

热泵辅助冷却电池热管理设计及其作用分析

张天时^{1,2}, 高 青^{1,2}, 王国华^{1,2}, 闫振敏², 宋 薇^{1,2}, 闫玉英³

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130022; 2. 吉林大学汽车工程学院, 长春 130022;
3. 诺丁汉大学工程学院, 诺丁汉 NG72RD)

摘 要: 针对电动汽车大容量电池成组和高负荷冷却需求, 提出一套热泵辅助冷却电池的热管理系统, 可实现常温环境散热器冷却和高温环境热泵辅助冷却。同时, 在 Matlab 平台下利用理论表征和实验表征方法建立该系统的模型和模块, 并对其热管理过程的冷却性能进行系统分析, 计算结果表明大负荷工况下热泵具有良好的电池冷却辅助作用, 能够保障电池处于 20~40 °C 最佳工作温度范围内。其中, 热泵电池冷却器制冷剂分流量和工作介质流量是温控过程中的主控因素, 前者具有更显著和宽范的温控作用; 随着流量的增加, 冷却能力提高, 电池组冷却速率提升。此外, 可通过热泵压缩机进一步改变制冷剂总流量、工作温度和总制冷能力, 兼顾空调需求冷量和电池组辅助冷却需要, 实现热泵低能耗应用与调控优化。

关键词: 电动汽车; 锂离子电池; 热管理; 热泵系统

中图分类号: U469.72

文献标识码: A

0 引 言

动力电池作为电动汽车的核心部件, 呈现出高功率、大容量发展趋势, 同时, 复杂的汽车行驶工况和高温环境导致电池组热量聚集及迅速温升影响电池电化学反应性能和循环寿命, 甚至导致热失控燃烧和爆炸^[1-4]。因此, 对电池组进行及时高效的热管理保障已成为电动汽车发展关键技术之一。

目前, 对于电动汽车用热泵空调系统的应用与研究已获得一些进展, 正在向耦合交互电池热管理系统方向发展^[5-8]。西安交大学者张雄文等^[9]在电池包内设置与空调系统相连接的蒸发冷却器, 通过降低电池包内空气温度来冷却电池, 同时进行风扇及流道布置, 并研究环境温度、湿度以及电池包热负荷变化对空调系统影响作用。目前, 对比传统空气冷却形式, 国内外学者认为液体冷却在应对大规模电池成组时具有更好的温控效果, 同时有利于整车热管理系统集成^[10-13]。

英国诺丁汉大学学者 Zou Huiming 等^[14]在乘员

舱热泵蒸发器后部设置电池冷却器, 该冷却器通过冷却液在水泵作用下与电池进行热交换, 环境空气经热泵蒸发器降温后进入电池冷却器使其冷却散热能力得到增强, 进一步提升电池冷却效果。同时, 分析了电池热负荷和环境温度变化对于热泵系统工作性能的影响。

本文提出具有热泵独立冷却和散热器复合冷却的电池液体循环热管理系统, 制冷剂直接流入电池冷却器与冷却液进行热交换, 避免了与环境空气二次换热, 进一步提升电池冷却速率。为保障高温环境及大负荷工况下电池工作温度, 热管理系统可采取热泵独立冷却和散热器热泵复合冷却工作方式。同时, 在常温环境及较低负荷工况下, 热管理系统采取散热器独立冷却, 节约车载电能消耗。此外, 在 Matlab 平台下建立系统模型及模块, 计算分析了电池大负荷及高温环境工况下热泵辅助冷却作用, 以及分流至电池冷却器工作介质流量和制冷剂流量变化对于电池冷却速率和热泵系统负荷的影响作用, 为进一步热管理最优工况的选择及调控策略的确定奠定研究基础。

收稿日期: 2016-01-28

基金项目: 国家自然科学基金(51376079); 长春市科技创新“双十工程”项目(17SS022); 吉林省发改委产业创新专项(2016C022); 吉林省科技厅青年人才基金(20180520066JH)

通信作者: 高 青(1961—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事汽车热管理及能源高效利用方面的研究。gaoqing@jlu.edu.cn

1 热管理系统设计与模型建立

1.1 热管理系统

电池热管理系统的主要功能是保障电池组最佳工作温度使其安全可靠运行,因此需要满足电动汽车高温环境、大负荷、高速行驶等严苛工况下动力电池组的高效冷却。为实现以上目标,本文设计了一种具有热泵辅助冷却的液体循环电池热管理系统,如图1所示。所设计电池热管理系统主要由动力电池组、风冷散热器、热泵电池冷却器、热泵空调系统、水泵、PTC和补偿水箱等组成。

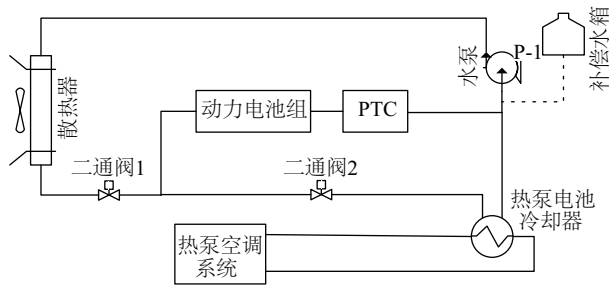


图1 电池液体循环热管理系统

Fig. 1 Battery thermal management system with liquid flow

图1中,电池冷却器的制冷量由热泵空调系统提供,为节约车载能耗,在常温环境及电池低产热工况下,电池组可采用散热器独力冷却;在高温环境和高速、爬坡等大负荷工况下,可采用散热器热泵复合冷却甚至热泵独立冷却。此外,通过调控流经电池冷却器的工作介质流量来实现热泵辅助冷量的调节,并定义该工作介质流量占系统总流量的比值为热泵辅助冷却流量比。

1.2 模型建立

建立电池热管理系统后,根据系统流程构件的组成,分别建立它们的数学模型,在每个构件的模型中主要包括传热模型和流阻模型。在本文设计的热泵辅助冷却电池热管理系统中,主要构件包括电池包、风冷散热器、热泵电池冷却器、水泵以及热泵空调系统等。在模型建立中,采用两种数学描述形式,即实验表征和理论表征,通过性能模型进行各部件的系统流程关联。实验表征是以相关构件性能实验数据或拟合关系为

基础建立的实物构件性能模型;理论表征是依据构件特征的理论准则关系等为基础建立的性能模型。

1.2.1 电池产热模型

汽车在匀速行驶时,电池组工作输出一定放电倍率的电流使电池在单位时间内会产生一定的热量,并引起电池体温度升高。假设电池生热在电池体内均匀分布,采用 Bernardi 模型建立电池产热速率与工作电流之间数学关系,即:

$$q = \frac{I}{V_b} \left[(U - U_0) + T \frac{\partial U_0}{\partial T} \right] \quad (1)$$

式中, q —— 电池单位体积产热速率, $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$; I —— 电池充放电电流, A , 其充电为正, 放电为负; V_b —— 电池体积, m^3 ; U —— 电池电压, V ; U_0 —— 电池开路电压, V ; T —— 温度, $^{\circ}\text{C}$; $\frac{\partial U_0}{\partial T}$ —— 温度系数; $IT \frac{\partial U_0}{\partial T}$ —— 由化学反应引起可逆熵变产生的热量, $\text{J/s}^{[15]}$; $U - U_0$ —— 焦耳热引起的电势差部分, V , 可用 IR_0 替换, R_0 为电池内阻, Ω 。

此时公式可转化为:

$$q = \frac{1}{V_b} \left[I^2 R_0 + IT \frac{\partial U_0}{\partial T} \right] \quad (2)$$

式(2)中,当电池工作温度在 $20 \sim 40^{\circ}\text{C}$ 时,电池内阻 R_0 变化不大,可当作常数,针对高温和低温时,可通过实验测得内阻与温度变化关系并代入计算; $T \frac{\partial U_0}{\partial T}$ 为可逆反应热部分,它对于特定的电池一般可认为是常量,可由实验测试数据计算得出,这里取上海交通大学针对锂电池绝热实验测量值进行例举分析, $T \frac{\partial U_0}{\partial T} = 11.6 \text{ mV}^{[16, 17]}$ 。确定相关参数后得到单体电池生热速率关于电流 I 的函数。

1.2.2 动态行驶关联

电动汽车行驶状态的变化直接影响电池组功率输出及产热量变化,为模拟电池包动态热行为需要建立汽车行驶状态与电池产热间的关联关系。由汽车功率平衡方程可知,运动阻力所消耗的功率包括滚动阻力功率 P_f 、空气阻力功率 P_w 、坡度阻力功率 P_i 及加速阻力功率 P_j , 各自表达式分别为^[18]:

$$P_f = \frac{F_f u_a}{3.6 \times 1000} = \frac{\cos \alpha u_a}{3.6 \times 1000} \quad (3)$$

$$P_w = \frac{F_w u_a}{3.6 \times 1000} = \frac{C_D A u_a^3}{3.6 \times 1000} \quad (4)$$

$$P_i = \frac{F_i u_a}{3.6 \times 1000} = \frac{mg \sin \alpha u_a}{3.6 \times 1000} \quad (5)$$

$$P_j = \frac{F_j u_a}{3.6 \times 1000} = \frac{mg \delta u_a \cdot du}{3600 \cdot dt} \quad (6)$$

式中, F_f ——滚动阻力, N; u_a ——车速, km/h; α ——地面坡度角, ($^\circ$); F_w ——空气阻力, N; C_D ——风阻系数; A ——迎风面积, m^2 ; F_i ——坡度阻力, N; F_j ——加速阻力, N; m ——整车质量, kg; g ——重力加速度, N/kg; δ ——旋转质量换算系数; u ——车速变化, m/s; t ——加速时间, s。

则动力电池输出的有效功率为:

$$P_e = UI = \frac{1}{\eta_{total}} \sum P = \frac{1}{\eta_{total}} (P_f + P_w + P_i + P_j) \quad (7)$$

当汽车匀速无坡道行驶时式(7)可简化为式(8):

$$P_e = UI = \frac{1}{\eta_{total}} \left(\frac{mgf u_a}{3600} + \frac{C_D A u_a^3}{76140} \right) \quad (8)$$

$$\eta_{total} = \eta_m \cdot \eta_e \quad (9)$$

式中, P_e ——电池功率, kW; P ——汽车运动阻力总功率, N·m/s; U ——电池电压, V; I ——电池充放电电流, A; η_{total} ——系统总效率; f ——滚动阻力系数; η_m ——机械系统效率; η_e ——电气系统效率。

将已知整车参数代入式(8)可计算出此工况下电池输出电流 I 。再将 I 代入式(2)中计算该工况下电池生热速率。

1.2.3 电池液流换热结构模型

电池包通常由电池组及其换热结构两部分组成。为实现电池组一维计算模型, 首先建立电池组及其换热结构物理模型。这里将电池组液流换热结构设计为内部具有均匀流道的液流换热片结构, 电池单体为矩形薄片电池, 其与液流换热片叠层成组形式如图2所示。

换热片流道结构图3所示。图中, δ_d 为单片电池厚度(m); L 为流道长度(m); δ_b 为流道壁厚(m); H 为流道高度(m); W 为流道宽度(m)。

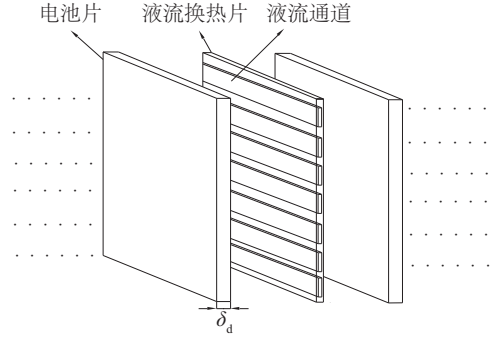


图2 电池成组形式

Fig. 2 Grouping form of batteries

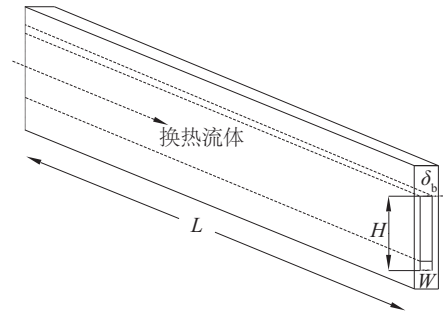


图3 液流换热片单流道结构

Fig. 3 Single flow channel of heat transfer structure

理想情况下将电池组内单元传热行为等效为二分之一厚度液流换热片与二分之一厚度电池片之间的换热, 根据上述结构和设想建立电池与液流换热片传热关系:

$$\begin{aligned} Q &= M_l \cdot c_l \cdot (T_{lo} - T_{li}) \\ &= M_b \cdot c_d \cdot (T_o - T_p) / t + q \\ &= k A_h \cdot \frac{[(T_o - T_{li}) - (T_p - T_{lo})]}{\ln[(T_o - T_{li}) / (T_p - T_{lo})]} \end{aligned} \quad (10)$$

式中, Q ——总换热功率, kW; M_l ——冷却液质量流量, kg/s; c_l ——冷却液比热容, kJ/(kg·K); T_{lo} ——出口冷却液温度, $^\circ\text{C}$; T_{li} ——入口冷却液温度, $^\circ\text{C}$; M_b ——电池质量, kg; c_d ——电池综合比热容, kJ/(kg·K); T_o ——电池初始温度, $^\circ\text{C}$; T_p ——电池平衡温度, $^\circ\text{C}$; q ——电池产热功率, kW; k ——传热系数, W/($m^2 \cdot K$); A_h ——传热面积, m^2 。

此外:

$$k A_h = \frac{4 A_{lb}}{\frac{1}{h_l} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} + \frac{0.5 \delta_d}{\lambda_d}} \quad (11)$$

式中, λ_b ——换热结构导热系数, W/(m·K); A_{lb} ——流体侧换热面积, m^2 ; λ_d ——电池材料导热

系数, $W/(m \cdot K)$; h_1 —— 流体侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$, 同时:

$$h_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{l_b} \quad (12)$$

式中, Nu —— 流体侧努塞尔数; λ_1 —— 流体导热系数, $W/(m \cdot K)$; l_b —— 流道当量直径, m 。

流体侧努塞尔数采用 Petukhov 公式计算, 如式(13)所示^[19]:

$$Nu = \frac{Re \cdot Pr \cdot (f_i/2)}{1.07 + 12.7 \sqrt{f_i/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

式中, Re —— 管内流体雷诺数; Pr —— 管内流体普朗特数; f_i —— 管内摩擦系数。

管内摩擦系数 f_i 由 Filonenko 公式计算, 如式(14)所示^[20]:

$$f_i = [1.58 \ln Re - 3.28]^{-2} \quad (14)$$

管内流体雷诺数 Re 计算如式(15)所示:

$$Re = \frac{u_b \cdot l_b}{\nu_b} \quad (15)$$

式中, u_b —— 冷却液平均流速, m/s ; ν_b —— 流体运动粘度, m^2/s 。

冷却液侧流道内壁换热面积 A_b 计算如式(16)所示:

$$A_b = S \cdot L \cdot n_T \quad (16)$$

式中, S —— 单流道截面周长, m ; n_T —— 流道数量。

流道当量直径为:

$$l_b = \frac{4A_b'}{S_b} = \frac{2H \cdot W}{2H + W} \quad (17)$$

式中, A_b' —— 单流道截面积, m^2 ; S_b —— 单流道湿周长, m 。

流动阻力为:

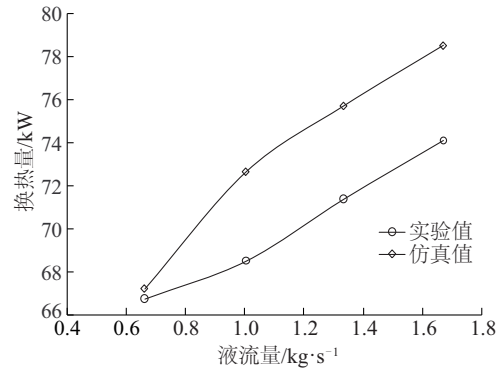
$$\Delta p_1 = \frac{\rho \cdot u_b^2}{2} (4f_i \cdot L/l_b + \xi) \cdot n_T \quad (18)$$

式中, Δp_1 —— 流动阻力, Pa ; ρ —— 介质密度, kg/m^3 ; ξ —— 局部阻力系数。

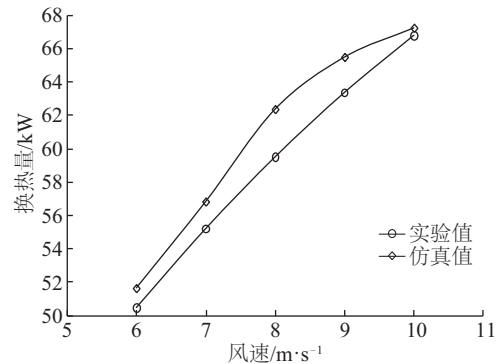
1.2.4 电池散热器模型

散热器是电池组与外界实现热量交换的关键构件, 其模型准确性直接影响电池热管理过程的计算分析结果。本文以管带式散热器物理结构为原型建立传热与流动数学关系, 相关计算方法与电池换热结构模型相似, 并将仿真计算结果与实验结果进行对比分析, 以验证本文所使用模型

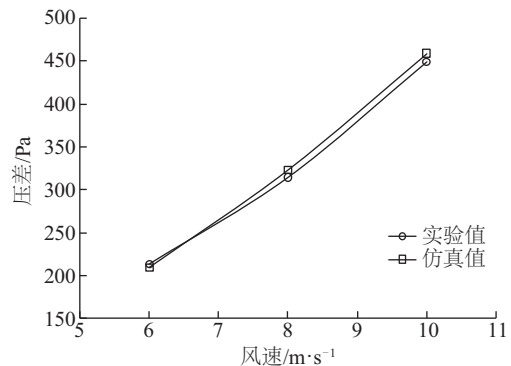
以及分析方法的正确性。对比结果如图4所示, 可以看出仿真与实验结果误差在5%之内, 吻合度较好。



a. 风速 10 m/s 时换热量随液流量变化



b. 液流量 0.7 kg/s 时换热量随风速变化



c. 风侧流动阻力随风速变化

图4 散热器传热与阻力特性实验与仿真计算值对比

Fig. 4 Comparison between experiment and simulation about heat transfer and flow resistance characteristics of radiator

1.3 计算流程

在热管理系统主要构件模型建立后, 需针对所设计的热管理系统进行模型间关联耦合, 并在 Matlab 平台下实现编程计算, 其计算流程如图5所示。本文研究的电池热管理冷却过程, 分别包括散

热器独立冷却、热泵独立冷却和散热器热泵复合冷却,其中后两项为热泵辅助电池冷却过程。计算过程中,冷却流程判断主要依据电池温度、环境温度、行驶工况等,并加入制冷剂、工作介质的流量和温度,以及压缩机转速等工况因素。

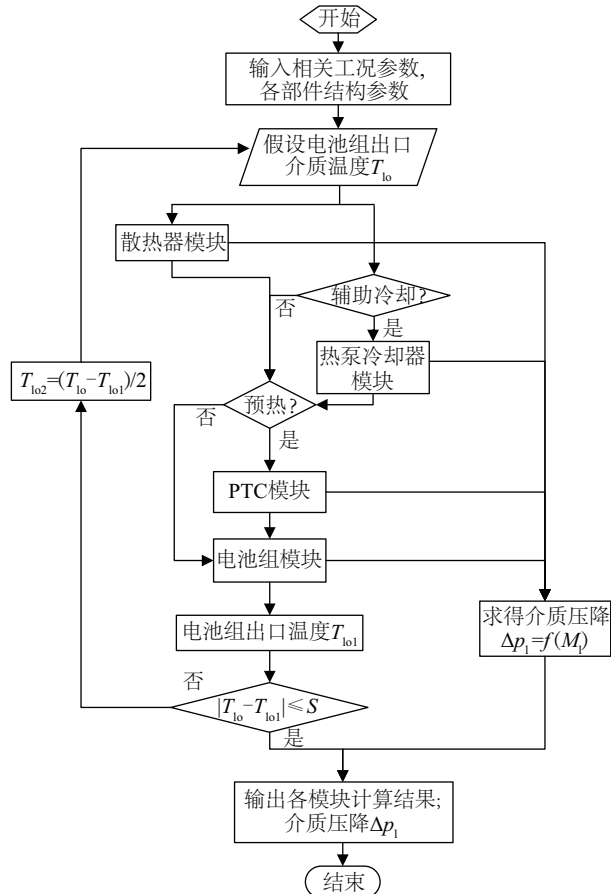


图5 电池热管理过程计算流程

Fig. 5 Calculation process of the battery thermal management

2 热泵辅助冷却作用计算分析

在电池热管理计算过程中通常需要设定构件基本参数、汽车行驶工况和环境工况等条件。其中计算分析进一步结合吉林省科技发展计划重大项目(20130204018GX)、长春市重大科技攻关项目(14KG096)和吉林省产业创新专项(2016C022)等合作企业与项目设计开发需求,进行热泵辅助冷却性能研究。

2.1 辅助冷却及其工作介质流量作用

电动汽车在行驶过程中由于速度和负荷的增加会造成电池组输出功率及工作温度的快速上升,

因此选择了对电池功率影响较大的3种典型工况进行计算分析,包括高速低负荷工况、中速中负荷工况,低速高负荷工况。此外,设置环境温度为30℃,电池包初始温度为50℃,电池组仅使用风冷散热器独立冷却。计算结果如图6所示,可看出低速高负荷工况下电池组产热功率最大,冷却平衡温度最高;中速中负荷工况下次之;高速低负荷工况下电池组产热功率最小,冷却平衡温度也最低。

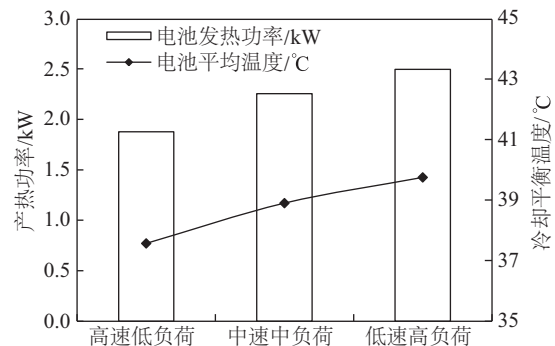


图6 不同行驶工况下电池产热及温度变化

Fig. 6 Heat production and temperature variations of battery pack in different driving condition

此外,选择了25、30和35℃共3种典型的温度工况,行驶工况采用电池产热功率较大的低速高负荷工况,其它工况参数保持不变,电池组仍使用散热器独立冷却。

计算结果如图7所示,3种环境温度下电池产热功率一致,但电池冷却平衡温度随环境温度在逐渐升高,对比图6和图7可看出高温环境对于电池冷却平衡温度的影响比行驶工况的影响更加显著。同时,在上述35℃高温环境和低速高负荷行

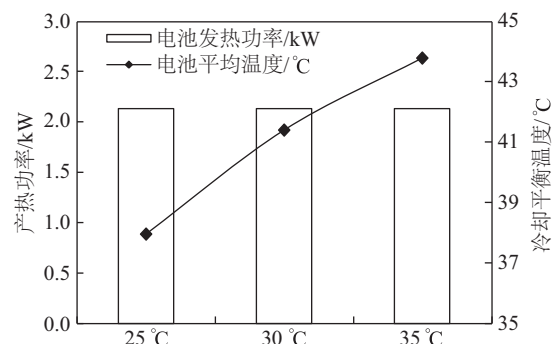


图7 不同环境温度下电池产热及温度变化

Fig. 7 Heat production and temperature variations of battery pack in different environment condition

驶工况双重影响下,电池温度已超过国内外研究者们^[1,2,21,22]目前认为的最佳工作温度上限,温度达到约 43 ℃,散热器独立冷却已无法满足电池组热控保障需求,需要热泵进行辅助冷却。

采用不同热泵辅助冷却流量比进行电池冷却时,由图 8 可看出,当热泵辅助冷却流量比为 30% 时,对比无热泵辅助冷却电池组即 0% 时冷却速率得到提升,冷却平衡温度也明显下降并满足最佳工作温度范围,热泵辅助冷却效果明显。此外,随着分流到电池冷却器工作介质流量的增大即辅助冷却流量比的增加,电池组的冷却速率在快速上升,冷却平衡温度在逐渐下降,当流量比达到 90% 时,冷却速率接近最大,平衡温度接近最低值约为 35 ℃。

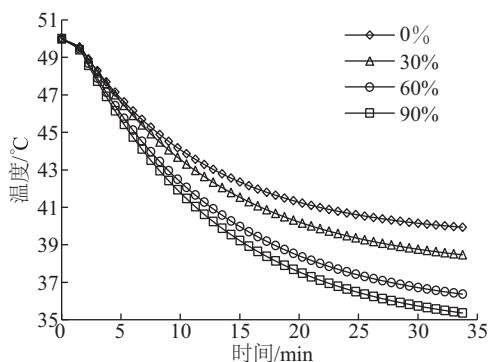


图8 不同热泵冷却流量比下电池组冷却过程温度变化

Fig. 8 Temperature variations of battery pack with different coolant flow rate in heat pump cooling process

2.2 制冷剂流量影响

为进一步强化热泵辅助电池冷却效果,针对流经电池冷却器的制冷剂流量变化对电池冷却影响作用进行分析。选择制冷剂流量分别为 30、50 和 70 kg/h,环境温度 30 ℃,电池包初始温度 50 ℃以及工作介质冷却流量比为 30%,并在低速高负荷行驶工况下进行计算。结果如图 9 所示,由不同制冷剂流量电池冷却过程温度变化曲线可看出,随着分流至热泵电池冷却器制冷剂流量的增加,电池组冷却速度在逐渐上升,冷却平衡温度在逐渐下降,最终达到最低值约为 27 ℃,对比工作介质流量,制冷剂流量的变化对于电池冷却效果的影响作用更加显著。

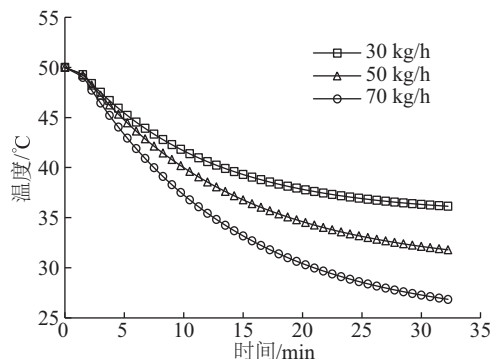


图9 不同制冷剂流量下电池冷却过程温度变化

Fig. 9 Temperature variations of battery pack with different flow rates of refrigerating fluid

由图 10 可知,随着制冷剂流量的增加,热泵供给电池组冷却的制冷负荷也在随之上升,一方面由于压缩机转速的增加会增大压缩机耗功和车载电能消耗,另一方面由于车载热泵压缩机功率的限制,乘员舱冷量供给和舒适性也会受到影响。因此,电池组热管理过程应以风扇转速、水泵转速以及热泵冷却流量比调节为主,在更加严苛复杂工况下可根据需求适时调控流经电池冷却器的制冷剂流量,保障电池组最佳工作温度,快速冷却电池至最佳工作温度范围后,可关闭热泵辅助冷却,减少车载能量消耗。

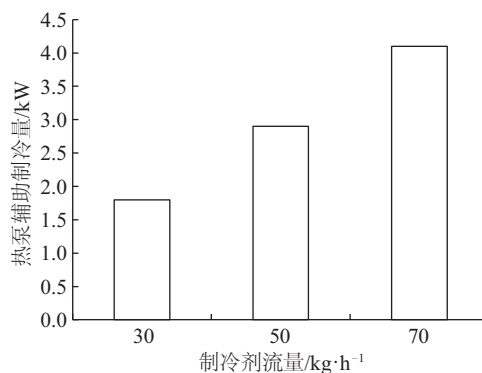


图10 不同制冷剂流量下热泵辅助制冷量变化

Fig. 10 Refrigerating capacity variations of heat pump auxiliary cooling with different refrigerating fluid flow rate

2.3 电池初始温度影响

在分析电池组初始温度变化对热管理影响作用时,定义电池初始温度分别为 50、60 和 70 ℃,环境温度为 30 ℃,热泵冷却流量比为 30%,电池采取复合冷却模式,热泵系统同时供冷乘员舱与电池,

并在低速高负荷行驶工况下进行计算。

计算结果如图 11 所示,可看出电池初始温度越高,冷却平衡之前相同时刻电池组瞬态温度越高,不利于电池组快速冷却和工作温度保障,且此种趋势维持在整个冷却平衡前期,最终平衡温度达到一致。

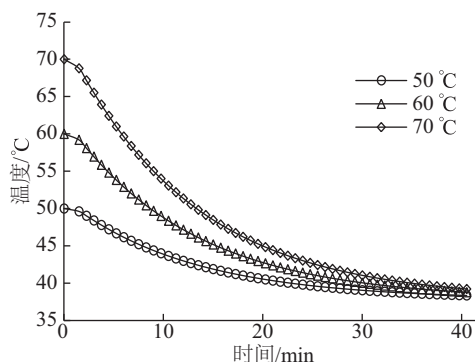


图 11 不同电池初始温度下冷却过程电池温度变化

Fig. 11 Temperature variations of battery pack with different initial battery temperature

同时如图 12 所示,当环境温度和热泵冷却流量比一定时,不同电池初始温度下冷却过程中热泵辅助冷量相同。因此,在不提高热泵冷却流量比同时影响乘员舱热舒适性前提下,为应对电池初始高温状态,可以在电池高初始温度下通过提高水泵和风扇转速来进一步提升电池冷却速率保证热管理效果。

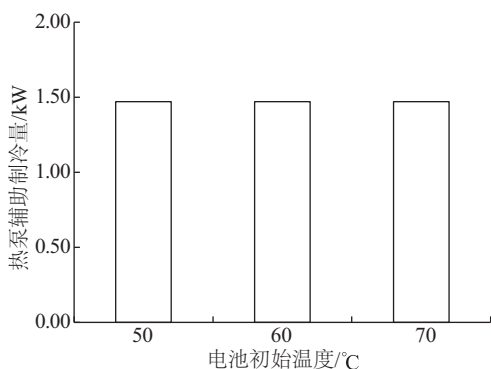


图 12 不同电池初始温度下热泵辅助冷量

Fig. 12 Refrigerating capacity variations of heat pump auxiliary cooling with different initial battery temperature

3 结 论

1)在高温环境及大负荷工况下电池冷却过程

中,热泵具有明显的辅助冷却作用,能够保障电池组快速冷却至 20~40 °C 最佳工作温度范围内,符合设计预期。

2)在热泵电池冷却器和空调蒸发器复合系统中,随着电池冷却器工作介质流量和制冷剂流量增加,电池组冷却速率上升,冷却平衡温度逐渐下降,其中后者影响作用更加明显。

3)改变制冷剂流量,尽管具有更加明显的辅助冷却效果,但是压缩机耗功增加,加大车载电能消耗,甚至影响空调制冷负荷。因此,在满足冷却需求情况下,通常可选工作介质流量调控。

4)热泵冷却与电池热控集成热管理过程中,通常在大负荷和高温状态下实施辅助冷却,而在其他条件下以风扇和水泵调节为主,优化低能耗控制。

[参考文献]

- [1] Kizilel R, Sabbah R, Selman J R, et al. An alternative cooling system to enhance the safety of Li-ion battery packs [J]. Journal of Power Sources, 2009, 194 (2): 1105—1112.
- [2] Noboru S, Kazuhiko Yagi. Thermal behavior analysis of nickel metal hybride batteries vehicles [J]. SAE Review, 2000, 21: 208—209.
- [3] Kawamura Tetsuya, Kimura A, Egashira M, et al. Thermal stability of carbonate mixed-solvent electrolytes for lithium ion cells [J]. Journal of Power Sources, 2002, 104(2): 260—264.
- [4] 赵迎生, 赵又群. 城市电动汽车铅酸蓄电池温度的计算分析 [J]. 应用基础与工程科学学报, 2011, 19(1): 173—178.
- [4] Zhao Yingsheng, Zhao Youqun. Calculation analysis of lead acid battery temperature of urban electric vehicle [J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2011, 19(1): 173—178.
- [5] 马国远, 史保新, 吴立志, 等. 太阳能辅助电动汽车热泵空调系统的研究 [J]. 太阳能学报, 2001, 22(2): 176—180.
- [5] Ma Guoyuan, Shi Baoxin, Wu Lizhi, et al. Study on solar-assisted heat pump system for electric vehicle air conditioning [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2001, 22 (2): 176—180.
- [6] Antonijevic D, Heckt R. Heat pump supplemental

- heating system for motor vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, Part D: Autom Eng, 2004, 218(10): 1111—1115.
- [7] Pommé V. Reversible heat pump system for an electrical vehicle[A]. SAE Technical Paper Series, 1997 Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings [C], DOI: 10.4271/971772.
- [8] Hosoz M, Direk M. Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system[J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47: 545—59.
- [9] Zhang Xiongwen, Kong Xin, Li Guojun, et al. Thermodynamic assessment of active cooling/heating methods for lithium-ion batteries of electric vehicles in extreme conditions[J], Energy, 2014, 64 (1): 1092—1101.
- [10] Shahidinejad S, Bibeau E, Filizadeh S. Design and sillation of a thermal management system for plug-in electric vehicles in cold climates [A]. SAE Technical Paper Series, SAE 2012 World Congress & Exhibition [C], Detroit, United States, 2012.
- [11] Wu Mao-Sung, Liu KH, Wang Yung-Yun, et al. Heat dissipation design for lithium-ion batteries[J]. Journal of Power Sources, 2002, 109(1): 160—166.
- [12] Zhang Tianshi, Gao Chun, Gao Qing, et al. Status and development of electric vehicle integrated thermal management from BTM to HVAC [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 88: 398—409.
- [13] Motavalli J. The next big challenge for electric cars in cold weather[A]. Money Watch Comment[C], London, UK, 2011.
- [14] Zou Huiming, Jiang Bin, Wang Qian, et al. Performance analysis of a heat pump air conditioning system coupling with battery cooling for electric vehicles [J].Energy Procedia, 2014, 61: 891—894.
- [15] Bernadi D, Pawlikowski E, Newman J. A general energy balance for battery systems[J]. Journal of Electrochemical Society, 1985, 132(1): 5—12.
- [16] 许 超. 混合动力客车电池包散热系统研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2010.
- [16] Xu Chao. Research of cooling system of battery pack on hybrid electric bus [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010.
- [17] Sato N. Thermal behavior analysis of lithium-ion batteries for electric and hybrid vehicles [J]. Journal of Power Sources, 2001, 99(1-2): 70—77.
- [18] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [18] Yu Zhisheng. Automobile theory [M]. Beijing: China Machine Press, 2006.
- [19] Cowell T A, Heikal M R, Aehaiehia A. Flow and heat transfer in compact louvered fin surfaces [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1993, 10(2): 549—560.
- [20] Kakaç S (Editor), Shah R K (Editor), Win Aung (Editor). Handbook of single-phase heat transfer [M]. Wiley-Interseience Publication, 1988.
- [21] Park C W, Jaura A K. Dynamic thermal model of Li-ion battery for predictive behavior in hybrid and fuel cell vehicles [A]. SAE Technical Paper (2003) Published by SAE International [C], Detroit, United States, 2003.
- [22] Mahamud R, Park C. Reciprocating air flow for Li-ion battery thermal management to improve temperature uniformity [J]. Journal of Power Sources, 2011, 196 (13): 5685—5696.

NUMERICAL MODEL AND COMPUTATIONAL ANALYSIS ON BATTERY THERMAL MANAGEMENT SYSTEM WITH HEAT PUMP AUXILIARY COOLING

Zhang Tianshi^{1,2}, Gao Qing^{1,2}, Wang Guohua^{1,2}, Yan Zhenmin², Song Wei^{1,2}, Yan Yuying³

(1. *State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China;*

2. *College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China;*

3. *Faculty of Engineering, University of Nottingham, Nottingham NG72RD, UK*)

Abstract: To guarantee the operating temperature and requirement of the high cooling load for the high capacity battery pack, a battery thermal management (BTM) system with heat pump was proposed and its model and module were built on numerical computation. The computed results showed that the heat pump has the better auxiliary cooling effect, and the battery temperature was kept in 20 °C to 40 °C. Meanwhile, the battery cooling speed rises as the flow rates of the refrigerating fluid and coolant increase, and they are main regulation factors and the former has more notable and broad effect in the BTM process. Furthermore, the flow rates of the refrigerating fluid, working temperature and refrigerating capacity are influenced by compressor, and the refrigerating capacity of the air conditioning and battery pack need to be balanced for the low energy consumption.

Keywords: electric vehicle; lithium ion battery; thermal management; heat pump system