

# 基于车体横移振动的高速列车虚拟复合 阻尼天棚控制算法研究

陈仁涛<sup>1</sup>, 陈春俊<sup>1,2</sup>

(1. 西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031;

2. 轨道交通运维技术与装备四川省重点实验室, 成都 610031)

**摘要:** 高速列车车体横向随机振动由车体的横移振动、侧滚振动和摇头振动三自由度合成, 是影响车体横向运行平稳性的关键; 为了改善列车横向运行平稳性, 提高半主动控制性能; 通过建立某型高速列车动力学模型, 对车体横向振动特性进行分析, 得出横移振动的加剧是造成车体合成横向振动和横向平稳性恶化的主要原因; 通过分析在传统天棚阻尼控制算法下分别以车体合成横向振动为反馈和以横移振动为反馈对车体横向振动的控制效果, 得出采用以车体横移振动为反馈的传统天棚阻尼控制算法对车体横向振动的抑制效果更佳; 在此基础上, 提出一种以车体横移振动为反馈的虚拟复合阻尼天棚控制算法, 并进行联合仿真分析; 结果表明: 相比于被动控制, 采用虚拟复合阻尼天棚控制算法后, 车体合成横向振动加速度峰值、均方根值和平稳性改善率分别达到了 46%、43% 和 19.5%, 均高于采用传统天棚阻尼控制算法; 可见, 采用虚拟复合阻尼天棚控制算法在抑制车体合成横向振动, 改善车体横向平稳性方面控制性能更佳。

**关键词:** 高速列车; 横向振动; 平稳性; 传统天棚阻尼; 虚拟复合阻尼

## Research on Control Algorithm of Virtual Composite Damping Ceiling for High-speed Train Based on Transverse Vibration of Vehicle Body

Chen Rentao<sup>1</sup>, Chen Chunjun<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. Technology and Equipment of Rail Transit Operation and Maintenance Key Laboratory of Sichuan Province, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** The transverse random vibration of a high-speed train is composed of three degrees of freedom of motion, roll and shake vibration, which is the key to the lateral stability of the train. In order to improve the train lateral running stability, improve the semi-active control performance. Based on the dynamic model of a high-speed train, the transverse vibration characteristics of the vehicle body are analyzed, and it is concluded that the aggravation of the transverse vibration is the main reason for the deterioration of the synthetic transverse vibration and lateral stability of the vehicle body. Based on the analysis of the control effect of the vehicle body composite transverse vibration and the vehicle body transverse vibration as feedback under the traditional ceiling damping control algorithm, it is concluded that the traditional ceiling damping control algorithm using the vehicle body transverse vibration as feedback has a better suppression effect on the vehicle body transverse vibration. On this basis, a virtual composite damped ceiling control algorithm based on the feedback of vehicle body transverse vibration is proposed, and a joint simulation analysis is carried out. The results show that compared with the passive control, the acceleration peak, root-mean-square value and stability improvement rate of the vehicle body composite transverse vibration are 46%, 43% and 19.5% respectively, which are all higher than that of the traditional control algorithm. It can be seen that the virtual composite damped ceiling control algorithm has better control performance in restraining the lateral vibration of vehicle body synthesis and improving the lateral stability of vehicle body.

**Keywords:** high-speed trains; transverse vibration; transverse stationarity; traditional ceiling damping; composite damping

## 0 引言

列车的高速化和轻量化使得列车轮轨耦合, 流固耦合

作用加大, 车体结构刚度降低, 弹性变形增大, 使得车体横向振动更加剧烈, 并引发车体高频振动, 致使车体横向运行平稳性变差<sup>[1-3]</sup>。现有研究表明半主动悬挂策略是抑制

收稿日期: 2020-08-19; 修回日期: 2020-08-27。

基金项目: 国家自然科学基金(51975487)。

作者简介: 陈仁涛(1994-), 男, 贵州遵义人, 硕士研究生, 主要从事高速列车系统动力学方向的研究。

通讯作者: 陈春俊(1967-), 男, 四川蒲江人, 教授, 博士生导师, 主要从事高速列车性能测试、诊断与控制方向的研究。

引用格式: 陈仁涛, 陈春俊. 基于车体横移振动的高速列车虚拟复合阻尼天棚控制算法研究[J]. 计算机测量与控制, 2021, 29(3): 145-150.

车体横向振动,改善车体横向运行平稳性的有效方法<sup>[4-9]</sup>。在现有高速列车半主动控制策略中,天棚阻尼控制算法以其结构原理简单、控制效果好等优点,受到研究者的重点关注。传统天棚阻尼控制是根据车体横向振动速度大小来控制车体横向振动,文献 [10] 中指出传统天棚阻尼控制能够有效抑制车体的横向振动速度,但是对车体横向振动加速度的抑制效果不足。因此,要想改善车体横向平稳性,提高半主动控制性能,需要对传统天棚阻尼策略进行改进。

文献 [11] 中指出高速列车车体合成横向振动由横移振动、侧滚振动和摇头振动三自由度合成,在一段时间内的不同时刻,三个振动分量之间的振动强弱和振动方向会展现出阶段性的一致性或矛盾性,即在对车体横向振动进行半主动控制时,当车体横移振动得到抑制的同时,可能会加大车体的侧滚振动和摇头振动,从而使得半主动控制的性能降低。因此在对半主动悬挂控制策略进行改进时,还应充分考虑车体横向振动特性对半主动控制效果的影响。

基于此,本文通过建立某型高速列车多刚体动力学模型,对车体横向振动特性进行了研究,得出造成车体横向合成振动加剧和舒适性恶化的主要原因为车体横移振动加剧。通过分析在传统天棚阻尼控制算法下分别以车体合成横向振动和以横移振动为反馈对车体横向振动的控制效果,得出采用以车体横移振动为反馈的传统天棚阻尼控制算法对车体横向振动的抑制效果更佳。在此基础上,提出一种以车体横移振动为反馈的虚拟复合阻尼天棚控制策略,并建立联合仿真分析系统,对采用传统天棚阻尼控制方法和采用虚拟复合阻尼天棚控制方法下的车体横向振动控制效果进行研究,验证本文提出的半主动控制策略的可行性和有效性。

## 1 高速列车动力学模型建立与横向平稳性评价

### 1.1 高速列车多刚体动力学模型建立

运用 Simpack 建立某型高速列车动力学模型时,需将抗蛇形减振器、横向止挡和轮轨接触几何关系等考虑为非线性关系。采用 Kalker 非线性蠕滑理论计算蠕滑力,车轮踏面和钢轨分别选用 LMA 型车轮踏面和 60 kg 标准型钢轨,轨道不平顺由德国低干扰轨道谱生成。如图 1 所示为利用 Simpack 建立的某型高速列车单节车辆多刚体动力学模型,除弹性、阻尼元件外的各个部件均视为刚体,对于车体、构架和轮对均考虑 X、Y、Z 3 个方向的平移和转动自由度。单节列车的动力学模型共 42 个自由度,其主要参数如表 1 所示。得到车辆的位移向量为:

$$X_v^T = \{X_c^T, X_{f(1,2)}^T, X_{w(1-4)}^T\} \quad (1)$$

式中,向量  $X_c^T$ 、 $X_{f(1,2)}^T$  和  $X_{w(1-4)}^T$  分别为车体、构架和轮对的位移。

根据 Lagrange 原理车体系统动力学方程可表示为:

$$M_v \ddot{X}_v + C_v \dot{X}_v + K_v X_v = F_e \quad (2)$$

式中,  $M_v$ 、 $C_v$  和  $K_v$  分别为  $42 \times 42$  的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。 $F_e$  为由轨道不平顺引起的作用在轮对上的等

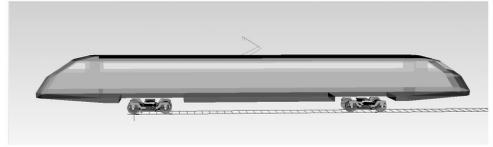


图 1 单节车辆多刚体动力学模型

效力。

表 1 某型高速列车主要参数列表

名称	数值	名称	数值
$M_1$	34 300	$L_1$	24.5
$M_2$	2 235	$L_2$	3.68
$M_3$	1 517	$L_3$	2.958
$I_{11}$	92 500	$I_{21}$	1 846
$I_{12}$	1 756 000	$I_{22}$	1 205
$I_{13}$	1 728 000	$I_{23}$	2 792
$I_{31}$	693	$C_1$	非线性
$I_{32}$	118	$C_2$	15 000
$I_{33}$	1 693	$C_3$	20 000
$K_1$	7 500 000	$K_2$	4 250 000

表中  $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_3$  分别为车体长度、高度和宽度(单位:m);  $M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3$  分别为车体、构架和轮对质量(单位:kg);  $I_{11}$ 、 $I_{12}$  和  $I_{13}$  分别为车体侧滚、点头和侧摇转动惯量(单位:kg·m<sup>2</sup>);  $I_{21}$ 、 $I_{22}$  和  $I_{23}$  分别为构架侧滚、点头和侧摇转动惯量(单位:kg·m<sup>2</sup>);  $I_{31}$ 、 $I_{32}$  和  $I_{33}$  分别为轮对侧滚、点头和侧摇转动惯量(单位:kg·m<sup>2</sup>);  $C_1$ 、 $C_2$  和  $C_3$  分别为抗蛇形减振器阻尼、二系垂向减振器阻尼和二系横向减振器阻尼(单位:N·s·m<sup>-1</sup>);  $K_1$  和  $K_2$  分别为二系垂向减振器刚度和二系横向减振器刚度(单位:N·m<sup>-1</sup>)。

### 1.2 横向平稳性评价指标

平稳性的好坏关系着高速列车的运行品质,决定了乘坐人员的舒适性。国内外常用加速度均方根值(RMS值)、UIC513 舒适度标准和 Sperling 平稳性指标等指标对列车平稳性进行评价。本文选择 Sperling 平稳性值作为列车横向平稳性评价指标,其计算公式如下所示:

$$W = 7.08 \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{a_i^3}{f_i} F(f_i)} \quad (3)$$

$$F(f) = \begin{cases} 0.8f^2 & 0.5 \leq f \leq 5.4 \text{ Hz} \\ 650/f^2 & 0.5 \leq f \leq 26 \text{ Hz} \\ 1 & f > 26 \text{ Hz} \end{cases}$$

式中,  $W$  为平稳性指标;  $a$  为车体横向振动加速度;  $f$  为振动频率;  $F(f)$  为频率修正系数; GB/T5599-1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》中规定:当  $W < 2.5$  时,评价等级为优,  $2.5 < W < 2.75$  时评价等级为良,  $2.75 < W < 3.0$  时,评价等级为合格。

## 2 车体横向振动特性分析

### 2.1 车体横向内部振动与合成横向振动关系

高速列车车体合成横向振动由车体的横移振动、侧滚振动和摇头振动三自由度合成,是影响乘客乘坐舒适性的主要因素。如图 2 所示为车体横向振动加速度传感器安装

位置, 其中车体前端测量点 1 和车体后端测量点 2 为 GB/T5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》标准中规定车体横向振动加速度的测量点。

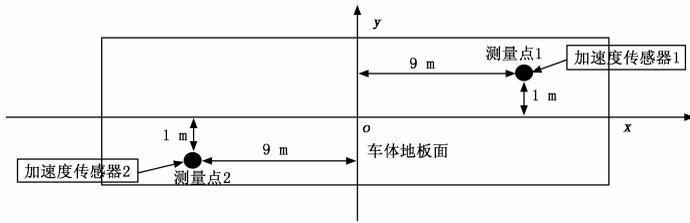


图 2 车体横向振动加速度传感器安装位置

利用多体动力学仿真分析软件 Simpack 仿真分析时, 测量点 1 和测量点 2 的横移振动加速度分量、侧滚振动加速度横向分量和摇头振动加速度横向分量可由加速度传感器 1 和加速度传感器 2 测量得到。测量点 1 和测量点 2 横向振动分量与合成横向振动之间的关系如式 (4) 所示:

$$\begin{cases} a_1(t) = a_{y1}(t) - a_{\varphi1}(t) + a_{\varphi1}(t) \\ a_2(t) = a_{y2}(t) + a_{\varphi2}(t) - a_{\varphi2}(t) \end{cases} \quad (4)$$

式中,  $a_1(t)$  和  $a_2(t)$  分别为测量点 1 和测量点 2 的车体合成横向振动加速度,  $a_{y1}(t)$  和  $a_{y2}(t)$  为测量点 1 和测量点 2 的横移振动加速度分量,  $a_{\varphi1}(t)$  和  $a_{\varphi2}(t)$  为测量点 1 和测量点 2 的侧滚振动加速度横向分量,  $a_{\varphi1}(t)$  和  $a_{\varphi2}(t)$  为摇头振动加速度横向分量。

### 2.2 车体横向内部振动与合成横向振动的矛盾度与一致度

车体横移、侧滚和摇头振动与合成横向振动之间的一致度和矛盾度大小, 能够反映出在合成车体横向振动时, 是抵消还是加剧作用。为了更好地抑制车体横向振动, 改善列车车体横向平稳性, 提高横向平稳性改善率, 有必要对车体横向内部振动与合成横向振动的一致度和矛盾度进行分析, 找出影响车体横向平稳性的主要因素, 从而针对性地对其进行控制, 以提高半主动控制的性能。文献 [12] 中详细介绍了车体横向内部振动分量与合成横向振动之间的矛盾度求解方法, 其计算公式如式 (5) 所示:

$$\begin{cases} d_s(a_n, a_{yn}) = \left[ \sum_{k=1}^N (a_n(k) - a_{yn}(k))^2 \right]^+ \\ d_s(a_n, a_{\varphi n}) = \left[ \sum_{k=1}^N (a_n(k) - a_{\varphi n}(k))^2 \right]^+ \\ d_s(a_n, a_{\varphi n}) = \left[ \sum_{k=1}^N (a_n(k) - a_{\varphi n}(k))^2 \right]^+ \end{cases} \quad (5)$$

式中,  $n=(1, 2)$  分别表示测量点 1 和测量点 2。  $d_s(a_n, a_{yn})$  为合成横向振动与横移振动之间的矛盾度。  $d_s(a_n, a_{\varphi n})$  为合成横向振动与侧滚振动横向分量之间的矛盾度。  $d_s(a_n, a_{\varphi n})$  为合成横向振动与摇头振动横向分量之间的矛盾度。

车体横向内部振动分量与合成横向振动之间的一致度大小可以用归一化的矛盾度来定义。将式 (5) 求得的  $d_s(a_n, a_{yn})$ 、 $d_s(a_n, a_{\varphi n})$  和  $d_s(a_n, a_{\varphi n})$  分别进行归一化处

理后, 即可得到归一化后的矛盾度大小分别为  $\bar{d}_s(a_n, a_{yn})$ 、 $\bar{d}_s(a_n, a_{\varphi n})$  和  $\bar{d}_s(a_n, a_{\varphi n})$ 。则车体横向内部振动分量与合成横向振动之间的一致度可由式 (6) 求得:

$$\begin{cases} c_s(a_n, a_{yn}) = 1 - \bar{d}_s(a_n, a_{yn}) \\ c_s(a_n, a_{\varphi n}) = 1 - \bar{d}_s(a_n, a_{\varphi n}) \\ c_s(a_n, a_{\varphi n}) = 1 - \bar{d}_s(a_n, a_{\varphi n}) \end{cases} \quad (6)$$

式中,  $c_s(a_n, a_{yn})$  为合成横向振动与横移振动之间的一致度,  $c_s(a_n, a_{\varphi n})$  为合成横向振动与侧滚振动横向分量之间的一致度,  $c_s(a_n, a_{\varphi n})$  为合成横向振动与摇头振动横向分量之间的一致度。

### 2.3 车体横向振动特性仿真分析

为了研究造成车体合成横向振动和横向平稳性恶化的主要因素, 本文对不同速度下的车体内部横向振动特性进行仿真分析。仿真时采用德国低干扰轨道谱生成的横向和垂向轨道不平顺作为轨道激励, 列车运行速度分别设置为 250 km/h、275 km/h、300 km/h、325 km/h 和 350 km/h, 仿真时间 20 s。如图 3 和图 4 所示为不同速度下测量点 1 和测量点 2 的横向振动加速度峰值和均方根值, 由图 3 可知, 测量点 1 的横移振动加速度峰值和均方根值不仅大于摇头振动加速度横向分量和侧滚振动加速度横向分量的峰值和均方根值, 还大于车体合成横向振动加速度的峰值和均方根值。由图 4 可知, 测量点 2 的车体横移振动加速度的峰值和均方根值与车体合成横向振动加速度的峰值均方根值最为接近, 且都明显大于摇头振动加速度横向分量和侧滚振动加速度横向分量的峰值和均方根值。

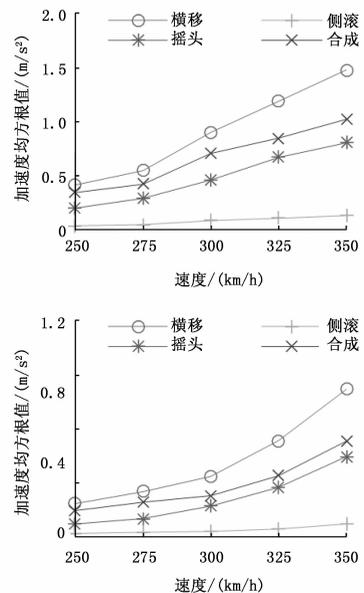


图 3 测量点 1 横向振动加速度峰值和均方根值

如图 5 所示为不同速度下测量点 1 和测量点 2 的横向内部振动加速度与合成横向振动加速度之间的一致度, 由图 5 可知, 不管是车体前端测量点 1, 还是车体后端测量点 2 的车体横移振动加速度与合成横向振动加速度之间的一致度都最高。可见, 车体横移振动加剧是造成车体横向合成振

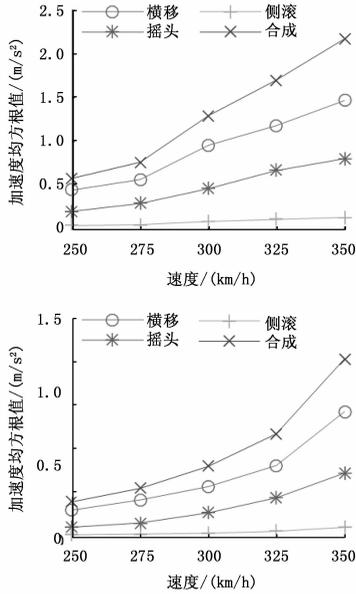


图 4 测量点 2 横向振动加速度峰值和均方根值

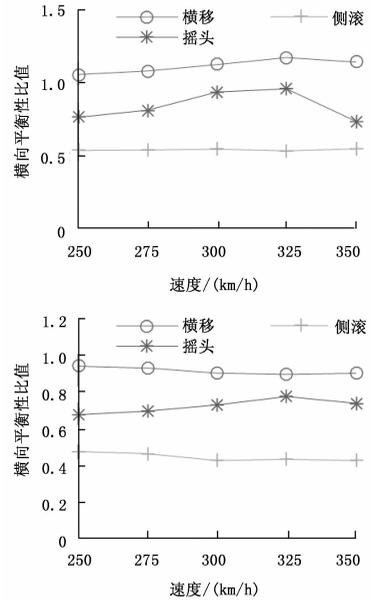


图 6 横向振动分量与合成横向振动平稳性比值

动恶化的主要原因。

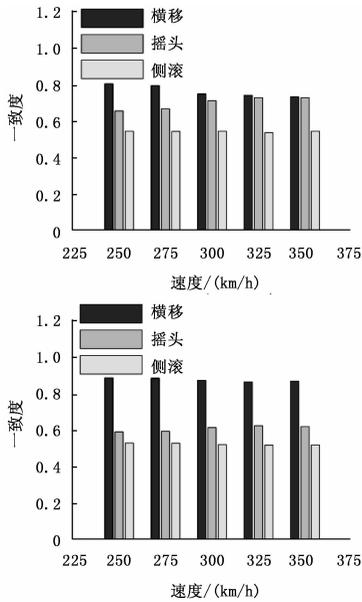


图 5 车体内部矛盾关系

如图 6 所示为不同速度下分别以测量点 1 和测量点 2 的各横向振动加速度分量与合成横向振动加速度求解得到的横向平稳性值之间的比值。由图 6 可知，以车体横移振动加速度求解得到的横向平稳性值与以合成横向振动加速度求解得到的横向平稳性值之间的比值明显大于以摇头振动加速度横向分量、侧滚振动加速度横向分量求解得到的横向平稳性与以合成横向振动求解得到的横向平稳性之间的比值。说明造成车体横向平稳性恶化的主要因素也是车体横移振动加剧。

#### 2.4 不同反馈变量下的车体横向半主动控制效果分析

由 2.3 节分析可知，引起车体合成横向振动和横向平

稳性恶化的主要原因为车体横移振动加剧，因此为了改善列车横向运行平稳性，提高半主动控制性能，将利用 Matlab 和 Simpack 对传统天棚阻尼控制算法下，分别以车体合成横向振动和以横移振动为反馈的控制效果进行联合仿真分析。仿真时以德国低干扰轨道谱生成的横向和垂向轨道不平顺作为轨道激励，仿真运行速度设置为 350 km/h，仿真时间 20 s。

传统天棚阻尼控制算法是根据车体的合成横向振动速度大小来控制车体横向振动，传统天棚阻尼控制算法的控制规律为<sup>[13-14]</sup>：

$$C_{sy-c} = \begin{cases} C_{\max} \cdot \dot{y}_c \Delta V > 0 \wedge \frac{C_c \dot{y}_c}{\Delta V} \geq C_{\max} \\ \frac{C_c \dot{y}_c}{\Delta V} \cdot \dot{y}_c \Delta V > 0 \wedge C_{\min} < \frac{C_c \dot{y}_c}{\Delta V} < C_{\max} \\ C_{\min} \cdot \dot{y}_c \Delta V \leq 0 \vee \frac{C_c \dot{y}_c}{\Delta V} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (6)$$

式中， $C_c$  为理想传统天棚阻尼控制时的最佳阻尼值， $\dot{y}_c$  为车体合成横向振动速度， $C_{\max}$  和  $C_{\min}$  分别为可调减振器的最大和最小阻尼值， $\Delta V$  为二系横向减振器在车体和构架连接点间的横向相对速度， $C_{sy-c}$  为可调减振器阻尼值。

如图 7 和图 8 所示分别为不同控制策略下的车体合成横向振动加速度频域图和时域图，由图 7 可知，车体合成横向振动加速度频率主要集中在范围为低频段的 2~3 Hz，被动控制下的横向振动加速度幅值最大，以车体合成横向振动为反馈的传统天棚半主动控制下的横向振动加速度幅值次之，以车体横移振动为反馈的传统天棚半主动控制下的横向振动加速度幅值最小。

由图 8 可知，采用传统天棚半主动控制后，车体合成横向振动加速度得到了明显抑制。结合表 2 可知，采用以车体合成横向振动为反馈的传统天棚阻尼控制后，车体横

向振动加速度峰值、均方根值和平稳性值分别由被动控制下的  $1.04 \text{ m/s}^2$ 、 $0.55 \text{ m/s}^2$  和  $2.76$  分别降低到了  $0.77 \text{ m/s}^2$ 、 $0.38 \text{ m/s}^2$  和  $2.43$ , 善率分别为  $26\%$ 、 $23\%$  和  $12.0\%$ 。采用以车体横移振动为反馈的传统天棚阻尼控制后, 车体横向振动加速度峰值、均方根值和平稳性值分别由被动控制下的  $1.04 \text{ m/s}^2$ 、 $0.55 \text{ m/s}^2$  和  $2.76$  分别降低到了  $0.65 \text{ m/s}^2$ 、 $0.33 \text{ m/s}^2$  和  $2.36$ , 善率分别为  $37\%$ 、 $40\%$  和  $14.4\%$ 。

可见采用以车体横移振动为反馈的传统天棚阻尼控制算法对车体横向振动的控制效果优于采用以车体合成横向振动为反馈的传统天棚阻尼控制算法。

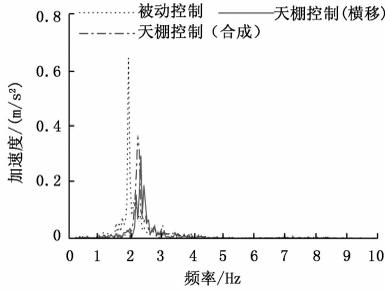


图7 不同控制方法下车体合成横向振动加速度频域图

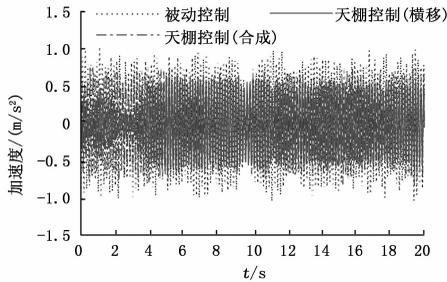


图8 不同控制方法下车体合成横向振动加速度时域图

表2 不同控制方法下车体合成横向振动加速度峰值、均方根值和平稳性比较

控制方法	反馈变量	峰值	改善率	均方根值	改善率	平稳性	改善率
被动控制	/	1.04	/	0.55	/	2.76	/
传统天棚阻尼控制	合成横向振动速度	0.77	26%	0.42	23%	2.43	12.0%
传统天棚阻尼控制	横移振动速度	0.65	37%	0.33	40%	2.36	14.4%

### 3 虚拟复合阻尼天棚控制算法

由2.4节分析可知, 相比于采用车体合成横向振动为反馈的传统天棚阻尼控制算法, 采用车体横移振动为反馈

的传统天棚阻尼控制算法对车体横向振动的控制性能更佳。然而, 传统天棚阻尼控制虽然能够有效抑制车体的横向振动速度, 但是对车体横向振动加速度的抑制效果不足。基于此, 本文提出一种根据车体横移振动加速度大小来控制车体横向振动的虚拟复合阻尼天棚控制算法, 其结构原理框图如图9所示。

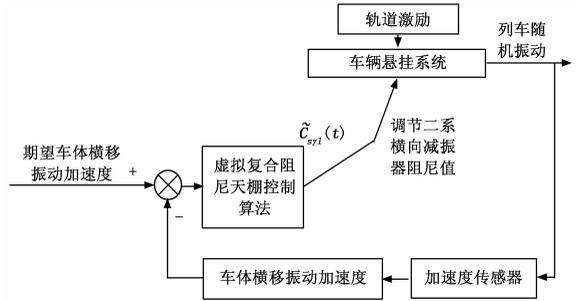


图9 虚拟复合阻尼天棚控制结构原理框图

设  $C_{sy-k1}$ 、 $C_{sy-cl}$ 、 $C_{sy-m1}$  分别为天棚弹性阻尼、天棚传统阻尼和天棚惯性阻尼, 复合阻尼天棚控制下的阻尼值  $C_{z1} = C_{sy-k1} + C_{sy-cl} + C_{sy-m1}$ , 则以车体横移振动为反馈的虚拟复合阻尼天棚控制算法的控制规律为:

$$C_{sy1} = \begin{cases} C_{\max}, C_z \geq C_{\max} \\ C_{z1}, C_{\min} < C_z < C_{\max} \\ C_{\min}, C_z \leq C_{\min} \end{cases} \quad (7)$$

其中:

$$C_{sy-k1} = \begin{cases} C_{\max}, y_{cl} \Delta V > 0 \wedge \frac{C_{k1} y_{cl}}{\Delta V} \geq C_{\max} \\ \frac{C_{k1} y_{cl}}{\Delta V}, y_{cl} \Delta V > 0 \wedge C_{\min} < \frac{C_{k1} y_{cl}}{\Delta V} < C_{\max} \\ C_{\min}, y_{cl} \Delta V \leq 0 \vee \frac{C_{k1} y_{cl}}{\Delta V} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (8)$$

$$C_{sy-cl} = \begin{cases} C_{\max}, \dot{y}_{cl} \Delta V > 0 \wedge \frac{C_{cl} \dot{y}_{cl}}{\Delta V} \geq C_{\max} \\ \frac{C_{cl} \dot{y}_{cl}}{\Delta V}, \dot{y}_{cl} \Delta V > 0 \wedge C_{\min} < \frac{C_{cl} \dot{y}_{cl}}{\Delta V} < C_{\max} \\ C_{\min}, \dot{y}_{cl} \Delta V \leq 0 \vee \frac{C_{cl} \dot{y}_{cl}}{\Delta V} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (9)$$

$$C_{sy-m1} = \begin{cases} C_{\max}, \dot{y}_{cl} \Delta V > 0 \wedge \frac{C_{m1} \dot{y}_{cl}}{\Delta V} \geq C_{\max} \\ \frac{C_{m1} \dot{y}_{cl}}{\Delta V}, \dot{y}_{cl} \Delta V > 0 \wedge C_{\min} < \frac{C_{m1} \dot{y}_{cl}}{\Delta V} \leq C_{\max} \\ C_{\min}, \dot{y}_{cl} \Delta V \leq 0 \vee \frac{C_{m1} \dot{y}_{cl}}{\Delta V} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (10)$$

式中,  $C_{k1}$ 、 $C_{cl}$  和  $C_{m1}$  分别为理想弹性阻尼天棚控制、理想传统阻尼天棚控制时和理想惯性阻尼天棚控制时的最佳阻尼值,  $\bar{y}_{cl}$  分别为车体横移振动加速度,  $\bar{y}_{cl}$  和  $y_{cl}$  分别为  $\bar{y}_{cl}$  的一次积分和二次积分。

在实际工程应用中, 利用如图 2 所示的加速度传感器 1 和传感器 2 能够测得车体合成横向振动加速度, 而车体横移振动加速度则可通过车体合成横向振动加速度值间接求得。测量点 1 和测量点 2 的横移振动加速度大小相等, 方向相同。侧滚振动加速度横向分量大小相等, 方向相反。摇头振动加速度大小相等, 方向相反。因此将公式 (4) 进行变换后可得车体横移振动加速度为:

$$a_{y1} = a_{y2} = \frac{a_1 + a_2}{2} \quad (11)$$

#### 4 横向振动半主动控制效果分析

为了验证本文提出的虚拟复合阻尼天棚控制算法的可行性和有效性, 将利用 Matlab 和 Simpack 对采用虚拟复合阻尼天棚控制算法下的控制效果进行联合仿真分析, 仿真时以德国低干扰轨道谱生成的横向和垂向轨道不平顺作为轨道激励, 仿真运行速度设置为 350 km/h, 仿真时间 20 s。如图 10 所示为不同控制方法下车体合成横向振动加速度时域图, 由图可知, 采用虚拟复合阻尼天棚控制对车体横向振动的抑制效果更佳明显。结合表 3 可知, 采用虚拟复合阻尼天棚控制后, 车体合成横向振动加速度峰值、均方根值和平稳性分别由被动控制下的 1.04 m/s<sup>2</sup>、0.55 m/s<sup>2</sup> 和 2.76 分别降低到了 0.56 m/s<sup>2</sup>、0.29 m/s<sup>2</sup> 和 2.23, 改善率分别为 46%、43%和 19.5%。可见采用虚拟复合阻尼天棚控制策略在抑制车体横向振动, 改善车体横向平稳性方面优于采用传统天棚阻尼控制。

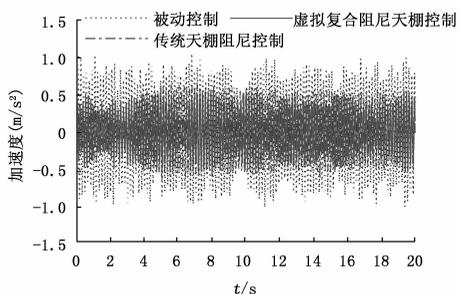


图 10 不同控制方法下车体合成横向振动加速度时域图

表 3 不同控制方法下车体合成横向振动加速度峰值、均方根值和平稳性比较

控制方法	反馈变量	峰值	改善率	均方根值	改善率	平稳性	改善率
被动控制	/	1.04	/	0.55	/	2.76	/
传统天棚阻尼控制	横移振动速度	0.65	37%	0.33	40%	2.36	14.4%
虚拟复合阻尼天棚控制	横移振动加速度	0.56	46%	0.29	43%	2.23	19.5%

#### 5 结束语

1) 通过对不同速度下的车体横向振动特性进行分析, 得出车体横移振动加剧是造成车体合成横向振动和横向平稳性恶化的主要原因。

2) 通过分析采用以车体合成横向振动和以横移振动为反馈的传统天棚阻尼控制算法对车体横向振动的抑制效果, 得出以横移振动为反馈的传统天棚阻尼控制算法对车体横向振动的控制性能更好。

3) 通过分析采用传统天棚阻尼控制算法和采用虚拟复合阻尼天棚控制算法对车体横向振动的抑制效果, 得出采用虚拟复合阻尼天棚控制算法在抑制车体横向振动, 改善车体横向平稳性方面优于采用传统天棚阻尼控制算法。

#### 参考文献:

[1] 彭飞. 高速列车柔性车体系统动力学研究 [D]. 兰州: 兰州交通大学, 2017.

[2] 陈春俊, 何洪阳, 闫中奎. 气动载荷作用下高速列车横向振动虚拟惯性阻尼半主动控制研究 [J]. 振动与冲击, 2016 (35): 60-64.

[3] 龙广钱, 李博, 陈启新. 列车测速测距设备故障检测系统研究 [J]. 计算机测量与控制, 2020 (1): 16-20.

[4] 吴学杰, 王月明, 张立民, 等. 高速列车横向悬挂主动、半主动控制技术研究 [J]. 铁道学报, 2006, 28 (1): 50-54.

[5] Wei Y J, Qiang H, Wei Li, et al. Study on Lateral Semi-active Suspension Based on Acceleration Damping Control [J]. Journal of the China Railway Society, 2006. 21-27.

[6] 苗欣, 闫德顺, 蔺元臣, 等. 高速悬浮列车车载控制器综合试验台研制 [J]. 计算机测量与控制, 2020 (4): 257-260.

[7] Xiaozhong W, Jiling B U, Yunbing L. Modeling and Simulation Research on Lateral Semi-active Damper on High-speed Train [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011. 117-120.

[8] 宋超, 罗建华, 贾亦卓, 等. 两栖装甲车辆由陆入水过程中车体稳定性分析 [J]. 计算机测量与控制, 2020 (12): 122-125.

[9] Guo K H, Sui J K, Guo Y H. Semi-active control method for a high-speed railway vehicle lateral damper based on skyhook and groundhook hybrid damping [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32 (2): 18-22.

[10] 杨建伟, 黄强, 李伟, 等. 基于加速度阻尼控制的半主动悬挂研究 [J]. 铁道学报, 2006 (5): 21-27.

[11] 陈春俊, 高速列车主动与半主动控制研究 [M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2015.

[12] 李广军, 金炜东, 赵景波. 高速列车横向悬挂系统振动结构研究 [J]. 现代制造工程, 2012 (7): 7-10.

[13] 刘永强, 杨绍普, 廖英英. 高速动车组悬挂系统横向半主动控制仿真分析 [J]. 振动与冲击, 2010 (9): 51-54.

[14] 解雅雯. 基于阻尼多级分段调节的半主动悬架系统 [J]. 计算机测量与控制, 2020 (2): 122-125.