



IPL

escola superior de tecnologia e gestão
instituto politécnico de leiria

Instituto Politécnico de Leiria
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Departamento de Engenharia Mecânica
Mestrado em Engenharia Automóvel

PROJETO DE UM PERMUTADOR DE CALOR PARA
REFRIGERAÇÃO DO AR ADMITIDO NUM MOTOR
SOBREALIMENTADO

TIAGO JOSÉ CARVALHO PINHEIRO

Leiria, Setembro de 2022



IPL

escola superior de tecnologia e gestão
instituto politécnico de leiria

Instituto Politécnico de Leiria
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Departamento de Engenharia Mecânica
Mestrado em Engenharia Automóvel

PROJETO DE UM PERMUTADOR DE CALOR PARA
REFRIGERAÇÃO DO AR ADMITIDO NUM MOTOR
SOBREALIMENTADO

TIAGO JOSÉ CARVALHO PINHEIRO

Número: 2182733

Projeto automóvel realizado sob orientação do Professor Doutor Nuno
Alexandre Gonçalves Martinho (nuno.martinho@ipleiria.pt).

Leiria, Setembro de 2022

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Professor Doutor Nuno Alexandre Gonçalves Martinho, pelo tempo, disponibilidade, sabedoria e encorajamento entregue durante o tempo de construção deste relatório.

À minha família por todo o apoio dado, mesmo quando a motivação para acabar o relatório já não existia.

À minha namorada, Clara Cunha, por toda a paciência, motivação e companheirismo sem nunca me deixar desistir, sem ela seria impossível completar este objetivo.

À minha prima Soraia, por toda a ajuda, incentivo e puxões de orelha dados, que contribuíram significativamente para a conclusão deste objetivo.

Aos meus colegas de faculdade, por toda a ajuda prestada, bem como bons momentos de descontração e de recuperação de energias.

À equipa Formula Student por me permitir realizar este relatório no intuito de desenvolver e validar componentes a utilizar no projeto.

RESUMO

O presente trabalho dedica-se ao estudo e dimensionamento de um permutador de calor ar-água, mais conhecido como *watercooler*, para arrefecimento do ar de admissão de um motor de combustão interna sobrealimentado, a usar num veículo de competição Formula Student.

Com base nos conceitos fundamentais, nomeadamente sobre dimensionamento de permutadores de calor, conciliados com a análise de mercado sobre as tecnologias presentes atualmente na indústria automóvel nesta área, foram analisadas e comparadas diferentes soluções para o arrefecimento do ar de sobrealimentação do veículo em causa, tendo-se optado pela que melhor se adequava.

Tendo como base as características, nomeadamente dimensionais, do permutador selecionado, elaborou-se uma folha de cálculo que permite realizar o estudo da transferência de calor e das respetivas temperaturas de entrada e saída do ar e da água, folha esta que permite o cálculo e dimensionamento de outros permutadores de calor e/ou de outras condições de funcionamento.

Foi realizado por fim uma análise *Computacional Fluid Dynamics (CFD)*.

Palavras Chave: Permutadores de calor; CFD; Transferência de calor; Formula Student; Sobrealimentação.

ABSTRACT

The purpose of this work is to study and dimension an air-water heat exchanger, better known as watercooler, for cooling the intake air of a supercharged internal combustion engine, to be used in a The purpose of this work is to study and dimension an air-water heat exchanger, better known as watercooler, for cooling the intake air of a supercharged internal combustion engine, to be used in context of Formula Student.

Based on the fundamental concepts, namely on sizing of heat exchangers, combined with the market analysis on the technologies present in the automotive industry in this area, different solutions were analysed and compared for the cooling of the vehicle's supercharging air. The most suitable one was chosen.

Based on the characteristics, namely dimensional, of the selected heat exchanger, a calculation sheet was created, which allows the heat transfer and the respective inlet and outlet temperatures to be calculated. This sheet allows the calculation and dimensioning of other heat exchangers and/or other operating conditions.

Finally, a *Computational Fluid Dynamics (CFD)* analysis was performed to validate the calculation sheet.

Keywords: Heat exchangers; CFD; Heat transfer; Formula Student; Surpercharging.

ÍNDICE

Agradecimentos	i
Resumo	iii
Abstract	v
Índice	vii
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Abreviaturas	xv
Lista de Variáveis	xvii
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Organização do Relatório	3
2 Fundamentos e Revisão Bibliográfica	5
2.1 Fundamentos sobre permutadores de calor	5
2.1.1 Condução	5
2.1.2 Convecção	7
2.1.3 Radiação	8
2.1.4 Número de Nusselt	10
2.1.5 Número de Prandtl	10
2.1.6 Número de Reynolds	11
2.1.7 Coeficiente de transferência de calor de um permutador	12
2.1.8 Diferença de temperatura média logarítmica	15
2.1.9 Condições especiais de operação	17
2.1.10 Método da eficácia de um permutador de calor ε - NTU	17
2.1.11 Permutadores de calor compactos	20
2.2 Tipos de Permutador	23
2.2.1 Tipos de alhetas em permutadores do tipo placa alhetada (plate fin)	25
2.2.2 Permutador de calor Ar-Água	25
2.3 Tipos de sobrealimentadores	26

2.3.1	Compressor roots e compressor Eaton	27
2.3.2	Compressor centrifugo	28
2.3.3	Eficiência de um turbocompressor	29
3	Caso de estudo - Métodos	31
3.1	Dimensionamento do permutador de calor a partir de modelos integrais	31
3.1.1	Análise do permutador de calor	31
3.1.2	Estudo/ Dimensionamento integral do permutador de calor	33
3.1.3	Aplicação do modelo de cálculo ao caso de estudo	45
3.2	Dimensionamento do permutador de calor via CFD	46
3.2.1	Criação do modelo CAD	47
3.2.2	Simulação numérica, via CFD, do escoamento	50
4	Apresentação e Análise de Resultados	57
5	Conclusões	61
5.1	Principais conclusões	61
5.2	Sugestões de trabalho Futuro	62
	Bibliografia	63
	<i>Anexos</i>	
A	Anexo A	67
	Declaração	69

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Transferência de calor unidimensional por condução, retirado de [1]	5
Figura 2	Alguns valores da condutibilidade térmica de diversos materiais com a variação da temperatura, adaptado de [1]	6
Figura 3	Exemplo de convecção forçada e difusão respectivamente, retirado de [1]	8
Figura 4	Tabela com valores característicos da emissividade, retirado de [1]	9
Figura 5	Representação da transmissão de calor por radiação numa superfície, retirado de [2]	10
Figura 6	Transição de escoamento laminar para turbulento, retirado de [1]	11
Figura 7	Fator de atrito para um fluxo totalmente desenvolvido num tubo circular, retirado de [1]	12
Figura 8	Representação da transmissão de calor ao longo de um sólido, retirado de [1]	13
Figura 9	Diferentes comportamentos da temperatura do fluido ao longo do permutador, condições especiais , retirado de [1]	17
Figura 10	Gráfico Ntu para um permutador crossflow de fluidos não misturados, retirado de [3]	19
Figura 11	Tabela com as equações para o cálculo da eficácia nos diferentes tipos de permutadores, retirado de [4]	20
Figura 12	Classificação de permutadores compactos ou não compactos, retirado de [4]	20
Figura 13	Gráfico exemplo de um tipo de permutador de calor, retirado de [4]	22
Figura 14	Permutador co-corrente e contracorrente (a) e (b) respectivamente, retirado de [1]	23
Figura 15	Permutador de fluxo cruzado, alhetado e não alhetado (a) e (b) respectivamente, retirado de [1]	23
Figura 16	Diferentes tipos de CHE's, retirado de [1]	24

Figura 17	Diferentes tipos de alhetas para o tipo de permutador (plate fin), retirado de [4]	25
Figura 18	Gráfico exemplo de um tipo de permutador de calor	26
Figura 19	Gráfico exemplo de um tipo de permutador de calor	26
Figura 20	Compressor <i>Roots</i> , adaptado de [6]	27
Figura 21	Compressor <i>Eaton</i> , adaptado de [7]	28
Figura 22	Turbocompressor e Compressor centrífugo respectivamente, retirado de [8] e [9]	29
Figura 23	Compressor centrífugo elétrico, retirado de [10]	29
Figura 24	Curvas de Eficiência de um turbocompressor, retirado de [12]	30
Figura 25	Permutador de Calor Ar-água	32
Figura 26	Figura com a caracterização do permutador	32
Figura 27	Ciclo otto, 4 fases constituintes, retirado de [13]	34
Figura 28	Cálculo da massa de ar e temperatura de saída, folha de cálculo.	35
Figura 29	Figura com a caracterização do permutador, folha de cálculo	37
Figura 30	Cálculo das áreas, volume e parâmetro ρ , folha de cálculo	38
Figura 31	Cálculo das temperaturas médias e respectivas propriedades dos fluidos, folha de cálculo.	38
Figura 32	Cálculo dos parâmetros G, Reynolds, Colburn, taxa de transferência de calor e o m da alheta, folha de cálculo.	39
Figura 33	Cálculo da eficiência das alhetas e da resistência de condução equivalente da parede de separação dos fluidos, folha de cálculo.	40
Figura 34	Cálculo da eficiência do permutador e dos calores específicos dos fluidos, folha de cálculo	40
Figura 35	Cálculo do NTU, da eficácia do permutador, do calor e das temperaturas de saída dos fluidos, folha de cálculo	41
Figura 36	Cálculo das áreas, variação de eficácia, calor e temperaturas de saída, folha de cálculo.	42
Figura 37	Figura com os valores de Kc e Ke para uma determinada geometria de alheta, retirado de [4]	43
Figura 38	Tabela com os valores de m, retirado de [4]	43
Figura 39	Cálculo da resistência equivalente de convecção dos gases, da temperatura da parede de separação e da queda de pressão, folha de cálculo	44
Figura 40	Permutador de calor real modelado.	47
Figura 41	Volumes de ar modelados, imagem em recorte	48
Figura 42	Volumes de água modelados, imagem em recorte	48

Figura 43	Permutador de calor simplificado modelação 1, imagem em corte	48
Figura 44	Permutador de calor simplificado modelação 2.	49
Figura 45	Permutador de calor simplificado modelação 2, imagem em corte.	49
Figura 46	Permutador de calor simplificado modelação 3.	50
Figura 47	Permutador de calor simplificado modelação 3, só alhetas.	50
Figura 48	Primeira malha criada em CFD	50
Figura 49	Primeira malha criada em CFD, imagem em corte	51
Figura 50	Força exercida nas alhetas do ar e diferença percentual.	52
Figura 51	Temperatura de saída do ar e diferença percentual.	52
Figura 52	Força exercida nas alhetas da água e diferença percentual.	53
Figura 53	Temperatura de saída da água e diferença percentual.	53
Figura 54	Resultados da simulação da primeira secção do permutador.	54
Figura 55	Temperatura ao longo das 20 secções	55
Figura 56	Temperatura num plano de corte zx ao longo da passagem de ar no fluido.	58
Figura 57	Temperatura num plano de corte zx ao longo da passagem de água no fluido.	58
Figura 58	Temperatura num plano de corte zy ao longo da passagem de ar nas alhetas.	59
Figura 59	Temperatura em três planos de corte, em ambas as passagens e alhetas.	59
Figura 60	Variação da velocidade e do movimento do fluido numa vista 2D.	59
Figura 61	Tabela para o cálculo da variação da eficácia, retirado de [4]	67
Figura 62	Tabela para o cálculo da variação da eficácia, retirado de [4]	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção	8
Tabela 2	Valores típicos do coeficiente de transferência de calor de um permutador.	15
Tabela 3	Caracterização do permutador	32
Tabela 4	Dados para o cálculo da massa de ar e temperatura de saída	33
Tabela 5	Propriedades para o cálculo da massa de ar e temperatura de saída	35
Tabela 6	Resultados obtidos da folha de cálculo	35
Tabela 7	Variáveis a inserir para o cálculo do permutador de calor . .	36
Tabela 8	Variáveis inseridas no cálculo do permutador de calor	37
Tabela 9	Diferenças percentuais entre a folha de cálculo e o exemplo do livro [4]	44
Tabela 10	Diferenças percentuais entre a folha de cálculo e o exemplo do youtube	45
Tabela 11	Variáveis a introduzir na folha de cálculo para a simulação do permutador desejado	46
Tabela 12	Propriedades dos fluidos para a temperatura média calculada	46
Tabela 13	Resultados do cálculo do modelo real na folha de cálculo . .	46
Tabela 14	Parâmetros de caracterização dos fluidos	51
Tabela 15	Estudo da dependência de malha, valores para o Ar	51
Tabela 16	Estudo da dependência de malha, valores para a água	52
Tabela 17	Valores das temperaturas simuladas em cada secção	55
Tabela 18	Valores das temperaturas de entrada e de saída	55
Tabela 19	Comparação de resultados entre a folha de cálculo e o estudo CFD	57

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS

- CAD Computer-Aided Design.
- CFD Computational Fluid Dynamics.
- CHE Compact heat exchanger.
-
- MCI Motor de combustão interna.
-
- NTU Number of transfer Units.

LISTA DE VARIÁVEIS

α	Difusividade térmica
\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
ϵ	Emissividade
λ	Volume específico [m ³ /kg]
μ	Viscosidade dinâmica [kg/(m.s)]
ν	Viscosidade cinemática [m ² .s ⁻¹]
θ	Constante de Stefan - Boltzman [W/(m ² .K ⁴)]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
A	Área [m ²]
C	Capacidade térmica [kj/(K.s)]
c_p	Calor específico a pressão constante [j/(kg.K)]
c_v	Calor específico a volume constante [J/(kg.K)]
Cr	Relação entre a capacidade térmica mínima e máxima
e	Eficácia de um permutador
f	Fator de fricção
G	Viscosidade mássica máxima
h	Coefficiente de transferência de calor [W/(m ² .K)]
i	Entalpia [J]
j	Fator de Coulborn
K	Condutibilidade térmica [W/(m.K)]
k	Razão dos calores específicos

LISTA DE VARIÁVEIS

L	Comprimento [m]
m	Massa [kg]
NTU	Número de unidades transferidas
P	Pressão absoluta [kpa]
Pr	Número de Prandalt
Q_x	Taxa de transferência de calor [W/m^2]
R	Constante do gás [$kJ/(kg.K)$]
Re	Número de Reynolds
Rf	Fator das impurezas [$(m^2.K)/W$]
St	Número de Stranton
T	Temperatura [K]
U	Coefficiente de transferência de calor global [$W/(m^2.K)$]

INTRODUÇÃO

1.1 ENQUADRAMENTO

A utilização de motores cada vez mais pequenos, usualmente designado de *downsizing*, e a utilização de novos combustíveis tem sido um caminho a ser tomado pelos construtores e por equipas de competição.

Neste contexto de downsizing e de acompanhamento das tendências tecnológicas mais atuais, foi selecionado, pela equipa Formula Student do Instituto Politécnico de Leiria (FSIPLeia), um motor de dois cilindros (em vez dos quatro cilindros utilizados na geração anterior) sobrealimentado e convertido para o uso de etanol, em vez da mais usual gasolina. Será este motor, nomeadamente o processo da sua sobrealimentação e o conseqüente arrefecimento do ar de admissão, que será objeto de estudo do presente trabalho.

A cilindrada de um motor é um fator limitador entre outros parâmetros na quantidade de ar admitido num ciclo. Para aumentar o rendimento volumétrico de um motor e conseqüentemente a sua potencia gerada, é necessário conseguir introduzir mais ar e o respetivo combustível, em cada ciclo.

Para o aumento da quantidade de combustível introduzida no cilindro, é necessário redesenhar o sistema, com novos injetores, regulador de pressão, bomba e respetiva calibração eletrónica.

De forma a conseguir colocar mais ar, no mesmo volume, a solução mais eficaz é recorrer ao uso de um sobrealimentador. O uso deste equipamento permite aumentar a pressão do fluido admitido, resultando numa maior densidade do fluido e conseqüentemente maior massa de ar admitida por ciclo.

Existem vários tipos de sobrealimentadores, cada um tendo as suas vantagens e desvantagens. É necessário realizar uma análise entre eles, para conseguir escolher o que melhor se adequa à utilização desejada.

Os permutadores podem dividir-se em dois grupos gerais, os que aumentam a pressão por diminuição de volume (Roots e Eaton) e os que aumentam por aumento de velocidade (centrífugo).

Como consequência do aumento de pressão no fluido, existe o aumento respetivo da temperatura. Este aumento de temperatura é prejudicial ao rendimento do motor, elevando a possibilidade da ocorrência de detonação e diminuindo a massa volúmica do ar, quando comparado, para a mesma pressão, com temperaturas mais baixas. A detonação é um fenómeno crítico a ter em conta, sendo este um dos maiores contribuidores para a destruição precoce de um Motor de Combustão Interna (MCI).

Para diminuir o aumento da temperatura do ar, como consequência do processo de compressão adiabática, pode recorrer-se ao uso de um permutador de calor. Os dois tipos de permutadores mais utilizados na indústria automóvel são os permutadores Ar-Ar e os permutadores Ar-Água.

De acordo com os requisitos da equipa FSIPLeia, o permutador utilizado foi o Ar-Água, devido, principalmente, ao reduzido volume ocupado. Para o permutador selecionado e adquirido não foi fornecida nenhuma ficha técnica e/ou parâmetros de funcionamento por parte do fabricante.

De modo a resolver esta lacuna da falta de dados concretos do permutador e se a sua utilização cumpria os objetivos da equipa, o presente trabalho dedica-se à caracterização do referido permutador, quer através de cálculos integrais, como através da modelação numérica do escoamento e das trocas de calor no seu interior.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é a validação do permutador de calor escolhido pela equipa para o uso na competição Formula student. Para atingir este objetivo, foram estabelecidos e cumpridos os seguintes objetivos parcelares:

-Desenvolvimento de uma folha de cálculo para :

1) Determinação dos parâmetros de sobrealimentação de um permutador em causa para diferentes regimes, nomeadamente para a determinação do caudal mássico admitido para esse regime;

2) Em função do valor desse caudal mássico, determinação dos parâmetros de funcionamento do permutador de calor de fluxos cruzados, nomeadamente dos respetivos valores de temperatura e caudais mássico de entrada e de saída dos

respetivos fluidos, ou seja, das trocas de calor proporcionadas pelo permutador entre os dois fluidos de funcionamento;

-Estudo, via (CFD), do escoamento e das trocas de calor no permutador em estudo, de modo a permitir projetar futuras alterações ou projetos de permutadores de calor específicos para o fim em causa.

-Comparação dos resultados dos modelos numéricos (CFD) com os modelos integrais (folha de cálculo).

1.3 ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO

Este relatório encontra-se organizado do modo a seguir descrito.

No primeiro capítulo é enquadrado o tema do relatório, apresentados os objetivos principais a desenvolver e a organização do mesmo.

No segundo capítulo são apresentados os conceitos básicos de transmissão de calor usados no dimensionamento de um permutador de calor. São apresentados os diversos tipos de permutadores e eficiência do mesmos. São apresentados os diferentes tipos de alhetas mais utilizados em permutadores bem como os elementos principais constituintes de um sistema de sobrealimentação. É por fim exemplificado os diferentes tipos de sobrealimentadores e o cálculo da eficiência dos mesmos.

No terceiro capítulo é analisado o permutador em estudo, com as suas respetivas dimensões. É apresentado o desenvolvimento da folha de cálculo construída com base em equações integrais de transmissão de calor próprias para o tipo de permutador de calor em estudo. É ainda demonstrada a simulação do permutador em estudo na folha de cálculo criada e a metodologia seguida para o estudo, via CFD, das trocas de calor no mesmo permutador.

A apresentação e a análise de resultados é realizada no quarto capítulo, entre os resultados obtidos, via folha de cálculo, e os obtidos, via CFD.

No quinto capítulo são enumeradas as conclusões sobre o trabalho realizado e são ainda deixadas algumas sugestões de trabalho futuro.

FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FUNDAMENTOS SOBRE PERMUTADORES DE CALOR

Os permutadores de calor são dispositivos que permitem a transferência de calor entre dois fluidos. Existem diversos tipos de permutadores de calor e formas em como é possível o calor ser transmitido. A seguir são enunciados os principais fundamentos de transferência de calor para depois se dar início ao estudo dos permutadores de calor em si.

O processo de transferência de calor ocorre quando dois corpos a temperaturas diferentes interagem um com o outro, transmitindo assim energia entre eles. Existem três tipos de transferência de calor, condução, convecção e radiação. As leis que regem estes três fenômenos de transferência de calor são apresentados nas seções seguintes.

2.1.1 *Condução*

É possível quantificar os processos de transferência de calor através da utilização de equações, estas permitem o cálculo da potência térmica.

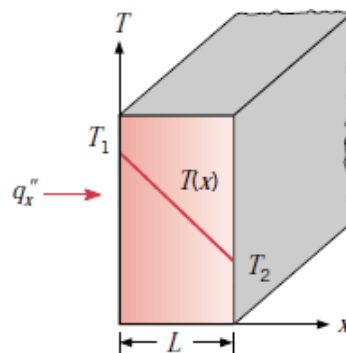


Figura 1: Transferência de calor unidimensional por condução, retirado de [1]

No caso da condução, a equação que rege a potencia térmica é a *Lei de Fourier*. Para o exemplo mostrado na figura 1, uma parede plana unidimensional com uma distribuição de temperaturas $T(x)$, a lei de Fourier pode traduzir-se pela seguinte equação, em que :

- q_x^n é a taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área em $[W/m^2]$, a área contabilizada é perpendicular à direção da transferência de calor e é proporcional ao gradiente de temperatura dT/dx .

- K é uma propriedade de transferência de calor conhecida como condutividade térmica $[W/(m.k)]$ e é uma característica do material. O valor da condutibilidade térmica com a variação da temperatura, pode ser observado na figura 2 para diversos materiais.

$$q_x^n = -k \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

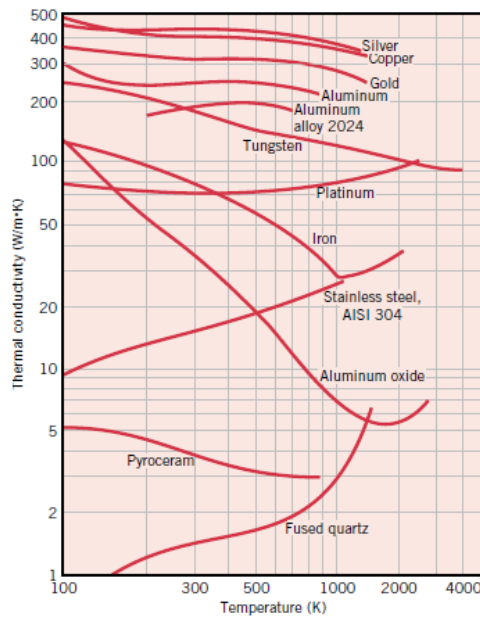


Figura 2: Alguns valores da condutibilidade térmica de diversos materiais com a variação da temperatura, adaptado de [1]

Em regime permanente, como mostrado na figura 1, considerando a distribuição de temperaturas linear, o gradiente pode ser representado pela equação 2 e o fluxo térmico representado pela equação 3.

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

$$q_x^n = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (3)$$

A taxa de transferência de calor por condução, q_x em [W], através de uma parede com área A , é então, o produto do fluxo e da área - equação 4.

$$q_x = q_x^n \cdot A \quad (4)$$

2.1.2 Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento, estando estes a diferentes temperaturas. Este tipo de transferência pode ocorrer de duas maneiras:

-Devido ao movimento natural do fluido como consequência da variação da sua massa volúmica pelo seu aumento/diminuição de temperatura, denominado de convecção natural.

-Devido ao movimento do fluido provocado por um meio externo (ventilador, bomba), denominado de convecção forçada.

A taxa de transferência de calor, independentemente do tipo de convecção, é caracterizada por:

$$q = h (T_s - T) \quad (5)$$

O parâmetro h é o coeficiente de transferência de calor por convecção e é dependente das condições da camada limite, as quais, por sua vez, são influenciadas pela geometria da superfície, pelo escoamento do fluido e por uma série de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido. A tabela 1 apresenta exemplos de valores característicos para os diferentes tipos de convecção. É possível observar um exemplo de convecção forçada e a convecção natural respetivamente na figura 3.

Tabela 1: Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção

Processo	h (W/m ² .K)
Convecção Livre	
Gases	2-25
Líquidos	50-1000
Convecção Forçada	
Gases	25-250
Líquidos	100-20.000
Convecção com mudança de fase	
Evaporação ou condensação	2500-100.000

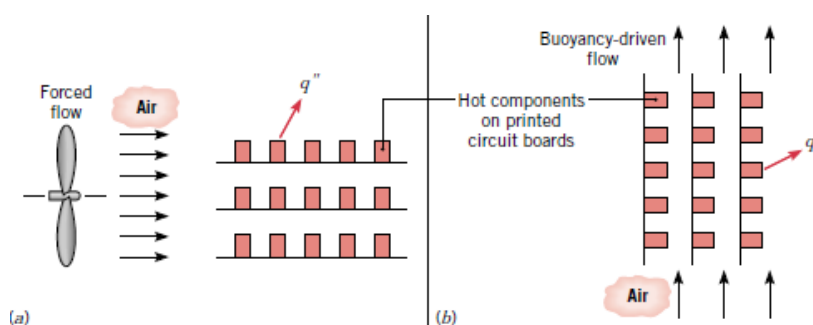


Figura 3: Exemplo de convecção forçada e difusão respectivamente, retirado de [1]

2.1.3 Radiação

A transmissão de calor por radiação é gerada pela emissão de energia proveniente de um corpo, desde que este esteja a uma temperatura superior a zero Kelvin, e é transportada por meio de ondas eletromagnéticas. A transferência de energia por radiação não necessita de um meio para se propagar ao contrário da convecção e da condução, aliás a transferência por radiação acontece com mais eficiência no vácuo.

A lei que rege a potência térmica emitida por um corpo à temperatura T é a Lei de Stefan-Boltzman - equação 6. A emissividade, ϵ , é uma propriedade da radiação com valores entre $0 < \epsilon < 1$. A emissividade é fortemente dependente do material constituinte da superfície e do seu acabamento. Podemos ver na figura 4, alguns valores exemplo para a emissividade de alguns materiais.

O calor emitido e absorvido, são descritos pela equação 7 e 8 respectivamente, em que T_s é o valor da temperatura da superfície e T_{Viz} a temperatura da vizinhança.

Como para muitas das aplicações é necessário considerar não só a radiação emitida, mas também a absorvida, a equação 9 permite realizar o balanço energético entre dois corpos às respectivas temperaturas T_s e T_{viz} . É possível observar na figura 5, a transmissão de calor por radiação entre duas superfícies.

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (6)$$

$$q_{emi} = \varepsilon A \sigma T_s^4 \quad (7)$$

$$q_{abs} = \varepsilon A \sigma T_{viz}^4 \quad (8)$$

$$q_{rad} = (q_{emi} - q_{abs}) = \varepsilon A \sigma (T_{corp}^4 + T_{viz}^4) \quad (9)$$

Material	Temperatura (°C)	Emissividade
Tijolo de construção	21	0,93
Tijolo refratário	1000	0,75
Bloco de concreto	1000	0,63
Esmalte branco sobre ferro	19	0,9
Vidro liso	22	0,94
Pyrex	260-538	0,95 - 0,85
Laca preta brilhante sobre ferro	24	0,87
Laca preta fosca	38 - 93	0,96 - 0,99
Quartzo fundido	21	0,93
Carbeto de silício	147 - 647	0,83 - 0,96
Óxido de níquel	647 - 1257	0,59 - 0,86
Óxido de magnésio	147 - 487	0,69 - 0,55
Tinta de alta emissividade A [7, 8]	1000 - 2000	0,9
Tinta de alta emissividade B [9]	1000	0,85
Tinta de alta emissividade C [10]	1500	0,8

Figura 4: Tabela com valores característicos da emissividade, retirado de [1]

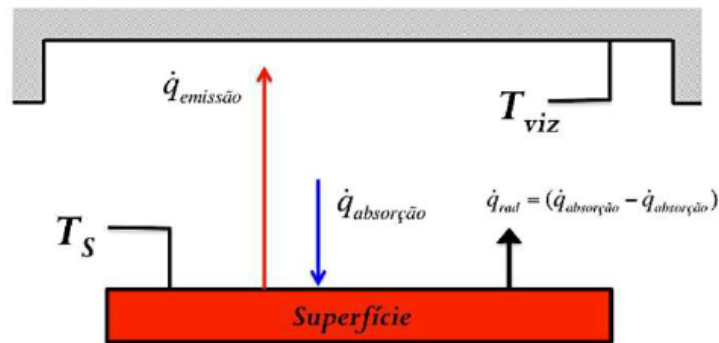


Figura 5: Representação da transmissão de calor por radiação numa superfície, retirado de [2]

2.1.4 Número de Nusselt

O número de Nusselt é um número adimensional que se baseia na razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução - equação 10. Quanto maior for o número de Nusselt mais efetiva é a transferência de calor por convecção, ou seja, normalmente num regime turbulento a transferência de calor é mais eficiente.

$$Nu_L = \frac{\text{transferência de calor por convecção}}{\text{transferência de calor por condução}} = \frac{hL}{K_f} \quad (10)$$

Em que :

- h , é o coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$];
- L , é o comprimento característico [m];
- K_f , é a condutibilidade térmica [$\text{W}/(\text{m.K})$].

2.1.5 Número de Prandtl

O número de Prandtl expressa a relação entre a difusão de quantidade de movimento e a difusão de quantidade de calor dentro do próprio fluido. Este controla a espessura relativa das camada limite de momento e térmica, quando o valor de Pr é pequeno, significa que o calor difunde-se muito facilmente comparado à velocidade (momento) - equação 11.

$$Pr = \frac{\text{viscosidade cinemática}}{\text{difusão térmica}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/(\frac{Cp}{\rho})} = \frac{\mu.Cp}{K} \quad (11)$$

Em que :

- ν , é a viscosidade cinemática [$m^2.s^{-1}$];
- α , é a difusividade térmica;
- μ , é a viscosidade dinâmica [$m^2.s^{-1}$];
- ρ , é a massa específica [kg/m^3];
- Cp , é a capacidade térmica a pressão constante [$J/(kg.K)$].

2.1.6 Número de Reynolds

O número de Reynolds é uma variável adimensional utilizada para caracterizar o tipo de escoamento de um determinado fluido sobre uma superfície. Representa uma razão da inércia pelas forças viscosas - equação 12. Se o número Reynolds for pequeno, as forças de inércia são insignificantes em relação às forças viscosas, ou seja, as perturbações são dissipadas e o fluxo permanece laminar.

Para um número de Reynolds elevado, no entanto, as forças de inércia podem ser suficientes para desencadear a transição para o regime turbulento. A figura 6 representa um escoamento laminar e turbulento ao longo de uma placa e a figura 7 apresenta vários valores do fator de atrito e da rugosidade para os diferentes valores de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (12)$$

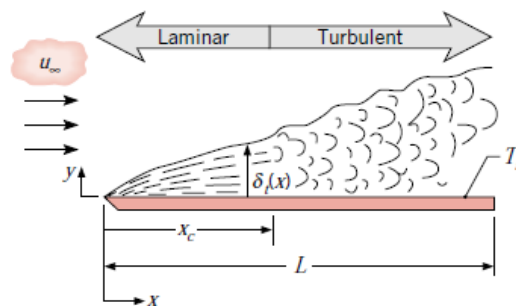


Figura 6: Transição de escoamento laminar para turbulento, retirado de [1]

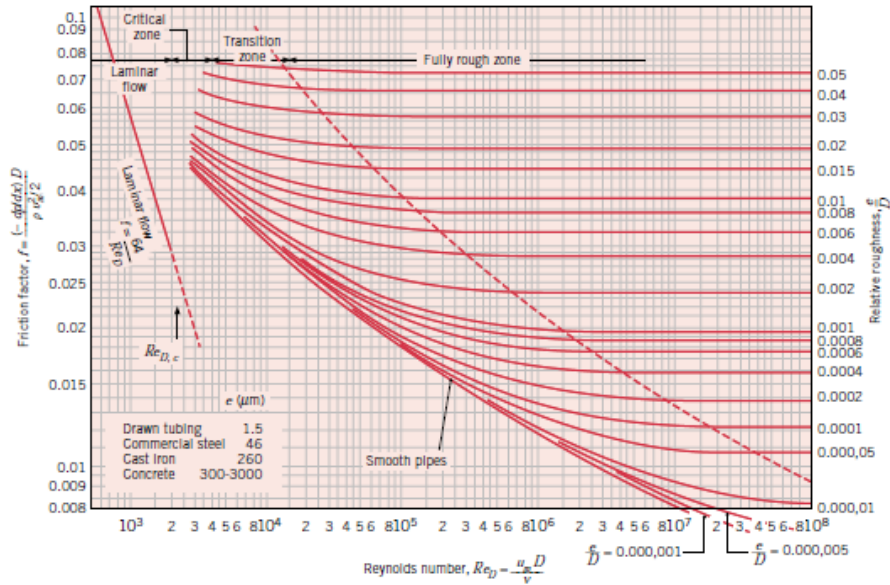


Figura 7: Fator de atrito para um fluxo totalmente desenvolvido num tubo circular, retirado de [1]

2.1.7 Coeficiente de transferência de calor de um permutador

A parte essencial e geralmente mais incerta de qualquer permutador de calor é determinar o seu coeficiente de transferência de calor. Para uma parede que separa duas correntes de fluidos, o coeficiente de transferência de calor pode ser expresso pela equação 13.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(hA)_f} + R_w + \frac{1}{(hA)_q} \tag{13}$$

Em que:

- U , é o coeficiente global de transferência de calor $[W/(m^2.K)]$;
- f e o q, referem-se a frio e quente respetivamente;
- R_w , é a resistência de condução que separa os dois fluidos.

Na imagem 8, é possível observar um exemplo da transferência de calor entre dois fluidos a temperaturas diferentes, através de um solido composto por dois materiais diferentes. É representado também as resistências equivalentes para cada transferência de calor. Caso este solido tivesse uma superfície alhetada essas resistências seriam também adicionadas à equação.

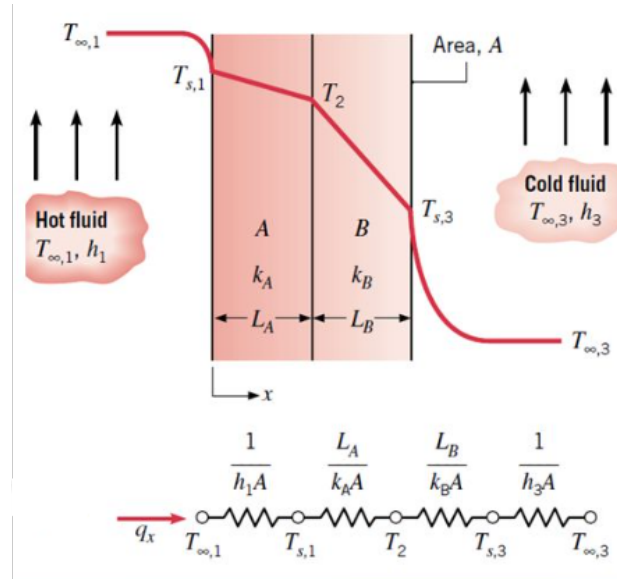


Figura 8: Representação da transmissão de calor ao longo de um sólido, retirado de [1]

Como em muitos casos a parede de separação dos fluidos contém impurezas, tais como detritos e ferrugem, estes implicam um aumento da resistência de condução diminuindo a sua eficiência. Para a sua contabilização é adicionada à equação a resistência de nome R_f e os seus valores para esta resistência são tabelados e podem ser obtidos em diversos livros de transmissão de calor.

Nas paredes de separação dos fluidos são geralmente usadas alhetas, com a sua utilização é possível aumentar a área de transferência de calor, diminuindo assim a sua resistência total. A equação 14 pode ser usada para a transferência de calor entre duas paredes alhetadas.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R_{f,c}^n}{(\eta_o A)_c} + R_W + \frac{1}{(\eta_o hA)_h} + \frac{R_{f,h}^n}{(\eta_o A)_h} \quad (14)$$

Em que :

- η_o , é o rendimento da superfície alhetada;
- $R_{f,c}$, é a resistência que representa as impurezas na superfície do sólido $[(m^2 \cdot K)/W]$;

A taxa de transferência de calor de uma superfície alhetada é dada pela equação 15.

$$q = \eta_o hA (T_b - T) \quad (15)$$

Em que :

- T_b , é a temperatura da base da superfície [K];
- T , é a temperatura na extremidade da alheta [K];
- A , é a área total (área da alheta mais a área da base) [m^2].

O rendimento térmico de uma superfície alhetada é dado pela equação 16.

$$\eta_o = 1 + \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (16)$$

Em que:

- A_f , é a área total da alheta [m^2];
- η_f , é o rendimento de uma alheta.

O rendimento da alheta é dado pela equação 17.

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} \quad (17)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{K \cdot t} \cdot \left(1 + \frac{t}{l_s}\right)} \quad (18)$$

Em que:

- m , valor característico da alheta e é calculado na equação 18;
- L , é o comprimento efetivo da alheta [m];
- t , é a espessura da alheta [m].

Na tabela 2 é possível observar valores característicos do coeficiente de transferência de calor para alguns tipos de permutador. O permutador em estudo irá aproximar-se do último valor da tabela, sendo superior, porque a água circula em placas alhetadas e não em tubos, aumentando assim a área de transferência de calor e por sua vez a transferência de calor entre os fluidos.

Tabela 2: Valores típicos do coeficiente de transferência de calor de um permutador.

Combinação de fluidos	U (W/m ² .K)
Água para água	850-1700
Água para óleo	110-350
Condensador de vapor (água em tubos)	1000-6000
Condensador de Amônia (água em tubos)	800-1400
Condensador de álcool	250-700
Permutador de calor de tubos alhetados	25-50

2.1.8 Diferença de temperatura média logarítmica

Um dos métodos de dimensionamento de permutadores de calor é designado de Método da Diferença de temperatura média logarítmica.

Este método é normalmente usado quando se sabe as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos, permitindo assim calcular as características do permutador. Quando só as temperaturas de entrada são conhecidas, é necessário um processo iterativo para a resolução do problema.

O fluxo total de transferência de calor entre o fluido quente e frio, se as trocas de calor com o ambiente forem desprezadas, através da definição de entalpia, resultam as seguintes formulas 19 e 20.

$$q = m_q (i_{q,e} - i_{q,s}) \quad (19)$$

$$q = m_f (i_{f,e} - i_{f,s}) \quad (20)$$

Em que:

- m_q , é o caudal mássico do fluido quente [kg/s];
- m_f , é o caudal mássico do fluido frio [kg/s];
- $i_{q,e}$, é a entalpia do fluido quente na entrada [J];
- $i_{q,s}$, é a entalpia do fluido quente na saída [J];
- $i_{f,e}$, é a entalpia do fluido frio na entrada [J];
- $i_{f,s}$, é a entalpia do fluido frio na saída [J].

Se os fluidos não estiverem perante uma mudança de fase e o calor específico se assumir constante, as equações podem ser resumidas para a equação 21 e 22.

$$q = m_q c_{p,q} (T_{q,s} - T_{q,e}) \quad (21)$$

$$q = m_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (22)$$

Em que:

- $c_{p,q}$, é a capacidade térmica do fluido quente [J/(kg.K)];
- $c_{p,f}$, é a capacidade térmica do fluido frio [J/(kg.K)];
- $T_{f,s}$, é a temperatura de saída do fluido frio [K];
- $T_{f,e}$, é a temperatura de entrada do fluido frio [K];
- $T_{q,s}$, é a temperatura de saída do fluido quente [K];
- $T_{q,e}$, é a temperatura de entrada do fluido quente [K].

Considerando o coeficiente global de transferência de calor, U , e a diferença de temperatura média logarítmica equação 24, obtém-se a equação 23.

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (23)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (24)$$

No caso do permutador ser de fluxo paralelo, a equação para o cálculo dos ΔT é a equação 25.

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} = T_{hi} - T_{ci} \\ \Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} = T_{ho} - T_{co} \end{cases} \quad (25)$$

No caso dos fluxos serem contracorrente, a equação é a 26.

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} = T_{hi} - T_{co} \\ \Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} = T_{ho} - T_{ci} \end{cases} \quad (26)$$

No caso dos fluxos serem cruzados, é multiplicado um fator F ao ΔT_{ml} , tabelado, pela equação 27.

$$\Delta T_{ml} = F * \Delta T_{ml,cc} \quad (27)$$

2.1.9 Condições especiais de operação

Existem condições especiais que devem ser tidas em conta no funcionamento de um permutador de calor. Quando um dos fluidos tem uma capacidade térmica muito superior ao outro, como é o caso de estudo de um permutador de calor ar/água, o fluido com maior capacidade térmica mantém-se com temperatura quase constante ao longo do permutador, enquanto que o outro fluido aumenta ou diminui a sua temperatura.

Este caso também acontece quando um dos fluidos está em mudança de estado, a condensar ou evaporar, ou seja, a sua capacidade térmica tende para infinito. Quando as capacidades térmicas dos dois fluidos num permutador de calor de sentido inverso são iguais, a diferença de temperatura entre fluidos, quer na entrada, quer na saída, vão ser iguais. A figura 9 representa as três condições especiais referidas anteriormente.

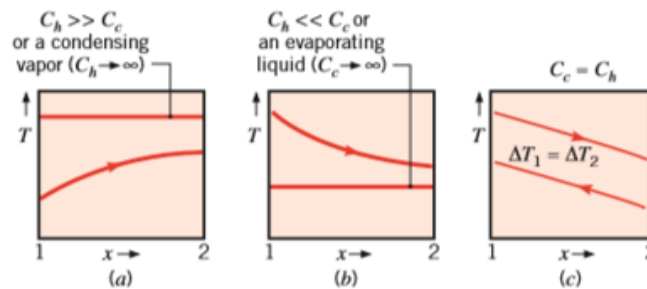


Figura 9: Diferentes comportamentos da temperatura do fluido ao longo do permutador, condições especiais, retirado de [1]

2.1.10 Método da eficácia de um permutador de calor ε - NTU

Um outro método também usado no dimensionamento de permutadores de calor é o método ε - NTU, em que Epsilon representa a eficácia do permutador e NTU (do inglês Number of transfer Units) representa o número de unidades transferidas.

Este método, ao contrário do anterior, não necessita de saber as temperaturas de saída do fluido, mas apenas as de entrada.

Para determinar a eficácia de um permutador de calor, é necessário primeiro calcular a maior taxa possível de transferência de calor q_{\max} . Esta taxa máxima de transferência de calor pode ser atingida através de um permutador de calor de escoamento paralelo contrário de comprimento infinito, em que um dos fluidos tem a maior diferença de temperaturas possível.

O calor máximo q_{\max} , é então calculado com capacidade térmica mais baixa dos fluidos C_{\min} e com a maior diferença de temperaturas entre fluidos, demonstrado na equação 28.

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (28)$$

A eficácia de um permutador é definida pela razão entre o calor real e o calor máximo, como mostrado na equação 29. Para os respetivos casos, a equação 29 traduz-se nas equações 30 e 31, que usa as diferenças de temperatura dos fluidos e a capacidade térmica destes.

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (29)$$

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (30)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (31)$$

O calor real pode ser assim calculado pela eficácia multiplicada ao calor máximo possível - equação 32.

A eficácia pode ser obtida através da relação do NTU com o C_r equação 33, sendo o C_r a razão das capacidades térmicas dos fluidos, como demonstra a equação 34.

O NTU é calculado através da equação 35.

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (32)$$

$$\varepsilon = f \left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \quad (33)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (34)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (35)$$

Para cada um dos tipos de permutador existe uma equação para o cálculo da eficácia em função do NTU e do C_r , ou NTU em função da eficácia e do C_r .

Para o caso em estudo, sendo um permutador de fluxos cruzados misturados, a equação para o cálculo da eficácia em função do NTU e do C_r é dada pela equação 36 e pode ser vista na figura 11.

A figura 10 mostra o gráfico para o caso em estudo com a devida ilustração.

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{1-\exp(-NTU)} + \frac{C^*}{1-\exp(-NTU \cdot C^*)} - \frac{1}{NTU}} \quad (36)$$

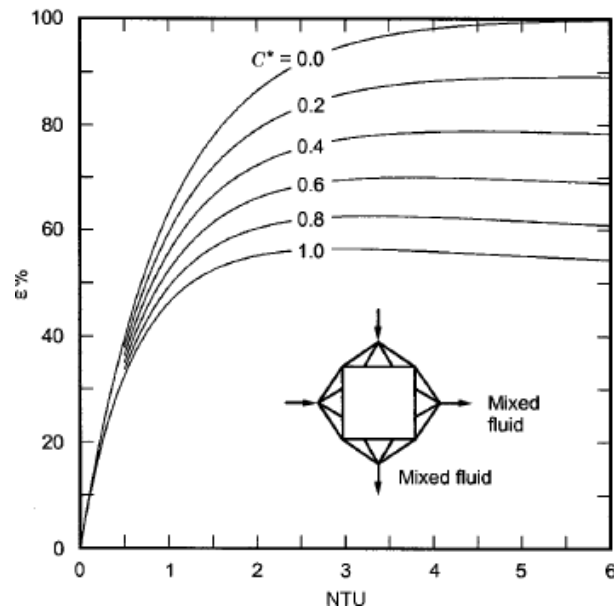


Figura 10: Gráfico Ntu para um permutador crossflow de fluidos não misturados, retirado de [3]

TABLE 3.3 ϵ -NTU Formulas and Limiting Values of ϵ for $C^* = 1$ and $NTU \rightarrow \infty$ for Various Exchanger Flow Arrangements







Flow Arrangement	ϵ -NTU Formulas	ϵ -NTU Formulas for $C^* = 1$	Asymptotic Value of ϵ When $NTU \rightarrow \infty$
 Counterflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]}$	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$\epsilon = 1$ for all C^*
 Parallelflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*}$	$\epsilon = \frac{1}{2}[1 - \exp(-NTU)]$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
 Crossflow, both fluids unmixed	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*)NTU] \sum_{n=1}^{\infty} C^{*n} P_n(NTU)$	Same as general formula with $C^* = 1$	$\epsilon = 1$ for all C^*
 Crossflow, one fluid mixed, other unmixed	$P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=0}^n \frac{(n+1-j)!}{j!} y^{n+j}$ For C_{min} mixed, C_{max} unmixed, $\epsilon = 1 - \exp[-1 - \exp(-NTU \cdot C^*)/C^*]$ For C_{max} mixed, C_{min} unmixed, $\epsilon = \frac{1}{C^*} [1 - \exp(-C^*[1 - \exp(-NTU)])]$	$\epsilon = 1 - \exp[-1 - \exp(-NTU)]$ $\epsilon = 1 - \exp[-1 - \exp(-NTU)]$	For C_{min} mixed, $\epsilon = 1 - \exp(-1/C^*)$ For C_{max} mixed, $\epsilon = [1 - \exp(-C^*)]/C^*$
 Crossflow, both fluids mixed	$\epsilon = \frac{1}{1 - \exp(-NTU) + 1 - \exp(-NTU \cdot C^*) - NTU}$	$\epsilon = \frac{1}{2/[1 - \exp(-NTU)] - 1/NTU}$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
 1-2 shell-and-tube exchanger; shell fluid mixed; TEMA E shell	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^*)^{1/2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = NTU(1 + C^*)^{1/2}$ $\coth(\Gamma/2) = (1 + e^{-\Gamma})/(1 - e^{-\Gamma})$	$\epsilon = \frac{2}{2 + \sqrt{2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = \sqrt{2} NTU$	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^*)^{1/2}}$

Figura 11: Tabela com as equações para o cálculo da eficácia nos diferentes tipos de permutadores, retirado de [4]

2.1.11 *Permutadores de calor compactos*

Os permutadores de calor compactos são usados quando é necessário uma elevada área de transferência de calor ocupando o mínimo volume possível razão pela qual este tipo de permutadores é muito usado na indústria automóvel.

No caso em estudo o permutador é considerado compacto porque a sua área de transferência de calor sobre o volume é superior a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, como demonstra a figura 12.

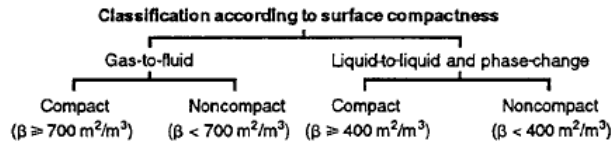


Figura 12: Classificação de permutadores compactos ou não compactos, retirado de [4]

As características da transmissão de calor e do tipo de escoamento são normalmente determinadas para configurações específicas.

Os resultados da transferência de calor são relacionados com os termos do fator de Colburn, j , equação 37.

$$j_h = St \cdot Pr^{2/3} \tag{37}$$

Em que:

- St, é o número de Stanton;

-Pr, é o número de Prandlt.

O numero de stanton é calculado através da equação 38.

$$St = \frac{h}{G \cdot Cp} \quad (38)$$

Em que :

- G, é a velocidade mássica máxima.

O numero de Reynolds, Re, é calculado através da equação 39.

$$Re = \frac{G \cdot Dh}{\mu} \quad (39)$$

Em que:

- D_h , é o diâmetro hidráulico da passagem do fluxo [m].

A velocidade mássica máxima, G, é calculada através da equação 40.

$$G = \rho \cdot V_{\max} = \frac{\rho \cdot V \cdot A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{m}{A_{ff}} = \frac{m}{\sigma \cdot A_{fr}} \quad (40)$$

Em que:

- V_{\max} , é a velocidade máxima do fluido [m/s];

- V , é a velocidade [m/s];

- A_{fr} , é a área frontal [m^2];

- A_{ff} , é a área mínima do escoamento do fluido, (área de secção transversal perpendicular ao movimento do fluido) [m^2];

- σ , é a razão entre a área mínima de passagem livre nas passagens alhetadas, A_{ff} , pela área frontal, A_{fr} .

A taxa de transferência de calor de cada fluido consegue ser obtida através destes fatores, como demonstrado na equação 41.

$$h = \left(\frac{j \cdot G \cdot Cp}{Pr^{2/3}} \right) \quad (41)$$

Tendo os valores de Reynolds calculado e sabendo qual o tipo de permutador, bem como as suas dimensões, é possível retirar o valor de j e de f , para o cálculo da taxa de transferência de calor e da perda de carga respetivamente. Na figura 13 é exemplificado um desses gráficos provenientes de ensaios práticos para diversos tipos de permutador, presente no livro [3].

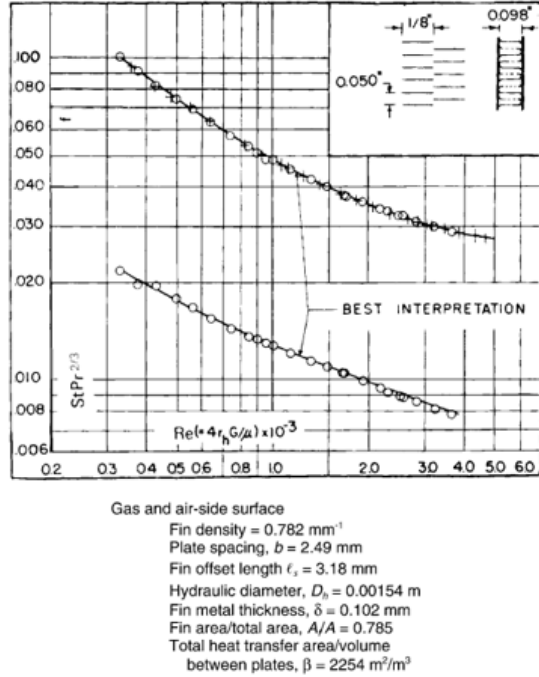


Figura 13: Gráfico exemplo de um tipo de permutador de calor, retirado de [4]

Quando não existe um exemplo prático para que seja possível diretamente retirar os valores de j e f , é necessário recorrer a uma equação global para o cálculo de ambos, equação 42 e 43 respetivamente.

$$j = 0.6522 \text{Re}^{-0.5403} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1541} \left(\frac{\delta}{\ell_s}\right)^{0.1499} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.0678} \times \left[1 + 5.269 \times 10^{-5} \text{Re}^{1.340} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0.504} \left(\frac{\delta}{\ell_s}\right)^{0.456} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1.055}\right]^{0.1} \quad (42)$$

$$f = 9.6243 \text{Re}^{-0.7422} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1856} \left(\frac{\delta}{\ell_s}\right)^{0.3053} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.2659} \times \left[1 + 7.669 \times 10^{-8} \text{Re}^{4.429} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0.920} \left(\frac{\delta}{\ell_s}\right)^{3.767} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{0.236}\right]^{0.1} \quad (43)$$

2.2 TIPOS DE PERMUTADOR

Os tipos mais simples de permutadores de calor são constituídos por dois fluidos separados num tubo concêntrico que circulam na mesma direção ou na direção oposta Figura 14.

Outra alternativa é quando os fluidos podem-se mover em direções perpendiculares, conforme ilustrado na Figura 15, com tubos alhetados ou não alhetados.

Os fluidos do permutador de calor podem ainda ser definidos como misturados ou não misturados. O fluido é considerado não misturado quando pelo menos não se consegue movimentar em um dos eixos perpendicular ao seu movimento.

A figura 15 (a), mostra que ambos os fluidos são não misturados e a figura 15 (b), só o fluido que passa pelos tubos é não misturado. Assim sendo, a variação de temperatura só ocorre ao longo de um eixo. A natureza desta caracterização influencia a performance do permutador e os respetivos cálculos.

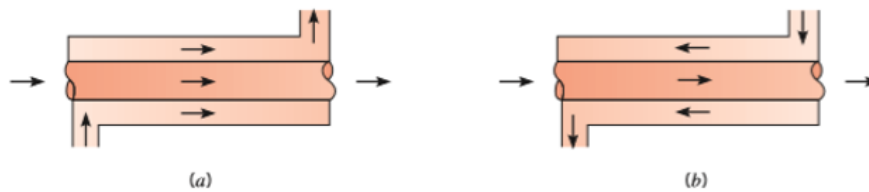


Figura 14: Permutador co-corrente e contracorrente (a) e (b) respetivamente, retirado de [1]

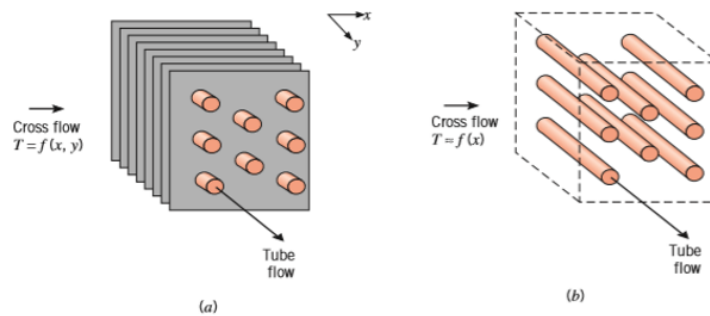


Figura 15: Permutador de fluxo cruzado, alhetado e não alhetado (a) e (b) respetivamente, retirado de [1]

Quando se tem como principal objetivo ter uma grande área de transferência de calor por unidade de volume, são normalmente usados os permutadores de calor compactos (CHE) de fluxo cruzado. Estes permutadores são constituídos por uma matriz densa de tubos finos e/ou placas e são tipicamente utilizados quando um dos fluidos é um gás. As passagens do escoamento do fluido normalmente são pequenas, inferiores a 5 mm e o escoamento é tipicamente laminar.

Na figura 16 pode-se observar quatro tipos de CHE's. Sendo eles:

- (a), permutador de placas e tubos retangulares;
- (b), permutador de placas e tubos circulares;
- (c), permutador de placas circulares e tubos retangulares;
- (d), permutador de placas alhetadas, de uma passagem;
- (e), permutador de placas alhetadas, de uma ou mais passagens.

No caso em estudo o permutador usado é do tipo *plate fine* alínea (d), permutador de calor compacto de fluxo cruzado com fluidos misturados.

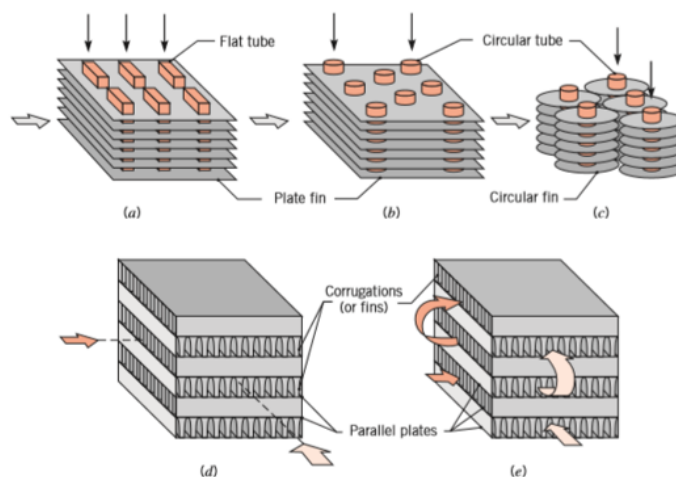


Figura 16: Diferentes tipos de CHE's, retirado de [1]

2.2.1 Tipos de alhetas em permutadores do tipo placa alhetada (*plate fin*)

Nos permutadores de calor do tipo placa alhetada (*plate fin*) existem normalmente 6 tipos de alhetas possíveis de usar. Na figura 17 pode-se observar os diferentes tipos, sendo (a) alhetas triangulares planas, (b) alhetas retangulares planas, (c) alhetas onduladas, (d) alhetas desfasadas, (e) *multilouver fin* e (f) alheta perfurada.

O tipo de alheta usado no permutador em estudo tanto para o lado da água como para o ar é o tipo (d), alhetas desfasadas.

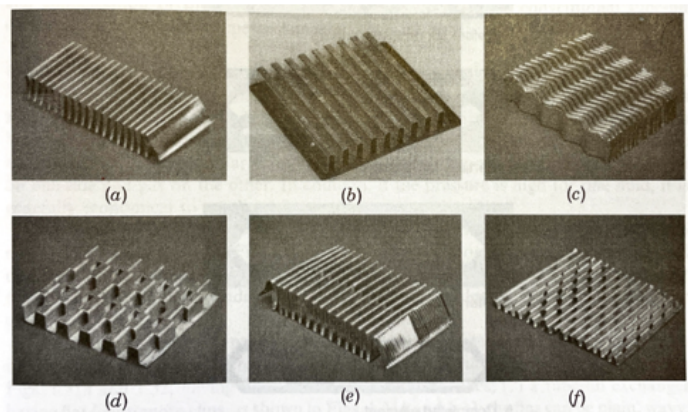


Figura 17: Diferentes tipos de alhetas para o tipo de permutador (*plate fin*), retirado de [4]

2.2.2 Permutador de calor Ar-Água

Um permutador de calor ar-água, *watercooler*, tem o mesmo princípio de funcionamento que um permutador de calor (Ar - Ar), a diferença é beneficiar de um maior coeficiente de transferência de calor na água comparativamente ao ar. Ou seja, funciona como um permutador de calor de escoamento cruzado, sendo os fluidos considerados misturados.

O permutador ar-água tem assim como vantagem permitir encurtar a distância do turbocompressor às condutas de admissão. Isto porque este não necessita de estar numa localização onde consiga ter um bom fluxo de ar ambiente como no caso de um intercooler Ar-Ar normalmente usado na indústria automóvel. Esta vantagem permite diminuir o tempo de pressurização do ar admitido pelo motor, mais conhecido como *tubo-lag*.

O sistema é composto pelo permutador propriamente dito (*watercooler*), figura 18 (a), uma bomba de água, figura 18 (b), um reservatório do fluido (água), figura

19 (a) e um permutador de calor (Ar-Água) frontal, figura 19 (b), que tem a função de libertar o calor presente no fluido que anteriormente foi recebido do ar de sobrealimentação.

Um dos principais cuidados a ter no (watercooler), são as possíveis fugas de água do circuito, que tanto podem permitir perder água para a admissão do motor como permitir entrar ar no circuito da água.



Figura 18: Gráfico exemplo de um tipo de permutador de calor

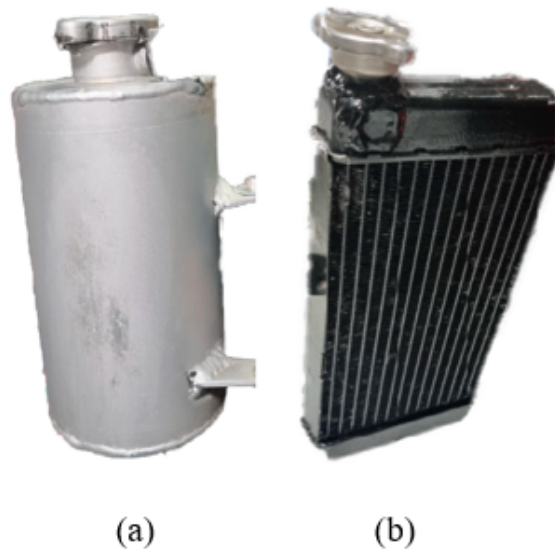


Figura 19: Gráfico exemplo de um tipo de permutador de calor

2.3 TIPOS DE SOBREALIMENTADORES

Do ponto de vista do princípio de funcionamento, existem dois grandes tipos de sobrealimentadores, os volumétricos ou de deslocamento positivo e os dinâmicos. Os

volumétricos funcionam por esmagamento (aumentando a pressão) do fluido através da redução do seu volume. Os dinâmicos adicionam quantidade de momentum angular ao fluido, tipicamente através de um rotor com pás.

Em seguida são referidos os tipos mais utilizados na industria automóvel e mais adequados à utilização neste projeto.

2.3.1 *Compressor roots e compressor Eaton*

Os compressores roots e Eaton, são constituídos por dois ou três rotores, no caso do roots figura 20 e no Eaton por três ou quatro figura 21. Estes rotores trabalham em conjunto por meio de rodas dentadas, não necessitam de lubrificante, pois os rotores não entram em contacto entre si, o que tem a vantagem de não contaminar o ar de admissão.

A energia fornecida ao fluido nestes compressores é retirada ao motor normalmente através de uma correia acoplada à cambota. A sua montagem apenas necessita de um suporte do compressor, a polia e respetiva correia, as tubagens de sobrealimentação que ligam o compressor ao permutador de calor, o permutador de calor e a ligação entre este e o coletor de admissão do motor. Estes compressores são mais adaptados para pequenos aumentos de pressão, mas permite uma pressão de sobrealimentação quase constante ao longo do regime de funcionamento do motor.

O compressor Eaton reduz a pulsação do ar relativamente ao roots devido ao diferente desenho dos rotores, aumentando também assim o seu rendimento de 50 % para mais de 60 %. Informação adaptada de [5].

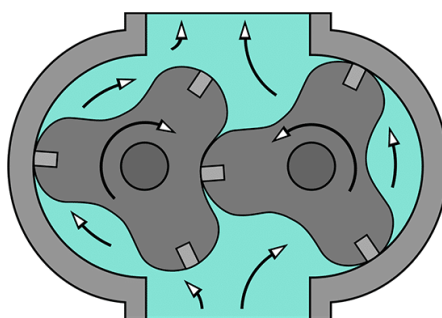


Figura 20: Compressor *Roots*, adaptado de [6]



Figura 21: Compressor *Eaton*, adaptado de [7]

2.3.2 Compressor centrífugo

Existem vários tipos de compressores centrífugos, sendo os mais conhecidos os turbocompressores, que retiram a sua potência de funcionamento à entalpia dos gases de escape através de uma turbina que, por sua vez, está acoplada ao compressor. O turbocompressor tem como vantagem não retirar diretamente potência ao motor como os compressores apresentados anteriormente, retirando assim a energia dos gases de escape, que por sua vez iria ser libertada para o ambiente. Mas como desvantagens, existe o *turbo-lag*, aplicação de uma restrição ao escoamento livre dos gases de escape e a sua aplicação é mais complexa, precisando de mais elementos para a sua correta montagem. Além dos elementos utilizados no compressor volumétrico, o turbocompressor necessita de um coletor de gases de escape feito à medida e tubagem de gases de escape adaptada. Precisa ainda das respetivas ligações de lubrificação e/ou água ao turbocompressor. Representado na figura 22 à esquerda.

Outro dos tipos utilizados são os compressores centrífugos com acionamento por correia. Nestes, a energia transferida para o compressor é retirada à cambota por meio da correia. Tem como vantagem poder trabalhar eficientemente em baixos regimes e ser um sistema mais simples, evitando o uso dos gases de escape, mas como desvantagem verifica-se que a sua gama de eficiência está limitada pelo tamanho da sua polia e retira energia diretamente à cambota. Representado na figura 22 à direita.

Por último, muito semelhante ao anterior é o compressor centrífugo elétrico. A energia aplicada ao compressor é gerada por um motor elétrico. O seu funcionamento é muito semelhante a um compressor centrífugo, tendo só como diferença que a energia utilizada na compressão do ar não provém da cambota, mas sim de um motor elétrico. Tem como desvantagem precisar de um sistema elétrico bem dimensionado para conseguir fornecer a energia necessária ao seu funcionamento. Devido ao elevado

consumo terá de existir uma fonte de energia elétrica que permita abastecer a bateria, para que esta não fique descarregada impossibilitando o correto funcionamento do compressor. Representado na figura 23.

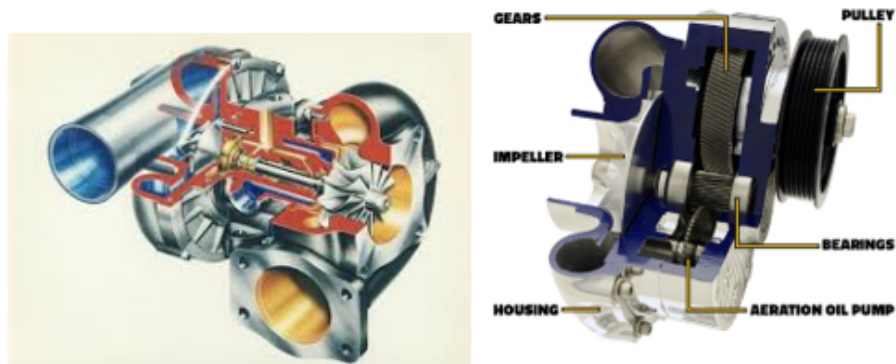


Figura 22: Turbocompressor e Compressor centrífugo respetivamente, retirado de [8] e [9]

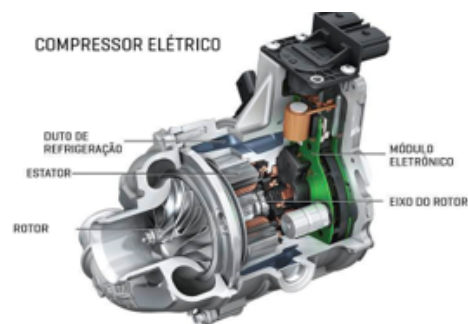


Figura 23: Compressor centrífugo elétrico, retirado de [10]

2.3.3 Eficiência de um turbocompressor

Como a energia utilizada num turbocompressor provém dos gases de escape, a sua eficiência vai variando de acordo com o regime do motor e as características do próprio turbocompressor. É possível, no entanto, saber a sua eficiência através das curvas fornecidas pelo fabricante do turbocompressor para cada modelo específico. Estas curvas são importantes porque dão a possibilidade, para um determinado caudal mássico gerado pelo motor e para uma pressão de sobrealimentação desejada, verificar se o turbocompressor se encontra no seu regime de eficiência máximo e assim confirmar se o turbocompressor permite atingir os objetivos desejados ou alterar para outro que assim o permita.

Na figura 24 estão representadas estas curvas para um turbocompressor exemplo. O caudal mássico, está representado no eixo das abcissas e a razão da pressão

de sobrealimentação no eixo das ordenadas. Para uma determinada velocidade de rotação do turbocompressor conseguimos ver a sua curva de eficiência e verificar em que regime se encontra. A obtenção do regime de funcionamento, permite verificar se o turbo se encontra em *surge* ou seja, sobredimensionado, ou em *choque* ou seja, subdimensionado.

Surge - Quando o caudal é reduzido a uma taxa de compressão constante, pode ocorrer inversão do escoamento na camada limite nas pás do compressor. Reduções superiores no caudal mássico causam a inversão completa do escoamento e assim uma queda de pressão o que alivia o gradiente de pressão adverso. O escoamento restabelece-se e o processo repete-se causando instabilidade de aumento e diminuição de pressão sucessivos nesta zona. Retirado de [11].

Choking - A velocidade aumenta com o aumento do caudal e o escoamento pode atingir valores da ordem da velocidade do som (sónicos – com a respetiva onda de pressão/choque - Choking) na área limite da máquina. Nesta gama de velocidades do escoamento no difusor apenas com aumentos de velocidade de rotação substanciais se conseguem ligeiros aumentos no caudal mássico, sendo por isso uma zona de funcionamento de evitar. Retirado de [11].

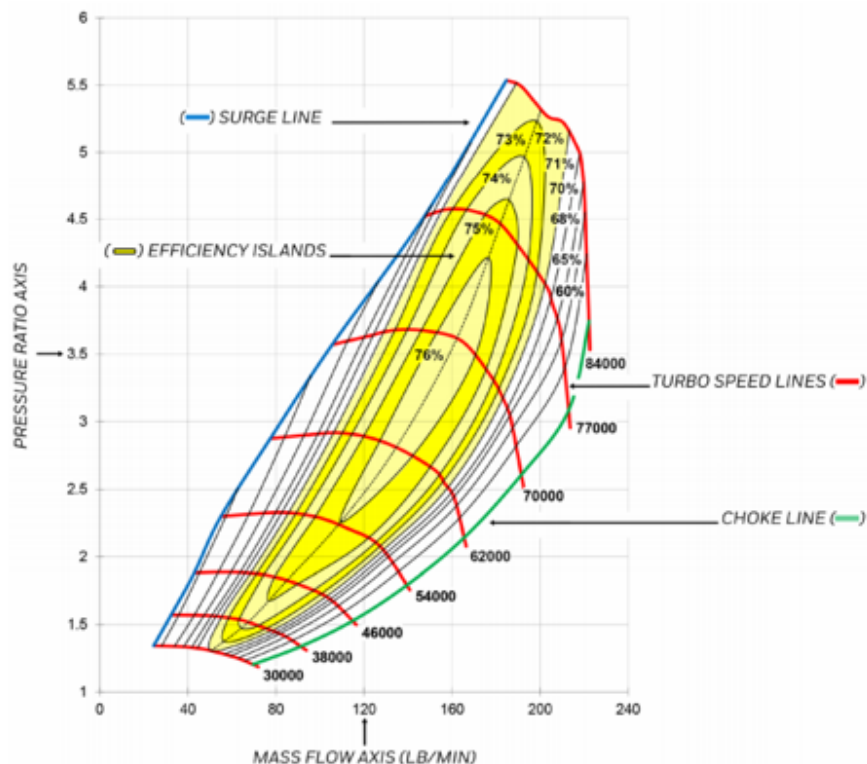


Figura 24: Curvas de Eficiência de um turbocompressor, retirado de [12]

CASO DE ESTUDO - MÉTODOS

3.1 DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR DE CALOR A PARTIR DE MODELOS INTEGRAIS

3.1.1 *Análise do permutador de calor*

Conforme antes referido, o permutador de calor selecionado e adquirido para o veículo Formula Student, objeto de estudo do presente trabalho, foi um watercooler, ou seja, um permutador do tipo Ar-água.

Para a seleção deste permutador tiveram-se em consideração diversos fatores, tendo sido o mais preponderante o espaço ocupado. Sendo para aplicar no veículo Formula Student, o espaço é um fator muito importante, a geometria do veículo e a sua complexidade remetem para o uso de componentes que utilizem o menor espaço e peso possível.

Outro fator foi a localização da sua montagem. Para o caso de um permutador Ar-Ar, o caudal do fluido frio é condicionado pela sua localização no veículo, devendo ter uma boa entrada e saída do fluido frio, para que a taxa de transferência de calor seja a maior possível. Esta condição obrigava a que o permutador a localizar-se numa zona com bastante fluxo de ar, além de aumentar o espaço ocupado do mesmo, aumentaria o seu peso.

Por ultimo, para que o permutador se localizasse numa área que permitisse a maior eficiência, as ligações desde o turbocompressor ao permutador e do permutador ao coletor de admissão seriam mais longas, resultando num maior *turbo-lag*. O permutador agua-ar, como está incluído no coletor de admissão, a distancia das ligações entre o turbo e a admissão é bastante reduzida.

O permutador selecionado encontra-se ilustrado na figura 25, com as respetivas características enunciadas na tabela 3. Este permutador será incluído diretamente no desenho do coletor de admissão e câmara de plenum, tendo depois uma só ligação ao turbocompressor. O núcleo do permutador tem uma dimensão de 215x86x80mm, 6 passagens de água e 7 passagens de ar. Uma bomba de água elétrica será adicio-

nada ao sistema com as suas respetivas ligações ao permutador de calor Água-Ar, responsável pela libertação do calor transmitido para a água no watercooler, para o ar exterior.

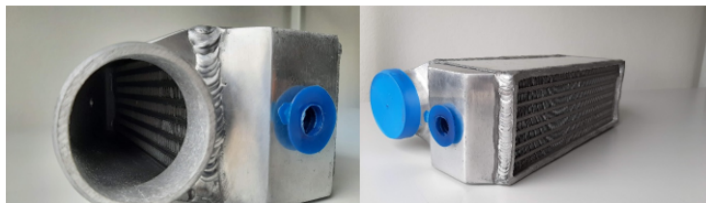


Figura 25: Permutador de Calor Ar-água

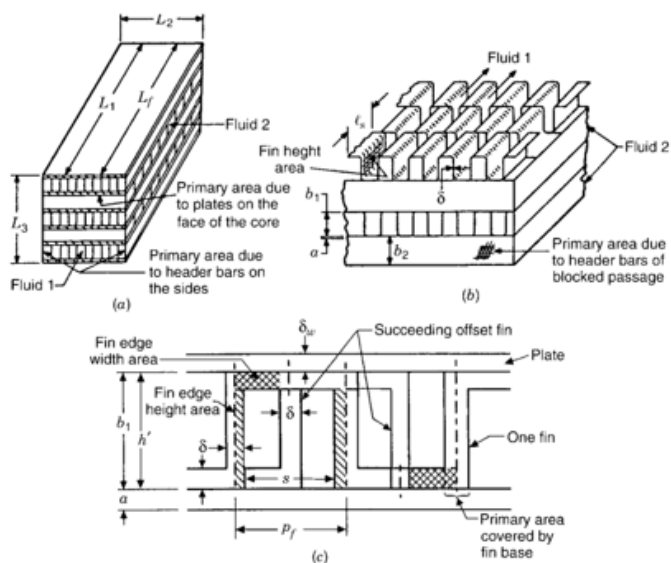


Figura 26: Figura com a caracterização do permutador

Tabela 3: Caracterização do permutador

Permutador de calor	Dimensões
L1/Lf	0.086
L2	0.215
L3	0.08
b1/h1	0.0075
b2/h2	0.0023
Pf/s	0.0018
δ	0.0002
δ_w	0.0008
ls	0.035

3.1.2 *Estudo/ Dimensionamento integral do permutador de calor*

Conforme atrás referido, um dos objetivos do presente trabalho é, a partir de modelos integrais, o desenvolvimento de uma folha de cálculo para a determinação dos parâmetros de funcionamento do permutador em causa, mas simultaneamente permitindo o estudo/simulação do desempenho de outros permutadores, com diferentes dimensões e condições de fronteira.

A folha de cálculo desenvolvida divide-se em duas grandes partes, a primeira, tem como objetivo, através de cálculos termodinâmicos, obter a temperatura pós compressão e o caudal mássico de ar que é admitido pelo motor para um determinado regime de funcionamento, e portanto que passa no permutador de calor, após a sua compressão, para ser refrigerado. A segunda parte, tem o objetivo de através das características do permutador e das condições de funcionamento, obter as temperaturas de saída dos fluidos e as perdas de carga no permutador.

3.1.2.1 *Cálculo do caudal mássico de ar e temperatura após compressão*

A primeira parte permite retirar a massa de ar que é possível colocar dentro do cilindro e a temperatura após compressão, para um determinado motor, temperatura e pressão de sobrealimentação desejada. Para a realização deste cálculo através do modelo criado, é necessário introduzir os valores presentes na tabela 4.

Tabela 4: Dados para o cálculo da massa de ar e temperatura de saída

Variável	Definição
R. Ár	Constante específica do gás
P. atm	Valor da pressão atmosférica
Cp. ar	Capacidade térmica a pressão constante
Cv. ar	Capacidade térmica a volume constante
K	Razão dos calores específicos
V. Total	Volume da câmara de combustão mais o volume do cilindro a multiplicar pelo número de cilindros total existente no motor.
P. sobrealimentação	Pressão desejada atingida depois da compressão no turbo.
Regime do motor	rotações de trabalho do motor, em teste]
T. Ar atm	Temperatura do ar ambiente

Um motor de ciclo Otto, caso de estudo, tem o seu ciclo dividido em quatro fases, admissão, compressão, combustão + expansão e escape. Este processo é exemplificado na fig 27 e permite observar a variação do volume dentro do cilindro ao longo do ciclo completo.

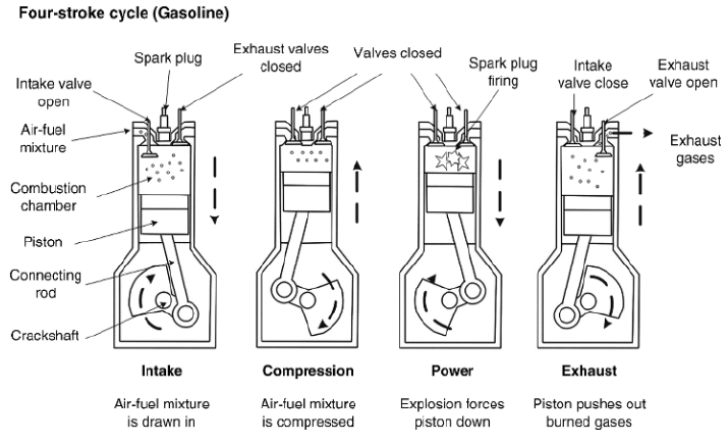


Figura 27: Ciclo otto, 4 fases constituintes, retirado de [13]

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k \quad (44)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k \quad (45)$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \quad (46)$$

$$r = V_{Total}/V_{cc} \quad (47)$$

$$V_{Total} = Cc + V_{cc} \quad (48)$$

$$PV = mRT \quad (49)$$

Em que :

-r, a relação de compressão de um motor;

-k, a razão entre os calores específicos;

- V_{Total} , O volume total, cilindro mais a câmara de combustão [cm^3];

- V_{cc} , O volume da câmara de combustão [cm^3];

- C_c , O volume do cilindro [cm^3];

Os valores necessários, característicos do caso de estudo são apresentados da tabela 5. A folha de cálculo devolve os valores de m'_{ar} e T_{saida} , para as respetivas condições de fronteira introduzidas. Pode-se observar na fig 28 a folha de cálculo e a tabela 6 com os resultados obtidos.

Tabela 5: Propriedades para o cálculo da massa de ar e temperatura de saída

Variável	valores
R. Ár	287.22 [j/(Kg.K)]
P. atm	101325.00 [pa]
Cp. ar	0.24 [kcal/(kg.C°)]
Cv. ar	0.17 [kcal/(kg.C°)]
K	1.40
V. Total	754.62 [cm^3]
P. sobrealimentação	151987.50 [pa]
Regime do motor	6500 [Rpm]
T. Ar atm	293.15 [k]

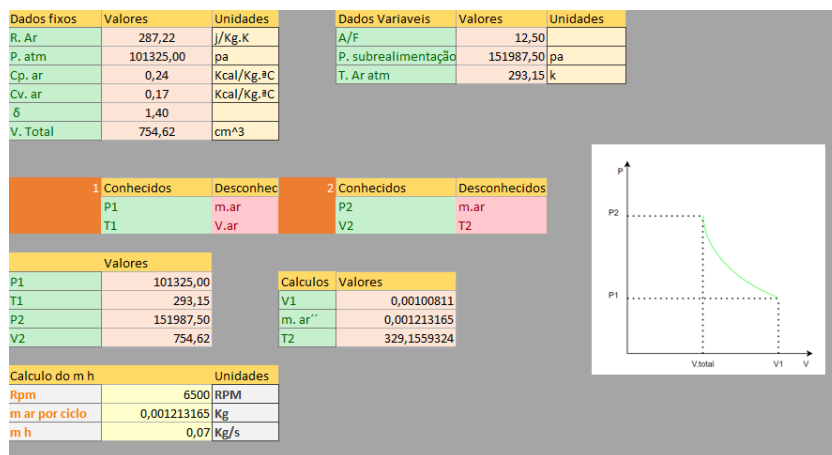


Figura 28: Cálculo da massa de ar e temperatura de saída, folha de cálculo.

Tabela 6: Resultados obtidos da folha de cálculo

Variável	valores
m.ar por ciclo	0.001213 [Kg]
m.ar	0.07 [Kg/s]
T.saida	329.15 [K]

3.1.2.2 *Dimensionamento do permutador de calor*

Para o dimensionamento do permutador de calor, é necessário introduzir alguns valores descritos na tabela 7 e enumerados na tabela 8. A figura 29 permite visualizar a secção da folha de cálculo onde se introduzem as variáveis.

As temperaturas de entrada dos fluidos, no caso do ar, foi calculado no capítulo anterior e no caso da água foi considerado uma temperatura ambiente. O caudal mássico, no caso do ar, foi calculado no capítulo anterior, no caso da água, foi calculado o caudal da bomba a utilizar por via experimental.

Tabela 7: Variáveis a inserir para o cálculo do permutador de calor

Variável	Descrição
Altura da alheta	$b1/h'$
Largura do Permutador	L2 ou L1/Lf
Comprimento da Passagem	L2 ou L1/Lf
Comprimento da alheta	ls
Espaçamento da Alheta	s/Pf
Espessura da alheta	δw
Fin Pinch	Número de alhetas por metro
Altura do permutador	L3
Número de passagens	Número de passagens de cada fluido
β Calculado	Razão entre a área total de transferência de calor pelo volume entre as placas
Dh	Diâmetro hidráulico
Caudal Mássico (m')	Caudal mássico de cada um dos fluidos
Temperatura de Entrada	Temperaturas de entrada dos fluido
K do material	Condutividade térmica do material
Razão da área da alheta (gráfico)	Razão entre a área da alheta e a área total
Espessura da parede	δw
Número de paredes	Número total de paredes entre fluidos

Tabela 8: Variáveis inseridas no cálculo do permutador de calor

Variável	Ar	água
Altura da alheta	0.0075	0.0023
Largura do Permutador	0.215	0.086
Comprimento da Passagem	0.086	0.215
Comprimento da alheta	0.0035	0.0035
Espaçamento da Alheta	0.0018	0.0018
Espessura da alheta	0.0002	0.0002
Fin Pinch	119.44	47.77
Altura do permutador	0.08	0.08
Número de passagens	7	6
β Calculado	530.944	1021.86
Dh	0.000297	$6.26 \cdot 10^{-5}$
Caudal Mássico (m^3)	0.07	0.33
Temperatura de Entrada	329.15	293.15
K do material	237	237
Razão da área da alheta (gráfico)	0.785	0.785
Espessura da parede	0.0008	0.0008
Número de paredes	7	7

Caracterização do Per	Altura da alheta	Largura do Permutad	Comprimento da passagem	Comprimento da alheta	Espaçamento da alheta	
Lado do Ar	0,0075	0,215	0,086	0,0035	0,0018	
Lado da água	0,0023	0,086	0,215	0,0035	0,0018	
	Espessura da Alheta	Fin Pinch	Altura do Permutador	Numero de Passagens	Dh Calculad	Dh Calculad
	0,0002	119,4444444	0,08	7	530,9441	0,0002975
	0,0002	47,7777778	0,08	6	1021,862	6,264E-05
Caudal Mássico (m^3)	Temperatura de Entrad	K do materia	Razão da área da alheta (gráfi)	Espessura da pare	Numero de Paredes	
0,070000581	329,15	237	0,785	0,0008	14	
0,33	293,15	237	0,785	0,0008		

Figura 29: Figura com a caracterização do permutador, folha de cálculo

O cálculo, das áreas frontais, dos volumes, das áreas totais de transferência de calor, área equivalente e parâmetro ρ , está representado na imagem 30, para a obtenção destes resultados apenas é necessário as dimensões do permutador presentes na tabela 8.

Calculo da Are Frontal (Afr)	Resultado	Unidades
Lado do Ar	0,0172	m ²
Lado da agua	0,00688	m ²
Calculo do Volume (V)	Resultado	Unidades
Lado do Ar	0,000970725	m ³
Lado da agua	0,000255162	m ³
Calculo da area total de transferencia de calor (A')	Resultado	Unidades
Lado do Ar	0,515400699	m ²
Lado da agua	0,260740324	m ²
Calculo da Area Equivalente (Ao)	Resultado	Unidades
Lado do Ar	0,000445767	m ²
Lado da agua	1,89909E-05	m ²
Calculo do (ρ)	Resultado	Unidades
Lado do Ar	0,025916703	
Lado da agua	0,002760306	

Figura 30: Cálculo das áreas, volume e parâmetro ρ , folha de cálculo

Para calcular as propriedades dos fluidos, é necessário saber a temperatura média de cada um. Como as temperaturas de saída ainda não estão calculadas, é necessário atribuir uma eficácia estimada. Na figura 31 é possível visualizar o cálculo das temperaturas de saída, através da eficácia introduzida e as propriedades dos fluidos para as temperaturas medias calculadas. As propriedades foram retiradas do website [14].

De notar que após o calculo final das temperaturas de saída, deve ser feito um processo iterativo, voltando a calcular novamente as propriedades dos fluidos.

Calculo da Temperatura media considerando uma eficiencia (ϵ)	Resultado	Unidades
(ϵ)	0,972	
Temperatura de saida do ar	294,158	k
Temperatura de saida da agua	294,7854434	k
Temperatura media do ar	311,654	k
Temperatura media da agua	293,9677217	k

Propriedades dos fluido	Lado do Ar	Lado da agua	Unidades
μ	0,00002139	0,000982	Pa.s
C_p	922	4184,58	j/(Kg.k)
Pr	0,73	6,86019626	

Figura 31: Cálculo das temperaturas médias e respetivas propriedades dos fluidos, folha de cálculo.

Para realizar o cálculo de G , do Numero de Reynolds, Numero de Colburn, da taxa de transferência de calor e do m da alheta, foram utilizadas as equações

referenciadas no capítulo 2, respetivamente, equação 40, equação 39, equação 42, equação 41 e a equação 18.

De notar que é habito utilizar os valores *Colburn, j*, de cálculos reais fornecidos pelo livro [3], mas que no caso em estudo não existem para o tipo de alheta utilizado no permutador de calor do lado da água. Para combater esta lacuna, foi necessário calcular de forma analítica. É possível observar este cálculo na figura 32

Calculo do (G)	Resultado	Unidades
Lado do Ar	157,0339107	Kg/(m ² .s)
Lado da agua	17376,7375	Kg/(m ² .s)

Calculo do Reynolds (Re)	Resultado
Lado do Ar	2184,259833
Lado da agua	1108,390266

Valor (J)	Resultado do grafico	Calculo equação
Lado do Ar	0,0134	0,010796476
Lado da agua	0,017	0,012723555

Calculo do (h)	Resultado	Unidades
Lado do Ar	1928,077461	w/(m ² .k)
Lado da agua	256254,15	w/(m ² .k)

Calculo do (m)	Resultado	Unidades
Lado do Ar	293,2614015	m ⁻¹
Lado da agua	3380,867266	m ⁻¹

Figura 32: Cálculo dos parâmetros G, Reynolds, Colburn, taxa de transferência de calor e m da alheta, folha de cálculo.

De seguida é realizado o cálculo do rendimento da alheta, da respetiva superfície alhetada e da resistência de condução equivalente, das paredes de separação dos fluidos. As equações utilizadas foram a equação 17 para o rendimento da alheta, a equação 16 para o rendimento da superfície alhetada e a equação 4 para o cálculo da resistência das paredes de separação dos fluidos.

No caso do cálculo do comprimento efetivo da alheta (L), o valor utilizado é de metade do tamanho da alheta, para cada um dos fluidos. É necessário realizar esta aproximação para o cálculo do permutador, considerando duas metades das alhetas com a extremidade da mesma adiabática, e assim simular por simetria o calor transferido entre fluidos. É possível observar este cálculo na figura 33.

Calculo do (l)	Resultado	Unidades
Lado do Ar	0,00355	m
Lado da agua	0,00095	m

Calculo do (η_f)	Resultado
Lado do Ar	0,747603359
Lado da agua	0,31034074

Calculo do (η_0)	Resultado
Lado do Ar	0,801868637
Lado da Agua	0,458617481

Resistencia da parede (Rw)	Resultado	Unidades
Rw	1,304E-05	K/w

Figura 33: Cálculo da eficiência das alhetas e da resistência de condução equivalente da parede de separação dos fluidos, folha de cálculo.

É em seguida calculada a eficiência do permutador e as capacidades térmicas de cada fluido. A equação 14 permite o cálculo da eficiência do permutador, a equação 50 o cálculo da capacidade térmica de cada fluido e a equação 34 a razão das capacidades térmicas de cada fluido.

$$C = m * c_p \quad (50)$$

Eficiencia do Permutador (UA)	Resultado
UA	768,8602493

Calculo dos C'	Resultado
Ca	64,54053573
Cw	1380,9114
Cr	0,046737637

Figura 34: Cálculo da eficiência do permutador e dos calores específicos dos fluidos, folha de cálculo

De seguida é calculado o NTU, a eficácia do permutador, o calor transferido e as temperaturas de saída. Para o cálculo do NTU, foi utilizado a equação 35, para a eficácia, a equação 36, para o cálculo do calor transferido, a equação 32 e para as temperaturas de saída são as equações 51 e 52.

$$T_{s.ar} = T_{e.ar} - (q/C_{ar}) \quad (51)$$

$$T_{s.agua} = (q/C_{agua}) + T_{e.agua} \quad (52)$$

Calculo do NTU	Resultado
NTU	11,9128272
Calculo da ε real	Resultado
ε	0,975102761
Calculo do q	Resultado
q	2265,611565
Temperatura saída	Resultado
Ts,a	294,0463006
Ts,w	294,790664

Figura 35: Cálculo do NTU, da eficácia do permutador, do calor e das temperaturas de saída dos fluidos, folha de cálculo

Para o cálculo da queda de pressão do permutador, foi utilizado um exemplo do livro [4] para ir resolvendo passo a passo e comparando resultados. São de seguida apresentadas as formulas utilizadas e respetiva imagem da folha de cálculo por ordem de resolução.

Cálculo da área de secção transversal de condução para a condução de calor longitudinal na parede:

$$A_{k,g} = 2N_p L_a \delta_w \quad (53)$$

Parâmetros de condução longitudinal no fluido:

$$\lambda_h = \lambda_g = \left(\frac{k_w A_k}{LC} \right)_g \quad (54)$$

Para determinar a variação da eficácia, é necessário calcular primeiro os valores da equação 55 e 56, para depois através da tabela presente no anexo A obter o valor da variação da eficácia.

$$\frac{(\eta_o hA)_h}{(\eta_o hA)_c} \quad (55)$$

$$\frac{\lambda_c}{\lambda_h} \quad (56)$$

Tendo o valor da variação da eficácia, é assim possível calcular a eficácia real e o calor real. Determinando o valor do calor, obtém-se assim as temperaturas de saída dos fluidos, demonstrado das equações seguintes e na figura 36.

$$q = \varepsilon (T_{g,i} - T_{a,i}) C_{\min} \quad (57)$$

$$T_{g,o} = T_{g,i} - \frac{q}{C_g} \quad (58)$$

$$T_{a,o} = T_{a,i} + \frac{q}{C_a} \quad (59)$$

Calculo do Ak		Resultado
Ak,a		0,0504
Ak,g		0,0501
Calculo do λ		Resultado
λ,c=λ,a		0,001409133
λ,h=λ,g		0,001613942
Outros parametros necessarios		Resultado
η0.....		0,946838112
λ		0,8731001
Calculo da variação da eficacia		Resultado
Valor retirado da tabela		0,002
ε actual		0,821162556
Calculo do q		Resultado
q		1070602,179 w
Calculo das temperaturas de saída		Resultado em C
Ta,o		698,8826554
Tg,o		325,1862109
		Resultado em K
Ta,o		972,0326554
Tg,o		598,3362109

Figura 36: Cálculo das áreas, variação de eficácia, calor e temperaturas de saída, folha de calculo.

Para determinar os valores de K_c e K_e , necessários no cálculo da queda de pressão, recorre-se à figura 37. Para um σ de 0.36 calculado anteriormente e um numero de Reynolds a tender para infinito, os valores de K_c e K_e são, 0.36 e 0.42 respetivamente.

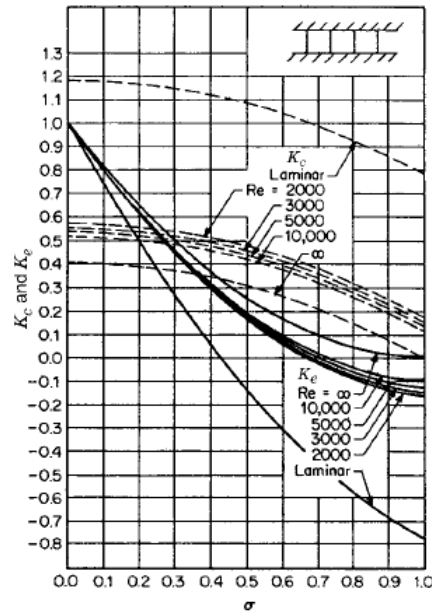


Figura 37: Figura com os valores de K_c e K_e para uma determinada geometria de alheta, retirado de [4]

Através da tabela 38, é retirado o valor de m que permite o cálculo do valor f e por consequente valor da queda de pressão. As equações e a folha de cálculo, para determinação destes valores são apresentadas em seguida.

TABLE 7.12 Property Ratio Method Exponents of Eqs. (7.157) and (7.158) for Laminar Flow

Fluid	Heating	Cooling
Gas	$n = 0.0, m = 1.00$ for $1 < T_w/T_m < 3$	$n = 0.0, m = 0.81$ for $0.5 < T_w/T_m < 1$
Liquid	$n = -0.14, m = 0.58$ for $\mu_w/\mu_m < 1$	$n = -0.14, m = 0.54$ for $\mu_w/\mu_m > 1$

Source: Data from Shah (1985).

Figura 38: Tabela com os valores de m , retirado de [4]

$$f = f_{cp} \left(\frac{T_w}{T_m} \right)^m \quad (60)$$

$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c \rho_i} \left[(1 - \sigma^2 + K_c) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \quad (61)$$

Valores	Pressão de entrada (pa)	Pressão de saída	Constante dos gases \bar{R}
Air	200000	200000	287,04
Gas	160000	160000	287,04

Tabela das desisades	Ti (k)	To (k)	Tm (K)	p,m
Air	473,15	972,0326554	722,5913277	0,964261505
Gas	1173,15	598,3362109	885,7431054	0,62931746

Retirar os valores de K	Kc	Ke
Air	0,36	0,42
Gas	0,36	0,42

Calculo das R dos gases	R	Unidades
Air	3,92214E-05	K/W
Gas	3,71363E-05	K/W
Rg/Ra	0,946838112	K/W

Temperatura da parede	Resultado	Unidades
Tw	806,3947917	K

Calculo dos f	Valor do m	Valor de fcp	Valor de f
Air	1	0,0534	0,059593134
Gas	0,81	0,0669	0,06200268

Calculo pressure drops	(1/p)m	Δp	Unidades
Air	1,037063074	8402,945869	Kpa
Gas	1,589023131	9036,635649	Kpa

Figura 39: Cálculo da resistência equivalente de convecção dos gases, da temperatura da parede de separação e da queda de pressão, folha de cálculo

3.1.2.3 Validação da folha de cálculo desenvolvida

Para a validação da folha de cálculo foi utilizado um exemplo do livro [4] e um exemplo apresentado e resolvido no Youtube. As tabelas 9 e 10 mostram a diferença percentual entre os valores obtidos pela folha de cálculo desenvolvida e os valores retirados dos exemplos.

Tabela 9: Diferenças percentuais entre a folha de cálculo e o exemplo do livro [4]

Variável	F. cálculo	Livro	Diferença percentual
Eficácia	0.82281	0.8311	1%
T saída Ar	699.882	705	1%
T saída Gás	324.034	318.3	2%
Var. P Ar	8402.95	8394	0%
Var. P Gás	9036.64	9031	0%

Tabela 10: Diferenças percentuais entre a folha de cálculo e o exemplo do youtube

Variável	F. cálculo	Youtube	Diferença percentual
Eficácia	0.3665	0.371	1%
T saída Ar	299.611	306.4	2%
T saída Gás	331.50	331.3	0%

Como nos dois casos de estudo são mostradas diferenças percentuais na casa dos 2%, pode ser considerado que a folha de cálculo dá valores próximos dos exemplos realizados. Assim sendo, segue-se para a simulação do permutador de calor real.

3.1.3 Aplicação do modelo de cálculo ao caso de estudo

Na simulação do permutador real foram inseridos as dimensões apresentadas na tabela 3 e as condições de estudo presentes na tabela 11. Para os valores das condições atribuídas, foram tidas em conta as condições reais a que o permutador de calor irá ser exposto na competição.

O valor do caudal mássico da parte do ar foi retirado dos cálculos termodinâmicos para o regime em que o motor será mais usado, no lado da água foi calculado o caudal através da bomba de água que irá ser usada. As temperaturas de entrada do ar comprimido foram calculadas termo-dinamicamente e a da água considerando a temperatura ambiente de 25 C°. A condutividade térmica é a do alumínio visto que o permutador é integralmente construído neste material.

Foi, inicialmente, atribuída uma eficácia estimada de 75% que permite a obtenção das temperaturas médias dos fluidos. De notar novamente que é um processo iterativo e que após a obtenção da eficácia final, é necessário voltar a calcular as temperaturas médias. As propriedades dos fluidos, para as respetivas temperaturas médias, são introduzidas na folha de cálculo e estão presentes na tabela 12. Os resultados obtidos da simulação do permutador de calor real são apresentados na tabela 19.

Tabela 11: Variáveis a introduzir na folha de cálculo para a simulação do permutador desejado

Variáveis	Valor	Unidades
$T_{i_{ar}}$	329.15	K
$T_{i_{agua}}$	293.15	K
K material	237	W/(m.K)
\dot{m}_{ar}	0.070	kg/s
\dot{m}_{agua}	0.33	kg/s

Tabela 12: Propriedades dos fluidos para a temperatura média calculada

Variáveis	Lado do Ar	Lado da água	Unidades
μ	21.39E-06	0,000982	Pa.s
C_p	922	4184,58	J/(kg.K)
Pr	0,73	6,944027579	

Tabela 13: Resultados do cálculo do modelo real na folha de cálculo

Variáveis	Valor	Unidades
Eficácia	0.975	
$T_{o_{ar}}$	294.04	K
$T_{o_{agua}}$	294.79	K
ΔP_{ar}	$3.69 \cdot 10^5$	pa
ΔP_{agua}	$1.1869 \cdot 10^8$	pa

3.2 DIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR DE CALOR VIA CFD

A dinâmica de fluidos computacional (CFD), baseia-se na utilização de matemática aplicada, física e software computacional para visualizar como um gás ou líquido flui, assim como a forma como o gás ou líquido afeta os objetos à medida que estes passam. A dinâmica de fluidos computacional tem como base o uso das equações de Navier-Stokes, estas descrevem como a velocidade, pressão, temperatura, e densidade de um fluido em movimento estão relacionadas.

Para realizar a simulação em CFD é necessário criar primeiro o modelo que se pretende simular em CAD. Foi assim criado o modelo real do permutador, completo, e depois alguns modelos simplificados do mesmo. As condições de simulação utilizadas foram as mesmas utilizadas na folha de cálculo, para permitir a comparação entre ambos os modelos.

3.2.1 Criação do modelo CAD

Foi criado o modelo CAD, através do software Solidworks, com as medidas reais do permutador de calor, composto pelas seis passagens de ar e sete passagens de água, alhetas desfasadas e as suas placas de separação - figura 40.

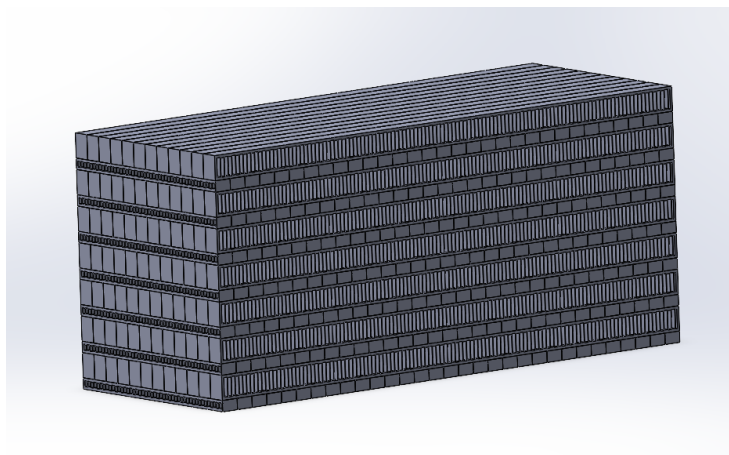


Figura 40: Permutador de calor real modelado.

Para tornar mais eficiente, nomeadamente em termos de tempo de cálculo, ou mesmo tornar possível a realização dos respetivos cálculos tendo em conta a capacidade de memória e processamento necessárias, o modelo global ilustrado na Figura 25 foi reduzido para "uma camada" tendo em conta a repetição (simetrias) dos fenómenos esperados em cada camada de permuta de calor entre o ar e a água.

Foram realizadas diversas tentativas de simplificação do modelo real, com o principal intuito de reduzir o tempo de simulação e a sua complexidade, sem comprometer os resultados finais.

Na primeira simplificação foi modelado apenas os volumes de água e de ar, sem contar com as paredes de separação e as alhetas, sendo estas depois tidas em conta no software CFD. Foi modelado só uma passagem de ar composta por 2151 volumes e duas metades das passagens de água compostas por 2280 volumes cada. As duas metades das passagens de água situam-se uma por cima dos volumes de ar e outra por baixo, permitindo a consideração de simetria neste plano.

Verificou-se com este método que, devido ao elevado número de volumes de fluido, o modelo continuava a exigir grande capacidade de memória e processamento. Na figura 41 pode observar-se os volumes de ar modelados, na figura 42 os volumes de água e na figura 43 a montagem de duas partes de água com uma de ar.

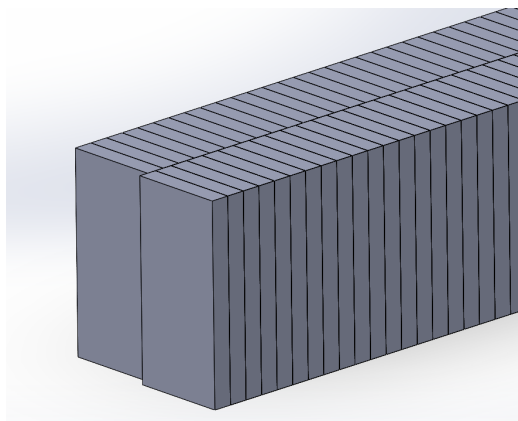


Figura 41: Volumes de ar modelados, imagem em recorte

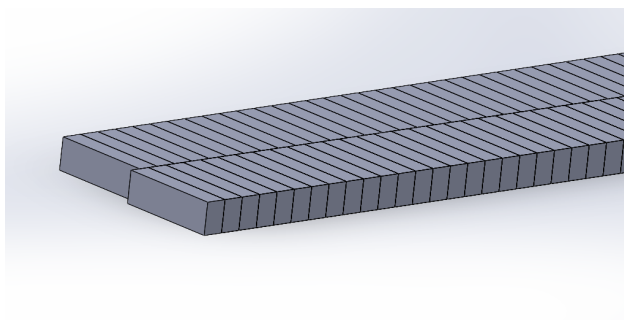


Figura 42: Volumes de água modelados, imagem em recorte

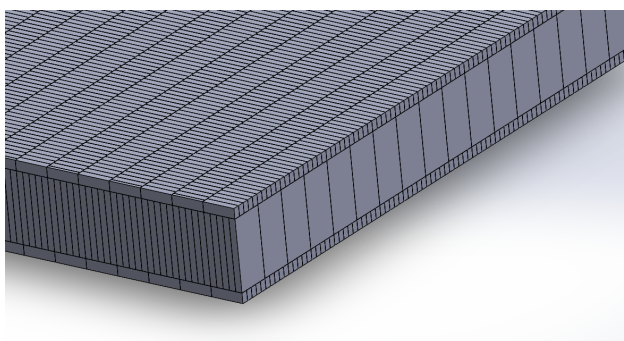


Figura 43: Permutador de calor simplificado modelação 1, imagem em corte

Foi assim realizada a segunda simplificação, que teve como objetivo a simulação de meia passagem de água e ar. Como cada passagem de ar é rodeada por uma passagem de água superior e outra inferior, por simetria, o calor transferido entre a passagem de ar e as duas de água, é simétrico com o calor transferido em meia passagem de ar para meia passagem de água. Foi modelado incluindo as alhetas desfasadas ao longo das passagens como é o permutador real. É possível observar o modelo simplificado na figura 44 e a sua vista em corte na figura 45. Este modelo simétrico seria o mais próximo do real, mas apesar de todas as simplificações

ainda continua demasiado pesado para a realização das simulações numéricas do escoamento e foi necessário realizar uma terceira simplificação.

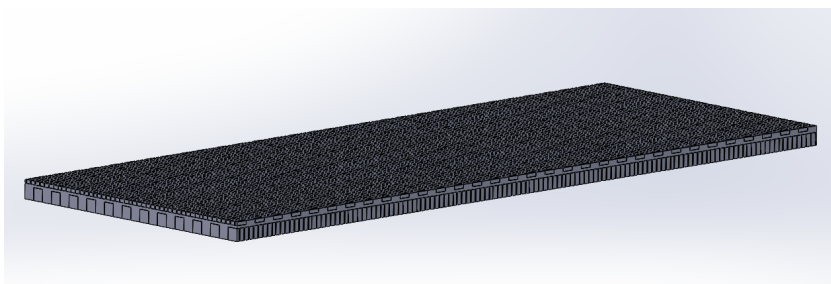


Figura 44: Permutador de calor simplificado modelação 2.

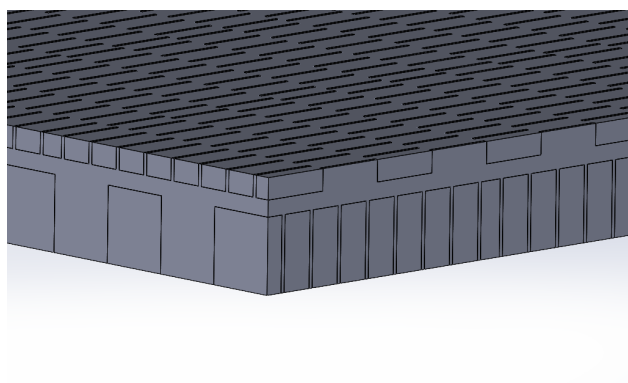


Figura 45: Permutador de calor simplificado modelação 2, imagem em corte.

Na terceira simplificação foi realizada a modelação do comprimento total de uma passagem de ar, composto por 25 volumes de profundidade e por 6 de largura, mas apenas uma parte da passagem de água composta por 3 volumes de profundidade por 48 de largura. Esta simplificação não corresponde ao que acontece na realidade, isto porque a água ao longo da sua passagem vai retirando energia térmica ao ar e, conseqüentemente, aumentando a sua temperatura. Assim, ao longo da sua passagem, a transferência de calor entre os fluidos vai reduzindo, ou seja a temperatura final do ar no modelo real será mais elevada. É também possível retirar valores da queda de pressão em cada fluido, verificar como é distribuída a temperatura pelas alhetas e analisar o escoamento do fluido dentro do permutador. A figura 46 representa a terceira simplificação com alhetas e volumes de ar e água, é possível verificar a laranja a entrada do fluido quente (ar), a azul a entrada do fluido frio (água) e a verde o plano de simetria. A figura 47 representa apenas as alhetas.

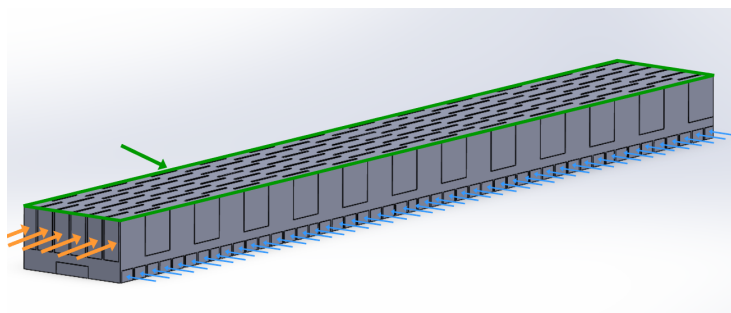


Figura 46: Permutador de calor simplificado modelação 3.

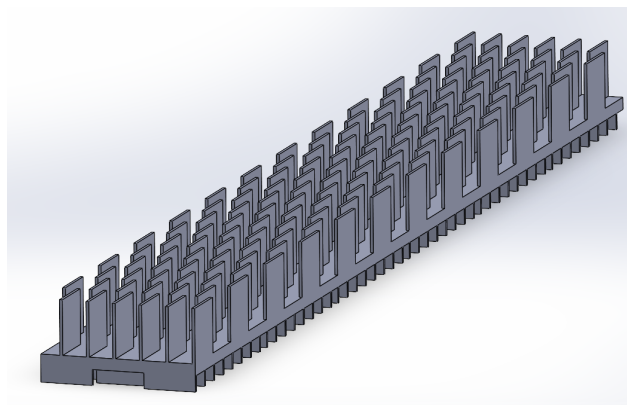


Figura 47: Permutador de calor simplificado modelação 3, só alhetas.

3.2.2 *Simulação numérica, via CFD, do escoamento*

Foi importado o modelo criado anteriormente para o software de simulação CFD e criada a sua primeira malha. Esta malha foi criada de forma mais grosseira, mas desde o início tendo em conta a camada limite. Foram sendo criadas malhas com elementos cada vez mais pequenos aumentando o seu numero total. Após a realização de diversas malhas e simulações das mesmas foi elaborado um estudo de dependência de malha. A figura 48 demonstra a primeira malha criada e a figura 49 a vista em corte da mesma.

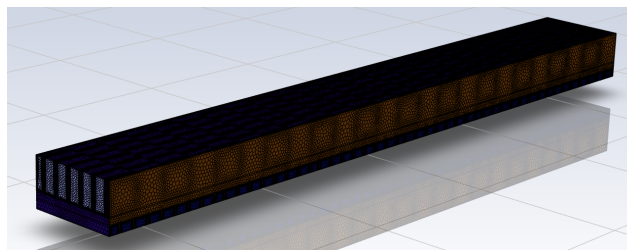


Figura 48: Primeira malha criada em CFD

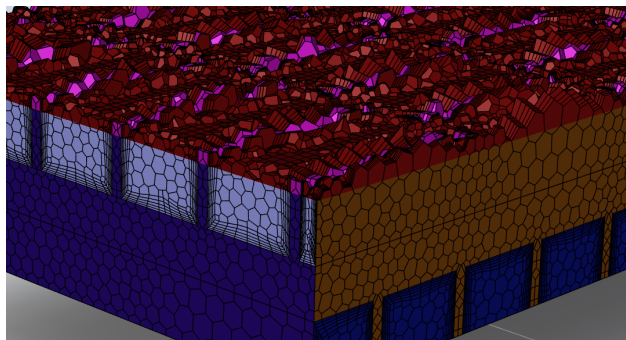


Figura 49: Primeira malha criada em CFD, imagem em corte

Na tabela 14 são apresentados os valores das condições de fronteira de cada fluido, correspondentes aos mesmo valores que foram usados no subcapítulo 3.1.3, aquando do cálculo integral do permutador. A tabela 15, 16 e as figuras 50, 51, 52 e 53 apresentam os valores retirados do estudo da dependência de malha e os respetivos gráficos.

Tabela 14: Parâmetros de caracterização dos fluidos

Fluido	Temperatura de entrada	Velocidade
Ar	333.15 K	7.143 m/s
água	293.15 K	0.343 m/s

Tabela 15: Estudo da dependência de malha, valores para o Ar

Malha	Nº elementos	Força nas alhetas	Temperatura saída
Malha Grosseira	1.77 M	0,00925 N	296,241 K
Malha 0.26	1.85 M	0,00885 N	296,435 K
Malha 0.24	1.93 M	0,00882 N	296,532 K
Malha 0.22	2.06 M	0,00881 N	296,639 K
Malha 0.20	2.21 M	0,00890 N	296,735 K
Malha 0.18	2.71 M	0,00851 N	296,395 K

Tabela 16: Estudo da dependência de malha, valores para a água

Malha	Nº elementos	Força nas alhetas	Temperatura saída
Malha Grosseira	1.77 M	0,00807 N	293.622 K
Malha 0.26	1.85 M	0,00810 N	293.628 K
Malha 0.24	1.93 M	0,00809 N	293.633 K
Malha 0.22	2.06 M	0,00808 N	293.643 K
Malha 0.20	2.21 M	0,00810 N	293.649 K
Malha 0.18	2.71 M	0,00805 N	293.474 K

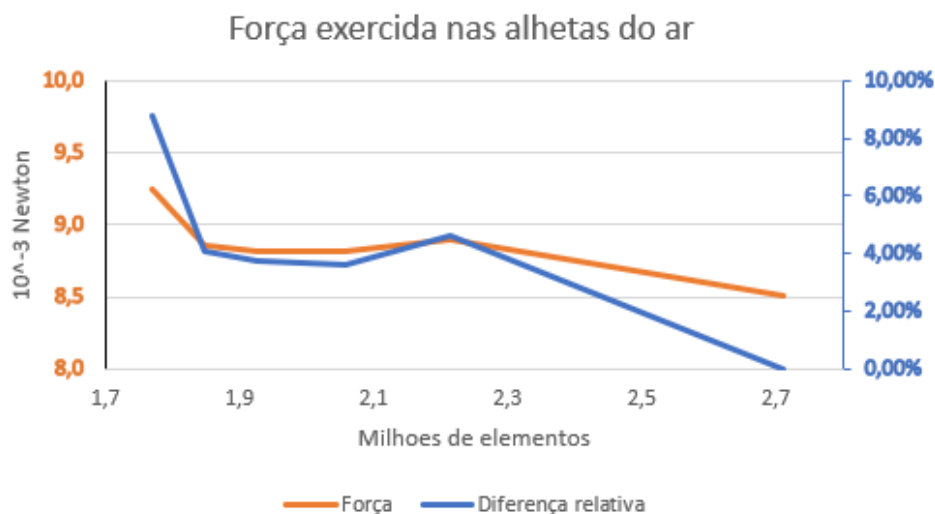


Figura 50: Força exercida nas alhetas do ar e diferença percentual.

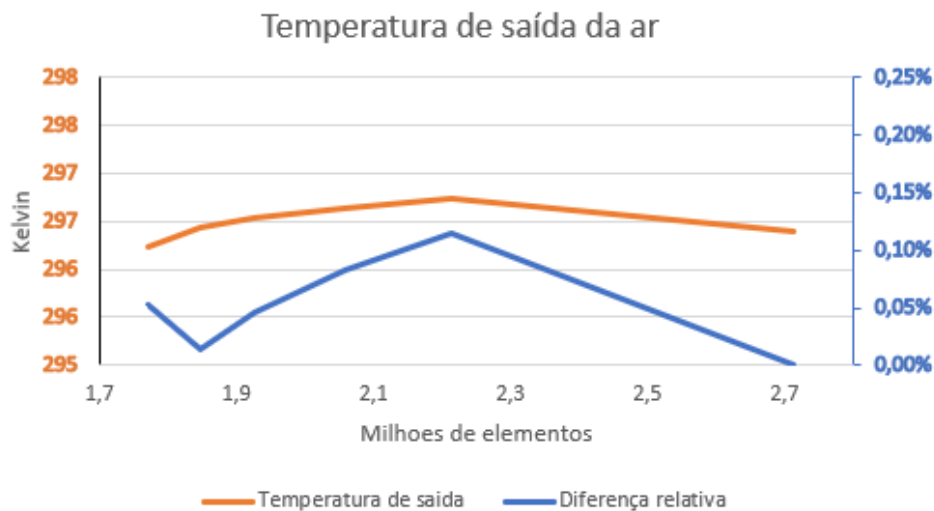


Figura 51: Temperatura de saída do ar e diferença percentual.

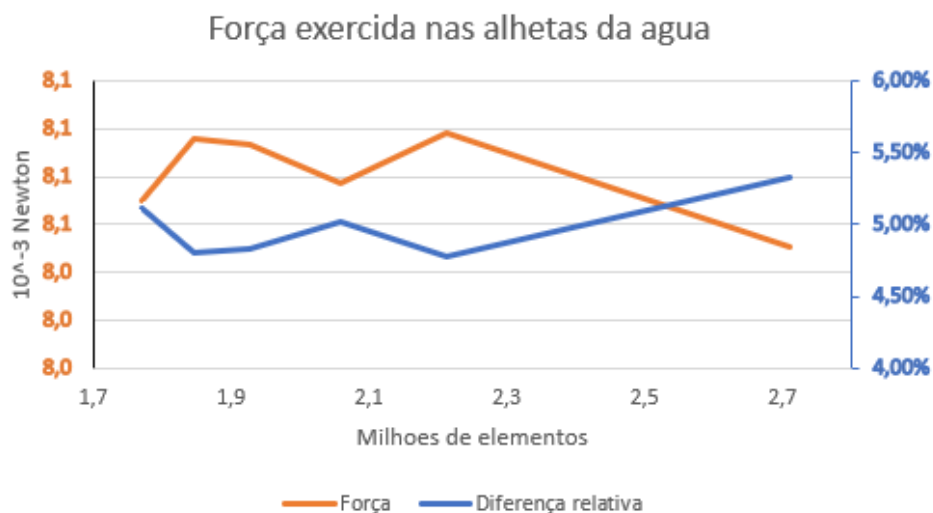


Figura 52: Força exercida nas alhetas da água e diferença percentual.

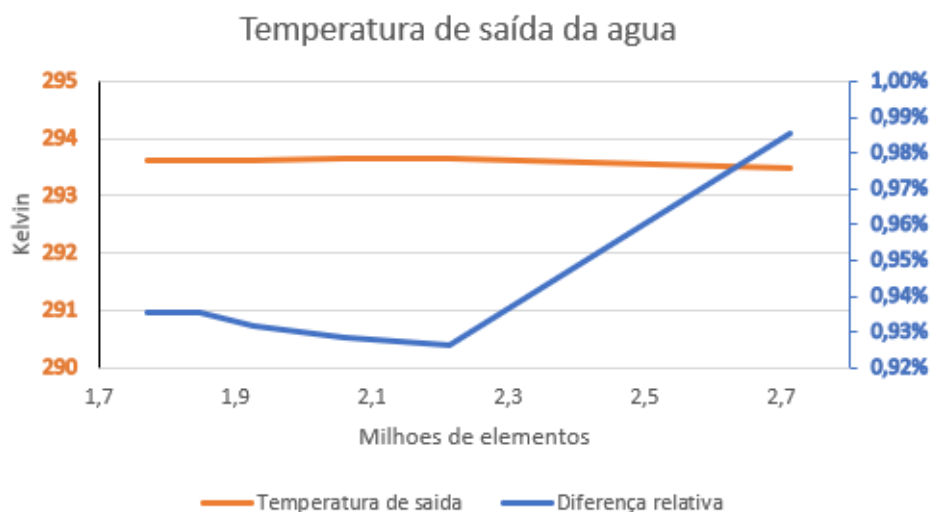


Figura 53: Temperatura de saída da água e diferença percentual.

Através da análise dos resultados apresentados nas figuras anteriores, podemos concluir que qualquer uma das malhas simuladas encontra-se já bastante refinada e independente do número de elementos, ou seja, com o aumento do número de elementos os resultados finais apresentam variações de 5% ou inferiores. Com isto foi escolhida a malha mais grosseira, que permite obter resultados credíveis e diminuir o tempo de simulação.

3.2.2.1 Aproximação para a simulação numérica, via CFD, da totalidade de uma camada ar-água

Para conseguir obter os valores de saída de ambos os fluidos sem ser necessário recorrer a simulação da passagem completa de ambos os fluidos, optou-se pela sua simulação por partes. A simulação por partes consistiu em simular 20 vezes o permutador simplificado, retirando as temperaturas de saída e as três componentes da velocidade da água de cada parte anterior (a montante no circuito da água) e aplicando estas mesmas condições de fronteira como condições de entrada na parte sucessiva. Este processo resultou num conjunto de 20 simulações sucessivas para realizar a simulação do comprimento total do permutador. Esta aproximação, apesar de necessitar de realizar 20 simulações, permite a simulação do permutador real, que de outra forma não seria viável dado o elevado numero de elementos.

Foi retirado também a temperatura de saída do ar em cada uma destas 20 simulações, para permitir obter uma temperatura media de saída do ar. A tabela 17 representa a evolução da temperatura da água ao longo das 20 secções simuladas e a temperatura de saída do ar respectiva. Cada secção corresponde a dez milímetros e meio de comprimento da passagem da água. Na tabela 18 é possível observar os valores de entrada e saída dos fluidos através das simulações e na figura 55 o gráfico respetivo. Na figura 54 é possível observar os valores resultantes da simulação da primeira secção, no software, estes valores são depois introduzidos na nova simulação como condição fronteira de entrada.

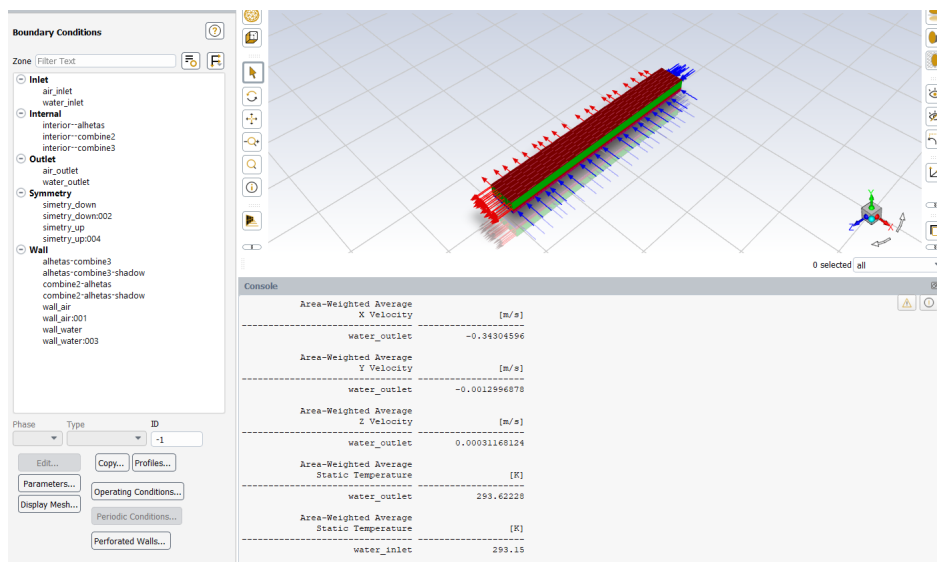


Figura 54: Resultados da simulação da primeira secção do permutador.

Tabela 17: Valores das temperaturas simuladas em cada secção

Secção	Temperatura da água	Temperatura do Ar
1	293.62 K	296.24 K
2	293.91 K	298.25 K
3	294.18 K	298.54 K
4	294.43 K	298.78 K
5	294.67 K	299.01 K
6	294.91 K	299.21 K
7	295.14 K	299.41 K
8	295.38 K	299.62 K
9	295.62 K	299.82 K
10	295.85 K	300.03 K
11	296.09 K	300.24 K
12	296.33 K	300.44 K
13	296.56 K	300.65 K
14	296.80 K	300.85 K
15	297.04 K	301.06 K
16	297.28 K	301.28 K
17	297.52 K	301.49 K
18	297.71 K	301.70 K
19	298.00 K	301.92 K
20	298.23 K	302.12 K

Tabela 18: Valores das temperaturas de entrada e de saída

Fluido	Temperatura de entrada	Temperatura de saída
Ar	329.15 K	300.03 K
água	293.15 K	298.23 K

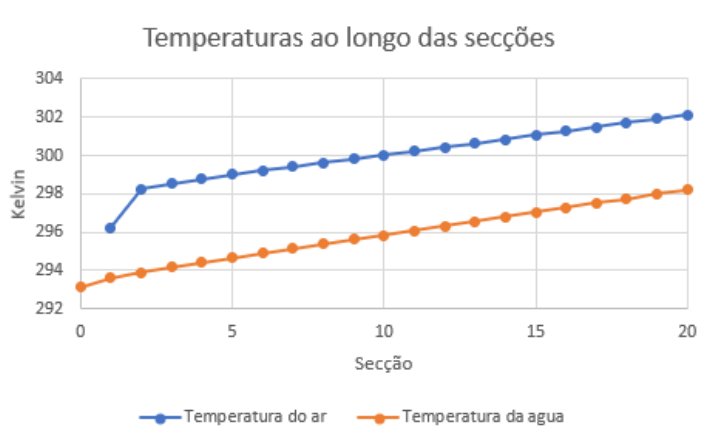


Figura 55: Temperatura ao longo das 20 secções

APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

Na tabela 19, apresentam-se e comparam-se os resultados obtidos, para as mesmas condições, pelas duas vias seguidas no presente trabalho, ou seja, através dos modelos integrais implementados na folha de cálculo e através das simulações numéricas CFD.

Pode verificar-se que os valores retirados de ambos os cálculos para a temperatura de saída dos fluidos, difere no caso do ar em aproximadamente 7 cº e no caso da água em 3 Cº. No caso da variação de temperaturas entre a entrada e saída de cada fluido, os valores da diferença percentual são de 68 % para a água e de 20,6 % para o ar, valores muito dispares.

A temperatura do Ar, é completamente arrefecida para a temperatura de entrada da água, no caso da folha de cálculo. Isto deve-se que o permutador se encontra numa zona de eficiência máxima segundo os cálculos realizados. Para os valores de NTU de 11.91 e de C_r de aproximadamente zero, pode-se verificar na figura 10 que a eficácia tende para o valor de 100 %. Como a eficácia tem o valor de um, significa que a taxa de transferência de calor será a máxima, tendo o ar a maior queda de temperatura possível.

Tabela 19: Comparação de resultados entre a folha de cálculo e o estudo CFD

Variáveis	Valor F. cálculo	Valor CFD	Diferença percentual
$T_{s_{ar}}$	294.79	300.03	1.7 %
$T_{s_{agua}}$	294.04	298.23	1.4 %
ΔT_{agua}	1.64	5.08	68 %
ΔT_{ar}	35.11	29.12	20.6 %

A figura 56 apresenta um plano no qual é representado a temperatura ao longo da passagem do ar. É igualmente possível ver o escoamento do fluido através das linhas de fluxo criadas. É bastante perceptível o efeito da transmissão de calor nas aletas e a sua influencia na temperatura do fluido ao longo do permutador.

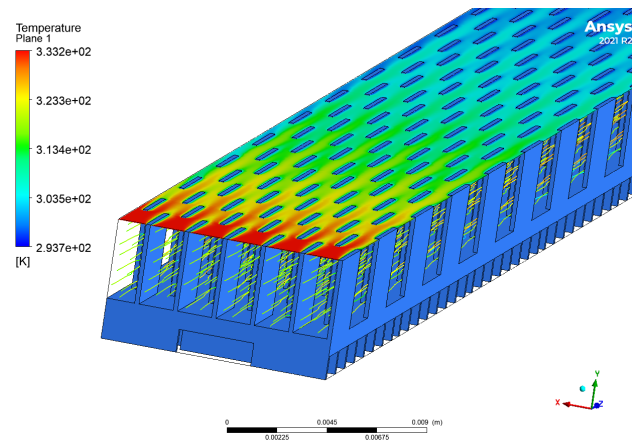


Figura 56: Temperatura num plano de corte zx ao longo da passagem de ar no fluido.

A figura 57 apresenta um plano ao longo da passagem da água, permitindo verificar o escoamento do fluido através das linhas de fluxo e a variação de temperatura no plano.

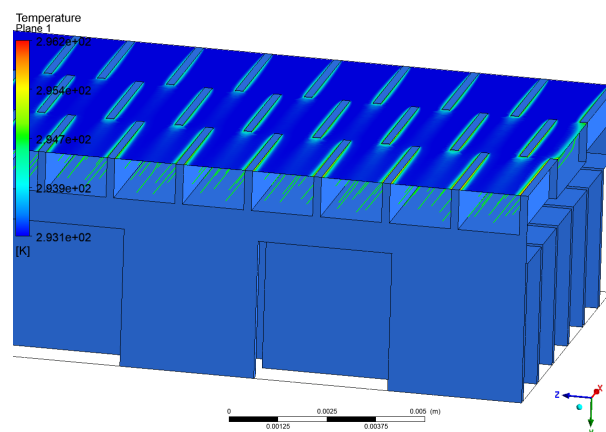


Figura 57: Temperatura num plano de corte zx ao longo da passagem de água no fluido.

A figura 58 apresenta um plano de corte ao longo da passagem de ar, mas desta vez apenas nas alhetas. Esta figura permite visualizar a transmissão de calor não só ao longo do eixo z, mas do eixo y, representando a transferência de calor entre os dois fluidos através das alhetas.

A figura 59 permite a visualização da transmissão de calor ao longo dos três eixos, nas alhetas. É possível verificar que ao longo da passagem de ar, esta aumentando a sua temperatura e ao longo da passagem de água, esta vai diminuindo a sua temperatura. Também se pode verificar que ao longo da passagem de água o ar vai aumentando a sua temperatura, significando que conforme a água vai aumentando a temperatura a transferência de calor entre ambos os fluidos vai diminuindo, isto porque a diferença de temperatura entre eles é menor.

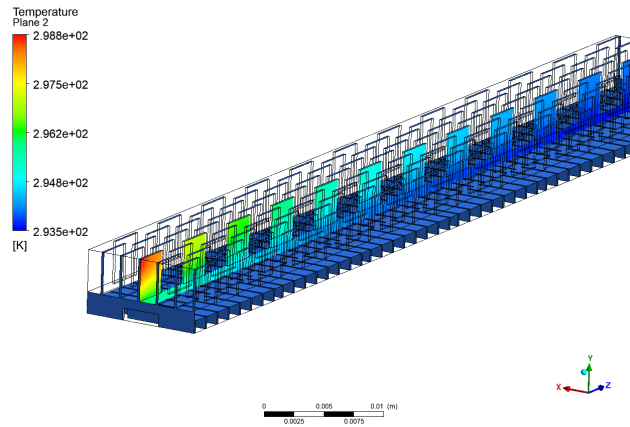


Figura 58: Temperatura num plano de corte zy ao longo da passagem de ar nas alhetas.

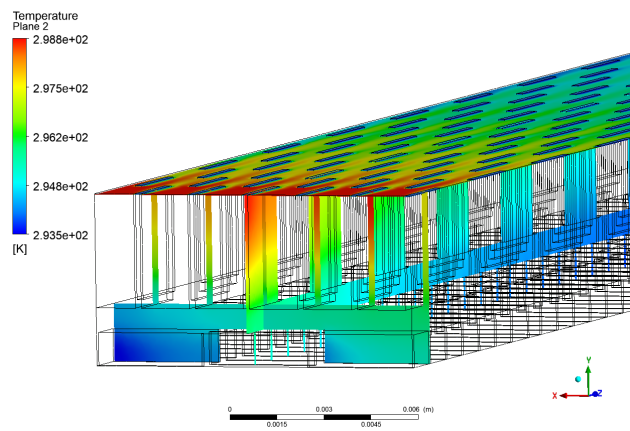


Figura 59: Temperatura em três planos de corte, em ambas as passagens e alhetas.

Por fim a figura 60 mostra a variação da velocidade e o deslocamento do fluido sobre as alhetas. É possível ver a influencia que o desfaseamento das alhetas permitem fazer no fluido,

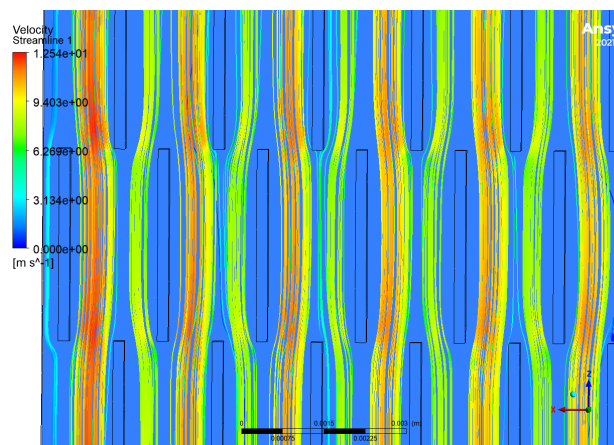


Figura 60: Variação da velocidade e do movimento do fluido numa vista 2D.

CONCLUSÕES

5.1 PRINCIPAIS CONCLUSÕES

A criação da folha de cálculo e a sua validação através de exemplos analíticos, devolveu bons resultados, comprovando o bom funcionamento nos exemplos resolvidos. Já no caso da simulação do permutador de calor em estudo, os valores diferem do que seria suposto obter. Comparando estes resultados aos obtidos nas simulações numéricas CFD, os valores diferem, no caso do fluido (água), em 68% e no caso do fluido (ar) em 20.6%. Esta diferença está longe dos resultados que seriam desejáveis de obter.

A simulação numéricas, via CFD, devolveram bons resultados gerais. Foi possível criar uma boa geometria da malha e simplificar o modelo de modo a ser possível realizar a sua simulação parcial, sem comprometer a obtenção dos valores do permutador de calor total. Foi ainda possível verificar a influencia da geometria das alhetas utilizada no permutador de calor em estudo e a transmissão de calor nas mesmas ao longo do percurso do fluido.

Os valores obtidos através da simulação numérica, via CFD, permitem concluir que o permutador de calor escolhido pela equipa Formula Student, consegue retirar 29 [K] ao ar admitido pós compressão, apenas elevando 5 [K] à temperatura da água. Estes valores, ao serem comprovados na realidade, cumprem a variação de temperatura necessária para manter a temperatura do ar admitido pelo motor, dentro de valores seguros. E assim concluir que a utilização do permutador Ar-água, além das vantagens referidas ao longo deste trabalho, permite cumprir com o seu objetivo principal.

5.2 SUGESTÕES DE TRABALHO FUTURO

Para poder dar uso à folha de cálculo criada, obtendo resultados próximos dos reais, é necessário tentar corrigir os métodos utilizados para a obtenção de resultados. É também pertinente realizar mais simulações de outros permutadores, tendo estes resultados reais, para validar e corrigir possíveis erros cometidos no desenvolvimento da folha de cálculo.

Seria benéfico, realizar a simulação prática do permutador de calor em estudo, obtendo os valores das temperaturas de entrada e saída de cada fluido, bem como o caudal de água imposto pela bomba de água elétrica, e a pressão de sobrealimentação. Esta simulação não foi possível desenvolver no decorrer do desenvolvimento deste trabalho, devido à agenda a cumprir e ao tempo disponível para realizar as simulações, da equipa Formula Student.

Seria interessante, após validação da folha de cálculo, realizar uma iteração para saber se é possível diminuir o tamanho do permutador de calor, que retira temperatura ao fluido frio, permitindo assim reduzir o peso do conjunto total. Tal como a simulação sem este permutador, utilizando apenas o fluido de refrigeração do motor.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Theodore L. Bergman Adrienne S. Lavine Frank P. Incropera David P. DeWitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer - 6th Edition Incropera .pdf*. 2007, p. 999. ISBN: 978-0471457282.
- [2] Nuno Martinho. *Termodinamica e transmissão de calor*.
- [3] W. M. (William Morrow) Kays e A. L. (Alexander Louis) London. *Compact heat exchangers*. Krieger Pub. Co, 1998, p. 335. ISBN: 978-1575240602.
- [4] R. K. (Ramesh K.) Shah e Dušan P. Sekulić. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley Sons, 2003, p. 941. ISBN: 978-0471321712.
- [5] Jorge Martins. *Motores de Combustão Interna (4th edition, revised and extended)*. Jan. de 2013. ISBN: 978-989-723-033-2.
- [6] *Fichier:LobePump.svg* — Wikipédia. URL: <https://fr.wikipedia.org/wiki/Fichier:LobePump.svg>.
- [7] *Rotary Screw Air Compressor, Warranty: 24 Months, Rs 150000 — ID: 20080628291*. URL: <https://www.indiamart.com/proddetail/rotary-screw-air-compressor-20080628291.html>.
- [8] *Turbina: Qual a Melhor Opção Para Cada Motor? - Blog Canal da Peça*. URL: <https://www.canaldapeca.com.br/blog/qual-turbina-e-melhor-conforme-o-carro/>.
- [9] *Ficheiro:ATI ProCharger Supercharger Cutaway.jpg* — Wikipédia, a enciclopédia livre. URL: https://pt.wikipedia.org/wiki/Ficheiro:ATI_ProCharger_Supercharger_Cutaway.jpg.
- [10] *Entenda o funcionamento e as vantagens do compressor elétrico — Quatro Rodas*. URL: <https://quatorrodas.abril.com.br/auto-servico/entenda-o-funcionamento-e-as-vantagens-do-compressor-eletrico/>.
- [11] Nuno Martinho. *3_SobrealimentacaoFundamentosTermodinamicosMapas*.
- [12] “Turbo Tech 103 — Expert: Compressor Mapping”. Em: (2019). URL: www.garrettmotion.com.
- [13] *3 The gasoline (Otto) engine cycle* — Download Scientific Diagram. URL: https://www.researchgate.net/figure/The-gasoline-Otto-engine-cycle_fig3_260878177.

BIBLIOGRAFIA

- [14] *Propiedades dos fluidos*. URL: <https://www.peacesoftware.de/einigewerte/>.

ANEXOS

TABLE 4.1 Reduction in Crossflow Exchanger Effectiveness ($\Delta\epsilon/\epsilon$) Due to Longitudinal Wall Heat Conduction for $C^* = 1$.

$\frac{\lambda_y}{\lambda_x}$	$\frac{(u_w b \delta)_x}{(u_w b \delta)_y}$	NTU	$\Delta\epsilon/\epsilon$ for $\lambda_x = :$																
			ϵ for $\lambda_x = 0$	0.005	0.010	0.015	0.020	0.025	0.030	0.040	0.060	0.080	0.100	0.200	0.400				
0.5	0.5	1.00	0.4764	0.0032	0.0062	0.0089	0.0115	0.0139	0.0162	0.0204	0.0276	0.0336	0.0387	0.0558	0.0720				
		2.00	0.6147	0.0053	0.0103	0.0150	0.0194	0.0236	0.0276	0.0350	0.0481	0.0592	0.0689	0.1026	0.1367				
		4.00	0.7231	0.0080	0.0156	0.0227	0.0294	0.0357	0.0418	0.0530	0.0726	0.0892	0.1036	0.1535	0.2036				
		6.00	0.7729	0.0099	0.0192	0.0279	0.0360	0.0437	0.0510	0.0644	0.0877	0.1072	0.1239	0.1810	0.2372				
		8.00	0.8031	0.0114	0.0220	0.0319	0.0411	0.0497	0.0578	0.0728	0.0984	0.1197	0.1377	0.1988	0.2580				
		10.00	0.8238	0.0127	0.0243	0.0351	0.0451	0.0545	0.0633	0.0793	0.1066	0.1290	0.1480	0.2115	0.2724				
		50.00	0.9229	0.0246	0.0446	0.0616	0.0764	0.0897	0.1017	0.1229	0.1569	0.1838	0.2057	0.2765	0.3427				
		100.00	0.9476	0.0311	0.0543	0.0732	0.0893	0.1034	0.1160	0.1379	0.1729	0.2001	0.2223	0.2942	0.3666				
		1.0	1.0	1.00	0.4764	0.0029	0.0055	0.0079	0.0102	0.0123	0.0143	0.0180	0.0244	0.0296	0.0341	0.0490	0.0634		
				2.00	0.6147	0.0055	0.0097	0.0141	0.0182	0.0221	0.0258	0.0327	0.0449	0.0553	0.0643	0.0959	0.1286		
4.00	0.7231			0.0078	0.0151	0.0220	0.0284	0.0346	0.0404	0.0512	0.0702	0.0863	0.1002	0.1491	0.1991				
6.00	0.7729			0.0097	0.0188	0.0273	0.0353	0.0428	0.0499	0.0630	0.0857	0.1049	0.1213	0.1779	0.2344				
8.00	0.8031			0.0113	0.0217	0.0314	0.0404	0.0489	0.0569	0.0716	0.0968	0.1178	0.1356	0.1965	0.2560				
10.00	0.8238			0.0125	0.0240	0.0347	0.0446	0.0538	0.0624	0.0782	0.1052	0.1274	0.1462	0.2096	0.2708				
50.00	0.9229			0.0245	0.0445	0.0614	0.0763	0.0895	0.1015	0.1226	0.1566	0.1834	0.2053	0.2758	0.3405				
100.00	0.9476			0.0310	0.0543	0.0731	0.0892	0.1033	0.1159	0.1378	0.1727	0.1999	0.2221	0.2933	0.3619				
2.0	2.0			1.00	0.4764	0.0027	0.0051	0.0074	0.0095	0.0116	0.0135	0.0170	0.0232	0.0285	0.0330	0.0489	0.0652		
				2.00	0.6147	0.0048	0.0092	0.0134	0.0173	0.0211	0.0247	0.0313	0.0432	0.0533	0.0621	0.0938	0.1274		
		4.00	0.7231	0.0076	0.0147	0.0213	0.0277	0.0336	0.0393	0.0499	0.0685	0.0844	0.0982	0.1468	0.1971				
		6.00	0.7729	0.0095	0.0184	0.0268	0.0346	0.0420	0.0490	0.0619	0.0844	0.1033	0.1196	0.1760	0.2328				
		8.00	0.8031	0.0111	0.0214	0.0309	0.0398	0.0482	0.0561	0.0706	0.0956	0.1164	0.1342	0.1949	0.2548				
		10.00	0.8238	0.0124	0.0238	0.0343	0.0440	0.0532	0.0617	0.0774	0.1041	0.1262	0.1450	0.2083	0.2698				
		50.00	0.9229	0.0245	0.0444	0.0613	0.0761	0.0893	0.1013	0.1223	0.1563	0.1831	0.2050	0.2754	0.3401				
		100.00	0.9476	0.0310	0.0542	0.0731	0.0891	0.1032	0.1158	0.1377	0.1725	0.1997	0.2219	0.2928	0.3600				

Figura 61: Tabela para o cálculo da variação da eficácia, retirado de [4]

1.0	0.5	1.00	0.4764	0.0020	0.0039	0.0057	0.0074	0.0090	0.0106	0.0136	0.0190	0.0237	0.0280	0.0436	0.0609
		2.00	0.6147	0.0034	0.0067	0.0098	0.0128	0.0157	0.0185	0.0238	0.0336	0.0423	0.0501	0.0803	0.1154
		4.00	0.7231	0.0053	0.0103	0.0152	0.0198	0.0243	0.0287	0.0369	0.0520	0.0653	0.0773	0.1229	0.1753
		6.00	0.7729	0.0066	0.0129	0.0189	0.0246	0.0302	0.0355	0.0456	0.0637	0.0797	0.0940	0.1472	0.2070
		8.00	0.8031	0.0076	0.0148	0.0217	0.0283	0.0346	0.0406	0.0520	0.0723	0.0900	0.1057	0.1634	0.2270
		10.00	0.8238	0.0085	0.0165	0.0241	0.0313	0.0382	0.0448	0.0571	0.0790	0.0979	0.1145	0.1751	0.2410
		50.00	0.9229	0.0170	0.0316	0.0445	0.0562	0.0667	0.0765	0.0940	0.1233	0.1474	0.1677	0.2378	0.3092
		100.00	0.9476	0.0218	0.0395	0.0543	0.0673	0.0789	0.0894	0.1080	0.1385	0.1632	0.1840	0.2546	0.3273
1.0	1.0	1.00	0.4764	0.0020	0.0038	0.0055	0.0072	0.0088	0.0103	0.0132	0.0183	0.0228	0.0268	0.0412	0.0567
		2.00	0.6147	0.0034	0.0066	0.0097	0.0127	0.0156	0.0183	0.0236	0.0331	0.0417	0.0493	0.0786	0.1125
		4.00	0.7231	0.0053	0.0103	0.0152	0.0198	0.0243	0.0286	0.0368	0.0517	0.0650	0.0769	0.1220	0.1742
		6.00	0.7729	0.0066	0.0129	0.0189	0.0246	0.0301	0.0354	0.0455	0.0636	0.0795	0.0936	0.1466	0.2064
		8.00	0.8031	0.0076	0.0149	0.0217	0.0283	0.0346	0.0406	0.0519	0.0722	0.0898	0.1054	0.1630	0.2266
		10.00	0.8238	0.0085	0.0165	0.0241	0.0313	0.0382	0.0448	0.0571	0.0789	0.0978	0.1143	0.1749	0.2407
		50.00	0.9229	0.0170	0.0316	0.0445	0.0562	0.0667	0.0765	0.0940	0.1233	0.1473	0.1677	0.2377	0.3090
		100.00	0.9476	0.0218	0.0395	0.0543	0.0673	0.0789	0.0894	0.1080	0.1385	0.1632	0.1840	0.2546	0.3270
2.0	1.0	1.00	0.4764	0.0020	0.0039	0.0057	0.0074	0.0090	0.0106	0.0136	0.0190	0.0237	0.0280	0.0436	0.0609
		2.00	0.6147	0.0034	0.0067	0.0098	0.0128	0.0157	0.0185	0.0238	0.0336	0.0423	0.0501	0.0803	0.1154
		4.00	0.7231	0.0053	0.0103	0.0152	0.0198	0.0243	0.0287	0.0369	0.0520	0.0653	0.0773	0.1229	0.1753
		6.00	0.7729	0.0066	0.0129	0.0189	0.0246	0.0302	0.0355	0.0456	0.0637	0.0797	0.0940	0.1472	0.2070
		8.00	0.8031	0.0076	0.0148	0.0217	0.0283	0.0346	0.0406	0.0520	0.0723	0.0900	0.1057	0.1634	0.2270
		10.00	0.8238	0.0085	0.0165	0.0241	0.0313	0.0382	0.0448	0.0571	0.0790	0.0979	0.1145	0.1751	0.2410
		50.00	0.9229	0.0170	0.0316	0.0445	0.0562	0.0667	0.0765	0.0940	0.1233	0.1474	0.1677	0.2378	0.3092
		100.00	0.9476	0.0218	0.0395	0.0543	0.0673	0.0789	0.0894	0.1080	0.1385	0.1632	0.1840	0.2546	0.3273

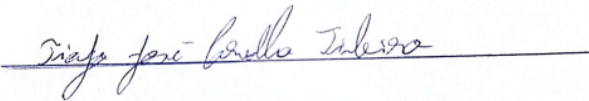
(continued)

Figura 62: Tabela para o cálculo da variação da eficácia, retirado de [4]

DECLARAÇÃO

Declaro, sob compromisso de honra, que o trabalho apresentado nesta dissertação, com o título “*Projeto de um permutador de calor para refrigeração do ar admitido num motor sobrealimentado*”, é original e foi realizado por Tiago José Carvalho Pinheiro (2182733) e sob orientação de Professor Doutor Nuno Alexandre Gonçalves Martinho (nuno.martinho@ipleiria.pt).

Leiria, Setembro de 2022



Tiago José Carvalho Pinheiro