

模糊软切换控制的汽车SBC研究

孙仁云^{1,2}, 李 治¹

(1. 西南交通大学电气工程学院 成都 610031; 2. 西华大学交通与汽车工程学院 成都 610039)

【摘要】研究了电子感应控制汽车制动系统(SBC)的模糊和滑模变结构控制方法。根据模糊推理估计集成不确定边界,利用双曲正切函数代替符号函数实现软切换连续控制。设计了模糊软切换控制汽车SBC制动系统,使用Matlab/Simulink软件进行计算机仿真,并在试验台上进行制动性能试验。结果表明仿真结果和试验台上的试验结果基本一致;减小了抖振,制动平稳,制动距离和制动时间短,能有效改善汽车制动性能。

关键词 汽车SBC; 模糊控制; 滑模变结构; 软切换
中图分类号 U463.5 **文献标识码** A

Study of Automobile SBC on Fuzzy-Soft Switch Control

SUN Ren-yun^{1,2} and LI Zhi¹

(1. School of Electrical Engineering, Southwest Jiaotong University Chengdu 610031;

2. School of Transportation and Automobile Engineering, Xihua University Chengdu 610039)

Abstract The method combining fuzzy with slide mode varying structure control is applied to the motor vehicle sensotronic brake control (SBC) system. The integration uncertain border value is estimated by fuzzy inference and the soft switch control is accomplished by $\tanh(x)$ function replacing $\text{sgn}(x)$. The automobile SBC system based fuzzy-soft switch control is designed. The computer simulation is fulfilled for this system by using Matlab/Simulink software and the braking performance is tested on the test-bed. The results show that difference between the simulation results and the test is smaller. The buffeting is reduced and its braking is smooth.

Key words automobile SBC; fuzzy control; slide mode vary structure; soft switch

电子感应控制制动系统(SBC)包含防抱死制动、防滑转监控、电子稳定程序等与制动相关的功能,制动是SBC的基本功能。SBC取消了制动踏板与执行机构之间的机械连接,通过踏板模拟器识别驾驶员的制动意图,没有制动总泵,轮缸附近装备有稳定的压力源。一旦驾驶者右脚离开加速踏板,控制系统即进入准备制动状态,当驾驶者踩下制动踏板时,控制器将实施防抱死制动控制。其过程响应速度快,减少了制动迟滞时间和制动系统的故障,制动距离缩短,增强行驶安全性和操纵稳定性^[1-3]。SBC系统是非线性时变和不确定系统,其制动过程很难建立精确的数学模型。模糊控制和滑模变结构控制(SVC)是处理不确定系统的有效控制方法,适合于汽车制动系统的制动控制,能改善其制动性能。

1 汽车动力学模型

1.1 车辆模型

不计空气阻力、轮胎滚动阻力,忽略载荷转移

及路面不平对SBC的干扰和影响,简化的单轮车辆模型如图1所示^[4]。

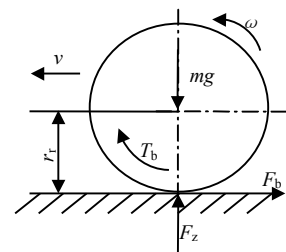


图1 单轮车辆模型

设 m 为四分之一车辆质量, $m = M / 4$ M 为整车质量, v 为车速; F_b 为车轮纵向附着力; J 为车轮转动惯量; ω 为车轮角速度; r_r 为车轮工作半径; T_b 为车轮制动力矩; μ 为纵向附着系数; F_z 为车轮对地面法向反力, $F_z = mg$ 。

单轮车辆运动动力学方程为:

$$m \frac{dv}{dt} = -F_b \quad (1)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = F_b r_r - T_b \quad (2)$$

$$F_b = \mu F_z \quad (3)$$

车轮滑移率定义为:

$$s = 1 - \frac{\omega r_r}{v} \quad (4)$$

1.2 轮胎与路面相互关系

以滑移率与附着系数的非线性函数关系来表达轮胎与路面的相互关系模型。在研究制动系统时,一般不考虑横向附着模型,本文使用Burckhardt模型作为干沥青路面纵向附着系数模型^[5]:

$$\mu(s) = 1.0203(1 - \exp(-23s)) - 0.47s \quad (5)$$

应用式(5)时,取峰值附着系数 $\mu_p = 0.92$,峰值附着系数对应的目标(最佳)滑移率为 $s_p = 0.17$ 。

2 模糊软切换控制

滑模变结构控制对汽车电控制动系统有较好的控制效果^[6-7],具有对参数变化不敏感、抗外部干扰能力强和动态响应快等优点。一旦被控系统的状态进入滑模方式,滑模面选择决定系统动态性能,与系统不确定因素无关^[8]。该控制方法也存在不足:

(1) 如何确定集成不确定的边界;(2) 采用符号函数的切换控制不可避免地会引起抖振,即影响跟踪性能。当把 s_p 设在峰值附着系数点右侧时,滑移率波动幅度会进一步增加;如在右侧较远一点时,车轮即刻出现抱死趋势,且可能很快抱死。结合模糊技术与滑模控制,根据模糊推理方法估计集成不确定的边界,采用软切换进行连续控制,可以减小和改善系统的抖振^[9],实时修正切换线和幅值,达到良好制动效果。

2.1 滑模切换控制

根据汽车制动理论^[4],最佳制动是将车轮的滑移率控制在 s_p 附近,因此,选取切换函数^[8] $\varphi = \frac{de}{dt} + c_1 e$,常数 $c_1 > 0$ 。其中, e 为滑移率误差,即 $e = s - s_p$,又称为跟踪误差。以滑移率 s 为控制对象,由 s 与其变化率 $\frac{ds}{dt}$ 构成一相平面,则切换线 $\varphi = \frac{ds}{dt} + c_1(s - s_p) = 0$ 是斜率为 $-c_1$ 且过点 $(s_p, 0)$ 的直线,保证了系统状态轨迹在到达滑模运动段后能沿切换线收敛于 s_p 。在SBC系统中,以制动力矩 T_b 作为控制变量, T_b 的大小与制动分泵液压有关。对系统进行切换控制的控制规律为:

$$T_b = \begin{cases} T_b^- & \varphi > 0 \\ T_b^+ & \varphi < 0 \end{cases} \quad (6)$$

为保证运动轨线能在有限的时间内到达切换线,需满足可达性条件^[8]: $\varphi \frac{d\varphi}{dt} < 0$ 。其中,

$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{d^2e}{dt^2} + c_1 \frac{de}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} + c_1 \frac{ds}{dt}$ 。由该条件和汽车动力学模型得切换控制的制动扭矩变化表达式为:

$$\frac{dT_b}{dt} = -AT_b + B + C(1-s) + \left(c_1 \mu + \frac{d\mu}{dt} \right) \left[(1-s) \frac{gJ}{r_r} + r_r F_z \right] - u_0 \operatorname{sgn}(\varphi) \quad (7)$$

式中 u_0 为确保满足切换可达性条件,又能满足制动扭矩变化率的常数; A 、 B 、 C 是与速度有关的参数,其计算式如下:

$$A = c_1 + \frac{2\mu g}{v}, \quad B = \frac{2\mu^2 F_z r_r g}{v}, \quad C = \frac{2\mu^2 J g^2}{r_r v}$$

由式(7)可以看出,当 $\varphi > 0$ 和 $\frac{d\varphi}{dt} < 0$ 时,实施减压控制,保证状态轨迹向滑模超面 $\varphi_1 = 0$ 运动;当 $\varphi > 0$ 和 $\frac{d\varphi}{dt} < 0$ 时,实施增压控制,使其状态轨迹向滑模超面 $\varphi_1 = 0$ 运动。即:

$$\begin{cases} \varphi > 0, \frac{d\varphi}{dt} < 0 & \text{减压} \\ \varphi < 0, \frac{d\varphi}{dt} > 0 & \text{增压} \end{cases} \quad (8)$$

2.2 模糊软切换控制

将式(7)中最后一项重写为 $u_i = -u_0 \operatorname{sgn}(\varphi_1)$, u_0 为集成不确定的边界,与系统实现滑动模运动的时间成反比,其值的大小对系统性能有较大的影响,且不方便确定。因此,使用模糊推理方法实时估计集成不确定边界 u_0 的值,应用先前的专家知识能更有效地完成控制目标。为减少抖振,将符号函数的切换控制变为采用双曲正切函数的切换控制,它对抖振有明显改善,被称为软切换控制^[9]。模糊软切换控制器设计如下:

$$u_i = -u_{0i} \tanh^q(\varphi_1) \quad q=1,3,5,\dots \quad (9)$$

式中 u_{0i} 使用模糊逻辑根据 φ_1 和 $\frac{d\varphi_1}{dt}$ 不断调节。

2.3 利用模糊逻辑确定 u_{0i}

将控制器的输入切换函数 φ 及其变化率 $\frac{d\varphi}{dt}$ 划分为三个模糊子空间,输出 u 划为九个模糊子空间,反模糊化输出采用重心法。 φ 和 $\frac{d\varphi}{dt}$ 的语言值为“负”、“零”、“正”; u 的语言值为“负非常大”、“负大”、“负中”、“负小”、“接近零”、“正小”、“正中”、

“正大”、“正非常大”; 对应符号集合 $\varphi = \{N, Z, P\}$;
 $\frac{d\varphi}{dt} = \{N, Z, P\}$; $u = \{NV, NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB, PV\}$ 。使用的九条模糊规则如表1所示。

表1 模糊控制状态表(输出u)

$\frac{d\varphi}{dt}$	φ		
	N	Z	P
N	PV	PB	PM
Z	PS	ZE	NS
P	NM	NB	NV

φ 的论域定义为 $[-0.18, 0.18]$, $\frac{d\varphi}{dt}$ 的论域为 $[-6, 6]$, 控制量 u 的论域为 $[-3, 3]$ 。隶属函数都选三角函数, 如图2所示。

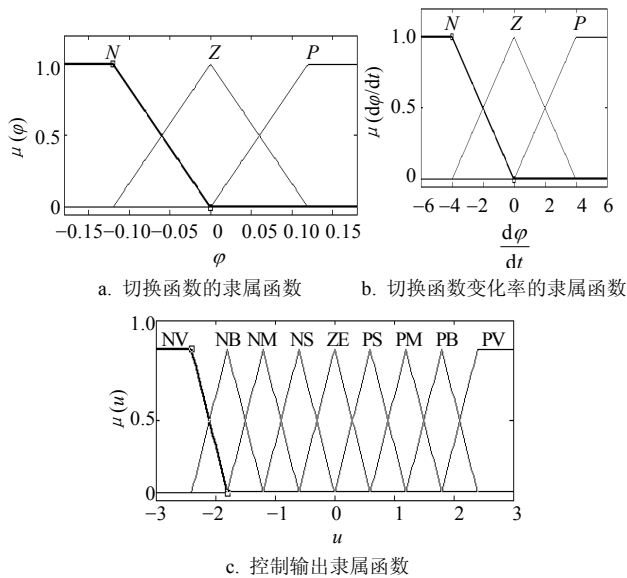


图2 隶属函数曲线

2.4 模糊软切换控制仿真

2.4.1 方法验证仿真

仿真模型如图3所示, 使用Matlab/Simulink在计算机上对模糊软切换控制进行仿真。

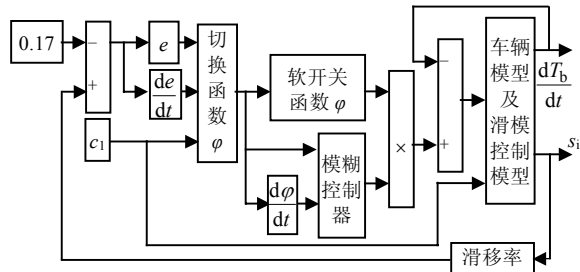


图3 控制系统仿真模型

设汽车整备质量为1 538 kg, 车轮直径为0.6 m, 不考虑滚动阻力和空气阻力及载荷转移, $c_1=5.5$, 仿真步长为0.005 s, 制动初速度为160 km/h, 在良好干沥青路面 ($\mu = 0.92$) 上直线制动, 滑移率变化曲线、

速度变化曲线如图4所示。制动距离为114.84 m, 制动时间为5.045 s。

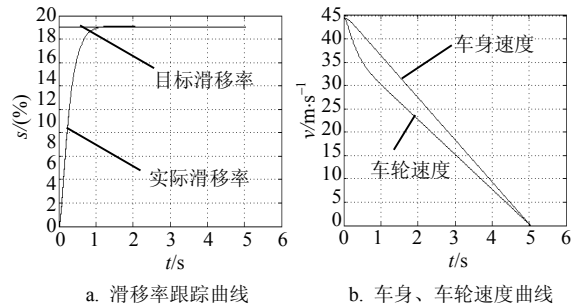


图4 车轮滑移率及速度仿真曲线($c_1=5.5$)

2.4.2 试验模型仿真

由于试验台的速度达不到160 km/h, 为便于结果比较, 仿真制动初速取80 km/h, 仿真步长为0.02 s。仿真滑移率跟踪曲线和车身与车轮曲线如图5所示, 制动距离29.5 m, 制动时间2.564 s。

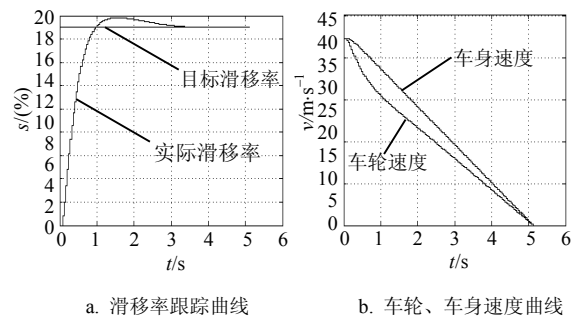


图5 车轮滑移率及速度仿真曲线($c_1=7$)

由仿真可知, c_1 在4.5~8.0内时, 滑移率的跟踪效果较好, 制动距离和制动时间短, 制动平稳, 没有抱死现象。高速阶段, s_p 可取在峰值滑移率适当偏右侧, 更有利于缩短制动距离和制动时间, 且达到车轮抱死的制动器制动扭矩比低速时大, 增压时间可适当延长。

3 试验结果与分析

3.1 试验系统

以80196KC单片机为核心设计制作的控制器调试完成后, 在实验室内的试验台架上进行试验, 控制器与试验台组成的系统如图6所示。图中①、②分别表示连接和试验两种执行机构的连接方式。前者为液压调节电磁阀开关控制, 阀芯位置有三种状态, 在相邻两步之间, 分泵中液压变化较剧烈, 变化频率较低, 波动较大; 后者为步进电机分小步控制液压调节阀节流口面积以改变制动分泵中液压, 从而改变制动扭矩, 相邻两步之间的液压变化较平缓, 变化频率较高, 波动较小。

改变分泵压力, 通过制动器调节制动力矩, 试

验台的制动压力 p_i 与力矩之间的传递函数为:

$$T_{bi} = \frac{7591846.542}{\hat{s}^2 + 40.844\hat{s} + 40844.84} p_i \quad (10)$$

式中 \hat{s} 为复变数。

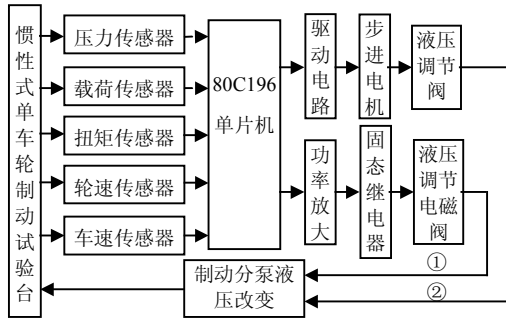


图6 控制器与试验台组成的系统

3.2 试验结果分析

表2 不同载荷和目标滑移率下的试验结果

$s_e/(\%)$	W_s/kg	$v_0/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	t/s	S/m	S_{GB}/m
16	274.8	76.033	3.437 45	36.075	47.2
	352.5	61.178	2.592 17	22.973	36.8
	383.6	59.726	2.526 33	19.872	36.2
	249.2	56.426	2.748 21	20.129	29.8
17	487.3	55.535	2.684 93	21.759	28.3
	515.8	59.138	2.786 47	19.923	36.4
	367.7	71.261	4.238 42	42.157	43.7
18	392.9	63.913	4.195 85	30.631	39.1
	453.8	60.295	2.822 64	21.342	37.7

不同目标滑移率 s_e 和不同载荷 W_s 下,电控制动系统的模糊软切换控制器在试验台上的试验结果如表2所示。表中, v_0 为制动初速度; t 为制动时间; S 为制动距离; S_{GB} 为国标要求制动距离。 $s_e=17\%$ 、 $W_s=515.8\text{ kg}$ 、 $v_0=59.138\text{ km/h}$ 时,制动过程中速度变化曲线和滑移率曲线如图7、8所示。

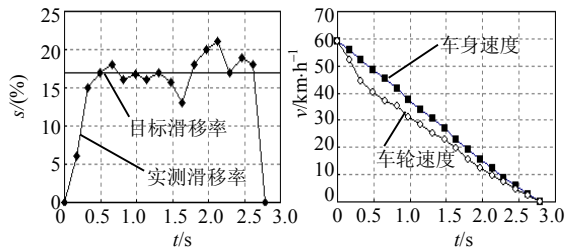


图7 滑移率试验曲线

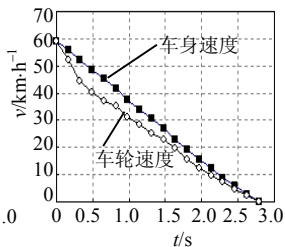


图8 速度试验曲线

国标给出了初速度为80、60、50 km/h的计算公式,本文采用线性插值法计算中间速度的 S_{GB} 。

从表2的试验结果看出,三种滑移率、多种载荷下的最大制动距离均在标准要求的范围内,且余量很大;制动时间短,制动初速度为60 km/h左右时,基本都在2~3 s内完成制动。

由图7、8可以看出,针对制动系统的模糊软切换控制在试验台上具有良好的控制效果,速度曲线较平滑,滑移率都在控制滑移率(17%)左右波动,不同控制滑移率对汽车的制动性能有影响,模糊软切换控制仿真结果与试验结果基本一致。

4 结束语

制动性能的不断改善和提高是汽车技术发展的必然,SBC系统比ABS系统减少了响应滞后时间,响应迅速,制动源压力有所提高。基于模糊软切换控制使SBC优良的性能得到更好的发展,减小了由于滑模变结构控制中硬切换带来的抖振,克服了由于制动压力有所提高而带来的振荡,控制精度高。制动过程中车轮与地面之间的滑移率一直保持在期望滑移率附近,能大限度地利用地面制动力,制动强度高($>6.9\text{ m/s}^2$),进一步缩短了制动距离和制动时间,使汽车主动安全性提高。

参 考 文 献

- [1] 田玉明. 博世电液制动系统SBC[J]. 轻型汽车技术, 2003, (2): 71.
- [2] ROSS T. Bannatyne, Motorola, transportation safety & chassis systems div, electronic braking control developments[J]. Automotive Engineering International, 1999, 32(2): 89-99.
- [3] KIENCKE U. Future perspectives of automotive control[C]//IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference Budapest. Hungary: IEEE, 2001: 21-23.
- [4] 余志生. 汽车理论[M]. 第3版. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [5] 刘国福, 张, 王跃科. 防抱制动系统基于模型的最佳滑移率计算方法[J]. 汽车工程, 2004, 26(3): 302-305.
- [6] 周云山. 汽车电控系统理论与设计[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1999.
- [7] KUEON Y S, BEDI J S. Fuzzy-neural-sliding mode controller and its applications to the vehicle anti-lock braking systems[C]//Proceeding of the American Control Conference. Arlington, VA: [s.n.], 2001: 25-27.
- [8] 刘金琨. 滑模变结构控制MATLAB仿真[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [9] 张化光. 模糊自适应控制理论及其应用[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2002.

编辑 漆 蓉