



中国科技期刊卓越行动计划项目入选期刊

# 控制与决策

CONTROL AND DECISION



## 面向实际操纵工况的汽车队列自适应协调控制策略

王申义, 杨秀建, 吴相稷

引用本文:

王申义, 杨秀建, 吴相稷. 面向实际操纵工况的汽车队列自适应协调控制策略[J]. *控制与决策*, 2024, 39(11): 3709–3718.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2023.0915>

## 您可能感兴趣的其他文章

### Articles you may be interested in

#### [基于时间延时估计和自适应模糊滑模控制器的双机械臂协同阻抗控制](#)

Coordinated impedance control for dual-arm robots based on time delay estimation and adaptive fuzzy sliding mode controller  
*控制与决策*. 2021, 36(6): 1311–1323 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.1701>

#### [通信中断时的网联车辆协作自适应巡航控制](#)

Cooperative adaptive cruise control of connected vehicles under communication interruption  
*控制与决策*. 2021, 36(4): 933–939 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.0837>

#### [输出误差约束下四旋翼无人机预定性能反步控制](#)

Prescribed performance backstepping control for quadrotor UAV with output error constraint  
*控制与决策*. 2021, 36(5): 1059–1068 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.1249>

#### [通信中断时的网联车辆协作自适应巡航控制](#)

Cooperative adaptive cruise control of connected vehicles under communication interruption  
*控制与决策*. 2021, 36(4): 933–939 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.0837>

#### [线控转向系统的自适应高阶滑模控制](#)

Adaptive higher-order sliding mode control for SbW system  
*控制与决策*. 2021, 36(6): 1529–1536 <https://doi.org/10.13195/j.kzyjc.2019.1526>

# 面向实际操纵工况的汽车队列自适应协调控制策略

王申义<sup>1</sup>, 杨秀建<sup>1,2†</sup>, 吴相稷<sup>1</sup>

(1. 昆明理工大学 机电工程学院, 昆明 650500; 2. 昆明理工大学 交通工程学院, 昆明 650500)

**摘要:** 考虑实际操纵工况特别是低附着路面条件对汽车队列动力学稳定性的影响, 提出针对异质汽车队列的自适应协调控制策略. 建立包含车轮旋转动力学的队列分布式控制器设计模型, 将车速-轮速误差引入队列的跟驰控制决策以协调车辆动力学与队列动力学, 将路面附着引入间距策略以适应路面工况的变化. 首先, 以保证节点车辆的动力学稳定性和队列的跟驰控制性能为目标, 基于滑模控制方法设计队列自适应协调控制策略, 并基于 Lyapunov 方法证明队列跟驰的间距误差以及车速-轮速误差一致最终有界, 导出兼顾车辆动力学的队列稳定性条件. 然后, 基于 4 辆车组成的异质汽车队列, 在高、低两种路面附着工况下对控制方案进行仿真评价. 仿真结果表明, 所提出的自适应协调控制策略通过对节点车辆动力学和队列动力学的协调控制, 能够保证汽车队列系统在大范围操纵工况特别是低附着路面工况下的车辆动力学稳定性、队列稳定性和交通流稳定性.

**关键词:** 汽车工程; 汽车队列; 队列稳定性; 协调控制; 滑模控制

中图分类号: U461.1

文献标志码: A

DOI: 10.13195/j.kzyjc.2023.0915

**引用格式:** 王申义, 杨秀建, 吴相稷. 面向实际操纵工况的汽车队列自适应协调控制策略[J]. 控制与决策, 2024, 39(11): 3709-3718.

## Adaptive coordinated control strategy of vehicular platoon orienting practical driving condition

WANG Shen-yi<sup>1</sup>, YANG Xiu-jian<sup>1,2†</sup>, WU Xiang-ji<sup>1</sup>

(1. Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China; 2. Faculty of Transportation Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

**Abstract:** Focusing on the influence of actual driving conditions especially the effect of low adhesion road conditions on the dynamic stability of vehicular platoons, an adaptive coordinated control strategy for heterogeneous vehicular platoon is proposed. First, the control model for the individual vehicles involving wheel rotational dynamics is established. The vehicle-wheel speed error is introduced in the platoon following control decision to coordinate the individual vehicle dynamics and platoon dynamics, and the road adhesion coefficient is involved in the spacing strategy design to adapt to the variation of road condition. A coordinated control strategy is designed based on the sliding mode control method aiming to guarantee the individual vehicle dynamics stability and the string stability. It has been proved based on the Lyapunov analysis method that both the spacing error and vehicle-wheel speed error within the vehicular platoon can be uniformly bounded ultimately, and the string stability condition considering individual vehicle dynamics is derived. Finally, the proposed control scheme is evaluated by simulations based on a four-vehicle heterogeneous platoon in high and low adhesion road condition respectively. The results show that the proposed adaptive spacing strategy and coordinated control scheme can ensure the stability of individual vehicles, platoon, and traffic flow in a broad range of operation conditions especially in low adhesion condition by coordinating the individual vehicle dynamics and the platoon dynamics.

**Keywords:** automotive engineering; vehicular platoon; string stability; coordination control; sliding mode control

## 0 引言

汽车队列作为智能车辆在智能交通系统中应用实施的一种重要方式, 因其在减少能量消耗、提升交

通流量、缓解交通拥堵以及提高交通安全性等方面的巨大潜力, 吸引了大量学者的研究和关注<sup>[1-4]</sup>.

汽车队列理论问题已有较多的研究报道, 近年

收稿日期: 2023-06-29; 录用日期: 2023-12-23.

基金项目: 国家自然科学基金项目(52162046).

责任编委: 郭戈.

†通讯作者. E-mail: yangxiujian2013@163.com.

来相关学者多关注于通信拓扑结构、队列间距策略以及控制方法的优化和改进等方面<sup>[5-7]</sup>。值得注意的是,这些研究多是基于线性车辆动力学假设,即未充分考虑实际车辆动力学的影响,所设计的控制律无法对队列动力学与个体车辆动力学两个方面进行协调控制。实际上,队列中节点车辆实际动力学特性会显著影响整个汽车队列的跟驰控制性能。然而,这方面的研究关注仍相当有限,尽管已有部分研究考虑了节点车辆的空气阻力、坡道阻力以及动力传动系统等方面的影响,但是针对低附着路面工况特别是考虑车辆轮胎力非线性饱和特性的队列控制方面的研究鲜见报道。例如,文献[8-10]在建模时均考虑了车辆运行过程中受到的空气阻力以及滚动阻力,相较于文献[9],文献[8,10]还考虑了坡度阻力以及队列运行过程中的干扰,并基于反步法和模型预测控制方法设计了队列控制策略。然而,上述研究均未考虑非线性轮胎力及其饱和特性的影响,实际上当汽车队列在低附着路面进行急加速或急减速时,车轮滑移率较大,轮胎力呈强非线性特性甚至趋于饱和,此时车辆由线性操纵区域进入强非线性操纵区域,车辆动力学行为复杂、控制困难,从而给整个队列系统的跟驰控制带来严峻的考验,导致队列跟驰控制目标难以实现,甚至引发追尾碰撞事故。因此,对汽车队列而言,考虑节点车辆轮胎力非线性饱和特性的影响并将其纳入到队列的跟驰控制策略设计,是非常必要的。

此外,汽车队列的间距策略作为影响队列跟驰控制性能的一个重要因素,是队列跟驰控制策略设计的又一重要关键方面。常见的间距策略有固定间距策略、固定车头时距策略和可变车头时距策略。研究表明,采用固定间距策略的汽车队列,仅通过车载传感器感知与前车的相对运动信息并基于线性控制器无法保证队列的稳定性<sup>[5-6]</sup>。固定车头时距策略易于实现,但是当车辆速度较大时车辆间距较大,不能充分发挥汽车队列在提升交通流量等方面的优势<sup>[7]</sup>。鉴于固定间距策略以及固定车头时距策略的局限性,部分学者已开始研究可变车头时距策略的队列控制问题。例如,文献[11]提出一种基于车辆速度的指数型间距策略,并基于该间距策略设计相应的线性控制器,但该间距策略仅针对线性车辆模型,缺乏对实际车辆动力学的考虑。文献[12-14]针对基于速度的二次间距策略设计相应的队列控制器。文献[15]对文献[12-14]中的二次间距策略进行改进,提出了故障因子下界的二次间距策略,旨在解决执行器饱和以及最大加速度变化的队列控制问题,但是该间距策略无

法自适应路面工况的变化。考虑到路面工况对队列控制的影响,一个较好的解决方案是将路面附着信息纳入到队列跟驰间距策略,从而队列的车辆跟驰间距能够自适应路面工况的变化。

为提高汽车队列的跟驰控制性能,文献中对队列的控制方案和控制策略进行了广泛的研究,包括一致性控制<sup>[13,16]</sup>、自适应控制<sup>[17-18]</sup>、模型预测控制<sup>[2,9-10]</sup>、滑模控制<sup>[19-21]</sup>等。值得注意的是,滑模控制因其能有效处理参数不确定性以及外界干扰而在队列控制中得到广泛应用。例如,文献[19]提出一种分布式滑模自适应控制算法来解决队列系统的行驶阻力不确定性以及执行器饱和的影响,但是未将轮胎力的非线性饱和特性考虑进控制器设计。文献[20-21]针对执行器饱和或执行器死区不确定影响的异质队列,基于滑模控制方法设计了队列控制策略,该研究能够为干扰不确定性以及执行器饱和的非线性异质队列控制提供有效的解决方案,但是未考虑实际的车辆动力学特性尤其是轮胎力的非线性饱和特性,因此在低附着极限操纵工况下所设计的执行器最大加速度未必能够实现。

针对上述问题,本文考虑实际车辆动力学特性(特别是极限工况下轮胎力的非线性饱和特性)对汽车队列跟驰控制的影响,提出对节点车辆动力学和队列动力学进行协调控制的队列控制策略,在保证车辆动力学稳定的基础上实现队列的跟驰控制,并保证队列稳定性和交通流稳定性。本文主要工作包括:

- 1) 在队列分布式控制器设计模型(节点车辆控制模型)中引入车轮旋转动力学,以实现车辆动力学与队列动力学的协调控制;
- 2) 将车速-轮速误差引入队列跟驰的控制决策,提出考虑路面附着的二次间距策略,并基于滑模控制方法设计了自适应协调控制策略;
- 3) 选取相应的Lyapunov函数证明队列跟驰的间距误差以及车速-轮速误差一致最终有界,并导出了考虑车辆动力学的队列稳定性条件。

## 1 系统建模

考虑图1所示的双向通信异质汽车队列,由 $N+1$ 辆车组成,序号为0的是领航车,其余为跟驰车辆。 $x_0(t)$ ,  $v_0(t)$ 分别代表领航车的位置和速度; $x_i(t)$ ,  $v_i(t)$ 分别代表跟驰车辆 $i$ 的位置和速度。队列采用双向通信拓扑结构,通过本车车载传感器可以获得前后车与本车的车间距和相对速度,还可以通过车-车通信(V2V)获得前车和后车的加速度以及后车轮速等信息。

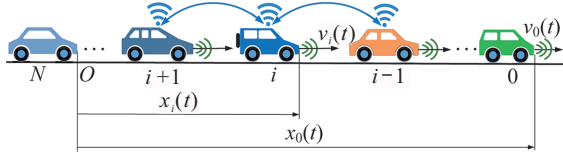


图 1 汽车队列示意图

考虑到道路工况特别是低附着路面对队列控制性能的影响,建立非线性车辆模型作为队列分布式控制器的仿真评价模型<sup>[22-23]</sup>,车辆*i*考虑轮胎旋转动力的纵向动力学方程为

$$\begin{aligned} \dot{x}_i(t) &= v_i(t), \\ \dot{v}_i(t) &= \frac{k_{fi} + k_{ri}}{m_i r_{wi}} T_{wi}(t) - \frac{I_{wi}}{m_i r_{wi}} (\dot{\omega}_{wfi}(t) + \dot{\omega}_{wri}(t)) - g f_r + D_i(t). \end{aligned} \quad (1)$$

其中: $m_i$ 为车辆*i*的质量, $I_{wi}$ 为车辆*i*的车轮转动惯量, $r_{wi}$ 为车辆*i*的车轮半径, $T_{wi}(t)$ 为车辆*i*的前、后轮力矩之和, $k_{fi}$ 和 $k_{ri}$ 分别为车辆*i*的前、后轮力矩分配系数, $\omega_{wfi}(t)$ 和 $\omega_{wri}(t)$ 分别为车辆*i*前轮和后轮的旋转角速度, $g$ 为重力加速度, $f_r$ 为滚动阻力系数, $D_i(t)$ 为外界环境对车辆*i*造成的加速度扰动。

具体地,其非线性特征主要体现在轮胎力的非线性饱和和特性,车辆模型如图2所示。

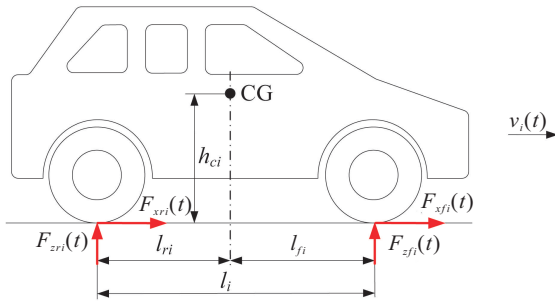


图 2 车辆模型示意图

模型包括 3 个自由度,即整车的纵向运动以及前、后轮的旋转运动.车辆纵向动力学方程为

$$m_i \dot{v}_i(t) = F_{xfi}(t) + F_{xri}(t) - F_{rfi}(t) - F_{rri}(t). \quad (2)$$

其中: $F_{xfi}(t)$ 、 $F_{xri}(t)$ 分别为车辆*i*前、后轮的纵向轮胎力, $F_{rfi}(t)$ 、 $F_{rri}(t)$ 分别为车辆*i*前、后轮的滚动阻力.为准确反映轮胎力的非线性饱和特性,基于魔术公式轮胎力模型对纵向轮胎力进行建模,具体表达<sup>[24]</sup>如下:

$$F_{xji}(t) = \mu D_{xji}(t) \sin(C_x \arctan(B_{xji}(t) \Phi_{xji}(t))). \quad (3)$$

$$\begin{aligned} D_{xji}(t) &= a_1 F_{zji}^2(t) + a_2 F_{zji}(t); \\ B_{xji}(t) &= \frac{a_3 F_{zji}^2(t) + a_4 F_{zji}(t)}{C_x D_{xji}(t) e^{a_5 F_{zji}(t)}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Phi_{xji}(t) &= (1 - E_{xji}(t)) \delta_{xji}(t) + \\ &\quad \left( \frac{E_{xji}(t)}{B_{xji}(t)} \right) \arctan(B_{xji}(t) \delta_{xji}(t)), \end{aligned}$$

$$E_{xji}(t) = a_6 F_{zji}^2(t) + a_7 F_{zji}(t) + a_8, \quad j = f, r;$$

$$C_x = 1.65.$$

其中: $\mu$ 为路面附着系数, $F_{zji}(t)$ 为车轮*j*的法向力, $\delta_{xji}(t)$ 为车轮*j*的纵向滑移率。

前轮和后轮的法向力可表示为

$$\begin{aligned} F_{zfi}(t) &= \frac{m_i g l_{ri}}{l_i} - \frac{m_i a_i(t) h_{ci}}{l_i}, \\ F_{zri}(t) &= \frac{m_i g l_{fi}}{l_i} + \frac{m_i a_i(t) h_{ci}}{l_i}. \end{aligned} \quad (4)$$

其中: $a_i(t)$ 为车辆*i*的加速度且 $a_i(t) = \dot{v}_i(t)$ , $h_{ci}$ 为车辆*i*质心到地面的高度, $l_{fi}$ 和 $l_{ri}$ 分别为车辆*i*的质心到本车前轴和后轴的水平距离, $l_i$ 为车辆*i*的轴距且 $l_i = l_{fi} + l_{ri}$ 。

车辆*i*前、后轮加速和制动时的滑移率为

$$\delta_{xji}(t) = \begin{cases} \frac{\omega_{wji}(t) r_{wi} - v_i(t)}{\omega_{wji}(t) r_{wi}}, & a_{xi}(t) > 0; \\ \frac{\omega_{wji}(t) r_{wi} - v_i(t)}{v_i(t)}, & a_{xi}(t) < 0; \end{cases} \quad j = f, r. \quad (5)$$

车轮旋转角速度根据轮胎的旋转动力学方程来计算得到,即

$$I_{wi} \dot{\omega}_{wji}(t) = T_{wji}(t) - F_{xji}(t) r_{wi}, \quad j = f, r. \quad (6)$$

设前、后轮的驱动/制动力矩与总驱动/制动力矩之间的分配关系为

$$T_{wji}(t) = k_{ji} T_{wi}(t), \quad j = f, r, \quad (7)$$

满足 $k_{fi} + k_{ri} = 1, k_{fi} \geq 0, k_{ri} \geq 0$ .当 $k_{fi} = 0$ 时车辆为后轮驱动,当 $k_{ri} = 0$ 时车辆为前轮驱动。

车辆*i*前、后轮的滚动阻力计算为

$$F_{rji}(t) = F_{zji}(t) f_r, \quad j = f, r. \quad (8)$$

## 2 自适应协调控制策略

根据图 1 所示的汽车队列示意图,车辆*i*与车辆*i-1*之间的间距误差和期望间距分别定义如下:

$$e_i(t) = x_{i-1}(t) - x_i(t) - d_i(t),$$

$$d_i(t) = L_i + h v_i(t) + \frac{\sigma v_i^2(t)}{2\mu g}. \quad (9)$$

其中: $e_i(t)$ 为车辆*i*的间距误差, $d_i(t)$ 为车辆*i*的期望间距, $L_i$ 为两车静止时的期望间距, $h$ 为纵向控制系统时间延迟<sup>[15]</sup>, $\sigma$ 为安全系数.在实际应用中路面附着系数可以通过实时估计获得,具体估计方法文献中已有大量的研究报道,这里不再具体给出。

为保证队列中节点车辆的动力学稳定性,抑制轮胎力进入非线性饱和区域,希望在实现队列跟驰控制的基础上车轮滑移率尽可能地小,即轮速与车速相差较小,因此引入车速-轮速误差

$$e_{wi}(t) = v_i(t) - v_{wi}(t). \quad (10)$$

其中:  $v_{wi}(t)$  为车辆  $i$  的轮速,考虑到前、后轮的轮速可能存在差异,这里取加速时的最大轮速值和制动时的最小轮速值来计算车速-轮速误差.

本文选取滑模控制方法实现队列协调控制,定义滑模函数

$$s_i(t) = K_p e_i(t) + K_i \int_0^t e_i(\tau) d\tau + K_w e_{wi}(t). \quad (11)$$

其中:  $K_p$ 、 $K_i$  分别为间距误差的比例、积分控制增益,  $K_w$  为车速-轮速误差比例控制增益. 为了保证队列的稳定性,进一步定义车辆  $i$  与车辆  $i+1$  之间的耦合滑模函数<sup>[20]</sup>

$$S_i(t) = \begin{cases} q s_i(t) - s_{i+1}(t), & i = 1, 2, \dots, N-1; \\ q s_i(t), & i = N. \end{cases} \quad (12)$$

其中:  $q$  为  $s_i(t)$  与  $s_{i+1}(t)$  的耦合系数,当  $S_i(t)$  达到滑模面时  $s_i(t)$  与  $s_{i+1}(t)$  均达到滑模面. 与文献[20]的耦合滑模函数不同,本文的滑模函数包含了车速-轮速误差的信息,目的是在实现队列跟驰控制的同时兼顾车辆的动力学稳定性.

将总驱动/制动力矩定义为系统输入,队列控制律为

$$u_i(t) = \frac{m_i r_{wi}}{k_{fi} + k_{ri}} \left( \frac{k_i S_i(t)}{q \partial_i} + \frac{I_{wi}}{m_i r_{wi}} \dot{\omega}_{wfi}(t) + \frac{I_{wi}}{m_i r_{wi}} \dot{\omega}_{wri}(t) + \hat{\eta}_i(t) S_i(t) \tanh\left(\frac{S_i(t)}{\varepsilon_i}\right) + \frac{1}{q \partial_i} \frac{Z_i^2(t) S_i(t)}{|Z_i(t) S_i(t)| + \vartheta_i} \right). \quad (13)$$

其中:  $\partial_i = K_p \left( h + \frac{\sigma v_i(t)}{\mu g} \right) - K_w$ ,  $\vartheta_i$  为正数,  $k_i$  为反馈增益.

$$Z_i(t) = \begin{cases} q(K_p(v_{i-1}(t) - v_i(t)) + K_i e_i(t) - K_w v_{wi}(t)) - K_p \dot{e}_{i+1}(t) - K_i e_{i+1}(t) - K_w \dot{e}_{wi+1}(t), \\ \quad i = 1, 2, \dots, N-1; \\ q(K_p(v_{i-1}(t) - v_i(t)) + K_i e_i(t) - K_w v_{wi}(t)), \\ \quad i = N. \end{cases} \quad (14)$$

$\hat{\eta}_i(t)$  为估计值,将估计误差定义为

$$\tilde{\eta}_i(t) = \eta_i^* - \hat{\eta}_i(t), \quad (15)$$

其中  $\eta_i^*$  定义为

$$q f_r^* - D_i^*(t) \leq \eta_i^*. \quad (16)$$

设计自适应律为

$$\dot{\hat{\eta}}_i(t) = \alpha_i q \partial_i S_i(t) \tanh\left(\frac{S_i(t)}{\varepsilon_i}\right) - \Xi_i(t) \hat{\eta}_i(t). \quad (17)$$

其中: 假设  $\hat{\eta}_i(0) \geq 0$ ;  $k_i, q, K_p, K_i, K_w, \alpha_i$  均为正数,  $\vartheta_i$  和  $\varepsilon_i$  为较小的常数;  $\Xi_i(t)$  为连续有界的函数,满足如下关系式:

$$\Xi_i(t) > 0, \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \int_{t_0}^t \Xi_i(\tau) d\tau \leq \bar{\Xi}_i < +\infty, \quad (18)$$

$\bar{\Xi}_i$  为正数.

### 3 稳定性分析

#### 3.1 车辆稳定性

**定理1** 对于方程(1)中考虑车轮旋转动力的异质汽车队列,通过基于路面附着的二次间距策略(9),协调控制律(13)和自适应律(17),调整相应的控制参数能够使得间距误差  $e_i(t)$  和车速-轮速误差  $e_{wi}(t)$  处于零点附近极小的邻域内.

**证明** 选取 Lyapunov 函数

$$V_i(t) = \frac{1}{2} S_i^2(t) + \frac{1}{2\alpha_i} \tilde{\eta}_i^2(t), \quad (19)$$

对  $V_i(t)$  求导并由式(15)可得

$$\dot{V}_i(t) = S_i(t) \dot{S}_i(t) - \frac{1}{\alpha_i} \tilde{\eta}_i(t) \dot{\tilde{\eta}}_i(t). \quad (20)$$

对  $S_i(t)$  求导并结合式(9)~(12)可得

$$\dot{S}_i(t) = \begin{cases} q(K_p \dot{e}_i(t) + K_i e_i(t) + K_w \dot{e}_{wi}(t)) - K_p \dot{e}_{i+1}(t) - K_i e_{i+1}(t) - K_w \dot{e}_{wi+1}(t) = \\ q \left( K_p \left( v_{i-1}(t) - v_i(t) - h \dot{v}_i(t) - \frac{\sigma v_i(t)}{\mu g} \dot{v}_i(t) \right) \right) + \\ q K_i e_i(t) + q(K_w (\dot{v}_i(t) - \dot{v}_{wi}(t))) - K_p \dot{e}_{i+1}(t) - \\ K_i e_{i+1}(t) - K_w \dot{e}_{wi+1}(t) = \\ -q \partial_i \dot{v}_i(t) + Z_i(t), \quad i = 1, 2, \dots, N-1; \\ q(K_p \dot{e}_i(t) + K_i e_i(t) + K_w \dot{e}_{wi}(t)) = \\ q \left( K_p \left( v_{i-1}(t) - v_i(t) - h \dot{v}_i(t) - \frac{\sigma v_i(t)}{\mu g} \dot{v}_i(t) \right) \right) + \\ q K_i e_i(t) + q(K_w (\dot{v}_i(t) - \dot{v}_{wi}(t))) = \\ -q \partial_i \dot{v}_i(t) + Z_i(t), \quad i = N. \end{cases} \quad (21)$$

将式(1)代入(21)得

$$S_i(t) \dot{S}_i(t) =$$

$$-q\partial_i S_i(t) \left( \frac{k_{fi} + k_{ri}}{m_i r_{wi}} u_i(t) - \frac{I_{wi}}{m_i r_{wi}} (\dot{\omega}_{wfi}(t) + \dot{\omega}_{wri}(t)) \right) + q\partial_i S_i(t)(gfr - D_i(t)) + Z_i(t)S_i(t). \tag{22}$$

结合式(16)和(22)可得

$$S_i(t)\dot{S}_i(t) \leq -q\partial_i S_i(t) \left( \frac{k_{fi} + k_{ri}}{m_i r_{wi}} u_i(t) + \frac{I_w}{m_i r_{wi}} (\dot{\omega}_{wfi}(t) + \dot{\omega}_{wri}(t)) \right) + q\partial_i \eta_i^* |S_i(t)| + |Z_i(t)S_i(t)|. \tag{23}$$

根据式(17)有

$$-\frac{1}{\alpha_i} \tilde{\eta}_i(t) \dot{\hat{\eta}}_i(t) = -q\partial_i \tilde{\eta}_i(t) S_i(t) \tanh\left(\frac{S_i(t)}{\varepsilon_i}\right) + \frac{1}{\alpha_i} \Xi_i(t) \tilde{\eta}_i(t) \hat{\eta}_i(t). \tag{24}$$

假设  $K_p \left( h + \frac{\sigma v_i(t)}{\mu g} \right) \geq K_w$ , 可得

$$\dot{\hat{\eta}}_i(t) + \Xi_i \hat{\eta}_i(t) \geq 0, \tag{25}$$

即

$$\hat{\eta}_i(t) \geq e^{-\int_0^t \Xi_i(\tau) d\tau} \hat{\eta}_i(0). \tag{26}$$

故, 若  $\hat{\eta}_i(0) > 0$ , 则  $\hat{\eta}_i(t) \geq 0$ . 将式(13)代入(23), 进一步得到

$$S_i(t)\dot{S}_i(t) \leq -k_i S_i^2(t) + q\partial_i \eta_i^* |S_i(t)| + |Z_i(t)S_i(t)| - q\partial_i \hat{\eta}_i(t) S_i(t) \tanh\left(\frac{S_i(t)}{\varepsilon_i}\right) - \frac{Z_i^2(t)S_i^2(t)}{|Z_i(t)S_i(t)| + \vartheta_i}. \tag{27}$$

由于

$$-\frac{Z_i^2(t)S_i^2(t)}{|Z_i(t)S_i(t)| + \vartheta_i} \leq -|Z_i(t)S_i(t)| + \vartheta_i,$$

式(27)可重写为

$$S_i(t)\dot{S}_i(t) \leq -k_i S_i^2(t) + q\partial_i \eta_i^* |S_i(t)| + \vartheta_i - q\partial_i \hat{\eta}_i(t) S_i(t) \tanh\left(\frac{S_i(t)}{\varepsilon_i}\right). \tag{28}$$

结合式(20)、(24)和(28)可以得到

$$\begin{aligned} \dot{V}_i(t) \leq & -k_i S_i^2(t) + q\partial_i \eta_i^* |S_i(t)| - q\partial_i (\hat{\eta}_i(t) + \tilde{\eta}_i(t)) S_i(t) \tanh\left(\frac{S_i(t)}{\varepsilon_i}\right) + \vartheta_i \leq \\ & -k_i S_i^2(t) + q\partial_i \eta_i^* \left( |S_i(t)| - S_i(t) \tanh\left(\frac{S_i(t)}{\varepsilon_i}\right) \right) + \end{aligned}$$

$$\frac{1}{\alpha_i} \Xi_i(t) \tilde{\eta}_i(t) \hat{\eta}_i(t) + \vartheta_i. \tag{29}$$

**引理 1** [25] 对于  $\forall(a, b) \in \mathbb{R}^2, a, b$  满足以下不等式:

$$ab \leq \frac{\zeta^p}{p} |a|^p + \frac{1}{q\zeta^q} |b|^q.$$

其中:  $\zeta > 0, p > 1, q > 1$ , 且  $(p-1)(q-1) = 1$ .

根据引理 1 和式(15)可得

$$\begin{aligned} \frac{1}{\alpha_i} \Xi_i(t) \tilde{\eta}_i(t) \hat{\eta}_i(t) \leq \\ \frac{1}{2\alpha_i} \Xi_i(t) \eta_i^{*2}(t) - \frac{1}{2\alpha_i} \Xi_i(t) \tilde{\eta}_i^2(t). \end{aligned} \tag{30}$$

**引理 2** [26] 对于  $\epsilon > 0$  且  $\chi \in \mathbb{R}$  满足不等式

$$0 \leq |\chi| - \chi \tanh\left(\frac{\chi}{\epsilon}\right) \leq \kappa \epsilon.$$

其中  $\kappa$  为常数, 且  $\kappa = e^{-(\kappa+1)}, \kappa = 0.2785$ .

根据引理 2, 结合式(29)和(30)可以得到

$$\begin{aligned} \dot{V}_i(t) \leq & -k_i S_i^2(t) - \frac{1}{2\alpha_i} \Xi_i(t) \tilde{\eta}_i^2(t) + \\ & 0.2875 \varepsilon_i q \partial_i \eta_i^* + \vartheta_i + \frac{1}{2\alpha_i} \Xi_i(t) \eta_i^{*2}. \end{aligned} \tag{31}$$

令  $V(t) = \sum_{i=1}^N V_i(t)$ , 根据式(31)可得

$$\dot{V}(t) \leq -\zeta_1 V(t) + \zeta_2. \tag{32}$$

其中

$$\zeta_1 = \min\{2k_i, \min_{1 \leq i \leq N} \Xi_i(t)\},$$

$$\zeta_2 = \sum_{i=1}^N \{0.2875 \varepsilon_i q \partial_i \eta_i^*\} + \sum_{i=1}^N \left\{ \vartheta_i + \frac{1}{2\alpha_i} \Xi_i(t) \eta_i^{*2} \right\}.$$

根据文献[27]中的推论 1.1, 式(32)两边同时乘以  $e^{\zeta_1 t}$ , 得到

$$\frac{d(V(t)e^{\zeta_1 t})}{dt} \leq \zeta_2 e^{\zeta_1 t}. \tag{33}$$

对式(33)两边在  $[0, t]$  的区间内进行积分, 可得

$$V(t) \leq \left( V(0) - \frac{\zeta_2}{\zeta_1} \right) e^{-\zeta_1 t} + \frac{\zeta_2}{\zeta_1} \leq V(0) + \frac{\zeta_2}{\zeta_1}, \tag{34}$$

其中  $V(0) = \sum_{i=1}^N \left\{ \frac{1}{2} S_i^2(0) + \frac{1}{2\alpha_i} \tilde{\eta}_i^2(0) \right\}$ . 因此, 可以得出当  $V(0) \geq 0$  时, 闭环系统状态最终一致有界. 由式(34)可得

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} S_i^2(t) \leq V(0) + \frac{\zeta_2}{\zeta_1}. \tag{35}$$

基于式(11)和(12)的滑模函数定义, 队列的间距误差和车速-轮速误差最终一致有界. 通过减小  $\zeta_2$  或增加  $\zeta_1$  可以减小  $S_i(t)$  的界, 选择合适的控制器参数可以使得  $S_i(t)$  收敛到原点附近很小区域内.  $\square$

3.2 队列稳定性

**定理2** 对于方程(1)中考虑车轮旋动力学的异质队列,通过基于路面附着的二次间距策略(9),协调控制律(13)和自适应律(17),当 $0 < q \leq 1$ 时该控制律能够保证队列稳定.

**证明** 由于 $S_i(t) = qs_i(t) - S_{i+1}(t)$ ,根据式(35)通过选择合适的控制器参数可以使得 $S_i(t)$ 收敛到零点附近很小的区域内,故

$$q\left(K_p e_i(t) + K_i \int_0^t e_i(\tau) d\tau + K_w e_{wi}(t)\right) \approx K_p e_{i+1}(t) + K_i \int_0^t e_{i+1}(\tau) d\tau + K_w e_{wi+1}(t). \quad (36)$$

假设初始时间距误差与车速-轮速误差均为0,对式(36)进行拉普拉斯变换得

$$q\left(K_p E_i(s) + \frac{K_i}{s} E_i(s) + K_w E_{wi}(s)\right) \approx K_p E_{i+1}(s) + \frac{K_i}{s} E_{i+1}(s) + K_w E_{wi+1}(s). \quad (37)$$

由式(37)可得

$$E_{i+1}(s) \approx G_i(s) E_i(s) + \frac{qK_w E_{wi}(s) - K_w E_{wi+1}(s)}{K_p + \frac{K_i}{s}}, \quad (38)$$

其中 $G_i(s) = q$ . 由式(38)可以看出,前车的间距误差主要是通过传递函数 $G_i(s)$ 传递给本车,因此队列稳定性主要由 $G_i(s)$ 决定. 当 $0 < q \leq 1$ 时, $|G_i(s)| \leq 1$ ,该控制器能够满足队列稳定性. □

3.3 交通流稳定性

**定理3** 基于考虑路面附着的间距策略(9),调整相应的参数能够保证交通流稳定.

**证明** 假设队列中车辆间距误差为0,所有车辆均以相同的速度行驶,队列处于稳态. 由式(9)可知,稳态时相邻两车之间的间距均为

$$d(t) = L + hv_s(t) + \frac{\sigma v_s^2(t)}{2\mu g}. \quad (39)$$

其中: $v_s(t)$ 为稳态时的速度,稳态时的交通流密度为

$$\rho = \frac{1}{L + hv_s(t) + \frac{\sigma v_s^2(t)}{2\mu g}}, \quad (40)$$

稳态交通流量为 $Q(\rho) = \rho v$ ,所以

$$Q(\rho) = \rho \left( \sqrt{\left(\frac{h\mu g}{\sigma}\right)^2 - \frac{2\mu g}{\sigma} \left(L - \frac{1}{\rho}\right)} - \frac{h\mu g}{\sigma} \right). \quad (41)$$

因此

$$\frac{\partial Q}{\partial \rho} = \left( \sqrt{\left(\frac{h\mu g}{\sigma}\right)^2 - \frac{2\mu g}{\sigma} \left(L - \frac{1}{\rho}\right)} - \frac{h\mu g}{\sigma} \right) -$$

$$\frac{\mu g}{\sigma \rho \sqrt{\left(\frac{h\mu g}{\sigma}\right)^2 - \frac{2\mu g}{\sigma} \left(L - \frac{1}{\rho}\right)}}. \quad (42)$$

令 $\partial Q/\partial \rho = 0$ ,可以得到临界密度

$$\rho_{cr} = \frac{1}{2L + h\sqrt{\frac{2L\mu g}{\sigma}}}. \quad (43)$$

当交通流密度小于交通流临界密度,即 $\rho < \rho_{cr}$ 时,该间距策略能够满足交通流稳定性<sup>[15]</sup>,当路面附着系数较低时调整间距策略中相关参数即可满足稳定性条件. □

由式(43)可以看出,临界交通流密度与附着系数 $\mu$ 和安全系数 $\sigma$ 密切相关,当路面附着系数较小或者安全系数较大时,交通流临界密度较大,但是此时的车辆间距较大,会降低交通流量. 而且,当路面附着较低时车辆控制要求较高,容易出现车轮抱死或打滑等现象,导致追尾碰撞等交通事故. 所以,该间距策略中的相关参数应该根据队列以及车辆性能进行相应的调整.

4 仿真分析

以4辆车组成的异质车辆队列为对象,通过模型仿真对本文提出的队列控制策略进行评价分析. 队列中领航车为虚拟车辆,除领航车外,其余车辆均采用前文所建立的基于非线性轮胎力模型的车辆模型. 本文车辆的异质性主要体现在车辆的动态响应和车轮旋动力学方面,并且具体由车辆质量和车轮半径的差异来反映. 参考图1所示的队列示意图,编号为1~3的跟随车辆的质量分别为1500 kg、1700 kg、1300 kg,相应的车轮半径分别为0.27 m、0.30 m、0.25 m. 其余模型参数取值均相同,具体为: $l_f = 1.1$  m,  $l_r = 1.6$  m,  $h_c = 0.5$  m,  $I_w = 12$  kg·m<sup>2</sup>,  $g = 9.81$  m/s<sup>2</sup>,  $f_r = 0.02$ ,  $k_f = 0.556$ ,  $k_r = 0.444$ . 车辆静止时的期望间距 $L = 10$  m,纵向控制系统时间延迟为 $h = 0.08$  s,安全系数为 $\sigma = 0.2$ ,外界干扰为 $D_i(t) = 0.01 \sin t$ ,队列中车辆之间的初始速度均为30 m/s,初始加速度为0,初始间距误差均为0. 分别考察 $\mu = 0.8$ 和 $\mu = 0.3$ 高、低附着两种道路工况,实际中间距控制策略中的路面附着信息可以通过实时估计获得,路面附着估计的问题已经超出了本文研究的范畴,这里在分析中假设路面附着可以直接得到. 根据前文理论分析取控制器参数: $k_i = 65$ ,  $K_p = 1.5$ ,  $K_i = 0.5$ ,  $K_w = 0.185$ ,  $q = 0.75$ ,  $\hat{\eta}_i(0) = 1$ ,  $\Xi_i(t) = 0.1e^{-10t}$ ,  $\alpha = 0.01$ ,  $\vartheta_i = 0.4$ .

首先考虑 $\mu = 0.8$ 的高附着路面情况,相应的

队列车辆跟驰响应如图3所示. 显然, 车辆队列是渐近稳定的, 并且队列中车辆间距误差沿着队列逆流方向不会逐渐扩大, 即本文的控制策略能够保证该异质队列的队列稳定性. 队列中车辆的位置曲线没有交叉或重叠(图3(b)), 因此队列中的车辆不会发生碰撞. 由图3(c)和图3(d)可以看出, 所有跟随车辆的速度以及加速度最终均会趋向于领航车的速度

和加速度. 图3(e)表明, 队列中车辆自适应律  $\hat{\eta}_i(t)$  的估计值均是有界的. 图3(f)的滑移率响应表明, 队列车辆的滑移率都很小, 即各节点车辆都保持在线性操纵范围内. 在高附着路面工况下, 当队列达到稳态时, 交通流密度为0.0419 veh/m, 交通流临界密度为0.045 veh/m, 此时交通流密度小于交通流临界密度, 该间距策略能够满足交通流稳定性.

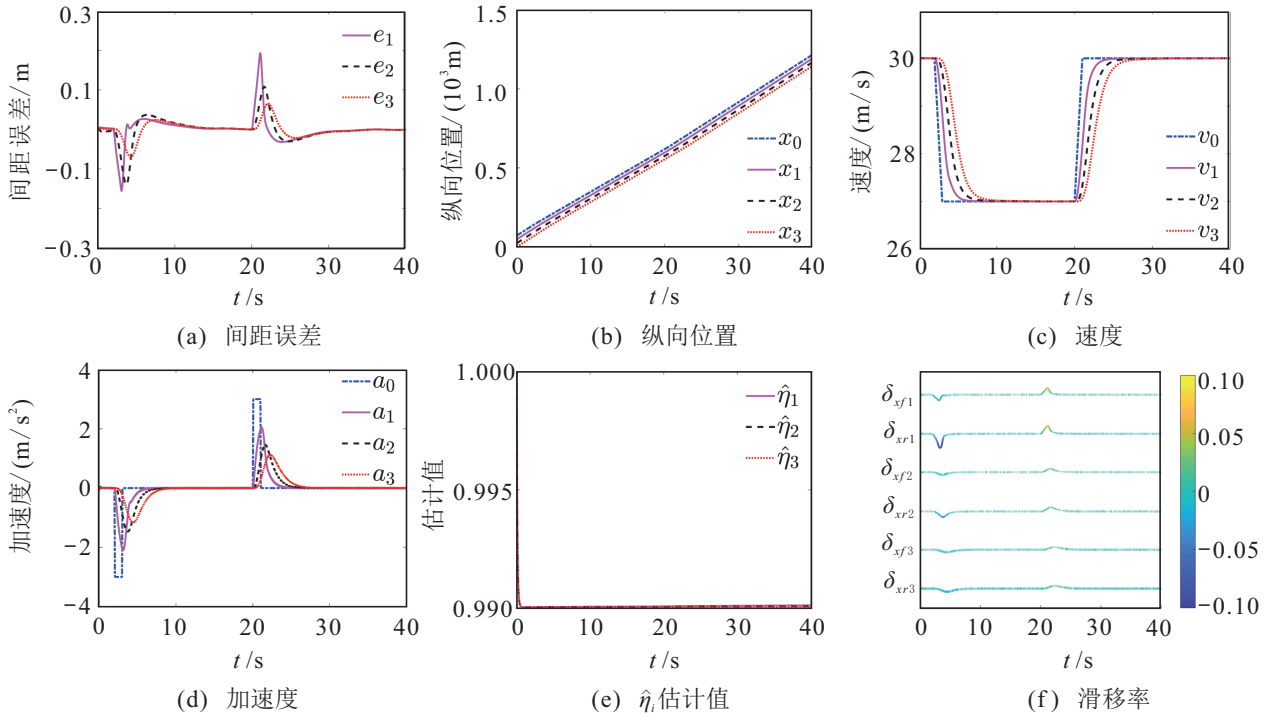


图3 高附着路面条件下队列跟驰响应( $\mu = 0.8, K_w = 0.185$ )

图4给出了附着系数为  $\mu = 0.3$  的低附着路面条件下车辆跟驰响应. 容易看出, 结果总体与图3类似, 说明本文所设计的自适应协调控制策略在高、低附着路面条件下均能获得良好的控制效果. 与图3(a)的高附着路面响应相比, 低附着路面条件下车辆间距误差变大, 路面附着条件对车辆队列跟驰响应的影响显著, 因此设计队列控制器时应考虑路面工况对队列动力学控制的影响. 对比图3(b)和图4(b), 可观察到基于本文自适应协调控制策略的队列均不会发生碰撞, 并且在低附着条件下车间距也会变大, 本文考虑路面附着的间距策略有利于队列在低附着路面时的加减速操作, 并且更符合驾驶员的驾驶习惯. 对比图3(c)、图3(d)和图4(c)、图4(d)可以看出, 在低附着路面条件下, 在领航车突然加速或制动时, 跟驰车辆所需期望加速度较小, 速度变化较为平缓, 这对车辆稳定性以及队列稳定性均是有益的. 由图3(e)和图4(e)可以看出, 车辆自适应律  $\hat{\eta}_i(t)$  的估计值均是有界的, 在低附着路面条件下自适应律估计值略大于在高附

着路面条件下的估计值. 由图3(f)和图4(f)可以看出, 本文的控制策略能够将车轮的滑移率控制在一定范围内, 尽管低附着路面条件下的滑移率相对较大但仍然是稳定可控的. 在低附着路面工况下, 当队列达到稳态时, 交通流密度为0.0232 veh/m, 交通流临界密度为0.0468 veh/m, 此时交通流密度小于交通流临界密度, 该间距策略能够保证交通流稳定.

为进一步分析控制策略中引入轮速信息进行协调控制的影响, 图5给出了附着系数为  $\mu = 0.3$  的低附着路面条件下不考虑车速-轮速误差 ( $K_w = 0$ ) 的车辆跟驰响应. 可以看出, 若控制策略中不包含车辆的轮速信息, 即不能对车辆动力学和队列跟驰进行协调控制, 在低附着路面工况下各节点车辆控制困难. 从图5(a)和图5(b)可以看出, 队列虽未发生碰撞, 但是第1辆跟随车辆无法跟驰领航车. 在不考虑轮速信息的情况下, 在低附着路面条件下前车急加速或急减速时, 车辆自适应律  $\hat{\eta}_i(t)$  的估计值无法收敛(见图5(e)). 在这种情况下, 各车辆的滑移率都很大, 轮胎力

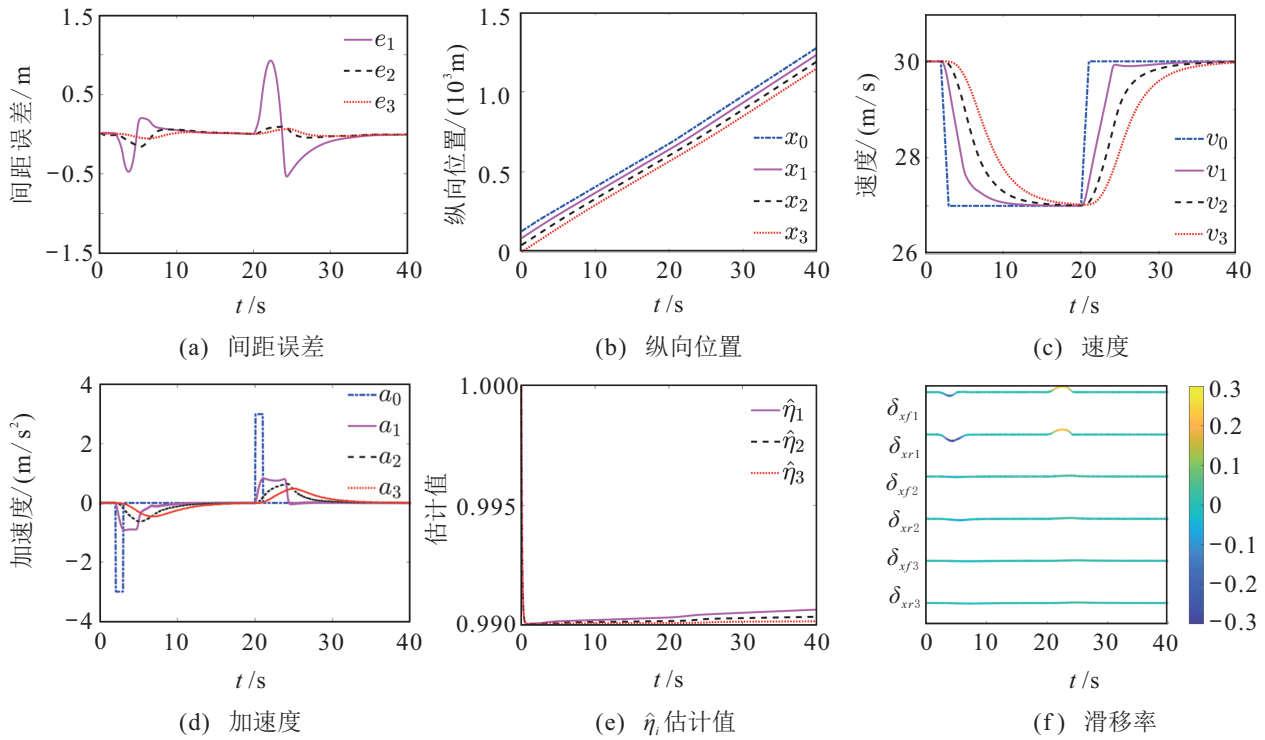


图4 低附着路面条件下队列跟驰响应( $\mu = 0.3, K_w = 0.185$ )

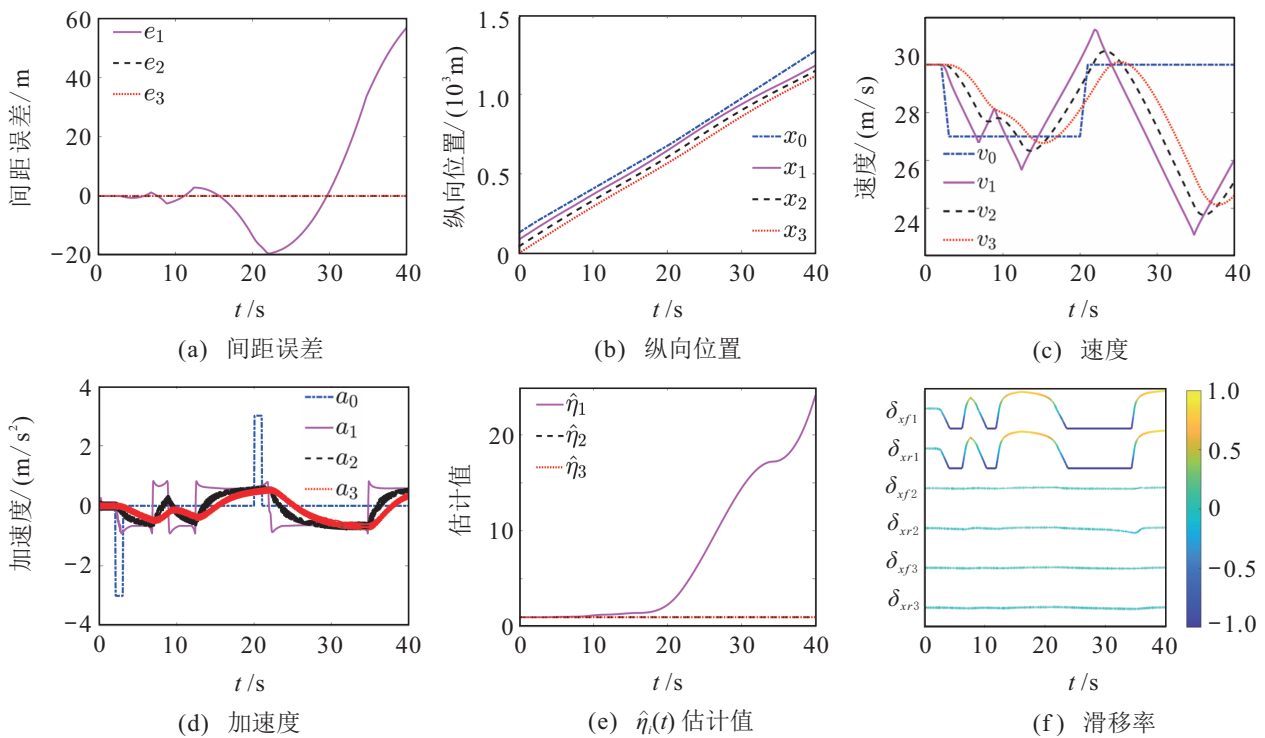


图5 低附着路面条件下无协调控制的队列跟驰响应( $\mu = 0.3, K_w = 0$ )

进入非线性饱和区域,甚至出现车轮打滑或抱死,从而导致车辆不可控(见图5(f)).这说明在队列控制器的设计过程中,各节点车辆自身的动力学稳定非常重要,队列控制器在决策跟驰前车的加速度的同时需要兼顾车辆的实现能力,通过将车辆轮速信息引入到队列控制器,然后调整相应的控制参数,能够有效避免

由于车辆轮胎力进入非线性饱和区域所引起的车辆失控.

### 5 结论

本文针对实际行驶工况特别是低附着路面对汽车队列动力学稳定性的影响,提出了一种能自适应路面附着变化并能对车辆动力学稳定性和队列跟驰进

行协调控制,同时兼顾队列稳定性以及交通流稳定性的队列控制策略,具体总结如下:

1) 建立了包含车轮旋转动力的队列分布式控制器设计模型(节点车辆控制模型),将车速-轮速误差引入队列的跟驰控制决策,以协调车辆动力学与队列动力学,将路面附着引入间距策略,提出了考虑路面附着的二次间距策略,以适应路面工况的变化。

2) 将车速-轮速误差和队列跟驰误差作为控制目标,基于滑模控制方法设计了自适应协调控制策略,引入了相应的自适应律处理系统中的不确定参数以及外界干扰对系统的影响,并基于Lyapunov方法证明了队列跟驰的间距误差以及车速-轮速误差一致最终有界,导出了兼顾车辆动力学的队列稳定性条件。

3) 结果表明,基于本文的自适应协调控制策略汽车队列跟驰能够自适应路面工况的变化,通过对节点车辆动力学和队列跟驰的协调控制,能够保证汽车队列系统在大范围操纵工况特别是低附着路面工况下的车辆动力学稳定性、队列稳定性和交通流稳定性。相比之下,若控制策略中不包含车辆的轮速信息即没有协调控制的作用,在低附着路面工况下节点车辆稳定性难以保证,导致控制困难甚至完全失去控制。

#### 参考文献(References)

- [1] Alam A, Besselink B, Turri V, et al. Heavy-duty vehicle platooning for sustainable freight transportation: A cooperative method to enhance safety and efficiency[J]. *IEEE Control Systems*, 2015, 35(6): 34-56.
- [2] 陈龙, 何德峰, 李壮. 约束非线性车辆队列分布式多目标模型预测控制[J]. *控制与决策*, 2022, 37(12): 3122-3128.  
(Chen L, He D F, Li Z. Distributed multi-objective model predictive control for constrained nonlinear vehicle platoons[J]. *Control and Decision*, 2022, 37(12): 3122-3128.)
- [3] Axelsson J. Safety in vehicle platooning: A systematic literature review[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2017, 18(5): 1033-1045.
- [4] Malikipoulos A A, Cassandras C G, Zhang Y J. A decentralized energy-optimal control framework for connected automated vehicles at signal-free intersections[J]. *Automatica*, 2018, 93: 244-256.
- [5] Seiler P, Pant A, Hedrick K. Disturbance propagation in vehicle strings[J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2004, 49(10): 1835-1841.
- [6] Farnam A, Sarlette A. About string stability of a vehicle chain with unidirectional controller[J]. *European Journal of Control*, 2019, 50: 138-144.
- [7] 于晓海, 郭戈. 车队控制中的一种通用可变时距策略[J]. *自动化学报*, 2019, 45(7): 1335-1343.  
(Yu X H, Guo G. A general variable time headway policy in platoon control[J]. *Acta Automatica Sinica*, 2019, 45(7): 1335-1343.)
- [8] 刘小敏, 闫茂德, 杨盼盼, 等. 预设跟踪性能下车队队列执行器故障主动容错控制[J]. *控制与决策*, 2023, 38(12): 3455-3464.  
(Liu X M, Yan M D, Yang P P, et al. Actuator active fault-tolerant control for vehicle platoons under prescribed tracking performance[J]. *Control and Decision*, 2023, 38(12): 3455-3464.)
- [9] He D F, Qiu T X, Luo R S. Fuel efficiency-oriented platooning control of connected nonlinear vehicles: A distributed economic MPC approach[J]. *Asian Journal of Control*, 2020, 22(4): 1628-1638.
- [10] 穆建彬, 冯阳辉, 何德峰. 有界扰动下异质车辆队列分布式鲁棒经济预测控制[J]. *控制与决策*, 2023, 38(5): 1386-1394.  
(Mu J B, Feng Y H, He D F. Distributed robust economic predictive control of heterogeneous vehicle platoons under bounded disturbances[J]. *Control and Decision*, 2023, 38(5): 1386-1394.)
- [11] Sungu H E, Inoue M, Imura J I. Nonlinear spacing policy based vehicle platoon control for local string stability and global traffic flow stability[C]. 2015 European Control Conference. Linz, 2015: 3396-3401.
- [12] Li Y F, Lv Q X, Zhu H, et al. Variable time headway policy based platoon control for heterogeneous connected vehicles with external disturbances[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2022, 23(11): 21190-21200.
- [13] Chen J Z, Liang H, Li J, et al. Connected automated vehicle platoon control with input saturation and variable time headway strategy[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2021, 22(8): 4929-4940.
- [14] 闫茂德, 宋家成, 杨盼盼, 等. 基于信息一致性的自主车辆变车距队列控制[J]. *控制与决策*, 2017, 32(12): 2296-2300.  
(Yan M D, Song J C, Yang P P, et al. Consensus based platoon for autonomous vehicles with time varying intervehicle distance[J]. *Control and Decision*, 2017, 32(12): 2296-2300.)
- [15] Hao L Y, Li P, Guo G. String stability and flow stability for nonlinear vehicular platoons with actuator faults based on an improved quadratic spacing policy[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2020, 102(4): 2725-2738.

- [16] Yang P P, Tang Y, Yan M D, et al. Consensus based control algorithm for nonlinear vehicle platoons in the presence of time delay[J]. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 2019, 17(3): 752-764.
- [17] Yan M D, Song J C, Yang P P, et al. Neural adaptive sliding-mode control of a bidirectional vehicle platoon with velocity constraints and input saturation[J]. *Complexity*, 2018, 2018: 1696851.
- [18] Song J C, Yan M D, Ju Y F, et al. Nonlinear gain feedback adaptive DSC for a class of uncertain nonlinear systems with asymptotic output tracking[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2019, 98(3): 2195-2210.
- [19] Song J C, Ju Y F. Distributed adaptive sliding mode control for vehicle platoon with uncertain driving resistance and actuator saturation[J]. *Complexity*, 2020, 2020: 7581517.
- [20] Guo X G, Wang J L, Liao F, et al. Neuroadaptive quantized PID sliding-mode control for heterogeneous vehicular platoon with unknown actuator deadzone[J]. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 2019, 29(1): 188-208.
- [21] Pan C W, Chen Y, Liu Y Z, et al. Adaptive resilient control for interconnected vehicular platoon with fault and saturation[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2022, 23(8): 10210-10222.
- [22] 杨秀建, 李金雨. 基于非线性模型预测控制的车辆纵向队列协调控制[J]. *汽车工程*, 2020, 42(2): 184-190. (Yang X J, Li J Y. Coordinated control of vehicular platooning based on nonlinear model predictive control[J]. *Automotive Engineering*, 2020, 42(2): 184-190.)
- [23] Yang X J, Chen Y Y, Gao J. Optimal coordinated control of a vehicular platoon by taking into account the individual vehicle dynamics[J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2019, 81(3/4): 137-165.
- [24] Bakker E, Pacejka H B, Lidner L. A new tire model with an application in vehicle dynamics studies[C]. *SAE Technical Paper Series*. Warrendale, 1989: 101-113.
- [25] Deng H, Krstić M. Stochastic nonlinear stabilization—I: A backstepping design[J]. *Systems & Control Letters*, 1997, 32(3): 143-150.
- [26] Polycarpou M M. Stable adaptive neural control scheme for nonlinear systems[J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1996, 41(3): 447-451.
- [27] Ge S S, Wang C. Adaptive neural control of uncertain MIMO nonlinear systems[J]. *IEEE Transactions on Neural Networks*, 2004, 15(3): 674-692.

#### 作者简介

王申义(1998—), 男, 博士生, 从事自主汽车队列控制技术的研究, E-mail: shenyiwang2020@163.com;

杨秀建(1980—), 男, 教授, 博士生导师, 从事汽车动力学控制技术、智能车辆技术等研究, E-mail: yangxiujian2013@163.com;

吴相稷(1992—), 男, 博士生, 从事自主汽车队列系统动力学的研究, E-mail: coolwuxiangji@outlook.com.