

# 基于 MATLAB 软件的动车组转向架悬挂系统 半主动控制仿真分析\*

曲 双 王 雷 王浙东 徐 强 石昀杭

(中车长春轨道客车股份有限公司高速动车组制造中心,130062,长春//第一作者,正高级工程师)

**摘 要** 基于 CRH2 高速动车组转向架悬挂系统结构,对列车垂直、水平两个方向建立动力学模型。利用模糊控制理论,对影响车辆运行平稳性的沉浮、点头、横移、侧滚及摇头等刚体振动进行控制策略分析。根据半主动控制系统的特性要求,提出采用磁流变阻尼器替换原有油液阻尼,达到降低车体各个方向的振动加速度从而提升车体稳定性的目的。以中国干线铁路轨道功率谱密度为轨面激励发生基础,联合 MATLAB 软件中的 Simulink 模块进行整车性能仿真研究。仿真结果显示,该半主动控制悬挂系统能够较好地抑制两个方向的 5 种振动模式,对于改善车辆运行平稳性、降低转向架所受冲击力有良好的作用,在设计上可使用半主动控制的磁流变悬挂系统代替传统铁道车辆被动悬挂控制。

**关键词** 动车组;转向架悬挂系统;半主动控制;MATLAB 软件;磁流变阻尼器

**中图分类号** U266.2; U270.331

**DOI**:10.16037/j.1007-869x.2021.02.022

## Simulation Analysis of Semi-active Control of EMU Bogie Suspension System Based on MATLAB

QU Shuang, WANG Lei, WANG Zhedong, XU Qiang, SHI Yunhang

**Abstract** Based on the bogie suspension system structure of CRH2 high-speed EMU, the dynamic models of the train in both vertical and horizontal directions are established. Fuzzy control theory is used to control the rigid body vibration that affects the stability of the vehicle, such as floating, nodding, sideways moving, rolling and shaking head. According to the characteristic requirements of semi-active control system, the magnetorheological damping system is proposed to replace the original oil damping system, so as to reduce the vibration acceleration in all directions and to improve vehicle body stability. Taking the power spectral density of China trunk railway track as the basis of rail surface excitation, Simulink module in

MATLAB is used to carry out whole vehicle performance simulation research. Results show that the semi-active control suspension system can effectively suppress 5 vibration modes in 2 directions, creating positive impact on improving vehicle operational stability and reducing impact force on the bogie. At the design level, semi-active magnetorheological suspension system can be used to replace the conventional rail vehicle passive control suspension system.

**Key words** EMU; bogie suspension system; semi-active control; MATLAB software; magnetorheological damper

**Author's address** CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun, China

随着高速列车的不断发展,列车性能研究的重心已经从速度提升转移到列车平稳性和安全性的优化,其有效途径是设计具有大幅衰减车辆振动能力的车辆悬挂系统。在传统的被动减振系统无法根据车辆状况和轨面条件等因素调节自身性能的状况下,半自动控制 and 主动控制的研究和应用取得了一定进展。这类减振系统可以根据车体加速度、局部位移等反馈信号调节阻尼力,保持最佳减振性能。相比于主动减振装置,半主动装置避免了外加能量造成的系统不稳定,同时也降低了对控制技术的要求,使其可以在较小的能量输入条件下实现更稳定的性能。现阶段被广泛使用的半主动减振装置有电流变阻尼器(ERD)和磁流变阻尼器(MRD),其中,磁流变阻尼的半自动控制系统在开发和研究过程中显示出很大的潜能<sup>[1]</sup>。

为了满足动车组在高速运行状态下对平稳性的要求,需要对车体结构振动和刚体振动等方面进行控制。目前,普遍采用的控制方法有天棚阻尼器和 PID(比例-积分-微分)控制。天棚阻尼器控制策略在解决车体弯曲振动方面取得了良好的效

\* 南京工程学院科研创新基金面上项目(CKJB201311)

果<sup>[2]</sup>,PID 控制能够有效减少列车横向加速度<sup>[3]</sup>。但在实际应用中,悬挂复杂的数学模型和不可消除的时滞影响使得这两种控制策略的实用性不强。模糊控制的提出使半主动控制策略有了新的选择。

在研究磁流变阻尼性能、模糊控制策略及动车悬挂系统的过程中,需要对每一个结构进行建模。由于磁流变阻尼的非线性特性、模糊控制的多参数变化,以及车体多自由度的复杂振动,使得手动建立精准的数学模型难度很大,影响后续的仿真,也限制了先进控制理论在悬挂系统中的应用。MATLAB 软件中的 Simulink 模块提供了多种仿真工具,可以直观、精准地对复杂结构进行建模,并利用 MATLAB 软件强大的计算功能,加快半主动悬架系统的研究。

本文利用 MATLAB 软件以及 Simulink 模块进行动力学仿真,并与半主动控制悬架系统及传统被动控制悬架系统的减振性能进行对比。

## 1 动车组转向架悬挂系统动力学模型

CRH2 高速动车组转向架悬挂包括两个系统,一系悬挂装置利用轴箱弹簧和垂向液压减振器降低高频点头振动的产生;二系悬挂装置包括横向减振器、抗蛇形减振器和空气弹簧系统,可用于隔离转向架构架的振动,提升乘客舒适性。CRH2 高速动车组转向架悬挂系统架构如图 1 所示。

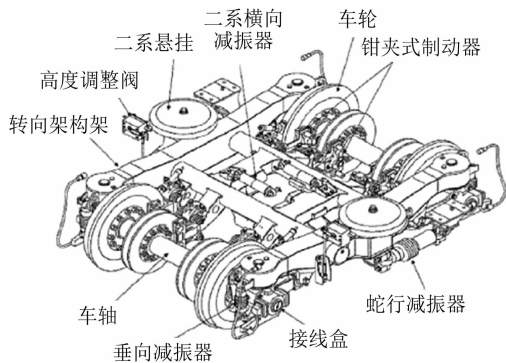


图1 CRH2 高速动车组转向架悬挂系统架构

本文将针对转向架悬挂系统表现出的车辆沉浮、点头及横向振动等影响车身稳定性的问题进行研究。基于车辆及转向架构架均为刚体的假设,将车辆悬挂模型简化为多级弹簧-阻尼系统。悬挂系统的垂向、横向简化模型如图 2~3 所示。其中, $v$  为车体运动速度; $l_c$  为两组转向架之间间距; $l_t$  为两组一系悬架间距离; $l_g$  为两轮轴间距离; $m_c$ 、 $m_f$  分别为

车体、转向架的质量; $J_{c,y}$ 、 $J_{f,y}$  分别为车体、转向架的纵向转动惯量; $z_c$ 、 $z_{f,i}$  分别为车体、转向架纵向位移; $\phi_c$ 、 $\phi_{f,i}$  分别为车体、转向架纵向角位移; $k_{s,z}$ 、 $k_{t,z}$  分别为空气弹簧、一系悬架纵向刚度; $c_{t,z}$ 、 $c_{s,z}$  分别为一系悬架、二系悬架纵向阻尼系数; $h_1$  为转向架重心到空气弹簧与车体接触面距离; $h_2$  为转向架重心到车体重心距离; $M_1$  为一半车体的质量; $M_2$  为 1 台转向架的质量; $y_{c,i}$ 、 $y_{t,i}$ 、 $y_{l,i}$  分别为车体、转向架、轮对的横向运动位移; $C_{p,x}$ 、 $C_{p,y}$ 、 $C_{p,z}$  分别为一系悬挂的纵向、横向和垂向阻尼系数; $K_{p,x}$ 、 $K_{p,y}$ 、 $K_{p,z}$  分别为一系悬挂的纵向、横向和垂向刚度; $C_{s,x}$ 、 $C_{s,y}$ 、 $C_{s,z}$  分别为二系悬挂的纵向、横向和垂向阻尼系数; $K_{s,x}$ 、 $K_{s,y}$ 、 $K_{s,z}$  分别为空气弹簧的悬挂的纵向、横向和垂向刚度; $H_{cB}$  为车体重心到空气弹簧的距离; $H_{Bt}$  为空气弹簧到转向架重心的距离; $H_{tw}$  为转向架重心到轮对轴心的距离; $\psi_c(t)$  为车体角位移随时间变化的函数。

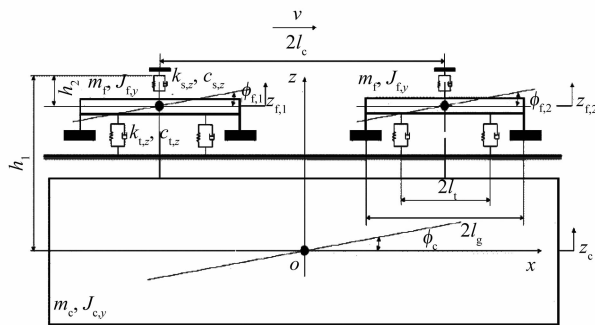


图2 垂向悬挂系统简化模型

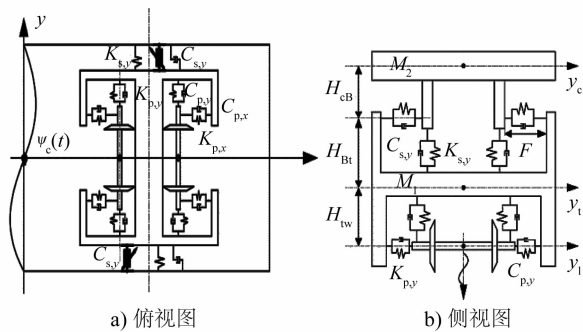


图3 横向悬挂系统简化模型

垂向模型考虑沉浮、点头,共 6 个自由度;横向模型考虑横向振动、摇头、侧滚,共 17 个自由度。根据牛顿第二定律,可得车辆系统各振动方向的动力学模型。

### 1.1 垂向动力学方程

#### 1) 车体沉浮方程:

$$m_c \ddot{z}_c + 4k_{s,z} z_c + 4c_{s,z} \dot{z}_c - 2k_{s,z}(z_{f,1} + z_{f,2}) - 2c_{s,z}(\dot{z}_{f,1} + \dot{z}_{f,2}) = 0 \quad (1)$$

2) 车体点头方程:

$$J_{c,y} \ddot{\phi}_c + 4k_{s,z} l_c^2 \phi_c + 4c_{s,z} l_c^2 \dot{\phi}_c + 2c_{s,z} l_c (\dot{z}_{f,1} - \dot{z}_{f,2}) + 2k_{s,z} l_c (z_{f,1} - z_{f,2}) = 0 \quad (2)$$

3) 转向架垂向沉浮方程:

$$m_f \ddot{z}_{f,i} - 2k_{s,z} z_c - c_{s,z} \dot{z}_c + (2k_{s,z} + 4k_{t,z}) z_{f,i} + (2c_{s,z} + 4c_{t,z}) \dot{z}_{f,i} = \pm (2c_{s,z} l_c \dot{\phi}_c + 2k_{s,z} l_c \phi_c) \quad (3)$$

4) 转向架垂向点头方程:

$$J_{f,i} \ddot{\phi}_{f,i} + 2c_{s,x} h_2 (h_1 \dot{\phi}_c - h_2 \dot{\phi}_{f,i}) + 2k_{s,z} h_2 (h_1 \phi_c - h_2 \phi_{f,i}) + 4c_{t,z} l_t^2 \dot{\phi}_{f,i} + 4k_{t,z} l_t^2 \phi_{f,i} = 0 \quad (4)$$

## 1.2 横向动力学模型

1) 轮对横移运动(当  $j=1$  时,  $i=1,2$ ; 当  $j=2$  时,  $i=3,4$ ):

$$M_w \ddot{y}_{w,i} + 2\{C_{p,y}[\dot{y}_{w,i} - \dot{y}_{t,j} + H_{tw} \dot{\phi}_{t,j} + (-1)^i l_t \psi_{t,j}] + K_{p,y}[y_{w,i} - y_{t,j} + (-1)^i l_t \psi_{t,j} + H_{tw} \phi_{t,j}]\} + 2f_{22} \left( \frac{\dot{y}_{w,i}}{v} - \psi_{w,i} \right) + K_{g,y} y_{w,i} = K_{g,y} (x_y + r_0 x_\theta) \quad (5)$$

2) 轮对摇头运动(当  $j=1$  时,  $i=1,2$ ; 当  $j=2$  时,  $i=3,4$ ):

$$J_{w,z} \ddot{\psi}_{w,i} + 2d_w^2 [C_{p,x}(\dot{\psi}_{w,i} - \dot{\psi}_{t,j}) + K_{p,x}(\psi_{w,i} - \psi_{t,j})] + 2f_{11} \left( \frac{\lambda_w b}{r_0} y_w + \frac{b^2}{v} \dot{\psi}_{w,i} \right) - K_{g,\psi} \psi_{w,i} = 2f_{11} \frac{\lambda_e b}{r_0} (x_y + r_0 x_\theta) \quad (6)$$

3) 转向架横移运动( $i=1,2$ ):

$$M_{t,i} \ddot{y}_{t,i} - 2\{[K_{p,y}(y_{w(2i-1)} - y_{t,i} + H_{tw} \phi_{t,i} - l_t \psi_{t,i}) + C_{p,y}(\dot{y}_{w(2i-1)} - \dot{y}_{t,i} + H_{tw} \dot{\phi}_{t,i} - l_t \dot{\psi}_{t,i})] + [K_{p,y}(y_{w(2i)} - y_{t,i} + H_{tw} \phi_{t,i} + l_t \psi_{t,i}) + C_{p,y}(\dot{y}_{w(2i)} - \dot{y}_{t,i} + H_{tw} \dot{\phi}_{t,i} + l_t \dot{\psi}_{t,i})]\} + 2\{K_{s,y}[y_{t,i} - y_c + H_{Bt} \phi_{t,i} + H_{cb} \phi_c + (-1)^i l_c \psi_c] + \tilde{C}_{s,y}[\dot{y}_{t,i} - \dot{y}_c + H_{Bt} \dot{\phi}_{t,i} + H_{cb} \dot{\phi}_c + (-1)^i l_c \dot{\psi}_c]\} = 0 \quad (7)$$

4) 转向架侧滚运动( $i=1,2$ ):

$$J_{t,x} \ddot{\phi}_{t,i} + 2H_{tw} \{[K_{p,y}(y_{w(2i-1)} - y_{t,i} + H_{tw} \phi_{t,i} - l_t \psi_{t,i}) + C_{p,y}(\dot{y}_{w(2i-1)} - \dot{y}_{t,i} + H_{tw} \dot{\phi}_{t,i} - l_t \dot{\psi}_{t,i})] + [K_{p,y}(y_{w(2i)} - y_{t,i} + H_{tw} \phi_{t,i} + l_t \psi_{t,i}) + C_{p,y}(\dot{y}_{w(2i)} - \dot{y}_{t,i} + H_{tw} \dot{\phi}_{t,i} + l_t \dot{\psi}_{t,i})]\} + 2H_{Bt} \{K_{s,y}[y_{t,i} - y_c + H_{Bt} \phi_{t,i} + H_{cb} \phi_c + (-1)^i l_c \psi_c] +$$

$$\tilde{C}_{s,y}[\dot{y}_{t,i} - \dot{y}_c + H_{Bt} \dot{\phi}_{t,i} + H_{cb} \dot{\phi}_c + (-1)^i l_c \dot{\psi}_c]\} + 4d_w^2 [K_{p,z} \phi_{t,i} + C_{p,y} \dot{\phi}_{t,i}] + 2d_s^2 [(K_{s,z} \phi_{t,i} - \psi_c) + C_{s,z}(\dot{\phi}_{t,i} - \dot{\phi}_c)] - K_{\phi,c}(\phi_c - \phi_{t,i}) = 0 \quad (8)$$

5) 转向架摇头运动( $i=1,2$ ):

$$J_{t,z} \ddot{\psi}_{t,i} - 2l_t \{[K_{p,y}(y_{w(2i-1)} - y_{t,i} + H_{tw} \phi_{t,i} - l_t \psi_{t,i}) + C_{p,y}(\dot{y}_{w(2i-1)} - \dot{y}_{t,i} + H_{tw} \dot{\phi}_{t,i} - l_t \dot{\psi}_{t,i})] - K_{p,y}(y_{w(2i)} - y_{t,i} + H_{tw} \phi_{t,i} + l_t \psi_{t,i}) - \tilde{C}_{p,y}(\dot{y}_{(2i)} - \dot{y}_{t,i} + H_{tw} \dot{\phi}_{t,i} + l_t \dot{\psi}_{t,i})\} + 2d_w^2 \{K_{p,x}[\psi_{t,i} - \psi_{w(2i-1)}] + C_{p,x}[\dot{\psi}_{t,i} - \dot{\psi}_{w(2i-1)}] + K_{p,x}[\psi_{t,i} - \psi_{w(2i-1)}] + C_{p,x}[\dot{\psi}_{t,i} - \dot{\psi}_{w(2i-1)}] - d_s^2(\psi_c - \psi_{t,i})\} = 0 \quad (9)$$

6) 车体横移运动:

$$M_c \ddot{y}_c - 2\{[K_{s,y}(y_{t,1} - y_c + H_{Bt} \phi_{t,1} + H_{cb} \phi_c - l_c \psi_c) + \tilde{C}_{s,y}(\dot{y}_{t,1} - \dot{y}_c + H_{Bt} \dot{\phi}_{t,1} + H_{cb} \dot{\phi}_c - l_c \dot{\psi}_c)] + K_{s,y}(y_{t,2} - y_c + H_{Bt} \phi_{t,2} + H_{cb} \phi_c - l_c \psi_c) + \tilde{C}_{s,y}(\dot{y}_{t,2} - \dot{y}_c + H_{Bt} \dot{\phi}_{t,2} + H_{cb} \dot{\phi}_c - l_c \dot{\psi}_c)\} = 0 \quad (10)$$

7) 车体摇头运动:

$$J_{c,z} \ddot{\psi}_c - 2l_c \{[K_{s,y}(y_{t,1} - y_c + H_{Bt} \phi_{t,1} + H_{cb} \phi_c - l_c \psi_c) + \tilde{C}_{s,y}(\dot{y}_{t,1} - \dot{y}_c + H_{Bt} \dot{\phi}_{t,1} + H_{cb} \dot{\phi}_c - l_c \dot{\psi}_c)] - [K_{s,y}(y_{t,2} - y_c + H_{Bt} \phi_{t,2} + H_{cb} \phi_c - l_c \psi_c) + \tilde{C}_{s,y}(\dot{y}_{t,2} - \dot{y}_c + H_{Bt} \dot{\phi}_{t,2} + H_{cb} \dot{\phi}_c + l_c \dot{\psi}_c)]\} + 2d_s^2 [K_{s,z}(\psi_c - \psi_{t,1}) + C_{s,z}(\dot{\psi}_c - \dot{\psi}_{t,1}) + K_{s,z}(\psi_c - \psi_{t,2}) + C_{s,z}(\dot{\psi}_c - \dot{\psi}_{t,2})] = 0 \quad (11)$$

8) 车体侧滚运动:

$$J_{c,x} \ddot{\phi}_c - 2H_{cb} \{[K_{s,y}(y_{t,1} - y_c + H_{Bt} \phi_{t,1} + H_{cb} \phi_c - l_c \psi_c) + \tilde{C}_{s,y}(\dot{y}_{t,1} - \dot{y}_c + H_{Bt} \dot{\phi}_{t,1} + H_{cb} \dot{\phi}_c - l_c \dot{\psi}_c)] - [K_{s,y}(y_{t,2} - y_c + H_{Bt} \phi_{t,2} + H_{cb} \phi_c + l_c \psi_c) + \tilde{C}_{s,y}(\dot{y}_{t,2} - \dot{y}_c + H_{Bt} \dot{\phi}_{t,2} + H_{cb} \dot{\phi}_c + l_c \dot{\psi}_c)]\} - 2d_s^2 [K_{s,z}(\phi_{t,1} - \phi_c) + C_{s,z}(\dot{\phi}_{t,1} - \dot{\phi}_c) + K_{s,z}(\phi_{t,2} - \phi_c) + C_{s,z}(\dot{\phi}_{t,2} - \dot{\phi}_c)] + K_{\phi,c}[(\phi_c - \phi_{t,1}) + (\phi_c - \phi_{t,2})] = 0 \quad (12)$$

式中:

$x_\theta, x_y$ ——分别为轨道水平、垂直方向不平顺输入;

$\psi_c, \psi_{t,i}, \psi_{w,i}$ ——分别为车体、转向架和轮对的摇头运动角位移;

$\phi_{t,i}$ ——转向架的侧滚角位移;

$M_c, M_t, M_w$ ——分别为车体、转向架、轮对的质量;

$J_{c,z}, J_{t,z}, J_{w,z}$ ——分别为车体、转向架、轮对的摇头转动惯量;

$J_{c,x}, J_{t,x}$ ——分别为车体、转向架的侧滚转动惯量;

$f_{11}, f_{22}$ ——分别为纵向、横向的蠕变系数;

$r_0$ ——车辆滚动圆半径;

$\lambda_e$ ——车轮踏面的等效斜度。

由动力学模型可知,阻尼系数的改变对于振动的幅值衰减周期和峰值的大小有一定的影响,通过半主动控制可以在一定程度上达到减振的目的。

## 2 磁流变阻尼模型

常用的磁流变阻尼采用了相似于传统油液减振器的活塞缸结构,使用磁流体流动模式和剪切模式相结合的工作形式,具有非线性的动力学特性。在建立 MRD 力学模型时,可从伪静力学和动力学两个方面进行。伪静力学模型的建立基于 MRF 的本构关系之一——Bingham 模型、流体的流动特性和阻尼器内部结构,该模型通常被用于 MRD 的设计优化和特性研究;动力学模型的建立依据是对特定型号的 MRD 进行试验得到的试验数据和参数,该模型可用于整体结构仿真模型的建立。MRD 的常用力学模型有 Bingham 模型、非线性双黏性模型和 Sigmoid 模型等<sup>[4]</sup>。

Bingham 模型由 Stanway 等人提出,在稳态剪切场中,其输出阻尼力  $F_d$  的表达式为:

$$F_d = f_y \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (13)$$

输出阻尼力的表达式以其简单的结果,以及较少且物理意义明确的变量,使其在 MRD 研究初期被广泛使用<sup>[5]</sup>。但在随后的研究中发现,Bingham 模型中的关系曲线与试验测量结果拟合精度不高,不能很好地体现 MRD 的非线性特性。随后,基于 MRF 在屈服前后均为塑性、但阻尼系数存在变化的理论——非线性双黏性模型被提出<sup>[6]</sup>。其输出阻尼力  $F$  的表达式为:

$$F = \begin{cases} C_{po} \dot{x} + f_y, & \dot{x} \geq \dot{x}_y \\ C_{pr} \dot{x}, & -\dot{x}_y \leq \dot{x} \leq \dot{x}_y \\ C_{po} \dot{x} - f_y, & \dot{x} \leq -\dot{x}_y \end{cases} \quad (14)$$

式中:

$\dot{x}$ ——活塞运动速度;

$C_{pr}$ ——屈服前阻尼系数;

$C_{po}$ ——屈服后阻尼系数;

$f_y$ ——屈服极限;

$\dot{x}_y$ ——屈服极限速度。

该模型虽然能够描述磁流变效应,但在实际应用中,很难通过试验获取较为精准的阻尼系数。文献[7]以非线性双黏性模型为基础,提出了 Sigmoid 模型。该模型具有较高的试验结果拟合精度,其阻尼力表达式为:

$$F = f_y \frac{1 - e^{\frac{-\beta \dot{x}}{\omega}}}{1 + e^{\frac{-\beta \dot{x}}{\omega}}} + C_0 \dot{x} \quad (15)$$

式中:

$\beta$ ——指数;

$\omega$ ——激励频率;

$C_0$ ——粘滞阻尼系数。

本文基于 Sigmoid 模型以及 Lord 公司提供的磁流变阻尼的相关系数<sup>[8]</sup>,推导出控制电流  $I$  与最大输出阻尼力  $F_{\max}$  的近似关系式:

$$F_{\max} = (-3480.776 I^2 + 12142.055 I + 107.812) \operatorname{sgn}(\dot{x}) + 803.8955 \dot{x}^3 + (-7.8463 I^2 + 25.8342 I + 46.9502) \dot{x}^2 + 5511.725 \dot{x} - 218.203 \quad (16)$$

## 3 模糊控制策略

模糊逻辑控制理论由 L. A. Zadeh 于 1974 年提出<sup>[7]</sup>,该理论的核心是建立对复杂系统或过程进行语言分析的数学模型。近 10 年来,模糊控制技术发展迅速,经常用于半主动悬架系统的性能测试。因磁流体阻尼的数学模型是通过试验数据进行拟合的,并非精确的数学表达模型,因此可使用模糊控制,通过试验数据分析将控制策略简化为一种利用人类智能进行的自动化控制。

本文研究车体横向和纵向振动加速的 5 个来源,分别为车体沉浮、点头、横移、侧滚和摇头。其中,由沉浮、横移、侧滚引起的振动,车体前后端振动方向一致;点头、摇头则使车体前后端振动方向相反。为了抑制振动,可进行期望阻尼力计算。其中,同向振动的表达式为:

$$F_{i,1} + F_{i,2} = Ma_i \quad (i = 1, 2) \quad (17)$$

反向振动的表达式为:

$|F_{i,1} + F_{i,2}| = J\ddot{\phi}_i \quad (i = 1, 2) \tag{18}$

其中,  $i=1,2$  分别表示纵向和横向振动状态;  $F_{i,j}$  表示悬挂系统提供的阻尼力;  $M$  为车体质量;  $a_i$  为车体位移加速度;  $J$  为车体转动惯量;  $\ddot{\phi}_i$  为车体转动角加速度。

为了能够检测上述变量,需要在前后架构中心的对应位置安装加速度传感器。传感器安装位置如图 4 所示。

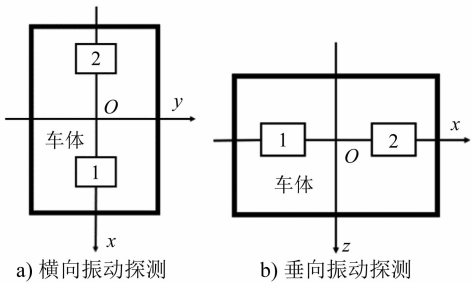


图 4 传感器安装位置

以检测到的加速度为基础,计算出期望阻尼力与实际阻尼力之间的差距,并通过模糊控制器的控制策略得到相应的磁流变阻尼控制电流。其反馈控制结构如图 5 所示。

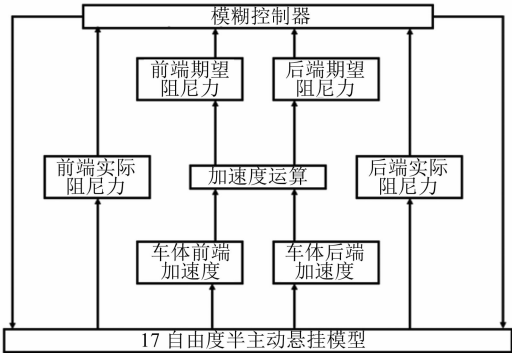


图 5 半主动控制系统框架

本文中模糊控制策略以期望阻尼力与实际阻尼力的差值以及差值的变化率作为模糊控制的输入变量,以阻尼器的输入电流数值作为输出。其中,输入变量的模糊论域调整为  $-6\sim 6$ ,由小到大划分为 5 个等级,分别为 NL、NS、ZE、PS、PL。同时将输出电流的模糊论域调整为  $0\sim 14\text{ A}$ ,并划分为 6 个等级,分别为 ZE、PS、PMS、PML、PL、PE。两种隶属函数采用三角形函数。其函数图如图 6 所示。

以建立的隶属函数为基础,将物理论域的变量转换为相应的模糊论域变量之差,并以减低监测点的位移增长为基本准则来确定模糊控制规则,如表 1 所示。当理想阻尼力与实际阻尼力较大,且

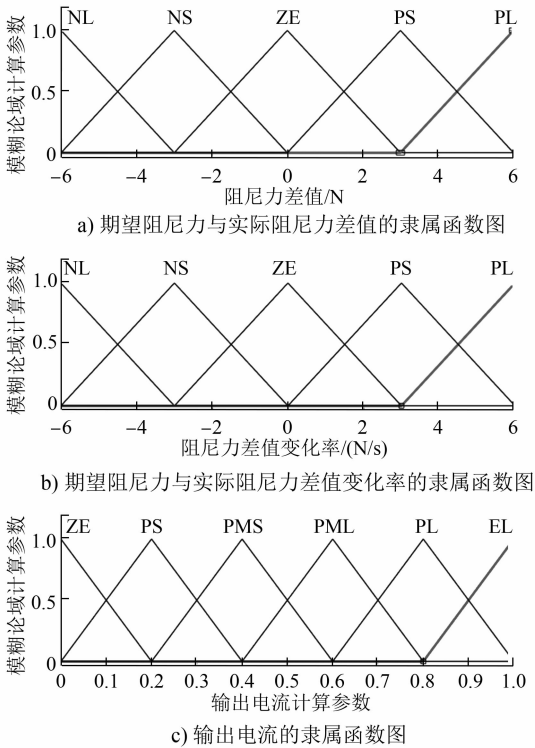


图 6 模糊控制中各个参数的隶属函数关系图

呈现很强的继续增大的趋势时,施加的较大电流,使悬架阻尼系数变大,从而使得振动难以进一步恶化;当上述阻尼力的差值较大但无增长趋势时,应适当增加施加电流,以防止悬挂位移的突然变化。此外,当上述阻尼力的差值很小且无变化趋势时,磁流变阻尼器上不施加电流,从而在列车行驶过程中节省大量能源。其输入、输出关系如表 1 所示。控制策略的平面视图如图 7 所示。

表 1 控制策略表

输出电流计算参数		阻尼力差值的变化率			
阻尼力差值	NL	NS	ZE	PS	PL
NL	EL	PL	PML	EL	EL
NS	PL	PML	PMS	PL	PL
ZE	PML	PMS	ZE	PMS	PML
PS	PL	PML	PMS	PML	PL
PL	EL	PL	PML	PL	EL

4 轨面激励时域数值模拟

在以数值方法进行分析的时域问题中,轨面激励除了可以使用标准试验线实际测量轨道表面不平顺外,还可以进行轨面激励时域建模。其主要方法有滤波白噪声法,AR/ARMA(自回归模型/自回归平均移动模型)法和谐波叠加法。

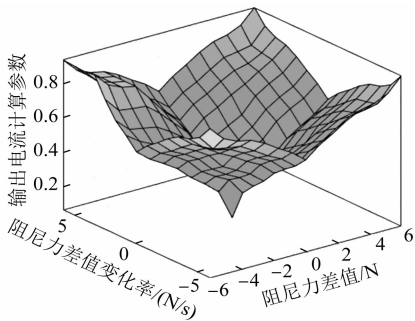


图7 控制策略的平面视图

本文采用滤波白噪声法,即线性滤波法。该方法将轨面不平顺的随机扰动抽象成为满足一定条件的白噪声,经滤波器适当变换而拟合出具有特定谱特征的时域样本函数。以中国干线铁路通用轨道不平顺功率谱密度为基础,结合列车行驶速度进行轨面激励的建立。本文使用水平轨道条件下,200 km/h 运行速度状态下的轨道谱特征参数,相应的功率谱密度  $S(f)$  为:

$$S(f) = \frac{35.484 \, 2 f^2 + 0.081 \, 1}{6 \, 369.446 f^6 + 284.883 \, 8 f^4 + 3.419 \, 9 f^2 + 0.001 \, 5} \quad (19)$$

随机时域数学模型为:

$$\dot{x}(t) + \alpha vx(t) = \xi(t) \quad (20)$$

其协方差需满足:

$$E[\xi(t) \xi(\tau)] = 2\lambda\beta\delta(t - \lambda) \quad (21)$$

其中, $f$ 为空间频率; $x(t)$ 为过滤生成的轨道不平顺样本函数的时间序列; $t$ 为检测时间; $\alpha$ 为与轨道等级相关的常数; $\xi(t)$ 为零均值白噪声输入随机信号; $\beta$ 为轨道不平顺程度常数; $\lambda$ 为因车长造成的时滞;

$\tau$ 为去除时滞后的检测时间; $E(x)$ 为期望值; $\delta(t)$ 为Dirac 广义函数。

在当前速度条件下,各个轮对之间的轨面激励输入存在时滞。根据轮对间的纵向距离,可得各轮对受到的瞬时轨面激励,如表2所示。

表2 各轮对不平顺输入

轮对编号	时域表达式
1	$x(t - (L + 2l)/v)$
2	$x(t - (L + l)/v)$
3	$x(t - l/v)$
4	$x(t)$

注:  $L$  为轮对2与3之间轮轴沿车长方向的距离; $l$ 为轮对编号1与2之间、3与4之间轮轴沿车长方向距离。

### 5 仿真模型框架及仿真结果

利用 MATLAB/Simulink 模块对垂向、横向两个动力学方程分别建立模型。该仿真系统由5个模块组成,包括轨道不平顺输入模块、车辆转向架悬挂系统模型模块、模糊控制模块、磁流变阻尼模型模块和数据输出处理模块,其相互关系如图8所示。

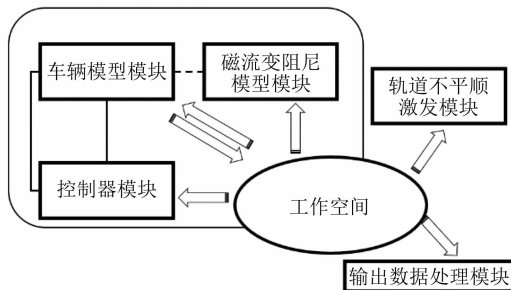


图8 各仿真模块间关系

5种振动模式仿真结果对比如图9所示。由

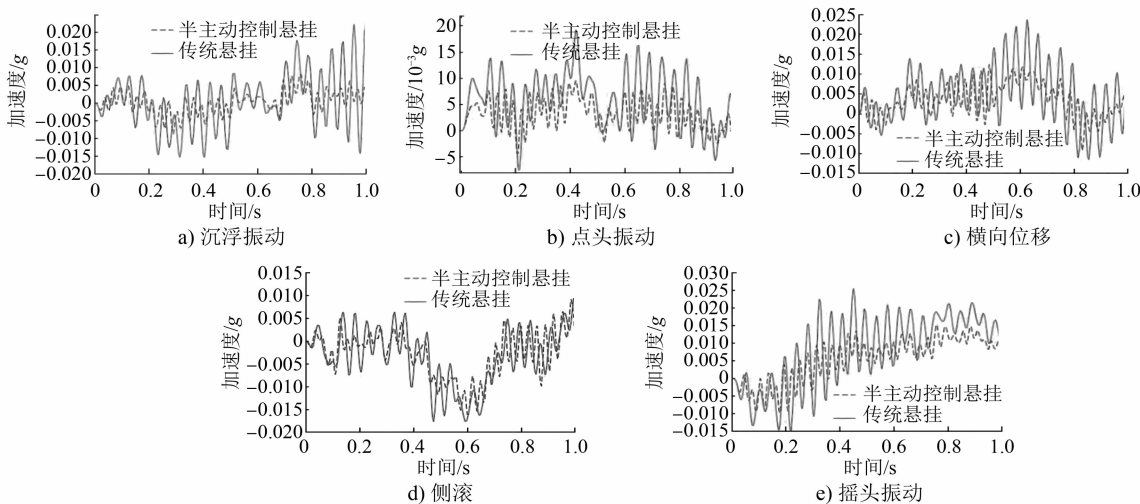


图9 5种振动模式下车体振动加速度时程曲线

(下转第96页)

条件:①将单车超员报警分为“单车超员预警”(单车超员 20%)和“单车超员报警”两级设置;②将整车超员报警分为“列车超员预警”(整列超员 20%)和“列车超员报警”两级设置。③列车速度 $>5\text{ km/h}$ 时,不进行超员预警和报警检测。

考虑到车重检测误差,避免超员误报警,复兴号动车组超员预警值设定为在超员 20%的车重基础上,各车各增加 1.25 t(考虑检测误差 0.85 t 和积灰 0.4 t),即超员报警值设定为车重允许最大限值 66.75 t(最大轴重 68 t)。其中,复兴号 CR400BF 型动车组因 3、6 车较重,无法区分预警和报警两级,故只按 66.75 t 直接设一级报警值。整列列车超员预警和超员报警值为各单车超员预警和超员报警值之和。

## 6 结语

按照上述优化方案,对复兴号动车组列车网络

(上接第 93 页)

图 9 可知,车体振动加速度峰值在不同振动模式下有不同程度的减小。其中,半主动控制条件对车体点头和摇头两种振动的抑制程度较高,相应加速度最大值分别下降了 38.69%和 26.87%。

## 6 结论

1) 采用 Simulink 模块能够较为真实、准确地对多自由度列车振动模型进行仿真研究,具有渐变、灵活的特点。

2) Sigmoid 模型能够在仿真环境中较为贴合地还原磁流变阻尼器的力学特性,其简化的数学模型也减少了整车仿真模型建立的工程量。

3) 模糊控制策略能够有效地抑制列车在各个方向上的振动,从而有效提升列车行驶的平稳性。同时,该策略弱化了时滞影响和整车动力学模型中的参数影响。

4) 在列车横向振动模式中,摇头振动对列车平稳性影响较大;在垂向振动模式中,点头振动对列车平稳性影响较大。

5) 以模糊控制为控制策略的磁流变阻尼器悬

系统(TCMS)和旅客信息系统(PIS)进行了软件升级。经小批量运用考核后,对所有复兴号动车组进行了软件升级。同时随着动车组智能化程度的不断提升,以及传感器精度的不断提高,进一步优化列车超员报警方案,使动车组超员报警功能更精确、阈值设置更合理,更好地满足实际运用需求。

## 参考文献

- [1] 中国铁路总公司. 中国铁路总公司关于印发《时速 350 公里中国标准动车组暂行技术条件》的通知:铁总科技[2014]50 号[Z]. 北京:中国铁路总公司,2014.
- [2] 中国铁路总公司. 时速 350 公里 8 辆编组中国标准动车组采购技术条件:2018TDZC-3-350BD-01-CK[Z]. 北京:中国铁路总公司,2018.

(收稿日期:2020-09-05)

挂系统对于提升整车运行平稳性有着良好的作用。

## 参考文献

- [1] 周丽,张志成. 基于磁流变阻尼器的结构振动优化控制[J]. 振动工程学报,2003(1): 113.
- [2] 陆正刚. 铁道车辆柔刚体系统动力学及结构振动控制研究[D]. 上海:同济大学,2005.
- [3] 李广军,张翠芳,金炜东. 基于 Simulink 的列车横向半主动悬挂系统建模与仿真[J]. 中国铁路,2010(8): 43.
- [4] CHOI S B, LEE S K, PARK Y P. A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001(2): 375.
- [5] 徐赵东,沈亚鹏. 磁流变阻尼器的计算模型及仿真分析[J]. 建筑结构,2003(1): 68.
- [6] 刘中良. 磁流变阻尼器动力学模型的建立和数值模拟研究[D]. 长沙:中南大学,2012.
- [7] 徐赵东,沈亚鹏. 磁流变阻尼器的计算模型及仿真分析[J]. 建筑结构,2003(1): 68.
- [8] ZADEH L A. Outline of a new approach to the analysis of complex systems and decision processes[J]. IEEE Trans on SMC, 1973, 3(1): 28.

(收稿日期:2020-09-05)

欢迎订阅《城市轨道交通研究》

服务热线 021—51030704