

# 燃料电池热管理仿真模型

常国峰<sup>1,2</sup>, 曾辉杰<sup>1,2</sup>, 许思传<sup>1,2</sup>, 章桐<sup>1,2</sup>

(1. 同济大学 新能源汽车工程中心, 上海 201804; 2. 同济大学 汽车学院, 上海 201804)

**摘要:** 根据燃料电池的热特性, 对燃料电池汽车散热模块进行仿真计算, 同时辅以试验验证, 并用试验结果修正仿真模型. 在燃料电池汽车散热模块仿真计算过程中采用了 2 种计算模型即对数平均数法和传热单元数法. 用 2 种计算模型进行计算、分析, 得到对数平均数法和传热单元数法都适合于燃料电池运行工况的散热计算. 2 种方法相比, 对数平均数法在冷却液小流量时误差较大, 而传热单元数法的适用工况范围广、计算的准确程度高, 优于对数平均数法.

**关键词:** 燃料电池; 散热器; 对数平均数法; 传热单元数法; 误差

中图分类号: TM911.4

文献标志码: A

## Fuel Cell Thermal Management Simulation Model

CHANG Guofeng<sup>1,2</sup>, ZENG Huijie<sup>1,2</sup>, XU Sichuan<sup>1,2</sup>, ZHANG Tong<sup>1,2</sup>

(1. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** According to the thermal characteristics of fuel cell, the radiation module of fuel cell vehicle is calculated and the simulation is modified with experiment results. Two different models, logarithmic mean temperature difference (LMTD) and  $\epsilon$ -NTU, are used in the radiation calculation. Both models prove to be suitable for the calculation of thermal management system in the fuel cell vehicles. A comparative study of the two methods shows the errors of LMTD are bigger in low flow rate of coolant, whereas  $\epsilon$ -NTU is superior to LMTD which is therefore used more widely for its accuracy.

**Key words:** fuel cell; radiator; logarithmic mean temperature difference (LMTD);  $\epsilon$ -NTU; error

质子交换膜燃料电池工作温度低, 冷却液与环境温差小, 若用传统车用散热模块, 其尺寸为传统汽

车的 2.5~3.0 倍, 无法满足燃料电池车总布置设计的要求<sup>[1]</sup>. 燃料电池热管理是燃料电池领域的研究热点, 很多国内外的学者都在进行相关领域的研究<sup>[2-4]</sup>; Amphlett 等<sup>[5]</sup>建立电堆的动态模型, 仿真分析电堆启动、负载阶跃变化及电堆停止时电堆电压及温度的动态变化; Pukrushpan 等<sup>[6]</sup>给出了质子交换膜燃料电池电堆系统的建模, 建立了适合于控制的 PEMFC (proton exchange membrane fuel cell) 电堆系统动态模型; Pathapati 等<sup>[7]</sup>通过建立系统动态模型, 采用 MATLAB/Simulink 软件分析当负载电流变化时电压、阴、阳极通道内气体压力和流量的动态变化以及电堆温度随时间的动态变化规律.

在进行燃料电池汽车整车热管理计算时, 散热模块的散热量是其中一个重要参数, 由于燃料电池汽车热管理系统运行工况与传统内燃机汽车的差别, 如燃料电池工作温度低 (60℃)、燃料电池电功率与热功率的输出比约为 1:1 的关系, 许多运用于传统汽车散热器的经验数据和公式已无法满足燃料电池汽车热管理系统的需求. 本文通过仿真模型与试验验证的方法, 利用对数平均数法和传热单元数法对燃料电池热管理系统的运行工况进行仿真计算, 目的是为了找到更合适于燃料电池热管理系统运行工况的仿真计算模型.

## 1 仿真与试验

### 1.1 仿真

在车用散热模块的计算模型中, 本文应用对数平均温差 (logarithmic mean temperature difference, LMTD) 法和传热单元数 ( $\epsilon$ -NTU) 法<sup>[8]</sup>对燃料电池汽车热管理系统进行计算, 同时对部分工况采用试验验证的方法, 来验证用于燃料电池汽车热管理计算的仿真模型的正确性, 同时找出更适合燃料电池

运行工况的计算模型.

### 1.2 试验验证

为验证所采用计算模型的准确性,对散热器进行风洞试验,确定散热器的实际散热量,试验中采用的设备为浙江银轮机械股份有限公司的车用散热器专用试验风洞.

如图 1 所示,散热器位于风洞进风口,采用胶合板、硅胶等进行密封,在散热器前段 1m 处置环境温度采集仪,将所采集空气送入温度传感器,所测得的温度即是散热器空气入口侧的温度.冷却液进出口均有温度传感器测量冷却液进出温度,并通过内部调控使每个工况点冷却液的进出口维持恒定,管路中有流量传感器、冷却液流量计等.利用所测得的空气流量、空气入口和冷却液出口温度可计算出空气侧的热交换量,利用所测得的冷却液流量、冷却液入口和冷却液出口温度可计算出冷却液侧的热交换量.

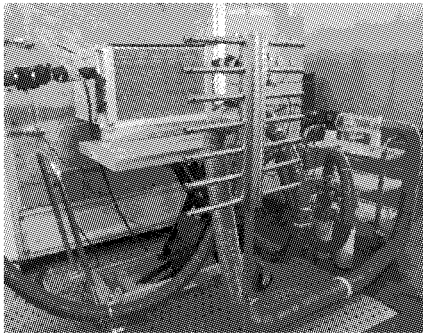


图 1 散热器风洞试验

Fig.1 Radiator in wind tunnel tests

对于试验工况的选取,考虑到了燃料电池工作温度较传统车低等特点.详细工况如表 1 所示.

表 1 试验工况和试验结果

Tab.1 Experiment conditions and results

冷却液流量/ (L · min <sup>-1</sup> )	风速/ (m · s <sup>-1</sup> )	空气流量/ (m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> )	出口水 温/℃	散热 量/kW
57	4.26	3 054	53.0	10.9
	5.35	3 833	52.6	11.9
	6.43	4 608	52.2	12.5
	7.52	5 384	52.0	13.4
	8.58	6 143	51.8	13.8
115	4.25	3 044	53.1	12.8
	5.34	3 826	53.7	15.2
	6.40	4 581	54.8	17.3
	7.49	5 367	54.5	18.6
	8.59	6 156	53.6	19.5
172	4.23	3 027	55.8	14.5
	5.31	3 802	55.3	16.7
	6.39	4 576	55.2	18.7
	7.49	5 367	55.6	20.6
	8.57	6 137	54.9	22.2

## 2 LMTD 仿真与修正

### 2.1 LMTD 方法的仿真与验证

LMTD 法直接利用传热方程计算传热量或者传热面积.对数平均温差  $\Delta t_m$  为

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

式中: $\Delta t_{\max}$  和  $\Delta t_{\min}$  分别代表热侧液体温差和冷侧液体温差中的大者和小者<sup>[8]</sup>.散热器的散热量  $Q$  则为

$$Q = \varphi k A \Delta t_m$$

式中: $\varphi$  为修正系数; $k$  为传热系数,  $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$ ;  $A$  为换热面积,  $m^2$ ;  $\Delta t_m$  为对数平均温差,  $^{\circ}C$ .

与表 1 相同工况下的实际散热量和理论散热量对比如表 2,表中误差为实际散热量与理论散热量之差除以实际散热量.

表 2 LMTD 方法的实际散热量和理论散热量对比

Tab.2 Contrast between the calculated and actual heat release by LMTD

冷却液流量/ (L · min <sup>-1</sup> )	风速/ (m · s <sup>-1</sup> )	实际散热 量/kW	理论散热 量/kW	误差/%
57	4.26	10.89	12.81	-17.62
	5.35	11.88	14.25	-19.93
	6.43	12.52	14.85	-18.65
	7.52	13.38	15.88	-18.67
	8.58	13.82	16.47	-19.20
115	4.25	12.83	13.37	-4.24
	5.34	15.21	15.09	0.78
	6.40	17.30	16.72	3.33
	7.49	18.62	17.72	4.84
	8.59	19.53	18.26	6.52
172	4.23	14.48	14.05	2.95
	5.31	16.70	15.60	6.56
	6.39	18.74	16.65	11.16
	7.49	20.61	18.02	12.56
	8.57	22.17	19.30	12.96

从表 2 可以看出,当冷却液流量较小时(57 L · min<sup>-1</sup>),理论散热量和实际散热量的误差较大,接近 20%;当冷却液流量为 115 L · min<sup>-1</sup>时,理论散热量和实际散热量的误差较小,在 7%以内;当冷却液流量较大时(172 L · min<sup>-1</sup>),理论散热量和实际散热量的误差在 13%以内.

### 2.2 LMTD 方法误差分析

图 2 所示为误差大小与空气流速之间的关系(数据源于表 2).从图中可以看出,在相同流量下,空气流速在 4~9 m · s<sup>-1</sup>变化时,误差大小的波动幅度不大,误差最大值和最小值代数差的绝对值都在 10%以内.而图 3 是误差与冷却液流量之间的关系,

由图可见,冷却液流量在  $57 \sim 119 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$  变化时,误差的波动幅度较大,5 种风速时误差的波动幅度都超过了 20%。所以考虑风速和冷却液流量这 2 种因素,冷却液的流量对散热模块的计算模型准确性影响较大,故对 LMTD 模型的修正从液侧入手。

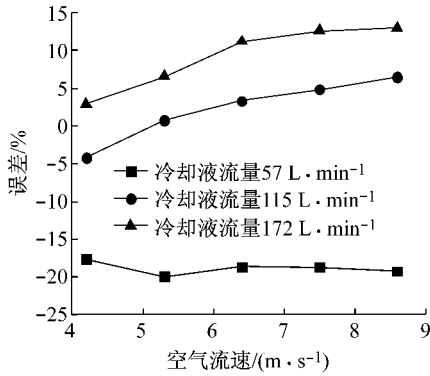


图 2 误差与空气流速之间的关系

Fig.2 Relation between errors and velocities

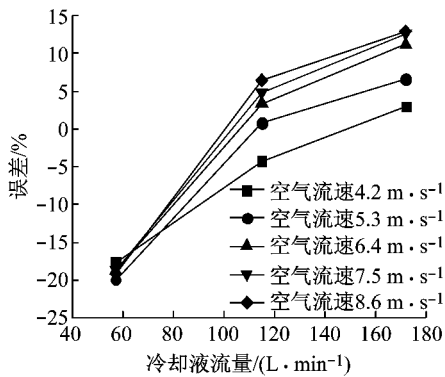


图 3 误差与冷却液流量之间的关系

Fig.3 Relation between errors and coolant flow rate

### 2.3 LMTD 方法的修正

#### 2.3.1 $\varphi$ 值的修正

对产生这种问题的原因进行分析,发现:在 LMTD 法进行计算时,为利于计算机对散热过程进行求解, $\varphi$  取 0.95,但根据文献查阅, $\varphi$  值在散热器计算过程中取 0.97 更利于散热量的计算<sup>[9]</sup>,故对散热量进行了  $\varphi$  值修正后的求解。 $\varphi$  值的偏差造成在大流量时对计算结果的影响。当  $\varphi=0.97$  时,实际散热量和理论散热量及误差如表 3。

将表 2 和表 3 的误差数据绘于图 4,比较  $\varphi$  值修正前后的误差情况。图 4 中横坐标 1~5,6~10,11~15 分别表示冷却液流量为 172,115,57  $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$  时的误差(下文相同)。由图 4 可知,冷却液流量为 172  $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$  时的误差较小,在 9% 以内;冷却液流量为 115  $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$  时的误差在 9% 以内;冷却液流量为 57  $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$  时的误差增大,超过 20%。

表 3 修正 LMTD 方法的实际散热量和理论散热量对比

Tab.3 Contrast between the calculated and actual heat release by the modified LMTD

冷却液流量/ ( $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$ )	风速/ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	实际散热 量/kW	理论散热 量/kW	误差/%
57	4.26	10.89	13.21	-21.34
	5.35	11.88	14.70	-23.72
	6.43	12.52	15.48	-23.65
	7.52	13.38	16.38	-22.42
	8.58	13.82	17.16	-24.22
115	4.25	12.83	13.93	-8.63
	5.34	15.21	15.73	-3.39
	6.40	17.30	17.25	0.28
	7.49	18.62	18.47	0.84
	8.59	19.53	18.84	3.56
172	4.23	14.48	14.72	-1.64
	5.31	16.70	16.34	2.13
	6.39	18.74	17.44	6.95
	7.49	20.61	18.78	8.88
	8.57	22.17	20.21	8.84

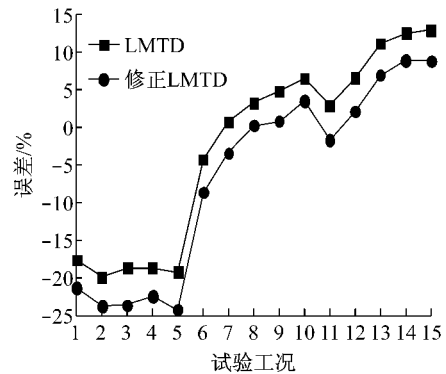


图 4 LMTD 与修正 LMTD 的误差大小比较

Fig.4 Comparison of errors of LMTD modified and LMTD unmodified

#### 2.3.2 准则公式

在低流量  $57 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$  时误差大,分析原因为:在计算努谢尔特数 Nu 时,采用齐德-泰勒(Sieder-Tate)公式<sup>[10]</sup>,该式要求

$$\left[ \frac{\text{Re}_f \times \text{Pr}_f}{\frac{1}{d_e}} \right]^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\eta_l}{\eta_w} \right)^{0.14} \geq 2$$

(其中  $\text{Re}_f$  为流体温度为定性温度的雷诺数; $\text{Pr}_f$  为流体温度为定性温度的普朗特数; $d_e$  为当量直径, m; $\eta_l$  为流体温度为定性温度的动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ; $\eta_w$  为壁温为定性温度的动力黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ),而当水流量为  $57 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$  时,该值为 1.84,虽接近 2,但已不满足公式要求(暂无其他准则公式满足该流量下的 Nu 计算要求),导致水流量为  $57 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$  时误差较大。可见在用 LMTD 方法时,对于小流量时的传热计算暂无较好的解决方法。

### 3 ε-NTU 仿真与修正

#### 3.1 ε-NTU 方法的仿真分析

ε-NTU 法引入了换热器效能和传热单元数. 散热器效能 ε 表示散热器实际换热效果与最大可能换热效果之比.

$$\epsilon = \frac{\max[t' - t'']}{t'_1 - t'_2}$$

式中:  $t'$  为入口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t''$  为出口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t'_1$  为热流体的入口温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t'_2$  为冷流体的入口温度,  $^{\circ}\text{C}$ , 分母为流体在换热器中可能发生的最大温差值, 分子为冷流体或热流体在换热器中的实际温度差值中的大者. 传热单元数 (NTU) 可看成是换热器  $kA$  ( $k$  为传热系数,  $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ ;  $A$  为换热面积,  $\text{m}^2$ ) 值大小的一种度量. 为了便于工程计算,  $\epsilon$  的值绘成 ε-NTU 图备查<sup>[8]</sup>. 散热器的散热量  $Q$  则为

$$Q = \min[q_m c] \max[t' - t''] = \epsilon \min[q_m c] (t'_1 - t'_2)$$

式中:  $q_m$  为流体的质量流量,  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $c$  为流体比热容,  $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ . 用该方法计算的理论散热量和实际散热量及误差如表 4 所示. 由表 4 可见: 采用 ε-NTU 法进行计算时, 冷却液流量为  $57 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$  时误差变小, 在 12% 左右; 冷却液流量为  $115 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$  时, 误差在 8% 以内; 但冷却液流量为  $172 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$  时, 误差略有增加, 但仍在 13% 以内.

表 4 ε-NTU 方法的实际散热量和理论散热量对比

Tab.4 Contrast between the calculated and actual heat release by ε-NTU

冷却液流量/ ( $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$ )	风速/ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	实际散热 量/kW	理论散热 量/kW	误差/ %
57	4.26	10.89	12.01	-10.23
	5.35	11.88	13.72	-15.44
	6.43	12.52	14.02	-12.05
	7.52	13.38	15.04	-12.42
	8.58	13.82	15.20	-10.04
115	4.25	12.83	13.17	-2.70
	5.34	15.21	15.76	-3.62
	6.40	17.30	17.52	-1.27
	7.49	18.62	18.17	2.44
172	8.59	19.53	17.99	7.91
	4.23	14.48	14.36	0.79
	5.31	16.70	16.00	4.16
	6.39	18.74	16.95	9.56
	7.49	20.61	17.95	12.90
	8.57	22.17	19.39	12.56

由图 5 可见, 在燃料电池运行工况下, ε-NTU 法的计算精度明显优于 LMTD 及修正 LMTD 法.

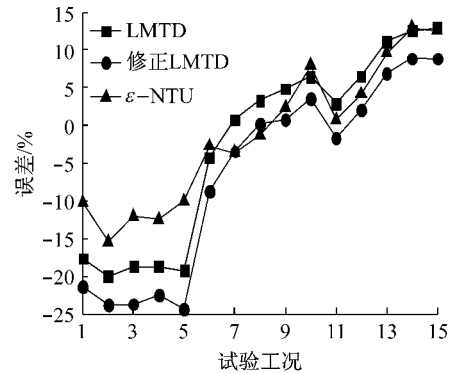


图 5 3 种方法的误差比较

Fig.5 Comparison of errors of three methods

#### 3.2 LMTD、修正 LMTD 与 ε-NTU 方法的方差

对于 LMTD、修正 LMTD 和 ε-NTU 3 种方法得到的相对误差数据进行方差分析(表 5), 可以作为采用 3 种计算方法时数据准确程度的度量.

表 5 3 种计算方法的误差方差

Tab.5 Variance of error of three methods

计算方法	误差方差
LMTD	152
修正 LMTD	156
ε-NTU	83

从 LMTD 和修正 LMTD 法的方差比较看出: 2 种方法的方差差别不大, 主要由于修正 LMTD 法虽然使大流量时的误差减小, 但同时增加了小流量时的计算误差. 而 ε-NTU 法的方差明显小于 LMTD 和修正 LMTD 法的方差. 所以, 在采用 ε-NTU 法进行散热量的计算时, 误差的方差较小, 可见 ε-NTU 法更适合燃料电池热管理系统的计算仿真.

### 4 结论

(1) 对数平均温差法和 ε-NTU 法都适用于燃料电池汽车热管理计算.

(2) 采用对数平均温差法进行散热量的计算时, 应对所采用努谢尔特数 Nu 计算公式的适用范围充分验证, 特别是液侧流量变化较大时, 否则会产生较大计算误差.

(3) 采用对数平均温差法进行散热量的计算时, 为简化计算过程, φ 可取 0.97, 或查表确定.

(4) 在燃料电池运行工况下, ε-NTU 法比 LMTD 法具有更好的适应性, 计算准确性好.

#### 参考文献:

[1] 张扬军, 李希浩, 黄海燕, 等. 燃料电池汽车动力系统热管理

- [J]. 汽车工程, 2003, 25(6): 561.  
ZHANG Yangjun, LI Xihao, HUANG Haiyan, *et al.* Thermal management of automotive fuel cell power systems [J]. *Automotive Engineering*, 2003, 25(6): 561.
- [2] 陈壁峰, 钱彩霞, 詹志刚. 燃料电池气、水、热平衡分析及综合管理系统[J]. 世界科技研究与发展, 2009, 31(2): 305.  
CHEN Bifeng, QIAN Caixia, ZHAN Zhigang. Analysis on gas, water and heat balances and design of hybrid management system in PEM fuel cell system[J]. *World Sci-Tech R & D*, 2009, 31(2): 305.
- [3] 王路飞. 燃料电池汽车热管理系统分析与优化[D]. 上海: 上海交通大学, 2012.  
WANG Lufei. Analysis and optimization of thermal management system for fuel cell vehicle [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2012.
- [4] 朱柳. 质子交换膜燃料电池热管理的动态建模、控制仿真及故障诊断策略研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2012.  
ZHU Liu. Dynamic modeling, controlling and fault diagnosis of thermal management system in proton exchange membrane fuel cell[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2012.
- [5] Amphet J C, Mann R F, Peppley B A, *et al.* A model predicting transient responses of proton exchange membrane fuel cells[J]. *Journal of Power Source*, 1996, 61(1/2): 183.
- [6] Pukrushpan J T, Stefanopoulou A G, Peng H E. Modeling and control for PEM fuel cell stack system[C]//Proceedings of the American Control Conference. Anchorage, 2002: 3117-3122.
- [7] Pathapati P R, Xue X, Tang J. A new dynamic model for predicting transient phenomena in a PEM fuel cell system[J]. *Renewable Energy*, 2005, 30(1): 1.
- [8] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.  
YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer [M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [9] 靳明聪, 程尚模, 赵永湘. 换热器[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1990.  
JIN Mingcong, CHENG Shangmo, ZHAO Yongxiang. Heat exchanger [M]. Chongqing: Chongqing University Press, 1990.
- [10] Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. 换热器设计技术[M]. 陈林译. 北京: 机械工业出版社, 2010.  
Shah K R, Sekulic P D. Fundamentals of heat exchanger design [M]. Beijing: China Machine Press, 2010.

(上接第 1215 页)

数. 同时开发了制动力分配逻辑、制动轮缸压力精确控制方法及再生制动与防抱死制动系统协调控制策略, 支撑系统具备完整的功能. 通过仿真验证了系统的可行性.

参考文献:

- [1] Nakamura E, Soga M, Sakai A. Development of electronically controlled brake system for hybrid vehicle[C]//SAE. [S. l.]: SAE, 2002; 2002-01-0300.
- [2] von Albrichsfeld C, Karner J. Brake system for hybrid and electric vehicles [C]//SAE. [S. l.]: SAE, 2009; 2009-01-1217.
- [3] Bosch Worldwide. Bosch vacuum-independent regenerative braking system[EB/OL]. [2013-05-10]. <http://www.bosch-automotivetechology.com>.
- [4] TRW. Slip control boost. [EB/OL]. [2013-01-21] [http://www.trw.com/braking\\_systems](http://www.trw.com/braking_systems).
- [5] Toshiaki Oshima, Noriaki Fujiki, Seiji Nakao. Development of an electrically driven intelligent brake system [C]//SAE. [S. l.]: SAE, 2011; 2011-01-0568.
- [6] Park Manbok, Kim Sangmook, Yang Leejin. Development of the Control Logic of Electronically Controlled Hydraulic Brake System for Hybrid Vehicle [C]//SAE. [S. l.]: SAE, 2009; 2009-01-1215.
- [7] Yasushi Aoki, Kenji Suzuki, Hiroshi Nakano. Development of hydraulic servo brake system for cooperative control with regenerative brake [C]//SAE. [S. l.]: SAE, 2007; 2007-01-0868.
- [8] 刘清河, 孙泽昌, 王鹏伟, 等. 电动汽车电液并行制动系统研究 [J]. 汽车工程, 2008, 30(6): 527.  
LIU Qinghe, SUN Zechang, WANG Pengwei, *et al.* Research on electro-hydraulic parallel brake system for electric vehicle [J]. *Automotive Engineering*, 2008, 30(6): 527.
- [9] 左建民. 液压与气压传动 [M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2005.  
ZUO Jianmin. Hydraulic and pneumatic transmission [M]. 3rd ed. Beijing: China Machine Press, 2005.
- [10] 石永金, 袁旭亮, 蔡晓斌. 乘用车制动踏板感觉的综合评价 [J]. 上海汽车, 2011(5): 46.  
SHI Yongjin, YUAN Xuliang, CAI Xiaobin. Evaluation on brake pedal feel of passenger cars [J]. *Shanghai Auto*, 2011(5): 46.
- [11] 魏先英, 刘祥至. 弹簧设计手册 [M]. 上海: 上海科技文献出版社, 1982.  
WEI Xianying, LIU Xiangzhi. Spring design manual [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Literature Press, 1982.
- [12] Erbas A, Michi H, Volkert M. Anti-lock Brake System: United States, 5312170. [P]. 1994-05-17.
- [13] 王伟达, 丁能根, 张为, 等. ABS 逻辑门限值自调整控制方法研究与试验验证 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(22): 90.  
WANG Weida, DING Nenggen, ZHANG Wei, *et al.* Research and verification of the logic threshold self-adjusting control method for ABS [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(22): 90.
- [14] Petrucci L, Velardocchia M, Sornioti A. Electro-hydraulic Braking System Modeling and Simulation [C]//SAE. [S. l.]: SAE, 2003; 2003-01-3336.