

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

VICTOR GOSTENSKI GIACOBBO

ANÁLISE DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO TÉRMICO PARA BATERIAS
DE VEÍCULOS ELÉTRICOS

BENTO GONÇALVES

2024

VICTOR GOSTENSKI GIACOBBO

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO TÉRMICO PARA BATERIAS
DE VEÍCULOS ELÉTRICOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Dr. Giovani Dambros Telli

BENTO GONÇALVES

2024

VICTOR GOSTENSKI GIACOBBO

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO TÉRMICO PARA BATERIAS
DE VEÍCULOS ELÉTRICOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Dr. Giovani Dambros Telli

Aprovado em [Clique ou toque aqui para inserir uma data.](#)

Banca Examinadora

Prof. Dr. Giovani Dambros Telli
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Alexandre Vieceli
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Rodrigo P. Zeilmann
Universidade de Caxias do Sul

RESUMO

A grande preocupação da indústria automotiva, devido ao crescente aumento da poluição ambiental, gerou a necessidade de criar carros com propulsão alternativa. O carro elétrico surgiu como uma solução para controlar a poluição, uma vez que não utiliza combustíveis fósseis provenientes de petróleo. Contudo, a utilização dessas novas baterias trouxe desafios contemporâneos para a engenharia, especialmente as baterias de íon-lítio, que apresentam limitações devido à sensibilidade à temperatura, exigindo um resfriamento adequado. Este trabalho apresentou um estudo focado nas baterias, utilizando um caso distinto da literatura, que demonstrou ganhos significativos. Também foram propostos novos modelos de ramificação para mitigar essa limitação térmica, com base em dados de simulações realizadas por software. Embora os testes realizados não tenham mostrado a eficiência esperada em comparação com o estudo de referência, os resultados obtidos proporcionaram uma compreensão mais profunda das limitações atuais das soluções de resfriamento para baterias de íon-lítio. O trabalho apresentou diferentes resultados de temperatura tanto para a bateria quanto para o fluido refrigerante, com o modelo base alcançando 34,51°C na bateria e 31,78°C no fluido. Nos modelos alternativos, o primeiro conceito obteve 42,91°C na bateria e 41,84°C no fluido, o segundo conceito atingiu 42,93°C na bateria e 41,80°C no fluido, enquanto o terceiro conceito registrou 41,47°C na bateria e 39,81°C no fluido. Esses resultados, quando comparados ao modelo base, evidenciam a importância de utilizar um número maior de canais de resfriamento para alcançar melhor eficiência e um desempenho térmico mais adequado.

Palavras-chave: Indústria automotiva, Carro elétrico, Baterias de íon-lítio, Resfriamento de baterias, Sensibilidade à temperatura, Sistema de gerenciamento térmico.

ABSTRACT

The growing concern of the automotive industry, due to the increasing environmental pollution, has created the need to develop cars with alternative propulsion. The electric car emerged as a solution to control pollution, as it does not use fossil fuels derived from petroleum. However, the use of these new batteries has presented contemporary challenges for engineering, especially lithium-ion batteries, which have limitations due to temperature sensitivity, requiring adequate cooling. This study focused on batteries, using a case distinct from the literature, which showed significant gains. New branching models were also proposed to further mitigate this temperature limitation, based on data from simulations performed using software. Although the tests did not show the expected efficiency when compared to the reference study, the results provided a deeper understanding of the current limitations of cooling solutions for lithium-ion batteries. The work presented different temperature results for both the battery and the coolant fluid, with the base model reaching 34.51°C in the battery and 31.78°C in the fluid. In the alternative models, the first concept reached 42.91°C in the battery and 41.84°C in the fluid, the second concept reached 42.93°C in the battery and 41.80°C in the fluid, while the third concept recorded 41.47°C in the battery and 39.81°C in the fluid. These results, when compared to the base model, highlight the importance of using a greater number of cooling channels to achieve better efficiency and a more adequate thermal performance.

Keywords: Automotive industry, Electric car, Lithium-ion batteries, Battery cooling, Temperature sensitivity, Thermal management system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Bateria de carro elétrico centralizada embaixo do assoalho do veículo elétrico.	12
Figura 2 - Sistema de resfriamento líquido com duas placas frias e 6 mini canais.	13
Figura 3 - Ilustração do volume diferencial empregado na formulação das equações de conservação.	16
Figura 4 - Fluxo líquido de massa através das faces do elemento diferencial.....	17
Figura 5 - O estado de tensão em três faces de um elemento fluido.	19
Figura 6 - Geometria da placa de resfriamento.	28
Figura 7 - Estrutura em formato de árvore dos canais internos da placa.....	29
Figura 8 - Estrutura “quadrada” com sentido de fluxo reto.....	30
Figura 9 – Estrutura com formato de “abobora”, com fluxo reto e angular.	30
Figura 10 - Estrutura em formato de “pista” com fluxo contornado a placa.....	31
Figura 11 - Dimensão das ramificações dos canais da placa.....	32
Figura 12 – Ilustração da discretização do modelo (geração da malha).....	36
Figura 13 - Resultado do mapa de temperatura da bateria no modelo base Liu <i>et al.</i> (2019) ..	37
Figura 14 – Resultado do mapa de temperatura do fluido no modelo base Liu <i>et al.</i> (2019) ..	38
Figura 15 - Resultado do mapa de temperatura da bateria para o primeiro conceito teste.....	39
Figura 16 - Resultado do mapa de temperatura do fluido para o primeiro conceito teste.....	40
Figura 17 - Resultado do mapa de temperatura da bateria para o segundo conceito teste.	41
Figura 18 - Resultado do mapa de temperatura do fluido para o segundo conceito teste.	42
Figura 19 - Resultado do mapa de temperatura da bateria para o terceiro conceito teste.	43
Figura 20 - Resultado do mapa de temperatura do fluido para o terceiro conceito teste.	44
Figura 21 - Fluxos refrigerantes modelo base Liu et al. (2019) e dos demais modelos propostos.	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Números de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e a outra a uma temperatura constante.....	25
Tabela 2 - Tempos típicos em várias taxas C.	27
Tabela 3 - Propriedades de cada um dos materiais que compõe o sistema de resfriamento líquido utilizadas por Liu <i>et al.</i> (2019).	32
Tabela 4 - Dados da bateria utilizada.	33
Tabela 5 - Vazões de água consideradas para o caso de Liu <i>et al.</i> (2019).	34
Tabela 6 – Especificações da geração de malha.....	36
Tabela 7 - Parâmetros de volume em mm ³ para cada ramificação.....	45
Tabela 8 - Tabela com a comparação de resultados obtidos.	46

LISTA DE SÍMBOLOS

δ_x	Dimensão na direção x de um volume diferencial de fluido (m)
δ_y	Dimensão na direção y de um volume diferencial de fluido (m)
δ_z	Dimensão na direção z de um volume diferencial de fluido (m)
ρ	Densidade (kg/m ³)
t	Tempo (s)
u	Vetor velocidade (m/s)
u	Velocidade de escoamento na direção x (m/s)
v	Velocidade do escoamento na direção y (m/s)
w	Velocidade do escoamento na direção z (m/s)
τ	Tensor de tensão (Pa)
SM_x	Tensor de tensão na direção x (Pa)
SM_y	Tensor de tensão na direção y (Pa)
SM_z	Tensor de tensão na direção z (Pa)
i	Energia interna (J)
T	Temperatura (K)
k	Coeficiente de condutividade térmica (W/m.k)
S_i	Termo fonte (W/m ³)
p	Pressão (Pa)
δ	Espessura da camada limite de velocidade (m)
$\delta(x)$	Perfil da camada limite térmica (m)
δ_T	Espessura da camada limite térmica (m)
u_∞	Velocidade do fluido em corrente livre (m/s)
T_∞	Temperatura do fluido em corrente livre (K)
h	Entalpia (J/kg)
V	Volume (m ³)
C_p	Calor específico (J/kg.K)
C	Capacidade calorífica (J/K)
Q	Quantidade de calor fornecida a um corpo (J)
Q_{cond}	Quantidade de calor fornecida a um corpo por condução (J)
μ	Viscosidade absoluta (Pa.s)
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)

α	Difusividade térmica (m ² /s)
Re	Número de Reynolds
L	Comprimento característico (m)
U	Velocidade característica (m/s)
k_f	Condutividade térmica do fluido (W/m.K)
k_s	Condutividade térmica do sólido (W/m.K)
ψ	Variável que determina um campo qualquer
k	Condutividade térmica do material (W/m.K)
A	Área da secção transversal (m ²)
dT	Variação de temperatura (K)
dx	Espessura da parede (m)
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção (W/m ² .K)
A_s	Área da superfície de transferência de calor (m ²)
T_s	Temperatura da superfície (K)
Nu_i	Número de Nusselt interno
Nu_e	Número de Nusselt externo
h_i	Coefficiente de transferência de calor interno (W/m ² .K)
h_e	Coefficiente de transferência de calor externo (W/m ² .K)
k_i	Condutividade térmica do fluido interno (W/m.K)
k_e	Condutividade térmica do fluido externo (W/m.K)
D_h	Diâmetro hidráulico do tubo (m)
p_r	Número de Prandtl
ν	Viscosidade dinâmica (Pa.s)

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	11
1.1	JUSTIFICATIVA	13
1.2	OBJETIVOS	14
1.2.1	Objetivo geral	14
1.2.2	Objetivos específicos	14
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	15
2.1	MECÂNICA DOS FLUIDOS	15
2.1.1	Equações de Conservação	16
2.2	CONCEITO DAS CAMADAS LIMITE DE VELOCIDADE E TÉRMICA	21
2.3	ESCOAMENTO DE FLUIDOS	21
2.3.1	Equações de Navier-Stokes	22
2.4	TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	23
2.4.1	Transferência de calor por condução.....	23
2.4.2	Transferência de calor por condução.....	23
2.4.3	Relação de convecção em escoamento laminares e turbulentos	24
2.5	TAXA DE DESCARGA DE UMA BATERIA	26
3	METODOLOGIA DE TRABALHO.....	28
3.1	ESTUDO DE LIU ET AL. (2019) APRIMORADO A NOVOS MODELOS.....	28
3.2	DADOS DE LIU ET AL. (2019) REFERENTE ÀS RAMIFICAÇÕES EM “ÁRVORE”	31
3.2.1	Parâmetros utilizados	32
3.2.2	Condições de contorno.....	34
3.3	COMPARAÇÃO DE ESTUDO E PARÂMETROS.....	34
4	RESULTADO DOS MODELOS.....	35
4.1	REFINO DE MALHA	35
4.2	RESULTADO DA SIMULAÇÃO PARA O MODELO BASE DE LIU ET AL. (2019)	36
4.3	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA O PRIMEIRO CONCEITO TESTE	38
4.4	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA O SEGUNDO CONCEITO TESTE	40
4.5	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA O TERCEIRO CONCEITO TESTE....	42

4.6	VOLUME DO FLUIDO REFRIGERANTE EM CADA CONCEITO	44
4.7	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS	45
5	CONCLUSÃO	47
	REFERÊNCIAS	49

1 INTRODUÇÃO

A poluição ambiental está cada vez mais grave e presente devido à grande geração de poluentes no meio ambiente, trazendo uma maior preocupação para todos os setores, inclusive à indústria automotiva. O efeito estufa tem consequências globais, afinal, automóveis são os principais emissores de gases poluentes. Conforme a 24ª Conferência das nações Unidas sobre mudança climáticas (COP24) o setor de transporte contribui com um quarto das emissões globais de gases de efeito estufa e é a área em que as emissões de carbono mais crescem desde 2000 (AGÊNCIA BRASIL, 2018).

O vasto crescimento da população demanda cada vez mais do setor de transporte, seja para o escoamento de produtos ou o transporte de passageiros. Dessa forma, há uma grande tendência do aumento das emissões de gases de efeito estufa ao longo dos anos. Com isso, o assunto de descarbonização do setor de transporte vem à tona nos mais diversos encontros e eventos ambientais no mundo todo, sendo imprescindível que o mundo desacelere a geração de CO_2 e outros gases. Devido a esse contexto, a indústria automotiva já vem modificando seus carros e criando uma nova forma de “combustível”, através de carros elétricos ou híbridos, opções que possuem baterias.

A indústria automotiva vem trabalhando com a utilização das baterias e cada vez mais melhorando-as para que atinjam seu melhor desempenho. Os carros elétricos, atualmente, utilizam baterias do tipo íon-lítio, pelo fato de possuírem uma vida útil maior e capacidade de armazenamento superior às demais, porém, também detém limitações em sua utilização, como o calor. Para que uma bateria de íon-lítio funcione perfeitamente, ela necessita operar em uma faixa de 20 °C e 40 °C, de modo que a temperatura da bateria não seja baixa o suficiente para retardar a taxa de reação química, diminuindo a potência de saída, e tampouco alta demais, acelerando o processo de corrosão e reduzindo a sua vida útil (RAO, 2011).

Em grande parte dos veículos, a bateria fica centralizada embaixo do assoalho do automóvel, isso se faz necessário para que ocorra uma distribuição de peso adequada a fim de não ocorrer desequilíbrio aerodinâmico, conforme Figura 1.

Figura 1 - Bateria de carro elétrico centralizada embaixo do assoalho do veículo elétrico.



Fonte: Ekko Green (2022).

As baterias necessitam operar em uma temperatura específica, e é fundamental que tenham uma distribuição de temperatura uniforme para que não ocorra superaquecimento de componentes e o calor fique homogêneo. Caso ocorra uma dissipação diferente pode haver reações eletroquímicas, as quais afetam diretamente em seu funcionamento e rendimento, portanto, é imprescindível a utilização de um sistema de resfriamento adequado (JARRETT; KIM, 2011).

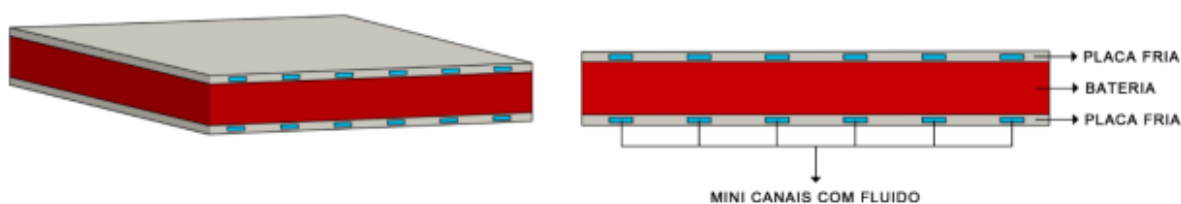
Atualmente, existem três sistemas principais para resfriamento térmico de baterias de veículos elétricos: ar, líquido e material com mudança de fase. O resfriamento a ar é utilizado para baterias com menor densidade energética, por ter uma capacidade de resfriamento limitada não gera uma distribuição uniforme (FERRASO et al., 2020).

Sistemas com mudança de fase, possuem uma capacidade de resfriamento mais alta, pois conseguem absorver grande quantidade de calor. Esse processo de absorção é realizado durante o processo de fusão ou solidificação, mas é um processo complexo e que demanda muito espaço para que ocorra. Por outro lado, sistemas que utilizam refrigeração por líquidos conseguem ter um resfriamento melhor, pois possuem uma condutividade térmica melhor. Sistema com mudança de fase tem uma grande capacidade de resfriamento, absorvendo uma

grande quantidade de calor durante a mudança de fase líquido-gasoso ou sólido-líquido (FERRASO et al., 2020).

Os veículos atuais em grande parte utilizam um sistema de resfriamento líquido, devido ao mesmo ter grande capacidade de resfriamento e consegue-se tornar o sistema compacto. Geralmente, o sistema de resfriamento líquido apresenta uma placa fria e mini canais, os quais são responsáveis por fazerem a condução do líquido refrigerante e, conseqüentemente, a refrigeração do sistema, conforme Figura 2. O calor é conduzido das células da bateria para a placa fria e retirado pelo fluido refrigerante, impulsionado por uma bomba. As características operacionais do sistema são determinadas principalmente pela geometria dos minis canais, tipo de fluido, sentido do fluxo e capacidade da bomba (JARRETT; KIM, 2011).

Figura 2 - Sistema de resfriamento líquido com duas placas frias e 6 mini canais.



Fonte: Manica (2023).

Por fim, esse trabalho apresenta uma comparação do sistema de resfriamento de Liu *et al.* (2019) e novas arquiteturas criadas com base em seus conceitos. Foram apresentadas simulações por meio de software, do desempenho térmico do novo sistema de resfriamento em comparação ao já existente.

1.1 JUSTIFICATIVA

O presente trabalho tem como objetivo a análise de um novo sistema de resfriamento para baterias de íon-lítio, essencial para o controle térmico de veículos elétricos. Este tema é de grande relevância no cenário atual, com a crescente demanda por soluções sustentáveis e a eletrificação do setor de transporte, que visa reduzir a emissão de gases de efeito estufa, especialmente o dióxido de carbono CO_2 . A transição para veículos elétricos é uma estratégia fundamental para mitigar os impactos ambientais causados pelos carros a combustão, que são uma das principais fontes de poluição.

Um sistema de resfriamento eficiente é crucial para garantir o desempenho e a segurança das baterias, prevenindo quedas de eficiência e riscos operacionais. Ao aprimorar o controle térmico das baterias, este estudo contribui para a viabilidade e a segurança dos veículos elétricos, incentivando sua adoção em larga escala. Dessa forma, o trabalho se alinha aos objetivos globais de redução de emissões e promoção de uma mobilidade mais sustentável.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Simular e analisar de diferentes arquiteturas de fluxo utilizando líquido para o controle térmico de baterias para veículos elétricos.

1.2.2 Objetivos específicos

- simular, com auxílio de ferramenta computacional, o desempenho de sistemas de resfriamento;
- apresentar três novas geometrias para fluxo de fluido refrigerante, com intuito de melhorar a eficiência térmica;
- analisar a influência das três arquiteturas de fluxo e seu escoamento no sistema de resfriamento nas baterias;
- comparar os resultados de calor gerado pela bateria e do fluido refrigerante.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo será abordado todo o referencial teórico necessário para o desenvolvimento do trabalho.

2.1 MECÂNICA DOS FLUIDOS

Existem várias abordagens para resolver problemas de engenharia, sendo elas experimentais, numéricas ou analíticas. Os métodos experimentais envolvem procedimentos físicos conduzidos em laboratório, utilizando equipamentos e especialistas para reproduzir e medir os parâmetros relevantes. Por outro lado, os métodos analíticos e numéricos são aplicados de forma teórica, utilizando modelos matemáticos. Os métodos analíticos buscam soluções precisas através de integrações ou expansões em série, enquanto os métodos numéricos operam aproximando a solução de um sistema de equações diferenciais, frequentemente resultando em um sistema de equações lineares (BOYCE; DIPRIMA, 2012).

Resultados obtidos por métodos analíticos são precisos e contínuos, porém estão limitados a problemas simples com suposições simplificadas, geometrias elementares e condições de contorno básicas. Por outro lado, a análise numérica oferece maior flexibilidade, permitindo a resolução de problemas com geometrias e condições de contorno mais complexas. Contudo, é essencial que os resultados numéricos sejam confiáveis e que o modelo matemático possa ser resolvido dentro de tempo de computação razoáveis (MALISKA, 1995).

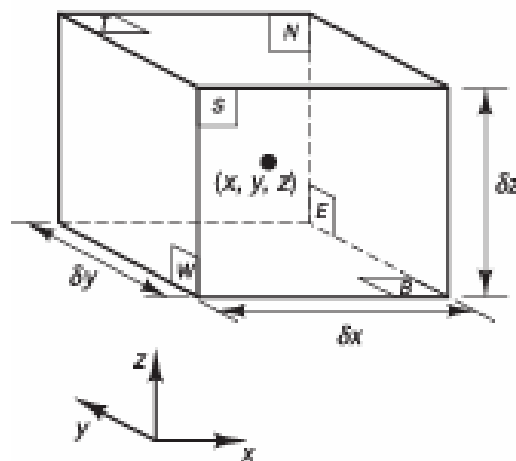
Com os avanços na capacidade de processamento e armazenamento dos computadores, as análises de problemas de engenharia têm se tornado predominantemente numéricas. No entanto, os resultados obtidos por meio de computação podem estar sujeitos a varias fontes de erro, como a resolução inadequada de equações diferenciais, malhas computacionais imprecisas e modelos matemáticos que não representam com precisão o problema. É crucial, portanto, realizar verificações analíticas e experimentais para garantir a convergência do algoritmo e a fidelidade das condições aplicadas ao fenômeno estudado. Um enfoque moderno de engenharia combina simulações numéricas com experimentais selecionados em laboratório para validar o modelo e realizar uma avaliação final. A integração dessas técnicas resultara em projetos mais eficientes e econômicos (MALISKA, 1995).

2.1.1 Equações de Conservação

Os softwares de simulação em mecânica dos fluidos empregam o método dos volumes finitos. Estes métodos baseiam-se na obtenção das equações através dos princípios de conservação da propriedade em consideração (com massa, quantidade de movimento e entalpia) aplicados a volumes de controle discretizados (MALISKA, 1995). Propriedades do fluido, como velocidade, pressão, densidade e temperatura, juntamente com suas derivadas espaciais e temporais, são tratadas em uma escala macroscópica, permitindo a desconsideração dos efeitos moleculares. Assim, tais características do fluido são interpretadas como médias de uma quantidade significativa de moléculas que compõem o sistema (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

As equações diferenciais parciais apresentadas a seguir representam os princípios de conservação de massa, quantidade de movimento linear e energia, que regem a dinâmica do fluxo e a transferência de calor do fluido. Durante o processo de simulação, essas equações são resolvidas numericamente por meio do método dos volumes finitos. As soluções resultantes dessas equações, quando acopladas, fornecem informações sobre pressão, temperatura e velocidade em todo o domínio de interesse. As leis de conservação são expressas em sua forma diferencial tridimensional, considerando um escoamento compressível e transitório de um fluido Newtoniano, em um volume de controle infinitesimal definido pelas dimensões δx , δy e δz , conforme Figura 3.

Figura 3 - Ilustração do volume diferencial empregado na formulação das equações de conservação.



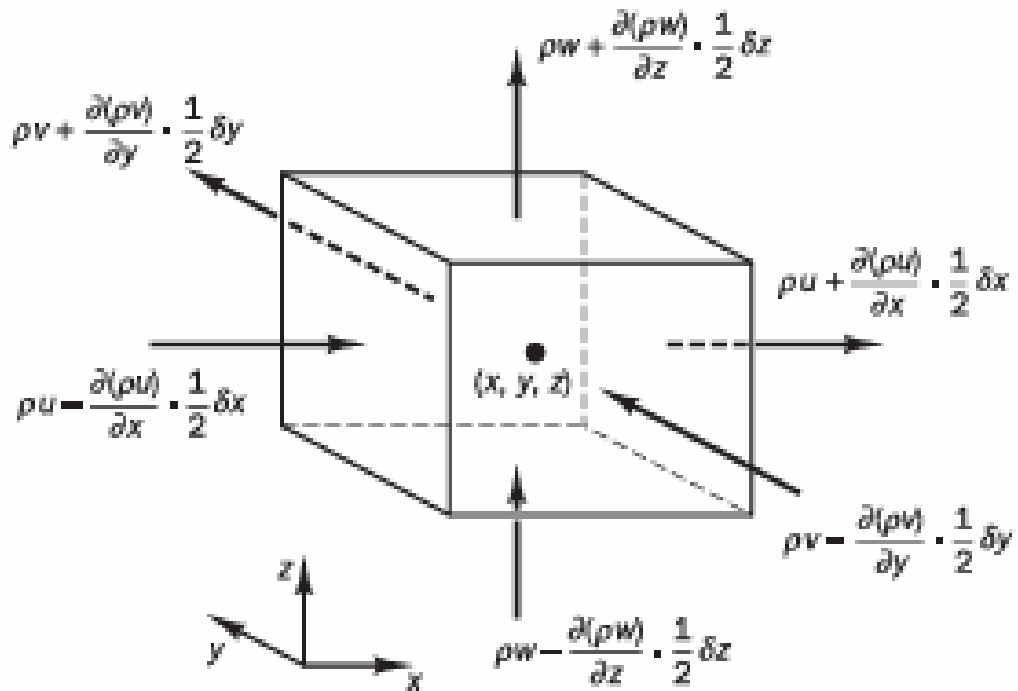
Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007, p.10).

A equação da conservação de massa, conhecida como equação da continuidade, postula que a taxa de alteração de massa dentro do volume de controle deve ser equivalente à taxa líquida de fluxo de massa que entra ou sai do volume (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). A variação da massa ao longo do tempo pode ser determinada através da derivada temporal do produto da densidade ρ pelo volume do elemento, conforme expresso na Equação 1:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \quad (1)$$

O fluxo de massa que penetra em uma face do volume de controle é determinado pela multiplicação da densidade pelo produto da área da face e pela componente da velocidade normal a essa face, indicada por $v, w, e u$ para as coordenadas x, y e z , respectivamente. Os fluxos de massa em cada uma das faces são representados na Figura 4.

Figura 4 - Fluxo líquido de massa através das faces do elemento diferencial.



Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007, p. 11).

Ao realizar o balanço de massa que entra através de cada uma das faces do elemento e igualá-lo à Equação 1, obtém-se a equação da continuidade expressa de forma conservativa pela Equação 2.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (2)$$

O termo ao lado esquerdo da equação representa a taxa de variação temporal da densidade. O segundo termo descreve o fluxo líquido de massa através das faces do elemento e é denominado termo convectivo.

A equação da conservação da quantidade de movimento linear é estabelecida pela segunda lei de Newton, que afirma que a taxa de variação da quantidade de movimento linear de uma partícula de fluido é igual à soma das forças atuantes sobre ela. As Equações 3, 4 e 5 expressam as taxas de variação da quantidade de movimento linear em relação às direções x, y e z, respectivamente, onde $\frac{Du}{Dt}$, $\frac{Dv}{Dt}$ e $\frac{Dw}{Dt}$ representam as derivadas materiais do campo de velocidade.

$$\rho \frac{Du}{Dt} \equiv \text{Taxa de variação da quantidade de movimento linear na direção } x \quad (3)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} \equiv \text{Taxa de variação da quantidade de movimento linear na direção } y \quad (4)$$

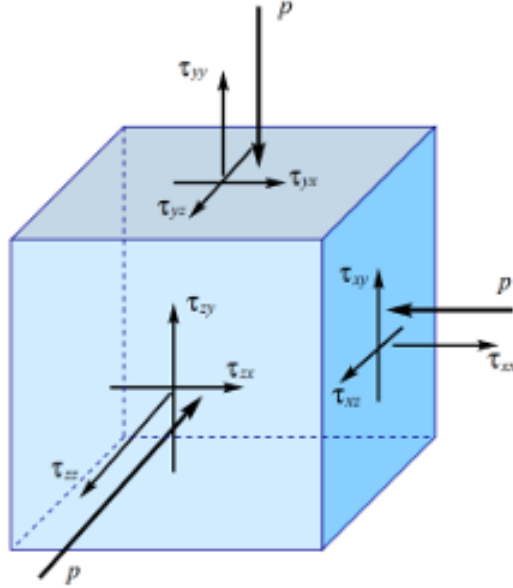
$$\rho \frac{Dw}{Dt} \equiv \text{Taxa de variação da quantidade de movimento linear na direção } z \quad (5)$$

A soma das forças exercidas sobre uma partícula de fluido é obtida através de um balanço entre a pressão, representado por p , que atua como uma tensão normal, e as componentes das tensões de cisalhamento, resultantes da viscosidade do fluido (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). A Figura 5 ilustra o estado de tensão em três faces de cisalhamento. As componentes das tensões de cisalhamento, ou tensões viscosas, são representadas pela notação τ_{ij} , indicando que a tensão age na direção j em uma superfície normal à direção i .

Ao realizar a soma das forças por unidade de volume que atuam em cada uma das direções do elemento fluido e igualá-las às Equações 3, 4 e 5, obtém-se as Equações 6, 7 e 8,

que representam as equações de conservação da quantidade de movimento linear para as componentes x , y e z , respectivamente.

Figura 5 - O estado de tensão em três faces de um elemento fluido.



Fonte: McDonough (2009, p. 74).

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (6)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (7)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + S_{Mz} \quad (8)$$

Os termos à esquerda nas equações representam a taxa de variação da quantidade de movimento linear por unidade de volume da partícula de fluido. As forças totais agindo em cada direção são descritas pelos termos à direita, onde os efeitos das forças de corpo, como forças eletromagnéticas ou da gravidade, são contabilizados pelos termos fontes S_{Mx} , S_{My} e S_{Mz} .

A determinação da temperatura do fluido dentro do domínio computacional é realizada pelo acoplamento da equação da energia, representada pela Equação 9, a qual é expressa em

termos da energia i do fluido. Esta equação é derivada da primeira lei da termodinâmica, que estabelece que a taxa de variação de energia de uma partícula de fluido é igual à taxa de adição de calor à partícula de fluido mais a taxa de trabalho realizado sobre ela (VERSTEEG; MALALSEKERA, 2007).

$$\rho \frac{Di}{Dt} = \text{div}(k \text{ grad} T) + \left[-p \text{div} \mathbf{u} + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} \right] + S_i \quad (9)$$

O termo à esquerda representa a taxa de variação de energia interna. O termo $\text{div}(k \text{ grad} T)$ deriva da lei de Fourier e denota a taxa de adição de calor à partícula de fluido por difusão, onde T é a temperatura e k o coeficiente de condutividade térmica do fluido. Os termos em chaves representam a taxa total de trabalho realizado sobre a partícula de fluido por tensões de superfície. Por fim, S_i é um termo fonte que contabiliza os efeitos de adição de calor por outros meios, como reações químicas ou resistência elétrica.

Portanto, a caracterização de um fluido é definida por um sistema de cinco equações diferenciais parciais: conservação de massa (Equação 2), conservação da quantidade de movimento linear (Equação 6, 7 e 8) e conservação da energia (Equação 9). Entre as incógnitas estão quatro variáveis termodinâmicas (ρ, p, i e T), que serão relacionadas por meio da suposição de equilíbrio termodinâmico e posteriormente solucionadas através dos modelos matemáticos adotados no software de simulação (VERSTEEG; MALALSEKERA, 2007).

A equação do transporte, demonstrada na Equação 10, simplifica as expressões da conservação de massa, quantidade de movimento linear e conservação de energia, onde ψ representa uma variável genérica, T o termo difusivo correspondente e S_ψ o termo fonte (VERSTEEG; MALALSEKERA, 2007).

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} + \text{div}(\rho \psi \mathbf{u}) = \text{div}(T \text{ grad} \psi) + S_\psi \quad (10)$$

2.2 CONCEITO DAS CAMADAS LIMITE DE VELOCIDADE E TÉRMICA

Devido às tensões de cisalhamento em planos paralelos à direção do fluxo, as partículas de um fluido reduzem sua velocidade do fluido a zero ao entrar em contato com uma superfície. Essas partículas desaceleram as partículas adjacentes até que, a uma certa distância da superfície, esse efeito se torna insignificante e a velocidade do fluido atinge a velocidade de corrente livre u_{∞} (INCROPERA, 2008). A camada limite de velocidade é a região do fluido onde as partículas sofrem essa desaceleração devido à proximidade da superfície.

Quando um fluido entra em contato com uma superfície de temperatura diferente, suas partículas atingem a temperatura da superfície T_s . As partículas adjacentes trocam energia com aquelas em contato direto com a superfície, criando um gradiente de temperatura. Esse gradiente se desenvolve até que, a uma certa distância, chamada espessura da camada limite térmica δ_T , as partículas atinjam 99% da temperatura do fluido em corrente livre T_{∞} .

2.3 ESCOAMENTO DE FLUIDOS

O escoamento de um fluido sobre um corpo sólido pode ocorrer de diversas maneiras, cada uma com suas particularidades. Um fluido é definido como uma substância sem forma própria, que se adapta ao formato do recipiente em que está contido (BRUNETTI, 2008). Na natureza, existem muitas substâncias fluídicas com diferentes propriedades, resultando em comportamentos variados conforme as condições de fluxo. Fox, McDonald e Pritchard (2014) classificam os escoamentos segundo quatro critérios principais: viscoso ou não viscoso, compressível ou incompressível, externo ou interno e, por fim, laminar ou turbulento.

É importante notar que não existe fluido sem viscosidade (ÇENGEL; CIMBALA, 2007). Às vezes é possível simplificar a análise desprezando os efeitos viscosos, especialmente quando as forças inerciais e de pressão predominam.

O número de Reynolds é uma informação fundamental para avaliação de qualquer escoamento, e ela é dada pela Equação 11:

$$Re = \frac{V_{\infty} L}{\nu} \quad (11)$$

Onde V_∞ é a velocidade do fluxo livre, L é o comprimento característico do veículo e ν é a viscosidade cinemática do fluido. Escoamentos viscosos podem ocorrer de duas formas: fluxo laminar < 2000 e ou fluxo turbulento > 4000 , com uma fase intermediária de transição entre os dois. A diferença entre esses tipos de fluxo está na organização das partículas em movimento.

2.3.1 Equações de Navier-Stokes

Considerado o alicerce da mecânica dos fluidos, o conjunto expandindo das equações de Navier-Stoker consiste em três equações que envolvem quatro variáveis, três incógnitas de velocidade e uma de pressão. Para resolver esse sistema, a equação da continuidade (12) é utilizada em conjunto com as equações de Navier-Stokes, permitindo a obtenção de uma descrição matemática do escoamento incompressível de um fluido Newtoniano (MUSON; YOUNG; OKIISHI, 2004).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (12)$$

As equações de Navier-Stokes expandidas em coordenadas cartesianas para um escoamento incompressível e laminar são descritas pelas equações 13, 14 e 15 abaixo:

$$\rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + \mu_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + \mu_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + \mu_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) \quad (13)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} + \mu_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + \mu_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + \mu_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) \quad (14)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + \mu_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + \mu_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + \mu_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \quad (15)$$

De acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2014), não existe uma solução analítica geral para essas equações devido ao fato de serem equações diferenciais parciais de segunda ordem, não lineares e acopladas. Elas só podem ser resolvidas analiticamente em casos simples. Para analisar situações mais complexas, são utilizados métodos numéricos.

2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo Çengel e Ghajar (2009), a transferência de calor ocorre por três mecanismos principais: condução, convecção e radiação. A condução é o processo pelo qual a energia é transferida através do contato direto entre partículas de alta energia de uma substância e partículas de menor energia adjacentes. A convecção envolve a transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido em movimento. A radiação, por sua vez, é a transferência de energia na forma de ondas eletromagnéticas emitidas pela matéria.

2.4.1 Transferência de calor por condução

Segundo Kreith *et al.* (2015), o calor flui internamente através de um sólido pelo processo de condução. Nesse processo, a transferência de calor ocorre devido a colisões elásticas e não elásticas entre átomos, fazendo com que a energia seja propagada das regiões de maior temperatura para as regiões de menor temperatura. A taxa de propagação de calor é descrita pela Lei de Fourier, que determina a condutividade térmica da matéria. Essa relação é expressa pela Equação 16.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (16)$$

onde $\dot{Q}_{cond}$ é o fluxo de calor, k é a condutividade térmica do material, A é a área da secção transversal, dT é a variação de temperatura, e dx é a espessura da parede.

2.4.2 Transferência de calor por convecção

Çengel e Ghajar (2009) descrevem a convecção como um processo que depende fortemente das propriedades do fluido, tais como viscosidade dinâmica μ , condutividade térmica k , densidade ρ e calor específico C_p , além da velocidade do fluido u . Outros fatores importantes que influenciam a convecção incluem a geometria e a rugosidade da superfície sólida, bem como o tipo de escoamento do fluido, que pode ser laminar ou turbulento. A lei de Newton do Resfriamento, expressa na Equação 17, afirma que a taxa de transferência de calor por convecção é proporcional à diferença de temperatura entre a superfície e o fluido.

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (17)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_s é a área da superfície de transferência de calor, T_s é a temperatura da superfície, T_∞ é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície.

2.4.3 Relação de convecção em escoamento laminares e turbulentos

Segundo Coelho (2016), escoamentos laminares e turbulentos se distinguem, resultando em coeficientes convectivos diferentes. Para determiná-los, é necessário considerar várias variáveis, sendo essencial o uso de números adimensionais, como Nusselt, Reynolds e Prandtl, especialmente em escoamentos internos de tubos.

Em um duto de seção circular com fluido em escoamento laminar plenamente desenvolvido, a transferência de calor exibe um número de Nusselt constante. A Equação 18 descreve o fluxo térmico constante ao longo da parede. As propriedades do fluido devem ser avaliadas utilizando a média das temperaturas na entrada e saída do tubo.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3,657 \quad (18)$$

Conforme Incropera (2019), quando o fluido flui entre os tubos concêntricos, a transferência de calor por convecção pode ocorrer tanto na superfície externa do tubo interno quanto na superfície interna do tubo externo. De acordo com Çengel e Ghajar (2009), em casos de escoamento anular, é possível observar dois números de Nusselt, um para cada superfície dos tubos. Os coeficientes de convecção nessas superfícies podem ser determinados pelas Equações 19 e 20, uma vez que os números de Nusselt estejam disponíveis.

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k_i} \quad (19)$$

$$Nu_e = \frac{h_e D_h}{k_e} \quad (20)$$

onde Nu_i e Nu_e são os números de Nusselt interno e externo, h_i e h_e são os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo, k_i e k_e são a condutividade térmica dos fluidos internos e externo, D_h é o diâmetro hidráulico do tubo.

Conforme Incropera (2019), na Tabela 1 é demonstrado que em casos de escoamento laminar plenamente desenvolvido, onde uma das superfícies está termicamente isolada e a outra mantida a uma temperatura constante, os números de Nusselt interno e externo podem ser obtidos pela razão dos diâmetros dos tubos.

Tabela 1 – Números de Nusselt para escoamento laminar plenamente desenvolvido com uma superfície termicamente isolada e a outra a uma temperatura constante.

D_i/D_e	Nu_i	Nu_e
0	-	3,66
0,05	17,46	4,06
0,10	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,50	5,74	4,43
≈ 1	4,86	4,86

Fonte: Incropera (2019).

Coelho (2016) destaca que, em escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos em dutos lisos, há uma ampla gama de literatura disponível para a avaliação do número de Nusselt, tanto do ponto de vista dinâmico quanto térmico. No entanto, a equação mais conhecida é a de Dittus-Boelter, determinada pela Equação 21.

$$Nu = 0,23Re^{0,8} Pr^n \quad (21)$$

onde Pr é o número de Prandtl.

Quando o fluido é aquecido, o valor do expoente n na Equação 22 é igual a 0,4, enquanto que, quando o fluido é resfriado, esse valor se torna igual a 0,3. É por meio dessa equação que o número de Prandtl pode ser determinado.

$$Pr = \frac{\text{difusidade molecular de quantidade de movimento}}{\text{difusidade molecular térmica}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu Cp}{k} \quad (22)$$

Onde, u é a viscosidade dinâmica, C_p é o calor específico, k é a condutividade térmica do fluido.

Incropera (2019) destaca que o uso da equação de Dittus-Boelter pode ocasionar erros de até 25%. No entanto, esses erros podem ser reduzidos para menos de 10% ao empregar correlações mais atualizadas. A Equação 23 de Gnielinski é citada como uma alternativa, pois ela abrange uma ampla faixa de números de Reynolds, sendo válida para tubos lisos, inclusive na região de transição.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (23)$$

2.5 TAXA DE DESCARGA DE UMA BATERIA

As taxas de carga e descarga de uma bateria são determinadas pelas taxas C . A capacidade de uma bateria é geralmente avaliada em $1C$, o que significa que uma bateria totalmente carregada de $1Ah$ deve fornecer $1A$ por uma hora. Por exemplo, a mesma bateria descarregando a $0,5C$ deve fornecer 500 mA por duas horas, e a $2C$ fornece $2A$ por 30 minutos. Entretanto, as perdas durante descarga rápidas reduzem o tempo de descarga, afetando também os tempos de carga.

Uma taxa C de $1C$ é chamada de descarga de uma hora, $0,5C$ ou $C/2$ representa uma descarga de duas horas e $0,2C$ ou $C/5$ corresponde a uma descarga de cinco horas. Algumas baterias de alto desempenho suportam cargas e descargas acima de $1C$ com um estresse moderado. A Tabela 2 ilustra os tempos típicos em várias taxas C .

Tabela 2 - Tempos típicos em várias taxas C.

Taxa C	Tempo
5C	12 minutos
2C	30 minutos
1C	1 hora
0,5C ou C/2	2 horas
0,2C ou C/5	5 horas
0,1C ou C/10	10 horas
0,05C ou C/20	20 horas

Fonte: Autor (2024).

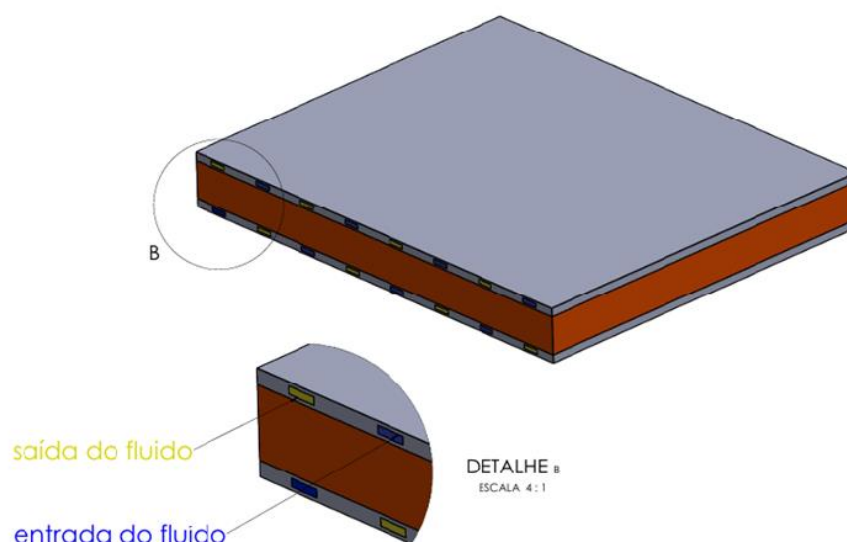
3 METODOLOGIA DE TRABALHO

Neste capítulo, serão apresentadas quatro arquiteturas de fluxo para o resfriamento de baterias de lítio, baseado em um estudo já existente de Liu *et al.* (2019), o qual criou uma ramificação específica e obteve resultados atrativos sobre a mesma. Portanto, para a continuação do presente trabalho, serão elaboradas três novas “ramificações” de possíveis placas de resfriamento, a fim de obter resultados superiores ou inferiores ao já existente feito por Liu *et al.* (2019). Para esse trabalho serão mantidos os dados de entrada, dimensões e condições, alterando apenas o caminho de escoamento do fluido.

3.1 ESTUDO DE LIU ET AL. (2019) APRIMORADO A NOVOS MODELOS

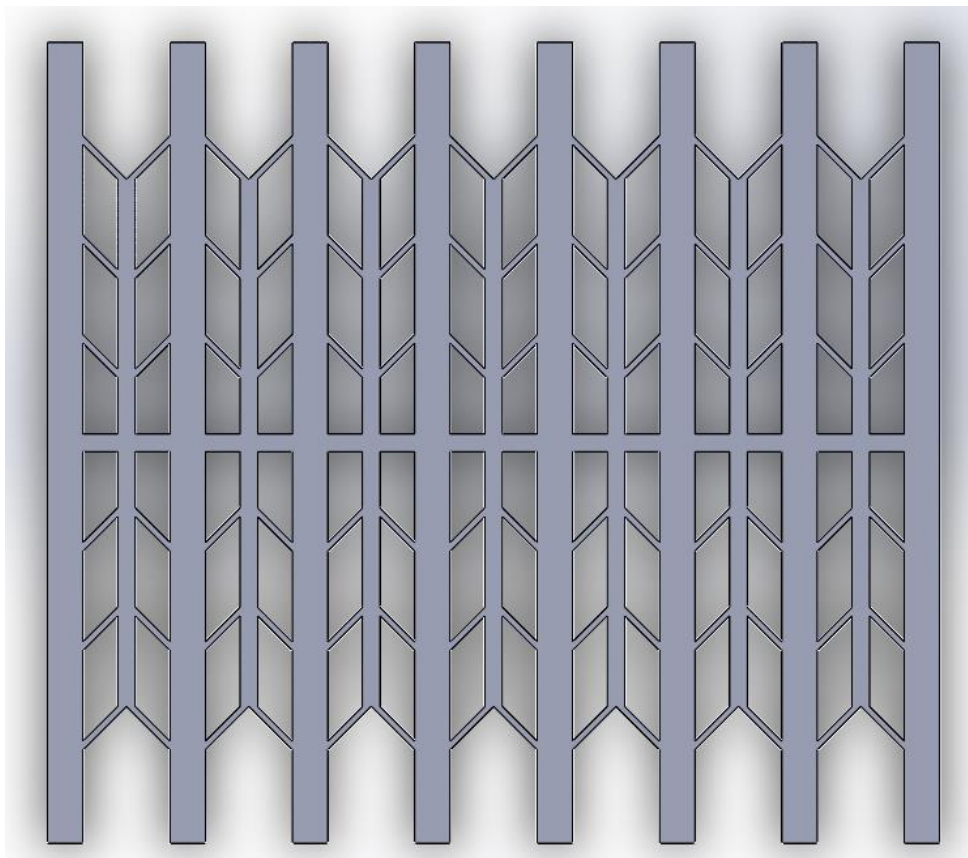
O estudo já existente é de Liu *et al.* (2019), o qual desenvolveu um modelo de ramificação para resfriamento de baterias de íon-lítio, nele é demonstrado uma bateria retangular intercalada entre duas placas frias, de modo que seja possível manter a transferência de calor em ambas as superfícies, possui 16 mini canais em sua estrutura, com 8 superiores e 8 inferiores, os quais estão conectados entre si por meio de uma estrutura de árvore, conforme Figuras 6 e 7.

Figura 6 - Geometria da placa de resfriamento.



Fonte: adaptado do artigo de Liu *et al.* (2019).

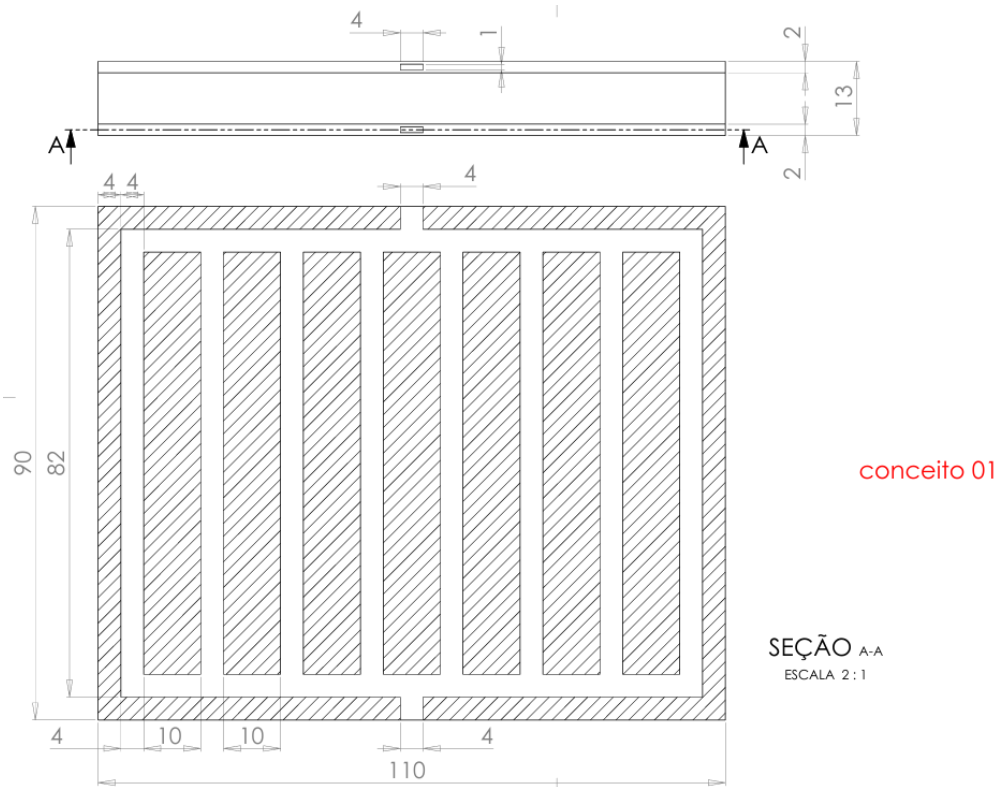
Figura 7 - Estrutura em formato de árvore dos canais internos da placa.



Fonte: adaptado do artigo de Liu *et al.* (2019)

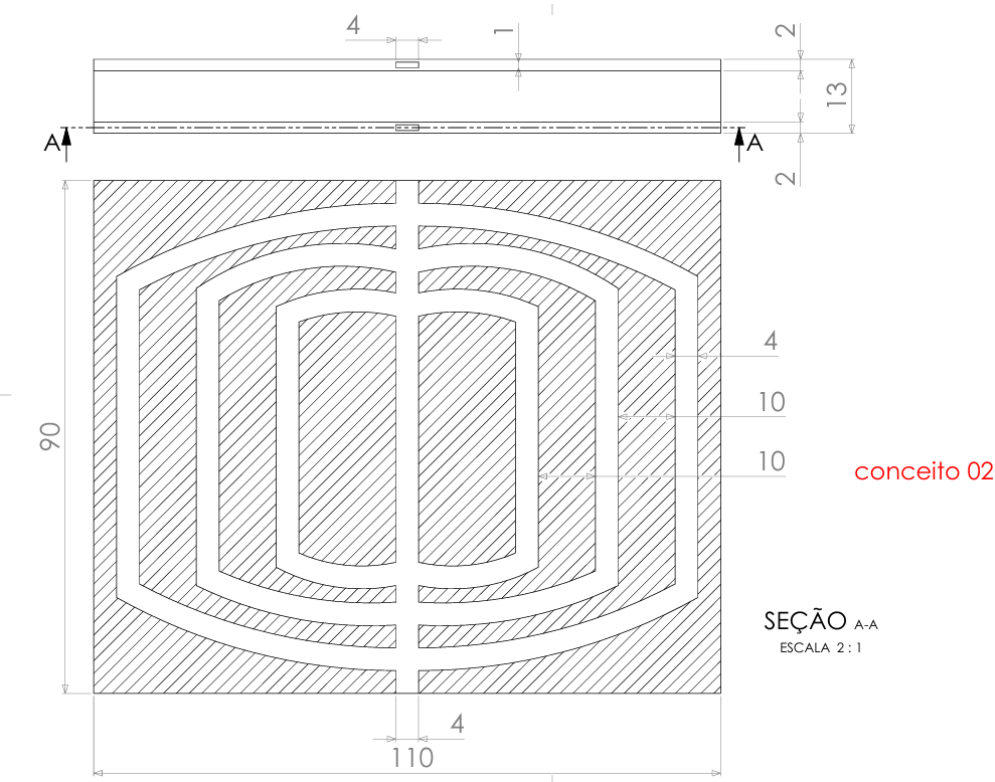
Nas Figuras 8, 9 e 10 seguintes, são apresentadas as 3 novas ramificações, as quais continuam com os mesmos parâmetros de entrada, porém com desenhos diferentes, cada uma delas apresenta um formato de fluxo diferente a fim de garantir o melhor resfriamento térmico. Na Figura 8, foi aplicado o conceito para uma entrada de fluxo e oito canais que distribuem o fluido refrigerante em sua estrutura, e todos conectados a um fluxo de saída. Na Figura 9, foi feito um sistema parecido com uma “abobora”, com canais mais concentrados, e na Figura 10, foi realizado um “circuito” com duas entradas de fluido refrigerante, os quais percorrem a estrutura inteira até a saída do fluido, do outro lado da placa.

Figura 8 - Estrutura “quadrada” com sentido de fluxo reto.



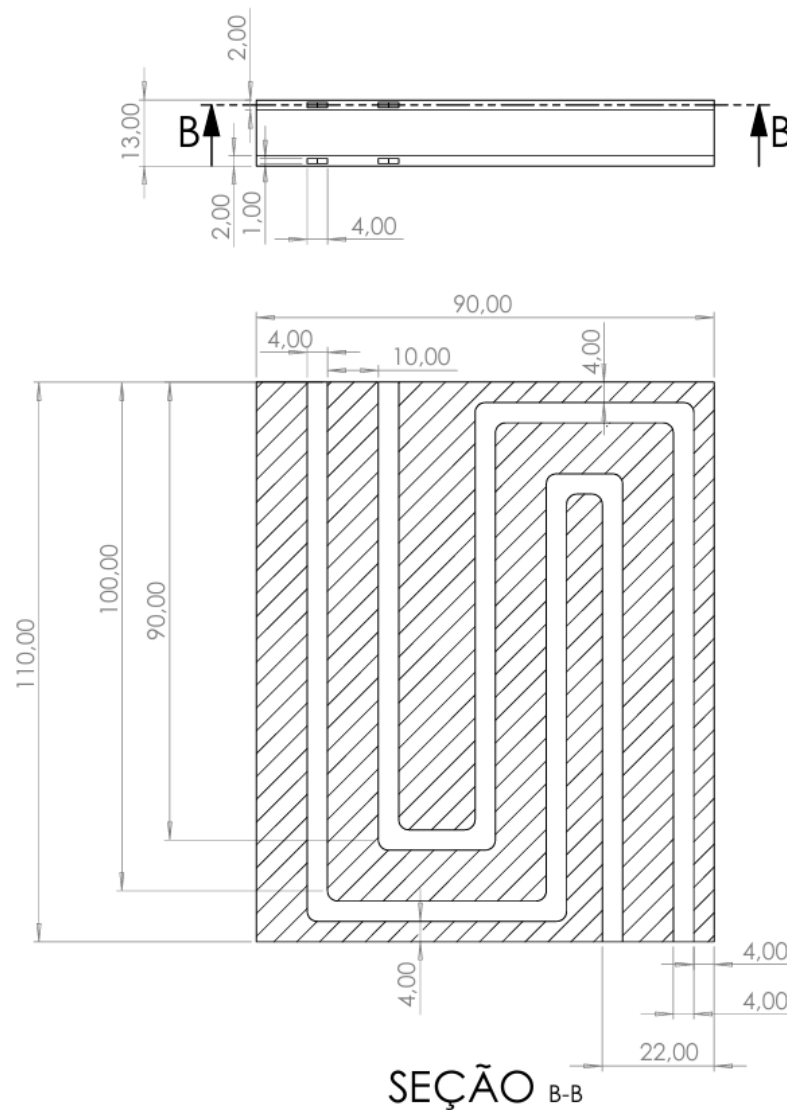
Fonte: Autor (2024).

Figura 9 – Estrutura com formato de “abobora”, com fluxo reto e angular.



Fonte: Autor (2024).

Figura 10 - Estrutura em formato de “pista” com fluxo contornado a placa.



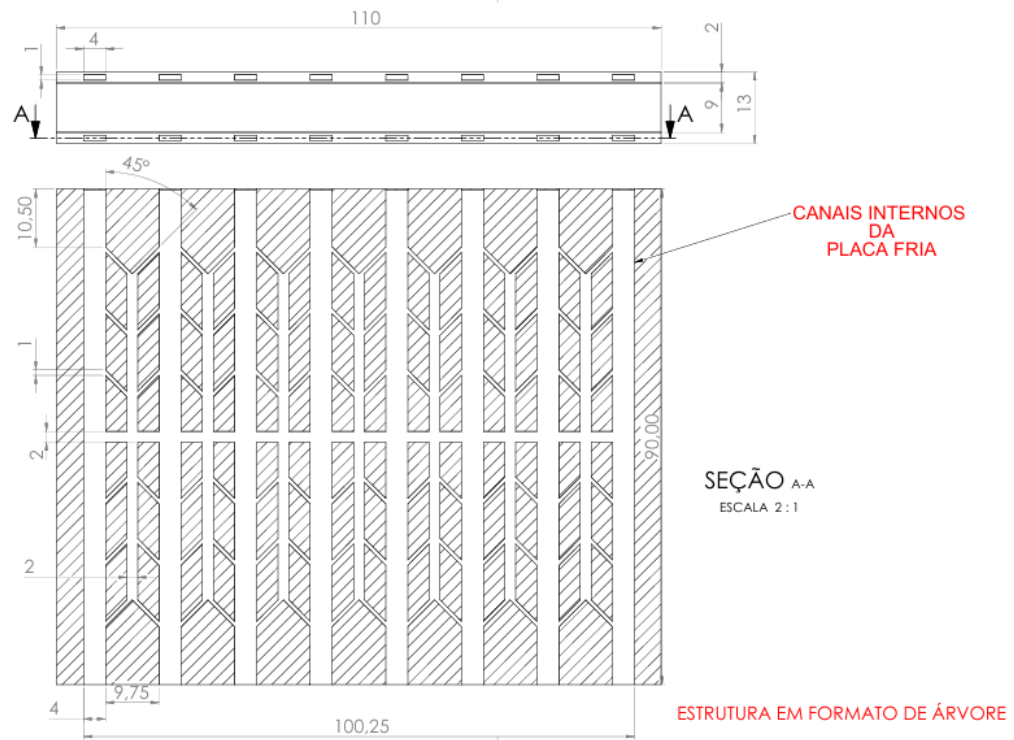
Fonte: Autor (2024).

3.2 DADOS DE LIU ET AL. (2019) REFERENTE ÀS RAMIFICAÇÕES EM “ÁRVORE”

Liu *et al.* (2019) destacam que a configuração de árvore dos mini-canais é fundamentada, uma vez que oferece um desempenho térmico superior em comparação com os mini-canais retos. Isso resulta na redução da temperatura máxima da bateria, melhoria na

distribuição térmica e ampliação das oportunidades de otimização do sistema. Na Figura 11 são ilustradas as dimensões do sistema.

Figura 11 - Dimensão das ramificações dos canais da placa.



Fonte: Autor (2024).

3.2.1 Parâmetros utilizados

A bateria a ser utilizada nos estudos será do tipo íon lítio e as placas frias são de alumínio. A Tabela 3 apresenta as propriedades de cada um dos materiais que compõe o sistema de resfriamento, a 298 K.

Tabela 3 - Propriedades de cada um dos materiais que compõe o sistema de resfriamento líquido utilizadas por Liu *et al.* (2019).

Propriedade	Baterias de íon lítio	Alumínio	Água
k [W/mK]	(1,02; 1,02; 1,06)	202,4	0,6
ρ [kg/m ³]	2069,6	2719	998,2
C_p [J/kgK]	1423,45	871	4182
Pr	-	-	6,07

Fonte: Manica (2023).

A bateria em questão possui capacidade de 10 Ah e foi descarregada a uma taxa de 4C (15 minutos). O método teórico empregado para estimar a geração de calor da bateria durante o seu funcionamento foi desenvolvido por (BERNARDI/ PAWLIKOWSKI, NEWMAN, 1985), assumindo que a fonte de calor interna da bateria é constante e que o calor gerado é distribuído de forma uniforme. Portanto, a geração de calor é calculada por,

$$Q = I[(E - E_{oc}) - T_{ba} \frac{dE_{oc}}{dT_{Ba}}] \quad (16)$$

onde I é a corrente da bateria, E a tensão de trabalho, E_{oc} a tensão de circuito aberto e T_{Ba} a temperatura da bateria. A tensão de trabalho indica o potencial elétrico entre os terminais da bateria enquanto está em operação, com corrente elétrica fluindo através do circuito. Por outro lado, a tensão de circuito aberto é a medida do potencial elétrico entre os terminais da bateria quando não está conectada a nenhum circuito, ou seja, quando não há corrente elétrica fluindo.

Na Tabela 4 abaixo é são apresentados os dados utilizados para o cálculo da geração de calor da bateria, especificados por Liu *et al.* (2019).

Tabela 4 - Dados da bateria utilizada.

Parâmetro	Valor
I	40 A
E	3,7 V
E_{oc}	3 V
T_{Ba}	298 K
dE_{oc}/dT_{Ba}	0,25 mV/K

Fonte: Liu *et al.* (2019).

Utilizado a Equação 16 e substituindo os dados da Tabela 3, é encontrado que a bateria gera 25,02 W de calor durante o seu descarregamento a uma taxa de 4C.

3.2.2 Condições de contorno

Conforme relatado por Liu *et al.* (2019), o sistema foi considerado inicialmente em equilíbrio térmico a 25°C (298 K) e pressão atmosférica. Desde o início da simulação, a bateria começa a gerar calor a uma taxa de 25,02 W, enquanto a água é bombeada dentro dos mini canais com uma vazão e velocidade específica conforme indicado na Tabela 5.

Tabela 5 - Vazões de água consideradas para o caso de Liu *et al.* (2019).

Vazão da bomba [L/min]	Velocidade da água na entrada dos mini canais [m/s]	Re do escoamento
0,06	0,0156	24,84

Fonte: Liu *et al.* (2019).

3.3 COMPARAÇÃO DE ESTUDO E PARÂMETROS

Conforme apresentado a ideia e o estudo de Liu *et al.* (2019), o trabalho a ser desenvolvido nos próximos capítulos, apresentará a ideia similar, com base nas informações coletadas e com a ajuda de um software, serão apresentados os ganhos e perdas para cada exemplo oferecido, a finalidade de melhorar a ideia de circulação de fluidos em baterias de lítio em carros elétricos.

4 RESULTADO DOS MODELOS

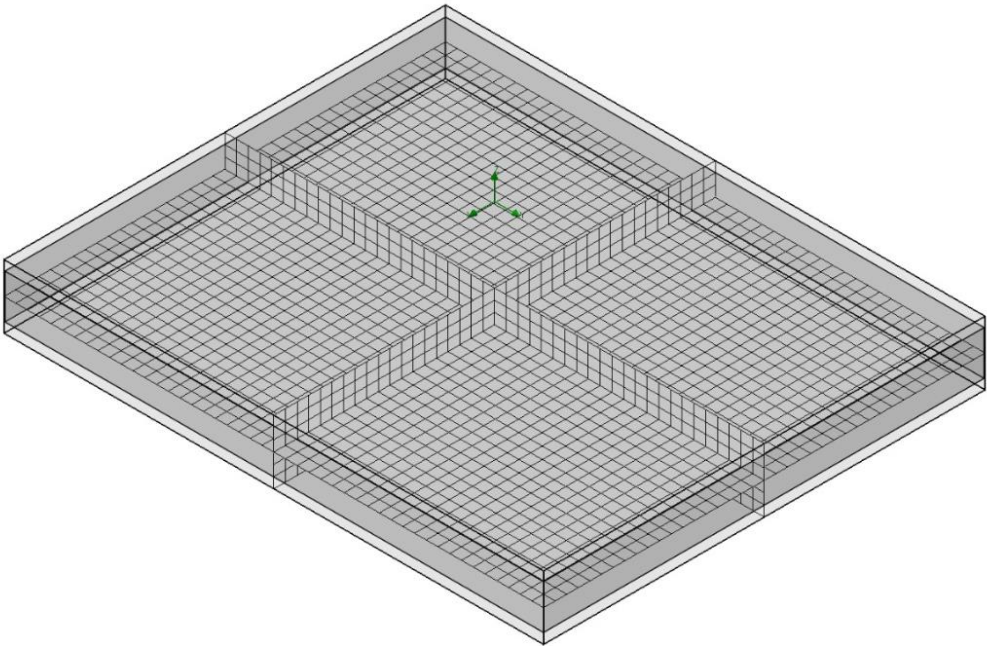
Nesta seção são apresentados os resultados obtidos por meio de simulações numéricas no software *Solidworks Flow Simulation*, fundamentado no modelo de resfriamento térmico de baterias de íon lítio do estudo de Liu *et al.* (2019).

4.1 REFINO DE MALHA

O refino de malha é uma técnica essencial em simulações de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), como no software *Solidworks Flow Simulation*, que visa aumentar a precisão dos resultados, ajustando a densidade da malha nas regiões de maior interesse. Ao refinar a malha em áreas críticas, como curvas ou regiões de alta variação de propriedades do fluido, é possível obter uma simulação mais detalhada e realista, garantindo maior acuracidade nos resultados. Além disso, o processo de refino permite equilibrar precisão e eficiência computacional, melhorando a convergência das soluções e a estabilidade da simulação sem sobrecarregar o tempo de processamento.

Para o presente trabalho foi utilizado o conceito padrão de malha tridimensional gerado pelo software automaticamente, na Figura 12 é representado visualmente o conceito, e na Tabela 6 é apresentada a quantidade de células que foram geradas pela malha em questão. Vale ressaltar que foi utilizada a mesma malha e células para todas as configurações de fluxos que estão sendo estudadas no presente trabalho.

Figura 12 – Ilustração da discretização do modelo (geração da malha).



Fonte: Autor (2024).

Tabela 6 – Especificações da geração de malha.

Total células	6.258.914
Células do fluido	3.568.608
Células do Sólido	2.690.306
Células de fluido em contato com o sólido	1.128.080

Fonte: Autor (2024).

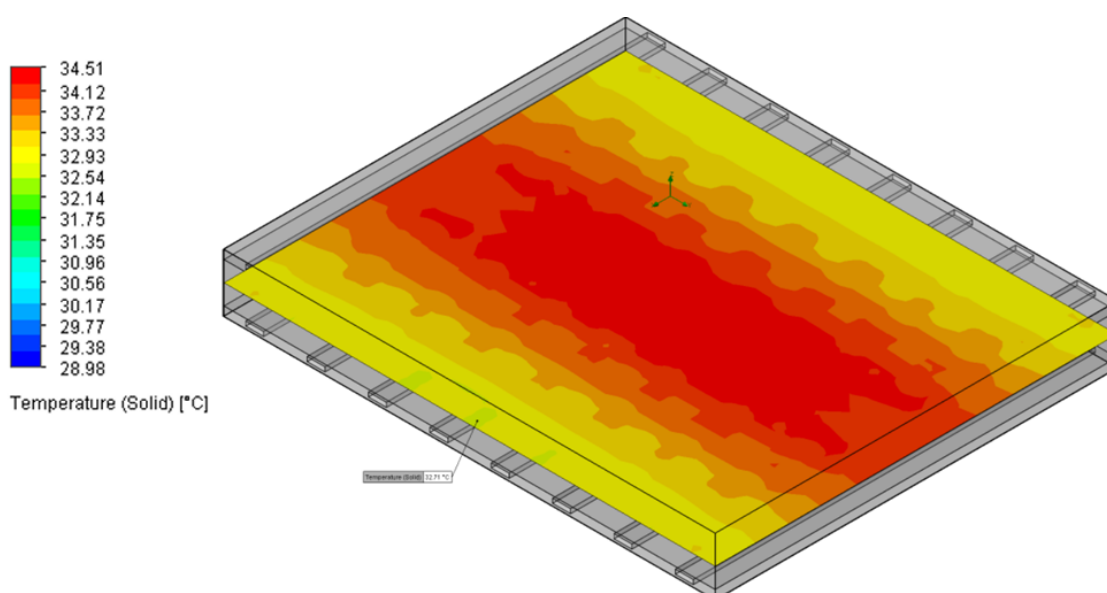
4.2 RESULTADO DA SIMULAÇÃO PARA O MODELO BASE DE LIU ET AL. (2019)

No primeiro modelo analisado, foi adotado o modelo base proposto por Liu et al. (2019), com o objetivo de obter os resultados e compará-los com os dados apresentados no referido trabalho, possibilitando, assim, a formulação de conclusões próprias a partir da análise realizada, além de dar sequência às comparações com os fluxos futuros a serem desenvolvidos.

Para este caso, e para os demais modelos, foram adotadas configurações idênticas, visando manter um padrão e possibilitar uma análise eficaz dos resultados. Assim, considerou-se o sistema em equilíbrio térmico a 25°C (298 K), com pressão atmosférica de 101,325 kPa, vazão da bomba de 0,06 L/min e velocidade do fluido refrigerante de 0,0156 m/s.

Com base nas informações previamente mencionadas, foram desenvolvidas simulações. Na Figura 13, são apresentados o modelo base, o gráfico de calor obtido no software e a tabela de calor gerado. Observa-se uma pequena discrepância em relação aos resultados reportados por Liu et al. (2019), que indicam uma temperatura máxima de 34,06°C para o calor gerado pela bateria. Nos testes realizados no software, a temperatura atingiu 34,51°C. Após análise, considera-se que essa variação é mínima, com uma oscilação de 0,45°C, sendo razoável atribuir a diferença ao uso de softwares distintos.

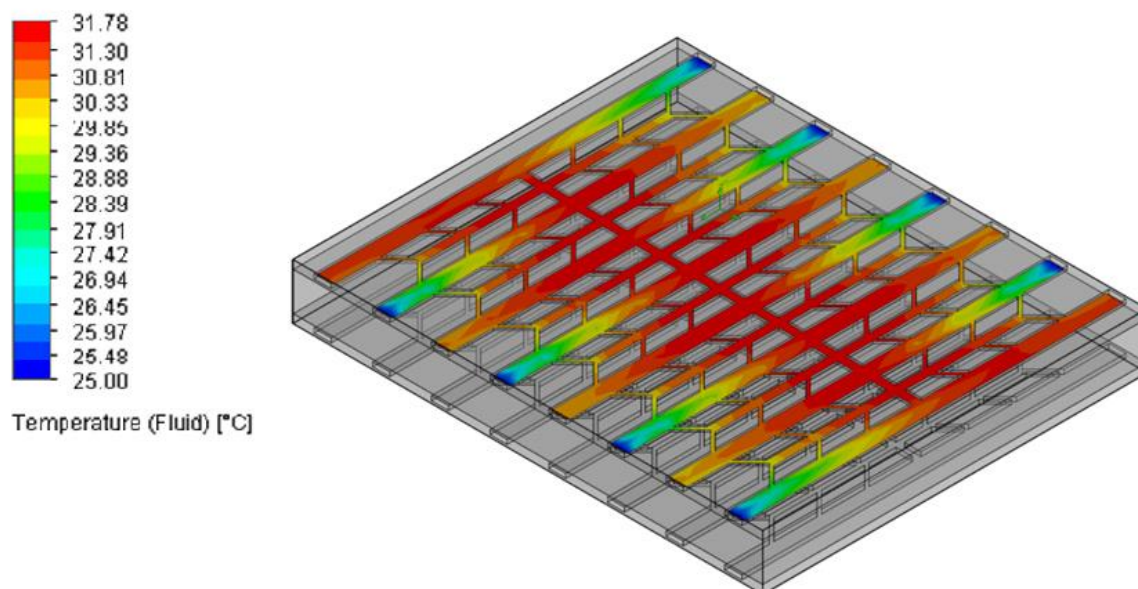
Figura 13 - Resultado do mapa de temperatura da bateria no modelo base Liu *et al.* (2019)



Fonte: Autor (2024).

Com o objetivo de aprimorar a compreensão, foi realizada uma análise detalhada da variação térmica do fluido refrigerante, utilizado no resfriamento da bateria, conforme representado pela Figura 13. O teste, conduzido por meio de simulação computacional, demonstrou que o fluido inicia o processo com a temperatura ambiente, sendo bombeado de forma contínua. Durante o funcionamento da bateria, o fluido sofre um aumento de temperatura devido ao calor gerado pela bateria. A Figura 14 ilustra, de forma gráfica, as variações térmicas do fluido e a quantidade de calor absorvida ao longo do período de testes.

Figura 14 – Resultado do mapa de temperatura do fluido no modelo base Liu et al. (2019)



Fonte: Autor (2024).

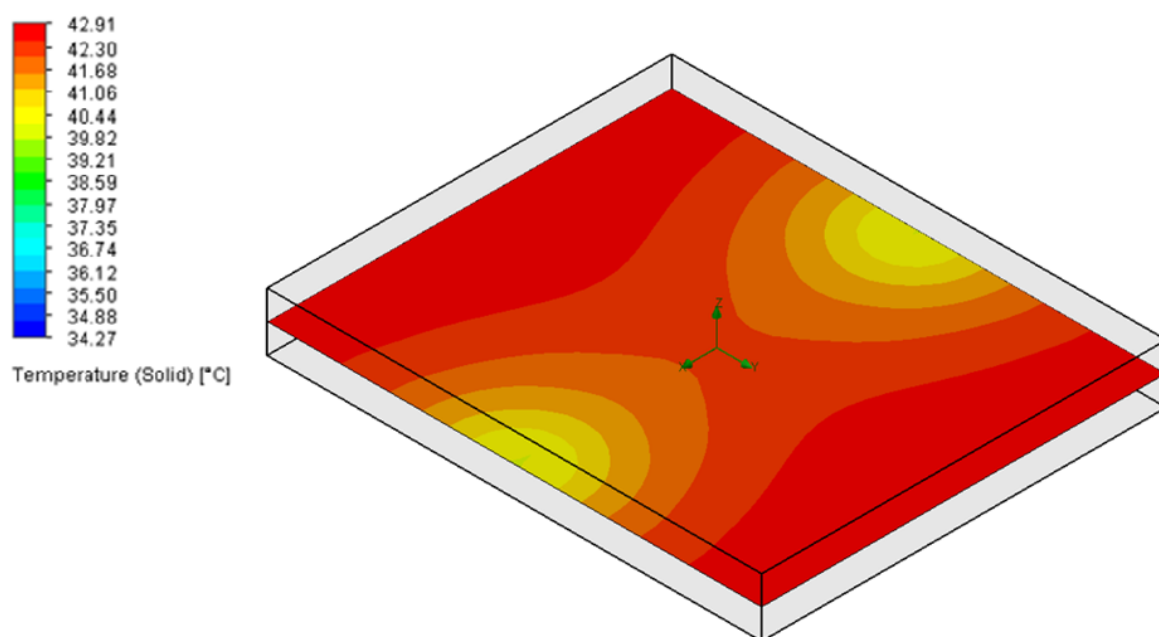
Na Figura 14, observa-se que o calor se concentra predominantemente na região central da bateria, onde foi registrado o pico máximo de 31,78°C. As ramificações propostas por Liu et al. (2019) demonstraram eficácia no gerenciamento do calor gerado pela bateria. A análise visual indica que a distribuição de calor é consideravelmente maior no centro da bateria, enquanto, nas extremidades, onde ocorre a saída do fluido refrigerante, a temperatura diminui, embora ainda permaneça elevada. No entanto, é evidente que o modelo gráfico utilizado foi eficaz em assegurar que o fluido refrigerante percorresse toda a extensão da bateria, facilitando um resfriamento adequado e atenuando os efeitos do calor gerado.

4.3 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA O PRIMEIRO CONCEITO TESTE

No primeiro modelo testado, foi adotada uma estrutura quadrada com fluxo "reto", composta por um canal de entrada do fluido refrigerante, oito canais de escoamento e um canal de saída. Na Figura 15, observa-se que a bateria apresenta um acúmulo excessivo de calor ao longo de quase toda a sua extensão, com exceção das regiões próximas à entrada e à saída do fluido refrigerante, onde as temperaturas são mais baixas. Na tabela ao lado, é possível verificar

que a temperatura máxima alcançada pela bateria foi de 42,91°C, o que representa uma temperatura significativamente mais alta em comparação àquela observada no modelo base do teste anterior.

Figura 15 - Resultado do mapa de temperatura da bateria para o primeiro conceito teste.

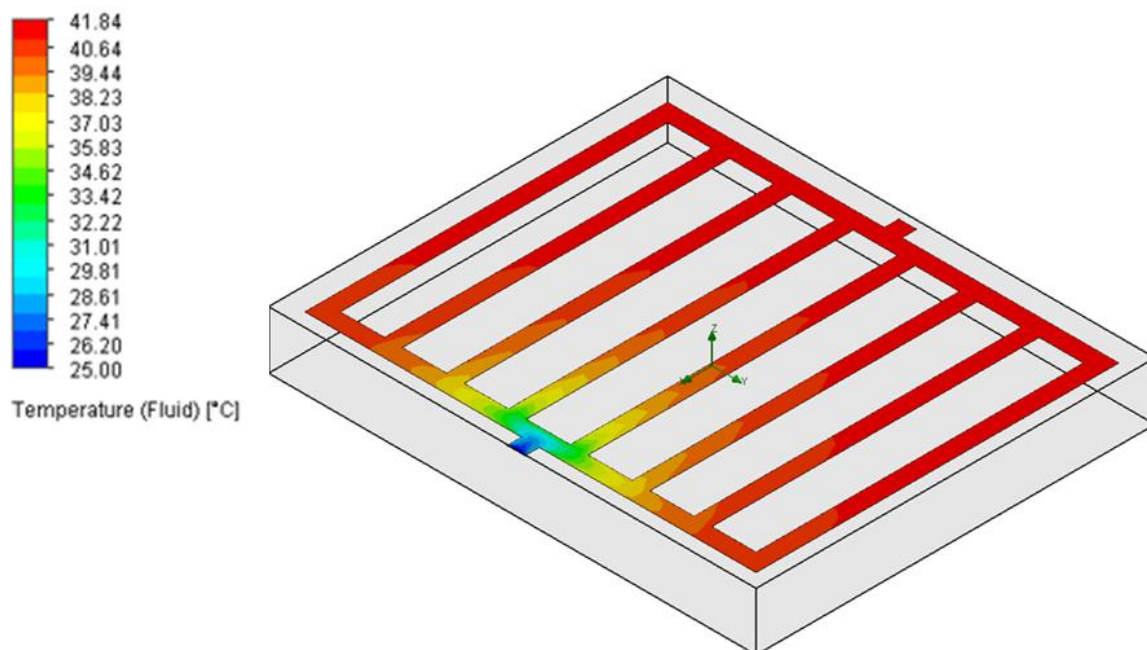


Fonte: Autor (2024).

Para este modelo, também foi realizado um teste calorífico do fluido refrigerante, com o objetivo de avaliar sua eficiência no resfriamento da bateria. Na Figura 15, observa-se a distribuição do calor nos canais, evidenciando que o fluido refrigerante apresentou maior eficácia no resfriamento nas regiões próximas à sua entrada, onde a temperatura foi consideravelmente mais baixa. Essa concentração de resfriamento na entrada indica que o fluido teve um desempenho melhor nessa área, dissipando o calor de forma mais eficiente.

Por outro lado, a Figura 16 mostra que a temperatura máxima atingida pelo fluido refrigerante foi de 41,84°C. Em comparação com o modelo base, essa temperatura é elevada, o que indica que o sistema de resfriamento não foi eficiente o suficiente para reduzir a temperatura de forma adequada. Esse resultado sugere a necessidade de otimizações adicionais no modelo para melhorar a distribuição térmica e garantir um resfriamento mais eficaz e seguro para a bateria.

Figura 16 - Resultado do mapa de temperatura do fluido para o primeiro conceito teste.



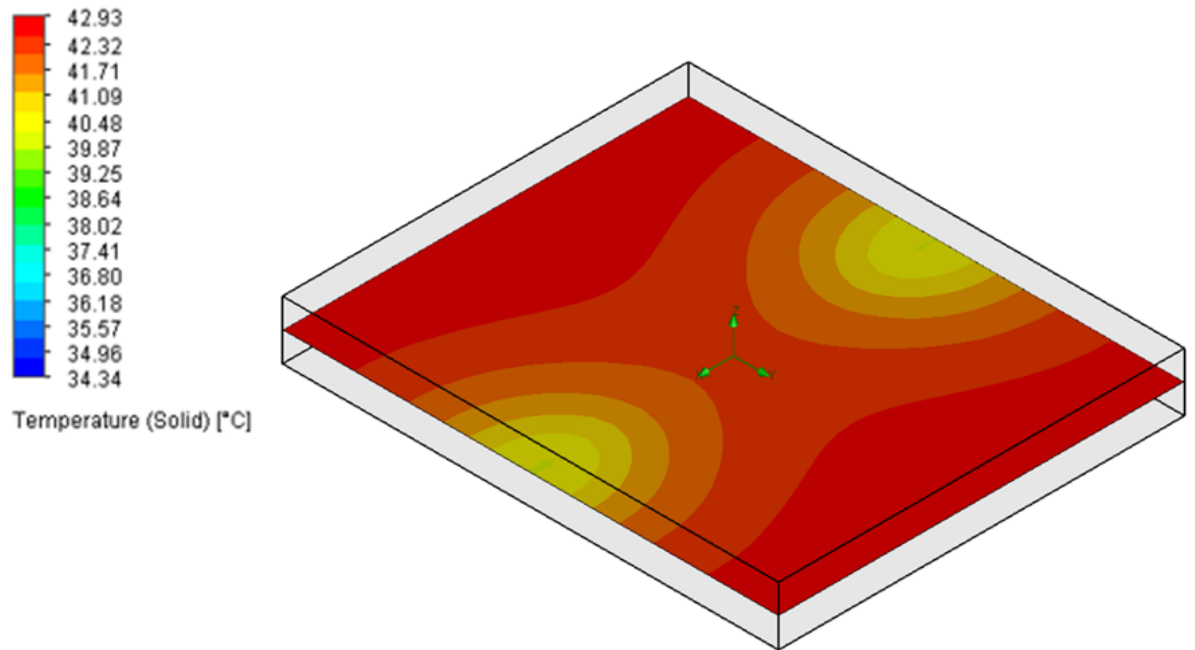
Fonte: Autor (2024).

4.4 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA O SEGUNDO CONCEITO TESTE

No segundo modelo testado, foi adotada uma estrutura com o conceito de "abóbora", combinando fluxo "reto" e angular nos canais, composta por um canal de entrada do fluido refrigerante, seis canais de escoamento e um canal de saída. Na Figura 17, observa-se que a bateria apresenta um acúmulo excessivo de calor ao longo de quase toda a sua extensão, com um padrão de distribuição térmica semelhante ao observado no primeiro modelo de conceito, apresentado anteriormente. A exceção ocorre nas regiões próximas à entrada e à saída do fluido refrigerante, onde as temperaturas são mais baixas, evidenciando que essas áreas são mais eficazes na dissipação do calor.

Na Figura 17, é possível verificar que a temperatura máxima alcançada pela bateria foi de 42,93°C. Embora esse valor seja semelhante ao do modelo anterior, nota-se um pequeno aumento na temperatura em relação ao teste anterior. Além disso, em comparação com o modelo base, verifica-se que o calor gerado foi significativamente mais alto, o que sugere que, apesar da alteração no *design*, o modelo ainda não foi suficientemente eficaz para controlar a temperatura da bateria de maneira adequada, indicando a necessidade de ajustes adicionais para melhorar a eficiência do sistema de resfriamento.

Figura 17 - Resultado do mapa de temperatura da bateria para o segundo conceito teste.

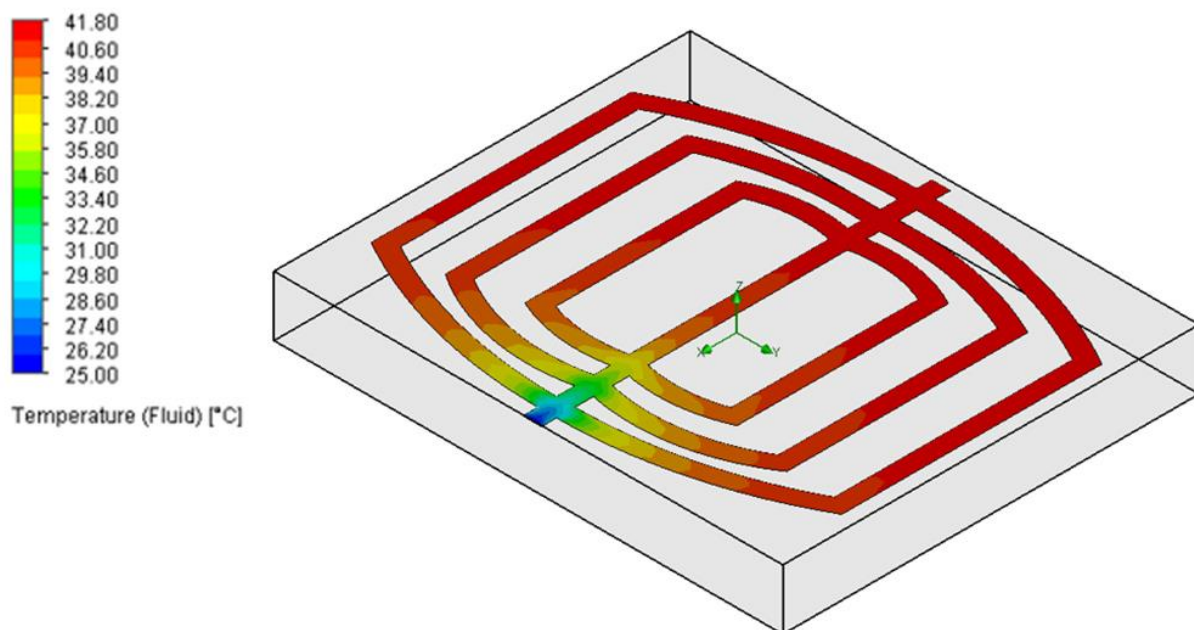


Fonte: Autor (2024).

Para o segundo modelo testado, também foi realizado um mapa de temperatura do fluido refrigerante, com o intuito de avaliar sua eficiência no resfriamento da bateria. Na Figura 18, é possível observar a distribuição do calor nos canais, mostrando que o fluido refrigerante foi mais eficaz no resfriamento nas regiões próximas à entrada, assim como no modelo anterior. Nessas áreas, a temperatura foi significativamente mais baixa, o que indica que o fluido desempenhou um papel mais eficiente na dissipação do calor logo após sua entrada no sistema.

Na Figura 18, vê-se que a temperatura máxima atingida pelo fluido refrigerante foi de 41,8°C, um valor praticamente idêntico ao registrado no modelo anterior (41,84°C). Embora esse valor seja ligeiramente inferior ao do modelo anterior, ele ainda se mantém elevado quando comparado ao modelo base. Esse resultado indica que o sistema de resfriamento não foi suficientemente eficiente para manter a temperatura em níveis adequados, reforçando a necessidade de ajustes no modelo, visando otimizar a distribuição térmica e garantir um resfriamento mais eficaz e seguro para a bateria.

Figura 18 - Resultado do mapa de temperatura do fluido para o segundo conceito teste.



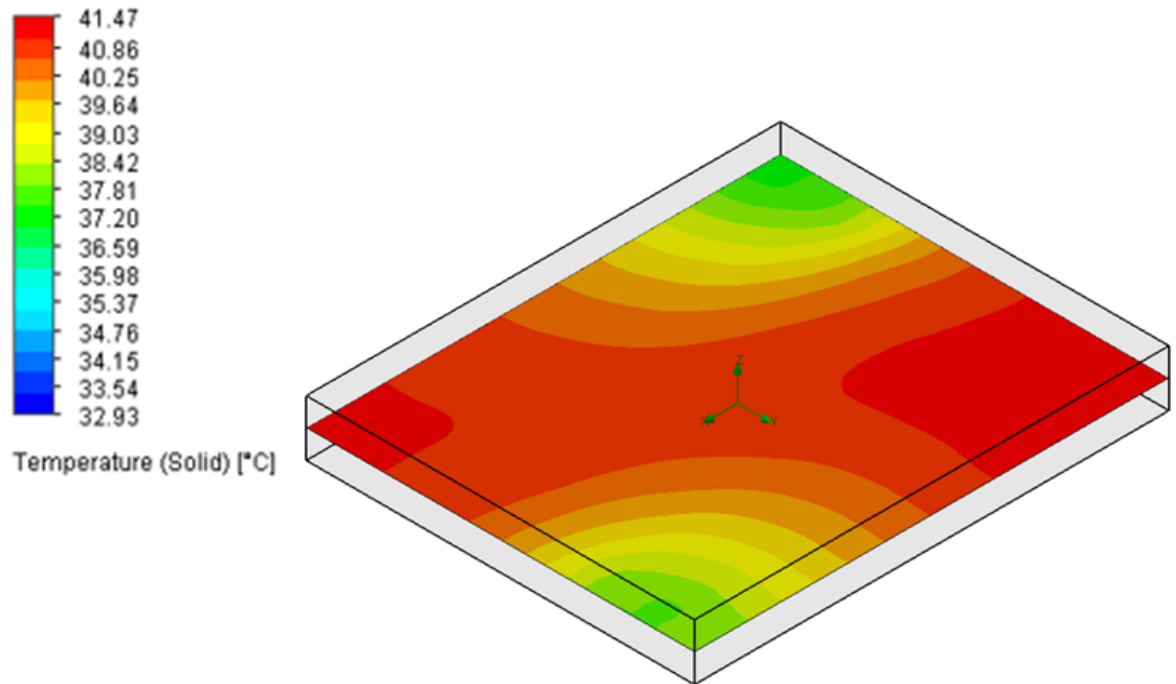
Fonte: Autor (2024).

4.5 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA O TERCEIRO CONCEITO TESTE

No terceiro modelo testado, foi adotada uma estrutura com o conceito de "pista", onde o fluxo de fluido refrigerante contorna toda a placa, com duas entradas de fluido, uma em cada extremidade. Na Figura 19, observa-se que a bateria apresenta um acúmulo excessivo de calor no centro e nas extremidades, onde não há entradas de fluido refrigerante. Embora o fluxo de fluido tenha sido eficaz na dissipação de calor nas regiões próximas às entradas, nas áreas sem fluxo de fluido, o calor se concentrou de maneira excessiva, gerando uma ineficiência térmica significativa.

Na Figura 19, é possível observar que a temperatura máxima atingida pela bateria foi de 41,47°C. Nos modelos base analisados, a temperatura máxima do calor permaneceu em torno de 40°C, indicando que o controle térmico nas estruturas conceito foi relativamente semelhante. No entanto, em comparação com o modelo base, o sistema de resfriamento do terceiro modelo não foi suficientemente eficaz para alcançar um desempenho térmico mais eficiente, o que evidencia a necessidade de ajustes no *design* para garantir um resfriamento mais adequado e uniforme da bateria.

Figura 19 - Resultado do mapa de temperatura da bateria para o terceiro conceito teste.

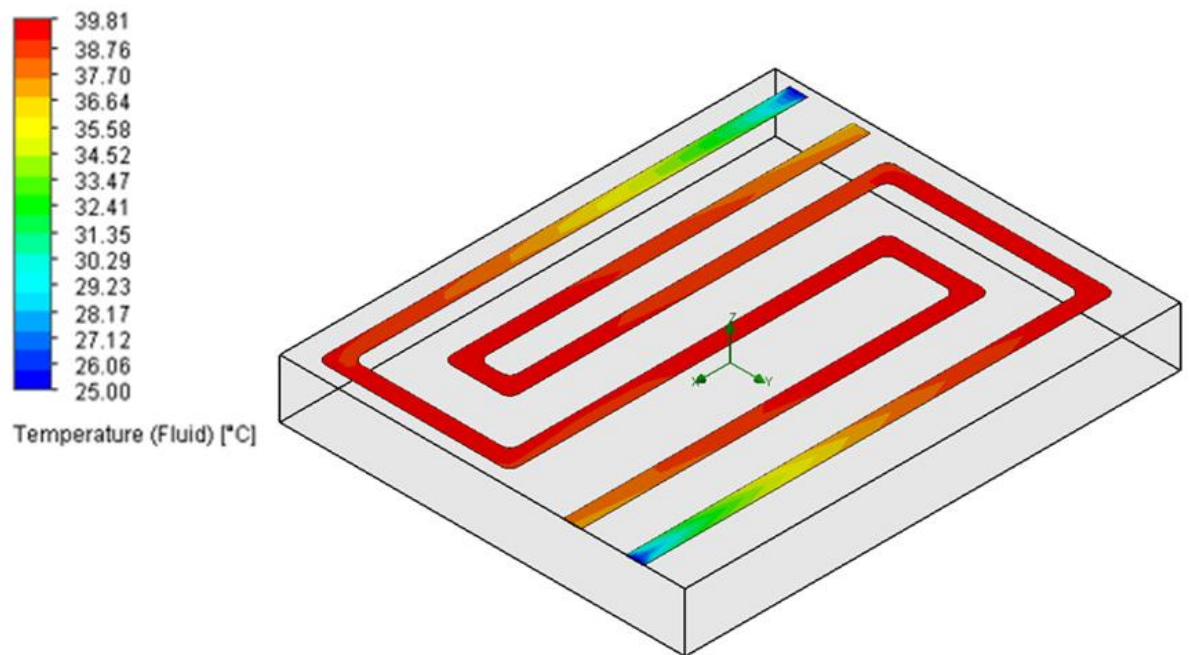


Fonte: Autor (2024).

No terceiro modelo testado, também foi realizado um teste calorífico do fluido refrigerante, com o objetivo de avaliar sua eficiência no resfriamento da bateria. Na Figura 20, observa-se que este modelo apresentou um desempenho superior em relação aos modelos anteriores, com a temperatura máxima mantida mais baixa. Isso indica que o conceito adotado, com o fluxo refrigerante contornando a placa, foi mais adequado para a dissipação do calor. No entanto, apesar dessa melhoria, a temperatura ainda permaneceu alta, e o sistema não foi capaz de conter o calor de forma eficiente em todo o circuito.

Na Figura 20, a temperatura máxima atingida pelo fluido refrigerante foi de 39,81°C. Embora essa temperatura seja menor do que a dos modelos anteriores, ela ainda é relativamente elevada. Em comparação com o modelo base, que apresentou um controle térmico mais eficiente, o terceiro modelo, apesar de mostrar uma melhoria em relação aos conceitos anteriores, não foi capaz de superar a eficiência do modelo base de Liu et al. (2019). Isso sugere que, embora o novo *design* tenha apresentado uma melhoria no desempenho térmico, ainda existem limitações que precisam ser abordadas para alcançar um resfriamento mais eficaz e eficiente.

Figura 20 - Resultado do mapa de temperatura do fluido para o terceiro conceito teste.

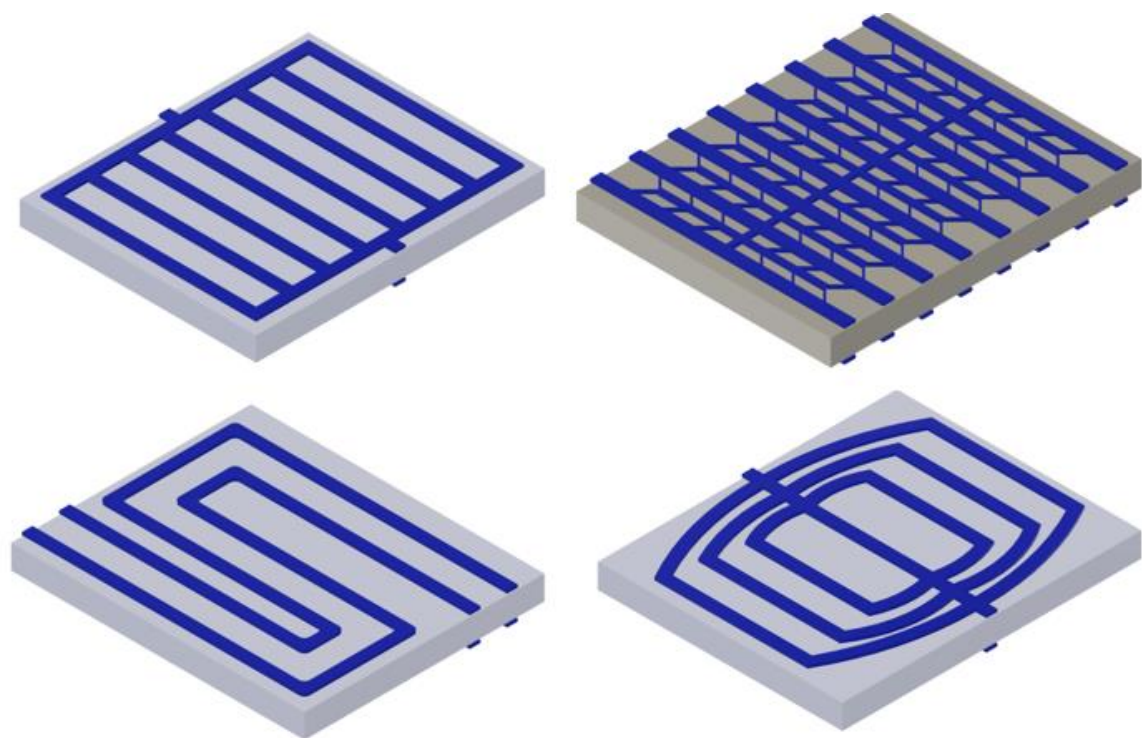


Fonte: Autor (2024).

4.6 VOLUME DO FLUIDO REFRIGERANTE EM CADA CONCEITO

Para cada conceito estudado e apresentado, foi utilizado um volume de fluido refrigerante diferente, uma vez que cada *design* exigiu uma quantidade específica de fluido para garantir o resfriamento adequado da bateria. Na Figura 21, são apresentadas visualmente as distribuições do fluido refrigerante em relação aos *designs* desenvolvidos, permitindo uma comparação clara entre os diferentes arranjos e como o fluido se comporta em cada estrutura. Já na Tabela 7, encontra-se o volume de fluido utilizado em cada ramificação dos modelos testados, fornecendo uma referência quantitativa que permite avaliar as diferenças de eficiência em termos de distribuição do fluido refrigerante em cada conceito.

Figura 21 - Fluxos refrigerantes modelo base Liu et al. (2019) e dos demais modelos propostos.



Fonte: Autor (2024).

Tabela 7 - Parâmetros de volume em mm³ para cada ramificação

Modelo base	4191,86 mm ³
Primeiro conceito	3216,01 mm ³
Segundo conceito	3177,77 mm ³
Terceiro conceito	2388,00 mm ³

Fonte: Autor (2024).

4.7 COMPARAÇÃO DE RESULTADOS

Na Tabela 8, são apresentados os resultados obtidos nos testes, com uma comparação clara entre os dados de Liu et al. (2019) e os novos modelos propostos. O teste foi repetido utilizando a estrutura base de Liu et al. (2019) para estabelecer um parâmetro inicial, o que permitiu uma comparação precisa com os novos modelos testados. Como indicado pela tabela, os resultados obtidos para os novos modelos foram, em geral, inferiores ao modelo base. Em particular, a temperatura máxima atingida no modelo base foi de 34,51°C, enquanto no Conceito 1 e Conceito 2, as temperaturas máximas alcançaram 42,91°C e 42,93°C,

respectivamente. Esses valores são significativamente mais elevados, indicando um desempenho térmico menos eficiente.

No entanto, o Conceito 3 apresentou um desempenho relativamente melhor, com uma temperatura máxima de 41,47°C, que embora tenha ficado abaixo de 42,91°C e 42,93°C dos outros conceitos, ainda ultrapassa o limite ideal de 40°C para o funcionamento adequado de baterias de íon-lítio. Apesar dessa redução na temperatura máxima em comparação aos outros modelos, o valor obtido ainda está acima do limite considerado ideal para a operação eficiente da bateria.

Além disso, a análise do comportamento térmico do fluido refrigerante, mostrada nas colunas de Temperatura máxima do fluido e ΔT fluido, revela que em todos os modelos testados, a temperatura do fluido refrigerante foi extremamente alta, especialmente nos Conceitos 1 e 2, com variações de temperatura de 16,84°C e 16,8°C, respectivamente. Mesmo o Conceito 3 apresentou uma variação de 14,81°C, indicando que, apesar da melhoria no desempenho térmico, as estruturas propostas não conseguiram garantir um resfriamento eficiente o suficiente para manter a bateria dentro de sua faixa de temperatura ideal, evidenciando a necessidade de ajustes adicionais no *design* dos modelos.

Tabela 8 - Tabela com a comparação de resultados obtidos.

Modelo de arquitetura	T max °C	T min °C	ΔT °C	T max fluido °C	T min fluido °C	ΔT fluido °C
Modelo de Liu <i>et al.</i> (2019)	34,51	28,98	5,53	31,78	25	6,78
Conceito 1	42,91	34,27	8,64	41,84	25	16,84
Conceito 2	42,93	34,34	8,59	41,8	25	16,8
Conceito 3	41,47	32,93	8,54	39,81	25	14,81

Fonte: Autor (2024).

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho, foram analisados quatro sistemas de resfriamento líquido para o gerenciamento térmico de baterias em veículos elétricos, com o objetivo de comparar os resultados de diferentes modelos de fluxo com o modelo base proposto por Liu *et al.* (2019). Para essa análise, foram desenvolvidos três modelos de teste, e os resultados obtidos foram comparados com os do modelo base utilizando a ferramenta de simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) no software *Solidworks Flow Simulation*. A utilização deste software foi essencial, pois permitiu a criação de malhas computacionais, a inserção de parâmetros necessários, e a obtenção de resultados de maneira precisa, contribuindo para a minimização de erros em projetos complexos como este. O uso de simulações desse tipo permite aos desenvolvedores otimizar projetos, melhorando a qualidade dos produtos antes de sua produção física, tornando-os mais eficientes e confiáveis.

Ao analisar os resultados dos testes, observou-se que o modelo base apresentou uma pequena variação de temperatura em relação ao estudo de Liu *et al.* (2019), o que é considerado uma diferença aceitável, possivelmente atribuída às diferentes plataformas de simulação utilizadas. A ramificação do fluxo de fluido refrigerante no modelo base demonstrou ser eficaz em comparação aos outros sistemas testados. A configuração em "árvore" permitiu uma distribuição homogênea do fluido, mantendo as temperaturas da bateria abaixo de 35°C, o que caracteriza o sistema como eficiente para o controle térmico da bateria.

No entanto, o primeiro modelo de teste revelou que a quantidade de entradas de fluido refrigerante foi insuficiente para garantir um resfriamento adequado. Embora o sistema possuísse 8 canais, o calor nas regiões não atendidas diretamente pelo fluido refrigerante permaneceu elevado, resultando em uma temperatura extrema de 42,91°C na bateria, o que comprometeu a eficiência do sistema. Esse resultado indica que é necessário aumentar a quantidade de entradas de fluido refrigerante para melhorar a dissipação do calor gerado pela bateria.

O segundo modelo também demonstrou ineficiência devido à utilização de apenas uma entrada de fluxo de fluido refrigerante. Apesar da alteração no *design* do fluxo, a bateria continuou apresentando temperaturas excessivas, com um pico de 42,93°C. A presença de apenas uma entrada para 8 canais de fluxo de fluido gerou um "bloqueio" no escoamento, dificultando a dissipação eficiente do calor. Esse resultado reforça a necessidade de adicionar mais entradas de fluido para um controle térmico mais eficaz.

Em comparação com os outros modelos, o terceiro conceito apresentou um desempenho superior, embora ainda inferior ao modelo base. Esse modelo utilizou duas entradas de fluido refrigerante e otimizou os canais de fluxo, permitindo um escoamento mais contínuo e sem fluxos excedentes. A temperatura máxima observada foi de 41,47°C, o que representou uma melhoria significativa em relação aos dois primeiros modelos, embora ainda aquém do desempenho do modelo base. Este resultado demonstra que a adição de mais entradas de fluido refrigerante pode melhorar o gerenciamento térmico da bateria.

Em suma, todos os modelos testados apresentaram desempenho térmico inferior ao do modelo base de Liu et al. (2019). O modelo base, que utiliza 8 entradas de canais de refrigerante (4 de cada lado) e o *design* de ramificação em "árvore", demonstrou ser o mais eficiente no gerenciamento térmico das baterias. Esse sistema foi eficaz na manutenção de uma distribuição térmica homogênea, com a temperatura da bateria sendo mantida de forma linear, o que contribui para um resfriamento mais eficiente e para a preservação das condições ideais de operação da bateria. A superioridade desse modelo pode ser atribuída ao fluxo otimizado do fluido refrigerante, que consegue dissipar o calor de maneira mais uniforme ao longo de toda a extensão da bateria, como foi projetado originalmente.

REFERÊNCIAS

- EKKOGREEN. **Bateria de carros elétricos: como funciona e quanto custa (2024)**. Disponível em: <https://ekkogreen.com.br/bateria-de-carros-eletricos/>. Acesso em: 01 abril. 2024.
- BERNARDI, D.; PAWLIKOWSKI, E.; NEWMAN, J. A General Energy Balance for Battery Systems. **Journal of The Electrochemical Society**, v. 132, n. 1, p. 5-12, 1985.
- BOYCE, W. E; DIPRIMA, R. C. **Elementary Differential Equations and Boundary Value Problems**. New Jersey: John Wiley & Sons, 2012.
- BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos**. 2. ed. São Paulo: Pearson, 2008.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos**. 1. ed. Porto Alegre: AMGH, 2007.
- AGÊNCIA BRASIL. **Efeito estufa: transporte responde por 25% das emissões globais**. Disponível em: <https://agenciabrasil.ebc.com.br/geral/noticia/2018-12/efeito-estufa-transporte-responde-por-25-das-emissoes-globais>. Acesso em: 01 abril. 2024.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 7ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2010.
- FERASSO, C. A.; SCHAEFFER, L.; OLIVEIRA, J. D.; CALABRIA, L.; PANDOLFI, C.; SIVIERO, F. M. et al. Caminhos de controle térmico para baterias de Li-Ion cooling: Uma avaliação. **Brazilian Journal of Development**, v. 6, n. 10, p. 75687-75701, 2020.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- JARRETT, A.; KIM, I. Y. Design optimization of electric vehicle battery cooling plates for thermal performance. **Journal of Power Sources**, v. 196, n. 23, p. 10359–10368, 2011.
- LIU, H.; SHI, H.; SHEN, H.; XIE, G. The performance management of a Li-ion battery by using tree-like mini-channel heat sinks: Experimental and numerical optimization. **Energy**, v. 189, n. 116150, 2019.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: Rio de Janeiro: LTC, 1995.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. 4. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.

POPE, S. B. **Turbulent Flows**. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.

POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C. **Mecânica dos fluidos**. 1. ed. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2004.

TASTAN, U. **Investigation of Turbulence Models Used in Automotive Industry**, 2011. 134 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Middle East Technical University. Ankara, 2011.

VERTSEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: THE FINITE VOLUME METHOD**. 2. ed. Harlow: Pearson Education Limited, 2007.

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**. 7. ed. New York: McGraw-Hill, 2011.