

文章编号: 0253-4339(2026)01-0127-11  
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20241219001

## 双对象控制策略对直冷系统温控及电动汽车能量流影响特性

张晨光<sup>1</sup> 梁坤峰<sup>1</sup> 陈浩远<sup>1</sup> 王林<sup>1</sup> 陈彬<sup>2</sup> 曹勇<sup>3</sup> 段浩磊<sup>1</sup> 李硕鹏<sup>1</sup>  
朱登宇<sup>1</sup> 何亚茹<sup>1</sup> 杨大鹏<sup>4</sup>

(1 河南科技大学车辆与交通工程学院 洛阳 471003; 2 豫新汽车热管理科技有限公司 新乡 453000;  
3 中创新航技术研究院(江苏)有限公司 常州 213000; 4 中航锂电(洛阳)有限公司 洛阳 471000)

**摘要** 电动汽车热管理系统在提升车内舒适性和电池性能方面成为关键研究方向。针对乘员舱与动力电池的不同温度响应特性,提出了一种直冷系统架构,并基于环境温度、车辆运行状态及实时温度信息,设计了双对象温控策略。策略能够动态调整乘员舱与电池的温控优先级,确保整车最佳热管理效果。在实验环境舱中搭建了热管理系统台架,并开发了整车热管理系统的仿真模型。在不同行驶工况和环境温度条件下,对3种温控策略完成了性能对比。结果表明:双对象温控策略在多种环境温度条件下展现出优越的温度控制能力和能效表现,并在电池SOC恢复方面表现出最佳性能;在35℃的高温环境下,乘员舱和电池温度分别在51s、547s达标;在-7℃的低温环境下,乘员舱和电池温度分别在127s与365s内达预设值,且SOC恢复率显著提高。虽然双对象温控策略增加了能耗(相比乘员舱温控策略高出约1.2%~3.0%),但显著提升了电池温控效率和整体系统性能,具有较高的实际应用潜力。

**关键词** 电动汽车;直冷系统;控制策略;温控特性;能量流

中图分类号: TB66;U469.72

文献标识码: A

## Impact of Dual-Objective Control Strategy on Temperature Control in Direct-Cooling System and Energy Flow in Electric Vehicles

Zhang Chenguang<sup>1</sup> Liang Kunfeng<sup>1</sup> Chen Haoyuan<sup>1</sup> Wang Lin<sup>1</sup> Chen Bin<sup>2</sup> Cao Yong<sup>3</sup>  
Duan Haolei<sup>1</sup> Li Shuopeng<sup>1</sup> Zhu Dengyu<sup>1</sup> He Yaru<sup>1</sup> Yang Dapeng<sup>4</sup>

(1. School of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang, 471003, China; 2. Yuxin Auto Thermal Management Technology Co., Ltd., Xinxiang, 453000, China; 3. CALB Technology Co., Ltd., Changzhou, 213000, China; 4. China Lithium Battery Technology (Luoyang) Co., Ltd., Luoyang, 471000, China)

**Abstract** Thermal-management systems for electric vehicles have become a key research focus for enhancing cabin thermal comfort and battery performance. This study proposes a direct-cooling system architecture to address the different temperature-response characteristics of cabins and power batteries. A dual-objective temperature-control strategy is developed based on ambient temperature, vehicle operating status, and real-time load temperature information, enabling the dynamic adjustment of thermal-control priorities between the cabin and battery to ensure optimal system performance. A thermal-management system test bench is constructed in an environmental chamber, and a simulation model of the vehicle thermal-management system is developed. Performance comparisons are conducted between the three control strategies under various driving conditions and ambient temperatures. The results demonstrate that the dual-objective strategy exhibits superior temperature-control capability and energy efficiency across different environmental conditions, along with optimal battery state-of-charge (SOC) recovery performance. Under 35 °C high-temperature conditions, the cabin and battery reach target temperatures within 51 s and 547 s, respectively. Under -7 °C low-temperature conditions, they reach preset values within 127 s and 365 s, respectively, with significantly improved SOC recovery rates. Although the dual-objective strategy slightly increases energy consumption (approximately 1.2%–3.0% higher than the cabin-priority strategy), it substantially enhances the battery thermal-control efficiency and overall system performance, demonstrating high potential for practical applications.

**Keywords** electric vehicles; direct-cooling system; control strategies; temperature control characteristics; energy flow

基金项目:国家自然科学基金(52378094,52376005)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52378094 & No. 52376005).) 收稿日期:2024-12-19;修回日期:2025-03-12;录用日期:2025-03-12

动力电池作为纯电动汽车的核心组件,对温度极为敏感,其性能、寿命及使用安全受到严重影响,尤其在 0 °C 以下,电池容量衰减明显<sup>[1]</sup>,当电池热量积聚导致温度升高,可能降低电池效率、寿命,甚至引发热失控<sup>[2]</sup>。为维持电池在正常运行温度范围内,开发高效的电池热管理系统势在必行。

目前常见的电池热管理系统采用多种换热方式,包括空气<sup>[3]</sup>、冷却液<sup>[4]</sup>、相变材料<sup>[5]</sup>、热管<sup>[6]</sup>及制冷剂<sup>[7]</sup>。在纯电动汽车中,热管理系统需综合考虑动力电池和乘员舱等关键部件,以确保各部件在最佳温度范围内工作。Chen Meng 等<sup>[8]</sup>开发了一种低温环境下的脉动热管,使用蒸馏水、乙醇和含 2%(体积分数)纳米 TiO<sub>2</sub> 的流体,发现填充率为 30% 时效果最佳,能在 -30 °C 下保持电池正常工作。Wang Haitao 等<sup>[9]</sup>设计了一种紧凑的浸没式液冷电池热管理系统(battery thermal management system, BTMS),使用 10 号变压器油作为冷却液,能在 2 C 放电状态下将电池温度控制在 39 °C 以内,温差不超过 1.23 °C。Min Haitao 等<sup>[10]</sup>提出一种液冷热管理系统,通过中间换热器将电池与乘员舱热管理子系统耦合,利用电池产热和 PTC(正温度系数材料, positive temperature coefficient)加热在冬季为二者提供适宜温度。Zhou Xun 等<sup>[11]</sup>研究了多模式集成热管理系统,发现串联系统在热力学性能上优于并联系统,其焓效率提升 23.9%,且在最佳制冷剂充注条件下,性能系数(coefficient of performance, COP)提高 13.5%。Shen Ming 等<sup>[12]</sup>通过 AMESim 软件仿真整车直冷式热管理系统,采用 PID(比例-积分-微分控制器, proportional-integral-derivative)控制压缩机转速,根据乘员舱和电池所需冷量调整电磁阀开度,在高速循环下可将电池平均温度控制在 25 °C,乘员舱温度保持舒适。Wang Junbo 等<sup>[13]</sup>分析了制冷剂直接冷却和液体冷却系统,发现制冷剂相变对性能影响显著,两相区能显著降低电池最高温度,但在过热蒸气区热传递系数大幅下降,导致电池温度上升 12~14 °C。

虽然现有电池热管理技术通过改进流道设计或

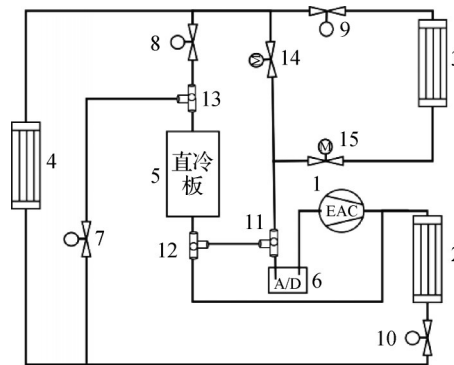
引入相变材料取得一定进展,但仍存在系统效率不高、温度控制不够精确及能耗较大的问题。针对上述多目标协同控制难题,本文提出一种直冷式热管理系统,消除中间换热环节,提升温控效率。同时进一步提出双对象温控策略,基于实时温度反馈与车辆工况数据,动态调整压缩机转速与电磁阀开度,实现制冷量在乘员舱-电池间的精准分配。为验证策略有效性,搭建涵盖等多工况仿真平台,动态仿真对比 3 种控制策略的温控精度与能耗差异,为热管理系统的优化运行提供理论支撑。

## 1 系统设计

### 1.1 热管理系统架构及工作模式

本文提出的直冷式热管理系统原理如图 1 所示。系统包括乘员舱和电池热管理回路,主要部件包括压缩机、舱外换热器、舱内换热器、电池冷板、三通阀、电磁阀和膨胀阀。系统采用 R134a 作为循环工质,实现制冷、制热循环。

不同于传统热泵系统采用四通换向阀切换系统的运行模式,本研究所建立的直冷型热管理系统采用电磁阀通断控制实现回路的动态调整,完成多模式运行。系统可实现的工作模式及工质流路如表 1 所示。



1 压缩机; 2、3 舱内换热器; 4 舱外换热器; 5 电池冷板; 6 气液分离器; 7-10 电子膨胀阀; 11-13 三通阀; 14、15 电磁阀。

图 1 直冷式热管理系统原理

Fig.1 Principle of direct cooling thermal management system

表 1 系统工作模式及流路

Tab.1 System operating modes and flow paths

工作模式	制冷剂流动路径	电子膨胀阀/开	电磁阀/开
乘员舱电池双制冷	1-2-10-4-8-13-5-12-11-6-1	8, 9	15
	1-2-10-4-9-3-15-11-6-1		
乘员舱电池双制热	1-12-5-13-7-4-14-11-6-1	7, 10	14
	1-2-10-4-14-11-6-1		
乘员舱独立制冷	1-2-10-4-9-3-15-11-6-1	9, 10	15
乘员舱独立制热	1-2-10-4-14-11-6-1	10	14
电池独立制冷	1-2-10-4-8-13-5-12-11-6-1	8, 10	—
电池独立制热	1-12-5-13-7-4-14-11-6-1	7	14

## 1.2 系统控制策略

整车热管理系统模式切换控制策略以环境温度、车辆运行状态、各热管理温控对象的实时温度等

为输入参数,确定热管理系统的工作模式并进行状态切换。具体的切换逻辑如图2所示。

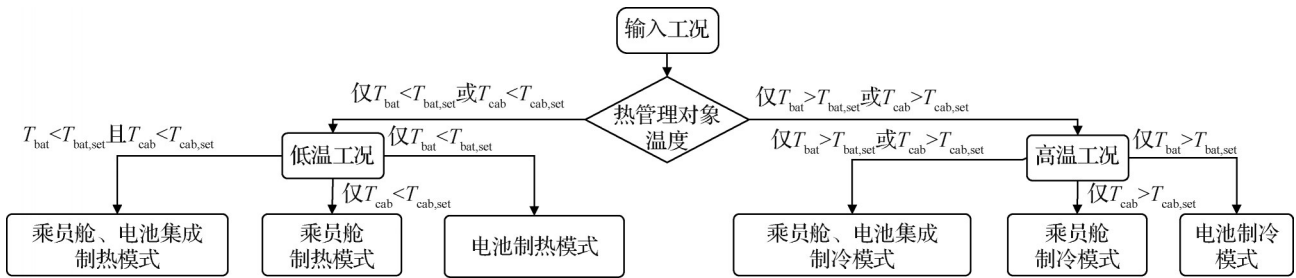


图2 模式切换控制策略

Fig.2 Mode switching control strategy

图3~图5所示分别为乘员舱温控(策略A)、乘员舱温控+电池 PTC 辅助(策略B)以及双对象温控策略(策略C),不同策略的优先级不同。策略A 优先保障乘员舱的热舒适性,通过调整压缩机转速满足温度需求,重点控制乘员舱温度,以确保其维持在最佳范围内。针对冬季工况,策略B在策略A的基础上集成了PTC辅助加热,以应对电池较大的热容量导致的温控速率较慢的问题。策略C则同时调控乘员舱与电池的温控,系统根据实时需求和环境条件动态调整二者的温控优先级,以优化整车热管理效果,确保压缩机转速调节能够满足各温控对象的需求。

如图6所示,策略C的优先级转换逻辑位于部件控制的上层策略层级。基于传感器输入信号,该逻辑通过判断生成执行器指令,以调度不同的控制模块。

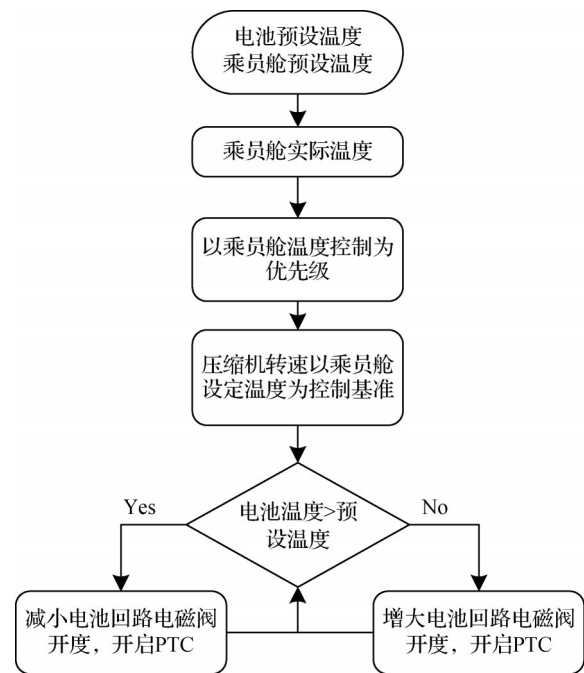


图4 乘员舱温控+电池 PTC 策略(策略B)

Fig.4 Cabin temperature control + battery PTC strategy (Strategy B)

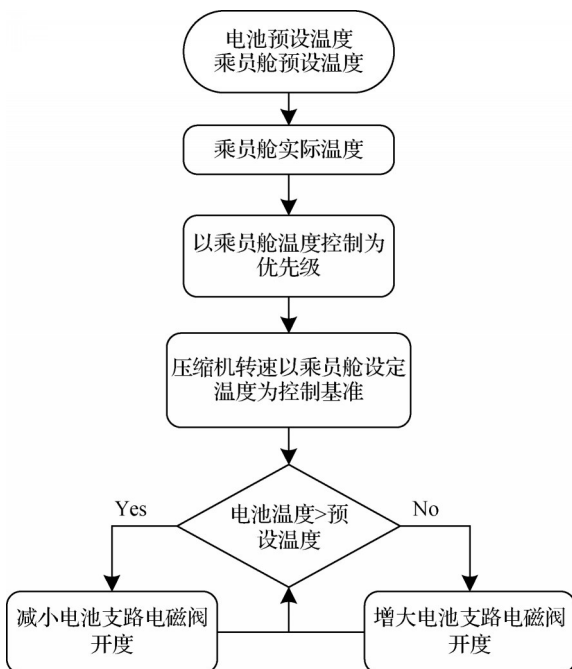


图3 乘员舱温控策略(策略A)

Fig.3 Cabin temperature control strategy (Strategy A)

控制策略默认处于待机状态,左右两侧分别为乘员舱优先和电池优先的工作模式。根据电池实际温度是否达到预设值,系统会自动进行优先级切换,具体过程如下:

条件1:  $T_{bat} > T_{bat,set}$ , 以乘员舱为优先级控制系统,调用压缩机转速值  $N_{comp,cab}$ ,调用电池支路开度值  $V_{bat}$ ;

条件2:  $T_{bat} \leq T_{bat,set}$ , 以电池为优先级控制系统,调用压缩机转速值  $N_{comp,bat}$ ,调用乘员舱支路开度  $V_{cab}$ 。

其中:  $T_{bat}$  为电池实际温度, K;  $T_{bat,set}$  为电池设定温度, K;  $N_{comp,cab}$  为控制模型以乘员舱设定温度为基准得到的压缩机转速, r/min;  $N_{comp,bat}$  为控制模型以电池设定温度为基准得到的压缩机转速, r/min;  $V_{bat}$  为电池支路电磁阀开度;  $V_{cab}$  为乘员舱支路电磁阀开度。

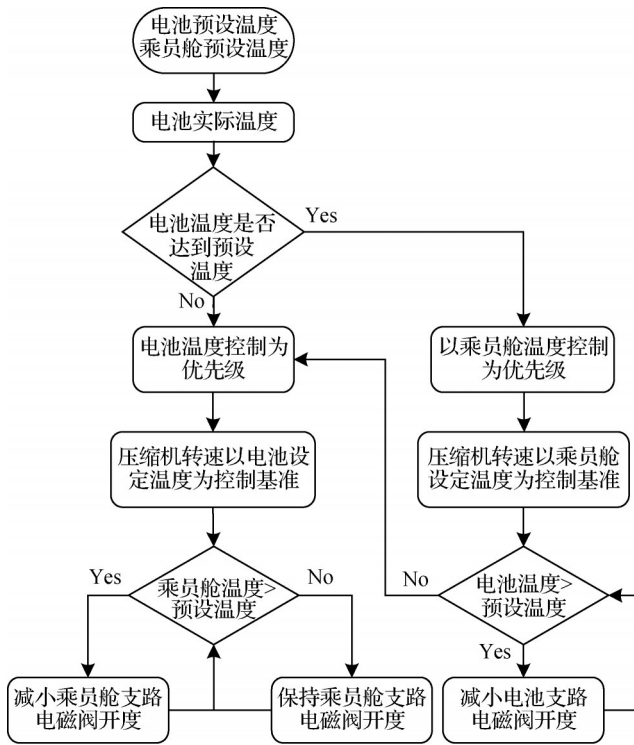


图 5 双对象温控策略(策略 C)

Fig.5 Dual-object temperature control strategy (Strategy C)

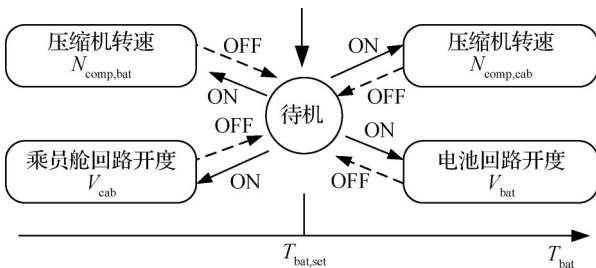


图 6 乘员舱和电池控制优先级转换逻辑

Fig.6 Cabin and battery control priority switching logic

## 2 系统建模

### 2.1 热管理系统产热模型

#### 2.1.1 乘员舱模型

采用一维集总模型,本文对乘员舱内部的热流交换进行了简化。将乘员舱视为单体的空气体积,模型忽略了几何形状和空间温度梯度的影响,设定了必要的组成元素和热容块,用于模拟舱外与环境的热交换以及舱内与湿空气的热交换。假设舱内空气的密度和比热容均匀且恒定,并基于乘员舱的基本信息,设置了顶板、玻璃、车身等不同材料的物理参数,进行了相应建模<sup>[14]</sup>。

对流传热系数是通过自然对流和强制对流传热系数计算得出,具体见式(1)。壁温  $T_w$  的计算见式(2)。其中,太阳辐射热流量、外部对流传热量和

内部对流传热量的计算分别见式(3)~式(5)。

$$h_{conv} = (h_{forced}^3 - h_{free}^3)^{1/3} \quad (1)$$

$$\frac{dT_w}{dx} = \frac{hf_s - hf_{ext} - hf_{int}}{mc_p} \quad (2)$$

$$hf_s = \alpha_s q_{sol} \quad (3)$$

$$hf_{ext} = h_{conv,ext} s_{ext} (T_w - T_{ext}) \quad (4)$$

$$hf_{int} = h_{conv,int} s_{int} (T_w - T_3) \quad (5)$$

式中:  $h_{conv}$  为全局对流传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $h_{forced}$  为强制对流传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $h_{free}$  为自然对流传热表面传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $T_w$  为壁面温度,  $K$ ;  $hf_s$  为太阳热通量,  $W/m^2$ ;  $hf_{ext}$  为外部对流传热热通量,  $W/m^2$ ;  $hf_{int}$  为内部对流传热热通量,  $W/m^2$ ;  $mc_p$  为壁面热容量,  $J/K$ ;  $\alpha_s$  为太阳辐射吸收系数;  $q_{sol}$  为太阳辐射强度,  $W/m^2$ ;  $s_{ext}$  为外部热交换面积,  $m^2$ ;  $s_{int}$  为内部热交换面积,  $m^2$ ;  $T_{ext}$  为外部温度,  $K$ ;  $T_3$  为内部空气温度,  $K$ 。

#### 2.1.2 电池热模型

在车辆运行期间,动力电池持续释放热量,其中包括内阻热、可逆熵热、混合热、相变热和反应热<sup>[15]</sup>。一般情况下,反应热和相变热可以忽略不计, K. E. Thomas 等<sup>[16]</sup>证实减小电池极化浓度差即可忽略混合热。因此,电池产热速率可由式(6)表示。当放电倍率低于 1 C 时,可逆熵热的发热量不超过总发热量的 2%<sup>[17]</sup>,因此也可进行简化处理。

$$q = I(V - U) + IT \frac{dU}{dT} \quad (6)$$

式中:  $V$  为电压,  $V$ ;  $I$  为电流,  $A$ 。

## 2.2 热管理系统部件模型

### 2.2.1 压缩机模型建立与验证

本研究仅对系统进行仿真,无须深入研究压缩机部件,因此,简化了制冷剂在压缩机中的流动和换热过程。基于容积、等熵和机械效率的效率图对压缩机进行建模<sup>[18]</sup>,如式(7)~式(9)所示。

$$\eta_{vol} = \frac{m_{com}}{N \rho_{suc} V_{dis}} \quad (7)$$

$$\eta_{is} = \frac{h'_{dis} - h'_{suc}}{h'_d - h'_{suc}} \quad (8)$$

$$\eta_{mech} = \frac{m_{com} (h'_d - h'_{suc})}{N \tau} \quad (9)$$

式中:  $m_{com}$  为压缩机的制冷剂质量流量,  $g/s$ ;  $N$  为压缩机转速,  $r/min$ ;  $\rho_{suc}$  为吸气密度,  $kg/m^3$ ;  $V_{dis}$  为压缩机排量,  $m^3/r$ ;  $h'_{suc}$  为吸气比焓,  $J/kg$ ;  $h'_{dis}$  为等熵排气比焓,  $J/kg$ ;  $h'_d$  为排气比焓,  $J/kg$ ;  $\tau$  为压缩机转矩,  $N \cdot m$ 。

在进行系统仿真之前,对压缩机模型进行了标定。基于不同实验条件,选取了 5 组实验数据对压缩机模型进行校准。实验与仿真相对误差值如图 7 所示。

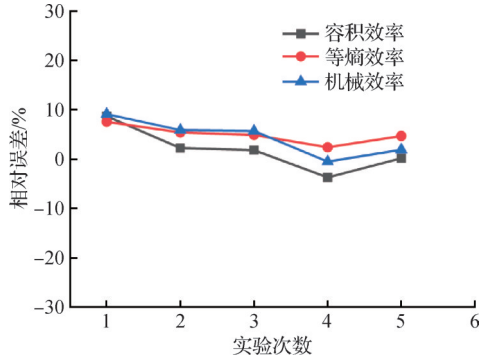


图 7 压缩机实验结果与仿真结果对比

Fig.7 Comparison of compressor experimental and Simulation results

### 2.2.2 换热器模型建立与验证

在所构建的热管理系统中,车内的换热器均采用微通道平行流换热器。通过离散单元法,将换热器划分为多个传热微元<sup>[18]</sup>,并对每个单元进行逐一计算,具体过程如式(10)~式(12)所示:

$$\phi_{int,i} = h_{c,i} S_i (T_{ref,i} - T_{wall,i}) \quad (10)$$

$$\frac{dT_{wall,i}}{dt} = \frac{\phi_{int,i} + \phi_{ext,i}}{m_i c_{p,i}} \quad (11)$$

$$\phi = \eta_{fin} h_{conv} A_{conv} (T_{wall,i} - T_{air,i}) + dm_{cond} L_{vap} \quad (12)$$

式中: $\phi_{int,i}$ 为内部热通量, $W/m^2$ ;  $\phi_{ext,i}$ 为外部热通量, $W/m^2$ ;  $h_{c,i}$ 为离散单元对流传热表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $S_i$ 为离散单元内部热交换面积, $m^2$ ;  $T_{ref,i}$ 为制冷剂温度, $K$ ;  $T_{wall,i}$ 为壁面温度, $K$ ;  $m_i$ 为离散单元质量, $kg$ ;  $c_{p,i}$ 为离散单元比定压热容, $J/(kg \cdot K)$ ;  $\eta_{fin}$ 为鳍片效率;  $h_{conv}$ 为对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A_{conv}$ 为对流传热面积, $m^2$ ;  $T_{air,i}$ 为空气侧温度, $K$ ;  $m_{cond}$ 为冷凝器的制冷剂质量流量, $g/s$ ;  $L_{vap}$ 为蒸发潜热, $J/kg$ 。

在仿真系统中,通过实验数据对换热器部分进行标定。图 8 所示为舱内外换热器的实验数据、仿真数据及二者误差。

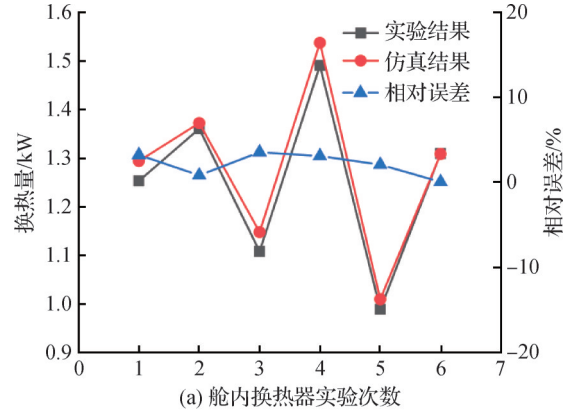
### 2.2.3 电池冷板模型

电池通过直冷板与制冷剂直接进行换热,对于冷板的建模方法与换热器模型类似,此处不再赘述。冷板与电池的换热由式(13)计算<sup>[19]</sup>:

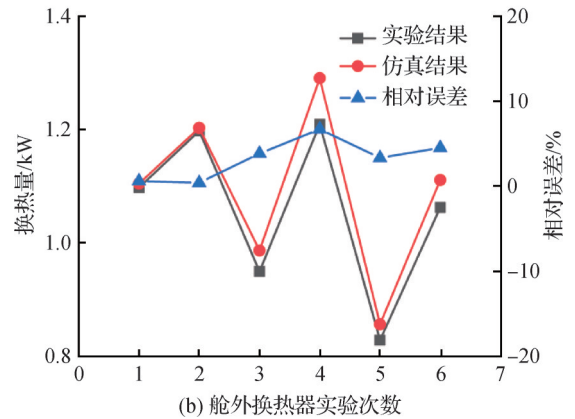
$$Q_{chiller,ext} = (T_{bat} - T_w) / \left( \frac{\delta_{bat}}{A \lambda_{bat}} + \frac{\delta_w}{A \lambda_w} + r \right) \quad (13)$$

式中: $Q_{chiller,ext}$ 为电池冷板换热量, $W$ ;  $T_{bat}$ 为电池温度, $K$ ;  $T_w$ 为冷板温度, $K$ ;  $\lambda_{bat}$ 为导热系数, $W/(m \cdot K)$ ;  $\lambda_w$ 为冷板导热系数, $W/(m \cdot K)$ ;  $\delta_{bat}$ 为电池厚度, $m$ ;  $\delta_w$ 为冷板厚度, $m$ ;  $A$ 为电池与冷板之间的传热面积, $m^2$ ;  $r$ 为接触热阻, $K/W$ 。

在仿真系统中,通过实验数据对直冷板进行标定,直冷板温度实验结果与仿真结果对比如图 9 所



(a) 舱内换热器实验次数



(b) 舱外换热器实验次数

图 8 换热器实验结果与仿真结果对比

Fig.8 Comparison of heat exchanger experimental and simulation results

示,平均相对误差小于 7%,满足仿真需求。

### 2.3 热管理系统控制模型

热管理系统的控制模型包括电动压缩机转速控制、系统支路电磁阀开度控制以及电子膨胀阀开度控制。电动压缩机采用 PI 控制算法,根据乘员舱和电池之间的温差调节转速。系统支路电磁阀的开度通过 PI 控制算法进行调节,以解决在电池和乘员舱温度响应特性不同的情况下的流量分配问题。电子膨胀阀的开度由控制器根据蒸发器出口处制冷剂的过热度信号进行 PI 控制,本文设定的过热度为  $5^\circ C$ 。这些控制策略通过协同工作,确保热管理系统在不同工作模式下的稳定运行,能够有效调节电池和乘员舱的温度,从而提高系统的整体性能。

$$N = K_p (T_{set} - T) + K_i (T_{set} - T) \quad (14)$$

式中: $N$ 为控制输出,步;  $T_{set}$ 为设定温度, $K$ ;  $T$ 为实际温度, $K$ ;  $K_p$ 、 $K_i$ 分别为比例增益和积分增益。

### 2.4 系统仿真平台搭建与验证

搭建热管理系统仿真平台,其中涉及驱动系统、空调系统、电池组、乘员舱和控制器<sup>[20]</sup>。相关参数包括乘员舱、冷板、换热器及电池单体参数,如表 2 所示。仿真环境考虑了不同的冬季温度,分别为  $7^\circ C$ 、 $0^\circ C$ 、 $-7^\circ C$ 。

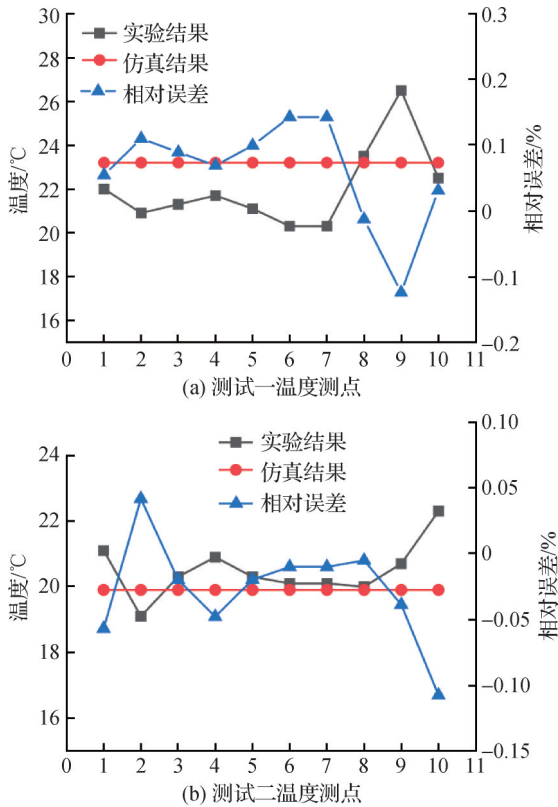


图 9 直冷板实验结果与仿真结果对比

Fig.9 Comparison of direct-cooling plate experimental and simulation results

表 2 相关组件参数

Tab.2 Parameters of relevant components

参数	数值
压缩机排量/mL	27
转速/(r/min)	1 500~6 000
舱外换热器尺寸/(mm×mm×mm)	400×380×20
舱外换热器流程	12-8-7-5
舱内换热器尺寸/(mm×mm×mm)	252×240×47
舱内换热器流程	9-9-9
电池单体尺寸/(mm×mm×mm)	27×70×180
额定电压/V	3.2
额定容量/Ah	20
密度/(kg/m <sup>3</sup> )	2 212
比热容/[J/(kg·K)]	1 770
舱室	—
太阳辐射/(W/m <sup>2</sup> )	800
太阳辐射吸收率	0.75
容积/m <sup>3</sup>	3
热容/(kJ/K)	7
冷板尺寸/(mm×mm×mm)	1 260×215×5

为验证仿真系统的准确性,进行了 3 种温度工况下的转速和风速变工况实验,测量了系统在不同进风温度、压缩机转速和风速等工况下的性能。测试工况如表 3 所示。

表 3 热管理系统性能测试工况  
Tab.3 Thermal management system performance test conditions

室外侧		室内侧	
温度/°C	风量比	温度/°C	风量比
-7、0、7	1	20	0.9/1

为验证热管理系统仿真模型的准确性,本文对实验数据与仿真数据进行了对比分析。图 10 所示为集成热管理实验台,图 11 所示为系统参数的相关对比结果,其中系统质量流量、压比、功耗和 COP 的平均相对误差分别为 2.49%、10.87%、3.18% 和 5.75%,表明仿真结果与实验数据之间具有较高的一致性。



图 10 集成热管理系统实验台

Fig.10 Integrated thermal management system test bench

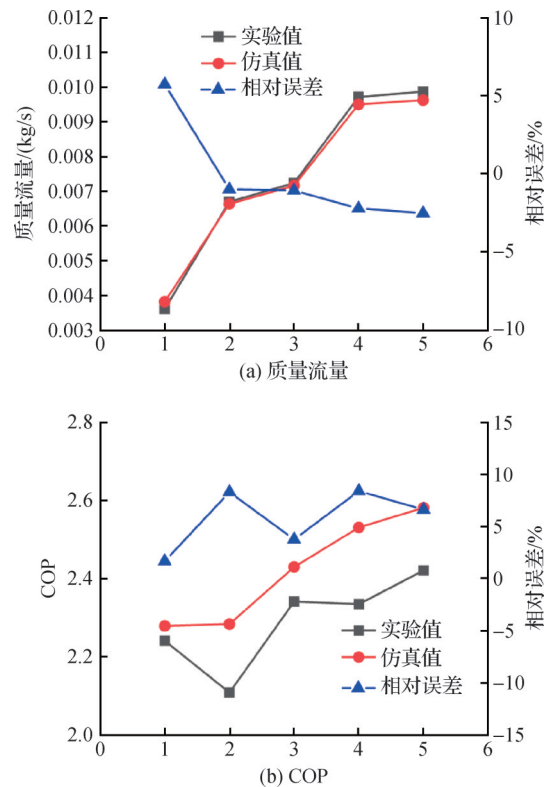


图 11 系统仿真结果与实验结果对比

Fig.11 Comparison of system experimental and simulation results

### 3 结果与分析

基于所建立的直冷式热管理系统,本文针对不同行驶工况和环境温度进行了仿真研究,分析了系统在不同温控策略下的温度响应和性能表现。仿真的参数条件如表 4 所示。

表 4 仿真工况相关参数

Tab.4 Parameters associated with simulation conditions

行驶条件	夏季温度/°C	冬季温度/°C	时间/s
CLTC-P	35	-7	1 800
NEDC	40	0	1 200
UDDS	45	7	1 200

#### 3.1 不同温控策略下的性能表现

基于 CLTC-P 工况,热管理系统在不同温控策略

下的性能表现如图 12 所示。在夏季工况下,由图 12(a)和(b)可知,策略 A 与策略 C 在调节乘员舱和电池温度方面存在显著差异。使用策略 A 时,乘员舱分别在 539、545、565 s 时达到目标温度,而电池温度无法降至设定目标值。相比之下,策略 C 的温控效果更为迅速,乘员舱达到预设温度的时间平均提前了 428 s,且电池温度分别在 547、865、1 176 s 内调节至目标值。该差异主要由 2 个因素造成:1)车辆车速的变化,特别是在起始阶段车速较低时,导致乘员舱的瞬时热负荷较高;2)不同温控策略对温度控制的优先级不同,策略 A 优先保证乘员舱的舒适性,随着乘员舱温度的升高,压缩机转速降低,制冷量随之减少。而策略 C 则优先控制电池温度,通过保持压缩机在高转速运行,确保充足的制冷量,从而快速调节电池温度。

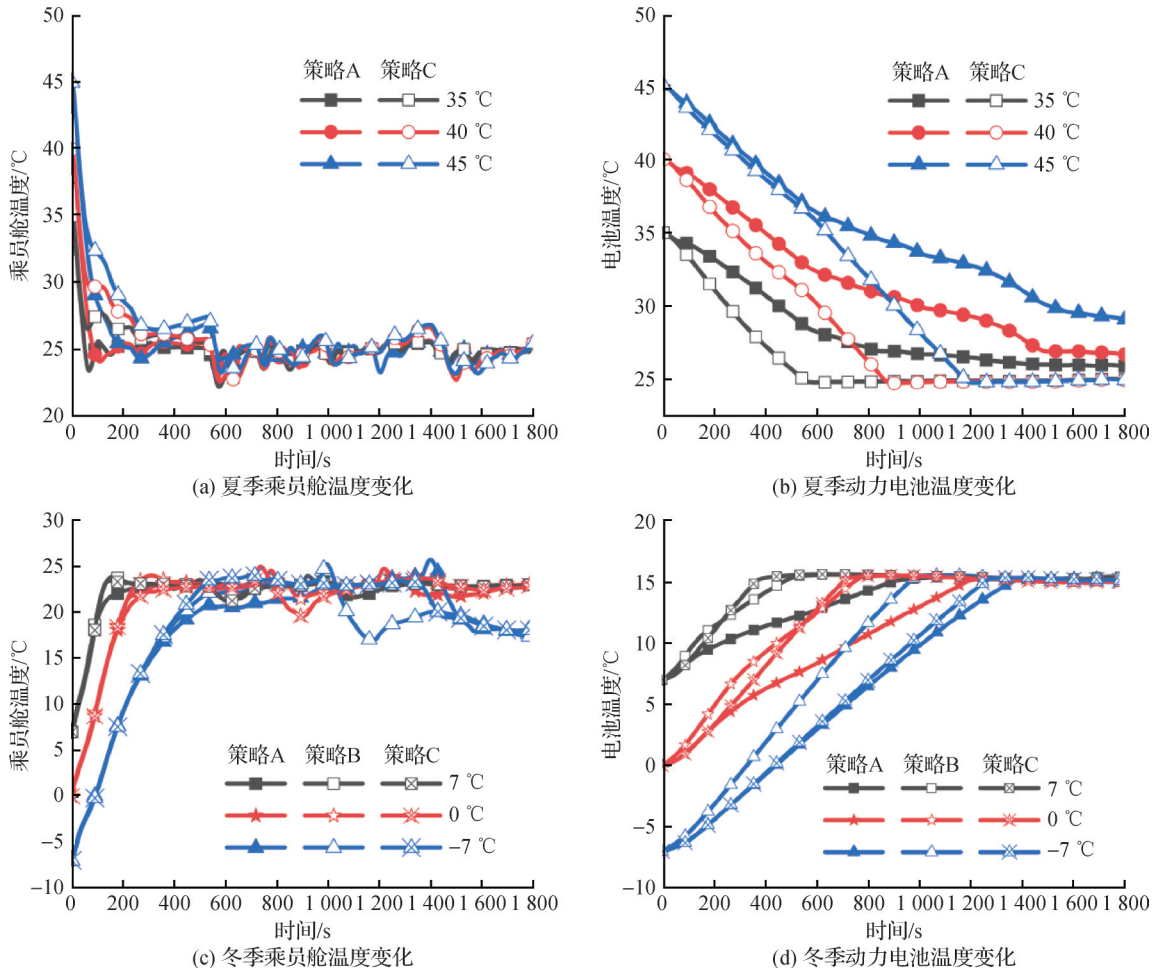


图 12 不同温控策略下乘员舱和动力电池热管理特性

Fig.12 Thermal management characteristics of cabin and battery under different temperature and control strategies

在冬季工况下,图 12(c)和(d)显示,策略 C 的温升速率最快。具体表现为:乘员舱方面,策略 C 比策略 A 快 251 s,约 44.3%;比策略 B 快 50.33 s,约 13.75%;电池方面,策略 C 比策略 A 快 366.33 s,约

32.04%;比策略 B 慢 49.67 s,约 6.83%。在相同环境温度下,不同温控策略对电池温升速率的影响显著。策略 A 的温升速率最慢,因为其主要关注乘员舱的温控,导致热泵的制热量减少。策略 B 在 7 °C 和 0 °C 时,

温升速率低于策略 C,但在 $-7^{\circ}\text{C}$ 时温升速率略高于策略 C,原因在于电池侧增加了 PTC 加热器,导致在低温环境下热泵性能下降。策略 C 的电池升温速率最快,因为该策略充分利用了热泵的制热能力,效率最高。

由图 12 可进一步看出,在 $-7^{\circ}\text{C}$ 的冬季极端工况下,由于车速的骤增导致瞬时热负荷显著上升,热泵系统因响应延迟未能及时补偿热量损失,从而引发乘员舱温度下降。乘员舱温度波动现象不仅与车速动态变化相关,更受到不同温控策略的直接影响。由图 12 可知,策略 A 在电池温度达标后缩减了电池支路阀门开度,提升了乘员舱制冷剂流量,从而破坏了温度场的稳定性;策略 B 则采用关闭 PTC 加热器并同步调整电池支路阀门开度的控制方式,在增加乘员舱制冷剂流量的同时加剧了温度波动;而策略 C 通过动态调节压缩机转速配合电池支路阀门开度调整,虽然实现了乘员舱温度的快速调控,但制冷剂流

量的剧烈变化仍会导致温度的小范围波动。

### 3.2 不同行驶工况下的性能表现

图 13 所示为策略 C 在不同行驶工况及环境温度下的热管理系统动态响应特性。由图 13 可知,策略 C 具备优异的工况适应性。尤其在高温条件下,电池降温速率呈现显著工况差异。在 $40^{\circ}\text{C}$ 和 $45^{\circ}\text{C}$ 环境温度下,CLTC-P 工况因乘员舱制冷负荷较高导致电池降温速率较慢,而 NEDC 与 UDSS 工况凭借初始车速较高的优势,使乘员舱负荷降低从而提升了电池冷量分配效率。在 $7^{\circ}\text{C}$ 和 $0^{\circ}\text{C}$ 温度下,3 种工况的乘员舱与电池温控响应趋于一致,验证了系统在常规低温条件下的鲁棒性。值得注意的是,当环境温度降至 $-7^{\circ}\text{C}$ 时,CLTC-P 工况因低速段占比高导致乘员舱温升速率最快(UDSS 最慢),不同工况的初始车速差异通过改变热量分配优先级,显著影响了电池温升曲线特征,揭示了极端低温环境下热管理系统能量分配与行驶工况的热耦合效应。

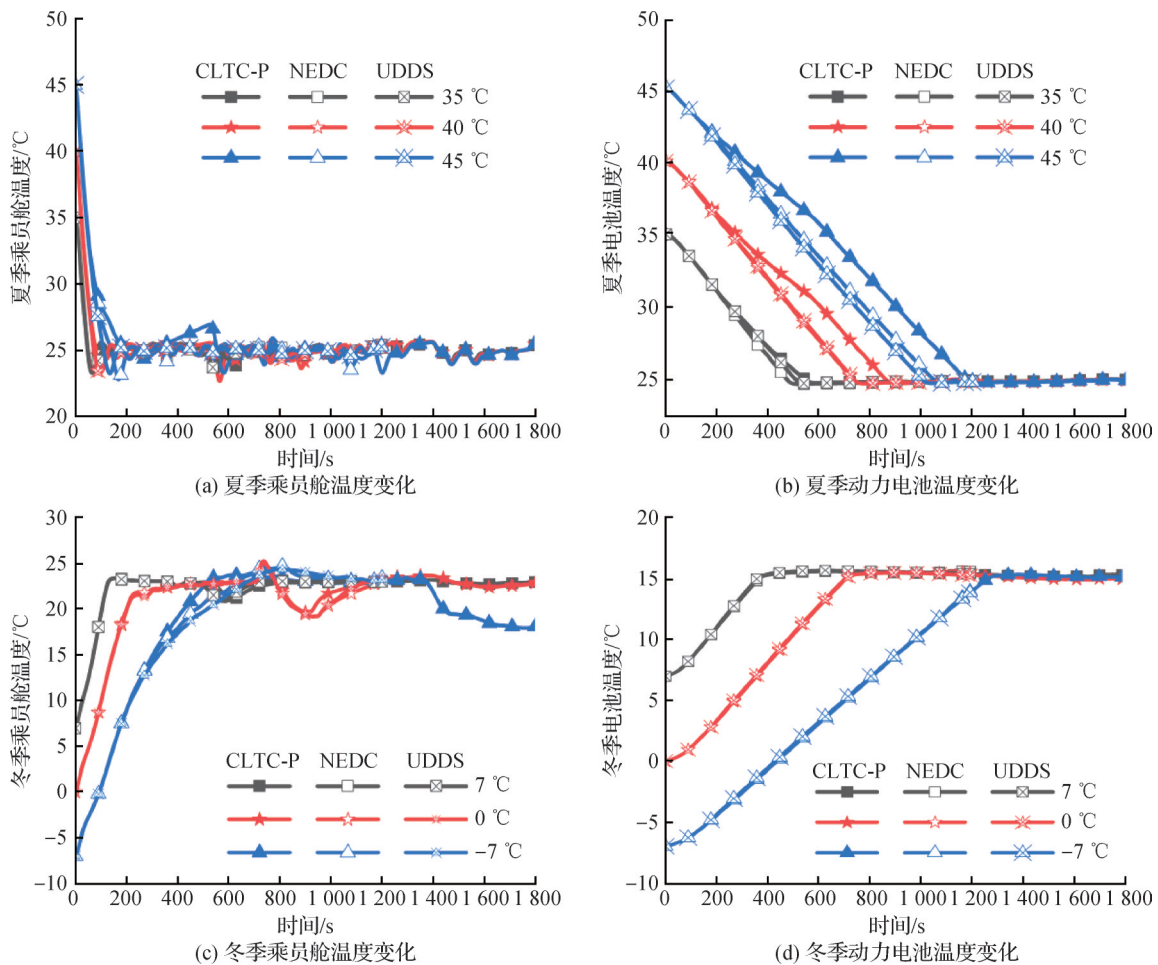


图 13 不同行驶工况下乘员舱和动力电池热管理特性

Fig.13 Thermal management characteristics of cabin and battery under various driving cycle

### 3.3 系统功耗

图 14 所示为不同季节和环境温度条件下,热管

理系统在多元控制策略及行驶工况中的能耗变化趋势。由图 14(a)可知,随着外界温度的升高,系统的

冷负荷增加,导致系统的运行功耗上升。在能耗对比分析中,策略 A 表现出较低的能耗,相较于策略 C,能耗平均降低 1.2%、1.9% 和 3.0%。虽然策略 A 在能耗方面占优,但在高温环境(如 40 °C 和 45 °C)下,策略 C 能更快速地将电池降温至目标温度。进一步分析图 14(b),可知在冬季冷启动阶段,系统的加热有助于电池冷衰减的恢复,在 0 °C 条件下,策略 C 的 SOC(荷电状态, state of charge)恢复效果最佳(最高可达 91.95%),紧随其后的是策略 A(91.47%)和策略 B(91.05%)。-7 °C 条件下,3 种策略下的电池 SOC 变化趋势较为相似,这是由于策略 A 和 C 下电池温升速率几乎一致,而策略 B 尽管电池温升较快,但由于 PTC 耗能严重,因此整体效能低于其他 2 种策略。随着环境温度进一步降低,系统需要消耗更多能量来应对增加的冷负荷。在 7 °C 条件下,策略 A 的剩余 SOC 最高,为 77.23%,策略 C 次之,而策略 B 最低(75.15%)。策略 A 在能耗方面最为经济,而策略 B 的能耗最大。其他温度条件下,也得到了相似的

结论。

图 14(c)和(d)所示为不同行驶工况下热管理系统功耗的变化趋势。随着环境温度的升高,所有工况下的系统功耗逐渐增大。在相同的环境温度下,CLTC-P 工况的功耗最高,这主要归因于其较长的运行时间和较低的平均车速,导致乘员舱内热损失更加显著,因此需要更多的能量来维持乘员舱温度的稳定。相比之下,NEDC 和 UDSS 工况的平均车速相近,导致二者的系统功耗表现相似,同时乘员舱的瞬时热负荷和电池的热功率也在这 2 种工况下接近。在初始的 1 200 s 内,3 种工况的系统功耗展现出较高的一致性,这与车速的差异有关,车速的不同影响了电池的热功率和乘员舱所需的瞬时加热负荷。在高车速工况下,较大的电池产热量与乘员舱的高瞬时热负荷相互平衡,从而使得 3 种工况在初期的系统功耗接近。以上结果表明,行驶工况的特性显著影响热管理系统的能耗,热管理系统的设计应考虑这些因素,以优化系统能效。

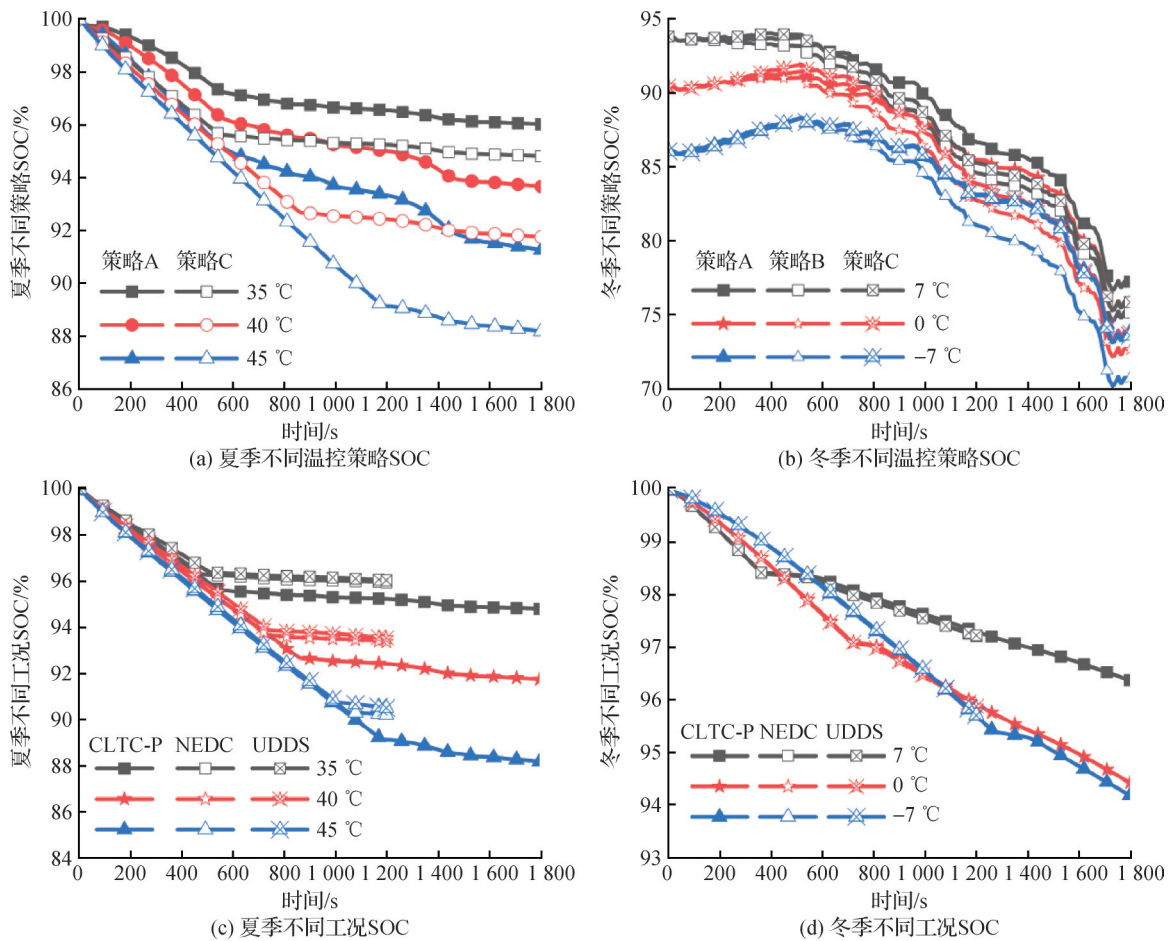


图 14 热管理系统 SOC 消耗

Fig.14 Thermal management system SOC consumption

图 15 所示为在不同环境温度下,3 种温控策略对系统单位能耗的影响。从对比结果可知,策略 B 下的单

位能耗较高,3 种环境温度下平均达到 50.23 W·h/km。这是由于该策略优先保证乘员舱温度,导致随着舱

内温度的升高,压缩机转速降低,制热效率下降。因此为了使电池达到目标温度,系统必须启动PTC对电池进行额外加热,这极大地增加了能耗,从而提高了单位能耗。而策略A则通过精确控制压缩机转速,使乘员舱温度达到目标温度,从而使单位能耗相对较低,但其限制了电池温升速率,影响了电池性能的快速恢复。策略C通过切换温控优先级,维持压缩机高转速运行,最大化制热能力,以满足电池温度需求。此举在确保电池得到适当加热的同时,也尽量减少了系统的能效损失。

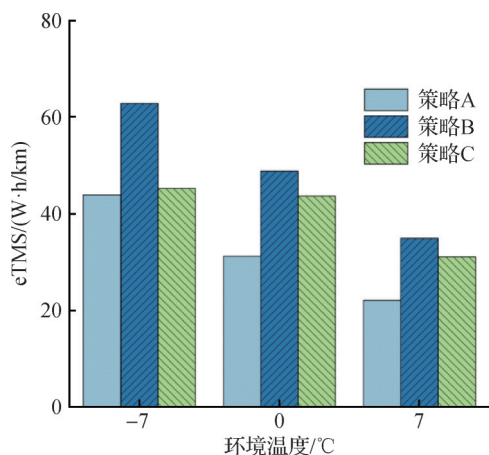


图15 不同温控策略下系统单位能耗

Fig.15 System specific energy consumption under different temperature control strategies

## 4 结论

针对电动汽车乘员舱与动力电池热管理需求差异,本文创新性地提出直冷式热管理架构与双对象温控策略,突破了传统单一目标控制的局限性。通过融合温控对象优先级切换机制与多工况优化,实现乘员舱舒适性与电池热安全的精准协同控制,为复杂环境下整车热管理系统的能效提升提供了新的理论支撑。得到结论如下:

1) 基于实验数据验证,所建立的直冷系统仿真模型展现出良好的精度。质量流量、功耗等关键参数相对误差分别为2.49%与3.18%。模型通过简化,在保证精度的同时提升了计算效率,为多目标控制策略的量化评估提供了良好的数据基础。

2) 双对象温控策略(策略C)通过动态切换温控对象优先级,实现极端温度下热管理系统的性能突破。夏季工况下,策略A无法实现电池降温目标,策略C乘员舱温度达标时间较策略A平均缩短79.8%。在-7°C的冬季极端工况下,电池温升速率提升32.04%,且SOC恢复率最高,最终SOC达91.95%,较

PTC辅助策略(策略B)提升0.9%。该优势主要是由于热泵制热效率的充分利用与压缩机转速的智能耦合控制,避免了PTC的高能耗缺陷。

3) 研究揭示了能耗与性能的优化平衡关系。策略C虽使系统平均能耗增加了1.2%~3.0%,但其电池温控时间平均缩短了42.8%,不仅有效降低了夏季工况下电池的热失控风险,同时缓解了低温续航衰减问题,进一步延缓了电池寿命衰减速率。为高低温交替频繁地区提供了兼具经济性与可靠性的解决方案。

本文受河南省科技发展计划项目(222102220033)和洛阳市科技发展计划项目(2302035A)资助。(The project was supported by Henan Province Science and Technology Development Plan Project (No. 222102220033) and Luoyang City Science and Technology Development Plan Project (No. 2302035A).)

## 参考文献

- [1] RAMESH BABU A, MINOVSKI B, SEBEN S. Thermal encapsulation of large battery packs for electric vehicles operating in cold climate[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 212: 118548.
- [2] LIU Benlong, SU Yingying, DENG Qiaoyang, et al. Reducing lithium-ion battery thermal runaway risk based on an integrated cooling strategy for electric vehicles [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 216: 124594.
- [3] YANG Yue, YANG Lijun, DU Xiaoze, et al. Pre-cooling of air by water spray evaporation to improve thermal performance of lithium battery pack [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 163: 114401.
- [4] AN Zhiguo, GAO Weilin, ZHANG Jiyao, et al. Bionic capillary/honeycomb hybrid lithium-ion battery thermal management system for electric vehicle [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 242: 122444.
- [5] E Shengxin, LIU Yuxian, CUI Yaxin, et al. Effects of composite cooling strategy including phase change material and cooling air on the heat dissipation performance improvement of lithium-ion power batteries pack in hot climate and its catastrophe evaluation [J]. Energy, 2023, 283: 129074.
- [6] GUO Zengjia, WANG Yang, ZHAO Siyuan, et al. Modeling and optimization of micro heat pipe cooling battery thermal management system via deep learning and multi-objective genetic algorithms [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 207: 124024.
- [7] GAO Yuan, GAO Qing, ZHANG Xuewen. Study on battery direct-cooling coupled with air conditioner novel

- system and control method[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 70: 108032.
- [8] CHEN Meng, LI Jingjing. Experimental study on heating performance of pure electric vehicle power battery under low temperature environment [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 172: 121191.
- [9] WANG Haitao, TAO Tao, XU Jun, et al. Thermal performance of a liquid-immersed battery thermal management system for lithium-ion pouch batteries [J]. *Journal of Energy Storage*, 2022, 46: 103835.
- [10] MIN Haitao, ZHANG Zhaopu, SUN Weiyi, et al. A thermal management system control strategy for electric vehicles under low-temperature driving conditions considering battery lifetime [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 181: 115944.
- [11] ZHOU Xun, CHEN Haoyuan, LIANG Kunfeng, et al. Winter performance analysis of multi-mode integrated thermal management system based on thermodynamics [J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, 53: 102726.
- [12] SHEN Ming, GAO Qing. System simulation on refrigerant-based battery thermal management technology for electric vehicles [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 203: 112176.
- [13] WANG Junbo, GAO Shuai, ZHU Jiahui, et al. Thermal performance analysis and burning questions of refrigerant direct cooling for electric vehicle battery [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 232: 121055.
- [14] ZHAO Lige, ZHOU Qi, WANG Zhe. A systematic review on modelling the thermal environment of vehicle cabins [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 257: 124142.
- [15] XIE Yi, ZHENG Jintao, HU Xiaosong, et al. An improved resistance-based thermal model for prismatic lithium-ion battery charging [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 180: 115794.
- [16] THOMAS K E, NEWMAN J. Heats of mixing and of entropy in porous insertion electrodes [J]. *Journal of Power Sources*, 2003, 119: 844-849.
- [17] HE Changxiang, YUE Qianli, WU Maochun, et al. A 3D electrochemical-thermal coupled model for electrochemical and thermal analysis of pouch-type lithium-ion batteries [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 181: 121855.
- [18] LIANG Kunfeng, ZHANG Yunpeng, WANG Wenbing, et al. Performance analysis and multi-objective optimization of refrigerant-based integrated thermal management system for electric vehicles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 244: 122707.
- [19] HAO Shengli, HAN Kai, WANG Yongzhen, et al. Vapor compression cycle-based integrated thermal management systems for electric vehicles: a critical review [J]. *Energy Conversion and Management*, 2024, 321: 119072.
- [20] LU Bowen, SHI Lingfeng, SUN Xiaocun, et al. Unlocking the multi-mode energy-saving potential of a novel integrated thermal management system for range-extended electric vehicle [J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 293: 117486.

#### 通信作者简介

梁坤峰,男,教授,河南科技大学车辆与交通工程学院,139492300093,E-mail:lkf@haust.edu.cn。研究方向:电动汽车热管理。

#### About the corresponding author

Liang Kunfeng, male, professor, College of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, 86-139492300093, E-mail: lkf@haust.edu.cn. Research fields: thermal management of electric vehicle.