

# 一种汽车防抱死制动系统的非线性控制方法

刘志远<sup>1</sup>, 井后华<sup>1</sup>, 陈虹<sup>2</sup>

(1. 哈尔滨工业大学 控制科学与工程系, 150001 哈尔滨; 2. 吉林大学 控制科学与工程系, 130022 长春)

**摘要:** 针对具有不连续特性的开关阀防抱死制动系统, 本文研究了控制器设计方法. 首先讨论了开关阀防抱死制动系统增压、保压、减压三种工作模式的动态特性, 给出一种具有滑移率连续动态和执行器不连续动态的开关阀防抱死制动系统的数学描述. 在此基础上, 考虑到应用性和鲁棒性要求, 提出一种以系统状态作为切换规则保证系统稳定性的非线性控制器设计方法, 其思想是基于 Filippov 意义下的 Lyapunov 方法设计两个切换面, 将状态空间划分形式作为切换规则, 通过切换面选择保证闭环系统的稳定性. 为了避免频繁的模式切换, 本文进一步将控制目标调整为平衡区域的收敛控制, 并讨论了收敛区域大小对闭环控制性能的影响. 仿真与实验结果表明本文给出的方法控制参数少, 具有高效和平顺的制动性能.

**关键词:** 防抱死制动系统; 开关阀; 滑移率; 切换面

**中图分类号:** TH133; TP183 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2012)05-0007-07

## Nonlinear control method for automotive anti-lock braking system

LIU Zhi-yuan<sup>1</sup>, JING Hou-hua<sup>1</sup>, CHEN Hong<sup>2</sup>

(1. Dept. of Control Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China;  
2. Dept. of Control Science and Engineering, Jilin University, 130022 Changchun, China)

**Abstract:** A controller is designed for anti-lock braking system (ABS) with discontinuous characteristics of on/off valves. Firstly, the dynamic characteristics under Increase, Hold and Decrease modes are discussed, and a math description is given for ABS with on/off valves, including wheel slip continuous dynamics and actuator discontinuous dynamics. Considering the requirement on applicability and robustness, an approach for nonlinear controller design is proposed which uses system state as switching law to guarantee the stability. The idea is to develop two switching surfaces using Lyapunov method in the sense of Filippov, and the state space partition is regarded as the switching law, with the stability ensured via switching surfaces selection. Further, to avoid frequent switches, the control objective is modified to the convergence of an equilibrium set, and the influence of the size about the equilibrium set on the closed-loop system performance is discussed. Simulation and experiment tests illustrate that both high braking efficiency and ride quality are obtained with few control parameters.

**Key words:** anti-lock braking system; on/off valve; wheel slip; switching surface

防抱死制动系统 (anti-lock braking system, ABS) 主要用于在紧急制动过程中通过调节制动力矩防止车轮抱死, 在保持转向能力和横向稳定性的同时最大利用路面的摩擦力, 从而有效提高行车安全性<sup>[1]</sup>. ABS 控制相关的大多数研究均基

于制动力矩可以连续精确调节的假设<sup>[2-3]</sup>, 这与实际情况不符. 由于受成本和可靠性因素制约, 实际车辆中广泛采用开关阀调节压力. 通过协调阀的开、关, 这类执行器可以实现增压、保压、减压三种控制模式. 为此, 需要设计其切换规则来实现制动力矩和滑移率的调节. 工程中广泛采用基于逻辑和参数阈值设计控制规则<sup>[1]</sup>, 这种方法进行参数整定时需要经验和进行大量的试验, 导致开发周期长、费用高. 文献[4-5]分别以不同相平面为基础, 参考相轨迹特点定性分析和设计不同

收稿日期: 2011-05-26.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(61034001); 中央高校基本科研业务费专项资金项目(HIT.NSRIF.2013035).

作者简介: 刘志远(1957—), 男, 教授, 博士生导师;  
陈虹(1963—), 女, 教授, 博士生导师.

通信作者: 井后华, jinghouhua@hit.edu.cn.

工作模式之间的切换规则. 但由于这些规则主要基于轮加速度设计, 而忽略了滑移率控制的本质, 所以会造成制动力矩和滑移率剧烈波动, 从而降低制动过程的平顺性.

本文采用切换系统模型描述了开关阀 ABS 增压、保压、减压三种工作模式的动态特性; 并基于 Filippov 意义下的 Lyapunov 方法设计出两个切换面, 以其对状态空间的划分形式作为切换规则; 结合基于整车动力学软件 veDYNA 的仿真对比, 对控制器进行了分析和改进; 最后通过道路实验进行验证.

## 1 开关阀 ABS 建模

轮胎 - 地面之间的纵向摩擦系数  $\mu$  是分析制动效能的主要依据, 受到许多因素影响, 但其主要表现为依赖于滑移率  $\lambda$  的强非线性关系. 图 1 给出了一条典型的  $\mu - \lambda$  曲线. 为了保证制动性能, 要求控制滑移率  $\lambda$  在曲线峰值附近. 据此, ABS 的本质实际上是通过执行器实现对各车轮滑移率的调节.

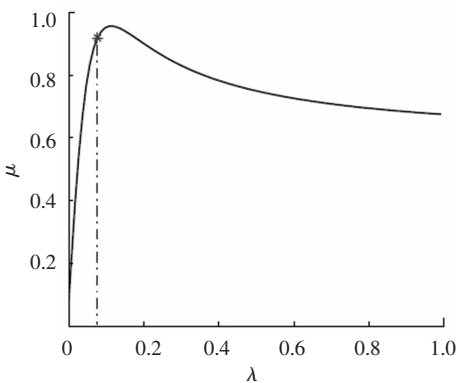


图 1 典型  $\mu - \lambda$  曲线

滑移率定义为  $\lambda = 1 - \omega r/v$ , 其中  $\omega$  是车轮角速度,  $r$  是有效车轮转动半径,  $v$  是车辆纵向速度. 基于 1/4 车辆模型, 可得滑移率动态方程<sup>[2]</sup>为

$$\dot{\lambda} = - \left( \frac{1 - \lambda}{vm} + \frac{r^2}{vJ} \right) F_z \mu + \frac{r}{vJ} T_b. \quad (1)$$

其中:  $m$  是 1/4 车辆质量;  $J$  是车轮转动惯量;  $F_z$  是地面对车轮的支持力;  $T_b$  为施加在制动盘上的制动力矩. 考虑到惯量差异悬殊, 为了便于控制器设计, 忽略车速动态特性, 而将车速作为慢变参数处理<sup>[2]</sup>.

由于  $1/m \ll r^2/J$ , 式(1)可进一步简化为

$$\dot{\lambda} = - \frac{r^2}{vJ} F_z \mu + \frac{r}{vJ} T_b. \quad (2)$$

制动力矩  $T_b$  通常采用液压(气压)制动系统实现, 与轮缸内液压成正比. 系统为每个轮缸分配一对阀体分别用于进液和出液, 通过协调控制两个阀体的开关可实现增压、保压、减压三种工作模式<sup>[1]</sup>. 然而, 由于开关阀不能调节流量, 导致力

矩变化率不能任意调节. 考虑到 ABS 制动过程中压力波动范围很小, 忽略其非线性特性. 因此, 近似认为三种模式分别对应 3 个不可调节的常值力矩变化率, 而将执行机构主要特性描述为<sup>[6-7]</sup>

$$\dot{T}_b = \begin{cases} \gamma_1, & \text{增压模式;} \\ 0, & \text{保压模型;} \\ -\gamma_2, & \text{减压模型.} \end{cases} \quad (3)$$

其中  $\gamma_1, \gamma_2$  均为正值, 分别为增压和减压模式的力矩变化率.

设期望滑移率  $\lambda^*$ , 令  $x_1 = \lambda - \lambda^*$ ,  $x_2 = \dot{x}_1 = \dot{\lambda}$ ,  $u = \dot{T}_b$ , 且定义  $K_\lambda = \partial\mu(\lambda)/\partial\lambda|_{\lambda=\lambda^*}$ ,  $a = \dot{v} < 0$ , 由式(2)、(3)可得关于车速  $v$  的参变系统描述为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = \frac{r}{vJ} \left( - \left( rF_z K_\lambda + \frac{Ja}{r} \right) x_2 + u \right). \end{cases} \quad (4)$$

为了充分利用地面附着力并保证制动平顺性, 选择  $\lambda^*$  在峰值点左侧且接近峰值点处, 此时满足  $rF_z K_\lambda + Ja/r > 0$ <sup>[8]</sup>. 为简便起见, 定义  $\eta = rF_z K_\lambda + Ja/r$ ,  $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2]^T$ , 系统(4)简写为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{g}(\mathbf{x}, v, u) = \begin{bmatrix} x_2 \\ \frac{r}{vJ} (-\eta x_2 + u) \end{bmatrix}.$$

其中  $u \in \{\gamma_1, 0, -\gamma_2\}$  为不连续变量. 所以  $g(x, v, \gamma_1)$ 、 $g(x, v, 0)$ 、 $g(x, v, -\gamma_2)$  分别表示对应于增压、保压、减压三种工作模式的子系统.

ABS 的控制原理就是通过协调各工作模式之间的切换, 将滑移率控制在期望点附近. 因此, 本文的控制问题可归结为设计 3 个子系统之间的切换规则, 以实现闭环系统的渐进稳定.

## 2 控制器设计

近年来, 多模型切换系统控制已引起国内外学者的重视, 并在许多领域进行了广泛的应用. 对于本文所研究的一类切换系统, 其主要通过设计各子系统之间的切换律来实现整个系统的稳定控制. 切换律按表现形式一般分为两类: 其一, 以切换时刻作为控制变量, 即考虑某性能指标的优化问题<sup>[9]</sup>, 但该方法实时性和鲁棒性较差; 其二, 在状态空间中构造切换面, 以其划分形式作为切换基准<sup>[10]</sup>, 该方法具有状态反馈特征, 更易于实现, 且鲁棒性较强. 为此, 本文将从切换面角度考虑开关阀 ABS 控制律设计问题.

### 2.1 切换面构造

针对本文 3 个子系统的特征,  $g(\mathbf{x}, v, 0)$  是介

于  $g(x, v, \gamma_1)$  和  $g(x, v, -\gamma_2)$  之间的中间状态, 为此, 定义两个切换面分别作为  $g(x, v, 0)$  与其他二者之间的切换条件. 如图 2 所示, 在状态空间中, 两个切换面  $S_1 = \{x \mid s_1(x, v) = 0\}$ 、 $S_2 = \{x \mid s_2(x, v) = 0\}$  表现为经过原点的不重合曲面, 其中  $s_1(x, v)$ 、 $s_2(x, v)$  均为连续可微的状态反馈函数. 两切换面将状态空间分为 3 个子空间  $P_1 = \{x \mid s_1(x, v) > 0\}$ 、 $P_2 = \{x \mid s_1(x, v) < 0, s_2(x, v) > 0\}$ 、 $P_3 = \{x \mid s_2(x, v) < 0\}$  分别表示  $g(x, v, \gamma_1)$ 、 $g(x, v, 0)$ 、 $g(x, v, -\gamma_2)$  3 个子系统的工作区域.

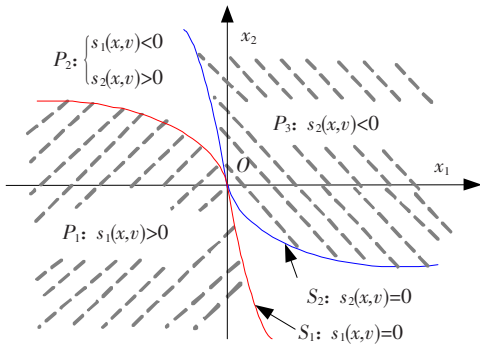


图 2 切换面状态空间划分

### 2.2 反馈函数求解

为从理论上保证上述切换面作用下的闭环系统能够稳定, 本文将采用 Lyapunov 方法作为切换面解析解的求解依据. 由于系统在切换面处是不连续的, 导致传统连续系统分析方法不再适用. 为此, 本文将在 Filippov 解的意义下进行分析. 针对非连续微分方程, Filippov 给出了一种微分包含解定义, 用微分包含替代原微分方程来研究解问题, 从而可以克服在经典解框架下无法给出非连续处解的问题<sup>[11]</sup>. 本文闭环系统在 Filippov 意义下的微分包含形式记为  $\dot{x} \in K[g](x, v)$ . 对于切换面上的点, Filippov 集合  $K[g](x, v)$  为其无限小邻域内两侧矢量的凸组合. 以  $x \in S_1$  为例,  $K[g](x, v) = \overline{\text{co}}\{g(x, v, \gamma_1), g(x, v, 0)\} = g(x, v, [0, \gamma_1])$ . 其中  $\overline{\text{co}}$  表示凸闭集, 而对于切换面外的点, 则与经典连续系统一致. 因此, 参照图 2, 可以得到

$$\dot{x} \in K[g](x, v) = \begin{cases} g(x, v, \gamma_1), & x \in P_1; \\ g(x, v, \theta_1 \gamma_1), & x \in S_1; \\ g(x, v, 0), & x \in P_2; \\ g(x, v, -\theta_2 \gamma_2), & x \in S_2; \\ g(x, v, -\gamma_2), & x \in P_3. \end{cases} \quad (5)$$

其中  $\theta_1, \theta_2 \in [0, 1]$  表示  $g(x, v, u)$  在两个不连续处的  $u$  值分别对应集合  $[0, \gamma_1]$  和  $[-\gamma_2, 0]$ .

为了保证 Filippov 解的存在性和唯一性<sup>[11]</sup>,

其中一种充分条件为

$$\begin{cases} \frac{\partial s_1(x, v)}{\partial x_1} < 0, \frac{\partial s_1(x, v)}{\partial x_2} \leq 0; \\ \frac{\partial s_2(x, v)}{\partial x_1} < 0, \frac{\partial s_2(x, v)}{\partial x_2} \leq 0. \end{cases} \quad (6)$$

对于  $\forall x \neq 0$ .

根据式(6), 可初步构造  $s_1(x, v)$ 、 $s_2(x, v)$  为

$$\begin{cases} s_1(x, v) = -\alpha_1 x_1 - \beta_1(x_2, v), \\ s_2(x, v) = -\alpha_2 x_1 - \beta_2(x_2, v). \end{cases} \quad (7)$$

其中  $\alpha_1 > 0, \alpha_2 > 0$ ,

$$\partial \beta_1(x_2, v) / \partial x_2 \geq 0, \partial \beta_2(x_2, v) / \partial x_2 \geq 0.$$

下面基于 Filippov 意义下的 Lyapunov 方法<sup>[12]</sup> 确定状态反馈函数  $s_1(x, v)$ 、 $s_2(x, v)$ . 根据图 2 所示的空间划分方式, 选取 Lur' e-Postnikov 类型的非平滑 Lyapunov 函数<sup>[13]</sup>

$$V(x, v) = \begin{cases} (Jv/2r)x_2^2 + \gamma_1 s_1(x), & x \in P_1; \\ (Jv/2r)x_2^2, & x \in P_2 \cup S_1 \cup S_2; \\ (Jv/2r)x_2^2 - \gamma_2 s_2(x), & x \in P_3. \end{cases} \quad (8)$$

$V(x, v)$  呈类能量形式, 即包含 1 个二次型函数的“动能”和 1 个与执行器和反馈函数相关的“势能”.

由于 Lyapunov 函数具有非平滑特性, 需采用广义时间求导方法, 记为  $(d/dt)V(x, v) \in \text{a.e. } \dot{V}(x, v)$ <sup>[12]</sup>. 据此分别在 5 个子空间( $S_1, S_2, P_1, P_2, P_3$ ) 中计算  $\dot{V}(x, v)$ , 结果如式(9) 所示. 方便起见, 下文中将  $\beta_1(x_2, v)$  和  $\beta_2(x_2, v)$  分别简写为  $\beta_1$  和  $\beta_2$ .

$$\dot{V}(x, v) = \begin{cases} a\left(\frac{J}{2r}x_2^2 - \frac{\partial \beta_1}{\partial v}\gamma_1\right) - \eta x_2\left(x_2 - \frac{\partial \beta_1}{\partial x_2}\frac{r\gamma_1}{vJ}\right) + \gamma_1 x_2 - \alpha_1 \gamma_1 x_2 - \frac{\partial \beta_1}{\partial x_2}\frac{r\gamma_1^2}{vJ}, & x \in P_1; \\ \frac{J}{2r}ax_2^2 + x_2(-\eta x_2 + \theta_1 \gamma_1), & x \in S_1; \\ -\left(\eta - \frac{Ja}{2r}\right)x_2^2, & x \in P_2; \\ \frac{J}{2r}ax_2^2 + x_2(-\eta x_2 - \theta_2 \gamma_2), & x \in S_2; \\ a\left(\frac{J}{2r}x_2^2 + \frac{\partial \beta_2}{\partial v}\gamma_2\right) - \eta x_2\left(x_2 + \frac{\partial \beta_2}{\partial x_2}\frac{r\gamma_2}{vJ}\right) - \gamma_2 x_2 + \alpha_2 \gamma_2 x_2 - \frac{\partial \beta_2}{\partial x_2}\frac{r\gamma_2^2}{vJ}, & x \in P_3. \end{cases} \quad (9)$$

其中对于  $x \in S_1, S_2$ , 即状态  $x$  保留在切换面上的

情况,由  $s_1(x, v), s_2(x, v) = 0$  可得

$$\begin{cases} -\alpha_1 x_2 - \frac{\partial \beta_1}{\partial x_2} \frac{r}{vJ} (-\eta x_2 + \theta_1 \gamma_1) - \frac{\partial \beta_1}{\partial v} a = 0, x \in S_1; \\ -\alpha_2 x_2 - \frac{\partial \beta_2}{\partial x_2} \frac{r}{vJ} (-\eta x_2 - \theta_2 \gamma_2) - \frac{\partial \beta_2}{\partial v} a = 0, x \in S_2. \end{cases}$$

则式(7)、(9)可以作为反馈函数  $s_1(x, v), s_2(x, v)$  的求解依据. 以  $s_1(x, v)$  为例, 除  $\alpha_1 > 0, \partial \beta_1(x_2, v)/\partial x_2 \geq 0$  外, 还要考虑  $\dot{V}(x, v) \leq 0$  的条件:

- 1) 对于  $x \in P_2, \dot{V}(x, v) \leq 0$  必然成立;
- 2) 对于  $x \in P_1, \dot{V}(x, v) \leq 0$  的1个充分条件为

$$\begin{cases} \left( \frac{\partial \beta_1}{\partial v} \right) \leq \left( \frac{J}{2r\gamma_1} \right) x_2^2, \\ \left( \frac{\partial \beta_1}{\partial x_2} \right) x_2 \leq \left( \frac{vJ}{r\gamma_1} \right) x_2^2, \\ \left( \frac{\partial \beta_1}{\partial x_2} \right) \geq \left( \frac{vJ}{r\gamma_1} \right) (1 - \alpha_1) x_2. \end{cases}$$

而对于  $x \in S_1$ , 即  $x$  保留在切换面  $S_1$  上时,  $\dot{V}(x, v) \leq 0$  的1个充分条件为  $\alpha_1 x_2^2 + ax_2(\partial \beta_1/\partial v) \geq 0$ .

综上可以得到一组保证  $\dot{V}(x, v) \leq 0$  的  $s_1(x, v)$  可行解

$$s_1(x, v) = -\alpha_1 x_1 - k_{11} \left( \frac{Jv}{2r\gamma_1} \right) |x_2| x_2.$$

式中  $\alpha_1 > 0, k_{11} \geq 0$ ; 对于  $x_2 \geq 0, 1 \geq k_{11} \geq 1 - \alpha_1$ ; 对于  $x_2 < 0, k_{11} \geq \alpha_1 - 1$ .  $s_1(x, v)$  在原点处连续可微.

若令  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ , 则可得  $s_1(x, v)$  和  $s_2(x, v)$ :

(a) 对于  $x_2 \geq 0$ ,

$$\begin{cases} s_1(x, v) = -x_1 - k_{11} \left( \frac{Jv}{2r\gamma_1} \right) x_2^2, \\ s_2(x, v) = -x_1 - k_{21} \left( \frac{Jv}{2r\gamma_1} \right) x_2^2. \end{cases} \quad (10)$$

其中  $0 \leq k_{21} \leq k_{11} \leq 1$ .

(b) 对于  $x_2 < 0$ ,

$$\begin{cases} s_1(x, v) = -x_1 + k_{12} \left( \frac{Jv}{2r\gamma_2} \right) x_2^2, \\ s_2(x, v) = -x_1 + k_{22} \left( \frac{Jv}{2r\gamma_2} \right) x_2^2. \end{cases} \quad (11)$$

其中  $0 \leq k_{12} \leq k_{22} \leq 1$ .

因此, 在式(10)、(11)所定义的反馈函数  $s_1(x, v)$  和  $s_2(x, v)$  的作用下, 在任意初始状态下均有  $\dot{V}(x, v) \leq 0$ , 且  $\dot{V}(x, v) = 0$  仅在  $x_2 = 0$  时成立. 而从闭环系统特性(5)看, 轨迹不会停留在  $x_2 = 0$  上除原点以外的其它点. 所以, 闭环系统状态将逐渐收敛至原点.

### 2.3 控制器实现

上述分析表明, 基于式(10)、(11)得到的两

个切换面  $S_1 = \{x \mid s_1(x, v) = 0\}$  和  $S_2 = \{x \mid s_2(x, v) = 0\}$  可以保证闭环系统原点的渐进收敛性, 满足控制需求. 为更清晰表述控制器实现方式及其与 ABS 工程问题的关联, 可进一步将控制器表示为图3所示的状态.

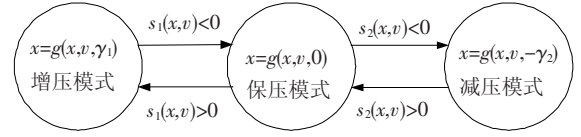


图3 状态转移示意

### 3 控制器分析及仿真

由式(10)、(11)可看出, 反馈函数中包含车速  $v$ , 说明其可根据速度变化进行增益调度, 从而可以适应制动过程中车速的大范围变化. 此外, 除车辆参数 ( $J, r, \gamma_1, \gamma_2$ ) 以外, 切换面仅包含4个设计参数, 即  $k_{11}, k_{12}, k_{21}, k_{22}$ . 而这4个参数主要用于调节切换面的倾斜度, 即通过改变状态空间的划分形式来调整切换策略. 为了清晰说明这一点, 本节将基于德国 Tesis 公司的高精度车辆动力学仿真软件 veDYNA 进行仿真. 仿真环境模拟干燥柏油路面, 制动初速度 100 km/h, 期望滑移率为 0.11, 且当滑移率大于 0.15 时激活控制器; 限于篇幅, 仅给出左后车轮仿真结果, 各子图依次为滑移率(-)、轮缸中制动压力(MPa)、工作模式(1、0、-1 分别表示增压、保压、减压). 由于每组仿真均为两组以上参数的对比结果, 且车速、轮速极为接近, 难以分辨, 因此仿真结果未给出二者曲线; 另外, 为了清晰地对比说明参数作用, 仅给出最初 1 s 的仿真结果; 完整的制动过程和车速、轮速对比曲线将在后续实车道路试验部分给出. 控制器主要参数如表1所示.

表1 控制器主要参数

$\frac{J}{\text{kg} \cdot \text{m}^2}$	$r/\text{m}$	$\frac{\gamma_1}{\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}}$	$\frac{\gamma_2}{\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}}$
0.92	0.286	1 250	4 000

#### 3.1 参数 $k_{11}, k_{22}$ 特性分析

调整增益  $k_{11}$  可以改变切换面  $S_1$  的倾斜度, 进而调整“增压-保压”的切换时刻. 较小的  $k_{11}$  会使增压区域增大而将保压时刻滞后, 这会造成控制过程增压过度; 相应地, 增大  $k_{11}$  会使“增压-保压”切换时刻提前, 避免液压的明显超调. 同理可以分析  $k_{22}$ .

图4给出了在  $k_{21} = k_{12} = 0$  条件下,  $k_{11}, k_{22}$  相等且依次等于 1、0.25、0 时的仿真结果, 其中线条分别为黑色实线、蓝色虚线和红色点划线. 可以看

出,当4个增益均为0,即两个切换面合并为纵坐标时,增压和减压模式反复切换,压力和滑移率波动严重;而随着 $k_{11}$ 、 $k_{22}$ 不断增大,两切换面相互分离,作为增压和减压之间的过渡模式,保压对应子空间增大,液压和滑移率波动减弱,踏板感觉和制动平顺性会相应地有所改善。

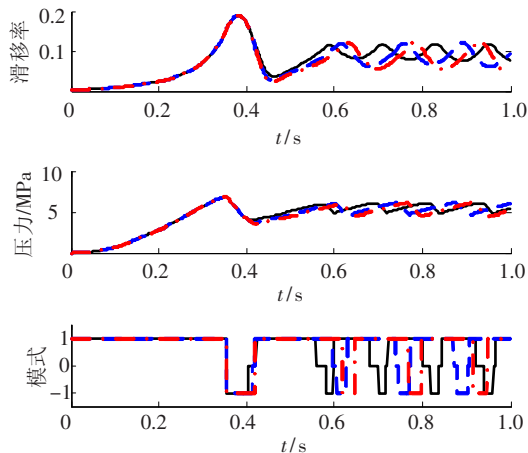


图4 不同控制参数 $k_{11}$ 、 $k_{22}$ 下的仿真结果

### 3.2 参数 $k_{21}$ 、 $k_{12}$ 特性分析

类似地, $k_{21}$ 、 $k_{12}$ 分别用于调节“保压-减压”、“保压-增压”的切换时刻。清晰起见,图5仅给出 $k_{11} = k_{22} = 1$ , $k_{21}$ 、 $k_{12}$ 相等且分别为1、0的仿真结果。

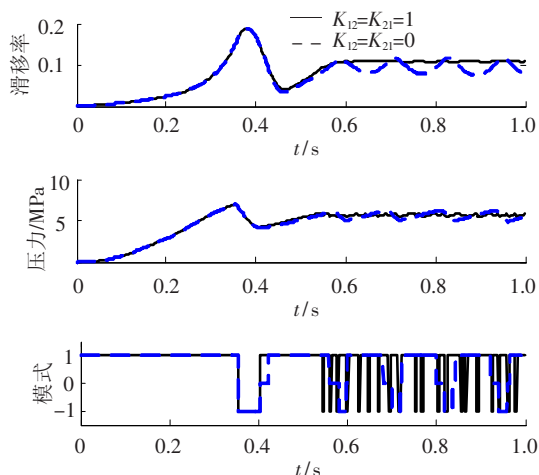


图5 不同控制参数 $k_{21}$ 、 $k_{12}$ 下的仿真结果

$k_{21}$ 、 $k_{12}$ 为0时,由保压模式进入调压模式(增压或减压)的时刻较晚,而且调压模式对应的子空间较小,致使压力和滑移率存在明显的波动。随着 $k_{21}$ 、 $k_{12}$ 逐渐增大,两切换面逐渐靠近,保压子空间减小,快速的增压和减压可以减小压力和滑移率的波动幅度;然而,相应的保压时间也逐渐减少,必然导致阀频繁开关,这种驱动方式会严重影响阀的性能和使用寿命,并且在实际中很难实现。特别地,当4个增益均为1时,两切换面重合,保压区间消失,即仅依靠增压和减压模式进行压力调节,此时的切换面作用与滑模面类似<sup>[14]</sup>。

## 4 控制器改进及实验验证

### 4.1 控制器改进

根据上节分析,增益参数( $k_{11}$ 、 $k_{12}$ 、 $k_{21}$ 、 $k_{22}$ )不仅用于调整滑移率跟踪效果,同时又影响各工作模式的切换频率;但两个性能相互制约,难以同时满足;这是由其原点稳定的控制目标决定的。考虑到相比于精确的滑移率控制,能够用少量的切换将滑移率平稳控制在期望值附近更具有实际意义。因此,下面将控制目标调整为控制滑移率收敛到期望值的指定邻域内,即考虑平衡集合的收敛问题。

如图6所示,将切换面 $S_1$ 向 $x_1$ 轴负向移 $\varepsilon$ ,其与 $x_1$ 轴交点为A。参考Lyapunov函数(8), $P_3$ 不变, $V(x, v)$ 仍为原点的Lyapunov函数, $V(x, v)$ 递减可以保证状态轨迹向原点收敛;而 $P_1 = \{x \mid s_1(x, v) > \varepsilon\}$ 中 $V(x, v)$ 变为点A的Lyapunov函数, $V(x, v)$ 递减可以保证状态向点A收敛;此外, $P_2 = \{x \mid s_1(x, v) < \varepsilon, s_2(x, v) > 0\}$ 中状态轨迹向横坐标收敛。综上,在切换面 $S_1$ 、 $S_2$ 作用下,状态轨迹将最终收敛至横坐标上点A和原点所限定的集合,即

$$N = \{x \mid -\varepsilon \leq x_1 \leq 0, x_2 = 0\}.$$

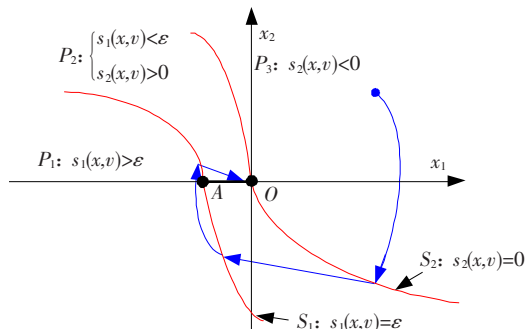


图6 改进切换面作用下平衡域的收敛

$\varepsilon$ 决定着收敛区间的大小,其选取会影响到闭环系统的控制性能。如图7所示,其中黑色实线和蓝色虚线分别表示 $\varepsilon$ 为0.04和0.02,即期望滑移率分别为0.07~0.11,0.09~0.11的仿真结果。可以看出,闭环系统可以通过少数的切换就将状态收敛到期望平衡域中,改善了制动的平顺性。然而,如果 $\varepsilon$ 过大会导致滑移率距最佳期望值0.11较远,而降低制动效率。因此,需要在综合考虑制动效率、执行器特性等多方面因素基础上折中选择 $\varepsilon$ 。

### 4.2 实验验证

实车测试系统使用一汽红旗明仕CA7180A4E车型作为试验车,采用原车轮速传感器测量轮速,以此估计车速并计算得到滑移率,为各车轮轮缸安装压力传感器以获取液压信息,采

用 dSPACE AutoBox 实现控制器. 实验中 AutoBox 通过信号调理板和与传感器相连, 根据测量信息和控制律确定控制信号, 并通过驱动电路调节液压控制单元中阀体开关状态, 实现对制动力矩的调节; 同时 AutoBox 实时采集所有可测量信号.

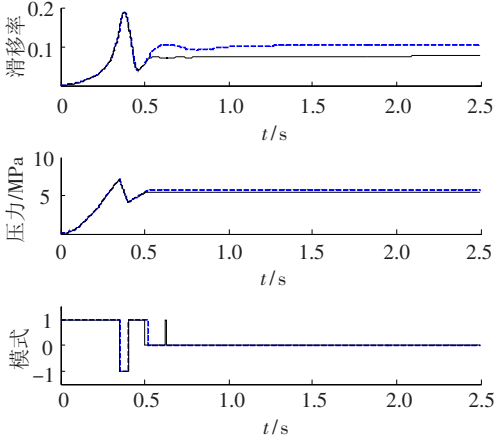


图7 不同平衡域下的仿真结果

在干燥柏油路面以初速度 60 ~ 70 km/h 进行紧急制动测试. 下面同样给出左后车轮测试结果, 与仿真结果相比, 实验结果给出了完整的制动过程以及车速、轮速的对比曲线, 以便于更直观分析整个制动过程.

测试 1: 令  $k_{11}, k_{12}, k_{21}, k_{22} = 1, \lambda^* = 0.11, \varepsilon = 0.02$ , 即期望滑移率为 0.09 ~ 0.11, 实验结果如图 8 所示. 可以看出, 由于实际车辆和工况比仿真环境更为复杂, 包括很多未建模特性和扰动、噪声, 实际中的参考车速和真实值存在一定偏差, 这些因素造成了该闭环系统状态并没有维持在期望滑移率区间中, 而是在其附近波动, 表现为与常规 ABS 类似的控制效果, 但是依然很好地实现了防抱死制动的控制目标. 需要指出, 受传感器特性和路面影响, 低速情况下轮速测量和车速估计误差明显, 致使滑移率出现较大偏差, 因此滑移率计算和控制效果均会受到影响. 然而由于此时车速较低, 因此对整个制动过程的控制性能影响不大; 另外, 实际应用中也可以采取适当修正处理来改善低速控制效果.

测试 2: 另一方面, 对于实际环境中存在的不确定性、噪声、车速估计误差等因素, 可以通过适当调整参数, 一定程度上减少阀开关次数, 改善制动的平顺性. 图 9 所示为设置  $\varepsilon = 0.04$ , 即期望滑移率为 0.07 ~ 0.11 时的实验结果. 其中, 滑移率曲线峰值达到 0.3, 主要是由于进入 ABS 之前的人为制动操作差异引起, 进而造成后续 ABS 控制过程中液压也出现了较大波动. 与图 8 的主要区别是由于滑移率收敛域增大, 一定程度上提高了

系统对滑移率计算偏差的鲁棒性, 使得后续制动过程中滑移率响应曲线略微降低, 但可迅速收敛并保持在收敛区间内, 以此避免阀的频繁切换, 并获得平顺的制动效果; 但由于滑移率收敛域下限减小, 使得制动效率略受影响. 因此, 控制器调整依据是以牺牲制动效率为代价, 通过适当放大  $\varepsilon$  来获取更大的鲁棒性和适应性. 参考前文的仿真分析, 实际中需要综合考虑实际滑移率误差、制动效率、控制模式切换频率、制动平顺性等关系的折中处理选择  $\varepsilon$ .

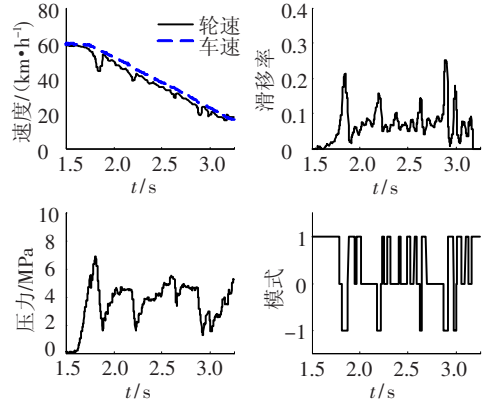


图8 干燥沥青路面实验测试 1

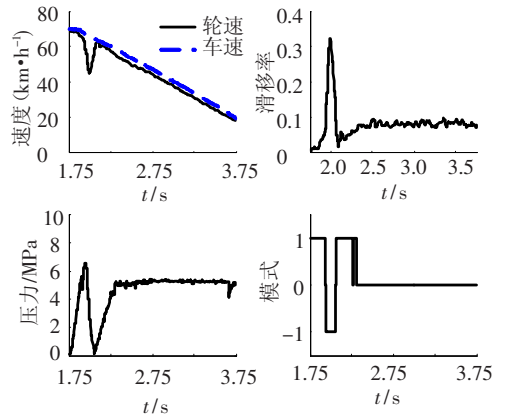


图9 干燥沥青路面实验测试 2

测试 3: 目前实际应用中开关阀 ABS 仍然采用逻辑门限方法, 图 10 给出了一组原车 ABS 的实验测试曲线, 其中车速测量偏差造成滑移率曲线不够准确. 原车 ABS 的控制原理主要是以轮加速度为主、滑移率为辅, 通过设计逻辑关系和参考阈值控制滑移率在图 1 所示的  $\mu - \lambda$  曲线峰值点附近作类周期性运动, 以此获取近似的滑移率控制效果<sup>[1]</sup>. 如图 10 所示, 设计原理的差异导致该 ABS 策略作用下的制动过程中执行器工作模式反复切换, 进而造成液压反复波动调节, 因此制动踏板感觉和制动平顺性会受到影响. 另外, 由于该方法逻辑复杂, 参数较多, 在应用中需要经验和进行大量的试验, 导致开发周期长, 费用高. 与其相比, 本文控制方法以滑移率峰值点左侧为主要工作区

域,基于滑移率动态模型设计而来,峰值点左侧滑移率区间收敛控制目标可以避免工作模式的频繁切换,从而提高制动踏板感觉和制动平顺性;而且本文控制器形式简单,待配置参数较少.文献[15]采用本文控制器的一种特殊形式,进行了大量的仿真和实验,对方法的实用性和有效性进行了检验.需要指出,原车 ABS 对复杂的操作方式和工作环境均具有很好的适应性,而目前本文方法研究工况相对单一,因此还需要更为深入的研究方可满足实际复杂工况的要求.

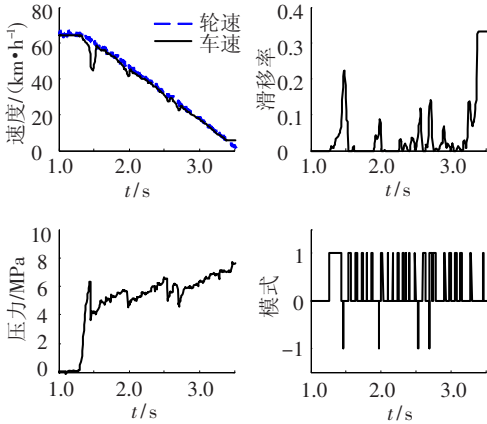


图 10 原车 ABS 控制器实验测试

## 5 结 论

1) 讨论了开关阀 ABS 的动态特性,给出了一种具有滑移率连续动态和执行器不连续动态的切换系统模型,并将其控制问题转换为切换系统镇定问题.针对开关阀 ABS 的非连续动态,引入 Filippov 概念,给出了一种微分包含解定义,解决了经典解框架下无法给出非连续处解的问题.

2) 提出的以状态空间划分作为增压、保压、减压三种工作模式之间切换规则的非线性控制器设计方法,能够保证闭环系统的稳定性,且满足系统的鲁棒性要求.考虑到实际应用的需求,将控制目标调整为平衡区域的收敛控制问题,降低了控制过程的切换频率.

3) 与现有控制器相比,本文的方法具有控制律形式简单、控制参数少,参数物理意义明确和易于配置的特点.仿真与实验结果表明,本文的方法具有高效和平顺的制动性能.

## 参考文献:

[1] 顾柏良. Bosch 汽车工程手册[M]. 北京:北京理工大学出版社,1998:712-772.  
 [2] JOHANSEN T A, PETERSEN I, KALKKUHLL J, *et al.* Gain-scheduled wheel slip control in automotive brake systems[J]. IEEE Transaction on Control and System

Technology, 2003, 11(6): 799-811.

- [3] TANELLI M, ASTOLFI A, SAVARESI S. Robust nonlinear output feedback control for brake-by-wire control systems[J]. Automatica, 2008, 44(4): 1078-1087.  
 [4] MORSELLI R, ZANASI R. Self-tuning control strategy for antilock braking systems [C]//Proceedings of the American Control Conference. Piscataway: IEEE, 2006: 5861-5866.  
 [5] PASILLAS -LEPINE W. Hybrid modeling and limit cycle analysis for a class of five-phase anti-lock brake algorithms[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(2): 173-188.  
 [6] KUO C Y, YEH E C. A four-phase control scheme of an antiskid brake system for all road conditions[J]. Proc IMechE, Part D: J Automobile Engineering, 1992, 206(4): 275-283.  
 [7] TANELLI M, OSORIO G, BERNARDO M, *et al.* Existence, stability and robustness analysis of limit cycles in hybrid anti-lock braking systems[J]. International Journal of Control, 2009, 82(4): 659-678.  
 [8] OLSON B J, SHAW S W, STEPAN G. Nonlinear dynamics of vehicle traction[J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 40(6): 377-399.  
 [9] EGERSTEDT M, WARDI Y, DELMOTTE F. Optimal control of switching times in switched dynamical systems [C]//Proceedings of the 42th IEEE Conference on Decision and Control. Piscataway: IEEE, 2003: 2138-2143.  
 [10] BACCIOTTI A. Stabilization by means of state space depending switching rules[J]. Systems & Control Letters, 2004, 53(3/4): 195-201.  
 [11] FILIPPOV A F. Differential Equations With Discontinuous Right-hand Sides [M]. Boston: Kluwer Academic Publishers, 1988: 48-122.  
 [12] SHEVITZ D, PADEN B. Lyapunov stability theory of nonsmooth systems[J]. IEEE Transaction on Automatic and Control, 1994, 39(9): 1910-1914.  
 [13] AKASAKA D, LIU K Z. Nonlinear feedback control of a class of on-off control systems: an approach based on analytical solution of PDEs[C]//Proc IEEE Conf on Decision and Control. Piscataway: IEEE, 2007: 86-91.  
 [14] DRAKUNOV S, OZGUNER U, DIX P, *et al.* ABS control using optimum search via sliding modes[J]. IEEE Transaction on Control and System Technology, 1995, 3(1): 79-85.  
 [15] JING H H, LIU Zh Y, CHEN H. A switched control strategy for anti-lock braking system with on/off valves [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2011, 60(4): 1470-1484.