



考虑减振器节点刚度的半主动控制 对25T型客车动力学性能的影响

侯宇轩¹, 黄志辉¹, 陈学景², 田明洁¹, 江 慧¹, 延博瀚¹
(1. 西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610031;
2. 中国铁路济南局集团有限公司 济南车辆段, 山东 济南 250001)

摘要: 为了改善25T型客车运行时的横向平稳性能, 文章基于开关型天棚阻尼半主动控制策略, 利用MATLAB/Simulink软件搭建了二系横向减振器模型, 并联合多体动力学软件Simpack进行动力学仿真分析。在传统半主动控制模型的基础上, 考虑减振器节点刚度对半主动控制效果的影响, 并对比分析了被动控制、传统半主动控制和考虑节点刚度的半主动控制对车辆的运行平稳性、运行稳定性和曲线通过性能的影响, 分析时滞对控制效果的影响。仿真结果表明, 半主动控制可以很好地改善车辆横向平稳性能, 但是会降低车辆的非线性临界速度。其中, 相较于被动控制, 采用传统半主动控制与考虑节点刚度的半主动控制的横向平稳性指标分别降低了14.5%与15.8%, 非线性临界速度分别降低了8.09%与6.94%, 而两者对车辆的曲线通过性能影响不大, 均有足够的安全裕度。为保证半主动控制的效果, 应将系统响应时滞控制在80 ms以内。

关键词: 半主动控制; 二系横向减振器; 节点刚度; 动力学性能; 响应时滞; 轨道不平顺; 仿真

中图分类号: U270.1⁺1

文献标志码: A

文章编号: 1000-128X(2025)02-0064-10

0 引言

普速客车和高速动车组在保证足够运行稳定性的前提下会追求更高的运行平稳性, 车辆悬挂方式及其悬挂参数的选取是提高列车运行平稳性的关键。当前, 被动控制作为车辆主要的悬挂方式被广泛使用, 其具有结构简单、可靠和经济性好等优点, 但是由于运营里程的增加、服役环境的复杂性和车辆参数的时变特性, 使被动控制对环境变化适应能力不足。针对该问题, 相关学者提出了半主动悬挂的概念, 其能够根据线路和运行状况实时调整悬挂参数, 使车辆具有更好的运行平稳性^[1-3]。

半主动悬挂最早由 Karnopp 于 20 世纪 70 年代提出^[4], 当前国内外学者已经对半主动悬挂进行了大量的

研究以及改进, 同时该技术也在实际工程中得到成功应用^[5-9]。

据中国铁路济南局集团有限公司济南车辆段反映, 在秦沈客运专线运行的25T型软卧车以110~130 km/h运行时会出现振动过大的现象, 从而引起旅客投诉, 车辆横向平稳性能下降明显。研究发现, 即使对减振器进行参数优化, 依然无法缓解该现象, 因此考虑采用二系横向减振器半主动控制来改善其横向平稳性能。目前, 针对半主动控制的减振器阻尼性能研究较多, 但是考虑半主动控制的减振器节点刚度对减振性能影响的研究较少。本文将利用多体动力学软件Simpack建立车辆动力学模型, 对比被动控制、传统半主动控制和考虑节点刚度的半主动控制对车辆动力学性能的影响, 探究一种简单、可靠、经济、适应秦沈客运专线运行的半主动控制方式。

基金项目: 四川省自然科学基金项目 (2022NSFSC0035)

通信作者: 黄志辉, 男, 工学博士, 研究员, 硕士生导师, 主要从事机车车辆设计及理论、车辆系统动力学、结构与强度等方面的研究;
E-mail: hzh_95@163.com

引用格式: 侯宇轩, 黄志辉, 陈学景, 等. 考虑减振器节点刚度的半主动控制对25T型客车动力学性能的影响[J]. 机车电传动, 2025(2): 64-73. DOI: 10.13890/j.issn.1000-128X.2025.02.007.

Citation: HOU Yuxuan, HUANG Zhihui, CHEN Xuejing, et al. Effect of semi-active control utilizing damper joint stiffness on the dynamic performance of 25T passenger cars[J]. Electric drive for locomotives, 2025(2): 64-73. DOI: 10.13890/j.issn.1000-128X.2025.02.007.

1 计算模型

采用多体动力学软件 Simpack 建立车辆动力学模型, 该模型主要由1个车体、2个构架、4个轮对和一系、二系悬挂系统组成。根据车辆的振动特征, 把车体、构架、轮对简化为刚体, 一系、二系悬挂系统简

化为弹簧和阻尼力元; 车体、构架和轮对考虑伸缩、横移、沉浮、点头、摇头和侧滚6个自由度, 轴箱仅考虑点头自由度, 共计50个自由度。车辆动力学主要参数如表1所示, 车辆动力学模型分别如图1和图2所示。采用功率谱密度来描述秦沈客运专线轨道不平顺, 根据文献[10]中的功率谱密度拟合表达式和文献[11]中的特征参数建立所需的功率谱密度函数。

表1 车辆动力学主要参数

Table 1 Main dynamics parameters of passenger car

参数名称	参数值	参数名称	参数值或说明
一系垂向减振器节点刚度 (每轴箱) / (kN·m ⁻¹)	4 900	车轮踏面廓形	LMA
一系垂向减振器阻尼 (每轴箱) / (kN·s·m ⁻¹)	15	钢轨轨头廓形	CN60
抗蛇行减振器等效阻尼 (转向架每侧) / (kN·s·m ⁻¹)	250	车辆定距/mm	18 000
二系纵向刚度 (每空气弹簧) / (kN·m ⁻¹)	200	转向架轴距/mm	2 500
二系横向刚度 (每空气弹簧) / (kN·m ⁻¹)	200	车轮滚动圆直径/mm	915
二系垂向刚度 (每空气弹簧) / (kN·m ⁻¹)	310	车轮等效锥度 (新轮)	0.05
二系垂向阻尼 (转向架每侧) / (kN·s·m ⁻¹)	80	车轮等效锥度 (磨耗轮)	0.15, 0.25, 0.35
二系横向减振器节点刚度/(kN·m ⁻¹)	17 150	二系横向止挡刚度/(MN·m ⁻¹)	0.6
二系横向减振器阻尼/(kN·s·m ⁻¹)	80	二系横向止挡间隙/mm	40
抗蛇行减振器节点刚度/(kN·m ⁻¹)	6 820		

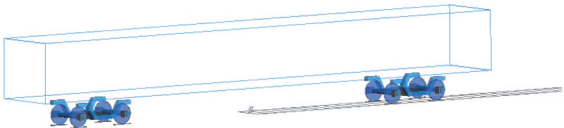


图1 车辆动力学模型1

Fig. 1 Vehicle dynamics model 1

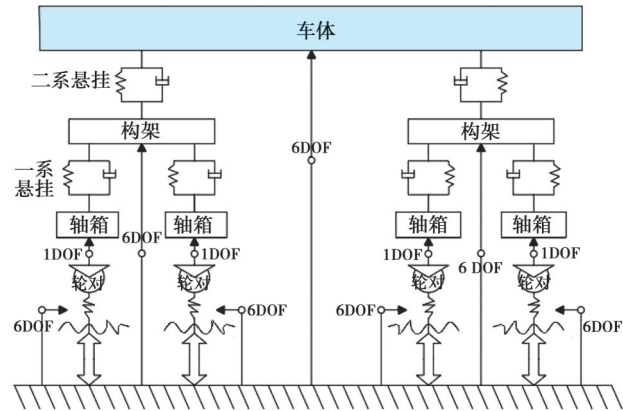


图2 车辆动力学模型2

Fig. 2 Vehicle dynamics model 2

2 天棚阻尼半主动控制仿真模型

2.1 天棚阻尼控制原理

天棚阻尼控制的基本思想是假设车体振动可以通过连接在车体与虚拟墙壁之间的减振器进行控制, 但是由于在实际悬架上无法直接应用, 因此通常采用无源可控减振器代替虚拟减振器, 控制原理参考文献[12]中的图6。

当车体相对于构架的速度 $v_1 - v_2$ 与构架的绝对速度

v_2 方向相同时, 减振器提供的阻尼力 F_s 与车体振动方向相反, 此时天棚阻尼取最大值来抑制车体的横向振动; 而当车体相对于构架的速度 $v_1 - v_2$ 和构架的绝对速度 v_2 方向相反时, 减振器提供的阻尼力与车体振动方向相同, 会导致车体振动加剧, 此时应选取最小天棚阻尼系数来减少车体的横向振动^[12]。

考虑经济效益和安装空间等因素, 选用开关型天棚阻尼半主动控制策略, 其阻尼调节规律为

$$C_s = \begin{cases} C_{\max}, & v_1(v_1 - v_2) > 0 \\ C_{\min}, & v_1(v_1 - v_2) \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: v_1 为车体横向绝对速度, m/s; v_2 为构架横向绝对速度, m/s; C_s 为减振器阻尼, kN·s/m; $C_{\max}$ 为最大天棚阻尼, kN·s/m; $C_{\min}$ 为最小天棚阻尼, kN·s/m。

2.2 Simulink 仿真模型

根据式(1)在 MATLAB/Simulink 中搭建开关型天棚阻尼控制模型, 如图3所示。该模型忽略了减振器两端节点刚度对减振器输出阻尼力的影响, 而实际上减振器的输出阻尼力不仅与减振器两端的速度有关, 还会受到其两端节点刚度的影响。横向减振器经典的数学模型为 Maxwell 模型, 如图4所示。

图4所示减振器的动态特性可以表示为

$$m\ddot{x}_0 = k[x(t) - x_0(t)] - C_a\dot{x}_0(t) \quad (2)$$

由于活塞质量很小, 因此忽略活塞的惯性力, 式(2)可以简化为

$$C_a\dot{x}_0(t) = k[x(t) - x_0(t)] \quad (3)$$

那么, 减振器的输出阻尼力可以表示为

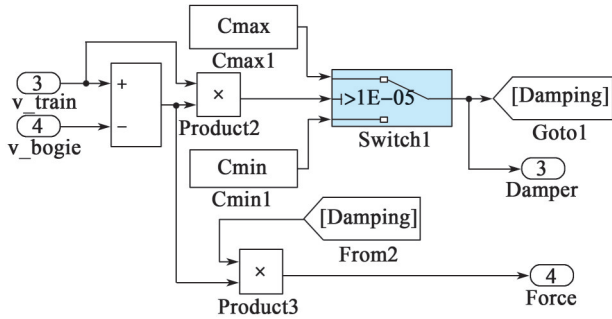


图3 开关型天棚阻尼控制模型

Fig. 3 On-off skyhook damping control model

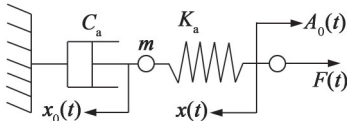


图4 减振器 Maxwell 模型

Fig. 4 Maxwell model of damper

$$F = C_a \dot{x}_0(t) = k[x(t) - x_0(t)] \quad (4)$$

式中： C_a 为阻尼； m 为活塞质量； k 为减振器橡胶节点、油液等串联等效刚度； $x_0(t)$ 为活塞位移； $x(t)$ 为车体相对于构架的横向位移。

根据式(2)~式(4)，建立减振器输出力与两端速度关系的 Simulink 模型，如图5所示。

2.3 仿真模型的验证

为验证 Simpack 模型的正确性，对比实测车体垂向振动加速度有效值和仿真结果，如图6所示。由图6可知，仿真车体垂向振动加速度幅值与实测车体垂向振动加速度幅值误差均在5%以内，验证了车辆仿真模型

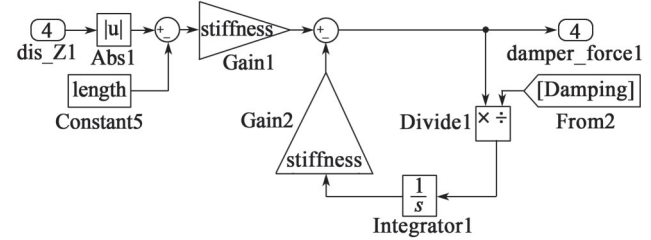


图5 减振器模型

Fig. 5 Damper model

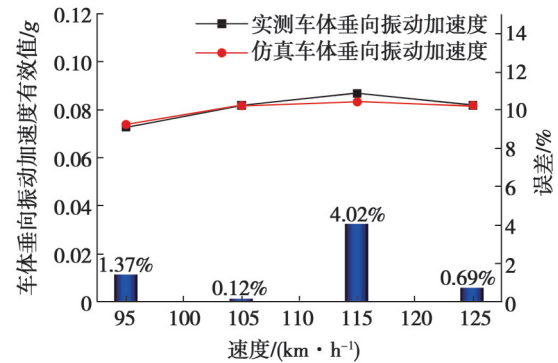


图6 车体垂向振动加速度对比验证

Fig. 6 Comparative verification of carbody vertical vibration acceleration

的正确性。

为验证 Simpack 和 MATLAB/Simulink 联合仿真模型的正确性与可行性，搭建联合仿真模型，如图7所示， $C_{\max}$ 、 $C_{\min}$ 均取实车横向减振器的阻尼，对比被动控制、传统半主动控制和考虑节点刚度的半主动控制这3种控制方式下车体与构架的横向振动加速度，结果如图8所示。

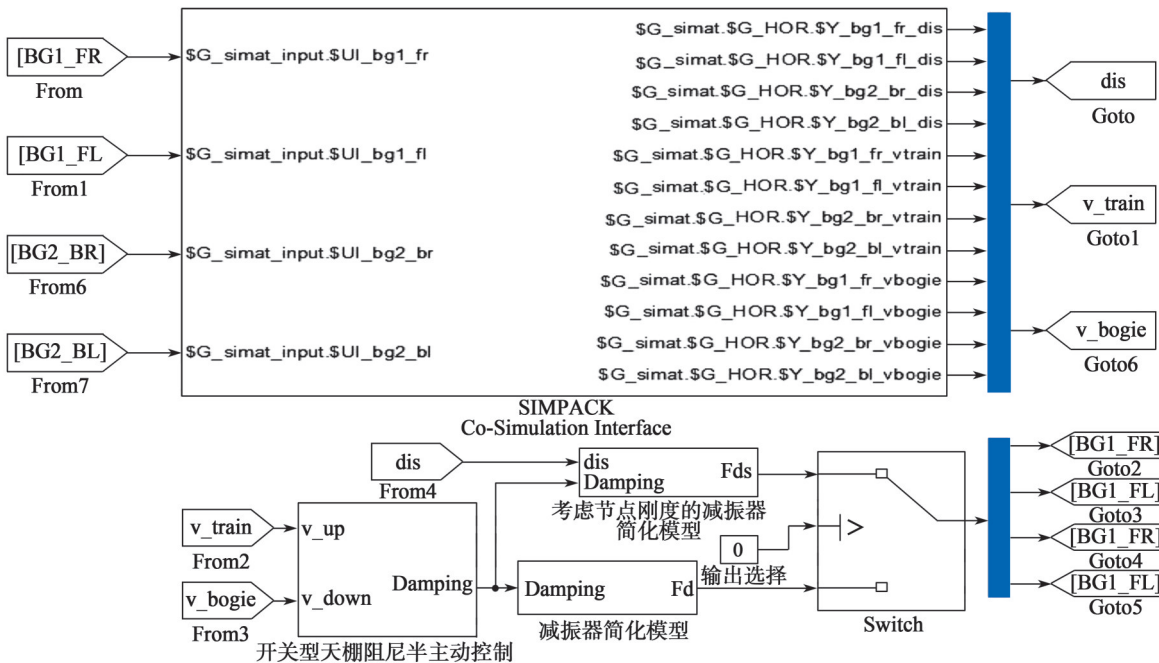
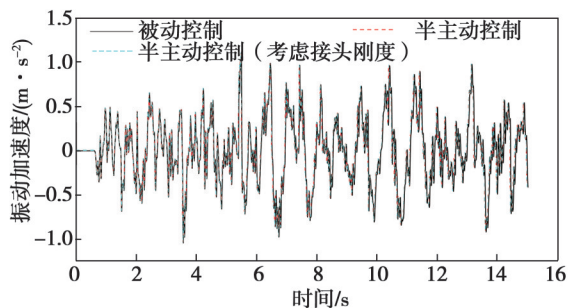
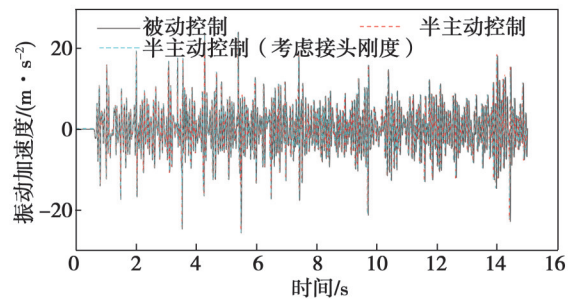


图7 联合仿真模型

Fig. 7 Joint simulation model



(a) 车体横向振动加速度



(b) 构架横向振动加速度

图8 不同控制方式下的车体横向振动加速度

Fig. 8 Carbody lateral vibration accelerations under different control modes

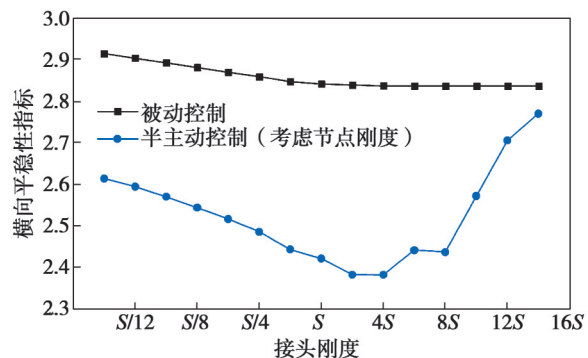
由图8可知, 3种控制方式下车体与构架的横向振动加速度仿真结果基本一致, 验证了采用Simulink和MATLAB/Simulink联合仿真模型的正确性与可行性。

3 动力学性能仿真分析

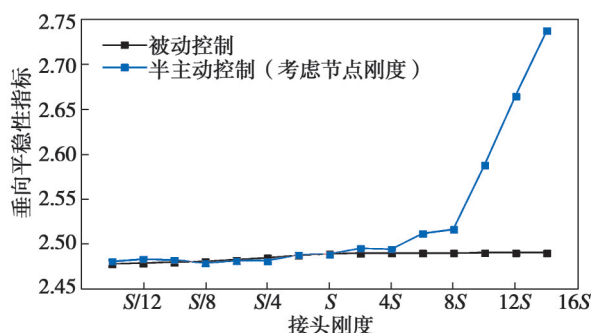
3.1 运行平稳性

根据前文所述, 减振器两端节点刚度对半主动控制的控制效果会产生一定的影响, 因此有必要对其进行分析。根据铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范^[13]中对平稳性指标的评定, 对于客车和动车组, 平稳性指标“ $W \leq 2.50$ ”为“优”, “ $2.50 < W \leq 2.75$ ”为“良好”, “ $2.75 < W \leq 3.00$ ”为“合格”, 取“合格”最大值3.00作为指标限值。为评估车辆减振器两端节点刚度对平稳性指标的影响, 令实车二系横向减振器的节点刚度为 S , 以直线运行速度120 km/h的车辆施加在秦沈客运专线轨道激励为例, 仿真计算减振器两端节点刚度与平稳性指标之间的关系, 如图9所示。

由图9(a)可知: ①在被动控制条件下, 当横向减振器节点刚度低于 $4S$ 时, 横向平稳性指标呈现缓慢降低的趋势; 当横向减振器节点刚度大于 $4S$ 时, 横向平稳性指标基本保持不变。②在考虑节点刚度的半主动控制条件下, 横向减振器的节点刚度由 $S/14$ 增大至 $4S$ 时, 车辆的横向平稳性指标的变化趋势与被动控制基本一致, 但斜率较大; 而当节点刚度取值大于 $4S$ 后, 车辆的横向平稳性指标则会随着刚度的增加而快速升高。



(a) 横向平稳性指标



(b) 垂向平稳性指标

图9 节点刚度对平稳性指标的影响

Fig. 9 Effect of joint stiffness on Sperry index

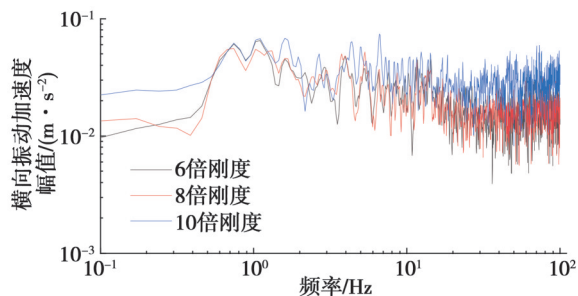
由图9(b)可知: ①在被动控制条件下, 垂向平稳性指标受横向减振器节点刚度的影响很小。②对于考虑节点刚度的半主动控制方式而言, 当横向减振器节点刚度取 $S/14 \sim 4S$ 时, 车辆的垂向平稳指标与被动控制基本一致; 当取值大于 $4S$ 后, 车辆的垂向平稳性指标会快速升高。

综上所述, 当横向减振器的节点刚度取值范围为 $2S \sim 4S$ 时, 对车辆横向平稳性最为有利, 同时又能保证其垂向平稳性; 当横向减振器的节点刚度分别取 $2S$ 和 $4S$ 时, 考虑节点刚度的半主动控制对横向平稳性指标优化率分别为16.07%与16.11%, 后者略优于前者, 故选取 $4S$ 作为算例。

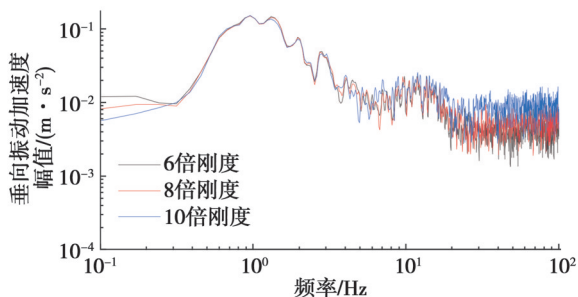
为探究在半主动控制条件下和节点刚度取值大于 $4S$ 后, 车辆平稳性指标快速升高的原因, 对减振器节点刚度分别为 $6S$ 、 $8S$ 和 $10S$ 的车体振动加速度进行频域分析, 结果如图10所示。

由图10(a)和10(b)可知, 当减振器刚度为 $10S$ 时, 车辆在1 Hz附近的振动加速度幅值基本不变, 但在10 Hz以上的高频部分其振动幅值明显增加。从分析结果可以得出, 该现象是由二系横向减振器的刚度过大所致。因为刚度过大, 无法衰减高频振动, 高频振动直接传递到车体, 使其振动加剧。

除减振器两端节点刚度外, 天棚阻尼对半主动控制的控制效果也有非常大的影响, 因此有必要对不同天棚阻尼的控制效果进行对比分析, 从而选出最佳的



(a) 横向振动加速度幅值



(b) 垂向振动加速度幅值

图 10 不同节点刚度对车体振动加速度幅值的影响

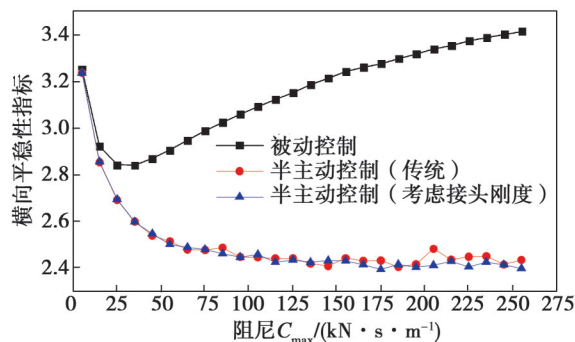
Fig. 10 Effect of different joint stiffness on the amplitude of carbody vibration acceleration

阻尼。以直线运行速度 120 km/h 的车辆施加在秦沈客运专线轨道激励为例，对比分析不同控制方式下天棚阻尼对车辆横向、垂向平稳性能的影响。考虑减振器在实际工作中不会完全失效，因此在充分考虑减振器阻尼的情况下，选取 $3 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 作为最小天棚阻尼。仿真结果如图 11 所示。

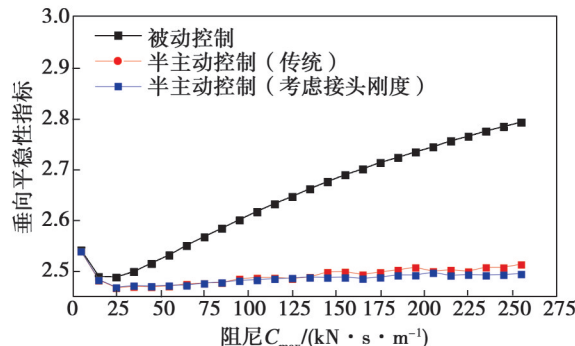
由图 11(a)可知，当阻尼取 $25 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 时，被动控制下的横向平稳性指标最小为 2.84，属于“合格”；当阻尼取值超过 $25 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 时，车辆的横向平稳性指标会快速上升；当采用传统半主动控制和考虑减振器节点刚度的半主动控制时，车辆的横向平稳性指标随着 $C_{\max}$ 的增大逐渐降低，当阻尼取值大于 $125 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 时，横向平稳性指标逐渐趋于稳定。

由图 11(b)可知，垂向平稳性的变化趋势与横向平稳性基本一致，但变化幅度明显变小。当采用半主动控制时，不同的阻尼对车辆的垂向平稳性影响不大，因此下面仅对车体的横向振动控制效果进行分析。当最大天棚阻尼取 $125 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 时，车辆的横向、垂向平稳指标分别为 2.42 和 2.48，属于“优”。考虑减振器本身的阻尼特性和上述分析结果，取 $125 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ 作为最大天棚阻尼。

半主动控制的控制效果与车辆的运行速度密切相关^[5]。此外，车辆在运行一段时间后，车轮会出现不同程度的磨损，为保证半主动控制对磨损车轮的车辆控制效果，对比车辆车轮分别采用等效锥度 0.05、0.15、0.25、0.35 的车轮踏面在不同速度与不同控制方式下的横向平稳性指标，结果如图 12 所示。



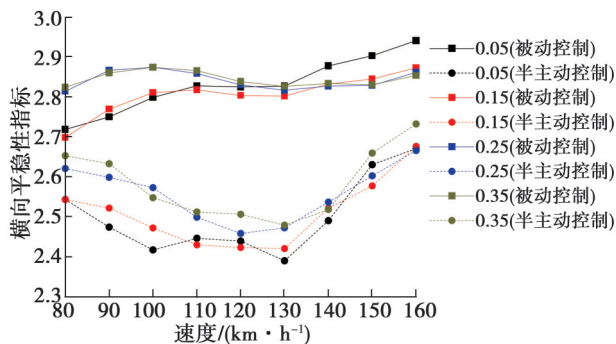
(a) 横向平稳性指标



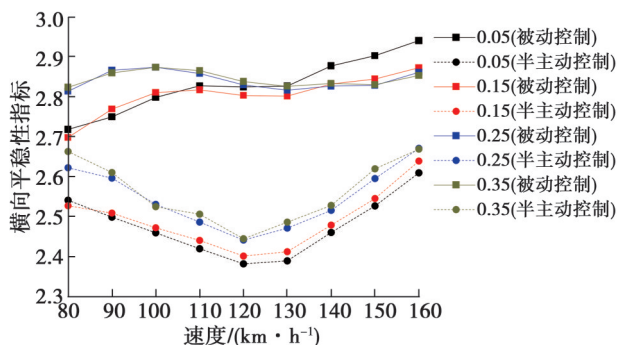
(b) 垂向平稳性指标

图 11 不同阻尼系数下不同控制方式对平稳性指标的影响

Fig. 11 Effect of different control modes on Sperling index with various damping coefficients



(a) 半主动控制(传统)



(b) 半主动控制(考虑节点刚度)

图 12 不同速度下不同控制方式对横向平稳性指标的影响

Fig. 12 Effect of different control modes on lateral Sperling index at various speeds

由图 12 可知，在速度 80~120 km/h 内，半主动控制的控制效果会随着速度的增加而逐渐增加；在速度

120~160 km/h内, 半主动控制的控制效果会随着速度的增加而逐渐降低; 同时, 随着等效锥度的增大, 半主动控制的控制效果会逐渐降低, 但在速度120~130 km/h内, 车辆的横向平稳性指标可达到“优”。

进一步对不同等效锥度下半主动控制的优化效果进行对比分析, 选取车轮踏面等效锥度分别为0.05、0.15、0.25、0.35进行对比分析, 结果如图13所示。

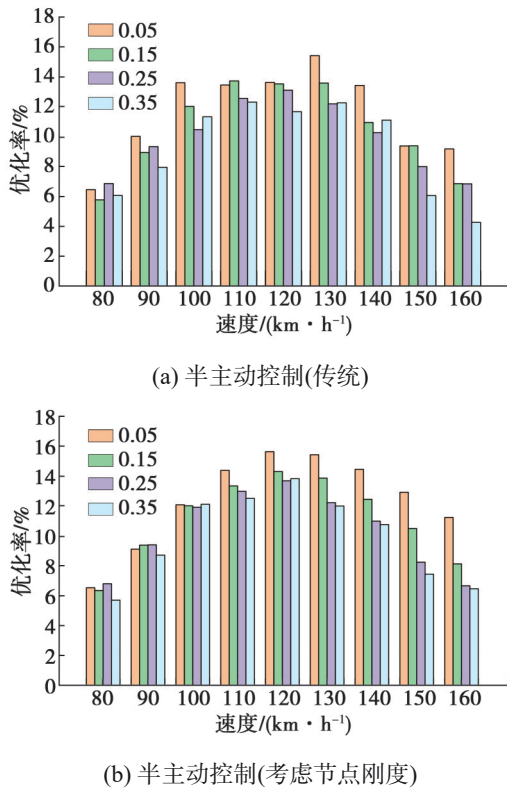


图13 不同等效锥度下不同控制方式的优化率
Fig. 13 Optimization rates of different control modes for various equivalent conicities

由图13可知, 随着车轮踏面等效锥度的提高, 半主动控制的优化效果整体呈现逐渐降低的趋势, 即使在速度为120 km/h时仍然能保证有12%以上的优化率。同时, 相较于传统半主动控制, 在速度110~130 km/h内考虑节点刚度的半主动控制在不同等效锥度条件下优化率更高。

以车辆直线运行速度120 km/h为例, 计算得到不同控制方式下车体横向振动加速度功率谱密度, 如图14所示。由图14可知, 相较于被动控制, 半主动控制会降低车体低频部分(0~5 Hz)的振动, 被动控制在主频附近的功率谱密度幅值为0.330 2, 传统半主动控制和考虑节点刚度的半主动控制的幅值分别为0.103 9、0.084 2, 分别降低了68.53%与74.50%; 但是对于10 Hz以上的高频部分, 半主动控制会使车辆高频振动加剧, 该部分振动幅值有所增加。产生这种现象的原因是在半主动控制中减振器阻尼不断切换, 引起阻尼力不断改变, 最终导致了高频振动幅值的增加。相较于

传统半主动控制, 考虑了节点刚度的半主动控制模型在低频部分依然能减少振动, 同时在高频部分有一定的优化, 能在一定程度上解决由阻尼不断切换导致的高频振动幅值增加问题。

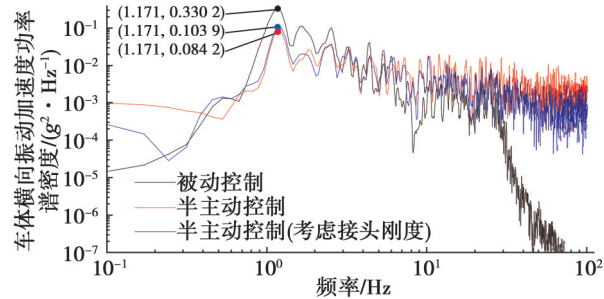


图14 车体横向振动加速度功率谱密度
Fig. 14 Power spectral density of carbody lateral vibration acceleration

3.2 运行稳定性

以非线性临界速度作为运行稳定性的评判标准, 分别计算3种控制方式下车体的非线性临界速度, 计算结果如表2所示。由表2可知, 半主动控制会降低车辆的非线性临界速度, 被动控制下车体的非线性临界速度为346 km/h; 使用传统半主动控制后的临界速度为318 km/h, 降低了8.09%; 采用考虑节点刚度半主动控制方式后临界速度为322 km/h, 降低了6.94%, 相较于传统半主动控制的临界速度略有增加。3种控制方式下稳定性均有足够的安全裕量。

表2 不同控制方式下临界速度的比较

Table 2 Comparison of critical speeds under different control modes

控制方式	非线性临界速度/(km·h ⁻¹)	变化率/%
被动控制	346	
半主动控制 (传统)	318	-8.09
半主动控制 (考虑节点刚度)	322	-6.94

3.3 曲线通过性

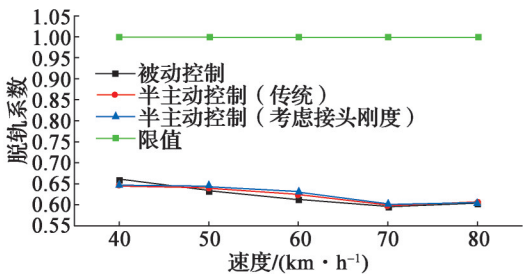
半主动控制不仅会影响车辆的振动情况, 还会对车辆曲线通过性能产生一定的影响, 需要进一步研究。本文选用脱轨系数和轮重减载率作为曲线通过性能的评价指标。根据GB/T 5559—2019^[14]对车辆运行安全性的规定: 当客车经过半径为250~400 m的曲线时, 脱轨系数限值为1.0; 当通过其他线路或者曲线半径大于400 m时, 脱轨系数限值为0.8; 当试验速度不高于160 km/h时, 轮重减载率要低于0.65。

根据车辆实际运行工况和铁路线路设计规范^[15]选取表3所示的10种曲线工况, 各工况下不同控制方式对车辆曲线通过性能的影响如图15与图16所示。

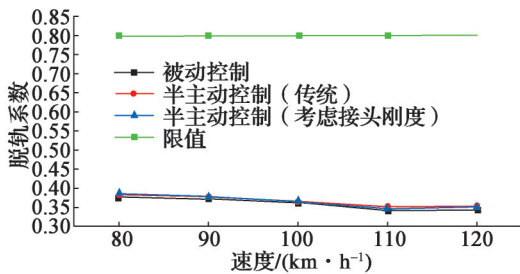
表 3 曲线工况

Table 3 Curve condition

曲线半径/m	缓和曲线长度/m	超高/mm	曲线通过速度/(km·h ⁻¹)	均衡速度/(km·h ⁻¹)
300	80	100	40, 50, 60, 70, 80	51
1 200	120	90	80, 90, 100, 110, 120	97



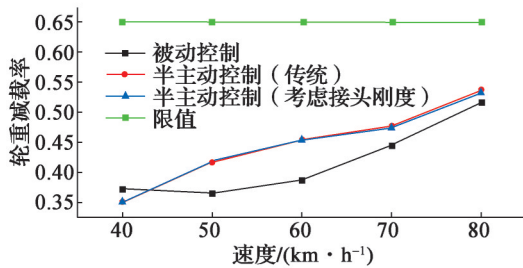
(a) 曲线半径 R300 m



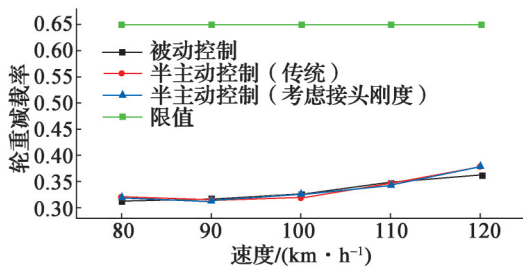
(b) 曲线半径 R1 200 m

图 15 不同控制方式下车辆的脱轨系数

Fig. 15 Derailment coefficients of passenger car with different control modes



(a) 曲线半径 R300 m



(b) 曲线半径 R1 200 m

图 16 不同控制方式下车辆的轮重减载率

Fig. 16 Rates of wheel load reduction for passenger car with different control modes

由图 15 可知，采用半主动控制的车辆脱轨系数变化趋势与被动控制基本一致，但是数值略有增大；在均衡速度之前的脱轨系数随着速度的增大线性降低，

在均衡速度之后随着速度的增大缓慢升高。

由图 16(a)可知，当曲线半径为 300 m 时，半主动控制下车辆的轮重减载率与被动控制下变化趋势基本一致，均随着速度的增加而变大，数值相差较大，尤其在速度为 60 km/h 时，相差最大，可达到 16.95%；当速度超过 60 km/h 之后，二者的差值会逐渐缩小。由图 16(b)可知，当曲线半径为 1 200 m 时，半主动控制下车辆的轮重减载率变化趋势与被动控制基本一致，在速度为 120 km/h 处略高于被动控制。

综上所述，在仿真速度范围内，3 种控制方式下的车辆曲线通过性能良好，相关指标均没有超过安全限值，并且有足够的安全裕量。传统半主动控制与考虑减振器节点刚度的半主动控制对曲线通过性能的影响基本一致。

4 时滞对半主动控制效果的影响

以磁流变阻尼减振器或电磁阀减振器作为半主动悬挂的执行装置均会存在系统响应时滞，这种时滞由传感器接受响应时间和减振器本身结构响应时间等组成。在半主动控制中如果系统响应时滞控制不合理，将会降低减振器的控制效果，严重时甚至不如被动控制^[16]。

4.1 时滞模型

采用一阶低通滤波器模拟悬挂系统的动态响应特性^[17]，理想控制力与实际控制力之间满足下式：

$$\dot{F}_s = \frac{F_d - F_s}{T_s} \quad (5)$$

式中： F_d 为减振器理想输出力，N； F_s 为减振器实际输出力，N； T_s 为系统响应时滞，ms。

Simulink 模型如图 17 所示，该模型的传递函数 $G(S) = \frac{F_s(S)}{F_d(S)} = \frac{1}{T_s S + 1}$ ，其作为一阶惯性环节会使减振器的实际输出力 F_s 相较于理想输出力 F_d 有所降低，同时会引起输出相位的滞后。该特性可以用来模拟减振器的时滞。减振器输出力的降低幅度会随着 T_s 与频率的增加而增大，因此想要控制输出力的衰减范围，根据该环节的幅频特性 $A(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + T_s^2 \omega^2}}$ 可知，越高的频率就需要越小的时滞。

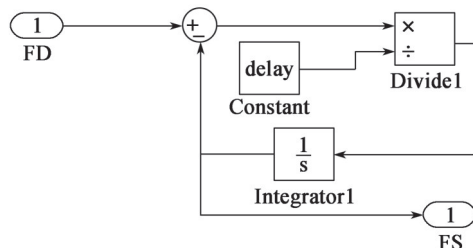


图 17 时滞模块

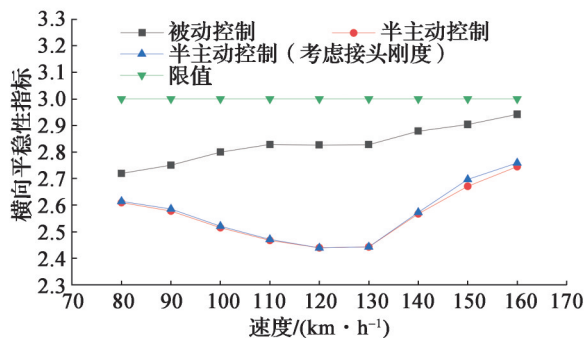
Fig. 17 Time-lag module

4.2 时滞对半主动控制效果的影响

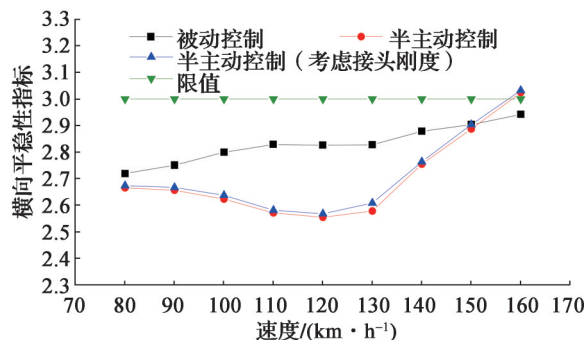
在速度80~160 km/h内, 不同系统的响应时滞对各控制方式的影响如图18所示。

由图18可知, 当时滞为某一确定值时, 在速度80~90 km/h内, 半主动控制优化效果不明显, 车辆的横向平稳性指标基本不变; 在速度90~120 km/h内, 车辆的半主动控制优化效果最好, 车辆的横向平稳性指

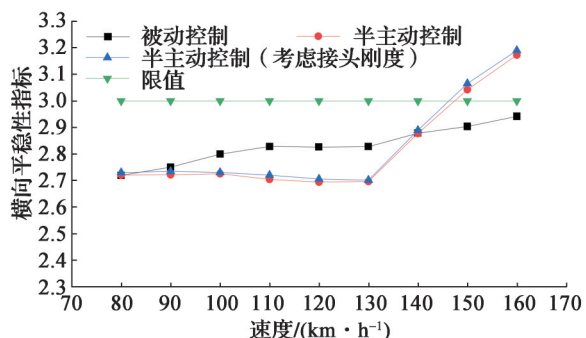
标会随着速度的增大逐渐降低; 在速度120~130 km/h内, 半主动控制优化效果基本一致, 车辆的横向平稳性指标变化较为平缓; 当运行速度超过130 km/h后, 由于半主动控制的优化效果逐渐降低, 以及速度增大导致的天棚阻尼在最大值与最小值之间频繁切换, 使得车辆高频振动加剧, 车辆的横向平稳性指标会随着速度的增加而快速上升。但当时滞过大时, 车辆的横向平稳性指标依然会升高, 如图18(d)所示。



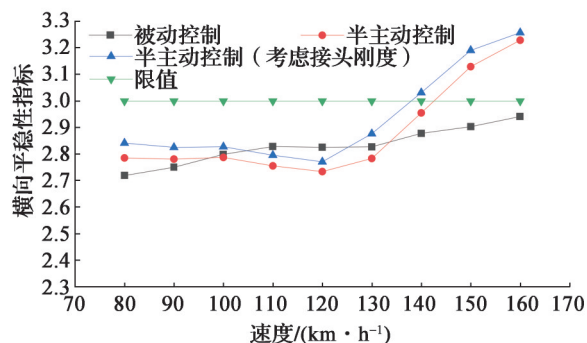
(a) 10 ms时滞



(b) 30 ms时滞



(c) 50 ms时滞



(d) 70 ms时滞

图18 不同速度下时滞对平稳性指标的影响

Fig. 18 Effect of time-lag on Spirling index at various speeds

由上述分析可知, 时滞对半主动控制的影响非常大, 为保证半主动控制具有良好的控制效果, 当采用半主动控制优化车辆动力学性能时需要对系统响应时滞进行分析。因此, 取系统响应时滞为10~160 ms, 对比分析车辆横向平稳性指标与系统响应时滞的关系, 结果如图19所示。由图19可知, 当时滞为50 ms以内时, 车辆的横向平稳性指标随着时滞的增加而线性升高; 当时滞为50~80 ms时, 横向平稳性指标的变化趋势与时滞50 ms之前的部分基本一致, 但斜率有所降低; 当时滞大于80 ms时, 车辆的横向平稳性指标会快速上升, 此时半主动控制的控制效果会劣于被动控制。考虑节点刚度的半主动控制受到时滞的影响略大于传统半主动控制, 而在实际使用过程中减振器两端的节点刚度不可忽略, 因此建议将系统响应时滞控制在80 ms以内, 以保证半主动控制具有良好的控制效果。

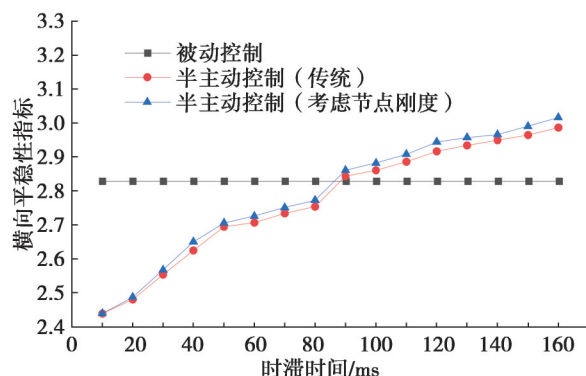


图19 时滞对横向平稳性指标的影响

Fig. 19 Effect of time-lag on lateral Spirling index

5 结论

为了改善25T型客车运行时的横向平稳性能, 基于开关型天棚阻尼半主动控制策略, 利用MATLAB/

Simulink软件搭建了二系横向减振器模型,并联合多体动力学软件Simpack进行了动力学仿真分析,并得到以下结论:

①横向减振器节点刚度对被动控制下的车辆横向、垂向平稳性能影响较小,但对于考虑减振器节点刚度的半主动控制车辆,当节点刚度取值超过4倍现车横向减振器节点刚度时,车辆高频激励无法衰减,车体振动加剧,车辆平稳性指标突增。结合仿真结果,建议选取2~4倍现车横向减振器节点刚度,控制效果最佳。

②阻尼会影响半主动控制的优化效果。考虑减振器的性能和优化效果,选取 $125\text{ kN}\cdot\text{s/m}$ 和 $3\text{ kN}\cdot\text{s/m}$ 分别作为天棚阻尼半主动控制的最大阻尼与最小阻尼。

③考虑减振器节点刚度的半主动控制的优化效果较传统半主动控制有略微改善,在速度为 120 km/h 时优化效果最好,平稳性指标从2.83降低至2.39,优化率达到了15.55%。

④车轮的磨耗会略微降低半主动控制的优化效果。在速度 $110\sim 130\text{ km/h}$ 内,考虑节点刚度的半主动控制在不同车轮锥度条件下的优化效果要强于传统半主动控制。

⑤相较于被动控制,采用半主动控制会使得车辆的曲线通过性能略有劣化,但是相关指标均满足限值要求,而且有较高的安全裕量。传统半主动控制与考虑节点刚度的半主动控制对车辆曲线通过性能的影响基本一致。

⑥系统响应时滞对天棚阻尼半主动控制的影响非常大。随着时滞的增加,半主动控制的优化效果逐渐降低,当时滞超过 80 ms 时,会劣化车辆的性能,因此建议控制系统响应时滞在 80 ms 内,以保证良好的优化效果。

参考文献:

- [1] OISHI T, HAYASHI T, SASAKI K, et al. Development of advanced semi-active suspension system for Shinkansen vehicles[C]//STECH. The Proceedings of International Symposium on Seed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems. Tokyo: STECH, 2003: 220-224.
- [2] 丁问司,卜继玲,刘友梅.我国高速列车横向半主动悬挂系统控制策略及控制方式[J].中国铁道科学,2002,23(4): 1-7.
DING Wensi, BU Jiling, LIU Youmei. Strategy and method of high-speed train suspension's lateral semi-active control in China[J]. China railway science, 2002, 23(4): 1-7.
- [3] 曾京,戴焕云,邬平波.基于开关阻尼控制的铁道客车系统的动力学性能研究[J].中国铁道科学,2004,25(6): 27-31.
ZENG Jing, DAI Huanyun, WU Pingbo. Dynamics performance study of railway passenger car system based on on/off damping control[J]. China railway science, 2004, 25(6): 27-31.
- [4] KARNOPP D, CROSBY M J, HARWOOD R A. Vibration control using semi-active force generators[J]. Journal of engineering for industry, 1974, 96(2): 619-626.
- [5] 石怀龙,曾京.基于二系横向主动悬挂的高速列车晃车控制[J].机械工程学报,2024,60(22): 340-350.
SHI Huailong, ZENG Jing. Swaying control of high-speed EMVs using active lateral secondary suspension[J]. Journal of mechanical engineering, 2024, 60(22): 340-350.
- [6] 戴仁德,钱华,赵长龙,等.半主动减振器阻尼控制技术研究[J].机车电传动,2012(4): 33-36.
DAI Rende, QIAN Hua, ZHAO Changlong, et al. Research of semi-active damper control[J]. Electric drive for locomotives, 2012(4): 33-36.
- [7] 鸟居昭彦.提高700系新干线电动车组的舒适度[J].国外铁道车辆,2000,37(5): 12-13.
Akihiko Torii. Improving comfortability of 700 series Shinkansen EMUs[J]. Foreign rolling stock, 2000, 37(5): 12-13.
- [8] 张祥光,周岩,蒋超,等.考虑时滞补偿的高速列车横向模糊半主动悬挂系统建模与仿真[J].铁道科学与工程学报,2023,20(4): 1189-1199.
ZHANG Xiangguang, ZHOU Yan, JIANG Chao, et al. Modeling and simulation of lateral fuzzy control semi-active suspension system for high-speed trains considering time delay compensation[J]. Journal of railway science and engineering, 2023, 20(4): 1189-1199.
- [9] 艾永军,陈春俊,李新,等.高速列车曲线通过迭代学习半主动控制研究[J].机车电传动,2020(2): 109-112.
AI Yongjun, CHEN Chunjun, LI Xin, et al. Research on iterative learning semi-active control for curve passing of high-speed train[J]. Electric drive for locomotives, 2020(2): 109-112.
- [10] 王开云,翟婉明,蔡成标.秦沈客运专线轨道谱与德国轨道谱的比较[J].西南交通大学学报,2007,42(4): 425-430.
WANG Kaiyun, ZHAI Wanming, CAI Chengbiao. Comparison on track spectra of Qinghuangdao-Shenyang passenger railway line and German railway line[J]. Journal of southwest jiaotong university, 2007, 42(4): 425-430.
- [11] 陈宪麦,杨凤春,吴旺青,等.秦沈客运专线轨道谱评判方法的研究[J].铁道学报,2006,28(4): 84-88.
CHEN Xianmai, YANG Fengchun, WU Wangqing, et al. Study on evaluation method of power spectrum density (PSD) for the Qinhuangdao-Shenyang dedicated passenger railway line[J]. Journal of the China railway society, 2006, 28(4): 84-88.
- [12] 郭孔辉,隋记魁,郭耀华.基于天棚和地棚混合阻尼的高速车辆横向减振器半主动控制[J].振动与冲击,2013,32(2): 18-23.
GUO Konghui, SUI Jikui, GUO Yaohua. Semi-active control method for a high-speed railway vehicle lateral damper based on skyhook and groundhook hybrid damping[J]. Jour-

- nal of vibration and shock, 2013, 32(2): 18-23.
- [13] 国家铁路局. 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.
- National railway administration of the People's Republic of China. Specification for dynamic performance assessment and testing verification of rolling stock: GB/T 5599—2019 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2019.
- [14] 梁志慷, 黄志辉, 赵国栋, 等. 基于天棚阻尼的某特种车辆垂向平稳性优化[J]. 铁道车辆, 2022, 60(5): 21-25.
- LIANG Zhikang, HUANG Zhihui, ZHAO Guodong, et al. Optimization of vertical stability of a special vehicle based on skyhook damping[J]. Rolling stock, 2022, 60(5): 21-25.
- [15] 国家铁路局. 铁路线路设计规范: TB 10098—2017[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2017.
- National railway administration of People's Republic of China. Code for design of railway line: TB 10098—2017 [S]. Beijing: China Railway Press, 2017.
- [16] 陈春俊. 高速列车主动与半主动控制[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2015.
- CHEN Chunjun. Active and semi-active control of high-speed trains[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2015.
- [17] 绳义千, 石怀龙, 陈龙飞, 等. 高速列车主动横向悬挂系统的临界时滞分析[J]. 机车电传动, 2024(4): 96-106.
- SHENG Yiqian, SHI Huailong, CHEN Longfei, et al. Analysis of critical time delay in active lateral suspension systems for high-speed trains[J]. Electric drive for locomotives, 2024 (4): 96-106.

Effect of semi-active control utilizing damper joint stiffness on the dynamic performance of 25T passenger cars

HOU Yuxuan¹, HUANG Zhihui¹, CHEN Xuejing², TIAN Mingjie¹, JIANG Hui¹, YAN Bohan¹

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;

2. Jinan Rolling Stock Depot, China Railway Jinan Group Co., Ltd., Jinan, Shandong 250001, China)

Abstract: This study aims to enhance the lateral stability performance of 25T passenger cars during operation. To this end, a secondary transverse damper model was constructed using Matlab/Simulink, based on an on-off skyhook damping semi-active control strategy. Dynamics simulation analysis was carried out in conjunction with Simpack, which specializes in multi-body dynamics. The analysis considered the influence of damper joint stiffness on the semi-active control effect, building on the traditional semi-active control model. A comparative analysis was performed to investigate the effects of passive control, traditional semi-active control, and semi-active control utilizing damper joint stiffness on the running smoothness, running stability and curve negotiation performance of the vehicles. The effect of time lag on the control effect was also examined. The simulation results indicate that the semi-active control significantly improves the lateral stability performance of the vehicles, but it reduces their nonlinear critical speed. Compared to passive control, traditional semi-active control and semi-active control utilizing joint stiffness resulted in a decrease in the lateral Sperling index by 14.5% and 15.8%, respectively, and a reduction in the nonlinear critical speed by 8.09% and 6.93%, respectively. Additionally, no significant effects were identified on the curve negotiation performance with these two control modes, indicating adequate safety margins. Study results also suggest that controlling the response time-lag of the system within 80 ms is essential to ensure the effect of semi-active control.

Keywords: semi-active control; secondary lateral damper; joint stiffness; dynamic performance; response time lag; track irregularity; simulation