

高速列车抗蛇行减振器作用机制与 频变刚度应用研究

姚 远¹, 程 俊¹, 张名扬¹, 沈龙江²

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;
2. 中车株洲电力机车有限公司转向架研发部, 湖南 株洲 412001)

摘要: 为了研究高速列车抗蛇行减振器作用机制进而对最优减振器参数选配提供理论指导, 分析了减振器的频变特性和最优能量耗散条件, 基于两类典型高速列车横向动力学模型对抗蛇行减振器参数进行多目标优化, 及整车线性稳定性和模态能量分析, 总结了抗蛇行减振器作用机制。得出结论如下: 抗蛇行减振器不仅其阻尼对车辆蛇行能量起耗散作用, 其刚度特性对车辆横向稳定性的影响更为显著, 减振器刚度需随蛇行频率增加而增大; 利用车体与转向架蛇行模态能量占比及其牵连作用说明抗蛇行减振器等效刚度作用机制, 并根据最优能量耗散理论实现抗蛇行减振器串联刚度与阻尼的匹配。提出了应用频变刚度抗蛇行减振器的思路 and 结构方案, 针对频变刚度曲线进行优化和车辆横向稳定性分析, 结果表明, 采用频变刚度抗蛇行减振器可显著改善极端轮轨接触状态下车辆横向稳定性, 降低高速列车出现低频晃车和高频抖车现象的风险, 对实现不同车轮踏面磨损阶段车辆自适应稳定性起到积极作用。

关键词: 抗蛇行减振器; 频变刚度; 模态分析; 高速列车; 横向稳定性

中图分类号: TB535⁺.1; U270.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)06-1461-10
DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.06.018

引 言

抗蛇行减振器是实现机车车辆安全稳定运行的关键悬挂元件, 尤其针对高速列车动力学设计, 抗蛇行减振器力学建模、参数优化及其对整车动力学性能影响等问题需要进行系统深入的分析。目前国内典型高速列车采用的转向架悬挂参数和车轮踏面有所不同, 所匹配的抗蛇行减振器结构参数也大相径庭^[1-2], 因此需要对高速列车抗蛇行减振器作用机制进行理论研究从而对最优减振器参数选配提供指导。关于抗蛇行减振器作用机制, 朴明伟等^[3-5]针对国内引进欧系高速列车的横向稳定性问题及改进措施进行了深入理论研究, 基于抗蛇行减振器频带吸能机制和高频阻抗特性, 提出抗蛇行减振器并联组合应用方案以提高车辆横向稳定性裕度和鲁棒性。除机理研究外, 国内外针对抗蛇行减振器的性能测试与力学建模^[6-11]、参数优化及其对整车动力学性能影响^[12-20]等相关研究较为普遍。此外, 针对列车不同运行工况对减振器阻尼和刚度参数的不同需求,

文献提出采用半主动控制对抗蛇行减振器实现变参数^[21-23]。

本文首先分析油液减振器的频变特性和最优能量耗散条件; 然后建立两类典型高速列车横向动力学模型并对抗蛇行减振器参数进行多目标优化, 基于整车线性稳定性和模态能量分析, 总结抗蛇行减振器的作用机制。研究表明, 抗蛇行减振器的参数优化需要兼顾高低等效锥度、不同轮轨接触状态下的车辆横向稳定性, 而传统固定参数抗蛇行减振器无法较好地实现该目标。为解决该矛盾, 提出应用频变刚度抗蛇行减振器的思路, 对提高车辆自适应稳定性和改善高速列车在极端轮轨接触状态下车辆横向动力学性能等方面起到积极作用。

1 最优耗散理论

目前铁道车辆上使用的减振器大多为油液减振器, 其通过节流孔对油液节流形成阻尼力, 从而衰减系统振动。油液减振器在理想情况下, 可以用一个阻尼(黏壶)单元来描述力学模型, 但实际中需要考

收稿日期: 2021-03-20; **修订日期:** 2021-05-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51735012); 四川省自然科学基金资助项目(2022NSFSC0034, 2022NSFSC1901); 国铁集团科研开发计划课题(N2020J028); 牵引动力国家重点实验室自主研究课题(2022TPL_T02)。

虑到油液压缩刚度、阀门变形刚度,以及串联橡胶关节刚度,因此还需引入刚度单元,即黏弹性模型,能同时描述减振器的储能和耗能特性。根据抗蛇行减振器测试数据,采用阻尼和刚度串联的 Maxwell 等效参数模型可较好地模拟正常工作条件下减振器的动态特性,相较于考虑流-固-热耦合的三维结构模型,该简化模型在很大程度上节省了计算时间,更加适用于高速列车的动力学仿真计算。减振器阻尼 c 及串联刚度 k 组成 Maxwell 模型如图 1 所示,可以描述为:

$$k(x_0 - x) + c\dot{x}_0 = 0 \quad (1)$$

式中 x 和 x_0 分别为模型端部和中间位置的位移。根据拉普拉斯变换,在复数域内表示为:

$$\frac{x_0(s)}{x(s)} = \frac{\dot{x}_0(s)}{\dot{x}(s)} = \frac{k}{cs + k} \quad (2)$$

式中 $s = j\omega$, ω 为圆频率, j 为虚数单位。减振器的作用力 F 可表示为:

$$F(s) = c\dot{x}_0(s) = \frac{kc}{cs + k} \dot{x}(s) = \frac{kcs}{cs + k} x(s) \quad (3)$$

得到减振器两端的等效刚度 k_e 和等效阻尼 c_e 为:

$$k_e = \frac{kcs}{cs + k} \quad (4)$$

$$c_e = \frac{kc}{cs + k} \quad (5)$$

可知等效刚度和等效阻尼都与减振器作用频率有关,称为动态刚度与动态阻尼,其频变特性如图 2(a), (b) 所示。可见低频工况(如列车蛇行频率 2~4 Hz)作用下,减振器的动态刚度 k_e 约为其串联刚度 k 的一半。随着减振器作用频率增加,减振器等效刚度也增加,而等效阻尼减小。

将 $s = j\omega$ 代入式(4),得到 k_e 的复刚度形式:

$$k_e = (1 + j\eta)k^* \quad (6)$$

式中 实部 $k^* = \frac{kc^2\omega^2}{k^2 + c^2\omega^2}$, 称为储能模量; 虚部 ηk^* 为耗能模量, 其中 $\eta = k/(c\omega)$, 为损耗因子; $\phi = \arctan\eta$ 为损耗角。储能模量和耗能模量分别表示减振器通过弹性变形储存能量和阻尼将机械能转化为热能的能力, 其频变特性如图 2(c), (d) 所示。随着频率增加, 由于等效刚度增强, 减振器储能作用增强; 耗能作用先增加后减小, 即减振器存在最优的能量耗散条件。

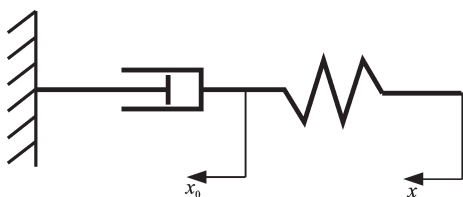


图1 Maxwell等效参数模型

Fig. 1 Maxwell equivalent parameters model

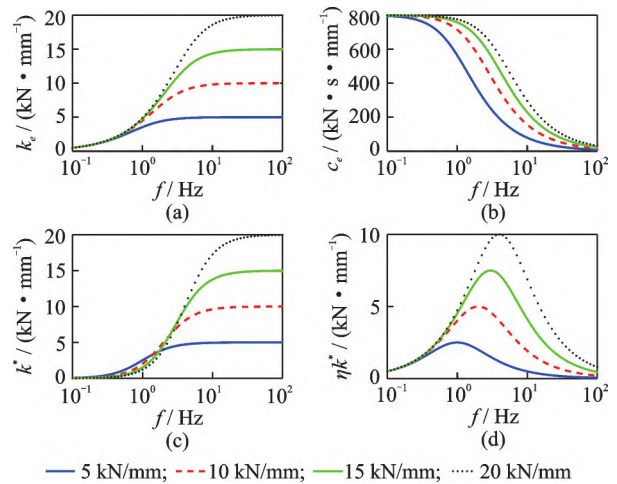


图2 减振器 Maxwell 黏弹性模型频变特性

Fig. 2 Frequency-dependent characteristics of Maxwell viscoelastic model for dampers

当减振器端部受到位移激励 $x = A \sin(\omega t)$ 时, 设中间位置响应为 $x_0 = A_0 \sin(\omega t + \phi)$, 则:

$$\frac{A_0^2}{A^2} = \frac{k^2}{c^2\omega^2 + k^2} \quad (7)$$

减振器在单位周期内的耗散功 W 为:

$$W = \pi A_0^2 c \omega = \frac{\pi A^2 k^2 c \omega}{c^2 \omega^2 + k^2} \quad (8)$$

令 $\frac{dW}{d\omega} = 0$, 可得最优耗散条件为:

$$\omega_{opt} = \frac{k}{c} \quad (9)$$

即当减振器作用圆频率 ω 等于减振器串联刚度 k 与阻尼 c 的比值时, 减振器的能量耗散功率最大, 此时减振器的储能模量等于耗能模量, 损耗因子 $\eta = 1$, 损耗角 $\phi = 45^\circ$ 。

2 车辆横向稳定性

2.1 车辆横向动力学模型

为了研究抗蛇行减振器对车辆横向稳定性的影响及其作用机制, 建立车辆横向动力学分析简化模型, 如图 3 所示。该模型包括 1 个车体, 2 个构架, 4 个轮对, 共 7 个刚体。车体和构架具有横移、摇头和侧滚自由度; 轮对具有横移和摇头自由度。轮对与构架之间为一系悬挂, 由横向、纵向和垂向定位刚度组成, 模型同时考虑到一系悬挂转臂长度的影响。车体与构架之间设有横向、纵向和垂向二系悬挂刚度和阻尼, 以及抗侧滚刚度。抗蛇行减振器和二系横向减振器采用弹簧和阻尼串联而成的 Maxwell 等效参数模型, 并含单自由度的减振器等效质量刚体。该车辆横向动力学模型共有 25 个自由度。本文针对线性模型进行线性稳定性分析, 轮轨接触几何采

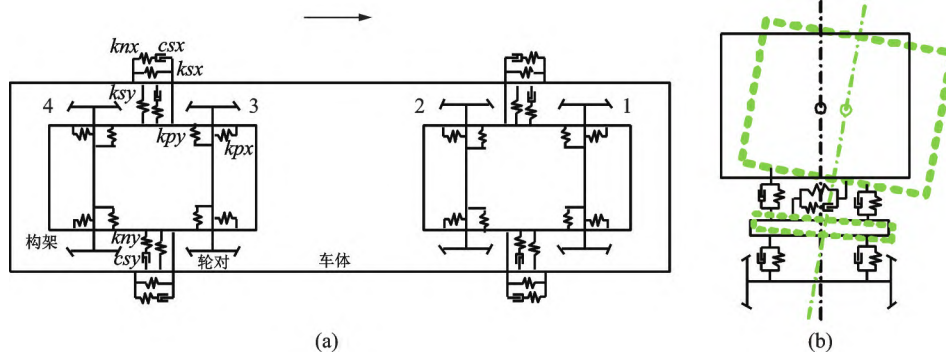


图3 车辆横向动力学简化模型

Fig. 3 Simplified model of vehicle lateral dynamics

用等效锥度来表示,轮轨切向力采用Kalker线性理论计算,系统动力学方程如下:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Q \quad (10)$$

式中 x 为系统的自由度矢量;矩阵 M , C , K 和 Q 分别为系统的质量、阻尼、刚度和外力矩阵。采用复模态计算方法,将上式整理成状态空间形式,计算系统矩阵的特征向量和特征值,得到系统模态振型和模态阻尼。

2.2 线性稳定性

针对目前国内两类典型高速列车进行分析,部分除抗蛇行减振器以外差别较大的悬挂参数如一系纵向刚度 k_{px} 、一系横向刚度 k_{py} 和二系横向减振器阻尼值 c_{sy} 如表1所示,其他结构参数相同,分别记作 Type 1型和 Type 2型。根据已有研究,该两类列车动力学设计理念不同,Type 1以较大的抗蛇行减振器阻尼匹配较小的一系纵向刚度,保证较低轮轨接触锥度下的车辆稳定性,而 Type 2采用较小的抗蛇行减振器阻尼,并匹配驱动系统弹性悬挂,其车辆稳定性的等效锥度健壮性较好,随等效锥度在较宽范围变化其横向稳定性裕度变化较小,且车轮型面磨损较均匀^[2]。

表1 两类高速列车悬挂参数

Tab. 1 Two types of high-speed train suspension parameters

Type	$k_{px}/$ ($\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$)	$k_{py}/$ ($\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$)	$c_{sy}/$ ($\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$)
1	13.7	5.49	40
2	120	12.5	15

根据公式(10)进行线性特征根分析,求解低频蛇行运动模态对应特征根的实部与特征根的模之比,即蛇行模态阻尼比,定义为系统线性稳定性指标 ζ ,通常阻尼值为正表明该线性系统为稳定状态。本文选取较小值作为优化方向,故定义 ζ 为负值时系

统为稳定状态。

为了分析抗蛇行减振器的串联刚度 k_{ncsx} 和阻尼 c_{sx} 参数对车辆稳定性的影响,对比两类高速列车模型在不同运行速度和等效锥度时 c_{sx} 和 k_{ncsx} 组合对应的车辆线性稳定性指标,结果如图4所示。其中横轴为变化的 k_{ncsx} ,纵轴为变化的 c_{sx} ,图中的每条曲线代表车辆线性稳定性指标的等高线,颜色越深,代表稳定性指标越小,车辆横向稳定性越好。图中虚线表示不同频率满足公式(9)对应最优耗散条件时, c_{sx} 和 k_{ncsx} 的匹配关系。图4(a), (b), (c) 针对 Type 1型列车,图4(d), (e), (f) 针对 Type 2型列车,等效锥度 λ 分别为 0.05, 0.17 和 0.3 的计算工况,考虑到低锥度工况车辆低速运行时横向稳定性较差,前者计算速度 $v=200\text{ km/h}$, 后两者 $v=350\text{ km/h}$ 。从图中可以看出,随着等效锥度的增加,两类列车都需要增大串联刚度 k_{ncsx} 以提高车辆蛇行稳定性;对于 Type 1可选用较宽范围内的 c_{sx} , 而对于 Type 2, 最优 c_{sx} 取值在 $1000\text{ kN}\cdot\text{s/m}$ 左右,且最优 c_{sx} 随等效锥度的增加而增加。另外,图中最优的抗蛇行减振器参数 k_{ncsx} 和 c_{sx} 取值满足公式(9)的最优耗散条件, Type 2更为明显,最优的 k_{ncsx} 和 c_{sx} 的比值接近车辆蛇行运动圆频率;车辆蛇行运动频率随 λ 和 v 的增加而增加,此时抗蛇行减振器的作用频率增加,对应最优 k_{ncsx} 和 c_{sx} 的比值增大。

总之,两类悬挂参数的高速列车抗蛇行减振器最优刚度都与其轮轨接触等效锥度即对应蛇行频率有关,最优串联刚度随着蛇行频率减小而降低,尤其在低轮轨接触锥度工况,需要较小的串联刚度值,可理解为车体与转向架之间在水平方向需要较小的牵连作用。两类高速列车的抗蛇行减振器作用机制有所不同,在较大数值范围内,抗蛇行减振器阻尼对 Type 1的稳定性影响不明显,而串联刚度的影响显著,即抗蛇行减振器的刚度特性对车辆系统稳定性影响较大; Type 2除了高频时需要较大串联刚度以外,其稳定性与抗蛇行减振器的最优耗能规律一致,

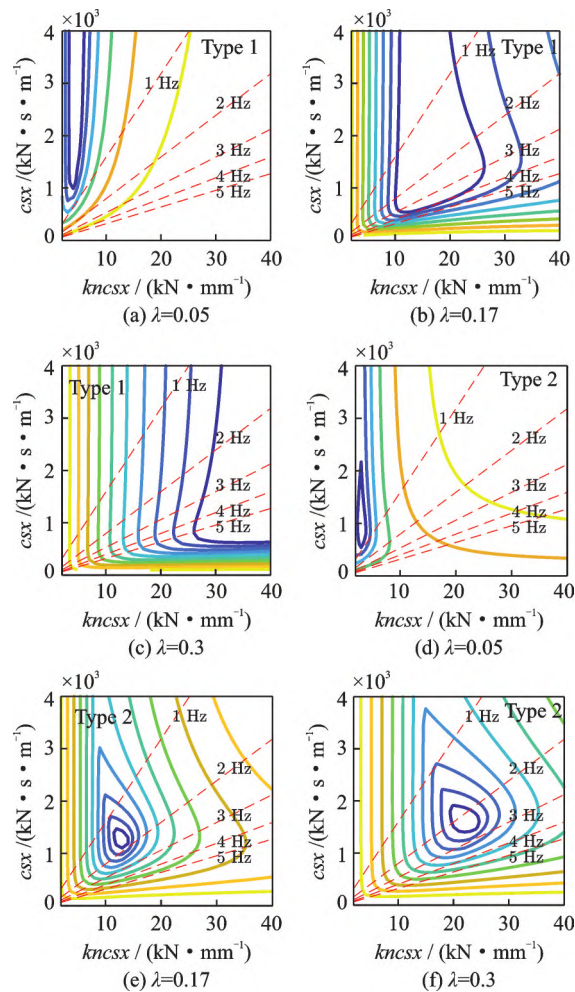


图 4 不同抗蛇行减振器阻尼和串联刚度对应的车辆稳定性
Fig. 4 Vehicle stability corresponding to different damping and stiffness of yaw dampers

减振器能量耗散越大车辆蛇行运动越稳定,可以基于最优耗散理论实现串联刚度与阻尼的匹配,即串联刚度与阻尼比值等于车辆蛇行运动圆频率。

3 抗蛇行减振器参数多目标优化

3.1 多目标优化设计

机车车辆悬挂参数设计主要是寻找一类折衷的悬挂参数,使其同时兼顾车辆横向稳定性、曲线通过和乘坐平稳性等性能指标。对于横向稳定性而言,当轮轨接触锥度较低时,如新轮、新轨状态,较低的车辆蛇行频率与车体悬挂引起的固有振动频率接近,车辆在低速时容易发生一次蛇行运动(或称车体蛇行),车体出现低频晃动现象,主要影响乘坐平稳性;而车轮踏面或轨距角磨耗后出现较高的轮轨接触锥度使得车辆横向稳定性裕度不足,发生二次蛇行运动(或称转向架蛇行),导致转向架出现高频横向剧烈抖动。为了描述两类不同轮轨接触状态对应的车辆横向稳定性裕度,分别定义低锥度工况车辆

稳定性指标 ζ_{low} 和高锥度工况车辆稳定性指标 ζ_{high} , 两种工况计算条件如表 2 所示。 ζ 为负值时表示系统在对应的锥度下是稳定状态,且 ζ 值越小,在该轮轨接触状态下的蛇行运动模式阻尼比越大,其横向稳定性就越好。现有研究发现, ζ_{low} 和 ζ_{high} 之间在一定程度上存在矛盾,即车辆低锥度稳定性越好,则高锥度稳定性越差,反之亦然^[24-26]。高速列车由于运行速度快、线路条件好,传统低速轮轨车辆存在的直线稳定性与曲线通过性能的矛盾并不突出,取而代之的是车辆横向稳定性适用不同轮轨几何接触状态的矛盾。因此,高速列车悬挂参数设计主要是针对不同轮轨接触状态车辆稳定性多目标优化问题。

多目标优化问题通常存在着一个解集,称为 Pareto 最优解,其在目标函数空间中的像被称为 Pareto 前沿。Pareto 前沿为优化后的目标值,每个点都具有其他点所不具有的优势,可以从中寻找规律,根据设计侧重点不同,可以人为在 Pareto 集中选取满足性能要求的优化解。NSGA-II 算法能够保持类群的多样性,提高计算效率,是目前解决多目标优化问题常用的一类有效算法^[27]。本文选用带有精英策略的快速非支配排序遗传算法 NSGA-II 进行多目标优化设计。

表 2 两个优化目标的工况设置

Tab. 2 Calculating conditions for two optimization objectives

指标	计算工况	
	$V/(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	λ
ζ_{low}	200	0.05
ζ_{high}	350	0.40

将抗蛇行减振器阻尼 csx 和串联刚度 $kncsx$ 作为优化对象,两者的参数取值范围分别为 100~4000 $\text{kN} \cdot \text{s}/\text{m}$ 和 5~20 kN/mm 。以车辆低锥度稳定性指标 ζ_{low} 和高锥度稳定性指标 ζ_{high} 为优化目标。该多目标优化问题可以描述为:

$$\min \{ \zeta_{\text{low}}, \zeta_{\text{high}} \} \quad (11)$$

3.2 多目标优化结果

图 5(a) 为得到的 Pareto 优化目标前沿,图中的横轴和纵轴分别为车辆的低锥度稳定性指标 ζ_{low} 和高锥度稳定性指标 ζ_{high} , ζ 值越小,对应的稳定性越好。图中清晰地体现了目标 ζ_{low} 和 ζ_{high} 的矛盾关系,即车辆的低锥度稳定性越好,其高锥度稳定性就越差。在给定的抗蛇行减振器 csx 和 $kncsx$ 参数取值范围内,Type 1 型列车可实现的最小 ζ_{low} 和 ζ_{high} 分别为 -0.3 和 -0.3, Type 2 型列车由于模型中未考虑

到电机弹性悬挂的影响,仅考虑到抗蛇行减振器参数优化在系统稳定范围内($\zeta < 0$)可实现的最小 ζ_{low} 和 ζ_{high} 仅为 -0.1 和 -0.1 ,Type 1的可实现低锥度稳定性裕度和高锥度稳定性裕度均大于Type 2。

为进一步探究抗蛇行减振器具体参数对车辆横向稳定性的影响,依次假定Maxwell模型中的刚度值和阻尼值为无穷大(inf)。当刚度无穷大时,抗蛇行减振器可以被当作是一个纯阻尼力元;反之,当阻尼无穷大时,则可当作纯刚度力元。结果如图5(b),(c)所示。对于Type 1,抗蛇行减振器纯阻尼和纯刚度条件下都可实现较好的 ζ_{high} ,而纯阻尼条件下 ζ_{low} 较差;相反纯刚度条件下可实现较好的 ζ_{low} 。对于Type 2,抗蛇行减振器纯阻尼条件下可实现的 ζ_{low} 和 ζ_{high} 都较差;纯刚度条件下可实现的 ζ_{high} 较差,但可实现 ζ_{low} 与减振器黏弹性模型对应结果相当。由此可见,抗蛇行减振器不仅阻尼起到蛇行能量耗散作用,其小串联刚度值对应的减振器弹性,尤其是低锥度轮轨接触状态对车辆横向稳定性影响更显著。

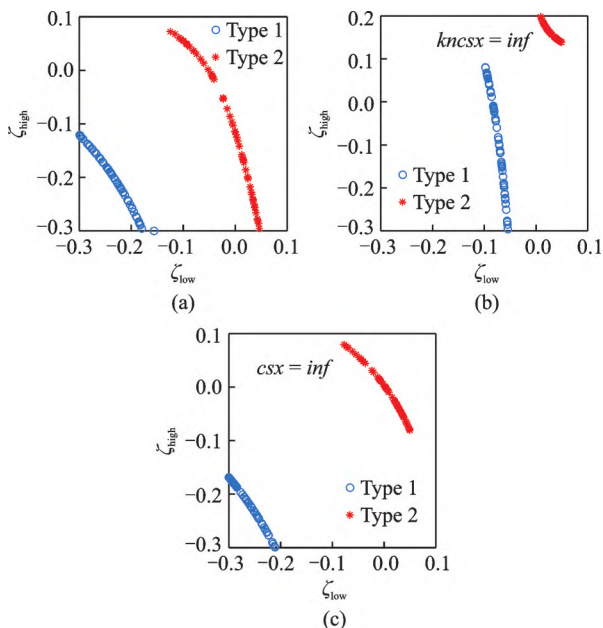


图5 两类列车对应的最优线性稳定性指标

Fig. 5 Optimal linear stability indexes of two types of vehicle

图6(a),(b)是对两类列车抗蛇行减振器参数进行多目标优化后得到的Pareto集,反映优化后参数与目标之间的关系。各子图的横轴为低锥度稳定性指标 ζ_{low} ,纵轴分别为抗蛇行减振器阻尼 csx 和串联刚度 $kncsx$ 。对于Type 1, csx 最优解分布较为集中,为给定优化参数范围的上限(与图4中较大范围的 csx 优化值不同,说明了多目标优化方法对寻找次优化解的局限),为保证Type 1良好的稳定性,需要较大的 csx ;对于Type 2, csx 最优解取值较小,分

布在 $600 \sim 1000 \text{ kN}\cdot\text{s}/\text{m}$ 。计算得到最优解与两类列车实际抗蛇行减振器阻尼值相吻合,说明了简化动力学模型与分析方法的合理性。更为重要的是,对应不同轮轨接触锥度,Type 1和Type 2抗蛇行减振器串联刚度 $kncsx$ 对车辆稳定性的影响规律一致,即 $kncsx$ 随 ζ_{low} 值的减小而减小。由此可知,为提高车辆低锥度稳定性,应减小 $kncsx$ 取值,而增大 $kncsx$ 则有利于高锥度稳定性。图6(c),(d)分别为抗蛇行减振器采用纯阻尼和纯刚度模型对应的最优 csx 和 $kncsx$,减小 csx 和 $kncsx$ 有利于列车低锥度横向稳定性。

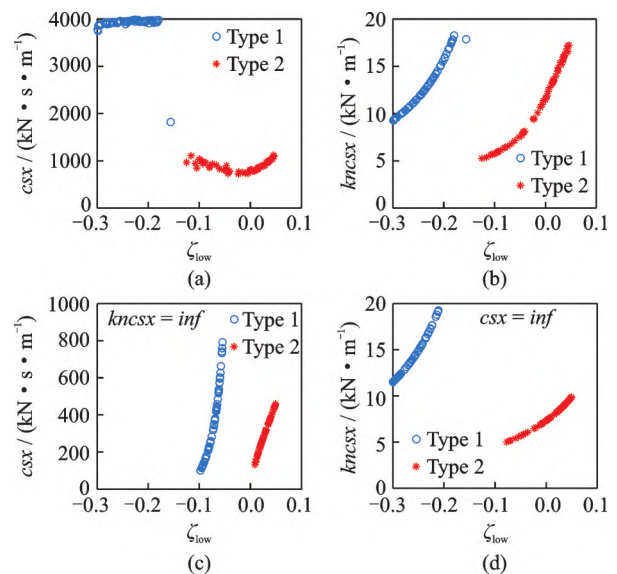
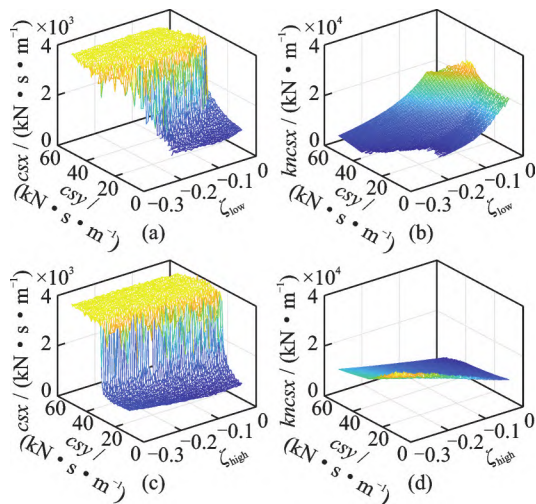


图6 最优抗蛇行减振器参数

Fig. 6 Optimal parameters for yaw damper

3.3 最优悬挂参数影响因素分析

高速列车抗蛇行减振器最优阻尼参数选取主要受二系横向减振器阻尼值的影响,与一系定位刚度关联不大^[25]。现选取二系横向减振器阻尼 csy ,分析其取值对抗蛇行减振器参数优化结果的影响。图7为不同 csy 计算得到的Pareto集, csy 取值范围为 $10 \sim 50 \text{ kN}\cdot\text{s}/\text{m}$ 。图7(a),(c)呈阶梯状分布,随着 csy 取值的增大,对应的抗蛇行减振器阻尼 csx 最优解会由较小值突变到较大值。即 csx 最优解取决于 csy ,当 csy 数值较小时, csx 最优解取值较小,一般不超过 $1000 \text{ kN}\cdot\text{s}/\text{m}$; csy 数值较大时, csx 最优解集中在优化区域上限 $4000 \text{ kN}\cdot\text{s}/\text{m}$ 附近。因此,为保证车辆良好的蛇行运动稳定性,在进行悬挂参数优化设计时,要注意抗蛇行减振器阻尼和二系横向减振器阻尼之间的匹配,即二者数值同时取较小或者较大值。 csy 对抗蛇行减振器刚度 $kncsx$ 优化解的影响不大,在 csy 较小时可实现的低锥度稳定性裕度小于 csy 取值较大时能达到的低锥度稳定性裕度,由此得

图7 不同 c_{sy} 对应的 c_{sx} 和 kn_{csx} 最优解Fig. 7 Optimal solutions of c_{sx} and kn_{csx} corresponding to different c_{sy}

出表1中两类高速列车悬挂参数匹配的主要差别。图7中反映的 kn_{csx} 对车辆稳定性的影响与前文一致,增大 kn_{csx} ,车辆低锥度稳定性随之降低,高锥度稳定性提升。

4 系统根轨迹与模态能量分析

为了深入研究高速列车抗蛇行减振器作用机制,对两类列车的车辆横向动力学线性模型根轨迹与蛇行模态能量进行分析。Type 1和Type 2在不同轮轨接触等效锥度 λ 和抗蛇行减振器刚度 kn_{csx} 对应的车辆线性系统根轨迹曲线如图8和9所示,两类列车 c_{sx} 采用图6(a)中的优化结果。图中每个‘+’号代表某个振型在某个速度下的振动频率和模

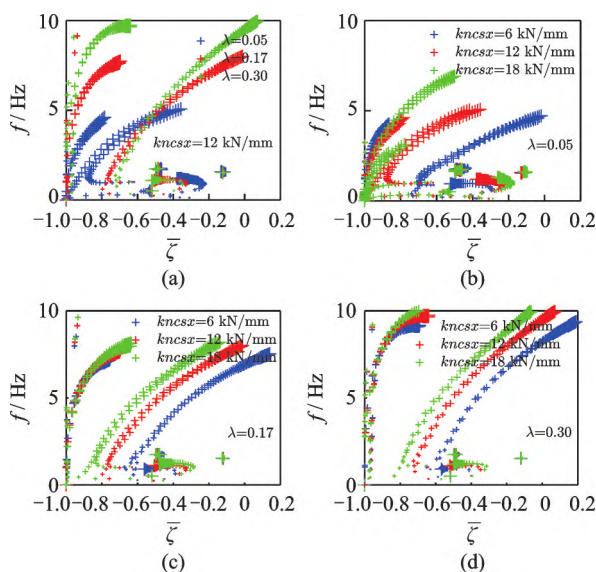


图8 Type 1随着运行速度变化的根轨迹曲线

Fig. 8 Root locus curves of Type 1 varying with operating speed

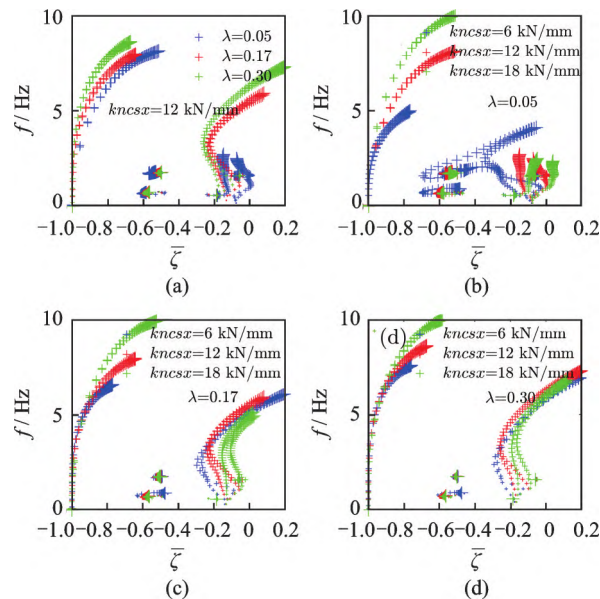


图9 Type 2随着运行速度变化的根轨迹曲线

Fig. 9 Root locus curves of Type 2 varying with operating speed

态阻尼比,较大的‘+’号表示较大的运行速度,图中速度为20~800 km/h。图中横轴表示模态阻尼比 $\bar{\zeta}$,为系统矩阵特征值的实部与特征值的模数之比, $\bar{\zeta}$ 为负值表示稳定状态, $\bar{\zeta}$ 值越小,车辆横向蛇行运动越稳定。当 $\bar{\zeta} > 0$ 时,车辆系统发生蛇行失稳。纵轴表示模态频率 f ,对应特征值虚部。文中重点分析频率小于10 Hz范围内振动模态的根轨迹。

对于Type 1,其车辆横向稳定性由两条首尾相接的类似“S”形的蛇行运动根轨迹曲线决定,其低锥度稳定性较好。对于 λ 为0.05的低锥度工况,频率约为1 Hz的低频蛇行模态(一次蛇行)的阻尼比靠近0点,决定了车辆蛇行稳定性,减小 kn_{csx} 有利于提高车辆蛇行稳定性,如图8(b)所示;对于 λ 为0.17和0.3的高锥度工况,高速工况频率大于5 Hz的蛇行模态(二次蛇行)稳定性较差,增大 kn_{csx} 有利于提高车辆蛇行稳定性,如图8(c),(d)所示。根轨迹分析得出该类列车具有高低频率的两条蛇行模态根轨迹曲线,低轮轨接触锥度时车辆低频蛇行模态(一次蛇行)决定了系统稳定性,高轮轨接触锥度时高频蛇行模态(二次蛇行)决定了系统稳定性。随着速度或轮轨接触等效锥度增加,车辆临界失稳模态由低频一次蛇行跃迁为高频的二次蛇行,即对应于车辆非线性动力学范畴的亚临界分岔特性。

对于Type 2,其车辆横向稳定性由单条类似“C”形的蛇行运动根轨迹曲线决定,该车蛇行模态阻尼比随着速度变化其变化范围较Type 1小,即具有较好的等效锥度健壮性。同样,在较低速和较高速工况,其车辆低频一次蛇行和低频二次蛇行稳定

性较差,位于中间速度的蛇行运动稳定性较好。如图9所示,与Type 1规律一致,减小 k_{ncsx} 有利于提高车辆低频一次蛇行稳定性,而增大 k_{ncsx} 有利于提高车辆高频二次蛇行稳定性。与Type 1不同的是,该类列车横向稳定性由单条根轨迹曲线的蛇行模式决定,即随着速度或轮轨接触等效锥度增加,车辆临界失稳模式由低频一次蛇行逐步演变为高频的二次蛇行,不会出现蛇行频率跃迁情况,对应车辆非线性动力学范畴的超临界分岔特性。

采用该两类匹配模式的悬挂参数对应车辆线性系统根轨迹曲线具有较大差别。根据模态能量分析,两类列车在不同运行速度时对应的车体和转向架蛇行能量占比如图10所示。图中暗红色表示车体蛇行能量占整车的100%,反之,蓝色部分表示转向架蛇行能量占比较高。可见,两类列车低频一次蛇行车体蛇行运动能量较大,而高频二次蛇行以转向架蛇行运动为主。列车实际运行中,当横向稳定性较差或发生失稳时,前者以低频车体蛇行造成的“晃车”现象为主;后者以高频转向架蛇行造成的“抖车”现象为主。根据不同频段车辆蛇行能量占比及抗蛇行减振器参数优化规律,可以归纳高速列车抗蛇行减振器的作用机制:轮轨接触等效锥度较低时,车辆蛇行运动为以车体蛇行能量为主的低频一次蛇行,较小的抗蛇行减振器刚度减小了车体与转向架之间的牵连作用,有利于转向架稳定运行;而当等效锥度较高时,以转向架蛇行能量为主,较大抗蛇行减振器刚度有利于相对静止的车体抑制转向架蛇行运动,提高列车运行横向稳定性。转向架蛇行频率与能量随轮轨接触等效锥度增大而增大,基于抗蛇行减振器的最优能量耗散条件,相应的抗蛇行减振器

串联刚度需增加。

5 抗蛇行减振器频变刚度及影响

传统固定刚度及阻尼参数油液抗蛇行减振器,其随作用频率增加的动态刚度幅度增加有限,不易兼顾较大轮轨接触等效锥度范围内车辆横向稳定性的要求,极端轮轨接触状态车辆横向稳定性较差。频变刚度抗蛇行减振器通过串联频变刚度弹性元件,在一定频率范围内可实现减振器较大幅度的动刚度。低锥度工况条件下较小的抗蛇行减振器串联刚度满足车辆低锥度稳定性要求;同时,高锥度工况条件下较大的减振器刚度有利于提高车辆高锥度稳定性。因而频变刚度抗蛇行减振器可自动调整参数,使高速列车在不同轮轨接触状态下具有较强的横向稳定性。

针对Type 1和Type 2型高速列车,优化两种频变刚度曲线如图11所示,减振器刚度随着频率增加而增加,Type 1相对于Type 2,其动刚度幅值需求较大。液压橡胶关节(衬套)内设有液体腔和阻尼通道,如图12所示,通过液体阻尼特性实现其低频低刚度和高频高刚度的动态特性,其频变刚度特性正适合高速列车抗蛇行减振器于不同作用频率下提高车辆横向稳定性的要求。通过改变液体腔的大小、流道的位置、数量和形状等方式实现不同频变刚度特性。液压橡胶关节(衬套)在汽车发动机和底盘控制臂等领域有着成熟的应用,将其通过适应性改进后,应用于高速列车抗蛇行减振器两端橡胶关节具

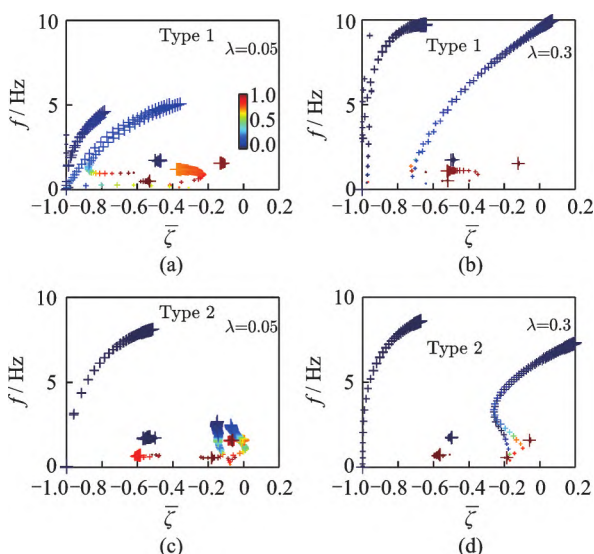


图10 车体与转向架模态能量占比

Fig. 10 Proportion of modal energy between carbody and bogie

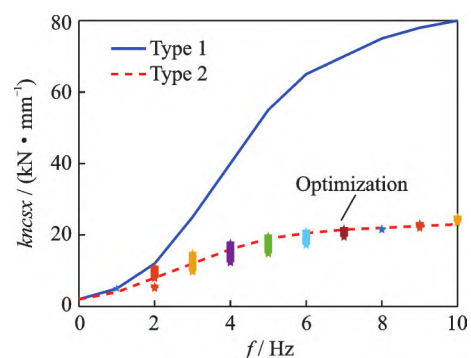


图11 抗蛇行减振器频变串联刚度

Fig. 11 Frequency-dependent series stiffness of yaw damper

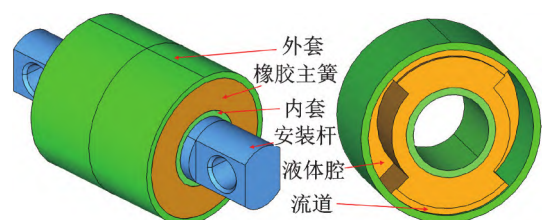


图12 液压橡胶关节结构示意图

Fig. 12 The structure of hydraulic rubber joint

有结构可行和技术可靠的优点。将液压橡胶关节替换原高速列车采用的固定参数抗蛇行减振器橡胶关节,以满足不同轮轨接触状态下车辆稳定性对抗蛇行减振器频变刚度特性的要求。除此以外,利用减振器内部特殊阀结构,可以实现减振器的频变刚度和阻尼特性,如KONI公司的FSS和FSD系列减振器。

保持车辆其他悬挂参数不变,抗蛇行减振器分别采用图11中频变刚度曲线(SDF)和定刚度(Const)参数对两类列车的横向稳定性进行分析。对于频变刚度模型进行线性系统分析,可沿着频变刚度曲线通过迭代方法搜索到稳定的系统振动频率与串联刚度值。绘制随轮轨接触等效锥度变化的车辆系统根轨迹曲线,如图13所示。图中较大符号圆表示较大等效锥度 λ ,其计算范围为0.02~0.6。重点分析频率低于10 Hz车辆蛇行模态根轨迹曲线,如图13(c),(d)所示。

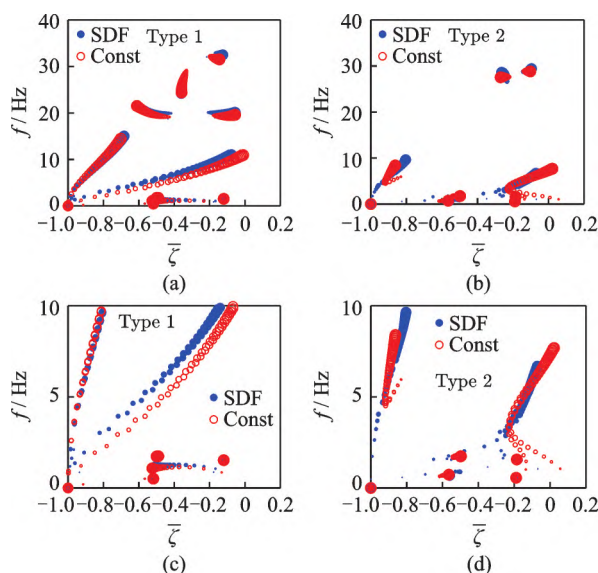


图13 车辆等效锥度变化的根轨迹曲线

Fig. 13 Root locus curves of vehicle varying with equivalent conicity

对比可知,采用具有频变刚度特性的抗蛇行减振器可以明显改善极端轮轨接触锥度状态下车辆的横向稳定性,尤其对于Type 2型列车,其车辆低锥度横向稳定性显著增强,减小了列车低频晃车的风险;同样,车辆高轮轨接触锥度时横向稳定性也有改善。因此,频变刚度抗蛇行减振器对于高速列车具有实际工程意义,能够自动调整参数,对改善不同轮轨接触状态高速列车稳定性具有显著的效果。

6 结论

(1) 考虑实际结构及其他影响因素,抗蛇行减

振器具有阻尼和刚度双重特性,采用阻尼和刚度串联的Maxwell黏弹性模型可以模拟正常工作条件下减振器的频变特性;减振器存在最优能量耗散条件,即当减振器作用圆频率等于串联刚度与阻尼的比值时,减振器的能量耗散功率最大。

(2) 针对国内运行的两类典型高速列车进行抗蛇行减振器参数优化和车辆横向稳定性分析,对于Type 1,抗蛇行减振器阻尼在较大范围内对车辆稳定性影响不明显,而Type 2阻尼参数的影响较大,减振器能量耗散特性对车辆稳定性影响明显,基于最优耗散理论实现抗蛇行减振器串联刚度与阻尼的匹配,即刚度与阻尼比值等于车辆蛇行运动圆频率。

(3) 随着车辆蛇行运动频率增加,两类高速列车优化的减振器刚度值需增加。轮轨接触等效锥度较低时,车体蛇行能量较大,较小的抗蛇行减振器等效刚度减小了车体与转向架之间的牵连作用,有利于转向架稳定运行;而当等效锥度较高时,以高频转向架的蛇行能量为主,较大抗蛇行减振器等效刚度有利于车体对转向架蛇行运动的抑制。

(4) 提出串联液压橡胶关节增强抗蛇行减振器频变刚度特性的结构方案,针对高速列车优化频变刚度曲线,对整车稳定性进行分析。结果表明,应用频变刚度抗蛇行减振器可实现列车在不同车轮踏面磨损阶段和轮轨接触状态的自适应稳定性,改善极端轮轨接触状态下车辆的横向动力学性能,并可降低对车轮踏面和钢轨廓形维护的要求,减小高速列车运维成本。

参考文献:

- [1] YAO Y, LI G, WU G S, et al. Suspension parameters optimum of high-speed train bogie for hunting stability robustness[J]. International Journal of Rail Transportation, 2020, 8(3): 195-214.
- [2] CHEN X W, YAO Y, SHEN L J, et al. Multi objective optimization of high speed train suspension parameters for improving hunting stability [J]. International Journal of Rail Transportation, 2022, 10(2): 159-176.
- [3] 朴明伟, 樊令举, 梁树林, 等. 基于轮轨匹配的车辆横向稳定性分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 22-28. PIAO Mingwei, FAN Lingju, LIANG Shulin, et al. Vehicle lateral stability analysis based on wheel/rail match[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 22-28.
- [4] 朴明伟, 刘德柱, 郭强, 等. 德国ICE快铁运用及其对轮配技术条件制约性[J]. 大连交通大学学报, 2016, 37(2): 38-42.

- PIAO Mingwei, LIU Dezhu, GUO Qiang, et al. German ICE rapid rails and wheel-rail matching conditionality[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2016, 37(2):38-42.
- [5] 朴明伟, 梁树林, 方照根, 等. 高速转向架非线性与高铁车辆安全稳定性裕度[J]. 中国铁道科学, 2011, 32(3):86-92.
- PIAO Mingwei, LIANG Shulin, FANG Zhaogen, et al. The non-linearity of high-speed bogie and the safety stability margin of high-speed railway vehicles[J]. China Railway Science, 2011, 32(3):86-92.
- [6] ALOSO A. Yaw damper modeling and its influence on the railway stability [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(9):1367-1387.
- [7] 张振先, 杨东晓, 池茂儒. 抗蛇行减振器的模型研究[J]. 机械, 2015, 42(7):1-4.
- ZHANG Zhenxian, YANG Dongxiao, CHI Maoru. Study on calculation model of anti-yaw damper[J]. Machinery, 2015, 42(7):1-4.
- [8] 郭兆团, 池茂儒, 徐腾养. 抗蛇行减振器功率及动态特性研究[J]. 铁道机车车辆, 2017, 37(6):20-25.
- GUO Zhaotuan, CHI Maoru, XU Tengyang. Research on yaw damper dynamic damping power and the dynamic characteristics [J]. Railway Locomotive & Car, 2017, 37(6):20-25.
- [9] WANG W L, HUANG Y, YANG X J, et al. Non-linear parametric modeling of a high-speed rail hydraulic yaw damper with series clearance and stiffness[J]. Non-linear Dynamics, 2011, 65(1-2):13-34.
- [10] PRADA J G, ALONSO A, VINOLAS J, et al. Gas dampers: model development and potential ride performance evaluation [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(1-2):199-218.
- [11] 肖乾, 李清华, 王成国, 等. 铁道车辆液压减震器结构参数对其阻尼特性影响研究[J]. 铁道学报, 2014, 36(10):21-27.
- XIAO Qian, LI Qinghua, WANG Chengguo, et al. Research on influence of railway vehicle hydraulic shock absorber structure parameters on damping characteristic [J]. Journal of the Railway Society, 2014, 36(10):21-27.
- [12] 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 influence of the yaw damper parameters on the vehicle stability[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6):1155-1160.
- [13] GÖTZ G, POLACH O. Verification and validation of simulations in a rail vehicle certification context[J]. International Journal of Rail Transportation, 2018, 6(2):83-100.
- [14] 于曰伟, 周长城, 赵雷雷. 高速客车抗蛇行减振器阻尼匹配的解析研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(2):159-168.
- YU Yuewei, ZHOU Changcheng, ZHAO Leilei. Analytical research of yaw damper damping matching for high-speed train [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(2):159-168.
- [15] 孙晨龙, 周素霞, 秦震, 等. 车间纵向减振器特性参数对高速动车组动力学性能的影响研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(24):170-176.
- SUN Chenlong, ZHOU Suxia, QIN Zhen, et al. Research on influence of the characteristic parameter of inter-vehicle longitudinal damper on dynamic performance of high speed EMUs [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(24):170-176.
- [16] 何远, 王勇. 抗蛇行减振器串联刚度对高速动车组运行稳定性的影响[J]. 机车电传动, 2015(3):26-29.
- HE Yuan, WANG Yong. Influence of anti-yaw damper series stiffness on running stability of high-speed EMUs [J]. Electric Drive for Locomotives, 2015(3):26-29.
- [17] 秦震, 周素霞, 孙晨龙, 等. 减振器特性参数对高速动车组临界速度的影响研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(6):138-144.
- QIN Zhen, ZHOU Suxia, SUN Chenlong, et al. Influence of hydraulic shock absorber characteristic parameters on the critical speed of high-speed trains [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(6):138-144.
- [18] CUI D B, LI L, JIN X S, et al. Influence of vehicle parameters on critical hunting speed based on Ruzicka model [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(3):536-542.
- [19] PARK J H. Parametric study of lateral stability for a railway vehicle [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25(7):1657-1666.
- [20] SUAREZ B, MERA J M, MARTINEZ M L, et al. Assessment of the influence of the elastic properties of rail vehicle suspensions on safety, ride quality and track fatigue [J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2013, 51(2):280-300.
- [21] BRAGHIN F, BRUNII S, RESTA F. Active yaw damper for the improvement of railway vehicle stability and curving performances: simulations and experimental results [J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(11):857-869.
- [22] 金天贺, 刘志明, 任尊松, 等. 高速列车半主动悬挂可变刚度和阻尼减振器适应性研究[J]. 振动工程学报, 2020, 33(4):772-783.
- JIN Tianhe, LIU Zhiming, REN Zunsong, et al. Adaptability of variable stiffness and damping shock ab-

- sorber for semi-active suspension of high speed train[J]. Journal of Vibration Engineering, 2020, 33 (4) : 772-783.
- [23] 金天贺, 刘志明, 任尊松, 等. 高速列车可变阻尼抗蛇行减振器适应性研究[J]. 振动工程学报, 2019, 32 (2):350-358.
- JIN Tianhe, LIU Zhiming, REN Zunsong, et al. Adaptability research of variable damping of anti-yaw damper in high speed train[J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(2):350-358.
- [24] MOUSAVI B S M, BERBYUK V. Multi-objective optimization of bogie suspension to boost speed on curves [J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 54(1):1-27.
- [25] 姚远, 陈相旺, 李广, 等. 高速列车抗蛇行减振器参数的多目标优化研究[J]. 西南交通大学学报, 2021, 56 (6): 1298-1304.
- YAO Yuan, CHEN Xiangwang, LI Guang, et al. Multi-objective optimization of yaw damper parameters for high-speed train [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2021, 56(6): 1298-1304.
- [26] 姚远, 任铖名, 陈相旺, 等. 基于频域平稳性的高速机车悬挂参数优化匹配[J]. 西南交通大学学报, 2021. DOI:10.3969/j.issn.0258-2724.20200753.
- YAO Yuan, REN Chengming, CHEN Xiangwang, et al. Suspension parameters optimum of high-speed locomotive base on frequency domain riding index[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2021. DOI: 10.3969 /j.issn.0258-2724.20200016.
- [27] Deb K, Pratap A, Agarwal S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II [J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6 (2): 182-197.

Mechanism analysis of yaw damper in high-speed train and frequency-dependent stiffness application

YAO Yuan¹, CHENG Jun¹, ZHANG Ming-yang¹, SHEN Long-jiang²

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

2.Bogie R&D Department, CRRC Zhuzhou Electric Locomotive Co. Ltd., Zhuzhou 412001, China)

Abstract: In order to investigate the action mechanism of the high-speed train yaw damper and provide theoretical guidance for selecting the optimal damper parameters. The frequency-dependent characteristics of the damper and the optimal energy dissipation conditions are analyzed. The yaw damper parameters are optimized with multi-objective based on two types of typical high-speed train lateral dynamic models. The linear system stability and modal energy of the vehicle are comparatively analyzed to summarize the action mechanism of yaw damper. The conclusions are as follows: Not only the damping of yaw damper dissipates the vehicle hunting energy, but also the stiffness characteristic has a more significant impact on the vehicle lateral stability. The stiffness of the yaw damper should be increased with the increasing of hunting frequency. The mechanism of yaw damper equivalent stiffness characteristic is explained with the modal energy distribution and implicative effect between the car-body and the bogie. Besides, the matching of the yaw damper series stiffness and damping is realized according to the optimal energy dissipation theory. The design ideas and the structure scheme of frequency-dependent stiffness yaw damper are proposed, and the optimization of frequency-dependent stiffness curves as well as the vehicle system stability analysis is carried out. It is shown that the frequency-dependent stiffness yaw damper can significantly improve the vehicle lateral stability under different wheel-rail contact conditions, reducing the risk of low-frequency lateral sway and high-frequency shaking of high-speed train, which plays a positive role in the realization of vehicle adaptive stability in different wear stages of the wheel tread.

Key words: yaw damper; frequency-dependent stiffness; modal analysis; high-speed train; lateral stability

作者简介: 姚远(1983—),男,博士,研究员。E-mail: yyuan8848@163.com。