



UNIVERSIDADE D  
COIMBRA

**António José Ferreira Vieira**

**DESENVOLVIMENTO DE FERRAMENTA DE  
APOIO À SELEÇÃO DE PERMUTADORES DE  
CALOR**

VOLUME 1

Dissertação no âmbito do Mestrado Integrado de Engenharia Mecânica no ramo de Energia e Ambiente orientada pelo Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro e pelo Doutor Alexandre Rodrigues Faria de Carvalho e, apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra.

Setembro de 2019



1 2



9 0

FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE  
COIMBRA

## **Desenvolvimento de ferramenta de apoio à seleção de permutadores de calor**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente/ Produção e Projeto

## **Development of a tool that aids the selection of heat exchangers**

**Autor**

**António José Ferreira Vieira**

**Orientadores**

**Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro  
Doutor Alexandre Rodrigues Faria de Carvalho**

**Júri**

<b>Presidente</b>	<b>Professor Doutor António Manuel Mendes Raimundo</b> <b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b> <b>Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva</b>
<b>Orientador</b>	<b>Ribeiro</b> <b>Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra</b>
<b>Vogais</b>	<b>Professor Doutor Gilberto Cordeiro Vaz</b> <b>Professor Coordenador do Instituto Politécnico de Coimbra</b>

**Colaboração do Instituto de Soldadura e Qualidade**

---



**Faculdade de  
Ciências e  
Tecnologias da  
Universidade de  
Coimbra**



**Instituto de  
Soldadura e  
Qualidade**

**Coimbra, Setembro, 2019**



## AGRADECIMENTOS

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas, às quais não posso deixar de prestar o meu reconhecimento.

Ao Doutor Pedro Prieto pela ajuda na programação da ferramenta de apoio ao cálculo de permutadores de calor e dados fornecidos para a construção da mesma.

À Doutora Helena Monteiro e ao Doutor Alexandre Carvalho pela ajuda na redação da dissertação e correção da mesma.

À Doutora Muriel Iten e ao Professor Doutor José Ribeiro pela oportunidade de realização da tese de mestrado em estágio em ambiente empresarial, opiniões construtivas e revisão técnica da ferramenta de apoio ao cálculo de permutadores de calor.

Aos meus colegas de estágio pelo ambiente proporcionado durante a redação deste documento.

Ao meu amigo Hugo Gomes pela companhia, ajuda prestada e bom humor enquanto a minha estadia na Universidade de Coimbra.

A todos os meus colegas da residência Polo II-1, com especial atenção ao Piso 0 por todo o convívio e vivências, pela amizade e aconselhamento proporcionado.

Aos meus amigos Marcos Rocha, José Ferreira e José Lopes pelas terapias de alívio de stress, sempre que eu regressava a casa vocês estiveram sempre disponíveis para qualquer aventura.

À minha namorada, que sempre me iluminou o caminho, dizendo o que precisava de ouvir e não o que eu queria ouvir, és sem dúvida a responsável de eu estar onde estou hoje.

Ao meu pai e à minha madrasta pelos esforços que fizeram para eu poder usufruir do ensino superior.

Aos meus irmãos e irmã pelo apoio e força que me proporcionaram e sessões de desabafos.

À minha mãe e a todos os membros da família que me apoiaram para eu chegar onde estou hoje.



## RESUMO

Na União Europeia cerca de três quartos da energia consumida é proveniente de fontes de energia não renováveis. Com a legislação limitando emissões, muitas empresas arriscam perder a sua capacidade de competir com outras indústrias devido à impossibilidade de cumprir os requisitos impostos. A eficiência energética é proposta como uma solução, tentar obter os mesmos resultados com o menor consumo de energia. Uma das abordagens utilizadas neste âmbito é o aproveitamento do calor residual para complementar as necessidades térmicas do processo, de forma a reduzir o consumo de combustível. Uma das tecnologias utilizadas para este fim são os permutadores de calor.

A realização deste trabalho encontra-se enquadrada num projeto que tem como objetivo a disseminação e promoção de medidas de eficiência energética de processos térmicos na indústria portuguesa.

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma ferramenta capaz de obter uma solução construtiva preliminar, diferentes tipos de permutadores de calor, nomeadamente permutador de tubos concêntricos, permutador de carcaça e tubos e permutador de placas, de forma a apoiar a seleção do equipamento mais correto.

Os resultados obtidos foram satisfatórios, excluindo o caso do permutador de carcaça e tubos, sendo necessário a adição de um segundo caso de validação para obter os resultados esperados.

Com os métodos implementados a ferramenta é capaz de prover uma solução construtiva preliminar. Com estes resultados pode ser selecionado, de entre os permutadores selecionados, o mais adequado ao caso em questão.

**Palavras-chave:**

Eficiência energética, Calor residual, Permutadores de calor, Solução preliminar, Apoio à seleção.





## ABSTRACT

In the European Union roughly three quarters of the energy consumed comes from non-renewable sources. With the legislation limiting the emissions, many industries are in jeopardy of losing their ability of competing in their sector due to the inability of fulfilling the demanded requisites. Energy efficiency is proposed as a solution, trying to obtain the same results with less energy consumption. One approach used to achieve this is the use of waste heat recovery to complement the energy necessities of the process and, consequently, reduce fuel consumption. One of the technologies used to this end are the heat exchangers.

This work originated from a project with the goal of propagation and promotion of energy efficiency measures of thermal processes present in the Portuguese industry.

The aim of this work is the development of a tool capable of dimensioning a selected few heat exchangers namely, the concentric tubes heat exchanger, the shell and tubes heat exchanger and the gasket plate heat exchanger.

The results obtained were overall satisfactory, except on the shell and tube heat exchanger. The results obtained on the first validation case have a greater disparity than expected, thus being necessary the addition of a second validation case to obtain the expected results.

With the implemented methods, the developed tool is capable of providing a preliminary constructive solution. By comparing the different results of the available heat exchangers, one can opt the better suited for the application.

**Keywords** Energy efficiency, Waste heat, Heat exchangers, Preliminary solution, Aid in selection.



# ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS .....	ix
ÍNDICE DE TABELAS .....	xi
SIMBOLOGIA E SIGLAS.....	xiii
Simbologia.....	xiii
Subscritos .....	xv
Siglas .....	xvi
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Energia e eficiência energética .....	1
1.2. Enquadramento energético de Portugal .....	2
1.3. Projeto EcoTermIP .....	4
1.4. Apresentação da instituição .....	4
1.5. Objetivos.....	5
1.6. Estrutura.....	5
2. RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL .....	7
2.1. Definição de calor residual .....	7
2.2. Potencial de recuperação.....	8
2.3. Tecnologias de recuperação de calor .....	9
2.3.1. Permutadores de calor .....	9
2.3.2. Queimador recuperativo e regenerativo .....	12
2.3.3. Caldeiras de recuperação .....	14
2.3.4. Tubos de calor .....	14
3. TECNOLOGIAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR SELECIONADAS .....	17
3.1. Permutador de tubos concêntricos em grampo .....	17
3.2. Permutador de carcaça e tubos.....	18
3.2.1. Defletores.....	20
3.2.2. Tubos e padrão dos tubos .....	21
3.2.3. Permutadores de múltiplas passagens nos tubos .....	23
3.2.4. Permutadores de múltiplas passagens na carcaça.....	24
3.2.5. Cálculo do fator $Ft$ e o uso para critério de seleção de configurações .....	25
3.2.6. Metodologias de cálculo para coeficientes de convecção de calor do lado da carcaça .....	26
3.2.7. Soluções adotadas para permutadores de calor de carcaça e tubos .....	27
3.3. Permutador de placas com ângulos de Chevron .....	27
3.3.1. Placas permutadoras de calor .....	31
3.3.2. Soluções adotadas para permutadores de calor de placas com ângulo de Chevron .....	31
4. FERRAMENTA DE APOIO À SELEÇÃO DE PERMUTADORES DE CALOR ...	33
4.1. Permutador de tubos concêntricos em grampo .....	33
4.1.1. Seleção dos diâmetros dos tubos .....	34
4.1.2. Cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção.....	34
4.1.3. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor .....	37

4.1.4.	Cálculo do LMTD .....	37
4.1.5.	Cálculo da área e número de grampos em série .....	38
4.2.	Permutador de carcaça e tubos .....	39
4.2.1.	Solução Construtiva .....	40
4.2.2.	Cálculo dos coeficientes de convecção de calor de película .....	41
4.2.3.	Recálculo dos valores arbitrados .....	42
4.3.	Permutador de placas com ângulo de Chevron .....	43
4.3.1.	Cálculo dos coeficientes de convecção de calor .....	44
4.3.2.	Cálculo do coeficiente global de transferência de calor .....	45
4.3.3.	Recálculo dos valores arbitrados .....	45
5.	VALIDAÇÃO DA FERRAMENTA DE APOIO À SELEÇÃO DE PERMUTADORES DE CALOR .....	49
5.1.	Permutador de tubos concêntricos .....	49
5.2.	Permutador de carcaça e tubos .....	50
5.2.1.	Caso de validação 1 .....	50
5.2.1.	Caso de validação 2 .....	52
5.3.	Permutador de placas com ângulos de Chevron .....	54
6.	CONCLUSÕES .....	57
6.1.	Conclusões gerais .....	57
6.2.	Perspetivas de trabalho futuro .....	57
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	59
	ANEXO A .....	63
	ANEXO B .....	65
	ANEXO C .....	69
	ANEXO D .....	71
	ANEXO E .....	73
	APÊNDICE A .....	75
	APÊNDICE B .....	77
	APÊNDICE C .....	79
	APÊNDICE D .....	81
	APÊNDICE E .....	83
	APÊNDICE F .....	85
	APÊNDICE G .....	87
	APÊNDICE H .....	90
	APÊNDICE I .....	92

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Output económico por \$1M investido (adaptado de [3]).	1
Figura 1.2 Postos de trabalho criados por \$1M investido [3].	2
Figura 1.3 Consumos de energia primária por fonte nos anos 2002 e 2016, em Portugal (adaptado de[4]).	3
Figura 1.4 Evolução do Consumo Total de Energia Final por setor de atividade (tep), de Portugal em 2016 [5].	3
Figura 2.1. Exemplo de um permutador de contato direto.	10
Figura 2.2. A) Exemplo de um permutador de carcaça e tubos (adaptado de [15]), B) Exemplo de um permutador de tubos concêntricos (adaptado de [14]).	11
Figura 2.3. A) Exemplo de um permutador de placas de juntas [17], B) Exemplo de um permutador de placas em espiral [17].	11
Figura 2.4. Exemplo de um permutador de placas alhetadas de ambos os lados (adaptado de [18]).	12
Figura 2.5. Exemplo de um queimador regenerativo (adaptado de [12]).	13
Figura 2.6. Exemplo de um queimador recuperativo (adaptado de [12]).	13
Figura 2.7. Exemplo de uma caldeira de calor residual (adaptado de [12]).	14
Figura 2.8. Exemplo de um tubo de calor capilar (adaptado de [21]).	15
Figura 3.1. Permutador de dois tubos concêntricos em grampo (adaptado de [24]).	17
Figura 3.2. Permutador de tubos concêntricos em grampo (adaptado de [24]).	18
Figura 3.3. Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos [26].	19
Figura 3.4. Configurações segundo a norma TEMA para permutadores de carcaça e tubos (adaptado de [25]).	19
Figura 3.5. A)Efeito de defletores segmentares no escoamento no lado da carcaça, B)Vista longitudinal e C)Dois defletores segmentares consecutivos (adaptado de [24]).	20
Figura 3.6. A)Baixa percentagem de corte, B)Elevada percentagem de corte e C)Solução ótima (adaptado de [25]).	21
Figura 3.7. Construção do tipo cabeça flutuante (adaptado de[26]).	21
Figura 3.8. Construção do tipo feixe de tubos em U (adaptado de[26]).	22
Figura 3.9. Construção do tipo feixe tubular fixo (adaptado de[26]).	22
Figura 3.10. A) Triangular simples, B) Triangular rodado, C) Quadrangular simples e D) quadrangular rodado (adaptado de[24]).	23
Figura 3.11. A) Permutador com 4 passagens nos tubos B) Permutador com 6 passagens nos tubo e C) Permutador com 8 passagens nos tubos (adaptado de [24]).	24

Figura 3.12. Permutador de carcaça e tubos com duas passagens na carcaça (adaptado de [24]).....	24
Figura 3.13. Princípio de funcionamento de um permutador de placas (adaptado de [24])	28
Figura 3.14. Solução construtiva de um permutador de calor (adaptado de [24]) .....	29
Figura 3.15. Representação esquemática de um permutador de placas com duas passagens do fluido quente e uma passagem do fluido frio (adaptado de [24]) .....	29
Figura 3.16. A) Diagrama de perfuração e B)Diagrama de juntas elastoméricas (adaptado de [24]).....	30
Figura 3.17. Vista expandida do permutador de calor da Figura 3.15 [24] .....	30
Figura 3.18. Modelos de placas permutadoras de calor [24] .....	31

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Tecnologias de recuperação de calor, por gama de temperatura (adaptado de [11]).....	8
Tabela 5.1. Regime e propriedades físicas dos fluidos.....	49
Tabela 5.2. Outros dados necessários.....	50
Tabela 5.3 Resultados finais.....	50
Tabela 5.4. Regime e propriedades físicas dos fluidos.....	51
Tabela 5.5. Solução construtiva do permutador de carcaça e tubos.....	51
Tabela 5.6. Outros dados necessários.....	52
Tabela 5.7. Resultados finais.....	52
Tabela 5.8. Regime e propriedades físicas dos fluidos.....	53
Tabela 5.9. Solução construtiva do permutador de carcaça e tubos.....	53
Tabela 5.10. Outros dados necessários.....	54
Tabela 5.11. Resultados finais.....	54
Tabela 5.12. Regime e propriedades físicas para um exemplo ilustrativo(adaptado [28]).	55
Tabela 5.13. Outros dados necessários para um exemplo ilustrativo(adaptado [28]).	55
Tabela 5.14. Solução construtiva da placa para um exemplo ilustrativo(adaptado [28])....	56
Tabela 5.15. Resultados finais.....	56





## SIMBOLOGIA E SIGLAS

### Simbologia

Símbolo	Descrição	Unidades
$\%excess$	Percentagem de excesso de área do permutador face à área mínima necessária para realizar a permuta	–
$A_{anel}$	Área do anel	$m^2$
$A_{eff}$	Área efetiva da placa	$m^2$
$A_{nec}$	Área necessária para realizar a permuta de calor	$m^2$
$A_{real}$	Área real do permutador de calor	$m^2$
$A_s$	Área de permuta de calor da carcaça	$m^2$
$A_t$	Área superficial do tubo	$m^2$
$A_{tp}$	Área dos tubos por passagem	$m^2$
$A_x$	Área do canal	$m^2$
$B$	Espaçamento entre defletores	$m$
$b$	Espaçamento médio do canal do fluido	$m$
$C_h$	Coefficiente usado no cálculo do termo de permuta de calor	–
$C$	Folga entre tubos adjacentes	$m$
$c_p$	Calor específico	$\frac{J}{kg \times K}$
$D_{e,tb}$	Diâmetro equivalente do conjunto de tubos	$m$
$D_{eq}$	Diâmetro equivalente	$m$
$D_s$	Diâmetro da carcaça	$m$
$D$	Diâmetro do tubo externo	$m$
$d$	Diâmetro do tubo interno	$m$
$F_t$	Fator de correção utilizado no cálculo da área necessária	–
$G_s$	Velocidade de massa na carcaça	$\frac{kg}{s \times m^2}$

$h_{io}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção referente à área exterior do tubo	$\frac{W}{m^2 \times K}$
$h$	Coeficiente de convecção de calor	$\frac{W}{m^2 \times K}$
$J_h$	Termo de permuta de calor usado no cálculo do número de Reynolds	—
$k_w$	Condutividade térmica da parede do tubo	$\frac{W}{m \times K}$
$k$	Condutividade térmica do fluido	$\frac{W}{m \times K}$
$L_p$	Comprimento da placa	$m$
$L$	Comprimento do tubo	$m$
$\dot{m}_{ch}$	Caudal mássico por canal	$\frac{kg}{s}$
$\dot{m}$	Caudal mássico do fluido	$\frac{kg}{s}$
$Nu$	Número de Nusselt	—
$N_{hp}$	Número de grampos	—
$N_s$	Número de passagens na carcaça	—
$N_t$	Número de tubos normalizado	—
$N_{thp}$	Número de tubos	—
$n_{ch}$	Número de canais associados à passagem do fluido	—
$n_p$	Número de passagens nos tubos	—
$n_{pass}$	Número de passagens do fluido no permutador de placas	—
$n_{pl}$	Número de placas total	—
$n_{plp}$	Número de placas permutadoras de calor	—
$n_t$	Número de tubos necessário	—
$n_{tp}$	Número de tubos por passagem	—
$Pr$	Número de Prandtl	—
$P_m$	Perímetro molhado	$m$
$p$	Passo das placas	$m$
$p_t$	Passo dos tubos	$m$

$\dot{Q}$	Potência térmica	$W$
$Re$	Número de Reynolds	–
$R_f$	Fator de incrustação do fluido	$\frac{m^2 \times K}{W}$
$R_p$	Resistência térmica da placa	$\frac{m^2 \times K}{W}$
$\Delta T$	Diferença de temperatura entre a temperatura mais alta e a mais baixa	$^{\circ}C$
$T$	Temperatura média do fluido quente	$^{\circ}C$
$T_w$	Temperatura da parede	$^{\circ}C$
$t$	Temperatura média do fluido frio	$^{\circ}C$
$t_{pl}$	Espessura da placa	$m$
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	$\frac{W}{m^2 \times K}$
$v$	Velocidade de escoamento	$\frac{m}{s}$
$v_{tp}$	Velocidade por passagem nos tubos	$\frac{m}{s}$
$W_p$	Largura da placa	$m$
$y$	Coefficiente usado no cálculo do termo de permuta de calor	–
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido	$Pa \times s$
$\rho$	Densidade do fluido	$\frac{kg}{m^3}$
$\phi$	Fator de ampliação	–

### Subscritos

$arb$  – Arbitrado

$c$  – Fluido frio

$D$  – Tubo exterior

$d$  – Tubo interior

$h$  – Fluido quente

$i$  – Interno

$in$  – À entrada do permutador

*o* – Externo

*out* – À saída do permutador

*s* – Carcaça

*w* – À temperatura da face externa da parede

## **Siglas**

AQS – Água Quente Sanitária

ASME – American Society of Mechanical Engineers

AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado

CIE – Consumidoras Intensivas de Energia

CSP – Solar Térmico de Concentração (pelas suas siglas em inglês - Concentrated Solar Power)

INEGI – Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial

ISQ – Instituto de Soldadura e Qualidade

LMTD – Diferença Média Logarítmica da Temperatura (pelas suas siglas em inglês - Logarithmic Mean Temperature Difference)

NTU – Número de Unidades de Transferência (pelas suas siglas em inglês – Number of Transfer Units)

ORC – Ciclo Orgânico de Rankine (pelas suas siglas em inglês - Organic Rankine Cycle)

PCM – Material de Mudança de Fase (pelas suas siglas em inglês - Phase Change Material)

PNAEE – Plano Nacional de Ação em Eficiência Energética

PREn – Planos de Racionalização dos Consumos de Energia

PRI – Período de Retorno de Investimento

SGCIE – Sistemas de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia

TEMA – Tubular Exchanger Manufacturers Association

tep – tonelada equivalente de petróleo

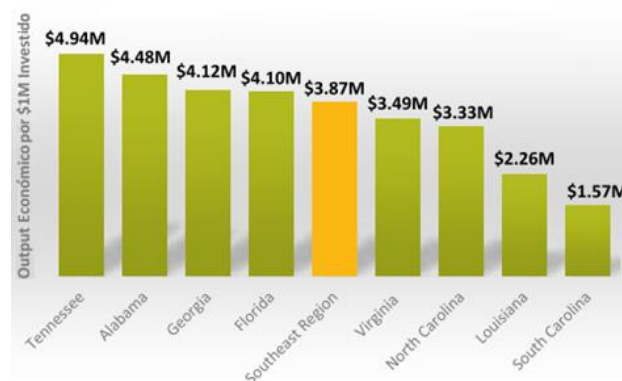
UE – União Europeia

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Energia e eficiência energética

A União Europeia e os seus países membros, coletiva ou individualmente, têm produzido regulamentos e legislação que fomentam o aumento da eficiência e restringem o consumo de energia primária. Com isto muitas empresas arriscam perder a sua capacidade de competir com outras indústrias devido à impossibilidade de cumprir os requisitos impostos, por essa legislação e regulamentos. A nível global 70% do consumo de energia no sector industrial é para a produção de calor, resultando até 50% em perdas de energia térmica [1].

Na União Europeia (UE) cerca de três quartos da energia consumida é proveniente de fontes de energia não renováveis, tais como carvão, petróleo e gás natural. Estas são usadas para a geração de eletricidade, nos transportes e na geração de calor nos sectores, habitacional, dos serviços e industrial, resultando na poluição do ar ambiente. A promoção da eficiência energética de processos é proposta como uma solução: tentar obter os mesmos resultados com o menor consumo de energia. Esta ideologia, frequentemente obtida através de tecnologias de recuperação de calor, é considerada bastante eficaz no sentido de tornar a economia europeia mais competitiva e sustentável, baixando a sua dependência energética do exterior e promovendo a criação de novos postos de trabalho [2]. Esta solução é sustentada pelas Figura 1.1 e Figura 1.2 que retratam o impacto de investimentos em eficiência energética em onze estados do sudeste dos Estados Unidos da América



**Figura 1.1** Output económico por \$1M investido (adaptado de [3]).

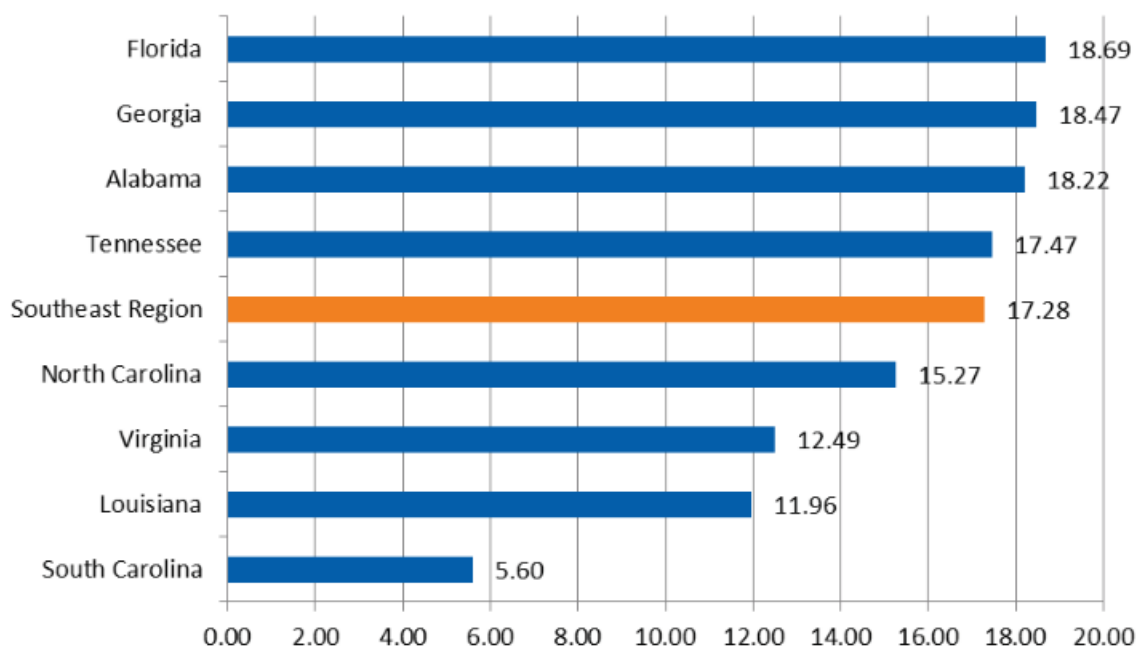


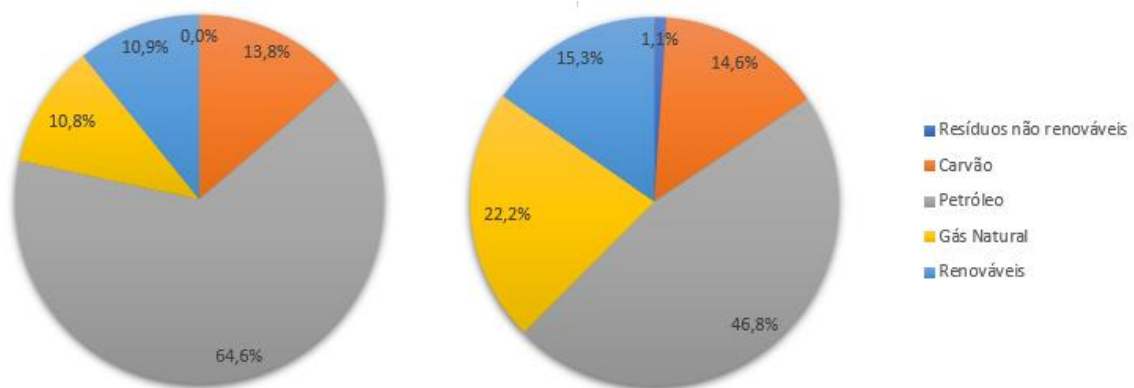
Figura 1.2 Postos de trabalho criados por \$1M investido [3].

## 1.2. Enquadramento energético de Portugal

Portugal não é um país com extração de petróleo sendo antes um país importador de petróleo. Por razões diversas, como aumento do preço ou as questões ambientais, o consumo de petróleo tem vindo a diminuir. Simultaneamente o investimento em fontes de energia renovável tem aumentado sendo um ponto fundamental de estudo para o futuro de Portugal.

Ao consultar os dados do OBSERVATÓRIO DA ENERGIA, pode verificar-se que, entre os anos de 2002 e 2016, existiram variações nos consumos, (cf. Figura 3) nomeadamente no consumo do petróleo. Embora o consumo total não seja igual, a porção do petróleo como fonte de energia primária diminuiu com o passar do tempo, isto deve-se à sua substituição por fontes de energia renovável e outros combustíveis como o gás natural [4].

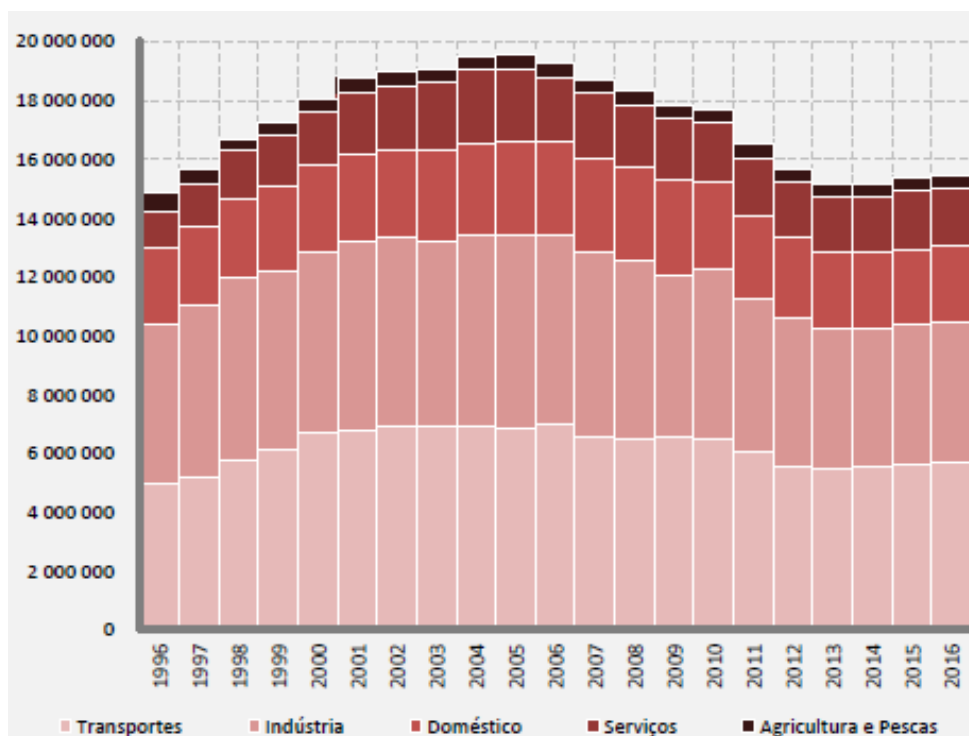
A repartição dos consumos energéticos não é irremediavelmente distribuída a nível sectorial, em 2016 o principal consumidor de energia foi o sector dos transportes, seguido do sector industrial, doméstico, serviços e agricultura e pescas [5]. A distribuição dos consumos mencionada encontra-se na Figura 1.4.



**Figura 1.3** Consumos de energia primária por fonte nos anos 2002 e 2016, em Portugal (adaptado de [4]).

Estima-se que, na UE, as perdas de energia térmica associados aos processos industriais representam cerca de 9,5% da energia total consumida no sector industrial [6]. O aproveitamento destas perdas é, potencialmente, mais economicamente viável que a instalação de tecnologias de energia renovável ou outras com o intuito de reduzir o consumo global do processo [7].

O investimento neste tipo de tecnologias de recuperação de calor deve ser estudado e encorajado para poderem ser implementadas da melhor forma, tornando a indústria portuguesa mais eficiente e mais competitiva.



**Figura 1.4** Evolução do Consumo Total de Energia Final por setor de atividade (tep), de Portugal em 2016 [5].

### **1.3. Projeto EcoTermIP**

Esta dissertação surge no âmbito do projeto EcoTermIP, que está a ser desenvolvido por um consórcio que envolve o ISQ e o INEGI (Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial), com o intuito de promover a eficiência energética em vários setores da indústria, nomeadamente, o setor da metalomecânica, o setor da cerâmica utilitária e decorativa, setor agroalimentar, em específico, os produtos à base de carne e os produtos à base de leite.

Este projeto visa promover a utilização de três tecnologias, a saber: a recuperação de calor residual inerente a processos de fabrico presentes nos setores da indústria supracitados, a instalação de um sistema solar térmico de concentração (pelas suas siglas em inglês - Concentrated Solar Power, CSP) para produção de água quente e o respetivo sistema de armazenamento da energia térmica com recurso a materiais de mudança de fase (Phase Change Materials, PCM).

Assim sendo, seria interessante o desenvolvimento de uma ferramenta capaz de apoiar a seleção tecnologias de recuperação de calor, para o industrial realizar uma análise preliminar de forma simples e intuitiva. Estas tecnologias irão ser estudadas através da criação de instalações piloto no laboratório ECOTERMLAB com o intuito de provar a sua eficácia e desempenho [8].

### **1.4. Apresentação da instituição**

Esta dissertação foi desenvolvida e orientada em ambiente empresarial. A instituição foi o Instituto de Soldadura e Qualidade (ISQ), na Direção de Investigação, Desenvolvimento e Inovação, situada em Vila Nova de Gaia.

Fundado em 1965, o ISQ estava inicialmente vocacionado para o sector da construção soldada nesses tempos considerado uma tecnologia inovadora e fulcral no desenvolvimento da indústria portuguesa. Com a evolução da mesma outros sectores passaram a ser abrangidos, nomeadamente o ambiente, a segurança, a metrologia, as inspeções de instalações e equipamentos elétricos e de construção, e os ensaios de segurança de bens e equipamentos.

De momento os serviços prestados pelo ISQ são os de inspeção, ensaio, formação e consultoria técnica.



A Delegação Norte possui também o laboratório EcotermLab focado na atividade de investigação e desenvolvimento de produto, processos e serviços nas áreas da climatização, energias renováveis, eficiência energética e ações de formação [9].

## **1.5. Objetivos**

O objetivo para esta dissertação é o desenvolvimento de uma ferramenta de apoio à seleção de permutadoras de calor, para possível aplicação a casos reais em indústria.

Pretende-se que com a introdução dos dados requisitados pela ferramenta, seja devolvida a solução construtiva da tecnologia permutadora de calor selecionada. Esta solução construtiva deve ser considerada como uma primeira análise técnica.

## **1.6. Estrutura**

O presente trabalho encontra-se dividido em cinco capítulos:

No primeiro capítulo é feita uma introdução ao tema e aos capítulos restantes. No segundo capítulo é apresentada uma definição de calor residual e feita uma breve revisão bibliográfica sobre as diferentes tecnologias permutadoras de calor. No terceiro capítulo são selecionadas as tecnologias permutadoras de calor e são discutidos os seus componentes. No quarto capítulo são apresentadas as equações e a metodologia presente no método de dimensionamento das tecnologias permutadoras de calor. No quinto capítulo são apresentados os resultados obtidos com a introdução de dados de problemas dos autores dos métodos em questão. No sexto capítulo são feitas conclusões gerais sobre os resultados e objetivos da tese e apresentadas as perspetivas de trabalho futuro.



## 2. RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL

### 2.1. Definição de calor residual

No campo da quantificação de perdas energéticas o calor residual é normalmente usado para referir o potencial térmico que pode ser aproveitado de fluxos de saída provenientes de processos associados à indústria [10].

O calor residual pode ser originário de várias fontes, sendo as mais comuns:

- Gases de exaustão;
- Ar quente de processos industriais;
- Vapor;
- Condensados de um processo de aquecimento;
- Águas de arrefecimento;
- Superfícies ou produtos quentes (Transferência de calor por condução ou radiação).

O calor residual pode ser utilizado para diversos fins, dependendo da temperatura a que se encontra a fonte dessa energia, sendo os mais comuns:

- Pré-aquecimento de combustíveis de caldeiras;
- Pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira
- Pré-aquecimento de água de entrada em caldeiras;
- Produção de eletricidade;
- Aquecimento de água para fins sanitários (AQS);
- Aquecimento de água em sistemas de aquecimento central [11].

A sua aplicação depende da gama de temperatura e das tecnologias de recuperação de calor. Uma classificação das gamas de temperaturas e alguns fins para a energia contidas nas correntes quentes estão discriminadas na Tabela 2.1.

**Tabela 2.1.** Tecnologias de recuperação de calor, por gama de temperatura (adaptado de [11])

Classificação	Diferença de temperaturas ( $\Delta T$ )	Fins aplicáveis
Baixa	$\Delta T \leq 230^{\circ}\text{C}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aquecimento de espaços;</li> <li>• AQS;</li> <li>• Ciclo orgânico de Rankine (ORC pelas suas siglas em inglês-Organic Rankine Cycle) (produção de eletricidade);</li> <li>• Pré-aquecimento de fluidos de trabalho;</li> </ul>
Média	$230^{\circ}\text{C} < \Delta T \leq 650^{\circ}\text{C}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pré-aquecimento de ar de combustão;</li> <li>• ORC (produção de eletricidade);</li> <li>• Pré-aquecimento da carga da caldeira;</li> <li>• Pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira;</li> <li>• Transferência de calor para processos de baixa temperatura;</li> </ul>
Alta	$\Delta T > 650^{\circ}\text{C}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pré-aquecimento de ar de combustão;</li> <li>• Produção de vapor;</li> <li>• Pré-Aquecimento da carga da caldeira;</li> <li>• Transferência de calor para processos de média temperatura;</li> </ul>

## 2.2. Potencial de recuperação

Dependendo do ano e do cenário económico, estima-se que, a nível global, o total de emissões de calor residual varie entre 23.0-53.0% da energia fornecida, com intervalos de potencial de recuperação teórico e económico entre 6-12% e 6-9%, respetivamente [10]. O facto de que o potencial de recuperação teórico e económico não

possuírem o mesmo valor demonstra que nem todo o calor residual é economicamente viável de se recuperar.

Antes de se partir para a instalação de equipamentos de recuperação de calor é necessário fazer a avaliação do potencial de recuperação, nomeadamente, verificar:

- se existe uma necessidade de calor;
- se a temperatura de rejeição do calor residual é adequada para a transferência de calor;
- se existem condições de financiamento, instalação e manutenção das tecnologias recuperadoras de calor;
- se existe interesse económico do investimento.

Aquando o cumprimento destes requisitos é necessário encontrar a tecnologia de recuperação de calor mais apropriada, de forma a fazer o aproveitamento eficiente do calor residual e a minimizar o período de retorno de investimento (PRI).

## **2.3. Tecnologias de recuperação de calor**

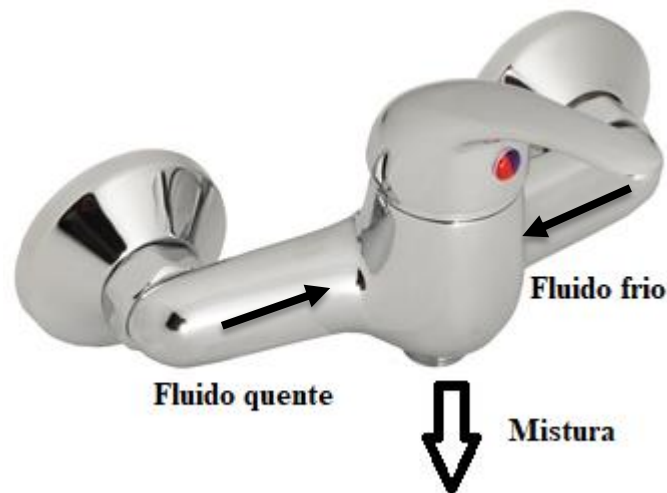
Neste subcapítulo faz-se a exposição e descrição das tecnologias de recuperação de calor mais comuns na indústria [12].

### **2.3.1. Permutadores de calor**

Os permutadores de calor são equipamentos que facilitam a permuta de calor entre dois fluidos que se encontram a temperaturas diferentes, promovendo ou não a sua mistura [13].

Um modo de agrupar permutadores de calor é segundo o seu processo de permuta de calor, com este critério distinguem-se duas categorias, permutadores de contacto direto e permutadores de contacto indireto [14].

Nos permutadores de contato direto a permuta é realizada pelo contato direto do fluido quente com o fluido frio, em que não existe uma interface entre estes fluidos, este tipo de permuta encontra-se ilustrado na Figura 2.1.



**Figura 2.1.** Exemplo de um permutador de contato direto.

Em permutadores de contacto indirecto a permuta é realizada através de uma interface que separa os dois fluidos. O fluido quente e o fluido frio percorrem o permutador de calor enquanto, simultaneamente, a energia térmica é transferida pela parede. Nestes permutadores os fluidos não se misturam [14].

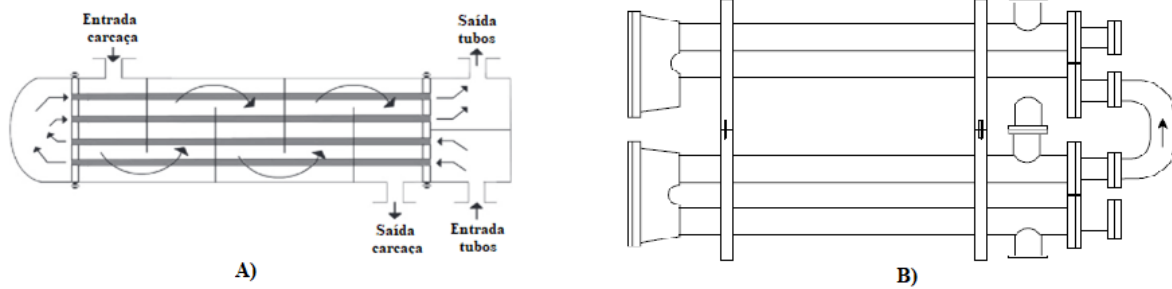
Dentro desta categoria podemos ainda especificar a solução construtiva do permutador de calor, sendo as mais comuns:

- Permutadores tubulares;
- Permutadores de placas;
- Permutadores de superfície estendida.

Os permutadores tubulares são construídos de tubos circulares. O escoamento consiste em fazer passar um fluido por dentro dos tubos e o outro por fora dos tubos. As suas características como comprimento, diâmetro, número de tubos e posicionamento podem variar conforme os objetivos o que lhes confere uma elevada flexibilidade na sua projeção. Podem ser usados para permutas gás, líquido ou gás-líquido.

Dentro dos permutadores tubulares podemos classificá-los como:

- Tubos concêntricos;
- Carcaça e tubos;

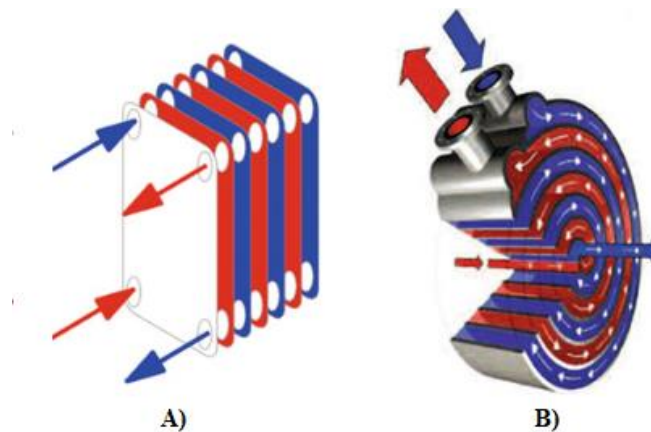


**Figura 2.2.** A) Exemplo de um permutador de carcaça e tubos (adaptado de [15]), B) Exemplo de um permutador de tubos concêntricos (adaptado de [14])

Os permutadores de placas são construídos a partir de finas placas que formam os canais de escoamentos dos fluidos. O fluido escoa por um espaço ondulado formado entre duas placas e os dois fluidos não se misturam durante este processo. A ondulação em forma de V, neste tipo de permutadores, é denominada por ângulo de Chevron[16]. Podem ser usados para trocas de calor entre gases, líquidos, gás-líquido ou fluidos em mudança de fase.

Dentro dos permutadores de placas podemos classificá-los como:

- Juntas vedadas;
- Juntas soldadas;
- Espiral.

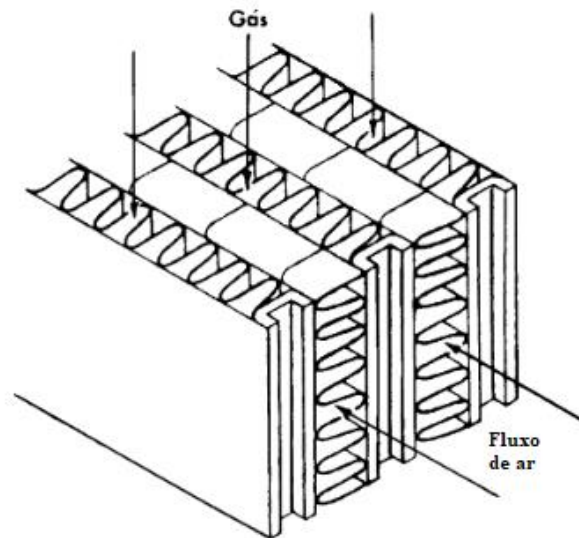


**Figura 2.3.** A) Exemplo de um permutador de placas de juntas [17], B) Exemplo de um permutador de placas em espiral [17]

Os permutadores de superfície estendida são permutadores com alhetas ou apêndices no lado em que o coeficiente de convecção por parte do fluido seja mais baixo, aumentando a área de transferência para compensar o déficit. Este tipo de permutadores é muito usual em permutas gás-gás ou gás-líquido, quando um o coeficiente de convecção de um ou dos dois lados é reduzido ou existe a necessidade de um permutador compacto.

Dentro dos permutadores de superfície estendida podemos classificá-los como:

- Placas alhetadas, (ver Figura 2.4);
- Tubos alhetados.



**Figura 2.4.** Exemplo de um permutador de placas alhetadas de ambos os lados (adaptado de [18]).

### 2.3.2. Queimador recuperativo e regenerativo

Ambas estas tecnologias possuem o mesmo objetivo, pré-aquecer o ar de combustão de um forno, mas utilizam abordagens diferentes na recuperação do calor residual.

O queimador regenerativo é projetado para armazenar o calor residual num material refratário, isto é conseguido através do uso de dois queimadores, em que um está a ser usado para realizar a combustão e o outro para a exaustão dos gases da combustão. Ambos os queimadores possuem uma câmara com material refratário por onde passa o ar de combustão antes de se realizar a combustão, no caso do queimador que está a realizar a combustão, e por onde se faz a exaustão dos gases da combustão, no caso do queimador que está a realizar a exaustão dos gases. O sentido em que se realiza a combustão e a exaustão dos gases só é alterado quando a temperatura objetivo do material refratário for atingida [19], esta tecnologia está ilustrada na Figura 2.5.



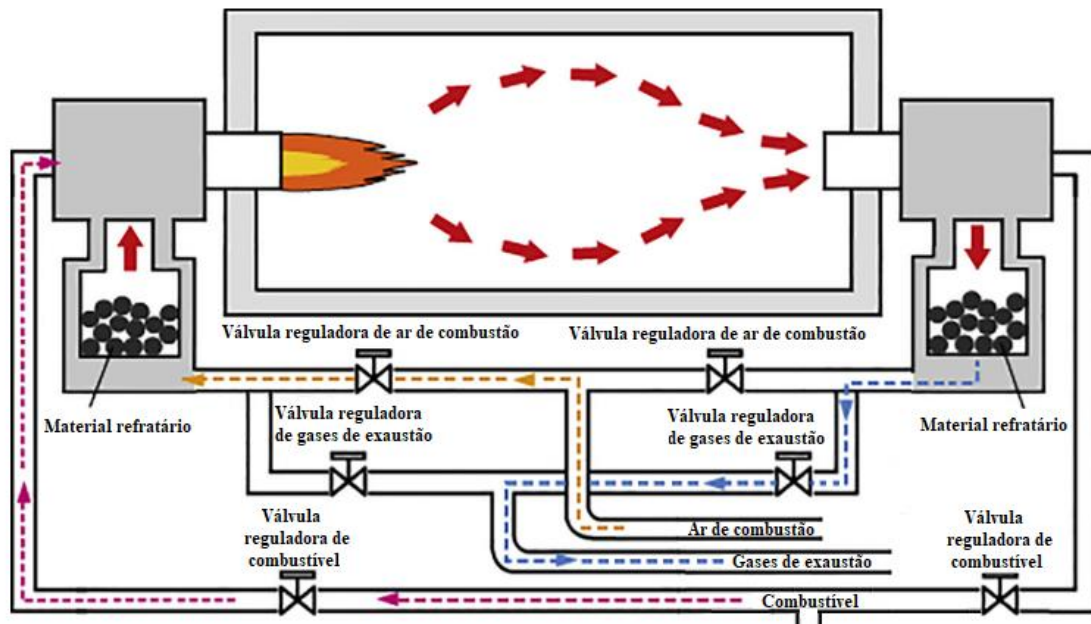


Figura 2.5. Exemplo de um queimador regenerativo (adaptado de [12]).

O queimador recuperativo é projetado de forma a conter um permutador de calor ar de combustão-ar de exaustão incorporado, de forma a permutar a energia dos gases de exaustão para o ar de combustão, antes de este ser misturado com o combustível, á medida que ambos percorrem o corpo do queimador [19], esta tecnologia está ilustrada na Figura 2.6

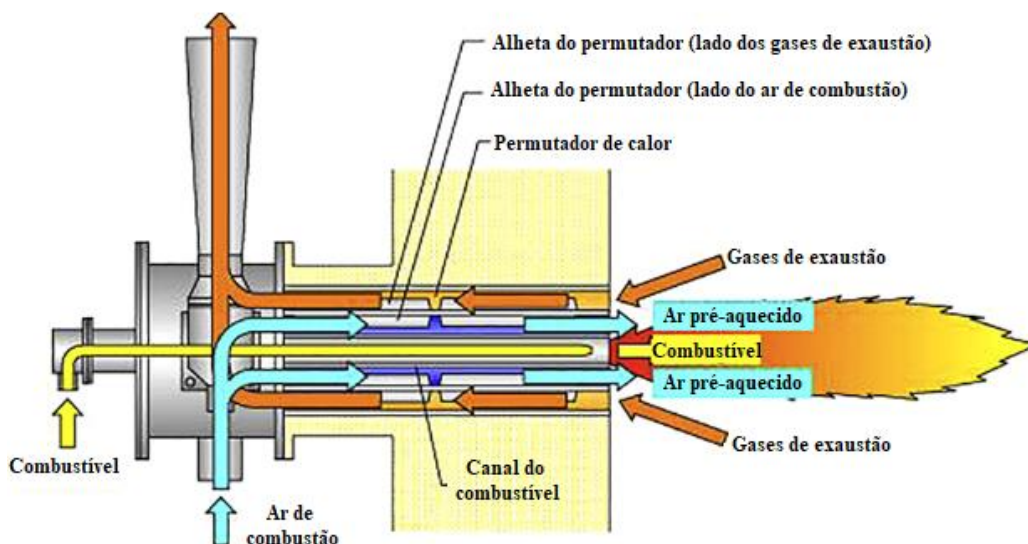


Figura 2.6. Exemplo de um queimador recuperativo (adaptado de [12]).

### 2.3.3. Caldeiras de recuperação

Este tipo de caldeiras foi desenvolvido através de uma junção entre um permutador de carcaça e tubos e uma caldeira de combustão. Tinha como objetivo arrefecer gases oriundos de processos a altas temperaturas e como subproduto obtinha-se vapor a baixa pressão [20]. Consistem em vários tubos de água dispostos paralelamente entre si, onde a água de alimentação da caldeira é aquecida circulando em sentido contrário dos gases quentes. Esta tecnologia está esquematicamente ilustrada na Figura 2.7.

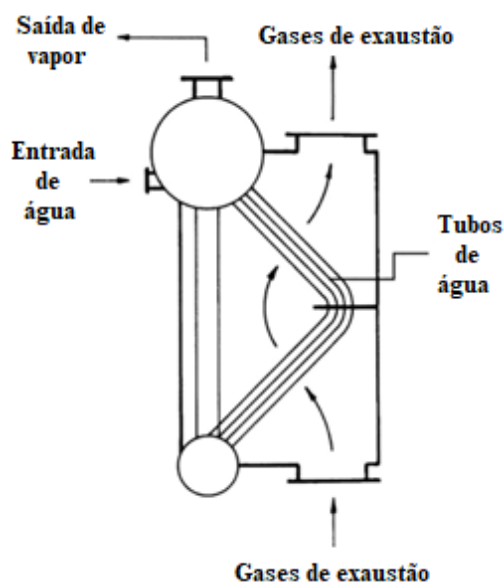


Figura 2.7. Exemplo de uma caldeira de calor residual (adaptado de [12])

### 2.3.4. Tubos de calor

O tubo de calor é uma tecnologia com elevada capacidade de permutação de calor através de distâncias consideráveis com perdas de temperatura relativamente baixas, de controlo simples e sem ser necessário auxílio de bombagem exterior. Os componentes são um recipiente, constituído por tubo, parede e tampas de fecho, estrutura capilar e uma pequena quantidade de fluido de trabalho que se encontra em equilíbrio com o seu próprio vapor [21].

Devido a existirem vários tipos de tubos de calor apenas o tubo de calor capilar (tubo de calor convencional) é descrito neste ponto. Podemos dividir o tubo de calor em três secções, nomeadamente, a evaporativa, a adiabática e condensadora, devido ao ciclo contínuo que ocorre no tubo de calor. O fluido térmico está localizado na secção condensadora do tubo de calor, no estado líquido, com a intervenção das forças da interface líquido-vapor geradas nos poros da estrutura capilar, o fluido atinge a zona evaporativa onde

a adição de calor, por parte da fonte quente, vaporiza o fluido térmico presente nos poros da estrutura capilar para a zona de vapor, a constante vaporização do fluido térmico aumenta a pressão na secção evaporativa forçando o vapor a percorrer o tubo de calor até a secção condensadora, onde o calor latente armazenado no fluido térmico é permutado para a fonte fria, condensando o fluido térmico e fechando o ciclo [22].

Como os tubos de calor não possuem componentes móveis logo, não existe erosão, e como o processo é muito próximo de um processo isotérmico possui uma elevada eficiência térmica e um baixo custo de manutenção quando comparado com outras tecnologias de recuperação de calor [23]. Esta tecnologia está ilustrada Figura 2.8.

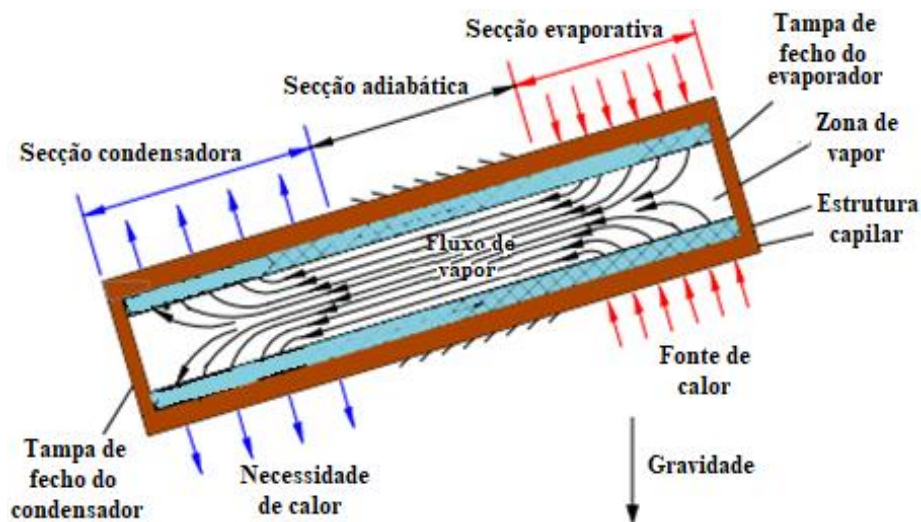


Figura 2.8. Exemplo de um tubo de calor capilar (adaptado de [21])



### 3. TECNOLOGIAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR SELECIONADAS

Como foi mencionado anteriormente os permutadores de calor estão incorporados na maioria das tecnologias permutadoras de calor, deste modo, este equipamento será o ideal para incorporar na ferramenta.

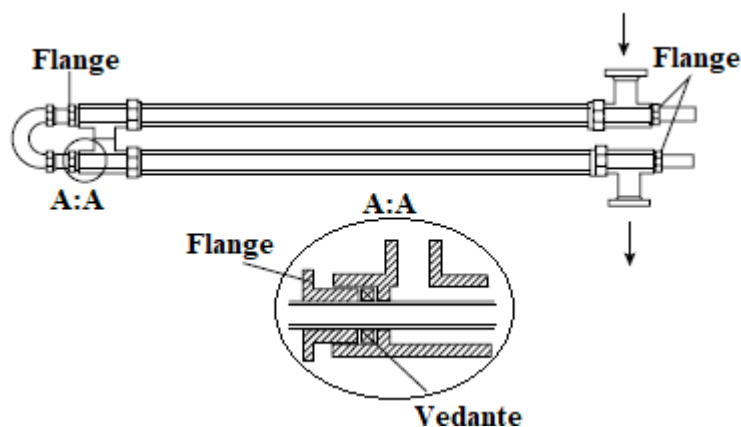
Dos permutadores de calor mencionados anteriormente foram selecionados o permutador de tubos concêntricos em grampo, o permutador de carcaça e tubos e o permutador de placas com ângulos de Chevron devido à sua abundância na indústria e versatilidade.

De seguida será feita uma análise às diferentes características que possuem cada tipo de permutador.

#### 3.1. Permutador de tubos concêntricos em grampo

O permutador de tubos concêntricos é um dos equipamentos mais simples que efetua permuta de calor contínua entre dois fluídos [24].

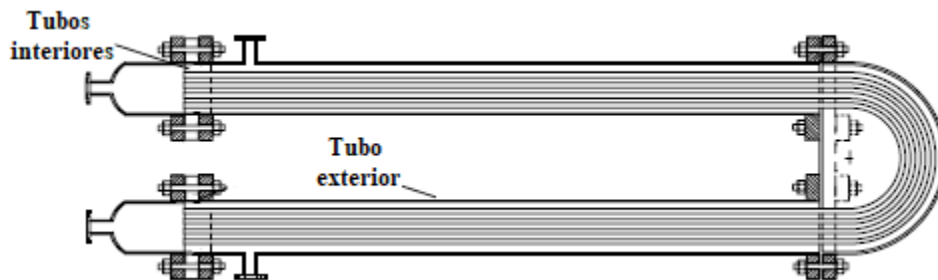
O permutador de tubos concêntricos em grampo é constituído por dois tubos concêntricos e pelos respetivos elementos de ligação, como ilustrado na Figura 3.1.



**Figura 3.1.** Permutador de dois tubos concêntricos em grampo (adaptado de [24])

Em casos de necessidade de uma maior área de permuta podem ser adicionadas unidades em série.

Uma outra opção, quando necessário aumentar a área de permuta, produzir este tipo de permutadores com múltiplos tubos dentro de um único tubo externo, como ilustrado na Figura 3.2. Este caso é muito mais complexo devido à necessidade de decompor o equipamento aquando a sua limpeza. Devido a este ao acréscimo da dificuldade no processo de projeto e no processo de limpeza optou-se por um permutador de dois tubos concêntricos em grampo.



**Figura 3.2.** Permutador de tubos concêntricos em grampo (adaptado de [24])

Este tipo de permutadores pode ser uma solução eficaz de baixo custo quando os caudais são baixos e é necessário manter uma configuração em contracorrente. A sua construção torna-se difícil em tubos de maior envergadura, devido a isso apenas alguns calibres de tubos estão disponíveis [24].

### **3.2. Permutador de carcaça e tubos**

O conceito de um permutador de carcaça e tubos consiste em envolver vários tubos internos com um tubo de maior diâmetro denominado de carcaça [24].

Utilizando as especificações da TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), é apresentado na Figura 3.4 as configurações possíveis de permutadores de carcaça e tubos.

Segundo R. Mukherjee (1998) [25] os principais componentes de um permutador de carcaça e tubos estão ilustrados na Figura 3.3.

Serão discutidos os componentes que possuem diferentes opções de construção.

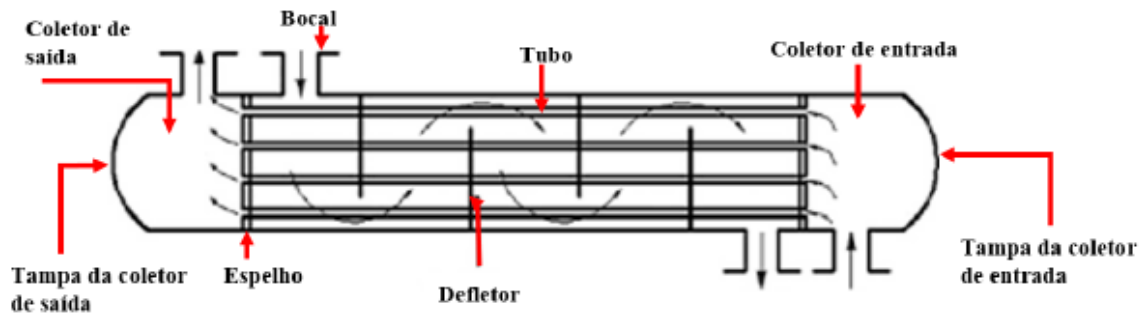


Figura 3.3. Constituintes principais de um permutador de carcaça e tubos [26]

Coletor de entrada e saída		Tipos de carcaças		Tipos de construção	
A	 Canal com tampa removível	E	 1 passagem	L	 Feixe tubular fixo com coletor do tipo A
B	 Capô (com capa integral)	F	 2 passagens e defletor longitudinal	M	 Feixe tubular fixo com coletor do tipo B
C	 Canal integral com espelho removível	G	 Fluxo repartido	N	 Feixe tubular fixo com coletor do tipo C
N	 Canal integral com espelho e tampa removível	H	 Duplo fluxo dividido	P	 Cabeça flutuante
D	 Fecho especial de alta pressão	J	 Fluxo dividido	S	 Cabeça flutuante com dispositivo de apoio
		K	 Tipo caldeira	T	 Cabeça flutuante com recuperação
		X	 Escoamento cruzado	U	 Feixe de tubos em U
				W	 Feixe de tubos flutuante externamente selado

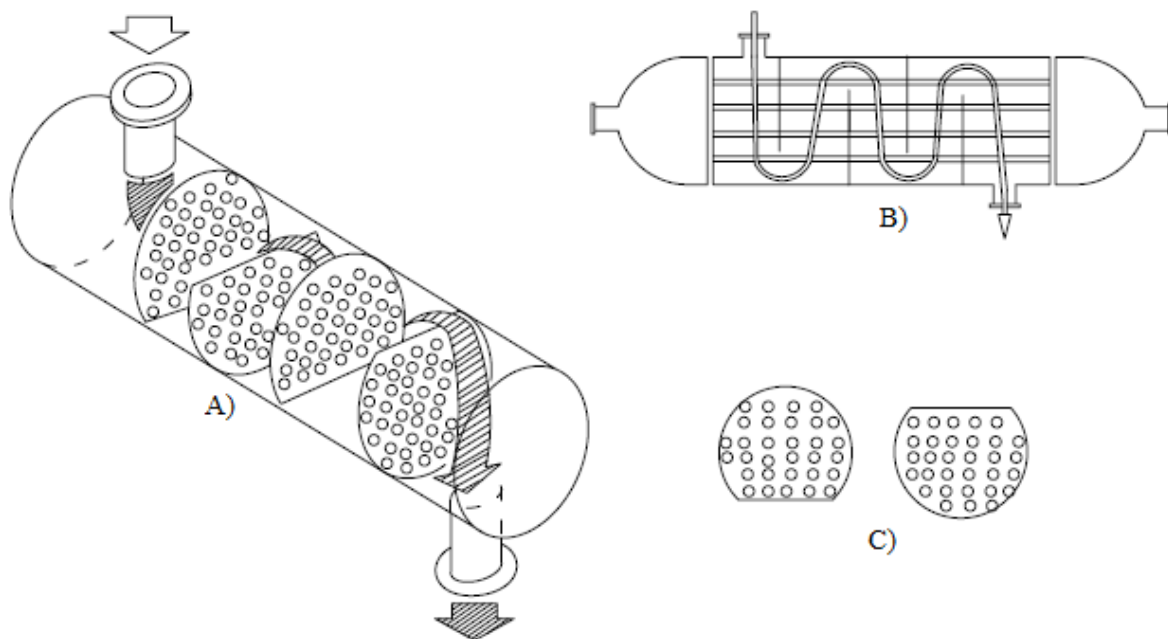
Figura 3.4. Configurações segundo a norma TEMA para permutadores de carcaça e tubos (adaptado de [25])

### 3.2.1. Defletores

O coeficiente de convecção de calor aumenta com a velocidade do fluido e com a turbulência associada ao escoamento e com a configuração do escoamento. A velocidade do fluido a escoar na carcaça pode ser aumentada pela instalação de defletores que forçam o fluido num escoamento perpendicular ao conjunto de tubos. O aumento de velocidade pode ser controlado pela distância entre os defletores [24].

Existem defletores segmentares, disco e rosca, sendo o defletor segmentar o mais comum [24], apenas será aprofundado este tipo.

O defletor segmentar é uma placa circular com diâmetro semelhante ao da carcaça, na qual foi feito um corte horizontal ou vertical. Um exemplo deste tipo de defletores e o seu efeito encontra-se ilustrado na Figura 3.5.



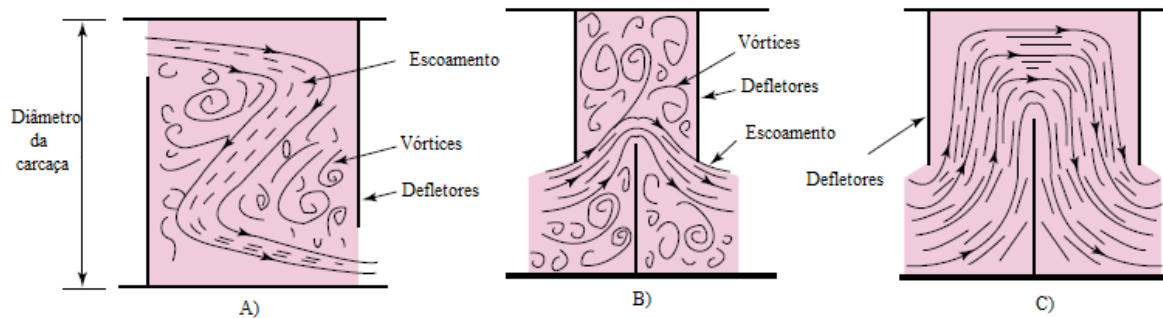
**Figura 3.5.** A)Efeito de defletores segmentares no escoamento no lado da carcaça, B)Vista longitudinal e C)Dois defletores segmentares consecutivos (adaptado de [24])

A percentagem do corte pode variar entre valores de 15% a 45%, sendo que os valores próximos destes limites têm efeitos negativos no coeficiente de convecção de calor. É recomendado que apenas sejam empregues percentagens de corte entre os 20% e os 35% [25]. O valor mais comum de percentagem de corte é de 25%, que representa que 25% da área do defletor é retirada [24].

Segundo E. Cao (2010) [24], para baixas percentagens de corte a velocidade do fluido é elevada o que corresponde a uma elevada turbulência e formação de correntes de



eddy, isto é, vórtices. Com isto, grande parte da energia é utilizada na zona segmentada do defletor onde existem poucos tubos, resultando numa conversão ineficiente da perda de carga para permuta de calor. Para elevadas percentagens de corte, podem ocorrer descontinuidades no escoamento entre as zonas segmentadas dos defletores, que se traduzem em zonas do fluido com baixa velocidade e baixo coeficiente de convecção de calor. A solução ótima parece ser a situação intermédia. Estes comportamentos encontram-se ilustrados na Figura 3.6

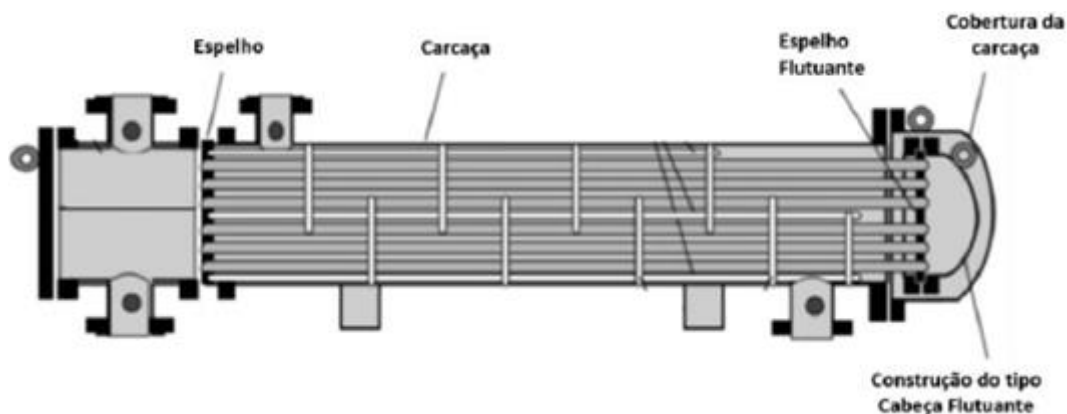


**Figura 3.6.** A)Baixa percentagem de corte, B)Elevada percentagem de corte e C)Solução ótima (adaptado de [25])

### 3.2.2. Tubos e padrão dos tubos

Em relação aos tubos estes podem ter três tipos de construção distintas, nomeadamente, cabeça flutuante, feixe de tubos em U e feixe tubular fixo [26].

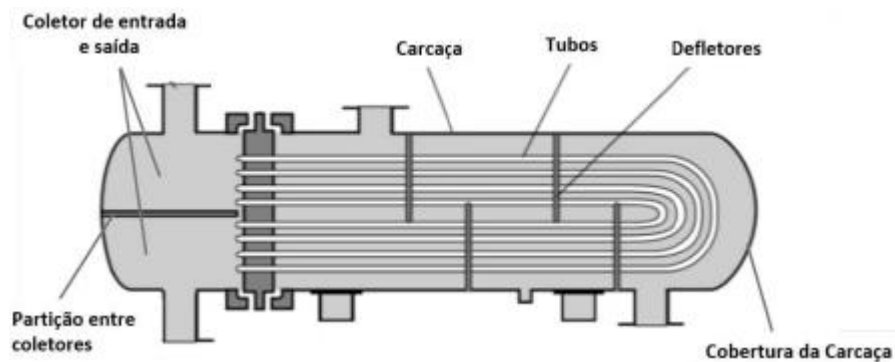
No tipo cabeça flutuante, R. Mukherjee (1998) [25] afirma este ser o design mais versátil e o mais caro. Neste tipo de construção um dos espelhos está soldado à carcaça enquanto o outro está solto, permitindo uma expansão livre dos tubos [26]. Este tipo de construção encontra-se ilustrada na Figura 3.7.



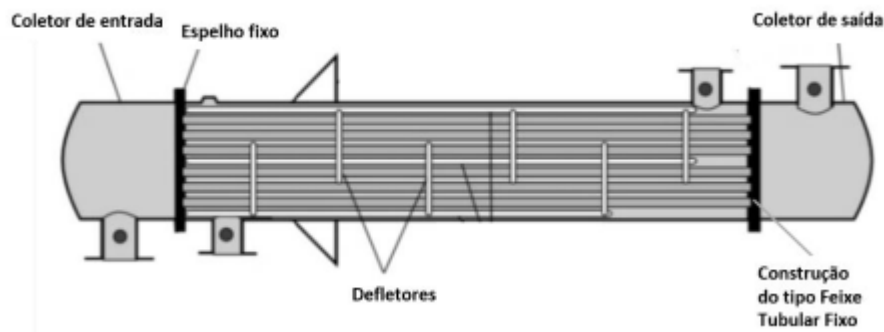
**Figura 3.7.** Construção do tipo cabeça flutuante (adaptado de[26])

No tipo feixe de tubos em U, este consiste em ter os tubos curvados em forma de U, estando o coletor de entrada e de saída lado a lado. Tal como no arranjo anterior possibilita a expansão térmica dos tubos. Este tipo de construção encontra-se ilustrada na Figura 3.8.

No tipo feixe tubular fixo, este possui as extremidades dos tubos soldadas ao espelho. Este, em contrapartida com os mencionados, não possibilita a expansão térmica dos tubos, sendo necessária a implementação de uma junta de expansão. Este tipo de solução construtiva é considerado o mais simples, sendo possível a incorporação de múltiplas passagens nos tubos. Este tipo de construção encontra-se ilustrado na Figura 3.9.



**Figura 3.8.** Construção do tipo feixe de tubos em U (adaptado de[26])

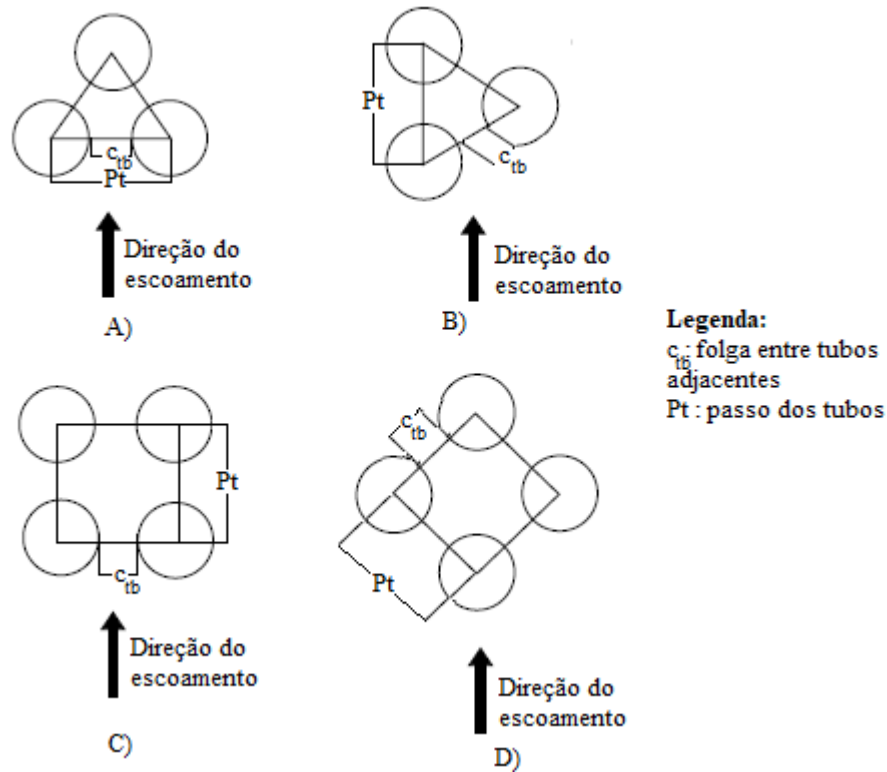


**Figura 3.9.** Construção do tipo feixe tubular fixo (adaptado de[26])

Para além do tipo de construção, o padrão dos tubos no interior do permutador é um fator que influencia a capacidade de permuta de calor [26].

O padrão dos tubos é definido pelo tipo, nomeadamente triangular simples, triangular rodado, quadrangular simples ou quadrangular rodado, pelo diâmetro do tubo e pelo passo entre os tubos. Por norma, o padrão de tubo triangular possui maiores coeficientes de convecção de calor e maiores perdas de carga que os padrões de tubo quadrangular [24]. Ainda dentro do modelo triangular, o tipo triangular rodado não apresenta nenhuma

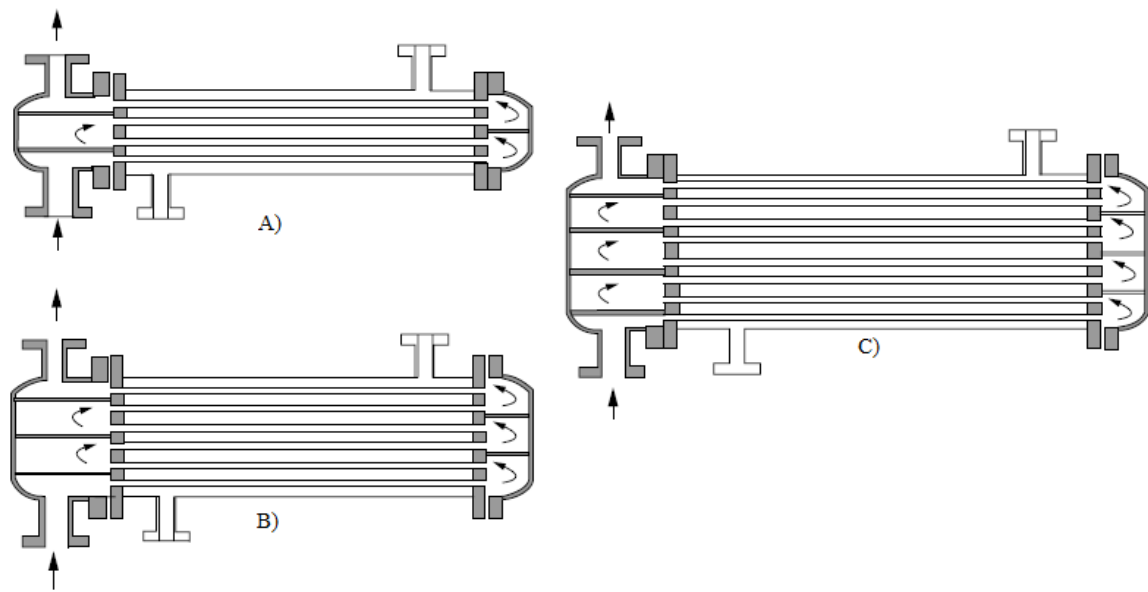
vantagem sobre o tipo triangular simples, sendo que o tipo triangular simples permite utilizar o feixe tubular fixo assim como o feixe de tubos em U [26]. Os padrões mencionados encontram-se ilustrados na Figura 3.10.



**Figura 3.10.** A) Triangular simples, B) Triangular rodado, C) Quadrangular simples e D) quadrangular rodado (adaptado de[24])

### 3.2.3. Permutadores de múltiplas passagens nos tubos

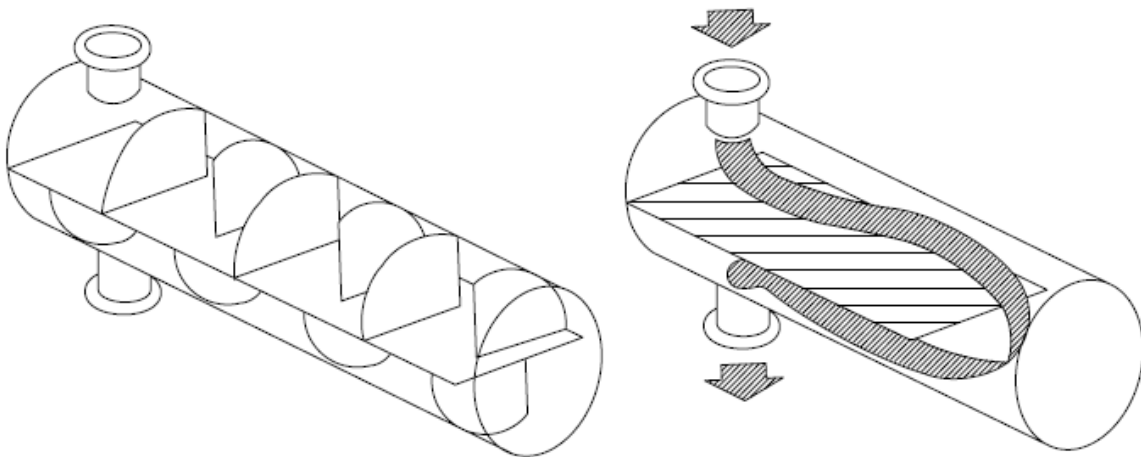
O permutador da Figura 3.3, pode ser modificado para o permutador da Figura 3.7 através da alteração do coletor de entrada e do coletor de saída. Com esta configuração o fluido, que escoava dentro dos tubos, entra no permutador pelo coletor de entrada, circula por metade do conjunto de tubos até à extremidade oposta, onde inverte a sua direção. De seguida circula pela outra metade do conjunto de tubos até ao coletor de saída onde deixa o permutador. Como o fluido percorreu o permutador duas vezes é chamado de permutador com duas passagens nos tubos. Efetuando a partição dos coletores adequadamente é possível aumentar o número de passagens nos tubos para dois, quatro, seis, oito ou mais. É comum o número de passagens ser par pois resulta numa disposição dos tubos mais simples [24]. Este tipo de configuração encontra-se ilustrado na Figura 3.11.



**Figura 3.11.** A) Permutador com 4 passagens nos tubos B) Permutador com 6 passagens nos tubo e C) Permutador com 8 passagens nos tubos (adaptado de [24])

### 3.2.4. Permutadores de múltiplas passagens na carcaça

Uma outra forma de aumentar a potência térmica é através da implementação de defletores longitudinais. Estes defletores possuem uma largura similar à da carcaça e um comprimento ligeiramente inferior ao dos tubos, permitindo assim, o fluido escoar da parte superior da carcaça para a parte inferior. Em ambas as partes são instalados defletores transversais. Tal como em permutadores de múltiplas passagens nos tubos é possível aumentar o número de passagens na carcaça através da instalação de um maior número de defletores longitudinais [24]. Este tipo de construção encontra-se ilustrado na Figura 3.12.



**Figura 3.12.** Permutador de carcaça e tubos com duas passagens na carcaça (adaptado de [24])

### 3.2.5. Cálculo do fator $F_t$ e o uso para critério de seleção de configurações

O fator de correção  $F_t$  depende do permutador, em concreto do número de passagens na carcaça e nos tubos, da temperatura de entrada e de saída. Um permutador com uma passagem na carcaça e duas passagens nos tubos (1-2), possui aproximadamente o mesmo fator  $F_t$  que um permutador 1-4, 1-6 ou 1-8 com as mesmas temperaturas de funcionamento. Com isto, podemos dizer que  $F_t$  possui uma fraca relação com o número de passagens nos tubos, desde que este número seja par. Assim sendo, apenas os valores de  $F_t$  para as configurações 1-2, 2-4, 3-6, 4-8, entre outros, são calculados [24].

$F_t$  é calculado como uma função de dois parâmetros adimensionais,  $R$  e  $S$ , definidos na equação (3.1) e equação (3.2), sendo  $t$  é a temperatura média do fluido frio,  $T$  é a temperatura média do fluido quente

$$R = \frac{T_{in} - T_{out}}{t_{out} - t_{in}} \quad (3.1)$$

$$S = \frac{t_{out} - t_{in}}{T_{in} - t_{in}} \quad (3.2)$$

Segundo E. Cao (2010) [24], a expressão analítica para uso em cálculo computacional deste fator é dada pela equação (3.3), sendo  $N_s$  o número de passagens na carcaça.

A condição a cumprir para determinada configuração de permutador de calor de carcaça e tubos é possuir um valor de  $F_t$  superior a 0.75, aquando o incumprimento deste requisito será necessário aumentar o número de passagens na carcaça [24].

Sendo o fator  $F_t$  uma característica da configuração do permutador de calor e não de um tipo particular de permutador de calor é possível com dois permutadores 1-2 idênticos obter a mesma permuta de calor que usando um permutador 2-4, pois as duas carcaças representam uma unidade [24].

$$\left\{ \begin{array}{l} P_x = \frac{1 - \left(\frac{R \times S - 1}{S - 1}\right)^{\frac{1}{N_s}}}{R - \left(\frac{R \times S - 1}{S - 1}\right)^{\frac{1}{N_s}}} \\ F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \times \frac{\ln\left(\frac{1 - P_x}{1 - R \times P_x}\right)}{\ln\left(\frac{\left(\frac{2}{P_x}\right) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\left(\frac{2}{P_x}\right) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}\right)} \end{array} \right. , se R \neq 1 \quad (3.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_x = \frac{S}{N_s - N_s \times S + S} \\ F_t = \frac{\frac{P_x \times \sqrt{R^2 + 1}}{1 - P_x}}{\ln\left(\frac{\left(\frac{2}{P_x}\right) - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\left(\frac{2}{P_x}\right) - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}\right)} \end{array} \right. , se R = 1$$

### 3.2.6. Metodologias de cálculo para coeficientes de convecção de calor do lado da carcaça

O cálculo do coeficiente de convecção de calor do lado da carcaça é bastante mais complexo do que no lado dos tubos.

Os primeiros métodos de cálculo remontam aos anos de 1930 e 1940, em que Kern provia um método simples de cálculo para o coeficiente de convecção de calor e perda de carga. Em contrapartida, este método está restrito a uma percentagem de corte de defletores de 25% e não entra em consideração as fugas que ocorrem entre os defletores e a carcaça e entre os tubos e os defletores[24], [27].

O conceito de considerar as várias correntes que ocorrem no escoamento da carcaça foi proposto por Tinker. O seu modelo tinha por base a análise de correntes o que resultava num processo iterativo rigoroso, complexo e de difícil compreensão [27].

Em 1950 na Universidade de Delaware, foi realizada uma investigação em permutadores de calor de carcaça e tubos patrocinada pela TEMA e a Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos (ASME, pelas suas siglas em inglês – American Society of Mechanical Engineers). Este método tinha por base os princípios de Tinker mas era mais adequado para cálculo manual. O método tinha por base fatores de correção empíricos, em

forma de gráfico. resultantes da investigação efetuada. Os resultados da investigação foram publicados como um método de projeto de permutadores de calor de carcaça e tubos por Kenneth Bell em 1963, sendo agora conhecido pelo método Bell-Delaware. Mais tarde, para cálculo computacional Taborek provia as correlações para todos os fatores do método de Bell-Delaware [24], [27].

### **3.2.7. Soluções adotadas para permutadores de calor de carcaça e tubos**

Sendo o âmbito desta dissertação o desenvolvimento de uma ferramenta de apoio à seleção de permutadores de calor e não ao projeto foi feita a opção do método de Kern pois. Este é recomendado como um método para uma estimativa preliminar devido a ser um método simples e rápido [24], [27]. Com esta escolha, fixamos a percentagem do corte dos defletores a 25%.

O feixe de tubos escolhidos será o feixe de tubos fixo com um padrão de tubos triangular simples ou com um padrão de tubos quadrangular simples, uma vez que os rodados não apresentam nenhuma vantagem.

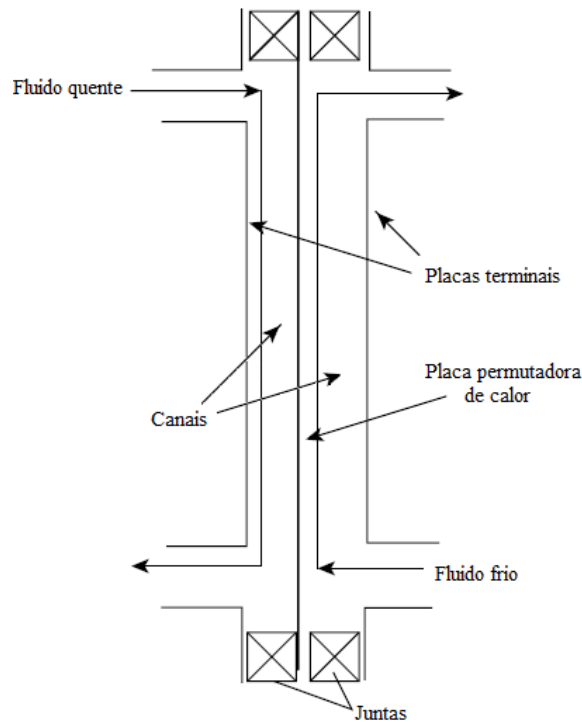
Como explica E. Cao (2010) [24], em permutadores com defletores longitudinais é importante obter uma boa selagem na junta entre o defletor e a carcaça. Para isto é necessário usar uma carcaça com um *design* especializado, ou em carcaças de maior diâmetro, soldar o defletor à carcaça. Isto impossibilita unidades em que o conjunto de tubos é removível. Assim sendo sempre que for necessário um número de passagens na carcaça superior à unidade, será feita a opção de colocar em série um permutador idêntico uma vez que produz o mesmo efeito a nível de permuta de calor.

### **3.3. Permutador de placas com ângulos de Chevron**

Uma placa metálica que separa dois fluidos a diferentes temperaturas atua como uma superfície permutadora de calor. De forma a completar o equipamento são adicionadas duas placas, uma em cada lado para formar os canais onde os fluidos circulam. Estas placas, podem separadas por juntas elastoméricas, cordões de soldadura, ou por uma combinação dos dois e são mantidas em posição por parafusos que exercem a pressão necessária para evitar fugas. Como o intervalo entre as placas é de apenas alguns milímetros, são obtidas

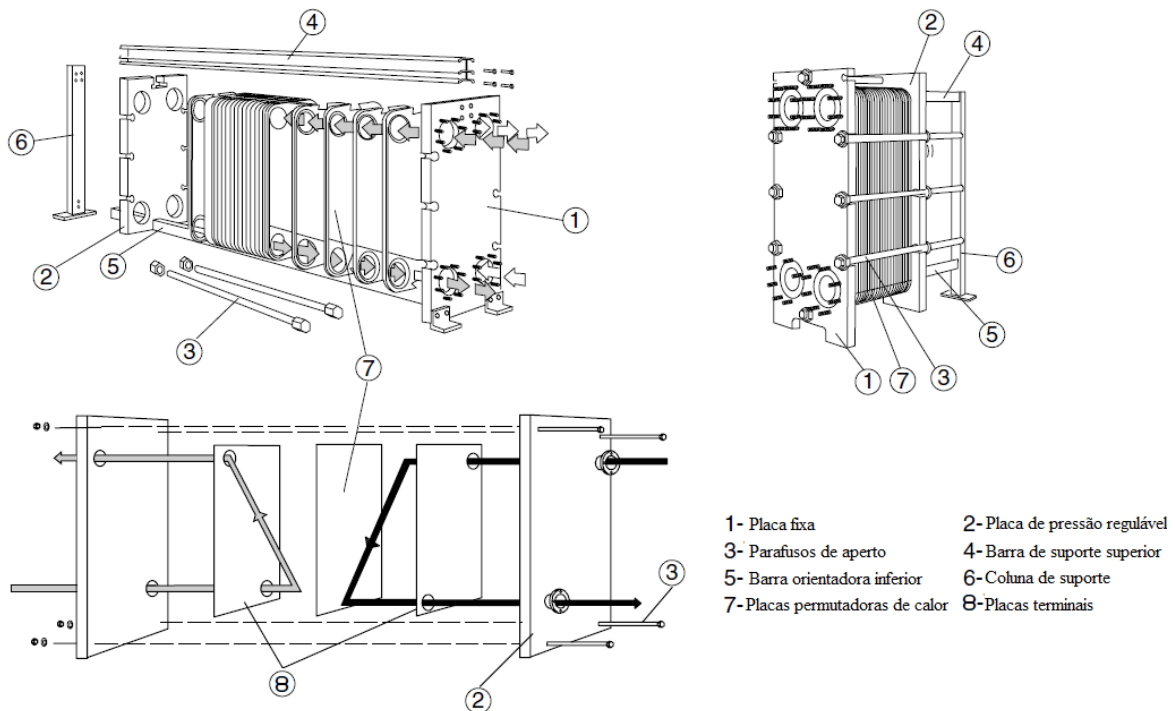
velocidades elevadas e altos coeficientes de convecção de calor [24]. Este princípio de funcionamento encontra-se ilustrado na Figura 3.13.

Um permutador de placas consiste num grupo de placas onduladas com vigias para a passagem dos fluidos. Enquanto a permuta de calor é efetuada ao longo do comprimento das placas existem limitações devido ao caudal máximo que estas conseguem suportar. Assim sendo, é mais prático o aumento do número de placas do que o aumento da área das placas. O grupo de placas é montado entre uma placa fixa e uma placa de pressão regulável, controlada a partir de parafusos de aperto. O número de placas é determinado pelas necessidades de permuta de calor e o que suporta a estrutura é uma coluna de suporte, uma barra de suporte superior e uma barra de orientadora inferior [24]. Esta construção encontra-se na Figura 3.14.



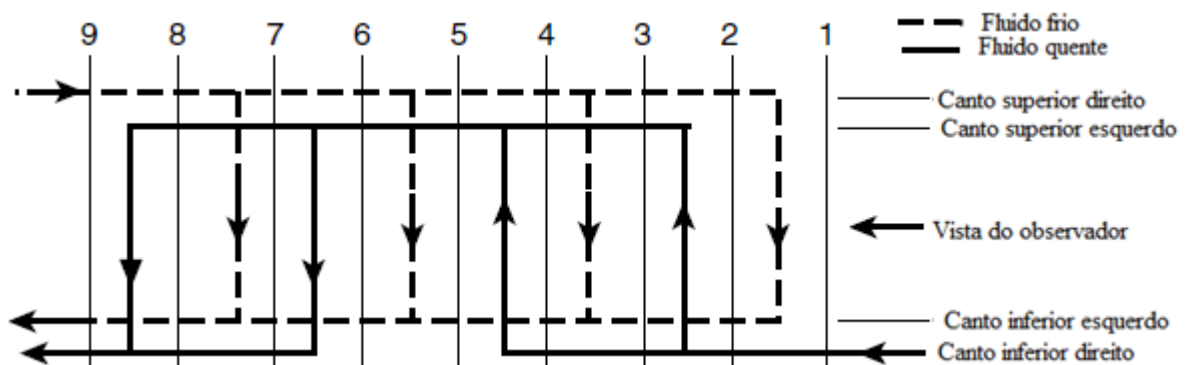
**Figura 3.13.** Princípio de funcionamento de um permutador de placas (adaptado de [24])





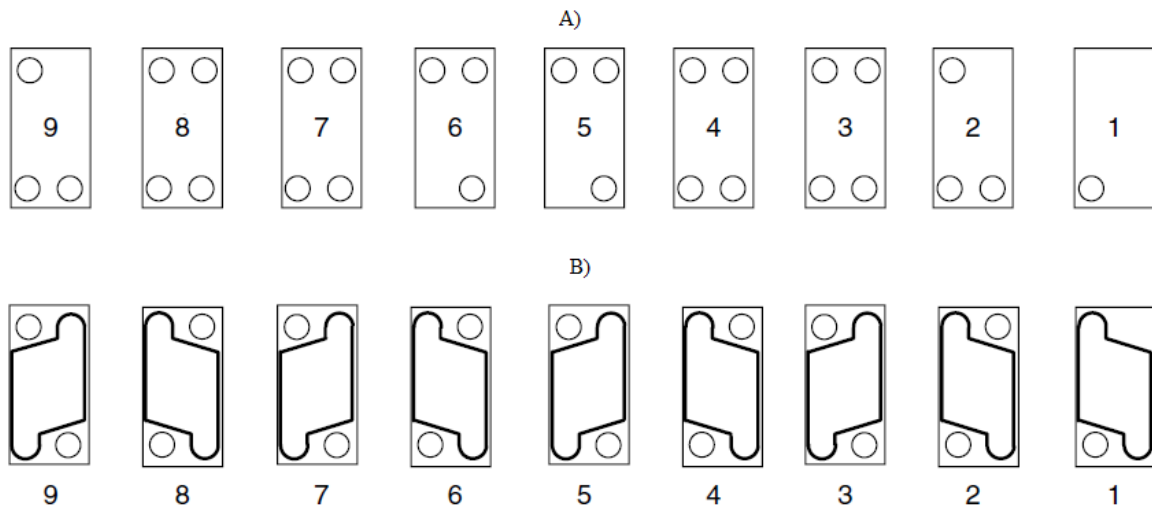
**Figura 3.14.** Solução construtiva de um permutador de calor (adaptado de [24])

Por vezes, se necessário para atingir maiores velocidades de escoamento, é possível construir permutadores de placas com mais do que uma passagem, como nos permutadores de carcaça e tubos [24]. É considerado uma passagem quando o fluido percorre a placa, começando num extremo e acabando no outro, para ser considerado uma nova passagem, esta tem que possuir o sentido oposto da anterior, diferente do conceito de canal, em que este representa o espaço em que o fluido circula. Utilizando o exemplo da Figura 3.15 vemos que o fluido quente efetua duas passagens, pois percorre a placa duas vezes consecutivas com sentidos opostos, enquanto o fluido frio efetua apenas uma passagem, pois só percorre a placa num sentido.



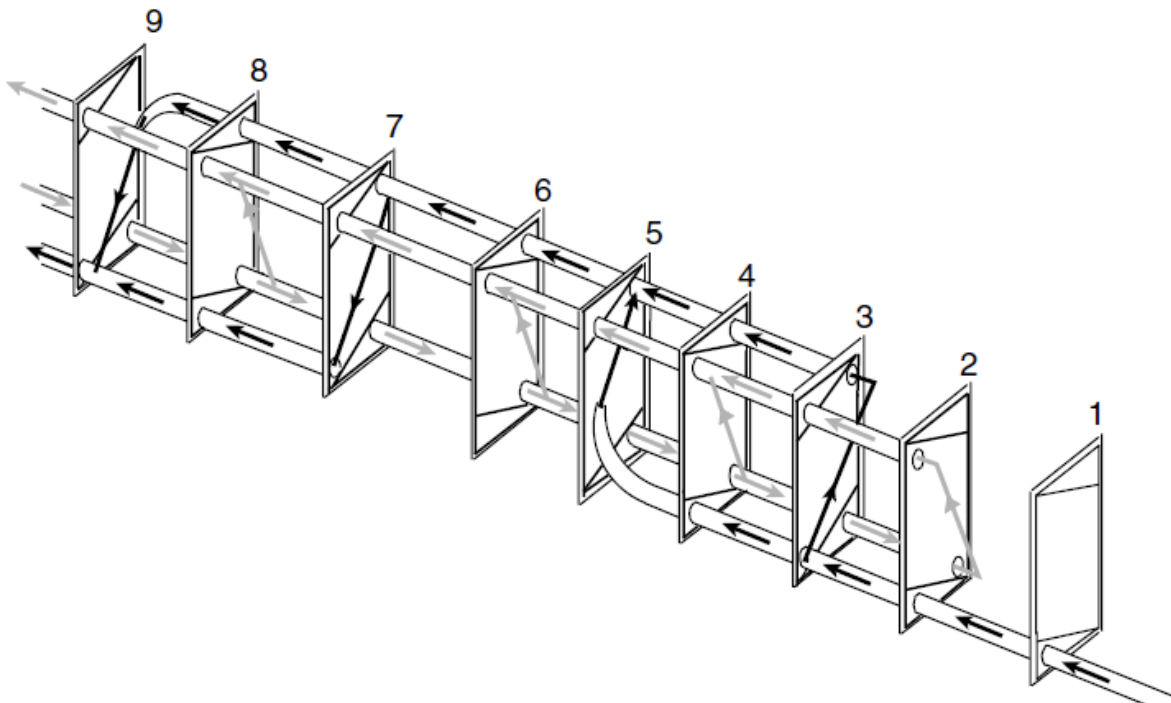
**Figura 3.15.** Representação esquemática de um permutador de placas com duas passagens do fluido quente e uma passagem do fluido frio (adaptado de [24])

O esquema de circulação dos fluidos é controlado a partir da perfuração das vigias nas placas juntamente com as juntas elastoméricas. A Figura 3.16A) e a Figura 3.16B) representam o diagrama de perfuração e de juntas elastoméricas do esquema de circulação da Figura 3.15.



**Figura 3.16.** A) Diagrama de perfuração e B) Diagrama de juntas elastoméricas (adaptado de [24])

A Figura 3.17 demonstra uma vista expandida do permutador da Figura 3.15



**Figura 3.17.** Vista expandida do permutador de calor da Figura 3.15 [24]

### 3.3.1. Placas permutadoras de calor

As placas permutadoras de calor são onduladas. A sua forma e ângulo são uma característica do modelo da placa que pertence ao fornecedor. As ondulações têm como objetivo a introdução de turbulência no escoamento e aumentar a resistência mecânica da estrutura. Alguns modelos de placas estão ilustrados na Figura 3.18 sendo o mais comum a placa da Figura 3.18B). O tipo de placa utilizada depende das necessidades do processo em termos de coeficientes de convecção de calor e perda de carga admissível [24].

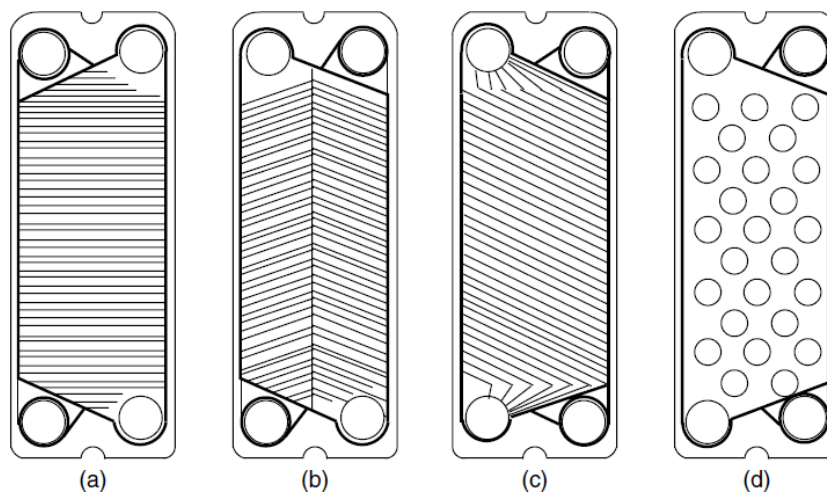


Figura 3.18. Modelos de placas permutadoras de calor [24]

### 3.3.2. Soluções adotadas para permutadores de calor de placas com ângulo de Chevron

Muitos dos métodos para projeto de permutadores de placas é propriedade dos fornecedores, devido a isso existem poucas metodologias disponíveis para implementação, sendo que muitas destas são de difícil compreensão. M. A. Mehrabian (2009) [28] apresenta um método manual para projeto deste tipo de permutadores baseado em estimativas, cálculos e comparações. Utilizando os mesmos dados, este método possui discrepâncias menores que 10% quando comparado com um método aproximado de um produtor deste tipo de permutadores.

O tipo de permutador utilizado por M. A. Mehrabian (2009) [28] foi um permutador de juntas elastoméricas, sendo este permutador o utilizado para implementação na ferramenta.



## **4. FERRAMENTA DE APOIO À SELEÇÃO DE PERMUTADORES DE CALOR**

A ferramenta desenvolvida terá de ser capaz de calcular os diferentes parâmetros necessários à construção de cada tipo de permutador com os dados requeridos. Estes são específicos de cada tipo de permutador e serão explicitados na secção própria ao permutador.

Algumas simplificações gerais foram assumidas, nomeadamente:

- Não são consideradas as perdas para o ambiente, o sistema é adiabático e as trocas de calor apenas são realizadas entre o fluido quente e o fluido frio;
- Despreza-se a condução de calor axial ao longo dos tubos;
- Despreza-se as variações de energia cinética e potencial;
- O fluxo dos fluidos é constante;
- Consideram-se as propriedades dos fluidos constantes;
- As propriedades dos fluidos são calculadas à temperatura média do escoamento e é aplicado o fator de correção associado à viscosidade
- O coeficiente global de transferência de calor é constante,
- Não existe mudança de fase nos fluidos,
- Os tubos dos permutadores tubulares são circulares.
- Os fluidos percorrem o permutador em contracorrente.

### **4.1. Permutador de tubos concêntricos em grampo**

A metodologia empregue no projeto deste tipo de permutadores é a desenvolvida por E. Cao (2010) [24].

Os subscritos *i*, *o*, *w*, *in* e *out* representam interior, exterior, à temperatura da face externa da parede, à entrada do permutador e à saída do permutador, respetivamente.

Os dados de entrada requeridos pela ferramenta são:

- Caudais e temperaturas de entrada e saída dos fluidos;
- Comprimento do tubo;
- Velocidade do fluido no tubo interior;
- Disposição dos fluidos;

-Condutividade térmica do material do tubo.

#### 4.1.1. Seleção dos diâmetros dos tubos

É arbitrada uma velocidade de escoamento  $v$  para o fluido do tubo interior, para líquidos de baixa viscosidade é aconselhável velocidades entre 1-2 m/s, para fluidos mais viscosos este valor deve ser mais baixo [24].

É estimada a área superficial do tubo,  $a_{t,i}$ , a partir da equação (4.1),

$$a_{t,i} = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \times v_i} \quad (4.1)$$

em que  $\dot{m}$  é o caudal mássico do fluido,  $\rho$  é a densidade do fluido.

É determinado o diâmetro interno do tubo interno,  $d_i$ , com a equação (4.2).

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \times a_{t,i}}{\pi}} \quad (4.2)$$

Este diâmetro é normalizado tendo em conta a disponibilidade comercial dos tubos (ver APÊNDICE A). É selecionado o tubo com o diâmetro interno de valor mais próximo de  $d_i$ .

Após selecionado o tubo interno é selecionado o tubo externo a partir das combinações mais comuns disponíveis no ANEXO A. Os diâmetros do tubo externo podem ser retirados do APÊNDICE A.

São recalculadas os parâmetros  $a_{t,i}$  e  $v_i$  pela equação (4.2) e pela equação (4.1), respetivamente.

#### 4.1.2. Cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção

Atendendo em primeiro lugar ao escoamento do tubo interior, é calculado o número de Reynolds,  $Re_{d_i}$ , a partir da equação,

$$Re_{d_i} = \frac{d_i \times v_i \times \rho_i}{\mu_i} \quad (4.3)$$

em que  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido.

Uma vez calculado  $Re_{d_i}$ , é calculado o número de Nusselt,  $Nu_{d_i}$ , a partir da equação (4.4),

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Se } Re_{d_i} \leq 2100 \text{ (Regime laminar)} \\ \text{Se } 0.60 \leq Pr \leq 5 \\ \text{Se } 0.0044 \leq \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right) \leq 9.75 \\ Nu_{d_i} = 1.86 \times \left(Re_{d_i} \times Pr_i \times \frac{d_i}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.14} \\ \text{Se } Re_{d_i} \geq 10000 \text{ (Regime turbulento)} \\ \text{Se } 0.70 \leq Pr \leq 16700 \\ \frac{L}{d_i} > 10 \\ Nu_{d_i} = 0.027 Re_{d_i}^{\frac{4}{5}} \times Pr_i^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.14} \end{array} \right. \quad (4.4)$$

em que  $Pr$  é o número de Prandtl e  $L$  é o comprimento do tubo.

O coeficiente de convecção de calor,  $h_i$ , é calculado a partir da equação (4.5),

$$h_i = \frac{k_i \times Nu_{d_i}}{d_i} \quad (4.5)$$

em que  $k$  é a condutividade térmica do fluido.

Embora não seja aconselhável dimensionar o permutador no regime de transição, é fornecida na equação (4.6) uma forma para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção,

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Se } 2100 < Re_{d_i} < 10000 \text{ (Regime transitório)} \\ \frac{h_i}{c_{p_i} \times \rho_i \times v_i} = 0.116 \times \left(\frac{Re_{d_i}^{\frac{2}{3}} - 125}{Re_{d_i}}\right) \times \left(1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right) \times Pr_i^{-\frac{2}{3}} \times \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0.14} \end{array} \right. \quad (4.6)$$

em que  $c_p$  é o calor específico.

Como em primeira análise não possuímos a temperatura da parede, é feita a aproximação do termo  $\left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)$  à unidade.

Ao  $h_i$  é então aplicado um fator de correção, segundo a equação (4.7), para este ficar referente à área exterior do tubo,

$$h_{io} = h_i \times \frac{d_i}{d_o} \quad (4.7)$$

em que  $h_{io}$  é o coeficiente de convecção de calor referente à área exterior do tubo

Atendendo ao escoamento no espaço anelar

É calculado o diâmetro equivalente,  $D_{eq}$ , a partir da equação (4.8),

$$D_{eq} = 4 \frac{A_{anel}}{P_m} \quad (4.8)$$

em que  $A_{anel}$  é a área do anel e  $P_m$  é o perímetro molhado.

São calculados os valores de  $A_{anel}$  e  $P_m$  a partir das equações (4.9) e (4.10), respetivamente. Foi utilizada a definição de  $P_m$  fornecida pelo autor E. Cao (2010) [24].

$$A_{anel} = \pi \times \frac{D_i^2 - d_o^2}{4} \quad (4.9)$$

em que  $D$  é o diâmetro do tubo externo.

$$P_m = \pi \times d_o \quad (4.10)$$

É calculado  $v_o$  a partir da equação (4.11).

$$v_o = \frac{\dot{m}_o}{\rho_o \times A_{anl}} \quad (4.11)$$

É calculado  $Re_{D_{eq}}$  a partir da equação (4.12).

$$Re_{D_{eq}} = \frac{D_{eq} \times v_o \times \rho_o}{\mu_o} \quad (4.12)$$

É calculado  $h_o$  através das equações (4.4), (4.5) ou (4.6), conforme o caso. Como em primeira análise não possuímos a temperatura da parede, é feita a aproximação do termo  $\left(\frac{\mu_o}{\mu_w}\right)$  à unidade.

Uma vez calculados  $h_{io}$  e  $h_o$  é feito o cálculo da temperatura da parede,  $T_w$ .

No caso do fluido frio estar a escoar no tubo interior  $T_w$  é calculada a partir da equação (4.13),



$$T_w = \frac{T \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) + t \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right)}{\frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}} \quad (4.13)$$

em que  $R_f$  é o fator de incrustação do fluido.

No caso do fluido quente estar a circular no tubo interior então  $T_w$  é calculada a partir da equação (4.14).

$$T_w = \frac{T \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) + t \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right)}{\frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}} \quad (4.14)$$

O desenvolvimento da equação (4.13) e da equação (4.14) encontra-se no APÊNDICE B

De seguida são calculados os termos  $\left( \frac{\mu_i}{\mu_w} \right)$  e  $\left( \frac{\mu_o}{\mu_w} \right)$  e aplicados a  $h_{io}$  e  $h_o$ , respetivamente.

### 4.1.3. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , é calculado a partir da equação (4.15),

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{d_o \times R_{fi}}{d_i} + \frac{d_o \times \ln(d_o/d_i)}{2 \times k_w} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (4.15)$$

em que  $k_w$  é a condutividade térmica da parede do tubo.

O desenvolvimento da equação (4.15) está no APÊNDICE C.

### 4.1.4. Cálculo do LMTD

A diferença média logarítmica da temperatura (LMTD pelas suas siglas em inglês- Logarithmic Mean Temperature Difference) é calculada a partir da equação (4.16).

$$LMTD = \frac{(T_{in} - t_{out}) - (T_{out} - t_{in})}{\ln \left( \frac{(T_{in} - t_{out})}{(T_{out} - t_{in})} \right)} \quad (4.16)$$

No caso de  $(T_{in} - t_{out}) = (T_{out} - t_{in})$ ,  $LMTD$  toma a forma da equação (4.17)

$$LMTD = T_{in} - t_{out} \quad (4.17)$$

#### 4.1.5. Cálculo da área e número de grampos em série

A potência térmica,  $\dot{Q}$ , é dado pela equação (4.18)

$$\dot{Q} = \dot{m}_i \times c_{p_i} \times (\Delta T)_i = \dot{m}_o \times c_{p_o} \times (\Delta T)_o \quad (4.18)$$

em que  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre a temperatura mais alta e a mais baixa de cada um dos fluídos.

A área necessária para realizar a permuta de calor,  $A_{nec}$ , é dada pela equação (4.19)

$$A_{nec} = \frac{\dot{Q}}{U \times LMTD} \quad (4.19)$$

De seguida é calculado  $a_t$  pela equação (4.20)

$$a_{sup,t} = \pi \times d_o \times L \quad (4.20)$$

Com isto é possível saber o número de tubos,  $N_{thp}$ , a usar com a equação (4.21)

$$N_{thp} = \frac{A_{nec}}{a_{sup,t}} \quad (4.21)$$

Uma vez calculado  $N_{thp}$ , calcula-se a área real do permutador de calor,  $A_{real}$ , pela equação (4.22) e o número de grampos,  $N_{hp}$ , pela equação (4.23)

$$A_{real} = N_{thp} \times a_{sup,t} \quad (4.22)$$

$$N_{hp} = \frac{N_{thp}}{2} \quad (4.23)$$

O permutador só conseguirá realizar a permuta desejada se  $A_{real} > A_{nec}$ .

De forma a controlar a diferença entre  $A_{real}$  e  $A_{nec}$ , foi criado o parâmetro  $\%excess$ , que representa a percentagem de excesso de área do permutador face à área mínima necessária para realizar a permuta. Este parâmetro pode ser calculado a partir da

equação (4.24). É do interesse que este parâmetro seja o menor possível de forma a minimizar custos.

$$\%excess = \frac{A_{real} - A_{nec}}{A_{calc}} \times 100 \quad (4.24)$$

Um fluxograma a ilustrar estrutura do modelo de design de permutadores de tubos concêntricos em grampo está disponível no APÊNDICE D.

## 4.2. Permutador de carcaça e tubos

A metodologia empregue no projeto deste tipo de permutadores é a descrita por E. Cao (2010) [24].

Este método baseia-se em arbitrar a solução construtiva do permutador e de seguida aplica-lo as condições de funcionamento do caso em estudo, caso não cumpra os requisitos é feita uma nova solução construtiva com os resultados obtidos anteriormente, até o método convergir.

Os subscritos *i*, *s*, *w*, *in*, *out* e *arb* representam interior, carcaça, à temperatura da face externa da parede, à entrada do permutador, à saída do permutador e arbitrado, respetivamente.

Os dados de entrada requeridos pela ferramenta são:

- Caudais e temperaturas de entrada e saída dos fluidos;
- Padrão dos tubos utilizado;
- Diâmetro interno do tubo;
- Diâmetro externo do tubo;
- Disposição dos fluidos;
- Condutividade térmica do material do tubo;
- Espaçamento dos defletores;
- Coeficiente global de transferência de calor típico com base nos fluidos a escoar;
- Passo dos tubos;
- Comprimento dos tubos;
- Número de carcaças;
- Velocidade dentro dos tubos.

### 4.2.1. Solução Construtiva

São calculados os parâmetros  $R$  e  $S$  pela equação (3.1) e equação (3.2), respectivamente.

É calculado  $F_t$  pela equação (3.3). Se este parâmetro for inferior a 0.75, é aumentado  $N_s$ .

O  $d_o$ , passo dos tubos,  $p_t$ , padrão dos tubos e, podem ser retirados no ANEXO B ou ANEXO C

É calculado  $a_t$  a partir da equação (4.2)

É arbitrado uma velocidade por passagem nos tubos,  $v_{tp,arb}$ , para o fluido do tubo interior, para fluidos de baixa viscosidade é aconselhável velocidades entre 1-2 m/s, para fluidos mais viscosos este valor deve ser mais baixo.

É arbitrado  $U_{arb}$  tendo em conta o tipo de fluidos entre os quais se vai processar a transferência de calor (ver APÊNDICE E).

É calculado o número de tubos por passagem,  $n_{tp}$ , a partir da equação (4.25)

$$n_{tp} = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \times a_{t,i} \times v_{arb,i}} \quad (4.25)$$

É calculado LMTD a partir da equação (4.16).

É calculado  $\dot{Q}$  a partir da equação (4.18).

É calculado  $A_{nec}$  a partir da equação (4.26).

$$A_{nec} = \frac{\dot{Q}}{U_{arb} \times LMTD \times F_t} \quad (4.26)$$

É calculado o número de tubos necessário,  $n_t$ , a partir da equação (4.27)

$$n_t = \frac{A_{nec}}{\pi \times d_o \times L} \quad (4.27)$$

É calculado o número de passagens nos tubos,  $n_p$ , a partir da equação (4.28)

$$n_p = \frac{n_t}{n_{tp}} \quad (4.28)$$

Com  $n_p$ ,  $n_t$ ,  $d_o$  e  $p_t$  consultamos o ANEXO B ou ANEXO C, consoante o padrão dos tubos, e retiramos o número de tubos mais próximo de  $n_t$  e o diâmetro da carcaça,  $D_s$ , associado. Este novo número de tubos é denominado número de tubos normalizado,  $N_t$ .

Por fim é calculado  $A_{real}$  a partir da equação (4.29)

$$A_{real} = \pi \times D_o \times L \times N_t \times N_s \quad (4.29)$$

#### 4.2.2. Cálculo dos coeficientes de convecção de calor de película

Atendendo em primeiro lugar ao escoamento no interior dos tubos.

É calculada a área dos tubos por passagem,  $A_{tp}$ , a partir da equação (4.30).

$$A_{tp} = \frac{\pi \times d_i^2}{4} \times \frac{N_t}{n_p} \quad (4.30)$$

É calculado  $v_{tp}$  pela equação (4.31).

$$v_{tp} = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \times A_{tp}} \quad (4.31)$$

É calculado  $Re_d$  a partir da equação (4.3).

É calculado  $Nu_d$  e  $h_i$  a partir da equação (4.4), equação (4.5), ou equação (4.6), conforme o caso respetivo.

Como em primeira análise não possuímos a temperatura da parede, é feita a aproximação do termo  $\left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)$  à unidade.

É calculado  $h_{io}$  segundo a equação (4.7).

No que diz respeito ao escoamento da carcaça.

É calculado a folga entre tubos adjacentes,  $C$ , a partir da equação (4.32).

$$C = p_t - d_o \quad (4.32)$$

É calculado a área de permuta de calor da carcaça,  $A_s$ , a partir da equação (4.33),

$$a_s = \frac{D_s \times C \times B}{p_t} \quad (4.33)$$

em que  $B$  é o espaçamento entre defletores.

É calculada a velocidade de massa na carcaça,  $G_s$ , a partir da equação (4.34).

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{a_s} \quad (4.34)$$

O diâmetro equivalente do conjunto de tubos,  $D_{e,tb}$ , é calculado a partir da equação (4.35), para um padrão de tubo triangular ou a partir da equação (4.36), para um padrão de tubo quadrangular.

$$D_{e,tb} = \frac{4 \left( \frac{P_t^2 \times \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \times d_o^2}{8} \right)}{\pi \times d_o/2} \quad (4.35)$$

$$D_{e,tb} = \frac{4 \left( P_t^2 - \frac{\pi \times d_o^2}{4} \right)}{\pi \times d_o} \quad (4.36)$$

É calculado  $Re_s$  a partir da equação (4.37).

$$Re_s = \frac{D_{e,tb} \times G_s}{\mu_s} \quad (4.37)$$

É calculado  $Nu_s$  a partir da equação (4.38).

$$Nu_s = 0.36 \times Re_s^{0.55} \times Pr_s^{\frac{1}{3}} \times \left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.38)$$

Como em primeira análise não possuímos a temperatura da parede, é feita a aproximação do termo  $\left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)$  à unidade.

É calculado  $h_s$  a partir da equação (4.5).

Uma vez calculados  $h_{io}$  e  $h_s$  é feito o cálculo de  $T_w$  a partir da equação (4.13) ou a partir da equação (4.14), conforme o caso.

De seguida são calculados os termos  $\left( \frac{\mu_i}{\mu_w} \right)$  e  $\left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)$  e aplicados a  $h_{io}$  e  $h_s$ , respetivamente.

Uma vez calculado  $h_{io}$  e  $h_s$  é calculado  $U$  a partir da equação (4.15).

Por fim é calculado  $A_{nec}$  a partir da equação (4.26).

### 4.2.3. Recálculo dos valores arbitrados

A partir deste ponto é necessário recalculer os valores arbitrados no início do método.

O primeiro requisito é dado pela equação (4.39).

$$|v_{tp} - v_{tp,arb}| < 10^{-6} \quad (4.39)$$

O segundo requisito é dado pela equação (4.40).

$$|U - U_{arb}| < 10^{-6} \quad (4.40)$$

Caso estes requisitos não sejam cumpridos, será iniciada uma nova iteração com o valor de  $v_{tp,arb} = v_{tp}$  e  $U_{arb} = U$ .

Este processo será repetido até que as condições da equação (4.39) e da equação (4.40) sejam satisfeitas.

Também neste modelo é do interesse obter um valor mínimo para o parâmetro da equação (4.24).

Um fluxograma a ilustrar estrutura do modelo de design de permutadores de carcaça e tubos está disponível no APÊNDICE F.

### 4.3. Permutador de placas com ângulo de Chevron

A metodologia empregue no projeto deste tipo de permutadores é a descrita por M. A. Mehrabian (2009) c

Os subscritos  $h$ ,  $c$ ,  $w$ ,  $in$ ,  $out$  e  $arb$  representam fluido quente, fluido frio, à temperatura da parede, à entrada do permutador, à saída do permutador e arbitrado, respetivamente.

Sendo a solução construtiva idêntica para ambos os escoamentos, é efetuado o mesmo procedimento de cálculo para a análise de cada um dos fluidos de trabalho. Será tomado, para efeito de exemplo, o fluido frio.

Os dados de entrada requeridos pela ferramenta são:

- Caudais e temperaturas de entrada e saída dos fluidos;
- Ângulo de Chevron;
- Espessura da placa;
- Passo das placas;
- Comprimento da placa;
- Fator de ampliação;
- Número de passagens do fluido quente;

- Número de passagens do fluido frio;
- Fator de correção associado ao esquema de circulação atribuído;
- Condutividade térmica da placa;
- Área efetiva.

### 4.3.1. Cálculo dos coeficientes de convecção de calor

É arbitrado um valor de  $Re_{De,c,arb}$  do escoamento.

São selecionados coeficientes a partir do ANEXO D para o cálculo do termo de permuta de calor,  $J_h$ , definido pela equação (4.41), conforme o ângulo de Chevron selecionado,

$$J_h = C_h \times Re_{De,c,arb}^y \quad (4.41)$$

em que  $C_h$  é um coeficiente utilizado para o cálculo do termo de permuta de calor e  $y$  é um coeficiente utilizado para o cálculo do termo de permuta de calor.

É calculado o espaçamento médio do canal do fluido,  $b$ , definido pela equação (4.42)

$$b = p - t_{pl} \quad (4.42)$$

em que  $p$  é o passo das placas e  $t_{pl}$  é a espessura da placa.

É calculado o  $D_e$  do canal do fluido, definido pela equação (4.43),

$$D_e = \frac{2 \times b}{\phi} \quad (4.43)$$

em que  $\phi$  é o fator de ampliação. Este fator pode tomar valores entre 1.1 e 1.25, sendo o valor mais usual de 1.17. Representa a razão entre a área efetiva da placa e a área da placa sem ondulações [28].

É calculado o  $h_c$  a partir da equação (4.44)

$$h_c = \frac{J_h \times k_c \times \left( Pr_c^{\frac{1}{3}} \right) \times \left( \frac{\mu_c}{\mu_w} \right)^{0,17}}{D_e} \quad (4.44)$$



Embora a equação (4.44) possua o fator de correção de viscosidade,  $\frac{\mu_c}{\mu_w}$ , este não foi calculado em [28]. Devido a isto, este fator também não será tido em consideração neste método.

Após calculado  $h_c$  é efetuado o mesmo procedimento para o cálculo de  $h_h$

### 4.3.2. Cálculo do coeficiente global de transferência de calor

É calculado a resistência térmica da placa,  $R_p$ , a partir da equação (4.45)

$$R_p = \frac{t}{k_w} \quad (4.45)$$

É calculado  $U$  a partir da equação (4.46).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + R_{f,h} + R_{f,c} + R_p \quad (4.46)$$

É calculado  $LMTD$  a partir da equação (4.16) e selecionado um  $F_t$  a partir do ANEXO E.

Sendo necessário um valor de número de unidades de transferência, (NTU pelas suas siglas em inglês- Number of Transfer Units), para retirar um  $F_t$ , é feita uma aproximação através da equação (4.47).

$$NTU = \frac{T_{in} - t_{in}}{LMTD} \quad (4.47)$$

A dedução da equação (4.47) encontra-se no APÊNDICE G.

Para o cálculo de  $A_{nec}$  é necessário calcular  $\dot{Q}$  a partir da equação (4.18). Por fim é calculado  $A_{nec}$  a partir da equação (4.26).

### 4.3.3. Recálculo dos valores arbitrados

Uma vez calculada a área é necessário fazer o recálculo do  $Re_{De,c,arb}$  e  $Re_{De,h,arb}$ .

Sendo a solução construtiva idêntica para ambos os escoamentos, é efetuado o mesmo procedimento de cálculo para a análise de cada um dos fluidos de trabalho. Será tomado, para efeito de exemplo, o fluido frio.

É calculada a área do canal,  $A_x$ , a partir da equação (4.48)

$$A_x = b \times W_p \quad (4.48)$$

em que  $W_p$  é a largura da placa.

O número de placas permutadoras de calor,  $n_{plp}$ , é calculado a partir da equação (4.49)

$$n_{plp} = \frac{A_{nec}}{A_{eff}} \quad (4.49)$$

em que  $A_{eff}$  é a área efetiva da placa.

O termo  $A_{eff}$  deve ser obtido através do fornecedor de permutadores. No caso de não poder ser fornecido este termo também pode ser aproximado através da equação (4.51),

$$A_{eff} = L_p \times W_p \times \phi \quad (4.50)$$

em que  $L_p$  é o comprimento da placa. Estes termos podem ser calculados a partir do APÊNDICE H.

O número de placas total,  $n_{pl}$ , é calculado a partir da equação (4.51).

$$n_{pl} = n_{plp} + 2 \quad (4.51)$$

É calculado o número de canais associados à passagem do fluido,  $n_{ch}$ , a partir da equação (4.52)

$$n_{ch} = \frac{n_{pl} - 1}{n_{pass}} \quad (4.52)$$

em que  $n_{pass}$  é o número de passagens do fluido no permutador de placas.

O caudal mássico por canal,  $\dot{m}_{ch}$ , é calculado a partir da equação (4.53)

$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{m}}{n_{ch}} \quad (4.53)$$

Por fim o  $Re_D$  é calculado a partir da equação (4.54)

$$Re_{De,c} = \frac{\dot{M}_{ch} \times D_e}{A_x \times \mu} \quad (4.54)$$

Este  $Re_{De,c}$  é comparado com  $Re_{De,c,arb}$ , sendo o requisito apresentado na equação (4.55).

$$|Re_{De,c} - Re_{De,c,arb}| < 10^{-6} \quad (4.55)$$

Caso a condição da equação (4.55) não seja satisfeita é iniciado um novo processo em que  $Re_{De,c,arb} = Re_{De,c}$ . É efetuado o mesmo procedimento para a verificação de  $Re_{De,h,arb}$ .

Também neste modelo é do interesse obter um valor mínimo para o parâmetro da equação (4.24). Sendo  $A_{real}$  dado pela equação (4.56).

$$A_{real} = A_{eff} \times n_{plp} \quad (4.56)$$

Um fluxograma do processo iterativo está disponibilizado no APÊNDICE I.



## 5. VALIDAÇÃO DA FERRAMENTA DE APOIO À SELEÇÃO DE PERMUTADORES DE CALOR

### 5.1. Permutador de tubos concêntricos

Utilizando os dados de entrada do exemplo 5.5 de E. Cao (2010) [24], no qual foi baseado o método de *design*.

**Tabela 5.1.** Regime e propriedades físicas dos fluidos

	Fluido quente	Fluido frio
<b>Nome do fluido</b>	Solvente	Etilenoglicol
<b>Caudal mássico [<math>kg/s</math>]</b>	0.8	-
<b>Gama de temperatura [<math>^{\circ}C</math>]</b>	40 $\rightarrow$ 30	5 $\rightarrow$ 25
<b>Calor específico [<math>J/kg \times K</math>]</b>	1922	2340
<b>Viscosidade dinâmica [<math>Pa \times s</math>]</b>	$9.5 \times 10^{-4}$	$2.4 \times 10^{-2}$
<b>Número de Prandtl</b>	-	-
<b>Densidade [<math>kg/m^3</math>]</b>	790	1010
<b>Condutividade térmica [<math>W/m \times K</math>]</b>	0.187	0.26

Tabela 5.2. Outros dados necessários

$L$ [m]	6
Velocidade do fluido no tubo interior [m/s]	1
Tamanho do tubo externo [in]	2
Fluido a escoar no tubo interior	Quente
$R_{f,i}$ [m <sup>2</sup> × K/W]	0.00025
$R_{f,o}$ [m <sup>2</sup> × K/W]	0.00025

Tabela 5.3 Resultados finais

	Resultados E. Cao (2010) [24]	Resultados ferramenta	Erro [%]
1- $Re_d$	30560	30589	0.09
2- $Re_D$	394	413	4.82
3- $h_{io}$ [W/m <sup>2</sup> × K]	839	992	18.24
4- $h_o$ [W/m <sup>2</sup> × K]	156	160	2.56
5- $U$ [W/m <sup>2</sup> × K]	124	127	2.42
6- $T_w$ [°C]	32	31.87	0.41
7- $A_{nec}$ [m <sup>2</sup> ]	6.36	6.19	2.67

## 5.2. Permutador de carcaça e tubos

### 5.2.1. Caso de validação 1

Utilizando os dados de entrada do exemplo 5.5 de E. Cao (2010) [24], no qual foi baseado o método de *design*.

Tabela 5.4. Regime e propriedades físicas dos fluidos

	Fluido quente	Fluido frio
Nome do fluido	Metanol	Água de arrefecimento
Caudal mássico [ $kg/s$ ]	33.33	-
Gama de temperatura [ $^{\circ}C$ ]	65 $\rightarrow$ 30	25 $\rightarrow$ 40
Calor específico [ $J/kg \times K$ ]	2508	4180
Viscosidade dinâmica [ $Pa \times s$ ]	$4 \times 10^{-4}$	$8.2 \times 10^{-4}$
Número de Prandtl	-	-
Densidade [ $kg/m^3$ ]	800	1000
Condutividade térmica [ $W/m \times K$ ]	0.21	0.74

Tabela 5.5. Solução construtiva do permutador de carcaça e tubos

Layout dos tubos	Triangular
$d_i$ [ $m$ ]	0.0147
$d_o$ [ $m$ ]	0.01905
$B$ [ $m$ ]	0.3
$p_t$ [ $m$ ]	0.0254
$L$ [ $m$ ]	6
$N_s$	2

Tabela 5.6. Outros dados necessários

<b>Fluido a escoar na carcaça</b>	Quente
$v_{arb,i}$ [m/s]	2
$U_{arb}$ [W/m <sup>2</sup> × K]	450
$R_{f,i}$ [m <sup>2</sup> × K/W]	0.00025
$R_{f,o}$ [m <sup>2</sup> × K/W]	0.00025

Tabela 5.7. Resultados finais

	<b>Resultados E. Cao (2010) [24]</b>	<b>Resultados ferramenta</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>1-<math>Re_d</math></b>	20000	40400	102.00
<b>2-<math>Re_s</math></b>	32367	29635	8.44
<b>3-<math>h_{io}</math> [W/m<sup>2</sup> × K]</b>	4126	8467	105.21
<b>4-<math>h_s</math> [W/m<sup>2</sup> × K]</b>	1987	1943	2.21
<b>5-<math>U</math> [W/m<sup>2</sup> × K]</b>	802	801	0.12
<b>6-<math>T_w</math> [°C]</b>	35.5	38	7.04
<b>7-<math>N_t</math></b>	492	488	0.81
<b>8-<math>A_{nec}</math> [m<sup>2</sup>]</b>	358	354	1.12

### 5.2.1. Caso de validação 2

Devido ao elevado erro percentual de algum dos parâmetros calculados no caso de validação 1, será utilizado um problema deste autor de forma a reforçar a validação da ferramenta

Utilizando os dados do exemplo 9.1 e exemplo 9.2 de S. Kakaç et al (2012) [14].



Tabela 5.8. Regime e propriedades físicas dos fluidos

	Fluido quente	Fluido frio
Nome do fluido	Água condensada	Água
Caudal mássico [ $kg/s$ ]	13.89	8.34
Gama de temperatura [ $^{\circ}C$ ]	67 → -	17 → 40
Calor específico [ $J/kg \times K$ ]	4185	4179
Viscosidade dinâmica [ $Pa \times s$ ]	$4.67 \times 10^{-4}$	$8.2 \times 10^{-4}$
Número de Prandtl	3	5.65
Densidade [ $kg/m^3$ ]	983.2	996.8
Condutividade térmica [ $W/m \times K$ ]	0.652	0.61

Tabela 5.9. Solução construtiva do permutador de carcaça e tubos

Layout dos tubos	Quadrangular
$d_i$ [ $m$ ]	0.016
$d_o$ [ $m$ ]	0.01905
$B$ [ $m$ ]	0.2
$p_t$ [ $m$ ]	0.0254
$L$ [ $m$ ]	3.54
$N_s$	1

Tabela 5.10. Outros dados necessários

<b>Fluido a escoar na carcaça</b>	Quente
$v_{arb,i}$ [m/s]	1
$U_{arb}$ [ $W/m^2 \times K$ ]	1000
$R_{f,i}$ [ $m^2 \times K/W$ ]	0.000176
$R_{f,o}$ [ $m^2 \times K/W$ ]	0.000176

Tabela 5.11. Resultados finais

	S. Kakaç et al (2012) [14]	Resultados ferramenta	Erro [%]
<b>1-<math>Re_d</math></b>	13049.9	13059.4	0.07
<b>2-<math>Re_s</math></b>	36534	36962	1.17
<b>3-<math>h_{io}</math> [<math>W/m^2 \times K</math>]</b>	3019.8	3015.7	0.14
<b>4-<math>h_s</math> [<math>W/m^2 \times K</math>]</b>	4361.3	4411.4	1.15
<b>5-<math>U</math> [<math>W/m^2 \times K</math>]</b>	1028.2	1029.3	0.11
<b>6-<math>T_w</math> [°C]</b>	44.25	46.77	5.69
<b>7-<math>N_t</math></b>	124	124	0.00
<b>8-<math>A_{nec}</math> [<math>m^2</math>]</b>	26.2	26.3	0.38

### 5.3. Permutador de placas com ângulos de Chevron

Utilizando os dados de entrada do artigo M. A. Mehrabian (2009) [28], no qual foi baseado o método de *design*.

**Tabela 5.12.** Regime e propriedades físicas para um exemplo ilustrativo(adaptado [28]).

	<b>Fluido quente</b>	<b>Fluido frio</b>
<b>Nome do fluido</b>	Água de processo	Água de arrefecimento
<b>Caudal mássico [<math>kg/s</math>]</b>	59.71	59.71
<b>Gama de temperatura [<math>^{\circ}C</math>]</b>	60 $\rightarrow$ 20	10 $\rightarrow$ 50
<b>Calor específico [<math>J/kg \times K</math>]</b>	4187	4187
<b>Viscosidade dinâmica [<math>Pa \times s</math>]</b>	$6.5 \times 10^{-4}$	$8 \times 10^{-4}$
<b>Número de Prandtl</b>	4.33	5.44
<b>Densidade [<math>kg/m^3</math>]</b>	989	994
<b>Condutividade térmica [<math>W/m \times K</math>]</b>	0.629	0.616

**Tabela 5.13.** Outros dados necessários para um exemplo ilustrativo(adaptado [28]).

<b><math>R_{f,h}</math> [<math>m^2 \times K/W</math>]</b>	$3 \times 10^{-5}$
<b><math>R_{f,c}</math> [<math>m^2 \times K/W</math>]</b>	$1.5 \times 10^{-5}$
<b><math>F_t</math></b>	0.876
<b>Número de Reynolds arbitrado do fluido quente</b>	4000
<b>Número de Reynolds arbitrado do fluido frio</b>	3000

**Tabela 5.14.** Solução construtiva da placa para um exemplo ilustrativo(adaptado [28]).

<b>Dimensões gerais da placa</b>	1740 mm × 550 mm
$A_{eff} [m^2]$	0.752
<b>Ângulo de Chevron</b>	45°
$p [m]$	0.0035
$t [m]$	0.0006
$\phi$	1.17
<b>Disposição do escoamento</b>	2 passagem/2passagem
$D_p [m]$	0.15
$w_p [m]$	0.5
$L_p [m]$	1.5

**Tabela 5.15.** Resultados finais.

	<b>Resultados M. A. Mehrabian (2009) [28]</b>	<b>Resultados ferramenta</b>	<b>Erro [%]</b>
<b>1-<math>Re_h</math></b>	3664	3630	0.93
<b>2-<math>Re_c</math></b>	2977	2967	0.34
<b>3-<math>h_h [W/m^2 \times K]</math></b>	14230.85	14149.92	0.9
<b>4-<math>h_c [W/m^2 \times K]</math></b>	13094.24	13070.81	0.16
<b>5-<math>U [W/m^2 \times K]</math></b>	4412	4401	0.34
<b>6-<math>A_{nec} [m^2]</math></b>	258.7207	259.3345	0.35

## **6. CONCLUSÕES**

### **6.1. Conclusões gerais**

Face aos resultados obtidos podemos observar que a ferramenta obteve resultados satisfatórios nos métodos de dimensionamento de permutadores de tubos concêntricos em grampo e permutadores de placas com ângulo de Chevron.

No método de dimensionamento de permutadores de carcaça e tubos os resultados não foram os esperados devido às razões seguintes.

No caso de validação 1, as tabelas de contagem de tubos utilizadas foram diferentes face às utilizadas pelo autor, isto levou a diferentes quantidades de tubo por passagem, resultando em diferentes velocidades e diferentes números de Reynolds. Outra razão será que E. Cao (2010) [24] não utiliza resultados da iteração anterior para iniciar uma nova iteração, a solução utilizada para reduzir a área de permuta é a redução do número de passagens e da velocidade de escoamento do fluido no interior dos tubos. A última razão para esta diferença nos resultados é devido ao uso de diferentes correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção. Ainda assim, não sendo possível obter os mesmos valores, a ferramenta, conforme a contagem de tubo disponibilizada, convergiu para a mesma área de permuta necessária.

No caso de validação 2, as tabelas de contagem de tubos utilizadas foram iguais às utilizadas pelo autor, isto resultou em resultados mais satisfatórios aquando comparados com o caso de validação 1.

De um modo geral pode afirmar que esta ferramenta pode prover uma solução construtiva estimada para o caso em que vai ser aplicado, podendo auxiliar à seleção do tipo de permutador mais adequado.

### **6.2. Perspetivas de trabalho futuro**

Como trabalho sugere-se a implementação da possibilidade de cálculo das perdas de carga associadas a cada tipo de permutador abordado pela ferramenta desenvolvida. A adição deste módulo à ferramenta possibilita verificar o impacto que a

adição de um permutador irá ter no sistema em estudo e, caso seja necessário, possibilita o cálculo da potência de bombagem a adicionar à instalação.

No dimensionamento do permutador de carcaça e tubos apenas se admitiu um tipo de solução construtiva, era interessante o dimensionamento de outros tipos de construção para comparação entre si. Isto iria permitir uma escolha mais ajustada à situação em estudo. O método utilizado para o dimensionamento não é o mais preciso, visto que efetua o dimensionamento sem ter em conta os escoamentos suplementares que existem na carcaça, isto podia ser melhorado através da implementação de um método mais abrangente, nomeadamente o método de Bell-Dellaware, com as equações de Taborek.

Numa perspetiva de análise económica, a adição de um módulo empírico para cálculo dos custos associados ao ciclo de vida e manutenção torna possível o estudo benefícios do permutador versus os custos inerentes ao mesmo.

Uma limitação desta ferramenta é que não permite o dimensionamento de permutadores com mudança de fase. Com a adição desta característica seria possível aproveitar o calor latente e aumentar a potência térmica recuperada. Seria necessário ter em conta a formação de ácidos presentes nos gases de exaustão e o aumento de robustez do equipamento.

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] H. Jouhara e A. G. Olabi, «Editorial: Industrial waste heat recovery», *Energy*, vol. 160, pp. 1–2, Out. 2018.
- [2] J. Malinauskaite, H. Jouhara, L. Ahmad, M. Milani, L. Montorsi, e M. Venturelli, «Energy efficiency in industry: EU and national policies in Italy and the UK», *Energy*, vol. 172, pp. 255–269, Abr. 2019.
- [3] «Energy Pro3: The Economic Impact of Energy Efficiency Investments in the Southeast», 2013.
- [4] «Observatório da Energia | Observatório da Energia». [Em linha]. Disponível em: <https://www.observatoriodaenergia.pt/pt>. [Acedido: 21-Mar-2019].
- [5] Direção Geral de Energia e Geologia, «2016 ENERGIA em Portugal», 2016.
- [6] M. Papapetrou, G. Kosmadakis, A. Cipollina, U. La Commare, e G. Micale, «Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 138, n. February, pp. 207–216, Jun. 2018.
- [7] E. Woolley, Y. Luo, e A. Simeone, «Industrial waste heat recovery: A systematic approach», *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 29, n. July, pp. 50–59, Out. 2018.
- [8] «Projeto EcoTermIP», 2017.
- [9] «Grupo ISQ - Indústria • Tecnologia • Inovação». [Em linha]. Disponível em: <https://www.isq.pt/>. [Acedido: 20-Mar-2019].
- [10] A. Firth, B. Zhang, e A. Yang, «Quantification of global waste heat and its environmental effects», *Appl. Energy*, vol. 235, n. October 2018, pp. 1314–1334, Fev. 2019.
- [11] «Waste Heat Recovery: Technology Opportunities in the U.S. Industry», 2008.
- [12] H. Jouhara, N. Khordehghah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, e S. A. Tassou, «Waste heat recovery technologies and applications», *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 6, n. January, pp. 268–289, 2018.
- [13] Y. A. Çengel, *Heat Transfer, A Practical Approach*, 2.<sup>a</sup> ed. McGraw-Hill, 2002.
- [14] S. Kakaç, H. Liu, e A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and*

- Thermal Design*, 3rd ed. CRC Press, 2012.
- [15] T. Varzakas, *Food Engineering Handbook*, vol. 20143733. CRC Press, 2014.
- [16] V. Kumar, A. K. Tiwari, e S. K. Ghosh, «Effect of chevron angle on heat transfer performance in plate heat exchanger using ZnO/water nanofluid», *Energy Convers. Manag.*, vol. 118, pp. 142–154, Jun. 2016.
- [17] B. Zohuri, *Compact Heat Exchangers*, vol. 3. Cham: Springer International Publishing, 2017.
- [18] A. Cavallini, «Heat transfer and heat exchangers», em *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, n. d, Elsevier, 2017, pp. 397–470.
- [19] C. R. Wilson, «Modern boiler economisers—development and applications», *J. Heat Recover. Syst.*, vol. 2, n. 2, pp. 209–225, Jan. 1982.
- [20] D. MANNAN, *Pressure system design*. 2007.
- [21] A. Faghri, «Heat Pipes: Review, Opportunities and Challenges», *Front. Heat Pipes*, vol. 5, n. 1, 2014.
- [22] H. Jouhara, A. Chauhan, T. Nannou, S. Almahmoud, B. Delpech, e L. C. Wrobel, «Heat pipe based systems - Advances and applications», *Energy*, vol. 128, pp. 729–754, Jun. 2017.
- [23] «Thermal Management Technologies & Solutions | Heat Pipe Manufacturer & Suppliers». [Em linha]. Disponível em: <https://www.1-act.com/>. [Acedido: 29-Abr-2019].
- [24] E. Cao, *HEAT TRANSFER IN PROCESS ENGINEERING*. McGraw-Hill, 2010.
- [25] R. Mukherjee, «Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers», *Chem. Eng. Prog.*, pp. 1–17, 1998.
- [26] C. Pereira, «Seleção ótima do evaporador para um sistema de cogeração a biomassa», Universidade de Coimbra, 2017.
- [27] Y. Ali Kara e Ö. Güraras, «A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 24, n. 13, pp. 1797–1805, Set. 2004.
- [28] M. A. Mehrabian, «Construction, performance, and thermal design of plate heat exchangers», *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E J. Process Mech. Eng.*, vol. 223, n. 3, pp. 123–131, Ago. 2009.
- [29] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, A. S. Lavine, e T. L. Bergman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed. Wiley, 2008.



- [30] F. A. S. Mota, E. P. Carvalho, e M. A. S. S. Ravagnani, «Modeling and Design of Plate Heat Exchanger», em *Heat Transfer Studies and Applications*, InTech, 2015.



## ANEXO A

**Tabela 1.** Combinações comuns de tubos para permutadores de calor de tubos concêntricos em grampo (adaptado de[24])

Dimensões em polegadas						
$\phi$ Tubo externo			$\phi$ Tubo interno			
2	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$			
$2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$			
3	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	
4	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	3



## ANEXO B

**Tabela 1.** Contagem de tubos para layout triangular [14]

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>3/4-in. OD tubes on 1-in. triangular pitch</i>					
8	37	30	24	24	
10	61	52	40	36	
12	92	82	76	74	70
13 ¼	109	106	86	82	74
15 ¼	151	138	122	118	110
17 ¼	203	196	178	172	166
19 ¼	262	250	226	216	210
21 ¼	316	302	278	272	260
23 ¼	384	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	508
31	745	728	678	666	640
33	856	830	774	760	732
35	970	938	882	864	848
37	1074	1044	1012	986	870
39	1206	1176	1128	1100	1078
<i>1-in. OD tubes on 1 1/4-in. triangular pitch</i>					
8	21	16	16	14	
10	32	32	26	24	
12	55	52	48	46	44
13 ¼	68	66	58	54	50
15 ¼	91	86	80	74	72
17 ¼	131	118	106	104	94
19 ¼	163	152	140	136	128
21 ¼	199	188	170	164	160
23 ¼	241	232	212	212	202
25	294	282	256	252	242
27	349	334	302	296	286
29	397	376	338	334	316
31	472	454	430	424	400
33	538	522	486	470	454
35	608	592	562	546	532
37	674	664	632	614	598
39	766	736	700	688	672

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>3/4-in. OD tubes on 15/16-in. triangular pitch</i>					
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13 ¼	127	114	96	90	86
15 ¼	170	160	140	136	128
17 ¼	239	224	194	188	178
19 ¼	301	282	252	244	234
21 ¼	361	342	314	306	290
23 ¼	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	1004	988	958
37	1240	1200	1144	1104	1072
39	1377	1330	1258	1248	1212
<i>1 1/2-in. OD tubes on 1 7/8-in. triangular pitch</i>					
12	18	14	14	12	12
13 ¼	27	22	18	16	14
15 ¼	26	34	32	30	27
17 ¼	48	44	42	38	36
19 ¼	61	58	55	51	48
21 ¼	76	78	70	66	61
23 ¼	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

---

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>1 1/4-in. OD tubes on 9/16-in. triangular pitch</i>					
10	20	18	14		
12 ¼	32	30	26	22	20
13 ¼	38	36	32	28	26
15 ¼	54	51	45	42	38
17 ¼	69	66	62	58	54
19 ¼	95	91	86	78	69
21 ¼	117	112	105	101	95
23 ¼	140	136	130	123	117
25	170	164	155	150	140
27	202	196	185	179	170
29	235	228	217	212	202
31	275	270	255	245	235
33	315	305	297	288	275
35	357	348	335	327	315
37	407	390	380	374	357
39	449	436	425	419	407

---





## ANEXO C

**Tabela 1.** Contagem de tubos para layout quadrangular [14]

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>3/4-in. OD tubes on 1-in. square pitch</i>					
8	32	26	20	20	
10	52	52	40	36	
12	81	76	68	68	60
13 ¼	97	90	82	76	70
15 ¼	137	124	116	108	108
17 ¼	177	166	158	150	142
19 ¼	224	220	204	192	188
21 ¼	277	270	246	240	234
23 ¼	341	324	308	302	292
25	413	394	370	356	346
27	481	460	432	420	408
29	553	526	480	468	456
31	657	640	600	580	560
33	749	718	688	676	648
35	845	824	780	766	748
37	934	914	886	866	838
39	1049	1024	982	968	948
<i>1-in. OD tubes on 1 1/4-in. square pitch</i>					
8	21	16	14		
10	32	32	26	24	
12	48	45	40	38	36
13 ¼	61	56	52	48	44
15 ¼	81	76	68	68	64
17 ¼	112	112	96	90	82
19 ¼	138	132	128	122	116
21 ¼	177	166	158	152	148
23 ¼	213	208	192	184	184
25	260	252	238	226	222
27	300	288	278	268	260
29	341	326	300	294	286
31	406	398	380	368	358
33	465	460	432	420	414
35	522	518	488	484	472
37	596	574	562	544	532
39	665	644	624	612	600

Shell ID (in.)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<i>1 1/2-in. OD tubes on 1 7/8-in. square pitch</i>					
12	16	16	12	12	
13 ¼	22	22	16	16	
15 ¼	29	29	24	24	22
17 ¼	29	39	34	32	29
19 ¼	50	48	45	43	39
21 ¼	62	60	57	54	50
23 ¼	78	74	70	66	62
25	94	90	86	84	78
27	112	108	102	98	94
29	131	127	120	116	112
31	151	146	141	138	131
33	176	170	164	160	151
35	202	196	188	182	176
37	224	220	217	210	202
39	252	246	237	230	224
<i>1 1/4-in. OD tubes on 1 9/16-in. square pitch</i>					
10	16	12	10		
12	30	24	22	16	16
13 ¼	32	30	30	22	22
15 ¼	44	40	37	35	31
17 ¼	56	53	51	48	44
19 ¼	78	73	71	64	56
21 ¼	96	90	86	82	78
23 ¼	127	112	106	102	96
25	140	135	127	123	115
27	166	160	151	146	140
29	193	188	178	174	166
31	226	220	209	202	193
33	258	252	244	238	226
35	293	287	275	268	258
37	334	322	311	304	293
39	370	362	348	342	336

## ANEXO D

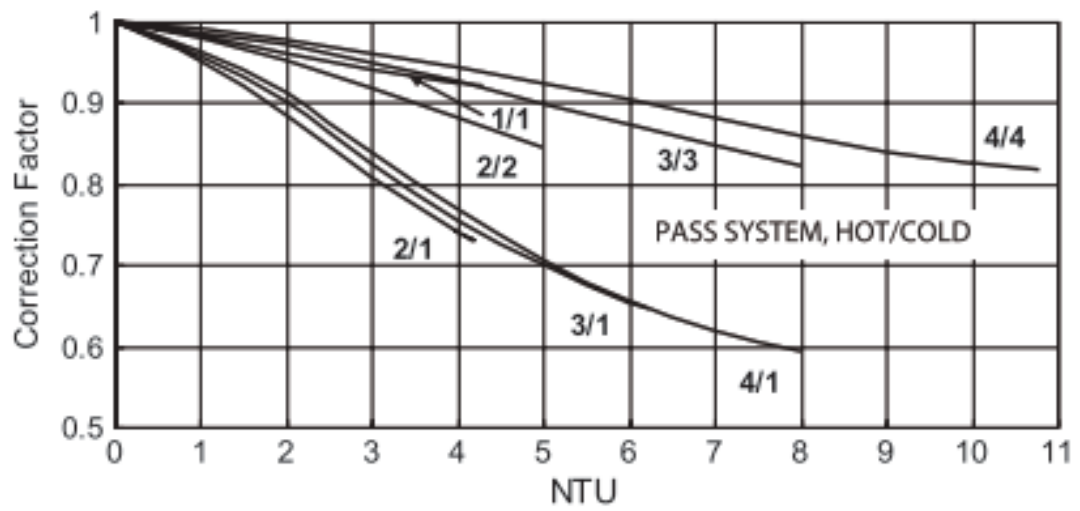
**Tabela 1.** Constantes para permuta de calor sem mudança de fase e perdas de carga [28]

Chevron angle	Heat transfer			Pressure loss		
	$Re$	$C_h$	$y$	$Re$	$K_p$	$z$
$\leq 30^\circ$	$\leq 10$	0.718	0.349	$< 10$	50	1
	$> 10$	0.348	0.663	10–100	19.40	0.589
				$> 100$	2.990	0.183
$45^\circ$	$< 10$	0.718	0.349	$< 15$	47	1
	10–100	0.400	0.598	15–300	18.29	0.652
	$> 100$	0.300	0.663	$> 300$	1.441	0.206
$50^\circ$	$< 20$	0.630	0.333	$< 20$	34	1
	20–300	0.291	0.591	20–300	11.25	0.631
	$> 300$	0.130	0.732	$> 300$	0.772	0.161
$60^\circ$	$< 20$	0.562	0.326	$< 40$	24	1
	20–400	0.306	0.529	40–400	3.24	0.457
	$> 400$	0.108	0.703	$> 400$	0.760	0.215
$\geq 65^\circ$	$< 20$	0.562	0.326	$< 50$	24	1
	20–500	0.331	0.503	50–500	2.80	0.451
	$> 500$	0.087	0.718	$> 500$	0.639	0.213



## ANEXO E

**Tabela 1.** Fatores de correção de  $\Delta T_{ml}$  para permutadores de múltiplas passagens [28]





## APÊNDICE A

Tabela 1 Diâmetro interno e externo de tubos com diferentes calibres

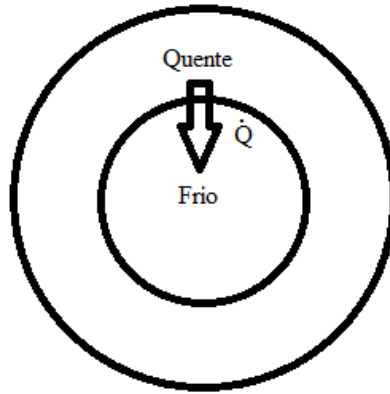
<b>Calibre [<i>in</i>]</b>	<b>Diâmetro interno [<i>m</i>]</b>	<b>Diâmetro externo [<i>m</i>]</b>
0.75	0.02667	0.02083
1	0.03340	0.02667
1.25	0.04216	0.03505
1.5	0.04826	0.04089
2	0.06032	0.05258
2.5	0.07302	0.06274
3	0.08890	0.07798





## APÊNDICE B

Neste anexo são deduzidas a equação (4.13) e a equação (4.14) em que  $\dot{Q}$  é a potência térmica,  $A$  é a área permutadora de calor,  $R_{f,o}$  é o fator de incrustação do fluido que circula no tubo exterior,  $h_o$  é o coeficiente de convecção de calor do fluido que circula no tubo exterior,  $T$  é a temperatura média do fluido quente,  $T_w$  é a temperatura da parede,  $d_o$  é o diâmetro exterior do tubo interior,  $d_i$  é o diâmetro interno do tubo interior,  $R_{f,i}$  é o fator de incrustação do fluido que circula no tubo interior,  $h_{io}$  é o coeficiente de convecção de calor referente à área exterior do tubo interior e  $t$  é a temperatura média do fluido frio.

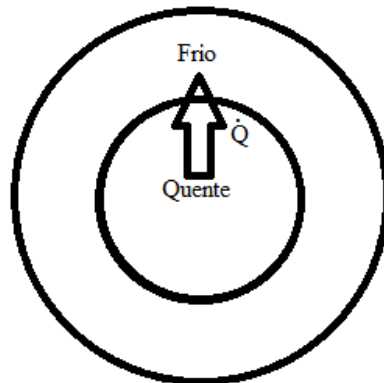


**Figura 1.** Exemplo de permuta de calor entre fluidos em permutadores de tubos concêntricos

O balanço de energia que resulta da Figura 1 é o seguinte:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}}{A} &= \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \times (T - T_w) = \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right)^{-1} \times (T_w - t) \\ &\Leftrightarrow (T - T_w) \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) = (T_w - t) \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) \\ &\Leftrightarrow T \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) - T_w \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) \\ &\quad = T_w \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) - t \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) \\ &\Leftrightarrow T_w \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) + T_w \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) \\ &\quad = T \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) + t \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) \\ &\Leftrightarrow T_w \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) = T \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) + t \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) \end{aligned}$$

$$\Leftrightarrow T_w = \frac{T \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) + t \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right)}{\frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}}$$



**Figura 2.** Exemplo de permuta de calor entre fluidos em permutadores de tubos concêntricos

O balanço de energia que resulta da Figura 2 é o seguinte:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}}{A} &= \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \times (T_w - t) = \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right)^{-1} \times (T - T_w) \\ \Leftrightarrow (T_w - t) \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) &= (T - T_w) \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) \\ \Leftrightarrow T_w \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) - t \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) &= T \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) - T_w \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) \\ \Leftrightarrow T_w \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) + T_w \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) &= T \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) + t \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) \\ \Leftrightarrow T_w \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) &= T \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) + t \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right) \\ \Leftrightarrow T_w &= \frac{T \times \left( R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right) + t \times \left( \frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} \right)}{\frac{d_o}{d_i} \times R_{f,i} + \frac{1}{h_{io}} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}} \end{aligned}$$

## APÊNDICE C

A equação primitiva que relaciona o coeficiente global de transferência de calor com a área de transferência de calor, é fornecida por F. P. Incropera et al (2008) [29]. No entanto, para o processo de dimensionamento esta foi desenvolvida até à obtenção da equação que fornece apenas o coeficiente global de transferência de calor através da superfície exterior.

$$U \times A = U_i \times A_i = U_o \times A_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2 \times \pi \times k_w \times L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o \times A_o}}$$

Ambos os coeficientes globais de calor,  $U_i$  e  $U_o$ , podem ser usados. Como os tubos dos permutadores de calor são normalizados pelo seu diâmetro exterior é costume utilizar o  $U_o$ . Para questões de simplificação este termo passará a ser referido apenas como  $U$ .

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i \times A_i} + \frac{A_o \times R_{fi}}{A_i} + \frac{A_o \times \ln(d_o/d_i)}{2 \times \pi \times k_w \times L} + \frac{A_o \times R_{fo}}{A_o} + \frac{A_o}{h_o \times A_o}}$$

Sabendo que  $A_o = \pi \times d_o \times l$  e  $A_i = \pi \times d_i \times l$

$$\Leftrightarrow U = \frac{1}{\frac{\pi \times d_o \times l}{h_i \times \pi \times d_i \times l} + \frac{\pi \times d_o \times l \times R_{fi}}{\pi \times d_i \times l} + \frac{\pi \times d_o \times l \times \ln(d_o/d_i)}{2 \times \pi \times k_w \times L} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}}$$

$$\Leftrightarrow U = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i \times d_i} + \frac{d_o \times R_{fi}}{d_i} + \frac{d_o \times \ln(d_o/d_i)}{2 \times k_w} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}}$$



# APÊNDICE D

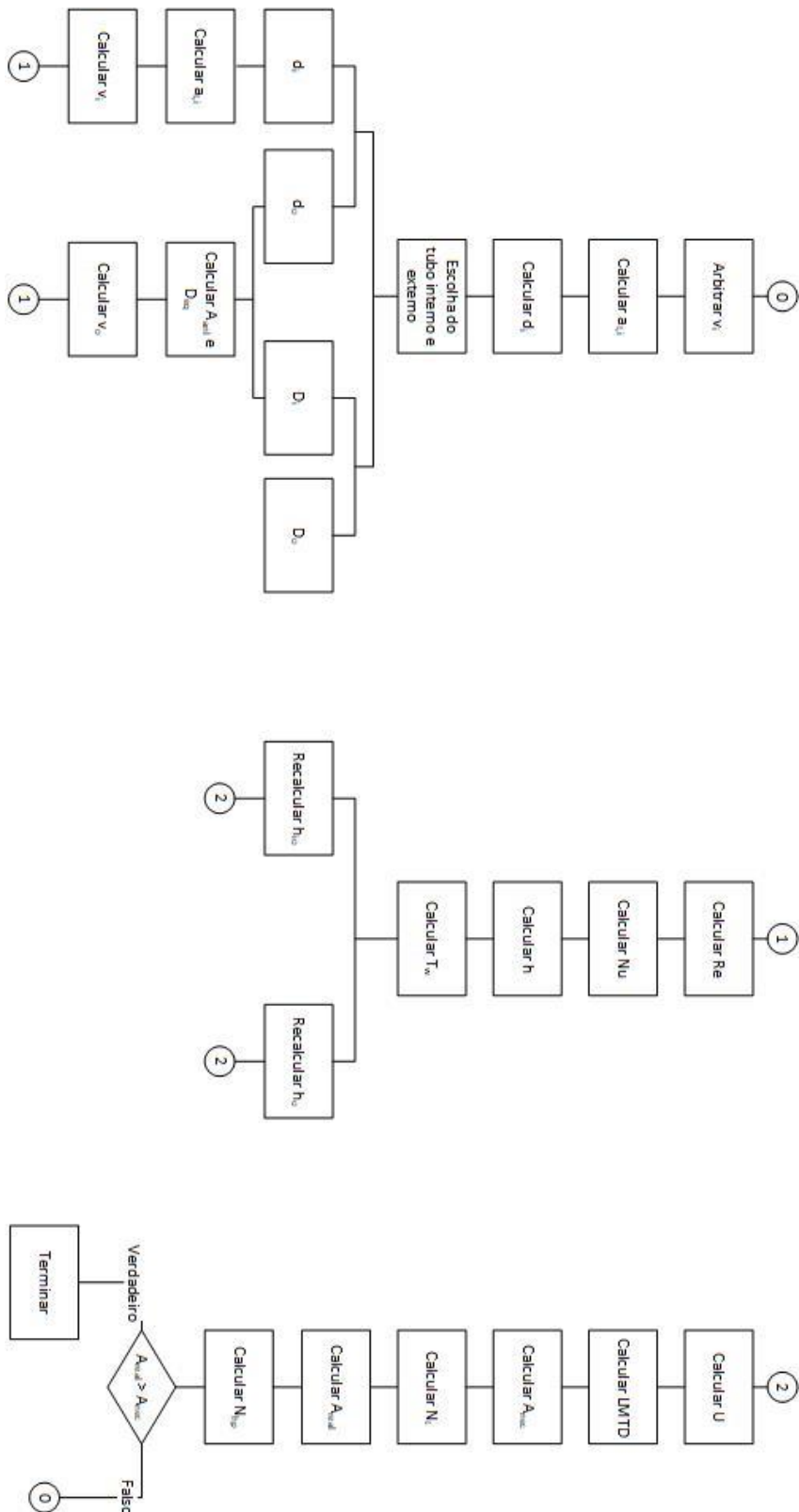


Figura 1. Estrutura do modelo de *design* de permutadores de tubos concêntricos em grampo



## APÊNDICE E

**Tabela 1.** Valor aproximado de coeficientes globais de transmissão de calor (adaptado de [14])

Fluído	$U \left( \frac{W}{m^2 \times K} \right)$
Água-Água	1300-2500
Amoníaco-Água	1000-2500
Gases-Água	10-250
Água-Ar comprimido	50-170
Água-Óleo lubrificante	110-340
Orgânicos leves ( $\mu < 5 \times 10^{-4} Pa \cdot s$ )-Água	370-750
Orgânicos médios ( $5 \times 10^{-4} Pa \cdot s < \mu < 10 \times 10^{-4} Pa \cdot s$ )-Água	240-650
Orgânicos pesados ( $\mu > 10 \times 10^{-4} Pa \cdot s$ )-Água	25-400
Vapor-Água	2200-3500
Vapor-Amoníaco	1000-3400
Vapor-Gases	25-240
Vapor- Orgânicos leves	490-1000
Vapor- Orgânicos médios	250-500
Vapor- Orgânicos pesados	30-300
Orgânicos leves-Orgânicos leves	200-350
Orgânicos médios-Orgânicos médios	100-300
Orgânicos pesados-Orgânicos pesados	50-200
Orgânicos leves-Orgânicos pesados	50-200
Orgânicos pesados-Orgânicos leves	150-300





# APÊNDICE F

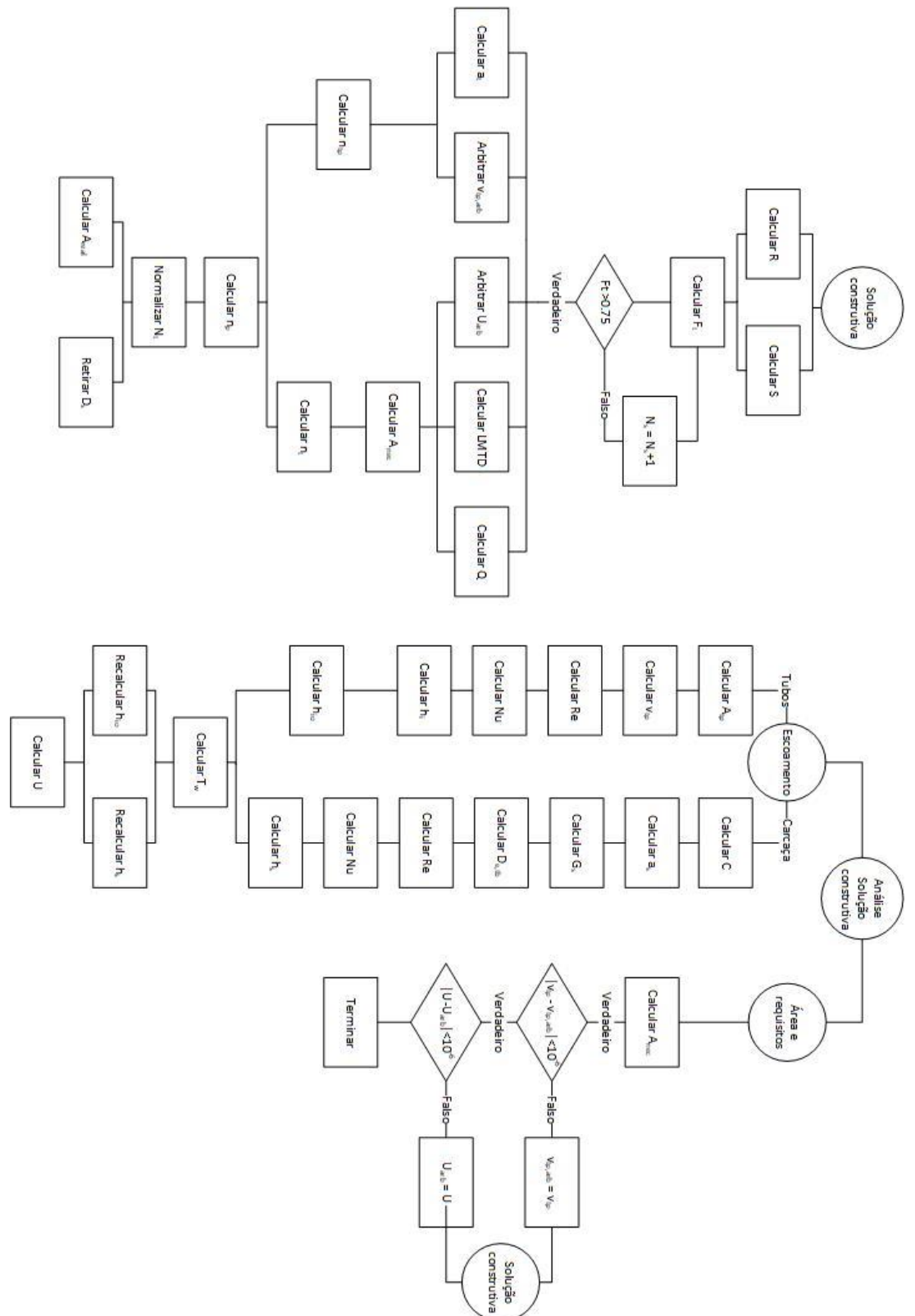


Figura .1. Estrutura do modelo de design de permutadores de carcaça e tubos



## APÊNDICE G

Neste anexo são deduzidas a equação (4.47) em que  $\dot{Q}$  é a potência térmica,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $A$  é a área de permuta,  $F_t$  é o fator de correção utilizado no cálculo da área necessária,  $LMTD$  é a diferença média logarítmica da temperatura,  $\varepsilon$  é efetividade do permutador,  $C_{min}$  é a taxa de capacidade calorífica,  $T_{in}$  é a temperatura de entrada do fluido quente,  $t_{in}$  é a temperatura de entrada do fluido quente e  $NTU$  é o número de unidades de transferência.

$$\begin{cases} \dot{Q} = U \times A \times F_t \times LMTD \\ \dot{Q} = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \\ NTU = \frac{UA}{C_{min}} \end{cases}$$
$$\begin{aligned} \Leftrightarrow U \times A \times F_t \times LMTD &= \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \\ \Leftrightarrow NTU \times C_{min} \times F_t \times LMTD &= \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \end{aligned}$$

Considerando  $\varepsilon = 1$  e  $F_t$  dependente da configuração do permutador obtemos.

$$NTU \approx \frac{(T_{in} - T_{in})}{LMTD}$$

APÊNDICE

---

## APÊNDICE G

Neste anexo são deduzidas a equação (4.47) em que  $\dot{Q}$  é a potência térmica,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $A$  é a área de permuta,  $F_t$  é o fator de correção utilizado no cálculo da área necessária,  $LMTD$  é a diferença média logarítmica da temperatura,  $\varepsilon$  é efetividade do permutador,  $C_{min}$  é a taxa de capacidade calorífica,  $T_{in}$  é a temperatura de entrada do fluido quente,  $t_{in}$  é a temperatura de entrada do fluido quente e  $NTU$  é o número de unidades de transferência.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q} = U \times A \times F_t \times LMTD \\ \dot{Q} = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \\ NTU = \frac{UA}{C_{min}} \end{array} \right.$$

$$\begin{aligned} &\Leftrightarrow U \times A \times F_t \times LMTD = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \\ &\Leftrightarrow NTU \times C_{min} \times F_t \times LMTD = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \end{aligned}$$

Considerando  $\varepsilon = 1$  e  $F_t$  dependente da configuração do permutador obtemos.

$$NTU \approx \frac{(T_{in} - T_{in})}{LMTD}$$

## APÊNDICE G

Neste anexo são deduzidas a equação (4.47) em que  $\dot{Q}$  é a potência térmica,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $A$  é a área de permuta,  $F_t$  é o fator de correção utilizado no cálculo da área necessária,  $LMTD$  é a diferença média logarítmica da temperatura,  $\varepsilon$  é efetividade do permutador,  $C_{min}$  é a taxa de capacidade calorífica,  $T_{in}$  é a temperatura de entrada do fluido quente,  $t_{in}$  é a temperatura de entrada do fluido quente e  $NTU$  é o número de unidades de transferência.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q} = U \times A \times F_t \times LMTD \\ \dot{Q} = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \\ NTU = \frac{UA}{C_{min}} \end{array} \right.$$

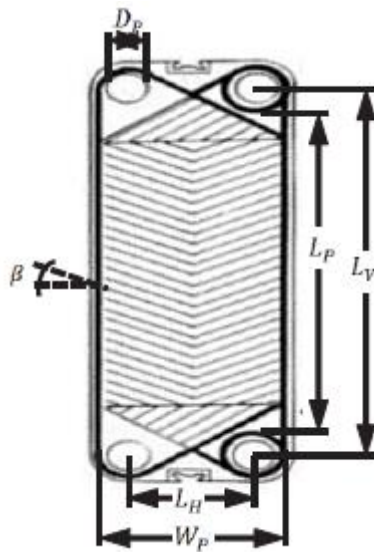
$$\begin{aligned} \Leftrightarrow U \times A \times F_t \times LMTD &= \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \\ \Leftrightarrow NTU \times C_{min} \times F_t \times LMTD &= \varepsilon \times C_{min} \times (T_{in} - T_{in}) \end{aligned}$$

Considerando  $\varepsilon = 1$  e  $F_t$  dependente da configuração do permutador obtemos.

$$NTU \approx \frac{(T_{in} - T_{in})}{LMTD}$$

## APÊNDICE H

Neste apêndice são calculados os termos largura da placa e do comprimento da placa em que  $L_p$  é o comprimento da placa,  $W_p$  é a largura da placa,  $L_V$  é a comprimento entre orifícios,  $L_H$  é a largura entre orifícios e  $D_p$  é o diâmetro da vigia.



**Figura 1.** Esquema de uma placa com ângulos de Chevron[30].

$$L_p \approx L_V - D_p$$

$$W_p \approx L_H + D_p$$



# APÊNDICE I

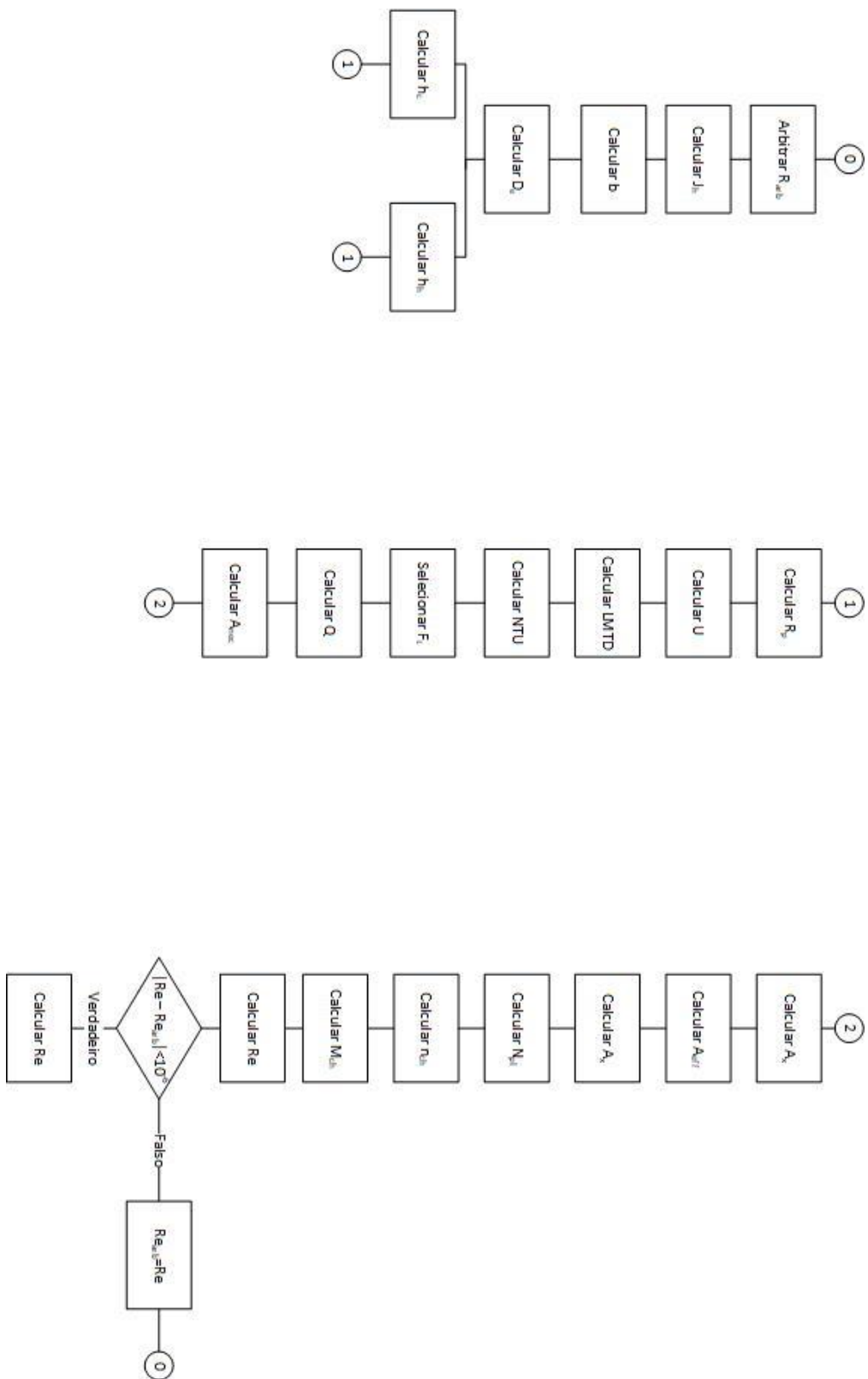


Figura 1. Estrutura do modelo de *design* de permutadores de placas com ângulos de Chevron