

基于Uni-Tire轮胎模型的车辆质心侧偏角估计

郭洪艳^{1,2}, 陈虹^{1,2}, 丁海涛¹, 胡云峰²

(1. 吉林大学 汽车动态模拟国家重点实验室, 吉林 长春 130025; 2. 吉林大学 控制科学与工程系, 吉林 长春 130025)

摘要: 针对车辆质心侧偏角估计的准确性和实时性能问题, 提出了车辆质心侧偏角估计的非线性全维观测器设计方法. 首先基于车辆动力学模型及纵滑-侧偏联合工况下的Uni-Tire轮胎模型, 利用车载传感器测量车辆状态; 观测器利用这些状态估计出车辆的纵向速度、侧向速度及横摆角速度, 并由此得到车辆的质心侧偏角估计. 其次利用输入-状态稳定(input-to-state stability, ISS)理论对观测器的稳定性进行了分析. 最后采用红旗CA7180A3E型轿车的车辆参数使用车辆仿真软件veDYNA对极限工况下的估计结果进行了离线仿真研究, 并利用xPC-Target仿真环境和dSPACE实时仿真系统搭建仿真平台, 对非线性全维观测器的实时性进行验证. 仿真结果表明, 非线性估计方法估计精度较高, 实时性较好, 可以满足工程应用的要求.

关键词: 非线性估计方法; 质心侧偏角; 输入-状态稳定性; 统一指数轮胎模型

中图分类号: TP271.2 **文献标识码:** A

Vehicle side-slip angle estimation based on Uni-Tire model

GUO Hong-yan^{1,2}, CHEN Hong^{1,2}, DING Hai-tao¹, HU Yun-feng²

(1. State Key Laboratory of Automobile Dynamic Simulation, Jilin University, Changchun Jilin 130025, China;

2. Department of Control Science and Engineering, Jilin University, Changchun Jilin 130025, China)

Abstract: A nonlinear full-order observer is proposed for vehicle side-slip angle estimation to improve the accuracy and the real-time performance of the side-slip angle estimation. The longitudinal velocity, lateral velocity and yaw rate of the vehicle are estimated by the observer using the information of vehicle states which are measured by on-board sensors based on the vehicle dynamic model and Uni-Tire model for longitudinal slip and lateral slip, and then, the estimates of the side-slip angle are determined based on the above results. The stability of the observer is analyzed using the theory of input-to-state stability(ISS). The offline estimation result is validated using the vehicle simulation software veDYNA with the parameters of Hongqi CA7180A3E in critical condition; the real-time performance of the full-order nonlinear observer is tested on the simulation platform using the xPC-Target simulation environment and dSPACE real-time system. The simulation results show that the nonlinear estimation method has high estimation precision, good real-time performance and satisfies the requirements of engineering application.

Key words: nonlinear estimation method; side-slip angle; input-to-state stability; Uni-Tire model

1 引言(Introduction)

汽车的安全性能分为主动安全性能和被动安全性能, 其中主动安全性能能够预防或减少事故的发生, 而被动安全性能是在事故发生后才起作用, 以降低事故的严重程度. 汽车稳定性控制系统(electronic stability programme, ESP)是汽车主动安全控制的重要措施, 它是在制动防抱死系统(anti-lock brake system, ABS), 电子制动力分配系统(electronic brake-force distribution, EBD)和牵引力控制系统(traction control system, TCS)的基础上发展起来的新型主动安全系统, 该系统通过实际车辆运行状态与理想运行状态进行比较, 并通过一定的控制逻辑决定应该

对车辆实施多大的汽车横摆力矩可以使车辆恢复稳定, 然后通过液压调节器对制动系统各制动轮缸进行调节, 产生需要的汽车横摆力矩; 在必要的时候与发动机管理系统通信, 由发动机管理系统改变驱动轮的驱动力矩, 以使车辆状态改变, 从而使汽车保持稳定, 具有良好的操纵稳定性和主动安全性.

在车辆稳定性控制系统中, 通常选取横摆角速度和质心侧偏角衡量车辆的实际运行状态^[1]. 其中横摆角速度可以通过陀螺仪直接测量得到, 但直接测定车辆质心侧偏角的双轴向非接触车速测量仪价格在20万元左右, 由于轿车生产除考虑稳定性和可靠性因素外, 成本也是须考虑的重要因素, 所以现

有的质心侧偏角传感器不适合在普通轿车上推广使用. 为降低成本, 需要利用车辆上实际配置的传感器测量得到的车辆状态信息(如方向盘转角、侧向加速度、横摆角速度等)来进行质心侧偏角的估计. 同时, 由于车辆运行于极限工况时, 轮胎和车体存在较强的非线性, 此时车辆随时有失去稳定性的危险, 如能准确的获得车辆的质心侧偏角, 即可对其进行相应的控制操作. 因此, 质心侧偏角估计成为车辆稳定性控制中的重点和难点问题^[2~4]. 许多学者在质心侧偏角估计方面进行了大量的工作^[5~10], 但这种方法只采用了简单的线性轮胎模型提供所需的轮胎力^[7,8], 甚至将轮胎力作为已知信息考虑^[5,9], 这必然影响质心侧偏角的估计精度, 极限工况时估计的偏差会更大. 近年来, 随着车辆状态估计实时性要求的提高, 计算量较小的非线性估计方法成为质心侧偏角估计的研究热点^[11~13].

本文针对车体及轮胎动力学中存在的非线性问题及车辆质心侧偏角估计的准确性与实时性问题, 利用车载传感器测量得到的信息(与文献[11]相比, 减少了相对纵向加速度的测量值, 可降低车辆成本), 基于纵滑-侧偏联合工况下Uni-Tire轮胎模型提供的轮胎力信息, 采用非线性全维观测器方法对车辆的纵向速度、侧向速度以及横摆角速度进行估计, 在此基础上, 得到车辆质心侧偏角估计, 并利用ISS稳定性理论对观测器的稳定性进行分析, 得到非线性全维状态观测器渐近稳定及ISS稳定的条件. 利用专业车辆动力学软件veDYNA提供的车辆信息, 结合红旗CA7180A3E型轿车的车辆参数, 在极限工况下对质心侧偏角估计的可靠性和准确性进行了仿真验证, 在得到较好估计效果的基础上, 将非线性全维观测器下载至实时系统dSPACE进行半实物仿真, 对观测器实时性进行实验验证, 离线仿真及半实物仿真结果表明基于Uni-Tire轮胎模型的非线性全维观测器方法, 得到的质心侧偏角估计精度较高, 实时性较好, 满足实车应用需求, 具有应用研究的价值.

2 车辆动力学及Uni-Tire轮胎模型(Vehicle dynamics and Uni-Tire model)

整车模型几何参数如图1所示. 车辆坐标系的原点选在整车的重心CG上, 并假定在汽车行驶过程中重心的位置不变. 轮胎坐标系的原点选在轮胎的悬挂中心. 其中 $h_i, i = 1, \dots, 4$ 为车辆坐标系原点到轮胎接地中心的距离; l_F 为汽车重心到前轴的距离, l_R 为汽车重心到后轴的距离; b_F 为前轮轮距, b_R 为后轮轮距. δ 为前轮转角, r 为汽车的横摆角速度, β 为汽车的质心侧偏角. 一般情况下 $\beta > 4^\circ$ 即认为汽车已经进入非线性区, 如果 β 继续增大, 汽车就有失稳

的危险.

根据刚体动力学的基本理论^[14,15], 车体动力学方程可表示为:

$$\dot{v}_x = rv_y + \frac{f_x(v, p)}{m}, \quad (1a)$$

$$\dot{v}_y = -rv_x + \frac{f_y(v, p)}{m}, \quad (1b)$$

$$\dot{r} = f_r(v, p). \quad (1c)$$

其中: $v = (v_x \ v_y \ r)^T$ 为由车辆的纵向速度, 侧向速度, 横摆角速度所组成的向量, p 为可测变量. 根据图1所示的车辆轮胎与车身的受力关系:

$$\begin{aligned} f_x(v, p) &= (F_{x1} + F_{x2}) \cos \delta + F_{x3} + \\ &\quad F_{x4} - (F_{y1} + F_{y2}) \sin \delta, \\ f_y(v, p) &= (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + F_{y3} + \\ &\quad F_{y4} + (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta, \\ f_r(v, p) &= \frac{1}{J_z} [l_1(F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta - l_3(F_{y3} + F_{y4}) + \\ &\quad l_1(F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta + b_1(F_{y1} - F_{y2}) \sin \delta - \\ &\quad b_1(F_{x1} - F_{x2}) \cos \delta - b_3(F_{x3} - F_{x4})]. \end{aligned}$$

其中: $F_{xi}, F_{yi}, i = 1, 2, 3, 4$ 为各轮胎所受的纵向力和侧向力, 轮胎模型采用纵滑-侧偏联合工况下Uni-Tire轮胎模型^[16,17]. Uni-Tire轮胎模型是一个半经验轮胎模型, 模型中的特性参数 $s_1 - s_8, l_1 - l_6$ 是根据数据辨识得到的, 这样可以保证轮胎模型的工程精度.

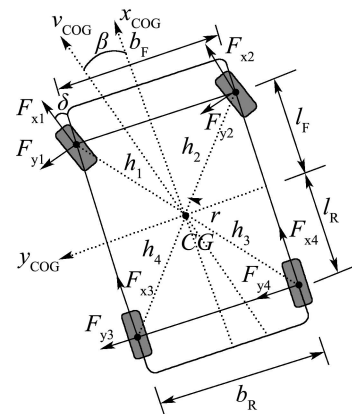


图1 非线性车辆模型

Fig. 1 Nonlinear vehicle model

3 车辆质心侧偏角估计(Vehicle sideslip angle estimation)

为便于分析和描述车辆质心侧偏角估计问题, 本文做如下假设: 车辆的侧向加速度 a_y , 横摆角速度 r , 车轮转动角速度 $\omega_i, i = 1, \dots, 4$ 及轮胎/路面摩擦系数 μ 已知. 对于带有ESP配置的汽车, 车辆的侧向加速度, 横摆角速度, 车轮转动角速度可直接通过传

传感器测量得到^[1], 轮胎/路面摩擦系数可通过估计方法得到^[7]. 因此, 这里所做的假设是合理的. 对于车

辆质心侧偏角估计, 非线性全维观测器结构框图如图2所示.

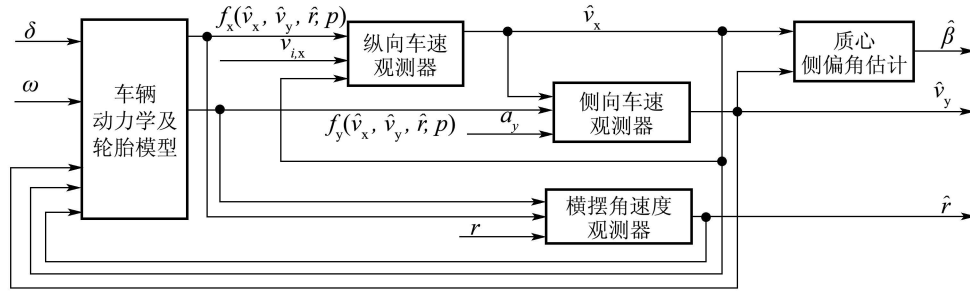


图 2 质心车偏角估计结构图

Fig. 2 Structure of side-slip angle estimation

3.1 非线性观测器设计(Nonlinear observer design)

车辆沿直线正常行驶时, 任意一个轮胎*i*, *i* = 1, ..., 4 的轮心运动速度在车辆坐标系*x*轴的分量*v_{i,x}*可以表示为: $v_{i,x} = R_{dyn}\omega_i \cos \delta_i$. 由轮胎轮心的运动速度在车辆坐标系上的分量与整车速度之间的关系, 可得纵向车速*v_x*粗略的测量值*v_{x,i}*, 同时选取其为车辆的输出:

$$y_1 = v_{x,i} = R_{dyn}\omega_i \cos \delta_i \pm rb_i, \quad (2)$$

选取Uni-Tire轮胎模型输出的轮胎力在侧向上的合力作为系统的第2个输出:

$$y_2 = f_y(v, p) = \cos \delta + (F_{y1} + F_{y2}) \sin \delta + (F_{x3} + F_{x4}), \quad (3)$$

由于车辆的横摆角速度可通过传感器直接测量得到, 因此将横摆角速度作为系统的另一个输出:

$$y_3 = r. \quad (4)$$

综上, 由式(1)结合式(2)~(4)可将车体动力学方程以状态空间形式表示为:

$$\dot{v} = f(v, u), \quad y = g(v, u). \quad (5)$$

选取 $u = [\omega_i \ \delta_i]^T, i = 1, \dots, 4$ 为系统的输入, $y = [y_1 \ y_2 \ y_3]^T = [v_{x,i} \ f_y(v, p) \ r]^T$ 为系统输出.

由于车辆纵向速度和侧向速度不可直接测量, 所以设计如下的全维非线性状态观测器:

$$\dot{\hat{v}} = f(\hat{v}, u) + K(y - \hat{y}), \quad (6)$$

其中 $K = \text{diag}\{K_x, K_y, K_r\}$ 为观测器增益. 具体设计如下: 选取纵向车速的测量值*v_{x,i}*与纵向车速的估计值*v_x*的差值作为校正项, 设计车辆纵向速度观测器如下:

$$\dot{\hat{v}}_x = r\hat{v}_y + \frac{f_x(\hat{v}, p)}{m} + \sum_{i=1}^4 K_i(v_{x,i} - \hat{v}_x). \quad (7)$$

设纵向车速观测器增益*K_i*是分段连续且有界的, 即: $K_i > K_x > 0$, 其取值反映了*v_{x,i}*与*v_x*的一致程度^[14].

将纵向车速*v_x*的估计值*v_x*作为已知量输入到侧向车速观测器中, 同时利用相对侧向加速度*a_y*计算出的车身侧向受力*ma_y*, 并将其与车身侧向受力的估计值*f_y(v, p)*之间的偏差作为校正项, 构造侧向车速观测器如下:

$$\dot{\hat{v}}_y = -r\hat{v}_x + \frac{f_y(\hat{v}, p)}{m} + K_y(ma_y - f_y(\hat{v}, p)), \quad (8)$$

其中: *K_y*为可调整的观测器增益, *f_y(v, p)*为车辆侧向受力的估计值.

由于车载横摆角速度传感器给出的测量值只是汽车的相对横摆角速度, 并不是绝对横摆角速度, 在实际车辆中二者是有区别的, 为了使本文提出的估计方法顺利实现工程应用, 必须考虑车身侧倾对横摆角速度的影响. 因此, 有必要对车辆的绝对横摆角速度进行估计.

将车辆的纵向车速*v_x*, 侧向车速*v_y*的估计值*v_x*, *v_y*以及横摆角速度的估计值*r*带入Uni-Tire轮胎模型中, 即: $F_i = F_i(\hat{v}, p)$, 将*F_i*带入式(4)就可以得到绝对横摆角速度*r*的初步估计为: $\hat{r} = f_r(\hat{v}, p)$. 另外, 将车载传感器给出的相对横摆角速度的测量值*r*与车辆横摆角速度的估计值*r*之间的偏差作为校正项, 来消除侧倾干扰. 综上, 车辆绝对横摆角速度的状态观测器如下:

$$\dot{\hat{r}} = f_r(\hat{v}, p) + K_r(r - \hat{r}). \quad (9)$$

在得到车辆纵向和侧向速度非线性观测器后, 由质心侧偏角和车辆速度的关系, 可得车辆质心侧偏角估计为:

$$\hat{\beta} = \arctan\left(\frac{\hat{v}_y}{\hat{v}_x}\right). \quad (10)$$

4 非线性观测器稳定性分析(Stability analysis of nonlinear observer)

在进行稳定性分析前,做出如下假设:

假设 1 车辆行驶过程中,车身所受的纵向力 f_x 与侧向力 f_y 是关于状态变量 $v = (v_x \ v_y \ r)^T$ 连续可微的.

假设 2 车辆行驶过程中,车身的纵向加速度,侧向加速度以及轮胎的转速都是有界的,即: $|a_x| \leq \bar{a}_x, |a_y| \leq \bar{a}_y, |\omega_i| \leq \bar{\omega}$.

定义观测器误差为: $\tilde{v} = v - \hat{v}$, 则纵向车速的观测器误差为: $\tilde{v}_x = v_x - \hat{v}_x$, 那么, 根据式(1a)和式(7)可以得到纵向车速 v_x 的观测误差方程为:

$$\dot{\tilde{v}}_x = r\tilde{v}_y + \frac{f_x(v, p)}{m} - \frac{f_x(\hat{v}, p)}{m} - \sum_{i=1}^4 K_i \tilde{v}_x + u, \quad (11)$$

其中 $u = \sum_{i=1}^4 K_i(v_x - v_{x,i})$ 为误差方程(11)输入.

车辆的侧向速度观测误差为: $\tilde{v}_y = v_y - \hat{v}_y$, 根据式(1b)和式(8)以及 $ma_y = f_y(v, p)$ 可以得到侧向车速的观测误差方程为:

$$\dot{\tilde{v}}_y = -rv_x + \frac{f_y(v, p)}{m} + r\hat{v}_x - \frac{f_y(\hat{v}, p)}{m} - K_y(f_y(v, p) - f_y(\hat{v}, p)), \quad (12)$$

同理, 横摆角速度的观测误差方程为:

$$\dot{\tilde{r}} = f_r(v, p) - f_r(\hat{v}, p) - K_r(r - \hat{r}), \quad (13)$$

根据拉格朗日中值定理可知:

$$\begin{aligned} f_x(v, p) - f_x(\hat{v}, p) &= \frac{\partial f_x(\bar{v}, p)}{\partial v_x} \tilde{v}_x + \frac{\partial f_x(\bar{v}, p)}{\partial v_y} \tilde{v}_y + \frac{\partial f_x(\bar{v}, p)}{\partial r} \tilde{r}, \\ f_y(v, p) - f_y(\hat{v}, p) &= \frac{\partial f_y(\bar{v}, p)}{\partial v_x} \tilde{v}_x + \frac{\partial f_y(\bar{v}, p)}{\partial v_y} \tilde{v}_y + \frac{\partial f_y(\bar{v}, p)}{\partial r} \tilde{r}. \end{aligned}$$

其中 \bar{v}_x 是 v_x 和 \hat{v}_x 之间的一点; \bar{v}_y 是 v_y 和 \hat{v}_y 之间的一点; \bar{r} 是 r 和 \hat{r} 之间的一点. 当车辆正常行驶时, 前轮转角 δ 较小, 这使得 $\sin \delta \approx 0$, 此时 $f_x(v, p)$ 中的 $(F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta$ 及 $f_y(v, p)$ 中的 $(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta$ 与其他项相比相对较小, 可以忽略, 又由于:

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_{xi}}{\partial v_x} &= -\frac{K_x \bar{\Phi}_x^2}{\bar{\Phi}^2 |\omega R_e|} (1 + 2E_1 \bar{\Phi} + 3(E_1^2 + \frac{1}{12}) \bar{\Phi}^2), \\ \exp(-\bar{\Phi} - E_1 \bar{\Phi} - (E_1^2 + \frac{1}{12}) \bar{\Phi}^3) - \frac{K_x \bar{F} \bar{\Phi}_y^2}{\bar{\Phi}^3 |\omega R_e|} &< 0, \\ \frac{\partial F_{yi}}{\partial v_y} &= -\frac{K_y \bar{\Phi}_y^2}{\bar{\Phi}^2 |\omega R_e|} (1 + 2E_1 \bar{\Phi} + 3(E_1^2 + \frac{1}{12}) \bar{\Phi}^2), \end{aligned}$$

$$\exp(-\bar{\Phi} - E_1 \bar{\Phi} - (E_1^2 + \frac{1}{12}) \bar{\Phi}^3) - \frac{K_y \bar{F} \bar{\Phi}_x^2}{\bar{\Phi}^3 |\omega R_e|} < 0.$$

同理, 可以证明 $\|\frac{\partial F_{xi}}{\partial v_y}\|$ 和 $\|\frac{\partial F_{yi}}{\partial v_x}\|$ 有界. 因此, 存在正整数 $c_j, j = 1, \dots, 9$, 使得如下不等式成立:

$$\begin{aligned} \frac{1}{m} \tilde{v}_x \left[\frac{\partial f_x(\bar{v}, p)}{\partial v_x} \tilde{v}_x + \frac{\partial f_x(\bar{v}, p)}{\partial v_y} \tilde{v}_y + \frac{\partial f_x(\bar{v}, p)}{\partial r} \tilde{r} \right] &\leq \\ -c_1 \tilde{v}_x^2 + c_2 |\tilde{v}_x| |\tilde{v}_y| + c_3 |\tilde{v}_x| |\tilde{r}|, \\ \frac{1}{m} \tilde{v}_y \left[\frac{\partial f_y(\bar{v}, p)}{\partial v_x} \tilde{v}_x + \frac{\partial f_y(\bar{v}, p)}{\partial v_y} \tilde{v}_y + \frac{\partial f_y(\bar{v}, p)}{\partial r} \tilde{r} \right] &\leq \\ c_4 |\tilde{v}_x| |\tilde{v}_y| - c_5 \tilde{v}_y^2 + c_6 |\tilde{v}_y| |\tilde{r}|, \\ \tilde{r} \left[\frac{\partial f_r(\bar{v}, p)}{\partial v_x} \tilde{v}_x + \frac{\partial f_r(\bar{v}, p)}{\partial v_y} \tilde{v}_y + \frac{\partial f_r(\bar{v}, p)}{\partial r} \tilde{r} \right] &\leq \\ c_7 |\tilde{r}| |\tilde{v}_x| + c_8 |\tilde{r}| |\tilde{v}_y| + c_9 \tilde{r}^2. \end{aligned}$$

定义偏差系统的Lyapunov函数为:

$$V = \frac{1}{2} \tilde{v}(t)^T \tilde{v}(t) = \frac{1}{2} \tilde{v}_x^2 + \frac{1}{2} \tilde{v}_y^2 + \frac{1}{2} \tilde{r}^2. \quad (14)$$

当 $u(t) = 0$ 时, 沿式(11)~(13)的轨迹求得Lyapunov函数关于时间 t 的导数为:

$$\begin{aligned} \dot{V} = \tilde{v}_x \dot{\tilde{v}}_x + \tilde{v}_y \dot{\tilde{v}}_y + \tilde{r} \dot{\tilde{r}} &\leq \\ r \tilde{v}_x \tilde{v}_y - (c_1 + 4K_x) \tilde{v}_x^2 + c_2 |\tilde{v}_x| |\tilde{v}_y| + c_3 |\tilde{v}_x| |\tilde{r}| - \\ r \tilde{v}_x \tilde{v}_y + c_4 (1 - mK_y) |\tilde{v}_x| |\tilde{v}_y| - c_5 (1 - mK_y) \tilde{v}_y^2 + \\ c_6 (1 - mK_y) |\tilde{v}_y| |\tilde{r}| + c_7 |\tilde{r}| |\tilde{v}_x| + \\ c_8 |\tilde{r}| |\tilde{v}_y| - (K_r - c_9) \tilde{r}^2 &\leq \\ -(c_1 + K_x - \frac{c_2 + c_4(1 - mK_y)}{4\kappa_1} - \frac{c_3 + c_7}{4\kappa_2}) \tilde{v}_x^2 - \\ (c_5 (1 - mK_y) - (c_2 + c_4(1 - mK_y)) \kappa_1 - \\ (c_6 (1 - mK_y) + c_8) \kappa_3) \tilde{v}_y^2 - \\ (K_r - c_9 - (c_3 + c_7) \kappa_2 - \frac{c_6 - (1 - mK_y) + c_8}{4\kappa_3}) \tilde{r}^2. \end{aligned}$$

如果存在正常数 $\varepsilon_1 > 0, \varepsilon_2 > 0, \varepsilon_3 > 0$ 使得式(14)所示的误差系统的Lyapunov函数沿时间 t 的导数可以表示为:

$$\dot{V} \leq -\varepsilon_1 \tilde{v}_x^2 - \varepsilon_2 \tilde{v}_y^2 - \varepsilon_3 \tilde{r}^2 \leq -\varepsilon \tilde{v}^2. \quad (15)$$

其中:

$$\begin{aligned} c_1 + 4K_x - \frac{c_2 + c_4(1 - mK_y)}{4\kappa_1} - \frac{c_3 + c_7}{4\kappa_2} &\geq \varepsilon_1, \\ (c_5 (1 - mK_y) - (c_2 + c_4(1 - mK_y)) \kappa_1 - \\ (c_6 (1 - mK_y) + c_8) \kappa_3) &\geq \varepsilon_2, \\ c_2 + c_4(1 - mK_y) > 0, \quad c_6 (1 - mK_y) + c_8 > 0, \\ K_r - c_9 - (c_3 + c_7) \kappa_2 - \frac{c_6 - (1 - mK_y) + c_8}{4\kappa_3} &\geq \varepsilon_3, \end{aligned}$$

$$\varepsilon = \max\{\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3\}.$$

则 $\dot{V} < 0$, 误差系统是渐近稳定的. 选择常数 c_4, c_5, c_6 及 κ_1, κ_2 , 满足 $c_5 - c_4\kappa_1 - c_6\kappa_3 > 0$ 时, 观测器增益应满足如下条件:

$$K_x \geq \frac{c_2 + c_4(1 - mK_y)}{4\kappa_1} + \frac{c_3 + c_7}{4\kappa_2} - c_1,$$

$$K_y \leq \min\left\{\frac{c_4 - c_2}{mc_4}, \frac{c_4 - c_2}{mc_4}, \frac{c_8\kappa_3 + c_3\kappa_1 + c_5 - c_4\kappa_1 - c_6\kappa_3}{(c_5 - c_4\kappa_1 - c_6\kappa_3)m}\right\},$$
(16)

$$K_r \geq c_9 + (c_3 + c_7)\kappa_2 + \frac{c_6 - (1 - mK_y) + c_8}{4\kappa_3} + \varepsilon_3.$$

当 $u(t) \neq 0$ 时, 式(14)所示的误差系统的Lyapunov 函数沿时间 t 的导数可以表示为:

$$\dot{V} < -\varepsilon_1\tilde{v}_x^2 - \varepsilon_2\tilde{v}_y^2 - \varepsilon_3\tilde{r}^2 + \tilde{v}_x u - \varepsilon\|\tilde{v}\|^2 + \|\tilde{v}\| |u|,$$
(17)

其中 $\varepsilon = \max\{\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3\}$. 因此, 观测器误差系统是输入-状态稳定(ISS)的.

由于 $V = \frac{1}{2}\tilde{v}^T\tilde{v} = \frac{1}{2}\|\tilde{v}\|^2$, 同时在式(17)两边乘以 $e^{2\varepsilon t}$, 并在 $[0, t]$ 内积分可得:

$$\|\tilde{v}(t)\| \leq \|\tilde{v}(t_0)\|e^{-2\varepsilon t} + \frac{1}{2\varepsilon}(\sup_{0 \leq \tau \leq t} |u(\tau)|),$$
(18)

当 $t \rightarrow \infty$ 时, 非线性观测器的稳态误差为:

$$\|\tilde{v}(\infty)\| \leq \frac{1}{2\varepsilon}(\sup_{\tau \rightarrow \infty} |u(\tau)|).$$
(19)

根据以上分析, 可得出如下结论:

定理 1 对连续时间非线性时变被观测系统(5), 设计如式(7)~(9)所示的观测器, 对于式(11)~(13)所描述的观测器误差系统, 存在常数 $\kappa_1 > 0, \kappa_2 > 0, \kappa_3 > 0$, 在观测器增益满足式(16)的条件下:

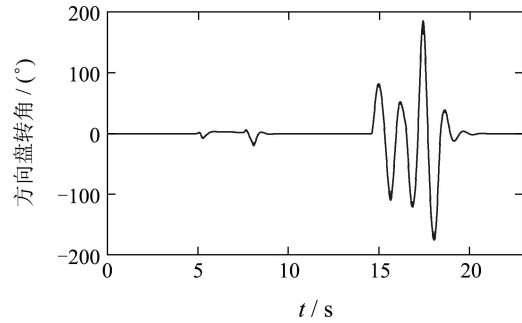
- 1) 当输入 $u(t) = 0$ 时, 误差系统是渐近稳定的;
- 2) 当输入 $u(t) \neq 0$ 时, 误差系统是ISS的, 并且稳态误差为: $\|\tilde{v}(\infty)\| = \frac{1}{2\varepsilon}(\sup_{\tau \rightarrow \infty} |u(\tau)|)$.

5 仿真研究(Simulation research)

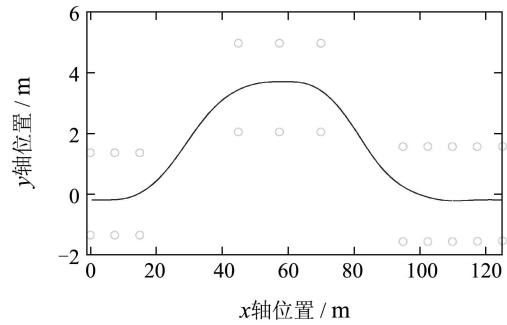
5.1 离线仿真(Offline simulation)

为验证质心侧偏角非线性估计方法的准确性和可靠性, 针对红旗CA7180A3E型轿车的车辆参数^[18], 利用专门针对离线概念和实时应用研究而开发的快速车辆动力学仿真软件veDYNA提供的多体动力学车辆模型为观测器设计提供原始数据, 在车辆运行的非线性区域进行了双移线工况仿真研究. 具体设置如下: 干燥的沥青路面($\mu = 1$), 车

速为105 km/h, 汽车运行时间为23 s, 方向盘转角及整车在大地坐标系下的运行轨迹如图3所示.



(a) 方向盘转角



(b) 整车运行轨迹

图 3 方向盘转角及整车运行轨迹

Fig. 3 Steering wheel angle and trajectory of vehicle

为得到由式(7)~(9)表示的车辆纵向速度、侧向速度及横摆角速度观测器, 准确的获得轮胎力信息是其前提和基础. 由于轮胎力无法直接测量得到, 又因为Uni-Tire轮胎模型中的特性参数 $s_1 - s_8, l_1 - l_6$ 未知, 同时为与veDYNA中提供的基于TM-Easy轮胎模型的轮胎力保持一致, 保证观测器所需信息的准确性, 需要对轮胎特性参数进行辨识, 从而获得构造观测器所需的轮胎力信息. Uni-Tire模型中的参数 $E_1, K_x, K_y, \mu_x, \mu_y$ 均是与轮胎垂直载荷有关的参数, 因此, 取轮胎标称载荷的20%~160%即 $F_z = [800 \ 2700 \ 4600 \ 6400]$ 作为轮胎的垂直载荷进行实验, 记录轮胎纵向滑移率与纵向力, 侧向滑移率与侧向力的实验数据作为辨识数据, 如图4所示. 根据以上介绍的Uni-Tire轮胎模型, 选取由纵滑-侧偏联合工况下的Uni-Tire轮胎模型的输出值与实验数值差的平方和作为目标函数, 数值优化算法辨识过程借助MATLAB优化工具箱进行. 为验证轮胎力辨识效果, 在垂直载荷为 $F_z = 3200 \text{ N}$ 条件下, 对辨识结果进行验证, 如图5所示. 其中, 虚线代表TM-Easy轮胎模型得到的轮胎力, 实线代表经参数辨识后由Uni-Tire轮胎模型得到的轮胎力. S_x 表示纵向滑移律, F_x 表示纵向轮胎力, S_y 表示侧向滑移律, F_y 表示侧向轮胎力. 从图5可以看出, 两曲线的斜率即轮胎的侧偏

刚度较为接近,同时轮胎力的幅值偏差较小,二者均可以满足要求,为质心侧偏角估计提供轮胎力来源.

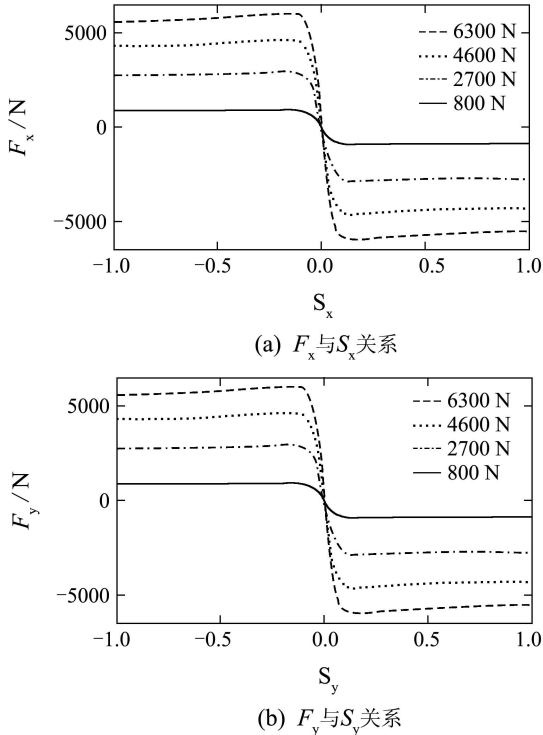


图4 轮胎力与滑移率的关系

Fig. 4 Relation between tire force and slip

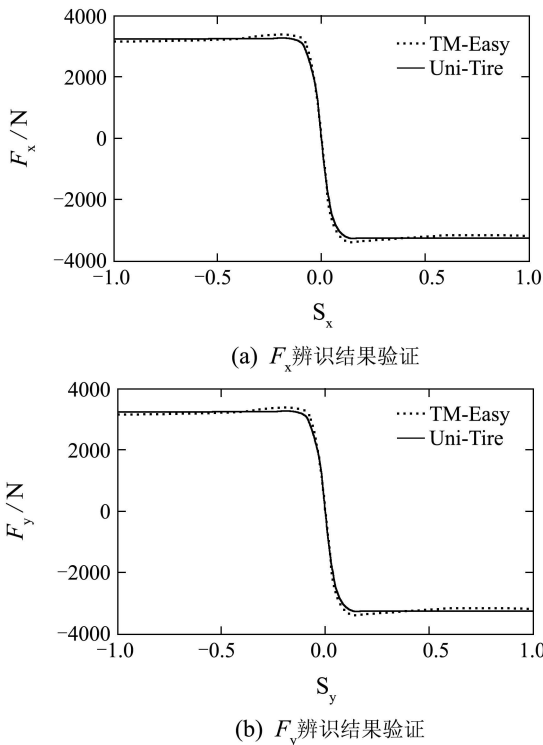


图5 轮胎力辨识结果验证

Fig. 5 Identification results of tire force

得到轮胎力后,在满足式(16)的前提下,经过大量实验将非线性观测器的增益分别取为

$$K_i = 0.01, i = 1, \dots, 4, K_y = \frac{1}{m}, K_r = 45,$$

其中 m 代表整车质量,构造由式(7)~(9)描述的观测器.为验证校正项所起的作用,将

$$K_i = 0, i = 1, \dots, 4, K_y = 0, K_r = 0$$

与

$$K_i = 0.01, i = 1, \dots, 4, K_y = \frac{1}{m}, K_r = 45$$

时的估计百分比误差进行对比,如图6所示,图中虚线代表观测器增益为零时的估计误差,实线代表观测器增益不为零时的估计误差.以纵向速度为例,此时百分比估计误差的计算为:

$$\text{error}\% = \frac{\text{veDYNA}_{\text{vehicle}} - \text{observer}}{\max(\text{veDYNA}_{\text{vehicle}})} \times 100\%.$$

从图6可以看出,校正项不为零时估计误差远小于校正项为零时的估计误差,这充分说明校正项对估计结果进行了校正,使得估计结果与车辆运行结果更加接近.图7为车辆的纵向速度、侧向速度、横摆角速度以及由此得到的质心侧偏角的估计结果,结合图6,7可以看出,非线性观测器得出的估计结果与红旗CA7180A3E型轿车的仿真结果之间偏差较小,即使在质心侧偏角较大时,估计结果仍可达到令人满意的效果.同时,从图7还可以看出,车辆运行过程中质心侧偏角超过了 4° ,说明车辆已经处于非线性工况,进入了车辆运行的极限区域.这一点可由车辆的侧向加速度和质心侧偏角相图充分说明,如图8所示.通过对极限工况下的汽车运行状况研究表明,当汽车的侧向加速度超过 $0.4g$ 时,轮胎处于附着极限,轮胎力达到饱和状态.从图8所示的侧向加速度曲线中,可以看出汽车的侧向加速度已经超过 $0.4g$,说明轮胎已经处于附着极限.

同时,通过对质心侧偏角相图的研究表明:当质心侧偏角的绝对值超出 4° 后,若质心侧偏角速度在 ± 10 之间的区域变化,则认为汽车已经超出稳定边界,处于极限区域.从质心侧偏角相图可以看出,车辆已经超出稳定边界,随时有失稳的危险.但此时质心侧偏角估计结果仍然与车辆运行结果较为接近,误差较小.充分说明本文所采用的非线性估计方法的准确性.另外,从图6中可以看出,本文采用的非线性估计方法得到的估计误差均在5%以内,能够满足工程应用需求,可进一步进行实验研究.

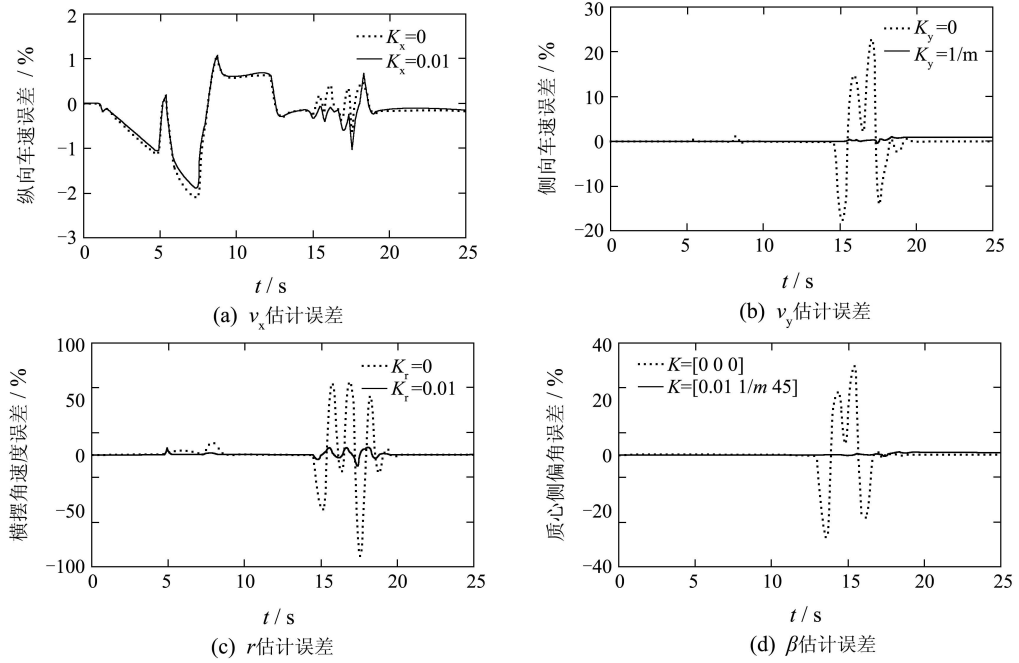


图 6 非线性观测器百分比估计误差
Fig. 6 Percentage estimation error of nonlinear observer

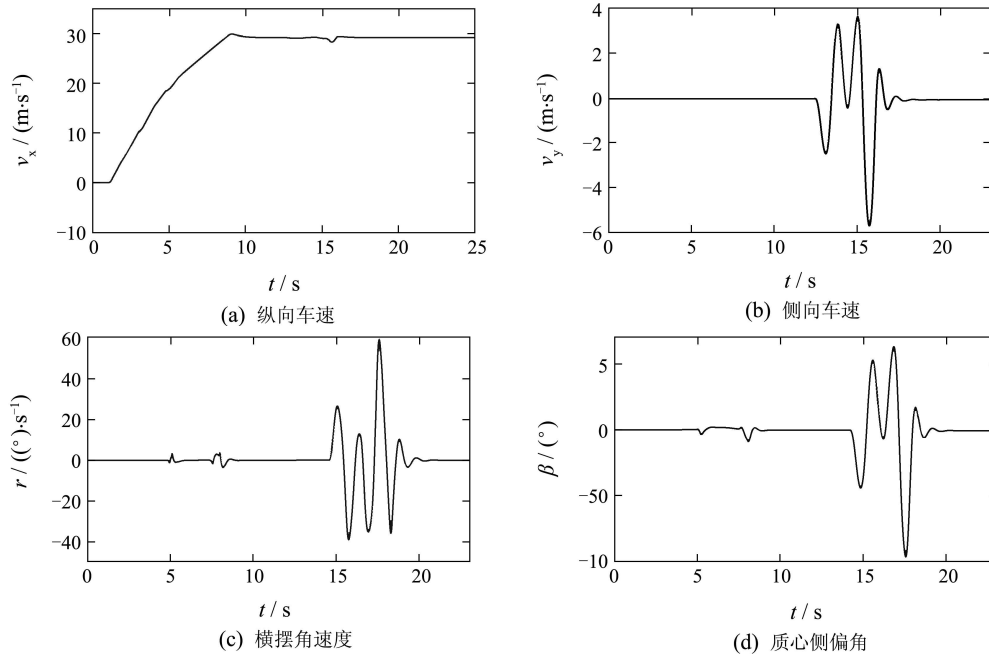


图 7 非线性观测器估计结果
Fig. 7 Estimation results of nonlinear observer

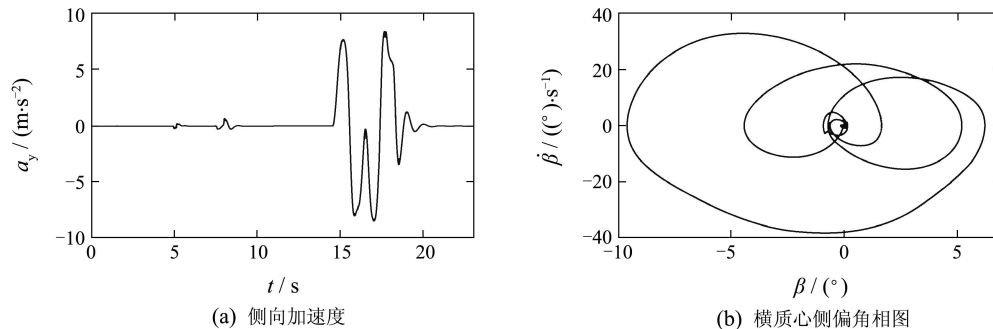


图 8 侧向加速度及质心侧偏角相图
Fig. 8 Lateral acceleration and phase diagram of side-slip angle

5.2 实时仿真(Real-time simulation)

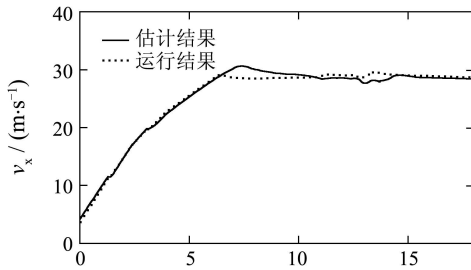
在得到较好的离线仿真结果的基础上, 基于xPC-Target实时仿真环境和具有高速计算能力的dSPACE 1104硬件系统搭建车速观测器实时实验平台, 对非线性全维车速观测器的实时性进行验证, 仿真平台的实物图如图9所示. 平台的具体构成和硬件配置可参见文献 [19]. 在进行实时实验时, 将veDYNA中的车辆模型下载至xPC-Target的目标机中, 非线性全维车速观测器下载至高速系统dSPACE1104中实时运行, 同时利用PCL727数据采集板的D/A通道及dSPACE 1104的A/D通道与车辆系统之间进行数据传递, 数据采样周期设置为1 ms, 这符合车辆运行时数据传递的实际情况, 可对观测器的实时性进行验证; 与此同时, 加入了通道噪声对观测器的影响, 也可对估计结果准确性和可靠性的进行进一步验证.



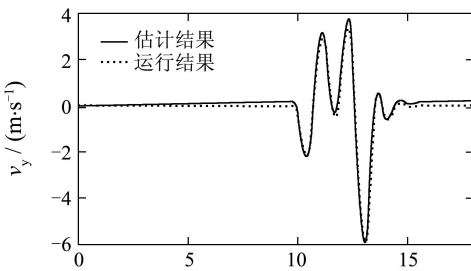
图9 实时实验平台

Fig. 9 Real-time simulation platform

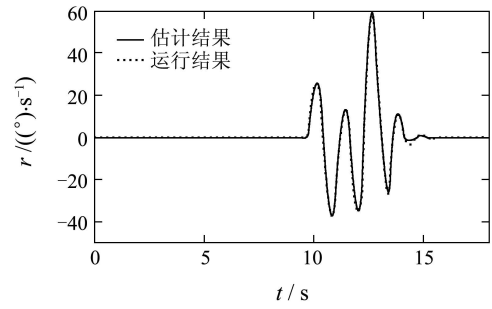
图10为非线性全维观测器的实时实验结果与车辆模型veDYNA运行结果的对比曲线, 其工况与离线仿真时相同.



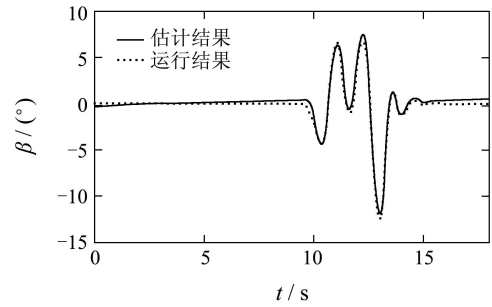
(a) 纵向速度



(b) 侧向速度



(c) 横摆角速度



(d) 质心侧偏角

图10 实时实验与veDYNA数据对比

Fig. 10 Compare real-time experiment with veDYNA data

图中实线代表运行于dSPACE-1104中的观测器的估计结果, 虚线代表车辆模型的运行结果. 在数据实时传递过程中, 经过了PCL727的D/A通道和dSPACE1104的A/D通道, 在此过程中加入了通道噪声对估计结果的影响. 从图中可以看出, 在车辆运行的整个过程中, 非线性全维观测器的估计值和车辆运行结果较为接近, 误差较小, 可靠性较高, 说明本文提出的非线性全维观测器方法对外部噪声具有一定的抑制能力. 另外, 非线性全维车速观测器在一个采样周期内的平均求解速度为0.178 ms, 这充分说明本文提出的非线性全维观测器方法具有良好的实时性能, 可以满足实车应用需求, 具有应用研究价值.

6 结论(Conclusion)

本文提出了车辆质心侧偏角非线性全维观测器设计方法, 解决车辆稳定性控制中对控制量的准确性、可靠性及实时性要求问题. 通过构建Uni-Tire轮胎模型为质心侧偏角估计提供轮胎力信息, 并利用ISS稳定性理论, 对非线性观测器的稳定性进行了分析, 并由此得到了观测器增益应满足的条件. 在此基础上针对红旗CA7180A3E型轿车, 在极限工况下对非线性全维观测器的估计结果进行了离线仿真及基于xPC Target实时仿真环境和dSPACE高速系统的实时仿真研究, 结果表明, 该方法可靠性较高, 实时性较好, 能够满足工程应

用的要求, 可以进一步进行实车应用研究.

参考文献(References):

- [1] ZANTEN A V. Bosch ESP system: 5 years of experience[C] // *Proceedings of SAE Automotive Dynamics, Stability and Controls Conference and Exhibition*. Troy, Michigan, USA: SAE International, 2000-01-1633.
- [2] TSENG H E, MADAU D, ASHRAFI B, et al. Technical challenges in the development of vehicle stability control system[C] // *Proceedings of IEEE International Conference on Control Applications*. Hawaii, USA: IEEE, 1999: 1660 – 1666.
- [3] SASAKI H, NISHIMAKI T. A side-slip angle estimation using neural network for a wheeled vehicle[C] // *Proceedings of SAE 2000 World Congress*. Detroit, Michigan, USA: SAE International, 2000-01-0695.
- [4] ANDERSON R, BEVLY D M. Estimation of slip angles using a model based estimator and GPS[C] // *Proceedings of American Control Conference*. Boston, USA: IEEE, 2004, 3: 2122 – 2127.
- [5] SIMPSON M D, HAC A. Estimation of vehicle side slip angle and yaw rate[C] // *Proceedings of SAE 2000 World Congress*. Detroit, Michigan, USA: SAE International, 2000-01-0696.
- [6] VEBHOVENS P J TH, NAAAB K. Vehicle dynamics estimation using Kalman filters[J]. *Vehicle System Dynamic*, 1999, 32(14): 171 – 184.
- [7] HIEMER M, VIETINGHOFF A, KIENCKE U. Determination of the vehicle body side slip angle with non-linear observer strategies[C] // *Proceedings of SAE 2000 World Congress*. Detroit, Michigan, USA: SAE International, 2005-01-0400.
- [8] STÉPHANT J, CHARARA A, MEIZEL D. Evaluation of a sliding mode observer for vehicle sideslip angle[J]. *Control Engineering Practice*, 2007, 15(7): 803 – 812.
- [9] BAFFET G, CHARARA A, LECGNER D. Experimental evaluation of a sliding mode observer for tire-road forces and an extended kalman filter for vehicle sideslip angle[C] // *Proceedings of 46th IEEE Conference on Decision and Control*. New Orleans, USA: IEEE, 2007: 3877 – 3882.
- [10] ACARMAN T. Observation of vehicle states by using steering wheel angle and wheel angular speeds[C] // *Proceedings of IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*. Columbus, UAS: IEEE, 2008: 189 – 194.
- [11] IMSLAND L, JOHANSEN T A, FOSSEN T I, et al. Vehicle velocity estimation using nonlinear observers[J]. *Automatica*, 2006, 42(12): 2091 – 2103.
- [12] GRIP H F, IMSLAND L, JOHANSEN T A, et al. Nonlinear observer for vehicle velocity with friction and road bank angle adaptation-validation and comparison with an extended kalman filter[C] // *Proceedings of SAE 2007 World Congress*. Detroit, Michigan, USA: SAE International, 2007-01-0808.
- [13] GRIP H F, IMSLAND L, JOHANSEN T A, et al. Nonlinear vehicle side slip estimation with friction adaptation[J]. *Automatica*, 2008, 44(3): 611 – 622.
- [14] KIENCHE U, NIELSEN L. *Automotive Control System*[M]. Berlin: Springer, 2000.
- [15] PACEJK H B. *Tyre and Vehicle Dynamics*[M]. London: Butterworth-Heinemann, 2002.
- [16] 丁海涛. 轮胎附着极限下汽车稳定性控制的仿真研究[D]. 吉林: 吉林大学, 2003.
(DING Haitao. *Simulating study on vehicle stability control under tire adhesion limit*[D]. Jilin: Jilin University, 2003.)
- [17] GUO K H, LEI R. A unified semi-empirical tire model with higher accuracy and less parameters[C] // *Proceedings of SAE International Congress and Exposition*. Detroit, Michigan, USA: SAE International, 1999-01-0785.
- [18] ZHAO L H, LIU Z Y, CHEN H. Vehicle state and friction force estimation using nonlinear observer strategies[C] // *Proceedings of the 27th Chinese Control Conference*. Kunming, China: IEEE, 2008: 667 – 671.
- [19] GUO H Y, CHEN H, SONG T H. Tire-road forces estimation based on sliding mode observer[C] // *Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*. Changchun, China: IEEE, 2009: 4577 – 4582.

作者简介:

郭洪艳 (1980—), 女, 博士研究生, 目前研究方向是车辆状态参数估计, E-mail: guohy07@mails.jlu.edu.cn;

陈虹 (1963—), 女, 教授, 博士生导师, 目前研究方向为预测控制、鲁棒控制、汽车电子控制, E-mail: chenh@jlu.edu.cn;

丁海涛 (1972—), 男, 副教授, 博士, 目前研究方向是车辆状态参数估计、汽车电子控制, E-mail: dinghaitao@gmail.com;

胡云峰 (1983—), 男, 博士研究生, 目前研究方向是汽车发动机控制, E-mail: huyf08@mails.jlu.edu.cn.