

文章编号: 0253-4339(2026)02-0001-11
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20241105002

电池热管理散热器流动换热特性实验与数值仿真研究

刘 杺¹ 杜 毅¹ 万红牛¹ 马科帅² 冀文涛¹

(1 西安交通大学能源与动力工程学院 热流科学与工程教育部重点实验室 西安 710049;

2 青岛求是工业技术研究院 青岛 266427)

摘 要 基于空气直接冷却的电池热管理因成本低、结构简单等优点被广泛应用。然而,随着风速的提高,噪声和功耗也会增加。针对一典型平直翅片电池热管理用管翅式散热器,采用实验和数值模拟方法研究了风速为 2.1~6.1 m/s,冷却工质入口与空气进口温差为 20~40℃,冷却工质质量流量为 0.35~0.55 kg/s 时的流动换热特性。研究表明:这 3 个参数对平直翅片散热器的换热性能均存在显著影响。随着风速的增加,空气侧表面对流传热系数最大提高了 102.1%;随着水入口与空气进口温差 ΔT_{w-a} 的增加,表面对流传热系数提高了 19.1%~28.9%,并与 ΔT_{w-a} 变化接近线性关系;冷却工质质量流量增加增强了换热,表面对流传热系数随之增加,且表面对流传热系数在相同流量增幅下增加的程度接近。为了更深入地研究散热器内部的流动状态,根据相同实验条件进行了数值模拟。研究了不同管径、管束列间距等参数变化对换热器换热性能的影响,分析了不同参数对散热器流动换热的影响,获得了相同结构和材料相对较优的换热器几何参数。

关键词 换热特性;平直翅片散热器;电池热管理;空气冷却

中图分类号: TB611.1;TB657.5

文献标识码: A

Experimental Investigation on Thermo-Hydraulic Performance of a Fin and Tube Heat Exchanger for Battery Thermal Management

Liu Yi¹ Du Yi¹ Wan Hongniu¹ Ma Keshuai² Ji Wentao¹

(1. Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of MOE, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 2. Qingdao Qiushi Industrial Technology Research Institute, Qingdao, 266427, China)

Abstract

Objective Battery thermal management is crucial for ensuring the performance, safety, and longevity of batteries, particularly in electric vehicles and energy-storage systems. Direct air-cooling systems are widely used because of their simplicity, cost-effectiveness, and reliability. However, while increasing the air velocity leads to a higher heat-dissipation efficiency, it also leads to higher power consumption and noise. This study aims to experimentally and numerically analyze the flow and heat transfer characteristics of a typical flat fin-and-tube heat exchanger used in battery thermal management. This research focuses on investigating the effects of operational parameters, including air velocity, temperature difference between the coolant and air, and coolant mass flow rate, on the heat transfer performance.

Methods Both experimental and numerical approaches were employed to evaluate the heat transfer performance of the heat exchanger. The experimental setup featured a copper-fin and 316L stainless steel tube unit with two fans to enhance forced convection, and tests were conducted across air velocities of 2.1~6.1 m/s, coolant-to-air temperature differences of 20~40 °C, and coolant mass flow rates of 0.35~0.55 kg/s. The performance was evaluated using the heat transfer coefficients, pressure drops, and overall heat dissipation rate, with an uncertainty of 6.5% and repeatability within 2.2%. A three-dimensional steady-state CFD model of a unit was developed by adopting no-slip wall conditions, symmetry/periodic boundaries, and wall contact resistance with the corresponding boundary conditions. Mesh independence was achieved with approximately 1.41 million cells, solver residuals established at 10^{-7} , and parametric analysis was conducted for tube outer diameters ranging from 3 mm to 6 mm and bundle spacings from 7 mm to 11 mm.

Results and Discussions The results illustrate the effects of air velocity, temperature difference, and coolant mass flow rate on the thermohydraulic performance of the heat exchanger. As the air velocity increases, the airside heat transfer coefficient improves owing to the enhanced convective heat transfer, with a maximum increase of 102.1% in the 2.1~6.1 m/s velocity range. Similarly, increasing the

收稿日期:2024-11-05;修回日期:2024-12-04;录用日期:2024-12-06

temperature difference from 20 °C to 40 °C leads to a rise in the heat transfer coefficient by 19.1% to 28.9%, showing a nearly linear relationship. A higher coolant mass flow rate enhances the heat transfer rate, leading to a proportional increase in the heat transfer coefficient. Numerical simulations confirm these trends and provide insights into the flow behaviors, including the formation of cross-flow vortices that enhance heat transfer, particularly at higher air velocities. The simulations also reveal that transverse vortices form in the fin gaps, which shrink with increasing air velocity. Furthermore, the simulation results indicate that the optimal pipe diameter for maximizing heat transfer performance is 6 mm, with a tube bundle pitch of 9 mm.

Conclusions This study concludes that the air velocity, coolant temperature difference, and coolant mass flow rate are the primary factors influencing the heat transfer performance of flat fin-and-tube heat exchangers for battery thermal management. Both the experimental and numerical results indicate that increasing the air velocity and coolant mass flow rate significantly enhances the heat transfer. Furthermore, the temperature difference between the coolant and air directly affects the heat transfer coefficient. Based on these findings, the optimal heat exchanger design should have a pipe diameter of 6 mm and tube bundle pitch of 9 mm. This configuration provides the optimum heat transfer performance and is recommended for improving the efficiency of air-cooled thermal management systems for high-performance battery applications.

Keywords heat transfer performance; flat fin-and-tube heat exchanger; battery thermal management system; air cooling

电池以高能量密度、低排放污染和稳定运行等特性成为交通、军事和工业等领域的关键电能存储和转换设备。面对我国环境污染和化石能源枯竭的严峻问题^[1],近年来电池技术取得显著进展,电动汽车因此被认为是应对当前环境和能源挑战、实现“碳达峰、碳中和”目标的关键手段之一^[2]。然而,电池性能受温度影响显著,电池在充放电过程中产生的热量导致其温度升高。过高的温度不仅会对电池的安全性和寿命产生严重影响,甚至会引发电池的热失控和爆炸^[3]。因此,为了确保电池的稳定运行并实现最大输出功率,研究 BTMS(电池热管理系统, battery thermal management system)以将电池温度控制在适当范围内至关重要。

在冷却液对电池进行冷却后温度升高,需要对冷却液进行散热,典型的冷却液冷却包括直接空气冷却(简称:空冷)、液体冷却和相变材料冷却。相对于液体冷却和相变材料冷却,直接空冷由于成本低、设计灵活性高、结构简单和可靠性高等优势而得到广泛研究和应用^[4]。空冷 BTMS 主要分为自然对流和强制对流 2 类。由于强制对流冷却的表面对流传热系数远高于自然对流,在电池能量密度较高的情况下^[5-6],通常采用强制对流空冷技术对冷却液进行散热冷却。

长期以来,国内外学者对电池热管理空冷散热器进行了大量研究。T. Wang 等^[7]通过建立数学模型,对电池放电时采用和不采用空冷的性能进行了预测。研究表明,在环境温度低于 20 °C 时,无需采用空冷对电池进行冷却;而当环境温度高于 35 °C 时,空冷散热器需要增加风扇以维持系统温度在合理范围内。D. T. Santa Rosa 等^[8]实验研究了不同空气流量下空冷型燃料电池的性能。研究表明,

在稳定工况下,增加空气流量能够显著提高电池性能。S. K. Mohammadian 等^[9]进行了针肋散热器锂离子电池组件强制对流空气冷却实验。研究发现,提高进风温度会导致温度场的标准差减小,但增加了电池的最高温度。此外,增加进气速度会降低电池的最高温度,同时也导致了温度标准差的增加。He Fan 等^[10]采用实验测试和 CFD 仿真的方法,开发了一个基于二维 CFD 模型的系统,能够捕获锂离子电池模组的热管理动态。通过在风洞装置中进行实验测试,收集了不同流速条件下由多个单体组成的电池模块的温度和压力分布。L. H. Saw 等^[11]通过数值模拟分析不同冷却空气流量下电池组的热性能,推导出努塞尔数 Nu 与雷诺数 Re 的关系式,并通过实验验证了不同充电倍率下电池组的相关特性。结果表明,冷却空气流量的增加会导致表面对流传热系数和压降的增加。

S. Sirikasemsuk 等^[12]采用热电风冷模块实验研究了电池组在不同空气流量下的冷却情况,发现冷却风扇的运行条件对电池温度有较大影响。当开启所有冷却风扇时,其冷却能力比自然空气冷却高约 16%~57%,但受到功率和噪声的限制。A. K. Jishnu 等^[13]提出了一种新的方法,来预测在电池温度不超过上限时的空气入口速度和风机工作时间,结果表明,入口速度对最终温度的影响仅为 36%,而风机运行时间对末端温度的影响为 49%。刘雨龙等^[14]结合车辆实际运行工况和散热器性能,兼顾车辆的冷却性能、噪声和乘员舒适性,预测确定了合适的电池直接空冷风机控制策略,并进行了实验验证。王婷^[15]数值模拟了应用于燃料电池的百叶窗叶片管散热器,在不同百叶窗角度和厚度时的压降和传热特性,得出换热能力更好且风阻较低的散热器结构。

综上所述,为满足电池热管理系统冷却液的散热需求,必须对散热器和冷却风扇进行优化设计,并通过调整风扇转速确保电池系统能够在正常温度范围内稳定运行。为解决该问题,本文针对一典型电池冷却液散热器进行了实验和仿真研究,通过模拟电池运行工况、改变平直翅片散热器在不同流量下的运行条件、冷却工质入口与空气进口温差以及入口风速,系统地分析了不同直流电机控制占空比、风机功率下该散热器的流动换热特性。确定不同入口风速条件下的散热效果,为电池空冷系统的优化提供更多参考数据。

1 实验系统及实验方案

1.1 实验件结构

电池热管理冷却液散热器基管传热管材料为不锈钢 316L、翅片采用铜翅片。散热器由管翅式换热器与 2 个风机组成,风机安装在换热器背部,实物如图 1 所示。换热器尺寸参数如表 1 所示。



(a) 正面换热器侧



(b) 背面风机侧

图 1 散热器实物

Fig.1 Physical of heat exchanger

1.2 实验装置与系统

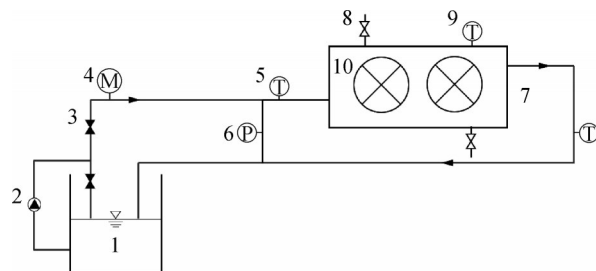
测试系统由工质循环系统、空气循环系统和数据采集系统构成,实验系统如图 2 所示。冷却液工质循环系统包括恒温水箱、水泵、流量计及差压变送器装置,其目的在于模拟电池热管理运行工况为实验提供稳定恒温的工质以及热负荷。空气循环系统由

表 1 散热器尺寸参数

Tab.1 Geometric parameters of heat exchanger

参数	数值	参数	数值
翅片厚度/mm	0.1	管排总排数	3
翅片间距/mm	1.3	管排总列数	36
换热管外径/mm	4	管排间距/mm	10
换热管壁厚/mm	0.3	管排列间距/mm	9.5
换热管有效管长/mm	694		

散热器实验件、PWM(脉冲频率占空比可调, pulse width modulation)模块、热敏风速仪、铂电阻温度计和直流稳压电源组成,在实验过程中,起到控制并调节不同风速的作用。通过精度为 $\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$ 铂电阻和 Keithley2700 数字万用表来获得散热器水侧进、出口温度,流量通过精度为 $\pm 0.1\%$ 的电磁流量计测量。同时,空气入口温度也通过精度为 $\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的四线制铂电阻温度计测量,该温度计的直径为 3 mm。



1 恒温水箱; 2 水泵; 3 调节阀; 4 流量计; 5 铂电阻温度计; 6 压差变送器; 7 散热器; 8 排空阀; 9 空气测温仪; 10 直流风机。

图 2 实验系统

Fig.2 Experimental system

1.3 实验流程与工况

将散热器安装在风洞中,换热器进口温度和环境稳定无波动。实验前,对实验系统进行检漏保温,以确保系统的气密性,尽可能减少向外界的散热损失。调节水箱的温度至设定值,并启动水泵以实现系统中的水循环。同时,开启电源,调节 PWM 发生器的频率,使空气在散热器中进行热交换。实验采用控制变量法,研究了不同水入口流量、不同风速以及水入口与空气进口温差对散热器换热性能的影响。同时,针对电池实际的散热工况,调节风速与水入口质量流量,使水侧进、出口温差达到设定值。实验测试工况如表 2 所示。

根据测试工况设定参数,当水箱温度达到稳定工况时,进行数据采集。为提高实验结果的精确度,对每个工况采集 20 组数据,并取其平均值。在测量换热器的空气入口温度时,选择了不同测点,并将它

表 2 实验测试工况
Tab.2 Experimental test conditions

水入口与空气进口 温差 $\Delta T_{w-a}/^{\circ}\text{C}$	水流量 $m/(\text{kg/s})$	风速 $/(m/s)$
20	0.35, 0.45, 0.55	6.1
30	0.35, 0.45, 0.55	2.1~6.1
40	0.32~0.55	1.3~6.1

们的温度值取平均作为入口温度的代表值。考虑到风机安装的限制,空气出口温度选取图 3 所示出口处 8 个点的温度值取平均作为出口温度。

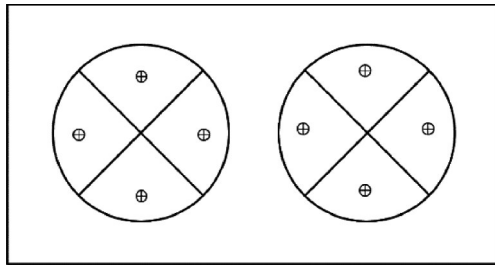


图 3 出口温度测量点分布

Fig.3 Distribution of outlet temperature measurement locations

1.4 数据处理

实验测定的主要参数包括进出水温度、水侧流量、水侧压降、风速等,均通过相应仪表直接测得。根据测得量,可计算出换热器散热量^[16]:

水侧散热量:

$$\phi_i = mc_p(T_{i,1} - T_{i,2}) \quad (1)$$

空气侧换热量:

$$\phi_a = A_{in} \rho c_{p,a} (T_{a,1} - T_{a,2}) \quad (2)$$

式中: ϕ_i 为水侧散热量, W; $T_{i,1}$ 、 $T_{i,2}$ 分别为水侧水进、出口温度, $^{\circ}\text{C}$; m 为水质量流量, kg/s ; c_p 为水的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; ϕ_a 为空气侧换热量, W; A_{in} 为散热器截面积, m^2 ; u 为风速, m/s (由风速仪测得); $c_{p,a}$ 为空气的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; $T_{a,1}$ 、 $T_{a,2}$ 分别为空气侧水进、出口温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

实验过程上述 2 个换热量的偏差小于 $\pm 5\%$ 。

总传热系数 K :

$$K = \frac{\phi_a}{A_{tot} \Delta t_m} \quad (3)$$

$$\Delta t_m = \psi \Delta T_m \quad (4)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (5)$$

当 $\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \leq 2$ 时,

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{2} \quad (6)$$

式中: K 为总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$; A_{tot} 为总传热面积, m^2 , 其值为换热管管外的面积; ψ 为换热器修正参数, 取 $0.97^{[17]}$; ΔT_{max} 、 ΔT_{min} 分别为水侧进口与空气出口温差、水侧出口与空气进口温差的极大值与极小值, $^{\circ}\text{C}$; ΔT_m 为对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$; ΔT_m 为散热器对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

换热器总热阻与分热阻的关系:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} \frac{A_{tot}}{A_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{A_{tot}}{A_i} + \frac{1}{h_a} \quad (7)$$

式中: h_i 为换热管内传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$; h_a 为空气侧传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$; A_i 为管内传热面积, m^2 ; δ 为管壁厚度, m ; λ 为管导热系数, 取 $14 \text{ W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})^{[18]}$ 。

管内传热系数:

$$h_i = Nu_i \lambda_i / d_i \quad (8)$$

$Re < 2300$ 时,

$$Nu_i = 1.86 \left(\frac{Re Pr}{l/d_i} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (9)$$

$2300 \leq Re < 4000$ 时^[19],

$$Nu_i = (1 - \gamma) Nu_{lam, 2300} + \gamma Nu_{turb, 4000} \quad (10)$$

$$Nu_{turb} = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \sqrt{(f/8)} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (11)$$

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{4000 - 2300}, 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (12)$$

式中: l 为管长, m ; λ_i 为水的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$; d_i 为散热器管的特征长度, m ; u_i 、 u_w 分别为以水的平均温度、壁面温度来计算水的动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; f 为管内湍流流动的阻力系数, 按 Konakov 公式计算; 如式(13)所示; 下标 lam 代表层流, turb 代表湍流。

$$f = (1.8 \lg Re - 1.5)^{-2} \quad (13)$$

空气侧传热系数:

$$h_a = \left[A_{tot} \left(\frac{1}{KA_{tot}} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{\delta}{\lambda A_i} \right) \right]^{-1} \quad (14)$$

水及空气的物性参数取自文献[17]。

1.5 可靠性和不确定性分析

实验主要测定了实验散热器的换热性能, 可针对典型工况进行不确定度分析。实验过程主要考虑工质侧进出口温度及风速的影响, 若测量温度波动较大, 将影响实验结果。选取 $\Delta T_{w-a}=30^{\circ}\text{C}$ 、 $m=0.35 \text{ kg/s}$ 、风速为 2.1 m/s 工况, 200 s 内 20 组水侧进出口温度数据进行分析, 发现温度稳定性较好。图 4 所示为风扇不同占空比与风速的关系, 风速与占空比呈现接近线性变化关系。此外, 对 $\Delta T_{w-a}=40^{\circ}\text{C}$ 、 $m=0.55 \text{ kg/s}$ 、风速为 6.1 m/s 工况进行不同时间段

2次重复性实验,2次散热量结果偏差为2.2%,如图5所示,表明实验测试系统稳定可靠,复现性较好。

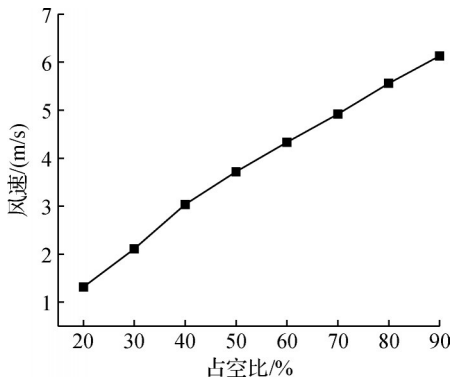


图 4 不同占空比下风速测试情况

Fig.4 Air velocity test at different duty ratio

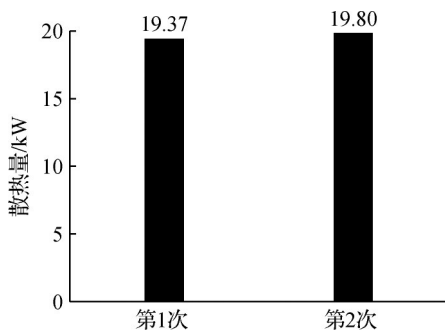


图 5 2次相同工况实验散热量对比

Fig.5 Heat dissipation rates for the same experimental conditions

表 3 主要参数及所用仪器

Tab.3 The main parameters and test instruments

物理量	仪器及测定方法
水进出口温度	Pt100,精度±0.05 °C
水流量	体积式流量计,精度<0.1%,量程0~5 m ³ /h
水侧压降	ROSEMOUNT 3051TG 差压变送器,精度±0.075%,量程:-62.2~62.2 kPa
风速	FLUKE-923 热敏风速仪,精度±0.1 m/s
Pt100阻值测量	Keithley2700 数字万用表,6 $\frac{1}{2}$ 精度
空气温度	Pt100,精度±0.05 °C

实验过程中主要参数及所用仪器如表 3 所示。根据文献介绍方法^[20]进行分析,计算散热量的不确定度为 6.5%,传热系数的不确定度为 6.5%,实验结果分析可信。

2 实验结果与讨论

2.1 空气流速影响分析

在保持其他条件不变的情况下,改变风速和水

侧质量流量,研究其对散热器传热性能的影响,实验测定的总传热系数、空气侧表面对流传热系数和不同风速下的进出口温差分别如图 6、图 7、图 8 所示。可以看出,在空气和水入口传热温差不变、 ΔT_{w-a} 为 30 °C 条件下,随着风速的增加,空气侧表面对流传热系数逐渐增加。由于入口风速增加,使空气与散热器的对流扰动相互作用更加强烈,从而强化了流-固界面的换热效果。同时,空气进出口温差随风速的增加而减小。随着风速的增大,对空气进出口温差的影响逐渐减小,空气侧进出口温度随风速的增大而减小的趋势逐渐变缓。当水入口质量流量较小为 0.35 kg/s 时,经散热器前后,风速从 2.1 m/s 增至 6.1 m/s 时空气侧表面对流传热系数增加了 93.6%;在高入口质量流量 0.55 kg/s 下,空气侧表面对流传热系数增加了 95.3%,但在 m 为 0.45 kg/s 时,空气侧表面对流传热系数增幅比例最大为 102.1%。由图 6、图 7 可知,空气侧传热系数与总传热系数的数值和变化趋势近似相同,排除实验测量误差的影响,3 种水流量下空气侧表面的表面对流传热系数增幅接近,表明传热过程水侧热阻不占主导,散热器传热过程主要受空气侧传热的影响。

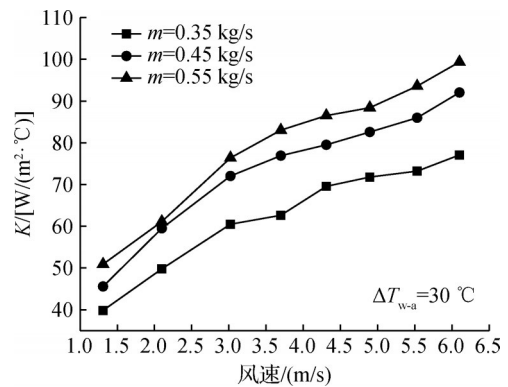


图 6 总传热系数随风速变化

Fig.6 The total heat transfer coefficient versus air velocity

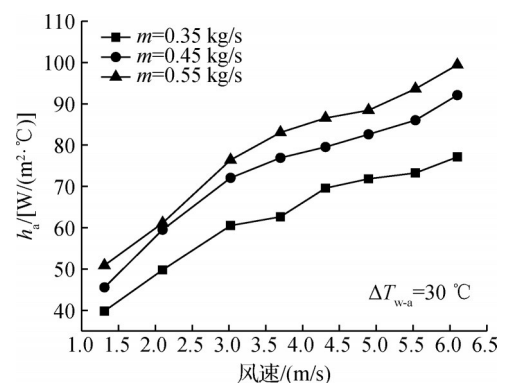


图 7 空气侧传热系数随风速变化

Fig.7 The air-side heat transfer coefficient versus air velocity

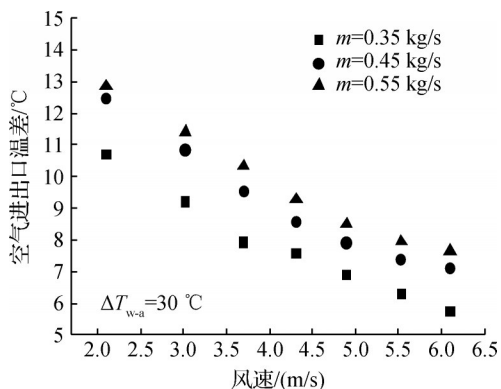


图 8 空气进出口温差随风速变化

Fig.8 The temperature difference between the air inlet and outlet versus air velocity

2.2 水入口与空气进口温差 ΔT_{w-a} 的影响

为了研究水入口与空气进口温差对散热器换热性能的影响规律,在入口风速为 6.1 m/s 下对散热器进行了实验,分析传热系数随 ΔT_{w-a} 的变化情况。由图 9、图 10 可知,当 ΔT_{w-a} 增大时,总传热系数与空气侧传热系数呈现逐渐增加的趋势。随着冷却介质质量流量的增加,传热系数在 $\Delta T_{w-a}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时增加了 $19.9\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$,提高了 27.1%,在 $\Delta T_{w-a}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时提高了 28.9%。在 $\Delta T_{w-a}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时增加了 $16.7\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$,提高了 19.1%。总传热系数在 $\Delta T_{w-a}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时最大增加了 28.9%。 ΔT_{w-a} 直接影响散热器管内水与空气两侧流体的温差。其他条件不变时, ΔT_{w-a} 的增大直接使总传热系数增大,同时影响散热器管内和表面温度分布,空气的热运动加强,热边界层的厚度随之减小,表面对流传热系数也随之增大。表面对流传热系数、总传热系数与 ΔT_{w-a} 接近线性关系变化。

3 数值计算结果与讨论

为了深入研究散热器的流动换热,本文同时建

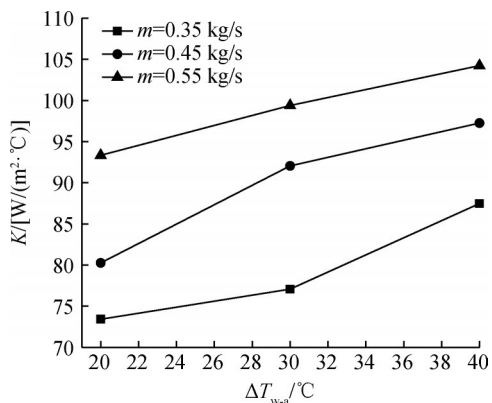


图 9 总传热系数随水入口与空气进口温差变化

Fig.9 The overall heat transfer coefficient varies with the temperature difference between the water and air inlets

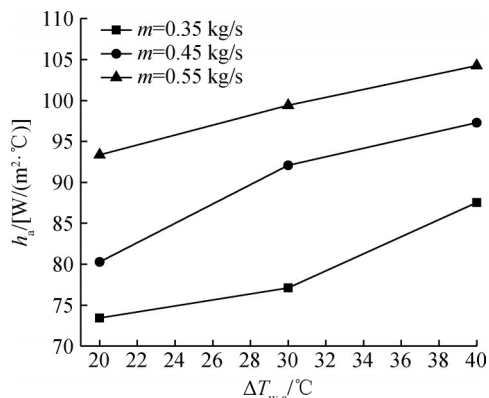


图 10 空气侧表面对流传热系数随水入口与空气进口温差变化

Fig.10 The air-side heat transfer coefficient varies with the temperature difference between the water inlet and the air inlet

立了与实验散热器具有相同几何参数的空气侧换热单元数值模型。通过数值模拟,进一步分析散热器空气侧的流动传热特性,分析不同几何参数对散热器换热效率的影响,优化散热器的几何参数。

3.1 数值模型

平直翅片散热器模拟简化模型如图 11 所示,图 11(a)为局部结构。由于计算时间和内存的限制,对整个散热器进行数值研究存在网格数量大、精度无法保证的问题。由于散热器的翅片及换热管排布具有周期性,可以将流动域沿翅片方向分为若干个典型换热单元,如图 11(b)所示。本文选取最小换热单元进行建模和数值模拟,并结合相应的边界条件,以分析整个散热器中空气侧的流动和传热性能。

几何模型如图 11(c)所示,为减少入口来流不均匀和出口回流现象对模拟结果准确性和精度的影响,将入口段、出口段分别延长为 1.5 倍、5 倍的管间距。

3.2 边界条件

本文研究的是平直翅片散热器空气侧三维稳态层流流动问题,对计算域和模型进行如下简化:

- 1) 空气为常物性不可压缩流体;
- 2) 流固边界处采用无滑移边界条件;
- 3) 忽略重力、自然对流和辐射传热的影响。

边界条件设置:

- 1) 流体域进口为速度进口,流速均匀并且温度恒定,出口边界条件为充分发展;
- 2) 固体区域为换热管与翅片 2 部分,管材料为 316L,翅片材料为铜,换热管壁面温度根据实验工况设置为恒壁温;
- 3) 左右 2 个端面设置为周期性边界条件,上下

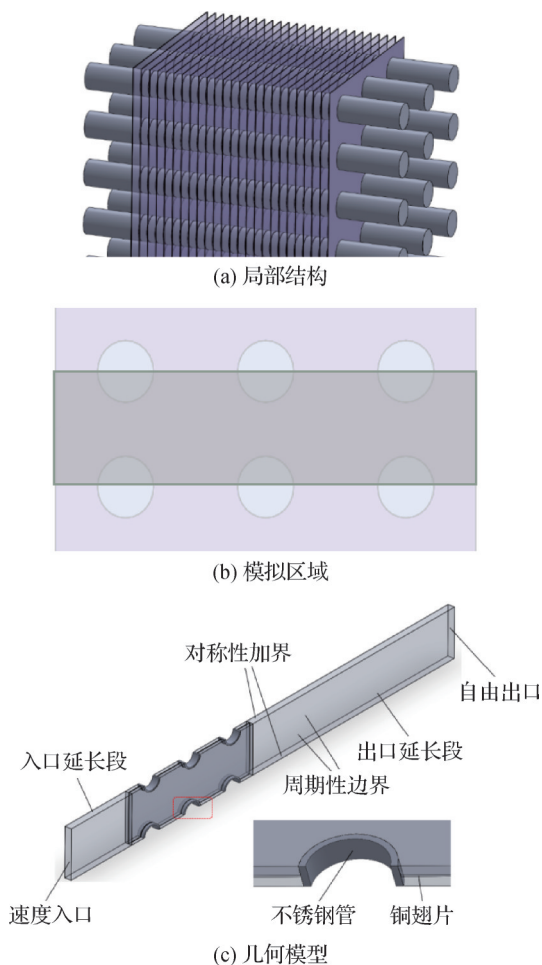


图 11 平直翅片散热器模拟简化模型

Fig.11 Simplified model of flat fin heat exchanger

2 个端面设置为对称性边界条件;

4) 换热管与翅片连接部分设置接触热阻;

5) 空气与翅片、换热管接触的壁面设置为流固耦合面, 其余壁面设置为绝热壁面。

在求解过程中, 采用 COUPLE 算法进行速度与压力耦合计算, 各控制方程对流项离散均采用二阶格式, 扩散项采用 Least Squares Cell Based 格式。计算中能量方程及其他方程的残差均设置为 10^{-7} 。数值仿真工况如表 4 所示。

表 4 数值仿真工况

Tab.4 Numerical simulation conditions

水入口与空气进口 温差 $\Delta T_{w-a}/^{\circ}\text{C}$	水流量 $m/(\text{kg/s})$	风速 (m/s)
30	0.35, 0.45, 0.55	2.1~6.1
40	0.35, 0.45, 0.55	2.1~6.1

3.3 网格划分及无关性验证

为缩短计算时间, 减少网格数量, 同时保证网格质量, 采用 ICEM CFD 进行结构化网格划分。为了提

高数值模拟的准确度, 对翅片处的流体域、翅片和换热管处对流固耦合界面的边界层进行加密, 具体划分情况如图 12 所示。

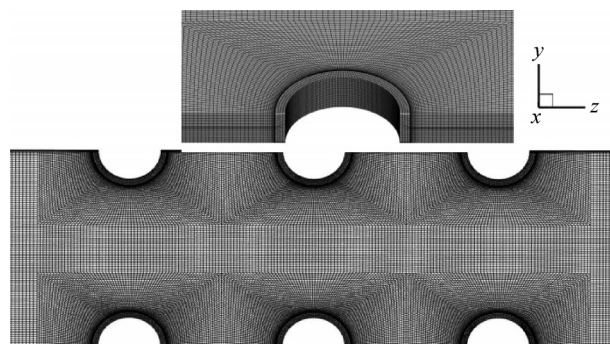


图 12 模拟换热单元网格

Fig.12 Mesh for the simulated heat exchange unit

为了确保计算结果的准确性, 本文对网格进行了无关性验证, 在 $\Delta T_{w-a}=40^{\circ}\text{C}$ 、 $m=0.35\text{ kg/s}$ 、风速为 2.1 m/s 工况下, 采用 96 万、122 万、141 万、158 万 4 组不同网格数的模型进行平直翅片散热器空气侧换热性能计算。网格独立性验证结果如图 13 所示。在入口条件相同的情况下, 与网格数为 158 万的模型相比, 网格数为 141 万的模型的出口温度偏差小于 1.1%。说明该模型的网格数对结果的影响可以忽略不计, 综合考虑计算精度和时间, 最终采取网格数为 141 万的模型进行数值计算, 平均网格质量大于 0.96。

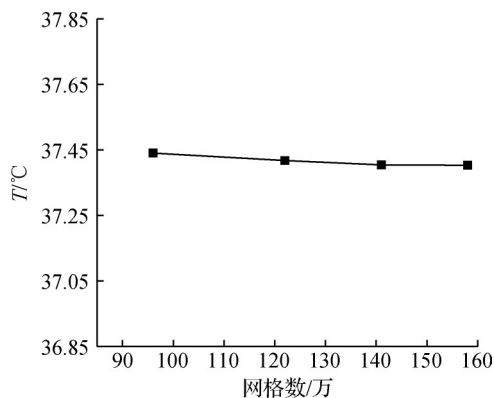


图 13 网格独立性验证

Fig.13 Verification of grid independence

3.4 实验结果与数值结果对比

采用数值模拟方法, 对实验工况进行仿真, 计算水入口与空气进口温差 ΔT_{w-a} 为 30、40 $^{\circ}\text{C}$ 时, 不同风速下的空气侧进出口温差, 所得结果与实验结果进行对比, 如图 14 所示。 $\Delta T_{w-a}=30^{\circ}\text{C}$ 时, 空气进出口温差均低于 14°C ; $\Delta T_{w-a}=40^{\circ}\text{C}$ 时, 该值保持在 19°C 以下。在相同水质量流量下, 随着风速增加, 空气侧进

出口温差减小,且减小的趋势变缓。数值模拟准确预测了该趋势。当风速为 6.1 m/s、 $\Delta T_{w-a}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、水侧质量流量 $m=0.35\text{ kg/s}$ 时,数值模拟结果与实验数据最大偏差为 9.2%。该对比结果验证了数值仿真的准确性。

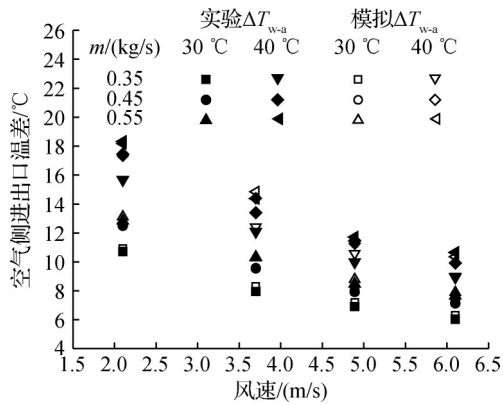


图 14 数值模拟结果与实验数据对比

Fig.14 Comparison of numerical simulation results with experimental data

3.5 流场分析

为研究散热器内部空气域的流动特性,通过数值模拟分析了 $\Delta T_{w-a}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、水入口质量流量 $m=0.35\text{ kg/s}$,4 种不同入口风速的流动换热,不同风速下温度云图及流线分布如图 15 所示。结果表明,在 2 个热管之间的凹陷区域产生了横向涡,而转速的增加主要影响横向涡的生成,使其随转速增大而逐渐减小。此外,由图 6 可知,随着风速的增加,横向涡与主流空气的温度梯度逐渐变大,但速度梯度变小,影响了流体与翅片的热量交换,导致局部换热强化。

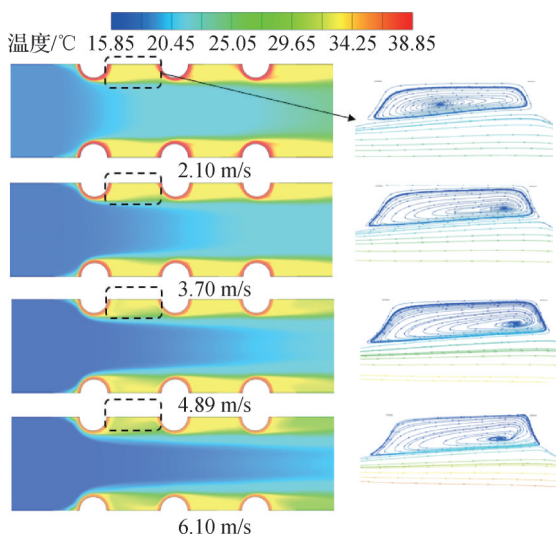


图 15 不同风速下温度云图及流线分布

Fig.15 Temperature and streamline distribution at different air velocity

4 优化设计

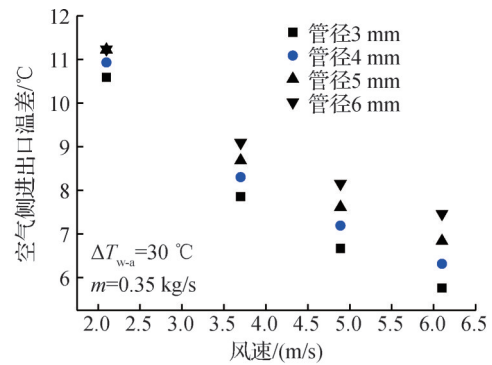
4.1 改变管径

水入口与空气进口温差 $\Delta T_{w-a}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、水入口质量流量为 $m=0.35\text{ kg/s}$ 、管外径为 3~6 mm,不同风速下的空气侧进出口温差与原结构模拟结果对比如图 16 所示。由图 16 可知,对比原管径 4 mm 的结果,在其他条件相同的情况下,减小管径,空气侧出口温差减小,反之,情况相反。在管径为 5 mm 和 6 mm 时空气侧出口温差分别增加了 8.4%~17.8% 和 13.3%~36.2%。表面对流传热系数随着管径的增加呈增大趋势,管径为 6 mm、风速为 6.1 m/s 时,表面对流传热系数由 $77.1\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 增至 $105.0\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$,增加了 36.2%,增幅最大。

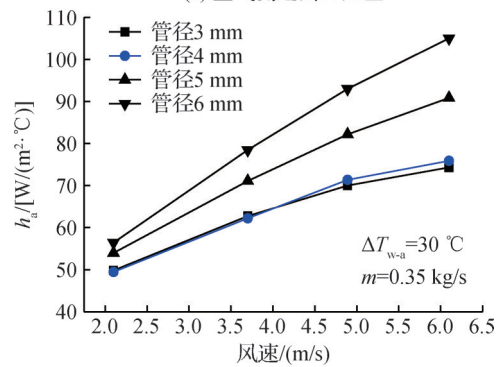
管径的增加使管外表面积增加,与空气传热面积增大。在相同水侧流量,随着管径的增加,管内液体流速降低,但其对空气侧传热的影响依旧较明显,随着风速的增大不同流速之间的进出口温差差异逐渐减小。

4.2 改变管束列间距

水入口与空气进口温差 $\Delta T_{w-a}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、水入口质



(a) 空气侧进出口温差



(b) 传热系数

图 16 改变管径后空气侧进出口温差及传热系数变化

Fig.16 Variation of temperature difference between the inlet and outlet and heat transfer coefficient of air-side with different pipe diameter

量流量为 $m=0.35 \text{ kg/s}$ 、管束列间距为 7~10 mm,不同风速下的空气侧进出口温差与原结构模拟结果对比如图 17 所示。由图 17 可知,管束列间距与传热系数并不成正相关关系,管束列间距过大或过小均不能很好地提高换热。管束列间距为 8 mm 和 9 mm 换热效果优于原换热器结构,但管束列间距为 8 mm 的表面对流传热系数提高了 4.1%~18.7%,优于管束列间距为 9 mm 的所提高的 4.5%~7.5%,均优于管束列间距为 10 mm 的结构。管束列间距为 7 mm 相较原结构减小了列间距,换热效果变化较小,低风速时其换热效果有所减小,在 2.1 m/s 时减小了 6.4%,高风速时却稍优于原结构,在 6.1 m/s 时增加了 3.1%。适当减小管束列间距,使空气流动扰动增加,湍流度增加,增强了换热效果,但列间距过小,横向涡对主流空气的热交换影响增大,温度梯度进一步增大,导致换热效果下降。

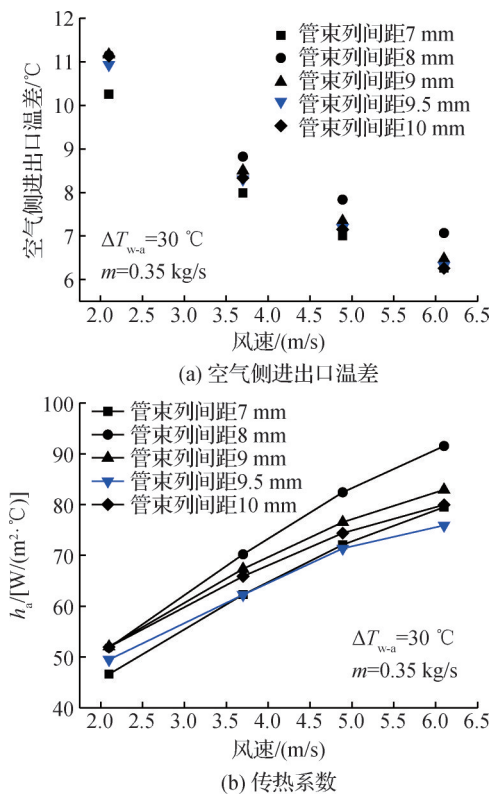


图 17 改变管束列间距后空气侧进出口温差及传热系数变化
Fig.17 Variation of temperature difference between the inlet and outlet and heat transfer coefficient of air-side with changing the spacing of the tube bundle column

4.3 改变管径和管束列间距

基于上述 2 种优化方案,水入口与空气进口温差 $\Delta T_{w-a}=30 \text{ }^\circ\text{C}$ 、水入口质量流量 $m=0.35 \text{ kg/s}$,同时改变管径和管束列间距,在管径为 3~6 mm、管束列间距为 8~11 mm 之间组合成 5 种不同的优化方案,不同风速

下与原结构模拟结果对比如图 18 所示。随着管束列间距和管径的同时增大,空气侧进出口温差和表面对流传热系数增大,在高风速的工况下,换热增强效果相比低风速工况更大。在管径为 6 mm、管束列间距为 9、11 mm 时,表面对流传热系数分别增加了 15.6%~41.7% 和 12.4%~26.8%。而管径为 6 mm、管束列间距为 8 mm 的工况表面对流传热系数最大仅增加了 11.7%。管径的增大和管束列间距的减小使空气流通空间减小,反而换热效果提高不显著。管径和管束列间距分别减小至 3 mm 和 9 mm 时,对比原结构传热系数在风速为 6.1 m/s 时最大降低了 3.5%。

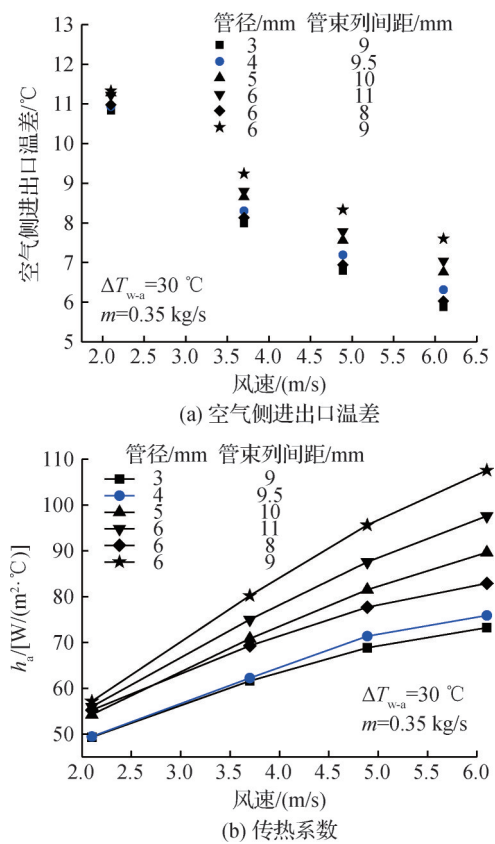


图 18 改变管束列间距和管径后空气侧进出口温差及传热系数变化

Fig.18 Variation of temperature difference between the inlet and outlet and heat transfer coefficient with changing the spacing of the bundle column and the diameter of the pipe

综上,对于单一改变管径和管束列间距,管径为 6 mm 和管束列间距为 8 mm 工况换热效果最佳。同时改变管径和管束列间距的结构,管径为 6 mm、管束列间距为 9 mm 整体换热效果提升显著,但上述 3 种优化方案中,管束列间距为 8 mm 的工况,换热效果提升较小,管径为 6 mm 的换热单元次之,管径为 6 mm、管束列间距为 9 mm 换热效果最佳,整体达到优化

效果。

5 结论

为了研究电池散热器的换热特性,本文对一典型316L不锈钢管和铜平直翅片散热器进行了实验和仿真研究,研究了冷却介质质量流量、冷却介质入口与空气进口温差以及换热器入口风速对散热器换热性能的影响,得到如下结论:

1)随着风速增加,散热器换热效果增强,空气进出口温差减小,散热器的传热系数逐渐增加,传热系数在 $m=0.45\text{ kg/s}$ 时最大增加了102.1%。风速的增加对表面对流传热系数和空气进出口温差的影响逐渐减小。

2) ΔT_{w-a} 增加时,散热器的换热效果随之提高。同时,随着冷却介质质量流量的增加,表面对流传热系数在 $\Delta T_{w-a}=20\text{ }^\circ\text{C}$ 时提高了27.1%,在 $\Delta T_{w-a}=30\text{ }^\circ\text{C}$ 时提高了28.9%, $\Delta T_{w-a}=40\text{ }^\circ\text{C}$ 时提高了19.1%。 ΔT_{w-a} 的增大直接影响散热器与空气传热温差,并使表面对流传热系数与 ΔT_{w-a} 基本呈线性关系变化。

3)通过数值模拟分析,在相同的质量流量下,当增加风速时,空气侧的进出口温差会逐渐减小,但减小的幅度会逐渐变缓。此外,风速的增加使凹陷区域的横向涡的温度梯度增大,从而风速对散热器换热性能影响逐渐减小。

4)增大管径,散热器的换热效果随之增大,管径为6 mm时表面对流传热系数最大增加了36.2%。管束列间距与表面对流传热系数不成正相关关系,管束列间距过大或过小均不能很好地提高换热效果,其中管束列间距为8 mm时效果最佳,表面对流传热系数提高了4.1%~18.7%。同时改变管径和管束列间距的工况,随着管束列间距和管径的同时增大,换热效果增加。管径为6 mm、管束列间距为9 mm表面对流传热系数提高了15.6%~41.7%。对比3种优化结构,管径为6 mm、管束列间距为9 mm的结构换热能力提升最大。

本文受陕西省秦创原“科学家+工程师”队伍建设项目(2022KXJ-001)和青岛市自然科学基金项目(23-2-1-215-zzyd-jch)资助。(The project was supported by Shaanxi Province Qin Chuangyuan "Scientist + Engineer" Team Construction Project (No. 2022KXJ-001) & Qingdao Natural Science Foundation funded projects (No. 23-2-1-215-zzyd-jch).)

参考文献

[1] 彭苏萍. 中国氢能源与燃料电池发展战略及未来展望[J]. 中国工业和信息化, 2023(4): 36-41. (PENG

Suping. Development strategy and future prospect of hydrogen energy and fuel cell in China[J]. China Industry & Information Technology, 2023(4): 36-41.)

[2] DONG Feng, LIU Yajie. Policy evolution and effect evaluation of new-energy vehicle industry in China [J]. Resources Policy, 2020, 67: 101655.

[3] YANG Xiaolong, HU Xiaobo, CHEN Zhuo, et al. Effect of ambient dissipation condition on thermal behavior of a lithium-ion battery using a 3D multi-partition model [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 178: 115634.

[4] WESTBROOK M H. The electric car: development and future of battery, hybrid and fuel-cell cars [M]. London : Institution of Engineering and Technology, 2001.

[5] LIU Huaqiang, WEI Zhongbao, HE Weidong, et al. Thermal issues about Li-ion batteries and recent progress in battery thermal management systems: a review [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 150: 304-330.

[6] ZHAO G, WANG X, NEGNEVITSKY M, et al. A review of air-cooling battery thermal management systems for electric and hybrid electric vehicles [J]. Journal of Power Sources, 2021, 501: 230001.

[7] WANG T, TSENG K J, ZHAO J. Development of efficient air-cooling strategies for lithium-ion battery module based on empirical heat source model [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90: 521-529.

[8] SANTA ROSA D T, PINTO D G, SILVA V S, et al. High performance PEMFC stack with open-cathode at ambient pressure and temperature conditions [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2007, 32(17): 4350-4357.

[9] MOHAMMADIAN S K, ZHANG Y. Thermal management optimization of an air-cooled Li-ion battery module using pin-fin heat sinks for hybrid electric vehicles [J]. Journal of Power Sources, 2015, 273: 431-439.

[10] HE Fan, LI Xuesong, MA Lin. Combined experimental and numerical study of thermal management of battery module consisting of multiple Li-ion cells [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 72: 622-629.

[11] SAW L H, YE Y, TAY A A O, et al. Computational fluid dynamic and thermal analysis of lithium-ion battery pack with air cooling [J]. Applied Energy, 2016, 177: 783-792.

[12] SIRIKASEMSUK S, WIRIYASART S, NAPHON P. Experimental investigation of the thermal management system of a battery pack using a thermoelectric air-cooling module [J]. Heat Transfer, 2022, 51(7): 6384-6402.

[13] JISHNU A K, GARG A, SU S, et al. A novel procedure combining computational fluid dynamics and evolutionary approach to minimize parasitic power loss in air cooling of

- Li-ion battery for thermal management system design [J]. *Energy Storage*, 2021, 3(1): e210.
- [14] 刘雨龙,付森,柴田武志.某燃料电池车散热器冷却风扇的控制策略优化[J].*天津科技*, 2022, 49(7): 22–25. (LIU Y L, FU S, SHIBATA T. Control strategy optimization for radiator cooling fan of a fuel cell vehicle [J]. *Tianjin Science & Technology*, 2022, 49(7): 22–25.)
- [15] 王婷.燃料电池汽车整车散热系统仿真模拟和实验研究[D].武汉:华中科技大学, 2019. (WANG Ting. Simulation and experimental study on heat dissipation system of fuel cell vehicle [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2019.)
- [16] 傅秦生.热工基础与应用[M]. 2版.北京:机械工业出版社, 2007. (FU Qinsheng. Fundamentals and applications of thermal engineering [M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2007.)
- [17] 陶文铨.传热学[M]. 5版.北京:高等教育出版社, 2019. (TAO Wenquan. Heat transfer [M]. 5th ed. Beijing: Higher Education Press, 2019.)
- [18] SHEN Shengqiang, ZHOU Shihe, YANG Yong, et al. Study of steam parameters on the performance of a TVC-MED desalination plant [J]. *Desalination and Water Treatment*, 2011, 33(1–3): 300–308.
- [19] GNIELINSKI V. On heat transfer in tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 63: 134–140.
- [20] 倪育才.实用测量不确定度评定[M]. 5版.北京:中国质检出版社, 2016. (NI Yucai. Evaluation of uncertainty in practical measurement [M]. 5th ed. Beijing: Standards Press of China, 2016.)

通信作者简介

冀文涛,男,教授,西安交通大学能源与动力工程学院,029–82665445, E-mail: wentaoji@xjtu.edu.cn。研究方向:制冷工质沸腾与凝结相变换热,高效换热器设计,热泵干燥等。

About the corresponding author

Ji Wentao, male, professor, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 86–29–82665445, E-mail: wentaoji@xjtu.edu.cn. Research fields: boiling and condensation of refrigerants, high performance heat exchanger design, and heat pump drying technology.