

DOI: 10.3901/JME.2016.18.118

# 车辆驾驶员辅助系统中基于运动模型的前车最优跟随控制\*

马国成 刘昭度 王宝锋 齐志权  
(北京理工大学机械与车辆学院 北京 100081)

**摘要:** 为解决驾驶员辅助系统在前车跟随控制中车距与车速误差不易同步收敛的问题,建立考虑主车对期望加速度动态响应的主车与前车运动模型,以对前车跟随控制提供模型参考。基于主车实际运动与理想前车跟随行驶间的偏差建立前车跟随误差模型,并用线性二次型调节器求解最优期望加速度控制序列,以作为前车跟随控制中主车运动参数控制的输出。为考虑在实车控制中车辆及环境参数发生变化的可能,在前车跟随误差模型中引入车距与车速误差累积项以使线性二次型调节器具有积分控制功能,以在实际车辆与理想模型发生偏差时仍可进行有效控制。仿真对比及实车试验证明,基于运动模型的前车跟随控制可使主车车距与车速误差同步收敛并有效减少主车达到稳态前车跟随行驶的时间,同时易于在实车控制中展开应用。

**关键词:** 驾驶员辅助系统; 智能交通系统; 前车跟随控制; 车辆纵向行驶控制

**中图分类号:** U461

## Preceding Vehicle Optimal Following Control Based on Kinematics Models for Advanced Driver Assistant System of Motor Vehicles

MA Guocheng LIU Zhaodu WANG Baofeng QI Zhiquan  
(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

**Abstract:** For improving the responding characteristics of distance and velocity control in preceding vehicle following scenario of advanced driver assistant system, a kinematics model, been used in the proceeding vehicle following controller, is established based on the interrelated motion of the host and preceding vehicles. Utilizing the error model obtained from desired and actual motion of the host vehicle, optimal desired acceleration, which is the output of host vehicle's motion controller, is calculated based on the linear quadratic regulator. Accumulation of distance and velocity errors are added into the kinematics model of vehicle following so as to enable the linear quadratic regulator to function with resistance to the changing vehicle or environment parameters when using a standard model. Simulation comparison and vehicle experiments confirm that, while reducing the control time consumption, preceding vehicle optimal following control could improve the responding characteristic of distance and velocity errors and is convenient to be used in the real vehicles.

**Key words:** advanced driver assistant system; intelligent transport systems; preceding vehicle following control; vehicle longitudinal automated control

## 0 前言

作为智能交通系统(Intelligent transport systems,

ITS)的典型应用之一,驾驶员辅助系统(Advanced driver assistant system, ADAS)可由车间与车路通信以及车载传感器获知环境交通信息,并完成对车辆的最佳决策及控制,因此 ITS 及 ADAS 车辆可及时获得交通环境中的安全隐患并提前做出适当控制,从而减少由驾驶员操作失误或注意力不集中而引发

\* 国家自然科学基金资助项目(51005019)。20151028 收到初稿,20160721 收到修改稿

交通事故的概率<sup>[1-2]</sup>。此外受益于 ITS 及其应用系统对交通流波动的衰减效应, ADAS 车辆将具有更加平缓的加速与减速状态, 由此可减少车辆处于不必要的急加减速工况而带来的额外能量消耗并改善燃油经济性<sup>[3-4]</sup>。因此发展 ITS 及 ADAS 是解决当前由于汽车保有量急剧增长而带来的诸如安全、节能、环保等交通问题的重要手段之一。

主车跟随前向车辆自动行驶是 ADAS 及其应用系统的最常见工况之一, 同时也是实现车辆纵向自动行驶控制的重要组成部分, 因此得到了广泛的关注与研究。CANALE 等<sup>[5]</sup>提出了基于车距与车速误差的比例反馈调节器, 但由于缺乏考虑主车与前车的运动关系, 控制时车距与车速误差很难同步收敛于 0, 且会增加控制振荡风险与达到稳态控制的用时。YI 等<sup>[6]</sup>在控制中虽然考虑了

主车与前车的基本运动学联系, 但其控制只能处理标称工况问题而缺乏对环境及车辆参数变化的适应能力。LUO 等<sup>[7]</sup>为前车跟随控制设计了模型预测控制器并在仿真中取得了较好的控制效果, 但其运算较为复杂并不适合在实车嵌入式控制中展开应用。为此本文提出一种基于主车与前车运动学模型且可对环境及主车参数变化做出补偿的前车最优跟随控制器, 以期在实车嵌入式控制中使车距与车速误差同步收敛于 0 并缩短达到稳态控制所用的时间。

## 1 前车跟随控制器结构

为保证在实车应用中的健壮性, 前车跟随控制器采用如图 1 所示的分层结构设计。

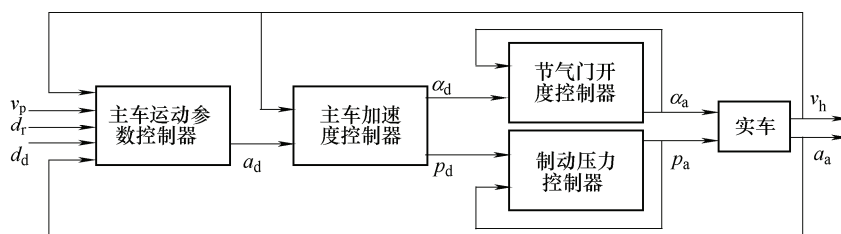


图 1 前车跟随控制器结构

在图 1 中, 前车跟随控制器由主车运动参数数控制器、主车加速度控制器与执行机构(节气门开度与制动压力)控制器构成。其中主车运动参数数控制器由车载雷达及自车传感器得到的主车车速  $v_h$ , 前车车速  $v_p$ 、主车与前车的实际车距  $d_r$ 、主车与前车的期望车距  $d_d$  以及主车的实际加速度  $a_a$  来求取主车期望加速度  $a_d$ 。主车加速度控制器由  $a_d$  与  $v_h$  根据车辆动力学模型求解主车期望节气门开度  $\alpha_d$  或期望制动压力  $p_d$ , 而执行机构控制器根据  $\alpha_d$  与  $p_d$  控制实际节气门开度  $\alpha_a$  与实际制动压力  $p_a$ , 以调节主车的  $a_a$  从而使  $v_h$  与  $d_r$  分别收敛于  $v_p$  与  $d_d$ , 以完成主车对前车的跟随行驶控制。由于主车加速度控制器与执行机构控制器已在先前的研究中进行了讨论<sup>[8-9]</sup>, 因此本文主要分析前车跟随控制中主车运动参数控制器的设计。

## 2 主车与前车运动关系模型

由于主车运动参数数控制器求解运动学问题而不涉及主车的动力学控制, 因此可通过建立主车与前车的运动学模型以求解输出  $a_d$ 。根据主车加速度控制器的实车试验数据可知<sup>[8]</sup>, 主车输出  $a(a_a)$  对输

入  $u(a_d)$  的响应可近似用一阶惯性迟滞环节来描述

$$\frac{A(s)}{U(s)} = \exp(T_d s) / (T_s s + 1) \quad (1)$$

式中,  $T_s$  与  $T_d$  分别为惯性时间常数与延迟时间常数,  $s$  为 Laplace 算子。由试验数据对式(1)进行参数辨识可得  $T_s$  与  $T_d$  的值分别为 0.425 s 与 -0.198 s。为满足实车控制中的运算需要, 将式(1)的惯性环节与延迟环节分别向离散状态空间中进行转换。设已经过延时的输入为  $u_d$ , 则主车车速  $v$ 、行驶距离  $d$  与输出  $a$  对  $u_d$  的响应可描述为

$$\begin{pmatrix} d(k+1) \\ v(k+1) \\ a(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & T_c & 0 \\ 0 & 1 & T_c \\ 0 & 0 & 1 - \frac{T_c}{T_s} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} d(k) \\ v(k) \\ a(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{T_c}{T_s} \end{pmatrix} u_d(k) \quad (2)$$

式中,  $k$  为系统所处的控制周期,  $T_c$  为控制周期的时长。由于车载嵌入式控制器的  $T_c$  为 0.013 s, 即系统输入延迟  $T_d$  约为主车的 15 个控制周期, 因此可构造 15 阶的输入延迟状态来描述实际系统中的延时环节。由此式(2)可以写为

$$\begin{pmatrix} d(k+1) \\ v(k+1) \\ a(k+1) \\ u_{15}(k+1) \\ u_{14}(k+1) \\ \vdots \\ u_1(k+1) \end{pmatrix}_{18 \times 1} = \begin{pmatrix} 1 & T_c & 0 & 0 & & \\ 0 & 1 & T_c & 0 & & \\ 0 & 0 & 1 - \frac{T_c}{T_s} & \frac{T_c}{T_s} & & \\ \hline & & & & I_{14 \times 14} & \\ \hline & & & & & \theta_{1 \times 4} & \theta_{1 \times 14} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} d(k) \\ v(k) \\ a(k) \\ u_{15}(k) \\ u_{14}(k) \\ \vdots \\ u_1(k) \end{pmatrix}_{18 \times 1} + \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}_{18 \times 1} u(k) \quad (3)$$

式中,  $u_1$  至  $u_{15}$  为输入延时状态,  $\theta$  与  $I$  分别为零矩阵与单位对角矩阵, 其他参数意义同前。定义  $d$  与  $v$  为系统的输出  $y_1$  与  $y_2$ , 则输出方程可以写为

$$\begin{pmatrix} y_1(k) \\ y_2(k) \end{pmatrix}_{2 \times 1} = \begin{pmatrix} I_{2 \times 2} & \theta_{2 \times 16} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} d(k) \\ v(k) \\ a(k) \\ u_{15}(k) \\ u_{14}(k) \\ \vdots \\ u_1(k) \end{pmatrix}_{18 \times 1} \quad (4)$$

令  $x$  与  $y$  分别为系统的状态变量与输出变量, 则式(3)与式(4)又可写为

$$\begin{cases} x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) \\ y(k) = Cx(k) \end{cases} \quad (5)$$

式中,  $A$ 、 $B$  与  $C$  分别为系统的状态转移矩阵、输入矩阵与输出矩阵。

当处于理想的稳态前车跟随行驶时, 用下标  $s$  代表主车各稳态状态及输入。在稳态跟随行驶时输入  $u_s$  为 0, 主车的  $a_s$  也为 0,  $v_s$  与  $v_p$  相等,  $d_s$  恰好达到理想状态下主车的行驶距离。主车与前车的运动关系如图 2 所示。

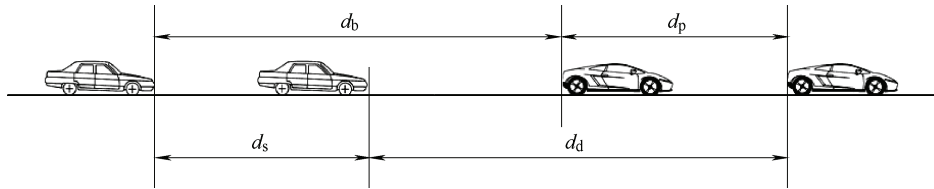


图 2 主车与前车运动关系

在图 2 中, 初始时刻前车与主车的相对车距为  $d_b$ , 经过一段时间的理想行驶控制后, 前车驶过  $d_p$  而主车驶过  $d_s$ , 此时两车之间保持期望车距  $d_d$ 。当采用定安全时距模型时  $d_d$  的值为  $T_h v_p + d_0$ , 其中  $T_h$  与  $d_0$  分别为时间常数与距离常数。由此在理想控制中  $d_s$  与两车之间的运动关系可描述为

$$d_s(k+1) = d_p(k+1) + d_b - d_d(k+1) \quad (6)$$

由此结合  $d_d$  的定义并由第  $k$  控制周期式(6)的表达形式可得

$$d_s(k+1) = d_s(k) + T_c v_p(k) + T_h v_p(k) - T_h v_p(k+1) \quad (7)$$

当主车处于理想稳态前车跟随行驶时  $v_s$  等于

$v_p$ , 同时  $a_s$  恒为 0, 因此

$$d_s(k+1) = d_s(k) + T_c v_s(k) - T_h T_c a_p(k) \quad (8)$$

$$\begin{aligned} v_s(k+1) &= v_p(k) + T_c a_p(k) = \\ &v_s(k) + T_c a_p(k) + T_c a_s(k) \end{aligned} \quad (9)$$

式中,  $a_p$  为前车加速度。

注意到式(8)与式(9)的结构仍符合式(5)所描述的系统, 因此当认为  $a_p$  为系统的干扰  $w$  时, 主车处于理想稳态前车跟随行驶时的离散状态空间表达式可写为

$$\begin{cases} x_s(k+1) = Ax_s(k) + Bu_s(k) + Dw(k) \\ y_s(k) = Cx_s(k) \end{cases} \quad (10)$$

式中,  $A$ 、 $B$  与  $C$  的结构均与式(5)相同,  $D$  为系统

的扰动矩阵

$$\mathbf{D} = (-T_h T_c \quad T_c \quad \mathbf{0}_{1 \times 16})^T \quad (11)$$

将式(5)与式(10)相减, 则可得到主车实际运动与理想稳态前车跟随行驶间的差值, 即前车跟随误差模型的离散状态空间表达式

$$\begin{cases} \bar{\mathbf{x}}(k+1) = \mathbf{A}\bar{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B}\bar{\mathbf{u}}(k) - \mathbf{D}\mathbf{w}(k) \\ \bar{\mathbf{y}}(k) = \mathbf{C}\bar{\mathbf{x}}(k) \end{cases} \quad (12)$$

式中

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{x}}(k) &= \mathbf{x}(k) - \mathbf{x}_s(k) = \\ & (d(k) - d_s(k) \quad v(k) - v_s(k) \quad a(k) - a_s(k) \\ & u_{15}(k) - u_{15s}(k) \cdots u_1(k) - u_{1s}(k))^T \end{aligned} \quad (13)$$

$$\bar{\mathbf{u}}(k) = \mathbf{u}(k) - \mathbf{u}_s(k) \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{y}}(k) &= \mathbf{y}(k) - \mathbf{y}_s(k) = \\ & (d(k) - d_s(k) \quad v(k) - v_s(k))^T \end{aligned} \quad (15)$$

由式(6)可得

$$d - d_s = d - (d_p + d_b - d_d) \quad (16)$$

由两车间的运动关系可知

$$d_r = d_p + d_b - d \quad (17)$$

因此有

$$d - d_s = d_d - d_r \quad (18)$$

由于在稳态前车跟随行驶时  $v_s$  与  $v_p$  相等且输入  $u_s$  为 0, 此时有

$$v - v_s = v_h - v_p \quad (19)$$

此外由于在稳态前车跟随行驶中  $u_{1s}$  至  $u_{15s}$  及  $a_s$  均为 0, 因此在前车跟随误差模型中, 各状态变量均易由车载雷达及自车传感器直接获得。

在前车跟随控制中, 总是希望主车的实际运动状态与理想稳态前车跟随行驶的状态相等, 即要求在一定的控制下使前车跟随误差模型中的状态变量逐渐趋于 0。因此前车跟随误差模型就将主车跟随前车行驶的输出跟踪问题转化为了一个较容易求解的状态调节器问题, 即当系统状态偏离平衡零点时, 寻求一定的控制使系统状态回到平衡零点。

### 3 前车跟随行驶控制

线性二次型调节器(Linear quadratic regulator, LQR)可以给出状态调节器问题的最优解, 且控制输出为系统状态的线性反馈, 因此选其求解前车跟随

控制问题以便于在实车嵌入式控制中展开应用。

定义前车跟随误差模型的无限时间离散二次型性能指标为

$$J_{\text{LQR}} = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (\bar{\mathbf{x}}^T(k) \mathbf{Q} \bar{\mathbf{x}}(k) + \bar{\mathbf{u}}^T(k) \mathbf{R} \bar{\mathbf{u}}(k)) \quad (20)$$

式中,  $\mathbf{Q}$  与  $\mathbf{R}$  分别为状态误差矩阵与控制消耗常数, 体现控制中对状态误差与控制能量消耗的度量。LQR 的控制目标在于寻找最优控制序列  $\bar{\mathbf{u}}^*(k)$ , 使  $J_{\text{LQR}}$  最小。

$\bar{\mathbf{u}}^*(k)$  可通过式(21)进行求解<sup>[10]</sup>

$$\bar{\mathbf{u}}^*(k) = -(R + \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{B})^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{A} \bar{\mathbf{x}}(k) = \mathbf{G} \bar{\mathbf{x}}(k) \quad (21)$$

其中  $\mathbf{P}$  满足如下的代数 Riccati 方程

$$\mathbf{P} = \mathbf{Q} + \mathbf{A}^T \mathbf{P} \mathbf{A} - \mathbf{A}^T \mathbf{P} \mathbf{B} (\mathbf{R} + \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{B})^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{A} \quad (22)$$

由于  $u_s$  的值恒为 0, 因此有

$$\mathbf{u}^*(k) = \bar{\mathbf{u}}^*(k) = \mathbf{G} \bar{\mathbf{x}}(k) \quad (23)$$

在上述 LQR 控制中, 主车虽能通过  $\mathbf{u}^*(k)$  达到稳定的前车跟随行驶状态, 但由式(21)的结构可知, 当主车与前车的车距与车速误差均较小时, 主车输出的  $\mathbf{u}^*(k)$  也较小, 此时消除误差的时间将变长。此外如果当主车及环境参数发生改变而导致实际车辆模型与式(12)发生失配时, 标称模型输出的  $\mathbf{u}^*(k)$  容易产生车速或车距的稳态偏差。因此当主车与前车处于小车速与车距误差时, 需要在 LQR 中引入误差累积控制。

在前车跟随误差模型中有

$$\bar{\mathbf{y}}(k+1) = \mathbf{C} \bar{\mathbf{x}}(k+1) \quad (24)$$

此时有

$$\begin{cases} \bar{\mathbf{x}}(k+1) = \mathbf{A} \bar{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B} \bar{\mathbf{u}}(k) - \mathbf{D} \mathbf{w}(k) \\ \bar{\mathbf{y}}(k+1) = \mathbf{C} \mathbf{A} \bar{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{C} \mathbf{B} \bar{\mathbf{u}}(k) - \mathbf{C} \mathbf{D} \mathbf{w}(k) \end{cases} \quad (25)$$

令

$$\sum_{i=1}^k \bar{\mathbf{y}}(i) = \left( \sum_{i=1}^k \bar{\mathbf{y}}_1(i) \quad \sum_{i=1}^k \bar{\mathbf{y}}_2(i) \right)^T \quad (26)$$

则由式(25)可得

$$\begin{cases} \bar{\mathbf{x}}(k+1) = \mathbf{A} \bar{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B} \bar{\mathbf{u}}(k) - \mathbf{D} \mathbf{w}(k) \\ \sum_{i=1}^{k+1} \bar{\mathbf{y}}(i) = \mathbf{C} \mathbf{A} \bar{\mathbf{x}}(k) + \sum_{i=1}^k \bar{\mathbf{y}}(i) + \mathbf{C} \mathbf{B} \bar{\mathbf{u}}(k) - \mathbf{C} \mathbf{D} \mathbf{w}(k) \end{cases} \quad (27)$$

令

$$\bar{z}(k) = \sum_{i=1}^k \bar{y}(i) \quad (28)$$

由此得到误差累积模型的离散状态空间表达式为

$$\begin{pmatrix} \bar{x}(k+1) \\ \bar{z}(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & \theta \\ CA & I \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \bar{x}(k) \\ \bar{z}(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} B \\ CB \end{pmatrix} \bar{u}(k) - \begin{pmatrix} D \\ CD \end{pmatrix} w(k) \quad (29)$$

令

$$\bar{X}_{20 \times 1}(k) = (\bar{x}_{18 \times 1}^T(k) \quad \bar{z}_{2 \times 1}^T(k))^T \quad (30)$$

$$\bar{A}_{20 \times 20} = \begin{pmatrix} A_{18 \times 18} & \theta_{18 \times 2} \\ C_{2 \times 18} A_{18 \times 18} & I_{2 \times 2} \end{pmatrix} \quad (31)$$

$$\bar{B}_{20 \times 1} = \begin{pmatrix} B_{18 \times 1} \\ C_{2 \times 18} B_{18 \times 1} \end{pmatrix} \quad (32)$$

$$\bar{D}_{20 \times 1} = \begin{pmatrix} D_{18 \times 1} \\ C_{2 \times 18} D_{18 \times 1} \end{pmatrix} \quad (33)$$

式(30)~(33)分别为误差累积模型的状态变量、状态转移矩阵、输入矩阵与扰动矩阵,此时式(29)又可以写为

$$\bar{X}(k+1) = \bar{A}\bar{X}(k) + \bar{B}\bar{u}(k) - \bar{D}w(k) \quad (34)$$

通过以上方法将车距与车速误差的累积量作为状态变量引入至前车跟随误差模型中,由于在前车跟随控制时始终期望改变车距与车速误差累积量的增加趋势(即向零平衡点方向移动),因此误差累积模型的控制仍然是一个状态调节器问题。利用式(20)并适当修改各矩阵维数,则可利用式(21)~(23)求解最优控制序列。

虽然利用误差累积模型可以减小控制中产生稳态车距与车速误差的风险,但是随着误差累积环节的引入,  $u^*(k)$  将包含控制产生时刻之前所有控制周期的车距与车速误差信息,因此会给控制带来滞后与振荡的风险。由此定义误差累积模型的使用范围为  $|d_r - d_d| < 1$  m 且  $|v_p - v_h| < 0.5$  m/s, 前车跟随误差模型的使用范围为  $|d_r - d_d| \geq 1$  m 或  $|v_p - v_h| \geq 0.5$  m/s, 同时在每次重新启用误差累积模型时需要对所有状态变量清 0, 以避免不相关的数据对控制产生影响。此外根据 MOON 等<sup>[11]</sup>对实车行驶数据及驾驶员主观评价的分析,根据不同工况对 LQR 控制输出的  $a_d$  做如下限制。

(1)  $d_r - d_d \geq 0$  且  $v_p - v_h > 0$ 。此时车距与车速误差均要求一个正值  $a_d$ 。此外只要  $v_p - v_h > 0$ , 主车与前车的

车距就有进一步增大的趋势,因此需要尽可能大的  $a_d$  以使  $v_p - v_h$  迅速变为负值。基于以上分析并考虑到主车产生最大正值加速度的能力,直接将输出的  $a_d$  置为  $0.6 \text{ m/s}^2$ , 称此种工况为强加速控制。

(2)  $d_r - d_d < 0$  且  $v_p - v_h \geq 0$ ,  $d_r - d_d > 0$  且  $v_p - v_h \leq 0$ 。

在此种工况下,车距误差要求产生一个负(正)值  $a_d$  来减小(增加)主车车速以增加(减小)实际车距,而车速误差要求产生一个正(负)值  $a_d$  以使主车车速达到前车车速。此时需要通过 LQR 求解  $a_d$ , 虽然 LQR 不大可能输出过大或过小的  $a_d$ , 但考虑到驾乘人员的舒适性,将  $a_d$  的输出限制在  $-0.5 \text{ m/s}^2$  至  $0.6 \text{ m/s}^2$  之间,将此工况称为最优加速度控制。

(3)  $d_r - d_d \leq 0$ ,  $v_p - v_h < 0$ 。此时车距与车速误差均要求产生一个负值  $a_d$  来减小误差。同时在  $v_p - v_h < 0$  时,主车与前车的  $d_r$  有进一步减小的趋势,因此发生碰撞的风险将增加。在这种工况下,当碰撞时间  $T_l(d_r/(v_p - v_h))$  的绝对值不大于 9 s 时,将 LQR 输出的  $a_d$  下界放宽至  $-2.5 \text{ m/s}^2$ , 以迅速降低主车车速保障行车安全,称这种工况为强减速控制。而当  $T_l$  的绝对值大于 9 s 时, LQR 输出的  $a_d$  范围仍限制在  $-0.5 \text{ m/s}^2$  至  $0.6 \text{ m/s}^2$ , 以保证控制输出的连续性。

## 4 仿真对比

利用在先前研究中建立的执行机构在环仿真系统<sup>[12]</sup>对典型的基于车距车速误差的前车跟随控制与本文设计的基于 LQR 最优前车跟随控制在相同工况下进行了仿真对比研究,结果如图 3 与图 4 所示。图 3、4 中  $M$  为主车所处的控制状态,0 至 4 分别代表控制功能关闭、定速控制、最优加速度控制、强减速控制、强加速控制,  $p_{al}$  与  $p_{ar}$  分别为主车左、右侧车轮的实际制动压力,其余参数的意义同前。

在图 3 中前车跟随采用基于车距车速误差的控制<sup>[13]</sup>

$$a_d = k_d(d_r - d_d) + k_v(v_p - v_h) \quad (35)$$

式中,  $k_d$  与  $k_v$  为控制参数。在图 4 中前车跟随采用 LQR 最优控制。在仿真中主车初始时刻的  $v_h$  均为  $70 \text{ km/h}$  并与前车相距 50 m, 而前车  $v_p$  均为  $60 \text{ km/h}$ 。在图 3 中可以看到,由于基于车距车速误差的前车跟随控制在  $a_d$  的求解中没有参考主车与前车的运动模型,因此  $d_r$  与  $v_h$  没有能够同步收敛至  $d_d$  与  $v_p$ , 而是在期望值附近发生了振荡。同时由式(35)计算出的  $a_d$  也在正值与负值间不断改变。而在图 4 中由

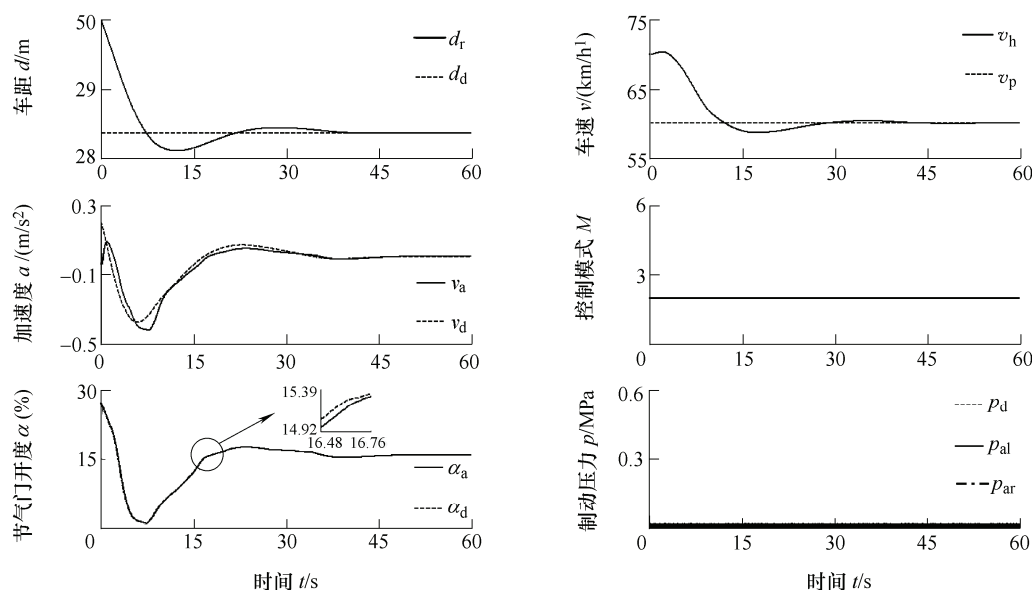


图3 基于车距车速误差的前车跟随控制仿真结果

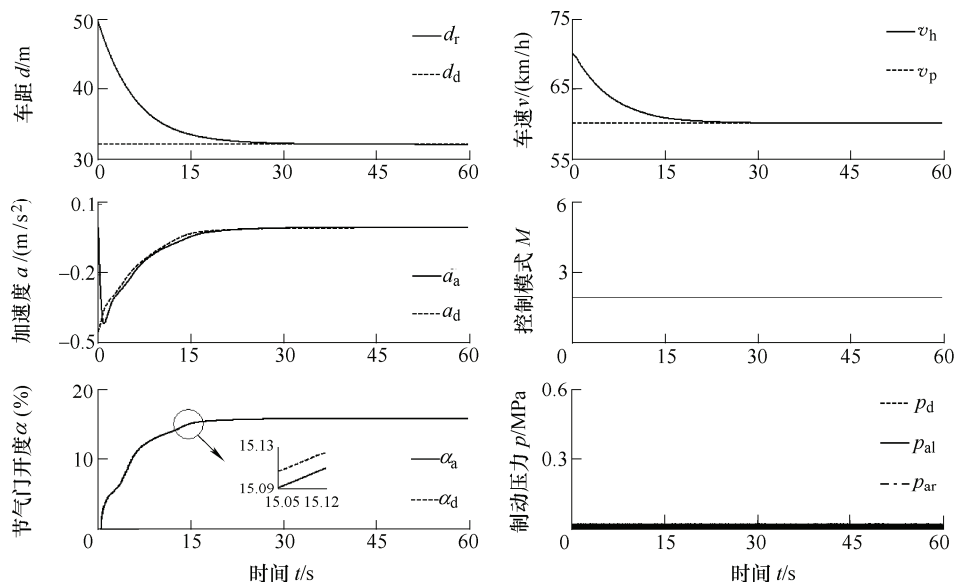


图4 基于 LQR 的前车跟随控制仿真结果

于 LQR 基于运动模型求解  $a_d$ , 因此  $d_r$  与  $v_h$  均同步收敛于  $d_d$  与  $v_p$  而没有发生振荡。同时 LQR 求解的  $a_d$  控制序列均为负值, 且在初始时刻达到绝对值最大, 并随着时间的增加而逐渐趋于 0, 这样有利于改善驾乘人员的舒适性并通过减少不必要的加减速转换而改善主车的燃油经济性。同时比较图 3 与图 4 可知, 采用 LQR 控制时主车在第 35 s 时就达到了稳定的前车跟随行驶状态, 而基于车距车速误差的控制, 在第 47 s 时才进入稳定的前车跟随状态。

## 5 实车验证

为验证基于 LQR 的前车跟随控制在实车应用中的有效性进行了有前向车辆参与的实车试验。实车控制器采用嵌入式控制器, 并由式(21)~(23)在离

线解析控制参数后由车载嵌入式控制器在线计算最优控制序列  $u^*(k)$ 。试验在微风的平直路面上进行, 此外由于试验车辆改装及搭载试验人员, 试验车辆的质量也有别于车辆模型的质量, 因此造成式(1)的模型输出与实际响应间的误差。试验结果如图 5 与图 6 所示, 图中各参数的意义同图 3、4。

在图 5 中, 主车雷达在第 75.1 s 时发现距离主车 71.2 m 并以 64.7 km/h 行驶的前车。随后主车 LQR 控制器先后通过使用前车跟随误差模型与误差累积模型而产生绝对值较小的负值加速度以使主车逐渐减速并以安全车距跟随前车行驶。在 98.8 s 时前车施加了强度较大的制动操作, 导致  $d_r$  与  $v_p$  迅速减小, 此时主车进入强减速控制以避免碰撞发生。在 121.2 s 时前车迅速加速, 同时主车也产生较大的  $a_d$  以迅速加速。此后主车一直稳定跟随前车行驶, 同时可

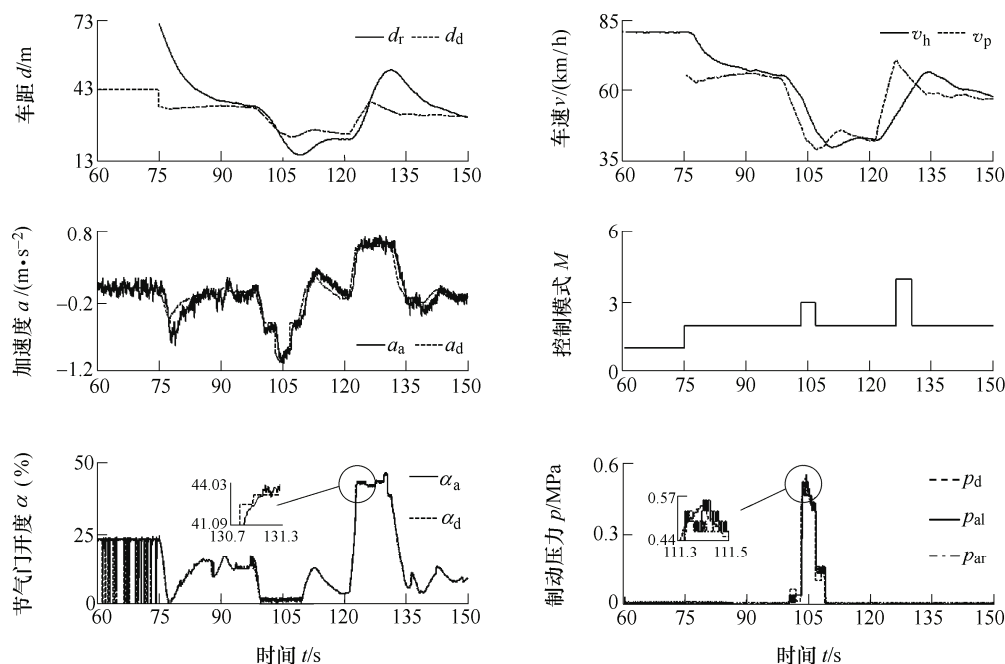


图 5 前车跟随控制实车试验 1

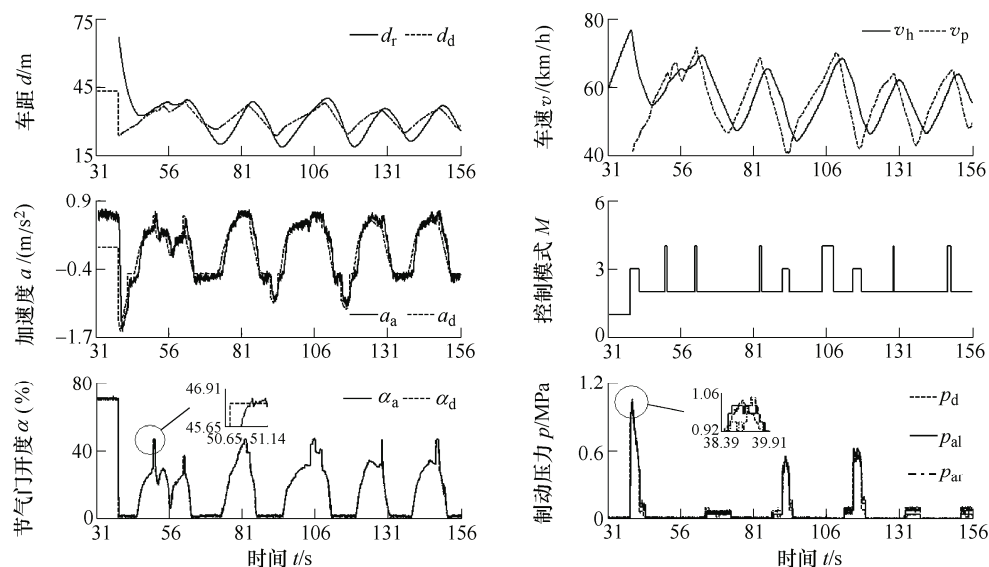


图 6 前车跟随控制实车试验 2

以看出主车与环境参数的变化并未对主车跟随前车的行驶过程产生明显的影响。在图 6 中, 车载雷达在 38.6 s 时发现距离主车 68 m 做变速运动的前车, 因此主车通过不断调整  $a_d$  以保持安全车距跟随前车行驶。同时在图 6 中可以看到, 主车  $v_h$  的波动要明显小于前车  $v_p$  的波动, 由此也从试验中验证了在控制策略及参数设置合理时, 前车跟随控制能够改善交通流的波动情况。

## 6 结论

(1) 考虑主车与前车运动学模型的 LQR 控制相较于车距车速误差控制可使主车车距与车速误差同步收敛并更快达到稳定的前车跟随行驶状态, 同时

减小主车车速与加速度的波动。

(2) 主车前车跟随控制中的误差累积模型可使 LQR 增加积分控制功能, 以加速控制的响应并在实际车辆与理想模型发生失配时仍可通过运动模型中的误差累积状态校正控制偏差。

(3) 主车前车跟随控制中 LQR 的控制输出为系统状态的线性组合, 且各控制参数均可通过式(21)求解, 由此简化了传统控制器的参数调试过程。此外 LQR 控制中各状态变量都易由车载传感器获得, 因此适合在实车嵌入式控制中展开应用。

## 参 考 文 献

- [1] PAPADIMITRATOS P, FORTELLE A L, EVENSSEN K, et al. Vehicular communication systems: enabling



- technologies applications and future outlook on intelligent transportation[J]. IEEE Communications Magazine, 2009, 47(11): 84-95.
- [2] HORBERRY T, LARSSON T J, JOHNSTON A I, et al. Forklift safety traffic engineering and intelligent transport systems: A case study[J]. Applied Ergonomics, 2004, 35(6): 575-581.
- [3] AREM B V, DRIEL C J G V, VISSER R. The impact of cooperative adaptive cruise control on traffic-flow characteristics[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2006, 7(4): 429-436.
- [4] GE H X, DAI S Q, DONG L Y, et al. Stabilization effect of traffic flow in an extended car-following model based on an intelligent transportation system application[J]. Physical Review, 2004, 70(6): 066134.
- [5] CANALE M, MALAN S. Tuning of stop and go driving control strategies using driver behavior analysis [C]// IEEE Intelligent Vehicle Symposium, June 17th-21st, 2002, 2002: 407-412.
- [6] YI K, LEE S, KWON Y D. An investigation of intelligent cruise control laws for passenger vehicles[J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215: 159-170.
- [7] LUO Lihua, LIU Hong, LI Ping, et al. Model predictive control for adaptive cruise control with multi-objectives: Comfort fuel-economy safety and car-following[J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2010, 11(3): 191-201.
- [8] 马国成, 刘昭度, 裴晓飞, 等. 汽车自适应巡航控制主动制动实现方法[J]. 北京理工大学学报, 2012, 32(2): 120-124.
- MA Guocheng, LIU Zhaodu, PEI Xiaofei, et al. Research on the active braking control of the adaptive cruise control system for automobiles[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2012, 32(2): 120-124.
- [9] MA Guocheng, LIU Zhaodu, PEI Xiaofei, et al. Design of the pressure regulation algorithm for active braking in vehicle ACC system[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2011, 19(04): 483-489.
- [10] 李传江, 马广富. 最优控制[M]. 北京: 科学出版社, 2011.
- LI Chuanjiang, MA Guangfu. Optimal control[M]. Beijing: Science Press, 2011.
- [11] MOON S, YI K. Human driving data-based design of a vehicle adaptive cruise control algorithm[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(8): 661-690.
- [12] 马国成, 刘昭度, 裴晓飞, 等. 汽车自适应巡航中执行机构在环仿真与前车跟随控制器设计[J]. 北京理工大学学报, 2013, 33(7): 675-679.
- MA Guocheng, LIU Zhaodu, PEI Xiaofei, et al. Design of actuator in loop simulation and proceeding vehicle tracking controller applied for the ACC system[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2013, 33(7): 675-679.
- [13] 张振海, 朱石坚, 楼京俊. 汽车巡航自适应 PI 控制系统设计[J]. 系统仿真学报, 2008, 20(6): 1504-1507.
- ZHANG Zhenhai, ZHU Shijian, LOU Jingjun. Design of adaptive PI control system of vehicle cruise[J]. Journal of System Simulation, 2008, 20(6): 1504-1507.

作者简介: 马国成, 男, 1986 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆电子工程。

E-mail: maguocheng0@gmail.com

刘昭度(通信作者), 男, 1949 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆动力学与控制、车辆主动安全系统, 驾驶员辅助系统及车辆电子工程。

E-mail: liuzhaod@bit.edu.cn