

文章编号：1671-6612（2025）06-911-06

# 新能源汽车 6C 超级快充冷却系统仿真优化

石 鑫<sup>1</sup> 陶 宏<sup>2</sup> 王金锋<sup>1,3,4</sup> 潘健坤<sup>1</sup> 孙晓琳<sup>1</sup>

- (1. 上海海洋大学食品学院 上海 201306;  
2. 上海海立新能源技术有限公司 上海 201206;  
3. 农业部冷库及制冷设备质量监督检验测试中心 上海 201306;  
4. 制冷空调工程上海市级实验教学示范中心（上海海洋大学） 上海 201306)

**【摘要】** 在全球新能源汽车产业快速发展的背景下，使用快充缩短充电时间，已成为提升新能源电车使用体验的必然趋势。超级快充技术虽能解决新能源汽车充电慢的问题，却对热管理系统提出严峻挑战。采用AMESim软件构建电池包快充冷却系统及电池包分层节点热网络一维仿真模型，基于电池包大热容特性研究预冷对6C超级快充冷却系统成本及能耗的影响。通过对比计算“34cc冷却机组+预冷”与“50cc冷却机组+不预冷”两种机组方案，得出采用“预冷”方案电池包层间最大温差从8.1℃降低到6.2℃，同时可使压缩机成本节省约28%、冷却系统总能耗节省约12.2%、能效提升约28.6%，利用电池包热容特性的“预冷”措施为新能源汽车电池包冷却系统的降本和节能研究提供了新方法。

**【关键词】** 超级快充；冷却系统；预冷；热管理；仿真

中图分类号 TB657.5 文献标志码 A

## Simulation and Optimization of The 6 C Super-Fast Charging Cooling System for New Energy Vehicles

Shi Xin<sup>1</sup> Tao Hong<sup>2</sup> Wang Jinfeng<sup>1,3,4</sup> Pan Jiankun<sup>1</sup> Sun Xiaolin<sup>1</sup>

(1. College of Food Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai, 201306;

2. Shanghai HIGHLY New Energy Technology Co., Ltd, Shanghai, 201206;

3. Quality Inspection Center for Cold Storage and Refrigeration Equipment of the Ministry of Agriculture, Shanghai, 201306;

4. Shanghai Ocean University Refrigeration Engineering Municipal Teaching Demonstration Center, Shanghai, 201306 )

**【Abstract】** With the rapid development of the global new energy vehicle industry, fast charging technology has become an inevitable trend in improving the user experience of new energy electric vehicles. Although super fast charging technology can solve the problem of slow charging in new energy vehicles, it brings a serious challenge to thermal management systems. The battery pack cooling system and thermal network node one-dimensional simulation model are constructed by use of AMESim software. Based on the large heat capacity characteristics of the battery pack, the impact of pre-cooling on the cost and energy consumption of battery pack cooling system is studied while 6C super-fast charging. By comparing the two unit schemes: "34cc unit + pre-cooling" and "50cc unit + no pre-cooling", it is found that the maximum temperature difference between the battery pack layers decreases from 8.1 °C to 6.2 °C with the implementation of pre-cooling. Additionally, the compressor cost is reduced by

作者简介：石 鑫（1999.07-），男，硕士，E-mail：18739475658@163.com

通讯作者：陶 宏（1969-），男，博士，研究方向为新能源汽车热管理，E-mail：taohong\_h@163.com

收稿日期：2025-02-26

approximately 28%, the total energy consumption of the cooling system is saved by about 12.2%, and energy efficiency is improved by approximately 28.6%. The pre-cooling method, leveraging the thermal capacity characteristics of the battery pack, provides a new approach for cost reduction and energy-saving research in cooling systems for new energy vehicle batteries.

**【Keywords】** Super-fast charging; Cooling system; Pre-cooling; Thermal management; Simulation

## 0 前言

使用快充技术既能解决新能源汽车充电慢问题，又可以提升充电桩的利用率<sup>[1]</sup>，尤其4C及以上的超级快充技术，但是由于电池发热量太大，面临越来越严重的冷却难题。

以60kWh为例电池包在不同倍率快充下充电功率、自发热功率如表1所示。

表1 1C~6C倍率对应电池包充电功率及发热量

**Table 1 Charging power and heat generation of battery**

**pack corresponding to C~6C rate**

充电倍率C	电池包充电功率P <sub>C</sub> /kW	电池包充电热损失率β	电池包自发热功率Q <sub>f</sub> /kW
1	60	5%	3
1.5	90	5.6%	5
2	120	6%	7.2
3	180	7.2%	12.96
4	240	8.6%	20.64
5	300	10.4%	31.2
6	360	12.5%	45

电池最佳工作温度介于21℃~35℃<sup>[2,3,4]</sup>，电池充/放电时需散热调节，保证温度不超过上限值。以冷却液为传热介质的液冷系统，因其换热能力高，传热速率快，成为了电动汽车主流热管理方案<sup>[5]</sup>。

Yates等<sup>[6]</sup>研究指出在高倍率快充时冷板中冷量流量、冷量通入时间和入口位置都会影响液体冷却技术的性能。劳玉玲等<sup>[7]</sup>分析了双进双出的蛇形微通道结构在不同冷却液入口温度、进出口位置和流道宽度等参数条件下对电池组快充冷却性能的影响，研究结果表明：该结构能降低快充时电池组最高温度，提升电池组的温度均匀性；

杨金相等<sup>[8]</sup>提出每个电池模组两侧安装液冷板的方式，与传统底部液冷方式相比，双侧液冷板结构可增大传热面积A至原来的2.4倍、冷却导热高度为原来的0.4倍；同时选取模组结构的最小单元冷却单元（半个模组+1个液冷板）进行仿真，得出在2C充电30min的情况下，电芯最高温度约为41.3℃；电芯顶部和底部的温差约为17℃，温

差可以控制在20℃以内。LAI等<sup>[9]</sup>提出了一种具有3个弯曲接触面导热结构的液冷系统，分析了导热结构内径、接触角和接触高度对高倍率快充散热效果的影响，结果表明，该液冷系统能显著提高电池组的温度均匀性；赵定等<sup>[10]</sup>设计了一种基于棱柱形电池的蜂窝结构冷却板（HLC），蜂窝通道来增强液冷板和冷却剂之间的热交换面积，电池快充时最高温度和最大温差分别为29.5℃和4.1℃，极大的改善了电池最高温度及均温性。

何倩等<sup>[2]</sup>研究指出“丰”字形电池模组在高温3C快充工况充电过程中最高温度超过45℃；在添加石蜡-膨胀石墨复合相变蓄热材料优化“丰”字形液冷系统，在高温快充情况下最高温度在37℃以内。

周坤等<sup>[11]</sup>通过搭建物理模型和电芯热模型进行工况仿真及相应的试验对比，表明在超高倍率快充时，因电芯自发热过大，优化其材料发热率成为电池研究的重点。

6C+2C的组合式超级快充，可以使电池在短的时间内补充接近满电的能量，但频繁使用会有损电池的寿命，同时其瞬时发热量大，有超温热失控的潜在风险。

电池包冷却模型见公式（1）。

$$\begin{cases} m \times c \times \frac{dT}{d\tau} = \Phi - K_1 \times A_1 \times (T - T_f) \\ T(\tau = 0) = T_0 \end{cases} \quad (1)$$

式中：m为电池包质量，kg；c为电池包比热容，kJ/(kg·℃)；T为电池包温度，℃；Φ为电池包发热功率，kW；K<sub>1</sub>为冷板传热系数，W/(m<sup>2</sup>·℃)；A<sub>1</sub>为冷板传热面积，m<sup>2</sup>；T<sub>f</sub>为冷却水温度，℃。

由公式（1）可见，针对超级快充发热量大，上述文献中主流措施是增大冷板传热面积，但会导致成本偏高，体积偏大（难以布置）；本研究提出通过提前预冷电池包，降低电池初始温度，利用电池包热容m×c，降低冷量需求以达到降低制冷机组规格目的。

本文仿真对比“预冷+34cc小冷却机组”与“不

预冷+50cc大冷却机组”的匹配方案, 探究“快充预冷”措施对新能源汽车电池热管理成本及能耗的优化。

## 1 6C+2C组合快充冷却模型

### 1.1 电池包冷却系统模型

电池包传热模型包括电芯、导热胶以及冷板。电池包作为一个整体热源放在带有导热硅胶垫片的冷板上进行冷却<sup>[12,13]</sup>。忽略电池包模型与其他介质之间任何形式的热交换, 简化假设热量完全通过不同层电芯→导热硅胶垫片→冷板→50%乙二醇冷却水溶液传递。

假设南方某城市夏季日平均温度32℃为电池包仿真初始温度, 6C快充发热量取普通电芯发热量的一半(即相当于电芯材料优化后发热量); 待车辆即将充电时, 通过热传感器检测电池包温度, 随后开启电池冷却系统进行预冷降温。仿真过程包括: 电池包超高倍率6C+2C组合式快充(电池包6C补能50%、2C补能25%)→行驶放电→再次充电。

表2 6C+2C快充冷却系统参数设置

Table 2 6C + 2C fast charging cooling system parameter

#### settings

名称	50cc 机组参数	34cc 机组参数
压缩机排量/cc	50	34
压缩机转速/(r/min)	0~8000	0~5000
电芯初温/℃	32	32
电芯导热系数/(W/m·℃)	10	10
快充 6C/2C 发热/kW	22.5/7.2	22.5/7.2
放电发热/kW	1	1
冷板热交换面积/m <sup>2</sup>	5.5	5.5
电池冷却器总片数/片	40	20
电池冷却器换热面积/m <sup>2</sup>	1.95	0.9
冷凝器高度/m	0.806	0.403
冷凝器换热面积/m <sup>2</sup>	8.59	4.30
预冷时长/s	—	200
充电时长/s	750 (300+450)	750 (300+450)
放电时长/s	10800	10800
电芯上限温度点/℃	42	42
冷却下限温度点/℃	15	15
冷却水进出温差最大值/℃	3	3
冷却方式	双面冷却	双面冷却

### 1.2 AMESim 仿真参数设置

利用AMESim软件对电池包冷却过程进行仿真, 并采用热网络法建立电芯分层模型。在双面冷却系统中, 电池包分层的最中间温度最高, 所以以电池包最中间层温度为信号控制量, 在此温度满足即≤32℃又结束快充后, 制冷系统停止工作; 电芯在进行300s的6C快充以及450s的2C快充后, 转入10800s的放电模式。冷却系统仿真模型如图1所示。

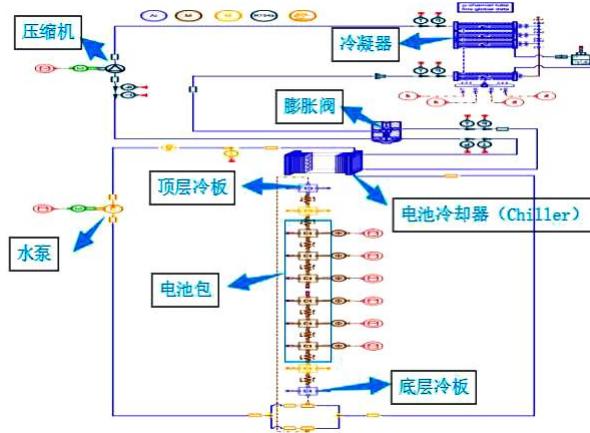


图1 6C+2C电池包冷却系统模型图(AMESim)

Fig.1 6C + 2C battery cooling system model diagram  
(AMESim)

### 1.3 电池包分层传热模型敏感度分析

假设电池包总发热量8000W, 电池包分二层、四层、六层、八层时, 分析各个分层之间最上层温度、最下层温度的差异以及电芯与冷板之间传热量差异情况。

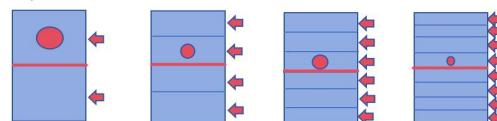


图2 电池包双面冷却分层模型图

Fig.2 Double sided cooling layered model diagram of  
battery pack

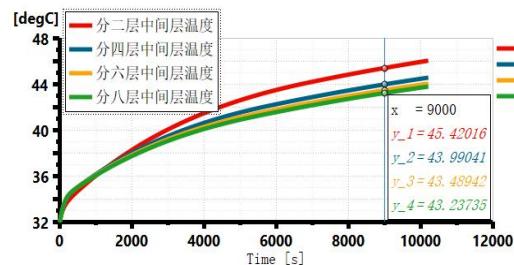


图3 最中间层的温度分布

Fig.3 Temperature distribution of the middle layer

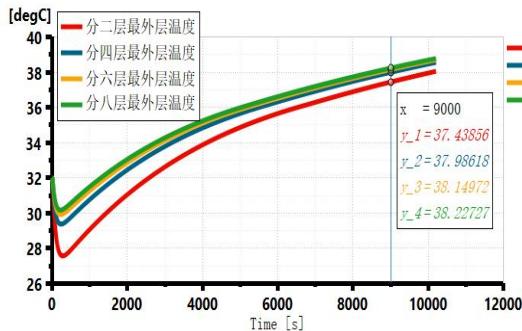


图 4 最外层的温度分布

Fig.4 Temperature distribution of the outermost layer

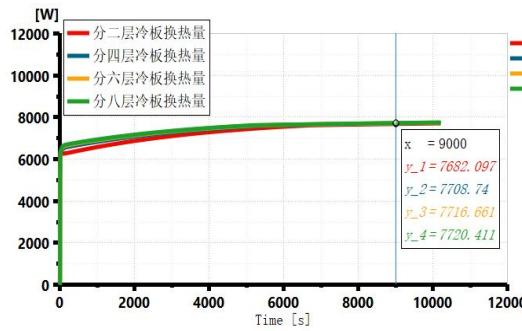


图 5 冷板与电池包换热量

Fig.5 Heat exchange between cooling plates and battery packs

表 3 电芯温度数据对比

Table 3 Comparison of temperature data for different layered cells

分层数	中间层温度 /°C	温度差值 /°C	最外层温度 /°C	温度差值 /°C
二层	45.40	—	37.45	—
四层	43.97	1.43	37.97	0.52
六层	43.47	0.5	38.13	0.16
八层	43.22	<b>0.25</b>	38.21	<b>0.08</b>

表 4 冷板换热量数据对比

Table 4 Comparison of heat transfer data of cooling plates

分层数	冷板换热量/W	换热量差值/W
二层	7682.09	—
四层	7708.74	26.65
六层	7716.66	7.92
八层	7720.41	<b>3.75</b>

电池包节点热网络法双面冷板敏感度结论：

(1) 随着分层数的增加，各个分层后的中间

层、外层温度与其上一层之间的温度差值渐小。且分六层与分八层的中间层温度仅差了  $0.25^{\circ}\text{C}$ ，最外层温度仅差了  $0.08^{\circ}\text{C}$ ，由鄂炳霖等<sup>[14]</sup>得，选用数字温度传感器，且测温探头计温量程为  $-55^{\circ}\text{C}$ ~ $125^{\circ}\text{C}$ ，在  $-10^{\circ}\text{C}$ ~ $85^{\circ}\text{C}$  精度为  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ，则此时认为单面冷却热网络法的敏感度达到了相应所需精确的程度，不需要再进行温度划分，所以得出双面冷却时电芯分六层即可。

(2) 冷板与电池包换热量呈现分层越多，冷板与电芯之间传热量越多的趋势，且由相邻分层冷板换热量差值可得，双面板热量导出更均温且稳定。

## 2 6C+2C 组合快充模型仿真计算

### 2.1 计算结果

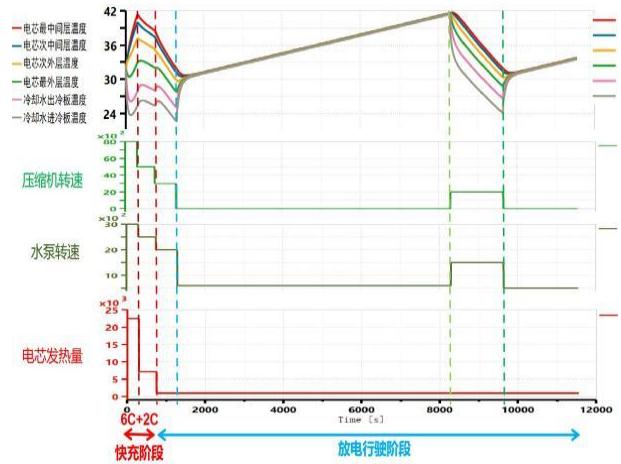


图 6 50cc 系统温度、转速及发热量变化

Fig.6 Temperature, speed, and heat generation of 50cc

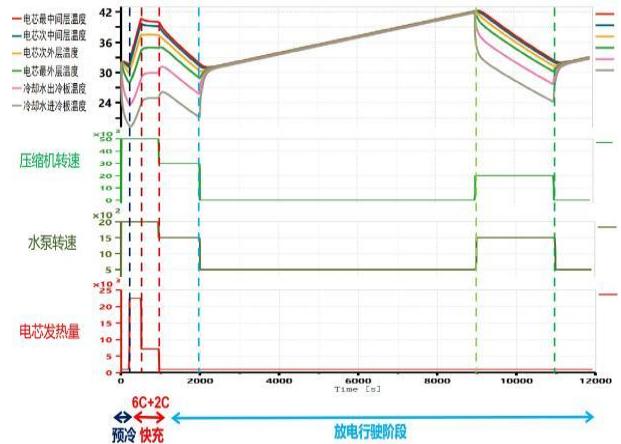


图 7 34cc 系统温度、转速及发热量变化

Fig.7 Temperature, speed, and heat generation of 34cc

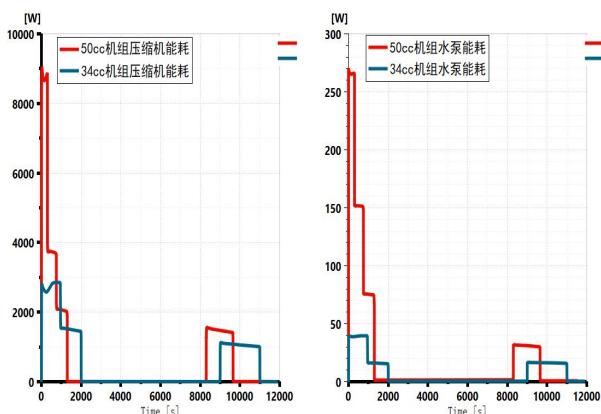


图8 压缩机(左)及水泵(右)能耗对比

Fig.8 Comparison of energy consumption of compressors (left) and water pumps (right)

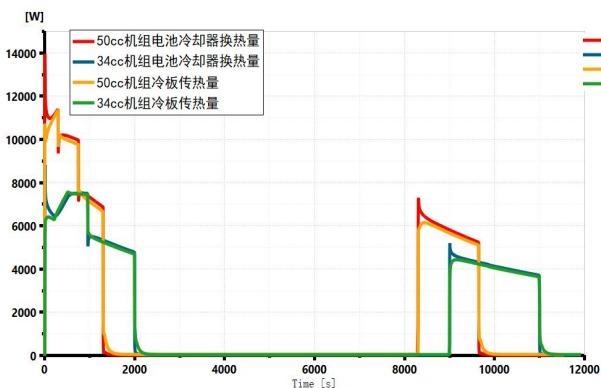


图9 电池冷却器换热量及冷板传热量对比

Fig.9 Comparison of heat exchange between battery chiller and cooling plate

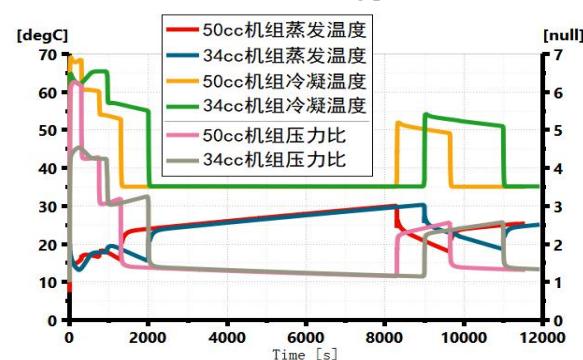


图10 蒸发温度、冷凝温度及压力比对比

Fig.10 Comparison of Evaporation Temperature, Condensation Temperature and Pressure

(1) 50cc 冷却机组在不预冷的情况下直接接入6C快充, 转速达到最高的8000r/min, 但此时电芯最中间层温度依然上升, 没达到最高上限温度点。6C快充转换2C快充后, 发热量降低, 最中间层温度开始下降, 快充结束后降温至初始值32℃,

机组关机; 而后放电阶段自由升温至42℃, 冷却机组再运行, 完成充放电循环。

(2) 34cc 冷却机组先压缩机5000r/min的200s预冷, 降低电芯快充初始最中间温度至31℃, 分层之间形成温度梯度, 利用热容实现6C快充时最中间层温度不超过上限温度; 快充结束后降温至初始值32℃, 机组关机; 而后放电阶段自由升温至42℃, 机组再运行。

## 2.2 计算结果分析

表5 6C+2C快充冷却系统初投资成本及能耗对比

Table 5 Initial investment cost and energy consumption comparison of cooling systems for 6C + 2C fast charging

	batteries		
	50cc 机组	34cc 机组	优化率
层最大温差	8.1℃	6.2℃	约 23%
初投资成本	50cc 排量压缩机>34cc 排量压缩机	约 28%	
	电池冷却器40片换热板>20片换热板	约 50%	
电池冷却器换热量	5.06kWh	5.70 (0.40/5.30) kWh	约 12.6%
冷板换热量	4.95kWh	5.59 (0.36/5.23) kWh	约 12.9%
压缩机能耗	1.95kWh	1.74 (0.15/1.59) kWh	约 10.7%
水泵能耗	0.062kWh	0.025 (0.002/0.023) kWh	约 59.6%
系统总能耗	2.012kWh	1.765 (0.152/1.613) kWh	约 12.2%
系统总COP	2.51	3.23 (2.63/3.33)	约 28.6%

(1) 成本分析: 在保证电池包冷却效果的情况下, 通过短时间预冷降低电池包初始温度, 相对于不预冷的较大冷却机组方案, 可以采用较小冷却机组节约初投资成本约28%。即利用电池包自身大热容特性可有效解决高倍率快充制冷机组体积大、成本高的问题, 是更优的超高倍率快充冷却降本方案。

(2) 能耗分析: 50cc 冷却机组在6C快充时开启, 在前1000s内, 50cc 机组电池冷却器换热量要高于34cc 冷却机组约3000~4000W。此时压缩机最高转速可达8000r/min、水泵转速3000r/min, 能耗较大。

综合充放电全过程的系统能耗, 得出34cc小机组耗能低于50cc机组约12.2%。采用预冷的方式, 虽提前开启了制冷机组, 但小于大机组短时最高转速的耗能, 所以用预冷+小冷却机组取代大机

组可以节能。

### (3) 能效分析:

①预冷阶段: 34cc 机组 200s 预冷阶段系统 COP 为 2.63。

②快充阶段: 34cc 机组 6C 快充 300s 时, 蒸发温度由 13.3°C 逐渐增加至 16.8°C, 压缩机吸气压力增加, 冷凝温度由 62.2°C 升高至 64.6°C, 排气压力增大, 但压比减小, 系统 COP 增加; 50cc 机组 6C 快充蒸发温度前 120s 先降后升, 冷凝温度随蒸发温度先降后升; 且前 120s 蒸发温度降幅高于冷凝温度, 后 180s 降幅低于冷凝温度, 压比先大后小, 则系统 COP 先减后增。综合 2C 快充分析, 在快充阶段, 34cc 机组 COP 高于 50cc 机组。

③放电阶段: 34cc 机组分别在 960s~2000s 与 9000s~11000s 期间有两次系统运行, 相对于 50cc 机组 750s~1300s 与 8300s~9650s 的两次降温, 34cc 机组蒸发温度高, 冷凝温度高, 但压缩比低于 50cc 机组, 所以在放电阶段 34cc 机组 COP 高于 50cc 机组。

在能保证电池冷却效果的情况下, 通过短时间的预冷, 降低电芯快充初始温度, 利用电池包热容可以降低超级快充的成本、能耗及提升机组能效。

“小冷却机组+预冷”的方式完全优于“大冷却机组+不预冷”。

电芯初温越低, 所需预冷时间越少、预冷接受度越高。在下述情况下:

- (1) 寻找充电桩的路途中打开预冷;
- (2) 充电桩排队过程中打开预冷;
- (3) 停车等待充电打开预冷等。

结合预测性热管理技术, 既没有被预冷耽误充电时间, 又可以做到预冷结束后直接进行快充, 做到即充即走。

## 3 结论

本文通过对新能源汽车电池包 6C 超级快充冷却系统的“34cc 冷却机组+预冷”和“50cc 冷却机组+不预冷”两种方案一维仿真分析得出:

- (1) 采用“预冷”措施可使压缩机成本节省约 28%;
- (2) 总能耗节约 12.2%、能效提升约 28.6%;
- (3) 同时电芯内部温度差降低。

即利用电池包自身大热容特性, 采用“预冷+小

冷却机组”替代“大冷却机组”可以应对新能源汽车电池包快充冷却系统的成本高、能耗大的问题。

## 参考文献:

- [1] 陈东坡,陈昭亮.新能源汽车 800V 高压平台发展现状与建议[J].高科技与产业化,2022,28(8):68-71.
- [2] 何倩.基于液体冷却的锂离子动力电池散热结构研究[D].成都:西华大学,2022.
- [3] 聂磊,王敏驰,赵耀,等.纯电动汽车冷媒直冷电池热管理系统的实验研究[J].制冷学报,2020,41(4):52-58.
- [4] 孙超,刘波,孙逢春.新能源汽车节能规划与控制技术研究综述[J].汽车安全与节能学报,2022,13(4):593-616.
- [5] 李波,王熙熙,柴高磊.新能源汽车热管理系统发展趋势[C].河南省汽车工程学会.第十九届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集,2022:3.
- [6] YATES M, AKRAMI M, JAVADI A A. Analysis the performance of liquid cooling designs in cylindrical lithium-ion battery module cooled by channelled liquid flow[J]. Journal of Energy Storage, 2021,33:100913.
- [7] 劳玉玲.锂电池液冷结构设计与仿真分析[J].低温与超导,2021,49(4):78-84.
- [8] 杨金相,张越,张啸,等.一种高倍率快充式液冷电池包系统设计开发[J].机械研究与应用,2019,32(2):110-112.
- [9] LAI Yongxin, WU Weixiong, CHEN Kai, et al. A compact and lightweight liquid-cooled thermal management solution for cylindrical lithium-ion power battery pack[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019,144:118581.
- [10] Zhao Ding, Lei Zhiguo, An Chao. Research on battery thermal management system based on liquid cooling plate with honeycomb-like flow channel[J]. Applied Thermal Engineering, 2023,(218):119324.
- [11] 周坤.纯电动车电池包热管理系统仿真分析及整车应用研究[D].北京:清华大学,2018.
- [12] 熊瑞,朱宇华,张睿慧,等.锂电池低温加热技术研究进展及应用综述[J/OL].机械工程学报,2025..
- [13] 张学文.电动汽车直冷复合系统热控研究[D].长春:吉林大学,2025.
- [14] 鄂炳霖,方宏亮,张举兵,等.数字式温度计精度验证方法研究[C].第五届全国在役桥梁安全运营保障技术大会论文集,2024.