

商用车 EBS 系统比例继动阀特性与控制方法^{*}

韩正铁^{1,2} 宗长富¹ 赵伟强¹ 万 滢¹

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025; 2. 平壤机械大学机械学院, 平壤 999093)

摘要: 针对商用车电子控制制动系统比例继动阀迟滞特性,提出了特性仿真模型和迟滞补偿控制方法。建立了能反映迟滞特性的比例继动阀数学模型,应用 Matlab/Simulink 软件进行了其响应特性和迟滞特性的仿真,通过开环测试验证了模型的准确性和可靠性。在此基础上提出了能够补偿迟滞特性的比例继动阀控制方法,并进行离线仿真和硬件在环试验,验证了该控制方法的有效性。

关键词: 商用车 EBS 系统 比例继动阀 迟滞补偿 控制方法

中图分类号: U463.52 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)10-0001-06

引言

商用车电子控制制动系统(Electronically controlled brake system, EBS)是近几年在制动防抱死系统基础上发展起来的,主要用于改善商用车的制动性能。国外对 EBS 的研究较为系统,硬件部分,各大整车厂和零部件厂商均生产出 EBS 的批量产品或原型样机,EBS 各零部件的改善也研究得较为深入^[1-5],各高校对 EBS 控制方法等也进行了深入研究^[6-8]。而在国内,EBS 还处于起步阶段,尚无成熟产品出现,只有部分高校进行了控制算法、仿真平台和 CAN 通信的研究^[9-11],而在控制器硬件和试验台建设方面的研究不多^[12-13]。

商用车一般采用气压制动,具有响应滞后的特点,其制动性能对 EBS 系统的迟滞特性非常敏感。作为电控制动核心部件之一的比例继动阀,其压力迟滞特性严重,将严重影响气动 EBS 的工作性能,很容易造成重大交通事故^[14-16]。

本文针对比例继动阀的迟滞特性进行建模仿真,研究其时间响应和迟滞特性,提出迟滞补偿控制方法,并通过硬件在环仿真试验,验证该控制方法的有效性及其可靠性。

1 比例继动阀结构和迟滞特性

1.1 比例继动阀结构

比例继动阀是用来控制前桥制动压力输出的作动件。比例继动阀及其结构简图如图 1 所示。它由

比例电磁阀、继动阀和压力传感器组成,是包含电控回路及气控回路的双回路机构。电控回路系统的执行和监控由整车中央 ECU 完成,气控系统的控制通过电控制动总阀来实现。

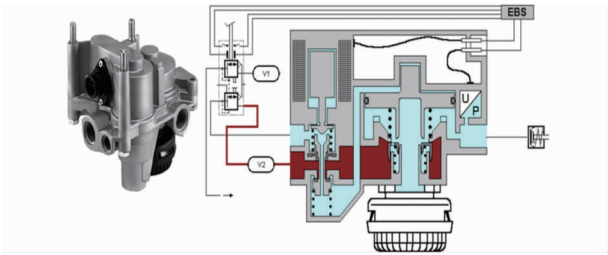


图 1 比例继动阀结构简图

Fig. 1 Structure of proportional relay valve

在正常工作状态下,中央 ECU 确定的控制电流通过比例电磁阀转换为继动阀的控制压力,然后比例继动阀输出与该控制压力呈比例关系的制动压力。当电路失效时,气控回路的冗余结构可以保证比例继动阀按照传统气压制动的商用车上阀体的方式工作,通过气压进行阀体的驱动。

1.2 比例继动阀迟滞特性

对比例继动阀特性的试验资料表明它有明显的迟滞特性。理论上,比例继动阀的输出信号与输入信号应该是呈线性关系的。但实际上,当输入信号是一条确定的曲线时,输出信号增压和减压过程中的曲线不完全重合。也就是说,即使输入信号是某一个确定值,对应的输出信号在增压和减压的不同过程中也将是 2 个不同的数值,从而形成一个滞环

收稿日期: 2013-11-22 修回日期: 2014-02-16

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51075176)

作者简介: 韩正铁,博士生,平壤机械大学教师,主要从事车辆制动电子控制系统研究,E-mail: hje234@163.com

通讯作者: 宗长富,教授,博士生导师,主要从事汽车仿真与控制研究,E-mail: 378811297@qq.com

曲线(图2)。

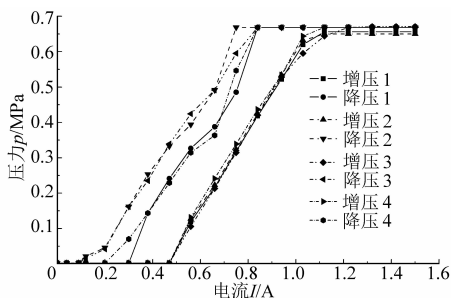


图2 比例继动阀迟滞特性

Fig.2 Hysteresis characteristics of proportional relay valve

比例继动阀迟滞特性产生的原因主要是:①气压系统具有可压缩性。②电磁阀阀芯结构及运动时阀芯上的径向不平衡力的存在所导致的摩擦力。③阀的库仑摩擦、粘性摩擦等各种摩擦力。而导致迟滞特性的最基本原因就是在压力增加和减少时摩擦力的作用方向相反。

比例继动阀的压力迟滞特性对气动 EBS 系统的工作性能影响很大,会严重影响商用车主动安全性,所以迟滞补偿控制在提高制动性能上有很大的实践意义。

2 比例继动阀特性

2.1 比例继动阀的数学模型

比例继动阀的数学模型,包括阀体运动部件的运动微分方程和气室里的压力变化方程等。商用车气动 EBS 系统的比例继动阀动态特性方程组如下:

电磁引力特性

$$F_s = \frac{B^2 S}{2\mu_0} = \frac{1}{2} (NI)^2 \frac{\mu_0 S}{\delta^2} \quad (1)$$

式中 F_s ——电磁铁的吸引力

B ——气隙磁通密度 δ ——最大间隙

μ_0 ——导磁率,取 $\mu_0 = 0.4\pi \times 10^{-6}$ H/m

S ——可动件的横截面积

N ——线圈圈数 I ——输入电流

比例电磁阀阀芯的运动微分方程

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x} = F_s \mp C_1 \dot{x} - K_1(x_{10} + x) + m_1 g - p_d A_1 \\ \quad (0 \leq x < x^*) \\ (m_1 + m_2) \ddot{x} = F_s \mp (C_1 + C_2) \dot{x} - K_1(x_{10} + x) - \\ \quad K_2(x_{20} + x - x^*) + (m_1 + m_2)g - p_d A_1 \\ \quad (x^* \leq x \leq x_{\max}) \end{cases} \quad (2)$$

式中 p_d ——比例电磁阀的滑阀和继动阀的活塞之间的压力控制气室里的压力

A_1 ——作用于锥阀的压力有效面积

x^* ——比例电磁阀的锥阀和滑阀之间的初始间隙

m_1 ——锥形阀和电磁铁运动部分的质量

m_2 ——滑阀质量

K_1 ——锥阀支撑弹簧刚度

K_2 ——滑阀支撑弹簧刚度

x_{10} ——锥阀支撑弹簧预紧量

x_{20} ——滑阀支撑弹簧预紧量

C_1 ——锥阀等效粘性阻尼系数

C_2 ——滑阀等效粘性阻尼系数

继动阀阀芯的运动微分方程

$$\begin{cases} m_3 \ddot{y} = p_d A_2 \mp C_3 \dot{y} - K_3(y_{30} + y) + m_3 g - p_e A_3 \mp \\ \quad \text{sign}(\dot{y}) F_f \quad (0 \leq y < y^*) \\ (m_3 + m_4) \ddot{y} = p_d A_2 \mp (C_3 + C_4) \dot{y} - K_3(y_{30} + y) - \\ \quad K_4(y_{40} + y - y^*) + (m_3 + m_4)g - p_e A_3 \mp \\ \quad \text{sign}(\dot{y}) F_f \quad (y^* \leq y \leq y_{\max}) \end{cases} \quad (3)$$

式中

p_e ——与出口连接的继动阀工作气室压力

A_2 ——活塞上面压力有效面积

A_3 ——活塞下面压力有效面积

y^* ——继动阀的活塞与阀座间的初始间隙

m_3 ——活塞质量 m_4 ——阀座质量

K_3 ——活塞支撑弹簧刚度

K_4 ——阀座支撑弹簧刚度

y_{30} ——活塞支撑弹簧预紧量

y_{40} ——阀座支撑弹簧预紧量

C_3 ——活塞等效粘性阻尼系数

C_4 ——阀座等效粘性阻尼系数

F_f ——继动阀气密和阀体之间的摩擦力

气室的压力变化方程

$$\frac{dp}{dt} = \begin{cases} \frac{kap_1}{V} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2kR_0 T_1}{k+1}} \\ \quad (0 \leq p_2/p_1 < 0.528) \\ \frac{kap_1}{V} \sqrt{R_0 T_1 \frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \\ \quad (0.528 \leq p_2/p_1 \leq 1) \end{cases} \quad (4)$$

式中 k ——绝热系数,取 k 为 1.4

a ——流通道面积

R_0 ——气体常数,取 R_0 为 287.1 J/(kg·K)

T_1 ——气体的绝对温度,取 T_1 为 313 K

V ——气室体积

p_1 ——输入压力 p_2 ——输出压力

上述方程中上面的负号表示增压过程的特性,

而下面的正号表示减压过程特性。另外, 阀芯运动建模中忽略了流体作用于阀芯的流动力。

2.2 比例继动阀特性仿真及测试

比例继动阀的响应时间和迟滞特性是确定控制方法的重要指标。因此, 本文基于上述数学模型, 应用 Matlab/Simulink 工具, 仿真分析了比例继动阀在增压、减压条件下的特性。比例继动阀仿真模型如图 3 所示。

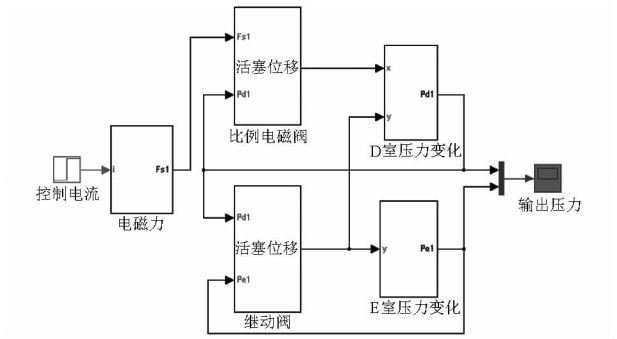


图 3 比例继动阀仿真模型

Fig. 3 Simulation model for proportional relay valve

比例继动阀的大部分参数通过试验测量获得, 如基本尺寸、质量、体积等。有些参数参考其他文献确定, 而带有高度不确定性的参数, 如库仑摩擦力、粘滞摩擦力等则通过估计确定。采用压力供给单元的压力、大气压力和压力源的气温作为仿真的初始条件和边界条件。

2.2.1 比例继动阀压力响应特性

比例继动阀的压力响应时间是确定其目标压力更新周期的重要基础。只有目标压力的最小更新时间大于比例继动阀气压的稳态响应时间, 才能保证阀体完成对上一时刻设定的目标压力的响应。

比例继动阀压力响应的时间历程曲线如图 4 所示。图中实线为比例继动阀开环稳态响应时间的测试曲线, 在第 1 秒时将比例继动阀的控制端直接连接到 12 V 供电电源的两端, 当比例继动阀输出压力稳定后, 其压力应该与气源压力相同。测试中气源压力为 0.5 MPa, 比例继动阀压力上升到稳定压力 75% 的时间为 157 ms。

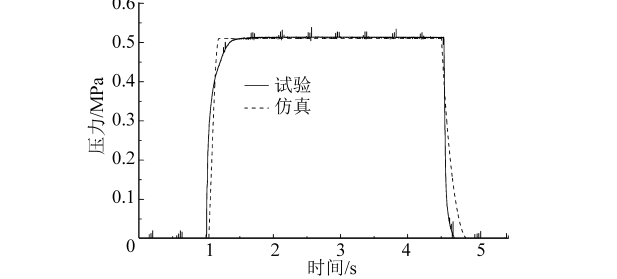


图 4 压力响应特性仿真与测试结果

Fig. 4 Simulation and test result for pressure response characteristic

2.2.2 比例继动阀迟滞特性

为使系统达到稳定状态, 能反映系统的静态特性, 仿真过程中应选取足够长的仿真时间。仿真得到了图 5 所示的输入电流信号增加和减小的情况下比例继动阀的压力响应曲线, 即为比例继动阀的滞环特性。可以看出, 增压和减压过程中发生的电流滞后最大达到约 0.23 A。

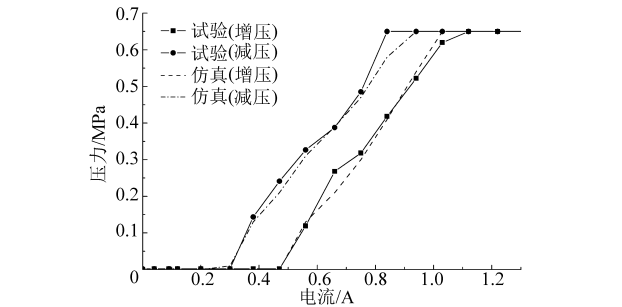


图 5 迟滞特性仿真与测试结果

Fig. 5 Simulation and test result for hysteresis characteristic

从图 4 和 5 的仿真结果与硬件实测结果的对比中可以看出测试结果与仿真结果总体一致, 这说明本文的仿真模型是合理的。而仿真和测试结果之间的微小差异可能是建模过程中引入的假设和忽略所造成的。

3 控制方法

通过分析比例继动阀的内部结构、工作原理及特性测试结果, 决定采用 PWM 方式控制阀芯动作。使用 MCS12DG128 芯片的 PWM 控制接口, 通过改变输出电压来改变阀芯控制电流, 从而改变阀门开度, 实现压力可变控制。

3.1 迟滞特性补偿方法

由于比例继动阀具有滞环特性, 所以必须对其进行补偿控制, 才能实现稳定精密的控制。根据过程控制的原理, 选用前馈补偿控制方法补偿比例继动阀的迟滞特性。

对于稳态时的升压曲线和降压曲线进行近似线性化, 得到的结果如下:

(1) 升压时: $p = 1.27I - 0.56$, 当 $I = 1.12$ A 时, p 达到最大值不再上升。

(2) 降压时: $p = 1.24I - 0.29$, 当 $I = 0.84$ A 时, p 达到最大值不再上升。

滞环补偿环节的基本思想是: 首先判断目标压力的变化趋势, 如果目标压力变大, 则使用升压近似曲线来确定输出电流; 如果目标压力变小, 则使用降压近似曲线来确定输出电流。当目标压力大于最大值(0.8 MPa)时, 增压时电流取 1.12 A, 减压时取 0.84 A; 当目标压力小于指定值(0.01 MPa)时, 增压

时输出电流为 0.47 A, 减压时输出电流为 0.28 A。滞环补偿环节的程序流程图如图 6 所示。

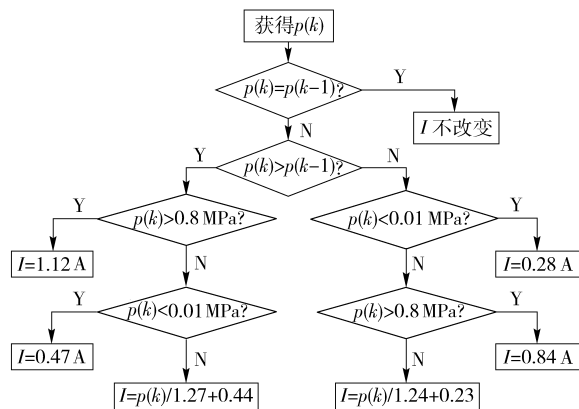


图 6 前馈补偿环节的流程图

Fig. 6 Flow chart of feed forward compensation

3.2 比例继动阀的闭环控制

PID 控制作为经典的闭环控制方法, 在工业控制中得到了广泛的应用。然而, 本系统中的控制对象比例继动阀具有比较明显的滞环特性。对于这种系统, 单纯采用传统的 PID 控制方法难以取得满意的效果, 根据过程控制原理, 采用逆滞环补偿可以有效地改进系统的滞环特性, 同时结合 PID 控制算法, 利用闭环 PID 控制的优点, 可以获得较好的控制效果。因此, 本文采用前馈补偿结合 PID 控制的方法进行比例继动阀的控制。

前馈补偿环节与压力 PI 环节共同决定了输出压力的大小。前馈补偿控制可以使前轴比例继动阀的压力快速接近目标压力, 随后的 PID 调节可以使实际压力稳定在目标压力左右。如果目标压力变大, 则采用升压滞环曲线确定 PWM 占空比的初始值, 随后利用 PID 进行调节; 如果目标压力减小, 则采用降压滞环曲线确定 PWM 占空比的初始值, 随后利用 PID 进行调节。前馈 PID 控制整体的控制框图如图 7 所示。

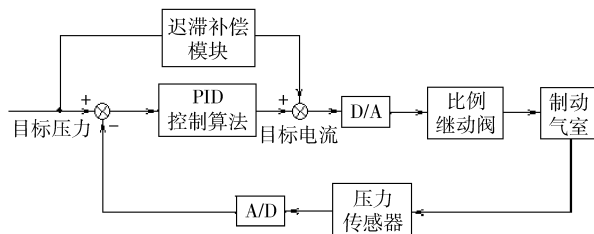


图 7 前馈补偿 PID 控制框图

Fig. 7 Feed forward compensated PID control block diagram

4 比例继动阀控制算法验证

4.1 控制算法离线验证

运用上面搭建的仿真模型对商用车 EBS 系统比例继动阀前馈补偿控制算法进行了离线仿真验

证。离线仿真系统如图 8 所示。

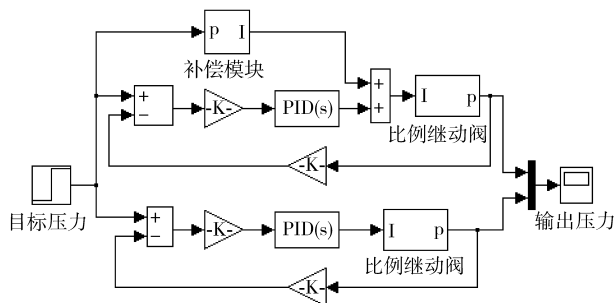


图 8 前馈补偿控制算法的 Simulink 验证模型

Fig. 8 Simulink verification model for feed forward compensation control method

为验证前馈补偿控制的有效性把有补偿环节的 PID 闭环控制算法和没有补偿环节的 PID 闭环控制算法在 Simulink 上进行了相互比较。比例继动阀的有迟滞特性补偿控制和没有迟滞补偿控制的仿真结果如图 9 所示。

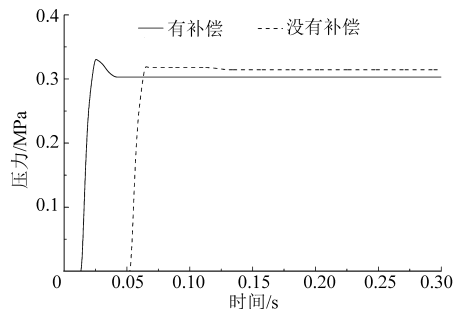


图 9 比例继动阀补偿控制离线仿真结果

Fig. 9 Simulation result of compensation control for proportional relay valve

图 9 为目标压力 0.3 MPa 时有迟滞补偿和没有迟滞补偿的控制条件下, 比例继动阀的压力响应特性。从图 9 可以看出, 有迟滞补偿的控制算法比没有补偿的控制算法明显的缩短了控制延迟, 提高控制质量。

4.2 控制算法的 HIL 试验验证

4.2.1 硬件在环试验台

商用车 EBS 系统硬件在环仿真系统的实物图如图 10 所示。与其他硬件在环仿真试验台相比, XPC-Target 是 Mathworks 公司生产的实时仿真工具, 它具有操作简单、成本低、兼容性好等优点, 并且可以支持 Matlab/Simulink 软件编写的车辆动力学模型。XPC-Target 采用主机-目标机共同运行的模式, 主机负责运行 Matlab/Simulink, 目标机负责执行主机生成的代码, 仿真结果的数据能够以 workspace 的形式存储在主机中, 便于后期的数据处理和曲线绘制时的调用。

硬件在环试验台的车辆模型采用 17 自由度商用车模型, 包括 8 个轮胎自由度和 9 个车体自由度。

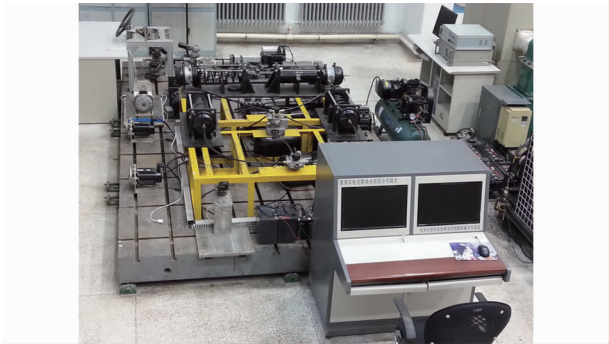


图 10 EBS 系统硬件在环仿真试验台

Fig. 10 HILS test bed for EBS

模型采用模块化设计的原则,包括车轮动力学、轮胎动力学、车身动力学、路面、发动机系统、传动系统、转向系统、制动系统、驾驶员操纵共 9 个模块。

4. 2. 2 比例继动阀不同压力响应时间测试

采用了前馈结合 PID 控制的方法,来补偿比例继动阀的迟滞特性。但是 PID 参数的变化会对系统的响应产生重大的影响,不同 PID 参数控制的效果也不同。本文经过各种测试,最终确定了一组参数。为了验证这组参数能否适用于不同的目标压力,在电控制动系统硬件在环实验台上进行了不同压力下的响应时间测试试验。HIL 试验台试验选定低、中、高 3 种不同压力,目标压力分别为 0.3、0.5 和 0.7 MPa,分别对应小制动、中等强度制动和紧急制动的工况。

测试时,车辆模型将车速增加到一定值,然后试验人员稳定控制踏板,EBS 控制器会根据踏板的开度及其变化率确定当前驾驶员的目标制动减速度,然后换算为相应的制动气室压力。比例继动阀的前馈闭环控制策略会根据目标值控制底层阀体的动作,从而输出目标制动力。气室压力传感器会实时测量当前的压力,同时反馈给 EBS 控制器及 XPC 采集系统。根据返回的目标压力及实际气室压力,就可以得到该 PID 参数调节下的压力响应时间,从而确定该参数合理性。

图 11 为在前馈 PID 联合控制下,比例继动阀的不同目标压力响应时间的测试结果。从图中可以看出,在低、中、高 3 个不同目标压力工况下,实际压力达到目标压力 75% 的时间分别为:0.153 s、0.227 s、0.259 s,完全满足比例继动阀前馈 PID 闭环控制的要求。

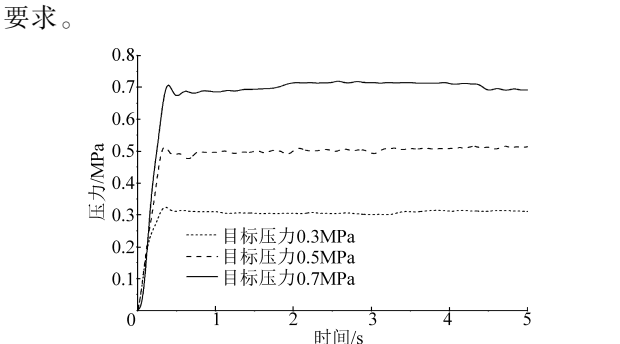


图 11 比例继动阀闭环控制曲线

Fig. 11 Closed loop control test results of proportional relay valve

图 12 为在目标压力 0.3 MPa 的工况下,补偿控制离线仿真结果和硬件在环试验结果的对比曲线。研究结果表明本文提出的比例继动阀迟滞补偿控制算法具有一定的实际应用性。

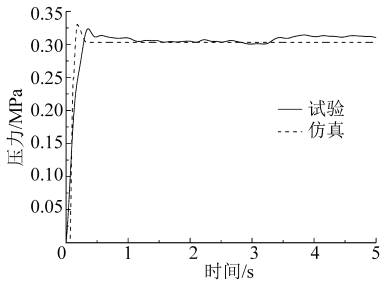


图 12 比例继动阀控制算法仿真与试验结果

Fig. 12 Simulation and test result of control method for proportional relay valve

5 结束语

以商用车 EBS 比例继动阀为研究对象,在硬件在环仿真试验台的基础上,进行了 EBS 比例继动阀的建模和仿真分析、迟滞补偿控制以及硬件在环试验。分析了电控制动系统比例继动阀产生迟滞特性的原因,建立了能反映迟滞特性的比例继动阀的数学模型,并应用 Matlab/Simulink 仿真分析了其压力响应时间和迟滞特性,通过开环测试验证了该模型的准确性和可靠性。在此基础上,提出了能够有效补偿迟滞特性的控制方法,并通过硬件在环仿真试验,验证了本文提出的商用车 EBS 系统比例继动阀仿真模型和所开发的控制方法的可靠性和有效性。

参 考 文 献

1 Electronically controlled brake system: system and functional description[EB/OL]. [2007-12-05], www.wabco-auto.com.

2 EBS—electronic braking system for truck & bus applications[EB/OL]. [2012-02-09], www.knorr-bremse.com.

3 Paljoo Yoon, Hyung-Jin Kang, Inyong Hwan, et al. Braking status monitoring for brake-by-wire systems[C]. SAE Paper 2004-01-0259, 2004.

4 Miller Jonathan I, Cebon David. A high performance pneumatic braking system for heavy vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2010,48(Supp. 1): 373-392.

- 5 Bu F, Tan H S. Pneumatic brake control for precision stopping of heavy-duty vehicles[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007, 15(1): 53 – 64.
- 6 Karthikeyan P, Umemura Y. Development and modeling of an electro pneumatic brake system[C] // 2009 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, 2009:858 – 863.
- 7 Szenté V, Vad J, Lóránt G, et al. Computational and experimental investigation on dynamics of electric braking systems[C] // Proceedings of the 7th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2001:263 – 275.
- 8 Pacejka Hans Bastiaan. Tyre and vehicle dynamics[M]. Oxford UK: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2002.
- 9 刘杰. 商用车电子控制制动系统的控制算法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2007.
- 10 Zong Changfu, Yang Shengnan, Zheng Hongyu. A control strategy of electronic braking system based on brake comfort[C] // 2011 International Conference on Transportation, Mechanical, and Electrical Engineering (TMEE), 2011:1265 – 1268.
- 11 Zhao Weiqiang, Zong Changfu, Zheng Hongyu, et al. Integrated HIL test and development system for pneumatic ABS/EBS ECU of commercial vehicles[C]. SAE Paper 2012 – 01 – 2031, 2012.
- 12 倪文波, 王雪梅, 李芾, 等. 基于 PWM 技术的电空比例阀研究[J]. 机车电传动, 2005(3): 12 – 15.
- 13 刘自凯, 陈慧, 袁兼宗, 等. 商用车电子制动系统的建模与仿真[C] // 2008 中国汽车工程学会年会论文集. SAE-C2008T529, 2008:1339 – 1344.
- 14 袁兼宗, 陈慧, 刘自凯, 等. 商用车 EBS 系统的压力闭环控制方法研究[C] // 2008 中国汽车工程学会年会论文集. SAE-C2008E437, 2008:1191 – 1196.
- 15 赵晓平. 感载比例阀的工作原理及数学模型的建立[J]. 石家庄职业技术学院学报, 2010, 22(2): 32 – 34.
- 16 Shyrokau B, Wang D, Augsburg K, et al. Modelling and control of hysteresis-characterized brake processes[C] // Proceedings of Eurobrake, EB2012 – MS – 25, 2012.

Characteristics and Control Method of Proportional Relay Valve for Commercial Vehicle EBS

Han Zhengtie^{1,2} Zong Changfu¹ Zhao Weiqiang¹ Wan Ying¹

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China

2. College of Mechanical Engineering, Pyongyang University of Mechanical Engineering, Pyongyang 999093, North Korea)

Abstract: The simulation model and hysteresis compensation control method of proportional relay valve of EBS for commercial vehicle were proposed focused on the hysteresis characteristic. First, the mathematic model for proportional relay valve was established, which reflected the hysteresis characteristic. Then, the response characteristic and hysteresis characteristic were simulated using that model in Matlab/Simulink environment, and the correctness and reliability of the model were validated through opened loop test. After that, a control method for proportional relay valve was developed by which the hysteresis characteristic could be compensated. Finally the effectiveness of this control method was validated through the off-line simulation and the HIL test. Simulation and test results show that the hysteresis compensation control method proposed can improve the control characteristic and vehicle active safety.

Key words: Commercial vehicle EBS system Proportional relay valve Hysteresis compensation Control method