

抗蛇行减振器力学模型及车辆动力学仿真*

池长欣¹, 梁树林², 池茂儒², 高红星², 周业明³

(1. 中国铁道科学研究院集团有限公司铁道科学技术研究发展中心 北京, 100081)

(2. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

(3. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司 青岛, 266111)

摘要 为了提高车辆动力学计算机仿真精度, 研究抗蛇行减振器力学模型及其对车辆动力学性能的影响, 基于可压缩流体的压力-流量特性建立了我国某高速动车组抗蛇行减振器非线性力学模型, 并对其进行了试验和动力学仿真分析。结果表明: 相比传统分段线性模型, 抗蛇行减振器非线性力学模型能够同时体现黏性阻尼力和油液被压缩而产生的回复力, 仿真计算结果与试验结果吻合良好; 基于抗蛇行减振器非线性力学模型计算的临界速度会随踏面等效锥度的增加而先增大后减小, 计算的横向平稳性指标较高, 且随速度增加而增加的趋势更显著。研究表明, 抗蛇行减振器非线性力学模型能够有效提高动力学仿真精度, 对车辆的蛇行运动稳定性和横向平稳性有较大影响, 但对垂向平稳性和曲线通过安全性的影响较小。

关键词 抗蛇行减振器; 力学模型; 车辆动力学性能; 非线性; 高速动车组
中图分类号 TH703.63; U271.91

引言

高速动车组通常会在车体和转向架之间设置合理的抗蛇行减振器, 通过增加车体和转向架之间的回转阻尼来抑制和控制车辆系统的蛇行运动, 从而改善了车辆运动稳定性并提高车辆系统的临界速度。因此, 抗蛇行减振器成为高速动车组最重要的悬挂元件之一^[1]。传统动力学仿真中, 通常使用麦克斯韦模型描述抗蛇行减振器的力学特性, 即弹簧阻尼串联模型^[2-4]; 以抗蛇行减振器综合刚度作为串联刚度, 以减振器的分段线性阻尼特性作为串联阻尼。这种分段线性模型虽然可以同时兼顾抗蛇行减振器卸荷前、后 2 种不同的阻尼特性, 但无法体现减振器非线性力学特性, 满足不了高速列车动力学仿真精度需求, 因此有必要开展抗蛇行减振器非线性模型研究。

文献[5]通过试验对传统的抗蛇行减振器模型进行了修正, 使其与试验结果更为接近。文献[6]考虑抗蛇行减振器的安装间隙、串联刚度和结构阻尼, 建立了更精细的抗蛇行减振器的非线性参数模型, 其阻尼特性在大范围的速度下都得到了试验验证。文献[7]建立了抗蛇行减振器的物理模型, 精确重现

了减振器的动态行为过程。文献[8]基于变量代换, 给出了带抗蛇行减振器的铁道客车线性和非线性临界速度的近似计算方法。文献[9]运用机车车辆一轨道耦合动力学理论, 研究了抗蛇行减振器与机车运行平稳性的关系。文献[10]基于蛇行运动的稳定性理论, 推导了带抗蛇行减振器刚性转向架的线性临界速度解析表达式。以上研究多为基于抗蛇行减振器线性模型, 基于抗蛇行减振器非线性模型的研究较少。

笔者研究了抗蛇行减振器不同力学模型对车辆动力学性能的影响。首先, 基于 Simulink 软件建立一种包含压力缸、常通孔、储油缸、回油阀和卸荷阀的抗蛇行减振器非线性力学模型; 其次, 基于台架试验对某高速动车组抗蛇行减振器进行动态试验, 对比分析减振器不同力学模型的仿真结果与试验结果; 最后, 基于动力学软件 Simpack 建立了该高速列车动力学模型, 分析了抗蛇行减振器不同力学模型对该高速列车的蛇行运动稳定性、直线运行平稳性及曲线通过安全性的影响。

1 抗蛇行减振器力学模型

抗蛇行减振器主要由压力缸(拉伸腔、压缩腔)、

* 中国铁道科学研究院技术创新基金资助项目(2021YJ036); 国家重点研发计划资助项目(2018YFB1201701)
收稿日期: 2020-04-20; 修回日期: 2020-06-05

常通孔,储油缸、回油阀、卸荷阀(阻尼阀)等部件组成,其物理结构简图如图 1 所示。分析各部件的压力-流量特性是抗蛇行减振器非线性力学模型建立的主要工作。

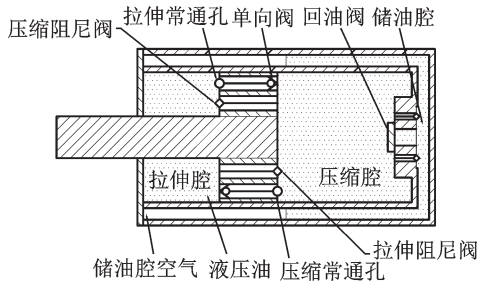


图 1 抗蛇行减振器物理结构简图

Fig.1 Schematic diagram of the physical structure of yaw damper

1.1 压力腔模型

当抗蛇行减振器工作时,腔内压力通常能高达 70 MPa ~120MPa,压力变化范围大,故推导压力腔内各状态变量的微分形式时需考虑液体的可压缩特性。通过可压缩液体体积弹性模量公式和质量守恒定律,得到密度、压力的微分表达式为

$$\begin{cases} \frac{d\rho}{dt} = \rho B_{fluid} \frac{dP}{dt} \\ \frac{dP}{dt} = \frac{\sum Q_{in} - \sum Q_{out}}{B_{fluid} V} - \frac{dV}{dt} \end{cases} \quad (1)$$

其中: P 为压力腔内液体压强; ρ 为腔体内油液密度; V 为油液体积; B_{fluid} 为压力腔混合液体的体积弹性模量; Q_{in} 为流入腔体的体积流量; Q_{out} 为从腔体流出的体积流量。

1.2 常通孔模型

建立常通孔模型的关键是计算不同压力差下流过常通孔的流量,其核心是流量系数的确定。忽略流体流过常通孔时的黏性阻尼损失,由伯努利方程可获得常通孔的压力-流量特性,即

$$\begin{cases} Q = C_q A \sqrt{\frac{2(P_{up} - P_{down})}{\rho}} \\ C_q = f\left(Re, \frac{l}{d}\right) \end{cases} \quad (2)$$

其中: A 为常通孔面积; l 为常通孔长度; d 为常通孔直径; Re 为雷诺数; C_q 为流量系数,与常通孔结构参数和雷诺数有关,当流态为湍流时 C_q 取 0.7。

1.3 回油阀模型

准确描述阀盖的运动过程是建立回油阀模型的核心,回油阀阀盖受力简图如图 2 所示。由牛顿运动公式获得阀盖的运动方程^[11]为

$$M_v \ddot{y} + C_v \dot{y} + K_v y + \phi(y) = F_p - F_{sp1} \quad (3)$$

其中

$$\begin{cases} \phi(y) = \begin{cases} K_c y & (y < 0) \\ 0 & (y \geq 0) \end{cases} \\ F_p = \frac{\Delta P \pi d_v^2}{4} \end{cases} \quad (4)$$

结合伯努力方程得到回油阀两端的流入流出体积流量的表达式为

$$|Q_{in}| = |Q_{out}| = C_q \pi d_v y \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (5)$$

其中: M_v 为阀盖质量; C_v 为阀盖运动时的阻尼系数; K_v 为阀盖上弹簧刚度; $\phi(y)$ 为阀座作用在阀盖上的力; K_c 为阀座刚度; F_{sp1} 为阀盖弹簧预紧力; d_v 为阀座直径。

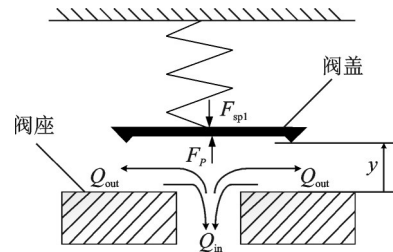


图 2 回油阀阀盖受力简图

Fig.2 Schematic diagram of the stress of the oil return valve bonnet

1.4 卸荷阀模型

卸荷阀建模过程与回油阀类似,但重点描述的是阀芯的运动过程,卸荷阀阀芯受力简图如图 3 所示,其运动方程^[11]为

$$M_s \ddot{y} + C_s \dot{y} + K_s y + \phi(y) = F_p - F_{sp2} \quad (6)$$

其中

$$\begin{cases} \phi(y) = \begin{cases} K_c y & (y < 0) \\ 0 & (y \geq 0) \end{cases} \\ F_p = \frac{\Delta P \pi d_s^2}{4} \end{cases} \quad (7)$$

阀芯结构与阀盖结构存在一定差异,导致卸荷阀两端的流入流出流量计算方法与回油阀不同,其流入流出体积流量的表达式为

$$|Q_{in}| = |Q_{out}| = C_q \frac{\pi d_s y}{2} \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (8)$$

其中： M_s 为阀芯质量； C_s 为阀芯阻尼系数； K_s 为阀芯弹簧刚度； F_{sp2} 为阀芯弹簧预紧力； d_s 为阀芯直径。

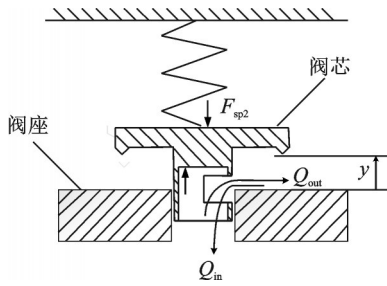


图3 卸荷阀阀芯受力简图

Fig.3 Simplified diagram of the stress of the unloading valve spool

1.5 储油缸模型

储油缸内存在一定量的气体,与气体的可压缩性相比,可忽略液体的可压缩性,认为储油腔内油液体积增加量等于气体体积的减少量。结合理想气体状态方程推导出气体压力的微分表达式^[12]为

$$\frac{dP}{dt} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{dt} (Q_{out} - Q_{in}) \quad (9)$$

其中： γ 为气体多变系数,绝热状态下取1.4。

1.6 抗蛇行减振器非线性力学模型

压力腔、储油腔模型建立了压力关于流量的微分表达式,常通孔、回油阀、卸荷阀模型建立了腔体流量关于油液压力的表达式。利用流量相等原则即可完成各子模型之间的衔接。压力腔的压力值即可表示抗蛇行减振器的非线性阻尼力,即

$$F_{cd} = P_r A_r - P_c A_c \quad (10)$$

其中： F_{cd} 为抗蛇行减振器非线性阻尼力； P_r 为拉伸腔压力； P_c 为压缩腔压力； A_r 为拉伸腔侧活塞面积； A_c 为压缩腔侧活塞面积。

图4为抗蛇行减振器非线性力学模型。利用Simulink仿真软件搭建上述抗蛇行减振器非线性力学模型并对其进行仿真。

1.7 抗蛇行减振器分段线性模型

抗蛇行减振器分段线性模型通常是以抗蛇行减振器卸荷速度作为分界点,用2个不同的线性阻尼系数来表示不同速度区间的阻尼特性,即

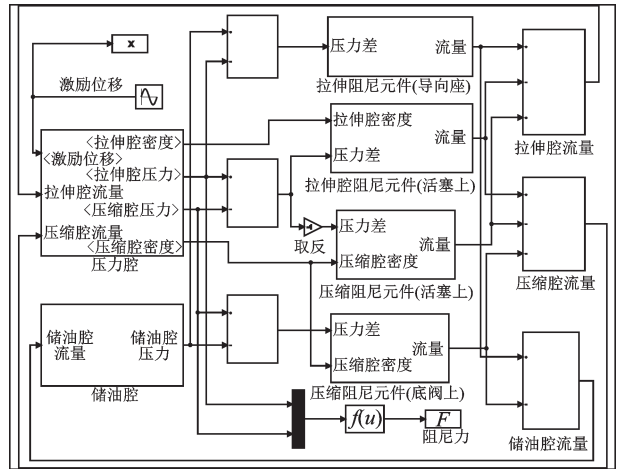


图4 抗蛇行减振器非线性力学模型

Fig.4 Nonlinear mechanical model of yaw damper

$$F_{cd} = \begin{cases} C_1 v & (-V_d < v < V_d) \\ C_2 v & (v > V_d \text{ 或 } v < -V_d) \end{cases} \quad (11)$$

其中： C_1 为抗蛇行减振器卸荷前阻尼系数； C_2 为抗蛇行减振器卸荷后阻尼系数； v 为减振器两端激励速度； V_d 为抗蛇行减振器卸荷速度。

2 两种抗蛇行减振器的力学模型与试验对比

2.1 试验设备

本次试验采用的试验设备为西南交通大学悬挂元件性能测试试验台SPTB-100,其结构如图5所示。试验台装有可以水平自由移动的横梁,用来调整减振器的安装长度。试验对象为某高速动车组用抗蛇行减振器,安装长度为700 mm,试验环境温度为17℃~23℃。试验方法参考文献[13-14]。激励为正弦扫频激励,激励幅值为1 mm,频率范围为0.25~10 Hz。为了消除橡胶节点对子模型的影响,所有的试验结果均是在不带橡胶节点的情况下测得。



图5 悬挂元件性能测试试验台SPTB-100

Fig.5 Suspension component performance test bench SPTB-100

2.2 抗蛇行减振器的力学模型与试验对比

采取与试验工况一致的正弦激励,对所建模型进行仿真计算。图6为在不同激励频率下抗蛇行减振器力学特性的仿真与试验结果对比。

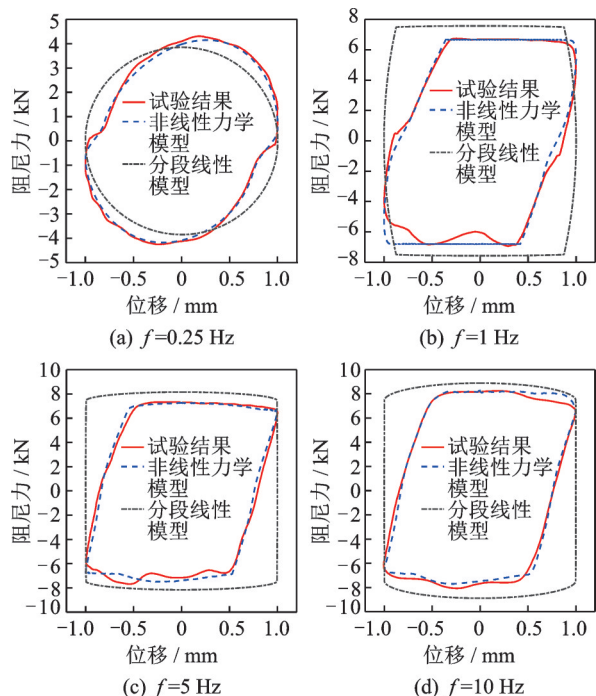


图6 在不同激励频率下抗蛇行减振器力学特性的仿真与试验结果对比

Fig.6 Comparison of the simulation results and experimental results of the mechanical characteristics of yaw damper at different excitation frequencies

由图6可知:抗蛇行减振器非线性力学模型的仿真结果与试验结果吻合较好;分段线性模型与试验结果吻合较差。试验结果显示的示功图近视为一倾斜的椭圆或一倾斜的四边形,其原因是动态试验的激励频率较高,减振器腔体中的油液存在被短暂压缩而无法及时释放的过程,从而形成了一定大小的回复力。因此,减振器的阻尼力除了油液流经阻尼元件产生的黏性阻尼力以外,还存在因油液被压缩而产生的回复力。分段线性模型只体现了油液的黏性阻尼特性,其阻尼力大小随着激励速度增加而线性增大,其示功图近视为一标准的椭圆或四边形,不能准确描述动态工况下油液被压缩的过程,故仿真所得的示功图与试验结果相差较大。抗蛇行减振器非线性力学模型建模时重点考虑了油液的可压缩特性,对油液的弹性模量、密度等参数的动态变化过程进行了详细建模。仿真计算的阻尼力能够涵盖黏性阻尼

力和油液被压缩而产生的回复力,计算的示功图与试验结果很好吻合,表明抗蛇行减振器非线性力学模型更能描述减振器的实际特性,能有效提高动力学仿真精度。

3 抗蛇行减振器力学模型对动力学性能的影响

为研究抗蛇行减振器力学模型对车辆动力学的影响,采用动力学仿真软件SIMPACK建立某高速列车整车动力学模型,如图7所示。该高速列车转向架固定轴距为2.5 m,车轮半径为0.46 m,名义滚动圆间距之半径为0.746 5 m,车轮踏面型号为LMA踏面,钢轨轨面为China60,钢轨轨距为1 435 mm,轨底坡为1/40。

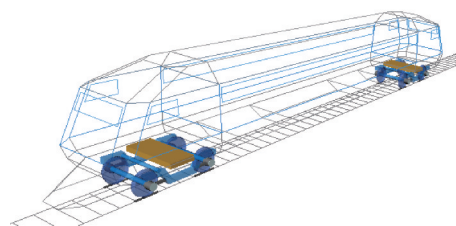


图7 高速列车整车动力学模型

Fig.7 High-speed train dynamics model

3.1 蛇行运动稳定性

蛇行失稳临界速度关于踏面等效锥度的变化规律是运动稳定性的重点研究内容。图8为2种不同抗蛇行减振器力学模型下临界速度随等效锥度的变化规律。可以看出,基于分段线性模型计算的临界速度随踏面等效锥度的增加而不断增加,基于非线性力学模型计算的临界速度会随着踏面等效锥度的增加而先增加后减小。

低等效锥度条件下,临界速度受一次蛇行频率影响较大,随着等效锥度增加,车辆蛇行频率会逐渐

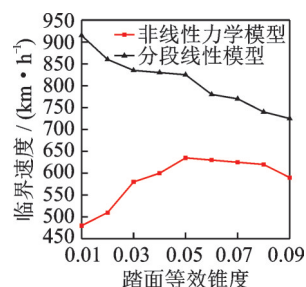


图8 临界速度随等效锥度变化规律

Fig.8 Critical velocity change with equivalent taper

远离一次蛇行频率(高速动车组一次蛇行频率通常在0.8~1.3 Hz),从而临界速度也随之提高。高等效锥度条件下,临界速度受二次蛇行频率(高速动车组二次蛇行频率通常在6~9 Hz)影响较大,随着等效锥度增加,车辆蛇行频率会逐渐接近二次蛇行频率,从而临界速度也应随之降低。因此,抗蛇行减振器分段线性模型只能反映高等效锥度下临界速度的变化规律,非线性力学模型能够同时反映低等效锥度和高等效锥度下临界速度的变化规律,更符合实际情况。

3.2 直线运行平稳性

采用武广线实测轨道谱计算车辆系统直线运行平稳性,平稳性指标计算方法参考文献[15]。图9~12为2种不同抗蛇行减振器力学模型下车辆平稳性指标和最大振动加速度的变化规律,其中,横向和垂向平稳性指标的优秀限值为2.5。可以看出,不同的抗蛇行减振器力学模型对车辆横向平稳性有较大影响,基于非线性力学模型计算的横向平稳性和最大横向振动加速度大于分段线性模型,且速度越高相差越显著;抗蛇行减振器力学模型对车辆垂向平稳性和垂向振动加速度影响不显著。

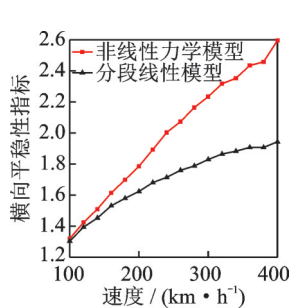


图9 横向平稳性指标
Fig.9 Lateral stability index

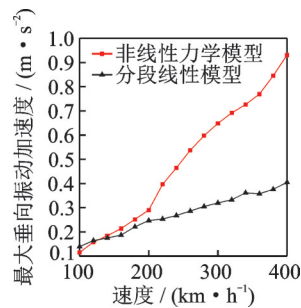


图10 最大横向振动加速度
Fig.10 Maximum lateral vibration acceleration

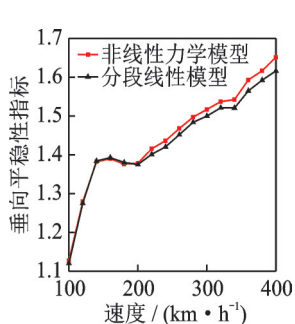


图11 垂向平稳性指标
Fig.11 Vertical stationarity index

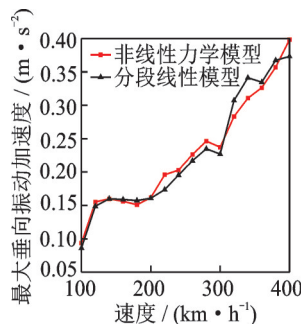


图12 最大垂向振动加速度
Fig.12 Maximum vertical vibration acceleration

3.3 曲线通过安全性

计算安全性的线路工况如下:直线长度为300 m,曲线半径为7 000 m,缓和曲线长度为460 m,圆曲线长度为1 000 m,超高为0.18 m。图13~15为2种不同抗蛇行减振器力学模型下的轮轴横向力、脱轨系数和轮重减载率。其中,脱轨系数和轮重减载率的合格限值为0.8。可见,相比分段线性模型,基于抗蛇行减振器非线性力学模型计算的轮轴横向力、脱轨系数、轮重减载率均略微偏大,轮重减载率的偏差最大。研究表明,抗蛇行减振器力学模型对车辆安全性整体有微小影响,对轮重减载率有较大影响。

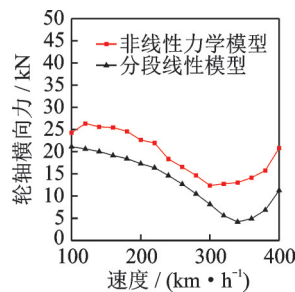


图13 轮轴横向力

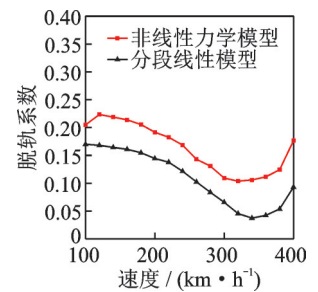


图14 脱轨系数

Fig.13 Axial lateral force Fig.14 Derailment coefficient

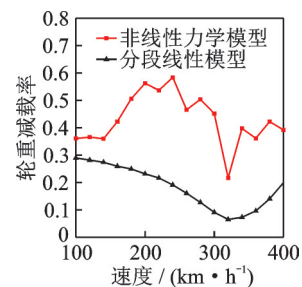


图15 轮重减载率

Fig.15 Wheel load shedding rate

4 结论

1) 相比传统分段线性模型,笔者所建立的抗蛇行减振器非线性力学模型能够同时体现黏性阻尼力和减振器内部油液被短暂压缩而产生的回复力,仿真计算结果与动态试验结果吻合较好,更符合减振器实际特性。

2) 抗蛇行减振器力学模型对车辆稳定性有较大影响,传统分段线性模型只能反映高等效锥度下临界速度随等效锥度的变化规律,而非线性力学模型能够同时反映低等效锥度和高等效锥度下临界速度随等效锥度的变化规律,更符合实际情况。

3) 抗蛇行减振器力学模型对车辆垂向平稳性指标和垂向最大振动加速度的影响不显著,但对横向平稳性指标和最大横向振动加速度有较大影响。基于非线性力学模型计算的横向平稳性和最大横向振动加速度大于分段线性模型,且速度越高,相差越显著。

4) 抗蛇行减振器力学模型对车辆安全性整体有微小影响,对轮重减载率有较大影响。

参 考 文 献

- [1] 陆冠东. 抗蛇行减振器在高速列车上的应用[J]. 铁道车辆, 2006, 44(8): 6-8.
LU Guangdong. Application of yaw damper on high-speed trains [J]. Railway Vehicles, 2006, 44(8): 6-8. (in Chinese)
- [2] 陆冠东. 车辆系统动力学计算方法研究[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2011: 57-82.
- [3] 罗仁, 石怀龙. 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: 201-205.
- [4] 杨东晓. 铁道车辆抗蛇行减振器动态特性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
- [5] CONDE M A, GOMEZ E, VIOLAS J. Advances on railway yaw damper characterization exposed to small displacements [J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2006, 13(4): 263-280.
- [6] WANG W L, HUANG Y, YANG X J, et al. Non-linear parametric modelling of a high-speed rail hydraulic yaw damper with series clearance and stiffness [J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 65(1): 13-34.
- [7] JIMÉNEZ A, GOMEZ E. Yaw damper modelling and its influence on railway dynamic stability [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(9): 1367-1387.
- [8] 曾京, 邬平波. 减振器橡胶节点刚度对铁道客车系统临界速度的影响[J]. 中国铁道科学, 2008, 29(2): 94-98.
ZENG Jing, WU Pingbo. Effect of rubber joint stiffness of shock absorber on critical speed of railway passenger car system [J]. China Railway Science, 2008, 29(2): 94-98. (in Chinese)
- [9] 刘建新, 王开云. 抗蛇行减振器对机车运行平稳性的影响[J]. 交通运输工程学报, 2006, 6(4): 1-4.
LIU Jianxin, WANG Kaiyun. Effect of yaw damper on locomotive running stability [J]. Journal of Transportation Engineering, 2006, 6(4): 1-4. (in Chinese)
- [10] 孙建锋, 池茂儒, 吴兴文, 等. 抗蛇行减振器参数对车辆稳定性的影响分析[J]. 振动、测试与诊断, 2018, 38(6): 1155-1160.
SUN Jianfeng, CHI Maoru, WU Xingwen, et al. Analysis of the effect of yaw damper parameters on vehicle stability [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 1155-1160. (in Chinese)
- [11] 池长欣, 梁树林, 池茂儒, 等. 基于抗蛇行减振器动态模型的高速列车曲线通过性能研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(14): 1-6.
CHI Changxin, LIANG Shulin, CHI Maoru, et al. Research on curve-passing performance of high-speed train based on dynamic model of yaw damper [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(14): 1-6. (in Chinese)
- [12] 池长欣. 开关型抗蛇行减振器对铁道车辆动力学性能影响研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2021.
- [13] 中国铁路总公司. TB/T 1491—2015 机车车辆液压减振器技术条件[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2015.
- [14] CEN/TC. BS EN 13802—2013 Railway application-suspension components-hydraulic damper [S]. UK: British Standard Institution, 2013.
- [15] 中国铁路总公司. GB/T 5599—2019 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.



第一作者简介: 池长欣, 男, 1996年1月生, 硕士。主要研究方向为车辆系统动力学。

E-mail: chichangxin_psl@163.com