



# **Estudo do sistema de gestão térmica de uma bateria para um veículo Formula Student**

Mestrado em Engenharia Automóvel

Luís Filipe Delgado Arcanjo

Leiria, maio de 2025



# **Estudo do sistema de gestão térmica de uma bateria para um veículo Formula Student**

Mestrado em Engenharia Automóvel

Luis Filipe Delgado Arcanjo

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Nuno Alexandre Gonçalves Martinho, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e coorientação do Doutor Hélder Manuel Ferreira dos Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, maio de 2025

## **Agradecimentos**

Gostava de agradecer ao Professor Doutor Nuno Alexandre Gonçalves Martinho e ao Professor Doutor Hélder Manuel Ferreira dos Santos, pela sua partilha de conhecimento e pela orientação deste estudo.

A todos membros da equipa LART, pela cooperação, espírito de equipa e dedicação que tornaram o projeto do T-24E possível.

À minha família e amigos, pelo apoio incondicional.

## Resumo

Este trabalho incide sobre o desenvolvimento de um sistema de gestão térmica para a bateria do T-24E, o primeiro veículo elétrico da *Leiria Academic Racing Team* (LART), no contexto da competição *Formula Student*.

O principal objetivo foi conceber um sistema de refrigeração a ar eficiente, capaz de manter a temperatura das células cilíndricas Molicel P45B dentro de limites seguros, garantindo simultaneamente a uniformidade térmica e a viabilidade energética do sistema.

Inicialmente, foram estudadas duas abordagens de refrigeração, axial e radial, sendo avaliado o seu desempenho através de um estudo analítico e de ensaios experimentais. Após comparação, o método de refrigeração radial foi selecionado como solução preferencial devido ao menor gradiente de temperatura registado no corpo da célula.

Para caracterizar o comportamento térmico da bateria, foi desenvolvido um modelo integral num ambiente de simulação baseado em linguagem matricial e sistemas dinâmicos, permitindo analisar a evolução da temperatura ao longo do tempo.

Complementarmente, realizaram-se ensaios experimentais com instrumentação térmica aplicada à bateria real, cujos resultados serviram para validar o modelo desenvolvido.

Adicionalmente, recorreu-se à Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para estudar o escoamento do ar no interior dos segmentos da bateria e a eficiência da convecção forçada.

A definição da distância ótima entre células e a escolha do ventilador adequado foram estudadas de forma integrada, tendo em vista a redução da potência hidráulica necessária e o cumprimento dos limites regulamentares: temperatura máxima inferior a 60 °C e diferença de temperatura entre células inferior a 5 °C.

Os resultados obtidos comprovaram que o sistema proposto assegura uma gestão térmica eficaz, mantendo as temperaturas abaixo dos limites definidos e garantindo uma distribuição térmica equilibrada.

Nos ensaios realizados, a temperatura máxima registada foi de 40 °C, com uma diferença máxima entre células de 5 °C, validando experimentalmente a solução adotada e a robustez do modelo preditivo.

**Palavras-chave:** *Formula Student*, LART, Modelo integral, Refrigeração a ar, Refrigeração radial, Sistema de gestão térmica da bateria.

## Abstract

This study focuses on the development of a thermal management system for the battery of the T-24E, the first electric vehicle of the Leiria Academic Racing Team (LART), within the context of the Formula Student competition.

The main objective was to design an efficient air-cooling system capable of maintaining the temperature of the Molicel P45B cylindrical cells within safe limits, while ensuring both thermal uniformity and the system's energy viability.

Initially, two cooling approaches were studied, axial and radial, and their performance was evaluated through an analytical study and experimental tests. After comparison, the radial cooling method was selected as the preferred solution due to the lower temperature gradient recorded in the cell body.

To characterise the battery's thermal behaviour, an integral model was developed in a simulation environment based on matrix language and dynamic systems, enabling the analysis of temperature evolution over time.

Complementarily, experimental tests were carried out using thermal instrumentation applied to the actual battery, with the results serving to validate the developed model. Additionally, Computational Fluid Dynamics (CFD) was used to study airflow within the battery segments and the efficiency of forced convection.

The definition of the optimal spacing between cells and the selection of a suitable fan were studied in an integrated manner, aiming to reduce the required hydraulic power and comply with regulatory limits: a maximum temperature below 60 °C and a maximum temperature difference between cells of less than 5 °C.

The results obtained confirmed that the proposed system ensures effective thermal management, maintaining temperatures below the defined limits and providing balanced thermal distribution.

In the tests carried out, the maximum recorded temperature was 40 °C, with a maximum temperature difference between cells of 5 °C, thus experimentally validating the adopted solution and the robustness of the predictive model.

**Keywords:** Air Cooling, Battery Thermal Management System, Formula Student, Integral Model, LART, Radial Cooling.

# Índice

<b>Agradecimentos.....</b>	<b>i</b>
<b>Resumo.....</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>iii</b>
<b>Lista de Figuras .....</b>	<b>viii</b>
<b>Lista de Tabelas .....</b>	<b>xii</b>
<b>Lista de Siglas e Acrónimos .....</b>	<b>xiii</b>
<b>1. Introdução.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1. Enquadramento e Motivação .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2. Introdução à equipa LART .....</b>	<b>3</b>
<b>1.3. Objetivos .....</b>	<b>4</b>
1.3.1. Objetivos específicos.....	4
<b>1.4. Estrutura do trabalho .....</b>	<b>5</b>
<b>2. Fundamentos e revisão bibliográfica.....</b>	<b>6</b>
<b>2.1. Tipos de geometrias de células .....</b>	<b>6</b>
<b>2.2. Tipos de composição química das células .....</b>	<b>8</b>
<b>2.3. Princípio de funcionamento de uma célula de lítio .....</b>	<b>9</b>
<b>2.4. Mecanismos de transferência de calor .....</b>	<b>11</b>
2.4.1. Condução.....	12
2.4.2. Convecção .....	14
2.4.3. Radiação .....	17
<b>2.5. Balanço energético.....</b>	<b>18</b>
<b>2.6. Modelo de geração de calor de uma célula .....</b>	<b>18</b>
<b>2.7. Impacto da temperatura em células de íões de lítio .....</b>	<b>21</b>

2.7.1.	Descontrolo térmico de células.....	22
<b>2.8.</b>	<b>Tipos de sistemas de gestão térmica de baterias.....</b>	<b>23</b>
2.8.1.	Refrigeração a ar.....	23
2.8.2.	Refrigeração a líquido .....	25
2.8.3.	Material de mudança de fase .....	27
2.8.4.	Comparação entre os diferentes métodos de refrigeração .....	28
<b>2.9.</b>	<b>Tipo de células e métodos de refrigeração utilizados por equipas de</b>	
	<b><i>Formula Student</i>.....</b>	<b>29</b>
2.9.1.	Universidade de <i>Illinoi</i> .....	30
2.9.2.	Universidade de <i>Cluj-Napoca</i> .....	31
2.9.3.	Politécnico de <i>Torino</i> .....	32
2.9.4.	Universidade de <i>Sapienza</i> .....	33
<b>3.</b>	<b>Caso de estudo.....</b>	<b>36</b>
<b>3.1.</b>	<b>Apresentação do veículo <i>Formula Student</i> .....</b>	<b>36</b>
<b>3.2.</b>	<b>Escolha do tipo de célula .....</b>	<b>37</b>
3.2.1.	Escolha do tipo de geometria e de composição química da célula.....	38
3.2.2.	Comparação entre diferentes modelos de células.....	39
3.2.3.	Escolha da célula .....	40
<b>3.3.</b>	<b>Características da célula Molicel P45B .....</b>	<b>40</b>
<b>3.4.</b>	<b>Escolha do método de refrigeração.....</b>	<b>42</b>
3.4.1.	Aspetos críticos no sistema de gestão térmica a ar.....	42
<b>3.5.</b>	<b>Caracterização da bateria de alta tensão .....</b>	<b>43</b>
3.5.1.	Objetivos gerais .....	43
3.5.2.	Características gerais da bateria .....	43
3.5.3.	Introdução ao sistema de gestão térmica da bateria .....	45
<b>4.</b>	<b>Definição da configuração a utilizar .....</b>	<b>46</b>
<b>4.1.</b>	<b>Estudo analítico .....</b>	<b>46</b>
4.1.1.	Refrigeração radial .....	47

4.1.2.	Refrigeração axial .....	49
4.1.3.	Comparação de resultados do estudo analítico (radial vs. axial).....	51
<b>4.2.</b>	<b>Testes experimentais .....</b>	<b>54</b>
4.2.1.	Teste experimental para o método de refrigeração radial .....	55
4.2.2.	Teste experimental para o método de refrigeração axial.....	56
4.2.3.	Comparação de resultados dos testes experimentais (radial vs. axial).....	58
<b>4.3.</b>	<b>Tomada de decisão do método a utilizar .....</b>	<b>60</b>
<b>5.</b>	<b>Modelo integral do sistema de gestão térmica .....</b>	<b>61</b>
<b>5.1.</b>	<b>Aproximação do sistema a um banco de tubos.....</b>	<b>61</b>
<b>5.2.</b>	<b>Desenvolvimento do modelo integral.....</b>	<b>68</b>
<b>6.</b>	<b>Análise e discussão de resultados.....</b>	<b>74</b>
<b>6.1.</b>	<b>Estudo da distância entre células .....</b>	<b>74</b>
6.1.1.	Comparação dos resultados obtidos .....	79
6.1.2.	Tomada de decisão .....	80
<b>6.2.</b>	<b>Seleção dos ventiladores.....</b>	<b>81</b>
6.2.1.	Curva característica do sistema .....	83
6.2.2.	Ventilador de entrada .....	83
6.2.3.	Ventilador de saída.....	91
<b>6.3.</b>	<b>Distribuição dos sensores de temperatura no segmento .....</b>	<b>95</b>
<b>6.4.</b>	<b>Análise experimental e numérica.....</b>	<b>97</b>
6.4.1.	Teste experimental .....	97
6.4.2.	Análise numérica.....	101
6.4.3.	Comparação de resultados.....	104
<b>7.</b>	<b>Conclusão .....</b>	<b>106</b>
<b>7.1.</b>	<b>Sugestões de trabalhos futuros.....</b>	<b>107</b>
	<b>Bibliografia.....</b>	<b>109</b>
	<b>Anexos.....</b>	<b>113</b>



# Lista de Figuras

Figura 1-1 – Evolução e previsão do mercado de venda de automóveis até 2040 – retirado de (Green Car Congress, 2016). .....	1
Figura 1-2 – LART T-24E na prova de resistência da competição FSPortugal, em Castelo Branco. ....	3
Figura 2-1 - Diferentes tipos de geometrias de células – adaptado de (Leotta, 2020). .....	6
Figura 2-2 – Esquema de uma célula de íões de lítio – retirado de (Dunn, <i>et al.</i> , 2011). .....	10
Figura 2-3 – Esquema ilustrativo dos diferentes mecanismos de transferência de calor. ....	11
Figura 2-4 – Diferentes mecanismos de transferência de calor – adaptado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006). .	12
Figura 2-5 – Transferência de calor por condução – retirado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006). .....	13
Figura 2-6 – Transferência de calor por convecção – retirado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006). .....	15
Figura 2-7 – Diferentes tipos de convecção, a) convecção forçada b) convecção natural – adaptado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006). .....	15
Figura 2-8 – Variação da resistência interna de uma célula com o SoC – retirado de (Kim, <i>et al.</i> , 2007). .....	20
Figura 2-9 – Coeficiente de calor entrópico para diferentes valores de SoC: (a) processo de carga, (b) processo de descarga – adaptado de (Ziat <i>et al.</i> , 2023). .....	21
Figura 2-10 – Temperaturas atingidas durante o fenómeno de <i>thermal runaway</i> – retirado de (Barkholtz, <i>et al.</i> , 2019). .....	22
Figura 2-11 - Classificação dos sistemas de gestão térmica de baterias – retirado de (Silva, 2023). ....	23
Figura 2-12 – Sistema típico de refrigeração a ar ( <i>Z-flow</i> ) – adaptado de (Zhang, <i>et al.</i> , 2022). .....	24
Figura 2-13 – Sistema de gestão térmica de fluxo bidirecional – adaptado de (Mahamud & Park, 2011). .....	24
Figura 2-14 – Refrigeração direta onde há imersão total das células – retirado de (Gaspar, 2024). ....	25
Figura 2-15 – Diferentes métodos de refrigeração indireta – adaptado de (Gaspar, 2024), (Dubey, <i>et al.</i> , 2021) e (Tennessen, <i>et al.</i> , 2013), respetivamente. ....	26
Figura 2-16 – Diferença de temperaturas numa placa de refrigeração, quando se varia o número de canais e o caudal mássico – adaptado de (Qian, <i>et al.</i> , 2016). .....	27
Figura 2-17 – Estrutura de PCM – retirado de (Leotta, 2020). .....	28
Figura 2-18 – Esquemático da placa de refrigeração a água combinada com um PCM – adaptado de (Bai, <i>et al.</i> , 2017). .....	28
Figura 2-19 – Dissipador de calor desenhado para a equipa <i>Illini Formula Electric</i> – retirado de (Montero, 2018). .....	30
Figura 2-20 – Funcionamento dos tubos de calor e incorporação dos mesmo no dissipador – adaptado de (Montero, 2018). .....	31

Figura 2-21 – Modelo utilizado para as simulações 1D de uma célula e da bateria – adaptado de (Mariasiu, 2021).....	32
Figura 2-22 – Posicionamento das condutas de entrada de ar no veículo – adaptado de (Leotta, 2020). 33	33
Figura 2-23 – Simulação CFD para uma distância de 6 mm entre células – retirado de (Leotta, 2020).. 33	33
Figura 2-24 – Configuração do sistema utilizado pela Universidade de <i>Sapienza</i> – adaptado de (Martellucci & Krishna, 2021). ....	34
Figura 2-25 – Simulação CFD para uma distância entre células de 1,5 mm, taxas de descarga de 1,5 C e 3 C e diferentes velocidades do ar de 6 m/s e 11 m/s, a) e b) respetivamente - adaptado de (Martellucci & Krishna, 2021).....	35
Figura 3-1 – Veículo T-24E da equipa LART.....	36
Figura 3-2 – Localização da bateria e espaço disponível para a mesma no veículo T-24E.....	37
Figura 3-3 - Célula Molicel P45B. ....	40
Figura 3-4 – Bateria do T-24E.....	44
Figura 3-5 – Esquema ilustrativo do sistema de gestão térmica da bateria do T-24E. ....	45
Figura 4-1 – Esquema de refrigeração radial e axial de uma célula. ....	46
Figura 4-2 – Resistências térmicas radiais em função do coeficiente de transferência de calor por convecção. ....	48
Figura 4-3 – Resistências térmicas axiais em função do coeficiente de transferência de calor por convecção. ....	51
Figura 4-4 – Comparação das resistências térmicas de condução em função do coeficiente de transferência de calor por convecção, para ambos os métodos. ....	52
Figura 4-5 – Comparação das resistências térmicas de condução em função do coeficiente de transferência de calor por convecção, para ambos os métodos. ....	53
Figura 4-6 – Comparação das resistências totais em função do coeficiente de transferência de calor por convecção, para ambos os métodos. ....	54
Figura 4-7 – <i>Setup</i> da montagem experimental .....	55
Figura 4-8 – Teste experimental para o método de refrigeração radial – a) esquema ilustrativo; b) fotografia do ensaio experimental. ....	55
Figura 4-9 – Evolução das temperaturas correspondentes à posição de cada NTC em função do tempo de descarga, para o método de refrigeração radial. ....	56
Figura 4-10 – Teste experimental para o método de refrigeração axial – a) esquema ilustrativo; b) fotografia do ensaio experimental. ....	57
Figura 4-11 – Evolução das temperaturas correspondentes à posição de cada NTC em função do tempo de descarga, para o método de refrigeração axial. ....	57
Figura 4-12 – Gradiente de temperaturas no corpo da célula para o método de refrigeração radial.....	58
Figura 4-13 – Gradiente de temperaturas no corpo da célula para o método de refrigeração axial. ....	59

Figura 5-1 – Esquema de um <i>tube bank</i> em escoamento cruzado – adaptado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006). .....	62
Figura 5-2 – Tipos de disposições num <i>tube bank</i> , a) alinhada; b) desfasada – retirado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006). .....	62
Figura 5-3 – Fator de correção $X$ e fator de fricção $f$ para a configuração alinhada – retirado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006). .....	67
Figura 5-4 – Bloco <i>Batemo Cell</i> , da célula Molicec P45B. ....	68
Figura 5-5 – Segmento em análise, com indicação genérica da posição da célula $[i, j]$ . .....	69
Figura 5-6 – Implementação do cálculo da potência térmica transferida e da temperatura de saída do ar numa célula. ....	71
Figura 5-7 – Esquema que modela a evolução da temperatura do ar ao longo das linhas do segmento. .	71
Figura 5-8 – Atualização em malha fechada da potência térmica transferida por convecção entra a célula e o ar. .....	72
Figura 5-9 – Implementação do sistema de gestão térmica da bateria no Simulink. ....	72
Figura 6-1 – Distância longitudinal ( $S_L$ ) e distância transversal ( $S_T$ ) adaptada ao segmento em estudo. .	74
Figura 6-2 – Representação 2D das diferentes configurações em análise. ....	75
Figura 6-3 – Gráfico da evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para uma distância entre superfícies de 2 mm. ....	76
Figura 6-4 – Gráfico da evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para uma distância entre superfícies de 4 mm. ....	77
Figura 6-5 – Gráfico da evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para uma distância entre superfícies de 6 mm. ....	78
Figura 6-6 – Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção em função do caudal volúmico de ar. .....	82
Figura 6-7 – Variação da queda de pressão no segmento em função de caudal volúmico. ....	83
Figura 6-8 - Vista dos três ventiladores selecionados com diferentes espessuras (25 mm, 20 mm e 15 mm), todas com base quadrada de 60x60 mm. .....	84
Figura 6-9 – Pontos de interceção das curvas dos ventiladores com a curva característica do sistema. ..	85
Figura 6-10 – Evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para o ventilador (A). .....	86
Figura 6-11 – Evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para o ventilador (B). .....	87
Figura 6-12 – Evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para o ventilador (C). .....	88
Figura 6-13 – Pressão estática e rendimento do ventilador em função do caudal volúmico. ....	90
Figura 6-14 – Novo ponto de funcionamento do sistema, com ventilador de saída. ....	93

Figura 6-15 – Comparação da evolução da temperatura das células ao longo no segmento, <i>a)</i> sem ventilador de saída, <i>b)</i> com ventilador de saída.....	94
Figura 6-16 – Distribuição das NTCs no segmento.....	96
Figura 6-17 – <i>Setup</i> dos testes experimentais. ....	98
Figura 6-18 – Evolução da temperatura das NTCs no segmento em função do tempo de descarga, para os testes experimentais.....	99
Figura 6-19 – Evolução da temperatura da superfície das células em função do tempo no segmento, para a simulação do modelo integral. ....	100
Figura 6-20 – Estudo de convergência de malha. ....	102
622332Figura 6-21 – Distribuição da temperatura no segmento, para a análise numérica.....	103
Figura 6-22 – Campos de velocidades e de pressões num plano médio do segmento. ....	104
Figura 0-1 – Aplicação de um fator de multiplicação de 4,15, onde a resistência de convecção axial iguala a resistência de convecção radial.....	114

## Lista de Tabelas

Tabela 2-1 – Comparação dos diferentes tipos de químicas de células (A – alto; M – médio; B – baixo) – adaptado de (Zhao, <i>et al.</i> , 2021).....	9
Tabela 2-2 – Gama de valores típicos para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural e convecção forçada para gases e líquidos – adaptado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006). .....	16
Tabela 2-3 – Comparação dos diferentes tipos de sistemas de gestão térmica (A – alto; M – médio; B – baixo) – adaptado de (Zhao, <i>et al.</i> , 2021).....	29
Tabela 2-4 – Resumo do tipo de célula e do tipo de refrigeração utilizado pelas diferentes equipas analisadas. ....	35
Tabela 3-1 – Objetivos gerais da equipa LART para o veículo e competição da FSG. ....	36
Tabela 3-2 - Matriz de decisão para a escolha do tipo de geometria das células. ....	38
Tabela 3-3 - Comparação entre diferentes modelos de células – dados obtidos dos <i>datasheets</i> das respetivas células.....	39
Tabela 3-4 - Propriedades térmicas da célula Molicel P45B – valores fornecidos pelo fabricante.....	41
Tabela 3-5 - Características da célula Molicel P45B – valores retirados do <i>datasheet</i> da célula.....	41
Tabela 3-6 - Características da bateria. ....	43
Tabela 3-7 - Características do segmento.....	44
Tabela 4-1 – Gradiente e diferença de temperaturas para o método de refrigeração radial e axial. ....	59
Tabela 5-1 – Valores das constantes $C$ e $m$ consoante o número de Reynolds, para a configuração alinhada – adaptado de (Incropera, <i>et al.</i> , 2006).....	65
Tabela 5-2 – Valores de $C_2$ em função de $N_L$ , para a configuração alinhada. ....	66
Tabela 6-1 – Comparação dos resultados para os diferentes espaçamentos entre células em análise. ....	79
Tabela 6-2 – Especificações dos ventiladores selecionados.....	84
Tabela 6-3 – Comparação dos resultados para os diferentes ventiladores em análise.....	88
Tabela 6-4 – Comparação dos resultados obtidos, na ausência (A) e presença (D) de um ventilador de saída. ....	94
Tabela 6-5 – Comparação entre resultados do teste experimental, do Simulink e do CFD.....	105
Tabela 0-1 – Pontuações correspondentes a cada prova.....	113
Tabela 0-2 – Matriz de decisão para a escolha do tipo de geometria das células, com cálculos detalhados. ....	113

## Lista de Siglas e Acrónimos

BMS	<i>Battery Management System</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
C-rate	taxa de descarga
FIA	Federação Internacional de Automobilismo
LART	<i>Leiria Academic Racing Team</i>
PCM	<i>Phase Change Material</i>
SoC	<i>State of Charge</i>
WRC	<i>World Rally Championship</i>



# 1. Introdução

O presente capítulo tem como objetivo a apresentação do enquadramento e motivação para o estudo do sistema de gestão térmica de uma bateria para um veículo *Formula Student*, destacando a sua importância no cenário atual da equipa para a qual este foi desenvolvido, e apresentando os objetivos do estudo, bem como a estrutura do relatório.

## 1.1. Enquadramento e Motivação

A combinação de fatores económicos, ambientais e tecnológicos têm contribuído para uma transição na indústria automóvel. Governos e empresas apostam cada vez mais no mercado de veículos elétricos e híbridos, pelo que a generalização dos mesmos tem vindo a aumentar gradualmente, como mostra a Figura 1-1.

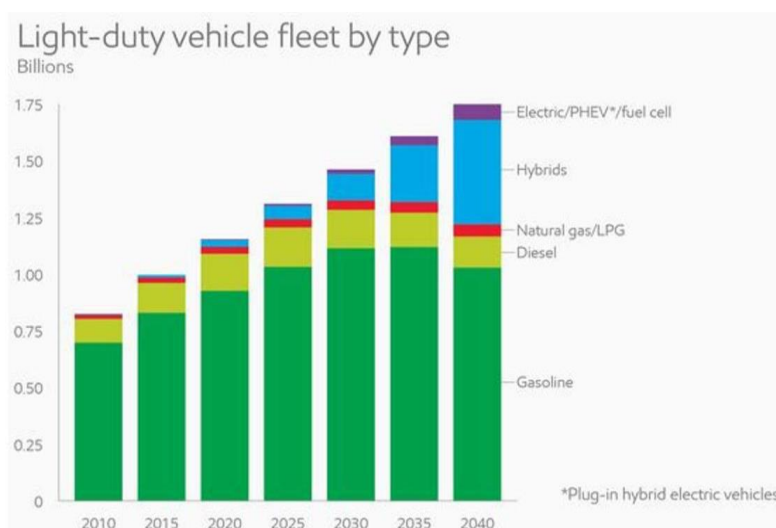


Figura 1-1 – Evolução e previsão do mercado de venda de automóveis até 2040 – retirado de (Green Car Congress, 2016).

A Figura 1-1 mostra que os veículos a gasolina continuam a dominar o mercado, no entanto pressupõe-se um aumento significativo na venda de veículos elétricos e híbridos. Esta transição não ocorre apenas no mercado automóvel e abrange outros setores económicos, tendo como exemplo o setor energético, onde a forma como se produz energia mudou bastante na última década. As fontes de energia renovável, como solar, eólica e hidroelétrica, estão a substituir progressivamente a produção de energia elétrica com base em centrais termoelétricas a carvão, gás e petróleo. Noutras indústrias, os processos de

fabrico usualmente dependentes de combustíveis fósseis estão também a ser progressivamente eletrificados.

No contexto da competição automóvel, o cenário não é diferente, e as principais categorias do desporto motorizado ajustaram-se a esta nova realidade. Na Fórmula 1, o regulamento de motores foi alterado em 2014, passando para um sistema híbrido, onde a unidade de potência integra um motor de combustão, um motor elétrico, um sistema de recuperação de energia e uma bateria. Presenciou-se também a criação de uma nova categoria, por parte da Federação Internacional de Automobilismo (FIA), onde competem carros totalmente elétricos, a Fórmula E, que teve a sua primeira temporada também em 2014. No campeonato mundial de ralis (*World Rally Championship*, WRC) assistiu-se igualmente à alteração do regulamento de motores utilizados no campeonato, onde, tal como na Fórmula 1, foi adotada uma configuração híbrida.

Também na competição *Formula Student*, a eletrificação tem ganho destaque, com muitas equipas a optarem por desenvolver veículos elétricos, acompanhando a evolução da indústria automóvel. Esta competição universitária desafia estudantes de todo o mundo a projetar, construir e competir com os veículos desenvolvidos pelas suas equipas. As equipas são avaliadas em provas estáticas, como análise de projeto e custos, e dinâmicas, como aceleração, *skid pad*, *autocross* e *endurance* (prova de resistência). No anexo A, é apresentada a Tabela 0-1, que apresenta as pontuações correspondentes a cada prova.

A prova de *endurance* é a mais importante da competição, atribuindo 250 pontos num total de 1000. Esta prova consiste numa corrida de resistência numa pista com aproximadamente 22 km de extensão, sendo a mais exigente para a maioria das equipas, devido aos problemas de sobreaquecimento da bateria. As competições decorrem geralmente no verão, onde a temperatura ambiente é frequentemente desfavorável, rondando os 30 °C ou mais, aumentando o risco de aquecimento excessivo das células que compõe a bateria. Por esta razão, a prova de resistência será utilizada como base para o dimensionamento do sistema de gestão térmica da bateria.

Um sistema de gestão térmica de uma bateria consiste num conjunto de componentes e estratégias projetados para monitorizar, controlar e regular a temperatura das células da bateria durante o seu funcionamento. O seu correto dimensionamento é fundamental para garantir a segurança do veículo, prevenindo o risco de incêndios causados por aquecimento excessivo, além de aumentar a vida útil das células e maximizar o seu desempenho,

mantendo-as dentro de uma gama de temperaturas adequada para o funcionamento eficiente e seguro da bateria.

## 1.2. Introdução à equipa LART

A *Leiria Academic Racing Team* (LART), equipa de *Formula Student* do Politécnico de Leiria, foi fundada em 2006 sob o nome Formula IPLeiria, destacando-se desde cedo nas competições internacionais. Após uma reformulação em 2012, passou a designar-se FSIPLeiria, tornando-se, em 2014, a primeira equipa europeia a competir com um sistema de acelerador eletrónico. Em 2021, numa aposta na inovação e sustentabilidade, iniciou o desenvolvimento do seu primeiro veículo autónomo e elétrico, mudando a sua identidade para LART, com a ajuda do seu principal patrocinador, a empresa VOID Software. Fruto desse trabalho, surgiu o T-24E (Voidster), que em 2023 alcançou o 4.º lugar geral e o 3.º lugar em várias provas da FSPortugal, marcando o início de um novo ciclo para a equipa. Atualmente a LART é composta por estudantes de várias áreas, como engenharia, gestão, comunicação e *marketing*. A equipa trabalha com o objetivo de desenvolver veículos de competição, do tipo fórmula. A Figura 1-2 mostra uma imagem do LART T-24E na prova de resistência da competição FSPortugal, em Castelo Branco.



Figura 1-2 – LART T-24E na prova de resistência da competição FSPortugal, em Castelo Branco.

Sendo o T-24E o primeiro veículo elétrico desenvolvido pela LART, o estudo e dimensionamento de um sistema de gestão térmica para a sua bateria assumem um papel fundamental no contexto atual da equipa. Este projeto não só acompanha a transição para a eletrificação, como também contribui para garantir o desempenho e a segurança do veículo durante as provas, nomeadamente a de resistência, respondendo aos desafios técnicos impostos pela competição.

### 1.3. Objetivos

No contexto do veículo *Formula Student* de propulsão elétrica desenvolvido pela LART, o desenvolvimento de um sistema de gestão térmica eficiente revela-se uma necessidade fundamental para assegurar o desempenho e a segurança da bateria durante as provas da competição. Além de garantir que as células operam dentro de uma gama de temperaturas adequada, este sistema tem como objetivo mitigar os riscos de sobreaquecimento, particularmente exigente em eventos como a prova de resistência, onde as células estão em solicitação contínua, e as temperaturas elevadas do verão colocam à prova a estabilidade térmica da bateria. Este projeto visa, assim, acompanhar as tendências de eletrificação observadas nas principais competições automóveis, mas também posicionar a LART em linha com as práticas das melhores equipas de *Formula Student*, que apostam em soluções inovadoras para maximizar o desempenho dos seus veículos elétricos.

#### 1.3.1. Objetivos específicos

A fim de se atingir o objetivo geral, é necessário traçar objetivos específicos. Todos eles são descritos nos seguintes pontos:

- Analisar os vários tipos de células e de sistemas de gestão térmica de baterias usados nesta competição.
- Manter o sistema de gestão térmica simples e de fácil implementação.
- A temperatura das células não pode ultrapassar os 60 °C.
- Estudar qual o melhor método para a refrigeração das células.
- Desenvolver um modelo integral no *software* Simulink que permita fazer simulações térmicas transientes, num curto intervalo de tempo.
- Realizar um ensaio experimental de descarga das células e posterior comparação/validação do modelo integral desenvolvido.
- Realizar uma simulação computacional para uma visualização mais detalhada da distribuição da temperatura das células num segmento da bateria.

Deste modo, o cumprimento dos objetivos traçados permitirá assegurar o correto desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria, garantindo a sua fiabilidade e desempenho durante as provas da competição.

## 1.4. Estrutura do trabalho

O presente relatório está estruturado em 7 capítulos, de forma a apresentar o desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria do T-24E.

- Capítulo 2: Apresenta os fundamentos teóricos relacionados com as células de íons de lítio, mecanismos de transferência de calor, modelos de geração de calor das células e os métodos de refrigeração utilizados em sistemas de gestão térmica de baterias.
- Capítulo 3: Descreve o caso de estudo aplicado ao T-24E, incluindo a escolha do tipo de célula, o método de refrigeração e a caracterização da bateria de alta tensão.
- Capítulo 4: Define a configuração do sistema de gestão térmica através de estudos analíticos e testes experimentais, comparando as abordagens radial e axial para a refrigeração das células.
- Capítulo 5: Detalha o desenvolvimento do modelo integral do sistema de gestão térmica, incluindo simulações térmicas em regime transientes (Simulink) e permanente (Ansys Fluent), para prever o comportamento térmico da bateria.
- Capítulo 6: Apresenta a análise e discussão dos resultados obtidos, a seleção dos ventiladores, a distribuição dos sensores de temperatura no segmento e a comparação dos resultados entre os testes experimentais, o modelo integral e a análise numérica.
- Capítulo 7: Expõe as principais conclusões do estudo, juntamente com sugestões para trabalhos futuros que visem a melhoria do sistema.

Concluída a apresentação dos objetivos e da estrutura do trabalho, segue-se o capítulo de fundamentos e revisão bibliográfica, onde são explorados os conceitos essenciais para o desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria.

## 2. Fundamentos e revisão bibliográfica

O presente capítulo aborda os princípios fundamentais do tema em estudo, assim como o estado da arte, apresentando conceitos chave, tecnologias utilizadas e estudos prévios, relevantes na área dos sistemas de gestão térmica de baterias.

### 2.1. Tipos de geometrias de células

A seleção acertada do tipo de geometria de células é fundamental para o correto dimensionamento de uma bateria. De acordo com o autor Leotta (2020), os principais tipos de células usualmente utilizados em competições *Formula Student* incluem as células bolsa (*pouch* – na literatura inglesa), as células prismáticas e as células cilíndricas (Figura 2-1).

**Células cilíndricas**



**Células prismáticas**



**Células pouch**



Figura 2-1 - Diferentes tipos de geometrias de células – adaptado de (Leotta, 2020).

As células podem ser caracterizadas quanto à sua densidade de energia, que representa a quantidade de energia que pode ser armazenada por unidade de massa [Wh/kg], nível de segurança, qualidade e facilidade no acondicionamento (Schröder, *et al.*, 2016). De seguida, são apresentados, as principais diferenças entre os três tipos de geometrias em estudo.

#### **Densidade de Energia:**

- **Células cilíndricas:** as células cilíndricas apresentam uma densidade de energia superior às células prismáticas, mas inferior às células *pouch* devido ao revestimento metálico característico das células cilíndricas. Além disso, a densidade de energia total de uma bateria composta por células cilíndricas é menor quando comparada às baterias formadas por células *pouch*, pois a geometria cilíndrica resulta em espaços vazios entre as células. Esses espaços aumentam o volume e, conseqüentemente, o peso total do conjunto.

- **Células prismáticas:** apresentam uma densidade energética baixa devido ao seu revestimento robusto. No entanto, a sua forma prismática permite otimizar o espaço entre células.
- **Células *pouch*:** possuem uma excelente densidade energética, pois a sua geometria plana e o seu revestimento de alumínio flexível permitem otimizar o espaço entre células, reduzindo o tamanho total da bateria, tornando-a assim mais leve.

### **Segurança:**

- **Células cilíndricas:** estão alojadas numa estrutura metálica que não requer tratamentos específicos, como compressão mecânica, para limitar o inchaço, necessária para as células *pouch* e prismáticas. Possuem válvulas de alívio de pressão e é mais fácil implementar fusíveis para gerir eventos críticos, como curto-circuito ou danos mecânicos.
- **Células prismáticas:** têm um revestimento robusto e, por isso, são difíceis de danificar.
- **Células *pouch*:** são consideradas frágeis devido ao revestimento de alumínio flexível e necessitam de compressão mecânica para limitar o inchaço e assim operar de forma segura.

### **Qualidade:**

- **Células cilíndricas:** apresentam técnicas de fabrico bem estabelecidas que resultam num baixo número de falhas, um fator importante para conjuntos de baterias que utilizam um número elevado de células. Possuem uma baixa variação de parâmetros entre células, reduzindo a necessidade de balanceamento.
- **Células prismáticas:** estão ainda na fase inicial do aumento da escala de produção e, por isso, carecem de padronização.
- **Células *pouch*:** assim como as células prismáticas, as células *pouch* estão ainda a aumentar a escala de produção, carecendo de padronização, sendo estas duas últimas menos estudadas e desenvolvidas que células cilíndricas e, por isso, menos fiáveis.

### **Acondicionamento:**

- **Células cilíndricas:** devido à sua forma, não é possível utilizar a totalidade do espaço disponível na bateria, resultando na diminuição da densidade de energia do conjunto. No entanto, esta folga pode ser aproveitada para a gestão térmica das células.
- **Células prismáticas:** oferecem um bom acondicionamento devido ao seu formato prismático.
- **Células pouch:** devido à sua forma plana e achatada, e aos materiais utilizados, são células flexíveis que podem ser facilmente ajustadas ao espaço disponível numa, o que aumenta a densidade de energia do conjunto. No entanto, tem de se ter em consideração o possível inchaço das mesmas.

Em suma, as células cilíndricas destacam-se pela segurança e fiabilidade, devido ao seu desenvolvimento tecnológico, enquanto as células *pouch* sobressaem pela elevada densidade de energia e apresentam alguma flexibilidade no seu acondicionamento. Já as células prismáticas apresentam um bom compromisso entre densidade de energia e segurança, destacando-se pela boa utilização do espaço disponível para o seu acondicionamento, devido ao seu formato prismático.

## **2.2. Tipos de composição química das células**

De acordo com a revisão feita pelos autores Zhao *et al.* (2021), existem principalmente quatro tipos de composição química de células, sendo elas, as células de chumbo-ácido (Pb-acid), células de níquel-hidreto metálico (NiMH), supercondensadores (EDCL – *electric double-layer capacitor*, na literatura inglesa), e as células de íões de lítio (Li-ion).

De seguida são apresentados as características, vantagens e desvantagens, associadas a cada tipo de química, enumeradas pelos autores Manzetti e Mariasiu (2015):

- **Pb-acid:** as células de chumbo-ácido apresentam grandes desvantagens associadas ao manuseamento de substâncias ácidas, à presença de chumbo na sua construção e à baixa densidade de energia e potência. No entanto, devido ao baixo custo de produção, representam uma solução económica para aplicação em veículos elétricos).

- **NiMH:** as células de níquel-hidreto metálico têm como principal vantagem é a ausência do efeito memória, que afeta diretamente a capacidade máxima de carga da bateria. No entanto, comparadas com as células de íões de lítio, estas apresentam uma capacidade reduzida e uma elevada taxa de autodescarga.
- **EDCL:** os supercondensadores são geralmente utilizados para recuperação e armazenamento de energia proveniente das travagens regenerativas, devido à sua capacidade de carregamento rápido e longa vida útil. No entanto apresentam um custo elevado e uma grande taxa de autodescarga.
- **Li-ion:** as células de íões de lítio são muito utilizadas como dispositivos de armazenamento e fornecimento de energia, devido à alta densidade de energia, razoável densidade de potência e baixa taxa de autodescarga. Porém, as células de íões de lítio têm uma tendência elevada de sobreaquecimento, pelo que a gestão térmica das mesmas tem de ser meticulosamente assegurada.

A Tabela 2-1 apresenta um resumo conciso dos diferentes tipos de composição química de células mais utilizados em baterias, comparando-os entre si numa análise qualitativa.

Tabela 2-1 – Comparação dos diferentes tipos de químicas de células (A – alto; M – médio; B – baixo) – adaptado de (Zhao, *et al.*, 2021).

	Pb-acid	NiMH	EDCL	Li-ion
<b>Eficiência</b>	B	B	A	M
<b>Densidade de energia [Wh/kg]</b>	B	M	B	A
<b>Densidade de potência [W/kg]</b>	B	B	A	M
<b>Tensão de saída</b>	M	B	M	A
<b>Taxa de autodescarga</b>	B	M	A	B
<b>Custo</b>	B	M	A	M

Da análise da Tabela 2-1, pode-se concluir que as células de íões de lítio apresentam o melhor desempenho em quase todos os aspetos analisados. Devido às suas características distintivas, a célula de lítio é comumente reconhecida como a mais adequada para armazenamento de energia para veículos elétricos.

### 2.3. Princípio de funcionamento de uma célula de lítio

Segundo os autores Reddy *et al.* (2010), uma bateria é um equipamento que converte a energia química armazenada nos seus materiais ativos, diretamente em energia elétrica, através de reações eletroquímicas de oxidação – redução (reações redox). No caso de um

sistema ser recarregável, a bateria é carregada pela inversão deste processo. Este tipo de reação envolve a transferência de elétrons de um material para outro, através de um circuito elétrico.

Embora o termo bateria seja frequentemente utilizado, a unidade eletroquímica básica a que se refere é a célula. Uma bateria é composta por uma ou mais dessas células, conectadas em série, em paralelo ou em ambas as configurações, influenciando assim a tensão e capacidade da bateria.

Uma célula é constituída por três componentes principais, o eletrodo negativo, ou ânodo que fornece elétrons ao circuito externo e é oxidado durante a reação eletroquímica, o eletrodo positivo, ou cátodo, que recebe elétrons do circuito externo e é reduzido durante a reação, e o eletrólito, um condutor iônico que fornece o meio para a transferência de carga, sob a forma de íons, no interior da célula entre o ânodo e o cátodo.

A tecnologia de células de íons de lítio, introduzida comercialmente pela Sony no início dos anos 1990, baseia-se no uso de compostos de intercalação de lítio. Os íons de lítio migram através do eletrólito situado entre duas estruturas, que funcionam como os eletrodos positivo e negativo, tal como se pode observar na Figura 2-2.

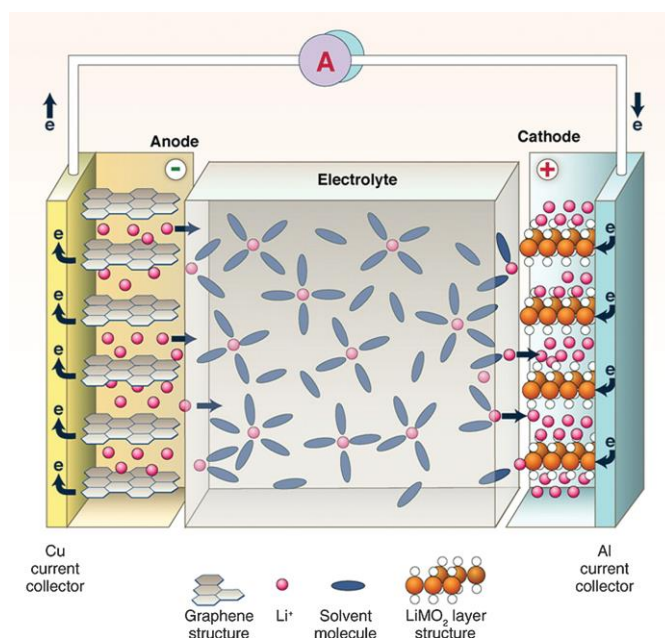


Figura 2-2 – Esquema de uma célula de íons de lítio – retirado de (Dunn, *et al.*, 2011).

O ânodo é composto por carbono grafítico, que armazena os íons de lítio nas suas camadas, enquanto o cátodo é um composto de intercalação de lítio, geralmente um óxido,

caracterizado por uma estrutura em camadas. Ambos os elétrodos conseguem introduzir e remover de forma reversível os íons de lítio das suas estruturas.

Durante o processo de carga, os íons de lítio são removidos do composto de óxido em camadas e intercalados nas camadas de grafite. O processo é invertido durante a descarga. Os elétrodos são separados por um eletrólito, que transporta os íons de lítio entre o ânodo e o cátodo (Dunn *et al.*, 2011).

Compreendido o princípio de funcionamento das células de íons de lítio, é essencial analisar os diferentes mecanismos de transferência de calor que influenciam a sua temperatura de operação. A gestão térmica da uma bateria depende diretamente da forma como o calor é gerado e dissipado nas células que a compõe, sendo crucial compreender os diferentes mecanismos de transferência de calor.

## 2.4. Mecanismos de transferência de calor

A transferência de calor pode ser definida como energia térmica em movimento devido a uma diferença de temperatura. Sempre que existir diferenças de temperaturas num meio ou entre meios, haverá transferência de calor (Incropera, *et al.*, 2006).

Os diferentes processos de transferência de calor podem ser divididos em três mecanismos, sendo eles, a transferência de calor por condução, por convecção e por radiação, como ilustrado na Figura 2-3.

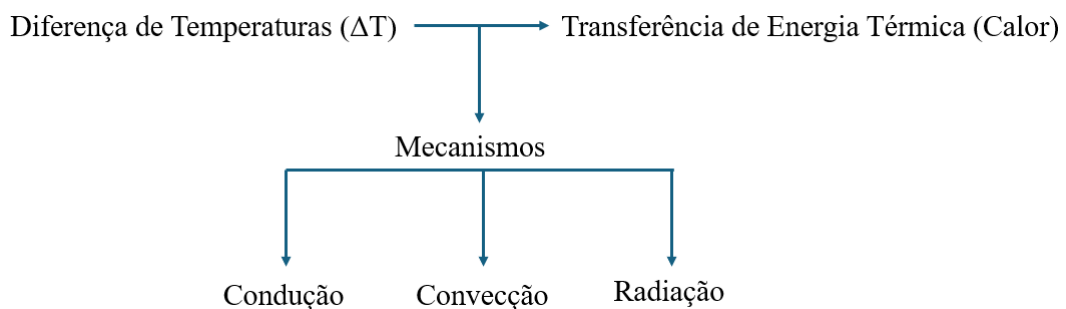


Figura 2-3 – Esquema ilustrativo dos diferentes mecanismos de transferência de calor.

Caso exista um gradiente de temperatura num meio estacionário, podendo este ser um sólido ou um fluido, o termo condução é usado para descrever o mecanismo de transferência de calor que ocorrerá através do meio. Em contrapartida, o termo convecção refere-se ao mecanismo de transferência de calor que ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento, quando estes se encontram a temperaturas diferentes.

O terceiro mecanismo de transferência de calor é denominado de radiação. Todas as superfícies com temperatura emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas. Assim, mesmo na ausência de um meio interveniente, existe transferência de calor por radiação entre duas superfícies a diferentes temperaturas. No entanto, a troca de calor por radiação entre células não foi considerada no sistema, pois estas são insignificantes quando comparadas às trocas de calor por condução e convecção. Por esta razão este mecanismo de transferência de calor não será muito aprofundado.

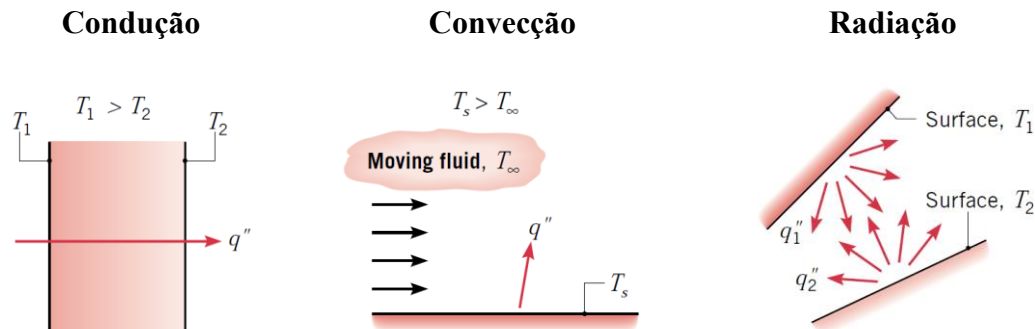


Figura 2-4 – Diferentes mecanismos de transferência de calor – adaptado de (Incropera, *et al.*, 2006).

Conhecer e compreender os mecanismos físicos que fundamentam os processos de transferência de calor e saber como utilizar as equações que quantificam a quantidade de energia transferida por unidade de tempo é crucial no desenvolvimento de um sistema de gestão térmica.

De seguida apresenta-se de forma detalhada as equações que correspondem aos diferentes mecanismos de transferência de calor.

### 2.4.1. Condução

Temperaturas mais elevadas estão associadas a maiores energias moleculares, e, quando moléculas colidem, há transferência de energia das moléculas mais energéticas para as menos energéticas. Na presença de um gradiente de temperatura, a transferência de calor por condução ocorre na direção da diminuição da temperatura (Incropera, *et al.*, 2006).

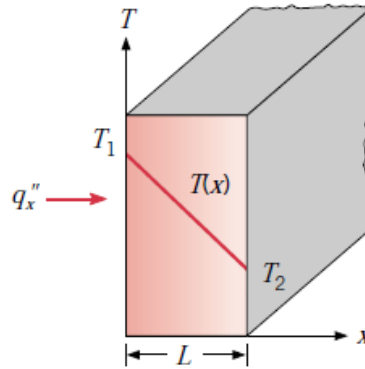


Figura 2-5 – Transferência de calor por condução – retirado de (Incropera, *et al.*, 2006).

É possível quantificar o processo de transferência de calor por condução pela Lei de Fourier, através da seguinte equação

$$\dot{q}_{cond} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2-1)$$

Onde:

- $q_{cond}$ : fluxo de calor por condução [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];
- $k$ : condutividade térmica do material [ $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ];
- $\frac{dT}{dx}$ : gradiente de temperatura na direção  $x$  [ $\text{K}/\text{m}$ ].

De notar que a equação (2-1) representa um fluxo de calor, que corresponde ao calor transferido numa direção, por unidade de área. A taxa de transferência de calor é dada pelo produto entre o fluxo de calor e a área da secção onde ocorre transferência de calor [ $\text{m}^2$ ].

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2-2)$$

O sinal negativo deve-se ao facto de o calor ser positivo quando flui na direção inversa ao gradiente de temperatura (Silva, 2023).

Em condições estacionárias, como o exemplo da Figura 2-5, onde a distribuição de temperatura é linear, o gradiente de temperatura pode ser expresso por:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2-3)$$

Onde:

- $L$ : comprimento característico [ $\text{m}$ ].

Assim pode-se reescrever a equação (2-2), pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (2-4)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{cond}$ : Taxa de calor transferido por condução [W].

Sendo que a resistência térmica de condução é dada pela seguinte equação:

$$R_{cond} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{L}{kA} \quad (2-5)$$

Onde:

- $R_{cond}$ : resistência de condução [K/W];
- $A$ : área de transferência de calor [m<sup>2</sup>].

A resistência térmica de condução tem um impacto direto na taxa de transferência de calor por condução, sendo que, quanto maior for a resistência térmica, menor será a taxa de transferência de calor. Quanto maior for a condutividade térmica de um material, maior a sua capacidade de dissipar calor.

De forma a se diminuir a resistência térmica de condução de um material, é necessário diminuir o comprimento característico, ou aumentar a área de transferência de calor.

### 2.4.2. Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre entre um fluido em movimento e uma superfície, quando ambos estão a diferentes temperaturas. A interação do fluido com a superfície resulta num gradiente de velocidades, onde esta varia de zero, junto à superfície a um valor finito  $u$ , ver Figura 2-6 . Esta região é conhecida como camada limite hidrodinâmica. Caso as temperaturas da superfície e do fluido difiram, haverá também um gradiente de temperaturas entre a superfície e o fluido. Essa região é denominada de camada limite térmica (Incropera, *et al.*, 2006).

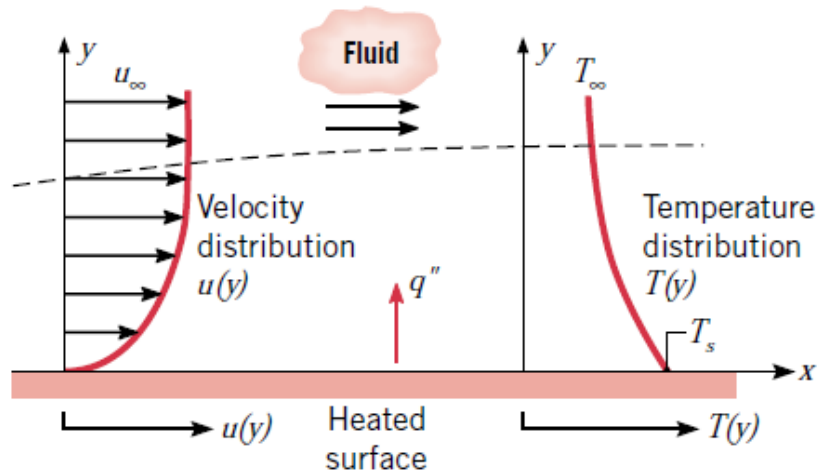


Figura 2-6 – Transferência de calor por convecção – retirado de (Incropera, *et al.*, 2006).

A transferência de calor por convecção pode ser classificada conforme a natureza do escoamento, em convecção natural ou forçada, ver Figura 2-7. Caso o escoamento seja induzido por meios externos, como um ventilador ou uma bomba, utiliza-se o termo convecção forçada. Em contraste, o termo convecção natural é utilizado quando o escoamento é induzido por forças de flutuabilidade, que surgem devido a diferenças de densidade causadas por variações de temperatura no fluido.

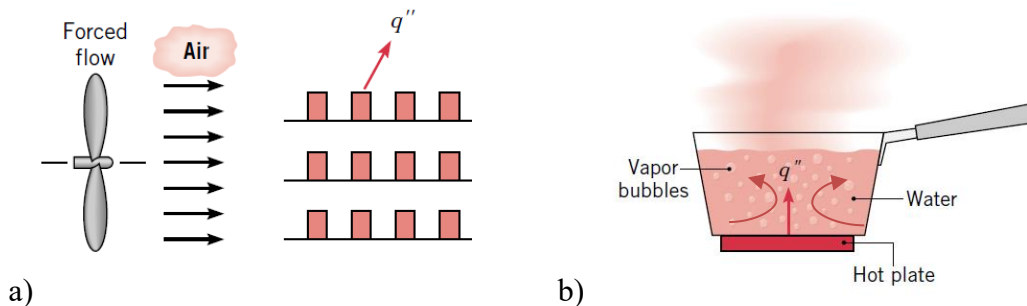


Figura 2-7 – Diferentes tipos de convecção, a) convecção forçada b) convecção natural – adaptado de (Incropera, *et al.*, 2006).

De acordo com a Lei do Arrefecimento de Newton, a equação (2-6) expressa o fluxo de calor transferido por convecção:

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (2-6)$$

Onde:

- $q_{conv}$ : fluxo de calor por convecção [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];
- $h$ : coeficiente de transferência de calor por convecção [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ];
- $T_s$ : temperatura da superfície [K];
- $T_\infty$ : temperatura do fluido [K].

De seguida é apresentado na Tabela 2-2 a gama de valores típicos para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural e convecção forçada para gases e líquidos,

Tabela 2-2 – Gama de valores típicos para o coeficiente de transferência de calor por convecção natural e convecção forçada para gases e líquidos – adaptado de (Incropera, *et al.*, 2006).

Processo	Fluido	$h$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]
Convecção natural	Gases	2 - 25
	Líquidos	50 - 1000
Convecção forçada	Gases	25 - 250
	Líquidos	100 - 20000

Para se obter a taxa de transferência de calor por convecção (equação (2-7)), multiplica-se o fluxo de calor pela respetiva área de transferência.

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2-7)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{conv}$ : taxa de calor transferido por convecção [W].

Sendo que resistência térmica de convecção é dada pela equação (2-8):

$$R_{conv} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}_{conv}} = \frac{1}{hA} \quad (2-8)$$

Onde:

- $R_{conv}$ : resistência de convecção [K/W].

Tal como para a condução, também resistência térmica de convecção tem um impacto direto na taxa de transferência de calor, sendo que, quanto maior for a resistência térmica, menos será a taxa transferência de calor.

Para se diminuir a resistência térmica de convecção, basta aumentar o coeficiente de transferência de calor, com a ajuda de equipamentos próprios, por exemplo, um ventilador, ou aumentar a área de contacto entre a superfície sólida e o fluido.

### 2.4.3. Radiação

A radiação térmica é a energia emitida por matéria, no seu estado sólido, líquido ou gasoso, que se encontra a uma temperatura diferente do zero absoluto (0 K). A radiação é transportada por ondas eletromagnéticas, sendo que esta não requer a presença de um meio material para haver transferência de energia, ao contrário da condução e da convecção.

A lei de *Stefan-Boltzmann* estabelece que a energia radiada por um corpo negro é diretamente proporcional à quarta potência da sua temperatura, (Incropera, *et al.*, 2006).

$$E_b = \sigma \cdot T_s^4 \quad (2-9)$$

Onde:

- $E_b$ : potência emissiva do corpo negro [W/m<sup>2</sup>];
- $\sigma$ : constante de *Stefan-Boltzmann* [ $5,67 \times 10^8$  W/(m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>)];
- $T_s^4$ : temperatura absoluta da superfície [K].

No entanto, o fluxo de calor emitido por uma superfície real é inferior ao de um corpo negro à mesma temperatura, e é dado por:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (2-10)$$

Onde:

- $\varepsilon$ : emissividade.

A emissividade indica o quão eficiente uma superfície emite energia em relação a um corpo negro e pode variar entre 0 e 1 ( $0 < \varepsilon \leq 1$ ).

Assim a taxa de transferência de calor por radiação entre uma superfície com emissividade  $\varepsilon$  e uma área  $A_s$ , a uma temperatura  $T_s$ , e um meio envolvente a uma temperatura  $T_{env}$ , é expressa pela equação (2-11).

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_{env}^4) \quad (2-11)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{rad}$ : taxa de transferência de calor por radiação [W];
- $A_s$ : área de superfície [m<sup>2</sup>];
- $T_{env}$ : temperatura envolvente [K].

## 2.5. Balanço energético

De acordo com a primeira Lei da Termodinâmica, a energia não pode ser criada nem destruída, apenas pode mudar de forma. Pelo princípio da conservação de energia, a variação da energia total de um sistema durante um processo é igual à diferença entre a energia total que entra e que sai do sistema, tal como apresentado na equação (2-12).

$$\Delta E_{sistema} = E_{entra} - E_{sai} \quad (2-12)$$

Quando as trocas de energia de um sistema ocorrem apenas através de transferência de calor, e não ocorre trabalho de fronteira, a variação da energia interna do sistema (balanço energético) é dado pela equação (2-13) (Çengel & Ghajar, 2014).

$$Q = mC\Delta T \quad (2-13)$$

Onde:

- $Q$ : variação de energia térmica do sistema [J];
- $m$ : massa do sistema [kg];
- $C$ : calor específico do sistema [J/(kg·K)];
- $\Delta T$ : variação de temperatura no sistema [K].

A equação (2-13) estabelece que a variação de energia interna de um sistema de massa constante, onde não ocorre trabalho de fronteira, apenas depende do calor específico e da variação da temperatura do próprio sistema.

## 2.6. Modelo de geração de calor de uma célula

Conhecer os fatores que contribuem para a geração de calor numa célula é fundamental para garantir a segurança, desempenho e longevidade de uma bateria, pelo que, o dimensionamento de um sistema de gestão térmica de uma bateria está diretamente relacionada com o calor gerado pelas células que a compõem.

De acordo com o estudo realizado pelos autores Siriboonpanit *et al.* (2022), as células de íões de lítio são compostas por duas fontes de calor, sendo elas, a geração de calor pelo efeito de Joule, determinado pelo produto da resistência interna da célula e o quadrado da corrente que a percorre durante a transferência eletrões, e o calor gerado pelas reações eletroquímicas ou pela alteração da entropia. As duas fontes de calor são chamadas de calor irreversível (associado ao efeito de Joule) e calor reversível (associado à reação

eletroquímica), respetivamente, e a soma destas corresponde ao total do calor gerado por uma célula.

A equação que melhor descreve a taxa de calor gerado por uma célula, durante o processo de carga e descarga, é:

$$\dot{Q}_{gerado} = \dot{Q}_{irreversível} + \dot{Q}_{reversível} \quad (2-14)$$

Onde:

- $\dot{Q}_{gerado}$ : taxa total de calor gerado por uma célula [W];
- $\dot{Q}_{irreversível}$ : taxa de calor gerado pelo efeito de Joule [W];
- $\dot{Q}_{reversível}$ : taxa de calor gerado pela reação eletroquímica [W].

A taxa de calor gerado pelo efeito de Joule pode ser definida pela equação (2-15).

$$\dot{Q}_{irreversível} = I^2 R_{int} \quad (2-15)$$

Onde:

- $I$ : corrente elétrica [A];
- $R_{int}$ : resistência interna da célula [ $\Omega$ ].

De notar, que a resistência interna da célula é função da sua temperatura, da taxa de descarga (C-rate) e do seu estado de carga (SoC). De acordo com o estudo realizado por Kim *et al.* (2007), a resistência interna de uma célula é relativamente alta tanto em níveis baixos de SoC (10% a 30%) quanto em níveis elevados (60% a 90%). Em níveis intermediários de SoC (30% a 50%), a resistência interna da célula tende a ser menor, como apresentado na Figura 2-8.

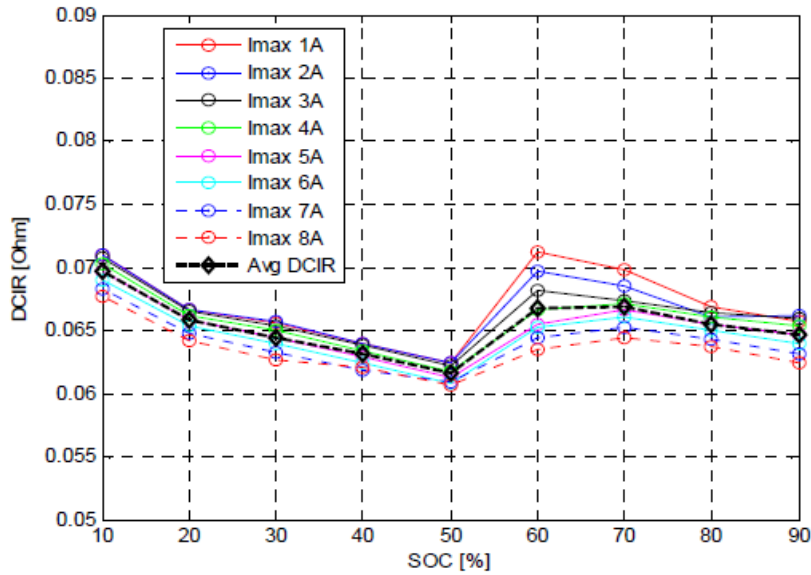


Figura 2-8 – Variação da resistência interna de uma célula com o SoC – retirado de (Kim, *et al.*, 2007).

Já a taxa de calor gerado pela reação eletroquímica pode ser definida pela equação (2-16).

$$\dot{Q}_{reversível} = IT_{cell} \frac{dE_{oc}}{dT_{cell}} \quad (2-16)$$

Onde:

- $E_{oc}$ : tensão em circuito aberto da célula [V];
- $T_{cell}$ : temperatura da célula [K];
- $\frac{dE_{oc}}{dT_{cell}}$ : coeficiente de calor entrópico [V/K].

A taxa de calor gerado pela reação eletroquímica, ou calor reversível é definida pela variação do coeficiente de entropia, que corresponde à taxa de variação da tensão em circuito aberto ( $E_{oc}$ ) em relação à temperatura da célula. Um coeficiente de calor entrópico positivo, para um determinado SoC, indica uma reação exotérmica (libera energia térmica) e um coeficiente de calor entrópico negativo indica uma reação endotérmica (absorve energia térmica), durante o processo de carga ou de descarga de uma célula, como apresentado na Figura 2-9.

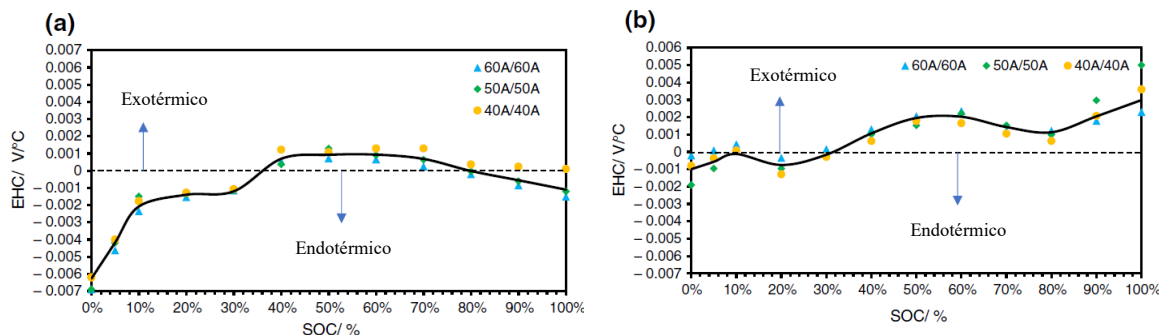


Figura 2-9 – Coeficiente de calor entrópico para diferentes valores de SoC: (a) processo de carga, (b) processo de descarga – adaptado de (Ziat *et al.*, 2023).

De acordo com Smith e Wang (2006), para aplicações que envolvam elevadas taxas de descarga numa bateria, e consequentemente nas células que a compõem, como é o caso de uma bateria de alto desempenho típica de um veículo de competição, as perdas entrópicas são geralmente negligenciadas, pois o calor gerado pelo efeito de Joule torna-se dominante.

A taxa total de calor gerado por uma célula tem impacto direto na temperatura da mesma. O sobreaquecimento de uma célula acelera a degradação do eletrólito e dos elétrodos, reduzindo a vida útil da mesma, além de implicar riscos de segurança.

## 2.7. Impacto da temperatura em células de íões de lítio

Segundo Zhao (2021), a geração e acumulação excessiva de calor durante a operação normal das baterias de íões de lítio pode causar elevações de temperatura, levando a uma degradação acelerada e a uma redução significativa da vida útil das células que a compõem.

O envelhecimento de uma célula tem início geralmente nas interfaces entre os elétrodos e o eletrólito, o que provoca o aumento da impedância interna da célula, o que resulta numa rápida perda de capacidade. Estudos indicam que a taxa de degradação de uma célula praticamente duplica a cada aumento de 10 °C da sua temperatura máxima.

Não são apenas as temperaturas que contribuem para a degradação de uma célula e da bateria, mas também parâmetros como o SoC e as suas variações, as taxas e tensões de carga e de descarga e ainda os níveis de humidade.

Segundo o estudo realizado pelos autores Leng *et al.* (2015), que analisaram o impacto de diferentes temperaturas (25 °C, 35 °C, 45 °C e 55 °C) nas taxas de envelhecimento das baterias de íões de lítio durante operações cíclicas, conclui-se que a temperaturas mais elevadas (55 °C), a eficiência dos elétrodos de grafite e óxido de lítio-cobalto, a capacidade

máxima de armazenamento de energia e as resistências dos elétrodos e do eletrólito apresentaram uma degradação mais acentuada.

A confiabilidade, a vida útil, as características eletroquímicas e a segurança das baterias de íões de lítio são fortemente afetadas pela não uniformidade de temperatura entre células. Como resultado, recomenda-se que as células se mantenham numa gama de temperaturas entre 25 °C a 45 °C e que a diferença máxima de temperatura entre células na bateria não exceda os 5 °C, em condições de carga e descarga. (Ni & Wang, 2020).

### 2.7.1. Descontrolo térmico de células

O caso extremo de acumulação excessiva de calor numa bateria pode levar a que as células entrem num cenário de descontrolo térmico, tipicamente denominado de *thermal runaway* na literatura inglesa, podendo resultar em incêndios ou explosões. Se o calor gerado pelas células não for removido de forma eficaz, pode ocorrer a gasificação do eletrólito, o que resulta no aumento descontrolado da temperatura das células em apenas alguns segundos (Golubkov *et al.*, 2014).

Segundo o estudo realizado pelos autores Barkholtz *et al.* (2019), a principal causa do fenómeno de *thermal runaway* é a decomposição exotérmica do separador sólido-eletrólito e do ânodo. A energia libertada pela decomposição funde o separador, desencadeando reações termodinâmicas internas e curtos-circuitos, o que resulta num aumento descontrolado na temperatura das células e consequentemente da bateria. No final deste processo, uma célula pode chegar aos 680 °C, como se pode observar na Figura 2-10.

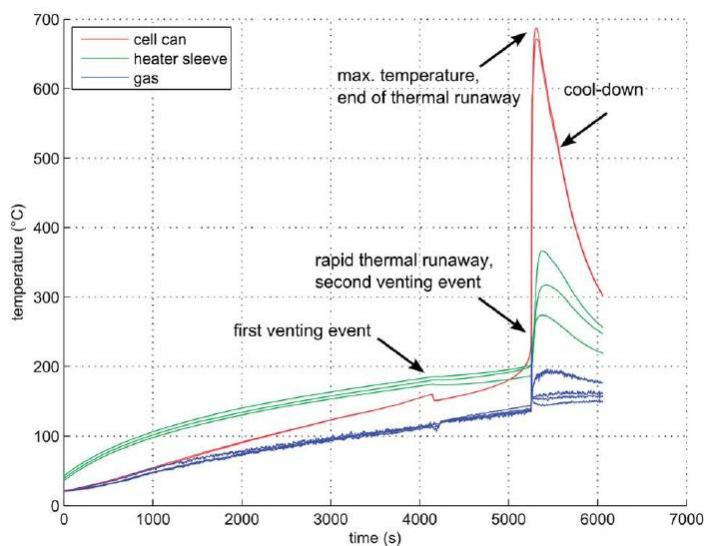


Figura 2-10 – Temperaturas atingidas durante o fenómeno de *thermal runaway* – retirado de (Barkholtz, *et al.*, 2019).

Pelas razões mencionadas, as consequências da ocorrência de *thermal runaway* podem ser trágicas. Assim, um sistema de gestão térmica de baterias fiável e eficaz é essencial para eliminar problemas de segurança, como incêndios e explosões na bateria (Zhao, *et al.*, 2021)

## 2.8. Tipos de sistemas de gestão térmica de baterias

As baterias de íões de lítio utilizadas em veículos elétricos, a altas temperaturas, devem ser arrefecidas para melhorar o seu desempenho. Diversos métodos têm sido propostos para este fim, incluindo tecnologias de refrigeração a ar, a líquido e com materiais de mudança de fase (*Phase Change Materials* – PCM) (Zhang *et al.*, 2022). A Figura 2-11 apresenta os diferentes tipos de gestão térmica de baterias comumente utilizados.

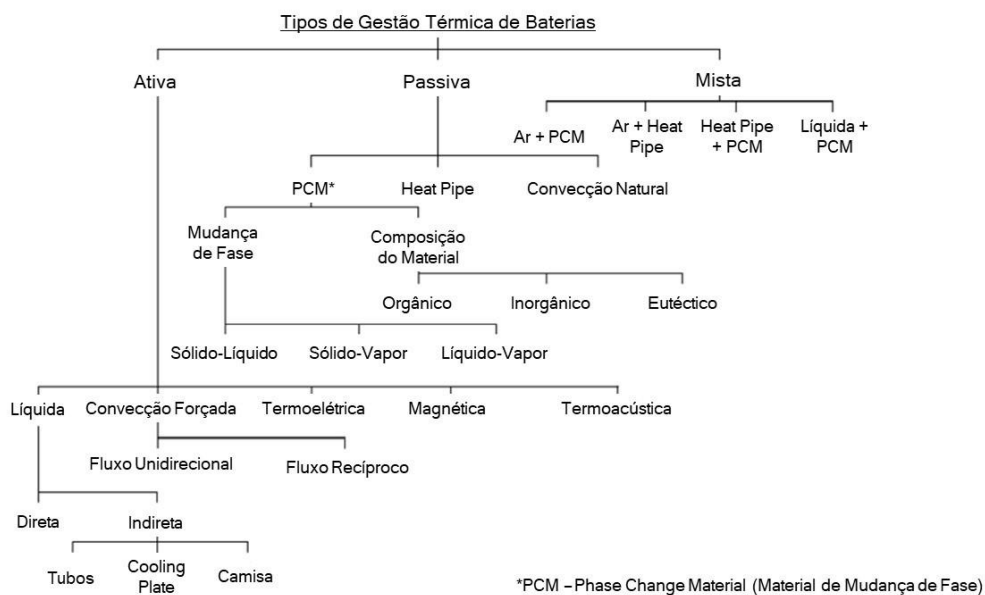


Figura 2-11 - Classificação dos sistemas de gestão térmica de baterias – retirado de (Silva, 2023).

### 2.8.1. Refrigeração a ar

A refrigeração a ar é o método mais utilizado para a dissipação do calor em baterias, podendo ser utilizado o ar ao redor da bateria (convecção natural), ou forçar o fluxo de ar a entrar na bateria, aproveitando a velocidade do veículo, ou através de ventiladores (convecção forçada). A convecção natural tem como vantagem a sua simplicidade e baixo custo, no entanto possui uma capacidade limitada de dissipação de calor. Já a convecção forçada é mais confiável, tornando-se uma solução de refrigeração mais comum. No entanto, a convecção forçada reduz a uniformidade de temperatura dentro das células.

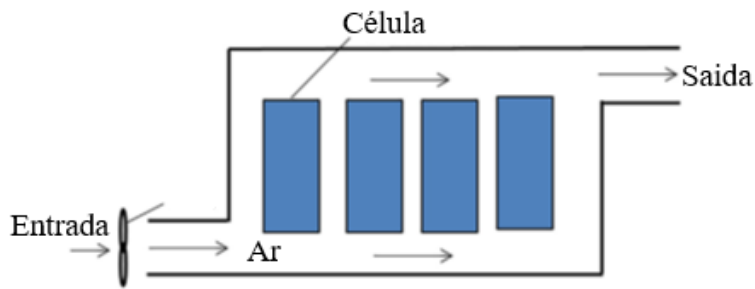


Figura 2-12 – Sistema típico de refrigeração a ar (*Z-flow*) – adaptado de (Zhang, *et al.*, 2022)

Têm-se realizado vários estudos com o objetivo de melhorar a uniformidade térmica das baterias, no entanto, devido às características do ar, nomeadamente o seu reduzido valor típico do calor específico, o seu efeito de refrigeração possui algumas limitações.

Um estudo realizado por Mahamud e Park (2011), propõe um sistema de fluxo de ar bidirecional, com o objetivo de mitigar o problema do gradiente de temperatura num sistema de gestão térmica convencional, onde o fluxo de ar é unidirecional.

O fluxo de ar bidirecional pode ser criado utilizando válvulas de comutação e condutas de ar desenhadas para o propósito, como apresentado na Figura 2-13, onde um ventilador unidirecional é utilizado.

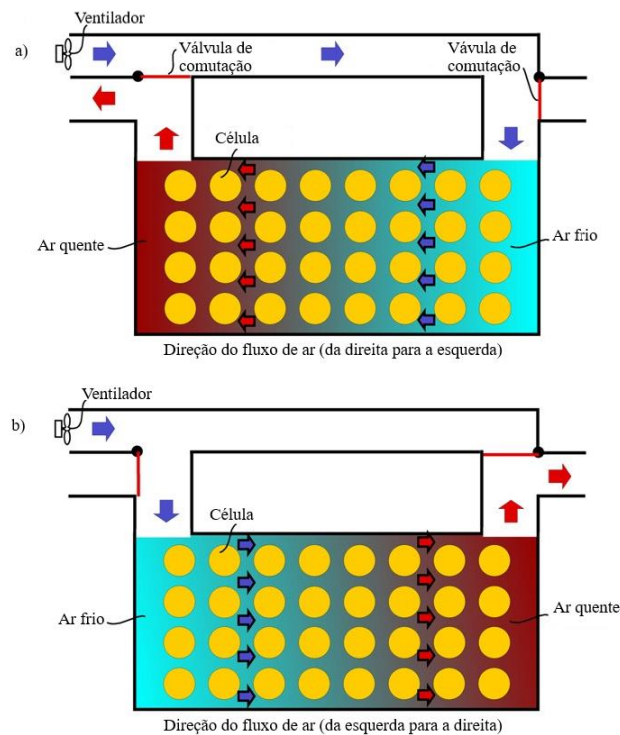


Figura 2-13 – Sistema de gestão térmica de fluxo bidirecional – adaptado de (Mahamud & Park, 2011).

Os resultados numéricos demonstraram que, quanto menor o período de reciprocidade, menor é a diferença de temperatura entre as células e a temperatura máxima das mesmas. Verificou-se ainda que o fluxo bidirecional, utilizando um período de reciprocidade de 120 s, reduz a diferença de temperatura entre as células em cerca de 4 °C e a temperatura máxima das células em 1,5 °C, em comparação com o caso de fluxo unidirecional.

Esta melhoria atribuída ao fluxo bidirecional deve-se principalmente à redistribuição de calor e à perturbação das camadas limite formadas nas células, provocadas pela inversão periódica do fluxo.

### 2.8.2. Refrigeração a líquido

O método de refrigeração por meio de um líquido é amplamente utilizado para o controlo térmico de baterias. Quando comparado com o método de refrigeração a ar, a refrigeração a líquido é mais eficiente devido ao elevado calor específico típico dos líquidos. A condutividade térmica dos líquidos, geralmente água, também é superior à condutividade térmica típica do ar. O pré-aquecimento das células também é aplicado no contexto da refrigeração a líquido.

A refrigeração a líquido pode ser classificada em dois processos distintos, refrigeração direta ou indireta. No processo de refrigeração direta, apresentado na Figura 2-14, a refrigeração das células é feita por imersão em líquido, o que permite refrigerar todas as superfícies das células que compõe a bateria, contribuindo significativamente para a uniformidade térmica das células. Contudo este método não é muito comum em baterias de automóveis devido às elevadas exigências quanto à impermeabilização do sistema ou à utilização de fluidos dielétricos, além do risco de curtos-circuitos e reações eletroquímicas.

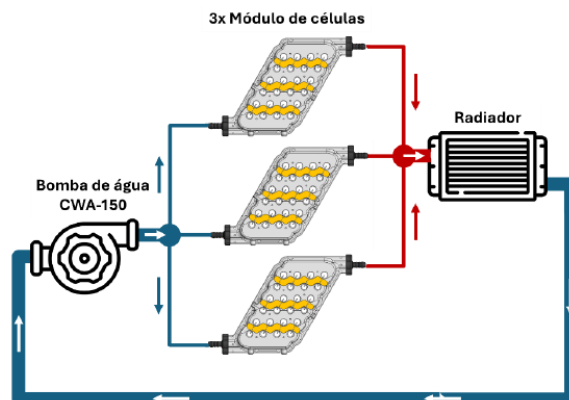


Figura 2-14 – Refrigeração direta onde há imersão total das células – retirado de (Gaspar, 2024).

A refrigeração indireta é normalmente feita por meio de tubos, placas ou camisas de refrigeração. Este método de refrigeração apresenta inúmeras vantagens, incluindo maior facilidade de implementação e maior segurança. De forma a tornar os sistemas de refrigeração indireta mais leves e compactos, novos materiais são usados para melhorar os canais de refrigeração. Os diferentes métodos de refrigeração indireta são apresentados na Figura 2-15.

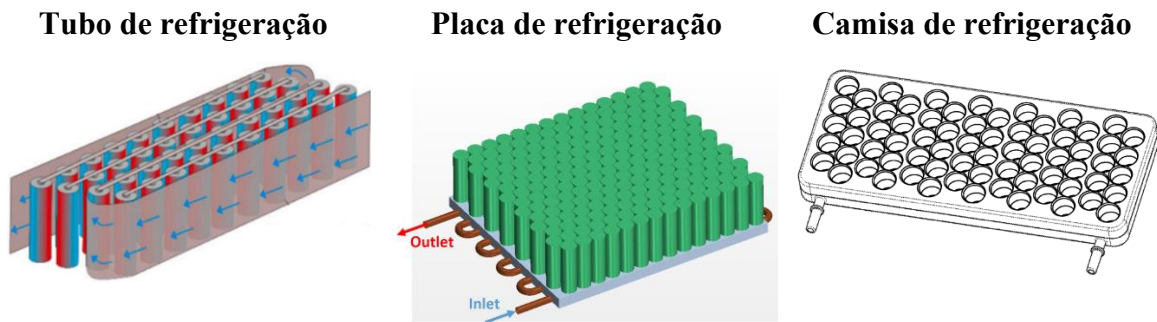


Figura 2-15 – Diferentes métodos de refrigeração indireta – adaptado de (Gaspar, 2024), (Dubey, *et al.*, 2021) e (Tennessee, *et al.*, 2013), respetivamente.

Pode-se ainda combinar a refrigeração a líquido com outros métodos, como a refrigeração a ar, para se alcançar melhores resultados. Atualmente, grande parte do desenvolvimento de novos sistemas de gestão térmica concentra-se na otimização de placas de refrigeração através de simulações computacionais e testes experimentais (Zhang, *et al.*, 2022).

Segundo o estudo realizado pelos autores Qian *et al.* (2016), onde se propôs uma refrigeração a líquido baseada em placas de refrigeração com microcanais e se analisou o impacto do número de canais, do caudal mássico à entrada, da direção do fluxo e da largura dos canais no desempenho térmico do sistema, concluiu-se que as placas de refrigeração proporcionam uma boa eficiência em ciclos de descargas de 5 C. Constatou-se ainda que aumentar o número de canais e o caudal mássico nas placas de refrigeração melhorou ainda mais a eficiência do sistema.

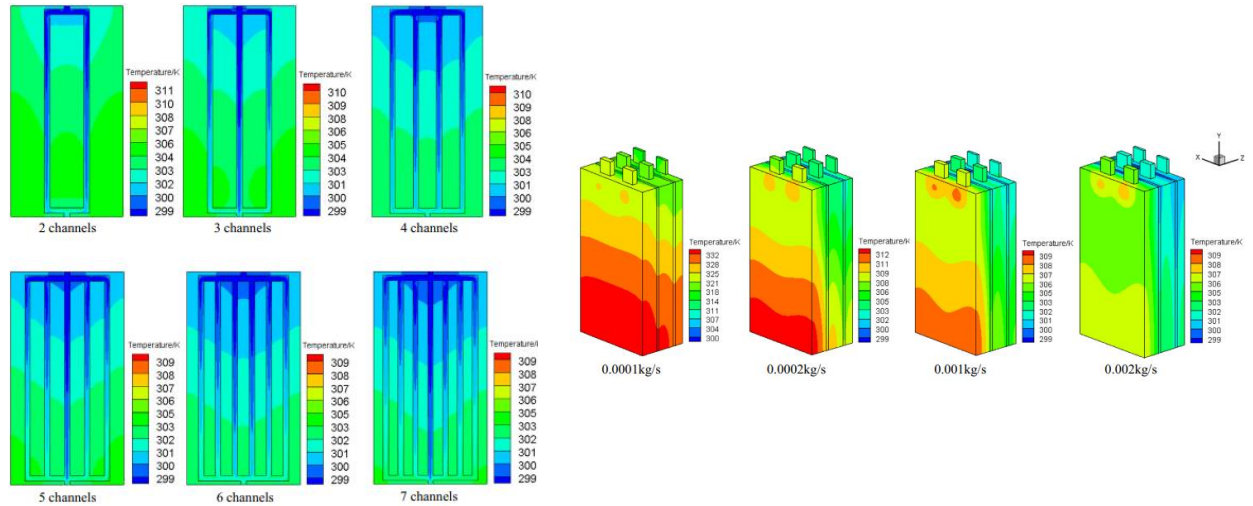


Figura 2-16 – Diferença de temperaturas numa placa de refrigeração, quando se varia o número de canais e o caudal mássico – adaptado de (Qian, *et al.*, 2016).

### 2.8.3. Material de mudança de fase

No método de refrigeração por um material de mudança de fase (1 – *Phase Change Material*, na literatura inglesa), a escolha do material deve de ser feita com base nos requisitos de temperatura de mudança de fase. Este método tem como vantagem não necessitar de energia adicional, no entanto as complexidades das estruturas de refrigeração apresentam-se como uma desvantagem.

Quando a temperatura da bateria aumenta, o PCM inicia a mudança de fase, de sólido para líquido. Durante essa transição, o material absorve uma quantidade significativa de calor, enquanto a sua temperatura permanece praticamente igual. Esta propriedade é utilizada para manter a temperatura da bateria numa gama segura. Contudo, o PCM apenas absorve energia, mas não a dissipa para o exterior, sendo assim considerado uma tecnologia de refrigeração passiva. Para que esta tecnologia seja utilizada em bateria, o PCM deve ser combinado com um sistema de refrigeração ativa, de forma a impedir que todo o material se funda (Leotta, 2020).



Figura 2-17 – Estrutura de PCM – retirado de (Leotta, 2020).

Foi desenvolvido por Bai, *et al.* (2017) um sistema de gestão térmica para uma bateria com uma placa de refrigeração a água combinada com um PCM, apresentado na Figura 2-18. Foram analisados numericamente os fatores que influenciam o desempenho do sistema, como o caudal mássico e direção do fluxo de água na placa, a condutividade térmica e o ponto de fusão do PCM.

Os resultados demonstraram que a sistema implementado arrefece a bateria de forma eficaz, sendo que a temperatura média das células foi mantida em 38,5 °C. No entanto, foi observado um gradiente de temperaturas superior a 10 °C na bateria.

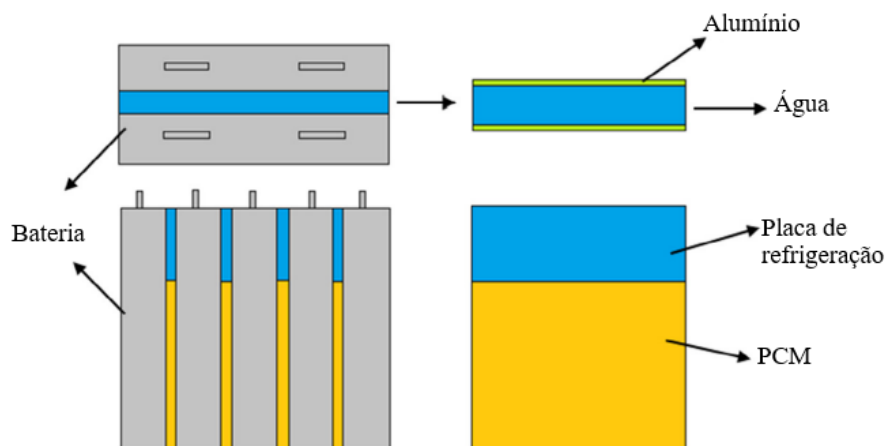


Figura 2-18 – Esquemático da placa de refrigeração a água combinada com um PCM – adaptado de (Bai, *et al.*, 2017).

#### 2.8.4. Comparação entre os diferentes métodos de refrigeração

O método de refrigeração a ar requer a utilização de ventiladores, condutas de ar e outros acessórios. Todo o sistema é relativamente grande e a eficiência da transferência de calor é baixa, no entanto a simplicidade de aplicação e o baixo custo tornam-no uma opção viável para determinadas aplicações. A refrigeração por meio de um líquido evita a utilização de

ventiladores, condutas de ar, mas exige bombas, tubos e outros acessórios. O uso de líquidos melhora muito a eficiência térmica do sistema, mas o risco de fuga do líquido é sempre elevado. Os PCMs são também uma boa escolha para a gestão térmica das baterias, se forem utilizados materiais adequados e quando combinados com outros métodos de refrigeração.

A Tabela 2-3 apresenta um resumo conciso dos métodos de refrigeração mais utilizados em baterias, comparando-os entre si numa análise qualitativa.

Tabela 2-3 – Comparação dos diferentes tipos de sistemas de gestão térmica (A – alto; M – médio; B – baixo) – adaptado de (Zhao, *et al.*, 2021).

	Métodos de refrigeração		
	Ar	Líquido	PCM
<b>Condutividade térmica</b>	M	A	B
<b>Complexidade estrutural</b>	B	M	A
<b>Compacidade</b>	A	B	B
<b>Peso</b>	B	A	A
<b>Uniformidade na temperatura</b>	B	M	A
<b>Viscosidade</b>	B	M	A
<b>Custo</b>	B	M	A
<b>Manutenção</b>	B	M	A

Após terem sido apresentados os tipos de células existentes, as suas geometrias e químicas, e os diferentes sistemas de gestão térmica aplicados a baterias, é de seguida apresentado diferentes abordagens e estratégias tomados por quatro equipas de *Formula Student*.

## 2.9. Tipo de células e métodos de refrigeração utilizados por equipas de *Formula Student*

No presente capítulo será apresentado quatro equipas de *Formula Student* de diferentes universidades, com o objetivo de entender quais as células e o tipo de composição química é comumente utilizado na competição, assim como analisar os diferentes sistemas de gestão térmica de baterias aplicado pelas diferentes equipas.

### 2.9.1. Universidade de *Illinois*

No estudo realizado por Montero (2018), o autor dimensionou um sistema de gestão térmica da bateria para a equipa *Illini Formula Electric* da universidade de *Illinois* com o objetivo de manter a temperatura das células abaixo dos 45 °C. As células que compõe a bateria são as *Samsung 18650 25R* cujo a temperatura máxima de operação em descarga é de 60 °C e 45 °C em carregamento.

Como conceito final foi proposto um dissipador de calor em alumínio, devido à sua alta condutividade térmica, que varia entre 151 e 202 W/(m·K). O dissipador possui uma geometria de superfície curva, como ilustrado na Figura 2-19, com o objetivo de maximizar a área de contacto entre o dissipador e a célula. Foi ainda aplicado pasta térmica com uma condutividade térmica de 2 W/(m·K) entre as células e o dissipador, com o objetivo de reduzir a presença de ar na interface de contacto. Sendo que o ar apresenta uma condutividade térmica de 0,03 W/(m·K), a utilização da pasta térmica permitiu minimizar a resistência térmica na superfície de contacto.

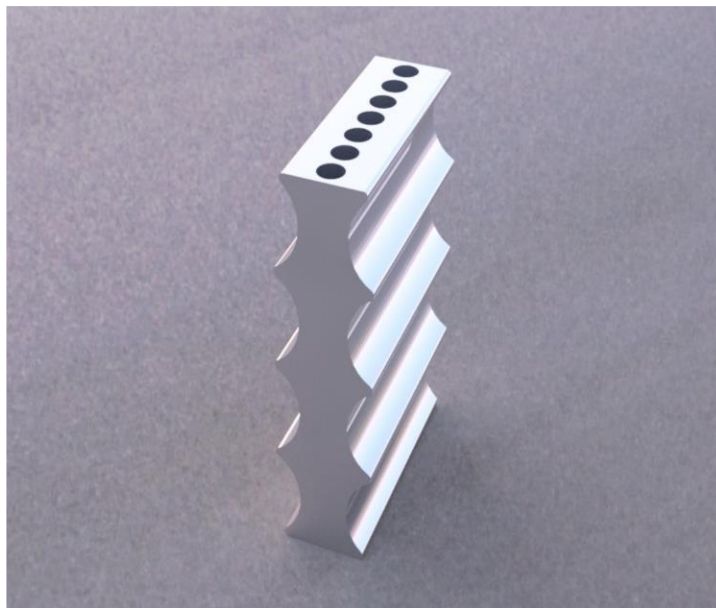


Figura 2-19 – Dissipador de calor desenhado para a equipa *Illini Formula Electric* – retirado de (Montero, 2018).

O sistema utiliza tubos de calor em cobre com uma condutividade térmica de 10000 W/(m·K), inserido nos orifícios presentes no dissipador (Figura 2-19). Os tubos dissipam calor por mudança de fase líquido-vapor, sendo que a sua eficiência é limitada por fatores como as suas dimensões e características do fluido utilizado. Foram aplicadas alhetas em alumínio, soldadas aos tubos de calor, projetadas para dissipar uma potência térmica de 983 W.

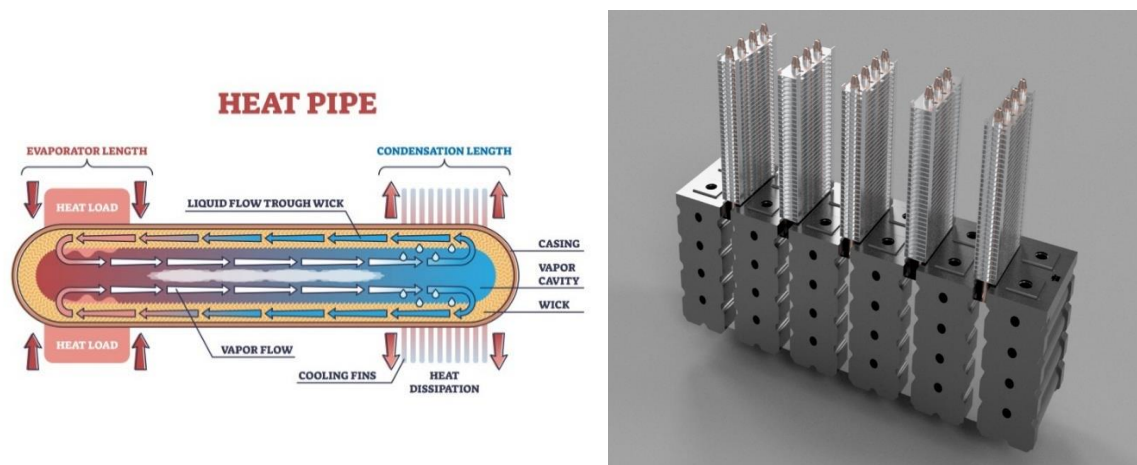


Figura 2-20 – Funcionamento dos tubos de calor e incorporação dos mesmo no dissipador – adaptado de (Montero, 2018).

Apenas três ou quatro (distribuído de forma intercalada) dos sete orifícios presentes em cada dissipador serão utilizados para a inserção dos tubos de calor. Os restantes orifícios foram preenchidos com um PCM com uma temperatura de fusão de 48 °C. Caso as células da bateria excedam os 45 °C, o PCM tem a capacidade de absorver uma quantidade elevada de energia térmica quando a temperatura da bateria iguala a temperatura de fusão do PCM, funcionando assim como último recurso de segurança.

Para o dimensionamento do sistema de gestão térmica da bateria foram feitas simulações em MATLAB, a fim de se obter soluções numéricas para as equações de transferência de calor utilizadas. Estes valores foram posteriormente comparados com os resultados provenientes de simulações de dinâmica de fluidos computacional (do inglês – *Computational Fluid Dynamics* – CFD).

Foi aplicado um caudal volúmico de 0,095 m<sup>3</sup>/s na entrada do modelo e uma pressão, igual à pressão atmosférica na saída do mesmo. Na simulação a cada célula foi definida como uma fonte de geração de calor de 20 W. A temperatura máxima obtida na superfície de uma célula foi 47 °C, 2 °C superior à temperatura máxima definida.

### 2.9.2. Universidade de Cluj-Napoca

No estudo realizado pelos autores Buidin e Mariasiu (2021), os autores projetaram o sistema de gestão térmica da bateria da equipa da Universidade de *Cluj-Napoca*, que utiliza as células de iões de lítio *Sony VTC6 18650*, cujo a temperatura máxima de funcionamento é de 60 °C. Os requisitos impostos pela equipa à bateria são definidos pela capacidade de esta completar 22 km num circuito, sem exceder a temperatura limite de 50 °C, tendo por base um sistema de gestão térmica a ar com convecção forçada.

Os cálculos da energia térmica gerada pelas células basearam-se no perfil de velocidade do veículo durante uma volta rápida no circuito de *Hockenheimring*, na Alemanha. Assim foi possível calcular a corrente elétrica que cada célula terá de fornecer a cada momento do evento e posterior temperatura das mesmas, utilizando o software MATLAB e Simulink, numa simulação 1D de regime transiente. Para isso foi utilizado um novo modelo matemático para caracterizar o comportamento térmico de uma célula de íões de lítio, e aplicou-o posteriormente no seu sistema de gestão térmica da bateria.

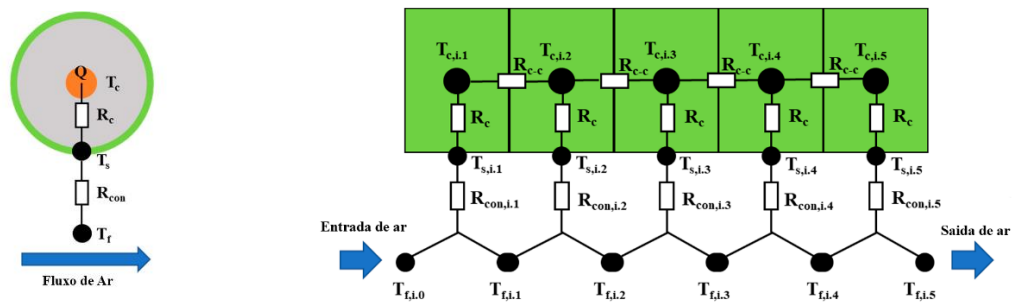


Figura 2-21 – Modelo utilizado para as simulações 1D de uma célula e da bateria – adaptado de (Mariasiu, 2021).

Foi ainda realizado simulações CFD, 3D em regime estacionário, de modo a determinar os valores do coeficiente de transferência de calor para diferentes fluxos de ar e taxas de geração de calor. Os resultados mostraram que, para manter a temperatura das células abaixo dos 50 °C, foi necessário um caudal volúmico de ar de 19 m<sup>3</sup>/s.

### 2.9.3. Politécnico de Torino

O estudo realizado por Leotta (2020) baseia-se no dimensionamento total da bateria da equipa *Squadra Corse PoliTo*, do Politécnico de *Torino*, que utiliza as células de íões de lítio Sony VTC6 18650 na composição da bateria.

No capítulo referente ao dimensionamento do sistema de gestão térmica, foi estudado a melhor configuração para as condutas de entrada de ar e conclui-se que a melhor opção foi posicionar estas na parte superior do veículo, acima dos ombros do piloto, pois nesta zona a pressão do ar é elevada e as condutas estão afastadas dos detritos do asfalto. O formato das condutas foi modelado de acordo com os componentes presentes no compartimento traseiro do veículo, como apresentado na Figura 2-22.

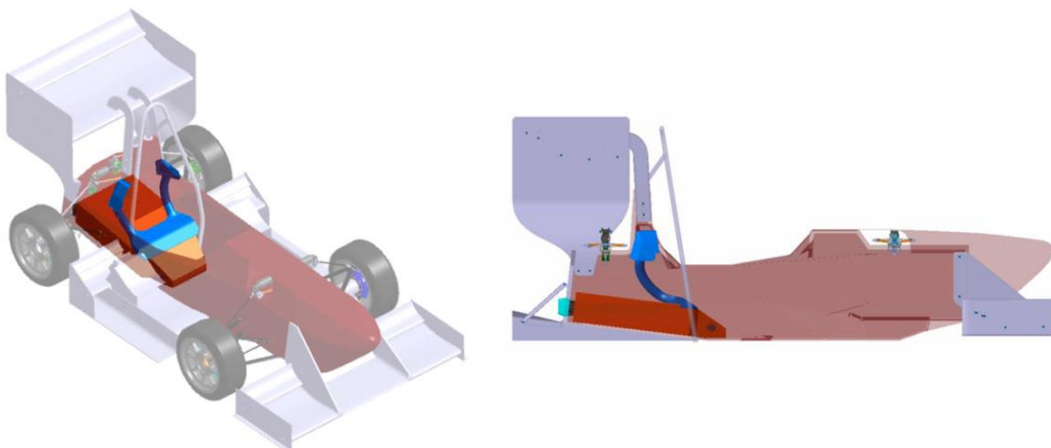


Figura 2-22 – Posicionamento das condutas de entrada de ar no veículo – adaptado de (Leotta, 2020).

Foram estudadas três configurações possíveis, onde se variou a distância entre célula de 3 mm, 6 mm e 9 mm, com o objetivo de se concluir qual seria a melhor abordagem. Através de simulações CFD o autor conclui que o espaçamento mais indicado entre células seria de 6 mm, sendo que a temperatura máxima atingida pelas mesmas foi de 41 °C, com uma temperatura ambiente de 30 °C. A Figura 2-23 apresenta os resultados da temperatura das células e da velocidade do ar de uma simulação CFD para a distância de 6 mm entre células.

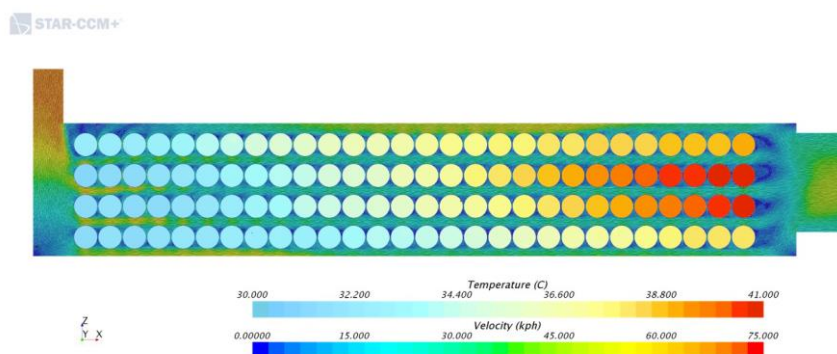


Figura 2-23 – Simulação CFD para uma distância de 6 mm entre células – retirado de (Leotta, 2020).

#### 2.9.4. Universidade de *Sapienza*

O estudo desenvolvido pelos autores Martellucci e Krishna (2021) analisa o desempenho do sistema de gestão térmica a ar para da equipa da Universidade de *Sapienza*, utilizando simulações CFD. As células utilizadas na composição da bateria foram as Sony VTC6 18650.

A entrada de ar na bateria é forçada por ventoinhas localizadas no topo de cada segmento, pelo que, ao contrário do sistema implementado pelo Politécnico de *Torino*, este não aproveita a velocidade do veículo para forçar o ar a entrar na bateria.

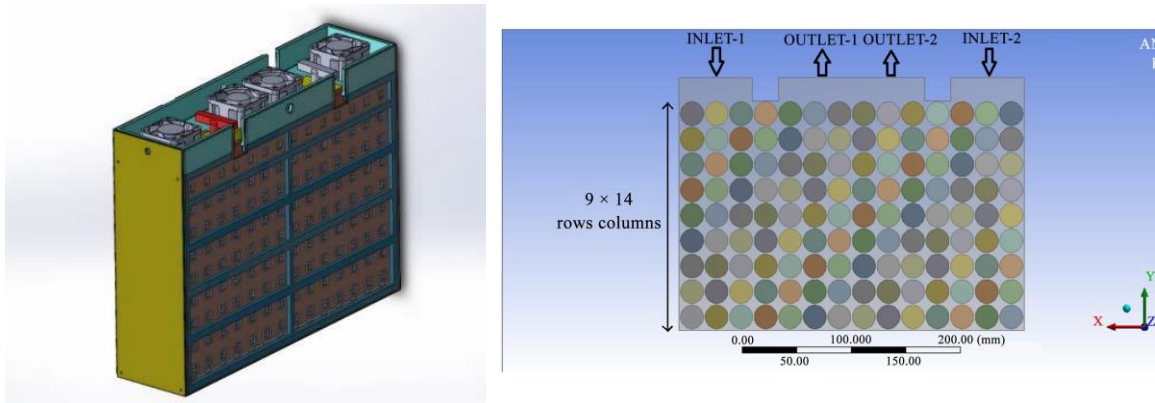


Figura 2-24 – Configuração do sistema utilizado pela Universidade de *Sapienza* – adaptado de (Martellucci & Krishna, 2021).

As simulações foram realizadas em regime estacionário, para uma temperatura ambiente de 20 °C, variando a velocidade do ar entre 3 m/s e 6 m/s para uma taxa de descarga de 1,5 C e entre 6 m/s e 11 m/s para uma taxa de descarga de 3 C. Estudou-se também o impacto da distância entre células de 1,5 mm, 2 mm e 2,5 mm.

Os resultados indicaram que, para uma taxa de descarga de 1,5 C, a distância de 1,5 mm entre células e uma velocidade do ar de 6 m/s correspondem à configuração mais favorável, resultando numa temperatura máxima de 23,7 °C e uma diferença de temperatura entre células de 2,5 °C.

Para uma taxa de descarga de 3 C, a configuração ótima mantém o espaçamento de 1,5 mm, no entanto a velocidade do ar tem de aumentar para 11 m/s, resultando uma temperatura máxima de 32,45 °C e uma diferença de temperatura entre células de 6,2 °C. O aumento do espaçamento entre as células para 2 mm ou 2,5 mm resulta em temperaturas mais elevadas.

Os autores concluíram que o sistema de gestão térmica consegue manter a temperatura da bateria abaixo dos 35 °C durante o evento de resistência de 22 km, garantindo a segurança e o desempenho do veículo.

A Figura 2-25 apresenta o resultado da simulação CFD para uma distância entre células de 1,5 mm, diferentes taxas de descarga e para diferentes velocidades de entrada do ar.

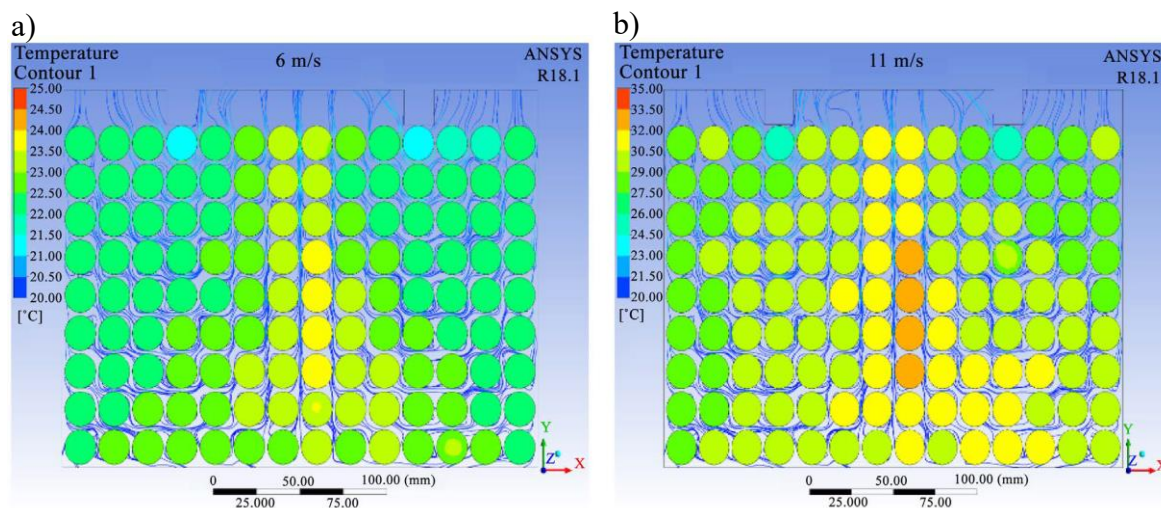


Figura 2-25 – Simulação CFD para uma distância entre células de 1,5 mm, taxas de descarga de 1,5 C e 3 C e diferentes velocidades do ar de 6 m/s e 11 m/s, a) e b) respetivamente - adaptado de (Martellucci & Krishna, 2021).

De seguida a Tabela 2-4 apresenta, de forma resumida, o tipo de célula e de composição química utilizado pelas equipas analisadas, assim como os tipos de sistema de gestão térmica que estas implementaram, com o objetivo de comparar as escolhas tomadas pelas diferentes equipas.

Tabela 2-4 – Resumo do tipo de célula e do tipo de refrigeração utilizado pelas diferentes equipas analisadas.

Instituição	Célula	Refrigeração
Universidade <i>Illinois</i>	Samsung INR 18650-25R (Cilíndrica, Li-ion)	PCM, Líquido e Ar
Universidade de <i>Cluj-Napoca</i>	Sony VTC6 18650 (Cilíndrica, Li-ion)	Ar
Politécnico de <i>Torino</i>	Sony VTC6 18650 (Cilíndrica, Li-ion)	Ar
Universidade de <i>Sapienza</i>	Sony VTC6 18650 (Cilíndrica, Li-ion)	Ar

Da análise da Tabela 2-4, conclui-se que as células cilíndricas de íões de lítio são comumente utilizadas em equipas de *Formula Student*, devido à sua alta densidade de energia, assim como o método de refrigeração a ar, pois este apresenta-se como um método fiável para a gestão térmica de uma bateria, além de ser económico, o que é particularmente relevante dado que, por norma, os recursos financeiros das equipas são limitados.

### 3. Caso de estudo

O presente capítulo tem como objetivo caracterizar o problema em estudo, contextualizando-o e ilustrando a sua relevância prática no âmbito do projeto, assim como aplicar os conceitos apresentados no capítulo 2 .

#### 3.1. Apresentação do veículo *Formula Student*

A equipa de *Formula Student* do Politécnico de Leiria, LART, produziu em 2024 o seu primeiro veículo elétrico com capacidade de condução autónoma, o T-24E (Voidster), representado na Figura 3-1.



Figura 3-1 – Veículo T-24E da equipa LART.

O desenvolvimento do T-24E teve como principais objetivos a simplicidade e a fiabilidade, assegurados através da adoção de boas práticas de engenharia, mantendo conformidade com o regulamento da competição, de forma a garantir a aprovação do veículo nas inspeções técnicas e a participação em todos os eventos dinâmicos. O projeto foi delineado com base em objetivos quantitativos para o veículo e para a competição Alemã (FSG – *Formula Student Germany*), apresentados na Tabela 3-1.

Tabela 3-1 – Objetivos gerais da equipa LART para o veículo e competição da FSG.

Descrição	Objetivo	Posição
Aceleração	< 4,5 s	Top 30
<i>Skidpad</i>	< 8,5 s	Top 30
<i>Autocross</i>	< 85 s	Top 20
Resistência	Finalizar	Top 10
Aceleração DV	a 25 km/h	Top 10
Fiabilidade	1000 km	-
Peso (sem piloto)	260 kg	-

De seguida são apresentadas, na Figura 3-2, imagens renderizadas, obtidas através do *software* SolidWorks, do veículo T-24E, com o objetivo de especificar a localização da bateria assim como o espaço disponível para a sua instalação no veículo, crucial para otimizar a integração da bateria no mesmo.

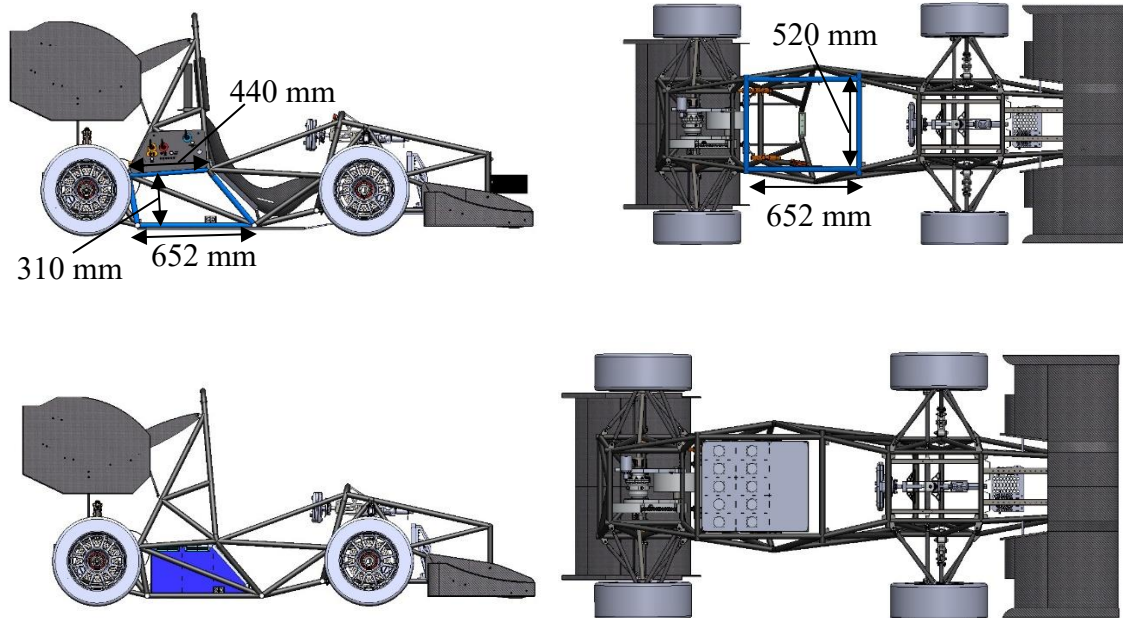


Figura 3-2 – Localização da bateria e espaço disponível para a mesma no veículo T-24E.

A escolha do tipo de célula influencia as dimensões da bateria, uma vez que a geometria da célula (cilíndrica, *pouch* ou prismática) afeta diretamente o seu acondicionamento na bateria.

### 3.2. Escolha do tipo de célula

O tipo de célula utilizado numa bateria tem influência direta no desenvolvimento do sistema de gestão térmica da mesma, interferindo diretamente no desempenho, na segurança e na integração da bateria no veículo. No presente capítulo, serão analisados os diferentes tipos de geometria e composição química das células, comparando diversos modelos disponíveis no mercado, tendo em consideração não apenas as suas características técnicas, mas também o seu custo.

### 3.2.1. Escolha do tipo de geometria e de composição química da célula

A fim de alcançar uma maior fiabilidade e simplicidade na conceção e fabrico da bateria, elaborou-se uma matriz de decisão, apresentada na Tabela 3-2, com o propósito de auxiliar na escolha entre as várias alternativas possíveis, de forma estruturada e objetiva.

Tabela 3-2 - Matriz de decisão para a escolha do tipo de geometria das células.

Categoria	Peso	Tipo de Geometria		
		Célula Cilíndrica	Célula <i>Pouch</i>	Célula Prismática
Densidade de Energia	2	3	5	2
Segurança	3	5	2	3
Qualidade	2	5	4	4
Acondicionamento	3	4	5	5
Total	10	<b>43</b>	<b>39</b>	<b>36</b>

As categorias consideradas como mais relevantes na matriz de decisão são a densidade de energia, a segurança, a qualidade e a facilidade de acondicionamento da célula numa bateria. A cada categoria, associada ao respetivo tipo de geometria, é imposto um peso, que varia numa escala de 1 a 5, onde 1 significa que a respetiva categoria tem muito pouca relevância e 5 significa que a categoria tem bastante relevância para a tomada de decisão final, pelo que o peso reflete a importância dada pela equipa às diferentes características dos três tipos de células em análise. As quatro categorias utilizadas na matriz de decisão foram selecionadas com base na sua relevância para a escolha do tipo ideal de célula.

Cada tipo de célula foi avaliado em diferentes categorias, como densidade de energia, segurança, qualidade e acondicionamento, numa escala de 1 a 5. Multiplicando o valor da avaliação de cada categoria e tipo de geometria, pelo respetivo peso, e somando o resultado dessa multiplicação para as diferentes categorias, obtém-se o valor final correspondente a cada tipo de geometria. Para melhor compreensão, deverá ser consultada a Tabela 0-2, apresentada no anexo B.

O valor total de cada avaliação, apresentado na Tabela 3-2, para cada tipo de geometria, tem elevada relevância na determinação do tipo de geometria mais indicado para a equipa, considerando as prioridades (pesos) previamente definidos.

Considerando a matriz de decisão, foram escolhidas as células cilíndricas, pois permitem a implementação de um sistema de gestão térmica simples, pela sua segurança, facilidade de

manuseamento, bem como pela simplicidade na soldadura às placas de cobre que conectam as células. Adicionalmente, sendo o T-24E o primeiro veículo elétrico da equipa LART, optou-se por células fiáveis e de fácil integração, reduzindo a complexidade das baterias, um ponto crítico de falha comum em equipas de *Formula Student*.

Para escolher a composição química das células a utilizar e considerando a aplicação destas num veículo *Formula Student*, é necessário um equilíbrio entre densidade de potência e densidade de energia, de modo a garantir um bom compromisso entre o desempenho nas provas de aceleração e de resistência. Por esta razão, foram escolhidas células de iões de lítio para a concessão da bateria.

### 3.2.2. Comparação entre diferentes modelos de células

Conforme o objetivo definido na secção 3.2.1, foram seleccionados três tipos de células cilíndricas de iões de lítio, as quais são comparadas entre si na Tabela 3-3.

Tabela 3-3 - Comparação entre diferentes modelos de células – dados obtidos dos *datasheets* das respetivas células.

		Molicel	Molicel	Samsung INR
		P42A	P45B	18650 – 25 R
	Geometria	Cilíndrica	Cilíndrica	Cilíndrica
	Química	Li-ion	Li-ion	Li-ion
Tensão	Nominal [V]	3,6	3,6	3,6
	Máxima [V]	4,2	4,2	4,2
	Mínima [V]	2,5	2,5	2,5
Capacidade	[Ah]	4,2	4,5	2,5
	[Wh]	15,5	16,2	9
Massa	[kg]	0,072	0,068	0,0438
Densidade de Energia	[Wh/kg]	215,3	238,2	205,5
Corrente de Descarga Máxima	[A]	45	45	20
Preço	[€]	4,24	5,10	4,00

A escolha final recaiu sobre o tipo de célula que melhor se alinhe com o orçamento disponível e os objetivos gerais definidos para a bateria. As células Molicel foram consideradas devido à sua rápida disponibilidade e fácil acesso no mercado, especialmente quando comparadas com outras opções. Já as células Samsung, também disponíveis de forma acessível no mercado, foram seleccionadas com base na utilização de outras equipas de *Formula Student*, como a equipa da Universidade de Illinois, que as adotou com sucesso em projetos anteriores.

Da análise da Tabela 3-3 verifica-se que a célula Molicel P45B tem uma maior capacidade e consequentemente maior densidade de energia, no entanto esta célula é também a mais cara.

### 3.2.3. Escolha da célula

A célula Molicel INR-21700-P45B foi adotada para a bateria do T-24E, na decorrência de um patrocínio obtido. A Tesla oferece um programa independente de patrocínios para células de baterias, denominado de *Tesla Battery Sponsorship*, dedicado especialmente ao projeto *Formula Student*, através do qual a equipa LART recebeu o modelo P45B da fabricante Molicel.

Este apoio permitiu à equipa canalizar recursos monetários para outras áreas críticas do desenvolvimento do veículo e assim adquirir uma célula que se enquadrava com os objetivos gerais para a construção da bateria do T-24E, sem custos adicionais.

## 3.3. Características da célula Molicel P45B

Na presente secção são apresentadas as principais características da célula Molicel P45B, incluindo as propriedades térmicas da mesma. A Figura 3-3 apresenta uma ilustração da célula Molicel P45B.



---

Figura 3-3 - Célula Molicel P45B.

Conhecer as propriedades térmicas da célula Molicel P45B, apresentadas na Tabela 3-4 é fundamental para o desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria, tendo maior impacto na escolha do tipo de configuração a utilizar, pois as propriedades térmicas influenciam a dissipação de calor na célula.

**Tabela 3-4 - Propriedades térmicas da célula Molicel P45B – valores fornecidos pelo fabricante.**

<b>Propriedade</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Condutividade Térmica Radial	$K_r$	2,21	[W/(m·K)]
Condutividade Térmica Axial	$K_a$	20,61	[W/(m·K)]
Massa Volúmica	$\rho$	2682	[kg/m <sup>3</sup> ]
Calor Específico	$c$	1360	[J/(kg·K)]

Da análise da Tabela 3-4 pode-se concluir que a condutividade térmica axial da célula é quase dez vezes superior à condutividade térmica radial da mesma. Esta diferença terá um impacto significativo na escolha do tipo de configuração do sistema de gestão térmica a implementar, e que será aprofundado no capítulo 4.

Conhecer as características da célula, como a sua capacidade, tensão e gama de temperatura de operação para cargas e descargas é essencial para o correto dimensionamento da bateria. As características da célula Molicel P45B são apresentadas na Tabela 3-5.

**Tabela 3-5 - Características da célula Molicel P45B – valores retirados do *datasheet* da célula.**

<b>Molicel INR-21700-P45B</b>		
Capacidade	Típica	4500 mAh 16,2 Wh
	Mínima	4300 mAh 15,5 Wh
Tensão da Célula	Mínima	2,5 V
	Nominal	3,6 V
	Máxima	4,2 V
Corrente de Carga	Padrão	4,5 A
	Máxima	13,5 A
Tempo de Carga	Padrão	1,5 hr
Corrente de Descarga	Continua	45 A
Temperatura	Carga	0 °C a 60 °C
	Descarga	-40 °C a 60 °C
Densidade de Energia	Volumétrica	643 Wh/l
	Gravimétrica	242 Wh/kg
Impedância Típica	AC (1 KHz)	7 mΩ
	DC (10A/1s)	15 mΩ
Forma	Cilíndrica	
Diâmetro	21,55 mm	
Altura	70,15 mm	
Massa	70 g	

Analisando as características apresentadas na Tabela 3-5, destaca-se a importância dos limites de temperatura em carga (0 °C a 60 °C) e descarga (-40 °C a 60 °C), e observa-se que a temperatura máxima que a célula pode atingir é 60 °C, uma vez que esses parâmetros serão fundamentais para a definição dos limites adotados no presente estudo. É igualmente importante considerar a resistência interna da célula [15 mΩ], pois quanto maior for este valor, maior será a potência térmica dissipada pela mesma.

### **3.4. Escolha do método de refrigeração**

Comparando com outros métodos de refrigeração referidos na secção 2.8, um sistema de gestão térmica baseado em ar destaca-se não só por ter um baixo custo de produção, mas também por apresentar uma estrutura mais compacta. Sistemas baseados em PCM tendem a ser muito pesados e pouco compactos, o que limita a sua aplicabilidade em contextos onde o peso e o espaço são restritos, como é o caso da competição *Formula Student*. Por outro lado, os sistemas de refrigeração a líquido, apesar de serem eficazes na remoção de calor, apresentam o risco de fugas de fluido de refrigeração, o que pode comprometer a segurança do sistema e aumentar os custos com manutenção e reparação, além de possuírem um peso elevado quando comparados com os sistemas refrigerados a ar. Desta forma, o método de refrigeração a ar apresenta-se como a solução mais adequada para a equipa, pois este alia um custo de fabrico reduzido a uma estrutura compacta.

#### **3.4.1. Aspetos críticos no sistema de gestão térmica a ar**

Um dos desafios mais significativos para o sistema de gestão térmica da bateria será a prova de resistência, durante a qual as células são expostas a condições extremas durante um intervalo de tempo considerável, aproximadamente meia hora. De acordo com o regulamento da prova, a temperatura das células não pode exceder os 60 °C durante todo o tempo de operação (regra EV5.8.5). Para o correto funcionamento da bateria é fundamental reduzir a acumulação de calor excessivo e evitar o risco de *thermal runaway*. Para além do sobreaquecimento, a uniformidade da temperatura também é essencial para a estabilidade e segurança da bateria. É ainda preciso ter em consideração que o ar tem um calor específico reduzido, quando comparado com a maioria dos líquidos, pelo que um sistema de refrigeração a ar é necessário utilizar caudais mássicos superiores aos sistemas que utilizam líquidos para a refrigeração das células.

### 3.5. Caracterização da bateria de alta tensão

Na presente secção são introduzidos os objetivos gerais para a bateria de alta tensão e para o sistema de gestão térmica da mesma, assim como as características da bateria e de cada segmento que a compõe.

#### 3.5.1. Objetivos gerais

- *Design* simples e fiável.
- Acondicionamento compacto e eficiente das células.
- Sistema de gestão térmica capaz de manter as células numa gama de temperaturas segura [ $T_{amb}$ ; 60] °C.

A bateria foi projetada em função das especificações do motor (Emrax 228 MV), que requer uma tensão de 630 V para o seu pico de potência (124 kW). No entanto, tal como imposto pelo regulamento da competição, não é permitido ter uma potência superior a 80 kW à saída da bateria. É ainda necessário escolher o tipo de sistema de gestão da bateria (do inglês – *Battery Management System* – BMS) utilizado, considerando que ambos são limitados pelas opções disponíveis no mercado.

#### 3.5.2. Características gerais da bateria

Nesta secção são descritas as principais características da bateria, apresentadas na Tabela 3-6, proporcionando uma visão abrangente sobre os seus aspetos fundamentais.

Tabela 3-6 - Características da bateria.

	Fabricante da célula e Modelo	Molicel INR-21700-P45B
	Química da Célula	Li-ion
	Configuração	120s4p
Tensão	Nominal [V]	432
	Mínima [V]	360
	Máxima [V]	504
	Potência Nominal [kW]	77,8
	Capacidade [kWh]	7,7
Corrente	Continua [A] @10C	180
	[A] @77,8 kW @11,9 C	180
	[A] @40 kW @6 C	92,6
	BMS	Orion BMS 2
	Número de Sensores de Temperatura	120
	Material do Acumulador	Alumínio
	Massa [kg]	63,5
	Tipo de refrigeração	Ar

Com uma configuração de 120 células em serie e 4 em paralelo (120s4p), perfazendo um total de 480 células, obteve-se uma tensão nominal de 432 V, uma potência nominal de 77,8 kW e uma capacidade de 7,7 kWh. Como referido na secção 3.4 a bateria é refrigerada a ar.

A Tabela 3-7 apresenta as características referentes a cada segmento que compõe a bateria.

Tabela 3-7 - Características do segmento.

Número de Segmentos	10
Configuração	12s4p
Tipo de Soldadura	Solda a Ponto
BMS	Centralizado
Tensão Máxima [V]	50,4
Massa [kg]	4,5

A bateria é composta por um total de 10 segmentos conectados em serie entre si, sendo que cada segmento possui 12 células em serie e 4 em paralelo, perfazendo uma tensão máxima de 50,4 V por segmento. Como cada segmento é composto por 4 células em paralelo, a corrente máxima que cada segmento fornece é igual à corrente máxima fornecida pela bateria. A Figura 3-4 mostra a bateria do T-24E dividida em 10 segmentos separados por paredes de alumínio com 3 mm de espessura.

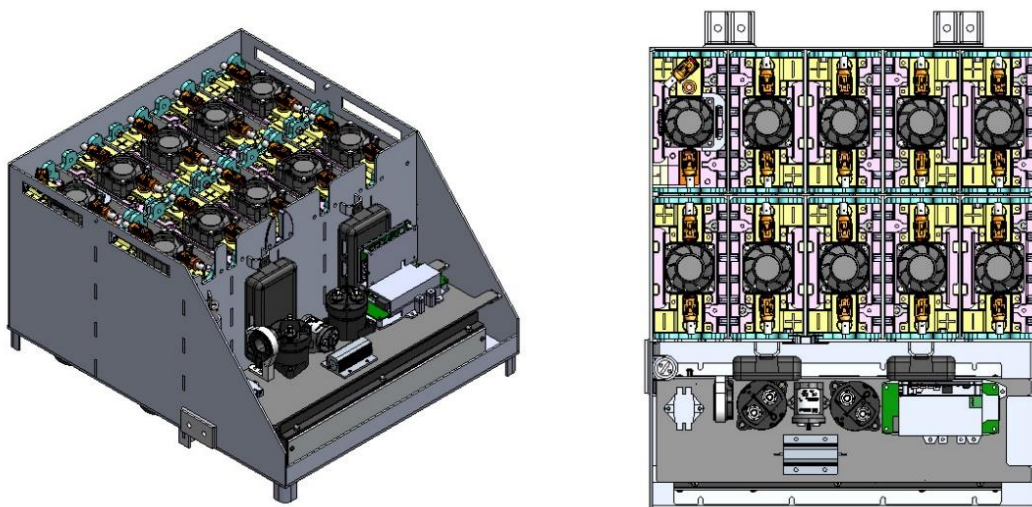


Figura 3-4 – Bateria do T-24E.

Na Figura 3-4 observa-se que cada segmento tem uma ventoinha associada, que serve para a refrigeração das células que o compõe. Na secção seguinte é introduzido de forma resumida o sistema de gestão térmica utilizado na bateria do T-24E.

### 3.5.3. Introdução ao sistema de gestão térmica da bateria

Na presente secção, apresenta-se uma visão geral do sistema de gestão térmica desenvolvido para a bateria do T-24E, evidenciando as suas principais características. A bateria está dividida em dez segmentos, na qual cada segmento é refrigerado individualmente através da instalação de uma ventoinha na entrada e outra na saída. A ventoinha de entrada é indispensável, pois optou-se por não aproveitar a velocidade do veículo para forçar o ar a entrar na bateria, uma vez que isso exigiria o dimensionamento de condutas de entrada de ar com uma área exposta ao ambiente externo consideravelmente grande, aumentando o risco de entrada de água e detritos para a bateria. Assim, a ventilação forçada por meio de uma ventoinha garante o caudal necessário sem comprometer a integridade da bateria. Por sua vez, a ventoinha de saída contribui para a redução da estagnação do ar, minimizando as perdas de carga. Finalmente, optou-se pela refrigeração radial das células, tal como apresentado na Figura 3-5, cuja fundamentação técnica será detalhada no capítulo 4.

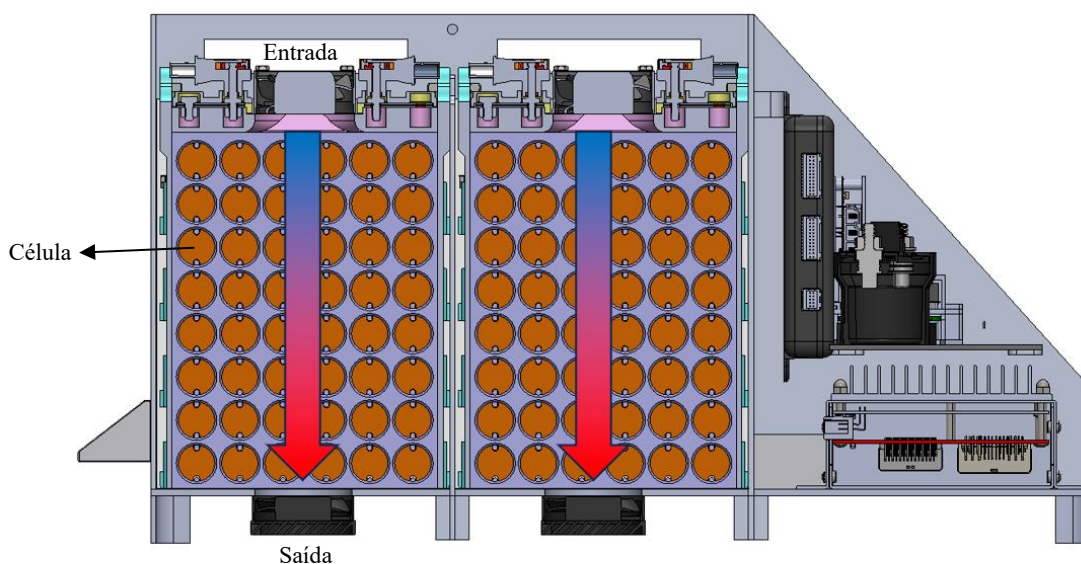


Figura 3-5 – Esquema ilustrativo do sistema de gestão térmica da bateria do T-24E.

No capítulo 4 será apresentado de forma detalhada todo o processo de dimensionamento do sistema de gestão térmica utilizado na bateria do T-24E, fundamentando todas as decisões tomadas.

## 4. Definição da configuração a utilizar

Aquando do dimensionamento do sistema de gestão térmica da bateria do T-24E, surgiu a necessidade de caracterizar qual a melhor configuração a utilizar, se uma refrigeração na direção axial da célula, o que implica a utilização de um dissipador de calor (alhetas) no polo negativo da mesma, pois este tem uma área de contacto com a alheta superior quando comparado com o polo positivo, ou se uma refrigeração na direção radial da célula, através da passagem de ar pelo corpo da mesma.

Ao analisar a tabela das propriedades térmicas da célula (Tabela 3-4), presente na secção 3.3, verificou-se que a condutividade térmica da célula na direção axial é quase dez vezes superior à condutividade na direção radial. Tal indica que a dissipação de calor ocorre de forma mais eficiente ao longo do eixo axial do que no eixo radial da célula. Assim, numa primeira análise, um sistema de refrigeração axial pareceria ser a opção mais eficaz. No entanto, para fundamentar a decisão, foi feito um estudo analítico e realizados testes experimentais com o objetivo de definir a configuração mais adequada a utilizar.

### 4.1. Estudo analítico

Na presente secção será comparado, através de cálculos analíticos, qual das configurações, radial ou axial, é mais adequada para a refrigeração da célula. A Figura 4-1 mostra o esquema de cada configuração estudada para uma célula individual.

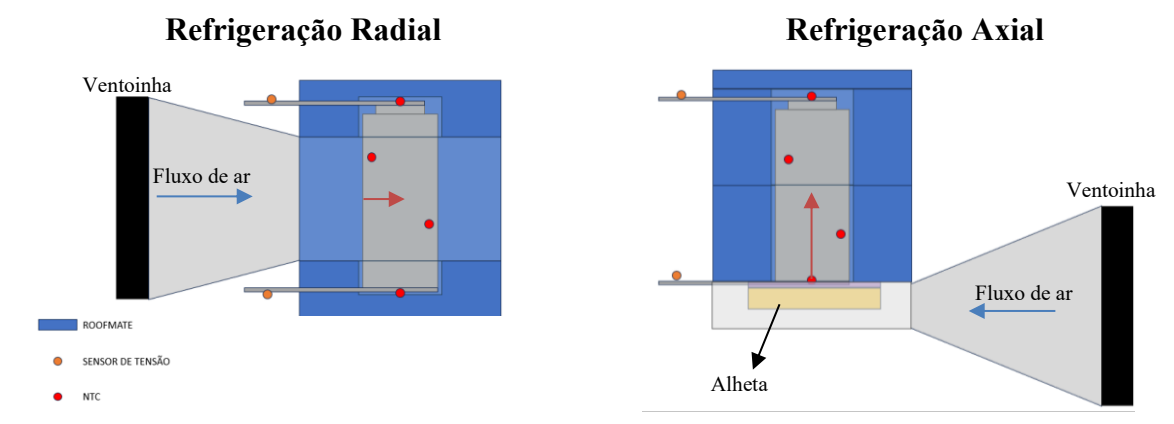


Figura 4-1 – Esquema de refrigeração radial e axial de uma célula.

Através do estudo das resistências térmicas totais de ambos os sistemas, é possível prever qual dos métodos será mais favorável, sendo que o sistema que apresentar a menor resistência térmica total será teoricamente mais eficaz na dissipação de calor.

O cálculo da resistência térmica total de cada sistema corresponde à soma da resistência de convecção com a resistência de condução, como apresentado na equação (4-1). Para o cálculo da resistência de convecção os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção serão assumidos, pelo que variam de 50 W/(m<sup>2</sup>·K) a 1000 W/(m<sup>2</sup>·K), com um incremento de 50 W/(m<sup>2</sup>·K).

$$R_{Total} = R_{Convecção} + R_{Condução} \quad (4-1)$$

Onde:

- $R_{Total}$ : resistência total do sistema [K/W].

Apesar da equação (4-1) ser utilizada para o cálculo da resistência total de cada sistema, as variáveis que a compõe, como o comprimento característico e a área de transferência de calor, alteram-se consoante o cenário em estudo. As equações utilizadas para o cálculo da resistência de condução (equação (2-5)) e da resistência de convecção (equação (2-8)) foram apresentadas na secção 2.4, referente à revisão bibliográfica. De seguida é apresentado o cálculo específico da resistência térmica total para o método de refrigeração radial.

#### 4.1.1. Refrigeração radial

A refrigeração radial consiste no arrefecimento da célula pelo seu corpo. Apresenta como vantagem a extensa área de contacto da célula com o ar e o seu curto comprimento característico, que corresponde ao raio da célula. Contudo, tem como desvantagem a baixa condutividade térmica da célula na direcção radial.

Para o cálculo da resistência total do sistema na direcção radial foi utilizado a equação (4-1), apresentada na secção 4.1, porém adaptada às variáveis do sistema. No cálculo da resistência de convecção, a área utilizada será correspondente à área lateral da célula, pelo que:

$$A = \pi \cdot D \cdot H$$

Onde:

- $D$ : diâmetro da célula [m];
- $H$ : altura da célula [m].

Da tabela correspondente às características da célula Molicel P45B (Tabela 3-5), presente na secção 3.3, é possível retirar o valor do diâmetro e da altura da célula, e assim calcular a área da superfície lateral da célula, apresentada pela equação (4-2).

$$A_{rad} = \pi \cdot 0,02155 \cdot 0,7015 = 0,00475 \text{ m}^2 \quad (4-2)$$

Deste modo, é possível calcular a variação da resistência de convecção radial com a variação do coeficiente de transferência de calor por convecção.

$$R_{conv(rad)} = \frac{1}{h \cdot 0,00475} \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (4-3)$$

A resistência de condução radial será constante e corresponde à divisão do raio da célula, que corresponde ao comprimento característico, com produto da multiplicação entre a condutividade radial da célula e a sua área lateral, pelo que é dada pela equação (4-4).

$$R_{cond(rad)} = \frac{\frac{0,02155}{2}}{2,21 \cdot 0,00475} = 1,026 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (4-4)$$

Assim, é possível representar graficamente a evolução das resistências térmicas radiais em função do coeficiente de transferência de calor por convecção, como apresentado na Figura 4-2, permitindo uma análise do seu impacto na resistência térmica total do sistema de refrigeração radial.

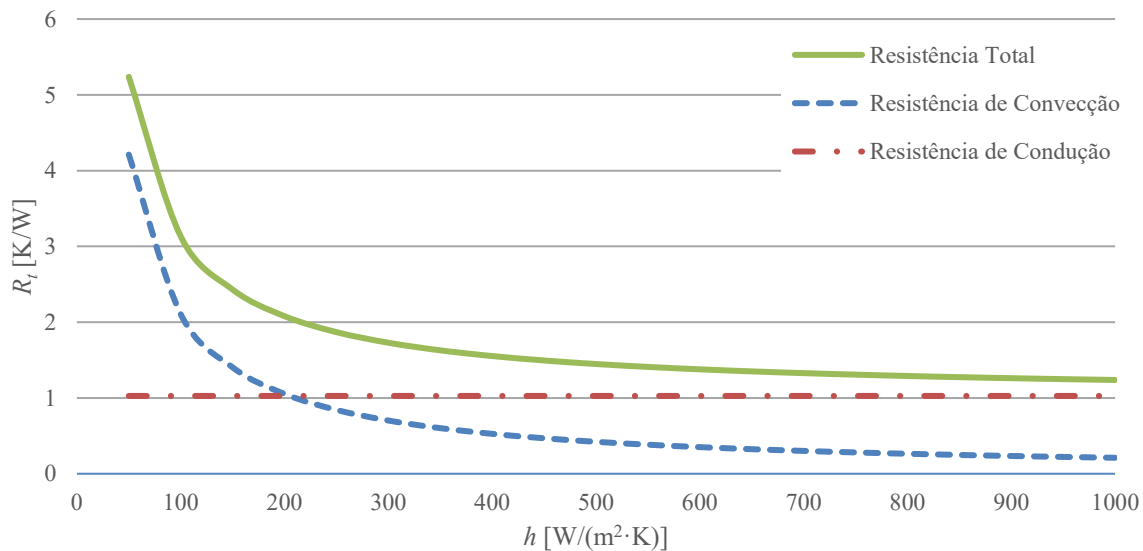


Figura 4-2 – Resistências térmicas radiais em função do coeficiente de transferência de calor por convecção.

Da análise da Figura 4-2, é possível observar que a resistência de condução permanece constante enquanto a resistência de convecção diminui com o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção. Tal ocorre, pois, a resistência de convecção é

inversamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor por convecção, sendo que o aumento do mesmo contribui para uma maior taxa de transferência de calor entre a célula e o ar, o que reduz a resistência térmica.

Sendo a resistência total a soma das duas resistências, de condução radial e de convecção radial, esta tenderá para o valor constante da resistência de condução radial e nunca será inferior a esse valor, pois ainda que o coeficiente de transferência de calor por convecção seja infinitamente elevado e a resistência de convecção radial tenda para zero, o valor da resistência de condução radial não se irá alterar. Pode-se concluir então que a resistência de condução radial irá ditar o valor mínimo para a resistência total do sistema.

É ainda possível observar que para um coeficiente de transferência de calor por convecção  $h = 200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  o valor da resistência de condução radial iguala-se com o valor da resistência de convecção radial, o que sugere um equilíbrio entre a capacidade da célula de conduzir calor e a taxa de transferência de calor da célula para o ar.

#### **4.1.2. Refrigeração axial**

O método de refrigeração axial baseia-se na gestão térmica da célula através da dissipação de calor pelos polos da mesma, recorrendo a alhetas para aumentar a área de contacto com o ambiente envolvente e, conseqüentemente, a taxa de transferência de calor da célula para o ar.

Caso se confirme que a refrigeração axial da célula é mais eficiente do que a sua refrigeração radial, apenas será colocado alhetas no polo negativo da célula por motivos de ergonomia da bateria, pois a utilização de alhetas em ambos os terminais iria aumentar substancialmente o tamanho da mesma. As alhetas serão introduzidas no polo negativo pois este apresenta uma maior área de contacto entre a alheta e a célula.

Conforme realizado na secção 4.1.1, para o cálculo da resistência total do sistema na direção axial serão utilizadas as equações as mesmas equações, no entanto, adaptadas às variáveis do sistema axial.

No cálculo da resistência de convecção axial, a área utilizada corresponde à área total da alheta por cada célula. Para calcular a área total, multiplica-se a área da base de uma alheta por um fator de multiplicação cujo a função é representar quantas vezes a área total

da alheta é superior à área da base da mesma. Assim obtém-se a área total de uma alheta genérica para o estudo analítico, como apresentado na equação (4-8).

$$A_{alheta} = A_{base(alheta)} \cdot F \quad (4-5)$$

Onde:

- $A_{alheta}$ : área total da alheta [ $m^2$ ];
- $A_{base(alheta)}$ : área da base da alheta [ $m^2$ ];
- $F$ : fator de multiplicação [-].

Optou-se por uma alheta genérica com uma base quadrada, com um lado de 33,75 mm. O fator de multiplicação foi definido como dois, o que significa que a área total da alheta é o dobro da área da sua base, no entanto este fator pode variar e é apenas ilustrativo. Assim, a área total da alheta é dada pela equação (4-6).

$$A_{alheta} = (0,003375)^2 \cdot 2 = 0,002278 \text{ m}^2 \quad (4-6)$$

Com o valor da área total da alheta é possível saber como a resistência de convecção axial varia com o coeficiente de transferência de calor por convecção. Para o cálculo da resistência térmica de convecção axial é considerado que a alheta tem um rendimento de 100%, e é dada pela equação (4-7).

$$R_{conv(ax)} = \frac{1}{h \cdot 0,002278} \frac{K}{W} \quad (4-7)$$

Para efetuar o cálculo da resistência de condução axial, foi considerado como comprimento característico metade da altura da célula. Já para o valor da área, considerou-se a área da secção transversal da célula, que corresponde à área da base da mesma, pelo que a resistência de condução axial é dada pela divisão entre o comprimento característico axial e o produto da multiplicação da condutividade térmica axial da célula com a sua área da base, como apresentado pela equação (4-8).

$$R_{cond(ax)} = \frac{\frac{0,07015}{2}}{20,61 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,02155)^2} = 4,67 \frac{K}{W} \quad (4-8)$$

Com as resistências de convecção e de condução axiais calculadas, é então possível representar graficamente a evolução das resistências térmicas axiais em função do coeficiente de transferência de calor por convecção.

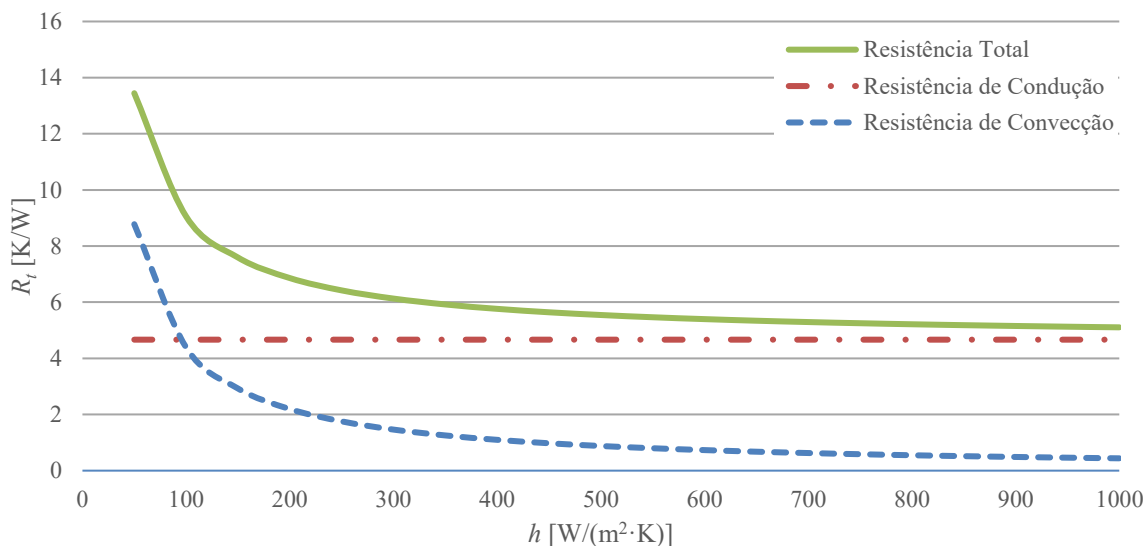


Figura 4-3 – Resistências térmicas axiais em função do coeficiente de transferência de calor por convecção.

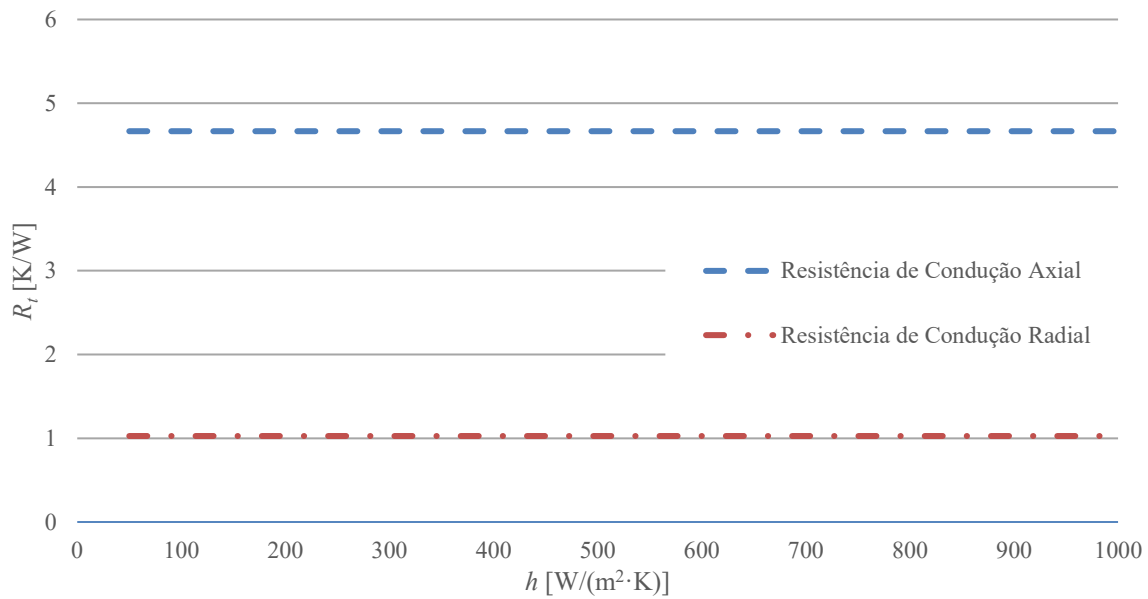
À semelhança do que ocorre no cálculo das resistências térmica radiais, no gráfico da Figura 4-3 observa-se que a resistência de condução axial permanece constante, pois esta não depende de um coeficiente de transferência de calor por convecção. Verifica-se ainda que, tal como observado na Figura 4-2, a resistência de condução também dita o valor mínimo para a resistência total do sistema, apesar da resistência de convecção continuar a diminuir.

Para um fator de multiplicação de dois o valor da resistência de condução axial iguala-se com o valor da resistência de convecção axial quando o coeficiente de transferência de calor por convecção tem o valor de 100 W/(m<sup>2</sup>·K), pelo que ocorre um equilíbrio entre a capacidade da célula de conduzir calor e a taxa de transferência de calor das alhetas para o ar.

Com o cálculo das resistências totais de ambos os sistemas efetuados, na secção 4.1.3 é feita a comparação de ambos os métodos (radial e axial), para assim concluir, em termos analíticos, qual a melhor configuração a adotar para o sistema de gestão térmica da bateria do T-24E.

#### 4.1.3. Comparação de resultados do estudo analítico (radial vs. axial)

Com o objetivo de concluir analiticamente qual dos métodos é mais eficaz para a refrigeração das células, se o método da refrigeração radial ou o método da refrigeração axial, são de seguida apresentados os gráficos correspondentes à evolução das resistências de condução, resistências de convecção e resistências totais correspondentes a cada método.



**Figura 4-4 – Comparação das resistências térmicas de condução em função do coeficiente de transferência de calor por convecção, para ambos os métodos.**

Na Figura 4-4 pode-se observar que a resistência de condução radial (1 K/W) é bastante inferior à resistência de condução axial (4,7 K/W), o que se deve ao facto do comprimento característico de ambos os sistemas ter um impacto significativo no valor final da resistência de condução. Visto que o comprimento característico no método de refrigeração radial corresponde ao raio da célula, enquanto no método de refrigeração axial equivale a metade da sua altura, conclui-se que o comprimento característico associado à refrigeração radial é substancialmente inferior ao da refrigeração axial, o que resulta numa menor resistência de condução térmica na direção radial quando comparada com a direção axial, sendo esta diferença essencialmente influenciada pelo próprio comprimento característico.

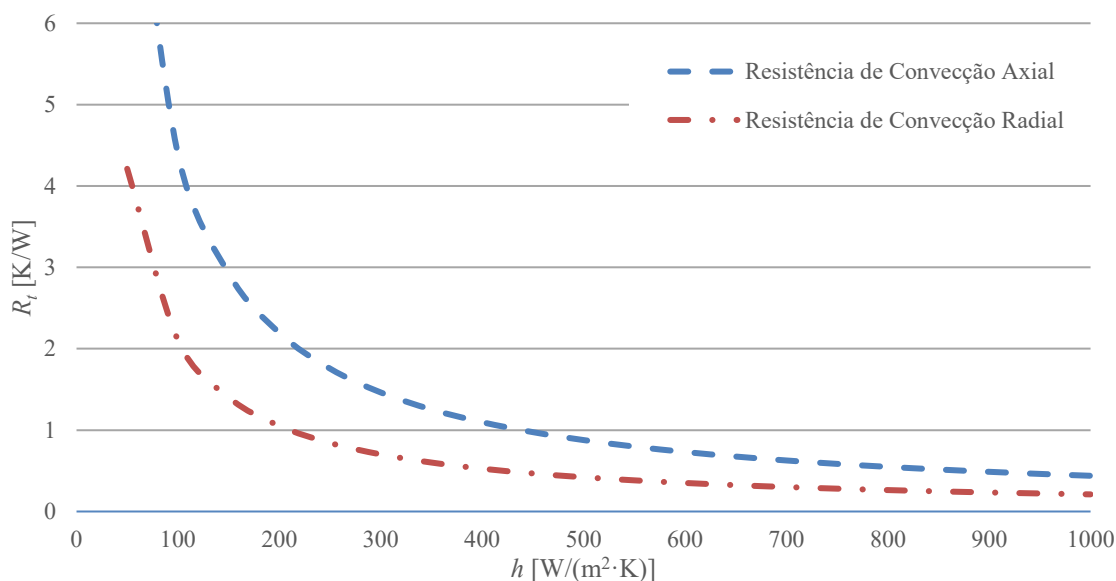
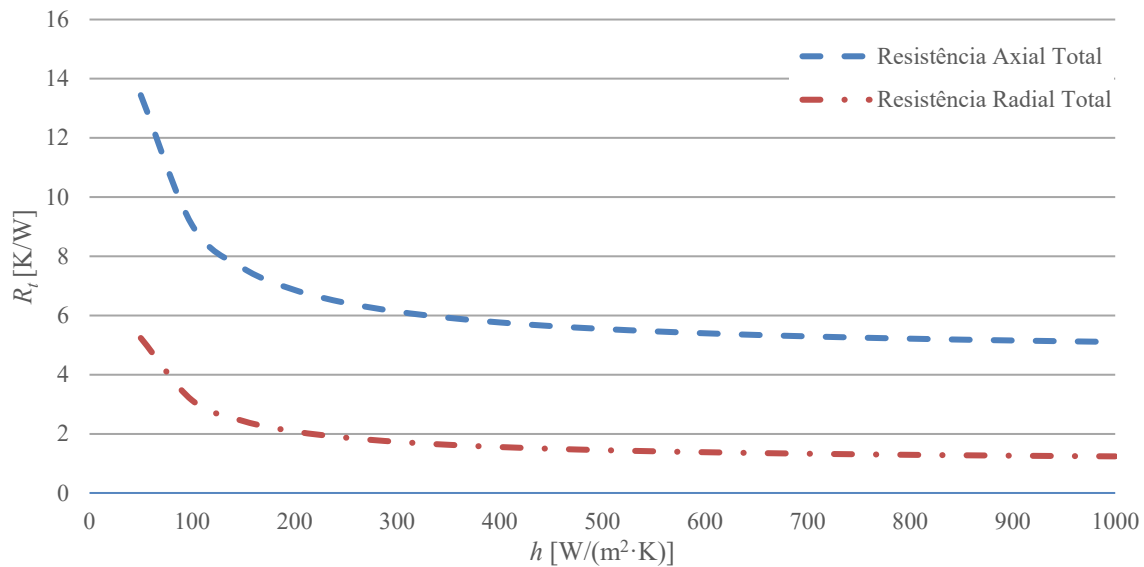


Figura 4-5 – Comparação das resistências térmicas de condução em função do coeficiente de transferência de calor por convecção, para ambos os métodos.

Analisando a Figura 4-5 é possível observar que a resistência de convecção na direção axial é superior à resistência de convecção na direção radial para um fator de multiplicação de 2. De notar que o fator de multiplicação aplicado às alhetas no cálculo da resistência de convecção axial tem uma influência significativa no seu resultado, desta forma, caso se aumentasse o valor do fator de multiplicação, a área de contacto entre as alhetas e o ar aumentaria e por sua vez a resistência de convecção axial iria diminuir. Para um fator de multiplicação de 4,15 a resistência de convecção axial iguala a resistência de convecção radial (ver Figura 0-1, anexo C). No entanto, um fator de multiplicação deste valor resultaria em alhetas de dimensões significativamente superiores, o que comprometeria a ergonomia da bateria, tornando-a demasiado grande, o que dificultaria a sua integração no veículo. De seguida é apresentado o gráfico onde se comparam as resistências totais de ambos os métodos, cujo resultado provém da soma da resistência de condução com a resistência de convecção de ambos os métodos (equação (4-1)).



**Figura 4-6 – Comparação das resistências totais em função do coeficiente de transferência de calor por convecção, para ambos os métodos.**

Da análise da Figura 4-6 conclui-se que a resistência radial total é, em toda a gama de valores correspondentes ao coeficiente de transferência de calor por convecção, inferior à resistência axial total. Tal como se concluiu na secção 4.1, tanto para o método de refrigeração radial, como para o método de refrigeração axial, a resistência de condução irá ditar o valor mínimo para a resistência total. Visto que a resistência de condução radial é inferior à resistência de condução axial, devido ao seu comprimento característico inferior, a resistência radial total será sempre inferior à resistência axial total, mesmo que se aplique um fator de multiplicação infinitamente grande às alhetas. Pode-se concluir, com base no estudo analítico realizado, que o método de refrigeração radial tende a ser mais eficaz do que o método de refrigeração axial. No entanto, foram realizados testes experimentais para validar esta hipótese, conforme apresentado na secção seguinte.

## 4.2. Testes experimentais

Os testes experimentais realizados têm como principal objetivo validar os resultados analíticos obtidos na secção 4.1, confirmando se o método de refrigeração radial é de facto mais eficaz para a refrigeração de uma célula, e por sua vez da bateria, quando comparado com o método de refrigeração axial. Ambos os testes foram realizados para as mesmas condições de temperatura ambiente de 20 °C, e expondo a célula a uma descarga de 21 A (4,67 C) durante 5 min, através de uma fonte de alimentação. A Figura 4-7 mostra o *setup* da montagem experimental.

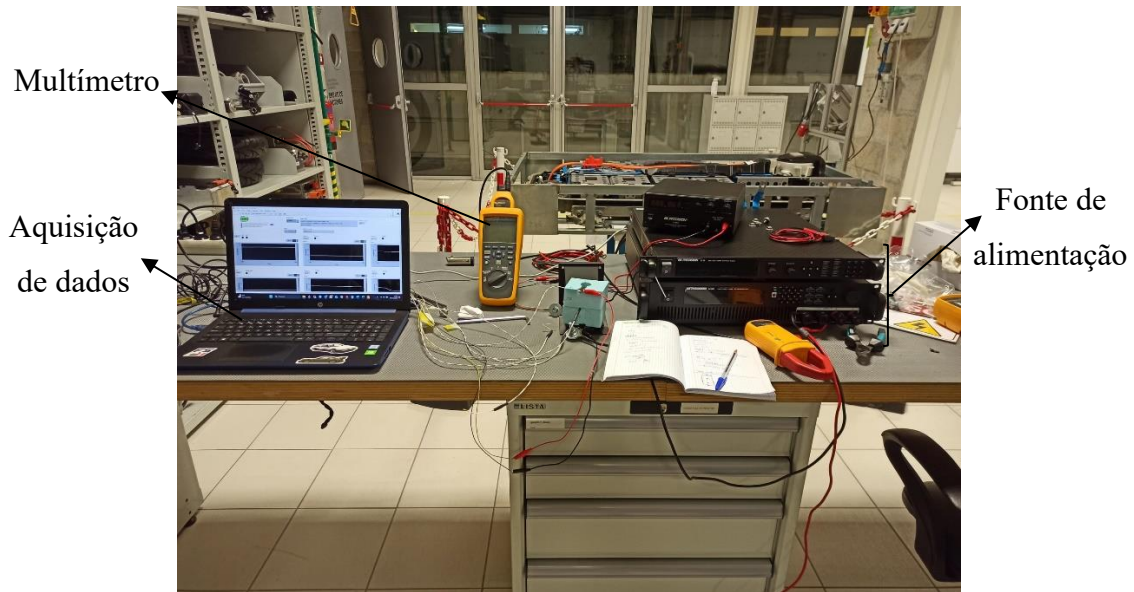


Figura 4-7 – Setup da montagem experimental

#### 4.2.1. Teste experimental para o método de refrigeração radial

Para a realização do teste experimental do método de refrigeração radial, foram utilizados quatro sensores de temperatura (NTC - *Negative Temperature Coefficient*), distribuídos pelo corpo da célula, com o objetivo de monitorizar e analisar o seu gradiente de temperaturas. Além disso, foi utilizado um isolante térmico (*roofmate*), de modo a simular as condições reais dentro da bateria. Para promover a convecção forçada, foi também utilizada uma ventoinha direcionada para o corpo da célula. Adicionalmente, um sensor de tensão foi incluído no ensaio para monitorizar a tensão da célula e evitar a sua descarga total, como apresentado na Figura 4-8.

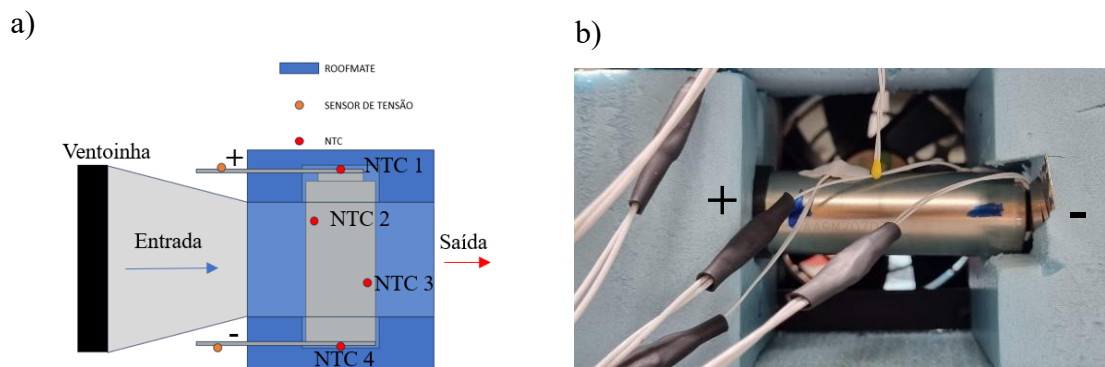


Figura 4-8 – Teste experimental para o método de refrigeração radial – a) esquema ilustrativo; b) fotografia do ensaio experimental.

Após concluída a montagem experimental, procedeu-se à realização do teste, cujos resultados são apresentados na Figura 4-9.

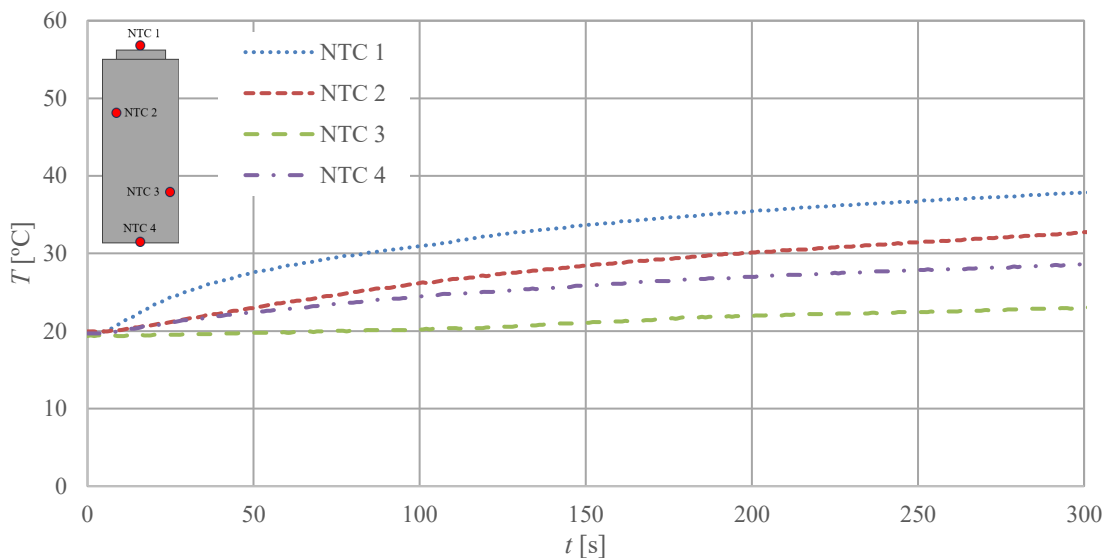


Figura 4-9 – Evolução das temperaturas correspondentes à posição de cada NTC em função do tempo de descarga, para o método de refrigeração radial.

A Figura 4-9 mostra que quanto maior for a proximidade da NTC ao polo positivo da célula, maiores são as temperaturas registadas, pelo que a NTC 1 e a NTC 2 registaram as temperaturas mais elevadas. Tal pode ser justificado pela pequena área de dissipação de calor do polo positivo, quando comparado com a área de dissipação de calor do polo negativo. A qualidade de soldadura entre o cobre e o polo positivo da célula pode ter influência na temperatura do mesmo. A NTC 2, apesar de estar em contacto direto com o ar, é influenciada pelo calor gerado no polo positivo, pelo que também apresenta uma temperatura elevada no decorrer do teste.

A temperatura máxima registada foi de 37,9 °C aos 300 s (5 min) de teste, no polo positivo da célula. Nesse instante a temperatura do polo negativo é de 28,7 °C, pelo que há uma diferença de temperaturas entre polos de 9,2 °C. A NTC 3 foi a que registou menores temperaturas no decorrer do teste, pois está em contacto direto com o ar, visto que a refrigeração foi feita pelo corpo da célula. Assim, pode-se ordenar de forma decrescente as NTC's que registaram as maiores temperaturas.

*Ordem decrescente de temperaturas registadas: NTC 1 > NTC 2 > NTC 4 > NTC 3.*

#### 4.2.2. Teste experimental para o método de refrigeração axial

À semelhança do que foi realizado no teste experimental para o método de refrigeração radial, também para o teste correspondente ao método de refrigeração axial foi utilizado o sensor de tensão e o isolante térmico, para simular as condições reais da bateria, isolando a

célula, assim como as quatro NTC's distribuídas pelo corpo da célula, do polo positivo ao polo negativo, onde está localizado o dissipador de calor. Foi ainda utilizada uma ventoinha direcionada para as alhetas com o objetivo de simular a dissipação de calor na direção axial da célula, como apresentado no esquema da Figura 4-10.

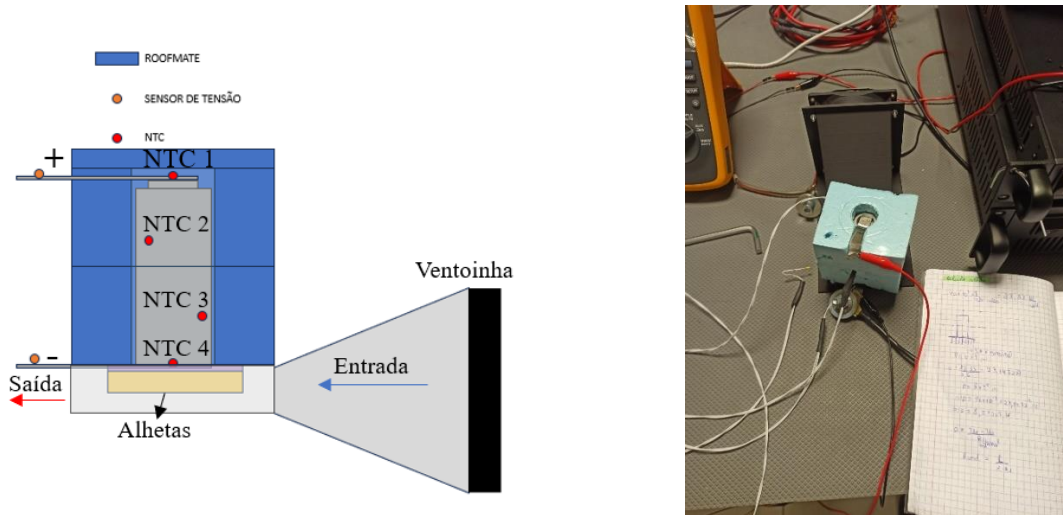


Figura 4-10 – Teste experimental para o método de refrigeração axial – a) esquema ilustrativo; b) fotografia do ensaio experimental.

Após concluída a montagem experimental, procedeu-se à realização do teste, cujos resultados são apresentados no gráfico da Figura 4-11.

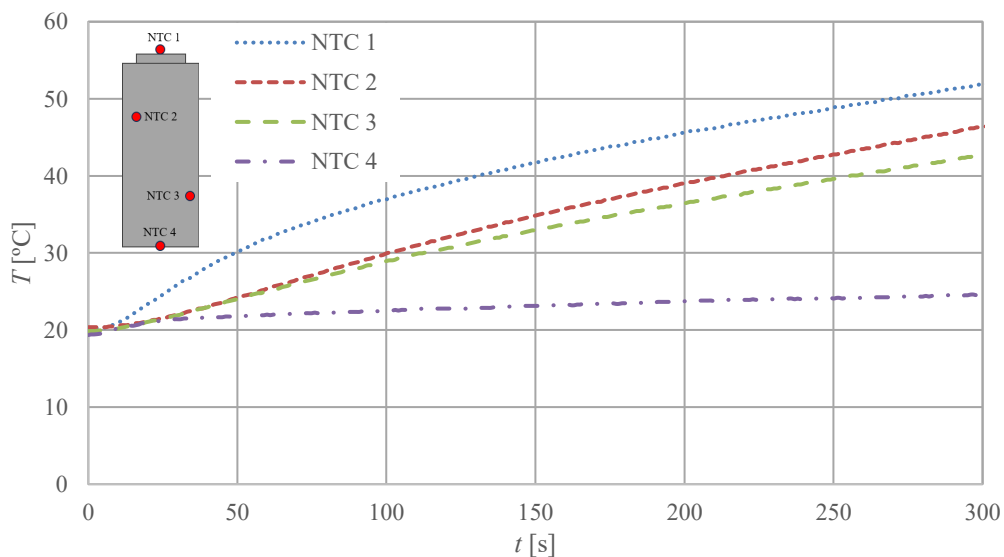


Figura 4-11 – Evolução das temperaturas correspondentes à posição de cada NTC em função do tempo de descarga, para o método de refrigeração axial.

Do gráfico da Figura 4-11 é possível observar que, quanto maior a proximidade da NTC ao polo positivo, mais elevadas serão as temperaturas registadas. É ainda possível concluir que existe uma discrepância bastante acentuada entre as temperaturas medidas do polo negativo e positivo, pelo que é possível afirmar que, para o método de refrigeração axial, o gradiente

de temperaturas axial é bastante elevado. A temperatura máxima registada foi de 51,9 °C aos 300 s de teste, no polo positivo da célula. Nesse instante a temperatura do polo negativo, junto às alhetas, é de 24,6 °C, pelo que há uma diferença de temperaturas entre polos de 27,3 °C. Tal pode ser justificado pela elevada resistência térmica de condução axial da célula, tal como se concluiu na secção 4.1 através do estudo analítico, e apresentado no gráfico da Figura 4-4. Apesar da alta condutividade térmica axial da célula, 9,32 vezes superior à sua condutividade térmica radial, a distância entre polo negativo e o centro da célula é bastante elevada quando comparada com o raio da célula o que resulta no aumento do gradiente de temperaturas na direção axial. Desta forma, pode-se ordenar de forma decrescente as NTC's que registaram as maiores temperaturas.

*Ordem decrescente de temperaturas registadas: NTC 1 > NTC 2 > NTC 3 > NTC 4;*

#### 4.2.3. Comparação de resultados dos testes experimentais (radial vs. axial)

Concluídos os testes experimentais procedeu-se à comparação dos valores das temperaturas máximas atingidas pela célula em ambos os métodos, assim como o gradiente de temperaturas no seu corpo. Desta forma, e complementando com os resultados do estudo analítico, é possível concluir qual o método mais eficaz para a refrigeração da célula e por sua vez na gestão térmica da bateria.

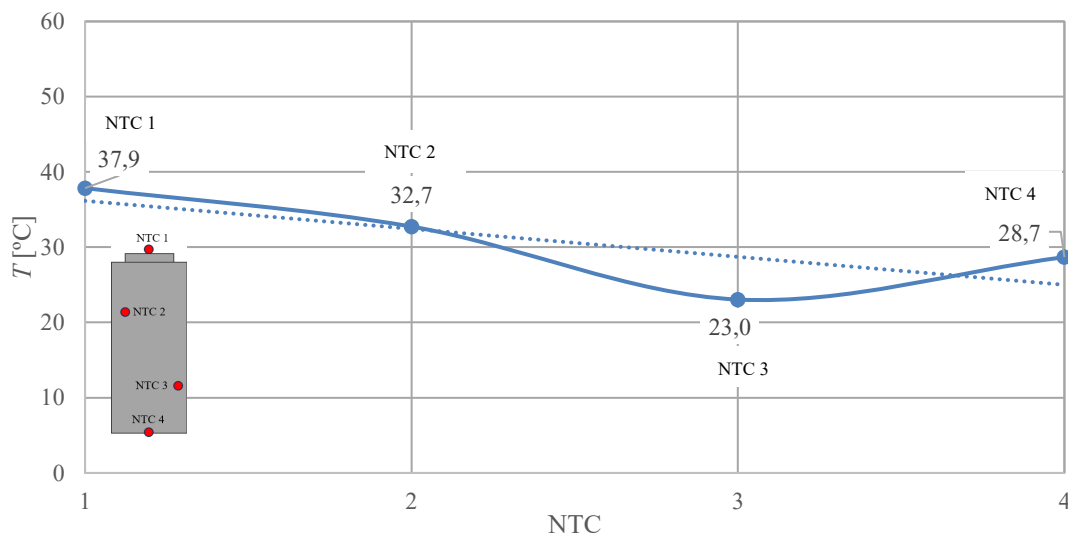


Figura 4-12 – Gradiente de temperaturas no corpo da célula para o método de refrigeração radial.

Do gráfico da Figura 4-12 é possível confirmar que existe um gradiente de temperaturas descendente na direção do polo negativo da célula para o método de refrigeração radial. Tal pode ser facilmente visualizado pela linha de tendência a tracejado presente na Figura 4-12.

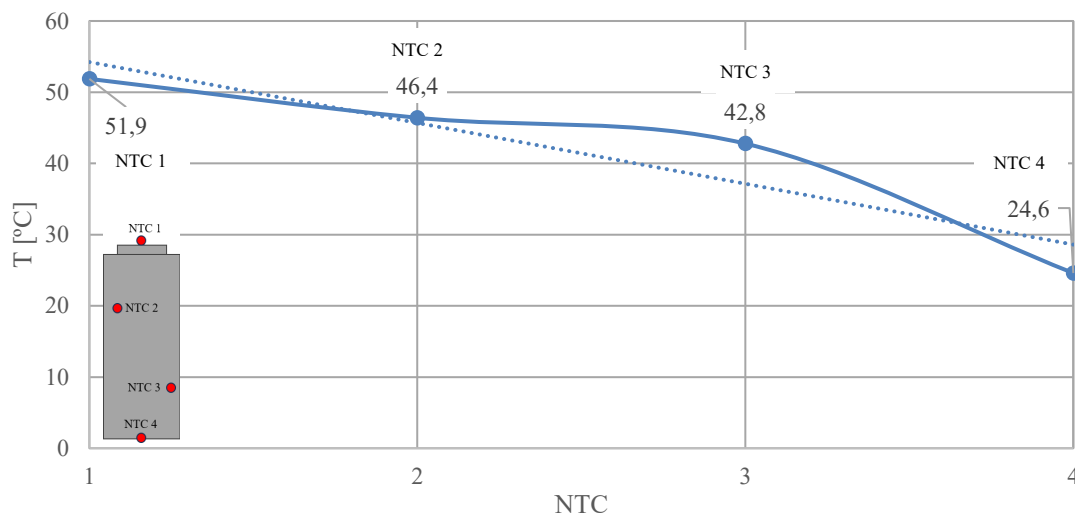


Figura 4-13 – Gradiente de temperaturas no corpo da célula para o método de refrigeração axial.

Da análise do gráfico da Figura 4-13, e comparado a Figura 4-12, verifica-se que o declive da reta de tendência correspondente ao gradiente de temperaturas no método de refrigeração axial é mais acentuado do que no método de refrigeração radial, o que sugere que a diferença de temperaturas entre o polo positivo e o polo negativo da célula é mais elevada no método de refrigeração axial, como pode ser confirmado pela análise de temperaturas. Como mencionado na secção 2.7 um gradiente de temperaturas elevado, corresponde a uma discrepância significativa das temperaturas em diferentes pontos da célula, o que pode causar a sua degradação precoce, ou até, em casos extremos de sobreaquecimento, a degradação total da célula.

A Tabela 4-1 apresenta de forma resumida as temperaturas máximas registadas em cada teste e a sua posição na célula de acordo com o número da NTC, assim como a diferença absoluta de temperaturas entre os dois métodos estudados.

Tabela 4-1 – Gradiente e diferença de temperaturas para o método de refrigeração radial e axial.

NTC's	Gradiente de Temperaturas [°C]		
	Refrigeração Radial	Refrigeração Axial	Diferença local (Radial - Axial)
NTC 1	37,9	51,9	- 14,0
NTC 2	32,7	46,4	- 13,7
NTC 3	23,0	42,8	- 19,8
NTC 4	28,7	24,6	+ 4,1
Diferença Máxima	9,2	27,3	---

### **4.3. Tomada de decisão do método a utilizar**

Com base na análise comparativa realizada, tanto no estudo analítico quanto nos testes experimentais, conclui-se que o método de refrigeração radial é mais eficaz para a gestão térmica das células da bateria do T-24E. O estudo analítico demonstrou que, devido ao menor comprimento característico da célula na direção radial, a resistência de condução, assim como a resistência total do sistema, na direção radial é substancialmente inferior à resistência na direção axial, como apresentado na Figura 4-4 e na Figura 4-6, respetivamente.

As conclusões retiradas pelo estudo analítico realizado são confirmadas pelos resultados obtidos através dos testes experimentais, nos quais o método de refrigeração radial apresentou uma temperatura máxima de 37,9 °C, no polo positivo, e uma diferença de temperaturas entre os polos de 9,2 °C, em contraste com os 51,9 °C de temperatura máxima, também no polo positivo, e uma diferença de temperatura entre os polos de 27,3 °C observado no teste correspondente ao método de refrigeração axial.

Desta forma, e tendo em conta os resultados analíticos e experimentais obtidos, conclui-se que o método de refrigeração radial das células demonstra ser o mais eficaz na dissipação de calor e uniformidade de temperaturas na célula, tornando-o a opção preferencial para o sistema de gestão térmica da bateria.

## 5. Modelo integral do sistema de gestão térmica

Com o objetivo de realizar a modelação do sistema de gestão térmica da bateria, foi desenvolvido um modelo integral no *software* MATLAB e Simulink. O modelo desenvolvido permite simular tanto as condições do ambiente envolvente como os regimes de carga e descarga da bateria.

O modelo apresenta como vantagem a sua simplicidade de implementação, permitindo simular o comportamento global do sistema de gestão térmica da bateria sem a necessidade de detalhar fenómenos locais, o que poupa bastantes recursos computacionais. Desta forma, foi possível realizar simulações transientes num curto intervalo de tempo, auxiliando na tomada de decisões, como, por exemplo, determinar a potência máxima que pode ser extraída da bateria, tendo em conta as condições atmosféricas do momento, sem que esta ultrapasse os limites de temperatura impostos. No entanto, por não detalhar fenómenos locais, este modelo apresenta limitações em relação a métodos mais precisos, como as simulações CFD, que permitem uma análise mais pormenorizada do sistema, podendo ser utilizada para a otimização de geometrias do sistema de gestão térmica.

### 5.1. Aproximação do sistema a um banco de tubos

Para simular o sistema de gestão térmica da bateria do T-24E, consideraram-se os segmentos, compostos por células, equivalentes a um banco de tubos, normalmente denominada de *tube bank*, na literatura inglesa. Esta abordagem é amplamente utilizada por diversos autores na simulação de sistemas de gestão térmica de baterias, como no estudo realizado por Fan *et al.* (2019).

A transferência de calor por convecção associada a um *tube bank* tem como princípio o escoamento de um fluido no exterior dos tubos, enquanto um segundo fluido, a temperatura diferente, escoar no interior dos mesmos, tal como apresentado na Figura 5-1.

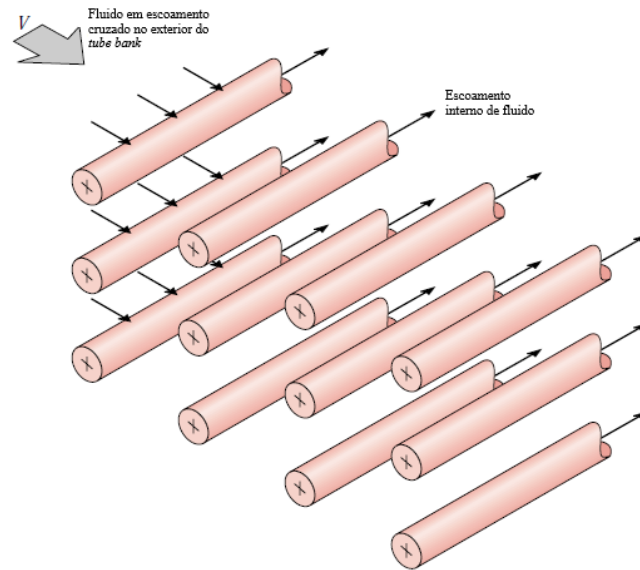


Figura 5-1 – Esquema de um *tube bank* em escoamento cruzado – adaptado de (Incropera, *et al.*, 2006).

É possível aproximar a análise de um *tube bank* à de um sistema de gestão térmica de baterias, uma vez que ambos envolvem a transferência de calor por convecção entre um fluido em escoamento e superfícies sólidas. Desta forma, substituindo os tubos pelas células da bateria, considerando que estas são uma fonte de energia térmica, e que existe um fluido em escoamento cruzado, é possível estabelecer uma analogia entre um *tube bank* e o sistema de gestão térmica utilizado na bateria do T-24E.

As células, num *tube bank*, podem estar dispostas de forma alinhada ou desfasadas com a direção do escoamento, como apresentado na Figura 5-2. Cada configuração é caracterizada pelo diâmetro da célula  $D$ , pelo espaçamento transversal  $S_T$  e pelo espaçamento longitudinal  $S_L$  em relação à direção do escoamento, ambos medidos entre os centros das células, e pelo espaçamento  $A$ , que mede a distância entre superfícies das células.

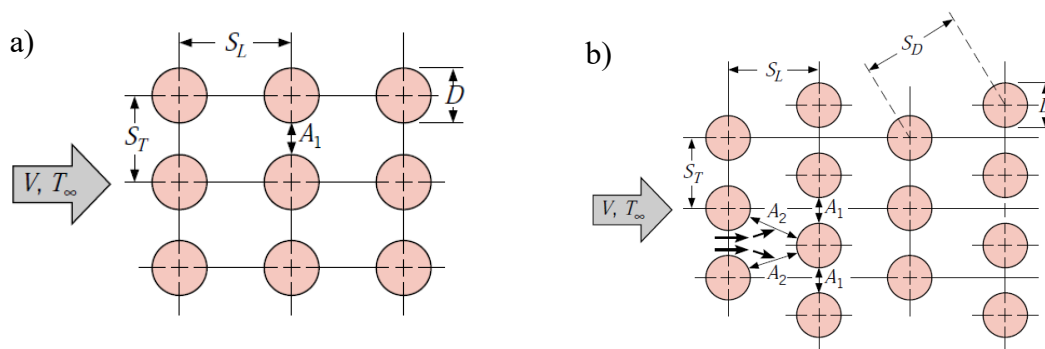


Figura 5-2 – Tipos de disposições num *tube bank*, a) alinhada; b) desfasada – retirado de (Incropera, *et al.*, 2006).

A escolha da configuração alinhada para a bateria do T-24E foi baseada na análise comparativa apresentada por Yang *et al.* (2015), onde esta disposição demonstrou maior eficiência na refrigeração das células, com um índice de refrigeração 26,1% superior e um consumo de potência 54,5% inferior em relação à configuração desfasada. Além disso, a configuração desfasada das células apresentou uma maior resistência ao escoamento do ar, resultando num aumento da queda de pressão, e conseqüentemente, numa maior exigência energética para o sistema de ventilação. A configuração alinhada permite ainda um melhor controlo do gradiente de temperatura na bateria.

O coeficiente de transferência de calor por convecção associado a uma célula é determinado pela sua posição no *tube bank*. As células localizadas nas primeiras filas induzem a geração de turbulência, o que contribui para o aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção para as células das filas seguintes. Contudo, na maioria das configurações, as condições de transferência de calor estabilizam, de modo que ocorre pouca variação no coeficiente de transferência de calor por convecção para um tubo a partir da quarta ou quinta fila (Incropera, *et al.*, 2006). Desta forma, pretende-se conhecer o coeficiente de transferência de calor por convecção médio no *tube bank*.

Sabendo que o coeficiente de transferência de calor por convecção depende do número de Reynolds, que varia de forma proporcional à velocidade máxima do ar no *tube bank*, e do número de Nusselt, que quantifica a transferência de calor por convecção em relação à transferência de calor por condução do ar, estabelece-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção é função do número de Reynolds e do número de Nusselt, como apresentado na equação (5-1).

$$h = f(Re, Nu) \quad (5-1)$$

O número de Reynolds, que caracteriza o regime do escoamento, é determinado pela equação (5-2).

$$Re_{D,max} = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \quad (5-2)$$

Onde:

- $Re_{D,max}$ : número de Reynolds médio no *tube bank* [-];
- $\rho$ : massa volúmica do ar [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];
- $V_{max}$ : velocidade máxima do escoamento no *tube bank* [ $\text{m}/\text{s}$ ];

- $D$ : diâmetro da célula (comprimento característico) [m];
- $\mu$ : viscosidade dinâmica do ar [Pa·s].

A velocidade máxima do escoamento no *tube bank* depende da velocidade de entrada do ar e do espaçamento entre células no segmento. A equação (5-3) apenas é válida para a configuração alinhada.

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V \quad (5-3)$$

Onde:

- $S_T$ : espaçamento transversal entre centros das células [m];
- $V$ : velocidade de entrada do escoamento [m/s].

Já o número de Nusselt é função de outros dois números adimensionais, o número de Reynolds e o número de Prandtl, como apresentado na equação (5-4).

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (5-4)$$

O número de Nusselt pode ser determinado a partir da sua definição fundamental, que estabelece uma relação entre o coeficiente de transferência de calor por convecção, a condutividade térmica do fluido, e o comprimento característico do objeto em análise, apresentado na equação (5-5).

$$Nu_D = \frac{h_{tb} \cdot D}{K_{ar}} \quad (5-5)$$

Onde:

- $Nu_D$ : número de Nusselt médio no *tube bank* [-];
- $h_{tb}$ : coeficiente de transferência de calor por convecção médio no *tube bank* [W/(m<sup>2</sup>·K)];
- $D$ : diâmetro da célula [m];
- $K_{ar}$ : condutividade térmica do ar [W/(m·K)].

O valor do número de Nusselt pode ainda ser calculado por meio de correlações empíricas que consideram tanto as características do escoamento, como as características da geometria do *tube bank*, tal como apresentado na equação (5-6).

$$Nu_D = C \cdot (Re_{D,max})^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\left[ \begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (5-6)$$

Onde:

- $C$ : constante da equação (depende do Reynolds e do tipo de configuração) [-];
- $m$ : constante da equação (depende do Reynolds e do tipo de configuração) [-];
- $Pr$ : número de Prandtl do ar [-];
- $Pr_s$ : número de Prandtl do ar na superfície da célula [-];
- $N_L$ : número de células na direção longitudinal [-].

Para diferentes valores do número de Reynolds, e consoante o tipo de configuração que esteja a ser utilizada num *tube bank*, os valores das constantes  $C$  e  $m$  variam de acordo com a Tabela 5-1.

Tabela 5-1 – Valores das constantes  $C$  e  $m$  consoante o número de Reynolds, para a configuração alinhada – adaptado de (Incropera, *et al.*, 2006).

Configuração	$Re_{D,max}$	$C$	$m$
Alinhada	$10 - 10^2$	0,8	0,4
	$10^2 - 10^3$	Aproxima-se a uma célula isolada	
Alinhada ( $S_T/S_L > 0,7$ )*	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,27	0,63
Alinhada	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,021	0,84

\*Nota: Para ( $S_T/S_L < 0,7$ ), a transferência de calor é ineficaz e não devem ser utilizados para a configuração alinhada.

É importante referir que o valor do número de Prandtl varia muito pouco para pequenas diferenças de temperatura, como é o caso entre a temperatura do ar no interior do *tube bank* e a temperatura do ar junto à superfície da célula. Desta forma, considerou-se que  $Pr/Pr_s \approx 1$ , o que permite simplificar a expressão da equação (5-6). A simplificação do número de Nusselt é apresentada na equação (5-7).

$$Nu_D = C \cdot (Re_{D,max})^m \cdot Pr^{0,36}$$

$$\left[ \begin{array}{c} N_L \geq 20 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (5-7)$$

É importante salientar que a equação (5-7) apenas é válida para as condições impostas ao número de células na direção longitudinal, ao número de Prandtl e ao número de Reynolds. Caso o número de célula na direção longitudinal seja inferior a 20, um fator de correção deverá ser aplicado, como apresentado na equação (5-8).

$$Nu_{D(N_L < 20)} = C_2 \cdot Nu_D \quad (5-8)$$

O fator de correção  $C_2$  varia com a evolução do número de células na direção longitudinal, de acordo com a Tabela 5-2.

Tabela 5-2 – Valores de  $C_2$  em função de  $N_L$ , para a configuração alinhada.

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alinhado	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Tendo em conta as equações apresentadas para o número de Nusselt e para o número de Reynolds, é possível determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção médio no *tube bank*, como base no tipo de configuração utilizada. No caso em estudo, a configuração do *tube bank* utilizada na análise corresponde, na prática, à configuração utilizada nos segmentos da bateria. É ainda possível caracterizar analiticamente a queda de pressão no segmento, através da fórmula apresentada na equação (5-9).

$$\Delta p = N_L \cdot X \cdot \frac{\rho \cdot V_{max}^2}{2} \cdot f \quad (5-9)$$

Onde:

- $\Delta p$ : queda de pressão [Pa];
- $X$ : fator de correção [-];
- $f$ : fator de fricção [-].

A Figura 5-3 apresenta o fator de fricção  $f$  em função do número de Reynolds e fator de correção  $X$ , que também depende do número de Reynolds. Ambos os fatores têm em conta o espaçamento longitudinal e transversal entre células.

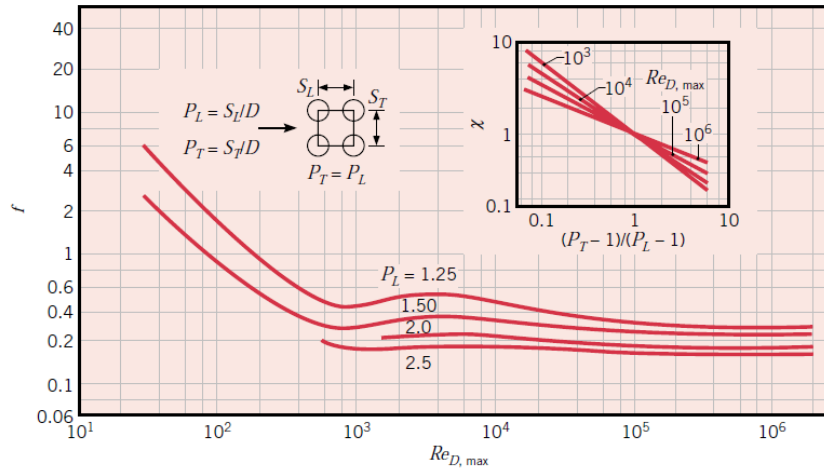


Figura 5-3 – Fator de correção  $X$  e fator de fricção  $f$  para a configuração alinhada – retirado de (Incropera, *et al.*, 2006).

Para além da análise da queda de pressão no segmento, é também importante determinar a potência hidráulica necessária para vencer a resistência ao escoamento. Esta potência é proporcional à queda de pressão no segmento e é dada pela equação (5-10), (Çengel & Ghajar, 2014).

$$P_{hidr} = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (5-10)$$

Onde:

- $P_{hidr}$ : potência hidráulica [W];
- $\dot{V}$ : caudal volúmico fornecido pelo ventilador [ $m^3/s$ ];

Apresentadas as razões pelas quais se pode aproximar um sistema de gestão térmica de baterias a um *tube bank*, mantendo as equações típicas deste, onde as correlações do número de Nusselt e do número de Reynolds são utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção no segmento, e onde as fórmulas da queda de pressão e da potência necessária para vencer a resistência ao escoamento foram também apresentadas, procede-se de seguida à apresentação do modelo integral, no qual estas relações foram implementadas para simular o comportamento da bateria do T-24E e assim desenvolver o seu sistema de gestão térmica.

## 5.2. Desenvolvimento do modelo integral

O desenvolvimento do modelo integral para a simulação do sistema de gestão térmica da bateria foi implementado no *software* MATLAB em conjunto com o Simulink, com o objetivo de simular o comportamento térmico das células durante operações de carga e descarga, considerando diferentes condições ambientais e perfis de uso.

Para a simulação das células que compõe a bateria, foi utilizado, no Simulink, o bloco *Batemo Cell*, apresentado na Figura 5-4, fornecido pela empresa Batemo, com a qual a equipa LART estabeleceu um contrato de licença, garantindo acesso ao modelo integral parametrizado para a célula MoliceL P45B.

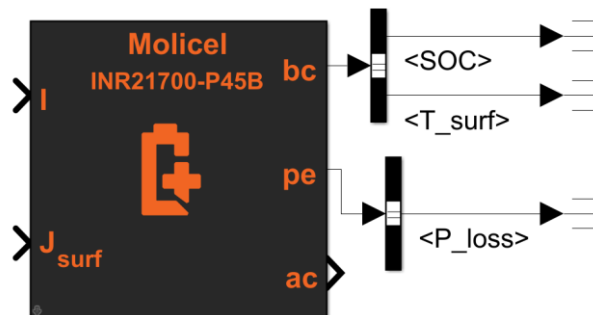


Figura 5-4 – Bloco *Batemo Cell*, da célula MoliceL P45B.

No bloco apresentado na Figura 5-4, são definidos como parâmetros de entrada a corrente elétrica ( $I$ ) e as trocas de calor entre a superfície da célula e o ambiente externo ( $J_{surf}$ ), sendo considerados como parâmetros de saída o estado de carga (SoC), a temperatura da superfície da célula ( $T_{surf}$ ) e a da potência térmica gerada pela célula ( $P_{loss}$ ). Cada bloco representa uma célula, que é analisada individualmente com o objetivo de caracterizar as suas trocas de calor, de acordo com a sua posição. Desta forma, é possível determinar a temperatura de cada célula e, conseqüentemente, avaliar o gradiente de temperatura ao longo do segmento. O modelo desenvolvido foca-se na análise térmica de um único segmento, assumindo que os dez segmentos que compõem a bateria operam nas mesmas condições de funcionamento. A Figura 5-5 apresenta uma representação do segmento em análise.

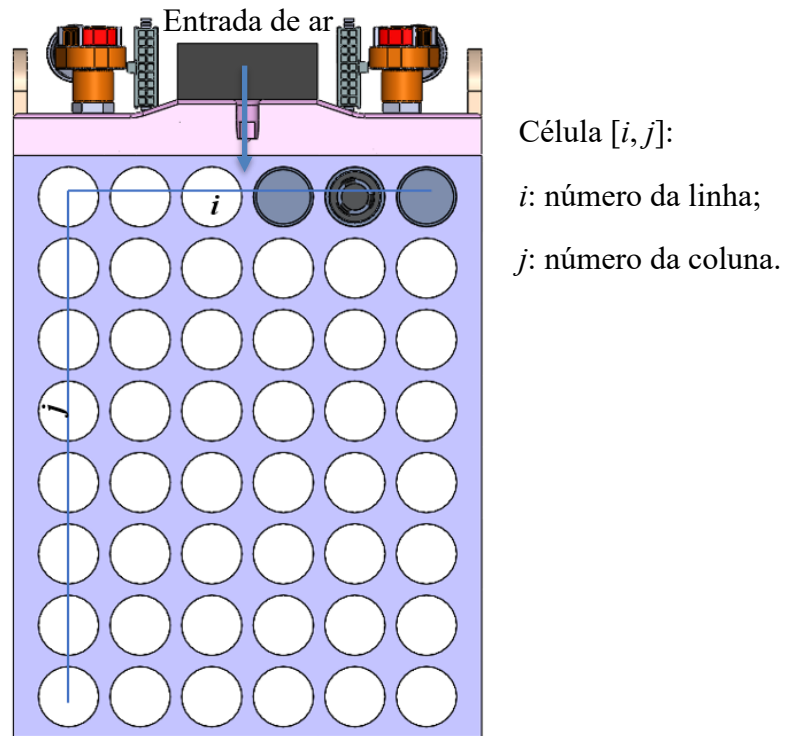


Figura 5-5 – Segmento em análise, com indicação genérica da posição da célula  $[i, j]$ .

Tendo em conta as limitações do modelo integral desenvolvido, que não permite a análise de fenómenos locais, não é possível determinar variações de temperatura entre as células pertencentes à mesma linha do segmento. Assim, a caracterização do gradiente de temperatura é restrita à análise ao longo de uma coluna, pressupondo-se que as células localizadas na mesma linha apresentam temperaturas idênticas.

O sistema de equações (5-11), apresenta os princípios fundamentais para descrever a potência térmica transferida entre a superfície de cada célula e o ambiente envolvente.

$$\begin{cases} J_{surf[i,j]} = h_{tb} \cdot A_{surf} \cdot (T_{surf[i,j]} - T_{in[i,j]}) \\ J_{surf[i,j]} = \dot{m}_{ar} \cdot c_p \cdot (T_{out[i,j]} - T_{in[i,j]}) \end{cases} \quad (5-11)$$

Onde:

- $J_{surf[i,j]}$ : potência térmica transferida por convecção entre a célula e o ar [W];
- $h_{tb}$ : coeficiente de transferência de calor por convecção médio no *tube bank* [ $W/(m^2 \cdot K)$ ];
- $A_{surf}$ : área de superfície da célula [ $m^2$ ];
- $T_{surf[i,j]}$ : temperatura de superfície da célula [ $^{\circ}C$ ];
- $T_{in[i,j]}$ : temperatura de entrada do ar na célula [ $^{\circ}C$ ];
- $\dot{m}_{ar}$ : caudal mássico de ar no segmento [kg/s];

- $c_p$ : calor específico do ar a pressão constante [J/(kg·K)];
- $T_{out [i,j]}$ : temperatura de saída do ar na célula [°C].

Considerando a simplificação adotada no modelo, que assume temperaturas idênticas para todas as células localizadas na mesma linha, pode-se afirmar que uma célula na posição genérica  $[i,j]$  apresentará a mesma temperatura que as restantes células da linha  $i$ , independentemente da coluna  $j+n$ , onde  $n$  representa o incremento no número da coluna, tal como apresentado na equação (5-12).

$$T_{surf[i,j]} = T_{surf[i,j+n]} \quad (5-12)$$

De forma a determinar o aumento da temperatura do ar após a sua passagem por uma célula, e sabendo que a potência térmica transferida por convecção entre a célula e o ar contribui para esse aquecimento, com base na segunda equação do sistema de equações (5-11), a temperatura de saída do ar numa posição genérica  $[i, j]$  pode ser calculada através da equação (5-13).

$$T_{out[i,j]} = \frac{J_{surf[i,j]}}{\dot{m}_{ar} \cdot c_p} + T_{in[i,j]} \quad (5-13)$$

Da equação (5-13), conclui-se que a temperatura do ar à saída de uma célula depende diretamente da sua temperatura de entrada. Assim, sempre que a potência térmica transferida entre a célula e o ar for diferente de zero, a temperatura de saída do ar será superior à sua temperatura de entrada para essa mesma célula.

A Figura 5-6 apresenta um diagrama de blocos que mostra como a potência térmica transferida entre a célula e o ar, e a temperatura de saída do ar na célula são calculadas no modelo desenvolvido no *software* Simulink. De notar que as duas variáveis mencionadas são calculadas individualmente para cada célula.

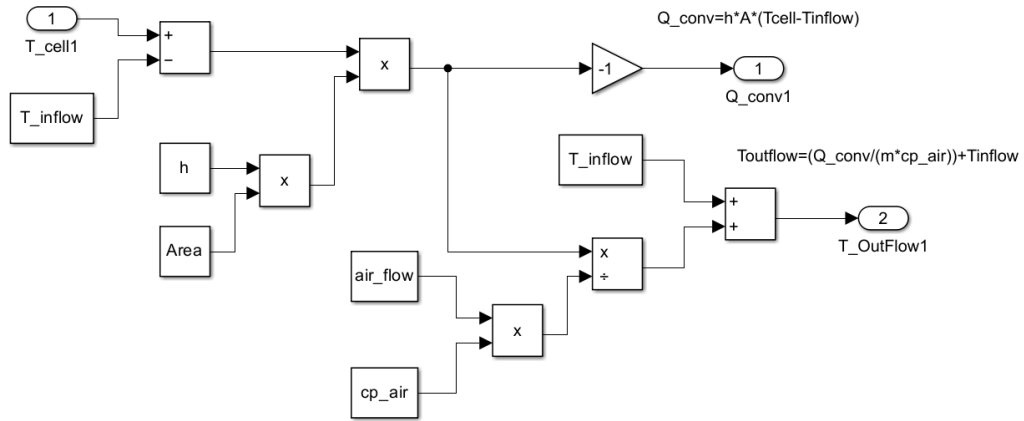


Figura 5-6 – Implementação do cálculo da potência térmica transferida e da temperatura de saída do ar numa célula.

Dando continuidade à apresentação do modelo, e com o objetivo de representar o gradiente de temperatura ao longo do segmento, a temperatura de saída da célula pertencente à linha  $i$  corresponde à temperatura de entrada da célula na linha  $i+1$ , conforme apresentado na equação (5-14).

$$T_{out[i,j]} = T_{in[i+1,j]} \tag{5-14}$$

A Figura 5-7 apresenta como a equação (5-14) é implementada no modelo desenvolvido no *software* Simulink.

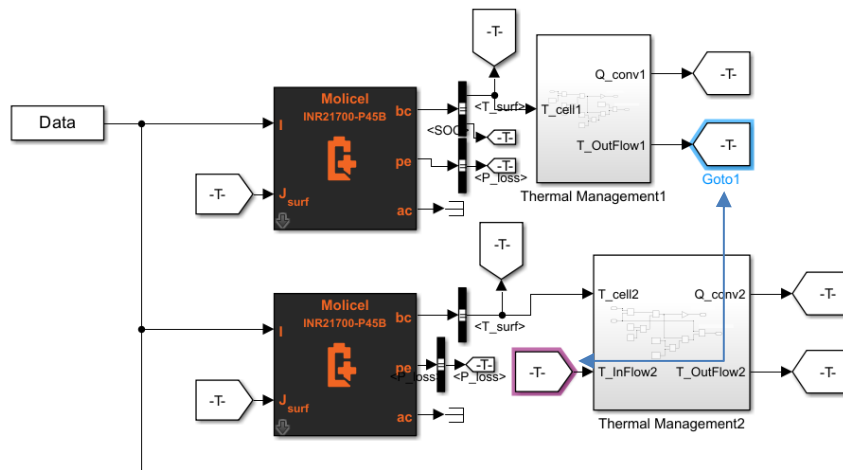


Figura 5-7 – Esquema que modela a evolução da temperatura do ar ao longo das linhas do segmento.

Importa referir que não é apenas a temperatura do ar que necessita de ser atualizada e recalculada ao longo do tempo. A potência térmica transferida por convecção entre a célula e o ar também se altera em função da variação da temperatura da célula. Por este motivo, foi implementado um processo iterativo de atualização em malha fechada da potência térmica transferida, assegurando que o seu valor se adapta continuamente às condições térmicas da célula ao longo do tempo de simulação, como apresentado na Figura 5-8.

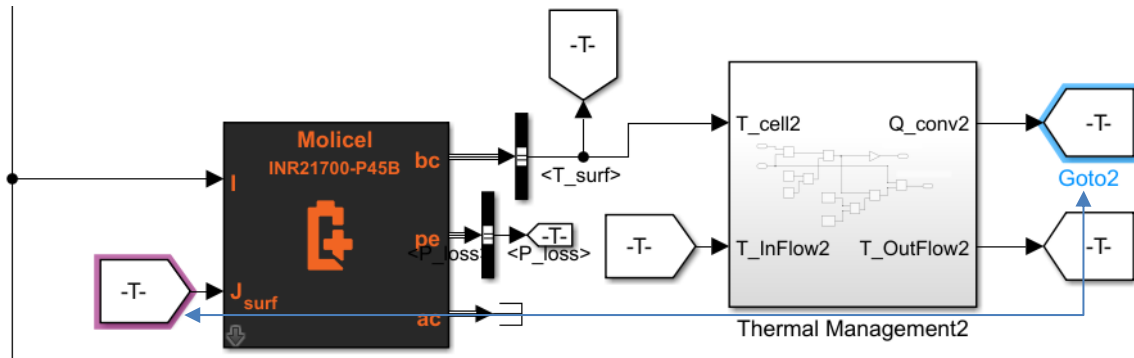


Figura 5-8 – Atualização em malha fechada da potência térmica transferida por convecção entra a célula e o ar.

Desta forma, é possível caracterizar o gradiente de temperatura ao longo de uma coluna do segmento, uma vez que, à medida que o ar percorre o segmento e a sua temperatura aumenta (equação (5-13)), a diferença de temperatura do ar em relação à superfície das células diminui. Este fenómeno resulta numa redução progressiva da potência térmica transferida entre as células e o ambiente, o que resulta no aumento da temperatura superficial das células ao longo do segmento, conforme representado no sistema de inequações (5-15).

$$\begin{cases} T_{out}[i,j] < T_{out}[i+1,j] \\ J_{surf}[i,j] > J_{surf}[i+1,j] \\ T_{surf}[i,j] < T_{surf}[i+1,j] \end{cases} \quad (5-15)$$

De seguida, apresenta-se na Figura 5-9 uma visão geral do modelo completo desenvolvido no *software* Simulink, que permite calcular a evolução da temperatura das células individualmente, permitindo ao utilizador observar o gradiente de temperatura no segmento.

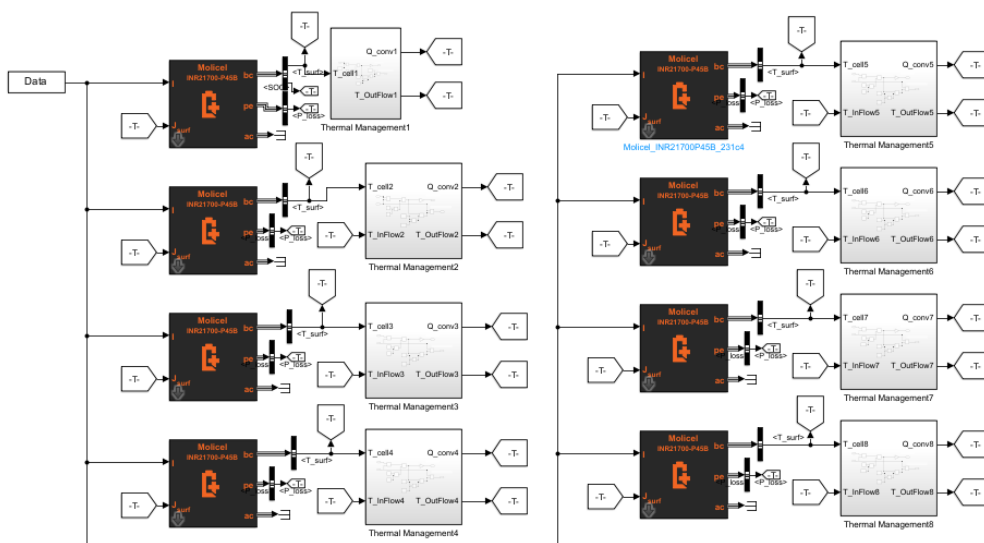


Figura 5-9 – Implementação do sistema de gestão térmica da bateria no Simulink.

Após a apresentação do modelo integral implementado no Simulink, será analisada a influência que distância entre as células tem no coeficiente de transferência de calor médio no segmento, na temperatura superficial das células e no gradiente de temperatura no segmento.

## 6. Análise e discussão de resultados

O presente capítulo tem como objetivo apresentar e discutir os resultados obtidos ao longo do desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria. Serão analisados aspectos importantes como a distância entre células, a seleção e desempenho dos ventiladores, a distribuição dos sensores de temperatura no segmento e a comparação entre os resultados experimentais e numéricos. As secções deste capítulo estão organizadas de modo a justificar as opções que foram tomadas e os impactos que estas tiveram no desempenho global do sistema, culminando numa análise comparativa de resultados.

### 6.1. Estudo da distância entre células

A análise da distância entre células, na direção longitudinal ( $S_L$ ) e transversal ( $S_T$ ), é crucial no desenvolvimento de um sistema e gestão térmica de baterias, visto que esta influência diretamente o coeficiente de transferência de calor por convecção médio no segmento, afetando significativamente tanto a temperatura final das células como o gradiente de temperatura no segmento. Para o estudo da distância entre células foi utilizado o modelo integral desenvolvido em Simulink, e apresentado no capítulo 5.

No presente capítulo, as direções longitudinal e transversal não serão consideradas conforme apresentado na Figura 5-2, mas sim de acordo com a referência adotada na Figura 6-1. Tal deve-se ao facto de as direções serem sempre definidas em relação ao escoamento do ar, onde a direção longitudinal é paralela ao escoamento e a direção transversal é perpendicular a este.

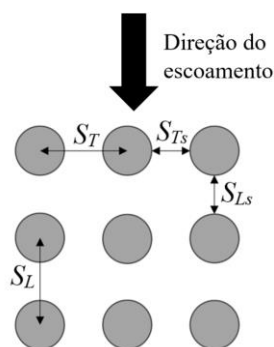


Figura 6-1 – Distância longitudinal ( $S_L$ ) e distância transversal ( $S_T$ ) adaptada ao segmento em estudo.

Para o estudo da distância entre células, foram analisados três espaçamentos distintos entre superfícies de 2 mm, 4 mm e 6 mm. De forma a simplificar a produção dos segmentos da bateria e otimizar o processo de soldadura das células, a distância longitudinal igualada à

distância transversal entre células, pelo que  $S_L = S_T = S$ . Para uma compreensão mais clara e uma melhor visualização, a distância entre células analisada no estudo foi definida entre superfícies, tanto na direção longitudinal ( $S_{Ls}$ ) como na direção transversal ( $S_{Ts}$ ). De forma análoga estabeleceu-se que  $S_{Ls} = S_{Ts} = S_s$ .

Os espaçamentos de  $S_s = 2$  mm ( $S = 23,55$  mm),  $S_s = 4$  mm ( $S = 25,55$  mm) e  $S_s = 6$  mm ( $S = 27,55$  mm) foram definidos com base nas limitações dimensionais da bateria, uma vez que a distância entre células influencia diretamente o tamanho final desta. O valor de 6 mm foi estabelecido como o limite máximo admissível, garantindo que a bateria permanece com dimensões adequadas, favorecendo a sua ergonomia, e mantendo a conformidade com as exigências impostas pelo regulamento. Por outro lado, espaçamentos inferiores a 2 mm dificultariam significativamente o processo de soldadura das células no segmento, razão pela qual esse valor foi adotado como o limite mínimo. O passo de 2 mm entre configurações foi adotado, uma vez que incrementos de apenas 1 mm resultariam em variações pouco significativas nos resultados, dificultando a sua análise comparativa.

A fim de determinar a configuração mais adequada, serão avaliados fatores como a temperatura máxima atingida no segmento, o gradiente de temperatura máximo e o respetivo coeficiente de transferência de calor por convecção correspondente a cada espaçamento analisado. Será ainda analisada a queda de pressão no segmento, uma vez que esta influencia diretamente a potência necessária para superar a resistência ao escoamento, o que condiciona a seleção do ventilador.

A Figura 6-2 apresenta uma representação 2D das diferentes configurações de distância entre células consideradas no estudo, ilustrando os espaçamentos entre superfícies de 2 mm, 4 mm e 6 mm entre superfícies.

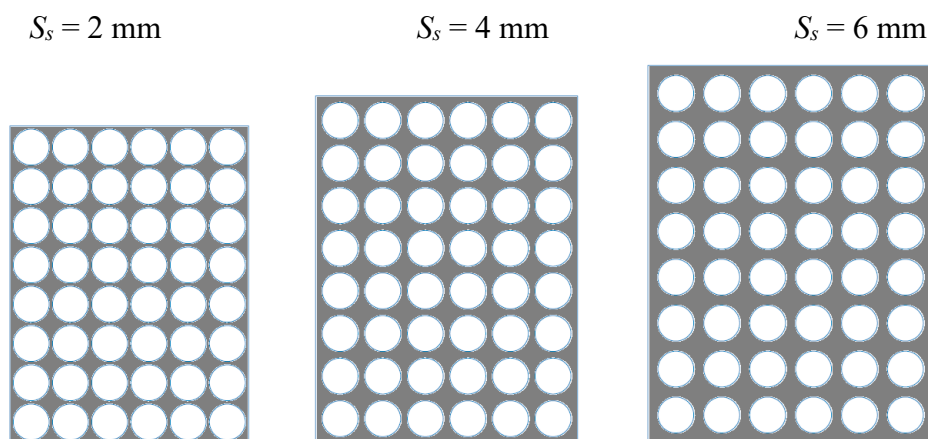
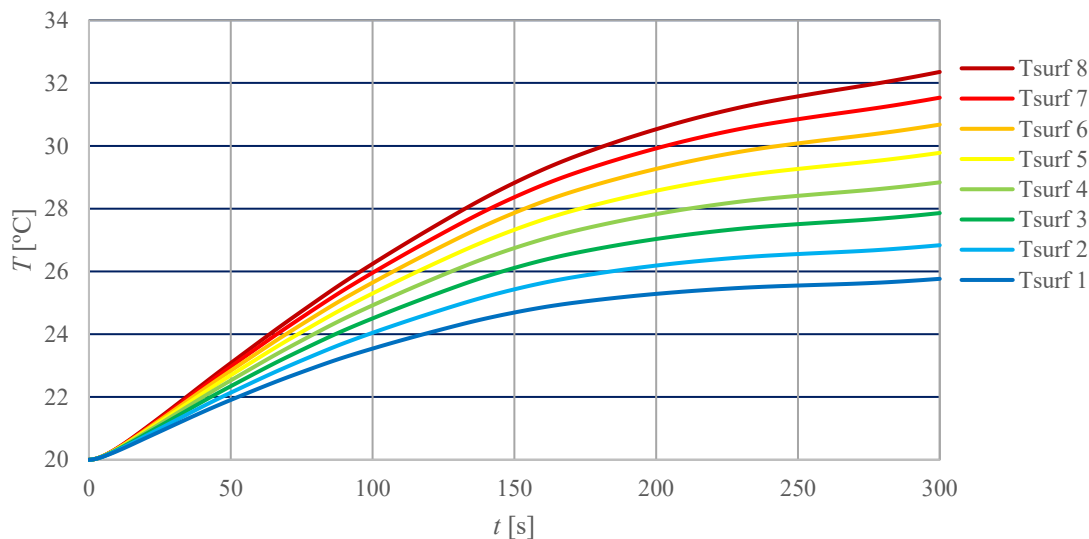


Figura 6-2 – Representação 2D das diferentes configurações em análise.

Para determinar o espaçamento ideal entre células foram realizados testes em Simulink, utilizando o modelo integral desenvolvido, onde foram replicadas as condições definidas na secção 4.2. Assim, considerou-se uma corrente de descarga de 21 A por célula durante 5 min, com uma temperatura ambiente de 20 °C. Para a velocidade de entrada do ar, adotou-se um valor genérico, como base no estudo realizado por Yang *et al.* (2015), de 2 m/s. Devido a limitações na conceção dos segmentos da bateria, a área de entrada de ar foi limitada aos 0,00275 m<sup>2</sup>, independentemente da distância entre células adotada, o que influenciara posteriormente as dimensões do ventilador selecionado. Desta forma, o caudal de ar admitido no segmento será de 0,33 m<sup>3</sup>/min.

É importante destacar que estas condições foram mantidas para todas as configurações de espaçamento analisadas. Desta forma, garante-se que qualquer variação nos resultados seja exclusivamente atribuída à diferença na distância entre células.

De seguida, serão apresentados os gráficos das temperaturas das células correspondentes a uma coluna genérica  $j$ , uma vez que, como explicado na secção 5.2, devido à simplificação adotada, todas as colunas possuem o mesmo gradiente de temperatura. Desta forma, será apresentada a temperatura de 8 células, todas pertencentes à mesma coluna.



**Figura 6-3 – Gráfico da evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para uma distância entre superfícies de 2 mm.**

Da análise do gráfico apresentado na Figura 6-3, verifica-se que, para uma distância entre células de 2 mm, a temperatura máxima da célula posicionada na primeira linha, após 300 s de simulação, é de 25,8 °C. A temperatura máxima do segmento foi atingida pela célula localizada na oitava linha, como era esperado, tendo esta alcançado 32,4 °C após o mesmo

intervalo de tempo. A discrepância de valores resulta numa diferença máxima de temperatura de 6,6 °C, para uma distância de 2 mm entre a superfície das células.

Através da implementação das equações apresentadas na secção 5.1, obteve-se uma velocidade máxima do ar no segmento de 23,6 m/s, para uma velocidade de entrada do ar de 2 m/s, o que resultou num coeficiente de transferência de calor por convecção de 195,7 W/(m<sup>2</sup>·K). O valor da queda de pressão no segmento é de 1415,6 Pa, o que implica uma potência hidráulica necessária para superar essa queda de pressão de 7,8 W por segmento. Sabendo que a bateria possui 10 segmentos, a potência hidráulica total necessária para o sistema de gestão térmica da bateria seria de 78 W, um valor consideravelmente elevado.

A Figura 6-4 apresenta a evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para uma distância entre superfícies de 4 mm.

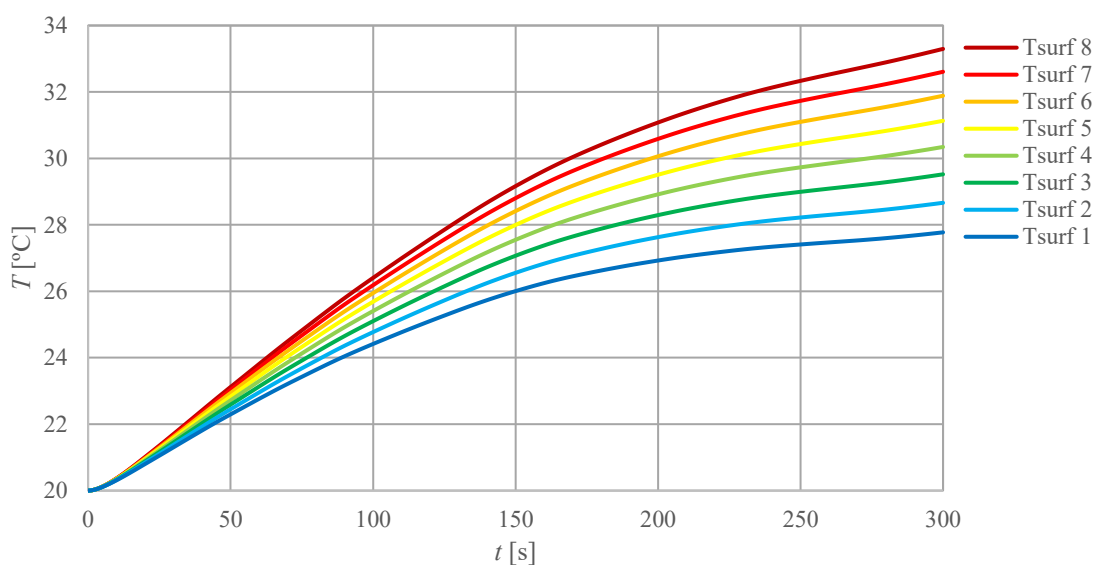
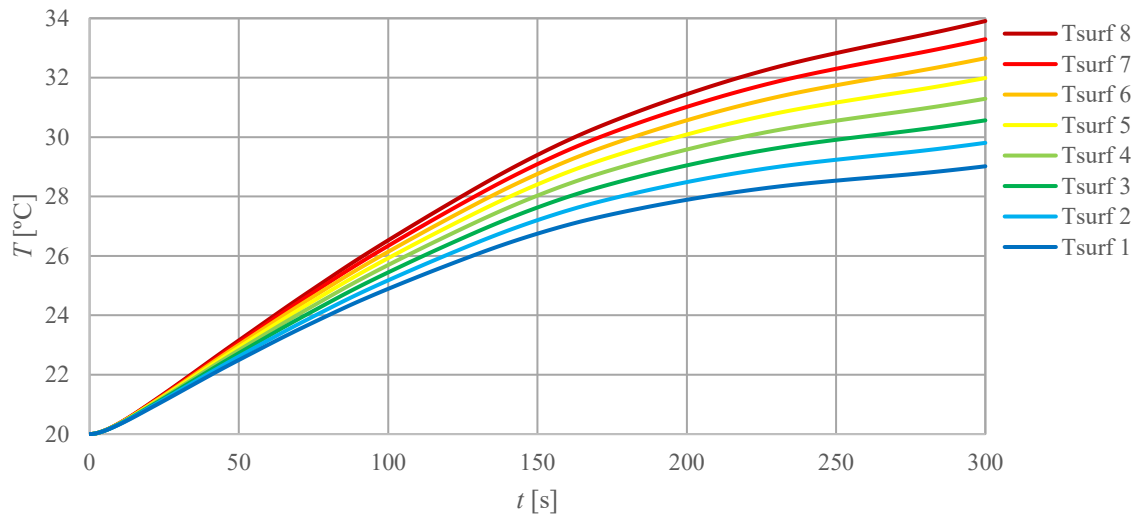


Figura 6-4 – Gráfico da evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para uma distância entre superfícies de 4 mm.

Para uma distância entre células de 4 mm, a Figura 6-4 apresenta uma temperatura máxima da célula posicionada na primeira linha, após 300 s de simulação, de 27,8 °C e uma temperatura máxima registada no segmento correspondente também à oitava célula de 33,3 °C. Tal resulta numa diferença máxima de temperatura entre células de 5,5 °C.

Para a distância em análise, obteve-se uma velocidade máxima do ar no segmento de 12,8 m/s, o que resultou num coeficiente de transferência de calor por convecção de 133,1 W/(m<sup>2</sup>·K) e numa queda de pressão no segmento de 377,3 Pa. Para vencer essa queda

de pressão é necessária uma potência de 2,1 W. Neste caso, a potência hidráulica total seria de 21 W para a refrigeração dos 10 segmentos, um valor que, numa primeira análise, revelase potencialmente mais adequado.



**Figura 6-5 – Gráfico da evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para uma distância entre superfícies de 6 mm.**

Da análise da Figura 6-5, constata-se que, para uma distância entre células de 6 mm, a menor temperatura registada no segmento pertence à célula localizada na primeira linha, e é de 29 °C, após os 300 s de simulação. Já a temperatura mais elevada foi registada na oitava célula, e toma o valor de 33,9 °C, o que resulta numa diferença máxima de temperatura entre células de 4,9 °C.

Para a distância em análise, obteve-se uma velocidade máxima de 9,2 m/s, resultando num coeficiente de transferência de calor por convecção de 108,1 W/(m<sup>2</sup>·K), e numa queda de pressão no segmento de 186,8 Pa. Neste caso a potência hidráulica necessária para vencer essa queda de pressão de 1 W, o que totaliza uma potência de 10 W para a refrigeração dos 10 segmentos.

Após a apresentação dos resultados para as diferentes distâncias analisadas, procedeu-se à comparação dos valores obtidos, de forma a avaliar a influência que espaçamento entre células tem nas variáveis apresentadas.

### 6.1.1. Comparação dos resultados obtidos

Com o objetivo de determinar o espaçamento entre células mais adequado para os segmentos da bateria do T-24E, foi realizada uma análise comparativa das variáveis resultantes dos gráficos apresentados na secção 6.1 e das equações da secção 5.1. As variáveis analisadas incluem a temperatura máxima e mínima registada num segmento, a diferença máxima de temperatura, o coeficiente de transferência de calor por convecção médio, a velocidade máxima do ar no segmento, a queda de pressão e a potência necessária para superar essa queda de pressão. Para a análise, considera-se que todos os 10 segmentos estão sujeitos às mesmas condições de funcionamento. A Tabela 6-1 apresenta as variáveis mencionadas para cada espaçamento analisado.

Tabela 6-1 – Comparação dos resultados para os diferentes espaçamentos entre células em análise.

Variáveis	2 mm	4 mm	6 mm
$T_{max}$ [°C]	32,4	33,3	33,9
$T_{min}$ [°C]	25,8	27,8	29
$\Delta T_{max}$ [°C]	6,6	5,5	4,9
$V_{max}$ [m/s]	23,6	12,8	9,2
$h$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	195,7	133,1	108,1
$\Delta P$ [Pa]	1415,6	377,3	183,8
$P_{hydr}$ [W]	7,8	2,1	1
$P_{hydrTotal}$ [W]	78	21	10

Da análise da Tabela 6.1, conclui-se que o aumento do espaçamento entre células resulta num acréscimo tanto da temperatura máxima como da temperatura mínima registada no segmento. No entanto, a diferença máxima de temperatura diminui à medida que o espaçamento entre células aumenta, o que indica que espaçamentos maiores promovem uma diminuição no gradiente de temperatura no segmento. De acordo com o estudo realizado por Ni e Wang (2020), referido na secção 2.7, a diferença máxima de temperatura num segmento não deverá exceder 5 °C, o que deve ser considerado na escolha do espaçamento ideal.

Adicionalmente, verifica-se que espaçamentos menores resultam em velocidades máximas mais elevadas no segmento (ver equação (5-3)), pois a redução da distância entre células diminui a área da secção pela qual o ar escoia. De acordo com a lei da conservação de massa, para manter um caudal constante, a velocidade do ar deve aumentar quando a área da secção diminui. O aumento da velocidade do ar resulta num aumento do número de Reynolds, o que, por sua vez, resulta num aumento do valor do número de Nusselt, e

consequentemente, do coeficiente de transferência de calor por convecção. Por esta razão, as temperaturas máximas e mínimas mais baixas são registadas para espaçamentos menores.

Contudo, o aumento da velocidade do ar no segmento não afeta apenas o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção, mas também a queda de pressão no segmento, conforme expresso na equação (5-9). Como a queda de pressão está diretamente relacionada com o quadrado da velocidade máxima do escoamento, é esperado que esta atinja o seu valor máximo e mínimo, para o menor e maior espaçamento analisado, respetivamente. De notar ainda que, quanto maior a queda de pressão no segmento, maior será a potência necessária para vencer a resistência ao escoamento.

É relevante destacar que todos os valores apresentados para o coeficiente de transferência de calor por convecção, independentemente do espaçamento entre células, estão dentro da gama de valores apresentados na Tabela 2-2, para a convecção forçada de gases, e que os valores de potência indicados na Tabela 6-1 são meramente representativos, uma vez que foram calculados considerando uma velocidade de entrada do ar de 2 m/s, a qual poderá diferir da realidade após a seleção final do ventilador mais adequado ao sistema.

Desta forma, conclui-se que existe um compromisso entre a capacidade de o sistema de gestão térmica dissipar calor, o gradiente de temperatura e a queda de pressão no segmento, devendo a escolha do espaçamento considerar estes fatores.

### **6.1.2. Tomada de decisão**

O espaçamento ideal entre células foi determinado com base no equilíbrio entre a capacidade de dissipação de potência térmica do sistema, que depende dos valores do coeficiente de transferência de calor por convecção para cada espaçamento, o gradiente de temperatura no segmento e a queda de pressão neste.

Espaçamentos menores elevam o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção, o que resulta, de forma geral, na diminuição das temperaturas no segmento, enquanto espaçamentos maiores reduzem a diferença máxima de temperatura entre as células, resultando num menor gradiente de temperatura no segmento. Contudo, espaçamentos reduzidos resultam numa maior queda de pressão e exigem uma potência superior para superar a resistência ao escoamento do ar no segmento.

Da análise dos dados apresentados na Tabela 6-1, e dos gráficos analisados na secção 6.1, verifica-se que para um espaçamento de 2 mm, apesar de se registar a temperatura máxima e mínima mais baixa, este exige uma potência hidráulica excessiva de 78 W para a refrigeração das células, pois a queda de pressão no segmento é elevada (1415,6 Pa). Sendo que potência hidráulica esta relacionada com a potência elétrica do ventilador, e que a equipa optou por utilizar uma bateria de 24 V para a alimentação dos sistemas de baixa tensão, como é o caso do sistema de gestão térmica da bateria, espaçamentos que requerem uma potência hidráulica elevada demonstram-se inviáveis. Por outro lado, um espaçamento de 6 mm reduz significativamente a queda de pressão no segmento, o que resulta na redução da potência hidráulica necessária (21 W), no entanto as temperaturas registadas são mais elevadas o que indica uma menor eficiência na dissipação de potência térmica, pois os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção são mais baixos (108,1 W/(m<sup>2</sup>·K)).

Assim, o espaçamento entre superfícies de 4 mm revela-se como a solução mais equilibrada, proporcionando um compromisso adequado entre eficiência térmica e consumo energético. Este valor permite alcançar um coeficiente de transferência de calor por convecção suficientemente elevado, sem implicar uma potência hidráulica excessiva. Embora a diferença máxima de temperatura entre células (5,5 °C) ultrapasse ligeiramente o limite recomendado por Ni e Wang (2020), esta variação é tecnicamente aceitável, considerando a margem térmica do sistema.

Concluída a definição do espaçamento entre células, procede-se à seleção dos ventiladores, os quais devem assegurar o caudal de ar necessário para o funcionamento adequado do sistema de gestão térmica.

## **6.2. Seleção dos ventiladores**

A seleção dos ventiladores é um passo fundamental no desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria, uma vez que influencia diretamente o caudal de entrada de ar nos segmentos. Neste seguimento, a presente secção começa por analisar a variação do coeficiente de transferência de calor por convecção em função do caudal volúmico de ar que entra no segmento, para uma distância  $S_s = 4$  mm, como apresentado na Figura 6-6.

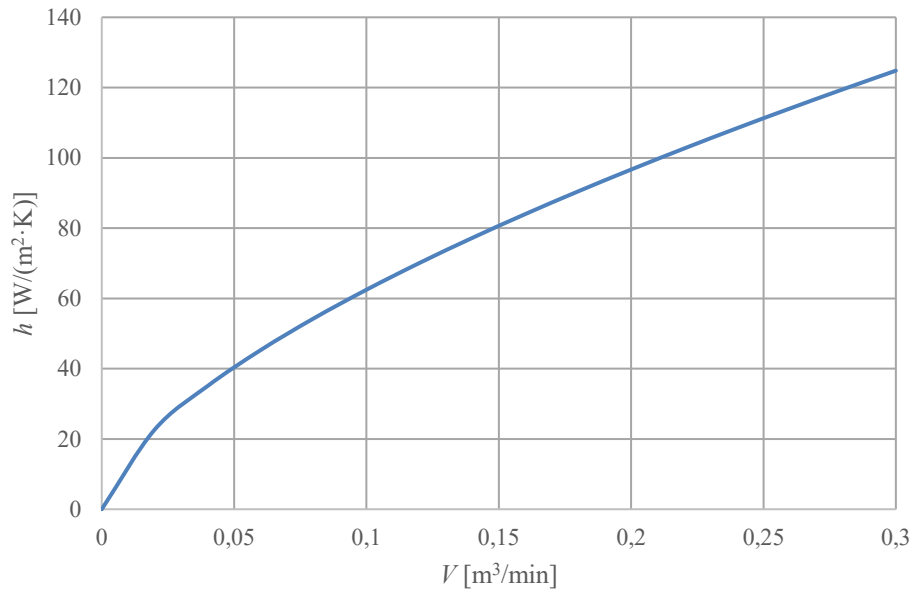


Figura 6-6 – Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção em função do caudal volúmico de ar.

Da análise da Figura 6-6 conclui-se que o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção aumenta com o caudal volúmico de ar. O aumento do caudal resulta numa maior velocidade do ar no segmento, o que eleva o número de Reynolds e consequentemente o número de Nusselt, o que se traduz num aumento progressivo do coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do segmento.

Para a seleção do ventilador, será considerada a pressão estática, que reflete a capacidade do ventilador em vencer a queda de pressão do sistema. Cada ventilador possui uma queda de pressão máxima que consegue suportar, além da qual não será capaz de manter o caudal de ar desejado, sendo que, quando a pressão estática do ventilador atinge o seu valor máximo, o caudal de ar fornecido por este é nulo. Quanto menor a queda de pressão do sistema, maior será a quantidade de ar que o ventilador consegue fornecer. Por outro lado, ventiladores com pressões estáticas máximas elevadas conseguem fornecer grandes quantidades de caudal de ar, mesmo que a queda de pressão seja significativa.

Para determinar o ponto de funcionamento do ventilador, será necessário, primeiramente, conhecer a curva característica do sistema, que indica a queda de pressão em função do caudal de ar fornecido, como apresentado na secção 6.2.1.

### 6.2.1. Curva característica do sistema

A curva apresentada na Figura 6-7 mostra como a queda de pressão do sistema em análise, neste caso um segmento, varia com o caudal de ar fornecido, permitindo posteriormente identificar o ponto de operação do ventilador. Com base nesta curva, é possível selecionar um ventilador que forneça o caudal necessário de acordo com os seus limites de pressão estática.

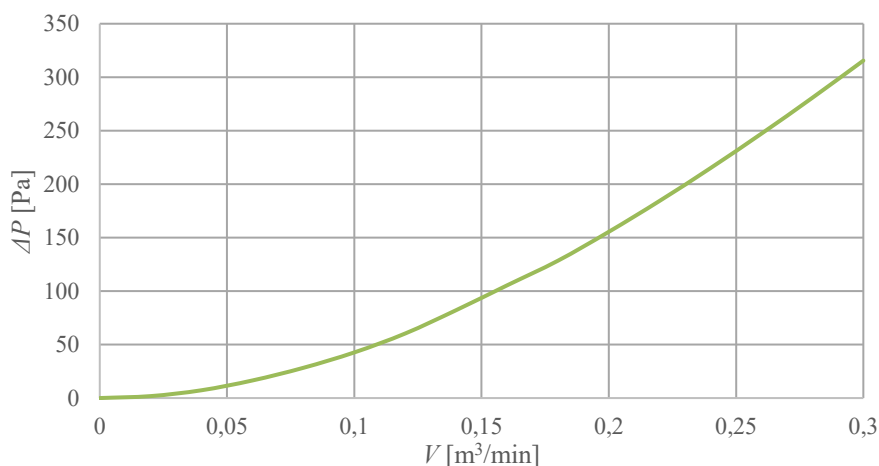


Figura 6-7 – Variação da queda de pressão no segmento em função de caudal volumétrico.

A análise da Figura 6-7 mostra a curva característica do sistema, que representa a queda de pressão no segmento aumenta com o aumento do caudal de ar fornecido. Tal ocorre, pois, o aumento do caudal eleva também a velocidade máxima do escoamento, o que, de acordo com a equação (5-9), resulta num acréscimo da queda de pressão no segmento.

O ponto de funcionamento do sistema será definido pelo ponto de interseção entre a curva do ventilador e a curva da queda de pressão no segmento, representando o equilíbrio entre o caudal de ar fornecido e a resistência do sistema ao escoamento de ar, para um determinado ventilador.

### 6.2.2. Ventilador de entrada

Concluída a análise da curva característica do sistema, procede-se à seleção do ventilador de entrada, elemento fundamental para o correto funcionamento do sistema de gestão térmica. No caso da bateria do T-24E, uma vez que a velocidade do veículo não é aproveitada para direcionar o ar para o interior dos segmentos da bateria, torna-se imprescindível recorrer a ventiladores para forçar a entrada de ar nos segmentos.

Neste seguimento foram selecionados três modelos distintos de ventiladores da marca San Ace, cada um com características específicas, o que permite comparar o desempenho do sistema de gestão térmica para cada ventilador. Como mencionado na secção 6.1, devido a limitações na conceção dos segmentos da bateria a área de entrada de ar nos segmentos foi limitada a  $0,003 \text{ m}^2$ , pelo que todos os ventiladores selecionados têm dimensões com uma base quadrada de  $60 \times 60 \text{ mm}$ , variando apenas a altura dos mesmos, tal como apresentado na Figura 6-8.



Figura 6-8 - Vista dos três ventiladores selecionados com diferentes espessuras (25 mm, 20 mm e 15 mm), todas com base quadrada de  $60 \times 60 \text{ mm}$ .

As principais especificações, como a potência nominal, o caudal máximo e a pressão estática de cada modelo, são apresentadas na Tabela 6-2.

Tabela 6-2 – Especificações dos ventiladores selecionados.

Referência	9G0624P4S001	9GA0624P6G001	9GA0624P7G01
Dimensões [mm]	60x60x25	60x60x20	60x60x15
Potência elétrica [W]	8,16	2,88	1,92
Caudal máximo [ $\text{m}^3/\text{min}$ ]	1,4	0,88	0,68
Pressão estática máxima [Pa]	300	125	80

Da análise da Tabela 6-2, conclui-se que um aumento na altura do ventilador está associado a um acréscimo na potência, no caudal máximo e na pressão estática máxima.

De forma a determinar o ponto de funcionamento de cada ventilador, marcou-se no gráfico da Figura 6-9 os pontos de interseção entre as curvas características dos três ventiladores e a curva característica do sistema. Estes pontos representam as condições em que cada ventilador opera quando integrado no segmento.

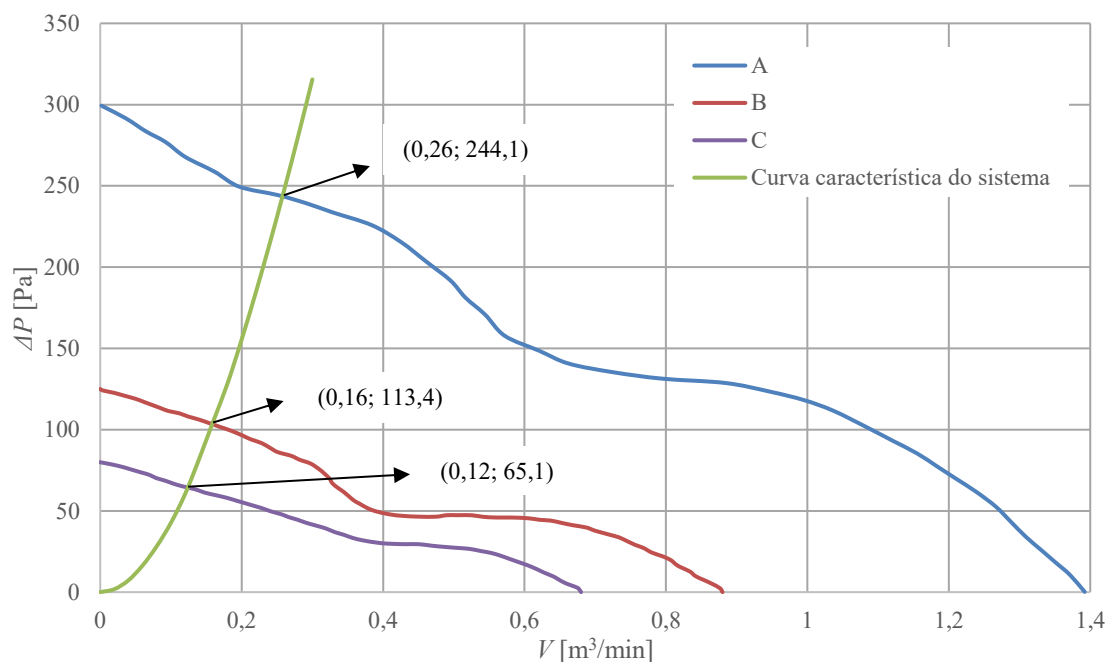


Figura 6-9 – Pontos de interseção das curvas dos ventiladores com a curva característica do sistema.

A análise da Figura 6-9 permite observar que o ventilador (A) garante um caudal volúmico de  $0,26 \text{ m}^3/\text{min}$ , e uma pressão de  $244,1 \text{ Pa}$ , sendo que o ventilador (B) tem como ponto de funcionamento  $(0,16; 113,4)$  e ventilador (C)  $(0,12; 65,1)$ . Contudo, um maior caudal de ar está associado a uma queda de pressão mais elevada no segmento, o que resulta num aumento da potência hidráulica necessária para superar essa resistência ao escoamento.

Com o objetivo de determinar qual o ventilador mais adequado para o sistema de gestão térmica, foram realizadas simulações recorrendo ao modelo integral desenvolvido em Simulink, seguindo a mesma metodologia aplicada no estudo da distância ideal entre células. Para este caso, procurou-se reproduzir com a maior fidelidade possível, as condições reais de funcionamento durante a prova de resistência da competição *Formula Student Germany*.

Assim, o perfil das correntes de descarga da bateria, calculadas através da simulação de uma prova de resistência no *software* OptimumLap, foram utilizadas como dados de entrada no modelo integral desenvolvido, considerando-se a sua variação ao longo do tempo. Para a realização das simulações dos três ventiladores em análise, assumiu-se uma temperatura ambiente de  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , que, embora significativamente superior às temperaturas mencionadas nos trabalhos apresentados na seção 2.9, que variam entre os  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  e os  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , foi escolhida para garantir que o sistema de gestão térmica da bateria funciona numa situação limite,

assegurando que, mesmo para temperaturas externas elevadas, o sistema garante o funcionamento da bateria a temperaturas abaixo do máximo admissível (60 °C).

De seguida, é feita a análise e discussão de resultados que ilustram a evolução da temperatura das células em função do seu tempo de descarga, cerca de 1400 s, para os três ventiladores em análise.

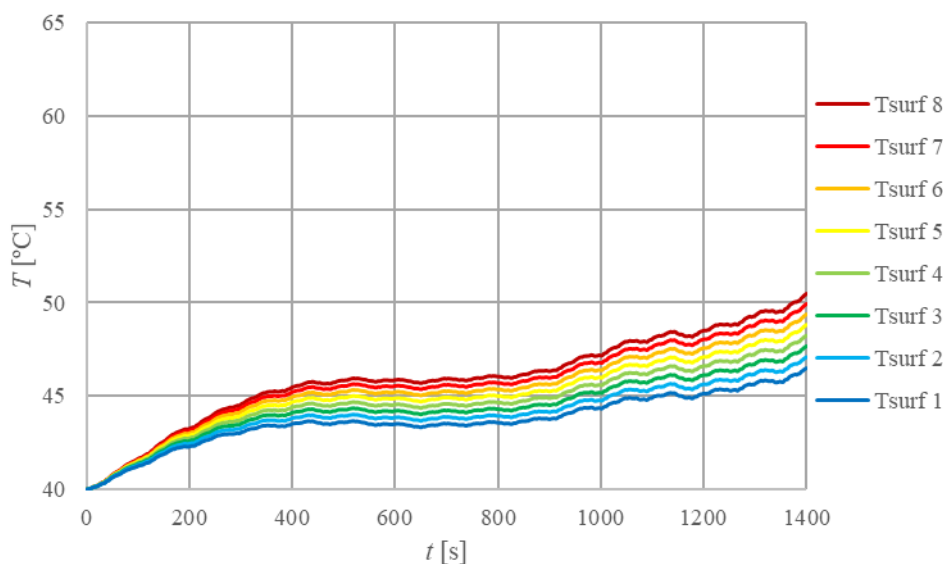


Figura 6-10 – Evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para o ventilador (A).

Da análise da Figura 6-10, constata-se que o ventilador (A) mantém a temperatura de todas as células abaixo do limite estabelecido pelo *datasheet* do fabricante das células Molicel P45B, de 60 °C, apresentado na Tabela 3-5. A célula da oitava linha apresenta a temperatura mais elevada, com 50,5 °C, enquanto a célula da primeira linha regista a temperatura mais baixa, com 46,5 °C, resultando numa diferença máxima de temperatura no segmento de 4 °C, 1 °C abaixo do valor recomendado pelos autores Ni e Wang (2020). O ponto de funcionamento do ventilador (A) corresponde a um caudal de 0,26 m<sup>3</sup>/min, associado a uma queda de pressão no segmento de 244,1 Pa.

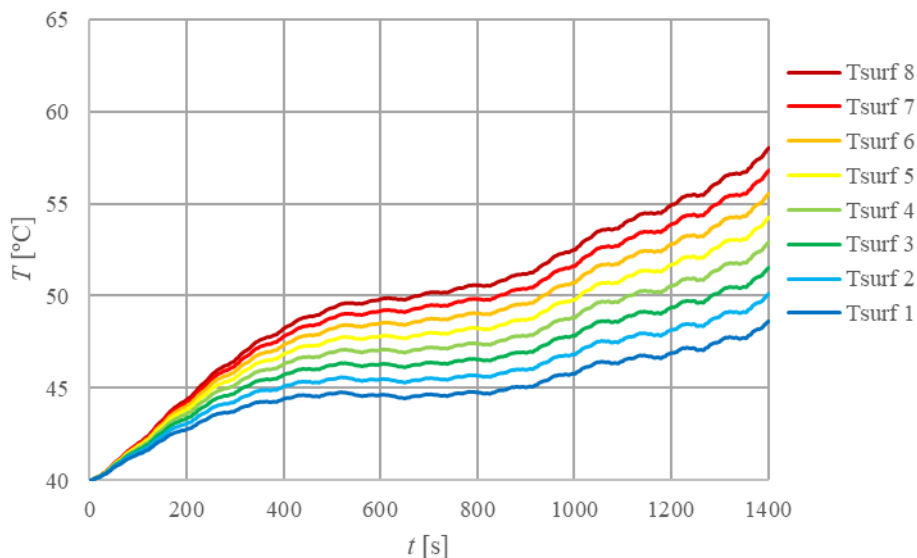


Figura 6-11 – Evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para o ventilador (B).

Analisando a Figura 6-11, verifica-se que o ventilador (B) também permite manter a temperatura de todas as células abaixo do limite de 60 °C, apresentando uma temperatura máxima de 58 °C e uma temperatura mínima de 48,6 °C. À semelhança do ventilador (A), estas correspondem às células localizadas na oitava e na primeira linha, respetivamente, como era expectável. A diferença máxima de temperatura no segmento é de 9,4 °C, valor que se encontra 4,4 °C acima do recomendado pelos autores Ni e Wang (2020) e 5,4 °C superior ao registado para o ventilador (A). Este gradiente de temperatura mais acentuado poderá comprometer a vida útil da bateria. O ponto de funcionamento do ventilador (B) corresponde a um caudal de 0,16 m<sup>3</sup>/min, associado a uma queda de pressão no segmento de 113,4 Pa.

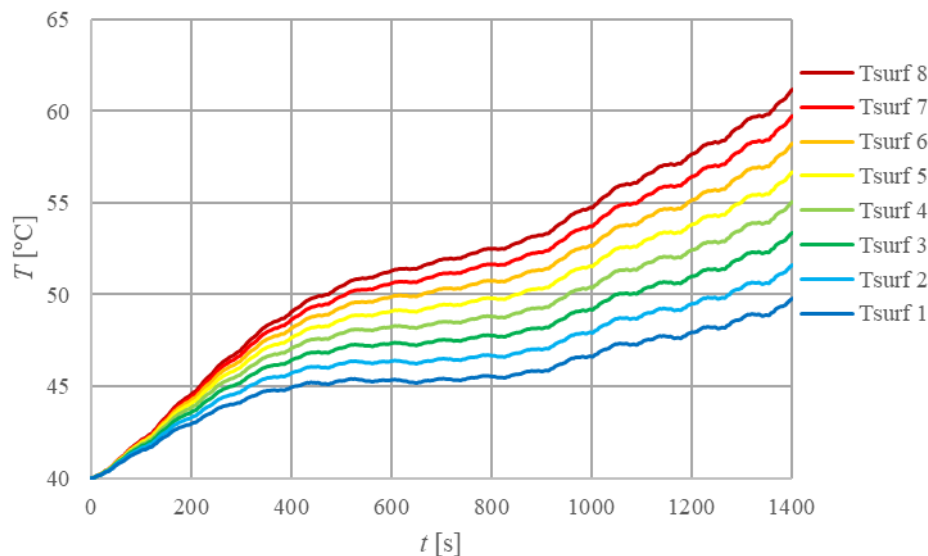


Figura 6-12 – Evolução da temperatura das células em função do tempo de simulação, para o ventilador (C).

A Figura 6-12 mostra que o ventilador (C) não permite manter a temperatura de todas as células abaixo do limite de 60 °C, registando uma temperatura máxima de 61,2 °C, e uma temperatura mínima de 49,8 °C, correspondendo, respetivamente, às células localizadas na oitava e na primeira linha, à semelhança dos ventiladores (A) e (B). A diferença máxima de temperatura no segmento atinge os 11,4 °C, o que representa um desvio de 6,4 °C face ao valor recomendado por Ni e Wang (2020), sendo 1,9 °C e 7,4 °C superior aos desvios registados para os ventiladores (B) e (A), respetivamente. Este gradiente de temperatura acentuado tem um impacto significativo na durabilidade da bateria. O ponto de funcionamento do ventilador (C) corresponde a um caudal de 0,12 m<sup>3</sup>/min, associado a uma queda de pressão de 65,1 Pa.

De forma a sintetizar e comparar os principais resultados obtidos para cada ventilador, apresenta-se de seguida a Tabela 6-3.

Tabela 6-3 – Comparação dos resultados para os diferentes ventiladores em análise.

Ventilador	A	B	C
$T_{max}$ [°C]	50,5	58	61,2
$T_{min}$ [°C]	46,5	48,6	49,8
$\Delta T_{max}$ [°C]	4	9,4	11,4
$V_{max}$ [m/s]	10,1	6,2	4,6
$h$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	101,6	74,8	62,4
$V$ [m <sup>3</sup> /min]	0,26	0,16	0,12
$\Delta P$ [Pa]	244,1	113,4	65,1
$P_{hydr}$ [W]	1,05	0,30	0,13
$P_{hydrTotal}$ [W]	10,5	3	1,3

Analisando os resultados apresentados na Tabela 6-3, conclui-se que o ventilador (C) pode ser excluído como uma solução viável para o sistema de gestão térmica da bateria, uma vez que não assegura a manutenção da temperatura das células dentro do limite imposto de 60 °C, o que representa um risco significativo para a segurança do sistema. Adicionalmente, a diferença máxima de temperatura entre células, de 11,4 °C é a mais elevada entre as três opções analisadas, o que contribui para a degradação prematura da bateria e compromete a sua vida útil.

Comparando os ventiladores (A) e (B), constata-se que ambos garantem um funcionamento seguro da bateria, mantendo a temperatura das células abaixo do limite de 60 °C. No entanto, apresentam diferenças significativas que devem ser consideradas na escolha final. O ventilador (A), embora exija uma potência hidráulica total mais elevada (10,5 W para o conjunto de 10 ventiladores), regista a temperatura máxima e mínima mais baixa, de 50,5 °C e 46,5 °C respetivamente, e a menor diferença de temperatura no segmento, de 4 °C, sendo este o único valor abaixo da diferença máxima de 5 °C recomendado pelos autores Ni e Wang (2020). Além disso, o ventilador (A) é o que fornece o maior caudal de ar, o que se traduz num coeficiente de transferência de calor por convecção mais elevado, e consequentemente justifica o facto de este registar as temperaturas mais baixas.

O ventilador (B), com uma potência hidráulica total de apenas 3 W para o conjunto de 10 ventiladores, apresenta-se como uma boa opção do ponto de vista energético. No entanto, o seu desempenho térmico revela algumas limitações. A temperatura máxima registada atinge os 58 °C, valor já bastante próximo do limite imposto de 60 °C, e a diferença máxima de temperatura no segmento é de 9,4 °C um desvio significativo face ao valor recomendado. Comparativamente ao ventilador (A), o caudal de ar fornecido é inferior, o que resulta num coeficiente de transferência de calor por convecção mais baixo e, consequentemente, numa menor capacidade de dissipação térmica. Esta limitação traduz-se em temperaturas mais elevadas no interior do segmento, o que tem um impacto negativo no desempenho e na durabilidade da bateria.

Com base na análise comparativa dos três ventiladores, conclui-se que o ventilador (A) representa a solução mais adequada para o sistema de gestão térmica da bateria. Embora apresente o maior consumo energético, é aquele que garante o melhor controlo na evolução da temperatura das células, mantendo-as abaixo do limite de 60 °C, com uma margem segura, ao contrário do ventilador (B), cujas temperaturas se aproximam perigosamente

desse limite. O ventilador (A) é ainda o único que assegura uma diferença máxima de temperatura no segmento inferior a 5 °C, contribuindo para um funcionamento mais seguro e para uma maior durabilidade da bateria.

Comparando os valores da potência hidráulica correspondente ao ventilador (A) (1,05 W), com a sua potência elétrica apresentada na Tabela 6-2 (8,16 W), verifica-se uma discrepância entre valores. Tal deve-se ao facto de, como referido na secção 6.1.2, a potência hidráulica necessária para vencer a queda de pressão num segmento estar relacionada com a potência elétrica do ventilador, através do seu rendimento, pelo que, quanto maior o rendimento do ventilador, mais próximos estarão os valores da potência hidráulica e da potência elétrica, conforme apresentado na equação (6-1).

$$P_e = \frac{P_{hidr}}{\eta_{vent}} \quad (6-1)$$

Onde:

- $P_e$ : potência elétrica do ventilador [W]
- $\eta_{vent}$ : rendimento do ventilador [-];

Sendo que a potência hidráulica do ventilador corresponde ao produto do caudal volúmico pela sua pressão estática, e considerando que a potência elétrica deste não se altera quando a velocidade de rotação do ventilador é constante, torna-se possível traçar a curva do rendimento do ventilador e compará-la com a sua curva característica, como apresentado na Figura 6-13.

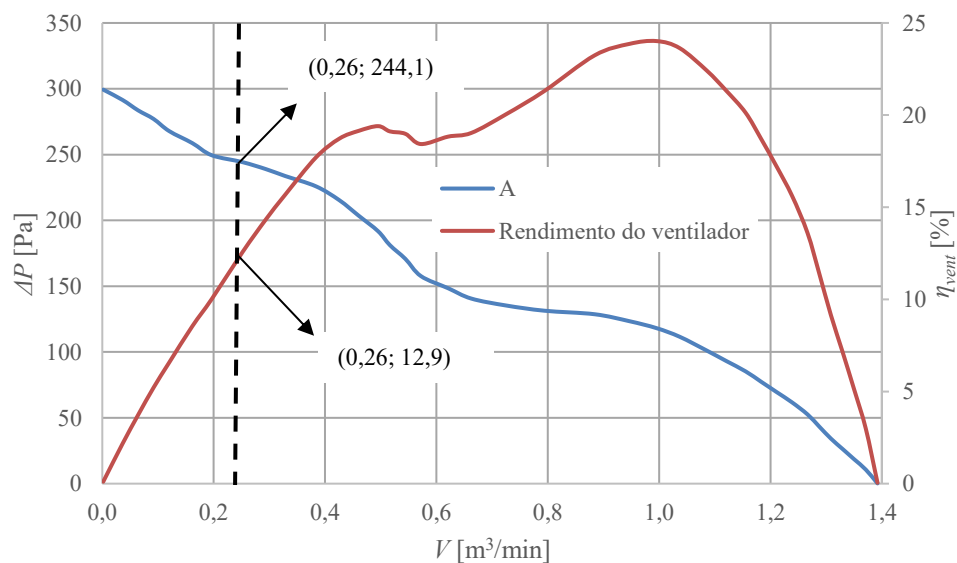


Figura 6-13 – Pressão estática e rendimento do ventilador em função do caudal volúmico.

A análise da Figura 6-13 permite concluir que o ventilador (A) apresenta um rendimento máximo de 24 %. No entanto, para o ponto de funcionamento correspondente ao sistema em estudo (0,26; 244,1), o rendimento obtido é de apenas 12,9 %. Este valor revela-se significativamente inferior ao ideal, sendo que o ponto ótimo de funcionamento se encontra próximo de um caudal de 1 m<sup>3</sup>/min, o que corresponde a uma pressão de 118,1 Pa.

### **6.2.3. Ventilador de saída**

Aquando do desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria, foi considerada a possibilidade de se integrar um ventilador adicional na saída, com o objetivo de reduzir a estagnação de ar e aumentar a sua velocidade à saída do segmento. Pretende-se com isto, reduzir um pouco a temperatura das células localizadas nas últimas linhas do segmento, sendo que estas apresentam os valores mais críticos de temperatura.

De acordo com o estudo realizado por Mahek *et al.* (2023), a temperatura do sistema diminuiu significativamente com a introdução da saída na área central do segmento. O estudo conclui ainda que o aumento da velocidade do ar na saída contribui para a redução do gradiente de temperatura, especialmente nas células localizadas entre a região central e a extremidade de saída.

Com base nas conclusões deste estudo, optou-se por posicionar a saída de ar na região central do segmento e analisar a influência da instalação de um ventilador na saída, mais concretamente o ventilador (C). A escolha deste ventilador justifica-se pela sua menor exigência energética face às restantes opções analisadas na secção 6.2.2, contribuindo assim para uma redução da potência elétrica total requerida pelo sistema de gestão térmica da bateria e ainda pelo facto de este apresentar uma altura de apenas 15 mm, o que se revelou determinante, uma vez que não era viável elevar significativamente a bateria para integrar os ventiladores de saída. Esta limitação deve-se à necessidade de manter a bateria o mais próxima possível do plano de fundo do veículo, de forma a reduzir a altura do centro de massa.

No sistema em análise, e com a adição do ventilador de saída, encontram-se instalados dois ventiladores em série, um localizado à entrada e outro à saída do segmento. Numa configuração desta natureza, ambos os ventiladores operam sob o mesmo caudal volumétrico, uma vez que, em regime permanente e considerando um escoamento

incompressível, a lei da conservação da massa impõe que o caudal de entrada seja igual ao caudal de saída.

Com base neste princípio, é possível representar o comportamento combinado dos dois ventiladores através de uma curva equivalente única, que relaciona a variação de pressão com o caudal. No presente caso, onde os ventiladores estão montados em série, e o caudal mantém-se constante, as pressões desenvolvidas por cada ventilador são somadas. Desta forma, a curva equivalente pode ser obtida somando, para cada valor de caudal, os valores de pressão correspondentes de cada ventilador, como apresentado na equação (6-2).

$$\Delta p_{equi}(\dot{V}) = \Delta p_{ventIn}(\dot{V}) + \Delta p_{ventOut}(\dot{V}) \quad (6-2)$$

Onde:

- $\Delta p_{equi}(\dot{V})$ : pressão equivalente para um caudal  $\dot{V}$  [Pa];
- $\Delta p_{ventIn}(\dot{V})$ : pressão do ventilador de entrada para um caudal  $\dot{V}$  [Pa];
- $\Delta p_{ventOut}(\dot{V})$ : pressão do ventilador de saída para um caudal  $\dot{V}$  [Pa];

A curva característica do ventilador equivalente (ventilador (D)) foi concebida através das curvas características de ambos os ventiladores, apresentadas na Figura 6-9. Inicialmente, foi identificado o intervalo de valores de caudal para o qual ambas as curvas características apresentavam dados disponíveis, ou seja, o intervalo em que as ambas as curvas forneciam valores de pressão correspondente ao mesmo caudal. Posteriormente, para cada valor de caudal nesse intervalo, foi realizada a soma das pressões correspondentes dos dois ventiladores, resultando numa nova curva equivalente  $(\dot{V}; \Delta p_{equi}(\dot{V}))$ , que traduz a capacidade combinada do sistema.

A curva equivalente obtida foi posteriormente utilizada para determinar o ponto de funcionamento do sistema, através da intersecção com a curva característica do sistema com a curva equivalente, permitindo assim identificar o novo ponto de funcionamento influenciado pelo ventilador de saída, como apresentado na Figura 6-14.

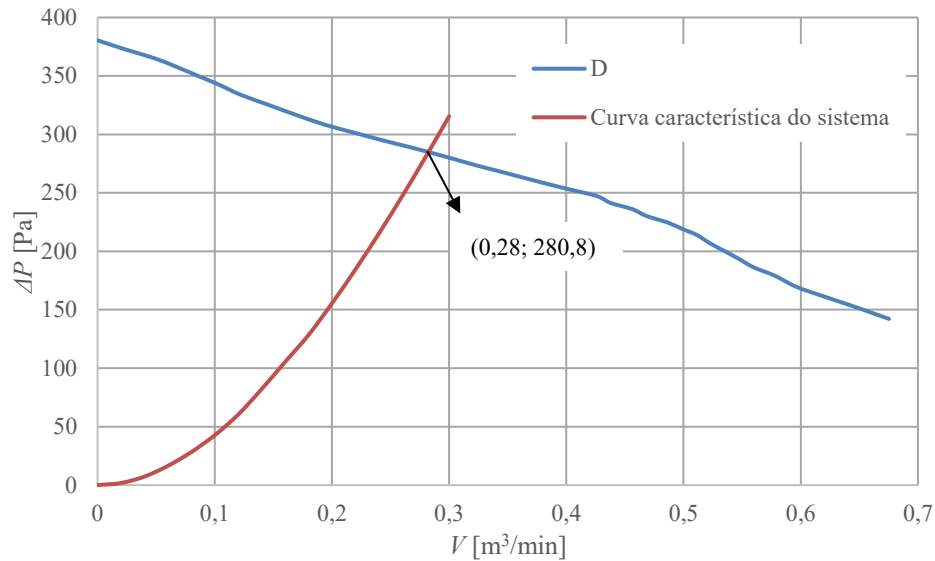


Figura 6-14 – Novo ponto de funcionamento do sistema, com ventilador de saída.

A análise da Figura 6-14 permite concluir que, com a adição do ventilador de saída, o novo ponto de funcionamento resultou num aumento do caudal no segmento para  $0,28 m^3/min$ , valor superior ao registado anteriormente com apenas o ventilador (A), que era de  $0,26 m^3/min$ . Verifica-se ainda que a pressão que o ventilador (D) é capaz de vencer, no valor de  $280,8 Pa$ , é também superior à registada para o ventilador (A), que correspondia a  $244,1 Pa$ . De seguida, procedeu-se à análise da influência da adição do ventilador de saída nas temperaturas das células. Importa referir que os testes foram realizados sob as mesmas condições dos testes efetuados para o ventilador de entrada, assegurando assim a coerência dos resultados.

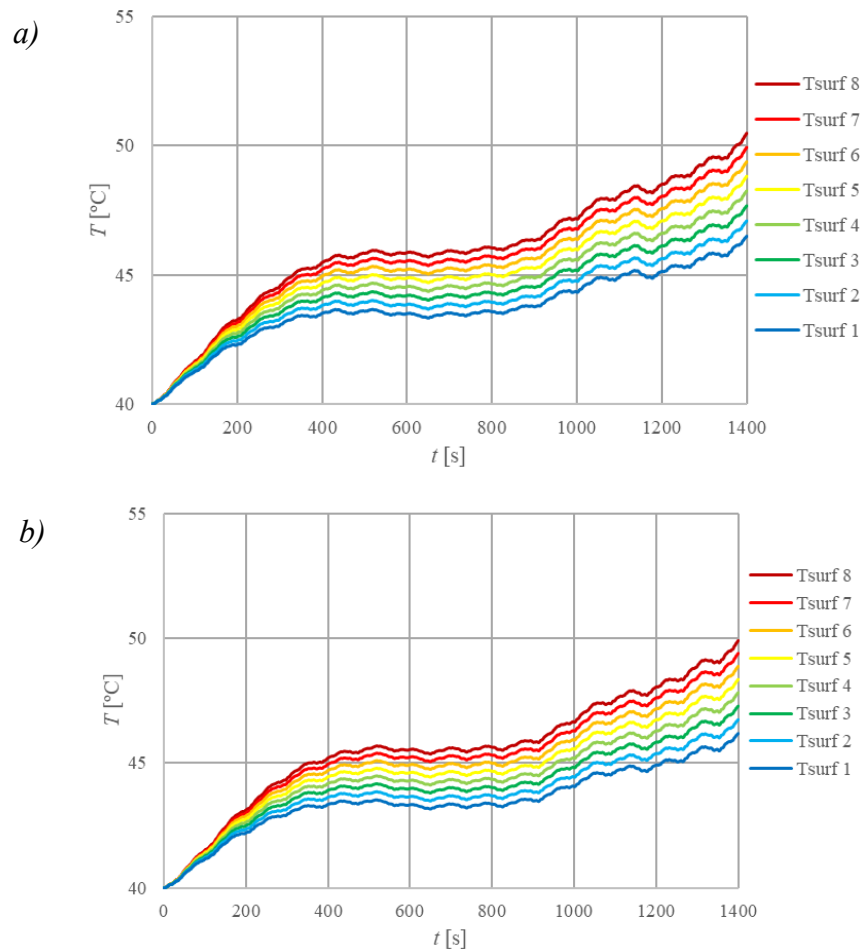


Figura 6-15 – Comparação da evolução da temperatura das células ao longo no segmento, a) sem ventilador de saída, b) com ventilador de saída.

A comparação dos gráficos apresentados na Figura 6-15 revela que a introdução do ventilador de saída não causou um impacto significativo na temperatura final das células. A nova temperatura máxima registada foi de 49,9 °C, enquanto a temperatura mínima foi de 46,1 °C. A Tabela 6-4 mostra uma análise mais detalhada das diferenças entre a presença ou ausência do ventilador de saída no segmento.

Tabela 6-4 – Comparação dos resultados obtidos, na ausência (A) e presença (D) de um ventilador de saída.

Ventilador	A	D
$T_{max}$ [°C]	50,5	49,9
$T_{min}$ [°C]	46,5	46,1
$\Delta T_{max}$ [°C]	4,0	3,8
$V_{max}$ [m/s]	10,1	10,84
$h$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	101,6	106,4
$V$ [m <sup>3</sup> /min]	0,26	0,28
$\Delta P$ [Pa]	244,1	280,8
$P_{hidr}$ [W]	1,05	1,31
$P_{hidrTotal}$ [W]	10,5	13,1

Com base nos resultados apresentados na Tabela 6-4, conclui-se que a utilização combinada de um ventilador de entrada e um ventilador de saída (ventilador equivalente D) permite melhorar o desempenho térmico do sistema relativamente à utilização apenas do ventilador de entrada (A). Verificou-se um aumento do caudal de ar de  $0,26 \text{ m}^3/\text{min}$  para  $0,28 \text{ m}^3/\text{min}$  e da velocidade máxima de  $10,1 \text{ m/s}$  para  $10,84 \text{ m/s}$ , o que resultou num aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção de  $101,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  para  $106,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Estes pequenos aumentos contribuíram para uma ligeira redução da temperatura máxima das células em  $0,6 \text{ }^\circ\text{C}$ , de  $50,5 \text{ }^\circ\text{C}$  para  $49,9 \text{ }^\circ\text{C}$ , e da diferença máxima de temperatura entre células de  $4,0 \text{ }^\circ\text{C}$  para  $3,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , uma redução de  $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ . O aumento do caudal de ar resultou num acréscimo da potência hidráulica total, que passou de  $10,5 \text{ W}$  para  $13,1 \text{ W}$ .

Apesar da adição do ventilador de saída não ter causado um impacto muito significativo na redução das temperaturas máxima e mínima nas células, este pode ser considerado como um método de precaução adicional (fator de segurança), útil em condições de operação mais exigentes, onde uma diferença de apenas  $0,6 \text{ }^\circ\text{C}$  pode ser crucial para garantir que as células permaneçam abaixo do limite de segurança de  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para assegurar que este limite não seja ultrapassado, é igualmente fundamental monitorizar permanentemente a temperatura das células através de NTCs, conforme apresentado na secção seguinte.

### **6.3. Distribuição dos sensores de temperatura no segmento**

Para uma monitorização eficaz da temperatura das células no interior do segmento, é fundamental definir corretamente a posição e o número de sensores de temperatura (NTCs). Sendo considerados elementos de segurança, a sua distribuição está sujeita a requisitos específicos definidos pelo regulamento da *Formula Student Germany*.

De acordo com a regra EV5.8.3, no caso de células de lítio, a temperatura de pelo menos 30% das células deve ser monitorizada, estando estas uniformemente distribuídas no interior da bateria. Já a regra EV5.8.4 especifica que a medição da temperatura deve ser feita no terminal negativo da respetiva célula. O sensor utilizado deve estar em contacto direto com o terminal negativo eletricamente exposto, ou a menos de  $10 \text{ mm}$  ao longo da *busbar* (barra de cobre que conecta os terminais das células em serie ou em paralelo). É ainda aceitável a monitorização de múltiplas células com um único sensor, desde que todos os requisitos anteriores sejam cumpridos para todas as células monitorizadas por esse sensor.

Tendo em consideração as limitações impostas pelo regulamento, optou-se, com o objetivo de otimizar a utilização de recursos, por monitorizar duas células com apenas um sensor NTC. Foram assim distribuídos equitativamente 12 sensores de temperatura pelas *busbars* que unem os terminais negativos das células. Desta forma, garante-se que todas as medições são feitas junto do terminal negativo, conforme exigido, e que 50% das células são efetivamente monitorizadas, excedendo assim o mínimo de 30%, conforme demonstrado na equação (6-3).

$$\frac{12(NTCs) \cdot 2 \left( \frac{\text{células}}{NTC} \right)}{48 (\text{células})} \cdot 100 = \frac{24}{58} \cdot 100 = 50\% \quad (6-3)$$

Optou-se por monitorizar 50% das células, ultrapassando o mínimo exigido pelo regulamento, por razões de segurança. Uma vez que cada NTC monitoriza duas células, esta margem adicional permite uma deteção mais fiável de eventuais excedentes de temperatura, e reforça a fiabilidade global do sistema de monitorização. A Figura 6-16 mostra como estão distribuídas as NTCs num segmento da bateria do T-24E.

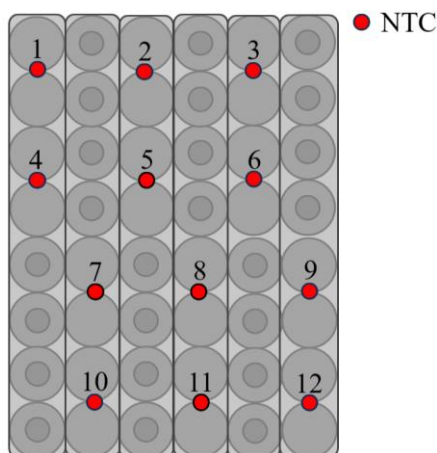


Figura 6-16 – Distribuição das NTCs no segmento.

Importa referir que as NTCs estão localizadas numa zona onde não há passagem de ar, pelo que as temperaturas registadas por estas deverão ser superiores às temperaturas superficiais das células. O aquecimento das *busbars* terão também alguma influência, ainda que pequena, na temperatura registada por cada NTC, visto que estas têm uma resistência elétrica associada, logo, quando percorridas por uma corrente elétrica, dissipam potência sob a forma de calor.

Após a distribuição adequada das NTCs pelo segmento, é então possível realizar testes experimentais num segmento real, permitindo validar os dados obtidos por simulação e aferir o desempenho do sistema de gestão térmica da bateria.

## **6.4. Análise experimental e numérica**

De forma a validar o desempenho do sistema de gestão térmica da bateria, foi realizado um ensaio experimental com o objetivo de medir a evolução real da temperatura das células no segmento. Os dados obtidos experimentalmente servem também de base para a comparação com os resultados adquiridos através do modelo integral desenvolvido em Simulink.

Paralelamente, foi desenvolvida uma simulação numérica utilizando o *software* ANSYS Fluent, com o intuito de obter uma análise mais detalhada da distribuição de temperatura no interior do módulo. Esta abordagem via CFD possibilitou a visualização do gradiente de temperatura no segmento e a identificação de possíveis zonas críticas. A combinação das análises experimental e numérica fornece uma visão abrangente do comportamento térmico do sistema, contribuindo para a sua validação e eventual otimização do modelo térmico adotado.

### **6.4.1. Teste experimental**

Com o objetivo de avaliar o desempenho térmico do sistema de gestão térmica da bateria em condições próximas da operação real, foi realizado um ensaio experimental de descarga a corrente constante. Este teste permitiu acompanhar a evolução da temperatura das células no segmento ao longo do tempo e, adicionalmente, serviu de base para comparação com os resultados do modelo integral desenvolvido em Simulink. A Figura 6-17 apresenta o *setup* utilizado para a realização dos testes experimentais.

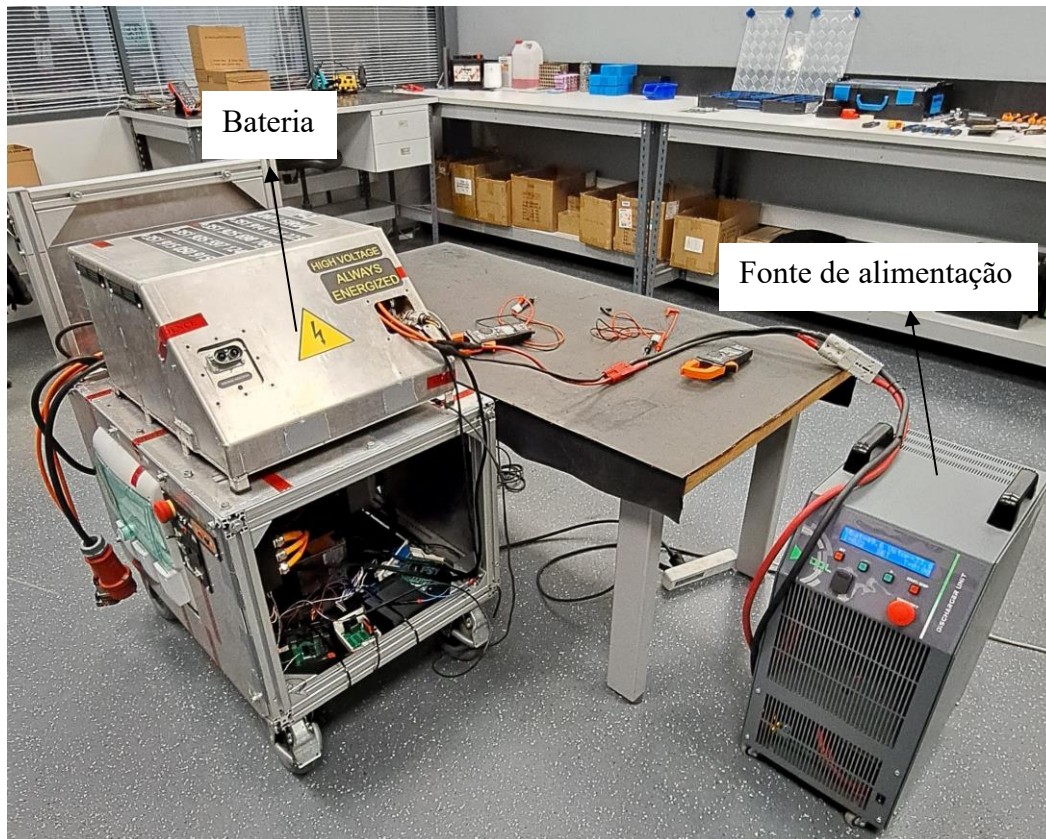
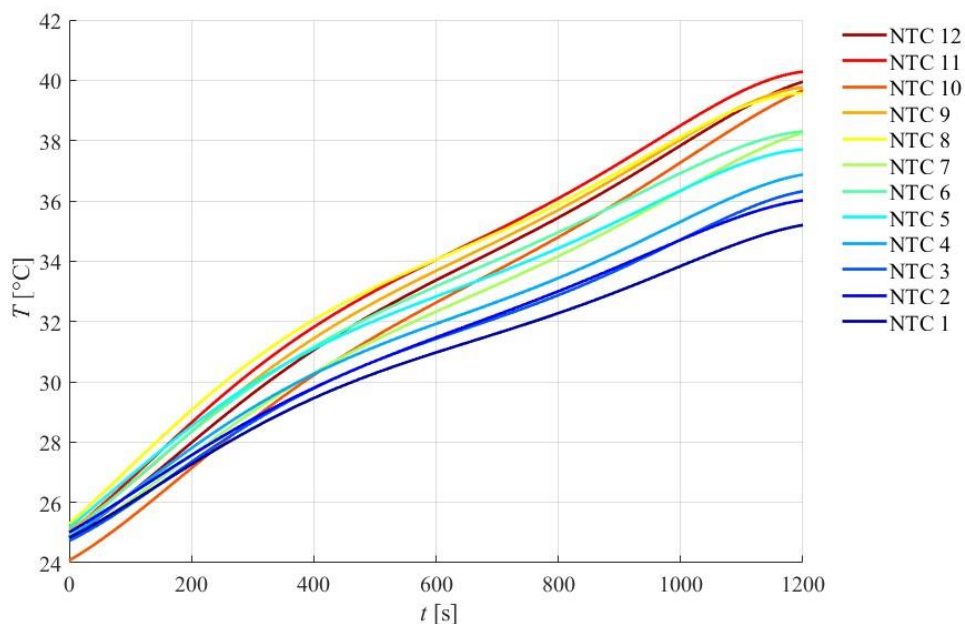


Figura 6-17 – Setup dos testes experimentais.

A descarga foi realizada a uma corrente constante de 2,5 C (11,25 A), valor correspondente à média da corrente de descarga estimada para uma prova de resistência, com base numa simulação efetuada no OptimumLap, durante 1200 s e com uma temperatura ambiente de 25 °C. A aplicação de um perfil de descarga variável não foi possível, uma vez que a fonte utilizada apenas permite a imposição de correntes constantes. Devido à limitação da corrente máxima que a fonte é capaz de descarregar, apenas um segmento da bateria foi submetido a ensaio.

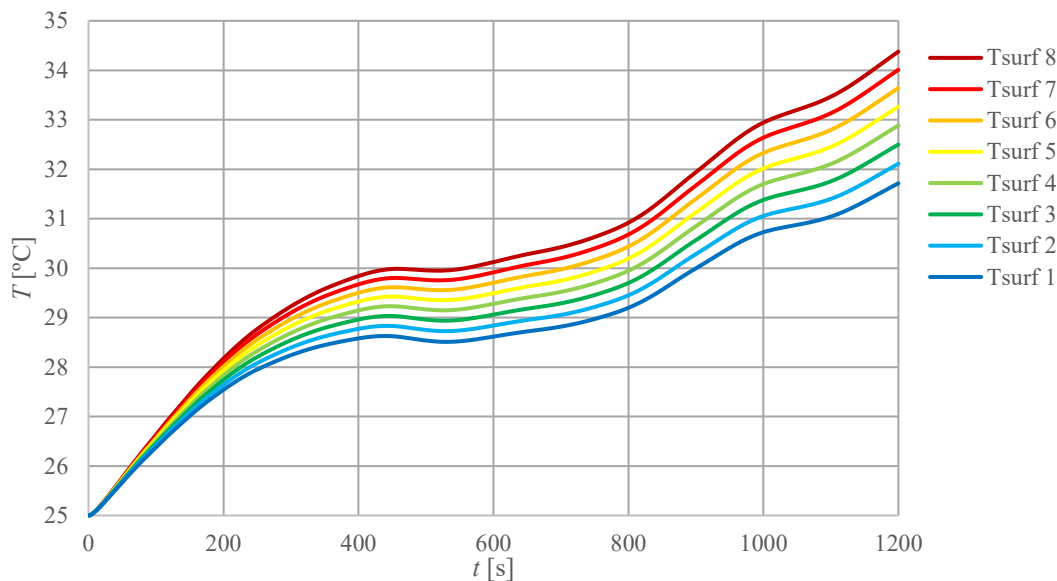
A Figura 6-18 apresenta a evolução da temperatura das NTCs no segmento em função do tempo de descarga, para os testes experimentais.



**Figura 6-18 – Evolução da temperatura das NTCs no segmento em função do tempo de descarga, para os testes experimentais.**

A análise da Figura 6-18 permite verificar que a temperatura mais elevada foi registada pela NTC 12, com um valor próximo dos 40 °C, enquanto a temperatura mínima, de aproximadamente 35 °C, foi registada pela NTC 1, o que corresponde a uma diferença máxima de temperatura no final do teste de 5 °C. Com base na Figura 6-16, conclui-se que a NTC 1 e a NTC 12 estão posicionadas na primeira e na última linha de células, respetivamente. Assim, observa-se que as temperaturas mais elevadas ocorreram nas NTCs localizadas nas últimas linhas de células, enquanto as mais baixas foram registadas nas NTCs instaladas nas primeiras linhas, tal como era de esperar e como foi igualmente constatado em todas as simulações realizadas através do modelo integral.

Verificou-se que, no início do ensaio, a NTC 10 registava uma temperatura de 24 °C, enquanto as restantes apresentavam valores de 25 °C. Esta ligeira discrepância, embora introduza alguma incerteza na análise térmica, não compromete de forma significativa a validade dos resultados obtidos, podendo estar associada à tolerância de fabrico do sensor ou a pequenas variações no sistema de aquisição de dados. De seguida, são apresentados na Figura 6-19 os resultados obtidos através do modelo integral, sendo que esta simulação foi realizada nas mesmas condições em que foi efetuado o ensaio experimental.



**Figura 6-19 – Evolução da temperatura da superfície das células em função do tempo no segmento, para a simulação do modelo integral.**

A análise da Figura 6-19 permite concluir que a temperatura máxima, de 34,4 °C, foi registada na célula localizada na última linha, enquanto a temperatura mínima, de 31,7 °C, foi registada na célula posicionada na primeira linha, resultando numa diferença máxima de 2,7 °C entre as células do segmento. Observa-se ainda que, no intervalo de simulação entre os 500 s e os 550 s, ocorre uma ligeira diminuição das temperaturas, indicando que a potência térmica dissipada pelo sistema de gestão térmica é superior à potência térmica gerada pelas células. Este fenómeno deve-se ao facto de nesse período, o valor de SoC das células rondar os 50%, valor para o qual a resistência interna das células de lítio atinge o seu mínimo, conforme ilustrado na Figura 2-8.

Comparando os resultados obtidos na simulação com os dados experimentais, verifica-se que existe uma diferença nas temperaturas máximas e mínimas registadas de 5,6 °C e 3,3 °C, respetivamente, sendo que o modelo integral apresenta valores inferiores aos valores experimentais. Esta discrepância, embora significativa, pode ser parcialmente justificada pelo posicionamento das NTCs, como referido na secção 6.3. As NTCs estão localizadas em áreas do segmento onde não há circulação de ar, o que resulta em medições de temperaturas superiores às temperaturas médias de superfície das células calculadas pelo modelo.

Adicionalmente, conforme apresentado na Figura 4-12, o gradiente de temperatura observado no corpo da célula é relativamente acentuado, mesmo utilizando um sistema de refrigeração radial, pelo que as temperaturas registadas nos terminais da célula são significativamente superiores às temperaturas no corpo desta. Esta diferença indica que a

medição efetuada exclusivamente no terminal negativo pode introduzir um erro na estimativa da temperatura média da célula, contribuindo para a discrepância observada entre os valores experimentais e os simulados.

Embora as razões mencionadas ajudem a contextualizar as diferenças nos resultados, torna-se evidente que são necessários testes mais aprofundados. Para uma validação mais rigorosa do modelo, seria fundamental distribuir NTCs ao longo do corpo das células, permitindo uma medição mais representativa das variações térmicas internas. Contudo, devido à contenção de custos e à necessidade de otimização do tempo de fabrico da bateria, os ensaios realizados foram limitados a células individuais ou a segmentos utilizados na bateria, ao invés de serem feitos num segmento exclusivo para testes térmicos.

Dando seguimento à análise do comportamento térmico do sistema, a próxima secção apresenta os resultados de uma simulação CFD, realizada no software ANSYS Fluent, com o intuito de aprofundar o estudo da distribuição de temperatura das células no interior do segmento e identificar potenciais melhorias no sistema de gestão térmica da bateria.

#### **6.4.2. Análise numérica**

De forma a aprofundar a compreensão do comportamento do sistema de gestão térmica da bateria, foi desenvolvida uma análise numérica utilizando o *software* de CFD, ANSYS Fluent. Esta abordagem permite uma visualização mais detalhada da distribuição da temperatura das células no segmento, e do fluxo de ar no seu interior, possibilitando a identificação de zonas críticas, o que não é possível através do modelo integral. A simulação computacional tem como objetivo complementar os resultados experimentais previamente apresentados, proporcionando uma base sólida para a otimização do modelo integral desenvolvido.

Com o objetivo de assegurar a qualidade da simulação computacional, foi realizado um estudo de convergência de malha. Este processo visa determinar o número ótimo de elementos necessário para garantir resultados precisos e realistas, evitando o uso excessivo de recursos computacionais. Desta forma, foi possível identificar o ponto em que o aumento do número de elementos deixa de contribuir para a melhoria da precisão dos resultados. Para isso, foi selecionada uma variável representativa, cuja dependência em relação ao refinamento da malha é analisada na Figura 6-20. No presente estudo, a variável escolhida foi a força de arrasto ( $F_a$ ), uma vez que em simulações aerodinâmicas e térmicas, a força de

arrasto está diretamente relacionada ao comportamento do escoamento. A convergência de malha é alcançada quando o valor de  $F_a$  estabiliza e deixa de variar com o aumento do número de elementos, identificando, assim, o número mínimo de elementos necessário para uma simulação precisa.

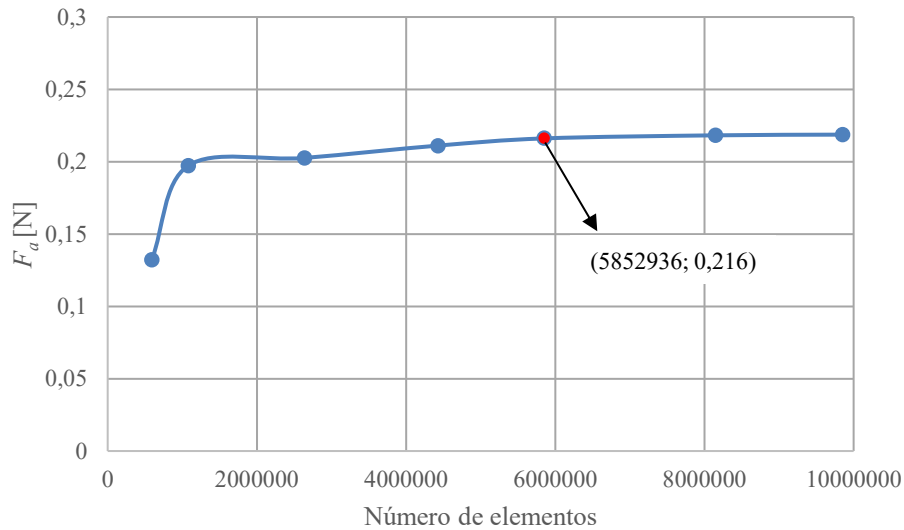
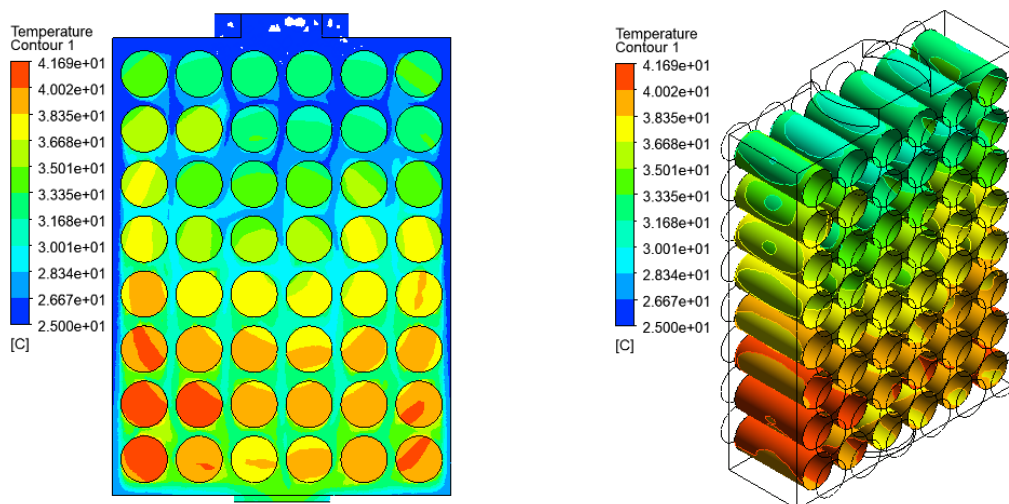


Figura 6-20 – Estudo de convergência de malha.

Da análise da Figura 6-20 verifica-se que a partir dos 4000000 de elementos a força de arrasto tem tendência a estabilizar num valor próximo de 0,21 N. Este comportamento indica que, mesmo com um aumento no número de elementos da simulação, o valor da força de arrasto permanece praticamente inalterado. A convergência foi atingida aos 5852936 de elementos, o que corresponde a uma força de arrasto de 0,216 N.

Uma vez que a simulação foi realizada em regime permanente, devido ao elevado esforço computacional associado a uma análise transiente, não é possível observar a evolução da temperatura das células ao longo do tempo, mas apenas o estado em que o sistema atinge o equilíbrio térmico. Esta limitação pode afetar a comparação dos resultados obtidos na simulação CFD com os dados experimentais e com os resultados do modelo integral, uma vez que estes últimos consideram a variação da temperatura no tempo. A 622332Figura 6-21 apresenta a distribuição das temperaturas no segmento, permitindo observar o gradiente de temperatura e as zonas de maior acumulação de calor.



622332Figura 6-21 – Distribuição da temperatura no segmento, para a análise numérica.

A análise qualitativa da 622332Figura 6-21 evidencia, mais uma vez, que as células localizadas junto à entrada de ar do segmento apresentam temperaturas inferiores às células situadas nas últimas linhas, conforme era esperado. Adicionalmente, verifica-se que as células próximas das paredes laterais do segmento registam temperaturas superiores em comparação com as que se encontram na região central. Este fenómeno deve-se à localização da entrada e saída de ar, que estão ambas posicionadas no centro do segmento, promovendo um maior fluxo de ar nessa região. Verifica-se também que a variação de temperatura entre as células da mesma linha é pouco significativa, indicando que a aproximação realizada no modelo integral reproduz com boa precisão o comportamento térmico observado na simulação numérica. A diferença máxima foi registada apenas na última linha, entre a primeira e a terceira célula, com um valor de 2,6 °C.

Da análise quantitativa dos resultados, observa-se que a temperatura mais baixa foi registada na terceira célula da primeira linha, com um valor de 30,2 °C. Em contraste, a temperatura mais elevada corresponde à primeira célula da sétima linha, apresentando uma temperatura média de 41,6 °C, resultando numa diferença máxima de 11,4 °C entre as células do segmento. Este valor está 6,4 °C acima do limite recomendado por Ni e Wang (2020), 1,4 °C superior à diferença máxima obtida no ensaio experimental e 3,7 °C superior ao valor simulado no modelo integral.

Concluída a análise dos perfis de temperatura no segmento, procede-se, de seguida, à avaliação dos campos de velocidades e de pressões, apresentados na Figura 6-22, de modo a compreender o comportamento do escoamento de ar e a sua influência na temperatura das células.

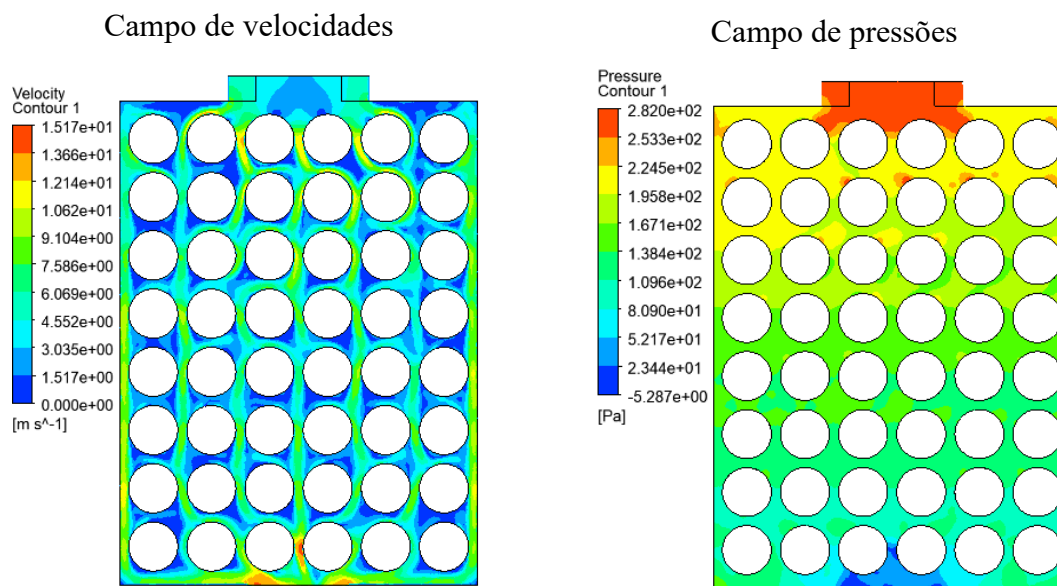


Figura 6-22 – Campos de velocidades e de pressões num plano médio do segmento.

A análise do campo de velocidades revela que os valores mais elevados ocorrem no espaçamento entre as células, conforme descrito pela equação (5-3). A velocidade máxima, de 15,17 m/s, é registada junto à saída de ar, entre a terceira e a quarta célula da última linha, o que justifica as temperaturas mais baixas observadas nessas células quando comparadas com as restantes da mesma linha. A velocidade média do escoamento é de 4,6 m/s. Adicionalmente, identificam-se zonas de estagnação nas extremidades superior direita e esquerda do segmento, próximas da entrada de ar, e de forma mais acentuada na metade inferior de cada célula. Apesar da presença destas zonas de estagnação, observa-se uma distribuição relativamente homogênea do fluxo de ar ao longo do segmento.

A análise do campo de pressões no segmento indica uma queda de pressão de 287,3 Pa. Verifica-se ainda que, junto à saída, a pressão diminui, o que provoca um aumento da velocidade do ar nessa região. Este efeito intensifica o coeficiente de transferência de calor por convecção, justificando as temperaturas mais baixas observadas nas células da última linha, próximas da saída, em comparação com as células localizadas junto das paredes laterais do segmento, para a mesma linha.

### 6.4.3. Comparação de resultados

De seguida, procedeu-se à comparação entre os resultados obtidos através do teste experimental, do modelo integral desenvolvido no Simulink e os resultados provenientes da simulação CFD, conforme apresentado na Tabela 6-5.

Tabela 6-5 – Comparação entre resultados do teste experimental, do Simulink e do CFD.

<b>Simulação</b>	<b>Teste experimental</b>	<b>Simulink</b>	<b>CFD</b>
$T_{max}$ [°C]	40	34,4	41,6
$T_{min}$ [°C]	35	31,7	30,2
$\Delta T_{max}$ [°C]	5	2,7	11,4
$V_{max}$ [m/s]	-	10,8	15
$h$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	-	119,5	96,8
$\Delta P$ [Pa]	-	280,8	287,3

A Tabela 6-5 apresenta a comparação dos resultados obtidos através do teste experimental, da simulação do modelo integral desenvolvido no Simulink e da simulação CFD. A análise da temperatura máxima permite observar uma diferença significativa entre os dois modelos de 7,2 °C, o que pode ser justificado pelo facto de se comparar os resultados de uma simulação térmica em regime transiente, feita no Simulink, com os resultados de uma simulação térmica CFD realizada em regime permanente. O mesmo padrão não se verifica para a temperatura mínima, onde a diferença de temperaturas é de apenas 1,5 °C. A diferença máxima de temperatura entre células é também mais elevada para a simulação CFD, o que indica que os seus resultados têm um maior gradiente de temperatura associado. Pode-se observar ainda que os resultados para a temperatura máxima da simulação CFD apresenta uma maior proximidade à temperatura máxima registada no teste experimental, com uma diferença de apenas 1,6 °C.

Quanto à análise da velocidade máxima, a simulação CFD apresenta um valor superior, de 15 m/s, em comparação com os 10,8 m/s obtidos no modelo integral. No entanto, este pico de velocidade registado no CFD é pontual, não resultando num aumento expressivo do coeficiente de transferência de calor por convecção médio no segmento, que permanece 22,7 W/(m<sup>2</sup>·K) abaixo do valor obtido em Simulink.

Por fim, a queda de pressão no segmento é ligeiramente superior na simulação CFD (287,3 Pa) em comparação com o Simulink (280,8 Pa), evidenciando uma maior resistência ao escoamento de ar no modelo CFD, quando comparada à resistência considerada no modelo integral.

Com base nos resultados apresentados, segue-se a conclusão do estudo, onde serão discutidos os principais pontos e considerações finais sobre o trabalho desenvolvido.

## 7. Conclusão

O estudo realizado permitiu identificar soluções eficazes para o desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria do T-24E, assegurando a fiabilidade e segurança das células durante a sua operação.

Na definição do tipo de configuração a utilizar, o estudo analítico revelou que o método de refrigeração radial é consideravelmente superior ao método de refrigeração axial. Esta diferença deve-se ao comprimento característico associado a cada abordagem, sendo que a resistência total do sistema é significativamente inferior no método radial. Os ensaios experimentais confirmaram esta superioridade, registando uma temperatura máxima de 37,85 °C para a refrigeração radial, enquanto a abordagem de refrigeração axial alcançou 51,87 °C. Adicionalmente, observou-se um gradiente de temperatura na célula menos acentuado com o método de refrigeração radial, evidenciando que esta configuração é mais eficaz.

O desenvolvimento do modelo integral demonstrou-se fundamental para o estudo do sistema de gestão térmica. Este modelo permitiu prever a evolução da temperatura média das células ao longo do tempo, evitando a necessidade de simulações CFD, que são computacionalmente exigentes e demoradas. Assim, foi possível otimizar o processo de análise térmica de forma mais eficiente. As diferenças observadas entre os modelos de simulação devem ser interpretadas à luz das suas limitações, pois o Simulink adota uma abordagem simplificada sem resolução espacial detalhada, enquanto a CFD é mais precisa, mas computacionalmente exigente.

No estudo da distância ótima entre células, verificou-se que o aumento do espaçamento entre as mesmas contribui para uma redução do gradiente de temperatura, embora promova um aumento nas temperaturas máxima e mínima registadas no segmento. A análise comparativa entre distâncias de 2 mm, 4 mm e 6 mm indicou que o espaçamento de 4 mm é o mais adequado, permitindo um equilíbrio entre eficiência térmica e consumo energético. Nesta configuração, registou-se uma temperatura máxima de 33,3 °C e uma mínima de 27,8 °C.

Relativamente à seleção do ventilador de entrada, das três opções estudadas, o ventilador (A) mostrou ser o mais eficaz, assegurando um caudal volumétrico de 0,26 m<sup>3</sup>/min e uma

pressão de 244,1 Pa. Apesar do maior consumo energético, este ventilador conseguiu manter as células abaixo dos 60 °C, garantindo um controlo térmico seguro.

Para o ventilador de saída, optou-se pelo ventilador (C), cuja combinação com o ventilador de entrada (ventilador equivalente D) mostrou uma ligeira melhoria no desempenho do sistema. O caudal de ar aumentou de 0,26 m<sup>3</sup>/min para 0,28 m<sup>3</sup>/min e a velocidade máxima de 10,1 m/s para 10,84 m/s. Esta alteração resultou numa redução da temperatura máxima nas células de 50,5 °C para 49,9 °C e da diferença máxima de temperatura de 4,0 °C para 3,8 °C. Embora a redução tenha sido modesta, a adição do ventilador (C) foi considerada como um fator de segurança adicional.

Quanto ao resultado dos ensaios experimentais, confirma-se a eficácia do sistema de gestão térmica da bateria. Foi registada uma temperatura máxima de 40 °C e uma diferença máxima de 5 °C entre células, cumprindo os limites de segurança estipulados.

Por fim, a análise CFD permitiu uma visualização detalhada da distribuição de temperatura e do escoamento de ar no segmento da bateria. A simulação revelou uma temperatura máxima de 41,6 °C e mínima de 30,2 °C, com uma diferença máxima de 11,4 °C. Embora estes valores apresentem um desvio em relação aos testes experimentais e à simulação do modelo integral, foram úteis para validar o sistema.

Desta forma, o sistema de gestão térmica projetado demonstrou ser eficaz na remoção de calor nos segmentos, garantindo a segurança térmica das células durante a operação da bateria e contribuindo para um bom desempenho do T-24E.

## **7.1. Sugestões de trabalhos futuros**

Com o objetivo de potenciar o desenvolvimento do sistema de gestão térmica da bateria do T-24E, foram identificadas diversas oportunidades de melhoria que poderão contribuir significativamente para o aperfeiçoamento do modelo atual e na validação dos resultados experimentais, sendo elas:

- Aprimoramento do modelo integral: melhorar a precisão dos resultados através da integração de dados obtidos por simulação CFD no modelo integral, como por exemplo, o coeficiente de transferência de calor por convecção.

- Segmento de testes dedicado: desenvolver um segmento de teste equipado com sensores de temperatura distribuídos pela superfície da célula, medição da velocidade do fluido e queda de pressão, possibilitando validações experimentais mais rigorosas.
- Validação com simulação CFD em regime transiente: utilizar o *software* Ansys Fluent para simular a evolução da temperatura das células no tempo, e modelar o comportamento de cada célula através da opção *Battery Module*.

Estas sugestões visam fortalecer a precisão do sistema de gestão térmica da bateria, contribuindo para um desempenho mais eficiente e fiável do T-24E.

## Bibliografia

- Andrea, S. P., Candidate, T., & Leotta, F. (2020). *Design of a Battery Pack for a Formula SAE Racing Car*.
- Bai, F., Chen, M., Song, W., Feng, Z., Li, Y., & Ding, Y. (2017). Thermal management performances of PCM/water cooling-plate using for lithium-ion battery module based on non-uniform internal heat source. *Applied Thermal Engineering*, 126, 17–27. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.141>
- Barkholtz, H. M., Preger, Y., Ivanov, S., Langendorf, J., Torres-Castro, L., Lamb, J., Chalamala, B., & Ferreira, S. R. (2019). Multi-scale thermal stability study of commercial lithium-ion batteries as a function of cathode chemistry and state-of-charge. *Journal of Power Sources*, 435. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2019.226777>
- Buidin, T. I. C., & Mariasiu, F. (2021). Modeling approach of an air-based battery thermal management system for an electric vehicle. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(15). <https://doi.org/10.3390/app11157089>
- Çengel, Y., & Ghajar, A. (2014). *Heat and Mass Transfer* (5th ed.).
- Dubey, P., Pulugundla, G., & Srouji, A. K. (2021). Direct comparison of immersion and cold-plate based cooling for automotive li-ion battery modules. *Energies*, 14(5). <https://doi.org/10.3390/en14051259>
- Dunn, B., Kamath, H., & Tarascon, J.-M. (2011). *Electrical Energy Storage for the Grid: A Battery of Choices System power ratings, module size*. <http://science.sciencemag.org/>
- Fan, Y., Bao, Y., Ling, C., Chu, Y., Tan, X., & Yang, S. (2019). Experimental study on the thermal management performance of air cooling for high energy density cylindrical lithium-ion batteries. *Applied Thermal Engineering*, 155, 96–109. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.157>
- Gaspar, J. (2024). *Desenvolvimento, via simulação computacional (CFD) e experimental, de um sistema de gestão térmica de baterias de íões de lítio*.

- Golubkov, A. W., Fuchs, D., Wagner, J., Wiltsche, H., Stangl, C., Fauler, G., Voitic, G., Thaler, A., & Hacker, V. (2014). Thermal-runaway experiments on consumer Li-ion batteries with metal-oxide and olivin-type cathodes. *RSC Advances*, 4(7), 3633–3642. <https://doi.org/10.1039/c3ra45748f>
- Incropera, F., Dewitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th ed.).
- Kim, J. H., Lee, S. J., Lee, J. M., & Cho, B. H. (2007). A New Direct Current Internal Resistance and State of Charge Relationship for the Li-Ion Battery Pulse Power Estimation. *7th International Conference on Power Electronics, ICPE'07*, 1173–1178. <https://doi.org/10.1109/ICPE.2007.4692563>
- Leng, F., Tan, C. M., & Pecht, M. (2015). Effect of Temperature on the Aging rate of Li Ion Battery Operating above Room Temperature. *Scientific Reports*, 5. <https://doi.org/10.1038/srep12967>
- Mahamud, R., & Park, C. (2011). Reciprocating air flow for Li-ion battery thermal management to improve temperature uniformity. *Journal of Power Sources*, 196(13), 5685–5696. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2011.02.076>
- Mahek, M. K., Alkhedher, M., Ghazal, M., Abdelkareem, M. A., Ramadan, M., & Olabi, A. G. (2023). Effects of control volume outlet variation on axial air cooling of lithium-ion batteries. *International Journal of Thermofluids*, 19. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100373>
- Manzetti, S., & Mariasiu, F. (2015). Electric vehicle battery technologies: From present state to future systems. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 51, pp. 1004–1012). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.010>
- Martellucci, L., & Krishna, K. K. (2021). Analysis of Air-Cooling Battery Thermal Management System for Formula Student Car. *Journal of Transportation Technologies*, 11(03), 436–454. <https://doi.org/10.4236/jtts.2021.113029>
- Montero, A. (2018). *Design of a Battery Cooling System for the Illini Formula Electric Vehicle*.

- Ni, P., & Wang, X. (2020). Temperature field and temperature difference of a battery package for a hybrid car. *Case Studies in Thermal Engineering*, 20. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100646>
- PRODUCT DATA SHEET MODEL INR-21700-P45B.* (n.d.).
- Qian, Z., Li, Y., & Rao, Z. (2016). Thermal performance of lithium-ion battery thermal management system by using mini-channel cooling. *Energy Conversion and Management*, 126, 622–631. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.063>
- Reddy, T. B. (2010). *Linden's Handbook of Batteries* (4th ed.).
- Schröder, R., Aydemir, M., & Seliger, G. (2017). Comparatively Assessing different Shapes of Lithium-ion Battery Cells. *Procedia Manufacturing*, 8, 104–111. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2017.02.013>
- Silva, P. (2023). *Estudo numérico (CFD) e experimental do comportamento térmico de células de íões de lítio.*
- Siriboonpanit, E., Sasiwimonrit, K., Saelao, J., & Patcharaprakiti, N. (2022). An Air Force Cooling of Lithium-ion Battery Thermal Management System for Heat Eliminating in Modified Electric Vehicle. *Proceedings of the 2022 International Electrical Engineering Congress, IEECON 2022*. <https://doi.org/10.1109/iEECON53204.2022.9741680>
- Smith, K., & Wang, C. Y. (2006). Power and thermal characterization of a lithium-ion battery pack for hybrid-electric vehicles. *Journal of Power Sources*, 160(1), 662–673. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2006.01.038>
- Tennessee, P., Weintraub, J., & Hermann, W. (2013). *Battery Coolant Jacket*.
- Yang, N., Zhang, X., Li, G., & Hua, D. (2015). Assessment of the forced air-cooling performance for cylindrical lithium-ion battery packs: A comparative analysis between aligned and staggered cell arrangements. *Applied Thermal Engineering*, 80, 55–65. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.049>
- Zhang, X., Li, Z., Luo, L., Fan, Y., & Du, Z. (2022). A review on thermal management of lithium-ion batteries for electric vehicles. *Energy*, 238. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121652>

Zhao, G., Wang, X., Negnevitsky, M., & Zhang, H. (2021). A review of air-cooling battery thermal management systems for electric and hybrid electric vehicles. In *Journal of Power Sources* (Vol. 501). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2021.230001>

Ziat, K., Louahlia, H., Voicu, I., & Schaetzel, P. (2023). Impact of the battery SOC range on the battery heat generation and maximum temperature rise. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 148(20), 10857–10870. <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12427-3>

## Anexos

### Anexo A

Tabela 0-1 – Pontuações correspondentes a cada prova.

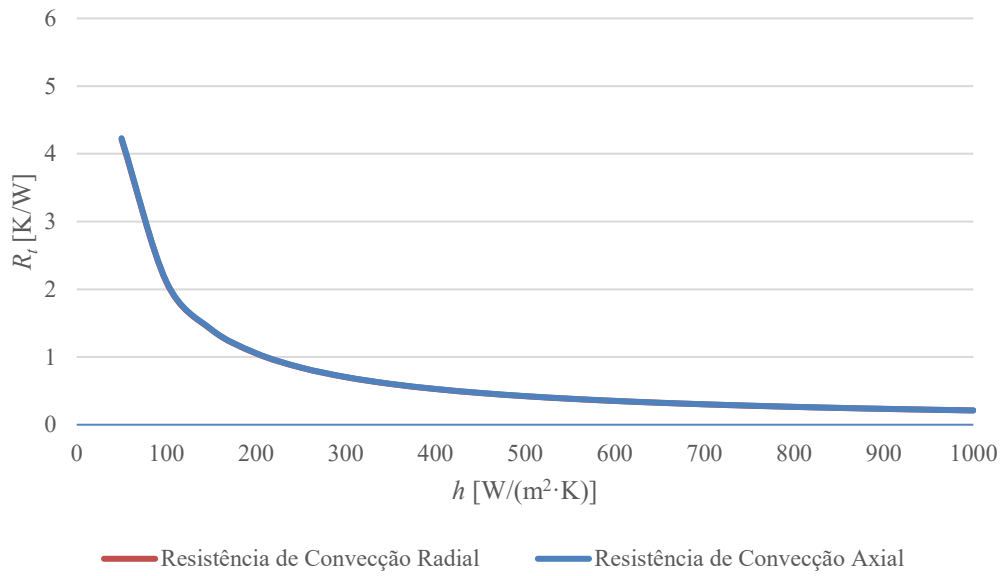
<b>Eventos estáticos</b>	<b>Pontos</b>
Prova de apresentação do Plano de Negócios	75 pts
Prova de custos e fabricação	100 pts
Prova de engenharia	150 pts
<b>Eventos dinâmicos</b>	<b>-</b>
Prova de <i>skid-pad</i>	50 pts
Prova de aceleração	50 pts
Prova de <i>autocross</i>	100 pts
Prova de resistência	250 pts
Prova de eficiência	75 pts
<b>Total</b>	<b>1000 pts</b>

### Anexo B

Tabela 0-2 – Matriz de decisão para a escolha do tipo de geometria das células, com cálculos detalhados.

<b>Categoria</b>	<b>Peso</b>	<b>Tipo de Geometria</b>		
		<b>Célula Cilíndrica</b>	<b>Célula <i>Pouch</i></b>	<b>Célula Prismática</b>
Densidade de Energia	2	$3 \times 2 = 6$	$5 \times 2 = 10$	$2 \times 2 = 4$
Segurança	3	$5 \times 3 = 15$	$2 \times 3 = 6$	$3 \times 3 = 9$
Qualidade	2	$5 \times 2 = 10$	$4 \times 2 = 8$	$4 \times 2 = 8$
Acondicionamento	3	$4 \times 3 = 12$	$5 \times 3 = 15$	$5 \times 3 = 15$
<b>Total</b>	<b>10</b>	<b><math>6 + 15 + 10 + 12 = 43</math></b>	<b><math>10 + 6 + 8 + 15 = 39</math></b>	<b><math>4 + 9 + 8 + 15 = 36</math></b>

### Anexo C



---

**Figura 0-1 – Aplicação de um fator de multiplicação de 4,15, onde a resistência de convecção axial iguala a resistência de convecção radial.**