

# 考虑钢轨扣件特性的动力稳定车作业效果分析\*

陈太茂 王立华 黄洪燚 王炯力 赵泽民 蒋 维

(昆明理工大学机电工程学院, 650500, 昆明)

**摘 要** [目的] 为了研究动力稳定装置激振频率和钢轨扣件力学特性对动力稳定车的作业效果影响和影响显著性, 以便为动力稳定车作业提供参考。[方法] 基于多体系统动力学理论建立考虑钢轨扣件力学特性的动力稳定装置-轨道动力学模型, 采用有限元的方法建立动力稳定装置-道床的刚柔耦合动力学仿真模型; 以动力稳定装置激振频率、扣件横向刚度和扣件横向阻尼为研究因素, 轨枕横向加速度响应为稳定作业效果评价指标, 进行数值模拟分析得到动力稳定作业效果的影响因素的显著性。[结果及结论] 随着动力稳定装置的激振力幅值增大, 轨枕的横向位移与加速度均单调增大; 当激振频率逐渐增大, 轨枕的横向位移单调减小, 横向加速度先减小再增大, 得到动力稳定装置最佳激振频率范围为 30 ~ 36 Hz; 增大钢轨扣件横向刚度, 轨枕横向加速度增大; 增大钢轨扣件横向阻尼, 轨枕横向加速度减小。基于响应面分析方法得到 3 个因素对轨枕横向加速度影响显著性的大小顺序为激振频率 > 扣件横向刚度 > 扣件横向阻尼。

**关键词** 动力稳定车; 动力稳定装置; 激振频率; 钢轨扣件横向刚度; 钢轨扣件横向阻尼; 响应面分析法

**中图分类号** U213.5; U216.6

DOI:10.16037/j.1007-869x.2025.01.052

## Operation Effect Analysis of Dynamic Stabilizer Considering the Characteristics of Fasteners

CHEN Taimao, WANG Lihua, HUANG Hongyi, WANG Jiongli, ZHAO Zemin, JIANG Wei

(Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, 650500, Kunming, China)

**Abstract** [Objective] Research is conducted on the influence and significance of the excitation frequency of the dynamic stabilization device and the mechanical characteristics of rail fasteners on the operation effect of the dynamic track stabilizer in order to provide some reference for the operation of the dynamic stabilizer. [Method] Based on the multi-body system dynamics theory, a dynamic stabilization device-track dynamics model considering the mechanical characteristics of rail fas-

teners is established. A rigid-flexible coupling dynamics simulation model of the dynamic stabilization device-ballast bed is established by using the finite element method. With the excitation frequency of the dynamic stabilization device, the lateral stiffness and the lateral damping of the fastener as research factors, and the lateral acceleration response of the sleeper as the evaluation index of stable operation effect, a numerical simulation analysis is carried out to obtain the significance of the influencing factors for the dynamic stabilization operation effect.

[Result & Conclusion] With the increase of the excitation force amplitude of the dynamic stabilization device, both the lateral displacement and the acceleration of the sleeper increase monotonically. When the excitation frequency gradually increases, the lateral displacement of the sleeper decreases monotonically, while the lateral acceleration first decreases and then increases. The obtained optimal excitation frequency range of the dynamic stabilization device is from 30 to 36 Hz. Increasing the lateral stiffness of the rail fastener leads to an increase of the sleeper lateral acceleration. Increasing the lateral damping of the rail fastener will reduce the sleeper lateral acceleration. Based on the response surface method, three factors influencing the sleeper lateral acceleration are excitation frequency, fastener lateral stiffness and fastener lateral damping in order of significance.

**Key words** dynamic stabilizer; dynamic stabilization device; excitation frequency; lateral stiffness of rail fastener; lateral damping of rail fastener; response surface analysis method

动力稳定车的稳定作业可以较快地恢复道床对钢轨的支撑性能, 提高道床稳定性及横向阻力<sup>[1]</sup>, 其核心部件是动力稳定装置。文献[2]从横向激振力角度对工作装置与轨道进行动力学响应分析, 通过建立稳定车-道床累积沉降的函数模型、稳定装置动力学模型, 探究稳定作业参数对道床的影响<sup>[3-4]</sup>, 这些研究都将钢轨扣件等效为弹簧阻尼。

针对钢轨扣件力学特性的研究大多集中在循

\* 国家自然科学基金项目(51765023)

环荷载作用下的扣件疲劳性能<sup>[5]</sup>、竖向荷载作用下的扣件振动特性与轨道振动特性研究<sup>[6]</sup>、扣件刚度对轨道横向性能影响的研究<sup>[7]</sup>。研究可见,扣件对轨道的横向与竖向力都有影响,动力稳定车在稳定作业时,扣件的动态特性会对稳定装置激振力传递产生影响,研究动力稳定作业效果时充分考虑扣件的影响是有意义的。

本文将基于多体动力学理论建立考虑扣件特性的动力稳定装置-道床的刚柔耦合模型,采用响应面分析法,分析不同稳定装置激振频率、不同扣件横向刚度和阻尼 3 个因素对稳定作业效果的影响,为动力稳定车作业提供一定的参考。

## 1 模型建立

### 1.1 稳定装置工作原理与模型

以 WD-320 型动力稳定车的动力稳定装置为研究对象,动力稳定装置主要由激振器、稳定装置箱体、走行轮、夹钳轮等组成。稳定车作业时,在稳定装置横向激振力与垂直下压力共同作用下道床横向振动并使钢轨-轨枕均匀沉降,道砟密实度提高,提升了道床对轨道的支撑性能和轨道横向阻力<sup>[1]</sup>。稳定装置仿真模型如图 1 所示。

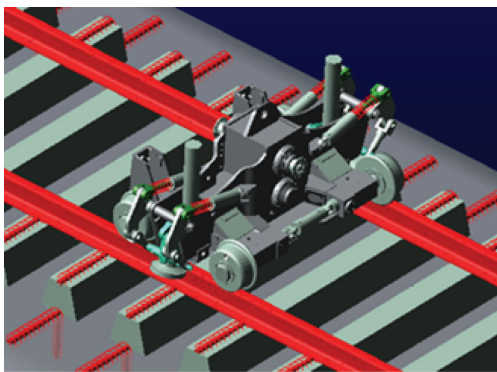


图 1 动力稳定装置仿真模型

Fig. 1 Simulation model for dynamic stabilization device

### 1.2 稳定装置-轨道动力学建模

考虑动力稳定装置对整个系统的影响时,将动力稳定装置考虑为一个单独的整体,使用集中参数法对动力稳定装置-道床进行研究;根据动力稳定装置的工作原理和作业情况,建立如图 2 稳定装置-轨道动力学模型<sup>[4]</sup>,主要考虑横向运动,将动力稳定装置、钢轨、轨枕等效为集中质量块,扣件使用弹簧-阻尼等效。

图 2 中: $x_1$ 、 $x_2$ 、 $x_3$  分别为稳定装置、钢轨和轨枕

的横向位移; $y_1$ 、 $y_2$ 、 $y_3$  分别为稳定装置、钢轨和轨枕的竖向位移; $m_1$ 、 $m_2$ 、 $m_3$  分别为稳定装置、钢轨和轨枕集中质量; $F_0$ 、 $F_1$  为动力稳定装置横向激振力与下压力; $k_0$ 、 $c_0$  为稳定装置走行轮与钢轨之间的刚度与阻尼; $k_1$  为夹钳轮与钢轨之间的刚度,此处阻尼未考虑; $k_2$ 、 $c_2$  为扣件横向刚度与阻尼; $k_3$ 、 $c_3$  为扣件竖向刚度与阻尼; $k_4$ 、 $c_4$  为轨枕与道床横向刚度与阻尼; $k_5$ 、 $c_5$  为轨枕与道床竖向刚度与阻尼。

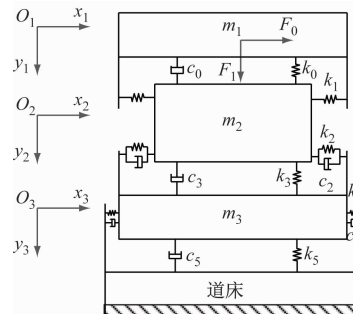


图 2 动力稳定装置-轨道动力学模型

Fig. 2 Dynamic stabilization device-track dynamic model

动力稳定装置主要产生横向激振力且是微幅振动,竖向振动的影响可忽略。基于动力学理论建立动力稳定装置-轨道横向动力学方程见式(1),动力稳定装置-轨道横向动力学模型分析参数见表 1。

$$\begin{cases} F_0 - m_1 \ddot{x}_1 + 2k_1(x_1 - x_2) = 0 \\ 2m_2 \ddot{x}_2 + 2k_2(x_2 - x_3) + 2c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - 2k_1(x_1 - x_2) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + 2k_4 x_3 + 2c_4 \dot{x}_3 - 2k_2(x_2 - x_3) - 2c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

表 1 动力稳定装置-轨道横向动力学模型分析参数

Tab. 1 Analysis parameters of dynamic stabilization device-track lateral dynamic model

参数	取值	参数	取值
$M_e / (\text{kg} \cdot \text{m})$	4	$k_1 / (\text{kN/mm})$	556.0
$\omega / \text{Hz}$	0 ~ 45	$k_2 / (\text{kN/mm})$	29.4
$m_1 / \text{kg}$	3 500	$k_4 / (\text{kN/mm})$	160.0
$m_2 / \text{kg}$	324	$c_2 / (\text{N} \cdot \text{s/mm})$	52
$m_3 / \text{kg}$	3 375	$c_4 / (\text{N} \cdot \text{s/mm})$	100

注: $M_e$ —激振器静偏心距; $\omega$ —激振角频率。

在动力稳定装置的质心处施加横向简谐作用力  $F_0$  以模拟横向激振力:

$$F_0 = M_e \omega^2 \cos(\omega t) \quad (2)$$

式中:

$t$ ——时间。

采用 Newmark- $\beta$  数值积分法对式(1)求解,选取其积分控制参数  $\gamma = 0.5$ 、 $\beta = 0.25$ ,动力稳定装置作业的道床动力学响应曲线如图 3 所示。图 3 中: $\ddot{x}_1$ 、 $\ddot{x}_2$ 、 $\ddot{x}_3$  分别为动力稳定装置、钢轨和轨枕的加速度响应。

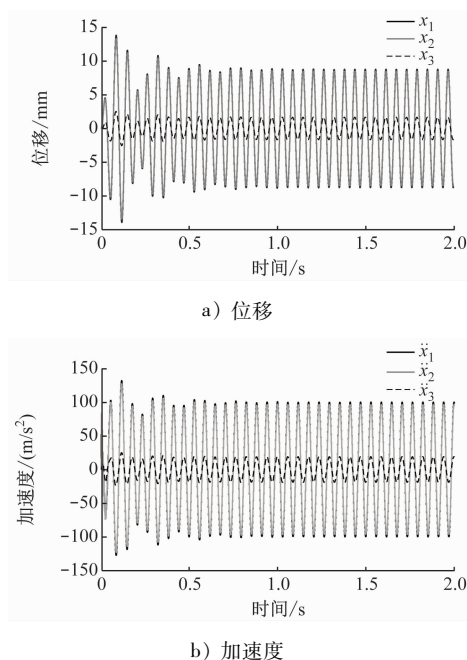


图 3 动力稳定装置作业的道床动力学响应曲线

Fig.3 Dynamic response curve of the ballast bed under the operation of dynamic stabilization device

由图 3 可知:道床动力学响应曲线较为规律平稳;振动响应中,动力稳定装置的位移与加速度幅值均大于钢轨的位移与加速度幅值,钢轨的位移与加速度幅值均大于轨枕的位移与加速度幅值,其符合激振力从稳定装置传递到轨枕的规律。

## 2 稳定装置作业效果分析

### 2.1 动力稳定装置作业参数确定

建立的稳定装置动力学仿真模型应考虑钢轨的柔性特性,以及各接触部分的弹性阻尼特性,其中稳定装置参数与轨道参数<sup>[8-9]</sup>见表 2 所示,有砟道床视作一个弹性阻尼结构支撑体系<sup>[3]</sup>。

使用 Adams View Flex 模块基于钢轨三维模型生成钢轨柔性体,系统中其他部件与钢轨的接触为柔性体-刚性体接触。接触阻尼为  $500(\text{N} \cdot \text{s})/\text{mm}$ ,静摩擦因数为 0.3,动摩擦因数为 0.25<sup>[10]</sup>。走行轮与钢轨接触刚度为  $79.2 \text{ kN}/\text{mm}$ ,夹钳轮与钢轨接

触刚度为  $55.6 \text{ kN}/\text{mm}$ ,轨枕与钢轨接触刚度为  $100 \text{ kN}/\text{mm}$ 。

表 2 稳定装置与轨道参数

Tab.2 Stabilization device and track operating parameters

项目	参数	取值
稳定装置	激振力幅值 $F_0/\text{kN}$	0 ~ 320
	竖直下压力 $F_1/\text{kN}$	0 ~ 240
	夹钳油缸压强/MPa	10
	夹钳油缸刚度/( $\text{kN}/\text{mm}$ )	3.78
	夹钳油缸阻尼/( $\text{N} \cdot \text{s}/\text{mm}$ )	37.8
	水平油缸压强/MPa	6
	水平油缸刚度/( $\text{kN}/\text{mm}$ )	3.78
	水平油缸阻尼/( $\text{N} \cdot \text{s}/\text{mm}$ )	37.8
轨道	道床竖向刚度/( $\text{kN}/\text{mm}$ )	29.4
	道床竖向阻尼/( $\text{N} \cdot \text{s}/\text{mm}$ )	78
	扣件竖向刚度/( $\text{kN}/\text{mm}$ )	65
	扣件竖向阻尼/( $\text{N} \cdot \text{s}/\text{mm}$ )	78

### 2.2 激振力频率对动力稳定作业效果的影响

为分析激振力幅值和激振力频率对动力稳定作业效果的影响,选激振力幅值范围为  $36 \sim 180 \text{ kN}$ 、间隔  $18 \text{ kN}$ ,激振力频率为  $18 \sim 40 \text{ Hz}$  区间、间隔  $2 \text{ Hz}$ ,进行动力学仿真得到轨枕位移与加速度响应如图 4 所示。由图 4 可知:轨枕的横向位移与加速度随动力稳定装置激振力幅值增大而增大;随动力稳定装置激振频率增大,轨枕横向位移单调减小,横向加速度先减小再增大。

由于激振力是由动力稳定装置经钢轨逐级传递到轨枕,激振力到达轨枕产生位移会有时间滞后效应;稳定作业时轨枕的横向位移与稳定装置激振力关系曲线如图 5 所示。

由图 5 可知:随激振频率增大,轨枕的质心位移与稳定装置激振力的相位差逐渐增大;当激振频率增大时,相位差趋于反相,即轨枕还未运动到最大位置时将受到激振力的反向作用。从上述分析可以合理推测,当继续增加激振力频率,直至激振力与轨枕位移的相位再度靠近,相位差逐渐趋于零,则轨枕的位移应当逐渐增大。

改变激振力频率也会同步改变激振力幅值,仿真分析得到当激振力频率从  $18 \sim 40 \text{ Hz}$  范围变化时所对应的轨枕最大位移曲线如图 6 所示。

由图 6 可知:随激振频率逐渐变大,轨枕横向位移幅值也随之增大。激振频率从  $18 \text{ Hz}$  增大到  $30$

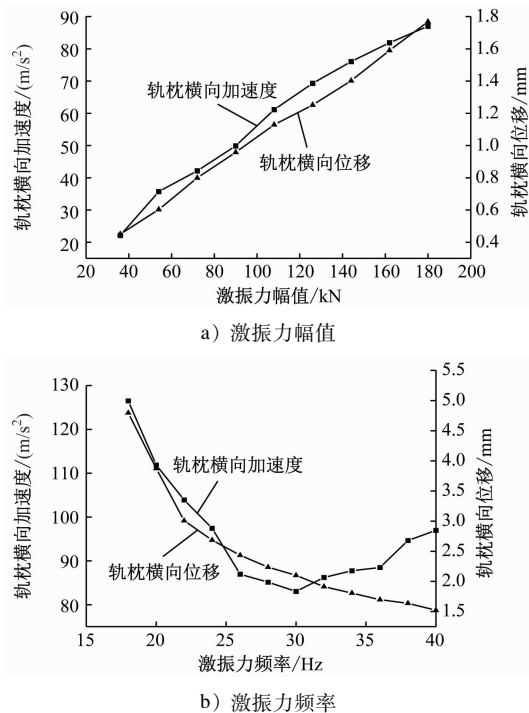
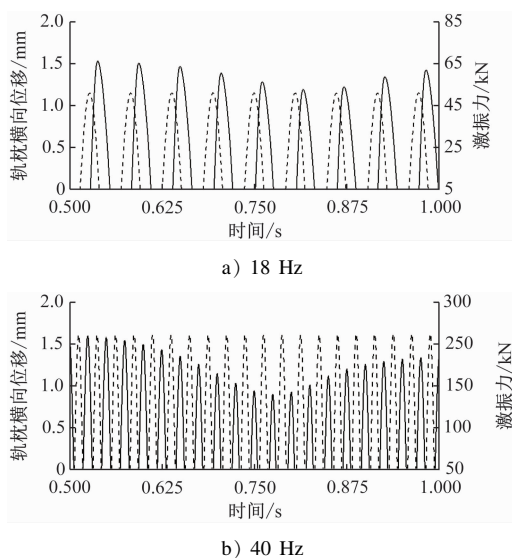


图4 不同激振力幅值与频率下的轨枕响应

Fig. 4 Sleeper responses under different excitation force amplitudes and frequencies



注:实线为轨枕的位移曲线;虚线为稳定装置激振力曲线。

图5 不同激振频率下轨枕的横向位移与激振力对比曲线

Fig. 5 Comparison curves of sleeper lateral displacement and excitation force under different excitation frequencies

Hz 时,轨枕的横向位移幅值增速较快;当激振力从 30 Hz 增大到 36 Hz 时,轨枕横向位移幅值增速减缓;激振力大于 36 Hz 时,轨枕横向位移幅值增速再次变大,但仍不及开始阶段的曲线增速。为尽量避免满负荷工作,且又能满足作业效果,推荐采用

30 ~ 36 Hz 的激振频率。

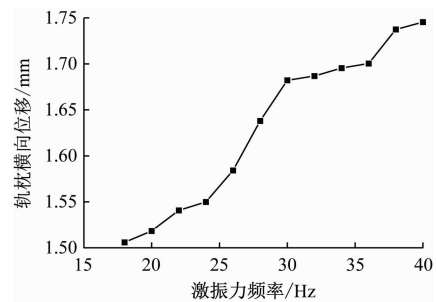


图6 不同激振力频率下轨枕的位移趋势

Fig. 6 Displacement trend of sleepers under different excitation force frequencies

### 2.3 扣件参数对稳定作业效果的影响

选取扣件横向刚度 20 ~ 110 kN/mm,取值间隔为 10 kN/mm;选取扣件横向阻尼 20 ~ 110 N · s/mm<sup>[11]</sup>,取值间隔为 10 N · s/mm。对稳定装置的稳定作业进行动力学仿真,得到轨枕的位移与加速度最大值如图 7 所示。

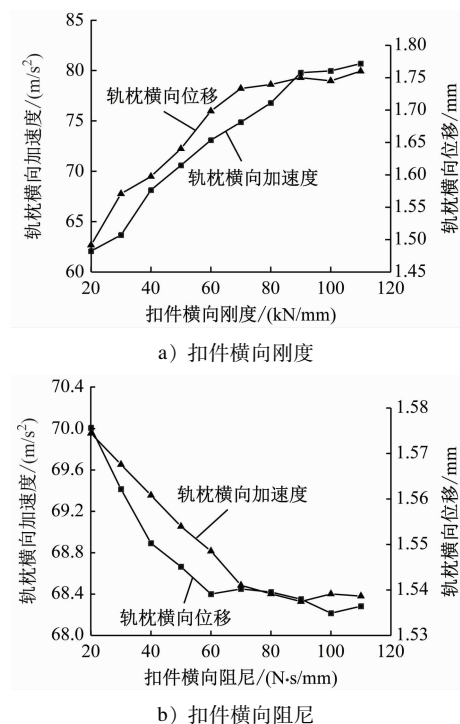


图7 不同扣件横向参数下轨枕响应

Fig. 7 Sleeper response under different fastener lateral parameters

由图 7 a) 可知:轨枕横向加速度与位移随扣件横向刚度增大而增大;扣件横向刚度大于 70 kN/mm 时轨枕横向位移增大趋势减弱,横向刚度大于 90 kN/mm 时对轨枕的加速度影响减弱;扣件刚度增大,钢轨与轨枕的连接变紧密,对激振力的传递



效果好,即轨枕的横向加速度与位移随扣件横向刚度增大而增大。由图 7 b)可知:轨枕的横向位移与加速度随扣件横向阻尼增大而减小;扣件横向阻尼大于  $90 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{mm}$  时轨枕横向位移影响减弱;当扣件横向阻尼大于  $60 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{mm}$  时,扣件横向阻尼对轨枕横向加速度影响减弱。

### 3 基于响应面分析法的稳定作业效果分析

由上述分析得 3 个因素对轨枕位移的影响较小,所以以轨枕横向加速度响应为稳定作业效果评价指标,探究动力稳定装置激振力频率、扣件横向刚度和横向阻尼 3 个因素交互作用对稳定作业效果的影响;用三因素三水平分析,选取扣件横向刚度为  $20 \sim 40 \text{ kN}/\text{mm}$ 、阻尼为  $40 \sim 60 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{mm}$ <sup>[9]</sup>。

采用响应面分析法中的 BBD (Box-Behnken Design) 方法设计仿真试验。仿真试验因素与水平见表 3。仿真分析结果见表 4。

表 3 仿真试验因素与水平表

Tab. 3 Table of simulation test factors and levels

因素	代号	水平		
		-1	0	1
稳定装置激振频率/Hz	$X_1$	30	35	40
扣件横向刚度/(kN/mm)	$X_2$	20	30	40
扣件横向阻尼/(N·s/mm)	$X_3$	40	50	60

运用 Design-Expert 12 对表 4 中响应  $Y$  进行拟合,得到回归方程:

$$Y = 70.81 + 23.51X_1 + 4.54X_2 - 0.58X_3 + 1.54X_1X_2 - 0.06X_1X_3 - 0.3X_2X_3 + 4.36X_1^2 - 1.56X_2^2 - 0.083X_3^2 \quad (3)$$

利用 Design-Expert 软件 Analysis 模块对回归模型进行方差分析,结果如表 5 所示。

分析结果显示 3 个因素对轨枕横向加速度的影响主次顺序为  $X_1 > X_2 > X_3$ ,即激振频率 > 扣件横向刚度 > 扣件横向阻尼。其中,一次项  $X_1$ 、 $X_2$  和二次项  $X_1^2$  对结果影响极显著;交互项  $X_1X_2$  和平方项  $X_2^2$  对结果影响显著。

激振频率、扣件横向刚度与横向阻尼对轨枕横向加速度影响的响应面如图 8 所示。由图 8 可知:当固定扣件横向阻尼时,激振频率和扣件横向刚度增大则轨枕横向加速度也增大;当固定扣件横向刚度时,激振频率增大轨枕横向加速度增大,扣件横向阻尼对轨枕横向加速度影响不显著;当固定激振

表 4 BBD 方法仿真分析结果

Tab. 4 Simulation analysis results with the BBD method

序号	$X_1/\text{Hz}$	$X_2/(\text{kN}/\text{mm})$	$X_3/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{mm})$	$Y/(\text{m}/\text{s}^2)$
1	35	30	50	70.81
2	40	40	50	103.59
3	35	30	50	70.81
4	35	40	60	72.92
5	40	20	50	90.18
6	35	30	50	70.81
7	40	30	60	96.74
8	30	40	50	53.96
9	40	30	40	99.48
10	35	30	50	70.81
11	35	20	40	64.81
12	30	20	50	46.70
13	35	20	60	65.71
14	30	30	60	50.81
15	35	40	40	73.23
16	30	30	40	53.31
17	35	30	50	70.81

注:  $Y$  为轨枕横向加速度。

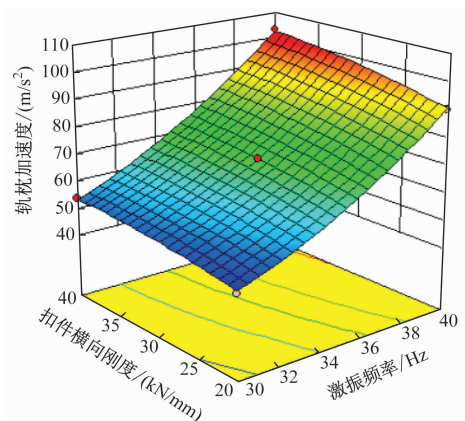
表 5 响应面分析法仿真结果方差分析

Tab. 5 Variance analysis of the simulation results with the response surface method

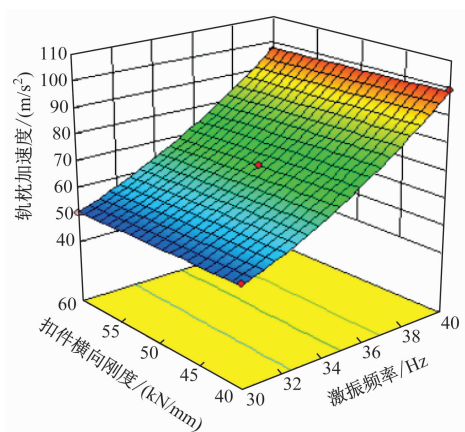
方差源	平方和	自由度	均方	$F$ 值	$P$ 值	显著性
模型	4 552.540	9	505.838	468.906	<0.000 1	**
$X_1$	4 287.843	1	4 287.843	3 974.786	<0.000 1	**
$X_2$	164.711	1	164.711	152.686	<0.000 1	**
$X_3$	2.703	1	2.703	2.505	0.157 5	
$X_1X_2$	9.456	1	9.456	8.765	0.021 1	*
$X_1X_3$	0.014	1	0.014	0.013	0.911 3	
$X_2X_3$	0.366	1	0.366	0.339	0.578 5	
$X_1^2$	79.949	1	79.949	74.112	<0.000 1	**
$X_2^2$	10.247	1	10.247	9.499	0.017 8	*
$X_3^2$	0.029	1	0.029	0.027	0.875 1	
残差	7.551	7	1.079			
失拟项	7.551	3	2.517			
误差项	0	4	0			
总和	4 560.092	16				

注:方差源分为组间(因子)和组内(误差);平方和为各组或误差的平方和;自由度为各组或误差的自由度;均方为平方和除以自由度; $F$  值表示组间均方与组内均方的比值, $F$  值越大表示拟合方程越显著,拟合程度也就越好; $P$  值为判定假设检验结果的参数;模型是指在三因素三水平试验结果下建立的数学分析模型;残差是指数理统计中,实际观察值与估计值(拟合值)之间的差;失拟项为当不能充分说明试验因子与响应变量之间存在函数关系时出现的项;误差项为统计模型中对某一变量的预测值与其实际观测水平的差别;“\*”表示对结果影响显著( $P < 0.05$ );“\*\*”表示对结果影响极显著( $P < 0.01$ )。

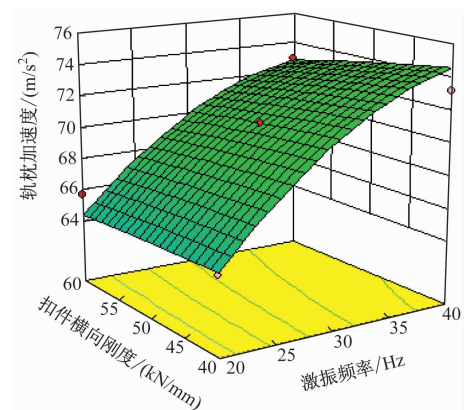
频率时,扣件横向刚度增大则轨枕横向加速度增大,扣件横向阻尼增大则轨枕横向加速度减小。



a)  $X_1X_2$  响应面



b)  $X_1X_3$  响应面



c)  $X_2X_3$  响应面

图8 轨枕横向加速响应面图

Fig. 8 Response surface diagram of sleeper lateral acceleration

## 4 结语

基于刚柔耦合动力学理论建立考虑钢轨扣件特性的稳定装置-轨道动力学仿真模型,分析动力稳定车稳定装置激振频率、扣件横向刚度和横向阻尼

对稳定装置作业效果的影响:

1) 激振频率对稳定装置的作业效果影响明显,激振频率变化对稳定作业效果的影响为:随动力稳定装置的激振力幅值增大,轨枕的横向位移与加速度均单调增大;随激振频率逐渐增大,轨枕的横向位移单调减小,横向加速度先减小再增大。

2) 扣件横向刚度与阻尼对稳定装置的作业效果影响为:扣件横向刚度对稳定装置的作业效果影响较大,扣件横向阻尼影响较弱;在一定范围内轨枕横向加速度随扣件横向刚度增大而增大,随扣件横向阻尼增大而减小。

3) 激振力频率、扣件横向刚度和扣件横向阻尼3个因素对轨枕横向加速度的影响显著性顺序为激振力频率>扣件横向刚度>扣件横向阻尼。

## 参考文献

- [1] 赵凤德. 动力稳定车[M]. 1版. 北京: 中国铁道出版社, 2006.  
ZHAO Fengde. Dynamic Stabilization Car[M]. 1st ed. Beijing: China Railway Publishing House Co., Ltd., 2006.
- [2] 韩世昌, 黄亚宇, 胡斌, 等. 动力稳定车稳定装置动力学响应试验分析[J]. 铁道机车车辆, 2017, 37(1): 25.  
HAN Shichang, HUANG Yuyu, HU Bin, et al. Test and analysis of dynamic response for dynamic stabilizer's stabilizing device[J]. Railway Locomotive & Car, 2017, 37(1): 25.
- [3] YAN B, HUANG Y, HU B, et al. Mechanical characteristics optimization of ballast bed variable on operating process for the dynamic track stabilizer[C] // 2017 9th International Conference on Modelling, Identification and Control (ICMIC). New York: IEEE, 2017: 874.
- [4] 项永志, 王立华, 栗先增, 等. 动力稳定装置-轨道系统横向动力学响应分析[J]. 电子科技, 2019, 32(8): 7.  
XIANG Yongzhi, WANG Lihua, LI Xianzeng, et al. Analysis of lateral dynamic response for dynamic stabilize unit-track system[J]. Electronic Science and Technology, 2019, 32(8): 7.
- [5] TAMAGAWA S, KATAOKA H, DESHIMARU T. A fatigue limit diagram for plastic rail clips[J]. WIT Transactions on The Built Environment, 2014, 135: 839.
- [6] 王开云, 蔡成标, 朱胜阳. 铁路钢轨扣件系统垂向动力模型及振动特性[J]. 工程力学, 2013, 30(4): 146.  
WANG Kaiyun, CAI Chengbiao, ZHU Shengyang. Vertical dynamic model and vibration characteristic of rail fastening system[J]. Engineering Mechanics, 2013, 30(4): 146.
- [7] 张向民, 张勇. 高速铁路钢轨横向稳定性分析及锁定轨温研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2021, 18(10): 2517.

(下转第 292 页)

功率的灯泡会造成机房内强光污染,另一方面市场采购较困难。

### 3 结语

本文详细列举了 ZDJ9 转辙机控制电路多种故障点位、多种故障类型的诊断及解决方法,相关的故障诊断装置简单易行,所属材料为普通材料,方便采购。该成果填补了国内 ZDJ9 转辙机控制电路快速故障诊断研究空白<sup>[7]</sup>。经济南轨道交通 2 号线和 3 号线两条线路工程实践证明,这种方法能够准确、快速诊断故障点,提高施工调试效率,减少故障对运营的影响。经济莱高铁工程应用,此方法同样适用于高铁五机牵引高速铁路提速道岔。

### 参考文献

- [1] 柳笑卫. 城市轨道交通转辙设备维护管理工作的实践与思考[J]. 科技创新导报, 2020, 17(33): 9.  
LIU Xiaowei. Practice and thinking on maintenance and management of urban rail transit switch equipment[J]. Science and Technology Innovation Herald, 2020, 17(33): 9.
- [2] 唐绍杰, 唐恺泽. 一种多机牵引电动转辙机电路快速查找故障点的方法: 202210290134.6[P]. 2022-06-24.  
TANG Shaojie, TANG Kaize. A method for quickly locating fault points in the circuit of a multi-machine traction electric switch machine: 202210290134.6[P]. 2022-06-24.
- [3] 梁博伟. 探究利用分线盘判断 ZYJ7 道岔控制电路故障的方法及原理[J]. 中国新通信, 2020, 22(2): 157.

(上接第 286 页)

- ZHANG Xiangmin, ZHANG Yong. Analysis of lateral stability on high-speed railway rails and research on design stress-free rail temperature[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2021, 18(10): 2517.
- [8] 陈佳明. 动力稳定作业下铁路桥梁道床动力学特性研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2021.  
CHEN Jiaming. Research on dynamic characteristics of railway bridge ballast bed under dynamic stability operation[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2021.
- [9] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 3 版. 北京: 科学出版社, 2007.  
ZHAI Wanming. Vehicle-track coupling dynamics[M]. 3rd ed. Beijing: Science Press, 2007.
- [10] 李佳奇, 王立华, 严波. 基于键合图的动力稳定装置夹钳油缸的参数优化研究[J]. 机电工程, 2020, 37(12): 1479.

LIANG Bowei. Method and principle of judging the fault of ZYJ7 turnout control circuit by using the distribution board[J]. China New Telecommunications, 2020, 22(2): 157.

- [4] 吴冕, 关宏. 道岔运维质量管理体系架构及功能分析[J]. 城市轨道交通研究, 2022, 25(5): 98.  
WU Mian, GUAN Hong. Structure and function analysis of turnout operation and maintenance quality management system[J]. Urban Mass Transit, 2022, 25(5): 98.
- [5] 唐绍杰. 一起 ZYJ-7 型转辙机道岔在工程施工中的故障分析[J]. 铁道通信信号, 2010, 46(1): 37.  
TANG Shaojie. Fault analysis of ZYJ-7 switch machine turnout in engineering construction[J]. Railway Signalling & Communication, 2010, 46(1): 37.
- [6] 陈醒. 对铁路道岔结构及维修养护措施的分析[J]. 中国设备工程, 2022(2): 32.  
CHEN Xing. Analysis of railway turnout structure and maintenance measures[J]. China Plant Engineering, 2022(2): 32.
- [7] 崔明松. 交流转辙机八线制道岔控制电路故障诊断分析方法[J]. 城市轨道交通研究, 2023, 26(9): 191.  
CUI Mingsong. AC switch machine eight-wire turnout control circuit fault diagnosis and analysis method[J]. Urban Mass Transit, 2023, 26(9): 191.

· 收稿日期:2024-05-15 修回日期:2024-09-22 出版日期:2025-01-10  
Received:2024-05-15 Revised:2024-09-22 Published:2025-01-10  
· 通信作者:唐绍杰,正高级工程师,1398816244@qq.com  
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

- LI Jiaqi, WANG Lihua, YAN Bo. Parameter optimization of clamping cylinder for dynamic stabilization unit based on bond graph[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(12): 1479.
- [11] VALIKHANI M, YOUNESIAN D. Application of an optimal wavelet transformation for rail-fastening system identification in different preloads[J]. Measurement, 2016, 82: 161.

· 收稿日期:2022-09-26 修回日期:2022-10-21 出版日期:2025-01-10  
Received:2022-09-26 Revised:2022-10-21 Published:2025-01-10  
· 第一作者:陈太茂,硕士研究生,2629055327@qq.com  
通信作者:王立华,教授,kmwanglihua@163.com  
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license