

基于 AMESim 的纯电动汽车液压 再生制动系统的研究 *

徐耀挺, 宁晓斌 *, 王秋成

(浙江工业大学 车辆工程研究所, 浙江 杭州 310014)

摘要: 为提高纯电动汽车制动时的再生制动能量回收率与汽车起步加速的动力性能, 通过比较各种再生制动能量回收方案与储能方式, 提出了在纯电动汽车的蓄电池回收制动能量的基础上加设液压制动能量回收系统。应用 PID 控制, 在 ECE-15 循环工况下进行了仿真, 并分析了整车的动力性能与能量的回收利用率。研究结果表明, 在纯电动汽车上利用液压再生制动系统能够显著地提高整车的起步加速能力, 并增加汽车的续驶里程 28% 左右。

关键词: 纯电动汽车; 液压再生制动系统; 比例-积分-微分控制; AMESim

中图分类号: TH137; U462

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)02-0146-05

Simulation analysis of hydraulic regenerative braking system for pure electric vehicle based on AMESim

XU Yao-ting, NING Xiao-bing, WANG Qiu-cheng

(Institute of Vehicle Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: In order to increase the regenerative braking energy recovery and the dynamic performance of vehicle start and acceleration in the stage of brake, the hydraulic braking energy recovery system was used with the storage battery braking energy recovery system after comparing kinds of regenerative braking recovery plan and energy storage method. The system was used to do simulation and analysis in vehicle dynamic performance and energy recovery efficiency under the PID control and ECE-15 cycle. The system simulation and analysis results show that, using hydraulic regenerative braking system in pure electric vehicle, it can significantly improve the ability of vehicle's start-acceleration and increase the vehicle driving range around 28%.

Key words: pure electric vehicle; hydraulic regenerative braking system; PID control; AMESim

0 引 言

使用电机再生制动系统对纯电动车的能量回收有显著的效果, 并且系统结构简单, 成本较低。然而还存在一些难点和缺点: ①能提供的制动功率及制动力有限; ②再生制动性能动态波动性较大; ③制动能量回收有限; ④因再生制动属于电力电子系统, 制动因素较多, 故其运行可靠性一般低于机械动力系统^[1]。与

电储能相比, 液压蓄能器的功率密度更高, 适合于负载变化频繁的城市道路工况。在同等条件下, 液压辅助系统能为车辆提供更大的辅助动力(能够解决纯电动汽车动力不足问题), 并且具有更高的能量利用率, 存储和释放能量的速度要比蓄电池快的多, 回收的能量也较多, 相对的提高汽车的续驶里程^[2]。当采用液压再生制动系统后, 加在蓄电池上的负载趋于平缓, 使得蓄电池的使用寿命也得到相应的延长。

收稿日期: 2011-08-29

基金项目: 浙江省科技厅重大科技专项工业资助项目(2008C01002)

作者简介: 徐耀挺(1987-), 男, 浙江台州人, 主要从事汽车再生制动系统方面的研究工作. E-mail: devil3661625@163.com

通信联系人: 宁晓斌, 男, 副教授, 硕士生导师. E-mail: nxb@zjut.edu.cn

目前,世界各国研究开发的液压节能汽车有不同的结构形式,依据其动力传动系统的配置及组合方式不同,可分为:串联结构形式,如德国 M.A.N 公司的力士乐二次调节静液驱动系统,它结构简单,容易实现对系统不同参数的控制;并联结构形式,如瑞典 Volvo 公司的 Cumulo 驱动系统,它控制环节简单,对汽车改动较小,能量利用效率高;混联结构形式,如日本 Mitsubishi 公司的 CPS 系统,它的节能效果最好,但是系统结构形式复杂,且控制难度大^[3]。

本研究采用能量利用率相对较高,且对汽车动力传动系统改动较小、改装成本低、控制环节相对简单的并联结构形式。

1 液压系统设计

1.1 制定液压系统方案

液压系统的任务是:将车辆在减速制动与下坡工况下损失的机械能及时地转换为液压能储存起来,并且在车辆处于起步加速或者爬坡工况时将储存的液压能予以释放,转换为机械能,帮助电机驱动车辆行驶。要求整个系统反应速度快、工作稳定、安全可靠、寿命长、质量小、结构紧凑、成本低等^[4]。本研究综合考虑以上因素,采用的液压系统方案设计如图 1 所示。

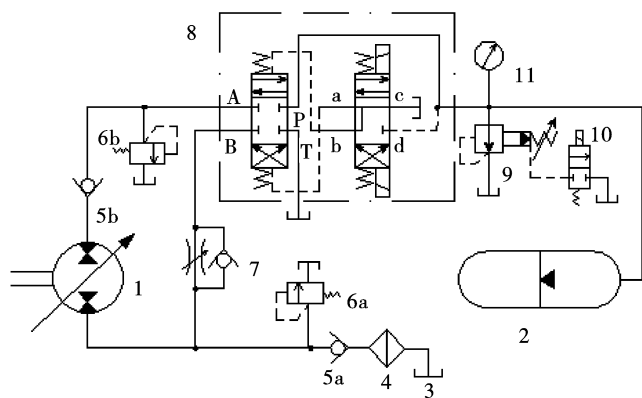


图1 液压系统结构图

1—泵/马达;2—蓄能器;3—油箱;4—滤油器;5—单向导通阀;6—溢流阀;7—单向节流阀;8—三位四通电液换向阀;9—先导式溢流阀;10—常闭式二位二通阀;11—压力传感器

液压系统的执行元件选用可逆的变量液压泵/马达(1),能量释放与回收所需的液压回路的方向控制采用电液换向阀(8),几个溢流阀用来缓冲系统的瞬间高压。先导式溢流阀(9)不但起到稳定液压回路的作用,而且在系统维修使用时可与二位二通阀(10)一起强制卸压^[5]。

1.2 系统主要参数设计

1.2.1 泵/马达

本研究选择某型号纯电动汽车作为研究对象,那

么假设车辆直线行驶,且泵/马达单独驱动车辆行驶,则驱动平衡方程为:

$$T_{p/m} = \frac{Fr}{i_b i_o \eta_T} \quad (1)$$

式中: $T_{p/m}$ —泵/马达输出转矩, $N \cdot m$; η_T —系统效率; i_b —转矩耦合器速比; i_o —后桥主减速比; r —车轮滚动半径, m 。

若不考虑泵/马达在能量转换过程中的能量损失,则泵/马达的输入功率应等于输出功率,有:

$$P_i = \Delta p \cdot q_t = \Delta p \frac{nV}{60} = T_i \frac{2\pi n}{60} \quad (2)$$

式中: Δp —进出口压力差, MPa ; q_t —理论流量, m^3/s ; V —排量, ml/r ; T_i —理论输出转矩, $N \cdot m$; n —转速, r/min 。

由于城市车辆的平均行驶速度比较慢,故空气阻力可以忽略不计,则排量与功率的计算方法如下式^[6]:

$$V = \frac{2\pi T_i}{\Delta p} = \frac{2\pi r(mgf \cos \alpha + mg \sin \alpha + \delta ma)}{i_b i_o \Delta p} \quad (3)$$

$$P_{p/m} = T_{p/m}^n = \frac{Fr}{i_b i_o \eta_T} n = \frac{Fv}{\eta_T} \quad (4)$$

式中: α —道路坡度; v —车辆速度, m/s ; a —车辆加速度, m/s^2 。

泵/马达输出的最大功率为车辆以最大车速 v_{max} 在水平路面上行驶的输出功率:

$$(P_{p/m})_{max} = \frac{1}{3600\eta_T} \left[Gf + \frac{C_D A v_{max}^2}{21.15} \right] v_{max} \quad (5)$$

式中: G —汽车满载中重量, N ; C_D —风阻系数; A —迎风面积, m^2 。

1.2.2 液压蓄能器

气囊式蓄能器的主要参数有充气压力 p_o , 充气体积 V_o , 最低工作压力 p_1 , 最高工作压力 p_2 , 由玻意耳定律可知:

$$p_o V_o^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{const} \quad (6)$$

式中: V_n —对应与 p_n 时气囊的气体体积; n —气体多变指数, 等温过程为 1, 绝热过程为 1.4。

p_1 与 p_2 按公式确定:

$$\frac{2\pi \left(Gf + \frac{C_D A}{21.15} v_a^2 \right)}{V_{p/m, max} \cdot i_b \cdot i_o} \leq p_1 \leq p_a \quad (7)$$

$$\frac{2\pi \left(Gf \cos \alpha + G \sin \alpha + \frac{C_D A}{21.15} v_g^2 \right)}{V_{p/m, max} \cdot i_b \cdot i_o} \leq p_2 \leq p_{max} \quad (8)$$

式中: v_a —汽车的平均行驶速度, m/s ; v_g —汽车的爬坡速度, m/s ; p_a —液压系统设定的平均工作压力, MPa ; p_{max} —液压系统设定的最高工作压力。

充气压力 p_0 由常用的经验公式确定: 对于折合形的气囊式蓄能器, $p_0 \approx (0.8 \sim 0.85)p_1$ 。

蓄能器的容积直接决定了液压系统所能回收储存的能量的大小, 根据车辆制动时的能量平衡方程可知滚动阻力损失的能量为:

$$E_1 = \frac{1}{2} \delta m (v_0^2 - v_1^2) - mgfs - \frac{C_D A}{21.15} (v_0 - a_1 t)^2 \quad (9)$$

式中: s —车辆制动位移, m; v_0 —车辆制动初速度, km/h; a_1 —车辆制动减速度, m/s²。

蓄能器回收的能量 $\Delta E = E_1 \eta_1$, 其中, η_1 为液压传动效率, 又由热力学第一定律可知^[7]:

$$\Delta E = \int_{v_1}^{v_2} p dV = - \int_{v_1}^{v_2} p_1 \left(\frac{V_1}{V} \right) dV = \frac{p_1 V_1}{1-n} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} \right] \approx 0.5 E_1 \quad (10)$$

由此求得 V_1 的值, 则:

$$V_0 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (11)$$

1.2.3 转矩耦合器

耦合器速比应使得泵/马达的转速不超过其许用的最高转速 $n_{\max}$, 则:

$$i_b \leq \frac{n_{\max}}{\omega \cdot i_0} = 2\pi \times 60 \times 10^{-3} \times \frac{r \cdot n_{\max}}{v \cdot i_0} \quad (12)$$

式中: ω —车轮转速, r/min。

2 能量释放与回收过程的转速控制

车辆在制动过程中液压系统回收能量时, 必须控制二次元件的力矩使得汽车在制动时有良好的制动感; 车辆起步加速或者爬坡过程中, 蓄能器释放回收的液压能用于驱动车辆前进, 其关键在于控制二次元件的输出力矩或者转速及时地满足外负载变化。

在工程实际中, 应用最为广泛的调节器控制规律为比例-积分-微分控制, 简称 PID 控制, 又称 PID 调节。PID 控制器问世至今已有近 70 年历史, 它以其结构简单、稳定性好、工作可靠、调整方便而成为工业控制的主要技术之一, 尤其适用于可建立精确数学模型的确定性控制系统^[8-9]。

本研究采用 PID 来控制调节二次元件的转矩与转速, 使得液压系统及时、正常地工作。PID 的给定值 $r(t)$ 为道路循环工况的车速值, 反馈对象 $f(t)$ 选择车辆的实时车速, 控制目标为车辆行驶工况尽可能的接近标准循环工况。本研究依据工程整定法, 依次确定 PID 控制器的比例系数 K_p 、积分时间 T_i 和微分时间 T_d 的大小。本研究最终确定 $K_p=2$, $T_i=0.02$, $T_d=0$ 时, 系统仿

真效果比较理想^[10-11]。

3 系统的仿真分析

AMESim 提供了一个系统工程设计的完整平台, 使得用户可以在一个平台上建立复杂的多学科领域系统的模型, 并在此基础上进行仿真计算和深入的分析^[12]。针对本研究中的纯电动客车的液压再生系统, 笔者选择 AMESim 中的液压库、机械库、信号控制库、电机及驱动库所建立的仿真模型如图 2 所示, 主要仿真参数如表 1 所示。

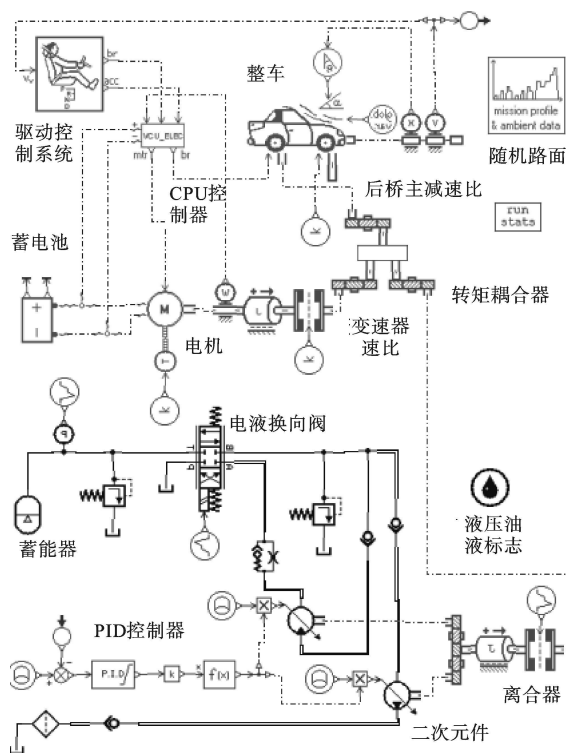


图 2 整车仿真模型

表 1 主要仿真参数

整车参数	整车满载质量/kg	17 067
	车轮半径/m	0.571 5
	后桥主减速比	5.13
	变速器速比(2 挡)	6.22, 1.82
蓄电池	额定容量/Ah	600
	额定电压/V	388.8
电机	最大转矩/(N·m)	1350
	最大功率/kW	160
泵/马达	排量/cm ³	355
	最大转速/(r·min ⁻¹)	2 440
蓄能器	充气压力/bar	150
	容积/L	80

3.1 联合启动加速

汽车满载时在水平道路上行驶, 设置电机输出转矩为最大扭矩 1 350 N·m, 液压蓄能器的初始压力为

315 bar。设定液压再生系统在启动时就开始提供驱动力,直到液压蓄能器的压力降低到设定值为止。

客车在液压蓄能器停止工作压力分别为 265 bar、250 bar 和 235 bar 时的速度与位移对比曲线如图 3 所示。从图 3 中可以看出,在液压再生系统与电机联合启动时,不管液压蓄能器的停止工作压力的高低,汽车的起步加速能力都明显较好。当液压蓄能器在停止工作压力为 265 bar 时,液压再生制动系统与电机联合驱动的汽车(简称混合动力汽车)的速度特性与位移特性明显比普通纯电动客车的要好;当液压蓄能器的停止工作压力为 250 bar 时,4 s 过后混合动力汽车的速度特性接近纯电动汽车的速度特性,位移特性则略高于纯电动汽车;当液压蓄能器的停止工作压力为更低的 235 bar 时,4 s 过后混合动力汽车的速度特性反而会略低于纯电动汽车,且位移特性两者相接近。

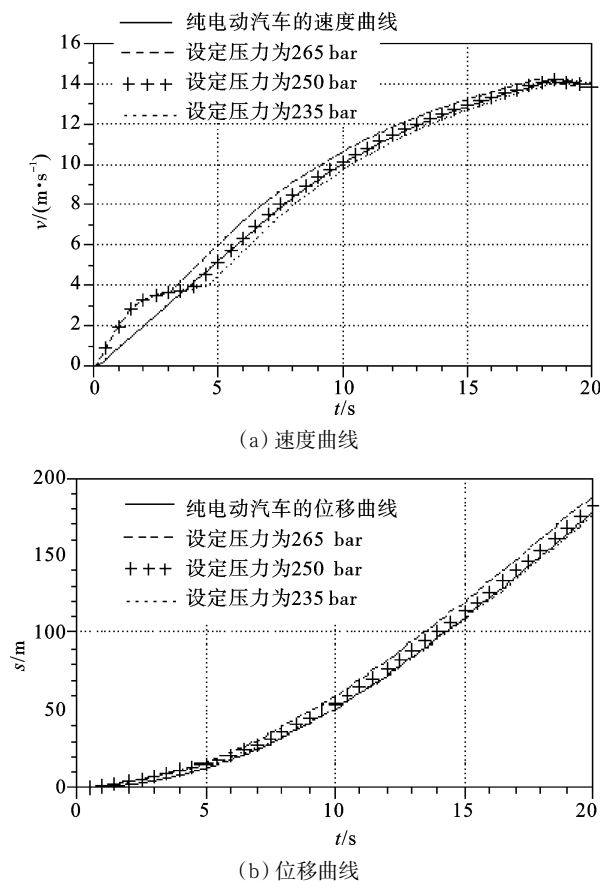


图3 蓄能器不同停止工作压力下的速度与位移对比曲线

以上说明在纯电动汽车上使用液压再生系统后汽车的起步加速能力明显得到提升,在一定程度上解决了纯电动汽车驱动力矩不足的问题;合理地利用并释放蓄能器的能量关系到汽车的速度特性与位移特性,这说明液压再生系统对汽车的稳定性有影响。

3.2 工况仿真

为了检验能量回收系统的节能效果,本研究选择

欧洲 ECE-15 工况实验循环进行满载时整车的道路仿真,仿真时间为 840 s^[13]。仿真有 3 种不同情况:①整车制动时无再生制动回收能量;②单独用电机再生制动系统回收制动能量;③电液混合回收制动能量,即电机与蓄电池的再生制动系统和液压再生制动系统共同回收制动能量。

液压再生系统工作原理为:起步加速阶段,液压再生系统释放能量与电机联合驱动车辆,直到蓄能器气体压力下降至设定值 245 bar 结束(经仿真比较设定值为 245 bar 时整车的速度曲线基本接近工况曲线,且能量利用率比较高);制动阶段,液压再生系统与电机联合制动,一起回收损耗的制动能量,制动力矩分配由 PID 控制器与 CPU 控制器(在车辆制动时,CPU 控制器能够按照 AMESim 设定的原则来利用电机给蓄电池充电)一起决定,直到蓄能器气体压力上升到设定值 315 bar 为止。

带液压再生系统的整车仿真的速度曲线已基本接近 ECE-15 工况的速度曲线。整车的加速特性曲线和电机的输出转矩特性曲线如图 4 所示,从图中可知带液压再生系统的加速强度比较小,且变化相对平缓,纯电动汽车的电机最大输出转矩为 $1.21 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$,而带液压再生系统的电机最大输出转矩为 $0.90 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。以上说明带液压再生系统车辆的电机的负载变化相

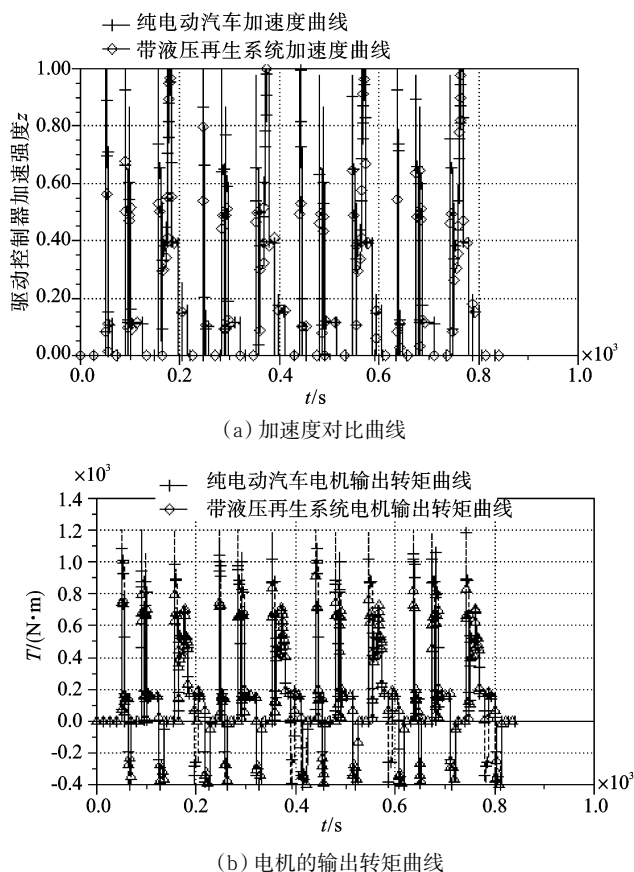


图4 加速度对比曲线与电机的输出转矩曲线

对减小了,电机的使用寿命得到延长。综上所述,系统的 PID 控制比较理想,简单的 PID 控制已满足汽车能够获得理想速度曲线与良好的制动感。

车辆在不同再生制动情况下的蓄电池放电深度对比曲线图如图 5 所示,从图 5 中可以看出,带液压再生系统的蓄电池放电深度更低(纯电动汽车无再生制动时的蓄电池放电深度最终为 3.06%,普通纯电动汽车的蓄电池放电深度最终为 2.35%,而混合汽车的蓄电池放电深度为 2.18%)且更加平稳,这就延长了蓄电池的使用寿命;如按百分比计算(该客车的蓄电池的允许放电深度为 70%左右),则在纯电动汽车使用电机再生系统回收制动能量的能够延长车辆续驶里程 21%左右,若使用液压再生系统与电机再生制动同时回收制动能量则能够延长车辆续驶里程 28%左右。

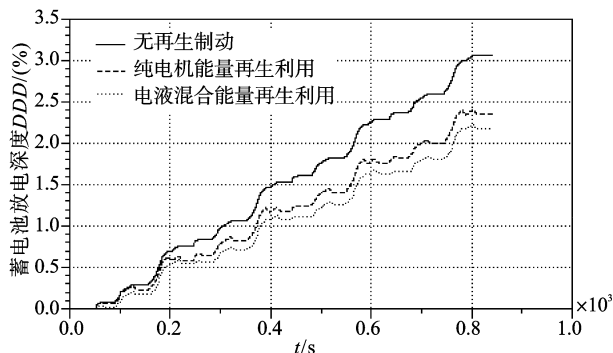


图 5 蓄电池放电深度对比曲线

蓄能器气体压力如图 6 所示,蓄能器的压力经常会达到最大值以至于不能在继续回收制动能量。假设液压再生系统能够在 203 s~216 s 等车辆减速制动后的一段匀速行驶过程中与电机一起提供驱动力,那么蓄能器会释放能量带动液压系统工作,蓄能器的压力会再次下降以便下次能够储存更多的液压能,而不会发生因为车辆连续制动时蓄能器储满能量后不能在回收制动能量的情况。这样液压再生系统就能够回收并利用更多的制动能量,最终提高汽车的续驶里程。

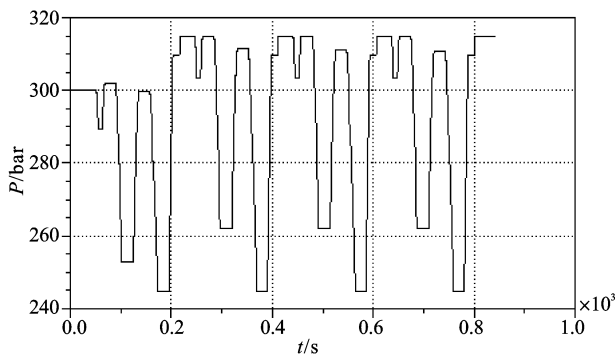


图 6 蓄能器气体压力

4 结束语

本研究在纯电动汽车上应用液压再生制动系统后,在汽车起步加速阶段,由于二次元件能够迅速提供较大的转动力矩驱动车辆,解决了纯电动汽车因电机启动慢和转矩不足的问题。电机的负载减小,最大负载远远低于电机的最大转矩,不但降低了电机的损耗,而且还能够延长蓄电池的使用寿命。最重要的是,采用液压再生系统与电机再生系统联合回收与利用制动能量,纯电动汽车一次充电能够延长 28%的续驶里程。

由于本研究采用 PID 控制,并不能理想地分配动力与进行能量管理,故没有达到汽车制动时损失的动能的回收与利用的最大化。在以后的工作里,首要的任务是设计适用于本研究的理想的制动力分配策略,并建立良好的能量管理系统。

参考文献 (References):

- [1] 刘宏伟,赵文平,吕奉阳. CA6700EV 纯电动客车再生制动控制策略研究[J]. 汽车技术,2009(8):25-30.
- [2] PENG Dong,ZHANG Yong. Design of Hybrid Electric Vehicle Braking Control System with Target Wheel Slip Ratio Control[N]. SAE Paper,2007-01-15(15).
- [3] ERLSTON L J,MILES M D. Retrofittable Regenerative Braking in Heavy Applications[N]. SAE Paper,2008-01-25(58).
- [4] NAKAZAWA N. Development of a braking energy regeneration system for city buses[R]. SAE,872265.
- [5] 南京工程学院. 纯电动汽车用液压储能制动能量再生装置:中国,200820160747.3[P]. 2009-08-26.
- [6] AOKI Y,SHIRASE T. Development of Hydraulic Servo Brake System for Cooperative Control with Regenerative Brake[N]. SAE Paper,2007-01-08(68).
- [7] 李翔晨,常思勤. 新型电控液驱车辆储能元件特性分析[J]. 中国机械工程,2007,18(10):1244-1247.
- [8] 陶永华. 新型 PID 控制及其应用[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- [9] 瞿尧杰,舒怀林,熊胜祖. PID 神经网络改进研究[J]. 机电工程技术,2010,39(8):39-41.
- [10] 单忠伟. 基于 LPC2132 & μ C/OS II 的液压试验测试系统[J]. 轻工机械,2010,28(4):80-82.
- [11] 金波,张佳林,顾临怡,等. 注塑机变量泵节能液压系统的 AME Sim 仿真[J]. 轻工机械,2010,28(4):12-15.
- [12] 付永领,祁晓野. AMESim 系统建模和仿真—从入门到精通[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.
- [13] 胡小冬. 并联式液压混合动力重型车的分析与仿真[D]. 吉林:吉林大学机械科学与工程学院,2009.

[编辑:张翔]