

doi: 10.3969/j.issn.1671-7775.2020.01.004

基于路面识别的复合制动与 ABS 集成控制策略

何仁, 李梦琪

(江苏大学汽车与交通工程学院, 江苏镇江 212013)

摘要: 为了使电动汽车在制动时既能充分回收制动能量,又能兼顾制动稳定性,针对四轮轮毂电动机驱动电动汽车,提出了一种基于路面识别的复合制动与 ABS 集成控制策略.以单轮制动模型为研究对象,利用 Lagrange 插值法估算当前路面的峰值附着系数和最优滑移率;通过比较目标制动强度与峰值附着系数,将制动工况分为常规制动和防抱死制动;针对常规制动向防抱死制动过渡的工况,通过一种在 ABS 触发前合理减少再生制动的方法,避免直接撤销再生制动带来的 ABS 频繁退出和启动.在 MATLAB/Simulink 环境下建立了仿真模型,仿真结果表明:路面识别算法识别准确度较高;复合制动与 ABS 集成控制策略能够合理地分配再生制动力与液压制动力,实现车轮的防抱死控制.

关键词: 汽车工程; 复合制动; 路面识别; 再生制动; 制动防抱死系统

中图分类号: U462.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-7775(2020)01-0020-07

引文格式: 何仁,李梦琪.基于路面识别的复合制动与 ABS 集成控制策略[J].江苏大学学报(自然科学版),2020,41(1):20-26.

Integrated control strategy of combined braking system and ABS based on road identification

HE Ren, LI Mengqi

(School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: To recover braking energy and ensure braking stability, a integrated control strategy of combined braking system and anti-lock brake system (ABS) was proposed based on road identification for the electric vehicle with four in-wheel motors. Taking the single-wheel brake model as research object, the peak adhesive coefficient and the optimal slip rate of the current road were estimated by the Lagrange interpolation method. The braking conditions were divided into conventional brake and anti-lock brake by comparing the target braking severity and the peak adhesive coefficient. For the transition from conventional brake to anti-lock brake, the reasonable reducing regenerative braking before ABS triggering was adopted to avoid frequent withdrawal and start-up of ABS caused by direct withdrawing regenerative braking. The simulation models were established in MATLAB/Simulink. The results show that the accuracy of road identification strategy is satisfactory. The integrated control strategy can distribute regenerative power and hydraulic power reasonably and realize the anti-lock brake control of wheel.

Key words: automotive engineering; electronic-hydraulic combined braking; road identification; regenerative braking; anti-lock brake system

收稿日期: 2018-01-06

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275212)

作者简介: 何仁(1962—),男,江苏南京人,教授,博士生导师(heren1962@163.com),主要从事汽车机电一体化技术的研究。
李梦琪(1993—),女,江苏南京人,硕士研究生(860595108@qq.com),主要从事汽车节能与减排技术的研究。

再生制动作为电动汽车的关键技术之一,受到了越来越多的关注. 由于再生制动受诸多因素的限制,在某些制动工况下,单纯的再生制动不能满足驾驶员的制动需求,此时可以采用复合制动^[1-2],即利用电动机的再生制动和传统的液压制动共同完成车辆的制动功能. 复合制动时,为防止驱动轮抱死,目前采用 3 种方案: ① 以最大能量回收为目标,在防抱制动过程中再生制动全时工作^[3],但容易引起电动机过热、电池饱和等现象; ② 在车轮即将抱死时,停止再生制动,利用液压制动系统实现车轮防抱死控制^[4],缺点是无法进行能量回收; ③ 车轮即将抱死时,再生制动与液压制动协同作用来防抱死. 文献[5]提出在车轮即将抱死时,保持再生制动力不变,调节液压制动力以防止驱动轮抱死,由于液压制动的迟滞性,该方法的制动稳定性较差. 文献[6]提出防抱死过程中,液压制动提供基础制动力矩,再生制动进行防抱调节,以同时兼顾能量回收与制动稳定性,但没有给出基础液压制动力矩的具体确定方式.

目前大多数防抱死制动控制中,车轮滑移率往往会在最佳滑移率附近呈现较大的波动,未达到最佳的制动效果. 由于不同路面的峰值附着系数对应的最佳滑移率不同,因此,为保证防抱死控制系统(antilock brake system, ABS)充分利用不同路面提供的峰值附着系数,必须进行路面识别^[7-8].

在上述第③种方案基础上,笔者提出一种基于路面识别的复合制动与 ABS 集成控制策略,并设计一种在 ABS 触发前逐渐退出再生制动的方法,防止直接撤销再生制动造成 ABS 频繁退出和启动.

1 复合制动系统结构及建模

1.1 复合制动系统结构方案

在四轮独立驱动电动汽车基础上,安装的复合制动系统的结构方案如图 1 所示.

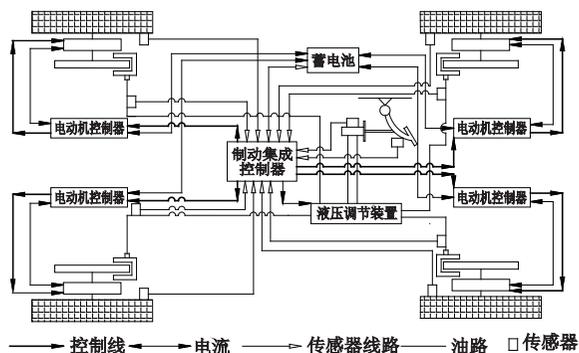


图 1 复合制动系统的结构方案

复合制动系统包括 3 部分^[9]: ① 数据采集部分,用于采集信号并传输至制动控制部分; ② 制动控制部分,收集各个传感器的信号,分析计算出适合当前状态的控制指令,并发送给制动执行部分; ③ 制动执行部分,用来实施控制指令.

1.2 单轮制动模型

根据汽车系统动力学原理,汽车制动时单轮制动模型的受力分析如图 2 所示^[10].

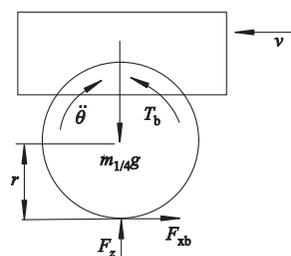


图 2 单轮制动模型受力分析

不考虑空气阻力和车轮滚动阻力的影响,得出制动时车轮运动状态与其所受外力的关系式:

$$m_{1/4} \frac{dv}{dt} = F_{xb}, \quad (1)$$

$$I_w \ddot{\theta} = F_{xb} r - T_b, \quad (2)$$

式中: $m_{1/4}$ 为 1/4 车辆的质量; v 为车轮质心前进速度; F_{xb} 为车轮纵向摩擦力; I_w 为车轮转动惯量; $\ddot{\theta}$ 为车轮角加速度; r 为轮胎半径; T_b 为总需求制动转矩.

车轮纵向摩擦力为

$$F_{xb} = \mu F_z, \quad (3)$$

式中: μ 为车轮的利用附着系数; F_z 为地面对车轮的法向作用力.

1.3 电动机模型

电动机模型描述如下:

$$T_e - T_L - \omega f = J \dot{\omega}, \quad (4)$$

$$T_e = K_m i, \quad (5)$$

式中: T_e 和 T_L 分别为电磁转矩、负载转矩; ω , f , J 分别为轮毂电动机的角速度、摩擦系数、转动惯量; K_m 为转矩系数; i 为轮毂电动机的电流.

电压方程为

$$U - K_e \omega - Ri = L_a \dot{i}, \quad (6)$$

式中: U 为轮毂电动机的输入电压; K_e 为反电动势系数; R , L_a 分别为电枢电阻和电感.

1.4 液压制动系统模型

建立如下液压制动系统模型:

$$\frac{dp}{dt} = \begin{cases} u_i, & \text{增压,} \\ 0, & \text{保压,} \\ u_d, & \text{减压,} \end{cases} \quad (7)$$

式中: p 为轮缸压力; u_i, u_d 分别为增压、减压速率。

液压制动系统模型结构如图3所示。将液压控制单元响应和管路传输滞后等效于一阶滞后环节, 其中, T_B 为液压制动系统滞后时间常数。

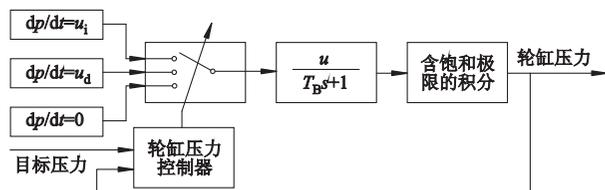


图3 液压制动系统模型结构图

2 路面识别算法

设计的路面识别算法原理如图4所示。计算当前路面的利用附着系数和车轮滑移率, 参照路面附着系数滑移率(μ - S)曲线, 估算出当前路面的峰值附着系数以及车轮的最佳滑移率。

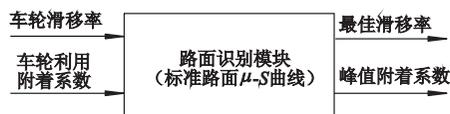


图4 路面识别原理图

2.1 轮胎与路面 μ - S 模型

M. BURCKHARDT等^[11]给出了轮胎纵向附着系数 μ 与滑移率 S 之间常用的一种函数关系:

$$\mu(S) = C_1(1 - e^{-C_2 S}) - C_3 S, \quad (8)$$

式中: C_1, C_2, C_3 为路面拟合参数。

μ - S 曲线如图5所示, 冰、雪、湿鹅卵石、湿沥青、干水泥、干沥青6种标准路面拟合参数见表1。

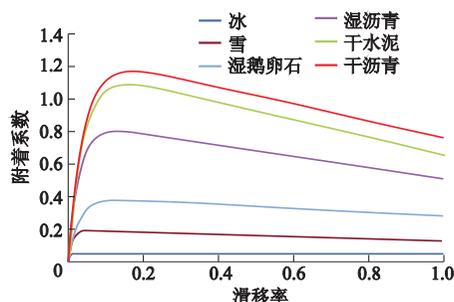


图5 标准路面 μ - S 曲线

表1 标准路面拟合参数

路面	C_1	C_2	C_3
冰	0.050	306.39	0.001
雪	0.195	94.13	0.065
湿鹅卵石	0.400	33.71	0.120
湿沥青	0.856	33.82	0.347

(续表)

路面	C_1	C_2	C_3
干水泥	1.196	25.17	0.537
干沥青	1.281	23.93	0.520

2.2 车轮利用附着系数和滑移率的计算

计算车轮的利用附着系数^[12]:

$$\mu = \frac{F_{xb}}{F_z}. \quad (9)$$

制动时, 根据车轮转速以及电动机制动力矩可以对车轮纵向力进行计算:

$$F_{xb} = \frac{T_b + J\dot{\omega}}{r}. \quad (10)$$

对于单轮模型, 车轮垂向力为

$$F_z = m_{1/4}g, \quad (11)$$

式中: g 为重力加速度。

根据车轮转速和车速计算车轮滑移率^[12]:

$$S = \frac{v - \dot{\theta}r}{v}. \quad (12)$$

2.3 路面识别算法的设计

对式(8)进行求导:

$$\frac{d\mu(S)}{dS} = C_1 C_2 e^{-C_2 S} - C_3, \quad (13)$$

进一步计算可得

$$\begin{cases} \mu_{\max} = C_1 + \frac{C_3}{C_2} \left(\ln \frac{C_3}{C_1 C_2} - 1 \right), \\ S_{\text{opt}} = -\frac{1}{C_2} \ln \frac{C_3}{C_1 C_2}, \end{cases} \quad (14)$$

式中: μ_{\max} 为路面峰值附着系数; S_{opt} 为最优滑移率。

将标准路面拟合参数代入式(14)得到标准路面峰值附着系数和最优滑移率。

根据式(9) - (11)计算当前的车轮利用附着系数, 记为 μ_0 ; 根据式(12)计算当前车轮滑移率, 记为 S_0 。当滑移率为 S_0 时, 6条标准路面对应的车轮利用附着系数记为 $\mu_i, i = 1, 2, \dots, 6$ 。

采用的Lagrange差值公式为

$$L_n(x) = \sum_{k=0}^n l_k(x) f(x_k), \quad (15)$$

式中: $l_k(x)$ 为Lagrange插值基函数; $f(x_k)$ 为路面附着相关函数。

由6条标准曲线上的利用附着系数 μ_i 和当前路面下车轮的利用附着系数 μ_0 , 得Lagrange插值基函数, 记为当前路面与第 i 条标准路面的相似度, 即

$$\lambda_i(\mu_0) = \frac{(\mu_0 - \mu_1)(\mu_0 - \mu_2) \cdots (\mu_0 - \mu_6)}{(\mu_1 - \mu_2)(\mu_1 - \mu_3) \cdots (\mu_1 - \mu_6)}. \quad (16)$$

根据当前路面与标准路面的相似度, 由标准路

面的峰值附着系数 $\mu_{\max 1}, \mu_{\max 2}, \dots, \mu_{\max 6}$ 和最优滑移率 $S_{\text{opt}1}, S_{\text{opt}2}, \dots, S_{\text{opt}6}$, 估算当前路面的峰值附着系数 μ_{\max} 和车轮的最优滑移率 S_{opt} :

$$\mu_{\max} = \lambda_1(\mu_0)\mu_{\max 1} + \lambda_2(\mu_0)\mu_{\max 2} + \lambda_3(\mu_0)\mu_{\max 3} + \lambda_4(\mu_0)\mu_{\max 4} + \lambda_5(\mu_0)\mu_{\max 5} + \lambda_6(\mu_0)\mu_{\max 6}, \quad (17)$$

$$S_{\text{opt}} = \lambda_1(\mu_0)S_{\text{opt}1} + \lambda_2(\mu_0)S_{\text{opt}2} + \lambda_3(\mu_0)S_{\text{opt}3} + \lambda_4(\mu_0)S_{\text{opt}4} + \lambda_5(\mu_0)S_{\text{opt}5} + \lambda_6(\mu_0)S_{\text{opt}6}. \quad (18)$$

3 复合制动与 ABS 集成控制策略

3.1 复合制动系统的工作模式

复合制动系统的工作模式包括 2 个过程: ① 根据电池荷电状态 (state of charge, SOC) 和当前车速判断再生制动是否工作; ② 根据目标制动强度和路面峰值附着系数判断 ABS 是否工作。

判断再生制动是否工作的方法: 车辆开始制动时, 如果 $SOC \geq 0.8$ 或者 $v < 15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时, 此时由液压制动系统单独完成制动; 只有 $SOC < 0.8$, 且 $v \geq 15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时, 再生制动开启; 当再生制动发挥作用时, 比较目标制动强度 Z 和路面峰值附着系数 μ_{\max} 的大小, 以判断 ABS 是否工作。

根据 ABS 是否工作将制动过程分为 3 种情况: ① 在常规制动工况 ($Z < \mu_{\max}$) 下, 路面提供的附着力满足制动需求, 车轮不会抱死, ABS 不会起作用, 为了尽可能多的回收制动能量, 考虑电动机、电池系统的最大回馈能力, 优先进行再生制动, 不足部分采用液压制动; ② 从常规制动 ($Z < \mu_{\max}$) 进入防抱制动 ($Z \geq \mu_{\max}$) 过渡过程中, 通过一种在 ABS 触发前逐渐退出再生制动的方法, 防止直接撤销再生制动造成 ABS 频繁退出和启动; ③ 防抱制动工况 ($Z \geq \mu_{\max}$) 下, 路面提供的附着力不满足制动需求, ABS 开始作用, 由液压制动系统提供基础制动力矩, 电动机用于防抱调节, 以兼顾能量回馈和制动稳定性。

3.2 复合制动系统的过渡过程控制策略

在过渡过程工况中, 直接撤销再生制动会造成 ABS 频繁退出和启动. 采用一个表征车辆进入 ABS 控制的可能性系数 k_{ABS} , 并据此调整再生制动力在总制动力中所占的比重. k_{ABS} 越小, 表示 ABS 介入的可能性越小; k_{ABS} 越大, 表示 ABS 介入可能性越大, 要逐步减小再生制动力的大小; k_{ABS} 为 100% 时, 由液压制动单独完成制动需求^[6].

采用模糊推理的方法计算 k_{ABS} . 输入为滑移率和路面附着利用率, 其中路面附着利用率定义为利用附着系数和路面峰值附着系数的比值, 即表征路

面附着的利用程度. 设滑移率的变化区间为 $[0, 15\%]$ (滑移率超过 15% 的按 15% 计), 论域为 U_s ; 设路面附着利用率的变化区间为 $[0, 100\%]$, 论域为 U_μ . 输出为 k_{ABS} , 设系统进入 ABS 控制可能性的变化区间为 $[0, 100\%]$, 论域为 $U_{k_{\text{ABS}}}$. 模糊规则制定中采用三角形隶属度函数, k_{ABS} 计算方法模糊推理规则库如表 2 所示. 其中: L, ML, M, MH, H 分别表示低、中低、中、中高和高; S, MS, M, MB, B 分别表示小、中小、中、中大和大。

表 2 k_{ABS} 计算方法模糊规则

路面附着利用率	滑移率				
	L	ML	M	MH	H
L	S	S	MS	M	B
ML	S	MS	M	MB	B
M	MS	M	MB	B	VB
MH	M	MB	B	B	VB
H	MB	B	B	VB	VB

3.3 复合制动系统的防抱死控制策略

再生制动与液压制动防抱协调控制策略如图 6 所示. T_{reg} 为再生制动力矩; T_{hy} 为液压制动力矩; T_b 为总需求制动力矩; $T_{\text{hy}0}$ 为基础液压制动力矩; $T_{\text{reg,max}}$ 为当前转速下的最大再生制动力矩。

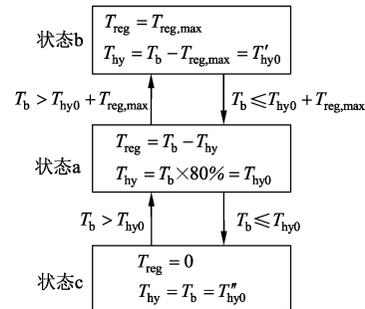


图 6 再生制动与液压制动防抱协调控制策略

防抱死制动控制中, 由液压制动承担基础制动力矩 $T_{\text{hy}0}$, 再生制动进行滑移率控制, 而基础液压制动力矩 $T_{\text{hy}0}$ 根据控制过程实时调整。

ABS 触发后的第 1 个保压过程中再生制动力矩为 0, 令液压制动提供该路面最大制动力矩的 80%, 并置为下一控制周期的基础液压制动力矩 $T_{\text{hy}0}$, 如图 6 状态 a 所示; 增压过程中, 若再生制动力矩增大到当前转速下电动机所能提供的最大制动力矩后, 仍然不能满足增压要求, 则增大液压制动力矩, 此时基础液压制动力矩变为 $T_{\text{hy}0}' = T_b - T_{\text{reg,max}}$, 如图 6 状态 b 所示, 并置为下一控制周期基础液压制动力矩, 否则, 保持基础液压制动力矩 $T_{\text{hy}0}$ 不变; 减压过程中, 若再生制动力矩减小到 0, 仍然不能满足减压

要求,则减小液压制动力矩,此时基础液压制动力矩变为 $T_{hy0}'' = T_b$,如图6状态c所示,并置为下一控制周期的基础液压制动力矩,否则,保持基础液压制动力矩 T_{hy0} 不变。

3.4 ABS 控制策略

采用PID控制实现基于以滑移率为控制目标的ABS控制系统。其中,最优滑移率为路面识别算法估算出的最优滑移率,可以随着路面条件的变化实时更新,有利于提高ABS控制精度。

4 制动性能仿真与分析

4.1 仿真模型及参数设置

图7为MATLAB/Simulink中搭建的仿真模型。仿真参数:单轮模型质量为240 kg;轮胎半径为0.326 m;转动惯量为 $0.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;电动机额定功率为

6 kW;峰值扭矩为 $250 \text{ N} \cdot \text{m}$;回路电感为10 mH;回路电阻为 0.099Ω ;电动机转矩系数为 $1.086 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{A}^{-1}$;电动机反电动势系数为 $1.086 \text{ V} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$;增压速率为 $0.0625 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;减压速率为 $0.0625 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;滞后时间常数为20 ms。

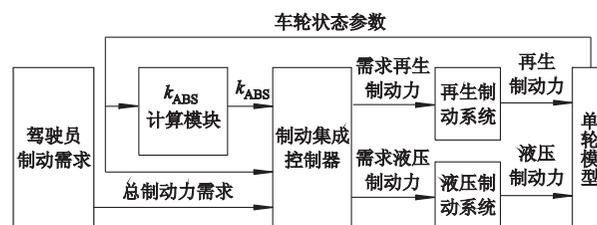


图7 仿真模型结构框图

4.2 单一路面的仿真分析

在 $\mu = 0.3$ 路面上以目标制动强度 $Z = 0.5$ 进行制动。初始车速设为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,仿真结果如图8所示。

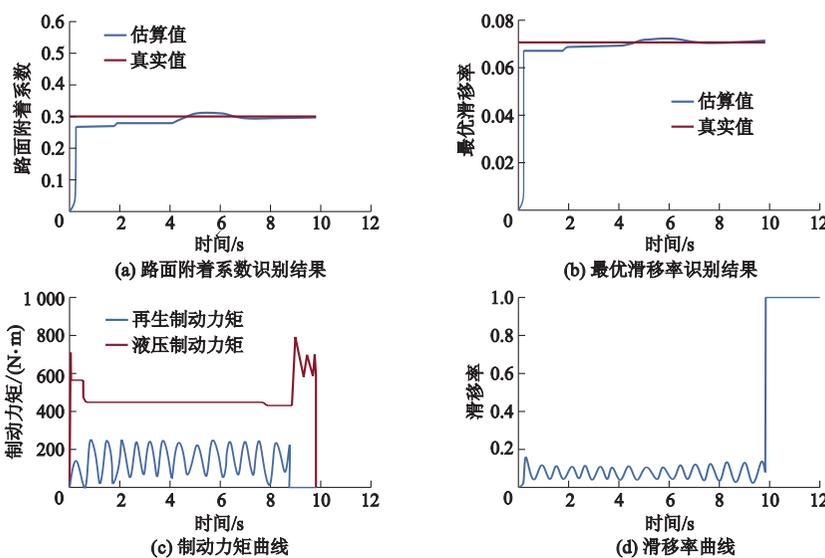


图8 单一路面下的防抱死制动

从图8a,b可以看出:路面识别结果出现大的波动后很快趋于平稳,能够迅速地估算出路面附着系数为0.3和最优滑移率为0.077,在此工况下,目标制动强度高于路面峰值附着系数,路面提供的附着力不满足制动需求,为了保证制动稳定性,由液压制动力矩提供基础制动力矩,由再生制动进行防抱死调节,ABS触发时,再生制动力矩已经减为0,此时,由液压制动力矩提供基础液压制动力矩,由再生制动力矩波动进行滑移率控制;在时间 $t = 0.68 \text{ s}$ 和 $t = 7.90 \text{ s}$ 时,再生制动力矩减小到0之后依然不满足总制动力矩减小需求,液压制动力矩因此减小,并将减小后的液压制动力矩设为基础液压制动力矩。从

图8d可以看出:PID控制器始终将滑移率控制在最优滑移率0.065附近;制动总时间为9.85 s,在 $t = 8.86 \text{ s}$ 时,由于车速太低,再生制动关闭,制动力矩全部由液压制动力矩提供。

在 $\mu = 0.7$ 路面上以目标制动强度 $Z = 0.5$ 进行制动。初始车速为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,仿真结果如图9所示。从图9a,b可以看出:路面识别结果出现较大波动后趋于平稳,能够迅速地估算出路面附着系数为0.7和最优滑移率为0.121,预估准确度较高。而目标制动强度小于路面附着系数,路面提供的附着力是满足制动需求的,此时ABS处于关闭状态,总需求制动力矩首先由电动机的再生制动提供,液压

制动提供再生制动无法满足的部分. 从图 9c 可以看出: 制动总时间为 6.73 s, 在 $t = 5.98$ s 时, 再生制

动由于车速低而关闭, 液压制动单独提供制动力矩. 从图 9d 可以看出, 滑移率保持在最优滑移率附近.

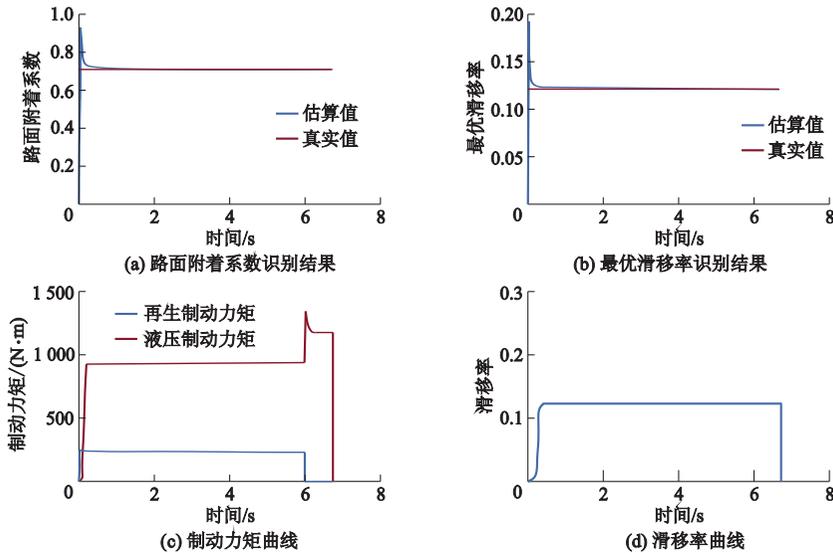


图9 单一路面下的常规制动

4.3 变路面附着系数的仿真分析

初始车速设为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 目标制动强度设为

0.5, 先后驶入路面附着系数为 0.7, 0.5, 0.3 的 3 种路面, 仿真结果如图 10 所示.

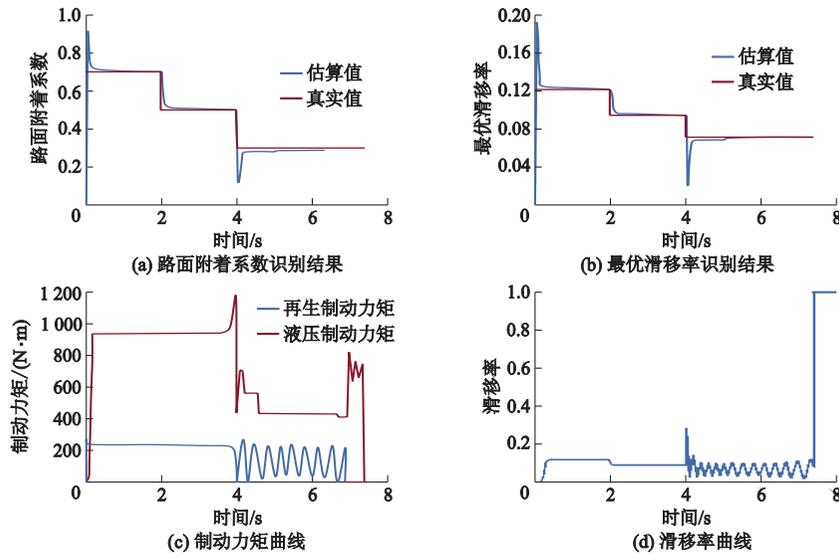


图10 变路面附着系数的仿真分析

从图 10a, b 可以看出: 车辆进入 3 种不同路面工况时, 路面识别结果出现波动后很快趋于平稳, 能够迅速估算出 3 种路面的最优滑移率和峰值附着系数, 准确度较好.

从图 10c 可以看出: 当车辆行驶在前两种路面上时, 路面提供的附着力可以满足制动需求, 车轮不会发生抱死, 总制动力矩首先由再生制动提供, 不足的部分由液压制动进行补充; 车辆进入第 3 种路面 ($\mu = 0.3$) 行驶时, 路面提供的附着力不满足制动需

求, 此时 ABS 介入, 在 ABS 触发前, 根据 k_{ABS} 逐渐减小再生制动力矩, ABS 触发时再生制动力矩减小到 0, 液压制动提供基础制动力矩, 由再生制动进行防抱死调节.

从图 10d 可以看出: 通过 PID 控制方法将车轮滑移率控制在最佳滑移率附近, 总制动时间为 7.37 s, 在 $t = 6.91$ s 时, 由于车速过低, 再生制动关闭, 制动力矩全部由液压制动系统提供, 同时 PID 控制调节液压制动力矩, 使车轮不抱死.

5 结 论

1) 提出的路面识别算法在单一路面和对接路面下, 均能迅速地估算出路峰值附着系数和车轮最优滑移率, 且估算准确度较高.

2) 针对过渡工况, 提出了一种表征车辆进入 ABS 的可能性系数 k_{ABS} , 可以在 ABS 触发前逐渐减小再生制动, 避免了直接撤销再生制动造成 ABS 频繁退出和启动的情况.

3) 防抱死制动工况下, 提出了由液压制动系统提供该路面最大制动力矩的 80% 作为基础制动力矩, 电动机用于防抱调节的控制策略下, 再生制动和液压制动不会同时发生变化, 减小了液压制动的迟滞性带来的影响, 兼顾了车辆能量回馈、制动稳定性和舒适性.

参考文献 (References)

- [1] 张俊智, 吕辰, 李禹潼. 电动汽车混合驱动与混合制动系统: 现状及展望[J]. 汽车安全与节能学报, 2014, 5(3): 209 - 223.
ZHANG J Z, LYU C, LI Y T. Hybrid propulsion and hybrid braking technologies of electrified vehicles: status and prospect [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2014, 5(3): 209 - 223. (in Chinese)
- [2] 王骏骋, 何仁. 电动车辆 ABS 的改进线性二次型最优控制[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2018, 50(9): 108 - 115.
WANG J C, HE R. Improved linear quadratic optimal control of ABS for an electric vehicle [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2018, 50(9): 108 - 115. (in Chinese)
- [3] ROSENBERGER M, UHLIG R A, KOCH T, et al. Combining regenerative braking and anti-lock braking for enhanced braking performance and efficiency [C] // World Congress & Exhibition. Detroit, Michigan, USA: SAE International, 2012 - 01 - 0234.
- [4] 李贺. 纯电动汽车的再生制动系统与 ABS 集成控制策略研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
- [5] 杨亚娟, 赵韩, 李维汉, 等. 电动汽车再生制动与液压 ABS 系统集成控制研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2012, 35(8): 1054 - 1058, 1125.
YANG Y J, ZHAO H, LI W H, et al. Integrated control of regenerative braking and hydraulic anti-lock braking system of electric vehicle [J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2012, 35(8): 1054 - 1058, 1125. (in Chinese)
- [6] 张雷, 于良耀, 宋健, 等. 电动汽车再生制动与液压制动防抱协调控制[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2016, 56(2): 152 - 169.
ZHANG L, YU L Y, SONG J, et al. Coordinated anti-lock braking control of regenerative and hydraulic braking systems in electric vehicles [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2016, 56(2): 152 - 169. (in Chinese)
- [7] 周磊, 罗禹贡, 李克强, 等. 电动汽车回馈制动与防抱死制动集成控制[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2009, 49(5): 105 - 110.
ZHOU L, LUO Y G, LI K Q, et al. Braking control of electric vehicles while coordinating regenerative and anti-lock brakes [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2009, 49(5): 105 - 110. (in Chinese)
- [8] 朱冰, 朴奇, 赵健, 等. 基于路面附着系数估计的汽车纵向碰撞预警策略[J]. 汽车工程, 2016, 38(4): 446 - 452.
ZHU B, PIAO Q, ZHAO J, et al. Vehicle longitudinal collision warning strategy based on road adhesive coefficient estimation [J]. Automotive Engineering, 2016, 38(4): 446 - 452. (in Chinese)
- [9] 王鹏宇, 王庆年, 胡安平, 等. 基于 Simulink-AMESim 联合仿真的混合动力客车再生制动系统分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2008, 38(增刊1): 7 - 11.
WANG P Y, WANG Q N, HU A P, et al. Analysis of regenerative braking system of hybrid bus based on Simulink-AMESim co-simulation [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2008, 38(S1): 7 - 11. (in Chinese)
- [10] IVANOV V, SAVITSKI D, SHYROKAU B. A survey of traction control and antilock braking systems of full electric vehicles with individually controlled electric motors [J]. IEEE Transaction on Vehicular Technology, 2015, 64(9): 3878 - 3896.
- [11] BURCKHARDT M, REIMPELL J. Fahrwerktechnik, Radschlupf-Regelsysteme [M]. Würzburg, Germany: Vogel Verlag, 1993.
- [12] WANG J C, HE R. Varying charge voltage in the steps control method of the coordinated ABS for in-wheel motors driven electric vehicles based on an improved LQG scheme [J]. IEEE Access, 2018, 6: 15039 - 15050.

(责任编辑 贾国方)