

文章编号:1671-1637(2015)03-0071-07

制动条件下连挂救援动车组车钩垂向偏转行为

魏 来¹, 曾 京¹, 陈 凯², 汪群生¹, 高 浩¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 青岛四方车辆研究所有限公司 钩缓事业部, 山东 青岛 266031)

摘 要: 为了研究连挂救援动车组在制动条件下产生的冲击, 建立了不同编组形式下的动车组动力学模型。考虑实际的车钩运动关系和缓冲器迟滞特性, 建立了钩缓装置的动力学模型。制定了连挂救援动车组的运行安全阈值, 分析了紧急制动时动车和钩缓系统的动力学响应, 研究了直线工况下车钩的动态偏转行为与动车编组形式、制动减速度和车钩自由转角等参数对动车组运行安全性的影响。计算结果表明: A类动车组连挂救援B类动车组, 直线上制动时连挂断面的压钩力和车钩点头角分别达到799.4 kN和11.5°, 钩尾框托梁垂向力和车端垂向相对位移分别达到136.2 kN和126.2 mm, 明显超过允许限值, 即80 kN和95 mm, 车钩力垂向分量会造成车体点头和轮重减载现象, 从而导致局部结构破坏和车间运动干涉。当制动档位降到7级或车钩自由点头角低至4°时, 钩尾框前箱托梁垂向力低于限值, 而车端垂向相对位移超过限值; 当制动档位降到6级或车钩自由点头角低至2°时, 可保证车端垂向相对位移低于允许值。

关键词: 连挂救援动车组; 钩缓装置; 紧急制动; 车钩垂向偏转运动; 制动档位; 车钩自由转角

中图分类号: U270.34

文献标志码: A

Vertical rotating behavior of coupler for multiple units to multiple units rescue under braking conditions

WEI Lai¹, ZENG Jing¹, CHEN Kai², WANG Qun-sheng¹, GAO Hao¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, Sichuan, China;

2. Department of Coupler and Draft Gear, Qingdao Sifang Rolling Stock Research Institute Co., Ltd.,
Qingdao 266031, Shandong, China)

Abstract: In order to study the braking-induced impact for multiple units (MU) to multiple units rescue, the different configuration types of MU dynamics models were built. Actual kinematic relations and hysteresis characteristics were considered in the established coupler/draft gear dynamics model. The threshold values of coupled rescue MU for running safety were formulated. The dynamics response of MU and coupler/draft gear system under emergency braking were analyzed. The dynamics rotational behavior of coupler on the straight line and the influences of MU configurations, braking decelerations and coupler free-rotation angles on MU running safety were studied. Computation result shows that in the rescue scene of MU A to MU B, the longitudinal compressed force of coupler and the vertical rotating angle of coupler reach 799.4 kN and 11.5°, respectively, and the subjected vertical force of front supporting beam and the vertical

收稿日期: 2015-01-12

基金项目: 国家自然科学基金项目(U1334206); 国家863计划项目(2012AA112002)

作者简介: 魏 来(1989-), 男, 江苏沭阳人, 西南交通大学工学博士研究生, 从事车辆系统动力学研究。

导师简介: 曾 京(1963-), 男, 湖南涟源人, 西南交通大学教授, 工学博士。

relative displacement between adjacent carbodies reach 136.2 kN and 126.2 mm, respectively, which exceed the limit values, 80 kN and 95 mm, respectively. The vertical force components lead to carbody pitch and wheel unloading, which results in the local structural damages and the MU motion interference. The subjected vertical force of front supporting beam is lower than the limit value when the braking level decreases to No. 7 level or the free pitch angle of coupler decreases to 4° , but the vertical relative displacement between adjacent carbodies exceeds the limit value. The vertical relative displacement is lower than the limit value when the braking level decreases to No. 6 level or the free pitch angle of coupler decreases to 2° . 2 tabs, 11 figs, 20 refs.

Key words: multiple units to multiple units rescue; coupler and draft gear; emergency braking; vertical rotational motion of coupler; braking level; free-rotation angle of coupler

Author resumes: WEI Lai(1989-), male, doctoral student, +86-28-86466221, 707101305@qq.com; ZENG Jing(1963-), male, professor, PhD, +86-28-86466021, zeng@swjtu.edu.cn.

0 引 言

连挂救援动车组^[1]在制动条件下引起的纵向冲动问题不容忽视,车钩偏转行为直接影响列车运行安全。动车组连挂救援试验表明,纵向压钩力与车钩偏转角产生的垂向力分量是造成钩尾框、车体底板和车端连接装置等部件出现结构破坏的主要原因^[2]。

在重载货车领域,中国大秦线某型机车在万吨级列车牵引制动试验中曾发生过脱轨事故,事故调查原因为车钩产生了较大的水平偏转角,列车纵向力的横向分量造成轮轴横向力显著增大,进而导致轨排横移和机车脱轨^[3]。国外也曾发生过由于列车纵向稳定性而引起的曲线脱轨事故,可见车钩承压偏转行为直接影响列车运行安全性^[4-5]。

为此,国内外学者开展了大量的列车纵向动力学研究,早期的研究主要集中在列车动力学模型建立和数值求解方面,对钩缓模型考虑得较粗略^[6-7]。在进一步的研究中,Gruber等采用分段线性函数建立缓冲器模型^[8-9];Duncan等提出了一种具有迟滞特性缓冲器模型^[10],但仍无法准确模拟缓冲器的非线性动态特性;沈钢等采用非线性力元模拟高速列车车间连接装置,并分析车间悬挂系统对纵向动力学性能的影响^[11];魏伟等根据气体流动理论和阀门工作原理开展了列车制动模拟研究,受计算规模的限制,模型中将车辆简化为具有纵向自由度的质量块^[12-13]。

在车钩承压偏转行为研究方面,吴庆等针对货运机车分析了不同钩缓系统的工作原理,建立了考虑实时对中钩肩与钩尾摩擦副作用的车钩装置结构模型^[14-15];许自强等建立了具有不同圆销形状的机

车车钩模型,重点研究车钩纵向力作用下车钩水平偏转行为和稳钩机理,并提出了车钩摇头角允许值^[16-18];Cole等考虑了车钩自由间隙和缓冲器非线性特性,研究了车钩屈曲和对中问题,并指出压钩力的横向分量会导致列车纵向失稳现象^[19-20]。以上研究很好地再现了压钩水平偏转行为,并从车钩局部结构和车辆悬挂参数方面提出了改进措施,有效抑制了车钩摇头偏转行为及其不利影响。但现有研究主要集中在货车和机车车辆,且对车钩垂向偏转行为研究较少。

本文主要以连挂救援动车组为分析对象,重点研究车钩垂向偏转行为,基于多体动力学仿真软件建立详细的钩缓动力学模型,考虑实际机构运动关系和缓冲器非线性迟滞特性,分析了制动条件下动车和钩缓装置的动态响应。

1 典型动车组钩缓装置结构

国内高速动车组采用的车钩型式主要包括福伊特 10 型车钩、柴田密接式车钩和丹纳 10 型车钩,不同类型钩缓装置的结构形式、安装高度和吸能特性等均有差别^[1]。柴田密接式自动车钩的结构见图 1(a),福伊特 10 型自动车钩的结构见图 1(b)。

2 救援动车组动力学模型

2.1 动车组模型

本文采用多体动力学仿真软件 SIMPACK 建立动车组与钩缓系统动力学模型,动车组模型由 6 节全自由度整车和 2 个具有纵向自由度的质量块组成,见图 2,采用 DAE(隐式方程积分方法)的 SODASRT 算法进行求解。在动车组模型中,为重点分析靠近连挂断面的动力学性能,将临近连挂断

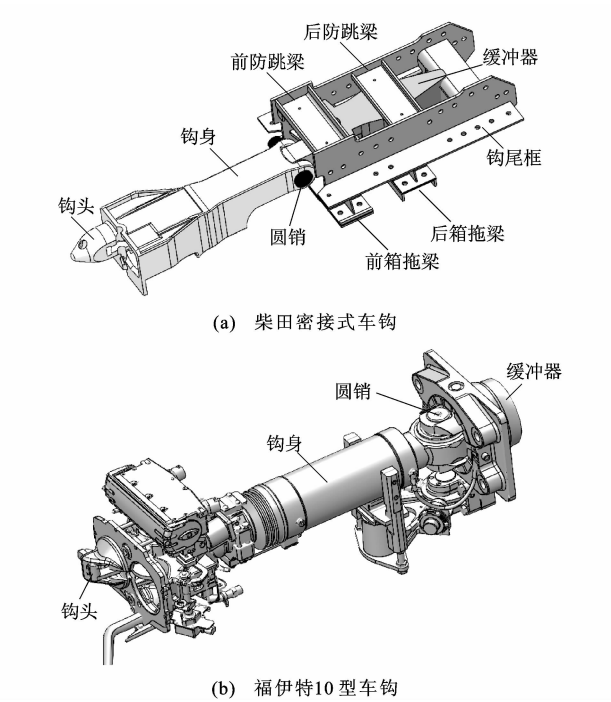


图 1 典型车钩结构
Fig. 1 Typical coupler structures

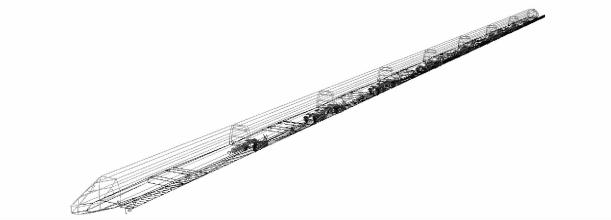


图 2 动车组模型
Fig. 2 MU model

面的 6 节车辆考虑为全自由度模型,考虑车体、转向架、钩缓装置和车端连接设备等部件的运动自由度和相互作用关系。同时,为了缩减计算规模,将其余车辆简化为具有纵向自由度的质量块模型。动车组模型中各部件的运动自由度见表 1,简化车辆仅具有纵向自由度。

表 1 动车组与钩缓系统的自由度
Tab. 1 Degrees of freedom of MU and coupler system

刚体自由度	纵向	横向	垂向	侧滚	点头	摇头
车体	√	√	√	√	√	√
构架	√	√	√	√	√	√
轮对	√	√	√	√	√	√
轴箱转臂					√	
柴田式钩身					√	√
柴田式钩尾框	√		√		√	
10 型车钩					√	√
质量块	√					

本文针对国内典型动车组相互连挂救援工况进行分析,其中 A 类动车组采用柴田密接式车钩, B 类动车组采用 10 型密接式车钩,两类动车组相互救援时采用统型过渡车钩实现机械连挂。分别考虑 3 种连挂救援编组形式,包括 A 类动车组连挂救援 B 类动车组(记为编组 1)、B 类动车组连挂救援 A 类动车组(记为编组 2)与 A 类动车组连挂救援 A 类动车组(记为编组 3)。此外对于 B 类动车组连挂救援 B 类动车组,由于其制动引起的纵向冲击较小,本文不作为典型工况分析。动车编组形式见图 3,在编组 1 中,动车组模型中包含救援车辆 A1~A3 与被救援车辆 B1~B3。

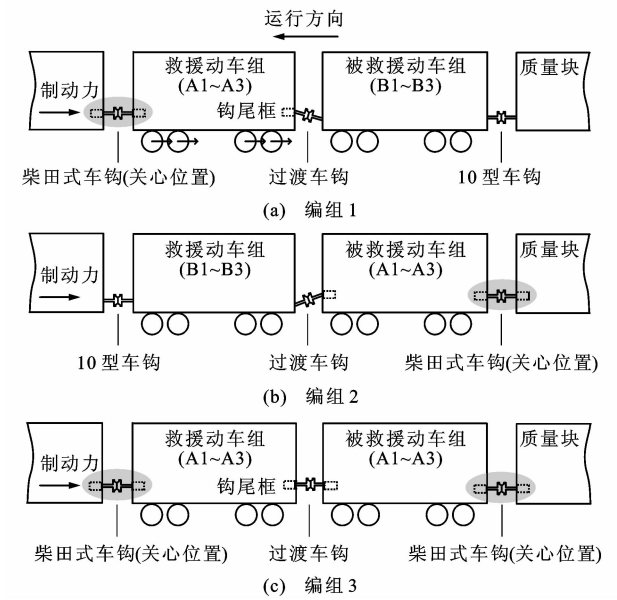


图 3 动车编组
Fig. 3 MU configurations

2.2 车钩模型

考虑实际运动机构关系和受力状态,建立车钩刚体模型。将柴田式车钩简化为 2 个刚体,其中钩身部分具有点头和摇头自由度,钩尾部分相对车体有纵向、垂向和点头自由度。将 10 型车钩简化为一个刚体,具有点头和摇头自由度。柴田式车钩和 10 型车钩之间通过过渡车钩连接,可将连挂断面的车钩简化为具有点头和摇头自由度的刚体,并通过设置初始点头角来模拟车钩高度差的影响。

2.3 缓冲器模型

采用查表法建立缓冲器非线性迟滞模型,迟滞特性体现了缓冲器在加载和卸载过程中的差别,图 4 为 2 种缓冲器的落锤试验特性曲线,加载和卸载曲线形成的闭环面积表示一个工作周期内的耗散能量。本文将缓冲器压缩和卸载曲线定义为函数数

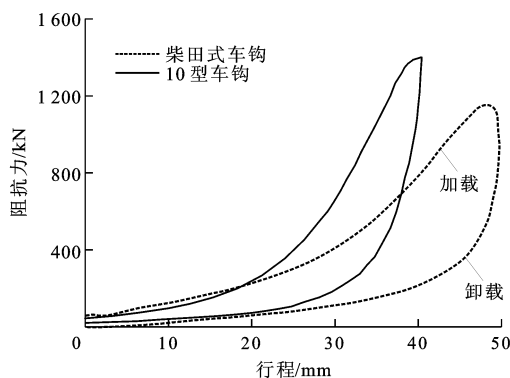


图4 落锤试验特性曲线

Fig. 4 Characteristic curves from drop hammer test

表,根据车钩和车体相对速度确定工作曲线,即相对速度为正时为压缩曲线,相对速度为负时为卸载曲线,由此可建立缓冲器模型^[9]为

$$F_1 = \begin{cases} f_1 + \operatorname{sgn}(v)f_2 & |v| > V \\ f_1 + v/Vf_2 & |v| \leq V \end{cases} \quad (1)$$

式中: F_1 为缓冲器的回复力; f_1 为缓冲器压缩或卸载函数,根据示功图的外包络线确定; v 为车钩和车体相对速度; $\operatorname{sgn}(v)$ 为符号函数; f_2 为迟滞力,根据压缩和卸载函数的差值确定; V 为缓冲器的切换速度,一般取 $0.001 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

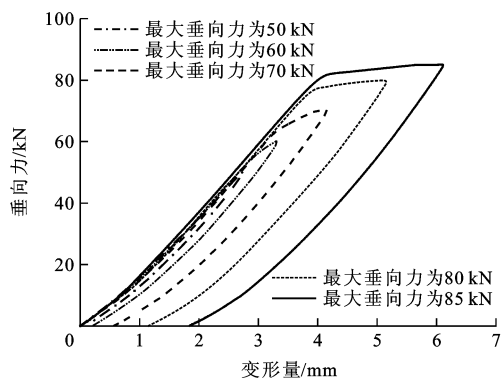
2.4 边界条件

车钩模型考虑了实际的钩尾框边界约束条件,主要包括前/后箱托梁和防跳梁,根据刚度试验确定其托梁的非线性特性,图5(a)给出了前箱托梁的试验结果。由试验结果可知,当前箱托梁受到的垂向力低于 70 kN 时,托梁能够保证工作在线弹性范围内;当垂向力超过 70 kN 时,托梁发生塑性变形。由于受到车体约束作用,防跳梁实际刚度很大,钩尾框和防跳梁之间的间隙为 5 mm 。综上可得钩尾框与车体之间的实际边界条件,见图5(b)。

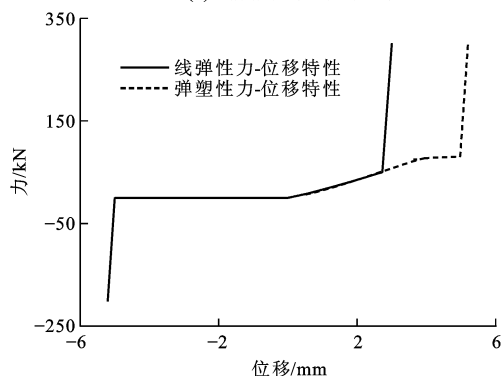
3 仿真结果分析

本文主要针对直线工况进行连挂救援动车组制动响应分析,计算中主要考虑动车组相互救援中最不利的紧急制动工况,此时前部救援动车组实施紧急制动,后部被救援动车组为关门车,不参与制动。制动施加之前动车组的初速度为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,动车组A和B的紧急制动减速度分别为 1.395 、 $0.923 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。等效制动力施加在救援动车组的车钩位置,同时考虑制动力施加时间的影响,即开始制动到制动力达到峰值的响应时间,动车组一般为 2.0 s 。制动力为

$$F_2 = Ma \quad (2)$$



(a) 前箱托梁试验曲线



(b) 力-位移特性曲线

图5 钩尾框与车体间的非线性边界条件

Fig. 5 Nonlinear boundary conditions between coupler yoke and carbody

式中: F_2 为等效制动力; M 为整车质量; a 为实际制动减速度。

由于在现场试验中动车组A出现明显的结构破坏和车钩偏转运动,本文主要针对动车组A的钩缓系统进行制动响应分析。随着车辆远离连挂断面,车钩力会逐渐衰减,仿真输出过渡钩相邻断面的系统响应,包括:车钩纵向力、车钩点头角、车钩摇头角、钩尾框垂向力、车端垂向相对位移和轮重减载率。图6为3种典型动车编组紧急制动下的车钩力时间历程曲线,救援编组1~3产生的纵向车钩力分别达

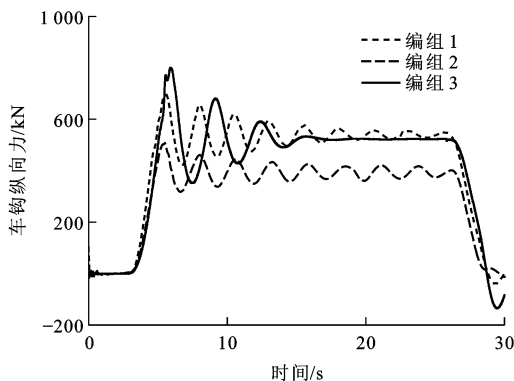


图6 车钩力曲线

Fig. 6 Curves of coupler forces

到 694.6、506.3、799.4 kN。车钩力在制动力达到峰值时最大,之后在缓冲器作用下逐渐衰减,车钩力幅值决定于动车编组总质量和制动减速度。

图 7 为 3 种典型动车编组紧急制动下的车钩点头角时间历程曲线,救援编组 1~3 产生的车钩点头角分别达到 10.89° 、 8.94° 和 11.52° 。可见,不同救援动车编组在直线上施加紧急制动时,车钩均发生了明显的垂向偏转运动,车钩点头角远超过最大允许摆角,即设计名义值为 $\pm 4^\circ$ 。

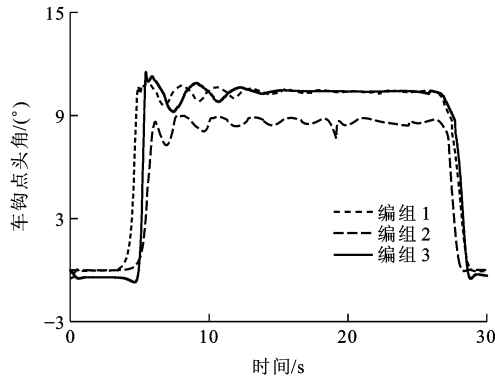


图 7 车钩点头角曲线

Fig. 7 Curves of coupler pitch angles

当车钩出现点头偏转角时,车钩纵向力会产生垂向分力,进而造成车端干涉和局部结构破坏。根据现场试验和动力学仿真分析结果,制定了救援动车组安全阈值,主要包括车端垂向相对位移、钩尾框托梁垂向力、轮重减载率与脱轨系数。

车间减振器与车体边梁的最大间隙为 95 mm,为了避免减振器与车体发生干涉,相邻车辆的车端垂向相对位移不得超过该值。根据图 5(a)可知,钩尾框托梁垂向力超过 70 kN 时,托梁产生一定的塑性变形,为了适当放宽救援动车组的工程运用范围,实际中允许托梁发生 1 mm 左右的微小塑性变形,因此,钩尾框托梁垂向力的限值为 80 kN。根据铁运[2008]28 号《高速动车组整车试验规范》,160 km·h⁻¹ 以下运行车辆的轮重减载率不得超过 0.65,脱轨系数不得超过 0.8。

图 8(a)给出了 3 种典型动车编组直线紧急制动下的钩尾框托梁垂向力时间历程曲线,救援编组 1~3 产生的托梁垂向力分别达到 136.2、82.4、158.4 kN,均超过最大允许值。当救援编组 1 或编组 3 在直线上施加紧急制动时,为了保证钩尾框托梁工作在线弹性范围内,托梁刚度应加强至原刚度 2 倍以上。图 8(b)给出了 3 种动车编组在直线上的车端垂向相对位移,救援编组 1、3 产生的相对位移

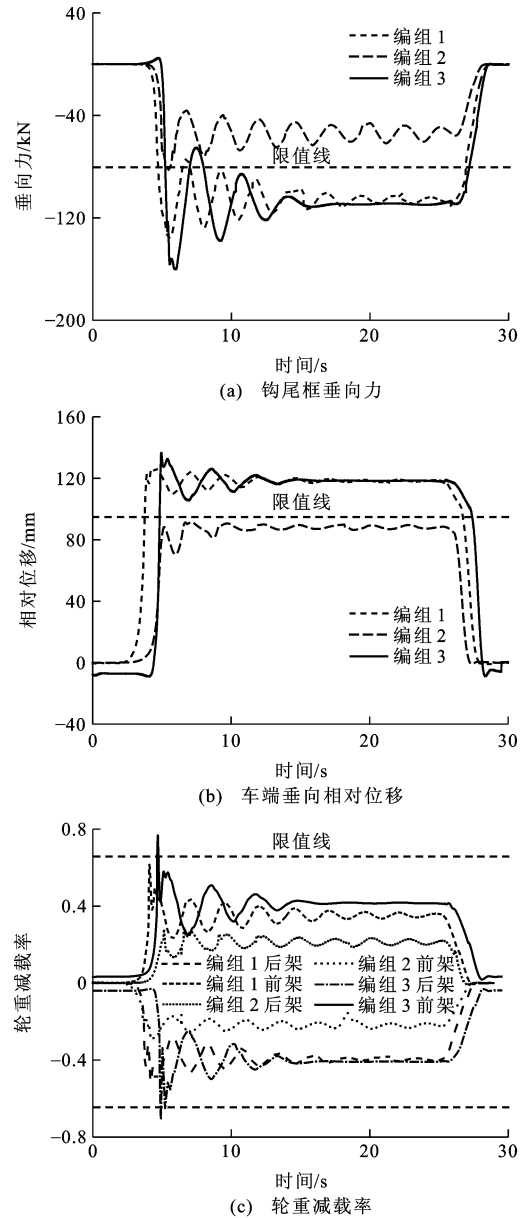


图 8 连挂动车组直线运行安全性评价

Fig. 8 Assessment of running safety for coupled MU on tangent track

分别为 126.2、136.4 mm,均超过允许值;救援编组 2 产生的相对位移为 91.4 mm,未超过允许值。图 8(c)给出了 3 种动车编组在直线上的轮重减载率,定义沿着动车组前进方向靠近车头的转向架为前架,靠近车尾的为后架。可见救援编组 1、3 的前转向架和救援编组 2 的后转向架出现增载,而编组 1、3 的后转向架和编组 2 的前转向架出现减载,增大了车轮发生抬起甚至悬空的风险。

4 参数优化分析

本文以 A 类动车组连挂救援 B 类动车组为典型工况,分析动车编组形式、制动减速度和车钩自

由转角等参数对动车组直线运行安全性的影响,从降低车钩力和限制偏转角出发,进行参数优化分析,主要考察钩尾框垂向力、车端垂向相对位移与轮重减载率,直线上脱轨系数较低,未输出。为了比较不同的评价指标,定义安全性指标为评价指标的实际值与其对应的限值之比。计算工况和评价结果见表 2。

表 2 不同工况下的优化计算结果

Tab. 2 Optimization calculation results under different conditions

动车编组	参数		评价指标		
	制动状态	车钩点头自由角	钩尾框垂向力	车端相对位移	轮重减载率
16-16	紧急制动	自由	×	×	√
8-16	紧急制动	自由	√	×	√
16-8	紧急制动	自由	√	×	√
8-8	紧急制动	自由	√	√	√
16-16	7 级制动	自由	√	×	√
16-16	6 级制动	自由	√	√	√
16-16	5 级制动	自由	√	√	√
16-16	紧急制动	8°	×	×	√
16-16	紧急制动	6°	×	×	√
16-16	紧急制动	4°	√	×	√
16-16	紧急制动	2°	√	√	√

不同动车编组对运行安全性指标的影响见图 9,其中编组 16-16 表示连挂救援动车组包含 16 节救援车辆和 16 节被救援车辆,其他编组以此类推。根据仿真结果可知,编组 16-16 的运行安全性指标最高,且超过安全限值;编组 8-8 的运行安全性指标最低,各指标均未超过安全限值;编组 16-8 与 8-16 的车端垂向相对位移超过安全限值,因此,编组 16-16 应限制施加紧急制动,编组 8-8 允许施加紧急制动。

针对编组 16-16,分析不同制动档位对运行安全

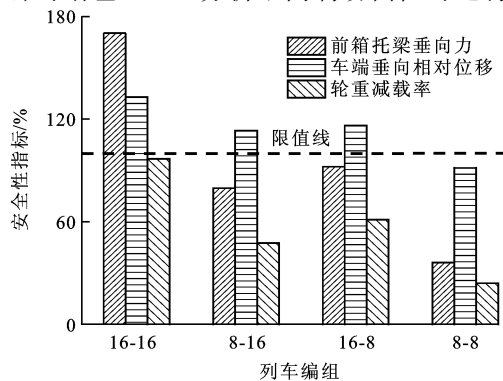


图 9 动车编组的影响

Fig. 9 Influence of MU configurations

性指标的影响,结果见图 10。其中,5~7 级常用制动档位的减速度分别为 0.533、0.627、0.721 $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。在 7 级制动时,动车组的车端垂向相对位移超过限值,在 6 级和 5 级制动时,各安全性指标均未超过限值。可见,降低制动减速度有利于降低运行安全性指标,对于编组 16-16,制动档位应限制在 6 级常用制动以下。

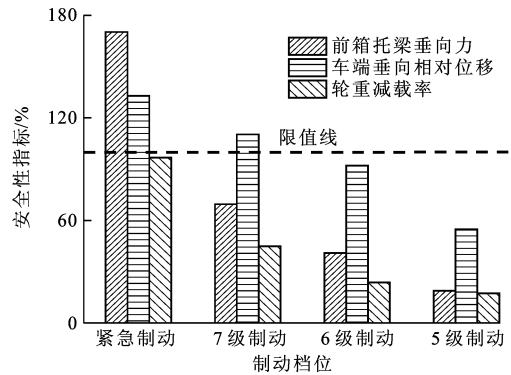


图 10 制动减速度的影响

Fig. 10 Influence of braking decelerations

不同车钩点头自由角对运行安全性指标的影响见图 11,模型中增加了车钩点头力元。定性而言,降低自由转角有利于降低车钩力的垂向分量,从而降低制动引起的冲击。由仿真结果可知,随着车钩最大允许自由角的减小,动车运行安全性指标降低。在车辆设计中,可对车钩装置进行适当的结构优化,从而对车钩点头偏转行为提供约束。

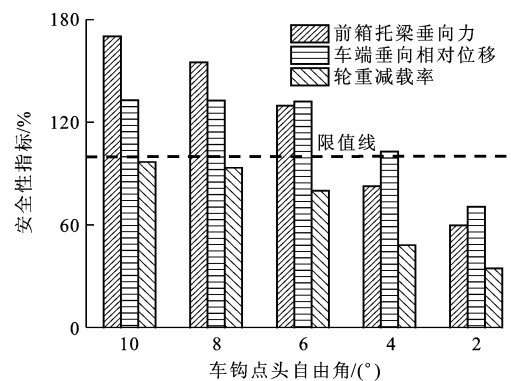


图 11 车钩点头自由角的影响

Fig. 11 Influence of free pitch angles of coupler

5 结 语

(1)分析了国内 2 种典型钩缓装置的结构特点,考虑了实际机构运动关系和缓冲器特性,建立了连挂救援动车组与钩缓系统动力学模型。

(2)针对 3 种救援连挂动车组,进行直线上紧急制动分析,由计算结果可知:2 种编组动车组均产生

了较大的压钩力,车钩发生较大的点头偏转角,车端发生垂向相对错动,产生的垂向分力造成钩尾框前箱托梁受压,进一步导致转向架发生抬起。

(3)随着制动减速度降低,各运行安全性指标下降。限制车钩转角有利于降低车钩力的垂向分量,减小制动引起的冲击,从而降低安全性指标。

(4)本文主要针对直线工况进行车钩点头偏转行为的仿真与参数优化分析,对于曲线上的车钩摇头偏转行为需要进一步研究。

参考文献:

References:

- [1] 李瑞淳. 动车组车钩缓冲装置统型研究[J]. 城市轨道交通研究, 2013, 16(8): 64-69.
LI Rui-chun. Unified design for draught-gear for electric multiple unit[J]. Urban Mass Transit, 2013, 16(8): 64-69. (in Chinese)
- [2] 陈凯, 钱卿. 不同类型动车组相互救援的试验研究[J]. 铁道车辆, 2014, 52(5): 1-5.
CHEN Kai, QIAN Qing. Test and research on mutual rescue between multiple units of different types[J]. Rolling Stock, 2014, 52(5): 1-5. (in Chinese)
- [3] 罗世辉, 封全保, 杨俊杰. 承受纵向压力时HX_D2型重载机车动力学问题研究[J]. 铁道机车车辆, 2008, 28(增): 145-148, 177.
LUO Shi-hui, FENG Quan-bao, YANG Jun-jie. Research on dynamics of the HX_D2 heavy-load locomotive bearing longitudinal compressive strength[J]. Railway Locomotive and Car, 2008, 28(S): 145-148, 177. (in Chinese)
- [4] DURALI M, SHADMEHRI B. Nonlinear analysis of train derailment in severe braking[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2003, 125(1): 48-53.
- [5] CHEN D. Derailment risk due to coupler jack-knifing under longitudinal buff force[J]. Journal of Rail and Rapid Transit, 2010, 224(5): 483-490.
- [6] 翟婉明, 黄志辉. 列车动力学的非线性数值分析方法[J]. 西南交通大学学报, 1991(1): 82-90.
ZHAI Wan-ming, HUANG Zhi-hui. Nonlinear numerical methods for train dynamic analysis[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1991(1): 82-90. (in Chinese)
- [7] 程海涛, 钱立新. 长大货物列车制动时纵向动力学模型及求解方法初探[J]. 铁道车辆, 1998, 36(11): 10-12.
CHENG Hai-tao, QIAN Li-xin. Longitudinal dynamic model for long and big cargo freight trains in braking and discussion of the solution[J]. Rolling Stock, 1998, 36(11): 10-12. (in Chinese)
- [8] GRUBER P, BAYOUMI M M. Suboptimal control strategies for multilocomotive powered trains[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1982, 27(3): 536-546.
- [9] SUN Xing, CHEN Qing. A fast algorithm of longitudinal train dynamics[C]//Institution of Engineers. Fourth International Heavy Haul Railway Conference: Railways in Action. Barton: Institution of Engineers, 1989: 584-586.
- [10] DUNCAN I B, WEBB P A. The longitudinal behaviour of heavy haul trains using remote locomotives[C]//Institution of Engineers. Fourth International Heavy Haul Railway Conference: Railways in Action. Barton: Institution of Engineers, 1989: 587-590.
- [11] 沈钢, 周劲松, 任利惠. 列车动力学模型的研究[J]. 铁道机车车辆, 2004, 24(增): 1-5.
SHEN Gang, ZHOU Jin-song, REN Li-hui. Study on the modeling method for train dynamics[J]. Railway Locomotives and Car, 2004, 24(S): 1-5. (in Chinese)
- [12] 魏伟, 李文辉. 列车空气制动系统数值仿真[J]. 铁道学报, 2003, 25(1): 38-42.
WEI Wei, LI Wen-hui. Simulation model of train brake system[J]. Journal of the China Railway Society, 2003, 25(1): 38-42. (in Chinese)
- [13] 魏伟. 两万吨组合列车制动特性[J]. 交通运输工程学报, 2007, 7(6): 12-16.
WEI Wei. Brake performances of 20 000 ton connected train[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2007, 7(6): 12-16. (in Chinese)
- [14] 吴庆, 罗世辉, 魏冲锋, 等. 货运机车车钩缓冲装置动力学仿真模型[J]. 交通运输工程学报, 2012, 12(3): 37-43, 52.
WU Qing, LUO Shi-hui, WEI Chong-feng, et al. Dynamics simulation models of coupler systems for freight locomotive[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2012, 12(3): 37-43, 52. (in Chinese)
- [15] WU Qing, LUO Shi-hui, XU Zi-qiang, et al. Coupler jack-knifing and derailments of locomotives on tangent track[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(11): 1784-1800.
- [16] 许自强, 罗世辉, 马卫华, 等. 机车关键参数对车钩转角与机车运行安全性的影响[J]. 交通运输工程学报, 2013, 13(3): 47-52.
XU Zi-qiang, LUO Shi-hui, MA Wei-hua, et al. Influence of locomotive key parameters on coupler rotation angle and locomotive running safety[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2013, 13(3): 47-52. (in Chinese)
- [17] MA Wei-hua, LUO Shi-hui, SONG Rong-rong. Coupler dynamic performance analysis of heavy haul locomotives[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(9): 1435-1452.
- [18] YAO Yuan, ZHANG Xiao-xia, ZHANG Hong-jun, et al. The stability mechanism and its application to heavy-haul couplers with arc surface contact[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(9): 1324-1341.
- [19] COLE C, SPIRYAGIN M, SUN Y Q. Assessing wagon stability in complex train systems[J]. International Journal of Rail Transportation, 2013, 1(4): 193-217.
- [20] COLE C, MCCLANACHAN M, SPIRYAGIN M, et al. Wagon instability in long trains[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(S): 303-317.