad (i=1 \sim N) \quad (15)$$

1.3 系统矩阵的形成

整个地铁列车—轨道耦合系统的振动方程能用以下矩阵形式表达为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = K_f X_0 \quad (16)$$

其中: M 为系统的质量矩阵; C 为系统的阻尼矩阵; K 为系统的质量矩阵; X 为系统广义位移向量; X_0 为不平顺位移向量。

2 地铁列车-轨道垂向耦合作用

在垂向平面内, 车体子系统与轨道子系统之间

的耦合作用, 是通过轮轨垂向接触而实现的, 具体表现为轮轨之间的垂向相互作用力^[9]。而确定两个弹性体(车轮和钢轨)之间作用力的经典有效的方法是 Hertz 非线性弹性接触模型。故应用 Hertz 非线性弹性接触理论, 可确定轮轨之间的垂向作用力^[7]

$$p(t) = \left[\frac{1}{G} \delta Z(t) \right]^{\frac{3}{2}} \quad (17)$$

其中: G 为轮轨接触常数 ($\text{m}/\text{N}^{2/3}$); $\delta Z(t)$ 为轮轨间的弹性压缩量 (m)。

轮轨间弹性压缩量包括车轮静压缩量在内, 可由轮轨接触点处车轮和钢轨的位移确定

$$\delta Z(t) = Z_{wj}(t) - Z_r(x_{wj}, t) \quad (j=1 \sim 4) \quad (18)$$

其中: $Z_{wj}(t)$ 为 t 时刻第 j 位车轮的位移 (m); $Z_r(x_{wj}, t)$ 为 t 时刻第 j 位车轮下轨道结构位移 (m)。

为了方便在频域内的求解, 可将轮轨接触弹簧简化为线性弹簧。可以定义 Hertz 接触刚度^[10]为

$$k_H = \frac{dp}{d\delta Z} = \frac{3}{2G} P^{1/3} \quad (19)$$

假定轮轨始终接触, 则式(17)在时域内的表达可简化为

$$p_j(t) = k_H \cdot \delta Z(t) = k_H [Z_{wj}(t) - Z_r(x_{wj}, t) - Z_0(t)] \quad (20)$$

3 福州市地铁振源加速度分析

3.1 参数取值

依据《福州市地铁 1 号线工程可行性研究报告》可知: 福州地铁使用 B 型地铁列车, 轨道参数如表 1 所示。

表 1 地铁轨道计算参数

Tab. 1 Design conditions of metro track

| 物理量 | 含义 | 数值 |
|---|----------|-----------------------|
| E/Pa | 钢轨弹性模量 | 2.1×10^{11} |
| I/m^4 | 钢轨惯性矩 | 3.04×10^{-5} |
| $m/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1})$ | 单位长度钢轨质量 | 60 |
| M_s/kg | 单个支承块质量 | 100 |
| l_s/m | 支承块间距 | 0.625 |
| $K_b/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$ | 块下胶垫垂向刚度 | 2×10^8 |
| $C_b/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$ | 块下胶垫垂向阻尼 | 2.48×10^5 |

福州地铁大部拟采用 DT VI₂ 型扣件, 其刚度和阻尼系数为

$$K_p = 7.8 \times 10^7 \text{ N/m}, C_p = 5 \times 10^4 (\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$$

3.2 垂向耦合系统随机振动加速度特征分析

根据前文介绍的垂向振动理论,采用福州地铁所使用的车厢参数和轨道参数,选用美国六级轨道不平顺功率谱。在 80 km/h 的车辆最高持续运行速度下,根据功率谱求出频谱的幅值和随机相位,然后通过傅里叶逆变换(IFFT)得到轨道不平顺的时域模拟样本,参与计算后得到以下各振动响应时程曲线,而后通过傅里叶变换(FFT)得出与时域相对应的频域(频谱)。时域内分析加速度振级的变化,频域内分析加速度的频率分布^[11-12]。

由于考虑到钢轨的计算范围和车厢长度的限制,在列车运行 1 s 左右后各部分振动才可以达到稳定,因此在选择地铁运行 1~10 s 这一段相对稳定的时间给出地铁列车车体、构架和轮对垂向加速度时域和频谱曲线,如图 3~5 所示。由于地铁列车编组通过时,对于每个单位荷载,支承块具有大致相同的加速度激励反应,为了凸显加速度激励过程,因此给出了单位荷载通过时的支承块和道床振动加速度的时域曲线,如图 6,7 所示。

从图中可以得到以下结论:

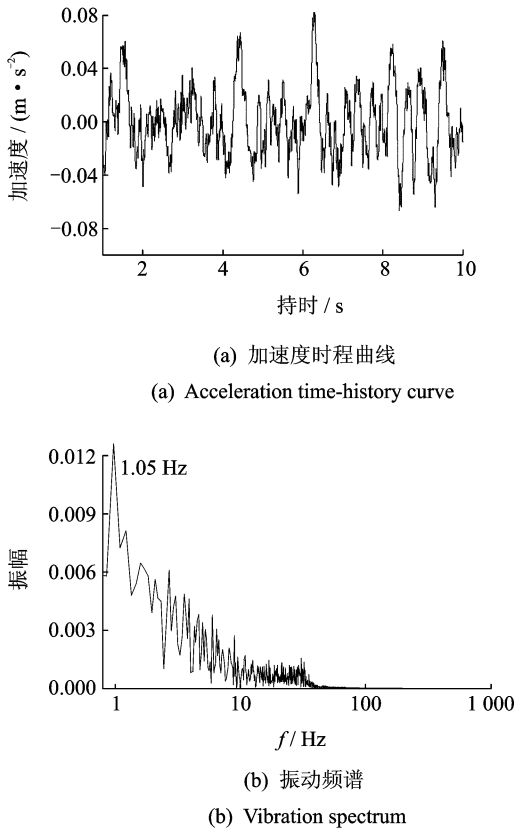


图 3 车体垂向加速度反应曲线(80 km/h)
Fig. 3 Vertical acceleration response of carriages (80 km/h)

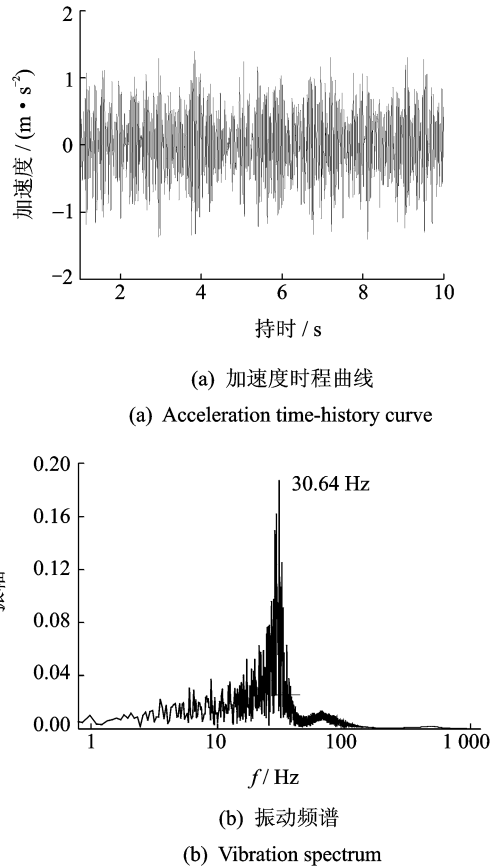


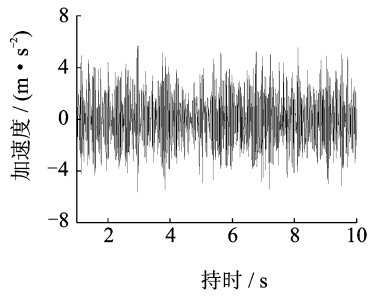
图 4 转向架垂向加速度反应曲线(80 km/h)
Fig. 4 Vertical acceleration response of bogies(80 km/h)

1) 从图 3 中看出,车体垂向振动加速度最大值约为 0.2 m/s²,通过时域转化成频谱分析,车体垂向振动主频峰值 1.05 Hz,与车体的自振频率相同。

2) 从图 4~5 中看出,转向架和轮对垂向振动加速度最大值约为 1.4 和 5.62 m/s²,两者主频集中分布在 30 Hz 左右,均以低频振动为主。在 1 Hz 左右两者均存在一个低频起跳处,是由于车体振动激励所引起的;转向架高频振动不明显,而轮对高频振动更为强烈,在高频区(300~600 Hz)存在一个振动的反弹区,这是由于轮轨高频赫兹接触运动引起的,

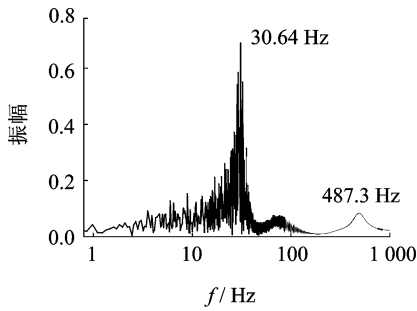
3) 从图 6 中看出,混凝土支承块在列车车体通过时有强烈的垂向振动,其加速度最大值为 1.56 m/s²,和轮对的垂向振动加速度比,下降了 2.5 倍,这说明采用的 DT VI₂ 扣件具有较好的减振效果。通过频谱分析,支承块的振动主频集中在 32~80 Hz 之间,在 250~500 Hz 的高频区段亦存在轮轨局部变形的赫兹接触高频振动,1 Hz 左右的低频起跳区已经消失,即车体振动已经被过滤。

4) 从图 7 中看出,混凝土支承块下方的道床延



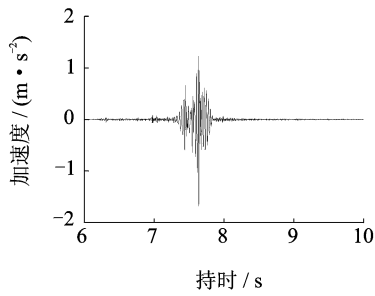
(a) 加速度时程曲线

(a) Acceleration time-history curve



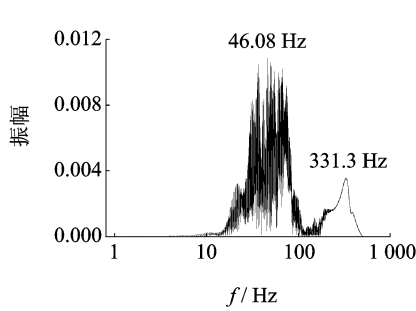
(b) 振动频谱

(b) Vibration spectrum



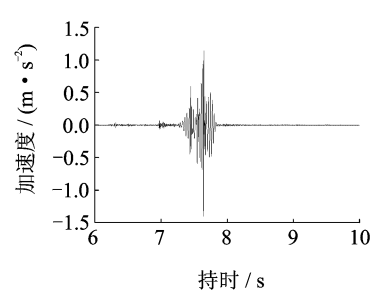
(a) 加速度时程曲线

(a) Acceleration time-history curve



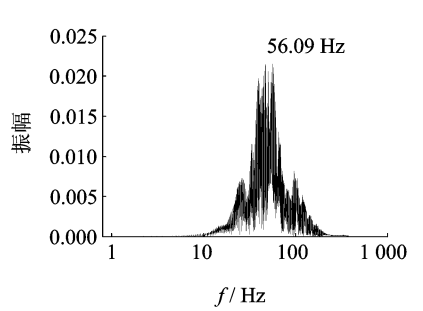
(b) 振动频谱

(b) Vibration spectrum



(a) 加速度时程曲线

(a) Acceleration time-history curve



(b) 振动频谱

(b) Vibration spectrum

图 5 轮对垂向加速度反应曲线 (80 km/h)

图 6 支承块垂向加速度反应曲线 (80 km/h)

图 7 道床垂向加速度反应曲线 (80 km/h)

Fig. 5 Vertical acceleration response of wheelset(80 km/h)

Fig. 6 Vertical acceleration response of supporting blocks(80 km/h)

Fig. 7 Vertical acceleration response of track bed(80 km/h)

续了列车车体通过时的垂向振动,其加速度最大值为 1.31 m/s^2 ,较支承块垂向振动加速度下降了 15.0%,是由于具有一定的减振能力的块下胶垫所致。通过频谱分析,道床的振动主频集中在 $30 \sim 100 \text{ Hz}$ 之间,高频区段不存在反弹区,应当是轮轨局部变形的赫兹接触高频振动被块下橡胶垫过滤所致。

3.3 地铁列车车速影响分析

为了了解福州地铁列车车速对各个部位垂向加速度的影响,在最高车速为 80 km/h 的限制下,文中选取了 $20, 40, 60 \text{ km/h}$ 和 80 km/h 四种车速,分别计算在车体、转向架、轮对、支承块和道床的垂向加速度最大值,计算的结果如图 8 所示,为了凸显轮轨扣件和块下橡胶垫的减振效果,支承块和道床的垂向加速度和减振效果如表 2 所示。

1) 从图 8 中看出,车体、转向架、轮对、支承块和道床的垂向加速度随着地铁列车车速的增加而增大,增加幅度逐渐变缓。轮对的垂向加速度最大,说明在不同车速下,轨道扣件和块下胶垫均具有较好的减振效果。车体的垂向加速度最小,且随着车速增加幅度不明显,说明车体的减振能力较强,乘坐的

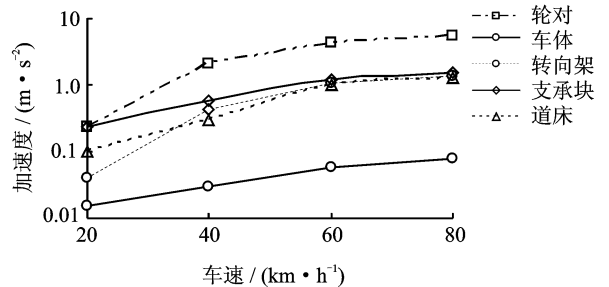


图 8 不同车速的垂向加速度最大值反应曲线

Fig. 8 Maximum vertical acceleration under different speed

表 2 支承块和道床减振效果

Tab. 2 Damping effect of supporting blocks and track bed

| 车速/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$) | 轮对加速 度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$) | 支承块 | | 道床 | |
|--|--|--|------------|--|------------|
| | | 加速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$) | 减振效 果/% | 加速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$) | 减振效 果/% |
| 20 | 0.236 | 0.235 | 0.42 | 0.103 | 56.170 |
| 40 | 2.030 | 0.565 | 72.17 | 0.300 | 46.903 |
| 60 | 4.400 | 1.220 | 72.27 | 1.030 | 15.574 |
| 80 | 5.620 | 1.558 | 72.28 | 1.310 | 15.918 |

舒适性能得到保证。

2) 从表2和图8中看出,当车速较低时(车速 ≤ 20 km/h),轮对和支承块的垂向加速度基本一致,减振效果不明显。随着车速的提高,支承块的垂向加速度较轮对有明显的降低,扣件的减振效果逐渐提高,当车速 ≥ 40 km/h后,减振效果稳定在72%左右。

3) 从表2和图8中看出,块下胶垫在不同的车速下均有良好的减振效果,较低车速时,减振效果能达到50%左右。随着车速增大,减振效果呈逐渐减小态势,当车速 ≥ 60 km/h后,减振效果稳定在15%左右。

4) 从图3~7及表2中看出,影响振源系统减振效果的关键参数为轨道扣件和块下胶垫,随着车速的增加,轨道扣件的减振效果逐渐增加,而块下胶垫的减振效果逐渐减小,形成互补。若采用高弹性减振扣件(例如科隆蛋等)或优化块下胶垫的阻尼和刚度,减振效果会有一定幅度的提升空间。

4 结 论

1) 车体垂向加速度频谱反应了车体的自振频率;转向架和轮对的低频主频集中在30 Hz左右,轮对在300~600 Hz的高频区存在一个轮轨高频赫兹接触运动引起的第二主频;混凝土支承块由于轨道扣件的减振效果,垂向振动加速度最大值较轮对下降了2.4倍,其振动主频集中在32~80 Hz和250~500 Hz,高频区段亦存在轮轨局部变形的赫兹接触高频振动;道床的振动主频集中在30~100 Hz之间,赫兹接触高频振动已被滤过。

2) 车体、转向架、轮对、支承块和道床的垂向加速度随着地铁列车车速的增加而增大,随着车速的增长,支承块、道床的垂向加速度的减振效果逐渐稳定在72%和15%左右。

参 考 文 献

- [1] 潘泓,谭泽新. 地铁运行对建筑物的振动影响[J]. 建筑科学,2005,21(3):90-91.
Pan Hong, Tang Zexin. Influences on building of vibration induced by subway[J]. Building Science,2005,21(3):90-91. (in Chinese)
- [2] Chua K H, Lo K W, Balendra T. Building response due to subway train traffic[J]. Journal of Geotechnical Engineering, Proceedings of the ASCE, 1995, 121(11): 747-754.
- [3] Auersch L. The excitation of ground vibration by rail traffic: theory of vehicle-track-soil interaction and measurements on high speed lines[J]. Journal of Sound

and Vibration 2005,284 (1-2):103-132.

- [4] With C, Bodare A. Prediction of train-induced vibrations inside buildings using transfer functions [J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2007, 27(2): 93-98.
- [5] 曹艳梅,夏禾. 运行列车对高层建筑结构的振动影响[J]. 工程力学,2006,23(3):162-167.
Cao Yanmei, Xia He. Experimental study and numerical analysis of moving train induced vibrations on high-rise buildings [J]. Engineering Mechanics, 2006, 23(3): 162-167. (in Chinese)
- [6] 宫全美,徐勇,周顺华. 地铁运行荷载引起的隧道地基土动力响应分析[J]. 中国铁道科学,2005,26(5):47-51.
Gong Quanmei, Xu Yong, Zhou Shunhua. Dynamic response analysis of tunnel foundation by vehicle vibration in metro[J]. China Railway Science,2005,26(5): 47-51. (in Chinese)
- [7] 夏禾. 车辆与结构动力相互作用[M]. 北京:科学出版社,2002:335-354.
- [8] 翟婉明. 车辆—轨道耦合动力学[M]. 3版. 北京:科学出版社,2007:19.
- [9] Timoshenko S, Young D H, Jr Weaver W. Vibration problems in engineering[M]. 4th ed. New York: John Wiley & Sons, Wiley, 1974:184-188.
- [10] 贾颖绚. 基于解析的车轨耦合模型及地铁对环境的振动影响研究[D]. 北京:北京交通大学,2009.
- [11] 张斌,俞泉瑜,户文成,等. 地铁减振措施过渡段减振性能的测试与分析[J]. 振动、测试与诊断,2013,33(1): 138-143.
Zhang Bin, Yu Quanyu, Hu Wencheng, et al. Measurement and analysis of vibration mitigation measures transition in urban rail transit underground lines[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013,33(1):138-143. (in Chinese)
- [12] 常乐,闫维明,任珉,等. 高架路交通诱发的地面振动测试与分析[J]. 振动、测试与诊断,2009,29(2):175-178.
Chang Le, Yan Weiming, Ren Min, et al. Test and analysis of ground vibration induced by elevated road traffic[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009,29(2):175-178. (in Chinese)



第一作者简介:郑国琛,男,1981年12月生,博士研究生、高级工程师。主要研究方向为地铁及结构的减隔振控制。曾发表《福建省农村民居抗震能力现状调查与分析》(《地震工程与工程振动》2014年第34卷第3期)等论文。
E-mail:44138911@qq.com

