

DOI:10.15923/j.cnki.cn22-1382/t.2018.4.01

分布式驱动电动车的质心侧偏角估计

张袅娜^{1,2}, 张晓芳¹, 杨光¹

(1.长春工业大学 电气与电子工程学院, 吉林 长春 130012;

2.长春工业大学 汽车工程研究院, 吉林 长春 130012)

摘要:提出一种基于高阶滑模的鲁棒滑模观测器估算车辆的质心侧偏角。在车辆仿真动力学软件 veDYNA 中分别选取高附着系数路面、低附着系数路面以及系统参数发生改变时三种不同的路面条件进行仿真试验。仿真结果表明,分布式驱动电动汽车在以上三种不同的路面条件下,文中所提出的鲁棒滑模观测算法能满足电动汽车系统稳定性要求。

关键词:高阶滑模; 终端滑模; 质心侧偏角; 适应估计

中图分类号: U 463.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-1374(2018)04-0313-08

Estimation of sideslip angle of distributed drive electric vehicles

ZHANG Niaona^{1,2}, ZHANG Xiaofang¹, YANG Guang¹

(1.School of Electrical & Electronic Engineering, Changchun University of Technology, Changchun 130012, China;

2.Automotive Engineering Research Institute, Changchun University of Technology, Changchun 130012, China)

Abstract: The stability control system mainly judges whether there is oversteer or understeer during the turning process based on the current vehicle motion status, and ensures the stability of the vehicle during the movement according to the control requirements, thereby reducing the occurrence of safety accidents. Among them, the lateral declination angle of the vehicle centroid is a crucial state variable in the vehicle stability control system. Because the lateral slip angle of the vehicle centroid cannot be directly measured during the operation of the electric vehicle, and there are many unmodeled items and large disturbances in the vehicle mathematical model used to estimate the lateral slip angle of the mass center, a robust sliding mode observation is proposed in this paper. In the vehicle simulation dynamics software veDYNA, three different road conditions were selected to simulate the road with high adhesion, low attachment, and system parameters change. Simulation experiments show that under the above-mentioned three different road conditions, the proposed robust sliding-mode observation algorithm can meet the system stability requirements for estimating the sideslip angle of electric vehicles.

收稿日期: 2018-05-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(61603060); 吉林省教育厅基金资助项目(JJKH20170565K)

作者简介: 张袅娜(1972—),女,汉族,吉林长春人,长春工业大学教授,博士,主要从事非线性系统控制、故障诊断方向研究,
E-mail:zhangniaona@163.com.

Key words: high order sliding mode; terminal sliding mode; sideslip angle; adaptive estimation.

0 引言

随着电动汽车在人们日常交通中使用越来越多,电动汽车的行驶安全问题也备受人们关注。在电动汽车安全技术中,稳定性控制系统的设计是至关重要的部分。稳定性控制主要解决电动汽车由于转弯过程中的转向过度或转向不足而导致汽车安全性下降的问题,从而使交通事故率下降。在电动汽车安全行驶过程中,质心侧偏角是一个重要的状态量。但受限于目前的技术问题,电动汽车很难直接获取质心侧偏角的测量值。因此,质心侧偏角的估计问题已经成为当今汽车发展路上亟须攻克的热点与难点。

目前,质心侧偏角的估算主要通过汽车在运动过程中的侧向加速度、横摆角速度等一些运动参量来间接获取^[1-2]。因为车辆质心侧偏角会受到系统中建模的不确定项、系统的高度非线性、外界环境干扰等因素的影响,导致质心侧偏角的估计会存在较大的误差。在电动汽车运动过程中,当侧向加速度逐渐增大,并即将达到极值时,会引起相同前轮转角增量所对应的车辆稳定横摆转矩增量随着车辆质心侧偏角的增加而相应的减小,从而导致人们通过调整方向盘来调节横摆力矩的困难也会相应逐渐变大^[3]。在电动汽车控制方法中,质心侧偏角可以用来判断汽车在运动过程中是否处在极限工况下,以便做出及时的反应。同

时,关于目标横摆角速度的修正问题也可通过系统测量质心侧偏角来获得。

目前,关于获取电动汽车质心偏角测量值的控制策略如下:Kalman 滤波法、直接积分法^[4-5]、模糊逻辑和神经网络^[6]、非线性观测器^[7-9]、滑模观测器^[10-12]等。其中滑模变结构控制算法在以上算法中有突出的优势,滑模算法在对系统中存在不确定项,外部干扰等都表现出鲁棒性,并且在非线性系统控制中具有很大的应用价值。但滑模算法也存在一定的缺点,当运动轨迹到达滑模面时会造成抖振的现象。

文中针对电动汽车运动系统中存在的建模参数不准确、外部干扰等一系列问题,提出一种高阶非奇异终端滑模观测器估算车辆的质心侧偏角。通过将电动汽车系统中的不连续控制量直接作用于滑模量高阶导数上,巧妙地保留了普通滑模算法抗干扰性强,设计简单,同时对滑模存在的抖振现象进行了抑制。文中提出的控制方法有效地提高了路面附着条件的鲁棒性,同时扩大了质心侧偏角估计的适用工况范围。

1 质心侧偏角估计模型

1.1 车辆动力学模型

电动汽车的质心侧偏角主要通过侧向和横摆运动两个状态所表达出来,因此,文中选择二自由度车辆模型来进行分析,如图 1 所示。

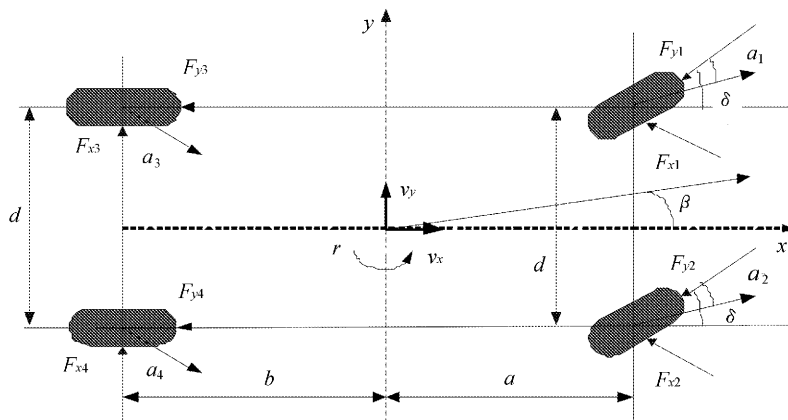


图 1 车辆模型

该模型包含了 4 个车轮的受力, 忽略侧倾、悬架动态特性, 同时假设左、右轮的侧偏角一样。

采用车辆侧向、纵向和横摆运动的 3 自由度车辆方程:

$$\begin{aligned} \dot{v}_y &= -v_x r + \alpha_y = -v_x r + \sum \frac{F_y}{m} \\ \dot{v}_x &= v_y r + \alpha_x = -v_y r + \sum \frac{F_x}{m} \quad (1) \\ I_z \dot{r} &= \sum M_z \end{aligned}$$

式中: v_y —— 电动汽车的侧向速度;

α_y —— 电动汽车的侧向加速度;

$$\begin{aligned} \sum F_y &= (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta + (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + (F_{y3} + F_{y4}) \\ \sum F_x &= (F_{x1} + F_{x2}) \cos \delta - (F_{y1} + F_{y2}) \sin \delta + (F_{x3} + F_{x4}) \\ \sum M_z &= [(F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta + (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta] \cdot a - (F_{y3} + F_{y4}) \cdot b + \\ &\quad [(F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta - (F_{y1} - F_{y2}) \sin \delta] \cdot \frac{d_1}{2} + (F_{x4} - F_{x3}) \cdot \frac{d_2}{2} \end{aligned}$$

式中: a —— 电动汽车的质心到汽车前轴之间的水平距离;

b —— 电动汽车的质心到汽车后轴之间的水平距离;

d_1, d_2 —— 分别为前、后轮轮距, 且 $d_1 = d_2 = d$;

δ —— 前轮转角;

F_{xi}, F_{yi} —— 分别为第 i 个轮胎在二自由度汽车模型 x, y 轴的纵向力和侧向力分量, $i = 1, 2, \dots, 4$ 。

车轮动力方程如下:

$$J_{mi} \dot{\omega}_i = T_{xi} - R F_{xi} - B \omega_i$$

式中: ω_i —— 电动车轮的轮速;

R —— 电动车轮的半径;

J_m —— 电动车轮的转动惯量;

T_{xi} —— 电机驱动转矩;

B —— 轮毂电机的粘滞阻尼系数。

1.2 轮胎模型

选用 HSRI 非线性轮胎模型来进行质心侧偏角估计的实验验证。由纵向滑移率与电动汽车纵向力和侧向力的关系曲线可得出, 电动汽车纵向力和侧向力的表达式可写为:

$$F_x = \begin{cases} \frac{C_x \lambda_x}{1 - \lambda_x}, & K \geq 1 \\ \frac{C_x \lambda_x}{1 - \lambda_x} K(2 - K), & K < 1 \end{cases} \quad (2)$$

v_x —— 电动汽车的纵向速度;

a_x —— 电动汽车的纵向加速度;

F_y —— 车辆在二自由度车辆模型坐标系下的侧向力;

F_x —— 车辆在二自由度车辆模型坐标系下的纵向力;

r —— 横摆角速度;

I_z —— 横摆转动惯量;

M_z —— 横摆力矩;

m —— 车辆质量。

其中:

$$F_y = \begin{cases} \frac{C_y \lambda_y}{1 - \lambda_x}, & K \geq 1 \\ \frac{C_y \lambda_y}{1 - \lambda_x} K(2 - K), & K < 1 \end{cases} \quad (3)$$

其中:

$$K = \frac{\mu F_z (1 - \lambda_x)}{2 \sqrt{(\lambda_x C_x)^2 + (\lambda_y C_y)^2}}$$

式中: λ_x —— 轮胎纵向滑移率;

λ_y —— 轮胎侧向滑移率;

C_x —— 轮胎纵向刚度;

C_y —— 轮胎侧偏刚度;

μ —— 路面附着系数;

F_z —— 轮胎的垂直载荷。

当轮胎的纵向滑移率较大时, 纵向力和侧向力存在互相影响, 导致侧向力与纵向力有一定的关系, 则侧向力可用轮胎的侧向滑移率和纵向力表示如下:

$$F_y = \frac{C_y \lambda_y}{C_x \lambda_x} F_x \quad (4)$$

根据上述分析, 将 F_y 表示成如下统一的形式:

$$F_y = \sigma \lambda_y \quad (5)$$

式中:

$$\sigma = \begin{cases} \frac{C_y}{1-\lambda_x} K(2-K), & K < 1 \text{ 且 } |\lambda_x| < 0.05 \\ \frac{C_y}{1-\lambda_x}, & K \geq 1 \text{ 且 } |\lambda_x| < 0.05 \\ \frac{C_y \lambda_y}{C_x \lambda_x}, & |\lambda_x| \geq 0.05 \end{cases} \quad \begin{array}{l} \mathbf{1.3 \text{ 质心侧偏角估计模型}} \\ \text{将式(5)代入式(1)中可得:} \end{array}$$

$$\begin{aligned} m\dot{v}_y &= -mv_x r + (\sigma_1 \lambda_{y1} + \sigma_2 \lambda_{y2}) \cos \delta + (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + (\sigma_3 \lambda_{y3} + \sigma_4 \lambda_{y4}) \\ m\dot{v}_x &= mv_y r + (F_{x2} + F_{x1}) \cos \delta - (\sigma_1 \lambda_{y1} + \sigma_2 \lambda_{y2}) \sin \delta + (F_{x4} + F_{x3}) \\ I_z \dot{r} &= [(\sigma_1 \lambda_{y1} + \sigma_2 \lambda_{y2}) \cos \delta + (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta] \cdot a - (\sigma_3 \lambda_{y3} + \sigma_4 \lambda_{y4}) \cdot b + \\ & \quad [(F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta - (\sigma_1 \lambda_{y1} - \sigma_2 \lambda_{y2}) \sin \delta] \cdot \frac{d_1}{2} + (F_{x4} - F_{x3}) \cdot \frac{d_2}{2} \end{aligned} \quad (6)$$

假设电动汽车前后轮两对轮胎的侧向滑移率一致,则有如下表达式:

$$\lambda_{y1} = \lambda_{y2} = \frac{v_y + ar}{v_x} - \delta \quad (7)$$

$$\lambda_{y3} = \lambda_{y4} = \frac{v_y - br}{v_x} \quad (8)$$

则式(6)变形为:

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{v}_x \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} & B_{14} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} & B_{24} \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中:

$$\begin{aligned} A_{11} &= -\frac{1}{mv_x} [(\sigma_1 + \sigma_2) \cos \delta + (\sigma_3 + \sigma_4)] \\ A_{12} &= -\frac{1}{mv_x} [(\sigma_1 + \sigma_2) \cos \delta a - \sigma_3 + \sigma_4 b] + v_x \\ A_{21} &= -\frac{1}{I_z v_x} [(\sigma_1 + \sigma_2) \cos \delta a + (\sigma_1 - \sigma_2) \sin \delta \cdot \frac{d}{2} - (\sigma_3 + \sigma_4) b] \\ A_{22} &= -\frac{1}{I_z v_x} [(\sigma_1 + \sigma_2) \cos \delta a^2 + (\sigma_1 - \sigma_2) \sin \delta \cdot \frac{d}{2} \cdot a + (\sigma_3 + \sigma_4) b^2] \\ B_{11} &= B_{12} = \frac{1}{m} \sin \delta \\ B_{13} &= B_{14} = 0 \\ B_{21} &= \sin \delta \cdot a - \cos \delta \cdot \frac{d}{2} \\ B_{22} &= \sin \delta \cdot a + \cos \delta \cdot \frac{d}{2} \\ B_{23} &= -\frac{d}{2} \\ B_{24} &= \frac{d}{2} \\ \xi_1 &= -\frac{1}{m} (\sigma_1 + \sigma_2) \delta \cos \delta \\ \xi_2 &= \frac{1}{I_z} \left[-(\sigma_1 + \sigma_2) \cos \delta \cdot a - (\sigma_1 - \sigma_2) \sin \delta \cdot \frac{d}{2} \right] \delta \end{aligned}$$

令

$$\mathbf{x} = [v_y, r]^T$$

$$\mathbf{u} = [F_{x1}, F_{x2}, F_{x3}, F_{x4}]^T$$

$$\mathbf{y} = [r]$$

$$\mathbf{A} = [A_{11}, A_{12}; A_{21}, A_{22}]^T$$

$$\mathbf{B} = [B_{11}, B_{12}, B_{13}, B_{14}; B_{21}, B_{22}, B_{23}, B_{24}]^T$$

$$\mathbf{C} = [0, 1]$$

$$\boldsymbol{\xi} = [\xi_1, \xi_2]^T$$

考虑车辆动力学模型(9)中存在的参数扰动和建模误差 \mathbf{f} , 则式(9)可以简化为:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \boldsymbol{\xi} + \mathbf{f} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} \end{aligned} \quad (10)$$

2 基于鲁棒滑模观测器的质心侧偏角估计

对于二自由度车辆动力学方程(10), 文中设计质心侧偏角估计的鲁棒滑模观测器如下:

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \hat{\mathbf{A}}\hat{\mathbf{x}} + \hat{\mathbf{B}}\mathbf{u} + \hat{\boldsymbol{\xi}} + \hat{\mathbf{f}} + \mathbf{G}(\mathbf{y} - \hat{\mathbf{C}}\hat{\mathbf{x}}) + \mathbf{v} \quad (11)$$

式中: $\hat{\mathbf{x}}$ ——质心侧偏角估计观测器的系统状态, $\hat{\mathbf{x}} = [\hat{v}_y; \hat{r}]$;

\mathbf{G} ——质心侧偏角估计观测器的设计参数, $\mathbf{G} \in R^{2 \times 1}$;

\mathbf{v} ——质心侧偏角估计观测器的控制输入, $\mathbf{v} \in R^{2 \times 1}$ 。

定义车辆动力学系统的状态 \mathbf{x} 与鲁棒滑模观测器的状态 $\hat{\mathbf{x}}$ 的偏差为:

$$\mathbf{e} = \hat{\mathbf{x}} - \mathbf{x}$$

则由式(10)和式(11)得到偏差系统方程:

$$\begin{aligned} \dot{V}(s) &= \mathbf{s}^T \dot{\mathbf{s}} + \eta \hat{\mathbf{f}}^T (\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f}) = \mathbf{s}^T \mathbf{M}\mathbf{c}\dot{\mathbf{e}} + \eta \hat{\mathbf{f}}^T (\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f}) = \\ & \mathbf{s}^T \mathbf{M}\mathbf{c}(\mathbf{A}\mathbf{e} - \mathbf{G}\mathbf{C}\mathbf{e} + \hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f} + \mathbf{v}) + \eta \hat{\mathbf{f}}^T (\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f}) = \\ & \mathbf{s}^T \mathbf{M}\mathbf{c}(\mathbf{A} - \mathbf{G}\mathbf{C})\mathbf{e} + \mathbf{s}^T \mathbf{M}\mathbf{c}(\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f} + \mathbf{v}) + \eta \hat{\mathbf{f}}^T (\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f}) = \\ & \mathbf{e}^T \mathbf{M}\mathbf{c}^T \mathbf{M}\mathbf{c}(\mathbf{A} - \mathbf{G}\mathbf{C})\mathbf{e} + (\mathbf{s}^T \mathbf{M}\mathbf{c} + \eta \hat{\mathbf{f}}^T)(\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f}) + \mathbf{s}^T \mathbf{M}\mathbf{c}\mathbf{v} \end{aligned}$$

由于式中的未建模、干扰等不确定性项 \mathbf{f} 未知且不可量测, 考虑到汽车行驶过程中不确定项 $\dot{\mathbf{f}}$ 的变化不大, 可近似为 0。文中对 $\dot{\mathbf{f}}$ 的变化率进

$$\dot{\mathbf{e}} = \mathbf{A}\mathbf{e} - \mathbf{G}\mathbf{C}\mathbf{e} + \hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f} + \mathbf{v} \quad (12)$$

相对于控制信号 \mathbf{v} , 可知偏差系统方程(12)是一阶系统, 由高阶滑模的定义与控制原理可知, 将二阶滑模观测器应用到偏差系统(12)中, 可以有效地减轻控制过程中滑模所产生的抖振现象。为了使鲁棒滑模观测器具有更快的响应速度和更准确的观测精度, 选择如下滑模面函数:

$$\mathbf{s} = \mathbf{M}(\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{y}) = \mathbf{M}\mathbf{c}(\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{x}) = \mathbf{M}\mathbf{c}\mathbf{e} \quad (13)$$

式中: \mathbf{M} ——设计参数矩阵, $\mathbf{M} \in R^{2 \times 1}$ 。

对于以上设计的关于质心侧偏角估计的观测器(11), 文中设计滑模控制策略 \mathbf{v} :

$$\mathbf{v} = \mathbf{Q}(\mathbf{M}\mathbf{c})^T \mathbf{s} \quad (14)$$

式中: \mathbf{Q} ——设计参数矩阵。

对于质心侧偏角估计的观测器(11)采用如定理 1 的设计理念, 使得滑模观测器(11)能对系统建模中的各种不确定性以及外界的干扰等表现出鲁棒性, 并且可以渐近估计出车辆动力学系统(10)的状态。

定理 1 对于车辆动力学模型(10)的质心侧偏角估计观测器(11), 选择滑模面函数(13)和滑模控制策略(14)。合理选择质心侧偏角估计观测器(11)中的设计参数矩阵 \mathbf{G} , 使得偏差系统(12)中 \mathbf{A} 为赫尔维茨矩阵, 则质心侧偏角估计观测器可以渐近估计出车辆动力学系统(10)的状态。

证明 设计李雅普诺夫函数为:

$$V(s) = \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \mathbf{s} + \frac{1}{2} \eta (\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f})^T (\hat{\mathbf{f}} - \mathbf{f}) \quad (15)$$

沿偏差系统(12), 对 $V(s)$ 求一阶导数可得:

行估计采用自适应的方法。选取 $\dot{\hat{\mathbf{f}}}$ 的变化率自适应估计为:

$$\dot{\hat{f}} = -\frac{1}{\eta} (Mc)^T s \quad (16)$$

则：

$$\begin{aligned} \dot{V}(s) &= \frac{1}{2} e^T [(Mc)^T Mc (A - GC) + (A - GC)^T (Mc)^T Mc] e + s^T McQ (Mc)^T s = \\ &= \frac{1}{2} e^T [(Mc)^T Mc (A - GC) + (A - GC)^T (Mc)^T Mc] e + s^T [McQ (Mc)^T] s \\ \dot{V}(s) &\leq \lambda_{\max}(A_0) \| e \|^2 + \lambda_{\max}(Q) \| (Mc)^T s \|^2 \end{aligned}$$

由上式得 $\dot{V}_1(s) < 0$ ，根据李雅普诺夫稳定性判定定理知，文中所提出的质心侧偏角估计鲁棒滑模观测器(11)对车辆动力学系统(10)中表现出很强的鲁棒性，并且可以渐近地估计出车辆动力学系统(10)的状态。同时在控制变量的一阶导数上加入了开关函数，可有效地减弱系统的抖振现象。

3 仿真研究

对于文中质心侧偏角估计观测器的实验验证，分别在车辆仿真动力学软件 veDYNA 中选择不同的路面条件进行实验。选用的车辆模型参数如下：

$$\begin{aligned} l_a &= 1.1954 \text{ m} \\ l_b &= 1.2446 \text{ m} \\ I_c &= 2080.724 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

轮距

$$2l_c = 1.455 \text{ m}$$

前轮侧偏刚度和纵滑刚度分别为：

$$\begin{aligned} C_{af} &= 38942 \text{ N}^{-1} \\ C_{sf} &= 46840 \text{ N}^{-1} \end{aligned}$$

后轮侧偏刚度和纵滑刚度分别为：

$$\begin{aligned} C_{ar} &= 43810 \text{ N}^{-1} \\ C_{sr} &= 46086 \text{ N}^{-1} \end{aligned}$$

由于质心侧偏角在 ESP 中的应用主要体现在车辆行驶的极限工况，因此，对于车辆失稳边界的质心侧偏角滑模观测器的验证，工况的选择采用 ESP 系统在安全法规和试验标准中要求的典型工况，能够反映车辆在稳定性边界时的极限状态。

3.1 正弦延迟试验

在 FMVSS126 法规中，电动汽车的极限状态

$$\dot{V}(s) = e^T Mc^T Mc (A - GC) e + s^T Mcv$$

将控制输入式(14)代入：

可通过正弦延迟试验所激发。正弦延迟试验属于开环试验，试验中方向盘峰值输入为 90° ，方向盘转角的变化通过以外界 0.7 Hz 的正弦信号输入，路面附着系数 $\mu = 0.9$ ，车速为 $v = 80 \text{ km/h}$ 。在 veDYNA 输出的 3 个信号(侧向加速度、横摆角速度、方向盘转角)中都叠加上方差不同的白噪声形成传感器的信号噪声。仿真结果分别如图 2 和图 3 所示。

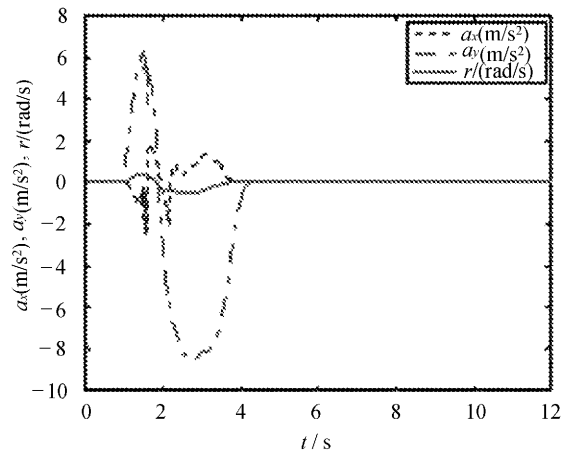


图 2 正弦延迟试验车辆运动状态

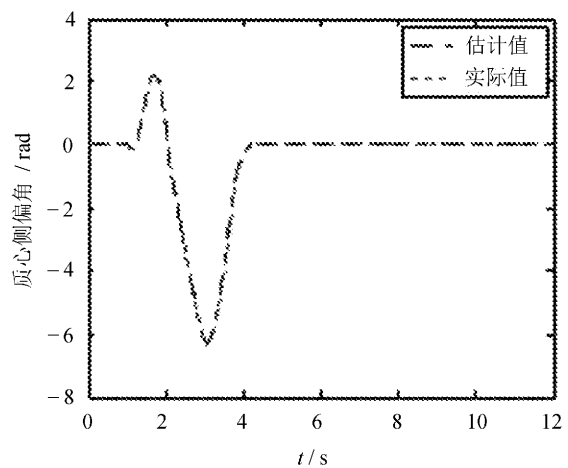


图 3 正弦延迟试验质心侧偏角估计结果

选择路面附着系数为 $\mu=0.2$ 的低附着路面, 车速为 $v=80 \text{ km/h}$, 仿真结果分别如图 4 和图 5 所示。

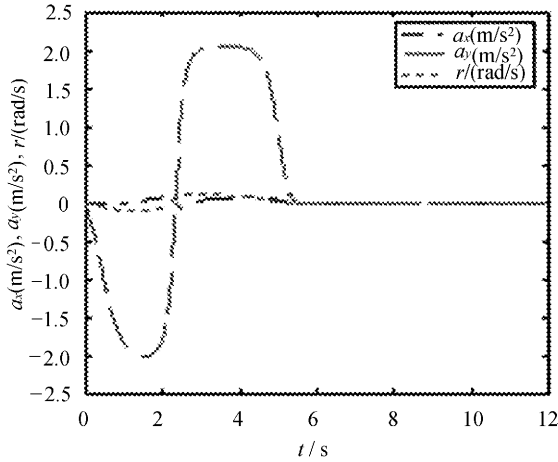


图 4 正弦延迟试验车辆运动状态

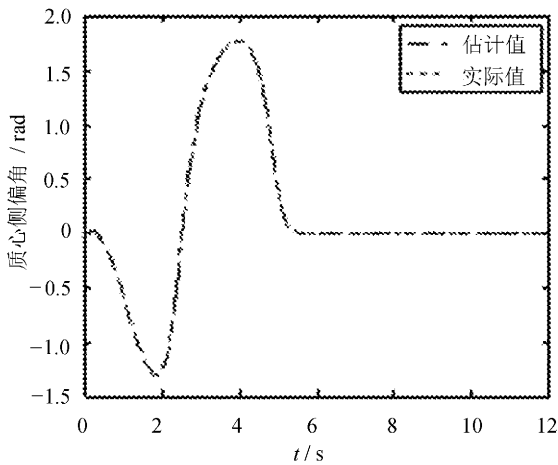


图 5 正弦延迟试验质心侧偏角估计结果

3.2 双移线试验

选择稳定性评价中的基本工况 ISO3888-1 双移线试验来做为本实验仿真工况。双移线工况属于汽车仿真实验中的闭环试验, 可以顺利完成车辆在道路上超车的模拟操作。文中双移线试验中 $\mu=0.9, v=80 \text{ km/h}$ 。仿真结果分别如图 6 和图 7 所示。

由于在实际应用中, 汽车的参数会随外界因素的变化而改变。比如汽车承载人数和装载物品重量等条件发生的改变, 都会导致汽车的质心位置和整车质量发生相应的变化, 以及轮胎随着使用年限的增加出现的老化磨损现象, 会导致汽车在行驶过程中的侧偏刚度发生变化等。考虑以上不可避免的因素, 为了验证文中设计的质心侧偏

角估计滑模观测器在实际应用中对一些不确定参数变化时, 能表现出系统的鲁棒性。采用相同的双移线试验工况, 并且同时分别将电动汽车质心位置往后移动 0.2 m, 汽车质量增加 500 kg, 轮胎的侧偏刚度下降 20%。以上条件下的仿真结果如图 8 所示。

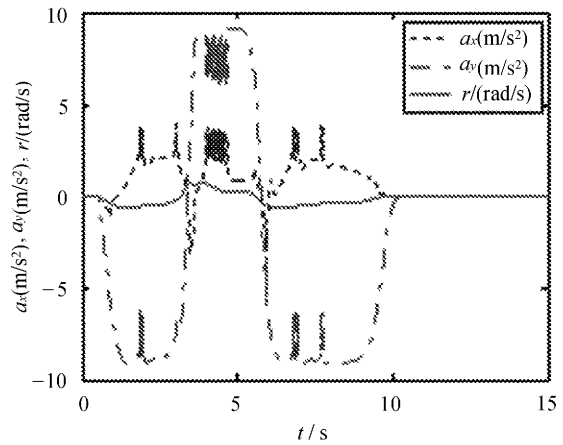


图 6 双移线试验车辆运动状态

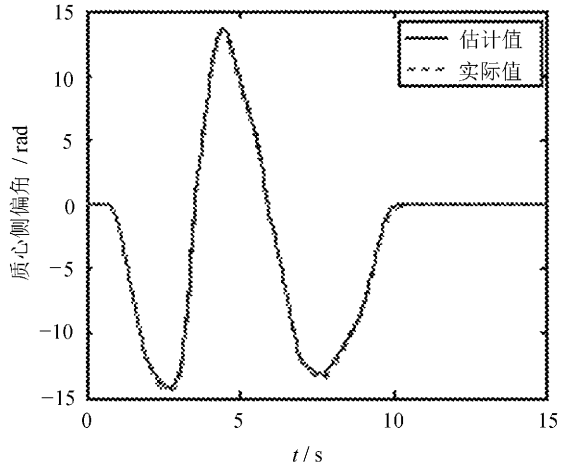


图 7 双移线试验质心侧偏角估计结果

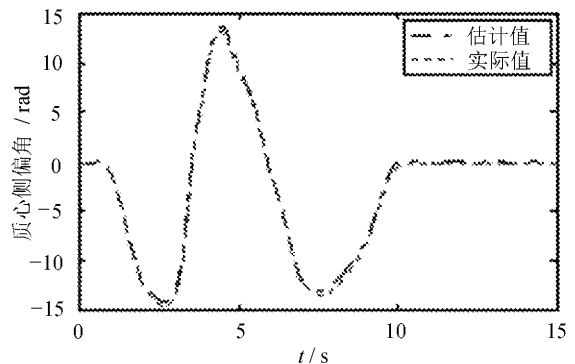


图 8 参数变化时高附着路面双移线工况质心侧偏角估计结果

由图8仿真结果可得,高附着路面下的正弦延迟试验质心侧偏角估计误差方差为 $4.811 \times 10^{-5} \text{ rad}^2$,双移线试验工况的估计误差方差为 $6.792 \times 10^{-5} \text{ rad}^2$;低附着路面正弦延迟试验质心侧偏角估计误差方差为 $4.013 \times 10^{-5} \text{ rad}^2$ 。考虑了量测信号的噪声干扰以及系统的参数变化,质心侧偏角的估计误差方差最大为 $7.112 \times 10^{-5} \text{ rad}^2$ 。可见,文中所设计的质心侧偏角估计滑模观测器能很好地跟随系统的真实值,具有较高的鲁棒性和估计精度。

4 结 语

建立了不确定、干扰以及未建模项的车辆动力学模型,提出一种高阶非奇异终端滑模观测器估算车辆的质心侧偏角,通过将电动汽车系统中的不连续控制量直接作用于滑模量高阶导数上,不仅保留了传统滑模算法抗干扰性强,设计简单等优点,还可以明显降低系统中的抖振现象。通过高附着路面、低附着路面以及系统参数变化工况下对质心侧偏角滑模观测器的仿真,观测器的估计精度和范围能够满足电动汽车稳定性控制系统在实际中的应用。该算法提高了对路面附着条件、参数变化及干扰的鲁棒性,以及使电动汽车质心侧偏角的估计可以应用于更多的行驶工况中,减小建模精度对观测器的影响,从而保证了算法的鲁棒性和实用性。

参考文献:

- [1] 陈慧,高博麟,徐帆.车辆质心侧偏角估计综述[J].机械工程学报,2013,49(24):76-94.
- [2] 刘飞,熊璐,鄢肖鹏.车辆质心侧偏角估计算法设计与对比分析[J].同济大学学报:自然科学版,2015,43(3):448-455.
- [3] 武冬梅,丁海涛,郭孔辉.基于线性估计模型的电动汽车质心侧偏角估计[J].吉林大学学报:工学版,2014,44(4):901-906.
- [4] 田彦涛,张宇,王晓玉,等.基于平方根无迹卡尔曼滤波算法的电动汽车质心侧偏角估计[J].吉林大学学报:工学版,2018,48(3):845-852.
- [5] Hrgetic M, Deur J, Ivanovic V, et al. Vehicle sideslip angle EKF estimator based on nonlinear vehicle dynamics model and stochastic tire forces modeling[J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems,2014,7(1):86-95.
- [6] Beatriz L Boada, María Jesús L Boada, Antonio Gauchía Ester Olmeda, et al. Sideslip angle estimator based on ANFIS for vehicle handling and stability[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2015,29(4):1473-1481.
- [7] Fu C, Hoseinnezhad R, Hadiashar A B, et al. Electric vehicle side-slip control via electronic differential[J]. International Journal of Vehicle Autonomous Systems,2015,13(1):1.
- [8] Mario Milanese, Novara C, Gerlero L. Robust estimation of vehicle sideslip angle from variables measured by ESC system[J]. Internationales Stuttgarter Symposium Proceedings, 2015, 24: 1063-1076.
- [9] Li B, Du H, Li W, et al. Side-slip angle estimation based lateral dynamics control for omni-directional vehicles with optimal steering angle and traction/brake torque distribution[J]. Mechatronics, 2015, 30:348-362.
- [10] 王其东,王金波,陈无畏,等.基于汽车质心侧偏角的EPS回正控制策略[J].汽车工程,2015,37(8):910-916.
- [11] 史宏宇,冯勇,张袅娜.感应电动机全局高阶滑模观测器[J].吉林大学学报:工学版,2013,43(3):688-694.
- [12] 刘旭,张袅娜,周长哲.纯电动汽车横摆力矩滑模控制[J].长春工业大学学报,2017,38(2):127-132.