

电磁悬浮型高速磁浮车-岔垂向动力响应

曾国锋, 韩紫平, 刘鸣博, 朱志伟

(同济大学 国家磁浮交通工程技术研究中心, 上海 201804)

摘要: 从车辆构造特点出发, 建立电磁悬浮(EMS)型高速磁浮车辆悬浮架、悬浮电磁铁链式结构动力学模型, 并引入基于状态观测器的悬浮控制算法。结合反映道岔结构特征及动力特性的有限元模型, 建立车-岔系统动力响应分析模型。仿真结果表明, 所提出精细化模型的数值模拟结果与实测数据较为接近。在此基础上, 开展了单节和多节编组列车在静悬以及低速和高速通过道岔等多种工况下的仿真试验, 分析了不同影响因素下高速磁浮车-岔系统振动特征。仿真和实测结果表明, 明确车-岔-悬浮控制之间的参数匹配关系是揭示车-岔相互作用机理的前提和关键。

关键词: 电磁悬浮(EMS)型高速磁浮道岔; 车-岔动力响应; 精细化模型; 悬浮控制; 振动机理; 仿真试验

中图分类号: U237

文献标志码: A

Vertical Dynamic Response of Electromagnetic Suspension High-speed Maglev Vehicle-turnout

ZENG Guofeng, HAN Ziping, LIU Mingbo, ZHU Zhiwei
(National Maglev Transportation Engineering R&D Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Based on the structural characteristics of vehicles, a dynamical model of suspension frame and suspension magnet chain structure of electromagnetic suspension (EMS) high-speed maglev vehicle was established, and the suspension control algorithm based on state observer was introduced to simulate the active suspension control. Combining with the finite element model reflecting the unique structural and dynamical characteristics of maglev turnout, a numerical analysis model of maglev vehicle-turnout system was established. It is shown that simulation results are close to the in-situ measurements. On this basis, the dynamic response analysis of vehicle-turnout in single- and multi-car formation at low, medium and high-

speed running through the turnout was carried out. Both numerical and experimental results show that defining the parameter matching relation of the vehicle-turnout-suspension control system is the premise and key to reveal the interaction mechanism between the maglev vehicle and turnout.

Key words: electromagnetic suspension (EMS) high-speed maglev turnout; vehicle-turnout dynamic response; refined model; suspension control; vibration mechanism; simulation experiment

道岔是高速磁浮线路的关键节点, 其安全性和可靠性对整个系统运输组织至关重要。高速磁浮道岔以弹性侧弯的方式实现侧线位线形, 道岔结构质量轻、约束弱, 其动力特性与道岔前后的常规跨度轨道结构之间存在较大的差异。在列车高速和低速通过时道岔均产生较大的振动, 列车以低于 $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的速度通过时, 振动尤为剧烈。根据对上海磁浮列车示范运营线道岔的测试和评估, 车-岔振动将大大降低道岔的疲劳寿命, 因此有必要对车-岔动力特性和响应机理进行分析。

在磁浮车-轨系统动力响应分析中, 车辆的悬浮控制是关键的一环。Gottzein 等^[1-2]发现, 在静悬和低速情况下, 车辆悬浮性能主要依赖于悬浮控制参数, 但在高速情况下, 受车-轨耦合的影响, 情况较为复杂, 悬浮控制遵循低频跟踪、高频抑制 2 个基本原则。Sinha^[3]利用悬浮间隙、电磁铁加速度和磁通等不同组合进行悬浮反馈控制, 研究了轨道不平顺对磁浮列车悬浮稳定性的影响。李云钢等^[4]研究了鲁棒状态观测器, 讨论了观测器参数的选择方法, 从悬浮控制系统设计的角度来解决磁浮列车的轨道共振

收稿日期: 2023-01-08

基金项目: 国家自然科学基金(52272375, 52232013)

第一作者: 曾国锋(1970—), 男, 副研究员, 工学博士, 主要研究方向为磁浮线路与轨道结构、车-轨动力学及检测技术。

E-mail: zengguofeng@tongji.edu.cn

通信作者: 韩紫平(1992—), 男, 工学博士, 主要研究方向为磁浮线路与轨道振动、结构健康监测及振动控制。

E-mail: hanziping@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

问题。刘恒坤等^[5-6]利用状态反馈方法对中低速磁浮车辆的悬浮控制非线性系统进行反馈线性化,分析了常规反馈控制规律下车-轨耦合振动产生的原因。梁鑫^[7]利用单磁铁悬浮模型分析了中低速磁浮车辆、轨道梁和悬浮控制自激振动系统的耦合振动发生条件,并分析了间隙、速度和加速度反馈系数以及不同频率的外部激励对单磁铁悬浮稳定性的影响。吴晗等^[8]研究了间隙反馈控制时滞对磁浮车辆稳定性的影响。Cai等^[9]建立了单节和多节编组磁浮列车-弹性轨道梁系统动力学模型,分析了悬浮模块和列车编组数对动力响应的影响。曾佑文等^[10]建立了3节编组二十四自由度车辆平面模型,并采用Bernoulli-Euler平面梁模拟了轨道梁,以等效弹簧-阻尼模型计算悬浮力,分析了中低速磁浮列车-轨道垂向耦合动力响应以及悬浮模块对轨道不平顺的敏感性。赵春发等^[11-12]建立了等效线性化电磁力和考虑悬浮控制-反馈的中低速磁浮车-轨系统动力学模型,试图通过磁浮列车系统动力学参数优化解决高速磁浮车辆静悬失稳和车-轨共振问题。

一些学者通过建立精细化模型揭示高速磁浮列车-道岔系统的动力响应。罗世辉^[13]根据多体动力学建模方法,建立了TR08车辆多体系统模型,并阐述了解决车辆与轨道耦合振动的方法。针对高速磁浮列车走行部与悬浮导向模块结构的特点,朴明伟等^[14]从车辆动力学角度探讨了耦合振动发生机制,并指出悬浮架的高频振动是车-轨振动的主因,而走行部的结构为悬浮架高频振动提供了条件。时瑾等^[15]建立了高速磁浮车辆-轨道梁耦合振动模型,研究了系统动力响应,并探讨了轨道不平顺对耦合振动的影响。滕延锋^[16]采用连续结构模型建立常导高速磁浮车辆-轨道梁-悬浮控制体系,研究不同车速、桥梁跨度和刚度下的结构动力响应。王党雄等^[17]建立了中低速磁浮车-轨-梁系统模型,研究了系统竖向动力传递特性,并对轨道局部振动影响进行了初步探讨。任晓博^[18]建立了考虑悬浮控制的中低速磁浮车-轨-梁动力分析系统,分析了行车速度、车辆悬挂刚度和轨道梁刚度对系统动力响应的影响,并对随机不平顺轨道谱进行了初步探讨。蔡文涛^[19]通过建立车辆-轨道梁-悬浮控制高速磁浮系统模型,分析了车速、轨道梁刚度和质量、车体质量和悬挂参数等对车辆和轨道梁振动响应的影响规律。

在高速磁浮道岔振动方面,Fichtner等^[20]结合上海磁浮列车示范运营线的验收工作对该线道岔进行了实地测量,认为悬浮控制是振动的主要原因。Dignath等^[21]

建立了高速磁浮道岔的等效多体模型和三维实体有限元模型,分析了磁浮道岔的振动模态,并与测试结果进行了对比。殷月俊等^[22]开展了高速磁浮道岔的现场振动测试研究。曾国锋^[23]结合高速磁浮道岔的国产化研制工作,对道岔振动抑制问题进行了初步探讨。顾行涛等^[24]利用Ansys软件分析高速磁浮道岔的动力特性,并尝试引入悬浮控制反馈机制模拟分析振动问题。张宇生^[25]建立了中低速磁浮车辆-道岔主动梁动力学模型,分析了行车速度、二系悬挂刚度、道岔梁刚度和阻尼对振动的影响。

以往研究主要集中在高速磁浮常规轨道梁和中低速磁浮道岔上,对高速磁浮车-岔动力问题的研究还很不充分。因此,考虑车体、悬浮架和悬浮电磁铁模块的运动特性,以及车辆走行部搭接结构的特点,建立了多刚体精细化高速磁浮车辆模型;根据道岔纵、横梁系的结构特点,建立了基于梁单元的有限元模型;最后,研究了不同车辆编组的车-岔垂向动力响应。

1 高速磁浮车-岔-悬浮控制系统仿真模型

1.1 车辆模型

上海磁浮列车示范运营线TR08车辆主要组成部分包括车体、悬浮架、抗侧滚梁、摆杆、悬浮电磁铁、制动电磁铁、导向电磁铁和空气弹簧等,车体通过摆杆垂向悬挂在抗侧滚梁的端部。电磁悬浮(EMS)型高速磁浮车辆走行部主要包括4个悬浮架以及支承在悬浮架上的悬浮和导向电磁铁。出于冗余的考虑,车辆走行部为链式结构,即使单个悬浮电磁铁发生悬浮故障,也不影响车辆的悬浮,但是这种结构下各悬浮电磁铁之间的振动通过悬浮架传递和互相影响。对于多节编组列车,车辆之间通过悬浮电磁铁跨接(见图1左侧的跨接悬浮电磁铁)。

为分析车-岔垂向动力响应,根据车辆的特点,建立如图1所示的动力学模型。图1中,SG1—SG4为悬浮架编号,GM1—GM6为导向电磁铁编号,TM1—TM8为悬浮电磁铁编号。当仅研究平面内垂向动力学响应时,只需考虑车体、悬浮架和悬浮电磁铁的浮沉和点头自由度,每节车辆共 $2 \times (1 + 4 + 7) = 24$ 个自由度;当列车为多节编组时,列车的总自由度数为 $n_{\text{car}}n_{\text{dof}_v} + 2n_{\text{tm}_l}$,其中 n_{car} 为列车编组数, n_{dof_v} 为每节车辆的自由度数, n_{tm_l} 为跨接悬浮电磁铁数,等于 $(n_{\text{car}} - 1)$ 。该动力学模型反映了车辆走行部链式结构的特点。

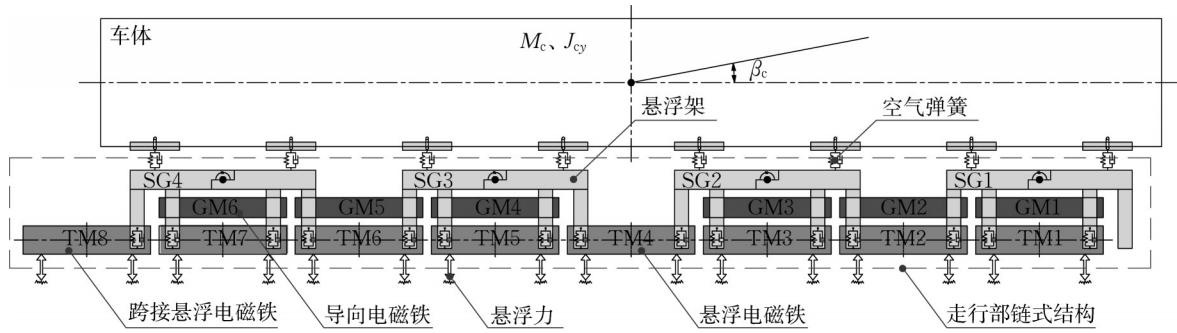


图1 高速磁浮车辆垂向动力学模型

Fig.1 Vertical dynamics model of high-speed maglev vehicle

车辆模型由车体、悬浮架和悬浮电磁铁组成,各部分的动力方程如下所示:

(1) 车体浮沉运动方程为

$$M_c \ddot{Z}_c + 16C_{as} \dot{Z}_c + 16K_{as} Z_c - 4K_{as} \sum_{i=1}^4 Z_{sg_i} - 4C_{as} \sum_{i=1}^4 \dot{Z}_{sg_i} = M_c g \quad (1)$$

式中: \$M_c\$ 为车体质量; \$Z_c\$ 为车体浮沉运动位移; \$K_{as}\$ 和 \$C_{as}\$ 分别为空气弹簧的刚度和阻尼; \$i\$ 为悬浮架编号; \$Z_{sg_i}\$ 为第 \$i\$ 个悬浮架的浮沉运动位移。

(2) 车体点头运动方程为

$$2K_{as} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 x_{s_{ij}}^2 \beta_c - 2K_{as} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 x_{s_{ij}} Z_{sg_i} - 2K_{as} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 x_{s_{ij}} l_{s_{ij}} \beta_{sg_i} + 2C_{as} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 x_{s_{ij}}^2 \dot{\beta}_c - 4K_{as} Z_c - 2K_{as} \sum_{j=1}^2 x_{s_{ij}} \beta_c + (8K_{ts} + 4K_{as}) Z_{sg_i} - 2K_{ts} Z_{tm_{2i-2}} - 2K_{ts} l_{ts(2i-2),1} \beta_{tm_{2i-2}} - 4K_{ts} Z_{tm_{2i-1}} - 2K_{ts} Z_{tm_{2i}} - 2K_{ts} l_{ts_{2i-1},1} \beta_{tm_{2i-1}} - 4C_{as} \dot{Z}_c - 2C_{as} \sum_{j=1}^2 x_{s_{ij}} \dot{\beta}_c + (8C_{ts} + 4C_{as}) \dot{Z}_{sg_i} - 2C_{ts} \dot{Z}_{tm_{2i-2}} - 2C_{ts} l_{ts(2i-2),2} \dot{\beta}_{tm_{2i-2}} - 4C_{ts} \dot{Z}_{tm_{2i-1}} - 2C_{ts} \dot{Z}_{tm_{2i}} - 2C_{ts} l_{ts_{2i},1} \dot{\beta}_{tm_{2i}} + M_{sg} \ddot{Z}_{sg_i} = M_{sg} g \quad (3)$$

式中: \$M_{sg}\$ 为悬浮架质量; \$K_{ts}\$ 为悬浮电磁铁在悬浮架上的支承刚度; \$C_{ts}\$ 为悬浮电磁铁在悬浮架上的支承阻尼; \$Z_{tm_{2i-2}}\$ 和 \$\beta_{tm_{2i-2}}\$ 分别为第 \$(2i-2)\$ 号悬浮电磁铁的浮沉运动位移和点头转角; \$l_{ts(2i-2),A}\$ 为悬浮电磁铁第 \$h\$ 个支承点到悬浮电磁铁中心水平距离。

$$2C_{as} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 x_{s_{ij}} \dot{Z}_{sg_i} - 2C_{as} \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^2 x_{s_{ij}} l_{s_{ij}} \dot{\beta}_{sg_i} + J_{cy} \ddot{\beta}_c = 0 \quad (2)$$

式中: \$j\$ 为每个悬浮架上 2 个空气弹簧的编号(图 1 中每个悬浮架右侧为 1 号,左侧为 2 号); \$x_{s_{ij}}\$ 为各空气弹簧中心到车体转动中心的距离; \$l_{s_{ij}}\$ 为各悬浮架上空气弹簧到悬浮架中心的距离; \$\beta_c\$ 和 \$\beta_{sg_i}\$ 分别为车体和第 \$i\$ 个悬浮架的点头角度; \$J_{cy}\$ 为车体点头运动的转动惯量。

(3) 每节 TR08 车辆有 4 个悬浮架,悬浮电磁铁支承于悬浮架托臂的下端,悬浮电磁铁与悬浮架之间的关系如图 1 所示。悬浮架 SG2 和 SG3 为 3 个悬浮电磁铁提供支承,这里仅给出它们的运动方程,悬浮架 SG1 和 SG4 的方程在此基础上去掉悬浮电磁铁相关项即可。悬浮架浮沉运动方程为

(4) 悬浮架点头运动方程为

$$-2K_{as} \sum_{j=1}^2 l_{s_{ij}} x_{s_{ij}} \beta_c + \left(2K_{ts} \sum_{j=1}^4 l_{ts_{ij}}^2 + 2K_{as} \sum_{j=1}^2 l_{s_{ij}}^2 \right) \beta_{sg_i} - 2K_{ts} l_{ts_{ij}} Z_{tm_{2i-2}} - 2K_{ts} l_{ts_{ij}} l_{ts(2i-2),2} \beta_{tm_{2i-2}} - 2K_{ts} \sum_{j=1}^2 l_{ts_{i(j+1)}} l_{ts(2i-1),j} \beta_{tm_{2i-1}} - 2K_{ts} l_{ts_{ij}} Z_{tm_{2i}} - 2K_{ts} l_{ts_{ij}} l_{ts_{2i-1},1} \beta_{tm_{2i-1}} - 2C_{as} \sum_{j=1}^2 l_{s_{ij}} x_{s_{ij}} \dot{\beta}_c + \left(2C_{ts} \sum_{j=1}^4 l_{ts_{ij}}^2 + 2C_{as} \sum_{j=1}^2 l_{s_{ij}}^2 \right) \dot{\beta}_{sg_i} - 2C_{ts} l_{ts_{ij}} \dot{Z}_{tm_{2i-2}} - 2C_{ts} l_{ts_{ij}} l_{ts(2i-2),2} \dot{\beta}_{tm_{2i-2}} - 2C_{ts} \sum_{j=1}^2 l_{ts_{i(j+1)}} l_{ts(2i-1),j} \dot{\beta}_{tm_{2i-1}} - 2C_{ts} l_{ts_{ij}} \dot{Z}_{tm_{2i}} - 2C_{ts} l_{ts_{ij}} l_{ts_{2i-1},1} \dot{\beta}_{tm_{2i-1}} + J_{sg} \ddot{\beta}_{sg_i} = 0 \quad (4)$$

式中: \$l_{ts_{ij}}\$ 为各悬浮电磁铁支承点到悬浮架中心的距离; \$J_{sg}\$ 为悬浮架的转动惯量。

(5) 悬浮电磁铁浮沉运动方程。第 1、3、5、7 号悬浮电磁铁分别支承于 1、2、3、4 号悬浮架上,而第

2、4、6 号悬浮电磁铁支承于相邻的 2 个悬浮架上,因此奇数和偶数编号的悬浮电磁铁运动方程存在区别。

奇数编号悬浮电磁铁的浮沉运动方程如下

所示:

$$-2K_{ts}Z_{sg_{i+1/2}} + 2K_{ts}Z_{tm_i} - 2C_{ts}\dot{Z}_{sg_{i+1/2}} + 2C_{ts}\dot{Z}_{tm_i} + M_{tm}\ddot{Z}_{tm_i} = M_{tm}g - \sum_{k=1}^{12} F_{ik} \quad (5)$$

偶数编号悬浮电磁铁的浮沉运动方程如下所示:

$$-K_{ts}Z_{sg_{i/2}} - K_{ts}Z_{sg_{i/2+1}} + 2K_{ts}Z_{tm_i} - K_{ts}l_{ts_{i/2+1}}\beta_{sg_{i/2}} - K_{ts}l_{ts_{i/2+1}}\beta_{sg_{i/2+1}} - C_{ts}\dot{Z}_{sg_{i/2}} - C_{ts}\dot{Z}_{sg_{i/2+1}} + 2C_{ts}\dot{Z}_{tm_i} - C_{ts}l_{ts_{i/2+1}}\dot{\beta}_{sg_{i/2}} - C_{ts}l_{ts_{i/2+1}}\dot{\beta}_{sg_{i/2+1}} + M_{tm}\ddot{Z}_{tm_i} = M_{tm}g - \sum_{k=1}^{12} F_{ik} \quad (6)$$

式(5)–(6)中: M_{tm} 为悬浮电磁铁质量; F_{ik} 为第*i*号悬浮电磁铁第*k*个悬浮磁极的悬浮力。

(6) 悬浮电磁铁点头运动方程。奇数编号悬浮电磁铁点头运动方程如下所示:

$$-K_{ts}l_{tms_{i,k}}l_{ts_{(i+1)/2+k+1}}\beta_{sg_{i/2+1}} + K_{ts}\sum_{h=1}^2 l_{tms_{i,h}}^2\beta_{tm_i} - C_{ts}\sum_{h=1}^2 l_{tms_{i,h}}l_{ts_{(i+1)/2+k+1}}\dot{\beta}_{sg_{i/2+1}} + C_{ts}\sum_{h=1}^2 l_{tms_{i,h}}^2\dot{\beta}_{tm_i} + J_{tm}\ddot{\beta}_{tm_i} = -\sum_{k=1}^{12} F_{ik}l_{tm_{ik}} \quad (7)$$

式中: $l_{tm_{ik}}$ 为第*i*号悬浮电磁铁的第*k*个悬浮磁极到磁铁中心的水平距离; J_{tm} 为悬浮电磁铁的转动惯量。

偶数编号悬浮电磁铁点头运动方程如下所示:

$$-K_{ts}l_{tms_{i,1}}Z_{sg_{i/2}} - K_{ts}l_{ts_{i/2+1}}l_{tms_{i,1}}\beta_{sg_{i/2}} - K_{ts}l_{tms_{i,2}}Z_{sg_{i/2+1}} - K_{ts}l_{ts_{i/2+1}}l_{tms_{i,2}}\beta_{sg_{i/2+1}} + K_{ts}\sum_{h=1}^2 l_{tms_{i,h}}^2\beta_{tm_i} - C_{ts}l_{tms_{i,1}}\dot{Z}_{sg_{i/2}} - C_{ts}l_{ts_{i/2+1}}l_{tms_{i,1}}\dot{\beta}_{sg_{i/2}} - C_{ts}l_{tms_{i,2}}\dot{Z}_{sg_{i/2+1}} - C_{ts}l_{ts_{i/2+1}}l_{tms_{i,2}}\dot{\beta}_{sg_{i/2+1}} + C_{ts}\sum_{h=1}^2 l_{tms_{i,h}}^2\dot{\beta}_{tm_i} + J_{tm}\ddot{\beta}_{tm_i} = -\sum_{k=1}^{12} F_{ik}l_{tm_{ik}} \quad (8)$$

1.2 道岔模型

高速磁浮道岔按照列车最高侧线通过速度的不同分为高速道岔(最高侧线通过速度 $196 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)和低速道岔(最高侧线通过速度 $98 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$),其主体结构为由若干支点支承的连续钢梁(高速道岔为八跨,总长度 148.608 m ;低速道岔为五跨,总长度 78.432 m)。道岔通过电机驱动实现钢梁的整体弹性侧弯,并通过安装在横梁上的锁销机构保证道岔的最终线型。当道岔横移到位后,通过各支点上的锁定装置保持道岔的线形(见图2),梁跨布置如图3所示。



图2 EMS型高速磁浮系统低速道岔

Fig.2 Low-speed turnout of EMS high-speed maglev system

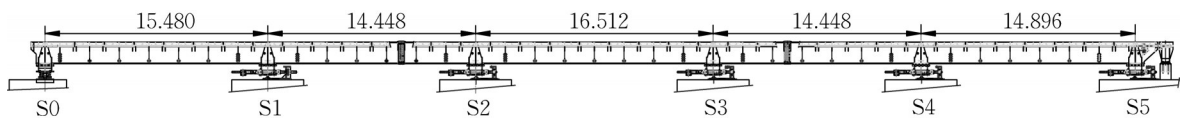


图3 道岔梁跨布置(单位:m)

Fig.3 Arrangement of turnout span (unit: m)

图4为低速磁浮道岔的纵、横梁断面,五跨连续的钢道岔梁支承分别位于S0—S5支墩的6根横梁上。道岔梁的高度为 1.5 m ,左右腹板外侧距离为 0.45 m ,上下翼缘板厚为 50 mm ,腹板厚度为 20 mm 。

采用平面梁单元模拟道岔梁,如图5所示。图5中, Q_{zm} 、 Q_{zn} 分别为作用于节点*m*和*n*的剪力, M_{ym} 、 M_{yn} 分别为作用于节点*m*和*n*的绕*y*轴的弯矩。

单元节点位移 $d_e = (\omega_m, \theta_{ym}, \omega_n, \theta_{yn})^T$ 为梁单元两端的节点位移和转角。

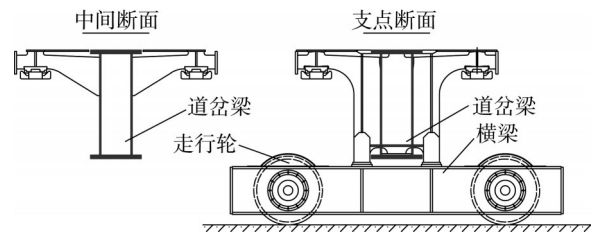


图4 道岔梁断面

Fig.4 Cross-section of turnout



图5 梁单元模型

Fig.5 Girder unit model

位移函数反映梁单元上任一点横向位移与节点位移的关系,如下所示:

$$w(x) = \psi_1 w_m + \psi_2 \theta_{ym} + \psi_3 w_n + \psi_4 \theta_{yn} \quad (9)$$

$$\psi_1 = 1 - \frac{3x^2}{l^2} + \frac{2x^3}{l^3}$$

$$\psi_2 = x - \frac{2x^2}{l} + \frac{x^3}{l^2}$$

$$\psi_3 = \frac{3x^2}{l^2} - \frac{2x^3}{l^3}$$

$$\psi_4 = -\frac{x^2}{l} + \frac{x^3}{l^2}$$

式中:\$x\$为梁单元上任意一点的坐标;\$l\$为梁单元长度。

根据道岔结构体系的特点,支点S0处横梁中间有竖向支承,约束条件采用固定铰模拟;考虑到横梁在列车荷载作用下会产生竖向弹性变形,S1—S5支点采用弹性铰支座模拟约束条件(见图6),其等效弹簧刚度 \$K_s = 3.3 \times 10^9 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\$。

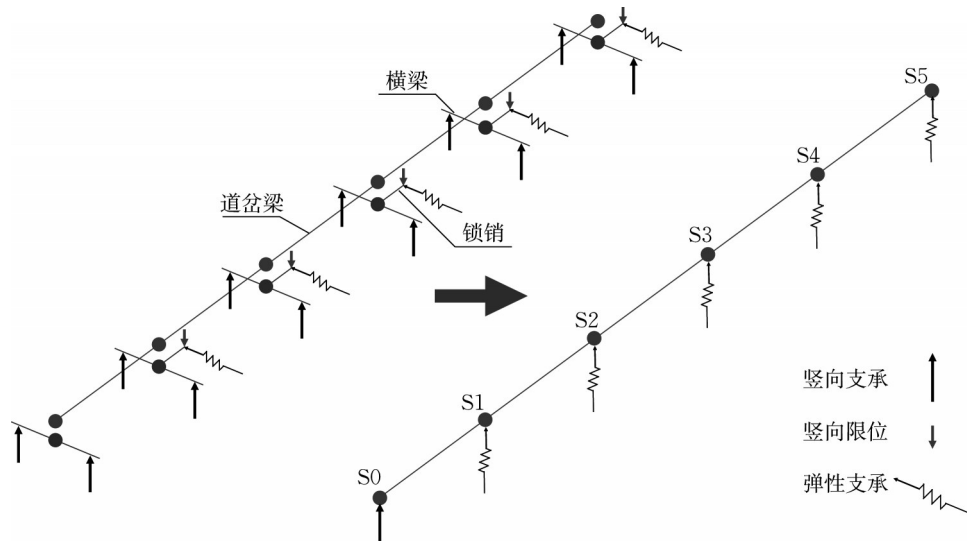


图6 道岔分析模型的简化处理

Fig.6 Simplified turnout analysis model

1.3 悬浮控制模型

高速磁浮车辆与道岔之间以电磁力为界面。电磁力既是车辆和道岔之间的相互作用,也是它们之间的约束。虽然弹簧-阻尼模型能从力学角度反映车-轨相互作用,但是难以准确反映基于控制-反馈的悬浮系统对车-轨之间的互相约束,从而给车辆和悬浮间隙的分析带来一定的偏差。因此,引入控制模型以反映悬浮主动控制-反馈行为。

悬浮控制系统通过调节悬浮电磁铁线圈电流来实现稳定悬浮,其电流控制律为

$$\Delta i(t) = K_p \Delta \delta(t) + K_v \dot{\delta}(t) + K_a \ddot{\delta}(t) \quad (10)$$

式中:\$i\$为主动调节的悬浮电流;\$K_p\$、\$K_v\$、\$K_a\$分别为悬浮控制模型中对悬浮间隙变化量、悬浮间隙变化速度和悬浮间隙加速度的反馈系数。

悬浮间隙变化率 \$\dot{\delta}\$ 及悬浮间隙加速度 \$\ddot{\delta}\$ 很难测量,而悬浮间隙 \$\delta\$ 和电磁铁加速度 \$a\$ 容易测得,因此采用以

悬浮间隙、悬浮间隙变化率和电磁铁加速度实现反馈的控制策略。为了获取难以测量的 \$\delta\$,采用状态观测器利用输入 \$(\delta, a)\$ 信号重构其估计值 \$\hat{\delta}\$ (见图7,其中 \$S\$ 为拉普拉斯变量)。以 \$(\hat{x}_1, \hat{x}_2) = (\hat{\delta}, \dot{\hat{\delta}})\$ 为状态量,悬浮控制系统的状态观测器方程如下所示:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1(t) = \hat{x}_2(t) + 2\xi_0 \omega_0 (\Delta \delta - \hat{x}_1(t)) \\ \dot{\hat{x}}_2(t) = a + \omega_0^2 (\Delta \delta - \hat{x}_1(t)) \end{cases} \quad (11)$$

通过状态观测器重构获得悬浮间隙一阶导数观测值后,根据下式计算电流:

$$\Delta i = K_p \Delta \delta + K_v \hat{x}_2 + K_a a \quad (12)$$

之后,根据下式求得悬浮力:

$$F_m \approx mg + K_i \Delta i(t) - K_\delta \Delta \delta(t) \quad (13)$$

式中:\$K_i\$和 \$K_\delta\$ 分别为电流和悬浮间隙变化量的控制参数。采用的悬浮控制参数如表1所示。

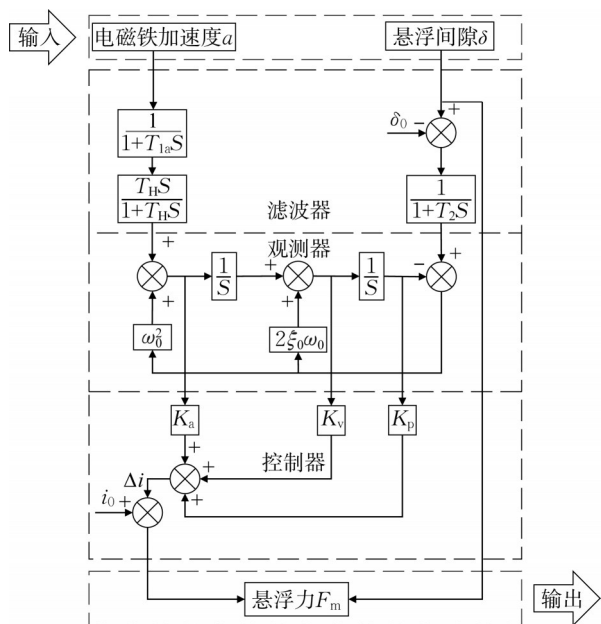


图7 悬浮控制模型

Fig.7 Suspension control model

表1 悬浮控制参数

Tab.1 Suspension control parameters

符号	意义	取值
m	单个悬浮磁极对应的悬浮质量/kg	342
δ_0	额定悬浮间隙/m	0.01
T_{la}	加速度惯性时间常数	7.95774×10^{-4}
T_H	加速度积分时间常数	0.008
T_2	悬浮间隙时间常数	7.95774×10^{-5}
ω_0	状态观测器固有频率/Hz	400π
ξ_0	状态观测器阻尼比/($N \cdot s \cdot m^{-1}$)	0.707
i_0	额定悬浮电流/A	24
K_a	悬浮间隙加速度反馈系数	0.5
K_v	悬浮间隙变化率反馈系数	50
K_p	悬浮间隙变化量反馈系数	7000

2 车-岔垂向动力学仿真分析

利用前文中建立的模型,编写了基于Newmark- β 法的Matlab程序,针对1节和5节编组列车过岔进行了仿真计算,主要步骤为:基于当前时间步的悬浮力作用位置,计算作用于车辆及轨道梁的悬浮力,并以此为荷载求得车辆与轨道梁的动力响应;不断更新悬浮力的位置信息,并重复上述计算过程直至全部时间步的计算完成。

2.1 静悬工况下的模型验证

为了清楚地反映悬浮控制性能,并验证仿真模型的稳定性,首先分析了车辆在上海磁浮列车示范运营线24.768 m简支复合梁上的起浮情况。车辆的初始悬浮间隙为16 mm,额定悬浮间隙为10 mm。由图8可见,经历车辆起浮瞬间的冲击,振动很快收

敛,轨道梁跨中挠度也很快稳定在2.5 mm左右,这与上海磁浮列车示范运营线轨道梁过车时的实测挠度较为接近。

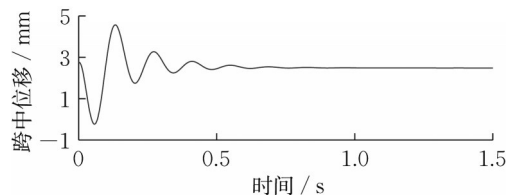


图8 静悬时跨中位移

Fig.8 Displacement of mid-span under steady suspension

由图9和图10可见,各悬浮架的浮沉运动表现出一定的同步性,而点头运动则表现出反对称的特征,即1号和4号、2号和3号悬浮架点头运动方向相反。由于1号和7号悬浮电磁铁分别支承于1号和4号悬浮架上,因此1号和7号悬浮电磁铁同样表现出浮沉运动同步,点头运动反对称的特征,其他悬浮电磁铁的运动情况则较为复杂,如图11和图12所示。综上所述,高速磁浮车辆走行部链式结构引起的振动在各悬浮架和悬浮电磁铁之间的传递可在模型中得到体现,因此所提出的悬浮控制方法及相应的车-岔仿真模型能够用于进一步的系统动力响应分析。

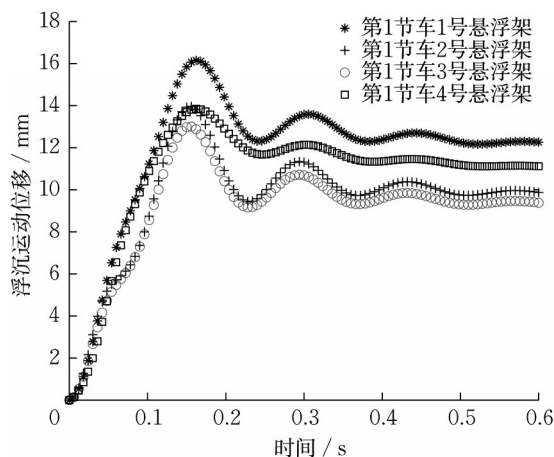


图9 各悬浮架浮沉运动对比

Fig.9 Comparison of floating and sinking motion between suspension frames

2.2 1节列车低速过岔

上海磁浮列车示范运营线道岔在列车低速通过时发生较为严重的车-岔振动,根据对道岔疲劳性能的评估,低速下的剧烈振动会导致道岔疲劳性能大大降低,同时还会造成车辆受流器与安装于道岔梁侧面的动力轨之间产生拉弧现象,造成动力轨烧蚀。

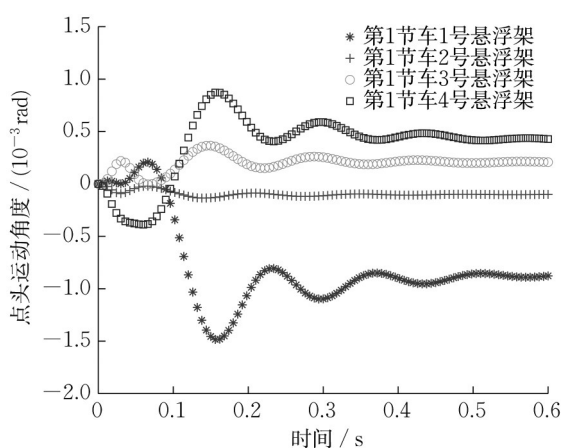


图10 各悬浮架点头运动对比

Fig.10 Comparison of nodding motion between suspension frames

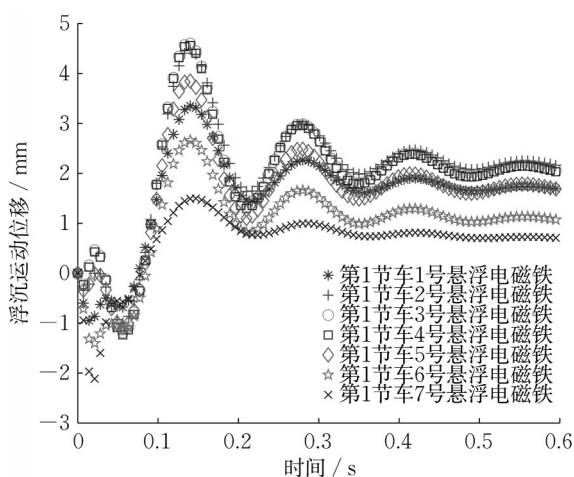


图11 各悬浮电磁铁浮沉运动对比

Fig.11 Comparison of floating and sinking motion between suspension magnets

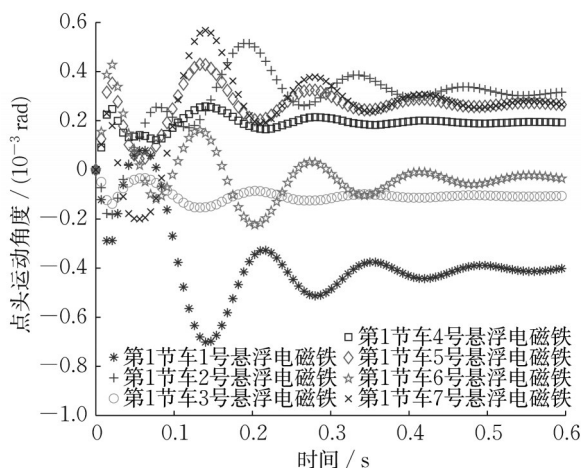


图12 各悬浮电磁铁点头运动对比

Fig.12 Comparison of nodding motion between suspension magnets

道岔梁上典型截面的测点布置如图13所示。在传感器编号中,U表示位移,A表示加速度,y表示沿道岔横向,z表示沿道岔竖向。当1节TR08国产样车以 $15\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的速度过岔时,道岔第三跨跨中竖向位移和加速度如图14和图15所示。

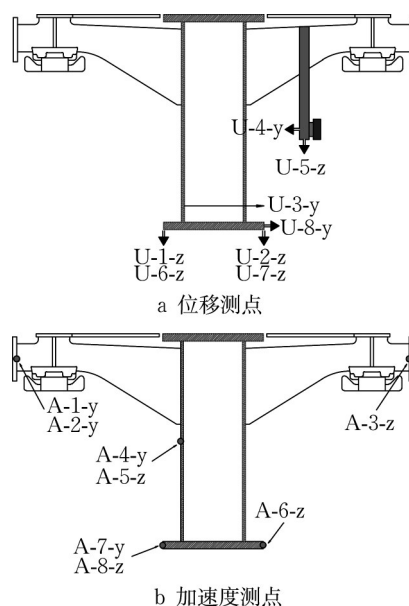


图13 测点布置

Fig.13 Measurement point arrangement

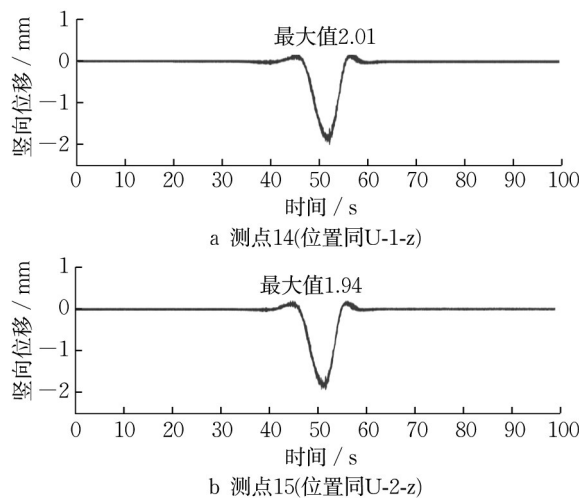


图14 低速过岔时第三跨跨中竖向位移

Fig.14 Mid-span vertical displacement of the 3rd span when running through the turnout at low speed

2021年10月,结合新型国产磁浮车试验,在嘉定试验线开展了车-岔动力测试。测试中,利用地脉动(环境激励)和锤击2种方法测量了道岔梁各跨的模态,各跨的优势频率如表2所示,与理论计算结果基本吻合。低速过岔时跨中竖向加速度如图16所

示。车辆约从第 3 s 开始进入道岔,在第 3~14 s 时峰值加速度基本在 $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 左右,但是从第 14 s 开始,也就是车辆从第三跨进入第四跨的过程中,加速度呈现逐渐增大趋势,大约到第 17 s 达最大值(超过 $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$),此时车辆尾部基本离开第三跨梁,车头部分已经进入第五跨梁。通过跨中加速度频谱分析发现,优势频率为 13.86 Hz,说明在梁跨的主频点附近激发了明显的振动,如图 17 所示。

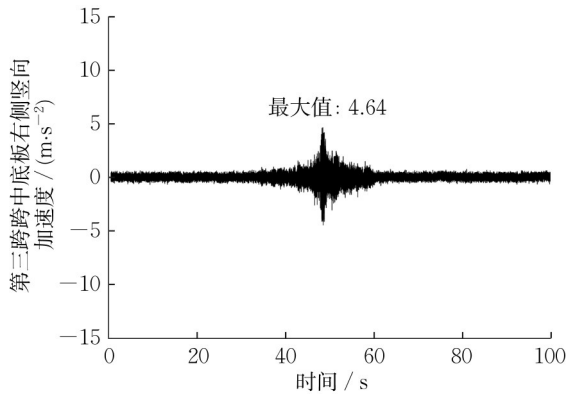


图 15 低速过岔时第三跨跨中竖向加速度(测点 11,位置同 A-6-z)

Fig.15 Mid-span vertical acceleration of the 3rd span when running through the turnout at low speed (measurement point 11, same position as A-6-z)

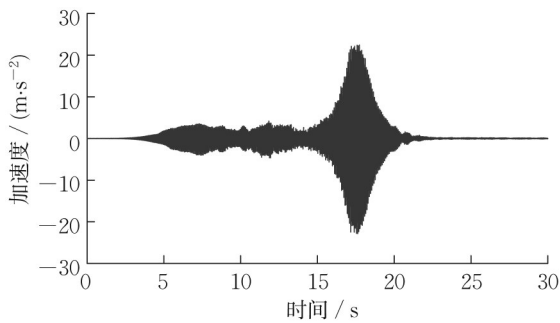


图 16 低速过岔时第三跨跨中竖向加速度 ($15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)
Fig.16 Mid-span vertical acceleration of the 3rd span when running through the turnout at low speed ($15 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$)

表 2 道岔梁各跨竖向优势频率

Tab.2 Vertical dominant frequency of each span of the turnout

测量方法	各梁跨竖向自振频率/Hz				
	第一跨	第二跨	第三跨	第四跨	第五跨
地脉动法	14.000	16.500	13.375	16.500	14.375
锤击法	14.100	16.400	13.300	16.500	14.375

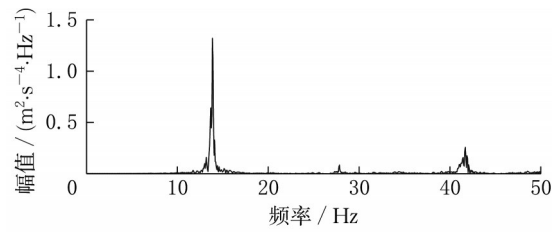


图 17 道岔梁加速度频谱

Fig.17 Acceleration spectrum of maglev turnout beam

利用建立的车-岔系统模型进行 1 节列车过岔仿真分析,结果如图 18 所示。第三跨竖向变形最大值为 1.381 mm,竖向加速度波动范围为 $-4.266 \sim 3.512 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 。通过跨中加速度频谱分析可以发现,计算的竖向振动优势频率主要为 13.78、16.58、24.77、30.34、42.69 Hz,在道岔第三跨竖向主频附近也激发了显著的振动,如图 19 所示。悬浮间隙变化在 7.878~12.220 mm,略超过 $10 \pm 2 \text{ mm}$ 范围,悬浮电流在 12.58~34.44 A 内波动,悬浮总体上稳定。因此,所建立的模型能够反映车-岔动力响应的特点。

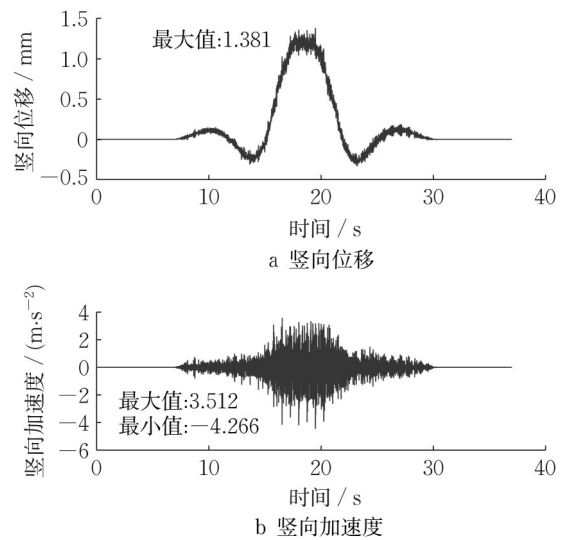


图 18 第三跨跨中竖向动力响应

Fig.18 Mid-span vertical dynamic response of the 3rd span

2.3 5 节编组列车过岔

利用前文建立的模型进行 5 节编组 TR08 高速磁浮列车过岔动力响应分析,列车行驶路径为:六跨 24.768 m 简支复合轨道梁+低速道岔(长 78.432 m)+五跨 24.768 m 简支复合轨道梁。轨道不平顺是车-轨系统产生振动的主要原因之一,直接影响车辆的振动和车-轨作用力。在进行仿真分析时,常常

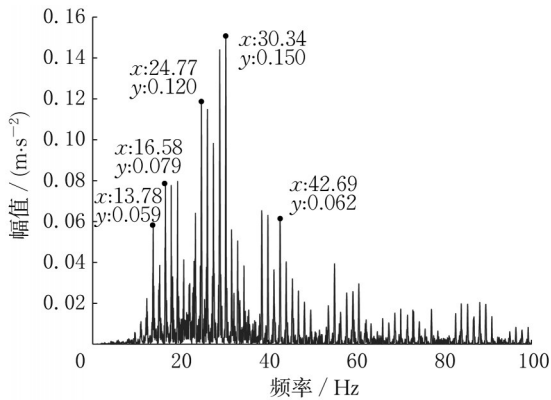


图19 道岔梁跨中加速度频谱

Fig.19 Mid-span acceleration spectrum of maglev turnout beam

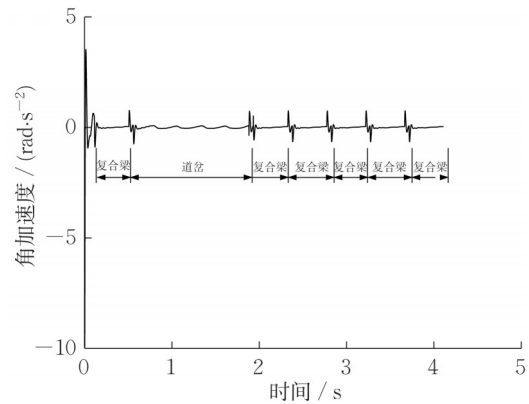


图21 悬浮电磁铁点头运动加速度(200 km·h⁻¹)

Fig.21 Acceleration of nodding motion of suspension magnet (200 km·h⁻¹)

利用不平顺谱通过三角级数和傅立叶逆变换等方法构造不平顺时域样本。引入随机不平顺,加大了车-岔动力响应的随机性。在不考虑随机不平顺影响的情况下,考察列车以一定速度通过时悬浮电磁铁振动情况,能够更为清晰地反映列车过岔的特点。图20和图21分别给出了在不考虑轨道不平顺的情况下车辆悬浮电磁铁浮沉和点头运动加速度时程。由图20和图21可见,当列车通过轨道梁之间、轨道梁和道岔之间的缝隙时,发生明显的振动,但很快收敛,进一步说明了所采用的悬浮控制器性能稳定。在不考虑轨道随机不平顺的情况下,道岔梁跨中竖向加速度及位移随列车速度的变化规律如图22所示。

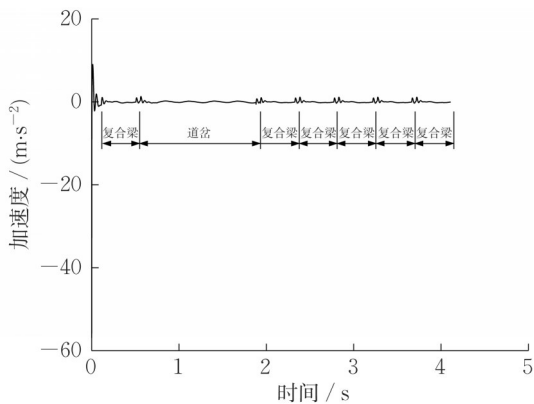


图20 悬浮电磁铁浮沉运动加速度(200 km·h⁻¹)

Fig.20 Acceleration of floating and sinking motion of suspension magnet (200 km·h⁻¹)

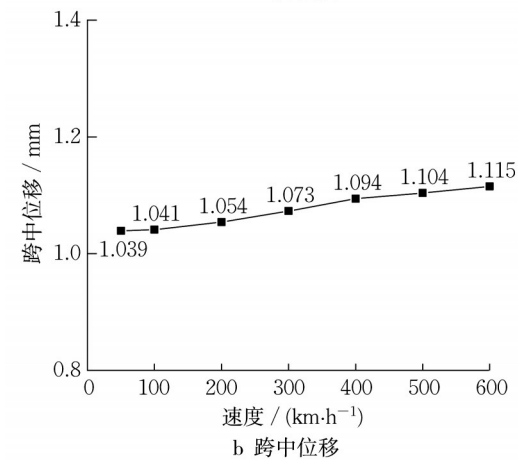
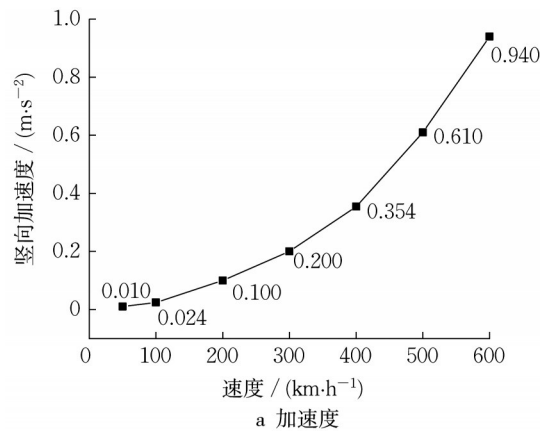


图22 第三跨跨中竖向加速度及位移与车速的关系

Fig.22 Relationship between mid-span vertical acceleration and vehicle speed and between mid-span vertical displacement and vehicle speed at the 3rd span

考虑随机不平顺的影响进行车-岔动力响应分析,参照德国低干扰谱构造轨道随机不平顺时域样本。图23为列车以15 km·h⁻¹过岔时的动力响应。此时,道岔第三跨跨中竖向位移最大值为1.267

mm;悬浮间隙变化为8.07~12.73 mm,满足悬浮间隙要求;电流变化为12.83~36.73 A,如图24所示。悬浮控制总体上稳定,模型能够用于车-岔动力响应分析。然而,悬浮控制参数的选取、悬浮控制和道岔

之间的参数匹配关系对于计算结果影响很大,这是后续值得深入研究的问题。

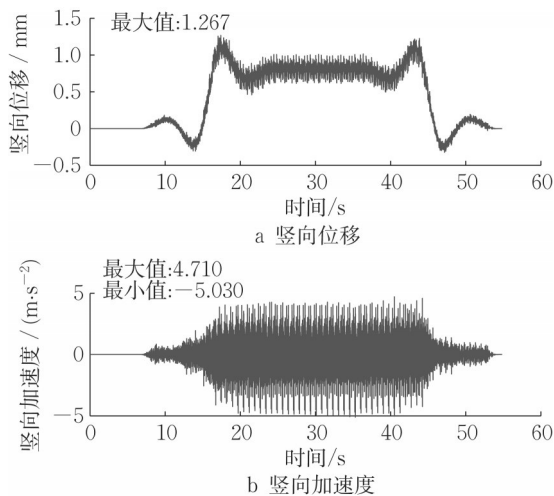


图23 第三跨跨中竖向位移和加速度(5节编组, $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)

Fig.23 Mid-span vertical displacement and acceleration of the 3rd span (5-car formation, $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)

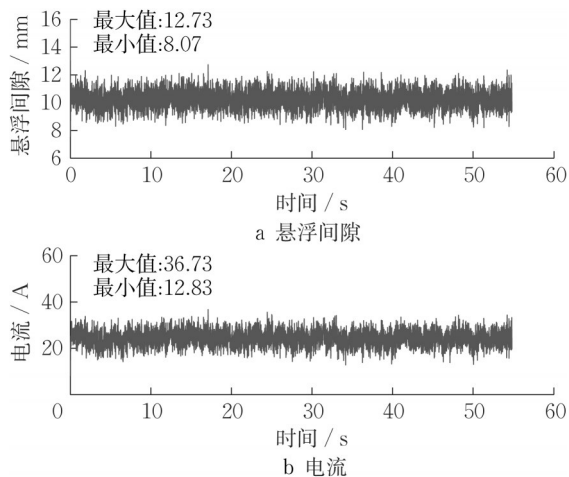


图24 悬浮间隙和电流

Fig.24 Suspension gap and current

3 结论

(1) 从车辆和道岔的结构特点出发,建立基于多刚体的高速磁浮车辆模型,仿真结果与实测的1节列车通过道岔的动力响应比较吻合。

(2) 高速磁浮车辆走行部链式结构为高速磁浮车-岔振动提供了沿着车辆方向传递的路径,各悬浮架和悬浮电磁铁的动力响应存在单悬浮电磁铁模型无法反映的较强的相关性,在车辆建模时须加以重视。

(3) 利用所建立的模型进行分析,在不考虑随机不平顺的情况下,道岔梁的跨中竖向加速度随着速度提高呈逐渐增大的趋势。

(4) 数值分析结果和实测数据表明,车-岔-悬浮控制三者之间的参数匹配关系对车-轨系统动力响应有较大影响,明确车-岔-悬浮控制的参数影响机理和匹配机制是后续开展车-岔动力学平稳性机理研究、进一步建立数字孪生模型的前提和关键。

作者贡献声明:

曾国锋:文章统筹,模型建立,仿真算法编写。

韩紫平:协助建立分析模型,仿真分析,现场测试,文件整理。

刘鸣博:仿真计算与数据处理,现场测试,文件整理。

朱志伟:现场测试与道岔结构模态分析。

参考文献:

- [1] GOTTZEIN E, LANGE B. Magnetic suspension control systems for the MBB high-speed train [J]. *Automatica*, 1975, 11(3): 271.
- [2] GOTTZEIN E, MEISINGER R, MILLER L. The "magnetic wheel" in the suspension of high-speed ground transportation vehicles [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 1980, 29: 17.
- [3] SINHA P K. Electromagnetic suspension dynamics & control [M]. London: Peter Peregrinus Ltd., 1987.
- [4] 李云钢,常文森. 磁浮列车悬浮系统的串级控制[J]. *自动化学报*, 1999, 25(2): 247
LI Yungang, CHANG Wensen. Cascade control of an EMS maglev vehicle's levitation control system [J]. *Acta Automatica Sinica*, 1999, 25(2): 247.
- [5] 刘恒坤,常文森,施晓红. 磁悬浮系统车轨耦合振动研究[J]. *计算机仿真*, 2006, 23(9): 256.
LIU Hengkun, CHANG Wensen, SHI Xiaohong. Vehicle-coupled-guideway vibration in maglev system [J]. *Computer Simulation*, 2006, 23(9): 256.
- [6] 刘恒坤,郝阿明,常文森. 弹性轨道上的磁悬浮系统控制方法研究[J]. *控制工程*, 2008, 15(4): 392.
LIU Hengkun, HAO Aming, CHANG Wensen. On control methods of the magnetic suspension system on elastic track [J]. *Control Engineering of China*, 2008, 15(4): 392.
- [7] 梁鑫. 磁浮列车车轨耦合振动分析及试验研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
LIANG Xin. Study on maglev vehicle/guideway coupled vibration and experiment on test rig for a levitation stock [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015.
- [8] 吴晗,曾晓辉,史禾慕. 考虑间隙反馈控制时滞的磁浮车辆稳定性研究[J]. *力学学报*, 2019, 51(2): 550.
WU Han, ZENG Xiaohui, SHI Hemu. Stability analysis of

- maglev vehicle with delayed position feedback control [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019, 51(2):550.
- [9] CAI Y, CHEN S S, ROTE D M. Vehicle/guideway interaction for high speed vehicles on a flexible guideway [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 175:625.
- [10] 曾佑文,王少华,张昆仑. EMS磁浮列车-轨道垂向耦合动力学研究[J]. 铁道学报, 1999, 21(2):21.
ZENG Youwen, WANG Shaohua, ZHANG Kunlun. A study of vertical coupling dynamics of EMS maglev train and guideway systems [J]. Journal of the China Railway Society, 1999, 21(2):21.
- [11] 赵春发,翟婉明,蔡成标. 磁浮车辆/高架桥垂向耦合动力学研究[J]. 铁道学报, 2001, 23(5):27.
ZHAO Chunfa, ZHAI Wanming, CAI Chengbiao. Maglev vehicle/elevated-beam guideway vertical coupling dynamics [J]. Journal of the China Railway Society, 2001, 23(5):27.
- [12] 赵春发. 磁悬浮车辆系统动力学研究[D]. 成都:西南交通大学, 2002.
ZHAO Chunfa. Maglev vehicle system dynamics [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2002.
- [13] 罗世辉. TR08车辆系统(含轨道)动力学建模与仿真研究[R]. 成都:西南交通大学, 2003.
LUO Shihui. Dynamic modeling and simulation of TR08 vehicle system (guideway included) [R]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2003.
- [14] 朴明伟,王建一,梁世宽,等. 高速磁浮车辆车桥耦合机制的探讨[J]. 铁道机车车辆, 2007, 27(5):9.
PIAO Mingwei, WANG Jianyi, LIANG Shikuan, et al. Discussion on high-speed maglev vehicle's coupling mechanism between vehicle and bridge [J]. Railway Locomotive & Car, 2007, 27(5):9.
- [15] 时瑾,魏庆朝. 线路不平顺对高速磁浮铁路动力响应特性的影响[J]. 工程力学, 2006, 23(1):154.
SHI Jin, WEI Qingchao. The effect of guideway irregularity on the dynamic characteristics of high-speed maglev railway [J]. Engineering Mechanics, 2006, 23(1):154.
- [16] 滕延锋. 高速磁浮轨道梁在车辆荷载作用下的振动研究[D]. 上海:上海交通大学, 2008.
TENG Yanfeng. The study of vibration of high speed maglev guideway interacting with vehicle [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2008.
- [17] 王党雄,李小珍,梁林. 中低速磁浮列车-桥梁系统竖向耦合振动理论分析与试验验证[J]. 土木工程学报, 2019, 52(8):81.
WANG Dangxiong, LI Xiaozhen, LIANG Lin. Theoretical analysis and experimental verification of the vertical coupling vibration of low-to-medium speed maglev train-bridge system [J]. China Civil Engineering Journal, 2019, 52(8):81.
- [18] 任晓博. 中低速磁浮车辆-轨道-桥梁耦合振动仿真分析[D]. 成都:西南交通大学, 2018.
REN Xiaobo. Numerical analysis on coupled vibration of medium-low speed maglev vehicle-track-viaduct system [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.
- [19] 蔡文涛. 基于车桥耦合振动分析高速磁浮轨道梁体系的动力特性研究[D]. 上海:上海交通大学, 2020.
CAI Wentao. Research on dynamic characteristics of high speed maglev track beam system based on coupling vibration of vehicle and bridge [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2020.
- [20] FICHTNER K, PICHLMEIER F. The transrapid guideway switch; test and verification [C]//Maglev 2004 Proceedings, 18th International Conference on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives. Shanghai:[s.n.], 2004: 624-631.
- [21] DIGNATH F, LIU X F, ZHENG Q H. Dynamic behavior of guideway switch beams[C]// Proceedings of the Maglev 2006. Dresden: [s.n.], 2006: 1-7.
- [22] 殷月俊,罗汉中,黄醒春. 高速磁浮道岔振动响应的原位实测[J]. 上海交通大学学报, 2007, 41(4): 658.
YIN Yuejun, LUO Hanzhong, HUANG Xingchun. In situ research of dynamic response of maglev turnout [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2007, 41(4): 658.
- [23] 曾国锋. 国产高速磁浮道岔研制[R]. 上海:同济大学, 2010.
ZENG Guofeng. Development of domestic high speed maglev turnout [R]. Shanghai: Tongji University, 2010.
- [24] 顾行涛,赵春发,翟婉明. 磁浮道岔梁自振特性及瞬态响应分析[J]. 交通运输工程与信息学报, 2009, 7(4):56.
GU Xingtao, ZHAO Chunfa, ZHAI Wanming. Natural vibration and transient response of maglev switch beam [J]. Journal of Transportation Engineering and Information, 2009, 7(4):56.
- [25] 张宇生. 中低速磁浮车辆-道岔主动梁耦合振动仿真分析[D]. 成都:西南交通大学, 2019.
ZHANG Yusheng. Analysis and simulation of coupling vibration between medium-low speed maglev vehicle and active switch beam [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019.