

高速列车主动抗蛇行减振器的模型预测控制

李钢¹,王勇¹,石怀龙¹,石俊杰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. 中车唐山机车车辆有限公司 技术研究中心,河北 唐山 063035)

摘要:为提升高速列车的线路运行适应性,设计基于抗蛇行减振器的模型预测控制(MPC)方法,实现基于减振器阻尼值实时调节的车辆蛇行运动稳定性控制。建立考虑线性轮轨接触关系的整车横向7自由度简化动力学模型;减振器考虑为理想Maxwell模型,但阻尼系数实时可调;基于模型预测控制理论设计主动抗蛇行减振器,建立目标函数及约束条件,求解最优阻尼系数;仿真分析主动控制条件的蛇行运动稳定性和运行平稳性以及目标函数对控制效果的影响。结果表明:与被动悬挂相比,采用MPC主动抗蛇行减振器能够有效抑制车辆的蛇行运动,使车辆的临界速度提升30%以上。

关键词:高速列车;模型预测控制;抗蛇行减振器;蛇行稳定性;临界速度

中图分类号:TH703.63 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)02-0166-07

Model Predictive Control of Active Yaw Damper for High-speed EMUS

LI Gang¹, WANG Yong¹, SHI Huailong¹, SHI Junjie²

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

2. P&T Research Center, CRRC Tangshan Co., Ltd., Tangshan 063035, China)

Abstract: In order to enhance the adaptability of high-speed train line operation, the model predictive control (MPC) method based on yaw damper was proposed to realize the stability control of vehicle hunting motion based on real-time adjustment of yaw damping value. A simplified seven-degree-of-freedom dynamic model of the vehicle was established, considering the linear wheel-rail contact relationship. The damper is considered as an ideal Maxwell model, but the damping coefficient can be adjusted in real time. Based on the model predictive control theory, an active yaw damper was designed, and the objective function and constraint conditions were established to obtain the optimal damping coefficient. Simulation analysis was conducted on the active control conditions of hunting movement stability and running stability, and the influence of objective function on the control effect. The results show that compared with the passive suspension, the MPC active yaw damper can effectively suppress the vehicle's hunting motion and increase the critical velocity of the vehicle by over 30%.

Keywords: high-speed train; model predictive control; yaw damper; hunting stability; critical velocity

0 引言

高速列车的轮轨接触关系随着运营里程地增加而逐渐恶化,在车轮磨耗后期或线路条件发生突变(如跨线运行或局部路段钢轨维护状态不佳)时,车辆系统的蛇行运动稳定性裕量不足,在高速运行时一旦出现蛇行失稳会恶化车辆运行平稳性和旅客乘坐舒适性,甚至会引起列车脱轨等安全事故,对线路也会造成破坏。此外,蛇行失稳会造成降速运行或停车,从而导致运营效率下降。而产生蛇行失稳的一个重要原因就是等效锥度的上升。为了让车辆能达到出厂时的等效锥度,当车辆达到一定运行公里数后需要对车轮进行镟修,而频繁的车轮镟修和钢轨打磨,又极大地增加了运营及维护成本。

在无法有效控制车辆蛇行运动的情况下,文献[1]综

述了控制车辆蛇行运动的传统方法,通常采用一、二系悬挂来抑制轮对和构架的摇头和横向运动。但在高速列车长期行驶过程中,车轮踏面或钢轨廓形会发生磨耗,导致等效锥度上升和轮轨关系的恶化。而传统被动悬挂参数取得最优后,车辆系统动力学性能也就达到了极限,若想要进一步改善车辆的动力学性能,就必须开展主动悬挂控制理论与策略研究。

在此背景下,车辆主动控制研究兴起,且成为近年来的研究热点^[2-9]。BRUNI S等^[10]最早提出基于主动抗蛇行减振器的稳定性控制方法,在直线上利用主动控制模拟理想的抗蛇行减振器特性,在曲线上通过判断线路曲线半径和欠超高来主动施加摇头力矩,以均衡前后轮对所承受的轮轨横向力,从而提高转向架的曲线通过性能;晏永等^[11]利用遗传算法迭代得到最优的LQR控制器,可以明显改善乘坐舒适性和操纵稳定性;修源^[12]通过多种控制

基金项目:国家自然科学基金资助项目(U2034210)

第一作者简介:李钢(1996—),男,江苏镇江人,硕士研究生,研究方向为车辆系统动力学。

方法的分析比较,确定选用模糊控制方法建立抗蛇行减振器主动控制系统来实现阻尼分级控制,建立了 SIMPACK 与 Simulink 联合仿真控制系统模型;许文天等^[13]采用模糊天棚控制策略通过分级调节二系横向减振器节流孔的开度,进而调节二系横向阻尼值,实现对车体横向振动的半主动控制。其中,LQR 控制器是对整个时域进行优化求解的,且求解过程中假设控制量不受约束,但是实际情况,控制量是有约束的,而模型预测控制(MPC)方法最大的吸引力在于它具有显式处理约束的能力,并且把无限时域问题分解为在有限时域内求解最优问题。基于预测模型对系统未来动态行为进行预测,把约束条件加到未来时刻的系统状态变量上,可以把约束显式地表现在二次规划问题的求解中。通过模型预测控制,把求解得到的最优阻尼系数施加到铁路车辆抗蛇行减振器上,这种做法还没有人提出。

本文对抗蛇行减振器的主动控制进行了研究,基于最新的模型预测控制方法^[14-16],实时获取车辆的状态量信息,以构架的横移速度和摇头速度为目标函数,对车辆系统的输出、输入和输入增量进行约束,设计可调节阻尼的抗蛇行减振器,期望可以显著提高车辆的蛇行运动临界速度并改善运行平稳性。

1 车辆系统横向动力学模型

考虑将高速列车主动控制系统车体与转向架之间的抗蛇行减振器替换为阻尼可调减振器。

影响车体横向振动的有横移、摇头和侧滚 3 个自由度;为了简化计算,采用构架和轮对刚性连接,所以只考虑前后构架的横移和摇头运动 4 个自由度。为了实现主动控制算法的仿真分析,需要对控制系统的输入、输出等环节建立合理的数学模型和框架。

1.1 主动抗蛇行减振器模型

高速列车在车体和转向架之间沿纵向布置抗蛇行减振器,可以产生车体与转向架之间的回转力矩,从而有效地抑制车辆的蛇行运动,保证车辆具有足够的横向稳定性,确保行车安全和乘坐舒适性。作为高速列车的重要悬挂元件,抗蛇行减振器的主动控制策略的设计显得尤为重要。

设计抗蛇行减振器的主动控制策略,可以将减振器等效成一个弹簧和阻尼相串联的模型,该模型通常称为 Maxwell 模型^[17],如图 1 所示。

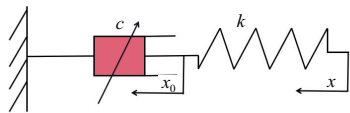


图 1 主动抗蛇行减振器模型

假设减振器串联刚度系数为 k ;串联阻尼系数为 c ;减振器活塞位移为 x_0 ;减振器端部收到位移为 x 的输入,则减振器系统微分方程如下:

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

减振器阻尼力为

$$F=c\dot{x}_0 \quad (2)$$

通过实时改变减振器的阻尼系数从而改变减振器端部产生的力的效果,进而抑制构架和车体的摇头运动,并改善车辆的蛇行运动。

1.2 整车 7 自由度横向模型

参考文献[18]建立整车 7 自由度横向简化动力学模型,采用刚性定位转向架。车辆系统横向运动自由度包括 1 位和 2 位构架的横移和摇头,车体的横移、摇头和侧滚。取车辆前进方向为 x 轴,水平向左为 y 轴,右手定则确定 z 轴。

刚性转向架是轮对定位刚度趋于无穷大的转向架,轮对与转向架刚性约束成一个整体(实际中一般不存在)。为了简化车辆模型和方便计算,本节把转向架看成与轮对刚性连接。

基于上述假设,只考虑轨道方向的不平顺引起的前后转向架的横移和摇头以及车体的横移、摇头和侧滚,并建立线性轮轨蠕滑关系。表 1 给出了车辆模型符号含义。参考文献[19],车辆在轨道局部坐标系下的动力学微分方程为式(3)一式(8)。

表 1 模型参数定义

参数	定义	参数	定义
m_e/mg	车体质量	$I_{b2}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	构架摇头惯量
m_{b1}/mg	1 位构架质量	$I_{c2}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	车体摇头惯量
m_{b2}/mg	2 位构架质量	$I_{cx}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	车体侧滚惯量
b/mm	滚动圆横向跨距之半	H/mm	车体中心到二系悬挂等效点高度
r_0/mm	名义滚动圆半径	$k_{sx, sy, sz}/(\text{N/m})$	二系空簧 3 个方向刚度
λ	等效锥度	$c_{sx, sy, sz}/(\text{Ns/m})$	二系空簧 3 个方向阻尼
f	蠕滑系数	$k_{yaw}/(\text{N/m})$	抗蛇行减振器等效刚度
L_b/mm	构架轴距之半	w_s/mm	空簧横向跨距之半
L/mm	车体定距之半	w_{yaw}/mm	抗蛇行减振器横向跨距之半

构架横移微分方程:

$$m_{b1} \ddot{y}_{b1} = -4f \left(\frac{\dot{y}_{b1}}{v} - \varphi_{b1} \right) + F_{ysl1} + F_{ysr1} \quad (3)$$

$$m_{b2} \ddot{y}_{b2} = -4f \left(\frac{\dot{y}_{b2}}{v} - \varphi_{b2} \right) + F_{ysl2} + F_{ysr2}$$

构架摇头微分方程:

$$I_{b2} \ddot{\varphi}_{b1} = -4f \left[\frac{(b^2 + L_b^2) \dot{\varphi}_{b1}}{v} + \frac{\lambda b}{r_0} y_{b1} \right] + w_s (F_{xsr1} - F_{xsl1}) + w_s \varphi_{b1} (F_{ysr1} - F_{ysl1}) + w_{yaw} (F_{yawr1} - F_{yawl1})$$

$$I_{b2} \ddot{\varphi}_{b2} = -4f \left[\frac{(b^2 + L_b^2) \dot{\varphi}_{b2}}{v} + \frac{\lambda b}{r_0} y_{b2} \right] + w_s (F_{xsr2} - F_{xsl2}) + w_s \varphi_{b2} (F_{ysr2} - F_{ysl2}) + w_{yaw} (F_{yawr2} - F_{yawl2}) \quad (4)$$

车体横移微分方程:

$$m_c \ddot{y}_c = -(F_{ysl1} + F_{ysr1} + F_{ysl2} + F_{ysr2}) \quad (5)$$

车体摇头微分方程:

$$I_{cz} \ddot{\varphi}_c = w_s (F_{asl1} - F_{xsr1} + F_{asl2} - F_{xsr2}) + L_c (F_{ysl2} + F_{ysr2} - F_{ysl1} + F_{ysr1}) + w_{yau} (F_{yauel1} + F_{yauel2} - F_{yauel1} - F_{yauel2}) \quad (6)$$

车体侧滚微分方程:

$$I_{cx} \ddot{\theta}_c = w_s (F_{zslr1} - F_{zsr1} + F_{zslr2} - F_{zsr2}) + H (F_{ysl1} + F_{ysr1} + F_{ysl2} + F_{ysr2}) \quad (7)$$

抗蛇行减振器微分方程:

$$\begin{aligned} \dot{x}_{yauel1} &= k_{yau} [x_{yauel1} + w_{yau} \varphi_{b1}] / c_{yauel1} - \dot{\varphi}_c w_{yau} \\ \dot{x}_{yauel2} &= k_{yau} [x_{yauel2} + w_{yau} \varphi_{b1}] / c_{yauel2} - \dot{\varphi}_c w_{yau} \\ \dot{x}_{yauel1} &= k_{yau} [x_{yauel1} + w_{yau} \varphi_{b1}] / c_{yauel1} - \dot{\varphi}_c w_{yau} \\ \dot{x}_{yauel2} &= k_{yau} [x_{yauel2} + w_{yau} \varphi_{b1}] / c_{yauel2} - \dot{\varphi}_c w_{yau} \end{aligned} \quad (8)$$

式中: y_{b1} 、 y_{b2} 、 y_c 分别是 1、2 位构架和车体的横移量; φ_{b1} 、 φ_{b2} 、 φ_c 分别是 1、2 位构架和车体的摇头角; θ_c 是车体的侧滚角; x_{yauel1} 、 x_{yauel2} 、 x_{yauel1} 、 x_{yauel2} 是 1、2 位抗蛇行减振器中部位移。

二系横向力:

$$\begin{aligned} F_{ysl1} &= k_{sy} [y_c - L\varphi_c + H\theta_c - y_{b1}] + c_{sy} [\dot{y}_c - L\dot{\varphi}_c + H\dot{\theta}_c - \dot{y}_{b1}] \\ F_{ysr1} &= F_{ysl1} \\ F_{ysl2} &= k_{sy} [y_c - L\varphi_c + H\theta_c - y_{b2}] + c_{sy} [\dot{y}_c - L\dot{\varphi}_c + H\dot{\theta}_c - \dot{y}_{b2}] \\ F_{ysr2} &= F_{ysl2} \end{aligned} \quad (9)$$

二系纵向力:

$$\begin{aligned} F_{xsl1} &= k_{sx} w_s [\varphi_{b1} - y_c] + c_{sx} w_s [\dot{\varphi}_{b1} - \dot{y}_c] \\ F_{xsr1} &= -F_{xsl1} \\ F_{xsl2} &= k_{sx} w_s [\varphi_{b2} - y_c] + c_{sx} w_s [\dot{\varphi}_{b2} - \dot{y}_c] \\ F_{xsr2} &= -F_{xsl2} \end{aligned} \quad (10)$$

二系垂向力:

$$\begin{aligned} F_{zsl1} &= F_{zsl2} = k_{sz} w_s \theta_c + c_{sz} w_s \dot{\theta}_c \\ F_{zsr1} &= F_{zsr2} = -F_{zsl1} \end{aligned} \quad (11)$$

可变阻尼抗蛇行减振器产生纵向力:

$$\begin{aligned} F_{yauel1} &= k_{yau} [x_{yauel1} + w_{yau} \varphi_{b1}] \\ F_{yauel2} &= k_{yau} [x_{yauel2} + w_{yau} \varphi_{b1}] \\ F_{yauel1} &= k_{yau} [x_{yauel1} + w_{yau} \varphi_{b1}] \\ F_{yauel2} &= k_{yau} [x_{yauel2} + w_{yau} \varphi_{b1}] \end{aligned} \quad (12)$$

综上,令状态量为

$$\mathbf{x} = [y_{b1}, \dot{y}_{b1}, \varphi_{b1}, \dot{\varphi}_{b1}, y_{b2}, \dot{y}_{b2}, \varphi_{b2}, \dot{\varphi}_{b2}, y_c, \dot{y}_c, \varphi_c, \dot{\varphi}_c, \theta_c, \dot{\theta}_c, x_{yauel1}, x_{yauel2}, x_{yauel1}, x_{yauel2}]^T \quad (13)$$

控制量为

$$\mathbf{u} = [c_{yauel1}, c_{yauel2}, c_{yauel1}, c_{yauel2}]^T \quad (14)$$

则上述车辆动力学微分方程可整理成下述状态空间表达式:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (15)$$

根据 7 自由度整车横向振动数学模型,利用 Matlab 进行数值仿真计算得到实时的车辆状态量信息,输入给 MPC 控制器,根据优化目标求解二次规划问题得出最优的阻尼系数,输出给车辆数学模型,从而计算下一采样时

刻的车辆状态信息,形成图 2 所示的闭环控制系统。

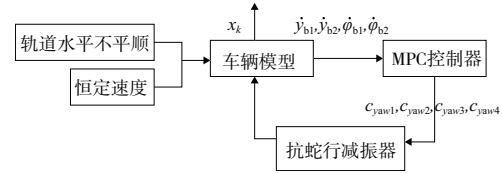


图 2 闭环控制系统

2 MPC 抗蛇行减振器主动控制

基于模型预测控制,设计主动抗蛇行减振器,建立目标函数及约束条件,求解出最优的阻尼系数。

主动抗蛇行减振器的控制策略如图 3 所示,首先将控制对象(高速车辆)状态变量 $x(k)$ 作为预测模型的输入;通过预测模型来预测车辆状态 Y ;选取构架的横移速度和摇头角速度作为控制目标,添加其约束条件,进行预测转化;在采样周期内求解得到目标函数,计算预测输入;最后将求解得到的第一组控制量(即抗蛇行减振器的最优阻尼系数)传递给主动抗蛇行减振器,并将车辆的输出状态 $x(k)$ 作为下一次求解目标函数的输入,实现系统的滚动优化。

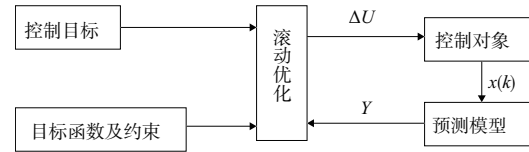


图 3 MPC 控制策略

2.1 预测模型建立

将车辆非线性模型进行线性化,求得系统雅克比矩阵并转化成线性状态空间表达式:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) \end{cases} \quad (16)$$

系数矩阵为计算得到的雅克比矩阵: $\mathbf{A} = \partial \mathbf{f} / \partial \mathbf{x}$, $\mathbf{B} = \partial \mathbf{f} / \partial \mathbf{u}$, 输出矩阵为

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \cdots & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \quad (17)$$

所以输出变量为

$$\mathbf{y} = [\dot{y}_{b1}, \dot{\varphi}_{b1}, \dot{y}_{b2}, \dot{\varphi}_{b2}]^T \quad (18)$$

采用一阶差商法对式(16)进行离散化如式(19)。

$$\begin{cases} \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}(k)\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}(k)\mathbf{u}(k) + \mathbf{d}(k) \\ \mathbf{y}(k) = \mathbf{C}(k)\mathbf{x}(k) \end{cases} \quad (19)$$

式中 $\mathbf{d}(k)$ 为可测误差,实际上是由于对模型线性离散化而引起的误差,可表示为

$$\mathbf{d}(k) = \mathbf{x}(k+1) - \mathbf{A}(k)\mathbf{x}(k) - \mathbf{B}(k)\mathbf{u}(k) \quad (20)$$

式(19)的系统矩阵和控制矩阵可分别表示为: $\mathbf{A}(k) = \mathbf{I} + \mathbf{T}\mathbf{A}$, $\mathbf{B}(k) = \mathbf{T}\mathbf{B}$, $\mathbf{T}$ 为采样步长。

为了得到关于控制增量的状态方程,构建新的状态向量:

$$\xi(k) = \begin{bmatrix} x(k) \\ u(k-1) \end{bmatrix} \quad (21)$$

则系统 $k+1$ 时刻的状态可表示为

$$\xi(k+1) = \begin{bmatrix} A(k)x(k) + B(k)u(k) \\ u(k-1) + \Delta u(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d(k) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

整理式(19)和式(20)可以得到新的状态空间方程:

$$\begin{cases} \xi(k+1) = \bar{A}_k \xi(k) + \bar{B}_k \Delta u(k) + \bar{d}_k \\ y(k) = \bar{C}_k \xi(k) \end{cases} \quad (23)$$

$$\text{式中 } \bar{A}_k = \begin{bmatrix} A(k) & B(k) \\ 0_{N_u \times N_x} & I_{N_u} \end{bmatrix}, \bar{B}_k = \begin{bmatrix} B(k) \\ I_{N_u} \end{bmatrix}, \bar{d}_k = \begin{bmatrix} d(k) \\ 0_{N_u} \end{bmatrix},$$

$\bar{C}_k = [C(k) \quad 0_{N_y \times N_u}]$ 。 N_x 和 N_u 分别为状态量个数和控制量个数, N_y 是输出量个数。

根据式(23)进行状态预测, k 时刻系统的输出定义为

$$Y = \begin{bmatrix} y(k+1) \\ y(k+2) \\ \vdots \\ y(k+N_c) \\ \vdots \\ y(k+N_p) \end{bmatrix} \quad (24)$$

k 时刻系统的输入定义为

$$\Delta U = \begin{bmatrix} \Delta u(k) \\ \Delta u(k+1) \\ \vdots \\ \Delta u(k+N_c) \end{bmatrix} \quad (25)$$

式中: N_p 为预测时域; N_c 为控制时域。

将系统未来时刻的输出以矩阵的形式给出:

$$Y = \Psi \xi(k) + \Theta \Delta U(k) + \Gamma \Phi(k) \quad (26)$$

$$\text{式中: } \Psi = \begin{bmatrix} \bar{C}_k \bar{A}_k \\ \bar{C}_k \bar{A}_k^2 \\ \vdots \\ \bar{C}_k \bar{A}_k^{N_c} \\ \vdots \\ \bar{C}_k \bar{A}_k^{N_p} \end{bmatrix}; \Gamma = \begin{bmatrix} \bar{C}_k & 0 & \cdots & 0 \\ \bar{C}_k \bar{A}_k & \bar{C}_k & \cdots & 0 \\ \bar{C}_k \bar{A}_k^2 & \bar{C}_k \bar{A}_k & \bar{C}_k & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \bar{C}_k \bar{A}_k^{N_p-1} & \cdots & \cdots & \bar{C}_k \end{bmatrix}$$

$$\Theta = \begin{bmatrix} \bar{C}_k \bar{B}_k & 0 & 0 & 0 \\ \bar{C}_k \bar{A}_k \bar{B}_k & \bar{C}_k \bar{B}_k & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \bar{C}_k \bar{A}_k^{N_c-1} \bar{B}_k & \bar{C}_k \bar{A}_k^{N_c-2} \bar{B}_k & \cdots & \bar{C}_k \bar{B}_k \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \bar{C}_k \bar{A}_k^{N_p-1} \bar{B}_k & \bar{C}_k \bar{A}_k^{N_p-2} \bar{B}_k & \cdots & \bar{C}_k \bar{A}_k^{N_p-N_c-1} \bar{B}_k \end{bmatrix}$$

$$\Phi(k) = [d(k) \quad d(k+1) \quad \cdots \quad d(k+N_p)]^T$$

2.2 目标函数建立

系统的控制目标是使得构架的蛇行运动能够尽快地收敛,并且避免过大的阻尼系数变动带来对系统的影响,

因此将评价函数定义为

$$J_{\min} = \sum_{i=1}^{N_c} \|\Delta u(k+i)\|_R^2 + \rho \varepsilon^2 + \sum_{i=1}^{N_p} \|y'(k+i) - y_{\text{ref}}(k+i)\|_Q^2 \quad (27)$$

式中: $y' = [\dot{y}_{b1}, \dot{y}_{b2}, \dot{\phi}_{b1}, \dot{\phi}_{b2}]$ 。因为控制目标是让输出尽快收敛,所以该问题是一个简单镇定问题; $y_{\text{ref}} = [0, 0, 0, 0]$; Q 和 R 分别为系统输出量和控制增量的权重矩阵,一般为正定矩阵,从而保证求解的目标函数是凸函数。等号右边第一项反映了抗蛇行减振器阻尼平稳变化的要求,第二项反映了整个系统对于收敛的响应能力。综合比较后,选取构架的横移速度和摇头角速度作为控制目标,车辆的横向稳定性表现更好。

2.3 约束条件设计

二次规划为非线性规划的一种,若某非线性规划的目标函数为自变量 x 的二次函数,约束条件又全是线性的,就称这种规划为二次规划。为了把求解最优控制序列问题转化为二次规划问题,需要加入系统的线性约束。

给出系统的控制量约束和控制增量约束,即抗蛇行减振器的阻尼阈值和阻尼变化率(响应速度)的阈值。

$$\begin{cases} u_{\min} \leq u(k+i) \leq u_{\max}, & i=0, 1, 2, \dots, N_c-1 \\ \Delta u_{\min} \leq \Delta u(k+i) \leq \Delta u_{\max}, & i=0, 1, 2, \dots, N_c-1 \end{cases} \quad (28)$$

在实际的车辆系统中系统的输出约束包括构架最大横移速度(1 m/s)和最大摇头角速度(10°/s):

$$y'_{\min} \leq y'(k+i) \leq y'_{\max}, \quad i=0, 1, 2, \dots, N_p-1 \quad (29)$$

2.4 求解优化问题

综合约束条件,将目标函数转化为二次规划问题求解,每个周期内的优化问题描述为

$$\begin{cases} \min J(\xi(k), \Delta U(t)) \\ \text{s.t. } C_u \Delta U(t) \leq b \end{cases} \quad (30)$$

式中:

$$C_u = \begin{bmatrix} K & 0_{N_c \times 1} \\ -K & 0_{N_c \times 1} \\ I_{N_c \times N_c} & 0_{N_c \times 1} \\ -I_{N_c \times N_c} & 0_{N_c \times 1} \\ \Theta & 1_{N_c \times 1} \\ -\Theta & 1_{N_c \times 1} \end{bmatrix} \quad b = \begin{bmatrix} U_{\max} - U(t-1) \\ -U_{\min} + U(t-1) \\ \Delta U_{\max} \\ -\Delta U_{\max} \\ Y_{\max} - \Psi \xi(k) - \Gamma \Phi(k) \\ -Y_{\min} + \Psi \xi(k) + \Gamma \Phi(k) \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 1 & 1 & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

求解式(30)可得到最优控制增量序列,见式(31)。

$$\Delta U^* = \begin{bmatrix} \Delta u(k)^* \\ \Delta u(k+1)^* \\ \vdots \\ \Delta u(k+N_c-1)^* \end{bmatrix} \quad (31)$$

将 ΔU^* 中第一个元素作为实际控制量作用于系统:

$$u(k) = u(k-1) + \Delta u(k)^* \quad (32)$$

因为系统的控制量为抗蛇行减振器的阻尼系数,二次规划求解得到的是阻尼系数增量,所以最终抗蛇行减振器的输出阻尼为

$$c_{\text{yawr}}(k) = c_{\text{yawr}}(k-1) + \Delta u(k)^* \quad (33)$$

在下一个控制周期,重复上述过程,通过在线滚动优化实现车辆横向稳定性控制。

3 仿真计算和结果分析

3.1 MPC 控制器参数

选择武广高铁客运专线(设计 350 km/h)作为仿真的激励输入并根据车辆的不同运行速度来比较动力学性能。设置被动控制时抗蛇行减振器的固定阻尼为 $3 \times 10^5 \text{ (N} \cdot \text{s/m)}$ 。表 2 为控制器参数。

表 2 控制器参数

参数	数值
T/s	0.01
N_p	30
N_c	4
Q	$\begin{bmatrix} 5 \times 10^4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 6 \times 10^5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5 \times 10^4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6 \times 10^5 \end{bmatrix}$
R	5×10^{-6}
$u/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	$\pm 6 \times 10^6$
$\Delta u/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	$\pm 1 \times 10^3$

3.2 蛇行稳定性对比

为了对比被动悬挂车辆和主动抗蛇行减振器车辆的临界速度,车辆在不同速度下的构架横移时间历程曲线如图 4 和图 5 所示。由图 4(a)可见,被动悬挂传统车辆在 310 km/h 速度下运行时,当武广谱激励消失后,构架横移量随时间的延续而收敛到平衡位置,由此可见在该速度下的车辆系统是稳定的。由图 4(b)可见,当车辆在速度 311 km/h 运行时,撤销武广谱激励后,构架横移量随时间的延续会最终收敛于一个极限环状态,不再处于平衡位置。因此可以判断传统被动悬挂车辆蛇行失稳临界速度为 310 km/h。用相同的方法求得带有主动抗蛇行减振器车辆的时程曲线如图 5 所示。在时速 411 km/h 以上时撤销轨道谱后,随着时间的增加控制系统未能把车辆系统控制到收敛域内,并且也表现为极限环的形式,所以判定此时的车辆临界速度为 410 km/h。因而蛇行失稳临界速度提升了 32.3%。

为了进一步研究车辆运行稳定性,让车辆在激励下直线运行,对不同行驶速度构架端部加速度进行了对比,如表 3 所示。参考文献[20],构架质心加速度与构架端部

加速度的关系可以简单地用一个增益来表示,本文默认构架端部加速度是质心加速度的 1.15 倍。由于主动抗蛇行减振器有效抑制了构架的横移和摇头运动,采用主动控制后的构架端部加速度幅值有所减少,且在 310 km/h 之后变得明显。当车辆运行时速达到 310 km/h (被动悬挂临界速度)时,带有主动控制的车辆系统其构架端部横向最大加速度幅值减少了 31%,加速度方均根值减少了 33%。在运行速度 350 km/h 时,带有主动控制的车辆系统,其构架端部横向最大加速度幅值减少了 28%,加速度方均根值减少了 50%。

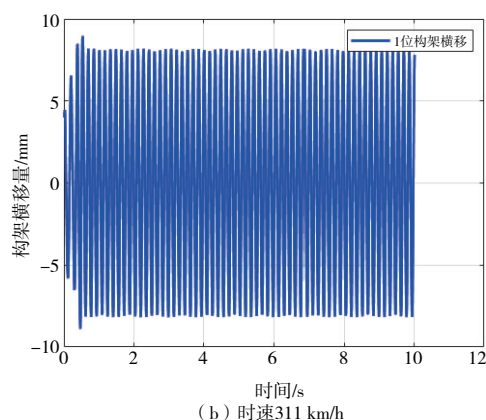
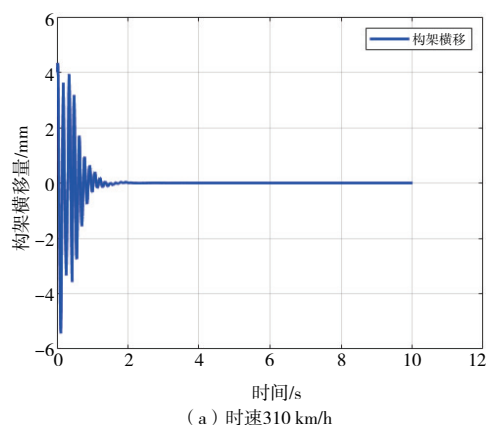
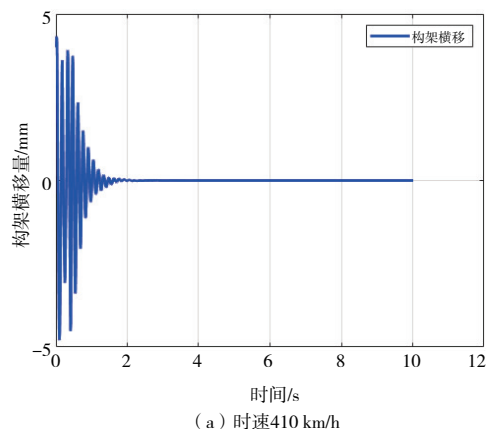


图 4 被动悬挂车辆构架横移时程曲线



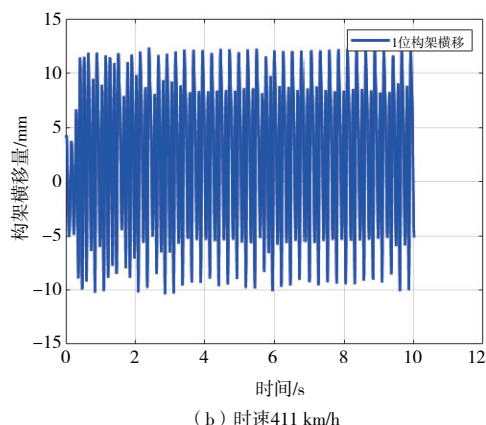


图5 主动控制车辆构架横移时程曲线

表3 主动、被动构架端部横向加速度对比

速度/ (km/h)	主动		被动	
	幅值 $\times g$	方均根 $\times g$	幅值 $\times g$	方均根 $\times g$
250	1.13	0.39	1.31	0.47
300	1.13	0.39	1.31	0.47
305	1.51	0.61	2.27	0.91
310	1.52	0.70	2.20	1.05
315	1.44	0.61	2.08	1.00
320	1.31	0.53	2.40	0.90
350	1.61	0.61	2.26	1.21
380	1.61	0.65	2.16	0.84

3.3 横向运行平稳性对比

为了比较传统被动悬挂和主动控制车辆运行平稳性,表4展示了不同运行速度下两种车辆的横向加速度,图6则对车辆平稳性指标进行了对比。主动抗蛇行减振器抑制构架蛇形运动的同时抑制了车体的横移,可以看出采用主动控制后的车体横向加速度有所减少。当车辆运行时速达到310 km/h(被动悬挂临界速度)时,主动控制车辆系统其车体横向最大加速度幅值衰减了32%,加速度方均根值减少了50%,车辆平稳性指标降低了21%。时速350 km/h时,主动控制车辆系统的车体横向最大加速度减少了50%,方均根值减少了58%,车辆运行平稳性指标降低了23%。图6展示了主动控制和被动悬挂两种方案时车体横向平稳性指标的差异。

表4 主动、被动车体横向加速度对比

速度/ (km/h)	主动		被动	
	幅值 $\times g$	均方根 $\times g$	幅值 $\times g$	均方根 $\times g$
250	0.11	0.04	0.18	0.08
300	0.15	0.06	0.22	0.12
305	0.12	0.05	0.26	0.14
310	0.17	0.07	0.25	0.14
315	0.12	0.05	0.26	0.12
320	0.13	0.06	0.29	0.14
350	0.16	0.06	0.32	0.14
380	0.16	0.07	0.23	0.12

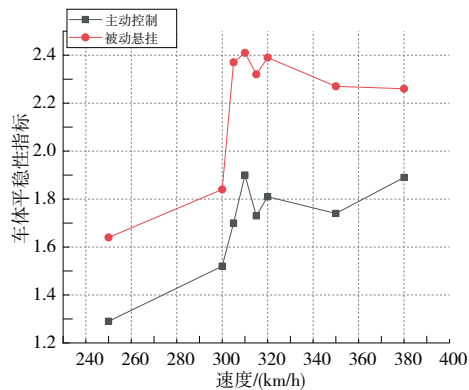


图6 车辆横向运行平稳性对比

在310 km/h和350 km/h速度下,对有无主动控制系统的车辆做频谱分析,如图7、图8所示(本刊黑白印刷,相关疑问请咨询作者)。其中在310 km/h主动控制车辆系统的构架和车体主频幅值较被动系统分别降低了70%和75%。随着速度的提升,构架和车体的主频能量有所提升,在350 km/h下主动抗蛇行减振器车辆的构架主频幅值减少了62.5%,车体主频幅值减少了50%。

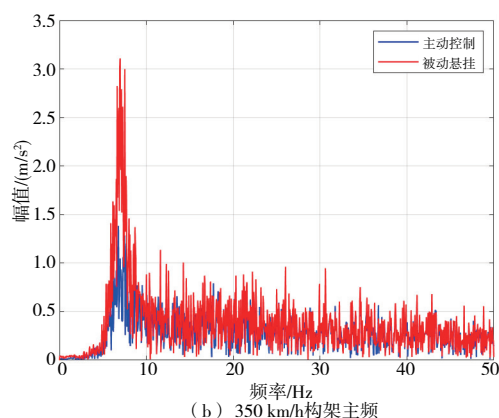
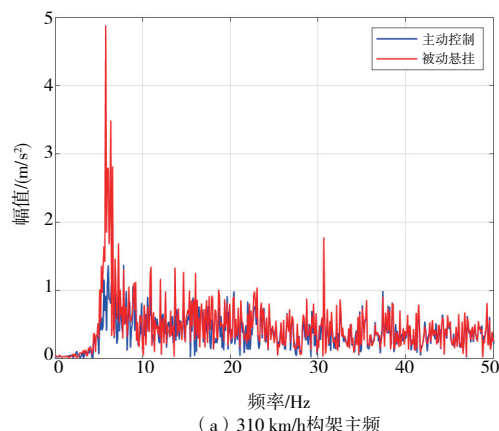
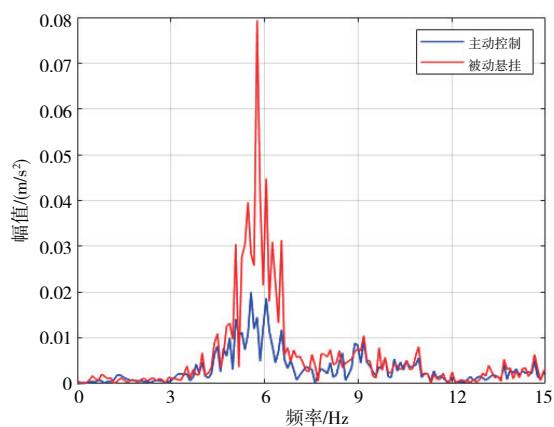


图7 构架横向加速度频谱对比

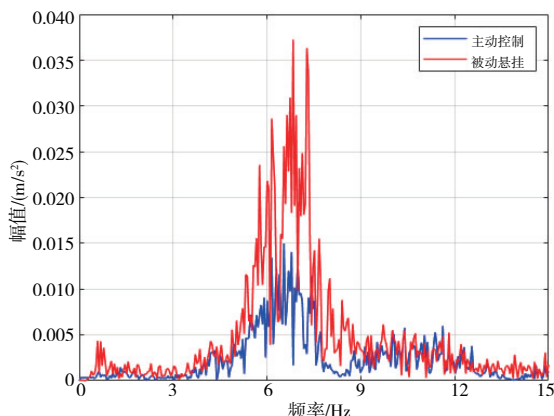
3.4 目标函数对比

对于目标函数的选取有两种方案:

选取构架的横移量和摇头角作为控制目标(方案a);
选取构架的横移速度和摇头角速度作为控制目标(方案b)。



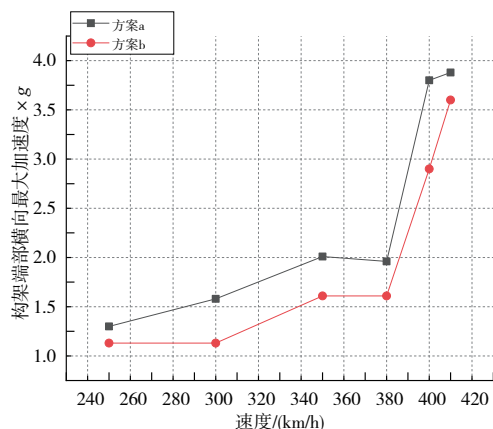
(a) 310 km/h车体主频



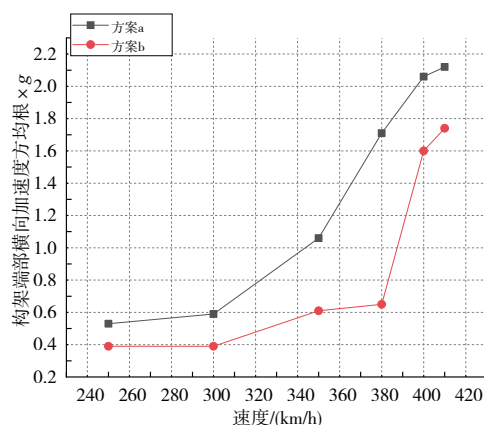
(b) 350 km/h车体主频

图8 车体横向加速度频谱对比

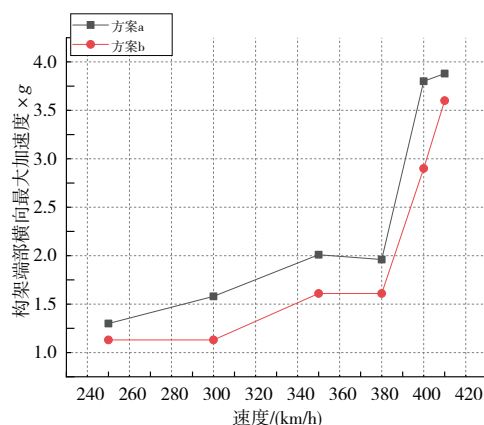
对比在不同速度下两种方案对车辆横向振动的影响,结果见图9。两种控制目标所呈现的趋势几乎一样,但无论是构架加速度还是平稳性指标,方案b都要优于方案a。车速达410 km/h(主动控制下的临界速度)时,采用方案b比方案a构架横向加速度幅值减少了7%,方均根衰减了18%,同时平稳性指标减少了10%。影响车辆动力学性能的状态量主要为加速度,而不是位移,且模型预测控制方案只能以状态量为控制目标,所以选取速度作为控制目标,控制效果会更好。综上,在选取高速车辆目标函数时,以构架的横移速度和摇头角速度为约束目标更符合实际运行要求。



(a) 构架端部横向最大加速度



(b) 构架端部横向加速度方均根



(c) 车体横向平稳性指标

图9 车辆横向运行平稳性对比

4 结语

1) 在原有悬挂和车辆参数不变的情况下,通过实时控制抗蛇行减振器的阻尼系数,可以抑制车体和构架的蛇行运动,使车辆临界速度提升32%。同时,车速为310 km/h(被动悬挂的临界速度)时,带有主动控制车辆系统其构架端部横向加速度幅值和方均根值分别降低了31%和33%。

2) 抗蛇行减振器的主动控制可有效提升车辆运行平稳性。车速为310 km/h(被动悬挂临界速度)时,带有主动控制车辆的车体横向加速度方均根值减少了50%;横向平稳性指标降低了21%;构架和车体主频幅值较被动系统降低了大约70%,主要减振频带集中在5~8 Hz。可见抗蛇行主动控制减振器能够有效提升车辆横向运行平稳性。

3) 目标函数影响主动控制效果,相比于选取构架的横移量和摇头角为控制目标,当选取构架的横移速度和摇头角速度为控制目标方案时,端部的加速度幅值和方均根分别降低了7%,和18%,平稳性指标可进一步降低10%。

(下转第192页)

行压力输入,进而达到压力补偿的作用。最后,以AMESim为手段搭建了智能控制系统的仿真模型,并进行了仿真实验。通过实验结果的对比分析,表明智能控制系统对传统液压升降装置所造成的压力损失进行了有效补偿,保持了液压升降装置系统所需压力,提高了升降装置的可靠性,同时增强了设备的适用性。因此本设计具有一定的应用价值。

参考文献:

- [1] 汤家荣. 组合机床液压滑台爬行故障分析及解决措施[J]. 林业机械与木工设备, 2015, 43(10): 39-40.
- [2] 全国金属切削机床床委会组合机床分会. JB/T 9885—1999 组合机床液压滑台技术条件[S].
- [3] 赵永超. 液压升降装置的结构设计及性能分析[J]. 机械管理开发, 2021, 36(4): 69-70.
- [4] 李延民, 刘锡山, 王振, 等. 基于AMESim-Simulink的自适应模糊PID电液比例位置控制研究[J]. 机电工程, 2020, 37(12): 1453-1458.
- [5] 白淑江, 袁红兵, 高飞, 等. 液压支架平衡缸的模糊自适应PID

控制研究[J]. 机电工程, 2020, 37(12): 1515-1519.

- [6] 秦泽, 王爱红, 马浩钦, 等. 基于AMESim的新型蓄能器节能分析[J]. 机床与液压, 2021, 49(20): 137-140.
- [7] 林思齐, 熊永新, 姚伟, 等. 基于MATLAB/Simulink的新一代电力系统动态仿真工具箱[J]. 电网技术, 2020, 44(11): 4077-4088.
- [8] 陈梅, 王健. 基于MATLAB GUI的Ziegler-Nichols PID参数整定仿真系统[J]. 实验室研究与探索, 2020, 39(6): 98-101, 122.
- [9] 尚锐, 王宏祥, 戴晓春. 基于MATLAB的机械控制工程基础实验研究[J]. 实验室科学, 2018, 21(2): 84-87.
- [10] 佟得吉, 梁奎, 刘翔. 电站锅炉用先导式安全阀AMESim建模及仿真研究[J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(5): 132-134, 182.
- [11] 徐威, 刘慧娇, 梁全, 等. 基于AMESim的插装阀仿真方法研究[J]. 南方农机, 2021, 52(19): 16-18.

收稿日期: 2021-11-09

(上接第172页)

参考文献:

- [1] 黄彩虹, 曾京, 魏来. 铁道车辆蛇行稳定性主动控制综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(1): 267-284.
- [2] ZHENG X, ZOLOTAS A, GOODALL R. Combined active suspension and structural damping control for suppression of flexible bodied railway vehicle vibration[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 58(2): 198-228.
- [3] FU B, GIOSSI R L, PERSSON R, et al. Active suspension in railway vehicles; a literature survey[J]. Railway Engineering Science, 2020, 28(1): 3-35.
- [4] WANG D H, LIAO W H. Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers, part II: simulation and analysis[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(12): 1439-1471.
- [5] LI G D, ZHANG T T. Bifurcation behaviors of a high-speed bogie system with and without yaw dampers[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2018, 1074: 012052.
- [6] DUMITRIU M, STĂNICĂ D I. Effect of the anti-yaw damper on carbody vertical vibration and ride comfort of railway vehicle[J]. Applied Sciences, 2020, 10(22): 8167.
- [7] HUANG C H, ZENG J. Dynamic behaviour of a high-speed train hydraulic yaw damper[J]. Vehicle System Dynamics, 2018, 56(12): 1922-1944.
- [8] 廖英英. 高速铁道车辆半主动悬挂系统动力学建模优化与仿真分析[D]. 北京: 北京交通大学, 2012.
- [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.
- [10] S. BRUNI, 杨明辉, 陈清, 等. 主动控制避免铁道车辆蛇行失稳[J]. 国外铁道车辆, 2004, 41(5): 23-28.

- [11] 晏永, 曾京, 翟玉江, 等. 轨道车辆蛇行运动GA-LQR主动控制研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2020, 17(10): 2642-2648.
- [12] 修源. 高速列车抗蛇行减振器主动控制研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
- [13] 许文天, 梁树林, 池茂儒, 等. 动车组横向半主动悬挂模糊天棚控制研究[J]. 铁道机车车辆, 2020, 40(5): 23-28.
- [14] 席裕庚, 李德伟, 林姝. 模型预测控制——现状与挑战[J]. 自动化学报, 2013, 39(3): 222-236.
- [15] NIKOU A, VERGINIS C K, HESHMATI-ALAMDARI S, et al. A robust non-linear MPC framework for control of underwater vehicle manipulator systems under high-level tasks[J]. IET Control Theory & Applications, 2021, 15(3): 323-337.
- [16] D'ALFONSO L, FEDELE G, FRANZÈ G. Path tracking and coordination control of multi-agent systems; a robust tube-based MPC scheme[J]. IFAC-PapersOnLine, 2020, 53(2): 6975-6980.
- [17] 王孝然, 申永军, 杨绍普. 单自由度系统强迫振动下Kelvin模型和Maxwell模型的比较[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2016, 29(3): 70-75.
- [18] YAN Y, ZENG J, HUANG C H, et al. Bifurcation analysis of railway bogie with yaw damper[J]. Archive of Applied Mechanics, 2019, 89(7): 1185-1199.
- [19] 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.
- [20] 石怀龙, 罗仁, 曾京. 国内外高速列车动力学评价标准综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(1): 36-58.

收稿日期: 2021-10-21