

# 基于 SIMPACK 仿真的某型高速动车组运行平稳性分析

陆铭<sup>1</sup>,王勇<sup>1</sup>,石俊杰<sup>2</sup>,闫红卫<sup>1</sup>

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 中车唐山机车车辆有限公司 技术研究中心, 河北 唐山 063035)

**摘要:**基于多体动力学理论及某型动车组的拓扑结构关系,利用 SIMPACK 建立了 17 体、50 自由度的某型动车组单节车模型,仿真分析了一系垂向减振器阻尼、二系垂向减振器阻尼和抗蛇行减振器失效对其运行平稳性的影响。研究表明,随着一系垂向减振器阻尼的增大,其垂向平稳性逐渐变好,达到最优值后再逐渐变差,即优化一系垂向阻尼可以改善运行平稳性;随着二系垂向减振器阻尼的增大,其垂向平稳性变差,二系垂向阻尼显著影响运行平稳性。为了使单节车运行舒适性指标达到 2 级,在 3 个抗蛇行减振器失效工况下动车组可以在 200 km/h 速度范围内平稳运行,在 2 个抗蛇行减振器失效工况下动车组可以在 250 km/h 速度范围内平稳运行。

**关键词:**高速动车组;仿真模型;SIMPACK;平稳性

**中图分类号:** U260.11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-5276(2020)04-0091-04

## Analysis of Ride Quality of a Certain High-speed EMU Based on SIMPACK Simulation

LU Ming<sup>1</sup>, WANG Yong<sup>1</sup>, SHI Junjie<sup>2</sup>, YAN Hongwei<sup>1</sup>

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

2. Technical Research Center, Zhongche Tangshan Locomotive and Vehicle Co., Ltd., Tangshan, 063035, China )

**Abstract:** Based on the topology relationship of a certain EMU and the basic theory of multi-body dynamics, a model of single-vehicle with 17-body, 50-degree-of-freedom is established by using SIMPACK. The effects of the damping of the primary vertical damper, the secondary vertical damper and the failure condition of the anti-yaw damper on ride quality are simulated and analyzed. The results show that with the increase of damping of the primary vertical dampers, the vertical ride index gradually becomes better, and then deteriorates after reaching the optimal value. That is, optimizing the damping of the primary vertical damper can improve its ride quality. The secondary vertical damper has a significant effect on the ride quality, and with the increase of the damping of the secondary vertical damper, the vertical ride index gets worse. To make the comfort index reach grade 2, the EMU can run in the range of 200 km/h under three anti-yaw dampers failure condition, and run in the range of 250 km/h under two anti-yaw dampers failure condition.

**Keywords:** EMU; simulation model; SIMPACK; ride quality

## 0 引言

随着中国铁路的迅猛发展,“高速”是发展趋势。列车速度和原来相比有了很大的提高。由于轨道不平顺的影响,轮轨之间的动作用力将会急剧增大,这种动作用力不仅会通过一系、二系悬挂系统传递给车体,明显影响旅客乘坐的舒适性,而且还会使各运动件的振动或磨损加剧,增加维护费用,降低了使用寿命<sup>[1]</sup>,所以研究高速列车的动力学性能很有必要。

轨道车辆建模就是建立轨道车辆的运动微分方程,可

分为 3 类:第 1 类是轮对以上的建模,即对轮对、构架、车体以及一系、二系悬挂装置刚度和阻尼的建模;第 2 类是轮对以下的建模,即对由于轮轨关系、轮轨特殊几何形状造成的蠕滑、重力刚度、重力角刚度及轮轨磨损对动力学性能影响的建模,这部分建模方法有其特殊性,需与其他建模分开讨论;第 3 类是外部建模,包括轨道不平顺、横风、弓网、噪声等的建模。

本文主要进行轮对以上的建模,利用 SIMPACK 建立了某型高速动车组单节车模型,仿真分析了一系垂向减振器阻尼、二系垂向减振器阻尼和抗蛇行减振器失效对其运行平稳性的影响。

**基金项目:**国家重点研发计划(2017YFB1201304)

**第一作者简介:**陆铭(1995—),男,黑龙江阿城人,硕士研究生,研究方向为车辆系统动力学。

## 1 多体动力学理论

多体动力学主要是研究载荷与系统之间运动的关系,利用数值积分方法建立并求解系统的微分方程组或代数方程组<sup>[2]</sup>。多体动力学是轨道交通车辆动力学仿真的理论基础。

多体系统形成的方程主要分为两类,一类为微分方程组:

$$\mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q} \quad (1)$$

另一类为代数方程组:

$$\begin{cases} \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_q^T \lambda = \mathbf{Q} \\ \mathbf{C}(q, t) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: $\mathbf{q}$ 为广义坐标列向量; $\mathbf{M}$ 为广义质量矩阵; $\mathbf{Q}$ 为广义力向量; $\mathbf{C}$ 为约束代数方程; $\mathbf{C}_q$ 为约束方程对应的雅克比矩阵。

依据达朗贝尔原理及虚位移原理,系统中的惯性体通过理想约束和力元连接,系统的动力学方程为:

$$\begin{cases} \mathbf{M} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{D} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} + \mathbf{C}_q^T \lambda = \mathbf{Q} \\ \mathbf{C}(q, t) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中:质量矩阵 $\mathbf{M} = \text{diag}(M^1, M^2, \dots, M^{N_b})$ ;阻尼矩阵 $\mathbf{D} = \text{diag}(D^1, D^2, \dots, D^{N_b})$ ;刚度矩阵 $\mathbf{K} = \text{diag}(K^1, K^2, \dots, K^{N_b})$ 。

## 2 动车组动力学建模

### 2.1 动力学模型拓扑图

该动力学模型由 17 个刚体构成,包括 1 个车体、2 个构架、4 个轮对、8 个轴箱及 2 个枕梁;考虑车体、构架和轮对的伸缩、横摆、浮沉、侧滚、点头和摇头运动,所以车体、构架及轮对各有 6 个自由度,而轴箱转臂仅考虑点头运动这 1 个自由度。因此该动力学模型共有 50 个自由度;枕梁与车体为 0 号铰接,轴箱采用 2 号铰接,车体、构架及轮对采用 7 号铰接;在该动力学模型中使用的力元有 5 号——Spring-Damper Parallel Cmp 紧凑力元,还有 6 号——Spring-Damper Serial PtP 点到点力元。5 号力元适用于建立轴箱弹簧、轴箱转臂定位节点、空气弹簧、牵引拉杆及横向止挡力元等;6 号力元适用于建立一系垂向减振器、二系横向减振器、二系垂向减振器及抗蛇行减振器力元等,减振器、横向止挡及轮轨接触力考虑了其非线性特性。单节车动力学拓扑结构图如图 1 所示。

### 2.2 动车组几何外形的建立

在 SIMPACK 建模中将所有惯性体视为刚体处理,虽然轮对中的车轮具有一定的弹性,但由于其弹性并不大,即可以视其为刚体。这样可以避开多体动力学中的刚柔耦合问题<sup>[3]</sup>,从而简化模型,使单节车动力学模型为一个多刚体模型。因为多刚体动力学中所建惯性体的几何形状不影响动力学分析,所以在建立动力学模型时只需要知道惯性体的质心位置、质量、转动惯量、铰接关系、力元属性和位置参数,即可在 SIMPACK 软件中,建立单节车的惯性体及它们之间相应的铰接以及力元的设置。

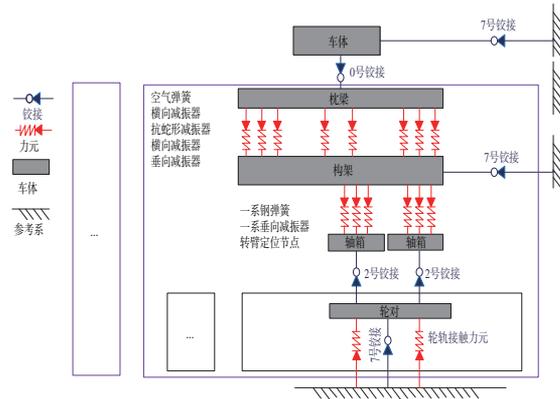


图 1 单节车拓扑图

## 3 动车组动力学分析

### 3.1 一系垂向减振器阻尼对平稳性的影响

我国铁道车辆运行平稳性指标采用 Sperling 指数,主要是评价车体上规定位置横向和垂向振动加速度,并将其做统计处理后得到相应的评价标准值<sup>[4]</sup>。在客车上主要体现在旅客乘坐的舒适性,在货车上主要体现在运送货物的完整性。Sperling 平稳性及舒适型指标与等级如表 1 所示。

表 1 车辆运行平稳性及舒适性指标与等级

等级	动力学指标		评定
	平稳性指标	舒适性指标	
1 级	$W \leq 2.50$	$N_{MV} < 1.5$	优/非常舒适
2 级	$2.50 < W \leq 2.75$	$1.5 \leq N_{MV} < 2.5$	良好/舒适
3 级	$2.75 < W \leq 3.00$	$2.5 \leq N_{MV} < 3.5$	合格/一般
4 级	$W > 3.00$	$3.5 \leq N_{MV} < 4.5$	不合格/不舒适

一系垂向减振器可以吸收来自因轨道不平顺而产生的冲击振动能量,所以一系垂向减振器阻尼对单节车运行的平稳性起到至关重要的作用<sup>[5]</sup>。设置如下工况:单节车运行速度  $V = 250 \text{ km/h}$ ,仿真时间为 25 s,京津轨道谱作为轨道激励。平稳性加速度传感器呈对角线式布置在 1 位、2 位转向架中心销处并偏向车体一侧 1 m 处的车内地板上,高度为地板面高<sup>[6]</sup>。仿真一系垂向减振器阻尼从 3~24  $\text{kN} \cdot \text{s/m}$  区间变化时对单节车垂向运行平稳性的影响,仿真结果如图 2 所示。

由图 2 可以看出,单节车运行垂向平稳性指标随着一系垂向减振器阻尼的增大呈先下降,达到最低点后再上升的趋势,即垂向运行品质先变好,达到最优值后再变差,当阻尼为 12  $\text{kN} \cdot \text{s/m}$  时,其垂向运行平稳性指标达到最小,即在此时垂向运行品质达到最优。

### 3.2 阻尼优化模型与初始模型平稳性对比

由上述可得一系垂向减振器优化阻尼为 12

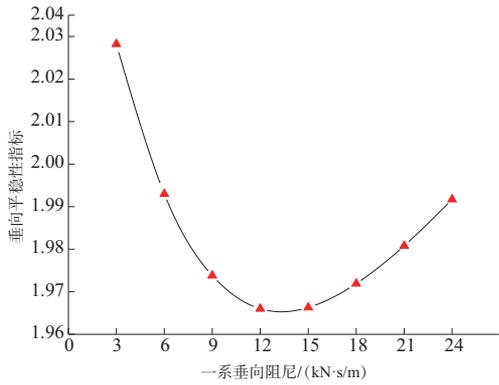


图2 垂向平稳性指标变化关系

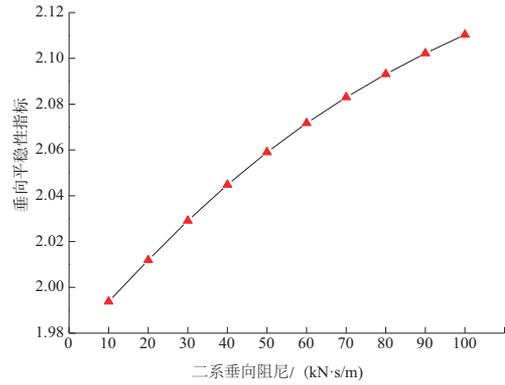


图4 垂向平稳性指标变化关系

kN · s/m,设置如下工况:京津轨道谱作为轨道激励,仿真时间为 25 s。仿真 160 km/h ~ 300 km/h 速度范围内单节车垂向平稳性指标的变化情况,将仿真结果与初始模型的垂向平稳性指标进行对比,计算结果如图 3 所示。

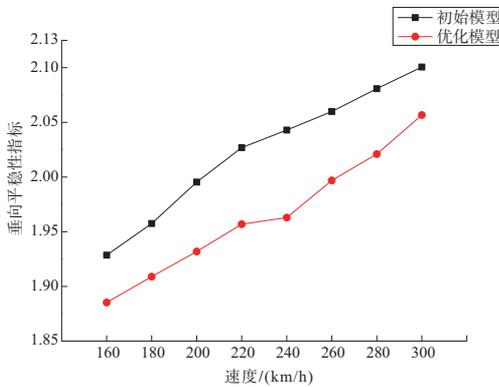


图3 垂向平稳性指标对比

由图 3 可以看出,一系垂向减振器阻尼优化后,优化模型的垂向平稳性指标结果均小于初始模型结果,可见该车一系垂向减振器阻尼优化后可以改善其运行平稳性。

### 3.3 二系垂向减振器阻尼对平稳性的影响

二系垂向减振器一般与空气弹簧并联安装,抑制车体的点头、浮沉和侧滚运动,衰减构架传递给车体的振动能量。设置如下工况:单节车运行速度  $V=250\text{ km/h}$ ,仿真时间为 25 s,京津轨道谱作为轨道激励,仿真二系垂向减振器阻尼从  $10\text{ kN} \cdot \text{s/m} \sim 100\text{ kN} \cdot \text{s/m}$  区间变化时对单节车垂向运行平稳性的影响,仿真结果如图 4 所示。

由图 4 可以看出,随着二系垂向减振器阻尼的增大,垂向平稳性指标呈直线增大,垂向平稳性变差,即二系垂向阻尼显著影响该车垂向平稳性。

### 3.4 抗蛇行减振器失效对平稳性的影响

抗蛇行减振器安装在构架侧梁外侧和车体之间,衰减和抑制列车在高速运行时构架和车体间的剧烈蛇形运动<sup>[7]</sup>。抗蛇行减振器在高频率、高负荷下长期工作时,有可能产生失效问题,可利用抗蛇行减振器剩余阻尼力的大小来判定其是否失效。

该型动车组单节车共有 4 个抗蛇行减振器,它们相对于车体中心对称布置,在运行过程中可能存在 5 种工作状态:4 个抗蛇行减振器均正常;1 个抗蛇行减振器失效;2 个抗蛇行减振器失效;3 个抗蛇行减振器失效;4 个抗蛇行减振器均失效。设置如下工况:单节车运行速度  $V$  分别为 200 km/h 和 250 km/h,仿真时间为 25 s,京津轨道谱作为轨道激励,仿真  $V$  为 200 km/h 和 250 km/h 时舒适性指标及车体最大横向振动加速度,仿真结果如图 5 所示。

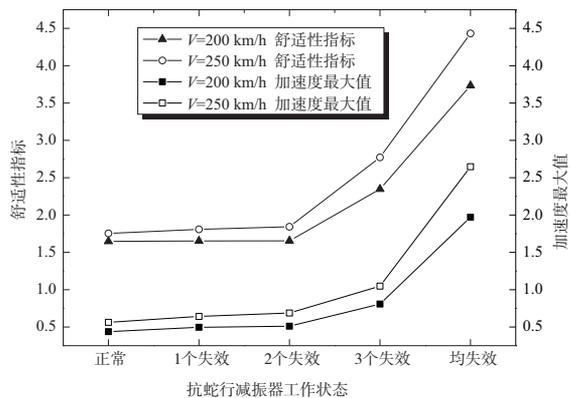
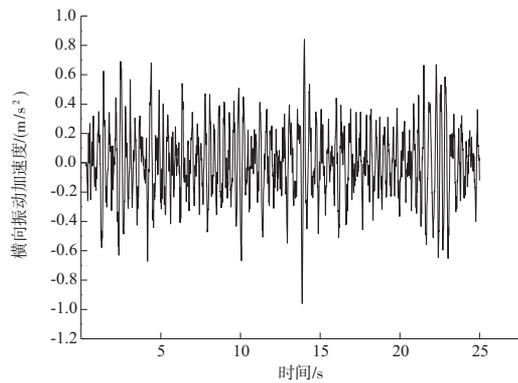


图5 抗蛇行减振器失效对平稳性的影响

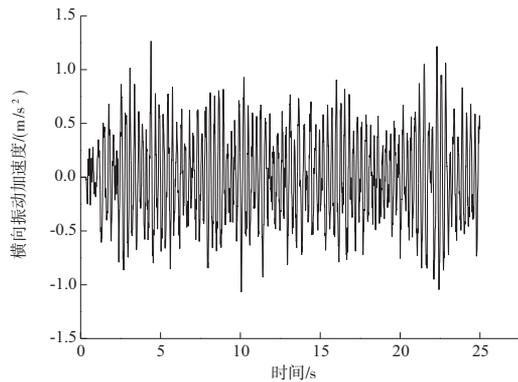
由图 5 可以看出,当速度为 200 km/h 时,抗蛇行减振器在正常、1 个失效、2 个失效、3 个失效工况下,由于  $1.5 \leq N_{Mv} < 2.5$ ,为舒适等级;当抗蛇行减振器全部失效时,舒适性指标已  $> 3.5$ ,为不舒适等级;当速度为 250 km/h 时,抗蛇行减振器在正常、1 个失效、2 个失效工况下,为舒适等级;当 3 个抗蛇行减振器失效时,由于  $2.5 \leq N_{Mv} < 3.5$ ,为一般等级;当抗蛇行减振器全部失效时,舒适性指标已接近 4.5,已不能满足旅客乘车舒适性要求,且车体横向加速度最大值已  $> 2.5\text{ m/s}^2$ 。根据 GB/T 5599 中规定,客车和动车组运行时车体最大横向振动加速度和垂向振动加速度必须满足  $A_{y\max}, A_{z\max}$  均  $\leq 2.5\text{ m/s}^2$ ,即也超出了规定范围<sup>[8]</sup>。

所以当单节车在京津谱轨道上运行时,为了使舒适性指标达到 2 级,在 3 个抗蛇行减振器失效工况下动车组可以在 200 km/h 速度范围内平稳运行,在 2 个抗蛇行减振器失效工况下动车组可以在 250 km/h 速度范围内平稳运行。单节车在 250 km/h 下,抗蛇行减振器不同工作状态时对应的车体横向振动加速度及抗蛇行减振器均失效

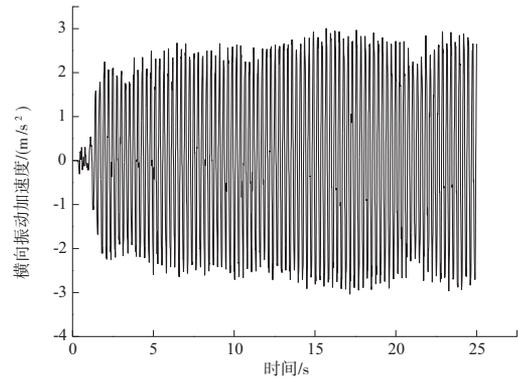
时一位轮对横移值如图 6 所示。



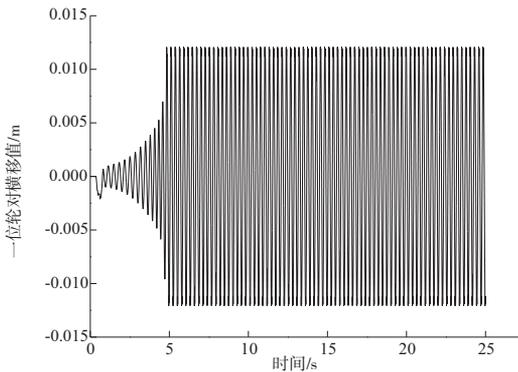
(a) 1个抗蛇行减振器失效



(b) 3个抗蛇行减振器失效



(c) 4个抗蛇行减振器失效



(d) 一位轮对横移值

图 6 不同工作状态时的失效情况

由图 6 可以看出,当 1 个或者 2 个抗蛇行减振器失效

时,车体横向振动加速度幅值变化不大,表明此时抗蛇行减振器失效对单节车的动力学性能影响较小(当 2 个抗蛇行减振器失效时横向振动加速度图像与图 6(a)类似,这里不加赘述);当 3 个抗蛇行减振器失效时,车体横向振动加速度幅值增大,车体横向振动加剧;当抗蛇行减振器全部失效时,车体横向振动加速度明显增大并呈现周期运动特征,轮对亦发生大幅值横向周期振动。在较高速度时车辆系统处于极限环振动状态,即车辆系统蛇行失稳,此时已经不能满足列车正常安全平稳运行。

### 3.5 部分仿真结果验证

被试车辆为某型动车组的非动力车,车辆定距为 17.5 m,转向架固定轴距为 2.5 m,被试车辆在机车车辆滚动振动试验台上如图 7 所示。



图 7 被试车辆在机车车辆滚动振动试验台上

试验目的是利用机车车辆滚动振动试验台测试被试车辆的蛇行失稳临界速度、运行平稳性,以检验该车在整车条件下的动力学性能,为线路运用和改进设计提供依据。同时通过试验,预测整车在多种失效工况下的动力学性能。抗蛇行减振器不同种失效工况下的舒适性指标最大值如表 2 所示。

表 2 抗蛇行减振器不同种失效工况下舒适性最大值

失效工况	速度/ (km/h)	舒适性指标 最大值	舒适性 等级
原车	253	1.945	2 级(舒适)
去掉 1 位转向架 1 位 侧抗蛇行减振器	253	1.739	2 级(舒适)
去掉 1 位转向架 1 位 侧抗蛇行减振器 2 位 转向架 2 位侧抗蛇行减振器	253	1.834	2 级(舒适)

由表 2 可知,当机车车辆滚动振动试验台滚轮转速为 253 km/h 时,在原车工况、去掉 1 位转向架 1 位侧抗蛇行减振器工况、去掉 1 位转向架 1 位侧抗蛇行减振器 2 位转向架 2 位侧抗蛇行减振器工况下,舒适性指标最大值均在 1.5~2.5 之间,即为舒适等级,与仿真试验结果相符。

(下转第 112 页)

Activity/Resource	SCT Durat	Begin Time	End T
Process	175.000	0.000	175.0
高速轴	15.000	0.000	15.00
中速轴	45.000	15.000	60.0
低速轴	30.000	60.000	90.0
上壳体	85.000	90.000	175.0

(b) 路径优化后的总装配时间

图 8 装配路径优化前后总装配时间分布

表 2 两种装配路径下的装配时间对比

装配路径	总装配时间/s
未优化的路径	187
优化后的路径	175

经过路径优化后的总装配时间减少了 12 s,达到了装配路径优化的目的。

### 2.5 干涉与碰撞分析

将优化后的装配仿真模型进行干涉与碰撞分析,如图 9 所示。

### 2.6 人机功效分析

根据人机功效模型分析表明:1) 装配过程中所有零部件均处于极限姿势下的操作范围之内。2) 装配操作空间能够满足人体作业需要。

## 3 结语

通过分析机械产品的特点,探索出一条针对机械产品

的通用装配仿真方法。以二级齿轮减速器为例,对该机械



图 9 干涉与碰撞分析

产品的装配仿真方法进行验证,仿真结果表明:该装配仿真方法具有可行性。通过仿真试验分析,证明该方法具有系统性与高效性。运用此方法,可极大地提高仿真操作人员对机械产品的装配仿真效率。

#### 参考文献:

- [1] 余建国,范晓卫,刘璐璐,等. 基于 DELMIA 的车用空调虚拟装配过程仿真[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版),2012, 26(3):249-253.
- [2] 任永强,张强强. 基于 DELMIA 的主减速器及差速器总成装配仿真[J]. 组合机床与自动化加工技术,2016(11):122-125.
- [3] 周尔民. 机械产品虚拟装配仿真技术的研究与应用[J]. 机械传动,2007(3):30-33.
- [4] 盛选禹,盛选军. DELMIA 人机工程模拟教程[M]. 北京:机械工业出版社,2009.

收稿日期:2019-04-01

(上接第 94 页)

## 4 结语

基于多体动力学理论,利用 SIMPACK 建立了某型高速动车组单节车模型。仿真分析了一系垂向减振器阻尼、二系垂向减振器阻尼和抗蛇行减振器失效对其运行平稳性的影响,得出单节车垂向平稳性随着一系垂向减振器阻尼的增大呈先变好再恶化的趋势,即优化一系垂向减振器阻尼可以改善其运行平稳性;随着二系垂向减振器阻尼的增大,其垂向平稳性变差。所以在车辆的实际运营中,有必要优化悬挂参数,提高列车运行平稳性及旅客乘坐舒适性。当列车的抗蛇行减振器全部失效时,在较高速时车辆系统处于极限环振动状态,轮对亦发生大幅值横向周期振动,易发生报警和脱轨事故,具有较大的危险性。所以列车长期高速运行中需要实时监控抗蛇行减振器的工作性能,防止其失效,以保证列车安全平稳运行。

#### 参考文献:

- [1] 王福天. 车辆动力学[M]. 北京:中国铁道出版社,1981:3-11.
- [2] 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都:西南交通大学出版社,2018:57-82.
- [3] 姚永明,李国芳. 基于刚柔耦合模型轮轨两点接触的动力学仿真[J]. 机械制造与自动化,2018,47(3):96-102.
- [4] AHMED A. Shabana. RailRoad vehicle dynamics[M]. Boca Raton: CRC Press,2005:128-159.
- [5] 高跃进. 动车组车辆构造与设计[M]. 成都:西南交通大学出版社,2010:19-56.
- [6] 铁道科学研究院车辆研究所. GB 5599-85 200 km/h 以上速度级动车组动力学性能试验鉴定方法及评定标准[S].
- [7] 李然. 高速列车蛇行运动特性研究[D]. 成都:西南交通大学,2016.
- [8] 周劲松. 高速列车运行平稳性及其控制研究[D]. 上海:上海交通大学,2003.

收稿日期:2019-05-06