

基于补偿自适应控制算法的车辆状态参数估计*

林程 周逢军 徐志峰 曹万科 董爱道

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要:为实现用于车辆动力学稳定性控制的状态参数准确估计,基于自适应控制理论,针对三自由度车辆动力学模型,提出一种补偿更新律自适应控制估计方法,该方法能够实现纵向车速、车辆质量及转动惯量的估计。通过原地起步直线加速工况和双移线工况的仿真和硬件在环仿真试验,表明该方法能够实现运动状态的快速跟踪及参数的准确估计,满足车辆在线估计需求。

关键词: 车辆动力学 状态参数 估计 补偿自适应算法

中图分类号: U461.1; TP273+.21 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)11-0001-08

引言

汽车电控系统如 ABS、ESP 等对汽车行驶安全性至关重要,但这些电控系统发挥正常功能需要实时准确的车辆状态信息^[1],除了少数车辆状态信息可通过传感器获取以外,大部分信息如车辆质量、转动惯量等存在传感器不易获取或成本太高的问题。因此研究车辆状态信息的在线估计至关重要。

自适应控制器能够解决控制中参数的不确定性问题,但在很多情况下,设计自适应控制器会面临未知参数重构等问题。在传统李雅普诺夫自适应控制体系中,自适应控制器控制的效果和跟踪误差呈正比^[2-3]。通过增加参考信号的数量虽有助于参数识别,但同时也会增加硬件成本,使车辆结构布置变得复杂,因此该方法对车辆实际应用毫无意义^[4]。车辆的常见运动状态,如加速、制动或转向等动作一般在几秒钟内就已完成,在短时间内实现车辆参数的精确估计比较困难,因此将自适应控制理论方法成功应用到车辆状态估计的实例较少^[5]。文献中比较常见的车辆状态估计方法有最小二乘法^[6-7]、扩展卡尔曼滤波(EKF)方法^[1,8-9]及传递函数法^[10-11]。本文基于自适应控制理论,提出一种补偿自适应算法用于车辆质量和转动惯量的参数估计,该算法通过加入估计误差项,与未补偿自适应算法相比,收敛速度更快,估计结果更精确。补偿自适应算法更适于车辆状态参数的估计。

1 自适应控制原理

自适应控制器主要特点是能够实时修正自身特性以响应过程和扰动的动力学特性变化。而补偿自适应控制器的主要思想是补偿初始更新律,初始更新律是由跟踪误差和估计误差共同决定的^[12-14]。对于非线性仿射系统有^[15]

$$\dot{x} = f(x, u) + g(x, u)\theta \quad (1)$$

式中 $x \in \mathbf{R}^n$, $u \in \mathbf{R}^m$, $\theta \in \mathbf{R}^p$ 。假设 x 和 u 为可测信息,设计状态预测器

$$\dot{\hat{x}} = f(x, u) + g(x, u)\theta^0 + k_w(x - \hat{x}) \quad (2)$$

式中 θ^0 —— θ 的名义初始值

k_w —— $n \times n$ 阶正定矩阵

k_w 同样用于下面滤波器中

$$\dot{w} = g(x, u) - k_w w \quad (3)$$

式中 w —— g 的滤波器, $w \in \mathbf{R}^{n \times p}$

状态预测误差定义为: $e = x - \hat{x}$, 参数估计误差

定义为: $\tilde{\theta} = \theta - \hat{\theta}$, 根据式(1)和(2)可以得到

$$\dot{e} = \dot{x} - \dot{\hat{x}} = g(x, u)(\theta - \theta^0) - k_w e \quad (4)$$

定义附加变量

$$\eta = e - w(\theta - \theta^0) \quad (5)$$

虽然 θ 是未知的,但可通过式(3)和(4)求得未知参数 η

$$\begin{cases} \dot{\eta} = -k_w \eta \\ \eta(t_0) = e(t_0) \end{cases} \quad (6)$$

附加矩阵 $P \in \mathbf{R}^{p \times p}$ 及 $Q \in \mathbf{R}^p$, 定义为

$$\dot{P} = -\alpha P + w^T w \quad (7)$$

$$\dot{Q} = -\alpha Q + Bw^T (w\theta^0 + e - \eta) \quad (8)$$

式中 $P(t_0)$ —— $p \times p$ 阶零矩阵

$Q(t_0)$ —— p 维元素均为零的行向量

α ——正标量

B —— $p \times p$ 阶正定矩阵

设在 t_c 时刻 $P(t_c)$ 为 $p \times p$ 阶正定矩阵, 则自适应律为

$$\dot{\hat{\theta}} = A(Q - BP\hat{\theta}) \quad (9)$$

式中 $\hat{\theta} = \theta^0$, A 为 $p \times p$ 阶正定矩阵, 以保证从 t_c 时刻点开始参数估计误差能以指数速率收敛到零。可通过调整设计矩阵实现收敛速度的调整。收敛速度下限由 $\lambda_{\min}(ABP(t))$ 确定^[16], 证明如下:

选取李雅普诺夫方程为

$$V_{\tilde{\theta}} = \frac{1}{2} \tilde{\theta}^T \tilde{\theta} \quad (10)$$

对式(10)进行求导可得

$$\dot{V}_{\tilde{\theta}} = -\tilde{\theta}^T A(Q - BP\hat{\theta}) \quad (11)$$

通过求解式(7)和式(8)可得

$$P(t) = \int_{t_0}^t e^{-\alpha(t-\tau)} w^T(\tau) w(\tau) d\tau \quad (12)$$

$$Q(t) = B \int_{t_0}^t e^{-\alpha(t-\tau)} w^T(\tau) (w(\tau)\theta^0 + e(\tau) - \eta(\tau)) d\tau \quad (13)$$

由式(5)可知 $w(\tau)\theta^0 + e(\tau) - \eta(\tau) = w(\tau)\theta$, 结合式(13)可得

$$Q = BP\theta \quad (14)$$

将式(13)代入式(12)得到

$$\dot{V}_{\tilde{\theta}} = -\tilde{\theta}^T ABP\tilde{\theta} \quad (15)$$

设计标量 α 能够保证附加矩阵不会无限增大, 通过调整矩阵 B 对收敛速率进行调节^[4]。

2 车辆状态估计问题分析及算法设计

2.1 三自由度车辆动力学模型

如图1, 车辆平面运动主要包括纵向车速 V_x 、侧向车速 V_y 及横摆角速度 Ω_z , 这也是车辆动力学的3个状态变量。控制这些状态变量, 对车辆轨迹保持和操纵稳定性至关重要。假设路面坡度为零, 三自由度动力学模型表示为

$$\begin{cases} \dot{V}_x = V_y \Omega_z - \mu g + (F_x - C_a V_x^2)/m \\ \dot{V}_y = -V_x \Omega_z + F_y/m \\ \dot{\Omega}_z = M_z/I_z \end{cases} \quad (16)$$

式中 C_a ——风阻系数 μ ——滚动阻力系数
 g ——重力加速度 m ——车辆质量

I_z ——车辆绕质心的转动惯量

$$F_x = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos\delta + F_{xrl} + F_{xrr} - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin\delta \quad (17)$$

$$F_y = (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin\delta + F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos\delta \quad (18)$$

$$M_z = F_{xfl}(-B' \cos\delta + a \sin\delta) + F_{xfr}(B' \cos\delta + a \sin\delta) + (-F_{xrl} + F_{xrr})B' + F_{yfl}(B' \sin\delta + a \cos\delta) + F_{yfr}(-B' \sin\delta + a \cos\delta) + (-F_{yrl} - F_{yrr})b \quad (19)$$

其中

$$B' = B/2$$

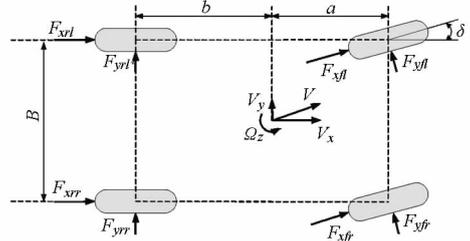


图1 车辆平面运动受力分析

Fig. 1 Force analysis of vehicle planar motion

2.2 动力学模型的化简

为降低估计运算量, 提高运算的实时性, 做如下假设:

(1) 驾驶过程中驾驶员操纵幅度适中, 方向盘的转角假定较小, 且满足近似条件 $\sin\delta \approx \delta$, $\cos\delta \approx 1$ 。

(2) 假定在非紧急危险工况下的车辆转向过程中 ($\delta \neq 0$), 轮胎的纵向力 F_{xi} 保持在较小值, 与侧向力 F_{yi} 相比可以忽略不计。因此式(18)和式(19)中相关项可略去。

(3) 由于车辆在常规驾驶条件下行驶, 轮胎侧向力处于线性范围内, 轮胎能够保证车辆的行驶稳定性。

通过上述假设, 式(17)~(19)可简化为

$$\begin{cases} F_x = \sum F_{xi} - (F_{yfl} + F_{yfr})\delta \\ F_y = \sum F_{yi} \\ M_z = (-F_{xrl} + F_{xrr})B' + (F_{yfl} + F_{yfr})a + (-F_{yrl} - F_{yrr})b \end{cases} \quad (20)$$

用更简单的自行车模型(图2)代替三自由度车辆模型, 则式(20)可进一步简化为

$$\begin{cases} F_x = X - F_{yf}\delta \\ F_y = F_{yf} + F_{yr} \\ M_z = \Delta M + F_{yf}a - F_{yr}b \end{cases} \quad (21)$$

式中 $X = \sum F_{xi}$, $\Delta M = (F_{xrr} - F_{xrl})B$, 为广义控制输入。文献[17]分析了轮胎侧向力的影响因素, 根据上述假设可知, 在驾驶员适度操纵工况下, 轮胎侧偏角处于较小的区间范围, 轮胎侧向力在线性范围内,

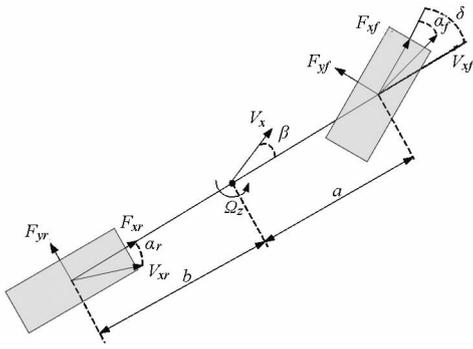


图 2 自行车模型

Fig. 2 Bicycle model

轮胎侧向力为

$$\begin{cases} F_{yf} = \mu_y F_{zf} \alpha_f = \\ \mu_y (b/L) mg [\delta - (V_y + \Omega_z a)/V_x] \\ F_{yr} = \mu_y F_{zr} \alpha_r = \\ \mu_y (a/L) mg [(-V_y + \Omega_z b)/V_x] \end{cases} \quad (22)$$

由于假设(1)中对转向角度作了近似估计,式中 μ_y 为已知常量,使用式(22)作为侧向力表达式可方便状态变量的分离及估计变量的解耦。在假设条件下,法向载荷在纵向上的位置变化也可忽略不计。结合式(16)、(21)、(22),最初的动力学公式调整为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_1(\mathbf{x}) + \theta_1 (u_1 - C_a x_1^2) \\ \dot{x}_2 = f_2(\mathbf{x}) + (b/L) \mu_y g \delta \\ \dot{x}_3 = \theta_3 f_3(\mathbf{x}) + \theta_2 u_2 \end{cases} \quad (23)$$

$$\text{式中 } \mathbf{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ \Omega_z \end{pmatrix} \quad \mathbf{u} = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X \\ \Delta M \end{pmatrix}$$

$$\boldsymbol{\theta} = \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1/m \\ 1/I_z \\ m/I_z \end{pmatrix} \quad \theta_1 = 1/m \quad \theta_2 = 1/I_z$$

θ_3 为冗余参数,并且有

$$\begin{cases} f_1(\mathbf{x}) = x_2 x_3 - \mu g - \\ u_y (b/L) g [\delta - (x_2 + x_3 a)/x_1] \delta \\ f_2(\mathbf{x}) = -x_1 x_3 - u_y g (x_2/x_1) \\ f_3(\mathbf{x}) = u_y g a b [(1/L) \delta - x_3/x_1] \end{cases} \quad (24)$$

本文中参考模型可通过对方向盘转角 δ 输入和踏板开度的解析得到^[18-19]

$$\begin{cases} V_{xd}(t) = x_{1d}(t) = V_{x0} + \int_{t_0}^t a_{xdf} dt \\ V_{yd}(t) = \Omega_d \left(b - \frac{a M V_x^2(t)}{C_{r0} L} \right) \\ \Omega_{zd}(t) = x_{3d}(t) = \frac{V_x(t)}{1 + K_s V_x(t)} \delta(t) \end{cases} \quad (25)$$

式中 V_{x0} —— t_0 时刻的初始纵向速度

a_{xdf} ——驾驶员期望加速度

C_{r0} ——转向刚度系数

K_s ——稳定性系数

由于汽车运动的激励过程,如加速/制动或转向等,持续时间一般在几秒以上,因此本文所采用的估计方法可保证收敛速率。

2.3 车辆自适应参数估计算法设计

2.3.1 未补偿自适应控制器算法设计

在式(25)中,由于控制变量已经解耦,自适应控制器设计可参照文献[2]中调节函数法的步骤进行。

对于纵向运动,设跟踪误差为 $\mathbf{z} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_d$,设计控制律和更新律

$$u_1 = C_a x_1^2 + \hat{m} (\dot{x}_{1d} - c_1 z_1 - k_1 f_1^2 z_1 - f_1) \quad (26)$$

$$\begin{cases} \dot{\hat{m}} = r_1 z_1 [f_1 - \dot{x}_{1d} + (c_1 + k_1 f_1^2) z_1] \\ \hat{m}(t_0) = m^0 \end{cases} \quad (27)$$

$$u_2 = \dot{I}_z (\dot{x}_{3d} - c_3 z_3 - k_3 f_3^2 z_3 - f_3) \quad (28)$$

$$\begin{cases} \dot{\hat{I}}_z = r_3 z_3 [\hat{\theta}_3 f_3 - \dot{x}_{3d} + (c_3 + k_3 f_3^2) z_3] \\ \hat{I}_z(t_0) = I_z^0 \end{cases} \quad (29)$$

$$\begin{cases} \dot{\hat{\theta}}_3 = r_3 f_3 z_3 \\ \hat{\theta}_3(t_0) = \theta_3^0 \end{cases} \quad (30)$$

$c_1, c_3, k_1, k_3, r_1, r_3$ 为正的标量, $k_1 f_1^2 z_1$ 和 $k_3 f_3^2 z_3$ 均为非线性系统阻尼,影响全局控制系统的性能。可通过李雅普诺夫方法证明该跟踪误差收敛趋于零,此处不再赘述^[3]。

2.3.2 补偿自适应控制器算法设计

将第 2.3.1 节中所述补偿器和传统更新律(式(27)、(29)、(30))结合到一起,构成补偿自适应控制器。

参考式(1)的形式,由式(23)可得

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} u_1 - c_a x_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & u_2 & f_3 \end{bmatrix} \quad (31)$$

由于 $\theta_1 = 1/m, \theta_2 = 1/I_z$,式(9)、(23)、(29)及式(30)中的 θ_1 和 θ_2 并不直接代表所估计的参数变量,因此文献[3-4]中的直接相加加法在此并不适用。另外,冗余参数 θ_3 是为了方便参数的估计。因而自适应律式(9)需要作一些修改。

首先令所有的设计矩阵 \mathbf{k}_w, \mathbf{B} 和 \mathbf{A} 为对角矩阵,然后从式(3)、(7)、(12)、(31)中可以推出 \mathbf{P} 为块对角占优对称矩阵,即

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_1 & 0 \\ 0 & \mathbf{P}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11} & 0 & 0 \\ 0 & p_{22} & p_{23} \\ 0 & p_{23} & p_{33} \end{bmatrix} \quad (32)$$

若矩阵 $\mathbf{B} = \text{diag}(b_1, b_2, b_3)$ 中所有元素为正,由

$$\mathbf{Q} = \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{pmatrix} \text{和式(14)可得}$$

$$q_1 = b_1 p_{11} \theta_1 \quad (33)$$

$$q_2 = b_2 (p_{22} \theta_2 + p_{23} \theta_3) \quad (34)$$

$$q_3 = b_3 (p_{23} \theta_2 + p_{33} \theta_3) \quad (35)$$

由于 $m = 1/\theta_1, I_z = 1/\theta_2$ 是被估计变量,因此式(33)可表达为

$$m q_1 = b_1 p_{11} \quad (36)$$

由关系式 $\theta_3 = \theta_2/\theta_1$,将式(34)和式(35)两边同除以 θ_2 ,得到

$$I_z q_2 = b_2 (p_{22} + p_{23} m) \quad (37)$$

$$I_z q_3 = b_3 (p_{23} + p_{33} m) \quad (38)$$

权重因子定义为 $\beta \in [0, 1]$,式(36)~(38)可以组合成

$$I_z [\beta q_2 + (1 - \beta) q_3] q_1 = \beta b_2 (p_{22} q_1 + p_{23} b_1 p_{11}) + (1 - \beta) q_3 (p_{23} q_1 + p_{33} b_1 p_{11}) \quad (39)$$

冗余参数 θ_3 能够使系统取到合适的 β 值。可从式(3)、(8)和式(9)中推出,式(39)中对 I_z 估计的相对激励能级取决于 u_2 和 f_3 。鉴于此,式(39)中的 β 选取时,应具有足够大的激励能级。根据式(7)、控制律(10)和(12)可得到下面的更新律

$$\begin{cases} \dot{\hat{m}} = r_1 z_1 [f_1 - \dot{x}_{1d} + (c_1 + k_1 f_1^2) z_1] + \lambda_1 (b_1 p_{11} - q_1 \hat{m}) \\ \hat{m}(t_0) = m^0 \end{cases} \quad (40)$$

$$\begin{cases} \dot{\hat{I}}_z = r_3 z_3 [\hat{\theta}_3 f_3 - \dot{x}_{3d} + (c_3 + k_3 f_3^2) z_3] + \lambda_2 [h_2(\beta, p_{ij}, q_i) - h_1(\beta, q_i) \hat{I}_z] \\ \hat{I}_z(t_0) = I_z^0 \end{cases} \quad (41)$$

式中 $h_1(\beta, q_i) = [\beta q_2 + (1 - \beta) q_3] q_1$,代表式(39)的右半部分,且 $h_2(\beta, p_{ij}, q_i) > 0$, p_{ij} 和 q_i ($i, j = 1, 2, 3$) 可从式(1)~(8)及式(31)中得到。只要保证 $\mathbf{P} > 0$,通过调节 \mathbf{B} 、 λ_1 和 λ_2 ,对车辆质量和横摆角速度的估计能以指数速率收敛趋近于真实值,并且这两个估计参数相互独立,若 $p_{11} > 0$,则有 $\hat{m} \rightarrow m$,若 $P_2 \neq 0$,则有 $\hat{I}_z \rightarrow I_z$ 。所设计算法中,广义控制输入为驱动力和力矩的变化量。

3 仿真试验

仿真时,整车模型的基本参数如表1所示。取设计变量 $\mathbf{k}_w = \text{diag}(11, 12)$, $\mathbf{B} = \text{diag}(110, 10, 95)$, $c_1 = 20, c_2 = 40, k_1 = 10, k_3 = 10, r_1 = 10, r_3 = 10, \lambda_1 = 1, \lambda_2 = 10, \alpha = 0.01, \beta = 0.7$ 。 $C_a = 0.338 \text{ N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^2$, $u = 0.01, \mu_y = 1$ 。

表1 整车基本参数

Tab.1 Basic parameters of vehicle

参数	数值
整车质量 m/kg	1558
重力加速度 $g/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	9.8
整车质心高度 h_g/m	0.54
整车横摆转动惯量 $I_z/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1523
前轮胎侧偏刚度 $C_f/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-42310
后轮胎侧偏刚度 $C_r/(\text{N} \cdot \text{rad}^{-1})$	-45420
减速器传动比 i_g	7.13
车轮转动惯量 $I_w/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	0.9
质心至前轴距离 a/m	1.016
质心至后轴距离 b/m	1.562
车辆轴距 L/m	2.578
车辆前轮距(后轮距) B/m	1.539
车轮静态半径 R/m	0.31

如上文所述,将 $X = \sum F_{xi}, \Delta M = (F_{xrr} - F_{xrl}) B_r$ 分别作为输入量 u_1 和 u_2 。分别在原地起步直线加速工况和双移线试验工况下进行仿真试验。

原地起步直线加速工况试验时,固定加速踏板输入为20%。该工况输入 u_1 如图3, u_2 如图4。

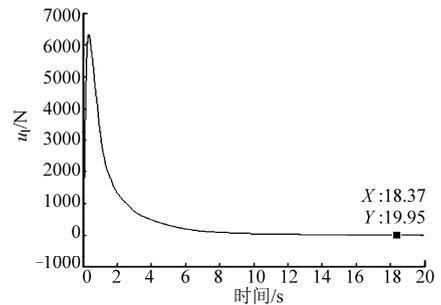


图3 原地起步直线加速工况输入 u_1

Fig.3 Input u_1 of straight acceleration

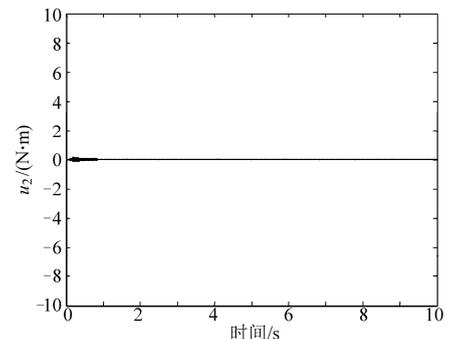


图4 原地起步直线加速工况输入 u_2

Fig.4 Input u_2 of straight acceleration

仿真结果如图5~7所示。图5为纵向速度,经过补偿后,纵向速度与目标值更加接近,偏差绝对最大值的精度由12.5%提高到17%。图6为对质量的估计,经过补偿后,与未经补偿的方法相比,收敛速度虽几乎未变,但是能够使估计值收敛于目标值。对转动惯量的估计如图7所示,补偿法估计值的收敛速度明

显高于未经补偿的方法,前者比后者用时少 6 s。

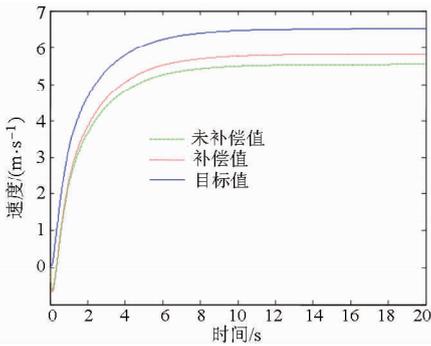


图 5 原地起步直线加速工况纵向车速变化曲线
Fig. 5 Longitudinal velocity curve

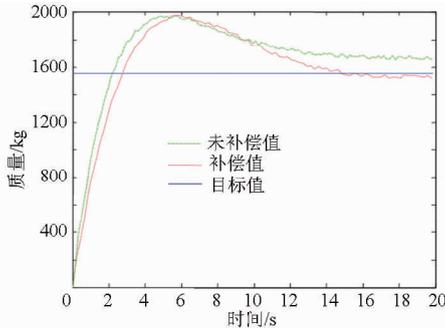


图 6 原地起步直线加速工况质量变化曲线
Fig. 6 Mass curve

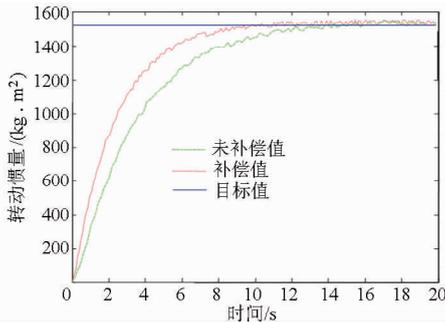


图 7 原地起步直线加速工况转动惯量变化曲线
Fig. 7 Moment of inertia curve

双移线试验工况为 80 km/h 恒定车速,并于 15 s 时开始制动。输入量分别如图 8 和图 9。

仿真结果如图 10 ~ 12 所示。图 10 为速度变化曲线,从图中可知,在该工况下,2 种方法对速度的估计都趋近于目标值,补偿法的精度更高。图 11 为

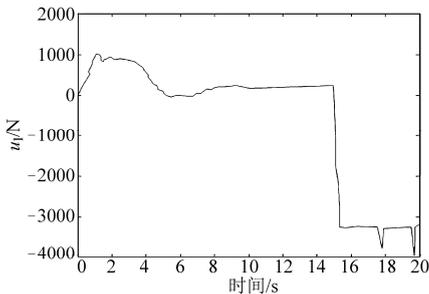


图 8 双移线工况输入 u_1

Fig. 8 Input u_1 of double lane change curve

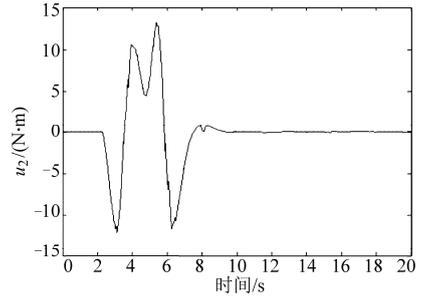


图 9 双移线工况输入 u_2

Fig. 9 Input u_2 of double lane change curve

质量的估计结果,补偿法估计值收敛更加平缓,无震荡,且更趋近于目标值,图 12 为转动惯量的估计结果,从图中可知,补偿法对转动惯量估计的收敛速度更快,前者用时比后者节省 5 s。

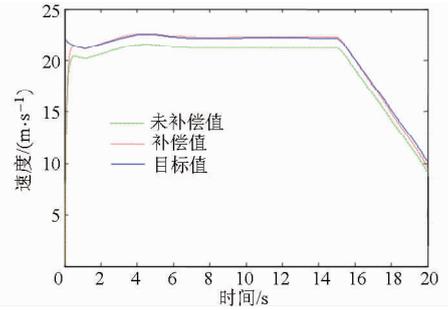


图 10 双移线工况纵向车速变化曲线
Fig. 10 Longitudinal velocity curve

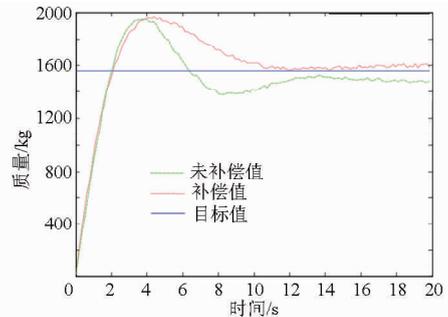


图 11 双移线工况质量变化曲线
Fig. 11 Mass curve

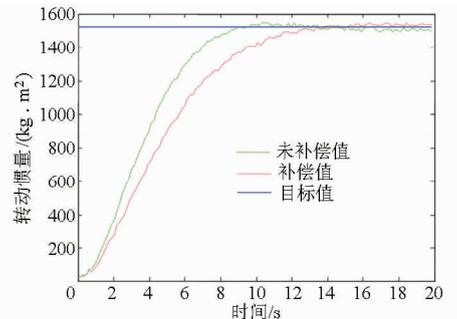


图 12 双移线工况转动惯量变化曲线
Fig. 12 Moment of inertia curve

4 硬件在环试验

硬件平台采用美国国家仪器公司 (NI) 生产的

RT 系列 PXI 嵌入式控制器作为整车模型运行载体(被控对象),使用美国 MotoTron 公司生产的 D2P 控制器作为算法执行载体。

整个硬件在环仿真平台的工作流程如图 13。首先采用 gcc 编译软件将补偿自适应控制算法模型自动生成嵌入式 C 代码,然后通过 MotoTune 将代码下载到 D2P 控制器中,D2P 采集驾驶员指令信息主要包括加速/制动踏板信息(由于实际操纵工况中制动优先级高,可通过程序逻辑判断转换成加速或制动信息,因此硬件平台加速和制动工况可用一个踏板模拟)和方向盘转角(可调电阻模拟代替)。另一方面,采用 NI VeriStand 软件设置 simulink 整车模型外部接口(CAN 接口),编译生成 tmw 文件,通过以太网网线将生成的 tmw 文件下载到 PXI 机箱实时处理器中。PXI 实时处理器通过 CAN 网络与 D2P 控制器通信,完成数据信息传输,同时在上位机中的 NI VeriStand 软件可设置整车模型的运行工况,从而实现补偿自适应控制算法在不同工况下的硬件在环仿真。搭建硬件在环仿真平台如图 14。

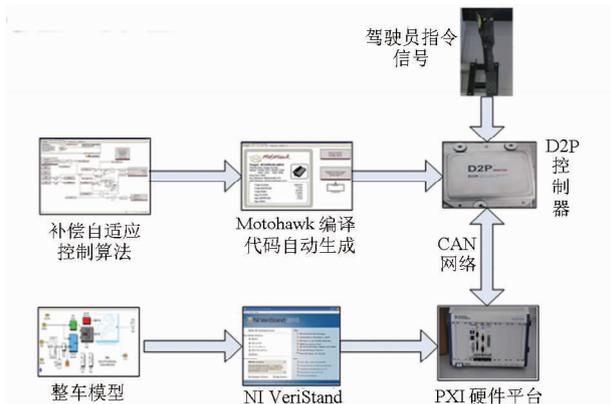


图 13 硬件在环仿真平台工作流程

Fig. 13 Workflow of hardware in the loop



图 14 硬件在环仿真平台

Fig. 14 Hardware in the loop platform

根据第 3 节所述,分别进行原地起步直线加速工况和双移线工况的硬件在环试验。原地起步直线加速工况试验结果如图 15~17 所示。双移线工况试验结果如图 18~20 所示。

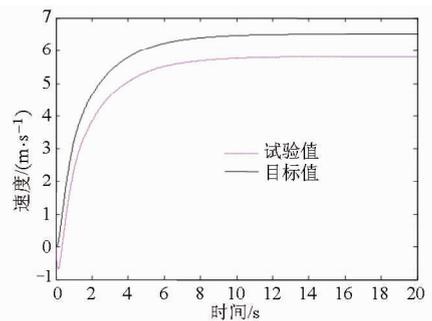


图 15 原地起步直线加速工况纵向车速试验变化曲线

Fig. 15 Longitudinal velocity curve of test

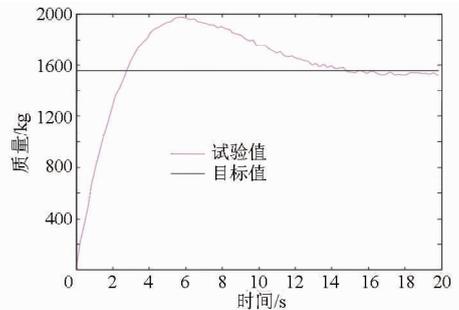


图 16 原地起步直线加速工况质量试验变化曲线

Fig. 16 Mass curve of test

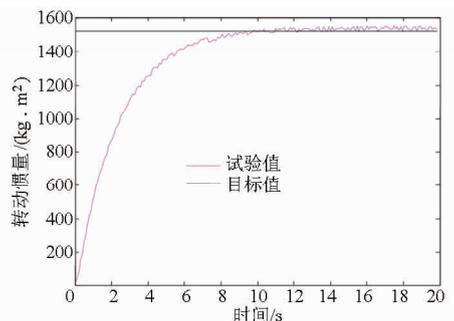


图 17 原地起步直线加速工况转动惯量试验变化曲线

Fig. 17 Moment curve of inertia of test

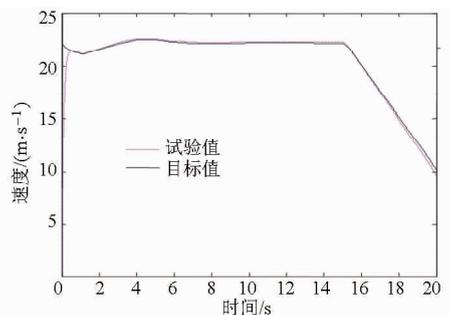


图 18 双移线工况纵向车速试验变化曲线

Fig. 18 Longitudinal velocity curve of test

从图 15~20 中可以看出,硬件在环试验结果与仿真结果具有较好的一致性,由于硬件通信传输延时和控制器计算能力的原因,导致硬件在环估计结果与仿真存在微量的延迟和偏差,但整体硬件在环试验结果表明,补偿自适应控制算法能够满足车辆对质量和转动惯量的在线估计需求。

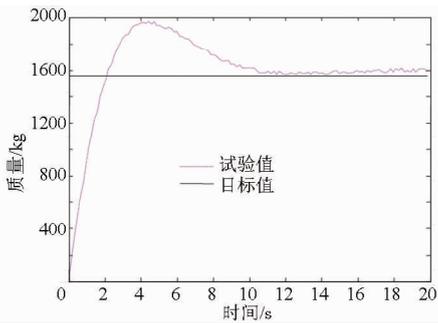


图 19 双移线工况质量试验变化曲线

Fig. 19 Mass curve of test

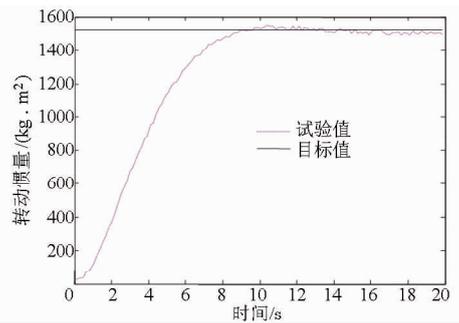


图 20 双移线工况转动惯量试验变化曲线

Fig. 20 Moment of inertia curve of test

5 结论

(1) 以仿真试验和硬件在环试验为基础,对自适应控制算法在车辆状态参数估计中的应用进行了研究。补偿自适应算法能够实现对车辆运动状态的估计,对实车应用具有一定的价值和意义:可在减少传感器等硬件设备的基础上,为车辆稳定性控制提供有效的状态信息。

(2) 自适应算法和补偿自适应算法在原地起步加速工况和双移线工况下均能实现对车辆状态估计,后者在估计值的精度及收敛的速度上更具优势。

(3) 补偿自适应算法是在简化的车辆平面动力学模型的基础上进行的,未考虑悬架等因素的影响,综合考虑车辆法向运动及车辆复杂操纵工况下的车辆状态参数估计方法有待进一步研究。

参 考 文 献

- 1 Wenzel T A, Burnham K J, Blundell M V, et al. Dual extended Kalman filter for vehicle state and parameter estimation[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2006, 44 (2): 153 - 171.
- 2 Wang J, Hsieh M F. Vehicle yaw-inertia- and mass-independent adaptive steering control[J]. *Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2009, 223(9): 1101 - 1108.
- 3 Ahmadi J, Sedigh A K, Kabganian M. Adaptive vehicle lateral-plane motion control using optimal tire friction forces with saturation limits consideration[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2009, 58(8): 4098 - 4107.
- 4 Kang J, Yoo J, Yi K. Driving control algorithm for maneuverability, lateral stability, and rollover prevention of 4WD electric vehicles with independently driven front and rear wheels[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2011, 60(7): 2987 - 3001.
- 5 Cho W, Choi J, Kim C, et al. Unified chassis control for the improvement of agility, maneuverability, and lateral stability[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2012, 61(3): 1008 - 1020.
- 6 Rajamani R, Piyabongkarn D, Tsourapas V, et al. Parameter and state estimation in vehicle roll dynamics[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2011, 12(4): 1558 - 1567.
- 7 Vahidi A, Stefanopoulou A, Peng H. Recursive least squares with forgetting for online estimation of vehicle mass and road grade: theory and experiments[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2005, 43(1): 31 - 55.
- 8 解少博, 林程. 基于无迹卡尔曼滤波的车辆状态与参数估计[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(12): 6 - 12.
Xie Shaobo, Lin Cheng. State and parameters estimation of vehicle based on UKF[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(12): 6 - 12. (in Chinese)
- 9 Cheng C, Cebon D. Parameter and state estimation for articulated heavy vehicles[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2011, 49 (1/2): 399 - 418.
- 10 Momiyama F, Kitazawa K, Miyazaki K, et al. Gravity center height estimation for the rollover compensation system of commercial vehicles[J]. *JSAE Review*, 1999, 20(4): 493 - 497.
- 11 Wesemeier D, Isermann R. Identification of vehicle parameters using stationary driving maneuvers[J]. *Control Engineering Practice*, 2009, 17(12): 1426 - 1431.
- 12 Adetola V, Guay M. Performance improvement in adaptive control of linearly parameterized nonlinear systems[J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2010, 55(9): 2182 - 2186.
- 13 Jing N, Herrmann G, Xuemei R, et al. Robust adaptive finite-time parameter estimation and control of nonlinear systems[C]// 2011 IEEE International Symposium on Intelligent Control, 2011: 1014 - 1019.
- 14 胡月明. 非线性控制系统理论与应用[M]. 2版. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- 15 贺昱曜, 闫茂德. 非线性控制理论及应用[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2007.
- 16 Krstic M, Kokotovic P V, Kanellakopoulos I. *Nonlinear and adaptive control design*[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1995.

- 17 Piyabongkarn D, Rajamani R, Grogg J A. et al. Development and experimental evaluation of a slip angle estimator for vehicle stability control[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2009, 17(1): 78 – 88.
- 18 Horiuchi S, Okada K, Nohtomi S. Improvement of vehicle handling by nonlinear integrated control of four wheel steering and four wheel torque[J]. JSAE Review, 1999, 20(4):459 – 464.
- 19 Wong J Y. Theory of ground vehicles[M]. 3rd ed. New York:John Wiley & Sons, Inc. , 2001.

Estimation of Vehicle Status Parameters Based on Compensation Adaptive Control Algorithm

Lin Cheng Zhou Fengjun Xu Zhifeng Cao Wanke Dong Aidao
(School of Mechanical, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: Accurate estimation of vehicle status parameters is important to vehicle stability control. Combination of 3-DOF vehicle dynamics model and adaptive control algorithm, proposed a method that modifies adaptive law through compensation was proposed to estimate vehicle parameters correctly. Bases on the method, the vehicle dynamics model was simplified to reduce the calculation burden and improve the real-time performance. The starting and acceleration driving conditon and double lane change conditon were designed for the simulation and the hardware-in-loop test. Finally, both the simulation results and hardware-in-loop test results indicate that the proposed method could estimate the vehicle mass and moment of inertia more precisely and faster compared to the adaptive algorithm without compensation and satisfy the requirement of vehicle online estimation.

Key words: Vehicle dynamics Status parameters Estimation Compensation adaptive control algorithm

~~~~~  
(上接第 13 页)

## Vehicle Mass and Road Grade Estimation Based on Extended Kalman Filter

Lei Yulong Fu Yao Liu Ke Zeng Huabing Zhang Yuanxia  
(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China)

**Abstract:** To solve the problem that vehicle mass and road grade in automatic transmission control system are difficult to measure, the state-space model of system was established based on the vehicle longitudinal dynamic model, using the optimal estimation theory. The forward Euler method was adopted for discretization of the process equation. The Jacobian of the process equation was calculated for linearization of the non-linear process function. Then, the vehicle mass and road grade estimation algorithm using extended kalman filter was developed. The simulation using road test data was carried out in Matlab/Simulink environment. The simulation results show that this algorithm could estimate vehicle mass and road grade effectively and meet the requirements of the automatic transmission control system.

**Key words:** Automatic transmission Optimal estimation Extended Kalman filter Vehicle mass Road grade