



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

António Carlos Guedes Oliveira

Modelação Térmica e Hidrodinâmica de
Escoamentos em Permutadores de Calor



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

António Carlos Guedes Oliveira

Modelação Térmica e Hidrodinâmica de
Escoamentos em Permutadores de Calor

Tese de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação de
Professor Doutor José Carlos Teixeira
Professora Doutora Senhorinha Teixeira

Outubro de 2012

Agradecimentos

Gostaria de expressar os meus sinceros agradecimentos às pessoas que contribuíram para a realização deste trabalho.

Primeiro que tudo, ao Professor José Carlos Teixeira e à Professora Senhorinha Teixeira, por todo o apoio, dedicação e tempo que disponibilizaram para a realização deste trabalho.

À minha família, e em especial a Ana Isabel Pinto, pelo apoio e motivação prestados no decorrer de todo o trabalho.

Ao Júlio Cunha, Ricardo Falcão e Renato Sousa pela dicas preciosas para as simulações.

E claro aos meus amigos e em especial ao Luís Rodrigues, meu fiel companheiro nos momentos mais difíceis do trabalho.

Resumo

Neste trabalho é feita a análise térmica e hidrodinâmica a três permutadores de calor distintos, recorrendo a ferramentas analíticas convencionais e ao software de simulação *CFD*, *ANSYS FLUENT*. De forma a introduzir a temática de permutadores de calor e respetivas metodologias de cálculo, é feita uma abordagem a vários tipos de permutadores de calor e suas aplicações. Passando também pelas características que os definem e balanço de energia. É feito também um estudo sobre trabalhos desenvolvidos por outros autores em casos semelhantes, de forma a que seja possível estabelecer sempre uma comparação com resultados previamente desenvolvidos. O primeiro permutador analisado é um permutador com parede isotérmica. A análise deste primeiro permutador, apesar de incluir um só fluido, é importante pelo facto de possuir uma solução analítica, e assim, é uma boa referência para comparação dos resultados obtidos com o *FLUENT*. O segundo permutador analisado trata-se de um permutador de tubos concêntricos, este permutador já inclui dois escoamentos distintos que interagem termicamente entre si e possibilita assim, o teste de diferentes configurações de fluxo. A terceira análise foi feita a um permutador de tubos e camisa, o estudo deste permutador é de grande interesse, pelo facto de representar cerca de 50% do mercado de permutadores. Além disso envolve um grau de complexidade do escoamento muito superior em relação aos dois primeiros estudos. Por esse motivo a análise *CFD* torna-se mais interessante neste caso por permitir visualizar determinados comportamentos térmicos e hidrodinâmicos indetetáveis com uma análise convencional. Os resultados obtidos foram muito próximos com ambas as metodologias no primeiro permutador analisado. No segundo e terceiro permutador houve uma maior divergência de resultados. Mas ainda assim os desvios apresentam-se dentro da gama de resultados obtidos por outros autores. Neste trabalho as metodologias analíticas convencionais demonstram ser muito úteis na previsão rápida e genérica do comportamento térmico e hidrodinâmico de um permutador. No entanto além de as simulações terem resultados próximos, apresentam uma solução com um nível de detalhe muito superior.

Abstract

In this work is made hydrodynamic and thermal analysis at three different heat exchangers, using conventional analytical tools and the CFD simulation software, ANSYS FLUENT. In order to introduce the theme of heat exchangers and respective calculation methods, an approach is made to various kinds of heat exchangers and their applications. Passing also by the characteristics that define them and energy balance. It is made a study on the work of other authors in other similar cases, so that it is always possible to establish a comparison with those previously developed studies. The first analyzed situation is an heat exchanger with isothermal wall. The analysis of this first exchanger, despite including only one fluid, is important because it has an analytical solution, and thus is a good reference for comparison of results obtained with the FLUENT. The second heat exchanger analyzed is a double pipe heat exchanger, this heat exchanger includes two different flows thermally interacting with each other and thus allows the testing of different flow configurations. The third analysis is made to a shell and tube heat exchanger, the study of this exchanger is of great interest, because it represent approximately 50% of the heat exchanger's market. Moreover involves a degree of complexity of flow much higher than in the first two studies. Therefore the CFD analysis becomes more interesting in this case allowing the viewing of certain thermal and hydrodynamic behaviors undetectable with a conventional analysis. The results obtained were very similar with both methodologies in the first heat exchanger analyzed. In the second and third exchanger was greater divergence of results. But still the deviations are presented within the range of the work of other authors. In this work the conventional analytical methods prove to be very useful in predicting fast and generically hydrodynamic and thermal behavior of a heat exchanger. Even when the simulations have similar results with the analytical method, the solution showed a much higher level of detail

Índice

1. Introdução	1
1.1. Permutadores de calor	1
1.2. Objetivo do trabalho	7
2. Cálculo de Permutadores	9
2.1. Balanço de Energia em permutadores de calor	9
2.2. Aplicações CFD	12
3. Modelação não isotérmica do escoamento	17
3.1. Escoamento	17
3.1.1. Conservação da massa	17
3.1.2. Conservação de Momentum	18
3.1.3. Conservação da energia	18
3.2. Turbulência	18
3.2.1. Modelo de turbulência	19
3.2.2. Modelo Standard $k-\epsilon$	20
3.2.3. Modelo <i>Realizable</i> $k-\epsilon$	21
3.3. Métodos de solução	22
3.3.1. Discretização	22
3.3.2. Acoplamento	22
3.3.3. Critérios de paragem	23
3.4. Malha	23
3.4.1. Tipos de malha	24
3.4.2. Avaliação da malha	25
3.5. Métodos de tratamento junto à parede	26
4. Casos de estudo	28
4.1. Permutador com parede isotérmica	28
4.2. Permutador de tubos concêntricos	29

4.3. Permutador de tubos e camisa	31
5. Resultados e discussão.....	34
5.1. Cálculo permutador com parede isotérmica	34
5.1.1. Cálculo analítico	34
5.1.2. Análise CFD	36
5.1.2.1. Geometria	37
5.1.2.2. Malha	37
5.1.2.3. Solução - FLUENT	40
5.1.2.4. Contornos.....	41
5.1.2.5. Perfis de Velocidade e Temperatura.....	43
5.2. Cálculo Permutador de Tubos Concêntricos.....	47
5.2.1. Cálculo analítico	47
5.2.2. Análise CFD	49
5.2.2.1. Geometria	50
5.2.2.2. Malha	50
5.2.2.3. Solução - FLUENT	51
5.2.2.4. Contornos.....	51
5.2.2.5. Perfis de Velocidade e Temperatura.....	54
5.3. Calculo Permutador Tubos e Camisa.....	61
5.3.1. Cálculo analítico	61
5.3.2. Análise CFD	63
5.3.2.1. Geometria	63
5.3.2.2. Malha	64
5.3.2.3. Solução - FLUENT	65
5.3.2.4. Contornos.....	66
5.3.2.5. Perfis de Velocidade, Temperatura e Pressão.....	78
6. Conclusões.....	90
6.1. Sugestões para trabalhos futuros.....	91

Referências.....	92
ANEXO A.....	92
ANEXO B.....	93
ANEXO C.....	94
ANEXO D.....	95
ANEXO E.....	96

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Configurações de fluxo em permutadores de calor. a) Co-corrente b) Contra-corrente c) fluxo cruzado	2
Figura 1.2 - Permutador de Calor de tubos concêntricos, em co-corrente esquerda e contra-corrente à direita (Çengel, 1998)	4
Figura 1.3 - Permutador de tubos alhetados, fluxo cruzado de um Ar condicionado (Çengel e Turner, 2011)	4
Figura 1.4 - Permutador tubos camisa (Lienhard, 2006).....	4
Figura 1.5 - Permutador de Placas.....	5
Figura 1.6 - Permutador de calor regenerador.....	6
Figura 2.1 - Simulação térmica e hidrodinâmica do escoamento num Permutador de tubos e camisa (Streamlines)	14
Figura 2.2 - Estudos desenvolvidos com diferentes configurações de baffles. a) <i>Three foil baffle</i> (Yonghua et al., 2012) b) <i>Flower baffle</i> (Yonghua et al., 2012) c) <i>non-continuous helical baffles</i> (Nemati Taher et al., 2012)	16
Figura 3.1 - Diagrama de escolha do modelo de turbulência.....	20
Figura 3.2 - Algoritmo do método de solução.....	23
Figura 3.3 - a) Malha estruturada b) Malha não estruturada c) Malha estruturada não ortogonal d) Malha Híbrida.....	24
Figura 3.4 - Exemplo de skewness.....	25
Figura 3.5 - Exemplo de Aspect Ratio em quadriláteros.....	26
Figura 3.6 - Métodos de tratamento junto à parede.....	27
Figura 4.1 – Representação de permutador de calor com parede isotérmica.....	28
Figura 4.2 - Permutador de tubos concêntricos (Çengel e Turner, 2011).....	30
Figura 4.3 - Representação esquemática do Permutador de tubos concêntricos analisado.....	30
Figura 4.4 - Representação do permutador de tubos e camisa analisado (distancias em milímetros).....	32
Figura 5.1 - Geometria Permutador com parede isotérmica.....	37
Figura 5.2 - Tipos de elementos tridimensionais.....	38
Figura 5.3 - Primeira malha gerada com definições automáticas - 88308 elementos.....	38
Figura 5.4 - Malha gerada manualmente - 521088 elementos.....	39
Figura 5.5 - Contornos de velocidade na secção longitudinal do tubo - caso 1	41
Figura 5.6 - Perfis de velocidade na secção radial do tubo, os planos de corte estão a 1.6 m da zona de entrada do fluido	43

Figura 5.7 - Perfis de temperatura para os quatro casos analisados, na secção radial do tubo, o plano de corte está a 1.6m da zona de entrada do fluido	44
Figura 5.8 - Perfis de temperatura média ao longo do comprimento do tubo, com cálculo analítico e com o FLUENT.....	45
Figura 5.9 - Geometria do Permutador de tubos concêntricos analisado (cotagem em milímetros).....	50
Figura 5.10 - Malha Permutador de tubos concêntricos - 1050245 elementos.....	51
Figura 5.11 - Gradiente de temperatura na secção longitudinal do permutador - caso 1	52
Figura 5.12 - Gradiente de temperatura na secção longitudinal do permutador - caso 2	52
Figura 5.13 - Gradiente de temperatura na secção longitudinal do permutador - caso 3	53
Figura 5.14 - Gradiente de temperatura na secção longitudinal do permutador - caso 4	53
Figura 5.15 - Gradiente de velocidade na secção circular do domínio - caso 1	54
Figura 5.16 - Perfil de velocidade no anel a meio do permutador (dados recolhidos na direção radial)- caso 1	54
Figura 5.17 - Perfil de velocidade no tubo a meio do permutador (dados recolhidos na direção radial) -caso 1	55
Figura 5.18 - Perfis de temperatura ao longo de vários ponto do comprimento do permutador (0.1m, 0.25m, 0.5m, 0.75m, 0.9m) - caso 1	55
Figura 5.19 - Perfis de temperatura ao longo de vários ponto do comprimento do permutador (0.1m, 0.25m, 0.5m, 0.75m, 0.9m) - caso 2	56
Figura 5.20 - Perfis de temperatura ao longo de vários ponto do comprimento do permutador (0.1m, 0.25m, 0.5m, 0.75m, 0.9m) - caso 3	56
Figura 5.21 - Perfis de temperatura ao longo de vários ponto do comprimento do permutador (0.1m, 0.25m, 0.5m, 0.75m, 0.9m) - caso 4	57
Figura 5.22 - Perfis de temperatura de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador - caso 1	58
Figura 5.23 - Perfis de temperatura de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador - caso 2	58
Figura 5.24 - Perfis de temperatura de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador - caso 3	59
Figura 5.25 - Perfis de temperatura de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador - caso 4	59
Figura 5.26 - Modelação geométrica final de permutador de calor de tubos e camisa.....	64
Figura 5.27 - <i>Baffles</i> resultantes de divisões volumétricas na shell	64
Figura 5.28 - Malha final de permutador de calor de tubos e camisa 2.1 milhões de elementos	65
Figura 5.29 - Gradiente de temperatura - tubos e shell - caso 1	66

Figura 5.30 - Gradiente de temperatura no plano de simetria - <i>shell</i> caso 1	67
Figura 5.31 - Gradiente de temperatura no plano de simetria - <i>shell</i> caso 2	68
Figura 5.32 - Gradiente de temperatura no plano de simetria - <i>shell</i> (sem baffles) caso 3	69
Figura 5.33 - Gradiente de temperatura no plano de simetria - <i>shell</i> caso 4	70
Figura 5.34 - Gradiente de velocidade no pano de simetria - caso 1	71
Figura 5.35 - Gradiente de velocidade no pano de simetria - caso 3	72
Figura 5.36 - Gradiente de velocidade no pano de simetria - caso 4	73
Figura 5.37 - Perfil de Temperatura ao longo do comprimento dos 12 tubos da simetria - <i>caso 1</i>	79
Figura 5.38 - Perfil de Temperatura ao longo do comprimento dos 12 tubos da simetria - <i>caso 3</i>	80
Figura 5.39 - Perfil de Temperatura ao longo do comprimento dos 12 tubos da simetria - <i>caso 4</i>	80
Figura 5.40 - Perfis de temperatura <i>shell</i> e tubos - <i>caso 1</i>	81
Figura 5.41 - Perfis de temperatura <i>shell</i> e tubos - <i>caso 3</i>	82
Figura 5.42 - Perfis de temperatura <i>shell</i> e tubos - <i>caso 4</i>	83
Figura 5.43 - Perfis de temperatura no centro da <i>shell</i>	84
Figura 5.44 - Perfis de velocidade no centro da <i>shell</i>	84
Figura 5.45 – Perfis de velocidade na <i>shell</i> - caso 1.....	85
Figura 5.46 – Perfis de velocidade na <i>shell</i> - caso 3.....	86
Figura 5.47 – Perfis de velocidade na <i>shell</i> - caso 4.....	86
Figura 5.48 – Perfil da variação da Pressão ao longo do comprimento da <i>shell</i> . - casos 1,2 e 3	87
Figura 5.49 – Perfil da variação da Pressão ao longo do comprimento da <i>shell</i> - caso 3	87

Índice de Tabelas

Tabela 1.1 - Aplicações de Permutadores de Calor em diversos sectores.....	1
Tabela 3.1 - Coeficientes do modelo Standard $k - \epsilon$	21
Tabela 3.2 - Coeficientes do modelo Realizabe $k - \epsilon$	22
Tabela 3.3 - Qualidade do elemento em função do skewness.....	25
Tabela 3.4 - Valores de $y +$ para as respetivas aproximações.....	27
Tabela 4.1 - Casos analisados no permutador de calor com parede isotérmica.....	29
Tabela 4.2 - Casos analisados no permutador de tubos concêntricos.....	30
Tabela 4.3 - Casos analisados no permutador de tubos e camisa.....	32
Tabela 5.1 - Dados Caso 1	34
Tabela 5.2 - Dados de entrada com nova temperatura de filme	36
Tabela 5.3 - Resultados obtidos para os quatro caso analisados do Permutador com parede isotérmica.....	36
Tabela 5.4 - Condições de fronteira e modelo de turbulência para permutador com parede isotérmica	40
Tabela 5.5 - Contornos de Velocidade (m/s) e Temperatura (K) ao longo do comprimento do tubo - caso 1.	42
Tabela 5.6 - Velocidade média (FLUENT) e rácios $u/umax$ obtidos analiticamente e no FLUENT	44
Tabela 5.7 - Resultados obtidos analiticamente e no FLUENT.....	46
Tabela 5.8 - Dados de entrada caso 1, tubo.....	47
Tabela 5.9 - Dados caso 1, conduta anular	47
Tabela 5.10 - Resultados obtidos analiticamente para Permutador de tubos concêntricos	49
Tabela 5.11 - Condições de fronteira e modelo de turbulência - Permutador tubos concêntricos	51
Tabela 5.12 - Temperaturas obtidas no FLUENT e com o método ϵ -NTU para, Permutador de tubos concêntricos	60
Tabela 5.13 - Resultados obtidos analiticamente para permutador de calor de tubos e camisa	62
Tabela 5.14 - Condições de fronteira e modelo de turbulência - permutador de tubos e camisa.....	65
Tabela 5.15 - Contornos de Velocidade (m/s ²) e Temperatura (K) - caso 1.....	74
Tabela 5.16 - Contornos de Velocidade (m/s ²) e Temperatura (K) - caso 3.....	75
Tabela 5.17 - Contornos de Velocidade (m/s ²) e Temperatura (K) - caso 4.....	77
Tabela 5.18 - Comparação entre resultados obtidos analiticamente e no FLUENT.....	88

Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>CFD</i>	<i>Computacional Fluid Dynamics</i>
<i>DES</i>	<i>Detached Eddy Simulation</i>
<i>DNS</i>	<i>Direct Numerical Simulation</i>
<i>LES</i>	<i>Large Eddy Simulation</i>
<i>LMTD</i>	<i>Log Mean Temperature Difference</i>
<i>RANS</i>	<i>Reynolds Averaged Navier Stokes</i>
<i>RSM</i>	<i>Reynolds Stress Model</i>
<i>SAS</i>	<i>Scale-Adaptive Simulation</i>
<i>SST</i>	<i>Shear-Stress Transport</i>

Lista de símbolos

A	Área	$[m^2]$
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	Constantes do modelo $k-\varepsilon$	$[-]$
c_p	Calor específico	$[J/kg.K]$
C_u	Constante do modelo $k-\varepsilon$	$[-]$
C'	Distância entre faces de dois tubos consecutivos da <i>shell</i>	$[m]$
D	Diâmetro	$[m]$
D_1	Diâmetro interior da conduta anular	$[m]$
D_2	Diâmetro exterior da conduta anular	$[m]$
D_{eq}	Diâmetro equivalente à configuração de tubos alinhados	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
D_S	Diâmetro da <i>shell</i>	$[m]$
D_t	Diâmetro do tubo	$[m]$
E	Energia	$[J]$
f	Fator de atrito	$[-]$
g	Aceleração gravítica	$[m/s^2]$
G_b	Energia Cinética Turbulenta devida a efeitos de flutuabilidade	$[m^2/s^2]$
G_k	Energia Cinética Turbulenta devida a gradientes da velocidade média	$[m^2/s^2]$
h	Coefficiente de transferência de Calor por convecção	$[W/m^2.K]$
\vec{J}_j	Fluxo de difusão	$[m^2/s]$
k	Energia Cinética Turbulenta	$[m^2/s^2]$
k_c	Condutibilidade térmica	$[W/m.K]$
k_{eff}	Condutibilidade efetiva	$[W/m.K]$
L	Comprimento	$[m]$
L_B	Distância entre <i>baffles</i>	$[m]$
\dot{m}	Caudal mássico	$[kg/s]$
N	Número de <i>baffles</i>	$[-]$
Nu	Número de <i>Nusselt</i>	$[-]$

NTU	Número de Unidades de Transferência	[-]
p	Pressão estática	[Pa]
Pr	Número de <i>Prandtl</i>	[-]
P_T	Distância entre centros de dois tubos consecutivos da <i>shell</i>	[m]
\dot{Q}	Taxa de transferência de Calor	[W]
r	Distância	[m]
r_{ij}	Vetor posição	[m]
Re	Número de <i>Reynolds</i>	[-]
R_f	Fator de sujamento	[W/m ² .K]
S_h	Calor resultante de reações químicas ou outras fontes de calor	[J]
S_k	Valor de k definido pelo utilizador	[m ² /s ²]
S_S	Área de escoamento da <i>shell</i>	[m ²]
S_ε	Valor de ε definido pelo utilizador	[m ² /s ³]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[K]
u	Velocidade	[m/s]
u_{ef}	Velocidade efetiva no interior da <i>shell</i>	[m/s]
U	Coeficiente global de transferência de Calor	[W/m ² .K]
x, y, z	Coordenadas cartesianas	[m]
y^+	Altura adimensional do primeiro <i>leyer</i> da malha	[-]
Y_M	Energia Cinética Turbulenta devida a efeitos de sustentação	[m ² /s ²]

Símbolos Gregos

Δx	Espessura de parede	[m]
ΔP	Diferencial de Pressão	[Pa]
ΔT	Diferencial de Temperatura	[K]
ε	Taxa de dissipação da Energia Cinética Turbulenta	[m ² /s ³]
ε_p	Eficiência do Permutador	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/m.s]
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta	[kg/m.s]
ρ	Massa volúmica	[kg/m ³]
σ_k	Inverso do número de Pr efetivo para k	[-]
σ_ε	Inverso do número de Pr efetivo para ε	[-]
$\bar{\tau}_{eff}$	<i>Stress tensor</i>	[N/m ²]
ω	Taxa de dissipação específica	[s ⁻¹]

Índices inferiores

<i>b</i>	Bulk
<i>c</i>	Relativo ao fluido frio
<i>CF</i>	Contracorrente (<i>counterflow</i>)
<i>e</i>	Exterior
<i>f</i>	Filme
<i>h</i>	Relativo ao fluido quente
<i>i</i>	Interior
<i>in</i>	Entrada (<i>inlet</i>)
<i>i, j, k</i>	Índices cartesianos
<i>LM</i>	Média Logarítmica (<i>Log Mean</i>)
<i>max</i>	Valor máximo
<i>min</i>	Valor mínimo
<i>out</i>	Saída (<i>outlet</i>)
<i>s</i>	Superfície de transferência
<i>w</i>	Parede (<i>wall</i>)

1. Introdução

No decorrer deste capítulo será feita uma introdução aos permutadores de calor nomeadamente sobre o objetivo da sua aplicação e o seu mercado económico. Serão abordados alguns dos modelos mais utilizados deste tipo de equipamentos e metodologias de análise de permutadores. Por fim será introduzido o objetivo desta dissertação

1.1. Permutadores de calor

Permutadores de calor são equipamentos que potenciam a transferência de calor entre dois fluidos a temperaturas diferentes. A troca de calor entre dois fluidos é um processo amplamente utilizado em diversas aplicações (Tabela 1.1) desde, produção de energia, processos de fabrico industriais, aquecimento e arrefecimento de edifícios, e de um modo geral, na maioria dos processos ou equipamentos que necessitem de ser arrefecidos ou aquecidos. Existem ainda casos em que é necessária a transferência de calor para realizar a mudança de fase. Nestes casos os permutadores de calor são designados como condensador, quando se pretende a condensação de um dos fluidos ou evaporador quando se pretende a evaporação do mesmo. Estes tipos de permutadores são muito utilizados em aplicações de climatização ou geração de energia, em ciclos termodinâmicos de frio e potencia.

Tabela 1.1 - Aplicações de Permutadores de Calor em diversos sectores.

Sector/Industria	Aplicações
Automóvel	Arrefecimento de água e óleo, condensação e evaporação no sistema AC
Energia	Condensação e evaporação de água
Alimentar	Refrigeração e Pasteurização de cerveja, Fogões, Processos de aquecimento e arrefecimento industriais,
Petróleo	Pré-aquecimento de crude, Tratamentos térmicos de crude
Polímeros	Aquecimento de granulados
Farmacêutica	Purificação de água e vapor
Doméstico	Sistemas de AVAC, Frigoríficos

Recentemente o mercado de permutadores de calor tem crescido devido aos fabricantes oriundos de economias emergentes como a China, a Rússia e a Índia que têm vindo a influenciar largamente o mercado devido aos seus preços altamente competitivos. A procura destes

equipamentos é na sua maioria influenciada pelo crescimento do investimento em indústrias de topo de processamento de Petróleo, Energia, Química, Alimentar e Climatização.

Atualmente, devido à recessão económica que se atravessa em grande parte do mundo a procura de permutadores de calor tem diminuído. No entanto prevê-se que num futuro próximo essa tendência mude de sentido e a procura de permutadores comece a crescer devido em grande parte à crescente preocupação com o aproveitamento mais eficiente dos recursos energéticos. As preocupações ambientais são também um incentivo para os governos contribuírem em projetos que envolvam avanços a nível de eficiência e em processos de aproveitamento de energia. Um estudo de mercado feito pela “Global Industry Analysts, Inc.” (GIA) prevê que em 2017 o mercado económico de permutadores de calor atinja 13,5 mil milhões de dólares Americanos.(www.marketsearch.com, 2012)

Tipos de Permutadores de Calor

Permutadores de calor podem assumir geometrias muito distintas mediante os requisitos particulares de funcionamento. Cada aplicação requer uma configuração específica do permutador, mas de uma forma simples estes são classificados de acordo com a sua geometria e a configuração do fluxo.

A configuração de fluxo em permutadores de calor pode ser das seguintes formas:

- Co-corrente (Figura 1.1 a) - neste caso os fluidos movem-se no mesmo sentido, ou seja ambos os fluidos entram e saem pelo mesmo lado do permutador.
- Contra-corrente (Figura 1.1 b) - aqui os fluidos movem-se em sentidos opostos e entram por extremidades opostas do permutador.
- Fluxo cruzado (Figura 1.1 c) - neste caso os fluidos movem-se perpendicularmente um ao outro e entram por extremidades perpendiculares do permutador.

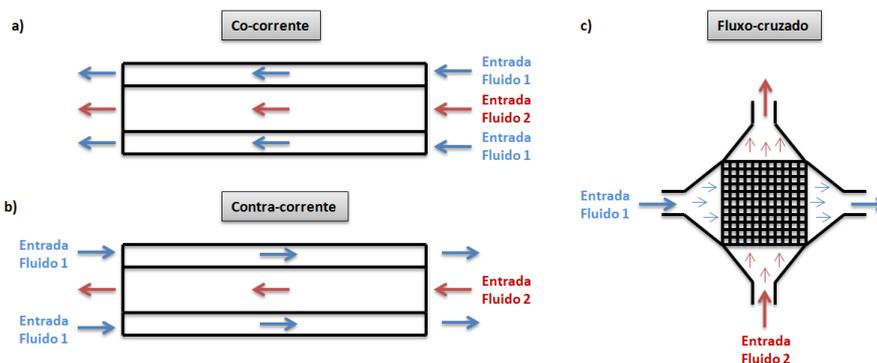


Figura 1.1 - Configurações de fluxo em permutadores de calor. a) Co-corrente b) Contra-corrente c) Fluxo cruzado

Seguidamente serão descritos alguns dos tipos de permutadores de calor mais utilizados.

Permutador de tubos concêntricos

O mais simples permutador de calor consiste simplesmente em dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros, onde um dos fluidos circula no tubo interior e outro no espaço anular adjacente

ao tubo interior. Na Figura 1.2 estão representadas as configurações de fluxo em co-corrente à esquerda e contra-corrente à direita. Observa-se na representação gráfica que o diferencial de temperatura entre os fluidos é aproximadamente constante em contra-corrente, o que significa que o permutador é mais eficiente com esta configuração. Esta observação estende-se à generalidade dos permutadores que possam assumir fluxo em contracorrente e verifica-se porque quando os fluidos entram em sentidos opostos faz com que ocorra um diferencial de temperatura entre os fluidos aproximadamente constante ao longo de todo o permutador e assim ocorra uma eficiência equilibrada em todo o permutador tirando assim maior partido da área de transferência do permutador de calor. Na representação gráfica à esquerda verifica-se que o permutador é muito eficiente na entrada e vai perdendo eficiência à medida que os fluidos avançam no mesmo sentido, observando-se uma redução do diferencial de temperatura local.

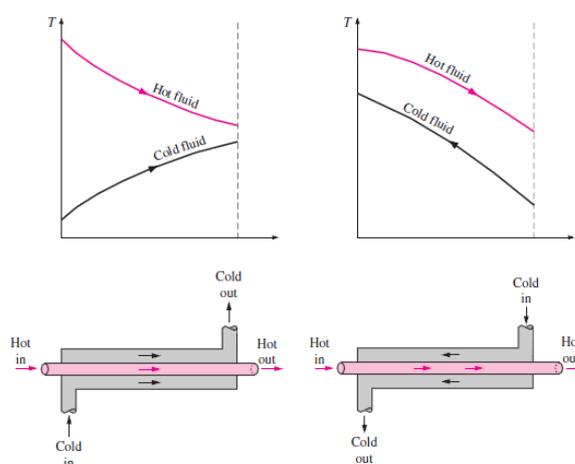


Figura 1.2– Permutador de calor de tubos concêntricos, em co-corrente esquerda e contra-corrente à direita (Çengel, 1998)

Permutador de tubos alhetados

Um outro tipo de permutador especialmente concebido para ter uma elevada área de transferência de calor por unidade de volume é o permutador de calor de tubos alhetados (Figura 1.3). Este permutador consiste em tubos dispostos em sucessivas passagens onde todas as passagens dos tubos são alhetadas. Um dos fluidos circula no interior dos tubos perpendicularmente às alhetas e o outro fluido atravessa perpendicularmente o exterior dos tubos, por entre as alhetas finamente espaçadas. Neste permutador circula normalmente líquido no interior dos tubos e fluido gasoso no exterior (Çengel e Turner, 2011). São por isso normalmente apelidados de permutadores de calor gás-líquido.

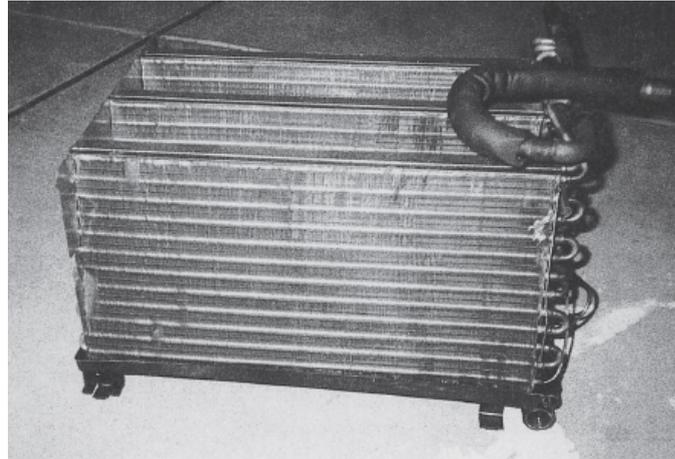


Figura 1.3 – Permutador de tubos alhetados, fluxo cruzado de um Ar condicionado (Çengel e Turner, 2011)

Permutador de tubos e camisa

O Permutador de tubos e camisa (Figura 1.4) representa cerca de 50% do mercado de permutadores de calor. É um dos mais utilizados em aplicações industriais incluindo a geração de energia e refinação de petróleo. Este tipo de permutadores é constituído por um grande número de tubos acomodados no interior de uma casca que os envolve (*shell*). A transferência de calor ocorre, quando dois fluidos a diferentes temperaturas passam pelo permutador, um pelo interior dos tubos e o outro na zona delimitada pelas paredes exteriores dos tubos e pela casca (*shell*). Normalmente para aumentar a turbulência e consequentemente a transferência de calor, são introduzidas no interior da casca obstáculos (*baffles*) que servem para obrigar o escoamento do lado da *shell* a fazer chicana e servem também para que no escoamento do fluido do lado da *shell* não ocorram zonas de estagnação ou de escoamento preferencial. Na Figura 1.4 à esquerda podem observar-se esses obstáculos. As *baffles* têm grande impacto no desempenho do permutador e podem assumir configurações e geometrias muito distintas, desde planas a helicoidais.

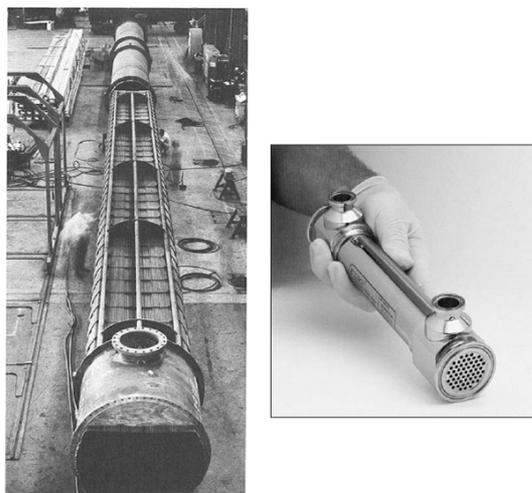


Figura 1.4 - Permutador tubos camisa (Lienhard, 2006)

Permutador de placas

Um permutador de placas é formado por espaços definidos por placas sucessivas, onde passa alternadamente, ao longo do seu comprimento, fluido quente e frio. Desta configuração resulta uma grande área de transferência de calor uma vez que ambos os fluidos que passam por entre as placas, trocam energia com duas correntes de fluido em contracorrente pura (uma de cada lado do espaçamento que o fluido atravessa). Por este motivo os permutadores de placas são de alta eficiência, construção simples, fáceis de produzir em série e adaptáveis às necessidades especificadas por cada aplicação. A sua área de transferência facilmente é aumentada, bastando para isso acrescentar mais placas, na Figura 1.5 à direita está representado um modelo brasado que tem a vantagem de ser mais compacto e económico, mas em contrapartida não permite acrescentar mais placas.



Figura 1.5 – Permutador de Placas (SZ, 2012)

Regeneradores

Em todos os permutadores descritos anteriormente, os fluidos quente e frio estão sempre separados por uma superfície de transferência de calor. Nos Permutadores de Calor denominados de Regeneradores (Figura 1.6) a transferência de calor dá-se sem que haja a total separação dos fluidos por uma interface, ou seja há a contaminação dos fluidos. A configuração de fluxo nestes equipamentos é em contra-corrente, sendo que têm uma matriz rotativa que faz com que a direção do fluxo varie ciclicamente ao longo da passagem dos fluidos nessa matriz. O contacto direto dos fluidos e a sua mudança de direção na matriz é o motivo que leva os Regeneradores a terem eficiências até 90%. São normalmente usados com o mesmo fluido dos dois lados, para aquecimento ou arrefecimento de ar, por exemplo.

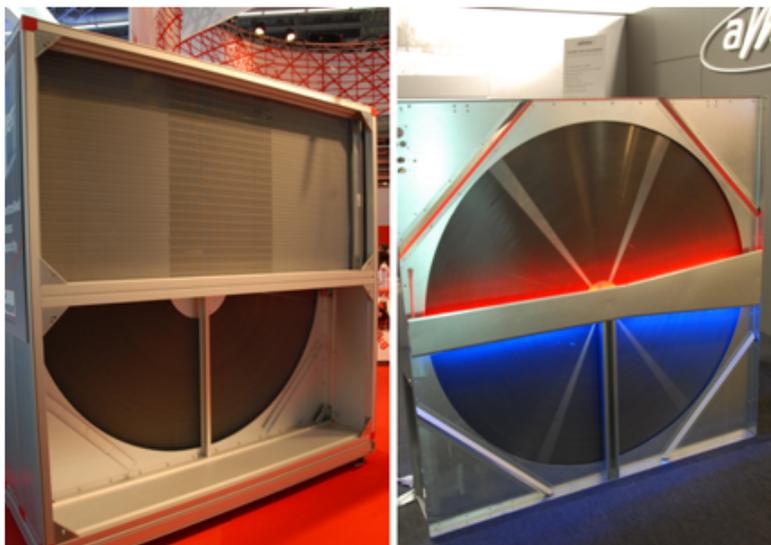


Figura 1.6 - Permutador de calor do tipo regenerador

Metodologias de cálculo

Em situações práticas, é necessário selecionar um permutador de calor que imponha um diferencial temperatura especificado para um dado caudal ou então é necessário prever as temperaturas de saída e taxa de transferência de calor de um permutador especificado. Nas situações descritas torna-se útil um método de cálculo que permita alcançar uma solução.

Os métodos de cálculo utilizados são os seguintes:

LMTD (log mean temperature difference)

Este método é muito fácil de se utilizar quando se quer saber a área de transferência de calor necessária para que um permutador imponha requisitos de transferência de calor conhecidos, como temperaturas de entrada e saída, dos fluidos quente e frio (Çengel, 1998). O essencial desta metodologia é utilizar uma diferença de temperatura logarítmica entre ambos os fluidos ao longo do permutador, pois sabe-se que essa diferença não é constante e também não varia de forma linear ao longo do permutador.

Método da eficiência (ϵ)

O método *LMTD* pode também ser utilizado em situações em que se conhecem as temperaturas de entrada de ambos fluidos, os respetivos caudais, a área de transferência de calor do permutador e se pretende determinar as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio e taxa de transferência de calor. No entanto em situações como a descrita, para utilizar o método *LMTD*, são necessárias inúmeras iterações. Por esse motivo em 1955 surge um novo método, denominado Método da eficiência, e que simplificou muito a análise de permutadores. Este método é baseado no parâmetro adimensional, eficiência (ϵ). O cálculo de ϵ introduz também a variável adimensional, NTU, que é o número de unidades de transferência do equipamento (Holman, 1989).

CFD (Computacional Fluid Dynamics)

Uma outra e mais recente ferramenta que permite a análise de permutadores de calor é conhecida como *CFD*. Centra-se na análise de escoamento de fluidos com transferência de calor conjugada, esta técnica utiliza modelos matemáticos que são resolvidos numericamente por um computador. São várias as metodologias numéricas formuladas para o desenvolvimento de técnicas de *CFD*. Porém, todas se centram nos mesmos princípios básicos: aproximação das variáveis desconhecidas do escoamento, discretização através da substituição das aproximações nas equações que estão na base do escoamento e consequente manipulação matemática e, por último, solução das equações algébricas (Versteeg e Malalasekera, 1995, Ferziger e Peric, 2002). Das várias técnicas de discretização existentes, as principais são: o método das diferenças finitas, o método dos elementos finitos e o método dos volumes finitos. A técnica *CFD* tem uma gama de aplicações muito vasta e desde que surgiu na década de 70 que tem vindo a ser aplicada em permutadores de calor. Tem a grande vantagem de produzir uma solução detalhada de todo o domínio de estudo, mostrando-se por isso particularmente útil no desenvolvimento de permutadores de geometria complexa.

As metodologias descritas anteriormente serão detalhadas no capítulo seguinte.

1.2. Objetivo do trabalho

Como se pode constatar anteriormente, os permutadores de calor desempenham um papel importante em diversos sectores industriais de topo, de tal forma que torna-se importante perceber que tipo de análise deve ser feita quando se pretende dimensionar ou mesmo melhorar o design de um permutador de calor. As correlações empíricas existentes permitem obter rapidamente uma previsão do comportamento térmico e hidrodinâmico de um permutador de calor; contudo apresentam algumas limitações quando se tratam de escoamentos mais complexos onde o comportamento hidrodinâmico do fluido é mais imprevisível.

O objetivo deste trabalho é analisar três permutadores distintos, sendo que de um permutador para o outro se eleva a complexidade do comportamento térmico e hidrodinâmico do equipamento.

Pretende-se em cada um dos permutadores de calor analisados obter resultados do escoamento recorrendo ao uso de ferramentas analíticas convencionais e de seguida fazer a mesma análise a esses mesmos permutadores com recurso a um *software CFD*. Para a análise *CFD* será utilizado o pacote de *software ANSYS Workbench* sendo o *solver CFD* o *FLUENT* e para a geração da malha o *Meshing*. Para a modelação dos sólidos foram utilizados o *SOLIDWORKS* e *DesignModeler*.

Para cada um dos permutadores diferentes casos serão estudados, situações de aquecimento e arrefecimento, diferentes caudais, temperaturas e fluidos. É importante o estudo de

diferentes situações para que se possa perceber se os modelos utilizados, quer nos cálculos analíticos quer nas simulações *CFD*, têm resultados similares em diferentes condições operatórias.

Depois de obtidos os resultados irá ser feita uma comparação entre os dois métodos (cálculo analítico e simulação *CFD*) e tenta-se perceber até que ponto, numa situação prática, é vantajoso o cálculo *CFD* de um problema em relação a um cálculo analítico.

Com a elaboração deste trabalho pretende-se também desenvolver conhecimentos sólidos sobre *CFD* e comportamento térmico e hidrodinâmico de fluidos.

2. Cálculo de Permutadores

Neste capítulo são introduzidos os mecanismos de transferência de calor e descritas as equações gerais do balanço energético em permutadores de calor. Posteriormente são abordadas as aplicações *CFD* em permutadores, com recurso a trabalhos anteriormente desenvolvidos por outros autores.

2.1. Balanço de Energia em permutadores de calor

Num permutador de calor, o processo de transferência calor dá-se entre dois fluidos, o fluido com a temperatura mais elevada transfere parte da sua energia, sob forma de calor, para o fluido à temperatura mais baixa. Os mecanismos de transferência de calor associados a esta transferência de energia podem ser, convecção, condução e/ou radiação. Porém, num permutador o mecanismo de transferência de calor mais relevante é a convecção.

O balanço global da energia num permutador de calor pode ser resumido pelas seguintes equações:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c = \dot{Q} \quad (2.3)$$

Na equação 2.3 assume-se que o calor cedido pelo fluido quente é igual ao calor ganho pelo fluido frio. Na realidade não é exatamente igual devido a perdas pelo isolamento, à resistência térmica dos materiais e sujidade (*wall fouling*).

Pode-se também dizer-se que o balanço da energia numa secção diferencial do permutador pode ser descrito da seguinte forma (Çengel, 1998, Teixeira, 2011):

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_h C_{p,h} dT_h \quad (2.4)$$

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_c C_{p,c} dT_c \quad (2.5)$$

Resolvendo as equações 2.4 e 2.5 em ordem a dT_h e dT_c respetivamente, e fazendo a sua diferença obtém-se a equação 2.6.

$$d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} \right) \quad (2.6)$$

Sabe-se também que a taxa de transferência de calor (\dot{Q}) pode ser expressa pela equação 2.7.

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c)dA_s \quad (2.7)$$

Substituindo a equação 2.7 na equação 2.6, obtém-se a equação 2.8.

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \cdot dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} \right) \quad (2.8)$$

Assumindo que se trata de um permutador em co-corrente e Integrando a equação 2.8 desde a sua entrada (*inlet*) até à saída (*outlet*), obtém-se a equação 2.9.

$$\ln \frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = -U \cdot A_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} \right) \quad (2.9)$$

Resolvendo as equações 2.1 e 2.2 em ordem a $\dot{m}_h C_{p,h}$ e $\dot{m}_c C_{p,c}$ e substituindo o resultado na equação 2.9, chega-se por fim à equação 2.10

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{LM} \quad (2.10)$$

Onde ΔT_{LM} , é a média logaritmica, e pode ser calculada pela equação 2.11.

Apesar de a equação anterior ter sido desenvolvida para um permutador em co-corrente, ela pode ser utilizada para um permutador em contracorrente, tendo em conta as seguintes equações:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.11)$$

em contracorrente:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (2.12)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2.13)$$

e em co-corrente:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (2.14)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (2.15)$$

O que acontece em grande parte dos permutadores de calor, é que a configuração de fluxo não é em contracorrente pura, como em permutadores de tubos e camisa (*shell and tube*) ou permutadores de fluxo cruzado (*crossflow*). Nestas situações o valor de $\Delta T_{LM,CF}$ é multiplicado por um fator (F) que ajusta o valor de $\Delta T_{LM,CF}$ para um valor mais adequado à configuração real do

permutador de calor (equação 2.16). Os valores de F podem ser obtidos a partir de curvas que foram desenvolvidas em laboratório para tipos de permutadores específicos (podem ser vistos alguns exemplos no ANEXO A).

$$\Delta T_{LM} = F \Delta T_{LM,CF} \quad (2.16)$$

O valor de \dot{Q} pode ser também ser determinado pelo método da eficiência, assim:

Num permutador de calor (\dot{Q}_{max}) representa a máxima quantidade de calor que um permutador em contra-corrente e infinitamente longo transfere. Obtém-se a partir da equação 2.17.

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.17)$$

Sendo que a eficiência de um permutador de calor se define como:

$$\varepsilon_p = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.18)$$

O valor de ε_p pode ser obtido em curvas desenvolvidas com dados experimentais para tipos específicos de permutadores (ANEXO B).

Nas equações anteriormente descritas o valor de U e C_p são considerados constantes ao longo do permutador, o que na realidade não acontece pois as propriedades do fluido variam com a temperatura. De qualquer das formas, em grande parte dos casos esta simplificação permite aos engenheiros obter rapidamente previsões com resultados aceitáveis.

Coefficiente Global de Transferência de Calor (U)

O coeficiente global de Transferência de Calor (U) é a variável que permite agrupar os mecanismos de condução e convecção do fluido quente e frio e também a condução através do material que separa os fluidos e pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k_w} + \frac{1}{h_e} + R_f \quad (2.19)$$

O fator relativo à resistência de condução do material que separa os fluidos pode ser desprezado, pois os materiais utilizados nos permutadores são de elevada condutibilidade sendo a sua resistência térmica praticamente desprezável relativamente às resistências convectivas dos fluidos. Quanto ao fator de sujamento (R_f), será também desprezado, pois é algo que vai surgindo ao longo da utilização do permutador de uma forma gradual e depende do material das paredes, dos fluidos e das condições de operação (temperatura, gradientes de velocidade). Portanto, ao considerá-lo inexistente estamos a considerar um permutador de calor no início da sua vida útil.

Nos cálculos efetuados ao longo do trabalho a equação 2.19 será simplificada para a equação 2.20.

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (2.20)$$

O cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção, h_i e h_e , envolvem o uso de correlações específicas para cada tipo de geometria de permutador. No decorrer deste trabalho essas correlações serão utilizados nos casos estudados e explicadas em detalhe.

2.2. Aplicações CFD

O principal objetivo de um software *CFD* é a simulação computacional de sistemas que envolvem escoamento de fluidos, com transferência de calor conjugada por vezes combinados ainda com reações químicas. Esta técnica aplica modelos matemáticos, como modelos de turbulência, para simular fenómenos de uma vasta área de aplicações, como as descritas seguidamente (Versteeg e Malalasekera, 1995):

- Aerodinâmica de aeronaves e veículos
- Análise térmica e hidrodinâmica de permutadores de calor
- Hidrodinâmica de navios
- Combustão em motores e turbinas.
- Arrefecimento de circuitos elétricos
- Extrusão de polímeros
- Fundição
- Hidrologia e Oceanografia: fluxo de rios e correntes marítimas
- Meteorologia
- Ciências da Saúde: fluxos sanguíneos em artérias e veias

São várias as vantagens da utilização de técnicas *CFD*, de salientar as seguintes (Versteeg e Malalasekera, 1995):

- Redução de tempo e custos na planificação de projetos
- Capacidade de estudar sistemas onde o controlo experimental é difícil ou impossível de realizar
- Possibilidade de analisar sistemas em situações potencialmente perigosas
- Permite um nível praticamente ilimitado de detalhe da solução

A computação da dinâmica de fluidos foi impulsionada em grande parte pelo desenvolvimento tecnológico da década de 70 e, desde então, a *CFD* e as suas aplicações associadas têm evoluído em qualidade e gama de aplicações. Em permutadores de calor o *CFD* tem sido amplamente

utilizado, pois em grande parte destes equipamentos é assumido que as correlações desenvolvidas para sua análise apresentam resultados subestimados, sendo nestes casos o *CFD* uma mais valia para se ter uma diferente fonte de resultados, para auxílio no dimensionamento de um permutador.

Devido à variada gama de aplicações e diferentes tipos de permutadores de calor existentes, torna-se relevante a análise térmica e hidrodinâmica destes equipamentos, de forma a escolher o permutador mais eficiente para uma determinada aplicação. Na análise de permutadores de calor são normalmente utilizados os métodos, *LMTD* ou $\epsilon - NTU$, quando se quer prever se o permutador vai induzir a alteração de temperatura desejada num caudal conhecido ou para prever as temperaturas de saída dos fluidos frio e quente (Spalding, 1983). Estes métodos apresentam algumas limitações a nível de precisão de cálculo, principalmente, quando se tratam de escoamentos mais complexos onde o comportamento do fluido não é corretamente traduzido pelas correlações disponíveis. Por esse motivo e com a crescente evolução dos microprocessadores, torna-se cada vez mais interessante e economicamente viável a utilização de um software, para a análise térmica e hidrodinâmica de permutadores de calor.

CFD é uma ferramenta muito útil quando se trata de problemas de escoamentos complexos conjugados com transferência de calor, como por exemplo num permutador de tubos e camisa (Figura 2.1). Para resolver o problema é necessário que o domínio seja discretizado em células que dão origem a uma malha, onde de seguida as equações que governam o escoamento são resolvidas numericamente, obtendo-se uma solução para cada uma dessas células. Como *outputs*, são obtidos vários campos como: temperaturas, velocidades, turbulência, tensões de corte, pressões, etc. É assim possível obter uma solução detalhada para todo o domínio do problema. Desta forma este tipo de análise torna-se uma ferramenta poderosa quando se pretende melhorar o desempenho de um permutador existente ou mesmo para desenvolver um permutador do zero, pois permite identificar problemas difíceis de detetar com uma análise convencional, como potenciais zonas de recirculação do fluido ou zonas com elevadas perdas de carga.

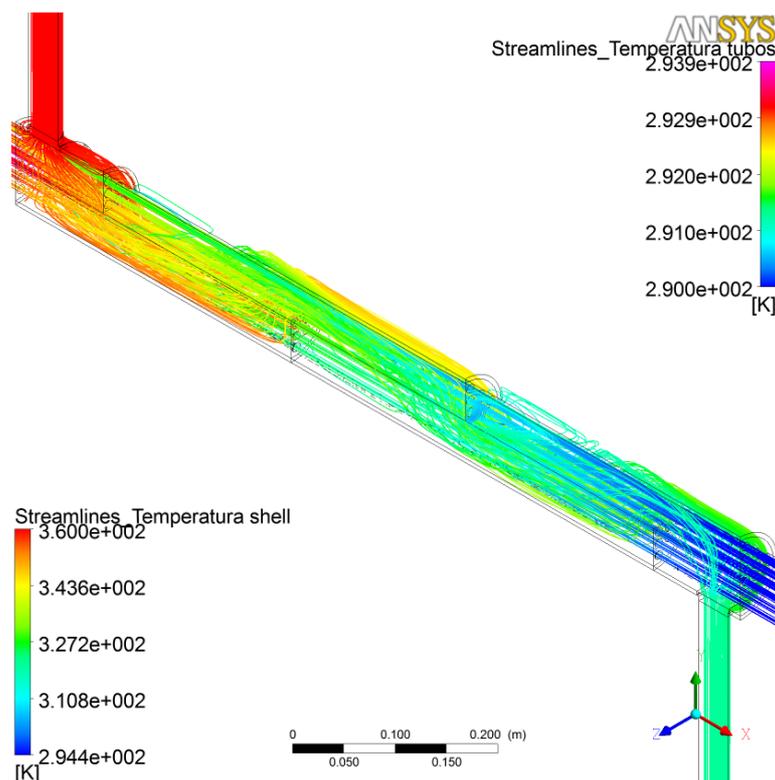


Figura 2.1 – Simulação térmica e hidrodinâmica do escoamento no Permutador de tubos e camisa analisado(*Streamlines*)

Para se perceber em que ponto estão os estudos relacionados com a análise *CFD* de permutadores de calor, foram abordados vários trabalhos desta área. Tentou-se focalizar a pesquisa em permutadores similares aos que vão ser analisados neste trabalho.

O trabalho desenvolvido por Vijiapurapu e Cui, sobre a performance de modelos de turbulência em tubos, é relevante pois na maioria dos permutadores de calor temos escoamentos em tubos. Os mesmos autores utilizaram o *FLUENT* para simular escoamentos em tubos em condições operatórias distintas, com os modelos *k-ε* e *k-ω RSM* e *LES* e compararam os resultados com dados experimentais. Os autores observaram que os modelos de turbulência *k-ε* e *k-ω* são capazes de atingir resultados precisos em situações de regime estacionário, ainda com a grande vantagem de serem os mais rápidos em tempo de cálculo. O modelo *RSM* obteve também bons resultados mas consome um pouco mais tempo de cálculo que os modelos *RANS*, contudo disponibiliza resultados de tensões de corte, inacessíveis por esses mesmos modelos. Os Modelos *LES* apresentaram bons resultados mesmo em regime transiente, no entanto o tempo de cálculo chega a ser o triplo de um modelo *RANS*.(Vijiapurapu e Cui, 2010)

O modelo de turbulência *Standard k-ε* já tem vindo a demonstrar bons resultados em estudos prévios. Em 2006 foi efetuado um estudo de um permutador de tubos concêntricos helicoidal em contra corrente. O coeficiente global de transferência de calor (*U*), foi determinado para vários caudais, experimentalmente e com o *FLUENT*. Os resultados obtidos numericamente apresentaram boa concordância com os experimentais.(Kumar *et al.*, 2006).

Por vezes não é possível comparar os resultados das simulações com resultados experimentais, por esse motivo o recurso a correlações empíricas para comparação de resultados foi um método utilizado em alguns dos trabalhos pesquisados. Um estudo realizado por Ozden e Tari (2010) é exemplo disso mesmo, neste trabalho o coeficiente de transferência de calor e as perdas de carga são calculados numericamente para o escoamento no lado da *shell* de um permutador de tubos e camisa (*shell and tube*). No mesmo estudo é efetuado o cálculo recorrendo aos métodos empíricos como os de, Bell-Delawre e Kern, para permutadores de tubos e camisa. São testadas várias condições operatórias, nomeadamente o espaçamento e a janela de passagem do fluido (*baffle cut*) das *baffles*. O autor testou também vários modelos de turbulência e os resultados mostraram-se sensíveis à mudança de modelos. Ainda assim o modelo *Standard k-ε*, apresentou resultados próximos aos dos métodos empíricos. Nas várias situações analisadas pelo autor o método de Kern foi sempre mais conservador, subestimando sempre o valor do coeficiente de transferência de calor. Relativamente ao espaçamento das *baffles*, o autor observou que a redução do *baffle cut* e espaçamento entre *baffles* aumenta consideravelmente a transferência de calor (Ozden e Tari, 2010).

Relativamente a permutadores de tubos e camisa foi possível encontrar vários trabalhos que se focalizam no estudo da geometria das *baffles* (Figura 2.2).

Na Figura 2.2 podem-se ver três geometrias e configurações de *baffles* completamente distintas. Na Figura 2.2 a) está representada a geometria analisada por Yonghua *et al.* Trata-se de um permutador de tubos e camisa com *baffles* de três folhas (*three foil baffles*). Esta configuração de *baffles* facilita a construção do permutador e segundo o resultados do autor aumentam o número de Re 4.5 vezes em relação mesmo equipamento sem *baffles*(Yonghua *et al.*, 2012).

A Figura 2.2 b) apresenta a configuração de *baffles* denominada *flower baffle*. Os resultados obtidos numericamente pelo autor deste trabalho apresentaram um desvio máximo de 15% dos resultados experimentais. A simulação deste permutador foi feita com e sem *baffles* e foi demonstrado que a introdução das *baffles* no equipamento potencia consideravelmente a transferência de calor(Yonghua *et al.*, 2012).

Na Figura 2.2 c) pode-se ver uma permutador de tubos e camisa com *baffles* helicoidais não contínuas. Neste trabalho o autor concentrou o seu estudo no espaçamento e ângulo de inclinação das *baffles*. Foi observado que o espaçamento das *baffles* tem grande impacto no desempenho do permutador. A partir da modelação numérica o autor testa várias hipóteses de espaçamento e inclinação das *baffles* chegando a uma configuração ótima que permita uma boa relação entre o coeficiente de transferência de calor e as perdas de carga (Nemati Taher *et al.*, 2012).

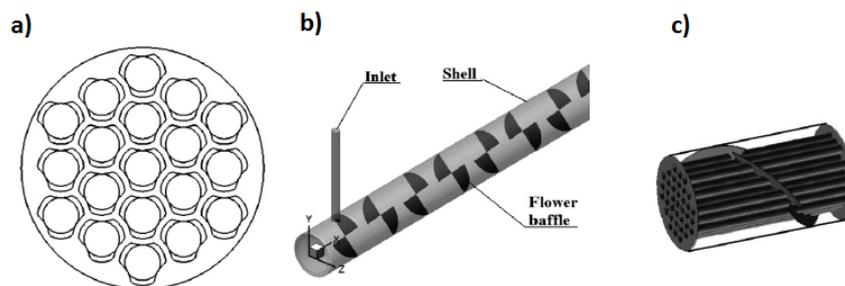


Figura 2.2 - Estudos desenvolvidos com diferentes configurações de *baffles*. a) *Baffle* de três folhas (Yonghua *et al.*, 2012) b) *Baffle* em flor (Yonghua *et al.*, 2012) c) *Baffles* helicoidais não contínuas (Nemati Taher *et al.*, 2012)

Relativamente à fiabilidade dos resultados obtidos com *softwares* comerciais de *CFD*, foi analisado um artigo de revisão que demonstra para vários tipos de permutadores de calor, tubos concêntricos, tubos e camisa, placas, compactos e ainda outras geometrias específicas, a análise feita com diversos *softwares CFD* (*FLUENT*, *CFX*, *STAR CD*, *FIDAP*, *ADINA*, *CFD 2000*, *PHOENICS*), a parâmetros como perdas de carga, gradientes térmicos, e zonas de má distribuição do fluido. Apresentou, relativamente a resultados experimentais uma precisão entre 2% a 10%. Apenas para alguns casos excepcionais ocorreram discrepâncias até 36%. O trabalho desenvolvido por Aslam Bhutta *et al.* demonstra que os *softwares* de análise *CFD*, são uma ferramenta suficientemente robusta para na maioria dos casos fazer uma boa previsão do escoamento do fluido e do comportamento térmico do permutador de calor. Permitindo assim, melhorias numa configuração existente ou mesmo em alguns casos substituindo um protótipo físico (Aslam Bhutta *et al.*, 2012).

3. Modelação não isotérmica do escoamento

O software *FLUENT* compreende uma série de opções para a modelação de uma vasta gama de problemas como, escoamento laminares ou turbulentos, de fluidos compressíveis ou incompressíveis, no estado estacionário ou transiente e com ou sem mudança de fase. Assim sendo é necessário que o software recorra a modelos matemáticos para modelar os fenómenos físicos.

O *FLUENT* está estruturado com base em algoritmos numéricos que contem três elementos principais:

- *pré-processador*, onde são definidas a geometria, a malha e as condições de fronteira e variáveis do domínio de estudo;
- *solver*, onde é produzida a solução numérica, na qual as variáveis são aproximadas por método de discretização;
- *pós-processador*, onde é efetuado o tratamento de dados e visualização dos resultados;

Neste capítulo serão descritas as equações que governam o escoamento, resolvidas pelo *FLUENT* e os modelos de duas equações utilizados nas simulações. A malha, os métodos de solução e os métodos de tratamento junto à parede também serão discutidos.

3.1. Escoamento

O escoamento é governado pela equação da continuidade, a equação da energia e as equações de Navier-Stokes. As equações são aplicadas a cada volume de controlo.

3.1.1. Conservação da massa

A equação da continuidade assenta no princípio de conservação da massa e pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0, i = 1, 2, 3 \quad (3.1)$$

A equação 3.1 define que o aumento de massa num dado volume de controlo é igual à massa que atravessa as faces desse mesmo volume de controlo (Versteeg e Malalasekera, 1995).

3.1.2. Conservação de Momentum

As equações de conservação de momentum, também conhecidas como equações de Navier-Stokes, seguem o princípio da segunda Lei de Newton: A variação de momentum em todas as direcções é igual à soma das forças que atuam nessas mesmas direcções (equação 3.2, Ferziger e Peric, 2002).

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial\rho(u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial\tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (3.2)$$

3.1.3. Conservação da energia

A equação da energia rege-se pela primeira Lei da Termodinâmica e assenta no princípio termodinâmico de conservação da energia, que diz que a variação da energia de uma partícula de fluido é igual à soma do Calor ganho por essa partícula com o Trabalho realizado (Çengel e Boles, 2001). A equação da energia resolvida pelo *FLUENT* (equação 3.3) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(u(\rho E + p)) = \nabla \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{v}_{eff} u) \right] + S_h \quad (3.3)$$

3.2. Turbulência

Escoamentos turbulentos têm algumas características particulares que os distinguem de um escoamento laminar, nomeadamente:

- O escoamento de um fluido em regime turbulento é irregular e caótico devido a movimentos aleatórios do fluido.
- Turbulência é uma forma tridimensional de transporte difusivo de massa, momentum e energia através dos vórtices, que potenciam este efeito.
- A energia dos vórtices tem de ser constantemente fornecida, ou irá decair até que o regime se torne de novo laminar.
- A modelação da turbulência exige termos adicionais nas equações de Navier-Stokes

O número de Reynolds (Re) de um escoamento é a medida da importância relativa das forças de inércia em relação às forças viscosas. Testes experimentais demonstram que para valores abaixo do Re_{crit} , o escoamento apresenta um comportamento suave e ordenado, denominado de regime laminar. Para valores acima do Re_{crit} o escoamento começa a mudar radicalmente, o fluxo começa a tornar-se instável e a direcção da velocidade varia aleatoriamente, dando-se a geração de vórtices. A desordem e o caos assumem lugar, sendo o escoamento denominado turbulento (Versteeg e Malalasekera, 1995).

3.2.1. Modelo de turbulência

Os softwares *CFD* aplicam modelos de turbulência que resolvem as propriedades do escoamento em cada uma das células da malha.

Sabendo que se vão tratar de simulações de escoamentos turbulentos, a escolha dos modelos de turbulência aplicáveis, é um passo de grande relevância, pois o modelo escolhido irá influenciar a decisão para a escolha da malha, o tempo de cálculo e os resultados.

O *FLUENT* disponibiliza os seguintes modelos (Fluent-user's-guide, 2011):

- *Spalart-Allmaras*
- $k - \epsilon$
 - *Standard $k - \epsilon$*
 - *Renormalization-group (RNG) $k - \epsilon$*
 - *Realizable $k - \epsilon$*
- $k - \omega$
 - *Standard $k - \omega$*
 - *Shear-stress transport (SST) $k - \omega$*
- *Transition $k - \kappa - \omega$*
- *Transition SST*
- *Reynolds stress models (RSM)*
 - *Linear pressure-strain RSM*
 - *Quadratic pressure-strain RSM*
 - *Low-Re stress-omega RSM*
- *Scale-Adaptive Simulation (SAS)*
- *Detached eddy simulation (DES)*, que incluem um dos seguintes modelos RANS.
 - *Spalart-Allmaras RANS*
 - *Realizable $k - \epsilon$ RANS*
 - *SST $k - \omega$ RANS*
- *Large eddy simulation (LES) model*, que incluem um dos seguintes modelos.
 - *Smagorinsky-Lilly subgrid-scale model*
 - *WALE subgrid-scale model*
 - *Dynamic Smagorinsky model*
 - *Kinetic-energy transport subgrid-scale model*
- *DNS (Direct Numerical Simulation)*

As opções são muitas, mas rapidamente se excluem grande parte delas. Sabendo-se que se tratam de escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos, podem-se então excluir todos os modelos de transição. De uma forma simples os modelos que restam podem ser classificados em três grupos (Figura 3.1). No primeiro grupo temos os modelos que resolvem todas as estruturas de vórtices (*Direct Numerical Simulation*), estes têm grande precisão de cálculo mas requerem recursos computacionais extremos e exigem muito tempo de cálculo. No segundo grupo incluem-se os modelos que resolvem apenas as estruturas de vórtices com maior relevância para o escoamento (*Large Eddy Simulation*), estes modelos produzem também muito bons resultados, contudo os recursos de processamento e tempo de cálculo são ainda muito elevados. No terceiro grupo estão os modelos de turbulência *Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)*. Este modelos resolvem a turbulência com recurso a novas variáveis introduzidas, no caso do modelo $k-\epsilon$, que é um modelo de duas equações (tem duas equações de transporte adicionais para representar a turbulência do

escoamento) a variável k determina a energia da turbulência e a variável ϵ determina a taxa de dissipação da turbulência. Com estas duas variáveis é calculada uma outra variável denominada *Reynolds Stress*. Os modelos de turbulência *RANS* são atualmente os mais utilizados pois produzem bons resultados com baixos recursos computacionais.

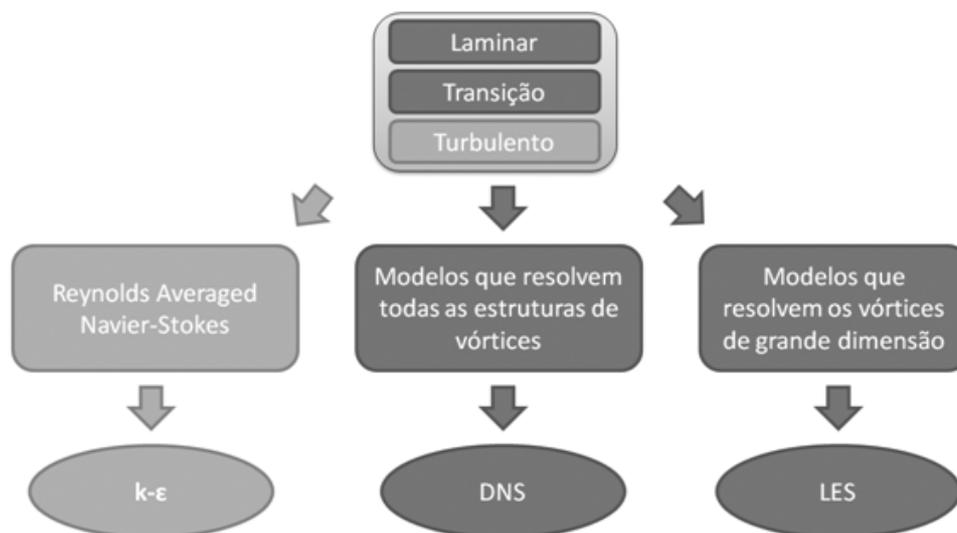


Figura 3.1 – Diagrama de escolha do modelo de turbulência

Sendo certo que a escolha recairia sobre um modelo *RANS*, foi feita uma pesquisa para escolher qual o melhor dos modelos *RANS* a utilizar.

Na pesquisa efetuada em literatura da especialidade (por exemplo: Bhutta, 2012), o modelo $k - \epsilon$ mostrou-se como o mais utilizado dentro dos modelos *RANS* e com melhores resultados em diferentes tipos de problemas, sendo também um dos menos exigentes a nível computacional. O modelo $k - \epsilon$ foi então o escolhido para realizar as simulações. Sendo que, o FLUENT disponibiliza três versões do modelo $k - \epsilon$ (*Standard*, *Realizabale* e *RNG*). O modelo *Realizabale* $k - \epsilon$ é o recomendado pelo manual do software dentro dos modelos $k - \epsilon$ disponíveis, sendo um pouco mais pesado que o modelo *Standard* a nível computacional. Ao longo do trabalho as simulações serão feitas com os modelos *Standard* e *Realizable* $k - \epsilon$.

3.2.2. Modelo Standard $k-\epsilon$

O modelo Standard $k - \epsilon$ tornou-se popular na solução de problemas de engenharia envolvendo escoamentos de fluidos com transferência de calor conjugada, por ser robusto, computacionalmente económico e com precisão de resultados razoável em grande variedade de casos práticos. O modelo Standard $k - \epsilon$ é um modelo de duas equações semi-empírico, onde são introduzidas duas novas variáveis para a modelação do escoamento, sendo elas, a energia cinética gerada pela turbulência (k) e a sua taxa de dissipação (ϵ). Este modelo apenas é válido para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos e a influência da viscosidade molecular é desprezada.

As equações de transporte utilizadas para modelar k e ε são, as seguintes:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(u + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(u + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} + (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.5)$$

Nestas equações, G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devida aos gradientes da velocidade média. Por outro lado G_b diz respeito à energia cinética turbulenta gerada devido a efeitos de flutuabilidade. Y_M representa a contribuição da dilatação flutuante em turbulência compressível. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ são constantes que foram determinadas experimentalmente para ar e água em várias configurações de fluxo (Tabela 3.1), enquanto σ_k e σ_ε são números de Prandtl turbulentos para k e ε respetivamente e assumem, por defeito os valores apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Coeficientes do modelo *Standard* $k - \varepsilon$

Coeficiente	Valor
$C_{1\varepsilon}$	1.44
$C_{2\varepsilon}$	1.92
C_u	0.09
σ_k	1.0
σ_ε	1.3

Relativamente à viscosidade turbulenta μ_t , pode ser determinada pela equação 3.6.

$$\mu_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.6)$$

3.2.3. Modelo *Realizable* $k-\varepsilon$

O modelo de turbulência *Realizable* $k - \varepsilon$ deriva das mesmas equações de transporte do modelo *Standard* $k - \varepsilon$, o termo *Realizable* aplica-se porque aqui as variáveis k e ε são derivadas de equações exatas, ao contrário do modelo *Standard* onde k advém de equações exatas e ε de formulações empíricas.

As diferenças em relação ao modelo *Standard* $k - \varepsilon$ são então as seguintes:

- Uma nova formulação para a viscosidade turbulenta (μ_t), onde C_u (equação 3.6), constante no modelo *Standard*, é agora calculado.
- A taxa de dissipação dos vórtices (ε), resultante de formulações empíricas no modelo *Standard*, é agora derivada de uma equação de transporte exata.

Esta nova formulação do modelo *Realizable* $k - \varepsilon$, permite resultados mais precisos na separação da camada limite, em escoamentos que envolvam rotação, gradientes de pressão adversos e zonas de recirculação. As constantes do modelo foram também reajustadas e são as apresentadas na Tabela 3.2, observa-se que o modelo *Realizable* tem menos uma constante em relação ao modelo *Standard*, uma vez que C_u , é agora resolvido.

Tabela 3.2 - Coeficientes do modelo *Realizable* $k - \varepsilon$

Coeficiente	Valor
$C_{1\varepsilon}$	1.44
C_2	1.90
σ_k	1.0
σ_ε	1.2

3.3. Métodos de solução

Nesta secção são descritos os métodos numéricos e algoritmos de resolução usados pelo *FLUENT* neste trabalho, passando pela discretização, acoplamento e critérios de paragem.

3.3.1. Discretização

Para obter uma solução aproximada numericamente é necessária a utilização de métodos de discretização que aproximem as equações diferenciais por um sistema de equações algébricas que poderão ser posteriormente resolvidas por um computador. Assim, a exatidão de uma solução numérica está dependente da qualidade do método de discretização utilizado (Ferziger e Peric, 2002). O método dos volumes finitos é o utilizado pelo *FLUENT* para a discretização do domínio. Neste método, as equações diferenciais de conservação são integradas em cada volume de controlo criado pela malha computacional.

Pode-se esquematizar o método dos volumes finitos nas seguintes etapas:

- Integração das equações que governam o escoamento ao longo de todas as células do domínio.
- Conversão das equações integradas num conjunto de equações algébricas.
- Solução das equações algébricas por um método iterativo (Versteeg e Malalasekera, 1995, *Fluent-user's-guide*, 2011).

3.3.2. Acoplamento

O algoritmo de acoplamento, entre a pressão e velocidade, adotado para as simulações deste trabalho foi o SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*). O algoritmo SIMPLE é essencialmente um procedimento iterativo para prever e corrigir o cálculo do campo de pressão, cumprindo a conservação da massa (Versteeg e Malalasekera, 1995). As equações para as variáveis

da solução são resolvidas sequencialmente e a solução é obtida iterativamente de forma a obter a convergência da solução (Fluent-user's-guide, 2011).

O algoritmo do método de solução está representado na Figura 3.2

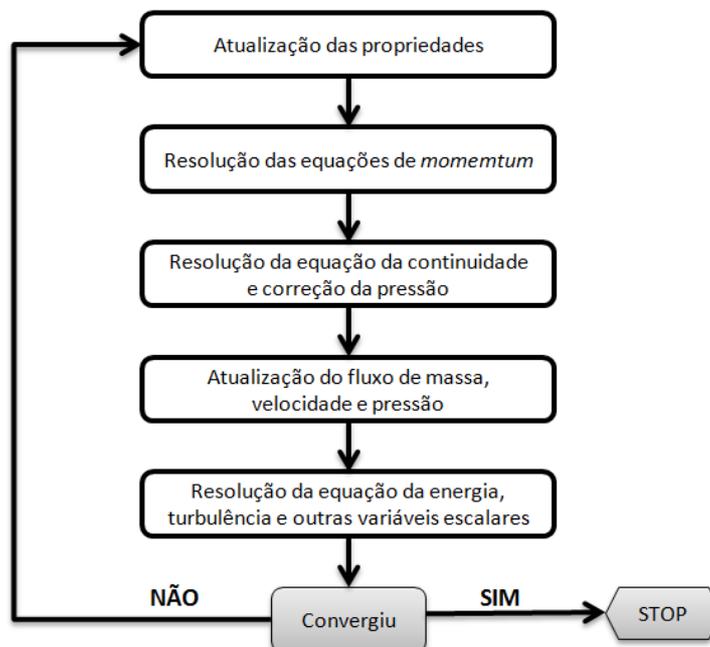


Figura 3.2 - Algoritmo do método de solução

O algoritmo SIMPLE é o indicado pelo manual do software para problemas em regime estacionário, como os que são estudados nesta dissertação.

3.3.3. Critérios de paragem

O FLUENT resolve o processo iterativo da solução até que atinja determinados critérios de paragem especificados pelo utilizador. Esses critérios de paragem são especificados para k , ϵ , para as equações da continuidade e energia e para as velocidades em x , y , z . Os critérios de paragem serão especificados, no decorrer do trabalho, para cada um dos casos analisados.

3.4. Malha

O escoamento é governado por equações diferenciais parciais e estas não podem ser resolvidas analiticamente. Para que se possa obter uma solução numérica aproximada é necessário um método de discretização que aproxima as equações diferenciais a partir de um sistema de equações algébricas que podem ser resolvidas num computador. Essas aproximações são aplicadas a pequenos domínios que, juntos, definem a malha do problema.

3.4.1. Tipos de malha

Um software de geração de malhas tem um vários algoritmos de resolução que definem a malha resultante. Podem-se resumir as malhas resultantes nos seguintes tipos:

Malha estruturada ortogonal

Uma malha estruturada (Figura 3.3 a), é caracterizada pela conectividade regular dos seus elementos e pela ortogonalidade perfeita dos seus elementos. Este tipo de malha permite discretizar o domínio no menor numero de elementos possível, quando aplicável. A sua grande desvantagem é a sua inaplicabilidade em geometrias minimamente complexas.

Malha não estruturada

A malha não estruturada (Figura 3.3 b) é caracterizada pela irregularidade na conectividade dos elementos, sendo que essa irregularidade torna a malha não estruturada muito mais adaptável a qualquer tipo de geometria. Normalmente são malhas muito pesadas computacionalmente mas muito utilizadas devido à sua versatilidade.

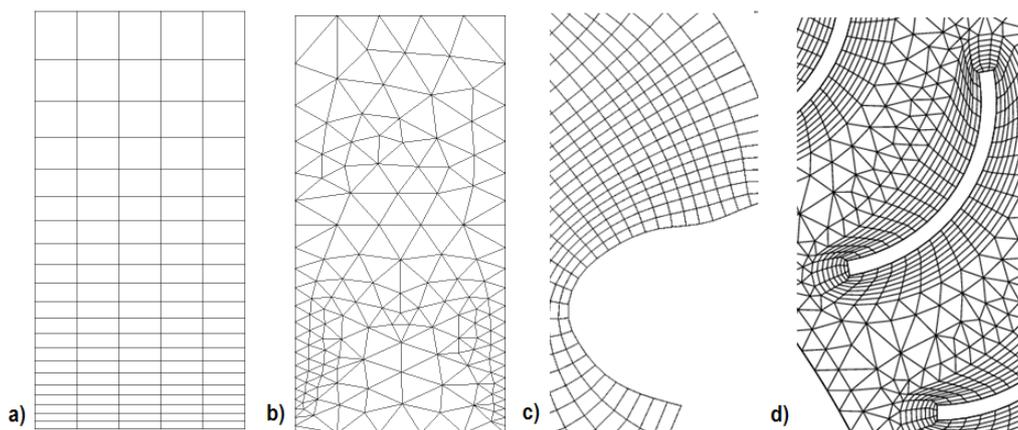


Figura 3.3 - a) Malha estruturada b) Malha não estruturada c) Malha estruturada não ortogonal d) Malha Híbrida

Malha estruturada não ortogonal

Uma malha estruturada não ortogonal (Figura 3.3 c) possui o mesmo algoritmo de resolução da malha estruturada sendo a principal diferença o fato de permitir variar a ortogonalidade, resultando daqui uma malha muito eficiente e com um maior campo de aplicação do que uma malha ortogonal, não se pode também esquecer que elementos menos ortogonais são elementos de menor qualidade.

Malha Híbrida

Uma malha híbrida (Figura 3.3 d), tem zonas do domínio com uma malha estruturada e outras com malha não estruturada, são malhas muito recorrentes, pois grande parte dos problemas possui zonas mais simples do domínio que podem ser modeladas com malhas estruturadas e outras mais complexas onde é necessário recorrer a malhas não estruturadas.

Existem outros tipos de malha não referidos e que são resultantes de combinações dos tipos de malha descritos anteriormente.

3.4.2. Avaliação da malha

Para se criar uma malha que se adeque ao escoamento é necessário compreender o fenómeno físico. É por exemplo, necessário perceber quais serão as zonas do escoamento mais complexas e, como consequência, que necessitam de uma maior resolução de malha, ou então, se a malha se distribui de acordo com o escoamento. Para além de uma malha que se adeque à Mecânica do problema é necessário avaliar a qualidade dos elementos da malha. As variáveis relativas à qualidade dos elementos da malha são as seguintes:

Skewness - esta variável diz respeito à perfeição geométrica do elemento (Figura 3.4).

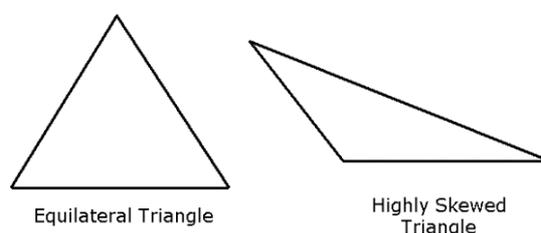


Figura 3.4 - Exemplo de *skewness*

Na Tabela 3.3 é apresentada a qualidade do elemento em função do *skewness*.

Tabela 3.3 - Qualidade do elemento em função do *skewness*

Valor de Skewness	Qualidade do elemento
1	inaceitável
0.9 — <1	mau
0.75 — 0.9	pobre
0.5 — 0.75	aceitável
0.25 — 0.5	bom
>0 — 0.25	excelente
0	equiangular

Elementos com o elevado *skewness* não são aceitáveis porque as equações dos modelos assumem que os elementos são aproximadamente equiangulares.

Orthogonal quality - é relativa à qualidade ortogonal do elemento e varia também entre 0 e 1. Onde 0 diz respeito a um elemento perfeitamente ortogonal e 1 representa um elemento imperfeito.

Aspect ratio - é a razão entre a base e a altura do elemento (Figura 3.5), esta variável pode ser um bom indicador na avaliação da malha mas não é tão relevante como o *skewness* e *Orthogonal Quality*.



Figura 3.5 - Exemplo de *Aspect Ratio* em quadriláteros

3.5. Métodos de tratamento junto à parede

Escoamentos turbulentos são significativamente afetados pela presença de paredes e estas são mesmo as principais causadoras de vórtices e turbulência. Junto às paredes, variáveis como velocidade e pressão variam constantemente. Por esse motivo um cálculo preciso nessas zonas é relevante para conduzir a bons resultados.

Neste capítulo torna-se importante a introdução de uma nova variável que é a altura adimensional da primeira célula da malha imediatamente a seguir à parede (y^+), o valor desta variável influencia amplamente o número de elementos da malha, valores de $y^+ = 1$ exigem malhas extremamente refinadas junto às paredes, enquanto para malhas mais grosseiras o seu valor aumenta. O valor de y^+ é influenciado pela massa volúmica (ρ), pela velocidade do fluido (u) e pela viscosidade (μ) do mesmo, como se pode observar na equação 3.7.

$$y^+ = \rho u y / \mu \quad (3.7)$$

Sabe-se da literatura Clássica de Mecânica de Fluidos, que o desenvolvimento da camada limite junto à se divide em três secções (*layers*), na primeira secção (*viscous sub-layer*, $y^+ < 5$) o escoamento é laminar por esse motivo a viscosidade molecular é um fator de grande relevância para o cálculo da Transferência de Calor e *Momentum*. Nesta zona a formulação da viscosidade turbulenta (μ_t) referida anteriormente na equação 3.6 não é aplicável.

A secção mais afastada da parede ($y^+ > 30$), mas ainda dentro da zona de desenvolvimento da camada limite, o escoamento já é completamente turbulento, por isso a viscosidade turbulenta (μ_t) e a própria turbulência são variáveis fundamentais para o cálculo da Transferência de Calor e *Momentum*.

A secção intermédia ($5 < y^+ < 30$) das secções anteriormente referidas é a zona de transição de escoamento laminar para turbulento, aqui o escoamento oscila aleatoriamente entre laminar e turbulento. Nesta secção tanto a viscosidade molecular como a turbulenta são importantes para o cálculo (White, 2003).

O FLUENT permite modelar completamente o escoamento junto às paredes, à custa de uma malha muito refinada nessa zona (Figura 3.6 à direita), sendo que em escoamentos complexos isso torna-se computacionalmente muito pesado. Por isso o software permite uma aproximação diferente, onde a zona junto à parede é resolvida com recurso a formulações empíricas que permitem estimar o valor das variáveis do escoamento nessa zona. As formulações empíricas referidas são conhecidas como, funções de parede (*wall functions*). As ditas funções de parede permitem modelar o

desenvolvimento do escoamento junto às paredes com malhas mais grosseiras e computacionalmente, mais viáveis. Sendo que os resultados não são tão precisos como quando toda a zona é resolvida (Figura 3.6 à esquerda).

A aproximação que recorre a funções de parede, *Wall Function Approach*, permite o uso de *Standard Wall Functions*, que permitem resultados razoáveis para a maioria dos casos com números de Reynolds elevados. As *Non-Equilibrium Wall Functions* estendem a aplicabilidade da *Wall Function Approach* para situações de fluxo instável e gradientes de pressão adversos.

Apesar de mais exigente computacionalmente, o *Near-Wall model Approach* é recomendado pelo software, sempre que possível, pois os seus resultados são à partida mais precisos principalmente com números de Reynolds baixos.

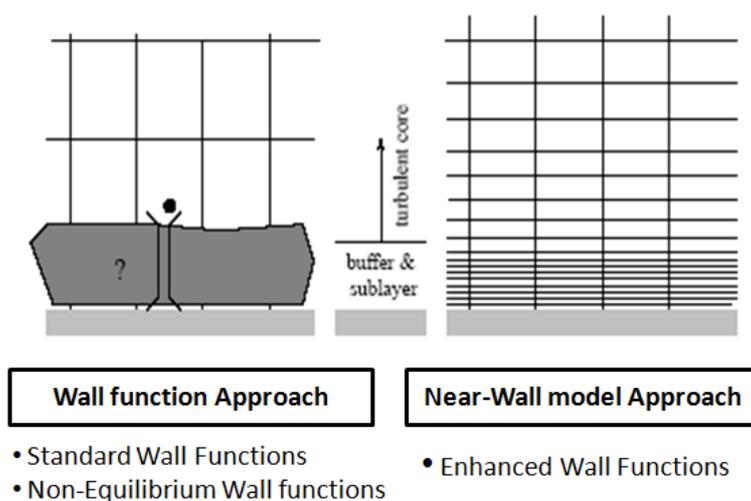


Figura 3.6 – Métodos de tratamento junto à parede

Na Tabela 3.4 são apresentados as gamas de valores de y^+ aceitáveis e os recomendados pelo FLUENT para as respetivas aproximações.

Tabela 3.4 – Valores de y^+ para as respetivas aproximações

Método de tratamento junto à parede	y^+	y^+ recomendado
Wall Function Approach	$30 < y^+ < 300$	30
Near-Wall model Approach	$1 < y^+ < 5$	1

4. Casos de estudo

No decorrer deste capítulo serão descritos os três casos que foram analisados recorrendo ao software *CFD ANSYS FLUENT* e cálculos analíticos convencionalmente utilizados no cálculo de permutadores. Passando pela descrição esquemática dos permutadores de calor analisados e também pelas condições de fronteira e simplificações consideradas. Para cada um dos permutadores serão definidos 4 casos de estudo com diferentes condições operatórias.

4.1. Permutador com parede isotérmica

O primeiro caso analisado (Figura 4.1), trata-se do escoamento de água líquida ao longo de um tubo liso de 2000 mm de comprimento (L) e 10 mm de diâmetro interno (D_i). A temperatura de superfície interna do tubo (T_w) é considerada constante ao longo do tubo. São arbitradas várias temperaturas de entrada (T_{in}) e pretende-se fazer a análise deste permutador com recurso a métodos analíticos e ao software *CFD ANSYS FLUENT*.

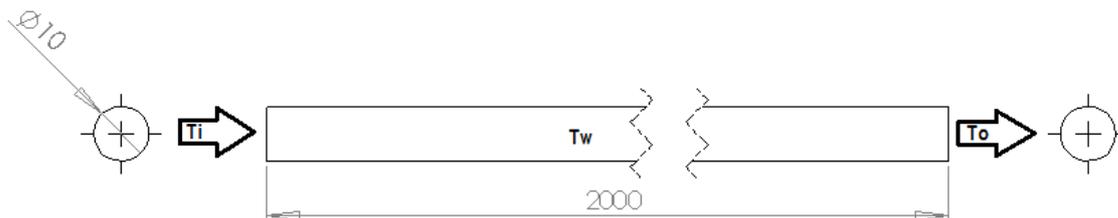


Figura 4.1 – Representação de permutador de calor com parede isotérmica

A análise deste caso em particular é relevante, pois o facto de se assumir uma temperatura de parede (T_w) constante, permite obter uma solução para a temperatura média de saída do fluido (T_{out}) e tratando-se de um escoamento num tubo podem-se utilizar correlações com um erro inferior a 6%, na determinação do Numero de Nusselt (Nu). Esta variável é normalmente a maior fonte de incerteza em análise de permutadores, chegando mesmo em alguns casos a atingir erros na ordem dos 30% (Holman, 1989). De realçar também, que apesar de se tratar de um dos casos mais simples de transferência de calor, não deixa de ser um caso com aplicações reais muito próximas, pois quando se tratam de casos de evaporação ou condensação na zona exterior do tubo, T_w é aproximadamente constante e igual à temperatura de saturação do fluido exterior. É também um caso da mecânica de fluidos exaustivamente estudado, sendo assim possível comparar os resultados obtidos com correlações obtidas experimentalmente.

Serão considerados os seguintes casos de estudo para este permutador (Tabela 4.1):

Tabela 4.1 - Casos analisados no permutador de calor com parede isotérmica

Caso	\dot{m} (kg/s)	Re	T_{in} (K)	T_w (K)	Obs.
1 (Padrão)	0,08	20210	343	293	Arrefecimento de Água
2	0,5	126317	343	293	Arrefecimento de Água
3	0,08	17090	293	343	Aquecimento da Água
4	0,08	14147	313	293	Arrefecimento de Água

Caso 1 - O primeiro caso analisado para este permutador, trata-se do arrefecimento de um caudal de 0.08 kg/s de água que entra no tubo a 343 K e que irá perder calor através da parede do tubo que se encontra a 293 K

Caso 2 - Neste caso as condições do caso 1 são repetidas com exceção do caudal que agora é muito superior ao caso 1.

Caso 3 - As condições do caso 1 são repetidas, sendo apenas as temperaturas invertidas, assim, neste caso a temperatura da parede (T_w) é superior à temperatura de entrada da água, tem-se por isso um caso de aquecimento.

Caso 4 - O quarto caso analisado trata-se novamente do arrefecimento de 0.08 kg/s de água, sendo que desta vez a diferença de temperatura entre T_w e T_{in} foi reduzida em 30 K relativamente aos casos anteriores

Foram testados diferentes condições operatórias de forma a perceber qual a sensibilidade a essas variações das metodologias aplicadas na análise dos permutadores e também se ambas as metodologias mantêm boa concordância em condições distintas.

4.2. Permutador de tubos concêntricos

O segundo permutador de calor a ser analisado é um permutador de tubos concêntricos. Este permutador consiste num tubo no interior de outro, onde no tubo interior circula um fluido e no espaço anular exterior circula o outro. Optou-se pela análise deste permutador por se tratar de um caso simples onde as correlações empíricas ainda apresentam bons resultados. Outra grande vantagem da análise deste permutador, é que, mesmo tratando-se de uma geometria simples, permite testar a configuração de fluxo em contra e co-corrente. Na Figura 4.2 está representado um permutador de tubos concêntricos e as resistências térmicas associadas: resistência de convecção do fluido que circula no tubo interno, resistência de condução associada à parede do tubo interno e por fim a resistência de convecção do fluido que circula na conduta anular. A parede interior do tubo exterior, limita a fronteira do sistema, é portanto considerada adiabática.

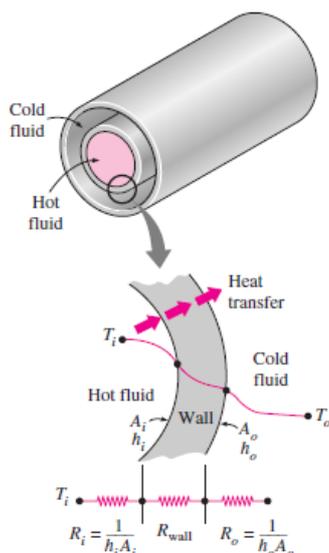


Figura 4.2 – Permutador de tubos concêntricos (Çengel e Turner, 2011)

Para o segundo permutador analisado, foi então considerado um permutador de tubos concêntricos com 1 m de comprimento (L), diâmetro interno (D_1) 10 mm e diâmetro exterior (D_2) 20mm (Figura 4.3). Decidiu-se desprezar espessura do tubo interno e sua resistência térmica de condução, após ter sido verificado que o seu valor é desprezável em comparação com a resistência térmica dos fluidos. É também mais fácil no *FLUENT* fazer a transição entre domínios de malha de dois fluidos do que em fluido/sólido e sólido/fluido.

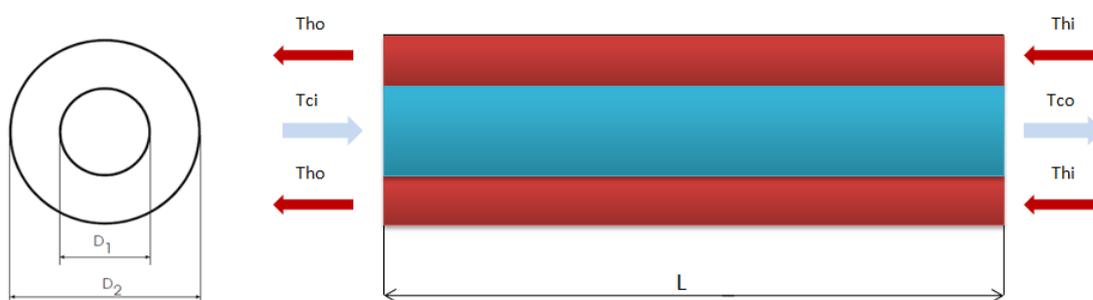


Figura 4.3 – Representação esquemática do Permutador de tubos concêntricos analisado

Os casos estudados neste permutador foram os seguintes (Tabela 4.2):

Tabela 4.2 - Casos analisados no permutador de tubos concêntricos

Caso	Config. de fluxo	c_p (J/kg.K) tubo/anel	Re - tubo/anel	Caudal fluido quente (kg/s)	Caudal fluido frio (kg/s)	Temperatura anel_in (K)	Temperatura tubo_in (K)
1	Contra-corrente	4182/4190	12707/10505	0.1	0.1	343	293
2	Co-corrente	4182/4190	12707/10505	0.1	0.1	343	293
3	Contra-corrente	500/4190	12707/10505	0.1	0.1	343	293
4	Co-corrente	500/4190	12707/10505	0.1	0.1	343	293

Caso 1 - O primeiro caso analisado trata-se do aquecimento de 0.1 kg/s de água que entram no tubo a 293 K. A energia para o aquecimento da água que circula no tubo é fornecida pelos 0.1 kg/s de água que entram na conduta anular. O C_p de ambos os fluidos corresponde ao valor das propriedades físicas da água (ANEXO C) às temperaturas de entrada. A configuração de fluxo adotada foi, contra-corrente.

Caso 2 - No caso 2 repetiram-se todas as condições operatórias com a exceção da configuração de fluxo que passou a ser em co-corrente.

Caso 3 - O terceiro difere apenas do primeiro, no C_p do fluido que circula no tubo, que passou a ser de 500 J/kg.K. As restantes propriedades físicas do fluido mantiveram-se iguais às da água a 293 K.

Caso 4 - O caso 4 repete as condições do caso 2, com a exceção do C_p do fluido que circula no tubo que passou a ser de 500 J/kg.K.

As variantes de condições operatórias foram induzidas de forma a perceber o impacto que a configuração de fluxo e o c_p do fluido têm na eficiência do permutador. Comparam-se também os resultados obtidos em ambas as análises para perceber se são concordantes em condições distintas.

4.3. Permutador de tubos e camisa

Para o terceiro caso pretendia-se um permutador que envolve-se um escoamento mais complexo que os anteriormente estudados, e que ao mesmo tempo o seu estudo tivesse interesse científico. O permutador de tubos e camisa pareceu uma boa escolha para o terceiro caso a ser analisado pelos seguintes motivos:

- O permutador de tubos e camisa é um dos mais utilizados em processos industriais, como refinação de petróleo ou geração de energia, assim qualquer avanço tecnológico que se faça relativo a este tipo de equipamentos, terá à partida um impacto económico e ambiental considerável.
- Devido à elevada quantidade de tubos e *baffles* existentes no escoamento do lado da *shell*, é difícil fazer previsões precisas do seu comportamento térmico e hidrodinâmico, com as ferramentas convencionais.

O terceiro permutador analisado foi um permutador de calor de tubos e camisa (Figura 4.4) com a 1000mm de comprimento (L), diâmetro da *shell* (D_s) de 100mm, com 24 tubos de 10mm de diâmetro (D_t). A entrada e saída da *shell* são de 40mm de diâmetro, ao longo do comprimento do permutador existem quatro *baffles* espaçadas de 240mm. A janela de passagem do fluido na zona das *baffles* (*baffle cut*) é 50%, ou seja exatamente metade da área de secção da *shell*. Normalmente o *baffle cut* é inferior a 50%, sendo este valor usado por simplificar bastante a modelação no *FLUENT*. De qualquer das formas a simplificação referida não interfere no objetivo deste trabalho.

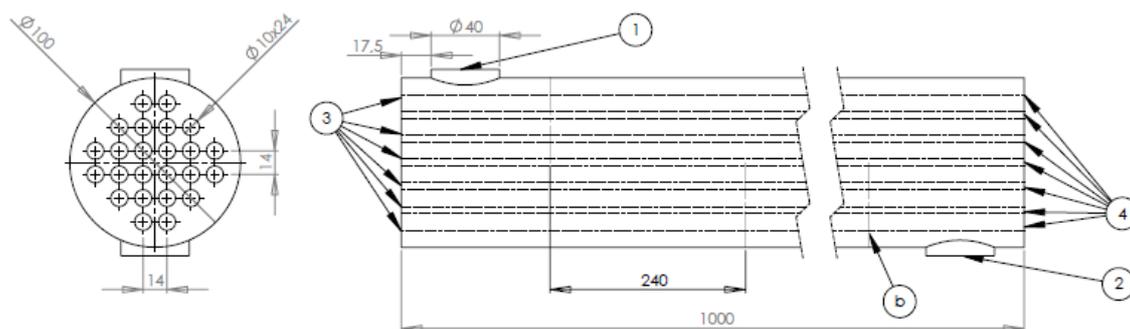


Figura 4.4 - Representação do permutador de tubos e camisa analisado (distancias em milímetros)

Todos os casos analisados foram com configuração de fluxo em contracorrente, os dados de entrada foram os seguintes (Tabela 4.3):

Tabela 4.3 – Casos analisados no permutador de tubos e camisa

Caso	Fluidos Tubos /shell	Baffles	Caudal shell (kg/s)	Caudal 24 tubos (kg/s)	Re tubos /shell	Temperatura shell_in (K)	Temperatura tubos_in (K)	Obs.
1	Água/Água	sim	0.2	2.4	12706 /586	360	290	Arrefecimento de Água
2	Água/Água	sim	0.2	2.4	38235 /148	280	370	Aquecimento de Água
3	Água/Água	não	0.2	2.4	12706 /140	360	290	Arrefecimento do Água
4	Água/Ar	sim	0.2	2.4	14290 /8027	450	300	Arrefecimento de Ar

Caso 1 - Neste permutador o primeiro caso analisado trata-se do arrefecimento de água que circula pelo exterior dos tubos. No domínio delimitado pela *shell* e pelo exterior dos tubos, passam 0.2 kg/s de água que entram na zona 1 (Figura 4.4-1) a 360 K e saem na zona 2 (Figura 4.4-2) a um temperatura a calcular. No interior dos 24 tubos circulam 2.4 kg/s de água que entram na zona 4 (Figura 4.4-4) a 290 K e saem na zona 3 (Figura 4.4-3) a uma temperatura que será calculada. As simplificações assumidas foram as espessuras das paredes dos tubos e das *baffles* que foram desprezadas. As *baffles* foram também consideradas estanques, na realidade existem pequenas zonas de passagem de fluido nas juntas das *baffles* com os tubos.

Caso 2 – O caso 2 é similar ao caso 1, sendo a diferença as temperaturas de entrada dos fluidos, que neste caso são de 280 K para a água que entra na *shell* e 370 para a que entra nos tubos. Tratando-se por isso do aquecimento da água que entra na *shell*.

Caso 3 – Neste caso todas as condições operatórias do caso 1 foram repetidas, com a exceção das *baffles* que foram removidas.

Caso 4 – No quarto caso substitui-se o fluido que circula na *shell* (água) por ar. As temperaturas de entrada são agora de 450 K para o ar que entra na *shell* e de 300 K para a água que entra nos tubos, os caudais são os mesmos dos restantes casos e são consideradas as *baffles*.

Com os diferentes casos analisados neste permutador pretende-se perceber qual impacto das condições operatórias (diferentes fluidos, temperaturas de entrada, com ou sem *baffles*) no desempenho do permutador de calor. Em todos os exemplos são comparados os resultados da simulação com os do cálculo analítico.

5. Resultados e discussão

Ao longo deste capítulo será feita a análise a três permutadores de calor, onde inicialmente será feita uma análise recorrendo a métodos analíticos convencionais e posteriormente será feita a mesma análise com recurso ao *software FLUENT*. Por fim são comparados e discutidos os resultados de ambos os métodos.

5.1. Cálculo permutador com parede isotérmica

Nesta secção será demonstrado o cálculo analítico e com recurso ao *software FLUENT*, feito para o permutador com parede isotérmica. Depois de obtidos os resultados, serão comparados e discutidos os dois métodos de cálculo.

5.1.1. Cálculo analítico

O cálculo analítico será apenas detalhado para o caso 1, uma vez que para os restantes casos o cálculo é similar.

A primeira situação estudada foi a de arrefecimento, foram considerados os dados de entrada apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Dados Caso 1

Dados de entrada Caso 1	Propriedades físicas da água a 45°C	
D (m)	0,01	ρ (kg/m ³) 990
L (m)	2	k_w (W/m.K) 0,637
\dot{m} (kg/s)	0,08	μ (kg/m.s) 0,000596
T_{in} (K)	343	Pr 3,91
T_w (K)	293	C_p (J/kg.K) 4180
T_f (K)	318	μ_w (kg/m.s) 0,001002
u (m/s)	1.02	μ_b (kg/m.s) 0,000404

O primeiro passo foi obter as propriedades físicas do fluido à temperatura de filme, T_f (equação 5.1) Numa primeira aproximação, considerou-se $T_{out} = T_w = 293$ K. Todas as propriedades são obtidas à temperatura de filme com a exceção de μ_w e μ_b , que são obtidos às temperaturas de parede e entrada do fluido respetivamente.

$$T_f = \frac{(T_{in} + T_{out})}{2} \quad (5.1)$$

De seguida é necessário verificar se o escoamento é laminar ou turbulento. Foi então calculado o número de Reynolds (equação 5.2), sendo $Re = 17090$, trata-se de um escoamento claramente turbulento uma vez que em tubos a transição de escoamento laminar para turbulento dá-se para números de Re compreendidos entre 2300 e 4000.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \quad (5.2)$$

Determinado o regime do escoamento o passo seguinte é a determinação do número de Nusselt. Para escoamentos em tubos existem várias correlações disponíveis, na pesquisa efetuada a correlação desenvolvida por Putekhov (equação 5.3) para regimes turbulentos com Re compreendidos entre 1×10^4 e 5×10^6 , é a que apresenta a melhor precisão com um erro de 6% para números de Prandtl compreendidos entre 0.5 e 200 e de 10% para, $0.5 < Pr < 2000$. Para resolver a equação de Putekhov é necessário determinar o fator de atrito (f), este pode ser determinado a partir do Diagrama de Moody (ANEXO D) ou pela equação 5.4 para tubos lisos como o caso de estudo. As viscosidades μ_b e μ_w representam as viscosidades à temperatura de filme e temperatura da parede respetivamente, sendo a equação 5.3 válida para valores de μ_b/μ_w compreendidos entre, 0.08 e 40. O valor de n é 0.11 quando o fluido está a ser aquecido ($T_w > T_b$) ou toma valor de 0.25 quando o fluido está a ser arrefecido ($T_w < T_b$) (Holman, 1989, Teixeira, 2011).

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} (\mu_b/\mu_w)^n \quad (5.3)$$

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (5.4)$$

Estando o número de Nusselt determinado pode ser calculado o valor do coeficiente médio de transferência de calor por convecção (h) a partir da equação 5.5

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k_c} \quad (5.5)$$

O facto da temperatura da superfície do tubo ser considerada constante, permite que seja obtida a solução para a temperatura média de saída do fluido resolvendo a equação 5.6 em ordem a T_{out} .

$$\frac{T_w - T_{out}}{T_w - T_{in}} = \exp \left(- \frac{hP}{\dot{m}C_p} L \right) \quad (5.6)$$

Tendo sido calculada a temperatura de saída ($T_{out} = 312.2$ K), foi calculada uma nova temperatura de filme T_f , desta vez com $T_{out} = 312.2$ K, tomando T_f o valor de 328.3 K. As propriedades do fluido foram então obtidas com a nova temperatura de filme (Tabela 5.2) e foi calculada a nova temperatura de saída do fluido, $T_{out} = 310.4$ K. O número de Re passou a ser 20210, devido essencialmente à diminuição da viscosidade do fluido.

Tabela 5.2- Dados de entrada com nova temperatura de filme

Dados de entrada		Propriedades físicas da água a 55°C	
D (m)	0,01	ρ (kg/m ³)	985
L (m)	2	k_w (W/m.K)	0,649
\dot{m} (kg/s)	0,08	μ (kg/m.s)	0,000504
T_{in} (K)	343.15	Pr	3,25
T_w (K)	293.15	c_p (J/kg.K)	4183
T_f (K)	328.15	μ_w (kg/m.s)	0,001002
u (m/s)	1.03	μ_b (kg/m.s)	0,000404

Para o cálculo das perdas de carga distribuídas ao longo do tubo foi utilizada a seguinte equação:

$$\Delta P = f \frac{L \cdot u^2}{D \cdot 2 \cdot g} \quad (5.7)$$

O processo de cálculo descrito anteriormente, foi ainda realizado para os casos de arrefecimento e aquecimento com diferentes números de Re e diferentes diferenças de temperatura. A Tabela 5.3 mostra os resultados obtidos.

Tabela 5.3 - Resultados obtidos para os quatro casos analisados do Permutador com parede isotérmica

Caso	Caudal(kg/s)	Re	h (W/m ² .K)	ΔP	T_{in} (K)	T_w (K)	T_{out} (K)
1	0,08	20210	5915	2702	343.15	293.15	310.41
2	0,5	126317	25615	69036	343.15	293.15	315.65
3	0,08	14148	4807	2910	293.15	343.15	328.35
4	0,08	14230	4807	2910	313.15	293.15	300.15

5.1.2. Análise CFD

Como os resultados analíticos obtidos para este permutador de calor são à partida mais precisos do que os dos permutadores que serão estudados seguidamente (pois serão casos de escoamento mais complexo, onde os métodos de cálculo apresentam erros superiores), este primeiro caso de estudo servirá de modelo padrão para ajustar as definições do *FLUENT*. Algumas das definições e metodologias do *software* aqui adotadas serão extrapoladas para os restantes permutadores estudados. A análise detalhada deste caso torna-se portanto numa importante etapa deste trabalho, pois por se tratar de um caso simples permite uma melhor compreensão dos bons e dos maus resultados das simulações.

5.1.2.1. Geometria

O primeiro passo foi criar a geometria do permutador no *DesignModeler*, que neste permutador será simplesmente um cilindro (Figura 5.1), que representa o fluido no interior do tubo. Este cilindro tem a particularidade de ser 100 mm mais comprido, do que o definido no problema, sendo estes 100 mm acrescentados para que o escoamento se desenvolva completamente (este comprimento foi calculado considerando-o igual a $10 \times \text{Diâmetro interior do tubo}$) antes de entrar no domínio do problema. O tubo propriamente dito não é representado porque, a temperatura da parede do tubo é considerada constante, sendo a assim a resistência térmica do tubo desprezável.

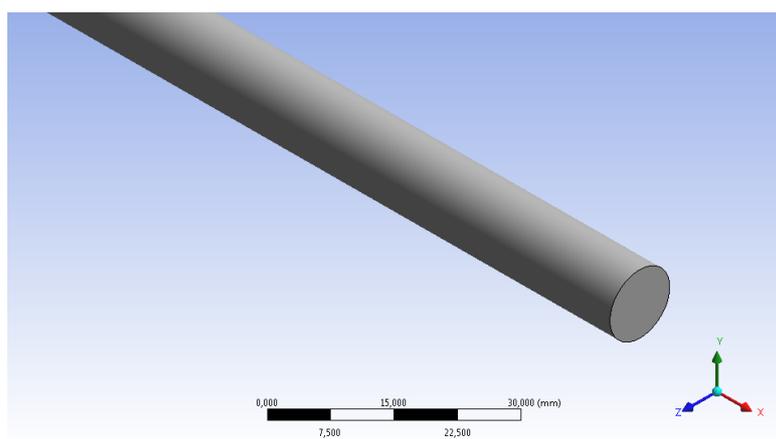


Figura 5.1 - Geometria Permutador com parede isotérmica

5.1.2.2. Malha

Depois de definida a geometria está-se em condições para definir a malha do domínio. Sabendo que se trata do escoamento de um fluido é importante que o alinhamento da malha siga a direção do escoamento, o que é conseguido mais efetivamente com prismas ou hexaedros (Figura 5.2). O modelo de turbulência escolhido para este permutador foi o *Realizable $k - \epsilon$* com a opção *enhanced wall treatment*, que permite melhores resultados nas zonas junto à parede onde o gradiente de velocidade é mais acentuado, mas exige também uma malha refinada nessa zona. Para que o modelo funcione devidamente o valor de y^+ deverá andar próximo de 1. Optou-se por esta variante do modelo $k - \epsilon$ (mais precisa que o modelo *Standard*), pois devido à simplicidade do domínio é possível fazer simulações com uma malha muito refinada e com um número aceitável de elementos.

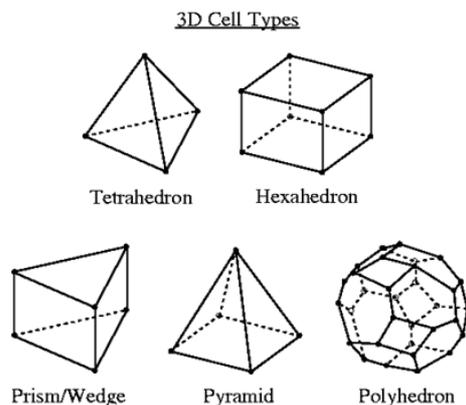


Figura 5.2 - Tipos de elementos tridimensionais

Tendo em conta as considerações tidas anteriormente partiu-se então para a produção da malha com recurso ao *Meshing* do pacote *ANSYS workbench*.

Inicialmente foi criada uma malha base com as seguintes definições:

- Physics preference - CFD
- Mesh Method - Patch Conforming/Sweeping
- Mesh settings - Default

Na malha obtida com as definições referidas (Figura 5.3), observa-se que o *software*, definiu hexaedros para a geometria das células e distribuiu-as já na direção do escoamento. O problema mais evidente desta malha é o seu refinamento junto à parede.

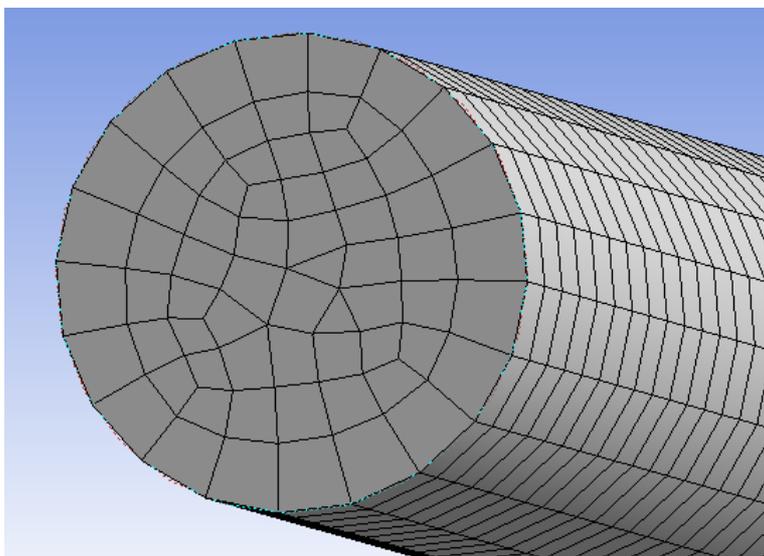


Figura 5.3 - Primeira malha gerada com definições automáticas - 88.3 mil elementos

Esta primeira malha gerada tem 88308 elementos e apresenta um *Skewness* médio de 0.3, o que é bastante bom segundo os critérios de qualidade da malha em relação ao *Skewness*.

Para resolver os problemas que a malha gerada apresenta, utilizaram-se algumas das ferramentas que o *Meshing* disponibiliza para a edição da malha, nomeadamente:

- **Sweep method** - a malha apresentada na Figura 5.3, já tinha utilizado automaticamente esta ferramenta, mas o facto de a definir manualmente permite que se tenha um maior controlo na malha. Foi então utilizada esta ferramenta para garantir que os elementos ficam alinhados na direção do escoamento. Foi ainda definido o número de divisões feitas ao longo do comprimento do tubo e também se forçou que todos os elementos fossem prismas. Apesar desta solução aumentar o número de elementos em relação a hexaedros, ela permite que a malha se arranje de forma mais ordenada, o que por consequência trará melhores resultados no *Skewness*.
- **Inflation** - esta ferramenta permite criar várias camadas junto à parede podendo ainda ser definida a espessura da primeira camada (*Leyer*) e a taxa de crescimento das sucessivas camadas de modo a que se possa criar uma transição suave entre os elementos. Esta ferramenta foi utilizada para fazer corresponder o y^+ aos valores desejados.
- **Face Sizing** - esta ferramenta foi utilizada para dar mais resolução à malha na secção circular, reduzindo o tamanho máximo dos elementos ao longo dessa secção. Foram feitas algumas simulações de teste para perceber até que ponto era preciso aumentar a resolução da malha, sem que houvesse grande influência nos resultados.

Depois de feitas as alterações as malha gerada foi a seguinte (Figura 5.4):

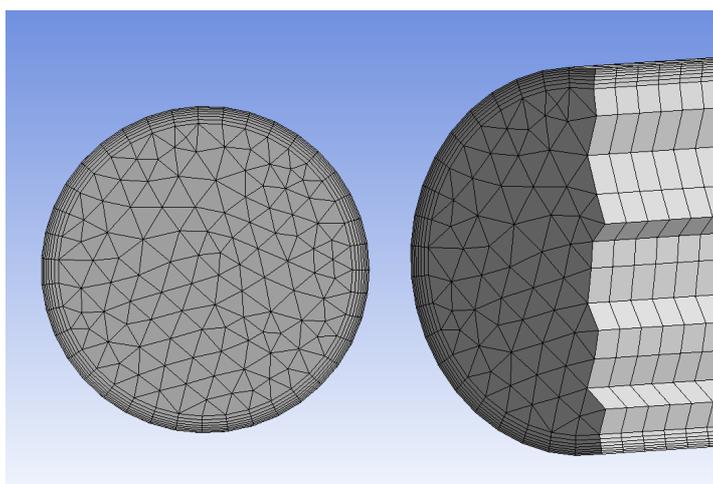


Figura 5.4 - Malha gerada manualmente - 521 mil elementos

Pode-se ver claramente que a nova malha gerada apresenta os elementos mais de acordo com o desejado, onde são visíveis as várias camadas de quadriláteros junto à parede (que vão

permitir resolver a camada sub-laminar) e prismas no interior. Esta malha tem 521088 elementos e qualitativamente é quase perfeita, apresenta *Skewness* e *Orthogonal quality* médios de 0,1 e 0.98 respetivamente.

5.1.2.3. Solução - FLUENT

Uma vez definida a malha, a próxima etapa foi configurar o *Solver (FLUENT)*, onde será realizado o cálculo. As condições de fronteira e modelo de turbulência adotados estão resumidos na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Condições de fronteira e modelo de turbulência para permutador com parede isotérmica - caso 1

Modelo de turbulência - <i>Realizable K-ε - enhanced wall treatment</i>		
	Tipo de condição	Input
Inlet	Mass flow inlet	0.08 kg/s
Outlet	outflow	-
Wall	No-slip condition	<i>Constant wall temperature - 293-K</i>
Temperatura	Inlet temperature	343 K

- **Condições de fronteira** ► para este permutador, foram definidas cinco condições de fronteira, sendo elas as seguintes:
 - **Zona de entrada do fluido** ► *mass flow inlet* - neste tipo de condição de fronteira foi necessário definir o caudal mássico de entrada, a temperatura de entrada do fluido (T_{in}) e também os valores de k e ϵ . Os valores de k e ϵ , poderiam ter sido calculados mas optou-se por correr uma primeira simulação ver para que valores estes tendiam, e numa segunda simulação atribuir esses valores no *mass flow inlet*. Além disso os 100 mm adicionais do domínio permitem que o escoamento estabilize, quase dispensando os inputs de k e ϵ .
 - **Zona de estabilização do escoamento** ► *wall* - aqui como apenas se quer que o escoamento se desenvolva completamente, sem que haja transferência de calor, é definido que a parede do tubo nos primeiros 100 mm de entrada tem a mesma temperatura de entrada do fluido.
 - **Zona correspondente aos 2000 mm da parede do tubo** ► *wall* - aqui foi definida a temperatura da parede do tubo como constante e igual a T_w
 - **Zona de saída do fluido** ► *outflow* - esta zona foi definida como saída de caudal mássico.

Relativamente ao critério de paragem das simulações, foi estabelecido para todas as variáveis um resíduo de 10^{-6} .

De seguida foram efetuadas as simulações para os quatro casos calculados analiticamente.

5.1.2.4. Contornos

Os contornos são um tipo de *output* que o *FLUENT* disponibiliza, a sua visualização permite rapidamente perceber se o fenómeno físico segue tendências realistas.

Na Figura 5.5 pode-se observar a distribuição do gradiente de velocidade na secção longitudinal do domínio (*caso 1*), são apresentados vários cortes da secção (na entrada, centro e saída do permutador) para que se possa observar grande parte do domínio. Esta técnica será utilizada várias vezes no decorrer do trabalho por se tratarem sempre de geometrias esbeltas.

A distribuição do gradiente apresenta-se de acordo com o espectável, ou seja a velocidade tende para o seu máximo à medida que a distância às paredes aumenta e tende para zero quando diminui. Os contornos de velocidade permitem antever que essa distribuição de velocidades é parabólica como se vai confirmar mais adiante. Verifica-se também na primeira secção da Figura 5.5 que o gradiente de velocidades varia e nas seguintes torna-se constante, esta observação confirma a importância da introdução da zona de estabilização do escoamento no domínio, relativa aos 100mm de tubo onde não há transferência de calor. Desta forma o domínio de estudo relevante terá o escoamento completamente desenvolvido sendo assim coerente com as correlações utilizadas no cálculo analítico, desenvolvidas para escoamentos completamente desenvolvidos.

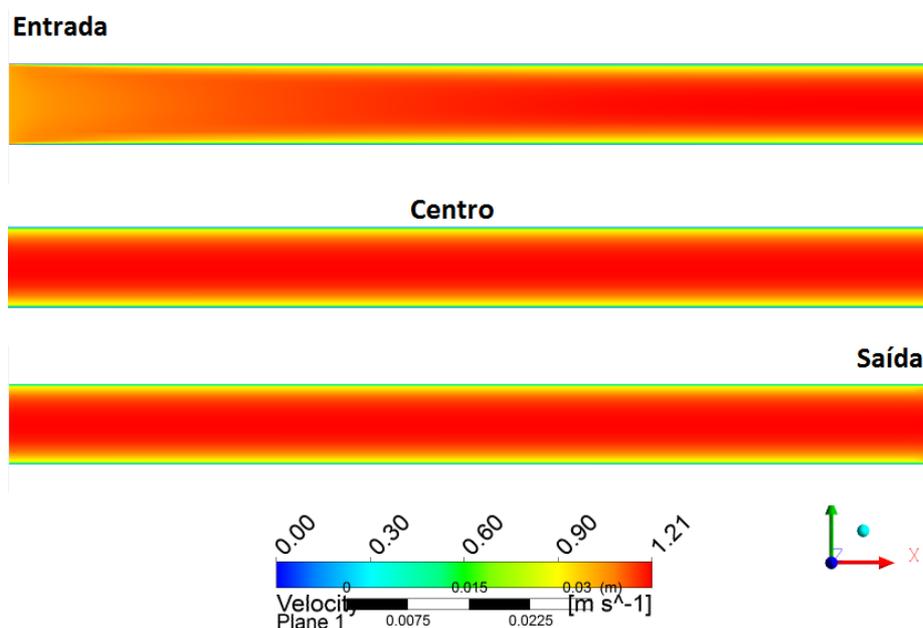
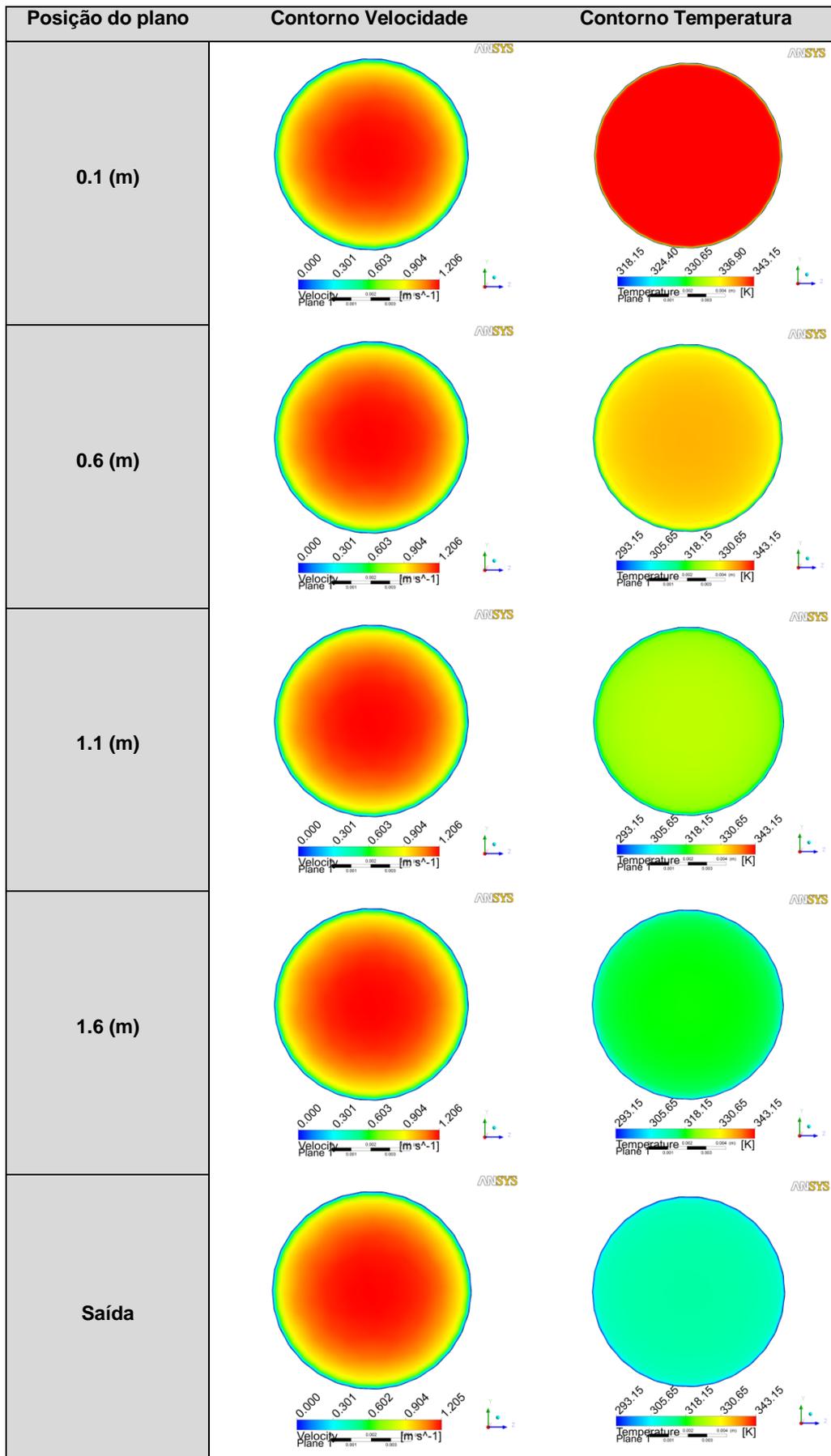


Figura 5.5 - Contornos de velocidade na secção longitudinal do tubo - *caso 1*

A Tabela 5.5 apresenta alternadamente os gradientes de velocidade e temperatura ao longo de várias secções radiais consecutivas do comprimento do tubo. Observa-se o arrefecimento gradual do fluido ao longo do comprimento do permutador, vê-se também que a temperatura aumenta com a distância em relação à parede do tubo. Relativamente à velocidade, o gradiente é constante em todas as secções, pois está-se apenas a ter em conta a parte do domínio onde há transferência da calor, excluindo-se aqui os 100 mm relativos a zona de estabilização do escoamento.

Tabela 5.5 - Contornos de Velocidade (m/s) e Temperatura (K) ao longo do comprimento do tubo - caso 1.



Os contornos apresentados na Figura 5.5 e na Tabela 5.5 para o caso 1 apresentam distribuições idênticas aos restantes casos analisados. Observa-se este facto por se tratarem todos os casos de escoamentos turbulentos, ou seja, o perfil mantém-se o mesmo variando apenas em magnitude.

5.1.2.5. Perfis de Velocidade e Temperatura

Assim como os contornos, os perfis de velocidade e temperatura são também muito úteis para verificar se o escoamento segue uma tendência realista. Os perfis não dão uma visualização tão abrangente como os contornos, mas dão informação mais detalhada.

Na Figura 5.6 estão representados os perfis de velocidade para os 4 casos analisados. Todos os perfis descrevem um curva com perfil turbulento, com velocidade a variar acentuadamente junto à parede do tubo e tender para um valor constante na zona central do tubo. A curva do caso 2 destaca-se em relação às outras três pelo valor absoluto da velocidade.

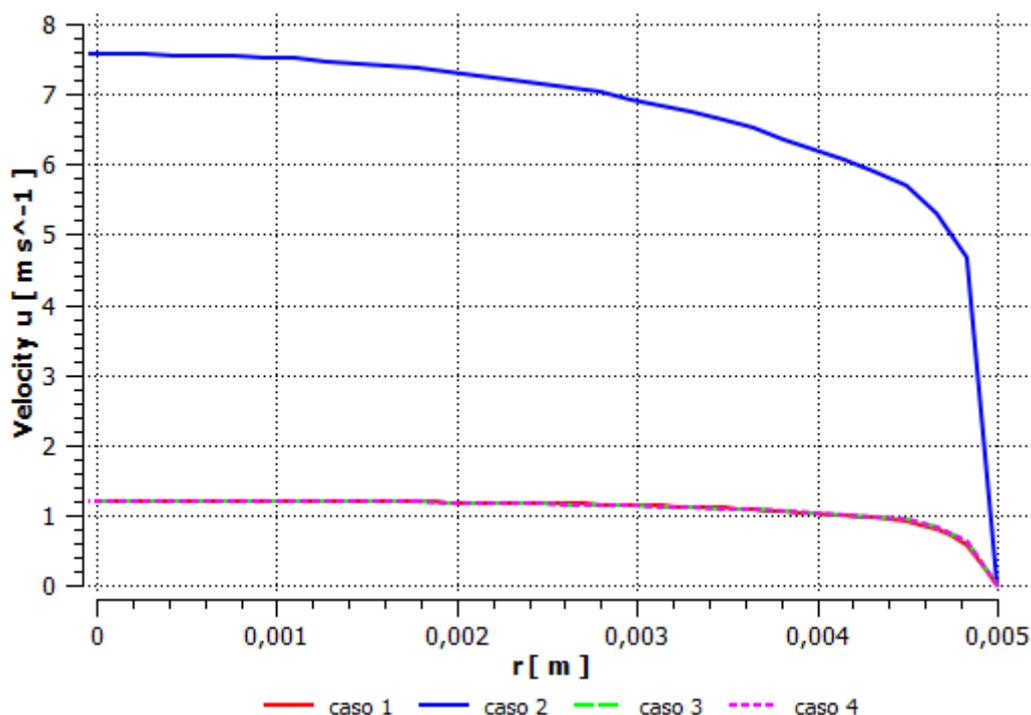


Figura 5.6 - Perfis de velocidade na secção radial do tubo, os planos de corte estão a 1.6 m da zona de entrada do fluido

Por se tratarem de escoamentos turbulentos em tubos pode-se ainda utilizar a equação de Prandtl (equação 5.8) para verificar se o rácio entre as velocidades média e máxima de cada um dos perfis correspondem aos valores calculados analiticamente(White, 2003).

$$\frac{u}{u_{\max}} \approx (1 + 1.33\sqrt{f})^{-1} \quad (5.8)$$

Na Tabela 5.6 estão apresentadas as velocidades médias e também rácios, u/u_{\max} , obtidos analiticamente e no FLUENT.

Tabela 5.6 - Velocidade média (FLUENT) e rácios u/u_{max} obtidos analiticamente e no FLUENT

caso	Velocidade média (u) (m/s) - calc. analítico	Velocidade média (u) (m/s) - FLUENT	u/u_{max} calc. analítico	u/u_{max} FLUENT
1	1.034	1.027	0,852	0,821
2	6.463	6.424	0,852	0,816
3	1.024	1.032	0,823	0,852
4	1.024	1.032	0,823	0,852

Os rácios obtidos com ambos os métodos apresentaram boa concordância.

Na Figura 5.7 estão representados os perfis de temperatura dos quatro casos, os dados foram recolhidos no mesmo local da Figura 5.6. Na extremidade esquerda das curvas pode-se ver a temperatura máxima do fluido nos casos de arrefecimento e mínima no caso 3 (aquecimento). Na extremidade do lado direito observa-se a temperatura que foi definida para a parede. De notar também que a curva do caso 3 está invertida em relação às restantes, por ser o único caso em que o fluido está a ser aquecido.

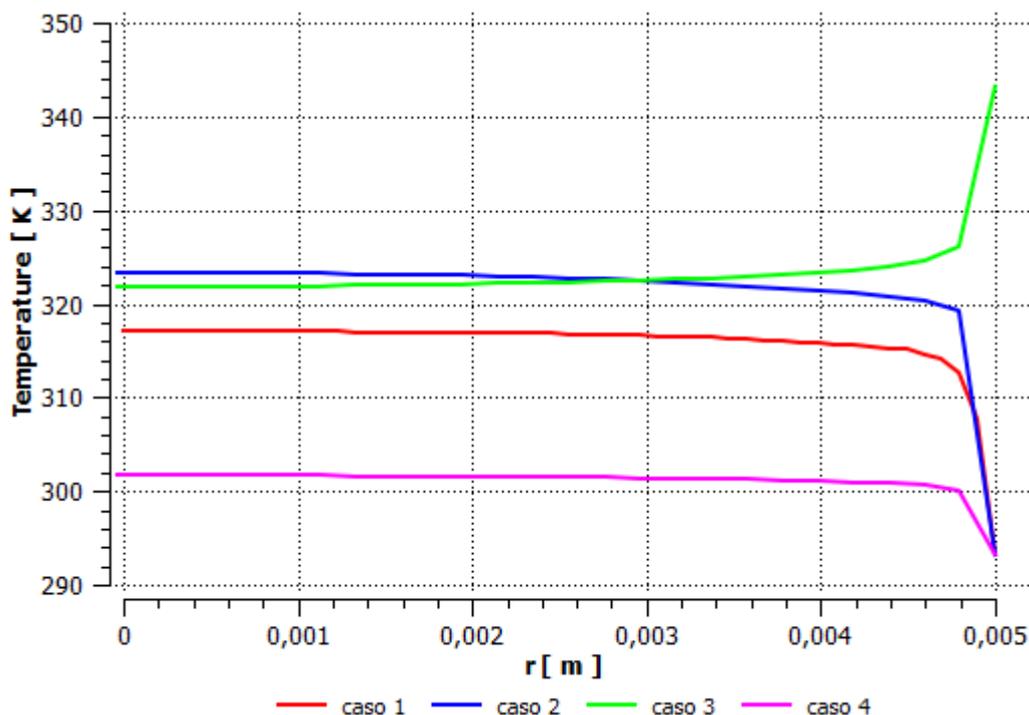


Figura 5.7 - Perfis de temperatura para os quatro casos analisados, na secção radial do tubo, o plano de corte está a 1.6m da zona de entrada do fluido

O perfis obtidos estão de acordo com o esperado, tendo uma variação decrescente em relação à parede nos casos de aquecimento e crescente nos de arrefecimento. As curvas tenderiam a estabilizar, quando a temperatura do fluido iguala-se a da parede, num tubo suficiente longo para tal.

No decorrer do trabalho surgiu a dúvida de qual seria a leitura mais adequada para a temperatura de saída média do fluido (T_b), uma vez que o *FLUENT* disponibiliza diferentes leituras como *Mass Weighted Average* ou *Area Weighted Average*.

Pare se determinar qual seria a leitura mais adequada, foi resolvido o integral da definição da temperatura média (Equação 5.9), a partir dos perfis de velocidade e temperatura apresentados nas Figuras 5.6 e 5.7.

$$T_b = \frac{\int_0^r u(r).T(r).r. dr}{\int_0^r u(r).r. dr} \quad (5.9)$$

Os resultados obtidos foram comparados com as leituras que o *FLUENT* disponibiliza, sendo a leitura *Mass Weighted Average*, a mais próxima do valor calculado pelo integral da Equação 5.9.

Foram também obtidos os perfis de temperatura média ao longo do comprimento do tubo (Figura 5.8) e foram colocados num gráfico juntamente com os resultados analíticos, para que se possa ver se o modelo segue a solução analítica em todas as condições operatórias. Este gráfico demonstra que os resultados obtidos no *FLUENT*, são quase uma copia do resultados obtidos analiticamente, em todos os pontos do permutador. As simulações dos vários casos fazem uma previsão idêntica da solução analítica. Estes resultados são muito satisfatórios, pois como foi dito anteriormente, as correlações usadas no calculo deste permutador são mais precisas na previsão do que em qualquer outro permutador que se possa analisar. Verificando-se assim que a fiabilidade dos resultados é elevada.

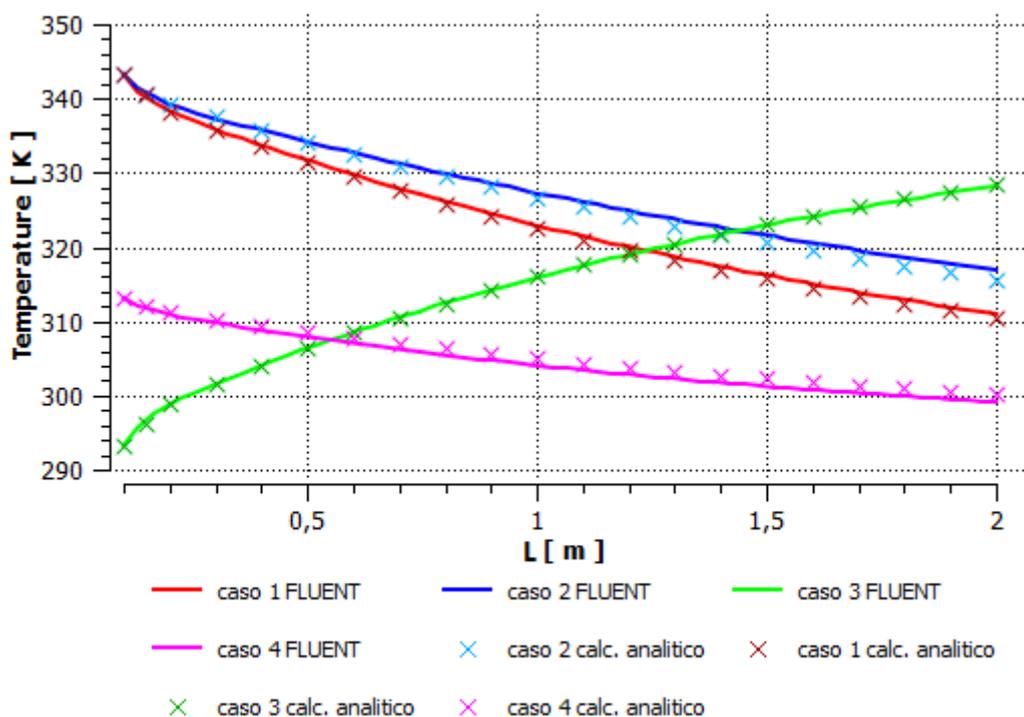


Figura 5.8 - Perfis de temperatura média ao longo do comprimento do tubo, com cálculo analítico e com o *FLUENT*

Foram ainda agrupados resultados relativos a perdas de carga (ΔP) temperatura média de saída do fluido (T_{out}) e coeficiente de transferência de calor por convecção (h). Esses resultados entram-se agrupados na Tabela 5.7.

Pode-se observar que relativamente às perdas de carga os resultados apresentam boa concordância, com a exceção do caso 2, que se desvia mais um pouco mais do resultado analítico. De notar também que as perdas de carga são sempre sobre estimadas em relação ao cálculo analítico.

No que diz respeito às temperaturas médias de saída, os casos 1 e 3, aparentam resultados idênticos, desviando-se apenas em algumas décimas. Os casos 2 e 4 apresentam um maior desvio mas ainda assim aceitável.

Tabela 5.7 - Resultados obtidos analiticamente e no *FLUENT*- permutador com parede isotérmica

<i>Caso</i>	ΔP (Pa) Calc. analítico	ΔP (pa) FLUENT	T_{out} (K) Calc. analítico	T_{out} (K) FLUENT	h (w/m ² K) Calc. analítico	h (w/m ² K) FLUENT
1	3432	3890	310.45	310.85	5910	5113
2	69036	91200	315.65	316.30	25627	24167
3	3122	3514	328.35	328.25	4807	5337
4	3122	3498	300.15	299.18	4807	5032

O coeficiente de transferência de calor por convecção (h), é determinado pelo *FLUENT* com a equação 5.10. Nesta equação T_w diz respeito à temperatura do fluido junto à parede e T_{ref} é a temperatura de média do fluido. Neste trabalho os resultados foram obtidos igualando T_{ref} a uma média entre a temperatura de entrada e saída do fluido.

$$h = \frac{Q}{T_w - T_{ref}} \quad (5.10)$$

Os resultados obtidos com este método apresentam boa concordância com os resultados obtidos analiticamente.

Os resultados da Tabela 5.7 mostram que o modelo desenvolvido apresenta em todas as leituras resultados coerentes com a solução analítica, mesmo em condições operatórias distintas. Mostrando-se assim de acordo com os trabalhos de acordo com trabalhos previamente pesquisados (Vijapurapu e Cui, 2010, Bhutta *et al.*, 2012).

Os bons resultados obtidos neste modelo foram importantes pelo fato de existirem correlações precisas que permitem confirmar que o modelo segue uma tendência real. Assim, muitas das técnicas e metodologias utilizadas para este modelo serão extrapoladas para os próximos permutadores.

5.2. Cálculo Permutador de Tubos Concêntricos

Nesta secção irá proceder-se ao cálculo térmico e hidrodinâmico do permutador de calor de tubos concêntricos. A abordagem feita ao cálculo seguirá a mesma ordem e metodologia que o último permutador analisado. Novas situações serão devidamente detalhadas.

5.2.1. Cálculo analítico

Mais uma vez será apenas detalhado o cálculo analítico para o caso 1, por ser semelhante nos restantes casos.

Para determinar as temperaturas de saída de ambos os fluidos, começou-se por determinar o coeficiente de convecção do fluido que circula no tubo interno (h_i). O método de cálculo foi o mesmo que foi utilizado para o primeiro permutador de calor analisado neste trabalho, pois para o cálculo de h_i , tem-se novamente a situação de um escoamento numa conduta circular. Numa primeira aproximação, as propriedades do fluido (caso 1) que circula na conduta interna foram obtidas à sua temperatura de entrada ($T_{c,in}$) e encontram-se na Tabela 5.8 juntamente com os restantes dados de entrada.

Tabela 5.8 - Dados de entrada caso 1, tubo

Dados de entrada caso 1		Propriedades físicas da água a 293 K	
D_1 (m)	0,01	ρ (kg/m ³)	998.0
L (m)	1	k_c (w/m.k)	0,598
\dot{m} (kg/s)	0,08	μ (kg/m.s)	0,001002
$T_{c,in}$ (K)	20	Pr	7,01
u (m/s)	0,64	c_p (J/kg.K)	4182

Tendo sido determinado o coeficiente de convecção interior ($h_i=4735$ w/m².K), o próximo passo é calcular o coeficiente de convecção da conduta anular (h_e). As propriedades físicas da água foram obtidas à temperatura de entrada do fluido quente ($T_{h,in}$) e são apresentadas juntamente com os restantes dados de entrada na Tabela 5.9

Tabela 5.9 - Dados caso 1, conduta anular

Dados de entrada caso 1		Propriedades físicas da água a 343 K	
D_1 (m)	0.01	ρ (kg/m ³)	977.5
D_2 (m)	0.02	k_c (w/m.k)	0.663
L (m)	1	μ (kg/m.s)	0.000404
\dot{m} (kg/s)	0.1	Pr	2.55
$T_{h,in}$ (K)	343.15	c_p (J/kg.K)	4190
u (m/s)	0.43		

Começou-se então por determinar o diâmetro hidráulico da conduta anular a partir da equação 5.11, estando-se agora em condições para calcular o número de Reynolds (Re).

$$D_h = D_2 - D_1 \quad (5.11)$$

Tendo-se obtido um $Re = 14707$, conclui-se que se trata de escoamento turbulento. De seguida calculou-se o Numero de Nusselt (Nu_{tubo}) recorrendo-se à equação 5.3. Como a equação utilizada para o cálculo do Nusselt é para condutas tubulares é necessário fazer o ajuste para uma conduta anular, considerando que apenas há transferência de calor pela parede interna.

O número de Nusselt (Nu) para a conduta anular pode então ser calculado pela equação abaixo.

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{tubo}}} = 0.86(D_2/D_1)^{0.16} \quad (5.12)$$

Estando o Nu da conduta anular calculado, podemos calcular o coeficiente de convecção dessa mesma conduta, a partir de equação 5.5. O coeficiente de convecção (h_e) obtido foi de $7835 \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$.

Com h_i e h_e determinados procedeu-se ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U). O valor de U pode ser calculado pela equação 5.13, onde A_i representa a área de superfície do interface que separa os dois fluidos e R_T a soma das resistências térmicas de ambos os fluidos, valor de R_T pode ser calculado pela equação 5.14. O valor de U poderia também ter sido obtido pela equação 2.19.

$$U = \frac{1}{A_i \cdot R_T} \quad (5.13)$$

$$R_T = \frac{1}{A_i \cdot h_i} + \frac{1}{A_i \cdot h_e} \quad (5.14)$$

Sabendo os caudais de ambos os fluidos e temperaturas de entrada o mais adequado é utilizar o Método da Eficiência para determinar as temperaturas de saída dos fluidos interior e exterior. O passo seguinte é então calcular o Numero de Unidades de Transferência (NTU) a partir da equação 5.15.(Çengel e Turner, 2011)

$$NTU = \frac{UA_i}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (5.15)$$

Na equação 5.15, $(\dot{m}C_p)_{\min}$ diz respeito valor mínimo obtido entre, o produto do caudal pelo calor específico de cada um dos fluidos.

Com o NTU determinado procedeu-se ao cálculo da eficiência do permutador a partir da equação 5.16, em que a variável c pode ser obtida pela equação 5.17.

$$\varepsilon_p = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU(1 - c)]} \quad (5.16)$$

$$c = \frac{(\dot{m}C_p)_{min}}{(\dot{m}C_p)_{max}} \quad (5.17)$$

De seguida sabendo que o calor máximo tocado pelo permutador pode ser obtido pela equação 2.17, pode-se então calcular o calor efetivamente trocado a partir da equação 5.19.

$$Q = \varepsilon_p Q_{max} \quad (5.19)$$

As temperaturas de saída do fluido quente e frio $T_{h,out}$ e $T_{c,out}$ podem ser obtidas a partir das equações 2.1 e 2.2 respetivamente.

As perdas de carga foram calculadas da mesma forma que no permutador anterior. Nesta análise o seu valor é o mesmo em todos os casos porque o caudal e a temperatura de entrada dos fluidos são os mesmo para todos os casos. Os coeficientes de convecção do tubo e da conduta anular também são iguais em todos os casos, pois as mudanças na configuração de fluxo e no C_p dos fluidos não influenciam o valor de h . Neste permutador a análise centra-se na configuração de fluxo e eficiência do permutador.

O processo de cálculo descrito anteriormente foi realizado para o mesmo permutador, com diferentes configurações que estão apresentadas na Tabela 4.2.

Na Tabela 5.10 são apresentados os resultados obtidos analiticamente para os quatro casos analisados do permutador de tubos concêntricos.

Tabela 5.10 - Resultados obtidos analiticamente para permutador de tubos concêntricos

Caso	h_i (w/m ² K)	h_e (w/m ² K)	ΔP (Pa)tubo	ΔP (Pa) anel	$T_{h,in}$ (K)	$T_{h,out}$ (K)	$T_{c,in}$ (K)	$T_{c,out}$ (K)	ε_p
1	4735	7835	1624	186	343.15	334.10	293.15	302.21	18.3%
2	4735	7835	1624	186	343.15	334.21	293.15	302.10	17.9%
3	4735	7835	1624	186	343.15	338.23	293.15	334.34	82.2%
4	4735	7835	1624	186	343.15	338.48	293.15	332.21	78.1%

Constata-se como de esperado que a configuração de fluxo influencia a eficiência do permutador e que o C_p do fluido que circula no tubo tem igualmente um impacto muito significativo na eficiência.

5.2.2. Análise CFD

Na análise *CFD* do permutador de tubos concêntricos será seguida a mesma metodologia do permutador analisado anteriormente. No entanto agora temos dois escoamentos independentes que interagem termicamente entre si através de uma parede que os separa, elevando este caso para um grau de complexidade computacional muito superior em relação ao primeiro permutador analisado.

5.2.2.1. Geometria

A modelação da geometria para este permutador de calor é um dos passos mais simples desta simulação e consiste num cilindro, domínio relativo ao fluido que circula no tubo interior, e num volume anular relativo ao fluido que circula por fora do tubo interior. (Figura 5.9)

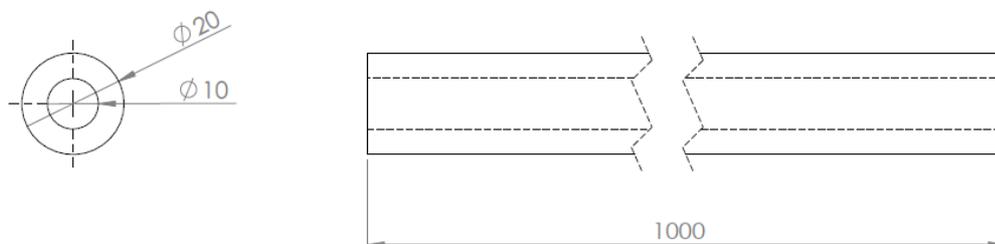


Figura 5.9 - Geometria do Permutador de tubos concêntricos analisado (cotagem em milímetros)

5.2.2.2. Malha

A malha definida para a zona cilíndrica é uma malha hexaédrica obtida com o método *sweep*. Na zona junto à parede do tubo interno foram criadas várias camadas de elementos de maior resolução, uma vez que o modelo de turbulência utilizado para este permutador foi o *Realizable k- ϵ* com a opção *enhanced wall treatment*.

A malha para o volume anular foi também definida com o método *sweep* forçando a utilização de elementos prismáticos. Nas paredes interior e exterior do anel foram também definidas várias camadas de hexaedros para modelar corretamente as zonas de gradientes acentuados.

A malha resultante dos dois volumes combinados está representada na Figura 5.10, observando-se que se encontra perfeitamente alinhada na direção de ambos os escoamentos. Os elementos encontram-se bem alinhados e distribuídos em ambas as secções representadas. As zonas junto às paredes apresentam definição suficiente para a resolução deste problema ($y^+ \approx 1$). Este malha tem 1050245 elementos e qualitativamente apresenta um *skewness* médio de 0.08 e *Orthogonal quality* de 0.98. Foram testadas resoluções de malha até um ponto em que pouca influencia houve-se nos resultados.

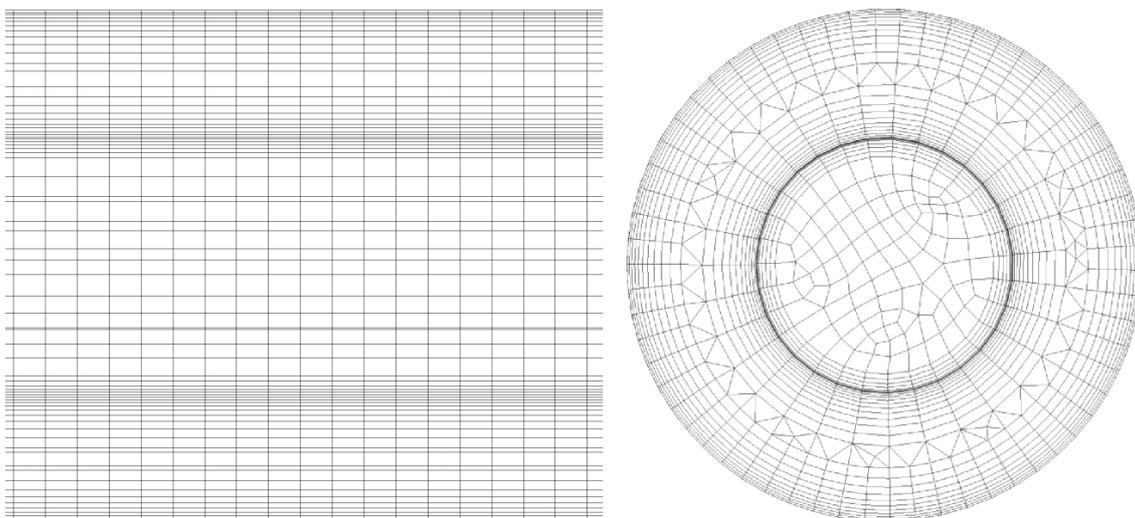


Figura 5.10 - Malha Permutador de tubos concêntricos - 1050245 elementos

5.2.2.3. Solução - FLUENT

As definições adotadas no *solver* para este permutador foram semelhantes às utilizadas para o permutador anterior sendo que agora foram definidos dois escoamentos e foram também definidas as seguintes condições de fronteira:

Tabela 5.11 - Condições de fronteira e modelo de turbulência - Permutador tubos concêntricos - caso 1

Modelo de turbulência - <i>Realizable K-ε - enhanced wall treatment</i>			
	Tipo de condição	Escoamento tubular	Escoamento anular
Inlet	Mass flow inlet	0,1 kg/s	0,1 kg/s
Outlet	Outflow	-	-
Wall	No-slip condition	Coupled	No heat flux
Temperatura	Inlet temperature	343 K	293K

Relativamente aos critérios de paragem foram na ordem de 10^{-6} para a Velocidades e Energia, e de 10^{-5} para as equações da Continuidade, k e ϵ .

5.2.2.4. Contornos

Na Figura 5.11 podem-se observar os contornos do gradiente de temperatura ao longo da secção longitudinal do permutador. O comprimento do permutador encontra-se “partido” em dois elementos de forma melhorar a percepção da representação. O gradiente distribui-se de acordo com a configuração do fluxo em contracorrente, os fluidos quente e frio entram por extremidades opostas do permutador. Observa-se que o fluido quente entra pelo lado esquerdo do permutador e vai perdendo energia que à medida que avança pela conduta anular, energia essa que faz com que o fluido frio, que entra pela extremidade oposta, vá ganhando energia desde a sua entrada até à saída.

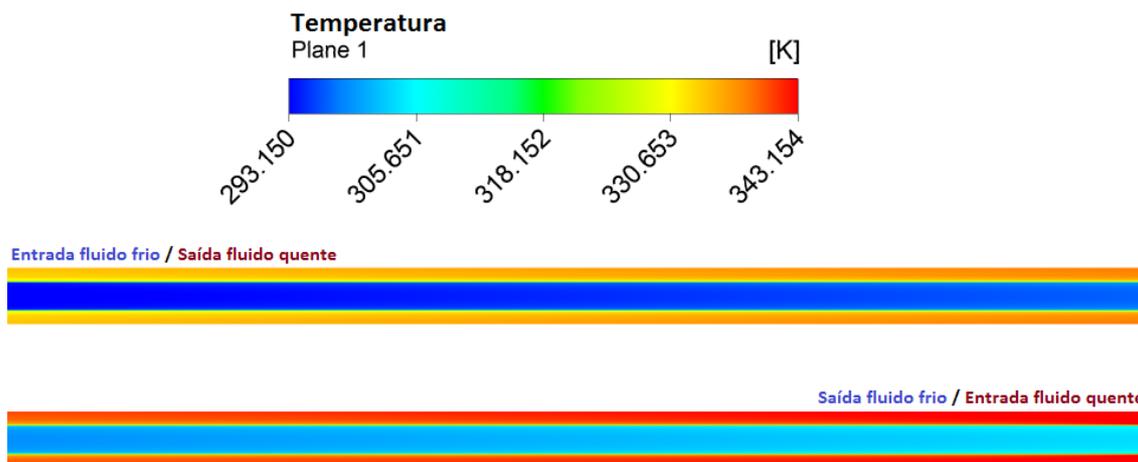


Figura 5.11 - Gradiente de temperatura na secção longitudinal do permutador - caso 1

Na Figura 5.12 está representado mesmo contorno da Figura anterior, mas para o caso 2. Pode-se constatar que apresenta o gradiente de temperatura de acordo com a configuração de fluxo do caso 2, co-corrente. Observa-se que ambos os fluidos entram pela mesma extremidade do permutador, e vão trocando energia à medida que avançam no mesmo sentido. Pode-se também antever que com esta configuração o permutador é ligeiramente menos eficiente, pois em relação ao caso 1 o fluido frio sai a uma temperatura mais baixa e o fluido quente a uma temperatura mais alta.

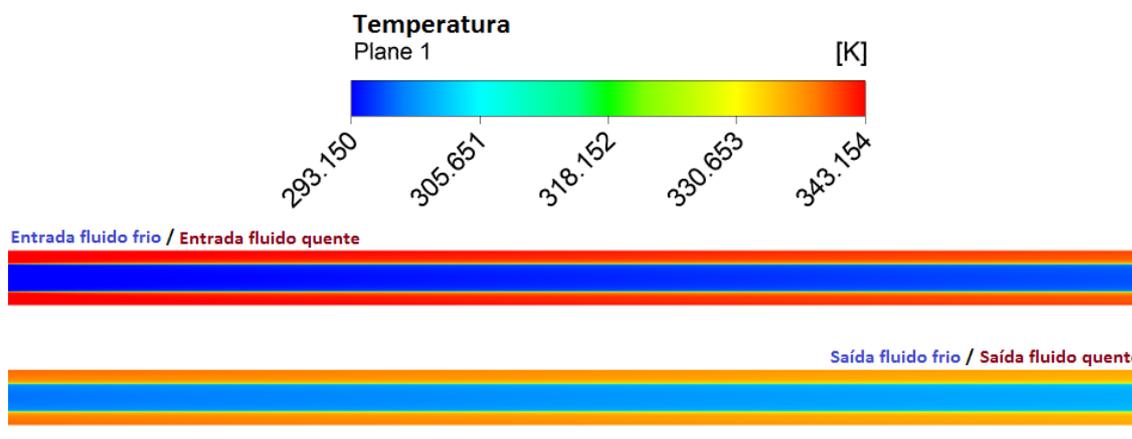


Figura 5.12 - Gradiente de temperatura na secção longitudinal do permutador - caso 2

A Figura 5.13 apresenta os contornos de temperatura na secção longitudinal do permutador, para o caso 3. Em relação às figuras anteriores, observa-se que o gradiente no escoamento do tubo é muito mais acentuado, isto deve-se ao facto de o c_p do fluido que circula no tubo ser agora de 500 J/kg.K. Por esse motivo a sua temperatura aumenta rapidamente chegando a uma temperatura de saída cerca de 30 K mais elevada em relação ao caso 1.

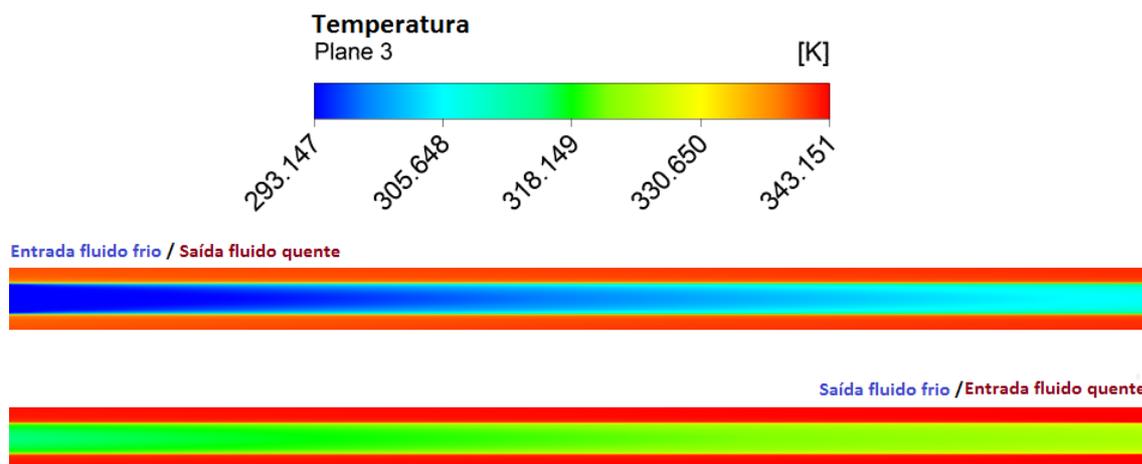


Figura 5.13 - Gradiente de temperatura na secção longitudinal do permutador - caso 3

Na Figura 5.14 estão representados os contornos de temperatura na secção longitudinal do permutador para o caso 4. Observa-se que o gradiente está de acordo com a configuração de fluxo em co-corrente. E também que o facto de o C_p do fluido que circula ser 500 J/kg.K teve influencia na transferência de energia comparando com o caso 2, também em co-corrente.

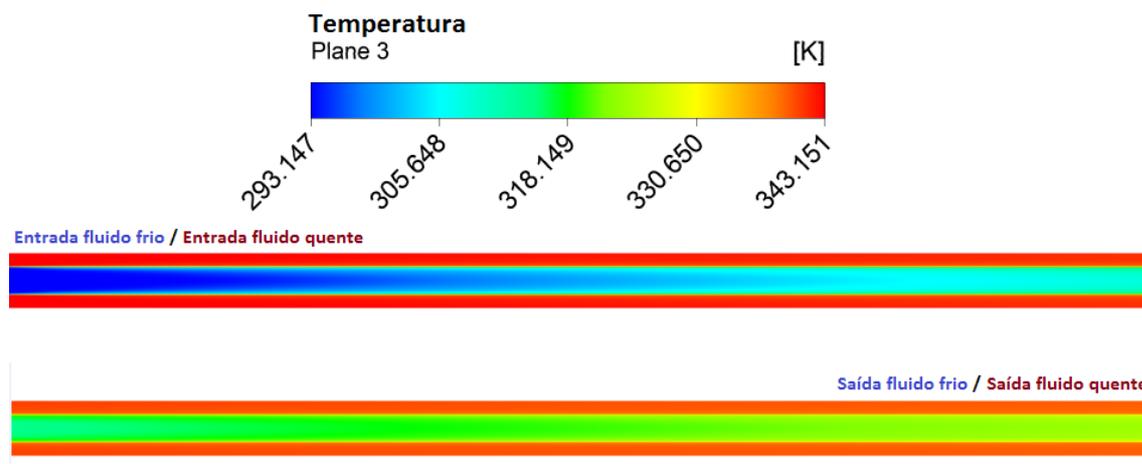


Figura 5.14 - Gradiente de temperatura na secção longitudinal do permutador - caso 4

Na Figura 5.15 estão representados os contornos relativos ao gradiente de velocidade nas secções, longitudinal à esquerda e radial à direita, do domínio do permutador. A distribuição do gradiente está de acordo com o esperado, quer na zona anular quer na tubular a velocidade é zero junto à parede e aumenta com a distância em relação às paredes. Pode-se também antever que se tratam de perfis de velocidade turbulentos. Na maioria de cada uma das secções a velocidade media é aproximadamente a mesma, tendo apenas uma variação acentuada juntos às paredes.

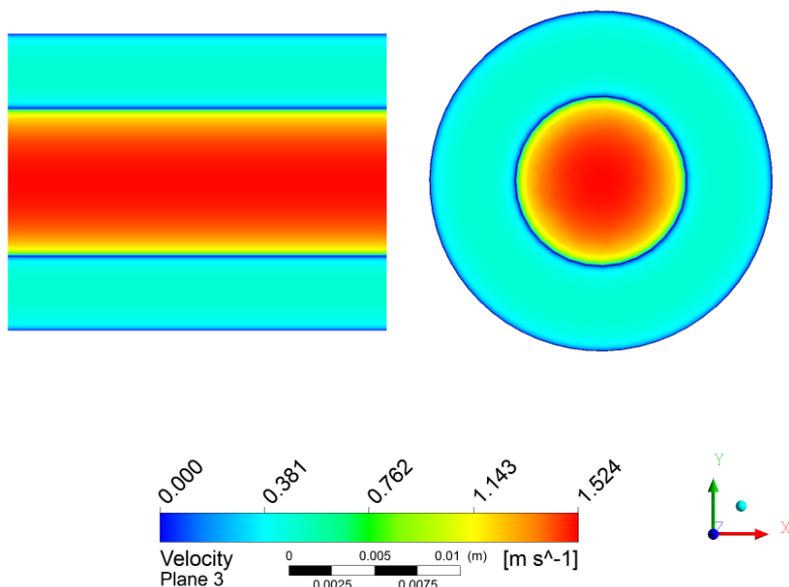


Figura 5.15 - Gradiente de velocidade na secção circular do domínio - caso 1

Os gradientes de velocidade dos restantes casos apresentam distribuições idênticas uma vez que tratam todos dos mesmos caudais de fluidos, às mesmas temperaturas de entrada.

5.2.2.5. Perfis de Velocidade e Temperatura

Na Figura 5.16 pode-se ver o perfil de velocidade na zona anular do escoamento no caso 1, trata-se de uma curva característica de um escoamento turbulento, o que está de acordo com o esperado para este caso de estudo. A velocidade média do perfil é 0.43 m/s.

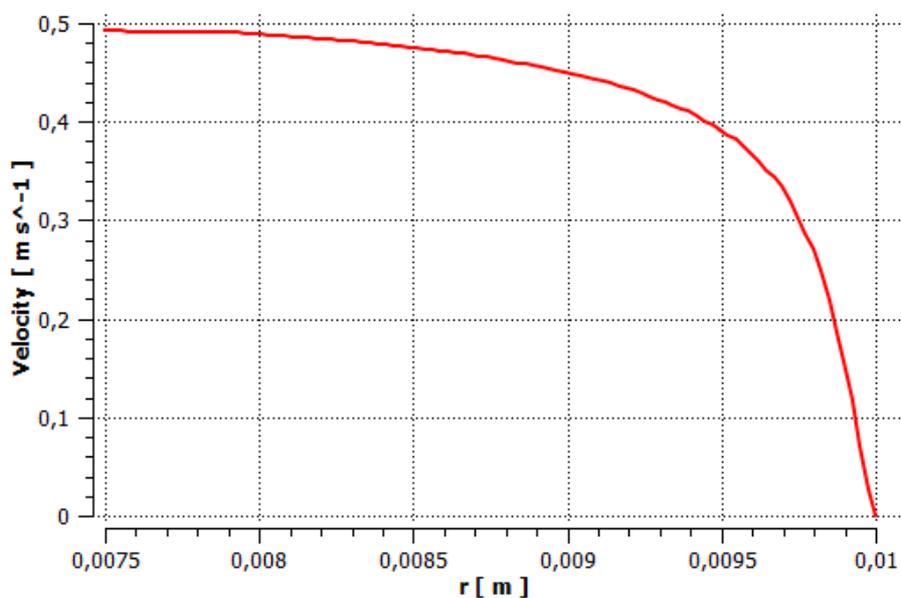


Figura 5.16 - Perfil de velocidade no anel a meio do permutador (dados recolhidos na direção radial)- caso 1

A Figura 5.17 representa o perfil de velocidade na zona tubular do escoamento, a curva é idêntica à figura anterior, a velocidade média para o perfil apresentado é de 0.64 m/s.

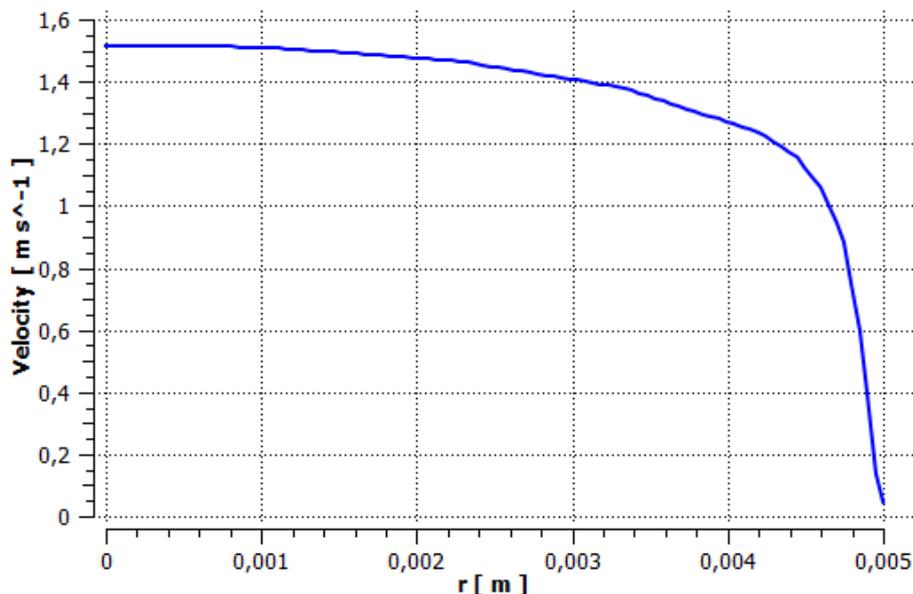


Figura 5.17 - Perfil de velocidade no tubo a meio do permutador (dados recolhidos na direção radial) - caso 1

As velocidades médias obtidas analiticamente para estes perfis, foram do mesmo valor.

Na Figura 5.18 são apresentados os perfis de temperatura ao longo de sucessivas linhas dispostas radialmente ao longo do comprimento do permutador, podem ser vistas as temperaturas de ambos os escoamentos a descerem paralelamente no sentido representado, como acontece em fluxo contra-corrente

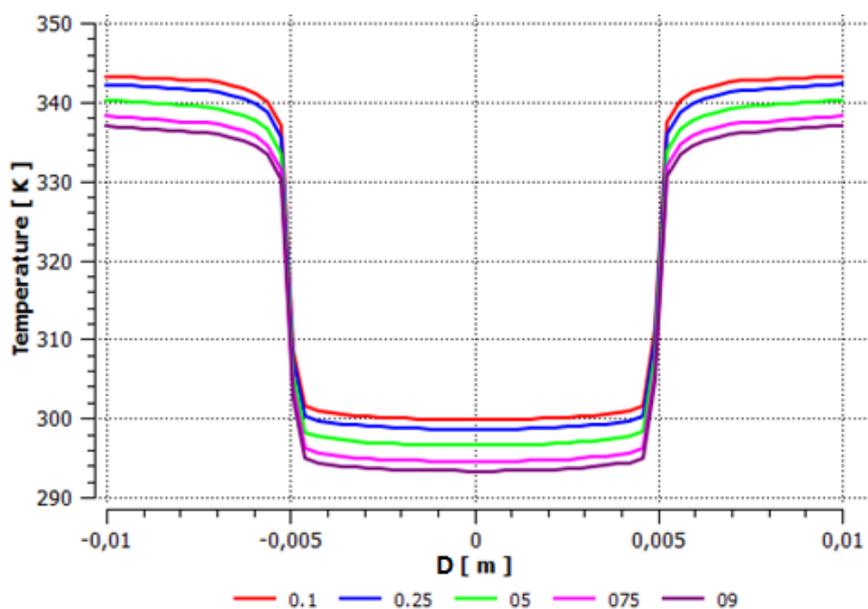


Figura 5.18 - Perfis de temperatura ao longo de vários pontos do comprimento do permutador (0.1m, 0.25m, 0.5m, 0.75m, 0.9m) - caso 1

A Figura 5.19 apresenta os mesmos perfis que a figura anterior, mas neste caso em co-corrente (caso 2), por esse motivo, à medida que se avança pelo comprimento do permutador a temperatura do tubo aumenta e a do espaço anular diminui.

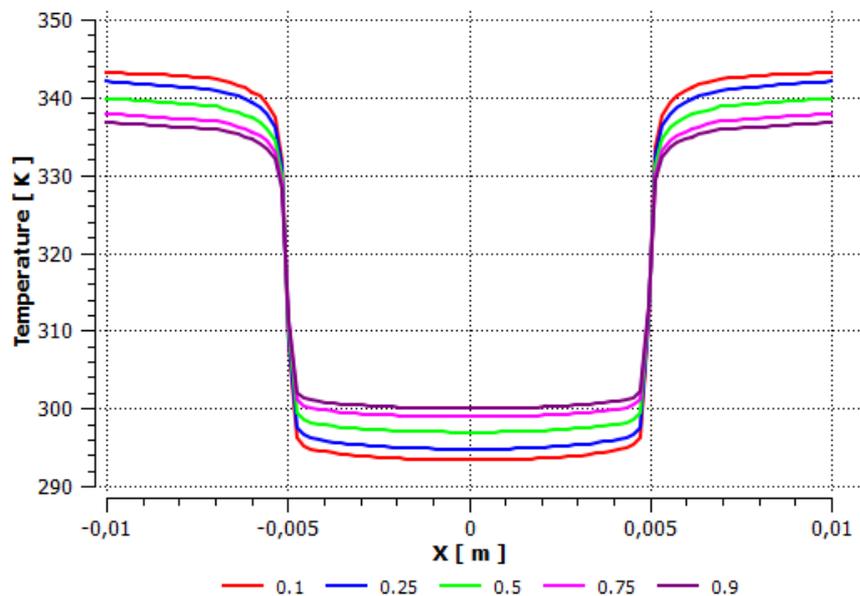


Figura 5.19 - Perfis de temperatura ao longo de vários pontos do comprimento do permutador (0.1m, 0.25m, 0.5m, 0.75m, 0.9m) - caso 2

Na Figura 5.20 é relativa ao caso 3, pode observar-se que apresenta a mesma característica referida em relação ao caso 1, por se tratar também de um caso em contra-corrente. No entanto, apresenta uma diferença relevante, pode-se ver que existe uma maior variação de temperatura desde a parede ao centro do tubo. Vê-se também que à medida que o fluido que avança no tubo, a temperatura do fluido do tubo tende a estabilizar e começa a assemelhar-se com os casos anteriores.

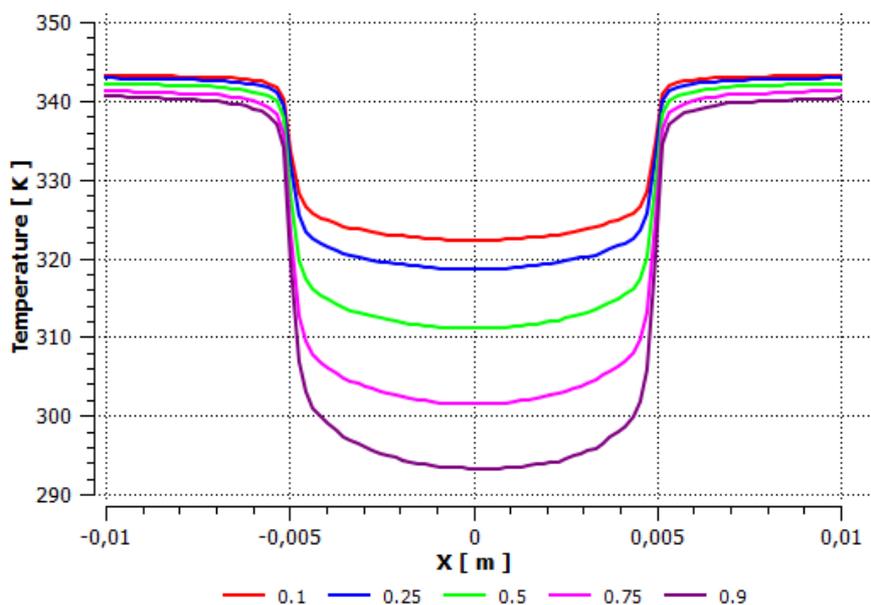


Figura 5.20 - Perfis de temperatura ao longo de vários pontos do comprimento do permutador (0.1m, 0.25m, 0.5m, 0.75m, 0.9m) - caso 3

A Figura 5.21 novamente os mesmos perfis das figuras anteriores, mas para o caso 4. As curvas apresentam as mesmas características da figura anterior, sendo a única diferença o facto de apresentarem uma configuração típica de fluxo em co-corrente, já anteriormente referida.

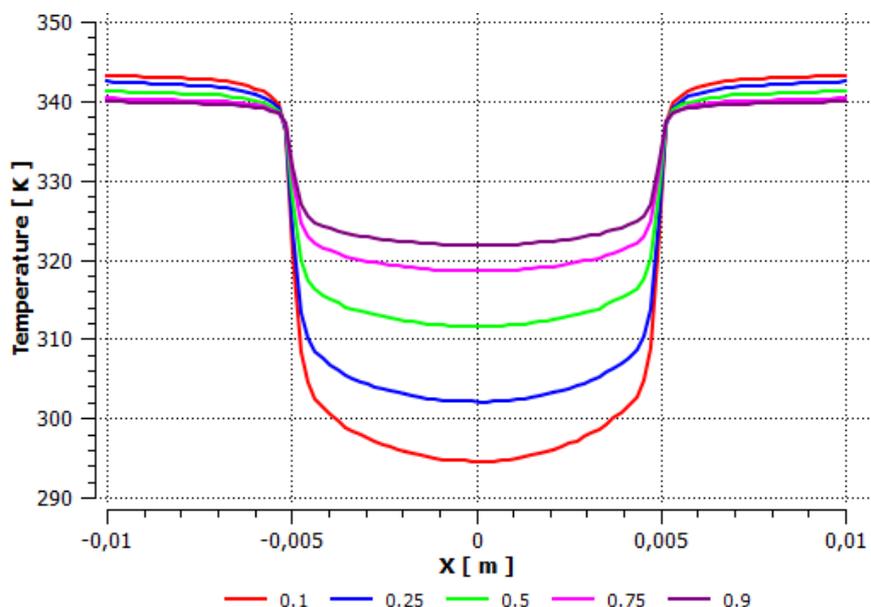


Figura 5.21 - Perfis de temperatura ao longo de vários pontos do comprimento do permutador (0.1m, 0.25m, 0.5m, 0.75m, 0.9m) - caso 4

As observações referidas nas duas últimas figuras, devem-se à alteração do c_p do fluido que circula no tubo que agora passou a ser 500 J/kg.K, ou seja muito inferior ao do fluido que circula na conduta anular, que continua a ser água. Pode-se já perceber que o permutador é muito mais eficiente com esta configuração, devido à diferença entre as temperaturas de saída dos fluidos que é agora muito inferior em relação aos casos 1 e 2. Era um comportamento esperado, uma vez que tendo um c_p mais baixo, o fluido que circula no tubo necessita agora de menos energia para elevar a sua temperatura. Isto faz também com que ocorram gradientes de temperatura acentuados no escoamento do tubo, principalmente quando a diferença de temperatura entre os fluidos é mais elevada.

Seguidamente são apresentados os perfis que mostram a variação da temperatura média de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador.

Na Figura 5.22 pode-se mais uma vez constatar que o modelo segue uma configuração característica de fluxo em contra-corrente. Vê-se claramente que o c_p é o mesmo, pois a diferença de temperatura entre os fluidos é aproximadamente constante ao longo de todo o permutador.

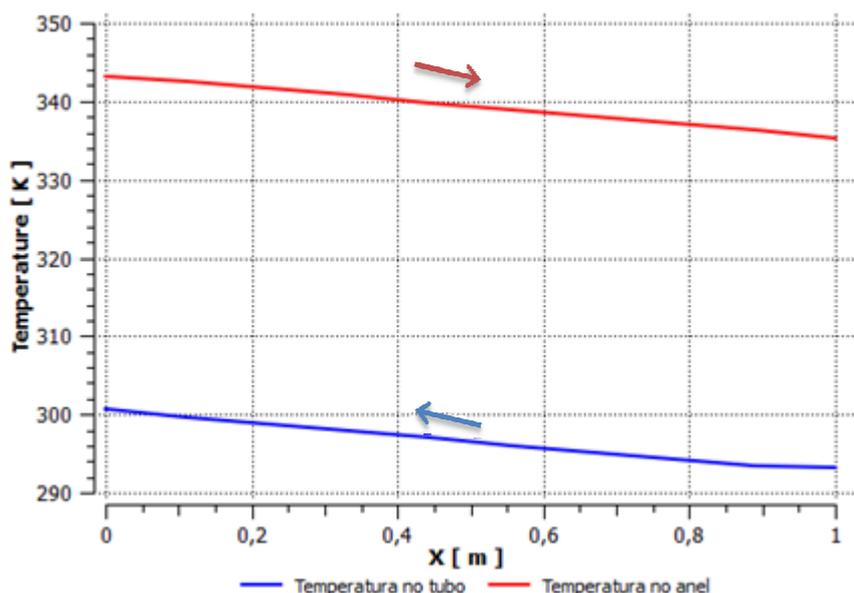


Figura 5.22 - Perfis de temperatura de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador - caso 1

A Figura 5.23 apresenta o perfil relativo ao caso 2, pode-se ver claramente que a configuração de fluxo passou a ser em co-corrente, vê-se que ambos os fluidos entram pelo mesmo lado do permutador e que, percorrendo o comprimento do permutador, a temperatura de um dos fluidos desce enquanto a do outro sobe.

Era contudo espectável que as curvas apresentassem uma distribuição aproximadamente logarítmica. Nos casos seguintes será reduzido o c_p de um dos fluidos para que haja um gradiente mais acentuado, onde se possa verificar que a variação é aproximadamente logarítmica.

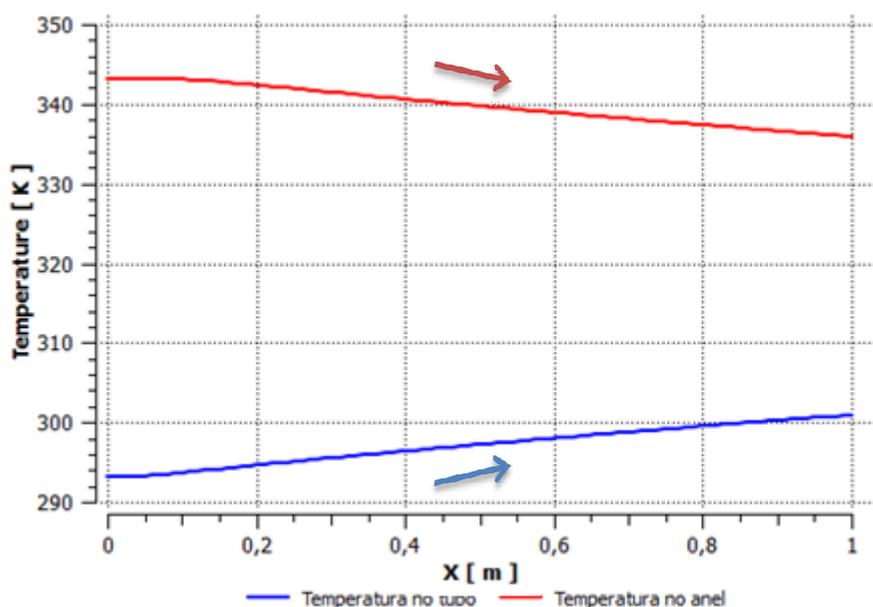


Figura 5.23 - Perfis de temperatura de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador - caso 2

Na Figura 5.24 relativa ao caso 3, vê-se que o modelo respondeu bem à redução do C_p do fluido que circula no tubo. Por esse motivo a diferença entre as temperaturas de entrada e saída é

muito superior para o fluido com o c_p baixo. Essa diferença passou a ser ainda menor para o fluido que circula na conduta anular

Em relação aos casos anteriores, pode-se verificar uma maior diferença de temperatura entre a entrada e saída do fluido que circula no tubo. Torna-se também mais perceptível que a curva segue a tendência logarítmica esperada.

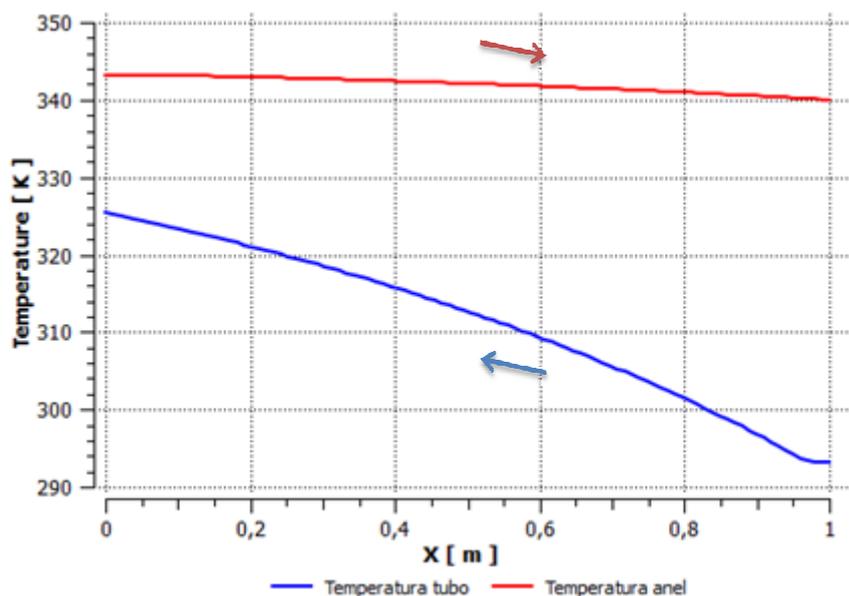


Figura 5.24 - Perfis de temperatura de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador - caso 3

A Figura 5.25 apresenta o perfil para o caso 4, vê-se que se trata de uma configuração em co-corrente como o caso 2, no entanto a temperatura varia muito mais no tubo em relação à conduta anular pelo facto de o c_p do fluido do tubo ser inferior.

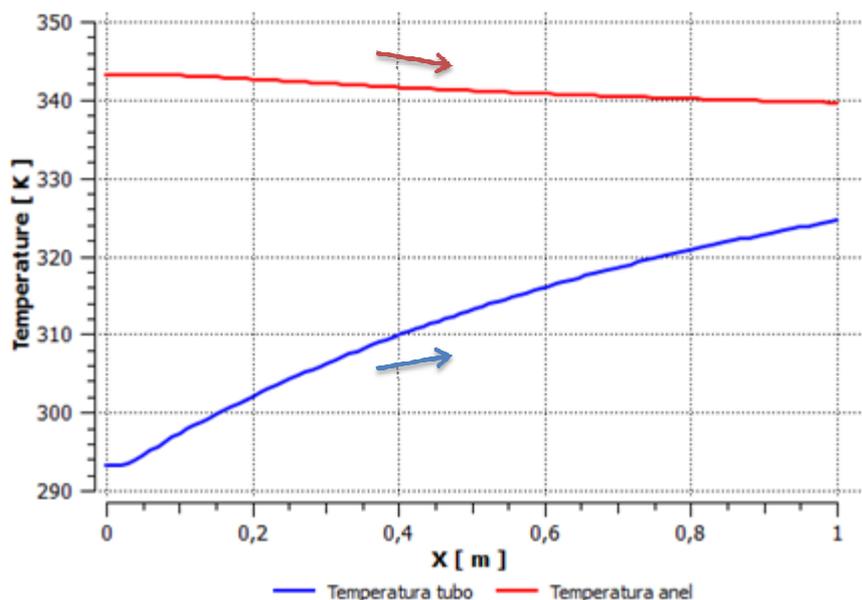


Figura 5.25 - Perfis de temperatura de ambos os fluidos ao longo do comprimento do permutador - caso 4

De forma a que se possam facilmente comparar os resultados obtidos analiticamente e no *FLUENT* para o permutador de tubos concêntricos, na Tabela 5.12 são compilados os resultados de ambas as análises

Tabela 5.12 - Temperaturas obtidas no *FLUENT* e com o método ϵ -NTU para, Permutador de tubos concêntricos

Calculo analítico							
Caso	h_i (w/m ² K)	h_e (w/m ² K)	ΔP (Pa) tubo	ΔP (Pa) anel	$T_{h,out}$ (K)	$T_{c,out}$ (K)	ϵ_p
1	4735	7835	1624	186	334.10	302.21	18.3%
2	4735	7835	1624	186	334.21	302.10	17.9%
3	4735	7835	1624	186	338.23	334.34	82.2%
4	4735	7835	1624	186	338.48	332.21	78.1%
FLUENT							
Caso	h_i (w/m ² K)	h_e (w/m ² K)	ΔP (Pa) tubo	ΔP (Pa) anel	$T_{h,out}$ (K)	$T_{c,out}$ (K)	ϵ_p
1	5071	4732	2974	352	334.80	301.42	16.5%
2	5216	4617	2932	353	335.01	301.30	16.3%
3	5351	4260	2970	351	339.19	326.25	66.2%
4	5273	4189	2932	360	339.34	325.07	63.8%

Como anteriormente se disse os coeficientes h_e e h_i e as perdas de carga (ΔP) têm o mesmo valor em todos os casos no cálculo analítico. Isto porque as diferentes condições operatórias dos vários casos não interferem no cálculo das variáveis referidas. No entanto verifica-se que o *FLUENT* é ligeiramente sensível às condições operatórias, uma vez que o valores de h_e e h_i variam ligeiramente de um caso para o outro. De notar que na simulação o valor de h_e foi sempre menor que h_i ao contrário de que aconteceu no calculo analítico.

Relativamente às perdas de carga, foram idênticas em todas as condições operatórias. Contudo o seu valor é quase o dobro do cálculo analítico nos quatro casos estudados.

A temperatura de saída do fluido quente($T_{h,out}$), apresentou em todos os casos boa concordância com cálculo analítico. A temperatura de saída do fluido frio($T_{c,out}$), apresentou boa concordância nos casos 1 e 2. No entanto os casos 3 e 4, existe uma discrepância considerável, o que leva a crer que a alteração do c_p do fluido, de alguma forma influencia a relação entre os resultados de ambas as soluções.

A eficiência apresenta boa concordância nos dois primeiros casos, e diverge um pouco nos casos em que se reduziu o c_p do fluido do tubo. Ainda assim, o maior desvio (caso 3) é de 19%, que se encontra na gama de valores de trabalhos desenvolvidos por outros autores. (Bhutta *et al.*, 2012)

Sem dúvida que o segundo permutador analisado não apresentou soluções tão próximas do cálculo analítico como o primeiro permutador estudado. No entanto os resultados apresentam boa concordância na maioria dos casos. Se for tido em conta que as correlações usadas no cálculo

analítico deste permutador apresentam um maior erro nos resultados, do que o primeiro permutador estudado, tornam-se aceitáveis a discrepâncias observadas.

Ainda assim a análise *CFD*, permitiu um nível de detalhe que seria impossível com recurso a ferramentas convencionais de cálculo de permutadores.

5.3. Calculo Permutador Tubos e Camisa

Para o cálculo térmico e hidrodinâmico do permutador de tubos e camisa, será seguido o mesmo método do permutador anterior, sendo que no cálculo analítico serão usadas correlações específicas para o escoamento do lado da *shell*. Na análise *CFD* do permutador serão também utilizados novos métodos para a geração da malha.

5.3.1. Cálculo analítico

No cálculo analítico do permutador de tubos e camisa foi novamente utilizado o método da eficiência. Para o escoamento no interior dos tubos o processo de cálculo é o mesmo dos escoamentos tubulares anteriores estudados sendo a única diferença o facto de agora serem 24 tubos. Contudo para o cálculo do coeficiente de transferência de calor de convecção do escoamento que passa pelo exterior dos tubos, foi necessária a utilização do método de Kern, desenvolvido para este tipo de permutadores. Este método tem em conta o espaçamento, configuração dos tubos e o espaçamento entre as *baffles*.

Para determinar o valor do coeficiente de transferência de calor do lado da *shell* é então necessária a aplicação da seguinte equação de Kern:

$$\frac{h_e D_e}{k_c} = 0.36 \cdot \left(\frac{D_e U_{ef} \rho}{\mu} \right)^{0.55} \cdot \left(\frac{c_p \mu}{k_c} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5.20)$$

Na equação anterior, U_{ef} , representa a velocidade efetiva no interior da *shell*.

$$U_{ef} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S_S} \quad (5.21)$$

Onde S_S é a área de secção efetiva da *shell*, e pode ser calculada pela equação 5.22.

$$S_S = \frac{D_S}{P_T} \cdot C' L_B \quad (5.22)$$

D_e é o diâmetro hidráulico da *shell* e calcula-se a partir da equação 5.23.

$$D_e = \frac{4 \left(P_T^2 - \frac{\pi D_0^2}{4} \right)}{\pi D_0} \quad (5.23)$$

Tendo sido calculado o valor de h_e , o cálculo de h_i e aplicação do método da eficiência, foi análoga à efetuada no permutador de tubos concêntricos.

Para o cálculo das perdas de carga recorreu-se à equação 5.24 e ao diagrama do ANEXO E.

$$\Delta P = \frac{4f_s(U_{ef} \cdot \rho)^2 D_s (N + 1)}{2 \rho D_e \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}} \quad (5.24)$$

Os resultados obtidos para os quatro casos analisados são apresentados na Tabela 5.13.

Tabela 5.13 - Resultados obtidos analiticamente para permutador de calor de tubos e camisa

Caso	h_e (w/m ² K)	h_i (w/m ² K)	ΔP (Pa) 24 tubos	ΔP (Pa) shell	$T_{shell,in}$ (K)	$T_{shell,out}$ (K)	$T_{tubos,in}$ (K)	$T_{tubos,out}$ (K)	ϵ_p
1	587	5735	56528	11.2	360.15	326.50	290.15	292.79	47.9%
2	578	8936	42883	7.4	280.15	314.36	370.15	367.15	38.2%
3	267	5735	56528	1.1	360.15	345.76	290.15	291.19	20.3%
4	164	5079	35086	10783.4	450.15	386.22	300.15	301.37	42.5%

Relativamente ao valor dos coeficientes de transferência de calor por convecção (h_e e h_i), as variações devem-se às diferentes viscosidades que os fluidos têm consoante as suas temperaturas de entrada. Temperaturas superiores reduzem a viscosidade do fluido, o que aumenta o número de Reynolds e consequentemente a convecção. Com a diminuição da temperatura o oposto acontece. No caso 3 como era de esperar, a remoção das *baffles*, influenciou amplamente a diminuição do valor de h_e . No caso 4 o valor de h_e é inferior por se tratar de ar.

O valor de ΔP varia devido ao valor do fator de atrito (f) ser diferente, dependendo do número de Reynolds. Pode-se observar que no caso 4 as perdas de carga na *shell*, são muito superiores aos restantes casos, o que se deve essencialmente ao facto de o fluido na *shell* ser ar, que para o mesmo caudal mássico tem uma velocidade muito superior à água e consequentemente perdas de carga também muito superiores.

No que diz respeito à eficiência, do caso 1 para o caso 2 diminuiu, pelo facto de se ter aumentado a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos o que fez com que o valor de \dot{Q}_{max} aumentasse, e consequentemente reduzisse a eficiência. Ainda em relação ao caso 1, apesar de o valor de h_i ser superior, o valor do coeficiente global de transferência de calor (U) do equipamento é sempre limitado pelo valor menor de h_e . Assim o valor de (U) é idêntico nos casos 1 e 2. (532 e 542 W/m².K, respetivamente).

No caso 3 foram repetidas as condições operatórias do caso 1, com a exceção das *baffles* que agora foram removidas. Pode-se observar que o método de Kern conduziu a uma redução na eficiência do permutador em quase 25%. Que se deve à remoção das *baffles* que levou a uma redução da velocidade e turbulência e consequentemente de transferência de calor.

Comparando o caso 1 e 4, vê-se que o caso 4 apresenta um valor de h_e muito inferior e irá limitar o valor de U a 136 W/m².K. Mesmo assim a eficiência aproxima-se à do caso 1. Isto deve-se

ao facto de o c_p do ar ser muito inferior ao da água que passa nos tubos, que como foi visto no permutador anteriormente estudado, tem grande impacto na eficiência do permutador de calor.

O cálculo analítico que foi desenvolvido para os diferentes casos analisados segue tendências físicas que parecem ser realistas, contudo é espectável que o permutador seja mais eficiente do que o cálculo demonstra. Uma vez que, de acordo com o trabalho desenvolvido por Ozden e Tari, 2010, o método de Kern subestima sempre o valor de h_e . Assim neste ponto do trabalho seria de esperar que as simulações *CFD* apresentassem valores de h_e superiores aos obtidos com o método de Kern.

5.3.2. Análise CFD

A análise *CFD* deste permutador resulta de conhecimentos e técnicas adquiridos nos permutadores anteriormente analisados, ainda assim devido ao grau de complexidade do escoamento a obtenção de resultados foi de longe a mais elaborada. Na análise deste caso surgiram problemas a nível da modelação geométrica e geração de malha completamente novos relativamente aos casos anteriores pelo que tiveram ser aplicadas novas técnicas, como descrito seguidamente.

5.3.2.1. Geometria

É importante referir neste ponto que a geometria do permutador já estava definida quando foi feito o cálculo analítico. Contudo a modelação 3D tem que ser feita de outra forma para poderem ser definidos certos parâmetros, quer na malha quer no *Solver*. Quer-se com isto dizer que a modelação geométrica para o *FLUENT* respeita as dimensões do permutador mas os volumes relativos aos domínios de escoamento são definidos de outra forma.

A primeira etapa da modelação da geometria deste permutador foi, perceber qual seria o plano de simetria. Assim, foi definida a simetria no plano que atravessa verticalmente o centro do permutador (Figura 5.26).

A modelação do domínio relativo ao escoamento do exterior dos tubos, foi um processo que envolveu o desenvolvimento de vinte geometrias até se atingir a geometria final, pois ao longo deste trabalho percebeu-se que é a partir da geometria que se conseguem controlar determinados parâmetros da malha. A modelação geométrica final do permutador de tubos e camisa é apresentada na Figura 5.26, é constituída por doze corpos sólidos para o domínio do escoamento interno (tubos) por dezoito corpos para o domínio do escoamento externo (*shell*).

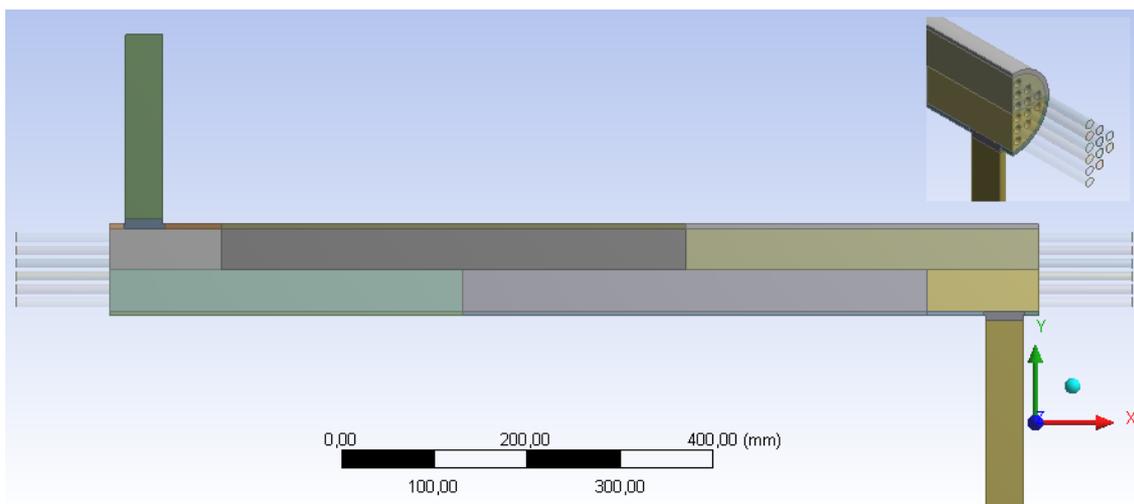


Figura 5.26 - Modelação geométrica final de permutador de calor de tubos e camisa

A estratégia utilizada para a modelação das *baffles*, foi a divisão do volume da *shell*, de forma a que essa divisão permitisse a seleção de quatro faces na localização das *baffles*, como se pode ver na Figura 5.27. Foram feitas ainda muitas outras divisões volumétricas de forma a que na geração da malha se pudesse definir máximo volume possível com células hexaédricas.

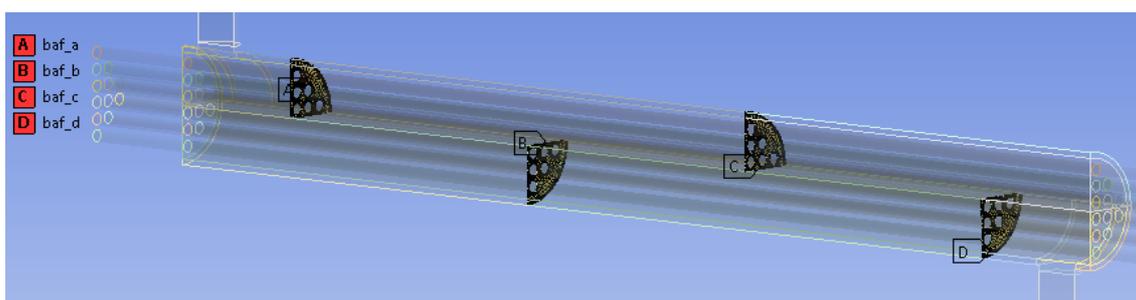


Figura 5.27 - Baffles resultantes de divisões volumétricas na *shell*

5.3.2.2. Malha

Como nos permutadores analisados anteriormente partiu-se com o objetivo de criar uma malha preferencialmente hexaédrica e que se desenvolva de acordo com a direção do escoamento. Com base nas análises anteriores a forma de se obter uma malha desse tipo, o método *sweep* é o mais indicado, assim sendo foi necessário dividir a geometria em 27 sólidos independentes de forma a 28 dos 30 sólidos fossem *sweepable bodies*. Assim, 93.3% da malha será hexaédrica. Algumas das dimensões iniciais tiveram que ser alteradas em poucos milímetros, nomeadamente o posicionamento das *baffles*, de forma a que o número de divisões longitudinais do sólido fosse coerente com as divisões dos corpos adjacentes. Deste cuidado resulta uma malha perfeitamente alinhada. A malha resultante desta técnica é apresentada na Figura 5.28.

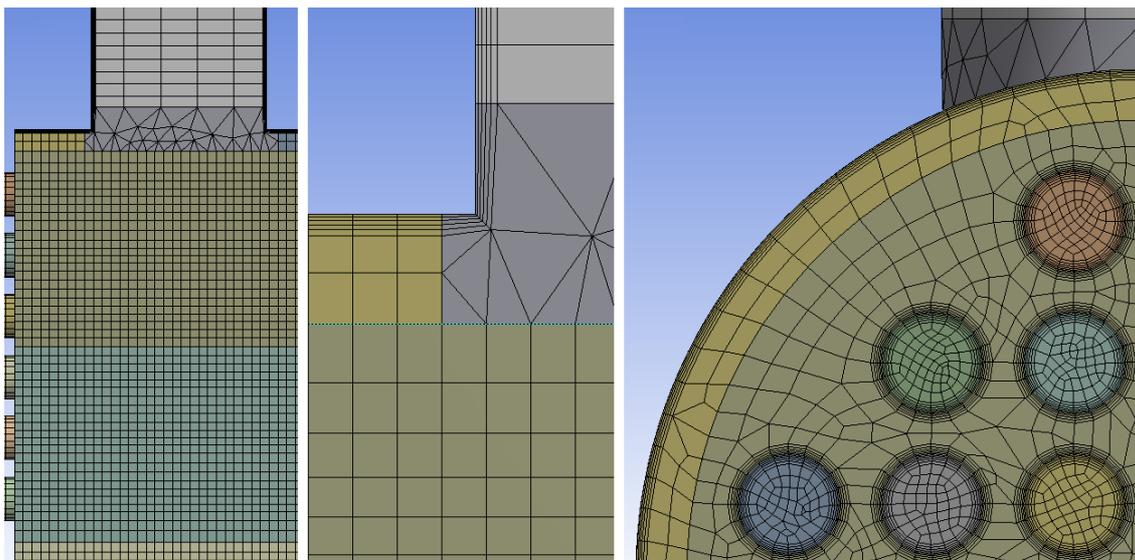


Figura 5.28 - Malha final de permutador de calor de tubos e camisa 2.1 milhões de elementos

A malha é constituída por 2.1 milhões de elementos sendo 93.3% deles hexaedros e os restantes tetraedros Na figura acima pode observar-se a zona a cinzento constituída por tetraedros e o restante domínio perfeitamente dividido em hexaedros. Pode-se ver também que junto às paredes a malha é muito mais refinada quer na *shell* quer nos tubos. Esta zona foi refinada até que nas simulações o valor de y^+ fosse aproximadamente 1. Na Figura 5.28, ao centro, vê-se ainda que os diferentes tipos de malha se ligam suavemente mesmo na zona onde a malha apresenta maior resolução. Qualitativamente a malha apresenta um *skewness* médio de 0.18 e *Orthogonal quality* de 0.93.

5.3.2.3. Solução - FLUENT

As definições adotadas no *FLUENT* para este caso são similares às dos permutadores anteriores, sendo a principal diferença o número de condições de fronteira uma vez que se tratam de treze escoamentos (doze relativos aos tubos e um à *shell*) independentes que interferem termicamente entre si através de paredes.

As condições de fronteira definidas para o caso 1 foram as seguintes:

Tabela 5.14 - Condições de fronteira e modelo de turbulência - Permutador de Tubos e Camisa - caso 1

Modelo de turbulência - Realizable $K-\epsilon$ - enhanced wall treatment			
	Tipo de condição	Escoamento <i>shell</i>	Escoamento tubos
Inlet	Mass flow inlet	0,2 kg.s ⁻¹	0,1 kg.s ⁻¹ /por tubo
Outlet	Pressure outlet	0 Pa	0 Pa
Wall	No-slip condition	No heat flux/Coupled (<i>baffles</i>)	Coupled
Temperatura	Inlet temperature	360 K	290K

Para este permutador, ao contrário dos anteriores, a condição de fronteira para as saídas de fluxo foi *pressure outlet* em vez de *outflow* por haverem casos com escoamento de ar. Nestas situações o manual do software não recomenda o uso de *outflow*.

Nos restantes casos as condições de fronteira foram similares exceto para as temperaturas de entrada dos fluidos (que podem variar) e a consideração ou não das *baffles*.

Relativamente aos critérios de paragem os resíduos foram na ordem de 10^{-6} para as equações de Momentum, Energia e Velocidade, 10^{-5} para a equação da continuidade e 10^{-4} para k e ϵ .

5.3.2.4. Contornos

Os contornos apresentados para este permutador de calor apresentam por vezes duas escalas de temperatura ou velocidade por Figura. Isto deve-se ao facto de o diferencial de velocidades e temperaturas ser muito diferente nos domínios envolvidos. Por esse motivo e para uma melhor percepção dos gradientes são usadas duas escalas.

A Figura 5.29 apresenta o gradiente de temperatura na *shell* e nos tubos do caso 1, pode ser vista a zona de entrada fluido quente na *shell* e o seu arrefecimento até à saída da *shell*. O fluido frio entra nos tubos e aquece gradualmente até à zona onde entra o fluido quente. Observa-se que o aquecimento não é igual em todos os tubos, o que se deve à influência das *baffles*, que criam zonas de turbulência alternada.

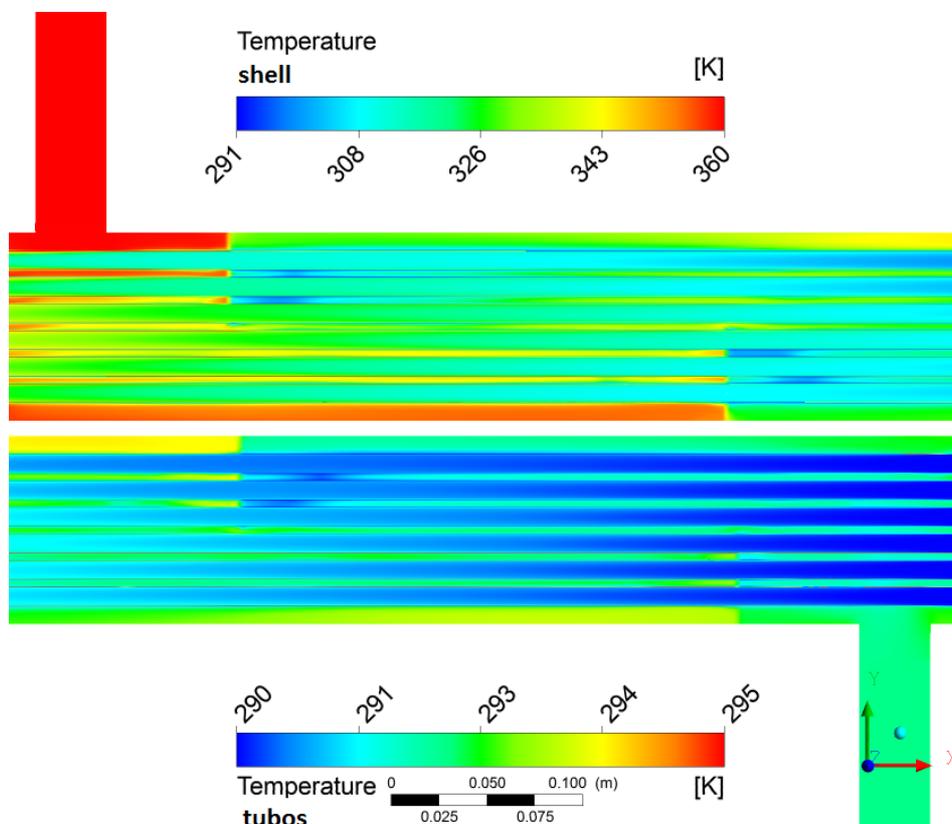


Figura 5.29 - Gradiente de temperatura no plano de simetria - tubos e *shell* - caso 1

Para se visualizar melhor a influência das *baffles*, na Figura 5.30, o gradiente de temperatura está representado no plano de simetria do domínio, este plano não é atravessado por tubos.

Observa-se na Figura 5.30 que as zonas após as *baffles* chegam a ter temperaturas inferiores à temperatura de saída do fluido quente, o que demonstra que são zonas de estagnação onde o fluido fica a recircular e por isso regiões pouco eficientes do equipamento.

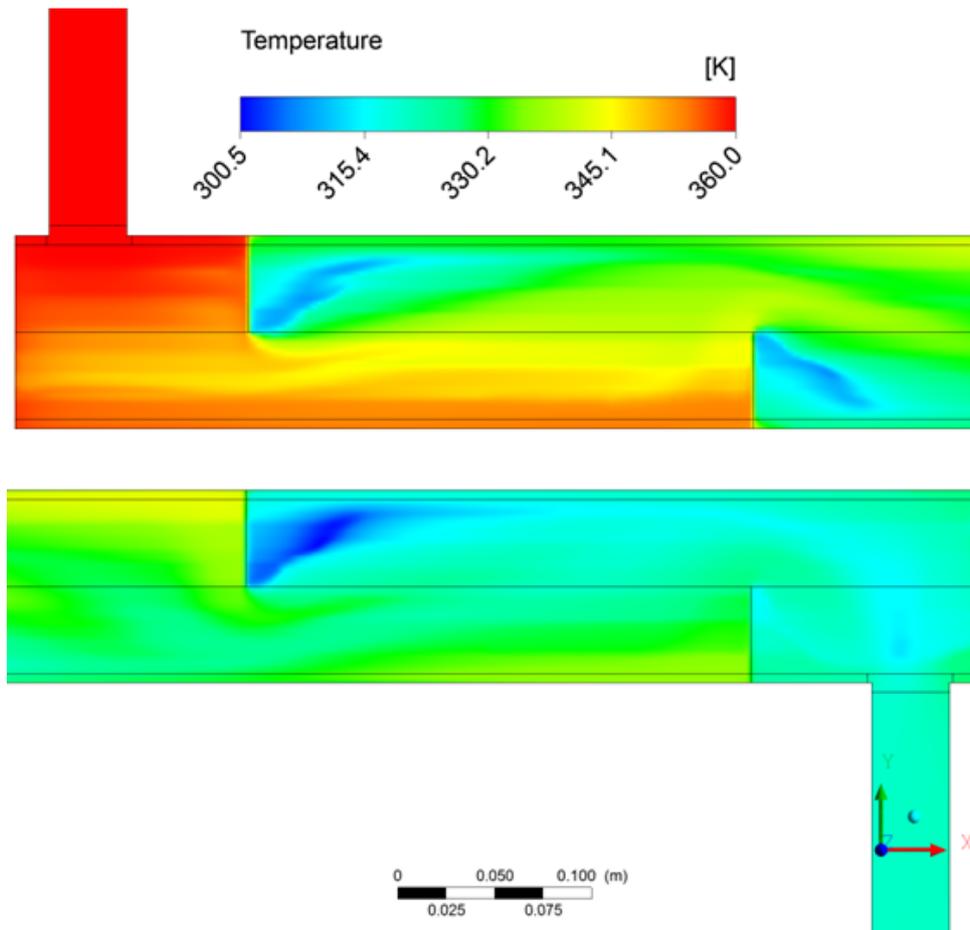


Figura 5.30 - Gradiente de Temperatura no plano de simetria *shell* - caso 1

Na Figura 5.31 está representado o mesmo gradiente para o caso 2, observa-se que o gradiente apresenta o mesmo perfil, mas com as cores “invertidas”, pelo facto de neste caso o fluido da *shell* estar a ser aquecido ao invés de arrefecido.

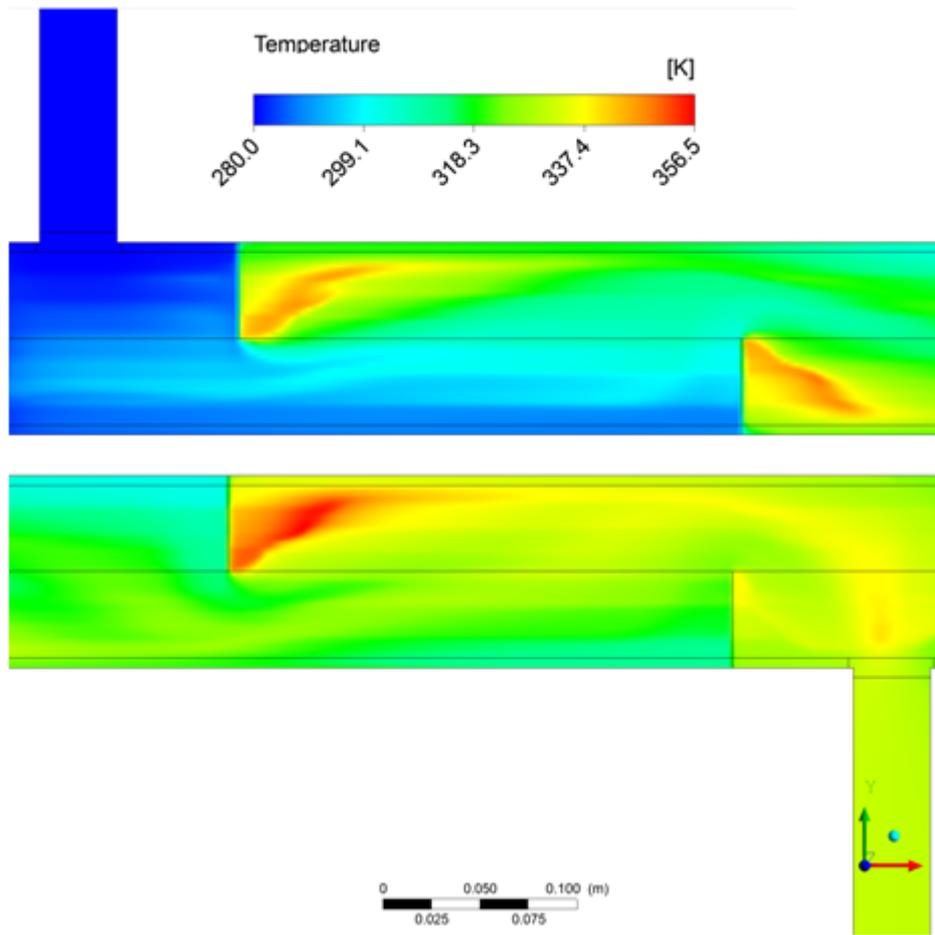


Figura 5.31 - Gradiente de Temperatura no plano de simetria- *shell* caso 2

Para testar a influência das *baffles* foi feito também um ensaio com todas as condições iguais ao caso 1, com a exceção das *baffles* que foram removidas (caso 3).

Na Figura 5.32 está representado o gradiente de temperatura para o caso 3 no mesmo plano da figura anterior. Esta visualização demonstra que a remoção das *baffles* reduziu a eficiência térmica do permutador de calor. Pode-se ver que em relação ao caso 1 a temperatura de saída da água que entrou na *shell* é cerca de 10 K superior no caso 3 (arrefeceu menos 10 K). A zona mais evidente da perda de eficiência é junto às paredes exteriores da *shell*, onde a temperatura está muito próxima da temperatura de entrada. Por outro lado as zonas junto aos tubos são as zonas de maior transferência de energia.

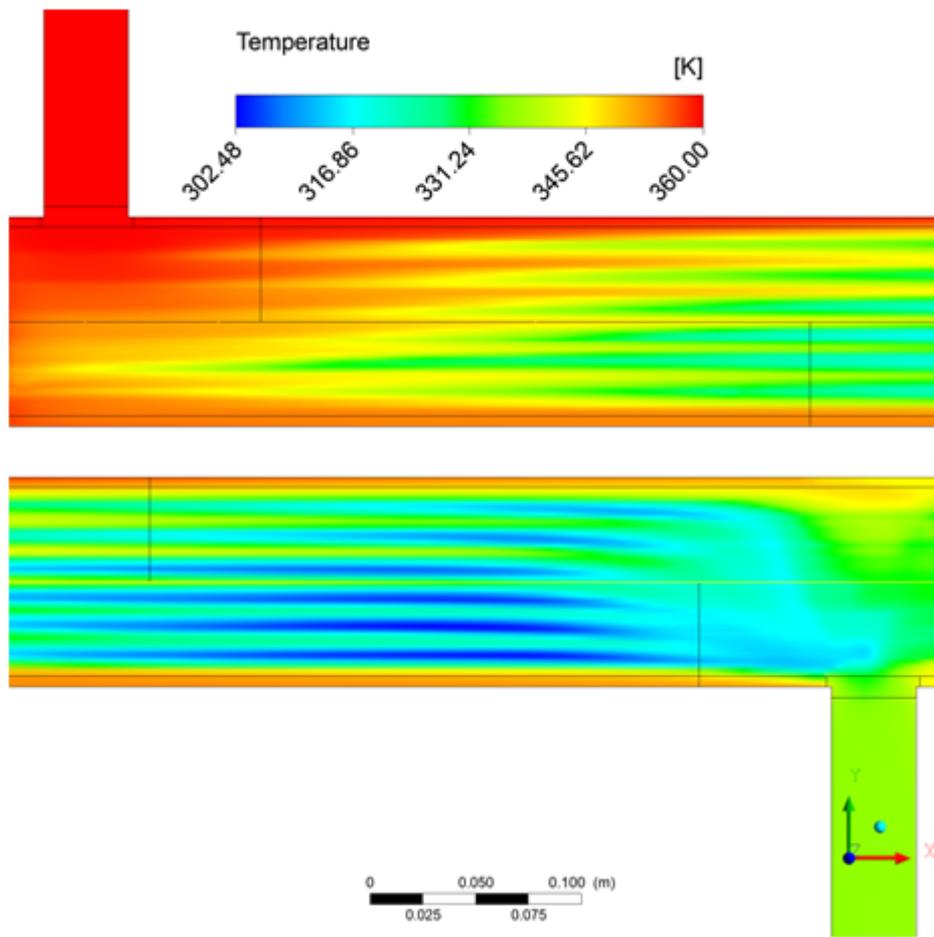


Figura 5.32 - Gradiente de Temperatura no plano de simetria- *shell* (sem *baffles*) caso 3

A Figura 5.33 apresenta o gradiente de temperatura no plano de simetria para o caso 4, neste caso o fluido que passa na *shell* é ar, que tem uma massa volúmica muito inferior à da água. Por esse motivo a velocidade é muito mais elevada. Podem ainda observar-se zonas de estagnação do fluido, que desta vez surgem em zonas mais afastadas das *baffles*.

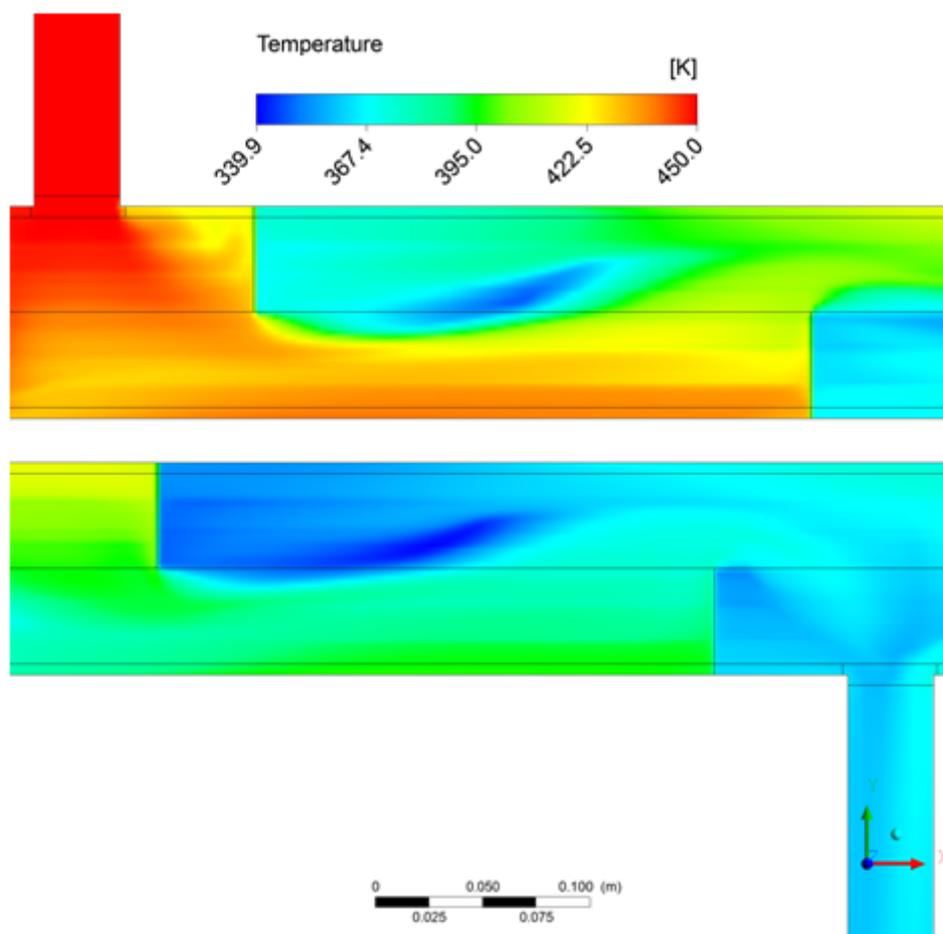


Figura 5.33 - Gradiente de Temperatura no plano de simetria- *shell* caso 4

A Figura 5.34 apresenta o gradiente de velocidade no plano simetria do caso 1. Na entrada da *shell* têm-se uma velocidade mais elevada do que no restante domínio, devida à maior velocidade do fluido na zona da entrada (menor área de secção) e de seguida a velocidade aumenta ainda mais ao passar por entre os tubos. Observa-se também que a velocidade aumenta quando a área de secção para a passagem do fluido exterior, diminui devido às *baffles*, o que causa elevada turbulência nessa região. De salientar que as zonas a jusantes das *baffles* são de velocidade muito reduzida e por isso neste permutador, zonas potenciais para melhoria do design. Aumentar o número de *baffles* não eliminaria o problema de estagnação do fluido, mas seria uma das soluções para reduzir a área dessas zonas de baixa velocidade. Um maior número de *baffles*, faria com que as zonas de elevada turbulência estivessem melhor distribuídas ao longo do permutador, tornando a sua área de transferência de calor mais eficiente (Spalding, 1983) embora, porventura, fosse acompanhado de maior queda de pressão.

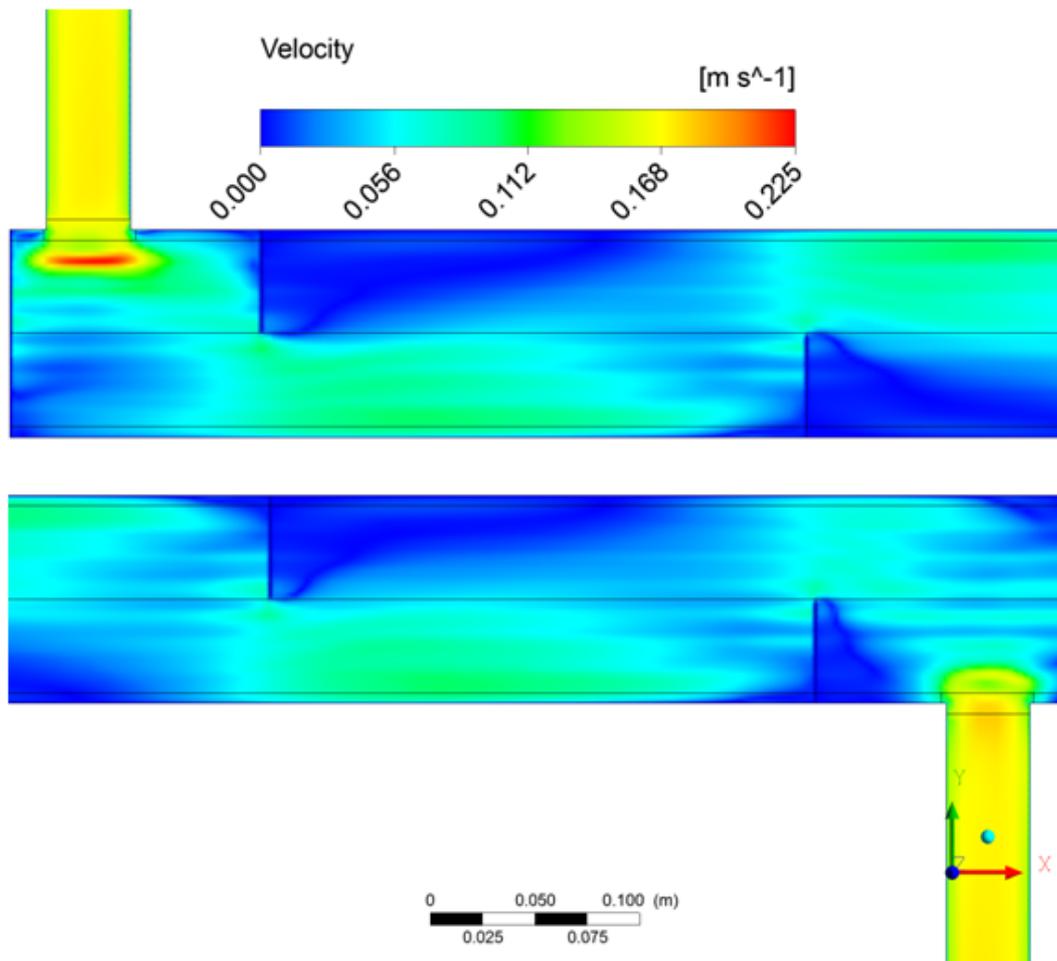


Figura 5.34 - Gradiente de velocidade no plano de simetria - caso 1

Na Figura 5.35 é apresentado o gradiente de velocidade no plano de simetria para o caso 3 (sem *baffles*). Observa-se que relativamente ao caso 1, o gradiente se desenvolve de uma forma mais uniforme ao longo do permutador e que também a velocidade média na *shell* é inferior. O que era espectável, uma vez que foram removidas as *baffles*. Vê-se também que as zonas de maior velocidade, são novamente logo após a entrada da *shell* e nas zonas entre os tubos.

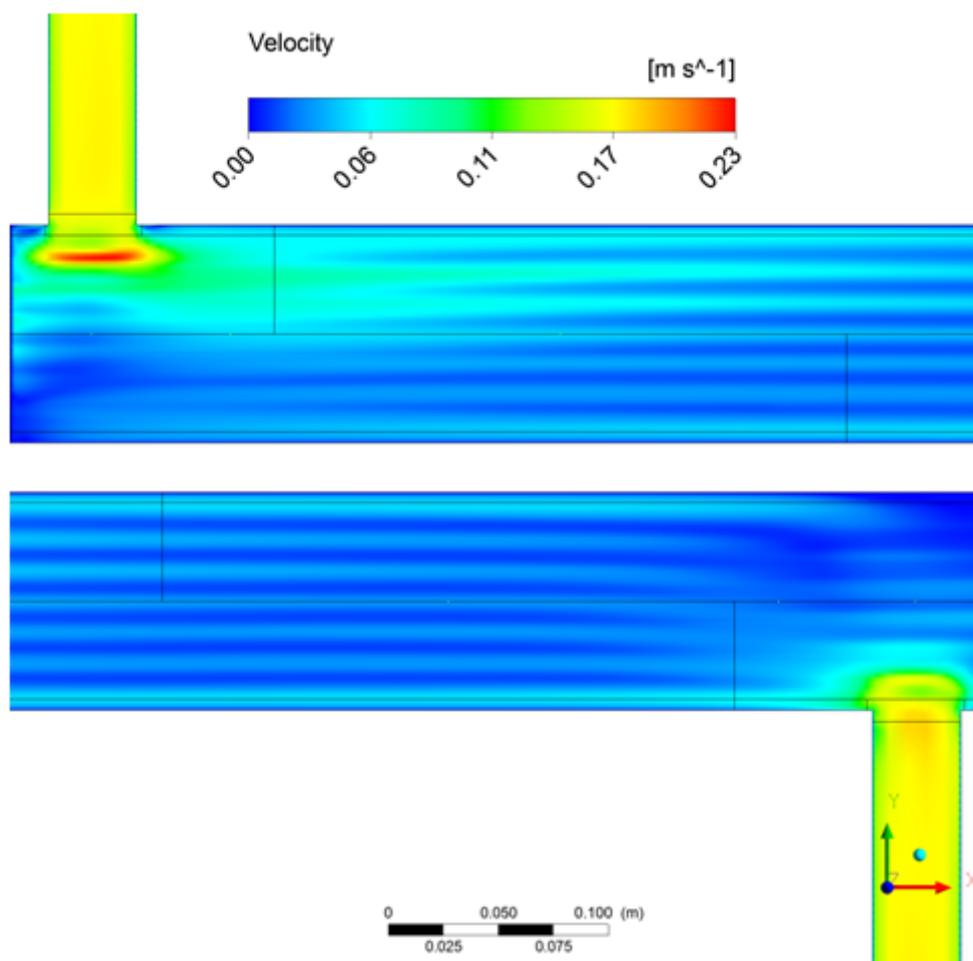


Figura 5.35 Gradiente de velocidade no plano de simetria - caso 3

A Figura 5.36 apresenta o gradiente de velocidade no plano de simetria para o caso 4. Observa-se que a magnitude da velocidade é muito superior à da figura anterior. Isto deve-se ao facto de se tratar do escoamento de ar. Observa-se também que o desenvolvimento da camada limite apresenta uma distribuição que se adequa a um regime claramente mais turbulento que os casos anteriores.

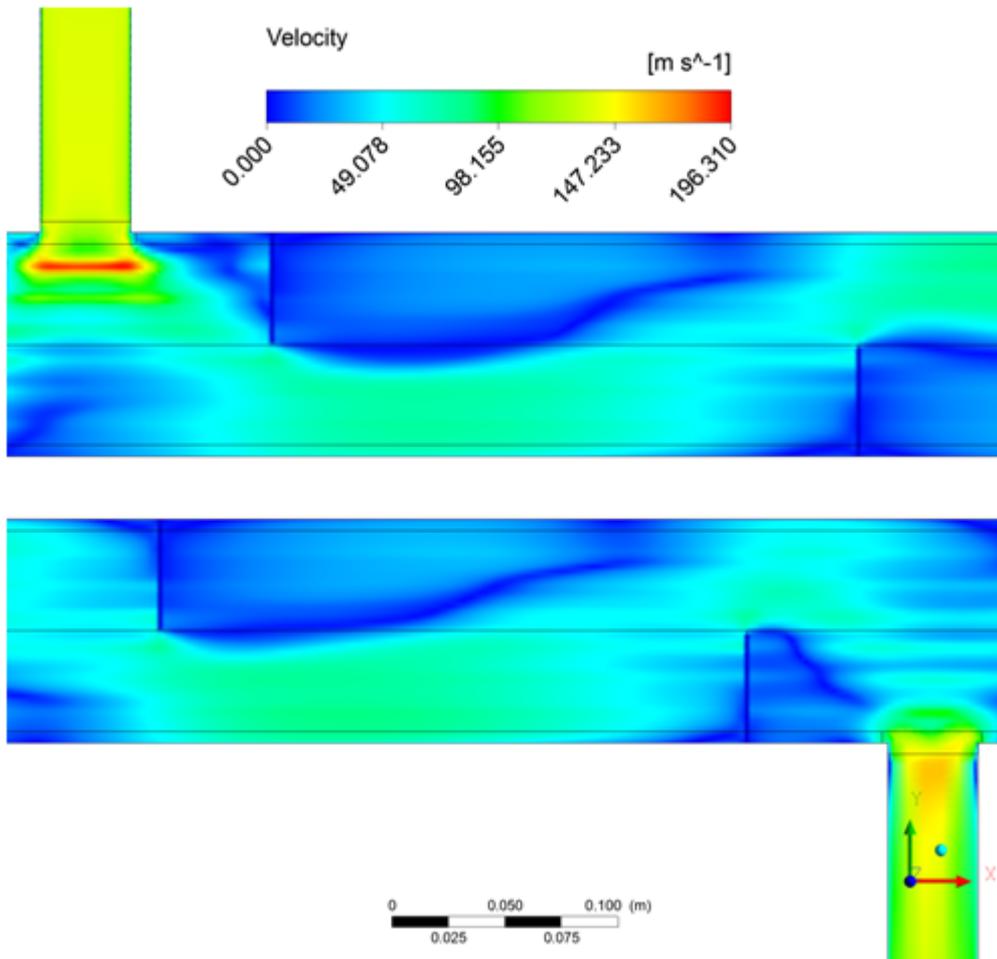
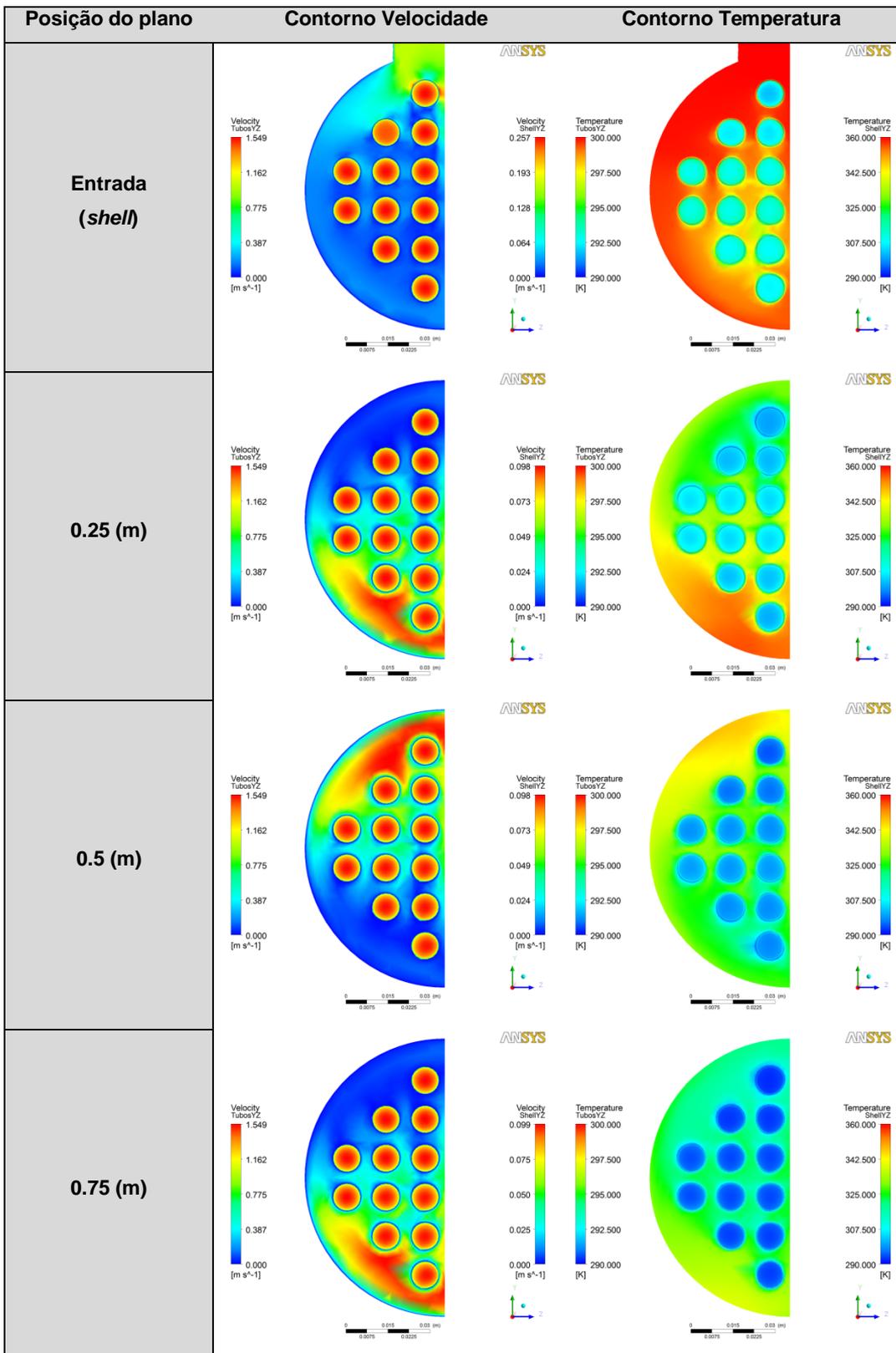


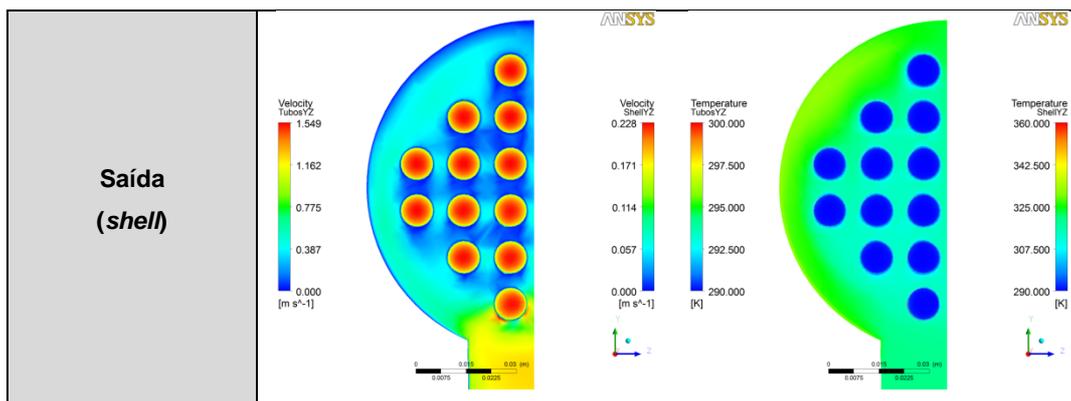
Figura 5.36 - Gradiente de velocidade no plano de simetria - caso 4

Não são apresentados os contornos de velocidade do casos 2 por ser idênticos ao do caso 1, uma vez que todas as condições são repetidas com a exceção das temperaturas de entrada dos fluidos.

Na Tabela 5.15 estão representados os contornos de velocidade e temperatura alternadamente em vários pontos do permutador para o caso 1. Nesta visualização percebe-se com mais clareza alguns dos factos comentados nas figuras anteriores relativas a este caso. Foram usadas escalas de velocidades locais em cada plano, ou seja, cada corte de secção analisado tem uma escala com um máximo e mínimo de velocidade específico para que se percebam melhor os gradientes. As escalas de temperatura são globais tendo sempre o mesmo máximo e mínimo.

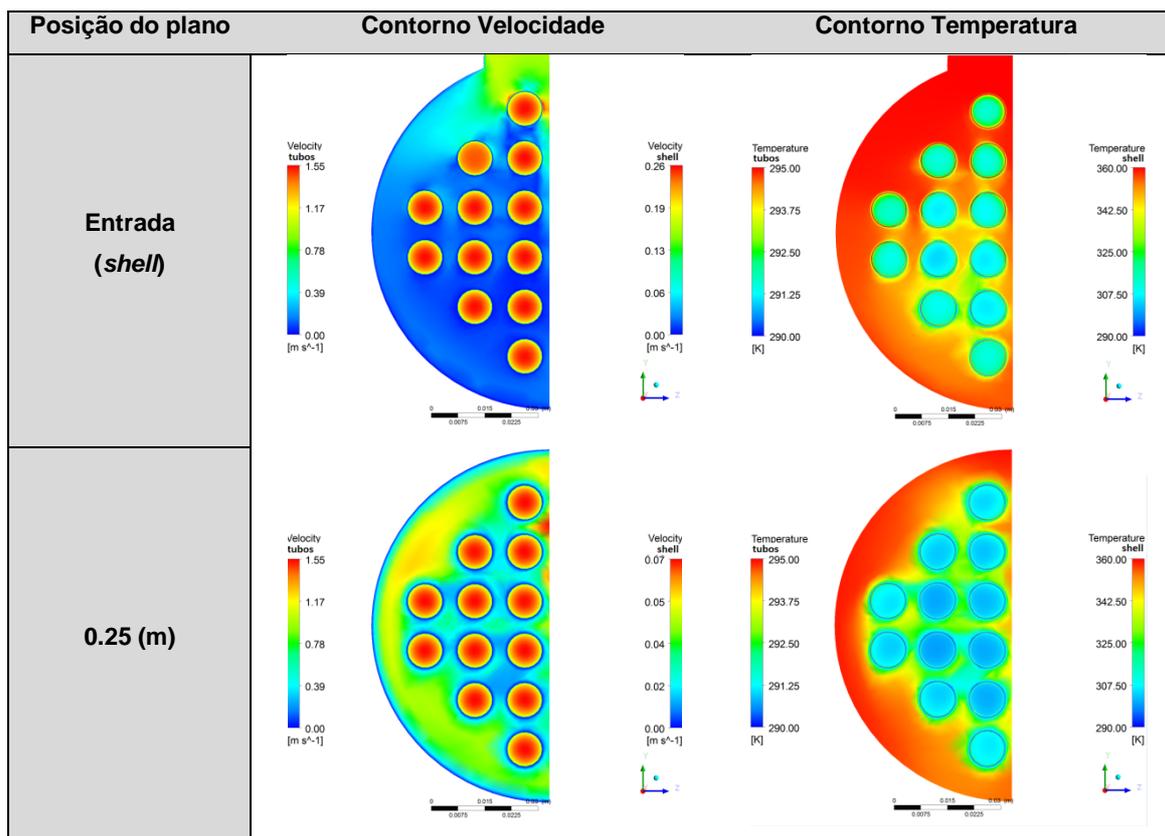
Tabela 5.15 - Contornos de Velocidade (m/s^2) e Temperatura (K) - caso 1

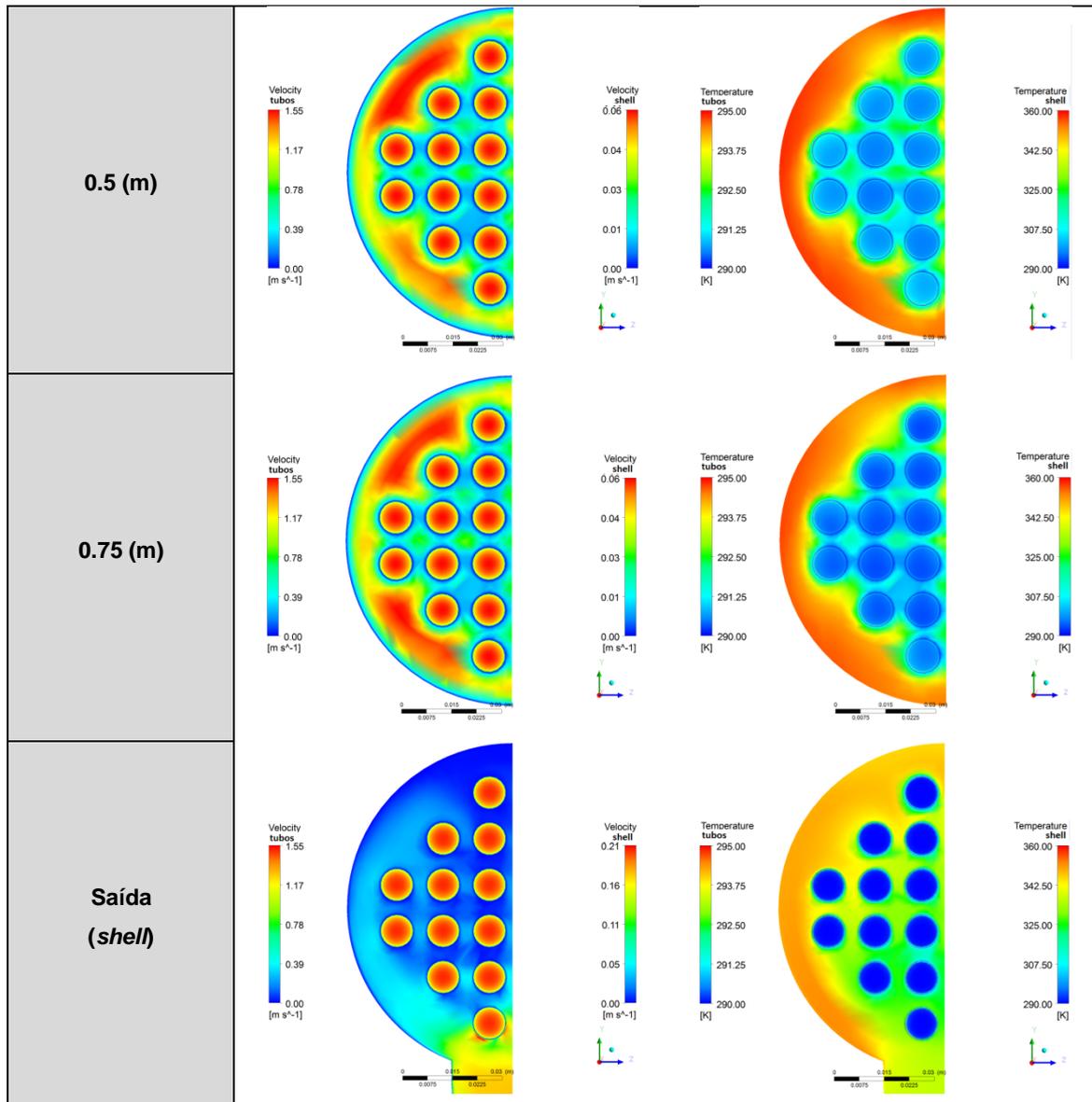




Na Tabela 5.16 está a mesma representação da tabela anterior, mas para o caso 3. Observa-se que o gradiente de velocidade da *shell* se desenvolve de uma forma muito distinta de um caso com *baffles*, e isso reflete-se no gradiente de temperatura da *shell* que apresenta uma distribuição muito menos uniforme. Pode-se ver em todas as secções que a temperatura é muito superior na periferia da *shell* em relação ao seu centro.

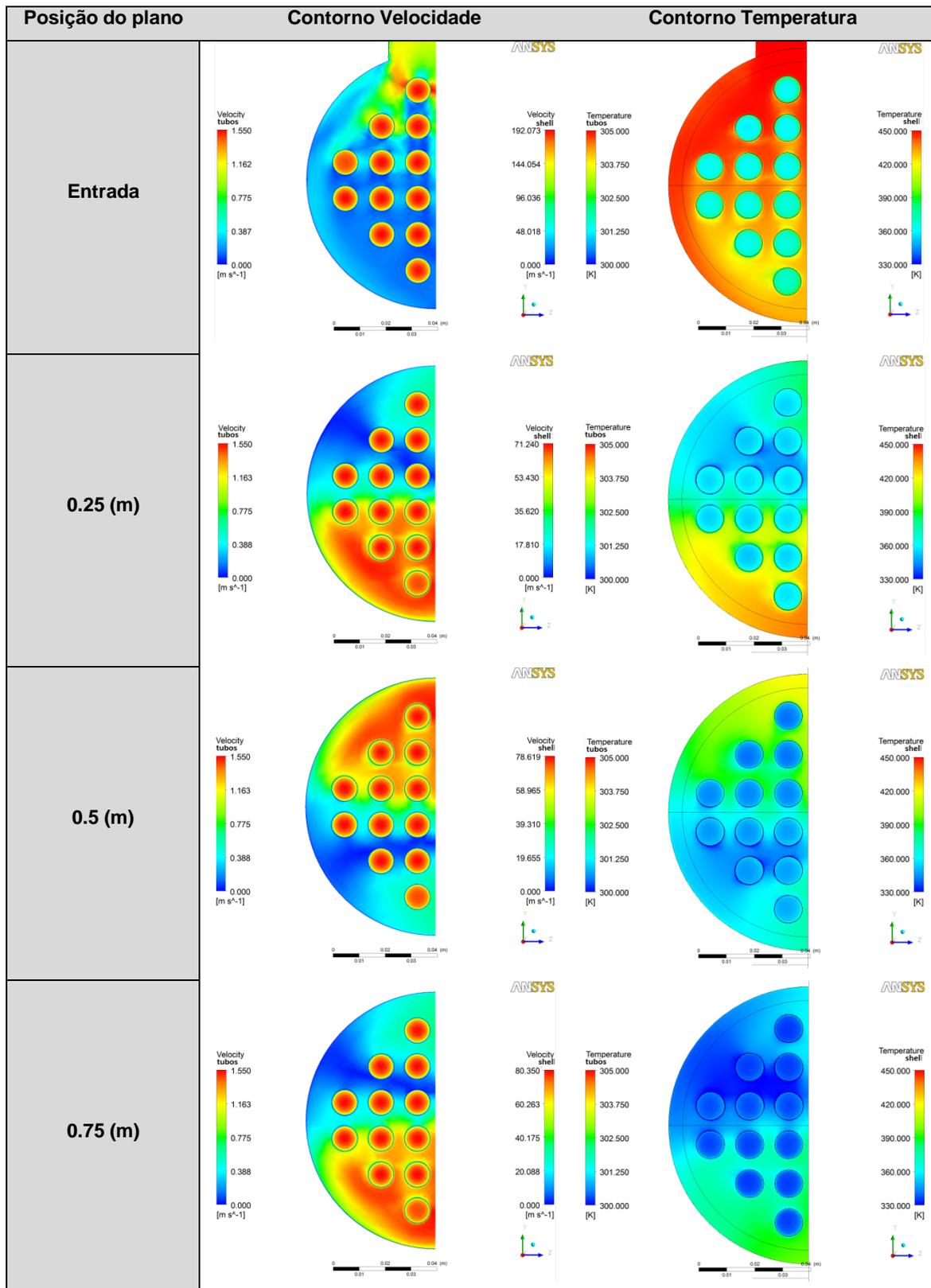
Tabela 5.16 - Contornos de Velocidade (m/s^2) e Temperatura (K) - caso 3

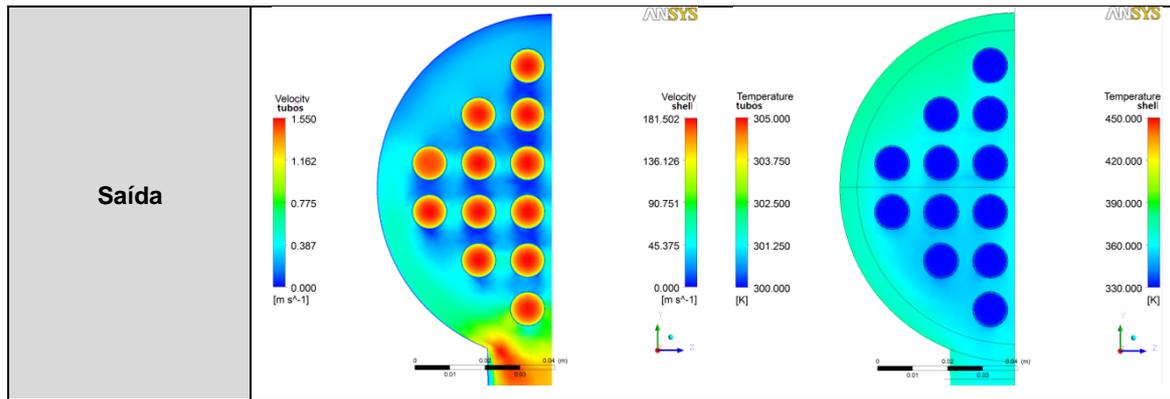




Na Tabela 5.17 são apresentados novamente os gradientes de velocidade e temperatura, mas para o caso 4. Quer os gradientes de velocidade e temperatura na *shell*, apresentam variações mais acentuadas, por ser tratar de ar e que para o mesmo caudal dos casos anteriores circula a uma velocidade muito mais elevada. Além disso o ar que circula na *shell* têm um c_p muito inferior ao da água o que faz também com que a sua temperatura varie mais rapidamente.

Tabela 5.17 - Contornos de Velocidade (m/s^2) e Temperatura (K) - caso 4





5.3.2.5. Perfis de Velocidade, Temperatura e Pressão

Em relação aos permutadores analisados anteriormente, a visualização dos vários perfis foi bem mais interessante, pois neste caso poder-se-ia prever muitos dos fenómenos do problema, como os perfis em relação ao escoamento nos tubos ou a chicana que o escoamento externo iria fazer. Ainda assim, muitos dos outputs permitem clarificar muito do que se antevia em relação ao comportamento térmico e hidrodinâmico de um permutador de tubos e camisa.

Neste subcapítulo serão utilizadas pequenas imagens auxiliares junto aos perfis de forma a tornar mais fácil a visualização do local onde são recolhidos os dados.

Na Figura 5.37 (caso 1) podemos ver que a temperatura dos 12 tubos da simetria aumenta desde a entrada do fluido nos tubos a 290 K até à saída. Neste gráfico é interessante a observação da oscilação da temperatura nos tubos, isto deve-se às zonas de baixa e elevada turbulência que as *baffles* criam no escoamento externo aos tubos.

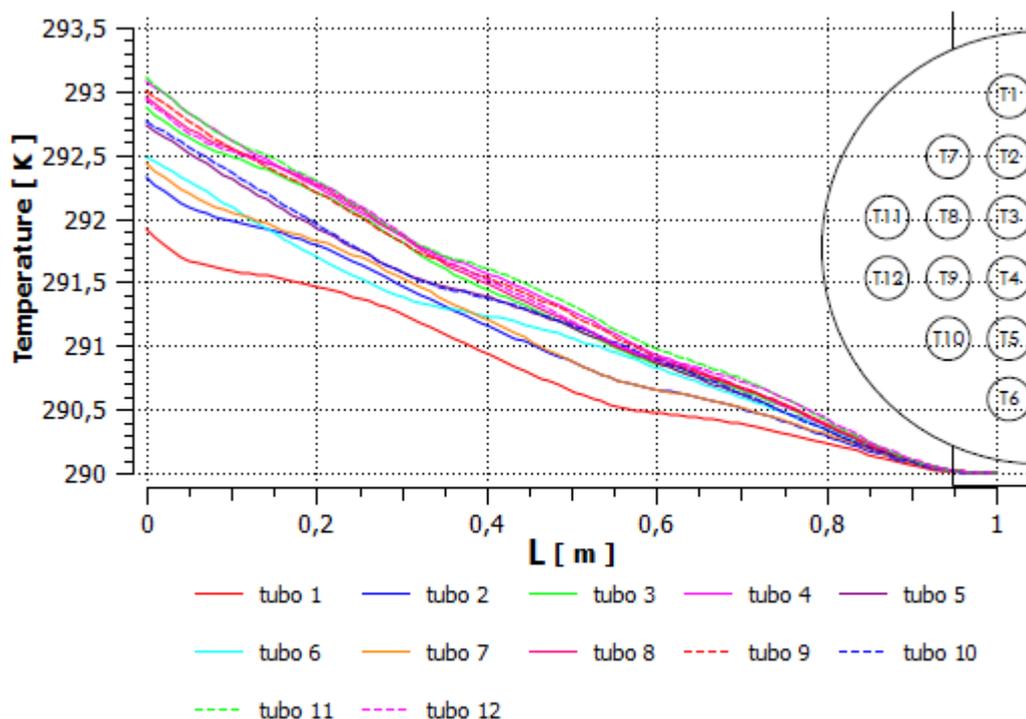


Figura 5.37 - Perfil de Temperatura ao longo do comprimento dos 12 tubos da simetria - caso 1

Podemos ainda observar na Figura acima, que os tubos entram todos a 290K no entanto o tubo 11 sai a 293.1K e o tubo 1 um pouco abaixo dos 292K. Esta diferença entre as temperaturas de saída dos tubos 11 e 1 seria motivo de uma análise mais detalhada da geometria deste o permutador, uma vez que temos um diferencial de 1K na saída de dois tubos, em um diferencial máximo entre a entrada e saída dos tubos de 3.1K.

A Figura 5.38 apresenta os mesmos perfis de temperatura da figura anterior, mas para o caso 3 (sem *baffles*). Observa-se que as oscilações que as *baffles* geravam na temperatura dos tubos desapareceram, sendo que ainda se pode ver pontos de inflexão nas curvas nas zonas da entrada e saída da *shell*. Isto deve-se ao facto de a zona de entrada e saída do escoamento da *shell*, criar zonas de maior turbulência.

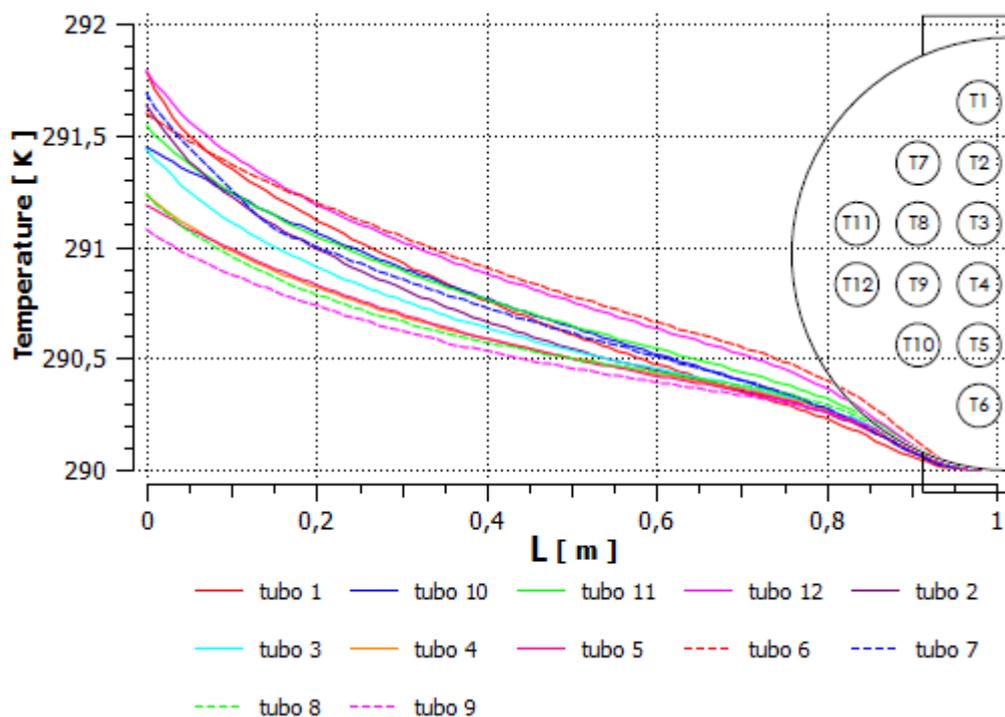


Figura 5.38 - Perfil de Temperatura ao longo do comprimento dos 12 tubos da simetria - caso 3

A Figura 5.39 apresenta os mesmos perfis das duas figuras anteriores, mas para o caso 4. Comparando com o caso 1, a observação mais relevante é o facto de que, comparando o tubo que aqueceu mais e o tubo que aqueceu menos, vê-se que são tubos diferentes em ambos os casos. Isto reflete que o aumento de turbulência teve impacto na temperatura de saída de cada um dos tubos.

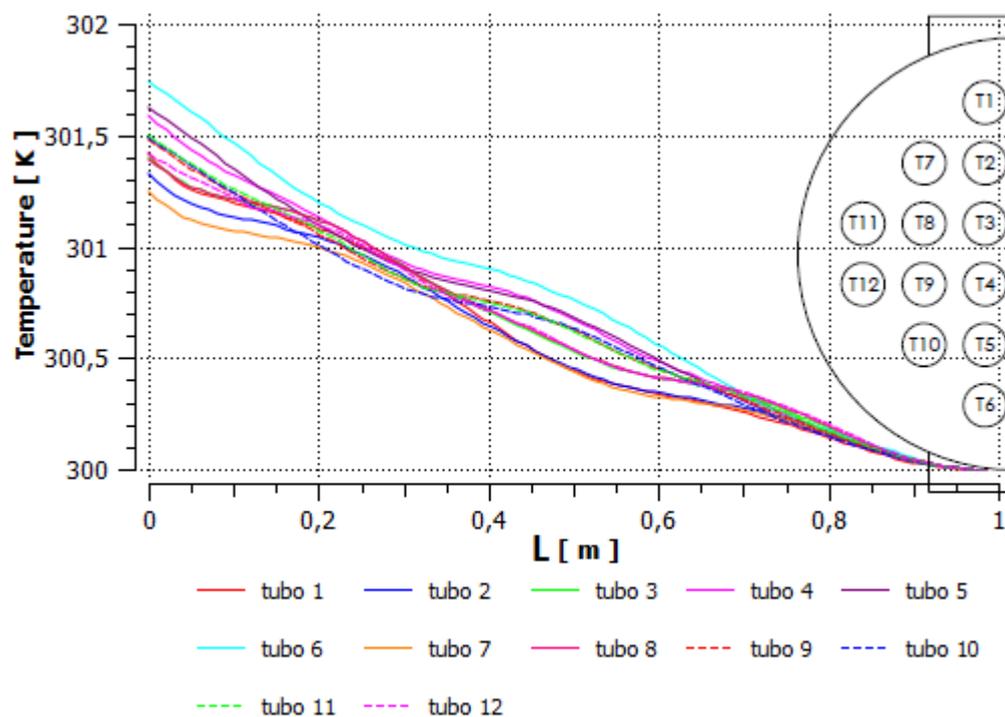


Figura 5.39 - Perfil de Temperatura ao longo do comprimento dos 12 tubos da simetria - caso 4

A Figura 5.40 apresenta perfis de Temperatura em vários pontos do comprimento do permutador, na entrada (0.1m) centro (0.5m) e saída (0.9m). A localização do local onde foram recolhidos os dados nos sucessivos comprimentos, está representada no canto superior direito da Figura 5.40. Pode observar-se novamente que o incremento de temperatura não é igual em todos os tubos. Esta observação torna-se mais interessante nesta figura porque pode-se perceber que as zonas em que o escoamento nos tubos está a temperaturas mais baixas são as zonas em que o escoamento na *shell* tem temperaturas mais elevadas.

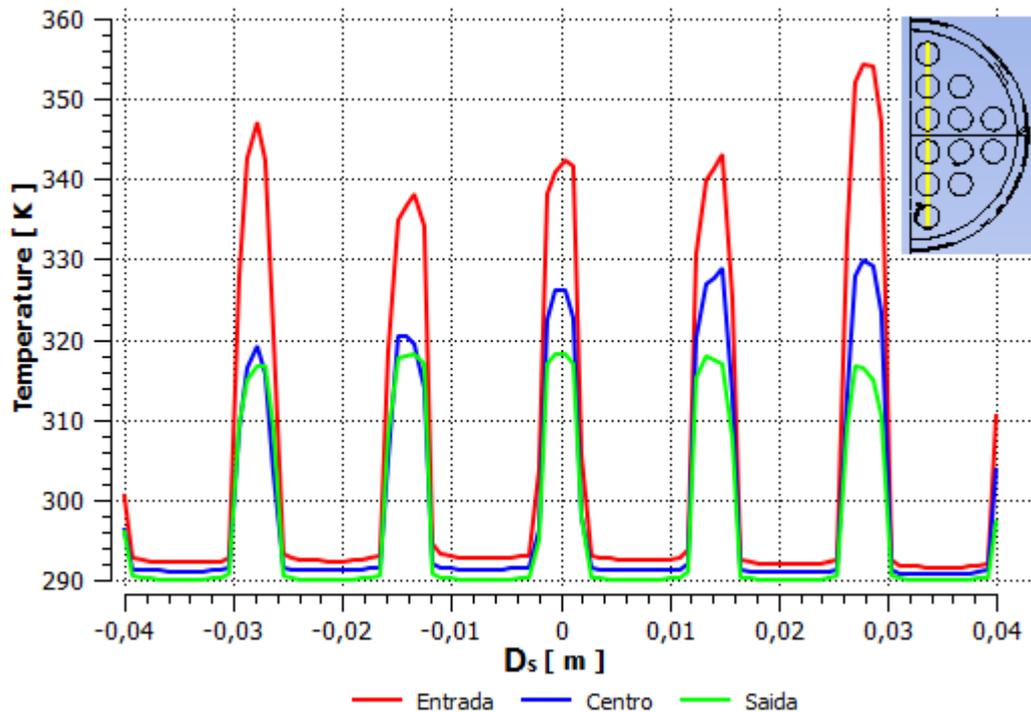


Figura 5.40 - Perfis de temperatura *shell* e tubos - caso 1

Na Figura 5.41 pode-se ver o mesmo perfil da figura anterior mas para o caso 3. Observa-se que em relação ao caso 1, a temperatura da *shell* têm um menor diferencial de temperatura desde centro do permutador até a saída. Pode-se ainda ver que a temperatura à saída, na *shell*, é pouco uniforme. O que demonstra mais uma vez o impacto negativo que a remoção das *baffles*, tiveram na eficiência do permutador. A variação de temperatura nos tubos foi também inferior.

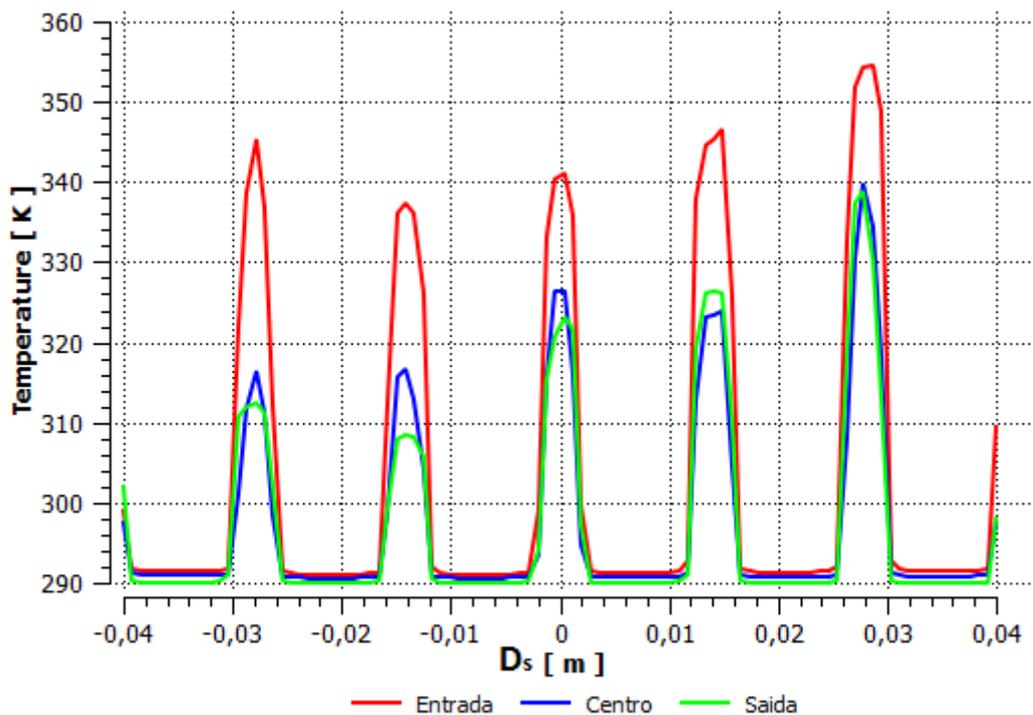


Figura 5.41 - Perfis de temperatura *shell* e tubos - caso 3

A Figura 5.42 apresenta os mesmos perfis das duas figuras anteriores mas para o caso 4. Pode-se constatar que em relação aos perfis anteriores este é o que apresenta um maior diferencial entre a temperatura de entrada e saída na *shell*. De realçar que nos segundos picos (a contar da esquerda), a temperatura no centro da *shell*, é inferior à temperatura na saída. O que é estranho tendo em conta que o fluido está a ser arrefecido; esta observação pode-se dever ao facto de existirem zonas de estagnação na *shell*, nessas zonas o fluido circula a velocidades mais baixas fazendo com que a temperatura desça mais nessa localização. As características deste perfil indicam à partida que o modelo desenvolvido é mais eficiente com as condições operatórias do caso 4.

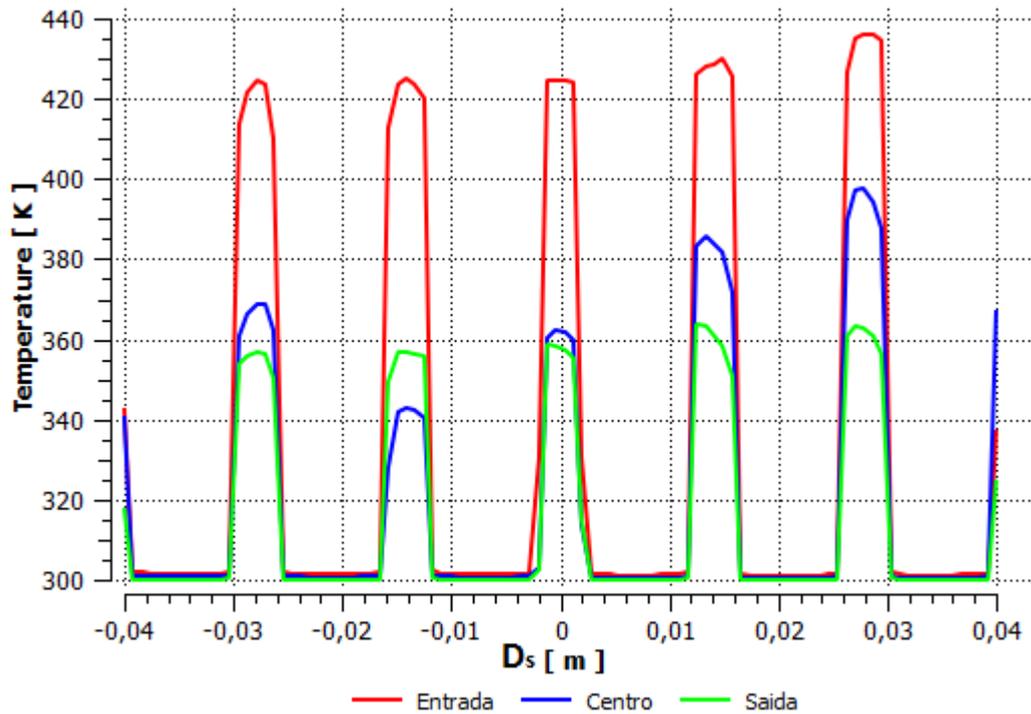


Figura 5.42 - Perfis de temperatura *shell* e tubos - caso 4

Na Figura 5.43 pode-se ver a variação da temperatura do fluido que passa na *shell*, nos quatro casos analisados. Observa-se que, nos casos em que o fluido da *shell* está a ser arrefecido a temperatura segue uma tendência decrescente. No caso 2, como o fluido da *shell* está a ser aquecido a curva segue uma tendência crescente. No entanto existem zonas onde a temperatura varia abruptamente, essencialmente na proximidade de cada uma das *baffles*, uma vez que a linha onde os pontos foram recolhidos passa tangente às *baffles* e a velocidade nessas zonas é reduzida, o que faz com que a temperatura do fluido da *shell* varie muito nessas zonas.

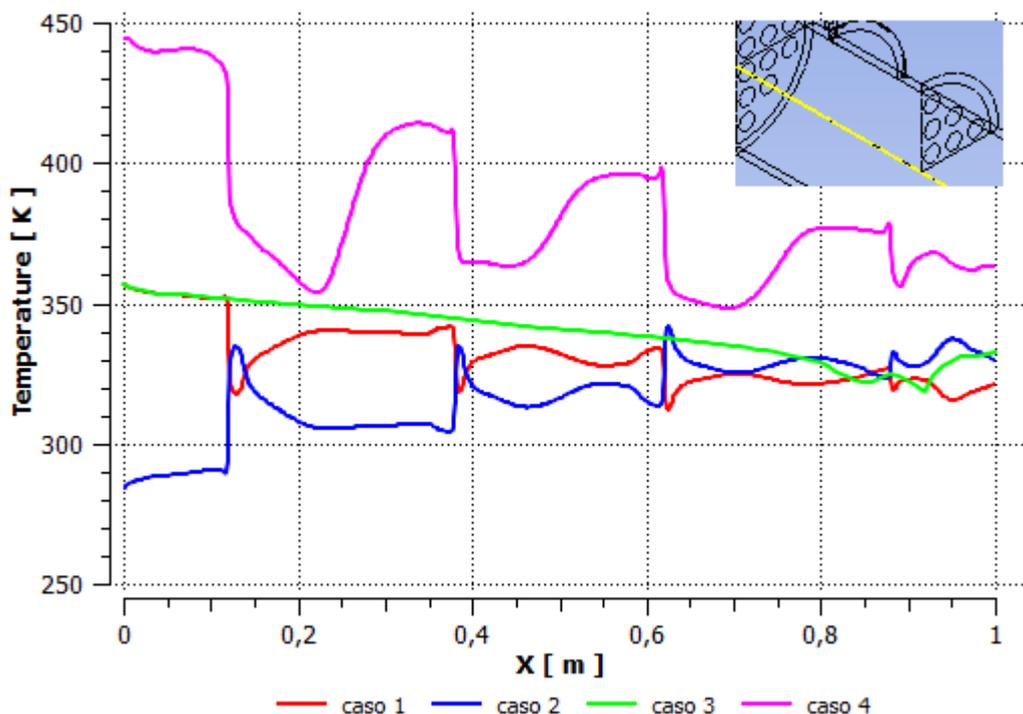


Figura 5.43 - Perfis de temperatura no centro da shell

Na Figura 5.44 estão representados os perfis de velocidade na localização da figura anterior, para os quatro casos analisados. Nos casos com baffles, observa-se que a velocidade aumenta quando nos aproximamos das baffles, e aproxima-se de zero quando a linha de dados passa tangente à baffles. No caso 3, onde foram removidas as baffles, verifica-se que a velocidade varia de uma forma aproximadamente linear ao longo da shell.

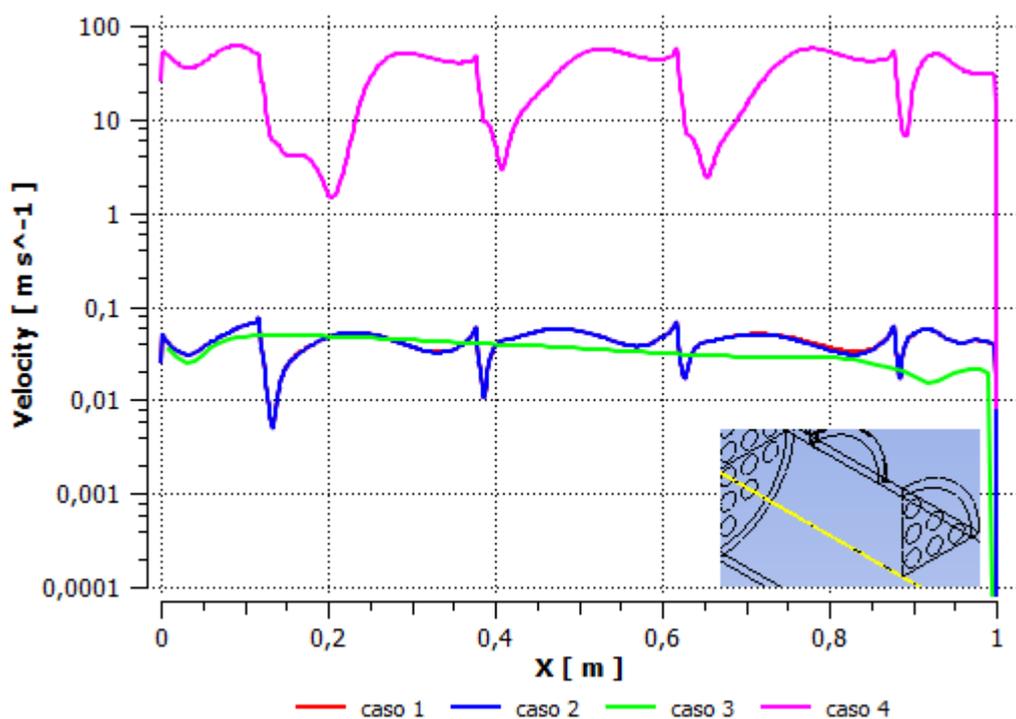


Figura 5.44 - Perfis de velocidade no centro da shell

Na Figura 5.45 estão representados perfis de velocidade em vários comprimentos consecutivos da *shell* (localização indicada na figura). Os perfis seguem a tendência esperada, a velocidade aproxima-se de zero junto as paredes da *shell* e dos tubos. Vê-se que a velocidade média das curvas aumenta quando os pontos são recolhidos mais próximos às *baffles*.

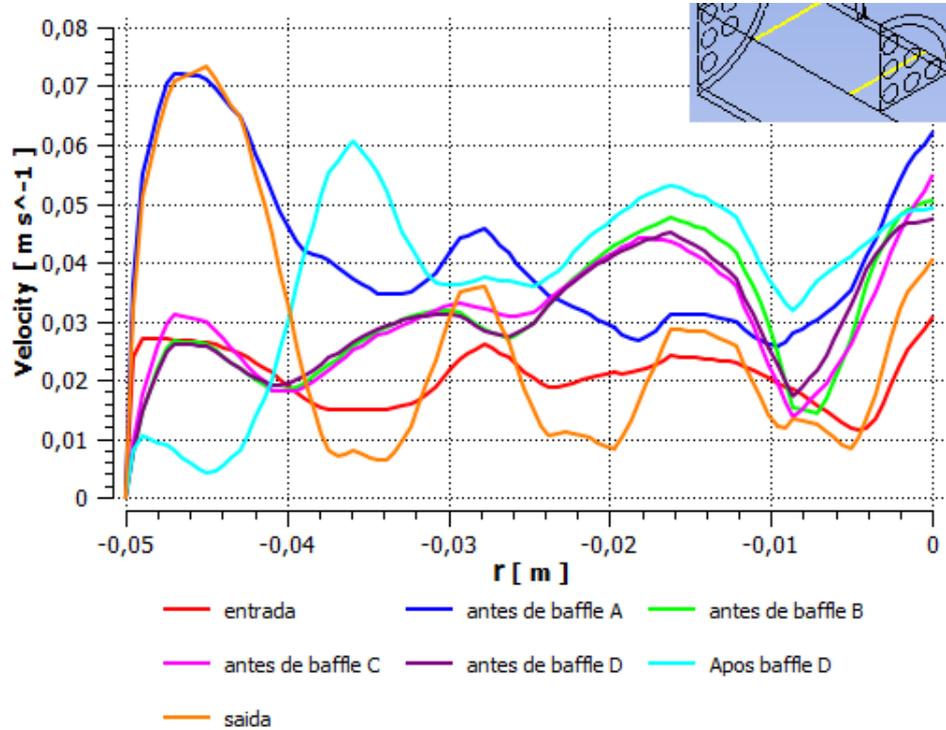


Figura 5.45 – Perfis de velocidade na *shell* - caso 1

O mesmo perfil da figura anterior mas para o caso 3 (Figura 5.46), revela que sem *baffles*, a as curvas não se desviam tanto umas das outras como no caso 1. Isto acontece porque neste caso a secção do permutador é constante ao longo do seu comprimento.

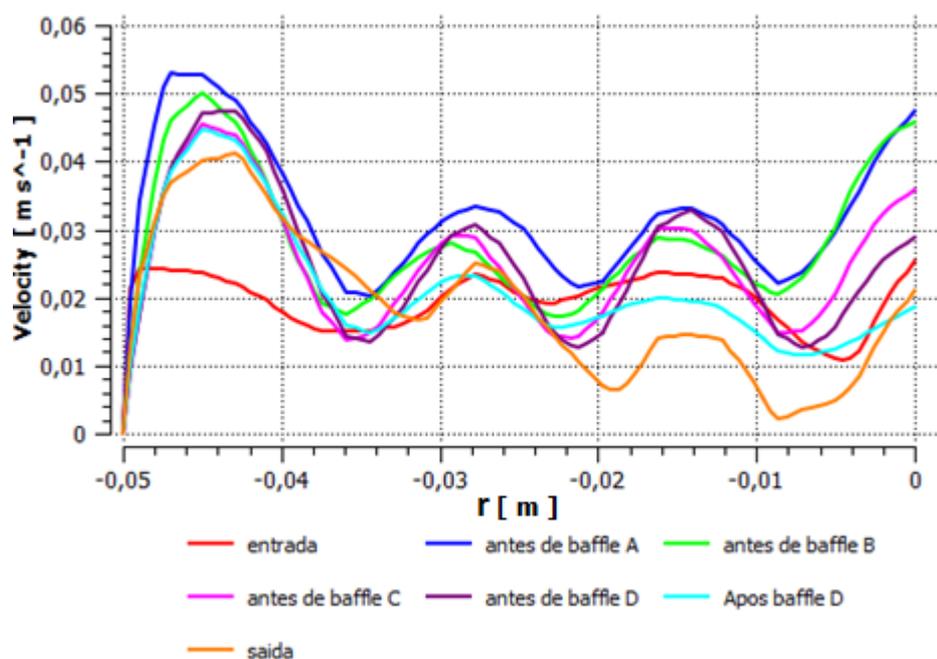


Figura 5.46 - Perfis de velocidade na *shell* - caso 3

Observando o mesmo perfil da figura anterior mas para o caso 4, (Figura 5.47) verifica-se que as curvas apresentam um perfil ligeiramente mais turbulento, uma vez que se trata de uma velocidade muito superior aos casos anteriores.

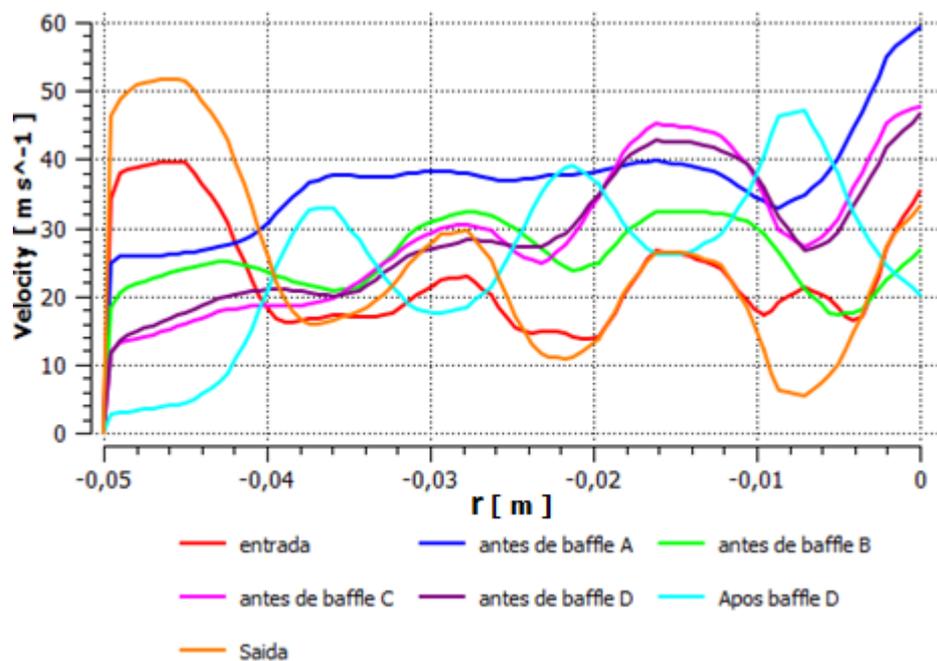


Figura 5.47 - Perfis de velocidade na *shell* - caso 4

Na Figura 5.48 está representada graficamente para os três primeiros casos a perda de pressão na *shell* ao longo do seu comprimento. Os casos 1 e 2 apresentam perfis idênticos e pode-se ver a perda de carga induzida por cada uma das *baffles*. Cada vez que o fluido atravessa a zona de uma *baffle* a velocidade aumenta e conseqüentemente a perda de carga, após a passagem da *baffle*

a velocidade diminui juntamente com a perda de carga. No caso 3, onde foram removidas as baffles a perda de carga aumenta linearmente ao longo do comprimento da shell, e é em módulo muito menor.

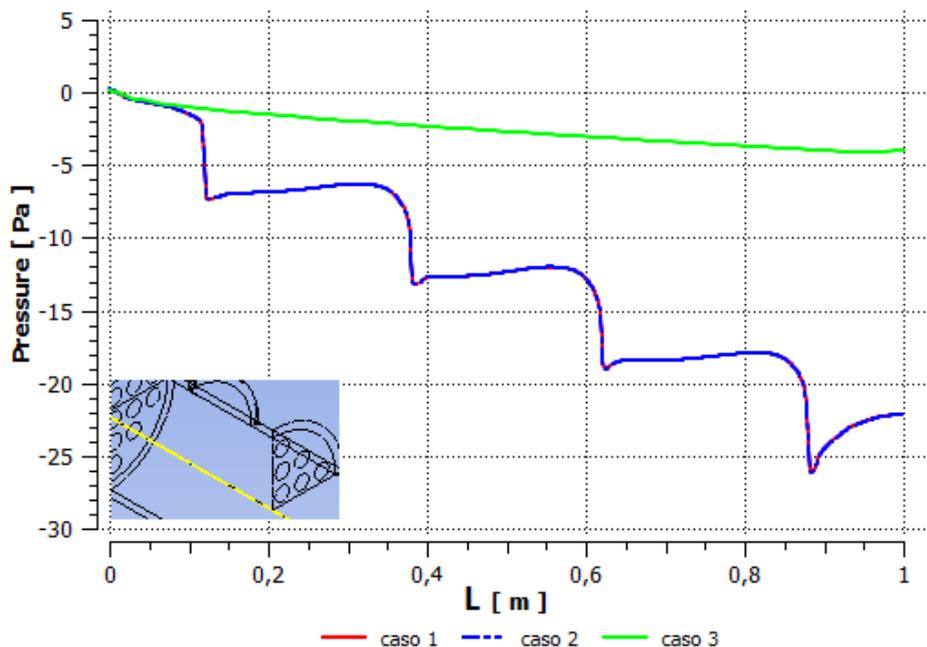


Figura 5.48 – Perfil da variação da Pressão ao longo do comprimento da shell. - casos 1,2 e 3

A Figura 5.49 apresenta a perda de carga na shell para o caso 4. Verifica-se que pelo facto de a velocidade ser muito superior a perda de carga também o é, uma vez que varia com o quadrado da velocidade. Esta configuração apresenta uma curva com uma tendência idêntica à dos casos 1 e 2. No entanto é aqui mais evidente o efeito da diminuição da perda de carga aquando a diminuição da velocidade apos a passagem do fluido pela baffle.

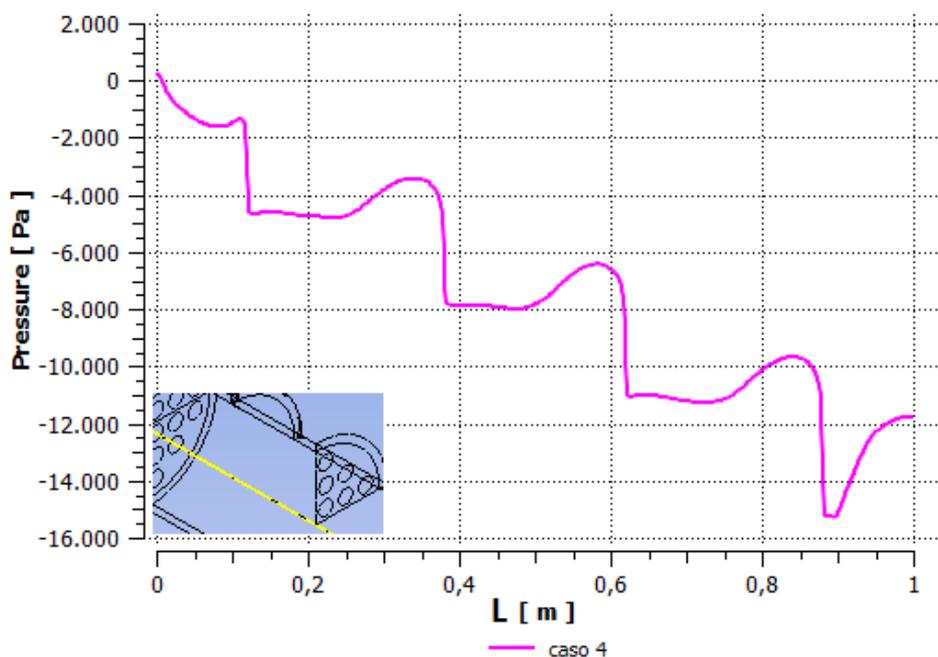


Figura 5.49 – Perfil da variação da Pressão ao longo do comprimento da shell - caso 3

Os resultados obtidos da análise *CFD* deste permutador podem ser resumidos e comparados com os resultados analíticos na Tabela 5.18

Tabela 5.18 - Comparação entre resultados obtidos analiticamente e com o *FLUENT*

Calculo analítico							
Caso	h_i (w/m ² K)	h_e (w/m ² K)	ΔP (Pa) 24 tubos	ΔP (Pa) shell	$T_{tubos,out}$ (K)	$T_{shell,out}$ (K)	ϵ_p
1	5735	587	56528	11.2	292.79	326.50	47.9%
2	8936	578	42883	7.4	367.15	314.35	38.2%
3	5735	267	56528	1.1	291.19	345.76	23.3%
4	5079	164	35086	10783.4	301.37	386.22	42.5%
<i>FLUENT</i>							
Caso	h_i (w/m ² K)	h_e (w/m ² K)	ΔP (Pa)24 tubos	ΔP (Pa) shell	$T_{tubos,out}$ (K)	$T_{shell,out}$ (K)	ϵ_p
1	6995	1047	88536	22.2	293.26	320.84	56.1%
2	7264	883	88800	22.1	365.80	330.35	55.7%
3	7102	540	88680	4.1	291.95	336.58	33.4%
4	8017	245	88752	11913	301.79	360.69	59.5%

Analisando os resultados da Tabela 5.18, verifica-se que apesar de os resultados do *FLUENT* se desviarem um pouco mais dos resultados analíticos que os permutadores estudados anteriormente, continuam ainda assim com boa concordância em alguns casos

Um maior desvio era contudo esperado, com base no trabalho desenvolvido por Ozden e Tari, 2010, onde foi demonstrado que o método de Kern subestima normalmente o valor de h_e . Como no permutador estudado o valor de h_e é sempre menor que h_i , então h_e é o que vai limitar o valor do coeficiente global de transferência de calor (U) do permutador. Por outro lado U é determinante no comportamento térmico de um permutador de calor. Isto tudo para dizer que um valor subestimado de h_e , vai influenciar todas as restantes varáveis térmicas.

De acordo com o que foi dito anteriormente, verifica-se que o valor de h_e obtido no *FLUENT* foi sempre acima do valor obtido com o método de Kern. Quanto ao valor de h_i , com a exceção do caso 2, também foi sempre sobre estimado pelo *FLUENT*.

Relativamente às perdas de carga foram também sempre calculadas pelo *FLUENT*, com valores acima do cálculo analítico.

As temperaturas de saída dos fluidos dos tubos apresentam boa concordância. Relativamente a temperatura de saída da *shell*, o *FLUENT* desvia-se mais um pouco dos resultados analíticos, principalmente no caso 4. Isto deve-se essencialmente ao valor de h_e , que foi sempre superior no *FLUENT* em todos os casos.

As eficiências obtidas refletem os resultados das temperaturas de saída. De notar que a configuração mais eficiente no *FLUENT* foi a do caso 4 e no calculo analítico foi a do caso 1, o que leva a crer de que a previsão do *FLUENT* seja mais precisa, uma vez que as propriedades físicas do

ar variam com a temperatura, ao contrário do cálculo analítico. Mais uma vez o valor da eficiência é superior em todos os casos no *FLUENT*.

Apesar das discrepâncias entre ambos os métodos, os resultados podem-se ainda considerar aceitáveis, quando comparado com o estudo desenvolvido por Ozden, 2010, onde o método *CFD* aplicado a um permutador de tubos e camisa sobrestimou também sempre o valor de h_e , quando comparado com o método de Kern.

6. Conclusões

Pelo facto de neste trabalho terem sido analisados três permutadores de calor completamente distintos, foi possível adquirir sensibilidade aos métodos de cálculo aplicados em permutadores de calor.

Relativamente aos cálculos analíticos convencionalmente aplicados, conclui-se que a sua aplicação é sem dúvida um método eficaz na previsão rápida das características térmicas e hidrodinâmicas de um permutador de calor. Foi confirmado em casos simples como o permutador com parede isotérmica, que a previsão analítica é idêntica à previsão da simulação. Contudo a sua aplicação deve ser feita com cautela, pois confirmou-se também neste trabalho e com auxílio de trabalhos previamente desenvolvidos para casos similares, que estes métodos tendem a diminuir a sua precisão de resultados com o aumento da complexidade do escoamento.

Quanto as simulações também não podem os seus resultados ser tidos como certos, mas as boas aproximações aos resultados obtidos analiticamente, principalmente no primeiro permutador estudado, e a comparação com trabalhos de outros autores levam a crer que os resultados obtidos nas simulações são bastante bons. E encontram-se também dentro das gamas de margem erro de trabalhos (Aslam Bhutta *et al.*, 2012).

A aplicação do método *CFD* no cálculo de permutadores, revelou-se muito sensível a variações de caudal, propriedades físicas do fluido e mais ainda variações geométricas. Foi percebido no decorrer deste trabalho que para um mesmo modelo devem ser previstas todas as condições operatórias que se pretendem testar. Se tal não acontecer pode por vezes ser necessária a remodelação completa do permutador. Daqui conclui-se que o planeamento da simulação em um passo chave para o bom desempenho e versatilidade do modelo.

Em grande parte dos casos analisados houve boa concordância entre os métodos de cálculo aplicados. Em situações de maior divergência e sem dados experimentais, é difícil afirmar com certeza qual a previsão mais realista.

Neste trabalho demonstra-se que mesmo em situações em que as previsões de ambos os métodos de cálculo são idênticas, a simulação *CFD*, possibilita uma compreensão do comportamento térmico e hidrodinâmico de um permutador de calor com um nível de detalhe muito superior a uma análise convencional, por esse motivo, em situações em que a escolha de um permutador diz respeito a grande parte de um orçamento a análise *CFD* poderá compensar por permitir tanto detalhe na previsão. Ainda assim em todas as situações os métodos analíticos são fundamentais para uma primeira aproximação. Pode-se por isso dizer que as metodologias se complementam.

6.1. Sugestões para trabalhos futuros

A realização deste trabalho, deixa pendentes estudos que se gostaria de ter realizado, mas que não o foram, ou por se desviar um pouco do objetivo desta dissertação ou mesmo por serem demasiado ambiciosos. Contudo ficam sugestões, algumas já parcialmente desenvolvidas, relativas a futuros estudos que poderão ser feitos:

Criação de um único modelo de um permutador de tubos e camisa que permita testar as seguintes situações:

- Diferentes configurações e diâmetros de tubos
- Diferentes diâmetros de *shell*
- Diferentes diâmetros de entrada e saída da *shell*
- Diferentes tipos de *baffles* (*flower baffles*, *tree foil baffles* e diferentes tipos de *baffles* planas) com diferentes espaçamentos e *baffle cut*
- Combinação de diferentes tipos de *baffles*
- Diferentes condições operatórias

Depois de ter sido efetuado o estudo referido anteriormente, seria interessante fazer um estudo em relação às temperaturas de saída de cada um dos tubos e qual a influencia dos parâmetros geométricos da *shell* nessas temperaturas.

Um outro estudo que se poderia fazer com o referido modelo seria sobre as zonas de estagnação e preferenciais do escoamento na *shell*. E qual a influencia dos parâmetros geométricos do permutador nessas zonas.

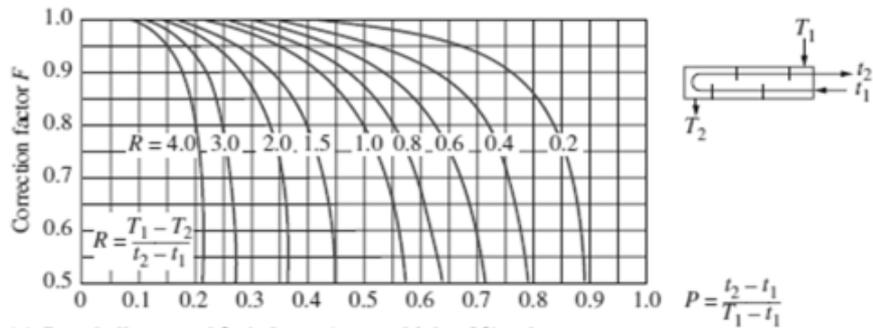
Poderiam ainda ser elaborados de modelos físicos para testes experimentais e posterior comparação de resultados.

Referências

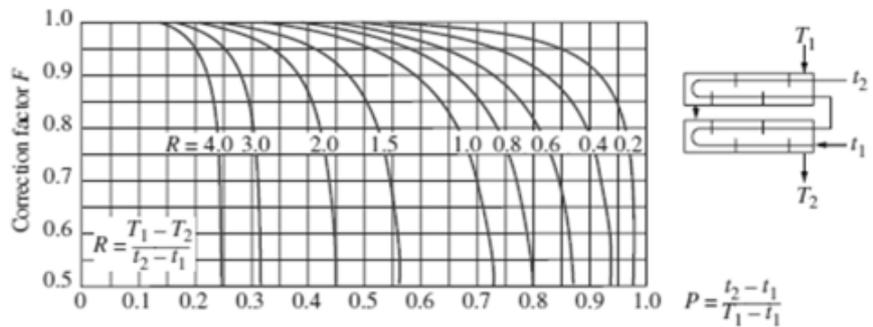
- Aslam Bhutta, M. M., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N. e Khan, S. 2012. Cfd Applications in Various Heat Exchangers Design: A Review. *Applied Thermal Engineering*. 32. 1-12.
- Çengel, Y. A. 1998. *Heat Transfer: A Practical Approach*.
- Çengel, Y. A. e Boles, M. A. 2001. *Termodinâmica*.
- Çengel, Y. A. e Turner, R. H. 2011. *Fundamentals of Thermal Fluid Sciences - 2nd Ed.*
- Ferziger, J. H. e Peric, M. 2002. *Computacional Methods for Fluid Dynamics*.
- Fluent-user's-guide. 2011.
- Holman, J. P. 1989. *Heat Transfer*, McGraw-Hill, Inc.
- Kumar, V., Saini, S., Sharma, M. e Nigam, K. D. P. 2006. Pressure Drop and Heat Transfer Study in Tube-in-Tube Helical Heat Exchanger. *Chemical Engineering Science*. 61. 4403-4416.
- Lienhard. 2006. *A Heat Transfer Textbook*
- Nemati Taher, F., Zeyninejad Movassag, S., Razmi, K. e Tasouji Azar, R. 2012. Baffle Space Impact on the Performance of Helical Baffle Shell and Tube Heat Exchangers. *Applied Thermal Engineering*. 44. 143-149.
- Ozden, E. e Tari, I. 2010. Shell Side Cfd Analysis of a Small Shell-and-Tube Heat Exchanger. *Energy Conversion and Management*. 51. 1004-1014.
- Spalding, B. 1983. *Heat Exchangers Design Handbook*.
- Teixeira, J. C. F. 2011. *Permutadores De Calor*.
- Versteeg, H. K. e Malalasekera, W. 1995. *An Introduction to Computacional Fluid Dynamics*.
- Vijapurapu, S. e Cui, J. 2010. Performance of Turbulence Models for Flows through Rough Pipes. *Applied Mathematical Modelling*. 34. 1458-1466.
- White, F. M. 2003. *Fluid Mechanics*, McGraw-Hill, Inc.
- URL: <http://www.marketsearch.com>, aceso em Setembro 2012.
- Yonghua, Y., Fan, A., Huang, S. e Liu, W. 2012. Numerical Modeling and Experimental Validation of Heat Transfer and Flow Resistance on the Shell Side of a Shell-and-Tube Heat Exchanger with Flower Baffles.
- Yonghua, Y., Fan, A., Lai, X., Huang, S. e Liu, W. 2012. Experimental and Numerical Investigations of Shell-Side Thermo-Hydraulic Performances for Shell-and-Tube Heat Exchanger with Trefoil-Hole Baffles. *Applied Thermal Engineering*. 50. 950-956.

ANEXO A

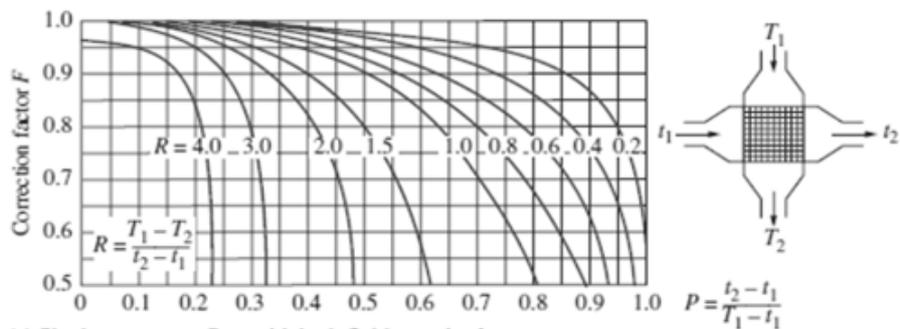
Diagramas do fator de correção (F) para permutadores de tubos e camisa e fluxo cruzado. (Çengel e Turner, 2011)



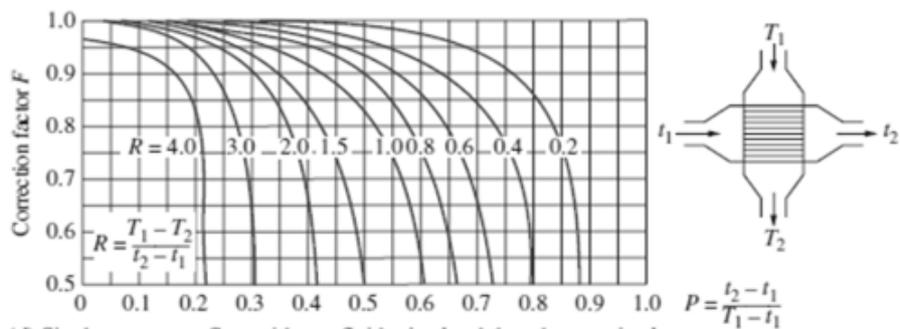
(a) One-shell pass and 2, 4, 6, etc. (any multiple of 2), tube passes



(b) Two-shell passes and 4, 8, 12, etc. (any multiple of 4), tube passes



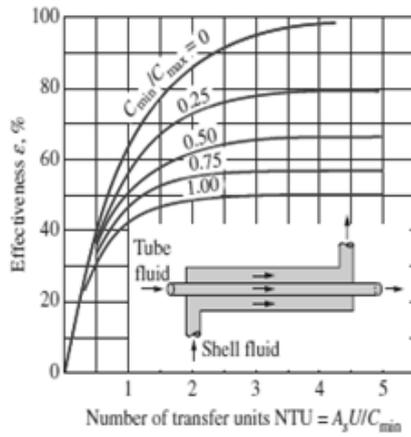
(c) Single-pass cross-flow with both fluids *unmixed*



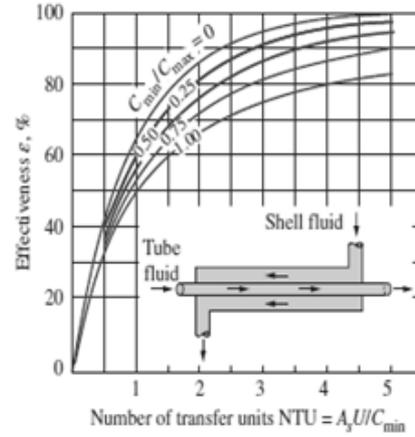
(d) Single-pass cross-flow with one fluid *mixed* and the other *unmixed*

ANEXO B

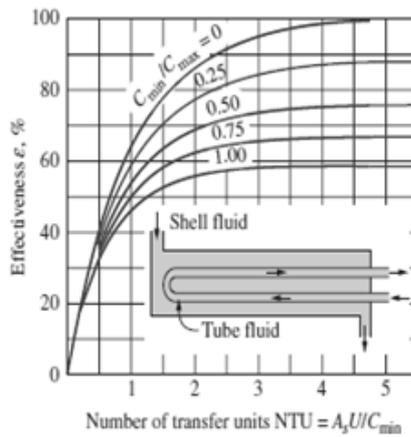
Diagramas - Eficiência do permutador (ϵ_p) em função do Numero de Unidades de Transferência (NTU) (ζ engel e Turner, 2011)



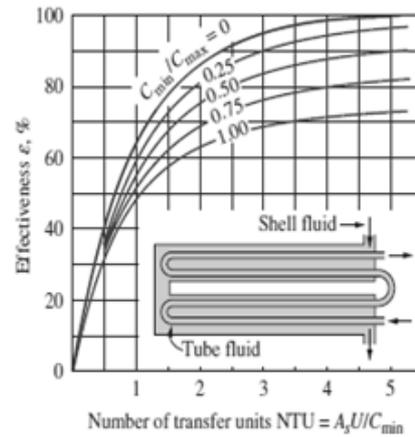
(a) Parallel-flow



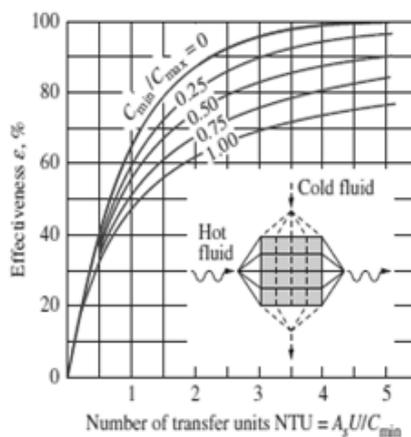
(b) Counter-flow



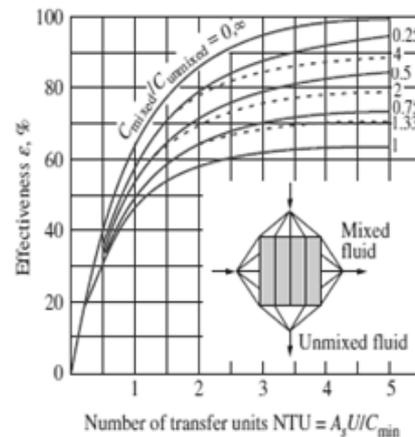
(c) One-shell pass and 2, 4, 6, ... tube passes



(d) Two-shell passes and 4, 8, 12, ... tube passes



(e) Cross-flow with both fluids unmixed



(f) Cross-flow with one fluid mixed and the other unmixed

ANEXO C

Propriedades físicas da água. (Çengel e Turner, 2011)

Properties of saturated water

Temp. T_s , °C	Saturation Pressure P_{sat} , kPa	Density ρ , kg/m ³		Enthalpy of Vaporization h_{fg} , kJ/kg	Specific Heat c_p , J/kg · K		Thermal Conductivity k , W/m · K		Dynamic Viscosity μ , kg/m · s		Prandtl Number Pr		Volume Expansion Coefficient β , 1/K
		Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.633×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1,002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1,254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1,553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2,318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3,344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4,688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6,412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8,581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	
374.14	22,090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}			

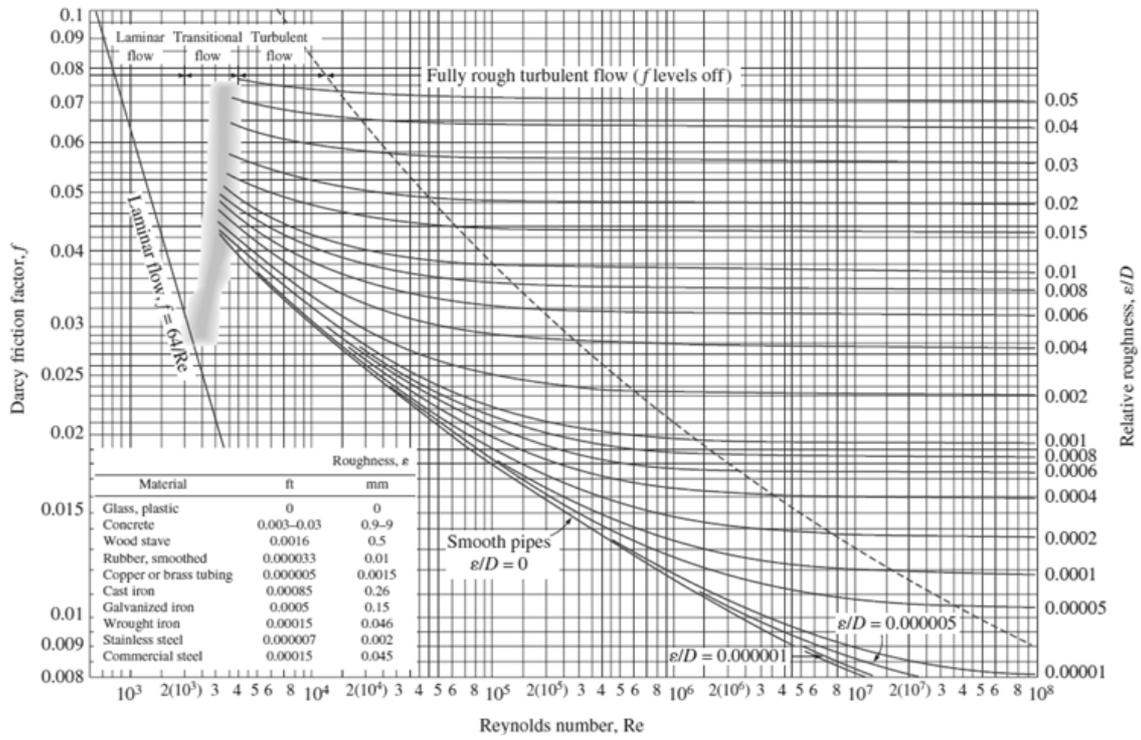
Note 1: Kinematic viscosity ν and thermal diffusivity α can be calculated from their definitions, $\nu = \mu/\rho$ and $\alpha = k/\rho c_p = \nu/Pr$. The temperatures 0.01°C, 100°C, and 374.14°C are the triple-, boiling-, and critical-point temperatures of water, respectively. The properties listed above (except the vapor density) can be used at any pressure with negligible error except at temperatures near the critical-point value.

Note 2: The unit kJ/kg · °C for specific heat is equivalent to kJ/kg · K, and the unit W/m · °C for thermal conductivity is equivalent to W/m · K.

Source: Viscosity and thermal conductivity data are from J. V. Sengers and J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291–1322. Other data are obtained from various sources or calculated.

ANEXO D

Diagrama de Moody (Çengel e Turner, 2011)



ANEXO E

-Diagrama - Fator de atrito (f) em função do numero Reynolds (Re) (Teixeira, 2011)

