

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2025.202

引用格式:许建民,杨炜,武颂,等.双通道特斯拉阀液冷板传热分析及其多目标优化[J].重庆大学学报,2025,48(11): 54-66.



双通道特斯拉阀液冷板传热分析及其多目标优化

许建民^{1,2}, 杨 炜¹, 武 颂¹, 邓冬冬¹, 李洛楠¹, 孟 寒¹

(1. 厦门理工学院 机械与汽车工程学院,福建厦门 361024; 2. 福建省客车先进设计与制造重点实验室,
福建 厦门 361024)

摘要:锂电池热管理系统综合性能对电池的容量和运行寿命至关重要,为了改善锂电池成包后热管理系统的综合性能,提出一种双通道特斯拉阀的液冷板冷却结构。采用数值模拟的方式,对比液冷板冷却液同侧出入口和不同侧出入口的综合性能,并将双通道特斯拉阀与原始特斯拉阀,以及直流通道进行综合性能对比,使用正交试验法筛选出对双通道特斯拉阀逆流综合性能影响较大的4个参数,以此为设计变量建立与目标函数之间的Kriging响应模型,最后对其采用第二代非支配排序遗传算法(non-dominated sorting genetic algorithm II, NSGA-II)进行多目标寻优。研究表明,不同侧出入口液冷板综合性能更优;对比直流通道,双通道特斯拉阀冷板结构在逆流情况下电池最高温度 T_{\max} 下降了0.67 °C,并且其顺流时流道压降 Δp 比原始特斯拉阀和直流通道分别低了117.67 Pa和437.39 Pa;与初始双通道特斯拉阀相比,优化后的双通道特斯拉阀流道对应的 ΔT 和 Δp 分别降低了1.52%和11.16%,并且液冷板综合性能(cooling plate thermal performance factor, CTPF)提升了4.81%,效果显著。该研究为动力电池冷却流道的结构设计和优化提供借鉴。

关键词:双通道特斯拉阀;液冷板;综合性能;正交试验;多目标优化

中图分类号:TH11

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2025)11-054-13

Heat transfer analysis and multi-objective optimization of a double-channel Tesla valve liquid cooling plate

XU Jianmin^{1,2}, YANG Wei¹, WU Song¹, DENG Dongdong¹, LI Luonan¹, MENG Han¹

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen, Fujian 361024, P. R. China; 2. Fujian Provincial Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Bus Coach, Xiamen, Fujian 361024, P. R. China)

Abstract: The comprehensive performance of a lithium battery thermal management system (BTMS) is critical to battery capacity and service life. To improve the system performance after module packaging, this study proposes a novel liquid cooling plate structure incorporating a double-channel Tesla valve. First, numerical simulations were conducted to compare the cooling performance of same-side versus opposite-side outlets, as well as to

收稿日期:2024-11-19 网络出版日期:2025-02-25

基金项目:国家重点研发计划项目(2023YFB3406500);厦门理工学院研究生科技创新计划项目(YKJCX2023025)。

Supported by National Key Research and Development Plan Project (2023YFB3406500), and Xiamen Institute of Technology Graduate Science and Technology Innovation Program (YKJCX2023025).

作者简介:许建民(1981—),副教授,博士,主要从事新能源汽车和汽车空气动力学等研究,(E-mail)xujianmin1020@163.com。

evaluate the double-channel Tesla valve against the original Tesla valve and a straight channel design. Then, an orthogonal experimental design was used to identify four key parameters with significant impact on overall performance. A Kriging response surface model was then established to describe the relationship between design variables and objective functions, followed by multi-objective optimization using the non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-II). Results show that the opposite-side inlet-outlet configuration provides superior cooling performance. Under counterflow conditions, the double-channel Tesla valve reduced the maximum battery temperature (T_{\max}) by 0.67 °C compared with the straight channel, while the pressure drop (Δp) was 117.67 Pa and 437.39 Pa lower than those of the original Tesla valve and the straight channel, respectively. After optimization, the improved Tesla valve channels reduced ΔT and Δp by 1.52% and 11.16%, respectively, while increasing the cooling plate thermal performance factor (CTPF) by 4.81%. These findings provide a valuable reference for the structural design and optimization of liquid cooling systems for power batteries.

Keywords: double-channel Tesla valve; liquid cooling plate; comprehensive performance; orthogonal test; multi-objective optimization

由于锂离子电池具有高能量密度、低自放电率、无记忆效应等优点, 目前已经被广泛应用在电动汽车动力电池中^[1]。随着电动汽车续航里程要求的不断提高, 需要的电池数量变多、排列变得更加紧凑, 导致动力电池成包后工作时的热量难以快速有效地向外散发, 从而引起电池温度过高, 影响电池工作性能, 严重时会出现热失控现象并危害到人身安全。动力电池的合适工作温度区间是 20~40 °C, 其中最佳工作温度状态为 30 °C 左右, 并且电池成包后的温差要低于 5 °C^[2]。因此, 采用综合性能较好的热管理系统来保证动力电池处于最佳工作状态, 对于保障动力电池安全、可靠、长寿命运行至关重要。

目前电动汽车动力电池散热主要分为风冷、液冷、相变材料冷却、热管冷却、冷却剂直接冷却和复合冷却方式^[3]。风冷结构简单, 但是随着电池成包后密度不断升高, 已经不能满足基本的冷却需求; 相变材料冷却属于被动冷却方式, 常需要复合其余冷却方式, 并且有封装困难、低导热性、体积大等缺点; 热管冷却传热效果好, 但是结构复杂并且成本较高; 复合冷却和冷却剂直接冷却方式都有高能耗、高成本的缺点; 液体冷却相较于其他冷却方式, 拥有较好的换热效率, 并且结构简单, 有较好的经济性^[4]。液冷常见的结构有直通道、S型通道和回流通道等^[5-6], Liao 等^[7]提出一种双 S 型微通道结构, 研究了流量对冷却效果的影响。除了常见的流道结构以外, 二次流道的结构在散热方面拥有着明显的优势, 诸多学者逐渐将二次流道结构运用于动力电池热管理领域。Yang 等^[8]提出一种辅助通道混合微通道的结构, 并对其进行多目标优化, 优化后的散热器比初始散热器减小了 18.83% 的热阻; Lai 等^[9]将微通道与 D 型特斯拉阀相结合, 旨在强化流道内的湍流流动的效果, 结果表明, 在 Re 为 500 的条件下, 与直式微通道相比, 最高温度降低了 3.8 °C。Monika 等^[10]将 T45C 型特斯拉阀与冷却流道相结合, 研究不同结构参数对散热的影响, 结果表明, 逆流特斯拉阀中大通道宽度、大外曲线半径和小阀角可以有效降低峰值温升。虽然在冷却流道中添加二次流道结构相比传统流道在控制动力电池最高温度和温差上拥有着明显的优势, 但是, 会增加流道进出口的压降, 导致冷却液泵送功率需求大大增加, 不适合动力电池长时间运行的情况。因此, 设计合理的二次流道结构对于解决动力电池热管理系统能耗问题至关重要。

为满足动力电池散热和均温性的同时减小动力电池热管理系统能耗, 受特斯拉阀优良的散热特性启发^[11], 提出了一种含有双流道的特斯拉阀结构, 并对其进行结构优化使其能够满足电池模组所需要的正常工作温度要求, 并且显著降低因添加二次流道引起的进出口压降增高的问题。首先, 建立了电池模组的计算流体动力学模型, 对比双流道特斯拉阀和原始特斯拉阀、直通道的最高温度、温差和流道进出口压降; 然后, 采用正交试验对双流道特斯拉阀结构参数对指标的影响进行筛选, 之后建立流道设计变量和目标函数之间的 Kriging 代理模型; 最后, 采用二代非支配排序遗传算法对其进行多目标寻优得到最优结构, 与 S 型流道和直通道相比较其综合性能更优。研究结果对于动力电池热管理系统的合理、高效设计具有着重要的指导意义。

1 模型与数值方法

1.1 双流道特斯拉阀结构的提出

受特斯拉阀结构在冷却流道中能加强散热的特性启发,提出一种双流道特斯拉阀结构。特斯拉阀结构用于流动传热时,会在分流处停滞、在合流处冲击与混合产生射流,使得这两处的换热系数增大,因此设计了一种含双流道的特斯拉阀结合冷却流道的液冷板结构。双流道特斯拉阀冷却流道结构,以及顺流和逆流方式如图1(a)、(b)所示,与原始特斯拉阀相比,双流道特斯拉阀在主支流道之间增加一条二支流,通过添加支流道来增加流道内流体的扰动以增强散热效率。双流道特斯拉阀顺流和逆流形式与原始特斯拉阀一致,其主要参数如图1(c)所示,主要有支流二流道宽度 w 、扇形区域长度 d 、扇形区域角度 α 、二流道外侧圆弧角度 β 和支流内侧壁面与 z 轴夹角 γ 。

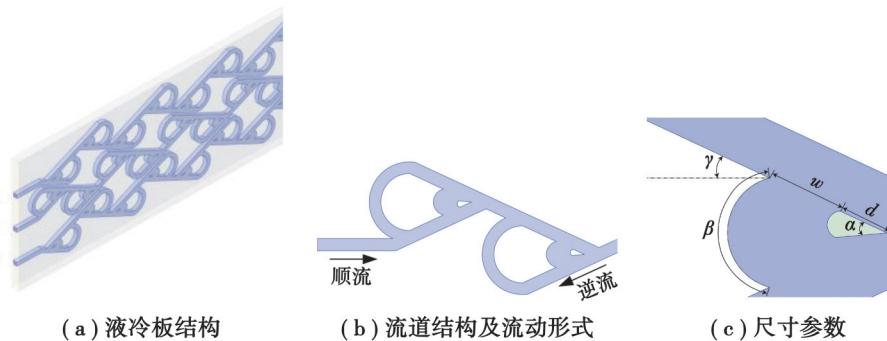


图1 双流道特斯拉阀流道形状

Fig. 1 The proposed Tesla valve channel shape

根据冷却液出入口的不同设计了2种液冷板结构,如图2所示,(a)为冷却液同侧进同侧出液冷板结构,(b)为冷却液不同侧进出液冷板结构,(c)为电池和液冷板耦合方式,其中1、3流道为同方向进出,2流道为反方向进出,同时双流道特斯拉阀顺流和逆流结构也根据液冷板出入口方式变换。

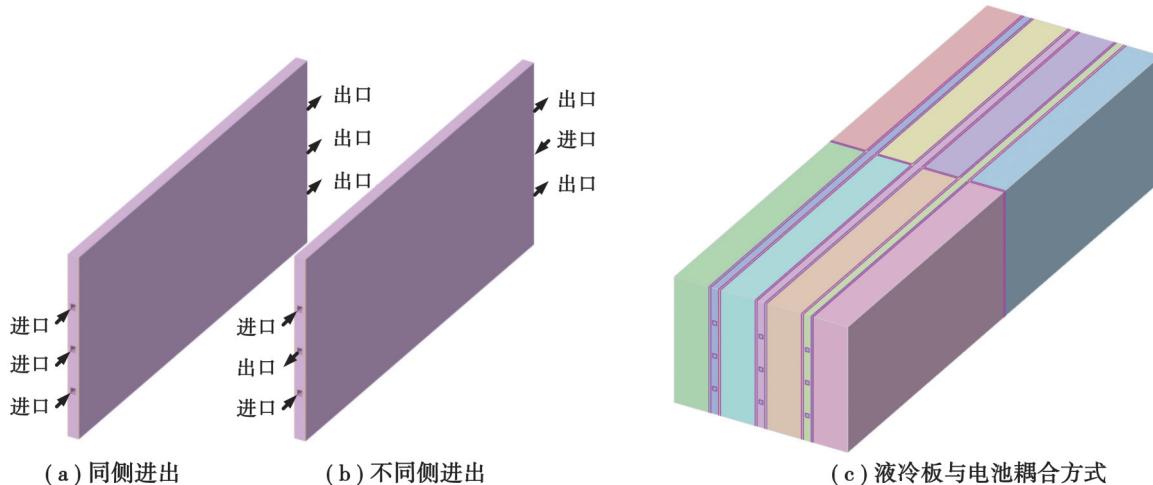


图2 液冷板冷却液不同进出方式及冷板与电池耦合方式

Fig. 2 Different inlet and outlet modes of liquid cooling plate coolant and coupling modes of cold plate and battery

1.2 电池热模型

为简化计算,忽略电池正负极,假设电池热物性参数不随温度和SOC变化,产热均匀。不考虑电池内部

的对流换热和热辐射, 则电池热传导方程^[12]为

$$\rho_c c_c \frac{\partial T_c}{\partial t} = \lambda_x \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 T_c}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} + q_c, \quad (1)$$

式中: ρ_c 为电池密度, kg/m^3 ; c_c 为电池比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{°C})$; T_c 为电池温度, $^\circ\text{C}$; q_c 为电池单位体积产热率, W/m^3 ; $\lambda_{x,y,z}$ 为电池在 x 、 y 、 z 方向上的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

式(1)中的 q_c 由 Bernardi 提出的电池生热模型^[13-15]求得

$$q_c = \frac{I_c}{V_c} \left(U_{\text{ocv}} - U - T_c \frac{\partial U_{\text{ocv}}}{\partial T_c} \right), \quad (2)$$

式中: I_c 为电流, A ; V_c 为电池体积, m^3 ; U_{ocv} 为开路电压, V ; U 为电池端电压, V ; $\partial U_{\text{ocv}}/\partial T_c$ 为电池温熵系数, V/K 。

1.3 边界条件设置

在本文研究中, 环境温度和初始温度都为 $25\text{ }^\circ\text{C}$, 冷却液入口为速度入口, 初始速度为 0.1 m/s , 温度为 $25\text{ }^\circ\text{C}$, 冷却液出口为 0 压力出口。空气对流换热系数为 $5\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。电池采用 5C 放电倍率, 电池单体产热量为 $189.560\text{ kW}\cdot\text{m}^{-3}$, 并在数值模拟中作以下简化:

- 1) 忽略重力对数值模拟的影响;
- 2) 忽略热辐射和电池与冷却板之间的接触热阻。

冷却液、液冷板、电池、导热垫热物性参数如表 1 所示。

表 1 冷却液、液冷板、电池和导热垫热物性参数

Table 1 Thermal property parameters of coolant, liquid cooling plate, battery and thermal pad

物性参数	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	导热系数/($\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$)	比热容/($\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$)	动力黏度/($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
冷却液	1 071	0.384	3 300	0.003 9
液冷板	2 719	202.4	871	
电池	2 134	$k_x=k_y=29, k_z=1$	1 633	
导热垫	2 000	1.8	1 800	

1.4 网格独立性验证

在进行 CFD 仿真时, 网格数量的选取影响着计算准确性和可靠性, 选取双流道特斯拉阀冷却流道为几何模型, 冷却液进出方式为同侧进出, 根据电池模组的最高温度 T_{max} 和冷却流道的压降 Δp 来对其进行网格独立性的检验。结果如图 3 所示, 当网格数不断地增加, T_{max} 和 Δp 逐渐趋于稳定, 以 5 921 589 网格数计算所得到的最高温度 ($33.47\text{ }^\circ\text{C}$) 和压降 ($8 600.54\text{ Pa}$) 为基准, 当网格数量从 5 921 589 增加到 8 515 625 时, 对应 T_{max} 和 Δp 与基准的 T_{max} 和 Δp 相对误差均在 0.1% 以下, 因此后续选取 5 921 589 的网格数设置, 最小尺寸为 0.2 mm 。

1.5 评价指标

采用综合指标 CTPF (cooling plate thermal performance factor) P_{CTPF} 作为液冷板综合性能的评价标准, 其定义^[16]如下:

$$P_{\text{CTPF}} = \frac{Nu/Nu_0}{\Delta p/\Delta p_0}, \quad (3)$$

式中: Nu_0 、 Δp_0 分别为原始模型的努塞尓数和压降, 文中的原始模型统一以直通道液冷板为基准, 由 CTPF 的定义可知, 其值越大说明综合性能越好。努塞尓数 Nu ^[17] 的计算公式为

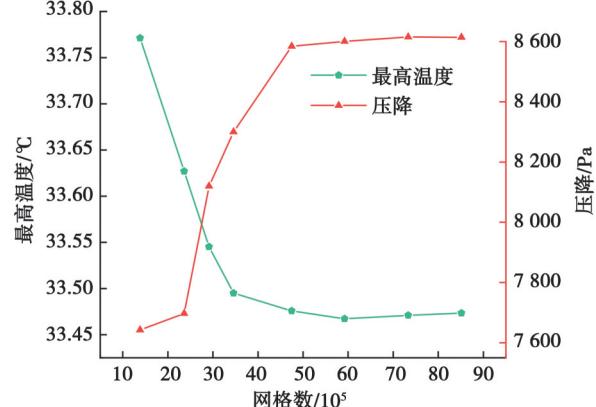


图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence verification

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda_a}, \quad (4)$$

式中: D_h 为特征长度,m; λ_a 为液冷板导热系数,W/(m·K); h 为对流换热系数,W/(m·K),其计算公式^[18]为

$$h = \frac{Q_t}{T_{avea} - \frac{T_{in} + T_{out}}{2}}. \quad (5)$$

式中: Q_t 为热流密度,W/m²; T_{avea} 为液冷板平均温度,°C; T_{in} 和 T_{out} 分别为冷却液出入口温度,°C。

D_h 的计算公式为

$$D_h = \frac{2lw}{l+w}, \quad (6)$$

式中: l 为流道进口的长度,m; w 为流道进口的宽度,m。

冷却液出入口压降为

$$\Delta p = p_{in} - p_{out}, \quad (7)$$

式中: p_{in} 为流道入口处压强,Pa; p_{out} 为流道出口处压强。

2 流道散热性能分析

2.1 进出口方式对电池散热性能的影响

冷却液不同的进出口方式是影响液冷板的综合性能的重要因素之一,为提高液冷板的综合性能,对比冷却液同侧进出(结构1)和冷却液不同侧进出(结构2)2种结构液冷板的综合性能。以电芯表面最高温度 T_{max} 和温差 ΔT 作为冷板的评价指标,冷却液入口流速0.5 m/s电池包温度云图如图4所示。因研究对象为对称结构,只分析内外2层电芯包表面温度分布即可,外层电芯为只有一侧有液冷板的4块电芯,内层电芯为两侧都有液冷板的4块电芯。由图可得,结构1外层和内层电芯的前半部分冷却效果优于结构2,但是后半部分由于冷却液温度的升高,结构1温度梯度较结构2变化过快,并且外层电芯33°C以上区域多于结构2,内层电芯因为两侧都夹有液冷板,所以2种结构的电芯表面温度都较低,但是结构1还是存在温度变化过快的现象,从而会影响电池的使用性能。

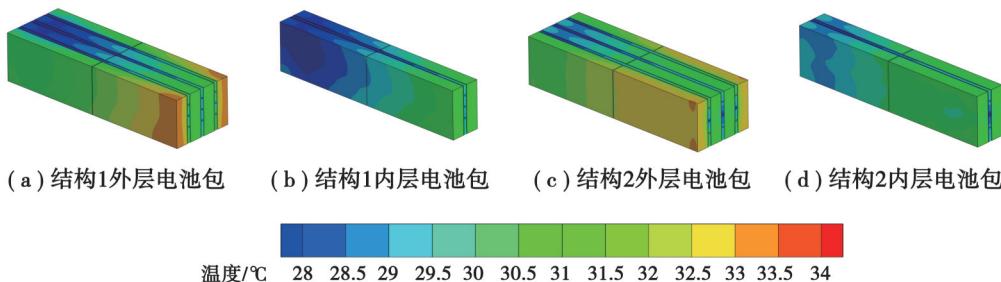


图4 入口流速0.5 m/s电池温度云图

Fig. 4 Battery temperature contour map at an inlet flow velocity of 0.5 m/s

2.2 双流道特斯拉阀流道冷却性能分析

冷却液不同侧进出结构有更低的 ΔT 和 T_{max} ,在冷却液不同侧进出的基础上,探究双流道特斯拉阀的综合性能。对比原始特斯拉阀^[19]和直流通道,得到的 T_{max} 、 ΔT 和 Δp 与入口流速的关系如图5所示。由图可得,双流道特斯拉阀逆流的 T_{max} 一直低于直流通道和原始特斯拉阀结构,并且随着流速增加,直流通道和原特斯拉阀的 T_{max} 与双流道特斯拉阀的 T_{max} 之间的差距不断变大。对于 ΔT 而言,虽然直流通道 ΔT 显著低于其余结构,但是其 T_{max} 远高于其余结构,说明直流通道模型电池表面最低温度要远大于其余结构,因此 ΔT 的减小反而体现了直流通道结构电池平均表面温度要远高于其余结构。双流道特斯拉阀顺流 ΔT 一直小于原始特斯拉阀顺流,并且随着流速增加,其 ΔT 不断接近原始特斯拉阀逆流。在流速低于0.7 m/s时,双流道特斯拉阀顺流 Δp 一直小于直流通道 Δp ,最高时两者 Δp 可达12.53%。对比原始特斯拉阀顺流,在入口流速为0.5 m/s时,双流道特斯拉阀顺流

Δp 要比原始特斯拉阀低 2.08%。由图 5(c) 可以明显看出, 双流道特斯拉阀逆流 Δp 要远高于其余结构, 因此后续需要对其进行结构参数多目标优化。

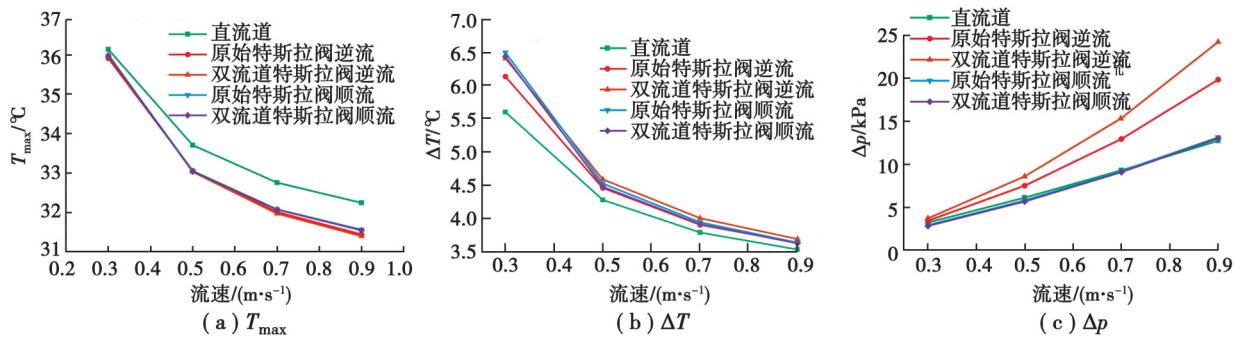


图 5 各指标(T_{\max} 、 ΔT 、 Δp)在不同流速下的关系图

Fig. 5 Relationship of each index (T_{\max} 、 ΔT 、 Δp) at different flow rates

湍动能表征流体湍流强度, 其值越高, 湍流强度越大。当入口流速为 0.5 m/s 时, 流道湍动能云图如图 6 所示, 双流道特斯拉阀逆流在合流处湍动能大于 $0.04 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 的区域相比原始特斯拉阀更多, 因为双流道的存在, 双流道特斯拉阀在主流道壁面处湍动能大于 $0.04 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 的区域要比原始特斯拉阀多, 基本覆盖了整个主流道。而相较于双流道特斯拉阀顺流和直通道, 湍动能大于 $0.04 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 仅分布在流体与流道壁面冲击的区域。这些具有较强冲击, 流体混合与分流产生的湍流有助于提高局部流速, 产生更强的流动交互与破坏边界层, 使得双流道特斯拉阀换热效率得到提升。

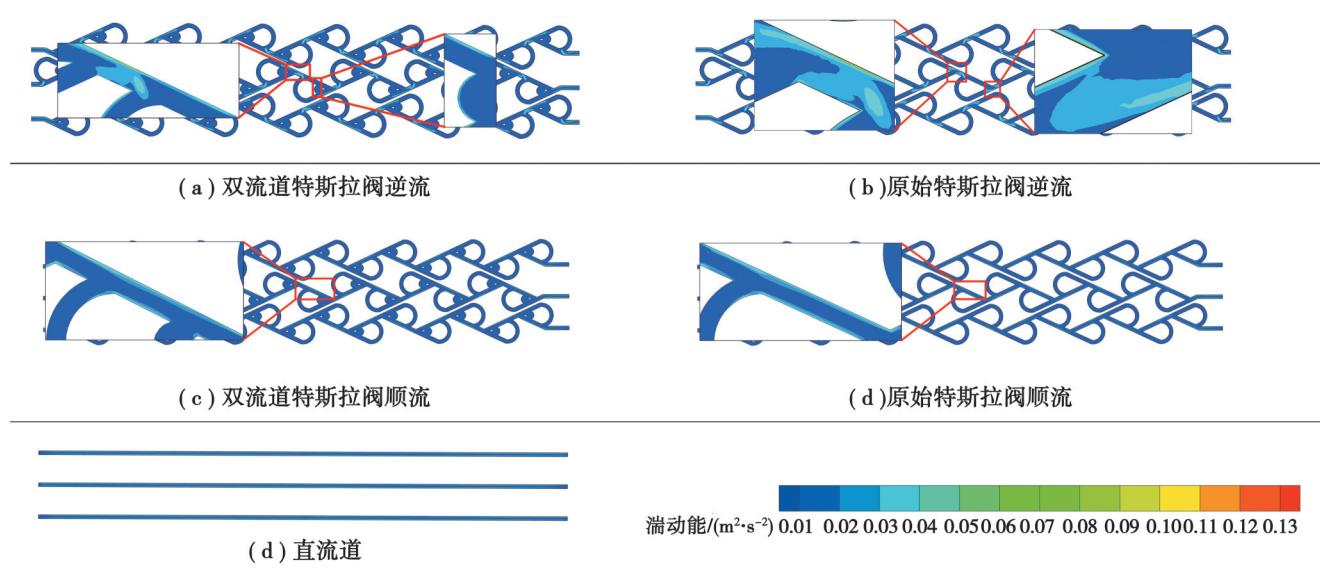


图 6 入口流速 0.5 m/s 时各流道湍动能云图

Fig. 6 Turbulent kinetic energy contour map of each flow channel at an inlet flow velocity of 0.5 m/s

3 流道优化

3.1 优化流程

双流道特斯拉阀逆流虽然在温度控制方面优于直通道和原始特斯拉阀, 但是其 Δp 过大, 严重影响结构的综合性能, 由于热管理系统中结构参数对 T_{\max} 、 ΔT 和 Δp 的影响存在矛盾关系, 因此其本身应为一个多目标寻优过程。选取冷却液不同进出结构为基本模型, 对双流道特斯拉阀逆流进行流道结构优化, 通过正交试验

分析第二支流出口宽度 w 、第二支流出口与主支流分岔口距离 d 、主支流分岔口与第二支流间扇形角度 α 、第二支流流道外侧圆弧角度 β 、支流道第二段内侧与 z 轴夹角 γ 对于电池组最高温度 T_{\max} 、电池组温差 ΔT 、流道压降 Δp 的影响,筛选出对 T_{\max} 、 ΔT 和 Δp 影响较大的结构参数,然后对结构参数进行多目标优化,优化流程图如图 7 所示。

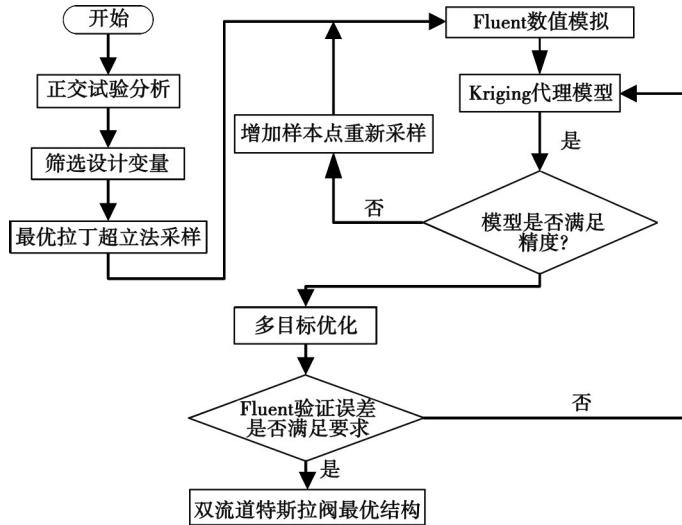


图 7 优化流程图

Fig. 7 Optimization flow chart

3.2 正交试验

通过正交试验来确定 5 个因素对试验指标的影响,多方面考虑电池和液冷板尺寸,5 个参数的取值范围及水平如表 2 所示。

表 2 正交试验因素水平表
Table 2 Level of orthogonal test factors

水平	结构参数取值				
	w/mm	d/mm	$\alpha/^\circ$	$\beta/^\circ$	$\gamma/^\circ$
1	1	2	10	60	25
2	2	4	27.5	105	30
3	3	6	45	150	35

对于 5 个因素,使用极差分析来确定这 5 个参数对试验指标的影响^[20],并且分析这 5 个参数对 3 个试验指标的变化规律。计算极差的公式为:

$$\begin{cases} \bar{x}_{ij} = \frac{1}{n} \sum_1^n \Delta p_{ij}, \\ \bar{x}_{ij} = \frac{1}{n} \sum_1^n \Delta T_{ij}; \end{cases} \quad (8)$$

$$R_i = \max \{ \bar{x}_{ij} \} - \min \{ \bar{x}_{ij} \}. \quad (9)$$

式中: \bar{x}_{ij} 为 i 因素在第 j 个水平下时试验指标的均值; n 为设置的水平数; R_i 为在 i 因素的极差; $i=w,d,\alpha,\beta,\gamma;j=1,2,3$ 。

正交试验采用 L18(3⁵) 正交表,得出 18 组计算结果如表 3 所示。从表中可以看出,在 18 组试验方案中, T_{\max} 最大值和最小值相差仅有 1.61%,结构参数对于 T_{\max} 的影响可以忽略不计; ΔT 的最大值和最小值相差有 18.62%; Δp 的最大值和最小值相差有 11.56%。由此可见, ΔT 和 Δp 受结构参数的影响较大,所以下文仅对 ΔT 和 Δp 进行极差分析。

ΔT 和 Δp 的极差分析如表 4 和表 5 所示。对于 ΔT 而言, 参数影响权重为 $R_a > R_w > R_\beta > R_d > R_\gamma$; 对于 Δp 而言, 参数影响权重为 $R_\beta > R_d > R_w > R_\gamma > R_a$ 。 w 和 β 对 ΔT 和 Δp 都有着较大的影响, 需保留。 γ 对于 ΔT 和 Δp 的影响都很小, 可以忽略该参数。尽管 α 对 Δp 的影响很小, 但对 ΔT 的影响极大, 需保留该参数。 d 对 ΔT 的影响很小, 但对 Δp 的影响较大, 需保留。

表 3 正交试验结果表

Table 3 Orthogonal test results

编 号	试验因素					指标			编 号	试验因素					指标		
	w	d	α	w	d	$T_{\max}/^{\circ}\text{C}$	w	d		w	d	α	w	d	$T_{\max}/^{\circ}\text{C}$	w	d
1	1	1	1	1	1	33.04	4.54	8 034.03	10	2	2	3	3	1	33.04	4.60	8 329.35
2	1	1	2	2	3	33.04	4.56	8 415.00	11	2	3	1	2	3	33.02	5.50	8 068.11
3	1	2	1	3	3	33.55	4.60	8 503.09	12	2	3	2	1	1	33.05	4.59	7 766.92
4	1	2	3	1	2	33.04	4.57	7 872.72	13	3	1	2	3	1	33.04	4.60	8 607.93
5	1	3	2	3	2	33.03	4.64	8 403.22	14	3	1	3	2	2	33.54	4.56	8 249.10
6	1	3	3	2	1	33.04	4.58	8 608.41	15	3	2	1	2	1	33.04	4.59	8 179.62
7	2	1	1	3	2	33.07	5.53	8 615.89	16	3	2	2	1	3	33.05	4.56	7 906.44
8	2	1	3	1	3	33.05	4.53	8 157.76	17	3	3	1	1	2	33.03	4.61	7 618.75
9	2	2	2	2	2	33.04	4.58	8 292.64	18	3	3	3	3	3	33.04	4.65	8 067.37

表 4 ΔT 极差分析表Table 4 ΔT range analysis

因素	w	d	α	β	γ	因素	w	d	α	β	γ
\bar{x}_{i1}	4.58	4.72	4.90	4.57	4.59	\bar{x}_{i3}	4.60	4.76	4.58	4.77	4.73
\bar{x}_{i2}	4.89	4.58	4.59	4.73	4.75	R_i	0.31	0.18	0.31	0.20	0.16

表 5 Δp 极差分析表Table 5 Δp range analysis

因素	w	d	α	β	γ	因素	w	d	α	β	γ
\bar{x}_{i1}	8 306.08	8 346.60	8 169.92	7 892.77	8 254.38	\bar{x}_{i3}	8 104.87	8 088.80	8 214.12	8 421.14	8 186.30
\bar{x}_{i2}	8 205.11	8 180.64	8 232.03	8 302.15	8 175.39	R_i	201.21	257.83	62.11	528.37	78.99

3.3 多目标优化

为了进一步得出最优结果, 在正交试验的基础上, 进行多目标优化。由正交试验分析结果可得, 因素 γ 对于 ΔT 和 Δp 的影响几乎可以忽略不计, 故本节多目标优化时将其水平固定在 25°, 然后以 ΔT 和 Δp 为优化目标, 将 w, d, α, β 结构参数作为设计变量进行多目标优化。

3.3.1 最优拉丁超立法采样

在优化的过程中, 主要是为建立的代理模型提供所需的拟合数据, 数据要求采样的点数尽量少但要保证样本的覆盖空间足够全面。本文采用最优超拉丁立方采样, 比拉丁超立法采样具有更好的空间填充性和均衡性。

为保证建立的代理模型精度的同时节约计算时间, 样本数量常选取 $10n+1$ 个, 其中 n 为所选设计变量个数, 因此采取 41 个采样点, 采样点在空间中的分布如图 8 所示。将采取的采样点进行 Fluent 流体仿真, 得到的计算结果如表 6 所示。

3.3.2 Kriging 代理模型建立

Kriging 代理模型为近似建模方法中的一种, 近似建模的原理是使用数学模型的方法逼近一组独立变量

与响应变量的方法。Kriging代理模型与其他模型相比,具有鲁棒性高、拟合精度高等优点。使用Kriging代理模型来对上述所求得的41组数据进行响应面拟合,其基本原理^[21]为:

$$\bar{y}_{x0} = \sum_{i=1}^n \lambda_i y_{xi}, \quad (10)$$

式中: \bar{y}_{x0} 为未测点的估计值; y_{xi} 为观测值; λ_i 为待定加权系数。

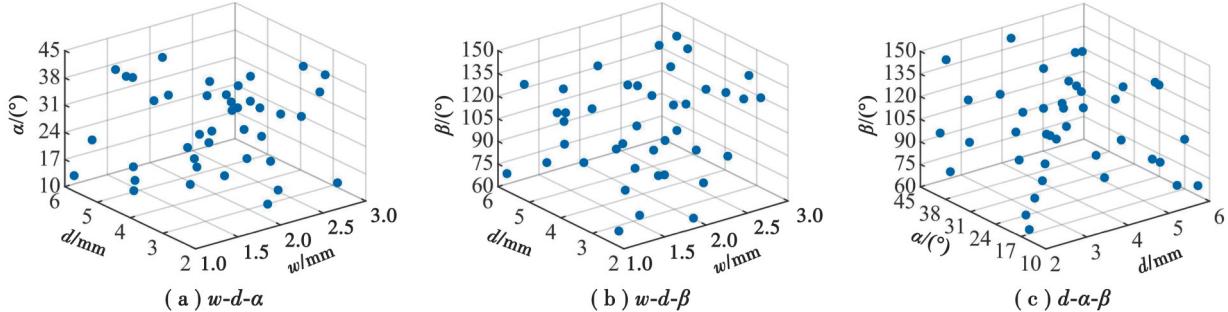


图8 采样点在空间中的分布

Fig. 8 Distribution of sampling points in space

表6 采样点与Fluent模拟结果

Table 6 Sampling points and Fluent simulation results

采样点	w/mm	d/mm	$\alpha/(\circ)$	$\beta/(\circ)$	$\Delta T/^\circ C$	$\Delta p/Pa$	采样点	w/mm	d/mm	$\alpha/(\circ)$	$\beta/(\circ)$	$\Delta T/^\circ C$	$\Delta p/Pa$
1	2.54	2.77	31.53	131.21	4.58	8 525.10	22	1.10	4.19	44.69	141.65	4.60	8 239.70
2	1.60	5.41	10.27	105.48	4.60	8 164.07	23	1.49	3.32	24.90	108.18	4.57	8 382.20
3	1.80	3.19	19.12	136.50	4.59	8 549.98	24	1.76	4.80	33.71	140.34	4.62	8 433.06
4	2.32	5.09	28.92	60.59	4.54	7 990.88	25	1.18	2.64	22.89	62.27	4.54	8 090.52
5	2.60	4.49	28.22	149.91	4.62	8 461.18	26	1.31	5.24	41.27	78.85	4.59	7 969.20
6	1.72	2.79	40.23	88.97	4.55	8 233.27	27	1.21	5.71	21.88	127.32	4.63	8 365.49
7	1.09	5.93	12.54	67.89	4.59	7 878.19	28	2.25	2.95	21.07	95.92	4.57	8 311.46
8	1.45	3.12	23.80	80.13	4.56	8 211.45	29	1.58	2.22	41.90	97.63	4.55	8 273.64
9	2.48	4.28	15.02	108.36	4.60	8 252.44	30	2.42	3.74	30.54	115.34	4.58	8 352.30
10	2.76	4.57	17.82	138.10	4.63	8 329.87	31	1.88	2.09	15.70	65.40	4.55	8 162.28
11	1.99	3.64	37.03	92.81	4.57	8 237.42	32	1.38	4.88	11.07	93.49	4.58	8 119.17
12	2.82	5.63	19.88	128.52	4.63	8 180.68	33	2.27	5.55	14.02	69.35	4.59	7 838.40
13	2.10	2.34	17.01	82.76	4.59	8 267.99	34	1.05	4.03	22.70	122.68	4.59	8 407.97
14	2.87	2.54	13.29	124.74	4.58	8 507.43	35	2.05	3.06	43.71	110.82	4.56	8 308.41
15	2.37	5.15	16.31	87.29	4.59	8 015.47	36	2.95	3.79	37.84	72.09	4.57	8 001.93
16	1.25	2.14	38.23	76.88	4.54	8 164.83	37	1.67	5.87	34.77	99.63	4.61	8 085.5
17	1.86	4.12	25.68	132.99	4.60	8 462.44	38	1.94	5.46	39.63	102.15	4.60	8 116.44
18	2.21	4.72	34.72	120.72	4.67	8 296.82	39	2.72	3.88	26.57	118.98	4.60	8 331.55
19	2.69	2.43	42.70	143.67	4.60	8 521.13	40	1.43	4.38	35.98	85.82	4.58	8 127.85
20	2.14	3.50	27.71	147.07	4.60	8 582.33	41	2.64	4.98	29.96	75.09	4.58	7 908.25
21	3.00	3.41	32.46	113.13	4.59	8 315.91							

对于权重系数 λ_i ,需要满足2个条件。

1)无偏估计

$$E(\bar{y}_{x0} - y_{x0}) = 0, \text{ 即 } \sum_{i=1}^n \lambda_i = 1, \quad (11)$$

式中, y_{x0} 为假设估计点真值。

2) 估计值与真值之差的方差最小

$$D(\bar{\bar{y}}_{x0} - \bar{y}_{x0}) = \min, \quad (12)$$

$$D(\bar{\bar{y}}_{x0} - \bar{y}_{x0}) = -\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \lambda_i \lambda_j \gamma(x_i, x_j) + 2 \sum_{i=1}^n \lambda_i \gamma(x_i, x_0), \quad (13)$$

式中: $\gamma(x_i, x_j)$ 为以 x_i 和 x_j 距离作为 2 点间距时参数的半方差值; $\gamma(x_i, x_0)$ 为以 x_i 和 x_0 距离作为 2 点间距时参数的半方差值。

Kriging 响应图如图 9 所示, 采用 R^2 误差作为判断误差的方法, 为

$$R^2 = 1 - \sum_{i=1}^n (y_{xi} - \bar{y}_{xi})^2 / \sum_{i=1}^n (y_{xi} - \bar{y}_{xi})^2, \quad (14)$$

式中: y_{xi} 为实际值; \bar{y}_{xi} 为预测值; \bar{y}_{xi} 为观测点的均值。

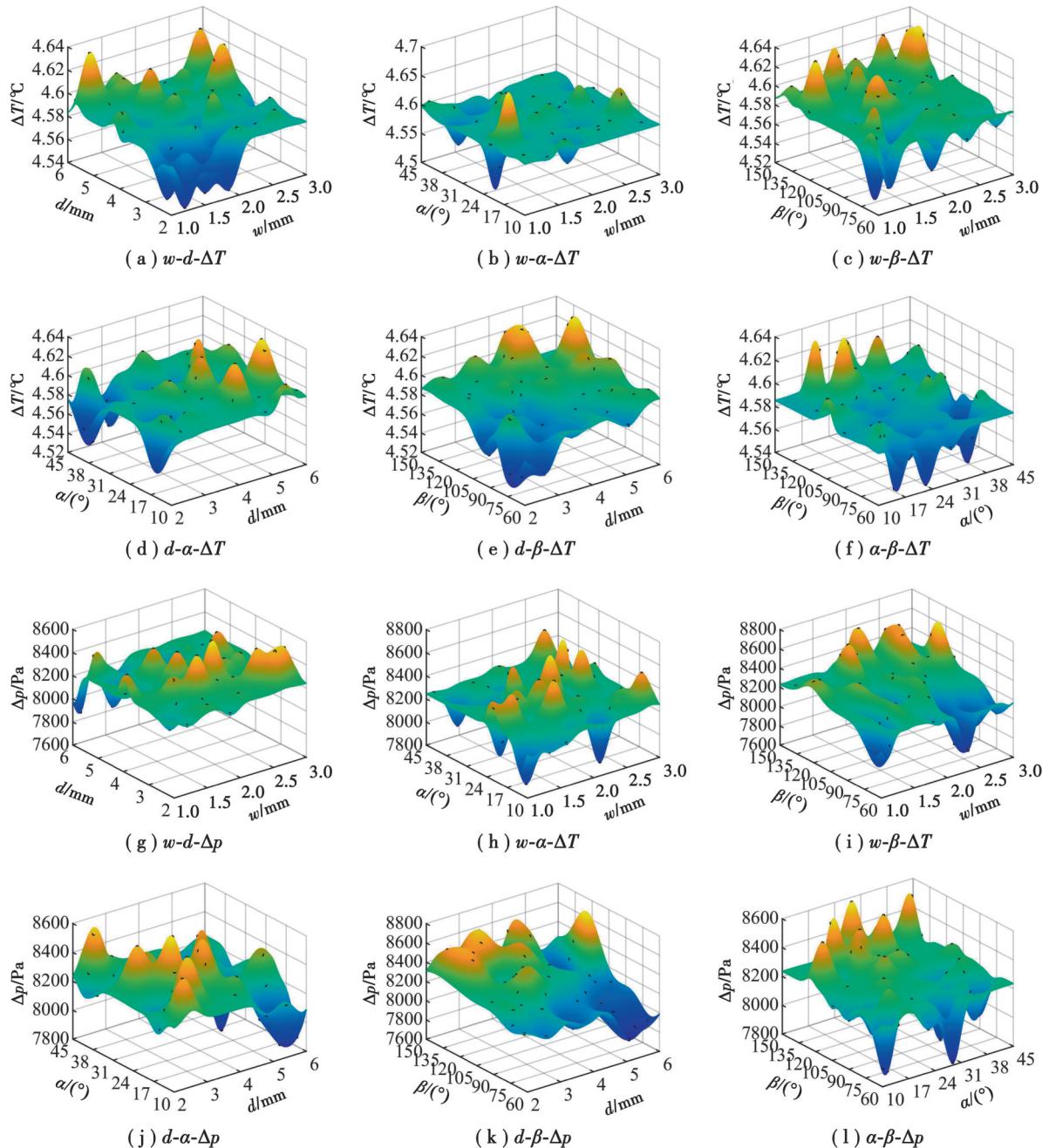


图 9 Kriging 响应图

Fig. 9 Kriging response

拟合精度分析图如图10所示, R^2 的范围为0~1, 当其值越靠近1说明代理模型精度越高, 在工程上一般大于0.9便能够满足精度要求, 文中的代理模型精度对温差和压降的 R^2 分别为0.92和0.99, 满足精度要求。

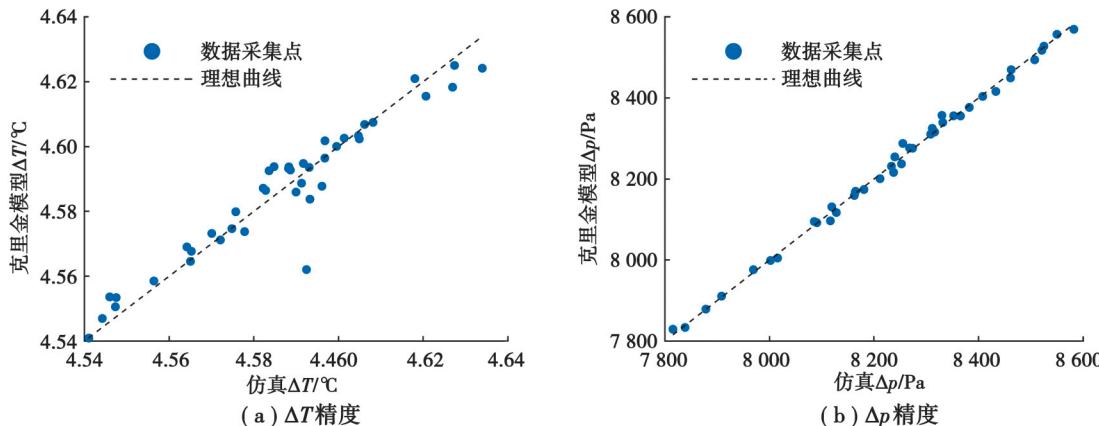


图10 Kriging精度分析图

Fig. 10 Kriging precision analysis

3.3.3 NSGA-II遗传算法多目标优化

根据搭建好的Kriging代理模型, 采用第二代非支配排序遗传算法(non-dominated sorting genetic algorithm-II, NSGA-II)对温差及压降进行寻优, NSGA-II比NSGA计算复杂度大大降低, 并且精英策略的引入使其运算速度更快, 且具有较好的鲁棒性, 优化问题可表示为:

$$\begin{cases} Y=f(X), Y=[\Delta T, \Delta p]; \\ X=(w, d, \alpha, \beta); \\ \min Y \\ 1 < w < 3, 2 < d < 6, 10 < \alpha < 45, 60 < \beta < 150. \end{cases} \quad (15)$$

参数设置为: 种群数200, 遗传代数100, 交叉率0.9, 变异率0.1, 交叉分布指数10, 变异分布指数30。经过次迭代得到帕累托前沿集如图11所示。因温差差距不大, 因此选压降尽可能小的优化结果。优化后的结构参数为 $w=2.95, d=5.79, \alpha=43.0827, \beta=60.0850$ 。

将优化后的结构进行仿真, 得到对应的结果与初始模型结果进行对比, 如表7所示。相比初始结构, 虽然优化结构对应的 T_{max} 升高了0.045%, 但 ΔT 降低了1.52%, Δp 降低了11.16%, 综合性能提高了4.81%, 表明优化后的流道的综合性能有了很大改善。

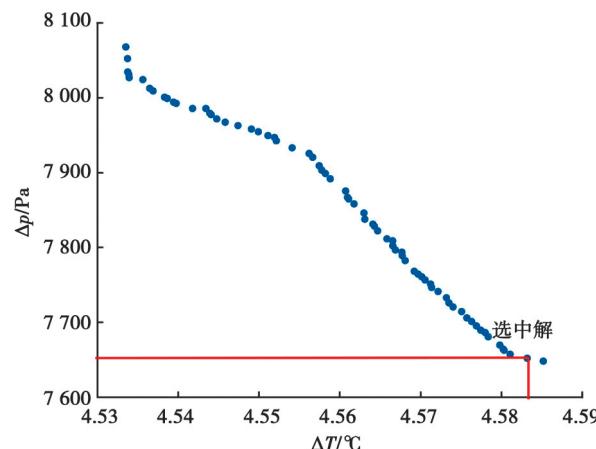


图11 帕累托前沿集

Fig. 11 Pareto frontier set

表 7 优化结构与初始结构对比

Table 7 Comparison between optimized and initial structure

指标	$T_{\max}/^{\circ}\text{C}$	$\Delta T/^{\circ}\text{C}$	$\Delta p/\text{Pa}$	CTPF
原始结构	33.035	4.60	8 610	1.04
优化结构	33.050	4.53	7 649	1.09
改善率/%	-0.045	1.520	11.160	4.810

尺寸和流道容积保持一致的条件下,将所设计的流道的冷却性能与传统典型流道(直流通道和S型流道)的综合性能进行对比,如表8所示。S型流道因为主流道两段弧形的增加导致压降急剧升高,并且其 T_{\max} 和 ΔT 对比优化流道反而效果更差。虽然直流通道压降比优化后流道结构压降低,但是 T_{\max} 比优化后流道高了0.66°C,并且优化后流道的综合性能比直流通道高了9%。

表 8 不同流道冷却性能对比

Table 8 Comparison of cooling performance of different flow channels

流道类型	$T_{\max}/^{\circ}\text{C}$	$\Delta T/^{\circ}\text{C}$	$\Delta p/\text{Pa}$	CTPF
直流通道	33.71	4.29	6 119.94	1.00
优化流道	33.05	4.53	7 649.00	1.09
S型流道	33.90	5.01	16 911.33	0.53

4 结 论

为了保证动力电池成包后的综合性能,本文提出了一种双流道特斯拉阀液冷板的冷却结构,对设计的2种液冷板结构进行对比,使用正交试验的方法对参数进行筛选,并用多目标优化的方法对双流道特斯拉阀结构参数进行寻优。主要结论如下:

1)对于相同的流道,相比于冷却液同侧进出的液冷板结构,冷却液不同侧进出的液冷板结构可以得到更低的 T_{\max} 和 ΔT ,当入口流速为0.5 m/s时,冷却液不同侧进出的液冷板结构所得到的 T_{\max} 和 ΔT 比冷却液同侧进出的液冷板结构分别降低了1.15%和23.12%,说明冷却液不同侧进出的液冷板结构对于电池温度和温差的控制更好。

2)对比直流通道和原始特斯拉阀流道,双流道特斯拉阀在顺流和逆流的情况下 T_{\max} 都明显小于直流通道,并且顺流时,双流道特斯拉阀流道 Δp 比原始特斯拉阀流道和直流通道分别低了117.67 Pa和437.39 Pa,说明双流道特斯拉阀综合性能更优。

3)结构参数对 T_{\max} 的影响偏差仅为1.61%,而对 ΔT 和 Δp 的影响偏差为18.62%和11.56%,所以 T_{\max} 可以忽略不计。对 ΔT 和 Δp 进行极差分析,得出的权重分别为 $R_{\alpha} > R_w > R_{\beta} > R_d > R_{\gamma}$ 和 $R_{\beta} > R_d > R_w > R_{\gamma} > R_{\alpha}$,其中 γ 对 ΔT 和 Δp 的影响都很小,因此忽略不计,而 w, d, α, β 对 ΔT 和 Δp 均有影响。

4)建立了双流道特斯拉阀逆流流道的 w, d, α, β 参数与 ΔT 和 Δp 之间的Kriging代理模型,利用二代非支配遗传算法来进行多目标寻优,最后得到双流道特斯拉阀逆流最优的结构参数。与初始结构相比,优化后的流道对应的 T_{\max} 有所升高,但只有0.045%,而 ΔT 和 Δp 分别降低了1.52%和11.16%,并且综合性能提高了4.81%。

参考文献

- [1] Zhang H R, Bai M Q, Wang X Y, et al. Thermal runaway incidents-a serious cause of concern: an analysis of runaway incidents in China[J]. Process Safety and Environmental Protection, 2021, 155: 277-286.
- [2] Rao Z H, Qian Z, Kuang Y, et al. Thermal performance of liquid cooling based thermal management system for cylindrical lithium-ion battery module with variable contact surface[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 123: 1514-1522.
- [3] Hwang F S, Confrey T, Reidy C, et al. Review of battery thermal management systems in electric vehicles[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2024, 192: 114171.

- [4] Zhou H B, Zhou F, Zhang Q, et al. Thermal management of cylindrical lithium-ion battery based on a liquid cooling method with half-helical duct[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 162: 114257.
- [5] Gao Z Y, Deng F, Yan D, et al. Thermal performance of thermal management system coupling composite phase change material to water cooling with double s-shaped micro-channels for prismatic lithium-ion battery[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 45: 103490.
- [6] Zhang F R, Gou H, Xie C C, et al. A new stepped-channel liquid cooling plate thermal management system combined with composite phase change materials[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 211: 118439.
- [7] Liao G L, Jiang K, Zhang F, et al. Thermal performance of battery thermal management system coupled with phase change material and thermoelectric elements[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 43: 103217.
- [8] Yang M, Cao B Y. Multi-objective optimization of a hybrid microchannel heat sink combining manifold concept with secondary channels[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 181: 115592.
- [9] Lai C G, Shan S M, Feng S, et al. Numerical investigations on heat transfer enhancement and energy flow distribution for interlayer battery thermal management system using Tesla-valve mini-channel cooling[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 280: 116812.
- [10] Monika K, Phani Vivek U V V, Chakraborty C, et al. Augmentation of multi-stage Tesla valve design cold plate with reverse flow to enhance thermal management of pouch batteries[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 214: 124439.
- [11] Lu Y B, Wang J F, Liu F, et al. Performance optimisation of Tesla valve-type channel for cooling lithium-ion batteries[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 212: 118583.
- [12] Qian J Y, Chen M R, Gao Z X, et al. Mach number and energy loss analysis inside multi-stage Tesla valves for hydrogen decompression[J]. Energy, 2019, 179: 647-654.
- [13] 路兴隆, 张甫仁, 赵海波, 等. 基于同心圆结构的新型液冷板优化设计及其性能研究[J]. 汽车工程, 2023, 45(11): 2058-2069, 2081.
- Lu X L, Zhang F R, Zhao H B, et al. Optimized design and performance study of new liquid cooling plate based on concentric circle structure[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(11): 2058-2069, 2081. (in Chinese)
- [14] 段志勇, 马菁. 锂电池热管-液冷板式冷却结构多目标优化[J]. 汽车工程, 2023, 45(11): 2047-2057.
- Duan Z Y, Ma J. Multi-objective optimization of lithium battery composite cooling structure based on heat pipes and liquid cooling plate[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(11): 2047-2057. (in Chinese)
- [15] 刘显茜, 曹军磊, 李文辉, 等. 蜘蛛网流道冷板冷却液对向流锂离子电池散热分析[J]. 材料导报, 2024, 38(4): 14-19.
- Liu X X, Cao J L, Li W H, et al. Analysis of lithium-ion battery heat dissipation with coolant counter current in spider web channel cooling plate[J]. Materials Reports, 2024, 38(4): 14-19. (in Chinese)
- [16] Khan M Z U, Younis M Y, Akram N, et al. Investigation of heat transfer in wavy and dual wavy micro-channel heat sink using alumina nanoparticles[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 28: 101515.
- [17] Wu C H, Zhao J T, Liu C Z, et al. Performance and prediction of baffled cold plate based battery thermal management system [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 219: 119466.
- [18] Zhang F R, Yi M F, Wang P W, et al. Optimization design for improving thermal performance of T-type air-cooled lithium-ion battery pack[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 44: 103464.
- [19] Qian J Y, Wu J Y, Gao Z X, et al. Hydrogen decompression analysis by multi-stage Tesla valves for hydrogen fuel cell[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2019, 44(26): 13666-13674.
- [20] Wahidi T, Yadav A K. Instability mitigation by integrating twin Tesla type valves in supercritical carbon dioxide based natural circulation loop[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182: 116087.
- [21] 吕超, 宋彦孔, 朱世怀, 等. 基于工况适应替代模型的电池液冷系统结构优化[J]. 机械工程学报, 2023, 59(22): 59-68.
- Lü C, Song Y K, Zhu S H, et al. Structural optimization of liquid cooling system for lithium ion battery based on working condition adaptation surrogate model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(22): 59-68. (in Chinese)

(编辑 詹燕平)