XXXX

基于响应面法的液冷板蛇形流道结构优化设计

蔡心慈，万超一
（江苏理工学院 汽车与交通工程学院，江苏 常州 213000）

摘 要：为协调传统蛇形流道液冷板换热强化与流动阻力之间的矛盾，设计了一种由周期性波节结构和横向二次流通道组成的复合蛇形流道。以15 Ah方形磷酸铁锂单体电池为研究对象，采用厚度6 mm的底部液冷板，在3C放电、冷却液入口温度298.15 K和入口速度3.0 m/s条件下开展数值模拟。圆形入口直径与流道高度一致，在1.50～3.00 mm范围内变化，对应体积流量为0.318～1.272 L/min。选取弯折角、肋间距、流道高度和收缩比为设计变量，以努塞尔数和压降为响应指标，基于30组中心复合设计试验建立响应面模型，并结合NSGA-II算法进行多目标优化。结果表明，流道高度和收缩比是影响综合性能的主要因素。最优参数为弯折角90.00°、肋间距37.00 mm、流道高度1.50 mm和收缩比1.10；CFD验证所得努塞尔数、压降和水力泵功分别为1495.59、35960.90 Pa和0.191 W。与相同外形尺寸、入口直径和入口速度下的传统蛇形流道相比，优化结构的努塞尔数提高16.39%，压降及水力泵功均降低56.91%，电池最高温度由305.48 K降至301.62 K，最大温差由6.60 K降至3.33 K。横向分流与周期性扰动的协同作用能够降低流动阻力并维持换热能力。上述结论适用于本文所研究的15 Ah方形电池、6 mm厚液冷板及给定流量范围，不能直接外推至大容量储能电池或圆柱电池模组。

关键词：锂离子电池；液冷板；蛇形流道；响应面法；多目标优化
doi：10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0626
中图分类号：TK 02　　文献标志码：A　　文章编号：2095-4239（XXXX）XX-1-18

Optimization Design of Serpentine Flow Channel in Liquid Cooling Plate Based on Response Surface Methodology

CAI Xinci, WAN Chaoyi
(School of Automotive and Transportation Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou Jiangsu 213000, China)

Abstract: To balance heat transfer enhancement and flow resistance reduction in conventional serpentine liquid cooling plates, a wave-node and secondary-flow composite serpentine channel is proposed. The structure combines periodic wave-node units with transverse secondary-flow passages. The secondary passages redistribute coolant and shorten part of the flow path, whereas the wave-node units promote local acceleration, mixing, and thermal boundary-layer renewal. A 15 Ah prismatic lithium iron phosphate battery with dimensions of 140mm×65mm×18mm is investigated using a bottom-mounted liquid cooling plate measuring 140mm×65mm×6mm. Water is used as the coolant. Simulations are

收稿日期：2026-07-17；修改稿日期：2026-08-11。
基金项目：2025江苏理工学院研究生实践创新项目（XSJCX25_69）
第一作者：蔡心慈（2002—），性别女，硕士研究生，研究方向动力电池热管理，E-mail：1024722144@qq.com；通信作者：万超一（1984—），副教授，研究方向为新能源汽车动力电池热管理系统、先进换热技术、计算流体动力学。E-mail：wcyjust@163.co
引用本文：蔡心慈, 万超一. 基于响应面法的液冷板蛇形流道结构优化设计[J]. 储能科学与技术, XXXX, XX(XX): 1-18.
Citation：CAI Xinci, WAN Chaoyi. Optimization Design of Serpentine Flow Channel in Liquid Cooling Plate Based on Response Surface Methodology[J]. Energy Storage Science and Technology, XXXX, XX(XX): 1-18.

performed under a 3C discharge condition, a coolant inlet temperature of 298.15 K, and a fixed inlet velocity of 3.0 m/s. The inlet is circular, and its diameter equals the channel height. As the channel height varies from 1.50 to 3.00 mm, the corresponding volumetric flow rate ranges from 0.318 to 1.272 L/min. Computational fluid dynamics (CFD) is used to evaluate the flow and heat transfer performance. The bending angle, rib spacing, channel height, and contraction ratio are selected as design variables, while the Nusselt number (Nu) and pressure drop are taken as response indicators. Thirty numerical cases are generated using a central composite design (CCD), and second-order response surface models are established. The models are coupled with the nondominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II) to maximize *Nu* and minimize pressure drop. Hydraulic pumping power is also calculated from the product of pressure drop and actual volumetric flow rate. The results show that channel height and contraction ratio are the dominant parameters, and their interaction significantly affects the thermal-hydraulic performance. The optimal parameters are a bending angle of 90.00°, rib spacing of 37.00 mm, channel height of 1.50 mm, and contraction ratio of 1.10. The response surface model predicts a *Nu* of 1500.43 and a pressure drop of 35136.34 Pa, while the high-fidelity CFD results are 1495.59 and 35960.90 Pa, with relative errors of 0.32% and 2.29%, respectively. The hydraulic pumping power is 0.191 W at 0.318 L/min. Compared with a conventional serpentine channel under the same geometric and boundary conditions, the optimized structure increases *Nu* by 16.39% and reduces both pressure drop and hydraulic pumping power by 56.91%. The maximum battery temperature decreases from 305.48 to 301.62 K, while the maximum temperature difference decreases from 6.60 to 3.33 K. The improvement is attributed to transverse flow redistribution and periodic disturbance. The conclusions apply only to the investigated 15 Ah prismatic cell, the 6 mm-thick bottom cooling plate, and the specified flow conditions, and should not be directly extended to large-capacity energy-storage cells or cylindrical battery modules without further validation.

Keywords: lithium-ion battery; liquid cooling plate; serpentine channel; response surface methodology; multi-objective optimization

随着能源结构转型和新能源汽车产业快速发展，动力电池的安全性、可靠性和寿命问题受到广泛关注。锂离子电池因能量密度高、循环寿命长、自放电率低等优点，已成为电动汽车和储能系统的主要动力来源。然而，锂离子电池对温度较为敏感，在高倍率充放电过程中会产生大量热量，若散热不及时，易导致电池温度升高和温度分布不均，进而引起容量衰减、寿命缩短甚至热失控。通常认为，锂离子电池适宜工作温度范围为20～40℃，电池组内最大温差应控制在5℃以内。因此，设计高效、稳定、低能耗的电池热管理系统，对保障动力电池安全运行具有重要意义[1-3,19,29]。

目前，电池热管理方式主要包括空气冷却、液体冷却、相变材料冷却和热管冷却等。其中，液体冷却因换热效率高、温控能力强、结构紧凑和工程适应性好，已成为新能源汽车动力电池热管理的重要方案。液冷板作为间接液冷系统的核心部件，其流道结构直接影响冷却液流动分布、换热强度和系统压降。在多种流道形式中，蛇形流道因结构简单、流程连续、加工方便和换热面积利用率高，被广泛应用于动力电池液冷系统，并已在特斯拉Model S/Y等车型中得到应用。蛇形流道可通过延长流动路径和增强弯折区扰动提高换热能力，但其流程长、弯折多，易产生较大的沿程阻力和局部阻力，导致压降和泵功增加；同时，冷却液沿程吸热后温度逐渐升高，易造成温度分布不均。因此，如何在保持较高换热性能的同时降低流动阻力，是蛇形流道液冷板优化设计的关键[4-5,20-22]。

针对传统蛇形流道流程长、连续弯折引起阻力累积等问题，研究人员通过流道对称布置、旁路分流和多流道重构等方式改善冷却液分配与热工水力性能。孔为[6]等提出对称蛇形流道，与传统流道相比，其压降降低42.8%，并通过改善电池厚度方向导热性能将最大温差由2.75℃降至1.24℃。陈雅[7]等在蛇形主流道之间设置二次流通道，考察了通道数量、宽度、角度和间距对最高温度、最大温差、压降及泵功的影响，二次流结构使进出口压降降低90.69%。 Mubashir[9]等采用实验与数值模拟方法对比单蛇形和双蛇形流道，结果表明双蛇形流道使最高温度和最大温差分别降低6.4%和41%，在流量为120 mL/min时功耗降低86.7%。Zhao[10]等从仿生流道设计出发，通过改善冷却液分配均匀性提升液冷板综合性能。郑子锋[8]等采用响应面法优化二次流通道参数，与传统蛇形流道相比，优化结构在最高温度升高0.54%的情况下使压降降低64.14%。典型研究对比如表1所示。

由表1可知，已有研究主要通过对称布置、增设二次流通道或采用双蛇形流道缩短冷却液的有效流动路径，以降低沿程阻力和连续弯折产生的局部损失。现有设计变量主要集中于二次流通道数量、宽度和角度，对周期性局部扰动及其与流道尺度、弯折特征之间交互作用的研究仍相对不足。为兼顾分流降阻与换热强化，本文在横向二次流通道基础上引入周期性波节结构。二次流通道用于促进相邻主流道之间的冷却液重新分配，缩短部分流体的有效流动路径；波节结构通过局部收缩与扩张引起流动加速和边界层更新，以补偿分流可能造成的近壁面换热能力下降。两种结构分别发挥分流降阻和扰动强化作用。

除结构改进外，优化方法对液冷板设计也具有重要影响。传统单因素分析可揭示单一参数影响规律，但难以反映多参数之间的耦合作用。响应面法结合试验设计、回归建模和统计分析，可通过较少试验次数建立设计变量与响应值之间的函数关系，并分析因素显著性及交互影响，已广泛应用于电池热管理结构优化[28]。与此同时，液冷板优化通常涉及提高换热性能和降低压降两个相互竞争的目标，NSGA-II多目标遗传算法能够获得反映目标权衡关系的Pareto最优解集，适用于此类多目标结构优化问题[13-14,24-25]。

综上，现有研究多集中于散热强化或压降降低等单一目标，对弯折角、肋间距、流道高度和收缩比等多参数交互作用考虑不足，且波节结构与二次流结构复合作用下的低阻机理仍需进一步研究。基于此，本文提出一种波节-二次流复合型蛇形流道，采用中心复合设计开展30组CFD数值实验，建立努塞尔数和压降响应面模型，并结合NSGA-II算法进行多目标优化，获得Pareto前沿。随后对最优解进行高保真CFD验证，并与传统蛇形流道对比，分析其换热性能、压降、温度分布和综合能效，为低阻高效液冷板设计提供参考[11-12,23]。

1 模型及验证

1.1 物理模型

本文以方形磷酸铁锂电池及其配套液冷板为研究对象，建立电池-液冷板耦合三维模型。电池单体容量为15 Ah，几何尺寸为140 mm×65 mm×18 mm。液冷板整体尺寸与电池接触区域相匹配，尺寸为140 mm×65 mm×6 mm，内部流道采用蛇形布置。为便于分析液冷板对电池散热性能的影响，本文构建了电池液冷系统三维几何模型，如图1所示，其中液冷板布置于电池底部，通过固液耦合换热实现电池热量的快速导出。在此基础上，对液冷板内部流道结构进行优化设计。传统蛇形流道具有结构简单、流程连续和换热面积利用率高等优点，但冷却液在长流程和多弯折区域流动时易产生较大沿程阻力和局部阻力，导致系统压降较高。为降低

表1 典型蛇形流道液冷板研究对比

Table 1 Comparison of representative studies on serpentine-channel liquid cooling plates

文献	流道结构及变量	研究方法	评价指标	研究特点
孔为等[6]	对称蛇形；厚向导热率	数值对比	T_{max}、ΔT、ΔP	改善流量分配与温度均匀性
陈雅等[7]	二次流蛇形； n、w、θ、L	单因素分析	T_{max}、ΔT、ΔP、P_h	侧重二次分流降阻
Mubashir等[9]	单/双蛇形；流量	实验与数值模拟	T_{max}、ΔT、P_h	双流道缩短路径并降低能耗
郑子锋等[8]	二次流蛇形；n、w、θ	RSM	T_{max}、ΔP	开展二次流参数优化
本文	波节-二次流复合；α、d、h、γ	CCD-RSM、NSGA-II	Nu、ΔP、P_h	分流降阻与周期扰动协同设计

传统蛇形流道长流程及连续弯折引起的阻力累积，本文在相邻主蛇形流道之间设置横向二次流通道，并在主流道内引入周期性波节结构，形成波节-二次流复合蛇形流道。复合流道的结构及主要几何参数定义如图2所示。

主蛇形流道采用圆形截面，其直径与设计变量流道高度C相同；横向二次流通道连接相邻主流道，用于实现冷却液的横向分流和再分配，其直径固定为1.00 mm。弯折角A表示入口段或相邻流道连接段与主流方向之间的夹角，肋片间距B表示相邻主蛇形流道中心线之间的距离。波节结构为沿主流道周期性布置的局部变截面单元，其最大直径记为d_w。收缩比D定义为波节最大直径与主流道直径之比：

$$D = \gamma = \frac{d_w}{C} \tag{1}$$

收缩比增大表示波节与主流道之间的截面变化程度增大。冷却液流经波节区域时依次发生局部扩张与收缩，可引起流体加速、流动分离及边界层更新，从而强化近壁面流体混合；横向二次流通道则为部分冷却液提供旁通路径，缩短其有效流动距离并减弱连续弯折造成的阻力累积。因此，波节结构主要发挥周期性扰动和换热强化作用，二次流通道主要发挥分流降阻作用，两者共同实现换热性能与流动阻力的协同调控。

模型中电池材料设置为各向异性导热固体，液

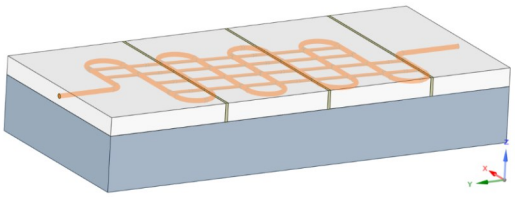


图1 电池液冷三维几何模型

Fig. 1 Three-dimensional geometry model of battery liquid cooling system

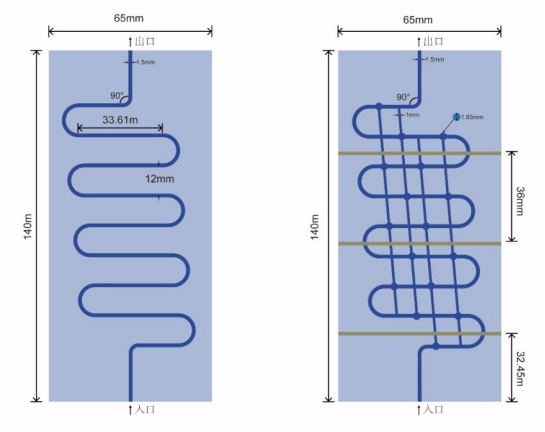


图2 液冷板结构设计：(a)传统蛇形流道 (b)波节-二次流复合蛇形流道

Fig. 2 Liquid cooling plate design: (a) conventional channel (b) Wave-node and secondary-flow composite serpentine channel

冷板材料为铝合金，肋片材料为铜，冷却液为水。在热安全验证阶段，采用3C放电工况下的热源设置，电池区域加载均匀体积热源，热源强度为80771 W/m³。该值与Zhang等[30]基于同尺寸方形磷酸铁锂电池试验所得热功率关系换算结果基本一致。冷却液入口温度为298.15 K，环境温度为25℃，外表面与环境之间考虑自然对流换热，对流换热系数取5 W/(m² · K)。主要材料参数及热边界设置见表2[15,27]。

1.2 数学模型

电池产热采用Bernardi[16]生热模型描述，其总产热率可表示为：

$$Q = I(U_{oc} - U) - IT\frac{\partial U_{oc}}{\partial T} \tag{2}$$

式中，Q为电池产热量，I为工作电流，U_{oc}为开路电压，U为工作电压，T为电池温度，$\partial U_{oc}/\partial T$为熵热系数。本文针对3C放电工况，将电池产热等效为均匀体积热源，并在电池固体区域中加载。固体区域导热控制方程为：

$$\nabla \cdot (k_s \nabla T_s) + q_v = 0 \tag{3}$$

表2 材料物性参数

Table2 Material properties

材料	ρ/(kg · m^{-3})	c_p/(J · kg^{-1} · K^{-1})	k_x/(W · m^{-1} · K^{-1})	k_y/(W · m^{-1} · K^{-1})	k_z/(W · m^{-1} · K^{-1})	μ/(Pa · s)
电池（LFP）	2519	871	12	12	1	—
液冷板（铝合金）	2719	871	202.4	202.4	202.4	—
肋片（铜）	8978	381	387.6	387.6	387.6	—
冷却液（水）	998.2	4182	0.6	0.6	0.6	0.001003

式中，k_s为固体导热系数，T_s为固体温度，q_v为单位体积生热率。冷却液视为不可压缩流体，流动与换热过程按稳态处理，控制方程包括连续性方程、动量方程和能量方程。连续性方程为：

$$\nabla \cdot (\rho \boldsymbol{u}) = 0 \tag{4}$$

动量方程为：

$$\nabla \cdot (\rho \boldsymbol{u}\boldsymbol{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu(\nabla \boldsymbol{u} + \nabla \boldsymbol{u}^T)\right] \tag{5}$$

能量方程为：

$$\nabla \cdot \left(\rho c_p \boldsymbol{u} T\right) = \nabla \cdot (k \nabla T) \tag{6}$$

式中，ρ为流体密度，$\boldsymbol{u}$为速度矢量，p为压力，μ为动力黏度，c_p为定压比热容，k为导热系数。为表征流道内流动状态，引入雷诺数Re：

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \tag{7}$$

式中，u为流体平均速度，D_h为流道水力直径。当Re>4000时，流动通常处于湍流状态。流道水力直径定义为：

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \tag{8}$$

式中，A_c为流道横截面积，P为流道湿周。

液冷板换热性能采用努塞尔数Nu进行评价，其定义为：

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{9}$$

式中，h为对流换热系数。

液冷板进出口压降定义为：

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \tag{10}$$

式中，P_{in}和P_{out}分别为入口和出口平均压力。

为进一步评价优化结构相对于传统蛇形流道的综合热工水力性能，引入常用综合性能评价因子η[17]：

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{11}$$

式中，Nu_0和f_0分别为传统蛇形流道的努塞尔数和摩擦因子，Nu和f分别为优化结构的努塞尔数和摩擦因子。当η>1时，表明优化结构在综合考虑换热增强和流动阻力变化后优于基准结构。由于本文各结构采用相同冷却液、相同入口速度和相同边界条件，在流动对比分析中可近似采用压降比表征阻力变化趋势，即$f/f_0 \approx \Delta P/\Delta P_0$。

冷却液入口采用速度入口边界，入口温度为298.15 K，入口速度u_{in}设为3.0 m/s；出口采用压力出口边界，出口表压为0 Pa。Nanthatanti [18]等在锂离子电池水冷板参数化研究中，将冷却液入口速度设置为0.5、1.0、2.0和3.0 m/s，并指出入口速度会影响冷却通道内流量分布及压降。因此，本文选取3.0 m/s作为强化冷却工况下的统一入口速度，用于保证各流道结构之间具有相同的水力边界条件，并重点分析几何参数对换热性能和流动阻力的影响。本文圆形入口直径与设计变量流道高度C一致，因此不同流道高度方案的入口截面积及实际体积流量不同。入口体积流量计算式为：

$$Q_v = u_{in} A_{in} = u_{in} \frac{\pi C^2}{4} \tag{12}$$

式中，Q_v为体积流量，A_{in}为入口截面积。当流道高度C分别为1.50、2.25和3.00 mm时，对应体积流量分别为0.318、0.716和1.272 L/min，质量流量分别为0.00529、0.01191和0.02117 kg/s。

为综合考虑进出口压降和实际流量对冷却系统流动能耗的影响，引入水力泵功P_h作为辅助评价指标，其定义为：

$$P_h = \Delta P Q_v \tag{13}$$

式中，P_h为冷却液克服液冷板内部流动阻力所需的理论水力功率，单位为W；ΔP为液冷板进出口压降，单位为Pa；Q_v为冷却液体积流量，单位为m³/s。后续采用水力泵功P_h评价不同流道方案的理论流动能耗。

本文以3C放电工况作为热管理性能评价工况，在该工况下，入口速度不作为优化变量，而作为统一冷却边界条件，用于保证响应面建模和多目标优化过程中各结构方案具有相同的水力比较基础。为提高近壁面区域及弯折区域流动换热预测精度，采用k-ω SST湍流模型进行求解。该模型兼具k-ω模型近壁面计算精度较高和k-ε模型主流区适应性较好的特点，适用于蛇形流道内复杂弯折及局部扰动条件下的流动与换热分析[27]。

1.3 网格无关性验证

网格数量及局部加密程度会影响蛇形流道弯折区、波节收缩—扩张区和二次流通道内速度梯度、温度梯度及压力梯度的计算精度。原稿仅采用设计空间中心点结构进行网格无关性验证，难以充分反映流道高度和收缩比处于参数区间极值时的网格适用性。为此，分别选取设计空间中心点结构、综合性能最优结构和参数上限结构开展网格无关性验证。中心点结构的参数为A=100°、B=36.5 mm、

C=2.25 mm、D=1.55；最优结构的参数为 A=90°、B=37.0 mm、C=1.50 mm、D=1.10；参数上限结构的参数为 A=110°、B=37.0 mm、C=3.00 mm、D=2.00。针对每种几何结构分别5套不同密度的网格，并保持边界层层数、网格增长率以及弯折区、波节区和二次流通道的局部加密方法一致。本文以进出口压降 ΔP 和最高温度 T_{max} 作为网格无关性判断指标。相邻网格之间的相对变化率按式(11)计算：

$$\varepsilon = \left| \frac{X_i - X_{i-1}}{X_{i-1}} \right| \times 100 \tag{14}$$

式中，X_i 为第 i 套网格对应的 ΔP 或 T_{max}，ε 为相邻网格计算结果的相对变化率。

三种结构的网格无关性验证结果如图3所示。随着网格加密，压降逐渐增大并趋于稳定，最高温度逐渐降低并趋于平稳，表明计算结果对网格的敏感性逐步减弱。对于中心点、最优及参数上限结构，当网格由约 $9.3 \times 10^5 \sim 9.8 \times 10^5$ 增加至 $1.18 \times 10^6 \sim 1.26 \times 10^6$ 时，压降与最高温度的相对变化率分别为0.117%～0.131%和0.012%～0.013%，均小于1%。进一步加密至G5后，各结构G4与G5之间的变化率均低于0.04%，说明结果已进入稳定区间。综合计算精度与成本，后续数值模拟采用G3对应网格规模约 $9.3 \times 10^5 \sim 9.8 \times 10^5$，并保持一致的网格划分与局部加密策略。

1.4 模型验证

为了验证本文数值模型的准确性，分别对单体电池热模型和流道压力损失计算模型进行验证如图4所示。单体电池热模型参考Fan等[11]的模型验证方法，根据文献实验数据建立单体电池模型，并将不同放电倍率下的数值模拟结果与实验结果进行对比。

图4(a)为1C、2C和3C放电倍率下单体电池表面平均温度的实验结果与数值模拟结果对比。由图可知，在不同放电倍率下，仿真结果与实验结果的温度变化趋势基本一致，两者温度差值基本均在0.5℃以内，表明本文建立的单体电池热模型能够较准确地反映不同放电倍率下电池的温升特性。

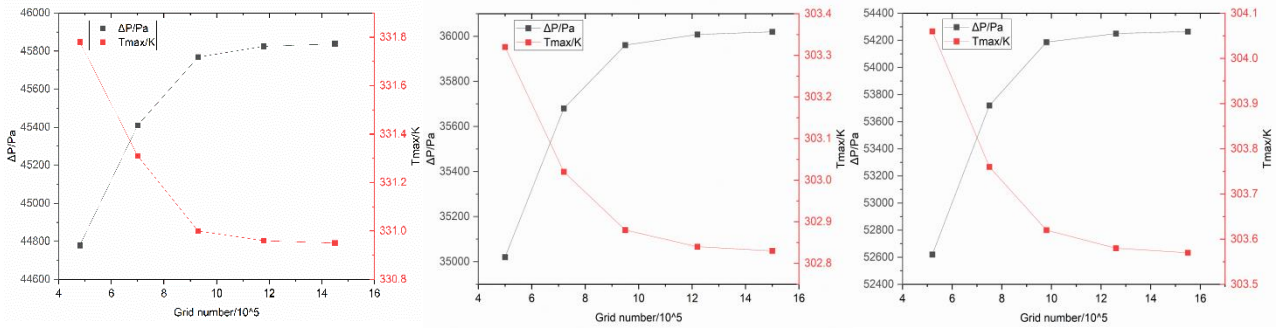
为进一步验证流动模型对蛇形流道压力损失的预测能力，参考Al-Neama等[31]的蛇形微通道实验研究建立相应流道模型，并对不同入口速度条件下的压力损失进行数值计算，将所得结果与文献实验结果进行比较。图4(b)为不同入口速度下实验压降与数值模拟压降的对比结果。由图可知，随着入口速度增加，流道进出口压降逐渐增大，且增长趋势表现出明显的非线性特征。各入口速度下数值模拟结果与实验结果均较为接近，压降差值均在 2.0×10^3 Pa以内，二者变化规律基本一致。

综上，本文数值模拟得到的单体电池表面平均温度和蛇形流道压降均与相应实验结果具有较好的一致性，说明所建立的模型具有较好的可靠性，可用于后续液冷板流动换热特性分析及结构优化研究。

2 响应面实验设计与代理模型

2.1 响应面试验设计

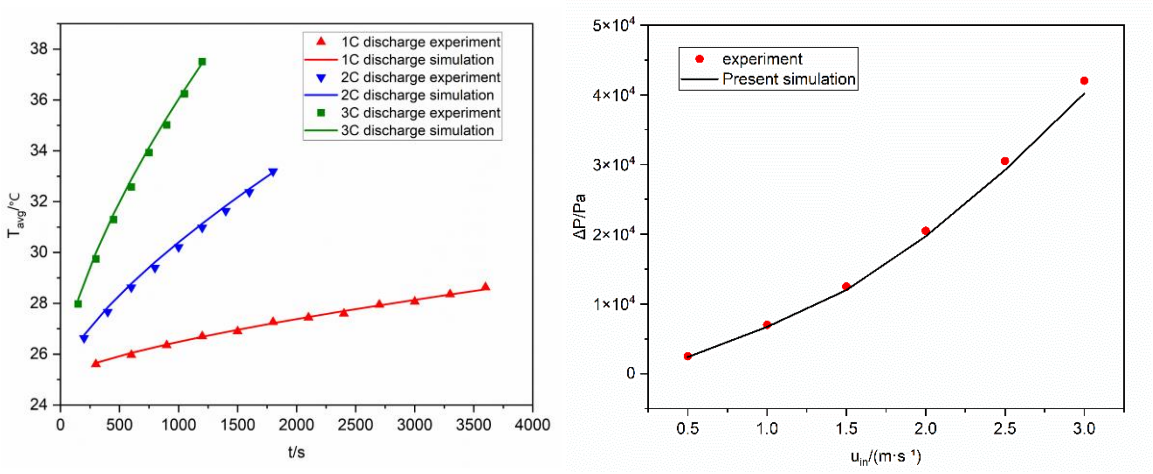
为进一步研究波节-二次流复合蛇形流道结构参数对液冷板换热性能和流动阻力的影响，并为后续多目标优化提供代理模型，本文采用响应面法对结构参数进行试验设计和回归分析。响应面法能够



注：(a) (b) (c)

图3 不同几何结构的网格无关性验证: (a)中心点结构(b)最优结构(c)参数上限结构。

Fig. 3 Grid independence verification for different geometrical configurations: (a) Center-point configuration(b) Optimal configuration(c) Upper-bound configuration



(a) (b)

图4 数值模型验证：（a）单体电池热模型验证（b）不同入口速度下蛇形流道压降验证

Fig. 4 Numerical model validation: (a) Thermal model verification of single cells (b) pressure drop of the serpentine channel under different inlet velocities

通过较少的试验次数建立设计变量与响应指标之间的函数关系，并可分析各因素及其交互项对响应目标的显著性影响。与单因素分析相比，该方法能够更好地反映多参数耦合作用下液冷板流动换热性能的变化规律。

本文选取弯折角*A*、肋间距*B*、流道高度*C*和收缩比*D*为设计变量。其中，弯折角*A*的取值范围为 90°～110°，肋间距 B 的取值范围为 36～37 mm，流道高度 *C* 的取值范围为 1.5～3.0 mm，收缩比 D 的取值范围为 1.1～2.0。以努塞尔数 *Nu* 和压降 Δ*P* 作为响应指标，其中 *Nu* 用于评价流道换热能力，Δ*P* 用于表征冷却液流动阻力。温度指标不作为本章优化目标，仅在后续最优结构验证和传统蛇形流道对比中作为辅助评价参数。

采用面心中心复合设计进行响应面试验，星点距离取 $\alpha = 1$，每个因素设置 3 个水平。试验方案由 16 个立方点、8 个轴点和 6 个中心点组成，共 30 组。中心点重复设置可用于估计试验误差并提高模型稳定性。各因素水平如表 3 所示。

根据上述试验方案，对 30 组不同结构参数的液冷板模型进行 CFD 仿真计算，入口设置为速度入口，速度为 3.0 m/s，入口温度为 298.15 K，出口设置为压力出口，出口表压为 0 Pa。计算完成后提取各组工况下的 *Nu* 和 Δ*P*，结果见表 4。

由表 4 可知，在所研究参数范围内，*Nu* 的变化范围为 792.54~1495.59，压降 Δ*P* 的变化范围为 34672.45~54186.51 Pa。不同参数组合下响应值差异明显，说明所选结构参数对流道换热和阻力性能均具有较大影响。其中，当流道高度较小时，*Nu* 整体较高；当流道高度和收缩比较大时，压降明显增大，表明流道截面变化及局部收缩结构是影响流动阻力的重要因素。

表3 响应面试验因素和水平

Table 3 Factors and levels of response surface experiment

水平	因素			
	A 弯折角 α/°	B 肋片间距 d/mm	C 流道高度 h_c/mm	D 收缩比 γ
-1	90	36	1.5	1.1
0	100	36.5	2.25	1.55
1	110	37	3	2

根据 CCD 试验结果进一步计算不同流道高度下的水力泵功，其统计结果如表 5 所示。

根据压降结果及各方案对应的实际体积流量，计算得到水力泵功为 0.184～1.149 W。随着流道高度由 1.50 mm 增至 3.00 mm，入口体积流量由 0.318 L/min 增至 1.272 L/min，平均水力泵功由 0.193 W 增至 1.009 W。由于圆形入口直径与流道高度一致，在入口速度保持 3.0 m/s 时，入口截面积及体积流量随 C^2 增加。因此，流道高度对液冷板性能的影响包含流道尺度、实际流量和流动阻力变化的共同作用。

表4 响应面CCD实验结果表

Table 4 Experimental results of CCD response surface design

试验号	A弯折角 α/°	B肋片间距 d/mm	C流道高度 h_c/mm	D收缩比 γ	努塞尔数 Nu	压降 ΔP/Pa
1	90	36	1.5	1.1	1486.52	35017.71
2	110	36	1.5	1.1	1432.00	37286.51
3	90	37	1.5	1.1	1495.59	35960.90
4	110	37	1.5	1.1	1421.62	35732.82
5	90	36	3	1.1	974.23	40084.18
6	110	36	3	1.1	922.29	42375.59
7	90	37	3	1.1	974.35	40590.81
8	110	37	3	1.1	926.17	43660.03
9	90	36	1.5	2	1444.04	38421.82
10	110	36	1.5	2	1485.78	36031.29
11	90	37	1.5	2	1423.65	35858.84
12	110	37	1.5	2	1377.40	38635.89
13	90	36	3	2	792.54	52857.68
14	110	36	3	2	825.08	51944.46
15	90	37	3	2	866.61	53977.37
16	110	37	3	2	829.94	54186.51
17	90	36.5	2.25	1.55	1166.23	47554.75
18	110	36.5	2.25	1.55	1101.81	46821.72
19	100	36	2.25	1.55	1129.82	45897.70
20	100	37	2.25	1.55	1127.09	45747.76
21	100	36.5	1.5	1.55	1437.56	34672.45
22	100	36.5	3	1.55	911.84	48648.18
23	100	36.5	2.25	1.1	1158.71	42761.33
24	100	36.5	2.25	2	1074.03	47411.15
25	100	36.5	2.25	1.55	1132.42	45768.19
26	100	36.5	2.25	1.55	1127.00	45367.14
27	100	36.5	2.25	1.55	1132.42	45768.19
28	100	36.5	2.25	1.55	1131.56	45754.14
29	100	36.5	2.25	1.55	1132.04	45900.71
30	100	36.5	2.25	1.55	1132.42	45768.19

表5 不同流道高度下的流量及水力泵功统计

Table 5 Coolant flow rate and hydraulic pumping power at different channel heights

C/ mm	$Q_v/(\mathrm{L\cdot min^{-1}})$	P_h范围/W	P_h均值/W
1.50	0.318	0.184～0.205	0.193
2.25	0.716	0.510～0.567	0.547
3.00	1.272	0.850～1.149	1.009

2.2 响应面模型建立及方差分析

利用Design-Expert软件对表4中的仿真结果进行二阶回归拟合，建立设计变量与响应值之间的代理模型。二阶响应面模型的一般形式为：

$$Y=\beta_0+\sum_{i=1}^{n}\beta_i x_i+\sum_{i=1}^{n}\beta_{ii}x_i^2+\sum_{i=1}^{n-1}\sum_{j=i+1}^{n}\beta_{ij}x_i x_j \#(15)$$

式中，Y为响应值，x_i和x_j为设计变量，β_0、β_i、β_{ii}和β_{ij}分别为常数项、一次项、二次项和交互项系数。根据30组CFD仿真结果拟合得到Nu的实际变量方程为：

$$\begin{aligned}Nu=&-5944.36+62.16A+352.53B-1944.69C\\&+497.02D-2.16AB+0.24AC\\&+3.06AD+35.50BC-14.59BD-70.00CD\\&+0.05A^2-2.73B^2+81.01C^2-63.05D^2\end{aligned}\tag{16}$$

压降ΔP的实际变量方程为：

$$\begin{aligned}\Delta P=&1.28\times10^5-4548.32A+7516.69B\\&-7327.87C-10025.71D+57.14AB\\&+18.58AC-107.21AD+953.62BC\\&+617.44BD+7649.17CD\\&+13.11A^2-216.99B^2-7496.29C^2-3904.88D^2\end{aligned}\tag{17}$$

对两个响应面模型进行方差分析，结果如表6和表8所示。ANOVA中的P值和F值可用于判断模

型及各因素的显著性，一般*P*值越小、*F*值越大，说明因素对响应目标的影响越显著。

由表6可知，*Nu*回归模型的*F*值为305.38，*P*<0.0001，说明模型整体达到极显著水平，可用于描述结构参数与*Nu*之间的响应关系。从一次项来看，流道高度*C*对*Nu*的影响最为显著，其*F*值为4100.31，*P*<0.0001，表明流道高度是影响液冷板换热性能的主导因素；收缩比*D*和弯折角*A*对*Nu*的影响也达到极显著水平，而肋片间距*B*的影响不显著。交互项中，*AB*、*AD*、BC和*CD*对*Nu*的影响显著，其中*CD*的影响最强，说明流道高度与收缩比之间存在明显耦合效应。二次项中，C^2对*Nu*的影响达到极显著水平，表明流道高度对换热性能具有明显的非线性影响。*Nu*响应面模型统计结果见表7。

由表7可知，*Nu*模型的决定系数R^2=0.9965，调整决定系数R^2_{adj}=0.9932，预测决定系数R^2_{pre}=0.9732，说明模型能够解释99.65%的响应变化，且具有较好的预测能力。变异系数*C.V.*=1.59%，表明模型离散程度较小；信噪比Adeq Precision为52.3971，远大于4，说明模型信号充足，可用于设计空间内的响应预测与参数优化。由图5可知，模型预测值与CFD计算值整体分布在参考线附近，残差点基本沿正态概率直线分布。综合模型统计指标与样本预测误差可知，该模型能够较好反映结构参数对*Nu*总体变化趋势的影响，可用于本文给定参数范围内的因素分析和优化候选方案筛选。

综合各因素*F*值可知，在本文设计范围内，各因素对*Nu*的影响强弱顺序为*C*>*D*>*A*>*B*。其中流道高度*C*是影响换热性能的最主要因素。随着流道高度减小，冷却液在流道内的流速和局部扰动增强，液冷板对流换热能力提高，因此*Nu*呈明显增大趋势。收缩比*D*对*Nu*也具有显著影响，较小的收缩比有利于增强局部加速和二次流动，从而改善流体混合和热边界层更新。弯折角*A*对*Nu*的影响次于*C*和*D*，而肋片间距*B*在本文取值范围内对*Nu*的影响较弱。

表6 *Nu*回归模型方差分析

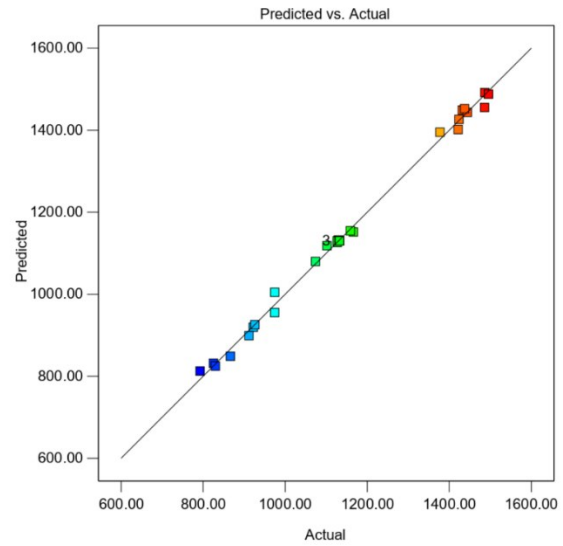
Table 6 Analysis of variance for Nu regression model

方差来源	平方和	自由度	均方	*F*值	*P*值	显著性
Model	1.44E+06	14	1.03E+05	305.38	< 0.0001	significant
A-A	5055.87	1	5055.87	15.04	0.0015	**
B-B	138.21	1	138.21	0.4111	0.5311	/
C-C	1.38E+06	1	1.38E+06	4100.31	< 0.0001	**
D-D	25119.06	1	25119.06	74.72	< 0.0001	**
AB	1868.36	1	1868.36	5.56	0.0324	*
AC	51.64	1	51.64	0.1536	0.7006	
AD	3024.5	1	3024.5	9	0.009	**
BC	2835.52	1	2835.52	8.43	0.0109	*
BD	172.46	1	172.46	0.513	0.4848	/
CD	8931.1	1	8931.1	26.57	0.0001	**
A^2	61.91	1	61.91	0.1842	0.6739	
B^2	1.21	1	1.21	0.0036	0.953	
C^2	5379.39	1	5379.39	16	0.0012	**
D^2	422.39	1	422.39	1.26	0.2799	
Residual	5042.62	15	336.17			
Lack of Fit	5019.78	10	501.98	109.9	<0.0001	
Pure Error	22.84	5	4.57			
Cor Tota	1.44E+06	29				

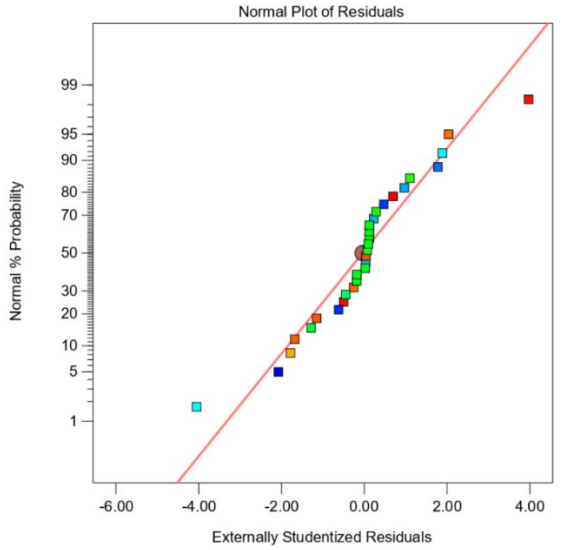
表7 *Nu*响应面模型数据统计表

Table 7 Statistical parameters of Nu response surface model

响应值指标	平均值	标准差	R^2	R^2_{adj}	R^2_{pre}	*C.V.*%	Adeq Precision
Nu	1152.42	18.34	0.9965	0.9932	0.9732	1.59	52.3971



(a)



(b)

图5 *Nu*模型诊断图：（a）预测值与实际值对比（b）残差正态概率图

Fig. 5 Diagnostic plots of *Nu* model: (a) predicted versus actual values (b) normal probability plot of residuals

由表8可知，Δ*P*回归模型的*P*<0.0001，说明模型整体显著。各因素中，流道高度*C*对压降影响最大，*F*值为526.88；收缩比*D*次之，*F*值为162.08；交互项*CD*的*F*值为99.72，同样达到极显著水平。此外，二次项C^2对压降影响极显著，说明压降随流道高度变化存在明显非线性特征。根据一次因素的*F*值大小可知，对Δ*P*的影响顺序为*C*>*D*>*A*>*B*。这说明压降主要受流道高度和收缩比控制，而弯折角和肋间距在本文参数范围内影响相对较小。Δ*P*响应面模型统计结果见表9。

表8 Δ*P*压降回归模型方差分析

Table 8 Analysis of variance for pressure drop regression model

方差来源	平方和	自由度	均方	*F*值	*P*值	显著性
Model	9.68E+08	14	6.91E+07	64.64	< 0.0001	significant
A-A	2.24E+06	1	2.24E+06	2.1	0.1683	
B-B	1.09E+06	1	1.09E+06	1.02	0.3282	
C-C	5.63E+08	1	5.63E+08	526.88	< 0.0001	**
D-D	1.73E+08	1	1.73E+08	162.08	< 0.0001	**
AB	1.31E+06	1	1.31E+06	1.22	0.2866	
AC	3.11E+05	1	3.11E+05	0.2905	0.5978	
AD	3.72E+06	1	3.72E+06	3.48	0.0817	
BC	2.05E+06	1	2.05E+06	1.91	0.1868	
BD	3.09E+05	1	3.09E+05	0.2888	0.5989	/
CD	1.07E+08	1	1.07E+08	99.72	< 0.0001	**
A^2	4.46E+06	1	4.46E+06	4.17	0.0593	
B^2	7624.52	1	7624.52	0.0071	0.9338	
C^2	4.61E+07	1	4.61E+07	43.08	< 0.0001	**
D^2	1.62E+06	1	1.62E+06	1.51	0.2373	
Residual	1.60E+07	15	1.07E+06			
Lack of Fit	1.59E+07	10	1.59E+06	48.02	0.0002	
Pure Error	1.65E+05	5	33058.86			
Cor Tota	9.84E+08	29				

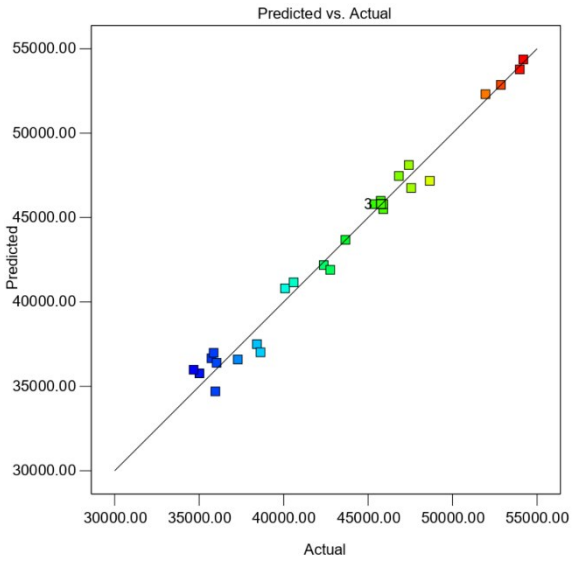
表9 Δ*P*压降响应面模型数据统计表

Table 9 Statistical parameters of pressure drop response surface model

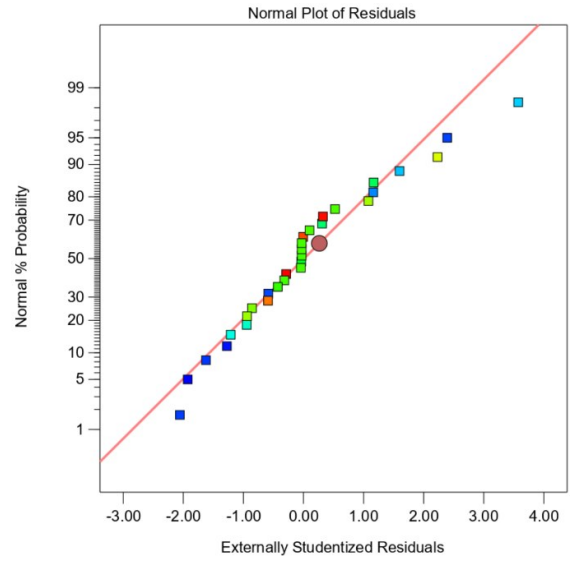
响应值指标	平均值	标准差	R^2	R^2_{adj}	R^2_{pre}	*C.V.*%	Adeq Precision
Δ*P*/Pa	43548.8	1034.11	0.9837	0.9685	0.8928	2.37	26.8944

由表9可知，压降模型的决定系数R^2=0.9837，调整决定系数R^2_{adj}=0.9685，预测决定系数R^2_{pre}=0.8928，表明模型能够反映压降随结构参数变化的主要规律。模型变异系数为2.37%，Adeq Precision为26.8944，说明数据离散程度较低且模型具有较高的信噪比。由图6可知，模型预测值与CFD计算值总体吻合。考虑到参数边界组合下可能存在较强的局部非线性，该模型主要用于给定设计空间内的压降趋势分析和优化候选方案筛选，最终候选结构仍需通过独立高保真CFD计算进行复核。

为进一步量化响应面模型在设计空间不同位置的预测精度，采用预测值与CFD计算值之差相对



(a)



(b)

图6　ΔP压降模型诊断图：(a)预测值与实际值对比 (b)残差正态概率图

Fig. 6　Diagnostic plots of pressure drop model: (a) predicted versus actual values (b) normal probability plot of residuals

于CFD计算值的绝对百分比作为评价指标，其计算式为：

$$\varepsilon = \left| \frac{Y_{CFD} - Y_{RSM}}{Y_{CFD}} \right| \times 100 \tag{18}$$

式中，Y_{CFD}为CFD计算值，Y_{RSM}为响应面模型预测值，ε为预测相对误差。面心中心复合设计中，第1～16组为立方点，第17～24组为轴点，第25～30组为中心点。采用上述公式对表4中的30组CCD样本进行统计，结果见表10。

由表10可知，*Nu*模型30组样本的预测相对误差为0.03%～3.13%，平均误差为0.86%；压降模型的预测相对误差为0.01%～4.18%，平均误差为1.41%，全部样本的预测相对误差均低于5%。其中，中心点处*Nu*和压降的平均误差分别为0.19%和0.25%，低于立方点和轴点，说明模型在设计空间中心区域具有较高的预测精度。

本文响应值均来源于确定性CFD数值计算，重复中心点采用相同的几何模型、边界条件、网格控制策略和收敛判据，因此重复计算产生的纯误差相对较小。在此条件下，失拟检验对响应面预测值与CFD计算值之间的局部偏差较为敏感。因此，本文结合模型整体显著性、决定系数、调整决定系数、预测决定系数、变异系数、信噪比、30组样本预测误差以及独立高保真CFD验证结果，对响应面模型的工程适用性进行综合评价。结果表明，所建立的二阶响应面模型能够反映设计变量与*Nu*、压降之间的总体变化规律，可用于本文给定参数范围内的参数影响分析和优化候选方案筛选。考虑参数边界区域可能存在局部预测偏差，本文不对设计空间以外的参数组合进行外推，最终优化结构采用独立高保真CFD计算进行复核。

2.3　响应面交互作用分析

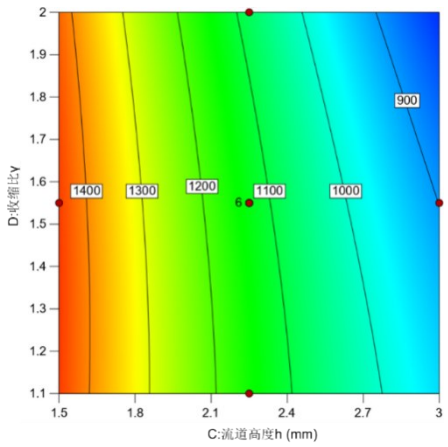
为进一步分析不同结构参数之间的耦合作用，绘制*Nu*和Δ*P*的响应面及等高线图，如图7和图8所示。由*Nu*响应面图可知，流道高度*C*对换热性能的影响最为明显。随着*C*增大，*Nu*整体降低，因为在入口速度一定的条件下，较小的流道高度能

表10　不同设计位置的响应面模型预测相对误差

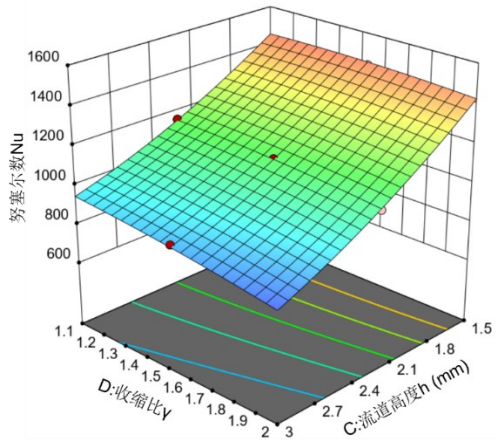
Table 10　Relative prediction errors of response surface models at different design locations

设计位置	样本数	*Nu*误差范围/%	*Nu*平均误差/%	Δ*P*误差范围/%	Δ*P*平均误差/%
立方点	16	0.03～3.13	1.15	0.01～4.18	1.62
轴点	8	0.03～1.50	0.79	0.53～3.79	1.84
中心点	6	0.12～0.29	0.19	0.07～0.95	0.25
全部样本	30	0.03～3.13	0.86	0.01～4.18	1.41

够增强近壁面流速梯度和温度梯度，使冷却液对壁面的冲刷作用增强，从而提高对流换热能力。弯折角*A*对*Nu*也具有一定影响，主要是由于弯折区域会改变局部流动方向和二次流强度，从而影响热边界层发展。



(a)



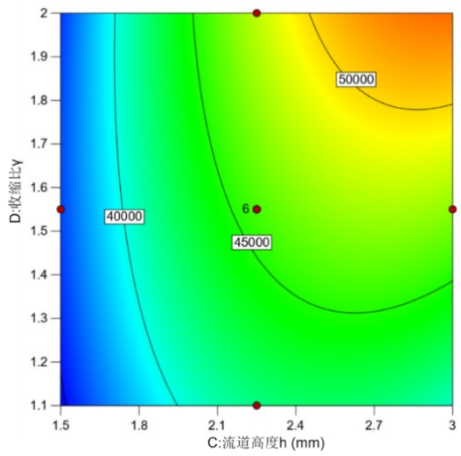
(b)

图7 *Nu*响应面及等高线图：(a)等高线图 (b)响应面图

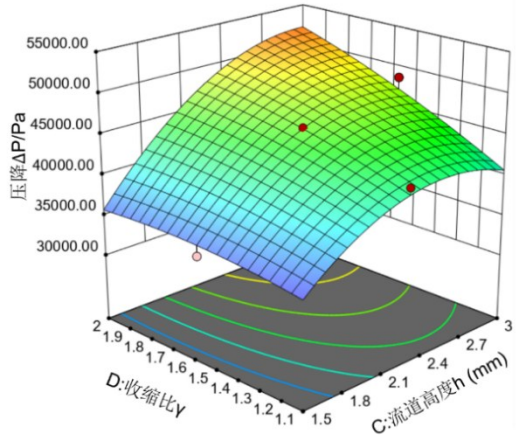
Fig. 7 Response surface and contour plots of *Nu*: (a) contour plot (b) response surface plot

由交互项分析可知，*CD*对*Nu*和Δ*P*均具有显著影响，说明流道高度与收缩比之间的匹配关系是影响波节-二次流复合蛇形流道综合性能的关键。当流道高度较小且收缩比较低时，液冷板能够获得较高的*Nu*和较低的压降；当流道高度和收缩比同时增大时，压降明显升高。这主要是因为收缩比增大会增强波节区域的局部加速和再扩张过程，诱发流动分离和能量耗散，导致局部阻力损失增加。

综合响应面模型及方差分析结果可知，流道高



(a)



(b)

图8 Δ*P*压降响应面及等高线图：(a)等高线图 (b)响应面图

Fig. 8 Response surface and contour plots of pressure drop: (a) contour plot (b) response surface plot

度*C*是影响液冷板换热性能和流动阻力的共同关键因素，收缩比*D*对压降具有显著影响，且*C*与*D*之间存在明显交互作用。因此，在后续结构优化中，应重点考虑流道高度与收缩比的合理匹配，以在提高换热能力和降低流动阻力之间取得平衡。基于本章建立的响应面代理模型，后续将进一步结合多目标优化算法，获得兼顾高*Nu*和低Δ*P*的Pareto最优解集。

3 多目标优化与结果讨论

3.1 NSGA-II多目标优化

由响应面分析可知，波节-二次流复合蛇形流

道的结构参数对 Nu 和 ΔP 均具有显著影响。其中，增大流体扰动有利于提高换热性能，但往往会导致流动阻力增加；降低压降则可能削弱冷却液对壁面的冲刷作用，使换热能力下降。因此，液冷板结构优化本质上是一个典型的多目标优化问题，需要在强化换热和降低流阻之间获得合理折中。

以建立的响应面代理模型为基础，采用 NSGA-II 多目标遗传算法对波节-二次流复合蛇形流道进行优化。优化目标为最大化 Nu 和最小化 ΔP，即：

$$\begin{cases}\max f_1(x) = Nu(A,B,C,D)\\ \min f_2(x) = \Delta P(A,B,C,D)\end{cases} \tag{19}$$

式中，A、B、C 和 D 分别为弯折角、肋间距、流道高度和收缩比。由于 NSGA-II 算法通常以最小化目标函数为基本形式，因此将最大化 Nu 转换为最小化 $-Nu$，优化函数可表示为：

$$\min F(x) = \left[-Nu(A,B,C,D), \Delta P(A,B,C,D)\right] \tag{20}$$

设计变量的约束范围为：

$$\begin{cases}90 \leqslant A \leqslant 110\backslash 36 \leqslant B \leqslant 37\backslash 1.5\\ \quad \leqslant C \leqslant 3.0\backslash 1.1 \leqslant D \leqslant 2.0\}\end{cases} \tag{21}$$

NSGA-II 算法参数设置如表 11 所示。算法种群规模设为 100，最大进化代数为 200，交叉概率为 0.7，变异比例为 0.4，变异率为 0.02。计算过程中，首先在变量约束范围内随机生成初始种群，并根据响应面模型计算每个个体的目标函数值；随后通过非支配排序和拥挤距离计算保留优良个体，并经过选择、交叉和变异操作不断更新种群。为避免交叉和变异产生超出设计空间的个体，对每一代新个体进行边界裁剪，使其始终满足变量约束条件。经过迭代计算后，最终获得 Nu 与 ΔP 之间的 Pareto 最优解集。

表 11　NSGA-II 算法参数设置

Table11　NSGA-II algorithm parameters

参数	数值
设计变量数	4
优化目标数	2
种群规模	100
最大进化代数	200
交叉概率	0.7
变异比例	0.4
变异率	0.02
变量下限	[90, 36, 1.5, 1.1]
变量上限	[110, 37, 3.0, 2.0]

由图 9 可知，Pareto 前沿呈现明显的非支配分布特征，表明 Nu 和 ΔP 之间存在竞争关系。在 Pareto 前沿上，不存在某一设计方案能够同时使 Nu 最大且 ΔP 最小。当设计点向高 Nu 区域移动时，压降通常会有所增加；当设计点向低压降区域移动时，换热能力又会受到一定削弱。因此，单纯追求最高 Nu 或最低 ΔP 均可能导致结构设计偏向单一性能目标，而无法获得综合性能最优的液冷板结构。采用 NSGA-II 算法能够给出一系列折中设计方案，为后续根据实际工程需求选择最优结构提供依据。

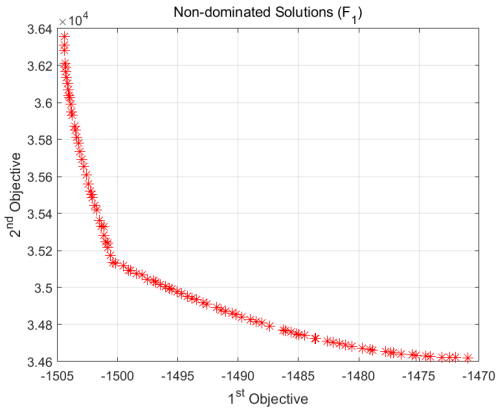


图 9　NSGA-II 优化得到的 Pareto 前沿分布

Fig. 9　Pareto front distribution obtained by NSGA-II optimization

3.2　Pareto 前沿分析与最优解选择

由于本文不同流道结构采用相同冷却液、相同入口速度和相同边界条件，流动阻力变化可通过压降变化近似表征。因此，在 Pareto 解集筛选过程中，采用压降比近似表示阻力因子比，即：

$$\eta \approx \frac{Nu/Nu_0}{\left(\Delta P/\Delta P_0\right)^{1/3}} \tag{22}$$

式中，ΔP 和 ΔP_0 分别为优化结构和传统蛇形流道的进出口压降。该指标能够同时考虑换热能力变化和流动阻力变化，

对 Pareto 解集中的各方案计算 η，并选取 η 最大的设计作为综合性能最优解。优化结果表明，当弯折角 A=90.00°、肋间距 B=37.00mm、流道高度 C=1.50mm、收缩比 D=1.10 时，液冷板综合性能最优。该结构的响应面预测值为 Nu=1500.43，ΔP = 35136.34Pa，综合性能评价因子约为 η=1.56。最优设计参数及预测结果见表 12。

从最优参数分布可以看出，流道高度 C 和收缩

表12 Pareto前沿中综合性能最优解

Table 12 Optimal solution on Pareto front based on comprehensive performance factor

参数/指标	数值
A/°	90.00
B/mm	37.00
C/mm	1.50
D	1.10
预测 *Nu*	1500.43
预测 Δ*P*/Pa	35136.34
预测 *η*	1.56

比 *D* 均位于设计范围下限，说明在本文研究范围内，较小流道高度和较低收缩比更有利于获得较高综合性能。结合响应面方程和方差分析可知，流道高度 *C* 是影响 *Nu* 和 Δ*P* 的共同关键因素，收缩比 *D* 对压降具有极显著影响。较小的流道高度可增强近壁面流速梯度和温度梯度，使冷却液与壁面之间的对流换热作用增强；较低的收缩比则可避免局部过强收缩导致的流体加速、分离和涡旋耗散，从而有效降低局部压力损失。因此，最优解并非单纯依靠增强扰动提高换热，而是通过控制流道高度和收缩比，使换热收益与流动阻力之间达到更优平衡。

Pareto前沿中的不同解对应不同工程需求，当系统更关注换热性能时，可选择 *Nu* 较高但压降略大的方案；当系统更关注低泵功运行时，可选择压降更低但换热能力略弱的方案。因此，本文计算Pareto前沿各非支配解对应的综合热工水力性能评价因子 *η*，并选取 *η* 最大的方案作为最终设计方案，主要目的是提高单位压降换热能力，使液冷板在保持一定冷却性能的同时显著降低泵功消耗。

3.3 高保真CFD验证

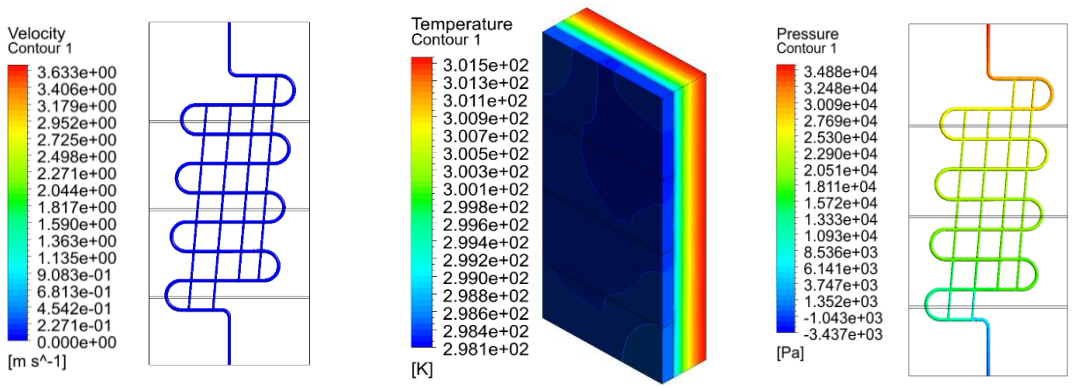
为验证响应面模型和NSGA-II优化结果的可靠性，本文对综合性能最优结构进行了独立高保真CFD仿真。该验证模型不直接采用响应面预测值，而是按照最优结构参数重新建立几何模型并进行数值计算，边界条件、材料参数、湍流模型及收敛标准与前文保持一致。最优结构的速度场、压力场及温度场后处理结果可见图10。

高保真CFD验证结果表明，最优结构的 *Nu*= 1495.59，Δ*P* = 35960.90 Pa。与响应面预测值相比，*Nu* 的相对误差为0.32%，Δ*P* 的相对误差为2.29%。说明建立的响应面模型在最优区域内具有较高预测精度，NSGA-II算法所得最优解具有可靠性。

最优结构的流道高度为1.50 mm，在入口速度3.0 m/s条件下，对应体积流量为0.318 L/min。根据高保真CFD验证所得压降35960.90 Pa，其水力泵功为0.191W。该水力泵功处于CCD试验方案的较低水平，表明优化结构在保持较高换热性能的同时具有较低的理论流动能耗。

3.4 与传统蛇形流道的性能对比

为进一步评价优化结构的工程应用价值，将其高保真CFD结果与传统蛇形流道进行对比。为保证对比的公平性，两种结构保持液冷板外形尺寸、流道高度、入口直径、冷却液物性及热边界条件一致，均采用直径1.50 mm的圆形入口、3.0 m/s的入口速度和298.15 K的入口温度，对应体积流量均为0.318 L/min。对比指标包括努塞尔数 *Nu*、进



注：(a) (b) (c)

图10 最优结构CFD后处理结果：(a)速度云图 (b)温度云图(c)压力云图

Fig. 10 CFD post-processing results of optimized structure: (a) velocity contour (b) temperature contour (c) pressure contour

出口压降ΔP、水力泵功P_h、电池最高温度T_{max}、最大温差ΔT和综合性能评价因子η，对比结果如图11所示。

由图11(a)～(c)可知，与传统蛇形流道相比，优化结构的*Nu*由1285.00提高至1495.59，增幅为16.39%；压降由83457.49 Pa降低至35960.90 Pa，水力泵功由0.442 W降低至0.191 W，二者均降低56.91%。表明优化结构在增强换热能力的同时，可有效降低流动阻力和理论循环能耗。由图11(d)～(f)可知，优化结构的电池最高温度由305.48 K降低至301.62 K，最大温差由6.60 K降低至3.33 K；综合性能评价因子由1.00提高至1.54。说明优化结构能够改善电池温度均匀性，并获得更优的综合热工水力性能。

从温度控制效果看，优化结构的电池最高温度由传统蛇形流道的305.48 K降低至301.62 K，降幅为1.26%；最大温差由6.60 K降低至3.33 K，降幅为49.55%。结果表明，波节结构产生的周期性扰动与横向二次流通道引起的冷却液再分配能够改善电池温度分布，使优化结构在降低流动阻力的同时显著提高单体电池的温度均匀性。在本文15 Ah方形磷酸铁锂单体电池及3C放电工况下，最大温差控制在5 K以内。

3.5 流动机理分析

为进一步说明波节−二次流复合结构降低压降并维持一定换热能力的原因，本文结合最优结构的速度场、压力场及流线分布进行分析，流线图如图12所示。传统蛇形流道中，冷却液需要沿连续蛇形路径通过多个180°弯折区域，流动方向频繁改变，使局部阻力和沿程阻力不断累积，因而进出口

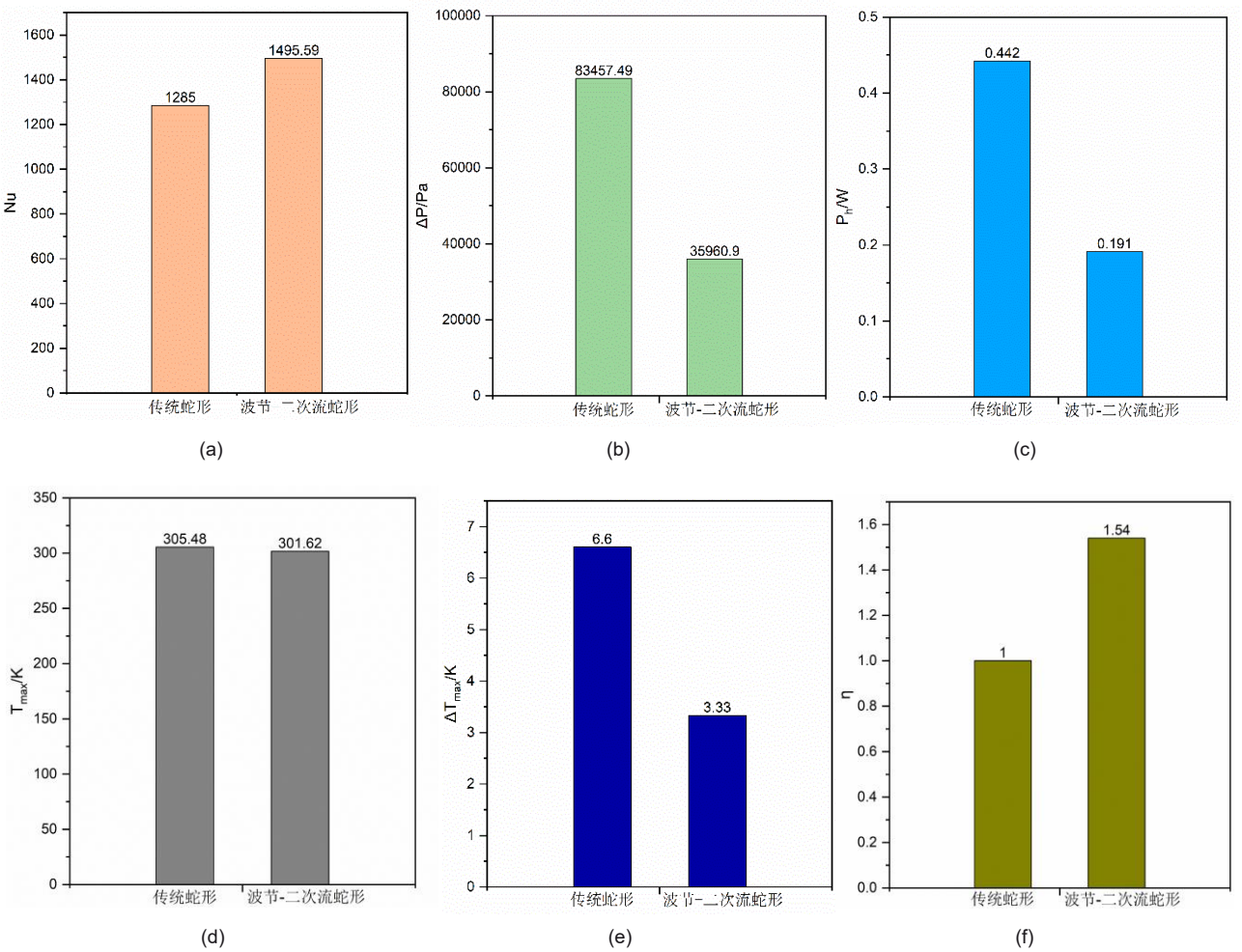


图11 两种蛇形流道性能对比: (a)努塞尔数(b)压降(c)水力泵功(d)最高温度(e)最大温差(f)综合性能评价因子

Fig. 11 Performance comparison of two serpentine channels: (a) *Nu* (b)ΔP (c) P_h(d) T_{max} (e) ΔT_{max} (f) η

压降较高。波节-二次流复合结构在相邻主流道之间设置二次流通道，使部分冷却液能够提前进入下一级流道，缩短等效流动路径，削弱弯折区域的压力损失累积，因此压降明显降低。

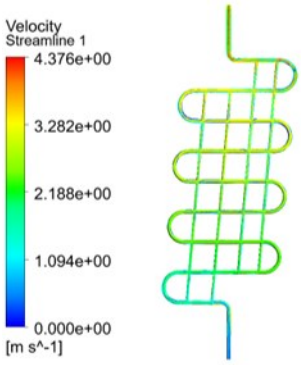


图12 流线图
Fig. 12 Streamline plot

从流线分布看，波节收缩区域会使局部流速升高，并在扩张区诱导流体重新分布；二次流通道则促进相邻流道之间的横向动量交换，使冷却液在主流方向之外形成附加横向扰动。该扰动能够破坏近壁面热边界层，增强冷热流体混合，从而补偿因分流降阻造成的部分换热损失。压力云图显示，优化结构中压力沿程衰减更加平缓，低压区不再集中于连续弯折末端，说明二次流分流对降低局部压力梯度具有积极作用。涡量分布进一步表明，波节区域产生的局部旋涡主要分布在收缩和扩张附近，其强度适中，能够增强混合而不会造成过强能量耗散。

因此，优化结构压降降幅远大于换热性能变化的根本原因在于：二次流结构显著减少了传统蛇形长流程弯折造成的阻力损失，而波节结构提供了适度扰动以维持壁面换热。该结构并非单纯追求最高*Nu*，而是在流体分流、局部扰动和压力损失控制之间取得平衡，从而使η显著提高。

4 结 论

本文针对传统蛇形流道液冷板压降大、泵功消耗高以及换热性能与流动阻力难以协同优化的问题，提出了一种波节-二次流复合蛇形流道结构。采用CFD数值模拟、中心复合设计、响应面法和NSGA-II多目标优化相结合的方法，研究了弯折角、肋间距、流道高度和收缩比对液冷板努塞尔数和压降的影响规律，并对优化结构进行了高保真CFD验证。主要结论如下：

（1）波节-二次流复合结构能够改变传统蛇形流道的单一路径流动形式，通过二次流通道实现冷却液分流，并利用波节结构产生局部扰动，从而在一定程度上缓解传统蛇形流道长流程、多弯折导致的高压降问题。与传统蛇形流道相比，优化结构在保持相近最高温度水平的基础上显著降低了流动阻力，说明该结构具有较好的低阻节能优势。

（2）基于中心复合设计完成了30组CFD数值实验，建立了以弯折角*A*、肋间距*B*、流道高度*C*和收缩比*D*为设计变量，以努塞尔数*Nu*和压降ΔP为响应指标的二阶响应面模型。方差分析结果表明，流道高度*C*是影响*Nu*和ΔP的主要因素，收缩比*D*对压降影响显著，且交互项*CD*对两类响应均表现出显著影响，说明流道高度与收缩比之间的匹配关系是波节-二次流复合蛇形流道结构优化的关键。

（3）基于响应面代理模型，采用NSGA-II算法进行了以最大化*Nu*和最小化ΔP为目标的多目标优化，获得了Pareto最优解集。以综合性能评价因子η最大为筛选准则，得到综合性能最优结构参数为：弯折角*A*=90.00°、肋间距*B*=37.00mm、流道高度*C*=1.50mm、收缩比*D*=1.10。该结构的响应面预测值为*Nu*=1500.43，ΔP=35136.34 Pa。

（4）对最优结构进行高保真CFD验证，得到*Nu*=1495.59，ΔP=35960.90Pa。与响应面预测结果相比，*Nu*和ΔP的相对误差分别为0.32%和2.29%，均小于2.5%，说明所建立的响应面模型具有较高预测精度，NSGA-II多目标优化所得结果可靠，可用于液冷板蛇形流道结构参数寻优。

（5）在相同入口直径、入口速度及体积流量条件下，与传统蛇形流道相比，优化结构的*Nu*由1285.00提高至1495.59，增幅为16.39%；压降由83457.49 Pa降低至35960.90 Pa，水力泵功由0.442 W降低至0.191 W，二者降幅均为56.91%；综合热工水力性能评价因子由1.00提高至1.54。3C放电工况下，单体电池最高温度由305.48 K降低至301.62 K，降幅为1.26%；最大温差由6.60 K降低至3.33 K，降幅为49.55%。结果表明，波节-二次流复合蛇形流道能够在显著降低流动阻力和理论循环能耗的同时，提高温度均匀性。

（6）从流动机理来看，波节结构引起的周期性截面变化可诱导局部加速和扰动，增强近壁面流体更新；二次流结构则为部分冷却液提供旁通路径，减少连续蛇形弯折带来的沿程损失和局部损失。两者共同作用，使优化结构在维持一定换热能力的同时有效降低压降。本文研究结果可为低泵功、高综合能效液冷板蛇形流道结构设计提供参考。

符号说明

A—— 弯折角设计变量，°
B—— 肋片间距设计变量，mm
C—— 流道高度设计变量，mm
c_p—— 定压比热容，$J·kg^{-1}·K^{-1}$
D—— 收缩比设计变量，—
D_h—— 水力直径，m
d—— 肋片间距，mm
f—— 摩擦因子，—
h—— 对流换热系数，$W·m^{-2}·K^{-1}$
h_c—— 流道高度，mm
I—— 工作电流，A
k—— 导热系数，$W·m^{-1}·K^{-1}$
Nu—— 努塞尔数，—
P—— 流道湿周，m
p—— 压力，Pa
p_{in}—— 入口平均压力，Pa
p_{out}—— 出口平均压力，Pa
Q—— 电池产热量，W
q_v—— 单位体积热源，$W·m^{-3}$
Re—— 雷诺数，—
S—— 流道横截面积，m^2
T—— 温度，K
T_{max}—— 电池最高温度，K
U—— 工作电压，V
U_{oc}—— 开路电压，V
u—— 流体平均速度，$m·s^{-1}$
Y—— 响应值，—
α—— 弯折角，°
γ—— 收缩比，—
ΔP—— 进出口压降，Pa
ΔT—— 电池最高温度与最低温度之差，K
ε—— 相对误差，%
η—— 综合热工水力性能评价因子，—
λ—— 导热系数，$W·m^{-1}·K^{-1}$
μ—— 动力黏度，Pa·s
ρ—— 密度，$kg·m^{-3}$

参考文献

[1] RAO Z, WANG S. A review of power battery thermal energy management[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011,15(9):4554-4571.

[2] WANG Q, JIANG B, LI B, YAN Y. A critical review of thermal management models and solutions of lithium-ion batteries for the development of pure electric vehicles[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2016,64:106-128.

[3] BANDHAUER T M, GARIMELLA S, FULLER T F. A critical review of thermal issues in lithium-ion batteries[J]. Journal of The Electrochemical Society,2011,158(3):R1-R25.

[4] JARRETT A, KIM I Y. Design optimization of electric vehicle battery cooling plates for thermal performance[J]. Journal of Power Sources,2011,196(23):10359-10368.

[5] HUO Y, RAO Z, LIU X, ZHAO J . Investigation of power battery thermal management by using mini-channel cold plate[J]. Energy Conversion and Management,2015,89:387-395.

[6] 孔为,金劲涛,陆西坡,孙洋.对称蛇形流道锂离子电池冷却性能[J].储能科学与技术,2022,11(7):2258-2265.

[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] 郑子锋,闵雪,金涛,关欣.二次流蛇形流道液冷板的热特性研究及优化[J].农业装备与车辆工程,2025,63(6):88-96.

[9] MUBASHIR M,XU J,GUO Z,WANG X,SHI C,MEI X. Experimental and numerical investigation of single and double serpentine channel cold plates on the thermal performance of lithium ion pouch battery[J]. Journal of Energy Storage,2024,92:112200.

[10] 赵轶.基于响应面分析的仿生鲨鱼皮齿翅片液冷板分析与应用研究[D].镇江:江苏科技大学, 2025.

[11] FAN L, LI J, CHEN Y, ZHOU D, JIANG Z, SUN J. 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.

[12] Shen M, Gao Q. Structure design and effect analysis on refrigerant cooling enhancement of battery thermal management system for electric vehicles[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 32: 101940.

[13] BOX G E P, WILSON K B. On the experimental attainment of optimum conditions[J]. Journal of the Royal Statistical Society: Series B,1951,13(1):1-45.

[14] MYERS R H, MONTGOMERY D C, ANDERSON-COOK C M. Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments[M]. 4th ed. Hoboken: Wiley,2016.

[15] 朱臆霖.基于仿生结构的锂离子电池液冷散热性能优化研究[D].重庆交通大学,2023.

[16] BERNARDI D, PAWLIKOWSKI E, NEWMAN J. A general energy balance for battery systems[J]. Journal of The Electrochemical Society,1985,132(1):5-12.

[17] WEBB R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced

heat transfer surfaces in heat exchanger design[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1981,24(4):715-726.

[18] NANTHATANTI R . Parametric study on water-cooling plates to improve cooling performance on 18650 Li-ion battery[J]. Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering,2024.

[19] JAGUEMONT J,BOULON L,DUBÉ Y.A comprehensive review of lithium-ion batteries used in hybrid and electric vehicles at cold temperatures[J].Applied Energy,2016,164:99-114.

[20] LU M Y,ZHANG X L,JI J,XU X,ZHANG Y. Research progress on power battery cooling technology for electric vehicles[J]. Journal of Energy Storage,2020,27:101155.

[21] DENG T,ZHANG G D,RAN Y. Study on thermal management of rectangular Li-ion battery with serpentine-channel cold plate[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 125: 143-152.

[22] JAFFAL H M, MAHMOUD N S, IMRAN A A, HASAN A. Performance enhancement of a novel serpentine channel cooled plate used for cooling of Li-ion battery module[J]. International Journal of Thermal Sciences,2023,184:107955.

[23] WEI L C,ZOU Y H,CAO F,MA Z D,LU Z,JIN L W .An optimization study on the operating parameters of liquid cold plate for battery thermal management of electric vehicles[J]. Energies, 2022, 15 (23):9180.

[24] BAŞ D, BOYACI İ H . Modeling and optimization I: Usability of response surface methodology[J]. Journal of Food Engineering, 2007,78(3):836-845.

[25] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.

[26] 宋旭,孙楠楠,曹恒超,朱桂香,李孟涵,刘晓日,饶中浩.基于并联蛇形流道的动力电池冷媒直冷热管理系统研究[J].储能科学与技术,2024,13(8):2726-2736.

[27] 吴超,赵宇翔,郝鹏等.液冷散热技术在电化学储能系统中的研究进展[J].储能科学与技术,2024,13(8):2607-2622.

[28] 章正哲,刘润达,丁嘉骏等.方形电池模组对称蛇形流道液冷板热特性研究[J].上海理工大学学报,2025.

[29] ZHANG F R,YI M F,WANG P W,LIU C W. Optimization design for improving thermal performance of T-type air-cooled lithium-ion battery pack[J].Journal of Energy Storage,2021,44:103464.

[30] AL-NEAMA A F, KHATIR Z, KAPUR N, SUMMERS J, THOMPSON H M. An experimental and numerical investigation of chevron fin structures in serpentine Mini channel heat sinks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2018,120:1213-1228.

[31] DEB K,PRATAP A,AGARWAL S,MEYARIVAN T.A fast and elitist Mult objective genetic algorithm:NSGA-II[J].IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002,6(2):182-197.