DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.002

基于局部线性化的汽车质心侧偏角估计*

丁能根　李丹华　许　景　王　健　余贵珍
(北京航空航天大学交通科学与工程学院,北京 100191)

【摘要】 对于汽车侧偏角估计,现有非线性状态观测器反馈增益的设计大多采用解析法,但其仅适用于表达式较简单的轮胎模型。提出一种基于局部线性化设计状态观测器反馈增益的数值方法,使得采用精度更高、表达式更复杂的轮胎模型成为可能。将非线性系统在状态变量空间中离散化,采用数值计算获得若干个工作点处的反馈增益。为便于实时观测应用,这些离散的反馈增益值被拟合为关于状态变量的函数。在一个高精度的车辆动力学实时仿真环境中验证了所提出侧偏角估计方法的有效性及其对参数变化的鲁棒性。仿真结果表明,所提出估计方法估计精度较高,具有较好的鲁棒性。

关键词:车辆稳定性　质心侧偏角　非线性观测器　局部线性化
中图分类号:U461.1　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2012)01-0006-06

Estimation of Vehicle Sideslip Angle Based on Local Linearization

Ding Nenggen　Li Danhua　Xu Jing　Wang Jian　Yu Guizhen
(*School of Transportation Science and Engineering*, *Beihang University*, *Beijing* 100191, *China*)

Abstract

A numerical methodology for designing observer feedback gains based on local linearization was proposed to make employing tire models with a higher accuracy and more complicated expressions become possible. The proposed methodology was implemented by discretization of the nonlinear system in the state space and calculation of the feedback gains at a certain given number of operating points using numerical approaches. The gains at discretized operating points were fitted to the expressions with respect to state variables to facilitate real-time observation and implementations. The effectiveness and parameter variation robustness of the proposed methodology were evaluated in a high-fidelity vehicle dynamics simulation environment, and the simulation results show that the proposed methodology has a high estimation accuracy and good robustness.

Key words　Vehicle stability, Sideslip angle, Nonlinear observer, Local linearization

引言

近年来,车辆稳定性控制系统(VSC)等主动底盘控制装置极大地提高了汽车行驶安全。在VSC控制算法中,通常采用横摆角速度和车辆质心侧偏角作为控制变量[1]。大多数VSC系统中,横摆角速度一般通过传感器直接测量得到。而质心侧偏角难以测量,通常需要通过估计得到。因此,汽车质心侧偏角的估计成为汽车VSC开发中的重要研究内容[2]。

汽车质心侧偏角最常用的估计方法有卡尔曼滤波、龙贝格观测器、滑模观测器等。文献[3]基于线性车辆模型采用卡尔曼滤波方法估计侧偏角,其缺点在于当汽车工作在非线性区域时因轮胎侧向力误差较大导致估计结果不准确。文献[4]基于非线性车辆模型设计了一种广义龙贝格观测器,应用雅可比线性化方法对观测器进行极点配置。由于该观测器反馈增益的计算采用了解析方法,因此只适用于表达形式比较简单的非线性轮胎模型。

为提高侧偏角估计精度,提出一种理论上适用

收稿日期:2011-01-04　修回日期:2011-06-09
* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2009AA11Z216)和国家自然科学基金资助项目(50908008)
作者简介:丁能根,副教授,主要从事汽车主动安全及控制研究,E-mail:dingng@buaa.edu.cn

于任何复杂形式的轮胎模型、基于局部线性化设计非线性状态观测器的数值方法。该方法以侧向加速度和横摆角速度为量测量，首先将非线性系统在若干个状态工作点处进行局部线性化，然后通过极点配置计算出等效线性系统的观测器反馈增益。在车辆未失稳的工作范围内拟合观测器反馈增益，将它们表示为前、后轴侧偏角的函数。在汽车动力学软件 veDYNA 的仿真环境中，验证所提出质心侧偏角估计方法的有效性。

1　车辆模型

采用 2 自由度非线性车辆模型。为兼顾轮胎模型精度和观测器的实时要求，采用 Dugoff 轮胎模型计算轮胎侧向力。

1.1　整车模型

图 1 所示为 2 自由度整车模型，具有侧向运动和横摆运动两个自由度。车辆坐标系为右手系，其 z 轴由图示的 x 轴和 y 轴确定，即垂直向上为正。β 和 r 作为状态变量，状态方程为

$$\dot{\beta}=\frac{\cos\delta}{mv_x}F_{yf}+\frac{1}{mv_x}F_{yr}-r \tag{1}$$

$$\dot{r}=\frac{a\cos\delta}{I_z}F_{yf}-\frac{b}{I_z}F_{yr} \tag{2}$$

式中　a、b——前轴和后轴到质心的距离，m

F_{yf}、F_{yr}——前轴和后轴侧向力，N

δ——前轮转向角，rad

m——整车质量，kg

v_x——车辆质心的纵向速度，m/s

I_z——车辆绕 z 轴的转动惯量，kg·m^2

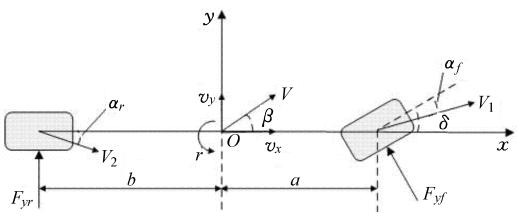

图 1　2 自由度整车模型

Fig. 1　2 - DOF vehicle model

1.2　轮胎模型

当侧向加速度不超过 0.4g 时采用线性轮胎模型能够得到较准确的轮胎侧向力计算结果[5]，但是在大侧向加速度条件下误差较大。Dugoff 轮胎模型中侧向力与侧偏角的非线性关系为[6]

$$F_y=c_\alpha\frac{\tan\alpha}{1+s}f(\lambda) \tag{3}$$

$$\lambda=\frac{\mu F_z(1+s)}{2\sqrt{(k_s s)^2+(c_\alpha\tan\alpha)^2}} \tag{4}$$

$$f(\lambda)=\begin{cases}(2-\lambda)\lambda & (\lambda<1)\\ 1 & (\lambda\geqslant 1)\end{cases} \tag{5}$$

式中　F_z——轮胎法向载荷

c_α——轮胎侧偏刚度

k_s——轮胎纵滑刚度

s——纵向滑动率

μ——路面摩擦因数（取为峰值附着系数）

由于本文只考虑车速不变的转弯工况，认为车轮处于纯滚动状态，所以令上述各式中 $s=0$。

前、后轴侧偏角 α_f 和 α_r 表达式为

$$\alpha_f=\beta+\frac{ar}{v_x}-\delta \tag{6}$$

$$\alpha_r=\beta-\frac{br}{v_x} \tag{7}$$

2　非线性状态观测器设计

该非线性观测器以前轮转角 δ 和质心处纵向速度 v_x 为输入，以车载传感器测得的侧向加速度 a_y 和横摆角速度 r 为量测量，对汽车质心侧偏角 β 进行观测。本文假设 v_x 和路面摩擦因数 μ 可以通过估计获得[7]，而 δ 由转向盘转角传感器测得的信号除以转向系角传动比 i_s 得到。大多数 VSC 系统都装有以上提及的各种传感器。

2.1　一般非线性观测器形式

对于一般形式的非线性系统，其状态方程和量测方程可表示为

$$\dot{\boldsymbol{x}}=f(\boldsymbol{x}(t),\boldsymbol{u}(t)) \tag{8}$$

$$\boldsymbol{y}=h(\boldsymbol{x}(t),\boldsymbol{u}(t)) \tag{9}$$

为了使状态变量估计值 $\hat{\boldsymbol{x}}$ 尽快逼近真实值 $\boldsymbol{x}$，将量测量 $\boldsymbol{y}$ 的误差信息 $\boldsymbol{y}-\hat{\boldsymbol{y}}$ 反馈给状态方程，得到该系统的观测器

$$\dot{\hat{\boldsymbol{x}}}=f(\hat{\boldsymbol{x}},\boldsymbol{u})+\boldsymbol{L}(\hat{\boldsymbol{x}},\boldsymbol{u})(\boldsymbol{y}-\hat{\boldsymbol{y}}) \tag{10}$$

$$\hat{y}=h(\hat{\boldsymbol{x}},\boldsymbol{u}) \tag{11}$$

式中　$\boldsymbol{L}$——适当维数的反馈增益矩阵

定义误差矩阵

$$\boldsymbol{F}=\frac{\partial f(\boldsymbol{x},\boldsymbol{u})}{\partial\boldsymbol{x}}\bigg|_{\boldsymbol{x}=\hat{\boldsymbol{x}}}-\boldsymbol{L}(\hat{\boldsymbol{x}},\boldsymbol{u})\frac{\partial h(\boldsymbol{x},\boldsymbol{u})}{\partial\boldsymbol{x}}\bigg|_{\boldsymbol{x}=\hat{\boldsymbol{x}}} \tag{12}$$

如果能通过极点配置使上述误差矩阵的所有特征根的实部恒为负，那么在任意初始条件下，经过足够长时间后估计值终将收敛到真实值[8]。

由于 Dugoff 轮胎模型是用分段函数表示的，按照上述求误差矩阵的方法很难得到反馈增益的解析解。因此，本文提出一种求解反馈增益的数值方法。该方法将非线性系统离散为在若干个状态工作点处的等效线性系统，通过极点配置计算出它们的观测器反馈增益，并在车辆未失稳的工作范围内拟合这

些离散的反馈增益值,将它们表示为前、后轴侧偏角的函数。因此,该方法的提出为采用精度更高、表达式更复杂的轮胎模型设计观测器提供了可能。

2.2 局部线性化

假设汽车当前状态的名义工作点为(β_0, r_0),α_{f0}、α_{r0}、F_{yf0}、F_{yr0}分别为名义工作点处的前、后轴侧偏角和前、后轴侧向力。则式(1)、(2)在工作点可以表示为

$$\dot{\beta}_0 = \frac{\cos\delta}{mv_x}F_{yf0} + \frac{1}{mv_x}F_{yr0} - r_0 \tag{13}$$

$$\dot{r}_0 = \frac{a\cos\delta}{I_z}F_{yf0} - \frac{b}{I_z}F_{yr0} \tag{14}$$

当状态变量在工作点附近有一个微小增量 $\Delta\beta$、Δr 时[9],即令 $\beta = \beta_0 + \Delta\beta$, $r = r_0 + \Delta r$, $F_{yi} = F_{yi0} + \Delta F_{yi}$, $\alpha_i = \alpha_{i0} + \Delta\alpha_i (i = f, r)$,则状态方程变为

$$\dot{\beta}_0 + \Delta\dot{\beta} = \frac{\cos\delta}{mv_x}(F_{yf0} + \Delta F_{yf}) + \frac{1}{mv_x}(F_{yr0} + \Delta F_{yr}) - (r_0 + \Delta r) \tag{15}$$

$$\dot{r}_0 + \Delta\dot{r} = \frac{a\cos\delta}{I_z}(F_{yf0} + \Delta F_{yf}) - \frac{b}{I_z}(F_{yr0} + \Delta F_{yr}) \tag{16}$$

式(15)与(16)分别减去式(13)和(14)得到以 $\Delta\beta$ 和 Δr 为状态变量的状态方程为

$$\Delta\dot{\beta} = \frac{\cos\delta}{mv_x}\Delta F_{yf} + \frac{1}{mv_x}\Delta F_{yr} - \Delta r \tag{17}$$

$$\Delta\dot{r} = \frac{a\cos\delta}{I_z}\Delta F_{yf} - \frac{b}{I_z}\Delta F_{yr} \tag{18}$$

而侧向力增量可以近似为

$$\Delta F_{yf} = \left.\frac{\mathrm{d}F_{yf}(\alpha_f)}{\mathrm{d}\alpha_f}\right|_{\alpha_f = \alpha_{f0}} \Delta\alpha_f \approx \tilde{c}_f \Delta\alpha_f \tag{19}$$

$$\Delta F_{yr} = \left.\frac{\mathrm{d}F_{yr}(\alpha_r)}{\mathrm{d}\alpha_r}\right|_{\alpha_r = \alpha_{r0}} \Delta\alpha_r \approx \tilde{c}_r \Delta\alpha_r \tag{20}$$

式中 $\tilde{c}_f$、$\tilde{c}_r$——α_{f0}、α_{r0}处的瞬时侧偏刚度[9],N/rad

考虑到

$$\Delta\alpha_f = \Delta\beta + \frac{a}{v_x}\Delta r - \delta \tag{21}$$

$$\Delta\alpha_r = \Delta\beta - \frac{b}{v_x}\Delta r \tag{22}$$

将式(19)~(22)代入(17)、(18)中得到

$$\Delta\dot{\beta} = \frac{\cos\delta\tilde{c}_f + \tilde{c}_r}{mv_x}\Delta\beta + \left(\frac{a\cos\delta\,\tilde{c}_f - b\tilde{c}_r}{mv_x^2} - 1\right)\Delta r \tag{23}$$

$$\Delta\dot{r} = \frac{a\tilde{c}_f\cos\delta - b\tilde{c}_r}{I_z}\Delta\beta + \frac{a^2\tilde{c}_f\cos\delta + b^2\tilde{c}_r}{I_z v_x}\Delta r \tag{24}$$

量测方程为

$$\Delta\boldsymbol{y} = \begin{bmatrix} \Delta a_y \\ \Delta r \end{bmatrix} \tag{25}$$

其中

$$\Delta a_y = \frac{\Delta F_{yf}\cos\delta + \Delta F_{yf}}{m} = \begin{bmatrix} \dfrac{\tilde{c}_f\cos\delta + \tilde{c}_r}{m} & \dfrac{a\,\tilde{c}_f\cos\delta - b\,\tilde{c}_r}{mv_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\beta \\ \Delta r \end{bmatrix} \tag{26}$$

因此,量测方程改写为

$$\Delta\boldsymbol{y} = \begin{bmatrix} \dfrac{\tilde{c}_f\cos\delta + \tilde{c}_r}{m} & \dfrac{a\,\tilde{c}_f\cos\delta - b\,\tilde{c}_r}{mv_x} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\beta \\ \Delta r \end{bmatrix} \tag{27}$$

至此,得到了状态变量在某一个微小变化区间$(\Delta\beta, \Delta r)$内的线性状态方程和量测方程,其状态矩阵和输出矩阵分别为

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} \dfrac{\cos\delta}{mv_x}\tilde{c}_f + \dfrac{1}{mv_x}\tilde{c}_r & \dfrac{a\cos\delta}{mv_x^2}\tilde{c}_f - \dfrac{b}{mv_x^2}\tilde{c}_r - 1 \\ \dfrac{a\cos\delta}{I_z}\tilde{c}_f - \dfrac{b}{I_z}\tilde{c}_r & \dfrac{a^2\cos\delta}{I_z v_x}\tilde{c}_f + \dfrac{b^2}{I_z v_x}\tilde{c}_r \end{bmatrix} \tag{28}$$

$$\boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} \dfrac{\cos\delta}{m}\tilde{c}_f + \dfrac{1}{m}\tilde{c}_r & \dfrac{a\cos\delta}{mv_x}\tilde{c}_f - \dfrac{b}{mv_x}\tilde{c}_r \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{29}$$

2.3 可观性证明

当系统是全局(或局部)可观时,才能使用观测器技术[10]。式(28)、(29)描述的线性系统的可观性矩阵为

$$\boldsymbol{V} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{C} \\ \boldsymbol{CA} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} \\ v_{21} & v_{22} \\ v_{31} & v_{32} \\ v_{41} & v_{42} \end{bmatrix} \tag{30}$$

其中

$$v_{11} = \frac{1}{m}(\tilde{c}_f\cos\delta + \tilde{c}_r)$$

$$v_{12} = \frac{1}{mv_x}(a\tilde{c}_f\cos\delta - b\tilde{c}_r)$$

$$v_{21} = 0 \quad v_{22} = 1$$

$$v_{31} = \frac{1}{m^2 v_x}(\tilde{c}_f\cos\delta + \tilde{c}_r)^2 + \frac{1}{mv_x I_z}(a\,\tilde{c}_f\cos\delta - b\,\tilde{c}_r)^2$$

$$v_{32} = \frac{1}{m}(\tilde{c}_f\cos\delta + \tilde{c}_r)\left(\frac{a\cos\delta}{mv_x^2}\tilde{c}_f - \frac{b}{mv_x^2}\tilde{c}_r - 1\right) + \frac{1}{I_z mv_x^2}(a\tilde{c}_f\cos\delta - b\tilde{c}_r)(a^2\tilde{c}_f\cos\delta + b^2\tilde{c}_r)$$

$$v_{41} = \frac{a\cos\delta}{I_z}\tilde{c}_f - \frac{b}{I_z}\tilde{c}_r$$

$$v_{42} = \frac{a^2\cos\delta}{I_z v_x}\tilde{c}_f + \frac{b^2}{I_z v_x}\tilde{c}_r$$

计算得到 $\boldsymbol{V}$ 的 1 阶子式和 2 阶子式都为$(\tilde{c}_f\cos\delta + \tilde{c}_r)/m$。因为前轮转角绝对值 $|\delta| < \pi/2$,所以 $\cos\delta > 0$。对于 Dugoff 轮胎模型,瞬时侧偏刚度 $\tilde{c}_f < 0$,

$\tilde{c}_r<0$，所以$(\tilde{c}_f\cos\delta+\tilde{c}_r)/m\neq 0$。说明 $\mathrm{rank}(\boldsymbol{V})=2$，该系统可观。

2.4　反馈增益的确定

定义反馈增益 $\boldsymbol{L}=\begin{bmatrix} l_1 & k_1 \\ l_2 & k_2 \end{bmatrix}$，则误差矩阵为

$$\boldsymbol{F}=\boldsymbol{A}-\boldsymbol{LC}=\begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} \\ f_{21} & f_{22} \end{bmatrix} \tag{31}$$

其中　$f_{11}=\dfrac{\cos\delta}{mv_x}\tilde{c}_f+\dfrac{1}{mv_x}\tilde{c}_r-l_1\left(\dfrac{\cos\delta}{m}\tilde{c}_f+\dfrac{1}{m}\tilde{c}_r\right)$

$$f_{12}=\frac{a\cos\delta}{mv_x^2}\tilde{c}_f-\frac{b}{mv_x^2}\tilde{c}_r-1-l_1\left(\frac{a\cos\delta}{mv_x}\tilde{c}_f-\frac{b}{mv_x}\tilde{c}_r\right)-k_1$$

$$f_{21}=\frac{a\cos\delta}{I_z}\tilde{c}_f-\frac{b}{I_z}\tilde{c}_r-l_2\left(\frac{\cos\delta}{m}\tilde{c}_f+\frac{1}{m}\tilde{c}_r\right)$$

$$f_{22}=\frac{a^2\cos\delta}{I_zv_x}\tilde{c}_f+\frac{b^2}{I_zv_x}\tilde{c}_r-l_2\left(\frac{a\cos\delta}{mv_x}\tilde{c}_f-\frac{b}{mv_x}\tilde{c}_r\right)-k_2$$

取 $l_1=\dfrac{1}{v_x}$，$l_2=\dfrac{ma}{I_z}$，$k_1=0$，$k_2=\dfrac{b^2+ab}{I_zv_x}\tilde{c}_r+\rho\ (\rho>0)$，得到

$$\boldsymbol{F}=\begin{bmatrix} 0 & -1 \\ -\dfrac{a+b}{I_z}\tilde{c}_r & -\rho \end{bmatrix} \tag{32}$$

式中　ρ——设计参数

$\boldsymbol{F}$ 的特征方程为

$$\lambda^2+K\lambda-\frac{a+b}{I_z}\tilde{c}_r=0 \tag{33}$$

两个特征根之和 $\lambda_1+\lambda_2=-\rho/2<0$。$\tilde{c}_f$ 和 $\tilde{c}_r$ 皆小于 0，则特征根之积 $\lambda_1\lambda_2=-(a+b)\tilde{c}_r/I_z>0$。综合以上两个条件，说明该系统两个特征根都在负半平面上，满足稳定性要求。

2.5　反馈增益的公式表达和拟合

将 2.4 节得到的反馈增益重写为

$$\boldsymbol{L}=\begin{bmatrix} l_1 & k_1 \\ l_2 & k_2 \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \dfrac{1}{v_x} & 0 \\ \dfrac{ma}{I_z} & \dfrac{b^2+ab}{I_zv_x}\tilde{c}_r+\rho \end{bmatrix} \tag{34}$$

其中 k_2 是瞬时侧偏刚度 $\tilde{c}_r$ 的函数。局部线性化过程中，只得到了若干个离散工作点处瞬时侧偏刚度 $\tilde{c}_r$ 的值，所以也只得到了 k_2 的若干离散值，故需要将 k_2 拟合为关于状态变量的表达式。实际应用中，汽车前、后轴侧偏角绝对值一般不会超过 0.26 rad（约 14.9°），故拟合时设定后轴侧偏角 α_r 取值范围为[−0.26 rad，0.26 rad]。当设计参数 ρ 取某一正值时，k_2 的离散数据和拟合后曲线如图 2 所示。

拟合后的 k_2 关于$|\alpha_r|$的表达式为

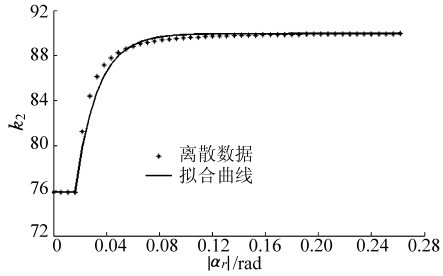

图 2　k_2 关于$|\alpha_r|$的关系曲线

Fig. 2　Plot of k_2 versus $|\alpha_r|$

$$k_2=\begin{cases} a_0 & (|\alpha_r|\leqslant\varepsilon) \\ b_0+c_0\mathrm{e}^{d_0|\alpha_r|} & (|\alpha_r|>\varepsilon) \end{cases} \tag{35}$$

其中，a_0、b_0、c_0、d_0、$\varepsilon\ (\varepsilon>0)$都是常数。由 2.4 节知，误差矩阵 $\boldsymbol{F}$ 的两个特征根之和为 $\lambda_1+\lambda_2=-\dfrac{\rho}{2}$，$\rho$ 取值的不同直接影响估计效果。为了能够在减小振荡同时使估计值具有较快的动态响应，ρ 的值按一定工况下质心侧偏角 β 的估计误差方差取最小确定。根据该原则，本文在 $\mu=0.8$、车速 130 km/h 的双移线工况下确定了 ρ 和 k_2 的值，并对采用这些取值的观测器估计效果在 3.2 节中用其它工况进行了检验。

质心侧偏角的估计误差方差定义为

$$\sigma_\beta^2=\frac{1}{T}\int_0^T(\hat{\beta}-\beta)^2\mathrm{d}t \tag{36}$$

式中 T 为双移线工况时间。当 $\rho=90$ 时估计误差方差 σ_β^2 取最小值 $1.313\times10^{-5}\ \mathrm{rad}^2$。此时 k_2 的表达式为

$$k_2=\begin{cases} 75.9 & (|\alpha_r|\leqslant 0.016\,4) \\ 90-37.5\mathrm{e}^{-60|\alpha_r|} & (|\alpha_r|>0.016\,4) \end{cases} \tag{37}$$

将式(7)代入式(37)，即得 k_2 关于状态变量的表达式。

3　仿真结果及分析

3.1　仿真建模

采用整车动力学仿真软件 veDYNA 和控制软件 Matlab/Simulink 对上述参数估计方法进行仿真验证。veDYNA 中集成了高精度的多体车辆模型、三维路面模型以及虚拟驾驶员模型等，利用 Matlab/Simulink 实现开放式和模块化的模型结构，可以方便地插入用户自己定义的模块。使用 veDYNA 进行的车辆动力学仿真可以用于高效率的功能开发和控制系统测试，例如车辆稳定控制系统或集成底盘控制系统等。

采用 veDYNA 中提供的轻型 SUV 作为仿真试验车型，并在几种不同路面摩擦因数和典型行驶工况下评价观测器的估计效果。试验车型的主要参数

选取如下：质量 m 为 2 562 kg，转动惯量 I_z 为 5 561.11 kg/m^2，质心至前后轴距离 a、b 分别为 1.478 7、1.510 4 m，传动比为 14.7，前后轴侧偏刚度 $c_{\alpha f}$、$c_{\alpha r}$ 分别为 −250 000、−290 000 N/rad。

为使仿真环境尽可能接近真实环境，建模时还考虑了轮胎侧向力的动态响应特性和传感器测量噪声。图 3 所示为用于观测器评价的协同仿真模型框图。由于 veDYNA 软件未提供反映实际汽车侧向动力学动态响应滞后的建模途径，本文对 veDYNA 驾驶员模型输出的转向盘转角 δ_{sw}^* 串联一个惯性环节以便模拟实际的轮胎侧向力弛豫效应。传感器信号的噪声则通过对 veDYNA 输出的转向盘转角、侧向加速度和横摆角速度信号分别叠加方差不同的白噪声信号来模拟，而各白噪声信号的方差大小根据实车测试数据确定。含噪声的量测信号进入观测器之前，需要进行滤波。图 4 所示为采用卡尔曼滤波的量测信号滤波前、后对比。

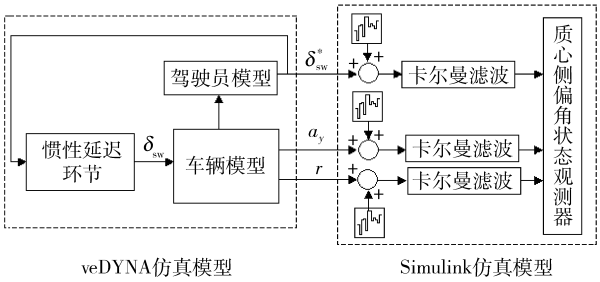

图 3 协同仿真模型框图

Fig. 3 Wire-frame of co-simulation model

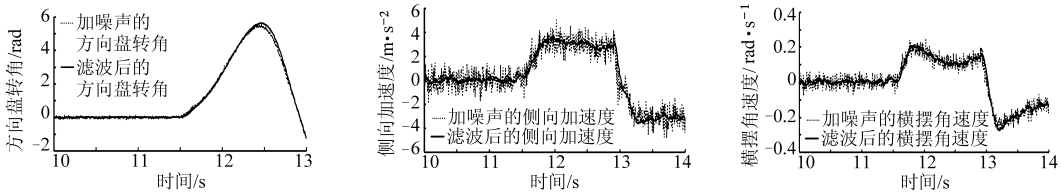

图 4 含噪声的量测信号的卡尔曼滤波结果

Fig. 4 Kalman filtering of measured signals with noise

3.2 仿真验证

分别将 4 种试验工况下该非线性观测器的估计结果和 veDYNA 中整车模型的质心侧偏角进行对比。

（1）双移线工况

工况条件分别为：$\mu=0.8$ 的高附着路面、车速为 130 km/h；$\mu=0.35$ 的低附着路面、车速为 80 km/h。估计结果如图 5 所示。

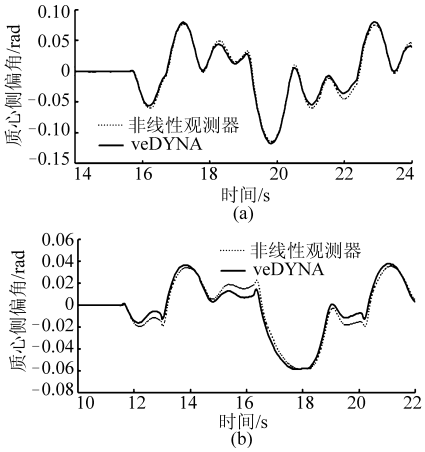

图 5 双移线工况仿真结果

Fig. 5 Double lane change maneuver

（a）高附着路面 （b）低附着路面

（2）蛇行试验工况

工况条件分别为：$\mu=0.8$ 的高附着路面、车速为 100 km/h；$\mu=0.35$ 的低附着路面、车速为 80 km/h。估计结果如图 6 所示。

上述双移线工况高、低附着路面下质心侧偏角

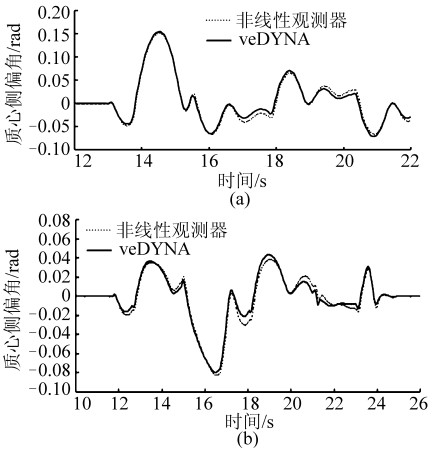

图 6 蛇行工况仿真结果

Fig. 6 Slalom maneuver

（a）高附着路面 （b）低附着路面

估计误差方差分别为 2.324×10^{-5} rad^2、2.621×10^{-5} rad^2；蛇形工况为 3.261×10^{-5} rad^2、1.883×10^{-5} rad^2。

由以上仿真结果可以看出，高附着路面下的双移线试验质心侧偏角绝对值的最大值接近 0.1 rad，蛇行试验接近 0.18 rad，两种低附着路面试验工况下质心侧偏角绝对值的最大值为 0.06 ~ 0.08 rad。尽管在协同仿真模型中存在转向滞后（实际为考虑轮胎侧向力弛豫特性）和量测信号噪声干扰，整个时间历程中非线性观测器的估计值仍然能较好地跟随真实值。以上结果说明，无论汽车工作在线性或质心侧偏角较大的非线性区域内，非线性观测器都具有

较高的估计精度。

3.3　鲁棒性检验

实际应用中，车辆参数通常无法准确获得。如随着轮胎的磨损其侧偏刚度会改变，乘员数量和装载条件的不同会导致整车质量和质心位置的变化等。为了检验本文提出的观测器对参数变化的鲁棒性，在 3.2 节所述的第一种工况高附着路面下，分别将汽车质量增加 500 kg、质心位置后移 0.25 m、所有轮胎的侧偏刚度减小 25%，所得到的质心侧偏角观测结果如图 7 ~ 9 所示。

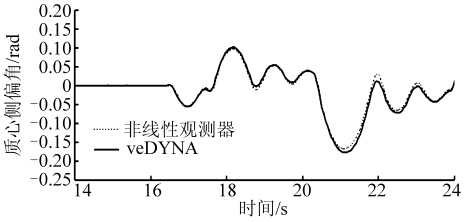

图 7　质量变化时高附着路面双移线工况结果

Fig. 7　Double lane change maneuver with a load variation of high-μ road

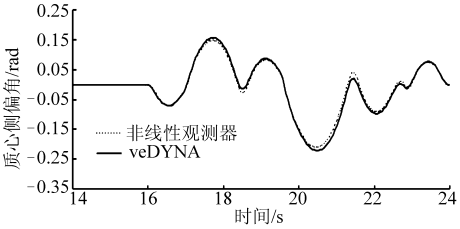

图 8　质心位置变化时高附着路面双移线工况结果

Fig. 8　Double lane change maneuver with variation of conter of mass location on high-μ road

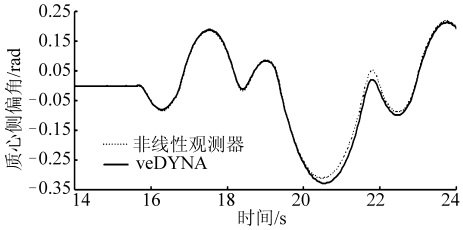

图 9　侧偏刚度变化时高附着路面双移线工况结果

Fig. 9　Double lane change maneuver with a cornering stiffness variation on high-μ road

以上 3 种情况下的质心侧偏角估计误差方差分别为 5.012×10^{-5}、7.841×10^{-5}、$4.122\times10^{-5}\,\mathrm{rad}^2$。可以看出，与参数准确时的估计结果相比，质心侧偏角估计值误差增加不多，其方差最大为 $7.814\times10^{-5}\,\mathrm{rad}^2$（相当于标准差约 0.51°）。观测器仍能较好地跟随真实值，说明本文方法对车辆参数变化具有较好的鲁棒性。

4　结论

基于局部线性化数值方法，设计了一种用于汽车质心侧偏角估计的非线性状态观测器。观测器的理论分析及仿真结果表明：

（1）该非线性观测器在给出的几种工况下都能给出较好的质心侧偏角估计值。

（2）该数值方法通用性强，理论上适用于任何复杂形式的轮胎模型。

（3）观测器反馈增益形式简单，有利于提高算法的实时性。

（4）对车辆参数变化具有较好的鲁棒性。

参　考　文　献

1　van Zanten A T. Bosch ESP systems: 5 years of experience[J]. SAE Paper 2000 - 16 - 33, 2000.

2　Tseng H E, Madau D, Ashrafi B, et al. Technical challenges in the development of vehicle stability control system[C]// Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications, 1999, 2: 1 660 ~ 1 666.

3　Paul J, Venhovens T H, Naab K. Vehicle dynamics estimation using Kalman filters[J]. Vehicle System Dynamics, 1999, 32(2 ~ 3): 171 ~ 184.

4　Gao X, Yu Z, Neubeck J, et al. Sideslip angle estimation based on input-output linearization with tire-road friction adaptation [J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(2): 217 ~ 234.

5　Abe M. Vehicle dynamics and control for improving handling and active safety: from four-wheel steering to direct yaw moment control [J]. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1999, 213(2): 87 ~ 101.

6　Dugoff H, Fancher P S, Segel L. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance [C]. SAE Paper 700377, 1970.

7　Shim T, Margolis D. Model-based road friction estimation[J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 41(4): 249 ~ 276.

8　Michael Zeitz. Nichtlineare beobachter fuer chemische reaktoren VDI fortschritten berichte[M]. Berlin: VDI Verlag, 1977.

9　Johannes Edelmann, Manfred Plochl, Werner Reinalter, et al. A passenger car driver model for higher lateral accelerations [J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(12): 1 117 ~ 1 129.

10　Moore B. Principal component analysis in linear systems: controllability, observability, and model reduction[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 1981, 26(1): 17 ~ 32.