

# 电子驻车制动系统仿真与试验\*

王斌<sup>1</sup> 过学迅<sup>1</sup> 张成才<sup>1</sup> 熊喆<sup>1</sup> 张杰<sup>2</sup>

(1. 武汉理工大学现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 武汉 430070; 2. 万向集团技术中心, 杭州 311200)

**摘要:** 针对集成式电子驻车制动系统, 在 Matlab/Simulink 环境下建立了包括直流电动机、丝杠螺母以及原件内部相关的粘性摩擦和库伦摩擦等内部摩擦分析的仿真模型。为了降低使用成本, 提出通过开关控制器来控制 EPB 系统的方法, 并通过仿真与试验对比, 验证了仿真模型及开关控制器在电子驻车制动系统应用的可行性。

**关键词:** 电子驻车制动 控制 摩擦 建模 仿真

**中图分类号:** U463.5      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1000-1298(2013)08-0045-05

## Simulation and Experiment on Electrical Parking Brake System

Wang Bin<sup>1</sup> Guo Xuexun<sup>1</sup> Zhang Chengcai<sup>1</sup> Xiong Zhe<sup>1</sup> Zhang Jie<sup>2</sup>

(1. Hubei Key Laboratory of Advanced Technology of Automotive Parts, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China

2. Technology Center, Wanxiang Group, Hangzhou 311200, China)

**Abstract:** The simulation models of electrical parking brake (EPB) actuator in Simulink software were built, including DC motor model, lead-screw model and inner friction analysis models. The inner friction concluded viscous friction, Coulomb-friction and etc. In order to save cost, a method for controlling EPB system by using on-off controller was proposed. The simulation results and experiment results were compared to verify the feasibility of the proposed simulation model and on-off controller used in EPB system.

**Key words:** Electrical parking brake Control Friction Modeling Simulation

### 引言

近年来, 国外很多汽车企业将 B 型车上安装的传统驻车系统更替为电子驻车制动 (EPB) 系统。一方面节省了车内空间, 另一方面可以减少驾驶员操纵负担, 并提供制动驻车/释放功能<sup>[1]</sup>。EPB 主要有 2 种形式: 一种是拉索式, 即将传统的驻车系统中的手刹杆替换为由电子按钮来控制驻车的线控装置。拉索式 EPB 的好处是依然采用拉索结构, 对原车的改变较小而且开发起来较简单<sup>[2]</sup>, 然而缺点是拉索的非线性区域不利于实现精确的控制; 第 2 种是集成式电子驻车系统, 结构设计来源于电子机械制动系统 EMB<sup>[3-8]</sup>; 集成式 EPB 执行器由直流电动机和减速机构以及将旋转运动转换为直线运动的丝

杆螺母副组成, 其结构紧凑, 体积小巧, 行车制动结合为一体, 并可辅助实现坡道辅助起步、智能驻车等功能, 是当下各大零部件企业, 如德国 Continental AG、BOSCH 以及美国 TRW 公司的主要电子驻车产品。国内研究 EPB 系统的单位较少, 只有吉林大学、南京理工大学在 EPB 的硬件方面做了一些研究工作<sup>[9-10]</sup>, 武汉理工大学与万向集团合作研发, 在 EPB 模型搭建、控制器及试验台开发方面做了较为深入的研究<sup>[11]</sup>, 上海大众公司等企业做了相关 EPB 的车载试验, 对 EPB 系统进行了检测评价<sup>[12]</sup>。

国内在集成式 EPB 研究较少, 而且主要集中在控制器硬件开发方面<sup>[9-12]</sup>, 针对这一情况, 本文提出集成式 EPB 系统的动力学模型, 并通过台架试验对仿真模型和控制算法进行验证。

收稿日期: 2012-09-24 修回日期: 2012-12-01

\* 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目 (2012-JL-11) 和浙江省重大科技攻关资助项目 (2008C01002)

**作者简介:** 王斌, 博士生, 主要从事汽车制动系统开发研究, E-mail: wangbinxsh@163.com

**通讯作者:** 过学迅, 教授, 博士生导师, 主要从事汽车动力学研究, E-mail: guoxx@whut.edu.cn

## 1 系统模型搭建

利用 Matlab/Simulink 的仿真环境建立 EPB 系统的仿真模型。集成式 EPB 主要包括直流电动机、减速器、将旋转转换为直线运动的丝杠螺母副和制动器。与传动制动器相比,建模的关键点主要是有刷直流电动机以及受摩擦影响较大的丝杠螺母副。

### 1.1 直流电动机模型

选择普通直流有刷电动机,额定电压 12 V,建模中包含了电动机的反向电压  $E_b$ 。根据直流电动机的电磁特性,有

$$U - E_b = L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a \quad (1)$$

对式(1)作 Laplace 变换,可得

$$\frac{I(s)}{U(s) - E_b(s)} = \frac{1}{L_a s + R_a} \quad (2)$$

根据反向电动势与转速呈比例这一关系,有

$$E_b = K_{emf} \omega_m \quad (3)$$

式中  $U$ ——电枢电压  $i_a$ ——电流

$\omega_m$ ——电动机角速度  $L_a$ ——电感

$R_a$ ——电阻  $s$ ——复参变量

$K_{emf}$ ——反向电动势常数

同时,直流有刷电动机有较好的线性度,电动机的输出转矩可表示为

$$T_m = K_{motor} i_a \quad (4)$$

$$J_m \dot{\omega}_m + T_F + T_{load} = K_{motor} i_a \quad (5)$$

$$T_{load} = \tau_1 Q \quad (6)$$

式中  $K_{motor}$ ——电动机转矩常数

$J_m$ ——电动机及其负载的总转动惯量

$T_F$ ——摩擦转矩  $T_{load}$ ——负载等效转矩

$Q$ ——负载力  $\tau_1$ ——系统增益

如图 1 所示,  $T_F$  是粘性摩擦转矩  $T_v$  与库伦摩擦转矩  $T_c$  及最大静摩擦转矩  $T_s$  的共同作用,根据文献[13]有

$$T_F = T_c + (T_s - T_c) e^{-1/\omega_m / \omega_s} + b_v \omega_m \quad (\omega_m \neq 0) \quad (7)$$

式中  $\omega_s$ ——Stribeck 速度

$b_v$ ——粘性摩擦阻尼系数

图 2 显示了不同摩擦模型仿真电动机空载运载

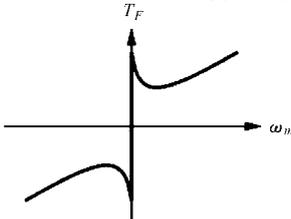


图 1 电动机摩擦转矩与角速度

Fig. 1 Friction torque and angular velocity of motor

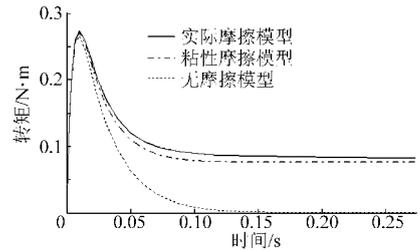


图 2 直流有刷电动机的摩擦转矩曲线

Fig. 2 Friction torque curves of brush DC motor

下的摩擦转矩曲线。由图可分析知,电动机的摩擦转矩尤其是粘性摩擦对电动机的转矩输出有较大影响。根据文献[13]对摩擦学的分析及式(7),得出实际摩擦模型曲线为最接近电动机特性的曲线。

### 1.2 丝杠螺母副模型

丝杠螺母副具有较高的非线性特征。试验发现,在丝杠螺母副正转加载及反转卸载过程中,即使是转动同一个角度产生的径向夹紧力都不能够重合。根据这些特点,在丝杠螺母副的建模中,充分考虑了各项影响因子,如粘性摩擦、库伦摩擦及转速的影响。

螺旋副相对运动时,可看作推动滑块(即螺母)沿螺纹表面运动。由图 3 可知,滑块移动中力  $F$  为螺旋副旋转过程中对滑块的水平推力,而载荷  $F_Q$  为旋转过程产生的径向力。即如果丝杠螺母副与摩擦片相接触,那么压紧力也等于载荷。将螺纹沿中径展开,得一倾角为  $\alpha$ (即螺纹升角)的斜面,斜面上的滑块代表螺母,那么螺旋副的旋转可等效为滑块在斜面上的运动,如图 4 所示。

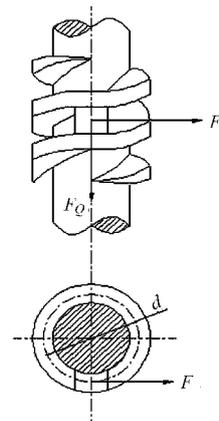


图 3 丝杠螺母副力学分析

Fig. 3 Mechanical analysis of screw nut mechanism

由图 4 可知

$$T = F \frac{d}{2} \quad (8)$$

$$F_{move} = \frac{2}{d} T \cos \alpha - F_Q \sin \alpha \quad (9)$$

$$F_c = \mu_s \left( \frac{2}{d} T \sin \alpha + F_Q \cos \alpha \right) \quad (10)$$

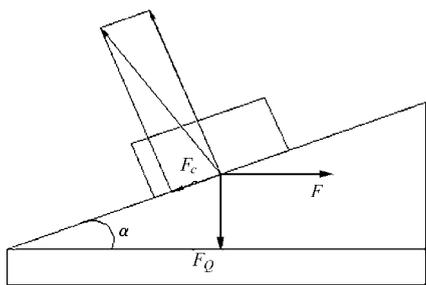


图 4 丝杠螺母机构斜面展开图

Fig. 4 Slope expansion plan of screw nut mechanism

式中  $T$ ——加载滑块上的转矩  
 $F_{move}$ ——静止状态小于最大静摩擦  $F_s$  时的摩擦力  
 $d$ ——螺母中径  $F_c$ ——滑动摩擦力  
 $\mu_s$ ——滑动摩擦因数

根据文献 [13], 在 Simulink 建立摩擦模块如图 5 所示, 丝杠螺母副的摩擦模型可以描述为

$$F_f(v, F_v) = \begin{cases} F(v) & (v \neq 0) \\ F_{move} & (v = 0 \text{ 且 } |F_{move}| < F_s) \\ F_s \text{sgn}F_{move} & (v = 0 \text{ 且 } |F_{move}| \geq F_s) \end{cases} \quad (11)$$

式中  $F_v$ ——沿斜面方向的外力  
 $v$ ——螺母沿斜面滑动速度  
 $F(v)$ ——在速度不为零时的动摩擦力  
 当速度不为零时, 摩擦力包含了库伦摩擦、静态摩擦、粘性摩擦及 Stribeck 摩擦, 则根据 Olsson 的摩擦理论有

$$F(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-|v/v_s|^{\delta_s}} + F_v v \quad (12)$$

式中  $v_s$ ——Stribeck 速度  $\delta_s$ ——试验值

分析系统特点, 电动机的转速经过 150:1 减速机构, 速度非常小, EPB 的丝杠螺母副的粘性摩擦和 Stribeck 摩擦由于速度较低, 相比库伦摩擦数量级较小, 则有

$$F(v) = F_c = \mu_s \left( \frac{2}{d} T \sin \alpha + F_Q \cos \alpha \right) \quad (13)$$

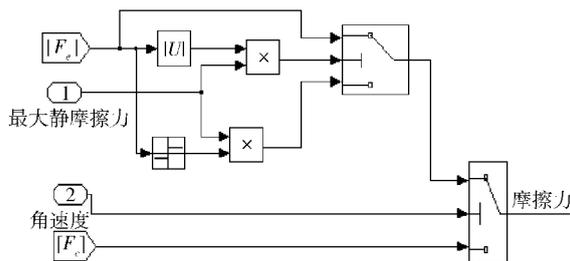


图 5 丝杠螺母副摩擦力部分算法模型

Fig. 5 Parts of algorithm model of friction in screw nut mechanism

摩擦片与制动盘之间有一个间隙保证正常的行车 [14]。所以 EPB 的推力螺母需要接触摩擦片先向前运动克服间隙后, 才能压紧摩擦片使制动盘产生压紧力。在摩擦片与制动盘接触后, 根据物体接触刚度与阻尼的原理 [15], 有

$$Q = F_{head} = k_{head} x_{head} + b_{head} \dot{x}_{head} \quad (14)$$

式中  $F_{head}$ ——螺母运动方向产生的轴向力  
 $k_{head}$ ——螺母刚度  
 $x_{head}$ ——螺母压缩位移  
 $b_{head}$ ——螺母阻尼系数

通过 Matlab/Simulink 搭建的系统仿真模型, 如图 6 所示。

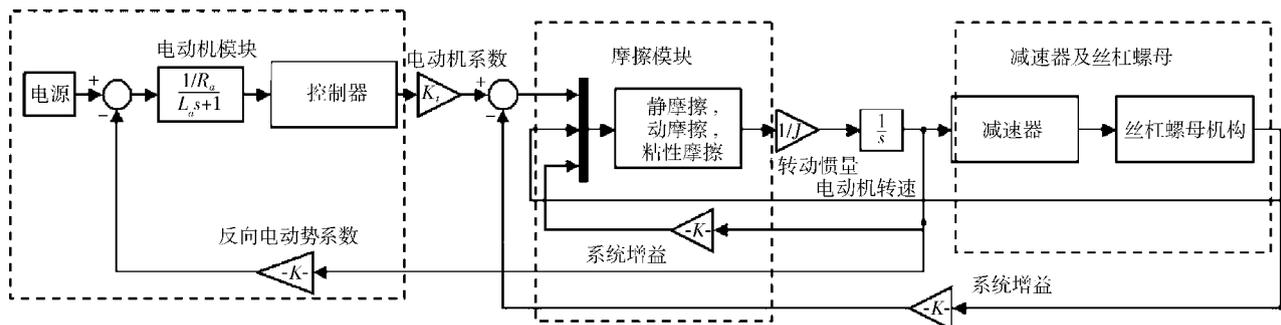


图 6 EPB 系统仿真模型

Fig. 6 Simulation model of EPB system

## 2 夹紧力控制

Young Ok Lee 在电子驻车制动系统的控制器开发中对比了 Bang-bang 控制器、线性 P 控制以及非线性 P 控制器。通过对比, 非线性 P 控制器在控制器执行过程中取得了较好的控制效果 [16]。然而, 其研究中使用的方法需要在力传感器回馈实时夹紧力

的基础上对控制器再加一个电流控制环。为进一步降低使用成本及安装空间, 本文开发的 EPB 系统无需力传感器、角速度编码器等, 而是直接使用高效的开关控制器来实现驻车制动控制工作。据图 6 搭建的模型框图, 输入机械部件生产厂家提供的物理参数后, 即可得到本 EPB 系统的相关仿真曲线。图 7 所示为在 EPB 夹紧过程中, 无接触点检测控制下的

制动夹紧力、电动机电流以及电动机角速度在时域内的变化曲线。

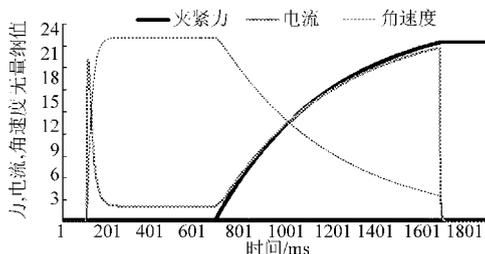


图7 夹紧力、电动机电流及电动机角速度仿真曲线

Fig. 7 Simulation curves of clamping force, motor current and motor rotating speed

## 2.1 夹紧力预估

由图7仿真结果可知,电动机在启动时,有明显的电流变化,随后与摩擦片接触前,在摩擦模型与转动惯量的共同影响下,会保持一个较为稳定的电流。当制动间隙消除后,由于制动盘夹紧力的反作用使丝杠螺母系统中库伦摩擦陡增,电动机转速减小,系统负载增大,电流随之增大。同时,可以发现在夹紧过程中,电动机电流与制动盘所受的夹紧力有良好的对应关系,所以可以预设某一电流关断值,并通过电流来判断驻车制动力是否足够。由于丝杠螺母机构具有自锁功能,所以当电动机停止供电后,螺母一端将继续对制动盘产生稳定的压紧力。

## 2.2 制动间隙控制

当驾驶员释放驻车制动时,控制器将对电动机通电并控制电动机反向旋转至预设的位置来保证正常的制动间隙,从而保证安全稳定的行车制动。摩擦片磨损或者温度有变化时都会影响制动间隙。Ralf Schwarz使用特制力传感器的方法来保证系统不受温度和磨损的影响,然而此方法大大增加了成本<sup>[17]</sup>;根据电动机角位移和夹紧力的拟合曲线来判断夹紧力的方法会产生较大的误差<sup>[2,16]</sup>。因为当制动间隙增大时,电动机旋转至之前的制动间隙被消除的位置时将不会产生夹紧力。而本文根据电流峰值来关断则不受摩擦片磨损而影响制动间隙的问题,因为制动间隙的增大只会影响图7中电流平稳运行克服间隙的时间,丝杠螺母副停止工作的时间依然是达到目标夹紧力对应关断电流值。驻车制动释放时,初始位置由夹紧状态的固定关断电流值来保证,所以制动间隙可通过控制电动机反向旋转时的电流脉动来达到<sup>[18]</sup>。

## 2.3 接触点预估

在EPB正常加载和释放过程中,制动间隙消除点并不影响电动机电流关断值。然而,在EPB系统中,丝杆螺母推动摩擦片与制动盘的初始接触点的

精确定位对控制器的诊断系统至关重要。与之前的研究<sup>[1,2,15]</sup>不同,本文直接通过检测电流的变化来预估接触点。试验工作台如图8所示,通过预设电流来判断接触点。由图7可知,在阶跃启动电流之后,电动机转速和电流皆为一个相对平稳的数值。在启动电流之后的平稳状态中,在每一个较短的时间 $T$ 内的取电流平均值,设为 $\bar{i}_T$ 。根据实验数据,为 $\bar{i}_T$ 取一个允许波动范围,即 $i_a < \bar{i}_T < i_b$ 。那么,当 $\bar{i}_T \geq i_b$ 且 $\lambda \leq \frac{\Delta \bar{i}_T}{\Delta t}$ 时,此时的 $\bar{i}_T$ 被认为是接触点。其中 $\lambda$ 是从试验中获得的。

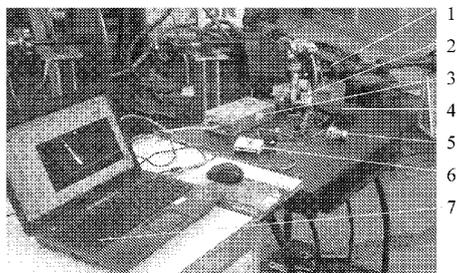


图8 控制器加载/释放测试试验台

Fig. 8 Test-bed of EPB system

1. 转矩测试台<sup>[19]</sup> 2. 执行机构总成 3. 车载电源 4. 控制器
5. EPB按钮 6. 采集卡 7. 上位机

## 3 试验

### 3.1 试验环境

为了试验验证本文开发的控制器及其仿真模型,搭建采集模块如图8所示。

将EPB执行机构安装在本文设计的转矩试验台上。通过改变电动机关断电流,测试不同电流关断值时对应的最大制动转矩。对试验数据处理后,选取其中3组试验结果,如图9所示,电动机电流与最大制动转矩有较好的线性特性。但由于在反向转矩大于制动盘最大制动转矩时制动盘突然运动的瞬时效应,传感器不能准确反映角加速度产生时刻的作用转矩,所以由图9可看出3组数据未呈现完全的一致性。拟合后得

$$y = 47.746x + 403.43$$

式中  $y$ ——制动盘最大制动转矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$   
 $x$ ——关断电流,  $\text{A}$

由此,可以通过控制电流来对制动盘的制动转矩加以识别和控制。特别是在两相加速度传感器反馈出的较大坡度下,相对传统驻车制动器,EPB能够施加足够的制动力。

### 3.2 试验结果

将目标车辆具体参数在控制器内预设几个初始接触关断点,目标力达成关断点。采用计算量较小

的 On-Off 控制系统,可安全稳定并且快速地实现电子驻车。电流试验采集曲线如图 10 所示。在电流到达预设值域以后,电动机停止运转但由于丝杠螺母副的锁死作用,夹紧力将一直保持。通过图 8 中的转矩试验台加载反向转矩来模拟地面驱动力矩,验证执行器施加的最大加紧力。

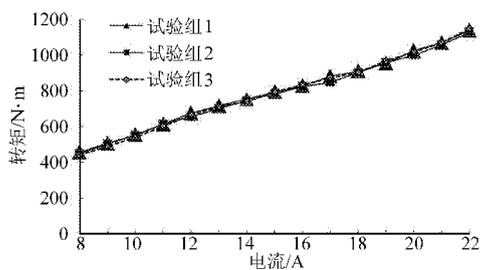


图9 关断电流对应的制动盘最大转矩关系曲线

Fig.9 Curves between current and torque

## 4 结束语

建立了 EPB 系统的整体模型,包括直流有刷电

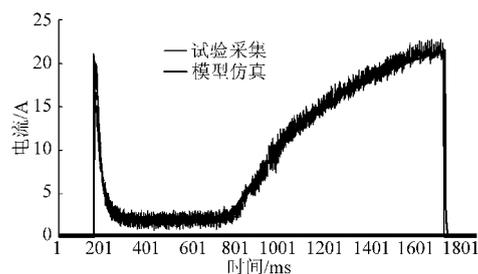


图10 EPB 加载过程电流实测值

Fig.10 Current measurement in loading process of EPB

动机、丝杠螺母副和摩擦模型;其次,对 EPB 系统整体分析之后,在 Simulink 平台下建立了闭环仿真系统及简单运算量小的关断夹紧力控制系统;通过对试验优化仿真模型及参数,仿真结果能较好反映 EPB 加载的各个过程,特别是电流平稳运转及产生夹紧力反力后的各个过程,并通过对比验证了模型的准确性;最后通过台架试验并经过数据处理,得出电流与最大制动转矩的关系曲线,为不同驻车制动力的准确加载及动态加载的实现提供了指导。

## 参 考 文 献

- Slosarczyk K, Linden J G, Burnham K J, et al. Implementation of an electronic park brake feature with limited data availability [C] // IEEE 19th International Conference on Systems Engineering, 2008: 254 ~ 259.
- Minseok Jang, Lee Y O, Wongoo Lee, et al. Novel clamping force control for electric parking brake systems [C] // 7th Asian Control Conference, 2009: 1 588 ~ 1 593.
- Jonathan Leslie, Christopher Jackson, Brendan Wilde, et al. Parking brake mechanism: US, 2010 0078274 A1 [P]. 2010-04-01.
- Kazuma Kondo, Takashi Watanabe. Parking brake control unit: US, 2010 0072811 [P]. 2010-03-25.
- Warren Clark, Bell Oliver A, Aric Slingleary. Electric brake for utility vehicles: US, 2008 0164106 [P]. 2008-07-10.
- 沈沉, 王军, 林逸. 电子机械制动系统制动执行器建模与试验 [J]. 农业机械学报, 2007, 38(8): 30 ~ 33.
- Shen Chen, Wang Jun, Lin Yi. Study on brake actuator of electro-mechanical braking system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(8): 30 ~ 33. (in Chinese)
- 杨坤, 李静, 李幼德, 等. 电子机械制动系统在汽车自适应巡航控制中的应用 [J]. 农业机械学报, 2008, 39(12): 34 ~ 38.
- Yang Kun, Li Jing, Li Youde, et al. Application of electromechanical brake system in adaptive cruise control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(12): 34 ~ 38. (in Chinese)
- Marcus Schumann, Christof Maron, Jürgen Völkel. Method for the secured release of an electromechanically actuatable parking brake: US, 2010 0193302 [P]. 2010-08-05.
- 王超勇. 车辆电子驻车制动 (EPB) 控制系统的硬件设计研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2009.
- 崔玥. 基于 CAN 总线的电子驻车系统 [D]. 长春: 吉林大学, 2007.
- Cui Yue. The electric parking brake system based on CAN bus [D]. Changchun: Jilin University, 2007. (in Chinese)
- Wu Haotian, Zhang Chengcai, Tong Yongjie. Design and HIL verification of fuzzy identification controller for electronic parking brake system based on dSPACE [C] // IEEE 2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering, 2011: 260 ~ 264.
- 辛登岭, 张建明. 电子驻车制动系统的开发及应用 [J]. 上海汽车, 2011(10): 12 ~ 16.
- Olsson H, Åström K J, de Wit C C, et al. Friction models and friction compensation [J]. European Journal of Control, 1998, 4(3): 1 ~ 37.
- 陈家瑞. 汽车构造: 下册 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2006.
- Chihoon Jo, Sungho Hwang, Hyunsoo Kim. Clamping-force control for electromechanical brake [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2010, 59(7): 3 205 ~ 3 212.
- Young Ok Lee, Choong Woo Lee, Han Byul Chung, et al. A nonlinear proportional controller for electric parking brake system [C]. SAE Paper 2007-01-3657, 2007.
- Ralf Schwarz, Rolf Isermann, Jürgen Böhm, et al. Clamping force estimation for a brake-by-wire actuator [C]. SAE Paper 1999-01-0482, 1999.
- Consoli A, Bottiglieri G, Letor R, et al. Sensorless position control of DC actuators for automotive applications [C] // IEEE 39th Industry Applications Conference, 2004, 2: 1 217 ~ 1 224.
- 郭立书, 施正堂, 张正兵, 等. 电子驻车制动系统 [J]. 农业机械学报, 2008, 39(12): 31 ~ 33.
- Guo Lishu, Shi Zhengtang, Zhang Zhengbing, et al. Electric brake system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(12): 31 ~ 33. (in Chinese)