

自动变速车辆坡道行驶自适应换挡策略*

史俊武 鲁统利 李小伟 张建武

(上海交通大学机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

【摘要】 在分析汽车纵向动力学模型的基础上,运用改进型最小二乘法对整车质量与广义坡度进行实时辨识,以克服采用单一遗忘因子的最小二乘辨识法对变化不同步的参数辨识效果不佳的缺点。制定了自适应坡道换挡策略并进行了实车道路试验。试验结果证明,新型换挡策略能有效地解决了传统换挡策略在坡道行驶时的问

题,能够更好地满足自动变速器坡道行驶的要求。
关键词: 自动变速器 自适应换挡策略 改进型最小二乘辨识 整车质量识别 坡度识别
中图分类号: U463.22⁺1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)04-0001-07

Self-adaptive Slope Gearshift Strategy for Automatic Transmission Vehicles

Shi Junwu Lu Tongli Li Xiaowei Zhang Jianwu

(State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract

With the analysis of vehicle longitudinal dynamic model, a modified recursive least squares for online estimation of vehicle mass and generalized slope was established. Compared with the recursive least squares of single forgetting factor, the modified algorithm had better performance in estimation of parameters with different change rates. On the base of that, the self-adaptive gearshift strategies of uphill and downhill slopes were developed. The vehicle road test results indicated that these strategies could improve the slope traveling performance of automatic transmission and overcome the problems encountered by traditional gearshift strategy travels on slopes.

Key words Automatic transmission, Self-adaptive gearshift strategy, Modified least squares estimation, Vehicle mass recognition, Slope recognition

引言

由于自动变速器能够减轻驾驶员劳动强度,同时有效地提高汽车动力性与经济性,因此已获得日益广泛的研究与应用。传统的换挡策略都只能反映汽车的行驶状态,而没有考虑汽车行驶环境以及驾驶员操纵意愿对换挡过程的影响。例如通常的换挡策略是按照平路行驶时获得最佳经济性或最佳动力性的原则制定的,这种换挡策略可能使自动变速器在上坡行驶时出现频繁换挡,加剧了机构磨损,同时也影响了驾驶舒适性;而在下坡尤其是下长坡时,不能通过主动降挡来充分发挥发动机牵阻制动效果,驾驶员只能通过操纵制动踏板减速,这样不但增加

了驾驶员操作负担,而且持续制动可能会引起制动器过热而失效。因此,制定可以根据路面坡度情况自行调节的自适应性换挡策略已成为车辆自动变速理论研究热点内容^[1~3]。

整车质量与道路坡度是坡道换挡策略制定中的两项重要参数^[4~5]。整车质量与路面坡度可分为基于传感器和基于动力学模型两种识别方法。前者需要在车辆中加装额外的传感器,如文献[6]中使用GPS测量道路标高进而计算道路坡度,坡道确定后整车质量则通过纵向动力学方程获得。文献[7]中在车辆中加装机载加速度传感器,通过测量纵向加速度来对坡道进行估计。基于动力学模型的识别方法,使用车辆现有传感器,通过分析车辆在不同坡道

收稿日期: 2010-04-21 修回日期: 2010-06-12

* 国家自然科学基金资助项目(60674094)

作者简介: 史俊武, 博士生, 主要从事汽车自动变速及控制研究, E-mail: shijunwu1981@sjtu.edu.cn

路面上行驶状态参数的差异来识别整车质量与坡度大小,如文献[8]中通过静态和动态两个过程并通过同胚映射依次对整车质量与坡度进行识别。文献[9]中在整车质量已知的情况下通过测量车速、加速度和节气门开度,使用查表的方法将坡度区分为5种不同类型。本文根据车辆纵向动力学模型,使用改进型最小二乘法对整车质量与坡度进行实时辨识,在此基础上制定出坡道工况的换挡策略,并通过实车道路试验验证其有效性。

1 汽车纵向动力学模型

当汽车离合器完全结合,而且忽略车轮滑转时,汽车行驶的加速度可以表示为

$$\dot{v} = \frac{1}{\delta m} (F_t - F_b - F_w - F_f - F_i) \quad (1)$$

式中 m ——汽车质量 F_t ——汽车所受牵引力
 δ ——旋转质量换算系数

F_b ——车轮制动力 F_w ——空气阻力

F_f ——滚动阻力 F_i ——坡道阻力

汽车所受牵引力可表示为

$$F_t = \frac{T_e(\alpha, n_e) i_g i_0 \eta_T}{R} \quad (2)$$

式中 T_e ——发动机输出转矩,可以直接通过 CAN 总线从 EMS 获得

i_g, i_0 ——变速器与主减速器的传动比

η_T ——传动系统效率 n_e ——发动机转速

α ——发动机节气门开度

R ——轮胎有效滚动半径

车轮制动力可以通过从 ABS 系统中获得制动压力进而计算得到。

汽车所受空气阻力可表示为

$$F_w = \frac{C_D A v^2}{21.15} \quad (3)$$

式中 C_D ——空气阻力系数

A ——汽车迎风面积 v ——车速

汽车所受滚动阻力可以表示为

$$F_f = m g f_0 \quad (4)$$

式中 f_0 ——已知良好路面的滚动阻力系数

汽车所受坡道阻力可表示为

$$F_i = m g \sin \beta \quad (5)$$

式中 β ——坡度

将 F_i 与由风速变化引起的空气阻力偏差值 ΔF_w 以及由路况变化引起的偏差值 ΔF_f 等效为由广义坡度 $(\beta + \gamma)$ 引起的广义坡道阻力,即

$$F_{ig} = F_i + \Delta F_w + \Delta F_f = m g \sin(\beta + \gamma) \quad (6)$$

整理式(1)~(6)可得

$$\delta \dot{v} + g f_0 = \left(\frac{T_e i_g i_0 \eta_T}{R} - F_b - \frac{C_D A v^2}{21.15} \right) \frac{1}{m} - g \sin(\beta + \gamma) \quad (7)$$

式(7)可以表示为

$$y = \Phi^T \theta \quad (8)$$

其中

$$y = \delta \dot{v} + g f_0$$

$$\Phi = [\phi_1, \phi_2]^T = \left[\frac{T_e i_g i_0 \eta_T}{R} - F_b - \frac{C_D A v^2}{21.15}, -g \right]^T$$

$$\theta = [\theta_1, \theta_2]^T = \left[\frac{1}{m}, \sin(\beta + \gamma) \right]^T$$

Φ 为可测变量, θ 为待识别参数。

2 广义坡度与整车质量的改进型最小二乘法辨识

2.1 基本最小二乘法辨识

最小二乘法是一种经典的参数辨识方法,收敛速度快,所需计算量小,对低噪声模型最为有效。在最小二乘法参数辨识中,待辨识参数的确定原则是使观测值与模型的计算值之间误差的平方和(即准则函数)最小。对于形如式(8)的系统,准则函数选为

$$J(\hat{\theta}, n) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (y(i) - \Phi^T(i) \hat{\theta})^2 \quad (9)$$

为使二次型准则函数最小,对式(9)各参数求导,并令其结果为零,可得

$$\hat{\theta} = \left(\sum_{i=1}^n \Phi(i) \Phi^T(i) \right)^{-1} \left(\sum_{i=1}^n \Phi(i) y(i) \right) \quad (10)$$

为了能实时辨识出动态系统的特性,同时也减少计算量和数据存储量,在使用最小二乘法进行参数估计时,通常将式(10)转化成递推关系式

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) + K(k) [y(k) - \Phi^T(k) \hat{\theta}(k-1)] \quad (11)$$

其中

$$K(k) = P(k-1) \Phi(k) [1 + \Phi^T(k) P(k-1) \Phi(k)]^{-1}$$

$$P(k) = [I - K(k) \Phi^T(k)] P(k-1)$$

为了加强新数据的权重,逐渐削弱旧的数据,防止数据饱和,通常在进行递推估计时,每当取得一个新的量测数据,就将以前的所有数据乘上一个小于1的加权因子,即遗忘因子。于是准则函数变为

$$J(\hat{\theta}, n) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \lambda^{k-i} (y(i) - \Phi^T(i) \hat{\theta})^2 \quad (12)$$

递推算法(式(11))中的 $K(k)$ 和 $P(k)$ 变为

$$\begin{cases} K(k) = P(k-1) \Phi(k) [\lambda + \Phi^T(k) P(k-1) \Phi(k)]^{-1} \\ P(k) = [I - K(k) \Phi^T(k)] P(k-1) \frac{1}{\lambda} \end{cases} \quad (13)$$

图1为使用单一遗忘因子的递推最小二乘参数识别对车辆行驶过程中的等效坡度和整车质量进行识别的仿真结果。仿真中,取遗忘因子为0.9,设定前100 s时整车质量为恒定值而坡度为阶跃变化,从辨识结果可以看出,尽管坡度或节气门开度发生阶跃变化时,整车质量与坡度的辨识值均出现了一定的超调,但由于遗忘因子的作用,又能很快收敛于实际值附近。然而100 s后,设定坡度为正弦变化,对两参数的识别则出现了严重超调现象,只有当坡度变为恒值后才能恢复收敛。由此可以看出,此种算法对于分段恒值参数有较好的辨识效果,而当参数连续变化时,辨识的效果将变差。引起这种情况主要有两方面原因:首先在含有遗忘因子的递推最小二乘参数识别过程中,通常假定各参数变化同步,而在实际车辆行驶中,坡度是时变的,而整车质量往往是恒定值。对于参数变化不同步的系统,如果采用单一的遗忘因子,一项参数发生变化时所有参数的辨识值都将无差别的更新,这将引起参数识别过程中出现大的超调现象。如果一项参数连续变化,由于偏差的累积参数识别则可能出现发散现象。另一方面,由准则函数(式(12))及其递推算法可以看出,所有参数的偏差均存在于同一项中,如果一个参数发生变化,辨识值的校正作用将作用于所有参数中,致使其他参数的识别出现大的超调。

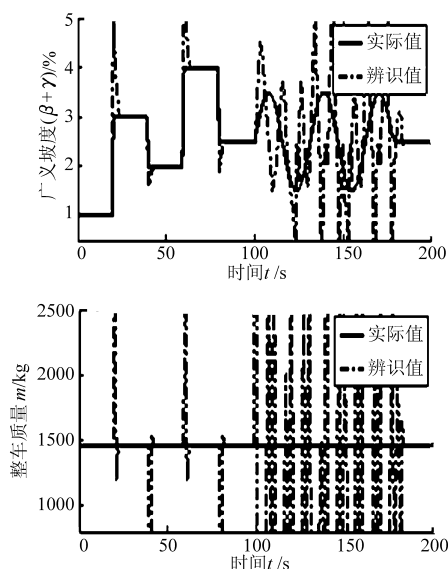


图1 使用单一遗忘因子的最小二乘识别方法对广义坡度与整车质量的辨识结果

Fig. 1 Estimation of vehicle mass and generalized slope using recursive least squares with single forgetting factor

2.2 改进型最小二乘法辨识

为解决上述问题,文献[10]提出了一种改进型递推最小二乘法参数识别方法,可以将不同参数的偏差分解到不同项中,同时对各参数采用不同的遗

忘因子。该算法中准则函数变为

$$J(\hat{\theta}_1(k), \hat{\theta}_2(k), k) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \lambda_1^{k-i} (y(i) - \phi_1(i) \hat{\theta}_1(k) - \phi_2(i) \hat{\theta}_2(k))^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \lambda_2^{k-i} (y(i) - \phi_1(i) \hat{\theta}_1(k) - \phi_2(i) \hat{\theta}_2(k))^2 \quad (14)$$

由式(14)可以看出,等式右边第1项只代表估计值 $\hat{\theta}_1(k)$ 的偏差,同样第2项只代表估计值 $\hat{\theta}_2(k)$ 的偏差。同时,不同的遗忘因子 λ_1 和 λ_2 分别作用于两个待识别参数中,使得估计值的调整有更多的自由度,从而对变化率不同的参数识别更加准确。

将式(14)对 $\hat{\theta}_1(k)$ 求偏导,并令其结果为零,可得

$$\hat{\theta}_1(k) = \left(\sum_{i=1}^k \lambda_1^{k-i} \phi_1^2(i) \right)^{-1} \left[\sum_{i=1}^k \lambda_1^{k-i} (y(i) - \phi_2(i) \hat{\theta}_2(k)) \right] \quad (15)$$

同理可得

$$\hat{\theta}_2(k) = \left(\sum_{i=1}^k \lambda_2^{k-i} \phi_2^2(i) \right)^{-1} \left[\sum_{i=1}^k \lambda_2^{k-i} (y(i) - \phi_1(i) \hat{\theta}_1(k)) \right] \quad (16)$$

$\hat{\theta}_1(k)$ 、 $\hat{\theta}_2(k)$ 的递推形式分别为

$$\hat{\theta}_1(k) = \hat{\theta}_1(k-1) + K_1(k) [y(k) - \phi_1(k) \hat{\theta}_1(k-1) - \phi_2(k) \hat{\theta}_2(k)] \quad (17)$$

$$\hat{\theta}_2(k) = \hat{\theta}_2(k-1) + K_2(k) [y(k) - \phi_1(k) \hat{\theta}_1(k) - \phi_2(k) \hat{\theta}_2(k-1)] \quad (18)$$

其中

$$K_1(k) = P_1(k-1) \phi_1(k) [\lambda_1 + \phi_1^T(k) P_1(k-1) \phi_1(k)]^{-1}$$

$$P_1(k) = [I - K_1(k) \phi_1(k)] P_1(k-1) \frac{1}{\lambda_1}$$

$$K_2(k) = P_2(k-1) \phi_2(k) [\lambda_2 + \phi_2^T(k) P_2(k-1) \phi_2(k)]^{-1}$$

$$P_2(k) = [I - K_2(k) \phi_2(k)] P_2(k-1) \frac{1}{\lambda_2}$$

由于式(17)、(18)中实际值 $\theta_1(k)$ 与 $\theta_2(k)$ 无法获得,文献[10]中将其用估计值代替。因此,可得 $\hat{\theta}_1(k)$ 、 $\hat{\theta}_2(k)$ 为

$$\begin{bmatrix} \hat{\theta}_1(k) \\ \hat{\theta}_2(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & K_1(k) \phi_2(k) \\ K_2(k) \phi_1(k) & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \hat{\theta}_1(k-1) + K_1(k) (y(k) - \phi_1(k) \hat{\theta}_1(k-1)) \\ \hat{\theta}_2(k-1) + K_2(k) (y(k) - \phi_2(k) \hat{\theta}_2(k-1)) \end{bmatrix} \quad (19)$$

图2为使用改进型最小二乘参数辨识算法对图1中工况进行广义坡度和整车质量识别的仿真结

果。仿真中,对于广义坡度和整车质量的遗忘因子分别取 0.8 和 1。与图 1 仿真结果相比,新的辨识算法中,当坡度阶跃变化时,质量的估计值收敛速度更快,由节气门开度变化引起的超调也消失。即使 100 s 后坡度值为正弦变化时,坡度和质量的辨识值也能很好地跟踪实际值。

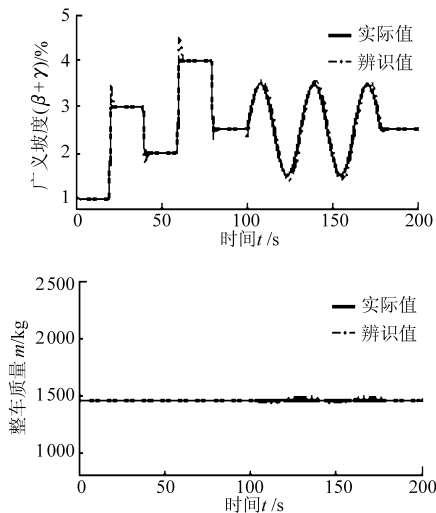


图2 改进型最小二乘法对广义坡度与整车质量的辨识结果

Fig. 2 Estimation of vehicle mass and generalized slope with modified recursive least squares

2.3 参数辨识试验验证

为验证所设计的参数识别方法的有效性,使用车辆拱桥行驶试验数据对行驶路况与车辆参数进行辨识。试验所用车辆整备质量 1 180 kg,驾驶员与测试设备质量约 85 kg。拱桥跨度约 500 m,最大坡度约 6%。行驶路面为沥青路面,风速近似为零,因此此时广义坡度可近似为道路实际坡度。车辆行驶 20 s 后由平路驶入上坡道,45 s 后开始驶入下坡道,约 65 s 后由下坡道驶入平路。图 3 为坡度与整车质量的辨识结果,由图中可以看出,所采用的辨识方法对各参数具有较好的辨识效果,同时参数的辨识也为换挡策略的制定奠定了基础。

3 坡道行驶自适应换挡策略

3.1 上坡换挡策略

当车辆行驶在上坡道时,由于坡道阻力的作用,在相同节气门开度下整车加速度比平路行驶时小。如果仍用平路换挡策略,极有可能在升挡后由于牵引力不足以克服坡道阻力而使车速下降。当车速减小到降挡车速时发生降挡,降挡后由于牵引力大于坡道阻力而使车速又继续增加,当增加到升挡车速时又进行升挡,如此产生换挡循环现象。图 4 为汽车按照传统换挡策略,以 65% 的节气门开度在 10%

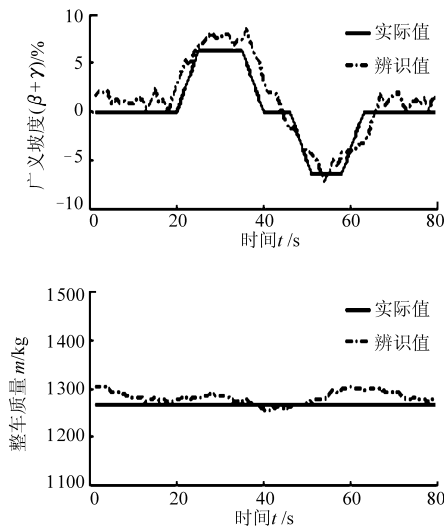


图3 参数辨识试验验证结果

Fig. 3 Test validation of parameters identification

的坡道上行驶的仿真结果。由图中可以看出,变速器挡位在Ⅱ挡与Ⅲ挡之间不断循环,车速与发动机转速也出现了较大波动,这不但降低了车辆的乘坐舒适性,而且对机械结构的寿命非常不利。因此上坡换挡策略的制定就需要选择适当的换挡车速,以避免换挡循环的发生。

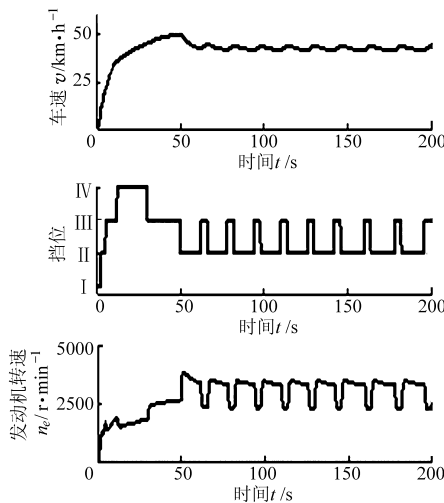


图4 传统换挡策略上坡行驶仿真结果

Fig. 4 Simulation results of uphill driving with traditional gearshift strategy

在制定换挡策略时,可将发动机输出转矩拟合为定节气门开度下关于发动机转速的二次曲线,即

$$T_e = e_0 + e_1 n_e + e_2 n_e^2 \quad (20)$$

根据动力性换挡策略的制定原则,在一定节气门开度下,坡路上相邻两挡的换挡速度满足

$$\begin{aligned} (F_{t,n} - F_f - F_w - F_{ig}) / \delta_n = \\ (F_{t,n+1} - F_f - F_w - F_{ig}) / \delta_{n+1} \end{aligned} \quad (21)$$

将各参数代入式(21)整理可得

$$\tilde{A} v_a^2 + \tilde{B} v_a + \tilde{C} = 0 \quad (22)$$

其中

$$\begin{aligned}\tilde{A} &= \frac{e_2 i_0^3 \eta_T}{0.142 r^3} \left(\frac{i_n^3}{\delta_n} - \frac{i_{n+1}^3}{\delta_{n+1}} \right) - \frac{C_D A}{21.15} \left(\frac{1}{\delta_n} - \frac{1}{\delta_{n+1}} \right) \\ \tilde{B} &= \frac{e_1 i_0^2 \eta_T}{0.377 r^2} \left(\frac{i_n^2}{\delta_n} - \frac{i_{n+1}^2}{\delta_{n+1}} \right) \\ \tilde{C} &= \frac{e_0 i_0 \eta_T}{r} \left(\frac{i_n}{\delta_n} - \frac{i_{n+1}}{\delta_{n+1}} \right) - \\ &\quad mg(f_0 + \sin(\beta + \gamma)) \left(\frac{1}{\delta_n} - \frac{1}{\delta_{n+1}} \right)\end{aligned}$$

求解方程(22),即可得坡道换挡车速为

$$v_a = \frac{-\tilde{B} - \sqrt{\tilde{B}^2 - 4\tilde{A}\tilde{C}}}{2\tilde{A}} \quad (23)$$

由此可得上述 10% 的坡道升挡曲线,如图 5 所示,由图中可以看出,随着广义坡道阻力的增加,升挡点较平路时有所推迟。采用此种换挡策略对图 4 中行驶工况进行仿真,仿真结果如图 6 所示。由图可见,坡道行驶中挡位维持在Ⅱ挡,换挡循环被有效消除。

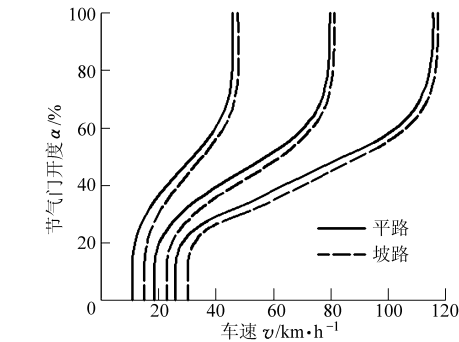


图 5 10% 坡道升挡曲线
Fig. 5 Gearshift strategy of 10% uphill

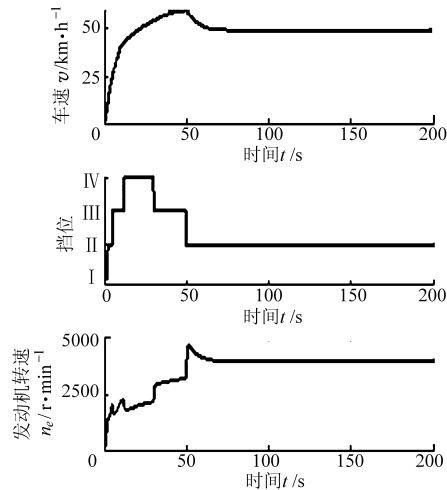


图 6 改进型换挡策略上坡行驶仿真结果
Fig. 6 Simulation results of uphill driving with modified gearshift strategy

3.2 下坡换挡策略

发动机处于怠速状态时,所发出的能量只用于

维持它本身的运转,如果由于外界的原因提高发动机的转速,则阻力增加,发动机相当于一个消耗能量的负载。通过台架试验可得文中所用发动机的制动力矩与其转速的关系如图 7。由此可得各挡位在不同坡度下进行牵阻制动时所能达到的车速,如图 8 所示。在车辆下坡行驶时,熟练驾驶员会根据实际行驶工况适当地选择换入较低挡位,从而利用低挡位时发动机产生的牵阻制动力矩来降低车速。而在现有的换挡策略下,车辆在下坡行驶中自动变速器无法实现自动降挡,驾驶员只能通过操纵制动踏板减速,这样不但增加了驾驶员操作负担,而且持续制动可能会引起制动器过热而失效。因此需要制定一种符合实际驾驶习惯的下坡换挡策略。

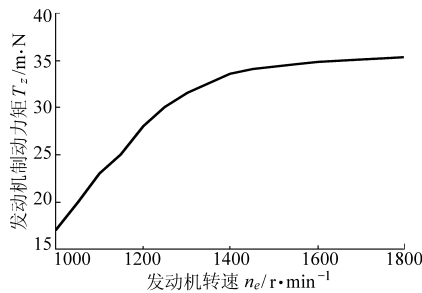


图 7 发动机制动力矩曲线
Fig. 7 Curves of engine brake torque

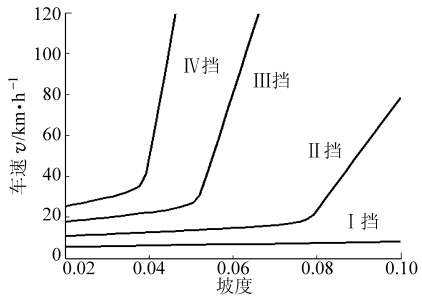


图 8 下坡行驶中各挡位发动机制动效果
Fig. 8 Effects of engine brake with different gears

本文采用模糊控制理论进行下坡行驶换挡策略的制定。下坡挡位决策中需要考虑的因素包括坡度、驾驶员踩制动踏板时间、车速。坡度绝对值越大,坡道越陡,越需要降挡实现发动机制动;脚制动时间越长,表明驾驶员对发动机制动越有需求;车速越高,越不适于使用较低挡位。因此,模糊换挡系统为一个 3 输入单输出结构,输入变量为坡度 β 、踩制动时间 T_{brake} 与车速 v ,输出变量为变速器挡位。坡度的论域取 $[0.01, 0.10]$,在此论域上设置 3 个模糊集合:小(S)、中(M)、大(B);制动时间的论域取 $[0, 5]$,模糊集合设置为:小(S)、大(B);车速论域取 $[0, 80]$,模糊集合为:很小(VS)、小(S)、中(M)、大(B)、很大(VB)。3 项输入的隶属函数均采用三角形分布。变速器挡位采用单点分布,取值分别为:

I、II、III、IV。根据熟练驾驶员操作经验和专家知识,可制定下坡行驶模糊规则

If $\beta = B$ And $v = S$ And $T_{brake} = B$ Then I

If $\beta = B$ And $v = M$ And $T_{brake} = B$ Then II

⋮

If $\beta = B$ And $v = B$ And $T_{brake} = S$ Then IV

应用 Mamdani 直接推理法,运用极大极小法则进行模糊关系的合成运算,并采用重心法进行反模糊化,即可得到下坡行驶中自动变速器的模糊换挡策略。

4 实车道路试验

针对所提出的自适应坡道换挡策略进行了实车道路试验。图 9 为上坡行驶试验结果,试验中最大坡度约 8%。比较图中各种坡道下的升挡车速与传统换挡策略下相应换挡车速可以看出,实际换挡点根据不同坡度情况被相应延迟,这样保证了坡道行驶时对动力性的要求。

图 10 与图 11 分别为采用传统换挡策略和自适应换挡策略的下坡行驶试验结果,工况为 10% 左右长下坡,试验中控制行驶车速保持在 70 ~ 80 km/h 之间。由图中可以看出,传统换挡策略在 70 km/h 的车速下只能保持 IV 挡行驶,要控制车速只

能通过驾驶员踩制动踏板的方法来实现。而自适应换挡策略可以根据坡道情况、驾驶员操作以及车辆行驶状况适时将挡位降入 III 挡,在相同目标车速下,制动踏板的使用率远小于传统换挡策略,从而充分发挥发动机制动作用,并减轻了制动系统的负荷。

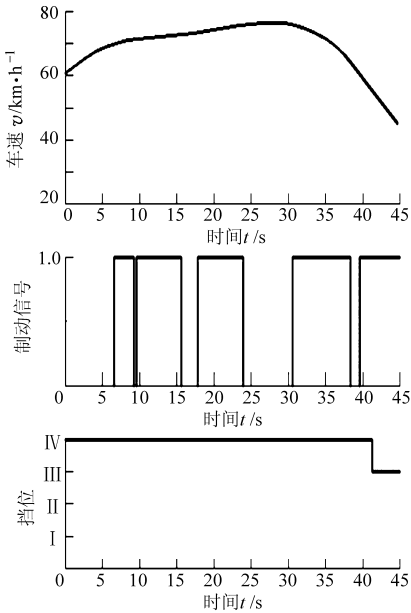


图 10 传统换挡策略下坡行驶实车道路试验结果
Fig. 10 Road test results with traditional gearshift strategy in downhill driving situation

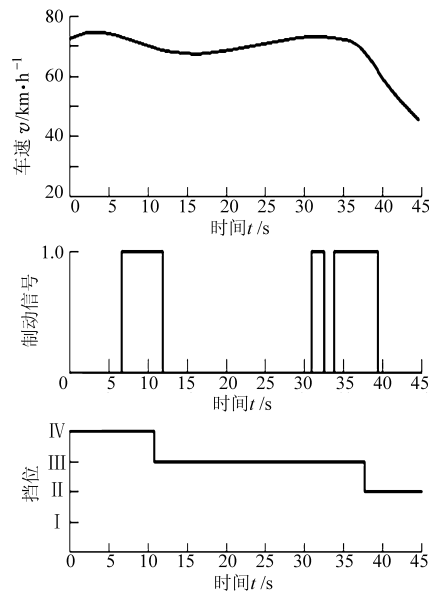


图 11 适应换挡策略下坡行驶实车道路试验结果
Fig. 11 Road test results with self-adaptive gearshift strategy in downhill driving situation

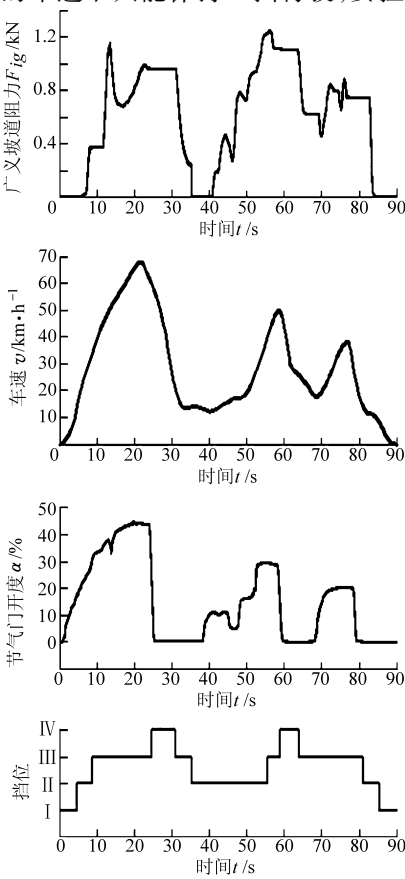


图 9 上坡行驶实车道路试验结果
Fig. 9 Road test results in uphill driving situation

5 结束语

运用一种改进型最小二乘法对整车质量与广义坡度进行实时辨识,并通过试验验证了其准确性。这种辨识方法具有简便、实用,无需增加系统硬件成本,充分利用车辆现有传感器信号等特点。在此基

基础上,制定了坡道行驶自适应换挡策略并进行了实车道路试验。试验结果证明,新型换挡策略能有效解决传统换挡策略在上坡行驶时出现的频繁换挡,下坡时不能充分利用发动机牵阻制动作用等问题,更好地满足了车辆坡道行驶的要求。

参 考 文 献

1 Hui Jin, Anlin Ge. On the intelligent slope shift strategy [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2007, 221(8): 991 ~ 999.

2 董伟,于秀敏,张友坤. 汽车下长坡时发动机制动 CVT 控制策略[J], 吉林大学学报, 2006, 36(5): 650 ~ 653.
Dong Wei, Yu Xiumin, Zhang Youkun. CVT control strategies for engine brake on long downhill of vehicle [J]. Journal of Jilin University, 2006, 36(5): 650 ~ 653. (in Chinese)

3 何忠波,白鸿柏,张培林,等. AMT 车辆坡道换挡策略与试验研究[J]. 农业机械学报, 2007, 38(2): 13 ~ 16.
He Zhongbo, Bai Hongbai, Zhang Peilin, et al. Ramp shift strategy and test research on AMT vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(2): 13 ~ 16. (in Chinese)

4 张勇,宋健,许纯新. 车辆质量参数对最佳换挡点的影响[J]. 农业机械学报, 2002, 33(2): 8 ~ 10.
Zhang Yong, Song Jian, Xu Chunxin. The influence of vehicular mass parameters on the optimum shift point [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(2): 8 ~ 10. (in Chinese)

5 Sakaguchi S, Sakai I, Haga T. Application of fuzzy logic to shift scheduling method for automatic transmission [C] // 2nd IEEE Conference on Fuzzy Systems, 1993, 1: 52 ~ 58.

6 Hong S Bae1, Jihan Ryu, J Christian Gerdes. Road grade and vehicle parameter estimation for longitudinal control using GPS [C] // IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings, ITSC, 2001, 4: 166 ~ 171.

7 Würtenberger M, Germann St, Isermann R. Modeling and parameter estimation of nonlinear vehicle dynamics [C] // American Society of Mechanical Engineers, Dynamic Systems and Control Division (Publication) DSC, 1992, 44: 53 ~ 63.

8 陈士安,何仁,陆森林. AMT 车辆运行状态参数识别的新方法[J]. 轻型汽车技术, 2003, 10(2): 17 ~ 20.
Chen Shian, He Ren, Lu Senlin. A new recognition method for AMT vehicle parameters [J]. Light Vehicles, 2003, 10(2): 17 ~ 20. (in Chinese)

9 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 vehicles longitudinal dynamics [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(1): 79 ~ 86. (in Chinese)

10 Jr Arthur, E Bryson, YuChi Ho. Applied optimal control: optimization, estimation, and control [M]. New York: Hemisphere Publishing, 1975.