

# 考虑剪力铰作用的预制短型钢弹簧浮置板轨道动力响应研究

朱志辉<sup>1,2</sup>, 黄宇佳<sup>1</sup>, 黄承志<sup>1</sup>, 丁德云<sup>3</sup>, 刘晓春<sup>1</sup>

(1. 中南大学土木工程学院, 湖南长沙 410075; 2. 中南大学高速铁路建造技术国家工程实验室, 湖南长沙 410075; 3. 北京九州一轨环境科技股份有限公司, 北京 100071)

**摘要:** 为了研究预制短型钢弹簧浮置板轨道的剪力铰力学参数合理设置问题, 采用刚体动力学和有限元直接刚度法建立了车辆-轨道垂向耦合动力学模型, 其中预制轨道板间的剪力铰力学作用采用抗弯和抗剪弹簧元件模拟。计算分析了剪力铰刚度、预制轨道板长度和钢弹簧刚度对车辆-浮置板轨道耦合系统动力响应的影响规律。结果表明: 相较于现浇长板, 预制短板在接缝处不设置剪力铰时, 板端刚度不连续使轨道结构振动加剧, 板端扣件力、钢弹簧反力增大, 会造成扣件弹条松弛、断裂, 轨道减振效果降低等不利影响; 预制短板接缝处设置剪力铰, 会提高轨道的整体性, 提升减振效率, 当剪力铰抗弯、抗剪刚度组合参数分别为  $1 \times 10^8 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ,  $1 \times 10^8 \text{ N}/\text{m}$  时, 其连接性能即可达到较为理想的效果; 预制轨道板长度对剪力铰力学参数合理设置的影响不显著, 钢弹簧刚度越小, 对剪力铰的抗弯、抗剪刚度要求越高。

**关键词:** 车辆-轨道耦合动力学; 浮置板; 剪力铰; 预制短板; 减振

**中图分类号:** U211.5; U213.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2021)04-0799-10

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2021.04.017

## 引言

钢弹簧浮置板轨道具有良好的减振性能, 在城市轨道交通中, 被广泛应用于减振要求较高的路段<sup>[1-2]</sup>。目前钢弹簧浮置板轨道有现浇长板和预制短板两种形式, 其中预制短板具有板体质量易于控制、施工速度快等显著优点, 在地铁工程中得到了广泛运用。由于预制短板在板端接缝处存在刚度不连续的问题, 因此当车辆经过时, 会导致轨道结构动力响应加剧、扣件出现上拔力等不利情况, 长期运营还会影响轨道使用寿命<sup>[3]</sup>。规范<sup>[4]</sup>虽规定: 在相邻浮置板之间宜设置剪力铰或在浮置板侧面增设横向和纵向限位装置, 但未对剪力铰的设计参数做详细说明, 需要对其合理参数设置做进一步研究。

目前, 国内外学者对浮置板轨道的动力特性和减振性能做了大量研究, 但专门针对剪力铰力学作用的研究还不完善。Kuo等<sup>[5]</sup>将浮置板轨道简化为离散支撑的长梁-短梁模型, 分析浮置板轨道的振动特征和减振效率, 该方法虽然反映了预制短板纵向断开的特性, 却未考虑剪力铰的连接作用。高亮等<sup>[6]</sup>将剪力铰视为刚体, 通过耦合相邻板间剪力铰

栓接处的竖向自由度来模拟剪力铰的刚性约束, 但该方法只能定性模拟剪力铰对板端变形的限制效果, 也未考虑车辆和浮置板轨道之间的动力相互作用。Yang等<sup>[7]</sup>进一步考虑了剪力铰的横向约束作用, 采用竖向与横向抗剪弹簧模拟剪力铰, 但他们均未考虑剪力铰抗弯作用对浮置板在接缝处弯曲变形的影响。Chung等<sup>[8]</sup>采用有限元静力学分析方法并结合试验研究, 分析不同类型剪力铰对车辆轴重荷载传递率的影响, 指出需要同时考虑剪力铰的抗弯和抗剪作用, 并给出了剪力铰抗弯和抗剪刚度的理论计算方法。Wei等<sup>[9]</sup>采用弯剪弹簧阻尼单元模拟剪力铰, 研究了 25 m 长型轨道板的剪力铰最优参数组合, 但其车辆-轨道耦合动力学模型忽略轨道不平顺的影响, 同时将车厢最大加速度作为参数优化的指标缺乏合理性, 也未进一步针对预制短板进行分析。综上所述, 需要建立可以全面反映剪力铰抗弯、抗剪作用的车辆-浮置板轨道耦合动力学模型, 选取对比参数指标, 对地铁工程中更为常用的预制短板剪力铰合理参数展开深入研究。

针对上述问题, 本文采用有限元方法建立钢弹簧浮置板轨道精细化有限元模型, 采用抗弯、抗剪弹簧元件模拟剪力铰, 运用刚体动力学方法建立车辆

动力学模型;基于车辆-轨道耦合动力学理论<sup>[10]</sup>,建立了考虑轨道不平顺影响的车辆-轨道垂向耦合动力学模型,分析并研究了预制短板剪力铰力学参数合理设置问题。

## 1 车辆-浮置板轨道耦合动力学模型

浮置板轨道在车辆作用下发生显著振动,其相互作用明显,需要考虑车辆-浮置板轨道动力相互作用<sup>[10]</sup>。图 1 为典型车辆-轨道耦合系统垂向动力相互作用模型示意图,该系统包括车辆子系统和浮置板轨道子系统,采用弹簧-阻尼单元模拟轨下扣件和钢弹簧减振器,采用弯剪弹簧模拟剪力铰,两个子系统之间通过轮轨相互作用联系在一起。

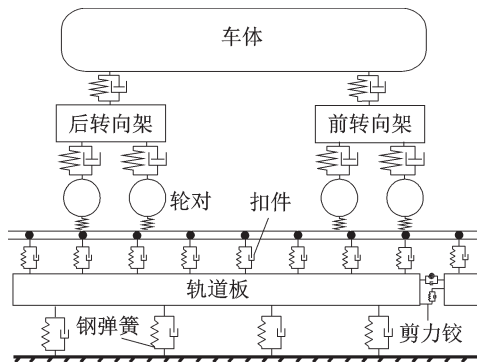


图 1 车辆-轨道耦合系统示意图

Fig. 1 Diagram of T-FST coupling system

### 1.1 车辆模型

由于浮置板轨道的振动主要由车辆垂向作用引起,故本文仅考虑车辆竖向振动自由度。每节车共有 10 个自由度,包括车体、转向架的沉浮和点头以及轮对的沉浮。车辆的运动方程如下式所示

$$M_v \ddot{X}_v + C_v \dot{X}_v + K_v X_v = F_v \quad (1)$$

式中  $M_v$ ,  $C_v$ ,  $K_v$ ,  $X_v$  分别为车辆子系统质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和位移列向量,  $F_v$  为车辆子系统的外荷载列向量,上述参数具体表达式见文献[11]。

### 1.2 浮置板轨道模型

以往的车辆-轨道耦合动力学研究为降低计算工作量,常采用模态叠加法建立轨道结构动力学方程<sup>[12]</sup>。由于浮置板减振轨道在选取模态时难以全面考虑轨道结构局部高频振动模态和整体低频振动模态,从而无法准确计算结构的局部振动以及轮轨之间的相对位移<sup>[13]</sup>。采用有限元直接刚度法组装整体刚度矩阵不存在人为设定分析截止频率问题,计算精度较高。因此为了更加准确考虑剪力铰对轨道结

构动力响应的影响,本文采用有限元直接刚度法建立轨道系统动力方程

$$M_b \ddot{X}_b + C_b \dot{X}_b + K_b X_b = F_b \quad (2)$$

式中  $M_b$ ,  $C_b$ ,  $K_b$  分别为轨道子系统的总体质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵,可以从有限元软件 ANSYS 中直接导出。 $X_b$  为轨道子系统的位移列向量,  $F_b$  为轨道子系统所受外力列向量。

### 1.3 车辆-轨道耦合动力方程

车辆子系统和轨道子系统之间采用线性 Hertz 接触模型模拟轮轨关系<sup>[14]</sup>,其中轮轨接触刚度系数根据下式求解<sup>[15]</sup>

$$k_h = \frac{3}{2G} P_0^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

式中  $G$  为轮轨接触常数 ( $\text{m}/\text{N}^{2/3}$ ),  $P_0$  为静轮重 ( $\text{N}$ )。将车辆子系统和轨道子系统通过轮轨接触关系组成整体耦合时变系统,可建立车辆-浮置板轨道耦合时变系统动力方程

$$\begin{bmatrix} M_v & 0 \\ 0 & M_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_v \\ \ddot{X}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_v & 0 \\ 0 & C_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_v \\ \dot{X}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_v & K_{vb} \\ K_{bv} & K_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_v \\ X_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_v \\ F_b \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中  $M$ ,  $K$  和  $C$  分别为质量、刚度和阻尼矩阵; $X$ ,  $\dot{X}$  和  $\ddot{X}$  分别为位移、速度和加速度向量; $F$  代表力向量;下角标  $v$  和  $b$  分别代表车辆子系统和轨道子系统,  $vb$  和  $bv$  代表车辆与轨道之间的耦合作用。采用自编的 Matlab 计算程序求解耦合系统动力方程即可得到车辆、浮置板轨道的动力响应。

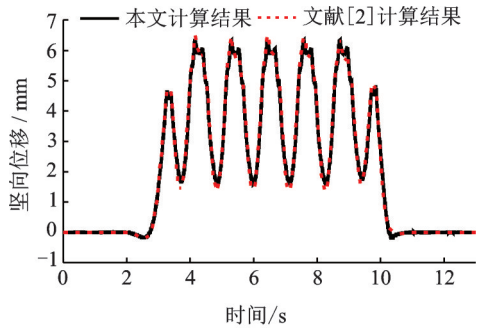
## 2 模型验证

为验证本文车辆-浮置板耦合动力学分析程序的正确性,针对文献[2]给出的不考虑剪力铰连接作用的算例,对比分析了 6 车编组的地铁车辆(参数见文献[2])以 60 km/h 速度运行时,浮置板轨道系统的竖向振动响应。

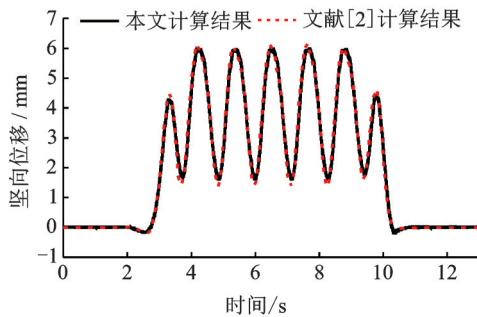
图 2 与 3 以及表 1 分别给出了钢轨和轨道板 ( $x=54 \text{ m}$  处)在计算频率为 0-100 Hz 时竖向位移与加速度时程曲线和最大值结果,本文方法计算得到的钢轨和轨道板竖向位移与加速度和文献[2]中的结果基本一致,验证了本程序的正确性。

## 3 钢弹簧浮置板轨道模型介绍

以实际工程中采用的一种钢弹簧浮置板轨道作为研究对象,开展剪力铰参数研究。其中,预制轨道板的尺寸为 4800 mm (长)  $\times$  2700 mm (宽)  $\times$  340



(a) 钢轨  
(a) Rail



(b) 轨道板  
(b) Track slab

图2 浮置板轨道竖向位移对比

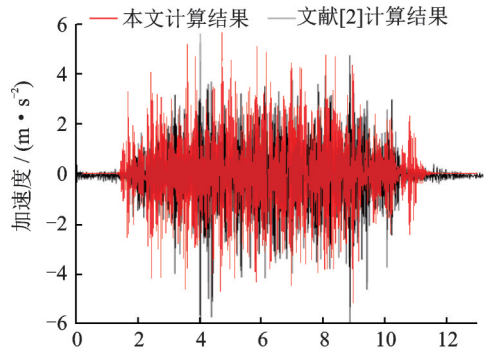
Fig. 2 Comparison of vertical displacement of FST

表1 钢轨与轨道板响应最大值对比

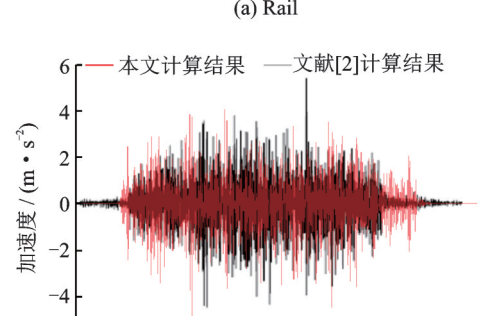
Tab. 1 Comparison of maximum response of rail and slab

	本文结果	文献[2]结果	误差/%
钢轨竖向位移/mm	6.35	6.52	2.61
轨道板竖向位移/mm	5.98	6.17	3.08
钢轨竖向加速度/( $m \cdot s^{-2}$ )	5.73	6.00	4.50
轨道板竖向加速度/( $m \cdot s^{-2}$ )	5.05	5.00	1.00

mm(厚),单块轨道板质量为12.5 t,混凝土强度等级为C50,单块轨道板以1.2 m为间隔设置4对钢弹簧隔振器,钢弹簧隔振器刚度6.3 kN/mm,轨下安装弹条Ⅲ型分开式扣件,相邻轨道板间采用四块剪力铰相连,其结构形式如图4所示。采用ANSYS软件建立浮置板轨道有限元模型,如图5所示。为了消除边界条件对数值计算结果的影响,模型中建立了10块4.8 m长的轨道板,同时首尾各有24 m的钢轨延长段。为了保证计算结果的精确性,考虑了轨道结构的高频振动,钢轨采用beam188单元模拟,单元长度为0.1 m,轨道板采用solid45单元模拟;根据剪力铰在实际结构中所起到的抗弯和抗剪作用,在轨道板接缝处采用抗弯弹簧和抗剪弹簧模拟剪力铰的连接作用;采用combin14弹簧-阻尼器单元模拟轨下扣件、垫板以及钢弹簧隔振器的弹性支撑作用,弹簧-阻尼单元的具体参数如表2所示。



(a) 钢轨  
(a) Rail



(b) 轨道板  
(b) Track slab

图3 浮置板轨道竖向加速度对比

Fig. 3 Comparison of vertical acceleration of FST

表2 钢弹簧与扣件参数

Tab. 2 Parameters of steel-spring and fastener

名称	数值
钢弹簧隔振器垂向刚度/( $N \cdot m^{-1}$ )	$6.3 \times 10^6$
钢弹簧隔振器垂向阻尼/( $N \cdot s \cdot m^{-1}$ )	$1.2 \times 10^4$
扣件垂向刚度 <sup>[16]</sup> /( $N \cdot m^{-1}$ )	$5.0 \times 10^7$
扣件垂向阻尼 <sup>[16]</sup> /( $N \cdot s \cdot m^{-1}$ )	$7.5 \times 10^4$

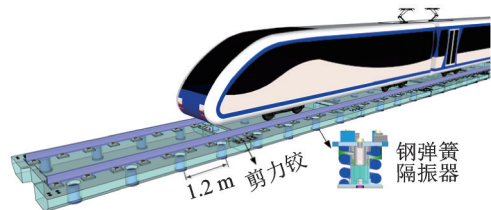


图4 浮置板轨道结构示意图

Fig. 4 Diagram of FST structure

## 4 参数分析

### 4.1 剪力铰力学参数影响分析

实际工程中,预制短型钢弹簧浮置板轨道在接缝处断开,而现浇长型钢弹簧浮置板轨道具有很好的整体性。为定量评估预制短板不安装剪力铰时,接缝处刚度不



连续对浮置板轨道动力响应的影响,确定剪力铰参数优化指标,本节设置了以下两种计算工况。工况1:在图5所示的有限元模型中不设置弯剪弹簧,模拟预制短板不安装剪力铰的情况;工况2:将图5所示的有限元模型中10块4.8 m轨道板替换为一块48 m长的连续整板,模拟现浇长型轨道板。基于车辆-浮置板轨道耦合系统动力学模型,采用美国六级线路高低不平顺谱模拟轨道不平顺状态,计算6车编组的地铁B型车(具体的车辆参数见文献[17])以80 km/h的车速通过时,两种工况下的浮置板轨道的动力响应。图5所示的有限元模型中,共有10块4.8 m轨道板,取中间3跨的计算结果,从左到右分别为4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup>板。为了便于对比分析,本节中48 m长的连续整板也按4.8 m的间距标记为10块,位置标明方法与预制短板一致。计算结果对比如图6-21所示。

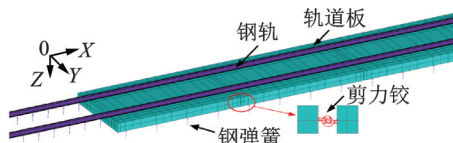


图5 浮置板轨道有限元模型

Fig. 5 FE model of FST

图6-11分别给出了两种计算工况下首节车车体竖向加速度、5<sup>#</sup>板右端处钢轨和轨道板竖向加速

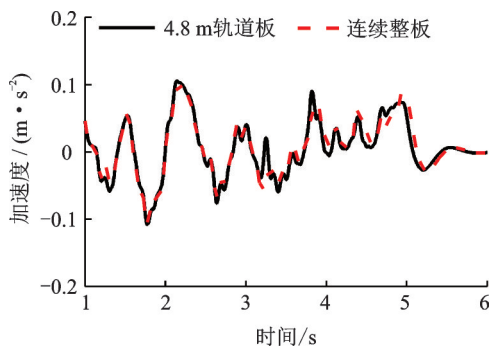


图6 首节车车体竖向加速度

Fig. 6 Vertical acceleration of first car body

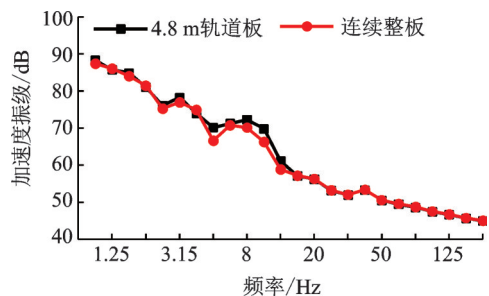
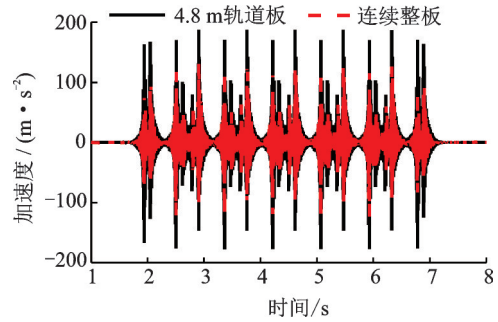
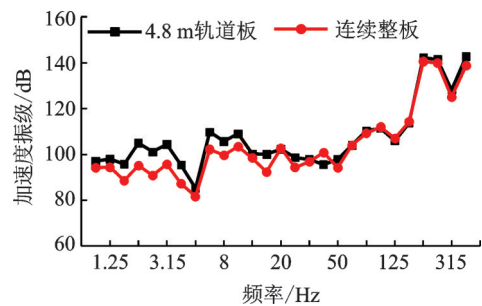
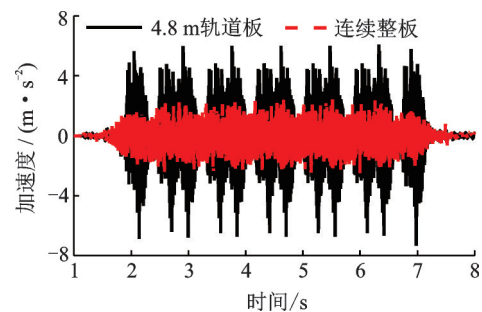
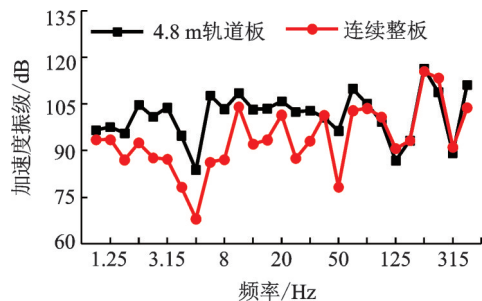


图7 首节车车体竖向加速度1/3倍频程振级

Fig. 7 1/3 octave vibration level of vertical acceleration of first car body

图8 5<sup>#</sup>板右端钢轨竖向加速度Fig. 8 Vertical acceleration of rail at the right end of 5<sup>#</sup> slab图9 5<sup>#</sup>板右端钢轨竖向加速度1/3倍频程振级Fig. 9 1/3 octave vibration level of vertical acceleration of rail at the right end of 5<sup>#</sup> slab图10 5<sup>#</sup>板右端轨道板竖向加速度Fig. 10 Vertical acceleration of track slab at the right end of 5<sup>#</sup> slab图11 5<sup>#</sup>板右端轨道板竖向加速度1/3倍频程振级Fig. 11 1/3 octave vibration level of vertical acceleration of track slab the right end of 5<sup>#</sup> slab

度及其1/3倍频程振级的对比结果。从图中可以看出两种工况下车体的竖向加速度基本一致,说明由于一系、二系悬挂系统减振的作用,车体加速度受轨道板接缝处刚度不连续的影响较小,因此Wei等<sup>[9]</sup>

以车厢最大加速度作为参数优化的指标不合理,需要从浮置板轨道本身动力响应的角度研究剪力铰力学参数的影响规律。4.8 m 轨道板的钢轨、轨道板加速度明显大于连续整板,其中轨道板加速度最大值相差  $3.45 \text{ m/s}^2$ ,加速度振级在 2-50 Hz 频段的某些频点高于连续整板 20 dB 以上。

图 12-15 分别给出了两种计算工况下 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup>板各扣件处的钢轨、轨道板竖向位移最大值以及 5<sup>#</sup>板右端钢轨、轨道板竖向位移时程曲线。从图中看出 4.8 m 轨道板由于板端错动的原因,钢轨和轨道板位移均呈现出“板端大、板中小”的规律,其中板端比板中的钢轨、轨道板位移分别大 18.2%, 31.1%, 在移动车辆荷载作用下,4.8 m 轨道板板端处钢轨和轨道

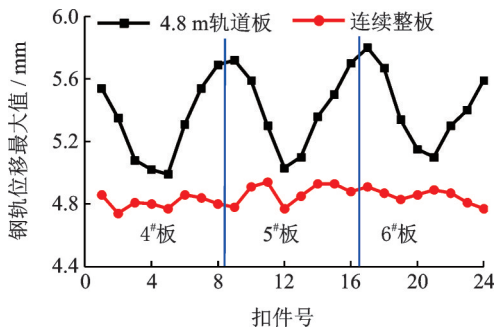


图 12 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup>板各扣件处钢轨竖向位移最大值  
Fig. 12 Maximum vertical displacement of rail at each fastener of 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup> slab

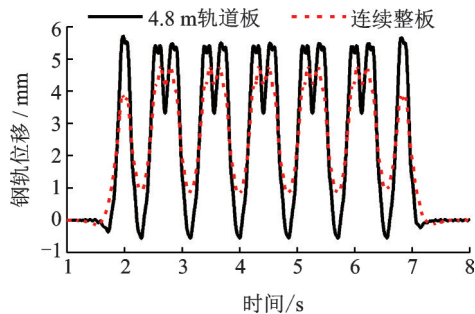


图 13 5<sup>#</sup>板右端处钢轨竖向位移  
Fig. 13 Vertical displacement of rail at the right end of 5<sup>#</sup> slab

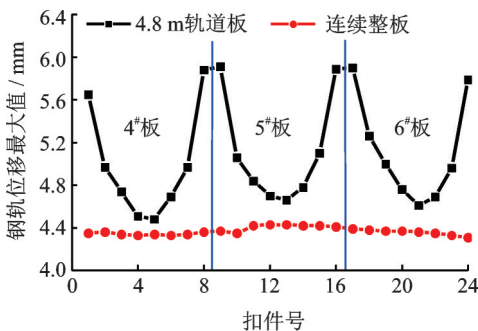


图 14 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup>板各扣件处轨道板竖向位移最大值  
Fig. 14 Maximum vertical displacement of track slab at each fastener of 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup> slab

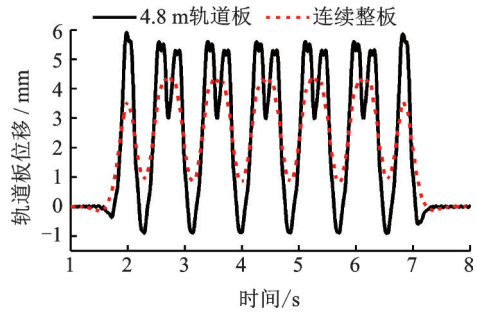


图 15 5<sup>#</sup>板右端轨道板竖向位移  
Fig. 15 Vertical displacement of track slab at the right end of 5<sup>#</sup> slab

板的位移变化幅度明显大于连续整板,离散式浮置板的板端在不设剪力铰时会出现较大变形,从而影响板端轨道部件的工作状态。

图 16 和 17 分别给出两种计算工况下 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup>板各扣件处扣件力最大值以及 5<sup>#</sup>板右端处扣件力时程曲线,4.8 m 轨道板板端处的扣件上拔力最大可达 16 kN 以上,为连续整板的 12 倍,扣件压力也明显高于连续整板,最大相差 8.8 kN,接缝两侧扣件受力情况受剪力铰影响较显著。

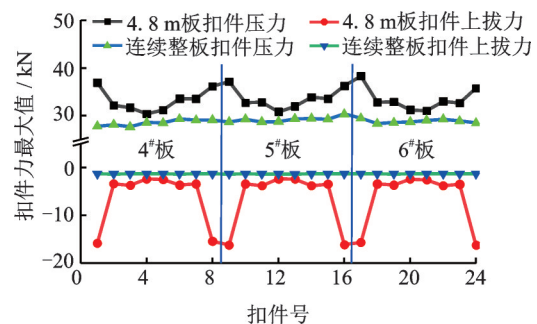


图 16 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup>板各扣件受力最大值  
Fig. 16 Maximum force of each fastener of 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup> slab

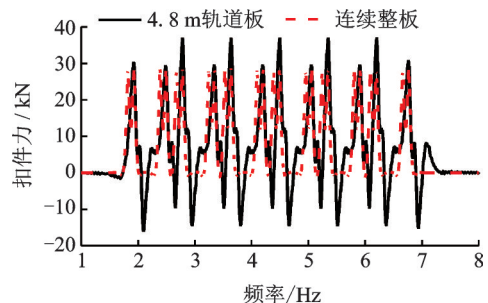


图 17 5<sup>#</sup>板右端扣件力  
Fig. 17 Fastener force at the right end of 5<sup>#</sup> slab

图 18-21 分别给出两种计算工况下 4<sup>#</sup>-6<sup>#</sup>板各钢弹簧反力的变化幅值、最大值以及 5<sup>#</sup>板右端处钢弹簧反力时程曲线和频谱特征。从图中可以看出,4.8 m 轨道板板端处钢弹簧反力最大值和变化幅值均大于板中处钢弹簧反力,车辆荷载长期作用下,板端处

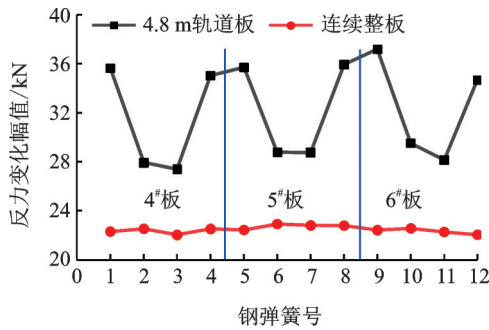


图18 4#-6#板钢弹簧反力变化幅值

Fig. 18 Variation amplitudes of steel-spring force of 4#-6# slab

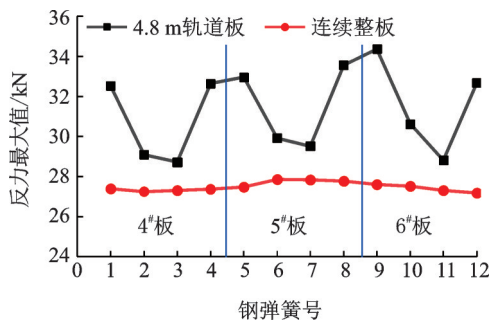


图19 4#-6#板钢弹簧反力最大值

Fig. 19 Maximum steel-spring force of 4#-6# slab

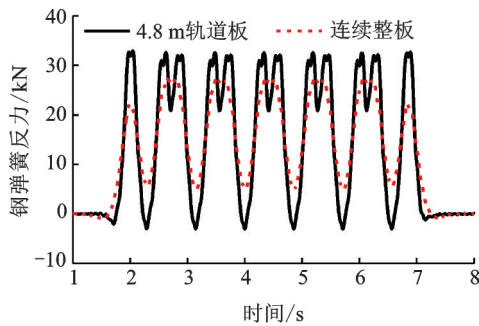


图20 5#板右端钢弹簧反力

Fig. 20 Steel-spring force at the right end of 5# slab

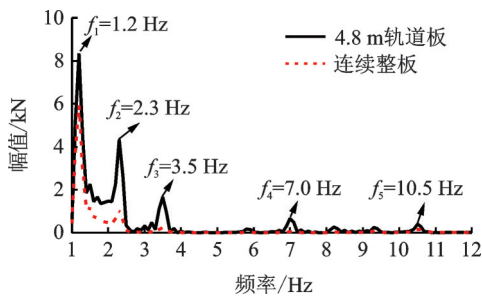


图21 5#板右端钢弹簧反力频谱

Fig. 21 Spectrum of steel-spring force at the right end of 5# slab

钢弹簧隔振器更容易发生疲劳破坏。4.8 m轨道板及连续整板的钢弹簧反力主频基本一致,第一类频率包括  $f_1 = 1.2 \text{ Hz} \approx v/l_v$  ( $v$ 为车速,  $l_v$ 为车长),  $f_2, f_3, f_4$ 均为  $f_1$ 的倍频。第二类频率为  $f_5 = 10.5 \text{ Hz}$ ,位于浮置板轨道固有频率  $10.43 \text{ Hz}$ 附近。由于浮置板

的隔振作用,钢弹簧反力在浮置板固有频率  $\sqrt{2}$  倍以上的频率成分很小,而第一类频率  $f_1-f_4$ 均低于浮置板固有频率,因此相应幅值未被衰减,第二类频率  $f_5$ 与浮置板固有频率相近导致相应幅值被放大,轨道不连续放大了钢弹簧反力在各主频处的幅值。

从工况1、工况2的计算结果可知,预制短板接缝处刚度不连续对轨道板板端处加速度、扣件力以及钢弹簧反力影响显著。为了进一步分析预制短板剪力铰力学参数对浮置板轨道动力响应的影响规律,得到剪力铰抗弯、抗剪组合参数合理取值大小,计算剪力铰抗弯、抗剪参数在  $10^5-10^9$ 范围内变化时5#板右端处轨道板加速度Z振级、扣件上拔力最大值、扣件压力最大值、钢弹簧反力最大值随剪力铰力学参数的变化规律,如图22-25所示。其中剪力铰抗剪刚度单位为  $\text{N/m}$ ,剪力铰抗弯刚度单位为  $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 。

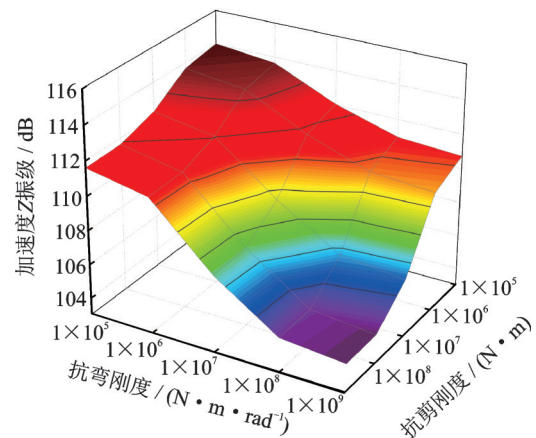


图22 剪力铰参数对轨道板振级的影响

Fig. 22 Influence of shear hinge parameters on vibration level of track slab

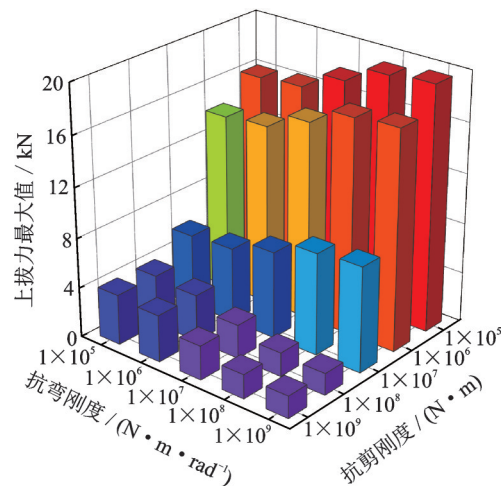


图23 剪力铰参数对扣件上拔力的影响

Fig. 23 Influence of shear hinge parameters on uplift force of fastener



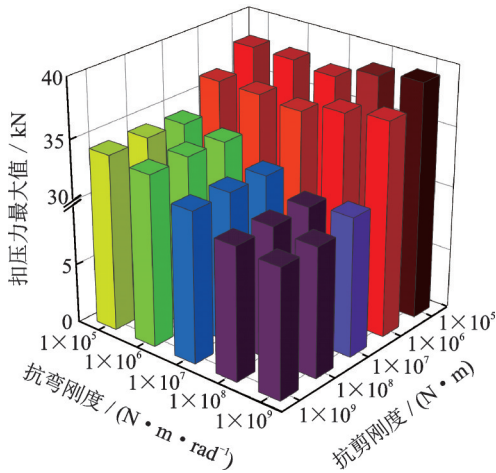


图 24 剪力铰参数对扣件压力的影响

Fig. 24 Influence of shear hinge parameters on compression force of fastener

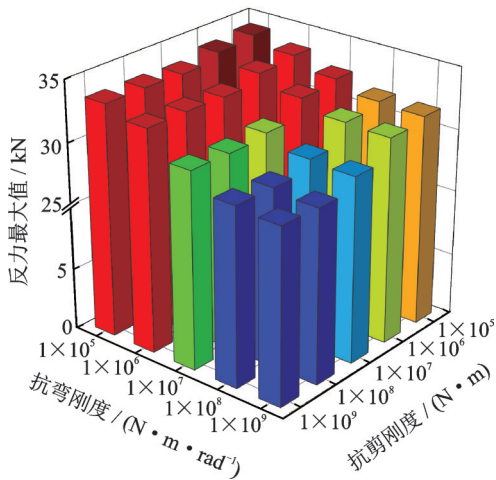


图 25 剪力铰参数对钢弹簧反力的影响

Fig. 25 Influence of shear hinge parameters on steel-spring force

浮置板动力响应宏观上随剪力铰力学参数的增大而减小,当剪力铰力学参数大于 $10^8$ 或小于 $10^6$ 时,动力响应变化幅度较小。主要原因是:剪力铰抗弯、抗剪刚度与轨道板截面相应刚度数量级一致时,相邻浮置板可以看作刚性连接的整体;剪力铰抗弯、抗剪刚度小于 $10^6$ 时(轨道板截面相应刚度数量级的1%),剪力铰无法有效发挥连接作用,浮置板整体性、减振性能无明显提高。为使浮置板较好地连接,建议剪力铰力学参数的取值范围为 $10^6$ - $10^8$ 。

剪力铰力学参数在该范围内变化时:轨道板加速度Z振级受剪力铰参数增大的影响不显著,减幅小于5%,说明合理的剪力铰力学参数使浮置板连接效果较好、整体性较强。板端扣件力受剪力铰参数影响较显著,抗弯、抗剪刚度增大时,扣件上拔力减幅分别为49.1%与88.6%,扣件压力减幅分别为9.3%与16.9%,主要原因是:板端扣件力受板端翘曲与垂向位移共同影响,且主要受垂向位移影响。

板端钢弹簧反力受剪力铰参数影响也较为显著,抗弯、抗剪刚度增大时,钢弹簧反力减幅分别为11.1%与7.6%,主要原因是:板端钢弹簧反力受板端翘曲与垂向位移共同影响,且受板端翘曲影响更加显著。为准确计算板端扣件力和板端钢弹簧反力,剪力铰模型中必须考虑抗弯刚度的作用。

#### 4.2 预制轨道板长度的影响

目前在实际工程应用中,对浮置板轨道预制短板的长度没有统一要求。为了进一步分析轨道板长度对剪力铰力学参数合理设置的影响,本节对比分析了相同剪力铰刚度条件下(剪力铰抗弯、抗剪刚度设为 $1 \times 10^8 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ,  $1 \times 10^8 \text{ N}/\text{m}$ ),5种不同轨道板长度(板长1.2,2.4,3.6,4.8,6.0 m)浮置板轨道的行车动力响应。各工况浮置板轨道有限元模型除单块轨道板长度以外,其余参数均与图5所示的有限元模型一致。以5#板右端处的计算结果为例,图26-29分别给出了加速度Z振级、扣件力、钢弹簧反力、剪力铰剪力和弯矩随轨道板长度的变化规律。从图中结果中可以看出:

剪力铰抗弯、抗剪刚度与轨道板截面相应刚度数量级一致时,轨道板长度对加速度Z振级、板端扣件力有一定影响,但影响不显著,说明剪力铰参数使轨道板连接效果好、整体性较强。轨道板长度对板端钢弹簧反力、剪力铰受力影响较显著,钢弹簧反力

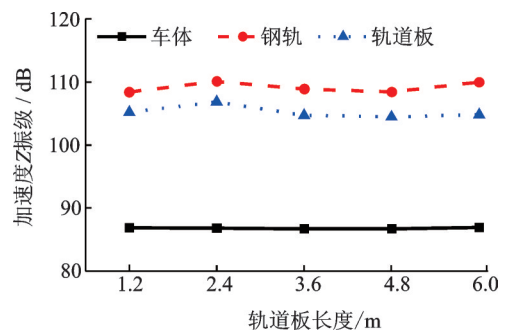


图 26 加速度Z振级随轨道板长度变化规律

Fig. 26 Variation of VLZ with respect to slab length

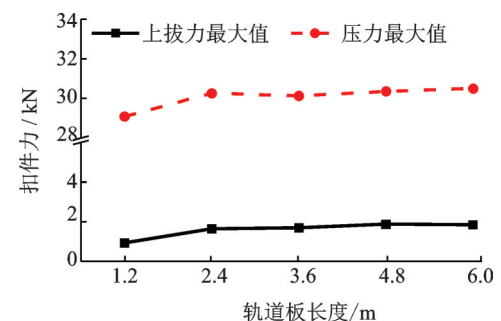


图 27 扣件力随轨道板长度变化规律

Fig. 27 Variation of fastener force with respect to slab length

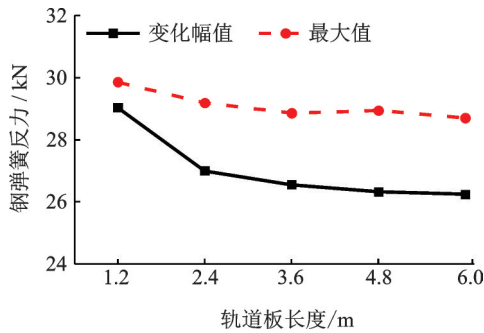


图28 钢弹簧反力随轨道板长度变化规律

Fig. 28 Variation of steel-spring force with respect to slab length

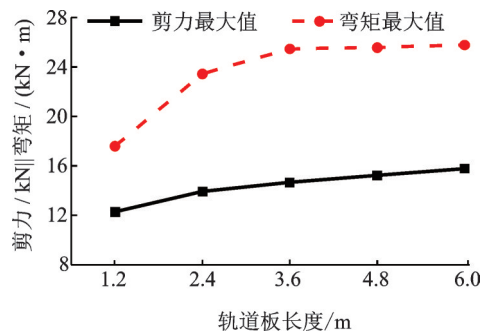


图29 剪力铰受力随轨道板长度变化规律

Fig. 29 Variation of force on hinge with respect to slab length

最大减幅达15%，剪力铰所受剪力最大增幅达25%、所受弯矩最大增幅达50%，主要原因是：浮置板自振频率随轨道板长度增大而减小，浮置板减振能力增强，钢弹簧反力减小；垂向位移始终随轨道板长度增大而增大，板端翘曲在轨道板长度较小时不明显，但随着轨道板长度的增大而迅速增大，剪力铰的变形受力逐渐增大。板端钢弹簧反力、剪力铰受力随轨道板长度增大而增大的趋势逐渐减缓，主要原因是：轨道板达到临界长度<sup>[18]</sup>后板端变形趋势减缓。轨道板长度越小，对剪力铰参数与自身强度的要求就越高。

### 4.3 钢弹簧刚度的影响

为了进一步分析钢弹簧刚度对剪力铰力学参数合理设置的影响，本节对比分析了相同剪力铰刚度条件下(剪力铰抗弯、抗剪刚度设为 $1 \times 10^8$  N·m/rad,  $1 \times 10^8$  N/m)，5种不同钢弹簧刚度的浮置板轨道行车动力响应。各工况浮置板轨道有限元模型除钢弹簧刚度以外，其余参数均与图5所示的有限元模型一致。

根据规范<sup>[4]</sup>，浮置板轨道固有频率 $f_0$ 宜为6-16 Hz，且 $f_0 = \sqrt{k_f/m_f}/(2\pi)$ ， $k_f$ 为每延米浮置板的支撑刚度(N/m)； $m_f$ 为每延米浮置板的质量(kg)。

对于图5所示浮置板轨道， $m_f=1449$  kg，因此

表3 钢弹簧刚度计算工况

Tab. 3 Calculation cases of stiffness of steel-spring

工况	钢弹簧刚度/( $10^6$ N·m <sup>-1</sup> )	轨道自振频率/Hz
1	2.06	6
2	3.66	8
3	5.71	10
4	8.23	12
5	14.56	16

钢弹簧刚度的取值范围介于 $2.06 \times 10^6$ - $14.56 \times 10^6$  N/m之间。本节设置了如表3所示的5种计算工况。以5#板右端处的计算结果为例，图30-33分别给出了加速度Z振级、扣件力、钢弹簧反力、剪力铰剪力和弯矩随钢弹簧刚度的变化规律。从图中结果可以看出：剪力铰抗弯、抗剪刚度与轨道板截面相应

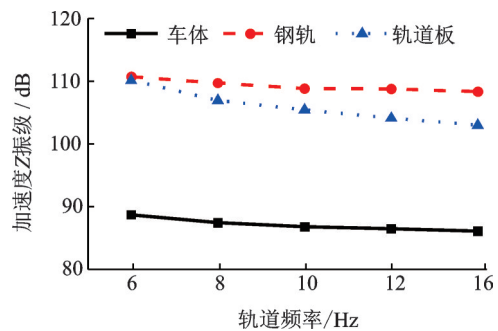


图30 加速度Z振级随钢弹簧刚度变化规律

Fig. 30 Variation of VLZ with respect to stiffness

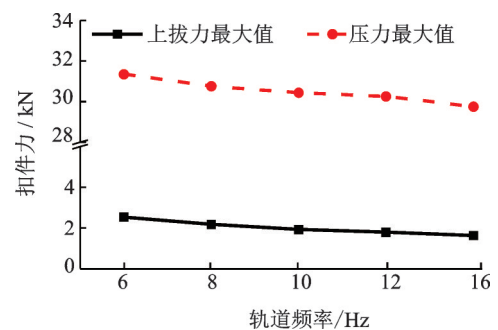


图31 扣件力随钢弹簧刚度变化规律

Fig. 31 Variation of fastener force with respect to stiffness

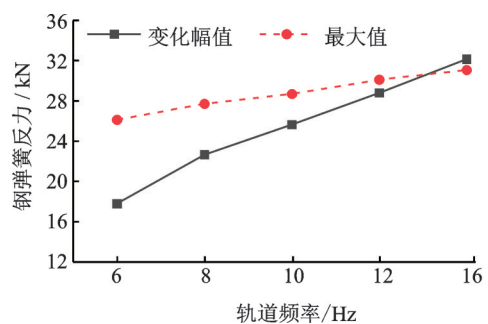


图32 钢弹簧反力随钢弹簧刚度变化规律

Fig. 32 Variation of steel-spring force with respect to stiffness



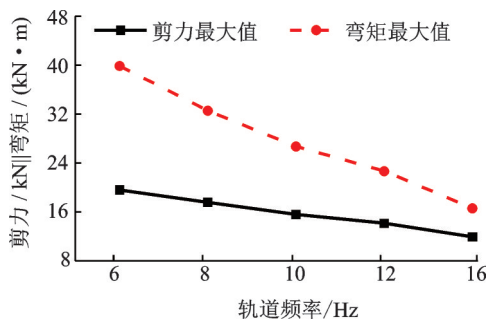


图33 剪力铰剪受力随钢弹簧刚度变化规律

Fig. 33 Variation of force on hinge with respect to stiffness

刚度数量级一致时,加速度 $Z$ 振级、板端扣件力随钢弹簧刚度增大而减小,但减幅小于5%,主要原因是:剪力铰参数使轨道板连接效果好、整体性较强。板端钢弹簧反力受钢弹簧刚度增大影响显著,最大增幅达15%,主要原因是:①浮置板轨道固有频率随钢弹簧刚度增大而增大,浮置板轨道减振性能降低;②钢弹簧刚度较大时,浮置板轨道受冲击效应更加明显。剪力铰受力受钢弹簧刚度增大的影响也较显著,剪力和弯矩的最大减幅分别达39.2%和58.3%,主要原因是:钢弹簧刚度增大,浮置板整体性与变形协调性增强,剪力铰自身变形受力减小。增大钢弹簧刚度能显著减少轨道部件受力,但钢弹簧反力增大,有可能引发更大的环境振动,需要综合考虑其他轨道结构参数选取合适的钢弹簧刚度。

## 5 结论

本文采用刚体动力学和有限元直接刚度法建立了车辆-浮置板轨道耦合动力学模型,采用抗弯和抗剪弹簧单元模拟剪力铰的连接作用,研究了预制短型钢弹簧浮置板轨道的剪力铰力学参数合理设置问题,得出了如下结论:

(1) 预制短型钢浮置板轨道在接缝处不设置剪力铰时,接缝处刚度不连续引起的板体错动使轨道结构振动加剧,板端处的扣件上拔力最大可达16 kN以上,接缝两侧的扣件系统易出现弹条松弛、断裂等病害现象;钢弹簧反力相较于现浇长板偏大,浮置板轨道的减振效果降低,易使钢弹簧隔振器发生疲劳破坏。

(2) 剪力铰抗弯、抗剪刚度对浮置板轨道动力响应影响显著,当剪力铰抗弯、抗剪刚度组合参数分别达到 $1 \times 10^8 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ,  $1 \times 10^8 \text{ N}/\text{m}$ 时,轨道板板端处振级、扣件力、钢弹簧反力随剪力铰刚度增大而减小的变化趋势趋于稳定,其连接性能较为理想。

(3) 对于工程中常用的大于3.6 m的预制轨道板,可以不考虑轨道板长度对剪力铰力学参数设置

的影响;对于长度小于3.6 m的预制轨道板,可以适当减小剪力铰的强度和刚度。采用的钢弹簧刚度越小,接缝处刚度不连续造成的影响越大,应提高剪力铰的抗弯和抗剪刚度,加强剪力铰对轨道板的纵向连接作用。

## 参考文献:

- [1] ZHAI Wanming, XU Peng. Analysis of vibration reduction characteristics and applicability of steel-spring floating-slab track [J]. Journal of Modern Transportation, 2011, 19(4): 215-222.
- [2] MA Longxiang, LIU Weining. A numerical train-floating slab track coupling model based on the periodic-Fourier-modal method [J]. Proc. Inst. Mech. Eng. Part F-J. Rail Rapid Transit., 2018, 232(1): 315-334.
- [3] 马龙祥, 刘维宁, 姜博龙. 预制短型与现浇长型浮置板轨道动力特性及服役性能比较研究 [J]. 土木工程学报, 2016, (09): 117-122+128.  
MA Longxiang, LIU Weining, JIANG Bolong. Comparative study on dynamic characteristics and service performances of prefabricated short and cast-in-place long floating slab tracks [J]. China Civil Engineering Journal, 2016, (09): 117-122+128.
- [4] 中华人民共和国住房和城乡建设部. CJJ/T 191-2012, 浮置板轨道技术规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.  
Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. CJJ/T191-2012, Technical code for floating slab track [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2012.
- [5] Kuo C M, Huang C H, Chen Y Y. Vibration characteristics of floating slab track [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 317(3-5): 1017-1034.
- [6] 高亮, 钟阳龙, 梁淑娟, 等. 浮置式轨道在垂向弯曲振动模态下的振动放大效应研究 [J]. 铁道学报, 2017, 39(8): 114-121.  
GAO Liang, ZHONG Yanglong, LIANG Shujuan, et al. Analysis of vibration magnification effect of floating slab track under vertical bending vibration mode [J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(8): 114-121.
- [7] YANG J, LAN K, ZHU S, et al. Dynamic analysis on stiffness enhancement measures of slab end for discontinuous floating-slab track [J]. Computing in Science & Engineering, 2018, 21(3): 51-59.
- [8] CHUNG W, KWON K, JANG S Y. Deflection-based load transfer efficiency of floating slab track [J]. KSCE J. Civ. Eng., 2014, 18(2): 616-624.
- [9] WEI Gang, WANG Yong'an, JIANG Jiqing, et al. Effect of dowel joints on dynamic behavior of train-dis-

- crete floating slab track system [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2018, 10(3):1-12.
- [10] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2007.
- ZHAI Wanming. *Vehicle-Track Coupling Dynamics* [M]. Beijing: Science Press, 2007.
- [11] 朱志辉, 龚 威, 王力东, 等. 列车-轨道-桥梁耦合系统动力方程求解方法对计算精度和效率的影响[J]. *中国铁道科学*, 2016, 37(5): 17-26.
- ZHU Zhihui, GONG Wei, WANG Lidong, et al. Influence of solution method for dynamics equation of train-track-bridge coupled system on calculation precision and efficiency [J]. *China Railway Science*, 2016, 37(5): 17-26.
- [12] YANG S C, HWANG S H. Train-track-bridge interaction by coupling direct stiffness method and mode superposition method [J]. *Journal of Bridge Engineering*, 2016, 21(10):1-16.
- [13] GUO W W, XIA H, ROECK G D, et al. Integral model for train-track-bridge interaction on the Sesia viaduct: Dynamic simulation and critical assessment [J]. *Computers & Structures*, 2012, 112-113(1): 205-216.
- [14] YANG H, CHEN Z, LI S, et al. An integrated coupling element for vehicle-rail-bridge interaction system with a non-uniform continuous bridge[J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2015, 28(03): 313-330.
- [15] 朱志辉, 王力东, 龚 威. 多种垂向轮轨关系的对比及改进的车-线-桥系统迭代模型[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2016, 47(1): 1-10.
- ZHU Zhihui, WANG Lidong, GONG Wei, et al. Comparative analysis of several types of vertical wheel/rail relationship and construction of an improved iteration model for train-track-bridge system [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2016, 47(1): 1-10.
- [16] 韦 凯, 杨 帆, 王 平, 等. 扣件胶垫刚度的频变性及对地铁隧道环境振动的影响[J]. *铁道学报*, 2015, 37(04): 80-86.
- WEI Kai, YANG Fan, WANG Ping, et al. Influence of frequency-dependent stiffness of rail pads on environment vibration induced by subway in tunnel [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2015, 37(04): 80-86.
- [17] Xu Qingyuan, Xiao Zucui, Liu Tao, et al. Comparison of 2D and 3D prediction models for environmental vibration induced by underground railway with two types of tracks [J]. *Computers and Geotechnics*, 2015, 68: 169-183.
- [18] 黄 强, 黄宏伟, 张冬梅. 移动荷载作用下离散支承浮置板轨道振动响应研究[J]. *振动与冲击*, 2018, 37(19): 198-205.
- Huang Qiang, Huang Hongwei, Zhang Dongmei. Vibration response of discretely supported floating slab track under a moving load [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(19): 198-205.

## Dynamic response of prefabricated short steel spring floating slab tracks considering shearing hinge

ZHU Zhi-hui<sup>1,2</sup>, HUANG Yu-jia<sup>1</sup>, HUANG Cheng-zhi<sup>1</sup>, DING De-yun<sup>3</sup>, LIU Xiao-chun<sup>1</sup>

(1.School of Civil Engineering, Central South University, Changsha 410075, China; 2.National Engineering Laboratory for High Speed Railway Construction, Central South University, Changsha 410075, China; 3.Beijing Jiuzhouyigui Environmental Technology Co. Ltd., Beijing 100071, China)

**Abstract:** In order to study the reasonable mechanical parameters of the shear hinge of the prefabricated short steel spring floating slab track (FST), the vertical coupling dynamics model of the train-floating slab track (T-FST) is established by rigid body dynamics and finite element (FE) direct stiffness method and the shear hinge is simulated by bending and shear spring elements. The influence of shear hinge stiffness, prefabricated slab length and steel spring stiffness on the dynamic response of the T-FST coupling system are calculated and analyzed. The results show that compared with the cast-in-place long slab, when the prefabricated short slab is not provided with shear hinges at the joints, the rigidity of the end of the slab is not continuous, the vibration of the track structure is intensified and the force of the end of the slab and the force of the steel spring are increased, which makes the fastener broken and vibration reduction of the FST reduced. The shear joint is installed at the joint of the prefabricated short slab, which will improve the integrity of the track and vibration reduction efficiency. When bending stiffness and shear stiffness of the shear hinge are  $1 \times 10^8$  (N·m/rad) and  $1 \times 10^8$  N/m, the connection performance can achieve ideal results. The length of the prefabricated slab has no significant effect on the mechanical parameters of the shear hinge. The smaller the stiffness of the steel spring, the higher the bending and shear stiffness requirements of the shear hinge.

**Key words:** vehicle-track coupling dynamics; floating slab; shear hinge; prefabricated short slab; vibration reduction

**作者简介:** 朱志辉(1979-),男,工学博士,教授。电话:13875805860;E-mail: zzh0703@163.com