

## 考虑主、轮缸液压力差异的制动增强控制

史彪飞<sup>1</sup>, 熊璐<sup>1</sup>, 刘洋<sup>1</sup>, 舒强<sup>2</sup>, 冷搏<sup>1</sup>, 陈锋<sup>3</sup>, 傅直全<sup>3</sup>, 姚雪平<sup>4</sup>

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 上海同驭汽车科技有限公司, 上海 201806; 3. 浙江万安科技股份有限公司, 浙江 诸暨 311800; 4. 合众新能源汽车有限公司, 浙江 桐乡 314500)

**摘要:** 现有电子液压制动系统(EHB)在常规制动工况下均是以主缸液压力传感器为反馈进行液压力控制, 而忽略了主、轮缸液压力的差异性对制动控制带来的影响。针对此, 首先通过电磁阀测试台架测试了液压控制单元(HCU)增压阀在全开工况下的正、反向的压差流量特性。之后, 通过制动测试台架测试了轮缸压力体积(PV)特性, 建立了非极限工况下的主、轮缸液压力的动态模型, 并通过试验数据验证了模型的准确性。将由上述模型估计的轮缸液压力作为反馈, 替换原始的主缸液压力传感器信号, 引入到EHB的液压力控制算法中, 而并不改变原控制算法。基于经典控制理论, 分析了该新控制系统的快速性和稳定性。最后进行了液压力控制的实车试验, 结果表明, 在相同的目标阶跃工况下, 相比于主缸液压力反馈控制, 所提出的新控制系统可将轮缸液压力及制动减速度的响应速度提高12%左右, 从而缩短紧急制动工况下的制动距离。此外, 由于估算的轮缸液压力比主缸液压力更加平稳且没有超调, 新控制系统在快速建压过程中运行更加平稳, 显著提升噪声、振动与声振粗糙度(NVH)性能。最后, 多工况下的实车试验表明新控制系统是稳定的。

**关键词:** 电子液压制动系统; 电磁阀压差流量特性; 轮缸液压力体积特性; 轮缸液压力估计; 制动增强控制

中图分类号: U461.1

文献标志码: A

### Braking Enhancement Control Considering the Difference in Pressure Between the Master Cylinder and the Wheel Cylinder

SHI Biao-fei<sup>1</sup>, XIONG Lu<sup>1</sup>, LIU Yang<sup>1</sup>, SHU Qiang<sup>2</sup>,  
LENG Bo<sup>1</sup>, CHEN Feng<sup>3</sup>, FU Zhi-quan<sup>3</sup>, YAO Xue-ping<sup>4</sup>

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Tongyu Automotive Technology Co., Ltd., Shanghai 201806, China; 3. Zhejiang Vie Science and Technology Co., Ltd., Zhuji 311800, Zhejiang, China; 4. Hozon

New Energy Automobile Co., Ltd., Tongxiang 314500, Zhejiang, China)

**Abstract:** Nowadays, the electro-hydraulic brake system (EHB) adopts the master cylinder pressure sensor as feedback for pressure control under normal braking conditions, while ignoring the difference in pressure between the master and the wheel cylinder. Therefore, first, through the solenoid valve test bench, the forward and reverse throttling characteristic of the inlet valve of the hydraulic control unit (HCU) in the fully open state is tested. After that, the pressure volume (PV) characteristic of the wheel cylinder is tested by the brake test bench. Based on the above, a dynamic model between the pressure of the master cylinder and the wheel cylinder under non-limiting conditions is established, and the accuracy of the model is verified by real test data. The wheel cylinder pressure estimated by the above model rather than the master cylinder pressure sensor is adopted as the feedback and introduced into the master cylinder pressure control algorithm of the EHB without changing the original control algorithm. Based on the classical control theory, the rapidity and stability of the new control system is analyzed. Finally, real vehicle test of pressure control is conducted. The results show that under the same target step condition, the response speed of the wheel cylinder pressure and vehicle deceleration is increased by about 12%, thereby shortening the braking distance under emergency braking conditions. In addition, since the estimated wheel cylinder pressure is smoother than that of the master cylinder without overshoot, the new control system runs more smoothly during the rapid pressurization process, significantly improving the noise, vibration, and harshness (NVH) performance. Finally,

收稿日期: 2021-07-14

基金项目: 国家自然科学基金项目(52002284); 上海市科委项目(20511104601); 上海汽车工业科技发展基金项目(1734)

第一作者: 史彪飞(1993—), 男, 工学博士, 主要研究方向为汽车线控制动系统及主动安全控制。  
E-mail: 1935792849@qq.com

通信作者: 舒强(1990—), 男, 工学硕士, 主要研究方向为汽车线控底盘系统设计、控制与产业化。  
E-mail: shuqiang@tongyuauto.com



论文  
拓展  
介绍

real vehicle tests under multiple conditions indicate that the new control system is stable.

**Key words:** electro-hydraulic brake system(EHB); throttling characteristic of the solenoid valve; pressure volume characteristic of the wheel cylinder; wheel cylinder pressure estimation; braking enhancement control

汽车制动系统是保证行车安全的重要基础。对于传统制动系统,驾驶员踩下制动踏板,经真空助力器助力,在制动回路中产生液压力,促使制动卡钳加紧制动盘,使车辆减速,制动力大小由驾驶员来控制。随着电动化及智能化的发展,传统制动系统不再满足新的需求,具备主动制动功能的电子液压制动系统(electro-hydraulic brake system, EHB)开始占据越来越多的市场份额,如德国博世公司的 i-Booster<sup>[1]</sup>、日本日立集团的 e-ACT 等<sup>[2]</sup>。这类制动系统通过“电机+减速机构”替代传统的真空助力器推动主缸活塞进行建压,具备建压速度快,液压力控制精确的优点。由于作用在车轮上的制动力难以直接测量,EHB 往往通过在制动主缸加装液压力传感器实施主缸液压力闭环控制,从而间接进行制动力控制。国内外对于 EHB 的主缸液压力控制已有较多研究,包括摩擦补偿技术<sup>[3-6]</sup>、多环控制架构<sup>[7-10]</sup>及鲁棒控制算法等<sup>[11-13]</sup>,算法的工程应用也越来越成熟。

液压控制单元(hydraulic control unit, HCU)位于主、轮缸之间,通过其内部电磁阀与液压泵的协调工作,可在极限工况下调节轮缸液压力。在非极限工况下,HCU 的增压阀全开,此时主、轮缸的制动液是连通的。作为精密器件,HCU 增压阀从完全关闭状态到完全打开状态的阀芯位移只有 0.2 mm 左

右<sup>[14]</sup>,其相比制动管路的内径仍然小了一个量级。因此,受小孔节流特性的影响,即使在 HCU 不工作、增压阀全开的情况下,液压力在主、轮缸间的传递也是存在动态过程的,当主缸液压力变化速度不是很大时,主、轮缸液压力差异很小,而当主缸液压力变化速度较大时,主、轮缸液压力差异愈加显著。

就作者所知,国内外现有非极限工况下的 EHB 液压力控制算法大都忽略主、轮缸液压力之间的特性关系<sup>[3-13]</sup>。然而,制动控制的本质是制动力的控制,而制动力与轮缸液压力直接相关。因此,对于现有的主缸液压力控制架构,主、轮缸液压力之间的特性关系以及这种特性关系对制动控制带来的影响需要进一步研究。

为此,受轮缸液压力估计算法<sup>[15]</sup>的启发,本文首先测试了 HCU 增压阀在全开工况下的正向及反向的流量特性。之后,测试了不同工况下的轮缸压力体积(pressure volume, PV)特性,基于此建立了主、轮缸液压力的动态模型,并基于试验数据进行了模型验证。在此基础上提出了以轮缸液压力估计为反馈的液压力控制方法并与现有的主缸液压力控制算法进行了对比,分析了各自控制系统的性能。最后进行实车试验以验证新控制系统在响应速度、稳定性及齿条运行平稳性方面的优越性。

## 1 主、轮缸压差流量模型

忽略四路增压阀及轮缸的差异性,将液压回路抽象为图 1(假设主缸液压力大于轮缸)。图 1 中, $p_m$ 、 $p_w$  分别为主、轮缸液压力, $q$  为流经增压阀的制动液流量, $V_0$  为轮缸容积。制动时,主缸活塞挤压主缸中的制动液,制动液经制动管路和增压阀流入轮缸。

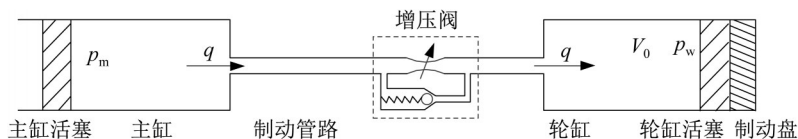


图 1 液压回路原理图

Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic circuit

文献[10]指出,非极限工况下主、轮缸液压力的差异主要源自 HCU 增压阀的节流作用。根据小孔节流模型,液压力在增压阀处的压降可由式(1)计算:

$$c_v A_v \sqrt{\frac{2(p_m - p_w)}{\rho_h}} = q \quad (1)$$

式中: $c_v$  为增压阀的流量系数; $A_v$  为增压阀全开时的阀口面积; $\rho_h$  为制动液的密度。

## 2 压差流量特性测试及模型验证

为验证以上模型的准确性,本文根据前期搭建的试验平台<sup>[16]</sup>,对HCU增压阀的压差流量特性进行测试。另外,根据增压阀的结构原理,当主缸液压力大于轮缸液压力时,制动液从主缸经增压阀阀口流入轮缸;当轮缸液压力大于主缸液压力时,制动液从轮缸经增压阀阀口及单向阀流入主缸,如图1所示。因此,增压阀正、反方向的压差流量特性需分别测试。

电磁阀测试台架如图2所示,以工业气源为动力源,推动气缸及液压缸活塞运动,排出的制动液经过比例溢流阀进入被测增压阀及流量计,并最终流入储液罐。增压阀两端的液压力由液压力传感器测得,通过控制比例溢流阀可调节增压阀入口处的液压力,由此可测量不同压差下的压差流量特性。将增压阀反装即可测量反向的压差流量特性。测试结果如图3所示。

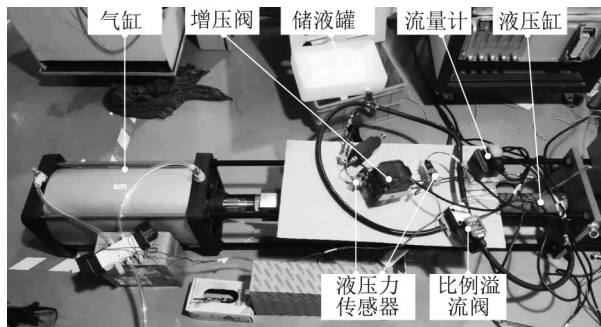


图2 电磁阀测试台架

Fig. 2 Solenoid valve test bench

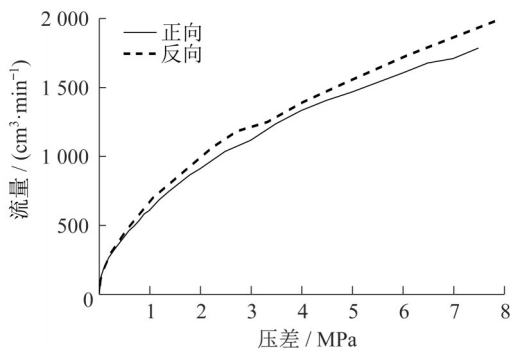


图3 增压阀压差流量特性

Fig. 3 Throttling characteristic of inlet valve

流量随压差增大而增大,但其增长速度随压差增大而减小。由于单向阀的存在,同一压差下,反向时的流量大于正向。从曲线形状上看,压差流量特性与小孔节流模型较为相近。以正向的压差流量

性为例,对小孔节流模型进行最小二乘拟合,结果如图4所示。

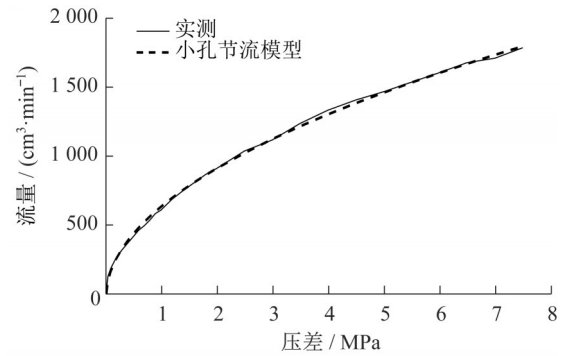


图4 模型验证

Fig. 4 Model verification

小孔节流模型在0~8 MPa的压差范围内均能较好地贴合实测数据,误差均方根为 $18 \text{ cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ,由此证明了该模型的准确性。

## 3 轮缸PV特性

为获取主缸液压力与轮缸液压力的数学关系,在获取压差与流量的关系后,还需获取轮缸液压力与流量(或体积)的关系,即PV特性。

对于轮缸,忽略轮缸液压回路的变形,根据流体的连续方程可得<sup>[4]</sup>:

$$\dot{p}_w = \frac{\beta_h}{V_0} q \quad (2)$$

式中: $\beta_h$ 为制动液体积弹性模量,本文定义 $\frac{\beta_h}{V_0}$ 为液压回路刚度。对式(2)两边积分并假设初始状态为零可得:

$$p_w = \frac{\beta_h}{V_0} \int q = \frac{\beta_h}{V_0} V \quad (3)$$

式中: $V$ 为流入轮缸制动液的体积。可见,轮缸液压力与流入轮缸制动液的体积成正比。

需要指出的是,一方面由于制动液会不可避免地混入少量气体<sup>[17]</sup>,制动液的等效体积弹性模量会随着工作压力的变化而变化<sup>[18]</sup>;另一方面由于液压回路本身包含间隙、橡胶件等非线性环节,制动过程中 $V_0$ 会产生非线性的变动<sup>[19]</sup>。鉴于PV特性的复杂性,本文直接对其进行试验测试。

制动测试台架如图5所示,由驾驶员按照驾驶习惯分别对制动踏板进行慢踩和快踩,EHB根据原有的主缸液压力控制算法<sup>[20]</sup>对主缸液压力进行控制,由轮缸液压力传感器及流量计分别测试轮缸液

压力和流入轮缸的制动液体积。本文忽略轮缸 PV 的个体差异性,只对某一轮缸进行测试,结果如图 6 所示。

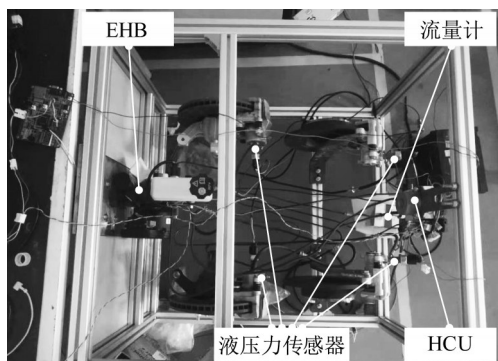


图 5 制动测试台架

Fig. 5 Brake test bench

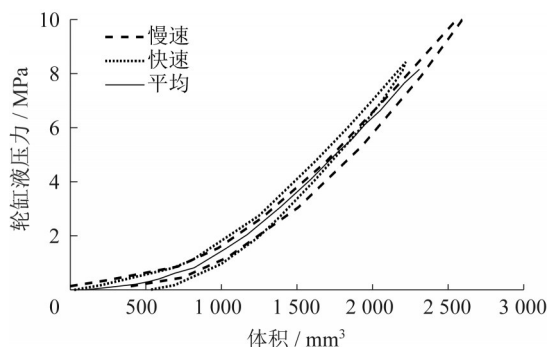


图 6 轮缸 PV 特性

Fig. 6 PV characteristic of wheel cylinder

轮缸液压力与制动液体积并非严格的比例关系,液压回路刚度随制动液体积的增大而增大。由于液压回路中包含非弹性元件,PV 存在滞环特性,即相同制动液体积下,增压时的液压力大于减压时的液压力。随着制动速度增大,PV 特性变硬,即相同制动液体积下轮缸液压力变大。为简化问题,本文取其平均值,不再考虑滞环特性及速度影响特性。

## 4 主、轮缸液压力动态模型及模型验证

### 4.1 主、轮缸液压力动态模型(轮缸液压力估计模型)

根据增压阀的压差流量特性及轮缸 PV 特性,参考文献[15],设计如图 7 所示的轮缸液压力估计算法。算法原理为首先根据压差及增压阀压差流量特性(图 3)计算流量,然后通过对流量积分获得流入轮缸的制动液体积,最后根据体积和轮缸 PV 特性(图

6)估算轮缸液压力。

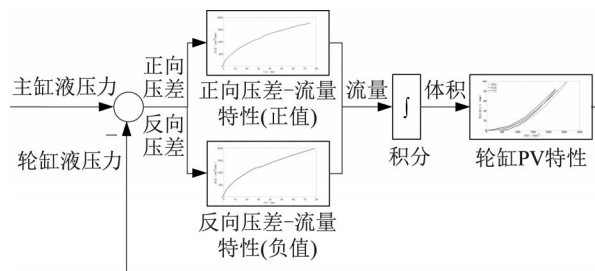


图 7 轮缸液压力估计模型

Fig. 7 Model of wheel cylinder pressure estimation

注意,正、反向的压差流量特性分别是正、反向压差的连续函数,而压差为零时,正、反向的压差流量特性相同(此时流量均为零),因此,在所有压差下,流量始终是压差的连续函数,对流量进行积分得到的体积也是连续的。本文对不同工况下的轮缸 PV 取了平均值,从而轮缸液压力与流入轮缸制动液的体积是连续且一一对应的。由以上两点可知,由图 7 所示的主、轮缸液压力动态模型估算轮缸液压力,估计值必定是连续的。此外,由于前向通道存在积分器,当主缸液压力恒定时,轮缸液压力最终能够收敛到主缸液压力,从而保证系统的稳态误差为零。

### 4.2 模型验证

作者在前期研究中积累了大量的主、轮缸液压力的实测数据,选取不同主缸液压力变化速度的数据,基于 MATLAB/Simulink 平台对模型进行仿真验证。仿真模型如图 8 所示,其中,实测数据的采样周期为 10 ms,仿真步长为 5 ms,仿真结果如图 9 所示。图中,从图 9a 至图 9d 建压速度依次增大。

当主缸建压速度较慢时,主缸与轮缸的液压力几乎没有差异。随着主缸建压速度的增大,在建压初始阶段,轮缸液压力滞后于主缸液压力的时间越来越长,图 9b、9c 和 9d 中的最大滞后时间分别为 10、30 和 50 ms。此外,随着建压速度的增大,主缸液压力在增压过程中出现局部的先增后减的现象,而轮缸液压力则相对平顺。在以上工况下,估计的轮缸液压力均能准确地贴合实际轮缸液压力,证明了主、轮缸液压力动态模型的准确性。

## 5 基于轮缸液压力估计的液压力控制

由 4.2 节研究可知,轮缸液压力相较于主缸液压力存在滞后但更加平稳。另外,轮缸液压力滞后时间相较 EHB 的主缸液压力响应时间(约 200 ms)

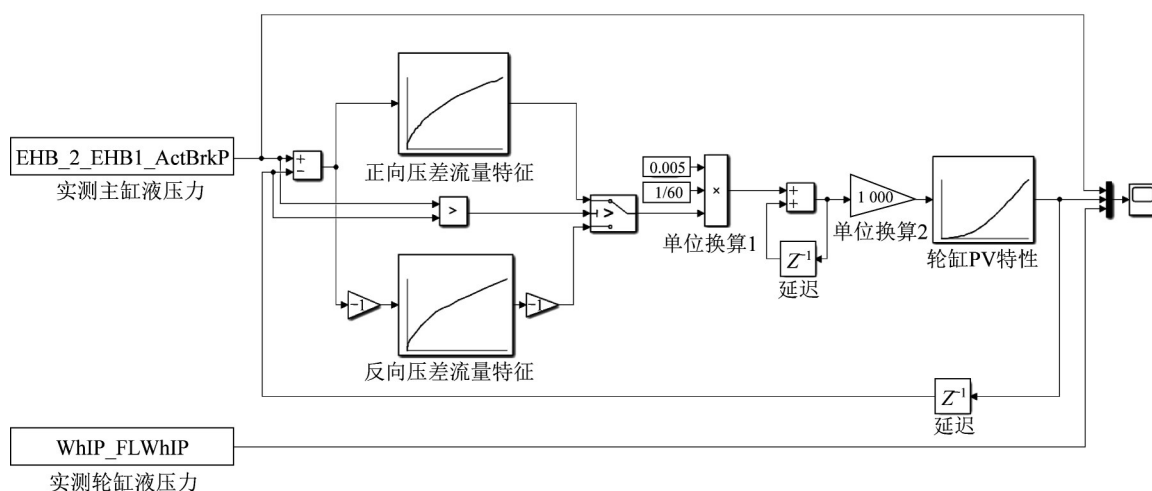


图8 MATLAB/Simulink 仿真模型

Fig. 8 Simulation model based on MATLAB/Simulink

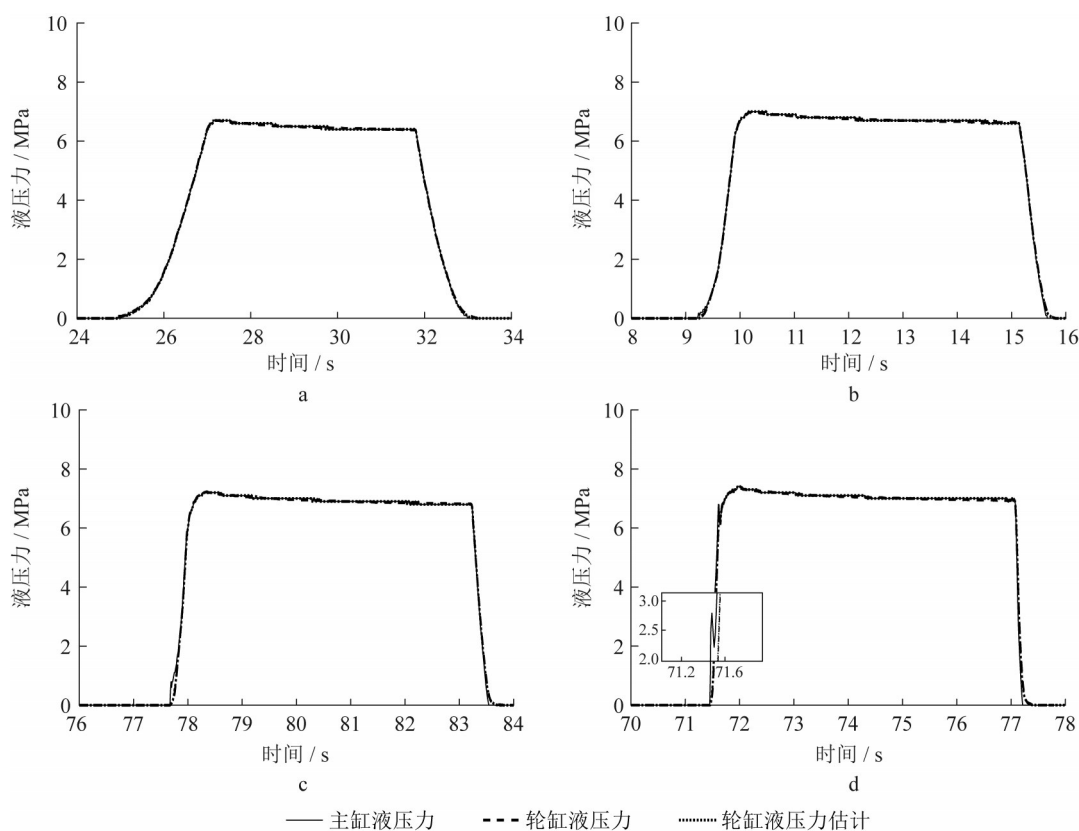


图9 模型验证

Fig. 9 Model verification

仍差一个数量级。因此,为进一步研究主、轮缸液压力的差异性对制动控制带来的影响,在不改变液压力控制算法本身的情况下对以主缸液压力传感器为反馈的原控制系统和以估计的轮缸液压力为反馈的新控制系统进行对比分析。

### 5.1 原控制系统特性分析

新控制系统即将由第4节估计的轮缸液压力替

换原控制系统的主缸液压力传感器作为反馈信号,因此新控制系统与原控制系统存在着某种联系,首先对原控制系统进行特性分析。

本文依托某企业量产的主缸液压力控制算法<sup>[20]</sup>展开研究。由于原控制系统的时域响应(见第6节的实车试验)符合典型二阶系统的形式。因此,本文将原闭环控制系统等效为典型二阶系统<sup>[21]</sup>,如图10

所示。图中,  $s$  为传递函数的复变量;  $K$  和  $T$  为系统参数, 均为正实数。

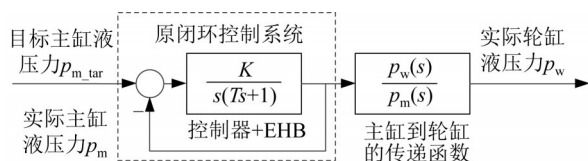


图 10 原控制系统控制架构

Fig. 10 Architecture of original control system

原闭环控制系统的开环传递函数为

$$G_k(s) = \frac{K}{s(Ts+1)} \quad (4)$$

闭环传递函数为

$$\frac{p_w(s)}{p_{m\_tar}(s)} = \frac{G_k(s)}{1+G_k(s)} = \frac{K}{Ts^2 + s + K} \quad (5)$$

式中:  $p_{m\_tar}$  为目标主缸液压力。

所提出的轮缸液压力估计方法的闭环传递函数可近似等效为式(6)所示形式:

$$\frac{p_w(s)}{p_m(s)} = \frac{\frac{1}{\tau s}}{1 + \frac{1}{\tau s}} = \frac{1}{\tau s + 1} \quad (6)$$

式中:  $\tau$  为轮缸液压力估计算法的等效时间常数, 为正实数。

综合式(5)与式(6), 轮缸液压力与目标主缸液压力之间的传递函数为

$$\frac{p_w(s)}{p_{m\_tar}(s)} = \frac{p_w(s)}{p_m(s)} \frac{p_m(s)}{p_{m\_tar}(s)} = \frac{1}{\tau s + 1} \frac{K}{Ts^2 + s + K} = \frac{K}{\tau Ts^3 + (\tau + T)s^2 + (1 + \tau K)s + K} \quad (7)$$

根据特征方程式列出劳斯阵列如下:

$$\begin{array}{ccc} s^3 & \tau T & 1 + \tau K \\ s^2 & \tau + T & K \\ s^1 & \frac{(\tau + T)(1 + \tau K) - \tau TK}{\tau + T} & \\ s^0 & K & \end{array} \quad (8)$$

显然, 首项系数均为正数, 根据劳斯判据<sup>[22]</sup>, 系统是稳定的。

## 5.2 新控制系统特性分析

将估计的轮缸液压力作为原控制系统的反馈信号构成新的控制系统, 如图 11 所示。注意, 由于所提出的轮缸液压力估计算法已经过试验数据的验证, 为避免引入过多的符号和变量, 方便读者理解, 假设估计的轮缸液压力等于实际的轮缸液压力。

新闭环控制系统的开环传递函数为

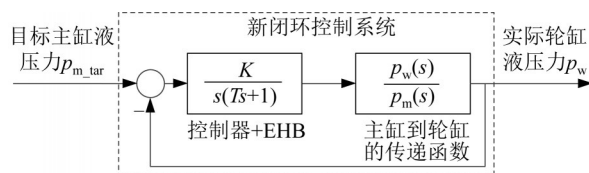


图 11 新控制系统控制架构

Fig. 11 Architecture of new control system

$$G_k(s) = \frac{K}{s(Ts+1)} \frac{1}{\tau s + 1} \quad (9)$$

闭环传递函数为

$$\frac{p_w(s)}{p_{m\_tar}(s)} = \frac{G_k(s)}{1+G_k(s)} = \frac{K}{\tau Ts^3 + (\tau + T)s^2 + s + K} \quad (10)$$

对比式(10)和式(7)容易证明, 当输入信号的频率大于零时, 式(10)输出信号的相位滞后小于式(7)。即, 新控制系统拥有更快的轮缸液压力响应速度。

根据特征方程式列出劳斯阵列如下:

$$\begin{array}{ccc} s^3 & \tau T & 1 \\ s^2 & \tau + T & K \\ s^1 & \frac{\tau + T - \tau TK}{\tau + T} & \\ s^0 & K & \end{array} \quad (11)$$

相比于式(8),  $\frac{\tau + T - \tau TK}{\tau + T} <$

$\frac{(\tau + T)(1 + \tau K) - \tau TK}{\tau + T}$ , 即, 新控制系统比原控制

系统增加了不稳定趋势。事实上,  $\frac{\tau + T - \tau TK}{\tau + T}$  的

正负可通过获取系统参数的具体数值来计算。文献[21]对 EHB 进行了系统辨识, 但由于系统的非线性, 辨识结果会随输入信号幅值和频率的变化而产生较大变化。本文直接通过实车试验的方法对新控制系统的稳定性进行验证。

## 6 实车试验

实车试验平台参见文献[23], 其中, 为了获取实际的轮缸液压力及车辆减速度信息, 在原车上加装了轮缸液压力传感器及惯性测量单元(inertial measurement unit, IMU)。通过试验电脑进行在线观测和标定。EHB 有两种工作模式, 正常模式和线控模式。正常模式中, EHB 响应由制动踏板解析出的目标主缸液压力; 线控模式中, EHB 响应由试验电脑给出的目标主缸液压力。出于篇幅考虑, 本文

不再对 EHB 的结构和工作原理进行详述,感兴趣的读者可参考文献[23]。以上研究表明,只有在主缸液压力快速变化时,主、轮缸液压力才会表现出较明显的差异性。因此,本文选取目标阶跃信号进行算法验证。

试验方法为将试验车加速到一定车速后,启动 EHB 的线控模式,由试验电脑给定阶跃的目标主缸液压力,直至车速减为零。具体试验设置见表 1,部分试验结果如图 12、图 13 所示。

出于篇幅考虑,以试验 5 和试验 6 的试验结果为例进行分析。图 12 表明,原控制系统在制动初始阶段,主缸液压力存在超调和震荡,符合欠阻尼典型二阶系统的时域响应。EHB 的液压力控制算法<sup>[20]</sup>为双闭环

表 1 试验设置

Tab. 1 Test setup

试验编号	制动初始车速/ ( $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ )	目标主缸液压力/ MPa	液压力控制算法
1	30	2	原控制系统
2	30	2	新控制系统
3	30	3	原控制系统
4	30	3	新控制系统
5	30	4	原控制系统
6	30	4	新控制系统
7	30	5	原控制系统
8	30	5	新控制系统

架构,外环根据目标液压力与实际液压力的差值通过比例控制计算目标齿条速度,内环根据目标齿条速度与实际齿条速度的差值通过比例积分控制计算目标电

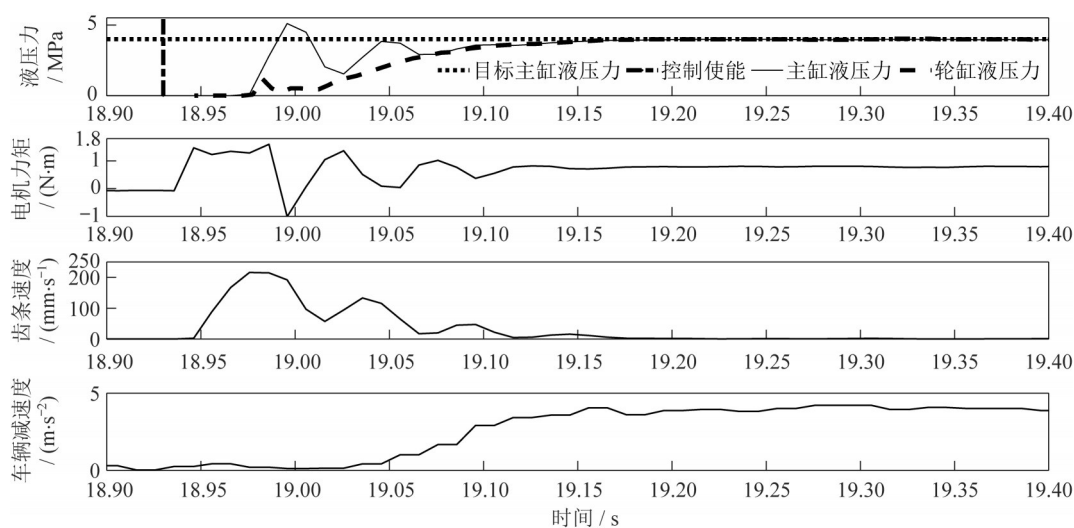


图 12 试验 5

Fig. 12 Test 5

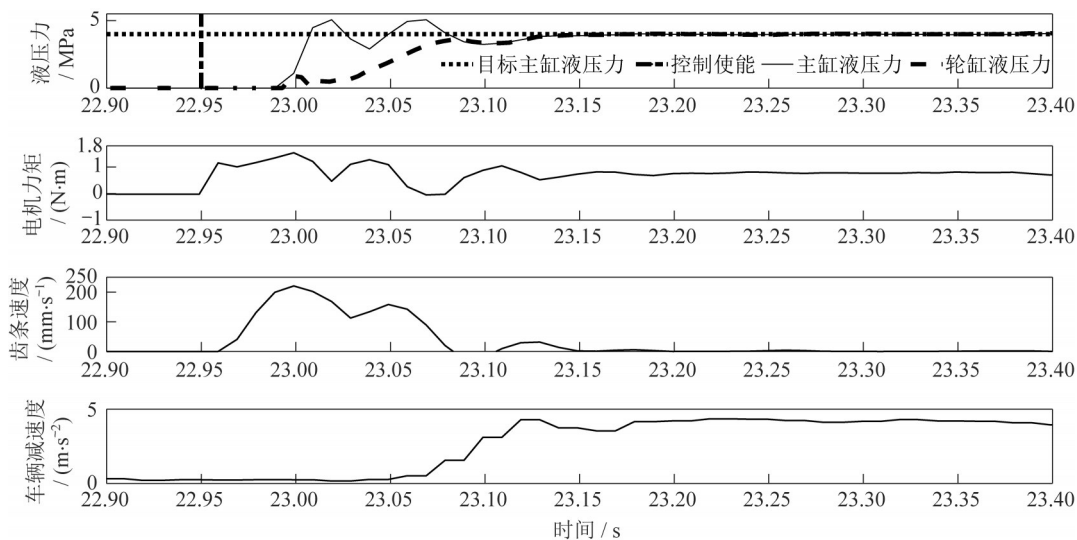


图 13 试验 6

Fig. 13 Test 6

机力矩。在 19 s 左右时,由于实际主缸液压力的超调,实际主缸液压力大于目标主缸液压力,控制算法产生负的目标齿条速度,电机力矩为负值对齿条进行“回拉”,导致齿条速度快速下降。注意,这期间的轮缸液力始终是低于目标值的,因此对于轮缸液压力控制而言,“回拉”操作降低了轮缸液压力的响应速度,同时,“回拉”操作导致齿条速度快速变化,降低了噪声、振动与声振粗糙度(noise, vibration and harshness, NVH)性能。图 13 表明,当使用轮缸液压力做反馈时,由于轮缸液压力较主缸液压力更加平稳且在制动初始阶段数值更小,使得电机力矩和齿条速度更加平稳且数值更大,主缸液压力、轮缸液压力和车辆减速度的响应也更加迅速。所有试验的轮缸液压力和制动减速度的响应时间如表 2 所示。其中,上升时间指响应曲线从开始第一次上升到目标值 90 % 所需的时间;峰值时间指响应曲线达到第一个峰值所需的时间。响应速度提升率为原控制系统的响应时间与新控制系统的响应时间的比值。

表 2 试验结果统计表

Tab. 2 Statistics of test results

目标主缸液压力/MPa	试验指标	响应时间/ms		响应速度提升率/%
		原控制系统	新控制系统	
2	轮缸液压力上升时间	180	160	11.3
2	制动减速度峰值时间	220	170	12.9
3	轮缸液压力上升时间	180	150	12.0
3	制动减速度峰值时间	200	180	11.1
4	轮缸液压力上升时间	190	170	11.2
4	制动减速度峰值时间	230	170	13.5
5	轮缸液压力上升时间	220	200	11.0
5	制动减速度峰值时间	330	280	11.8

可见,新控制系统能够增强制动控制,将轮缸液压力和制动减速度的响应速度均提高约 12 % 并改善了系统的 NVH 性能。以上所有试验中,新控制系统均能稳定运行。为进一步验证算法的稳定性,进行了常规制动试验。启动 EHB 的正常模式,由驾驶员按照驾驶习惯正常驾驶试验车,试验结果如图 14 所示。

常规制动工况下,主、轮缸液压力均能准确地跟踪目标液压力,并不失稳。注意,图 14 中,主、轮缸液压力存在 0.1 MPa 以内的小幅抖动现象,可能是制动盘不平造成的,行车过程中驾驶员是感觉不到的。

## 7 结论与展望

- (1)通过电磁阀测试台架测试了增压阀全开工况下的压差流量特性,试验结果与小孔节流模型吻合。
- (2)基于实测的增压阀压差流量特性及轮缸 PV

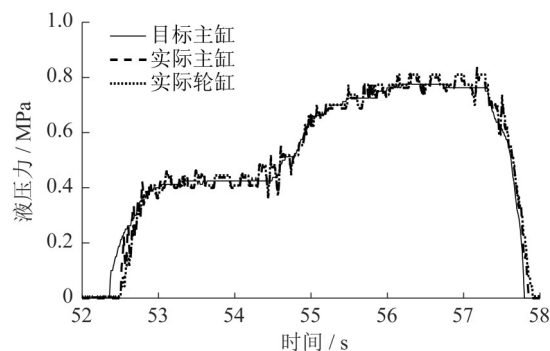


图 14 常规制动工况

Fig. 14 Conventional driving condition

特性,建立了主、轮缸液压力动态模型,试验数据证明了模型的准确性。

(3)将估计的轮缸液压力作为反馈引入到原主缸液压力控制算法中,理论分析表明,新控制系统的轮缸液压力响应速度加快,但稳定性降低。

(4)多工况的实车试验表明,新控制系统仍然稳定且轮缸液压力及制动减速度的响应速度提高 12 % 左右,从而缩短制动距离,提高制动安全性;快速建压过程中齿条运行更加平稳,NVH 性能有所提升。此外,随着 EHB 产品的推广和普及,搭载 EHB 的车型逐渐由乘用车拓展到了轻型商用车。轻型商用车具有更庞大的制动回路,工程实践表明,基于主缸液压力反馈的控制系统更容易出现主缸液压力的超调(图 12)及局部震荡(图 9d)现象,从而导致实际齿条速度大幅度波动甚至反向,大大减低 NVH 性能,而本文所提方法为解决此问题提供了很好的思路。

### 作者贡献声明:

史彪飞:试验设计、数据处理、算法设计及验证、论文撰写等。

熊璐:论文指导与质量把关。

刘洋:电磁阀测试台架搭建。

舒强:主缸液压力控制算法设计。

冷搏:制动测试台架搭建。

陈锋:电磁阀流量特性测试。

傅直全:轮缸 PV 特性测试。

姚雪平:主、轮缸液压力数据采集。

### 参考文献:

- [1] KREUTZ S. Ideal regeneration with electromechanical brake booster (eBKV) in volkswagen e-up! and porsche 918 spyder [C]// Conference of 5th International Munich Chassis Symposium. Berlin: Springer, 2014. 549-588.
- [2] OHTANI Y, INNAMI T, OBATA T, *et al.* Development of

- an electrically-driven intelligent brake unit [C/CD]// Proceedings of SAE 2011 World Congress & Exhibition. Warrendale, PA: SAE International, 2011.
- [3] HAN Wei, XIONG Lu, YU Zhuoping. Braking pressure control in electro-hydraulic brake system based on pressure estimation with nonlinearities and uncertainties[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 131: 703.
- [4] CASTRO R D, TODESCHINI F, ARAUJO R E, *et al.* Adaptive robust friction compensation in a hybrid brake-by-wire actuator [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2014, 228(10), 769.
- [5] YONG Jiawang, GAO Feng, DING Nenggen, *et al.* Design and validation of an electro-hydraulic brake system using hardware-in-the-loop real-time simulation [J]. International Journal of Automotive Technology, 2017, 18(4): 603.
- [6] LI Haocheng, YU Zhuoping, XIONG Lu, *et al.* Hydraulic control of integrated electronic hydraulic brake system based on LuGre friction model [C/CD]//Proceedings of SAE Brake Colloquium & Exhibition-35th Annual. Warrendale, PA: SAE International, 2017.
- [7] TODESCHINI F, CORNO M, PANZANI G, *et al.* Adaptive position - pressure control of a brake by wire actuator for sport motorcycles[J]. European Journal of Control, 2014, 20(2): 79.
- [8] TODESCHINI F, CORNO M, PANZANI G, *et al.* Adaptive cascade control of a brake-by-wire actuator for sport motorcycles[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2014, 20(3): 1310.
- [9] HAN Wei, XIONG Lu, YU Zhuoping. Interconnected pressure estimation and double closed-loop cascade control for an integrated electrohydraulic brake system[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2020, 25(5): 2460.
- [10] ZHAO Jian, HU Zhiqiang, ZHU Bing. Pressure control for hydraulic brake system equipped with an electro-mechanical brake booster [C/CD]//Proceedings of SAE 2018 World Congress & Exhibition. Warrendale, PA: SAE International, 2018.
- [11] WANG Zhizhong, YU Liangyao, WANG Yufeng, *et al.* Prototype of distributed electro-hydraulic braking system and its fail-safe control strategy [C/CD]// Proceedings of SAE 2013 Brake Colloquium & Exhibition-31st Annual. Warrendale, PA: SAE International, 2013.
- [12] YANG I J, CHOI K, HUH K. Development of an electric booster system using sliding mode control for improved braking performance [J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(6): 1005.
- [13] HAN Wei, XIONG Lu, YU Zhuoping. A novel pressure control strategy of an electro-hydraulic brake system via fusion of control signals [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2019, 233(13): 3342.
- [14] ZHAO Xun, LI Liang, SONG Jian, *et al.* Linear control of switching valve in vehicle hydraulic control unit based on sensorless solenoid position estimation [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2016, 63(7): 4073.
- [15] KEVIN O. Anti-lock braking performance and hydraulic brake pressure estimation [C/CD]//2005 SAE World Congress. Warrendale, PA: SAE International, 2005.
- [16] 刘洋. 基于 EHB 的 ABS 集成控制与功能开发[D]. 上海: 同济大学, 2021.
- LIU Yang. Integrated control and function development of ABS based on EHB [D]. Shanghai: Tongji University, 2021.
- [17] ANTANAITIS D, RIEFE M, SANFORD J. Automotive brake hose fluid consumption characteristics and its effects on brake system pedal feel [J]. SAE International Journal of Passenger Cars Mechanical Systems, 2010, 3(1): 113.
- [18] 冯斌. 液压油有效体积弹性模量及测量装置的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
- FENG Bin. Study on effective fluid bulk modulus and measurement in hydraulic system [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011.
- [19] 欧阳. 轿车稳定性控制系统轮缸压力控制和估算算法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- OU Yang. Research on controlling and estimating algorithm for wheel cylinder pressure of stability control system on passenger car [D]. Changchun: Jilin University, 2011.
- [20] XIONG L, HAN W, YU Z, *et al.* Master cylinder pressure reduction logic for cooperative work between electro-hydraulic brake system and anti-lock braking system based on speed servo system [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(13): 3042.
- [21] 黄杰. 集成式电子液压制动系统与再生制动的协调控制研究[D]. 上海: 同济大学, 2017.
- HUANG Jie. Study on coordinated control of integrated electronic hydraulic braking system and regenerative braking [D]. Shanghai: Tongji University, 2017.
- [22] 王建平, 刘宏昭. 控制工程基础[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2008.
- WANG Jianping, LIU Hongzhao. Fundamentals of control engineering [M]. Xi'an: Xidian University Press, 2008.
- [23] SHI Biaofei, XIONG Lu, YU Zhuoping. Pressure estimation based on vehicle dynamics considering the evolution of the brake linings' coefficient of friction [J]. Actuators, 2021, 10(4): 76.