

轨道参数对无砟轨道振动特性的影响分析

石文博, 缪林昌, 王正兴, 骆俊晖

(东南大学 交通学院, 江苏 南京 210018)

摘 要: 依据弹性支撑块式无砟轨道的力学特征, 以及地铁车辆的实际参数, 建立了轮轨非线性耦合系统模型. 通过对该模型的求解可以得到系统中钢轨和轨枕的竖向振动加速随时间的变化过程, 结合快速傅里叶变化的方法, 分析了钢轨和轨枕振动加速度在频域中的变化. 引入根据人体敏感度进行修正后得到的振动能量指标, 对钢轨以及轨枕的振动能量进行量化分析, 评价了系统中各个参数对于系统振动特性的影响. 结果显示, 增加各垫层的刚度和阻尼都能直接导致系统振动能量的减少, 其中增加刚度导致振动能量减少的幅度要大.

关 键 词: 无砟轨道; 减振; 轮轨耦合模型; 振动能量指标; 模态法

中图分类号: U 25

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2015)07-1056-05

Influence of the Track Parameters on Vibration Characteristics of Ballastless Track

SHI Wen-bo, MIAO Lin-chang, WANG Zheng-xing, LUO Jun-hui

(1. School of Transportation, Southeast University, Nanjing 210018, China. Corresponding author: MIAO Lin-chang, professor, E-mail: Lc.miao@seu.edu.cn.)

Abstract: A nonlinear coupling model of wheel and rail was established according to the mechanical characteristic of ballastless track with elastic supporting block and the actual parameters of metro vehicle. The time-variant vertical acceleration of the rail and the sleepers can be calculated from the model, and the frequency-dependent acceleration was verified by the fast Fourier transform algorithm. A vibration power fixed by human sensitivity was introduced to quantify the vibration energy of the rail and sleepers. The impact of the parameters in the model was evaluated. The result shows the vibration energy is reduced with the increase of the stiffness and damp, meanwhile, the decrease in amplitude of the vibration energy that is resultant from the increase of the system stiffness is more prominent.

Key words: ballastless track; vibration reduction; wheel-rail couple model; vibration power index; modal method

随着城市化进程的不断推进, 城市内部交通也变得越来越拥挤, 地铁作为一种快速、便捷、安全的交通方式在越来越多的城市中开始兴建起来. 由于地铁的振动而导致盾构隧道的竖向位移, 对地铁运营的安全性带来了很大的影响. 实际工程显示, 上海地铁1号线在运营期间竖向沉降了10 cm, 上海轨道交通四号线海伦路站附近最大沉降量已达16 cm^[1], 由此可见对减少隧道振动的分析研究具有重要的意义.

国外较早就开始了对车辆-轨道的耦合系统

的研究, Caughey等^[2]通过建立耦合模型, 分析了车辆的阻尼系数对系统固有频率的影响, Grassie等^[3]采用经验公式对车辆轨道耦合系统进行简化分析, 得出有砟轨道系统的共振频率以及钢轨的刚度、轨枕的模量、轨枕的分布间距、阻尼比等对钢轨振动频率的影响. 近些年来, 国内的一些专家也对车辆-轨道耦合系统进行了深入的研究. Zhai等^[4]建立了35自由度的车辆模型对车辆-轨道系统在3个方向上的耦合力、转角、位移进行了仿真计算, 并对比沈阳到秦皇岛铁路沿线埋设

收稿日期: 2013-12-17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51278099).

作者简介: 石文博(1988-), 男, 河南许昌人, 东南大学博士研究生; 缪林昌(1963-), 男, 江苏泰州人, 东南大学教授, 博士生导师.

仪器所检测的结果,论证模型的正确性.

国内外对于车辆-轨道耦合系统的研究多集中于传统路上铁路,但是随着现代科技的发展,越来越多的地铁、高速铁路都采用无砟轨道的形式.同时现有的一些关于车辆-轨道耦合系统的参数分析成果也主要集中在不同的参数对于系统振动影响的定性分析上,而关于参数对振动特性影响的定量分析并不多见.本文基于弹性支撑块式无砟轨道,分析了地铁列车在运行过程中轨道参数对系统振动的影响,从而为寻找合适的参数来减少行车过程中系统的振动响应,进而为减少地铁隧道的整体沉降提供依据.

1 车辆-轨道耦合模型的建立

地铁隧道在运营过程中,振动荷载长期循环施加,导致了土体沉降的发生.影响沉降大小的一个主要原因就是钢轨和轨枕的振动加速度,因而怎样减少这部分的振动效应成为了降低土体沉降的关键.在建立模型时,考虑到一般车辆的前后转向架都是对称布置,车体的沉浮振动与点头振动不会发生耦合,并且依据弹性支撑块式无砟轨道的几何特征,建立了只考虑车体沉浮和前转向架沉浮、点头位移的半车平面模型如图1所示.

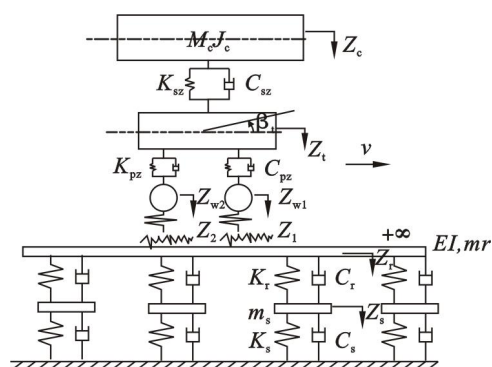


图1 车辆-轨道非线性耦合模型
Fig. 1 Coupling vehicle-rail model

1.1 车辆模型

在图1所示上部车辆模型中, M_c 、 M_t 、 M_w 分别为车体质量、转向架质量以及轮对的质量; J_t 为车体的转向架的点头惯量; K_{sz} 为车辆一系悬挂的刚度; C_{sz} 为车辆一系悬挂的阻尼; K_{pz} 为车辆二系悬挂的刚度; C_{pz} 为车辆二系悬挂的阻尼; Z_1 和 Z_2 分别为轮对所在位置的钢轨不平顺输入. 依据 Hamilton 原理建立上部的车辆模型总的振动方程如下:

$$M_u \ddot{u} + C_u \dot{u} + K_u u = P_u. \quad (1)$$

1.2 轨道模型的建立

弹性支撑块式无砟轨道是由钢轨、扣件、钢筋混凝土支撑块、橡胶靴套、块下胶垫、混凝土道床板等构成,轨道的竖向刚度和阻尼主要是由轨下胶垫和块下胶垫提供,在本模型中分别以 K_r 、 C_r 和 K_s 、 C_s 表示.

文献[5]分析了在分别假设钢轨为 Euler 梁和 Timoshenko 梁时,对车辆-轨道非线性耦合系统的影响,结果显示在分析轨道的剪切应力和弯曲变形时, Timoshenko 梁具有更高的精度,但是在计算过程中 Timoshenko 梁消耗的机时比较多,鉴于两种梁对轨道的振动位移分析结果的影响不大,本文采用 Euler 进行建模. 根据材料力学的相关知识建立钢轨振动变形的微分方程为

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

其中: $F_{rsi}(t) = K_{pi} [Z_r(x_i, t) - Z_{si}(t)] + C_{pi} [\dot{Z}_r(x_i, t) - \dot{Z}_{si}(t)]$; δ 为狄拉克函数; $Z_{si}(t)$ 为轨枕的振动位移; F_{rsi} 为第 i 根轨枕提供的反力; p_j 为第 j 个车轮处的轮轨耦合力.

轨枕的振动方程为

$$K_p [Z_r(x_i, t) - Z_{si}(t)] + C_p [\dot{Z}_r(x_i, t) - \dot{Z}_{si}(t)] - K_b Z_{si}(t) - C_b \dot{Z}_{si}(t) = M_{si} \ddot{Z}_{si}(t). \quad (3)$$

通过采用模态叠加法对系统方程进行化简,下部轨道振动方程可以简化为

$$M_1 \ddot{q} + C_1 \dot{q} + K_1 q = P_1. \quad (4)$$

文献[6]在使用模态分析的方法来对轨道振动方程进行求解中发现,足够的模态数是求解方程精度的保证. 经数值试验证明,当模态数为 $0.5L/L_s$ 时,所计算的精度能够很好地满足要求,式中 L 为参加计算的轨道长度, L_s 为相邻轨枕间的距离.

1.3 轮轨非线性接触力的计算

对于轮轨接触力的计算,一般采用 Hertz 非线性接触理论,轮轨垂向作用力为

$$p(t) = \left[\frac{1}{G} \delta_{Z(t)} \right]^{\frac{3}{2}}. \quad (5)$$

式中: G 为轮轨接触常数,对于锥形踏面车轮,有轮轨接触常数的经验公式 $G = 4.57R^{-0.149} \times 10^{-8}$; $\delta_{Z(t)}$ 为轮轨间的弹性压缩量.

通过式(5)可以很好地把轮轨耦合系统的上部车辆模型和下部轨道模型耦合起来,成为一个完整的系统.

1.4 随机不平顺的施加

由于轨道表面的几何形状受到多种复杂因素

的影响,因而也就导致轨道的不平顺具有明显的随机特征.本文依据美国 AAR 轨道谱密度函数,选择六级线路参数进行轨道竖向不平顺的模拟生成.模拟的方法采用三角级数法将轨道的不平顺功率谱转换为时域的激励函数,得到的轨道竖向不平顺的幅值曲线如图 2 所示.

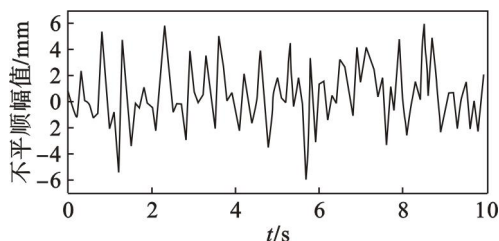


图 2 随机不平顺幅值

Fig. 2 Magnitude of statistical track irregularity

1.5 积分方法

将车辆方程和轨道方程化简为同一种形式进行求解,对于这类方程目前最有效的方法就是 Newmark 迭代方法,该方法在工程实践中使用十分广泛^[7].通过对振动方程进行迭代,逐步计算出各个步长的加速度、速度和位移值.文献[7]经过大量的计算,得到的结果显示积分步长为 0.000 1 s 时积分误差变得十分微小,计算结果比较精确.

2 结果分析

2.1 钢轨和轨枕的振动加速度

根据所建立的非线性耦合系统,结合车辆和轨道参数^[4],编程求解可以得到地铁车辆在行驶过程中,钢轨振动加速度以及轨枕的振动加速度时域图,见图 3,通过采用快速傅里叶变换得到了加速度功率谱密度在频域的幅值,如图 4 所示.

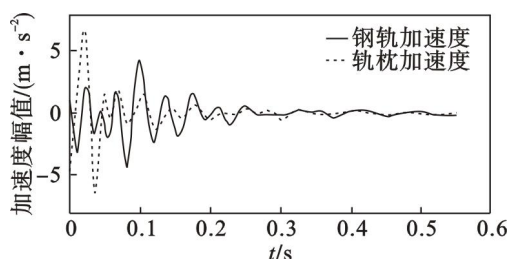


图 3 钢轨和轨枕振动加速度时域幅值

Fig. 3 Time variant accelerate of rail and sleeper

由图 3 和图 4 可以看出,钢轨的振动加速度幅值比轨枕的大,说明了振动的能量在经由钢轨、扣件、轨枕、轨枕下垫层的传播过程中发生了衰减,因而量化系统下部结构中参数对于系统振动

能量传播的影响就有了很重要的意义.

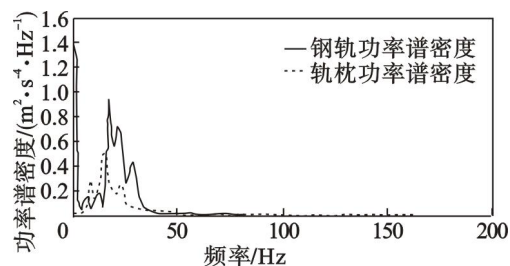


图 4 钢轨和轨枕振动加速度功率谱密度

Fig. 4 Power spectral density of accelerate of rail and sleeper

马蒙^[8]通过北京地铁钢轨上安装加速度感应仪来测量列车运行过程中轨道的振动加速度,测量的结果显示在 0 ~ 156 Hz 内,轨道的振动加速度幅值的最大值为 6 m/s²,与本文的计算结果比较接近,显示了计算结果的正确性.

2.2 振动能量指标的引入

振动能量指标是为了量化人体对于外界振动的感官,并且能够清晰地认识到振动对于人体的伤害,由国际标准组织(ISO2631)提出了一个评价的标准,考虑到人体对振动最敏感的频率主要集中在 1 ~ 80 Hz,因而该标准也把分析的频率主要集中在该频段^[9].评价采用在频域范围内的加速度有效值,分析所得到的振动能量指标单位为 dB.

振动能量指标的定义公式为

$$L_e = 20 \lg \frac{a_e}{a_0} \quad (6)$$

其中, a_e 为修正的加速度有效值,具体求解方法为

$$a_e = \sqrt{\sum a_n^2 \cdot 10^{C_n/10}}$$

式中: a_n 为频率为 n Hz 时的有效加速度幅值; C_n 为垂直振动能量指标在中心频率内的修正值^[9].

根据数值分析的方法建立的车辆-轨道非线性耦合系统可以计算出钢轨和轨枕的振动加速度在时域中的振幅大小,然后通过傅里叶变换得到其振动幅值在频域中的变化,而在对该数据进行分析的时候时常采用倍频程的方法进行振动能量的计算.倍频程标准就是以 2 的倍数为中心频率,对各个中心频率范围的振动按能量求和,进而进行人体感觉的修正得到振动级.式中 a_n 为截止频率范围内的振动加速度的平方和的开方,其表达式为

$$a_n = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + a_3^2 + \dots}$$

2.3 改变钢轨下垫层和轨枕下垫层的参数对系统振动的影响

采用上述方法可以分析得到本模型中下部参数对于系统振动能量影响的具体值,结果如下:

1) 改变钢轨下垫层的参数对轮轨振动体系的影响. 由图5和图6可以看出, 当垫层的刚度从 $0.7 \times 10^7 \text{ N/m}$ 增加到 $30 \times 10^7 \text{ N/m}$ 时钢轨的振动能量减少了约 7.5 dB, 而轨枕的振动能量只减少了约 1.5 dB, 同样地将钢轨下垫层的阻尼从 $0.7 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 增加到 $30 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时, 钢轨的振动能量减少了约 4.8 dB, 轨枕的振动能量减少了约 1.4 dB. 改变钢轨下垫层的刚度和阻尼对于钢轨的振动效应影响较大, 但是对于轨枕的振动效应影响比较小, 且增加钢轨下垫层的刚度所产生的减振效果更好. 然而如果只是一味地增加垫层的刚度势必会减小了振动所引起的钢轨变形, 限制钢轨长波加速度的发展, 进而导致轮轨力的增加, 以及噪声的产生, 并影响到车辆运行的舒适度.

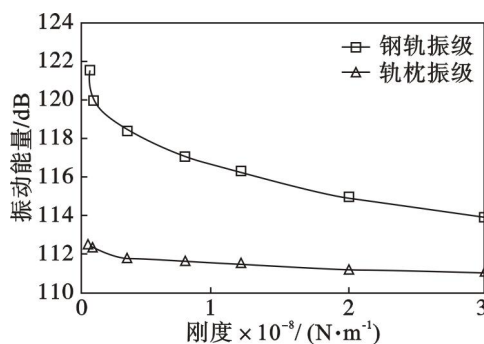


图5 钢轨下垫层刚度对振动能量的影响

Fig. 5 The effect of rail pad stiffness on vibrational energy

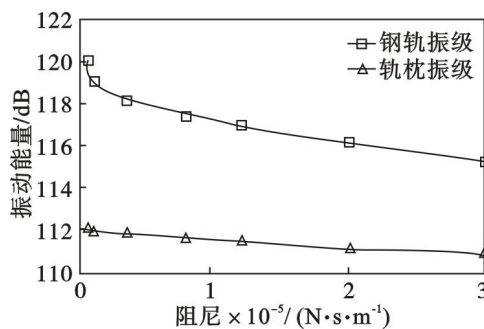


图6 钢轨下垫层阻尼对振动能量的影响

Fig. 6 The effect of rail pad damp on vibrational energy

2) 改变轨枕下垫层的参数对轮轨振动体系的影响. 由图7和图8可以看出, 当轨枕下垫层的刚度同样从 $0.7 \times 10^7 \text{ N/m}$ 增加到 $30 \times 10^7 \text{ N/m}$ 时钢轨的振动能量减少了将近 13 dB, 轨枕的振动能量减少了约 28.7 dB, 同样地将轨枕下垫层的阻尼从 $0.7 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 增加到 $30 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 时, 钢轨的振动能量减少约 6.3 dB, 轨枕的振动能量减少约 4.2 dB. 由此可以看出, 增加轨枕下垫

层的阻尼和刚度能够更加明显地降低钢轨以及轨枕的振动能量.

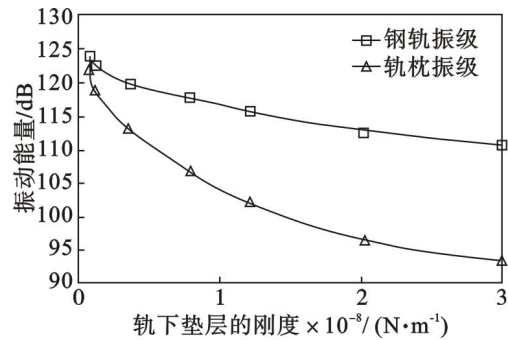


图7 轨枕下垫层刚度对振动能量的影响

Fig. 7 The effect of sleeper pad stiffness on vibrational energy

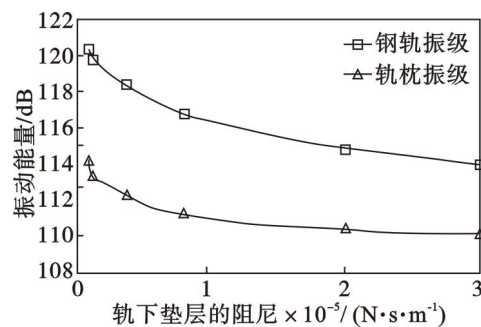


图8 轨枕下垫层阻尼对振动能量的影响

Fig. 8 The effect of sleeper pad damp on vibrational energy

在弹性支撑块式无砟轨道系统中, 道床的振动微小, 因而处在系统最底层的轨枕下垫层的刚度和阻尼对于系统的振动特性影响比较大, 当该垫层的刚度比较小时, 上覆荷载传递到该垫层的时候会引发较大的变形, 导致钢轨下垫层的刚度在系统中起不到应有的作用, 使得钢轨和轨枕形成一个体系, 并产生比较大的振动, 此时钢轨的振动和轨枕的振动在一个数量级上. 随着该垫层刚度的增加, 钢轨下垫层的刚度和阻尼对系统的作用逐渐地显现出来, 使得钢轨和轨枕的振动能量差别也渐渐拉开. 当该垫层的刚度增加到很大的时候, 轮轨耦合力传递到该处引起的变形较小, 从而限制了整个系统的振动效应, 导致无论是轨枕还是钢轨的振动能量在此时都变得非常小. 同样地, 随着轨枕下垫层阻尼的增加, 轨枕向下位移的速度越来越慢, 从而也会减小钢轨的变形速度, 进而影响到钢轨的振动能量变化.

3 结 论

1) 引入了与人体敏感性相结合的振动能量
(下转第 1064 页)