

基于圆形翅片正交设计排布的双流道液冷板 散热性能优化研究

许子豪¹, 夏明许^{1,2*}, 白洋³, 陈思宇³

(1.宁夏大学材料与新能源学院,宁夏银川750021; 2.上海交通大学材料科学与工程学院,上海200240;

3.江苏果下科技股份有限公司,江苏无锡214174)

摘要:针对储能电池液冷板散热不均导致的电芯温度过高问题,采用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)方法,对液冷板流道结构、流道内翅片布置方式和液冷策略进行优化研究,从而提升液冷板的散热性能,改善电芯内部热温度分布均匀性。将液冷板流道由初始的单进单出结构,通过增加进出口数量和改变进出口位置,变成双进双出的双流道结构;在流道内增加扰流翅片,以提升液冷性能;采用正交模拟方法,研究圆形翅片在流道内布置的横向距离(a)、纵向距离(b)及高度(h),对电芯最高温度、平均温度的影响,进而确定翅片的最佳布置方式;为达到与恒定流量液冷策略相同的液冷效果,并降低液冷板能耗,通过变流量液冷策略实现流道压降的降低。结果表明,相比初始结构,双进口结构使液冷板最高温度降低 $0.72\text{ }^{\circ}\text{C}$;翅片高度对液冷板散热性能的影响最大;正交排布的最佳参数组合为 $a_4b_3h_3$,该组合下电芯最高温度、平均温度比未布置翅片时分别降低 $0.33, 0.40\text{ }^{\circ}\text{C}$;采用变流量液冷策略使电芯在放电第二阶段、第三阶段的流道压降分别降低 $34.79\%、13.19\%$ 。

关键词:储能电池;液冷板流道;正交设计;圆形翅片;液冷策略

分类号:(中图)TM911;TK124

文献标志码:A

面对全球环境恶化和能源危机的双重挑战,发展绿色新型储能技术迫在眉睫。在“碳达峰”和“碳中和”战略目标下,我国制定《“十四五”新型储能发展实施方案》并明确,发展新型储能技术是建设新型电力系统、推动能源绿色低碳转型的重要装备基础和关键支撑技术^[1]。截至2024年底,全球已投运电力储能项目的累计装机规模达372.0 GW,同比增长28.6%,其中,新型储能项目的累计装机规模达165.4 GW,同比增长81.1%;锂离子电池行业继续高速增长,其累计装机规模达161.3 GW^[2]。然而,储能系统空间有限及电池数量巨大,极易造成电池热量过度积累,进而引发热失控风险。同时,锂离子电池正常工作的温度为 $25\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[3],储能电池组内电芯之间的温差小于 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[4],如果电池的工作温度超过上述范围,电池容量及其循环使用寿命

会降低。渠广猛等^[5]总结了水系锌离子电池中Zn负极的枝晶生长、析氢副反应及界面腐蚀等关键问题,并从界面涂层、三维结构、合金化、电解质工程及多策略协同等方面综述近年来水系锌离子电池的优化策略与研究进展,为设计长循环使用寿命电池的优化策略与研究提供了参考。因此,构建有效的电池热管理系统十分必要。

目前,液冷板散热技术因较高的散热效率而被广泛用于储能系统,其中,液冷板的形状和流道结构是影响其散热效果的重要因素。Zhao等^[5]设计的蜂窝结构液冷板,能够显著增加冷却通道的热交换面积;当冷却通道宽度为 3 mm ,正六角形铝块中心到其边长的垂直距离为 6.8 mm ,入口处冷却液的流速为 0.1 m/s ,液冷板厚度为 3 mm 时,电池的最高温度和最大温差分别为 $302.5, 4.1\text{ K}$ 。Dong

收稿日期:2025-10-14

基金项目:国家重点研发计划项目(2022YFE0138000)

作者简介:许子豪(1999—),男,硕士研究生,主要从事电池热管理研究,(电子信箱)xzh13865698659@163.com。

*通信联系人:夏明许(1976—),男,教授,博士,博士研究生导师,主要从事凝固过程与控制研究,(电子信箱)mingxu.xia@situ.edu.cn。

引用格式:许子豪,夏明许,白洋,等.基于圆形翅片正交设计排布的双流道液冷板散热性能优化研究[J].宁夏大学学报(自然科学版中英文),XXXX,XX(X):1-11.

等^[6]通过波浪形通道加强电池底部与液冷板之间的热交换。实验结果显示,基于波浪沟道设计的电池模块的最高温度为 $29.61\text{ }^{\circ}\text{C}$,与直通道相比,降低了 $1.75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。陈雅等^[7]针对传统蛇形流道存在的大压降、高功耗问题,结合二次流结构设计的蛇形液冷板,能够在保持原有换热能力的基础上显著降低进出口压降。同时,在现有流道结构基础上,增加扰流结构,可进一步提高液冷板的换热效率。Fu等^[8]对斜翅片的鳍长和鳍角进行仿真优化研究,发现当斜翅片的鳍角为 30° 、鳍长为 8 mm 时,电芯温差与流道压降均最小。曹丽娜等^[9]采用正交设计法,研究类水滴形分流翅片的头部半径、头部角度、尾部长度和翅片间距这4个结构参数,对电池模组最高温度、最大温差和流动阻力的影响。结果显示,类水滴形分流翅片液冷板结构,能够有效降低电池模组的最高温度和最大温差。温达旻等^[10]研究非均匀圆形翅片结构在电池高倍率放电工况下,对液冷板X、Y方向上热管理性能的影响。实验结果显示,与传统的并行微通道结构相比,该结构可显著改善温度分布的均匀性、降低系统的压力损失和质量。虽然液冷技术在散热性能上表现不俗,但是液冷工质(液体介质)流动带来的泵高能耗,制约了该技术的广泛应用。为了解决散热效果与系统能耗之间的矛盾,李岳峰等^[11]提出多阶段变流量策略,即在电池放电初期和末期的高产热阶段,维持适宜的冷却液流量;在中间产热平稳期,降低冷却液流量。该策略不仅使电池温差控制在 $3.71\text{ }^{\circ}\text{C}$ 内,还使流道压降在电池放电初期和末期分别降低 64% 、 91% 。近年来,研究者聚焦基于模型的高级控制算法、人工智能技术的融合应用和利用热惯性的间歇式冷却策略,力求从算法层面挖掘能效极限。Xia等^[12]根据插电式混合动力汽车在高温环境下的热管理需求,设计基于模型预测控制(model predictive control, MPC)的水泵转速调节策略;与传统的开关控制、比例-积分-微分控制及模糊控制对比,发现MPC策略在综合性能方面表现最优。Nam等^[13]提出的基于人工神经网络构建高精度降阶模型,可用于MPC控制器的实时预测。在低温和常温工况下,该策略相比传统的基于规则的控制策略,可分别实现 78.9% 、 36.0% 的显著节能效果。Zhang等^[14]结合L型热管的高效导热特性,提出间歇式液冷策略。该策略能够实时监测模组的最高温度和环境温度,当系统的温度触及上限时,即开启液冷循环。实验结果显示,在保证热管理性能与连续液冷策略相当的前提下,间歇式液冷策略的能耗降低 $30\%\sim 97\%$ 。

尽管研究者通过设计蜂窝结构、波浪形流道,或通过优化流道内部翅片结构,提升液冷板的综合性能,但这些方法往往只能单一解决散热或能效问题。为了使液冷板具有高效换热能力、低能耗,文中提出一种新的三阶段优化方法,即宏观结构(流道布局)—微观强化(翅片排布)—动态运行(液冷策略):首先,针对单进单出流道液冷板进出口温差大造成的高温区域聚集、单体电芯温度过高问题,将单进单出流道优化为双进双出双流道结构。同时,改变冷却液流向,确定散热效果最佳的结构和流向,进而抑制冷却液沿程温升,从而提升模组热分布的均匀性。其次,在高温电芯流道的正下方布置圆形扰流翅片,实现强化换热效果。文中使用定直径圆形翅片,采用正交设计法研究其结构排布方式,以减少模拟实验的次数,并快速找出影响液冷板散热性能的主次因素及其最优排布组合。改变原有液冷策略,既保证了原有的液冷效果,又降低了液冷板的能耗。由于该研究需在不同工况下多次测试,使用CFD有限元仿真方法,不仅可节省时间、降低成本,还为进一步实验提供了参考。

1 模型与数值模拟方法

1.1 物理模型

因实际储能电池系统的构成十分繁杂,热模拟分析需要耗费大量的计算资源与时间成本,文中对研究模型进行一定简化。文中储能电池组模型见图1,其中,14块方形磷酸铁锂电池由铝排串联而成,共分成两个模组,每个模组7颗电芯;液冷板流道入口处的电芯编号为1,出口处的电芯编号为14,电芯之间以云母片为隔热板;电芯底部与液冷板之间布置导热硅胶。液冷板为单进单出结构,液冷流道为方形串联结构(图2),流道进出口尺寸皆为 $10\text{ mm}\times 1\text{ mm}$ 。在储能电池模组充放电过程中,电芯运行过程中产生的热量,由导热硅胶与液冷板以热传导的方式传递至冷却液并被带走,从而对电芯产生液冷散热效果。储能电池组各部件的几何参数见表1。

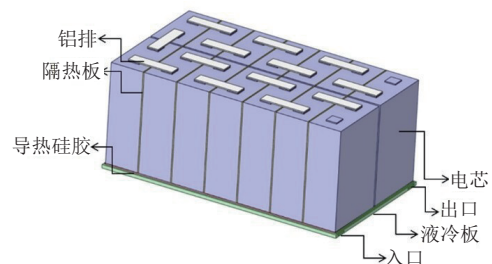


图1 储能电池模组示意图

Fig. 1 Schematic diagram of energy storage battery module

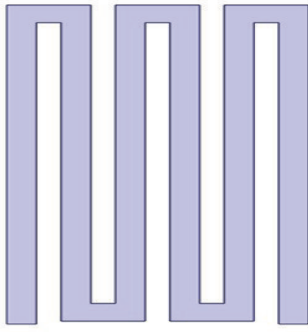


图2 液冷板流道结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of flow channel structure of liquid cooling plate

表1 储能电池组各部件尺寸

Tab. 1 Dimensions of components in energy storage battery pack

部件	尺寸(长、宽、高)/mm
铝排	41×10×1
电芯	90×30×60
隔热板	90×60×1
导热硅胶	216×60×1
液冷板	220×126×3

1.2 控制方程

文中热仿真分析基于STAR-CCM⁺软件,在计算过程中冷却液被视为不可压缩的牛顿流体。采用隐式非稳态求解方法,该方法的核心优势在于无条件稳定性,允许选择较大的时间步长,可在处理长时间电池充放电过程中保证计算的收敛性。冷却液在流道中的流动换热遵守质量守恒、动量守恒和能量守恒^[15]。

质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

式(1)中: u_x, u_y, u_z 分别为流场内任一点流速在 x, y, z 方向上的速度分量(m/s); ρ 为流体密度(kg/m^3); t 为时间(s)。

动量守恒方程为

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \nabla \mathbf{v} \right) = \rho \mathbf{f} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v}. \quad (2)$$

式(2)中: \mathbf{v} 为速度矢量(m/s); p 为流体所受压力(Pa); \mathbf{f} 为单位体积流体所受到的外力(N/m^3); μ 是动力黏度($\text{Pa} \cdot \text{s}$)。

能量守恒方程为

$$\rho C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \cdot \left(\mathbf{u} \frac{\partial T}{\partial x} + \mathbf{v} \frac{\partial T}{\partial y} + \mathbf{w} \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + E + \mu \Phi + s. \quad (3)$$

式(3)中: $\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w}$ 分别为流体在 x, y, z 方向上的速度矢量(m/s); E 为单位体积内发热元件产生的能耗(W/m^3); Φ 为流体剪切形变产生的热量(J); C_p 为定压比热容($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); T 为热力学温度(K); s 为黏性耗散项。

1.3 边界条件

因整个储能电池模组不与外界环境发生热交换,不考虑各部件之间接触热阻和热辐射的影响,故铝排、电芯、隔热板、导热硅胶、液冷板和冷却液的热物理性质参数不随着温度的变化而变化。将液冷板入口设为流量入口,出口设为压力出口,出口压力设为0 Pa,进出口的初始温度均设为25℃。虽然电芯单体发热均匀,但其内部导热系数呈现各向异性。不考虑能量损耗,设定在1 C放电工况下的产热功率恒定为6 W,冷却液为50%乙二醇溶液(25℃)。各部件材料的热物理性质参数见表2(表2中 λ 为导热率)。

表2 各部件材料的热物理性质参数

Tab. 2 Thermophysical properties of each component material

部件	$C_p/$ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	$\rho/$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	$\lambda/$ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	$\mu/$ ($\text{mPa} \cdot \text{s}$)
铝排	871	2 719	202.00	—
电芯	1 050	2 130	(X,Z)20.00 (Y)2.00	—
隔热板	871	2 230	0.23	—
导热硅胶	2 080	1 300	1.20	—
液冷板	871	2 719	202.00	—
冷却液	3 300	1 071	0.38	3.39

1.4 网格无关性验证

使用STAR-CCM⁺的自动网格方法,对流体域和固体域进行多面体网格划分。为保证求解精度,对流体域进行棱柱边界层加密(图3),而对于导热硅胶和液冷板等长而薄的部件,采用薄体网格划分方法。文中共选取6种不同数量的网格进行网格无关性验证(图4)。模组的整体初始温度为25℃;压力和速度的耦合计算,采用压力耦合方程组的半隐式方法(semi-implicit method for pressure linked equation, SIMPLE);设定入口的体积流量为2 L/min、计算物理时长为900 s,液体流速为3.33 m/s。计算得到雷诺数(Re)为957,该值小于2 300,所以确定冷却液为层流状态。Re的计算公式为

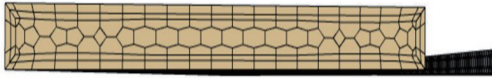


图3 流体域棱柱边界层加密示意图
Fig. 3 Schematic diagram of fluid domain boundary layer refinement

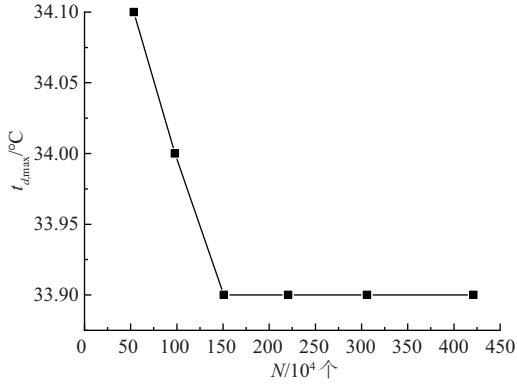


图4 网格无关性验证
Fig. 4 Grid independence verification

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4)$$

式(4)中: ρ 为冷却液的密度(kg/m^3); v 为进口处冷却液流速(m/s); D 为流道的水力直径(m),其计算公式为

$$D = \frac{2WL}{W+L} \quad (5)$$

式(5)中: W 为进口宽度(m); L 为进口长度(m)。

选取验证的网格数量(N)分别为 5.34×10^5 、 9.78×10^5 、 1.51×10^6 、 2.21×10^6 、 3.06×10^6 、 4.21×10^6 个,当 $N=1.51 \times 10^6$ 个且随着 N 增加时,电芯的最高温度($t_{d,max}$)不再变化。为了节省计算资源,后续的仿真分析选取 $N=1.51 \times 10^6$ 个。

2 液冷板流道结构优化

通过仿真分析方法,分析储能电池模组在 $1C$ 充电工况、液冷策略为 $1\text{L}/\text{min}$ 恒定流量条件下的热积累情况。结果显示,在 $1C$ 充电工况结束时刻,靠近流道出口的后半部分模组的电芯温度,显著高于靠近流道入口前半部分模组的;液冷板表面的温度,同样呈现后半部分高于前半部分,即温度分布不均匀、高温区域集中的特征。产生上述现象的原因是,方形串联流道液冷板内的冷却液,在沿着流道流动冷却的过程中,不断吸收电芯产生的热量,使其温度逐渐升高,并在液冷板出口处达到最高,最终导致电池模组的整体温度分布均匀性变差,极大影响电池的循环使用寿命。由于电芯和液冷板之间为间接热传导方式,当液冷板温度降低,各部分的温度分布趋于均衡,其相应模组电芯温度也会下降。文中针对单进单出流道,通过增加进出口数量、改变进出口位置方式进行结构优化,优化

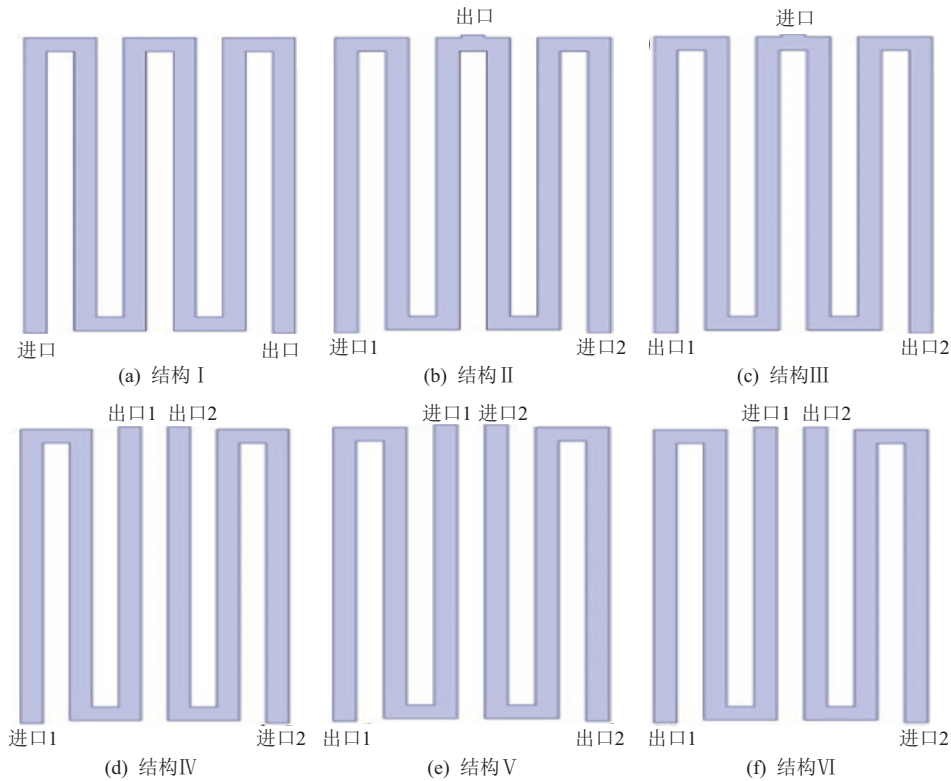


图5 各优化流道结构示意图
Fig. 5 Schematic diagrams of each optimized flow channel structure

后的流道结构见图5:结构I是初始流道;结构II、III分别是双进单出、单进双出流道;结构IV、V、VI均是双进双出结构,但是进出口位置不同,其中,结构IV的两个进口在1号、14号电芯侧,结构V的两个进口在7号、8号电芯侧,结构VI的进口和出口不在同一侧。

在液冷板尺寸范围内,优化后冷却液流道不仅全面覆盖电芯冷却面,还减少了流道数量,进而保证各流道流量均匀,从而有效避免出现散热不均现象^[16]。同时,流道间距影响流体温度均匀性与流体阻力大小,如果流道间距过大,热量传至冷却液的距离增加,易在流道间形成热积累区域,导致温度分布不均匀;如果流道间距过小,流体阻力急剧增加,导致不必要的能耗。在初始液冷板结构与优化后液冷板结构中,各流道间距相同,以保证液冷板整体冷却温度均匀性和冷却液流动平滑性^[17-20]。

仿真结果(图6)显示,最优流道(结构V)的液冷板表面最高温度($t_{y,max}$)为26.68℃,比原始流道(结构I)降低0.72℃;进出口流道压降($\Delta p=54.32$ kPa)比结构I的降低51.66%;最大温差($\Delta t_{max}=1.09$ ℃)是6种结构中的最低值。分析液冷板的 $t_{y,max}$ 云图(图7),发现结构V的液冷板具有温度分布更均匀的优点,该结构下电芯的最高温度($t_{d,max}$)也相应降低(图8)。同样,对于双进双出且进出口在同侧的流道结构,结构V的优势在于将低温冷却液引入液冷板中心位置(7号、8号电芯侧),进

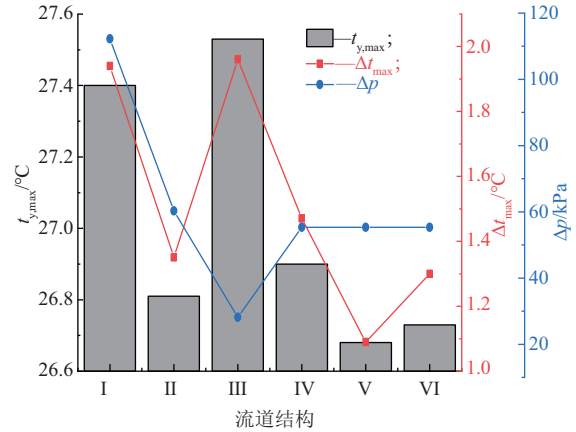


图6 各流道结构液冷板的最高温度、最大温差和压降
Fig. 6 Maximum temperature, maximum temperature difference and pressure drop of liquid cooling plates for each flow channel structure

而将热量从集聚严重区域快速分散至出口。相比之下,结构IV(两端进水)的热量集聚在模组中心,导致模组中心区域散热效果不佳、热量急剧积累、温度分布均匀性更差。实验结果显示,结构IV的 $t_{y,max}=26.90$ ℃、 $\Delta t_{max}=1.47$ ℃,结构V的 $t_{y,max}$ 、 Δt_{max} 均低于结构IV,所以,结构V优于结构IV。

双进双出流道结构,相比单进单出流道结构,有效缩短了冷却液流动路程。其中,结构V将低温冷却液引入模组中心,使流体能够更好地分散热量并流向两端,有效避免了因冷却液沿程温升而导致的局部高温热集聚现象,从而显著减小了高温集聚区域,大幅度提升了电池模组的热管理性能。

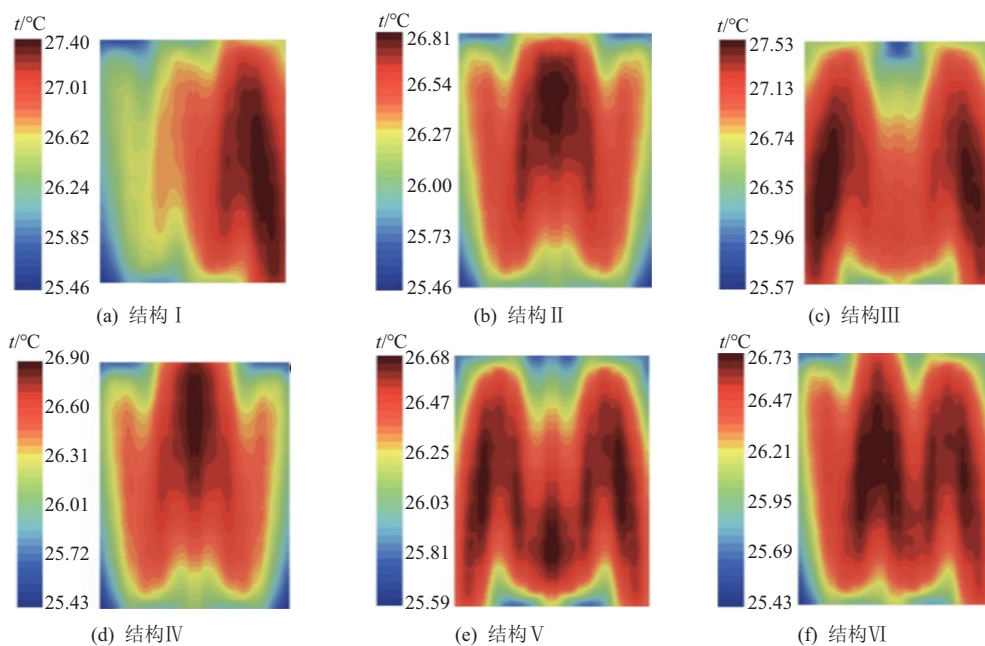


图7 各流道结构液冷板温度云图

Fig. 7 Temperature contour maps of liquid cooling plates for each flow channel structure

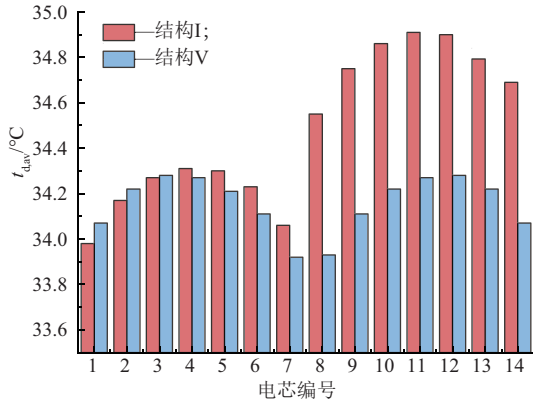


图8 流道结构 I 与结构 V 的电芯平均温度对比

Fig. 8 Comparison of average cell temperatures between flow channel structure I and structure V

3 圆形翅片结构的布置方式

3.1 正交模拟设计

流道壁面光滑,对流体的扰动十分微弱。当冷却液在流道内流动换热时,冷却液的停留换热时间大大缩短,进而降低了冷却液与流道壁面间的对流换热效率,最终导致电芯温度沿着冷却液流动方向逐渐升高、系统冷却能力下降及电芯温度分布不均。在流道内设置翅片扰流结构,可增强流道对冷却液流动时的扰动,使流体被翅片引导并对流道壁面不断冲击,进而破坏温度边界层使热阻减小,从而加强了流体与流道壁面间的对流换热作用^[21]。储能电池组在 1 C 充电工况下的热积累结果显示,3 号、12 号电芯温度较高,其中,3 号电芯的最高温度 ($t_{d,max}$) 为 36.76 °C,平均温度 ($t_{d,av}$) 为 34.27 °C。因为优化后的流道结构为对称的双流道结构,在单模组中 3 号电芯正下方流道内(远离电芯热源的一面)布置翅片,进行扰流换热研究。实验结果显示,当翅片布置在远离电芯一侧时,翅片作为“扰流器”,通过破坏流体的边界层制造湍流和二次流,提高靠近热源壁面的对流换热系数。并且,通过利用翅片尖端与电芯接触面之间的间隙,增加流体冲刷热源侧壁面的强度,进一步提高了热源壁面的对流换热系数。

根据流体力学钝体绕流理论,以圆形翅片为典型钝体,能够诱导流体发生强烈流动分离,并在尾迹区形成卡门涡街(在一定条件下,黏性流体绕流某些物体时,由于边界层分离,会在物体两侧周期性脱落后旋转方向相反、排列规则的双列线涡,这些双列线涡经非线性作用后,最终形成涡旋)。这种剧烈的涡旋运动,显著增强了冷热流体的混合作用,大幅度提升了局部换热效率。此外,在工程应

用中,圆形翅片易于通过微铣削或压铸工艺加工,且加工成本比其他类型翅片低,具有较高的实际应用价值。虽然圆柱形翅片使流动阻力变大,但通过正交设计优化排列参数及实施变流量液冷策略,可有效降低冷却系统能耗,实现性能与成本的平衡。另一方面,圆柱体在横截面上具有各向同性特点,无论冷却液从任何角度流经圆柱体,其绕流特性和换热效果基本一致。这样不但促进了冷却液充分流动,还确保了液冷板内无流动散热死区。该实验中引入的圆形(直径(Φ)为 1 mm)翅片见图 9。

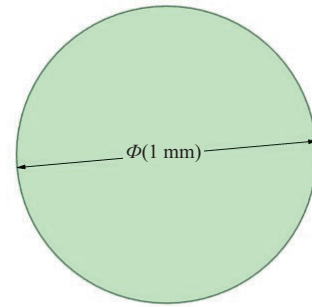


图9 直径 1 mm 圆形翅片示意图

Fig. 9 Schematic diagram of circular fins with a diameter of 1 mm

液冷板与冷却液热量交换的计算公式为^[22]

$$q = hA(T_1 - T_w) \quad (6)$$

式(6)中: q 为交换热量(W); h 为对流换热系数($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$); A 为换热面积(m^2); T_1 为流体温度(K), T_w 为壁面温度(K)。

由式(6)可知, q 与 A 呈正相关。为了增大扰流 A 、确保翅片充满 3 号电芯整个底部冷却面(远离电芯热源的一面),依据流道和翅片尺寸,在沿着流体流动方向的流道布置 15 个圆形翅片,其中,垂直流道方向布置 5 个,单个流道布置翅片的数量为 75 个,所以 3 个流道的总翅片数量为 225 个(图 10)。正交设计方法可高效快速地实现预设的模拟目标,大幅度节省时间和计算资源,并直观、清晰地显示多个因素对模拟结果影响的主次关系。基于上述布置方案,选取翅片间的横向(垂直流动方向)距离(a)、纵向(沿着流动方向)距离(b)、翅片高度(h),进行三因素四水平正交模拟实验(表 3)。文中以 3 号电芯的 $t_{d,max}$ 、 $t_{d,av}$ 为优化目标,对正交模拟实验结果进行极差分析,从而确定翅片布置的最优 a 、 b 、 h 。

3.2 正交模拟结果的极差分析

正交模拟结果见表 4。根据极差分析结果,可判断每个因素对液冷板散热效果的影响程度(表 5)。极差的计算公式^[23]为

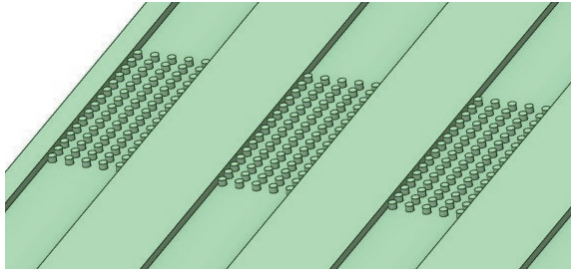


图10 圆形翅片流道布置方案

Fig. 10 Layout scheme of circular fin flow channels

表3 正交模拟水平设计

Tab. 3 Orthogonal simulation level design

水平	因素		
	a/mm	b/mm	h/mm
1	0.5	0.3	0.25
2	0.8	0.6	0.50
3	1.0	0.8	0.75
4	1.2	1.0	1.00

$$K_{ij} = \sum_{n=1}^4 I_{ij}, \quad (7)$$

$$k_{ij} = \frac{K_{ij}}{n}, \quad (8)$$

$$R = \max(k_{ij}) - \min(k_{ij}). \quad (9)$$

式(7)~(9)中: n 为水平因素数量; I_{ij} 为第*i*列因素在第*j*水平下的单个实验目标值; K_{ij} 为第*i*列因素在第*j*水平下实验目标值的总和; k_{ij} 为实验目标值总和的平均值; R 为极差。

比较各个因素的*R*,得出翅片的*h*对 $t_{d,max}$ 、 $t_{d,av}$

表5 极差分析结果

Tab. 5 Results of range analysis

因素	$t_{d,av}$			$t_{d,max}$		
	a	b	h	a	b	h
K_{r1}	136.160 0	136.010 0	136.680	146.280 0	146.140 0	146.450 0
K_{r2}	136.020 0	136.030 0	135.780	146.140 0	146.180 0	145.980 0
K_{r3}	135.990 0	135.940 0	135.740	146.140 0	146.090 0	145.950 0
K_{r4}	135.770 0	135.960 0	136.040	145.970 0	146.120 0	146.150 0
k_{r1}	34.040 0	34.002 5	34.095	36.570 0	36.535 0	36.612 5
k_{r2}	34.005 0	34.007 5	33.945	36.535 0	36.545 0	36.495 0
k_{r3}	33.997 5	33.985 0	33.935	36.535 0	36.522 5	36.487 5
k_{r4}	33.942 5	33.990 0	34.010	36.492 5	36.530 0	36.537 5
R	0.097 5	0.022 5	0.160	0.077 5	0.022 5	0.125 0

当流经圆形翅片时,冷却液在流经区域发生边界层分离,并形成卡门涡街。涡旋具有强烈的卷吸作用,能够将主流区的低温流体卷入翅片的近壁面区,同时将壁面的高温流体带入主流区,从而增强了流体的混合效果。当翅片高度足以穿透边界层

表4 正交模拟实验结果
Tab. 4 Results of orthogonal simulation experiments

实验	因素			目标	
	a/mm	b/mm	h/mm	$t_{d,av}/\text{°C}$	$t_{d,max}/\text{°C}$
1	0.5	0.3	0.25	34.13	36.64
2	0.5	0.6	0.50	33.99	36.54
3	0.5	0.8	0.75	33.98	36.52
4	0.5	1.0	1.00	34.06	36.58
5	0.8	0.3	0.50	33.97	36.50
6	0.8	0.6	0.25	34.13	36.64
7	0.8	0.8	1.00	33.98	36.51
8	0.8	1.0	0.75	33.94	36.49
9	1.0	0.3	0.75	33.95	36.50
10	1.0	0.6	1.00	34.04	36.56
11	1.0	0.8	0.25	34.08	36.60
12	1.0	1.0	0.5	33.92	36.48
13	1.2	0.3	1.00	33.96	36.50
14	1.2	0.6	0.75	33.87	36.44
15	1.2	0.8	0.50	33.90	36.46
16	1.2	1.0	0.25	34.04	36.57

的影响程度大于 $a, b(h > a > b)$ 。因此,适当调整翅片的*h*,会对 $t_{d,max}$ 、 $t_{d,av}$ 产生显著影响。比较各个因素在不同水平下的*R*平均值,得到翅片布置的最优组合为 $a_4b_3h_3$,即 a, b, h 分别为1.2、0.8、0.75 mm。在最优组合下,3号电芯的 $t_{d,max}$ 、 $t_{d,av}$ 分别为36.43、33.87 °C,比未布置翅片时分别降低0.33、0.40 °C。

并深入主流区时,翅片可将由于黏性作用而滞留在壁面的高温流体混入低温主流区,促使混合流体不断冲刷壁面,从而通过破坏边界层实现强化换热的的作用机制。此时,流体的流速和流向均发生改变,使流道中更多的低温流体与流道壁面接触,并在垂

直于流道方向上产生分流。同时,翅片的阻碍作用使流体沿流道壁面两侧分流,导致沿着流道方向流动冷却液发生偏离。当流道截面面积减半(流道的宽从 10 mm 变为 5 mm)时,在流量恒定条件下,流体流速增加 1 倍。那么在翅片间隙处,由于流速翻倍,其局部 Re 跃升至 1 914。一般,湍流的临界 Re 通常为 2 300,而 Re 处于 1 900~2 000,显示流体处于过渡流向湍流发展阶段。虽然流体尚未达到完全的湍流状态,但已不再是层流状态。流体原有的层流状态发生改变,流体在流道内趋于形成湍流,大大提升了冷却液与流道壁面的对流换热能力。

4 液冷策略优化

文中基于优化后的双进双出流道结构、流道内翅片的布置形式及高度,对恒定流量液冷策略进行优化,从而在达到相同液冷效果的同时,减小储能电池液冷板内部流道的压降,最终达到降低能耗的目的^[24]。

4.1 恒定流量液冷策略

实验中设定冷却液的恒定流量(Q)分别为 0.8、1.0、1.2、1.4、1.6、1.8、2.0 L/min。在 1 C 充电工况下,3 号电芯的最高温度($t_{d,max}$)、平均温度($t_{d,av}$)和流道的压降(Δp)随着 Q 变化的曲线见图 11。由图 11 可知,随着 Q 增大,3 号电芯的 $t_{d,max}$ 、 $t_{d,av}$ 皆呈现下降趋势,但 Δp 逐渐上升,表明液冷系统的能耗增加。当 $Q > 1.4$ L/min 时,3 号电芯的 $t_{d,max}$ 、 $t_{d,av}$ 降幅均不超过 0.1 °C,而 Δp 却大幅度增加。如果继续增大 Q ,未进一步降低电芯温度,反而加大了液冷板的能量消耗。所以综合考虑能耗与温度降低情况,该研究选取 $Q = 1.4$ L/min 的液冷策略。

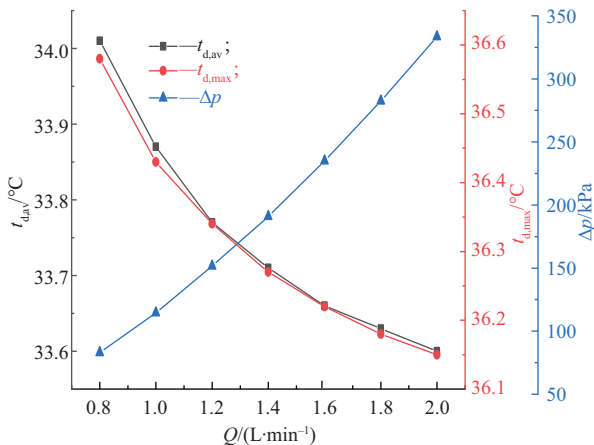


图 11 不同流量下电芯最高温度、平均温度和流道压降
Fig. 11 Maximum temperature, average temperature, and pressure drop of cells at different flow rates

4.2 变流量液冷策略

电芯在恒定流量工况下的温升变化曲线见图 12。

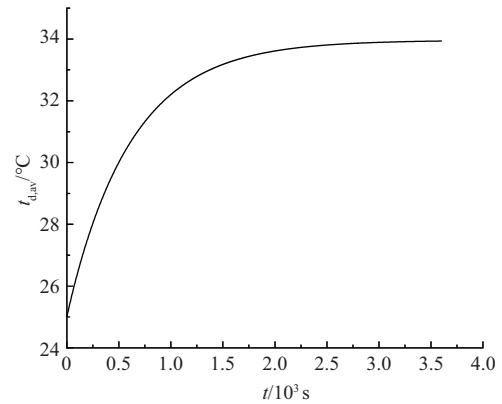


图 12 恒定流量下电芯平均温度的温升变化
Fig. 12 Temperature rise variation of average cell temperature at constant flow rate

基于温度对时间的一阶导数即温升速率($v/^\circ\text{C}\cdot\text{s}^{-1}$)及其变化趋势进行定义。设电芯的平均温度($t_{d,av}/^\circ\text{C}$)随着时间(t)变化的函数为 $T(t)$,其 v 的计算公式为

$$vT(t) = \frac{dT(t)}{dt} \quad (10)$$

第一阶段:快速升温期,充电开始,电池内阻导致初始产热量激增。此时,冷却液与电池之间的温度差较小,系统的散热能力较低,电池的产热速率大于散热速率,使热量迅速在电池内部积累,因此 v 维持在较高水平。该阶段临界点定义为 v 开始显著衰减的转折点,即基于温升速率二阶导数的极值点。在 0~1 400 s,温升曲线呈近似线性变化,温升速率高且稳定。在 1 400 s 后,电池的散热量显著增加,开始有效抵消产热量,此时温升曲线的斜率首次明显降低。仿真数据显示,1 400 s 是产热速率与散热速率之间动态平衡关系发生显著偏移的时刻。

第二阶段:温升平缓期,该阶段电池温度已升高至一定水平,并形成较大的换热温度差。虽然电池的产热过程仍在继续,但液冷系统的强大散热能力使电池的净热积累量减少,最终使电池的温度上升变得平缓。在 2 200 s 时,温升曲线的切线斜率较平缓,表明整体系统接近热平衡状态。

第三阶段:温升趋于稳定,整体系统处于热平衡状态。此时,散热系统的散热功率完全匹配设备的产热功率,整体系统温度维持在最高点并呈现小幅波动特征。

因此,将 1 C 下电芯充电过程(3 600 s)分成 3 个阶段:第一阶段(0~1 400 s)为快速温升期;第二

阶段(1 400~2 200 s)为温升平缓期;第三阶段(2 200~3 600 s)为温升稳定期。基于上述温升变化特征,制定如下变流量液冷策略(表6)。

表6 不同温升阶段的流量
Tab. 6 Flow rates at different temperature rise stages

t/s	$Q/(L \cdot \text{min}^{-1})$
0~1 400	1.4
1 400~2 200	1.0
2 200~3 600	1.2

比较恒定流量、变流量液冷策略下3号电芯的 $t_{d,max}$ 、 $t_{d,av}$:恒定流量液冷策略下,电芯的 $t_{d,max} = 36.27\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $t_{d,av} = 33.71\text{ }^\circ\text{C}$;变流量液冷策略下,电芯的 $t_{d,max} = 36.33\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $t_{d,av} = 33.77\text{ }^\circ\text{C}$,两种不同流量液

冷策略的液冷效果相当(图13)。

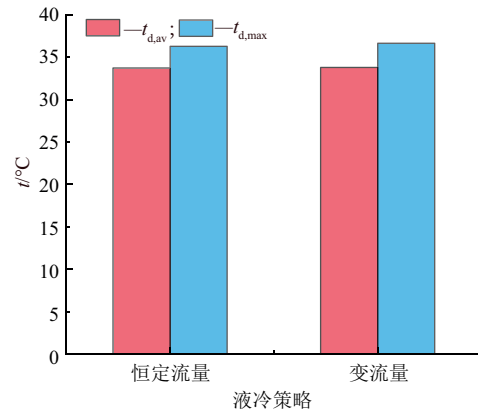


图13 恒定流量与变流量下电芯最高温度与平均温度的对比
Fig. 13 Comparison of maximum temperature and average temperature of battery cells under constant flow and variable flow conditions

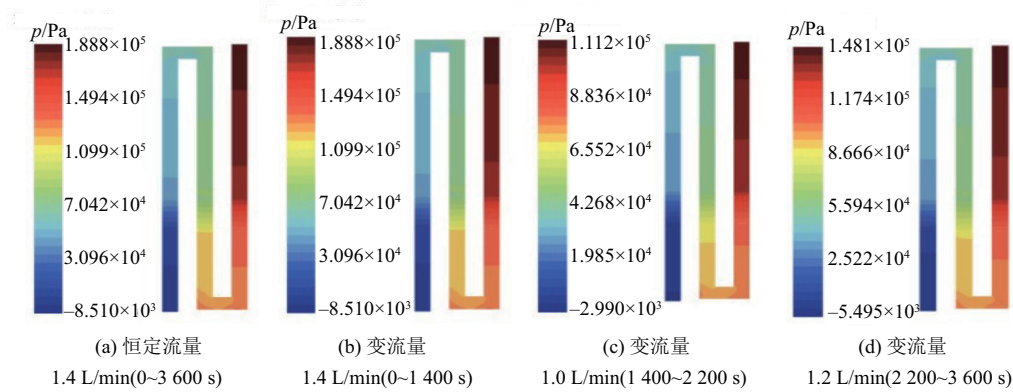


图14 恒定流量和变流量不同阶段流道压力云图

Fig. 14 Pressure contour maps of flow channels at different stages at constant flow and variable flow rates

比较恒定流量、变流量液冷策略下液冷板内流道的 Δp (图14):恒定流量液冷策略下, $\Delta p = 168.80\text{ kPa}$,而变流量液冷策略下, Δp 在快速温升期(0~1400 s)与恒定流量液冷策略下的相当。在温升平缓期(1 400~2 200 s), $\Delta p = 110.07\text{ kPa}$,与1.4 L/min下的相比, Δp 降低34.79%。在温升稳定期(2 200~3 600 s), $\Delta p = 146.54\text{ kPa}$,与1.4 L/min下的相比, Δp 降低13.19%。仿真结果显示,采用变流量液冷策略,不仅达到与恒定流量下相当的液冷散热效果,还显著降低了电池液冷板的能耗。文中采用的变流量液冷策略,即在电芯产热非峰值时段降低冷却液流量,减小了系统中不必要的能量运输消耗,使循环泵输出的机械能与维持目标温度所需的最小能耗更匹配。

5 结论

1)双进双出流道结构(两个进口位置在7号、8

号电芯侧),比单进单出流道结构,具有工作温度较低、高温区域分布更均匀的优点,使液冷板的最高温度降低 $0.72\text{ }^\circ\text{C}$ 。

2)采用正交方法,以电芯的最高温度、平均温度为优化目标进行极差分析,得到翅片排布的3个因素,即翅片间的横向(垂直冷却液流动方向)距离(a)、纵向(沿着冷却液流动方向)距离(b)、翅片高度(h),对液冷板散热性能的影响大小为 $h > a > b$,其中, h 是影响液冷板散热效果的主要因素。翅片布置的最优组合是 $a_4 b_3 h_3$,在 $Q = 1.0\text{ L/min}$ 下,该组合下3号电芯的最高温度、平均温度,比未布置翅片下的分别降低 0.33 、 $0.40\text{ }^\circ\text{C}$ 。

3)相比恒定流量液冷策略,对1 C下电芯充电不同阶段采用不同流量液冷策略,使电芯放电过程中第二阶段、第三阶段的液冷板内流道压降分别达34.79%、13.19%。

参考文献:

- [1] 国家发展改革委国家能源局. “十四五”新型储能发展实施方案 [EB/OL]. (2022-01-29) [2025-12-25]. <https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2022-03/22/5680417/files/41a50cec48e84cc4adfca855c3444f6b.pdf>.
- [2] 国能源研究会储能专业委员会, 中关村储能产业技术联盟. 储能产业研究白皮书[R]. 北京: 中关村储能产业技术联盟, 2025: 1-10.
- [3] YE Yonghuang, SAW L H, SHI Yixiang, et al. Numerical analyses on optimizing a heat pipe thermal management system for lithium-ion batteries during fast charging[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 86: 281-291.
- [4] LI Ke, YAN Jiajia, CHEN Haodong, et al. Water cooling based strategy for lithium ion battery pack dynamic cycling for thermal management system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 132: 575-585.
- [5] 渠广猛, 赵浩宇, 周麒, 等. 水系锌离子电池 Zn 负极优化策略: 从电极优化到电解质设计[J]. *宁夏大学学报(自然科学版中英文)*, 2025, 46(4): 385-404.
- [6] DONG Junhao, LU Xipo, SUN Yang, et al. Design of battery thermal management system with considering the longitudinal and transverse temperature difference [J]. *Energies*, 2022, 15(19): 7448. DOI: 10.3390/en15197448.
- [7] 陈雅, 范立云, 李晶雪, 等. 二次流蛇形通道锂离子电池散热性能[J]. *储能科学与技术*, 2023, 12(6): 1880-1889.
- [8] FU Jia, XU Xiaoming, LI Renzheng. Battery module thermal management based on liquid cold plate with heat transfer enhanced fin [J]. *International Journal of Energy Research*, 2019, 43(9): 4312-4321.
- [9] 曹丽娜, 王哲, 李慧, 等. 增设类水滴翅片式液冷板结构优化设计[J]. *重庆理工大学学报(自然科学)*, 2024, 38(9): 194-202.
- [10] 温达畅, 赵荣超, 叶鸣, 等. 基于非均匀翅片液冷板的电池热管理性能研究[J]. *电源技术*, 2021, 45(10): 1264-1268.
- [11] 李岳峰, 徐卫潘, 韦银涛, 等. 储能锂电池包浸没式液冷系统散热设计及热仿真分析[J]. *储能科学与技术*, 2024, 13(10): 3534-3544.
- [12] XIA Xiaojun, CHEN Libo, HUANG Yi, et al. Research on combined thermal management system of power battery and air conditioning based on MPC [J]. *World Electric Vehicle Journal*, 2025, 16(8): 452. DOI: 10.3390/wevj16080452.
- [13] NAM K, AHN C. Energy-efficient battery thermal management in electric vehicles using artificial-neural-network-based model predictive control [J]. *World Electric Vehicle Journal*, 2025, 16(5): 279. DOI: 10.3390/wevj16050279.
- [14] ZHANG Ningjia, WANG Zhaohui, ZHANG Bowen, et al. Performance investigation of battery thermal management system based on L-shaped heat pipe coupled cold plate and optimization of controllable liquid cooling [J]. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2024, 18(1): 2370941. DOI: 10.1080/19942060.2024.2370941.
- [15] 吴成涛, 姚昕焯. 基于 STAR-CCM+ 的储能 Pack 液冷系统冷却策略制定研究 [J/OL]. *电池工业*, 1-12. (2025-06-18) [2025-12-25]. <https://link.cnki.net/urlid/32.1448.tm.20250618.1319.002>.
- [16] SRINIVAAS S, LI Wei, GARG A, et al. Battery thermal management system design: role of influence of nanofluids, flow directions, and channels [J]. *Journal of Electrochemical Energy Conversion and Storage*, 2020, 17(2): 021110. DOI: 10.1115/1.4045325.
- [17] LIAO Jiadong, LI Tai, ZHANG Zhiya, et al. Effect of rib width on water and heat transfer in the gas diffusion layer [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2025, 3084: 012046. DOI: 10.1088/1742-6596/3084/1/012046.
- [18] ALBANA M H, BATUBARA N H, NOVEBRI-ANTIKA N, et al. Investigation of flow channel configurations in liquid-cooled plates for electric vehicle battery thermal management [J]. *World Electric Vehicle Journal*, 2025, 16(9): 536. DOI: 10.3390/wevj16090536.
- [19] GUO Rong, LI Lu. Heat dissipation analysis and optimization of lithium-ion batteries with a novel parallel-spiral serpentine channel liquid cooling plate [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 189: 122706. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122706.
- [20] LI Ningkang, SCHLOTTIG G, DEFAZIO M, et al. Hybrid porous media and fluid domain modeling strategy to optimize a novel staggered fin heat sink design [C]//19th International Workshop on Thermal Investigations of ICs and Systems (THERMINIC). IEEE, 2013: 224-230.
- [21] 陈亚玲. 锂电池液冷板散热均温及能耗性能研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2021.
- [22] 王学章, 李科群. 锂电池叉流通道液冷结构设计及散热特性分析 [J]. *物理学报*, 2022, 71(18): 194-203.
- [23] YANG Zhigang, YIN Ziqiang, WANG Donghe, et al. Effects of ternary sintering aids and sintering parameters on properties of alumina ceramics based on orthogonal test method [J]. *Materials Chemistry and Physics*, 2020, 241: 122453. DOI: 10.1016/j.matchemphys.2019.122453.
- [24] 彭宇翔, 高立克, 李勇琦, 等. 钠离子电池储能系统产热特性与热管理策略优化 [J]. *储能科学与技术*, 2025, 14(10): 3764-3773.

Research on the Optimization of Heat Dissipation Performance of Dual-Channel Liquid Cooling Plate Based on Orthogonal Design of Circular Fins

XU Zihao¹, XIA Mingxu^{1,2*}, BAI Yang³, CHEN Siyu³

(1. School of Materials and New Energy, Ningxia University, Yinchuan 750021, China;

2. School of Materials Science and Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

3. Guoxia Technology Co. Ltd., Wuxi 214174, China)

Abstract: To address the issue of excessive temperature in battery cells caused by uneven heat dissipation of liquid cooling plates, computational fluid dynamics (CFD) methods are employed to optimize the structure of the liquid cooling plate's flow channels, the arrangement of the fins within the channels, and the liquid cooling strategies to enhance the heat dissipation performance of the liquid cooling plate and improve temperature uniformity of the battery cells. The flow channel of the liquid cooling plate is transformed from an initial single inlet and outlet structure to a dual inlet and outlet dual-channel structure by increasing the number of inlets and outlets and changing their positions. Turbulence fins are added within the channels to enhance cooling performance. Using orthogonal simulation methods, the lateral distance (a), longitudinal distance (b), and height (h) of circular fins in the channel are studied for their impact on the maximum and average temperature of the battery cells, thereby determining the optimal arrangement of the fins. To achieve the same cooling effect as a constant flow liquid cooling strategy while reducing the energy consumption of the liquid cooling plate, a variable flow liquid cooling strategy implemented to achieve pressure drop in the channels. Results indicate that compared with the initial structure, the dual inlet liquid cooling plate reduces the maximum temperature of the liquid cooling plate by 0.72 °C; the height of the fins has the greatest impact on the heat dissipation of the liquid cooling plate; the optimal parameter combination for orthogonal arrangement is $a_4b_3h_3$, under which the maximum and average temperatures of the battery cells decrease by 0.33 °C and 0.40 °C, respectively, compared to when no fins are arranged; the variable flow liquid cooling strategy leads to pressure drops in the channels during the second and third discharge phases, reduced by 34.79% and 13.19%, respectively.

Key words: energy storage battery; liquid cooling plate flow channel; orthogonal design; circular fins; liquid cooling strategy

(责任编辑 高继红)