



## **Sistema de arrefecimento corporal no uso de fatos de proteção NBQR**

**Miguel Ângelo Mendes Alcaide Fernandes**

Dissertação para obtenção do Grau Mestre em

**Engenharia Mecânica**

Orientadores: Prof<sup>a</sup> Ana Sofia Oliveira Henriques Moita

Prof. Miguel Abreu de Almeida Mendes

**Júri**

Presidente: Prof. José Alberto de Jesus Borges

Orientador: Prof<sup>a</sup> Ana Sofia Oliveira Henriques Moita

Vogais: Prof. Viriato Sérgio de Almeida Semião

**Outubro 2022**



## Dedicatória

Obrigado meu amigo, por tudo. Até sempre, Dedito.

To blossom blue, is to blossom without you.

## Resumo

Os fatos de proteção usados em ambientes que contenham algum tipo de dispersão de produtos nucleares, biológicos, químicos e radiológicos apresentam um grau de isolamento elevado, que impossibilitam a dissipação do calor corporal gerado pelo usuário. Este problema induz um estado de conforto muito baixo e aumenta a probabilidade de exaustão física daqueles que usam esta categoria de fatos. Existem várias tecnologias que contornam este problema, sendo uma delas o uso de vestuários internos que possibilitam a dissipação do calor gerado. Neste trabalho será projetado um tipo de vestuário com características que possibilitam a dissipação do calor metabólico extra por parte de um fluido de arrefecimento que irá circular no interior de uma rede de vários permutadores de calor com micro/mini canais interligados entre si, embutidos no dito vestuário. Os permutadores de calor com micro/mini canais foram otimizados, de forma a apresentarem características termofísicas e geométricas que tornem a dissipação de calor o mais eficiente possível, aumentando o coeficiente global de transferência de calor para uma queda de pressão mínima. A dispersão dos permutadores de calor com micro/mini canais pelas várias zonas do corpo e a aplicação de um sistema de refrigeração do fluido de arrefecimento após a extração do calor corporal são também tópicos abordados neste projeto. Após esta otimização procedeu-se à produção de um permutador de calor com micro/mini canais e realizou-se ensaios laboratoriais com o intuito de verificar e aferir a sua coerência prática com a teoria proposta.

**Palavras-Chave:** transferência de calor, arrefecimento, micro/mini canais, permutador de calor, geometria, vestuário com arrefecimento líquido, nuclear, biológico, químico e radiológico (NBQR).

## Abstract

Protective suits used in environments containing some type of dispersion of nuclear, biological, chemical and radiological products have a high degree of insulation, which makes it impossible to dissipate the body heat generated by the wearer. This problem induces a very low state of comfort and increases the probability of physical exhaustion of those who wear this category of suits. There are several technologies that circumvent this problem, one of them being the use of internal garments that allow the dissipation of the heat generated. In this work, a type of garment will be designed with features that enable the dissipation of the extra metabolic heat by a cooling fluid that will circulate inside a network of several heat exchangers with micro/mini channels embedded in that garment. The microchannel heat exchangers have been optimized to have thermophysical and geometrical characteristics that make heat dissipation as efficient as possible, increasing the overall heat transfer coefficient for a minimum pressure drop. The dispersion of the heat exchangers with micro/mini channels throughout the various zones of the body and the application of a cooling system for the cooling fluid after the extraction of body heat are also topics addressed in this project. After this optimization, a microchannel heat exchanger was produced and laboratory tests were performed in order to verify and assess its practical consistency with the proposed theory.

**Keywords:** heat transfer, cooling, micro/mini channels, heat exchanger, geometry, liquid cooled garment, chemical, biological, radiological and nuclear (CBRN).

## **Agradecimentos**

Aos professores Ana Moita e Miguel Mendes pela competência na orientação, formação, e sobretudo, pela amizade e dedicação para a realização deste trabalho.

Ao Major Luís Quinto, pelo apoio prestado na produção dos moldes realizados no laboratório de mecânica da Academia Militar.

Aos colegas de laboratório, Eng. Pedro Pontes e Eng. Vicente Andrade por toda a ajuda, orientação e auxílio que me prestaram em toda a parte de montagem e execução experimental.

À minha família e amigos, pois sem eles nada seria possível.

# Índice

Dedicatória .....	iii
Resumo.....	iv
Abstract .....	v
Agradecimentos .....	vi
Lista de Tabelas .....	ix
Índice de Figuras .....	x
Nomenclatura.....	xiv
Lista de Acrónimos e Siglas .....	xvi
1. Introdução .....	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Motivação.....	3
1.3. Objetivos .....	3
1.4. Estrutura da Dissertação .....	4
2. Estado da Arte .....	5
2.1. Conforto e Termorregulação Humana .....	5
2.2. Princípios dos Vestuários de Arrefecimento .....	9
2.2.1. Vestuário com Arrefecimento Líquido .....	10
2.3. Estado da Arte de Vestuários com Arrefecimento Líquido .....	10
2.4. Permutador de Calor .....	13
2.4.1. Calor Latente .....	13
2.4.2. Módulo Termoelétrico .....	14
2.4.3. Refrigeração por Compressão de Vapor .....	16
2.5. Fundamentos Teóricos.....	17
2.5.1. Escoamento Interno .....	17
2.5.2. Considerações Hidrodinâmicas .....	20
2.5.3. Considerações Térmicas.....	20
2.5.4. Transferência de Calor .....	21
3. Caso de Estudo .....	24
3.1. Balanço de Energia .....	24
3.2. Material do Vestuário .....	27
3.3. Sistema de Canais.....	29
3.4. Otimização dos Módulos.....	32
3.5. Permutador de Calor .....	40
3.5.1. Projetar o Permutador de Calor .....	42
4. Metodologia e Implementação.....	46
4.1. Instalação Experimental .....	46

4.2.	Condições de Funcionamento.....	47
4.3.	Câmara Termográfica.....	50
4.4.	Bomba de Seringa .....	51
4.5.	Aquisição de Valores de Pressão e Temperatura.....	51
4.6.	Produção do Módulo de Arrefecimento .....	52
4.7.	Procedimento Experimental .....	53
4.8.	Ensaio de Arrefecimento .....	55
4.9.	Tratamento de Dados.....	56
4.10.	Quantificação das Incertezas .....	57
5.	Resultados e Discussão .....	58
5.1.	Ensaio 1 .....	58
5.2.	Ensaio 2 .....	61
5.3.	Ensaio 3 .....	63
5.4.	Quantificação do Calor Dissipado .....	66
6.	Conclusão .....	68
6.1.	Resumo do Trabalho .....	68
6.2.	Conclusões Principais.....	68
6.3.	Recomendações para Trabalhos Futuros.....	69
	Referências.....	71
A.	Anexos.....	A
	Resultados da Otimização .....	A
	Módulos .....	J
	Localização dos Módulos.....	K
	Rede de Módulos no VAL.....	N



## Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Intervalo de temperaturas de conforto por zona do corpo. (fonte: Arens e Zhang [8]). .....	7
Tabela 3.1 - Valores de área e valores percentuais das zonas do corpo e do sistema de tubos. ....	27
Tabela 3.2 - Tecidos testados e as suas características. (fonte: Cao et al. [37]) .....	28
Tabela 3.3 - Caracterização dos canais pela sua dimensão. ....	<b>Erro! Marcador não definido.</b>
Tabela 3.4 - Quantidade de calor a extrair por zona corporal. ....	33
Tabela 3.5 - Parâmetros geométricos e físicos a ter em conta na otimização. ....	38
Tabela 3.6 - Valores obtidos na otimização. ....	39
Tabela 3.7 - Valores termo físicos dos pontos definidos. ....	43
Tabela 4.1 - Valores relativos à corrente a aplicar na folha.....	49
Tabela 4.2 - Valores relativos ao teste de controlo dos sensores de pressão. ....	51
Tabela 4.3 - Incertezas dos equipamentos utilizados. ....	57
Tabela A.1 - Valores numéricos de temperaturas de entrada, saída, resistência térmica e caudal mássico em relação à taxa metabólica a extrair para todo o sistema. ....	D
Tabela A.2 - Valores relativos aos módulos obtidos. ....	J

## Índice de Figuras

Figura 1.1 - Arsenal de armas nucleares ao redor do mundo nos últimos anos. (fonte: [3]).....	1
Figura 1.2 - Dados do “Global Terrorism Database” para todos os eventos NBQR ocorridos entre 1 de janeiro de 1970 a 31 de dezembro de 2018. (fonte: Tin, Granholm, Hart e Ciottone [5]) .....	2
Figura 2.1 - Termografia do corpo mostrando as variações de calor radiante (infravermelho) que é emitido por (a) frente e (b) trás do corpo antes (esquerda) e depois (direita) de correr ao ar livre a uma temperatura de 30 ° C e 75% humidade. (fonte: Kenney, Wilmore [7]).....	5
Figura 2.2 - Para manter uma temperatura corporal estável, o corpo deve equilibrar o ganho de energia com o calor perdido. (fonte: Kenney, Wilmore e Costill [7]).....	6
Figura 2.3 - Fato de proteção NBQR. (fonte: Khan [13]). .....	8
Figura 2.4 - Funcionamento básico de um vestuário com arrefecimento com mudança de fase. (fonte: Sarkar e Kothari [15]).....	9
Figura 2.5 - Vestuário com arrefecimento líquido com tubos embutidos. (fonte: Sarkar e Kothari [15]). .....	10
Figura 2.6 - Representação da secção tubular na investigação e a respetiva área de contacto superficial com a pele. (fonte: Murphy et al. [22]) .....	11
Figura 2.7 - Relação da temperatura da pele com o tempo para os 3 tipos de ensaios (NC – sem arrefecimento (no cooling), IC-arrefecimento intermitente (intermittent cooling) e CC-arrefecimento constante (constant cooling)). (fonte: Cadarette et al. [23]).....	12
Figura 2.8 - Relação entre a temperatura de climatização com o tempo para sistemas HVAC com e sem tecnologia inverter. (fonte: <a href="https://www.megaclima.pt/blog/o-que-esperar-de-um-ar-condicionado-a/">https://www.megaclima.pt/blog/o-que-esperar-de-um-ar-condicionado-a/</a> ) .....	12
Figura 2.9 - Gráfico representativo da duração em horas em relação à massa de gelo para o arrefecimento corporal. ....	14
Figura 2.10 - Módulo termoelétrico à venda no mercado. (fonte: <a href="https://www.conrad.de">https://www.conrad.de</a> ) .....	14
Figura 2.11 - Ilustração do funcionamento de um permutador de calor termoelétrico. [25] .....	15
Figura 2.12 - Ilustração representativa do sistema de refrigeração por compressão de vapor. (fonte: Shapiro [27]).....	16
Figura 2.13 - Variação do número de Poiseuille (Po) em relação à razão de aspeto (AR). (fonte: Phillips [30]). .....	19
Figura 3.1 - Interações térmicas do corpo com o ambiente. (fonte: ASHRAE [33]). .....	24
Figura 3.2 - Imagem termográfica de um corpo em equilíbrio térmico. (fonte: Tanda [34]). .....	25
Figura 3.3 - Percentagem de área superficial da cabeça e pescoço. (fonte: Yu, Lin e Yang [36]). .....	26
Figura 3.4 - Percentagem de área superficial local. (fonte: Yu, Lin e Yang [36]). .....	26
Figura 3.5 - Esquema de (a) passe único e de (b) fluxo dividido em micro/mini canais. (fonte: Kandlikar e Upadhye [30]). .....	29

Figura 3.6 - Comparação da queda de pressão para um conjunto de micro/mini canais com altura de 0,5 mm em escoamento de passagem única e fluxo dividido num chip de 10 mm x 10 mm. (fonte: Kandlikar e Upadhye [30]).	29
Figura 3.7 - Exemplo de um módulo de arrefecimento modelado no programa comercial Solidworks.	30
Figura 3.8 - Linhas do escoamento no plano médio da entrada dos canais trapezoidais para água com $\Delta P = 15$ kPa. (fonte: Khorasanizadeh e Sepehrnia [39]).	30
Figura 3.9 – a) Entrada nos canais do tipo A com uma angulo de 15°. b) Vetores de velocidade na entrada dos canais relativamente a um estudo computacional.[40]	31
Figura 3.10 - Síntese do efeito das dimensões da geometria do permutador. (fonte: Martins [42]).	32
Figura 3.11 - Interpretação gráfica da função objetivo 1. No eixo das abcissas é apresentado a distância adimensional do escoamento no interior dos canais e no eixo das ordenadas a temperatura do fluido.	34
Figura 3.12 - Gráfico da temperatura de saída em função do erro.	35
Figura 3.13 - Temperaturas de entrada e respetivas temperaturas de saída.	36
Figura 3.14 - Parâmetros geométricos dos módulos de arrefecimento.	37
Figura 3.15 - Vista explodida dos constituintes do sistema. Primeiro o vestuário com arrefecimento líquido, seguidamente o fato de proteção e por fim uma mochila contendo o sistema do permutador de calor.	40
Figura 3.16 - Módulo termoelétrico à venda no mercado. (fonte: <a href="https://lairdthermal.com/">https://lairdthermal.com/</a> )	40
Figura 3.17 - Características de arrefecimento do módulo termoelétrico. (fonte: <a href="https://lairdthermal.com/">https://lairdthermal.com/</a> )	41
Figura 3.18 – Ciclo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Fonte: <a href="https://www.araner.com/blog/vapor-compression-refrigeration-cycle">https://www.araner.com/blog/vapor-compression-refrigeration-cycle</a>	42
Figura 3.19 - Gráfico de pressão vs entalpia com os pontos da tabela 3.7 graficados.	43
Figura 3.20 - Resultados teóricos obtidos das potências de taxa metabólica, trabalho do compressor e calor extraído no condensador em função do caudal volumétrico.	44
Figura 3.21 - Permutador de fluxo cruzado. (fonte: McGraw-Hil [32]).	45
Figura 4.1 - Vista esquemática da instalação experimental: (1) PC, (2) fonte de alimentação de corrente contínua, (3) entrada no módulo de micro/mini canais e folha de aço, (4) bomba de seringa, (5) câmara termográfica, (6) DAQ 1, (7) DAQ 2, (8) Reservatório de água.	46
Figura 4.2 - Representação 2D da aquisição de dados por parte da câmara pela radiação emitida pela folha.	47
Figura 4.3 - Diagrama das resistências térmicas representado à direita referente ao sistema do módulo (amarelo), folha de aço (azul) e placa de acrílico (verde), representado à esquerda.	48
Figura 4.4 - Representação das válvulas utilizadas no ensaio.	49
Figura 4.5 - Câmara Onca MWIR-InSb-320.	50
Figura 4.6 - Bomba de seringa Harvard Apparatus 22	51
Figura 4.7 - Peças do molde do módulo.	52

Figura 4.8 – Impressora Form 3+ da marca FormLab. (fonte: <a href="https://formlabs.com/3d-printers/form-3/">https://formlabs.com/3d-printers/form-3/</a> ) .....	52
Figura 4.9 - Molde após impressão, antes da lavagem e cura. ....	53
Figura 4.10 - Vista explodida do sistema experimental do módulo de arrefecimento. ....	54
Figura 4.11 - Bancada do sistema preparada para os ensaios com sensores, câmara e bomba de seringa montados. ....	55
Figura 4.12 - Imagem da câmara termográfica com os pontos selecionados. Quatro círculos, A, B, C, D e uma linha E. ....	56
Figura 5.1 - a) Temperatura média da superfície da folha ao longo do tempo. b) Imagem termográfica em estado estacionário. ....	58
Figura 5.2 - Valores da queda de pressão ao longo do tempo para cada teste realizado para o ensaio 1. ....	59
Figura 5.3 - Representação gráfica dos valores adimensionais da temperatura média da zona E e da pressão em função do tempo no teste 1 do ensaio 1. ....	60
Figura 5.4 - Gráfico da temperatura de entrada e de saída ao longo do tempo no ensaio 1. ....	60
Figura 5.5 - a) Temperatura média da superfície da folha ao longo do tempo. b) Imagem termográfica em estado estacionário. ....	61
Figura 5.6 - Valores da queda de pressão ao longo do tempo para cada teste realizado para o ensaio 2. ....	62
Figura 5.7 - Representação gráfica dos valores adimensionais da temperatura média da zona E e da pressão em função do tempo no teste 2 do ensaio 2. ....	62
Figura 5.8 - Gráfico da temperatura de entrada e de saída ao longo do tempo no ensaio 2. ....	63
Figura 5.9 - a) Temperatura média da superfície da folha ao longo do tempo. b) Imagem termográfica em estado estacionário. ....	64
Figura 5.10 - Valores da queda de pressão ao longo do tempo para cada teste realizado para o ensaio 3. ....	64
Figura 5.11 - Representação gráfica dos valores adimensionais da temperatura média da zona E e da pressão em função do tempo no teste 3 do ensaio 3. ....	65
Figura 5.12 - Gráfico da temperatura de entrada e de saída ao longo do tempo no ensaio 3. ...	65
Figura 5.13 - Variação do calor extraído nas repetições dos 3 ensaios. As linhas à direita das caixas correspondem ao valor teórico de cada ensaio. ....	66
Figura 5.14 - Variação do erro nas repetições dos 3 ensaios relativamente ao valor teórico. ....	67
Figura 6.1 - Folha de aço com duas dobras no centro. ....	68
Figura A.1 - Taxa metabólica a extrair em função da diferença de temperatura da água para as variadas zonas do corpo. ....	A
Figura A.2 - Taxa metabólica a extrair em função do caudal para as variadas zonas do corpo. .B	B
Figura A.3 - Taxa metabólica a extrair em função da diferença de temperatura da água relativos a todo o sistema. ....	B
Figura A.4 - Gráfico com valores da quantidade de calor em relação ao caudal de fluido relativos a todo o sistema. ....	C

Figura A.5 - Gráfico com valores da queda de pressão em relação à potência de bombagem relativos a todo o sistema.....	C
Figura A.6 - Ilustração da disposição dos módulos no torso na zona frontal. ....	K
Figura A.7 - Ilustração da disposição dos módulos no torso na zona da retaguarda.....	K
Figura A.8 - Ilustração da disposição dos módulos na zona das pernas.....	L
Figura A.9 – Vista lateral da disposição dos módulos na zona da cabeça e pescoço. ....	L
Figura A.10 - Vista da retaguarda da disposição dos módulos na zona da cabeça e pescoço. .	M
Figura A.11 - Vista superior da disposição dos módulos na zona da cabeça e pescoço. ....	M

## Nomenclatura

$a$	Largura dos canais ( $m$ )
$A$	Área superficial ( $m^2$ )
$AR$	Razão de aspeto
$b$	Altura dos canais ( $m$ )
$c$	Comprimento dos módulos ( $m$ )
$C_p$	Calor específico ( $J/Kg.K$ )'
$d_t$	Tempo ( $s$ )
$D_h$	Diâmetro hidráulico ( $m$ )
$E$	Energia ( $J$ )
$f$	Fator de atrito
$f_{ap}$	Fator de atrito aparente
$m$	Massa ( $Kg$ )
$\dot{m}$	Caudal mássico ( $kg/s$ )
$h$	Coefficiente de transferência de calor ( $W/m^2K$ )
$I$	Corrente elétrica ( $A$ )
$k$	Condutividade térmica ( $W/m.K$ )
$K$	Fator de Hagenvach
$l$	Calor latente de fusão ( $J/Kg$ )
$L$	Comprimento dos canais ( $m$ )
$N$	Número de canais
$Nu$	Número de Nusselt
$p$	Perímetro ( $m$ )
$P$	Potência elétrica ( $W$ )
$Po$	Número de Poiseuille
$Pr$	Número de Prandlt
$q$	Calor ( $J$ )

$Q$	Caudal volumétrico ( $m^3/s$ )
$R$	Resistência elétrica ( $\Omega$ )
$Re$	Número de Reynolds
$R_t$	Resistência térmica ( $W/m^2$ )
$t$	Espessura ( $m$ )
$T_i$	Temperatura de entrada do fluido ( $^{\circ}C$ )
$T_o$	Temperatura de saída do fluido ( $^{\circ}C$ )
$T_p$	Temperatura da pele ( $^{\circ}C$ )
$u_m$	Velocidade média ( $m/s$ )
$w$	Largura do módulo ( $m$ )
$W$	Trabalho ( $J$ )
$W_{pp}$	Potência de bombagem ( $W$ )
$X_{td,h}$	Comprimento de entrada hidrodinâmico ( $m$ )
$X_{td,t}$	Comprimento de entrada térmico ( $m$ )

### **Símbolos gregos**

$\Delta P$	Queda de pressão ( $Pa$ )
$\Delta T$	Diferença de Temperatura ( $^{\circ}C$ )
$\eta$	Eficiência
$\mu$	Viscosidade dinâmica ( $N.s/m^2$ )
$\mu_P$	Incerteza de pressão ( $Pa$ )
$\mu_{\Delta P}$	Incerteza da queda de pressão ( $Pa$ )
$\rho$	Massa volúmica do líquido ( $Kg/m^3$ )

## **Lista de Acrónimos e Siglas**

<b>ADM</b>	Armas de Destruição Massiva
<b>CEDN</b>	Conceito Estratégico da Defesa Nacional
<b>DAQ 1</b>	Dispositivo de aquisição de dados 1
<b>DAQ 2</b>	Dispositivo de aquisição de dados 2
<b>NBQR</b>	Nuclear, biológico, químico e radiológico
<b>PC</b>	Computador pessoal
<b>PDE</b>	Publicação Doutrinária do Exército
<b>PDMS</b>	Polidimetilsiloxano
<b>RCV</b>	Refrigeração por compressão de vapor
<b>VAL</b>	Vestuário com arrefecimento líquido





# 1. Introdução

## 1.1. Enquadramento

A proliferação das Armas de Destruição Massiva<sup>1</sup> (ADM) coloca um enorme problema à paz no mundo e segurança nos estados e entre os estados. O problema não é recente, mas a evolução da tecnologia contribuiu para uma preocupação crescente com as ADM. Existe um esforço dos estados em estabelecerem acordos que conduzam à contenção destas armas e até à sua destruição [1].

Eventos que provocam a dispersão de produtos nucleares, biológicos, químicos e radiológicos (NBQR) devido a eventos naturais, acidentais ou intencionais são considerados situações de risco e representam atualmente uma das preocupações mais críticas para a segurança e saúde [2]. Na figura 1.1 está representado a quantidade de armas nucleares existente no mundo para cada ano desde 1949 a 2014.

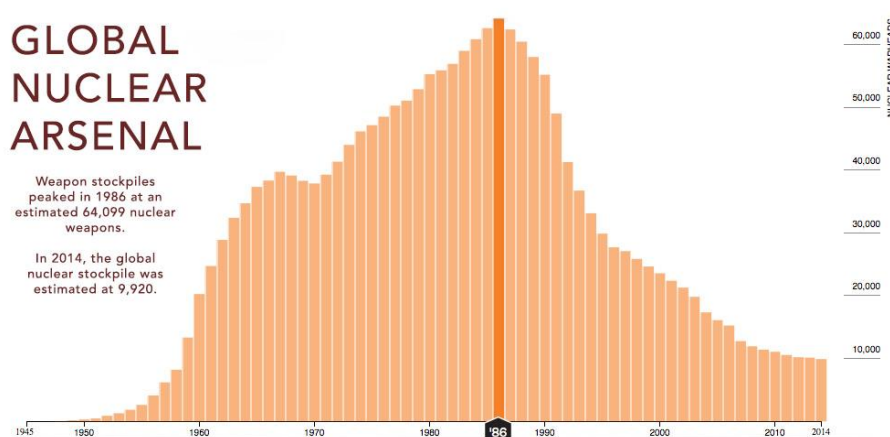


Figura 1.1 - Arsenal de armas nucleares ao redor do mundo nos últimos anos. (fonte: [3])

Para responder às ameaças e riscos, o Estado português definiu no CEDN o objetivo de “desenvolver as capacidades militares necessárias à mitigação das consequências de ataques terroristas, cibernéticos, NBQR - Nuclear, Bacteriológico, Químico, ou Radiológico - e de catástrofes e calamidades”. Para isso, é indispensável o reforço da coordenação entre as várias instâncias do Estado com responsabilidades na prevenção e resposta a estes riscos.

No CEDN é mencionado que, “É também necessário promover a melhoria das capacidades de defesa NBQR”. Nesse sentido, é prioritário reforçar a capacidade das forças nacionais com o desenvolvimento de tecnologia, para se fazer face, de forma eficiente e eficaz, às doenças epidémicas, ou a ataques com armas NBQR. Tendo em conta a tipologia das Missões das Forças Armadas (MIFA) e das ameaças à Segurança Nacional, deverá ser atribuído mais prioridade às

<sup>1</sup> As armas de destruição massiva são armas capazes de provocar um elevado número de mortos numa única utilização.

capacidades indispensáveis para resposta às consequências de ataques terroristas NBQR e de catástrofes e calamidades (Resolução do Conselho de Ministros n.º 19/2013, 2013) [4].

Os militares que utilizam os fatos de proteção podem ser colocados sob consideráveis condições fisiológicas e térmicas durante as tarefas operacionais devido às exigências físicas das missões e do grau de proteção das roupas e aparelhos respiratórios usados. Esta categoria de vestuário cria um ambiente de estresse térmico visto que a perda de calor necessária para manter o equilíbrio térmico excede a máxima capacidade evaporativa do sistema. A roupa restringe a perda de calor por evaporação impedindo o indivíduo de dissipar o calor metabólico produzido, provocando um aumento da temperatura corporal que, conseqüentemente, poderá levar até à exaustão. Na figura 1.2 está representado os tipos de eventos NBQR ocorridos entre 1970 e 2018.

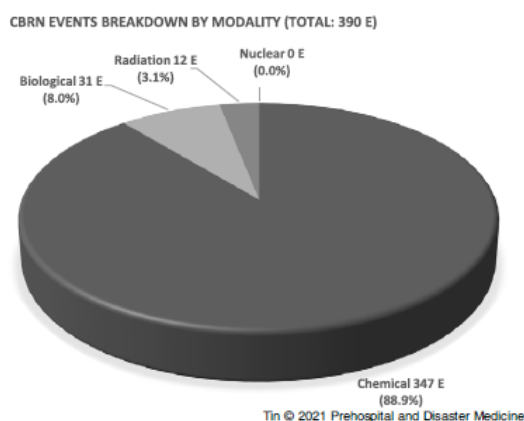


Figura 1.2 - Dados do "Global Terrorism Database" para todos os eventos NBQR ocorridos entre 1 de janeiro de 1970 a 31 de dezembro de 2018. (fonte: Tin, Granholm, Hart e Ciottone [5])

Segundo a PDE 3–00 Operações, uma função de combate é um grupo de tarefas e sistemas (pessoas, organizações, informações e processos) unidos por uma finalidade comum que os comandantes aplicam para cumprir missões operacionais e de treino. As funções de combate são combinadas para gerar potencial de combate para o decurso das operações. A função de combate "proteção" engloba as tarefas e sistemas que preservam a força para se dispor do máximo potencial de combate. Portanto, o conforto e segurança no uso do equipamento de proteção torna-se um fator essencial para o bom desempenho das forças [6].

Nos dias que correm, a gestão do conforto térmico no uso destes equipamentos apresenta uma reduzida capacidade de refrigeração corporal em que será de grande relevância o seu melhoramento.

## **1.2. Motivação**

A defesa NBQR visa garantir a sobrevivência de uma força em ambiente NBQR, e para se conseguir este desiderato, o conforto, o estado físico e mental da força são uma componente chave no sucesso desta categoria de missões. Os atuais fatos de proteção necessitam de novas soluções, capazes de responder às necessidades daqueles que os usam. Atualmente, no exército português, este arrefecimento corporal é, maioritariamente, realizado de forma arcaica e desconfortável, utilizando placas de gesso frio sobre a pele. Este método tem um tempo útil de refrigeração reduzida e pouco controlada, impossibilitando a realização de missões mais duradouras e exigentes e a manutenção da temperatura corporal no espetro do confortável. Portanto, a motivação neste estudo, é encontrar uma solução que ofereça, aos utilizadores dos equipamentos de proteção, um estado de conforto elevado e que permita uma boa prestação por parte dos militares nas suas missões, assim como o aumento do tempo de uso destes fatos de proteção e também assegurar a saúde dos militares, evitando o sobreaquecimento corporal, que poderá ter consequências fatais.

## **1.3. Objetivos**

A presente dissertação de mestrado, subordinado ao tema: “Sistema de refrigeração corporal no uso de fatos NBQR”, enquadra-se na área da engenharia mecânica no ramo de energia. O principal objetivo deste estudo é encontrar uma solução ótima para o arrefecimento corporal no uso de fatos de proteção NBQR que tenha as seguintes características: ergométrica, eficiente, leve e de baixo custo. O sistema deverá conseguir controlar a temperatura corporal e humidade do utilizador, ou seja, extraíndo o excedente de calor metabólico produzido que não é possível ser dissipado pelos métodos naturais como a transpiração e convecção, devido à proteção que os fatos proporcionam, e controlar a quantidade de humidade existente no interior destes vestuários de proteção. Para isso, delineou-se um conjunto de objetivos para obter um produto final que vá ao encontro dos objetivos principais. Estes objetivos definidos são:

- perceber o funcionamento do corpo humano a nível de conforto térmico,
- verificar as soluções que se encontram atualmente disponíveis e que já foram estudadas de forma a entender quais as suas vantagens e desvantagens,
- desenvolver o caso de estudo e as suas características para seleccionar os parâmetros importantes a estudar neste produto,
- encontrar os valores ótimos e adequados desses parâmetros para irem ao encontro dos objetivos principais,
- e realizar um conjunto de experiências, para testar o sistema de forma a verificar que vai ao encontro do que foi projetado e perceber as suas falhas e erros caso existam.

Esta solução poderá também ser utilizada no uso de qualquer outra categoria de fatos semelhantes para outras finalidades que impeçam o arrefecimento corporal de forma natural.

## 1.4. Estrutura da Dissertação

A dissertação está dividida em seis capítulos:

**Capítulo 1:** apresenta o enquadramento com uma breve contextualização geral, onde é mostrado o paradigma atual sobre este tema, a motivação e os objetivos do tema.

**Capítulo 2:** é apresentado o estado da arte relativamente ao funcionamento do metabolismo do corpo humano, à temática do uso de sistemas de arrefecimento corporal e também de alguns temas adjacentes a este. É também apresentado uma contextualização teórica dos fenómenos físicos importantes.

**Capítulo 3:** este é dedicado ao caso de estudo. Numa primeira abordagem, são descritas as condições gerais do sistema, a suas aproximações, condições de fronteira e o seu tipo. Numa segunda abordagem é realizado o desenvolvimento da otimização do sistema e as suas características para obter o modelo final o mais perto possível do ótimo. Esta otimização foi realizada com auxílio do programa comercial Matlab. É também apresentado um estudo sobre a categoria de permutador de calor, que consiga extrair o calor do fluido de trabalho proveniente do vestuário de arrefecimento.

**Capítulo 4:** apresenta a componente laboratorial realizada para validar o modelo otimizado.

**Capítulo 5:** neste capítulo são apresentados os resultados obtidos neste projeto de investigação assim como a sua discussão.

**Capítulo 6:** apresenta as conclusões retiradas neste estudo. É também apresentado um conjunto de sugestões para trabalhos futuros para que esta investigação seja aprimorada e efetivada.

## 2. Estado da Arte

### 2.1. Conforto e Termorregulação Humana

Os humanos obtêm energia ao ingerir plantas e/ou animais que se alimentam de plantas. Os nutrientes dos alimentos ingeridos são fornecidos na forma de hidratos de carbono, gorduras e proteínas. Estes três combustíveis básicos, ou substratos de energia, podem ser decompostos para libertar a energia armazenada nos alimentos. Nessa decomposição, a maioria da energia é convertida em calor. Todas as reações químicas no corpo são coletivamente chamadas de metabolismo. Apenas uma pequena parte (normalmente menos de 25%) da energia (trifosfato de adenosina, ATP) que o corpo produz é usada para funções fisiológicas, como contração muscular, o resto é convertido em calor. [7]

Os seres humanos mantêm a temperatura corporal numa faixa entre os 36 e 38 °C onde a pele é o principal órgão que controla o calor e o fluxo de humidade em relação ao ambiente circundante. [8]

Conforme a Sociedade americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (ASHRAE) Padrão 55 – 66 (1966), o conforto térmico para uma pessoa é definido como "aquela condição mental que expressa satisfação com o ambiente térmico". [9]

A resposta humana às condições térmicas ambientais consiste numa integração de reações psicológicas e fisiológicas. A reação psicológica é a percepção do conforto térmico e a reação fisiológica é principalmente a termorregulação do corpo humano controlada pelo hipotálamo. Existe uma relação entre estas duas reações. O conforto térmico ocorre quando a regulação fisiológica é minimizada. Por exemplo, a vasoconstrição ou tremores seria uma reação ao desconforto pelo corpo quando exposto a temperaturas baixas, ou seja, em ambientes frios, enquanto a vasodilatação ou sudorese seria uma reação ao desconforto pelo corpo quando exposto a temperaturas altas, ou seja, em ambientes quentes. Portanto, o nível de conforto térmico humano pode ser indicado por estes parâmetros fisiológicos. [10] Na figura 2.1 é possível verificar como o corpo reponde às condições térmicas e de humidade do ambiente.

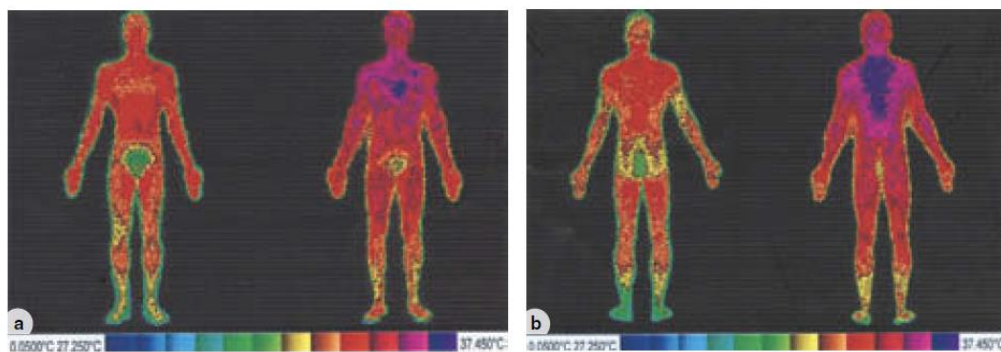


Figura 2.1 - Termografia do corpo mostrando as variações de calor radiante (infravermelho) que é emitido por (a) frente e (b) trás do corpo antes (esquerda) e depois (direita) de correr ao ar livre a uma temperatura de 30 ° C e 75% humidade. (fonte: Kenney, Wilmore [7])

A termorregulação normalmente consiste em quatro mecanismos: sudorese, tremores, vasodilatação e vasoconstrição. A transpiração aumenta a perda de calor corporal aumentando a evaporação do suor. O tremor produz calor por movimentos involuntários dos músculos. Vasodilatação e vasoconstrição referem-se à alteração do diâmetro dos vasos sanguíneos, que afetam a temperatura da pele. Em ambientes quentes, a vasodilatação aumenta o coeficiente de condução na zona abaixo da superfície da pele (devido ao aumento do fluxo sanguíneo), facilitando a transferência de calor do interior do corpo para a pele, onde a convecção e a evaporação do suor transportam o calor da superfície do corpo para o ambiente. Em ambientes frios, a tensão e os tremores musculares aumentam a produção de calor e a temperatura corporal. A diminuição do coeficiente de condução (devido à diminuição do fluxo sanguíneo) faz com que o calor tenha maior dificuldade de chegar à pele. Esta combinação dos mecanismos de perda e de ganhos de calor permitem que o indivíduo mantenha a temperatura do corpo praticamente constante com pequenas variações possíveis. [8] Este balanço de energia é representado na figura 2.2, assemelhando-se ao equilíbrio de pesos em uma balança.

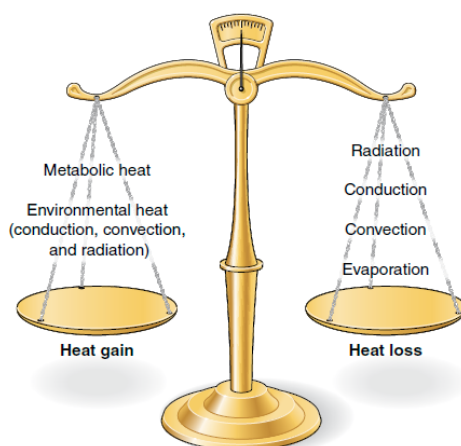


Figura 2.2 - Para manter uma temperatura corporal estável, o corpo deve equilibrar o ganho de energia com o calor perdido. (fonte: Kenney, Wilmore e Costill [7]).

Os mecanismos de transferência de calor do corpo incluem a transferência de calor sensível sobre a superfície da pele (via condução, convecção e radiação), transferência de calor latente (via evaporação e difusão da umidade através da pele e através da evaporação do suor na superfície desta), e a troca de calor latente através da respiração dos pulmões. [8]

Os seres humanos são homeotérmicos, o que significa que a temperatura interna do corpo é fisiologicamente regulada para a manter quase constante, mesmo quando a temperatura ambiente muda. Embora a temperatura de um indivíduo varie de dia para dia, e até de hora para hora, essas flutuações normalmente não são superiores a cerca de 1° C. [7]

O calor metabólico produzido é distribuído pelas várias regiões do corpo pela circulação sanguínea sendo transportado por condução para a superfície do corpo. Aproximadamente, 1–2% da dissipação de calor é realizada através da respiração e condução e 75% da energia é dissipada por radiação e convecção, enquanto a restante é dissipada por evaporação através da pele. [9]

As várias regiões do corpo apresentam características termo regulatórias distintas e diferentes graus de termo sensibilidade. Uma classificação útil separa as mãos e pés, membros, tronco e cabeça. A capacidade de arrefecimento de uma determinada região depende da sua área superficial, produção de calor local, isolamento tecidual, vascularização e manutenção da troca de calor quando arrefecido pelo meio. [9]

O hipotálamo anterior atua principalmente como um controlador da perda de calor corporal, pois qualquer aumento da temperatura no hipotálamo acima do seu ponto de ajuste, faz com que este envie impulsos nervosos para ativar a vasodilatação e a sudorese. O ponto de ajuste para ocorrer a vasodilatação e a sudorese é de apenas dois décimos de um grau superior ao ponto de ajuste de 37 °C, já para a vasoconstrição, o ponto de ajuste para tremores é um pouco abaixo de 36 °C. Se uma parte local do corpo for aquecida ou arrefecida, a sudorese ou vasoconstrição poderão ser iniciados e controlados localmente nessa área específica, mesmo que o resto do corpo esteja a uma temperatura diferente. O suor não começa simultaneamente por todo o corpo. No início da sudorese, normalmente a primeira área é a testa, seguida pelos braços, mãos, coxas, pés e costas e abdómen [8].

Entre os processos controlados pelo hipotálamo, o mais importante é o fluxo sanguíneo, que varia até 15 vezes para manter o equilíbrio térmico. Para um fluxo sanguíneo maior, tem-se uma vasodilatação, ao contrário de um menor, onde ocorre a vasoconstrição. Quando a vasodilatação não é suficiente, o suor auxilia no processo, dissipando calor latente, através da evaporação. A transpiração contém sais, outro fator de controlo no processo da termorregulação. Como o sal baixa a pressão do vapor de água, dificulta a perda de calor evaporativo [11].

Foi sugerido que a cabeça e o pescoço forneciam a maior eficiência de remoção de calor seguidos pelos braços/torso e as pernas. Esta maior eficiência de remoção de calor da cabeça/pescoço pode ser atribuída principalmente à abundância de fluxo vascular superficial nessa área e à falta de inervação vasoconstritora, conforme relatado repetidamente na literatura pertinente [12]. A temperatura da pele não é uniforme nas diferentes partes do corpo, devido a uma variedade de fatores fisiológicos. Essas temperaturas locais encontram-se numa pequena faixa de sensação térmica neutra que permite o conforto térmico, representado na tabela 2.1.

*Tabela 2.1 - Intervalo de temperaturas de conforto por zona do corpo. (fonte: Arens e Zhang [8]).*

Body part	$T_{low}$	$T_{high}$
Head	33.8	35.8
Face	32	36.2
Breath	31.7	35.2
Front neck	36.0	36.6
Chest	33.8	35.4
Back	33.8	35.8
Pelvis	32.6	34.8
Upper arm	31	34.6
Lower arm	31	36.5
Hand	30	36
Thigh	31.6	34.8
Lower leg	31.8	35.1
Foot	30.8	35



Esse intervalo é consideravelmente maior para as extremidades do que para o tronco [8].

A faixa de temperatura média da pele para o nível de conforto foi determinada de 32,6 °C a 33,7 °C [10]

Em muitos ambientes profissionais (por exemplo, combate a incêndios, combate militar) e atléticos (por exemplo, futebol americano, automobilismo), as roupas de proteção são necessárias para proteger o indivíduo de riscos ambientais ou de lesões. As roupas de proteção, como a representada na figura 2.3, sendo tipicamente pesadas, grossas, multicamadas e volumosas, aumentam o desafio da termorregulação.

Ao mesmo tempo, a permeabilidade limitada ao vapor de água através das camadas de roupa diminui ainda mais a taxa de troca de calor por evaporação. [12]



*Figura 2.3 - Fato de proteção NBQR. (fonte: Khan [13]).*

Está documentado que, ao adicionar roupas de proteção NBQR num trabalho já fisicamente exigente, o nível de estresse térmico é exuberante. Uma experiência mostrou que o tempo de tolerância ao trabalho diminuía 41% quando os participantes usavam o nível mais alto de proteção em comparação com um nível mais baixo de proteção [14].

## 2.2. Princípios dos Vestuários de Arrefecimento

Os sistemas de arrefecimento corporal são baseados em três tipos diferentes consoante a técnica de arrefecimento utilizada. Vestuário de arrefecimento a ar “Air-Cooled Garments (ACG)” onde é utilizado a convecção e evaporação, vestuário com arrefecimento líquido “Liquid Cooling Garments (LCG)” com base no arrefecimento por condução e convecção, e vestuário de arrefecimento com mudança de fase “Phase Change Garments (PCG)” onde é usado o calor latente armazenado para arrefecer o corpo [8]. A passagem de ar na pele melhora a dissipação de calor por evaporação e convecção do corpo. A maioria dos vestuários que utilizam o ar para arrefecimento consistem em duas camadas, uma camada externa de tecido impermeável e uma camada interna de material permeável ao ar. O ar seco é direcionado entre as duas camadas, e chega à superfície da pele através da camada interna. A impermeabilidade da camada externa impede a fuga do ar para o ambiente [9].

O vestuário de arrefecimento com mudança de fase mais usado é aquele que utiliza gelo, figura 2.4, e pode fornecer um arrefecimento por 2–4 h em cargas de calor moderadas a pesadas. O calor latente de fusão do gelo é de 333,55 kJ/kg aos 0 °C. Esta categoria de roupa são normalmente coletes com bolsos para colocar o gelo ou recipientes com água onde são congelados por 6–8 h. As desvantagens adjacentes são o volume da roupa, pois reduz a mobilidade do utilizador, a exposição prolongada ao frio, visto que pode causar danos à pele e desenvolver sintomas semelhantes aos da gripe e a necessidade de um congelador para obter os blocos de gelo [15].

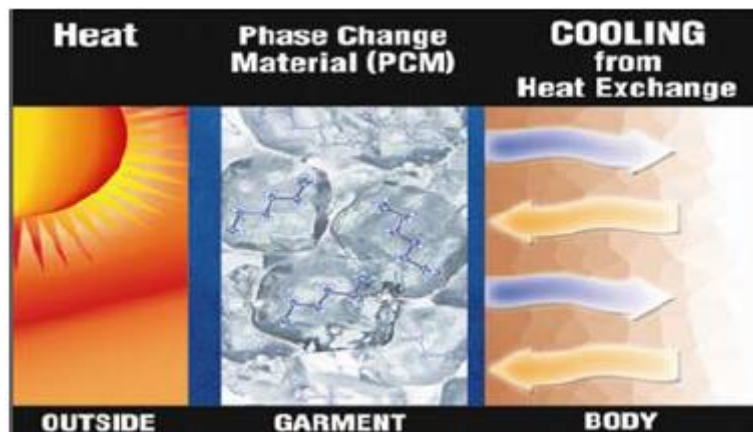


Figura 2.4 - Funcionamento básico de um vestuário com arrefecimento com mudança de fase. (fonte: Sarkar e Kothari [15])

### 2.2.1. Vestuário com Arrefecimento Líquido

Na literatura, é comum definirem como “Liquid cooling garments (LCG)” para a categoria de vestuário de arrefecimento que utiliza líquido a circular por tubos. Neste trabalho vou referir-me a esta categoria de sistemas como vestuário com arrefecimento líquido (VAL). O vestuário com arrefecimento líquido permite o arrefecimento corporal por parte de um fluido, onde este é injetado por uma bomba, escoando através de uma rede de tubos embutido na roupa que se encontra em contacto com a pele para extrair o calor corporal. Após extrair o calor extra produzido pelo corpo humano ou pelo calor do ambiente externo, o líquido aquece sendo depositado num reservatório onde é arrefecido. O processo repete-se. Esta categoria de roupa é normalmente feita com tecidos de algodão com elevada elasticidade, de forma que os tubos possam estar firmemente em contacto com o corpo humano. A figura 2.5 representa um desses vestuários [16].



Figura 2.5 - Vestuário com arrefecimento líquido com tubos embutidos. (fonte: Sarkar e Kothari [15]).

### 2.3. Estado da Arte de Vestuários com Arrefecimento Líquido

Pesquisas anteriores relativamente a esta categoria de sistemas concentravam-se na eficácia do arrefecimento em diferentes áreas do corpo [17], arrefecimento intermitente e regional [18], padrão de tubulação, caudal de líquido na tubulação, temperatura de entrada do líquido [19], eficiência de todo o vestuário [20], e usando um controlo multi-loop separado [21].

Desde o primeiro protótipo a ser proposto por Burton e Collier no Royal Aircraft Establishment em 1960, os VAL têm sido amplamente adotados como um sistema tecnológico de arrefecimento eficaz com vantagens de maior eficiência de refrigeração, durabilidade e capacidade ajustável, em comparação com outras técnicas de arrefecimento, como o arrefecimento a ar ou arrefecimento por mudança de fase já mencionados. [16]

O líquido mais usado é a água. A água possui uma grande capacidade de armazenamento de calor, e tem sido bastante eficaz na diminuição da temperatura corporal nos

demais sistemas existentes. Shvartz (1972) relatou que as roupas que cobrem o corpo todo, com exceção do rosto, mãos e pés, conseguiram reduzir 100% do estresse térmico durante o trabalho leve a severo em ambientes até 50 °C (Shvartz, 1972 citado por Yazdi e Sheikhzadeh, 2014)<sup>2</sup> [9].

Murphy et al. [22] realizaram uma investigação que abordava o arrefecimento corporal no uso de fatos espaciais, onde foi estudado a resistência térmica de tubos circulares de vários materiais, figura 2.6, e a qualidade da água ao longo de vários dias devido à exposição ao material dos tubos. Uma das desvantagens deste sistema é a pequena área superficial de contacto com a pele que os tubos circulares apresentam, aumentando a resistência térmica. Para diminuir esta resistência, a solução seria aumentar o diâmetro dos tubos, que em termos dimensionais e de peso não seria o desejado.

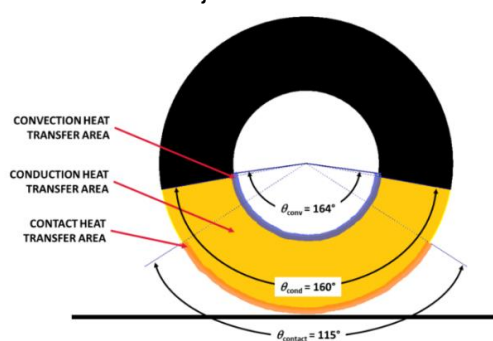


Figura 2.6 - Representação da secção tubular na investigação e a respetiva área de contacto superficial com a pele. (fonte: Murphy et al. [22])

Guo et al. [16] projetaram e fabricaram um protótipo de VAL que consistia num colete, onde realizaram ensaios com um manequim térmico numa câmara aquecida a 45 °C (para simular um ambiente quente). Este sistema era também composto por tubos circulares por onde a água circulava e era posteriormente refrigerada no interior de um recipiente com gelo. A análise da resistência térmica demonstrou que o caudal tinha um maior efeito entre a água e o ambiente do que entre a superfície da pele e a água. Os ensaios também indicaram que tanto o caudal como a temperatura ambiente afetam a duração de refrigeração do VAL. Este protótipo apresentou uma capacidade de refrigeração máxima de 240W/m<sup>2</sup> para um caudal de 550 mL/min com uma duração de 1 hora. Uma das desvantagens deste sistema consiste na refrigeração local apenas do torso, dado que se fosse necessário arrefecer o corpo inteiro, o tempo de duração de refrigeração seria menor. Outra desvantagem será a indeterminação do tempo de refrigeração por parte do gelo, visto que depende de vários fatores como o caudal, taxa metabólica e temperatura ambiente, impossibilitando um arrefecimento controlado. Cadarette et al. [23] realizaram ensaios com um determinado VAL que cobria 72% da superfície corporal (6% na cabeça, 22% no torso e 44% nas pernas) usando água como fluido de trabalho. Militares norte americanos foram testados em laboratório a praticar atividade física usando os fatos de proteção

<sup>2</sup> Schwartz, S. H., & Tessler, R. C. (1972). A test of a model for reducing measured attitude-behavior discrepancies. *Journal of Personality and Social Psychology*.

NBQR em três situações diferentes. Uma delas sem nenhum VAL, segundo usando um VAL com arrefecimento constante, e terceiro com o mesmo VAL, mas com arrefecimento intermitente, ou seja, a cada 2 minutos o sistema refrigerava o corpo. Na figura 2.7 está representado os dados obtidos nessa investigação.

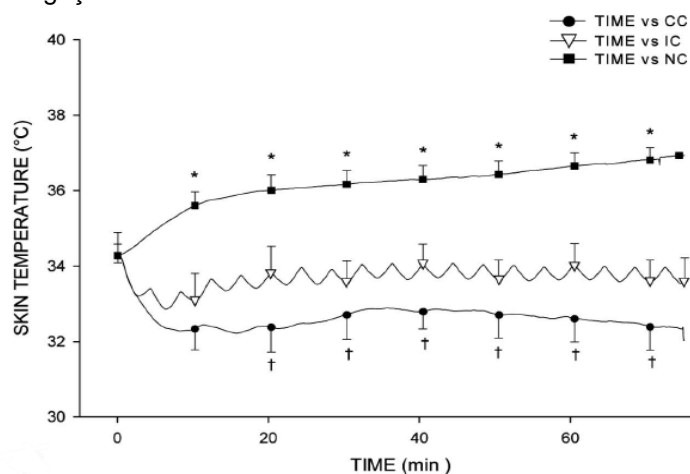


Figura 2.7 - Relação da temperatura da pele com o tempo para os 3 tipos de ensaios (NC – sem arrefecimento (no cooling), IC-arrefecimento intermitente (intermittent cooling) e CC- arrefecimento constante (constant cooling)). (fonte: Cadarette et al. [23])

O arrefecimento e a taxa de batimento cardíaco relativamente ao arrefecimento intermitente (IC) e arrefecimento constante (CC) não demonstram uma diferença considerável. Uma das desvantagens que o arrefecimento intermitente apresenta será, possivelmente, a quantidade de energia necessária para arrefecer a água, visto que tem picos de arrefecimento. Um exemplo claro deste problema são os sistemas AVAC convencionais de velocidade fixa que se baseiam na utilização intermitente (ligado/desligado) do compressor na sua eficiência máxima quando ligado, ou seja, inicia e pára constantemente. Já os sistemas AVAC que contêm a tecnologia “inverter”, o compressor em vez de parar, reduz a potência, fazendo com que o consumo do sistema seja menor e mantém a temperatura real com menos variações em relação à temperatura solicitada e apresenta um nível de ruído mais baixo (dB). A figura 2.8 demonstra essa diferença.

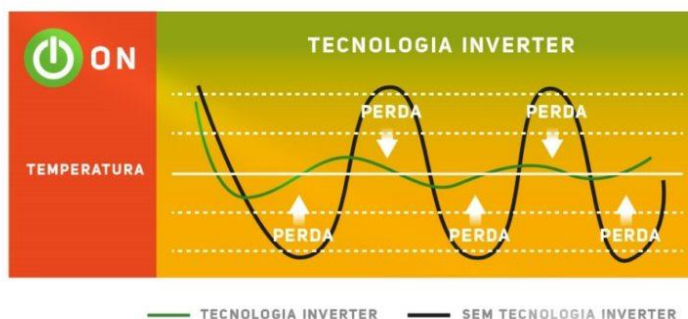


Figura 2.8 - Relação entre a temperatura de climatização com o tempo para sistemas HVAC com e sem tecnologia inverter. (fonte: <https://www.megaclima.pt/blog/o-que-esperar-de-um-ar-condicionado-a/>)

Relativamente ao sistema de arrefecimento do fluido após a passagem do VAL, não foi encontrado na literatura alguma investigação significativa que integrasse esse sistema com os VAL de uma forma transportável. Este sistema é essencial, pois permite a extração do calor da água para o meio ambiente. Esta categoria de sistema será identificada como um permutador de calor.

## 2.4. Permutador de Calor

Após o fluido, neste caso a água, passar pelo VAL, irá sair deste a uma temperatura superior à que entrou e será injetada no permutador de calor que consiste num sistema de arrefecimento da água. Este sistema pretende extrair o calor da água para o meio ambiente de forma a baixar a sua temperatura, para ser novamente circulada pelo VAL. Neste subcapítulo serão abordadas 3 formas possíveis de arrefecer a água, considerando apenas o mais viável. O primeiro será o uso de gelo, ou seja, perceber a quantidade de calor latente que poderá receber e a sua durabilidade. Em segundo o uso de módulos termoelétricos e em terceiro o uso de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Do ponto de vista da engenharia, uma tecnologia de arrefecimento ideal deve ser eficiente na conversão de energia de entrada, compacto (ou seja, leve e com dimensões reduzidas), ambientalmente seguro e não tóxico, capaz de grandes cargas de arrefecimento por unidade de área ( $W/m^2$ ), projetado para ter o menor número de partes móveis e barato.

### 2.4.1. Calor Latente

Sabemos que o gelo tem um calor latente de fusão de  $333,55 \text{ kJ / kg}$  aos  $0^\circ\text{C}$ . Para entender o tempo útil de refrigeração que o gelo poderá fornecer basta realizar dois simples cálculos, expressos pelas equações 2.1 e 2.2:

$$P = l \times m \quad (2.1)$$

$$d_t = \frac{E}{P} \quad (2.2)$$

Em que  $P$  é a potência a dissipar em  $W$ ,  $l$  o calor latente de fusão em  $J/Kg$ ,  $m$  a massa em  $kg$ ,  $E$  a quantidade de energia em  $J$  e  $d_t$  o tempo em  $seg$ .

No gráfico da figura 2.9 é apresentado o tempo útil de refrigeração em função da massa de gelo para taxas metabólicas de  $200 \text{ W}$ ,  $400 \text{ W}$  e  $600 \text{ W}$ .

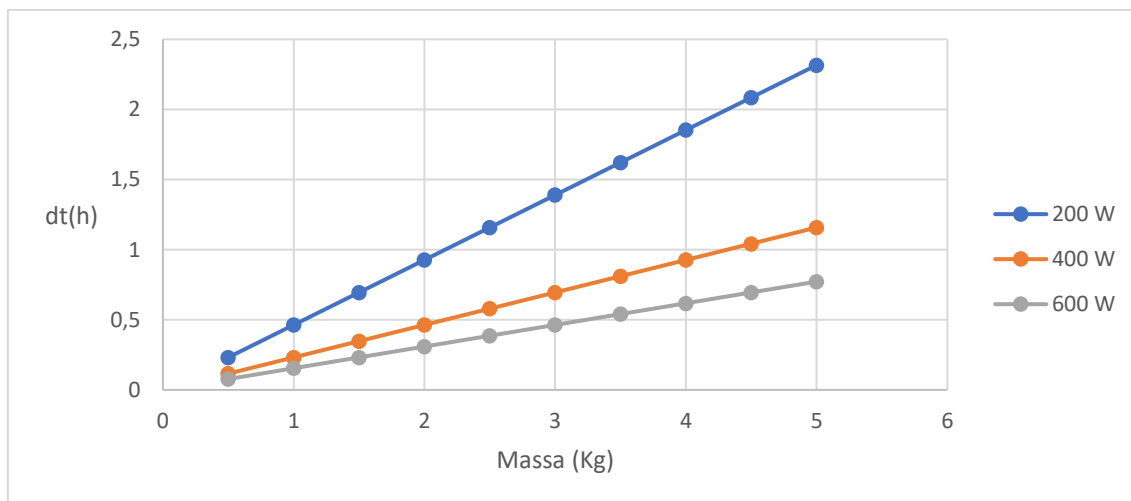


Figura 2.9 - Gráfico representativo da duração em horas em relação à massa de gelo para o arrefecimento corporal.

É possível verificar que, para uma taxa metabólica mais elevada, seria necessária uma massa considerável de gelo para que ocorresse uma refrigeração mais prolongada. Para além do curto tempo de refrigeração, coloca peso sobre o indivíduo, aumentando a taxa metabólica e o desconforto. Depois do gelo fundir, seria necessário colocar outro bloco de gelo para manter a refrigeração corporal. Esta abordagem traz desvantagens, visto que é necessário transportar um congelador ou algo semelhante, o que não é conveniente em ambientes operacionais. Além disso, não é possível controlar a temperatura de saída da água no permutador de calor mantendo o caudal constante, ou seja, para controlar a temperatura de saída no permutador, que seria a temperatura de entrada no VAL, seria necessário variar o caudal.

#### 2.4.2. Módulo Termoelétrico

O módulo termoelétrico é um conversor de energia que consiste num conjunto de termopares conectados eletricamente em série e termicamente em paralelo.



Figura 2.10 - Módulo termoelétrico à venda no mercado.  
(fonte: <https://www.conrad.de>)

Um termopar é feito com dois elementos semicondutores diferentes, que geram um efeito de arrefecimento termoelétrico (efeito Peltier-Seebeck) quando uma tensão na direção apropriada é aplicada através da junção conectada. O módulo termoelétrico normalmente funciona com dois dissipadores de calor fixados em cada lado, um quente e um frio para melhorar a transferência de calor e o desempenho do sistema [24].

Para ocorrer a extração de calor, poderá ser instalado um dissipador de calor com alhetas e colocar um ventilador para melhorar a capacidade de arrefecimento de um dos lados. No entanto, o aumento da área das alhetas é restringido pelo espaço disponível. Na figura 2.11 está representado o modo de funcionamento deste sistema.

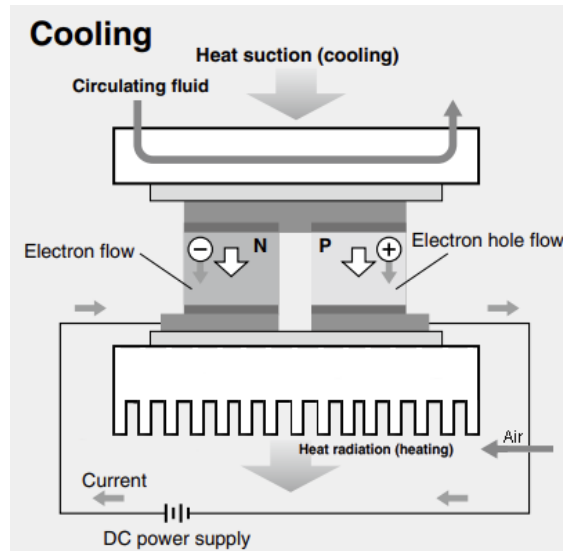


Figura 2.11 - Ilustração do funcionamento de um permutador de calor termoelétrico [25].

Os sistemas de arrefecimento termoelétrico têm vantagens em relação aos dispositivos de arrefecimento convencionais:

- tamanho compacto;
- leve;
- sem partes móveis mecânicas;
- sem fluido frigorigéno;
- baixo ruído dos ventiladores;
- vida útil prolongada;
- resposta rápida e dinâmica;
- pode fornecer um arrefecimento abaixo da temperatura ambiente e
- alterna facilmente entre arrefecimento e aquecimento.

A potência fornecida ao módulo de arrefecimento termoelétrico é calculada usando:

$$q_p = VI \quad (2.3)$$

onde  $V$  é a tensão DC de entrada em V e  $I$  é a corrente em A. O calor total a libertar nas alhetas ( $q_h$ ) é a soma do efeito do arrefecimento do líquido ( $q_c$ ) e a potência fornecida aos módulos termoelétricos ( $q_p$ ):

$$q_h = q_c + q_p \quad (2.4)$$



As principais restrições para a escolha de um módulo termoelétrico para o sistema de refrigeração será o calor máximo a ser removido e os requisitos de energia. Estes dispositivos demonstram uma grande desvantagem dado que apresentam eficiências baixas.

### 2.4.3. Refrigeração por Compressão de Vapor

A refrigeração por compressão de vapor (RCV) é o sistema mais utilizado para refrigeração em vários campos. A refrigeração mecânica por compressão de vapor, ou seja, aquela em que um compressor e um fluido de trabalho volátil são usados num ciclo termodinâmico, exibe uma eficiência elevada entre as tecnologias de refrigeração existentes. Isto deve-se à sua grande capacidade na conversão de energia elétrica ou mecânica em energia de refrigeração. Ao comprimir o líquido frigorígeno, é possível que este atinja temperaturas superiores à temperatura ambiente, e assim a transferência de calor terá a direção do fluido frigorígeno para o meio ambiente e não o contrário quando passa no condensador [26].

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor operam em quatro etapas, primeiro evaporando, com eventual sobreaquecimento, o fluido frigorígeno no evaporador (fig. 2.12 - 4→1) a uma pressão relativamente baixa, extraíndo calor de uma fonte de baixa temperatura (água, por exemplo), em segundo o fluido frigorígeno, saturado ou ligeiramente sobreaquecido, é comprimido a uma pressão mais alta, aumentando a sua temperatura (fig. 2.12 - 1→2), em terceiro o vapor é condensado ao libertar o calor para o meio ambiente, mudando de fase para líquido (fig. 2.12 - 2→3) e por fim, a pressão do líquido é reduzido à pressão inicial onde a sua temperatura irá baixar ainda mais de forma a completar o ciclo (fig. 2.12 - 3→4). Os processos de condensação e evaporação são (idealmente) a pressão constante, e o processo de compressão ideal apresenta-se com entropia constante [27].

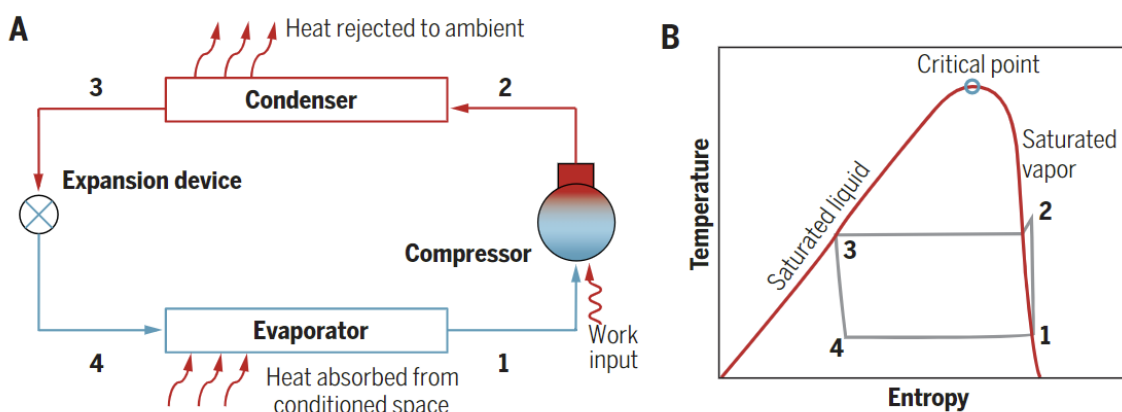


Figura 2.12 - Ilustração representativa do sistema de refrigeração por compressão de vapor. (fonte: Shapiro [27])

Visando encontrar uma solução mais eficiente, Goenaga et al. [27], desenvolveram uma solução de arrefecimento para substituir as placas Peltier, mantendo as mesmas características dimensionais, mas aumentando a sua eficiência energética. O dispositivo em concreto é baseado

no ciclo de refrigeração por compressão de fluidos, com dimensões semelhantes às de um módulo termoelétrico (40x40x20 mm), mas com um COP entre 2 e 4, consideravelmente superior aos dos módulos termoelétricos. No entanto, este dispositivo só tem uma capacidade de refrigeração até 100W. É definido que em sistemas maiores as eficiências termodinâmicas são maiores que em sistemas menores, tendo sido verificado pela correlação de Alalaimi et al. (Alalaimi et al, 2013 citado por Goenaga et al, 2022) <sup>3</sup>[28]. Esta condição poderá ser uma desvantagem na projeção deste sistema em termos dimensionais, uma vez que, para se obter uma boa eficiência, poderá impossibilitar o fácil transporte do sistema. Teria de ser medido o ponto ideal entre eficiência e tamanho do sistema de forma a ir ao encontro das necessidades do problema.

## 2.5. Fundamentos Teóricos

Este subcapítulo apresenta os fundamentos da literatura consultados na bibliografia relativos à transferência de calor, escoamentos internos, fenómenos hidrodinâmicos e ainda os parâmetros relevantes no estudo do arrefecimento.

### 2.5.1. Escoamento Interno

Um escoamento interno é definido por estar contido numa superfície fechada onde o fluido circula. O número de Reynolds ( $Re$ ) é um parâmetro adimensional muito importante, pois permite-nos identificar se o escoamento se encontra em regime laminar, turbulento, ou na região de transição entre ambos. Este número representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas sendo obtido através da equação 2.5:

$$Re = \frac{u_m \times \rho}{\frac{\mu}{D_h}} = \frac{\text{Força de Inércia}}{\text{Força Viscosa}} \quad (2.5)$$

onde  $u_m$  é caracterizado pela velocidade média do fluido,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido,  $\rho$  é a massa volúmica do fluido e  $D_h$  o diâmetro hidráulico do microcanal. O diâmetro hidráulico define o comprimento característico dos micro/mini canais. Note-se que por questões de fabrico os micro/mini canais usados neste trabalho apresentam diâmetros hidráulicos da ordem das centenas de micrómetros. Nestas condições são válidas as equações de Navier-Stokes sem correções. Visto que o sistema desejado tem uma secção transversal retangular, o diâmetro hidráulico é calculado através da equação 2.6.

$$D_h = 4 \times \frac{\text{Área}}{\text{Perímetro}} \quad (2.6)$$

---

<sup>3</sup> Alalaimi, M.; Lorente, S.; Anderson, R.; Bejan, A. Effect of size on ground-coupled heat pump performance. Int. J. Heat Mass Transf. 2013, 64, 115–121

Num escoamento laminar, acontece que as forças de inércia não prevalecem em relação às forças viscosas. Estas forças viscosas são relevantes e suficientes para amortecer qualquer instabilidade que se crie no escoamento, resultando num número de Reynolds baixo. O escoamento torna-se turbulento quando os efeitos das forças de inércia são maiores, criando instabilidade no escoamento, resultando assim num número de Reynolds maior.

A transição de um escoamento laminar para turbulento num escoamento monofásico para secções circulares, ocorre a um número de Reynolds de 2000. Para valores de Reynolds menores que 2000 assumimos um escoamento laminar, e a partir de 2000 consideramos escoamento turbulento. Para secções retas (retangulares por exemplo), é feita uma aproximação a secções circulares com o diâmetro hidráulico. Este critério, em que o regime se encontra turbulento para  $Re > 2000$  é um critério conservativo [29].

A camada limite em desenvolvimento num escoamento cresce em espessura até atingir um estado totalmente desenvolvido. Um escoamento em que o perfil de velocidades não se altera é considerado hidrodinamicamente desenvolvido, ou seja, quando o perfil de velocidade não muda ao longo do canal. Um escoamento termicamente desenvolvido significa que o perfil adimensionalizado de temperatura permanece constante, seja qual for a condição inicial aplicada – uma temperatura ou um fluxo de calor constante aplicados.

A queda de pressão ( $\Delta P$ ) é um parâmetro importante causada pelo escoamento no interior dos canais e está representada na equação (2.7) [30]. Menores quedas de pressão requerem menores potências de bombagem. Na caracterização de um sistema de micro/mini canais a potência de bombagem do fluido durante o arrefecimento é um parâmetro relevante, sendo obtida através da equação 2.8 [29]:

$$\Delta P = \frac{2(fRe)\mu u_m L}{D_h^2} + K(\infty) \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (Pa) \quad (2.7)$$

$$W_{PP} = N \cdot Q \cdot \Delta P \quad (2.8)$$

sendo que  $L$  é o comprimento do canal,  $f$  o fator de atrito de Fanning e  $K(\infty)$  é o fator de Hagenvach expresso como um defeito de pressão na diferença entre o fator de atrito aparente ao longo de um comprimento  $x$  e o fator de atrito totalmente desenvolvido  $f$ :

$$K(x) = (f_{ap} - f) \frac{4x}{D_h} \quad (2.9)$$

Para um escoamento totalmente desenvolvido e para canais com secção retangular, o fator de Hagenvach é definido pela equação 2.10 [30]:

$$K(\infty) = 0,6796 + 1,2197 \cdot AR + 3,3089 \cdot AR^2 - 9,5921 \cdot AR^3 + 8,9089 \cdot AR^4 - 2,9959 \cdot AR^5 \quad (2.10)$$

O fator de atrito depende da rugosidade das paredes internas assim como da sua geometria e condições do escoamento.

Para um escoamento totalmente desenvolvido, o fator de atrito é calculado através da equação 2.11 [31]:

$$f = \frac{Po}{Re} \quad (2.11)$$

sendo que  $Po$  corresponde ao número de Poiseuille e depende apenas da geometria do canal.

A equação 2.12, proposta por Shah em 1975 [30], descreve o número de Poiseuille para canais com secção retangular onde apenas depende da razão de aspecto ( $AR$ ) entre a largura ( $a$ ) e a altura ( $b$ ) do canal:

$$Po = 24 (1 - 1,3553 \cdot AR + 1,9467 \cdot AR^2 - 1,7012 \cdot AR^3 + 0,9564 \cdot AR^4 - 0,2537 \cdot AR^5) \quad (2.12)$$

$$AR = \frac{a}{b} \quad (2.13)$$

Normalmente, o comprimento da região em desenvolvimento do escoamento no interior de um microcanal, é usualmente a maioria do comprimento do escoamento no canal. Nesse caso, o fator de atrito aparente ( $f_{ap}$ ) mede a queda de pressão proveniente do atrito e dos efeitos da região em desenvolvimento sendo calculado de forma compatível ao fator de Fanning. Phillips, em [30] encontrou os valores do fator de atrito em canais de secção retangular como demonstrado na figura 2.13. É possível constatar que para canais com uma razão de aspecto mais elevada o regime de escoamento totalmente desenvolvido demora mais a ser atingido.

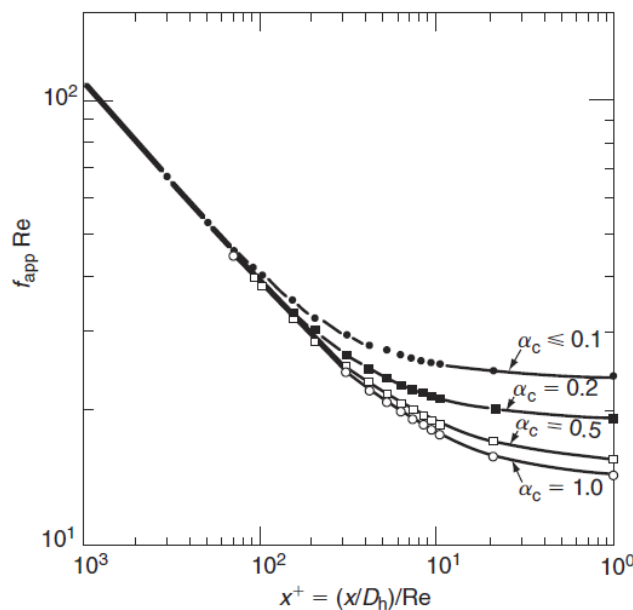


Figura 2.13 - Variação do número de Poiseuille ( $Po$ ) em relação à razão de aspecto ( $AR$ ). [fonte: Phillips [30]].

## 2.5.2. Considerações Hidrodinâmicas

A distância desde a entrada do fluido até que o perfil de velocidades se mantenha constante, é denominado como comprimento de entrada hidrodinâmica,  $X_{td,h}$

$X_{td,h}$  vai depender do número de Reynolds e do diâmetro hidráulico. Para um escoamento laminar, este valor é determinado através da equação 2.14 [31]:

$$(X_{td,h})_{lam} \approx 0,05. Re. D_h \quad (2.14)$$

Para esta categoria de escoamento, o perfil de velocidades apresenta uma forma parabólica quando se encontra totalmente desenvolvido.

Já o comprimento de entrada para um escoamento turbulento, encontra-se no seguinte intervalo de valores [32]:

$$10 \leq \left( \frac{X_{td,h}}{D_h} \right)_{turb} \leq 60 \quad (2.15)$$

O perfil de velocidades em condições turbulentas num escoamento totalmente desenvolvido é diferente do perfil em condições laminares, apresentando um gradiente elevado junto à parede, dividindo-se em várias camadas.

## 2.5.3. Considerações Térmicas

É esperado que ocorra a transferência de calor através da convecção quando o fluido inicia o escoamento no interior dos canais a uma temperatura inferior à temperatura da superfície da pele, ficando assim sujeita a um fluxo de calor, permitindo o desenvolvimento de uma camada limite térmica. Quando a temperatura adimensional deixa de variar é possível afirmar que o escoamento se encontra totalmente desenvolvido termicamente. A distância desde a entrada de fluido até que esta condição seja atingida é denominada como comprimento de entrada térmica,  $X_{td,t}$

O comprimento de entrada irá depender do número de Prandtl (Pr) e do número de Reynolds. O número de Prandtl é definido como a razão entre a taxa de difusão de quantidade de movimento e taxa de difusão térmica sendo representado pela equação 2.16 [30]:

$$Pr = \frac{Cp \times \mu}{k} \quad (2.16)$$

onde os parâmetros usados são propriedades do fluido, ou seja,  $k$  é a condutividade térmica,  $Cp$  o calor específico e  $\mu$  a viscosidade dinâmica. O comprimento de entrada térmico, para um escoamento laminar totalmente desenvolvido é definido pela equação 2.17 [31]:

$$(X_{td,t})_{lam} \approx 0,05. Re. D_h. Pr \quad (2.17)$$

Já o comprimento de entrada num regime turbulento é independente do número de Reynolds e do número de Prandtl, podendo ser aproximado pela equação 2.18:

$$(X_{td,h})_{turb} \approx 10 \cdot D_h \quad (2.18)$$

#### 2.5.4. Transferência de Calor

O principal objetivo neste trabalho é remover a quantidade de calor necessária para haver conforto térmico. Ao calcular os fluxos de calor removidos durante o escoamento de um fluido pelos micro/mini canais sobre uma superfície aquecida é possível determinar os coeficientes de transferência de calor nos ensaios.

O número de Nusselt é um parâmetro importante quando falamos de transferência de calor. Este parâmetro representa o coeficiente de convecção adimensionalizado. Este valor, para um escoamento laminar completamente desenvolvido, é esperado que seja constante como é previsto pela teoria clássica.

Para uma geometria de secção retangular e caso o escoamento seja laminar e esteja totalmente desenvolvido, o número de Nusselt apenas depende da geometria do canal e da condição inicial aplicada e poderá ser calculado da seguinte forma [30]:

$$Nu = \frac{a + cx + ex^2}{1 + bx + dx^2 + fx^3} \quad (2.19)$$

Com  $a=8,2313$ ;  $b=1,9349$ ;  $c=-2,295$ ;  $d=0,92381$ ;  $e=7,928$ ;  $f=0,0033937$ ,  $x = AR$ , assumindo que as 4 paredes dos tubos são aquecidas.

No entanto, para um fluxo de calor variável (para simular a taxa metabólica) existe uma correlação que considera que apenas 3 paredes são aquecidas. Essa correlação permite definir o número de Nusselt teórico para essa condição, onde é também determinado pela equação 2.19, mas com diferentes valores, ou seja, com  $a=8,2321$ ;  $b=2,0263$ ;  $c=1,2771$ ;  $d=0,29805$ ;  $e=2,2389$ ;  $f=0,0065322$  (para 3 paredes aquecidas).

A transferência de calor para um escoamento laminar na zona totalmente desenvolvida é esperada que seja constante, mas na realidade, várias investigações demonstram que o número de Nusselt aumenta linearmente com o número de Reynolds em situações práticas. As principais razões para este fenómeno são [30]:

- (i) Efeitos da região de entrada: devido aos reduzidos comprimentos utilizados nos micro/mini canais, a influência da região de entrada não pode ser desprezada, e quanto maior o número de Reynolds, mais significativo se torna essa influência.
- (ii) Incertezas nas medidas experimentais: as incertezas nas medições de temperatura, dimensões dos canais, do escoamento e fator de atrito podem levar a resultados diferentes dos esperados.

- (iii) Ambiguidade na determinação das condições de fronteira térmica: as condições de fronteira reais são difíceis de determinar, pois, estão condicionadas às condições de fronteira de temperatura constante e fluxo de calor constante. Além disso, em muitos casos, o aquecimento é de três lados com as paredes laterais, atuando como alhetas. Os efeitos da eficiência das alhetas também podem alterar o fluxo de calor e as distribuições de temperatura.

Para tubos retangulares, Phillips, em [30] sugere que  $c=0,1$  relativamente ao comprimento de entrada térmico para escoamentos internos, sendo expresso da seguinte forma:

$$\frac{(X_{td,t})_{lam}}{D_h} = c RePr \quad (2.20)$$

Para termos em conta a região de entrada térmica no caso em que o escoamento ainda esteja em desenvolvimento, para canais de secção retangular com 3 lados aquecidos, é apresentado a seguinte equação:

$$Nu_{x,3}(x^*, AR) = Nu_{x,4}(x^*, AR) \frac{Nu_{fd,3}(x^* = x^*_{fd}, AR)}{Nu_{fd,4}(x^* = x^*_{fd}, AR)}, \quad 0,1 < AR < 10 \quad (2.21)$$

Com  $x^* = \frac{x/D_h}{RePr}$ . (*fd - fully develop*)

Durante o processo de arrefecimento, ocorre a transferência de calor por convecção e condução entre a pele e o fluido. Através da lei de Fourier que representa a transferência de calor por condução [31]:

$$q''_c = k \frac{dT}{dx_{x=L}} \quad (2.22)$$

E pela lei de arrefecimento de Newton que representa a transferência de calor por convecção [31]:

$$q''_h = h(T_s - T_f) \quad (2.23)$$

Onde,  $T_s$  é a temperatura da superfície e  $T_f$  a temperatura do fluido. Neste caso, é necessário ter em conta a condução e a convecção em simultâneo,

$$q'' = \frac{\Delta T_{lm}}{R_t} \quad (2.24)$$

onde  $R_t$  é a resistência térmica total tendo em conta a convecção e a condução e  $\Delta T_{lm}$  é a média logarítmica da diferença de temperaturas [31].

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_p - T_o) - (T_p - T_i)}{\ln \frac{(T_p - o)}{(T_p - T_i)}} \quad (2.25)$$

A diferença de temperaturas da pele e do fluido ( $T_p - T_{fluido}$ ) decai exponencialmente com a distância ao longo do eixo do canal. A diferença de temperatura média logarítmica é a média

apropriada das diferenças de temperaturas ao longo do comprimento do canal. A natureza logarítmica dessa média (em contraste, por exemplo, com uma média aritmética das diferenças de temperatura com a forma  $\Delta T_{ma} = \frac{(\Delta T_i + \Delta T_o)}{2}$ ) é devido à natureza exponencial do aumento da temperatura do fluido ao longo do canal. [31]

A resistência térmica (R) é um fator relevante que possibilita avaliar o desempenho do permutador de calor, pois permite perceber a eficácia da geometria no arrefecimento de uma superfície aquecida. A resistência térmica é composta pela resistência de condução, equação 2.26 e convecção, equação 2.27. Juntas formam a resistência global de transferência de calor.

$$R_c = \frac{t}{k_t A} \quad (2.26)$$

$$R_h = \frac{1}{h \eta_0 A_t} \quad (2.27)$$

Onde  $\eta_0$  é a eficiência das alhetas.

$$\eta_0 = 1 - \frac{N \times A_f}{A_a} \times (1 - \eta_f) \quad (2.28)$$

$$A_f = 2Lb \quad (2.29)$$

$$A_b = L \times (W - N \times t_i - t_i) \quad (2.30)$$

$$A_a = N_p \times N_t \times A_f + A_b \quad (2.31)$$

$$p = 2 \times ab \quad (2.32)$$

$$m = \frac{hp}{kab} \quad (2.33)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mb)}{mb} \quad (2.34)$$

Onde  $A_f$  é a área das paredes verticais de um tubo,  $A_b$  é a área da base de um canal,  $A_a$  é a área total das superfícies quentes dos tubos em contacto com o fluido, funcionando como alhetas,  $p$  é o perímetro da secção transversal de um tubo,  $a$  é a largura do canal e  $b$  é a altura do canal. A condição de fronteira imposta para as alhetas foi de extremidade adiabática.

Outra equação fundamental relativa à transferência de calor é a seguinte:

$$q = \dot{m} c_p (T_i - T_o) \quad (2.35)$$

Onde  $\dot{m}$  é o caudal mássico em kg/s,  $c_p$  o calor específico da água e respetiva temperatura de entrada e saída ( $T_i$  e  $T_o$ ).



### 3. Caso de Estudo

#### 3.1. Balanço de Energia

Para manter a temperatura corporal estável na zona de conforto, deve ocorrer um balanço de energia entre o calor extraído, gerado e ganho pelo corpo.

O calor metabólico produzido pelo corpo funciona como a geração de energia interna do sistema, enquanto a radiação, condução e a convecção podem funcionar como métodos de transferência de calor que possibilitam a perda e/ou ganho de energia no corpo. A quantidade de calor armazenada no corpo, pode ser calculada da seguinte forma:

$$q_a = (q_m - W) - (q_{conv} + q_{cond} + q_r + q_{eva} + q_{res}) \quad (3.1)$$

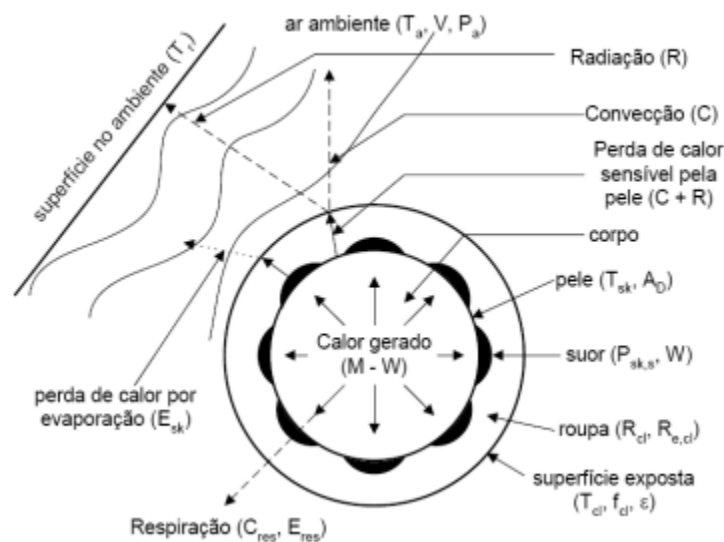


Figura 3.1 - Interações térmicas do corpo com o ambiente. (fonte: ASHRAE [33]).

em que  $q_a$  é a quantidade de energia armazenada no corpo,  $q_m$  é a quantidade de calor metabólico,  $W$  o trabalho mecânico realizado,  $q_{conv}$  a perda de calor por convecção,  $q_{cond}$  a perda de calor por condução,  $q_r$  a perda de calor por radiação,  $q_{eva}$  é a quantidade de calor perdido pela evaporação devido à transpiração e  $q_{res}$  é a quantidade de calor perdido pela respiração.

Se considerarmos que os fatos de proteção NBQR não permitem trocas de energia e matéria com o exterior, podemos assumir que o corpo está contido num volume de controlo isolado. Na realidade, existe sempre trocas de calor com o exterior, principalmente por radiação, e por convecção e evaporação na respiração, mas serão valores muito baixos comparados com a taxa metabólica. Normalmente, a perda de calor pela respiração e condução são inferiores a 5% e 1%, respetivamente [16]. Portanto, os componentes da equação (3.1) relativos à perda de calor ( $q_{conv}$ ,  $q_{cond}$ ,  $q_r$ ,  $q_{eva}$  e  $q_{res}$ ) podem ser desprezados visto que o fato dificulta as perdas por

condução, evaporação e convecção com o meio ambiente. Já as perdas por radiação são muito baixas, assim como as perdas de calor na respiração como já foi referido. É também comum assumir o trabalho mecânico (W) como zero, dado que:

- costuma ser muito menor que a taxa metabólica produzida,
- estimativas para o trabalho mecânico são imprecisas,
- e ao assumir como zero, encaminham-se os resultados para uma estimativa conservativa.

Caso não ocorra este balanço de energia entre aquela que entra no sistema e a que efetivamente sai, o corpo sofrerá um aumento ou diminuição de temperatura, dependendo da taxa de energia que poderá ser introduzida, gerada e/ ou extraída do sistema.

Com base na análise acima, as seguintes hipóteses foram propostas para simplificar o modelo de transferência de calor:

1. A transferência de calor decorre em estado estacionário.
2. A transferência de calor que ocorre na pele é unidimensional, direção normal à pele.
3. A roupa e a pele humana são consideradas superfícies homogêneas.
4. O efeito do ar entre a roupa e a pele é desprezada.

Portanto, define-se como a equação final do balanço de energia no corpo como:

$$q_a = q_m - q_s \quad (3.2)$$

Em que  $q_s$  é o calor necessário a extrair do sistema de forma que,  $q_a = 0$  ou seja,  $q_m = q_s$ .

Para um indivíduo normal com uma massa (m) de 71 quilogramas e com 1,72 metros de altura (l) é possível obter a área superficial do corpo utilizando a relação desenvolvida por DuBois e DuBois (1915) em [11].

$$A_D = 0,202m^{0,425}l^{0,725} = 0,202 \cdot (71)^{0,425}(1,72)^{0,725} = 1,832m^2 \quad (3.3)$$

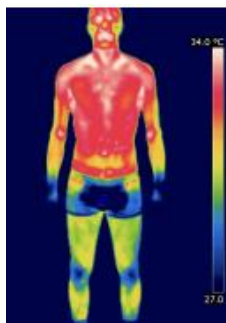


Figura 3.2 - Imagem termográfica de um corpo em equilíbrio térmico. (fonte: Tanda [34]).

Shvartz (1972) comparou diferentes unidades de arrefecimento corporal e recomenda que a percentagem dos tubos no sistema para maximizar a sua eficiência seria: 30% — Tronco, 25% — Cabeça e pescoço, 17% — Coxas, 15% — Parte superior dos braços, 8% — Gêmeos, 5% — Parte inferior dos braços (Shvartz, 1972 citado por Delkumburewatte e Dias, 2012)<sup>4</sup> [35].

O menor rácio entre a área superficial e a quantidade de calor a extrair é na cabeça e pescoço visto que representa 10% da área superficial total do corpo e necessita de extrair 25% do calor total. Com esta condição, torna-se necessário identificar, primeiramente, a área de tubos que seja possível cobrir a zona da cabeça e pescoço.



Figura 3.3 - Percentagem de área superficial da cabeça e pescoço. (fonte: Yu, Lin e Yang [36]).

Tendo em conta que a zona da face (4,5%) não seja utilizada para colocar canais de arrefecimento, (dado ao desconforto e impraticabilidade), resta apenas 5,5% da área superficial que possa ser coberta pelos canais. Por questões práticas, é difícil cobrir com exatidão os 5,5% dessa área, portanto, devemos considerar uma percentagem menor. Assumindo 4% da área superficial corporal (4% de  $1,832m^2$ ) obtém-se uma área de canais de  $0,0733m^2$  para a zona do pescoço e cabeça. A percentagem tubular para a cabeça e pescoço corresponde a 25%, portanto, para o torso, os 30% correspondem a uma área de  $0,08796m^2$ . Esta área corresponde a 18,46% da área total do torso, enquanto na cabeça e pescoço, a área dos canais corresponde a 40% dessa zona.

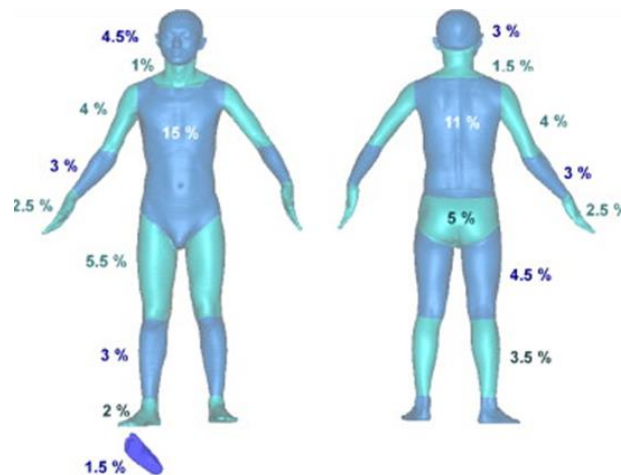


Figura 3.4 - Percentagem de área superficial local. (fonte: Yu, Lin e Yang [36]).

<sup>4</sup> Schwartz, S. H., & Tessler, R. C. (1972). A test of a model for reducing measured attitude-behavior discrepancies. *Journal of Personality and Social Psychology*

Na tabela 3.1 é representado a área superficial das diferentes zonas do corpo, assim como a sua percentagem em relação ao corpo todo, a área tubular necessária para cada zona e a percentagem de área tubular em relação ao corpo todo.

*Tabela 3.1 - Valores de área e valores percentuais das zonas do corpo e do sistema de tubos.*

	<b>Cabeça e pescoço</b>	<b>Torso</b>	<b>Coxas</b>	<b>Braços Superiores</b>	<b>Braços Inferiores</b>	<b>Gêmeos</b>	<b>Total</b>
<b>Área superficial (<math>\times 10^{-3} m^2</math>)</b>	183,20	476,32	366,40	146,56	109,92	238,16	1520,6
<b>Percentagem superficial corporal</b>	10,00%	26,00%	20,00%	8,00%	6,00%	13,00%	83,00%
<b>Área tubular (<math>\times 10^{-3} m^2</math>)</b>	73,30	87,96	49,84	43,98	14,66	23,46	293,20
<b>Percentagem tubular total</b>	25,00%	30,00%	17,00%	15,00%	5,00%	8,00%	100,00%
<b>Percentagem da área tubular em relação à área total corporal</b>	4,00%	4,80%	2,72%	2,40%	0,80%	1,28%	16,00%

O sistema de canais cobrirá de uma forma distribuída, cerca de 16% da área superficial total do corpo. O sistema de canais será introduzido num fato com propriedades elásticas que permitem uma pressão constante das paredes dos canais à pele, de forma que exista sempre contacto para promover a transferência de calor por condução.

Esta abordagem inicial relativamente à área de cobertura dos canais nas várias zonas do corpo é importante, tendo todas as zonas do corpo sido calculadas por base na área disponível na zona da cabeça e pescoço, uma vez que é a zona com menor área e com uma necessidade grande de dissipação de calor. Se a projeção da área de canais fosse feita primeiramente na zona do torso, que iria corresponder aos 30%, haveria a possibilidade de não ser praticável o uso da área de canais dos respetivos 25% na zona da cabeça e pescoço.

### **3.2. Material do Vestuário**

Para um melhor conforto, esta categoria de vestuário é feita por 3 camadas de tecido, onde os tubos são costurados no tecido central colocados entre a camada interior e exterior de tecido de modo que o tecido interior esteja em contacto direto na pele. Essa camada interna de tecido deve ter uma alta condutividade térmica para melhorar a troca de calor entre o corpo e o líquido e, assim, melhorar a eficiência do arrefecimento. Os utilizadores deste tipo de roupas de proteção normalmente estão sob estresse térmico, portanto, produzem uma quantidade de suor considerável. O suor deve ser retirado da superfície da pele na forma de líquido ou vapor, de modo que o tecido em contacto com a pele fique seco para proporcionar conforto ao utilizador. Esta extração é chamada gestão de humidade. De qualquer forma, a produção de suor pode ser reduzida ou evitada devido ao efeito do arrefecimento.

Portanto, generalizando, a camada de tecido interna deverá ter as seguintes características: boa aderência à pele, boa condutividade térmica, boa gestão de umidade e boas propriedades téteis [37].

Um estudo realizado por Cao et al. [37], onde foram testados dezoito tecidos diferentes em conteúdo relativamente ao tipo de fibra, estrutura e espessura do tecido, teve como objetivo identificar qual deles se adequava melhor no uso da camada interna do sistema.

Nesse estudo, vários parâmetros foram medidos, como a resistência térmica, resistência à evaporação, absorção e distribuição de água, gestão de umidade, efeitos da contenção de metal e da espessura do tecido na resistência térmica e evaporativa. A partir dos tecidos investigados e testados, os autores concluíram que o designado tecido 1 - ver tabela 3.2, era o tecido mais vantajoso para a camada interna do vestuário dado que:

- É um tecido de malha com propriedades elásticas, pois, a malha é mais adequada para aplicações que pretendam reduzir o espaço de ar entre o tecido e a pele permitindo que o sistema fique bem junto à pele,
- apresenta melhores propriedades de absorção e transporte de água,
- apresenta a menor resistência térmica e evaporativa.

Embora a propriedade de elasticidade seja comprometida após a colocação dos tubos e do tecido da camada externa, ainda há o potencial da característica elástica ser uma vantagem dependendo do material dos tubos. [37]

*Tabela 3.2 - Tecidos testados e as suas características. (fonte: Cao et al. [37])*

Fabric no.	Fiber content	Fabric structure	Thickness (mm)
1	80% polyester, 20% spandex	Knit	0.585
2	90% cotton, 10% cotton coated stainless steel	Woven	0.304
3	100% nylon	Woven	0.136
4	100% silver coated nylon	Knit	0.597
5	cotton outside, copper silver inside	Woven	0.255
6	100% cotton	Knit	0.559
7	polyester, copper	Woven	0.126
8	75% metal, 25% nylon	Woven	0.136
9	95% polyester, 5% silver coated nylon	Knit	0.742
10	100% polyester	Knit	0.756
11	100% polyester	Knit	0.907
12	100% silver coated nylon	Nonwoven	0.345
13	95% polyester, 5% silver coated nylon	Knit	0.820
14	23% polyester, 63% nylon, 14% spandex	Knit	0.974
15	97% polyester, 3% silver coated nylon	Knit	0.760
16	96% polyester, 4% spandex	Knit	0.731
17	100% polyester "face", 100% nylon "wrong"	Knit	0.826
18	100% polyester	Knit	1.416

Este modelo tem uma resistência térmica tão reduzida que não afetará significativamente a resistência térmica total. Para a camada externa e central, poderão ser compostos com tecidos de algodão com elevada elasticidade.

### 3.3. Sistema de Canais

O material escolhido para constituir os canais será um polímero de alto desempenho, o polidimetilsiloxano (PDMS). O PDMS é elástico, transparente, biocompatível e permeável a gases. Este polímero é hidrofóbico (ângulo de contacto com água de  $110^\circ$ ), tem uma baixa condutividade térmica ( $0,152 \text{ W/mK}$ ), e um módulo de elasticidade de 1 a 3 MPa. Ao adicionar nanopartículas de alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) ao material PDMS é possível aumentar a sua condutividade térmica. Por exemplo, ao serem colocados partículas de 2% a 10% do peso total da mistura, o coeficiente de condução do PDMS básico passa de  $0,152 \text{ W/mK}$  para um compósito PDMS de  $0,294$  a  $0,364 \text{ W/mK}$ , respetivamente [38].

O arranjo dos vários sistemas de canais será constituído por ramificações, dando relevância a um escoamento de fluxo dividido em vez de passagem única. Este último é o mais utilizado para estes sistemas segunda a literatura revista, tendo um seguimento de tubo prolongado ao longo de todo o VAL, contudo, o fluxo dividido traz mais vantagens.

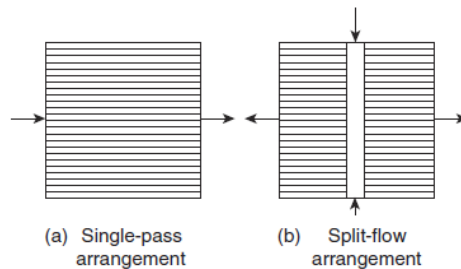


Figura 3.5 - Esquema de (a) passagem única e de (b) caudal dividido em microcanais. (fonte: Kandlikar e Upadhye [30]).

A configuração dos vários sistemas de canais em caudal dividido permite que haja uma queda de pressão menor. Na figura 3.6 é possível verificar que um escoamento de passagem única tem uma queda de pressão maior para uma certa quantidade de calor a extrair comparativamente ao fluxo dividido.

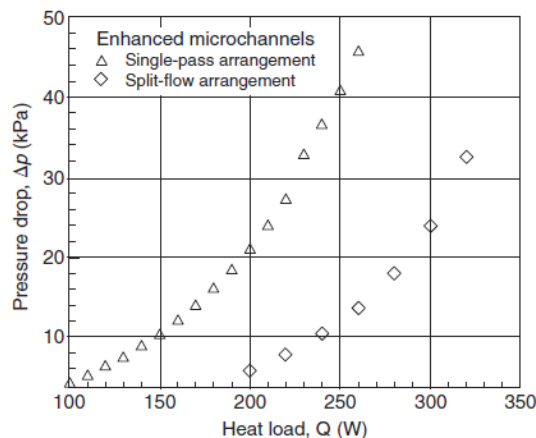


Figura 3.6 - Comparação da queda de pressão para um conjunto de microcanais com altura de  $0,5 \text{ mm}$  em escoamento de passagem única e caudal dividido num chip de  $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ . (fonte: Kandlikar e Upadhye [30]).

No subcapítulo 3.4 foi realizada uma otimização da configuração e dimensão dos canais para cada zona corporal de forma a extrair a quantidade de calor pretendida na respetiva zona. A estrutura que irá conter os canais será denominado neste projeto como módulos de arrefecimento. Os módulos baseiam-se num permutador de calor, com uma estrutura retangular ou quadrada em PDMS com vários canais, como o que está apresentado na figura 3.7.

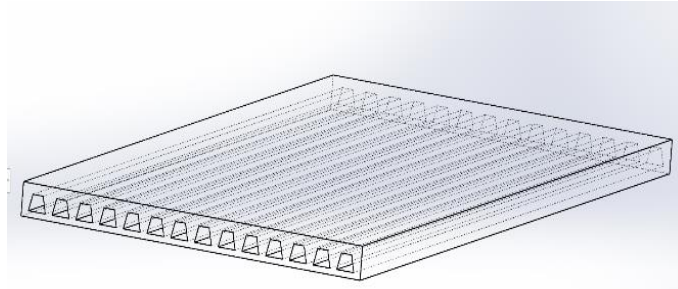


Figura 3.7 - Exemplo de um módulo de arrefecimento modelado no programa comercial Solidworks.

Em investigações anteriores foram estudados os efeitos da entrada no conjunto dos canais. Na figura 3.8 está representado as imagens de um estudo computacional do escoamento em canais trapezoidais em 4 diferentes tipos de entradas.

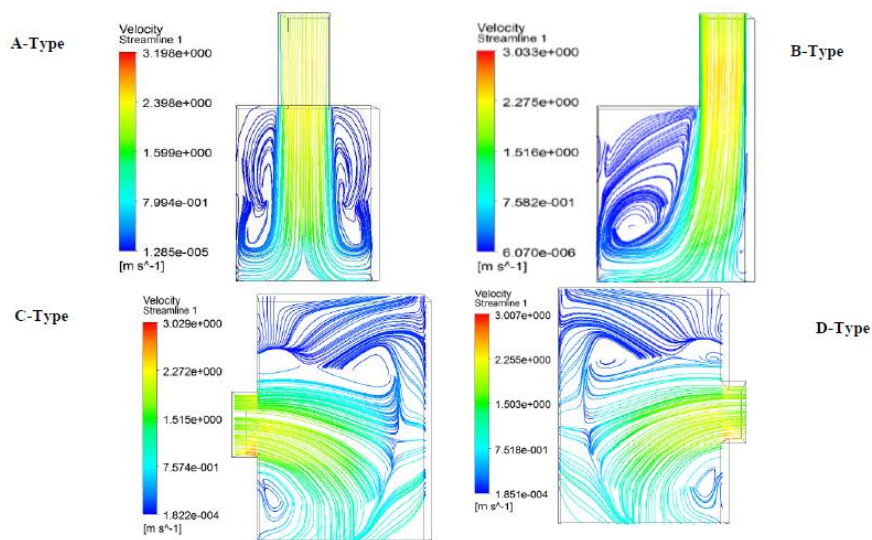


Figura 3.8 - Linhas do escoamento no plano médio da entrada dos canais trapezoidais para água com  $\Delta P = 15$  kPa. (fonte: Khorasanizadeh e Sepehrnia [39]).

Dos quatro tipos de entrada, a entrada do tipo A apresenta um Nusselt médio superior, uma resistência térmica menor e uma melhor uniformidade da temperatura do fluido e do caudal na base do módulo [39].

O ângulo de entrada/saída nos canais será de  $15^\circ$  uma vez que permite uma distribuição mais eficaz do fluido pelos vários canais.

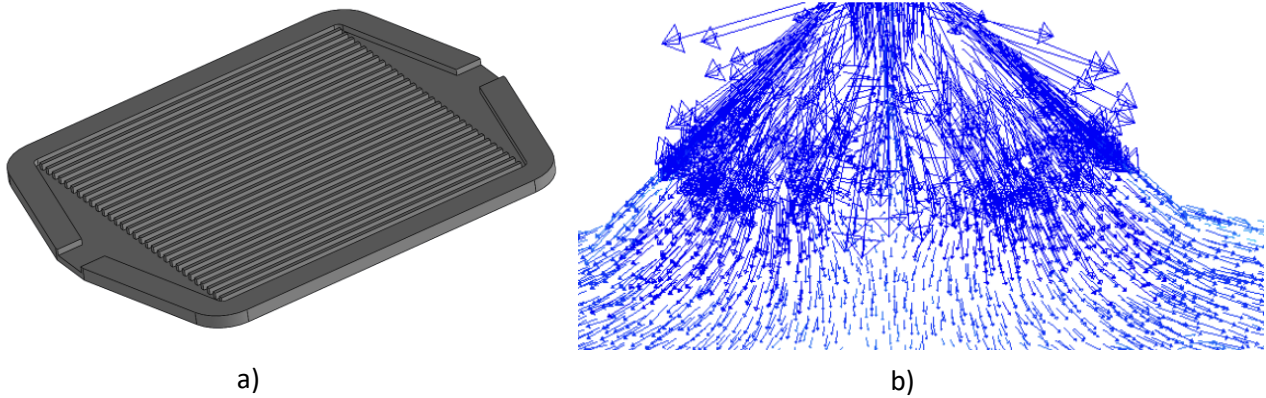


Figura 3.9 – a) Entrada nos canais do tipo A com uma angulo de  $15^\circ$ . b) Vetores de velocidade na entrada dos canais relativamente a um estudo computacional.[40]

O número de módulos para cada zona será calculado no subcapítulo 3.4 e estará apresentada na tabela A.2 no anexo A. Ainda neste anexo, na secção “Rede de módulos no VAL”, o diagrama apresenta a rede de tubos que liga os módulos das várias zonas do corpo. As linhas azuis apresentam a entrada de água fria, e a vermelho a saída de água quente. A imagem representa a parte frontal e a parte da retaguarda do corpo em 2D, não se encontrando à escala.

É possível definir o tipo de canal pelo seu diâmetro hidráulico em micro ou mini canais. Existem canais com dimensões ainda menores que são considerados nano canais. Dado que a área superficial corporal é considerável, as dimensões dos canais a ter em conta estará compreendido entre micro e mini canais.



### 3.4. Otimização dos Módulos

Neste subcapítulo serão apresentados os passos realizados na otimização dos módulos de arrefecimento. Na figura 3.10 é apresentado um diagrama que representa os parâmetros geométricos que permitem projetar um permutador de calor com micro/mini canais mais eficientes, sendo que o resultado baseia-se num permutador de paredes finas e canais largos.

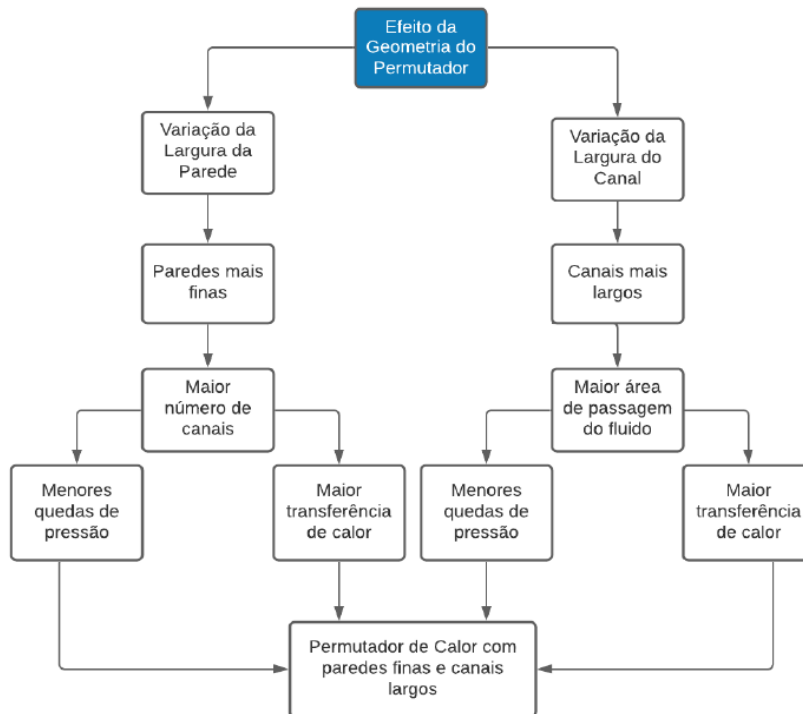


Figura 3.10 - Síntese do efeito das dimensões da geometria do permutador. (fonte: Martins [42]).

Contudo, existem limites a definir, e por isso, foi realizado um código com base na fundamentação teórica apresentada no subcapítulo 2.5 onde são definidos os parâmetros físicos e geométricos. Neste estudo considerou-se um intervalo entre dois níveis de taxa metabólica, uma baixa e uma alta. Pela literatura [33], um indivíduo a caminhar a 3,2 km/h produz um pouco mais de  $100 \text{ W/m}^2$  de taxa metabólica ( $112 \text{ W/m}^2$ ). Este valor será definido como o valor baixo. Já um indivíduo numa atividade física moderada como jogar basquetebol poderá produzir uma média de  $300 \text{ W/m}^2$  de taxa metabólica. Considerando a área superficial corporal de  $1,832 \text{ m}^2$  calculada no subcapítulo 3.1, obtemos  $183 \text{ W}$  para o valor mais baixo e  $550 \text{ W}$  para o mais alto de potência metabólica a ser convertida em calor. Portanto, é definido um intervalo de potência no qual o sistema terá de conseguir dissipar:

$$q = [q1; q2] = [183; 550] \text{ W}$$

Ao dividir estas quantidades de calor pelas zonas do corpo utilizando as percentagens da área tubular da tabela 3.1, é possível obter a quantidade de energia mínima e máxima que é necessária dissipar em cada uma das zonas corporais. Esses valores estão representados em W na tabela 3.4.

Tabela 3.3 - Quantidade de calor a extrair por zona corporal.

	<b>Cabeça e pescoço</b>	<b>Torso</b>	<b>Coxas</b>	<b>Braços Superiores</b>	<b>Braços Inferiores</b>	<b>Gêmeos</b>	<b>Total</b>
<b>Percentagem (%)</b>	25,00	30,00	17,00	15,00	5,00	8,00	100,00
<b><math>q_{min}</math> (W)</b>	45,75	54,90	31,11	27,45	9,15	14,64	183,00
<b><math>q_{max}</math> (W)</b>	137,50	165,00	93,50	82,50	27,50	44,00	550,00

O estudo de otimização foi, inicialmente, realizado apenas para a zona do torso. Esta zona apresenta uma área superficial de cerca de  $0,476 m^2$  para um indivíduo de 71 kg de massa e 172 cm de altura. O intervalo de calor a extrair na zona do torso foi definida na tabela 3.4 e compreende o seguinte intervalo de potência calorífica:

$$q = [q1; q2] = [54,9; 165,0] W$$

Definiram-se duas funções objetivo, que se pretende otimizar. As funções objetivo são:

- Função objetivo 1:
  - Encontrar os valores de  $T_i$  (temperatura de entrada) e de  $T_o$  (temperatura de saída) da água de forma que a seguinte aproximação tenha um erro menor que 5%:

$$\Delta T_{lm} \cong T_p - T_m \quad (3.4)$$

Com  $T_m = \frac{T_i + T_o}{2}$  (Temperatura média do fluido),  $\Delta T_{lm}$  = Temperatura média logarítmica e  $T_p$  = Temperatura da pele ( $33^\circ C$ ).

- Dentro desses valores, definir a maior diferença de temperaturas, sem desprezar o conforto térmico — maior  $\Delta T = T_o - T_i$ .

Esta função objetivo 1, permite que a variação de temperatura ao longo do canal seja o mais linear possível para que a transferência de calor se mantenha com uma eficiência alta. Isto porque parte do fluido, principalmente no final dos canais, poderá atingir uma temperatura muito próxima da temperatura da pele, e nesse caso, a transferência de calor nessa zona final do canal seria reduzida, ou seja, seria menos eficiente.

Na figura 3.11 é mostrado o pretendido a azul, e o não pretendido a laranja.  $T_p$  corresponde à temperatura da pele (33°C) e  $T_f$  a do fluido. O eixo horizontal representa o comprimento adimensional do canal.

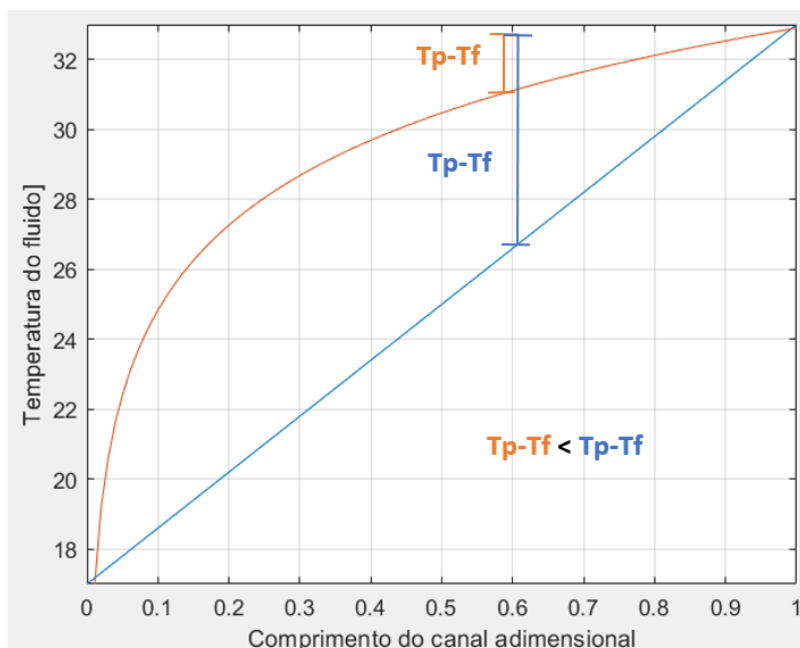


Figura 3.11 - Interpretação gráfica da função objetivo 1. No eixo das abcissas é apresentado a distância adimensional do escoamento no interior dos canais e no eixo das ordenadas a temperatura do fluido.

Pesquisas sobre a tolerância humana ao frio [8], mostram que ao toque de um objeto sobre a pele, o desconforto térmico inicia-se quando o objeto chega aos 15 °C. Ao impor  $T_i$  mínimo do fluido como 15 °C os canais nunca terão uma temperatura menor que 15 °C. Definiu-se assim a temperatura de entrada de  $T_i = 15 \text{ °C}$  para o caso mais crítico, ou seja, na extração de calor máxima de 165W de taxa metabólica. Para encontrar a respetiva temperatura de saída para 165W definiu-se um intervalo de temperaturas de saída.

$$T_o = [17; 33] \text{ °C}$$

O intervalo foi definido de forma que a temperatura de saída fosse maior que a temperatura mínima de entrada (15 °C) e menor que a temperatura média de conforto da pele (33 °C). No entanto, a temperatura de saída foi definida com uma distância de 2°C em ambos os extremos, ou seja, não muito perto dos 15 °C nem dos 33 °C.

Utilizando a equação do erro (3.5), obteve-se o gráfico da figura 3.12.

$$\text{erro}\% = \left( \frac{\Delta T_{lm} - (T_p - T_m)}{\Delta T_{lm}} \right) \times 100 \quad (3.5)$$

Onde,

Temperatura média logarítmica:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_p - T_o) - (T_p - T_i)}{\ln \frac{(T_p - T_o)}{(T_p - T_i)}} \quad (3.6)$$

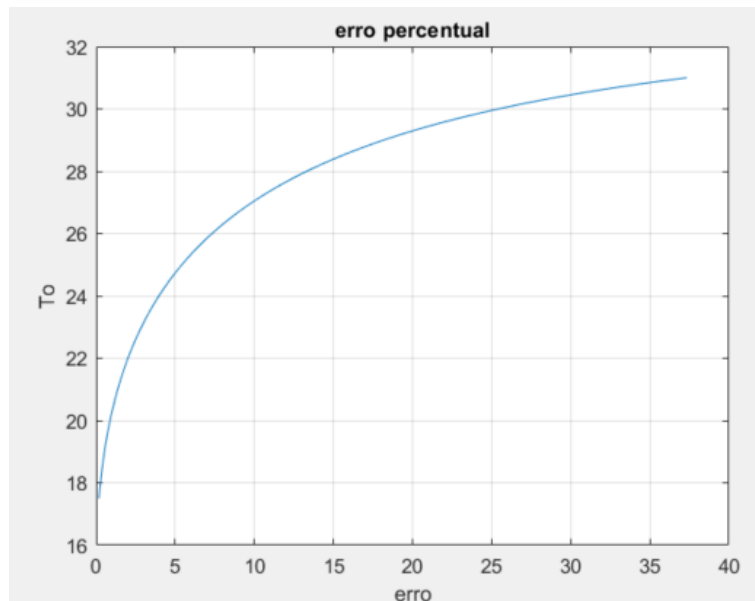


Figura 3.12 - Gráfico da temperatura de saída em função do erro.

Ao obter a temperatura de saída em função do erro, é possível selecionar uma temperatura de saída com um erro baixo. É fácil de verificar que, quanto maior a diferença de temperatura ( $T_o - T_i$ ), ou seja, maior  $T_o$ , maior será o erro. O objetivo é definir a maior diferença de temperaturas para um erro máximo admissível. Definindo um erro de 5%, é possível obter uma temperatura de saída de 24,7°C, como está apresentado na figura 3.12.

Ao obter esta temperatura de saída, é possível calcular a resistência térmica pela seguinte equação:

$$R_t = \frac{\Delta T_{lm}}{q} = \frac{(33 - 24,7) - (33 - 15)}{\ln \frac{(33 - 24,7)}{(33 - 15)}} = 0,076 \text{ K/W}$$

Esta resistência térmica permite que ocorra a transferência exata da quantidade de calor máxima prevista no torso (165W) da pele para o fluido para a respetiva diferença de temperaturas. Para extrair quantidades de calor menores, mantendo o valor da resistência, foi definido na otimização as temperaturas de entrada e respetivas temperaturas de saída, para o intervalo de taxas metabólicas definidas, com um incremento de 0,5523 W,

$$q = [54,9000; 55,4523; 56,0046; \dots; 163,8950; 164,4480; 165,0000] \text{ W}$$

e os intervalos de temperaturas de entrada e de saída com uma incrementação de 0,1°C:

$$T_i = [15; 15,1; 15,2; \dots; 26,8; 26,9; 27] \text{ °C}$$

$$T_o = [17,5; 17,6; 17,7; \dots; 30,8; 30,9; 31] \text{ °C}$$

Cada intervalo de  $T_i$  e  $T_o$  contem 121 valores e  $q$  contém 200 valores. Ao definir todos os pares possíveis de  $(T_i, T_o)$  obtém-se uma matriz de 121 x 121 (14641 valores). Foram armazenados todos os pares de valores em que  $T_i < T_o$ . Com esses valores, calculou-se a diferença de temperaturas média logarítmica para cada par de valores e guardou-se aqueles que respeitavam as seguintes condições:

- Erro menor que 5%
- $|q \times R_t - \Delta T_{lm}| < 0,1$

O segundo ponto especifica que a média logarítmica da diferença de temperaturas ( $\Delta T_{lm}$ ) calculada com os respectivos pares de  $T_i$  e  $T_o$ , deverá estar perto do valor de  $q \times R$ , para cada um dos 200 valores de  $q$  e para o valor constante de  $R = 0,076 \text{ K/W}$ , de forma que a equação da transferência de calor seja coerente.

Ao obter o conjunto de valores que respeitam as condições anteriores, são selecionados os pares de temperaturas de entrada e saída que apresentam uma diferença de temperatura maior. Estes pares de valores estão apresentados na imagem seguinte. É de salientar que estes pares de valores apresentam um comportamento linear.

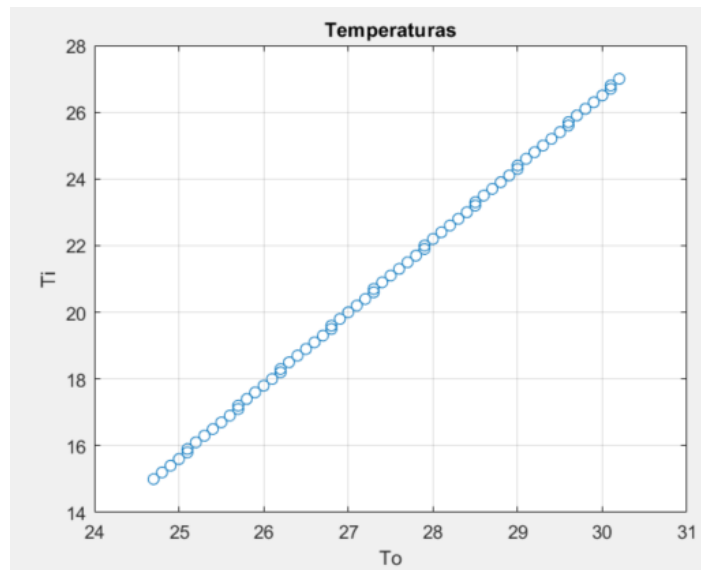


Figura 3.13 - Temperaturas de entrada e respectivas temperaturas de saída.

Em suma, estas temperaturas foram calculadas da mesma forma que para a quantidade de calor máxima, ou seja, a maior diferença de temperaturas para um erro menor que 5% da equação (3.5). No anexo A, na tabela A.1, é apresentado os valores das temperaturas de entrada, de saída e caudais volumétricos para cada um dos 200 valores definidos de  $q$  (taxa metabólica). O caudal mássico foi calculado da seguinte forma:

$$\dot{m} = \frac{q}{c_p(T_i - T_o)} \quad (3.7)$$

Sendo convertido para caudal volumétrico em mL/min da seguinte forma:

$$Q = \frac{60 \times \dot{m}}{\rho \times 10^{-6}} \quad (3.8)$$

Esta abordagem de arrefecimento em que se faz variar a temperatura de entrada em vez de variar o caudal, permite que a resistência se mantenha praticamente constante possibilitando uma melhor previsão da transferência de calor para uma certa taxa metabólica, visto que pela teoria clássica, o aumento do número de Reynolds em escoamento laminar não varia o coeficiente de convecção, quando, na prática, este parâmetro varia, e pode aumentar o erro da quantidade de calor previsto a ser extraído. Os valores obtidos do caudal volumétrico e da resistência térmica, para cada taxa metabólica definida, é praticamente constante, apresentando pequenos desvios pouco significativos, como está apresentado na tabela A.1 do anexo A. Seguidamente, foi realizado uma otimização da geometria do sistema, que nos leva à função objetivo 2.

- Função objetivo 2:
  - Definir a geometria dos módulos de arrefecimento que possibilite a dissipação de calor necessário, ou seja, que tenha  $R = 0,076 \text{ K/W}$ , para uma queda de pressão mínima possível.

A geometria dos módulos é caracterizada por vários parâmetros como é demonstrado na figura 3.14.

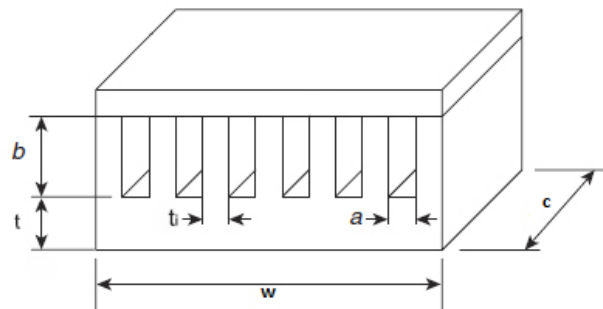


Figura 3.14 - Parâmetros geométricos dos módulos de arrefecimento.

Portanto, foram calculadas as características dimensionais dos canais dos módulos de forma que essas dimensões possibilitem a transferência de calor necessária com uma queda de pressão mínima. Para isso foi definido um intervalo de valores possíveis, em termos de fabrico, para as características dos módulos.

Os parâmetros definidos estão representados na tabela 3.5.

Tabela 3.4 - Parâmetros geométricos e físicos a ter em conta na otimização.

	<b>Descrição</b>	<b>Intervalo a considerar</b>
$R_t$	Resistência térmica	0,076 K/W
$w$	Largura do módulo	$0,05 \leq w \leq 1,75857 \text{ m}$
$c$	Comprimento do módulo	$0,05 \leq c \leq 1,75857 \text{ m}$
$a$	Largura do canal	$0,5 \leq a \leq 1 \text{ mm}$
$b$	Altura do canal	$0,5 \leq b \leq 1 \text{ mm}$
$t_i$	Espessura entre canais	$0,5 \leq t_i \leq 1,5 \text{ mm}$
$t$	Distância entre os canais e a pele	$0,5 \leq t \leq 1,5 \text{ mm}$
$k$	Condutividade térmica do material dos canais (PDMS)	$0,15 \leq k \leq 0,35 \text{ W/mK}$

Realizou-se uma otimização, definindo pequenos incrementos nos intervalos das características mencionados na tabela 3.5.

$$w = [0,05; 0,06; 0,07; \dots; 1,73; 1,74; 1,75] \text{ m}$$

$$c = [1,75; 1,74; 1,73; \dots; 0,07; 0,06; 0,05] \text{ m}$$

$$a = [0,50; 0,60; 0,70; 0,80; 0,90; 1,00] \text{ mm}$$

$$b = [0,50; 0,60; 0,70; 0,80; 0,90; 1,00] \text{ mm}$$

$$t_i = [0,50; 0,60; 0,70; \dots; 1,30; 1,40; 1,50] \text{ mm}$$

$$t = [0,50; 0,60; 0,70; \dots; 1,30; 1,40; 1,50] \text{ mm}$$

$$k = [0,10; 0,20; 0,30; \dots; 1,30; 1,40; 1,50] \text{ W/mK}$$

É de salientar que o valor de  $w$  é inversamente proporcional ao valor de  $c$  dado que  $w \times c = 0,08796 \text{ m}^2$  (área de contacto tubular no torso calculado no subcapítulo 3.1).

O máximo valor de  $w$  foi definido usando um  $c$  mínimo de 5 cm, ou seja:

$$w = \frac{0,08796}{0,05} = 1,75857 \text{ m}.$$

Esta otimização consistiu no cálculo de todas as combinações possíveis entre todos os parâmetros, utilizando as equações descritas nos fundamentos teóricos, ou seja, uma otimização em "brute force". O código elaborado em matlab foi executado, tendo como output o conjunto dos valores apresentados na tabela 3.5 em que a resistência térmica seria de 0,076 K/W e a queda de pressão seria a mínima possível.

Os valores obtidos na otimização efetuada estão representados na tabela 3.6.

Tabela 3.5 - Valores obtidos na otimização.

	Valores obtidos
<b>w</b>	1,758 m
<b>c</b>	0,05 m
<b>a</b>	1 mm
<b>b</b>	1 mm
<b>t<sub>i</sub></b>	0,6 mm
<b>t</b>	1 mm
<b>k</b>	0,16 W/mK
<b>ΔP<sub>min</sub></b>	5.17 Pa

Constata-se que o valor de w corresponde ao valor máximo, visto que permite conter mais canais, possibilitando uma maior distribuição do fluido, diminuindo assim o caudal em cada canal e permitindo obter uma queda de pressão menor. O valor de w corresponde à soma da largura de todos os módulos do torso. Para seleccionar o número de módulos, basta dividir este valor pelos números naturais de um certo intervalo [1; 50] e seleccionar a dimensão pretendida. A dimensão seleccionada foi para o número natural 35, tendo w=5 cm, obtendo módulos de 5 cm x 5 cm. Para ir ao encontro da área pretendida serão necessários 35 módulos.

Foi aplicado a mesma geometria aos restantes módulos das diferentes zonas do corpo, exceto a largura total destes (w), ou seja, foi calculado a largura total dos módulos para cada zona do corpo tendo em conta a percentagem tubular descrita na tabela 3.1, visto que a área tubular em cada zona varia. Para isso, utilizou-se a mesma abordagem realizada para o torso, ou seja, dividiu-se a largura total pelo intervalo dos números naturais definidos até encontrar uma dimensão capaz de integrar o sistema de módulos nas respetivas zonas corporais.

A dispersão destes módulos pelo corpo está representada no anexo A na secção “Localização dos Módulos”, assim como alguns resultados gráficos obtidos neste estudo. Foram calculados os caudais a impor nos módulos em cada zona corporal usando as mesmas temperaturas de entrada e saída que no torso. Isto possibilita que o caudal nas restantes zonas seja ainda menor que o caudal imposto no torso e possibilita uma diferença de temperatura igual em todo o corpo. A resistência térmica para cada zona difere, dado que depende da área superficial dos módulos. O cálculo da transferência de calor pela resistência e pela diferença de temperaturas logarítmica, equação 2.24, apresenta um desvio baixo em relação ao cálculo da transferência de calor pela equação 2.35, onde entra o caudal.



### 3.5. Permutador de Calor

O sistema do permutador de calor poderá ser contido numa mochila, que terá ligação por tubos do exterior para o interior como é mostrado na figura 3.15.



*Figura 3.15 - Vista explodida dos constituintes do sistema. Primeiro o vestuário com arrefecimento líquido, seguidamente o fato de proteção e por fim uma mochila contendo o sistema do permutador de calor.*

No capítulo 2.4.1 observou-se que o arrefecimento com gelo não será a melhor solução, portanto essa opção será descartada.

No caso dos módulos termoelétricos, a razão entre a capacidade de refrigeração e volume destes módulos termoelétricos não variam muito. Quanto maior for o módulo termoelétrico maior será a sua capacidade de refrigeração e também a energia necessária a fornecer ao módulo. No pior dos casos, para uma refrigeração de  $550W$  (a quantidade de calor máxima a extrair do corpo), a potência de arrefecimento nas alhetas será ainda maior visto que é necessário extrair também a energia fornecida aos módulos. Existem vários módulos disponíveis de diversos tamanhos e capacidades de refrigeração. Para perceber se é viável a aplicação de um módulo termoelétrico neste problema, foi selecionado um módulo com boas capacidades de refrigeração para a sua dimensão, que está representado na figura 3.16.



*Figura 3.16 - Módulo termoelétrico à venda no mercado. (fonte: <https://lairdthermal.com/>)*

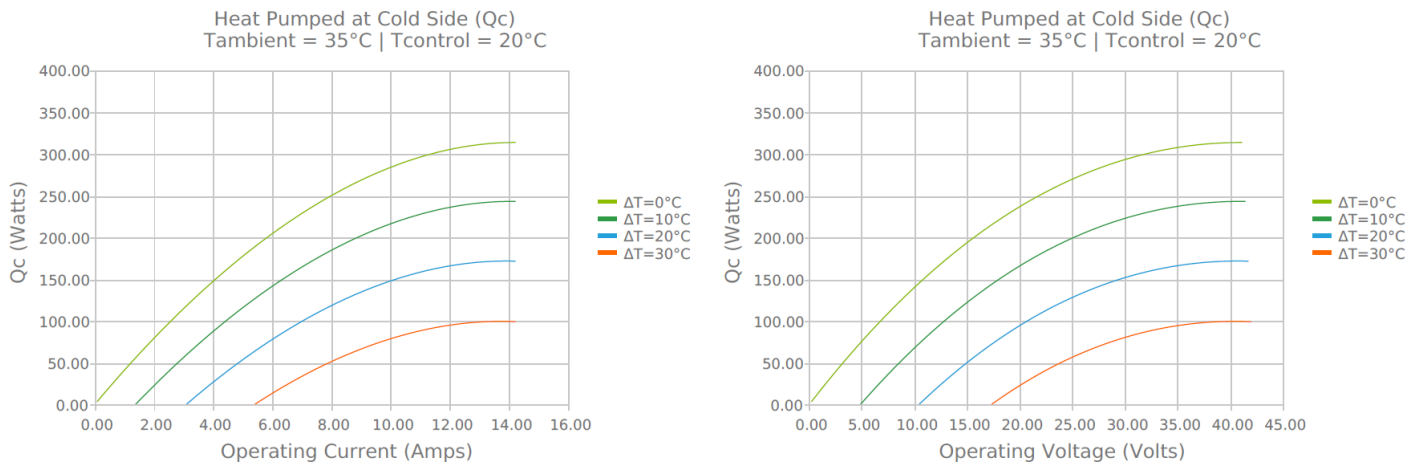


Figura 3.17 - Características de arrefecimento do módulo termoelétrico. (fonte: <https://lairdthermal.com/>)

Para extrair 550 W da água, será necessário alimentar dois módulos como o representado na figura 3.16 com 560 W cada (40 volts e 14 amperes) segundo os gráficos da figura 3.17. A alimentação deste sistema a nível elétrico por uma bateria portátil é um desafio. Isto implica ser necessária uma bateria de dimensões robustas para poder alimentar este sistema durante um intervalo considerável, que em ambientes operacionais poderá ser fulcral. Para além destes módulos, seria necessário ventiladores, um conjunto de alhetas e uma bomba. Os ventiladores e as alhetas teriam de ter uma capacidade de refrigeração bastante elevada visto que seria necessário extrair 1670W (para uma refrigeração máxima), o que seria bastante difícil. Nesse caso, seria mais simples colocar um radiador (evaporador) diretamente como permutador de calor para arrefecer a água, mas para os casos em que a temperatura ambiente fosse superior a 30°C, ou seja, que fosse superior à temperatura máxima do fluido, a água iria aquecer em vez de arrefecer, portanto, a aplicação de um radiador com ventilador não resultaria. Outra desvantagem seria o peso e a dimensão deste sistema, pois seria bastante pesado e pouco ergométrico. Portanto, um permutador de calor que tenha como base o uso da tecnologia de módulos termoelétricos para este problema específico não é o mais indicado.

Resta o sistema de refrigeração por compressão de vapor, que poderá ir ao encontro das necessidades deste estudo caso seja dimensionado para uma capacidade de refrigeração até os 550W e que tenha dimensões reduzidas.

### 3.5.1. Projetar o Permutador de Calor

A temperatura de entrada da água no permutador de calor, para a máxima transferência de calor (550 W), será cerca de 24,7 °C, pois corresponde à temperatura de saída dos vários sistemas das zonas do corpo, e o objetivo seria arrefecer a água para 15 °C (estes valores estão representados no anexo A). Ou seja, uma diferença de temperatura de 9,7 °C para um caudal de 0,0135 kg/s (corresponde ao caudal total). A seguinte abordagem será realizada pela teoria de um ciclo ideal de compressão de vapor, portanto, o desempenho será um pouco diferente do real. Para projetar e analisar um sistema de refrigeração, é necessário obter as propriedades termodinâmicas do fluido frigorígeno nos quatro componentes principais apresentados na figura 3.18.

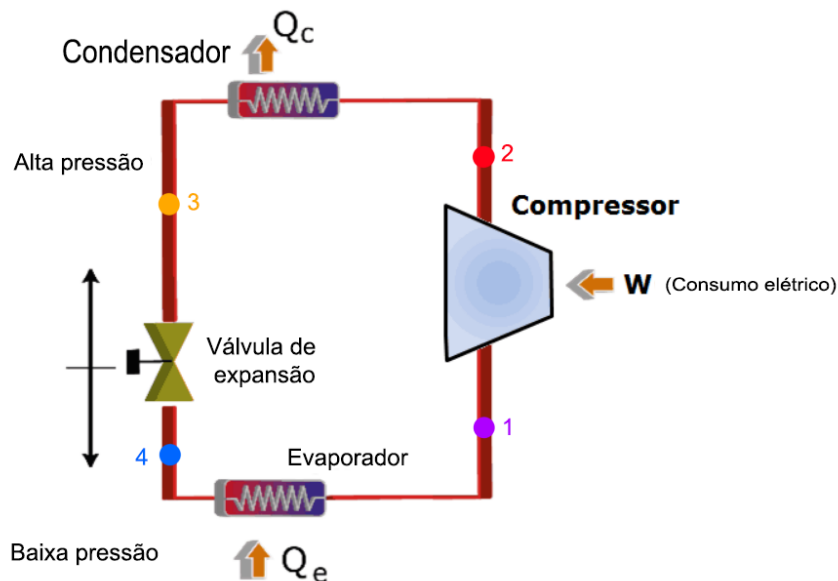


Figura 3.18 – Ciclo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.  
Fonte: <https://www.araner.com/blog/vapor-compression-refrigeration-cycle>

Começando por projetar o evaporador, podemos definir este sistema como um permutador de calor onde a água trocará calor com o fluido frigorígeno. Utilizando um permutador de calor compacto de placas contracorrente é possível obter trocas de calor consideráveis para uma dimensão reduzida. O arranjo do permutador em contracorrente é mais vantajoso visto que, para as mesmas temperaturas de entrada e saída, a média logarítmica das diferenças de temperaturas no arranjo em contracorrente é superior que no arranjo em paralelo, por isso, admitindo o mesmo valor do coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) para os dois arranjos, a área necessária para ocorrer uma dada transferência de calor é menor no arranjo em contracorrente que no paralelo. [31] Para projetar o evaporador, é selecionado o fluido frigorígeno R134a por várias razões.

O fluido frigorígeno R134a é uma substância com pouca toxicidade de nome e composição química 1,1,1,2- tetrafluoroetano ( $CH_2FCF_3$ ). Tem uma grande estabilidade térmica e química, não é inflamável e tem uma excelente compatibilidade com a maioria dos materiais.

O R134a tem uma temperatura de evaporação de  $-26,06\text{ }^{\circ}\text{C}$  à pressão atmosférica, alta capacidade de refrigeração e não contribui para a destruição da camada de ozono. Atualmente os compressores de menores dimensões utilizam este tipo de fluido, portanto, torna-se vantajoso utilizar este fluido para que seja possível implementar um compressor com dimensões reduzidas [43]. Utilizando os valores tabelados pela “The Chemours Company FC” [44], foi definido os valores termo físicos dos pontos 1,2,3 e 4 representados na figura 3.19, para dois valores de pressão, uma baixa (101,325kPa) e uma alta (1000 kPa), assumindo um ciclo ideal. Estes valores encontram-se representados na tabela seguinte.

Tabela 3.6 - Valores termo físicos dos pontos definidos.

Ponto	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Volume específico (m³/Kg)	Entalpia (KJ/Kg)	Entropia (KJ/Kg.K)
1	101,325	-26,06	0,19011	383,10	1,77481
2	1000,000	49,70	0,02177	430,87	1,77481
3	1000,000	-20,00	0,00075	170,00	0,86980
4	101,325	-26,06	0,00073	166,00	0,86980

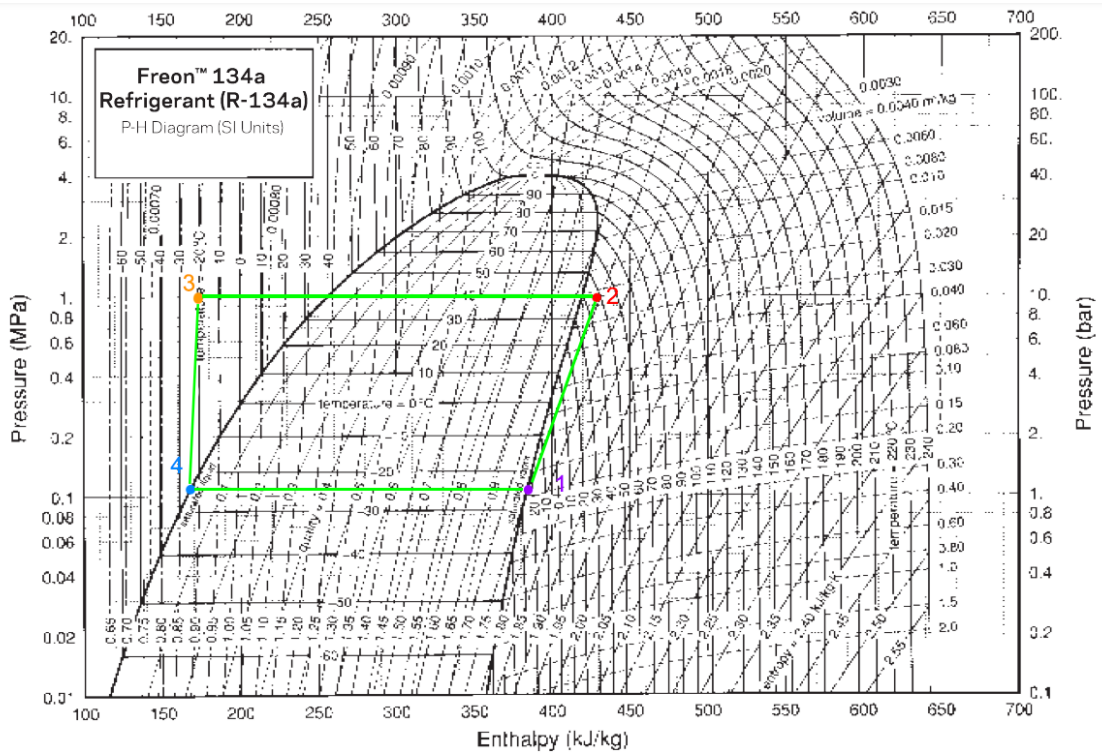


Figura 3.19 - Gráfico de pressão vs entalpia com os pontos da tabela 3.7 graficados.

Capacidade de refrigeração (evaporador):

$$q_e = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

A capacidade de refrigeração será controlada pelo caudal de R134a:

$$\dot{m} = \frac{q_e}{(h_1 - h_4)}$$

Trabalho do compressor:

$$W_e = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Capacidade do condensador:

$$q_c = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

Coefficiente de Desempenho (COP):

$$COP = \frac{q_e}{W_c} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = 4,55$$

O COP indica que por cada Watt de energia consumida, é possível arrefecer 4,55W.

Os valores obtidos estão representados nos gráficos seguintes.

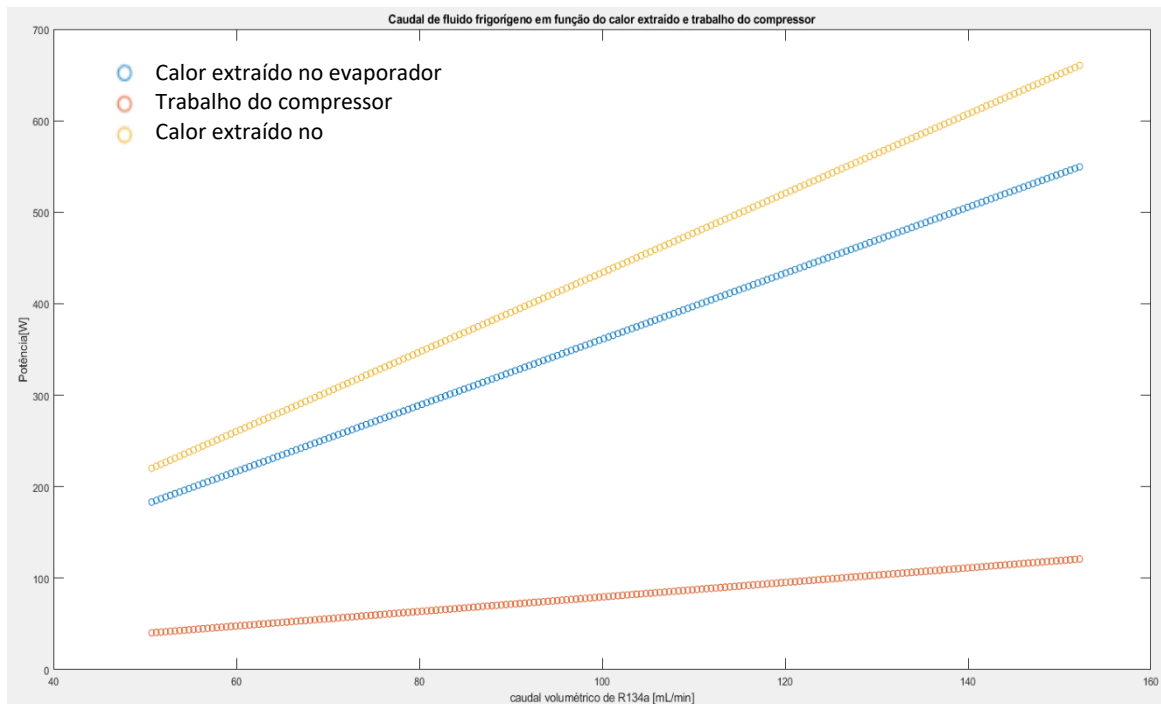


Figura 3.20 - Resultados teóricos obtidos das potências de taxa metabólica, trabalho do compressor e calor extraído no condensador em função do caudal volumétrico.

Obteve-se um caudal entre 50,7 e 152 mL/min para 183W e 550W, de dissipação de calor no evaporador, respetivamente, assim como para a potência mínima e máxima do compressor e condensador. A máxima potência consumida pelo compressor será de 110W. A potência máxima a dissipar no condensador será de 660W. O objetivo será selecionar estes componentes para responderem às necessidades representadas no gráfico da figura 3.20. O condensador corresponde a um radiador com ventiladores capazes de extrair o calor armazenado no R134a comprimido. A capacidade deste componente dependerá das dimensões do radiador, da temperatura ambiente, do caudal de R134a e da potência dos ventiladores. O radiador é um permutador de calor de passagem única de escoamento cruzado com ondulações de placa em que os fluidos não são misturados. Este componente é mostrado na figura 3.21.

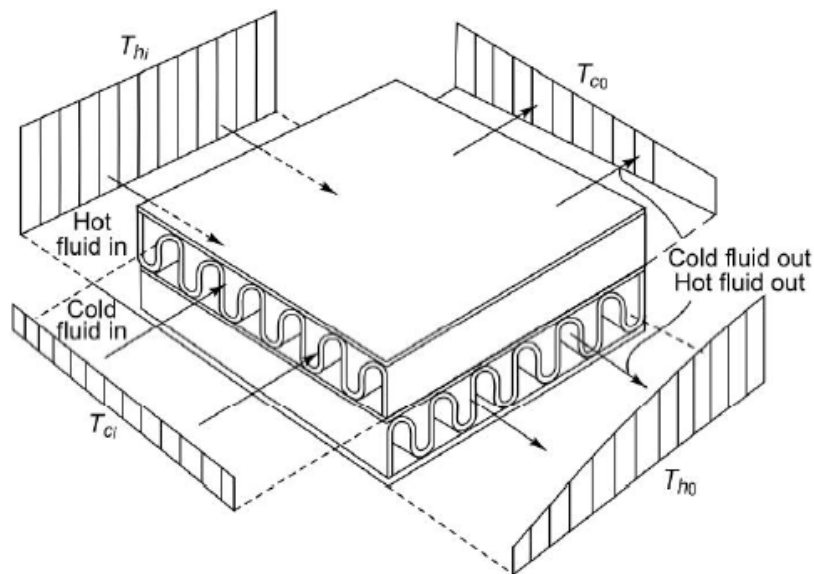


Figura 3.21 - Permutador de caudal cruzado. (fonte: McGraw-Hil [32]).

Torna-se vantajoso partir da teoria para a prática, realizando ensaios laboratoriais, de forma a confirmar os resultados e ajustá-los aos resultados teóricos, tanto do sistema de canais, produzindo e testando os módulos de arrefecimento otimizados, como do permutador de calor (compressor, evaporador e condensador). Neste trabalho será apenas testado os módulos de arrefecimento otimizados, sendo necessário, futuramente, projetar e testar os sistemas do permutador de calor em ensaios.

## 4. Metodologia e Implementação

No presente capítulo é apresentada a disposição da instalação experimental, onde são descritos os materiais e equipamentos utilizados, a sua função e os parâmetros físicos que os mesmos permitem medir com o objetivo de quantificar e verificar a extração de calor por parte dos micro/mini canais de um módulo individual. Estes sistemas encontram-se interligados com o objetivo de recolher e tratar dados, tendo em consideração as condições de funcionamento implementadas. São também apresentadas as incertezas das medidas efetuadas.

### 4.1. Instalação Experimental

No presente subcapítulo é apresentada a instalação concebida para a realização do trabalho experimental. Os componentes, disposição dos mesmos e interligação desta instalação estão representados na figura 4.1.

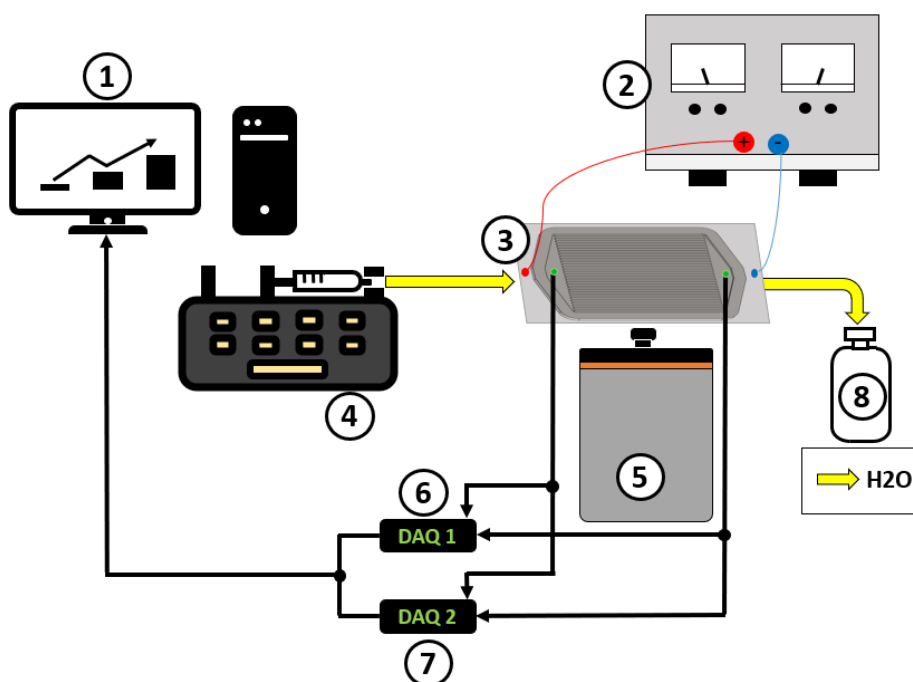


Figura 4.1 - Vista esquemática da instalação experimental: (1) PC, (2) fonte de alimentação de corrente contínua, (3) entrada no módulo de microcanais e folha de aço, (4) bomba de seringa, (5) câmara termográfica, (6) DAQ 1, (7) DAQ 2, (8) Reservatório de água.

A água é injetada para o sistema de canais pela bomba de seringa – Harvard Apparatus Model 22 (Figura 4.1, índice 4). São colocados termopares na entrada e saída dos canais de forma a obter os dados de temperatura. Estes sensores enviam informação da temperatura e de pressão para um sistema de aquisição DT9828 (Figura 4.1, índice 6 e 7). Na parte inferior ao módulo está assente uma folha de aço inoxidável AISI 304 (Figura 4.1, índice 3) que simula a superfície da pele. Esta folha é aquecida por efeito de Joule através de uma corrente contínua (Figura 4.1, índice 2) – Modelo HP 6274B DC. Esta corrente é transmitida por dois cabos de

cobre que se encontram fundidos cada um a uma placa de cobre. Estas placas de cobre estão fixas nas pontas de cada lado da folha de aço para que esta aqueça. Ao injetar água para o módulo, a folha será arrefecida. Este arrefecimento é captado por uma câmara termográfica - Onca MWIR-InSb-320 (Figura 4.1, índice 5). Esta câmara encontra-se debaixo da instalação do sistema e dos canais do módulo permitindo captar a variação de temperatura da folha.

Depois da água passar pelo módulo será colocada num reservatório (Figura 4.1, índice 8). Os valores obtidos pelos sensores de temperatura e pressão e as imagens captadas pela

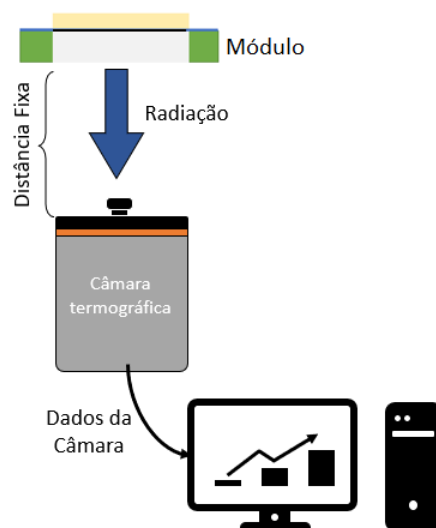


Figura 4.2 - Representação 2D da aquisição de dados por parte da câmara pela radiação emitida pela folha.

câmara termográfica são enviados para o PC (Figura 4.1, índice 1) para tratamento de dados numa rotina de LABVIEW previamente elaborada para o efeito.

## 4.2. Condições de Funcionamento

Um dos objetivos deste trabalho experimental é comparar os dados experimentais com os teóricos relativamente ao arrefecimento na geometria otimizada, definindo o fluxo de calor para uma determinada temperatura da água injetada no módulo, obtendo dados de queda de pressão e dados da distribuição de temperatura no decorrer do arrefecimento.

Nesta experiência, serão definidas 3 potências a impor na folha de aço, mínima, média e máxima. As potências medidas serão relativas à zona do tronco. A quantidade de calor mínimo, médio e máximo a extrair para esta zona são de 55W, 110W, e 165 W, respetivamente, para uma área superficial do tronco de  $0,476 \text{ m}^2$  e um total de 35 módulos. Portanto, para um módulo individual, a quantidade de calor a extrair será de 1,57W, 3,14W e 4,71W, respetivamente. Em cada ensaio, a potência imposta à folha definida permanecerá constante.

É possível obter teoricamente, pela equação 4.1, a resistência da folha de aço [45], de forma a possibilitar o cálculo da intensidade da corrente que terá de ser fornecida.



$$R = \frac{\rho' \times L}{w \times e} \quad (4.1)$$

Os valores definidos na equação anterior para a folha de aço AISI 304 são: largura  $w = 0,064$  m, comprimento  $L = 0,057$  m, espessura  $e = 2 \times 10^{-5}$  m e a resistividade  $\rho' = 7,5 \times 10^{-7}$   $\Omega$ . [46]. Portanto, a resistência teórica da folha é de  $R = 0,033$   $\Omega$ .

Para calcular a potência a fornecer ao sistema é necessário quantificar as perdas por convecção, condução e radiação que possam existir no sistema. Na figura 4.3 está representado um diagrama das diferentes resistências térmicas do sistema, de forma a auxiliar no cálculo das perdas.

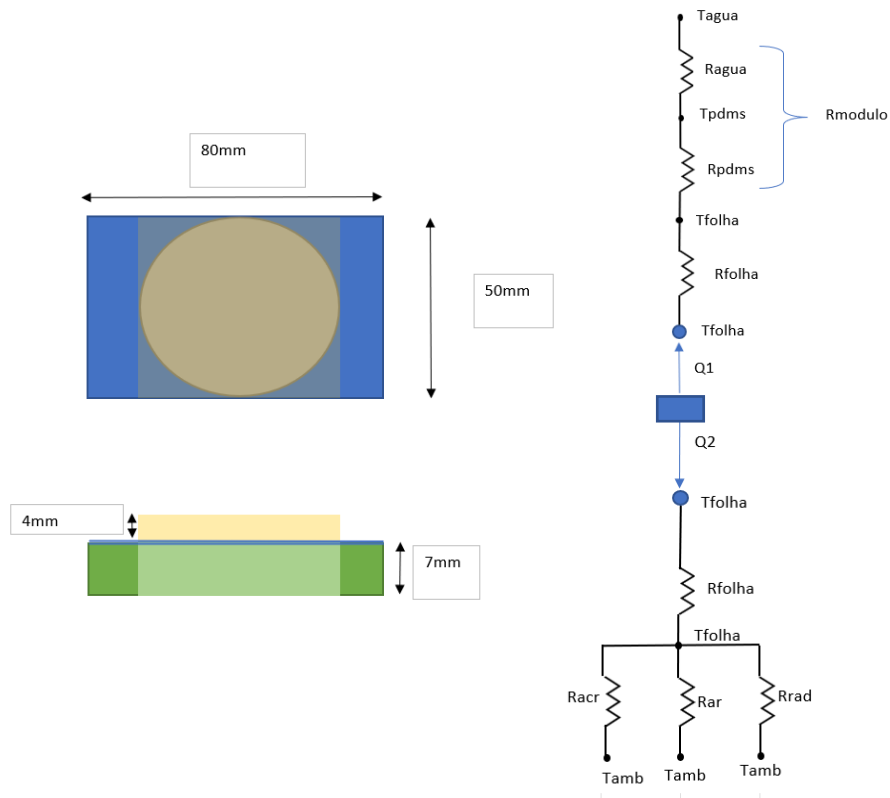


Figura 4.3 - Diagrama das resistências térmicas representado à direita referente ao sistema do módulo (amarelo), folha de aço (azul) e placa de acrílico (verde), representado à esquerda.

Estas perdas de calor para o ambiente somadas às perdas de calor pelo módulo quantificam a potência total a fornecer ao sistema. Isto possibilita uma melhor aproximação da quantidade de calor pretendida que o módulo deverá extrair. Caso não fosse feita esta quantificação das perdas, no caso de ser fornecido exatamente a quantidade de energia em que o módulo teria de extrair, parte dessa energia seria perdida por radiação, convecção e condução, impossibilitando a correta análise térmica do módulo.

Sabendo a potência necessária a fornecer ( $P$ ) e a resistência da folha ( $R$ ), é possível obter a intensidade da corrente ( $I$ ) pela equação 4.2:

$$I = \sqrt{\frac{P}{R}} \quad (4.2)$$

Na Tabela 4.1 estão representados os valores calculados da potência e intensidade da corrente utilizadas para os três ensaios.

Tabela 4.1 - Valores relativos à corrente a aplicar na folha.

Calor a Extrair (W)	Potência (W)	Resistência (Ω)	Intensidade (A)
1,570	1,240	0,033	6,100
3,140	3,230	0,033	9,840
4,710	5,250	0,033	12,530

De forma a quantificar a real temperatura de entrada e saída no módulo, foram calculadas as perdas/ganhos de energia na entrada das válvulas. Na figura 4.4 representa-se uma das válvulas em questão.

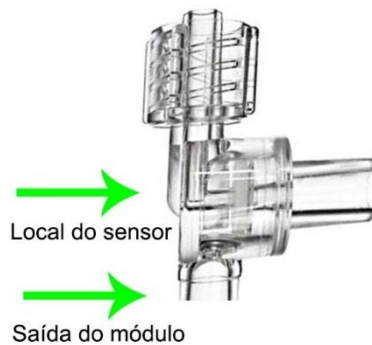


Figura 4.4 - Representação das válvulas utilizadas no ensaio.

Sabendo a temperatura da água na zona do sensor, a temperatura ambiente, o caudal mássico e as dimensões do tubo da válvula, é possível quantificar as perdas de energia na válvula e aproximar a temperatura de entrada e de saída da água nos módulos utilizando a equação 4.4, válida para  $T_s$  constante:

$$\bar{h} = \frac{Nu_D k}{D} \quad (4.3)$$

$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = \exp\left(-\frac{pL}{\dot{m}C_p} \bar{h}\right) \quad (4.4)$$

Em que  $T_s$  é a temperatura da superfície do tubo,  $p$  é o perímetro da secção circular e  $L$  o comprimento do canal da válvula.

### 4.3. Câmara Termográfica

Como mencionado anteriormente, foi utilizada uma câmara térmica de infravermelhos, a Onca MWIR-InSb-320, que está representada na figura seguinte.



*Figura 4.5 - Câmara Onca MWIR-InSb-320*

Esta câmara permite observar os valores da distribuição de temperatura na folha de aço enquanto esta é arrefecida pelo módulo e, portanto, possibilita verificar se o módulo consegue manter a temperatura da folha de aço constante e extrair a quantidade de calor prevista. A câmara foi fixa num suporte para garantir a sua estabilidade e mantida na posição vertical, numa posição inferior ao módulo e à folha de aço.

A lente da câmara ficou alinhada com uma janela de observação feita na placa de madeira e de acrílico para dar acesso visual à folha. Foi utilizada uma taxa de aquisição de dados de 150 frames por segundo. Foi utilizado o programa Xeneth que permite a observação do processo de arrefecimento da folha de aço. Este software capta várias imagens e apresenta em cada pixel um valor em ADU que corresponde à intensidade do sinal recebido pela câmara.

De forma a aumentar a emissividade da folha de aço, pintou-se de preto fosco um dos lados da folha, aquele que ficará voltado para a câmara. A folha, tendo uma pequena espessura (20  $\mu\text{m}$ ), permite que a temperatura na junção entre o módulo e a folha seja semelhante à temperatura na parte interior da folha, parte esta que foi registada pela câmara termográfica [47].

Para calibrar a câmara foi colocado um termopar de contacto junto à folha, permitindo registar a temperatura da folha nesse ponto, e com a câmara foram registados os valores em ADU desse mesmo ponto de forma a relacionar estes valores de intensidade com  $^{\circ}\text{C}$ . Para isso foram induzidas correntes de várias intensidades até a temperatura da folha se manter constante. Após isso, era retirado o valor da temperatura e da intensidade em ADU. Com a aquisição de vários pontos, obteve-se uma equação de aproximação, que permite avaliar de forma aproximada, durante os ensaios, os valores de temperatura da superfície da folha.

#### 4.4. Bomba de Seringa

Para injetar a água para o módulo foi utilizado uma bomba de seringa Harvard Apparatus 22 que está representada na imagem 4.6.



Figura 4.6 - Bomba de seringa Harvard Apparatus 22

Este aparelho tem um painel onde é possível definir o caudal de injeção da água para o sistema. Para isso basta definir o diâmetro da seringa que se encontra na montagem. Nesta experiência, para que fosse realizado um maior número de ensaios com apenas uma carga, foi utilizada uma seringa de vidro de 100ml com um diâmetro interno de 34mm.

Nos ensaios realizados, a água foi colocada na seringa a uma certa temperatura de forma a corresponder o mais perto possível das condições de fronteira impostas, ou seja, temperaturas de entrada de 15°C, 20,9 °C e 27 °C. Esta manipulação foi realizada com o auxílio de um frigorífico, que possibilitou o arrefecimento da água, e uma placa de aquecimento, providenciando temperaturas mais altas.

#### 4.5. Aquisição de Valores de Pressão e Temperatura

Para a aquisição de dados de pressão foi utilizado o sensor Omega PX26-005DV. Este sensor mede a diferença de pressão entre a entrada e a saída do módulo. As especificações deste sensor estão descritas na tabela 4.2. As temperaturas do fluido foram medidas à entrada e à saída com dois termopares do tipo K com faixa compreendidas entre -75 e 250°C e um desvio de  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ . A diferença de pressão, assim como as temperaturas foram registadas com recurso ao software QuickDAQ Base Package a uma frequência de 10Hz.

Tabela 4.2 - Valores relativos ao teste de controlo dos sensores de pressão.

Varição (bar)	Tempo de resposta (ms)	Temperatura de funcionamento (°C)	Resultado (kPa/mV)	Desvio (kPa)
$\pm 0,34$	1	-40 - 85	-0,689	0,3

#### 4.6. Produção do Módulo de Arrefecimento

A produção do módulo de arrefecimento foi realizada com a injeção de PDMS num molde produzido por fabrico aditivo, nomeadamente, numa impressora 3D. O molde desenhado consiste em duas peças que se encaixam (figura 4.7), apresentando pouca folga, ou seja, oferecendo alguma resistência no encaixe, possibilitando um maior isolamento do molde.

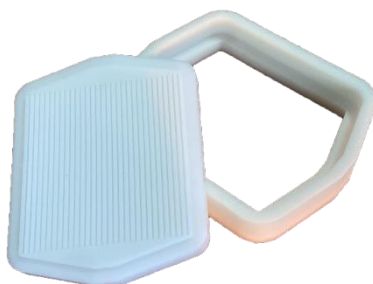


Figura 4.7 - Peças do molde do módulo.

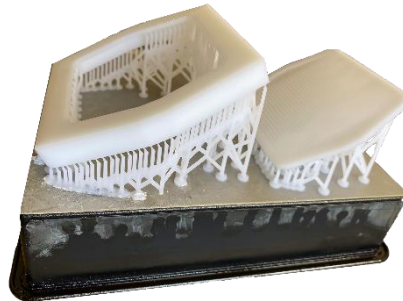
A impressora utilizada foi a Form 3+ da marca FormLab. Esta impressora utiliza uma tecnologia de impressão LFS (Low Force Stereolithography) que consiste numa fotopolimerização seletiva de resinas, ou seja, produz um laser com uma potência de 250 mW e uma precisão num plano XY de 25  $\mu$ m num tanque flexível de forma a converter a resina líquida em peças sólidas.

Esta tecnologia oferece características mais nítidas e limpas às peças produzidas graças aos pontos de laser concentrado. Uma vez finalizada a impressão, retiram-se os suportes e transferem-se as peças para o centro de lavagem (Form Wash) e depois ao de cura (Form Cure) para que a peça ganhe melhores características mecânicas. (fonte: <https://formlabs.com/3d-printers/form-3/>)



Figura 4.8 – Impressora Form 3+ da marca FormLab.  
(fonte: <https://formlabs.com/3d-printers/form-3/>)

Para o fabrico dos moldes usou-se um material denominado como Resina Rígida 4000. Esta resina é aditivada com vidro para oferecer uma maior rigidez e um acabamento liso e polido. Este material é altamente resistente à deformação e ao calor ao longo do tempo e é ótimo para imprimir paredes finas. O “4000” representa o módulo de tração do material. (fonte: <https://www.creat3d.shop/formlabs-resin-materials/formlabs-rigid-resin-1l.html>)



*Figura 4.9 - Molde após impressão, antes da lavagem e cura.*

Após a impressão do molde, iniciou-se a produção do módulo de arrefecimento. Depositou-se uma mistura líquida de 11 gr no molde, que consistia em 10 gr de PDMS com 1 gr de um agente de cura. O agente de cura permite que o PDMS solidifique e permaneça com uma estrutura maleável e resistente. Utilizou-se fita de alumínio para cercar o molde de forma a diminuir a hipótese de ocorrer vazamento da mistura. Após 72 a 96 horas, a mistura solidifica e fica preparada para ser retirada do molde.

#### **4.7. Procedimento Experimental**

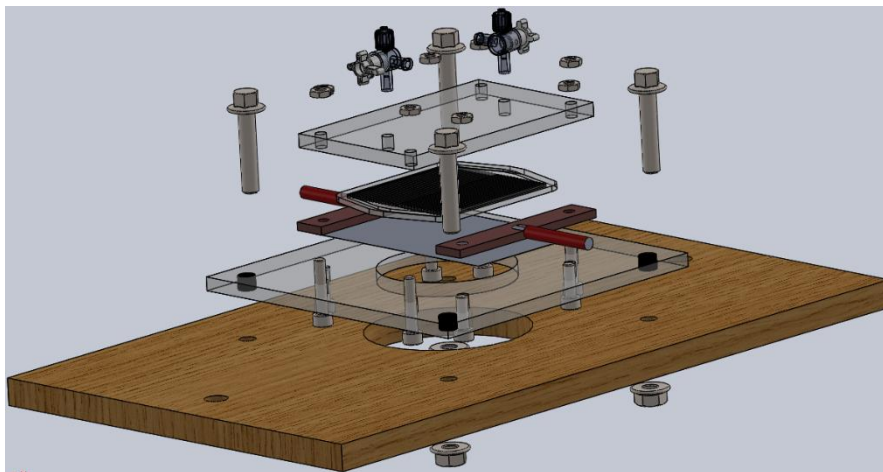
Este trabalho experimental dividiu-se em quatro etapas: i) inicialmente, a produção dos moldes e conseqüente módulo de arrefecimento, ii) produção e montagem do sistema para a realização dos ensaios; iii) realização dos vários ensaios de forma a avaliar o comportamento do módulo e iv) tratamento dos dados recolhidos nos diversos ensaios realizados.

A preparação de todo o sistema do módulo de arrefecimento seguiu as seguintes etapas:

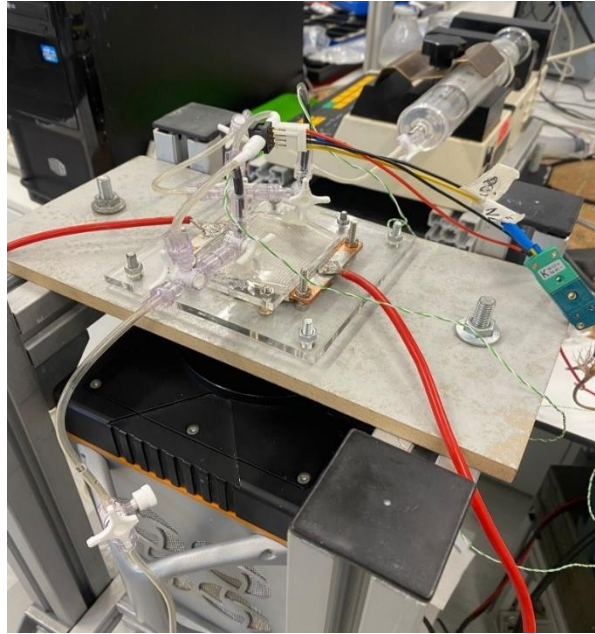
- 1) Desenhou-se as duas peças do molde em solidworks e a fez-se a sua impressão;
- 2) Realizou-se a mistura de 10 gr de PDMS com 1 gr de cura e depositou-se sobre o molde previamente isolado com fita de alumínio durante 4 dias;
- 3) Realizou-se os cortes e furos numa placa de madeira para servir de suporte às placas de acrílico e ao módulo;
- 4) Realizou-se os cortes e furos nas duas placas de acrílico;
- 5) Cortou-se dois pedaços de uma barra de cobre e fez-se dois furos em cada placa;
- 6) Foi soldado um fio de cobre em cada uma das placas de cobre;

- 7) Cortou-se uma folha de aço inoxidável (AISI 304) com as dimensões de 80 mm de comprimento e 50 mm de largura;
- 8) Pintou-se a face inferior da folha com tinta preta resistente a altas temperaturas de forma a aumentar a emissividade da folha;
- 9) Colou-se, com cola quente, as válvulas nos furos de entrada e saída do fluido no acrílico de menor dimensão;
- 10) Colocou-se a folha de aço sobre a placa de acrílico maior e fixou-se as placas de cobre em cada um dos lados da folha;
- 11) Colocou-se o módulo por cima da folha de aço;
- 12) Colocou-se uma placa de acrílico por cima do módulo e aparafusou-se as duas placas de acrílico uma à outra, permitindo assim um estancamento eficaz dos canais.;
- 13) Fixou-se a placa de acrílico maior sobre a placa de madeira;
- 14) Fixou-se a placa de madeira à estrutura de metal que continha a câmara termográfica;
- 15) Fixou-se os termopares de pressão e temperatura nas válvulas coladas à placa de acrílico.

Todo o sistema experimental do módulo de arrefecimento está representado nas figuras 4.10 e 4.11.



*Figura 4.10 - Vista explodida do sistema experimental do módulo de arrefecimento.*



*Figura 4.11 - Bancada do sistema preparada para os ensaios com sensores, câmara e bomba de seringa montados.*

#### **4.8. Ensaios de Arrefecimento**

Após preparado todo o sistema do módulo de arrefecimento, procedeu-se à realização dos diversos ensaios experimentais, onde foi seguido as designadas tarefas:

- 1) Ligou-se a fonte de alimentação com uma intensidade de corrente de 6,1 A, 9,8 A e 12,5 A, para as temperaturas de entrada de 27°C, 20,9°C e 15°C, respetivamente;
- 2) Encheu-se a seringa com água a uma temperatura controlada com o auxílio de um tubo ligado a outra seringa;
- 3) Ajustou-se na bomba de seringa o caudal pretendido para o ensaio;
- 4) Ligou-se a bomba de seringa que injetou o caudal pré-estabelecido para cada ensaio;
- 5) Esperou-se que o sistema entrasse em regime estacionário;
- 6) Iniciou-se a leitura dos dados de pressão e de temperatura na entrada e na saída do sistema de micro/mini canais através do software QuickDAQ Base Package;
- 7) Iniciou-se a gravação dos valores em ADU de 4 pontos e uma linha na folha de aço usando a câmara termográfica;
- 8) Após cerca de 120 segundos, cumprindo assim o arrefecimento pretendido em regime estacionário, interrompeu-se a leitura dos dados de pressão e de temperatura e a gravação dos dados da câmara termográfica.



Repetiram-se todas estas etapas para as três diferentes temperaturas de entrada da água de cada ensaio (27°C, 20,9°C e 15°C) para um caudal constante em cada um deles. Para efeitos estatísticos, cada ensaio foi repetido três vezes perfazendo um total de 9 ensaios.

#### 4.9. Tratamento de Dados

O tratamento e análise dos dados das imagens termográficas recolhidas pela câmara foi efetuado através de uma função de aproximação onde é feita uma conversão da escala ADU para uma escala de temperaturas (°C) através da calibração descrita anteriormente no subcapítulo 4.3. Estes dados fornecem os valores mínimos, máximos e médios das zonas previamente selecionadas, que são quatro círculos denominados com a letra A, B, C e D e uma linha E. Os círculos estão localizados nos extremos do furo de observação e a linha encontra-se no centro, onde vai desde a entrada do fluido, zona B, até à saída, zona A, como está mostrado na imagem 4.12.

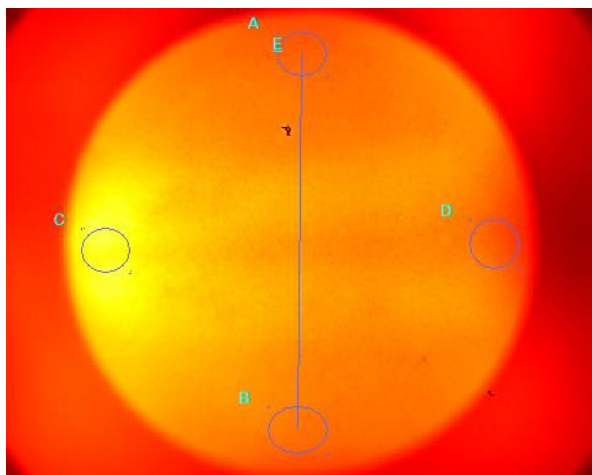


Figura 4.12 - Imagem da câmara termográfica com os pontos selecionados. Quatro círculos, A, B, C, D e uma linha E.

Com os valores das temperaturas de entrada e de saída é possível calcular a diferença de temperatura. Os ensaios ocorreram em regime estacionário, portanto, a variação das temperaturas de entrada e saída foram ligeiras, por isso, fez-se uma média da temperatura de entrada e saída para cada ensaio e calculou-se a diferença de temperatura. Uma vez que são conhecidos o caudal e o calor específico da água, é possível calcular a quantidade de calor extraída pela água. Também é possível verificar a resistência térmica do módulo uma vez que se obteve valores da temperatura da superfície da folha e sabe-se a potência que a folha está a receber e a potência que a água está a dissipar.

#### 4.10. Quantificação das Incertezas

Os dados de pressão obtidos são relativos à diferença de pressão entre a de saída e de entrada, ou seja, a queda de pressão é obtida pela subtração da pressão de saída à pressão de entrada, e, portanto, é necessário contabilizar tanto as incertezas da pressão de saída como da pressão de entrada. Pela equação 4.3, obtém-se a incerteza da queda de pressão [48]:

$$\mu_{\Delta P} = \sqrt{(\mu_{P_{entrada}})^2 + (\mu_{P_{saida}})^2} \quad (4.5)$$

sendo que a incerteza dos valores da pressão à entrada e à saída dos canais do módulo tiveram em conta a incerteza do próprio sensor assim como também o desvio padrão dos valores registados no software QuickDAQ Base Package que foram calculados através da equação 4.4:

$$\mu_P = \sqrt{(\mu_{sensor})^2 + (\mu_{ensaios})^2} \quad (4.6)$$

Relativamente aos materiais utilizados nos ensaios, os valores das incertezas associadas aos mesmos encontram-se representadas na tabela 4.3. Estes valores podem ser diferentes dependendo das condições de funcionamento.

Tabela 4.3 - Incertezas dos equipamentos utilizados.

Equipamento	Incerteza
Bomba de Seringa Harvard	±0,035%
Câmara Onca MWIR-InSb-320	±0,5°C
Sensor de Pressão Absoluto 250 KPa	±1,25 KPa (±0,5% da gama)
Sensor de Pressão Absoluto 160 KPa	±0,8 KPa (±0,5% da gama)
Termopar tipo K	±0,5°C

O desvio padrão da potência dissipada obtida engloba uma variação temporal da média das três repetições de cada ensaio realizado. O desvio padrão dos parâmetros relacionados com a queda de pressão foi obtido através da soma da propagação do desvio em cada ensaio:

$$\mu_{ensaio} = \sqrt{(\mu_1)^2 + (\mu_2)^2 + (\mu_3)^2} \quad (4.6)$$

## 5. Resultados e Discussão

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos nos ensaios assim como a sua análise e discussão, de modo a obter uma melhor compreensão dos fenômenos decorridos. Foram realizados três ensaios distintos, em que o caudal e a dimensão do módulo permanecia constante e invariável, diferenciando apenas na temperatura de entrada da água e na potência fornecida à folha. Estes ensaios pretendem aferir o efeito do módulo no arrefecimento de uma folha de aço nas designadas condições impostas. Durante a execução dos ensaios foram recolhidos dados referentes à temperatura de saída da água, de queda de pressão ocorrentes no módulo e de dados e imagens termográficas relativas às trocas de calor durante o arrefecimento da folha de aço em estado estacionário. Denomina-se como ensaio 1 para a temperatura de entrada de 15°C, ensaio 2 para a temperatura de entrada de 20,9°C e ensaio 3 para a temperatura de entrada de 27°C, onde são aplicadas potências na folha de aço de 5,25 W, 3,23 W e 1,24 W, respetivamente. O caudal volumétrico foi constante para todos os ensaios, 7mL/min.

### 5.1. Ensaio 1

Os resultados obtidos no ensaio 1, em que a temperatura de entrada da água é de 15°C e a potência fornecida à folha é de 5,25 W são referentes às condições mais críticas do sistema em que é necessário dissipar a maior quantidade de calor projetado. Na imagem 5.1 está representado a média, dos três testes do ensaio 1, da temperatura da folha ao longo do tempo nas zonas identificadas. O decaimento abrupto de temperatura no final das linhas do gráfico tem haver com o final da experiência, quando a fonte de corrente foi desligada. É possível verificar que as temperaturas se mantêm constantes ao longo do tempo, exceto na zona E. A zona E representa uma linha ao longo do furo de observação que começa no centro da zona B (entrada da água) e acaba no centro da zona A (saída da água). Uma vez que a temperatura na zona B e A mantêm-se constantes, é possível aferir que esta variação com característica oscilatória se deve às duas linhas mais claras entre o ponto C e D.

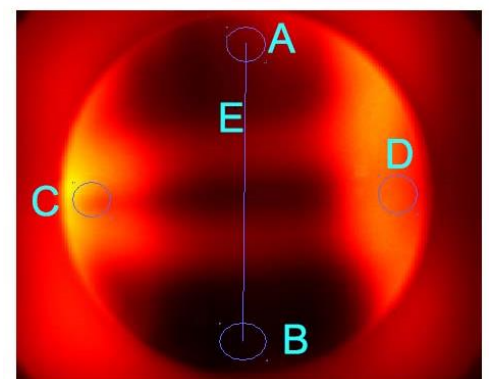
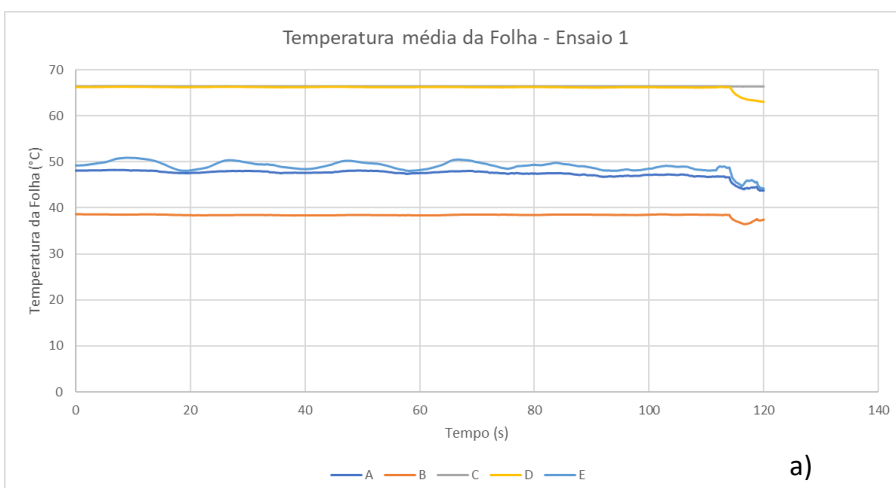


Figura 5.1 - a) Temperatura média da superfície da folha ao longo do tempo. b) Imagem termográfica em estado estacionário.

A imagem da câmara termográfica representa o gradiente de temperaturas na zona do furo de observação da folha. Para zonas com gradientes mais claros, as temperaturas são superiores. Verifica-se que nas zonas C e D as temperaturas são mais elevadas não só porque corresponde aos extremos do módulo, mas principalmente por ser a zona de distribuição da corrente, pois é perto de onde as placas de cobre estão assentes sobre a folha. Outra razão que explica a diferença de temperaturas considerável existente entre os extremos e o centro da folha tem com o baixo valor do caudal em relação à dimensão do módulo, fazendo com que o fluido circule mais pelos canais centrais, não ocorrendo uma distribuição equilibrada.

A folha não ficou totalmente esticada, e ao aquecer, criou duas zonas mais claras no centro do furo de observação devido a duas pequenas dobras. Estas dobras implicam uma maior dificuldade na perda de calor uma vez que a folha não se encontra totalmente em contacto com o módulo. Estas duas zonas mais quentes, aumentam a temperatura média da linha E, sendo até superior à temperatura da folha na zona de saída. Sem este constrangimento, seria de esperar que a temperatura média da linha E estivesse compreendida entre a temperatura da zona A e B.

Relativamente aos dados obtidos da queda de pressão, é possível verificar que ocorreram oscilações ao longo do tempo, que variam de cerca de 0,5 a 2,5 KPa.

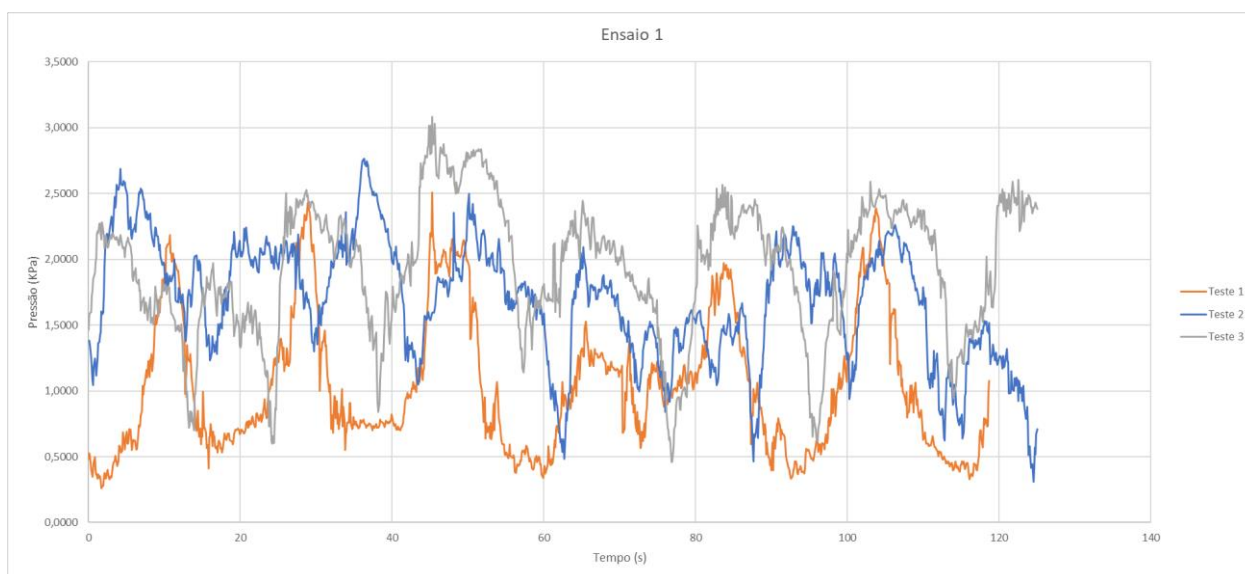


Figura 5.2 - Valores da queda de pressão ao longo do tempo para cada teste realizado para o ensaio 1.

Este desiderato ocorreu devido ao número de canais que iriam ficando obstruídos. Com a obstrução de alguns canais a pressão aumentava gradualmente até que alguns dos canais fossem desobstruídos, iniciando assim a diminuição da pressão, voltando a aumentar e a diminuir, isto ciclicamente. Outro fator que influenciou a variação da pressão foi a variação da temperatura média na superfície da folha, pois esta variação acompanha da mesma forma os máximos e mínimos do gráfico da queda de pressão.

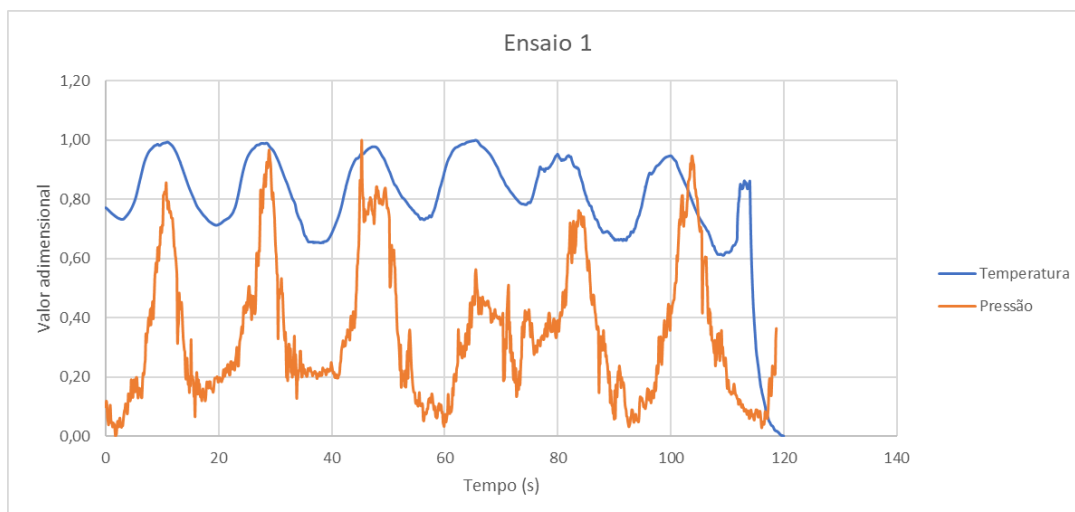


Figura 5.3 - Representação gráfica dos valores adimensionais da temperatura média da zona E e da pressão em função do tempo no teste 1 do ensaio 1.

Outro dos dados relevantes foram os da temperatura de entrada e saída da água. Na figura 5.4 está representado a média das temperaturas dos três testes do ensaio 1 ao longo do tempo em modo estacionário.

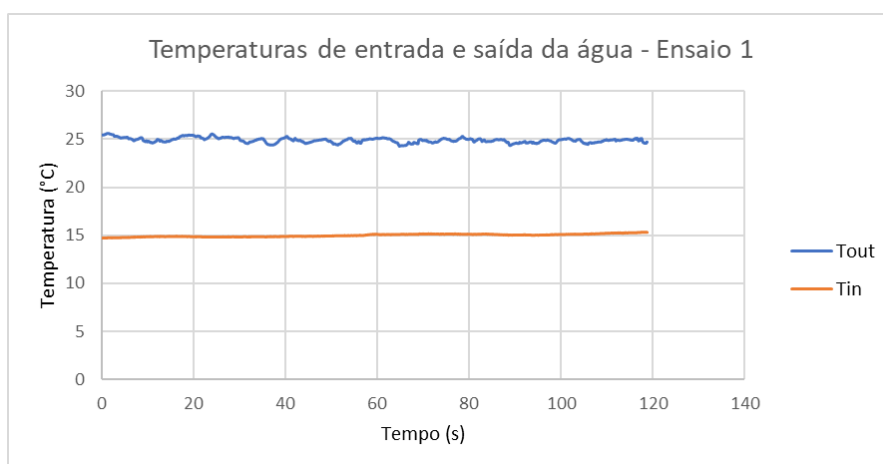


Figura 5.4 - Gráfico da temperatura de entrada e de saída ao longo do tempo no ensaio 1.

É possível verificar algumas oscilações relativamente à temperatura de saída. Isto deve-se exatamente pela oscilação da temperatura média da folha como já foi referido. Esta oscilação acontece pelo facto de o fluido, por vezes, não conseguir extrair o calor necessário causado pela obstrução dos canais, aumentando ligeiramente a temperatura.

A temperatura média de entrada e saída da água do gráfico da figura 5.4 ao longo do tempo é de 15,08°C e 24,88°C, respetivamente. Com estes dados, é possível aplicar a equação 2.31, descrita no subcapítulo 2.5.4, onde o caudal e o calor específico são conhecidos.

Com  $\dot{m} = 1,1643 \times 10^{-4} \text{ Kg/s}$ ,  $C_p = 4181 \text{ J/kg.K}$  e  $\Delta T = 9,8^\circ\text{C}$  obtém-se:

$$q = \dot{m}c_p\Delta T \Leftrightarrow q = 1,1643 \times 10^{-4} \times 4181 \times 9,8 \Leftrightarrow q = 4,77 \text{ W}$$

## 5.2. Ensaio 2

Relativamente às temperaturas da folha de aço, os resultados obtidos no ensaio 2 não apresentam grandes diferenças em relação aos resultados do ensaio 1. O ensaio 2 foi realizado com uma temperatura de entrada, o mais perto possível, de 20,9°C e uma potência fornecida à folha de 3,23 W. Na figura 5.5, está representada a temperatura da folha ao longo do tempo nas distintas zonas. Mais uma vez depara-se que as temperaturas se mantêm constantes ao longo do tempo exceto na zona E, que apresenta uma variação, mas menor que no ensaio 1. Neste ensaio, a temperatura média da linha E encontra-se praticamente igual à temperatura da zona A. Isto acontece porque a quantidade de energia fornecida à folha é menor, e, portanto, a variação da temperatura nas duas zonas da dobra é menor.

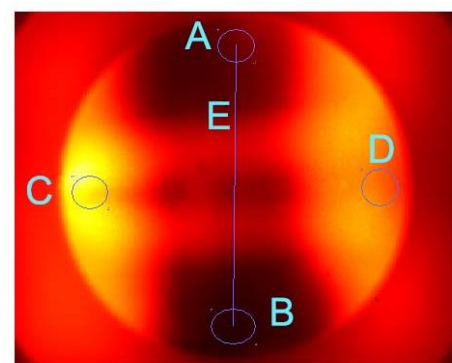
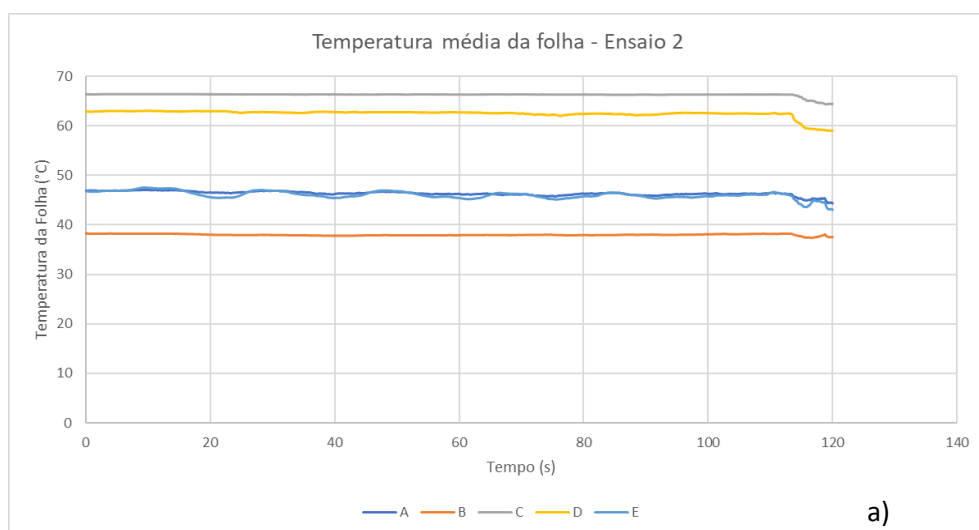


Figura 5.5 - a) Temperatura média da superfície da folha ao longo do tempo. b) Imagem termográfica em estado estacionário.

Neste ensaio verifica-se que o ponto C apresenta um gradiente de temperatura maior que o ponto D. O ponto C é o ponto que dá início às dobras que percorrem o furo de observação, e, portanto, torna-se mais difícil extrair calor nessa zona por não estar totalmente em contacto com o módulo. Outra explicação, talvez mais significativa, será a distribuição da água pelos canais, ou seja, o escoamento do fluido pelo lado C ficou mais condicionado que no centro e no lado D.

Na figura 5.6 está representada a variação da queda de pressão relativamente ao ensaio 2, que varia de 0 a 2 KPa. A queda de pressão baixou relativamente ao ensaio 1 exceto no teste 1. É possível verificar que os testes 2 e 3 se mantêm no mesmo intervalo de valores enquanto que o teste 1 mantém-se entre cerca de 6 a 10 KPa. Este aumento significativo da pressão no teste 1 poderá ser erro de medição, uma vez que é um aumento bastante significativo sendo as condições de funcionamento idênticas aos testes 2 e 3.

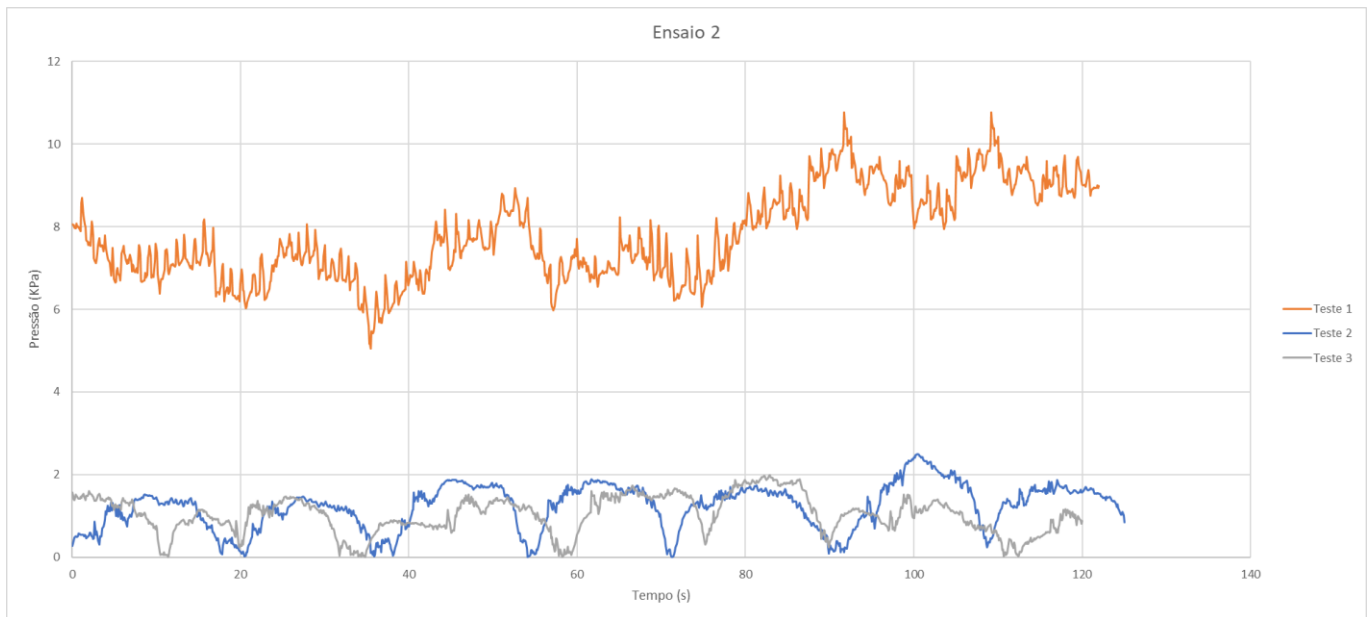


Figura 5.6 - Valores da queda de pressão ao longo do tempo para cada teste realizado para o ensaio 2.

Mais uma vez, é possível verificar a correlação entre a queda de pressão e as variações da temperatura média da linha E. São variações de temperatura mais pequenas que correspondem a variações, também mais pequenas, da queda de pressão. Esta representação encontra-se em anexo.

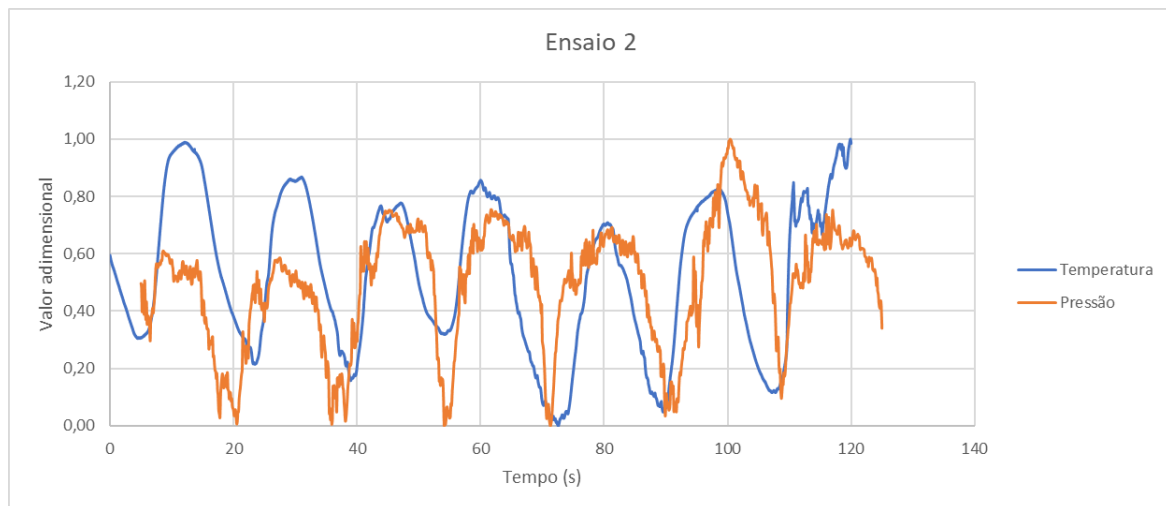


Figura 5.7 - Representação gráfica dos valores adimensionais da temperatura média da zona E e da pressão em função do tempo no teste 2 do ensaio 2.

Relativamente aos dados das temperaturas de entrada e saída da água, é possível verificar, pela figura 5.8 que, em relação ao ensaio 1, a diferença de temperatura entre a entrada e a saída é menor ao longo do tempo, indicando que a quantidade de calor extraída também é menor. Assim como no ensaio 1, os dados apresentam oscilações relativas à temperatura de saída.

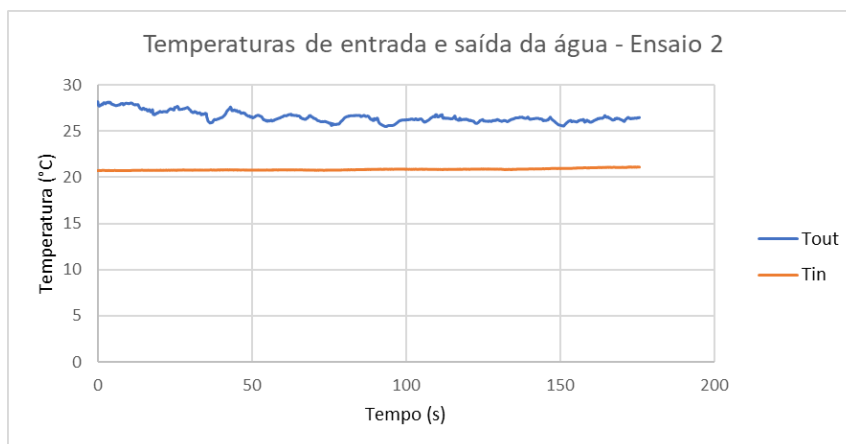


Figura 5.8 - Gráfico da temperatura de entrada e de saída ao longo do tempo no ensaio 2.

A temperatura média de entrada e saída da água do gráfico da figura 5.8 ao longo do tempo é de 20,83°C e 26,40°C, respetivamente. Com estes dados, é possível aplicar a equação 2.31, descrita no subcapítulo 2.5.4, onde o caudal e o calor específico são conhecidos.

Com  $\dot{m} = 1,1643 \times 10^{-4} \text{ Kg/s}$ ,  $C_p = 4181 \text{ J/kg.K}$  e  $\Delta T = 5,57^\circ\text{C}$  obtém-se:

$$q = \dot{m}c_p\Delta T \Leftrightarrow q = 1,1643 \times 10^{-4} \times 4181 \times 5,57 \Leftrightarrow q = 2,71 \text{ W}$$

### 5.3. Ensaio 3

O ensaio 3 foi realizado com uma temperatura de entrada de 27°C e uma potência fornecida à folha de 1,24 W. Este ensaio tenta demonstrar a extração da menor quantidade de calor estabelecida no módulo. Na figura 5.9 encontra-se representada a temperatura da folha de aço ao longo do tempo nas mesmas zonas dos ensaios anteriores. As temperaturas das várias zonas mantêm-se constantes ao longo do tempo, inclusive a linha E, pois, apresenta variações bastante pequenas que se tornam insignificantes. A temperatura média da linha E encontra-se no limiar da temperatura da zona A, uma vez que o problema das dobras na folha persiste. A temperatura das várias zonas diminuiu significativamente relativamente aos ensaios anteriores, uma vez que a potência fornecida à folha é muito menor. É possível verificar que a diferença de temperatura ao longo do tempo entre a zona da entrada e saída da água, assim como as variações de temperatura oscilatórias da linha E tem vindo a diminuir desde o ensaio 1 para o 3. Neste ensaio existe também uma diferença de temperaturas entre o lado C e D, precisamente pelas mesmas condições mencionadas no ensaio 2.



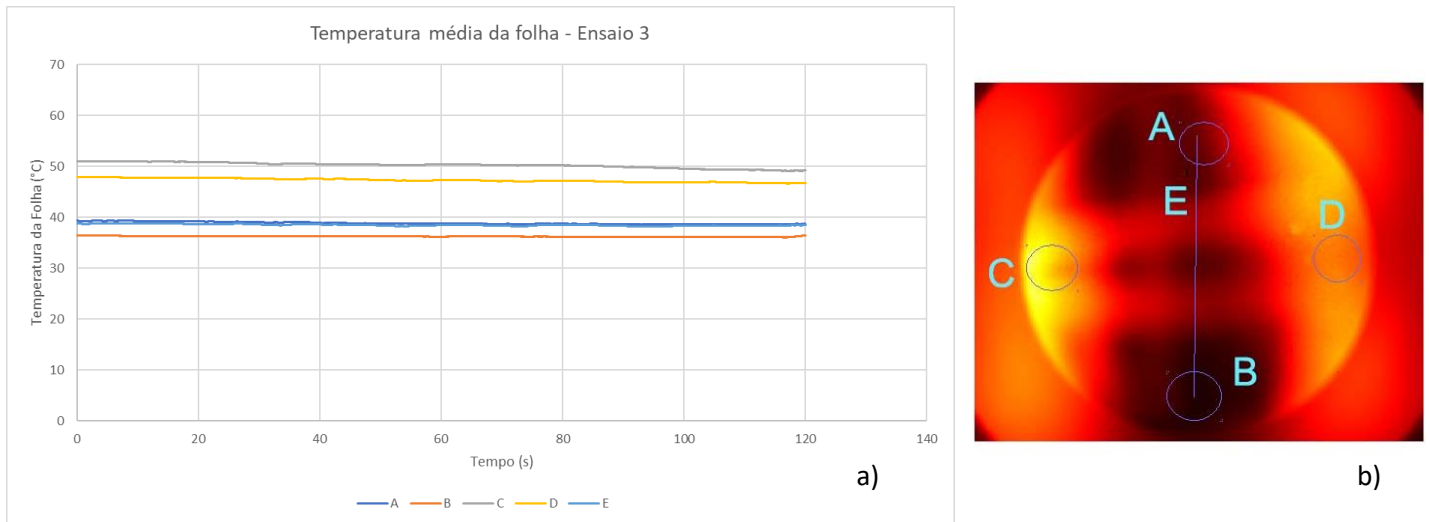


Figura 5.9 - a) Temperatura média da superfície da folha ao longo do tempo. b) Imagem termográfica em estado estacionário.

Os dados obtidos relativos à queda de pressão assemelham-se aos dos ensaios 1 e 2, exceto o teste 1, que à semelhança do teste 1 do ensaio 2, também sofreu erros de medição. Seria de esperar que a queda de pressão diminuísse ao longo dos ensaios, uma vez que o fluxo de calor imposto à folha diminuí. Uma vez que esta diminuição é ligeira, não é fácil de verificar essa correlação. No ensaio 3, a queda de pressão apresenta um ligeiro aumento, tendo um intervalo de cerca de 0,5 – 2,5 KPa, relativamente ao ensaio 2, mas continua ligeiramente abaixo do intervalo do ensaio 1.

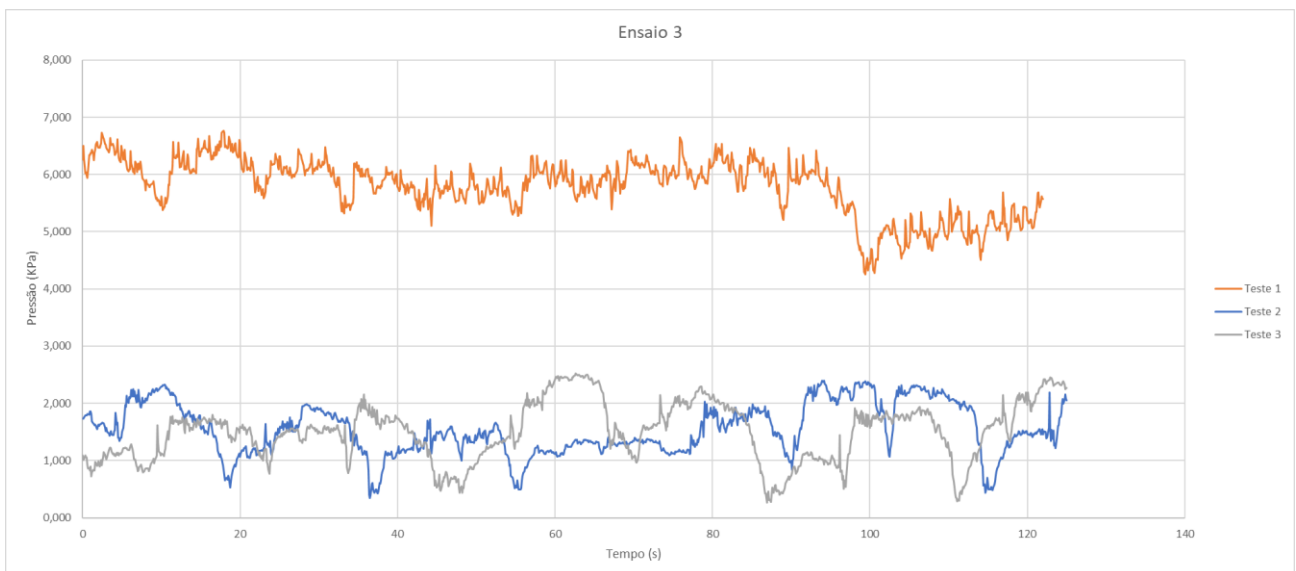


Figura 5.10 - Valores da queda de pressão ao longo do tempo para cada teste realizado para o ensaio 3.

A correlação verificada nos ensaios anteriores relativamente à queda de pressão e às variações da temperatura média da linha E são pouco visíveis para o ensaio 3. É de realçar que para o ensaio 3 esta correlação não é tão ajustada como nos ensaios anteriores uma vez que a variação da temperatura na linha E é mais suave. Na figura 5.11 está graficado a temperatura e pressão adimensional ao longo do tempo.

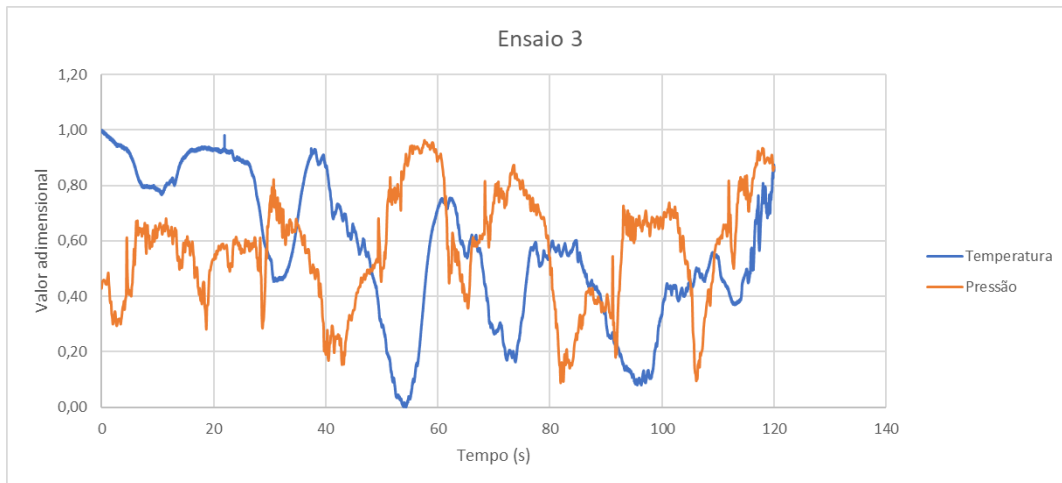


Figura 5.11 - Representação gráfica dos valores adimensionais da temperatura média da zona E e da pressão em função do tempo no teste 3 do ensaio 3.

Esta correlação não está tão visível como os ensaios anteriores. Podemos afirmar que a contínua obstrução e desobstrução dos canais é a principal causa desta variação da queda de pressão.

Para o gráfico que representa as temperaturas de entrada e de saída da água ao longo do tempo, é possível verificar que a diferença de temperaturas é menor, o que seria de esperar. Assim como no ensaio 1 e 2, os dados apresentam oscilações relativas à temperatura de saída

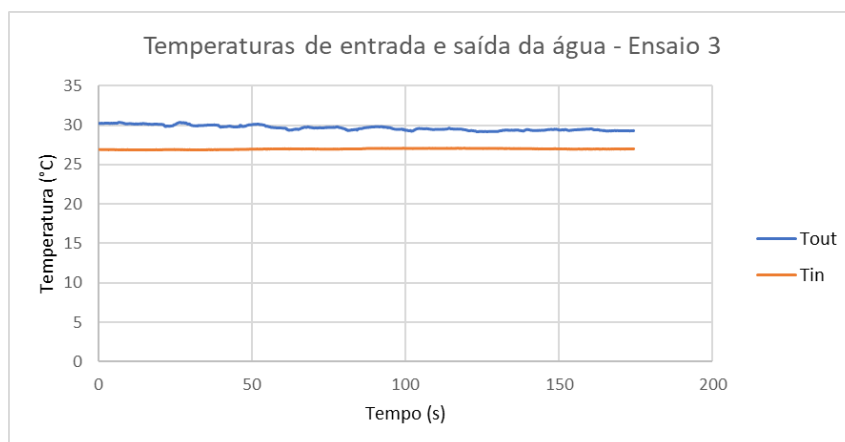


Figura 5.12 - Gráfico da temperatura de entrada e de saída ao longo do tempo no ensaio 3.

A temperatura média de entrada e saída da água do gráfico da figura 5.12 ao longo do tempo é de 26,98°C e 29,56°C, respetivamente. Com estes dados, é possível aplicar a equação 2.31, descrita no subcapítulo 2.5.4, onde o caudal e o calor específico são conhecidos.

Com  $\dot{m} = 1,1643 \times 10^{-4} \text{ Kg/s}$ ,  $C_p = 4181 \text{ J/kg.K}$  e  $\Delta T = 2,57^\circ\text{C}$  obtém-se:

$$q = \dot{m}c_p\Delta T \Leftrightarrow q = 1,1643 \times 10^{-4} \times 4181 \times 2,57 \Leftrightarrow q = 1,25 \text{ W}$$

## 5.4. Quantificação do Calor Dissipado

A quantidade média de calor extraído em cada ensaio foi calculada no final de cada um dos subcapítulos anteriores sem ter em conta as perdas/ganhos de energia nas válvulas. Uma vez que o gradiente de temperaturas é baixo, estas perdas são significativas e, portanto, têm de ser contabilizadas. Neste subcapítulo, essas perdas/ganhos serão contabilizadas. De forma a avaliar a discrepância entre os valores obtidos e os valores teóricos é apresentado na figura 5.13 um gráfico em caixa de bigodes com os valores obtidos em cada repetição dos 3 ensaios realizados.



Figura 5.13 - Variação do calor extraído nas repetições dos 3 ensaios. As linhas à direita das caixas correspondem ao valor teórico de cada ensaio.

Cada ensaio está representado com uma cor. Ensaio 1 a azul, ensaio 2 a verde e ensaio 3 a laranja. Cada um dos ensaios foi repetido três vezes, obtendo-se três quantidades de calor diferentes, que se encontram representadas no gráfico. Dos três valores obtidos, existe um valor maior, menor e um valor entre os dois anteriores. No gráfico da figura 5.13, o valor mais alto corresponde à linha superior, o mais baixo à linha inferior, e o valor que se encontra entre estes dois é representado pela linha no interior do retângulo. O símbolo X representa a média destes três valores. Ao lado destes retângulos está representado uma linha que identifica o valor teórico.

Com estes valores é possível apresentar o erro percentual dos valores obtidos em relação ao valor teórico com o gráfico da figura 5.14.

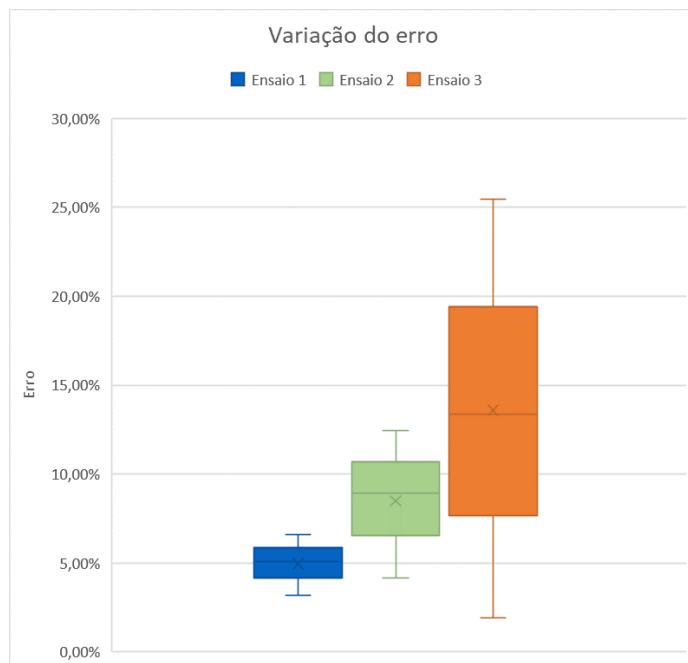


Figura 5.14 - Variação do erro nas repetições dos 3 ensaios relativamente ao valor teórico.

Os resultados obtidos no ensaio 1 foram bastante bons, apresentando um erro bastante baixo relativamente ao valor teórico. Os resultados do ensaio 2 tiveram um intervalo de erro um pouco superior, uma vez que os resultados obtidos ficaram um pouco abaixo do valor teórico, apresentando um erro superior ao do ensaio 1. Neste ensaio, a diferença de temperaturas é menor que no ensaio 1, ou seja, os erros associados são mais significativos. No ensaio 3 a diferença de temperaturas é ainda menor, originando uma variação de erro ainda maior. Ao contrário do ensaio 2, obteve-se valores práticos de calor dissipado maiores que o valor teórico, devido às perdas significativas que existem nas válvulas. Estas perdas sentem-se mais no ensaio 3 que no 2 e 1 porque a temperatura de saída é mais elevada, ou seja, a diferença de temperatura entre o ambiente e a água é maior, e portanto, as perdas de energia são maiores. Para o ensaio 1, a entrada da água a 15°C sofre um ligeiro ganho de energia, que também foi contabilizado, mas apresenta ser menos significativo que as perdas no ensaio 3. Os valores de calor dissipado no ensaio 3 sem ter em conta a perda de calor nas válvulas apresenta ser menor que o teórico, precisamente por essa percentagem de energia perdida nas respetivas válvulas mencionadas.

## 6. Conclusão

### 6.1. Resumo do Trabalho

O presente trabalho teve como principal objetivo projetar e testar um permutador de calor com micro/mini canais que fosse capaz de ser integrado num VAL, e que tivesse a capacidade de dissipar o calor produzido pelo corpo no uso de um vestuário de proteção. Para tal, foi feita uma revisão bibliográfica que permitiu perceber o estado atual destes sistemas e as suas mais recentes inovações, de forma a integrar este trabalho da melhor forma possível. Depois da revisão bibliográfica, projetou-se um pequeno permutador de calor que fosse de encontro às necessidades do sistema de uma forma mais otimizada. Após a sua projeção, foi realizada ensaios em laboratório para perceber se correspondia às necessidades previstas. No culminar deste trabalho é de referir que os objetivos impostos foram concretizados, obtendo-se resultados favoráveis.

### 6.2. Conclusões Principais

Toda a pesquisa de informação foi fundamental para a projeção do sistema e para o seu teste em laboratório. A transcrição das equações teóricas na construção do código também foi fulcral para a otimização do módulo. Em todo o processo deste projeto, ocorreram dificuldades e imprevistos que fizeram este trabalho mais desafiante. Toda a produção do sistema do módulo consumiu bastante tempo e recursos. Após a solidificação do PDMS no molde, era necessário retirá-lo de uma forma cuidadosa. Foram realizadas várias tentativas sem que o módulo ficasse com defeitos, mas, por vezes, ficava rasgado, sem algumas paredes dos canais pois ficavam coladas no molde e também ficava com espessuras finas devido a vazamentos no processo de solidificação. Outro constrangimento foi o facto de a folha de aço não ter ficado totalmente esticada, o que influenciou os resultados (figura 6.1).



*Figura 6.1 - Folha de aço com duas dobras no centro.*

A realização do código foi bastante exigente e demorada, uma vez que a interligação dos dados e a abordagem da mesma foi redefinida várias vezes para que o output fosse o pretendido. Apesar dos erros associados, os dados obtidos nos ensaios foram bastante bons face à gama

de intervalos de temperatura que se estudou. Para intervalos de temperatura maiores, seria de esperar que os erros fossem menores. Neste estudo, toda a construção do sistema do módulo assim como a caracterização das condições ambientais deveriam ter sido mais minuciosas, pelo facto de ser um estudo mais preciso em termos de valores, uma vez que, por diferenças de décimas nos resultados, os erros apresentam ser significativos. O facto de serem contabilizadas as perdas por radiação, convecção e condução na potência fornecida à folha para quantificar da melhor forma a dissipação por parte do módulo, foi uma tentativa de aproximar os resultados obtidos aos resultados reais, mas contudo, estas aproximações podem sempre transportar alguns erros associados, uma vez que as condições do meio envolvente (ambiente) podem ser diferentes, podendo por vezes, dissipar mais ou menos calor por perdas para o ambiente do que pelo módulo. Dos três ensaios realizados, o ensaio mais significativo para o sistema VAL é o primeiro ensaio, uma vez que corresponde ao caso mais crítico a que o utilizador poderá estar sujeito. Uma vez que os resultados deste ensaio foram os desejados, é possível afirmar que no caso mais crítico os módulos têm a capacidade de dissipar o calor extra produzido pelo corpo. Para os casos em que a taxa metabólica é menor, os erros foram um pouco superiores, mas mantêm-se num intervalo aceitável. Relativamente às temperaturas de superfície da folha de aço, a variação deste parâmetro nas várias zonas da folha foi considerável. Quanto maior fosse a potência da corrente injetada, maior era esta variação. A temperatura superficial da folha apresentou valores que indicavam que a resistência térmica do módulo era superior ao calculado teoricamente. Existem vários fatores que podem ter interferido na qualidade dos resultados obtidos, como:

- o facto de a folha de aço não estar totalmente esticada e em contacto com o módulo,
- a quantificação das perdas/ganhos para o meio ambiente nas periferias do sistema onde estaria contido o módulo,
- a calibração da câmara termográfica também poderá ter influenciado nos valores da função de aproximação, que interferiu diretamente nos valores de temperatura superficial da folha,
- o caudal mássico projetado para este projeto foi bastante baixo devido a imposição de uma queda de pressão mínima, e por isso, uma vez que a dimensão do módulo é significativa, o fluido seguia, principalmente, pelos canais centrais,

De forma a equilibrar o caudal pelos vários canais, será necessário otimizar a geometria de entrada, dando também primazia à geometria, uma vez que as dimensões do módulo devem ser o mais reduzidas possível, devido à área superficial existente nas variadas zonas do corpo.

### **6.3. Recomendações para Trabalhos Futuros**

Após a conclusão deste estudo, em recomendação para trabalho futuro, realço os seguintes assuntos:

- Projetar o permutador de calor externo de forma a ser eficiente, duradouro e leve.

- Implementar um controlador que consiga medir com precisão a quantidade de calor a dissipar no corpo de forma a controlar a temperatura de saída da água no permutador de calor.
- Criar um protótipo do sistema e realizar experiências com voluntários para perceber se o sistema integral funciona.
- Projetar as dimensões dos VAL para tamanhos diferentes (XS, S, M, L, XL, XXL).
- Otimizar a geometria de entrada no módulo.
- Realizar ensaios com fluidos diferentes de forma a perceber se existe um aumento da transferência de calor nas mesmas condições realizados com a água.
- Utilizar diferentes formas de canais como serpentinas e com ressaltos interiores ou diferentes superfícies e matérias do módulo de forma a aumentar o número de Reynolds e/ou a transferência de calor.

Estas duas últimas recomendações seriam vantajosas para diminuir o número de módulos a colocar na cabeça e pescoço, de forma a oferecer maior conforto, uma vez que é uma zona bastante complexa e de área superficial bastante reduzida.

## Referências

- [1] - Exército Português, 2019. PDE 3-40-00 Defesa NBQR. Lisboa: Estado-Maior do Exército.
- [2] - Bruno, F., Carestia, M., Civica, M., Gaudio, P., Malizia, A., Troiani, F., Sciacqua, R., & Spezia, U. (2018). CBRN risk scenarios. In *Nanostructured Materials for the Detection of CBRN* (pp. 309–317). Springer. [https://doi.org/10.1007/978-94-024-1304-5\\_23](https://doi.org/10.1007/978-94-024-1304-5_23)
- [3] - Smith, D. A. (2016). Theories of Nuclear Proliferation: Why Do States Seek Nuclear Weapons? *Inquiries Journal*, 8(08). <http://www.inquiriesjournal.com/a?id=1434>
- [4] - Rodrigues, P. J. (2021). *Apoio da marinha à autoridade nacional de emergência e proteção civil no âmbito do NRBQ*.
- [5] - Tin, D., Granholm, F., Hart, A., & Ciottone, G. R. (2021). Terrorism-Related Chemical, Biological, Radiation, and Nuclear Attacks: A Historical Global Comparison Influencing the Emergence of Counter-Terrorism Medicine. *Prehospital and Disaster Medicine*, 36(4), 399–402. <https://doi.org/10.1017/S1049023X21000625>
- [6] - Exército Português, 2019. PDE 3-00 Operações. Lisboa: Estado-Maior do Exército.
- [7] - Kenney, W. L., Wilmore, J. H., & Costill, D. L. (2012). *Physiology of Sport and Exercise* (5<sup>a</sup> ed.). EUA. Human Kinetics.
- [8] - Arens, E. A., & Zhang, H. (2006). *The skin's role in human thermoregulation and comfort*. In *Thermal and Moisture Transport in Fibrous Materials* (pp. 560-597). Woodhead Publishing
- [9] - Mokhtari Yazdi, M., & Sheikhzadeh, M. (2014). Personal cooling garments: a review. *Journal of the Textile Institute*, 105(12), 1231–1250. <https://doi.org/10.1080/00405000.2014.895088>
- [10] - Liu, W., Lian, Z., & Deng, Q. (2015). Use of mean skin temperature in evaluation of individual thermal comfort for a person in a sleeping posture under steady thermal environment. *Indoor and Built Environment*, 24(4), 489–499. <https://doi.org/10.1177/1420326X14527975>
- [11] - Vagliatti, R. (2010). *Metodologia para Medição de Dissipação de Calor no Corpo Humano (Dissertação de mestrado)*, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil. <https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/25919/000754875.pdf?sequence=1>
- [12] - Cheung, S. S. (2010). *Advanced Environmental Exercise Physiology* (1<sup>a</sup>ed.). EUA. Human Kinetics
- [13] - Khalilur, M., & Khan, R. (2021). CBRN Personal Protective Clothing. *Kohan Textile*. <https://kohantextilejournal.com/category/all/technical-textile/>. Visitado em: 10/04/2022



- [14] - Richmond, V. L., Wilkinson, D. M., Blacker, S. D., Horner, F. E., Carter, J., Havenith, G., & Rayson, M. P. (2019). Insulated skin temperature as a measure of core body temperature for individuals wearing CBRN protective clothing. In *Physiological Measurement* (Vol. 34, Issue 11). IOP Publishing Ltd. <https://doi.org/10.1088/0967-3334/34/11/1531>. Visitado em: 14/04/2022
- [15] - Sarkar, S., & Kothari, V. K. (2014). Cooling garments-A review. *Indian Journal of Fibre & Textile Research*, 39, 450–458.
- [16] - Guo, T., Shang, B., Duan, B., & Luo, X. (2015). Design and testing of a liquid cooled garment for hot environments. *Journal of Thermal Biology*, 49–50, 47–54. <https://doi.org/10.1016/j.jtherbio.2015.01.003>
- [17] - Young, A. J., Sawka, M. N., Epstein, Y., Decristofano, B., & Pandolf, K. B. (1987). *Cooling different body surfaces during upper and lower body exercise*. 63(3), 1218–1223. [www.physiology.org/journal/jappl](http://www.physiology.org/journal/jappl)
- [18] - Chevront, S. N., Kolka, M. A., Cadarette, B. S., Montain, S. J., & Sawka, M. N. (2003). Efficacy of intermittent, regional microclimate cooling. *Appl Physiol*, 94, 1841–1848. <https://doi.org/10.1152/jappphysiol>
- [19] - Nunneley, S. A. (1970). *Water Cooled Garments: A Review*. Lovelace Foundation for Medical Education and Research
- [20] - Nag, P. K., Pradhan, C. K., Nag, A., Ashtekar, S. P., & Desai, H. (1998). Efficacy of a water-cooled garment for auxiliary body cooling in heat. *Ergonomics*, 41(2), 179–187. <https://doi.org/10.1080/001401398187233>
- [21] - Xu, X., Hexamer, M., & Werner, J. (1999). Multi-loop control of liquid cooling garment systems. *Ergonomics*, 42(2), 282–298. <https://doi.org/10.1080/001401399185658>
- [22] - Murphy, D. L., Tucker, B. P., & Sykes, D. M. (2019). *Advanced Liquid Cooling and Ventilation Garment Using Thermally Conductive Tubing*. 49th International Conference on Environmental Systems, 7-11 July 2019, Boston, Massachusetts
- [23] - Cadarette, B. S., Chevront, S. N., Kolka, M. A., Stephenson, L. A., Montain, S. J., & Sawka, M. N. (2006). Intermittent microclimate cooling during exercise-heat stress in US army chemical protective clothing. *Ergonomics*, 49(2), 209–219. <https://doi.org/10.1080/00140130500436106>
- [24] - Zhao, D., & Tan, G. (2014). A review of thermoelectric cooling: materials, modeling and applications. In *Applied Thermal Engineering*, 66(1-2), 15-24. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.074>
- [25] - SMC. (n.d.). *Peltier-Type Temperature Control System for Chemical Liquids*. [https://ca01.smcworld.com/catalog/Chiller-en/mpv/cat43-hed\\_en/data/cat43-hed\\_en.pdf](https://ca01.smcworld.com/catalog/Chiller-en/mpv/cat43-hed_en/data/cat43-hed_en.pdf)

- [26] - Barbosa, J. R., Ribeiro, G. B., & de Oliveira, P. A. (2012). A state-of-the-art review of compact vapor compression refrigeration systems and their applications, *33(4-5)*, 356-374. <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.613275>
- [27] - Mclinden, M. O., Seeton, C. J., & Pearson, A. (2020). New refrigerants and system configurations for vapor-compression refrigeration. *Science*, *370* (6518), 791-796. <https://doi.org/10.1126/science.abe3692>
- [28] - Goenaga, A., Martin-Escudero, K., Flores-Abascal, I., Azkorra-Larrinaga, Z., Escudero, C., & Soriano, J. (2022). Design of a Microscale Refrigeration System for Optimizing the Usable Space in Compact Refrigerators. *Energies*, *15(3)*, 819. <https://doi.org/10.3390/en15030819>
- [29] - Lockhart, R. W., & Martinelli, R. C. (1949). Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes. *Chemical Engineering Progress*, *45(1)*, 39-48.
- [30] - Kandlikar, S. G. (2006). Single-phase liquid flow in minichannels and micro/mini channels. In *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Micro/mini channels* (pp. 87–136). Elsevier Ltd.
- [31] - Incropera, F., DeWitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th ed.). John Wiley.
- [32] - Nag, P. K. (2011). *Heat and Mass Transfer* (3rd ed.). Tata McGraw Hill Education Private Limited.
- [33] - American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers (2001). Thermal Comfort. In *ASHRAE standard: standards for natural and mechanical ventilation* (pp. 8.1–8.29).
- [34] - Tanda, G. (2015). The use of infrared thermography to detect the skin temperature response to physical activity. *Journal of Physics: Conference Series*, *655(1)*. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/655/1/012062>
- [35] - Delkumburewatte, G. B., & Dias, T. (2012). Wearable cooling system to manage heat in protective clothing. *Journal of the Textile Institute*, *103(5)*, 483–489. <https://doi.org/10.1080/00405000.2011.587647>
- [36] - Yu, C. Y., Lin, C. H., & Yang, Y. H. (2010). Human body surface area database and estimation formula. *Burns*, *36(5)*, 616–629. <https://doi.org/10.1016/j.burns.2009.05.013>
- [37] - Cao, H., Branson, D. H., Peksoz, S., Nam, J., & Farr, C. A. (2006). Fabric Selection for a Liquid Cooling Garment. *Textile Research Journal*, *76(7)*, 587–595. <https://doi.org/10.1177/0040517506067375>
- [38] - Wolf, M. P., Salieb-Beugelaar, G. B., & Hunziker, P. (2018). PDMS with designer functionalities - Properties, modifications strategies, and applications. In *Progress in Polymer Science* ( *83*, 97–134). <https://doi.org/10.1016/j.progpolymsci.2018.06.001>
- [39] - Khorasanizadeh, H., & Sepehrnia, M. (2018). *Three dimensional numerical study on a trapezoidal microchannel heat sink with different inlet/outlet arrangements utilizing variable properties*

*nanofluid*. Trans. Phenom. Nano Micro Scales, 6(2): 133-151, Summer and Autumn 2018, <https://doi.org/10.22111/tpnms.2018.16509.1100>

- [40] - Khetib, Y., Abo-Dief, H. M., Alanazi, A. K., Sajadi, S. M., Sharifpur, M., & Meyer, J. P. (2021). A computational fluid dynamic study on efficiency of a wavy microchannel/heat sink containing various nanoparticles. *Micromachines* (Basel), 12(10):1192. <https://doi.org/10.3390/mi12101192>
- [41] - Kandlikar, S. G., & Hayner, C. N. (2009). Liquid cooled cold plates for industrial high-power electronic devices - thermal design and manufacturing considerations. *Heat Transfer Engineering*, 30(12), 918–930. <https://doi.org/10.1080/01457630902837343>
- [42] - Martins, L. (2020). *Sistema de refrigeração por micro/mini canais com escoamento multifásico para painéis solares de alta concentração*. Universidade de Lisboa.
- [43] - *Dados técnicos - R134a*, (testimony of GASSERVEI). [www.gas-servei.com](http://www.gas-servei.com). Visitado em: 12/06/2022
- [44] - The Chemours Company FC. (2018). *Freon 134a - Thermodynamic Properties (SI Units)*. <https://www.freon.com/en/-/media/files/freon/freon-134a-si-thermodynamic-properties.pdf?rev=7519d264dfd74fe68c04c9e119f7361f>. Visitado em: 2/06/2022
- [45] - Heaney, M. B. (2004). Electrical Conductivity and Resistivity. In *Electrical Measurement, Signal Processing, and Displays* (pp. 7.1-7.14). CRC Press LLC.
- [46] - Ho, C. Y., & Chu, T. K. (1977). *Electrical Resistivity and Thermal Conductivity of Nine Selected AISI Stainless Steels*. Cindas Report 45. Washington: American Iron and Steel Institute
- [47] - Sielaf, A. (2014). *Experimental Investigation of Single Bubbles and Bubble Interactions in Nucleate Boiling* [Technique Univeritat]. <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3703>. Visitado em: 17/07/2022
- [48] - Moffat, R. J. (n.d.). Describing the Uncertainties in Experimental Results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(1), 3–7. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089417778890043X>. Visitado em: 12/06/2022

## A. Anexos

### Resultados da Otimização

No presente anexo é demonstrado os resultados gráficos obtidos no subcapítulo 3.4 e a sua explicação. No gráfico seguinte é apresentado a potência dissipada em relação à diferença de temperatura entre a saída e entrada dos módulos nas respectivas zonas corporais. Para uma certa diferença de temperaturas, a quantidade de potência dissipada para cada zona corporal respeita as percentagens definidas no subcapítulo 3.1: 30% — Tronco, 25% — Cabeça e pescoço, 17% — Coxas, 15% — Parte superior dos braços, 8% — Gêmeos, 5% — Parte inferior dos braços.

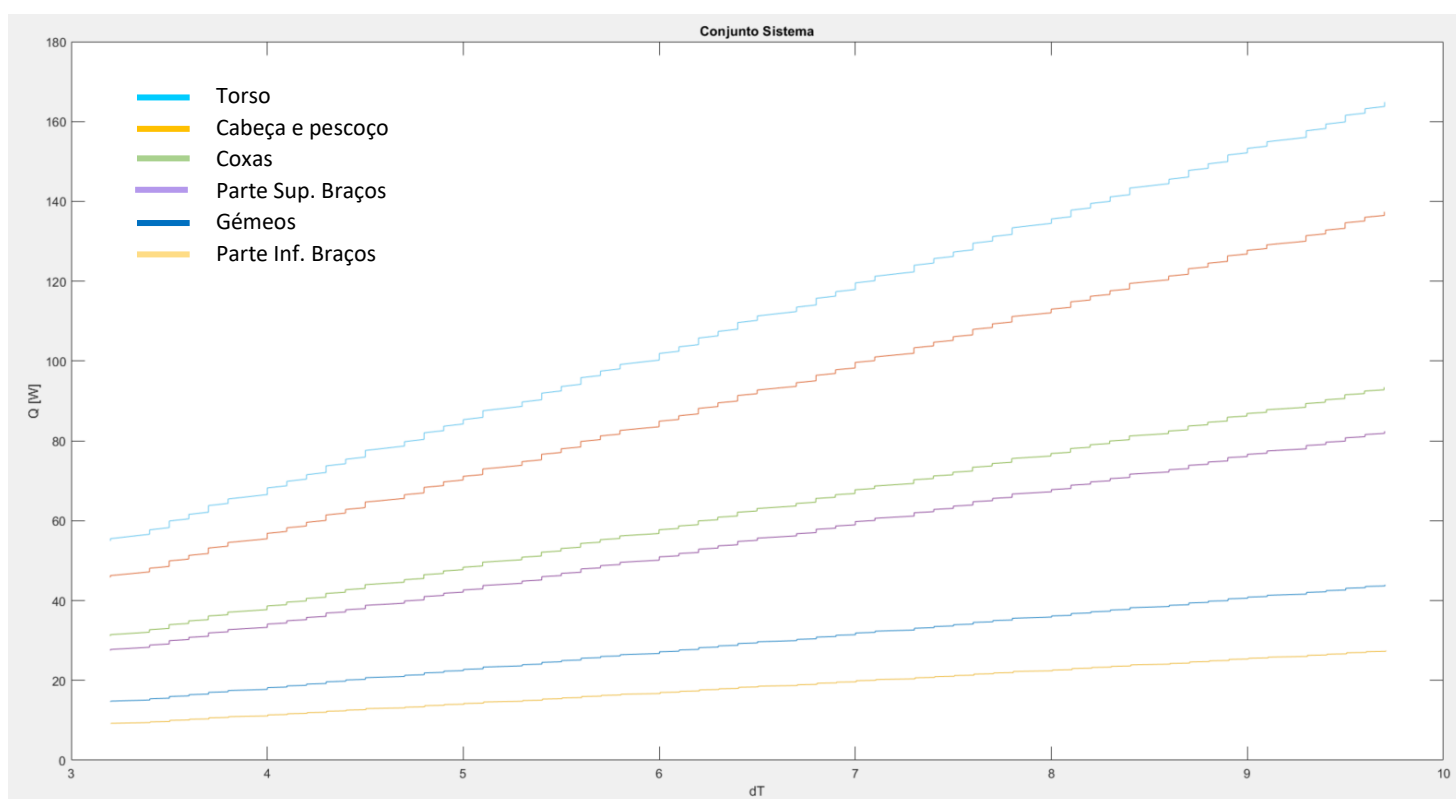


Figura A.1 - Taxa metabólica a extrair em função da diferença de temperatura da água para as variadas zonas do corpo.

No gráfico seguinte é apresentado a potência dissipada em relação ao caudal imposto para cada uma das zonas do corpo.

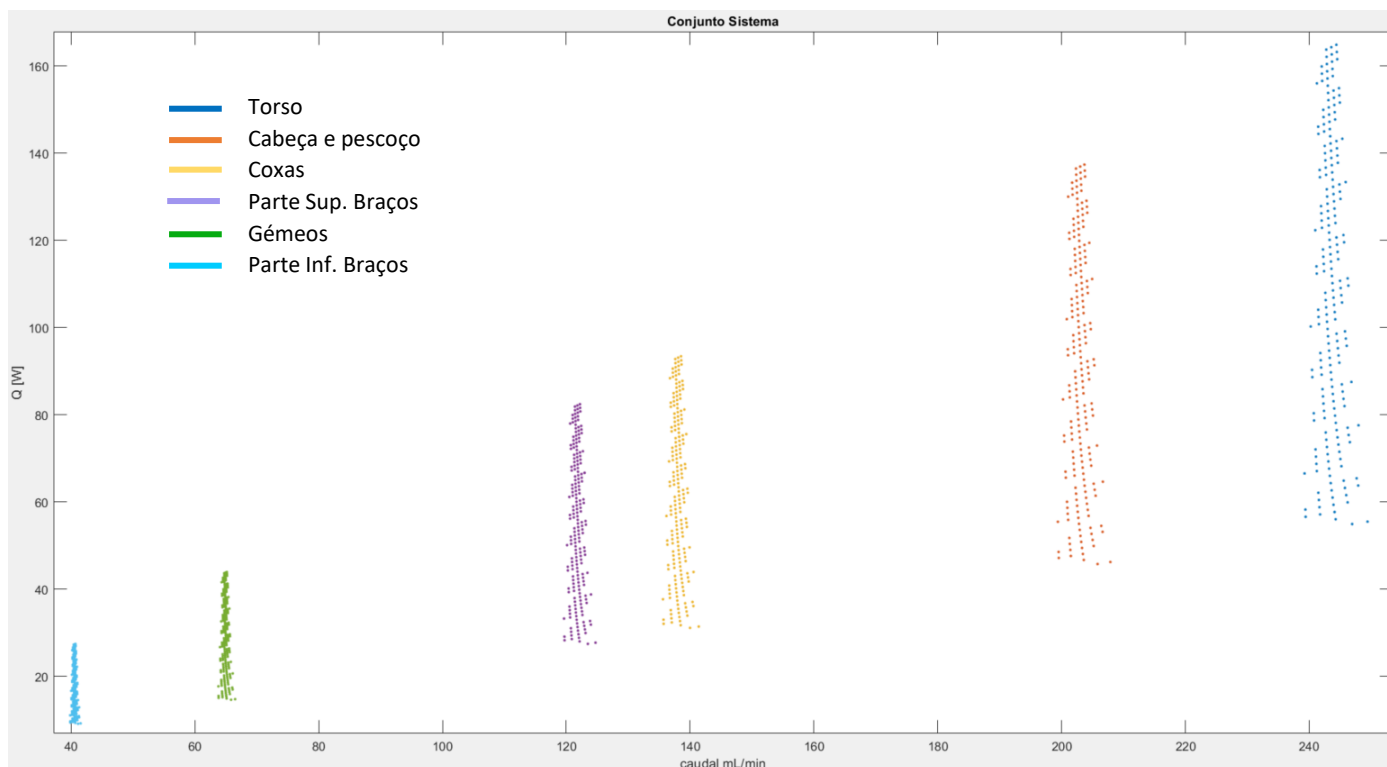


Figura A.2 - Taxa metabólica a extrair em função do caudal para as variadas zonas do corpo.

Nas figuras seguintes estará graficado o sistema como um todo. No gráfico da figura A.3 é apresentado a diferença de temperatura (saída e entrada dos tubos) da água no sistema VAL para cada valor de taxa metabólica a dissipar nessa zona.

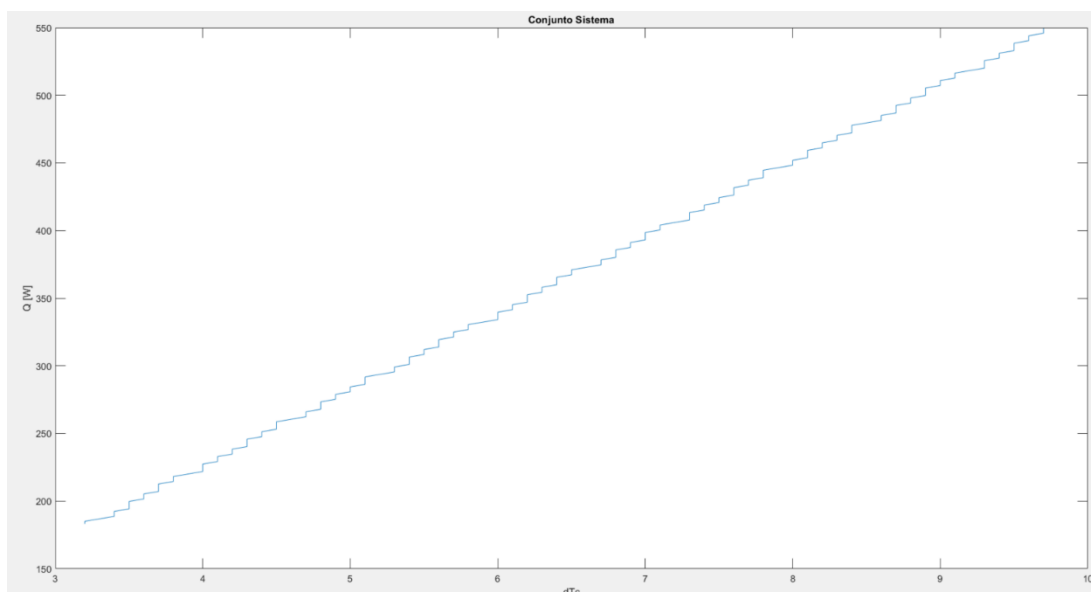


Figura A.3 - Taxa metabólica a extrair em função da diferença de temperatura da água relativos a todo o sistema.

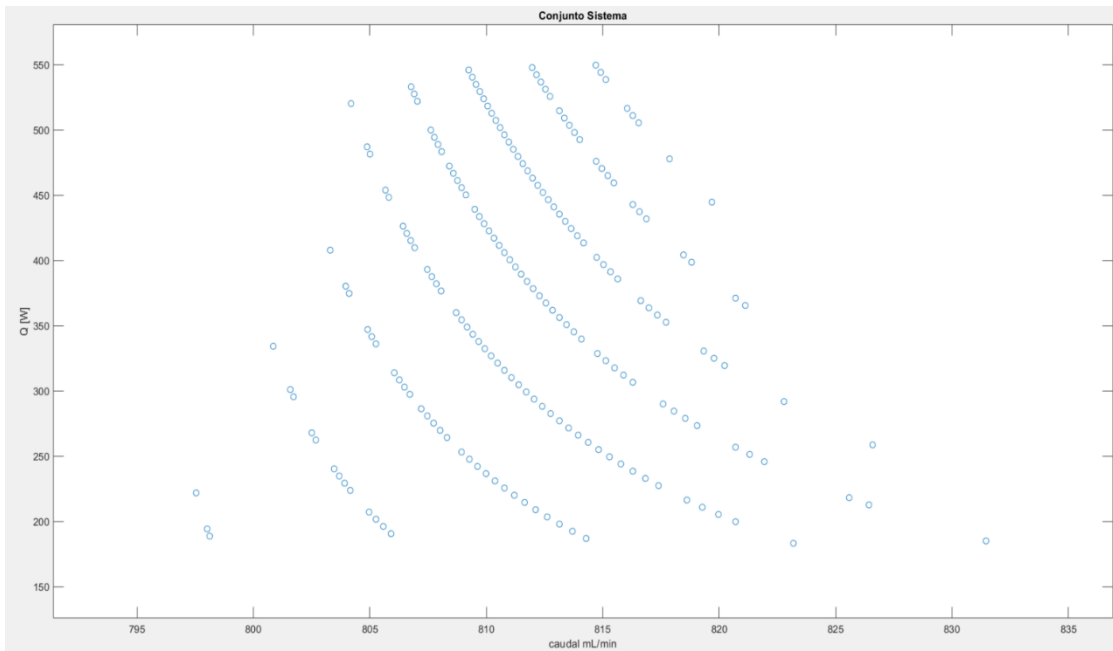


Figura A.4 - Gráfico com valores da quantidade de calor em relação ao caudal de fluido relativos a todo o sistema.

No gráfico seguinte é apresentado a queda de pressão total do sistema completo para cada valor de potência de bombagem. A unidade de variação destes valores é bastante reduzida

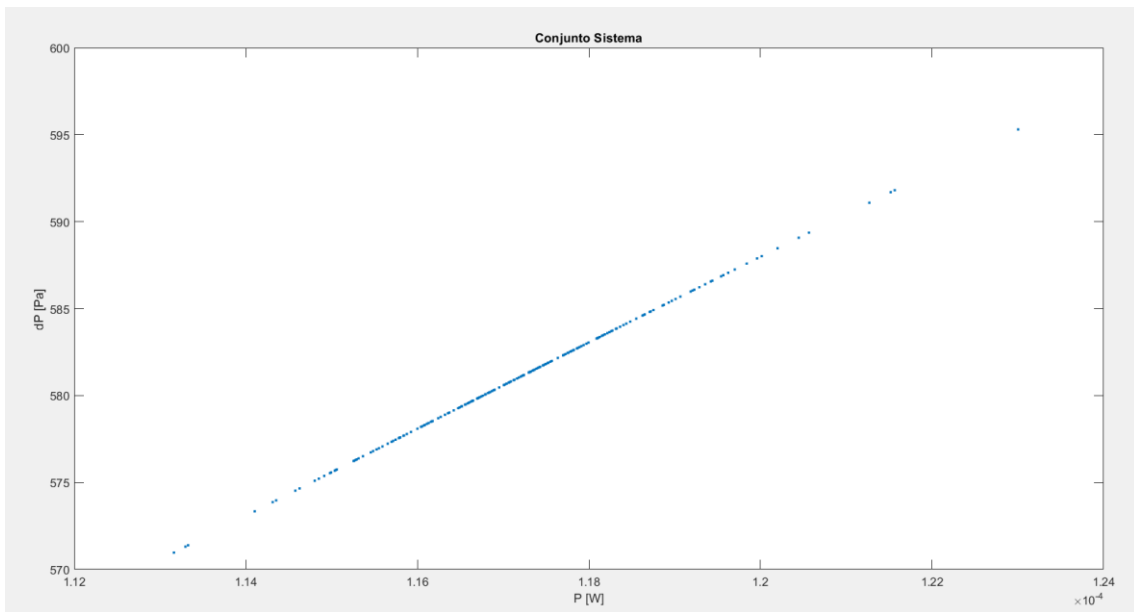


Figura A.5 - Gráfico com valores da queda de pressão em relação à potência de bombagem relativos a todo o sistema.

Tabela A.1 - Valores numéricos de temperaturas de entrada, saída, resistência térmica e caudal mássico em relação à taxa metabólica a extrair para todo o sistema.

Ti (°C)	To (°C)	q (W)	R × 10 <sup>-3</sup> (K/W)	m × 10 <sup>-6</sup> (Kg/s)
27,00	30,20	54,96	76,40	4107,57
27,00	30,20	55,51	75,64	4148,86
26,80	30,10	56,06	77,47	4063,16
26,70	30,10	56,61	77,41	3982,51
26,70	30,10	57,17	76,66	4021,37
26,70	30,10	57,72	75,93	4060,22
26,50	30,00	58,27	77,68	3981,96
26,50	30,00	58,82	76,96	4019,70
26,50	30,00	59,37	76,24	4057,45
26,50	30,00	59,93	75,54	4095,19
26,30	29,90	60,48	77,23	4018,13
26,30	29,90	61,03	76,53	4054,82
26,30	29,90	61,58	75,85	4091,52
26,10	29,80	62,14	77,50	4016,64
26,10	29,80	62,69	76,81	4052,35
26,10	29,80	63,24	76,14	4088,05
26,10	29,80	63,79	75,48	4123,75
25,90	29,70	64,35	77,08	4050,00
25,90	29,70	64,90	76,42	4084,76
25,90	29,70	65,45	75,78	4119,52
25,70	29,60	66,00	77,33	4047,77
25,60	29,60	66,55	77,28	3979,60
25,60	29,60	67,11	76,64	4012,63
25,60	29,60	67,66	76,02	4045,65
25,60	29,60	68,21	75,40	4078,68
25,40	29,50	68,76	76,90	4011,42
25,40	29,50	69,32	76,28	4043,64
25,40	29,50	69,87	75,68	4075,86
25,20	29,40	70,42	77,14	4010,27
25,20	29,40	70,97	76,54	4041,72
25,20	29,40	71,53	75,95	4073,17
25,00	29,30	72,08	77,37	4009,17
25,00	29,30	72,63	76,78	4039,89
25,00	29,30	73,18	76,20	4070,61

25,00	29,30	73,74	75,63	4101,33
24,80	29,20	74,29	77,01	4038,14
24,80	29,20	74,84	76,44	4068,17
24,80	29,20	75,39	75,88	4098,19
24,60	29,10	75,94	77,23	4036,48
24,60	29,10	76,50	76,67	4065,83
24,60	29,10	77,05	76,12	4095,19
24,60	29,10	77,60	75,58	4124,55
24,40	29,00	78,15	76,89	4063,60
24,30	29,00	78,71	76,85	4005,25
24,30	29,00	79,26	76,32	4033,35
24,30	29,00	79,81	75,79	4061,46
24,10	28,90	80,36	77,06	4004,37
24,10	28,90	80,92	76,54	4031,89
24,10	28,90	81,47	76,02	4059,41
24,10	28,90	82,02	75,51	4086,93
23,90	28,80	82,57	76,75	4030,49
23,90	28,80	83,12	76,24	4057,45
23,90	28,80	83,68	75,74	4084,41
23,70	28,70	84,23	76,95	4029,14
23,70	28,70	84,78	76,45	4055,56
23,70	28,70	85,33	75,96	4081,98
23,50	28,60	85,89	77,15	4027,84
23,50	28,60	86,44	76,66	4053,75
23,50	28,60	86,99	76,17	4079,65
23,50	28,60	87,54	75,69	4105,55
23,30	28,50	88,10	76,85	4052,00
23,20	28,50	88,65	76,82	4000,47
23,20	28,50	89,20	76,34	4025,40
23,20	28,50	89,75	75,87	4050,32
23,00	28,40	90,30	77,01	3999,78
23,00	28,40	90,86	76,54	4024,25
23,00	28,40	91,41	76,08	4048,71
23,00	28,40	91,96	75,62	4073,17
22,80	28,30	92,51	76,73	4023,13
22,80	28,30	93,07	76,27	4047,15
22,80	28,30	93,62	75,82	4071,17
22,60	28,20	94,17	76,91	4022,06
22,60	28,20	94,72	76,46	4045,65



22,60	28,20	95,28	76,02	4069,24
22,60	28,20	95,83	75,58	4092,83
22,40	28,10	96,38	76,65	4044,20
22,40	28,10	96,93	76,21	4067,38
22,40	28,10	97,48	75,78	4090,55
22,20	28,00	98,04	76,82	4042,80
22,20	28,00	98,59	76,39	4065,58
22,20	28,00	99,14	75,97	4088,36
22,00	27,90	99,69	76,99	4041,45
21,90	27,90	100,25	76,96	3996,11
21,90	27,90	100,80	76,54	4018,13
21,90	27,90	101,35	76,12	4040,15
21,90	27,90	101,90	75,71	4062,16
21,70	27,80	102,46	76,71	4017,23
21,70	27,80	103,01	76,30	4038,88
21,70	27,80	103,56	75,89	4060,54
21,50	27,70	104,11	76,88	4016,35
21,50	27,70	104,67	76,47	4037,66
21,50	27,70	105,22	76,07	4058,97
21,50	27,70	105,77	75,67	4080,27
21,30	27,60	107,43	75,85	4078,41
21,10	27,50	107,98	76,80	4035,33
21,10	27,50	108,53	76,41	4055,97
21,10	27,50	109,08	76,02	4076,61
21,10	27,50	109,64	75,64	4097,25
20,90	27,40	110,19	76,57	4054,54
20,90	27,40	110,74	76,18	4074,87
20,90	27,40	111,29	75,81	4095,19
20,70	27,30	111,85	76,72	4053,16
20,60	27,30	112,40	76,70	4012,38
20,60	27,30	112,95	76,32	4032,10
20,60	27,30	113,50	75,95	4051,81
20,40	27,20	114,05	76,85	4011,65
20,40	27,20	114,61	76,48	4031,08
20,40	27,20	115,16	76,11	4050,51
20,40	27,20	115,71	75,75	4069,93
20,20	27,10	116,26	76,63	4030,10
20,20	27,10	116,82	76,27	4049,24
20,20	27,10	117,37	75,91	4068,39

20,00	27,00	117,92	76,78	4029,14
20,00	27,00	118,47	76,42	4048,01
20,00	27,00	119,03	76,06	4066,88
20,00	27,00	119,58	75,71	4085,75
19,80	26,90	120,13	76,56	4046,81
19,80	26,90	120,68	76,21	4065,42
19,80	26,90	121,23	75,87	4084,03
19,60	26,80	121,79	76,71	4045,65
19,50	26,80	122,34	76,68	4008,33
19,50	26,80	122,89	76,34	4026,42
19,50	26,80	123,44	76,00	4044,52
19,50	26,80	124,00	75,66	4062,62
19,30	26,70	124,55	76,48	4025,57
19,30	26,70	125,10	76,14	4043,42
19,30	26,70	125,65	75,81	4061,27
19,10	26,60	126,21	76,62	4024,73
19,10	26,60	126,76	76,29	4042,35
19,10	26,60	127,31	75,96	4059,96
18,90	26,50	127,86	76,76	4023,92
18,90	26,50	128,41	76,43	4041,31
18,90	26,50	128,97	76,10	4058,69
18,90	26,50	129,52	75,78	4076,07
18,70	26,40	130,07	76,56	4040,29
18,70	26,40	130,62	76,24	4057,45
18,70	26,40	131,18	75,92	4074,60
18,50	26,30	131,73	76,70	4039,30
18,50	26,30	132,28	76,38	4056,24
18,50	26,30	132,83	76,06	4073,17
18,50	26,30	133,39	75,74	4090,11
18,30	26,20	133,94	76,51	4055,06
18,20	26,20	134,49	76,49	4020,88
18,20	26,20	135,04	76,17	4037,39
18,20	26,20	135,60	75,86	4053,91
18,00	26,10	136,15	76,62	4020,17
18,00	26,10	136,70	76,31	4036,48
18,00	26,10	137,25	76,00	4052,79
18,00	26,10	137,80	75,69	4069,09
17,80	26,00	138,36	76,44	4035,58
17,80	26,00	138,91	76,13	4051,69

17,80	26,00	139,46	75,83	4067,80
17,60	25,90	140,01	76,56	4034,71
17,60	25,90	140,57	76,26	4050,62
17,60	25,90	141,12	75,96	4066,54
17,40	25,80	141,67	76,69	4033,86
17,40	25,80	142,22	76,39	4049,58
17,40	25,80	142,78	76,09	4065,31
17,40	25,80	143,33	75,80	4081,04
17,20	25,70	143,88	76,51	4048,56
17,10	25,70	144,43	76,49	4016,85
17,10	25,70	144,98	76,20	4032,21
17,10	25,70	145,54	75,91	4047,57
16,90	25,60	146,09	76,61	4016,23
16,90	25,60	146,64	76,32	4031,42
16,90	25,60	147,19	76,04	4046,60
16,90	25,60	147,75	75,75	4061,78
16,70	25,50	148,30	76,44	4030,64
16,70	25,50	148,85	76,16	4045,65
16,70	25,50	149,40	75,88	4060,66
16,50	25,40	149,96	76,56	4029,88
16,50	25,40	150,51	76,28	4044,72
16,50	25,40	151,06	76,00	4059,57
16,50	25,40	151,61	75,72	4074,41
16,30	25,30	152,16	76,40	4043,82
16,30	25,30	152,72	76,12	4058,49
16,30	25,30	153,27	75,85	4073,17
16,10	25,20	153,82	76,51	4042,93
16,10	25,20	154,37	76,24	4057,45
16,10	25,20	154,93	75,97	4071,96
15,90	25,10	155,48	76,63	4042,06
15,80	25,10	156,03	76,61	4012,80
15,80	25,10	156,58	76,34	4027,01
15,80	25,10	157,14	76,07	4041,21
15,80	25,10	157,69	75,80	4055,42
15,60	25,00	158,24	76,45	4026,33
15,60	25,00	158,79	76,18	4040,38
15,60	25,00	159,34	75,92	4054,43
15,40	24,90	159,90	76,56	4025,66
15,40	24,90	160,45	76,30	4039,57

15,40	24,90	161,00	76,03	4053,47
15,40	24,90	161,55	75,77	4067,38
15,20	24,80	162,11	76,41	4038,77
15,20	24,80	162,66	76,15	4052,53
15,20	24,80	163,21	75,89	4066,29
15,00	24,70	163,76	76,52	4037,99
15,00	24,70	164,32	76,26	4051,61
15,00	24,70	164,87	76,00	4065,23

## Módulos

Tabela A.2 - Valores relativos aos módulos obtidos.

	<b>Cabeça e pescoço</b>	<b>Torso</b>	<b>Coxas</b>	<b>Braços Superiores</b>	<b>Braços Inferiores</b>	<b>Gêmeos</b>	<b>Total</b>
<b>Módulos</b>	29	35	20	18	6	10	117
<b>Dimensão 1 Módulo (cm)</b>	4,90x5	4,90x5	4,90x5	4,90x5	4,90x5	4,69x5	29,19x5
<b>Dimensão Total (cm)</b>	142,10x5	171,50x5	98,00x5	83,30x5	29,40x5	46,90x5	571,20x5
<b>Nº canais por módulo</b>	30	30	30	30	30	29	489
<b>Nº total de canais</b>	870	1050	600	510	180	290	3500
<b>Área de canais (<math>\times 10^{-3}</math> m<sup>2</sup>)</b>	43,50	52,50	30,00	25,50	9,00	14,50	175
<b>Área superficial total dos Módulos (<math>\times 10^{-3}</math> m<sup>2</sup>)</b>	71,05	85,75	49,00	44,10	14,70	23,45	288,05

A área superficial dos módulos consiste em toda a base do módulo com as bases das paredes dos canais inclusive. A área dos canais consiste apenas na área superficial da base dos canais. As áreas superficiais dos módulos apresentam valores perto daqueles que foram definidos na tabela 3.1. Para as zonas maiores (Cabeça e pescoço, tronco e coxas) a diferença é maior, relativamente às zonas menores (Braços superiores, inferiores e gêmeos), que apresentam um desvio menor, uma vez que este desvio está diretamente relacionado com a dimensão a refrigerar.

## Localização dos Módulos

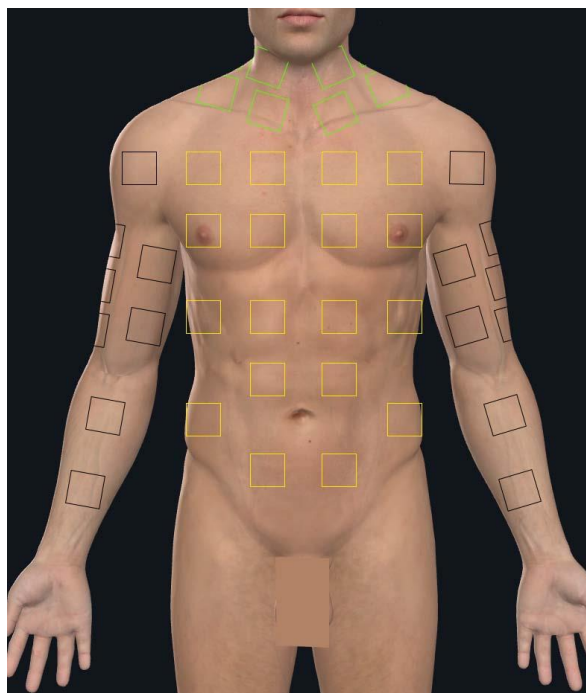


Figura A.6 - Ilustração da disposição dos módulos no torso na zona frontal.

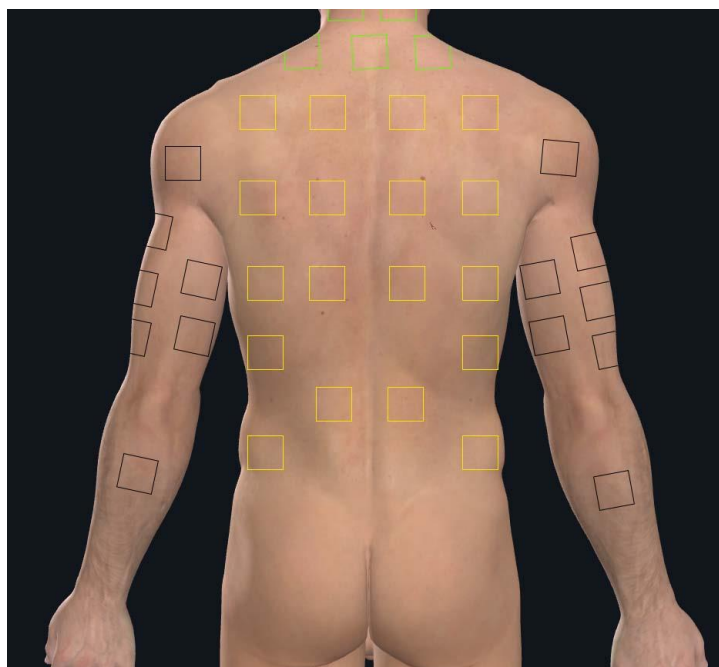
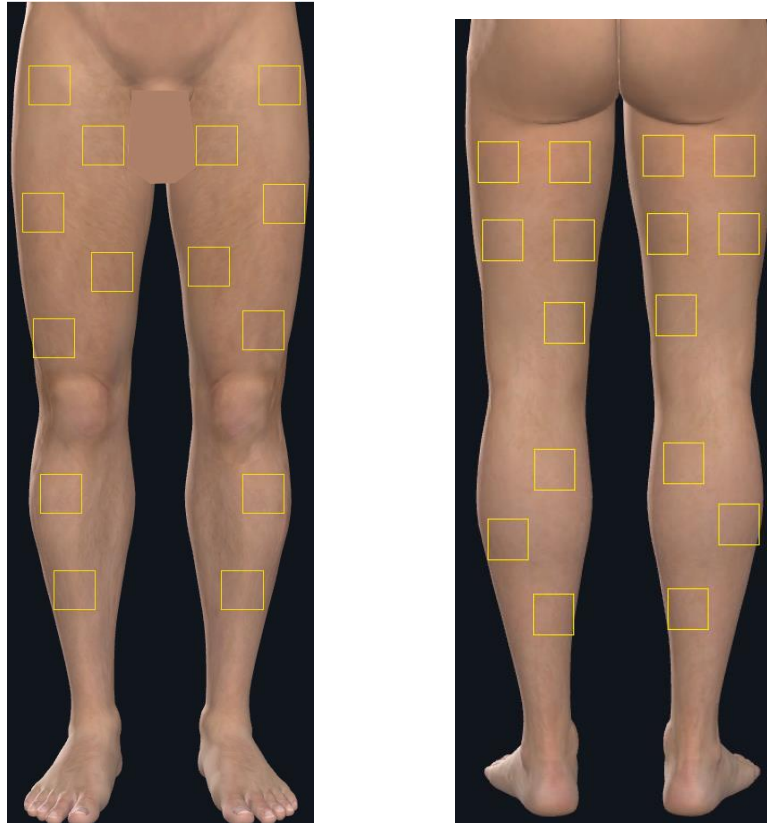
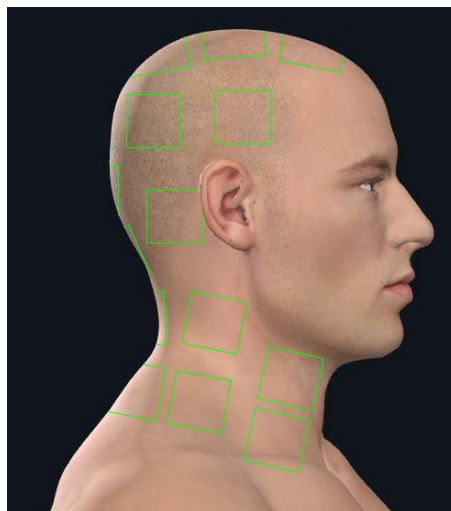


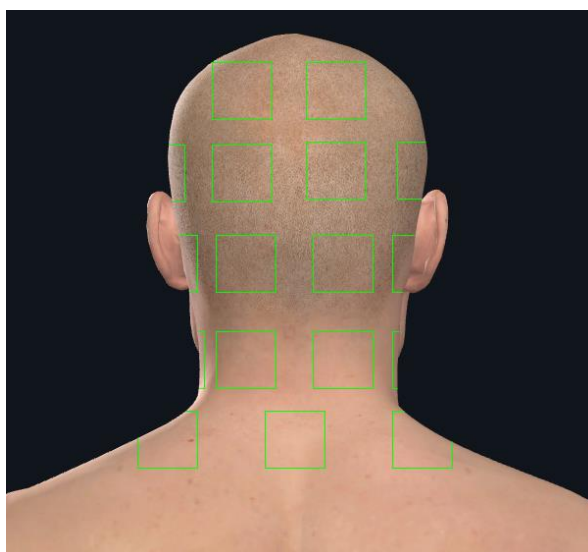
Figura A.7 - Ilustração da disposição dos módulos no torso na zona da retaguarda.



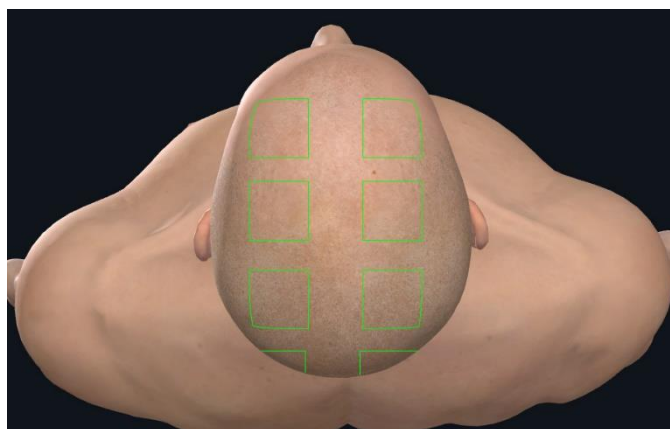
*Figura A.8 - Ilustração da disposição dos módulos na zona das pernas.*



*Figura A.9 – Vista lateral da disposição dos módulos na zona da cabeça e pescoço.*











*Figura A.10 - Vista da retaguarda da disposição dos módulos na zona da cabeça e pescoço.*



*Figura A.11 - Vista superior da disposição dos módulos na zona da cabeça e pescoço.*



# Rede de Módulos no VAL

-  Cabeça e pescoço
-  Torso
-  Braços
-  Coxas e gêmeos
-  Entrada/Saída do permutador
-  Localização dos ombros
-  Localização dos joelhos
-  Localização das mãos

