

面向快充与动态工况的电动汽车直/液冷架构运行及热力学特性研究

陈彬^{1,2} 梁坤峰³ 宗硕¹ 陈浩远³ 殷翔¹ 曹锋¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 豫新汽车热管理科技有限公司, 453000, 河南新乡; 3. 河南科技大学车辆与交通工程学院, 471003, 河南洛阳)

摘要: 针对电动汽车大倍率快充与动态行驶工况对热管理系统传热与动态温控提出的更高要求, 对比研究了动力电池直冷与液冷架构的运行能效与热力学特性差异。首先, 搭建了具备多模式切换功能的集成热管理系统试验台架; 其次, 结合热力学第一、第二定律建立了系统运行与焓分析模型; 最后, 在中国轻型乘用车测试循环动态行驶与多倍率(0.5 C~3 C)快充工况下, 量化评估了两种系统的温控响应、能效表现及部件不可逆焓损失。研究结果表明: 在动态行驶工况下, 液冷架构凭借大热容具有更优的舱内舒适性及系统稳定性, 而直冷架构中后期性能系数稳定在2.5以上, 稳态能效更高; 在1 C及以上大倍率快充工况中, 直冷架构消除了二次传热热阻, 降温响应速度显著优于液冷架构, 但受制冷剂相变流态影响, 其电池模组最大稳态温差达7.8 °C, 局部均温性劣于液冷架构的4.7 °C; 直冷架构有效削减了换热不可逆损失, 其电池冷板焓效率达47%, 显著高于液冷回路中电池冷却器的29%, 且在长周期动态运行中, 直冷架构的瞬态总焓效率最高可达20%。该研究揭示了不同冷却架构在大负荷与动态工况下的热力学变化趋势, 为下一代电动汽车复合热管理系统的工程应用与优化提供了理论依据。

关键词: 电动汽车; 集成热管理; 直冷与液冷; 热力学特性

中图分类号: TB66 **文献标志码:** AA

文章编号: 0253-987X(XXXX)XX-0001-18

Study on Operation and Thermodynamic Characteristics of Electric Vehicle Direct/Liquid Cooling Systems for Fast Charging and Dynamic Driving Conditions

CHEN Bin^{1,2}, LIANG Kunfeng³, ZONG Shuo¹, CHEN Yuanhao³, YIN Xiang¹, CAO Feng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Yuxin Automobile Thermal Management Technology Co., Ltd., Xinxiang, Henan 453000, China;

3. College of Vehicle and Transport Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang, Henan 471003, China)

Abstract: To address the stringent demands of high-rate fast charging and dynamic driving conditions

收稿日期: 2026-03-27。

on heat transfer and dynamic temperature control in electric vehicle thermal management systems, this study comparatively investigates the operational energy efficiency and thermodynamic characteristics of direct cooling and liquid cooling architectures for power batteries. First, a test bench for an integrated thermal management system with multi-mode switching capabilities was developed. Second, a system operation and exergy analysis model was established based on the first and second laws of thermodynamics. Finally, under the dynamic driving conditions of the China light-duty vehicle test cycle-passenger and multi-rate (0.5C–3C) fast charging scenarios, the temperature control response, energy efficiency, and component irreversible exergy losses of the two systems were quantitatively evaluated. The results indicate that: Under dynamic driving conditions, the liquid cooling system exhibits superior cabin supply air comfort and system stability due to its large heat capacity. Conversely, the direct cooling system achieves higher steady-state energy efficiency, with its coefficient of performance stabilizing above 2.5 in the middle and late stages of operation. During high-rate fast charging at 1C and above, the direct cooling system eliminates secondary heat transfer resistance, resulting in a significantly faster cooling response than the liquid cooling system. However, affected by the refrigerant phase-change flow pattern, its maximum steady-state temperature difference within the battery module reaches 7.8 °C, indicating poorer local temperature uniformity compared to the 4.7 °C of the liquid cooling system. The direct cooling architecture effectively reduces irreversible heat transfer losses. Its battery cold plate exergy efficiency reaches 47%, which is significantly higher than the 29% of the battery chiller in the liquid cooling loop. Furthermore, during long-term dynamic operation, the maximum transient total exergy efficiency of the direct cooling system can reach 20.0%. This study reveals the thermodynamic evolution characteristics of different cooling architectures under heavy load and dynamic conditions, providing a theoretical basis for the engineering application and optimization of next-generation EV composite thermal management systems.

Keywords: electric vehicle; integrated thermal management; direct cooling and liquid cooling; thermodynamic property

在全球低碳转型背景下，纯电动汽车凭借清洁、高效等优势快速发展^[1]。随着长续航、高倍率快充及极端环境适应性需求的不断提高，整车热管理系统对乘员舱舒适性、电池安全性及整车能效的影响日益突出^[2-3]。为提升冷热源的利用效率，电动汽车热管理架构正由分散式向ITMS发展，通过仓内HVAC与电池热管理系统的协同控制，实现整车冷、热量的统筹分配^[4-5]。

然而，在CLTC-P动态行驶及大倍率快充等变负荷工况下，动力电池产热呈现明显的瞬态波动。尤其在快充过程中，短时间内产生的大量热负荷若不能及时耗散，将导致系统能效的下降，甚至引发电池温度超限^[6-7]。在ITMS架构下，优化冷却回路以应对瞬态热负荷并降低不可逆热力学损失，已成为当前的核心挑战^[8-9]。

目前，电池热管理主流冷却技术主

要包括液冷与直冷两种物理架构^[10]。液冷架构技术成熟,能够较好维持电池包温度的均匀性,但其制冷剂-冷却液-电池的二次传热路径增加了系统的热阻与热惯性,在高倍率快充等瞬态热负荷下易出现响应滞后^[11-13]。相比之下,直冷架构将制冷剂直接引入电池冷板,通过两相沸腾换热缩短传热路径,可降低传热热阻并提升快速冷却能力^[14-15]。

但在整车集成架构中,直冷架构与乘员舱制冷回路共用压缩机,易引起制冷剂流量分配不均、吸气压力波动及舱内温度稳定性下降等动态耦合问题^[16-18]。现有液冷与直冷架构对比研究仍存在两方面不足:一方面,多数研究基于稳态热负荷或纯数值仿真,难以反映动态行驶与快充交替工况下的瞬态传热特性^[19];另一方面,性能评价多集中于性能系数(COP)、温度均匀性等第一定律指标,难以揭示系统内部传热与流动过程中的不可逆损失^[20-21]。

因此,本文引入基于热力学第二定律的■分析模型^[22],通过量化压缩机、换热器及阀件等核心部件在动态工况下的不可逆损失,明确各传热环节的热力学缺陷^[23]。尤其在模式切换和瞬态热输入条件下,动态■分析能够客观评估直冷架构在消除二次传热路径后的实际热力学收益,从能量品质角度弥补现有稳态评价体系的不足^[24],并为整车热管理系统架构的优选与能量分配控制提供理论支撑^[25]。

基于此,本文搭建了兼容直冷与液

冷双架构的整车集成热管理实验台架,在CLTC-P动态行驶工况及0.5 C~3 C(倍率0.5 C、3 C分别表示电池以额定容量的电流充电,可分别在2 h、20 min内充满)快充工况下,对比分析两种冷却架构的温控性能、系统能效及动态耦合特性。同时,基于■分析模型量化系统关键部件的不可逆损失,从能量品质角度揭示两种架构的热力学差异,为电动汽车集成热管理系统的架构优选与优化控制提供实验依据和理论支撑。

1 实验系统与方法

1.1 多模式集成热管理系统实验台架系统描述

本研究搭建了一套多模式集成热管理实验台架。实验台架通过集成制冷剂回路、液冷回路与多个换热器,并结合大口径电子节流阀(BEXV)、电子节流阀(EXV)及电磁阀(SOV)等系统关键控制部件的协同调节,可实现直冷/液冷架构的灵活切换以及多种制冷、制热模式的调节。实验台架系统原理如图1所示。

系统由乘员舱热泵回路与电池冷却回路构成,主要部件包括电动涡旋压缩机、舱外换热器、HVAC模块、电池直冷板、电池液冷板、板式换热器(Chiller)以及各类阀件。热泵主回路采用充注R134a制冷剂的三换热器构型,液冷回路则采用质量分数为50%的乙二醇-水溶液作为冷却介质。实验过程中,台架可根据设定的整车运行工

况，通过控制阀件的开闭状态灵活切换运行模式，具体工作模式及阀件控制逻辑如表1所示。表中，除所列的开启阀件，其余阀件全闭。

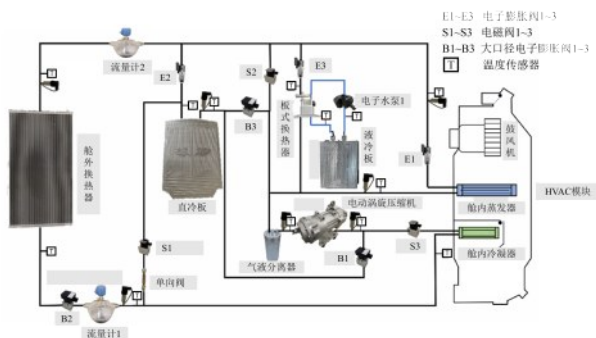


图1 多模式集成热管理系统实验平台原理图

Fig. 1 Schematic diagram of multi-mode integrated thermal management system experimental platform

表1 多模式集成热管理系统工作模式与阀件控制逻辑

Table 1 Operating modes and valve control logic of the multi-mode integrated thermal management system

工作模式	开启阀件	节流阀件	
单电池直冷	E2、B2、B3、S3	E2	
单电池液冷	E2、E3、B2、S3	E2	
乘员舱制冷及电池直冷	B2、B3、E1、E2	E1、E2	
乘员舱制冷及电池液冷	B2、E1、E3、S3	E1、E3	

系统采用排量为50 cm³、转速范围为1 000~6 000 r/min的电动涡旋压缩机；舱内HVAC与舱外换热器均采用微通道平行流结构，在降低系统整体体积的同时，可通过制冷剂流向的切换高效适应多变工况。在节流与控制方面，台架集成EXV与BEXV两类电子节流阀，二者均具备双向节流及全开、全断功能。其中，EXV作为主节流元件用于精准控温，BEXV则主要承担系统流量分配、压力调控及多模式切换功能。电

池冷板是本对比实验的核心测试部件，台架关键部件的具体技术规格如表2所示。

实验台架实时采集温度、压力、功率及质量流量等关键参数。共布置31个温度传感器、7个压力传感器、6个功率计和2个质量流量计，测量仪器及传感器技术规格如表3所示。

温度与压力传感器布置于主要部件进出口，用于获取系统内部热流传递状态；所有T型热电偶均经校准器校准。

压缩机等主要用电部件的功耗及模拟电池的发热功率均由功率分析仪测量;2个制冷剂质量流量计分别安装于舱外换热器的进、出口。所有数据由 Keysight

DAQ970A 数据采集仪连续记录,系统共配置 60 个采集通道,采样间隔为 2 s,以保证数据采集的实时性与准确性。

表2 实验平台关键部件技术规格

Table 2 Technical specifications of key components in the experimental platform

部件名称	技术规格
电动涡旋压缩机	排量为 50 cm ³ ; 转速为 1 500~6 000 r/min; 直流电压为 500V; 工质为 R134a
微通道平行流换热器	最大换热功率为 16.5 kW
HVAC	热泵型, 双微通道换热器; 制冷功率为 5 kW; 制热功率为 7 kW
电池冷板	直冷板: 外形尺寸为 1 220 mm×1 220 mm×5 mm; 单进双出; 66 微通道; 冲压式结构; 承压为 3.5 MPa 液冷板: 外形尺寸为 1 220 mm×1 220 mm×5 mm; 单进单出; 20 微通道
板式换热器	入口压力为 1.5 MPa; 入口过冷温度为 5 °C; 出口过热维度为 8 °C; 冷却液流量为 25 L·min ⁻¹ ; 换热量大于等于 10 kW
节流阀	EXV:双向节流; 最大流通直径为 1.8 mm; BEXV:双向节流; 最大流通直径为 15.5 mm;

表3 实验测量仪器及传感器技术规格

Table 3 Technical specifications of experimental measurement instruments and sensors

测量参数	仪器名称	型号	测量范围	测量精度
温度/°C	T型热电偶	OMEGA TT-T-30	-200 ~ 350	± 0.1
压力/MPa	压力变送器	Keller PA-21Y	0 ~ 3	± 0.05%满量程
制冷剂流量/(kg·h ⁻¹)	科里奥利质量流量计	Emerson CMFS015	0 ~ 200	± 0.1%读数
冷却液流量/(L·min ⁻¹)	电磁流量计	Keyence FD-Q	0 ~ 50	± 1.0%满量程
电压/V	功率分析仪	Yokogawa WT3000	0 ~ 1000	± 0.1%读数
电流/A	功率分析仪	Yokogawa WT3000	0 ~ 50	± 0.1%读数

在实验数据处理中,多数参数可由传感器直接采集,而制冷量、制热量和 COP 等参数需由实测数据计算获得。由于测量设备存在误差,实验结果需进行不确定度分析。各直接测量参数的相对不确定度 R 可按下式计算

$$R = \left| \frac{L_{\max} J}{S_{\text{Test}}} \right| \quad (1)$$

式中: $L_{\max}$ 为传感器的最大允许误差;

J 为仪表的校准系数; S_{Test} 为实验中该参数的测量值。

在实验测试中, T型热电偶的温度测量范围为 -200~350 °C, 精度为 ±0.1 °C, 最低测量温度为 -25 °C; 压力传感器精度为 ±0.05%, 测量范围为 0~3 MPa, 最低压力测量值为 0.1 MPa; 功率计输出电压为 0~10V, 供电直流电压为 24V, 精度为 0.2%。

将上述参数代入式(1),计算可得温度、压力和功率的直接测量相对不确定度分别为0.08%、1.5%和1.1%。

对于COP、换热量,需根据Moffat公式计算间接参数最大相对不确定度 u_y ,表达式为

$$Y=f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (2)$$

$$u_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial X_i} u_{X_i} \right)^2} \quad (3)$$

式中: Y 为间接测量参数; X_i 、 u_{X_i} ($i=1, 2, \dots, n$)为直接测量参数及其相对不确定度。计算得到系统换热量、COP的 Δu_y 分别为3.48%、5.06%。

1.2 系统运行与热力学特性评价模型

多模式热管理系统需同时满足乘员舱与动力电池的温控需求。为量化直冷与液冷架构在能量转换和热管理过程中的性能差异,本文采用热力学第一定律与第二定律定义评价指标。其中,第一定律指标主要用于评估系统的控温效果与COP。考虑到相较于直冷架构,液冷架构增加了载冷剂的二次换热回路,单一能量平衡难以反映中间传热温差和流动阻力造成的能量品质衰减,因而进一步引入■分析模型,量化两种架构传热过程中的不可逆损失。

1.2.1 系统运行性能评价模型

本研究采用模组间最大温差 $\Delta T_{\max}$ 来表征电池模组内部的温度均匀性,并将其作为评估直冷与液冷架构维持电池

组温度一致性能的基础判据,计算公式为

$$\Delta T_{\max} = T_{\max} - T_{\min} \quad (4)$$

式中: $T_{\max}$ 和 $T_{\min}$ 分别为同一时刻所有电池表面测点的最高、最低温度。

直冷架构中,制冷剂直接进入电池冷板蒸发换热,主要做功部件为压缩机,其性能系数 $C_{\text{COP,DRC}}$ 计算式为

$$C_{\text{COP,DRC}} = Q_c / W_{\text{comp}} \quad (5)$$

式中: Q_c 为制冷量; W_{comp} 为压缩机功耗。

液冷架构包含二次换热回路,除压缩机功耗外,还需计入冷却液在管路和冷板中流动所需的水泵功耗,其性能系数 $C_{\text{COP,LC}}$ 计算式为

$$C_{\text{COP,LC}} = Q_c / (W_{\text{comp}} + W_{\text{pump}}) \quad (6)$$

式中: W_{pump} 为水泵功耗。通过对比式(5)和式(6)可知,在相同负荷需求下,液冷架构附加的水泵功耗将不可避免地系统整体能量利用效率产生影响。

1.2.2 系统热力学特性评价模型

尽管COP可直观评价系统宏观能量转换效率,但难以反映跨温区传热过程中的能量品质衰减,也无法定位系统内部的不可逆损失。因此,本文引入基于热力学第二定律的■分析模型,以对比直冷与液冷架构的热力学完善度。对于系统中的制冷剂R134a和水-乙二醇水溶液,不考虑动能与势能的变化,其单位质量的物理■ e_x 表达式为

$$e_x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

式中: h 、 s 分别为工质当前状态的比焓、比熵; h_0 、 s_0 分别为环境状态下的比焓、比熵; T_0 为环境基准温度。

基于稳态流动假设, 本文将系统划分为多个控制体, 建立各关键部件的不可逆 ■ 损模型。压缩机 ■ 损 $E_{D, comp}$ 主要来源于实际压缩过程中的机械摩擦与不可逆传热, 表达式为

$$E_{D, comp} = \dot{W}_{elec} - \dot{m}_{ref}(e_{x, out} - e_{x, in}) \quad (8)$$

式中: $\dot{W}_{elec}$ 为实测电功耗; $\dot{m}_{ref}$ 为制冷剂质量流量; $e_{x, in}$ 、 $e_{x, out}$ 为部件进、出口比 ■ 。

舱内换热器 ■ 损 $E_{D, HVAC}$ 主要由制冷剂在 HVAC 蒸发器内吸收舱内空气热量时的传热温差引起, 表达式为

$$E_{D, HVAC} = \dot{m}_{ref, HVAC}(e_{x, in} - e_{x, out}) - \dot{Q}_{cabin} \left(\frac{T_0}{T_{cabin}} - 1 \right) \quad (9)$$

式中: $\dot{m}_{ref, HVAC}$ 为进入乘员舱换热器的制冷剂质量流量; $\dot{Q}_{cabin}$ 为乘员舱制冷量; T_{cabin} 为车内平均温度。

舱外换热器 ■ 损 $E_{D, OHX}$ 包括制冷剂 ■ 降及冷凝风扇功耗, 表达式为

$$E_{D, OHX} = \dot{m}_{ref}(e_{x, in} - e_{x, out}) + \dot{W}_{fan} \quad (10)$$

式中: $\dot{W}_{fan}$ 为舱外换热器风扇的功耗。

节流阀 ■ 损 $E_{D, exv}$ 由绝热等熵膨胀过程中的压降引起, 表达式为

$$E_{D, exv} = \dot{m}_{ref}(e_{x, in} - e_{x, out}) = \dot{m}_{ref} T_0 (s_{out} - s_{in}) \quad (11)$$

式中: s_{out} 、 s_{in} 分别为节流阀出口、入口的比熵。

气液分离器 ■ 损 $E_{D, acc}$ 主要考虑流阻压降及不同状态流体混合产生的熵产, 表达式为

$$E_{D, acc} = \dot{m}_{ref}(e_{x, in} - e_{x, out}) \quad (12)$$

由于直冷与液冷架构传热路径不同, 电池冷却侧 ■ 损模型需分别建立。直冷架构中, 制冷剂直接进入电池冷板蒸发吸热, 其不可逆损失主要来自制冷剂与电池间的传热温差, ■ 损 $E_{D, DRC, plate}$ 的计算式为

$$E_{D, DRC, plate} = \dot{m}_{ref, bat}(e_{x, in} - e_{x, out}) - \dot{Q}_{bat} \left(\frac{T_0}{T_{bat}} - 1 \right) \quad (13)$$

式中: $\dot{Q}_{bat}$ 为电池侧制冷量; T_{bat} 为电池平均温度; $\dot{m}_{ref, bat}$ 为电池侧的制冷剂质量流量。

液冷架构包含电池 Chiller 与冷板组成的二次换热回路, 需同时考虑两级传热温差 ■ 损及载冷剂循环泵功, 其综合 ■ 损计算式为

$$E_{D, chiller} = \dot{m}_{ref, bat}(e_{x, in} - e_{x, out}) + \dot{m}_{cool}(e_{x, cool, in} - e_{x, cool, out}) \quad (14)$$

$$E_{D, plate} = \dot{m}_{cool}(e_{x, cool, in} - e_{x, cool, out}) - \dot{Q}_{bat} \left(\frac{T_0}{T_{bat}} - 1 \right) \quad (15)$$

式中: $E_{D, chiller}$ 、 $E_{D, plate}$ 分别为 Chiller 和液冷板的 ■ 损; $\dot{m}_{cool}$ 为冷却液质量流量; $e_{x, cool, in}$ 、 $e_{x, cool, out}$ 分别为液冷板进出口冷却液的比 ■ 。

为了评估集成热管理系统在车辆实际运行工况下的热力学完善度, 定义了

系统总效率指标 $\eta_{\text{ex, sys}}$ 指标中的产品包含乘员舱侧和电池侧两部分, 其计算式为

$$\eta_{\text{ex, sys}} = \frac{\dot{Q}_{\text{bat}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{bat}}} \right) + \dot{Q}_{\text{cabin}} \left(\frac{T_0}{T_{\text{cabin}}} - 1 \right)}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{W}_{\text{pump}}} \quad (16)$$

式中, 当系统仅进行电池冷却时, $\dot{Q}_{\text{cabin}} = 0$ 。

1.3 实验测试工况设计

为了探究直冷与液冷架构在实际运行中的热力学性能差异, 本研究在环境舱中开展了变工况热管理台架实验。实验环境条件参考新能源汽车夏季运行工况^[26], 及EV-TEST—2021《电动汽车测评管理规则》测试标准。所有测试均在环境舱中进行, 环境温度设定为35℃, 用于对比高温工况下两种系统架构的性

能差异。负荷模拟包括乘员舱侧与电池侧两部分。乘员舱侧采用正温度系数电加热器模拟人体发热及外界漏热, 等效为功率为3 kW的固定热负荷。电池侧以额定容量为150 A·h、标称电压为355 V的方形磷酸铁锂电池包为对象, 整包由95个电芯串联组成, 尺寸为1 250 mm×1 250 mm×110 mm。发热量为整包总产热功率, 基于Bernardi电池生热模型计算不同工况下的产热曲线, 并驱动模拟热源系统。

测试工况包括0.5 C、0.8 C、1 C和3 C恒流快充工况, 以及CLTC-P动态行驶工况。电池产热采用动态变加热方案模拟, 以硅橡胶加热板作为模拟热源, 可编程逻辑控制器根据预设瞬态热负荷曲线控制可控硅调压模块自动调节输出功率, 以复现实车运行中的电池发热特性, 模拟热源系统如图2所示。



(a) 硅橡胶加热板



(b) 可控硅调压模块

图2 动力电池模拟热源系统

Fig. 2 Simulated heat source system for power battery

实验测试工况与边界条件设定详见表4。除表4所列工况外, CLTC-P动态行驶工况环境温度为35℃; 负载电流随工况变化; 持续时间为1 800 s; 温度控制方式为协同控制。

实验在冷板与电池模拟热源接触面布置T型热电偶, 用于获取冷板表面温度分布。为保证对比的公平性, 直冷板与液冷板外形尺寸保持一致, 测点均位于冷板与模拟电芯的接触面, 并避开流

道边缘和焊缝区。直冷板布置 20 个测温点,沿制冷剂流动方向覆盖入口区、两相换热区和出口区,并设置横向与纵向测点,以反映两相流动过程中的干度变化。液冷板布置 12 个测温点,沿冷

却液流动方向覆盖入口、中段和出口区域,以反映单相流体沿程的温升特征。两种冷板测点均覆盖换热核心区与边缘区,以保证温度均匀性对比的准确性。

表 4 实验测试工况与边界条件设定

Table 4 Experimental test conditions and boundary parameter settings

测试工况	环境温度/℃	负载电流/A	持续时间/s	控制目标温度/℃
0.5 C	35	75	7 200	<35
0.8 C	35	120	4 500	<35
1 C	35	150	3 600	<35
3 C	35	372	1 200	<45

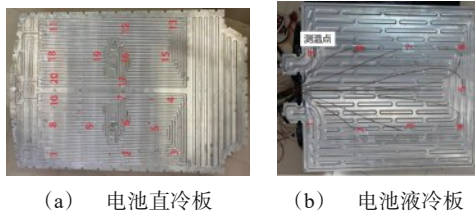


图 3 电池冷板测温点的分布

Fig. 3 Temperature measurement points distribution on battery cooling plate

2 结果与讨论

2.1 直、液冷架构最佳制冷剂充注量

为了确定双蒸发器热管理系统在直冷与液冷架构下的基准工况点,本实验在 550g 至 950g 的充注量区间内开展了测试,重点考察不同充注水平下系统性能的变化。相关测试结果如图 4 所示。

实验结果表明,随制冷剂充注量的增加,直冷与液冷架构的 COP 均呈先

升高后下降的趋势,而压缩机吸气过热度持续降低。直冷架构下,充注量由 550 g 增至 750 g 时, COP 由 1.93 升至 2.95;当充注量继续增至 850 g 时, COP 仅小幅升至 3.03,但过热度降至 3.38℃,存在湿压缩风险。液冷架构下, COP 变化相对平缓,峰值位于充注量为 750~800 g 的区间;当充注量为 800 g 时,过热度降至 3.56℃,同样存在液击隐患。

综合系统效率、运行安全与对比公平性,本文统一选取 750 g 作为两种架构的基准充注量。此时直冷与液冷架构的 COP 分别为 2.95 和 2.71,吸气过热度分别为 6.00℃和 5.15℃,均处于安全高效区间。相比液冷架构,直冷架构对充注量变化更敏感,欠充注区间内 COP 下降 34.6%,主要源于直冷板微通道容积较小,易出现局部干涸并降低有效两相换热面积。

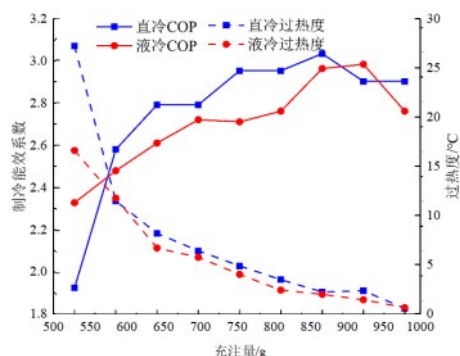


图4 制冷剂充注量对系统能效与吸气过热度的影响

Fig. 4 Effect of refrigerant charge on system energy efficiency and suction superheat

2.2 动态行驶工况下直、液冷架构瞬态响应特性

图5(a)为电池系统的发热量随车速及加、减速工况呈现同步的波动特征。在城市与郊区工况段，车速较低且启停相对平缓，电池发热量维持在较低水平；进入高速工况段后，随着车速的提升及加减速之间切换的增加，电池发热量出现高频波动，并在循环末段达到最高峰值，约为1 600 W。故车辆实际行驶过程中快速变化的负荷条件对热管理系统的响应延迟与温控能力均提出较高要求。

图5(b)对比了直冷与液冷架构下的温控效果。初始时，电池温度为35℃，乘员舱温度为40℃。随着工况的推进，两种架构均能有效控制目标温度。乘员舱降温方面，液冷架构初期降温更快，降至30℃约需100 s，而直冷架构约需280 s，随后两者均稳定在24~26℃。

电池温控方面，直冷架构表现出更快的响应。电池温度降至32℃时，直冷架构约需850 s，液冷架构约需1 100 s；至1 800 s测试结束时，直冷与液冷架构下，电池温度分别降至约29.5℃和30.2℃。这是由于直冷架构中，制冷剂直接在冷板内蒸发吸热，减少了二次传热热阻；而液冷架构以冷却液为中间介质，管路和液体热惯性较大，导致降温过程相对平缓。

2.3 不同快充倍率下系统温控特性与冷却能力分析

相比行驶工况，高倍率快充会使电池产热快速增加，并形成持续高热流密度，对热管理系统提出更高要求。因此，本节进一步对比了直冷与液冷架构在不同快充倍率下的电池温控特性。图6展示了0.5 C、0.8 C和1 C充电倍率下，电池在直冷与液冷架构中的温度变化。实验过程包括前期自然温升阶段和热管理介入后的主动温控阶段。

测试结果表明，在自然温升阶段，随充电倍率由0.5 C升至1 C，电池产热显著增加，主动温控触发时间由3 600 s缩短至900 s。温控系统介入后，直冷架构在各倍率下的降温速率均高于液冷架构，表现出更快的温控响应。这是因为直冷架构减少了中间换热环节，制冷剂直接在冷板内两相沸腾吸热，降低了二次传热热阻和介质热惯性。以1 C工况为例，直冷稳定温度约为33℃，低于液冷架构的34℃，说明其在温控响

应和稳定温度方面更具优势。

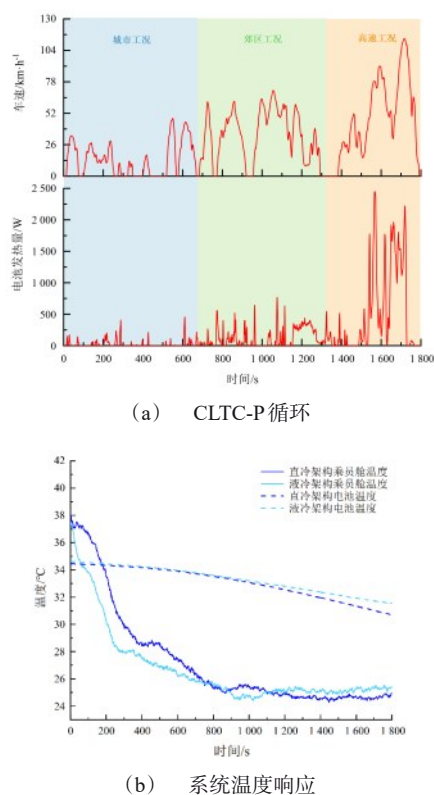


图5 CLTC-P 工况下车辆运行特性及直、液冷热管理系统温度响应

Fig. 5 Vehicle operating characteristics and temperature responses of the direct/liquid cooling thermal management systems under the CLTC-P cycle

但直冷架构的两相沸腾换热机制也可能影响电池包局部均温性。因此,图7进一步对比了0.5 C至1 C充电倍率下,两种架构的模组表面最大温差变化。由图可知,主动温控阶段两种架构的最大温差均随充电倍率的升高而增大,但直冷架构均温性下降更明显。以1 C快充为例,液冷架构依靠较大的冷

却液流量和较均匀的单相显热换热,稳态平均温差约为 4.7°C ;而直冷架构启动初期存在温差波动,伪稳态后平均温差约为 7.8°C 。其原因在于,直冷板内制冷剂沿程吸热相变,干度逐渐升高,导致流型演变和换热系数的分布不均;高热负荷下流道中后段还可能出现局部干涸,进一步增大冷板首尾的温差。

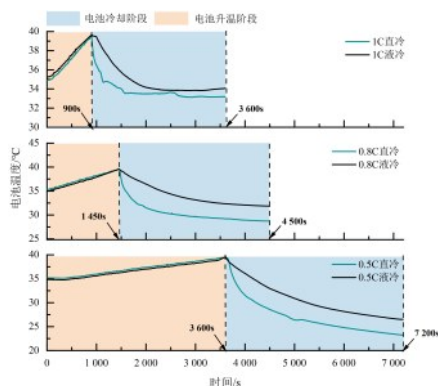


图6 不同充电倍率下直冷与液冷架构电池温升特性对比

Fig. 6 Comparison of temperature rise characteristics of batteries under direct and liquid cooling modes at different charging rates

除局部均温性外,制冷剂在流道内的气液相变也会影响系统流动特性。图8对比了在1 C快充工况、 35°C 环境温度下,直冷电池冷板与液冷架构Chiller蒸发侧的动态压降变化。

由图8可知,温控系统启动初期,受冷板内气液两相流型快速建立与变化的影响,直冷架构压降出现一定脉动。稳定运行后,直冷板平均压降约为157 kPa,明显高于液冷架构中Chiller蒸发

侧。直冷架构流动阻力较大的原因在于：其冷板流道较长且分支复杂，制冷剂沿程吸热沸腾后干度升高、比容增大，使摩擦压降与加速压降同步增加；而液冷架构中的 Chiller 多为紧凑型板式换热器，制冷剂侧流路路径较短，因此压降较低。

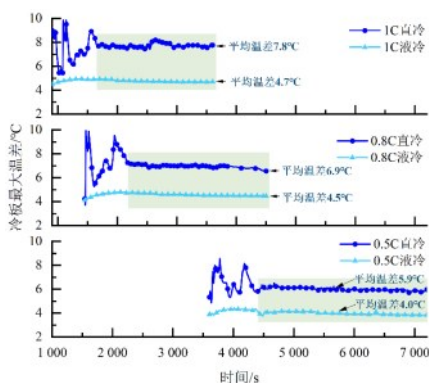


图7 不同充电倍率下直、液冷架构模组最大温差的演变

Fig. 7 Evolution of maximum temperature difference of the module under different charging rates for direct and liquid cooling systems

图9对比了0.5 C~1 C充电倍率下，直冷架构与液冷架构 Chiller 蒸发侧过热度的瞬态响应。结果表明，液冷架构过热度控制较平稳，1 C、0.8 C 和 0.5 C 倍率下稳态平均过热度分别为 7.8 °C、7.7 °C 和 8.8 °C。

相比之下，直冷架构启动初期波动更明显，在 1 C 和 0.8 C 高热负荷下，稳态平均过热度分别达到 11.8 °C 和 11.0 °C，高于液冷架构。液冷架构中的冷却液具有较大热容，可缓冲电池端热

负荷波动，使 Chiller 侧电子节流阀调节更稳定；而直冷架构中制冷剂直接承受电池瞬态产热，冷板内沸腾相变及较长管路的延迟会增强反馈调节迟滞，导致过热度超调和稳态偏差。因此，直冷架构虽缩短了传热路径，但对节流阀控制逻辑与响应精度提出了更高要求。

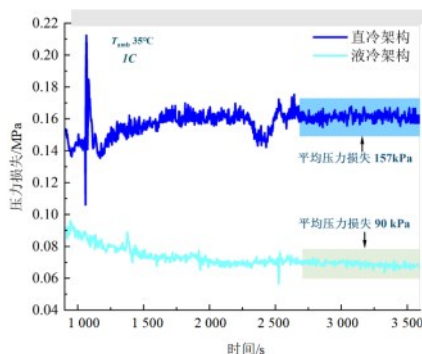


图8 1C工况下直冷板与Chiller蒸发侧动态压降特性对比

Fig. 8 Comparison of dynamic pressure drop characteristics between direct cooling plate and Chiller evaporation side under 1C condition

图10对比了3 C快充工况下，直冷与液冷架构的制冷量、压缩机功耗及COP变化。由图10(a)可知，在3C高热负荷下，直冷架构压缩机功耗略高于液冷架构，但其制冷量在启动初期短暂调整后持续上升，并在中后期明显高于液冷架构。这是因为直冷架构取消了中间冷却液回路，制冷剂直接在电池冷板内蒸发吸热，减少了Chiller和液冷管路带来的额外热阻与传热温差损失。

图10(b)进一步表明，由于直冷架构制冷量增幅超过压缩机功耗的增加，

其COP在大部分运行周期内高于液冷架构,后期可接近2.8;而液冷架构受冷却液热惯性和二次换热损失影响,COP主要维持在1.8~2.1。直冷架构虽在均温性和两相流控制方面存在不足,但在3 C快充等高热负荷场景下具有更高的传热效率和系统能效。

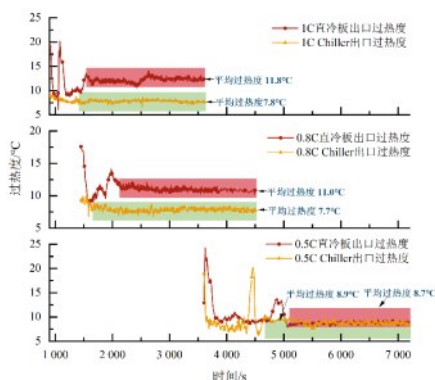
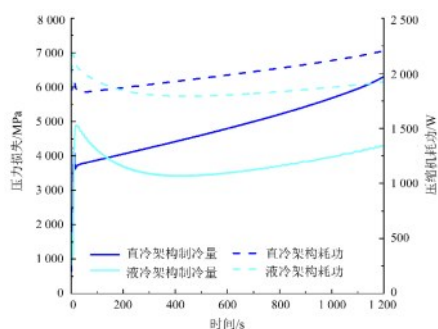


图9 不同充电倍率下直、液冷架构过热度瞬态响应与变化规律

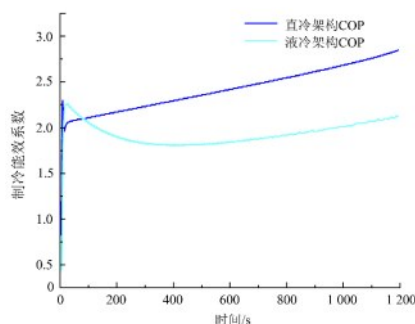
Fig. 9 Transient response and variation trends of superheat for direct and liquid cooling systems under different charging rates

2.4 复杂工况下的系统部件 ■ 损与 ■ 效率分析

直冷架构在3 C快充等高热负荷工况下具有能效优势,但系统COP难以揭示内部传热与流动过程中的不可逆损失。基于热力学分析模型,进一步计算直冷与液冷架构的部件级 ■ 损与 ■ 效率,对比核心部件的热力学损失分布,为系统架构优化提供依据。图11给出了运行周期内,直冷和液冷架构各核心部件的平均 ■ 损。



(a) 制冷量与压缩机功耗



(b) COP

图10 3C快充工况下直冷与液冷架构制冷性能与能效变化规律

Fig. 10 Variation trends of cooling performance and energy efficiency for direct and liquid cooling systems under 3C fast charging conditions

由图11可知,压缩机是两类系统中 ■ 损最大的。相比液冷架构,直冷架构压缩机平均 ■ 损有所降低,这与其传热路径缩短及蒸发压力改善有关。直冷电池冷板的 ■ 损明显低于液冷架构中的电池Chiller,说明取消二次换热回路可有效降低传热不可逆损失。

同时,由于制冷剂流量及压力匹配状态的改变,直冷架构舱外换热器和舱内蒸发器 ■ 损均高于液冷架构。节流环

节的■损仅次于压缩机,其中直冷架构略低于液冷架构。总体来看,直冷架构改变了系统传热与节流条件,使各部件■损分布相较液冷架构发生变化。基于部件级■损结果,图12进一步对比了3C快充工况下两种系统的总■损及其分布特征。

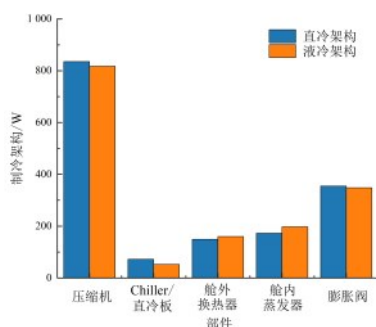


图11 直冷和液冷架构下部件级不可逆■损分布对比

Fig. 11 Comparison of mean exergy destruction of system components under direct and liquid cooling architectures

由图12可知,直冷架构总■损为2.26 kW,高于液冷架构的1.99 kW,这主要与3C快充下直冷架构实际换热量的增加有关。两种架构下蒸发侧与压缩机均为不可逆损失的主要来源。相比液冷架构,直冷架构冷凝器■损由0.23 kW增至0.39 kW,而节流阀■损由0.25 kW降至0.12 kW,直冷架构改变了制冷剂蒸发与冷凝压力边界,降低了节流损失,但因排热负荷的增加而提高了冷凝侧的不可逆损失。

图13进一步表明,直冷架构整体■效率约为15%,高于液冷架构的

10%。其中,直冷电池冷板■效率约为47%,显著高于液冷电池冷却器的29%,这主要得益于二次冷却液循环的取消和传热温差的降低。压缩机方面,直冷与液冷架构■效率分别约为61%和60%,差异较小;乘员舱蒸发器方面,直冷架构■效率约为14%,低于液冷架构的17%。

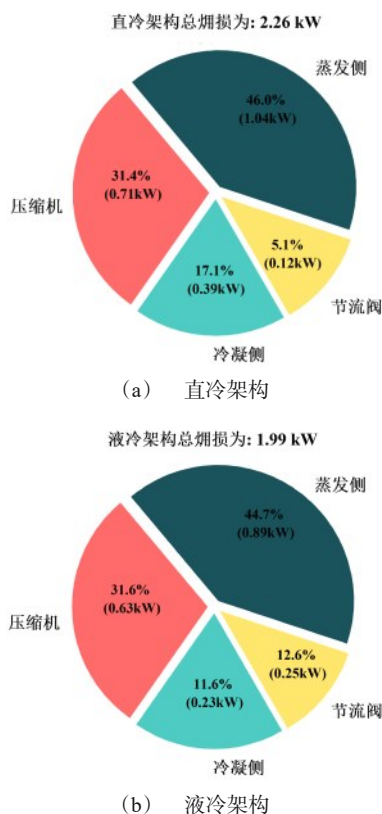


图12 3C快充工况下系统■损分布对比

Fig. 12 Comparison of exergy destruction distribution of systems under 3C fast charging conditions: (a) Direct cooling system; (b) Liquid cooling system

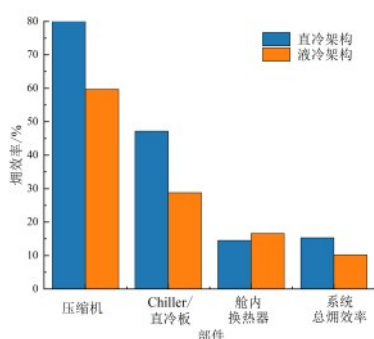


图 13 常规工况下关键部件与系统整体效率对比

Fig. 13 Comparison of exergy efficiency of key components and the overall system under conventional conditions

基于常规工况的静态效率特征,图 14 进一步给出了 CLTC-P 工况下 0~1 800 s 运行周期内,直冷与液冷架构整体效率的瞬态变化规律。

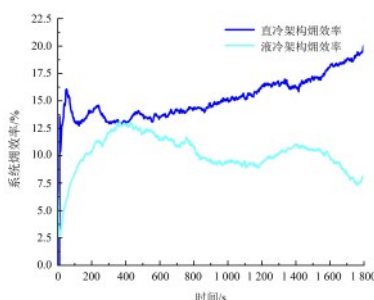


图 14 系统瞬态效率的动态演变

Fig. 14 Variation of system transient exergy efficiency under two thermal management architectures

由图 14 可知,系统启动初期,两种架构的效率均快速上升。随后,直冷架构的效率在波动中整体升高,并在 1 800 s 时达到约 20%;而液冷架构

在约 400 s 时达到峰值 13% 后逐渐下降,周期末回落至约 8%。由于液冷架构中冷却液热惯性较大,且存在中间换热环节引入的附加热阻,使得运行过程中传热温差逐步扩大,并进一步加剧了系统不可逆损失的累积。因此在运行中后期,直冷架构瞬态效率始终高于液冷架构。直冷架构依托制冷剂在电池冷板内的直接蒸发换热,因而能够更及时地响应瞬态热负荷变化,并在长周期运行过程中保持更高的热力学完善度。

3 结论

本文针对纯电动汽车在高频动态行驶与大倍率快充工况下的热管理需求,搭建了多模式集成热管理实验台架。基于热力学第一、第二定律,系统对比了直冷与液冷架构的动态运行特征及热力学完善度,得到以下主要结论。

(1) 液冷架构依靠冷却液的大热容,可有效缓冲瞬态负荷冲击,吸气压力、过热度等参数波动较小,乘员舱初期降温及出风温度稳定性更优。直冷架构电池温控响应更快、终温更低:降至 32℃ 仅需 850s,终温 29.5℃;液冷架构分别为 1100 s、30.2℃,控温效果更优。

(2) 随着充电倍率的提高,直冷架构通过消除二次传热热阻,使温降响应速度和系统制冷量均优于液冷架构。但受制冷剂沿程干度变化和流型演变影响,直冷架构在 1 C 工况下稳态最大温差达 7.8℃,高于液冷架构的 4.7℃,

同时两相流动阻力更大,对冷板均流设计和压比控制提出了更高要求。

(3) 取消二次换热回路后,直冷板■效率约为47%,高于液冷Chiller的29%。在CLTC-P长周期运行中,直冷架构瞬态总■效率最终升至约20%,而液冷架构受热量累积和传热温差扩大影响,周期末回落至约8%,这说明直冷架构在长周期高负荷工况下具有更好的热力学完善度。

(4) 对于具备高压快充和持续大倍率放电需求的车型,直冷架构有利于提升散热能力,但需解决相变均流分配和动态压力控制问题;对于更重视综合续航、座舱热舒适性和系统可靠性的乘用车,液冷架构更具适用性。未来可进一步探索融合直冷高效潜热换热与液冷大热容缓冲优势的复合热管理架构。

参考文献

- [1] FEKRI Y, Heyhat M M, Salehzadeh F J, et al. A review of thermal management systems for extreme fast charging Li-ion batteries[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025: 127870.
- [2] LIU S, ZHANG G, WANG C Y. Challenges and innovations of lithium-ion battery thermal management under extreme conditions: a review[J]. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 145(8): 080801.
- [3] ZENG Y, Chalise D, Lubner S D, et al. A review of thermal physics and management inside lithium-ion batteries for high energy density and fast charging[J]. *Energy Storage Materials*, 2021, 41: 264-288.
- [4] SHEN W, WANG N, ZHANG J, et al. Heat generation and degradation mechanism of lithium-ion batteries during high-temperature aging[J]. *ACS Omega*, 2022, 7(49): 44733-44742.
- [5] FENG X, REN D, HE X, et al. Mitigating thermal runaway of lithium-ion batteries [J]. *Joule*, 2020, 4(4): 743-770.
- [6] LIN X, KHOSRAVINIA K, HU X, et al. Lithium plating mechanism, detection, and mitigation in lithium-ion batteries[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2021, 87: 100953.
- [7] 朱喜娇,马肖娜,严华夏,等.动态工况下电动汽车直冷电池热管理系统均温性改善[J/OL]. *过程工程学报*, 2-10[2026-03-23]. <https://link.cnki.net/urlid/11.4541.TQ.20251028.0948.004>. ZHU Xijiao, MA Xiaona, YAN Huaxia, et al. Improvement of Temperature Uniformity of Direct Cooling Battery Thermal Management System for Electric Vehicles Under Dynamic Driving Conditions [J/OL]. *The Chinese Journal of Process Engineering*, 2025: 2-10.
- [8] THAKUR A K, SATHYAMURTHY R, VELRAJ R, et al. A state-of-the art review on advancing battery thermal management systems for fast-charging[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 226: 120303.
- [9] 王家锋,徐象国.电池直冷热管理系统的动态建模及模型预测控制研究[J]. *制冷学报*, 2025, 46(06): 23-33. WANG Jiafeng, XU Xiangguo. Research on Dynamic Modeling and Model Predictive Control of Battery Direct Cooling Thermal Management System [J]. *Chinese Journal of Refrigeration*, 2025, 46 (06): 23-33.

- [10] KALAF O, SOLYALI D, ASMAEL M, et al. Experimental and simulation study of liquid coolant battery thermal management system for electric vehicles: a review [J]. *International Journal of Energy Research*, 2021, 45(5): 6495-6517.
- [11] 朱喜娇,严华夏.液冷电池热管理系统强化传热研究进展[J].*制冷与空调*,2025,25(10): 71-78. DOI: 10.20245/j. issn. 1009-8402.2025.10.012.
ZHU Xijiao, YAN Huaxia. Research Progress on Heat Transfer Enhancement of Liquid Cooling Battery Thermal Management System [J]. *Refrigeration and Air Conditioning*, 2025, 25 (10): 71-78. DOI: 10.20245/j.issn.1009-8402.2025.10.012.
- [12] Mu Y, Gao K, Luo P, et al. Research on bionic fish scale channel for optimizing thermal performance of liquid cooling battery thermal management system[J]. *Batteries*, 2023, 9(2): 134.
- [13] 王世星,徐至江,汪昊,等.电动汽车BMS和DC-DC变换器的EMI协同分析[J/OL]. *电子科技*,1-10[2026-03-23].<https://doi.org/10.16180/j.cnki.issn1007-7820.2026.11.003>.
WANG Shixing, XU Zhijiang, WANG Hao, et al. Cooperative EMI Analysis of BMS and DC-DC Converter for Electric Vehicles[J/OL]. *Electronic Science and Technology*, 1-10[2026-03-23]. <https://doi.org/10.16180/j.cnki.issn1007-7820.2026.11.003>.
- [14] 王天英,李建龙,龚智方,等.电动汽车低温工况下余热回收节能潜力分析[J/OL].*制冷学报*,1-10[2026-03-23].<https://link.cnki.net/urlid/11.2182.TB.20250523.1143.002>.
WANG Tianying, LI Jianlong, GONG Zhifang, et al. Analysis on Energy-Saving Potential of Waste Heat Recovery for Electric Vehicles Under Low-Temperature Conditions[J/OL]. *Chinese Journal of Refrigeration*, 1-10[2026-03-23]. <https://link.cnki.net/urlid/11.2182.TB.20250523.1143.002>.
- [15] CHEN K, CHEN Y, SHE Y, et al. Construction of effective symmetrical air-cooled system for battery thermal management [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 166: 114679.
- [16] 张欢欢.某电动汽车热管理系统热泵空调控制策略研究[J].*汽车实用技术*,2021, 46(21): 15-20. DOI: 10.16638/j.cnki.1671-7988.2021.021.004.
ZHANG Huanhuan. Research on Heat Pump Air Conditioning Control Strategy of an Electric Vehicle Thermal Management System[J]. *Automobile Practical Technology*, 2021, 46(21): 15-20. DOI: 10.16638/j.cnki.1671-7988.2021.021.004.
- [17] YANG S, ZHOU S, ZHOU X, et al. Essential technologies on the direct cooling thermal management system for electric vehicles [J]. *International Journal of Energy Research*, 2021, 45(10): 14436-14464.
- [18] SHELLY T J, WEIBEL J A, ZIVIANI D, et al. Comparative analysis of battery electric vehicle thermal management systems under long-range drive cycles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 198: 117506.
- [19] LI X, ZHAO J, YUAN J, et al. Simulation and analysis of air cooling configurations for a lithium-ion battery pack [J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 35: 102270.
- [20] LIU F, LI M, HAN B, et al. Research on integrated thermal management system for electric vehicle [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*:

- Journal of Automobile Engineering, 2023, 237(12): 2957-2970.
- [21] MA J, SUN Y, ZHANG S, et al. Experimental study on the performance of vehicle integrated thermal management system for pure electric vehicles [J]. Energy Conversion and Management, 2022, 253: 115183.
- [22] LI K, CHEN H, XIA D, et al. Assessment method of the integrated thermal management system for electric vehicles with related experimental validation [J]. Energy Conversion and Management, 2023, 276: 116571.
- [23] AGBAJE M A, AKKAYA A V. Electrochemical-energyexergy analysis of reversible solid oxide cell-based small-scale stand-alone energy storage system [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, 52: 103732.
- [24] CHENG Q J, ZHOU Y L, YANG M, et al. Energy, exergy, and advanced exergy analysis of a novel solar-based S-CO₂ cycle and comparison of systems with different layouts[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2025, 65: 105612.
- [25] LEI S, XIN S, LIU S. Separate and integrated thermal management solutions for electric vehicles: A review[J]. Journal of Power Sources, 2022, 550: 232133.
- [26] GB/T 38052-2019, 轻型混合动力电动汽车能量消耗量试验方法 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.