

2 万吨重载列车牵引启动工况的纵向冲动分析*

杨忠良^{1,2} 孙林平^{1†} 马卫华¹ 罗世辉¹ 王波¹

(1. 西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 成都 610031)

(2. 中国国家铁路集团有限公司 机辆部, 北京 100844)

摘要 车钩是重载列车的传递纵向冲击的关键部件, 车钩力大小对重载列车的运行安全具有重大影响. 为分析 2 万吨重载列车在不同牵引工况启动时的车钩力的大小, 基于列车纵向动力学理论、列车操纵方法以及钩缓装置动力学建模方法的基础上, 建立了 HXD1 型机车和 C80 型运煤敞车编组的 2 万吨重载列车纵向动力学模型, 分析了重载列车在不同牵引力、从控机车滞后及其不同车钩间隙时牵引启动的车钩力分布规律. 通过分析可以得出: 牵引力提升速度对稳态车钩力大小影响不明显, 而牵引档位的增加, 稳态最大车钩力明显增加, 在保障列车能正常牵引启动的同时应减小牵引档位; 随着主控机车与从控机车启动相差时间的增加, 编组车辆中部及尾部的拉钩力增加, 应尽可能地保障列车同步操纵; 重载列车车钩间隙对启动时车钩拉力影响明显, 应重视加强对车钩间隙的检修, 同时配合牵引杆的使用可以降低车钩力.

关键词 重载列车, 牵引力, 车钩间隙, 牵引启动, 车钩力

中图分类号: U296

文献标志码: A

Analysis of Longitudinal Impulse for 20 000t Heavy Load Train in Traction Start-up Condition*

Yang Zhongliang^{1,2} Sun Linping^{1†} Ma Weihua¹ Luo Shihui¹ Wang Bo¹

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiao Tong University, Chengdu 610031, China)

(2. Locomotive & Car Institute, China Railway, Beijing 100844, China)

Abstract The coupler is an important component of the heavy-haul train, and the coupler force has a significant impact on the running safety of the heavy-haul train. In order to analyse the coupler force of 20 000t heavy-haul train under different working conditions, based on the train longitudinal dynamics theory, train control method and the dynamic modelling method of the hook retarder, the longitudinal dynamics model of 20 000t heavy-haul train assembled by HXD1 locomotive and C80 coal haulage converters was established to analyse the coupler force distribution law of heavy-haul trains running through different traction force, slave control locomotive lag and different coupler clearance. The results show that the lifting speed of traction force has no obvious effect on the steady-state coupler force under traction conditions, while the increase of traction gear significantly increases the steady-state maximum coupler force. The traction gear should be reduced while ensuring the normal traction and starting of the train. With the increase of starting time difference between the master locomotive and the slave locomotive, the pull force in the middle and tail of the marshalling vehicle increases, so the simultaneous operation of the train should be guaranteed as much as possible. The clearance of coupler has obvious influ-

2024-03-08 收到第 1 稿, 2024-05-07 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(51575458), 四川省科技计划项目(2021YJ0002), National Natural Science Foundation of China(51575458), Sichuan Province Science and Technology Project (2021YJ0002).

† 通信作者 E-mail: jamsjacksun@qq.com

ence on the tension of coupler during the start of heavy duty train. Attention should be paid to the maintenance of coupler clearance, and the coupler force can be reduced with the use of traction bar.

Key words heavy load train, force of traction, coupler clearance, traction start, force of coupler

引言

重载铁路因其运能大、效率高、运输成本低而受到世界各国铁路部门的广泛关注,现阶段重载铁路开始向大轴重、长编组的方向发展^[1].重载列车在运行过程中,由于受到车辆参数、线路条件以及操纵方式等因素影响,容易引起严重的纵向冲动,而过大的车钩力则可能导致列车断钩、脱轨等现象^[2],严重威胁到列车运行的安全性^[3,4].

长大编组列车在运行过程中的车钩受力情况较为复杂,目前国内外相关研究主要集中在列车车钩力影响因素及减小车钩力大小等方面,陈建黎等^[5]利用重载列车运行仿真系统,通过动力学仿真计算得到了不同车钩初始状态及编组形式对重载组合列车的纵向车钩力影响;薛海等^[6]利用雨流计数等方法进行了计算分析,明确了造成1万吨重载货车车钩疲劳损伤的主要载荷范围,为合理减小车钩力及降低车钩疲劳损伤提供了思路;陈辉辉等^[7]提出了2万吨重载列车纵向车钩力计算模型方法,并进行了不同工况及线路状况下的重载列车曲线通过安全性研究;Serajian等^[8]通过Matlab进行了不同编组情况下列车制动仿真计算,从而研究了列车长度对其制动工况下的车钩力影响;Liu等^[9]基于朔黄线车辆数据,引入Newmark- β 数值求解方法,通过纵向动力学仿真研究了考虑循环空气制动策略的组合重载列车的纵向动力学特性;魏伟^[10]使用空气制动系统和纵向动力学联合仿真系统,研究了重载列车在坡道段的纵向冲动水平及影响因素,并发现提高制动波速能够有效地减小列车车钩力;晏新凯^[11]通过纵向动力学联合仿真,计算了不同列车编组在长大坡道制动缓解工况中再生制动力分布对列车纵向冲动的的影响,由此提出了减小列车车钩力的方法.徐倩等^[12]通过万吨重载列车的运行试验,得到重载列车在不同编组方式、线路工况、机车牵引特性、车钩间隙等各种试验工况下的试验数据,由此分析出列车中不同位置货车的车钩力以及车体纵向加速度的分布规律,得到减小车钩

力的方法;蒋益平等^[13]通过建立计算模型,分析机车处于不同编组位置时,2万吨重载组合列车在牵引和制动等工况下的车钩力情况,提出了较佳的万吨列车编组形式;杨亮亮等^[14]以C80型运煤专用敞车的组合列车为例,采用Matlab/Simulink建立了2万吨重载组合列车动力学模型,分析了1+2+1组合列车紧急制动工况下各因素对纵向冲动的的影响;Gao等^[15]通过仿真与试验相结合的方式,分析了初始制动速度、主辅机车同步时间、车钩刚度等因素对车钩纵向力的影响.

上述研究成果一定程度上分析了影响长大重载列车车钩力的一些因素,提出了一些减缓车钩力的相关建议,但分析工况多为重载列车制动工况的车钩力研究,而针对牵引启动工况下车钩力研究较少.牵引启动工况的纵向冲击与车钩间隙和司机操纵方式等息息相关,同样能带来较大的纵向冲击^[16],对列车运行造成一定的威胁,因此,本文以列车纵向动力学理论为基础,对2万吨重载列车在考虑不同影响因素时的牵引启动车钩力进行分析.

1 纵向动力学模型

长大编组纵向动力学模型^[17]如图1所示,为了提高运行效率通常需对长大编组列车进行相应简化和假设:

- (1)单节车只考虑沿 x 轴(纵向)方向的自由度,即 n 节编组车辆组成的列车就有 n 个自由度;
- (2)忽略轨道不平顺、轮轨接触摩擦力等纵向动力学的影响;
- (3)列车中每节车的重心位置都位于车钩中心线上,只考虑平动,忽略其他自由度;
- (4)将作用在每节车辆上的外力,都平移到车辆的中心上,不考虑附加转矩.

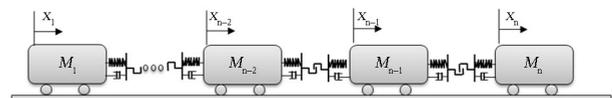


图1 列车纵向动力学模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of train longitudinal dynamics model

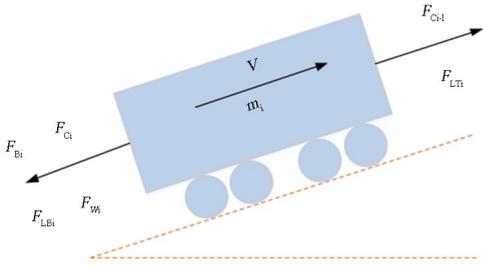


图 2 单节车辆受力模型
Fig. 2 Single vehicle force model

以列车的第 i 节车为研究对象,其单车受力如图 2 所示,第 i 节车的纵向动力学微分方程为:

$$m_i \ddot{x}_i = F_{Ci-1} - F_{Ci} - F_{Wi} - F_{Ei} + F_{LTi} - F_{LBi} \quad (1)$$

式中: \ddot{x}_i — 第 i 车的加速度; m_i — 第 i 车的质量; F_{Ci-1} — 前车钩力; F_{Ci} — 后车钩力; F_{Wi} — 运行阻力; F_{Ei} — 空气制动力; F_{LTi} — 机车牵引力; F_{LBi} — 机车制动力。

因此列车的微分方程则由 N 个微分方程组成,为进一步简化,将 N 个微分方程简化为通用的二阶常微分方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (2)$$

式中: \mathbf{M} — 质量矩阵, \mathbf{C} — 阻尼矩阵, \mathbf{K} — 刚度矩阵, \mathbf{f} — 外加激励, \mathbf{x} , $\dot{\mathbf{x}}$, $\ddot{\mathbf{x}}$ 为质点的位移、速度、加速度向量。

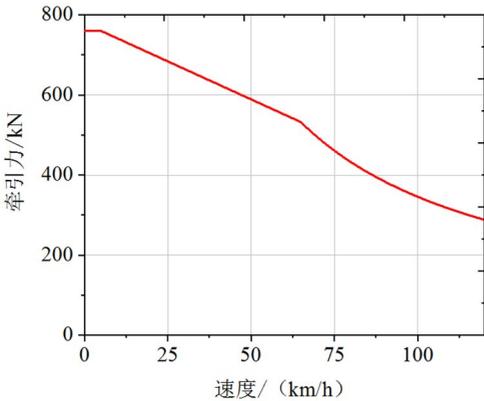


图 3 HXD1 机车牵引特性曲线图
Fig. 3 HXD1 locomotive traction characteristics curve

HXD1 型大功率交流传动电力机车是 8 轴重载货运机车,能够以 120km/h 速度牵引重载长大列车,满足长距离区间、长大坡道上的牵引任务,其牵引特性如图 3 所示,轴重 25t 牵引特性公式:

$$F = \begin{cases} 760 & (0 < v \leq 5) \\ -3.8v + 779 & (5 < v \leq 65) \\ 34560/v & (65 < v \leq 120) \end{cases} \quad (3)$$

式中: v — 速度, km/h。

缓冲器模型^[18,19]如图 4 所示,其包括了车钩间隙,弹性胶泥缓冲器特性、初压力、最大行程、最大阻抗力、吸收率及缓冲器压死后的刚性冲击等元素.将缓冲器加载与卸载特性定义为两个缓冲器行程的函数 $f_u(x)$ 和 $f_l(x)$,这两个函数中均包括车钩间隙、初压力、刚性冲击等因素.则在某一特定行程下缓冲器的迟滞力为:

$$f_{hys} = |f_u(x) - f_l(x)| \quad (4)$$

为缓冲器阻尼迟滞特性定义一个卸荷速度 ev ,当耦合的两连接点相对速度 $v \geq ev$ 时,迟滞力为 f_{hys} ;当耦合的两连接点相对速度 $v \leq ev$ 时,迟滞力定义为:

$$f_{hysl} = \frac{v}{ev} |f_u(x) - f_l(x)| \quad (5)$$

由于迟滞力总是与相对运动方向相反,引入符号函数 $\text{sign}(v)$,则可以得到钩缓系统数学模型:

$$F_c = \begin{cases} f(x) + |f_u(x) - f_l(x)| \text{sign}(v) & \text{if}(|v| \geq ev) \\ f(x) + \frac{v}{ev} |f_u(x) - f_l(x)| \text{sign}(v) & \text{if}(|v| < ev) \end{cases} \quad (6)$$

其中 $f(x)$ 视情况不同取 $f_u(x)$ 或 $f_l(x)$ 。

2 仿真设置

TDEAS 软件^[19]是以列车纵向动力学、列车牵引、列车制动、列车能耗等理论为基础设计编制的动力学及能量仿真软件,已经参与国际基准测试,通过与多个国家的纵向动力学软件的结果进行对比,验证结果基本上一致,得到了国际基准测试列车纵向动力学仿真器的认证^[20]。

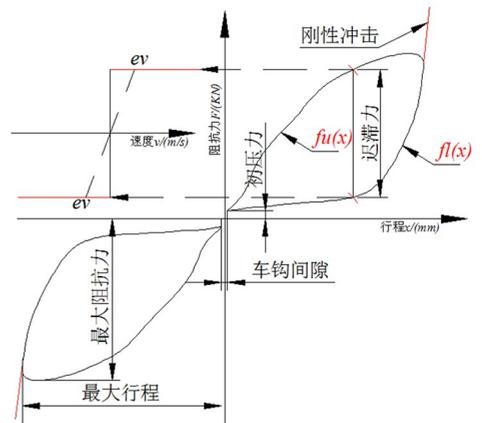


图 4 钩缓系统特性曲线^[19]
Fig. 4 Hook slow system characteristic curve

2万吨重载列车动力分散编组方式可以大幅度降低纵向冲击作用^[13],本次分析中采用常用的编组方式1+1,即机车分别放置在编组车辆的头部和中部,牵引质量货车210辆,即形成的编组方式为:1×HXD1+105×C80+1×HXD1+105×C80.车钩采用17号车钩,自由间隙为9mm.货车缓冲器采用MT-2缓冲器,具体参数如表1所示.

表1 MT-2缓冲器主要性能参数^[21]

Table 1 Main performance parameters of MT-2 buffer^[21]

序号	参数名称	数值	单位
1	额定阻抗力	≤2270	kN
2	最大行程	70-85	mm
3	额定容量	≥50	kJ
4	吸收率(%)	≥80	-
5	额定冲击速度	8	km/h
6	检修周期	≥10	年
7	外形尺寸	227×320×555	mm

本次分析的牵引启动计算工况考虑牵引力大小、牵引力提升速度、从控机车滞后、车钩间隙等影响因素,具体设置工况如表2所示.

表2 主要计算工况

Table 2 Main calculation conditions

名称	影响因素	值
牵引力	牵引力大小	4档~10档
	牵引力提升时间	10s~70s
主/从控机车同步启动	从控机滞后	0s~10.5s
车钩间隙	车钩间隙大小	0mm~27mm
	牵引杆使用	无~9车一杆

3 仿真分析

3.1 牵引力的影响

为了分析牵引启动阶段使用不同的牵引力大小及其牵引力提升快慢对车辆纵向动力学的影响,将图3中的牵引特性曲线人为划分为10个档位,分别设置了从0到10s内增加4档、6档、8档及10档后保持不变的档位进行启动车辆,牵引档位对不同车钩位的车钩力影响如图5(a)所示,由图可知牵引档位的提高,对压钩力几乎不产生影响,但是牵引档位的提高除了中部车辆(从控机车前几位)之外,几乎所有车位的拉钩力都增加,这是因为牵

引力增加,必然加大了车辆之间的相对速度,拉钩力得到增加,同时从控机车后续车位速度提升,减小了与中部车位的速度差,从而中部车位的拉钩力减小.

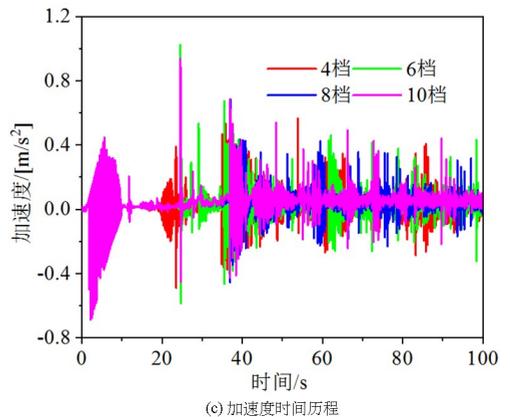
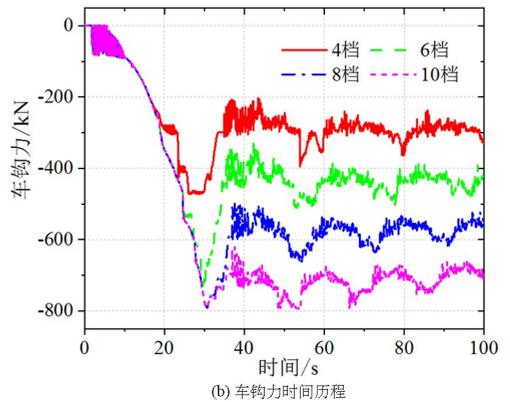
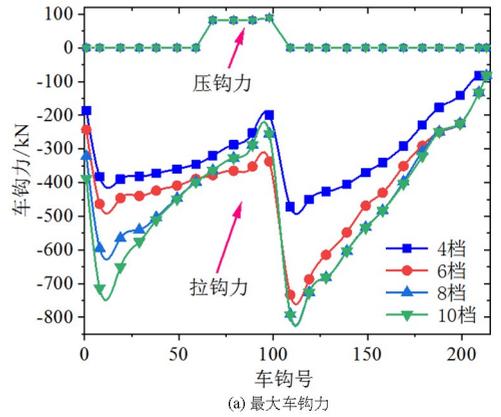


图5 牵引档位的影响

Fig. 5 Influence of traction gear

图5(a)中8档和10档的最大车钩力(109号车钩)几乎一致,进一步分析最大车钩位上的车钩力时间历程如图5(b)所示,8档牵引力时的最大车钩力出现在稳态的车钩力之前,与10档牵引力车钩力接近.而趋于稳态的牵引时,随着牵引档位的增加,车钩力明显增加,其中10档时的车钩力为4档车钩力的1.68倍,可见牵引力大小对列车纵向冲击比较明显,图5(c)所示的不同牵引档位时109

号车位的纵向振动加速度时间历程,在稳态之后纵向冲击下车辆处于波动之中,牵引档位提升对振动加速度的最大幅值不大,但整体平均值有所减低,在不同牵引档位下提升速度、车辆运行距离及其稳态时缓冲器的最大行程如表 3 所示,可知牵引档位提升使各项指标值都增加,综合分析可知在能保障列车牵引的同时应减小牵引档位,在减小纵向冲动的同时应避免大牵引力下机车可能出现的轮轨打滑现象。

表 3 最大缓冲器行程参数
Table 3 Maximum buffer travel

牵引档位	提升速度/(km/h)	行程距离/m	缓冲器行程/mm
4	6.156	81.1	15
6	10.08	126	20.85
8	13.608	162.4	24
10	16.704	191.2	24.59

响,都为 794.5kN 左右,但是中部车辆及尾部车辆随着提升时间的增加而减小,这是因为提升速度缓慢使前后车辆的相对速度减小形成的.最大车钩力所在车钩位的时间历程如图 6(b)所示,不同牵引提升速度在稳态牵引时的最大车钩力值接近,不同之处在达到最大值车钩力的时间。

3.2 从控机滞后的影响

为了研究在牵引起步过程中主控机车与从控机车是否同步对车钩力的影响,分别考虑从控机车同步启动(0s),滞后 3.5s,7s,10.5s 的时间实现启动,其不同车钩位的拉/压车钩力如图 7(a)和图 7(b)所示.随着滞后时间增加,中部车辆及尾部车辆的拉钩力出现了明显的增加,这是因为滞后时间的增加,主控机车牵引的车辆数量增加,中部车辆的拉钩力增加,而尾部车辆则由于滞后时间,与前面车辆的速度差异较大造成纵向冲动增加.同时随着从控机车滞后时间的增加,中部车辆存在压钩力的数量在减小,这是因为滞后时间的存在,主控机车已经牵引一部分中部车辆移动,而从控机车由于滞后原因后续启动对中部机车的挤压减小造成的,所以应尽量保障主、从控机车的同步启动.图7(c)所

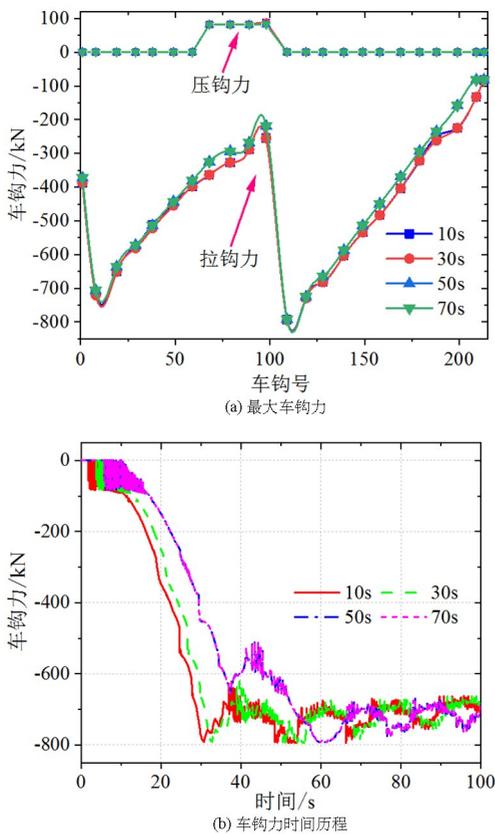
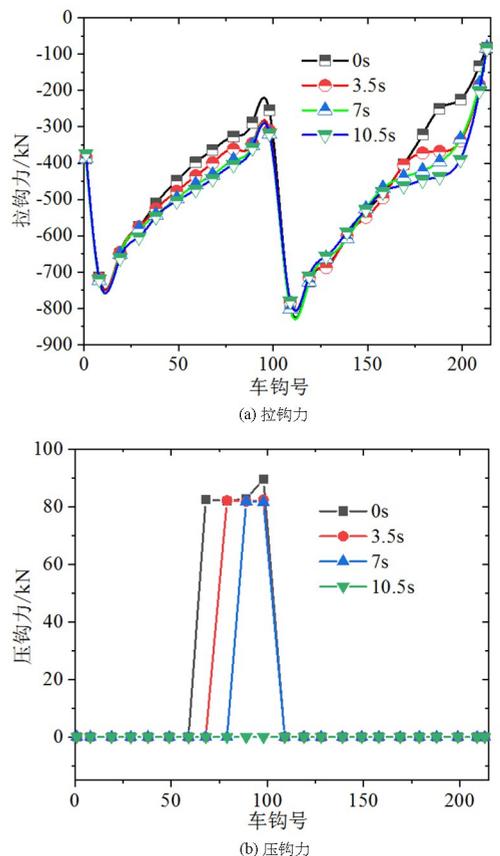


图 6 提升速度的影响
Fig. 6 Influence of lifting speed

进一步分析牵引力提升速度对车钩力的影响,设置从 10s,30s,50s,70s 内牵引力从 0 升至 10 档后保持不变,不同车钩位的最大车钩力如图 6(a)所示,可见提升快慢对于压钩力几乎无影响,对整个编组车辆的



整个编组车辆的拉钩力(109 号车钩位置)无影响,都为 794.5kN 左右,但是中部车辆及尾部车辆随着提升时间的增加而减小,这是因为提升速度缓慢使前后车辆的相对速度减小形成的.最大车钩力所在车钩位的时间历程如图 6(b)所示,不同牵引提升速度在稳态牵引时的最大车钩力值接近,不同之处在达到最大值车钩力的时间。

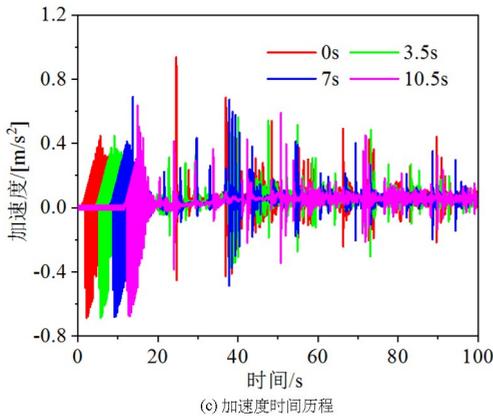


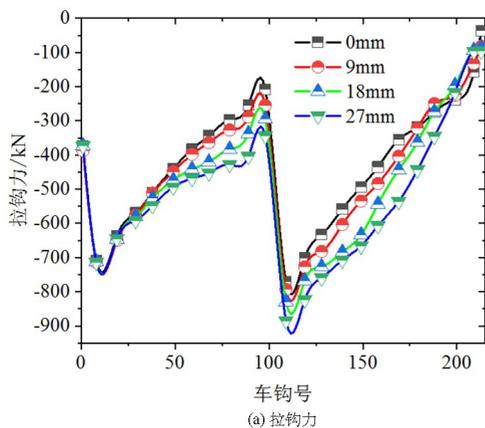
图7 从控机滞后的影响

Fig. 7 Influence of lag time on slave controlled locomotive

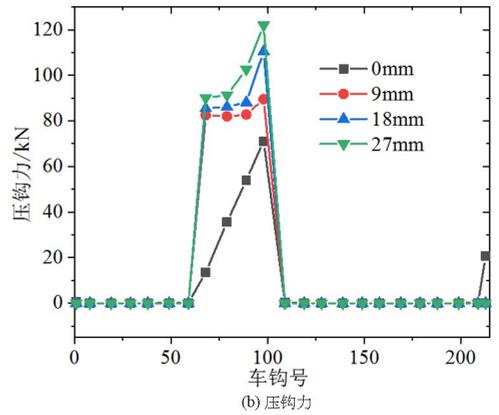
示的加速度时间历程显示在快达到稳态时加速度为最大,后续过程加速度逐渐减小。

3.3 车钩间隙的影响

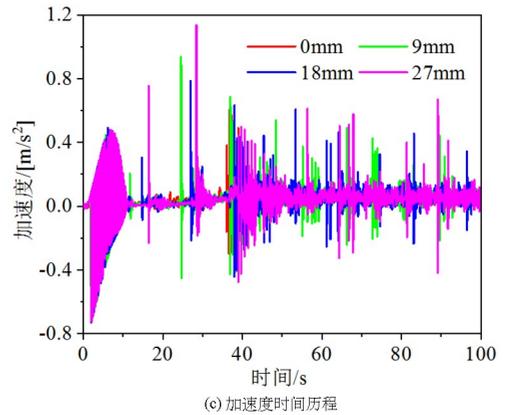
车钩间隙的存在能让车辆“分步启动”,对列车纵向动力学产生一定影响,不同类型的车钩具有不同车钩间隙,加之在使用过程中不同程度的磨损又增大了间隙值,目前我国货车的车钩有 13,16 及 17 号车钩,其车钩最大间隙多在 30mm 内,车钩间隙存在很大差异,为了研究不同车钩间隙对启动工况的车钩力影响,分别取车钩自由间隙为 0mm, 9mm, 18mm 和 27mm,不同车位的拉/压车钩力如图 8 所示. 不同车钩间隙的车钩力分布类似,随着车钩自由间隙的增加,拉钩力明显增加,间隙为 27mm 时的拉钩力为 884.37kN,较 0mm 间隙时增加了近 14.8%,这是因为间隙的存在也给予了前车位置的单节车辆加速的一段空行程的原因造成的. 而在不同车钩位上的压钩力也表现出随着间隙增加而增加,但是增加幅值较小. 图 8(c)所示在不同车钩间隙下 109 号车位的纵向振动加速度时间



(a) 拉钩力



(b) 压钩力



(c) 加速度时间历程

图8 车钩自由间隙的影响

Fig. 8 Influence of free clearance of coupler

历程可知在 0mm 时加速度范围主要集中于 36~40s,而其余车钩间隙时在稳态后都处于动态波动中,且整体来看车钩间隙越大,车体纵向振动加速度越大。

在长大编组实际运行中常采用无间隙的牵引杆代替车钩,通过减小间隙以期达到降低纵向冲动的目的,3 节车辆为一组的牵引杆方案示意图如图 9 所示。



图9 牵引杆连接示意图

Fig. 9 Drawbar connection diagram

表4 牵引杆组合方式

Table 4 The combination of the drawbar

牵引杆组合	牵引杆数量/个	平均间隙/mm
0	0	9
3 辆一组	72	3.15
6 辆一组	36	1.73
9 辆一组	24	1.23

为了分析牵引杆的影响,在2万吨长大编组列车中考虑使用牵引杆组合方式如表4所示,不同牵引杆组合对启动过程车钩力的影响如图10所示.使用牵引杆减小间隙明显减小了牵引起步时的拉钩力,且牵引杆串联越多,车钩力下降越明显,其中9辆为一组时比不采用牵引杆技术最大拉钩力减小约为3.2%,而3辆一组与9辆一组相差为1.2%,差异不大,结合车辆曲线通过等工况,建议牵引杆采用3辆一组的方案.不同车钩位上最大压钩力几乎相同,其中不采用牵引杆技术时压钩力只出现在68~98钩位左右,而采用牵引杆后几乎所有车位都会出现压钩力.

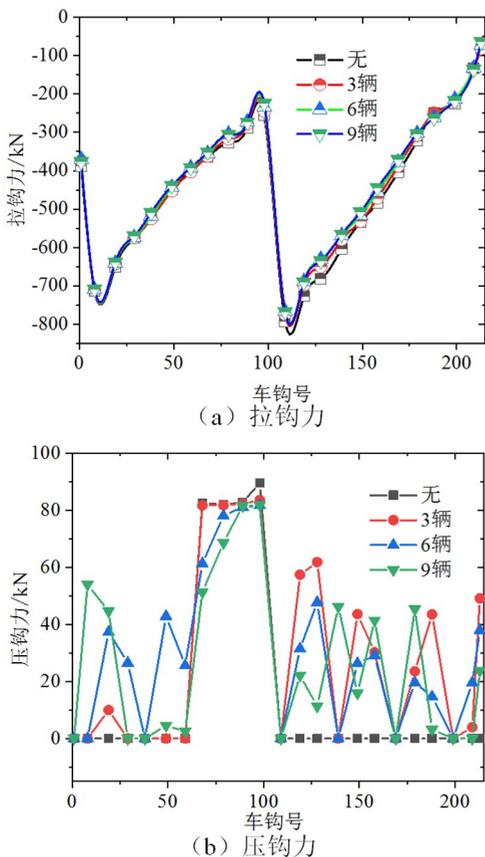


图10 牵引杆的影响

Fig. 10 The influence of the drawbar

4 结论

本文通过建立由HXD1机车和C80货车编组而成的2万吨重载列车纵向动力学模型,分析了重载列车在不同工况启动时车钩力的影响规律:

(1)随着牵引档位的增加,稳态时的最大车钩力明显增加,而牵引力提升速度快慢只会影响达到稳态车钩力的时间,而对稳态最大车钩力无影响;

(2)随着从控机滞后时间增加,中部车辆及尾

部车辆的拉钩力出现了明显的增加,且中部存在压钩力的车辆数量有所减少;

(3)随着车钩自由间隙的增加,车钩拉钩力明显增加,而压钩力变化不明显,同时牵引杆的使用对降低车辆的拉钩力较为明显.

参考文献

- [1] 申瑞源. 我国机车车辆技术的发展与展望[J]. 铁道学报, 2019, 41(1): 36-42.
SHEN R Y. Development and prospect of rolling stock technology in China [J]. Journal of the China Railway Society, 2019, 41(1): 36-42. (in Chinese)
- [2] 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, 11(3): 34-40.
CHI M R, JIANG Y P, ZHANG W H, et al. System dynamics of long and heavy haul train [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2011, 11(3): 34-40. (in Chinese)
- [3] MA W H, LUO S H, SONG R R. Coupler dynamic performance analysis of heavy haul locomotives [J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(9): 1435-1452.
- [4] 张凯龙, 刘鹏飞, 曹云强, 等. 闸瓦制动力不均衡状态下重载货车轮轨动态特性研究[J]. 动力学与控制学报, 2020, 18(3): 71-78.
ZHANG K L, LIU P F, CAO Y Q, et al. Dynamic characteristics of wheel-rail for heavy duty truck under unbalanced brake force of shoe [J]. Journal of Dynamics and Control, 2020, 18(03): 71-78. (in Chinese)
- [5] 陈建黎, 池茂儒, 朱旻昊, 等. 机车编组方式对列车纵向冲动的影响[J]. 内燃机车, 2012(11): 23-28+48.
- [6] 薛海, 李强, 胡伟钢. 1万t重载货车车钩载荷分布特性研究[J]. 铁道学报, 2017, 39(9): 48-52.
XUE H, LI Q, HU W G. Research on coupler load distribution characteristics of 10 000t heavy haul train [J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(9): 48-52. (in Chinese)
- [7] 陈辉辉, 李芾, 王军平, 等. 2万t重载列车纵向动力学及其曲线通过安全性研究[J]. 铁道机车车辆, 2013, 33(4): 38-42.
CHEN H H, LI F, WANG J P, et al. Study on

- longitudinal force and curve negotiation performance of 20,000t heavy-haul train [J]. *Railway Locomotive & Car*, 2013, 33(4): 38–42. (in Chinese)
- [8] SERAJIAN R, MOHAMMADI S, NASR A. Influence of train length on in-train longitudinal forces during brake application [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2019, 57(2): 192–206.
- [9] LIU W T, SU S, TANG T, et al. Study on longitudinal dynamics of heavy haul trains running on long and steep downhills [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2022, 60(12): 4079–4097.
- [10] 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 W, WANG Q. Longitudinal impulse research of heavy load train on ramp [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(5): 143–148. (in Chinese).
- [11] 晏新凯, 魏伟. 机车再生制动力分布对重载组合列车纵向冲动影响研究[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(22): 161–166.
YAN X K, WEI W. Influences of locomotive regenerative braking force distribution on the longitudinal impulse of heavy haul combined trains [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(22): 161–166. (in Chinese)
- [12] 徐倩, 王悦明, 倪纯双. 重载列车纵向冲动分布试验研究[J]. *中国铁道科学*, 2013, 34(4): 77–83.
XU Q, WANG Y M, NI C S. Test study on the longitudinal impulse distribution of heavy haul train [J]. *China Railway Science*, 2013, 34(4): 77–83. (in Chinese)
- [13] 蒋益平, 池茂儒, 朱海燕. 两万吨重载组合列车牵引和制动时的车钩力分析[J]. *机车电传动*, 2013(1): 23–26.
JIANG Y P, CHI M R, ZHU H Y. Coupler force analysis of 20000-ton combined heavy haul train under traction and brake condition [J]. *Electric Drive for Locomotives*, 2013(1): 23–26. (in Chinese)
- [14] 杨亮亮, 罗世辉, 傅茂海, 等. 2万吨重载组合列车纵向冲动影响研究[J]. *机车电传动*, 2014(3): 34–39.
YANG L L, LUO S H, FU M H, et al. Study on effect of longitudinal impulse for 20 000 t heavy haul combined train [J]. *Electric Drive for Locomotives*, 2014(3): 34–39. (in Chinese)
- [15] GAO G J, CHEN W, ZHANG J, et al. Analysis of longitudinal forces of coupler devices in emergency braking process for heavy haul trains [J]. *Journal of Central South University*, 2017, 24(10): 2449–2457.
- [16] 陈建黎. 重载列车典型工况下脱轨安全性仿真研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
CHEN J L. Typical conditions Derail security simulation study on heavy haul train [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012. (in Chinese)
- [17] COLE C, SPIRYAGIN M, WU Q, et al. Modeling, simulation and applications of longitudinal train dynamics [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 55(10): 1498–1571.
- [18] 孙林平, 杨忠良, 马卫华, 等. 建模方式对调车冲击仿真的影响研究[J]. *动力学与控制学报*, 2024, 22(3): 80–87.
SUN L P, YANG Z L, MA W H, et al. Research on the influence of modeling method on the simulation of shunting impact [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2024, 22(3): 80–87. (in Chinese)
- [19] 罗世辉, 吴庆, 杜志辉, 等. 基于纵向动力学的列车能量及能耗分析[J]. *铁道机车车辆*, 2013, 33(2): 52–55.
LUO S H, WU Q, DU Z H, et al. Analysis of train energy and energy consumption based on longitudinal dynamics [J]. *Railway Rolling Stock*, 2013, 33(2): 52–55. (in Chinese).
- [20] WU Q, SPIRYAGIN M, COLE C, et al. International benchmarking of longitudinal train dynamics simulators: results [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2018, 56(3): 343–365.
- [21] 付卓. 基于冲击试验的MT-2型缓冲器动力学模型研究[D]. 大连: 大连交通大学, 2018.
FU Z. Research on dynamic model of MT-2 draft gear based on impact test [D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2018. (in Chinese)