

研究论文

DOI: 10.11949/0438-1157.

基于叶脉流道的冷却液流动阻力与传热特性研究

李旋洋, 左娟莉, 侯嘉和, 杨振东, 袁仓, 王恺铭, 王颖

(西安理工大学旱区水工程生态环境全国重点实验室, 陕西 西安 710048)

摘要: 针对新能源汽车动力电池热管理高效散热与低能耗的兼顾问题, 研究流道内冷却液的流动阻力和传热特性规律对液冷系统优化具有重要意义, 故采用STAR-CCM+建立三维瞬态数值模型, 结合k- ω (SST) 湍流模型进行三维叶脉流道流动传热数值模拟, 研究ZrC和Al₂O₃两种纳米流体在等效黏度约束和本文范围内由密度主导趋势的阻力与传热特性和协同优化, 并建立面向工程的多目标优选区间。通过32组全因子工况的极差分析、二次响应面拟合与NSGA-II遗传算法多目标优化得出结果: 叶脉流道内高涡量区主要在分流、转角及局部压降较大位置, 高涡量结构主要出现在阻力敏感区并与局部传热强化密切相关; 入口流速对压降、传热系数、温度均匀性的影响最为显著, 结合Pareto前沿与等权TOPSIS法排序可知, Al₂O₃纳米流体在1.0 vol%和2.67 m/s表现出高性能, 当兼顾工程实用性与换热性能时, 推荐工况范围为0.75–1.0 vol%结合2.67–3.0 m/s。

关键词: 叶脉流道; 纳米流体; 流体力学; 动力电池热管理; NSGA-II多目标优化; 遗传算法

中图分类号: TK124

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-18

Study on flow resistance and heat transfer characteristics of coolants in leaf-vein channels

LI Xuanyang, ZUO Juanli, GOU Jiahe, YANG Zhendong, YUAN Cang, WANG Kaiming, WANG Ying

(State Key Laboratory of Water Engineering Ecology and Environment in Arid Area, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, Shaanxi, China)

Abstract: To address the challenge of achieving both efficient heat dissipation and low energy consumption in the thermal management of power batteries for new energy vehicles, it is of great significance to investigate the flow resistance and heat transfer characteristics of coolants in liquid-cooling channels for the optimization of liquid-cooling systems. A three-dimensional transient numerical model was established in STAR-CCM+, and the flow and heat transfer characteristics in a leaf-vein channel were simulated using the k- ω (SST) turbulence model. Under equivalent-viscosity constraints and within the investigated parameter range, two nanofluids, ZrC and Al₂O₃, were comparatively studied to elucidate the density-dominated effects on flow resistance and heat transfer characteristics, and an engineering-oriented multi-objective optimal operating window was further identified. Based on range analysis of 32 full-factorial cases, quadratic response surface fitting, and NSGA-II genetic algorithm multi-objective optimization, the results show that high-vorticity regions in the leaf-vein channel are

收稿日期: 2026-04-02 修回日期: 2026-06-04

通信作者: 左娟莉(1987—), 女, 博士, 副教授, jenyzo@163.com

第一作者: 李旋洋(2002—), 男, 硕士研究生, 2240880718@qq.com

基金项目: 西部生态环境协同创新中心项目(23JY059); 陕西省科学技术厅项目(2021JM-324)

引用本文: 李旋洋, 左娟莉, 侯嘉和, 杨振东, 袁仓, 王恺铭, 王颖. 基于叶脉流道的冷却液流动阻力与传热特性研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(X): 1–18

Citation: LI Xuanyang, ZUO Juanli, GOU Jiahe, YANG Zhendong, YUAN Cang, WANG Kaiming, WANG Ying. Study on flow resistance and heat transfer characteristics of coolants in leaf-vein channels[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(X): 1–18

mainly located at flow-splitting sections, turning corners, and regions with relatively large local pressure drops. These high-vorticity structures are concentrated in resistance-sensitive regions and are closely associated with local heat transfer enhancement. Among the factors considered, inlet velocity has the most significant effect on pressure drop, heat transfer coefficient, and temperature uniformity. Combined with the Pareto front and equal-weight TOPSIS ranking, the Al_2O_3 nanofluid at 1.0 vol% and 2.67 m/s exhibits superior overall performance. When both engineering practicability and heat transfer performance are taken into account, the recommended operating window is 0.75–1.0 vol% with an inlet velocity of 2.67–3.0 m/s.

Keywords: leaf-vein channel; nanofluids; fluid dynamics; power battery thermal management; NSGA-II multi-objective optimization; genetic algorithm

引 言

随着国家“双碳”发展的不断需求,新能源汽车行业实现快速发展,新能源汽车的动力电池热安全与热管理已成为影响整车性能、运行寿命和运行安全的重要因素。已有研究证明,合理设计的热管理系统,不仅能有效降低电池工作时的最高温度,还能增强电池组温度分布的均匀性与电池组运行的稳定性、安全性^[1-2]。在现有各类热管理技术中,液冷的控温方式凭借换热效率高、温控精度高、工程适配性强的优势,得到了行业内的广泛关注^[3-4]。根据冷却介质与电池单体的接触方式,液冷系统主要分为直接液冷与间接液冷两类。相较于直接液冷的方式,间接液冷通过冷却板或液冷管与电池进行换热,不仅结构成熟、安全性高,而且工程实现难度也相对较低,因此已成为动力电池热管理领域的主要冷却方法^[5]。

目前,对动力电池液冷热管理的研究方向已由单纯减少温升发展至对冷板结构、流道布置、冷却介质的选择及多种性能之间的相互协调进行研究。LIU等^[6]对模仿叶片形状的流道进行仿真分析,得出模仿叶片形状的流道能够有效改善电池包内各处温度均匀性并提高液冷板散热能力。SUN等^[7]设计一种模仿树叶叶脉结构液冷板用于锂离子电池组上,在实验中比较不同类型的流道,发现模仿叶脉形状的流道相比于传统的蛇形流道具有更低的压力损失和更好的冷却效果。ZHAN等^[8]对一种新型叶脉式仿生流道液冷板进行拓扑优化设计,证明叶脉分支结构在动力电池液冷系统中应用价值及广阔前景。陶远兵^[9]针对渐变叶脉式液冷板电池散热系统进行优化设计及实验研究,结果表明叶脉型分支液冷结构发展已经不仅仅是简单地模仿自然界的结构形态,而是朝着更加合理的形状以及更好的

整体性能方向发展。

以上述工作为基础,在此基础上人们又开始对仿生流道的配流控制、拓扑结构简化以及智能化优化设计等方面展开一系列研究。Zhao等^[10]总结了电动汽车电池热管理液冷系统的改进措施与优化思路,认为随着液冷技术的发展,研究已经从单纯的关注其温度调节功能,发展到了对于液冷系统结构、参数配合度及其整体性能进行全方位探讨;Wu等^[11]综述了锂离子电池热管理液冷系统的研究现状,指出由于液冷具有良好的散热能力和较高的实用性,因此仍然是目前解决动力电池热管理问题的主要手段之一;Zhao等^[12]提出一种蜂窝状流道液冷板,实验表明仿生分配网络可以提高电池包的热管理均匀性和可靠性;Liu等^[13]研究了仿生叶脉分支流道液冷结构优化以及评价其散热效果,证明叶脉型分支流道可有效降低电池最高温度并提升温度均匀性;Xie等^[14]通过对流道内腔尺寸控制来改善整体液冷板性能,发现流道形状对冷板传热量以及总体表现有重大作用。Xie等^[15]对不同速度分配情况下仿生液冷板进行研究,发现仿生液冷板优化已不再仅仅局限于形状上的改善,而是进一步发展至流量控制上的优化;Ren等^[16]利用拓扑优化方法以及简化仿生设计理念对电池液冷板进行设计,使仿生流动通道设计更加多样化;Zheng等^[17]通过深度学习的方法辅助设计在非均匀加热条件下仿生叶脉液冷板,说明仿生叶脉液冷板设计越来越智能化、高效化。Shi等^[18]根据三场协同的思想,研究了锂离子电池冷却板的流道布置以及通道结构,认为速度场、温度场以及压降之间的协调匹配是冷板设计中非常重要的一个方面。

除了流道结构设计之外,对冷却介质进行增强也是提高整个液冷系统的有效手段。Liu等^[19]采用 γ - Al_2O_3 纳米流体作为动力电池冷却介质,发现加入

纳米颗粒可以有效提高冷却介质的传热效率,从而有利于系统的散热;而Rana等^[20]将MWCNT纳米流体应用于并联分配通道的动力电池热管理的研究中也证明了纳米流体增强是目前液冷BTMS(电池热管理系统)的发展趋势。Moayedi等^[21]比较了几种不同纳米流体用于锂离子电池热管理的优势以及劣势,发现不同的纳米颗粒会对系统散热效果及工作可靠性造成很大区别。Gasmelseed等^[22]总结了电动汽车锂离子电池纳米流体热管理的研究进展,认为目前大部分工作都集中在寻找合适的纳米流体以及最佳颗粒体积占比上,还有就是探讨其提高系统性能的具体方法。Haddad等^[23]介绍了锂离子电池热管理系统发展过程,在此基础上提出强化工质与相变材料结合是未来的研究趋势。

综合现有研究成果可以发现,国内外学者已在仿生流道结构优化和纳米流体工质强化两个独立方向取得了较为丰富的研究成果,但在统一的叶脉多分支液冷流道结构体系下,ZrC等高导热纳米颗粒在叶脉流道液冷板中的应用研究相对较少,针对不同纳米流体种类、不同体积分数与入口流速协同作用下的流动阻力特性、换热性能及综合评价指标,开展系统性对比分析与研究的相关工作仍存在不足,这也为本文的研究提供了切入点与研究空间。

针对这些不足,本文以叶脉流道液冷板为研究对象,以质量分数50%乙二醇-50%纯化水为基础液体,选取ZrC和 Al_2O_3 两种纳米颗粒制备纳米流体,针对0.0 vol%、0.5 vol%、0.75 vol%、1.0 vol%四种浓度及2.67 m/s、2.85 m/s、3.0 m/s、3.2 m/s四种入口流速,开展数值模拟研究。从系统压降、传热系数、温度均匀性、温度响应时间及性能评价准则(PEC)、NSGA-II多目标优化以及TOPSIS排序等关键指标分析,发现叶脉分支流道中纳米流体传热强化与流阻代价的协同规律,为动力电池液冷系统的工质选择与结构优化提出新参考。

1 数学模型与计算方法

1.1 工况设置与材料参数

本文研究对象是由7个单体电芯组成的电池模组,该模组上下各布置1个液冷板,形成双流道对称散热结构。液冷板尺寸为148 mm×154 mm×7 mm(长×宽×高),整体三维结构如图1(a)所示。

液冷板流道在陶远兵文献^[9]所述VII-1型流道基础上进行了适当调整。流道主脉与支脉夹角为 65° ,一级主脉宽度为20 mm,二级、三级主叶脉宽度与一级主叶脉宽度之比0.65,分支叶脉与对应主叶脉宽度之比为0.4。为使流体在分叉位置平滑转向并减弱局部死区与涡流,本文对主脉与支脉连接处进行了圆弧化处理。考虑到叶脉流道分支较多,本文将一个液冷板划分为主脉1、主脉2、主脉3左、3左支脉左1等共58个流道单元,如图1(b)所示,给出了其中一个液冷板的流道分布。

本文以5C工况下的电池发热量作为热源输入,接触热阻依据电池间隙宽度 $5.67\times 10^{-6}(\text{m}^2\cdot\text{K})/\text{W}$,液冷板与电池均采用3 mm非结构化网格,总网格数1700906。研究重点在于分析不同流速和不同工质条件下液冷板传热强化与流动阻力代价之间的权衡关系。为保证各工况结果具有可比性,并避免流态转变带来额外干扰,本文选取流道内Re数均处于湍流的四组代表性入口流速2.67 m/s、2.85 m/s、3.0 m/s、3.2 m/s,根据计算可得, Al_2O_3 纳米流体在各个工况下的Reynolds数范围为4015~9850,ZrC纳米流体在各个工况下Reynolds数范围为4067~10100,表明所有工况均大于4000,说明本文研究工况位于全湍流区间,考虑到叶脉流道内存在分流、转角及局部压力梯度变化较大的区域,近壁流动和局部流动分离特征较为明显,k- ω (SST)模型兼具近避免预测能力和对复杂不利的压力梯度流动的适应性,因此统一采用k- ω (SST)湍流模型求解。考虑到流动阻力与密度、黏度密切相关,本文对两类纳米流体采用等效黏度控制(两种纳米流体在相同浓度时黏度相同),以便更集中地考察密度差异对阻力变化的影响,本文采用等效黏度控制主要是为了在参数对比过程中削弱不同纳米流体之间的黏度差异对压降与传热结果的直接影响,从而更集中于密度变化及其所引起的局部扰动和阻力差异,该处理方式目前适用于本文给定流道结构和低体积分数范围内的单相均匀分散假设下的理论性分析,本质上属于控制变量法。与此同时,为保证两类纳米颗粒在对比过程中的控制变量一致,统一将颗粒形状因子数值取 $\psi = 1(n=3)$,并在相同形状参数下比较其流动阻力与传热性能差异。各组分材料物性参数见表1。

1.2 控制方程

本文将液冷板内部冷却液的流动以及传热过

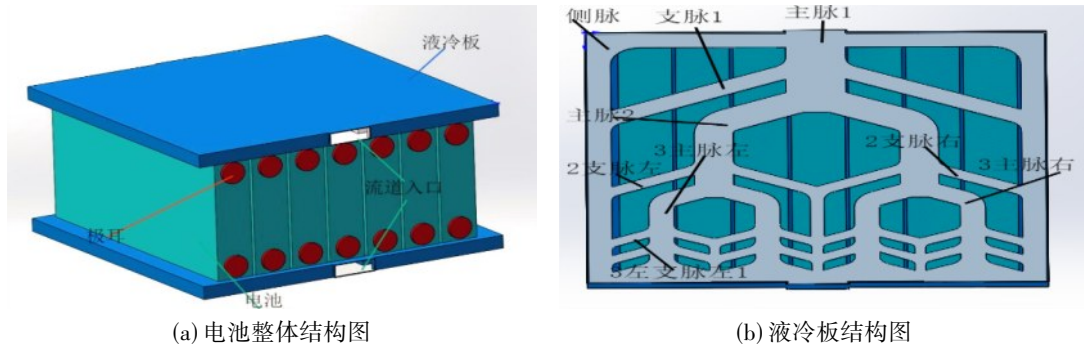


图1 电池整体与液冷板结构图

Fig.1 Structure diagram of battery assembly and liquid cooling plate

表1 各组材料物理参数参考文献

Table 1 Physical properties of each material component

材料	密度 ρ (kg/m ³)	定压比热 C_p [J/(kg·K)]	导热率 k [W/(m·K)]	动力黏度 μ (Pa·s)
铝	2719	871	202.4	—
单电池	2136.8	1633	轴向:1;径向:29	—
50% 乙二醇—纯化水	1060.091	3301	0.37521	0.003135
1.0vol%Al ₂ O ₃ 纳米流体	1089.19009	3205.98	0.38642	0.003213375
1.0vol%ZrC纳米流体	1116.79	3124.13	0.38597	0.003213375
0.5vol%Al ₂ O ₃ 纳米流体	1074.671	3252.85	0.3808	0.0031742
0.5vol%ZrC纳米流体	1088.441	3210.26	0.3805	0.0031742
0.75vol%Al ₂ O ₃ 纳米流体	1081.915	3229.256	0.383597	0.003194
0.75vol%ZrC纳米流体	1102.615	3166.642	0.383261	0.003194

程当作三维瞬态湍流问题处理,其控制方程包括连续性方程、动量守恒方程和液体与固体能量守恒方程。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

x, y, z 方向动量方程

$$\begin{cases} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \end{cases} \quad (2)$$

液体能量守恒方程

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho c_p v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho c_p w T)}{\partial z} \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

固体能量守恒方程

$$\rho_s c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) + \dot{q}_v \quad (4)$$

1.3 关键参数计算

为表征叶脉流道内冷却液的流动与换热特征,本文分别计算 Reynolds 数、传热系数、摩擦因子、温

度均匀性系数、温度响应时间和热容流率,相关表达式如下。

冷却液 Reynolds 数计算如下:

$$Re = \rho v D_h / \mu \quad (5)$$

式中, D_h 为非圆形流道的水力直径; A 为过流面积; P 为湿周。

传热系数计算公式如下:

$$h_c = \frac{C_f Q_m (T_{out} - T_{in})}{A_f [T_f - (T_{out} + T_{in})/2]} \quad (6)$$

摩擦因子采用文献^[24]中的计算公式:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (7)$$

温度均匀性系数采用公式如下:

$$U = 1 - \sigma T/T_{avg} \quad (8)$$

温度响应时间采用公式如下:

$$0.632 = \frac{T(t) - T(0)}{T(\infty) - T(0)} \quad (9)$$

热容流率公式如下:

$$FCP = \dot{m} \cdot C_p \quad (10)$$

单位换热面积流动功耗公式如下:

$$\dot{E}_s = \frac{\Delta P \cdot Q_{total}}{A_{heat}} \quad (11)$$

对于基础液体,其导热率、密度和黏度采用如下关系式进行计算。

50% 乙二醇-纯化水混合液的导热率计算公式^[25]如下:

$$\lambda = W\lambda_1 + (1 - W\lambda_1) + (\lambda_1 - \lambda_2)W(1 - W)(a_1 + a_2W + a_3T) + a_4P + a_5 \quad (12)$$

$$K = W_1K_1 + W_2K_2 + W_1W_2(C_1 + C_2W_1 + C_3T) \quad (13)$$

体积分数 $\phi \leq 2\%$ 的球形纳米颗粒体系,纳米流体热物性采用^[26-27]计算:

$$\frac{K_{nf}}{K_{bf}} = \frac{K_p + (n-1)K_{bf} - (n-1)\phi(K_{bf} - K_p)}{K_p + (n-1)K_{bf} + \phi K_{bf} - K_p} \quad (14)$$

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{bf} + \phi\rho_{np} \quad (15)$$

欧拉数公式如下:

$$Eu = \frac{\Delta P}{0.5\rho\mu_{in}^2} \quad (16)$$

1.4 模型验证

本文选取经典 Bernardi 锂离子电池作为研究对象,如图2所示,采用 Wang^[28]的电池进行模型验证。1C—5C 放电倍率下该电池的体积发热量和表面热通量如图2所示。

为验证数值模型的可靠性,本文分别进行了单电池模型验证和电池—液冷板耦合模型验证。单

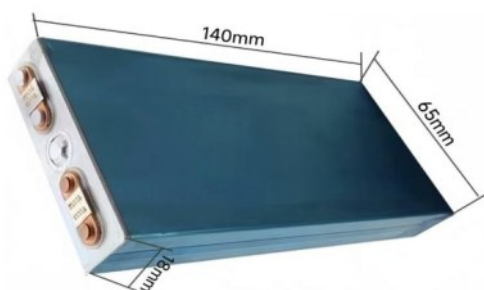


图2 Bernardi 锂离子实体图

Fig.2 Bernardi lithium-ion battery model

表2 不同放电倍率下体积产生热量

Table 2 Volumetric heat generation at different discharge rates

放电倍率	发热量(W/m ³)	表面热通量(W/m ²)
1C	15935	287
2C	42858	771
3C	80769	1454
4C	129670	2334
5C	189560	3412

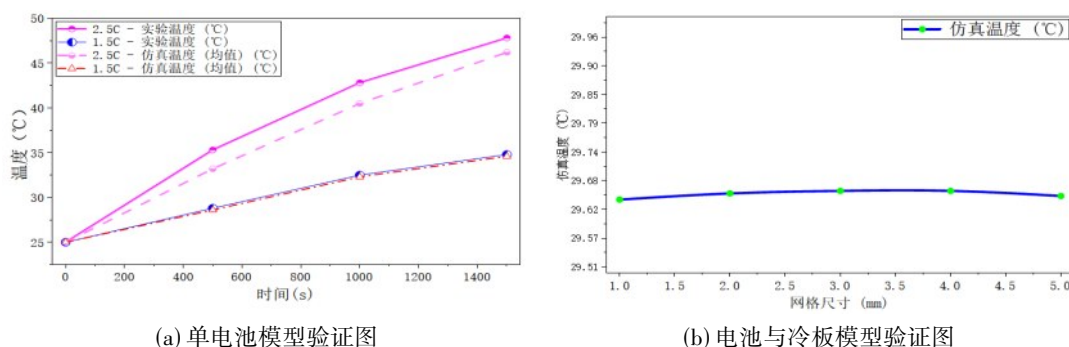
电池部分采用 Wang 文献^[28]中 1.5C 和 2.5C 工况下的实验数据进行对比;耦合模型部分参照 Tao 等采用相同规格电池与叶脉型流道所得实验结果进行验证。在网格划分方面,液冷板与电池均采用非结构化网格,并按 1 mm、2 mm、3 mm、4 mm 和 5 mm 五种网格尺寸开展网格无关性分析。结果表明,不同网格尺寸下的模拟温度差异较小,均能满足计算精度要求。综合考虑计算精度和计算成本后,最终选取 3 mm 网格尺寸用于后续模拟。相较于 1 mm 和 2 mm 网格,3 mm 网格在保证精度的同时可有效降低计算量;而 4 mm 和 5 mm 网格则因过粗而不利于流场与温度场细节的捕捉。单电池模型验证结果和电池—液冷板耦合模型验证结果分别如图 3(a) 和图 3(b) 所示,模型使用电池数值模拟结果与实验结果,在 1.5C 充放电倍率时误差在各个时间段均小于 1.0%, 2.5C 的模拟结果与实验结果各个时间段温差均小于 6%;电池与液冷板数值模拟结果与实验结果在各个不同网格尺寸下误差率也均小于 2.5%,所以模型验证有效。

2 结果与讨论

本文围绕叶脉型液冷板内纳米流体的流动与传热行为,从流动阻力特性、传热特性、多因素耦合效应及综合性能评价四个层面展开分析。结合 PEC 与单位面积流动能耗指标,对不同工质与工况的综合适用性进行评价;最后采用 NSGA-II 算法与 TOPSIS 排序进行多目标优化,根据不同使用情况推荐工况。

2.1 冷却液流动阻力特性分析

为明确不同工质在叶脉型液冷板内的流动阻力形成机制,并突出密度变化对阻力的主导作用,本文在不同冷却液比较过程中采用等效黏度控制思路,使不同工质之间的阻力差异尽可能反映密度及惯性效应的变化。在此基础上,分别构建固定



(a) 单电池模型验证图

(b) 电池与冷板模型验证图

图3 单电池与电池冷板模型验证图

Fig.3 Model verification drawing of single cell and battery cooling plate

0.75 vol%浓度的变流速工况和固定3.0 m/s流速的变浓度工况,结合总压云图、涡量云图、流线分布以及密度—阻力关系曲线,对叶脉流道液冷板的阻力形成机制展开分析。

2.1.1 冷却液流道阻力与敏感区 叶脉流道液冷板的流动阻力,是沿程摩擦损失和局部损失共同作用的结果,局部损失主要集中在入口分配区、主脉与支脉分叉处、支路转角以及转角区这些地方如图4所示,从总压云图5(a)可以清楚地发现,冷却液在入口分叉、支路转弯以及流道截面变化的区域,总压都会明显衰减,这说明这些位置的局部能量损失较大。再看涡量云图5(b),高涡量区与上面说的总压变化较剧烈区域在空间上大致重合,这说明这些地方的局部剪切与流动扰动较强。从流线分布图6(a)和图6(b)也能进一步看出,冷却液从主脉分流

到支脉以及支脉转弯时,很容易出现流向偏折的情况局部流动复杂程度增强,综合来看入口分配区、分叉区和转角区可视为叶脉流道中的阻力敏感区。

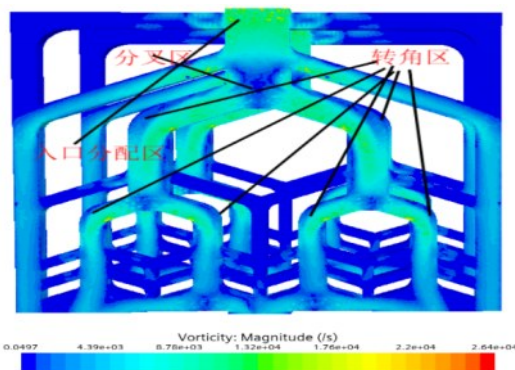
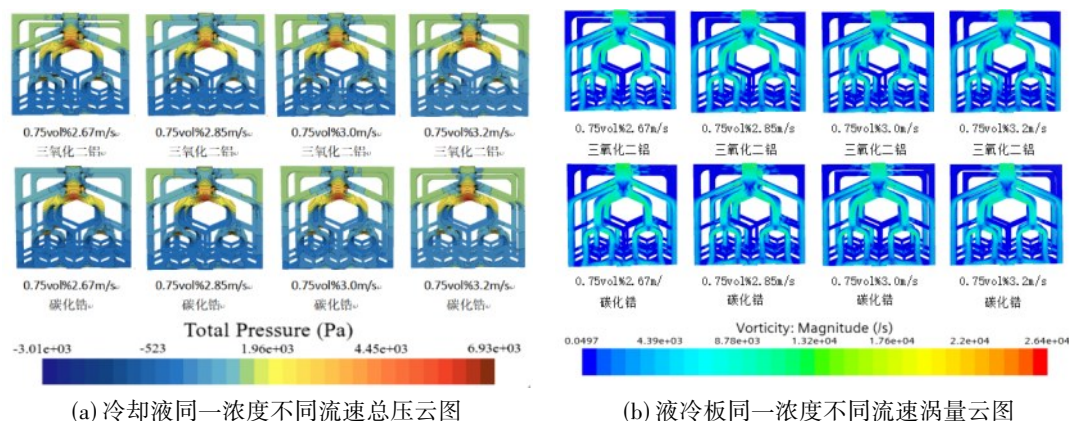


图4 冷却液流道内划分图

Fig.4 Coolant flow path division cloud map



(a) 冷却液同一浓度不同流速总压云图

(b) 液冷板同一浓度不同流速涡量云图

图5 冷却液不同流速总压与涡量云图

Fig.5 Cloud maps of total pressure and vorticity for coolant at different flow velocities

2.1.2 固定浓度下流速变化对阻力的影响 当保持0.75 vol%时,在流速由2.67 m/s增大至3.2 m/s过程中,两种纳米流体压降都有很大提升, Al_2O_3 纳米

流体压降由4495.76 Pa上升到6311.55 Pa,增长率为40.39%,而ZrC纳米流体压降也由4569.84 Pa增加到6414.66 Pa,增长率为40.37%,两者体积流量系统

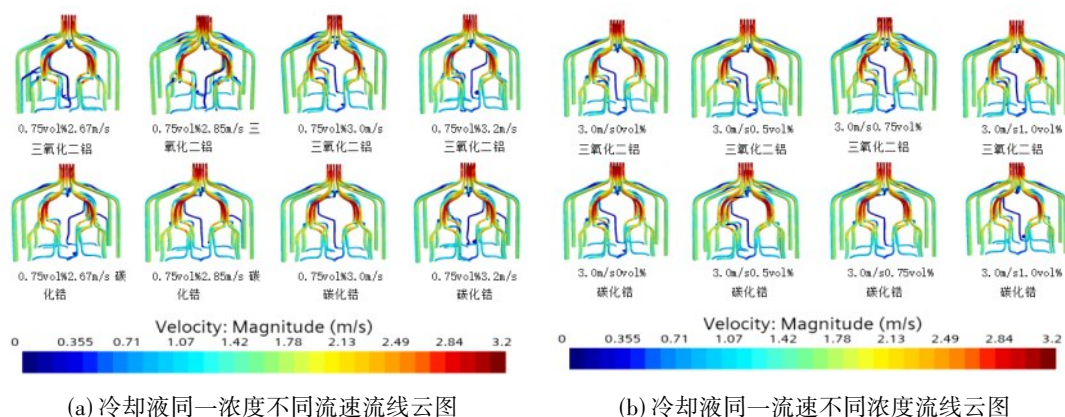


图6 冷却液不同浓度与不同流速流线图

Fig.6 Streamline diagrams of coolant at different concentrations and flow velocities

阻力增大都在约17%左右,可以得出结论:流速对于液冷板阻力的影响最大。

从同一浓度不同流速总压云图 5(a)与涡量云图 5(b)可以看出,在高流速情况下,入口和分支区域的压力损失更大,在高涡量区域数量增多和范围扩大时,说明流速提高会增强分流与转向过程中的局部剪切和流场扰动,进一步从流线分布图 6(a)观察,在高流速下局部流动复杂程度增加,从而导致总体压降明显上升。

因此,对于叶脉型液冷板来说,流速提高导致阻力增大除了一部分是由于沿程摩擦增大外,分叉、转向以及局部扰动所引起的附加局部损失也会增加。

2.1.3 固定流速下浓度变化对阻力的影响 在固定入口流速 3.0 m/s 的条件下,随着纳米颗粒的体积分数从 0 vol% 增加到 1.0 vol%,冷却液压降及体积流量系统阻力随之上升,而且 ZrC 纳米流体的增幅

整体高于 Al_2O_3 纳米流体。相对于基液, Al_2O_3 纳米流体在 0.5、0.75 和 1.0 vol% 工况下压降增幅分别为 1.35%、2.02% 和 2.70%, ZrC 纳米流体对应增幅则为 2.47%、3.71% 和 4.96%。该规律说明,在等效黏度控制条件下,浓度变化引起的阻力增长主要不是来自黏度和摩擦力的增强,更可能是来自密度升高后局部惯性带来的强化。

由图 6(b)结合涡量云图 7(a)能发现,随着纳米流体浓度升高,分叉区和转角区的局部高涡量有所增加,说明局部流动扰动在增加,尤其对于密度较高的 ZrC 纳米流体来说,分流与转向过程中需要更大的压力势差,从同一流速不同浓度的总压云图 7(b)也可以看出,分流节点及弯道区域的压力梯度随浓度升高而增大,所以浓度增加并没有改变流道的主流路径的基本拓扑结构,但会增强与扩大局部高涡量区域。

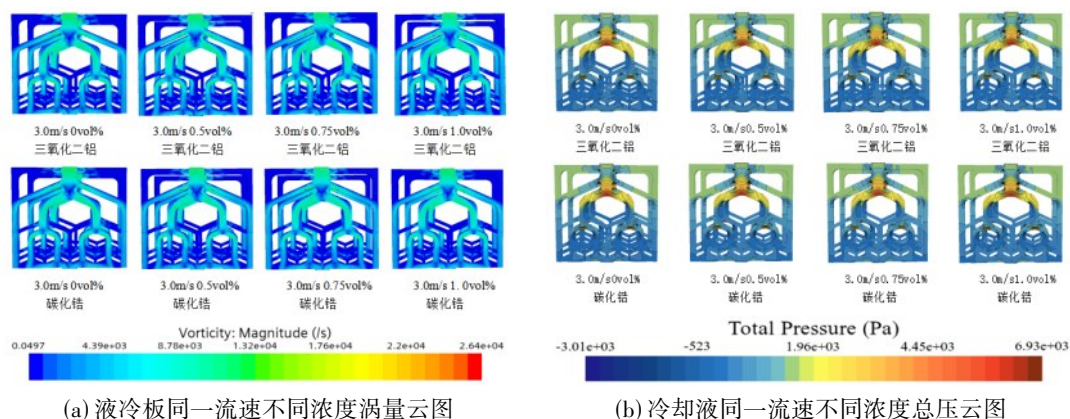


图7 冷却液不同浓度涡量与总压云图

Fig.7 Vorticity and total pressure contours of coolant at different concentrations

2.1.4 等效黏度约束下密度主导趋势机制分析
综合固定流速和固定浓度两类工况可以看出,在等效黏度控制条件下,不同工质之间的阻力差异主要来自密度差异所对应的惯性增大。同一流速下,ZrC 纳米流体的压降普遍比 Al_2O_3 纳米流体高约 1.6% 到 1.8%,对于无量纲分析 Eu 通过计算可得,各个工况下的 Eu 数整体位于 1.1352–1.1658 之间,入口流速提升后略有下降,在相同入口流速和相近体积分数下,ZrC 纳米流体的 Eu 数略低于 Al_2O_3 纳米流体,说明通过动压尺度归一化后,压降差异在较大程度上与密度变化所对应的惯性尺度有关,但是局部分流、转向与局部损失仍然具有一定影响。在从冷却液密度与压降关系图 8(a)(b)、密度与系统阻力关系图 8(c)(d)能清晰地看出,柱状图为密度,压

降与系统阻力的曲线节点与其对应密度柱状图的对应,流速与体积分数增大的纳米流体所对应的压降与系统阻力与密度成正比,而且在高流速下这一趋势更加突出,这说明随着密度增加,流体在分流和转弯处的惯性作用增强,从而提高了局部损失与总阻力水平。

从涡量角度来理解,密度增加会减弱流体在分流和转向时控制流体方向的能力,所以密度越高,分叉区和转角区的高涡量结构越容易稳定存在,并对主流区形成更强的扰动,带来的不仅是局部阻力的增加,还会通过扰动近壁速度分布间接强化沿程阻力。因此,密度对阻力的影响并非单一的物性效应,而是通过放大局部高涡量结构和局部旋转流强度来实现的。

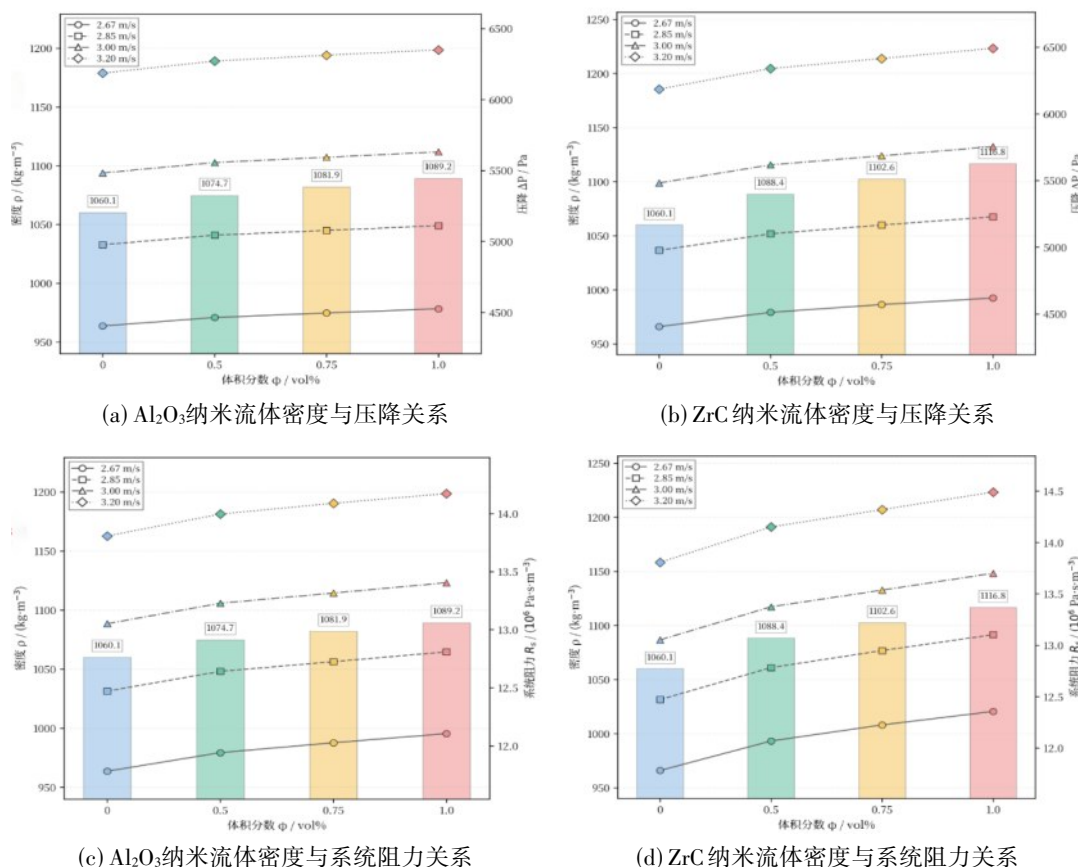


图8 冷却液密度与压降、密度与系统阻力关系

Fig.8 Relationship of coolant density vs pressure drop and density vs system resistance

2.2 冷却液传热特性分析

在流动阻力分析的基础上,进一步以传热系数、温度控制和温度均匀性为评价标准,分析流速和浓度变化对液冷板传热性能的影响。与前文保持一致,分别选取固定 0.75 vol% 浓度和固定 3.0 m/s

流速两类工况,结合温度云图和耦合关系曲线贴图,对传热强化机制进行分析。

2.2.1 固定浓度下流速变化对传热的影响 在 0.75 vol% 的情况下,流速从 2.67 m/s 增加到 3.2 m/s,两种纳米流体的换热性能以及温控性能均有较大

提升。 Al_2O_3 纳米流体传热系数由 $3211.87 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 提高至 $3506.73 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 上升幅度为 9.18%; ZrC 纳米流体由 $3223.84 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 增大至 $3520.50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 上升幅度为 9.20%; 同时 Al_2O_3 纳米流体电芯峰值温升幅度为 4.43%, 温度响应时间为 16.81%; ZrC 纳米流体峰值温升幅度为 6.79%, 温度响应时间为 16.77%。

通过温度云图 9 能发现, 在固定 0.75 vol% 浓度条件下, 随着流速提升中央主热点区域以及局部高温区域逐渐减少, 表明更高的流速会提升冷却液的散热能力, 结合涡量分布结果可得: 高流速状态下的分流剪切区和转角附近的局部扰动增强, 有助于改善近壁面传热条件, 从而提高传热系数, 流速提升虽然能提高整体换热水平, 但是对整体温度均匀性有不利影响, 说明整体换热能力强化的同时, 不同区域之间的冷却强度也会有不同差异。

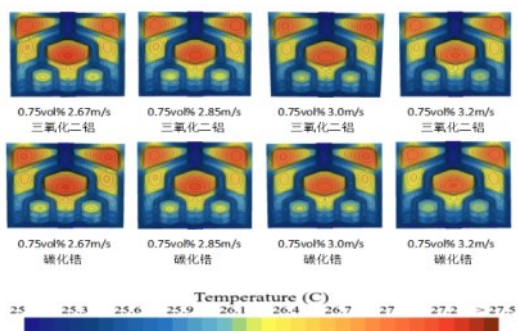


图9 液冷板同一浓度不同流速温度云图

Fig.9 Temperature contours of liquid cooling plate at same concentration and different flow velocities

提高冷却液流速虽然能大幅增强换热效果, 有效降低电池的峰值温升和温度响应时间, 却会造成温度均匀性整体降低, 其中 Al_2O_3 和 ZrC 纳米流体分别下降 1.11% 和 1.12%, 这一结果表明, 流速升高会弱化电池温场分布的一致性, 因为流速增大在提升整体平均换热能力的同时, 流速从 2.67 m/s 增加到 3.2 m/s, Al_2O_3 纳米流体 3.0 m/s 和 3.2 m/s 流量不均系数分别上升 13.22% 和 11.08%, 而 ZrC 纳米流体在 2.85 m/s 和 3.0 m/s 分别上升 14.01% 和 15.75%, 使得部分中高流速不均系数增大, 从而导致温度均匀性变差。所以流速对动力电池液冷系统传热性能的影响具有两面性: 虽然可以强化系统的整体换热效果, 但是不利于实现电池温场的均匀分布。

2.2.2 固定流速下浓度变化对传热的影响 相较于基液来说, Al_2O_3 纳米流体在 0.5、0.75 和 1.0 vol%

工况下传热系数增幅分别为 1.11%、1.66% 和 2.20%; ZrC 纳米流体对应增幅为 1.32%、2.03% 和 2.74%。这说明浓度增加能够通过改善工质综合热物性来提升换热能力, 而且 ZrC 的强化幅度略高于 Al_2O_3 。

通过温度控制的结果分析可得, Al_2O_3 纳米流体的峰值温升和温度响应时间随浓度增加整体表现为持续下降, 说明它在温度稳定控制方面表现更优; 而 ZrC 纳米流体在部分工况下会出现轻微波动, 比如 0.75 vol% 浓度时, 峰值温升反而比基液还高, 能看出它在局部温场和流场上更敏感。温度均匀性方面, 两种纳米流体都有小幅下降, Al_2O_3 的降幅在 0.11% 至 0.23%, ZrC 则是 0.14% 至 0.28%, 这意味着提高浓度并没有让温场分布更均匀, 反而让均匀性稍微变差了。

温度云图 10 所示, 在流速保持 3.0 m/s 时, 随着体积分数的增加, 中央以及两侧局部高温区域范围有所缩小, 说明冷却液带走热量的能力增强和热容流率提升。结合涡量分布图可得, 浓度升高不仅改善了工质的热力学物理性质也增强了局部流动扰动, 从而强化整体换热能力。

Al_2O_3 纳米流体浓度相对于基液, 0.5 vol%、0.75 vol% 和 1.0 vol% 的流体不均系数增大了 1.20%、1.22% 和 0.98%, ZrC 纳米流体相较于基液, 0.5 vol%、0.75 vol% 和 1.0 vol% 的流体不均系数增大了 3.27%、1.91% 和 1.36%, 说明提高浓度虽然改善了整体的换热能力但是对温度均匀性的改善并不明显。

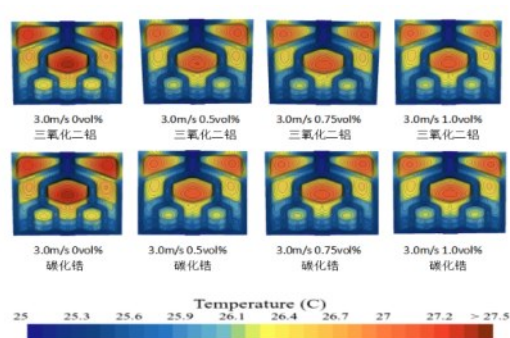


图10 液冷板同一流速不同浓度温度云图

Fig.10 Temperature contours of liquid cooling plate at same flow velocity and different concentrations

2.2.3 涡量场在传热强化中的作用 综合不同工况的情况可以发现, 涡量场其实是连接流动强化和传热强化的重要影响因素之一。高涡量区一般都

对应着强剪切、强混合的区域,在这些地方,流体的横向动量交换会更剧烈,热边界层也更容易被扰动,这样一来,壁面的热量就能更快往主流区迁移,所以对局部换热强化起到了正向推动作用。但是,如果高涡量结构在空间上分布不均匀,就会让不同支路、不同区域之间的换热能力差距变大,进而影响温度均匀性。

因此,涡量云图的研究意义并不仅限于反映局部区域内流动情况的复杂度,更重要的是可以反映叶脉型流道内流动阻力增加、换热率提高以及温场分布变化这三个主要方面所涉及的相关流动机理问题,从而有利于分析流场特征以及传热和流动阻力之间关系。而对于叶脉型流道这种分流式液冷板,在工程上要达到降低流动损失的同时保证良好的散热效果,则需要合理控制高涡区的空间位置及其强度。

2.3 全因子工况分析

为量化判定纳米流体种类 A_i 、体积分数 B 和入口流速 C 三因素对压降、传热系数及温度均匀性的影响权重,并分析其耦合关系,构建 $2 \times 4 \times 4$ 共 32 组工况开展全因子工况分析。评价指标分别为压降、传热系数和温度均匀性,其中压降以最小化为目标,传热系数和温度均匀性以最大化为目标。极差分析采用各水平平均值 K 和极差值 R 对因素显著性进行分析,如表 3 所示。

将全部模拟结果作为 32 组全因子工况分析示意图,如图 11 所示,由于两种纳米流体都会退化为基础液体,所以部分结果相同,但为了保持全因子设计以及后续拟合公式,所以保留两组基液工况,

表 3 全因子工况分析因素与水平

Table 3 Factors and levels for full-factor operating condition analysis

因素代号	研究因素	水平 1	水平 2	水平 3	水平 4
A_i	纳米流体种类	Al_2O_3 纳米流体	ZrC 纳米流体		
B	体积分数 vol%	0	0.5	0.75	1.0
C	流速 m/s	2.67	2.85	3.0	3.2

其中 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 和 R 分别为水平 1、2、3、4 的水平平均值和各个影响因素的极差值,公式^[27-28]如下:

$$K_i = \sum_{t=1}^{n_i} y_{it}$$

$$k_i = \frac{K_i}{n_i} = \frac{1}{n_i} \sum_{t=1}^{n_i} y_{it} \quad (17)$$

$$R = \max(k_1, k_2, \dots, k_m) - \min(k_1, k_2, \dots, k_m)$$



图 11 全因子工况分析示意图

Fig.11 Schematic illustration of the full-factorial operating condition analysis

根据计算,各个因素的 K 与 R 值如表 4 所示,因为影响因素 B 和 C 为四个水平因素,而 A 为两个水平因素,所以不存在 K_3 与 K_4 。

表 4 全因子工况设计各个因素

Table 4 Full-factorial design variables

指标	因素	K_1	K_2	K_3	K_4	R 值
Y1 压降	A_i	5342.0575	5408.985	—	—	66.9275
Y1 压降	B	5261.8825	5362.6875	5414.1325	5463.3825	201.5
Y1 压降	C	4499.15875	5084.8825	5599.70625	6318.3375	1819.17875
Y2 传热系数	A_i	3342.013125	3351.400625	—	—	9.3875
Y2 传热系数	B	3300.7275	3340.84125	3362.67375	3382.585	81.8575
Y2 传热系数	C	3200.195	3303.2625	3385.34875	3498.02125	297.82625
Y3 温度均匀性	A_i	0.71066875	0.710575	—	—	0.0000938
Y3 温度均匀性	B	0.7117	0.7108	0.7103625	0.709625	0.002075
Y3 温度均匀性	C	0.7146875	0.7115	0.7095875	0.7067125	0.007975

2.3.1 因素显著性排序 极差结果表明,三类因素对压降、传热系数和温度均匀性的影响显著性排序

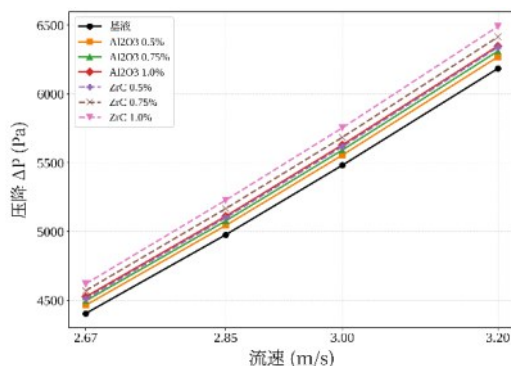
都为:入口流速 C > 体积分数 B > 纳米流体种类 A_i 。说明入口流速是叶脉型液冷板流动与传热性能的

首要控制因素

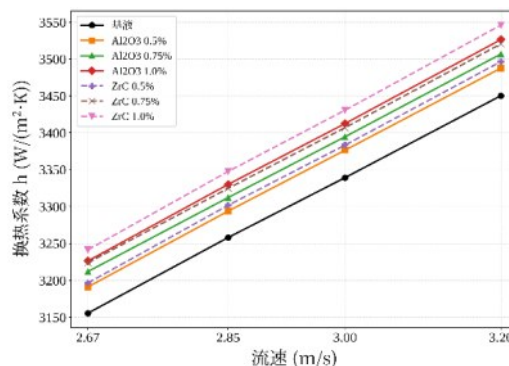
对于压降方面, A_r 、B、C的极差值分别为66.93、201.50和1819.18, 流速因素明显高于浓度和工质种类, 说明压降增长主要由流速驱动。从冷却液流速与浓度压降关系图12(a)和传热系数图12(b)可得, 入口流速和体积浓度都对压降与传热系数有增强作用, 但影响强弱存在差异, 对于压降当流速由2.67 m/s提升至3.2 m/s时, 两种纳米流体的压降都上升, 增长幅度约为40%, 但是传热系数的增加约只有9%; 当体积分数从0vol%增大到1.0 vol%时, 压降与传热系数的提升小于流速上升带来的增大效果, 说明流速为压降与传热系数的主要影响因素, ZrC纳米流体的压降与传热系数提升效果都大于 Al_2O_3 纳米流体, 这说明更高的密度带来的扰动不止会

增强热能力也会带来更大的流动阻力。

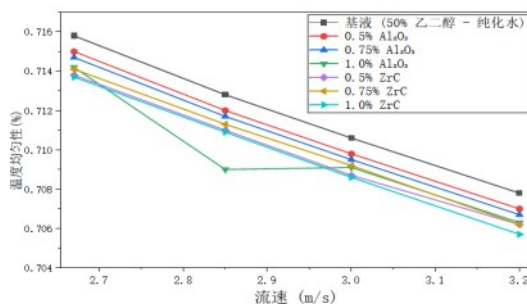
极差分析反映的是因素对指标变化幅度的显著性, 而不是作用方向的优劣。对温度均匀性而言, 虽然流速的R值最大, 说明其影响最大, 但结合冷却液流速与浓度温度均匀性图12(c)可知, 流速升高会使温度均匀性数值下降, 局部看似波折的现象, 其实是因为叶脉分支流道内高涡量结构的非均匀性增强, 由于ZrC在等效黏度控制下密度更高, 使得换热强化没有在各个支路中均匀展开, 因此高流速不利于温场均匀分布, 温度均匀性由温度标准差和表面平均温升共同决定, 当不同区域的降温速率不同时, 即使换热能力整体提升, 但是也会出现局部波折和斜率变化, 表明ZrC纳米流体的传热强化效果具有明显的空间非均匀特性。



(a) 冷却液流速与浓度压降关系



(b) 冷却液流速与浓度传热系数关系图



(c) 冷却液流速与浓度温度均匀性图

图12 冷却液流速与压降、传热系数和温度均匀性的曲线图

Fig.12 Graphs of Coolant Flow Velocity vs. Pressure Drop, Heat Transfer Coefficient and Temperature Uniformity

2.3.2 单指标最优工况组合 根据各因素不同水平下的K值可判定各指标的最优组合。压降最优工况出现在基液低流速条件下, 即基液+2.67m/s; 传热系数最优工况出现在ZrC+1.0 vol%+3.2 m/s条件下, 如表5所示; 温度均匀性最优工况同样出现在基液+2.67 m/s条件下。

由此可见, 压降与温度均匀性最优工况偏向低

流速、低浓度, 而传热系数最优工况则偏向高流速、高浓度。这说明不同性能指标的最优组合存在明显矛盾, 单一指标最优并不能代表综合性能最优, 必须通过综合评价进一步寻求折中解。

2.3.3 流速与浓度的交互作用 结合流速与浓度耦合曲线可见, 流速与浓度对压降和传热系数均存在协同放大趋势。对压降而言, 从冷却液流速与浓

表5 冷却液各个因素对关键物性最优组合

Table 5 Optimal combinations of coolant factors for key performance properties

	纳米流体	体积浓度 vol%	流速 m/s
压降	基液	0	2.67
传热系数	ZrC	1.0	3.2
温度均匀性	基液	0	2.67

度的压降关系图 11(a)能看出,高流速下不同浓度曲线间距明显增大,说明流速会放大浓度增加所带来的阻力增幅;对传热系数而言,冷却液流速与浓度的传热系数关系图 11(b)显示,高流速同样放大了高浓度纳米流体的换热优势,说明流速不仅直接强化换热,也增强了浓度对传热的促进作用。

对温度均匀性而言,冷却液流速与浓度温度均匀性图 11(c)中各浓度曲线均随流速升高而下降,说明流速对温场均匀性始终表现为负向作用;浓度变化对其影响相对较小,主要表现为在高流速条件下对温场分布进行次级修正。总体上,流速与浓度在压降和传热系数上呈协同放大关系,在温度均匀性上则表现为流速主导、浓度弱调节的特征。

2.4 综合性能评价

PEC 为强化换热与流动阻力代价的综合评判,公式^[29]如下:

$$PEC = \frac{h / h_0}{(\Delta P / \Delta P_0)^{\frac{1}{3}}} \quad (18)$$

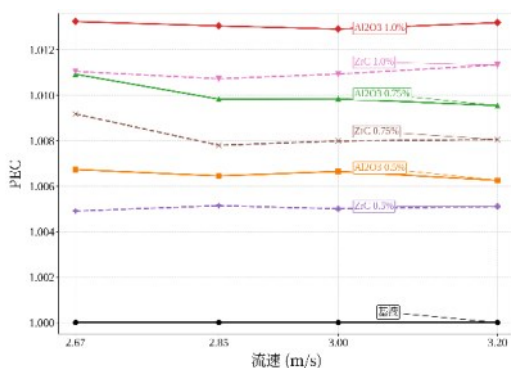
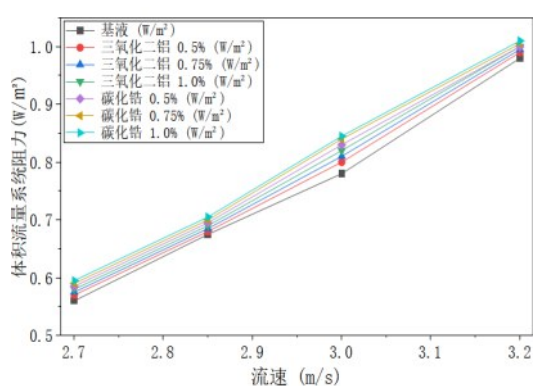
其中, PEC 主要反映纳米流体相对于基础液体在传热强化收益与压降代价之间的综合强化效果,适用于比较不同工况条件下热流体性能提升的相对水平;单位换热面积流动能耗则从实际运行角度

表明换热面积所需要的流动功输入,更适合评价整体系统的运行成本,二者结合可分别从相对强化效果和绝对能耗代价两部分对工况进行评价,从而更全面地反映不同工况的工程适应性。

从不同工质比较来看, Al_2O_3 纳米流体的 PEC 整体高于 ZrC 纳米流体,而且两者均随浓度增加总体呈上升趋势。从冷却液的 PEC 与流速、浓度关系图 13(a)可得,1.0 vol% Al_2O_3 在固定 2.67 m/s 条件下取得最大 $PEC=1.0132$,这说明在中低流速下较高浓度的 Al_2O_3 纳米流体能够在传热收益和阻力代价之间取得更优平衡。相比之下, ZrC 纳米流体虽在部分工况下换热增强更明显,但由于压降代价更高,其 PEC 略低于 Al_2O_3 体系。

与其平缓的变化相比,单位面积流动能耗随着流速增大而明显增大,在冷却液流动能耗与流速的关系如图 13(b)所示,基液单位面积流动能耗由 0.5563 W/m² 增至 0.9787 W/m²,增长率为 75.92%,1.0 vol% Al_2O_3 由 0.5707 W/m² 增至 0.9879 W/m²,增长率为 73.12%,1.0 vol% ZrC 由 0.5860 W/m² 增至 0.9968 W/m²,增长率为 70.10%,即流速提高对于运行成本的影响远远大于对其提升的影响。

综合考虑 PEC 和单位面积流动能耗两项关键指标可以得出,不同工况之间存在显著的换热强化收益与实际运行代价的平衡关系。若以 PEC 最大化为主要目标,1.0 vol% Al_2O_3 纳米流体搭配 2.67 m/s 流速为推荐工况;若在工程应用中更考虑运行能耗代价,基础液体低流速的搭配更加节约能耗成本,但其换热效果相对有限。

(a) 冷却液 PEC 与流速浓度关系

(b) 冷却液流动能耗与流速浓度关系

图 13 冷却液流速浓度与 PEC 和流动能耗关系图

Fig.13 Relationship between coolant flow velocity, concentration, pec and flow energy consumption

3 基于响应面拟合—NSGA-II的多目标优化

从之前的单因素分析以及多因素全因子工况分析可知,叶脉型流道的纳米流体优化还存在许多目标冲突问题,比如入口流速提升确实可以增加传热系数以及增强温度控制能力,但同时也会将压降以及单位换热面积流动能耗增加,并且影响温度均匀性;增加体积分数对传热增强也有帮助,但是对阻力和温度均匀性也存在不利影响,所以单靠各个极值还不能够达到有工程价值的最优工况,为保证 $B=0$ 时, Al_2O_3 纳米流体和 ZrC 纳米流体两类工质均退化为基液的物理一致性,本文采用带物理约束的二次响应面模型,并将其作为NSGA-II的适应度函数。

3.1 多目标优化模型与变量编码

在全因子工况分析中,以32组工况数据为样本,将纳米流体种类、体积浓度、入口流速分别记为 A_i 、 B 、 C ,其中 A_i 为二元离散变量: $A_i=0$ 表示 Al_2O_3 纳米流体, A_i 等于1表示 ZrC 纳米流体, B 为体积分数(vol%),取值范围为0.0-1.0; C 为入口流速(m/s),取值范围为2.67-3.20。以压降 ΔP 最小、传热系数 h 最大和温度均匀性 U 最大为三目标,建立多目标优化模型:

$$\begin{cases} \min & f_1(A,B,C) = \Delta P(A,B,C) \\ \max & f_2(A,B,C) = h(A,B,C) \\ \max & f_3(A,B,C) = U(A,B,C) \\ & A \in \{0,1\}, \\ s.t. & B \in [0,1.0], \\ & C \in [2.67,3.20] \end{cases} \quad (19)$$

采用NSGA-II算法进行求解,考虑到本次研究的设计空间有限,并且本次设计中包含离散变量与

$$\Delta P = -326.286831 - 97.993214B + 442.972063C - 122.104327AB + 82.947956BC - 2.961501B^2 + 497.536472C^2 + 2.330275AB^2 + 81.651538ABC \quad (23)$$

$$h = 1575.232976 + 52.134718B + 623.442085C + 7.597327BC - 1.064370B^2 - 11.745011C^2 - 8.924064AB + 5.261468AB^2 + 7.301713ABC \quad (24)$$

$$U = 0.795747 - 0.003620B - 0.042250C + 0.001007BC - 0.001421B^2 + 0.004608C^2 + 0.001156AB + 0.001406AB^2 - 0.000840ABC \quad (25)$$

其中, ΔP 的压降单位为Pa; h 的传热系数单位为 $W/(m^2 \cdot K)$; U 为温度均匀性,单位为%,利用全部32组工况对上述模型进行检验,压降模型、传热系数模型与温度均匀性模型的 R^2 分别为0.999995、0.999885和0.986208,对应的平均绝对百分误差分别为0.0243%、0.0306%和0.0249%。这说明所建立的响应面足以应对三目标随着工况变化的响应关

连续变量,所以采用实数编码方式对 B 和 C 进行处理,对 A_i 的处理采用二值编码,算法参数设为:种群规模为100,最大迭代数为200,交叉概率0.90,变异概率0.10,为了避免代理模型的偏差直接影响最终结论,响应面模型主要是在连续设计空间模型内寻找pareto最优解,用来识别不同目标之间的折中关系,在pareto解集获得后,再次利用原本仿真数据进行对应离散工况的回代检验,但是最终推荐工况并不是直接依据代理模型预测而决定的,而是在pareto解集基础上并采用等权TOPSIS^[32]法对非支配解进行排序,从而得出推荐工况,需要进行拟合优度计算,公式^[29]如下:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_i^n (\bar{y}_i - y_i)^2}{\sum_i^n [y_i - \text{mean}(\bar{y}_i)]^2} \quad (20)$$

$$S_{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_i^n (\bar{y}_i - y_i)^2} \quad (21)$$

式中: $\bar{y}_i$ 为预测目标函数值, y_i 为初始目标函数值。

由于本次实行多因素响应面模型,普通 R^2 会随着自变量、交互项增加而几乎只升不降,调整 R^2 会将各个参数进行考虑,公式^[31]如下:

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{(1 - R^2)(n - 1)}{n - p - 1} \quad (22)$$

式中: R_{adj}^2 为调整值; p 为自变量个数, n 为样本数。

3.2 响应面拟合结果与精度验证

由于 $B=0$ 时两类工质为基础液体,因此本次拟合模型中并不单独保留 A_i 项因素,而是保留与 B 耦合的 $A_i \cdot B$ 、 $A \cdot B^2$ 和 $A_i \cdot B \cdot C$ 项,既可以满足物理约束,也可以避免在 $B=0$ 处出现两种工质预测值的误差,拟合得到的三组目标函数如下(A 为 A_i):

$$\Delta P = -326.286831 - 97.993214B + 442.972063C - 122.104327AB + 82.947956BC - 2.961501B^2 + 497.536472C^2 + 2.330275AB^2 + 81.651538ABC \quad (23)$$

$$h = 1575.232976 + 52.134718B + 623.442085C + 7.597327BC - 1.064370B^2 - 11.745011C^2 - 8.924064AB + 5.261468AB^2 + 7.301713ABC \quad (24)$$

$$U = 0.795747 - 0.003620B - 0.042250C + 0.001007BC - 0.001421B^2 + 0.004608C^2 + 0.001156AB + 0.001406AB^2 - 0.000840ABC \quad (25)$$

系,如表6所示,满足多目标优化需要。

表6 响应面拟合精度统计

Table 6 Statistics of response surface fitting accuracy

目标	R^2	调整 R^2	RMSE	MAE	最大绝对误差
压降 ΔP	0.9999	0.9999	1.4515	1.2516	3.2182
传热系数 h	0.9998	0.9998	1.21537	1.01184	3.14148
温度均匀性 U	0.9862	0.981	0.0003	0.0001	0.0016

3.3 Pareto前沿解与目标优化

将式(23)到(25)作为适应度函数放入NSGA-II后,算法在其稳定区间内给出一组稳定非支配解,由于三目标存在矛盾,所以最优解并非单独一点,而是一条pareto前沿,如图14(a)和图14(b)所示。

进一步将原始数据回代检验发现,pareto前沿主要集中在低流速与中高浓度和高流速与高浓度两个范围,前者更偏向于较低压降与较高温度均匀性,后者传热系数更大一些。

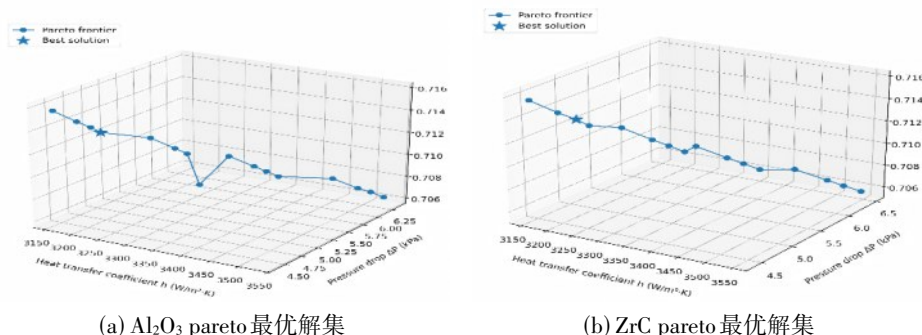


图14 Al₂O₃和ZrC pareto最优解集

Fig.14 Pareto-optimal solution set for Al₂O₃ and ZrC

运用等权TOPSIS法对非支配解进行排序,本文因为比较三项指标在无主观偏好条件下进行综合平衡表现,所以采用等权处理;若面向具体应用场景,可进一步采用适配权重分析。

在综合评价之前,需要先对各个指标进行同趋势化与无量纲化处理,由于本文更加关注阻力代价、传热系数和温度均匀性之间的综合平衡,因此将三项指标进行等权处理,各指标权重均取1/3。

Pareto非支配解共有m个,评价指标共有n个,则原始决策矩阵X如下矩阵左所示:

$$X = (x_{ij})_{m \times n} \quad (26)$$

原始决策矩阵为: $X =$

4404.17	3155.44	0.7157
4976.20	3258.01	0.7128
6185.37	3450.27	0.7077
4463.89	3190.97	0.7149
5043.87	3293.82	0.7120
5555.57	3376.40	0.7098
6269.92	3487.60	0.7069
4495.76	3211.87	0.7145
5077.28	3312.16	0.7116
5592.55	3394.61	0.7094
6311.55	3506.73	0.7066
4525.18	3226.24	0.7141
5110.99	3330.06	0.7089
5629.85	3412.49	0.7090
6348.98	3526.35	0.7062
4404.17	3155.44	0.7157
4976.20	3258.01	0.7128
6185.37	3450.27	0.7077
4511.39	3196.44	0.7147
5100.21	3301.74	0.7118
5617.10	3383.29	0.7096
6339.55	3496.47	0.7067
4569.84	3223.84	0.7142
5166.30	3324.71	0.7113
5685.12	3406.97	0.7091
4618.87	3241.32	0.7137
5228.01	3347.59	0.7108
5753.88	3430.65	0.7086
6491.30	3545.98	0.7057

等权标准化矩阵如下: $V =$

0.333333	0.000000	0.333333
0.241975	0.087545	0.236667
0.048860	0.251643	0.066667
0.323796	0.03326	0.306667
0.231168	0.118110	0.210000
0.149444	0.188594	0.136667
0.035356	0.283505	0.040000
0.318706	0.048164	0.293333
0.225832	0.133764	0.196667
0.143538	0.204136	0.123333
0.028708	0.299833	0.030000
0.314007	0.060429	0.280000
0.220448	0.149041	0.106667
0.137581	0.219397	0.110000
0.022730	0.316579	0.016667
0.333333	0.000000	0.333333
0.241975	0.087545	0.236667
0.048860	0.251643	0.066667
0.316209	0.034994	0.300000
0.222170	0.124870	0.203333
0.139618	0.194474	0.130000
0.024236	0.291076	0.033333
0.306874	0.058381	0.283333
0.211614	0.144475	0.186667
0.128754	0.214686	0.113333
0.299044	0.073300	0.266667
0.201759	0.164004	0.170000
0.117773	0.234897	0.096667
0.000000	0.333333	0.000000

其中,第一列为压降,第二列为传热系数,第三列为温度均匀性。

对于温度均匀性与传热系数效益性指标,采用如下公式^[31]进行标准化处理:

$$r_{ij} = \frac{x_{ij} - \min(x_j)}{\max(x_j) - \min(x_j)} \quad (27)$$

对于压降成本类指标来说,标准化采用如下公式:

$$r_{ij} = \frac{\max(x_j) - x_{ij}}{\max(x_j) - \min(x_j)} \quad (28)$$

由此可得标准化矩阵, $R = (r_{ij})_{m \times n}$ 在等权条件下,构建等权标准化矩阵,公式如下:

$$v_{ij} = w_j r_{ij} \quad (29)$$

其中, w_j 为第 j 个指标的权重,本文取 w_j 为 1/3。

等权标准化矩阵 V 如上矩阵右所示,第一列为压降,第二列为传热系数,第三列为温度均匀性。

进一步确定正理想解与负理想解^[33]分别为

$$V^+ = \{\max(v_{1j}, v_{2j}, \dots, v_{mj})\} \quad (30)$$

$$V^- = \{\min(v_{1j}, v_{2j}, \dots, v_{mj})\} \quad (31)$$

根据等权标准化矩阵可得:

$$V^+ = (0, 0.333333, 0.333333), V^- = (0.333333, 0, 0)$$

则第 i 个候选工况到正理想解与负理想解的欧式距离分别是:

$$D_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - V_j^+)^2} \quad (32)$$

$$D_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - V_j^-)^2} \quad (33)$$

进而定义第 i 个工况的相对贴近度公式如下:

$$C_i = \frac{D_i^-}{D_i^+ + D_i^-} \quad (34)$$

其中, C_i 越大,说明该工况越接近正理想解,

综合性能越优秀。如相对贴合度工况排名表 7

所示:

表 7 相对贴合度工况排名

Table 7 Ranking of operating conditions by relative closeness

排名	纳米流体	体积分数	流速 (m/s)	压降 Pa	传热系数 h (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	温度均匀性 U	贴近度 (C _i)
1	Al ₂ O ₃	1	2.67	4525.18	3226.24	0.7141	0.6039
2	Al ₂ O ₃	0.75	2.67	4495.76	3211.87	0.7145	0.6018
3	ZrC	1	2.67	4618.87	3241.32	0.7137	0.6008
4	ZrC	0.75	2.67	4569.84	3223.84	0.7142	0.6004
5	Al ₂ O ₃	0.5	2.67	4463.89	3190.97	0.7149	0.5949
6	ZrC	0.5	2.67	4511.39	3196.44	0.7147	0.5925
7	Al ₂ O ₃	0	2.67	4404.17	3155.44	0.7157	0.5858
7	ZrC	0	2.67	4404.17	3155.44	0.7157	0.5858
9	Al ₂ O ₃	0	2.85	4976.2	3258.01	0.7128	0.5557
9	ZrC	0	2.85	4976.2	3258.01	0.7128	0.5557

因此,通过 NSGA-II 算法进行求解和等权 TOPSIS 法对非支配解进行排序,与基础液体各项物

性相比,Al₂O₃+1.0vol%+2.67m/s 的压降由 4404.17Pa 增加到了 4525.18Pa,增幅为 2.75%;传热系数由

3155.44 W/(m²·K)提高到了3226.24 W/(m²·K),增幅为2.24%;温度均匀性由0.7157略降至0.7141,降幅为0.22%。说明该工况在较小压力损失和极小均匀性损失的情况下,实现了稳定的换热强化,若偏向于压降和温度均匀性与换热能力的调和以及多目标能力较强,可选择该工况;若追求高换热能力可选择ZrC+1.0vol%+3.2m/s的工况,它的传热系数对比Al₂O₃+1.0vol%+2.67m/s的传热系数高了9.02%,但是压升高了30.29%,温度均匀性低了1.19%。

若论文强调多目标均衡最优Al₂O₃+1.0 vol%+2.67 m/s为Pareto非支配解集中经等权TOPSIS排序得到的推荐工况,当兼顾工程实用性与换热性能时,推荐工况范围为Al₂O₃+0.75-1.0 vol%+2.67-3.0 m/s,若想要强调工程换热能力,则推荐ZrC+1.0 vol%+3.2 m/s工况。

总体而言,通过NSGA-II算法的pareto前沿与等权TOPSIS法排序分析结论基本一致,从而证明了推荐工况的合理性。

4 结 论

本文围绕叶脉型流道新能源电池热管理系统,采用数值模拟方法,研究了四种浓度和四种流速的两类纳米流体,运用全因子工况分析和综合评价得出以下结论:

(1)叶脉流道的高涡量区域主要分布在分流、转角以及局部压降变化较大的区域内,表明这些位置为流动阻力敏感区域也是局部换热强化的主要区域,在等效黏度控制的条件下,纳米流体的密度升高会增强局部流动扰动加剧,从而导致压降增加。

(2)入口流速对冷却液压降、传热系数及温度均匀性影响最大,不同纳米流体种类的影响最小,增大流速可显著提高换热效果,使电芯峰值温降低以及温度响应时间变快,但是同时也会带来更大的流动阻力以及更差的温度均匀性,所以在叶脉流道中存在换热强化收益、流动阻力损失以及温度均匀性之间相互制约的关系。

(3)综合PEC和单位面积能耗来看以及全因子工况分析来说,压降与温度均匀性最优工况偏向低流速、低浓度,而传热系数最优工况则偏向高流速、高浓度。

(4)NSGA-II算法以及TOPSIS排序可得,Al₂O₃+1.0 vol%+2.67 m/s为Pareto非支配解集中经等权TOPSIS排序得到的推荐工况,当兼顾工程实用性与换热性能时,推荐工况范围为Al₂O₃+0.75-1.0 vol%+2.67-3.0 m/s。

本文基于给定叶脉流道结构和工况范围,采用等效黏度控制的方法对Al₂O₃和ZrC纳米流体的流动阻力和传热特性进行了数值模拟,但是本文结论主要适用于给定范围体积分数、入口流速和颗粒物理性范围,因此本文更适用于给定边界条件下的机理分析和优化参考;同时,颗粒的团聚效应、纳米流体的分散稳定性和长期运行特性暂时未纳入当前模型;后续可补充实验和对更宽范围的入口流速和体积分数等工况进行实验分析,进一步验证本文的阻力与传热特性研究以及协同优化。

符 号 说 明

- A ——过流面积, m²
- A_i ——全因子设计中的纳米流体种类因素, $A=0$ 表示Al₂O₃纳米流体, $A=1$ 表示ZrC纳米流体
- A_{heat} ——换热面积, m²
- B ——全因子设计中的纳米颗粒体积分数因素
- C ——全因子设计中的入口流速因素
- c_p ——定压比热容, J/(kg·K)
- D_h ——非圆形流道水力直径, m
- Es ——单位换热面积流动功耗, W/m²
- Eu ——欧拉数
- f ——摩擦因子
- FCP ——热容流率, W/K
- h ——平均传热系数, W/(m²·K)
- h_0 ——基础液体传热系数, W/(m²·K)
- K ——极差分析中某因素某水平对应的指标平均值
- k ——热导率, W/(m·K)
- 质量流量, kg/s
- n ——样本数量或纳米颗粒形状因子
- P ——湿周, m
- PEC ——性能评价准则
- p ——压力, Pa
- Δp ——压降, Pa
- Δp_0 ——基础液体压降, Pa
- Q_m ——质量流量或质量流率, kg/s
- Q_{total} ——冷却液总体积流量, m³/s
- q_k ——电池体积发热率, W/m³

- R ——极差分析中的极差值
 R^2 ——决定系数
 R^2_{adj} ——调整决定系数
 Re ——Reynolds 数
 T ——温度, K
 T_{avg} ——平均温度, K
 T_{in} ——入口温度, K
 T_{out} ——出口温度, K
 T_s ——固体壁面或换热表面温度, K
 t ——时间, s
 U ——温度均匀性系数
 u, v, w ——x、y、z 方向速度分量, m/s
 V ——入口流速或体积流量相关速度量, m/s
 W ——乙二醇-纯化水混合液中的乙二醇质量分数
 x, y, z ——直角坐标方向, m
 ε ——流道壁面相对粗糙度
 λ ——热导率, W/(m·K)
 μ ——动力黏度, Pa·s
 ρ ——密度, kg/m³
 σ_T ——温度标准差, K
 τ ——温度响应时间, s
 φ ——纳米颗粒体积分数, vol%
下角标
adj——调整值
avg——平均值
bf——基础液体
c——冷却液或对流换热相关量
h——水力直径或换热相关量
i——第 i 个样本、水平或方向
in——入口
nf——纳米流体
np——纳米颗粒
out——出口
p——颗粒
s——固体、表面或单位换热面积相关量
total——总量
0——基础液体或初始状态

参考文献

- [1] Rui X Y, Feng X N, Wang H W, et al. Synergistic effect of insulation and liquid cooling on mitigating the thermal runaway propagation in lithium-ion battery module[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, **199**: 11752.
- [2] Zhao G, Wang X L, Negnevitsky M, et al. An up-to-date review on the design improvement and optimization of the liquid-cooling battery thermal management system for electric vehicles[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **219**: 119626.
- [3] Yan R Z, Zhao Q H, Zhang C, et al. Research on liquid-cooling structure for lithium-ion battery with bionic leaf-vein liquid channels[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2025, **112**: 109743.
- [4] 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.
- [5] 李海强, 常宏, 马天翼. 锂离子动力电池热管理技术分析[J]. 电池工业, 2025, **29**(02): 77-86.
Li H Q, Chang H, Ma T Y. Analysis of thermal management technologies for lithium-ion power batteries[J]. Chinese Battery Industry, 2025, **29**(2): 77-86.
- [6] Liu Z, Liu W Z, Lv S. Numerical study of battery thermal management system using bionic leaf-shaped channel liquid cooling plate[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, **268**: 125898.
- [7] Sun G Q, Li Z Q, Wang F, et al. Study on cooling of bionic leaf-vein channel liquid-cooled plate for lithium-ion battery pack[J]. Thermal Science, 2024, **28**(5 Part A): 3907-3919.
- [8] 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.
- [9] 陶远兵. 基于渐变叶脉式液冷板的电池散热系统优化设计与性能研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2025.
Tao Y B. Optimized design and performance study of battery cooling system based on gradient vein liquid cooling plate[D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2025.
- [10] Zhao G, Wang X L, Negnevitsky M, et al. An up-to-date review on the design improvement and optimization of the liquid-cooling battery thermal management system for electric vehicles[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **219**: 119626.
- [11] Wu C X, Sun Y L, Tang H, et al. A review on the liquid cooling thermal management system of lithium-ion batteries[J]. Applied Energy, 2024, **375**: 124173.
- [12] Zhao D, Lei Z G, An C. Research on battery thermal management system based on liquid cooling plate with honeycomb-like flow channel[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **218**: 119324.
- [13] Liu F F, Chen Y Y, Qin W, et al. Optimal design of liquid cooling structure with bionic leaf vein branch channel for power battery[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, **218**: 119283.
- [14] Xie J K, Liu X Y, Zhang G Q, et al. A novel strategy to optimize the liquid cooling plates for battery thermal management by precisely tailoring the internal structure of the flow channels[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2023, **184**: 107877.
- [15] Xie J K, Zhang G Q, Yang X Q. Thermal performance analysis of battery thermal management system utilizing bionic liquid cooling plates with differentiated velocity distribution strategy[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, **249**: 123351.
- [16] Ren J S, Qiu X H, Wang S F. A liquid cooling plate based on topology optimization and bionics simplified design for battery cooling[J]. Journal of Energy Storage, 2024, **102**: 114171.
- [17] Zheng A D, Gao H, Jia X J, et al. Deep learning-assisted design for battery liquid cooling plate with bionic leaf structure considering non-uniform heat generation[J]. Applied Energy, 2024, **373**: 123898.
- [18] Shi D, He Y L, Wang S, et al. Optimization design of flow path

- arrangement and channel structure for lithium-ion battery cooling plate based on the three-field synergy principle[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, **264**: 125372.
- [19] Liu S, Liu Y, Gu H C, et al. Experimental study of the cooling performance of γ -Al₂O₃/heat transfer fluid nanofluid for power batteries[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, **72**: 108476.
- [20] Rana S, Zahid H, Kumar R, et al. Lithium-ion battery thermal management system using MWCNT-based nanofluid flowing through parallel distributed channels: an experimental investigation[J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, **81**: 110372.
- [21] Moayedi H. Exploring the potential of various nanofluids for thermal management of a lithium-ion battery[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, **261**: 125177.
- [22] Gasmelseed A, Ismael M A, Said M A, et al. Thermal management strategies for lithium-ion batteries in electric vehicles: a comprehensive review of nanofluid-based battery thermal management systems[J]. *Results in Engineering*, 2024, **24**: 103339.
- [23] Haddad Z, Belkadi D, Mourad A, et al. Advancements and comprehensive overview of thermal management systems for lithium-ion batteries: Nanofluids and phase change materials approaches[J]. *Journal of Power Sources*, 2024, **603**: 234382.
- [24] Bayat J, Nikseresht A H. Thermal performance and pressure drop analysis of nanofluids in turbulent forced convective flows[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2012, **60**: 236–243.
- [25] Huang A, Bao Y Q, Li H P, et al. Thermal conductivity of ethylene glycol and water binary mixtures at evaluated temperature and pressure[J]. *The Journal of Chemical Thermodynamics*, 2022, **175**: 106900.
- [26] Neerup R, Fosbøl P L. Physicochemical properties of aqueous solutions of monoethylene glycol, diethylene glycol, triethylene glycol, and tetraethylene glycol at 293.15, 313.15, and 333.15K [J]. *Journal of Solution Chemistry*, 2025, **54**(11): 1595–1619.
- [27] 王晖. 基于代理模型的锂离子电池液冷系统多目标优化设计研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2021.
Wang H. Multi-objective optimization design of lithium ion battery liquid cooling system based on surrogate model[D]. Chongqing: Chongqing Jiaotong University, 2021.
- [28] Ali Abdelkareem M, Maghrabie H M, Abo-Khalil A G, et al. Battery thermal management systems based on nanofluids for electric vehicles[J]. *Journal of Energy Storage*, 2022, **50**: 104385.
- [29] Liu L, Cao Z Y, Shen T, et al. Experimental and numerical investigation on flow and heat transfer characteristics of a multi-waves internally spiral finned tube[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, **172**: 121104.
- [30] 杨利伟, 马凯伦, 周小明. 基于液态金属冷却的电池液冷方案设计及其参数多目标优化[J]. *电力科技与环保*, 2025, **41**(2): 206–216.
Yang L W, Ma K L, Zhou X M. Liquid cooling model design and multi-objective optimization of battery parameters based on liquid metal cooling[J]. *Electric Power Technology and Environmental Protection*, 2025, **41**(2): 206–216.
- [31] Höglblom O, Andersson R. Analysis of thermoelectric generator performance by use of simulations and experiments[J]. *Journal of Electronic Materials*, 2014, **43**(6): 2247–2254.
- [32] 李明, 罗国华, 姜春兰, 等. 基于AHP-TOPSIS的网络化弹药攻击决策算法[J]. *北京理工大学学报*, 2017, **37**(12): 1315–1320.
Li M, Luo G H, Jiang C L, et al. Algorithm of networked ammunition attack decision-making based on AHP-TOPSIS[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2017, **37**(12): 1315–1320.
- [33] 卢翔, 赵淼, 贾宝惠. 基于熵权-TOPSIS方法的民机直接维修成本分配模型[J]. *工业工程*, 2019, **22**(4): 12–17.
Lu X, Zhao M, Jia B H. An allocation model of direct maintenance cost for civil aircraft based on entropy weight-TOPSIS method[J]. *Industrial Engineering Journal*, 2019, **22**(4): 12–17.