

基于轴距预瞄的虚拟轨道列车主动悬架控制策略^{*}

王雨恒 杨蔡进[†] 徐菁 周帅 张卫华

(西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 成都 610031)

摘要 针对虚拟轨道列车垂向振动问题, 基于轴距预瞄原理设计了一种列车主动悬架控制策略. 首先, 考虑线性滤波白噪声路面不平度激励, 建立了列车—路面耦合振动模型; 其次, 结合列车轴距预瞄信息, 利用线性二次型高斯 (Linear Quadratic Gaussian, LQG) 控制理论设计了列车主动悬架 LQG 控制器, 并基于自适应粒子群算法 (Adaptive Particle Swarm Optimization, APSO) 对控制器的权重系数进行优化; 最后, 研究了列车在随机路面和脉冲路面激励作用下的垂向振动特性. 仿真结果表明, 本文所设计的列车主动悬架控制策略能明显降低列车在随机路面和脉冲路面激励作用下各节车体的垂向振动, 且针对不同等级路面和车速工况, 均有良好的鲁棒性, 有效提高了虚拟轨道列车的乘坐舒适性.

关键词 虚拟轨道列车, 主动悬架控制, 轴距预瞄, 线性二次型高斯控制, 自适应粒子群算法

中图分类号: U461.4

文献标志码: A

Active Suspension Control Strategy of Virtual Rail Train Based on Wheelbase Preview^{*}

Wang Yuheng Yang Caijin[†] Xu Jing Zhou Shuai Zhang Weihua

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract For the vertical vibration problems of virtual track train, an active suspension control strategy is designed based on wheelbase preview principle. Firstly, the vertical vibration model of the train coupled with the stochastic uneven road is established, where the road is treated as the time-domain excitation of road unevenness in the linear filter white noise method. Secondly, the active suspension controller of the train is developed using the linear quadratic Gaussian (LQG) control theory based on the train wheelbase preview information. The adaptive particle swarm optimization (APSO) is used to optimize the weighting coefficients of the developed controller. Finally, the vertical dynamics of the train under the excitation of random and pulse roads is studied. The simulation results show that the control strategy reduces the vertical vibration of each vehicle body of the train under road excitations, and has good robustness against with different road grades and train speeds, and the ride comfort of the train is improved.

Key words virtual track train, active suspension control, wheelbase preview, linear quadratic Gaussian control, adaptive particle swarm optimization

2023-08-08 收到第 1 稿, 2023-09-23 收到修改稿.

^{*} 国家重点研发计划(2018YFB101603-06)和四川省科技计划项目(2020JDRC0008), National Key Research and Development Program of China(2018YFB101603-06), Science and Technology Project of Sichuan Province(2020JDRC0008).

[†] 通信作者 E-mail: ycj78_2012@163.com

引言

在“双碳”目标背景下,交通行业正朝着绿色、智慧化方向发展.虚拟轨道列车是一种遵循轨道车辆设计理念的新型绿色交通工具,因其兼具了运行灵活和比普通公交车具有更高运量的优点,逐渐受到我国各大城市的青睐.近年来,学者们围绕虚拟轨道列车开展了相关研究,但研究主要集中在列车循迹控制方面^[1-3].

作为一种城市公共交通运输工具,乘坐舒适性是虚拟轨道列车的重要评价指标.从实际运行环境角度出发,虚拟轨道列车本质上是一种胶轮承载的铰接式道路车辆,因此可以使用道路车辆的平顺性指标来客观描述列车乘坐舒适性.目前虚拟轨道列车平顺性方面研究相对较少^[4],可借鉴铰接式道路车辆的相关研究思路和策略.李洪雪等^[5]建立了11自由度垂向和侧向耦合的3轴半挂汽车模型,并研究了路面不平度激励、挂车悬架刚度、挂车轮胎刚度等参数变化引起的车身跳动和侧倾运动的规律. Roy 等^[6]考虑了驾驶室安装位置的影响,建立了15自由度半挂车辆的垂向动力学模型,分析了系统不同振型对车辆平顺性的影响. Abdelkareem 等^[7]基于粒子群优化算法设计了主钢板弹簧刚度,并研究了挂车和牵引车间相互作用对车辆平顺性的影响. Liem 等^[8]提出了一种结合机器学习和最优模糊逻辑控制的半挂汽车空气悬架控制策略,有效提高了车辆的平顺性指标.值得注意的是,上述研究多集中于半挂式车辆,而虚拟轨道列车是一种多铰接车辆系统,在实际运行过程中各车体将相互影响与干扰,并以波动形式在整车中传播与叠加,从而形成复杂的垂向振动行为,因此需要从整车垂向动力学角度,研究相关的垂直振动问题.

虚拟轨道列车车身较长,具有多根车轴,相较于轨道车辆,其运行环境复杂多变.列车在实际运行过程中,前轴有时会经历起伏路面,为了避免起伏路面再次造成后轴过大振动,可采用基于轴距预瞄的方法对后轴悬架进行预前控制.轴距预瞄控制利用了前轴车轮可测的预瞄信息来进一步提高后轮悬架的性能^[9],该控制方法目前主要应用在传统道路车辆. Rao 等^[10]通过逼近天棚阻尼器策略实现了悬架反馈控制过程,并利用结合预瞄信息的线性二次型调节器将天棚阻尼器的悬架力与车辆完

全主动悬架力等效,得到了天棚阻尼器的最优参数.李子先等^[11]设计了一种基于状态反馈和预瞄前馈的控制器,较好地解决了传统状态反馈控制中抗路面干扰能力弱以及基于固定时序延迟的预瞄反馈控制策略适用性差的问题. Youn 等^[12]利用卡尔曼滤波器对车辆状态进行估计,并将全履带车辆前轮处估计的道路干扰输入作为后轮主动悬架的预瞄信息,同时运用线性二次型高斯理论设计了主动悬架预瞄最优控制器. Zhao 等^[13]根据传感器采集的预瞄信息和车辆状态反馈信号,设计了基于小波噪声滤波的模糊 PID 集成控制器来产生悬架的主动力,从而达到降低传感器噪声干扰以及抑制车辆垂向振动的目的. Kwon 等^[14]提出了一种基于干扰解耦观测器的轴距预瞄主动悬架控制算法,有效降低了轴距预瞄信息获取受道路上的水、雪和其它软障碍物的影响. Zhao 等^[15]建立了具有轴距预瞄信息和作动器时滞的半车主动悬架系统模型,结合有限频域的 H_∞ 控制方法,提出了一种静态输出反馈策略,并验证了该控制策略的可行性. 基于轴距预瞄的主动悬架 LQG 控制策略虽然在传统汽车领域内已有相关研究,但在虚拟轨道列车垂向振动控制中的应用尚需进一步研究. 此外,经典 LQG 控制器权重系数的选取往往依赖经验,过程繁琐且效率低. 因此, LQG 控制器的权重系数选取问题仍值得研究.

围绕虚拟轨道列车垂向振动问题,本文将首先建立列车一路面耦合垂向动力学模型;其次基于轴距预瞄信息设计 LQG 控制器,并通过自适应粒子群算法对控制器的权重系数进行优化;最后分别考虑随机路面和冲击路面工况,结合仿真分析验证本文所设计的列车主动悬架控制策略的有效性和鲁棒性.

1 系统模型建立

1.1 列车模型基本描述

本节建立如图1所示的虚拟轨道列车垂向动力学模型. 根据文献[16],列车模型可等效为由质量、弹簧和阻尼构成的21自由度振动系统. 该模型考虑了列车每节车体的垂向、俯仰和侧倾3个自由度,以及4个车轮的垂向自由度,如图2所示. 假设, e 为车厢间距; k_j 和 c_j 分别为车间铰接装置的垂向等效刚度和阻尼; h_j 为相应的形变量; k_{ji} , c_{ji}

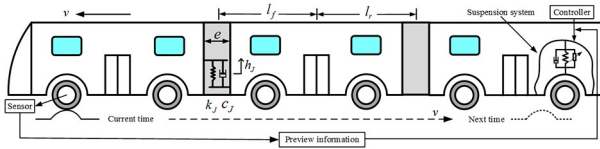


图 1 基于轴距预瞄的虚拟轨道列车主动悬架控制示意图

Fig. 1 Schematic of active suspension control of the virtual rail train based on wheelbase preview

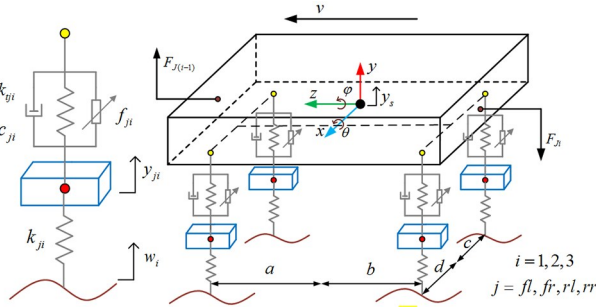
图 2 第 i 节车辆垂向动力学模型^[16]Fig. 2 Vertical dynamics model of the i th vehicle

表 1 列车模型主要参数

Table 1 Main parameters of train model

Parameter	Notation	Value[Unit]
Vehicle body mass	m_s	11 200kg
Unsprung mass	m_b	373.5kg
Moment of Inertial (x -axis)	I_{sx}	38 400kg·m ²
Moment of Inertial (z -axis)	I_{sz}	10 756kg·m ²
Distance from front axle to COM	a	3m
Distance from rear axle to COM	b	3m
Distance from right tyre to COM	c	1.1m
Distance from left tyre to COM	d	1.1m
Suspension stiffness	k	189 418N/m
Suspension damping	c_s	29 674Ns/m
Tyre stiffness	k_t	1.95×10^6 N/m
Distance between vehicles	e	0.8m
Distance from COM to front AD	l_f	5m
Distance from COM to rear AD	l_r	5m
AD equivalent stiffness	k_j	2×10^6 N/m
AD equivalent damping	c_j	2×10^5 Ns/m

注:COM 表示列车各节车体质心,AD 表示铰接装置

和 f_{ji} 分别表示第 i 节车体的悬架刚度、阻尼和主动控制力,其中下标 $i=1,2,3$ 表示车体编号和 $j=fl, fr, rl, rr$ 表示左前、右前、左后及右后; k_{tji} 表示相应的轮胎刚度; y_{ji} 和 y_{si} 分别表示相应的轮胎垂向位移及车身质心垂向位移; w_{ji} 表示相应车轮处路面垂向位移; φ_i 和 θ_i 表示相应的车身的侧倾角和俯仰角; a 和 b 分别为每节车前后车轴到车身质心的距离; c 和 d 分别为每节车左右车轮中心到

车身质心的距离; l_f 和 l_r 分别为每节车辆质心至前后铰接转置的距离; m_{bi} 表示相应车体的非簧载质量; m_{si} 表示相应车体的质量.上述参数的取值^[6,17]见表 1.

1.2 路面激励模型

本文采用滤波白噪声时域路面输入模型^[18]:

$$\dot{q}(t) = -2\pi n_{00} v q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v \omega_0(t) \quad (1)$$

式中, $q(t)$ 表示车轮受到的路面不平度激励; n_{00} 表示路面空间下截止频率; $G_q(n_0)$ 表示路面不平度系数; v 表示车辆的行驶速度; $\omega_0(t)$ 表示均值为 0 且强度为 1 的均匀分布白噪声.

假设,车辆在路面行驶时,某车轮处路面激励由式(1)描述,根据左、右车轮处路面激励在空间上存在一定的相关性^[19],同轴另一侧车轮处路面激励输入为:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \begin{bmatrix} -b_1/b_2 & -b_0/b_2 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{X} + \begin{bmatrix} 1/b_2 \\ 0 \end{bmatrix} \omega_1 \quad (2) \\ \omega_2 &= \begin{bmatrix} a_1 - a_2 \frac{b_1}{b_2} & a_0 - a_2 \frac{b_0}{b_2} \end{bmatrix} \mathbf{X} + \frac{a_2}{b_2} \omega_1 \end{aligned} \quad (3)$$

式中, ω_1 和 ω_2 分别为车辆左右轮路面激励的白噪声输入, a_0, a_1, a_2, b_0, b_1 和 b_2 均为常数^[19].

1.3 列车一路面耦合振动模型

根据牛顿第二定律,车身垂向振动方程为:

$$m_{si} \ddot{y}_{si} = -F_{fli} - F_{fri} - F_{rli} - F_{rri} + F_{J(i-1)} + f_{fli} + f_{fri} + f_{rli} + f_{rri} - F_{ji} \quad (4)$$

式中, F_{ji} 和 $F_{J(i-1)}$ 分别表示第 i 节车体前后铰接装置的垂向铰接力.当 $i=1$ 和 3 时,规定 F_{J0} 和 F_{J3} 均等于零.

车身俯仰振动方程:

$$I_{xi} \ddot{\theta}_i = (F_{fli} + F_{fri} - f_{fli} - f_{fri})a - F_{J(i-1)}l_f - (F_{rli} + F_{rri} - f_{rli} - f_{rri})b - F_{ji}l_r \quad (5)$$

车身侧倾振动方程:

$$I_{zi} \ddot{\varphi}_i = (F_{fri} + F_{rri} - f_{fri} - f_{rri})c - (F_{fli} + F_{rli} - f_{fli} - f_{rli})d \quad (6)$$

非簧载质量垂向振动方程:

$$m_{bi} \ddot{y}_{ji} = F_{ji} - f_{ji} - k_{tji}(y_{ji} - w_{ji}) \quad (7)$$

式中,列车各节车辆的悬架力 F_{ji} 为:

$$F_{ji} = k_{ji}d_{ji} + c_{ji}\dot{d}_{ji} \quad (8)$$

式中, d_{ji} 为列车悬架动挠度。

定义第 i 节车体广义坐标列阵 \mathbf{q}_i , 列车系统广义坐标列阵 \mathbf{q} , 路面位移矩阵 \mathbf{W}_i 和悬架控制力矩阵 \mathbf{U}_i :

$$\mathbf{q}_i = [y_{si}, \theta_i, \varphi_i, y_{fli}, y_{fri}, y_{rli}, y_{rri}]^T,$$

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1^T, \mathbf{q}_2^T, \mathbf{q}_3^T]^T$$

$$\mathbf{W}_i = [\mathbf{w}_{fli}, \mathbf{w}_{fri}, \mathbf{w}_{rli}, \mathbf{w}_{rri}]^T,$$

$$\mathbf{U}_i = [f_{fli}, f_{fri}, f_{rli}, f_{rri}]^T$$

利用上述定义的变量, 并联立公式(4)至式(7), 第 i 节车体垂向振动方程改写成矩阵形式:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_i \ddot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{C}_i \dot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{K}_i \mathbf{q}_i + \mathbf{K}_{ji} \mathbf{q} + \mathbf{C}_{ji} \dot{\mathbf{q}} \\ = \mathbf{K}_{ti} \mathbf{W}_i + \mathbf{F}_i \mathbf{U}_i \end{aligned} \quad (9)$$

类似的, 整列车的垂向振动方程为:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{K}_l \mathbf{W} + \mathbf{F} \mathbf{U} \quad (10)$$

式中, 路面不平度激励 $\mathbf{W} = [\mathbf{W}_1^T, \mathbf{W}_2^T, \mathbf{W}_3^T]^T$; 列车悬架主动控制力 $\mathbf{U} = [\mathbf{U}_1^T, \mathbf{U}_2^T, \mathbf{U}_3^T]^T$ 。

2 主动悬架控制策略设计

假设列车在行进中前轴行驶至某处, 传感器感知到较大的系统响应。为了避免列车后轴行至此处产生较大振动, 本节设计了一种基于轴距预瞄的主动悬架控制策略。该控制策略首先将列车前轮处传感器测得的路面信息, 作为后轮主动悬架的预瞄信号输入到 LQG 控制器中, 同时考虑车辆状态的实时反馈信号, 对列车主动悬架系统进行前馈加反馈的双重控制, 确定列车主动悬架的最优控制律。针对 LQG 控制器的权重系数选取繁琐问题, 利用自适应粒子群算法对控制器的权重系数进行了优化。本文设计的列车主动悬架控制过程如下图 3 所示。

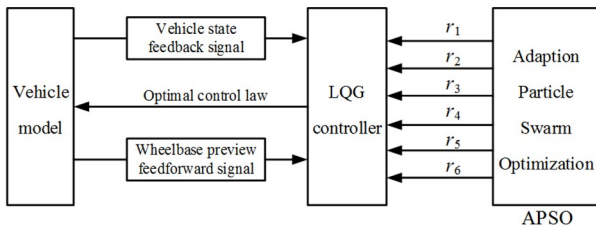


图 3 主动悬架控制策略设计框图

Fig. 3 The diagram of active suspension control strategy

2.1 LQG 控制器设计

定义系统状态变量 \mathbf{X} 和输出量 \mathbf{Y} :

$$\mathbf{X} = [\mathbf{q}^T, \dot{\mathbf{q}}^T, \mathbf{W}^T]^T, \mathbf{Y} = [\mathbf{Y}_1, \mathbf{Y}_2, \mathbf{Y}_3, \mathbf{Y}_4]^T$$

其中, $\mathbf{Y}_i (i=1, 2, 3)$ 及 \mathbf{Y}_4 定义如下:

$$\mathbf{Y}_i = [d_{fli}, d_{fri}, d_{rli}, d_{rri}, y_{fli} - w_{fli}, y_{fri} - w_{fri}, y_{rli} - w_{rli}, y_{rri} - w_{rri}]$$

$$\mathbf{Y}_4 = [\ddot{y}_{s1}, \ddot{\theta}_1, \ddot{\varphi}_1, \ddot{y}_{s2}, \ddot{\theta}_2, \ddot{\varphi}_2, \ddot{y}_{s3}, \ddot{\theta}_3, \ddot{\varphi}_3]$$

系统状态空间方程:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{E}\mathbf{W}_0 \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X} + \mathbf{D}\mathbf{U} \end{cases} \quad (11)$$

式中, \mathbf{A} 为系统状态矩阵; \mathbf{B} 为系统控制矩阵; \mathbf{E} 为路面扰动矩阵; \mathbf{C} 为状态方程的输出矩阵; \mathbf{D} 为状态方程的传递矩阵。

列车主动悬架系统性能的目标函数为:

$$\begin{aligned} J = \int_0^\infty \{ r_1 \sum_{i=1}^3 \ddot{y}_{si}^2 + r_2 \sum_{i=1}^3 \ddot{\theta}_{si}^2 + r_3 \sum_{i=1}^3 \ddot{\varphi}_{si}^2 + \\ \sum_{j=fl}^{rr} \sum_{i=1}^3 [r_4 d_{ji}^2 + r_5 (y_{ji} - w_{ji})^2 + r_6 f_{ji}^2] \} dt \end{aligned} \quad (12)$$

式中, r_1, r_2, r_3, r_4, r_5 和 r_6 为权重系数。将式(12)改写为:

$$J = \int_0^\infty (\mathbf{Y}^T \mathbf{Q} \mathbf{Y} + \mathbf{U}^T \mathbf{R} \mathbf{U}) dt \quad (13)$$

式中, \mathbf{Q} 为输出量的加权矩阵, \mathbf{R} 为控制力的加权矩阵。

考虑式(11), 式(13)可改写为:

$$J = \int_0^\infty (\mathbf{X}^T \mathbf{Q}_d \mathbf{X} + 2\mathbf{X}^T \mathbf{N}_d \mathbf{u} + \mathbf{U}^T \mathbf{R}_d \mathbf{U}) dt \quad (14)$$

式中, $\mathbf{Q}_d = \mathbf{C}^T \mathbf{Q} \mathbf{C}$, $\mathbf{N}_d = \mathbf{C}^T \mathbf{Q} \mathbf{D}$, $\mathbf{R}_d = \mathbf{R} + \mathbf{D}^T \mathbf{Q} \mathbf{D}$ 。

取 $\mathbf{U} = -\mathbf{G}\mathbf{X}$ 时, 可满足给定条件下列车主动悬架系统性能指标最小^[14], 且控制律 \mathbf{G} 为:

$$\mathbf{G} = \mathbf{R}_d^{-1} (\mathbf{N}_d^T + \mathbf{B}^T \mathbf{P}) \quad (15)$$

式中, 矩阵 \mathbf{P} 由下列黎卡提方程求得:

$$\mathbf{Q}_d = \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}_d^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} - \mathbf{P} \mathbf{A} - \mathbf{A}^T \mathbf{P} \quad (16)$$

2.2 轴距预瞄控制器设计

理论上讲, 限制主动悬架进一步改善车辆平顺性的主要因素是缺乏足够的路面信息。当车辆在路面行驶时, 可认为后轮与前轮的路面输入信息几乎相同, 且后轮路面信息输入仅存在一个时间 τ 上的滞后^[20], 通常 τ 近似等于轴距与车速的比值, 即: $w_r(t) = w_f(t - \tau)$ 。这样, 前轮处感受到的路面信息就可以用来作为后轮主动悬架控制的预瞄信息。

基于拉普拉斯变换和 2 阶 Pade 近似, 前后轮路面输入关系为:

$$L \left[\frac{\omega_r(t)}{\omega_f(t)} \right] = \frac{\omega_r(s)}{\omega_f(s)} = e^{-\tau s} = \frac{c_1 - c_2 s + s^2}{c_1 - c_2 s + s^2} \quad (17)$$

式中, $c_1 = 12/\tau^2$, $c_2 = 6/\tau$. 假设 ω_s 为列车第 s 根后轴的路面激励输入, L_s 为该轴至列车首轴的距离, 则该轴的预瞄滞后时间 $\tau_s = L_s/v$. 令附加状态矢量 $\boldsymbol{\eta}_s = [\eta_{s1}, \eta_{s2}]^T$, 式(17)可转化为状态方程:

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{\eta}}_s(t) = \mathbf{A}_{\eta_s} \boldsymbol{\eta}_s(t) + \mathbf{B}_{\eta_s} \omega_{f0}(t) \\ \omega_s(t) = \mathbf{C}_{\eta_s} \boldsymbol{\eta}_s(t) + \omega_{f0}(t) \end{cases} \quad (18)$$

式中, ω_{f0} 表示列车首轴处路面激励, $\mathbf{C}_{\eta_s} = [0, 1]$,

$$\mathbf{A}_{\eta_s} = \frac{1}{\tau_s^2} \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -12 & -6\tau_s \end{bmatrix}, \mathbf{B}_{\eta_s} = \frac{1}{\tau_s} \begin{bmatrix} -12 \\ 72 \end{bmatrix}.$$

定义变量 $\mathbf{W}_f(t)$ 和 $\mathbf{W}_r(t)$:

$$\begin{aligned} \mathbf{W}_f(t) &= [\omega_{fl1}, \omega_{fr1}]^T \\ \mathbf{W}_r(t) &= [\omega_{rl1}, \omega_{rr1}, \omega_{fl2}, \omega_{fr2}, \omega_{rl2}, \\ &\quad \omega_{rr2}, \omega_{fl3}, \omega_{fr3}, \omega_{rl3}, \omega_{rr3}]^T \end{aligned}$$

考虑式(18)并利用上述变量, 列车的预瞄状态方程为:

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{\eta}}(t) = \mathbf{A}_{\eta} \boldsymbol{\eta}(t) + \mathbf{B}_{\eta} \mathbf{W}_f(t) \\ \mathbf{W}_r(t) = \mathbf{C}_{\eta} \boldsymbol{\eta}(t) + \mathbf{D}_{\eta} \mathbf{W}_f(t) \end{cases} \quad (19)$$

结合式(11)和式(19), 可得到具有轴距预瞄信息并带有附加状态矢量 $\boldsymbol{\eta}$ 的系统状态方程:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{Z}} = \tilde{\mathbf{A}}\mathbf{Z} + \tilde{\mathbf{B}}\mathbf{U} + \tilde{\mathbf{E}}\mathbf{W}_f \\ \mathbf{Y} = \tilde{\mathbf{C}}\mathbf{Z} + \mathbf{D}\mathbf{U} \end{cases} \quad (20)$$

式中,

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} \mathbf{X} \\ \boldsymbol{\eta} \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{B}} = \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{O}_{20 \times 12} \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{E}} = \begin{bmatrix} \mathbf{E}\mathbf{E}_{\eta} \\ \mathbf{B}_{\eta} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{E}_{\eta} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_2 \\ \mathbf{D}_{\eta} \end{bmatrix}, \mathbf{F}_{\eta} = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{1 \times 20} \\ \mathbf{O}_{1 \times 20} \\ \mathbf{C}_{\eta} \end{bmatrix},$$

$$\tilde{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{E}\mathbf{F}_{\eta} \\ \mathbf{O}_{20 \times 54} & \mathbf{A}_{\eta} \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{C}} = [\mathbf{C} \quad \mathbf{O}_{33 \times 20}].$$

将方程(20)代入方程(13), 再对黎卡提方程进行求解, 可得到具有轴距预瞄信息的系统最优控制力。

2.3 自适应粒子群算法优化

传统 LQG 控制器在确定权重系数时, 通常情况下是根据工程实践经验初步确定各项指标的权重系数, 并进行模拟仿真, 如果仿真结果不理想, 设计人员需要根据响应量不断调整权重系数, 直到满

足工程要求为止^[21]. 该方法过程繁琐, 准确度低, 需要大量时间反复调试. 本文使用自适应粒子群算法对 LQG 控制器的权重系数优化, 使主动悬架达到更优的控制效果. 考虑到车辆平顺性各项评价指标的单位及其均方根值(Root Mean Square, RMS)的数量级不同, 将优化控制前后的列车平顺性指标均方根的比值作为粒子群算法的适应度函数:

$$\Pi = \sum_{i=1}^{33} \frac{\text{RMS}[\mathbf{Y}(i)]}{\text{RMS}[\mathbf{Y}_{\text{pass}}(i)]} \quad (21)$$

式中, $\mathbf{Y}_{\text{pass}}(i)$ 和 $\mathbf{Y}(i)$ 分别表示控制前后的系统输出量. 将 LQG 控制器中的 6 个权重系数作为优化变量, 粒子群算法的约束条件为:

$$\text{s. t.} \quad \text{RMS}[\mathbf{Y}(i)] < \text{RMS}[\mathbf{Y}_{\text{pass}}(i)] \quad (22)$$

粒子群算法的自适应惯性权重表达式为^[22]:

$$\lambda = \begin{cases} \lambda_{\min} - \frac{(\lambda_{\max} - \lambda_{\min})(f - f_{\min})}{f_{\text{avg}} - f_{\min}}, & f \leq f_{\text{avg}} \\ \lambda_{\max}, & f > f_{\text{avg}} \end{cases} \quad (23)$$

式中, λ_{\max} 和 λ_{\min} 分别为惯性权重 λ 的最大值和最小值; f 为当前粒子的目标函数值, f_{avg} 和 f_{\min} 分别为当前所有粒子的平均和最小目标值.

假设 v_j 表示每个粒子速度, x_j 表示相应粒子的位置, 且有:

$$\begin{aligned} v_j(t+1) &= \lambda v_j(t) + c_{11} r_{11} [p_j(t) - x_j(t)] + \\ &\quad c_{12} r_{12} [p_g(t) - x_j(t)] \\ x_j(t+1) &= x_j(t) + v_j(t+1) \end{aligned}$$

上述式中, c_{11} 和 c_{12} 为学习因子; r_{11} 和 r_{12} 为区间 $[0, 1]$ 上均匀分布的随机数; p_j 为粒子 j 的个体最优值; p_g 为粒子群全局最优值.

3 仿真结果与分析

3.1 随机路面激励

设定仿真车速为 60km/h, 学习因子 c_{11} 和 c_{12} 均为 2; 惯性权重上下限 λ_{\max} 和 λ_{\min} 分别为 0.9 和 0.6; 粒子群规模为 50; 迭代次数为 100, 且考虑 B 级路面工况.

图 4 为控制前后列车第三节车体各项平顺性指标的时域响应图. 由图 4 可以看出, 相较于被动悬架, 本文所设计的主动悬架控制策略可有效抑制列车车身垂向、俯仰和侧倾振动, 减小悬架动挠度. 列车车身垂向加速度和俯仰角加速度分别降低了 30.59% 和 31.40%, 侧倾角加速度以及悬架动挠度

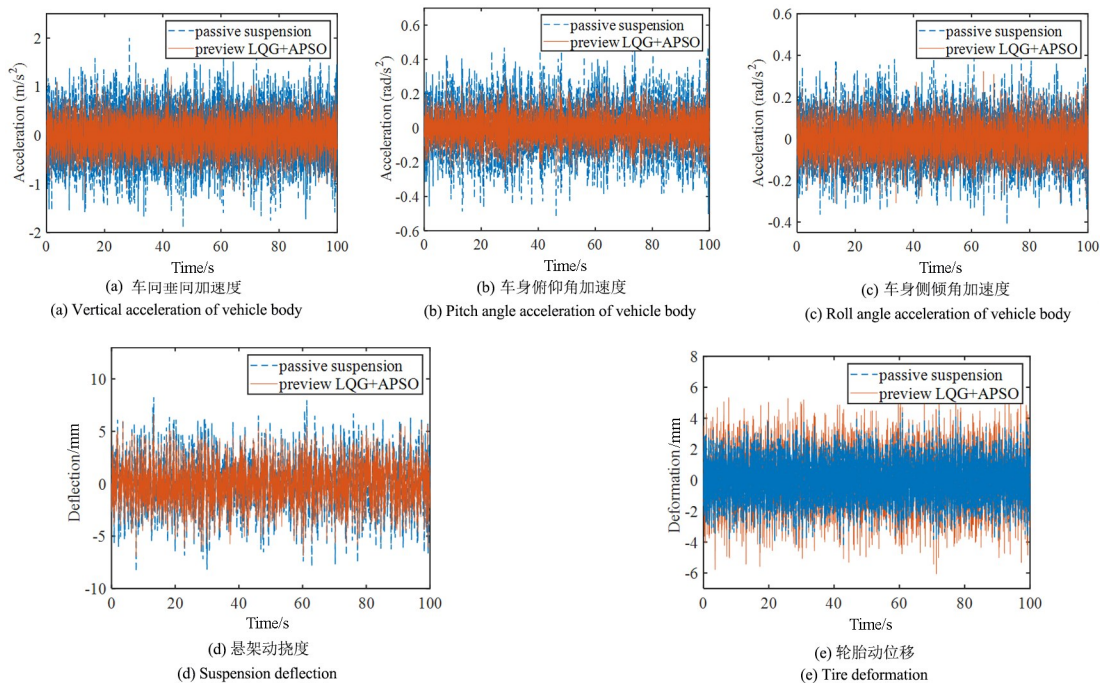


图 4 车辆控制前后平顺性指标对比
Fig. 4 Comparison of ride comfort indexes of the train without and with control

表 2 列车平顺性指标优化效果
Table 2 Optimization effect of train ride comfort indexes

Ride comfort indexes	RMS			Decrement
	Passive suspension without control	Preview LQG	Preview LQG + APSO	
Vertical acceleration/(m/s ²)	5.10×10 ⁻¹	4.49×10 ⁻¹	3.54×10 ⁻¹	30.59%
Pitch angle acceleration/(rad/s ²)	1.72×10 ⁻¹	1.46×10 ⁻¹	1.18×10 ⁻¹	31.40%
Roll angle acceleration/(rad/s ²)	1.13×10 ⁻¹	1.02×10 ⁻¹	0.92×10 ⁻¹	18.58%
Suspension deflection/m	2.23×10 ⁻³	2.15×10 ⁻³	1.99×10 ⁻³	10.76%
Tire deformation/m	1.09×10 ⁻³	1.18×10 ⁻³	1.32×10 ⁻³	-21.10%

降低率也都大于 10%，如表 2 所示。此外，通过对算法中权重系数进行优化，列车车身垂向加速均方根值进一步降低了约 21%，其值为 0.354 m/s²。统计分析表明，尽管车辆轮胎动位移均方根值略有增加，但其对应的轮胎相对动载荷均方根值为 0.23，处于合理范围内^[23]。

3.2 脉冲路面激励

为验证所设计主动悬架控制策略在脉冲路面激励下的有效性，假设列车所行驶的平整路面中存在局部凸块，且该路面的时域模型为^[24,25]：

$$q(t) = \begin{cases} \frac{h}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi v}{l}t\right) \right], & 0 \leq t \leq l/v \\ 0, & t > l/v \end{cases} \quad (26)$$

设定路面凸块高度 h 为 0.07m，路面凸块宽度 l 为

2m，列车车速 v 为 36km/h。

图 5~图 7 分别为列车在脉冲路面激励下各节车体的车身垂向加速度响应。从图中可以看出，当列车各节车体经过路面凸块时，列车第一节车体

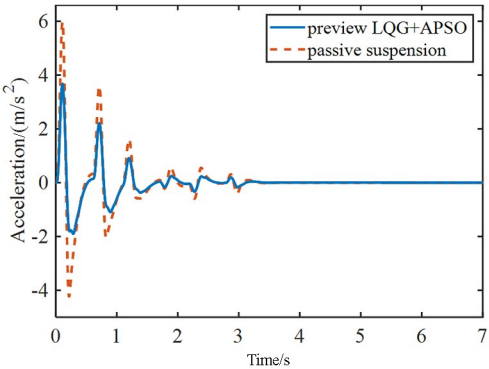


图 5 第一节车车身垂向加速度
Fig. 5 Vertical acceleration of vehicle body 1

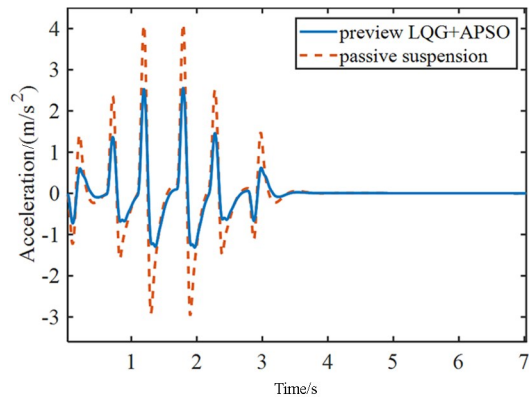


图 6 第二节车车身垂向加速度
Fig. 6 Vertical acceleration of vehicle body 2

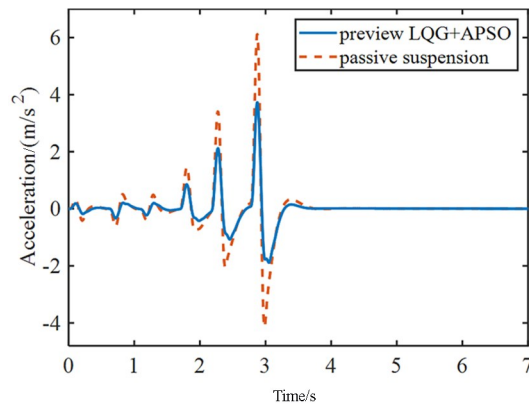
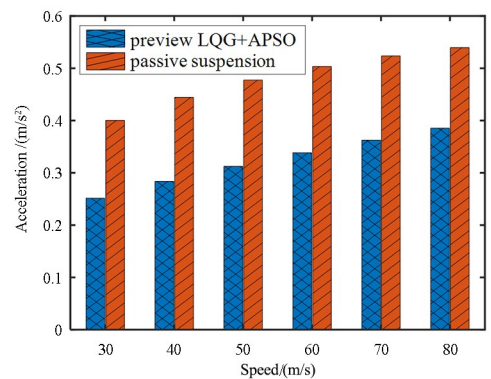


图 7 第三节车车身垂向加速度
Fig. 7 Vertical acceleration of vehicle body 3

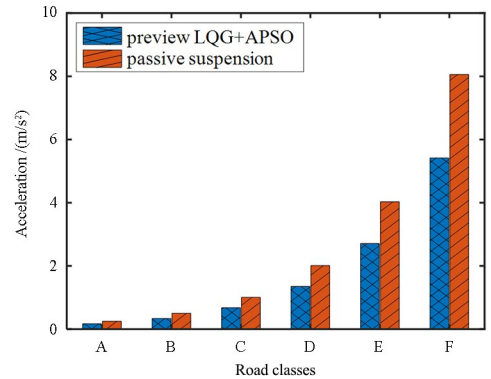
和第三节车体会产生大幅度的冲击振动,而中间车体则因为车间相互作用与干扰产生了相对较长时间的剧烈运动.相较于被动悬架,本文所设计的主动悬架控制策略能显著改善列车垂向振动,列车各节车体车身垂向加速度最大值可分别降低 38.79%,37.96%,38.45%.

3.3 鲁棒性分析

这里进一步验证本文所设计的列车主动悬架控制策略的鲁棒性,考虑不同等级路面和车速工况,对采用被动悬架和该主动悬架控制策略的列车进行平顺性仿真分析.图 8(a),图 9(a)和图 10(a)分别为 B 级路面不同车速下列车各节车体车身垂向加速度的均方根值,由上述各图可以看出:采用该主动悬架控制策略的虚拟轨道列车面对不同车速的工况变化,列车各节车体车身垂向振动均可得到良好的控制效果.图 8(b),图 9(b)和图 10(b)分别为 60km/h 不同等级路面下列车各节车体的车身垂向加速度的均方根值,由上述各图可以看出:采用该主动悬架控制策略的虚拟轨道列车面对不同

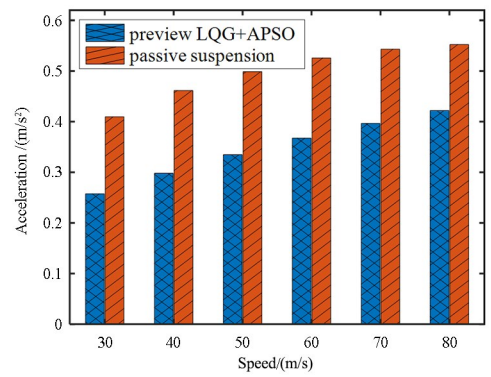


(a) B级路面不同车速下垂向加速度均方根
(a) RMS of vertical acceleration for different speeds under B grade road

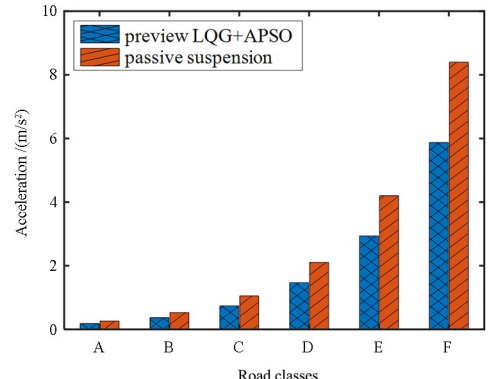


(b) 60 km/h不同等级路面下垂向加速度均方根
(b) RMS of vertical acceleration for different road grades at 60 km/h

图 8 第一节车车身垂向加速度均方根
Fig. 8 RMS of vertical acceleration of vehicle body 1



(a) B级路面不同车速下垂向加速度均方根
(a) RMS of vertical acceleration for different speeds under B grade road



(b) 60 km/h不同等级路面下垂向加速度均方根
(b) RMS of vertical acceleration for different road grades at 60 km/h

图 9 第二节车车身垂向加速度均方根
Fig. 9 RMS of vertical acceleration of vehicle body 2

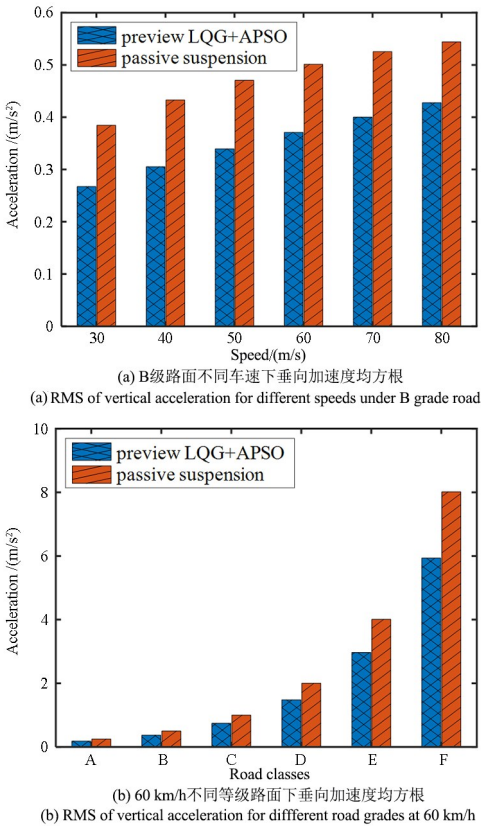


图 10 第三节车车身垂向加速度均方根
Fig. 10 RMS of vertical acceleration of vehicle body 3

同等级路面的工况变化,列车各节车体车身垂向振动也可得到良好的控制效果。

4 结论

本文设计了一种基于轴距预瞄的虚拟轨道列车主动悬架控制策略。相较于被动悬架,本文所设计的主动悬架控制策略可以有效减小随机路面激励作用下列车的垂向振动响应,车身垂向加速度、俯仰角加速度和侧倾角加速度均方根值分别减小了 30.59%、31.40%和 18.58%。该控制策略对脉冲路面激励作用下的列车垂向振动也有明显减小作用。利用列车首轴预瞄信息,各后车的最大垂向振动加速度均减小约 40%。针对不同等级路面和车速的列车垂向振动仿真分析说明了本文的控制策略具有良好的鲁棒性。本文为虚拟轨道列车相关研究提供了理论支撑,具有一定的工程参考价值。

参考文献

[1] ZHANG D H, YANG C J, ZHANG W H, et al. A novel tracking control method for the distributed-drive and active-steering articulated virtual rail train

[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2022, 236(2): 418–440.

[2] WAGNER S, NITZSCHE G. Advanced steer-by-wire system for worlds longest busses [C]//2016 IEEE 19th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC). New York: IEEE, 2016: 1932–1938.

[3] 李前明, 杨蔡进, 李艳, 等. 基于协同转向的铰接车辆轨迹跟随控制研究[J]. 动力学与控制学报, 2023, 21(2): 87–95.

LI Q M, YANG C J, LI Y, et al. Research on trajectory following control of articulated vehicle based on cooperative active steering [J]. Journal of Dynamics and Control, 2023, 21(2): 87–95. (in Chinese)

[4] 孙帮成. 虚拟轨道列车及其关键技术研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2019.

SUN B C. Research on virtual rail train and its key technologies [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2019. (in Chinese)

[5] 李洪雪, 李世武, 孙文财, 等. 考虑垂向一侧向运动的半挂列车动力学建模及分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2021, 51(2): 549–556.

LI H X, LI S W, SUN W C, et al. Dynamic modeling and analysis of semi-trailers considering ride and lateral motions [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2021, 51(2): 549–556. (in Chinese)

[6] ROY J, LAWE H. Effect of cab suspension configuration and location on tractor semi-trailer driver comfort [J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2016, 9(2): 405–416.

[7] ABDELKAREEM M A, MAKRAHY M M, ABDEL-TAWWAB A M, et al. An analytical study of the performance indices of articulated truck semi-trailer during three different cases to improve the driver comfort [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2018, 232(1): 84–102.

[8] VAN LIEM N, HUAN Y. Application of machine learning approach on improving quality of semi-trailer truck air suspensions [J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2021, 17(1/2): 101.

[9] 陈长征, 王刚, 于慎波. 考虑时变输入时滞及频段约束的车辆主动悬架预瞄控制[J]. 机械工程学报, 2016, 52(16): 124–131.

- CHEN C Z, WANG G, YU S B. Preview control of vehicle active suspensions with time-varying input delay and frequency band constraints [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(16): 124—131. (in Chinese)
- [10] RAO L V V G, NARAYANAN S. Optimal response of half car vehicle model with sky-hook damper using LQR with look ahead preview control [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2020, 42(9): 471.
- [11] 李子先, 潘世举, 朱愿, 等. 基于状态反馈和预瞄前馈的智能车半主动悬架控制[J]. *汽车工程*, 2023, 45(5): 735—745.
- LI Z X, PAN S J, ZHU Y, et al. Semi-active suspension control for intelligent vehicles based on state feedback and preview feedforward [J]. *Automotive Engineering*, 2023, 45(5): 735—745. (in Chinese)
- [12] YOUN I, KHAN M A, UDDIN N, et al. Road disturbance estimation for the optimal preview control of an active suspension systems based on tracked vehicle model [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2017, 18(2): 307—316.
- [13] ZHAO J, HUA X Q, CAO Y C, et al. Design of an integrated controller for active suspension systems based on wheelbase preview and wavelet noise filter [J]. *Journal of Intelligent & Fuzzy Systems*, 2019, 36(4): 3911—3921.
- [14] KWON B S, KANG D, YI K. Wheelbase preview control of an active suspension with a disturbance-decoupled observer to improve vehicle ride comfort [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2020, 234(6): 1725—1745.
- [15] ZHAO J, WANG X W, WONG P K, et al. Multi-objective frequency domain-constrained static output feedback control for delayed active suspension systems with wheelbase preview information [J]. *Non-linear Dynamics*, 2021, 103(2): 1757—1774.
- [16] 张立军, 何辉. 车辆随机振动[M]. 沈阳: 东北大学出版社, 2007.
- [17] NGUYEN T, SWOLANA P, LECHNER B, et al. An experimental comparison of mathematical heavy-duty city bus models to evaluate passenger ride comfort induced by road roughness [J]. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 2021, 27(1): 203—221.
- [18] 卢凡, 陈思忠. 汽车路面激励的时域建模与仿真[J]. *汽车工程*, 2015, 37(5): 549—553.
- LU F, CHEN S Z. Modeling and simulation of road surface excitation on vehicle in time domain [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(5): 549—553. (in Chinese)
- [19] 赵珩, 卢士富. 路面对四轮汽车输入的时域模型[J]. *汽车工程*, 1999, 21(2): 112—117.
- ZHAO H, LU S F. A vehicle's time domain model with road input on four wheels [J]. *Automotive Engineering*, 1999, 21(2): 112—117. (in Chinese)
- [20] 喻凡, 林逸. 汽车系统动力学[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2017.
- YU F, LIN Y. *Automotive system dynamics* [M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2017. (in Chinese)
- [21] 陈双, 宗长富. 车辆主动悬架的遗传粒子群LQG控制方法[J]. *汽车工程*, 2015, 37(2): 189—193.
- CHEN S, ZONG C F. Genetic particle swarm LQG control of vehicle active suspension [J]. *Automotive Engineering*, 2015, 37(2): 189—193. (in Chinese)
- [22] 余胜威. MATLAB优化算法案例分析与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2014.
- [23] 李仲兴, 李重重, 刘亚威, 等. 半主动悬架系统刚度动态迭代跟踪控制[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2017, 48(5): 1204—1210.
- LI Z X, LI C C, LIU Y W, et al. Dynamic and trackable interaction controls on stiffness of semi-active suspension system [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2017, 48(5): 1204—1210. (in Chinese)
- [24] 国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 汽车平顺性试验方法: GB/T 4970—2009 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2010: 1—10.
- General administration of quality supervision, inspection and quarantine of the people's republic of china, standardization administration of the people's republic of china. Method of running test-Automotive ride comfort: GB/T 4970—2009 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2010: 1—10. (in Chinese)
- [25] 段建民, 黄小龙, 陈阳舟. 具有输入时滞的主动悬架鲁棒补偿控制[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(24): 254—263+277.
- DUAN J M, HUANG X L, CHEN Y Z. Robust compensation control for active suspension subject to input delay [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(24): 254—263+277. (in Chinese)