

抬轮器对工程车过道岔动力学性能的影响

秦晓特, 黄志辉, 杨鸿泰

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘要:基于多体动力学软件建立工程车、轮轴故障工程车、抬轮器、9号右开道岔模型,分析轮轴故障工程车一位轮对轮轴故障时,安装抬轮器后侧向过道岔的行车安全性。仿真结果表明,轮轴故障工程车安装抬轮器后能够以限速30 km/h侧向安全通过9号道岔;一位轮对在添加抬轮器后,轮轴故障工程车过道岔的速度对车辆的动力学性能影响较明显;一位轮对在被抬高5、10、40、80、120 mm以30 km/h侧向过道岔时,较低的抬轮高度一定程度上对车辆动力学性能有益。

关键词:抬轮器;9号道岔;变截面轨;侧向;动力学性能

中图分类号:U273 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2021)03-0037-08

0 引言

随着车辆运行速度的提高及载重量的增大,车辆上的一些零部件会发生裂纹、折断等故障,特别是轮轴故障,轻者会造成列车晚点或途中甩车,重者可能造成车辆脱轨或列车颠覆等重大铁路交通事故。车辆在运行过程中发生轮轴故障时,一般处理办法为在轮对上打油拖行,争取尽快使故障车辆脱离现场,以减少对线路上其他运行车辆的行车影响。由于此种救援方式不涉及专用救援器具,具有一定的优势,但不可避免会出现很多的问题:①采用轮轴打油拖行的运行方式,轮轨之间易发生干摩擦,对车轮和钢轨会造成较大的磨损;②为了保证车辆的运行安全,车辆以拖行的方式运行时,直线速度不能超过25 km/h,侧向过道岔速度不能超过15 km/h,运行速度较低。

铁路车辆轮轴故障抬轮器是一种拼装式的专用救援设备,主要由侧架、轮组、支撑轴及紧固部件等几部分组成,可以安装在轮轴故障的轮对下,代替轮对运行,此装置结构简单、携带方便、易操作,车辆安全性和速度都得到提高,但由于车辆在添加抬轮器后,抬轮器与轮对固接在一起,故障轮对被抬高,整车动力学性能变差,尤其是在车辆过道岔时,车辆脱轨的可能性大大增加,因此对车辆安装抬轮器后过道岔的安全性进行研究具有重要意义。

1 轮轴故障救援设备抬轮器

1.1 抬轮器工作原理

先利用1到2台千斤顶从轮对车轴中部将故障轮对顶起,放置2个抬轮器在钢轨上,使支撑轴轮缘槽对准故障轮对轮缘,然后松开千斤顶卸载阀,将故障轮对落在抬轮器上,最后利用紧固螺栓将故障轮对车轮左右固定,使得故障轮对和抬轮器连接成一体,两侧的抬轮器代替故障轮对走行,铁路车辆轮轴故障抬轮器如图1所示。

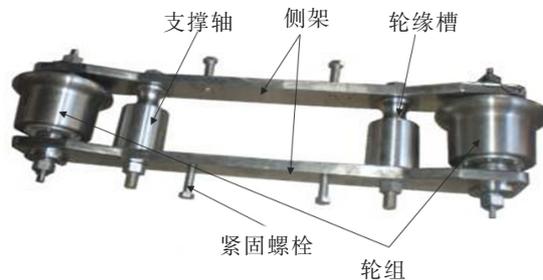


图1 铁路车辆轮轴故障救援抬轮器

收稿日期:2021-03-09 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20210041

基金项目:国家自然科学基金(U19A20109)

作者简介:秦晓特(1995—),男,硕士研究生,研究方向为车辆系统动力学。E-mail:1140047462@qq.com

秦晓特,黄志辉,杨鸿泰.抬轮器对工程车过道岔动力学性能的影响[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2021,34(3):37-43,66.

1.2 一位轮对升高高度计算

由于抬轮器在工作时会将轮对抬高,且抬轮高度会伴随车轮磨耗而降低,因此需要分析抬轮器与轮对的几何关系,计算此高度,以便确定动力学建模时轮对的重心高度。一位轮对相较于其他轮对发生故障时,车辆的动力学性能最为恶劣,因此选择在一位轮对下添加抬轮器,对车辆进行安全性分析。工程车新车车轮半径 R 为 420 mm,磨耗极限为 393 mm,支撑轴轴径 r 为 40 mm,支撑轴轴心到车轮对称中心线垂线距离 L 为 228 mm,支撑轴轴心距轨面高度 h 为 96 mm,抬轮器结构图及一位轮对升高高度计算图如图 2、图 3 所示,通过分析抬轮器与一位轮对的几何关系可得

$$\cos \alpha = L / (R + r) \quad (1)$$

$$\beta = \alpha \quad (2)$$

$$\sin \beta = h / l \quad (3)$$

$$H = (R + r + l) \sin \beta - R \quad (4)$$

式中, α 为支撑轴轴心和车轮轮心连线与过支撑轴轴心向车轮对称中心线所作垂线形成的夹角; β 为 α 的同位角; l 为支撑轴轴心与车轮轮心连线延长至轨面的延长线长度; H 为一位轮对被抬高高度(一位轮对车轮踏面距轨面高度)。将新车车轮半径及磨耗极限半径分别代入,解得一位轮对升高高度分别为 75、71 mm,为保留一定余量,动力学建模时一位轮对升高高度取 60、70、80、90 mm。

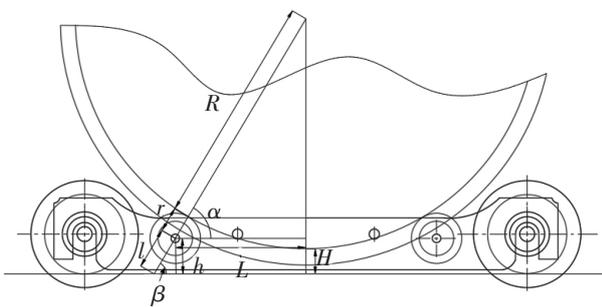


图 2 抬轮器结构图

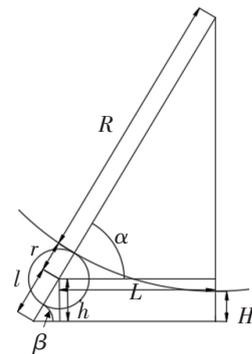


图 3 一位轮对升高高度计算图

2 轮轴故障工程车过道岔动力学模型

2.1 轮轴故障工程车动力学模型

在工程车发生故障时,抬轮器代替故障轮对承担走行功能,故障轮对单侧车轮和抬轮器之间通过 2 个支撑轴、4 个紧固螺栓连接在一起,总共有 6 处连接。为简化建模,将抬轮器 2 个侧架、4 个紧固螺栓、2 个支撑轴简化为 1 个平板支撑结构,平板支撑结构将前后两轮轴连接构成抬轮器,且在支撑结构上设置铰接连接故障轮对单侧车轮,结构简化图如图 4 所示。此时,一位故障轮对相当于一个轴桥,连接左右两侧抬轮器,但由于抬轮器单个轮轴结构只有旋转自由度,因此不同于独立旋转车轮,抬轮器工作状态下动力学模型如图 5 所示(图中车轮与板的外形仅用于示意,其外形的干涉并不影响动力学的计算)。

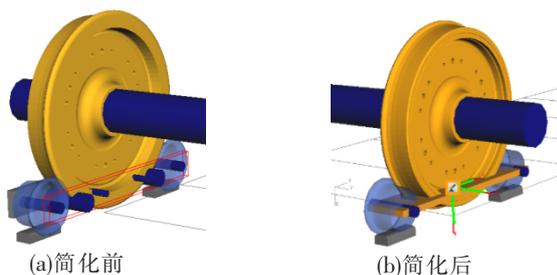


图 4 结构简化图

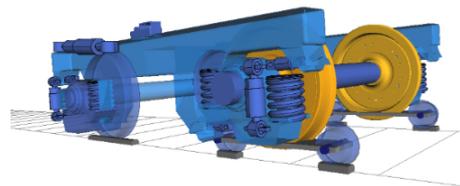


图 5 抬轮器工作状态下动力学模型

利用 SIMPACK 软件建立轮轴故障工程车动力学模型,包括 1 个车体、前后 2 个构架、3 个正常轮对、1 个故障轮对、8 个轴箱、4 个抬轮器车轴、4 个抬轮器车轮、2 个支撑结构共计 25 个刚体,轴箱采用双拉杆轴箱定位方式,轴箱两侧各设置 1 组圆钢簧,车体采用心盘承载,两侧设常接触橡胶旁承,并设置抗蛇行减振器,车体、构架、正常轮对及故障轮对均考虑伸缩、横移、沉浮、侧滚、点头、摇头 6 个自由度,轴箱考虑点头自由度,抬轮器单个轮轴考虑点头自由度,整车共计 54 个自由度,轮轴故障工程车拓扑图如图 6 所示。

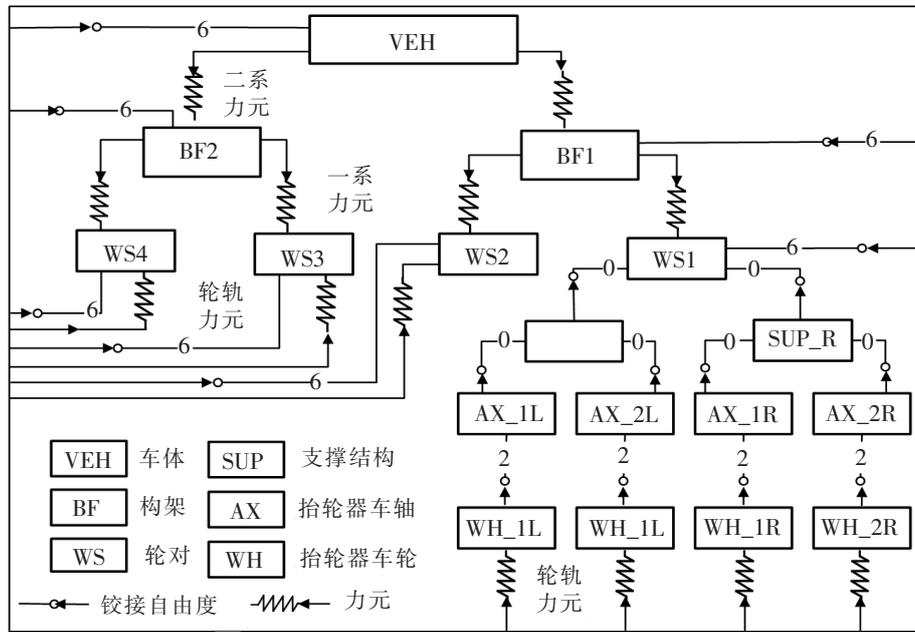


图 6 轮轴故障工程车拓扑图

2.2 道岔动力学模型建立

道岔是一种使机车车辆从一股道转入另一股道的线路连接设备,在道岔大部分区域内,其轨道截面外形会随线路长度发生变化,由此形成的轨道不平顺使得车辆通过道岔时动力学性能比较差。车辆侧向过道岔时,在转辙器区和辙叉区,车轮会与尖轨、辙叉和护轨发生强烈的冲击作用,轮轨作用力相比于车辆正向过道岔和其他区间线路较大,过道岔的行车安全性是衡量抬轮器性能的关键因素之一^[1-2]。

采用 9 号右开固定辙叉心轨道岔结构,尖轨长 12.4 m,导曲线轨长 12.9 m,辙叉长 4.3 m,导曲线半径为 180 m,车辆过道岔时依次通过尖轨、导曲线轨、有害空间、辙叉区,最终回到基本轨上,道岔结构示意图如图 7 所示。为了准确将道岔模型在 SIMPACK 中拟合出来,在道岔转辙器区拟合了 7 个截面,在辙叉及护轨区也拟合了 7 个截面,其道岔区关键截面廓形如图 8 所示。

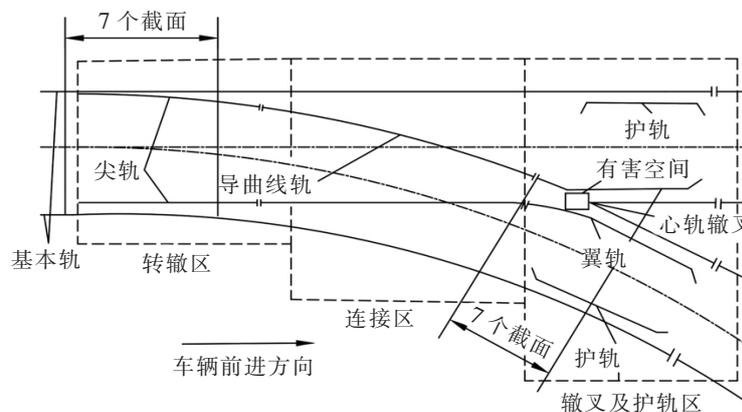


图 7 道岔结构示意图

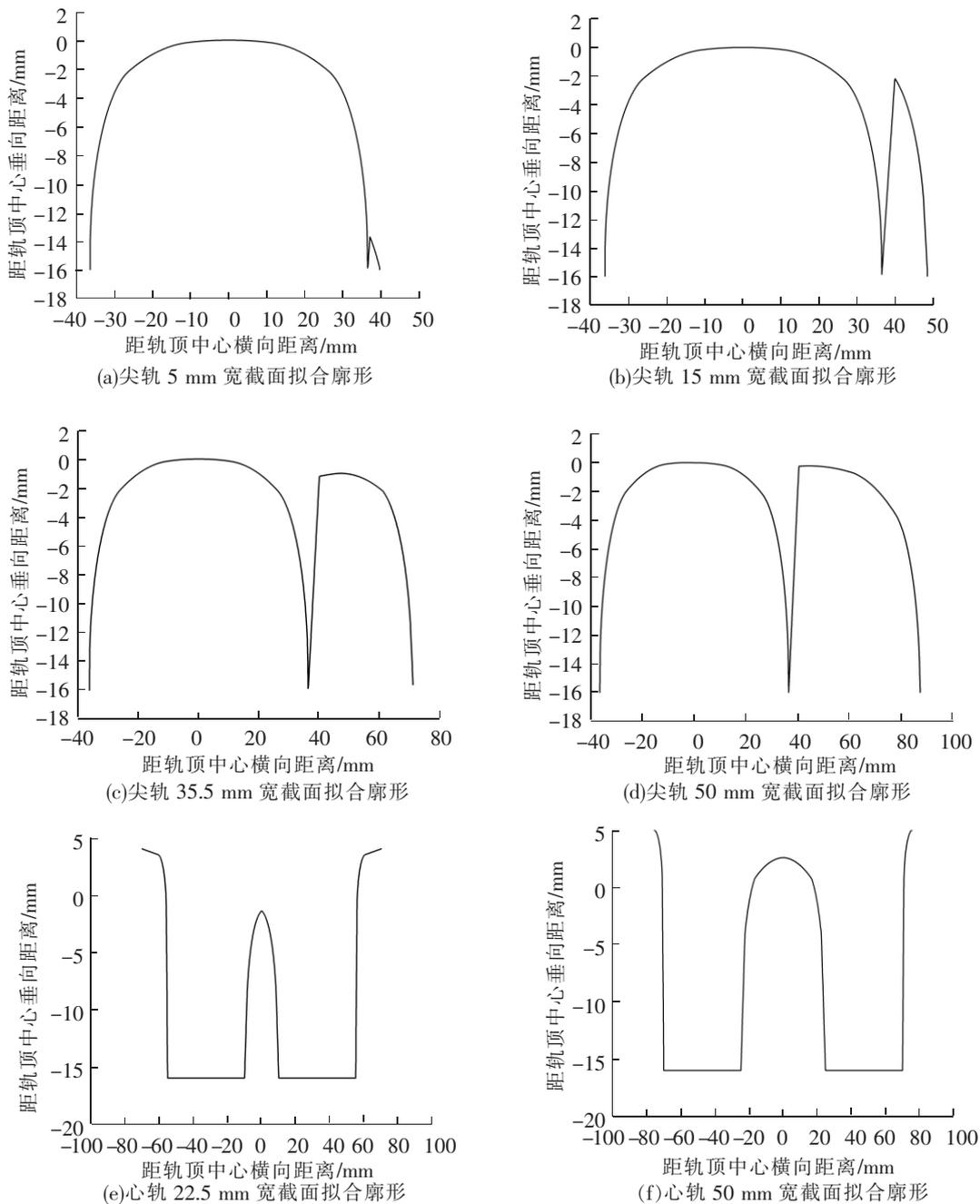


图 8 道岔尖轨及辙叉区部分拟合廓形

3 轮轴故障工程车过 9 号道岔动力特性分析

轮轴故障工程车过道岔主要是安全性问题,9 号道岔限速为 30 km/h,轮轴故障车辆在一位轮对抬高 60、70、80、90 mm 时分别以 10、20、30 km/h 侧向过道岔后,一位轮对左侧抬轮器前轮脱轨系数如图 9 所示,二位轮对左侧车轮脱轨系数如图 10 所示。其中左侧抬轮器前轮在过尖轨和辙岔时,脱轨系数峰值存在短时超过限值 1.2 的情况,但持续时间均不超过 0.05 s,不满足 GB/T 17426—1998 中计算脱轨系数时,横向力作用时间应大于 0.05 s 的要求,因此脱轨系数符合标准。

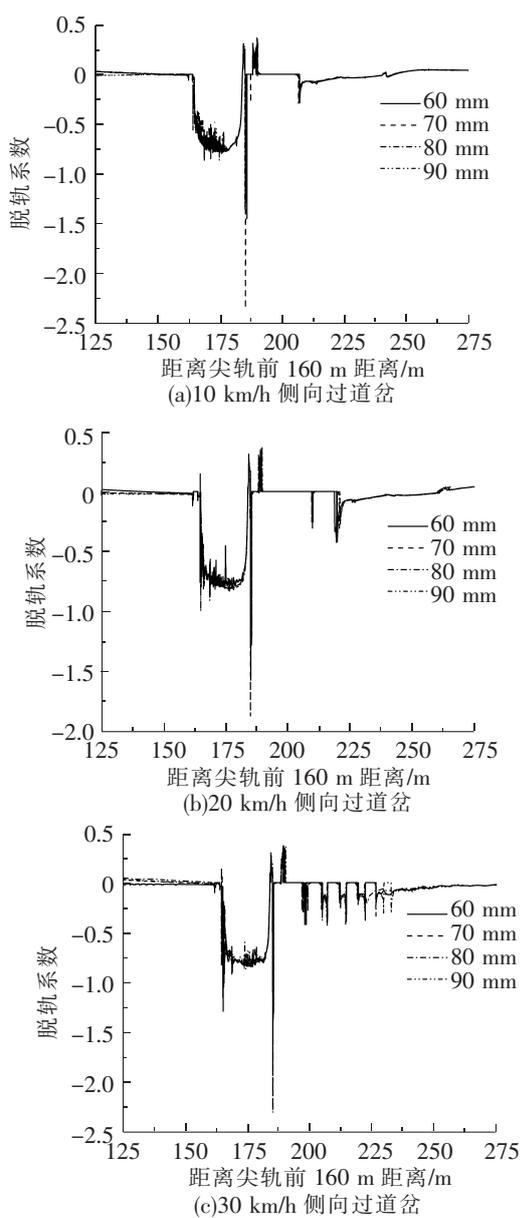


图 9 一位轮对左侧抬轮器前轮脱轨系数

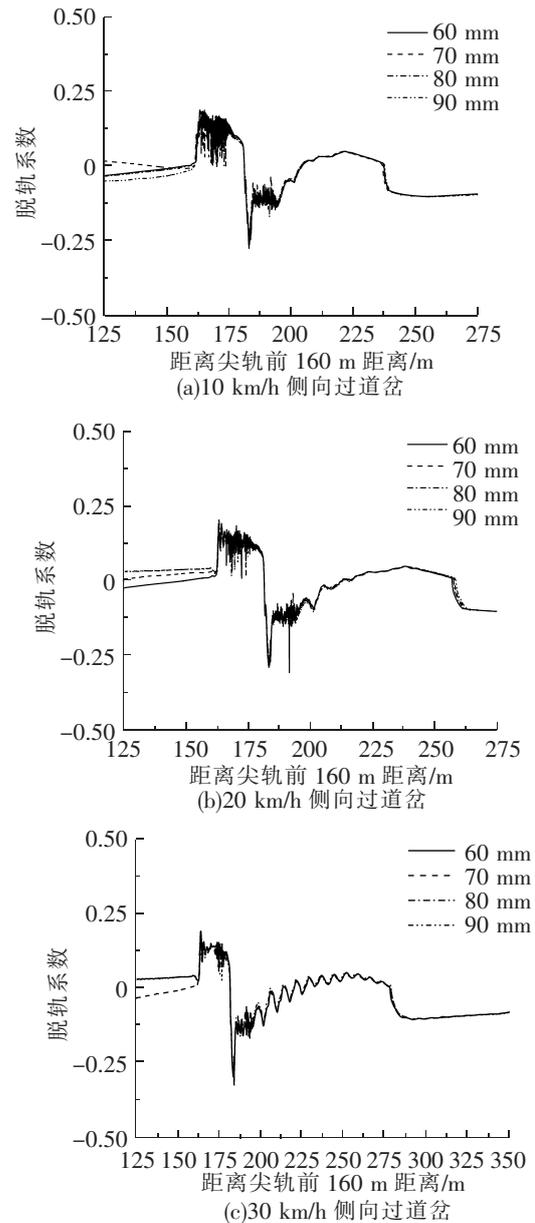


图 10 二位轮对左侧车轮脱轨系数

在轮轴故障工况下由于抬轮器代替故障轮对承担走行、承载功能,一位轮对轮重减载率计算不同于其他轮对,轮重减载率计算公式

$$\frac{\Delta P}{\bar{P}} = \frac{|P_L - P_R|/2}{|P_L + P_R|/2} \quad (5)$$

$$P_L = P_1 + P_3 \quad (6)$$

$$P_R = P_2 + P_4 \quad (7)$$

式中, ΔP 为轮重减载量; \bar{P} 为左右侧车轮平均轮重; P_L 为左侧车轮轮重; P_R 为右侧车轮轮重; P_1 为左侧抬轮器前轮轮重; P_3 为左侧抬轮器后轮轮重; P_2 为右侧抬轮器前轮轮重; P_4 右侧抬轮器后轮轮重^[3]。

在轮轴故障轮对抬高 60、70、80、90 mm, 车辆以 10 km/h 侧向过道岔时, 由于速度不高, 一、二位轮对轮重减载率整体峰值数值低, 性能好, 受到道岔激扰后波动较小; 车辆以 20 km/h 侧向过道岔时, 一位轮对轮重减载率整体峰值数值提高, 通过道岔后, 轮重减载率出现轻微的波动, 而二位轮对轮重减载率整体变化不大; 车辆以 30 km/h 侧向过道岔时, 由于车辆运行速度的增高, 且在道岔的激扰作用下, 一、二位轮对轮重减载率均出现了明显波动, 但随着车辆运行距离的增加, 波形逐渐收敛, 轮重减载率逐渐降低。在

轮轴故障轮对抬高 60 mm, 车辆以 30 km/h 侧向过道岔尖轨时, 一位轮对轮重减载率出现最大值 0.61, 但不超过限值 0.65, 轮重减载率满足 GB/T 17426—1998 要求, 一位轮对轮重减载率如图 11 所示, 二位轮对轮重减载率如图 12 所示^[4-6]。

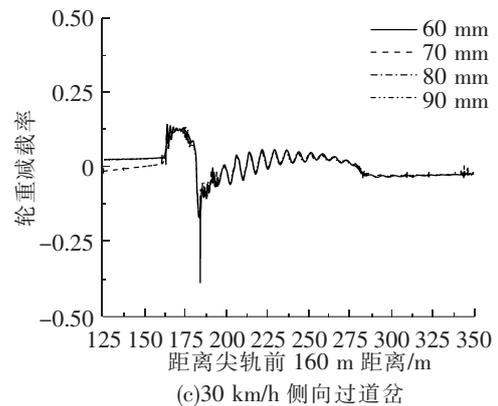
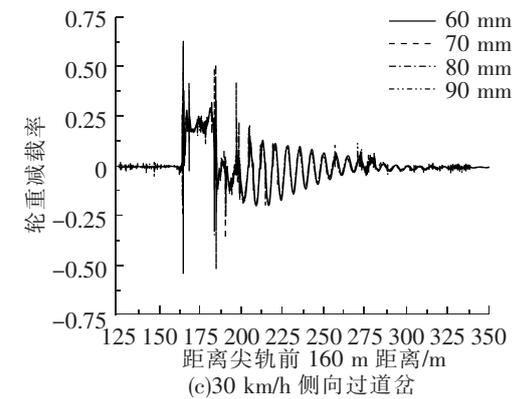
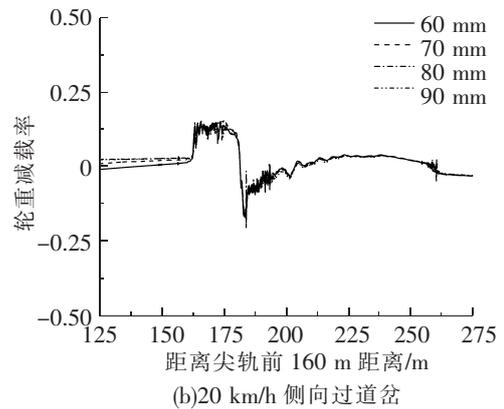
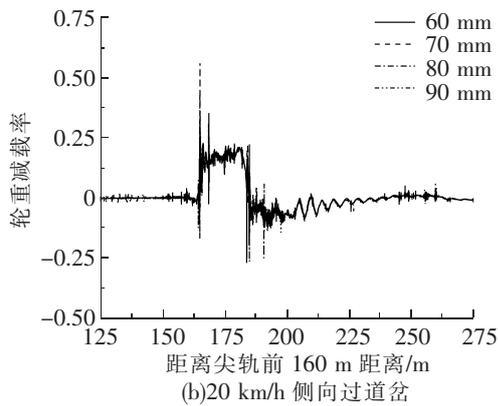
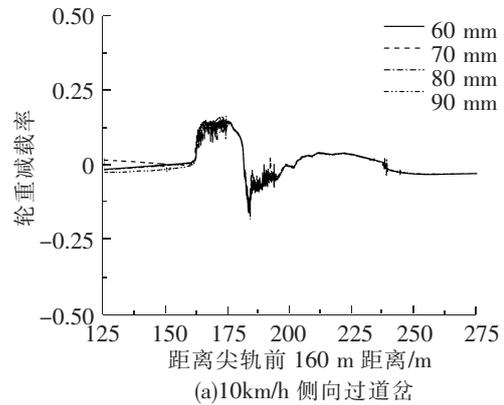
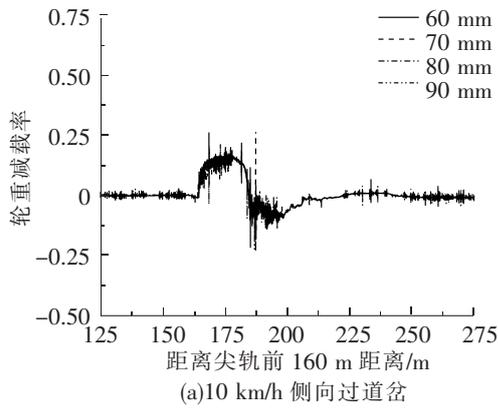


图 11 一位轮对轮重减载率

图 12 二位轮对轮重减载率

为进一步了解抬轮器及抬轮高度对工程车过道岔动力学性能影响, 设置了正常工程车过道岔的工况, 并设置抬轮器抬轮高度为 5、10、40、80、120 mm 轮轴故障工程车过道岔的工况, 保持车轮半径 420 mm 不变, 车辆以 30 km/h 过道岔, 一位轮对左侧抬轮器前轮脱轨系数如图 13 所示, 一位轮对轮重减载率如图 14 所示。由图 13 可见, 在不同的抬轮高度下脱轨系数曲线趋势相似, 抬轮器的抬轮高度对车辆脱轨系数影响并不明显, 但相比于正常工程车过道岔, 添加了抬轮器的故障工程车脱轨系数明显增大, 在车辆过尖轨、辙叉时脱轨系数峰值存在短时超过限值 1.2 的情况, 但持续时间均不超过 0.05 s, 脱轨系数满足 GB/T 17426—1998 要求。

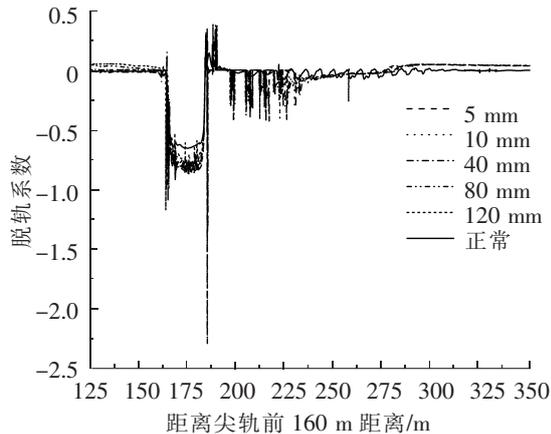


图13 一位轮对左侧抬轮器前轮脱轨系数

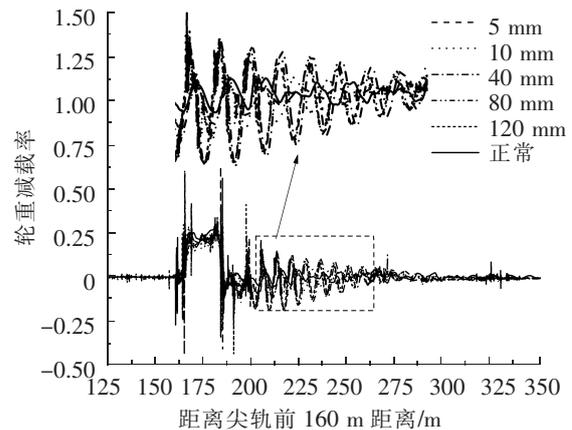


图14 一位轮对轮重减载率

由图14可见,在轮轴故障工程车添加抬轮器后,相比于正常工程车过道岔轮重减载率变化不明显,但轮轴故障工程车在抬轮高度为40、80、120 mm时,一位轮对受到道岔激励后,轮重减载率波动较为明显,且波幅较大,而在抬轮高度为5、10 mm时,由图14中局部放大图可见,受到道岔激励后,轮重减载率波动幅值较小,收敛较快,在一定程度上较低的抬轮高度对工程车的动力学性能有益。

4 结论

通过建立正常工程车、轮轴故障工程车、抬轮器、9号右开道岔模型,对轮轴故障工程车通过9号右开道岔性能进行分析,比较分析了轮轴故障工程车在一位轮对被抬高60、70、80、90 mm时分别以10、20、30 km/h侧向过道岔时,一位轮对左侧抬轮器前轮的脱轨系数、二位轮对左侧车轮的脱轨系数以及一、二位轮对的轮重减载率,并且分析了正常工程车和轮轴故障工程车一位轮对被抬高5、10、40、80、120 mm以30 km/h侧向过道岔时,一位轮对左侧抬轮器前轮的脱轨系数和一位轮对的轮重减载率,得出以下结论:

- (1) 工程车在一位轮对发生轮轴故障时,放置抬轮器后能以10、20、30 km/h侧向安全通过9号右开道岔。
- (2) 轮轴故障工程车在放置抬轮器后以30 km/h侧向过道岔,相比于正常工程车以此速度过道岔,脱轨系数明显增加,而轮重减载率则变化较小。
- (3) 轮轴故障工程车在一位轮对被抬高60、70、80、90 mm时,过道岔的速度对轮轴故障车辆的动力学性能影响较为明显,而抬轮高度则对其影响较小。
- (4) 轮轴故障工程车以30 km/h侧向过道岔,在抬轮高度5、10 mm时,一位轮对轮重减载率波动较小,收敛较快;抬轮高度为40、80、120 mm时,一位轮对轮重减载率波动较大,收敛较慢,说明较低的抬轮高度在一定程度上对轮轴故障工程车过道岔动力学性能有益。

参 考 文 献

- [1] 王平,陈嵘,徐井芒,等. 高速铁路道岔系统理论与工程实践研究综述[J]. 西南交通大学学报,2016,51(2):357-372.
- [2] 周橙,池茂儒,梁树林,等. 不同轮对结构城市轻轨低地板列车通过道岔区动力学行为分析[J]. 机械工程学报,2019,55(2):98-106.
- [3] 郭涛,王宁,刘永强. 车轮踏面常规磨耗对高速列车动力学性能的影响[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版),2020,33(4):44-49.
- [4] 陈嵘,陈嘉胤,王平,等. 轮径差对道岔区轮轨接触几何和车辆过岔走行性能的影响[J]. 铁道学报,2018,40(5):123-130.
- [5] 李金城,丁军君,李芾,等. 高速道岔车辆动力学指标研究与过岔计算[J]. 铁道标准设计,2020,64(10):157-162.
- [6] 赵义伟,刘永强,廖英英. 高速列车刚柔耦合动力学仿真分析[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版),2017,30(3):43-47.

(下转第66页)

- [8]陈克,张明. 半主动悬架系统滑模控制动力学仿真研究[J]. 沈阳理工大学学报,2016,35(2):70-74.
- [9]王新,孙丽颖. 半主动悬架的自适应滑模控制[J]. 辽宁工业大学学报(自然科学版),2017,37(5):296-301.
- [10]陈双,赵凯旋,屈小贞. 基于模糊切换增益调节的半主动悬架滑模控制[J]. 辽宁工业大学学报(自然科学版),2019,39(2):96-100.
- [11]Abbas C,Noura H,Thibaut R. Control of linear full vehicle active suspension system using sliding mode techniques [C]//Proceedings of International Conference on Control Applications. Munich,Germany:IEEE,2006:1306-1311.
- [12]Zhang B L,Tang G Y,Cao F L. Optimal sliding mode control for active suspension systems[C]// Proceedings of the International Conference on Networking,Sensing and Control. Okayama,Japan: IEEE,2009: 351-356.

Research on Sliding Mode Control of Vertical Dynamics Model of Three-axle Heavy-duty Truck

Yu Jing¹, Lu YongJie^{1,2}, Han YinFeng¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. State Key Laboratory of Mechanical Behavior in Traffic Engineering Structure and System Safety, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: A 9-DOF three-axle heavy-duty vehicle vertical dynamics model based on semi-active suspension was established. In order to improve its ride comfort, a sliding mode control system was designed for the heavy-duty vehicle model to control the suspension damping force. The controller took the ceiling damping system as a reference and made the vibration response of heavy vehicles follow the reference system. The sliding mode control system was verified based on Matlab/Simulink software, and the response analysis was carried out under different vehicle speed conditions on the B-level road. The results showed that the established controller can effectively improve the vertical acceleration, pitch angular velocity and roll angular acceleration of the vehicle at different vehicle speeds.

Key words: ride comfort model; semi-active suspension; sliding mode control; ceiling damping

(上接第 43 页)

Influence of Wheel Lifter on Dynamic Performance of Engineering Vehicle Passing Through Turnout

Qin Xiaote, Huang Zhihui, Yang Hongtai

(The State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Based on the multi-body dynamics software, the models of engineering vehicle, axle failure engineering vehicle, wheel lifter and No. 9 right turnout were established, and the driving safety of one position wheelset of axle failure engineering vehicle with wheel lifter was analyzed. The simulation results show that: after installing the wheel lifter, the axle fault engineering vehicle can safely pass through No. 9 turnout at the speed limit of 30 km / h; after adding the wheel lifter, the speed of the axle fault engineering vehicle passing through the turnout has a significant impact on the dynamic performance of the vehicle; when the axle fault engineering vehicle is lifted 5, 10, 40, 80, 120 mm to 30 km / h, the lower wheel lifting height has a certain impact on the dynamic performance of the vehicle dynamics performance is beneficial.

Key words: wheel lifter; No. 9 turnout; variable section rail; lateral; dynamic performance