

文章编号: 1674—8247(2022)04—0030—06
DOI:10.12098/j.issn.1674-8247.2022.04.005

减振层刚度对减振型 CRTSⅢ型板式无砟轨道 振动响应影响

秦佳良¹ 谢 毅² 周冠南³ 周 涛⁴ 王建立⁵ 刘林芽¹ 李秋义⁶

(1. 华东交通大学, 南昌 330013; 2. 中铁二院工程集团有限责任公司, 成都 610031;
3. 中国铁建大桥工程局集团有限公司, 天津 300300; 4. 中铁五局集团有限公司, 长沙 410007;
5. 隔而固(青岛)振动控制有限公司, 山东 青岛 266108; 6. 中铁第四勘察设计院集团有限公司, 武汉 430063)

摘 要:为了研究减振层刚度变化对减振型 CRTSⅢ型板式无砟轨道振动的影响,本文根据车辆与路基上减振型 CRTSⅢ型板式无砟轨道结构相互作用的特点,基于有限元理论,提出了一种轨道单元和车辆单元,建立了列车-减振型 CRTSⅢ型板式无砟轨道耦合动力学时域分析模型,分析了减振层刚度变化对车体、钢轨、轨道板和底座板振动响应的影响。研究结果表明:(1)减振层刚度的变化对车体的振动影响较小,对钢轨、轨道板和底座板的振动影响较大;(2)随着减振层刚度的增大,削弱了板式轨道的弹性,减振层以上结构的振动不断减弱,下部结构的振动不断加剧;(3)同时考虑减振层上部和下部结构的动力效应,建议减振层刚度应在 400 ~ 700 kN/mm。

关键词:CRTSⅢ型减振板式轨道;有限元法;减振层刚度;动力响应
中图分类号:U238 **文献标志码:**A

30

Impact of Stiffness of Damping Course on Vibration Response of Damping CRTSⅢ Slab Ballastless Track

QIN Jialiang¹ XIE Yi² ZHOU Guannan³ ZHOU Tao⁴ WANG Jianli⁵ LIU Linya¹ LI Qiuyi⁶

(1. East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China;
2. China Railway Eryuan Engineering Group Co., Ltd., Chengdu 610031, China;
3. China Railway Construction Bridge Engineering Bureau Group Co., Ltd., Tianjin 300300, China;
4. China Railway Fifth Bureau Group Co., Ltd., Changsha 410007, China;
5. Geergu (Qingdao) Vibration Control Co., Ltd., Qingdao 266108, China;
6. China Railway Siyuan Survey and Design Group Co., Ltd., Wuhan 430063, China)

Abstract: In order to study the impact of the change of the stiffness of the damping course on the vibration of the damping CRTSⅢ slab ballastless track, this paper proposes a track unit and a vehicle unit based on the finite element theory according to the interaction characteristics between the vehicle and the damping CRTSⅢ slab ballastless track structure on the subgrade, and establishes a dynamic time-domain analysis model of the coupling of train and the damping CRTSⅢ slab ballastless track. The impact of the change of the stiffness of the damping course on the vibration response of the vehicle, rail, track slab, and base plate is analyzed. The results show that: (1) The change of the stiffness of the damping course has little impact on the vibration of the vehicle, and has a great impact on the vibration of the rail, track slab, and base plate. (2) With the increase of the stiffness of the damping course, the elasticity of the

收稿日期:2022-02-15

作者简介:秦佳良(1993-),男,博士研究生。

基金项目:江西省教育厅科学技术研究项目(GJJ200658)

引文格式:秦佳良,谢毅,周冠南,等.减振层刚度对减振型 CRTSⅢ型板式无砟轨道振动响应影响[J].高速铁路技术,2022,13(4):30-35.

QIN Jialiang, XIE Yi, ZHOU Guannan, et al. Impact of Stiffness of Damping Course on Vibration Response of Damping CRTSⅢ Slab Ballastless Track[J]. High Speed Railway Technology, 2022, 13(4):30-35.

slab track is weakened, the vibration of the structure above the damping course is continuously weakened, and the vibration of the substructure is continuously intensified. (3) Considering the dynamic effect of the super and sub structures of the damping course, it is recommended that the stiffness of the damping course shall be 400 to 700 kN/mm.

Key words: CRTS III damping slab track; finite element method; stiffness of damping course; dynamic response

近年来,随着我国高速铁路的快速发展,我国自主研发的 CRTS III 型板式无砟轨道由于高平顺、高稳定性和少维修等诸多优点,在铁路上广泛应用。

对于车辆-无砟轨道结构的振动问题,国内外学者进行了大量的研究。Guigou-Carter 等^[1]人开发了一种二维的板式轨道系统预测模型,轨道系统由钢轨、轨道板和混凝土底座板组成,分析了轨枕垫的动态刚度对轨道系统隔振效果的影响;Khajehdazfuly^[2]建立了高速列车-CRTS II 板式无砟轨道垂向数值模型,研究了谐波不平顺下轨道垫板刚度对轮轨力的影响;翟婉明等^[3]运用车辆-轨道耦合动力学理论,建立了高速列车与板式轨道相互作用的垂向动力学模型,针对日本新干线板式轨道,分析了 CA 砂浆的刚度和阻尼变化对轨道结构动力特性的影响;蔡成标^[4]建立了路基上无砟轨道空间耦合动力学模型,考虑了垂、横向运动,研究了遂渝线无砟轨道综合试验段路基上板式轨道的动力学特性;向俊等^[5-6]基于弹性系统动力学总势能不变值原理,提出了一种横向有限条与无砟轨道板段单元分析模型,针对 CRTS I 型板式轨道研究了车速和轨道高低不平顺对系统竖向振动响应的影响;雷晓燕等^[7-8]提出了一种新型板式轨道单元,建立了车辆-板式轨道-路基耦合系统的动力学模型,针对 CRTS II 型板式无砟轨道研究了板式轨道结构及过渡段的动力学行为,评估了列车速度和轨道刚度对轨道振动的影响。对于 CRTS III 型板式无砟轨道,相关研究主要集中在结构的设计以及施工方面,而对于 CRTS III 型板式无砟轨道动力学的研究还较少。

基于以上研究成果,本文采用有限元法,建立了列车-减振型 CRTS III 板式轨道耦合系统竖向动力响应,以中国高速铁路轨道不平顺谱作为激励源,分析列车荷载作用下减振型 CRTS III 板式轨道的动力特性,并对减振层刚度变化对轨道结构振动响应的影响进行了研究。

1 车辆-轨道耦合动力学模型

1.1 基本假设

采用有限元法建立车辆-CRTS III 型板式轨道耦合系统竖向振动模型,应满足以下假设:

(1) 车辆系统简化为附有二系弹簧阻尼的整车模

型,轨道系统简化为三层板式轨道单元模型,轮轨之间采用非线性弹性接触。

(2) 钢轨视为离散点支承的二维 Euler 梁,扣件垫板的弹性系数和阻尼系数分别用 K_p 和 C_p 表示。

(3) 轨道板和自密实混凝土视为连续粘弹性支承的二维梁单元,减振层的弹性系数和阻尼系数分别用 K_m 和 C_m 。

(4) 底座板也视为连续粘弹性支承的二维梁单元,底座板下部基础支承的弹性系数和阻尼系数分别用 K_i 和 C_i 。

1.2 CRTS III 型板式轨道单元模型

路基上 CRTS III 型板式无砟轨道系统结构如图 1 所示,基于上述的假设可以得到建立的三层轨道单元模型,如图 2 所示。

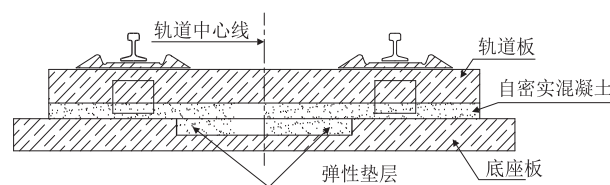


图 1 路基上 CRTS III 型板式轨道图

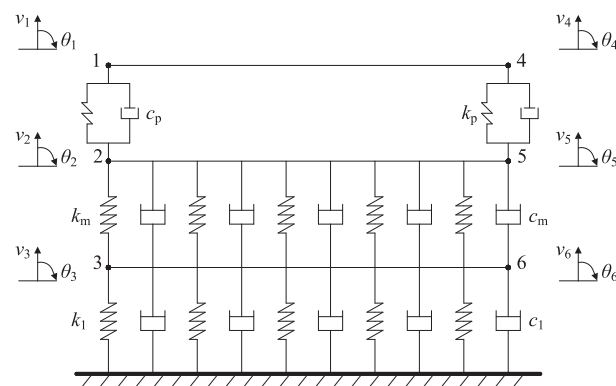


图 2 三层梁有限元模型图

图 2 中, v_1 和 v_4 表示钢轨的竖向位移; θ_1 和 θ_4 表示钢轨的转角; v_2 和 v_5 表示轨道板+自密实混凝土的竖向位移; θ_2 和 θ_5 表示轨道板+自密实混凝土的转角; v_3 和 v_6 表示底座板的竖向位移; θ_3 和 θ_6 表示底座板的转角。

定义 CRTS III 型板式轨道单元节点位移向量为:

$$X^e = \{v_1 \ \theta_1 \ v_2 \ \theta_2 \ v_3 \ \theta_3 \ v_4 \ \theta_4 \ v_5 \ \theta_5 \ v_6 \ \theta_6\} \quad (1)$$

板式无砟轨道单元的刚度矩阵可表示为:

$$k_1^e = k_r^e + k_s^e + k_h^e + k_{1c}^e + k_{2c}^e + k_{3c}^e \quad (2)$$

其中: k_1^e 、 k_s^e 和 k_h^e ——分别为 12×12 阶的钢轨、轨道板和底座板弯曲势能引起的刚度矩阵;

k_{1c}^e ——扣件离散点支承引起的刚度矩阵;

k_{2c}^e ——减振垫层连续支承引起的刚度矩阵;

k_{3c}^e ——下部基础连续支承引起的刚度矩阵。

板式无砟轨道单元的阻尼矩阵可表示为:

$$c_1^e = c_r^e + c_{1c}^e + c_{2c}^e + c_{3c}^e \quad (3)$$

其中: c_1^e ——由钢轨、轨道板和底座板的内摩擦引起的阻尼矩阵;

c_{1c}^e ——扣件离散点支承引起的刚度矩阵;

c_{2c}^e ——减振垫层连续支承引起的刚度矩阵;

c_{3c}^e ——下部基础连续支承引起的刚度矩阵。

板式无砟轨道单元的质量矩阵可表示为:

$$m_1^e = m_r^e + m_s^e + m_h^e \quad (4)$$

其中: m_1^e —— 12×12 阶钢轨的质量矩阵;

m_s^e —— 12×12 阶轨道板的质量矩阵;

m_h^e —— 2×12 阶底座板的质量矩阵。

无砟轨道单元等效节点荷载向量为:

$$q_1^e = \left\{ -\frac{F_i b^2}{l^3}(l+2a) \quad \frac{F_i a b^2}{l^2} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \right. \\ \left. -\frac{F_i a^2}{l^3}(l+2b) \quad -\frac{F_i a^2 b}{l^2} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \right\}^T \quad (5)$$

其中: $F_i (i=1 \sim 4)$ ——轮轨接触力,可由轮轨接触关系求得。

根据上述轨道单元模型,利用有限元“对号入座法”组集轨道单元刚度、阻尼和质量矩阵以及荷载向量,即可得到轨道系统振动方程为:

$$M_1 \ddot{X}_1 + C_1 \dot{X}_1 + K_1 X_1 = Q_1 \quad (6)$$

其中: K_1 ——轨道系统的刚度, $K_1 = \sum_e k_1^e$;

C_1 ——轨道系统的阻尼, $C_1 = \sum_e c_1^e$;

M_1 ——轨道系统的质量矩阵, $M_1 = \sum_e m_1^e$;

X_1 、 \dot{X}_1 和 \ddot{X}_1 ——分别为轨道系统的位移、速度和加速度向量;

Q_1 ——轨道系统的等效荷载向量, $Q_1 = \sum_e q_1^e$ 。

1.3 车辆单元模型

车辆系统简化为一个附有二系悬挂弹簧阻尼的整

车模型,由 1 个车体、2 个转向架和 4 个轮对组成。考虑了车体的沉浮和点头运动,前后构架的沉浮和点头运动,以及 4 个轮对的垂向振动共 10 个自由度。定义车辆单元节点位移向量为:

$$X_v(t) = \{v_c \ v_c \ v_{t1} \ \theta_{t1} \ v_{t2} \ \theta_{t2} \ v_{w1} \ v_{w2} \ v_{w3} \ v_{w4}\}^T \quad (7)$$

其中: v_c ——车体沉浮振动的竖向位移;

θ_c ——车体点头振动的角位移;

v_{ti} 和 $\theta_{ti} (i=1,2)$ ——分别为前、后转向架沉浮振动的竖向位移和点头振动的角位移;

$v_{wi} (i=1,2,3,4)$ ——第 i 个车轮的竖向位移。

由 Hamilton 原理,可得到车辆系统振动方程为:

$$M_v \ddot{X}_v + C_v \dot{X}_v + K_v X_v = Q_v \quad (8)$$

式中: X_v 、 \dot{X}_v 和 \ddot{X}_v ——分别为车辆系统的位移向量、速度向量和加速度向量;

M_v ——车辆系统的质量;

K_v ——车辆系统的刚度;

C_v ——车辆系统的阻尼矩阵。这些矩阵的显式表达式参见文献[9]。

Q_v 为车辆系统的广义力向量:

$$Q_v = \{M_c g \ 0 \ M_{t1} g \ 0 \ M_{t2} g \ 0 \ M_{w1} g - F_1 \ M_{w2} g - F_2 \\ M_{w3} g - F_3 \ M_{w4} g - F_4\}^T \quad (9)$$

式中: g ——重力加速度;

$F_i (i=1 \sim 4)$ ——轮轨接触力,可用轮轨非线性 Hertz 接触公式求得。

2 耦合方程数值求解

由于考虑轮轨接触的非线性,采用隐式交叉迭代算法求解车辆-轨道非线性耦合系统振动方程,求解方法采用 Newmark 数值积分法。已知系统在 $t - \Delta t$ 时刻的 $X^{t-\Delta t}$ 、 $\dot{X}^{t-\Delta t}$ 和 $\ddot{X}^{t-\Delta t}$,求 t 时刻的 X^t ,则:

$$(K + c_0 M + c_1 C) X^t = Q^t + M(c_0 X^{t-\Delta t} + c_2 \dot{X}^{t-\Delta t} + c_3 \ddot{X}^{t-\Delta t}) + C(c_1 X^{t-\Delta t} + c_4 \dot{X}^{t-\Delta t} + c_5 \ddot{X}^{t-\Delta t}) \quad (10)$$

即可得到 t 时刻的速度 \dot{X}^t 和加速度 \ddot{X}^t :

$$\dot{X}^t = \dot{X}^{t-\Delta t} + c_6 \ddot{X}^{t-\Delta t} + c_7 \ddot{X}^t \quad (11)$$

$$\ddot{X}^t = c_0 (X^t - X^{t-\Delta t}) - c_2 \dot{X}^{t-\Delta t} - c_3 \ddot{X}^{t-\Delta t} \quad (12)$$

3 减振层刚度对耦合系统动力特性影响

3.1 计算参数

仿真分析中,车辆选用高速动车 CRH3,具体参数

如表 1 所示,轨道选择减振型 CRTSⅢ板式无砟轨道,其参数如表 2 所示。

表 1 CRH3 高速客车的动力学参数表

动力学参数	数值
车体质量/kg	4.00×10^4
转向架质量/kg	3.20×10^3
轮对质量/kg	2.40×10^3
车体点头转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	5.47×10^5
转向架点头转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	6.8×10^3
一系悬挂刚度/(kN/m)	2 080
一系悬挂阻尼/($\text{kN} \cdot \text{s/m}$)	800
二系悬挂刚度/(kN/m)	100
二系悬挂阻尼/($\text{kN} \cdot \text{s/m}$)	120
车辆定距/m	17.375
固定轴距/m	2.5

表 2 减振型 CRTSⅢ板式轨道参数表

动力学参数	数值
钢轨弹性模量/Pa	2.06×10^{11}
钢轨截面惯性矩/ m^4	3.217×10^{-5}
钢轨密度/(kg/m^3)	7 800
钢轨横截面/ m^2	7.75×10^{-3}
扣件间距/m	0.625
扣件刚度/(N/m)	5×10^7
扣件阻尼/($\text{N} \cdot \text{s/m}$)	7.5×10^4
轨道板弹性模量/Pa	3.45×10^{10}
轨道板截面惯性矩/ m^4	1.7×10^{-3}
轨道板密度/(kg/m^3)	2 500
轨道板横截面/ m^2	7.25×10^{-3}
底座板弹性模量/Pa	3.25×10^{10}
底座板截面惯性矩/ m^4	$3.487 5 \times 10^{-5}$
底座板密度/(kg/m^3)	2 500
支承层刚度/(N/m)	7.6×10^7
支承层阻尼/($\text{N} \cdot \text{s/m}$)	1.0×10^5

3.2 动力特性参数分析

减振型 CRTSⅢ板式无砟轨道的特点是在自密实混凝土和底座板之间铺设 1 层橡胶减振垫层。为研究不同减振层刚度和阻尼变化对轨道结构变形的影响,本文分别取减振层刚度 k_m 为 100 kN/mm、400 kN/mm、700 kN/mm、1 000 kN/mm。轨道不平顺类型选取我国的高速铁路无砟轨道不平顺谱,计算减振层刚度变化对车辆、轨道系统振动的影响。

减振层刚度变化对车体和轮轨力影响的对比如图 3 所示。从图 3 可以看出,随着减振层刚度的增大,车体加速度有所减小但变化不明显,当减振层刚度从 100 kN/mm 增加到 1 000 kN/mm,车体加速度减小 $0.001\ 04\ \text{m/s}^2$,影响较小;轮轨力也有所减小,当减振层刚度从 100 kN/mm 增加到 1 000 kN/mm,车体加速度减小 $0.001\ 04\ \text{m/s}^2$,影响较小。

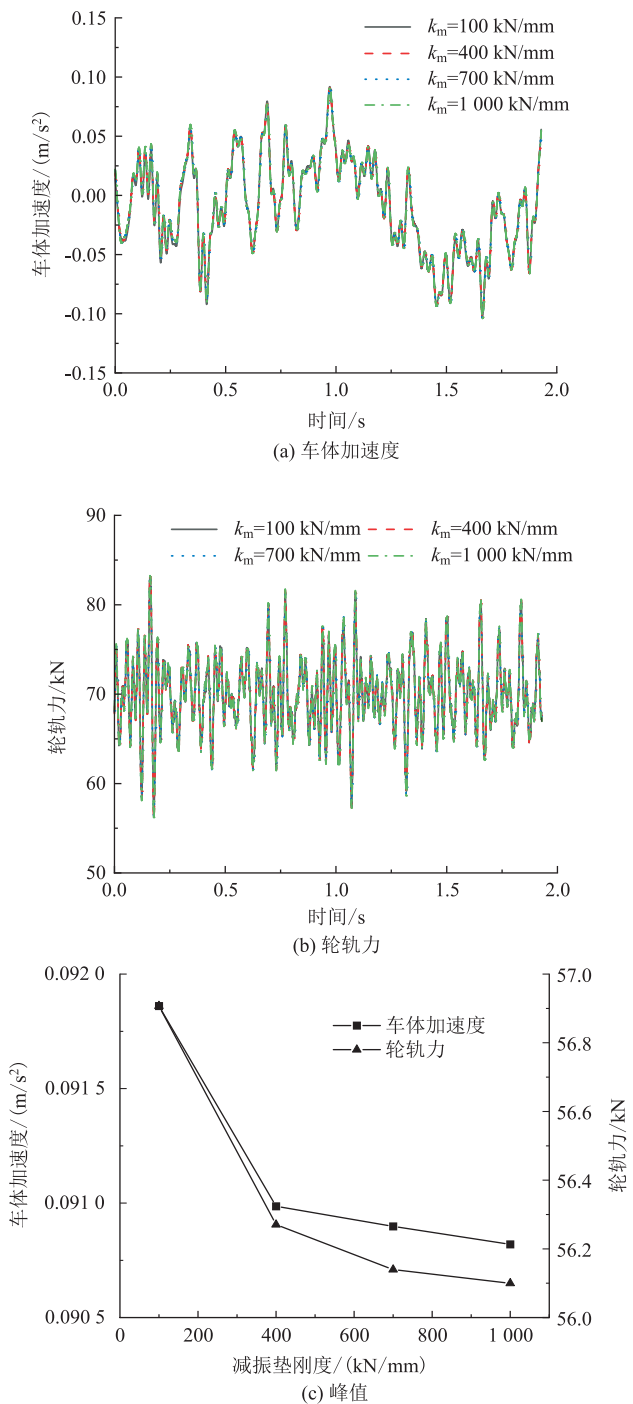


图 3 减振层刚度对车体和轮轨力的影响图

减振层刚度变化对钢轨动力特性影响的对比如图 4 所示。从图 4 可以明显看出,随着减振层刚度的增大,钢轨位移整体有所减小,当减振层刚度为 100 kN/mm 时,钢轨最大位移为 1.21 mm;当减振层刚度变为 400 kN/mm、700 kN/mm 和 1 000 kN/mm 时,钢轨最大位移为 0.98 mm、0.94 mm 和 0.93 mm,钢轨最大位移降幅为 22.93%、3.64%、1.48%,降低的速率随着减振层刚度的增大而减小。随着减振层刚度的增大,钢轨加速度也有所减小,当减振层刚度为

100 kN/mm时,钢轨最大加速度为 8.50 m/s²;当减振层刚度变为 400 kN/mm、700 kN/mm 和 1 000 kN/mm时,钢轨最大加速度为 8.44 m/s²、8.35 m/s² 和8.28 m/s²,钢轨加速度降幅为 0.72%、1.11%、0.79%。

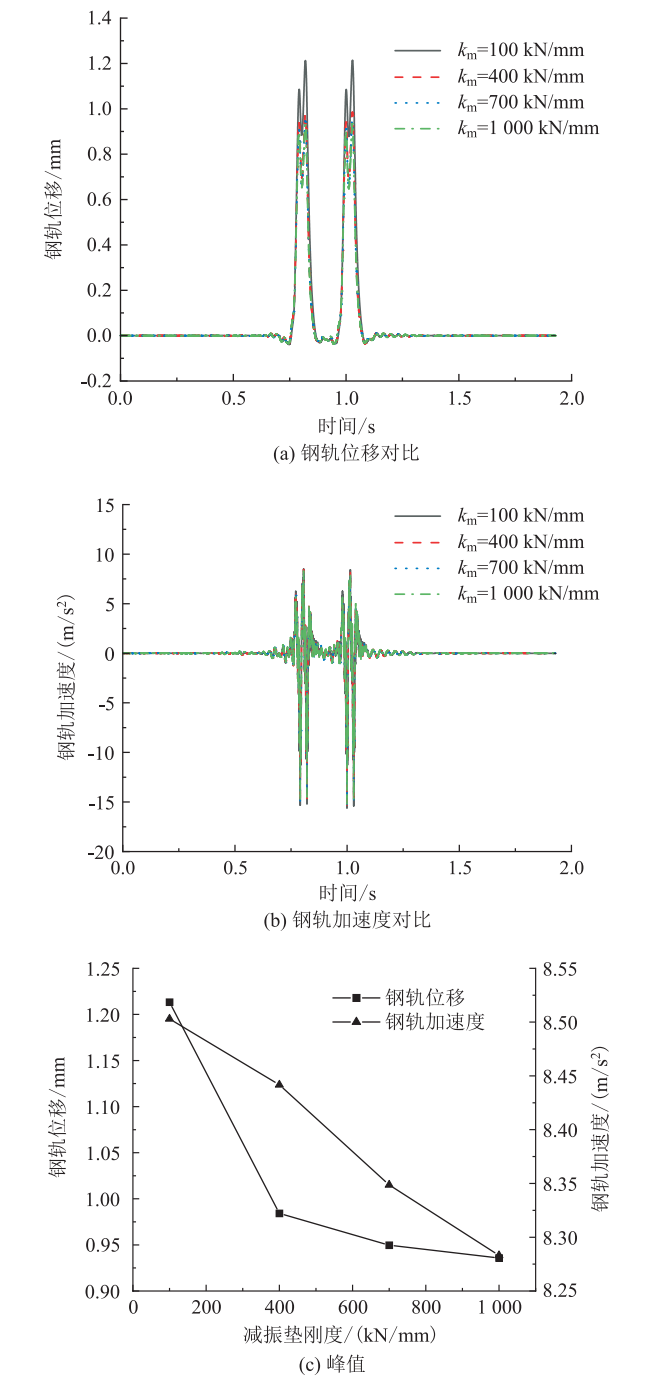


图4 减振层刚度对钢轨动力特性的影响图

减振层刚度变化对轨道板动力特性影响的对比如图5所示。从图5可以明显看出,随着减振层刚度的增大,轨道板位移整体减小,当减振层刚度为100 kN/mm时,轨道板最大位移为0.789 mm;当减振层刚度变为400 kN/mm、700 kN/mm和1 000 kN/mm

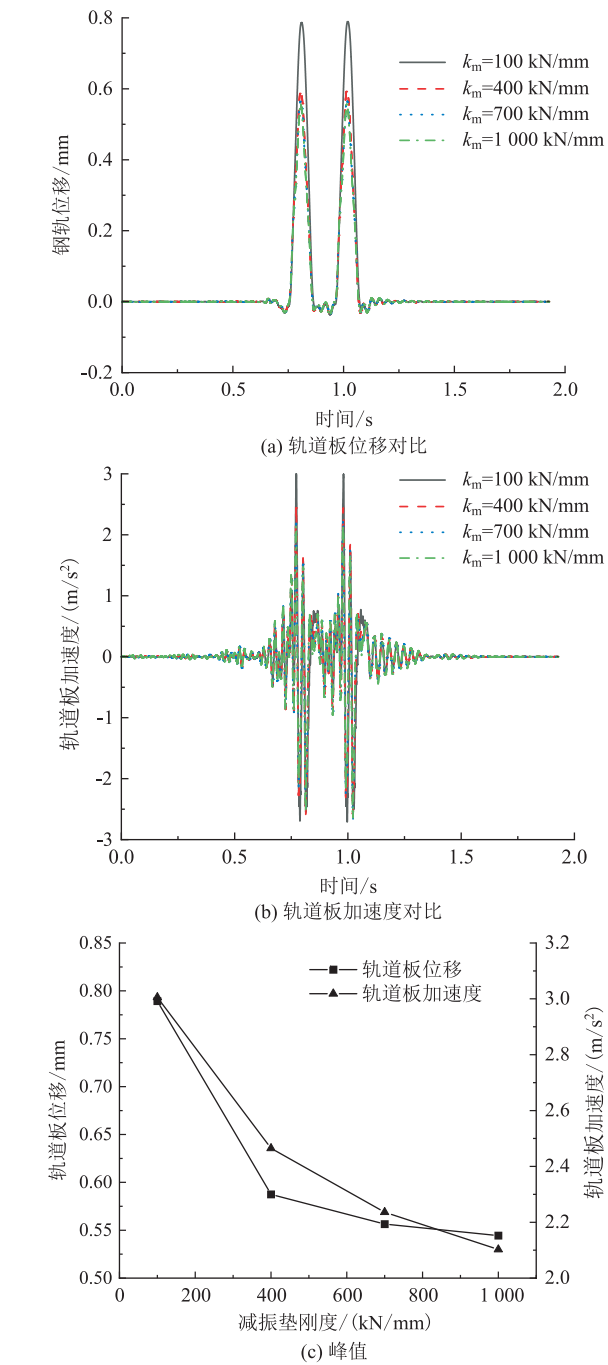


图5 减振层刚度对轨道板动力特性的影响图

时,轨道板最大位移为0.588 mm、0.556 mm和0.544 mm,轨道板最大位移降幅为34.36%、5.58%、2.20%,降低的速率有所减缓。随着减振层刚度的增大,轨道板加速度也有所减小,当减振层刚度为100 kN/mm时,轨道板最大加速度为3.01 m/s²;当减振层刚度变为400 kN/mm、700 kN/mm和1 000 kN/mm时,钢轨最大加速度为2.46 m/s²、2.23 m/s²和2.10 m/s²,轨道板加速度降幅为21.95%、10.22%、6.35%。

减振层刚度变化底座板动力特性影响的对比如图 6 所示。从图 6 可以看出,随着减振层刚度的增大,底座板位移不断增大但变化较小,减振层刚度从 100 kN/mm 增加到 1 000 kN/mm,底座板位移增大 0.001 09 mm,影响较小。底座板加速度随着减振层刚度的增大也不断增大,底座板的加速度增幅为 15.08%、4.03%、0.69%。

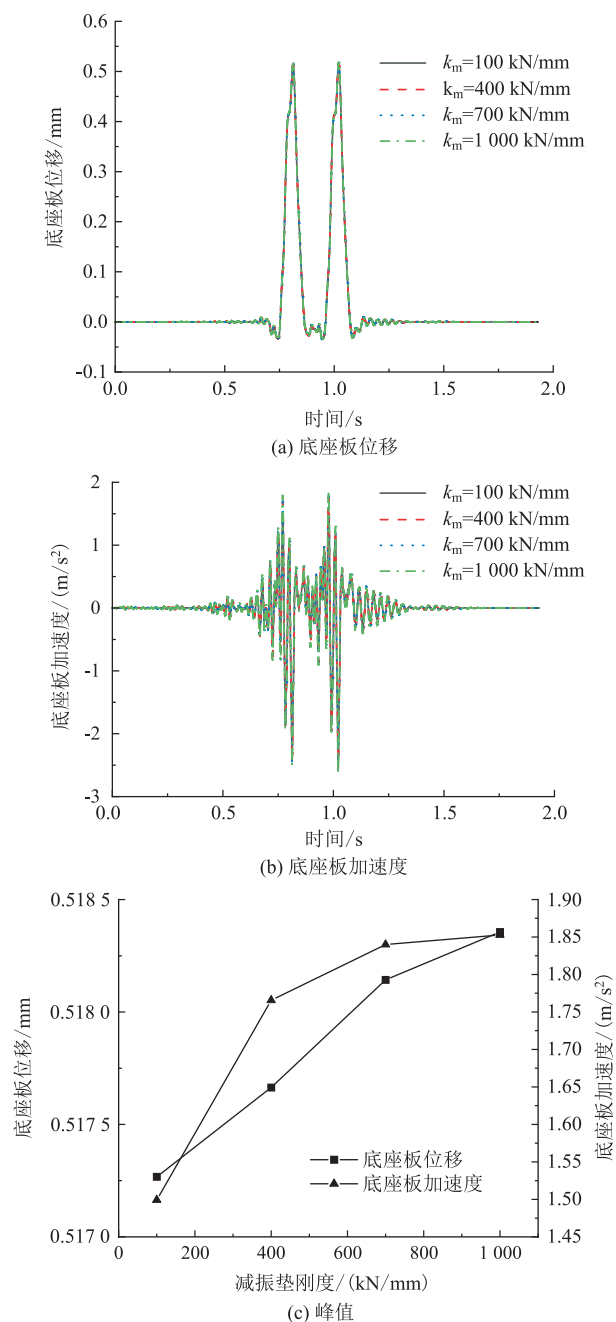


图 6 减振层刚度对底座板动力特性的影响图

4 结论

本文基于有限元理论,建立了列车-CRTS III 型减振板式轨道耦合动力学模型,分析了不同减振层刚

度对轨道结构动力特性的影响^[10],主要结论如下:

(1) 减振层刚度的变化对车体的振动影响较小,对钢轨、轨道板和底座板的振动影响较大。

(2) 减振层刚度的增大能有效的降低减振层以上结构的振动,引起下部结构的剧烈振动。

(3) 从设计的角度来看,减振层刚度不宜设置的太大,否则将削弱板式轨道的弹性,不利于轨道结构减振;同时考虑减振层上部 and 下部结构的动力效应,建议减振层刚度应在 400 ~ 700 kN/mm。

参考文献:

- [1] GUIGOU-CARTER C, VILLOT M, GUILLERME B, et al. Analytical and Experimental Study of Sleeper SAT S₃₁₂ in Slab Track Sateba System [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 293(3/4/5): 878-887.
- [2] KHAJEHDEZFULY A. Effect of Rail Pad Stiffness on the Wheel/Rail Force Intensity in a Railway Slab Track with Short-Wave Irregularity [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, 233(10): 1038-1049.
- [3] 翟婉明, 韩卫军, 蔡成标, 等. 高速铁路板式轨道动力特性研究 [J]. 铁道学报, 1999, 21(6): 65-69.
ZHAI Wanming, HAN Weijun, CAI Chengbiao, et al. Dynamic Properties of High Speed Railway Slab Tracks [J]. Journal of the China Railway Society, 1999, 21(6): 65-69.
- [4] 蔡成标. 无砟轨道动力学理论及应用 [J]. 西南交通大学学报, 2007, 42(3): 255-261.
CAI Chengbiao. Dynamics of Ballastless Track and Its Application [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2007, 42(3): 255-261.
- [5] 向俊, 赫丹. 板式轨道在高速列车作用下的动力响应分析 [J]. 工程力学, 2008, 25(12): 235-240.
XIANG Jun, HE Dan. Dynamic Analysis of Slab Track under High Speed Train [J]. Engineering Mechanics, 2008, 25(12): 235-240.
- [6] 向俊, 赫丹, 曾庆元. 横向有限条与无砟轨道板段单元的车轨系统竖向振动分析法 [J]. 铁道学报, 2007, 29(4): 64-69.
XIANG Jun, HE Dan, ZENG Qingyuan. Analysis Method of Vertical Vibration of Train and Ballastless Track System with the Lateral Finite Strip and Slab Segment Element [J]. Journal of the China Railway Society, 2007, 29(4): 64-69.
- [7] LEI Xiaoyan, ZHANG Bin. Analyses of Dynamic Behavior of Track Transition with Finite Elements [J]. Journal of Vibration and Control, 2011, 17(11): 1733-1747.
- [8] LEI Xiaoyan, ZHANG Bin. Analysis of Dynamic Behavior for Slab Track of High-speed Railway Based on Vehicle and Track Elements [J]. Journal of Transportation Engineering, 2011, 137(4): 227-240.
- [9] 雷晓燕. 高速铁路轨道动力学: 模型、算法与应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2021.
LEI Xiaoyan. High Speed Railway Track Dynamics [M]. Beijing: Science Press, 2021.
- [10] 何宁, 苏乾坤, 刘大园, 等. 400 km/h + 高速铁路 CRTS III 型板式无砟轨道动力分析 [J]. 高速铁路技术, 2021, (05): 84-89.
HE Ning, SU Qiankun, LIU Dayuan, et al. Dynamic Analysis of CRTS III Slab-type Ballastless Track of 400 km/h + High-speed Railway [J]. High Speed Railway Technology, 2021, (05): 84-89.