



非均匀热源下仿生叶脉液冷板的多目标优化

汪宇翔, 陈智鸿, 王 旋, 黄宇涛, 关 欣

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海市 200093)

摘 要: 液冷因具有结构紧凑、换热效率高等优势, 在动力电池热管理中得到广泛应用。然而, 传统液冷 BTMS 通常将电池视为均匀热源, 难以反映电池实际热负荷。基于此, 提出一种考虑非均匀热源边界条件的仿生叶脉流道液冷板。以液冷板最高温度、温度标准差和压降为目标函数, 首先通过单因素分析讨论各结构参数的影响, 随后通过正交试验筛选关键设计变量; 基于最优拉丁超立方采样所得样本点, 建立目标函数与设计变量之间的 Kriging 代理模型; 最后采用第二代非支配排序遗传算法 (NSGA-II) 获得 Pareto 前沿, 并通过熵权-TOPSIS 法选取最优解。采用原始三维数值模型对优化结果进行复算, 并比较优化前后叶脉流道的性能。结果表明, 优化后的仿生叶脉流道液冷板最高温度降低 3.08℃, 温度标准差降低 0.50℃, 压降由 117.42 Pa 增至 130.06 Pa (增幅 10.76%)。研究结果可为非均匀热负荷条件下电池热管理系统液冷板的设计提供参考。

关键词: 锂离子电池; 电池热管理; 非均匀热源; 仿生叶脉液冷板; 多目标优化

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0583

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (XXXX) XX-1-12

Multi-objective Optimization of a Bionic Leaf-Vein Liquid Cooling Plate with Non-uniform Heat Sources

Wang Yuxiang, Chen Zhihong, Wang Xuan, Huang Yutao, Guan Xin

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Liquid cooling is widely used in battery thermal management systems (BTMS) because of its compact structure and high heat-transfer efficiency. However, conventional liquid-cooled BTMS usually treat the battery as a uniform heat source and thus cannot reflect the actual thermal-load distribution. This study proposes a bionic leaf-vein liquid-cooling plate under a non-uniform heat-source boundary condition. The maximum temperature, temperature standard deviation, and pressure drop are selected as the optimization objectives. Single-factor analysis and orthogonal experiments are first used to identify influential structural parameters and key design variables. A Kriging surrogate model is then established from samples generated by optimal Latin hypercube sampling. NSGA-II is used to obtain the Pareto front, and the optimal solution is selected using the entropy-weight TOPSIS method. The optimized design is recalculated with the original three-dimensional numerical model and compared with the initial bionic leaf-vein channel. The results show that the optimized design reduces the maximum temperature by 3.08℃ and the temperature standard

收稿日期: 20206-07-27; 修改稿日期: 2026-07-06.

第一作者: 汪宇翔.

引用本文: 汪宇翔, 陈智鸿, 王旋, 等. 非均匀热源下仿生叶脉液冷板的多目标优化[J]. 储能科学与技术, XXXX, XX(XX): 1-12.

Citation: Wang Yuxiang, Chen Zhihong, Wang Xuan, et al. Multi-objective Optimization of a Bionic Leaf-Vein Liquid Cooling Plate with Non-uniform Heat Sources[J]. Energy Storage Science and Technology, XXXX, XX(XX): 1-12.

deviation by 0.50°C , while increasing the pressure drop from 117.42 to 130.06 Pa (10.76%). These results provide a reference for designing liquid-cooling plates for BTMS under non-uniform thermal loads.

Keywords: Lithium-ion batteries; battery thermal management; non-uniform heat source; bionic leaf-vein liquid-cooling plate; multi-objective optimization

随着新能源汽车产业快速发展,动力电池的安全稳定运行日益受到关注。锂离子电池因具有较高能量密度、较长循环寿命等优点,被作为电动汽车的动力电池广泛应用^[1]。但锂离子电池对温度极其敏感,温度过高会加速容量衰减和寿命退化,严重时可能引发热失控;温度分布不均则会加剧单体电池间性能差异,降低系统运行可靠性^[2]。为保证动力电池安全稳定运行,现有研究普遍认为,锂离子电池的工作温度应在 $20\text{--}40^{\circ}\text{C}$, 电池包内最大温差应控制在 5°C 以内^[3]。因此,如何构建高效可靠的电池热管理系统(BTMS),已成为亟待解决的关键问题。

目前,电池热管理系统主要包括空气冷却、液体冷却、相变材料冷却、热管冷却等^[4]。空气冷却具有结构简单、成本低和维护方便等优点,但其换热能力有限,难以满足动力电池持续散热的需求^[5]。相变材料冷却通过潜热吸收机制可有效抑制温升,而热管冷却则依托相变传热展现出良好的均温特性,但二者在持续散热能力、结构集成方面仍存在一定限制^[6-7]。相比之下,液冷因其高换热效率和更广泛的应用基础,已成为电池热管理的重要研究方向^[8]。

为进一步提升液冷 BTMS 的综合性能,液冷板的结构优化已成为近年来的重要研究方向。Sui 等^[9]提出一种混合歧管流道液冷板,通过优化冷却液的分配路径改善大容量方形电池组的散热性能。Feng 等^[10]提出梯度分布式 Tesla 阀液冷板,并采用耦合数值模型、Kriging 代理模型和 NSGA-II 对其热性能及能效进行多目标优化。结果表明,质量流量对液冷板热-流动性能的影响最大,其次为流道深度和 Tesla 阀间距; Pareto 前沿分析表明,中等质量流量与较大流道深度的组合可在热性能和压降之间取得较优折中。Fan 等^[11]将二次流调控思想引入蛇形液冷板,构建了网格与椭圆槽组合通道,通过增强局部流体扰动和改善冷却液流动路径,提高了冷板的综合性能。Li 等^[12]提出了带圆柱销钉翅的

微通道液冷板,并研究了销钉翅高度、布置位置和入口速度对冷板性能的影响。结果表明,在 3 C 放电工况下,当销钉翅无量纲高度为 1/4、销钉翅在上下相对换热壁面沿流动方向交错布置且入口速度为 0.4 m/s 时,与无销钉翅冷板相比,电池最高温升和最大温差分别降低 4.045 K 和 3.122 K 。Chen 等^[13]构建了仿荷叶分支通道冷板,其最优结构在 5C 放电倍率下可将电池最高温度控制在 29.7°C 以下,且压降仅为传统蛇形通道的 43.44%。Zhan 等^[14]将叶脉仿生流道与拓扑优化相结合,在保留分支网络流量分配优势的基础上进一步重构流道,在提高换热能力的同时大大降低了流动损失。Liu 等^[15]以鲨鱼皮表面的鳞片沟槽为原型设计仿鲨鱼皮通道液冷板,并通过 Taguchi 方法和因子分析筛选关键参数后引入 NSGA-II 优化,其最优结构在通道宽度 3.1 mm 、通道深度 4 mm 、纵向子通道数 2 和入口速度 0.27 m/s 时,温度均匀性提高 23.97%,能耗降低 22.62%。Wu 等^[16]以鱼骨流道为基础,将直线主流道改为蛇形主流道以强化换热,并通过减少支流道数量和调整支流道分布降低流动阻力。其中,将支流道由 19 组减至 10 组的 D6 构型在平均换热系数提高 21.88% 的同时,使流动阻力降低 12.73%。

值得注意的是,目前大多数研究均假设电池为均匀热源,这过于简化其热边界条件,从而导致电池热点温度未能有效降低,长期运行下去,电池寿命会快速衰减直至热失控。事实上,电池表面热通量通常呈现明显的空间非均匀性,这主要与极耳位置效应和电池内部各向异性导热特性有关:一方面,极耳附近电流密度较高,局部产热更为显著;另一方面,电池内部不同方向导热能力存在差异,使热量在表面扩散过程中呈现不均匀分布。目前已有部分研究开始关注这一问题。Goutam 等^[17]通过红外热成像和接触式温度测量发现,软包电池放电过程中表面温度分布并不均匀,局部高温区与电池结构和运行工况密切相关。Liu 等^[18]进一步建立了

基于区域产热率的非均匀产热模型，将软包电池划分为九个热源区域，并根据不同区域的温度响应计算局部产热强度，从而更准确地描述电池表面热负荷的空间差异。**Cao**等^[19]提出电流自适应非均匀产热分布模型，将放电电流变化与局部产热分布相结合，揭示了非均匀热源不仅表现为空间上的固定热点，还会随工况变化呈现动态演化特征。**Wu**等^[20]则将非均匀热源直接引入冷板拓扑优化过程，基于放电后电池表面的非均匀温度分布构建空间变热源边界，使冷板拓扑结构更好地适配局部热负荷分布。

为解决上述问题，本文提出了一种考虑非均匀热源边界条件的仿生叶脉液冷板(BVC)。首先，基于经验证的锂离子电池模型获得电池表面的非均匀热分布，并将其作为液冷板结构优化的热边界条件。在此基础上，建立BVC液冷BTMS的数值模型，系统分析流道渐缩比(β)、流道数量(n)、流道高度(H)和流道夹角(α)对液冷板综合性能的影响。随后，通过正交试验评估多参数耦合作用下各结构因素对最高温度、温度标准差和压降的影响，并筛选关键设计变量。进一步地，基于最优拉丁超立方采样(OLHS)构建样本集，采用Kriging模型建立设计变量与性能响应之间的代理模型，并结合NSGA-II获得BVC液冷板的最优结构参数。研究结果可为液冷BTMS的流道结构设计提供理论依据和设计参考。

1 模型开发

1.1 计算模型

图1展示了本文所建立的锂离子电池液冷热管理系统(BTMS)三维计算模型。该系统由一块液冷板及其上下两侧布置的方形锂离子电池组成。液冷板内部采用仿生叶脉流道结构(BVC)如图1(a)所示，该结构由中心主流道、两侧汇流通道和若干分支流道组成，其中分支流道数量定义为 n ，分支流道与主流道之间的夹角定义为 α ，流道高度定义为 H ，主/次流道渐缩比定义为 β 。冷却液从入口流入液冷板，经分支流道向两侧区域分配，并在侧通道内汇集后由出口流出，从而带走电池产生的热量。液冷板的材料为铝(Al)，冷却剂为水。本研究采用某款 LiFePO_4 (180 mm(L)×135 mm(W)×30 mm(H))电池为研究对象，其参数见表1和表2。

进一步基于电池生热模型获得了5C放电倍率下电池表面的非均匀热通量分布，并将其作为后续液冷板优化的热边界条件。由图1(b)可见，靠近极耳区域的热负荷明显高于其他区域，表明电池表面热边界具有显著的空间非均匀性。该非均匀热边界被用于后续液冷板结构优化，从而实现冷板结构与实际负荷之间的耦合。

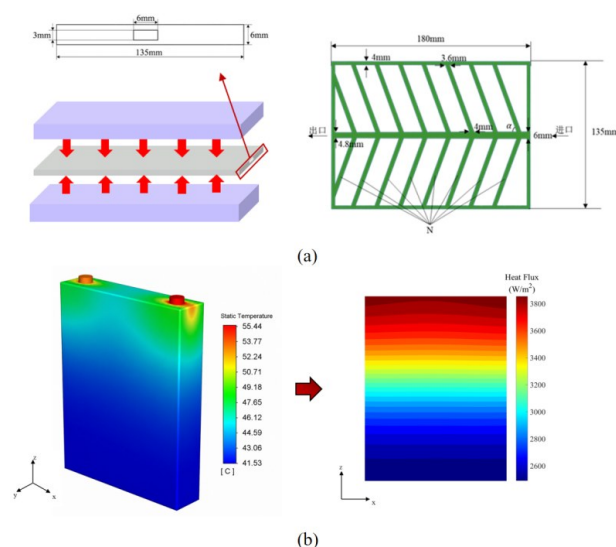


图1 (a) 含BVC流道的BTMS液冷系统；(b) 表面热通量等值分布

Fig. 1 (a) BTMS liquid-cooling system with BVC channels; (b) contour distribution of surface heat flux

表1 电池特性参数

Table 1 Battery characteristics

参数 Parameter	参数值 Value
额定容量/A·h Rated capacity	50
额定电压/V Rated voltage	3.2
质量/g Mass	1380
标准放电倍率/C Standard discharge rate	1
最大连续放电倍率/C Maximum continuous discharge rate	5
内阻/mΩ Internal resistance	1.5
充电上限电压/V Upper charging voltage	3.65
放电截止电压/V Discharge cut-off voltage	2.5

1.2 流动方程

冷却液流动均处于层流范围，故采用层流模型。计算中将冷却液视为连续、不可压缩流体，且流体与固体材料的热物性参数均为常数，同时忽略重力、热辐射及黏性耗散的影响。连续性方程和动量方程分别见公式(1)和公式(2)：

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

表2 电池物性参数

Table 2 Physical properties of the battery

材料 Material	密度 Density	比热容 Specific heat capacity	导热系数 Thermal conductivity	UDS-0	UDS-1
	kg/m ³	J/(kg·K)	W/(m·K)		
电池 Battery	1934.2	1399	$\lambda_x = \lambda_y = 10 \lambda_z = 1$	1.19×10^6	9.83×10^5
正极 Positive electrode	2719	871	202.4	-	-
负极 Negative electrode	8979	381	387.6	-	-

$$\rho_f(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = -\nabla P + \mu_f \nabla^2 \mathbf{u} \quad (2)$$

其中 ρ_f 为冷却液的密度, μ_f 是冷却液的黏度, P 是压力, $\mathbf{u}$ 是冷却液的速度矢量。

1.3 热传递方程

假设传热过程处于稳态, 且材料性质保持稳定, 流体域和固体域的能量方程分别见公式 (3) 和公式 (4) [21]:

$$\rho_f C_{p,f}(\mathbf{u} \cdot \nabla T) = k_f \nabla^2 T \text{ (in fluid)} \quad (3)$$

$$0 = k_s \nabla^2 T + Q \text{ (in solid)} \quad (4)$$

其中 $C_{p,f}$ 、 k_f 冷却液的比热容、热导率, k_s 为固体域的热导率, T 是温度。

假设存在理想热源 T_Q , 根据牛顿冷却定律, 均匀表面上单位面积的热量产生量 Q 的计算见公式 (5):

$$Q = h(T_Q - T) \quad (5)$$

其中 h 为传热系数, 取值为 $1.5 \times 10^5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$, 该取值参照文献 [20]。在放电结束时, 电池表面呈现非均匀温度分布, 将该温度分布与使用 NTGK 模型数值预测的生热结果相结合。这样就可以建立与表面温度分布相关的热源项。生热量 Q 的计算见公式 (6):

$$Q = h(T_Q - T)P^*(x^*, y^*) \quad (6)$$

其中 $P(x, y)$ 为电池表面各位置的温度分布的拟合函数, $P^*(x^*, y^*)$ 为无量纲函数。其中 $x^* = x/x_0$, $y^* = y/y_0$, $P^* = P/P_0$ 。 x_0 , y_0 和 P_0 的值分别为 1 mm、1 mm 和 1 K。则 $P(x, y)$ 的定义见公式 (7):

$$\begin{aligned} P(x, y) = & 315.73 + 2.288x + 31.321y \\ & + 178.502x^2 + 62.665xy + 309.626y^2 \\ & - 276.941x^3 + 2858.775x^2y + 460.99xy^2 \\ & - 360.904y^3 - 37171.759x^4 - 5087.398x^3y \\ & + 35451.377x^2y^2 + 744.515xy^3 - 19370.981y^4 \end{aligned} \quad (7)$$

该函数由 MATLAB 拟合生成, 该函数的准确性由决定系数 R^2 和均方根误差 $RMSE$ 来评估, R^2 越接近 1, $RMSE$ 越小代表拟合精度越高。在本研究中 R^2 为 0.996, $RMSE$ 为 0.117, 表明拟合结果与

原始数值数据高度吻合。最后, 将热源 Q 作为非均匀热通量边界条件应用于后续流道优化的计算过程中。

1.4 电化学模型控制方程

NTGK 模型是一种高效的锂离子电池建模方法, 能够快速求解电池的热性能问题。模型通过求解电池正、负极电势分布来描述放电过程中的电流传递行为。正、负极的电势控制方程分别见公式 (8) 和公式 (9):

$$\nabla \cdot (\sigma^+ \nabla \phi^+) = -j \quad (8)$$

$$\nabla \cdot (\sigma^- \nabla \phi^-) = j \quad (9)$$

其中, σ^+ 和 σ^- 分别表示正、负极的有效电导率, ϕ^+ 和 ϕ^- 分别表示正极和负极的相电位, j 表示电化学反应的体积电流传递速率。

体积电流传递速率 j 由局部电势差及经验参数共同决定, 其表达式见公式 (10):

$$j = \frac{Q_{\text{nominal}}}{Q_{\text{ref}} \text{Vol}_b} Y[U - (\phi^+ - \phi^-)] \quad (10)$$

其中, $(\phi^+ - \phi^-)$ 代表电池电压, Q_{nominal} 为电池额定容量, Q_{ref} 为参考容量, Vol_b 为电池活性区体积, Y 和 U 是放电深度 (DOD) 的两个函数。

电池放电深度 DOD 的定义见公式 (11):

$$\text{DOD} = \frac{\text{Vol}_b}{3600 Q_{\text{nominal}}} \int_0^t j dt \quad (11)$$

其中, t 为放电时间。放电深度曲线拟合数据用于确定 Y 和 U 函数。

U 和 Y 的表达式参照文献 [22] 确定, 分别见公式 (12) 和公式 (13):

$$U = \left(\sum_{n=0}^5 a_n (\text{DOD})^n \right) - C_2 (T - T_{\text{ref}}) \quad (12)$$

$$Y = \left(\sum_{n=0}^5 b_n (\text{DOD})^n \right) \exp \left[-C_1 \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{\text{ref}}} \right) \right] \quad (13)$$

其中, a_n 和 b_n 分别为参数 U 和 Y 的多项式拟合系数, C_1 和 C_2 为 NTGK 模型温度修正参数, T_{ref} 为参考温度。各参数取值见表 3。

在确定电池内部的电流传递行为后, 可进一步计算其放电过程中的产热特性。电化学反应热见公

式 (14):

$$\dot{q}_{\text{ECH}} = j[U - (\phi^+ - \phi)] - jT \frac{dU}{dT} \quad (14)$$

其中, q_{ECH} 为电化学反应热源项, T 为电池温度。式中第一项为极化作用引起的不可逆反应热, 第二项为熵变引起的可逆反应热。

除电化学反应热外, 电池在放电过程中还存在欧姆热损耗, 电池总热源项见公式 (15):

$$\dot{q} = \dot{q}_{\text{ECH}} + \sigma^+ \nabla \phi^+ \cdot \nabla \phi^+ + \sigma^- \nabla \phi^- \cdot \nabla \phi^- \quad (15)$$

其中, q 为电池总热源项, 后两项分别表示正、负极中的欧姆热。

忽略混合热及其他次要热效应, 电池内部瞬态温度场满足的能量守恒方程见公式 (16):

$$\rho_b C_{p,b} \frac{\partial T_b}{\partial t} - \nabla \cdot (k_b \nabla T_b) = \dot{q} \quad (16)$$

其中, ρ_b 、 $C_{p,b}$ 和 k_b 分别为电池的密度、比热容和热导率。

表3 函数U和Y的拟合参数

Table 3 Fitting parameters for functions U and Y

参数 Parameter	数值 Value	参数 Parameter	数值 Value
a_0	3.307691	b_0	945.6434
a_1	-0.98847	b_1	-3416.86
a_2	1.82887	b_2	23311.51
a_3	-5.18904	b_3	-53677
a_4	6.464672	b_4	53419.34
a_5	-3.0029	b_5	-19070.1
C_1	1800	C_2	0.00095

1.5 初始条件和边界条件

在 ANSYS Fluent 中基于 NTGK 模型, 模拟了锂离子电池在 5C 放电倍率下的产热行为。当电池电压达到放电截止电压时, 电池停止放电。环境温度设置为 25℃, 忽略热对流和热辐射的影响。同时将连续性、动量和能量方程的残差设置为 10^{-5} , 10^{-5} 和 10^{-6} 。

在 COMSOL Multiphysics 中构建了 BVC 液冷板的三维流固耦合传热模型。采用单向耦合方式, 将 ANSYS Fluent 中获得的电池表面非均匀热通量作为液冷板的热边界条件导入模型进行计算。后续优化采用稳态流固共轭传热方法进行计算。液冷板入口采用速度入口, 入口流动工况以雷诺数表征, 并将入口雷诺数设定为 $Re=1600$ 。由于 $Re < 2300$, 冷却液流动采用层流模型。出口采用压力出口, 表压为 0 Pa, 冷却液流经的壁面设置为无滑移边界。

将环境温度、液冷板入口温度设置成 25℃。暴露在空气中的液冷板与空气进行自然对流, 对流换热系数设置为 $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

1.6 网格敏感性分析

为排除网格划分对数值计算结果的影响, 本文对模型进行了网格无关性分析。如图 2 所示, 当网格数量增加至 703225 时, 最高温度和压降已基本趋于稳定。相较于下一级网格数, 最高温度的相对偏差仅为 0.26%, 压降的相对偏差为 2.09%, 表明在该网格水平下, 继续加密网格对计算结果的改善已较为有限, 而计算成本将进一步增加。因此, 综合考虑计算精度与求解效率, 本文最终选取网格数量为 703225 的方案作为后续数值模拟的计算网格。

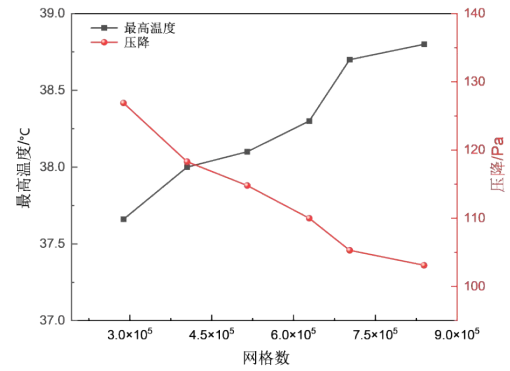


图2 网格敏感性分析

Fig. 2 Mesh sensitivity analysis

1.7 电池生热模型验证

为了验证所建立模型的可靠性, 对电池生热模型进行了模拟验证。基于文献^[22]中的实验数据, 建立了单体电池发热模型, 模拟了 1C、2C 和 3C 放电倍率下的电池平均温度变化过程, 并将结果与实验的测量值进行了对比, 如图 3 所示。结果表明在 1C、2C 和 3C 放电条件下, 电池平均温度的最大偏差分别为 2.91%、1.31% 和 3.04%。总体而言, 仿真模型较好地捕捉了不同放电倍率下电池平均温度随时间的变化趋势, 验证了所开发模型的准确性和适用性。

2 结果与讨论

2.1 流道渐缩比的影响

为研究流道渐缩比对 BVC 冷板性能的影响, 在固定流道夹角 $\alpha=60^\circ$, 流道数 $n=8$, 流道高度

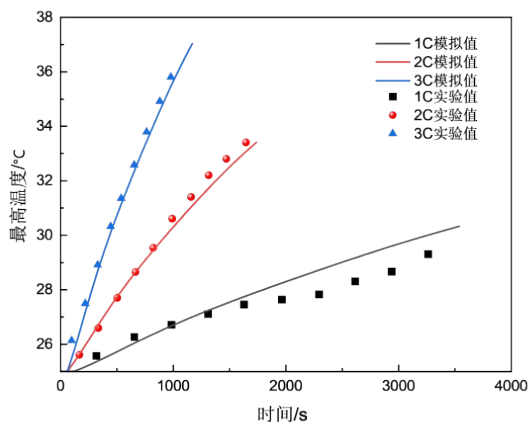


图3 电池平均温度实验值与模拟值对比
Fig. 3 Comparison of experimental and simulated average battery temperatures

$H = 3 \text{ mm}$, 入口雷诺数 $Re = 1600$ 的条件下, 设置了四种不同的主/次流道渐缩比, 分别为 0.8/0.9, 0.7/0.85, 0.6/0.8, 0.5/0.75。模拟结果如图 4 所示。随着主次流道渐缩比的逐步减小, 液冷板最高温度由 40.29°C 降低至 38.14°C , 温度标准差由 2.69°C 降低至 2.25°C , 而压降则由 147.7 Pa 增加至 198.17 Pa 。从上述结果可得: 较小的渐缩比可显著提高流道后段和分支流道内的冷却液流速, 并改善在主流道与分支流道的流量分配, 从而强化换热并有效缓解局部热点, 因此最高温度和温度标准差随之下降; 与此同时, 流道截面的持续收缩会增大沿程摩擦损失和局部阻力, 导致压降明显升高。

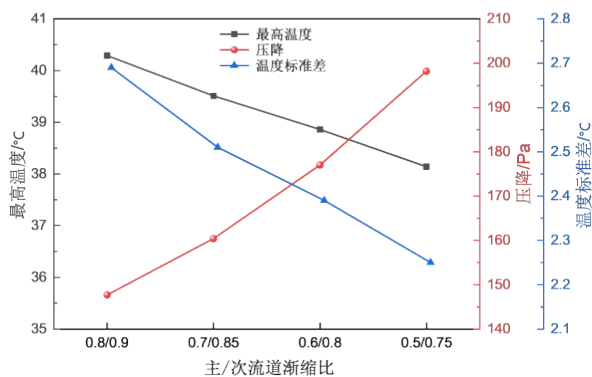


图4 不同流道渐缩比 (β) 下 BVC 液冷 BTMS 的性能变化
Fig. 4 Performance variation of the BVC-based BTMS with different channel taper ratios (β)

2.2 流道夹角的影响

为研究流道夹角对 BVC 冷板性能的影响, 在固定主/次流道渐缩比 $\beta = 0.6/0.8$, 流道数为 $n=8$,

流道高度 $H = 3 \text{ mm}$, 入口雷诺数 $Re = 1600$ 的条件下设置了四种不同的流道夹角水平, 分别为 50° 、 60° 、 70° 、 80° 。模拟结果如图 5 所示。随着夹角的不断增大, 液冷板最高温度由 38.9°C 逐步降低至 38.6°C , 压降由 171.6 Pa 增至 182.9 Pa , 温度标准差随夹角变化呈现先减小后增大的趋势, 由 2.76°C 下降至 2.39°C 后又增至 2.45°C 。从上述结果可得: 适当增大夹角可改善局部流量分配, 从而强化换热并降低最高温度; 但随着夹角进一步增大, 流体在分流和转向过程中的局部阻力损失加剧, 导致压降持续升高。同时, 过大的夹角会使流量分配过于集中, 削弱了冷板的均温能力, 因此温度标准差在较大夹角下反而有所回升。

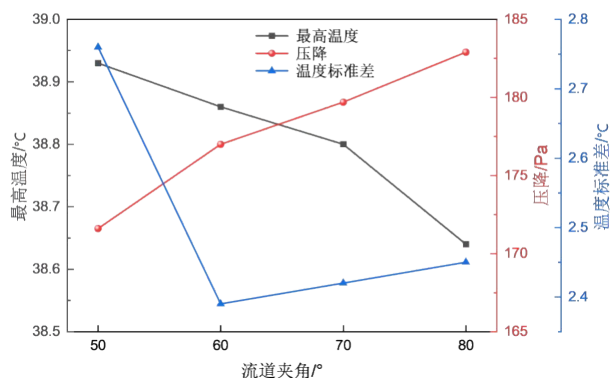


图5 不同流道夹角 (α) 下 BVC 液冷 BTMS 的性能变化
Fig. 5 Performance variation of the BVC-based BTMS with different channel angles (α)

2.3 流道数的影响

为研究流道数对 BVC 液冷板性能的影响, 在固定主/次流道渐缩比 $\beta = 0.6/0.8$, 流道夹角 $\alpha = 60^\circ$, 流道高度 $H = 3 \text{ mm}$, 入口雷诺数 $Re = 1600$ 的条件下设置了四种不同的流道数水平, 分别为 6、8、10、12。模拟结果如图 6 所示。随着流道数的增加, 液冷板最高温度由 39.7°C 逐步降低至 38.0°C , 温度标准差由 2.50°C 降低至 2.31°C , 说明增加流道数有利于提升液冷板散热能力并改善温度分布均匀性; 与此同时, 压降由 171 Pa 增至 186 Pa , 表明流阻随流道数增多而持续上升。从上述结果可得: 随着流道数的增加, 换热面积增大, 从而使最高温度和温度标准差持续下降。然而, 流道数的增加也会使流体在流道中的分流与汇流过程更加频繁, 局部阻力和沿程损失相应增大, 因此压降

呈上升趋势。

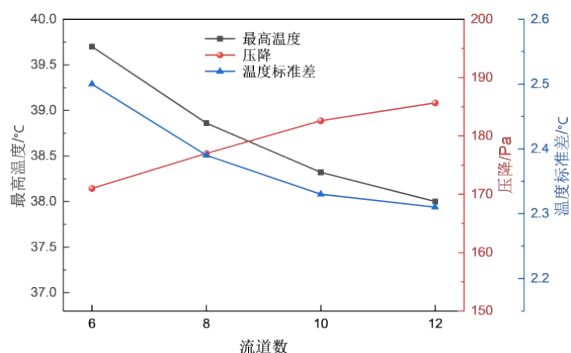


图6 不同通道数 (n) 下BVC液冷BTMS的性能变化
Fig. 6 Performance variation of the BVC-based BTMS with different channel numbers (n)

2.4 流道高度的影响

为研究流道高度对BVC液冷板性能的影响，在固定主/次流道渐缩比 $\beta = 0.6/0.8$ ，流道夹角 $\alpha = 60^\circ$ ，流道数 $n=8$ ，入口雷诺数 $Re = 1600$ 的条件下设置了四种不同的流道高度水平，分别为2.5、3、3.5、4 mm。模拟结果如图7所示。随着流道高度由2.5 mm增至4.0 mm，液冷板最高温度由39.64℃逐步降低至37.93℃，压降由231.6 Pa显著下降至116.8 Pa，温度标准差则由2.38℃小幅增至2.46℃。流道高度的增大显著增加了液冷板内部的有效对流换热面积，使得最高温度显著下降。冷却液流速随流道高度的增大而减小，降低了流动阻力和沿程压降；同时，流速的下降和局部流量分配差异，使得液冷板不同区域之间的换热强度仍存在一定的不均衡，因而温度标准差反而略有上升。

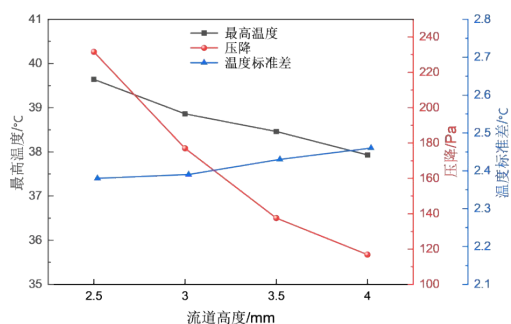


图7 不同流道高度 (H) 下BVC液冷BTMS的性能变化
Fig. 7 Performance variation of the BVC-based BTMS with different channel heights (H)

3 BVC液冷板的多目标优化

3.1 正交试验和极差分析

正交试验是一种常用的多因素参数优化方法。在上述单因素分析的基础上，为进一步评估多个结构参数在组合变化下对BVC液冷板性能的影响，本文选取主/次流道渐缩比(β)、流道数量(n)、流道高度(H)、流道夹角(α)作为正交试验因素，其中，渐缩比采用主/次流道渐缩比的组合形式表示。采用正交表进行四因素四水平试验，正交试验因子水平如表4所示。正交试验结果如表5所示。

表4 正交试验因素与水平

Table 4 Factors and levels of the orthogonal experiment

水平 Level	因素 Factor			
	β	n	$\alpha/(^\circ)$	H/mm
1	0.8/0.9	6	50	2.5
2	0.7/0.85	8	60	3
3	0.6/0.8	10	70	3.5
4	0.5/0.75	12	80	4

极差分析是正交试验结果处理中常用的一种直观分析方法，通过计算各因素在不同水平下响应指标的平均值，并比较同一因素各水平均值之间的极差 ϕ 值大小，来判断各因素对评价指标影响的显著程度；通常 ϕ 值越大，说明该因素对响应结果的影响越显著， ϕ 的计算见公式(17) [23]。

$$\phi = \max \{k_1, k_2, k_3, k_4\} - \min \{k_1, k_2, k_3, k_4\} \quad (17)$$

正交试验的极差分析结果如表6所示，可以得出，各因素对 $T_{\max}$ 的影响顺序为 $\beta > n > H > \alpha$ ，对 ΔP 的影响顺序为 $H > \beta > n > \alpha$ ，对 δ_T 的影响顺序为 $\beta > H > n > \alpha$ 。其中，主/次流道渐缩比 β 对 $T_{\max}$ 和 δ_T 均具有较强影响，说明主/分支流道的截面变化会显著改变冷却液分配和局部换热强度；流道高度 H 对 ΔP 影响最大，这主要与流道高度变化导致的流道截面面积变化有关。相比之下，流道夹角 α 在三个评价指标中的极差均最小，表明其在本文选定参数范围内对液冷板综合性能的影响相对有限。因此，为进一步提高优化效率，本文在后续多目标优化时，忽略流道夹角 α 的影响，将 β 、 n 和 H 视作关键设计变量进一步优化。

表5 正交试验方案与结果

Table 5 Orthogonal test schemes and results

试验号 Run	因素 Factor				评价指标 Response		
	β	$\alpha/(^\circ)$	n	H/mm	$T_{\max}/^\circ\text{C}$	$\Delta P/\text{Pa}$	$\delta_T/^\circ\text{C}$
1	1	1	1	1	42.04	189.5	2.74
2	2	2	2	2	39.51	160.4	2.51
3	3	3	3	3	37.81	146.4	2.39
4	4	4	4	4	38.81	158.6	2.49
5	1	2	3	4	39.09	98.0	2.74
6	2	1	4	3	38.49	128.6	2.51
7	3	4	1	2	39.21	89.4	2.42
8	4	3	2	1	38.93	260.3	2.28
9	1	3	4	2	39.38	156.8	2.69
10	2	4	3	1	38.18	260.1	2.35
11	3	1	2	4	37.93	117.7	2.48
12	4	2	1	3	38.55	150.8	2.41
13	1	4	2	3	39.85	118.2	2.84
14	2	3	1	4	39.57	103.3	2.77
15	3	2	4	1	38.78	121.6	2.32
16	4	1	3	2	37.76	197.9	2.22

3.2 基于NSGA-II的液冷板结构优化

3.2.1 变量与样本空间构建

为进一步对液冷板综合性能进行优化,本研究后续采用NSGA-II开展多目标优化。优化目标为降低最高温度、温度标准差以及控制压降。选取主流道渐缩比 x_1 、次流道渐缩比 x_2 、流道高度 x_3 、和流道数 x_4 作为后续多目标优化的设计变量,将流道夹

角 α 固定为 60° 。

3.2.2 代理模型的建立

代理模型可在保持较高预测精度的同时,替代计算成本较高的三维数值模型,从而提高后续多目标优化效率。代理模型的构建包括试验设计(DOE)与模型选择两个环节。现有DOE方法主要包括均匀设计、中心复合设计、拉丁超立方采样(LHS)以及最优拉丁超立方采样(OLHS)等^[24]。为提高样本点在设计域内的覆盖均匀性,本文采用最优拉丁超立方采样生成24个样本点。由图8可见,样本点在设计空间内分布较为均匀,可为后续代理模型构建提供较好的样本基础。

本文选取了目前工程优化中广泛应用的三种代理模型进行对比,即响应面法(RSM)、径向基函数(RBF)和克里金法(Kriging)。其中,RSM适用于描述较平滑的低阶响应关系,RBF具有较强的非线性插值能力,Kriging则可同时考虑全局趋势和局部偏差。采用留一交叉验证(LOOCV)方法对三种代理模型进行精度评估,并采用决定系数 R^2 和均方根误差RMSE来评估代理模型的准确性。

表7列出了不同代理模型的LOOCV精度对比结果。结果表明,Kriging模型在预测精度方面优于其他两种模型,故选取Kriging模型作为本研究的代理模型。

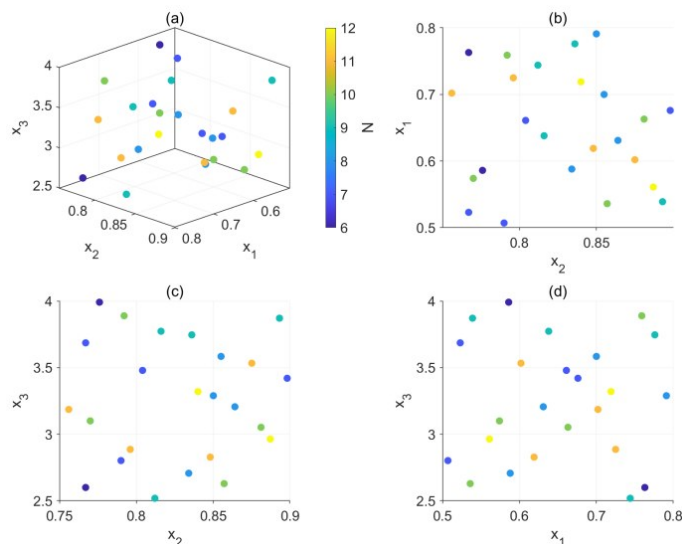


图8 最优拉丁超立方样本点的三维及二维分布:(a) 三维分布;(b) $x_1 - x_2$ 平面投影;(c) $x_2 - x_3$ 平面投影;(d) $x_1 - x_3$ 平面投影(颜色表示流道数 n)

Fig. 8 Three- and two-dimensional distributions of the optimal Latin hypercube samples: (a) three-dimensional distribution; (b) $x_1 - x_2$ projection; (c) $x_2 - x_3$ projection; (d) $x_1 - x_3$ projection (color denotes channel number n)

表6 极差分析结果

Table 6 Range-analysis results

评价指标 Response		因素 Factor			
		$\beta/1$	$\alpha/(^\circ)$	$n/1$	H/mm
$T_{\max}/^\circ\text{C}$	k_1	40.09	39.06	39.84	39.48
	k_2	38.94	38.98	39.06	38.97
	k_3	38.43	38.92	38.21	38.68
	k_4	38.51	39.01	38.87	38.85
	φ	1.66	0.13	1.63	0.81
$\Delta P/\text{Pa}$	k_1	140.63	158.43	133.25	207.88
	k_2	163.10	132.70	164.15	151.13
	k_3	118.78	166.70	175.60	136.00
	k_4	191.90	156.58	141.40	119.40
	φ	73.13	34.00	42.35	88.48
$\delta_T/^\circ\text{C}$	k_1	2.753	2.4875	2.5850	2.4225
	k_2	2.5350	2.4950	2.5275	2.4600
	k_3	2.4025	2.5325	2.4250	2.5375
	k_4	2.3500	2.5250	2.5025	2.6200
	φ	0.4025	0.0450	0.1600	0.1975

表7 代理模型精度评估

Table 7 Accuracy evaluation of surrogate models

评价指标 Response	Kriging		RBF		RSM	
	LOOCV _R ²	LOOCV _RMSE	LOOCV _R ²	LOOCV _RMSE	LOOCV _R ²	LOOCV _RMSE
$T_{\max}/^\circ\text{C}$	0.958	0.191	0.752	0.464	0.949	0.209
$\Delta P/\text{Pa}$	0.988	3.99	0.908	6.021	0.944	4.72
$\delta_T/^\circ\text{C}$	0.994	0.018	0.858	0.054	0.984	0.033

3.2.3 基于NSGA-II的多目标优化

将Kriging模型作为NSGA-II的目标函数模型。为便于代理模型调用，将设计变量向量表示为：

$$\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T \quad (18)$$

在建立Kriging代理模型时，对各设计变量进行标准化处理：

$$\tilde{x}_j = \frac{x_j - \bar{x}_j}{s_j} \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (19)$$

式中， x_j 为第 j 个原始设计变量， $\tilde{x}_j$ 为相应的标准化设计变量； $\bar{x}_j$ 和 s_j 分别为第 j 个设计变量在样本集中的均值和标准差。

三个Kriging代理模型均采用ARD平方指数核函数。第 q 个响应对应的核函数表示为：

$$k_q(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\mathbf{x}}^{(i)}) = \sigma_{f,q}^2 \exp \left[-\frac{1}{2} \sum_{j=1}^4 \frac{(\tilde{x}_j - \tilde{x}_j^{(i)})^2}{l_{q,j}^2} \right], q = 1, 2, 3 \quad (20)$$

式中， $q=1, 2, 3$ 分别对应最高温度、压降和温度标准差； $\tilde{\mathbf{x}}^{(i)}$ 为第 i 个标准化样本点； $\sigma_{f,q}$ 为第 q

个代理模型的信号标准差； $l_{q,j}$ 为第 q 个代理模型中第 j 个设计变量的特征长度尺度。

第 q 个Kriging代理模型的样本权重向量表示为：

$$\mathbf{w}_q = (\mathbf{K}_q + \sigma_{n,q}^2 \mathbf{I})^{-1} (\mathbf{y}_q - \mathbf{m}_q \mathbf{1}) \quad (21)$$

式中， $\mathbf{w}_q$ 为样本权重向量； $\mathbf{K}_q$ 为样本核矩阵； $\sigma_{n,q}$ 为噪声标准差； $\mathbf{I}$ 为单位矩阵； $\mathbf{y}_q$ 为样本响应向量； $\mathbf{m}_q$ 为常数回归项。

以最高温度最小为第一个优化目标，其目标函数表示为：

$$f_1(\mathbf{x}) = \hat{T}_{\max}(\mathbf{x}) = m_1 + \sum_{i=1}^{24} w_{1,i} \sigma_{f,1}^2 \exp \left[-\frac{1}{2} \sum_{j=1}^4 \frac{(\tilde{x}_j - \tilde{x}_j^{(i)})^2}{l_{1,j}^2} \right] \quad (22)$$

以液冷板进出口压降最小为第二个优化目标，其目标函数表示为：

$$f_2(\mathbf{x}) = \hat{\Delta P}(\mathbf{x}) = m_2 + \sum_{i=1}^{24} w_{2,i} \sigma_{f,2}^2 \exp \left[-\frac{1}{2} \sum_{j=1}^4 \frac{(\tilde{x}_j - \tilde{x}_j^{(i)})^2}{l_{2,j}^2} \right] \quad (23)$$

以温度标准差最小为第三个优化目标，其目标函数表示为：

$$f_3(\mathbf{x}) = \hat{\delta}_T(\mathbf{x}) = m_3 + \sum_{i=1}^{24} w_{3,i} \sigma_{f,3}^2 \exp \left[-\frac{1}{2} \sum_{j=1}^4 \frac{(\tilde{x}_j - \tilde{x}_j^{(i)})^2}{l_{3,j}^2} \right] \quad (24)$$

式中， $w_{q,i}$ 为第 q 个代理模型中第 i 个样本点对应的权重。

综上，基于NSGA-II的三目标优化模型表示为：

$$\min_{\mathbf{x}} \mathbf{F}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x}), f_3(\mathbf{x})]^T = [\hat{T}_{\max}(\mathbf{x}), \hat{\Delta P}(\mathbf{x}), \hat{\delta}_T(\mathbf{x})]^T \quad (25)$$

约束条件为：

$$\text{subject to} \begin{cases} 0.5 \leq x_1 \leq 0.8 \\ 0.75 \leq x_2 \leq 0.9 \\ 2.5 \leq x_3 \leq 4.0 \\ 6 \leq x_4 \leq 12 \end{cases} \quad (26)$$

NSGA-II是一种应用广泛的多目标优化算法，通过快速非支配排序、拥挤距离比较和精英保留机制，可有效获得分布均匀的Pareto最优解集。本研究采用NSGA-II对液冷板各结构参数进行多目标优化，主要参数设置为：种群规模为150，最大迭代代数100，交叉比例为0.8，Pareto fraction为0.35，函数容差为 10^{-6} ，得到52组Pareto最优解

如图9所示。所得的Pareto解都是相互制约的,不存在能够同时使所有目标达到最优的单一解。一般来说,Pareto最优解的选择往往取决于决策者的偏好,但这种方法受主观影响。本文采用熵权-TOPSIS来解决该问题,熵权法用于计算每个指标对应的权重,TOPSIS法根据备选方案与理想解和负理想解的距离对其进行排序。熵权-TOPSIS方法具体计算过程参见文献^[25]。

根据计算得到最高温度、压降和温度标准差的权重系数分别为25.74%,46.31%,27.96%。其中, ΔP 权重较高,说明在所得Pareto解集中压降变化对方案区分度贡献较大。经熵权-TOPSIS综合评价,确定当渐缩比 $\beta=0.55/0.78$,流道数 $n=11$,流道高度 $H=3.96\text{ mm}$ 时,液冷板性能达到最优。对应性能指标如表8所示。

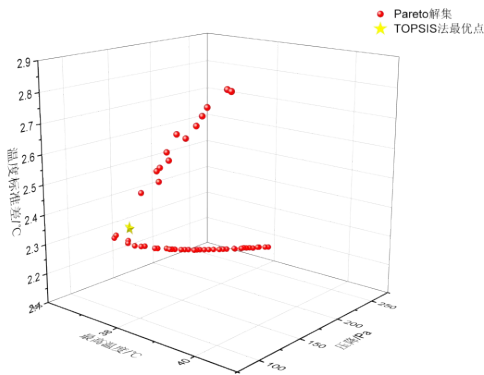


图9 Pareto最优解集
Fig. 9 Pareto-optimal solution set

3.3 优化结果分析

本文在相同条件下,将传统并行流道、初始BVC及优化后的BVC进行了对比分析,结果如图10所示。并行通道由于流道分布较为简单,难以适配非均匀热负荷边界条件,导致局部热积聚较为明显,其最高温度和温度标准差分别为44℃和4.47℃。相比之下,初始BVC通过叶脉分支流道改善了冷却液在不同区域的分配,使最高温度降低

至40.03℃,温度标准差降低至2.83℃,同时压降由121.31 Pa略降至117.42 Pa,表明仿生叶脉流道在强化冷却和改善流动分配方面具有合理性。

经过多目标优化得出的最优BVC结构,相较于初始流道,最优流道在压降由117.42 Pa增加至130.06 Pa(增幅10.76%)的情况下,将液冷板最高温度由40.03℃降至36.95℃,温度标准差由2.83℃降至2.33℃。这种散热性能的显著改善,一方面在于更密集的流道网络和更高的流道高度带来有效换热面积的提升,另一方面流道渐缩比、流道数和流道高度的协同配置实现了冷却液均衡分配。总的来说,多参数的协同配置不仅有效抑制了极耳等高热负荷区域的局部热积聚,更大幅改善了BTMS系统的温度均匀性。

4 结 论

本研究针对锂离子电池生热模型,建立了一种考虑非均匀热源的新型仿生叶脉通道液冷板。采用单因素分析的方法揭示了液冷板主要结构参数对其综合性能的影响,并通过正交试验及分析确定了对液冷板性能有关键影响的因素作为优化设计变量。最终利用NSGA-II算法,以 $T_{\max}$ 、 ΔP 和 δ_T 为目标函数,对液冷板的结构参数进行了多目标优化。主要结论如下:

(1) 基于NTGK模型获得了5C放电倍率下电池表面的非均匀热通量分布,并将其作为液冷板优化的热边界条件。模型验证结果表明,1C、2C和3C放电条件下平均温度最大偏差分别为2.91%、1.31%和3.04%,说明所建立的模型具有较高的预测精度。

(2) 单因素分析表明减小流道渐缩比和增加流道数量有利于强化冷却液分配并降低最高温度和温度标准差,但会带来一定压降增加;增大流道高度可显著降低最高温度和压降,但温度均匀性略有下降;流道夹角对最高温度和压降的影响相对较小,

表8 最优方案预测值与仿真值对比

Table 8 Comparison of predicted and simulated values for the optimal solution

性能指标 Performance index	最高温度/℃ Maximum temperature	压降/Pa Pressure drop	温度标准差/℃ Temperature standard deviation
预测值 Predicted value	36.88	129.17	2.32
仿真值 Simulated value	36.95	130.06	2.33
相对误差 Relative error	0.19%	0.68%	0.43%

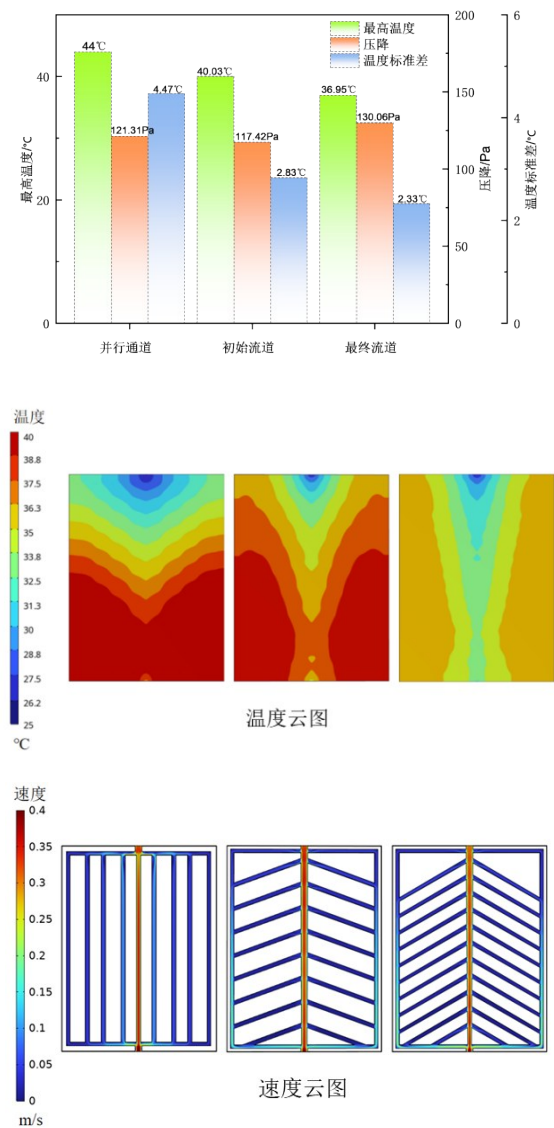


图 10 并行流道、初始BVC流道和优化BVC流道的BTMS性能对比

Fig. 10 Performance comparison of the BTMS with parallel, initial BVC, and optimized BVC channels

其主要作用体现在局部流量分配调节方面。

(3) 正交试验和极差分析表明，流道渐缩比是影响液冷板热性能的主要因素。对于液冷板压降，流道高度和渐缩比为主要因素。流道夹角对冷板的综合性能影响最小。

(4) 采用 NSGA-II 多目标优化并结合熵权-TOPSIS 决策，得到最优结构参数为 $\beta = 0.55/0.78$ 、 $n = 11$ 、 $H = 3.96$ mm。BVC 液冷板的最高温度降低了 7.69%，温度标准差降低了 17.67%，表明优化后的 BVC 液冷板可在压降由 117.42 Pa 增

至 130.06 Pa 的条件下提高 BTMS 系统的热管理性能。

参考文献

[1] ZHANG J Y, HUANG H N, ZHANG G Q, et al. Cycle life studies of lithium-ion power batteries for electric vehicles: A review[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 93: 112231. DOI: 10.1016/j.est.2024.112231.

[2] AKKUŞ F, İŞİK M Z. A review of thermal management systems of lithium-ion batteries used in electric vehicles[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering(English Edition), 2025, 12(6): 1763-1783. DOI: 10.1016/j.jtte.2025.06.002.

[3] YUAN J F, GU Z J, BAO J, et al. Structure optimization design and performance analysis of liquid cooling plate for power battery [J]. Journal of Energy Storage, 2024, 87: 111517. DOI: 10.1016/j.est.2024.111517.

[4] ALI Z M, JURADO F, GANDOMAN F H, et al. Advancements in battery thermal management for electric vehicles: Types, technologies, and control strategies including deep learning methods[J]. Ain Shams Engineering Journal, 2024, 15(9): 102908. DOI: 10.1016/j.asej.2024.102908.

[5] YAN H X, MA X N, CHEN Y, et al. Performance analysis of a wet pad assisted air-cooled battery thermal management system with varying number of battery cells[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 259: 124747. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.124747.

[6] GANESHKUMAR P, SIVALINGAM V, DIVYA S, et al. Thermophysical exploration: State-of-the-art review on phase change materials for effective thermal management in lithium-ion battery systems[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 87: 111412. DOI: 10.1016/j.est.2024.111412.

[7] WERAGODA D M, TIAN G H, BURKITBAYEV A, et al. A comprehensive review on heat pipe based battery thermal management systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 224: 120070. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120070.

[8] FU Z, ZUO W, LI Q Q, et al. Performance enhancement studies on the liquid cooling plate fully filled with porous medium for thermal management of lithium-ion battery pack[J]. Journal of Energy Storage, 2025, 116: 116072. DOI: 10.1016/j.est.2025.116072.

[9] SUI Z G, LIN H S, SUN Q, et al. Multi-objective optimization of efficient liquid cooling-based battery thermal management system using hybrid manifold channels[J]. Applied Energy, 2024, 371: 123766. DOI: 10.1016/j.apenergy.2024.123766.

[10] FENG S, SHAN S M, LAI C G, et al. Multi-objective optimization on thermal performance and energy efficiency for battery module using gradient distributed Tesla cold plate[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 308: 118383. DOI: 10.1016/j.enconman.2024.118383.

[11] FAN L Y, LI J X, CHEN Y, et al. Study on the cooling performance of a new secondary flow serpentine liquid cooling plate used for lithium battery thermal management[J]. International Journal of

- Heat and Mass Transfer, 2024, 218: 124711. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124711.
- [12] LI H X, CHEN L, ZUO H Y, et al. Performance enhancement of a battery thermal management system using novel liquid cold plates with micro-channel featuring pin fins[J]. Energy, 2024, 301: 131731. DOI: 10.1016/j.energy.2024.131731.
- [13] CHEN X C, YAN S T, WANG D, et al. A novel bionic lotus leaf channel liquid cooling plate for enhanced thermal management of lithium-ion batteries[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2025, 236: 126246. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.126246.
- [14] ZHAN S, SHI X L, LIU Y G, et al. Topology optimization of a new leaf-vein type bionic channel liquid-cooling plate for lithium batteries[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2025, 116: 109932. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2025.109932.
- [15] LIU N, JIANG Y M, LIU X J, et al. Thermal performance analysis and structure optimization of bionic shark skin channel liquid cooling plate for lithium ion battery[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 279: 127683. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2025.127683.
- [16] WU C L, LI C, WEI X Q, et al. Design optimization of the structure of fishbone channels in a battery liquid cooling plate[J]. Energy Storage and Saving, 2025, 4(3): 252-263. DOI: 10.1016/j.enss.2025.05.001.
- [17] GOUTAM S, TIMMERMANS J M, OMAR N, et al. Comparative study of surface temperature behavior of commercial Li-ion pouch cells of different chemistries and capacities by infrared thermography[J]. Energies, 2015, 8(8): 8175-8192. DOI: 10.3390/en8088175.
- [18] LIU S Z, ZHANG T, ZHANG C, et al. Non-uniform heat generation model of pouch lithium-ion battery based on regional heat generation rate[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 63: 107074. DOI: 10.1016/j.est.2023.107074.
- [19] CAO W J, ZHOU Y Y, KUANG Z L, et al. Multi-scale modelling of battery cooling systems for grid frequency regulation with high C-rate amplitude and non-uniform cell heat generation[J]. Scientific Reports, 2025, 15: 6508. DOI: 10.1038/s41598-025-91142-5.
- [20] WU J P, LIU H L, LI C C, et al. Topological optimization and thermal performance of cold plates for lithium-ion battery with non-uniform heat sources[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 254: 123922. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123922.
- [21] MATSUMORI T, KONDOH T, KAWAMOTO A, et al. Topology optimization for fluid-thermal interaction problems under constant input power[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2013, 47(4): 571-581. DOI: 10.1007/s00158-013-0887-8.
- [22] HUANG Z H, PU J H, DING Z L, et al. Advanced thermal management of LiFePO₄ battery modules: A liquid cold plate design via non-uniform heat source topology optimization[J]. Journal of Power Sources, 2026, 663: 238938. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2025.238938.
- [23] E J Q, HAN D D, QIU A, et al. Orthogonal experimental design of liquid-cooling structure on the cooling effect of a liquid-cooled battery thermal management system[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 132: 508-520. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.12.115.
- [24] NIE J Q, LIU Z Q, SU J T, et al. Multi-objective optimization of liquid cooling system for lithium-ion battery[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 103: 114380. DOI: 10.1016/j.est.2024.114380.
- [25] YANG H, LIU N H, LI M M, et al. Design and optimization of heat pipe-assisted liquid cooling structure for power battery thermal management based on NSGA-II and entropy weight-TOPSIS method[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 272: 126416. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2025.126416.