

朔黄铁路重载列车线路适应性仿真研究^{*}

刘嘉¹, 杨相健^{2,3}, 罗世辉¹, 马卫华¹, 邹瑞明¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

(2. 大功率交流传动电力机车国家重点实验室 株洲, 412001)

(3. 中车株洲电力机车有限公司技术中心 株洲, 412001)

摘要 为了明确重载列车对朔黄铁路的适应性,利用“斜楔-弹簧”简化方法建立了摩擦式缓冲器模型。模型仿真与实测数据的对比结果具有较高的一致性,表明该缓冲器模型可有效模拟缓冲器动态行为。基于实验数据拟合得到的经验公式,建立了列车空气制动模型并验证了模型的正确性。通过动力学仿真的方法,分析了重载列车在朔黄铁路上运行的全程车钩力,并研究了列车在坡道上的纵向动力学特性。结果表明:几次较大车钩力发生时,列车均位于下凹型变坡道上;列车在变坡道紧急制动的最大车钩力大于平直道。理论计算表明,变坡道也会引起车钩压力,是造成纵向冲动变大的原因,坡度差越大产生的车钩力越大,且和列车制动的位置有关。对不同坡度组合的变坡道进行列车制动仿真,验证了纵向冲动是列车制动不同步及坡道共同作用的结果,两部分产生的车钩压力叠加可得到列车在变坡道上制动产生的车钩力。

关键词 线路适应性;HXD1型机车;纵向动力学仿真;重载列车;空气制动系统

中图分类号 U260; U270

引言

重载列车由于在运输能力和能耗方面的优势而被广泛应用,其纵向动力学问题不可避免。以朔黄铁路为例,开行的大量组合式重载列车总质量已超过2万t,朔黄铁路的线路条件具有重载列车运输的典型特征,在港口卸载后空车回程。线路起点神池南的海拔高度比终点黄骅港高出1.5 km,理论上可以利用海拔落差提高能源使用效率,最大限度减少铁路运输的能源使用量,但线路中的长大下坡又带来了列车制动安全性和纵向冲动等问题,故所有的节能措施都必须以保证安全为前提,以提高列车的纵向动力学性能^[1]。常崇义等^[2]对重载列车的运行行为进行了理论分析,减小列车纵向冲动可缓解车辆结构的疲劳损伤,降低维护成本。

对重载列车的优化难点在于不同路线的坡度和曲率,线路优化应根据具体情况而定。重载列车线路实验费用高、周期长且很难得到列车纵向冲动的系统规律,使用列车动力学计算机仿真是最具成本效益的方法,可模拟危险工况,能够与实验互补。国

内外开展了很多这方面的研究工作,在纵向动力学建模计算方面:池茂儒等^[3]设计了一种新的循环变量算法,建立了三维空间耦合动力学模型以研究长大重载列车动力学性能;Zhai^[4]对列车动力学的计算方法进行研究,提出了一种“预测-校正”积分法和Newmark快速显式积分法;魏伟等^[5]开发了基于气体流动理论的列车空气制动模型与纵向动力学联合同步仿真系统;文献[6-7]优化了缓冲器的建模,从车钩疲劳等方面研究纵向冲动对机车车辆的影响。在线路适应性方面:Zobory等^[8]根据一条具体重载线路的几何特征,进行了列车纵向动力学的实时仿真;魏伟等^[9]研究了重载列车通过坡道的纵向冲动问题;Duncan等^[10]以昆士兰运煤专用线上的重载列车为研究对象,测量并仿真分析了车辆间的相互作用力;Sun等^[11]研究了某典型线路上重载列车的能量消耗情况。

笔者研究发现,和谐系列货运电力机车HXD1型“1+1”编组2万t重载组合列车纵向动力学性能对机车的操控相对其他编组模式更加敏感,列车实际运行线路环境复杂,长编组的特点造成前后部所处坡度和曲率等线路条件可能不相同,对列车操控,

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51575458)

收稿日期:2018-09-20;修回日期:2018-11-05

特别是制动操控要求很高,因此以一条典型的重载运输线路参数进行重载列车纵向动力学仿真,且考虑线路的限速要求,记录全程列车操控信号和状态参数,研究纵向动力学问题的产生原因及其解决方案很有必要,比现场实验更经济、高效。

1 纵向动力学建模

1.1 列车模型

由于重载列车长大编组的特点,受计算条件的限制,机车车辆的每个自由度无法在建模时详细考虑到,因此通常把机车车辆看作一个刚体,在建模时只考虑纵向的自由度,或根据不同的研究重点来建立纵向动力学模型,而每个车辆之间考虑钩缓系统的非线性连接。

图1为简化后的列车纵向动力学建模方法,其运动方程为

$$m_1 a_1 + F_{c_1}(x_1, x_2, v_1, v_2) = F_1 \quad (1)$$

$$m_i a_i + F_{c_{i-1}}(x_i, x_{i-1}, v_i, v_{i-1}) + F_{c_i}(x_i, x_{i+1}, v_i, v_{i+1}) = F_i \quad (2)$$

$$m_n a_n + F_{c_{n-1}}(x_n, x_{n-1}, v_n, v_{n-1}) = F_n \quad (3)$$

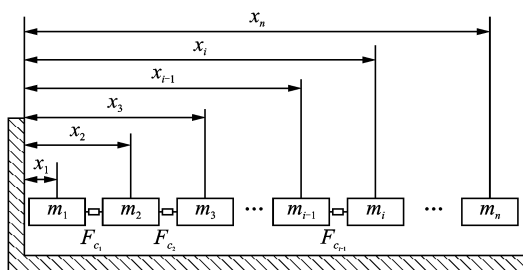


图1 列车纵向动力学建模

Fig. 1 Longitudinal dynamics modeling of trains

其中: m_i 为第 i 车的质量; a_i 为第 i 车的加速度; x_i 为第 i 车的位移; v_i 为第 i 车的速度; F_{c_i} 为第 i 车的车钩力,是与后车位置以及相对速度的函数; F_i 为第 i 车的牵引力、电制动力、基本阻力和弯道阻力等的合力,这些力分别通过查找特定的机车车辆特性参数及经验公式施加在各个机车车辆上。

笔者基于朔黄铁路 HXD1 型机车“1+1”编组 2 万 t 重载组合列车建立纵向动力学模型,即 1 台主控机车+105 辆 C80 货车+1 台从控机车+105 辆 C80 货车+可控列尾,其中:货车配备 MT-2 型缓冲器;机车采用 QKX-100 型缓冲器,模型主要参数如表 1 所示。

表 1 模型主要参数

Tab. 1 Main parameters of the model

参数	数值	参数	数值
货车质量/t	100	车钩间隙/mm	12
机车质量/t	2×100	机车电阻制动力/kN	461
货车数量	210	机车起动牵引力/kN	760
机车数量	2	从控机车滞后时间/s	3.5
车钩间距/m	12	轨道黏着系数	0.35

1.2 钩缓系统模型

斜楔摩擦造成了缓冲器加载和卸载曲线的非连续,为解决这一问题,模型包含了过渡特性。摩擦式缓冲器的刚度依赖于摩擦性能及冲击速度,为更好地模拟该特性,取代传统的查表法建模,笔者采用了简化的斜楔-弹簧模型,如图 2 所示。

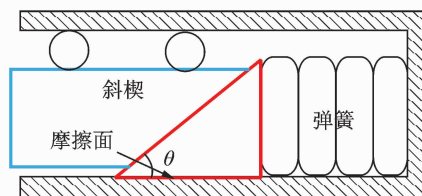


图2 斜楔-弹簧简化模型

Fig. 2 Simplified wedge-spring model

为方便建模,将两个相连车钩简化为一个模型单元,此外还考虑了车钩间隙、初压力和尖峰效应,模型表达式为

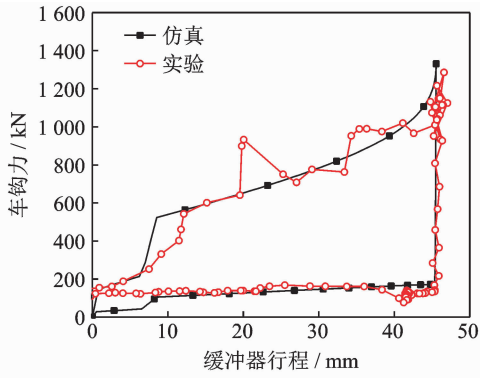
$$F_c = F_s(x) \tan(\theta) / [\tan(\theta) + \mu(v)] \quad (4)$$

其中: F_c 为车钩力,是缓冲器压缩速度和压缩量的函数^[12]; F_s 为弹簧力; θ 为斜楔角; v 为相邻两车的相对速度; μ 为摩擦因数。

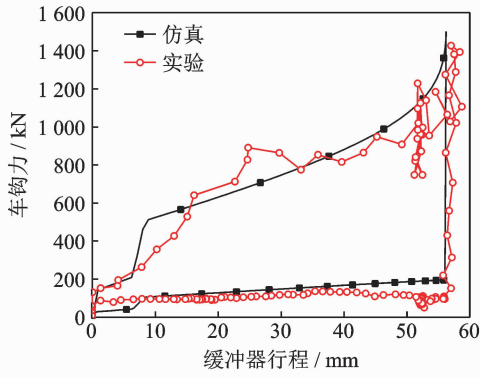
MT-2 型缓冲器刚度和阻尼特性可通过调车实验获得,一节 93 t 的货车以一定初速度撞击另一辆静止的相同质量货车,实验结果表明,缓冲器刚度和阻尼特性为强非线性特性。初速度为 6 和 7 km/h 时单车冲击仿真与实验数据的对比结果如图 3 所示。两者的缓冲器行程和最大车钩力比较接近,曲线吻合较好,表明缓冲器模型能较好地反映钩缓系统行为特性。

1.3 空气制动系统建模

列车空气制动系统是一个由机车和货车的空气制动机及其附属设备连接的有机整体。列车管的空气压强由机车制动阀集中控制,列车管减压时,制动缸增压发起制动;当列车管增压时,制动缸减压发生



(a) 冲击速度为6 km/h
(a) Impact speed is 6 km/h



(b) 冲击速度为7 km/h
(b) Impact speed is 7 km/h

图 3 单车冲击仿真与实验对比

Fig. 3 Comparison of wagon impact simulated and measured results

缓解。每辆货车上的制动缸压力转化为闸瓦的压力,与多个因素有关。对于踏面制动,闸瓦的实算闸瓦压力为

$$K = \frac{\pi}{4} d_z^2 p_z \eta_z \gamma_z n_z / n_k \quad (5)$$

其中: d_z 为制动缸直径(m); p_z 为制动缸空气压力(kPa); η_z 为传动效率; γ_z 为制动倍率; n_z 为制动缸数; n_k 为闸瓦数。

闸瓦摩擦因数跟材质有关,同一材质的闸瓦摩擦因数与车辆运行速度有关,这是根据经验表达式计算得到,进而得到车辆制动力的计算公式为

$$B_i = N_i K \varphi_k \quad (6)$$

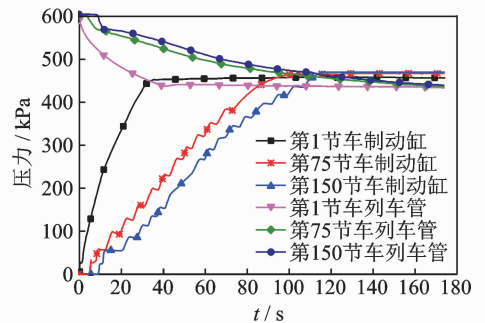
其中: B_i 为第 i 辆车制动力(kN); N_i 第 i 辆车闸瓦数; K 为第 i 辆车闸瓦压力(kN); φ_k 为闸瓦摩擦因数。

制动力计算的最重要步骤是获得制动缸压力,对于重载列车纵向动力学仿真来说,是获得制动施加后制动缸压力沿列车的动态分布。制动缸压力可通过气体流动方程建模和计算^[13],这是一种较为精

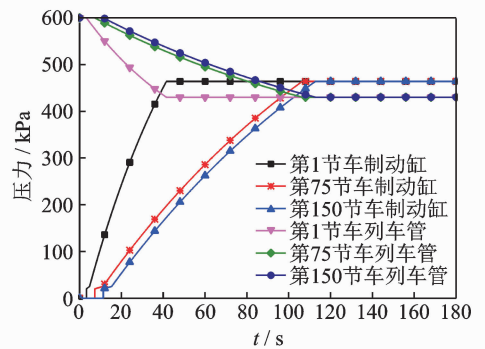
确的建模方式。为了更好地结合流体系统模型和列车纵向动力学模型,文献[14]建立了更简化的模型。

制动缸压力是现场和实验室测试中广泛测量的参数,支持数据拟合方法对空气制动系统建模,同时考虑列车管减压量与制动波传播速度、最大制动缸压力及制动缸压力上升速率等非线性因素。本仿真模型在现有实验数据的基础上进行了大量调试。

为了对模型进行验证,选取一列有 150 节车辆编组的重载列车,分别进行平直道 170 kPa 减压全制动和紧急制动的仿真计算,第 1,75,150 节车辆的列车管压力和制动缸压力仿真与实验结果对比如图 4,5 所示。可见,制动波的传播速度、列车管减压速度及制动缸升压速度的仿真结果与实验值都较为一致,仿真系统能够较好地模拟各种空气制动工况。



(a) 实验结果
(a) Measured results



(b) 仿真结果
(b) Simulated results

图 4 170 kPa 减压全制动仿真与实验对比结果

Fig. 4 Comparison of 170 kPa full-service brake simulated and measured results

2 线路全程仿真

朔黄铁路西起山西省神池县神池南站,与神朔铁路相连,东至河北省黄骅市黄骅港口货场。该线路全长为 588 km,最大坡度为 4‰,最小坡度为 -12‰,线路最大落差达到 1 536 m,线路落差图如图 6 所示。由于从神池南—肃宁北区间主要为长大

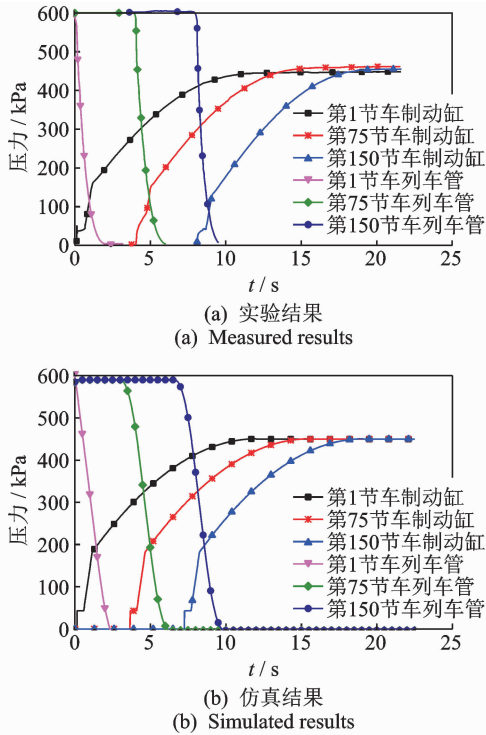


图5 紧急制动仿真与实验对比结果

Fig. 5 Comparison of emergency brake simulated and measured results

下坡路段,对机车的牵引制动能力提出较高要求,因此仿真模拟的线路选取神池南(里程 0 km)到肃宁北(里程 405.9 km)。

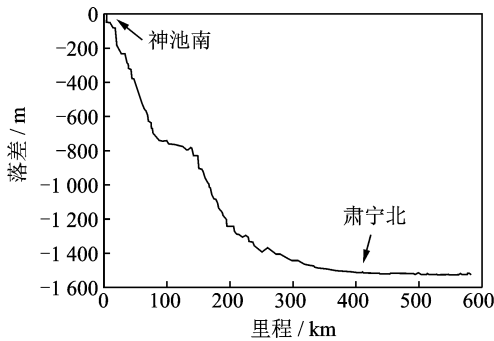


图6 线路落差图

Fig. 6 Track elevation

图7为列车全程仿真结果。图7(a)为重载列车运行速度,图中距离和速度均对应头部机车,可以看出,列车全程的运行速度均在线路要求的速度范围内。在里程 28~100 km 路段(最小坡度为-12‰),列车采用电制动同时配合小减压量空气制动多次调速制动。在里程 140~250 km 路段,机车通过 10 次循环制动也顺利通过,最终列车到达肃宁北站制动停车。图7(b)为机车车辆车钩力历程,车

钩力为正表示车钩受压,车钩力为负表示车钩受拉。可以看出,列车启动时线路坡度较平缓,列车在机车最大牵引力的作用下,最大拉钩力发生在头部机车与货车相连车钩,为 717.2 kN。但运行全程列车最大拉钩力不是出现在刚启动时,而是在里程 261 km 位置,此时列车位于一个 3.5‰~-3.5‰ 的上凸型坡道上,且中部机正好车位于变坡点附近,最大拉钩力为 924.2 kN,发生在中部机车与货车相连的车钩。

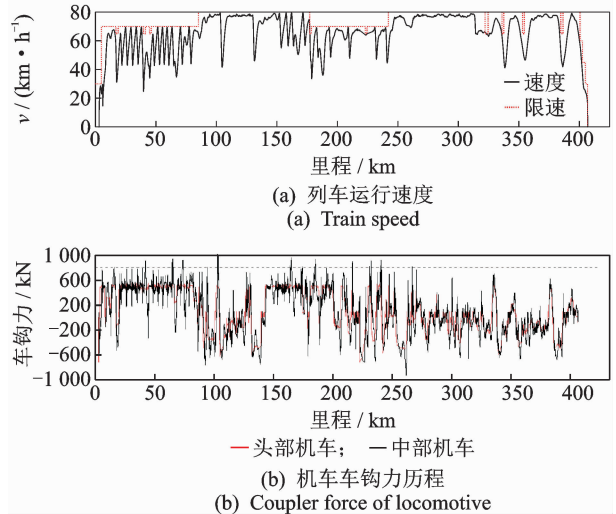


图7 列车全程仿真结果

Fig. 7 Train simulation results

不同里程下列车最大车钩力如表 2 所示。可以看出,全程中有 9 次压钩力超过 800 kN,从其发生的位置看,列车均位于下凹型变坡道上,即从一个下坡道到另一个更平缓的坡道或上坡道,其中最大压钩力为 1 013.4 kN,列车正从-8‰的坡道进入平直道。

表 2 不同里程下列车最大车钩力

Tab. 2 Maximum coupler force of different distance

序号	里程/km	变坡点前 坡度/‰	变坡点后 坡度/‰	坡度差/ ‰	最大车 钩力/kN
1	42.3	-9.3	-1.5	7.8	913.3
2	65.3	-8.3	-1.5	6.8	943.2
3	73.8	-4	0	4	918.8
4	103.0	-8	0	8	1 013.4
5	165.3	-9.5	-1.5	8	960.1
6	185.4	-9.4	-1.5	7.9	935.9
7	216.7	-4	3.3	7.3	880.7
8	232.4	-6	1	7	901.8
9	241.0	-5.7	0	5.7	906.3

朔黄铁路全线还有多处这样的变坡道,重载列

车的长编组特点造成列车的头部和尾部往往处于不同的坡度上,对列车纵向冲动都会造成不同程度的影响,也对列车的操纵提出了更高要求。几种典型下凹型坡道示意图如图 8 所示。

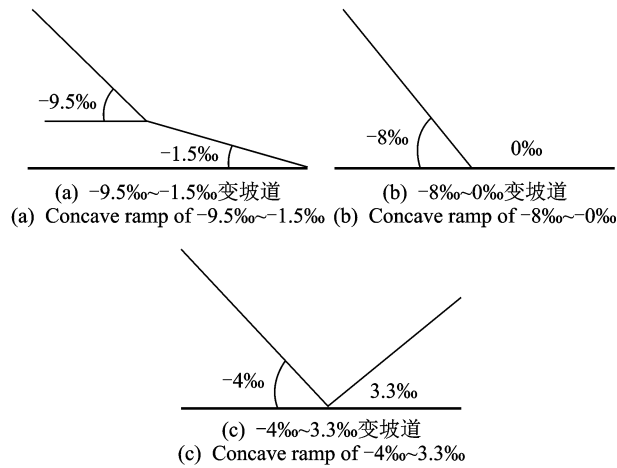


图 8 典型下凹型坡道示意图
Fig. 8 Typical concave ramp

3 坡道纵向冲动产生机理

3.1 列车在坡道上受力分析

重载列车的纵向冲动根本上是由两个方面引起的:①空气制动不同步性;②坡道阻力对列车的影响。当列车位于变坡道上,处于上坡道的车辆会受到坡道阻力作用,车辆速度有降低趋势,而变坡点后的车辆受到反方向的坡道阻力,车辆速度有增加趋势,其影响与坡道的坡度密切相关,并且受坡道上车辆数目影响较大,图 9(a)为下凹型坡道示意图。

根据文献[15],列车的坡道阻力为

$$W_i = i \tag{7}$$

为研究坡道对列车纵向动力学的影响,不考虑轨道基本阻力的因素,列车在下凹型坡道上惰行的坡道阻力合力为

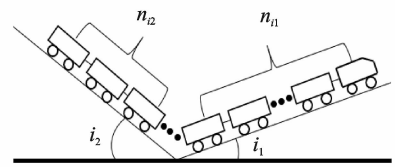
$$W_i = -mg(n_{i1}i_1 + n_{i2}i_2) \quad (i_1 \geq 0; i_2 \leq 0) \tag{8}$$

其中: W_i 为坡道阻力的合力; m 为一节车辆的质量; i_1 为上坡道的坡度; i_2 下坡道的坡度; n_{i1} 为位于上坡道的车辆数; n_{i2} 为位于下坡道的车辆数。

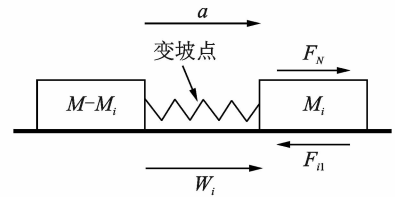
将上坡道和下坡道的车辆简化为两个刚体,在下凹型坡道上惰行列车车钩受压,如图 9(b)所示,则可得

$$W_i = Ma \tag{9}$$

$$F_N - F_{i1} = M_i a \tag{10}$$



(a) 下凹型坡道
(a) Concave ramp



(b) 下凹型坡道惰行列车受力分析
(b) Stress analysis of the train while coasting on concave ramp

图 9 位于下凹型坡道的列车简化图

Fig. 9 Sketch of a train located at the concave ramp

其中: a 为列车整体加速度; M 为列车总质量; F_{i1} 为上坡道车辆坡道阻力; M_i 为上坡道车辆总质量; F_N 为变坡点处车钩的压力。

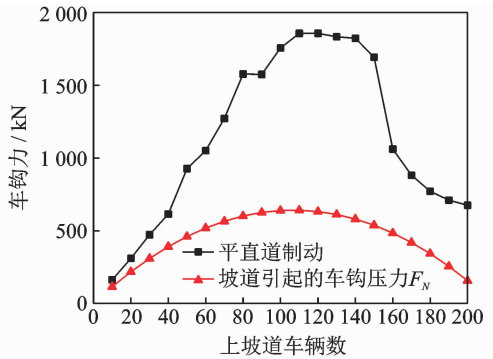
由此可以得到列车经过坡道变坡点处的车钩力,在引起纵向冲动的两个影响因素中,制动不同步是因为制动波是由机车向货车传播,每个制动缸开闸的时间不同,其造成的纵向冲动由列车制动系统的特性决定。由坡道阻力引起的列车车钩压力与列车的位置和坡度相关。

3.2 制动位置的影响

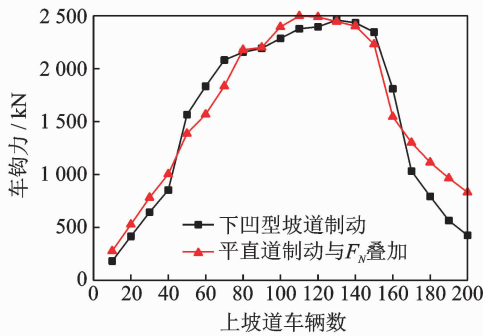
以 $i_1 = 4\text{‰}$ 和 $i_2 = -8\text{‰}$ 为例,研究变坡道上不同位置制动后变坡点处的车钩力。由图 10 可知,列车在变坡道上不同位置均以 80 km/h 的初速度紧急制动,当车钩力达到最大时,位于变坡点的车钩力基本都要大于平直道紧急制动相同位置车钩的最大车钩力,且变坡点越靠近列车中部,该偏差越大。列车在下凹型坡道上惰行时计算出的车钩力 F_N 与平直道紧急制动对应车钩力叠加后的曲线和变坡道上紧急制动车钩力曲线基本吻合。在列车尾部,叠加后的车钩力明显大于变坡道紧急制动,这是由于在平直道上列车尾部更容易产生较大的振动冲击,而在下坡道上初始受压状态减轻了尾部的冲撞作用。

3.3 坡度的影响

实际线路中的变坡道有多种 i_1 和 i_2 的组合方式,在相同的位置制动由于不同坡度的影响也会造成车钩力的差异。改变 i_1 和 i_2 的组合,列车都以 80 km/h 的初速度紧急制动,当第 65 车最大车钩力



(a) 平直道制动与坡度引起的车钩力理论值
(a) Coupler force of braking on straight path and coupler force caused by the ramp



(b) 下凹型坡道制动与叠加的车钩力
(b) Coupler force of braking on concave ramp and superimposed coupler force

图10 变坡道上不同位置制动后变坡点处的车钩力

Fig. 10 Coupler force of grade change point at different positions on the ramp

产生时刚好位于变坡点,对比其车钩力大小,如表3所示。

表3 第65车在不同坡度组合紧急制动下的车钩力

Tab.3 Coupler force of No. 65 coupler in emergency brake with different slope combinations

$i_1 \sim i_2 / \%$	平直道 车钩力/kN	变坡道 车钩力/kN	$F_N /$ kN	叠加 车钩力/kN
2~-2	1 138.6	1 262.1	181.0	1 319.6
2~-5	1 138.6	1 487.5	316.8	1 455.4
2~-8	1 138.6	1 692.5	452.6	1 591.2
4~-6	1 138.6	1 698.6	452.6	1 591.2

由表3可知:不同 i_1 和 i_2 的组合,坡度差越大,产生的车钩力越大,且符合叠加规律;相同的坡度差,若 i_1 和 i_2 的值都不同,对车钩力的影响不大。仿真证明了列车制动的纵向冲动源于制动不同步与坡道的共同影响,其中制动不同步引起的纵向冲动的振幅和频率基本固定,可由平直道制动实验获得,而坡道对纵向冲动的冲击由制动位置和坡度差决

定,当坡度差为10‰时,坡道的影响可以占到1/3以上,变坡道是影响列车纵向动力学的重要因素。

4 结论

1) 重载列车制动不同步引起的纵向冲动是列车固有特性,可由平直道制动实验获得,而坡道引起的纵向冲动则是根据线路变化的,朔黄铁路2万t重载列车纵向动力学仿真表明,最大拉钩力和最大压钩力都与线路的坡道类型有关,其中9次较大压钩力发生时,列车整体均位于下凹型变坡道上,即从一个下坡道到另一个更平缓的坡道或上坡道,且列车都在此前实施了空气制动。此研究可为列车操作的优化以及合理制定限速提供参考,避免在潜在危险点处因为坡度变化引起过大的车钩力。

2) 列车在变坡道上不同位置紧急制动,当车钩力达到最大时,位于变坡点的车钩力都大于平直道紧急制动时相同位置车钩的最大车钩力,且变坡点越靠近列车中部,偏差越大。不同坡度组合的变坡道,坡度差越大,产生的纵向冲动越大。相同的坡度差,虽然坡度组合不同,在相同位置制动对车钩力的影响不大。笔者计算了变坡点处由于坡道引起的车钩压力,并分析变坡道车钩力较大的根本原因是变坡道引起的纵向冲动可由列车的位置和坡度计算得出,其与平直道紧急制动车钩力叠加,可得到重载列车在变坡道上紧急制动的纵向冲动。

参 考 文 献

- [1] MCCLANACHAN M, COLE C. Current train control optimization methods with a view for application in heavy haul railways[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail & Rapid Transit, 2012, 226(1): 36-47.
- [2] 常崇义,王成国,马大伟,等. 2万t组合列车纵向力计算研究[J]. 铁道学报, 2006, 28(2): 89-94. CHANG Chongyi, WANG Chengguo, MA Dawei, et al. Study on calculation of longitudinal force of 20000t combined train [J]. Journal of the China Railway, 2006, 28(2): 89-94. (in Chinese)
- [3] 池茂儒,蒋益平,张卫华,等. 长大重载列车系统动力学[J]. 交通运输工程学报, 2011(3): 34-40. CHI Maoru, JANG Yiping, ZHANG Weihua, et al. Heavy haul train system dynamic [J]. Journal of Traf-

- fic and Transportation Engineering, 2011(3): 34-40. (in Chinese)
- [4] ZHAI W M. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1996, 39(24):4199-4214.
- [5] 魏伟, 赵旭宝, 姜岩, 等. 列车空气制动与纵向动力学集成仿真[J]. 铁道学报, 2012, 34(4): 39-46.
WEI Wei, ZHAO Xubao, JIANG Yan, et al. The integrated model of train air brake and longitudinal dynamics [J]. Journal of the China Railway Society, 2012, 34(4): 39-46. (in Chinese)
- [6] WU Q, SPIRYAGIN M, COLE C. Advanced dynamic modelling for friction draft gears[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(4):475-492.
- [7] WU Q, LUO S, QU T, et al. Comparisons of draft gear damping mechanisms [J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(4): 501-516.
- [8] ZOBORY I, BEKEFI E. On real-time simulation of the longitudinal dynamics of trains on a specified railway line [J]. Periodical Polytechnical Transportation Engineering, 1994, 23: 3-18.
- [9] 魏伟, 王强. 坡道上重载列车纵向冲动研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(5):143-148.
WEI Wei, WANG Qiang. Influence of train brake on longitudinal impulse of a heavy haul train passing through a ramp [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(5):143-148. (in Chinese)
- [10] DUNCAN I B, WEBB P A. The longitudinal behavior of heavy haul trains using remote locomotives[C]// Fourth International Heavy Haul Conference. Brisbane: [s. n.], 1989: 587-590.
- [11] SUN Y, COLE C, SPIRYAGIN M, et al. Longitudinal heavy haul train simulations and energy analysis for typical Australian track routes[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail & Rapid Transit, 2013, 228(4):355-366.
- [12] COLE C. Improvements to wagon connection modelling for longitudinal train simulation[C]// Conference on Railway Engineering Proceedings: Engineering Innovation for a Competitive Edge. [S. l.]: Central Queensland University, 1998: 187-194
- [13] WEI W, LIN Y. Simulation of a freight train brake system with 120 valves[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail & Rapid Transit, 2009, 223(1): 85-92.
- [14] BELFORTE P, CHELI F, DIANA G, et al. Numerical and experimental approach for the evaluation of severe longitudinal dynamics of heavy freight trains[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(S1): 937-955.
- [15] TB/T 1407—2013 列车牵引计算规程[S]. 北京: 中国铁道科学研究院标准计量研究所, 2013.



第一作者简介:刘嘉,男,1989年8月生,硕士生。主要研究方向为机车车辆系统动力学。曾发表《纵向冲动对大秦线重联机车渡板变形的影响》(《铁道机车车辆》2018年第3期)等论文。

E-mail: ljia2008@163.com

通信作者简介:马卫华,男,1979年1月生,博士、研究员。主要研究方向为机车车辆系统动力学。

E-mail: mwh@swjtu.edu.cn

