

# 具有扰流结构的风冷型锂电池包热管理系统优化

何 闯, 赵钦新, 梁志远

(西安交通大学 热流科学与工程教育部重点实验室, 陕西 西安 710049)

**摘 要:** 基于常见新能源车结构设计了一种车载式风冷型锂电池包, 利用有限元仿真对风冷型锂电池热管理系统进行模拟计算。结果表明: 入口空气流速 2 m/s 的条件下, 顺排和叉排两种结构的最大温差分别为 6.96 °C 和 6.29 °C, 叉排结构下最大温差有所降低; 增加扰流板为空气流场创造扰流结构, 最大温差为 5.69 °C, 相比叉排结构最大温差降低了 0.60 °C。入口空气流速大于 4 m/s 时, 最大温差低于 5 °C, 满足锂电池最优放电效率; 扰流板布置为对称结构时电池包具有最优的冷却性能, 电池的最高温度和最大温差明显低于其他排布方式; 入口空气流速与电池包冷却性能呈正相关, 入口空气流速达到 6 m/s 时达到最优冷却效果, 此后继续增大入口空气流速冷却性能变化幅值减小。所设计的 18650 锂电池包在隔板间距为对称排布下具有最优的扰流冷却性能, 控制入口空气流速大于 4 m/s 时可以使电池在最优放电效率下运行。

**关键词:** 锂电池; 扰流结构; 热管理; 入口空气流速; 温差

**中图分类号:** TK124; U463.1

**文献标志码:** A

**doi:** 10.13705/j.issn.1671-6833.2025.01.002

锂电池系统是电动汽车和混合动力汽车主要的动力来源, 电池组性能的优劣直接制约着整车的性能。作为电动汽车的全部动力来源, 锂电池系统决定着整车的动力性、经济性和安全性, 优化动力电池系统成为发展电动汽车的重要目标<sup>[1]</sup>。电池在温度不均匀或高温条件下进行充放电工作, 会对内部反应物质造成损伤, 电池性能也会大大衰减<sup>[2]</sup>。因此, 电池包热管理系统的设计和 optimization 研究对提升电池放电效率和延长电池使用寿命具有重要意义<sup>[3]</sup>。

国内外学者在多种条件对锂电池系统进行冷却优化, 使其在较稳定的工况下运行。尹少武等<sup>[4]</sup>用数值模拟及实验的方法验证石蜡基复合材料的导热系数和熔点等物性参数对电池散热效果的影响。也有大量学者研究如何提升石蜡的导热性能, 在电池热管理系统中添加石墨、翅片、泡沫金属、聚乙烯、铜网等材料<sup>[5-7]</sup>强化电池与空气的强制换热。Babapoor 等<sup>[8]</sup>将碳纤维相变材料加入电池热管理系统中探究其对散热性能的影响, 发现碳纤维相变材料可以提升电池组内温度的均匀性。张国庆等<sup>[9]</sup>采用镍氢电池模组研究复合相变材料的冷却性能, 发现石

蜡与石墨质量配比在 4:1 时有较为显著的冷却效果。热管式系统靠介质蒸发流动实现强制换热, 与空气进行冷却<sup>[10]</sup>或与液体进行冷却<sup>[11]</sup>能达到良好的散热效果, 航空航天和电子元器件<sup>[12-13]</sup>等领域对热管散热装置依赖较大。对于风冷型结构, Yang 等<sup>[14]</sup>利用 BTMS 设计了串联流型结构, 实验结果表明电池组间径向间距的大小对电池组冷却性能有较大影响。Liu 等<sup>[15]</sup>研究了 Z、U、J 型 3 种结构对电池散热效果的影响, 结果表明 J 型结构可以更好地控制电池包温度的均匀性。宋俊杰等<sup>[16]</sup>设计出一种反向分层的风冷结构, 电池在 3 C 放电倍率下入口空气流速为 2 m/s 时冷却效果显著提升。杨龙博等<sup>[17]</sup>设计出风冷电池组模型采用单向或交互送风的方式, 可以使电池温度下降 1.1 °C。

风冷型锂电池包结构简单、成本低廉, 在满足冷却要求的前提下, 不需要加装内部流道和其他冷却组件, 提高了电池包能量密度, 因此提升风冷型电池包的冷却性能对新能源汽车的发展具有重要意义。本文对 18650 锂电池产热模型进行仿真研究, 探究不同扰流结构对电池包冷却性能的影响。

收稿日期: 2024-04-20; 修订日期: 2024-05-19

基金项目: 国家重点研发计划项目(2021YFC3001803)

通信作者: 梁志远(1989—), 男, 陕西西安人, 西安交通大学副教授, 博士, 主要从事锂电池回收关键技术及应用研究,

E-mail: liangzy@xjtu.edu.cn。

1 模型及参数设定

1.1 电池的热特性

在充放电过程中,电池的锂离子是通过电解质运输在电池内部正负极间往返运动,而电子是通过外电路在正负极间传递,伴随着电池内部的氧化还原反应,完成锂电池内部化学能和电能的转换。化学反应的发生必定伴随着热量的产生。一般可以把锂电池放电过程中产生的热量分为3部分:电解质运输锂离子在正负极间往复运动而产生的反应热 $Q_r$ 、克服电池的阻力发电而产生的焦耳热 $Q_j$ 、电位不平衡引起的极化热 $Q_p$ 。电池的产热量总和 $Q_z$ 为

$$Q_z = Q_r + Q_j + Q_p; \tag{1}$$

$$Q_r = \frac{nmQI}{MF}; \tag{2}$$

$$Q_j = I^2 R_j; \tag{3}$$

$$Q_p = I_p^2 R_p. \tag{4}$$

式中: $Q_r$ 在电池充电时为负值,放电时为正值<sup>[18]</sup>;焦耳热 $Q_j$ 的产生是因为电流流过带有内阻的欧姆材料会产生热量,数值始终为正值;极化热 $Q_p$ 为当锂电池充放电时,电流流过电池内的极化电阻所产生的热量; $R_j$ 和 $R_p$ 分别为锂电池内阻和极化内阻, $\Omega$ ; $I_p$ 和 $I$ 分别为充放电电流和路端电流,A; $n$ 为锂电池数量; $m$ 为电极质量,g; $M$ 为摩尔质量,g/mol; $F$ 为法拉第常数; $Q$ 为电池内部化学反应热,W。

由于电池内部结构复杂,除了内部有电解质材料、正负电极和隔板物质,还有外面的包裹材料,本文的仿真对实际锂电池包进行如下合理简化:电池内部组成材料分布均匀,各种材料特性遵循各向同性原则且产热均匀;锂电池的内部电解质和外部包裹材料视为一个整体,因此产热速率相等;相比于锂电池内部的热传导和电池与空气的对流换热两种换热方式,电池的热辐射对温度影响较小可忽略不计。

1.2 电池的物性参数

18650 锂电池由不同材料组成,材料之间物性也参数不同,参考文献[19]得到各部分材料的物性参数,求得各部分的加权平均值来代替锂电池总体的物性参数,其中通过加权平均的方法求锂电池的密度和比热如式(5)、(6)所示,电池各部分组成材料热物性参数如表1所示。

$$\rho_c = \frac{\sum \rho_i V_i}{\sum V_i}; \tag{5}$$

$$\rho_c C_c = \frac{\sum \rho_i V_i C_i}{\sum V_i}. \tag{6}$$

电池产热速率一般是通过实验测量和理论计算两种方法得到,本文采用 Bernardi 等<sup>[20]</sup>所提出的生热速率模型进行理论计算,数学模型为

$$Q = \frac{1}{V} \left[ (E_o - E) - T \frac{\partial E_o}{\partial T} \right]. \tag{7}$$

式中: $V$ 为锂电池体积, $\text{cm}^3$ ; $T$ 为环境温度,K; $E_o$ 和 $E$ 分别为开路电压和工作电压,V; $\frac{\partial E_o}{\partial T}$ 为熵热系数, $\text{mV/K}$ 。

表 1 电池各部分材料的热物性参数

Table 1 Thermal physical parameters of each battery part

组成材料	密度/	比热容/	导热系数/
	( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	( $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ )	( $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ )
正极	2 291.62	1 172.8	1.85
负极	5 031.67	700.0	5.00
铝箔	2 700.00	870.0	200.00
隔膜	1 200.00	700.0	1.00
铜箔	9 000.00	381.0	380.00
壳体	7 800.00	478.0	16.80

表 2 空气的物性参数

Table 2 Physical parameters of air

密度/	比热容/	导热系数/	黏度/
( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	( $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$ )	( $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ )	( $\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$ )
1.225	1 006.43	0.024 2	$1.789 4 \times 10^{-5}$

1.3 控制方程和边界条件

流体的流动状态取决于雷诺数的大小,由雷诺数判断空气流速 $2 \text{ m/s}$ 的流动状态为湍流。入口空气温度为 $300 \text{ K}$ ,取流体的平均温度为空气定性温度,空气的物性参数如表2所示,本文采用的流场模型为 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型,在高速流动下准确性高,同时兼顾了扰流结构对湍流的影响,考虑了传热过程中的不同热特性。该模型的质量、动量和能量的守恒方程分别如式(8)、式(9)和式(10)所示。

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0; \tag{8}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_e \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + \rho g_i; \tag{9}$$

能量守恒方程的计算公式为

$$\frac{\partial(u_i(\rho E + p))}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \lambda + \frac{C_p \mu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i \tau_{ij} \right). \tag{10}$$

式中: $\rho$ 为流体密度, $\text{kg}/\text{m}^3$ ; $u$ 为流体流速, $\text{m/s}$ ; $p$ 为流体压力,Pa; $\mu_e$ 和 $\mu_T$ 分别为分子黏度和湍流黏度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ; $C_p$ 为流体比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ; $\lambda$ 为流

体导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $\tau_{ij}$  为应力张量  $\tau$  的元素;  $E$  为总能量, 计算公式为

$$E = C_p T - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}. \quad (11)$$

结合 RNG  $k$ - $\varepsilon$  模型和空气与电池表面的湍流换热模型, 研究了湍流动能  $k$  及其输运方程。湍流输运方程和湍流动能耗散率  $\varepsilon$  的传输方程分别为

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_T \Gamma - \rho \varepsilon; \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \mu_T \Gamma \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k}. \quad (13)$$

式中:  $C$  为湍流模型常数;  $\mu$  为流体黏度,  $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ ;  $\sigma_k$  和  $\sigma_\varepsilon$  为湍流动能和湍流耗散率的湍流普朗特数。

电池内部的传热方程为

$$\rho_b C_{p,b} \frac{\partial T}{\partial t} = k_b \nabla^2 T + q. \quad (14)$$

式中:  $\rho_b$  为电池的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $C_{p,b}$  为电池的比热容,  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $k_b$  为电池的导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $q$  为体热源,  $\text{W}$ 。

冷空气与电池交界面的热量交换形式以对流换热为主, 根据牛顿冷却定律, 其控制方程为

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = h(t_w - t_f). \quad (15)$$

式中:  $\lambda$  为电池的导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $h$  为空气与电池表面的对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $t_w$  和  $t_f$  分别为冷却流道壁面和冷却液的温度,  $\text{K}$ ;  $\frac{\partial T}{\partial n}$  为温度梯度,  $\text{K}/\text{m}$ 。

#### 1.4 模型有效性和网格无关性验证

18650 电池在 1 C、2 C、3 C、4 C 放电倍率下的放电周期分别为 3 600 s、1 800 s、1 200 s 和 900 s。通过有限元数值计算模拟了单体 18650 锂电池 4 种放电倍率下产热速率和温度分布情况。对所得到的模拟计算结果与 Jeon 等<sup>[21]</sup>所研究的 18650 锂电池在 300 K 条件下相同放电倍率下表面平均温度的实验结果进行对比, 结果如图 1 所示, 可以看出放电时间、产热速率和温度分布的模拟结果与实验数据有较好的吻合, 因此本文建立的 18650 锂电池产热模型具有很好的可靠性, 能满足后续数值计算要求。

本文设计的电动车车载强制风冷型电池系统由 24 个 18650 锂电池组成, 电池包的外部尺寸为长 130 mm、宽 90 mm、高 70 mm。每个电池单元以内联系方式排列, 相邻电池单元的间距均为 2 mm。电池

包使用风扇强制冷却, 由 11 个长 65 mm、宽 11 mm 的矩形进气口组成, 出口设置为圆形出口, 直径为 50 mm。电池包内部的连接件不参与产热, 对电池组的冷却性能影响不大, 因此忽略内部的连接件。电池包三维模型如图 2 所示, 冷却空气为不可压缩流体, 将入口设置为速度入口, 入口温度为 25 °C, 由冷却风扇强制吹入电池组内, 并且冷却风扇可根据负荷的不同进行风速的调节, 且恒温系统可保证入口空气温度保持在设定范围内。出口边界条件设置为压力出口, 出口背压为一标准大气压, 温度为 25 °C。初始冷却风扇的入口空气流速为 2 m/s, 采用 18650 电池 1 C 放电倍率产热模型。本文采用的模型为冷却空气与电池表面的 RNG  $k$ - $\varepsilon$  湍流传热模型, 在 Fluent 中设置为电池固体区域与空气的流体区域耦合状态。

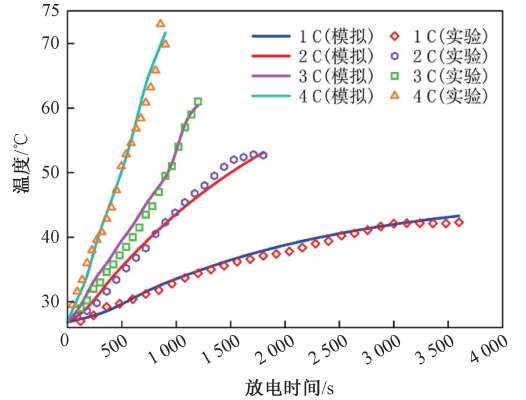
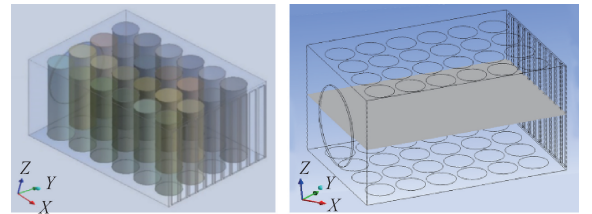
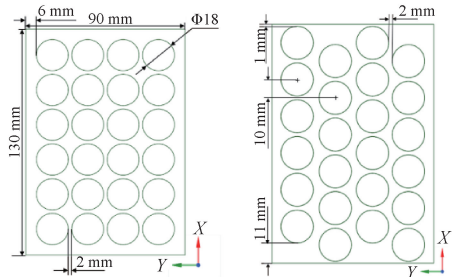


图 1 单体电池模型验证

Figure 1 Verification of the single battery model



(a) 三维模型和温度云图观测面



(b) 顺排和叉排截面图

图 2 电池包模型图

Figure 2 Battery pack model

Fluent 在对流体域进行仿真的过程采用的是迭代收敛计算方法。对流场物理量初始化, 初值为  $Q_0$ , 根据守恒方程对流场进行计算, 得出新的流场



物理量值  $Q_1$ , 比较  $Q_0$  与  $Q_1$  的值,  $|Q_1 - Q_0|$  为绝对误差。若绝对误差小于设定残差值, 则达到收敛; 否则, 未达到收敛, 取新的迭代值  $Q_2$  进行计算, 重复以上步骤, 设定残差值为  $1 \times 10^{-8}$  时达到收敛条件。网格划分软件采用 Fluent Meshing, 使用 BOI 命令对梯度大的位置进行局部网格加密。利用 Fluent 进行有限元仿真前要先对模型进行网格划分, 将计算域离散为结构化网格。进行网格无关性验证, 对电池包模型分别取 7 种不同大小的全局网格尺寸, 对应的网格数量分别为 20 万、30 万、40 万、100 万、140 万、200 万、270 万。在模拟计算过程中温度对网格尺寸的变化较为敏感, 用电池的最高温度  $T_{\max}$  和最低温度  $T_{\min}$  这 2 个数据的稳定性来评估网格独立性, 结果如图 3 所示。

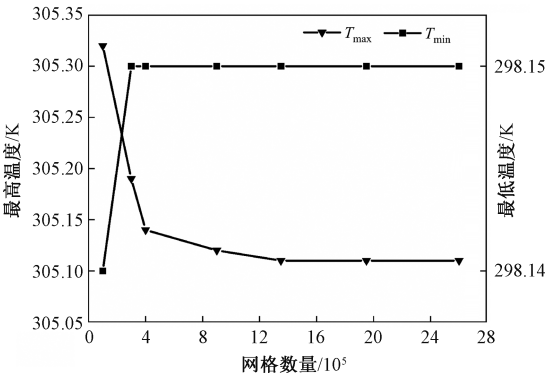


图 3 网格无关性验证监测结果

Figure 3 Grid independence verification results

在网格数量超过 150 万时  $T_{\max}$  和  $T_{\min}$  完全趋于平稳, 不再会随着网格数量的变化出现波动, 模拟结果趋于稳定。因此, 可以认为当网格数量大于 150 万时, 网格的全局尺寸对模拟结果的准确性无影响, 在该网格尺寸下计算结果有较高的稳定性和可重复性。本文选择全局网格尺寸为 0.002 m 的网格模型, 电池组模型划分 1 547 652 个网格单元, 共产生 6 597 557 个节点。

2 结果分析

2.1 温度场

为了方便观测电池包内部的温度情况, 本文选取模拟结果中的最大温差截面即电池 Z 方向上的中心横截面作为观测面, 如图 2(a) 所示。入口空气流速为 2 m/s 的温度分布云图如图 4(a) 所示, 冷却空气被吸入到电池包内时, 空气的速度较大, 距离进气口的空气流速较大。并且空气的比热容较低, 在冷空气流过电池表面时, 空气持续从电池表面吸收热量温度不断升高。下游的冷却空气温度要高于上游, 这样冷空气与下游锂电池的对流换热强度被大

大削弱, 无法使冷空气在电池组内流场时刻保持较高的对流换热强度。因此要更加关注靠近出风口的锂电池温度以及进风口和出风口的水平距离。根据图 2(a) 可知, 电池包内的最高温度为 32.11  $^{\circ}\text{C}$ , 最低温度为 25.15  $^{\circ}\text{C}$ , 处于锂电池正常的工作温度区间。锂电池包内的最大温差为 6.96  $^{\circ}\text{C}$ 。电池的最高温度集中在距离出风口近的电池上, 通过改变锂电池的排布方式即由顺排改为叉排观测温度的变化, 结果如图 4(b) 所示, 此时的最高温度为 31.44  $^{\circ}\text{C}$ , 最大温差为 6.29  $^{\circ}\text{C}$ , 相比于图 4(a) 的顺排结构靠近出风口的电池温度分布得更加均匀。这是由于叉排为电池包内部制造了空气紊流, 减小了边界层厚度, 从而提高了热量的传递速率, 提升了冷热流体接触换热效率, 使电池附近的温度梯度提高, 强化了空气与电池表面的强制对流换热。

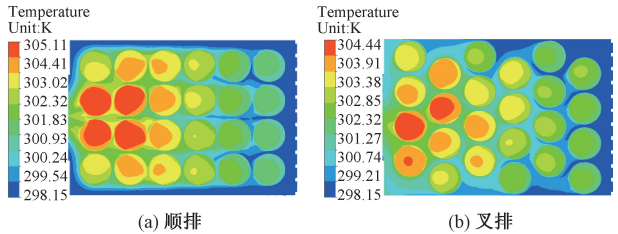


图 4 不同排列方式下温度分布云图

Figure 4 Temperature distribution maps under different arrangements

2.2 扰流结构下的温度分布

2.1 节得到的仿真结果为进出口设置在电池组距离较远的前后出口, 可以看出在进风口冷却效果很好, 而在出风口处由于空气温度升高, 与电池表面的强制对流能力减弱, 导致距离出口近的电池温度高, 温度分布不均匀。为进一步提高电池组内部的冷却性能, 对电池包结构进行了优化如图 5 所示。进口气口位置由前后布置的远端改为上下布置的近端, 用到了电池错位排列的方式, 可以更好地加强电池包内的扰流结构。

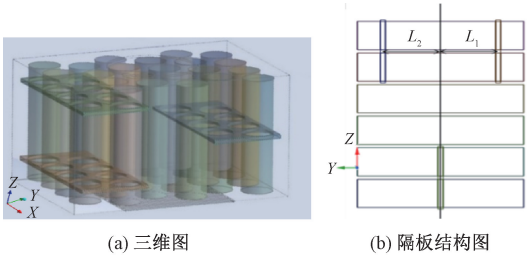


图 5 扰流结构图

Figure 5 Turbulence structure diagram

设计出一种带有扰流板的锂电池结构, 隔板材料设置为铝。在叉排锂电池包的内部加入 3 块铝隔板制造扰流结构, 3 块隔板的尺寸相同, 大小均为长

140 mm、宽 40 mm、厚 2 mm。其中 1 块隔板设置在一侧的 8 块电池中心线位置,另外 2 个隔板设置在另一端保持中心对称位置,与电池两端距离为 11 mm,两隔板间的距离为 43 mm,与中心隔板的间距分别为  $L_1$  和  $L_2$ ,如图 5(b) 所示,此时  $L_1 = L_2 = 21.5$ , $L_1:L_2 = 1:1$ 。

电池包内增加隔板后,当冷空气吹入电池包内,

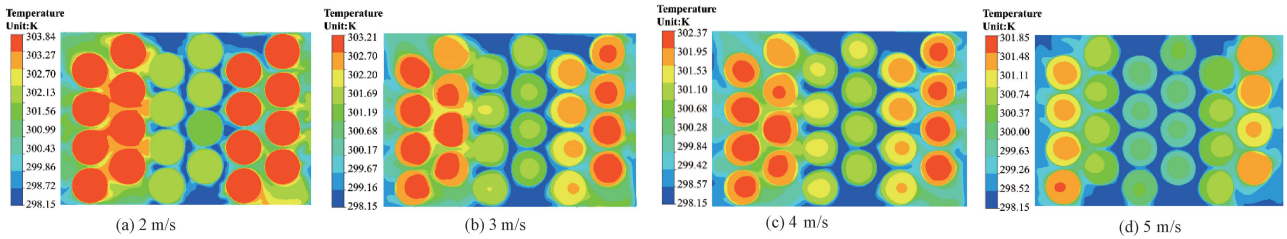


图 6 扰流结构在不同空气流速下温度分布云图

Figure 6 Temperature distribution maps under different inlet air velocities of turbulence structure

从图 6 可以看出,当入口空气流速 2 m/s 时,电池包内最高温度为 30.84 ℃,最大温差为 5.69 ℃,对比不带扰流结构且进出气口前后远距离布置的结构,其最高温度和最大温差都有所降低,说明扰流结构提高了温度均匀性。随着入口空气流速的增加,电池组内流场的强制对流换热性能增强,冷却效果与入口空气流速呈正相关。当入口流速在 4 m/s 时,电池包内的最大温差降低到 5 ℃ 以下,此时锂电池可以在最优的放电效率下运行。入口空气流速为 3、4、5、6、7、8 m/s 时,选取放电时间为 1 500 s,电池组温度变化速率随放电时间的变化关系如图 7 所示。

从图 7 可知,随着放电的进行,在 0~600 s 电池包内最高温度和最大温差逐渐上升,在 600 s 后电池包内温度稳定,说明此时电池产热速率等于空气与电池表面的对流换热速率。入口空气流速从 3 m/s 增加到 6 m/s 时,电池包的最高温度和最大温差有了明显下降。当空气流速低于 6 m/s 时,增大入口空气流速电池包冷却性能有明显的提升;当空气入口流速高于 6 m/s 时,最高温度和最大温差变化幅度减小,原因是过度风冷导致不均匀冷却,当入口空气流速过大时,可能导致在电池包内部形成局部过度冷却的区域。这会导致电池内部温度分布不均匀,一些部分过度冷却,而其他部分则无法得到足够的冷却,从而降低了整体的冷却效率。同时随着空气流速的增大,电池包内部的气流阻力也会增加。这会使得空气在电池包内部流动时受到更大的阻力,降低了空气与电池表面之间的有效接触面积,从而减弱了冷却效果。

### 2.3 隔板排列方式对冷却性能影响

制造电池包内流场的扰流结构可以很好地降低

由于隔板的作用,使电池包内的冷却空气形成扰流结构,空气会趋于向隔板的两侧移动,从而使空气与电池表面充分接触,延长了空气与电池表面的换热时间,从而达到电池温度分布更均匀的效果。通过改变风扇吹入的冷空气流速探究不同空气入口速度对冷却效果的影响,图 6 为入口空气流速分别为 2、3、4、5 m/s 条件下的温度分布云图。

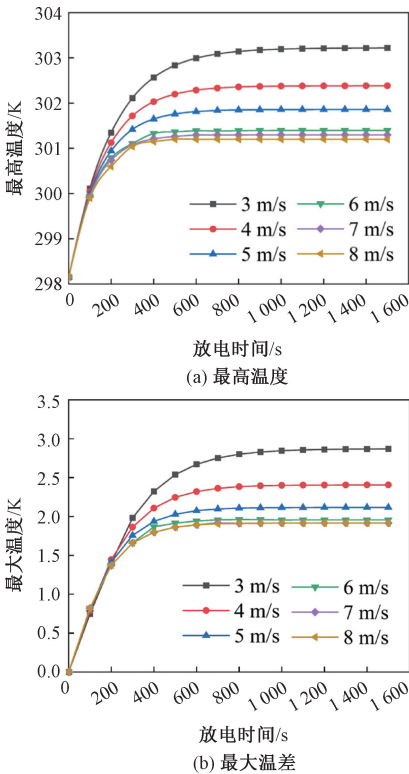


图 7 不同入口速度电池组温度随放电时间的变化关系

Figure 7 Relationship between battery pack temperature and discharge time at different inlet speeds

电池组的最大温差,提高电池包内温度的均匀性。而扰流结构的设置即隔板相对位置和排布方法对电池包的冷却性能有较大影响。入口空气流速为 4 m/s 时,改变  $L_1$  与  $L_2$  的比例关系,研究不同的隔板间隙与电池包冷却效果之间的关系。这里设定  $L_1:L_2$  分别为 1:1、2:1、3:1、4:1,对应的仿真结果如图 8 所示。

从图 8 可以看出,当  $L_1:L_2 = 1:1$  时电池组高温

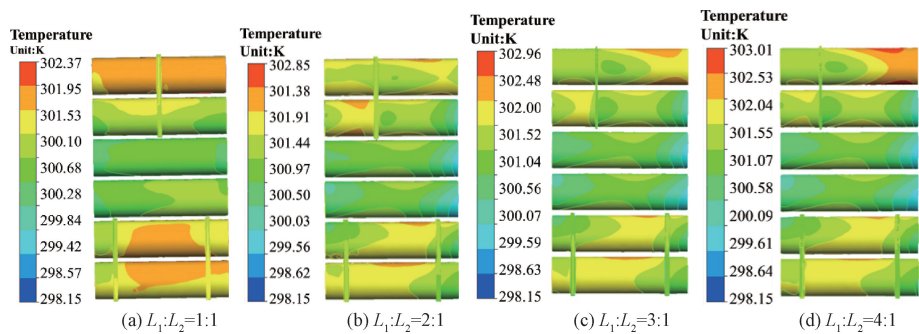


图 8 不同隔板间距下的温度分布云图

Figure 8 Temperature distribution maps with different partition spacing

区域的电池温度分布均匀,而当  $L_1:L_2=4:1$  时高温区的电池出现了点状的局部超温。由图 9 温度随放电时间的变化曲线可以看出最高温度和最大温差在  $L_1:L_2=1:1$  时达到最小值,在  $L_1:L_2=4:1$  时达到最大值,说明最高温度和最大温差与  $L_1$  和  $L_2$  比值呈正相关。

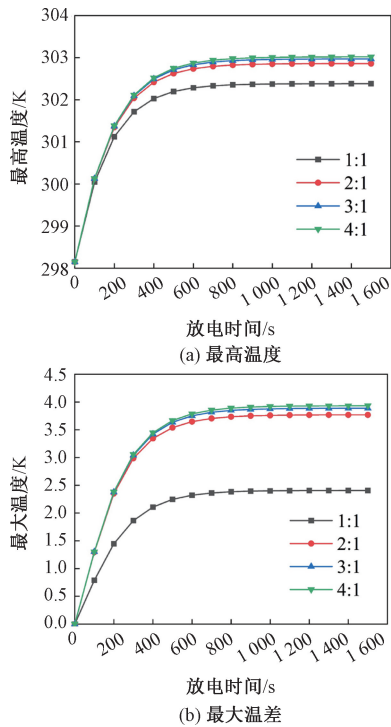


图 9 不同隔板间距电池组温度随放电时间的变化关系

Figure 9 Relationship between the temperature of the battery pack with different partition spacing and the discharge time

随着  $L_1:L_2$  逐渐趋向于 1:1,电池包内的扰流效果和电池组的冷却性能都有所提升。且在电池的全放电周期内,当  $L_1:L_2$  为 1:1 时每一个时间点的最高温度和最大温差都要小于其他排布方式,特别是最大温差的变化体现得最为明显,说明  $L_1:L_2$  为 1:1 时的对称结构能为锂电池包的内流场制造最优的扰流结构,具有最好的冷却效果。此外,偏离平衡位置越多,冷却效果越差,证明对称排列的扰流结构在提升

电池组冷却性能方面具有重要作用。

### 3 结论

本文以 18650 锂电池为研究对象,设计了一种具有扰流结构的风冷型锂电池包热管理系统,利用有限元数值模拟对模型进行仿真计算,通过改变电池包内电池的排布方式、空气进出口位置、空气入口边界条件和扰流板布置方式等条件对冷却性能进行优化,得到结论如下。

(1) 设置进风口和出风口前后远端布置,入口空气流速为 2 m/s 时,顺排结构最高温度为 32.11 ℃、最大温差为 6.96 ℃;叉排结构最高温度为 31.44 ℃、最大温差为 6.29 ℃。叉排结构的布置增加了空气在电池包内部的流动阻力,迫使空气产生了扰流结构,最大温差降低了 0.67 ℃。

(2) 增加隔板使电池包内部形成空气扰流,同时进出口采用上下近端布置,结果表明内部扰流结构可以优化电池包的冷却效率,与叉排结构相比,相同条件下最大温差下降了 0.60 ℃。当空气流速高于 4 m/s,电池包的最大温差低于 5 ℃,能够保证电池的最优放电效率。

(3) 在电池全放电周期内,电池的冷却性能与入口空气流速呈正相关,当流速达到 6 m/s 时继续增大空气流速冷却性能变化不明显。通过改变隔板布置可知,当  $L_1:L_2$  为 1:1 时达到了扰流结构最优的冷却效果, $L_1:L_2$  从 1:4 到 1:1 的过程中,冷却效果逐渐提升。

### 参考文献:

[1] 郭茶秀,魏金宇. 电池排布方式对 21700 锂电池相变热管理系统的影响[J]. 郑州大学学报(工学版), 2023, 44(2): 91-97.  
GUO C X, WEI J Y. Influence of different arrangement on phase change thermal management system of 21700 lithium battery [J]. Journal of Zhengzhou University



- (Engineering Science), 2023, 44(2): 91-97.
- [2] PADALKAR A B, CHAUDHARI M B, KORE K B, et al. Effects of circumferential fin on cooling performance improvement of forced air-cooled battery pack[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 238: 122013.
  - [3] SADEH M, TOUSI M, SARCHAMI A, et al. A novel hybrid liquid-cooled battery thermal management system for electric vehicles in highway fuel-economy condition[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 86: 111195.
  - [4] 尹少武, 康鹏, 韩嘉维, 等. 基于相变材料的锂离子电池热管理性能[J]. 化工进展, 2022, 41(10): 5518-5529.  
YIN S W, KANG P, HAN J W, et al. Thermal management performance of lithium-ion battery based on phase change materials[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2022, 41(10): 5518-5529.
  - [5] LING Z Y, CHEN J J, FANG X M, et al. Experimental and numerical investigation of the application of phase change materials in a simulative power batteries thermal management system[J]. Applied Energy, 2014, 121: 104-113.
  - [6] AN Z G, GAO W L, ZHANG J Y, et al. Enhancing heat dissipation of thermal management system utilizing modular dual bionic cold plates for prismatic lithium batteries[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 87: 111541.
  - [7] WANG Z W, ZHANG H Y, XIA X. Experimental investigation on the thermal behavior of cylindrical battery with composite paraffin and fin structure[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 109: 958-970.
  - [8] BABAPOOR A, AZIZI M, KARIMI G. Thermal management of a Li-ion battery using carbon fiber-PCM composites[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 82: 281-290.
  - [9] 张国庆, 饶中浩, 吴忠杰, 等. 采用相变材料冷却的动力电池组的散热性能[J]. 化工进展, 2009, 28(1): 23-26, 40.  
ZHANG G Q, RAO Z H, WU Z J, et al. Experimental investigation on the heat dissipation effect of power battery pack cooled with phase change materials[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2009, 28(1): 23-26, 40.
  - [10] GUO Z Y, TIAN C Q, GONG K Y, et al. Experimental study on the dynamic response of voltage and temperature of an open-cathode air-cooled proton exchange membrane fuel cell[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2024, 57: 601-615.
  - [11] 杨孝才, 贾秋红, 屈翔, 等. 操作参数对质子交换膜燃料电池冷却效果分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2022, 43(4): 53-59.  
YANG X C, JIA Q H, QU X, et al. Analysis of cooling effect of operating parameters on proton exchange membrane fuel cells[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2022, 43(4): 53-59.
  - [12] KRISHNA J, KISHORE P S, SOLOMON A B. Heat pipe with nano enhanced-PCM for electronic cooling application[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 81: 84-92.
  - [13] PISE G A, SALVE S S, PISE A T, et al. Investigation of solar heat pipe collector using nanofluid and surfactant[J]. Energy Procedia, 2016, 90: 481-491.
  - [14] YANG T R, YANG N X, ZHANG X W, et al. Investigation of the thermal performance of axial-flow air cooling for the lithium-ion battery pack[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2016, 108: 132-144.
  - [15] LIU Y Z, ZHANG J. Design a J-type air-based battery thermal management system through surrogate-based optimization[J]. Applied Energy, 2019, 252: 113426.
  - [16] 宋俊杰, 王义春, 王腾. 动力电池组分层风冷式热管理系统仿真[J]. 化工进展, 2017, 36(增刊1): 187-194.  
SONG J J, WANG Y C, WANG T. Simulation of layered air cooling thermal management system for lithium-ion battery pack[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2017, 36(S1): 187-194.
  - [17] 杨龙博. 交互式风冷动力电池热管理系统设计与研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2018.  
YANG L B. Design and research of reciprocating air-cooled power battery thermal management system[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018.
  - [18] 张志杰, 李茂德. 锂离子电池内阻变化对电池温升影响分析[J]. 电源技术, 2010, 34(2): 128-130.  
ZHANG Z J, LI M D. Effect of internal resistance on temperature rising of lithium-ion battery[J]. Chinese Journal of Power Sources, 2010, 34(2): 128-130.
  - [19] RAO Z H, HUO Y T, LIU X J, et al. Experimental investigation of battery thermal management system for electric vehicle based on paraffin/copper foam[J]. Journal of the Energy Institute, 2015, 88(3): 241-246.
  - [20] BERNARDI D, PAWLKOWSKI E, NEWMAN J. A general energy balance for battery systems[J]. Journal of the Electrochemical Society, 1985, 132(1): 5-12.
  - [21] JEON D H, BAEK S M. Thermal modeling of cylindrical lithium ion battery during discharge cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(8/9): 2973-2981.

## Performance Optimization of Air-Cooled Lithium Battery Pack Thermal Management System with Turbulence Structure

HE Chuang, ZHAO Qinxin, LIANG Zhiyuan

(MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** The design and simulation of a vehicle-mounted air-cooled lithium battery pack for new energy vehicles were presented. Finite element simulation was employed to analyze the thermal management system of the air-cooled lithium battery pack. The results indicated that under an inlet air velocity of 2 m/s, the maximum temperature differences for the parallel and serpentine structures were 6.96 °C and 6.29 °C, respectively, with a reduction in the maximum temperature difference for the serpentine structure. Introducing flow baffles to create turbulent structures reduced the maximum temperature difference to 5.69 °C compared to the serpentine structure, representing a decrease of 0.60 °C in the maximum temperature difference. When the inlet air velocity exceeded 4 m/s, the maximum temperature difference was below 5 °C, meeting the optimal discharge efficiency of lithium batteries. The battery pack exhibited optimal cooling performance when the flow baffles were arranged in a symmetric structure, with significantly lower maximum temperature and temperature differences compared to other layout arrangements. Furthermore, the inlet air velocity was positively correlated with the cooling performance of the battery pack. The optimal cooling effect was achieved when the inlet air velocity reached 6 m/s, after which the change in cooling performance diminished with further increases in inlet air velocity. In conclusion, the designed 18650 lithium battery pack demonstrated optimal flow disturbance cooling performance under symmetric layout spacing, and controlling the inlet air velocity above 4 m/s enabled the battery to operate at optimal discharge efficiency.

**Keywords:** lithium battery; turbulent structure; thermal management; inlet air speed; temperature difference