

# Sistema de Arrefecimento Corporal no Uso de Fatos de Protecção NBQR

Miguel Fernandes, Ana S. Moita

CINAMIL, Academia Militar, Instituto Universitário Militar  
Lisboa, Portugal.

[fernandes.mama@exercito.pt](mailto:fernandes.mama@exercito.pt), [moita.asoh@exercito.pt](mailto:moita.asoh@exercito.pt)

Miguel A. A. Mendes

LAETA, IDMEC, Instituto Superior Técnico, Universidade de  
Lisboa

Lisboa, Portugal

[miguel.mendes@tecnico.ulisboa.pt](mailto:miguel.mendes@tecnico.ulisboa.pt)

**Resumo** — Os fatos de protecção usados em ambientes que contenham algum tipo de dispersão de produtos nucleares, biológicos, químicos e radiológicos (NBQR) apresentam um grau de isolamento elevado, que impossibilita 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 para contornar 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 microcanais interligados entre si, embutidos no dito vestuário. Os permutadores de calor com microcanais 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 microcanais 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 artigo. Após esta otimização procedeu-se à produção de um permutador de calor com microcanais e realizou-se ensaios laboratoriais com o intuito de verificar e aferir a sua coerência prática com a teoria proposta.

## I. INTRODUÇÃO

A proliferação das Armas de Destruição Massiva (ADM) tem-se tornado numa preocupação crescente para os estados. Eventos que provocam a dispersão de produtos nucleares, biológicos, químicos e radiológicos (NBQR) devido a acontecimentos naturais, acidentais ou intencionais, são considerados situações de risco e representam nos dias de hoje uma das preocupações mais críticas para a segurança e saúde. 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 também referido 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 mais eficiente e eficaz, a 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 um maior grau de prioridade às 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) [1].

Os militares que utilizam os fatos de protecção podem ser colocados sob consideráveis condições fisiológicas e térmicas durante as tarefas operacionais devido às exigências físicas das missões e do grau de protecção das roupas e aparelhos respiratórios usados. Este tipo de vestuário cria um ambiente de stress térmico, uma vez 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, consequentemente poderá levar até à exaustão [2-3].

Uma das soluções mais usada para regular a temperatura do combatente recorre a reações químicas de fusão/solidificação [4]. Porém, estas soluções são pouco eficientes, para além de aumentarem o peso do equipamento. Os sistemas de arrefecimento corporal mais complexos são baseados no arrefecimento com convecção forçada a ar (“Air-Cooled Garments - ACG”) ou a líquido (“Liquid Cooling Garments - LCG”), podendo estes últimos ainda tirar partido da parcela de calor latente removida com a mudança de fase do líquido (“Phase Change Garments - PCG”). Apesar do intenso trabalho de investigação já realizado [4] não se encontrou ainda uma solução que equilibrasse a eficácia do sistema de arrefecimento, com a complexidade e peso do mesmo e com a necessidade de potências elevadas de bombagem. Neste contexto, o presente trabalho integra um projeto mais amplo que considera o desenvolvimento, teste e implementação de um sistema de gestão térmica e climatização de equipamento de combate, em particular de equipamento NBQR. O trabalho descrito neste artigo apresenta o modelo térmico desenvolvido para a dissipação da taxa metabólica produzida, o projeto e otimização da geometria e os principais componentes do sistema a desenvolver, bem como o seu teste experimental.

## II. METODOLOGIA DO PROJETO E DOS TESTES REALIZADOS AO PROTÓTIPO

### A. Metodologia do projeto do sistema de arrefecimento

Para desenvolver o sistema de arrefecimento é necessário, em primeiro lugar, modelar em termos energéticos, o sistema corpo+vestuário de proteção.

O balanço de energia efetuado a um corpo humano considera essencialmente os seguintes termos:

$$Q_a = (Q_m - W) - (Q_{\text{conv}} + Q_{\text{cond}} + Q_{\text{rad}} + Q_{\text{eva}} + Q_{\text{res}}) \quad (1)$$

Onde  $Q_a$  é a taxa de energia armazenada no corpo,  $Q_m$  é a taxa de calor metabólico produzido pelo corpo,  $W$  é a potência associada ao trabalho mecânico,  $Q_{\text{conv}}$  é a taxa de calor trocado por convecção,  $Q_{\text{cond}}$  é o calor trocado por condução,  $Q_{\text{rad}}$  é o calor trocado por radiação e  $Q_{\text{eva}}$  o calor trocado por evaporação (na transpiração). Finalmente,  $Q_{\text{res}}$  é o calor dissipado na respiração.

Considerando que o fato de proteção NBQR não permite trocas de energia nem de massa com o exterior, podemos assumir que o corpo está contido num volume de controlo isolado. Na realidade, existem sempre trocas de calor com o exterior, principalmente por radiação e por convecção, bem como por evaporação na respiração, mas são valores muito baixos, quando comparados com a taxa metabólica (na maioria dos casos, a perda de calor por respiração e condução são inferiores a 5% e 1%, respetivamente).

Adicionalmente, consideraram-se ainda as seguintes hipóteses simplificativas:

1. A transferência de calor decorre em regime estacionário.
2. A transferência de calor que ocorre na pele é unidimensional, na direção normal à pele.
3. A roupa e a pele humana são consideradas superfícies homogéneas.
4. A camada de ar existente entre a pele e o vestuário é desprezada.

Neste cenário, a equação de balanço de energia para determinar a quantidade de calor que é necessário dissipar do corpo é simplificada em:

$$Q_a = Q_m - Q_s \quad (2)$$

Sendo  $Q_s$  a taxa calor que tem de ser dissipada de modo que não se armazene calor no corpo i.e. de modo que  $Q_a = 0$ .

Para um indivíduo de estatura média, com uma massa ( $m$ ) de 71 quilogramas e com 1.72 metros de altura ( $l$ ), é possível obter a área superficial do corpo,  $A_D$ , utilizando a relação desenvolvida por [5]:

$$A_D = 0.202m^{0.425}l^{0.725} = 1.832m^2 \quad (3)$$

Foram testadas diferentes unidades de arrefecimento corporal, e [6] recomenda que o sistema de arrefecimento seja distribuído de acordo com a percentagem que permite maximizar a dissipação de calor distribuída pelas diversas partes

do corpo: 30% - Tronco, 25% - Cabeça e pescoço, 17% - Coxas, 15% - Parte superior dos braços, 8% - Gémeos, 5% - Antebraços.

Neste estudo consideraram-se dois níveis de taxa metabólica, uma baixa, e uma alta. Pela literatura e.g. ASHRAE, um indivíduo a caminhar a 3.2km/h produz cerca de 112W/m<sup>2</sup> de fluxo de calor metabólico. Este valor é considerado baixo. Já um indivíduo numa atividade física moderada/elevada poderá produzir uma média de 300 W/m<sup>2</sup> de fluxo de calor metabólico.

Considerando estes valores como base, foi possível otimizar a dimensão dos permutadores de calor que serão associados de forma modular, de modo a cobrir as percentagens fulcrais das áreas corporais acima identificadas. A geometria destes pequenos permutadores, foi também otimizada, considerando que são constituídos por conjuntos de tubos de área de secção de algumas centenas de microns. Esta solução, de acordo com a experiência da equipa e seguindo a literatura revista, potenciará um arrefecimento homogéneo, com elevados coeficientes convectivos e perdas de carga mínimas (com conseqüente necessidade mínima de bombagem). Os caudais de líquido necessários são da ordem das centenas de mL/min. Para estes valores de caudal, e considerando a dimensão micrométrica da secção dos tubos que compõem os permutadores, o escoamento ocorre sempre em regime laminar. O comprimento dos tubos garante que o escoamento se encontra sempre completamente desenvolvido térmica e hidrodinamicamente.

A otimização realizada teve por base duas funções objetivo. A primeira função objectivo foca-se em encontrar os valores de  $T_i$  (temperatura de entrada no permutador) e de  $T_o$  (temperatura de saída no permutador) de forma que a seguinte aproximação tenha uma diferença menor que 5%:

$$\Delta T_{pm} \approx T_f - T_p \quad (4)$$

Onde  $T_f$  é a temperatura média do fluido avaliada entre  $T_i$  e  $T_o$  e  $T_p$  é a temperatura da pele.

Sendo o calor trocado por convecção diretamente proporcional a  $T_i - T_o$ , pretende-se maximizar esta diferença de temperatura, garantindo o conforto térmico. De acordo com a literatura consultada, para garantir este conforto térmico, a temperatura de entrada do líquido não deve ser inferior a 15°C.

Esta função objetivo permite que a variação de temperatura seja o mais linear possível e também que o permutador de calor se mantenha com uma eficiência alta, uma vez que 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. Na Figura 1 representa-se esta função objetivo, demonstrando o cenário pretendido (linha a laranja), vs o que se pretende evitar (linha a azul). A minimização desta função objetivo devolveu um valor ótimo de temperatura à saída de 24.7°C. Nesta fase do trabalho, o fluido considerado é água. O permutador é feito de um polímero (para lhe conferir flexibilidade, leveza e baixo custo de material) com elevadas propriedades termofísicas.

Com este valor, é possível determinar a resistência térmica que os módulos deverão ter para que seja possível transferir, na zona do torso, 165 W da pele para a água (situação mais crítica). A resistência térmica determinada foi de 0.076K/W.

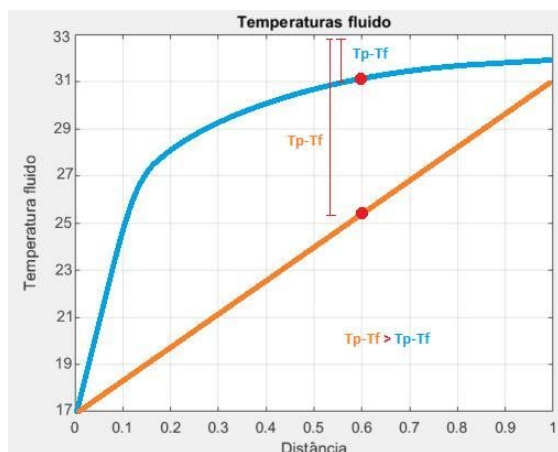


Figura 1. Interpretação gráfica da função objetivo, apresentada na equação (4). A abcissa representa a distância longitudinal adimensional ao longo dos tubos que compõem o permutador e a ordenada a temperatura do fluido em kelvins.

Ainda para a zona do torso, definindo uma variação da taxa de calor a remover entre 55W e 165W, correspondentes à situação menos e mais crítica de uso, este procedimento de otimização foi repetido, permitindo assim otimizar o valor das temperaturas de entrada e os respetivos valores “esperados” de saída do permutador. Ao definir as temperaturas de entrada e saída foi possível calcular o caudal mássico ótimo. Esta abordagem permite que a resistência térmica se mantenha praticamente constante, possibilitando uma melhor previsão da transferência de calor para um certo fluxo de calor, uma vez que pela teoria clássica, o aumento do número de Reynolds (relação adimensional entre as forças de inércia e forças viscosas do escoamento) em escoamento laminar não afeta o coeficiente de convecção. Porém, na prática, dado que as condições de funcionamento do permutador não são perfeitamente estacionárias, o coeficiente de convecção pode variar com o caudal mássico e consequentemente com o aumento do número de Reynolds, podendo aumentar consideravelmente o erro da quantidade de calor previsto a ser extraído.

Determinada a resistência térmica total do permutador é possível focarmo-nos na função objetivo 2, destinada a otimizar a geometria e principais dimensões do permutador. A geometria e material do permutador otimizado não podem ser divulgados, por questões de proteção de propriedade intelectual do produto que está a ser desenvolvido.

### B. Testes ao protótipo do módulo fabricado

O protótipo com a geometria otimizada, seguindo o procedimento descrito na secção anterior, foi fabricado e testado experimentalmente. Assim, o permutador baseado em microcanais foi fabricado por molde e fabrico aditivo (por estereolitografia, usando a impressora Form 3+, da FormLab) usando um polímero, sendo testado na instalação experimental representada na figura 2.

A água é injetada para o sistema de canais fabricado, que se pretende testar, pela bomba de seringa – Harvard Apparatus Model 22 (Figura 2, índice 4). São colocados termopares tipo K, com uma precisão de medida de  $\pm 1^\circ\text{C}$ , na entrada e saída dos canais, de forma a obter os dados de temperatura do fluido de trabalho (água). Estes termopares enviam informação para um

sistema de aquisição DT9828 (Figura 2, índice 6). A diferença de pressão entre a entrada e a saída do sistema de canais é medida por um sensor diferencial de pressão Omega PX26-005DV. Na parte inferior ao módulo está assente uma folha de aço inoxidável AISI 304 (Figura 2, índice 3) que simula a superfície da pele. Esta folha é aquecida por efeito de Joule através de corrente contínua fornecida por uma fonte – Modelo HP 6274B DC (Figura 2, índice 2). 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 de alta velocidade - Onca MWIR-InSb-320 (Figura 2, 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 2, índice 8). Os valores obtidos pelos sensores de temperatura e pressão e as imagens captadas pela câmara termográfica são enviados para o PC (Figura 2, índice 1) para tratamento de dados numa rotina de LABVIEW previamente elaborada para o efeito.

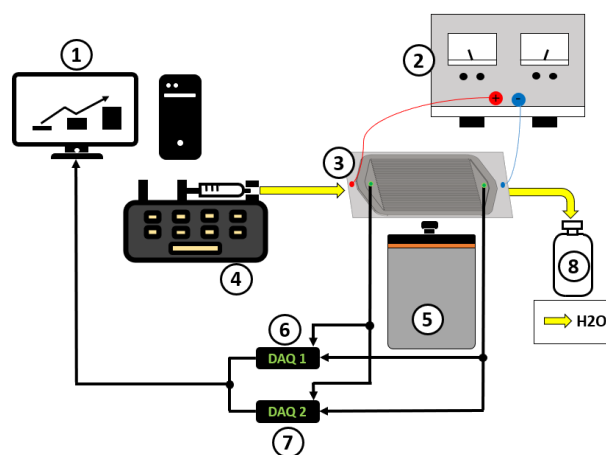


Figura 2. Representação esquemática da instalação experimental usada para testar o permutador configurado.

A câmara térmica de infravermelhos Onca MWIR-InSb-320, permite observar os valores da distribuição de temperatura na folha de aço enquanto esta é arrefecida pelo módulo. 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. Para aumentar a emissividade da folha de aço, pintou-se de preto fosco um dos lados da folha, aquele que ficará voltado para a câmara.

### C. 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 a fornecer à folha para uma determinada temperatura da

água injetada no módulo, obtendo dados de queda de pressão e os dados da distribuição de temperatura no decorrer do arrefecimento. Neste contexto foram definidas 3 condições de teste, correspondendo a 3 potências a impor na folha de aço, uma mínima, uma média e uma máxima. As potências impostas são relativas à zona do tronco. A quantidade de calor mínimo, médio e máximo a extrair para esta zona é de 55W, 110W, e 165W, respetivamente, para um total de 35 módulos. Portanto, para um módulo individual, a quantidade de calor a extrair será de 1.57W, 3,4W e 4.71W, respetivamente. Estes valores foram impostos ajustando a corrente contínua a alimentar à folha de aço inoxidável e considerando as perdas de calor para o exterior. Neste contexto, quantificaram-se também as perdas calor nas válvulas que permitem a entrada e saída da água do permutador protótipo.

### III. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Nesta secção apresentam-se e discutem-se os testes experimentais realizados ao permutador protótipo fabricado. A secção apresenta essencialmente 3 ensaios, que correspondem a variações da temperatura de entrada do fluido, e resposta do sistema à aplicação dos fluxos impostos acima identificados. Assim, no ensaio 1, a temperatura de entrada foi de 15°C, no ensaio 2 a temperatura de entrada foi de 20.9°C e no ensaio 3 a temperatura de entrada foi de 27°C. As potências caloríficas aplicadas à folha de aço inoxidável foram de 5.25 W (ensaio 1), 3.23W (ensaio 2) e 1.24W (ensaio 3), que correspondem às situações de potência máxima, média e mínima, identificadas na secção anterior, compensando as perdas/ganhos caloríficos do sistema. O caudal volumétrico manteve-se constante para todos os ensaios, e igual 7mL/min.

#### A. Ensaio 1: condições críticas de arrefecimento

A Figura 3 representa a média da temperatura da folha de aço inoxidável ao longo do tempo, nas zonas identificadas, para 3 ensaios realizados em condições idênticas. O decaimento abrupto de temperatura no final das linhas do gráfico está associado ao 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. Esta zona representa uma linha ao logo 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 nas zonas A e B se mantêm constantes, é possível aferir que esta variação com característica oscilatória se deve às duas linhas mais claras, entre o ponto C e D. 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 correspondem aos extremos do módulo, mas principalmente por serem as zonas de distribuição da corrente, pois estão localizadas perto de onde as placas de cobre estão assentes sobre a folha de aço inoxidável. Outra razão que explica a diferença de temperaturas considerável existente entre os extremos e o centro da folha está associada 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 homogénea do caudal. 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 das zonas A e B. A queda de pressão sofreu oscilações ao longo do tempo, que variam de cerca de 0.5 a 2.5 kPa. 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.

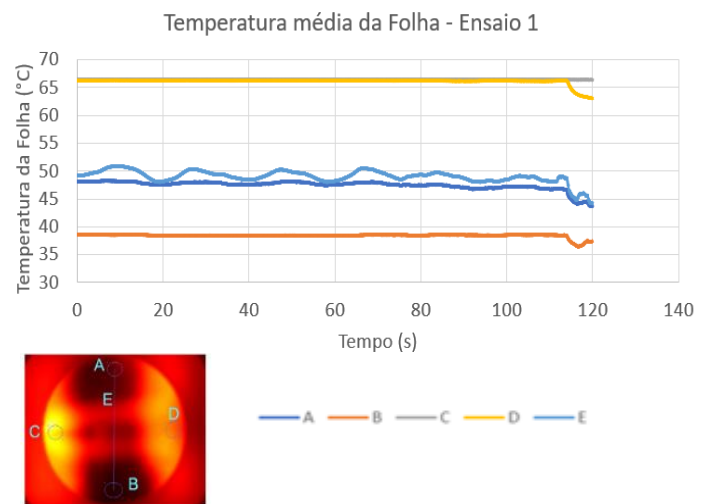


Figura 3. Variação temporal da temperatura média da superfície da folha de aço inoxidável durante o arrefecimento com a água para as condições mais críticas de arrefecimento.

Outro parâmetro relevante é a temperatura de entrada e saída da água no permutador.

Na figura 4 está representada a média das temperaturas dos três testes realizados, ao longo do tempo, em regime estacionário. É possível verificar algumas oscilações relativamente à temperatura de saída. Isto deve-se exatamente à oscilação da temperatura média da folha, como já foi referido anteriormente. Esta oscilação acontece pelo facto de o fluido, por vezes, não conseguir extrair o calor necessário, devido à obstrução dos canais, aumentando ligeiramente a temperatura da folha de aço inoxidável. A temperatura média de entrada e saída da água, do gráfico da figura 4, ao longo do tempo é de 15.08°C e 24.88°C, respetivamente. Para esta diferença de temperatura, e efetuando um balanço energético ao sistema verifica-se que foram retirados 4.77W.

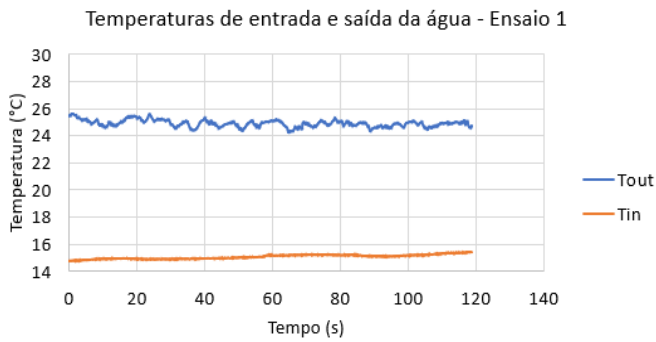


Figura 4. Variação temporal da temperatura de entrada ( $T_{in}$ ) e de saída  $T_{out}$  da água no permutador de microcanais, para as condições mais críticas de arrefecimento.

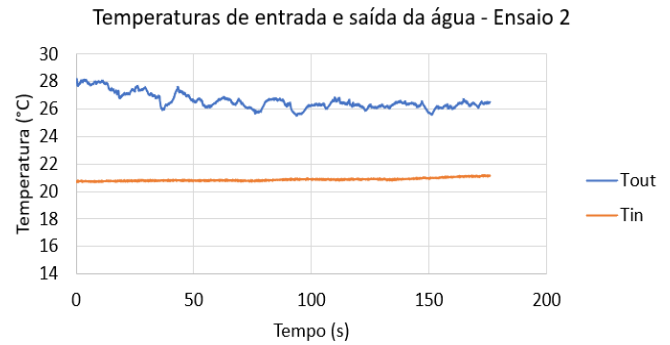


Figura 6. Variação temporal da temperatura de entrada ( $T_{in}$ ) e de saída  $T_{out}$  da água no permutador de microcanais, para as condições intermédias de arrefecimento.

**B. Ensaio 2: condições intermédias de arrefecimento**

Relativamente aos ensaios realizados em condições intermédias, as temperaturas obtidas na folha de aço inoxidável seguem a mesma tendência da relatada na subsecção anterior (Figura 5).

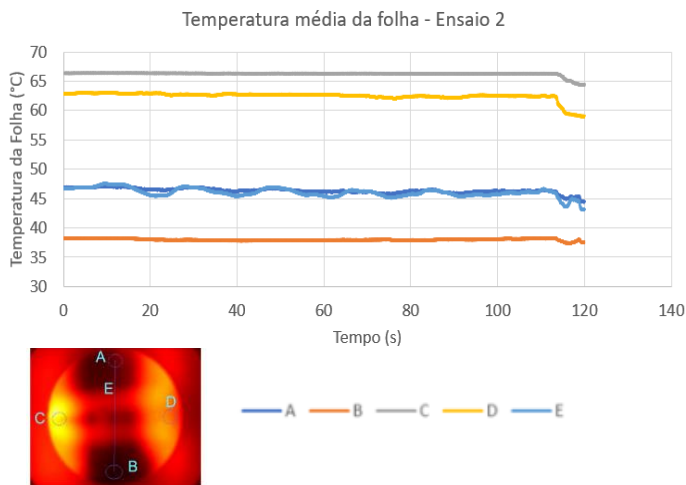


Figura 5. Variação temporal da temperatura média da superfície da folha de aço inoxidável durante o arrefecimento com a água para as condições intermédias de arrefecimento.

Relativamente aos dados das temperaturas de entrada e saída da água, é possível verificar, pela figura 6 que, em relação às condições anteriores de ensaio, 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.

Efetivamente, a temperatura média de entrada e saída da água do gráfico ao longo do tempo é de 20,83°C e 26,40°C, respetivamente. Para esta diferença de temperaturas a potência calorífica retirada é de 2.71W.

**C. Ensaio 3: condições mínimas de arrefecimento**

Este ensaio pretende demonstrar a extração da menor quantidade de calor estabelecida no módulo. Na figura 7 encontra-se representada a evolução temporal da temperatura da folha de aço, nas mesmas zonas analisadas nos ensaios anteriores. Os resultados relativos à queda de pressão assemelham-se também aos discutidos anteriormente. As temperaturas das várias zonas mantêm-se constantes ao longo do tempo, inclusive a linha E, pois, apresenta variações bastante pequenas que se tornam insignificativas. A temperatura das várias zonas diminuiu significativamente relativamente aos ensaios anteriores, uma vez que a potência fornecida à folha é menor.

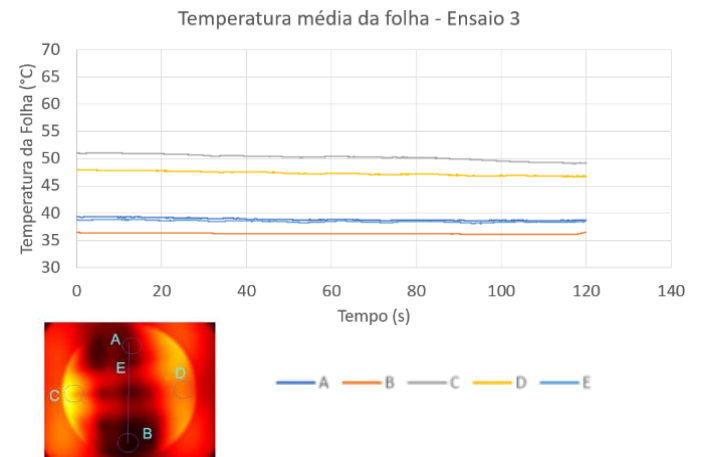


Figura 7. Variação temporal da temperatura média da superfície da folha de aço inoxidável durante o arrefecimento com a água para as condições mínimas de arrefecimento.

Para o gráfico que representa as temperaturas de entrada e de saída da água ao longo do tempo (figura 8), é possível verificar que a diferença de temperaturas é menor, o que seria de esperar, dado o menor valor do calor imposto (a retirar). Tal como nos casos anteriores, os resultados apresentam ligeiras oscilações relativas à temperatura de saída, também amortecidas, pelas razões já explicadas. Para este caso as temperaturas médias de entrada e saída da água, ao longo do tempo são de 26,98°C e 29,56°C, respetivamente, sendo o calor retirado de 1.25W.

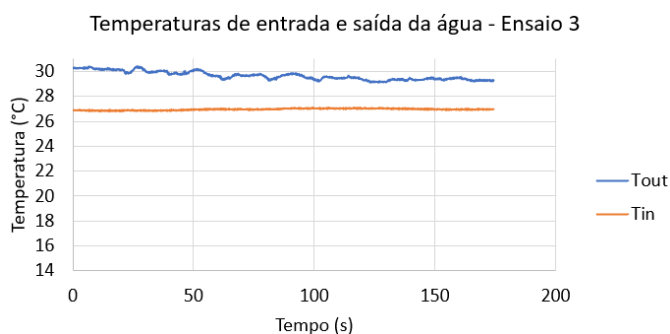


Figura 8. Variação temporal da temperatura de entrada ( $T_{in}$ ) e de saída  $T_{out}$  da água no permutador de microcanais, para as condições mínimas de arrefecimento.

#### D. 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. Assim, o calor retirado, considerando essas perdas, está representado na figura 9.

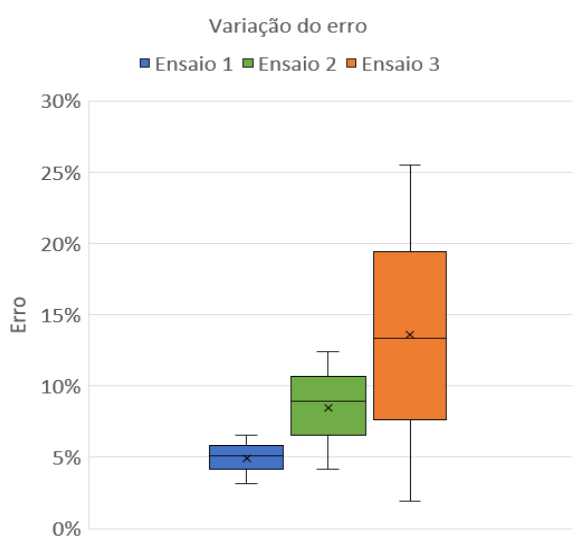


Figura 9. Diferença relativa entre os valores do calor retirado obtidos experimentalmente e os estimados teoricamente.

Os resultados obtidos no ensaio 1 (condições mais críticas de arrefecimento) foram bastante bons, apresentando um erro baixo relativamente ao valor teórico. Os resultados do ensaio 2 (condições intermédias de arrefecimento) tiveram um intervalo de erro (diferença entre o valor experimental e o teórico) um pouco superior, uma vez que a diferença de temperaturas entre a água à entrada e à saída do permutador é menor que no ensaio 1, ou seja, os erros associados são mais significativos. No ensaio 3

(condições mínimas de arrefecimento) a diferença de temperaturas da água é ainda menor, originando uma diferença entre o valor experimental e o teórico ainda maior, com erros associados maiores. A quantificação das perdas de calor nas válvulas permitiram diminuir o valor dos erros. Estas perdas sentem-se mais no ensaio 3 naturalmente. Porém, globalmente verifica-se que os resultados experimentais estão bastante próximos dos previstos teoricamente, estando o permutador fabricado, capaz de ir ao encontro dos requisitos estabelecidos.

#### IV. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como principal objetivo projetar e testar um permutador de calor com microcanais que possa ser integrado num vestuário de proteção do tipo NBQR, arrefecido a líquido. O trabalho aqui apresentado descreve o modelo térmico desenvolvido para dissipação da taxa metabólica produzida, o projeto e otimização da geometria e os principais componentes do sistema a desenvolver, bem como os testes experimentais realizados ao permutador protótipo que foi fabricado.

Globalmente os resultados dos testes demonstram que o protótipo corresponde favoravelmente aos requisitos de dissipação térmica exigidos, sendo o permutador fabricado por um processo de fabrico aditivo, rápido, simples e barato. Existem alguns pontos a ser melhorados, nomeadamente o facto da distribuição do caudal dentro dos canais não ser homogénea. De forma a equilibrar o caudal pelos vários canais, será necessário otimizar a geometria de entrada, sem aumentar em demasia as dimensões do módulo, devido à limitada área superficial existente nas variadas zonas do corpo.

#### AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Exército Português o apoio financeiro concedido através do projeto CINAMIL – Desenvolvimento de sistemas de gestão térmica e climatização de equipamento NBQ.

#### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICA

- [1] Exército Português. PDE 3-40-00 Defesa NBQR. Lisboa: Estado-Maior do Exército, 2019.
- [2] S. Nunneley, Water cooled garments: a review. Space Life Sciences, Vol.2, 1970, pp.335-260.
- [3] K. Tokizawa, S.-Y. Son, T. Oka, A. Yasuda, Effectiveness of a field-type liquid cooling vest for reducing heat strain while wearing protective clothing. Industrial Health, 2020, Vol. 58, pp. 63-71.
- [4] I. H. Muir, P. A. Bishop, P. Ray, Effects of a novel icecooling technique on work in protective clothing at 28°C, 23°C, 18°C WBGTs. American Industrial Hygiene Association Journal, 1999, Vol. 60, pp. 96–104.
- [5] R. Vagliatti, Metodologia para Medição de Dissipação de Calor no Corpo Humano, Univ Federal Rio Grande Sul, Brasil, 2010.
- [6] G. B. Delkumburewatte, T. Dias, Wearable cooling system to manage heat in protective clothing. Journal of the Textile Institute, 2012, Vol. 103, Nº 5, pp. 483–489.