

文章编号: 1674—8247(2024)04—0014—05

DOI: 10. 12098/j. issn. 1674 - 8247. 2024. 04. 003

缓冲器阻抗对重载列车纵向动力学性能影响仿真分析

张 军¹ 姜 姝²

(1. 大连交通大学, 辽宁 大连 116000; 2. 大连石化公司, 辽宁 大连 116000)

摘 要:为提升重载列车运行的安全性,借助数值仿真研究了缓冲器阻抗对重载列车纵向动力学性能的影响,分析了缓冲器阻抗特性,构建了缓冲器数据网格化模型,结合重载列车制动力、牵引力、运行阻力特性等,搭建列车纵向动力学模型进行仿真试验。研究结果表明:(1)当车钩力处于0~3.2 kN区间时可能产生脱钩等风险;车钩力大于6 kN时,能够发挥出缓冲器的最大功效;(2)随着缓冲器阻抗数值的增加,车钩疲劳损伤系数呈先下降、后稳定、再升高的趋势;(3)车钩力只有保持在2~6 kN范围内,才能最大限度降低车钩的疲劳损伤程度,保障重载列车的平稳运行。

关键词:缓冲器;重载列车;纵向动力学;性能影响;仿真分析

中图分类号: U270.34

文献标志码: A

A Simulation Analysis of the Impact of the Impedance of Draft Gears on Longitudinal Dynamic Performance of Heavy-haul Trains

ZHANG Jun¹ JIANG Shu²

(1. Dalian Jiaotong University, Dalian 116000, China;

2. Dalian Petrochemical Corporation, Dalian 116000, China)

Abstract: To enhance the safety of heavy-haul train operations, this study employed numerical simulation to investigate the impact of the impedance of draft gears on the longitudinal dynamic performance of such trains. It examined the impedance features of draft gears, developed a grid-based model for draft gear data, and combined these with braking, traction, and running resistance properties of heavy-haul trains to construct a longitudinal dynamics model for simulation experiments. The findings indicate: (1) Within a coupler force range of 0 to 3.2 kN, risks such as uncoupling may occur; when the coupler force exceeds 6 kN, the draft gears exhibit maximum effectiveness. (2) As the value of the impedance of draft gears increases, the coupler fatigue damage coefficient initially decreases, then stabilizes, before rising again. (3) To minimize the extent of coupler fatigue damage and ensure smooth operation of heavy-haul trains, it is crucial to maintain the coupler force within the range of 2 kN to 6 kN.

Key words: draft gear; heavy-haul train; longitudinal dynamics; performance impact; simulation analysis

近年来,全球经济化进程不断加快,各国之间的贸易往来逐渐增多,对货物运输性能提出了较大的挑战与要求。铁路运输在运输体系中占据着至关重要

的位置。铁路运输方式具有运输能力强、运输效率高、运输成本低等优势,受到国家与大众的广泛关注^[1]。铁路运输主要采用重载列车,其列车牵引重量要超过

收稿日期:2024-03-29

作者简介:张军(1979-),男,副教授。

引文格式:张军,姜姝. 缓冲器阻抗对重载列车纵向动力学性能影响仿真分析[J]. 高速铁路技术, 2024, 15(4):14-18.

ZHANG Jun, JIANG Shu. A Simulation Analysis of the Impact of the Impedance of Draft Gears on Longitudinal Dynamic Performance of Heavy-haul Trains[J]. High Speed Railway Technology, 2024, 15(4):14-18.

8 000 t,年运输货物总量要超过 40 Mt,列车轴重要超过 250 kN,特别适合矿石、煤炭等战略性货物的运输,被认为是未来铁路运输发展的主要方向之一。

随着重载列车编组长度与质量的不断加大,列车之间的相互纵向力也逐渐加大,钩缓装置面临的工作环境愈加恶劣,故障概率居高不下,威胁着重载列车的稳定运行,阻碍着铁路运输的可持续发展。钩缓装置是列车连接的关键部件,承担着减缓列车纵向冲击力的作用。重载列车最关键的三大部件是:车钩、缓冲器与制动机,而钩缓装置就是由车钩与缓冲器构成的。由此可见,钩缓装置对重载列车的稳定运行有着较大的影响。车钩性能由结构参数、制造质量等决定,针对车钩的现有研究文献较多,并取得了权威的研究成果。而缓冲器作为一个数控设备,影响其性能的因素较多,相关研究文献较少,虽然取得了一定的研究成果,但仍然无法支撑重载列车的后续发展。缓冲器阻抗的存在影响其动态响应的速度,间接影响着列车的纵向动力,决定着重载列车是否能够安全运行^[2]。为了保障重载列车运行的安全与稳定,本文拟针对缓冲器阻抗对重载列车纵向动力学性能影响进行仿真分析。

1 缓冲器阻抗特性分析与模型构建

1.1 缓冲器阻抗特性分析

钩缓装置工作环境极为复杂,当重载列车受到冲击时,车钩会受到压缩、拉伸的反复循环冲击;而缓冲器一直受到压缩冲击,直至缓冲器位移归零为止,冲击过程才算结束。为了深入分析缓冲器的阻抗特性,进行了缓冲器落锤冲击试验,并应用数学分析方法对试验数据进行处理与拟合,获得最为精确的缓冲器阻抗特性结果。采用落锤试验模拟测试缓冲器阻抗性能。试验方法为:将缓冲器安装在实验台的砧台上,将锤头升高下落冲击缓冲器模拟加载车钩力,落锤高度分别为 119 mm、168 mm、193 mm、252 mm、301 mm。通过落锤试验台加载力传感器和位移计采集缓冲器位移数据和车钩力变化数据。落锤实验台设备配置如表 1 所示。

表 1 试验台配置表

| 名称 | 配置 | 参数 |
|-------|-------------------|--|
| 落锤试验台 | 东星 WDW 落锤冲击试验台 | 最大位移 200 mm;最大冲击力 6 500 kN;最大加速度 100 m/s ² ;最大升程 2 000 mm |
| 位移计 | XK3000-G 型列车位移测试计 | 位移误差 0.01%;输入电源 220 V;最大功率 400 W |
| 缓冲器 | MT-2 | 额定阻抗力 ≤ 2 300 KN;额定容量 ≥ 50 KJ;最大位移 90 mm |

根据上述内容应用缓冲器在不同冲击速度级别下进行多次试验,记录每次试验数据,采用多项式拟合方法处理试验数据,具体步骤为:

(1)将冲击过程作为简谐振动过程,缓冲器受到振动产生位移。在加载结束时,筛选出缓冲器位移数据及其对应的车钩力数据。

(2)应用多项式拟合命令窗口对数据进行预处理。由于试验采用了 5 种落锤高度,因此选取阶次为 5 次,以获得最佳的拟合曲线。

(3)拟合程度采用残差平方和与 R^2 数值表示。残差平方数值越小, R^2 数值越大,表明拟合程度愈佳^[3]。

依据上述步骤获得缓冲器阻抗数据拟合曲线,如图 1 所示。

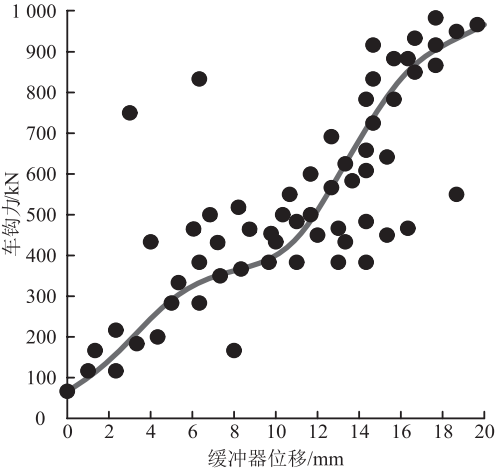


图 1 缓冲器阻抗数据拟合曲线示意图

由图 1 可知,随着缓冲器位移的增加,车钩力也随之增加,两者呈现明显的正相关关系。需要注意的是,在缓冲器作业的后期,车钩力会瞬间减小至零,位移也会随之慢慢降至为零,最终构成一条不可逆的闭合曲线,此情况在图 1 中并未显示,主要是由拟合方法的局限性所致。

1.2 缓冲器模型构建

基于阻抗特性分析结果,构建缓冲器力学模型与网格化模型^[4]。

缓冲器作业过程中,主要涉及 3 种力学因素,具体为:

(1)摩擦力:影响其数值变化的主要因素为摩擦系数、摩擦副之间的压力数值与角度数值。

(2)阻尼力:影响其数值变化的主要因素为运动质点速度与方向。

(3)弹性力:影响其数值变化的主要因素为弹簧位移与刚度。

综上所述,缓冲器作业受到的车钩力由摩擦力、阻尼力与弹性力共同决定,其力学模型为:

$$F_c = f(\psi, v) \tag{1}$$

式中: F_c ——缓冲器阻抗,即车钩力(kN);
 $f(\cdot)$ ——车钩力函数;
 ψ ——缓冲器的压缩位移(mm);
 v ——缓冲器的压缩速度(m/s)。

由式(1)可知,缓冲器可以看作为多个变量的数学空间模型,这样可以极大地降低研究难度。将压缩位移与压缩速度看作自变量,将缓冲器阻抗(车钩力)看作因变量,即可将缓冲器模型构建问题转换为数学关系问题,大幅降低了模型构建的复杂程度^[5]。首先利用线性插值方法对缓冲器试验数据进行取整处理。模型中, x 轴表示缓冲器的压缩位移, y 轴表示缓冲器的压缩速度, z 轴表示缓冲器的阻抗数值,即车钩力。从整体角度出发,构建模型呈曲面形式,能够全面描述自变量(压缩位移与压缩速度)与因变量(缓冲器阻抗——车钩力)之间的关系,为仿真分析提供支撑^[6]。

缓冲器数据网格化模型如图 2 所示。

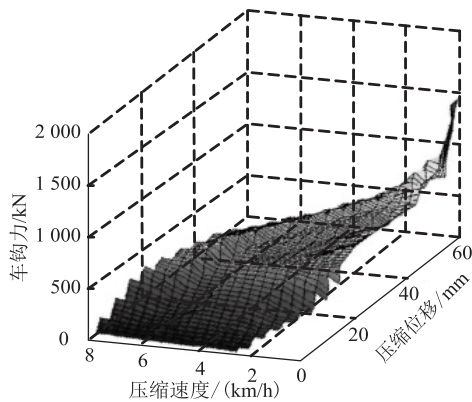


图 2 缓冲器数据网格化模型图

2 重载列车纵向动力学模型建立

将重载列车制动力特性、缓冲器阻抗特性、牵引力特性、运行阻力特性等多种因素考虑在内,结合纵向动力学基本理论,构建重载列车纵向动力学模型,表达式为:

$$M_i a_i = F_{Qi} - F_{Zi} - F_{Bi} + F_{Ci-1} - F_{Ci} - F_{Ri} \tag{2}$$

式中: M_i ——第 i 位列车的重量(t);
 a_i ——第 i 位列车的加速度(m/s^2);
 F_{Qi} ——列车的牵引力(kN);
 F_{Zi} ——列车的电阻制动力(kN);
 F_{Bi} ——列车的空气制动力(kN);

F_{Ci-1} 、 F_{Ci} ——第 i 位列车的前车钩力与后车钩力(kN);

F_{Ri} ——重载列车运行阻力(kN)。

由于篇幅有限,此节只针对列车电阻制动力特性进行详细探究^[7]。电阻制动力计算公式为:

$$F_{Zi} = \begin{cases} 0 & t < t_0 \\ \frac{f(v) \times \mu \times (t - t_0)}{\Delta t} & t_0 \leq t < \Delta t + t_0 \\ f(v) \times \mu & t \geq \Delta t + t_0 \end{cases} \tag{3}$$

式中: t ——当前时刻;
 t_0 ——初始时间;
 Δt ——时间间隔(s);
 v ——重载列车的运行速度(km/s);
 μ ——制动系数,取值范围为 0~1。

3 缓冲器阻抗对重载列车纵向动力学性能影响分析

重载列车具有编组长、轴重大等特征,再加上多种因素的影响,致使列车纵向冲击力过大,威胁着列车的运行安全^[8]。为了避免上述情况的发生,采用调车冲击实验模拟钩连车厢以不同速度撞击,评估缓冲器阻抗对重载列车纵向动力学性能的影响。具体实验步骤为:(1)将冲击车和受试车安置在水平轨道上,缓冲器安装在冲击车尾端;(2)通过牵引卷扬机逆时针转动轨道改变冲击车滑向受试车的冲击速度;(3)完成冲击后顺时针转动轨道使冲击车回到初始位置;(4)采用测力车钩测试缓冲器阻抗、受试车车钩所受冲击力和轮轴纵向力,使用列车纵向加速度测试仪采集列车纵向加速度。试验设备如表 2 所示。

表 2 试验设备配置表

| 名称 | 配置 | 参数 |
|------------|-----------------|--|
| 冲击车 | HXD1 型重载机车 | 荷载 90 000 t |
| 受试车 | C80 敞车 | 容积 87 m ³ ; 载重 80 t; 比容 1 m ³ /t |
| 牵引卷扬机 | CTG 电动牵引机 | 拉力 10 000 T |
| 测力车钩 | WAL-6000 测力车钩 | 测量精度 1%; 测量范围 0~6 000 KN; 位移速率调节范围 0.001~500 mm/min |
| 列车纵向加速度测试仪 | SG-830B 型加速度测试仪 | 速度精度 0.2%; 距离精度 0.05%; 时间精度 0.05% |

列车纵向动力学性能采用轮轴纵向力、纵向加速度及其车钩疲劳损伤来显示。

3.1 轮轴纵向力分析

通过试验获得缓冲器阻抗与轮轴纵向力之间的关系,如图3所示。

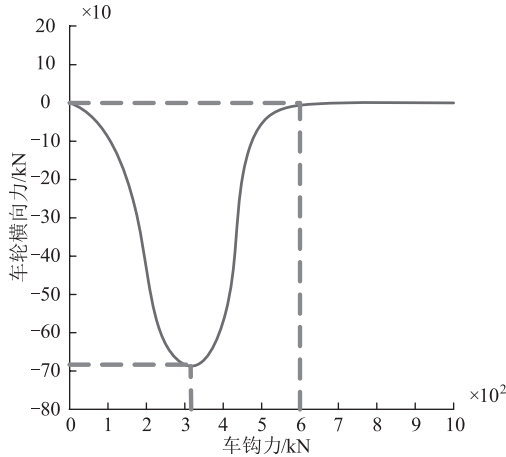


图3 缓冲器阻抗与轮轴纵向力关系图

由图3可知,随着缓冲器阻抗数值的不断增加,重载列车纵向动力学性能指标——轮轴纵向力绝对值先上升后下降,最终稳定。当车钩力处于0~3.2 kN区间时,车钩力小于列车纵向冲击力,轮轴纵向力反向增大,列车之间的稳定性逐渐降低,可能产生脱钩等风险;当车钩力处于3.2~6 kN区间时,车钩力大于列车纵向冲击力,开始发挥作用,轮轴纵向力绝对数值逐渐降低,趋向于零,列车之间稳固度也逐渐上升;当车钩力大于6 kN时,轮轴纵向力回归初始数值(0 kN),列车运行趋向稳定,发挥出缓冲器的最大功效。

3.2 列车纵向加速度分析

缓冲器阻抗与列车纵向加速度之间的关系如表3所示。

表3 缓冲器阻抗与列车纵向加速度关系表

| 阻抗/kN | 纵向加速度/(m/s ²) | 阻抗/kN | 纵向加速度/(m/s ²) |
|-------|---------------------------|-------|---------------------------|
| 50 | 0.12 | 550 | 3.04 |
| 100 | 0.20 | 600 | 3.65 |
| 150 | 0.56 | 650 | 3.84 |
| 200 | 0.77 | 700 | 3.99 |
| 250 | 1.02 | 750 | 4.01 |
| 300 | 1.58 | 800 | 4.44 |
| 350 | 2.01 | 850 | 4.50 |
| 400 | 2.56 | 900 | 4.78 |
| 450 | 2.80 | 950 | 5.13 |
| 500 | 3.00 | 1 000 | 5.82 |

由表3可知,随着缓冲器阻抗数值的不断增加,重载列车纵向动力学性能指标——列车纵向加速度

逐渐上升,两者呈现明显的正相关关系。然而,列车纵向加速度数值并不是越大越好,只有在可行区间内,才能保障重载列车的安全运行。可行区间需要根据重载列车的编组数量、承载重量等进行确定。

3.3 车钩疲劳损伤分析

车钩疲劳损伤也是影响列车纵向动力的关键因素之一。常规情况下,车钩疲劳损伤程度越小,表明列车纵向动力学性能发挥更佳;反之,车钩疲劳损伤程度越大,表明列车纵向动力学性能发挥越差。通过车钩力计算车钩疲劳损伤程度,根据AAR标准计算不同车钩力疲劳失效次数,计算公式为:

$$\zeta = \frac{b_s A_c}{(F_p - F_v) K_f}$$
 (4)

式中: F_v 、 F_p ——车钩力的最小值和最大值(kN);
 K_f ——疲劳曲线拐点循环数,取4 000 000;
 b_s ——古德曼曲线斜率,取1;
 A_c ——疲劳缺口因子,取2。

基于Miner疲劳曲线线性理论,通过式(5)计算车钩疲劳损伤系数,公式为:

$$\lambda = \frac{N_i \sum_{i=1} O_i}{\zeta}$$
 (5)

式中: O_i ——循环次数(次);
 N_i ——车钩力标准参量(kN)。

通过上述公式和车钩力数据获得缓冲器阻抗与车钩疲劳损伤系数之间的关系,如图4所示。

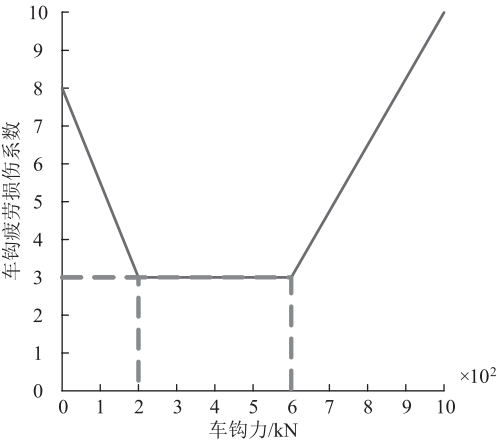


图4 缓冲器阻抗与车钩疲劳损伤系数关系图

由图4可知,随着缓冲器阻抗数值的不断增加,重载列车纵向动力学性能指标——车钩疲劳损伤系数先下降后稳定再升高。由此可见,车钩力过小或者过大,均会增加车钩的疲劳损伤程度,只有保持车钩力在2~6 kN范围内,才能最大限度地降低车钩的疲

劳损伤程度,保障重载列车的平稳运行。

4 结束语

本文进行了缓冲器阻抗对重载列车纵向动力学性能影响的仿真分析,创新性地结合重载列车制动力特性、牵引力特性、运行阻力特性等,建立列车纵向动力学模型进行仿真分析,得到主要结论如下:

(1)随着缓冲器阻抗数值的增加,轮轴纵向力绝对数值呈先上升后下降再稳定的变化趋势,列车纵向加速度呈逐渐上升的趋势,车钩疲劳损伤系数呈先下降后稳定再升高的趋势。

(2)当车钩力处于0~3.2 kN时,可能产生脱钩等风险,车钩力大于6 kN时能够发挥出缓冲器的最大功效。车钩力保证在2~6 kN范围内,才能最大限度降低车钩的疲劳损伤程度,保障重载列车纵向动力学性能指标维持在安全范围内。

参考文献:

[1] 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 Xinkai, WEI Wei. 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.

[2] 杨亮亮,罗世辉,马卫华,等. 重载货车摩擦缓冲器阻抗特性的数值模拟[J]. 铁道学报, 2020, 42(1): 46 – 51.
YANG Liangliang, LUO Shihui, MA Weihua, et al. Numerical Simulation on Resistance Characteristics of Friction Draft Gear for Heavy Haul Freight Car [J]. Journal of the China Railway Society, 2020, 42(1): 46 – 51.

[3] 肖乾,王丹红,陈道云,等. 考虑齿间滑动影响的高速列车传动齿轮动态接触特性分析[J]. 机械工程学报, 2021, 57(10): 87 – 94.
XIAO Qian, WANG Danhong, CHEN Daoyun, et al. Analysis of

Dynamic Contact Characteristics of High-speed Train Transmission Gear Considering the Influence of Sliding between the Teeth [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(10): 87 – 94.

[4] 杨辉,原俊荣,付雅婷,等. 重载列车 QKX100 与 MT-2 缓冲器动态特性[J]. 北京工业大学学报, 2020, 46(9): 1018 – 1026.
YANG Hui, YUAN Junrong, FU Yating, et al. Dynamic Characteristics of QKX100 and MT-2 Buffers for Heavy Haul Trains [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2020, 46(9): 1018 – 1026.

[5] 孙树磊,李芾,王广超,等. 气液环簧组合式缓冲器非对称拉压特性动力学建模及冲击仿真[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(4): 172 – 182.
SUN Shulei, LI Fu, WANG Guangchao, et al. Dynamics Modeling of Asymmetrical Tension and Compression Characteristics of Gas-hydraulic and Ring Spring Combined Draft Gear and Impact Simulation [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(4): 172 – 182.

[6] 常崇义,马颖明,郭刚,等. 超长重载列车纵向力影响规律仿真研究[J]. 中国铁道科学, 2021, 42(1): 87 – 94.
CHANG Chongyi, MA Yingming, GUO Gang, et al. Simulation Study on the Influence of Longitudinal Force on Super Long Heavy Haul Trains [J]. China Railway Science, 2021, 42(1): 87 – 94.

[7] 武承龙,董昱. 基于改进的 Newmark- β 法重载列车车钩纵向力仿真研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2021, 18(1): 211 – 219.
WU Chenglong, DONG Yu. Simulation Research on the Longitudinal Force of Heavy Haul Train Coupler Based on the Improved Newmark- β Method [J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2021, 18(1): 211 – 219.

[8] 罗强,谢宏伟,李安洪,等. 无砟轨道底座板离缝对路桥过渡段动力学性能影响分析[J]. 高速铁路技术, 2021, 12(2): 33 – 38, 49.
LUO Qiang, XIE Hongwei, LI Anhong, et al. Analysis on the Impact of Ballastless Track Base Slab Disjoint on the Dynamic Performance of Subgrade-bridge Transition Section [J]. High Speed Railway Technology, 2021, 12(2): 33 – 38, 49.