

Study on the Influence of Braking Reduction on the Longitudinal Dynamic Performance of 20,000-Ton Heavy Haul Train

Yuanhang Ji

College of Locomotive and Rolling-Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian Liaoning
Email: 774986276@qq.com

Received: Jun. 23rd, 2020; accepted: Jul. 3rd, 2020; published: Jul. 10th, 2020

Abstract

In order to ensure the safe operation of the 20,000-ton heavy haul train and the completion of heavy-duty transportation tasks based on the problem of the poor synchronization property and the large tensile coupler force occurred in the cycling brake and release when the 20,000-ton heavy haul train is on the long and steep rampway, the Train Air Brake and Longitudinal Dynamics Simulation System (TABLDSS) is used to compare the synchronization property of brake and release under the different braking reduction and the maximum tensile coupler force occurred in the once brake and release when the train is on the long and steep rampway is also explored. The simulation results show that: from the brake synchronization property, the influence of the amount of braking reduction on the brake synchronization property can be neglected under common braking. From the release synchronization property, the amount of braking reduction has a greater impact on the release synchronization property under common braking. The release synchronization property improves with the increasing braking reduction. With the increase of the amount of braking reduction, the tensile coupler force increases significantly, compared with 50 kPa, the maximum tensile coupler force of the 60 kPa and 70 kPa increased by 20.8% and 27.8% respectively.

Keywords

Heavy Haul Train, Synchronization Property, Coupler Force, The Amount of Braking Reduction

2万t列车制动减压量对列车纵向动力学性能影响研究

计远航

大连交通大学机车车辆工程学院, 辽宁 大连

Email: 774986276@qq.com

收稿日期: 2020年6月23日; 录用日期: 2020年7月3日; 发布日期: 2020年7月10日

摘要

为了确保2万t列车的安全运行及重载运输任务的完成, 针对2万t列车在长大坡道循环制动缓解时同步性较差以及缓解后产生拉钩力较大等问题, 本文使用列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统(TABLDSS), 比较不同制动减压量下列车制动及缓解的同步性及长大下坡道一次制动缓解产生的最大拉钩力。仿真结果表明: 从列车制动同步性看, 常用制动下不同制动减压量列车制动的同步性差异不大。从列车缓解同步性看, 常用制动下制动减压量对于列车缓解同步性的影响较为明显, 列车缓解同步性随减压量的增大而提高。从列车最大拉钩力看, 列车最大拉钩力随制动减压量的增大而显著增大, 由减压50 kPa分别增至60 kPa、70 kPa后, 列车最大拉钩力分别增大了20.8%和27.8%。

关键词

重载列车, 同步性, 车钩力, 制动减压量

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

重载铁路运输是铁路货运的发展方向。通过多年来对列车重载技术的开发及发展, 有效地提高了重载货运运输能力, 取得了较大的经济效益。列车重载技术在助力铁路建设的同时也不断带来新的挑战。新挑战、新问题制约着铁路货运朝着“重载与提速”的方向发展。作为当前重载列车主要代表的2万t列车面临着列车编组长、开行密度大、线路复杂以及循环制动缓解后加速缓解作用不明显等问题, 这些问题使得列车在循环制动时产生较大的纵向冲动, 加剧钩缓装置的磨耗损伤, 甚至导致列车断钩、脱轨等重大安全事故的发生, 因此列车循环制动时制动减压量的选取尤为重要, 研究2万t列车制动减压量对列车纵向动力学性能影响也就成为了必然选择。

探究2万t列车制动减压量可以采用列车纵向冲动试验和仿真分析两种方式。列车纵向冲动试验耗资大、试验周期长、列车纵向冲动规律研究效果较差。与之相反, 仿真分析的优点是周期短、耗资少、分析效果好、还可以与试验形成互补并能模拟某些特殊工况加以比较研究。

Janarthanan 建立了重载列车纵向动力学瞬态分析仿真模型, 并使用该模型对重载列车在不同轨面上的加速度和制动性能进行了仿真研究[1]; 澳大利亚的 Cole [2]教授带领其团队研发了列车运行模拟系统, 该系统被用于确保列车的运行安全。与之相比国内的纵向冲动仿真工作也在不断发展。杨亮亮等通过 Matlab/Simulink 对2万t重载组合列车在紧急制动工况、不同编组情况、不同车辆参数及不同运行条件对于列车纵向冲动的影 响进行了仿真比较分析[3], 但是其工况的分析单一不具备代表性; 魏伟等通过对制动工况下列车纵向冲动作用机理的研究, 发现列车纵向冲动是由冲击和挤压作用二者共同造成的[4]; 张东芹分析了万吨列车缓解工况下列车管减压量、缓解初速度对列车纵向冲动的影 响[5]; 魏伟、赵连刚对1+2+1编组两万吨列车制动特性进行了仿真分析, 并得到了2万t列车车钩力的分

布特性[6]。目前有关 2 万 t 列车制动减压量对列车制动特性、缓解特性以及列车车钩力等列车纵向动力学性能的研究较少。因此本文采用列车空气制动系统与纵向动力学联合仿真系统(TABLDSS)，对不同制动减压量下列车制动及缓解的同步性及长大坡道列车一次制动缓解产生的最大拉钩力进行比较分析，进而探究制动减压量对列车纵向动力学性能的影响，相关研究结果可为 2 万 t 列车在长大坡道制动时减压量的选取提供参考，从而减小列车在长大坡道循环制动时产生较大的纵向冲动，避免列车断钩、脱轨等重大安全事故的发生。

2. 仿真模型的建立

2.1. 列车纵向动力学模型

列车由一系列机车与车辆组成，车辆(或机车)间由车钩和缓冲器连接。建立模型时将每个车辆(或机车)视为一个集中质量，车辆间由弹簧阻尼单元连接。其中任意一个车辆(或机车)的 i 受力如图 1 所示。其中 x_i 、 v_i 、 W_i 为第 i 辆车瞬时位置、速度和重力； $m_i \ddot{x}_i$ 、 F_{Gi} 、 F_{Li} 、 F_{Ai} 、 F_{Bi} 、 F_{Ci} 、 F_{Wi} 分别为第 i 辆车的瞬时惯性力、车钩力、牵引力或动力制动力、运行阻力、空气制动力、曲线阻力、坡道阻力。

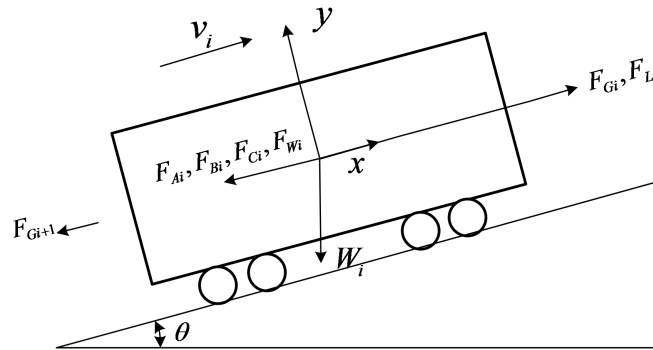


Figure 1. The force diagram of a single vehicle
图 1. 单个车辆受力图

对一节车辆 i ，可以列出运动方程：

$$m_i \ddot{x}_i = F_{Gi} - F_{Gi+1} - F_{Ai} - F_{Bi} \pm F_{Li} - F_{Ci} - F_{Wi} \quad (1)$$

$$i = 1, \dots, n$$

对于首、尾车辆

$$\begin{cases} F_{Gi} = 0, i = 1 \\ F_{Gi+1} = 0, i = n \end{cases} \quad (2)$$

式中： n 为列车中机车车辆数总和。

通过求解方程(1) (2)组成的方程组可计算出各个车辆的加速度，再利用加速度与速度、位移间的关系，便可得出各个车辆的速度、位移，进而获得各车辆在牵引与制动过程中所有运动参数。

2.2. 空气制动系统模型

计算管路内气体流动是建立空气制动系统模型同时保证模型准确性的关键。列车空气制动系统内各管路均采用细长管，因此气体在列车管内流动时管内气体径向流动效应与纵向流动效应相比可忽略不计。假设管路内壁是刚性的，管路内为一维、非等熵不定常的气体流动，在不计空气重力的情况下，根据气体流动的连续性、动量守恒定律和能量守恒定律建立描述气体状态的方程组[7]如下：

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \\ \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} - a^2 u \frac{\partial \rho}{\partial x} - (k-1) \rho \left(q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} \right) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中： ρ 、 u 、 p 、 a 、 k 、 D 、 F 、 f 、 q 、 x 、 t 分别为气体密度、流速、压力、音速、比热比、管路直径、管截面积、管内壁摩擦系数、传热率、距离和时间。上述方程组可应用特征线法求解，具体求解过程可参阅文献[8]。

3. 列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统

本文运用列车空气制动与纵向动力学联合仿真系统(TABLDSS)，该系统实现了列车制动系统与纵向动力学的同步仿真。通过不断地分析与调试测试，证明了该系统具备较高程度的准确性[9]。该系统能够模拟司机根据列车所行驶的线路状况、列车编组情况、运行速度等多种因素控制列车安全平稳运行的过程，并且具有良好的制动特性、车钩加速度等参数的同步技术、数值显示及图形显示功能，为分析列车纵向冲动机理，优化制动、缓冲器系统，模拟列车驾驶提供了基本理论和实用工具[10]。该仿真系统于 2017 年参加了 VSD 组织的国际纵向动力学评测，在计算精度和计算速度上获得优异成绩[11]。

4. 制动减压量对列车制动同步性的影响

本节以 2 万 t 列车为计算对象，列车编组为 1HXD1+108 辆 C80 车+1HXD1+108 辆 C80 车+可控列尾，牵引总重 21,600 吨，列车初速度均为 70 km/h，计算工况分别为大闸减压 50 kPa、60 kPa 及 70 kPa。线路形式为平直线路。

列车制动同步性是影响列车纵向动力学性能的关键因素。由于种种因素的限制，列车各车辆的制动是不同步的，同时这种不同步性也是列车纵向冲动产生的主要根源之一，各车辆制动的不同步主要表现在两方面：1) 制动波传播受其有限的制动波速的限制，造成各车辆制动时间不一致，靠近机车的车辆相较于远离机车的车辆更早制动。2) 制动缸上升速率不同造成的制动缸升压曲线形状的差异，这种差异是由于不同位置列车管减压速度不同造成的，靠近机车的车辆列车管减压快，制动缸压强上升快，远离机车的车辆正好相反[12]。两种因素叠加造成了制动不同步的产生。为探究制动减压量与列车制动同步性间的关系，现使 2 万 t 列车以相同初速度制动待首尾列车管压力稳定后，比较全列车的制动缸活塞开始伸出时间，10 个车输出一个制动缸压强，其比较结果如图 2 所示。

如图 2 所示，从制动缸活塞开始伸出分布规律看，三种工况下列车制动波传播规律均是主控机车由列车前部向后部传播，从控机车向列车前后两个方向传播，其中减压 60 kPa 与 70 kPa 下部分车辆的制动缸活塞开始伸出时间略早于减压 50 kPa 时对应时间，但二者总体差异不明显，说明三种工况列车制动波速差别不大。三种工况下最后发生制动的是列车中后部车辆，并非列车尾部车辆。原因是可控列尾装置的排气作用加快了尾部车辆列车管减压速度，对应尾部车辆制动缸升压速度加快，导致尾部车辆相较于中后部车辆提前制动。从首车与最后制动车辆之间的时间差(最大时间差)来看，三种工况下最大时间差相同，差值均为 6.9 s。以上情况表明三种工况下列车制动的同步性差异不大，说明常用制动下制动减压量对于列车制动同步性的影响较小。

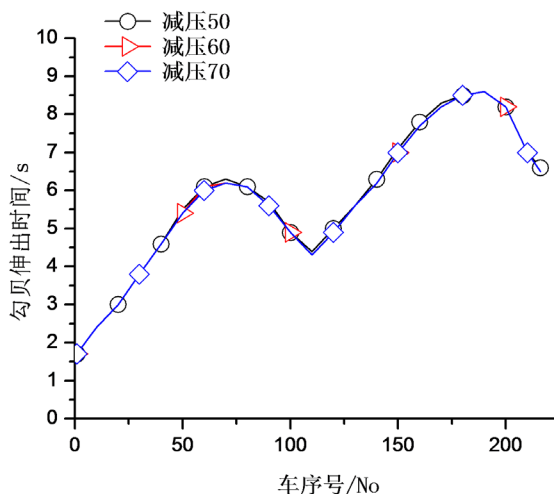


Figure 2. The curve of the train's braking characteristic under three operation conditions
图 2. 三种工况下列车制动特性曲线

5. 制动减压量对列车缓解同步性的影响

制动减压量主要通过 120-1 阀加速缓解作用的强弱进而影响列车缓解的同步性。随着列车加长，列车管总容积增大，列车缓解时列车管升压速度较慢，列车的缓解性能也越来越差。为改善缓解性能，仿照供制动用的副风缸模式和局部减压模式，给每个车辆配备了一个加速缓解风缸，实现加速缓解。2 万 t 重载列车普遍应用的 120-1 阀便采用了加速缓解阀和加速缓解风缸的结构形式，其作用是当 120-1 阀主活塞动作下移到缓解位，让准备排入大气的制动缸压力空气作为压力信号先引到加速缓解膜板处，使加速缓解阀产生动作，让本车加速缓解风缸的压力空气通过加速缓解阀中被顶开的夹心阀充入列车管。这样，列车管除了有来自机车供风系统的压力空气充入以外，还有来自本车加速缓解风缸的压力空气充入，即加速缓解作用[13]。加速缓解作用使列车管增压速度不会沿列车长度严重衰减，使列车前后缓解作用的时间差得以减小。制动减压量的增加，势必导致加速缓解作用的变化，进而影响列车缓解的同步性。为探明列车缓解同步性受制动减压量的影响程度，现使 2 万 t 列车以相同初速度制动待首尾列车管压力稳定后以相同速度缓解，比较全列车的开始缓解时间，每个车输出一个制动缸压强，其比较结果如图 3 所示：

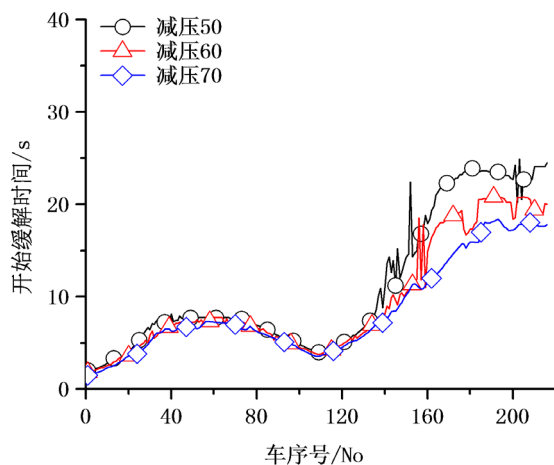


Figure 3. The curve of the train's releasing characteristic under three operation conditions
图 3. 三种工况下列车缓解特性曲线

由图3可知,从列车开始缓解时间分布规律看,减压50 kPa、60 kPa、70 kPa下列车缓解时主控机车由列车前部向后充风,从控机车分别向列车前后部两个方向充风,导致前部120辆左右的车辆与后部剩余车辆之间存在较大的缓解时差,其中前120辆车在8 s内全部开始缓解,而后部剩余车辆分别在25 s、21 s、18 s内产生缓解作用,后部120辆车开始缓解平均时长分别为15 s、13 s、11 s。从三种工况缓解波传播曲线比较看,减压50 kPa、60 kPa下列车缓解波速的传播是不均匀的,具有随机性。同时减压50 kPa缓解曲线的斜率最大,即缓解波速最慢。减压70 kPa缓解曲线的斜率最小,即缓解波速最快。从全列车缓解动作顺序看,三种工况下最后发生缓解作用的均是列车中后部车辆并非列车尾部车辆。由图3可知减压50 kPa下列车加速缓解作用不明显,导致存在中后部部分车辆开始缓解时间相对周围车辆严重滞后的现象(缓解异常现象)。从首车和最后缓解车辆之间的时间差(最大时间差)看,减压60 kPa、70 kPa下缓解传递时间相比于减压50 kPa分别减少16.5%和28.3%。且减压60 kPa下缓解异常现象有所改善,减压70 kPa下缓解异常现象完全消失。说明相较于减压50 kPa,减压60 kPa、70 kPa下列车加速缓解作用逐渐增强,列车缓解波速逐渐加快,列车缓解的同步性逐步提高。故相对减压50 kPa而言减压60 kPa、70 kPa下列车缓解的同步性有所提高,说明常用制动下减压量的增大对列车缓解同步性的增强效果较明显。

6. 制动减压量对长大坡道列车最大拉钩力的影响

2万t列车在长大坡道循环制动缓解后会由于种种因素不可避免地产生较大的拉钩力。列车一次制动缓解后产生的最大拉钩力与列车制动减压量的变化息息相关。本研究以某重载线路长大下坡道为例,在50 kPa、60 kPa、70 kPa三种减压工况下对2万t列车以相同速度制动和缓解的过程进行仿真,比较不同减压工况下列车最大拉钩力,进而探究不同制动减压量对于2万t列车在长大坡道缓解后产生的最大拉钩力的影响。

图4所示线路是某重载线路K16+589至K23+500的一段长大下坡道。图中绘有三种工况下列车的速度仿真曲线、坡道变化及操纵指令。由图可知在仅改变制动减压量的前提下三种工况下列车缓解时坡道的坡度均相同且整个过程中列车再生力保持不变。三种工况下列车均于K20+648处以64 km/h的速度开始制动并以40 km/h的速度缓解,整个过程各车辆最大拉钩力分布情况如图5所示。

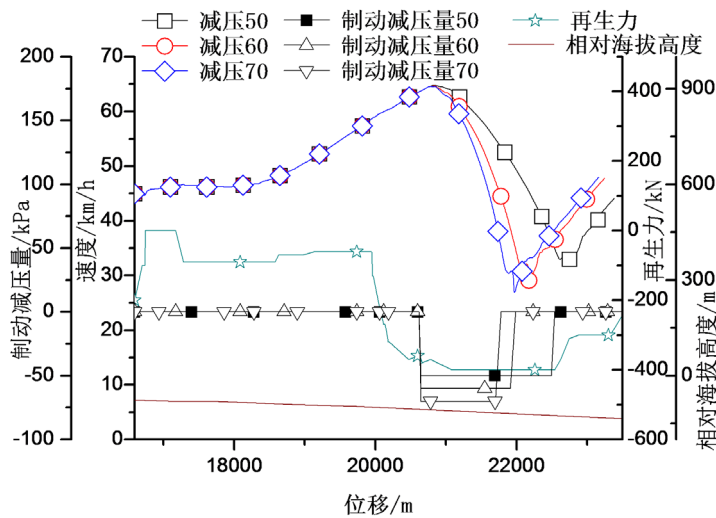


Figure 4. The curve of the locomotive operating instructions, ramp changes and speed change under three operation conditions

图4. 三种工况下列车操纵指令、坡道变化及速度变化曲线

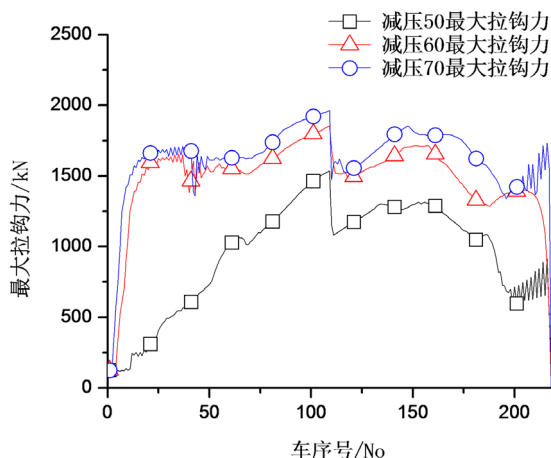


Figure 5. The distribution of the maximum coupler force under three operation conditions

图 5. 三种工况下列车最大拉钩力分布情况

图 5 为三种减压工况下列车的最大车钩力沿车长分布曲线。由图所示三种工况下整列车最大拉钩力均发生于 109 车。减压 50 kPa、60 kPa、70 kPa 三者列车最大拉钩力分别为 1536 kN、1855 kN、1963 kN。相比减压 50 kPa，减压 60 kPa、70 kPa 最大拉钩力分别增大了 20.8% 和 27.8%。说明长大坡道列车最大拉钩力会随着制动减压量的增大而显著增大，即制动减压量对于长大坡道列车最大拉钩力影响较大。

为探究 2 万 t 列车最大拉钩力随制动减压量增大的根本原因，本节整理了列车最大拉钩力的主要影响因素并展开研究，其过程如下：缓解时列车的最大拉钩力的主要影响因素有坡道种类、机车电制动力、列车管减压量、列车缓解初速度、车钩间隙等，本研究采取控制变量的方式仅改变列车管减压量而控制其他因素不变，因此影响最大拉钩力的主要因素是列车管减压量。列车管减压量影响着各车辆制动缸最终平衡压强值，后者又与列车的空气制动力密切相关。相邻车辆间的制动力差恰恰是造成车辆间产生车钩力的根本原因[14]。2 万 t 列车缓解时沿列车长度方向制动力缓解的差异是造成列车纵向冲动的根源，而这种差异又与制动缸降压特性以及列车缓解波速息息相关。因此分别对三种工况下列车缓解波速以及制动缸降压特性二者对列车最大车钩力的影响进行探究，进而分析最大拉钩力增大的原因。

1) 列车缓解波速

由上节可知相较于减压 50 kPa，减压 60 kPa、70 kPa 下列车缓解波速逐渐加快，列车缓解的同步性逐步提高，应该有助于最大拉钩力的降低，但减压 60 kPa 与 70 kPa 下整车最大拉钩力反而增大。说明列车缓解波速并非是影响列车最大拉钩力主要因素。

2) 制动缸降压特性

同一编组列车，其制动缸降压特性会随着机车减压量的改变而产生差异。制动缸降压特性越陡，越会加剧列车的纵向冲动。制动缸降压特性变缓，将会有助于减少列车的纵向冲动[15]。故对三种减压工况下制动缸降压特性的比较如下表 1~3 所示。

Table 1. Decompression characteristics of the Brake cylinder under 50 kPa braking reduction

表 1. 减压 50 kPa 制动缸降压特性

车序号	制动缸平衡缸压/kPa	制动缸排气时间/s	制动缸降压速率
1	137.4	15.7	8.8
50	140.3	15.5	9.1
100	131.6	15.1	8.7

Continued

150	128.5	14.7	8.7
200	121.7	14.8	8.2
218	119.8	13.7	8.7

Table 2. Decompression characteristics of the Brake cylinder under 60 kPa braking reduction**表 2.** 减压 60 kPa 制动缸降压特性

车序号	制动缸平衡缸压/kPa	制动缸排气时间/s	制动缸降压速率
1	179.8	18.1	9.9
50	177.8	17.7	10
100	173.9	17.5	9.9
150	165.1	16.6	9.9
200	165.6	16.8	9.9
218	153.2	14.7	10.4

Table 3. Decompression characteristics of the Brake cylinder under 70 kPa braking reduction**表 3.** 减压 70 kPa 制动缸降压特性

车序号	制动缸平衡缸压/kPa	制动缸排气时间/s	制动缸降压速率
1	225.9	20.5	11
50	211.7	18.8	11.3
100	206	18.8	11
150	193.8	17.5	11.1
200	192	17.6	11
218	182.7	16	11.4

由上表计算可知减压 50 kPa、60 kPa、70 kPa 三者制动缸平均降压速率分别为 8.7、10、11.1。说明相较于减压 50 kPa，减压 60 kPa、70 kPa 制动缸压力下降速度加快，制动缸的降压特性变陡，因此加剧了列车纵向冲动，导致最大拉钩力增大。同时也证明了制动缸降压特性对列车纵向冲动的影响比列车缓解波速的影响显著。

7. 结论

1) 制动工况下减压 50 kPa、60 kPa、70 kPa 三种工况列车制动的同步性差异不明显，说明常用制动下制动减压量对列车制动的同步性影响较小。

2) 缓解工况下减压 60 kPa、70 kPa 相比减压 50 kPa，120-1 阀加速缓解作用增强，列车缓解波速加快，缓解的同步性也有所提高，说明常用制动下列车缓解同步性随制动减压量的增大而提升且影响程度较大。

3) 减压 50 kPa 到减压 70 kPa，列车缓解波速加快，缓解同步性提高，降低了纵向冲动，而制动缸降压特性的变陡，增大了纵向冲动。而最终相对减压 50 kPa，减压 70 kPa 纵向冲动增大，证明制动缸降压特性对列车纵向冲动的影响比列车缓解波速的影响显著。

4) 制动减压量由 50 kPa 增至 70 kPa，制动缸降压特性逐渐变陡，加剧了列车纵向冲动，导致缓解后列车最大拉钩力逐渐增大。因此在保证速度的前提下应尽量采用较小的制动减压量以降低长大下坡道循环制动缓解后列车最大拉钩力。

参考文献

- [1] Janarthanan, B., Padmanabhan, C. and Sujatha, C. (2012) Longitudinal Dynamics of a Tracked Vehicle: Simulation and Experiment. *Journal of Terramechanics*, **49**, 63-72. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2011.11.001>
- [2] Cole, C. and Sun, Y.Q. (2006) Simulated Comparisons of Wagon Coupled Systems in Heavy Haul Trains. *Rail and Rapid Transit*, **220**, 247-256. <https://doi.org/10.1243/09544097JRRT35>
- [3] 杨亮亮, 罗世辉, 傅茂海, 周尚书. 2万 t 重载组合列车纵向冲动影响研究[J]. 机车电传动, 2014(3): 34-39.
- [4] 魏伟, 张东芹, 张军. 重载列车纵向冲动机理及参数影响[J]. 大连交通大学学报, 2011, 32(1): 1-6.
- [5] 张东芹. 列车纵向动力学参数影响分析[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连交通大学, 2010.
- [6] 赵连刚. 基于制动系统仿真的2万 t 列车纵向动力学分析[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连交通大学, 2008.
- [7] Wei, W., Hu, Y., Wu, Q., et al. (2017) An Air Brake Model for Longitudinal Train Dynamics Studies. *Vehicle System Dynamics*, **55**, 517-533. <https://doi.org/10.1080/00423114.2016.1254261>
- [8] 魏伟, 张善荣, 刘庆忠. 长大列车制动系统减压特性的计算机模拟[J]. 大连交通大学学报, 1992, 13(4): 43-49.
- [9] 杨兴光. 重载列车多工况仿真与试验比较研究[C]//中国铁路总公司机辆部、中国铁道学会. 2018 年中国重载铁路技术交流会论文集(上册). 太原: 中国铁道学会第四届重载委员会, 2018: 314-322.
- [10] 魏伟, 赵旭宝, 姜岩, 张军. 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.
- [11] Wu, Q., Spiriyagin, M., Cole, C., et al. (2018) International Benchmarking of Longitudinal Train Dynamics Simulators: Results. *Vehicle System Dynamics*, **56**, 343-365. <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1645342>
- [12] 魏伟. 分组式电空制动列车纵向动力学仿真研究[C]//中国铁路总公司机辆部、中国铁道学会. 2018 年中国重载铁路技术交流会论文集(上册). 太原: 中国铁道学会第四届重载委员会, 2018: 322-329.
- [13] 韩晟, 曹宏哲. 列车管小减压量制动后 120 阀缓解波速的提高方法——120 阀加速缓解作用的改进[J]. 铁道机车车辆, 2014, 34(3): 116-120 + 144.
- [14] 陈清. 5000t 级重载列车低速缓解的动力学分析[J]. 西南交通大学学报, 1993, 28(4): 43-47.
- [15] 魏伟, 王自力. 缓解特性对重载列车纵向冲动的的影响[J]. 铁道学报, 1994(S1): 106-111.