

DOI: 10.3901/JME.2016.18.098

## 基于汽车动力学与加速度传感 信息的纵向坡度实时识别算法\*

冉旭<sup>1</sup> 李亮<sup>1</sup> 赵洵<sup>1</sup> 宋健<sup>1</sup> 杨财<sup>2</sup> 曹明伦<sup>2</sup>

(1. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084;

2. 长安汽车股份有限公司汽车工程研究总院 重庆 401120)

**摘要:** 纵向坡度信息是汽车底盘及传动电控系统中的常用参量,其识别精确度及平滑度直接影响控制策略实施的准确性及驾乘舒适性,然而纵向坡度识别的难点在于:车辆高频动态特性及行驶工况复杂性直接影响加速度传感器的信号质量,由此也降低了直接使用该信息估算坡度值的精确度,而基于复杂非线性模型的观测方法则难以实时运算。同时一种识别方法若要扩展应用到多个电控系统中,也要求尽可能采用基本相同的变量作为输入。采用加速度坡度法与汽车动力学坡度法相融合的方式,根据其各自高精度范围,先计算置信因子,得出坡度原始值,再利用广义迟滞滤波方法进行平滑处理,得到精确、平稳的坡度值。通过实车试验,验证了坡度识别算法的有效性。该方法具有运算量小、成本低、易实现的特点,可应用在多种实时电控系统中。

**关键词:** 坡度识别; 汽车电控系统; 加速度坡度法; 汽车动力学坡度法; 迟滞滤波

**中图分类号:** U461

## Real-time Recognition Algorithm of Longitudinal Road Slope Based on Vehicle Dynamics and Acceleration Sensor Information

RAN Xu<sup>1</sup> LI Liang<sup>1</sup> ZHAO Xun<sup>1</sup> SONG Jian<sup>1</sup> YANG Cai<sup>2</sup> CAO Minglun<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084;

2. Chongqing Changan Auto R&D Center, Changan Automobile Co., Ltd., Chongqing 401120)

**Abstract:** Longitudinal slope is a usual parameter in the electronic control system of vehicle chassis and transmission. The work veracity and drive comfort of control strategy are directly affected by the accuracy and smoothness of the slope recognition. The problem of recognition is that the signal quality of acceleration sensor is affected by the vehicle dynamic behavior with high frequency and the complexities of drive cycle, which make the estimated road slope with this method have a low accuracy. And the observational method based on a complicated nonlinearity model can't realize a real-time operation. Meanwhile if a kind of recognition method can be used by multi-system application, the basic and usual input variables are required. In order to solve these problems, an integration method with the acceleration slope method and vehicle dynamic slope method is presented in this paper. According to their high precision area sufficiently, the confidence factor is calculated. And then the raw slope can be obtained. Eventually the raw slope is processed by a generalized hysteresis filter to get the accurate and smooth slope. The test verifies that this algorithm is effective. This recognition algorithm with small calculating amount, low cost and easy realization can be adopted in multiple real-time electronic control systems.

**Key words:** slope recognition; vehicle electronic control system; acceleration slope method; vehicle dynamic slope method; hysteresis filter

### 0 前言

纵向坡度值是汽车底盘及动力传动电控系统

中重要的路况信息之一,其识别准确性直接影响到电控系统的控制精度。在坡道起步辅助系统(Hill start assist, HSA)、自动驻车系统(Automatic vehicle hold, AVH)、电子驻车制动系统(Electric park brake, EPB)中,根据纵向坡度信息计算驻车制动压力及起步所需的发动机转矩<sup>[1-2]</sup>。在牵引力控制系统

\* 国家自然科学基金(51275557, 51422505)和国家科技支撑计划(2013BAG14B01)资助项目。20151210 收到初稿,20160507 收到修改稿

(Traction control system, TCS)中, 纵向坡度信息是判断坡道工况的关键参量, 并用于计算目标发动机转矩中<sup>[3]</sup>。在电控机械式自动变速器(Automatic mechanical transmission, AMT)中, 依据坡道信息选择换挡循环模式<sup>[4]</sup>, 及时判断车辆驱动状态<sup>[5]</sup>。在纯电动汽车电池组温升众多影响因素中, 纵向坡度是一个重要因素<sup>[6]</sup>。准确的纵向坡度估算可以消除由其引起的位置估算偏差<sup>[7]</sup>。此外, 纵向坡度还影响横摆力偶矩控制中上限车速的计算<sup>[8]</sup>。可见, 纵向坡度信息具有不可或缺的作用, 其识别方法研究已成为研究热点。杨志刚等<sup>[9]</sup>利用单摆式角位移传感器测量车辆倾角, 加速度传感器测量车辆纵向加速度, 位移传感器测量前后悬架垂向位移, 并采用多传感器信息融合方法, 计算了坡度信息。该方法计算精度高, 但其信息处理复杂, 运算量大, 且外加成本高, 很难应用于实车控制器中。金辉等<sup>[10]</sup>通过汽车纵向动力学特性分析, 认为一定节气门开度和车速条件下, 纵向加速度完全由坡度决定, 并建立不同坡度下加速度表, 通过当前加速度查表得到当前坡度值。该方法不外加成本, 但需要根据不同车型、不同坡度进行大量标定试验, 工作量大, 可移植性差, 且无法应用于坡道静止起步工况。王玉海等<sup>[11]</sup>从 CAN 总线得到发动机转速、转矩信号, 利用纵向动力学方程计算坡度值, 计算简单、实用, 但精度较低, 同样无法应用在坡道静止起步工况。LINGMAN 等<sup>[12]</sup>以车速为基本参量、驱动力为附加参量, 利用扩展卡尔曼滤波法估算纵向坡度, 具有较强的鲁棒性和较高的精度, 但由于计算量大, 难以应用在实时控制系统中。

纵向坡度识别方法应用于实车控制器, 需要具有运算量小、实时性好、准确性高的特点。另外, 其要想应用于多种电控系统中, 还需要具有输入信号通用、工况适用度高的特性。汽车坡道静止起步前及行驶停止后, 利用纵向加速度传感信息可以直接得到重力加速度沿坡道方向的分量, 进而准确计算坡度值。但在汽车行驶时, 由于车辆受到惯性力并存在俯仰运动, 并且在复杂路况如颠簸路面, 加速度信号包含大量噪声, 因此无法利用加速度传感信息直接计算坡度值。此时, 若利用车辆纵向动力学特性计算坡度值, 准确性较高。文中将两种方法进行融合, 并引入置信因子, 根据各自适用特点, 计算其在不同工况下的置信因子, 进而计算坡度初

值, 随后经过广义迟滞滤波处理得到最终坡度值。

## 1 车辆纵向动力学模型

### 1.1 车辆纵向动力学模型

前驱汽车驱动加速过程, 仅考虑前后轴载荷转移, 建立纵向运动、俯仰运动及四轮转动 6 自由度整车模型, 如图 1 所示。

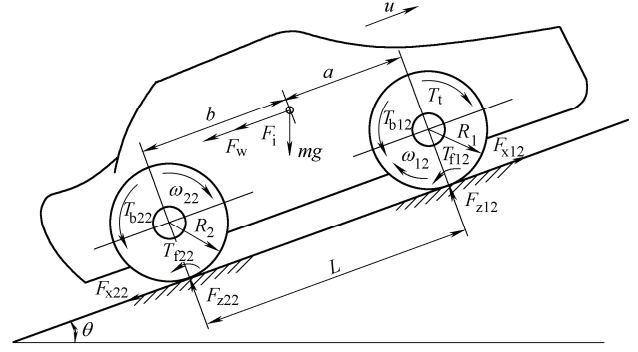


图 1 整车模型

定义下标  $i$  取值 1、2, 分别表示前、后车轮; 下标  $j$  取值 1、2, 分别表示左、右车轮。

驱动轮转动微分方程

$$J_1 \dot{\omega}_{1j} = T_t - T_{b1j} - T_{t1j} - F_{x1j} R_1 \quad (1)$$

$$J_2 \dot{\omega}_{2j} = -T_{b2j} - T_{t2j} + F_{x2j} R_2 \quad (2)$$

整车纵向微分方程

$$m \dot{u} = F_{x11} + F_{x12} - F_{x21} - F_{x22} - F_i - F_w \quad (3)$$

考虑到驱动时垂向载荷转移, 则

$$F_{z1j} = \frac{mgb \cos \theta - mh_g \dot{u} \sin \theta}{2L} \quad (4)$$

$$F_{z2j} = \frac{mga \cos \theta + mh_g \dot{u} \sin \theta}{2L} \quad (5)$$

式中,  $J_i$  为车轮转动惯量;  $T_t$  为一侧驱动轮上的驱动力矩;  $R_i$  为车轮半径;  $T_{bij}$  为车轮滚动阻力矩;  $T_{t1j}$  为车轮制动力矩;  $\omega_{ij}$  为车轮角速度;  $F_{xij}$  为地面反作用力;  $F_{z1j}$ 、 $F_{z2j}$  为前后车轮垂向载荷;  $F_i$  为坡度阻力;  $F_w$  为空气阻力;  $m$  为整车质量;  $h_g$  为质心高度;  $b$  为质心至后轴距离;  $a$  为质心至前轴距离;  $u$  为整车纵向速度;  $L$  为轴距;  $g$  为重力加速度。

## 2 信号同步处理

### 2.1 输入信号时间同步处理

实车控制中, 发动机转矩传递到车轮、车轮受力发生运动改变、制动压力指令至制动器产生制动

力矩均具有一定延迟,且延迟时间长短不同。因此,利用纵向动力学方法估算坡度时,各输入信号之间存在时间不同步的现象,需要对输入信号进行时间同步处理。实时同步唯一的方法就是将各输入变量分别进行延迟处理。各输入量是周期性计算的,采用取一定周期数以前值的方式进行延迟处理。

作用在每个驱动轮上的驱动力矩

$$T_i(\tau_e) = \frac{T_e(\tau_e)i_0i_g\eta_T}{2} \quad (6)$$

$$T_e(\tau_e) = T_d(\tau_e) - T_m(\tau_e) - J_e\dot{\omega}_e(\tau_{\omega e}) \quad (7)$$

式中,  $\tau_e$  为发动机转矩延迟周期数;  $\tau_{\omega e}$  为发动机曲轴角加速度延迟周期数;  $T_e(\tau_e)$  为发动机净输出转矩;  $T_d(\tau_e)$  为发动机指示转矩延迟  $\tau_e$  个周期后的值;  $T_m(\tau_e)$  为发动机摩擦阻力矩延迟  $\tau_e$  个周期后的值;  $\dot{\omega}_e(\tau_{\omega e})$  为发动机曲轴角加速度延迟  $\tau_{\omega e}$  个周期后的值;  $i_0$  为主减速比;  $i_g$  为变速箱传动比;  $\eta_T$  为传动系机械效率。  $T_e$ 、 $T_d$ 、 $T_m$  利用 CAN 总线从发动机管理系统(Engine management system, EMS)得到。

根据滚动阻力系数经验值  $f_r$  来估计滚动阻力

$$T_{f1j}(\tau_u) = \frac{mgb - mh_g\dot{u}(\tau_u)}{2L} f_r R_1 \quad (8)$$

$$T_{f2j}(\tau_u) = \frac{mga + mh_g\dot{u}(\tau_u)}{2L} f_r R_2 \quad (9)$$

式中,  $\tau_u$  为车速延迟周期数;  $f_r$  为滚动阻力系数;  $T_{f1j}(\tau_u)$ 、 $T_{f2j}(\tau_u)$  为前后轮滚动阻力延迟  $\tau_u$  个周期后的值。

作用在整车上的空气阻力

$$F_w(\tau_u) = \frac{C_D A}{21.15} u^2(\tau_u) \quad (10)$$

式中,  $C_D$  为风阻系数;  $A$  为迎风面积;  $F_w(\tau_u)$  为空气阻力延迟  $\tau_u$  个周期后的值。

各车轮所受制动力矩

$$T_{b11}(\tau_b) = 2P_{11}(\tau_b)S_1\phi_{b1}r_1 \quad (11)$$

$$T_{b12}(\tau_b) = 2P_{12}(\tau_b)S_1\phi_{b1}r_1 \quad (12)$$

$$T_{b21}(\tau_b) = 2P_{21}(\tau_b)S_2\phi_{b2}r_2 \quad (13)$$

$$T_{b22}(\tau_b) = 2P_{22}(\tau_b)S_2\phi_{b2}r_2 \quad (14)$$

式中,  $\tau_b$  为制动压力延迟周期数;  $T_{b11}(\tau_b)$ 、 $T_{b12}(\tau_b)$ 、 $T_{b21}(\tau_b)$ 、 $T_{b22}(\tau_b)$  为四轮制动力矩延迟  $\tau_b$  个周期后的值;  $P_{11}(\tau_b)$ 、 $P_{12}(\tau_b)$ 、 $P_{21}(\tau_b)$ 、 $P_{22}(\tau_b)$  为四个轮缸制动压力延迟  $\tau_b$  个周期后的值;  $S_1$ 、 $S_2$  为前、后轮轮缸活塞面积;  $\phi_{b1}$ 、 $\phi_{b2}$  为前后轮缸摩擦片摩

擦因数;  $r_1$ 、 $r_2$  为前后轮缸摩擦片有效作用半径。不同车型各部件特性不同,延迟周期数  $\tau_e$ 、 $\tau_{\omega e}$ 、 $\tau_u$ 、 $\tau_b$  须进行针对性的实车标定试验。

## 2.2 整车速度及其加速度估算

前驱车辆行驶时两后轮为从动轮,可看成自由滚动状态。两后轮平均轮速约等于车速,则整车速度为

$$u = \frac{(\omega_{21} + \omega_{22})R_2}{2} \quad (15)$$

由于采集信号均为周期间隔的离散信号,因此采用车速差分的方法计算纵向加速度。同时,为了避免相邻车速信号波动造成差分值正负跳变的现象,对相隔多个周期的两车速值进行差分,得到加速度值,则有

$$\dot{u}^n = \frac{u^n - u^{n-\kappa}}{\kappa T} \quad (16)$$

式中,  $\dot{u}^n$  为第  $n$  个周期加速度值;  $u^n$  为第  $n$  个周期车速值;  $u^{n-\kappa}$  为第  $n-\kappa$  个周期车速值;  $\kappa$  为相隔周期数;  $T$  为运算周期。  $\kappa$  值根据车速信号的波动情况而定,此处为 3。

## 2.3 加速度传感信号滤波处理

搭载加速度传感器芯片的控制器安装在车辆上,车辆自身振动会导致加速度信号包含大量噪声。因此,需要采用一阶惯性低通滤波器进行滤波处理。该滤波器离散化变形式在实车控制器中结构简单、运算量小,易于实时运算。

$$a_{xf}^n = \sum (a_x^n - a_{xf}^{n-1}) \times \lambda \quad (17)$$

式中,  $a_{xf}^n$  为第  $n$  个周期加速度信号滤波值;  $a_{xf}^{n-1}$  为第  $n-1$  个周期加速度信号滤波值;  $a_x^n$  为第  $n$  个周期加速度信号原始值;  $\lambda$  为量纲一的时间常数,其取值范围为[0,1],与该滤波器截止频率和信号采样频率有关,如式(18)所示

$$f_c = \frac{\lambda f_s}{2\pi} \quad (18)$$

式中,  $f_c$  为截止频率,  $f_s$  为采样频率。

## 3 坡度识别

### 3.1 坡度识别算法逻辑

为了满足多电控系统需求,文中选用两种运算量小、输入量常用、成本低的方法,即基于加速度传感信息和基于纵向动力学的坡度估算方法,根据其应用范围,计算置信因子,进而计算坡度原始值,最后采用广义迟滞滤波方法平滑原始值,得到最终坡度值。坡度识别算法逻辑框图如图 2 所示。

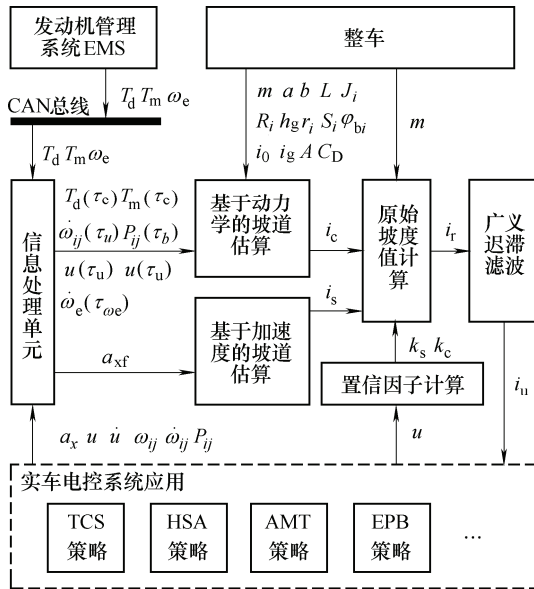


图2 坡度识别算法逻辑框图

### 3.2 基于加速度传感信息的坡度估算

汽车坡道静止起步时，加速度传感器测得的加速度信号为重力加速度沿坡道方向的分量

$$a_{xf} = g \sin \theta \quad (19)$$

纵向加速度计算坡度值为

$$i_s = \tan \left( \arcsin \frac{a_{xf}}{g} \right) \quad (20)$$

### 3.3 基于纵向动力学的坡度估算

汽车行驶过程中，由行驶方程式可知，汽车驱动力等于所有阻力之和，除坡道阻力外，其他阻力可以由现有参量计算得到。因此，首先利用纵向动力学方程计算坡道阻力，然后计算坡度值。

由式(1)~(3)可得，汽车行驶时所受坡道阻力为

$$F_i = \frac{2T_t - T_{b11} - T_{b12} - J_1 \dot{\omega}_{11} - J_1 \dot{\omega}_{12} - T_{f11} - T_{f12} - T_{b21} + T_{b22} + J_2 \dot{\omega}_{21} + J_2 \dot{\omega}_{22} + T_{f21} + T_{f22} - F_w - m\dot{u}}{R_1} \quad (21)$$

考虑延迟处理，由式(5)~(14)得，延迟后坡道阻力为

$$F_i(\tau) = \frac{[T_d(\tau_e) - T_m(\tau_e) - J_e \dot{\omega}_e(\tau_{oe})] i_0 i_g \eta_T - J_1 \dot{\omega}_{11}(\tau_u)}{R_1} - \frac{J_1 \dot{\omega}_{12}(\tau_u) + 2P_{11}(\tau_b) S_1 \phi_{b1} r_1' + 2P_{12}(\tau_b) S_1 \phi_{b1} r_1'}{R_1} - \frac{mgb - mh_g \dot{u}(\tau_u)}{L} f_{r1} R_1 - \frac{mga + mh_g \dot{u}(\tau_u)}{L} f_{r2} R_2 - \frac{2P_{21}(\tau_b) S_2 \phi_{b2} r_{21}' + 2P_{21}(\tau_b) S_2 \phi_{b2} r_{22}'}{R_2} - m\dot{u}(\tau_u) - \frac{J_2 \dot{\omega}_{21}(\tau_u) + J_2 \dot{\omega}_{22}(\tau_u)}{R_2} - \frac{C_D A}{21.15} u^2(\tau_u) \quad (22)$$

根据坡道阻力计算得到坡道值

$$i_c = \tan \left( \arcsin \frac{F_i(\tau)}{mg} \right) \quad (23)$$

### 3.4 基于置信因子的两种方法融合处理

为了发挥两种方法各自优点，充分考虑其适用工况，引入置信因子，表征其在某种工况下的可信程度。定义基于加速度信息计算得到的坡度值置信因子为  $B_s$ ，基于汽车动力学计算的坡度值置信因子为  $B_c$ 。两者取值范围均为[0,100]。

通过实车数据曲线观察两种估算方法的高置信度区间。图3为一组车辆在10%左右坡度上，静止起步至停止过程的实车曲线。可以看出在车速为0时，基于加速度信息计算的坡度值较准确，而基于汽车动力学计算的坡度值与实际值偏差较大，因此此时为  $B_s$  最大值， $B_c$  为最小值。随着车速的提高，基于加速度信息计算的坡度值的精确度降低，而基于汽车动力学计算的坡度值的精确度升高，因此  $B_s$  随车速升高而变小， $B_c$  随车速升高而变大，且变化量应与车速成正相关。归纳置信因子计算基本思路是： $u$  等于0时， $i_s$  准确度高， $B_s$  大， $i_c$  准确度低， $B_c$  小； $u$  大于0时， $i_c$  准确度高， $B_c$  大， $i_s$  准确度低， $B_s$  小，且  $|\Delta B_s|$ 、 $|\Delta B_c|$  与  $u$  正相关。

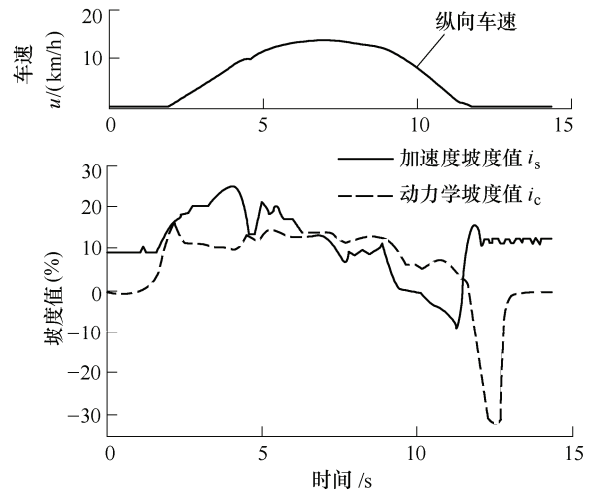


图3 两种坡度估算方法高置信度区间对比

经过大量数据分析，依据简单易用原则，拟定每个计算周期置信因子增量  $\Delta B_s$ 、 $\Delta B_c$  与车速  $u$  近似线性关系，如图4所示，则有

$$\begin{cases} \Delta B_s^n = -k_s(u^n - m_s) \\ \Delta B_c^n = k_c(u^n - m_c) \end{cases} \quad (24)$$

式中， $k_s$ 、 $k_c$  为比例系数，其取值大小表明了置信因子随车速变化快慢； $m_s$ 、 $m_c$  为转折点系数，表示置信因子增减变化转折点，反映了两方法准确度方向变化起始点。两系数需要通过实车试验标定得

出。经大量试验数据表明,比例系数取值过大会导致坡度初值突变,过小会使置信因子所反映的置信度发生较大偏差,影响达到高精度区域的速度;转折点系数取值过大会使得基于加速度信息计算方法的置信因子偏大,而基于汽车动力学计算方法的置信因子偏小,该系数过小则会引起相反变化。此处,  $k_s = 10$ ,  $k_c = 9$ ,  $m_s = 0.4$ ,  $m_c = 0.6$ 。

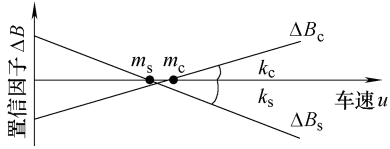


图 4  $\Delta B_s$ 、 $\Delta B_c$  与车速  $u$  的关系

将置信因子增量累加得到第  $n$  个周期置信因子

$$\begin{cases} B_s^n = 100 & B_s^n > 100 \\ B_s^n = \sum_{k=1}^n \Delta B_s^k & 0 < B_s^n < 100 \\ B_s^n = 0 & B_s^n < 0 \end{cases} \quad (25)$$

$$\begin{cases} B_c^n = 100 & B_c^n > 100 \\ B_c^n = \sum_{k=1}^n \Delta B_c^k & 0 < B_c^n < 100 \\ B_c^n = 0 & B_c^n < 0 \end{cases} \quad (26)$$

置信因子与车速关系如图 5 所示。

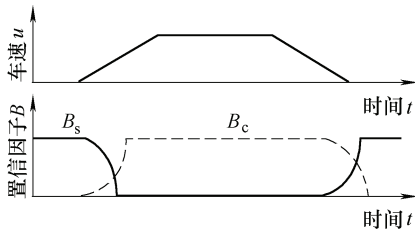


图 5 置信因子与车速关系

第  $n$  个周期综合坡度初值  $i_r^n$  为

$$i_r^n = \frac{B_c^n i_c^n + B_s^n i_s^n}{100} \quad (27)$$

为了防止坡度值的波动引起控制状态频繁跳变,需要对坡度值进行钝化处理。此处采用广义迟滞滤波方法,定义处理后坡度值为  $i_u$ , 则有

$$i_u^n = i_u^{n-1} + \Delta^n \quad (28)$$

$$\Delta^n = \begin{cases} \delta & S_i^{n-1} > \zeta \\ 0 & \zeta > S_i^{n-1} > -\zeta \\ -\delta & S_i^{n-1} < -\zeta \end{cases} \quad (29)$$

$$S_i^n = \begin{cases} \left[ \sum_{k=m}^n (i_r^k - i_u^k) \right] \times Q & \Delta^n = 0 \\ 0 & \Delta^n \neq 0 \end{cases} \quad (30)$$

式中,  $i_u^n$  为第  $n$  个周期得到的坡度滤波值;  $i_u^{n-1}$  为第  $n-1$  个周期得到的坡度滤波值;  $\delta$  为坡度值增量;  $\Delta$ 、 $S_i$  为计算中间值;  $Q$  为衰减系数;  $\zeta$  为门限值;  $m$  为  $S_i$  清零后的下一个周期。

坡度值增量反映了坡度值的分辨率,取值越小分辨率越高,但降低了应变快速性,因此在满足分辨率要求的前提下,尽量采用较大值,此处 1% 的分辨率可以满足使用需求,选取  $\delta = 1$ ; 衰减系数可以降低原始信号突变以及积分累计误差对滤波值的影响,取值越小作用越大,但延迟会更大,并且可能会导致无法达到门限值,如图 6 所示。其与  $\zeta$  取值关系密切,此处  $Q = 0.99$ ; 门限值反映了钝化强度,即信号平滑强度,取值越大信号越平滑,但同样降低了应变快速性,此处  $\zeta = 200$ 。可见三者取值会相互影响,需要在实车试验中同时标定。

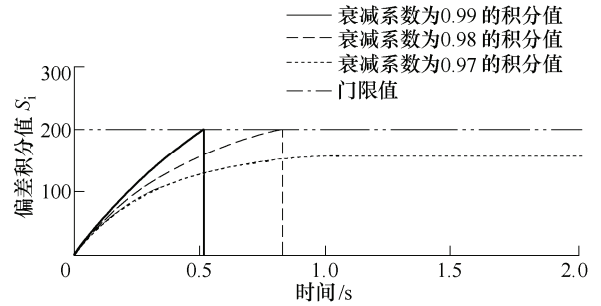


图 6 不同衰减系数积分值变化

## 4 实车试验

实车试验平台为长安 CS75 车型,如图 7 所示。将坡道识别算法编写成 C 代码,烧录至自主电子稳定性控制器(Electronic stability control, ESC)中(已集成 TCS、AVH、HSA),分别在约 5%、10%坡道以及连续变化坡道上进行测试。



图 7 实车试验平台

图 8 所示试验测试工况为 5% 左右坡道上静止起步至坡道上停止。测试坡道估算准确性和平稳性。车辆起步、行驶、停止过程中,最终坡度值均维持在 5% 左右。

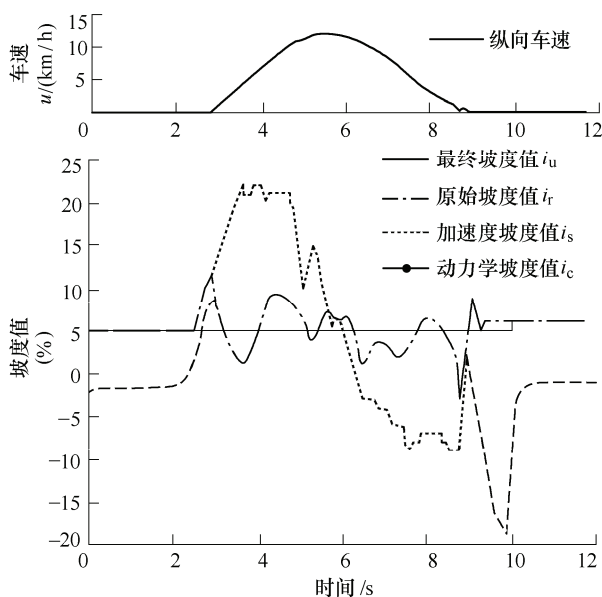


图8 5%坡度, 坡道起步坡道停止试验曲线

图9所示试验测试工况为10%左右坡道上静止起步至坡道上停止。车辆起步、行驶、停止过程中, 最终坡度值在10%下上浮动1%。

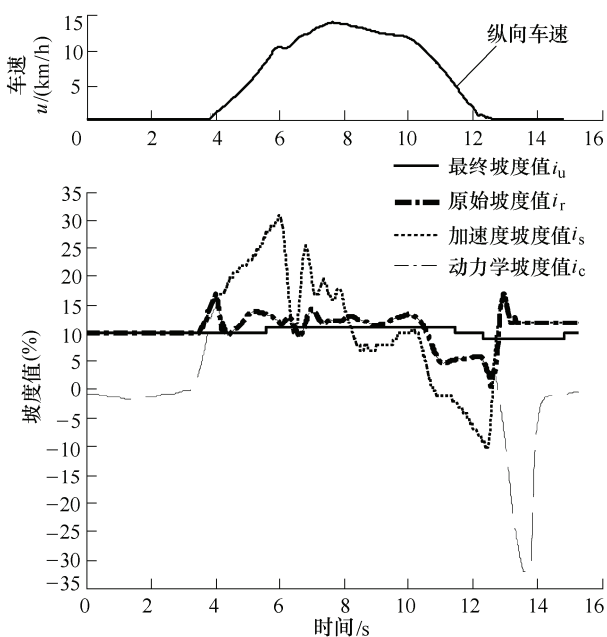


图9 10%坡度, 坡道起步坡道停止试验曲线

图10所示试验测试工况为车辆从平路上静止起步, 行驶过10%左右坡道, 最后停止在高地的平路上。测试坡度估算准确性和应变快速性。车辆起步后, 由平路逐渐行驶上10%坡道, 估算的坡度值随之渐增到10%。随后, 车辆由10%坡道行驶至高地平路上, 估算坡度随之渐减至0%。

图11所示试验测试工况为车辆从平路上静止起步, 驶过5%左右坡道, 最后停止在高地的平路上。估算坡度值随实际坡度变化由0%增至5%, 最后减至0%。

图12所示试验测试工况为连续变化坡道工况,

车辆从平路上静止起步, 经过14%左右的坡道, 再经过7%左右坡道, 最后经过12%左右的坡道并停止在该坡道上。估算坡度值随实际坡度变化由0%逐渐增至14%, 随后逐渐减至7%, 最后增至12%。虽有波动, 但应变及时性较好。

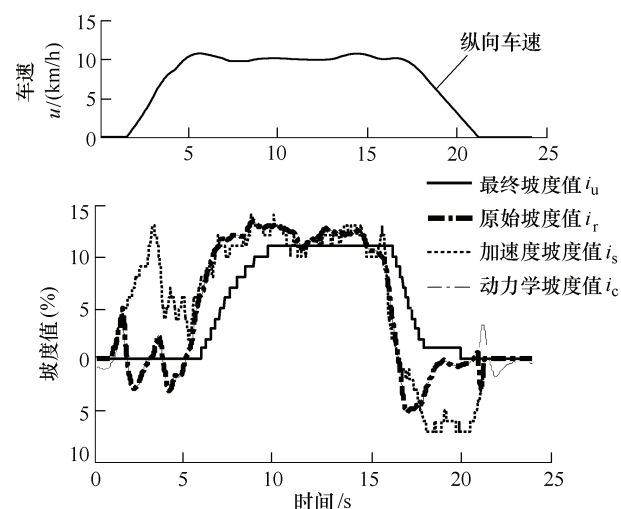


图10 10%坡度, 平路起步平路停止试验曲线

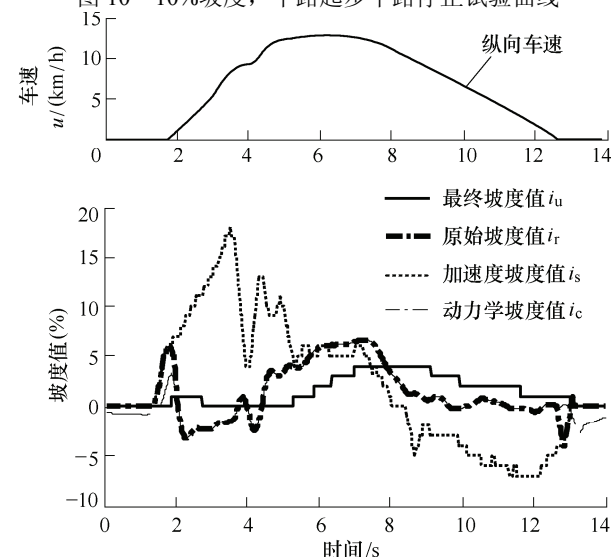


图11 5%坡度, 平路起步平路停止试验曲线

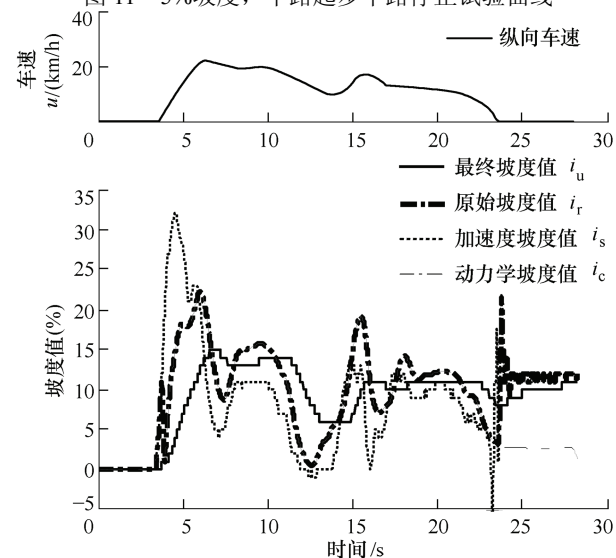


图12 连续变化坡度, 平路起步坡道停止试验曲线

## 5 结论

(1) 本文提出了一种基于汽车纵向动力学和加速度传感器信息的纵向坡度实时识别算法。引入了置信因子, 利用两种方法各自高准确性适应工况, 得到原始坡度值, 再经过广义迟滞滤波处理, 达到最终坡度值。该算法运算量小、实时性好、输入量常用、外加成本小, 可应用于多种实车电控系统中。

(2) 实车试验表明: 所提出的坡度识别方法在整个车辆静止、行驶、停止过程中均可准确、实时识别坡度信息, 使汽车电控系统准确识别工况, 完成相应控制策略。同时, 所识别坡度值波动较小, 防止汽车电控系统由于坡度值波动而频繁切换控制状态, 间接提高了控制舒适性。

## 参 考 文 献

- [1] DIEGO D, SERGIO M S, CRISTIANO S, et al. A control system for hill start assistance for commercial vehicles[C]//DSCC2009 ASME Dynamic Systems and Control Conference, Hollywood, Oct. 12-14, 2009: 517-524.
- [2] 徐晓芬. 车辆电子驻车制动系统辅助坡道起步的研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2011.  
XU Xiaofen. Study on the hill-start assist of automotive[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2011.
- [3] LI Hongzhi, LI Liang, HE Lin, et al. PID plus fuzzy logic method for torque control in traction control system[J]. International Journal of Automobile Technology, 2012, 13(3): 441-450.
- [4] 王玉海, 宋健, 李兴坤. 驾驶员意图与行驶环境的统一识别及实时算法[J]. 机械工程学报, 2006, 42(4): 206-212.  
WANG Yuhai, SONG Jian, LI Xingkun. Integrated inference of driver's intentions and driving environment and real-time algorithm[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(4): 206-212.
- [5] 李磊, 宋健, 黄全安. 基于转矩的低附路面机械式自动变速器控制策略[J]. 机械工程学报, 2012, 48(4): 103-107.  
LI Lei, SONG Jian, HUANG Quanan. Automatic mechanical transmission control research based on torque on low tire-road friction condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(4): 103-107.
- [6] 李仲兴, 李颖, 周孔亢, 等. 纯电动汽车不同行驶工况下电池组的温升研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(16): 180-185.  
LI Zhongxing, LI Ying, ZHOU Kongkang, et al. Temperature study of pure electric vehicles battery pack at different driving conditions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(16): 180-185.
- [7] JO K, LEE M, SUNWOO M. Road slope aided vehicle position estimation system based on sensor fusion of GPS and automotive onboard sensors[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2016, 11(1): 250-263.
- [8] CHEN Jie, SONE Jian, LI Liang, et al. A novel pre-control method of vehicle dynamics stability based on critical stable velocity during transient steering maneuvering[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(3): 475-485.
- [9] 杨志刚, 曹长修, 苏玉刚. 动态识别道路坡度的多传感器信息融合方法[J]. 重庆交通学院学报, 2002, 21(2): 97-102.  
YANG Zhigang, CAO Changxiu, SU Yugang. The method of identifying dynamically road grade by means of multi-sensor information fusion[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University, 2002, 21(2): 97-102.
- [10] 金辉, 葛安林, 秦贵和, 等. 基于纵向动力学的坡道识别方法研究[J]. 机械工程学报, 2002, 38(1): 79-86.  
JIN Hui, GE Anlin, QIN Guihe, et al. Study on slope recognition method based on vehicle's longitudinal dynamics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(1): 79-86.
- [11] 王玉海, 董瑞先, 王松, 等. 基于 SAE J1939 协议的重型车辆坡道识别实时算法[J]. 汽车工程, 2010, 32(7): 640-642.  
WANG Yuhai, DONG Ruixian, WANG Song, et al. Real-time road slope recognition algorithm for heavy truck based on SAE J1939 protocol[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(7): 640-642.
- [12] LINGMAN P, SCHMIDTBAUER B. Road slope and vehicle mass estimation using Kalman filtering[J]. Vehicle System Dynamics, 2002, 37(Suppl.1): 12-23.

作者简介: 李亮(通信作者), 男, 1976 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为车辆动力学与控制。

E-mail: liangli@tsinghua.edu.cn