

货运列车引起环境振动响应研究

钱凤霞

中国艺术研究院, 北京

收稿日期: 2024年11月25日; 录用日期: 2024年12月23日; 发布日期: 2024年12月30日

摘要

与传统客运列车相比, 货运列车车型、编组、载重、运行车速的不同, 其环境振动随机特性显著不同, 且可能对沿线敏感目标造成更多振动影响。为对比分析客运列车、货运列车振源特性及其环境振动特性的差异, 根据传递矩阵、傅里叶积分变换及坐标变换等方法, 采用移动荷载状态激振, 利用基于周期-无限结构理论建立的频域车轨动力耦合模型, 计算得到4种不同车型(客运列车YZ₂₂、货运列车C_{62A}、C₇₀、C₈₀)作用下轨道扣件上的动荷载。建立轨道-路基-地层动力有限元分析模型, 通过输入列车动荷载, 在时域和频域下对比客运列车、货运列车通过时引起的地表振动响应特性。研究分析得到了不同列车作用下振动波在土层中的传播特点。研究表明, 在相同运行速度条件下, 由于列车的轴重、轴距、动力参数等的不同, 轮轨动力相互作用引起的扣件上的动力荷载具有明显的差异, 随着轴重的增加, 振动低频成分增多, 列车运行引起的环境振动水平也逐渐增加, 轴重越大, 振动波传播距离越远, 振动衰减越慢。

关键词

客货混跑, 环境振动, 车轨耦合, 数值分析, 传播规律

Research on Dynamic Response of Environmental Vibration Induced by Freight Train

Fengxia Qian

Chinese National Academy of Arts, Beijing

Received: Nov. 25th, 2024; accepted: Dec. 23rd, 2024; published: Dec. 30th, 2024

Abstract

Compared with traditional passenger trains, environmental vibration property induced by freight trains is significantly different due to vehicle types, vehicle marshalling, load capacity, and operating

speed. Freight trains may cause more vibration effects on sensitive targets along railways. In order to compare the dynamic property of vibration source and environmental vibration, the coupled vehicle-rail model is established in the frequency domain based on periodic theory. According to the transfer matrix, Fourier integral transform, and coordinate transformation methods, the vehicle-rail model is excited by the moving load. Dynamic loads acting on the fasteners of 4 vehicle types (passenger train YZ₂₂, freight train C_{62A}, C₇₀, C₈₀) are obtained based on the vehicle-rail model. Based on the finite element model of track soil, the dynamic property of ground vibration induced by passenger trains and freight trains is analyzed in the time domain and frequency domain. Several conclusions are obtained as follows. Dynamic load acting on fasteners caused by wheel-rail interaction is significantly different due to the difference between axle load, axle distance, and dynamic parameters in different trains under the same operating vehicle. With the increase in axle load, low-frequency vibration and environmental vibration become larger. The greater the axle load, the further the vibration wave propagates and the slower the vibration damping.

Keywords

Mixed Passenger and Freight Trains Operating, Environmental Vibration, Vehicle-Rail Coupling, Numerical Analysis, Propagation Property

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

近年来,铁路运输引起的铁路沿线环境振动问题逐渐引起关注[1][2]。目前专家学者对高速铁路振动及地铁列车运行引起的环境振动问题研究较多,但对铁路既有线上货运列车、客运列车运行时引起的振动问题及其对环境的影响研究较少。Vanhonacker [3]在比利时和波兰进行了客货混跑线路的环境振动测试,研究发现在 20 Hz 以下的低频段,货运列车引起的环境振动比客运列车的大。雷晓燕[4]-[6]等通过计算发现货运列车引起的轨道动力响应比客运列车的作用大。因为货运列车在车型、编组、载重、运行车速上的不同,其环境振动随机特性将显著不同,这会对沿线敏感目标造成更多振动影响。

因此,为了了解货运列车的振源特性以及振动传播规律,本文利用周期-无限结构理论建立的频域车轨动力耦合模型,计算得到 4 种不同车型(客运列车 YZ₂₂、货运列车 C_{62A}、C₇₀、C₈₀)的作用下轨道扣件上的动荷载,建立轨道-路基-地层动力有限元分析模型,通过输入列车动荷载,在时域、频域下对比客运列车、货运列车通过时引起的地表振动响应特性,研究分析得到了不同列车作用下振动波在土层中的传播特点。

2. 车轨耦合模型

将轨道结构视为周期-无限结构,由于移动谐振荷载作用下周期-无限结构动力响应具有周期性[7],因此轨道的动力响应满足:

$$\hat{u}(x+L, \omega, \omega_l) = e^{i(\omega_l - \omega)L/v} \cdot \hat{u}(x, \omega, \omega_l) \quad (1)$$

式中: $\hat{u}(x, \omega, \omega_l)$ 表示频率为 ω_l 的移动荷载引起的 x 点出的频域位移响应; L 为扣件间距,即为轨道结构周期长度; v 为荷载移动速度。

以移动谐振荷载作用下轨道结构动力响应的周期性特点建立车轨耦合模型,如图 1 所示。模型中,

列车由若干节车辆组成，以速度 v 向行驶。每节车辆由车体、两个转向架及四个轮对组成，它们之间采用弹簧阻尼元件连接。单节车辆共有 10 个自由度，包括车体的沉浮及转动自由度、两个转向架的沉浮及转动自由度和四个轮对的沉浮自由度。将轨道模拟为以扣件间距 L 为周期的离散支撑无限 - 周期结构，并将钢轨视为无限长 Euler 梁，将坐标原点 O 取在某一扣件处。为了在频域内建立模型，使用线性弹簧来耦合车辆及轨道系统[8]。

一般意义下，用来表征车辆与轨道接触关系的弹簧是非线性的，但非线性弹簧无法应用于频域内的求解。为了方便频域内的求解，可以将轮轨接触弹簧简化为线性弹簧，弹簧的刚度为：

$$k_{Hk} = 3P_{k0}^{1/3} / G \tag{2}$$

式中， G 为轮轨接触常数； P_{k0} 是列车第 k 轴与钢轨之间的静轮轨力。

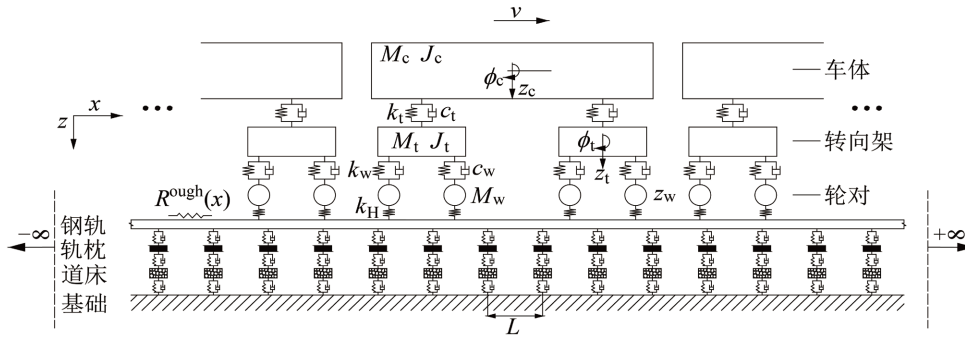


Figure 1. Vehicle-ordinary ballast coupling system model
图 1. 列车 - 普通道床轨道耦合系统模型

在单一激振频率 ω_l 的轨道不平顺下，假设车轮与钢轨始终保持接触，则第 k 个车轮与钢轨之间的轮轨力幅值为：

$$\bar{Q}_k^{wr}(\omega_l) = k_{Hk} (\bar{Z}_k^{wheel}(\omega_l) - \bar{Z}_k^{rail}(\omega_l) - \bar{R}^{ough}(\omega_l)), \quad (k=1,2,\dots,m_w) \tag{3}$$

其中 $\bar{Z}_k^{wheel}(\omega_l)$ 为轮对位移幅值， $\bar{Z}_k^{rail}(\omega_l)$ 为钢轨上轮轨接触点的位移响应幅值， $\bar{R}^{ough}(\omega_l)$ 为轨道不平顺幅值， m_w 为列车的总轮对数或总轴数。

将上式写成矩阵形式并整理，可得：

$$\bar{Q}^{wr}(\omega_l) = k_H (-A^{wheel}(\omega_l) \bar{Q}^{wr}(\omega_l) - A^{rail}(\omega_l) \bar{Q}^{wr}(\omega_l) - \bar{R}^{ough}(\omega_l)) \tag{4}$$

其中 $A^{wheel}(\omega_l)$ 、 $A^{rail}(\omega_l)$ 分别为列车的轮对柔度矩阵、钢轨上轮轨接触点的柔度矩阵，详见文献[8]。

解式(4)就可得到单一频率 ω_l 的轨道不平顺激励下的轮轨动态接触力的幅值。在求得由轨道不平顺引起的动态轮轨力之后，叠加上静轮轨力，即可得到列车第 k 轴的总轮轨力。

多频率成分的列车轮轨力 $Q_k^{wr}(t)$ ($k=1,2,\dots,m_w$) 作用引起的轨道频域响应可写成：

$$\hat{u}_j(x, \omega) = \sum_{l=0}^{N_R} \hat{u}_j(x, \omega, \omega_l) = \sum_{l=0}^{N_R} \left[\sum_{k=1}^{m_w} \bar{Q}_k^{wr}(\omega_l) e^{i\frac{\omega_l - \omega}{v} d_{lk}} \right] \hat{u}_{1j}(x, \omega, \omega_l) \tag{5}$$

式中， $\hat{u}_{1j}(x, \omega, \omega_l)$ 为 1 个假想的、绑定于系列移动荷载第一轴位置随系列荷载移动的(移动速度为 v 且荷载作用点始终处于系列荷载第一轴位置)、自身频率同为 ω_l 的单位谐振荷载 $e^{i\omega_l t}$ 引起的轨道结构上坐标 x 点的频域位移响应； $d_{lk} = x_1^F - x_k^F$ 为第 k 个荷载与第 1 个荷载间的距离，亦为列车第 k 轴与第 1 轴的轴距。

通过对角频率 ω 的采样循环,可以得到以上钢轨或浮置板的位移响应频谱,而相应的位移时程可通过其逆傅里叶变换得到。进而可求得轨下基础的振动激励力。

3. 有限元分析模型及计算

为研究货运列车引起环境振动的传播特点,建立了轨道-路基-地层动力有限元分析模型进行计算分析。

3.1. 计算模型

由于特殊的离散性质,对道砟的计算模拟是个难点。目前常用的方法有:离散元模拟道砟;有限元实体单元等效模拟道砟;等效弹簧-阻尼系统模拟道砟。经研究表明,在时域内实体单元模型模拟值偏大,弹簧阻尼模型模拟值偏小;在频域内实体模型在低频段模拟结果更好。结合本文研究目的,采用有限元法建立轨道-路基-地层动力有限元分析模型,道砟采用实体单元模拟,通过在轨枕上施加由车轨耦合程序计算所得的轨下基础振动激励力,经计算分析地表振动情况。如图 2(a)为有限元分析模型,采用粘弹性边界,其中图 2(b)为轨枕-道砟细部图,图 2(c)为轨枕-道砟横断面图。图 3 为拾振点分布图,其中各点距线路中心线距离为 0 m、2.9 m、5 m、10 m、20 m、30 m、40 m、57.1 m。

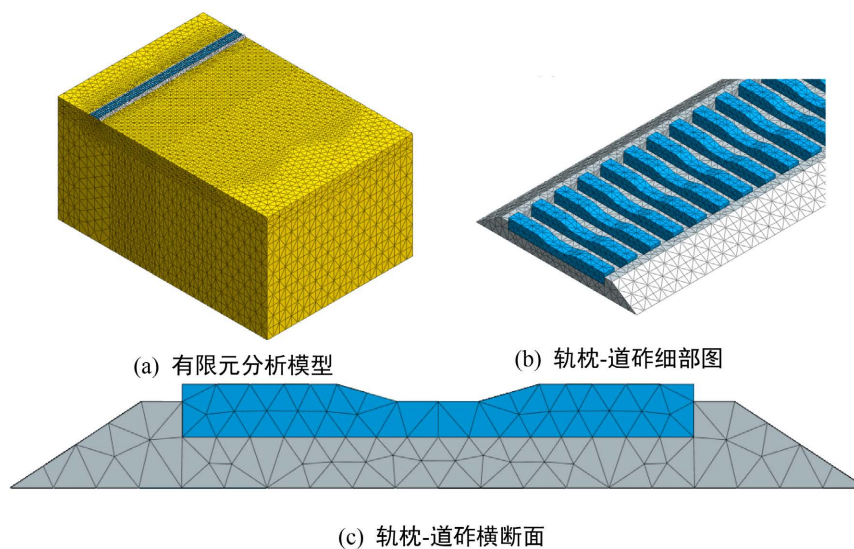


Figure 2. Track-roadbed-stratum finite element model and detailed diagram
图 2. 轨道-路基-地层有限元模型及细部图

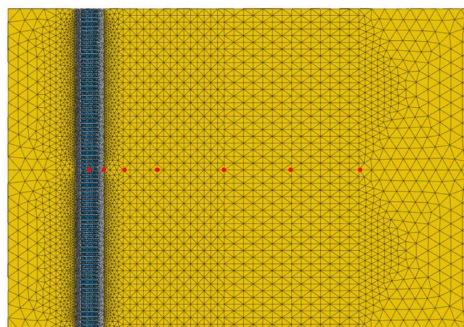


Figure 3. Location of vibration picking points
图 3. 拾振点布置图

3.2. 振动激励力

为分析货运列车引起的环境振动传播特性, 本文共计算了4类车型, 分别为客运列车 YZ₂₂、货运列车 C_{62A}、C₇₀、C₈₀。车辆参数参考文献[9], 轨道参数见表1, 计算采用六节编组, 列车运行速度为100 km/h。以客运列车 YZ₂₂ 及货运列车 C_{62A} 为例, 给出了列车通过过程中轨下基础振动激励力的时程、频谱, 如图4~图5所示。

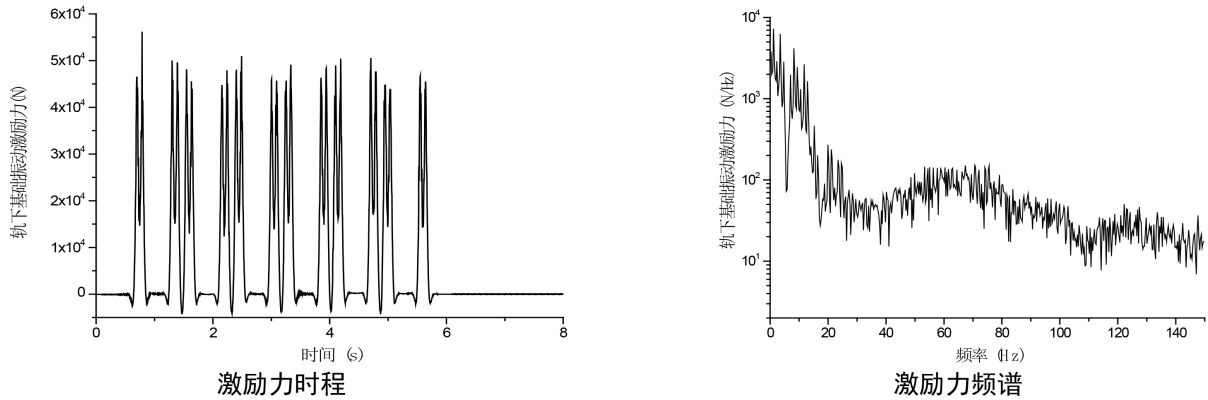


Figure 4. Vibration load roadbed under passenger train YZ₂₂
图4. 客运列车 YZ₂₂ 轨下基础振动激励力

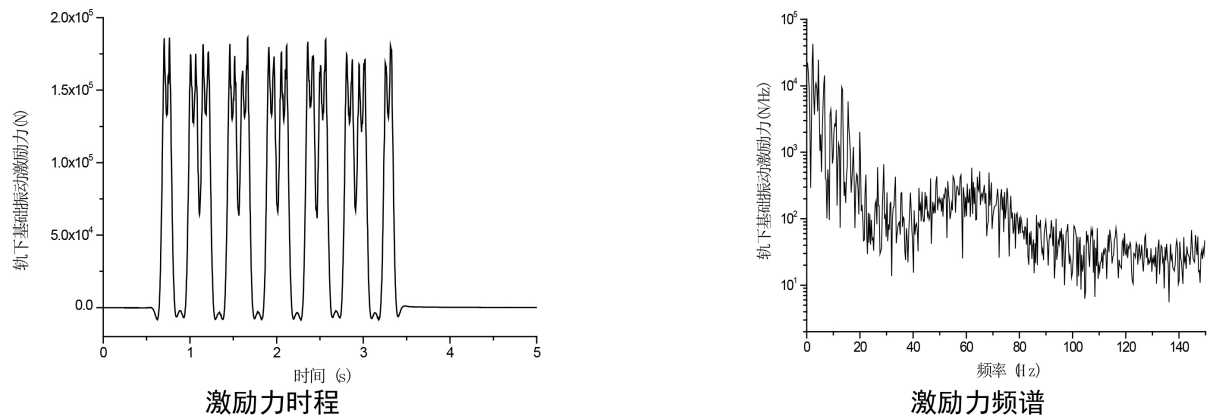


Figure 5. Vibration load roadbed under freight train C_{62A}
图5. 货运列车 C_{62A} 轨下基础振动激励力

Table 1. Track parameters
表1. 轨道参数模量

物理量	取值	物理量	取值
轨下垫板刚度/(N·m ⁻¹)	6.24 × 10 ⁷	道砟弹性模量/(N·m ⁻²)	2 × 10 ⁸
轨下垫板阻尼/(Ns·m ⁻¹)	4 × 10 ⁴	道砟泊松比	0.35
轨枕弹性模量/(N·m ⁻²)	3.1 × 10 ¹⁰	道砟密度/(kg·m ⁻³)	1800
轨枕泊松比	0.2	土层弹性模量/(N·m ⁻²)	1.23 × 10 ⁸
轨枕密度/(kg·m ⁻³)	2500	土层泊松比	0.35
道砟刚度/(N·m ⁻¹)	1.2 × 10 ⁸	土层密度/(kg·m ⁻³)	1800
道砟阻尼/(Ns·m ⁻¹)	5.88 × 10 ⁴		

4. 计算结果分析

4.1. 振动响应及传播规律分析

将由车轨耦合模型计算所得的每一个轨下基础振动激励力,即如图4~图5所示的时程荷载,逐次施加于相应的扣件上方,经计算可得列车通过过程中轨道-路基-地层系统的振动响应。以客运列车(YZ₂₂)和货运列车(C_{62A})为例,给出了列车通过过程中各拾振点处的振动加速度响应时程及频谱,见图6~图7。

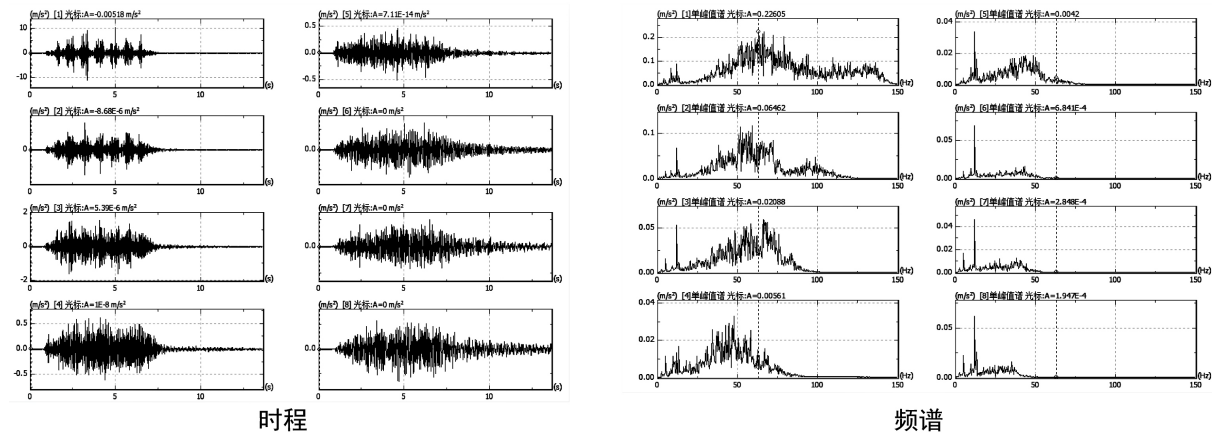


Figure 6. Response of ground vibration induced by passenger trains YZ₂₂

图6. 客运列车 YZ₂₂ 引起地表振动响应

分析轨下基础振动激励力,由图4~图5可知:

- 1) 客运列车引起的轨下基础振动激励力幅值明显小于货运列车,荷载频率组成分布基本一致;
- 2) 客运列车荷载作用时间大于货运列车。

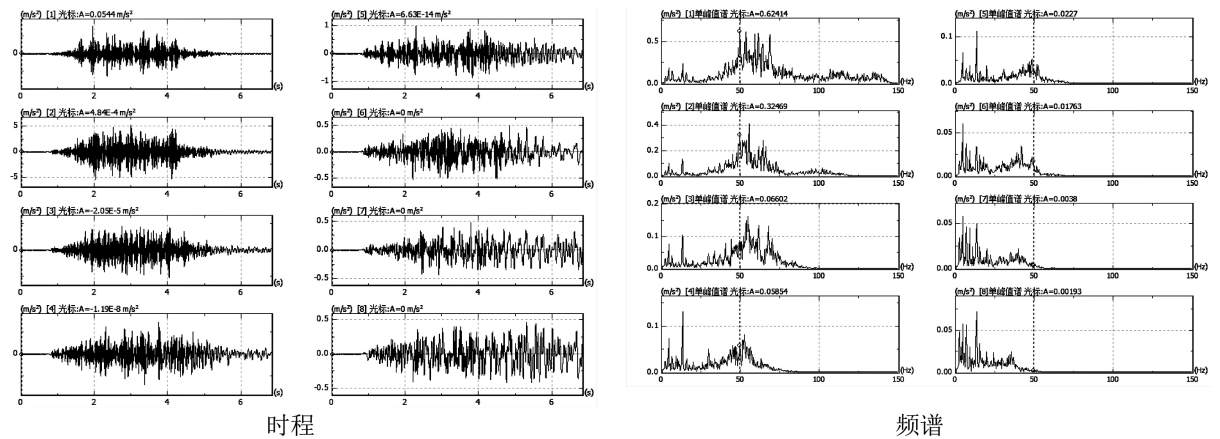


Figure 7. Response of ground vibration induced by freight trains C_{62A}

图7. 货运列车 C_{62A} 引起地表振动响应

观察计算结果时程及频谱曲线,由图6~图7可知:

- 1) 随着距线路中心线距离的增加,拾振点振动响应持续时间增加,拾振点振动加速度幅值不断降低,线路中心线处振动加速度峰值最大;
- 2) 随着距线路中心线距离的不断增加,振动加速度频谱幅值衰减明显,地表振动加速度 50 Hz 以上

部分快速衰减, 50 Hz 以下部分衰减较慢;

3) 距线路中心线 20 m 范围内, 振动加速度频率组成较为丰富, 距线路中心线 20 m 以外地表振动以低频振动为主;

4) 货运列车引起的地表振动响应明显高于客运列车, 货运列车引起的低频振动传播距离大于客运列车。

为分析振动强度沿线路横向方向上的衰减特性, 以振动加速度有效值为评价指标, 统计分析了不同拾振点处振动加速度的有效值, 如图 8 所示。

观察图 8 可知:

1) 随着离线路中心线距离的增加, 地表振动加速度有效值减小, 振动强度减弱;

2) 货运列车振动强度高于客运列车, 其地表振动加速度有效值约为客运列车的两倍, C_{70} 、 C_{80} 振动强度高于 C_{62A} ;

3) 振动强度随距离的增加呈指数型衰减, 距线路中心线 5 m 处振动衰减 75%, 距线路中心线 10 m 处衰减 85%, 客运列车振动衰减率高于货运列车。

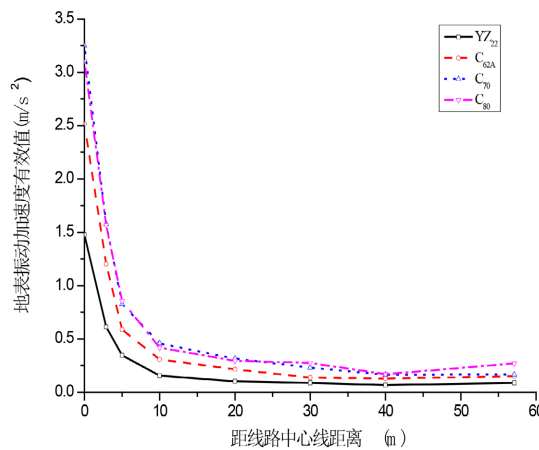


Figure 8. Attenuation law of acceleration RMS value in lateral direction of rail line
图 8. 线路横向振动加速度有效值衰减规律

4.2. 振动加速度级分布规律

为分析各车型作用下, 不同拾振点处地表振动加速度在频率上的分布特点, 以 1/3 倍频程下的振动加速度级为分析指标, 计算了各工况下不同拾振点处的振动加速度级, 如图 9~图 10 所示, 其中图 9 为同一车型在不同距离拾振点处的 1/3 倍频程振动加速度级, 图 10 为相同拾振点处不同车型产生的 1/3 倍频程振动加速度级。

振动加速度级计算公式为:

$$VL(f_i) = 20 \log_{10} \frac{a(f_i)}{a_0} \quad (6)$$

式中, $a(f_i)$ 为中心频率 f_i 上拾振点地表振动加速度有效值, $a_0 = 10^{-6} m/s^2$ 为基准加速度。

观察图 9 可知:

1) 不同频率对应处振动加速度级呈波浪形分布, 客运列车在 2.5 Hz、5 Hz、12.5 Hz 以及 50 Hz 处存在振动加速度级峰值, 货运列车在 2 Hz、4 Hz、12.5 Hz、50 Hz 处存在振动加速度峰值;

2) 同一车型下, 随着距离的增加, 振动加速度级整体上呈衰减趋势, 但在部分频段存在波动。具体地, 在 20 Hz 以上频段振动加速度级呈衰减趋势, 在 20 Hz 以下频段, 部分频段距离较远处振动加速度

级大于距离较近处，呈现一定的放大现象；

3) 20 Hz 以上频段振动加速度级随着距离的增加衰减幅度较大，20 Hz 以内的衰减幅度较小且 40 m 处振动加速度级与线路中心线 10 m 范围处幅值相当。

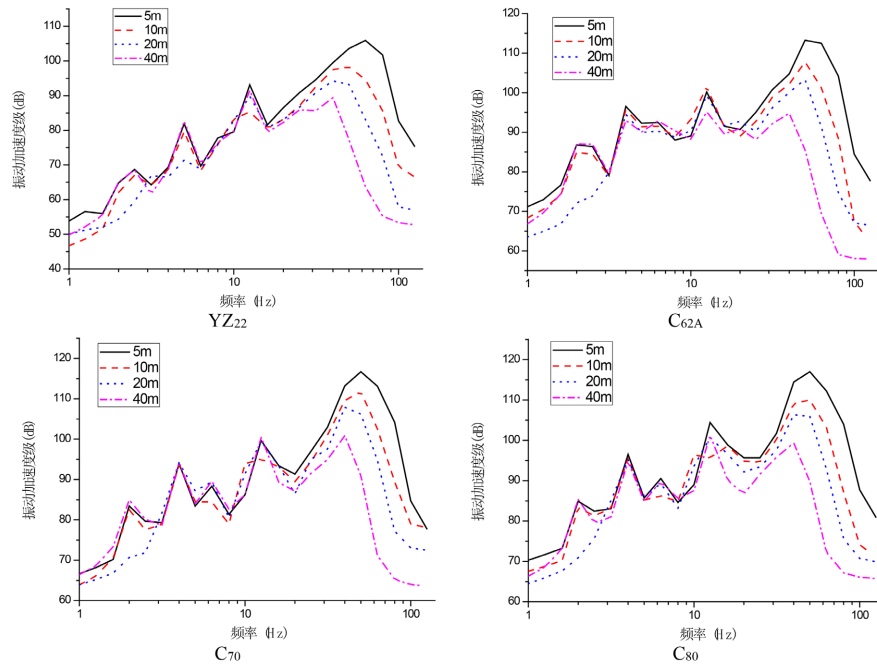


Figure 9. Variation of acceleration vibration level at different distances

图 9. 不同距离处振动加速度级的变化规律

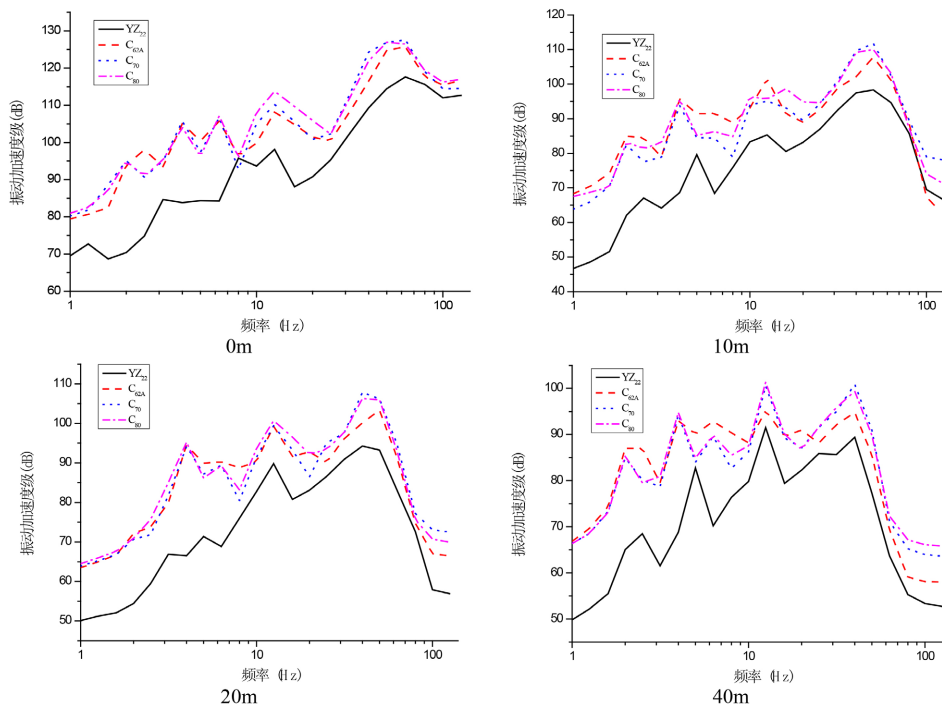


Figure 10. Variation of acceleration vibration level of different vehicle types in the same distances

图 10. 不同车型在相同距离处振动加速度级对比

观察图 10 可知:

- 1) 货运列车引起的地表振动加速度级高于客运列车, 随着距离的增加, 低频段振动加速度级明显高于客运列车;
- 2) 货运列车不同车型引起的地表振动加速度级幅值相当, 在部分频段存在一定的波动。

4.3. 地表振动传递损失分析

为分析各工况下轨道 - 路基 - 地层在不同频率下的传递衰减特性, 采用传递损失进行分析, 传递损失计算方法为:

$$TL(f_i) = 20 \log_{10} \frac{a_t(f_i)}{a_0} - 20 \log_{10} \frac{a_g(f_i)}{a_0} \quad (7)$$

式中: $a_t(f_i)$, $a_g(f_i)$ 分别为中心频率 f_i 上路基、地表加速度有效值。

为分析振动沿线路横向在不同频段的衰减情况, 分别计算各车型到 10 m、40 m 处的传递损失, 各工况下的传递损失如图 11 所示。

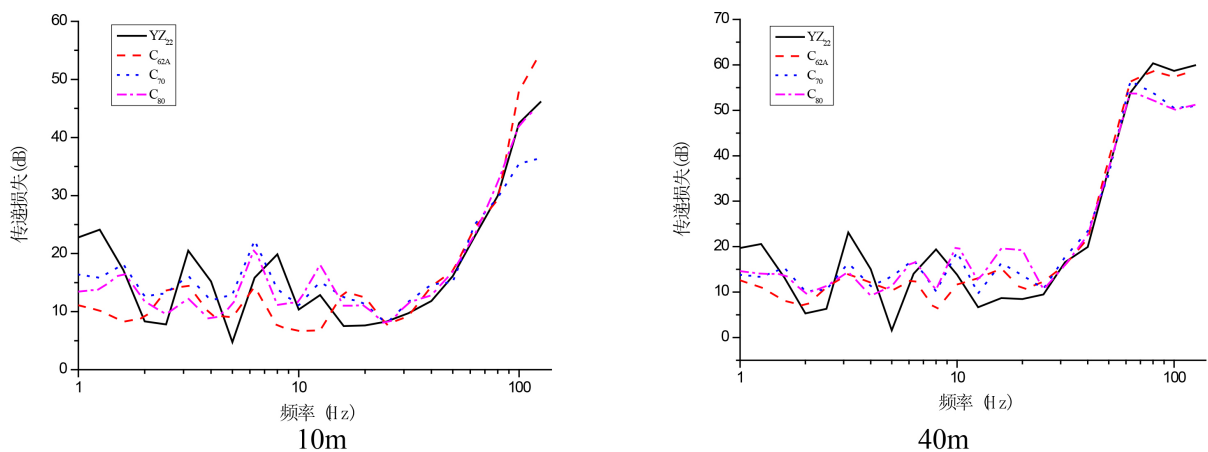


Figure 11. Transmission loss of different vehicle types

图 11. 不同车型引起地表振动传递损失对比

观察图 11 可知:

- 1) 在 25 Hz 以上频段, 客运列车及货运列车运行引起的环境振动传递损失基本一致;
- 2) 在 12.5 Hz~25 Hz 频段, 货运列车振动传递损失大于客运列车, 在 1 Hz~1.25 Hz、2.5~4 Hz、6.3 Hz~10 Hz 频段, 客运列车振动传递损失大于货运列车;
- 3) 在 12.5 Hz 以内频段, C_{70} 和 C_{80} 传递损失相当, C_{62A} 传递损失低于 C_{70} 和 C_{80} 。

5. 结论

利用基于周期 - 无限结构理论建立的频域车轨动力耦合模型, 计算得到 4 种不同车型(客运列车 YZ_{22} 、货运列车 C_{62A} 、 C_{70} 、 C_{80})的作用下轨道扣件上的动荷载。建立轨道 - 路基 - 地层动力有限元分析模型, 通过输入列车动荷载, 在时域、频域下对比客运列车、货运列车通过时引起的地表振动响应特性。研究分析得到了不同列车作用下振动波在土层中的传播特点。研究表明:

- 1) 相同运行速度条件下, 由于列车的轴重、轴距、动力参数等不同, 轮轨动力相互作用引起的扣件上的动力荷载具有明显的差异, 随着轴重的增加, 振动低频成分增多;

- 2) 货运列车振动强度高于客运列车, 其地表振动加速度有效值约为客运列车的两倍;
- 3) 随着距线路中心线距离的增加, 振动加速度频谱幅值衰减明显, 振动加速度有效值随距离的增加呈指数型衰减, 距线路中心线 5 m 处振动衰减 75%, 距线路中心线 10 m 处衰减 85%;
- 4) 随着距离的增加, 振动加速度级整体上呈衰减趋势, 但在部分频段存在波动, 呈现一定的放大现象;
- 5) 随着轴重的增加, 列车运行引起的环境振动水平逐渐增加, 轴重越大, 振动波传播距离越远, 振动衰减越慢。

参考文献

- [1] 马蒙, 刘维宁, 王文斌, 等. 考虑持续时间因素的铁路环境振动影响评价[J]. 振动与冲击, 2016(10): 207-211.
- [2] 孙晓静, 马蒙, 刘维宁, 等. 客、货列车通过既有线路曲线段的振动响应测试分析[J]. 中国铁道科学, 2016(3): 75-81.
- [3] Vanhonacker, P. (2013) Attenuation of Ground-Borne Vibration Affecting Residents near Railway Lines, D2.2. Leuven, Belgium: Alfa Products and Technologies.
- [4] 雷晓燕, 刘庆杰, 伍明辉, 等. 高速、重载铁路环境振动控制研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2008(5): 1-6.
- [5] 张鹏飞, 雷晓燕, 高亮, 等. 货物列车运行引起的大地振动及其对精密仪器的影响[J]. 铁道科学与工程学报, 2013(2): 108-113.
- [6] 雷晓燕, 邓福清. 客货混运铁路专线轨道振动分析[J]. 铁道工程学报, 2007(3): 16-20.
- [7] 马龙祥, 刘维宁, 刘卫丰. 移动荷载作用下周期支撑轨道结构振动研究[J]. 中国铁道科学, 2013, 34(1): 1-7.
- [8] 马龙祥. 基于无限周期结构理论的车轨耦合及隧道——地层振动响应分析模型研究[D]: [博士学位论文]. 北京: 北京交通大学, 2015.
- [9] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 第 4 版. 北京: 科学出版社, 2015.