

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

HENRIQUE DA SILVA COELHO GOETTEN

**MODELAGEM NUMÉRICA DA TURBULÊNCIA E OTIMIZAÇÃO
ESTOCÁSTICA EM TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO**

**CURITIBA
Novembro – 2019**

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

HENRIQUE DA SILVA COELHO GOETTEN

**MODELAGEM NUMÉRICA DA TURBULÊNCIA E OTIMIZAÇÃO
ESTOCÁSTICA EM TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de **Mestre** em Engenharia Mecânica, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Orientadora: Prof^a. Dra. Viviana Cocco Mariani

**CURITIBA
Novembro – 2019**

TERMO DE APROVAÇÃO

Henrique da Silva Coelho Goetten

**Modelagem Numérica Da Turbulência E Otimização Estocástica em
Trocadores De Calor Casco Tubo**

Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre no Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola Politécnica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, pela seguinte banca examinadora:

Élton Fontana
Prof. Dr. Élton Fontana
Universidade Federal do Paraná, UFPR

Stephan Hennings Och
Prof. Dr. Stephan Hennings Och
Universidade Federal do Paraná, UFPR

Luis Mauro Moura
Prof. Dr. Luís Mauro Moura
Pontifícia Universidade Católica do Paraná

Viviana Cocco Mariani
Profª Drª Viviana Cocco Mariani
Pontifícia Universidade Católica do Paraná - PUCPR, Orientadora

Curitiba, 26 de setembro de 2018



“A vida é um processo fluente e em alguns lugares do caminho coisas desagradáveis ocorrerão. Podem deixar cicatrizes, mas a vida continua a fluir. É como a água fluente, que ao estagnar-se, torna-se podre; não pare! Continue bravamente, porque cada experiência nos ensina uma lição.”

Bruce Lee

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pelo dom da vida, pela fé e discernimento em momentos árduos.

A minha família, pelo incontestável apoio aos estudos, aos conselhos que levarei para o resto da vida, as alegrias e realizações compartilhadas.

A minha amada noiva Bruna, a qual sempre esteve ao meu lado nas horas difíceis e nos momentos mais felizes que até hoje apreciei, acompanhando meus estudos e sempre procurando me incentivar a fazer da melhor forma possível.

Aos meus colegas Carlos Richter, Andrey Colaço, Leandro Pizzatto e Pedro Sabino pelos trabalhos desenvolvidos juntos, conhecimentos compartilhados e companheirismo nas horas de trabalho e estudos.

A minha orientadora, professora Viviana Cocco Mariani pela oportunidade e parceria desde 2011, exemplo de orientadora e pesquisadora com amplo conhecimento sobre otimização na área de ciências térmicas.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR, universidade da qual sou filho.

Aos professores de mestrado, pelo inesgotável conhecimento e trocas de experiências que contribuíram de modo imensurável à minha formação.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

RESUMO

Devido a expressiva quantidade de aplicações e importância dos trocadores de calor casco tubo em diferentes processos industriais, a minimização dos custos para o desenvolvimento de projetos, tornaram-se objetos deste estudo. Diferentes conceitos de projetos já consolidados industrialmente, baseiam-se em técnicas iterativas a fim de atender determinadas especificações. Entretanto, metodologias como estas requerem um elevado período de tempo computacional até convergirem, visando assegurar uma solução ótima sob o aspecto econômico. O objetivo do presente trabalho, é primeiramente aplicar a meta-heurística de otimização PSO (*Particle Swarm Optimization*) para dois problemas mono-objetivo de trocador de calor casco tubo, propostos por Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005). Em seguida, utilizando o *software* ANSYS® CFX® 14.5, é realizada a análise da dinâmica dos fluidos computacional CFD (*Computational Fluid Dynamic*), utilizando o modelo de turbulência $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*) para validar o coeficiente de transferência de convecção com o resultado obtido para a abordagem PSO. A qual apresentou para cada estudo de caso uma solução de trocador de calor casco tubo com economia de 57% e 17% no custo total de projeto, respectivamente. Com possibilidade em se obter soluções mais econômicas, ao aplicar a análise CFD a contribuição deste trabalho baseia-se em propor uma correlação para os coeficientes de transferência de calor por convecção dos tubos, que possibilite auxiliar no dimensionamento de trocadores de calor casco tubo operando sob condições similares de escoamento àquelas apresentadas neste estudo. Tal correlação é obtida por meio do *software* STATISTICA® 7.0, onde se estimou as constantes que ajustam o coeficiente de transferência de calor por convecção através da alteração das variáveis independentes. Onde, obteve-se um coeficiente de correlação (R^2) acima de 0,99 para a correlação, tal critério representa um ajuste adequado à curva para os dados analisados.

Palavras chaves: Trocador de calor casco tubo, otimização, *Particle Swarm Optimization*, Dinâmica dos Fluidos Computacional.

ABSTRACT

Owing to the significant number of applications and importance of the shell and tube heat exchangers in different industrial processes, the minimization of the costs for the development of projects became objects of this study. Different concepts of projects already industrially consolidated are based on iterative techniques to reach certain specifications. However, methodologies such as these require a long computational time to converge to ensure an optimal solution from the economic standpoint. The objective of the present work is to first apply the PSO (*Particle Swarm Optimization*) meta-heuristic optimization to two single-objective shell and tube heat exchangers problems proposed by Kern (1950) and Sinnott *et al.* (2005). Then, using ANSYS® CFX® 14.5 *software*, computational fluid dynamics analysis (CFD) is performed using the *Shear Stress Transport (k- ω)* turbulence model to validate the convection transfer coefficient with the result reached for the PSO approach. Which presented for each case study a shell and tube heat exchanger solution with savings of 57% and 17% on the total design cost, respectively. With the possibility of obtaining more economical solutions, when applying the CFD analysis the contribution of this work is based on proposing a correlation for the convection heat transfer coefficients of the tubes, which allows to assist in the design of shell and tube heat exchangers operating under similar flow conditions to those presented in this study. Such correlation is obtained through the STATISTICA® 7.0 *software*, which estimated the constants that adjust the convection heat transfer coefficient by changing the independent variables. Where, a correlation coefficient (R^2) above 0.99 was reached for the correlation, this criterion represents an adequate fit for the curve for the analyzed data.

Keywords: Shell and tube heat exchanger, optimization, Particle Swarm Optimization, Computational Fluid Dynamic.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1a - Ilustração do trocador de calor casco tubo. Adaptado de Incropera (2011).	1
Figura 1.1b - Representação ilustrativa tridimensional de um trocador de calor casco tubo.	2
Figura 1.2 - Classificação de trocadores de calor de acordo com a função do processo.....	2
Figura 1.3 - Classificação dos trocadores de calor em função do processo do tipo de condensadores.....	3
Figura 2.1 - Distribuição das correntes de fluxo no casco (a). Adaptado de Shah e Sekulic (2003); e perfis de temperaturas das correntes no casco (b). Adaptado de Palen e Taborek (1969).	9
Figura 2.2 - Representação ilustrativa de diferentes modelos de chicanas (a) simples, (b) dupla e (c) tripla. Adaptado de Mukherjee (1998).	17
Figura 2.3 - Representação ilustrativa dos diferentes arranjos dos tubos, (a) quadrado e (b) arranjo triangular.	19
Figura 2.4 - Perfil da taxa de transferência de calor e eficiência do trocador de calor em relação ao custo do projeto. Adaptado de Sanaye (2010).	21
Figura 2.5 - Comparação entre os custos de projetos. Adaptado de Rao e Patel (2010).	21
Figura 2.6 - Comparação entre os custos de projetos. Adaptado de Sahin <i>et al.</i> (2011).....	22
Figura 2.7 - Comparação entre os métodos GA, PSO e CSO. Adaptado de Rao e Patel (2011).....	22
Figura 2.8 - Custo total de projeto em relação a taxa de transferência de calor. Adaptado de Amini e Barzagan (2013).....	23
Figura 2.9 - Custo de projeto das soluções ótimas de Pareto (A'-E') de Sanaye e Hajabdollahi (2010) confrontadas com as soluções de Amini e Barzagan (2013) (A-E).	24
Figura 2.10 - Representação ilustrativa da ramificação geométrica. Adaptado de Jacobi <i>et al.</i> (2014).....	24
Figura 2.11 - Domínio computacional do trocador de calor casco tubo. Adaptado de Chukwudi e Ogunedo (2018).....	26
Figura 3.1 - Representação ilustrativa de uma resistência térmica de contato por condução e convecção sob condições e materiais distintos.	30
Figura 3.2 - Representação ilustrativa do tubo onde escoam diferentes fluidos na região interna e externa da geometria.	32
Figura 3.3 - Representação das correntes paralelas e opostas para os fluidos quente e frio. ...	33

Figura 3.4 - Sistema operando em regime contracorrente. Adaptado de Incropera <i>et al.</i> (2008).....	33
Figura 3.5 - Sistema operando em regime paralelo. Adaptado de Incropera <i>et al.</i> (2008).....	35
Figura 3.6 - Fator F para o trocador de calor TEMA E. Adaptado de Shah e Sekulic (2003). 36	
Figura 3.7 - Representação ilustrativa dos ângulos de inclinação para arranjos de tubos.....	43
Figura 3.8 - Nusselt em relação a Reynolds e Prandtl para seção circular. Adaptado de Bhatti e Shah (1987).....	48
Figura 4.1 - Representação ilustrativa do fenômeno no comportamento das aves. Adaptado de Trowbridge (1914).....	58
Figura 4.2 - Representação ilustrativa do diagrama do espaço de soluções do PSO. Adaptado de Macedo (2012).	61
Figura 4.3 - Pseudocódigo para a otimização para a técnica PSO.	62
Figura 5.1 - Velocidade: propriedade do escoamento em relação ao valor médio e flutuação para um período. Adaptado de Versteeg e Malalasekera (2007).....	64
Figura 6.1 - Domínio computacional do trocador de calor casco tubo estudado por Kern (1950). O autor, 2018.	71
Figura 6.2 - Ilustração do domínio computacional do trocador de calor casco tubo obtido via PSO com as variáveis de otimização destacadas. O autor, 2018.....	72
Figura 6.3 - Domínio computacional do trocador de calor casco tubo obtido via PSO. O autor, 2018.	73
Figura 6.4 - Domínio computacional do trocador de calor casco tubo estudado por Sinnott <i>et al.</i> (2005). O autor, 2018.....	73
Figura 6.5 - Domínio computacional do trocador de calor casco tubo obtido via PSO. O autor, 2018.	74
Figura 6.6 - Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do <i>inflation</i> no casco (b) e nos tubos (c) para a primeira configuração de malha analisada.	79
Figura 6.7 - Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do <i>inflation</i> no casco (b) e nos tubos (c) para a segunda configuração de malha analisada.	80
Figura 6.8 - Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do <i>inflation</i> no casco (b) e nos tubos (c) para a terceira configuração de malha analisada.	80
Figura 6.9 - Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do <i>inflation</i> no casco (b) e nos tubos (c) para a quarta configuração de malha analisada.	81
Figura 6.10 - Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do <i>inflation</i> no casco (b) e nos tubos (c) para a quinta configuração de malha analisada.	82

Figura 6.11 - Disposição entre as malhas: grosseira (a), intermediária (b) e refinada (c).....	82
Figura 6.12 - Quantidade de calor trocador em relação a configuração de malha.	84
Figura 6.13 - Perda de carga em relação a configuração de malha.	84
Figura 6.14 - Estrutura do fluxograma de otimização para a abordagem PSO.	85
Figura 6.15 - Área da superfície de troca térmica em relação ao coeficiente global de transferência de calor, baseada em Kern (1950).....	87
Figura 6.16 - Perda de carga em função da velocidade do fluxo nos tubos, baseada em Kern (1950).....	87
Figura 6.17 - Custos totais de projeto do estudo de caso confrontado com os dados da literatura, baseada em Kern (1950).	88
Figura 6.18 - Nusselt \times Reynolds em relação ao coeficiente de convecção nos tubos, baseada em Kern (1950).....	89
Figura 6.19 - Nusselt \times Reynolds em relação ao coeficiente de convecção no casco, baseada em Kern (1950).....	89
Figura 6.20 - Área da superfície de troca térmica em relação ao coeficiente global de transferência de calor, baseada em Sinnott <i>et al.</i> (2005).	90
Figura 6.21 - Perda de carga em função da velocidade do fluxo nos tubos, baseada em Sinnott <i>et al.</i> (2005).....	91
Figura 6.22 - Custos totais de projeto do estudo de caso confrontado com os dados da literatura, baseada em Sinnott <i>et al.</i> (2005).....	91
Figura 6.23 - Nusselt \times Reynolds em relação ao coeficiente de convecção nos tubos, baseada em Sinnott <i>et al.</i> (2005).	92
Figura 6.24 - Nusselt \times Reynolds em relação ao coeficiente de convecção no casco, baseada em Sinnott <i>et al.</i> (2005).	92
Figura 6.25 - Valores médios do coeficiente de transferência de calor no casco.....	94
Figura 6.26 - Valores médios do coeficiente de transferência de calor nos tubos.	94
Figura 6.27 - Fator de atrito no casco em relação ao regime de escoamento.....	95
Figura 6.28 - Fator de atrito nos tubos em relação ao regime de escoamento.....	95
Figura 6.29 - Perfil de temperatura ao longo do trocador de calor proposto por Kern (1950). 96	
Figura 6.30 - Perfil de velocidade ao longo do trocador de calor proposto por Kern (1950). . 96	
Figura 6.31 - Perfil de velocidade na entrada do casco.	97
Figura 6.32 - Perfil de velocidade na saída do casco.....	97
Figura 6.33 - Variação da pressão no casco ao longo do trocador de calor proposto por Kern (1950).....	98

Figura 6.34 - Nusselt \times Reynolds nos tubos comparando os resultados via CFD da solução de Kern (1950) com a correlação de Dittus-Boelter.....	98
Figura 6.35 - Distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor gerado pela abordagem PSO, baseada em Kern (1950).....	99
Figura 6.36 - Distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor gerado pela abordagem PSO, baseada em Kern (1950).....	100
Figura 6.37 - Distribuição de velocidade ao longo do trocador de calor obtido pela abordagem PSO, baseada em Kern (1950).....	100
Figura 6.38 - Distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor gerado pela abordagem PSO, baseada em Sinnott <i>et al.</i> (2005).	101
Figura 6.39 - Distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor gerado pela abordagem PSO, baseada em Sinnott <i>et al.</i> (2005).	101
Figura 6.40 - Distribuição de velocidade ao longo do trocador de calor obtido pela abordagem PSO, baseada em Sinnott <i>et al.</i> (2005).	102
Figura 6.41 - Nusselt \times Reynolds nos tubos comparando os resultados via CFD da abordagem PSO com a correlação de Dittus-Boelter.	102
Figura 6.42 - Valores residuais em função dos valores preditos para Nusselt nos tubos para Reynolds entre o regime de transição e turbulento.....	104
Figura 6.43 - Comparação entre os coeficientes de transferência de calor por convecção para os tubos.....	105
Figura A.1 - Padrões de cascos e de cabeçalhos frontais e traseiros. Adaptado da TEMA, 1999.	121
Figura A.2 - Representação ilustrativa de um trocador de calor casco tubo, detalhando a montagem dos tubos e chicanas no interior do casco.	122
Figura A.3 - Representação ilustrativa de diferentes arranjos de passes (a) um passe no casco e dois passes nos tubos. (b) dois passes no casco e quatro passes nos tubos.	123
Figura A.4 - Representação ilustrativa de um arranjo de tubos corrugados. Cortesia TUBAL Equipamentos Industriais Ltda., 2017.	123
Figura A.5 - Representação ilustrativa, fluxo cruzado com ambos fluidos não-misturados (a); fluido externo misturado e interno não-misturado (b).	129
Figura A.6 - Representação ilustrativa, fluxo paralelo (a); contracorrente (b). Adaptado de (INCROPERA <i>et al.</i> , 2008).	125
Figura B.1 - Representação ilustrativa da característica do perfil do fluido em regime laminar.	129

Figura B.2 - Representação ilustrativa da característica do perfil do fluido em regime turbulento.	130
Figura B.3 - Representação ilustrativa da geometria do trocador de calor casco tubo.....	131
Figura B.4 - Representação ilustrativa da malha gerada para uma geometria simplificada. .	131

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Resultados obtidos via HSA em relação aos valores de Otimização Global e GA.....	20
Tabela 2.2 - Otimizações empregadas nos casos de Kern (1950).	27
Tabela 3.1 - Representação dos valores de resistência definidos pela TEMA (1999).	42
Tabela 3.2 - Valores estabelecidos pela TEMA para os coeficientes n_l e λ	45
Tabela 5.1 - Parâmetros constantes do modelo de turbulência $k-\varepsilon$	67
Tabela 5.2 - Parâmetros constantes do modelo de turbulência $k-\omega$	68
Tabela 6.1 - Dados de entrada do processo e propriedades termofísicas, conforme Kern (1950).	72
Tabela 6.2 - Dados de entrada do processo e propriedades termofísicas, conforme Sinnott <i>et al.</i> (2005).	74
Tabela 6.3 - Parâmetros de dimensionamento para a otimização dos estudos de caso.	75
Tabela 6.4 - Refinamento de malha para o trocador de calor proposto por Kern (1950).	78
Tabela 6.5 - Qualidade de assimetria em relação ao tamanho dos elementos refinados para a solução de Kern (1950).	83
Tabela 6.6 - Valores para y^+ , coeficiente global de transferência, quantidade de calor trocado e perda de carga para a solução de Kern (1950).	83
Tabela 6.7 - Resultados do primeiro estudo caso para a técnica PSO comparada aos dados da literatura.	86
Tabela 6.8 - Resultados do segundo estudo caso para a técnica PSO comparada aos dados da literatura.	90
Tabela 6.9 - Constantes das variáveis independentes da Eq. (6.8) e o coeficiente de correlação.	104

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos gerais

a_1	Constante numérica	[€]
a_2	Constante numérica	[€/m ²]
a_3	Constante numérica	[-]
A	Área de transferência de calor do trocador de calor	[m ²]
\vec{A}, \vec{C}	Coefficientes vetores de otimização	[-]
B	Espaçamento entre as chicanas	[m]
b_0	Constante numérica	[-]
c	Constantes de aceleração	[-]
C^*	Razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima	[-]
C_e	Custo	[€]
c_{pf}	Calor específico a pressão constante da corrente fria	[J/(kg·K)]
c_{pq}	Calor específico a pressão constante da corrente quente	[J/(kg·K)]
c_f	Capacidade térmica da corrente fria	[W/K]
c_p	Capacidade térmica da corrente quente	[W/K]
C_{tot}	Custo total anual	[€]
\vec{D}	Vetor distância do lobo alfa em relação a presa	[-]
\vec{D}_p	Vetor distância do lobo em relação a presa	[-]
d_e	Diâmetro externo	[m]
D_i	Diâmetro interno	[m]
d_h	Diâmetro hidráulico	[m]
D_C	Diâmetro do casco	[m]

$DTML$	Diferença de temperatura média logarítmica	[K]
F	Fator de correção da DTML	[-]
f	Coefficiente de atrito de Darcy	[-]
H	Período anual de operação	[h/ano]
h_c	Coefficiente de transferência de convecção no casco	[W/(m ² ·K)]
h_t	Coefficiente de transferência de convecção nos tubos	[W/(m ² ·K)]
i	Taxa de desconto anual (%); ou População de partículas	
j	Número de variáveis a serem otimizadas	[-]
k	Condutividade térmica	[W/(m·K)]
l	Escala de comprimento de fluxo turbulento	[-]
L	Comprimento dos tubos	[m]
$L_{1,2}$	Comprimento da parede de troca térmica	[m]
\dot{m}_f	Vazão mássica da corrente fria	[kg/s]
\dot{m}_q	Vazão mássica da corrente quente	[kg/s]
n	Número de passes no tubo	[-]
n_i	Constante numérica	[-]
n_y	Vida útil do trocador de calor	[anos]
N	Número de iterações	[-]
N_p	Dimensão da população	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
N_t	Número de tubos	[-]
NUT	Número de unidades de transferência de calor	[-]
ε	Efetividade térmica	[-]
P^*	Potência de bombeamento	[W]

$p^{(g,j)}$	Melhor posição anterior da i-ésima partícula para a dimensão j-ésima	[-]
$p^{(i,j)}$	Melhor posição anterior entre todas as partículas para a dimensão j-ésima	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
\dot{q}	Taxa de transferência de calor através do elemento de área dA	[W]
$Q_{máx}$	Quantidade máxima de calor trocado	[W/s]
Q_{Tot}	Taxa de Transferência de calor total	[W]
R	Razão entre as capacidades térmicas	[-]
r_i	Raio interno dos tubos do trocador de calor	[m]
r_e	Raio externo dos tubos do trocador de calor	[m]
Re	Número de Reynolds	[-]
R''	Resistência térmica de contato por unidade de área	[(m ² ·K)/W]
r_1, r_2	Valores uniformemente distribuídos na faixa [0,1]	[-]
S_t	Diâmetro entre os eixos centrais dos tubos	[m]
t	Contador de iterações; ou tempo [s]	[-]
$T_{(s,1,...,3)}$	Temperatura entre das paredes do casco	[K]
T_f	Temperatura da corrente fria	[K]
T_q	Temperatura da corrente quente	[K]
T_∞	Temperatura da vizinhança do trocador de calor	[K]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/(m ² ·K)]
U_s	Coefficiente global de transferência de calor sujo	[W/(m ² ·K)]
\bar{u}	Componente média da velocidade tangencial	[m/s]
u'	Flutuação da velocidade	[m/s]
\bar{v}	Componente média da velocidade radial	[m/s]
v_s	Velocidade do fluido no casco	[m/s]

v_t	Velocidade do fluido nos tubos	[m/s]
w	Peso do fator de inércia	[-]
\bar{w}	Componente média da velocidade axial	[m/s]
\vec{X}	Vetor posição da partícula ou do lobo cinzento	[-]
\vec{X}_p	Vetor posição da presa	[-]
z	Constante numérica	[-]

Símbolos gregos

α_l	Constante de fechamento do modelo	[-]
β'	Constante de fechamento do modelo	[-]
β_l	Constante de fechamento do modelo	[-]
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	Constante de fechamento do modelo k- ϵ	[-]
$\sigma_{kl}, \sigma_{\omega l}$	Constante de fechamento do modelo k- ω	[-]
ϵ	Efetividade térmica do trocador de calor; ou Dissipação turbulenta	[-]
η	Eficiência do trocador de calor	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
κ	Constante de von Kármán	[-]
φ	Escala de comprimento menor	[m]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]; ou Escala de velocidade menor [m/s]	[-]
τ	Tensão de cisalhamento [kg/m·s ²]; ou Escala de tempo menor [s]	[-]
λ	Constante numérica	[-]
ω	Dissipação específica	[1/s]

Principais subscritos

<i>e</i>	Externo, energia
<i>i</i>	Interno, investimento
<i>máx</i>	Máximo
<i>mín</i>	Mínimo
<i>o</i>	Operacional
<i>od</i>	Desconto operacional
<i>c</i>	Casco
<i>t</i>	Tubo
<i>Tot</i>	Total
<i>wt</i>	Parede

Abreviaturas

<i>ABC</i>	<i>Artificial Bee Colony</i>
<i>ASME</i>	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
<i>BBO</i>	<i>Biogeography-Based Optimization</i>
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamic</i>
<i>CSA</i>	<i>Cuckoo Search Algorithm</i>
<i>CSO</i>	<i>Civilized Swarm Optimization</i>
<i>CVFEM</i>	<i>Control Volume Finite-Element Method</i>
<i>DIN</i>	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
<i>ED</i>	<i>Evolução Diferencial</i>

<i>GA</i>	<i>Algoritmo Genético</i>
<i>HSA</i>	<i>Harmony Search Algorithm</i>
<i>MINLP</i>	<i>Mixed Integer Nonlinear Programming</i>
<i>NSGA-II</i>	<i>Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithms</i>
<i>QPSO</i>	<i>Quantum Particle Swarm Optimization</i>
<i>QPSOZ</i>	<i>Quantum Particle Swarm Optimization Zaslavskii</i>
<i>TDMA</i>	<i>Tri-diagonal matrix algorithm</i>
<i>PSO</i>	<i>Particle Swarm Optimization</i>
<i>RANS</i>	<i>Reynolds Averaged Navier Stokes</i>
<i>SST</i>	<i>Shear Stress Transport</i>
<i>TEMA</i>	<i>Tubular Exchanger Manufacturers Association</i>

SUMÁRIO

RESUMO	III
ABSTRACT	IV
LISTA DE FIGURAS	V
LISTA DE TABELAS	X
LISTA DE SÍMBOLOS	XI
1. INTRODUÇÃO	- 1 -
1.1 JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO.....	- 4 -
1.2 OBJETIVOS	- 5 -
1.3 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO	- 6 -
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	- 8 -
2.1 EVOLUÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO	- 8 -
2.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA EM TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO.....	- 13 -
2.3 OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA EM TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO	- 16 -
3. MODELAGEM MATEMÁTICA DE TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO	- 28 -
3.1 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR	- 28 -
3.2 MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA	- 32 -
3.3 MODELAGEM DO MÉTODO DA EFETIVIDADE E -NUT	- 38 -
3.4 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS	- 43 -
3.5 COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	- 48 -
3.6 PERDA DE CARGA	- 50 -
3.7 CUSTOS DO PROJETO	- 52 -
4. OTIMIZAÇÃO META-HEURÍSTICA	- 54 -
4.1 PSO - <i>PARTICLE SWARM OPTIMIZATION</i>	- 58 -
5. MODELAGEM DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS	- 63 -
5.1 MODELOS DE TURBULÊNCIA DO TIPO RANS	- 63 -
5.2 MODELO K - ϵ	- 67 -
5.3 MODELO K - Ω	- 68 -
5.4 MODELO K - Ω SST (<i>SHEAR STRESS TRANSPORT</i>).....	- 69 -
6. RESULTADOS	- 71 -
6.1 MODELO COMPUTACIONAL.....	- 74 -
6.2 ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA DE MALHA.....	- 76 -
6.3 RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO VIA PSO.....	- 85 -
6.4 RESULTADOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA - CFX	- 93 -
7. CONCLUSÕES	- 106 -

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	- 108 -
APÊNDICE A - CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR	- 119 -
APÊNDICE B - ANÁLISE CFD EM TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO	- 127 -

1. INTRODUÇÃO

Através da crescente competitividade das empresas, tais como os setores de produção energética, químicos, eletrônicos, entre outros, tem-se estimulado o desenvolvimento de novas tecnologias e a otimização de seus processos. Logo, torna-se notória a busca pela maximização da eficiência nos meios de fabricação e a minimização dos custos operacionais. Melhorias de processos e princípios de operações relacionados à recuperação de calor, transferência de calor, e conservação de energia são desafios em evidência.

A transferência de calor decorre de dois ou mais corpos, sejam eles líquidos, gases ou sólidos, através dos fenômenos da condução, da convecção e/ou da radiação térmica (BEJAN, 2004). Logo, a transferência de calor, por definição, é a energia térmica em trânsito devido a diferença de temperatura entre dois corpos (INCROPERA *et al.*, 2008), sendo recorrente nas indústrias da área térmica (MORAN *et al.*, 2005).

Dessa forma, o estudo referente aos projetos de unidades de transferência de calor, ressalta o desenvolvimento de equipamentos mais econômicos e eficientes. A necessidade em transferir calor em equipamentos contendo dois fluidos em temperaturas distintas, envolve aplicações de trocadores de calor (INCROPERA *et al.*, 1996). No entanto, há vários modelos de trocadores de calor, os quais são classificados pela TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*), adequando-os às diversas condições de operação, conforme o Apêndice A.

Trocadores de calor são equipamentos voltados para a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos ou desde uma superfície sólida para um fluido, sob condições térmicas diferentes. De modo geral, a maioria das aplicações envolvendo os trocadores de calor, encontra-se destinada para a transferência de calor entre fluidos. Sendo, o trocador de calor casco tubo conforme ilustrado na Figura 1.1a e 1.1b, o mais tradicional e empregado na indústria (SHAH e SEKULIC, 2003).

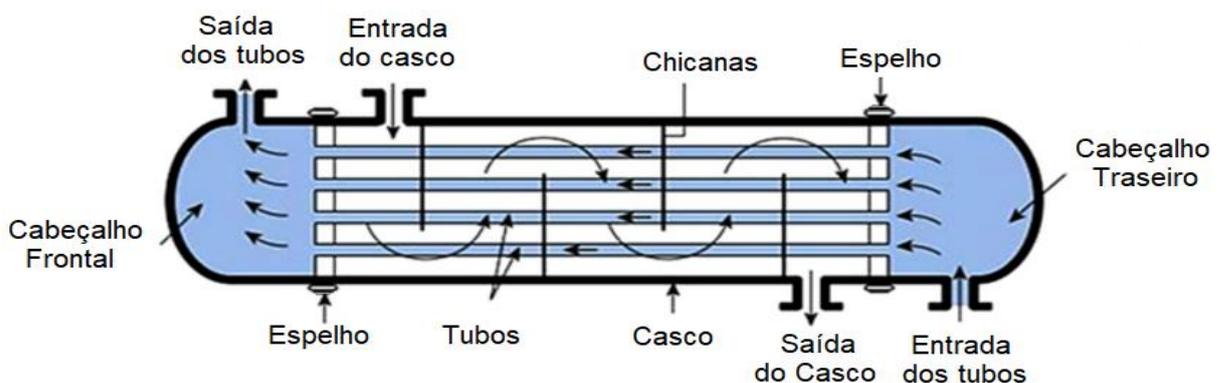


Figura 1.1a – Ilustração do trocador de calor casco tubo. Adaptado Incropera (2008).

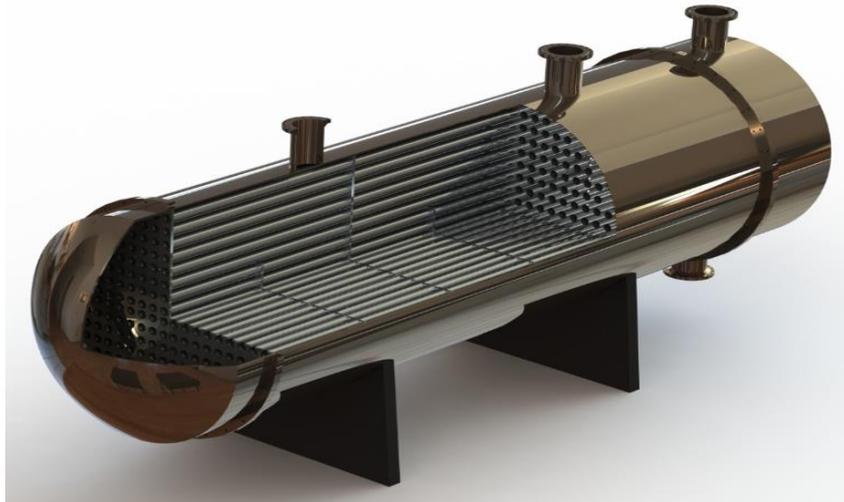


Figura 1.1b – Representação ilustrativa tridimensional de um trocador de calor casco tubo. O autor, 2018.

Os trocadores de calor caso tubo são aplicados em grande escala, atendendo tanto para a refrigeração (evaporação) quanto para o aquecimento (condensação) de fluidos, conforme classificação descrita na Figura 1.2. As montagens dos sistemas de processos industriais geralmente são especificadas com a finalidade em atender o tipo de fluido, temperatura, pressão, composição química e outras propriedades termodinâmicas (KAKAÇ, 2002).

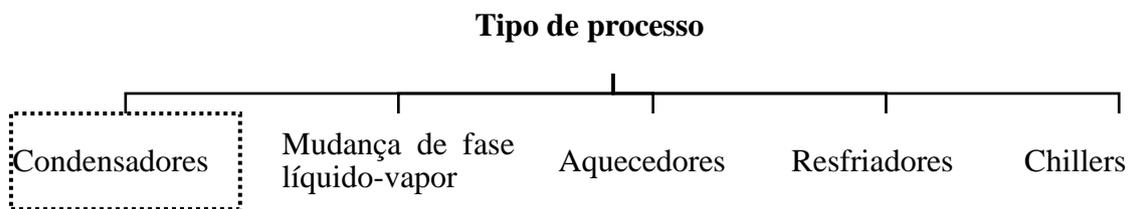


Figura 1.2 – Classificação de trocadores de calor de acordo com a função do processo.

Além da classificação anterior, trocadores de calor quando assumem a função de condensadores podem ser divididos como trocadores de calor de contato indireto e direto, vide Figura 1.3. No primeiro, as correntes do fluido permanecem separadas e o calor é transferido constantemente por meio de uma parede divisória impermeável, logo não há contato direto entre fluidos que interagem termicamente.

Por outro lado, quando há contato direto a transferência de calor é contínua do fluido quente para o fluido frio, ao longo da parede que os divide. Neste tipo de trocador de calor se exige um escoamento de dois ou mais fluidos. Embora não haja mistura direta entre os fluidos, isso se deve porque as passagens de escoamento dos fluidos se encontrarem separadas. Existem alguns modelos de trocadores de calor casco tubo classificados nos dois tipos de contatos.

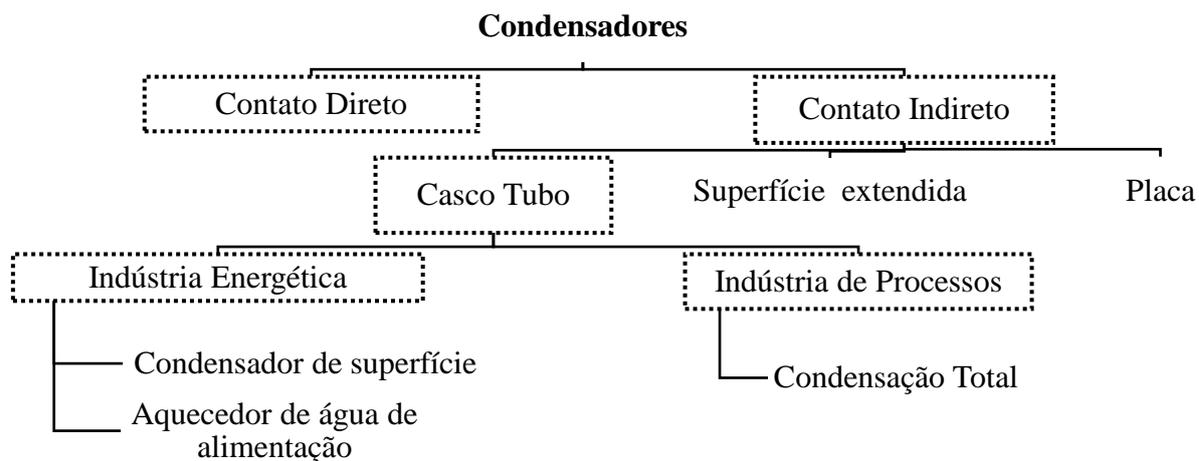


Figura 1.3 – Classificação dos trocadores de calor em função do processo do tipo de condensadores.

Trocadores de calor casco tubo são conhecidos como trocadores de calor tubulares, os quais são projetados por tubos circulares, embora existam modelos elípticos, triangulares ou retangulares (SHAH e SEKULIC, 2003). Isso se deve a flexibilidade na geometria destes trocadores de calor, a qual está relacionada com a variação do comprimento, arranjo e diâmetro dos tubos. Além disso, são projetados para elevadas pressões tanto para o ambiente de trabalho quanto para os fluidos de processos.

Este estudo aborda três diferentes aplicações de trocadores de calor casco tubo, submetidos a otimização através de técnicas meta-heurísticas. A modelagem da transferência de calor no trocador de calor casco tubo considera as equações matemáticas analíticas de diferença de temperatura e do fator de correção, propostos por Shah e Sekulic (2003). Além disso, o projeto dos trocadores de calor casco tubo seguem as recomendações impostas pela TEMA.

Os projetos dos trocadores de calor otimizados são problemas já consolidados na literatura, estes encontram-se detalhados no Capítulo 3 do presente trabalho, juntamente com a especificações da TEMA. De acordo com Shah *et al.* (1999), o desenvolvimento dos trocadores de calor casco tubo contendo dois fluidos de fluxo cruzado, permitem aplicar a metodologia da diferença de temperatura média logarítmica – DTML.

Além do método DTML citado anteriormente, existem também as técnicas de (i) efetividade para o número de unidades de transferência de calor (ϵ -NUT), (ii) efetividade de temperatura e número de unidades de transferência de calor (P-NUT) e (iii) a versão adaptada a qualquer um dos métodos anteriores incluindo a DTML, como as cartas de Mueller e Roetzel.

As simulações computacionais dos trocadores de calor serão realizadas com base na técnica CVFEM (*Control Volume Finite-Element Method*) para o escoamento dos fluidos, sendo que as ferramentas computacionais podem ser aplicadas tanto nas etapas preliminares quanto na validação dos resultados teóricos. Neste trabalho a ferramenta comercial ANSYS-CFX versão 14.5® ferramenta de CFD (*Computational Fluid Dynamic*) será empregada para tais validações, dessa forma, permitindo comparar uma possível diferença entre os valores obtidos via otimização numérica e as simulações computacionais. Tais simulações via ANSYS® CFX® 14.5 permitem ainda prever e avaliar a distribuição de temperatura em pontos críticos do trocador de calor casco tubo durante o escoamento do fluido em seu interior.

1.1 JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO

Um dos motivos do presente trabalho, estudar a otimização de trocadores de calor casco tubo se deve a prevenção de possíveis crises energéticas como as ocorridas nas áreas químicas e petrolíferas nos últimos anos (GODOI, 2011), pois, os sistemas de transferência de calor encontram-se suscetíveis a sofrerem tanto com as elevações no custo de produção de seus componentes, quanto na manutenção de seus equipamentos.

No entanto, não somente o setor de produção da área térmica passou a trabalhar com menores investimentos, houve ainda um aumento da demanda energética do país (Brasil), chegando a níveis críticos em 2014 (NOGUEIRA, 2017). Como consequência, proporcionou aos setores comerciais e industriais o emprego e reaproveitamento da energia disponível de modo mais eficiente. Dessa forma este projeto passa pelo estudo de métodos que maximizam a eficiência de equipamentos, o qual é o caso dos trocadores de calor e minimizam seus consumos energéticos.

Além disso, a intensificação da competitividade fabril entre as indústrias energéticas tem impulsionado a otimização de processos e o conceito de novos equipamentos. Neste contexto, vale destacar as unidades de conservação de energia voltadas para os processos de recuperação de calor (SOUZA, 2014), os quais se baseiam também em métodos de melhoria contínua, juntamente com a otimização de seus equipamentos produzidos (BEJAN *et al.*, 1996).

No caso das unidades de transferência de calor em plantas industriais, as quais possuem reservatórios a serem aquecidos e resfriados, requerem a integração para a recuperação de calor. A integração busca a redução no consumo de matéria, como no caso de um sistema onde um fluido deve ser resfriado por outro. Logo, as necessidades térmicas operacionais da planta permitem a aplicação de um ou mais trocadores de calor (SOUZA, 2014).

O início da concepção de projetos de trocador de calor casco tubo, parte de premissas tais como a identificação de uma configuração que promova a máxima transferência de calor (BEJAN, 2000), justificando a importância do estudo da otimização de parâmetros de projeto. Como no caso de instalações envolvendo processos químicos em que há pressões elevadas de trabalho, exigindo robustez do equipamento, recomenda-se a aplicação de trocadores de calor casco tubo. O que de fato justifica o aperfeiçoamento na aplicação de trocadores de calor deste tipo, desde a década de 30 (PEARCE *et al.*, 2012).

Assim como diferentes estudos relacionados a otimização de trocadores de calor casco tubo, que visam obter soluções baseadas em modelos compactos, eficientes e econômicos. O presente trabalho pretende complementar a solução via técnicas de meta-heurística por meio da simulação numérica via CFD (*Computational Fluid Dynamic*), possibilitando não somente apresentar as especificações geométricas ótimas, como também validar e prever a transferência de calor, verificando as possíveis zonas críticas ao longo destes equipamentos.

1.2 OBJETIVOS

O presente estudo tem como objetivo geral analisar dois trocadores de calor casco tubo através de equações clássicas da Transferência de Calor, Termodinâmica e da Mecânica dos Fluidos, aplicando a técnica PSO para otimizá-los acoplada a simulações de dinâmica dos fluidos computacional, propondo uma correlação para o coeficiente de transferência de calor na região de transição do escoamento.

Os objetivos específicos propostos neste estudo podem ser descritos da seguinte forma:

- Investigar os estudos de caso dos trocadores calor casco tubo, proposto por Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005), os quais também foi estudado posteriormente por Caputo *et al.* (2008);
- Aplicar a otimização mono-objetivo, através da técnica PSO (*Particle Swarm Optimization*), minimizando a perda de carga nos tubos sem que haja redução na capacidade de transferência de calor do equipamento, uma vez que a função objetivo encontra-se relacionada ao custo operacional e energético dos trocadores de calor casco tubo;
- Modelar através da dinâmica dos fluidos computacional, ou seja, via CFD, utilizando o *software* ANSYS® CFX® 14.5, validando primeiramente o estudo de caso apresentado por Kern (1950), através do coeficiente de transferência de calor por convecção e

fator de atrito do casco e tubo, em seguida, a solução obtida por meio do método PSO (*Particle Swarm Optimization*);

- Confrontar os resultados obtidos no estudo de caso pela otimização e simulação computacional via CFD, utilizando o modelo de turbulência $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*). Em sequência, verificar a diferença entre os valores do coeficiente de convecção médio determinados via CFD com a correlação Dittus-Boelter, a fim de verificar a usabilidade para os estudos de caso do presente trabalho

- Propor uma correlação para o coeficiente de transferência de calor por convecção para os tubos, a fim de se obter um dimensionamento adequado para trocadores de calor utilizando água não tratada e destilada, operando sob regime de escoamento de transição.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

O presente trabalho está estruturado através de oito Capítulos. No capítulo 1 foi apresentado primeiramente um breve histórico de trocadores de calor casco tubo, referindo-se a sua norma de fabricação, classificação e aplicação de seus processos, sendo possível obter maiores detalhes deste assunto no Apêndice A. Além disso, foram descritas a justificativa e a motivação que permitiram elaborar o presente estudo, bem como o objetivo geral e os objetivos específicos a serem executados por abordando o método de otimização de inteligência de enxame e análise pela dinâmica dos fluidos computacional.

No Capítulo 2 é apresentada a revisão de trabalhos relacionados ao estudo de trocadores de calor casco tubo, iniciando com uma abordagem a respeito da evolução dos trocadores de calor, em seguida a modelagem térmica envolvendo os parâmetros de projetos, bem como o modelamento computacional via CFD, o qual é detalhado no Apêndice B e os diferentes métodos de otimização meta-heurísticos aplicados em trocadores de calor.

O Capítulo 3 trata da modelagem matemática dos trocadores de calor casco tubo, retratando os métodos de projetos pela diferença de temperatura média logarítmica – DTML e efetividade (ϵ) – NUT, além de apresentar a determinação da eficiência para o modelo de trocador de calor casco tubo, tal como as variáveis geométricas, números adimensionais e os coeficientes de transferência de calor. Além disso, discorre sobre a interferência da perda de carga no desenvolvimento do trocador de calor.

No Capítulo 4 é primeiramente apresentado o conceito de otimização dentro do desenvolvimento de projetos de engenharia, discorrendo a respeito da função objetivo para o

estudo de caso a ser resolvido. Em seguida é apresentado o método de otimização meta-heurístico PSO (*Particle Swarm Optimization*) o qual será aplicado no problema do trocador de calor casco tubo, descrevendo as etapas de resolução desta técnica,

O Capítulo 5 trata do estudo dos modelos de turbulência baseados nas equações de Navier-Stokes média, ou seja, via RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) aplicados na análise e desenvolvimento de projetos de trocadores de calor casco tubo via CFD. Logo, são apresentados os conceitos dos modelos $k-\varepsilon$, $k-\omega$ e $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*) sendo apenas este último empregado na resolução do estudo de caso através do *software* ANSYS® CFX®14.5.

No Capítulo 6 é apresentado o domínio computacional do trocador de calor casco tubo avaliado no presente trabalho. Em seguida, a análise de convergência da malha expõe os resultados obtidos durante seu refinamento, relatando as condições de contorno aplicadas na simulação computacional. Posteriormente, são apresentados os resultados obtidos para os parâmetros geométricos, fator de atrito e o coeficiente de transferência de calor da abordagem PSO e via ANSYS® CFX®14.5, os quais foram utilizados para propor a correlação do coeficiente de transferência de calor para os tubos.

Por fim, no Capítulo 7, são apresentadas as conclusões finais do trabalho e as propostas para estudos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste Capítulo é realizada uma revisão bibliográfica dos trabalhos presentes na literatura, os quais discorrem a respeito do sistema de transferência de calor em trocadores de calor casco tubo, bem como, os métodos de otimização aplicados nestes equipamentos, visando um melhor desempenho. Além disso, são lidos os trabalhos voltados para a análise de CFD em trocadores de calor casco e tubo.

Os objetivos dos trabalhos voltados para a otimização de trocadores de calor casco tubo, baseiam-se em problemas de identificação para que as suas configurações proporcionem a máxima transferência de calor em um dado espaço (BEJAN, 2000). Além disso, os projetos de trocadores de calor envolvem ajustes complexos, como a seleção dos parâmetros geométricos e operacionais (PATEL e RAO, 2010).

2.1 EVOLUÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO

Nesta seção, são apresentados alguns trabalhos considerados relevantes ao tema do presente trabalho, no que tange ao sistema de transferência de calor em trocadores de calor casco tubo. Nos quais encontram-se descritos a teoria e o modelamento já consolidados, a partir de expressões básicas de projetos, as quais regem os fenômenos térmicos durante a operação de um trocador de calor casco tubo.

Os primeiros estudos mais conhecidos para o modelamento matemático em trocadores de calor casco tubo, referem-se ao sistema de fluxo cruzado com um passe no casco e sem a mistura dos fluidos. De acordo com o trabalho de Nusselt (1911), primeiramente foi empregada a integração de Riemann a fim de solucionar uma equação diferencial de segunda ordem, definindo assim a distribuição de temperatura no trocador de calor.

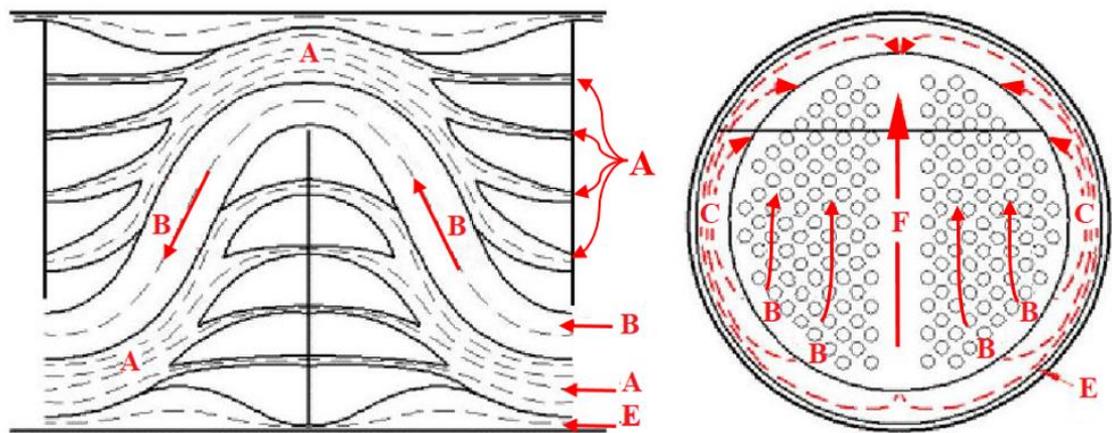
Posteriormente, Nusselt (1930), estudou este problema, porém convertendo o modelo analítico em uma equação integral. Para a resolução da equação, definiu-se como hipótese a aplicação da solução teste em forma de séries de potência. Com isso, se obteve uma expressão explícita e a mesma foi empregada para o cálculo da efetividade de trocadores de calor casco tubo.

Bowman *et al.* (1940) estudaram diferentes arranjos de trocadores de calor casco tubo, a fim de modelar matematicamente o fator de correção para este equipamento, sendo que, os arranjos propostos encontravam-se submetidos ao fluxo cruzado de escoamento. Entretanto, os

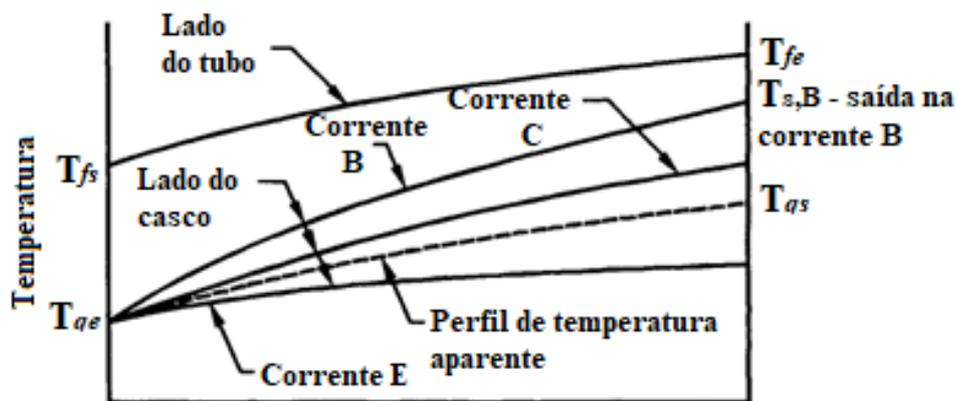
resultados obtidos limitaram-se à hipótese de infinitas chicanas no trocador de calor casco tubo. Logo, pode-se encontrar valores equivocados em aplicações diferentes das condições impostas.

No trabalho de Manson (1955) aplicou-se a transformada de Laplace utilizando os casos analisados por Bowman *et al.* (1940) obtendo uma solução que se tornou comum nos dias atuais. A solução analítica dos casos baseia-se nos trabalhos apresentados por Nusselt (1930) os quais buscavam propor procedimentos para se determinar o fator de correção em trocadores de calor casco tubo. No entanto, ao ajustar a expressão complexa proposta inicialmente por Nusselt (1930) obteve-se a sua simplificação empregada aos casos sob análise.

Bell-Delaware (1960) apresentou um modelo de cálculo de transferência de calor e perda de carga voltado para o desenvolvimento de trocadores de calor casco tubo. No lado do casco, os cálculos basearam-se nas correlações de convecção forçada e no lado do tubo, considerou-se o efeito Bypass e as correntes de fluxo descritas por Tinker (1958), ilustradas na Figura 2.1.



(a)



(b)

Figura 2.1 – (a) Distribuição das correntes de fluxo no casco. Adaptado de Shah e Sekulic (2003). (b) Perfis de temperaturas das correntes no casco. Adaptado de Palen e Taborek (1969).

Conforme a Figura 2.1a, as correntes de fluxos são caracterizadas de acordo com Shah e Sekulic (2003) da seguinte forma:

- Corrente A: forma-se devido à folga entre a parede do tubo e as chicanas, ou seja, pela diferença de pressão nos dois lados da chicana. Apresenta coeficientes de transferência de calor elevados nos espaços circulares, gerando um escoamento eficiente.
- Corrente B: corrente de fluxo cruzado pura, a qual permite ser associada ao fluxo ideal sobre o arranjo dos tubos. Esta corrente força uma significativa parte do fluxo entre as folgas onde há vazamentos e a corrente de *bypass*.
- Corrente C: denominada de *bypass*, a qual forma-se entre a parede do casco e o arranjo de tubos. Sendo que há uma área de formação de fluxo devido aos orifícios dos tubos não poderem ser perfurados na região próxima aos espelhos do trocador de calor, comprometendo a resistência estrutural. A corrente de Bypass é em partes efetiva para a transferência de calor, em função do contato somente com os tubos próximos do casco.
- Corrente E: encontra-se relacionada com o fluxo através da existência da folga entre as chicanas e a parede interna do casco. A corrente E possui baixa eficiência na transferência de calor, em especial durante o escoamento laminar, em razão de não haver pontos de contato em nenhum tubo.
- Corrente F: é uma corrente de Bypass gerada no eixo central do casco e entre os tubos, devido à omissão de alguns tubos. A qual apresenta um comportamento característico da corrente C, no entanto surge apenas em específicos modelos de arranjos dos tubos. A corrente F foi proposta no estudo de Tinker (1958).

O estudo apresentado por Nicole (1972) baseou-se na diferença de temperatura média de trocadores de calor casco tubo com fluxo cruzado limitados em até seis passes nos tubos. Contudo, em função de alguns termos errôneos nas equações de efetividade, os valores obtidos não possibilitaram comparação. Apesar do estudo aplicado em geometrias simples, a expressão matemática que descrevia a efetividade em trocadores de calor casco e tubo sob fluxo cruzado era complexa, sendo simplificada alguns anos mais tarde por Roetzel e Nicole (1975).

O trabalho de Rohsenow (1973) teve como objetivo modelar a expressão do coeficiente global de transferência de calor no interior dos tubos de trocadores de calor casco tubo. Notou-se que sob elevado fluxo de vapor, o escoamento bifásico perde seu efeito, reduzindo o diâmetro do tubo à medida que há um aumento na espessura da camada do líquido condensado em direção ao escoamento.

Roetzel e Nicole (1975) formularam uma expressão aproximada para se obter a diferença de temperatura média logarítmica, também conhecida como DTML. Elaborou-se também o conceito a fim de determinar o fator de correção em diferentes arranjos de trocadores de calor com fluxo cruzado. Os coeficientes obtidos no trabalho de Nusselt (1930), através da solução em séries infinitas duplas, auxiliaram a fundamentação das duas expressões aproximadas.

Gardner e Taborek (1977) investigaram possíveis erros levantados diante das definições de hipóteses simplificativas durante o cálculo da DTML e do fator de correção em um trocador de calor casco tubo. As principais hipóteses analisadas foram: o coeficiente global de transferência de calor ao longo do trocador de calor, o elevado número de chicanas; bem como a configuração de *bypass*, a qual está relacionada a distribuição do fluxo em relação as chicanas, afetando diretamente no valor da temperatura de saída.

Taborek (1983), por meio da análise termodinâmica, estudou a diferença de temperatura em um fluido movendo-se na direção normal ao escoamento, a qual implica em um escoamento não-misturado, sem que haja fluxo de calor. Entretanto, em escoamentos sob mistura todo fluido em um dado plano normal encontra-se sob a mesma temperatura. Além disso, concluiu-se que é possível inter-relacionar diferentes métodos de cálculo de trocadores de calor casco tubo por meio da distribuição de temperatura, obtendo resultados aproximadamente iguais.

Holman (1983) analisou as questões de manutenção e limpeza em projetos de quaisquer tipos de trocadores de calor, pois, ao longo da vida útil as superfícies encontram-se expostas à deposição de impurezas, oxidação e/ou reações físicas e químicas. Esses fatores contribuem na formação de incrustação nas superfícies do trocador, elevando consideravelmente a resistência térmica, o que de fato afeta na transferência de calor entre os fluidos.

Contudo, deve-se ressaltar no projeto para trocadores de calor casco tubo, que o investimento para melhor condutividade térmica é diretamente proporcional ao custo do material, o qual apresenta bom índice em relação a esta propriedade. Além disso, a razão entre a área de troca térmica e o volume do mesmo também delimitam as configurações na concepção dos trocadores de calor.

Pignotti e Cordero (1983) propuseram uma metodologia para determinar a efetividade de temperaturas e do fator de correção em trocadores de calor casco tubo com fluxo cruzado e números aleatórios de passes nos tubos. Além disso, estudaram a interferência na mistura dos fluidos quente e frio durante os escoamentos paralelo e contracorrente. O estudo também contribuiu para a elaboração de perfis da efetividade e do fator de correção em diferentes aplicações industriais.

O trabalho de Ribeiro e Goldstein (1985) descreveu a metodologia de cálculo a fim de modelar a transferência de calor e a entalpia para o escoamento interno em trocadores de calor de casco e tubo. O modelamento dos casos baseou-se nos trabalhos de Kern (1950), Tinker (1958), Bell-Delaware (1960) e Rohsenow (1973), sendo que Copetti (1989), em seu estudo, levantou as considerações fundamentais do método anterior e estruturou uma técnica específica para projetos de trocadores de calor casco tubo.

De acordo com a literatura de Pignotti e Shah (1992) os projetos e análises de trocadores de calor casco tubo com dois fluidos e sistema de fluxo cruzado no casco, podem ser determinados com base nos seguintes métodos: (i) diferença de temperatura média logarítmica, DTML (ii) efetividade de temperatura pelo número de unidades de transferência, P-NUT, (iii) efetividade pelo número de unidades de transferência, ε -NUT, (iv) versão modificada dos métodos anteriores, tais como as cartas de Mueller e Roetzel e (v) o método de diferenças e volumes finitos.

Segundo Hewitt *et al.* (1994) os perfis gerados a partir do método P-NUT apresentaram curvaturas excessivamente longas, as quais impediram uma interpolação apropriada para diferentes aplicações. Com isso, aplicou-se uma técnica iterativa estudada primeiramente por Taborek (1983), a qual resultou no emprego do método DTML, juntamente com o fator de correção e o método θ -NUT, sendo o parâmetro θ definido como $\theta = P/NUT$.

Turcker (1996) elaborou diagramas referentes ao fator de correção para trocadores de calor de fluxo cruzado e passes simples. Além do mais, apresentou uma solução iterativa com o intuito de gerar os valores obtidos nos trabalhos de Bowman *et al.* (1940) e Manson (1955). Entretanto o diagrama reproduzido obteve uma divergência significativa em razão dos erros referentes aos valores interpolados e empregados por Nusselt (1930).

Em relação as diferentes técnicas de cálculo para projetos de trocadores de calor casco tubo Kays e London (1964) analisaram diferentes premissas quanto a aplicação do método ε -NUT em relação a DTML, sendo que o primeiro resulta em uma solução mais direta no que se refere ao desempenho do trocador de calor. Por outro lado, a DTML necessita sucessivas iterações, porém é melhorado com a elevação dos coeficientes de transferência de calor e distribuição adequada de temperatura do trocador.

Sobre a aplicação dos trocadores de calor casco tubo, conforme o estudo de Shah e Sekulic (2003), estes equipamentos podem ser projetados para um vasto leque de pressões e temperaturas de operação. Ou seja, são empregados em ambientes que se encontram submetidos desde o alto vácuo até pressões acima de 100MPa, e em condições que partem da criogenia até temperaturas em torno de 1100°C.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), a determinação da eficiência em trocadores de calor possui várias restrições e é fundamentada pela capacidade de transmissão de calor do fluido quente para o fluido frio, uma vez que, um trocador de calor poderá apresentar efetividade de 100%, caso a quantidade de troca térmica entre os fluidos quente e frio seja igualada. Entretanto, há diferentes tipos de perdas de calor durante um ciclo térmico, permitindo assim a busca por soluções que minimizem essas perdas.

Ainda para Incropera *et al.* (2008), o cálculo da DTML é aplicável em projetos de trocadores de calor, quando as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio são conhecidas. Caso as temperaturas não estejam pré-estabelecidas na premissa do projeto, a aplicação do método DTML torna-se em um cálculo iterativo, fazendo com que o método ϵ -NUT seja mais viável para a análise.

Çengel e Ghajar (2012), analisaram a troca térmica entre dois fluidos submetidos a temperaturas distintas para um trocador de calor casco tubo. Avaliaram o problema por meio do coeficiente global de transferência de calor, o qual descreveu os efeitos da transmissão de calor e aplicaram o método DTML. Com isso, concluíram-se que a taxa de transferência de calor entre os fluidos depende da relevância na diferença de temperatura, a qual se altera ao longo do trocador de calor.

2.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA EM TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO

O desenvolvimento de projetos de trocadores de calor casco tubo baseia-se frequentemente nas correlações de Bell-Delaware (SERTH, 2007) e de Kern (1950). Sendo que, em aplicações que requerem maior precisão de resultados e análises mais aprofundadas, recomenda-se o método Bell-Delaware. Por outro lado, o modelo de Kern é comumente aplicado em fases preliminares de projetos a fim de se obter resultados mais cautelosos.

Para simulações da análise térmica em trocadores de calor casco tubo, o método Bell-Delaware é capaz de antever e ponderar o melhor ajuste do coeficiente de transferência de calor e a perda de carga ao longo do equipamento. Além disso, o método é capaz de indicar a existência de pontos críticos no lado do casco, porém não possui a capacidade de localizá-los.

Entretanto, com o intuito de identificar possíveis problemas, deve-se analisar a distribuição do fluxo ao longo dos tubos. De acordo com Dirker *et al.* (2005) esta análise pode ser resolvida por meio de simulações utilizando a dinâmica dos fluidos computacional, onde se estimou o coeficiente de transferência de calor e em seguida validou os resultados com a correlação de Dittus-Boelter para um trocador de calor do tipo duplo tubo ou tubo-tubo.

Os resultados obtidos analiticamente para o coeficiente de transferência de calor, permitiram confrontar estes com os valores determinados nas simulações através da expressão de Dittus-Boelter, Eq. (2.1), a fim de comparar os coeficientes de transferência de calor com os valores obtidos via CFD. A correlação de Dittus-Boelter envolve os números de Prandtl (Pr) e de Reynolds (Re), a fim de obter o valor para Nusselt, Nu .

$$Nu_D = 0,0243Re_D^{0,8}Pr^{0,4}, \quad (2.1a)$$

$$Nu_D = 0,0265Re_D^{0,8}Pr^{0,3}. \quad (2.1b)$$

Sundén (2007) comparou os métodos baseados nas correlações de transferência de calor em projetos de trocadores de calor, através da análise via CFD. Notou-se que a técnica de simulação pode ser aplicada tanto para classificar, quanto dimensionar trocadores de calor. Assim, nas primeiras fases de projeto, a simulação computacional é capaz de reduzir a quantidade de protótipos e modelar uma pré-visualização do comportamento fluidodinâmico no equipamento.

Segundo o trabalho de Kao *et al.* (1982) um modelo multidimensional de trocador casco tubo foi proposto, onde modelaram o lado do casco por meio da permeabilidade superficial, porosidade volumétrica e método de resistência distribuída. Ao realizar estas abordagens de simplificação, os resultados apresentaram uma queda de pressão do lado do casco e uma taxa de transferência de calor em conformidade com dados experimentais.

Logo, os métodos simplificativos permitem pré-estabelecer o valor do coeficiente de transferência de calor no lado do casco e a perda de carga de maneira eficiente. Entretanto, uma distribuição melhorada para o escoamento e a temperatura do lado do casco, exigem a elaboração de um modelamento completo via CFD, a fim de apresentar valores mais próximos das condições de aplicação em projetos reais.

Conforme o trabalho de Prithiviraj e Andrews (1998), uma simulação completamente detalhada via CFD para um projeto de trocador de calor, exige um sistema de processamento e memória significativamente grande. Ou seja, não há possibilidade de realizar modelagens em processadores comuns. Um modelo puramente real de trocador de calor casco tubo, contendo 500 tubos e 10 chicanas, requer no mínimo 150 milhões de elementos computacionais.

Através da capacidade computacional exigida, em projetos com grandes trocadores de calor casco tubo, realiza-se algumas simplificações de modelagem, como citado anteriormente. As simplificações usualmente aplicadas referem-se à abordagem de resistência distribuída,

principalmente em modelos casco tubo e ao modelo médio poroso. Sendo que, para a primeira simplificação um único domínio computacional engloba múltiplos tubos, logo, o lado do casco pode ser modelado com uma malha parcialmente grosseira.

O estudo de Jae *et al.* (2005) analisaram via CFD o comportamento do escoamento em zonas próximas da parede do tubo, apresentando um elevado número de Reynolds. Encontrou-se funções de parede não equilibradas ao longo do modelo de turbulência $k-\epsilon$, o qual prevê um ajuste adequado no comprimento dos tubos. Os modelos contendo dupla camada de parede representam um domínio de fluxo mais preciso. Notaram que aplicações de diferentes modelos de turbulência interferem na solução do escoamento na parede dos tubos.

Ozden e Tari (2010) estudaram a aplicação de processadores com grande capacidade e memória de armazenamento, a fim de modelar um trocador de calor casco tubo em escala real, via CFD. Logo, um modelamento geométrico detalhado resulta em valores com precisão significativamente elevada. Com isso, permite-se aproximar o comportamento real da distribuição das correntes de escoamento e da temperatura no interior do trocador de calor.

Desta forma, a simulação computacional fornece valores confiáveis com o propósito de determinar os parâmetros globais de projeto. Assim, a taxa de transferência de calor, o coeficiente global de transferência de calor e a perda de carga permitem comparar uma modelagem com as correlações teóricas e/ou experimentais. Além disso, as simulações têm como intuito antever o escoamento interno e a distribuição de temperatura, localizando os pontos de relaminarização e recirculação.

De acordo com o estudo de Bhutta e Hayat (2011) os atuais *softwares* comerciais voltados para a modelagem de projetos, são capazes de solucionar vários tipos de trocadores de calor em diferentes aplicações. O modelo de turbulência $k-\epsilon$ padrão é um dos mais aplicados em trocadores de calor usando funções de parede.

Bendekar e Sawant (2016) modelaram um trocador de calor casco tubo, com o objetivo de validar os resultados analíticos. O trocador de calor desenvolvido apresentava 19 tubos, casco com comprimento de 5,85 m e diâmetro de 108 mm, sendo que, o escoamento e a distribuição de temperatura no trocador de calor foram solucionados via CFD, definida por simetria plana. Os resultados apresentaram-se sensíveis ao modelo de turbulência e a funções de parede.

Para a solução via CFD, o modelo de turbulência $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*), apresentou resultados mais próximos à solução analítica com o número de Reynolds baixo. Notou-se ainda que o fluxo se mantém paralelo aos tubos, reduzindo a transferência de calor. Além disso, houve uma significativa perda de carga no lado do casco, nas zonas de entrada e

saída, o que se deve ao fluxo cruzado e à maior diferença de temperatura entre os fluidos dos tubos e do casco. (BENDEKAR e SAWANT, 2016).

Siva e Chaitanya (2016) aplicaram o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, com a finalidade de otimizar um modelo de trocador de calor casco tubo. A otimização foi aplicada para o ciclo Rankine no sistema de recuperação de calor durante a exaustão de gases, alterando o modelo e os materiais empregados na confecção do trocador de calor.

As simulações via CFD de Siva e Chaitanya (2016) possibilitaram comparar diferentes materiais de trocadores de calor casco tubo sob mesmas condições de contorno. Com isso, os resultados obtidos apresentam um trocador de calor com redução de 25% no tamanho das chicanas e tubo de cobre com efetividade de 0,7 na recuperação de calor. Já o aço inoxidável AISI 316 apresentou efetividade de 0,6, sendo capaz de prolongar o ciclo de vida contra possíveis corrosões.

2.3 OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA EM TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO

As análises de dimensionamentos de projetos de trocadores de calor casco tubo, requerem o levantamento de diferentes restrições quanto à aplicação específica destes equipamentos. O processo de otimização é uma ferramenta que agrega ao desenvolvimento de novos modelos, atendendo as readequações das dimensões e a transferência de calor necessária para cada aplicação. Logo, como os trocadores de calor são projetados para diversos tipos de aplicações, muitos critérios de otimização variam conforme o projeto.

Dentre os principais objetivos da otimização de trocadores de calor, pode-se listar:

- Custos iniciais e operacionais mínimos de projetos;
- Perda de carga;
- Dimensões e espaçamento entre as chicanas;
- Recuperação de calor;
- Taxa de transferência de calor.

Para Shah e Sekulic (2003) a otimização em projetos de trocadores de calor baseia-se em uma medida de desempenho definida quantitativamente e submetida a redução ou ampliação, sendo definida como a função objetivo. Uma vez que as restrições de projetos de trocadores de calor estão diretamente relacionadas com a transferência de calor, a perda de carga, as limitações geométricas, entre outros parâmetros.

Kern (1950) propôs uma metodologia voltada ao desenvolvimento de trocadores de calor casco tubo, consolidando-a na indústria. Foram avaliadas duas configurações de trocadores casco tubo: (i) querosene e óleo cru para um trocador com potência de 1,44 MW e (ii) água destilada e natural para o trocador de 0,46 MW. A transferência de calor e a perda de carga, apresentaram 25% da redução das chicanas, correspondendo a uma solução próxima de valores atualmente aceitáveis.

Shenoy (1995) propôs a otimização de um modelo teórico de trocador de calor casco tubo, onde pretendia-se resfriar querosene utilizando óleo cru. Os valores das temperaturas de entrada e a vazão mássica foram consideradas constantes, bem como as propriedades físicas dos fluidos, limitando a perda de carga e a incrustação. A função objetivo consistiu em minimizar a área de troca de calor controlando o custo total.

Mukherjee (1998) estudou as chicanas de trocadores de calor casco tubo na forma segmentada, conforme ilustrado na Figura 2.2, tais chicanas proporcionam melhor distribuição do fluxo no casco. O espaçamento mínimo entre as chicanas deve ser superior a duas polegadas e o máximo depende da quantidade de tubos, considerando a rigidez e a vibração, segundo a TEMA. Para uma distribuição aceitável no escoamento, recomenda-se utilizar um corte na chicana em 15% do seu tamanho. O método de Bell-Delaware fixa esse valor em 20%.

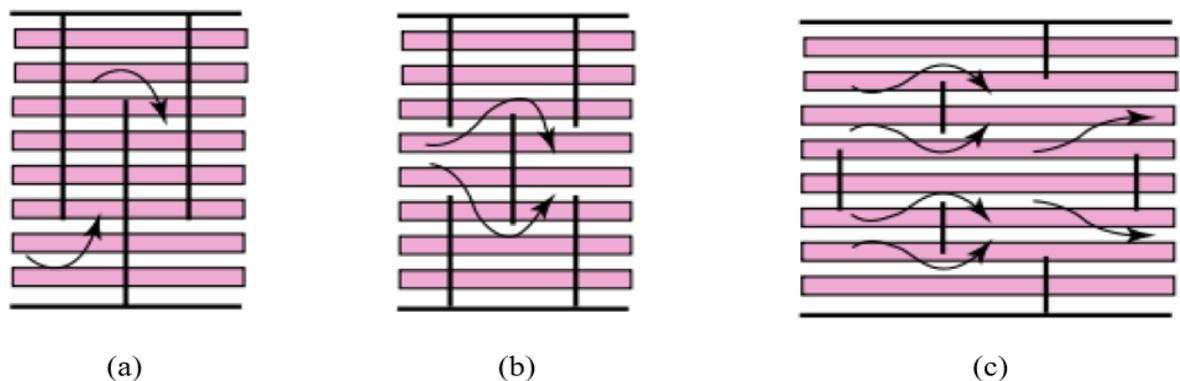


Figura 2.2 – Representação ilustrativa de diferentes modelos de chicanas (a) simples, (b) dupla e (c) tripla. Adaptado de Mukherjee (1998).

Taborek (1998) desenvolveu dois casos de estudo para trocadores de calor casco tubo, sendo o primeiro caso um trocador de calor com carga térmica de 5 MW, onde gás-óleo é utilizado para resfriar óleo cru. No segundo caso um trocador de calor de 530 kW utiliza água

como fluido de resfriamento para nafta, sendo o objetivo do trabalho apresentar o comportamento de diferentes fluidos em aplicações específicas.

Para os dois casos analisados, utilizaram-se as especificações recomendadas pela TEMA, limitando os valores de perda de carga máxima admissível e as velocidades de escoamento, tanto para o lado do casco quanto para os tubos. Além disso, a configuração geométrica está restrita aos limites operacionais e aos custos de manutenção.

Mizutani *et al.* (2003) determinaram a transferência de calor e a perda de carga no lado do casco. A otimização do trocador de calor baseou-se no método MINLP (*Mixed Integer Nonlinear Programming*), a fim de minimizar o custo anual de operação e o consumo energético. A principal contribuição do trabalho é a inclusão do trocador de calor casco tubo a ser otimizado para uma estrutura em série de trocadores de calor a fim de determinar simultaneamente a topologia da montagem e o dimensionamento ideal do equipamento.

De acordo com a literatura Shah e Sekulic (2003) empregaram o método de Bell-Delaware para classificar um modelo teórico de trocador de calor casco tubo, TEMA E. O objetivo do trabalho baseou-se em determinar a transferência de calor, temperaturas na saída, perda de carga nos fluidos no lado do casco e dos tubos. Investigaram somente um passe no casco e dois nos tubos de arranjo quadrado.

Serna e Jiménez (2004) apresentaram uma expressão analítica a fim de relacionar a transferência de calor, a perda de carga no lado do casco e a área do trocador de calor. A equação baseou-se no método Bell-Delaware permitindo estender a diferentes modelos de trocadores de calor, a fim de obter a perda de carga no lado dos tubos e apresentar sua importância no dimensionamento dos trocadores de calor.

Sinnott *et al.* (2005) baseando-se no estudo de Kern (1950) propuseram um modelo teórico de trocador de calor casco tubo, sendo o objetivo do trabalho projetar um trocador com potência de 4,34 MW para resfriar metanol de 95°C para 40°C com vazão mássica de 100.000 kg/h, utilizando água salobra para elevar a temperatura de 25°C a 40°C. Considerou-se a perda de carga no lado do casco equivalente a 1½ do fluxo na entrada e ½ na saída do trocador, com base na da superfície do trocador de calor.

Selbas *et al.* (2006) estudaram um modelo ideal de trocador de calor casco tubo. Primeiramente estimaram a área da superfície de transferência de calor do trocador de calor, a qual possui fator relevante no custo do projeto do trocador de calor. Aplicou-se o método DTML e a otimização via GA, sendo as variáveis avaliadas para o projeto (i) o diâmetro externo do tubo e do casco, (ii) arranjo dos tubos, (iii) o número de passes, (iv) espaçamento e (v) a redução do tamanho das chicanas.

Wildi e Gosselin (2007) minimizaram o custo global de um trocador de calor casco tubo, com base no trabalho de Mukherjee (1998) aplicando GA. Consideraram o custo operacional e inicial de projeto, modificando as variáveis de projeto relacionadas ao trocador de calor. O desempenho do trocador baseou-se no método Bell-Delaware. As soluções encontradas via GA apresentaram menor área de transferência de calor para determinadas restrições de perda de carga. No entanto, em aplicações reais tais perdas tornam-se mais difíceis de serem controladas.

Babu e Munawar (2007) empregaram os métodos de Evolução Diferencial (ED) e GA, a fim de estimar a área da superfície transferência de calor mínima em um trocador de calor casco tubo. Foram empregadas diferentes variáveis de projeto, tais como diâmetro externo, número de passes, comprimento dos tubos e o espaçamento das chicanas. Verificou-se que a ED é consideravelmente mais rápida em comparação com GA gerando ótimo global para uma vasta faixa de parâmetros.

Caputo *et al.* (2008) estudaram um trocador de calor casco tubo para 3 configurações classificadas conforme os fluidos de escoamento, tanto no casco quanto nos tubos com diferentes arranjos para os tubos, conforme ilustrado na Figura 2.3. Sendo eles um caso proposto anteriormente por Sinnott *et al.* (2005) e dois casos basearam-se nos casos (i) e (ii) propostos por Kern (1950), respectivamente. A técnica GA foi aplicada obtendo uma redução no custo total do projeto do trocador de calor de 15%, 25% e 53%, na devida ordem.

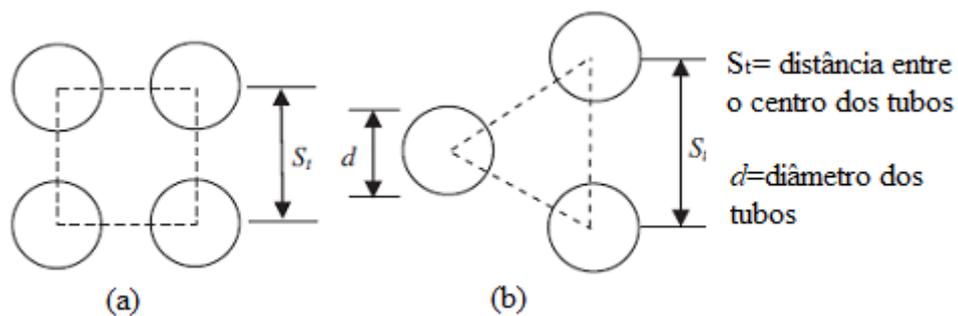


Figura 2.3 – Representação ilustrativa dos diferentes arranjos dos tubos, (a) quadrado e (b) quincôncio.

Fesanghary *et al.* (2009) analisaram um trocador de calor casco tubo através da técnica HSA (*Harmony Search Algorithm*) a fim de obter um modelo economicamente mais rentável. Utilizaram as seguintes condições: óleo cru com 63,77 kg/s a 102°C a ser resfriado até 64°C por 45 kg/s de água a 21°C, 5275 kW de carga térmica e 4 passes nos tubos. Os resultados são descritos na Tabela 2.1 e apresentaram uma redução de 0,6% e 36% no custo total do projeto e menor tempo computacional para HSA em relação aos métodos de ótimo global (OG) e GA.

Tabela 2.1 – Resultados obtidos via HSA em relação aos valores de Otimização Global e GA.

Parâmetros	OG	GA	HSA	Parâmetros	OG	GA	HSA
Ø entrada do casco [mm]	888	888	888	Área total [m ²]	118	125	118
Ø saída do tubo [mm]	30	30	30	Queda de pressão no casco [kPa]	18	15	18
Ø entre eixo central dos tubos [mm]	37,8	37,5	37,7	Queda de pressão no tubo [kPa]	8,1	8,27	8,1
Ângulo de inclinação do tubo	90°	45°	90°	Custo operacional [\$/ano]	1.715	1.459	1.721
Comprimento do trocador de calor [m]	3,5	3,7	3,5	Custo capital [\$/ano]	8.838	9.171	8.850
Taxa de espaçamento das chicanas [mm]	506	416	507	Custo total [\$/ano]	10.553	10.630	10.572
Nº de tubos	356	361	357	Tempo computacional [s]	59.1453	13,12	8,38

Ravagnani *et al.* (2009) estudaram um trocador de calor casco tubo via abordagem PSO, seguindo as recomendações da TEMA. O objetivo do trabalho consistiu em minimizar a área da superfície de troca térmica em dois casos, propostos por Shenoy (1995) e Serna e Jiménez (2004). Além disso, compararam o custo total do projeto com o trabalho de Mizutani *et al.* (2003). Os resultados obtidos apresentaram reduções de 30% e 21% na área da superfície de troca térmica e de 29% no custo total de projeto, respectivamente.

Sanaye e Hajabdollahi (2010) modelaram termicamente um trocador de calor casco tubo via Bell-Delaware, a fim de estimar o coeficiente de transferência de calor do casco e a perda de carga dos tubos. Aplicaram a técnica NSGA-II (*Elitist Non-dominated Sorting Genetic Algorithms*) para a função multi-objetivo. Tal função, buscou a máxima recuperação de calor no sistema e o custo mínimo do projeto, como apresentado na Figura 2.4. Obteve-se valores ótimos formados por múltiplas soluções admissíveis, denominadas soluções ótimas de Pareto (A, B, C, D e E).

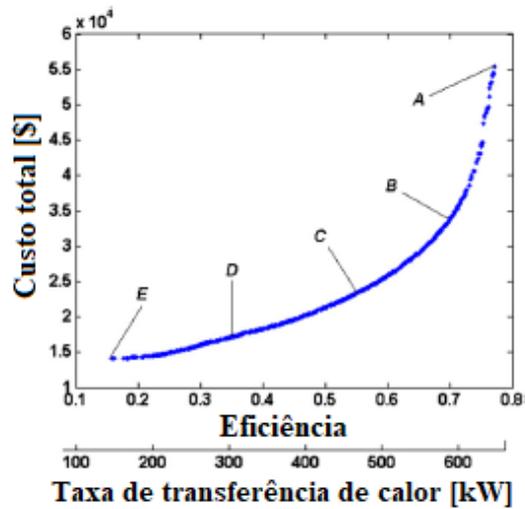


Figura 2.4 – Perfil da taxa de transferência de calor e eficiência do trocador de calor em relação ao custo do projeto. Adaptado de Sanaye (2010).

Rao e Patel (2010) analisaram trocadores de calor casco tubo com arranjo quincôncio e quadrados, utilizando os métodos PSO e GA, sendo o objetivo do trabalho, obter uma solução ótima para o menor custo total do projeto. Quatro casos de estudos foram analisados, sendo os três primeiros baseados no trabalho de Caputo *et al.* (2008) e o último em Selbas *et al.* (2006). Os resultados obtidos via PSO, como mostra a Figura 2.5, apresentaram reduções de 4%, 5%, 3% e 7% em relação ao GA.

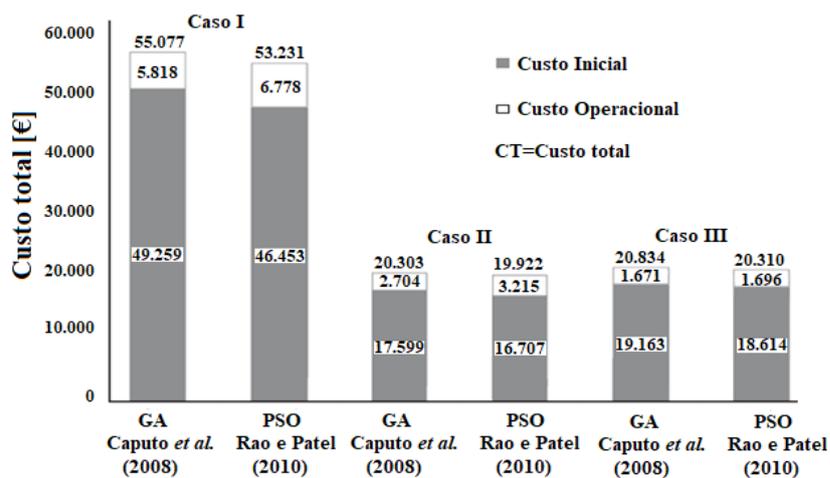


Figura 2.5 – Comparação entre os custos de projetos. Adaptado de Rao e Patel (2010).

Sahin *et al.* (2011) propuseram a otimização via ABC (*Artificial Bee Colony*) em projetos de trocadores de calor casco tubo. A função objetivo buscou minimizar o custo total do projeto, considerando o investimento capital e o custo energético. Três casos de trocadores

de calor foram analisados, onde o primeiro se baseou em Sinnott *et al.* (2005) e os dois últimos em Kern (1950). Os resultados apresentados na Figura 2.6, indicaram uma redução de 14% no primeiro caso e aumento de 0,03% e 8% no segundo, respectivamente.

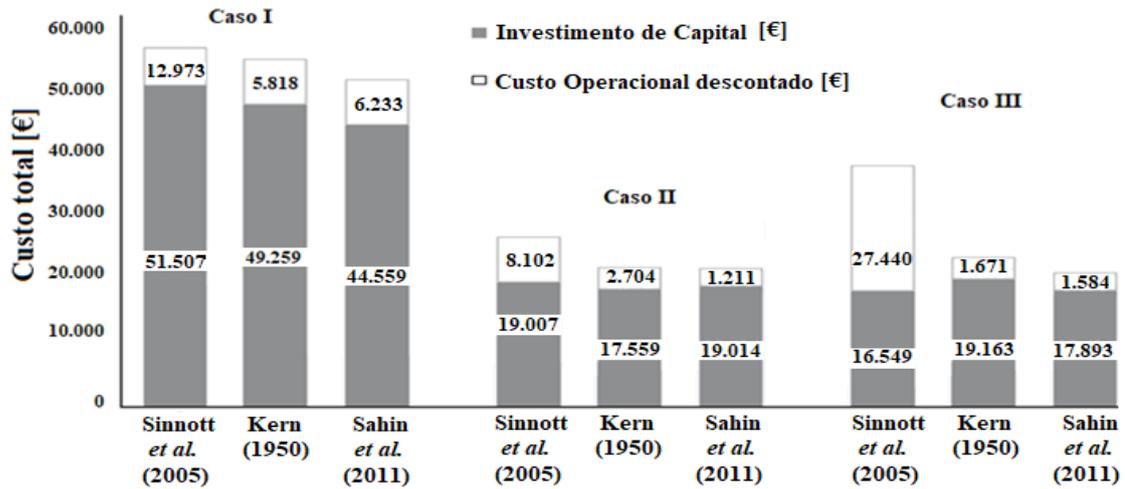


Figura 2.6 – Comparação entre os custos de projetos. Adaptado de Sahin *et al.* (2011).

Rao e Patel (2011) compararam os métodos PSO e CSO (*Civilized Swarm Optimization*) para um projeto de trocador de calor casco tubo. Utilizaram dois casos de estudo, baseados no trabalho de Taborék (1983) e Wildi e Gosselin (2007). O trabalho buscou modelar um trocador de calor mais viável economicamente. Como mostrado na Figura 2.7, os resultados obtidos no primeiro caso, apresentaram reduções de 3% e 4% no custo total para PSO e CSO e de 8% e 9% no segundo caso, na devida ordem,

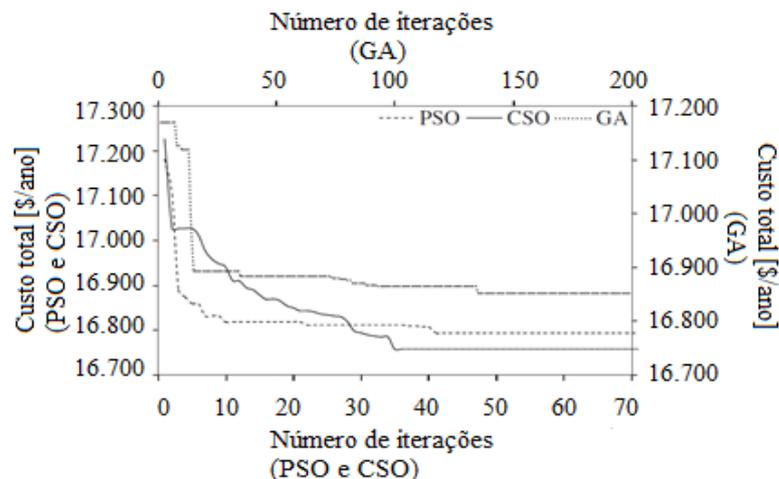


Figura 2.7 – Comparação entre os métodos GA, PSO e CSO. Adaptado de Rao e Patel (2011).

Mariani *et al.* (2012) estudaram um trocador de calor casco tubo via QPSO (*Quantum Particle Swarm Optimization*) confrontando-o com QPSOZ (*Quantum Particle Swarm Optimization Zaslavskii*). Avaliaram-se três configurações diferenciadas de fluidos com base no trabalho de Caputo *et al.* (2008), a fim de obter um modelo mais econômico. Onde, utilizou-se o diâmetro do casco, o espaçamento entre as chicanas e o diâmetro externo dos tubos como parâmetros de otimização. Os resultados obtidos apresentaram reduções do QPSO e QPSOZ de aproximadamente 19% no primeiro caso e 3% no segundo, respectivamente.

Hadidi e Nazari (2013) aplicaram o método BBO (*Biogeography-Based Optimization*) com o intuito de otimizar um projeto de trocador de calor casco tubo. Sendo o objetivo modelar projetos mais econômicos, através de 3 casos clássicos propostos por Sinnott *et al.* (2005) e Kern (1950). Logo, os resultados obtidos apresentaram reduções de 22% em relação ao caso de Sinnott *et al.* (2005) e de 27% e 56% em relação aos casos de Kern (1950).

Amini e Barzagan *et al.* (2013) empregaram a técnica GA em dois casos de trocadores de calor casco tubo, a fim de elevar a taxa de transferência de calor e reduzir o custo do projeto. O primeiro caso baseou-se no estudo de Shah e Sekulic (2003), e o segundo em Sanaye e Hajabdollahi (2010). Conforme ilustra a Figura 2.8, os resultados obtidos apresentaram uma redução no custo de projeto proporcional ao aumento do número de tubos e à taxa de transferência de calor. Já na Figura 2.9, o aumento no custo total do projeto para as soluções ótimas de Pareto está relacionado ao aumento da eficiência do trocador de calor.

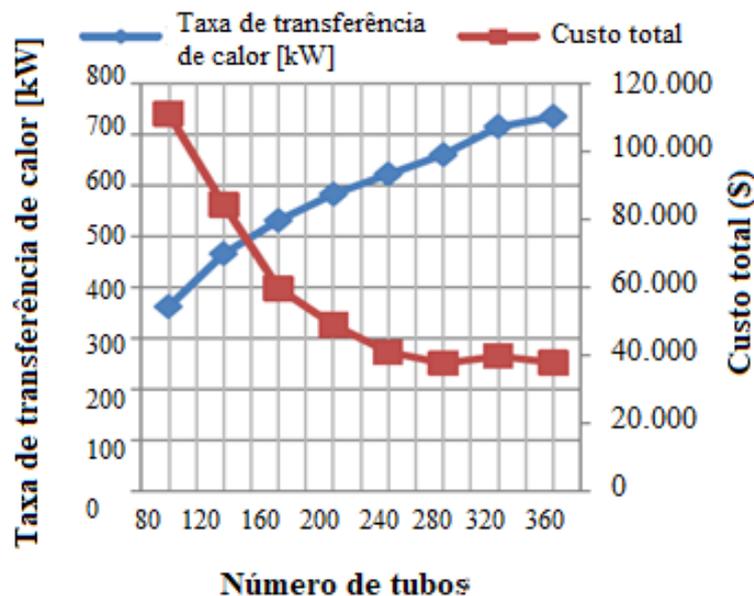


Figura 2.8 – Custo total de projeto em relação a taxa de transferência de calor. Adaptado de Amini e Barzagan (2013).

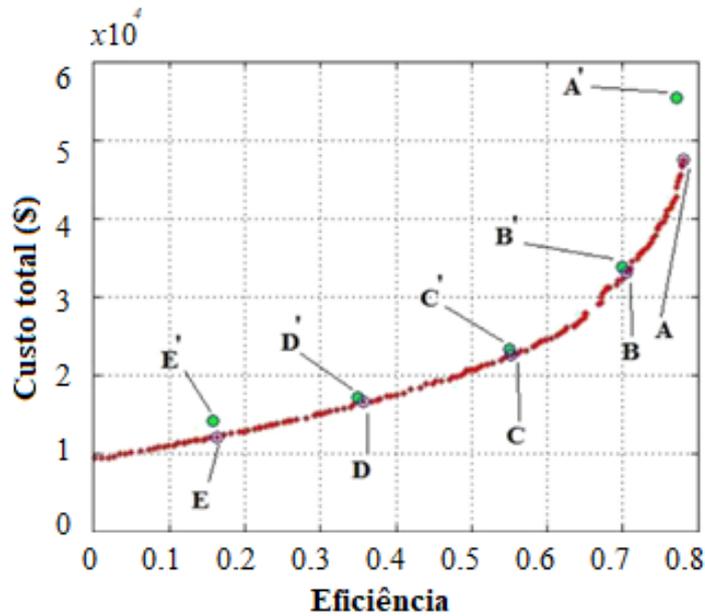


Figura 2.9 – Custo de projeto das soluções ótimas de Pareto (A'-E') de Sanaye e Hajabdollahi (2010) confrontadas com as soluções de Amini e Barzagan (2013) (A-E).

Jacobi *et al.* (2014) analisaram um trocador de calor casco tubo via GA, sendo a geometria do canal principal dos tubos dividida em canais secundários, como mostra a Figura 2.10. A redução do custo total de projeto e a perda de carga no trocador de calor foram avaliadas. Estudou-se três casos baseados no trabalho de Caputo *et al.* (2008), respectivamente. Os resultados nos 3 casos, apresentaram reduções no custo total do projeto de 10%, 13% e 53%, respectivamente.

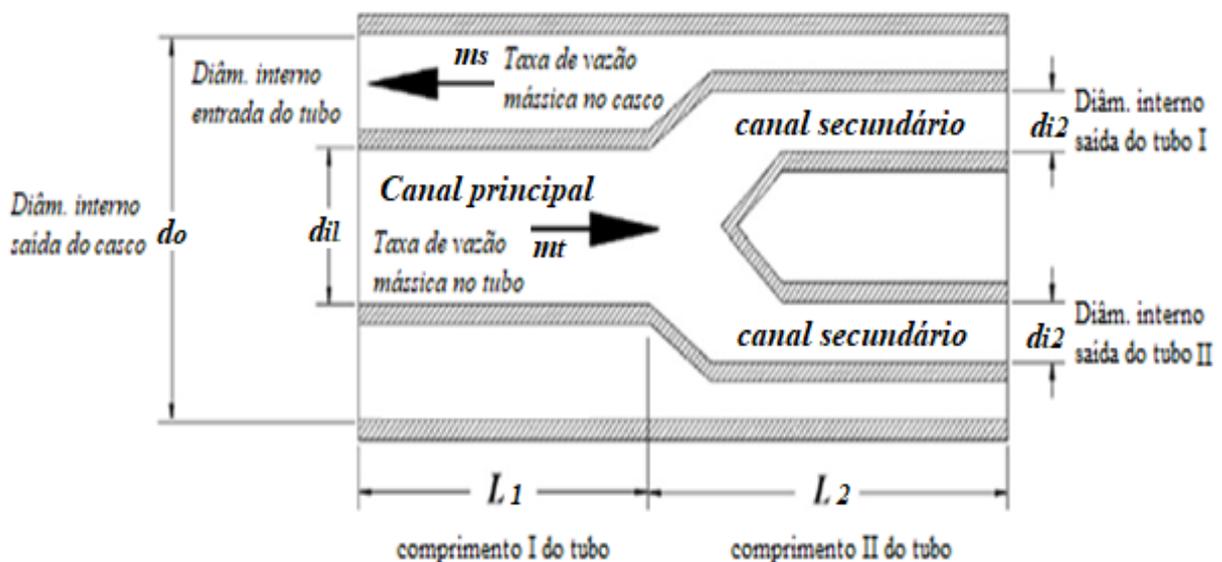


Figura 2.10 – Representação ilustrativa da ramificação geométrica. Adaptado de Jacobi *et al.* (2014).

Asadi *et al.* (2015) aplicaram a otimização CSA (*Cuckoo Search Algorithm*) para um trocador de calor casco tubo, com o intuito de minimizar o custo total do projeto. Dois casos de estudo foram analisados, o primeiro baseado em Sinnott *et al.* (2005) e o segundo refere-se ao caso de Kern (1950). Os resultados obtidos, Tabela 2.7, apresentaram uma redução no custo total do projeto de aproximadamente 26% em ambos os casos.

Sadeghzadeh *et al.* (2015) estudaram via PSO e GA trocadores de calor casco tubo, buscando minimizar o custo de projeto. O método de Bell-Delaware foi aplicado para o coeficiente de transferência de calor e perda de carga nos tubos. Analisaram-se dois casos, baseados no trabalho de Asadi *et al.* (2015). Os resultados obtidos para o primeiro caso apresentaram uma redução no custo total de projeto de 27% e 29% e no segundo caso, obteve-se reduções de 55% e 56% via GA e PSO.

Tharakeshwar *et al.* (2016) estudaram a otimização via BA (*Bat Algorithm*) para trocadores de calor casco tubo, no qual a função objetivo foi o custo total de projeto. Tal método descreve os morcegos como os únicos mamíferos com asas e seu comportamento baseando-se na ecolocalização, o que se torna útil para detectar presas, evitar obstáculos e localizar suas caças no escuro.

O trocador casco tubo analisado utiliza água destilada e pura, tendo carga térmica de 0,415 MW, proposto por Sinnott *et al.* (2005), onde as variáveis de projetos são: (i) o comprimento do tubo, (ii) diâmetro do tubo, (iii) tamanho do passo, (iv) espaçamento do defletor e o (v) número de tubos. De acordo com a abordagem BA, mantendo o máximo coeficiente de transferência de calor e gastos mínimos de projeto, o custo total reduziu em torno de 22% em relação a proposta original, utilizando ainda menos de 2° iterações para encontrar a solução ideal da função objetivo, garantindo menor custo computacional.

Suman *et al.* (2017) avaliaram o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão para um trocador de calor casco tubo, resolvendo os campos de escoamento e temperatura através da simulação numérica via CFD, utilizando o modelo de turbulência $k-\omega$ SST. Dessa forma, obteve-se um escoamento paralelo nos tubos e 2/3 do fluido do lado do casco contornando os tubos, limitando a transferência de calor. Uma fração considerável da queda de pressão no casco é encontrada nas regiões de entrada e saída, sendo que o maior fluxo de calor é observado na entrada do casco devido ao escoamento cruzado e à maior diferença de temperatura entre os tubos e o casco.

Chukwudi e Ogunedo (2018) analisaram pela simulação numérica via CFD a otimização das condições de entrada em um projeto de trocador de calor casco tubo, conforme a Figura 2.11, utilizando água pura tanto no casco quanto nos tubos, com o objetivo de maximizar a eficiência do trocador de calor. Os resultados indicaram que um trocador de calor casco tubo operando com o mesmo fluido de aquecimento e resfriamento tem sua eficiência significativamente influenciada pelas variáveis de entrada relacionadas a uma menor capacidade térmica do fluido. Logo, ao empregar os valores ótimos das condições de entrada, a eficiência inicial de 4,4% no trocador, atingiu expressivos 86,1%.

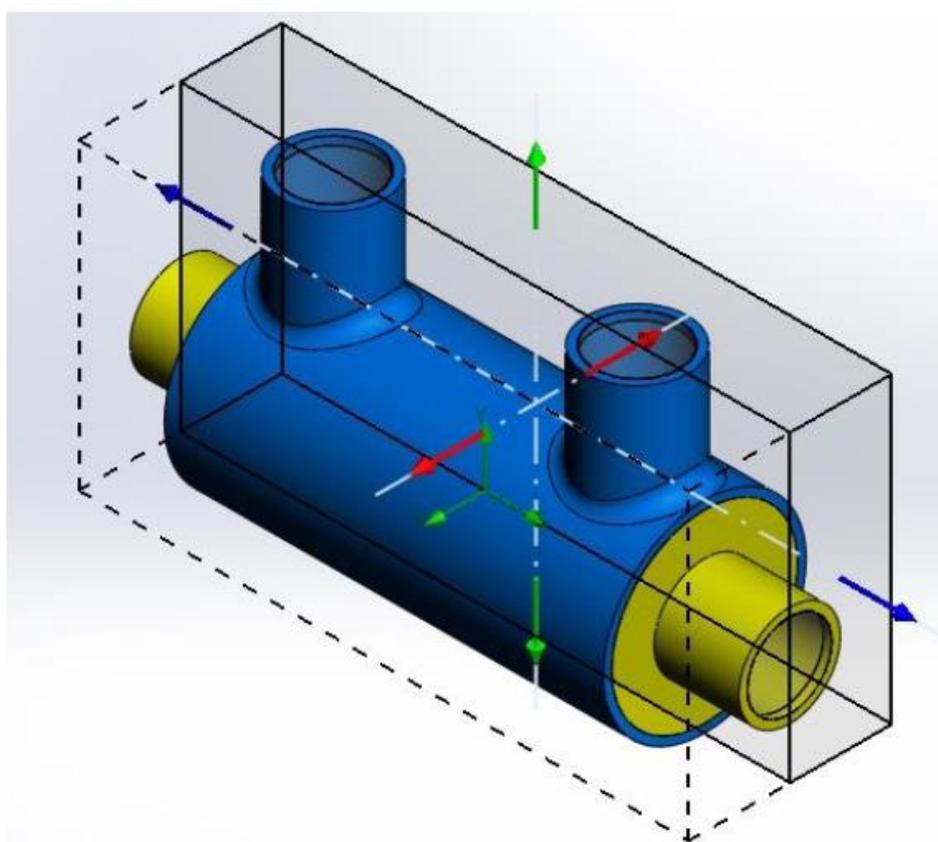


Figura 2.11 – Domínio computacional do trocador de calor casco tubo. Adaptado de Chukwudi e Ogunedo (2018).

Através dos trabalhos revisados anteriormente, é possível listar de modo bastante resumido os métodos de otimização já aplicados nos trocadores de calor casco tubo propostos por Kern (1950), organizados de forma cronológica na Tabela 2.3.

Tabela 2.2 – Algoritmos de otimização empregadas nos casos de Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005).

Métodos de Otimização		Custo total de projeto [€]			Autores	Ano
		Caso 1	Caso 2	Caso 3		
<i>GA</i>	<i>Genetic Algorithm</i>	55007	20303	20834	CAPUTO <i>et al.</i>	2008
<i>PSO</i>	<i>Particle Swarm Optimization</i>	53231	19922	20310	RAO e PATEL	2010
<i>ABC</i>	<i>Artificial Bee Colony</i>	50793	20225	19478	SAHIN <i>et al.</i>	2011
<i>QPSO</i>	<i>Quantum Particle Swarm Optimization</i>	44665	19703	-	MARIANI <i>et al.</i>	2012
<i>QPSOZ</i>	<i>Quantum Particle Swarm Optimization Zaslavskii</i>	44665	19701	-	MARIANI <i>et al.</i>	2012
<i>BBO</i>	<i>Biogeography-Based Optimization</i>	50582	19810	19310	HADIDI e NAZARI	2013
<i>CSA</i>	<i>Cuckoo Search Algorithm</i>	47625	19773	-	ASADI <i>et al.</i>	2015

Através da revisão bibliográfica, este trabalho estudará a otimização de dois trocadores de calor casco tubo baseado no trabalho de Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005), abordando a técnica PSO para três variáveis de projeto, a fim de obter modelos mais econômicos aplicando os parâmetros de custos de projeto utilizados por Patel (2010). Tais variáveis serão delimitadas possibilitando gerar uma solução fisicamente viável.

Em seguida, a simulação numérica via CFD complementar o estudo verificando o coeficiente de transferência de calor por convecção e fator de atrito, a fim de propor uma correlação para o coeficiente de transferência de calor por convecção sob o regime de escoamento de transição.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA DE TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO

O objetivo do presente capítulo é apresentar a modelagem matemática, a qual rege o fenômeno de transferência de calor em trocadores de calor casco tubo, sendo empregada as etapas de cálculo que seguem as concepções de projetos já consolidadas na indústria, baseada no estudo de Kakaç (2002).

A modelagem da transferência de calor em trocadores de calor casco tubo é caracterizada a partir da equação básica de projeto, apresentada na seção 3.1. Além disso, a determinação do coeficiente global de transferência de calor ressalta a presença de diferentes mecanismos de troca térmica na confecção de um trocador de calor. A aplicação destes conceitos tem como objetivo modelar a geometria e as condições para o funcionamento do equipamento.

Logo, ao iniciar o desenvolvimento de um projeto de trocador de calor casco tubo, deve-se dimensioná-lo conforme a sua aplicação em uma determinada planta industrial. As hipóteses simplificativas citadas anteriormente, obedecem às premissas inseridas no tradicional método da diferença de temperatura média logarítmica, uma vez que este método é aplicado com o objetivo de obter o dimensionamento adequado para trocador de calor casco tubo a atender suas especificações.

3.1 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Conforme anteriormente descrito, assegurou-se a transferência de calor em trocadores de calor casco tubo como o processo onde o fluido quente transfere sua energia sob forma de calor para o fluido frio, Eq. (3.1), sendo os mecanismos que permitem a transmissão dessa energia, a condução por meio do material condutor, a convecção que caracteriza o perfil do escoamento e a radiação, a qual estabelece as condições do ambiente em que o trocador de calor estará operando (KERN, 1950).

$$d\dot{Q} = U dA \Delta T \quad (3.1)$$

onde, dQ , é o diferencial da taxa de transferência de calor, U , é o coeficiente global de transferência de calor [$W/(m^2 \cdot K)$], dA , é o diferencial da área da superfície de troca térmica e ΔT , é a diferença de temperatura no sistema. Sendo que, a definição da área, Eq. (3.2), é a

integral ao longo da área da superfície total do trocador de calor, a fim de promover a transmissão de calor entre os fluidos. Logo, este parâmetro é importante no momento para delimitar as premissas das características do equipamento a ser projetado.

$$A = \int_0^{Q_{Tot}} \frac{d\dot{Q}}{U\Delta T}, \quad (3.2)$$

sendo, A , área da superfície de transferência de calor do trocador de calor casco tubo, [m^2] e Q_{Tot} a taxa total de calor, [W].

Ao tratar-se de projetos de trocadores de calor, é importante simplificar os cálculos considerando a aplicação do coeficiente global de transferência de calor, U . Assim, o coeficiente é aplicado para fluidos em temperaturas médias e considerado constante ao longo do comprimento do trocador de calor. A partir do balanço de energia, é possível relacionar a variação da temperatura dos fluidos com o calor transferido, justificando a integral aplicada para a Eq. (3.2), logo tem-se,

$$A = \frac{\dot{Q}_{Tot}}{U\Delta T_{méd}}, \quad (3.3)$$

onde, $\Delta T_{méd}$, é a média correspondente da diferença de temperatura do trocador de calor, [K].

A definição do coeficiente de transferência de calor é fundamentada em relação a uma resistência térmica gerada a partir de dois fluidos. Com isso, torna-se importante compreender o conceito de resistência térmica, o qual tem como objetivo simplificar o problema de transferência de calor, sendo analisado para as diferentes camadas de paredes e fluidos, onde ocorrem trocas térmicas.

A caracterização da resistência térmica resume-se a propriedade termofísica de um dado material, o qual tentará conter o calor a ser transmitido, de maneira que, a restrição imposta possa ser determinada por meio da razão entre um potencial motriz e a taxa de transferência de calor equivalente de acordo com Bicca (2005). Analogamente, compara-se essa questão a um circuito elétrico, como mostrado na Figura 3.1, em que a resistência térmica poderá ser obtida em cada caso de transferência de calor.

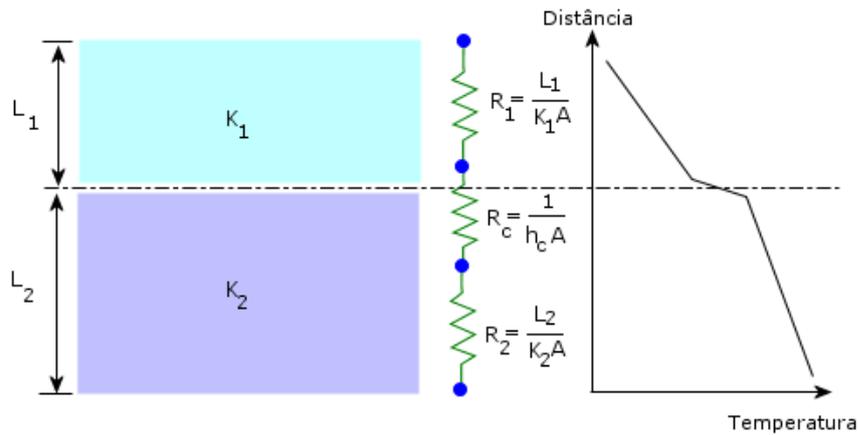


Figura 3.1 – Representação ilustrativa de uma resistência térmica por condução e convecção sob condições e materiais distintos.

Deve-se ressaltar que o coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor depende diretamente das propriedades dos fluidos, temperaturas do trocador de calor e ambiente, vazão dos fluidos e do arranjo geométrico para o escoamento. Além disso, a distribuição de fluxo não uniforme e a incrustação são fatores que afetam diretamente o coeficiente global de transferência de calor.

A expressão da resistência térmica baseia-se na lei de Fourier, onde se assume as seguintes hipóteses: (i) condução de calor unidirecional em uma parede plana, (ii) sistema em regime permanente, (iii) não há geração de calor e (iv) condutividade térmica constante, conforme Çengel e Ghajar (2011). Desse modo, a função que transcreve a variação de temperatura ao longo da parede é linear, logo a resistência térmica está caracterizada por,

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} + \frac{T_{s,2} - T_{s,3}}{q_x}, \quad (3.4)$$

onde, q_x [W], é definido como a taxa de transferência de calor na parede, na direção x .

Rearranjando a expressão da taxa de transferência de calor e utilizando a lei de Fourier, tem-se

$$R_{t,cond} = \frac{L_1}{k_1 A_1} + \frac{L_2}{k_2 A_2}. \quad (3.5)$$

Analogamente, a resistência térmica para a transferência de calor por convecção é expressa da seguinte forma,

$$R_{t,conv} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{q_x} + \frac{T_{s,3} - T_{\infty,2}}{q_x}. \quad (3.6)$$

Rearranjando a expressão da taxa de transferência de calor e utilizando a de resfriamento de Newton, tem-se

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{h_2 A}. \quad (3.7)$$

Conforme a Figura 3.1, apresentada anteriormente, tem-se um circuito com diferentes faixas de resistências térmicas, sendo estes organizados em circuitos com paredes posicionadas em série, a taxa de transferência de calor pode ser obtida com base na razão entre a diferença de temperatura global, juntamente com a soma das respectivas resistências térmicas,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{\Sigma R_t} = \frac{\Delta T}{\Sigma R_t} = \dot{Q}_{Tot}. \quad (3.8)$$

Frequentemente aplica-se o coeficiente global de transferência de calor, relacionando-o à resistência térmica total, sendo que, a definição deste conceito baseia-se na expressão similar à lei do resfriamento de Newton, Eq. (3.9), a qual permite-se determinar a taxa de transferência de calor em relação a área da superfície de troca térmica e a resistência térmica total.

$$q_x \equiv UA\Delta T. \quad (3.9)$$

Combinando as Eqs. (3.3) e (3.8), tem-se,

$$UA = \frac{1}{\Sigma R_t}. \quad (3.10)$$

Para construir as resistências presentes na transferência de calor envolvendo dois fluidos como mostra a Figura 3.2, os quais separam-se por meio de um tubo cilíndrico e desprezando as incrustações, determina-se,

$$\Sigma R_t = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e}, \quad (3.11)$$

onde, A_i e A_e , [m²], representa a área interna e externa das superfícies na parede dos tubos, h_i e h_e [Wm⁻²K⁻¹], o coeficiente de convecção de transferência de calor nas correntes interna e externa, k , [Wm⁻²K⁻¹], é a condutividade térmica para o material do tubo, L , [m], é o comprimento efetivo dos tubos e r_i e r_e , [m], são os raios interno e externo do tubo.

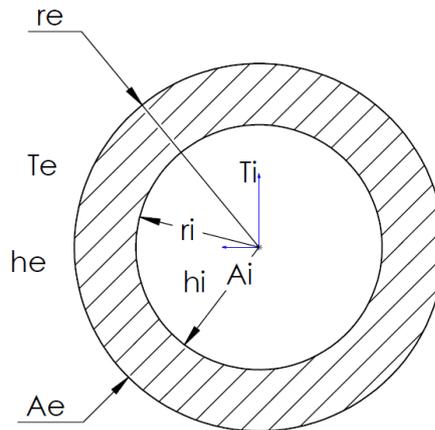


Figura 3.2 – Representação ilustrativa do tubo onde escoam diferentes fluidos na região interna e externa da geometria.

Substituindo a Eq. (3.11) na Eq. (3.10) e rearranjando-a, obtém-se,

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_e} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) d_e}{2k} + \frac{A_e}{h_i A_i} \right]} \quad (3.12)$$

3.2 MÉTODO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA

No dimensionamento de projetos de trocadores de calor casco tubo, considera-se que as temperaturas dos fluidos quente e frio irão variar ao longo do equipamento à medida que o calor é transmitido. Com isso, necessita-se estabelecer uma condição coerente que descreva a diferença entre as temperaturas de entrada e saída do trocador. A diferença de temperatura média logarítmica é aplicada em projetos onde as temperaturas podem ou já se encontram definidas e também quando se solicita o tamanho do equipamento.

De acordo com Incropera *et al.* (2008) ao se empregar o balanço global de energia para um dado trocador de calor deve-se considerar as hipóteses de simplificação adequadas. A taxa de transferência de calor entre os fluidos quente e frio, apresentada na Figura 3.3 pode ser

primeiramente abreviada pelo produto envolvendo a diferença de entalpias e a vazão mássica dos fluidos.

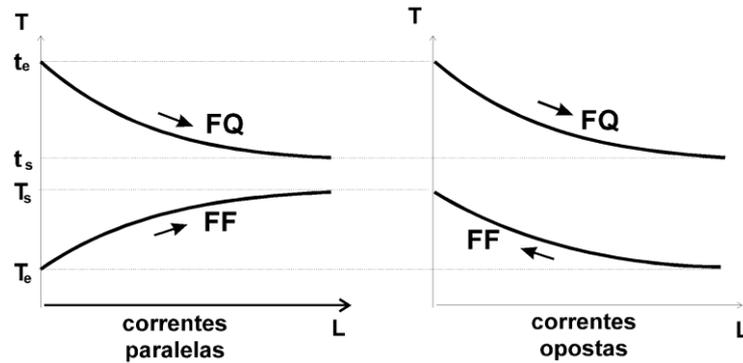


Figura 3.3 – Representação das correntes paralelas e opostas para os fluidos quente e frio.

Com base nos perfis apresentados anteriormente, é possível estabelecer as seguintes hipóteses para um projeto envolvendo a diferença média de temperatura logarítmica:

- O coeficiente global de transferência de calor constante ao longo do trocador;
- Despreza-se a remoção ou adição de calor para a vizinhança;
- Regime permanente durante a transferência de calor;
- Calor específico nas correntes é constante;
- Não há mudança de fase no trocador de calor;
- São desprezadas as variações de energia cinética e potencial dos fluidos;
- Escoamento é inteiramente paralelo ou contracorrente.

Segundo as condições impostas, faz-se o balanço de energia, Eqs. (3.13) e (3.14), considerando um sistema em regime contracorrente para um modelo de trocador de calor casco tubo, como mostra a Figura 3.4.

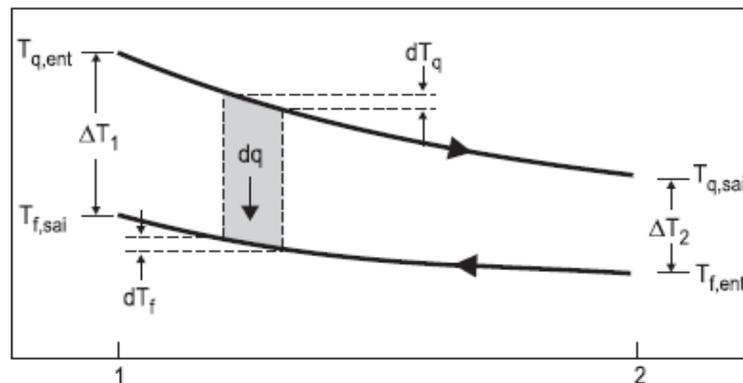


Figura 3.4 – Sistema operando em regime contracorrente. Adaptado de Incropera *et al.* (2008).

$$dQ = -\dot{m}_q cp_q dT_q = -C_q dT_q, \quad (3.13)$$

$$dQ = \dot{m}_f cp_f dT_f = C_f dT_f, \quad (3.14)$$

onde, a capacidade térmica total das correntes quente e fria, são expressas do seguinte modo,

$$C_q = \dot{m}_q cp_q \text{ (WK}^{-1}\text{)}, \quad (3.15)$$

$$C_f = \dot{m}_f cp_f \text{ (WK}^{-1}\text{)}. \quad (3.16)$$

As Eqs. (3.13) e (3.14) podem ser integradas em relação ao trocador de calor, onde se obtém os balanços globais de energia,

$$Q = \dot{m}_q cp_q (T_{qe} - T_{qs}) = C_q (T_{qe} - T_{qs}), \quad (3.17)$$

$$Q = \dot{m}_f cp_f (T_{fs} - T_{fe}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}). \quad (3.18)$$

De acordo com a Eq. (3.9) tem-se novamente área da superfície de troca térmica,

$$dQ = U dA \Delta T. \quad (3.19)$$

Sendo que, a diferença entre o fluido quente e frio, ΔT , pode ser expressa de maneira diferencial,

$$d\Delta T = dT_q - dT_f. \quad (3.20)$$

Logo, simplifica-se a Eq. (3.19) obtendo,

$$d\Delta T = -dQ \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right). \quad (3.21)$$

Por meio da Eq. (3.19) a integral em relação ao trocador de calor, é dada pela expressão,

$$\int_1^2 \frac{d\Delta T}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \int_0^A dA. \quad (3.22)$$

Rearranjando a Eq. (3.22) e substituindo os valores em C_q e C_f , uma nova expressão é determinada,

$$\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) = -\frac{U \cdot A}{Q} [(T_{qe} - T_{fe}) - (T_{qs} - T_{fs})]. \quad (3.23)$$

Por outro lado, considerando a condição de um sistema escoando paralelamente, como apresenta a Figura 3.5, as variações de temperaturas encontradas no equipamento são definidas através das Eqs. (3.24) e (3.25).

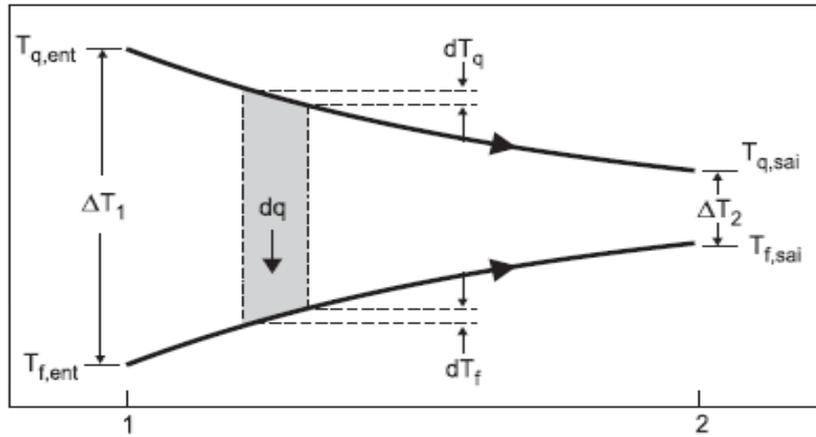


Figura 3.5 – Sistema operando em regime paralelo. Adaptado de Incropera *et al.* (2008).

$$\Delta T_o = T_{qe} - T_{fe}, \quad (3.24)$$

$$\Delta T_L = T_{qs} - T_{fs}. \quad (3.25)$$

Com isso, as simplificações realizadas permitem expressar a transferência de calor total, para o regime de escoamento paralelo, da seguinte forma,

$$Q_{Tot} = UA \frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln \left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_L} \right)}. \quad (3.26)$$

Por fim, possibilita-se comparar as Eqs. (3.3) e (3.26), onde é possível afirmar que a média adequada resulta na média logarítmica da diferença de temperaturas, conforme a Eq. (3.27),

$$DTML = \frac{\Delta T_o - \Delta T_L}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_L}\right)} \quad (3.27)$$

A modelagem do método DTML considerou os fluxos puramente contracorrente ou puramente paralelo. No entanto, muitos projetos de trocadores de calor casco tubo possuem mais um passe no lado dos tubos, onde há uma mistura entre os dois tipos de escoamento. No caso do modelo de trocador TEMA E, ver Apêndice A, há um passe no lado do casco e dois ou mais números pares nos tubos, ou seja, múltiplos passes. Além disso, o fluxo pode se encontrar em regime contracorrente ou paralelo, Kays e London (1964).

A mistura de diferentes escoamentos através de geometrias distintas no trocador de calor, faz com que a diferença média real de temperatura seja entre a diferença média do fluxo contracorrente e paralelo. Com isso se assume que a DTML equivale a diferença média real de temperatura, a qual é determinada considerando um regime contracorrente. Assim, multiplica-se a DTML pelo fator de correção denominado F , Eq. (3.28), o qual descreve o distanciamento em relação as condições do fluxo contracorrente (SAUNDERS, 1988),

$$\frac{\Delta T_{\text{méd}}}{DTML_{cc}} = F \leq 1. \quad (3.28)$$

Sendo que a expressão do fator de correção F é capaz de abranger diferentes modelos de trocadores de calor a fim de auxiliar o desenvolvimento de novos projetos (BOWMAN *et al.*, 1940). Através de diferentes condições de aplicação possibilitou-se gerar um diagrama, como mostra a Figura 3.6, com o objetivo de caracterizar a efetividade térmica em relação a vazão mássica e o calor específico dos fluidos.

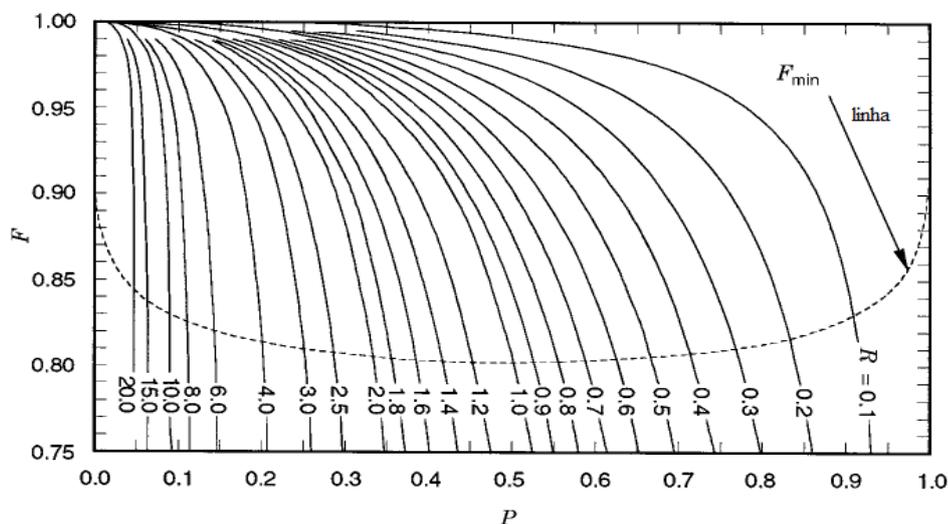


Figura 3.6 – Fator F para o trocador de calor TEMA E. Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Com base na Figura 3.4 tem-se no eixo horizontal o parâmetro P , o qual representa a efetividade térmica, caracterizando o aquecimento ou resfriamento efetivo do trocador de calor. Com isso permite-se antever um possível rendimento térmico relacionado ao fluido frio

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (3.29)$$

Ainda em relação a Figura 3.6, tem-se o parâmetro R , o qual define a razão envolvendo o calor específico dos fluidos quente e frio e os produtos da vazão mássica

$$R = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (3.30)$$

Durante a determinação do fator F caso a variação de temperatura em um dos fluidos seja desprezada, os parâmetros P ou R serão nulos. Logo, pode-se concluir que a especificação para o trocador de calor não depende diretamente do seu comportamento. De acordo com Bicca (2005) este processo é típico em uma condição de mudança de fase por parte de um dos fluidos.

A Figura 3.6 permite concluir em relação ao diagrama que o fator F irá aumentar a partir de uma queda em R para um valor de P especificado. Os pontos determinados para F em relação a P tornam-se mais abruptos através do aumento de R . Ao determinar um valor baixo para o fator F , como consequência faz-se necessário que haja uma grande quantidade de área da superfície para realizar a troca térmica (SHAH e SEKULIC, 2003).

No caso da aplicação para o trocador casco tubo TEMA E em que há um passe no lado do casco e dois nos tubos, também definido como 1-2 TEMA E, o fator F pode ser definido conforme a expressão apresentada por Bowman *et al.* (1940), Eq. (3.31), considerando primeiramente $R=1$.

$$F = \frac{\sqrt{2}P}{(1-P)\ln\left[\frac{2-P(2-\sqrt{2})}{2-P(2+\sqrt{2})}\right]} \quad (3.31)$$

Para $R \neq 1$, tem-se,

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1}\ln\left(\frac{1-PR}{1-P}\right)}{(1-R)\ln\left[\frac{2-P(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad (3.32)$$

Entretanto a determinação do fator F é válida para trocadores de calor casco tubo contendo apenas uma passagem no lado do casco e n -passes pares no lado dos tubos. A variação para diferentes números de passes no lado dos tubos é na ordem de 1 a 2%, pois não há prejuízo na transferência de calor ao se elevar o número de passes no lado dos tubos. Por outro lado, a perda de carga é afetada potencialmente ao longo do trocador (DODD, 1980).

3.3 MODELAGEM DO MÉTODO DA EFETIVIDADE ε -NUT

Ao contrário do método DTML em que as temperaturas de entrada e saída encontram-se definidas, neste caso deseja-se obter a temperatura de saída, onde a taxa de transferência de calor e a temperatura de entrada são especificadas. Assim, a DTML demandará um processo iterativo, ou seja, mais complicado para encontrar a temperatura de saída. No dimensionamento de projetos é comum esta situação, desse modo a aplicação do método da efetividade ε -NUT (Número de Unidades de Transferência de Calor) é capaz de solucionar o problema (INCROPERA *et al.*, 2008).

Sendo o método da efetividade ε -NUT caracterizado pela razão da taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor máxima do trocador de calor, a qual pode ser determinada para um trocador de calor de fluxo puramente contracorrente e de comprimento infinito. Como consequência tem-se uma diferença máxima de temperatura no fluido com capacidade térmica menor, $C_{mín}$, sendo expresso primeiramente por Nusselt (1930),

$$NUT = \frac{UA}{C_{mín}}. \quad (3.33)$$

Além disso, Kays e London (1964) também foram pioneiros no estudo deste método, definindo a efetividade pela seguinte expressão,

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{máx}}, \quad (3.34)$$

onde, a taxa de transferência de calor real é definida nas Eqs. (3.17) e (3.18), as quais representam a perda de energia por parte do fluido quente ou recebida pelo fluido frio,

$$Q = m_q cp_q (T_{qe} - T_{qs}) = m_f cp_f (T_{fs} - T_{fe}). \quad (3.35)$$

Para a condição de um trocador de calor ideal com área de troca térmica infinita e fluxo contracorrente puro, a limitação termodinâmica rege a máxima troca de calor. Logo, tal variação caracteriza a máxima diferença de temperaturas a ser determinada pelo fluido de menor capacidade térmica do trocador de calor (BICCA, 2005).

Conforme definido anteriormente, rearranjando a Eq. (3.35), tem-se,

$$Q_{m\acute{a}x} = (mc_p)_{min} (T_{qe} - T_{fe}). \quad (3.36)$$

Assim, a menor capacidade térmica é definida do seguinte modo para os fluidos quente, Eq. (3.37), e frio, Eq. (3.38), respectivamente,

$$\varepsilon = \frac{c_q(T_{qe} - T_{qs})}{C_{min} (T_{qe} - T_{fe})}, \quad (3.37)$$

$$\varepsilon = \frac{c_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_{min} (T_{qe} - T_{fe})}. \quad (3.38)$$

Ao se obter o parâmetro ε -NUT, permite-se determinar a taxa de transferência total para o trocador de calor como,

$$Q_{Tot} = C_{min} \varepsilon (T_{qe} - T_{fe}). \quad (3.39)$$

Com isso, tem-se a expressão da taxa de transferência calor para o C_{min} em relação a efetividade para a diferença das temperaturas de entrada. Logo, a expressão caracterizada na Eq. (3.33) pode ser ajustada do seguinte modo

$$NUT = \varepsilon \frac{\Delta T_{m\acute{a}x}}{\Delta T_{m\acute{e}d}}. \quad (3.40)$$

A relação entre a efetividade e o adimensional NUT foram estudadas por Kays e London (1964) onde obteve-se a definição de um novo parâmetro, o qual refere-se como a razão entre a menor e a maior capacidade térmica de um fluido

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}}. \quad (3.41)$$

Na aplicação de trocadores de calor de fluxo cruzado tem-se as relações que descrevem um simples arranjo contendo único passe, onde C_{min} encontra-se no lado do casco ou do tubo (INCROPERA *et al.*, 2008). No caso de $C_{min} = C_{frio}$, tem-se:

$$NUT = -\ln \left[1 + \left(\frac{1}{C^*} \right) \ln(1 - \varepsilon C^*) \right]. \quad (3.42)$$

Se, $C_{min} = C_{quente}$, obtém-se,

$$NUT = -\left(\frac{1}{C^*} \right) \ln[C^* \ln(1 - \varepsilon) + 1]. \quad (3.43)$$

Para o presente trabalho apresenta-se a definição do método da efetividade ε -NUT aplicada em trocadores de calor casco tubo. Este modelo de trocador de calor apresenta um simples passe no lado do casco e um determinado número par de passes no lado dos tubos (INCROPERA *et al.*, 2008). Sendo caracterizado por:

$$\varepsilon = \frac{2}{\left[\frac{1 + \exp\left(-NUT\sqrt{1+C^{*2}}\right)}{(1+C^* + \sqrt{1+C^{*2}})} \frac{1 - \exp\left(-NUT\sqrt{1+C^{*2}}\right)}{1 - \exp\left(-NUT\sqrt{1+C^{*2}}\right)} \right]} \quad (3.44)$$

Através da média real da diferença de temperatura que se encontra entre a diferença média dos fluidos quente e frio, nota-se que há uma taxa ótima para transferir calor, Eq. (3.45). No entanto, a taxa depende de cada caso onde se obtém a média real da diferença de temperatura. Com isso, a obtenção da taxa real de transferência de calor sobre a taxa ótima permite caracterizar a eficiência destes equipamentos (FAKHERI, 2003),

$$q_{ótimo} = UA\Delta T_{méd} \equiv UA(\Delta T_{quente,méd} - \Delta T_{frio,méd}). \quad (3.45)$$

Ao relacionar a DTML com a média real da diferença de temperatura, possibilita analisar sua aplicação em trocadores de calor de diferentes arranjos, sendo o modelo casco tubo com fluxo cruzado um deles. Além disso, pode-se empregar também em modelos de fluxo contracorrente e paralelo (FAKHERI, 2003). Logo, se define o conceito geral da eficiência para trocadores de calor, o qual baseia-se na relação da taxa de transferência de calor da Eq. (3.3), e o método DTML com o fator de correção F ,

$$q = UAF\Delta T_{ML}. \quad (3.46)$$

Relacionando as Eqs. (3.45) e (3.46), define-se o conceito geral de eficiência para um determinado modelo de trocador de calor,

$$\eta = \frac{q}{q_{\acute{o}timo}}. \quad (3.47)$$

Para os trocadores de calor do casco tubo, de fluxo contracorrente e paralelo a eficiência pode ser relacionada com a efetividade ε -NUT, sendo a expressão geral da Eq. (3.48) aplicada no trabalho de Fakheri (2003). Tal conceito relaciona a eficiência e a taxa de transferência de calor para uma condição em que a efetividade é especificada,

$$\eta = \frac{1}{NUT} \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} \frac{(1+C^*)}{2}}. \quad (3.48)$$

A incrustação encontra-se presente nos mais variados tipos de aplicações de trocador de calor, a qual se desenvolve através dos diferentes tipos de fluidos especificados em projetos. Este fenômeno ocorrer a partir da formação de um filme de resíduos sólidos e/ou pastosos sobre a superfície onde há troca térmica, ou seja, nas partes interna e externa dos tubos. Uma das principais causas da incrustação se deve à corrosão ou falta de manutenção e limpeza nos trocadores de calor (MADI, 2005).

Logo, o filme formado ao longo da superfície irá exercer uma função em forma de resistência à transferência de calor, como consequência levará o trocador de calor a sofrer uma queda de desempenho. Devido a estas restrições, os projetos de trocadores de calor casco tubo relacionam as incrustações internas e externas na expressão do coeficiente global de transferência de calor (SAUNDERS, 1988).

De acordo com o coeficiente global de transferência de calor apresentado na Eq. (3.12), a incrustação no trocador de calor foi desprezada, denominando expressão como coeficiente global limpo, U_l . Por outro lado, ao considerar a presença de incrustações no desenvolvimento de trocadores de calor, denomina-se coeficiente global de transferência de calor sujo, U_s , conforme especificado pela TEMA como,

$$\frac{1}{U_s} = \left\{ \left(\frac{A_e}{h_i \cdot A_i} \right) + R_i \left(\frac{A_e}{A_i} \right) + \left[\frac{\ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) \cdot d_e}{2 \cdot k} \right] + R_e \left(\frac{1}{h_e} \right) \right\}. \quad (3.49)$$

onde, R_i e R_e são dados em $[(m^2 \cdot K)/W]$, representam a resistência interna e externa de incrustação, respectivamente, em relação as áreas de troca térmica. A TEMA dispôs em sua documentação técnica, como mostra a Tabela 3.1, diferentes valores de resistências de incrustação, sendo estes determinados experimentalmente para diversas aplicações.

Tabela 3.1 –Valores de resistência $[(m^2 \cdot K)/W]$, definidos pela TEMA (1999).

Temperatura do fluido quente	Até 115°C		115 a 200°C	
Temperatura da água	<50°C		>50°C	
Tipos de água	Velocidade da água [m/s]		Velocidade da água [m/s]	
	<3	>3	<3	>3
Água do mar	0,0001	0,0001	0,00018	0,00018
Água salobra	0,00035	0,00018	0,00053	0,00035
Torre de resfriamento e tanque de nebulização artificial				
Água tratada	0,00018	0,00018	0,00035	0,00035
Água sem tratamento	0,00053	0,00053	0,0001	0,0007
Água potável de cidade ou água de poço	0,00018	0,00018	0,00035	0,00035
Água de rio				
Mínimo	0,00035	0,00018	0,00053	0,00035
Médio	0,00053	0,00035	0,0007	0,00053
Água lamacenta ou lodosa	0,00053	0,00035	0,0007	0,00053
Água dura (acima de 0,25 gramas/litro)	0,00053	0,00053	0,0001	0,0001
Água de resfriamento de motores	0,00018	0,00018	0,00018	0,00018
Água destilada ou ciclo fechado de condensado	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Água tratada para alimentação de caldeira	0,00018	0,0001	0,00018	0,00018
Água da descarga de fundo de caldeiras	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035

3.4 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Nesta seção dispõe-se das correlações características presentes em trocadores de calor casco tubo, as quais são aplicadas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Tais expressões dependem do regime de escoamento do fluido, podendo ele ser laminar, de transição ou turbulento. Com isso, permite-se analisar a influência dos principais parâmetros na transferência de calor, relacionando-os com os ajustes na geometria do trocador de calor casco tubo.

Os ajustes empregados na geometria de trocadores de calor casco tubo, são critérios de projetos baseados através do *know-how* desenvolvido durante a fabricação destes equipamentos. Sendo que a maioria das recomendações impostas se encontram documentadas pela norma TEMA, a qual estabelece restrições de acordo com as especificações a serem exigidas no projeto do trocador de calor. Com base na Eq. (3.49) a TEMA orienta que haja troca térmica apropriada no lado dos tubos, onde a razão do diâmetro interno sobre o externo deverá ser na ordem de 0,8.

$$d_{i,t} = 0,8d_{e,t}. \quad (3.50)$$

Além disso, esta recomendação refere-se aos critérios de segurança a serem cumpridos nas etapas de construção e operação de um trocador de calor casco tubo.

No lado do casco, o diâmetro equivalente (hidráulico) depende diretamente do formato definido para os arranjos dos tubos e suas respectivas orientações angulares em relação ao eixo principal do casco, conforme detalhado na Figura 3.7. Assim, Kern (1950) propôs duas diferentes expressões Eqs. (3.51a) e (3.51b), as quais permitem caracterizar os modelos de arranjos empregados no projeto de um trocador de calor casco tubo.

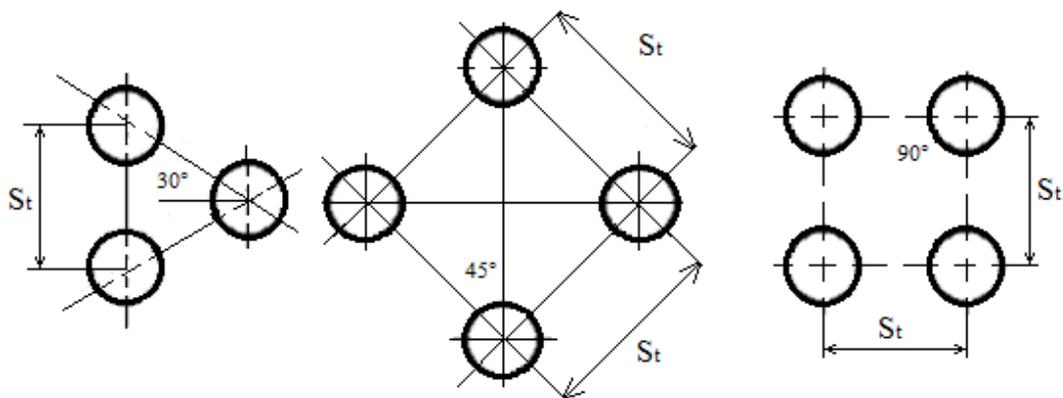


Figura 3.7 – Representação ilustrativa dos ângulos de inclinação para arranjos de tubos.

Se o trocador de calor possui arranjo em formato quadrado, seja ele com inclinação de 45° ou 90°, tem-se o diâmetro hidráulico do casco,

$$d_{h,c} = \frac{4 \left[S_t^2 - \left(\frac{\pi d_{e,t}^2}{4} \right) \right]}{\pi d_{e,t}} \quad (3.51a)$$

Para o arranjo de formato triangular, considera-se:

$$d_{h,c} = \frac{4(0,43S_t^2 - 0,5\pi d_{e,t}^2)}{0,5\pi d_{e,t}}, \quad (3.51b)$$

onde, S_t , representa a distância, [m], entre os eixos centrais dos tubos, como mostrado na Figura 3.6.

Outro importante parâmetro também é definido nas premissas de projeto, o qual refere-se ao número de tubos,

$$N_t = \frac{A}{L\pi d_{e,t}} \quad (3.52)$$

onde, A , representa a área da superfície de troca térmica casco tubo, [m²], e L , é o comprimento total dos tubos, [m]. O número de tubos é normatizado pela TEMA e diretamente relacionado ao comprimento do trocador de calor. Em relação ao lado do casco do trocador de calor casco tubo, conforme os trabalhos primeiramente aplicados por Kern (1950), define-se o diâmetro do casco,

$$D_c = \left(\frac{N_t}{\lambda} \right)^{1/n_1} d_{e,t} \quad (3.53)$$

Além de estar relacionado com o número de tubos e ao diâmetro externo dos tubos, a variável D_c depende ainda de dois coeficientes relacionados a geometria do trocador de calor. Os quais são os adimensionais λ e n_1 , como mostra a Tabela 3.2, onde o primeiro está relacionado com o regime de escoamento e o segundo varia com o número de passes dos tubos.

Considerando os arranjos de tubos em aplicações de trocadores de calor casco tubo, a TEMA recomenda diferentes valores para λ e n_1 .

Tabela 3.2 – Valores estabelecidos pela TEMA para os coeficientes n_1 e λ

N° de passes	Arranjo triangular		Arranjo quadrado	
	λ	n_1	λ	n_1
1	0,319	2,142	0,215	2,207
2	0,249	2,207	0,156	2,291
4	0,175	2,285	0,158	2,263
6	0,0743	2,499	0,0402	2,617
8	0,0365	2,675	0,0331	2,643

De acordo com a Tabela 3.1, os valores apresentados são restritos para uma razão próxima de 80% da distância entre os eixos centrais dos tubos sobre o seu diâmetro externo. Tal critério é também estabelecido pela norma TEMA. Além disso, outro parâmetro faz menção diretamente a distância entre os eixos centrais dos tubos e ao diâmetro externo destes. O qual representa a área da seção transversal do casco, normal ao sentido do fluxo no lado do casco, obtida por:

$$A_c = \frac{D_c B (S_t - d_{e,t})}{S_t}, \quad (3.54)$$

onde, B , representa o espaçamento entre as chicanas, [m].

Conforme relatado anteriormente, a transferência de calor em projetos de trocadores de calor casco tubo depende do tipo regime de escoamento do fluido, tanto nos tubos quanto no casco. A modelagem do regime de escoamento é caracterizada de modo geral pelo número de Reynolds, Eq. (3.55), de acordo com Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005). O número de Reynolds é capaz de indicar o perfil do fluido nos tubos, seja ele laminar, de transição ou turbulento. Para o lado do tubo, Reynolds é expresso por:

$$Re_t = \frac{\rho_t V_t d_{i,t}}{\mu_t}, \quad (3.55)$$

onde, V_t representa a velocidade do fluido no lado do tubo, [m/s], ρ_t é a massa específica, [kg/m³], e μ_t representa a viscosidade dinâmica do fluido, [Pa·s]. Assim, a velocidade do fluido no lado dos tubos é caracterizada na Eq. (3.56),

$$V_t = \frac{\dot{m}_t d_{i,t}}{(\pi/4) d_{i,t}^2 \rho_t} \left(\frac{n_1}{N_t} \right), \quad (3.56)$$

onde, \dot{m}_t , é a taxa vazão mássica do escoamento no tubo [kg/s], sendo que para o lado do casco o número Reynolds aplicado no trabalho de Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005), é simplificado na Eq. (3.57), obtendo a seguinte expressão:

$$Re_c = \frac{\dot{m}_c d_{h,c}}{A_c \mu_c}, \quad (3.57)$$

onde, \dot{m}_c , é a taxa vazão mássica do escoamento no lado do casco, [kg/s], μ_c , é a viscosidade dinâmica no lado do casco, [Pa·s].

Conforme o número de Reynolds determinado, identifica-se o perfil do fluido tanto no lado dos tubos quanto no casco do trocador de calor. Logo, para os valores de Reynolds inferiores a 2.300 tem-se o regime laminar, onde a velocidade do fluido no interior dos tubos é baixa, havendo troca de calor por condução e/ou convecção. Com isso, há coeficientes de transferência de calor considerados baixos (SHAH e SEKULIC, 2003).

No regime intermediário, denominado transição o número de Reynolds varia entre 2.300 e 10.000, o qual representa um ganho na velocidade do escoamento. Logo, há uma considerável turbulência por partes dos fluidos, elevando os coeficientes de transferência de calor. Quando superior a 10.000, tem-se o regime turbulento, porém há um filme na subcamada junto a parede do tubo, onde as forças viscosas predominantes à superfície são controladas. Além disso, há também troca de calor por condução (SHAH e SEKULIC, 2003).

Outro parâmetro adimensional aplicado em projetos de trocadores de calor casco tubo é o número de Prandtl, o qual influencia diretamente na determinação dos coeficientes de transferência de calor. Além do mais, esta variável confronta as espessuras equivalentes para camada limite hidrodinâmica e térmica (SHAH e SEKULIC, 2003). Para o lado dos tubos o número de Prandtl é calculado como,

$$Pr_t = \frac{\mu_t cp_f}{k_t}, \quad (3.58)$$

onde, cp_f , é o calor específico do fluido frio no lado do tubo, [J/(kg·K)], e k_t , é a condutividade térmica dos fluidos nos tubos, [W/(m·K)]. Entretanto, para o lado do casco conforme Shah e Sekulic (2003) o número de Prandtl é dado por,

$$Pr_c = \frac{\mu_c cp_q}{k_c}, \quad (3.59)$$

onde, cp_q , é o calor específico do fluido quente no lado do casco, [J/(kg·K)] e k_c , é a condutividade térmica do fluido que escoia no casco, [W/(m·K)].

Além dos números de Reynolds e de Prandtl, o desenvolvimento de trocadores de calor casco tubo requer a variável de transferência de calor por convecção envolvendo o fluido que escoia no interior dos tubos e suas paredes. Assim, este fator é caracterizado através do número adimensional de Nusselt para o lado dos tubos, o qual é apresentado pela Eq. (3.60) (SINNOTT *et al.*, 2005) como,

$$Nu_t = \frac{h_i d_{i,t}}{k_t}, \quad (3.60a)$$

onde, h_i , representa o coeficiente de transferência de calor por convecção interno dos tubos, [W/(m²·K)] e k_t é a condutividade térmica dos tubos, [W/(m·K)]. O número de Nusselt referenciado ao diâmetro do tubo é delimitado pelo intervalo do número de Reynolds ($3.000 \leq Re_t \leq 5 \times 10^6$) e Prandtl ($0,5 \leq Pr \leq 2000$), o qual é válido para tubos lisos (INCROPERA *et al.*, 2008) e calculado como,

$$Nu_t = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_t - 1000)Pr_t}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr_t^{2/3} - 1)}, \quad (3.60b)$$

onde, f é o fator de atrito de Darcy, o qual será definido em seguida para cada regime de escoamento. No caso do casco, Nusselt é definido como,

$$Nu_c = 0,36 Re_c^{0,55} Pr_c^{1/3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{wt,c}}\right)^{0,14}. \quad (3.60c)$$

Em regime turbulento o número de Nusselt é dado como uma função dos números de Reynolds e de Prandtl, como mostra a Figura 3.8, uma vez que, o mecanismo de transferência de calor está diretamente relacionado a distribuição do escoamento, regido por Reynolds e às propriedades termofísicas dos fluidos, estas conduzidas pelo número de Prandtl (SHAH e SEKULIC, 2003).

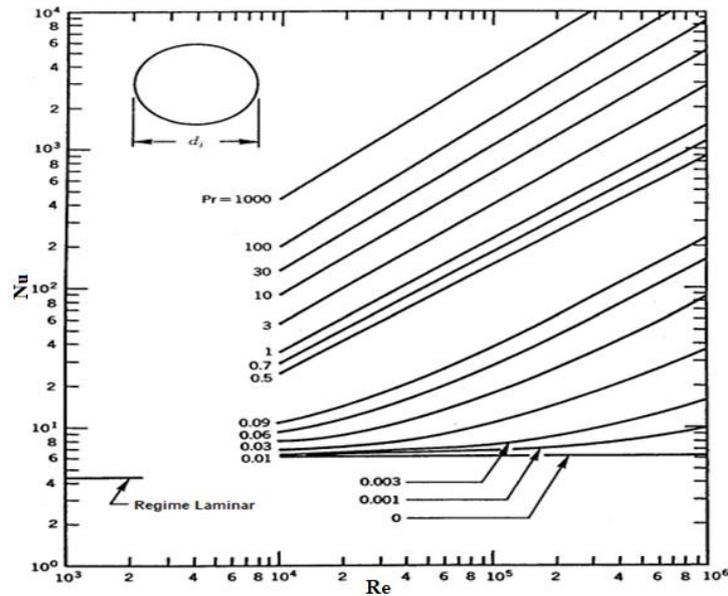


Figura 3.8 – Nusselt em relação a Reynolds e Prandtl para seção circular. Adaptado de Bhatti e Shah (1987).

3.5 COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

No desenvolvimento de um projeto de trocador de calor casco tubo, a determinação dos coeficientes de transferência de calor para os fluidos quente e frio, pode-se basear em diferentes correlações advindas de referências da literatura. A TEMA não discorre a respeito da existência de uma expressão única como recomendação em projetos de trocadores de calor. A partir dos números adimensionais de Reynolds e Prandtl, Kern (1950) apresentou a expressão do coeficiente de convecção para o lado do casco, equivalente a Eq. (3.60c) tal como,

$$h_c = 0,36 \frac{k_t}{d_{e,c}} Re_c^{0.55} Pr_c^{1/3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{wc}} \right)^{0.14}, \quad (3.61)$$

onde, μ_c , é a viscosidade dinâmica do fluido no lado do casco, [Pa·s], μ_{wc} , representa a viscosidade dinâmica na parede do casco, [Pa·s], respectivamente.

Entretanto, para o lado dos tubos há uma série de restrições que variam o tipo de expressão a ser aplicada para determinar o coeficiente convectivo. De acordo com o trabalho de Caputo *et al.* (2008) o coeficiente de convecção varia de acordo com o regime de escoamento no interior dos tubos Eqs. (3.62), (3.64) e (3.66). Além disso, existem também outras expressões para o coeficiente de convecção, tais expressões podem apresentar variações insignificantes entre diferentes autores.

Para o regime laminar ($Re_t < 2.300$), tem-se a seguinte expressão:

$$h_t = \frac{k_t}{d_{i,t}} \left\{ 3,657 + \frac{0,0677 [Re_t Pr_t (d_{i,t}/L)]^{1,33}}{1 + 0,1 Pr_t [Re_t (d_{i,t}/L)]^{0,3}} \right\}, \quad (3.62)$$

Outra solução para determinar o coeficiente convectivo em escoamento laminar foi proposta por Schlunder de acordo com Gnielinski (1983), a qual aproxima-se do valor obtido na Eq. (3.62).

$$h_t = \frac{k_t}{d_{i,t}} \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 Re_t Pr \left(\frac{d_{i,t}}{L} \right)}. \quad (3.63)$$

Para o regime de transição ($2.300 < Re_t < 10.000$), aplica-se a Eq. (3.64),

$$h_t = \frac{k_t}{d_{i,t}} \left\{ \frac{(f_t/8)(Re_t - 1000) Pr_t}{1 + 12,7 (f_t/8)^{1/2} (Pr_t^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_{i,t}}{L} \right)^{0,67} \right] \right\}, \quad (3.64)$$

onde, f_t é o fator de atrito de Darcy presente no interior dos tubos, para tal Gnielinski (1976) propôs o fator de atrito, obtido por:

$$f_t = (0,79 \ln Re_t - 1,64)^{-2}. \quad (3.65)$$

Para o regime turbulento ($Re_t > 10.000$), tem-se,

$$h_t = 0,027 \frac{k_t}{d_{i,t}} Re_t^{0,8} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0,14} \quad (3.66)$$

onde, μ_t , é a viscosidade dinâmica do fluido no interior dos tubos, [Pa·s], μ_{wt} , é a viscosidade dinâmica na parede dos tubos, [Pa·s], respectivamente. Entretanto, há uma segunda alternativa, para o cálculo do coeficiente de convecção em regime turbulento. Tal expressão é recomendada exclusivamente para escoamento turbulento em tubos lisos, proposta por Petukhov (1970),

$$h_t = \frac{k_t}{d_{i,t}} \left\{ \frac{(f_t/8)Re_tPr_t}{(1+3,4f_t) + (11,7+1,8Pr_t^{-1/3}) \left[\sqrt{\frac{f_t}{8}} (Pr_t^{2/3}-1) \right]} \right\}. \quad (3.67)$$

3.6 PERDA DE CARGA

Nesta seção são discutidos os possíveis fatores que geram perdas por parte da variação de pressões durante a operação de um trocador de calor casco tubo. Os trocadores de calor casco tubo apresentam uma coerência econômica e física, a qual relaciona a transferência de calor e a perda de carga. De acordo com Saunders (1988), durante o desenvolvimento de um projeto, deseja-se obter uma capacidade de calor mais balanceada possível.

Com o aumento da velocidade do escoamento no trocador de calor é possível melhorar a transferência de calor, o que permite se projetar um equipamento compacto e de menor custo. Entretanto, primeiramente deve-se considerar o somatório de fatores que produzem as perdas de carga no sistema e viabilizam ou não o funcionamento do trocador de calor. As perdas de carga do fluido podem estar presentes no lado dos tubos e do casco.

A perda de carga no lado dos tubos está relacionada com os canais de distribuição de pressões ao longo do comprimento dos tubos e nos bocais de entrada e saída do trocador de calor (KERN, 1950). Este fenômeno caracteriza-se durante o escoamento de uma quantidade definida de passes conforme a aplicação do trocador de calor, vide Eq. (3.68). Além disso, Saunders (1988) justifica que as expressões relacionadas as perdas por atrito variam de acordo com o regime de escoamento,

$$\Delta P_t = \frac{\rho_t \cdot V_t^2}{2} \left(\frac{L}{d_{i,t}} f_t + p \right) n_1, \quad (3.68)$$

onde, há diferentes considerações em relação ao valor da constante p , por parte de diversos trabalhos. Sendo que como referência utiliza-se os valores aplicados por Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005), os quais equivalem a 4 e 2,5, respectivamente. Conforme proposto por Saunders (1988) para o escoamento laminar o coeficiente de Darcy para tubos lisos é dado por:

$$f_t = \frac{64}{Re_t}. \quad (3.69)$$

Para o escoamento em fase de transição, tem-se,

$$f_t = 0,012. \quad (3.70)$$

Em regime turbulento o fator de atrito é caracterizado por:

$$f_t = 0,0035 + \frac{0,264}{Re_t^{0,42}}. \quad (3.71)$$

A determinação da perda de carga na entrada e saída dos bocais baseia-se na velocidade do fluido escoando nos próprios bocais. Sendo que um aumento na velocidade do fluido representa possíveis acréscimos nos custos operacionais de trocadores de calor casco tubo. As perdas localizadas nos bocais são definidas pelo número adimensional Z , vide Eq. (3.72), conforme Saunders (1988).

$$\Delta P_{bocais} = Z \frac{V_{bocal}^2 \rho}{2}, \quad (3.72)$$

onde, Z , assume os valores de 1,1 e 0,7 para os bocais de entrada e saída, respectivamente.

As perdas de cargas localizadas nos canais de distribuição ao longo do comprimento dos tubos se devem a redução na velocidade do escoamento do fluido no canal de entrada e a aceleração na saída, Eq. (3.73). Além disso, há perdas de carga relacionada a mudança de direção por parte do fluido em trocadores de calor casco tubo com mais de um passe no lado dos tubos (SHAH e SEKULIC, 2003).

$$\Delta P_{canais} = Z \frac{V^2 \cdot \rho}{2} n_1, \quad (3.73)$$

onde, Z , conforme propôs Saunders (1988), assume o valor de 0,9 quando o há somente um passe no lado dos tubos e 1,6 a partir de dois passes. Com isso, a perda de carga total no lado dos tubos é definida pelo somatório das variações de pressão sofrida nos próprios tubos, bocais e em seus canais de distribuição, Eq. (3.74).

$$\Delta P_{t,total} = \Delta P_t + \Delta P_{bocais} + \Delta P_{canais}. \quad (3.74)$$

Além disso, no lado do casco também são consideradas as perdas de carga em projetos de trocadores de calor casco tubo. Em comparação às perdas no interior dos tubos, o escoamento do fluido no lado do casco é mais complexo. De acordo com Taborek (1983), existe uma série de condições na estrutura do equipamento, as quais influenciam diretamente no percurso a ser

percorrido pelo fluido. A definição proposta por Kern (1950) é comumente aplicada nos estudos e projetos de trocadores de calor casco tubo,

$$\Delta P_{c,total} = f_c \left(\frac{\rho_c V_c^2}{2} \right) \left(\frac{L}{B} \right) \left(\frac{D_c}{d_{h,c}} \right), \quad (3.75)$$

onde, f_c , é o fator de atrito no lado do casco, definido por:

$$f_c = 2b_0 (Re_c^{-0,15}), \quad (3.76)$$

onde, b_0 , representa uma constante empírica, a qual assume o valor de 0,72 quando o escoamento apresenta um número de Reynolds inferior a 40.000, conforme o estudo de Peters e Timmerhaus (1991).

3.7 CUSTOS DO PROJETO

Relacionando as perdas de carga obtidas no casco e nos tubos do trocador de calor, pode-se determinar a potência de bombeamento, sendo caracterizada pela Eq. (3.77). Tal expressão considera um trocador de calor casco tubo com eficiência de aproximadamente 80% (CAPUTO *et al.*, 2008). A potência de bombeamento é proporcional ao comprimento dos tubos e à viscosidade do fluido em seu interior, sendo inversa à quarta potência do diâmetro interno dos tubos (ÇENGEL e CIMBALA, 2015).

$$P^* = \frac{1}{\eta} \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta P_{t,total} + \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} \Delta P_{c,total} \right). \quad (3.77)$$

Para o desenvolvimento de projetos de trocador de calor casco tubo, permite-se utilizar a potência de bombeamento necessária para determinar o custo operacional anual expresso em [€/ano], vide Eq. (3.78). Além do mais, deve-se acrescentar a variável do custo operacional total descontado, o qual relaciona-se com capacidade de bombeamento a fim de superar as perdas geradas por atrito (JACOBI *et al.*, 2014).

$$C_0 = P^* C_e H, \quad (3.78)$$

onde, C_e , é o custo energético em horas, o qual assume o valor de 0,00012 €/kWh e H é o período anual de operação, considerado 7.000 horas/ano. Os valores definidos para o custo operacional total descontado, [€], baseiam-se no estudo de Caputo *et al.* (2008), os quais são parâmetros que irão auxiliar o presente trabalho na comparação dos resultados com a literatura,

$$C_{od} = \sum_{j=1}^{ny} \frac{C_o}{(1+i)^j}, \quad (3.79)$$

onde, ny , estima o período de vida útil do equipamento em anos e i , é a taxa de atrito no sistema gerada anualmente, sendo considerada 0,1 no presente trabalho e de acordo com a literatura.

A função custo de um projeto de trocador de calor casco tubo, vide Eq. (3.80) depende ainda do investimento de capital disponível para dimensioná-lo, conforme a aplicação especificada. Os parâmetros de transferência de calor e geométricos inseridos no projeto caracterizam o investimento a ser realizado para que o trocador de calor possa exercer sua função dentro das condições adequadas. O investimento de capital, [€], é definido com base na expressão aplicada no estudo de Taal *et al.* (2003) relacionado a área da superfície de troca térmica,

$$C_i = a_1 + a_2 A^{a_3}, \quad (3.80)$$

onde, os parâmetros são definidos pelos valores de $a_1=8.000$, $a_2=259,2$, e $a_3=0,93$, os quais possuem como referência o projeto de trocador de calor casco tubo fabricado em aço inoxidável. Logo, a expressão geral do custo total do projeto de trocador de calor casco tubo envolve a soma do investimento de capital e custo operacional total descontado,

$$C_{tot} = C_i + C_{od}. \quad (3.81)$$

4. OTIMIZAÇÃO META-HEURÍSTICA

Neste Capítulo, é apresentada a meta-heurística aplicada na otimização do trocador de calor casco tubo, a qual será submetida posteriormente na avaliação do estudo de caso, no Capítulo 6 do presente trabalho. Tal estudo baseia-se na busca de uma solução de trocador de calor casco tubo mais econômico e que possa cumprir as tolerâncias dimensionais da norma TEMA, utilizando a abordagem via PSO, sendo esta denominada uma técnica estocástica.

A modelagem estocástica trabalha com problemas de uma ou mais variáveis de entrada que levam a saídas aleatórias, onde pelo menos uma das características operacionais é dada por uma função de probabilidade. Assim, as saídas devem ser tratadas como estimativas estatísticas das características reais de um sistema e reproduzem a aleatoriedade do problema real através de distribuições probabilísticas. Apresentando matematicamente as chances de ocorrerem eventos com todos os valores possíveis para o problema, ou seja, permite avaliar o comportamento do sistema por meio da possibilidade de combinações.

Por outro lado, a modelagem determinística não considera variáveis aleatórias ou incertas, operando com valores médios onde não é possível avaliar o impacto individual de cada valor dentro do problema ou usando os valores coletados do mesmo como dados de entrada. Logo, para um conjunto conhecido de dados de entrada há somente um conjunto de resultados de saída. No presente trabalho, a reprodução fiel de um sistema depende diretamente da aleatoriedade de seus eventos, no caso do modelo determinístico as ocorrências serão reproduzidas sempre do mesmo modo, podendo ocultar situações existentes na prática.

A otimização tem como objetivo encontrar os melhores resultados para uma determinada circunstância, tal situação é comum na área da engenharia. Logo, o desenvolvimento de projetos, meios de produção e sistemas de manutenção, podem minimizar o esforço requerido ou maximizar o benefício desejado. Contanto que o esforço exigido ou o benefício desejado em diferentes condições, possam ser expressos por meio de uma função objetivo com variáveis de decisões (RAO, 2009).

Neste contexto, a otimização tem como finalidade obter as condições máxima ou mínima de uma função objetivo, a qual baseia-se em problemas de engenharia. Entretanto, não há somente um único método que possa resolver de maneira eficiente todos os casos de otimização. Com isso, desenvolveram-se uma grande variedade de técnicas de otimização a fim de solucionar diferentes tipos de problemas.

O desenvolvimento de um projeto pode ser organizado dividindo-o em etapas de evolução. O processo inicia-se com a identificação da necessidade a ser proposta e analisada.

As etapas do projeto seguem as etapas de (i) definição das especificações e delimitações, exemplo, as possíveis zonas de operação para um determinado equipamento; (ii) desenvolvimento do conceito preliminar do equipamento, (iii) detalhamento dos componentes, conforme as especificações, (iv) processo de fabricação de um protótipo, submetendo-o a diferentes testes.

Conforme o conceito de projeto apresentado, o desenvolvimento de trocadores de calor casco tubo seguem também determinadas especificações e restrições de projeto, sendo a perda de carga, a taxa de transferência de calor, taxa de resfriamento e aquecimento e a capacidade térmica do trocador de calor os principais parâmetros a serem especificados no desenvolvimento.

Projetos convencionais de trocadores de calor casco tubo apresentam somente os valores calculados e projetados, conforme o modelamento matemático térmico. Entretanto, a otimização surge neste cenário com o intuito de idealizar os projetos, fazendo com que hajam melhorias em um determinado componente ou no equipamento em geral. Além disso, pode-se otimizar medidas de desempenho em equipamentos através de uma função objetivo, ajustando os melhores valores de modo iterativo.

A função objetivo está relacionada às possíveis soluções que se adequam ao projeto convencional, ou seja, que possam cumprir as especificações definidas. Logo, não há somente um projeto admissível que ao otimizá-lo possibilita obter o melhor modelo a ser desenvolvido. A função objetivo é quem irá julgar a solução mais aceitável, através de uma função objetivo e das variáveis de projeto minimizando ou maximizando-as (RAO, 2009).

No presente trabalho a função objetivo tem como intuito minimizar o custo total, evitando uma perda de carga elevada e com coeficiente de transferência de calor mais eficiente. Como estratégia para resolução dos problemas, as variáveis físicas de projetos serão submetidas a variações dentro da faixa de tolerância geométrica e térmica recomendadas pela TEMA. Logo, as análises permitem validar econômica e mecanicamente a real possibilidade de aplicação do modelo ótimo obtido.

A complexidade da otimização é caracterizada quando se deseja obter um conjunto das variáveis de controle, fazendo com que a função objetivo de um problema em todas as fases seja minimizada. Logo, a minimização e/ou a maximização de um projeto encontra-se sujeita a diferentes restrições nas variáveis de controle e estado. Basicamente, um problema de otimização pode ser expresso da seguinte forma genérica

$$\begin{cases} \text{minimizar } f(x) \\ \text{submetido a } g(x) \leq 0 \\ \text{e } h(x) = 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

onde, $f(x)=[x_1, x_2, \dots, x_n]$ é o vetor das variáveis da função objetivo, $g(x)=[g_1(x), g_2(x), \dots, g_n(x)]$ e $h(x)=[h_1(x), h_2(x), \dots, h_m(x)]$, descrevem as restrições de desigualdade e igualdade, particulares ao problema, respectivamente, resultando na viabilização pela busca da solução ótima. Por outro lado, as restrições modestas podem resultar no distanciamento das condições reais especificadas (BALESTIERI, 2002). Assim, a solução dos problemas de otimização estabelece um valor que representa o seu mínimo local ou global (HERSKOVITS, 1995), respeitando os seguintes critérios:

- Se um ponto $x^* \in \Psi$ é um mínimo local de $f(x)$ em Ψ se há uma vizinhança $\Delta \equiv \{x \in \Psi / |x - x^*| \leq \delta\}$ tal que $f(x) \geq f(x^*)$ para todo $x \in \Delta$. Além disso, se $f(x) > f(x^*)$ para todo $x \in \Delta$, então x^* é um mínimo local exato.
- Se um ponto $x^* \in \Psi$ é um mínimo global de $f(x)$ em Ψ se $f(x) \geq f(x^*)$ para todo ponto $x \in \Psi$.

Nota-se que um mínimo global é por definição um mínimo local, sendo que os métodos de otimização têm como objetivo principal obter o mínimo global para o problema. No entanto, o mínimo global somente poderá ser obtido para determinados casos específicos, em função da complexidade dos problemas.

Além disso, os métodos de otimização podem ser interpretados como aplicações iterativas, os quais exigem um conjunto inicial de variáveis de projeto. Logo, em cada iteração o conjunto de variáveis de projeto atualiza o valor atribuído a ele, sendo que este processo representa a tendência a convergir para se obter a minimização da solução exigida,

$$\vec{x}_{N+1} = \vec{x}_N + a_p \cdot \vec{d}_N \quad (4.2)$$

onde, \vec{x} é o vetor das variáveis de projeto, N é o número de iterações, a_p representa passo que se deseja dar na direção \vec{d} que representa o vetor direção, o qual realiza a busca no espaço de projeto.

De acordo com Saramago (2003) as técnicas de otimização podem ser divididas em três grupos, os quais possuem suas peculiaridades e são aplicados conforme o objetivo de cada problema,

- Os métodos estocásticos possuem eventos aleatórios em seus algoritmos matemáticos, como no caso dos métodos PSO e AG. São técnicas desenvolvidas com base no comportamento da natureza. Além disso, não há necessidade em ter continuidade para a função otimizada, ou seja, o caráter destes algoritmos é genérico. Logo, possibilita-se aplicá-los em problemas com uma função objetivo de variável discreta, contínua ou não diferenciáveis.

As variáveis caracterizam-se pela aferição em cada elemento de uma amostra ou população, apresentando variações entre os elementos numéricos ou não numéricos. A variável discreta é definida como mensurável, a qual pode ser um número finito ou infinito, assim, fazem sentido apenas valores contáveis inteiros. As variáveis contínuas assumem valores dentro de uma escala numérica, onde encontram-se valores fracionais, podendo ser aferidos por meio de instrumentos de medições. As variáveis discretas e contínuas são quantitativas (RÊGO, 2012).

- Métodos determinísticos sempre obtém a mesma resposta quando partem do mesmo ponto inicial. A função objetivo deve ser contínua e diferenciável no espaço de busca ao aplicar um método determinístico, as restrições podem basear-se em funções lineares pelas variáveis de projeto, logo, denominados de programação linear. Há ainda a programação não-linear que relaciona a função objetivo ou as restrições com as características não-lineares. O Método de Programação Linear Sequencial e Quadrática Sequencial, são exemplos dessas técnicas.

- Métodos de Busca Direta não calculam as derivadas ou aproximam as derivadas, logo não exigem o conhecimento do comportamento da função objetivo. São métodos iterativos em que um conjunto de pontos é avaliado a cada iteração, relacionando-se com uma estratégia que verifica a função objetivo a fim de aproximá-la do minimizador. Os métodos de *Hooke-Jeeves*, *Powell* e *Nelder-Mead* são modelos de busca direta frequentemente aplicados em diferentes áreas.

A otimização de projetos de trocadores de calor casco tubo, com intuito de minimizar custos de fabricação e perda de carga, bem como elevar o coeficiente de transferência de calor, possibilita a aplicação de métodos meta-heurísticos, permitindo caracterizá-los por serem flexíveis e polivalentes na busca de soluções mais apropriadas para diferentes especificações de trocadores de calor casco tubo.

Através da aplicação das técnicas de otimização meta-heurística PSO mono-objetivo, busca-se além de soluções economicamente mais rentáveis, valores que possam posteriormente contribuir no desenvolvimento de correlações de coeficientes de transferência de calor por convecção, abrangendo diferentes especificações de projetos de trocadores de calor. Uma vez que os estudos baseados no comportamento da natureza apresentam-se propícios para o surgimento de novos algoritmos, tendo na indústria um grande campo de variáveis a serem solucionadas.

4.1 PSO - *PARTICLE SWARM OPTIMIZATION*

O método de otimização estocástica, PSO (*Particle Swarm Optimization*) consiste em uma estratégia computacional para a resolução de casos de otimizações globais proposta por Kennedy e Eberhar (1995). Este método baseia-se na capacidade em que um indivíduo é capaz de cooperar dentro de uma população, estimulando a competição dentro do seu grupo. A técnica PSO é caracterizada como uma modelagem simples de situações sociais, como um fenômeno da natureza observado no comportamento de aves, peixes, bactérias e insetos, vide Figura 4.1.

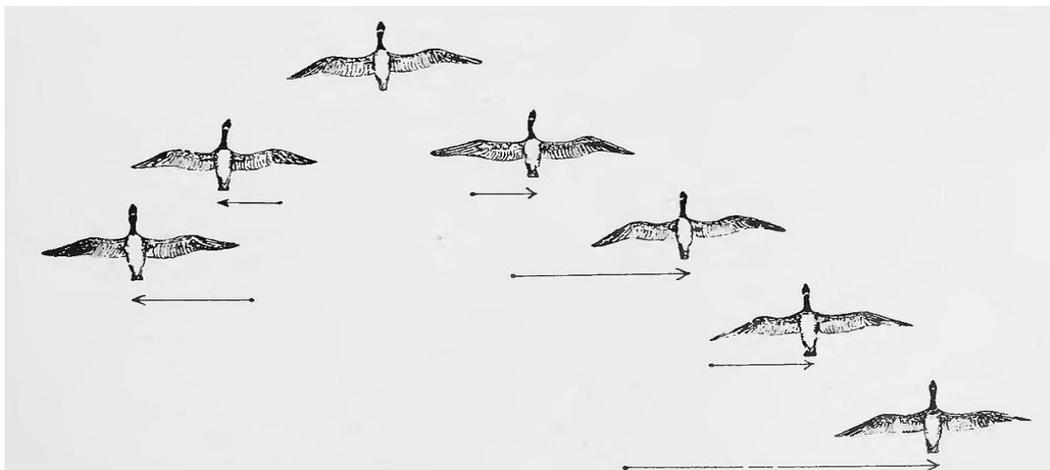


Figura 4.1 – Representação ilustrativa do fenômeno no comportamento das aves. Adaptado de Trowbridge (1914).

O estudo do PSO teve origem no comportamento de animais pelo modo de administrarem distâncias ideais entre os demais membros do grupo. Assim, inicialmente a velocidade é um parâmetro ponderável na manutenção do espaçamento ótimo. Além disso, se analisou o comportamento social para um caso no qual as aves buscavam seus alimentos. Dessa

forma, se constatou que as aves definem sua própria velocidade, por meio da sua melhor experiência anterior e em comparação com outros membros do grupo (MELLO, 2010).

No decorrer dos anos, os modelos tornaram-se simplificados, como o critério de ajuste em distâncias ideais em relação aos vizinhos e a modificação na estrutura de intercomunicação, a qual baseava-se nas adjacências de um determinado espaço. Dessa forma, passou-se a empregar uma topologia bem definida através de um grafo. Assim, o PSO assume uma característica voltada para modelos de influência mútua entre seres humanos sob suas ações e pensamentos (MELLO, 2010).

O método PSO apresenta uma estratégia de resolução a partir de uma população inicial de partículas, contendo soluções aleatórias em busca de uma solução ótima, ao mesmo tempo em que as gerações são atualizadas. Atualmente, o PSO é comumente empregado em situações que envolvem espaços com grau de complexidade elevado, como as otimizações contínuas e não lineares. Logo, a abordagem PSO é bastante direta em sua aplicação, exigindo somente os parâmetros que participam da função objetivo (AUGUSTUS, 2009).

PSO não requer informações de gradiente desta função, definindo-o como sistema auto-ordenado e de mínima submissão às partículas isoladas (EBERHART *et al.*, 1996). Assim, o PSO é considerado uma meta-heurística um tanto influente em zonas que apresentam partículas com valores de soluções de menor qualidade. Ao atentar-se somente no desempenho dos indivíduos por meio de critérios simples, sua implantação exige uma capacidade de processamento baixa (PARSOPOULOS e VRAHATIS, 2002).

A população inicial é fixa e gerada de modo que cada indivíduo possa interagir estática ou dinamicamente com seus vizinhos. Cada partícula é capaz de deslocar-se ao longo da região de soluções, assumindo uma determinada velocidade e verificando a solução análoga à sua atual posição em cada iteração. A velocidade dos indivíduos depende de suas experiências (cognitivas) anteriores e de seus adjacentes (social), avaliando a melhor posição da partícula e a localização da melhor posição obtida pelas partículas vizinhas (MELLO, 2010).

Através do comportamento das partículas descrito anteriormente, permitem caracterizar as soluções aleatórias do PSO, onde cada partícula contém um par de vetores de valores reais, movimentando-se num espaço com posição e vetor velocidade definidos. Cada partícula possui a habilidade para controlar sua coordenada na região do problema, seguindo as partículas ideais, as quais apresentam o melhor valor até o momento. Este valor é denominado de *pBest*, ou seja, melhor pessoal.

A busca pela melhor solução permite ao PSO apurar os melhores valores já obtidos, mantendo sua habilidade para realizar uma pesquisa mais extensa no espaço de soluções. Uma

partícula que se encontra isolada tem sua capacidade de otimização restringida, tornando-a vulnerável a fixar-se em ótimos locais. Com isso, o potencial de otimização do enxame não se limita somente pela somatória das habilidades presentes em cada partícula, manifestando-se através relações entre as partículas (MELLO, 2010).

No entanto há outro melhor valor, o qual é controlado pela versão global da otimização por enxame de partículas, sendo o melhor valor global, ou *gBest*, obtido até então. A estratégia PSO é atualizada a cada passo de tempo, alterando a velocidade, ou seja, acelerando o processo de cada partícula, direcionando-a para seu valor *pBest* e localização *gBest*. O processo de aceleração é avaliado em relação ao seu último melhor valor obtido, o qual irá gerar a aceleração em direção ao *pBest* e local *gBest*, respectivamente.

Ao empregar a técnica PSO em projetos de trocadores de calor casco tubo, recomenda-se utilizar as estratégias de resolução por etapas no algoritmo. Sendo o trabalho de Coelho (2008) uma referência no que se refere a organização das etapas de aplicação, onde se implementou a versão global do método PSO. As etapas a serem cumpridas na aplicação da PSO, são descritas abaixo:

Etapa 1: Inicializar a população (enxame) contendo posições e velocidades aleatórias. Deve-se seguir o critério em que número de partículas do enxame deve ser igual ao de variáveis, no qual cada partícula representa uma variável, formando uma distribuição uniforme.

Etapa 2: Comparar todas as partículas com o seu melhor resultado pessoal, avaliando se o valor atual é melhor que o *pbest*, logo após, é redefinido o valor *pbest* igual ao valor atual e o local do *pbest* igual a localização do valor atual no espaço.

Etapa 3: Confrontar todas as partículas com o seu melhor global, avaliando se o valor atual é melhor do que o *gbest*, em seguida, é redirecionado o *gbest* para o atual valor e o índice da matriz da partícula.

Etapa 4: Atualizar a velocidade e a posição em todas as partículas, alterando a velocidade, v_i , e a posição da partícula, x_i , conforme as Eqs. (4.3) e (4.4). A atualização na velocidade é executada a partir da velocidade anterior como

$$v_{i,j}(t + 1) = wv_{i,j}(t) + c_1r_1[p_{i,j}(t) - x_i(t)] + c_2r_2[p_{g,j}(t) - x_{i,j}(t)] \quad (4.3)$$

A atualização da posição da partícula Eq. (4.2), é obtida pela soma da posição anterior e da nova velocidade, considerando $\Delta t = 1$, como

$$x_{i,j}(t + 1) = x_{i,j}(t) + \Delta tv_{i,j}(t + 1) \quad (4.4)$$

onde $i = 1, 2, \dots, N$, representa as partículas da população, ou seja, do enxame, $t = 1, 2, \dots, t_{\text{máx}}$ é a quantidade de iterações, w , é definido como fator do peso de inércia, $v_{i,j}(t+1)$, é a velocidade das i -ésimas partículas, a qual respeita à dimensão de ordem j -ésima na iteração t , e $p_{i,j}(t)$, representa a melhor posição anterior das i -ésima partículas com a dimensão de ordem j -ésima. O termo, $p_{g,j}(t)$, corresponde a melhor posição anterior entre as demais partículas, ao longo da dimensão j -ésima, na iteração t .

O primeiro termo do lado esquerdo da Eq. (4.2) representa parte do momento da partícula, onde o peso de inércia, w , define o grau do momento das partículas que para os estudos de casos analisados varia entre 0,4 e 0,9. O segundo termo descreve o comportamento independente da própria partícula. As constantes de aceleração, c_1 e c_2 , referem-se aos componentes cognitivos e sociais, responsável pela variação da velocidade da partícula em busca do $pbest$ e $gbest$, como mostra a Figura 4.2, no presente trabalho c_1 e c_2 equivalem à 2. O subscrito, g , é o índice da melhor partícula do enxame. Os parâmetros r_1 e r_2 , são os pesos distribuídos uniformemente no intervalo $[0, 1]$.

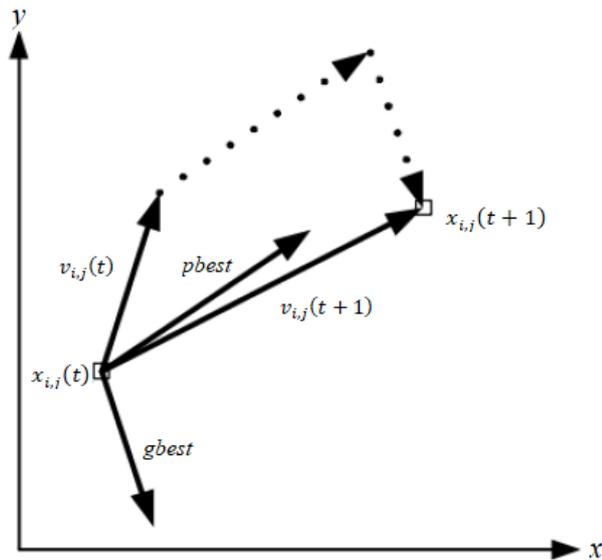


Figura 4.2 – Representação ilustrativa do diagrama do espaço de soluções do PSO. Adaptado de Macedo (2012).

Etapa 5: Repete o ciclo evolutivo retornando a etapa 1 até que o critério de parada seja atendido, no presente trabalho emprega-se número máximo de iterações igual a 100, para cada caso analisado. As velocidades das partículas em cada uma das dimensões são fixas a uma velocidade máxima, $v_{\text{máx}}$. Caso a soma das acelerações faça com que a velocidade na dimensão exceda o $v_{\text{máx}}$, a qual é um parâmetro especificado pelo projetista, a velocidade será então limitada ao $v_{\text{máx}}$.

Com base nas equações descritas anteriormente, possibilita-se descrever o algoritmo para a técnica PSO, como ilustrado a seguir.

Entrada: ω (0,4-0,9), C_1 (2), C_2 (2), Np e vizinhança

Inicializar vetor de posição (x), o vetor de velocidade (v) e a melhor posição pessoal (p)

Obter valores iniciais para $gbest$ e $pbest$

enquanto o fim do critério não for satisfeito

Determinar o *fitness* (aptidão)

se $fitness(x)$ melhor que $fitness(gbest)$

$gbest_d = x_{id}$

fim

se $fitness(x)$ melhor que $fitness(pbest)$

$pbest_d = x_{id}$

fim

Atualizar a velocidade (v) através da Eq. (4.3)

Atualizar a posição (x) através da Eq. (4.4)

fim

$gbest_d =$ solução ótima

Figura 4.3 – Pseudocódigo do PSO.

5. MODELAGEM DE ESCOAMENTOS TURBULENTOS

A turbulência é analisada durante do escoamento dos fluidos, onde um sistema dinâmico é caracterizado pelo elevado números de graus de liberdades e de Reynolds, uma vez que os efeitos convectivos prevalecem sobre os difusivos. Através do número de Reynolds, considerado crítico, ou seja, muito elevado, tem-se uma sucessão de eventos que conduzem o escoamento a um comportamento caótico e imponderável. Com isso, o movimento do fluido encontra-se instável e as demais propriedades do escoamento variam de modo arbitrário (VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007).

De acordo com Taylor e von Kármán (1937) a turbulência advém do atrito no interior de tubos ou das camadas de fluidos. Para a modelagem da turbulência foram desenvolvidos diferentes métodos numéricos com o intuito de complementar as equações de conservação, possibilitando simular os possíveis efeitos turbulentos dos fluidos. Dessa forma, permitiu-se também realizar análises dos problemas em regime permanente, reduzindo os custos computacionais das simulações.

Os escoamentos turbulentos descrevem diferentes aplicações relacionadas aos inúmeros processos industriais, no qual o modelamento da turbulência permite caracterizar uma condição crítica dentro de uma determinada análise de trabalho, relevando a precisão dos resultados obtidos por meio do modelo numérico aplicado. Dessa forma, o fenômeno da turbulência ocorre a partir do momento em que as forças inerciais que agem no escoamento de um fluido se sobrepõe as forças viscosas (HINZE, 1975.)

Logo, o regime turbulento está relacionado com a energia cinética gerada pelo escoamento dos fluidos que se transforma em calor por meio do efeito da viscosidade do fluido. A viscosidade é capaz de reduzir a dependência da turbulência na direção do escoamento, o que gera maior homogeneidade ao sistema em análise (PULLIAM e ZINGG, 2014). Os modelos de turbulência dependem da natureza do escoamento, como transiente, tridimensional e em diferentes escalas, sendo aplicado por meio de simplificações ao sistema, como é o caso do método RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*).

5.1 MODELOS DE TURBULÊNCIA DO TIPO RANS

A modelagem da técnica RANS baseia-se na simulação do escoamento médio no tempo, sendo que as flutuações nas propriedades do fluido são modeladas através da viscosidade turbulenta. De modo geral, os modelos de turbulência têm como objetivo modificar as equações

transientes originais de Navier-Stokes, inserindo valores médios e flutuantes, a fim de gerar as equações dos modelos tipo RANS. Tais equações não resolvem as flutuações turbulentas, pois caracterizam apenas os valores médios.

As flutuações são dependentes do tempo e surgem quando não há definição sobre a direção de escoamento conforme as características médias deste, criando um comportamento totalmente desordenado. A turbulência é definida como isotrópica, uma vez que as escalas de tempo analisadas são consideravelmente superiores às escalas de tempo das oscilações específicas de turbulência, como mostra a Figura 5.1 (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

O perfil imprevisível durante o regime turbulento torna-o complexo de caracterizá-lo, assim define-se tal comportamento como a soma de um componente médio e um componente flutuante em função do tempo, como descrito nas Eqs. (5.1a) e (5.1b),

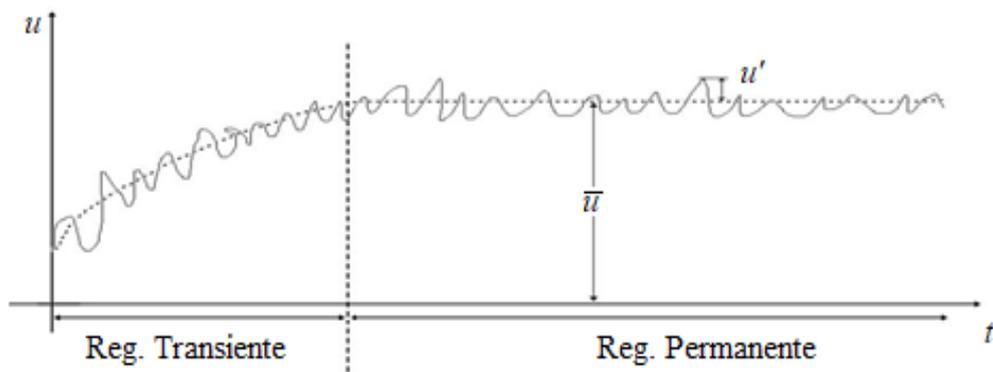


Figura 5.1 – Média no tempo das flutuações de velocidade instantânea do fluido. Adaptado de Versteeg e Malalasekera (2007).

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i, \quad (5.1a)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (5.1b)$$

onde, u_i é o vetor velocidade, \bar{u}_i representa o valor médio da velocidade obtido por meio da decomposição de Reynolds, u'_i define o componente aleatório da velocidade, a qual ao ser acrescentada com o componente médio apontará o valor instantâneo da velocidade. Analogamente, a Eq. (5.1b) mostra a variável instantânea de pressão definida como p , sendo \bar{p} o valor médio de pressão, respectivamente o componente aleatório. Logo, estendendo às demais variáveis relacionadas diretamente com o escoamento e modeladas utilizando a técnica RANS, obtém-se:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi', \quad (5.2)$$

onde, o termo referente ao valor médio da variável é definido como:

$$\bar{\Phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \Phi dt, \quad (5.3)$$

onde, Δt , significa passo de tempo, o qual representa um valor relativamente superior à escala de tempo, na qual há flutuações turbulentas do escoamento.

Ao empregar apenas uma escala de turbulência em relação ao espaço e tempo para o escoamento, não é possível caracterizar o regime turbulento. Ou seja, deve-se compreender o impacto gerado pelo movimento, logo o valor médio da velocidade não pode ser aplicado como uma medida que represente o movimento. A influência da flutuação no movimento em relação ao seu valor médio é a variável de interesse na análise, sendo que o valor médio de uma propriedade do fluxo não apresenta uma medição aceitável (SHARMA, 2016)

Através do método RANS busca-se converter o comportamento instável das equações de Navier-Stokes inserindo grandezas médias e flutuantes. Dessa forma, as respectivas equações que descrevem as grandezas médias, possibilitam apenas caracterizar os valores médios, sem que haja necessidade do modelamento aprofundado para as flutuações ao longo do escoamento analisado. Por outro lado, o termo flutuante empregado na metodologia RANS, requer um modelamento detalhado através de equações adicionais, as quais devem ser capazes de descrever e prever o comportamento turbulento para o escoamento em análise.

De acordo com Bejan (2004) para o modelamento da transferência de calor através do escoamento cruzado em projeto de trocadores de calor casco tubo, tem-se as equações da conservação da massa (continuidade), Eq. (5.4) e quantidade de movimento, Eq. (5.5), baseiam-se nas seguintes considerações de (i) escoamento em regime permanente, visto na Figura 5,1, (ii) fluido incompressível, e (iii) as forças de campo são desprezíveis. Assim, as equações que regem um escoamento tridimensional são caracterizadas de acordo com,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0, \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right), \quad (5.5)$$

onde x_j representa as componentes cartesianas (x, y, z), x_i é a componente de velocidade (u, v, w), ρ , representa a massa específica do fluido. As Eqs (5.4) e (5.5) no conjunto médio no tempo, reproduzem as seguintes expressões,

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} = 0, \quad (5.6)$$

$$\frac{\partial \langle \rho u_i \rangle}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \langle \rho u_j u_i \rangle = -\frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} - \rho \langle u_i' u_j' \rangle \right), \quad (5.7)$$

onde, a tensão de Reynolds ($-\rho \langle u_i' u_j' \rangle / \partial x_j$) é modelada de acordo com a hipótese de Boussinesq (1877),

$$-\rho \langle u_i' u_j' \rangle = \frac{2}{3} k \rho \delta_{ij} - \mu_t \left(\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) \quad (5.8)$$

Fechando o sistema de equações, a viscosidade turbulenta μ_t é formulada por meio de modelos de zero, uma e duas equações, uma vez que a dependência μ_t é descrita da seguinte forma,

$$u_t \propto \nu l \quad (5.9)$$

onde, ν , representa a escala de velocidade e l , é a escala de comprimento, a qual pode ser expressa como,

$$u_t \propto \nu^2 t \quad (5.10)$$

onde, t , representa a escala de tempo. Além das equações da conservação da massa e quantidade de movimento, tem-se ainda a conservação da energia, descrita como,

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (T \langle u_j \rangle)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right], \quad (5.11)$$

Considerando o caso em que fluido do trocador de calor casco tubo escoar em regime turbulento, empregam-se os modelos de turbulência RANS. Tais modelos consistem na simulação do escoamento médio no tempo, sendo as flutuações filtradas e modeladas através da viscosidade turbulenta, conforme apresentado anteriormente. Assim, os modelos de turbulência $k-\varepsilon$, $k-\omega$ e $k-\omega SST$, onde as escalas de velocidade e tempo são calculadas usando energia cinética turbulenta, k e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, são apresentados nas próximas subseções.

5.2 MODELO $k-\varepsilon$

O modelo de turbulência de duas equações $k-\varepsilon$ foi proposto por Launder e Spalding (1974) utilizando a hipótese da difusão de gradiente entre as tensões de Reynolds e os gradientes médios de velocidade e a viscosidade turbulenta, expressa na Eq (5.13). Sendo a energia cinética turbulenta k [m^2/s^2] e a dissipação turbulenta ε [m^2/s^3], onde utiliza-se a pressão modificada e o conceito da viscosidade efetiva, definida da seguinte forma:

$$\mu_e = \mu + \mu_t, \quad (5.12)$$

onde, μ_t [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$] é a viscosidade turbulenta dada por:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (5.13)$$

onde, C_μ representa uma constante do modelo de turbulência, o qual assume o valor de 0,09 e os valores da energia cinética de turbulência e a taxa de dissipação de energia cinética são caracterizadas através das equações diferenciais de transporte,

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial \langle u_j \rangle k}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{P_k}{\rho} - \varepsilon, \quad (5.14)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \langle u_j \rangle \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon P_k}{k \rho} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{\rho}, \quad (5.15)$$

onde, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k e σ_ε são constantes com seus respectivos valores apresentados na Tabela 5.1. (ANSYS®, 2017). P_k é a produção de turbulência devido às forças viscosas e de empuxo, também denominada taxa de deformidade do fluido, Eq. (5.16).

Tabela 5.1 – Parâmetros constantes do modelo de turbulência $k-\varepsilon$

Parâmetros	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
	1,44	1,92	1,0	1,3

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle u_j \rangle}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_j}. \quad (5.16)$$

O modelo de turbulência $k-\varepsilon$ padrão é um dos mais comuns e apresenta bom desempenho na solução numérica de escoamentos em dutos, no entanto possui baixa precisão quando se trata de escoamentos em que há formação vórtices, também conhecida como recirculação. Além disso, também se nota uma deficiência do modelo em escoamentos contendo gradientes de pressão negativos, tendo como consequência uma elevação na taxa de transferência de calor e na tensão de cisalhamento (RODI e SCHEUERER, 1986).

5.3 MODELO $k-\omega$

O modelo de turbulência $k-\omega$ foi proposto originalmente por Kolmogorov (1941), sendo que a viscosidade turbulenta está diretamente ligada à energia cinética e à frequência turbulenta. Com base no estudo de Kolmogorov (1941), Wilcox (1998) desenvolveu um novo modelo para $k-\omega$, o qual utiliza a viscosidade turbulenta vinculada à energia cinética turbulenta e à frequência de turbulência,

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}. \quad (5.17)$$

onde, ρ [kg/m³] é a massa específica do fluido, k [m²/s²] é a energia cinética de turbulência e ω [1/s] é a frequência de turbulência.

A frequência turbulenta associa-se às escalas de turbulência mais baixas, apresentando um desempenho preciso em zonas próximas às paredes, as quais apresentam tensões de Reynolds elevadas. Dessa forma, a resolução das equações diferenciais de transporte para a taxa de energia cinética turbulenta e para a taxa de frequência turbulenta, são apresentadas por:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial((u_j)k)}{\partial x_j} = \frac{P_k}{\rho} - \beta' \omega k + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \quad (5.18)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial((u_j)\omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha P_k}{\rho k} - \beta \omega^2 + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right], \quad (5.19)$$

onde, os parâmetros constantes β' , α , β , σ_k e σ_ω possuem seus valores dispostos na Tabela 5.2, respectivamente (ANSYS®, 2017).

Tabela 5.2 – Parâmetros constantes do modelo de turbulência $k-\omega$

Parâmetros	β'	α	β	σ_k	σ_ω
	0,55	0,09	0,07	2,0	2,0

Além disso, a densidade e o vetor da velocidade, \bar{u}_j , assumem valores conhecidos através do método de Navier-Stokes. A taxa de deformidade do fluido, P_k , é a mesma apresentada na Eq. (5.16).

O modelo de turbulência $k-\omega$ tem como vantagem boa capacidade de resolução para escoamentos próximos à parede, desse modo é possível antever com significativa precisão as escalas da turbulência, incluindo ainda casos em que há gradientes de pressão negativos. Além disso, é mais simples quando aplicado em problemas com valores de Reynolds baixo, sem que haja necessidade de termos não lineares de amortecimento, ao contrário da formulação $k-\varepsilon$. No entanto, a desvantagem em utilizar o modelo de turbulência $k-\omega$ se deve a variável ω , a qual apresenta uma significativa sensibilidade para casos de escoamentos de extremidades livres à camada limite (MENTER, 1994).

5.4 MODELO $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*)

A fim de evitar as limitações encontradas pelos modelos de turbulência $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ durante o modelamento de escoamentos turbulentos, Menter (1994) propôs um novo modelo de duas equações, denominado $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*). Este modelo é expresso pelas Eqs. (5.20) e (5.21), o qual mescla as equações definidas pelo modelo $k-\omega$ para regiões próximas à parede e as equações do modelo $k-\varepsilon$ em regiões de corrente livre, o que justifica sua aplicação na análise do presente trabalho. Dessa forma, ao associar as equações dos modelos anteriores considerando seus respectivos pontos positivos, o modelo $k-\omega$ SST torna-se híbrido, adequando-se para aplicações tanto industriais, quanto acadêmicas.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(\langle u_j \rangle k)}{\partial x_j} = \frac{P_k}{\rho} - \beta' \omega k + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \quad (5.20)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial(\langle u_j \rangle \omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha}{\mu_t} P_k - \beta \omega^2 + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_{\omega 2} \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (5.21)$$

onde, $\sigma_{\omega 1}$ representa uma constante cujo valor é 2; F_1 é a função de mistura; $\sigma_{\omega 2}$ representa a constante, a qual é definida pelo valor de 1/0,856 (ANSYS®, 2017).

O modelo de turbulência $k-\omega$, apresentado por Wilcox (1998) é multiplicado pela função de mistura F_1 , já o modelo $k-\varepsilon$ é modificado sendo $1 - F_1$. A função F_1 é igual 1 para regiões próximas às superfícies e torna-se zero à medida que segue uma função distância à parede. No caso das extremidades e zonas externas da camada limite, o modelo $k-\varepsilon$ é reestabelecido, sendo a distância da parede da equação de escala de parede (*wall scale equation*) modificada é aplicada para determinar os dois fatores de mistura.

Logo, os termos de produção e dissipação no interior do sólido imerso são redefinidos para zero tanto para a equação de energia cinética turbulenta quanto para a equação de frequência turbulenta. Assim, a energia cinética e a frequência turbulenta são determinadas sem quaisquer termos de origem, tendo suas respectivas soluções como uma condição natural para as equações de turbulência de fluidos. Para o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, a viscosidade turbulenta é definida pela Eq. (5.22) como,

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)}, \quad (5.22)$$

onde a_1 , representa uma constante que assumo o valor de 0,31, o termo, S , é o módulo do vetor do vórtice e F_2 define a função de mistura similar a F_1 , a qual restringe a função limitadora a operar restritamente na região da camada limite (ANSYS®, 2017).

Para a questão que caracteriza a viscosidade turbulenta no modelo $k-\omega$ SST utiliza-se uma restrição para seu valor, sendo que tal critério evita com que os valores da viscosidade turbulenta sejam determinados consideravelmente acima dos valores reais, precipitadamente em problemas contendo gradientes de pressão ou vórtices divergentes em superfícies lisas.

6. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados numéricos obtidos para o trocador de calor casco tubo através da aplicação do método PSO seguido da comparação com os dados dos trabalhos de Kern (1950), Sinnott *et al.* (2005) e Caputo *et al.* (2008). Posteriormente, são retratados os valores de simulação numérica via ANSYS® CFX® 14.5, validando primeiramente o modelo de Kern (1950) por meio da análise de convergência da malha, que auxilia a solução via CFD em relação ao tempo de processamento. Onde, o tempo médio para a resolução de cada trecho dos trocadores de calor levou em torno de três horas até se obter a convergência estimada para os estudos de caso, a qual é abordada da seção 6.4.

Ressalta-se que o estudo de caso do presente estudo baseia-se no trocador de calor casco tubo proposto por Kern (1950), vide Figura 6.1. Tal trocador contém 0,46 MW de taxa de transferência de calor, os tubos são organizados de forma triangular com dois passes no lado dos tubos. Os respectivos fluidos utilizados foram água não-tratada para resfriamento e água destilada para aquecimento. Este estudo de caso foi selecionado devido sua aplicação até os dias atuais como referência no desenvolvimento de trocadores de calor casco tubo.

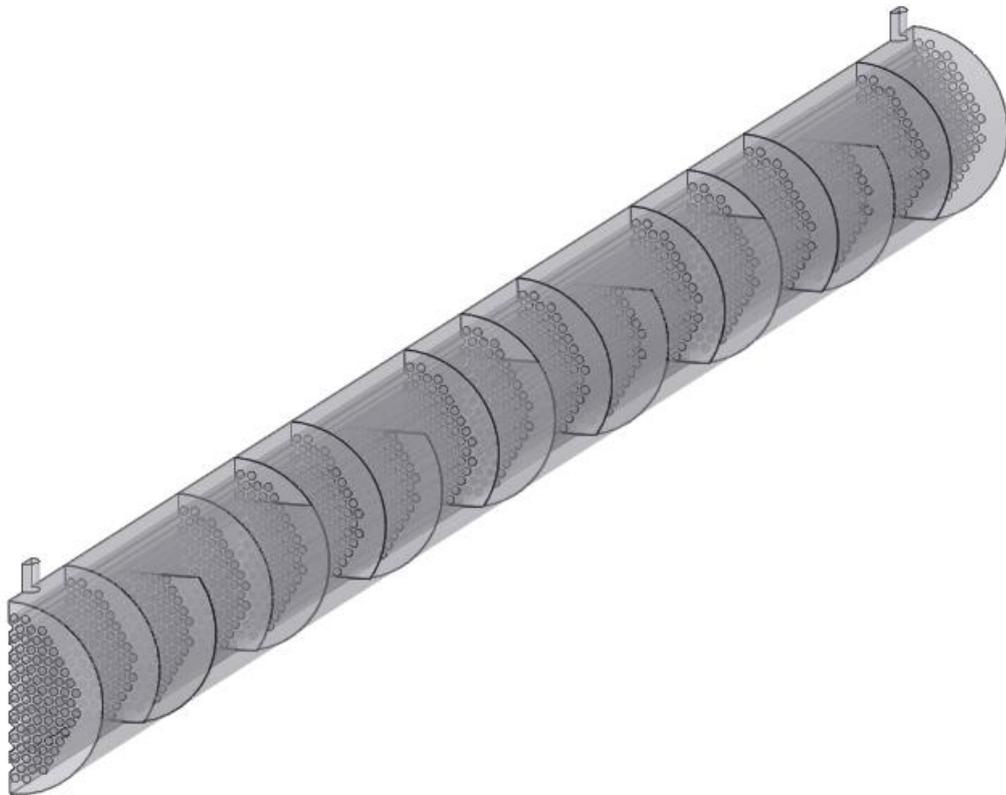


Figura 6.1 – Domínio computacional do trocador de calor casco tubo estudado por Kern (1950). O autor, 2018.

As especificações do trocador de calor encontram-se descritas na Tabela 6.1, uma vez que estas propriedades termofísicas definem as condições iniciais para o problema de otimização e as condições de contorno para o domínio computacional da simulação numérica via CFD, conforme ilustrado na Figura 6.2. Dessa forma, os valores do trocador de calor otimizado via PSO, vide Figura 6.3, permitem confrontar o custo total do projeto em relação aos dados da literatura. Além disso, a simulação numérica é capaz de prever o escoamento dos fluidos para solução otimizada, bem como avaliar a relação entre os números de Nusselt e Reynolds, o coeficiente de transferência de calor por convecção e o fator de atrito ao longo do trocador de calor.

Tabela 6.1 – Dados de entrada do processo e propriedades termofísicas, conforme Kern (1950).

	\dot{m} [kg/s]	T_e [°C]	T_s [°C]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg)]	μ [Pa.s]	k [W/(mK)]	R_f [(m ² K)]
Casco	22,07	33,90	29,40	995	4,18	0,00080	0,62	0,00017
Tubo	35,31	23,90	26,70	999	4,18	0,00092	0,62	0,00017

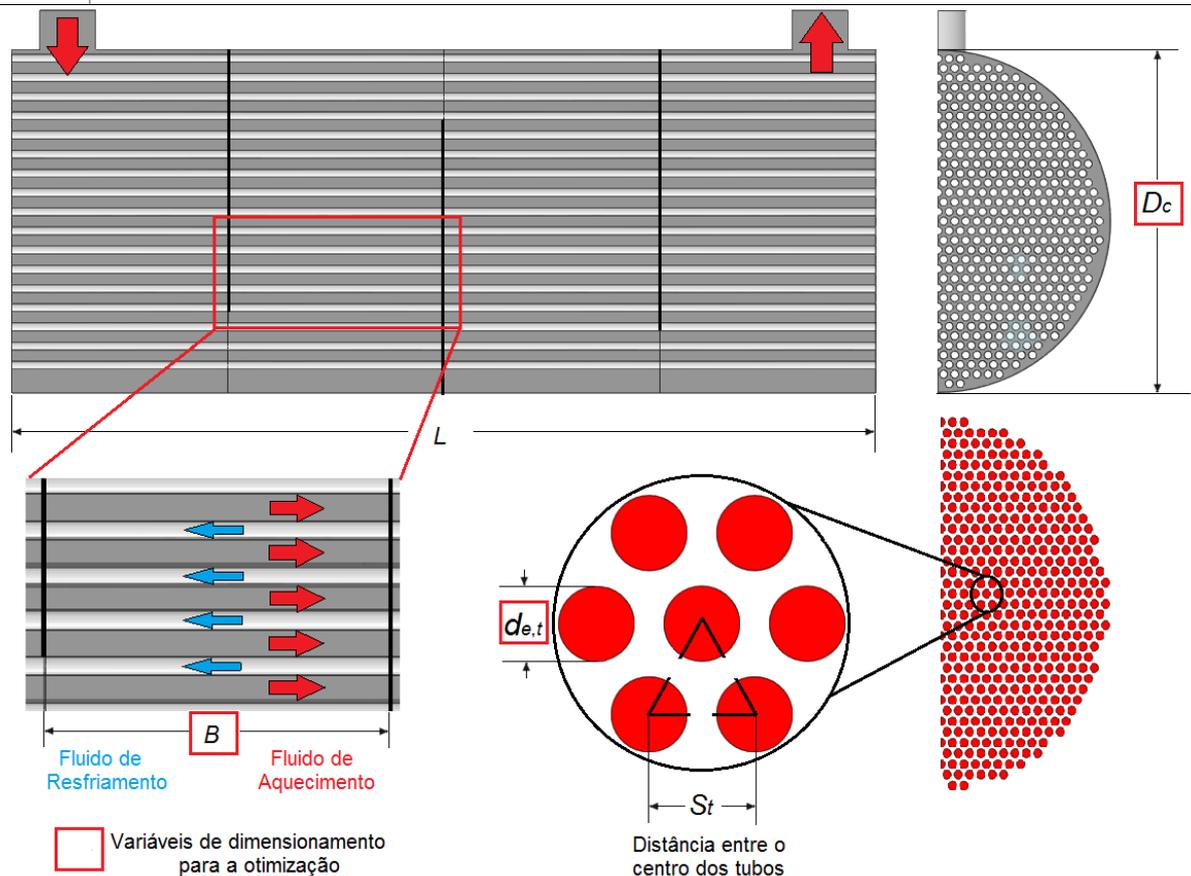


Figura 6.2 – Ilustração do domínio computacional do trocador de calor casco tubo obtido via PSO com as variáveis de otimização destacadas. O autor, 2018.

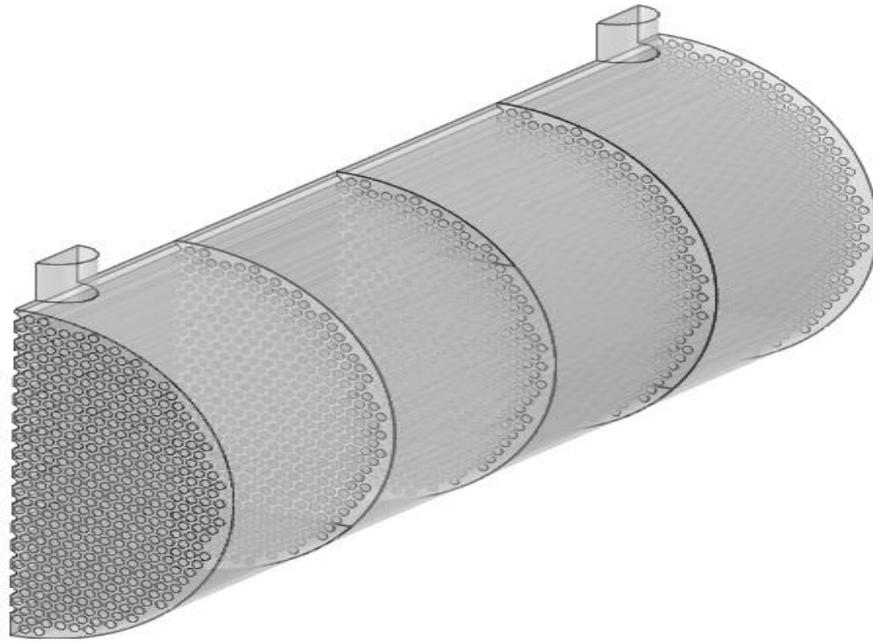


Figura 6.3 – Domínio computacional do trocador de calor casco tubo obtido via PSO. O autor, 2018.

O segundo estudo de caso baseia-se no trocador de calor casco tubo proposto por Sinnott *et al.* (2005), vide Figura 6.4, no qual o trocador possui 4,34 MW de taxa de transferência de calor, os tubos são organizados de forma triangular com dois passes no lado dos tubos. Os respectivos fluidos usados foram água salobra para resfriamento e metanol para aquecimento.

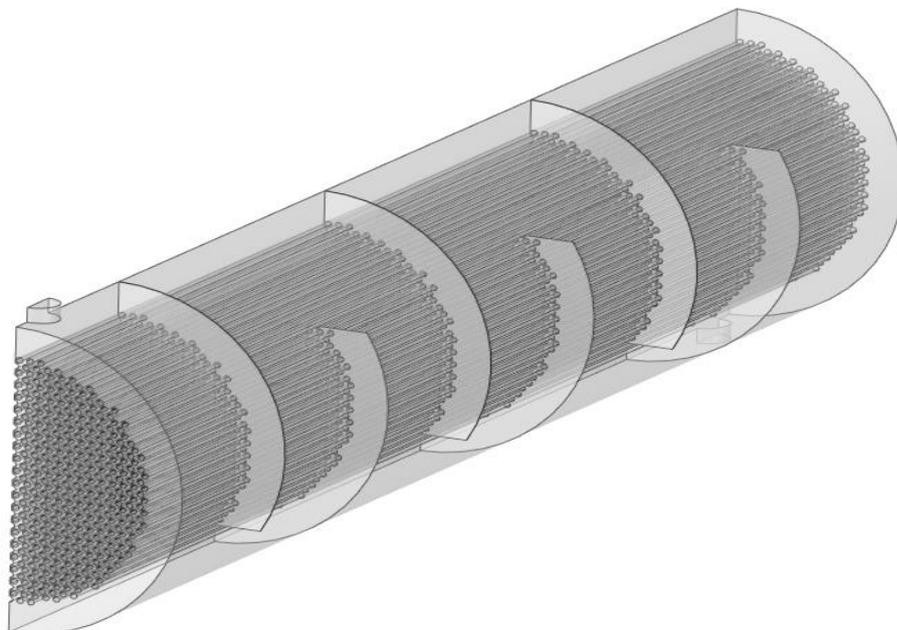


Figura 6.4 – Domínio computacional do trocador de calor casco tubo estudado por Sinnott *et al.* (2005). O autor, 2018.

Na Tabela 6.2 são apresentadas as propriedades termofísicas que definem as condições iniciais do problema de otimização e as condições de contorno para o domínio computacional da simulação numérica via CFD para o segundo estudo de caso. Assim, os valores do trocador de calor otimizado via PSO, conforme a Figura 6.5, permitem confrontar o custo total do projeto em relação aos dados da literatura.

Tabela 6.2 – Dados de entrada do processo e propriedades termofísicas, conforme Sinnott *et al.* (2005).

	\dot{m} [kg/s]	T_e [°C]	T_s [°C]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/(kg)]	μ [Pa·s]	k [W/(mK)]	R_f [(m ² K)]
<i>Casco</i>	27,80	95,00	40,00	750	2,84	0,00034	0,19	0,00033
<i>Tubo</i>	68,90	25,00	40,00	999	4,20	0,00080	0,59	0,00020

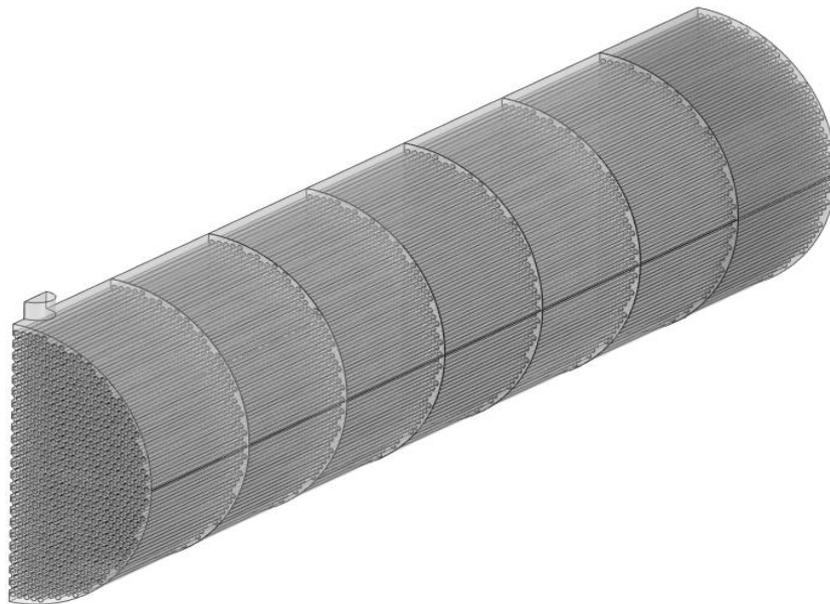


Figura 6.5 – Domínio computacional do trocador de calor casco tubo obtido via PSO. O autor, 2018.

6.1 MODELO COMPUTACIONAL

Conforme os estudos de caso apresentados, os limites geométricos de dimensionamento para a otimização dos trocadores de calor casco tubo seguem as especificações e recomendações da norma TEMA. As restrições das variáveis de projeto encontram-se dispostas na Tabela 6.3,

onde (i) o diâmetro externo dos tubos, $d_{e,t}$, (ii) o espaçamento entre as chicanas, B e (iii) diâmetro do casco D_c encontram-se destacados no trocador de calor casco tubo.

Tabela 6.3 – Variáveis de dimensionamento para a otimização do estudo de caso.

<i>Parâmetro</i>	<i>Limite Máx. [m]</i>	<i>Limite Mín. [m]</i>
Diâmetro externo dos tubos ($d_{e,t}$)	0,015	0,051
Espaçamento entre as chicanas (B)	0,05	0,5
Diâmetro do casco (D_c)	0,1	1,5

Com base nas especificações geométricas realizou-se as simulações numéricas via ANSYS® CFX® 14.5. Primeiramente, apenas para o trocador de calor casco tubo proposto por Kern (1950) para a validação com a literatura e em seguida para as soluções obtidas via PSO nos estudos de caso. Em ambos os casos, a geometria foi separada por dois domínios sob condição contínua e estacionária (*state steady*), os quais representam o fluido do casco e dos tubos, respectivamente, conforme apresentado anteriormente na Figura 6.2.

Para a transferência de calor é configurada para simulação a energia térmica (*thermal energy*), a qual habilita a equação da energia total e inclui os efeitos de compressibilidade. Sendo comumente aplicada para modelos térmicos de baixa velocidade, como no caso dos trocadores de calor seguindo as equações de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e modelo de turbulência apresentadas no Capítulo 5.

Além disso, com o intuito de evitar problemas de complexidade na geometria e exceder a capacidade de espaço de processamento computacional, foram impostas as seguintes simplificações:

- Tanto o modelo de Kern (1950) quanto as soluções determinadas via PSO foram simuladas considerando somente a metade do trocador de calor, como apresentado nas Figuras 6.1, 6.3 e 6.5, possibilitando utilizar a condição de *simetria* disponível no *software*.
- Os trocadores de calor foram seccionados em partes iguais ao longo de seu comprimento, permitindo gerar malhas de maior qualidade em cada trecho sem comprometer a memória do processador. Logo, foi possível especificar uma condição de contorno com base nos valores interpolados em cada trecho, utilizando os resultados do trecho anterior como condição de contorno para a próxima simulação, assim por

diante. Tais resultados são gerados automaticamente ao criar a condição de contorno usando o método dos dados de perfil (*Use Profile Data*).

- Em relação ao item anterior, a espessura de parede dos tubos foi resumida pela função material fino (*thin material*), sendo de 1,9 mm para o caso de Kern e 1,5 mm para as soluções via PSO. Na qual é definida a espessura e o material dos tubos entre os domínios dos fluidos, sendo composto por aço carbono devido ao coeficiente de condução aplicado por Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005).
- Para as chicanas aplicadas no estudo de caso proposto por Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005), considerou-se fixa a área de passagem do fluido no casco. Tal área representa 25% de cada chicana, sendo esse valor recomendado até os dias atuais, baseando-se em trabalhos que avaliaram especificamente esta variável, como mostrado no Capítulo 2. Além disso a espessura das chicanas é definida pela TEMA, de acordo o número e comprimento dos tubos, sendo de 12,7 mm para Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005) e 9,5 mm para as soluções obtidas via PSO.
- Dentre os parâmetros utilizados em projetos de trocadores de calor, tanto o trabalho de Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005) quanto ao presente trabalho não há um cálculo especificando o diâmetro de entrada e saída dos bocais. De acordo com a TEMA, o valor mínimo considerado para essa variável é de 50,8 mm, sendo este valor definido na geometria dos trocadores de calor analisados.

Além disso, as condições de contorno são temperatura prescrita e vazão mássica uniforme com intensidade turbulenta igual a 5%, impostas na entrada do casco e dos tubos, conforme visto na Tabela 6.1. Devido a condição de simetria, foi considerado apenas 50% do valor da vazão mássica de entrada no casco e nos tubos, sendo que na superfície dos tubos foi utilizada a condição de não deslizamento (*no slip wall*). Com base nestas considerações, permitiu-se executar a análise das malhas em cada trecho do trocador de calor para a solução de Kern (1950), Sinnott *et al.* (2005) e via PSO.

6.2 ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA DE MALHA

Ao relacionar a influência do tamanho da malha nos resultados da simulação, foi realizada a avaliação no domínio mostrado na Figura 6.1. No presente caso o aumento do número de elementos das geometrias foi considerado para a análise de convergência de malha.

Utilizou-se uma malha hexaédrica, aplicando o método *inflation* nas regiões próximas aos tubos, mostrado a partir da Figura 6.4, o qual é útil para a resolução da camada limite.

Dessa forma, utilizou-se a abordagem de função de parede no ANSYS® CFX® 14.5, sendo uma extensão do método de Launder e Spalding (1974). Assim, na região de registro, a velocidade tangencial próxima da parede relaciona-se com a tensão de cisalhamento da parede, através de uma relação logarítmica, conforme a Eq. (6.1). No tratamento da função de parede, a região de subcamada influenciada pela viscosidade é preenchida por meio de expressões empíricas fornecendo condições de contorno próxima da parede para as equações médias de turbulência. Tais expressões relacionam as condições da parede às variáveis dependentes do nó da malha à parede próxima, a qual se presume encontrar na região totalmente turbulenta da camada limite.

$$u^+ = \frac{U_t}{U_\tau} = \frac{1}{k} \ln(y^+) + C \quad (6.1)$$

onde, U_τ e y^+ são definidos pelas seguintes equações:

$$U_\tau = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho} \right)^{1/2} \quad (6.2)$$

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y U_\tau}{\mu} \quad (6.3)$$

onde, u^+ é a velocidade próxima da parede, U_τ representa a velocidade de atrito, U_t é a velocidade tangente à parede a uma distância Δy da parede, y^+ é a distância adimensional da parede, utilizada para verificar a localização do primeiro nó em relação à parede, τ_ω é a tensão de cisalhamento da parede, k representa a constante de von Karman e C é uma constante logarítmica, a qual depende da rugosidade da parede.

Através das equações apresentadas, permite-se modelar a região próxima da parede próxima em uma simulação de fluxo turbulento. Tais funções reduzem a demanda computacional, apesar de apresentarem limitações, as quais são melhor compreendidas por meio do y^+ Eq. (6.3). Sendo assim, dependente do tamanho da malha na região da parede, uma vez que este é muito grande, a função de parede irá impor mais as condições do que normalmente seria fisicamente apropriado (ANSYS, 2017).

O refinamento de malha foi introduzido elevando gradualmente de 5 até 15 o número de camadas (*layers*), juntamente com a redução da espessura máxima dos elementos, a qual varia entre 0.005 m e 0.00025 m, gerando um número maior de elementos, vide Tabela 6.4. Dessa forma, o objetivo é obter uma convergência mais rápida, nas quais utiliza-se o critério de

referência para o menor tamanho de elemento por meio do y^+ . Para o *solver* do ANSYS® CFX® 14.5 há duas matrizes para o espaçamento próximo da parede, sendo a definição da variável y^+ , dada pela definição padrão comumente aplicada via CFD, descrita como,

$$y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau\omega}{\rho}}\Delta n}{\nu} \quad (6.4)$$

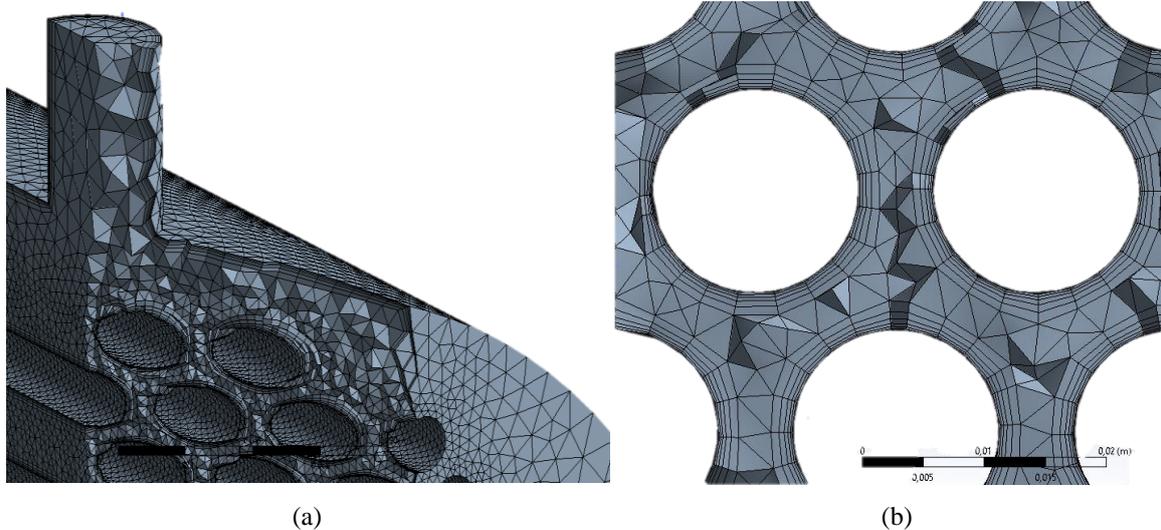
onde, Δn define a distância entre a parede o primeiro ponto da grade na parede, sendo que para o modelo de turbulência $k-\omega$ SST onde o fluxo é resolvido até a parede, logo $y^+ = 1$. No entanto, no presente estudo a solução convergiu entre 200 e 250 iterações em ambos os casos simulados, nos quais utilizou-se a função de interpolação *High Resolution*, com abordagem de advecção *Upwind* e *Timescale Factor* igual à 1,0. Dessa forma, obteve-se resultados admissíveis com y^+ entre 1 e 10, pela abordagem do modelo próximo da parede. Caso fosse aplicado o tratamento de função parede, o y^+ irá variar entre 50 e 500.

A partir da Tabela 6.4 é possível verificar as diferentes configurações aplicadas durante o refinamento de malhas do casco e dos tubos, como mostram as Figuras 6.6 a 6.10.

Tabela 6.4 – Refinamento de malha para o trocador de calor proposto por Kern (1950).

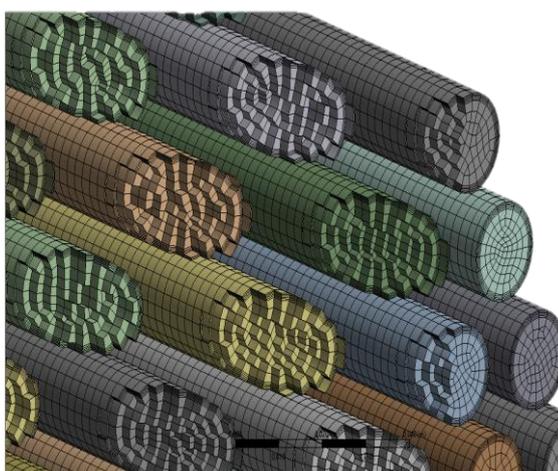
Cenários	#1		#2		#3		#4		#5	
	Casco	Tubo	Casco	Tubo	Casco	Tubo	Casco	Tubo	Casco	Tubo
TME	5×10^{-1}	5×10^{-1}	$1,75 \times 10^{-1}$	$1,75 \times 10^{-1}$	7×10^{-1}	$1,27 \times 10^{-1}$	$3,5 \times 10^{-1}$	5×10^{-1}	$1,25 \times 10^{-1}$	$2,5 \times 10^{-1}$
TD [m]	10^{-3}	10^{-3}	1×10^{-5}	1×10^{-5}	10^{-3}	10^{-6}	10^{-4}	10^{-3}	10^{-6}	10^{-4}
TMV [m]	-	140	-	140	-	140	-	140	-	140
GL	1	-	3	-	3	-	3	-	3	-
EC	2×10^{-4}	-	$1,5 \times 10^{-4}$	-	2×10^{-4}	-	2×10^{-4}	-	$1,5 \times 10^{-4}$	-
ET	-	5×10^{-3}	-	$2,5 \times 10^{-4}$	-	$2,5 \times 10^{-4}$	-	5×10^{-3}	-	5×10^{-3}
TE	1,1	1,5	1,1	1,5	1,1	1,5	1,1	1,5	1,1	1,5
C	5	5	7	5	10	5	15	10	15	15
NE	25538482	14322135	31871817	18792978	40827798	18790684	48231985	23218015	55342618	32052516
NN	6113861	5764330	7695290	6512283	9928173	6511222	11793820	10199187	13550719	14630903
TE	39860617		50664795		59618482		71450000		87395134	
TN	11878191		14207573		16439395		21993007		28181622	

TME – tamanho máximo do elemento; TD – tamanho de distorção; TMC – tamanho mínimo de curva; GL – *gap* lacunas; EC – espessura da primeira camada; ET – espessura total; TE – taxa de expansão; C – camadas; NE – número de elementos; NN – número de nós; TE – total de elementos; TN – total de nós.



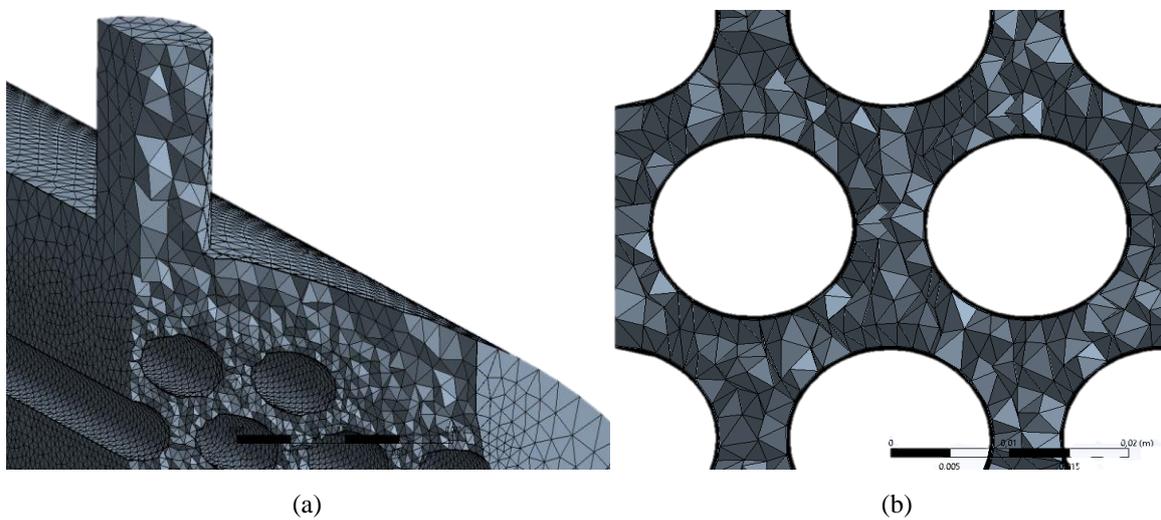
(a)

(b)



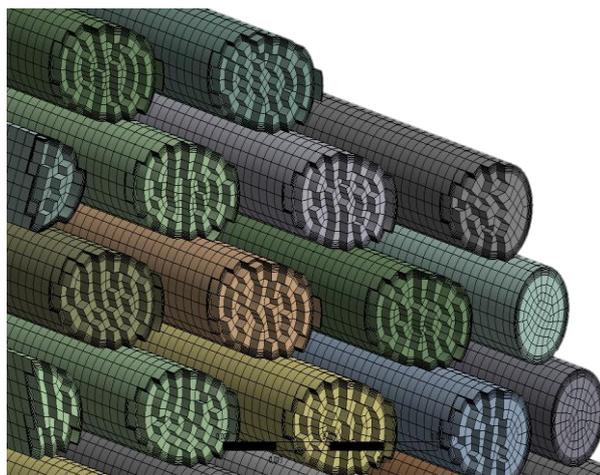
(c)

Figura 6.6 – Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do *inflation* no casco (b) e nos tubos (c) para a primeira configuração de malha analisada.



(a)

(b)



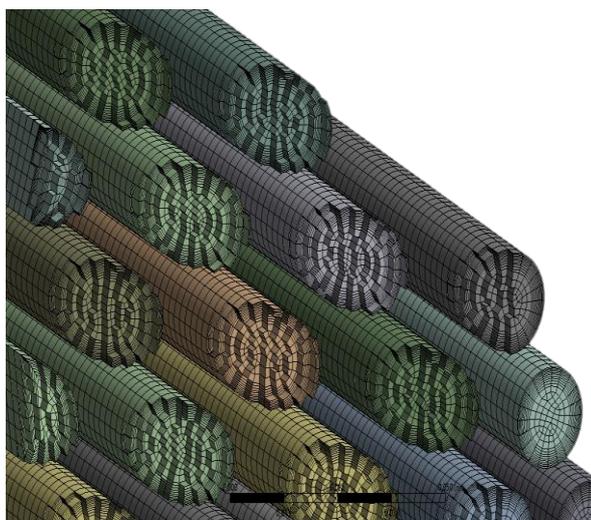
(c)

Figura 6.7 – Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do *inflation* no casco (b) e nos tubos (c) para a segunda configuração de malha analisada.



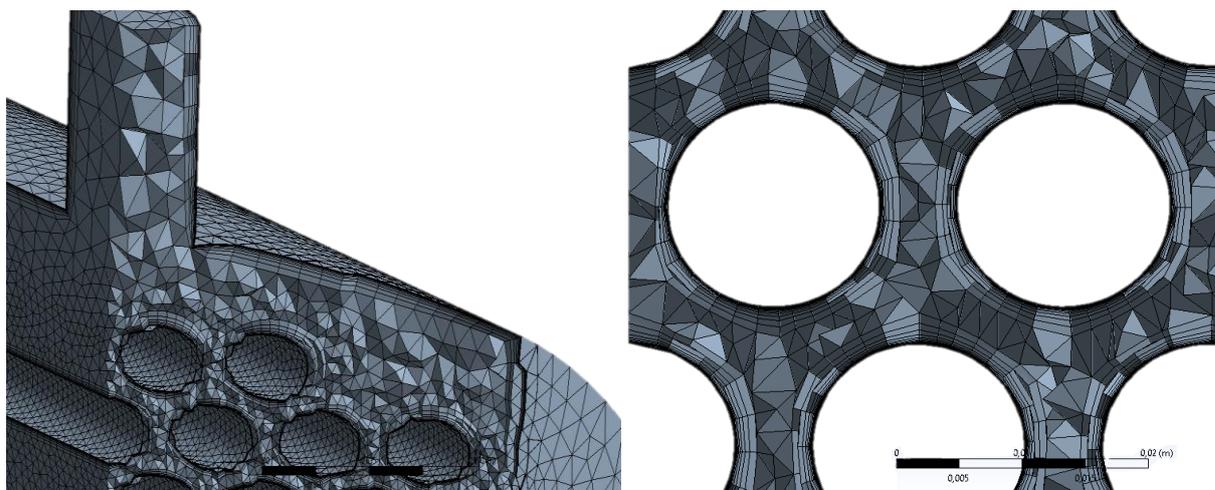
(a)

(b)



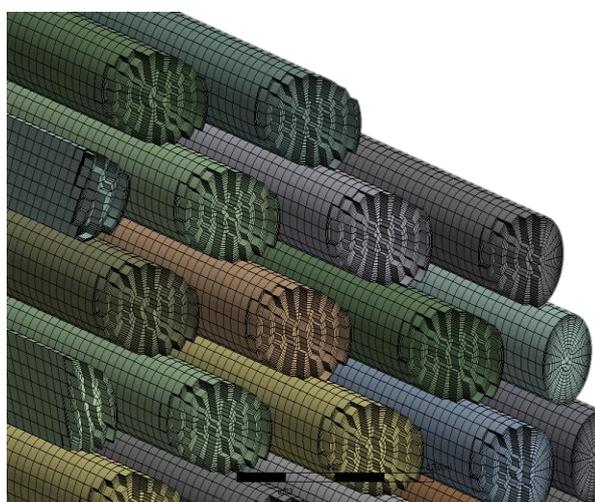
(c)

Figura 6.8 – Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do *inflation* no casco (b) e nos tubos (c) para a terceira configuração de malha analisada.



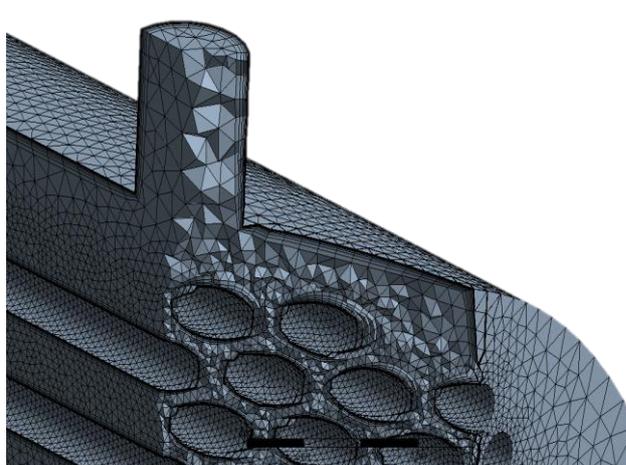
(a)

(b)

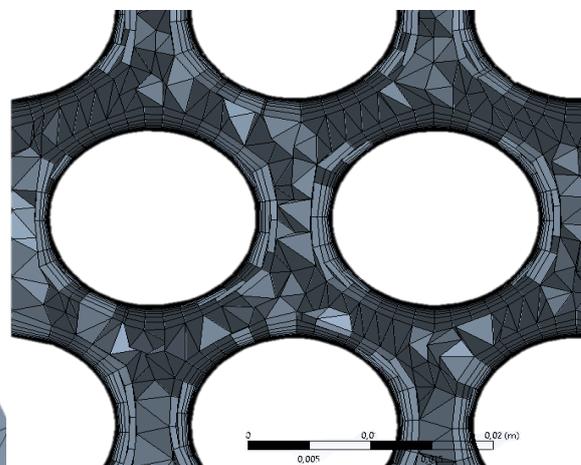


(c)

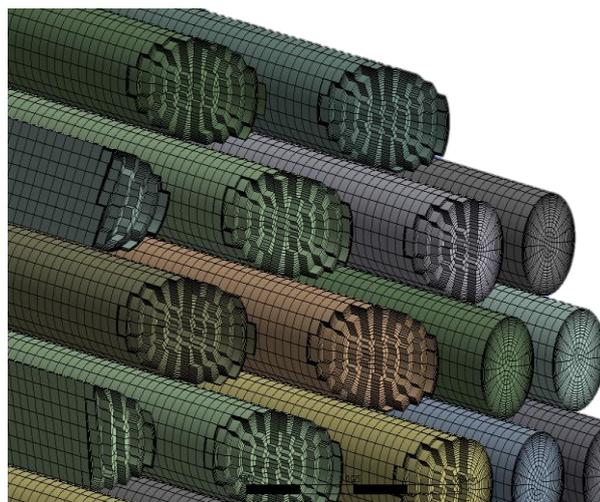
Figura 6.9 – Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do *inflation* no casco (b) e nos tubos (c) para a quarta configuração de malha analisada.



(a)



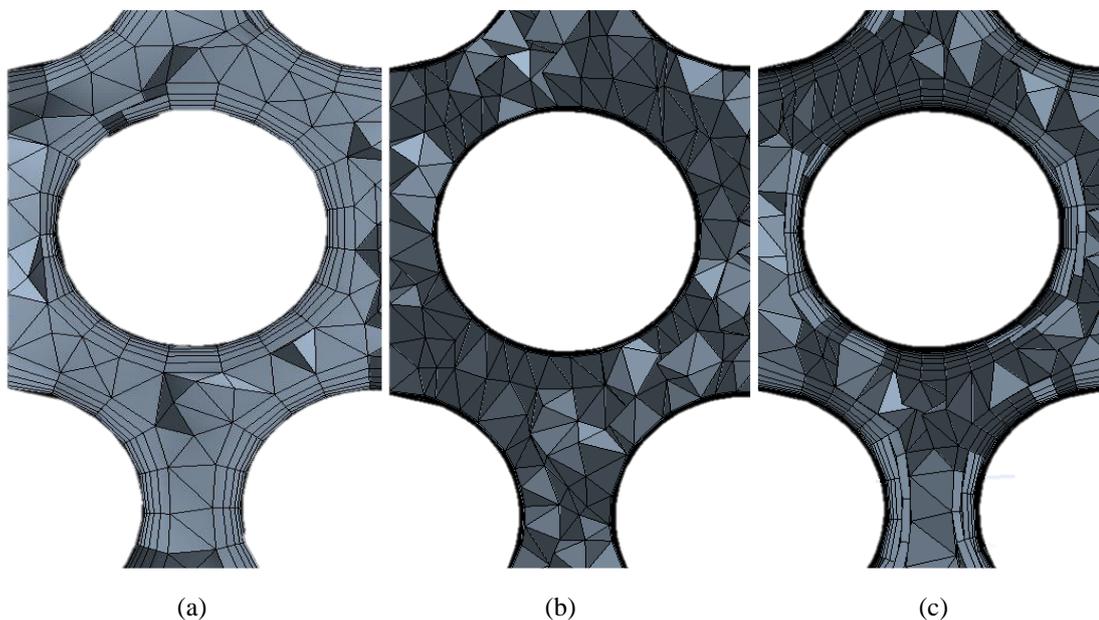
(b)



(c)

Figura 6.10 – Domínio dos fluidos do casco (a) detalhamento do *inflation* no casco (b) e nos tubos (c) para a quinta configuração de malha analisada.

É possível verificar visualmente o efeito da malha mais grosseira (a) da Figura 6.6, intermediária (b) da Figura 6.8 e refinada (c) da Figura 6.10 para a geometria do casco, ao inseri-las lado a lado, vide Figura 6.11.



(a)

(b)

(c)

Figura 6.11 – Disposição entre as malhas: grosseira (a), intermediária (b) e refinada (c).

Além disso, considerou-se ainda o critério da qualidade de assimetria (*skewness*) conforme dados descritos na Tabela 6.5, a qual representa o grau de proximidade da célula para o elemento ideal, sendo determinada como uma relação dos ângulos internos dos elementos. Sendo interpretada da seguinte forma: valores que tendem à zero, representam um elemento regular e próximo 1, caracterizam um elemento distorcido, (ANSYS, 2017).

Além disso na Tabela 6.6 são apresentados os valores de y^+ , o coeficiente global de transferência, quantidade de calor trocado e a perda de carga para cada configuração avaliada. Com base no refinamento aplicado para solução de Kern (1950), aplicou-se os mesmos critérios para a abordagem PSO, obtendo uma malha com 19 milhões de elementos para o domínio dos tubos e 32 milhões para o domínio do casco, respectivamente.

Tabela 6.5 – Qualidade de assimetria em relação ao tamanho dos elementos refinados para a solução de Kern (1950).

Cenários	#1		#2		#3		#4		#5	
	Casco	Tubo								
Tamanho mín. [m]	0,006	0,014	0,005	0,003	0,002	0,002	0,017	0,049	0,003	0,584
Tamanho máx. [m]	0,905	0,974	0,820	0,964	0,919	0,964	0,919	0,997	0,920	0,981
Tamanho médio [m]	0,156	0,210	0,150	0,190	0,144	0,190	0,141	0,191	0,137	0,175
Desvio padrão	0,101	0,132	0,099	0,127	0,101	0,127	0,124	0,131	0,095	0,123

Tabela 6.6 – Valores para y^+ , coeficiente global de transferência, quantidade de calor trocado e perda de carga para a solução de Kern (1950).

Cenários	#1		#2		#3		#4		#5	
	Casco	Tubo								
y^+ max	7,529	6,119	6,861	5,085	5,744	5,046	4,113	3,199	3,758	3,086
y^+ min	0,068	0,095	0,008	0,022	0,007	0,021	0,001	0,007	0,006	0,001
y^+ med	1,523	1,819	1,608	1,411	1,570	1,381	1,131	1,035	1,119	0,925
U méd.	1619,9		1628,9		1620,2		1578,3		1554,9	
Q total [MW]	0,475		0,510		0,498		0,485		0,478	
dPcasco [Pa]	71243		73662		71864		70670		70315	
dPTubo [Pa]	68313		69370		68329		67862		66856	

A quantidade de calor trocado a medida que o refinamento de malha foi aplicado é mostrada na Figura 6.12, assim como a perda de carga, vide Figura 6.12. Verificou-se a partir do terceiro caso avaliado que é possível se obter uma diferença menor que 3% para a quantidade de calor trocado, sendo que para a perda de carga uma variação de comportamento similar é notada a partir do terceiro caso, mantendo uma diferença média para o casco e para os tubos, próxima de 2%.

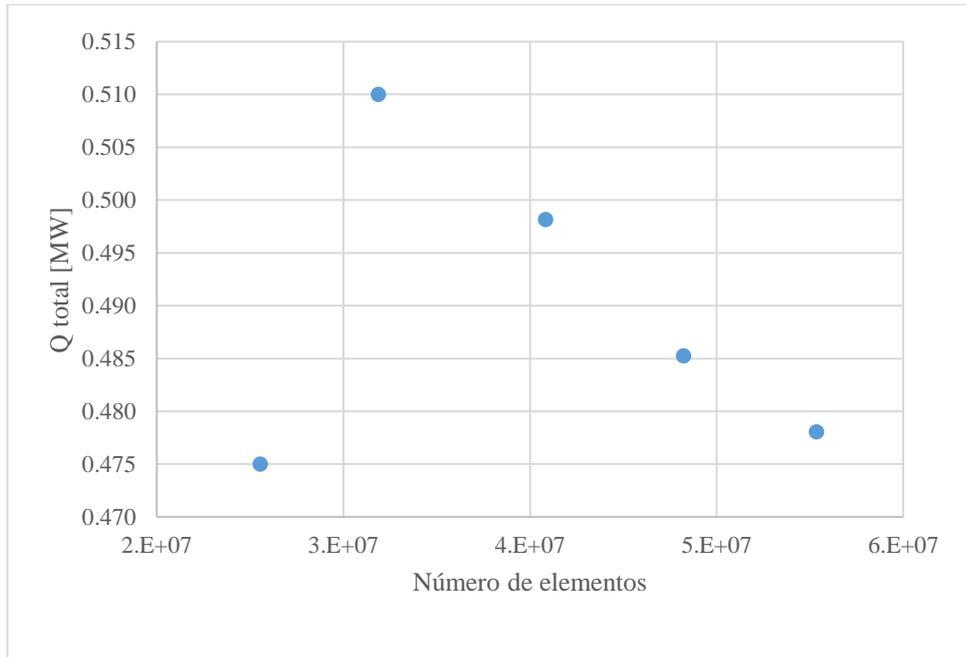


Figura 6.12 – Quantidade de calor trocador em relação a configuração de malha.

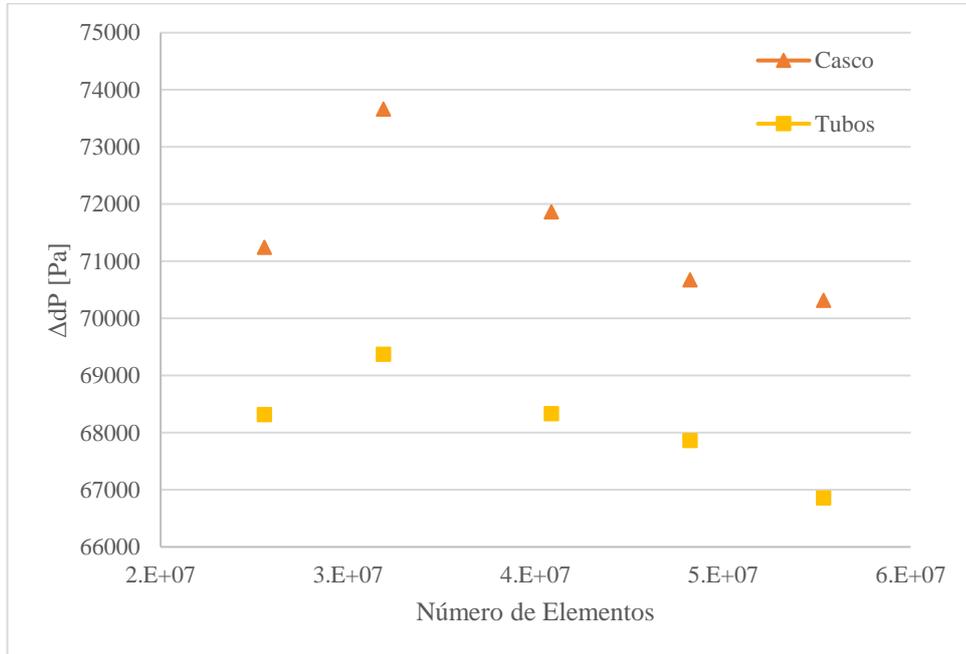


Figura 6.13 – Perda de carga em relação a configuração de malha.

6.3 RESULTADOS DE OTIMIZAÇÃO VIA PSO

De acordo com os valores especificados na Tabela 6.1 e 6.2, aplicou-se a meta-heurística PSO para o estudo de caso do trocador de calor casco tubo, apresentado por Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005), onde tem-se o custo total de projeto como função objetivo. Através da aplicação das propriedades termofísicas apresentadas na Tabela 6.1 e 6.2, buscou-se uma perda de carga mínima nos tubos mantendo uma considerável transferência de calor por convecção tanto no casco quanto nos tubos.

Para a aplicação da meta-heurística, utilizou-se as três variáveis de projeto apresentadas na Tabela 6.3 em um código feito em MATLAB 2015®. Foram executadas 100 iterações para o estudo de caso utilizando as 3 variáveis de projeto já descritas na Figura 6.2. Na literatura obtém-se que a população inicial do PSO deve ser dez vezes superior ao número de variáveis, o que dá 30 indivíduos. Além disso, o tempo computacional exigido para analisar as populações é considerado baixo até a obtenção da convergência, possibilitando encontrar as soluções ótimas em aproximadamente 50 gerações, ou iterações.

Através da meta-heurística PSO aplicada permitiu-se elaborar um fluxograma descrevendo o processo de otimização, apresentado na Figura 6.14, o qual detalha a rotina de avaliação para as variáveis de interesse do estudo de caso.

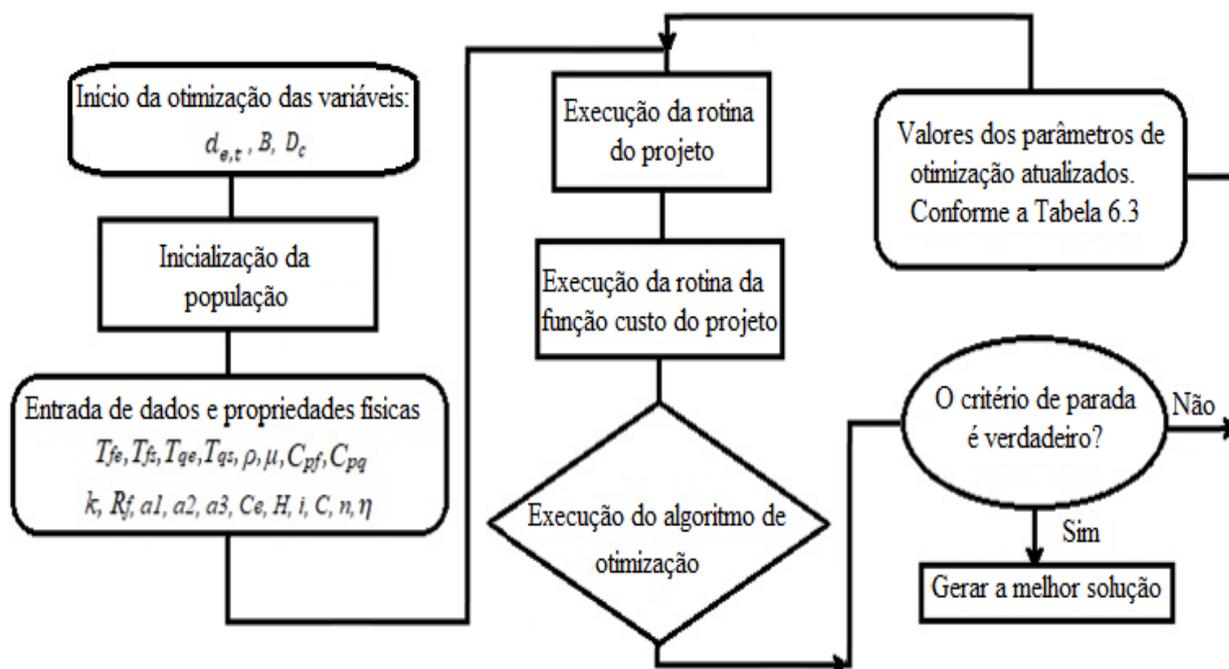


Figura 6.14 – Estrutura do fluxograma de otimização para a abordagem PSO.

A partir do fluxograma anterior, a função objetivo buscou o menor custo total de projeto do trocador de calor casco tubo. Os parâmetros obtidos para o estudo de caso são apresentados na Tabela 6.7, mostrando ainda os resultados de Kern (1950) e Caputo *et al.* (2008). Verificou-se um aumento na área da superfície de troca térmica em 24% comparada a solução de Kern (1950) e uma redução de 7,5% para Caputo *et al.* (2008). Por outro lado, o coeficiente global de transferência de calor para a solução PSO é 26% e 3% menor quando comparado às soluções da literatura devido à queda do número de Reynolds, respectivamente, vide Figura 6.15.

Tabela 6.7 – Resultados do primeiro estudo caso para a técnica PSO comparada aos dados da literatura.

	Kern (1950)	Caputo <i>et al.</i> (2008)	PSO
$D_c [m]$	0,39	0,62	0,60
$L [m]$	4,88	1,54	1,50
B	0,31	0,44	0,50
$d_{e,t} [m]$	0,02	0,02	0,02
N_t	160	803	805
$v_t [m/s]$	1,76	0,68	0,66
Re_t	36400	9487	8967
Pr_t	6,2	6,2	6,2
$h_t [W/(m^2 K)]$	6558	6043	5619
$DP_{t,total} [Pa]$	62812	3673	4474
$d_{h,c} [m]$	0,01	0,02	0,01
$v_c [m/s]$	0,94	0,41	0,37
Re_c	16200	8039	7882
Pr_c	5,40	5,40	5,40
$h_c [W/(m^2 K)]$	5735	4476	4090
$DP_{c,total} [Pa]$	67684	4365	4725
$U [W/(m^2 K)]$	1471	1121	1082
$A [m^2]$	46,6	62,5	57,8
$C_i [€]$	16549	19163	16405
$C_{od} [€]$	27440	1671	1665
$C_{tot} [€]$	43989	20834	18070

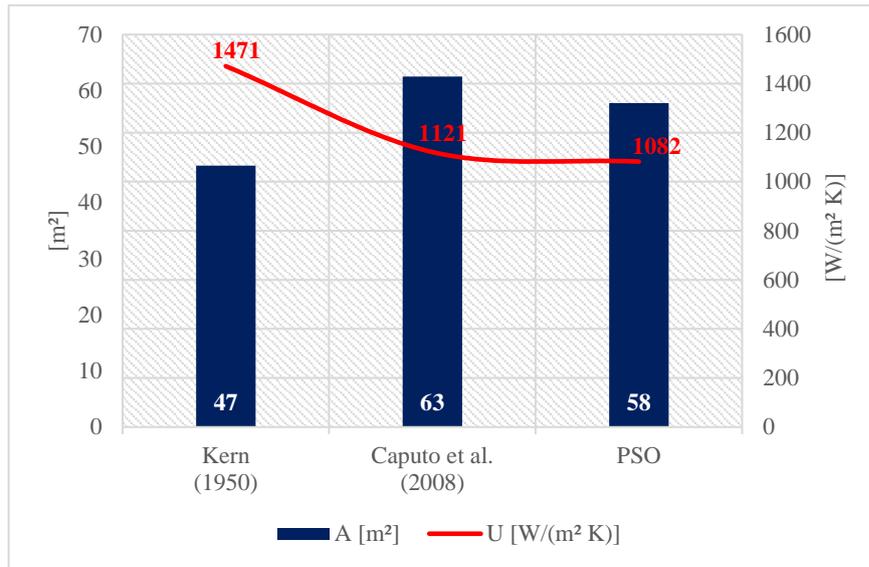


Figura 6.15 – Área da superfície de troca térmica em relação ao coeficiente global de transferência de calor, baseada em Kern (1950).

Em relação ao trabalho de Kern (1950) a perda de carga decresce em aproximadamente 96% com a solução PSO, como mostra a Figura 6.16. A principal razão pela redução da perda de carga nos tubos é o decaimento da velocidade no escoamento, o qual passou de turbulento para o regime de transição. Logo, há uma redução do número de Reynolds, afetando diretamente no decréscimo do coeficiente de convecção nos tubos e exigindo menos potência de bombeamento do trocador de calor, resultando em uma solução mais econômica.

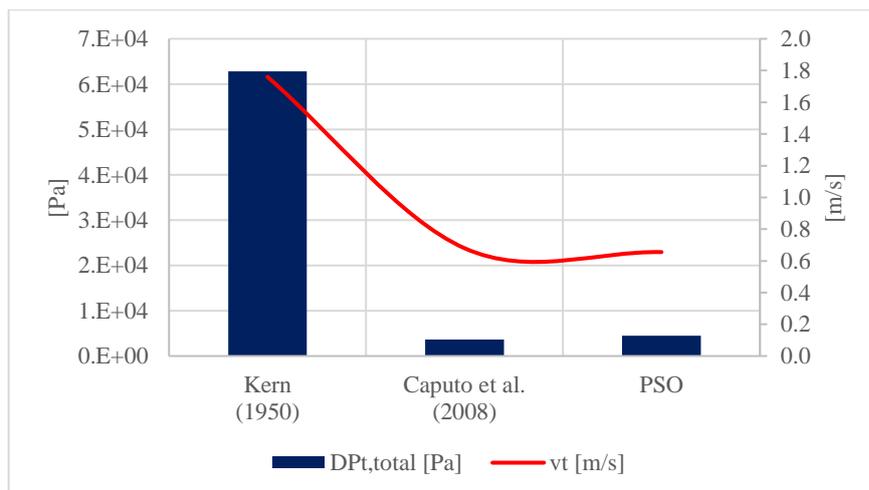


Figura 6.16 – Perda de carga em função da velocidade do fluxo nos tubos, baseada em Kern (1950).

Ao correlacionar as equações de investimento de capital e os custos operacionais do trocador de calor, vide Figura 6.17, obteve-se reduções para o custo total próximas a 57% em relação aos valores de Kern (1950) e 8% para Caputo *et al.* (2008). Assim como, o custo operacional descontado obtido por Kern (1950) é 94% superior às soluções de Caputo *et al.* (2005) e a meta-heurística PSO. Por outro lado, o investimento de capital para Kern (1950) é 14% e 5% inferior à Caputo *et al.* (2008) e a solução via PSO, respectivamente.

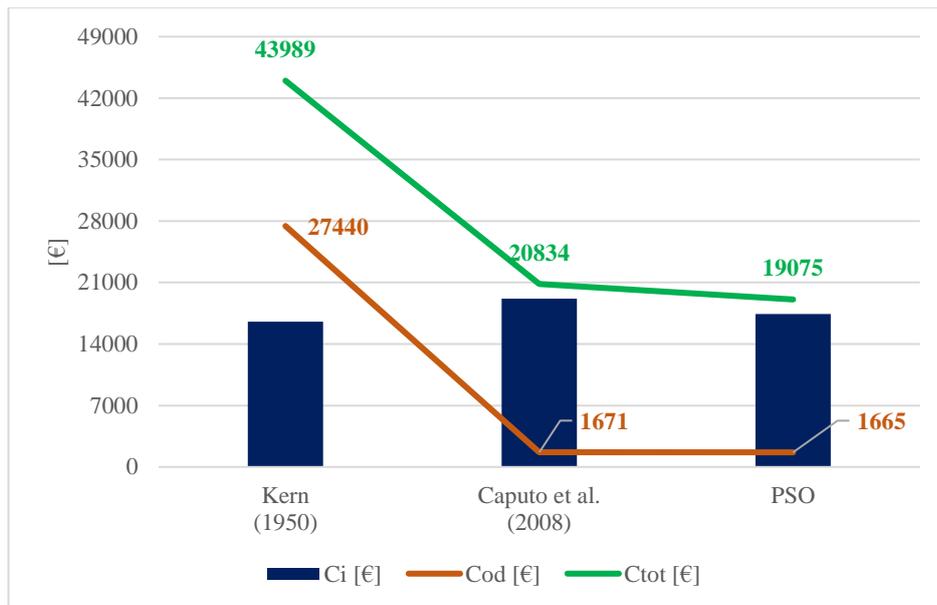


Figura 6.17 – Custos totais de projeto do estudo de caso confrontado com os dados da literatura, baseada em Kern (1950).

Para os valores adimensionais de Reynolds e Nusselt para os tubos obtém-se uma redução significativa de 75% para o número de Reynolds, fazendo com que escoamento mude do regime turbulento para o de transição, vide Figura 6.18. No casco, também há mudança do regime de escoamento, com uma queda de 46% no coeficiente de transferência de calor para a solução PSO em relação ao estudo de Kern (1950), vide Figura 6.19. Além disso, tanto os coeficientes de convecção no casco quanto nos tubos decresceram de acordo com o número de Nusselt e Reynolds.

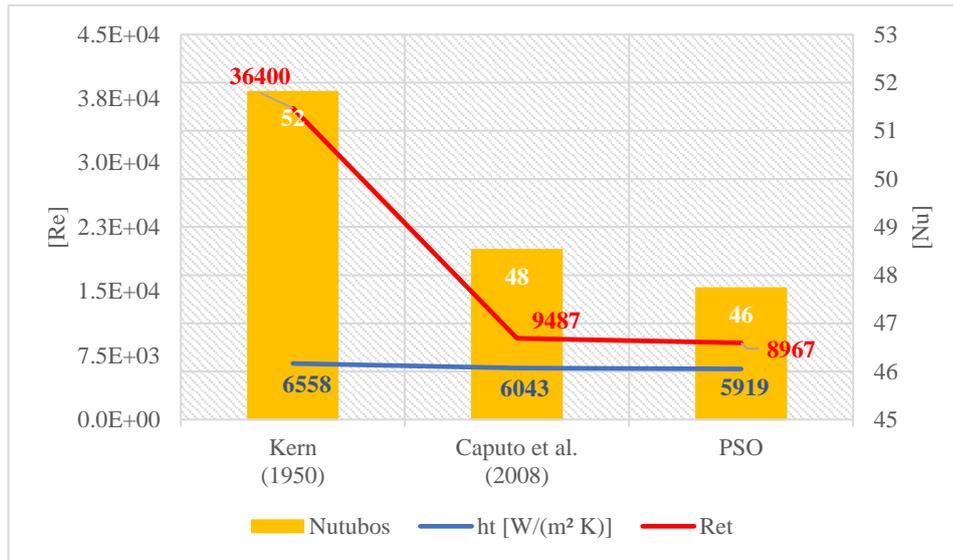


Figura 6.18 – Nusselt \times Reynolds em relação ao coeficiente de convecção nos tubos, baseada em Kern (1950).

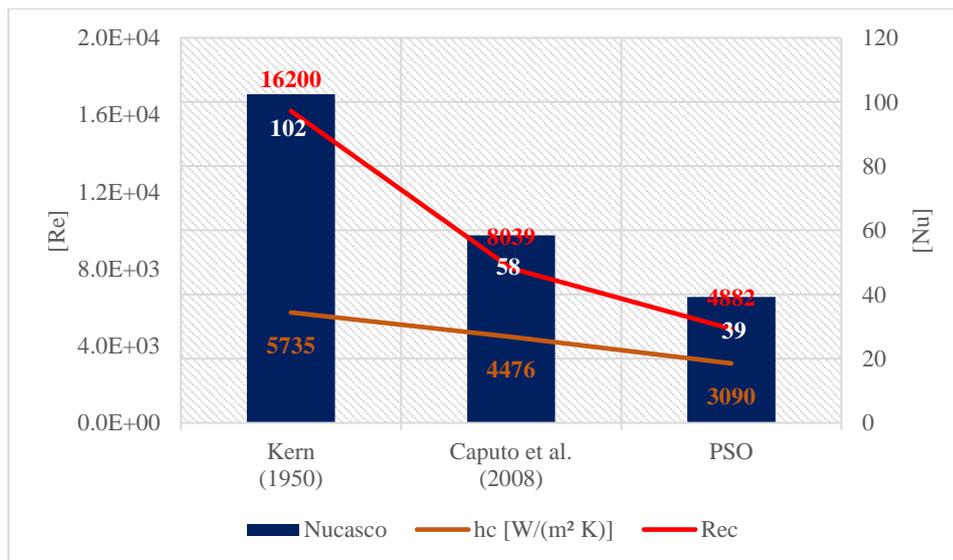


Figura 6.19 – Nusselt \times Reynolds em relação ao coeficiente de convecção no casco, baseada em Kern (1950).

Do mesmo modo em que foi apresentado o caso anterior, os parâmetros obtidos para o segundo estudo de caso se encontram na Tabela 6.8, incluindo os resultados de Sinnott *et al.* (2005) e Caputo *et al.* (2008). Verificou-se um aumento na área da superfície de troca térmica em 2% comparada a solução de Sinnott *et al.* (2005) e uma redução de 4% para Caputo *et al.* (2008). O coeficiente global de transferência de calor para a solução PSO é 9% menor e 1% maior quando comparado às soluções da literatura, respectivamente, vide Figura 6.20.

Tabela 6.8 – Resultados do segundo estudo caso para a técnica PSO comparada aos dados da literatura.

	Sinnott <i>et al.</i> (2005)	Caputo <i>et al.</i> (2008)	PSO
D_c [m]	0,89	0,83	0,81
L [m]	4,83	3,379	3,115
B	0,356	0,5	0,424
$d_{e,t}$ [m]	0,02	0,016	0,015
N_t	918	1567	1658
v_t [m/s]	0,75	0,69	0,67
Re_t	14925	10936	10503
Pr_t	5,7	5,7	5,7
h_t [W/(m ² K)]	3812	3762	3721
$DP_{t,total}$ [Pa]	6251	4298	4171
$d_{h,c}$ [m]	0,014	0,011	0,0107
v_c [m/s]	0,58	0,44	0,53
Re_c	18381	11075	10678
Pr_c	5,1	5,1	5,1
h_c [W/(m ² K)]	1573	1340	1280
$DP_{c,total}$ [Pa]	35789	13267	20551
U [W/(m ² K)]	715	660	655
A [m ²]	248,6	262,8	253,2
C_i [€]	51507	49259	46453
C_{od} [€]	12973	5818	6778,2
C_{tot} [€]	64480	55077	53231

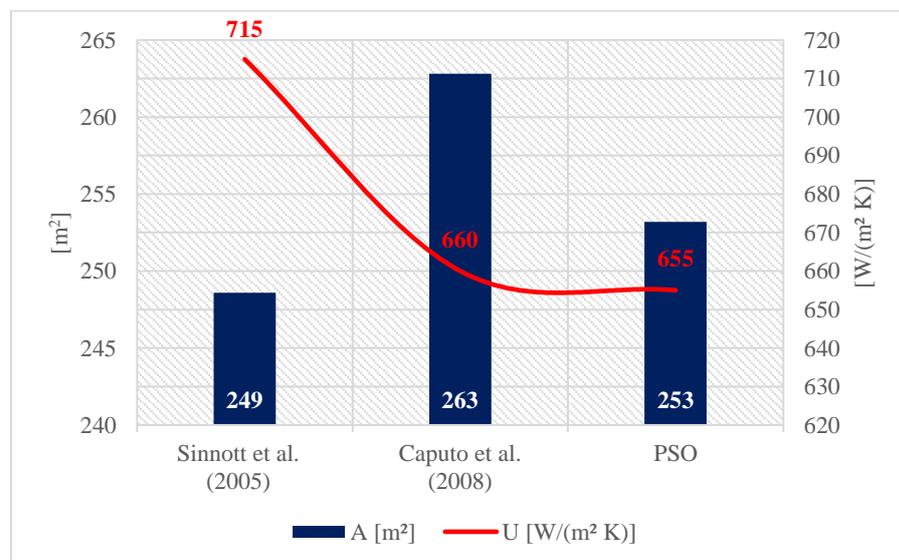


Figura 6.20 – Área da superfície de troca térmica em relação ao coeficiente global de transferência de calor, baseada em Sinnott *et al.* (2005).

Em relação ao trabalho de Sinnott *et al.* (2005) a perda de carga decresce em aproximadamente 50% com a solução PSO, vide Figura 6.21. A redução da perda de carga nos tubos se deve ao decaimento da velocidade no escoamento. A redução do número de Reynolds faz com que o coeficiente de convecção nos tubos decresça, exigindo menos potência para bombear o trocador de calor.

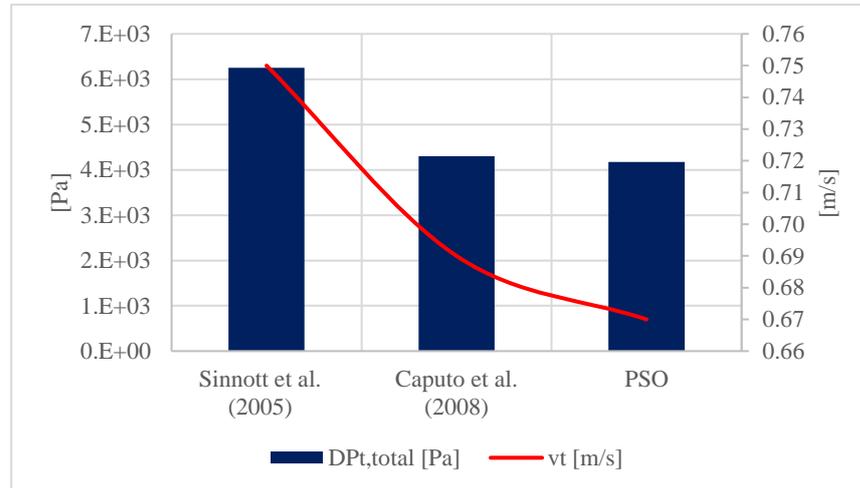


Figura 6.21 – Perda de carga em função da velocidade do fluxo nos tubos, baseada em Sinnott *et al.* (2005).

Relacionando o investimento de capital e os custos operacionais do trocador de calor, vide Figura 6.22, obteve-se uma economia próxima a 21% em relação à Sinnott *et al.* (2005) e 3% para Caputo *et al.* (2008). O custo operacional descontado de Sinnott *et al.* (2005) é 91% superior à solução da meta-heurística PSO. Por outro lado, o investimento de capital de Sinnott *et al.* (2005) é 11% e 6% inferior à Caputo *et al.* (2008) e a solução via PSO, respectivamente.

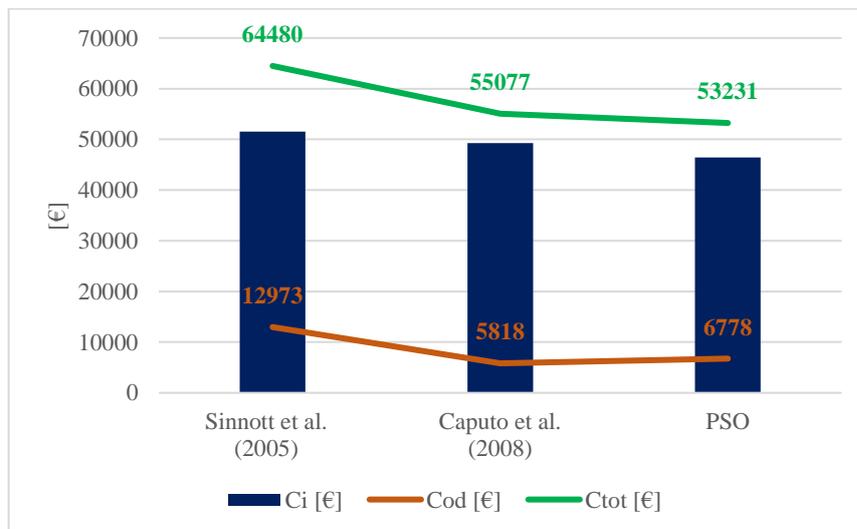


Figura 6.22 – Custos totais de projeto do estudo de caso confrontado com os dados da literatura, baseada em Sinnott *et al.* (2005).

Para os valores adimensionais de Reynolds e Nusselt para os tubos obtém-se uma redução significativa de 42% para o número de Reynolds, mantendo-o ainda sob regime turbulento, vide Figura 6.23. No casco, há uma queda de 23% no coeficiente de transferência de calor para a solução PSO em relação ao estudo de Sinnott *et al.* (2005), vide Figura 6.24. Assim, tanto os coeficientes de convecção no casco quanto nos tubos decresceram de acordo com o número de Nusselt e Reynolds.

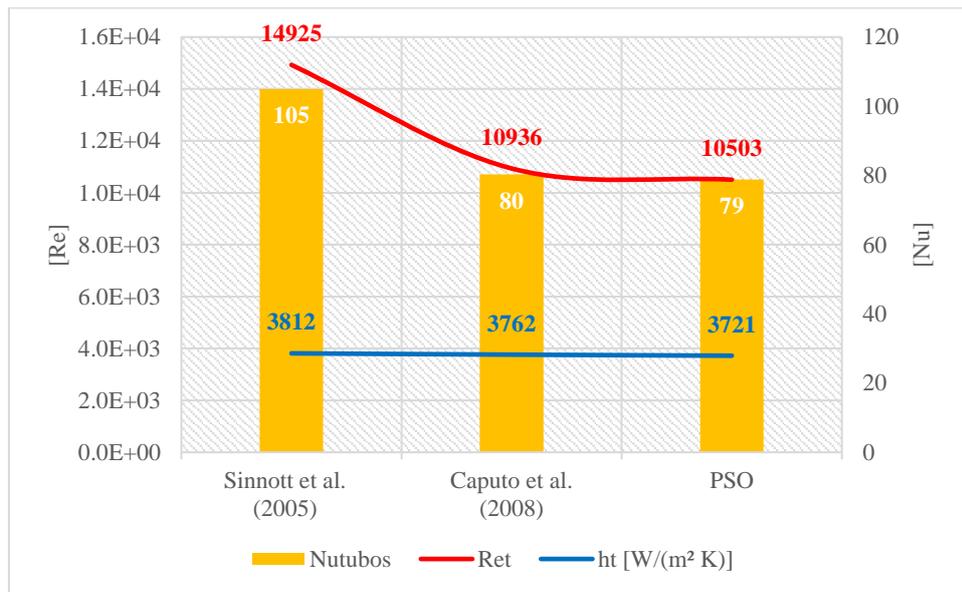


Figura 6.23 – Nusselt × Reynolds em relação ao coeficiente de convecção nos tubos, baseada em Sinnott *et al.* (2005).

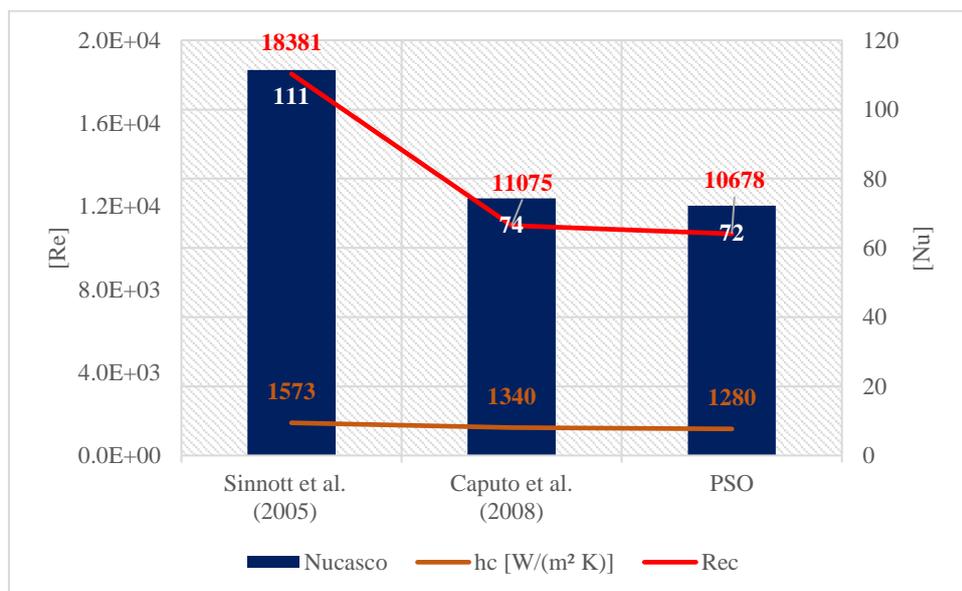


Figura 6.24 – Nusselt × Reynolds em relação ao coeficiente de convecção no casco, baseada em Sinnott *et al.* (2005).

Após a obtenção dos resultados pela abordagem PSO, utilizou-se os parâmetros da geometria do trocador de calor casco tubo otimizada para realizar a simulação numérica via CFD. Dessa forma, o modelo apresentado por Kern (1950) foi validado primeiramente, seguido pela solução da abordagem PSO para os dois estudos de caso, onde foi realizada a análise do coeficiente de transferência de calor por convecção e do fator de atrito do casco e dos tubos.

6.4 RESULTADOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA - CFX

Para as simulações numéricas no ANSYS CFX as equações governantes de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e turbulência discretizadas por meio do método dos volumes finitos baseado em elementos de contorno foram resolvidas iterativamente. Assim, os critérios de convergência do erro médio quadrático RMS (*root mean square*) para a discretização das equações citadas anteriormente foram estabelecidos na ordem de 10^{-6} . Tais valores definidos para o RMS visam garantir uma adequada convergência nas equações de conservação.

Para a execução das simulações numérica foi utilizada o *workstation* Dell® Precision 7820 Tower com sistema operacional Windows 10 Enterprise, Intel Xenon Gold 6130 CPU, 2.10 GHz de velocidade para processamento, memória física de 128 GB e 166 GB de memória virtual, contendo 16 *cores* e 32 processadores lógicos, sendo utilizado apenas 12 durante as simulações.

A avaliação da transferência de calor foi realizada analisando o fator de atrito, definido na Eq. (6.5), considerando o diâmetro equivalente e a queda de pressão em função do comprimento do trocador de calor (HOLMAN, 1983). Além disso, são avaliados os valores do coeficiente de transferência de calor médio e locais na interface entre a parede interna do tubo e o fluido, conforme as condições da seção 6.1. O coeficiente de transferência de calor médio foi determinado localmente por meio da Eq. (6.6) e através da média dos valores locais da temperatura obtida na parede interna dos tubos ao longo do comprimento do trocador de calor.

$$f = \frac{2d_h\Delta P}{\rho L v^2} \quad (6.5)$$

$$\bar{h} = \frac{Q}{A F \Delta T_{ML}} \quad (6.6)$$

Os valores médios do coeficiente de transferência de calor no casco e nos tubos tanto para a proposta original de Kern (1950) quanto para as soluções da abordagem PSO, em relação ao comprimento dos tubos são ilustrados nas Figuras 6.25 e 6.26, respectivamente. Tais valores foram calculados a partir da diferença de temperatura média logarítmica com pontos de medições para a temperatura inseridos próxima à região de contato entre a parede dos tubos e o fluido, através da ferramenta ANSYS® CFX® 14.5.

Dessa forma, o coeficiente de transferência de calor médio obtido para o casco é aproximadamente 7% inferior ao valor apresentado por Kern (1950), sendo que para os tubos essa diferença encontra-se no intervalo de 3% menor que o valor da literatura.

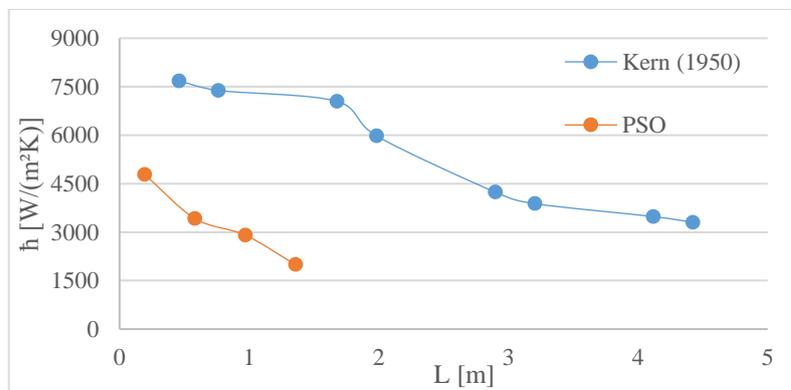


Figura 6.25 – Valores médios do coeficiente de transferência de calor no casco.

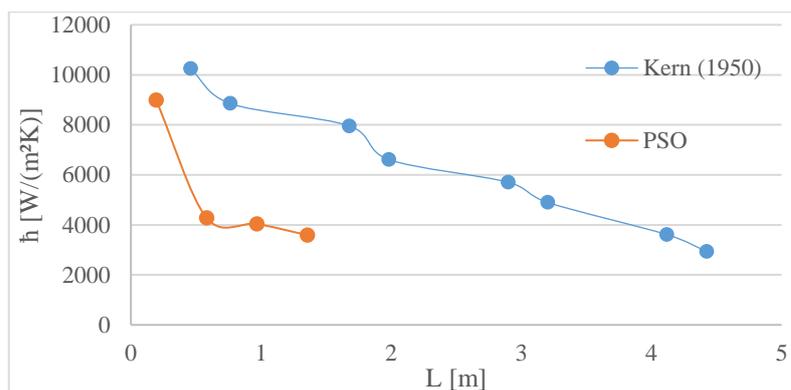


Figura 6.26 – Valores médios do coeficiente de transferência de calor nos tubos.

Logo, ao confrontar as diferentes geometrias de trocador de calor, há uma tendência para a variação do coeficiente de transferência de calor a medida que avançam pela extensão do trocador de calor. A mesma avaliação é feita para o fator de atrito de Darcy, respectivamente, onde há uma variação considerável devido ao fato de estar localizada em regiões de regime de transição para turbulento, sendo mais destacada na solução PSO onde há uma quantidade menor

de pontos de medição, vide Figuras 6.27 e 6.28. Considerando o valor médio do fator de atrito e comparando-o com os dados da literatura, obteve-se uma diferença de 15% no casco e 14% nos tubos.

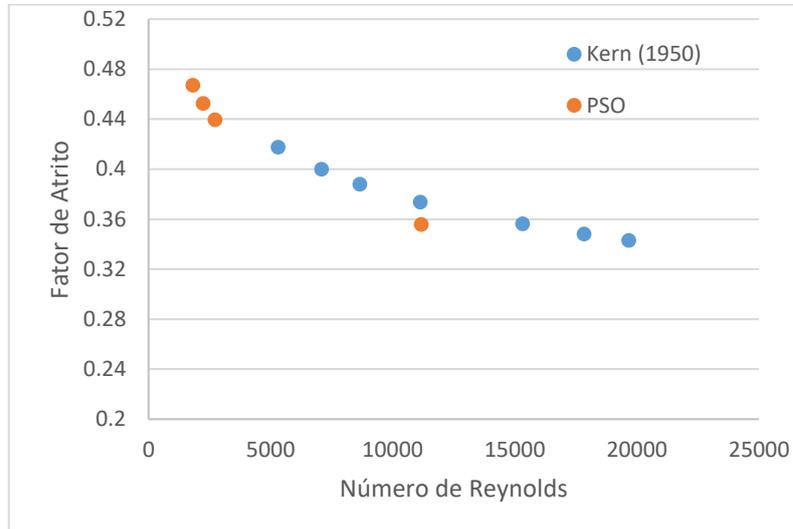


Figura 6.27 – Fator de atrito no casco em relação ao regime de escoamento.

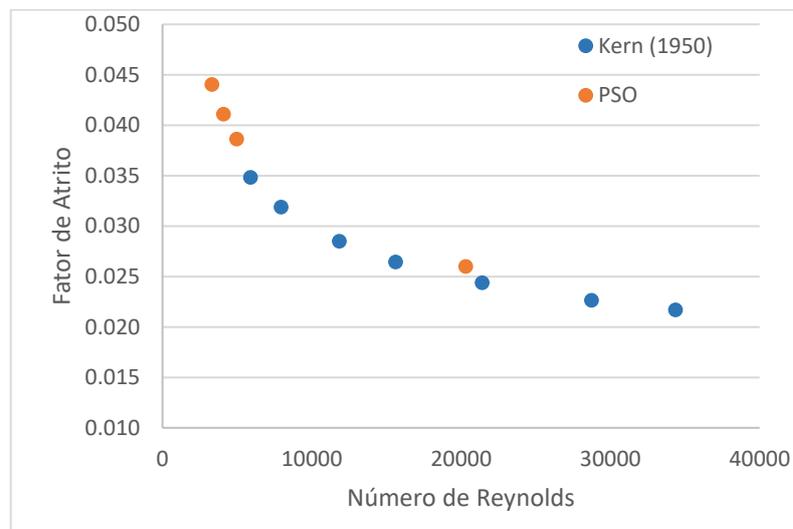


Figura 6.28 – Fator de atrito nos tubos em relação ao regime de escoamento.

Primeiramente os dados de Kern (1950) foram usados para a simulação numérica. Os resultados obtidos para o perfil de temperatura, no casco ao longo do trocador de calor, para a solução de Kern (1950) são apresentados na Figura 6.29, sendo a variação de temperatura coerente na entrada e saída do casco, conforme especificado nas premissas do projeto. O comportamento da velocidade no casco apresenta regiões de pico devido ao espaço livre entre as chicanas, vide Figura 6.30.

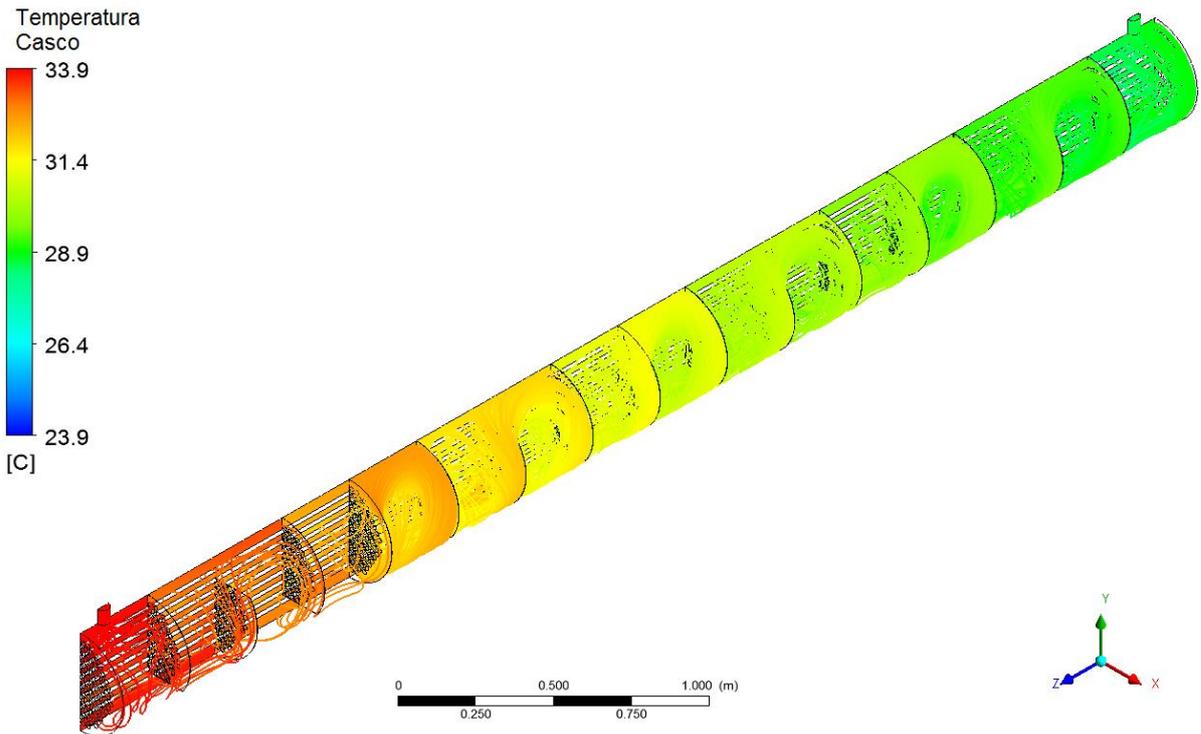


Figura 6.29 – Perfil de temperatura ao longo do trocador de calor proposto por Kern (1950).

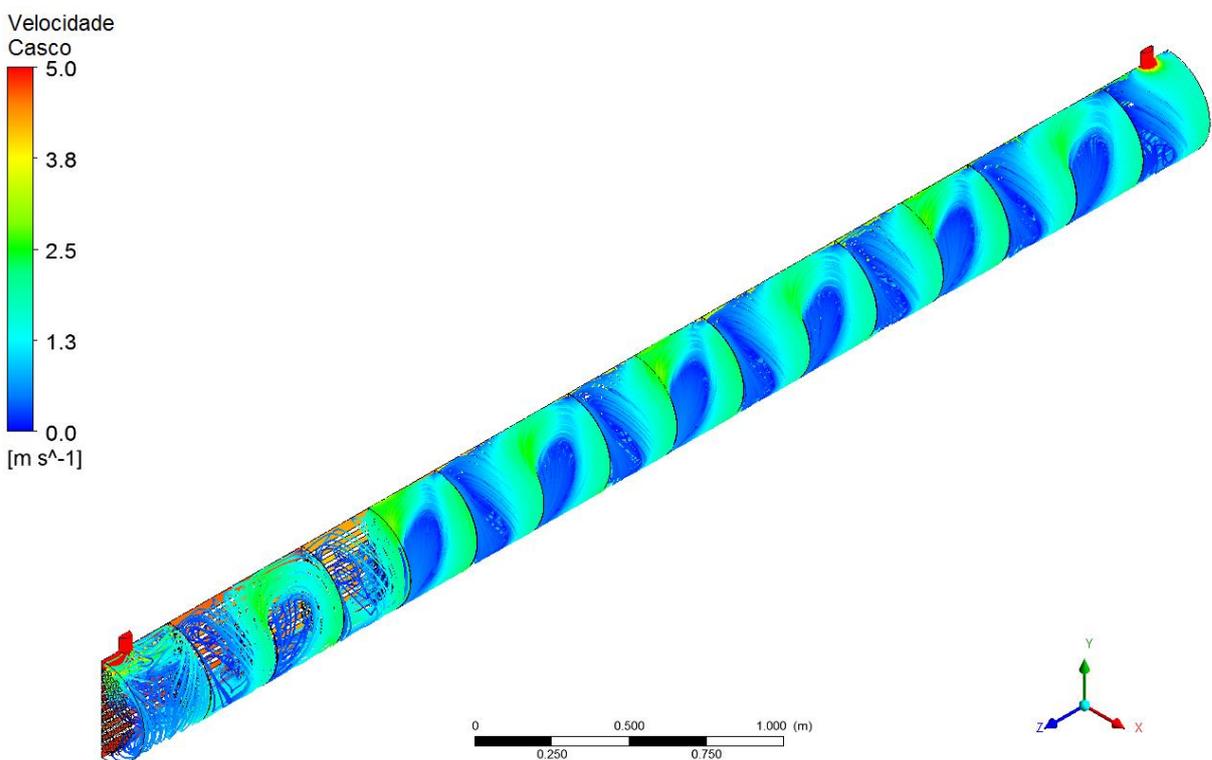


Figura 6.30 – Perfil de velocidade ao longo do trocador de calor proposto por Kern (1950).

O comportamento da velocidade na região de entrada e saída do casco é melhor detalhado nas Figuras 6.31 e 6.32, onde é possível verificar o escoamento do fluido entre os

tubos realizando a transferência de calor. Além disso, a variação de pressão no casco apresenta regiões críticas na entrada e saída do trocador de calor, conforme ilustrado na Figura 6.33, tal fato não ocorre da mesma maneira no momento em que o fluido se choca com as paredes das chicanas ao longo do casco.

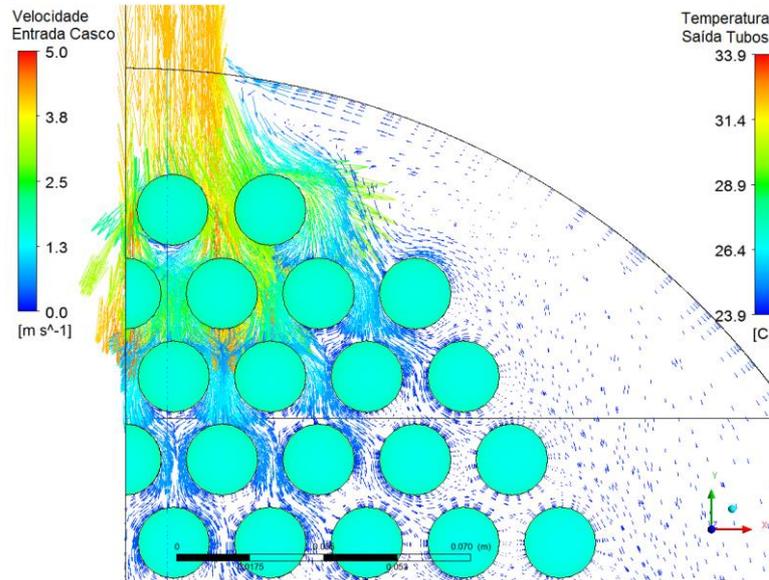


Figura 6.31 – Perfil de velocidade na entrada do casco.

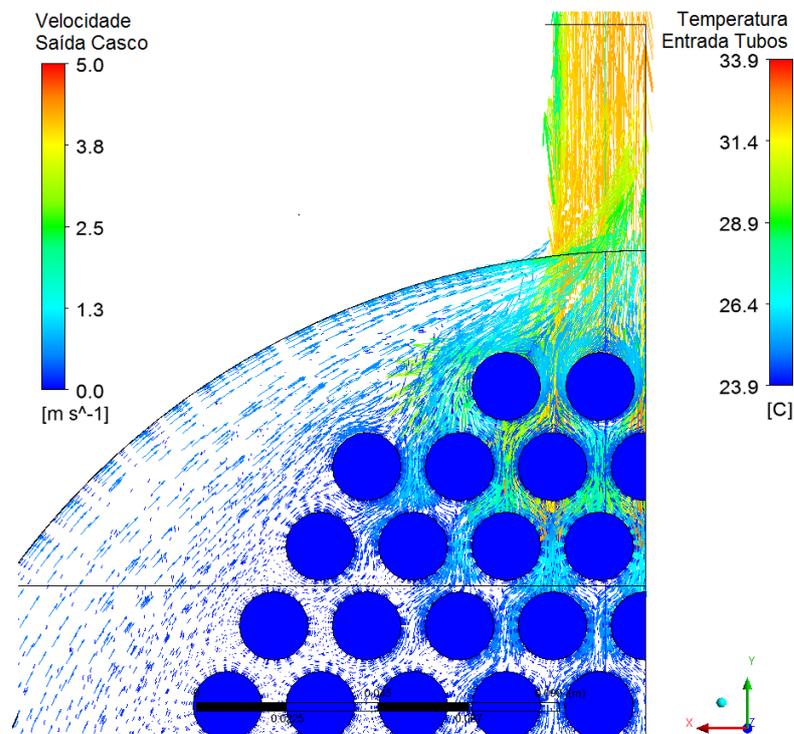


Figura 6.32 – Perfil de velocidade na saída do casco.

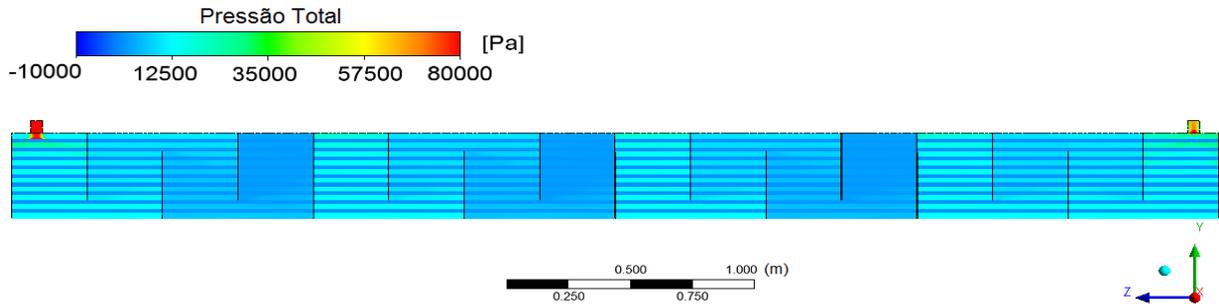


Figura 6.33 – Variação da pressão no casco ao longo do trocador de calor proposto por Kern (1950).

Para a validação do estudo de Kern (1950) utilizou-se os valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor médio tanto com o diâmetro no casco, quanto nos tubos em função da condutividade térmica do aço carbono, determinando o número de Nusselt, apresentado na Eq. (3.60). Adicionalmente, obteve-se o valor de Prandtl através das Eqs. (3.58) e (3.59). Com base nos valores de Nusselt e Prandtl se determinou a variação do número de Reynolds ao longo do trocador de calor com base na Eq. (3.61) para o casco e Eqs. (3.64) e (3.66) para os tubos.

Através das equações citadas previamente considerou-se a correlação de Dittus-Boelter, apresentada na Eq. (2.1) para comparar os resultados obtidos para os tubos, vide Figura 6.34, a qual considera o escoamento turbulento plenamente desenvolvido, número de Prandtl variando entre 0,6 e 160, razão de comprimento do casco e dos tubos em relação aos respectivos diâmetros hidráulicos sendo maior ou igual à 10 e com resfriamento no casco e aquecimento nos tubos. Dessa forma, notou-se uma variação do número de Reynolds entre a região de transição e turbulenta, onde os menores valores de Reynolds apresentaram maior discrepância em relação a correlação de Dittus-Boelter.

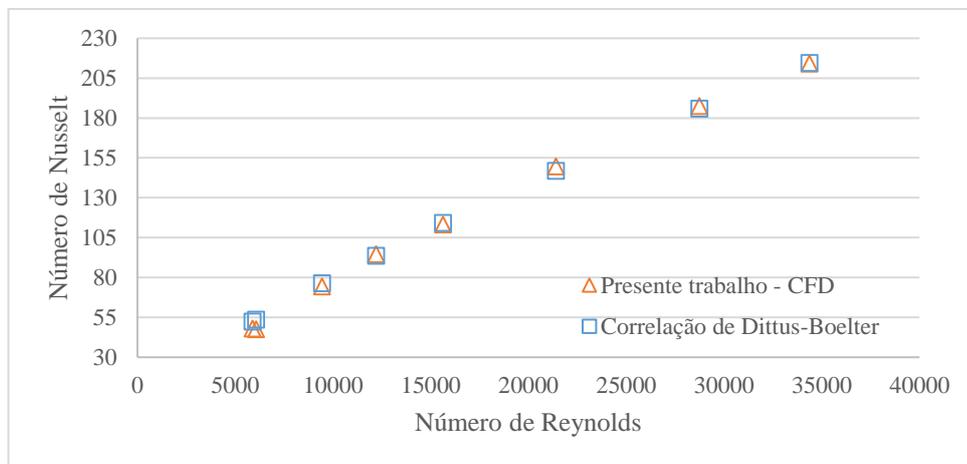


Figura 6.34 – Nusselt \times Reynolds nos tubos comparando os resultados via CFD da solução de Kern (1950) com a correlação de Dittus-Boelter.

Através das comparações utilizando os números de Nusselt e Reynolds para a equação de Dittus-Boelter, a qual é amplamente aplicada para escoamento turbulento interno plenamente desenvolvido, verificou-se que para escoamento nos tubos em regime de transição a maior diferença foi de aproximadamente 13%. Dessa forma, torna-se necessário propor uma correlação para avaliar o coeficiente de transferência de calor nos tubos, buscando elevar a assertividade do dimensionamento de projetos de trocadores de calor que operam na região de transição.

Assim, em seguida foi executada a simulação numérica via CFX para a abordagem PSO, permitindo assim avaliar uma geometria otimizada sob as mesmas condições de operação do estudo de Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005). Com isso, tem-se uma quantidade maior de dados para auxiliar na determinação de uma nova correlação do coeficiente de transferência de calor nos tubos, permitindo verificar quais restrições podem ser aplicadas para o regime de escoamento em projetos de trocadores de calor casco tubo similares às considerações avaliadas em ambos estudos de caso.

Conforme já descrito, são obtidos os valores médios do coeficiente de transferência de calor nos tubos através de pontos de monitoramento criados a partir da ferramenta ANSYS® CFX® 14.5 para a abordagem PSO. Assim, foi possível verificar o perfil de temperatura ao longo do trocador de calor, utilizando a ferramenta *isosurface* do ANSYS® CFX® 14.5, vide as Figuras 6.35 e 6.36. O comportamento da velocidade no casco apresenta regiões de pico próximo as chicanas e velocidade menor em relação ao estudo de Kern (1950) com o aumento da quantidade de tubos, vide Figura 6.37.

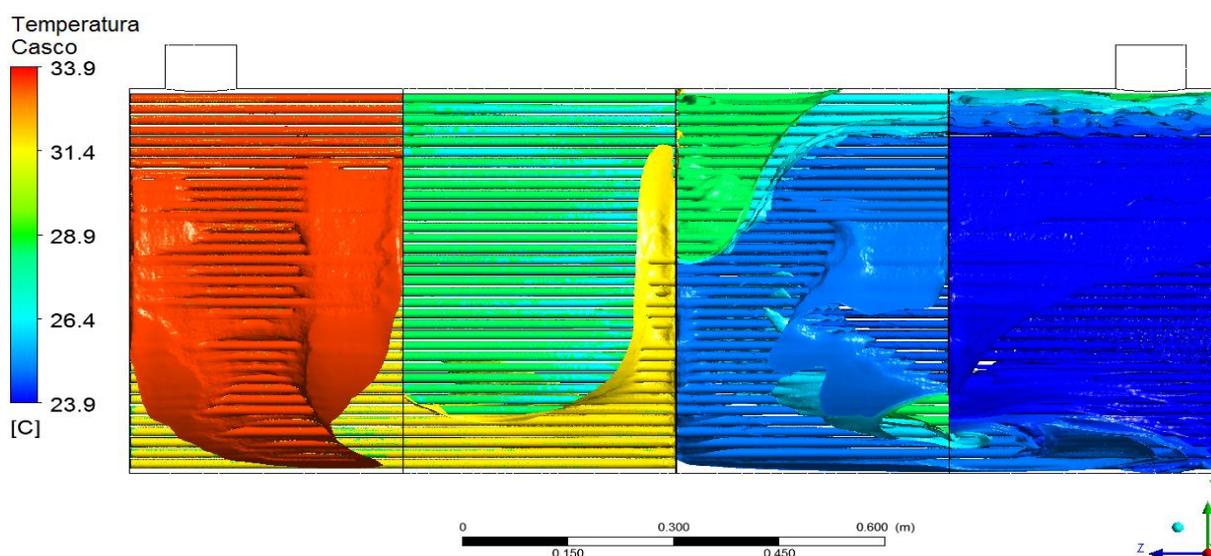


Figura 6.35 – Distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor gerado pela abordagem PSO, baseada em Kern (1950).

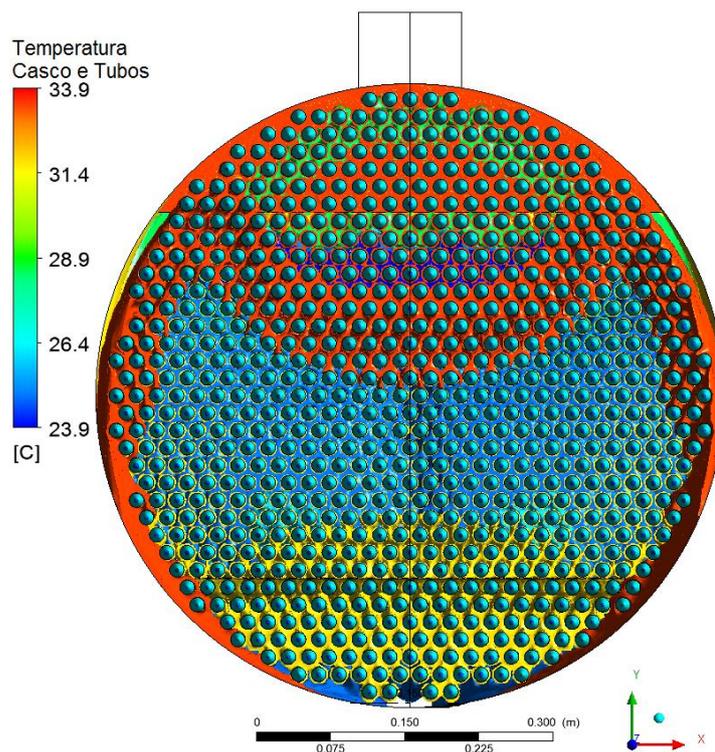


Figura 6.36 – Distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor gerado pela abordagem PSO, baseada em Kern (1950).

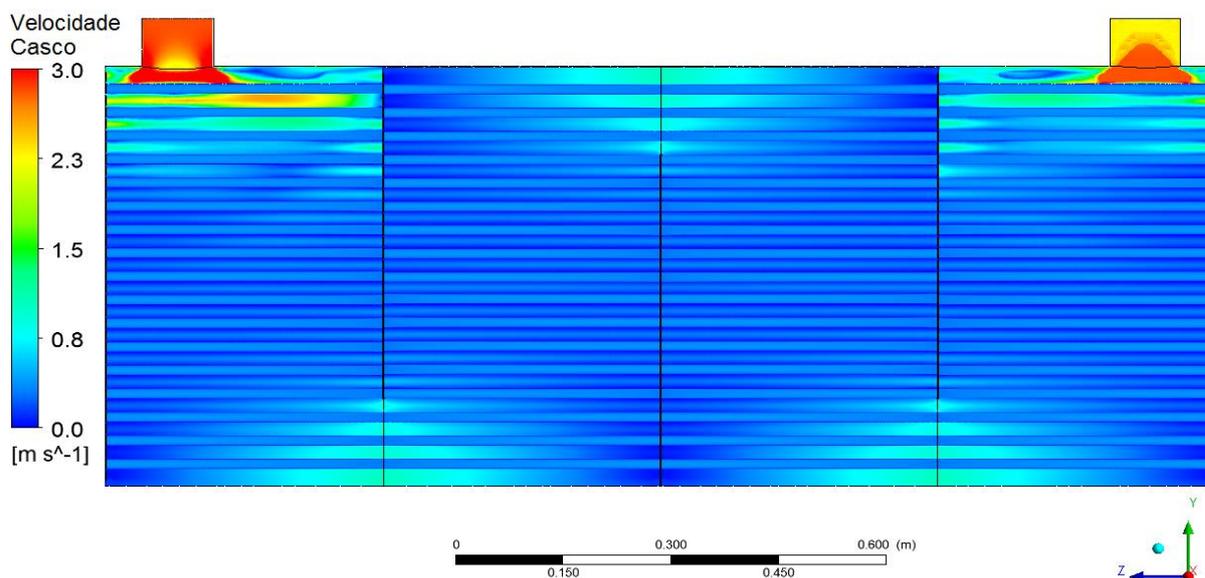


Figura 6.37 – Distribuição de velocidade ao longo do trocador de calor obtido pela abordagem PSO, baseada em Kern (1950).

Analogamente ao primeiro caso, obteve-se os valores médios para o coeficiente de transferência de calor nos tubos, possibilitando verificar o perfil de temperatura ao longo do trocador de calor, como mostram as Figuras 6.38 e 6.39. Além disso, notou-se que

comportamento da velocidade no casco apresenta regiões de pico próximo as chicanas onde o caminho a ser percorrido pelo fluido é alterado e sua velocidade é menor quando comparada ao estudo de Sinnott *et al.* (2005) devido ao aumento do número de tubos, vide Figura 6.40.

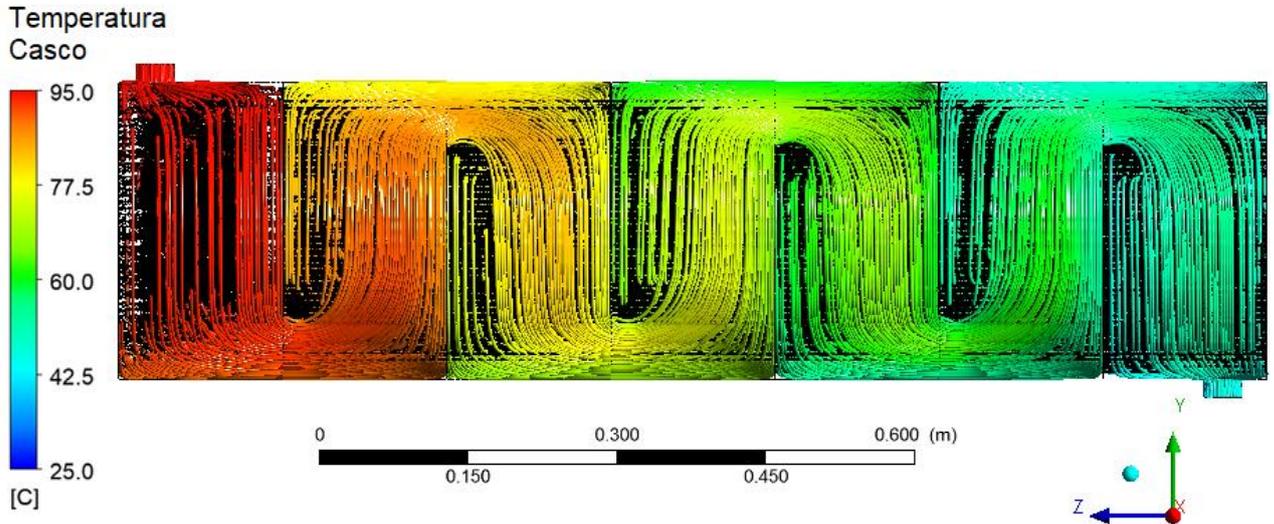


Figura 6.38 – Distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor gerado pela abordagem PSO, baseada em Sinnott *et al.* (2005).

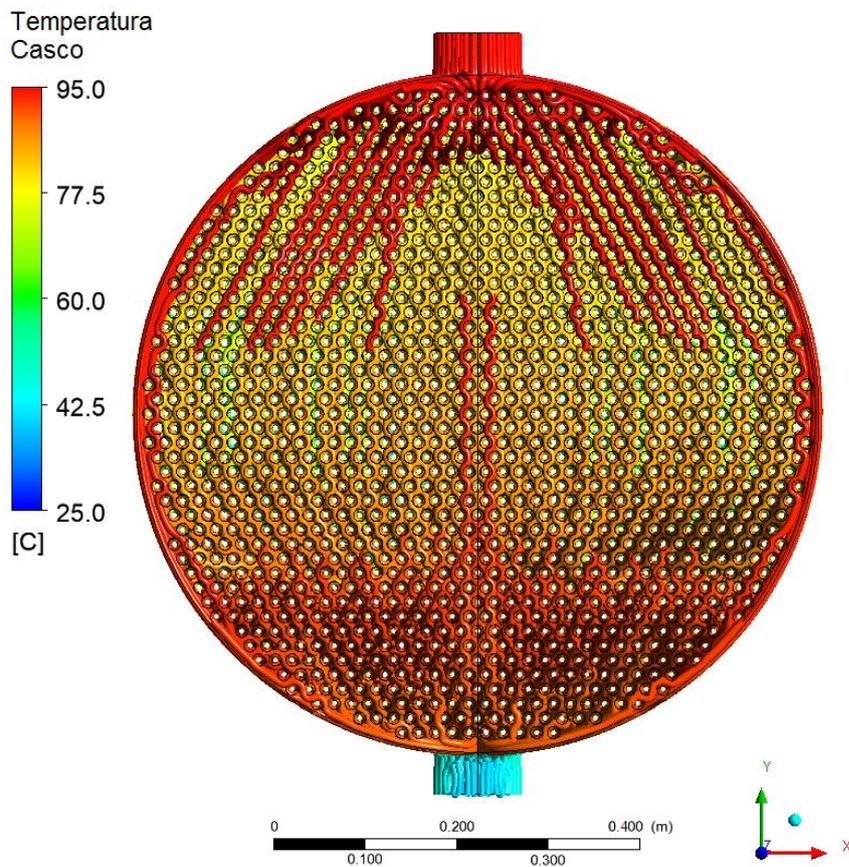


Figura 6.39 – Distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor gerado pela abordagem PSO, baseada em Sinnott *et al.* (2005).

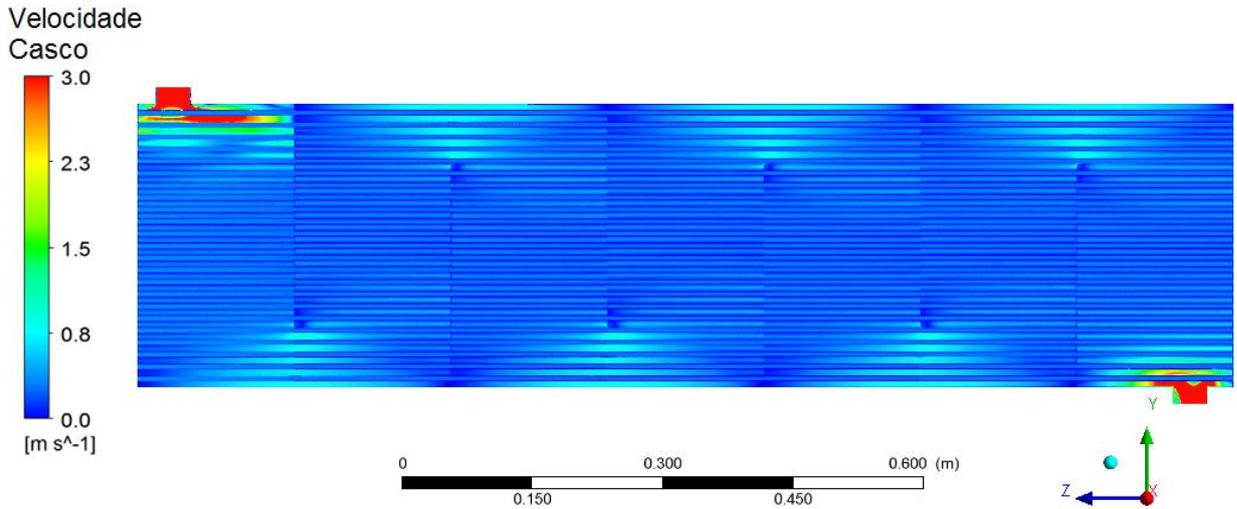


Figura 6.40 – Distribuição de velocidade ao longo do trocador de calor obtido pela abordagem PSO, baseada em Sinnott *et al.* (2005).

De maneira análoga à validação do trocador de calor proposto por Kern (1950), foram confrontados os números de Nusselt e de Reynolds em relação a correlação de Dittus-Boelter para os tubos em ambos os estudos de caso. Verificou-se um comportamento similar ao estudo de Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005) nas regiões em que Reynolds apresenta-se em regime de transição, onde a maior diferença entre as correlações é 4% nos tubos, vide Figura 6.41.

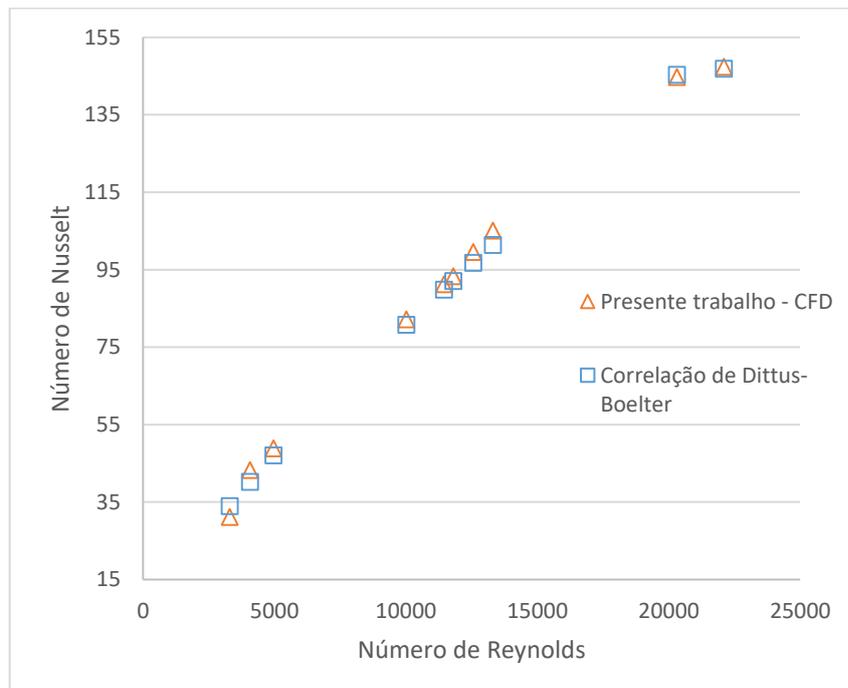


Figura 6.41 – Nusselt \times Reynolds nos tubos comparando os resultados via CFD da abordagem PSO com a correlação de Dittus-Boelter.

Conforme a Figura 6.41, verificou-se que o caso estudado por Kern (1950) apresenta um escoamento em regime turbulento devido ao menor número de tubos comparado à solução meta-heurística PSO a qual apresentou uma quantidade cinco vezes maior. Sendo que ao utilizar uma solução com uma parcela menor de tubos em que haja uma folga considerável entre os tubos e o casco, possibilita ao fluido escoar maior velocidade entre as chicanas.

Para o estudo de Sinnott *et al.* (2005) com base na Figura 6.41 o mesmo fenômeno é observado, no entanto o número de tubos neste caso foi apenas duplicado em relação ao trabalho de referência e ao reduzir minimamente o diâmetro do casco. O qual é 25% maior que a solução do primeiro caso, possibilitando ainda obter um escoamento em regime de transição, sendo que o espaçamento entre as chicanas foi aumento em 14% para a solução meta-heurística PSO em relação ao estudo de Sinnott *et al.* (2005).

As diferenças encontradas nas regiões de escoamento em relação a correlação de Dittus-Boelter, motivaram a proposição de uma nova correlação para o coeficiente de transferência de calor nos tubos. Dessa forma, buscou-se obter uma equação capaz de descrever com maior precisão o comportamento do fluido próximo ao regime, sendo esta região útil para o desenvolvimento de projetos de trocadores de calor casco tubo. Logo, baseando-se na correlação de Dittus-Boelter Eq. (2.1) e na definição do número de Nusselt Eq. (3.60), tem-se um modelo de correlação não-linear:

$$Nu = aRe^n. \quad (6.7)$$

onde, a e n são as constantes do modelo não linear a serem determinada para o casco e para os tubos do trocador de calor, considerando que o valor de Prandtl é constante. Dessa forma, para se obter valores aceitáveis ao coeficiente de transferência de calor em regime de transição, utilizou-se o *software* Statistica® 7.0, para determinar as variáveis a e n . Empregou-se então o método dos mínimos quadrados não linear de Gauss-Newton, o qual baseia-se em uma aproximação linear para os componentes de uma função, f , conforme descrito na Eq. (6.8) nas proximidades de x (LIMA, 2009).

$$f(x+h) \cong l(h) \equiv f(x) + J(x)h \quad (6.8)$$

com $J \in \mathbb{R}^{m \times n}$ sendo a matriz Jacobiana, onde o vetor x na n k-ésima iteração é determinado por:

$$x_{k+1} = x_k + h_{gn} \quad (6.9)$$

onde, h_{gn} é o vetor para uma direção descendente desde que:

$$h^T_{gn} F'(x) = h^T_{gn} (J^T f) = -h^T_{gn} (J^T J) h_{gn} < 0 \quad (6.10)$$

Tratando as variáveis independentes, números de Reynolds e de Prandtl na Eq. (6.7), obtidas através da simulação computacional via ANSYS® CFX® 14.5, no *software* Statistica® 7.0, estimou-se as variáveis a e n , para o coeficiente de transferência de calor, dados descritos na Tabela 6.9. Assim sendo, obteve-se um coeficiente de correlação (R^2) acima de 0,99 em ambos os casos, o que representa um excelente ajuste da curva aos dados analisados, mostrando ainda os valores residuais em função dos valores preditos para o coeficiente de transferência de calor modificado, vide Figura 6.42.

Tabela 6.9 – Constantes das variáveis independentes da Eq. (6.8) e o coeficiente de correlação.

h	a	n	R^2
Tubos	0,0457	0,2465	0,9986

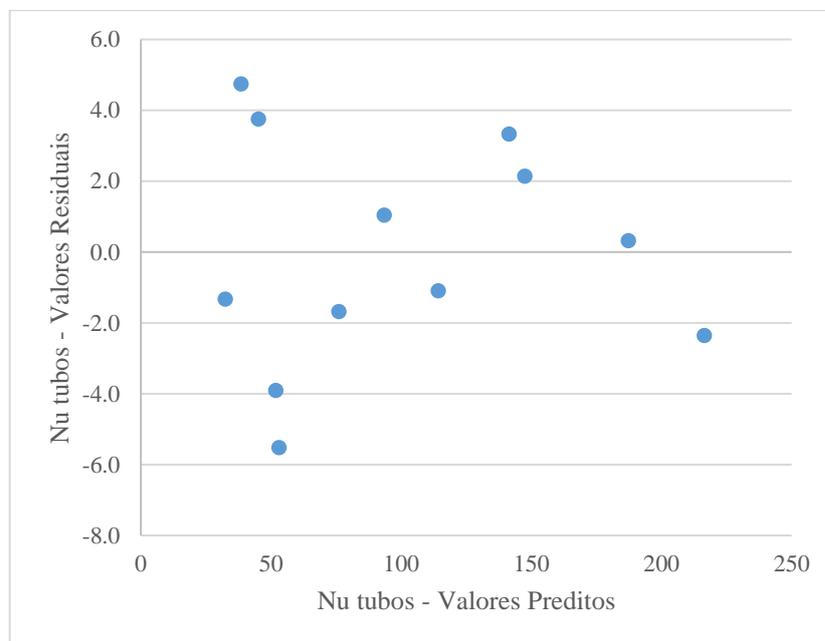


Figura 6.42 – Valores residuais em função dos valores preditos para Nusselt nos tubos para Reynolds entre o regime de transição e turbulento.

Através da Figura 6.42, verificou-se que os dados não são tendenciosos, permitindo afirmar que os dados obtidos não apresentaram variáveis que não foram consideradas influenciando na correlação.

Para o coeficiente de transferência de calor médio para dos tubos, vide Figura 6.43, tem-se no eixo das abscissas os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção obtidos através da simulação via ANSYS®-CFX® 14.5, enquanto no eixo das ordenadas tem-se os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção determinados através da correlação proposta para os tubos. A barra de erros mostra uma restrição dos valores da correlação em 10%, tanto na horizontal quanto na vertical.

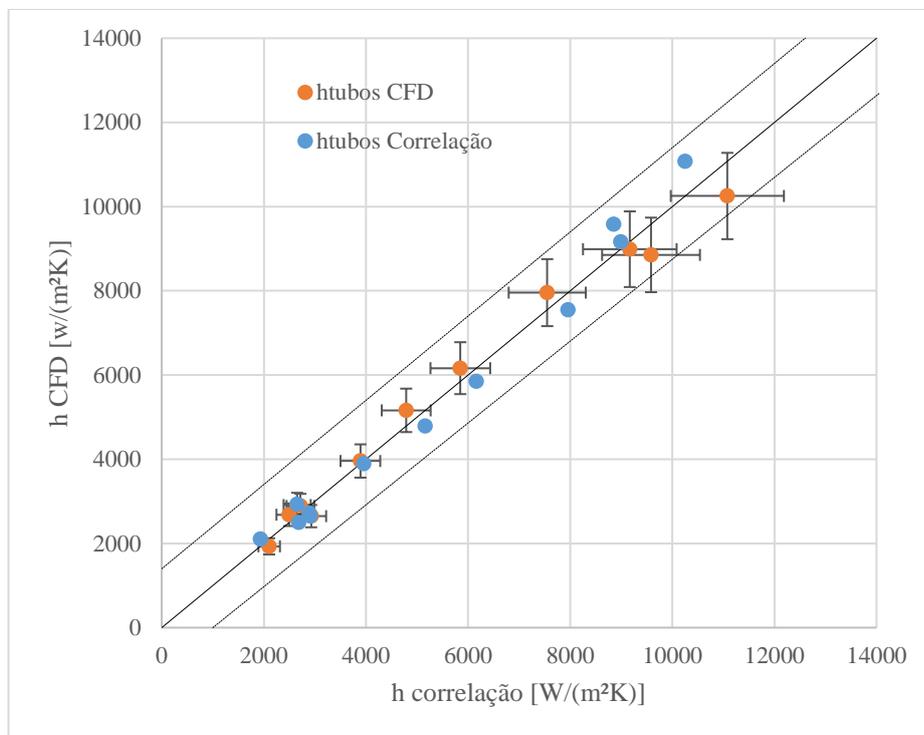


Figura 6.43 – Comparação entre os coeficientes de transferência de calor por convecção para os tubos.

7. CONCLUSÕES

No presente estudo foi abordado primeiramente a otimização estocástica, seguida pela modelagem numérica da turbulência desta solução para trocadores de calor casco tubo. A aplicação da simulação numérica permite avaliar as configurações geométricas obtidas através da otimização, verificando sua coerência ao comportamento fluidodinâmico do trocador de calor. A escolha do modelo casco tubo se deve a extensa faixa de aplicação na indústria e ao estímulo do desenvolvimento modelos mais econômicos.

Para desenvolvimento do modelo numérico da geometria original e otimizada, o domínio computacional foi modelado considerando 50% do diâmetro do casco e do feixe de tubos. A simplificação da geometria se deve ao seu tamanho e à complexidade na região de contato entre os tubos e o fluido do casco para o refino de malha e resolução dos modelos. Considerando os dois os estudos de caso, o estudo de Kern (1950) e a análise de convergência da malha, 19 simulações periódicas foram realizadas, onde as propriedades do escoamento na seção de saída foram aplicadas como condições de contorno na simulação seguinte.

Para a análise de convergência da malha do modelo de Kern (1950), cinco modelos de malha foram avaliados, variando simultaneamente o domínio do casco e dos tubos. Possibilitou-se avaliar que o refino de malha fornece boa precisão dos resultados de tal modo que o tempo de processamento exigido para a resolução fosse viável para a conclusão da análise. Considerando a soma da malha do domínio do casco e dos tubos o modelo de Kern (1950) obteve 71 milhões de elementos, 51 e 80 milhões para o primeiro e segundo estudo de caso, respectivamente, após a obtenção da solução pela abordagem PSO.

Os resultados numéricos do método PSO mostraram uma redução de 70% do comprimento do trocador de calor em relação ao trabalho de Kern (1950), compensada pelo aumento de 35% do diâmetro do casco e de 50% do número de tubos. Comparando o estudo de Kern (1950) com a abordagem PSO, a proposta original possui escoamento totalmente turbulento e a otimização faz com que o trocador de calor opere sob o regime de transição. Logo, tem-se uma queda no coeficiente de transferência de calor de 46% para o casco e 14% para os tubos.

Para a abordagem PSO no segundo caso, obteve-se uma redução de apenas 7% do comprimento do trocador de calor em relação à Sinnott *et al.* (2005), o que significa que o modelo já possui um comprimento bastante otimizado, porém o número de tubo aumentou em 45% e o diâmetro do casco foi reduzido em 2%. Confrontando o trabalho de Sinnott *et al.* (2005) com a abordagem PSO, o primeiro apresenta um escoamento totalmente turbulento e a

otimização faz com que nova solução o opere próximo ao regime de transição devido a mínima redução do diâmetro do casco. Logo, tem-se uma queda no coeficiente de transferência de calor de 23% para o casco e 2% para os tubos.

A solução da abordagem PSO corresponde a um trocador de calor compacto e com menor perda de carga, causando um impacto significativo no custo do projeto. Tal custo representa um aumento no investimento capital de 5% para o primeiro caso e economia de 11% no segundo caso, obtendo ainda uma redução de 94% e 48% no custo operacional descontado, o que gerou uma economia de 57% e 17% no custo total de projeto. De acordo com o custo total nota-se que o modelo de Sinnott *et al.* (2005) já apresenta um trocador bastante otimizado.

A partir da simulação numérica via ANSYS® CFX® 14.5 primeiramente validada para o modelo de Kern (1950) apresentou uma diferença de 15% para fator de atrito no casco e 14% nos tubos. O coeficiente de transferência de calor por convecção médio nos tubos, obtido através das simulações obteve uma diferença de 13% em relação a equação de Dittus-Boelter, demonstrando uma deficiência em descrevê-lo, possibilitando propor uma nova correlação.

A correlação proposta para o coeficiente de transferência de calor por convecção para os tubos foi obtida através do *software* Statistica® 7.0, para estimar as constantes que ajustam o perfil do comportamento do coeficiente com a variação de Reynolds e Prandtl constante. Obteve-se um coeficiente de correlação (R^2) acima de 0,99, critério que representa um bom ajuste da curva para os dados analisados. Comparando os valores obtidos via ANSYS® CFX® 14.5 com a correlação, se obtém um erro médio dentro de 10% para os dois estudos de caso baseados no problema de Kern (1950) e Sinnott *et al.* (2005).

Para estudos posteriores recomenda-se envolver o tamanho e variação do ângulo das chicanas ao longo do trocador como variáveis de projeto, bem com a influência dos bocais de entrada e saída no escoamento do trocador de calor. Além disso, é possível avaliar o trocador otimizado alterando a vazão mássica dos fluidos, juntamente com a variação da temperatura na entrada e saída do casco e dos tubos a fim de determinar quais faixas de aplicação o trocador de calor pode abranger.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMINI M., BAZARGAN, M. **Two Objective Optimization in Shell-and-Tube Heat Exchangers Using Genetic Algorithm**, Applied Thermal Engineering, ed.: 034, p. 1016-1034, 2013.
- ANDERSSON, B. *et al.* **Computational Fluid Dynamics for Engineers**, 1ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2012.
- ANSYS, **ANSYS 14.5** Product Launcher Release 14.5.
- ANSYS, **CFX Modeling Guide**, Vol. Release 17.0, 2017.
- ANSYS, **CFX-Solver Theory Guide**, Vol. Release 17.0, 2017.
- ASADI, M., *et al.* **Economic optimization design of shell and-tube heat exchangers by a cuckoo-search-algorithm**. Applied Thermal Engineering, ed. 73, p. 1032-1040, 2014.
- AUGUSTUS G. **Inteligência de enxame e o algoritmo das abelhas**. Departamento de Ciência da Computação. 27 p. São Paulo/SP: IME/USP, 2005.
- BABU, B.V., MUNAWAR S.A. **Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers**. Chem Eng Sci, ed. 62, p. 3720–3739, 2007.
- BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração – Geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis/SC: Editora UFSC, 2002.
- BELL, K. J. Exchangers **Design Based on the Delaware Research Program**, Petroleum Engineering, Vol. 32, No. 11, p. C26-36 and C40a-C40c, 1960.
- BELL, K. J. **Delaware method for shell side design**: 1 ed. New York: McGraw-Hill; p. 145–66, 1981.
- BEJAN, A. *et al.* **Entropy Generation Minimization**: 1 ed. Boca Raton. Editora: CRC Press; 1996.
- BEJAN, A. **Shape and structure, from engineering to nature**. 1ed. Cambridge: Cambridge University Press; 2000.
- BEJAN, A. **Transferência de Calor**. São Paulo: Ed. Edgard Blücher, 2004.

- BENDEKAR A., SAWANT V. B. **Heat transfer optimization of shell and tube heat exchanger through CFD analysis**. International Journal of Advanced Tecnology in Engineering and Science, Vol. No. 4, Issue No. 4, 2016.
- BHUTTA, N. B. M., HAYAT, M. A. A. **CFD applications in various heat exchangers design: a review**, Applied thermal engineering 32: p.1- 12, 2011.
- BICCA, G. B.; SECCHI, A. R.; WADA, K. **Modelagem de Trocadores de Calor Casco e Tubos**. 189 p. Porto Alegre/RS: PPGEQ, 2005.
- BOUSSINESQ, V. J. **Essai sur la théorie des eux courantes**, Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences, c.23, p.1 – 680, Paris, 1877.
- BOWMAN, R. A. *et al.* **Mean Temperature Difference in Design**. Transactions of the ASME (American Society Mechanical Engineers). V. 62, Issue No. 4, p. 283, 1940.
- CAPUTO, A.C., PELAGAGGE, M P., SALINI, P. **Heat exchanger design based on economic optimization**. Applied Thermal Engineering, ed. 28, p. 1151–1159, 2008.
- CAPUTO, A.C., PELAGAGGE, M. P., SALINI, P. **Heat exchanger optimized design compared with installed industrial solutions**. Applied Thermal Engineering, ed. 87, p. 371-380, 2015.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica Dos Fluidos - Fundamentos e Aplicações: 3 ed.** São Paulo: Editora McGraw-Hill, 2015.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat and mass transfer: fundamentals & applications**. New York: Editora McGraw-Hill, 2011
- CHUKWUDI, B. C. e OGUNEDO, M. B. **Optimization of the Inlet Conditions of a Shell and Tube Heat Exchanger**, Department of Mechanical Engineering, Imo State University, International Journal of Research and Review, Vol.5; Issue: 6, p. 145 – 150, Owerri, 2018.
- COELHO, L.S. **A quantum particle swarm optimizer with chaotic mutation operator chaos**, Solitons e Fractals, ed. 37, p. 1409-1418, 2008.
- COPETTI, J.B. **Cálculo de trocadores de calor tipo casco e tubos por partes com determinação das curvas de temperatura e perda de carga**. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre/RS, 1989.

DIRKER, J., VAN DER VYVER H. e MEYER, J. P. **Validation of a CFD model of a three dimensional tube-in-tube heat exchanger**. Third International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO, Melbourne, Australia, 2003.

DODD, R. **Temperature efficiency of heat exchangers with one shell pass and even number of tube passes**. Proc. 2nd World Congress in Chemical Engineering, V. 4, p.463–467, 1980.

EBERHART, R. C., SIMPSON, P., e DOBBINS, R. **Computational intelligence PC tools**. Academic Press Professional, Inc., San Diego, CA, EUA, 1996.

EMMEL, M. G., **Determinação Numérica do Coeficiente de Troca de Calor por Convecção em Superfícies Externas de Edificações Baixas e Isoladas**. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM-PUCPR, Curitiba/PR, 2006.

FAKHERI, A. **Alternative approach for determining log mean temperature difference correction factor and number of shells of shell and tube heat exchangers**. Journal of Enhanced Heat Transfer, V. 10, p.407–420, 2003.

FESANGHARY, M., DAMANGIR, E., SOLEIMANI, I. **Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm**. Applied Thermal Engineering, ed. 29, p. 1026-1031, 2009.

FETTAKA, S., THIBAUT, J., GUPTA, Y. **Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization**. International Journal of Heat and Mass Transfer, ed. 60, p. 343-354, 2013.

GAO B., BI Q., NIE Z., WU J. **Experimental study of effects of baffle helix angle on shell-side performance of shell-and-tube heat exchangers with discontinuous helical baffles**. Experimental Thermal and Fluid Science, ed. 68, p. 48-57, 2015.

GARDNER, K., TABOREK, J. **Mean temperature difference: A reappraisal**. AIChE J, vol 23, p. 777-786, 1977.

GNIELINSKI, V. **New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow**. Int. Chem. Eng., v. 16, p. 359–368, 1976.

GNIELINSKI, V. **Forced convection in ducts - Heat Exchanger Design Handbook**. Washington: Hemisphere Publishing Corp. V.. 2, cap. 2, 1983.

GODOI J. M. A. **Eficiência energética industrial: um modelo de governança de energia para a indústria sob requisitos de sustentabilidade.** 127p. São Paulo/SP: PPGE-USP, 2011.

HADIDI A., NAZARI A. **Design and economic optimization of shell-and-tube heat exchangers using biogeography-based (BBO) algorithm.** Applied Thermal Engineering, ed. 51, p. 1263-1272, 2013.

HELLBORG J. **Modelling of shell and tube heat exchangers.** Division of Heat Transfer. Lund University, LTH, Sweden, 2017.

HERSKOVITS J. **Advances in Structural Optimization:** 1 ed. Springer: Aalborg, Denmark, 1995.

HEWITT, G. H. *et al.* **Process Heat Transfer:** 1 ed. Editora CRC Press Inc, Florida, 1994.

HINZE, J.O. **Turbulence.** 2 ed. Editora McGraw-Hill, New York, 1975.

HOLMAN, J.P. **Transferência de calor:** ed. 1 São Paulo: Editora McGraw-Hill do Brasil, 1983.

INCROPERA, F. P., DEWITT D. P. **Interactive Heat Transfer to Accompany Fundamentals of Heat and Mass Transfer Fourth Edition And Introduction To Heat Transfer.** 4. ed. United States, 1996.

INCROPERA F.P., DEWITT D.P., BERGMAN T.L., LAVINE, A.S., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 6 ed. Editora LTC, Rio de Janeiro, 2008.

IHU - INSTITUTO HUMANISTAS UNISINOS. **A crise do setor energético e a síndrome de país rico. Luiz Augusto Horta Nogueira.** Disponível em:<http://www.ihu.unisinos.br/entrevistas/532336-a-crise-do-setor-energetico-e-a-sindrome-de-pais-rico-entrevista-especial-com-luiz-augusto-horta-nogueira>. Acesso em: maio de 2017.

JACOBI, A. M. **Optimization of shell-and-tube heat exchangers conforming to TEMA standards with designs motivated by constructal theory.** Energy Conversion and Management, V. 78, p.468–476, 2014.

JAE, J. G., AFSHIN, K. **Comparison of near-wall treatment methods for high Reynolds number backward-facing step flow,** International Journal of Computational Fluid Dynamics, vol. 19, Issue 7, p.493-500, 2005.

KAKAÇ, S.; LIU, H., **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**: 2. ed. New York: Editora CRC Press, 2002.

KAO, T. T. *et al.* **Multidimensional Numerical Modeling of Heat Exchangers**. J. Heat Transfer, V. 104(3), p.417-425, 1982.

KAYS, W. M.; LONDON, A. **Compact Heat Exchangers**. 2. ed. New York: Editora McGraw-Hill, 1964.

KENNEDY, J.F., EBERHART, R.C., **Particle Swarm Optimization**. Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks, Perth, Australia, p. 1942-1948, 1995.

KERN, D.Q., **Process Heat Transfer**, McGraw-Hill, New York, NY, USA, 1950.

KOLMOGOROV, A. N. **On degeneration (decay) of isotropic turbulence in an incompressible viscous liquid**. Dokl. Akad. Nauk. RSSS, v. 31, p. 538-540, 1941.

LAUNDER, B.E. e. SPALDING D. B. **The numerical computation of turbulent flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v.3, p. 269-289, 1974.

LIMA, R. Q. **Identificação de Parâmetros pelo Método dos Mínimos Quadrados Não Linear**. p. 32, Rio de Janeiro/RJ: DEM - Departamento de Engenharia Mecânica PUC-RJ, 2009.

LU, D., JIANG P. **Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs**. Experimental Thermal and Fluid Science, ed. 30, p. 513-521, 2006.

NITSHCE M.; GBADAMOSI R. **Heat Exchanger Design Guide: A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers**: 1 ed. Oxford: Editora Elsevier Butterworth-Heinemann, 2015.

MADI M. **Otimização do período de limpeza de trocadores de calor utilizados no refino de petróleo**. Dissertação de mestrado apresentada à Universidade Federal Tecnológica do Paraná – UTFPR, Curitiba/PR, 2005.

MANSON, J. L, **Heat transfer in cross-flow, Proceedings of the Second U.S. National Congress of Applied Mechanics**, American Society of Mechanical Engineers, p. 801-803, 1955.

- MARIANI, V.C., *et al* **A chaotic quantum-behaved particle swarm approach applied to optimization of heat exchangers**, Applied Thermal Engineering, ed. 42, p. 119-128, 2012.
- MASTER, B.I., CHUNANGAD, K.S., PUSHPANATHAN, V. **Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers**. In: Proceedings of the ECI conference on heat exchanger fouling and cleaning - fundamentals and applications, Santa Fe, p. 317-322. USA; 2003.
- MATLAB, **User's Guide**. The Math Works Inc, 2015.
- MELLO, A. G. S. **Aplicação de Redes Complexas para a Definição de Vizinhança na Otimização por Enxame de Partículas**. Dissertação de mestrado apresentada à Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP, 2010.
- MENTER, F. R., **Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications**, AIAA Journal, v. 32, No. 8, p. 1598-1605, 1994.
- MIZUTANI, F. T., *et al*. **Mathematical programming model for heat-exchanger network synthesis including detailed heat-exchanger designs**. 1. Shell-and-tube heat-exchanger design, Ind. Eng. Chem. Res. 42, p. 4009–4018, 2003.
- MÖLLER SV e SILVESTRINI, J. H. **Turbulência: Fundamentos**. In: **Coleção Cadernos de Turbulência**. Associação Brasileira de Ciências Mecânicas - ABCM. Rio de Janeiro. v. 4, cap. 1, p. 1-32, 2004.
- MORAN, M. J. *et al*. **Introdução à engenharia de sistemas térmicos**. 1. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2005.
- MUELLER, J. D. **Essentials of Computational Fluid Dynamics**. 1 ed. United States: Editora CRC Press, 2015.
- MUKERJEE, R. **Effectively design shell-and-tube heat exchangers**. Chem. Eng. Prog.,p. 21-37, 1998.
- NICOLE, F. J. L., **Mean Temperature Difference in CrossFlow Heat Exchanger, Applied to Multipass Air-Cooled Fin-Tube Units with a Finite Number of Rows**, MSc (Enghg.) thesis, University of Pretoria, CSIR Special Report CHEM 223, 1972.
- NUSSELT W. **The Heat Transfer in the Cross-Flow**, Journal of the Association of German Engineers. Issue No. 55 p. 2021–2024, 1911.

- NUSSELT W. **A new formula for heat transfer in cross current**, Technical Mechanics and Thermodynamic Issue No. 1 p. 417–422, 1930.
- OZDEN, E., Tari, I. **Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger**. Energy Conversion and Management, Vol. 51, No. 5, p. 1004-1014, 2010.
- PALEN, J. W., TABOREK, J. **Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method**, Chem. Eng. Progr. Symp. Series, Issue No. 65 p.53-63, 1969.
- PARSOPOULOS, K. E, e VRAHATIS, M. N. **Recent approaches to global optimization problems through particle swarm optimization**. Natural Computing, Issue No.1 p.235–306, 2002.
- PATEL, V.K., RAO, R.V. **Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique**, Appl Therm Eng, ed. 30, p. 1417–1425, 2010.
- PATEL, V.K., RAO, R.V. **Design optimization of shell and tube heat exchangers using swarm optimization algorithms**. Proc. IMechE, Part A: J. Power and Energy, v. 225, p. 619-634, 2011.
- PEARCE J. *et al.* **Expanded Microchannel Heat Exchanger: Design, Fabrication and Preliminary Experimental Test**. Michigan Technological University. 1 ed. 21p. Michigan, 2012
- PETERS, M.S., TIMMERHAUS K.D. **Plant Design and Economics for Chemical Engineers**. McGraw-Hill, New York, NY, USA, 1991.
- PETUKHOV, B. **Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties**. New York: Editora Academic Press, v. 6, p. 503–564, 1974.
- PIGNOTTI A., CORDERO, G. O. **Mean Temperature Difference in Multipass Crossflow J. Heat Transfer**. V. 105(3), p. 584-591, 1983
- PIGNOTTI, A., SHAH, R. K., **Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangements**, Int. J. Heat Mass Transfer, V. 35, p. 1275–1291, 1992.
- PRITHIVIRAJ, M., ANDREWS, M. J. **Three-dimensional numerical simulation of shell-and-tube heat exchanger, Part II: heat transfer**, Numer. Heat Transfer A Appl. 33 p. 817–828, 1998.

PULLIAM, T. H., ZINGG, D. W. **Fundamental Algorithms in Computational Fluid Dynamics**: 1 ed. Editora Springer, United States, 2014.

RAO S. **Engineering Optimization: Theory and Practice**: 4 ed. Hoboken, New Jersey: Editora John Wiley & Sons Inc, 2009

RAVAGNANI, M., SILVA, A.P., BISCAIA, E.C., CABALLERO, J. A. **Optimal design of shell and tube heat exchangers using particle swarm optimization**. Ind Eng Chem Res, ed. 48, p. 2927-2935, 2009.

RÊGO, D. J. M. **Estruturas de Edifícios em Light Steel Framing**. 45p. Dissertação apresentada à Universidade Técnica de Lisboa. Lisboa – Portugal. Novembro de 2012

RIBEIRO, C. M., GOLDSTEIN, L. J.; **Comparação de métodos de cálculos termo hidráulico para trocadores de calor casco e tubo, sem mudança de fase**, VIII COBEN, São José dos Campos, 1985.

RODI, W. e SCHEURER, G. **Scrutinizing the k- ϵ model under adverse pressure gradient conditions**. Trans. ASME I: J. Fluids Engineering, ed.108, p. 174 – 180, 1986.

RODRIGUES, L. C. A *et al.* **Meta-heurística em pesquisa operacional**: 1 ed. Curitiba/PR: Editora Omnipax, 2013

ROETZEL, W., NICOLE, F. J. I. **Mean Temperature Difference for Heat Exchanger Design – A General Approximate Explicit Equation**, Journal of Heat Transfer, Vol. 97, p. 5-8, 1975.

ROHSENOW, W. M. *et al.* **Effect of Vapor Velocity on Laminar and Turbulent Film Condensation**, Trans. ASME, Vol. 78, p 1637-1643, 1973.

SADEGHZADEH, H., EHYAEI, M.A., ROSEN, M.A. **Techno-economic optimization of a shell and tube heat exchanger by genetic and particle swarm algorithms**. Energy Conversion and Management, ed. 93, p. 84-91, 2015.

SAHIN, A.S., KILIC, B., KILIC, U. **Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm**. Energy Convers Manage, ed. 52, p. 3356–3362, 2011.

SANAYE, S.; HAJABDOLLAHI, H. **Thermal-economic multi-objective optimization of plate fin heat exchanger using genetic algorithm**. Appl. Energy, V. 87,p. 1893–1902, 2010.

SARAMAGO, S.F.P. **Métodos de Otimização Randômica: Algoritmos Genéticos e Simulated Annealing**, v.6. p.3, SBMAC, São Carlos, 2003.

SAUNDERS, E. A. D. **Heat exchangers: selection, design and construction**. New York, Longman Scientific & Technical, 1988.

SELBAS, R., *et al.* **A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view**. Chemical Engineering and Processing ed. 45, p. 268-275, 2006.

SERNA, M. G., JIMÉNEZ, A. G. **Two-Level Optimization Algorithm for Heat Exchanger Networks Including Pressure Drop Considerations**, Ind. Eng. Chem. Res., V. 43 (21), p. 6766–6773, 2004.

SERTH, R. W. **Process heat transfer: principles and applications**: 1 ed. London: Editora Elsevier Academic, 755p, 2007.

SERTH R.; LESTINA T. **Process Heat Transfer Principles, Applications and Rules of Thumb**: 2 ed. Oxford: Editora Elsevier Academic Press, 2014.

SHAH, R. K., Bhatti, M. S. **Laminar convective heat transfer in ducts, in Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer**, New York, Editora John Wiley & Sons, 1987.

SHAH, R. K. *et al.* **A Review of Solution Methods for Determining Effectiveness-NTU Relationships for Heat Exchangers with Complex Flow Arrangements**. American Society of Mechanical Engineers – ASME. New York, Appl. Mech. Rev 3, 97-117. March, 1999.

SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**: 1 ed. Hoboken, New Jersey: Editora John Wiley & Sons Inc, 2003.

SHARMA A. **Introduction to Computational Fluid Dynamics: Development, Application and Analysis**: 1 ed. Chicester, United Kingdom: Editora John Wiley & Sons, 2016.

SHAW, C. T. **Using Computational Fluid Dynamics**: 1. ed. New Jersey: Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1992.

SHENOY, U.V. **Heat Exchanger Network Synthesis—Process Optimization by Energy and Resource Analysis**. Gulf Publishing Company, United States, 1995.

SINNOTT, R.K., COULSON, J.M., RICHARDSON, J.F. **Chemical Engineering Design**, v. 6, ed. 4, Elsevier, Oxford, 2005.

SIVA, T. V. S.; CHAITANYA, P. S. **Optimization of shell and tube heat exchanger used in a Rankine cycle of exhaust gas waste heat recovery system using CFD.** Int. J. Chemical Science: 14(4), p.2247-2258 ISSN 0972-768X, 2016.

SOCOLOFSKY, Scott A. *et al.* **Turbulence measurements in the northern gulf of Mexico: Application to the Deepwater Horizon oil spill on droplet dynamics.** Deep Sea Research Part I: Oceanographic Research Papers, v. 109, p. 40-50, 2013.

SOUZA S. M. **Análise térmica de um trocador de calor tipo casco tubos para resfriamento do resíduo de uma unidade de destilação atmosférica.** 55p. Rio de Janeiro/RJ: DEM-POLI-UFRJ, 2014.

STATSOFT, INC. **STATISTICA 7.0 - Data analysis software system.** 2004.

SUDÉN B. **Computational Fluid Dynamics in Research and Design of Heat Exchangers.** Journal: Heat Transfer Engineering V. 28, p.898-910. 2007.

SUMAN, S., CHAUDHARY, V. K., RAJ, A. e RAWAT, K. **Numerical Investigation of Shell and Tube Heat Exchanger for Heat Transfer Optimization,** International Journal of Scientific & Engineering Research Volume 8, Issue 12, December, 2017.

TAAL, M., BULATOV, I., KLEMES J., STEHLIK P., **Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects.** Applied Thermal Engineering, ed. 23, p.1819-1835, 2003.

TABOREK J. **Heat Exchanger Design Handbook, Part 3, 3.1.3 Introduction to Heat Exchanger Design, Logic of the Design Process.** VDI-Verlag, Hemisphere Publishing Ltd, 1983.

TABOREK J. **Shell-and-Tube Heat Exchangers in Single Phase Flow.** In Handbook of Heat Exchanger Design. Begell House, New York, 1998.

THARAKESHWAR T. K., SEETHARAMU K. N., DURGA P. B. e KUMAR B. **Optimization by Using Bat Algorithm on Shell and Tube Heat Exchangers,** Indian Journal of Advances in Chemical Science S1, p. 137-141, 2016.

TAYLOR, G. I. **Proceedings of the Royal Society, London, v. 151, 1935 In VON KÁRMÁN T., The Fundamentals of the Statistical Theory of Turbulence,** Journal of Aeronautical Sciences, v. 4, p. 273-280, 1937.

TEMA, **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturer's Association**: 8 ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., New York, 1999.

THE MATHWORKS, Inc., **Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox User's Guide**, Natick, MA, United States, 2004.

TROWBRIDGE, C. C. **On the origin of the flocking habit of migratory birds**. The Popular science monthly, v. 84, 1914.

TINKER, T. **Shell-side characteristics of shell and tube heat exchangers: a simplified rating system for commercial heat exchangers**, Trans. ASME, Issue No. 80 p.36-52, 1958.

TUBAL – **Equipamentos industriais e tubos aletados Ltda**. Tubos TruFin. Várzea Paulista/SP. 2017.

TUCKER, A. L. **The LMTD Correction Factor for Single-Pass Crossflow Heat Exchangers With Both Fluids Unmixed**, J. Heat Transfer, ed.118, p.488-490, 1996.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The finite v. method**: 2 ed. England. Editora: Pearson Education Limited, 2007.

WENDT J. **Computational Fluid Dynamics: An Introduction**: 1 ed. Berlin: Editora Springer Berlin Heidelberg, 1992.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**, 2nd edition, DCW Industries, Inc., La Canada CA, 1998

WILDI, P T., GOSSELIN, L. **Minimizing shell and tube heat exchanger cost with genetic algorithms and considering maintenance**, International Journal of Energy Research, p. 867-885, 2007.

APÊNDICE A - CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor casco e tubo geralmente são projetados através de estruturas cilíndricas, ou seja, um casco contendo em seu interior vários tubos paralelos ao seu eixo. Logo, haverá um fluido escoando internamente nos tubos e outro fluido escoará ao longo do casco e entre os tubos (SERTH e LESTINA, 2014). Um melhor detalhamento construtivo do trocador de calor casco tubo será tratado na próxima seção deste trabalho.

As diferentes aplicações de trocadores de calor casco tubo permitem que haja uma variedade de configurações geométricas internas. A transferência de calor, a perda de carga, a manutenção e limpeza, são alguns dos critérios empregados na especificação destes equipamentos. Entretanto para classificar todas as características presentes em trocadores de calor casco tubo, os projetos devem adotar as normas estabelecidas pela TEMA, (TEMA, 1999).

A classificação dos trocadores de calor casco tubo pela TEMA é a mais comum entre os fabricantes, devido ao simples sistema de notação que abrange todos os tipos de configurações. Conforme a TEMA, trocadores de calor são classificados de acordo com as suas principais partes, o tipo de cabeçalho frontal, o modelo de casco e o cabeçalho traseiro. Além da TEMA, há a ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) e a DIN (*Deutsches Institut für Normung*) que classificam os trocadores de calor.

O cabeçalho frontal encontra-se ligado ao feixe de tubos, sendo utilizado na admissão e/ou descarga do fluido dos tubos e o cabeçalho traseiro proporciona o retorno e/ou a descarga do fluido dos tubos. O feixe de tubos pode ser projetado em formato reto ou em U, presos em suas extremidades aos espelhos metálicos, os quais sustentam os tubos na posição requerida.

A classificação da TEMA é feita em ordem alfabética representando as três partes mencionadas anteriormente. Os modelos de cabeçalhos frontais são classificados pelas iniciais A, B, C, N e D, os cascos pelas letras E, F, H, J, K e X e os cabeçalhos traseiros pelas letras L, M, N, P, S, T, U e W, possibilitando diversas combinações construtivas. Além disso, é necessário que haja ainda uma indicação do tamanho do trocador de calor, a qual baseia-se no diâmetro interno do casco e no comprimento nominal dos tubos.

De acordo com a TEMA os trocadores de calor são divididos em três classes, conforme a especificação do projeto em relação ao tipo de material, fabricação, entre outros. As classes são:

- Classe R: Aplicável aos modelos de trocadores de calor empregados sob condições críticas de processamento petrolífero, o qual requer máxima vida útil e segurança operacional.

- Classe C: Destinada aos trocadores de calor projetados para operações de processos comerciais em geral, consideradas moderadas a fim de obter máxima economia e modelos compactos;
- Classe B: Voltada para trocadores de calor aplicados na indústria de processamento químico, onde deseja-se também a obtenção da máxima economia e modelos compactos.

Neste trabalho, os modelos de trocadores de calor estudados são os de classe C e B, como por exemplo o modelo BEM. A norma TEMA especifica ainda as tolerâncias de fabricação entre os mecanismos dos trocadores de calor, como a padronização do tamanho de tubos, aletas, chicanas, intervalo de pressão, espessura dos materiais de acordo com a segurança do processo, entre outros.

Os modelos de trocadores de calor casco tubo são comumente empregados devido à elevada capacidade de operação sob condições severas. Não existe um modelo exclusivo destinado somente a uma determinada classe, os trocadores de calor podem funcionar como equipamentos intercambiáveis em algumas aplicações específicas na indústria (SHAH e SEKULIC, 2003).

Para o presente trabalho, o modelo de casco analisado é o tipo TEMA E, como mostra a Figura A.1, sendo este o casco mais comum entre os trocadores de calor casco tubo em função do seu custo ser considerado baixo e de fabricação simples. Durante o funcionamento do trocador de calor utilizando casco E, o fluido do casco entrará por uma extremidade e sairá na extremidade contrária, havendo somente um passe no casco. Por outro lado, o feixe de tubos pode apresentar múltiplos passes, sendo estes sustentados pelas chicanas ao longo do casco.

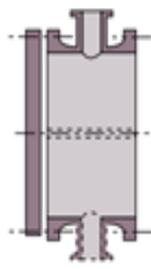
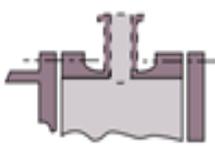
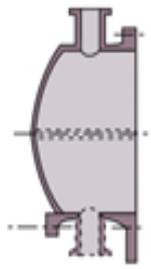
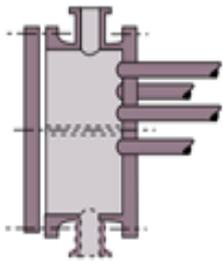
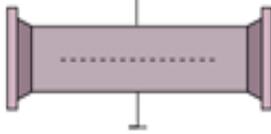
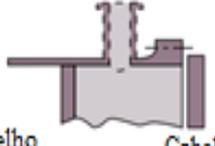
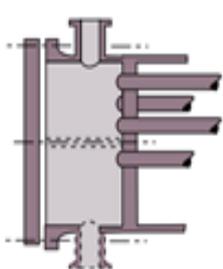
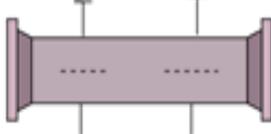
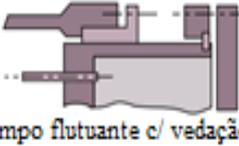
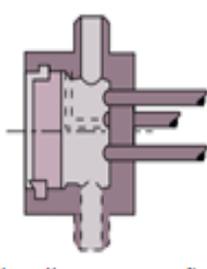
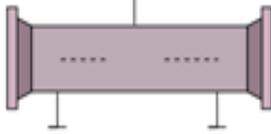
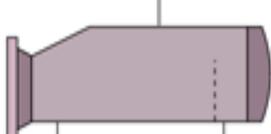
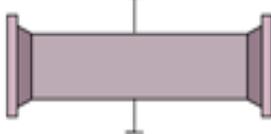
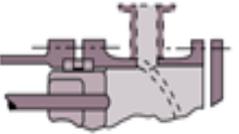
	Cabeçalhos de entrada		Modelos de cascos		Cabeçalhos de retorno
A	 Carretel com tempo removível	E	 1 passe no casco	L	 Espelho fixo Cabelhaço tipo "A"
B	 Boleado com tampo integral	F	 2 passes no casco	M	 Espelho fixo Cabelhaço tipo "B"
C	 Carretel integral ao espelho	G	 Fluxo bipartido	N	 Espelho fixo Cabelhaço tipo "C"
N	 Carretel integral ao espelho e casco	H	 Fluxo duplo bipartido	P	 Tampo flutuante c/ vedação de gaxeta
D	 Cabeçalho para pressões elevadas	J	 Fluxo dividido	S	 Tampo flutuante c/ anel bipartido
		K	 Tipo refervedor (Kettle)	T	 Tampo flutuante aparafusado no espelho
		X	 Fluxo Cruzado	U	 Feixe de tubos em "U"
				W	 Espelho flutuante c/ vedação via Gaxeta-PREME

Figura A.1 – Padrões de cascos e de cabeçalhos frontais e traseiros. Adaptado da TEMA, 1999.

A.1 COMPONENTES DE TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO

Comumente se presume uma geometria completa em projetos de trocadores de calor casco tubo, como apresentado na Figura A.2, detalhando a montagem dos tubos no interior do casco, classificando-os a fim de determinar o número de tubos com base no comprimento e/ou nas temperaturas de saída. A partir destes parâmetros, determina-se a transferência de calor e a perda de carga, criando um conceito do dimensionamento preliminar para o trocador de calor.

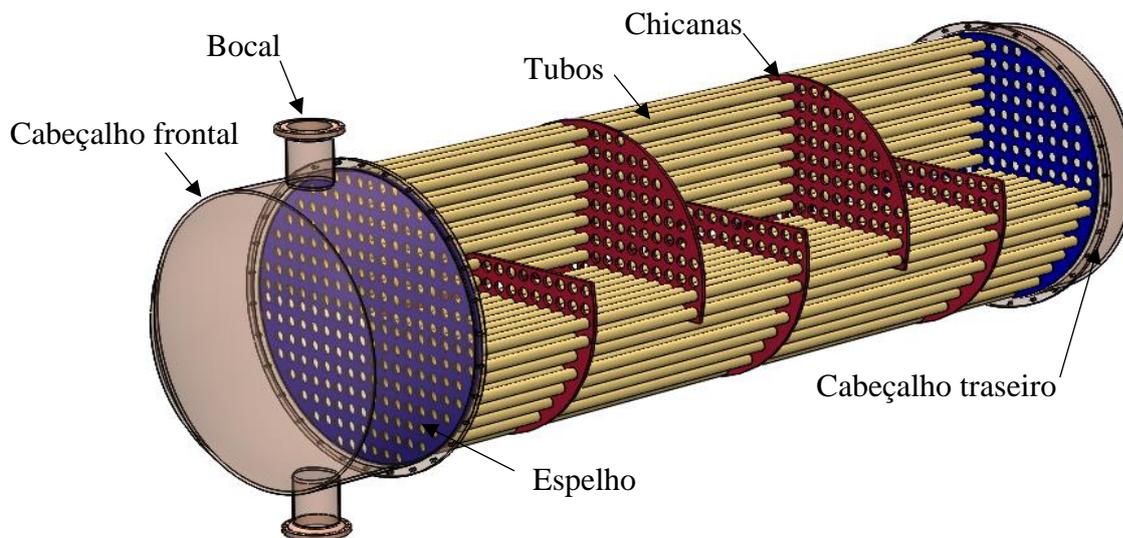


Figura A.2 – Representação ilustrativa de um trocador de calor casco tubo, detalhando a montagem dos tubos e chicanas no interior do casco.

No entanto, além das considerações e tolerâncias geométricas, são executadas uma série de aproximações, por meio de cálculos iterativos e relacionados aos projetos já desenvolvidos. Este tipo de procedimento tende a gerar uma configuração admissível, conforme as especificações preliminares, sendo ainda, as condições de operação outro fator importante a ser considerado durante o desenvolvimento (BICCA, 2005).

Na configuração do casco tipo E, o fluido escoia ao longo e através de tubos paralelos ao próprio casco, onde no interior destes tubos outro fluido estará escoando, contendo somente um passe no casco, enquanto nos tubos há um ou mais passes pares. O número de passes representa a quantidade de vezes que o fluido percorre pelo casco e tubos, como mostra a Figura A.3, uma vez que, há dois passes nos tubos obtém-se maior efetividade elevando a diferença de temperatura média por meio de um fluxo contracorrente (ÇENGEL e CIMBALA, 2015).

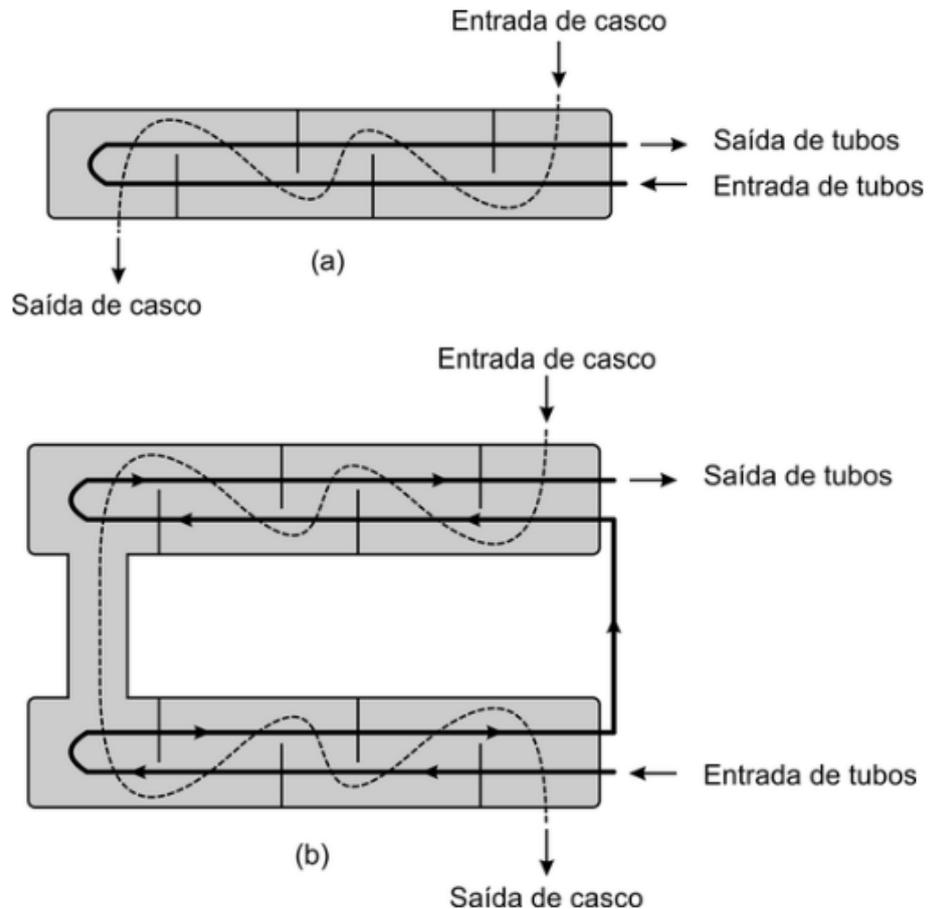


Figura A.3 – Representação ilustrativa de diferentes arranjos de passes (a) um passe no casco e dois passes nos tubos. (b) dois passes no casco e quatro passes nos tubos.

Há várias formas de tubos aplicadas em trocadores de calor casco tubo, conforme a Figura 1.4, o tipo M em geral, é o mais comum nos casos tipo E. A maioria dos projetos utilizam tubos de parede lisa, contudo, os processos que envolvem materiais radioativos, tóxicos e água potável, usam tubos de parede dupla. Além disso, há também os tubos corrugados, como mostra a Figura A.4, os quais são aplicados para trocadores de calor com vazão elevada.



Figura A.4 – Representação ilustrativa de um arranjo de tubos corrugados. Cortesia TUBAL Equipamentos Industriais Ltda., 2017.

Os bocais são onde localizam-se os pontos de entrada e saída dos fluidos de um lado do casco e do lado do tubo. São tubos que contém uma seção transversal constante, os quais são soldados no casco e nos canais dos tubos, Figura A.5. Os bocais recebem e distribuem os fluidos tanto do lado do casco quanto do tubo, de modo uniforme. Além disso, possuem uma área de escoamento uniforme independente da vazão do fluido (SHAH e SEKULIC, 2003).

O cabeçalho frontal e traseiro é onde entram e saem o fluido dos tubos no interior do casco, o traseiro é projetado de acordo com a expansão térmica dos tubos. Já o cabeçalho frontal não está sujeito aos movimentos de expansão e/ou contração térmica. Durante o desenvolvimento de um trocador de calor casco tubo os parâmetros que definem o modelo do cabeçalho frontal são custo, vazamento sob pressões ambientais e operacionais, risco de mistura dos fluidos e manutenção.

No caso da escolha do cabeçalho traseiro, deve-se levar em consideração a *(i)* tolerância de estresses térmicos, *(ii)* o acesso para manutenção e limpeza dos tubos e do casco, *(iii)* a previsão da mistura entre os fluidos do casco e do tubo e *(iv)* o isolamento de possíveis vazamentos do fluido no lado do casco para o ambiente de operação (SHAH e SEKULIC, 2003).

As chicanas são projetadas em configurações transversais e longitudinais, sendo a primeira dividida em placas e grade. Chicanas de placas são aplicadas para sustentar os tubos na montagem e operação, direcionando o fluido no arranjo de tubos em ângulos reto e elevando a transferência de calor (NITSCHKE, 2015). Chicanas de grade, como mostra a Figura 1.8, são empregadas para minimizar a diferença de temperatura entre os tubos e as tensões térmicas geradas pelo fluxo cruzado e elevar a turbulência do fluido no casco.

As chicanas longitudinais são aplicadas no controle da direção de escoamento do fluido no casco, este tipo de configuração é encontrado em trocadores de calor do tipo F, G e H. Além disso, existem as chicanas monofásicas, multisegmentais e do tipo disco ou rosca, sendo as chicanas mono e duplo segmentadas, as mais comuns em função da capacidade de contribuir na transferência máxima de calor e menor perda de carga (HELLBORG, 2007).

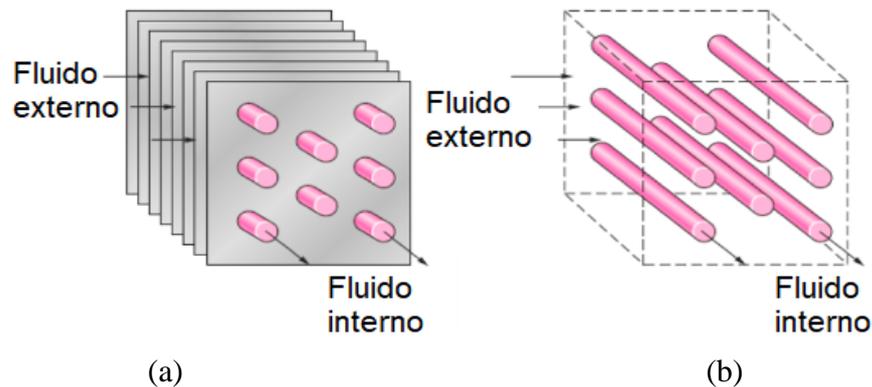


Figura A.5 – Representação ilustrativa, fluxo cruzado com ambos fluidos não-misturados (a); fluido externo misturado e interno não-misturado (b).

O critério da escolha do modelo das chicanas está relacionado com a taxa de transferência de calor especificada, sustentação dos tubos, vibrações geradas pelo fluxo e a perda de carga. Com isso, são definidos também o espaçamento e o corte das chicanas, os quais irão aumentar o tempo de concentração do fluido no interior do trocador de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2011). No caso de trocadores de calor casco tubo, aplica-se o modelo de chicanas com grade.

Conforme apresentado na Figura A.5, as formas do arranjo de fluxo cruzado é um dos mais aplicados em trocadores de calor casco tubo, há também os escoamentos de fluxo paralelo e contracorrente. As chicanas podem ser inseridas em arranjos de fluxo paralelo, no qual dois fluidos escoam no mesmo sentido. No escoamento em contracorrente, os fluidos estão em sentidos opostos. Na Figura A.6 é apresentado o arranjo de fluxo cruzado, caracterizado pelo cruzamento dos fluidos no escoamento (INCROPERA *et al.*, 2008).

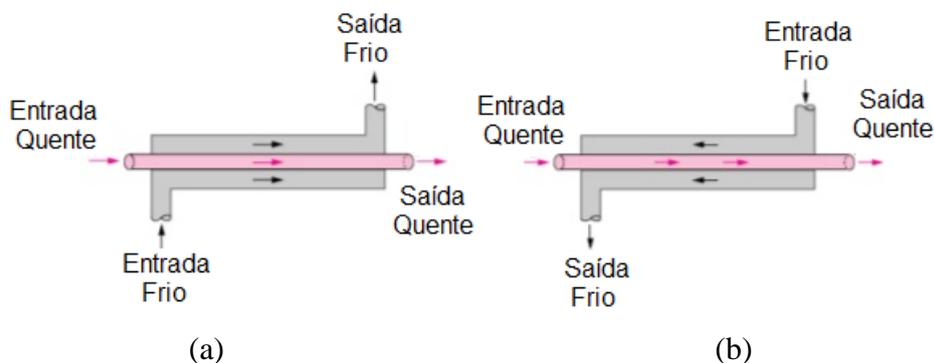


Figura A.6 – Representação ilustrativa, fluxo paralelo (a); contracorrente (b). Adaptado de (INCROPERA *et al.*, 2008).

Trocadores de calor configurados com fluxo contracorrente apresentam melhor desempenho quando comparados aos trocadores de fluxo paralelo. Ao aplicar o fluxo cruzado, os trocadores estarão situados numa zona intermediária de performance, com possibilidade de atingir as duas situações extremas. Este fato se deve ao arranjo dos tubos, caminho percorrido pelo fluido no lado do tubo em relação ao fluido externo, número de passes e espaçamento das chicanas (BEJAN, 2000).

Os espelhos tubulares são projetados através de uma chapa circular, a qual possui furos passantes para o espaçamento de acordo com o tamanho e configuração de seus arranjos, são aplicados para sustentar o conjunto de tubos na extremidade do trocador de calor, os quais são montados com juntas e flanges no casco. As juntas seguem as tolerâncias da TEMA para vazamentos, expansão térmica, hidráulica e possíveis explosões nos tubos (SHAH e SEKULIC, 2003).

Como os trocadores de calor casco tubo são comumente aplicados em um grande intervalo de diferentes temperaturas e pressões de operação, em casos de operações com pressões elevadas, é possível o seu desarme para manutenção e limpeza (SELBAS *et al.*, 2006). Segundo Master *et al.* (2003) pode-se concluir que processos industriais envolvendo trocadores de calor abrangem até 40% dos sistemas de transferência de calor.

Em virtude da fabricação e instalação simples, além da desmontagem flexível, explica-se o expressivo número de trocadores de calor casco tubo na indústria. Entretanto, existem ainda temas a serem resolvidos, como formação de incrustações nos espelhos, consumo elevado de energia e o feixe de tubos, o qual encontra-se submetido a vibrações (BELL, 1981).

APÊNDICE B - ANÁLISE CFD EM TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO

A simulação computacional via CFD, tem como objetivo reduzir custos e tempo de trabalho com a fabricação de protótipos em torno de uma solução apropriada. O software de CFX possibilita pré-visualizar a transferência de calor e massa, as reações químicas, os caminhos dos fluxos de gases e líquidos, vibrações e ruídos, através de modelagem computacional (ROLL, 2013). Ou seja, é gerado um modelo de protótipo virtual antes da fabricação real, o qual apresentará dados que preveem o desempenho do trocador de calor.

Não somente na área de trocadores de calor está presente na aplicação da dinâmica computacional dos fluidos, pois, há uma ampla variedade de casos na indústria onde se aplica a mecânica dos fluidos. Logo, utiliza-se diferentes métodos e algoritmos a fim de analisar e solucionar situações que envolvem o escoamento, como em aviões, equipamentos térmicos e muitos outros. A simulação computacional executa inúmeros cálculos, modelando a interação dos fluidos e gases com superfícies complexas (SUNDÉN, 2007).

Historicamente a aplicação das técnicas CFD passaram a compor as etapas de projetos aeroespaciais, juntamente com a pesquisa e novos desenvolvimentos na área, em meados da década de 60. A partir deste ponto, permitiu-se expandir as análises computacionais fluidodinâmicas em projetos de motores de combustão, sistemas de refrigeração e entre outras aplicações. As simulações via CFX tornaram-se necessárias para concepção de novo projetos, a fim de prever possíveis pontos de melhorias em protótipos até se obter o produto final (VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007).

Atualmente, durante o desenvolvimento de projetos é comum utilizar a simulação numérica para casos não triviais em menor tempo computacional, como a modelagem de fluxos turbulentos e transientes. De acordo com Shaw (1992) a pesquisa e o desenvolvimento para projetos de trocadores de calor têm utilizado a ferramenta CFD para integrar diferentes cenários de operação. Dentre eles tem-se a otimização geométrica de componentes, o consumo energético e a complexidade no desenvolvimento do escoamento turbulento dos fluidos.

B.1 ETAPAS DE SIMULAÇÃO DO PROJETO VIA CFD

Para a execução do modelamento de projetos de trocadores de calor casco tubo, os modelos de turbulência foram construídos em torno de algoritmos numéricos, os quais buscam resolver os problemas de escoamento para os fluidos (VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007). Os pacotes comerciais de CFX visam simplificar a capacidade de resolução, ou seja,

reduzir o tempo de processamentos computacional. Logo, os pacotes para um software contêm seus respectivos códigos, os quais são divididos em três módulos principais:

- **Pré-processador:** introdução dos parâmetros geométricos de entrada do trocador de calor casco tubo. As regiões de domínio são delimitadas de acordo com a análise de interesse no trocador de calor e dos fluidos presentes, com isso permite-se gerar a malha computacional destes componentes. A malha representa as ramificações do domínio em partes menores, formando seus respectivos volumes de controle.

O software irá adequar os dados do problema à sua linguagem computacional, onde são definidas ainda as propriedades termofísicas dos fluidos e a modelagem da transferência de calor. Logo, determina-se as especificações das condições de contorno, as quais devem coincidir com os limites do domínio de cada elemento gerado pela malha, a fim de evitar a sobreposição entre os elementos (VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007).

Uma grande quantidade de elementos presentes na malha reflete numa boa precisão para os parâmetros de projeto. No entanto, deve-se considerar o tempo e o custo do processamento computacional, balanceando-os a uma precisão coerente e custo relativamente baixo. Muitos autores recomendam iniciar o modelamento com uma malha mais grosseira. Ou seja, aplica-se o número menor de elementos e posteriormente faz-se o refino da malha, podendo ainda elevar o número de elementos somente em regiões termicamente mais complexas (SHARMA, 2016).

- **Solver:** neste módulo é possível definir qual solução numérica irá resolver o modelo de escoamento do trocador de calor casco tubo. Existem diferentes métodos para se obter a solução desejada, tem-se o método das diferenças finitas, método dos elementos finitos e o método dos volumes finitos.

Algoritmos computacionais executam no *solver* a integração das equações governantes, as quais determinam o escoamento dos fluidos sobre os volumes de controle. Após isso, efetua-se a discretização das equações integrais consequentes do sistema de equações algébricas. A solução das expressões algébricas é obtida através de métodos iterativos. As técnicas de discretização comuns em CFD são: algoritmo de matriz tri-diagonal, TDMA (*tri-diagonal matrix algorithm*), Gauss-Seidel e os métodos de gradiente conjugado (WENDT, 1992).

O método dos volumes finitos presente no CFD, diferencia-se por meio das definições que preservam as principais propriedades em cada volume finito gerado. De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007) ao envolver esta condição entre os algoritmos numéricos e os princípios de conservação de energia, favorece a aplicação dos volumes finitos. Sendo ainda

que as técnicas de discretização para CFD permitem especificar os fenômenos de transferência de calor, implícitos às soluções complexas por meio de cálculos iterativos.

- Pós-processador: permite apresentar os resultados em forma gráfica ou em dimensionais 2D e/ou 3D dos parâmetros presentes no projeto do trocador de calor casco tubo. É possível utilizar os recursos gráficos com o objetivo de comparar visualmente uma malha, as regiões definidas como domínio, solução dos gradientes de temperatura, pressão e a velocidade de escoamento no trocador de calor (VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007).

B.2 MODELAGEM DE TURBULÊNCIA NA SIMULAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR CASCO TUBO

Na modelagem via CFD do escoamento para a transferência de calor em trocadores de calor casco tubo, tanto o fluxo quanto a distribuição de temperatura são aspectos relevantes no desenvolvimento de projetos. Melhorias na transferência de calor no lado do casco e do tubo visam modelos compactos do equipamento com boa capacidade em elevar a troca térmica. Busca-se um ajuste ideal da diferença de temperatura ao longo do trocador, através da aplicação de tubos de geometria avançada (PATANKAR, 1980).

Devido à complexidade na modelagem do escoamento em trocadores de calor casco tubo, deve-se entender o comportamento dos fluxos em função do número de Reynolds. Este possui uma escala relacionada às forças dos efeitos de convecção e viscosidade. Valores com baixo Reynolds, apontam para um fluxo suave e fácil deslizamento entre as camadas adjacentes de fluido e de modo ordenado. Caso as permaneçam inalteradas ao longo do tempo em que o fluxo se encontra estável, define-se como regime laminar, Figura B.1, (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

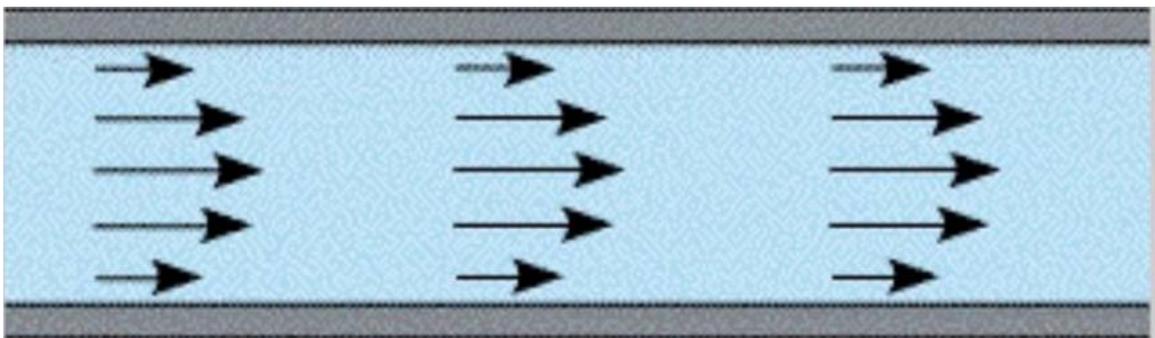


Figura B.1 – Representação ilustrativa da característica do perfil do fluido em regime laminar.

Por outro lado, valores com número Reynolds elevado apresentam pontos que eventualmente geram mudanças drásticas no escoamento dos fluidos. Ou seja, tem-se um comportamento indefinido, o qual torna-se intrinsecamente instável mesmo impondo um limite constante de condições de contorno durante a modelagem. Sendo que as propriedades de fluxo encontram-se variando de forma aleatória, o que caracteriza o regime denominado turbulento, Figura B.2, (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

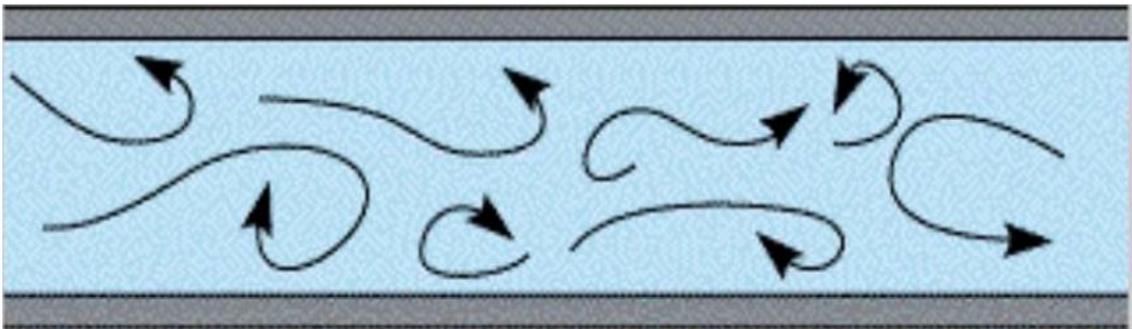


Figura B.2 – Representação ilustrativa da característica do perfil do fluido em regime turbulento.

Entretanto, existe um ponto onde há instabilidade e é seguido pela transição do fluxo laminar para o turbulento. Sendo este a distância entre ponto de instabilidade onde o número de Reynolds é considerado crítico e o ponto de transição, o qual depende do grau dos distúrbios instáveis. O local da instabilidade e a origem do processo de transição podem ser previstos com a teoria linear da instabilidade hidrodinâmica. Contudo, não há alguma teoria abrangente referindo-se ao caminho que conduz o fluxo à instabilidade em regimes totalmente turbulentos (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

A aplicação dos modelos de turbulência em simulações computacionais via CFD para projetos de trocadores de calor casco tubo permite a comparação com resultados experimentais. Os resultados dessas análises são sensíveis ao modelo de turbulência e podem conter regiões de baixo Reynolds no início dos tubos do trocador de calor (JAE *et al.*, 2005). Assim, o CFD possibilita empregar um modelo de turbulência que melhor descrevem o fenômeno, Bendekar e Sawant (2016).

B.3 MODELAGEM COMPUTACIONAL VIA ANSYS® CFX® EM TROCADORES DE CALOR

A modelagem computacional de um projeto de trocador de calor casco tubo inicia-se com a construção de geometria, Figura B.3 e a estruturação da sua malha, Figura B.4 adequada conforme os domínios do equipamento. De modo geral, simplifica-se a geometria para reduzir o tempo computacional dos cálculos de projetos via CFD. A malha de um trocador de calor representa a discretização do domínio em pequenos volumes, onde as equações serão resolvidas por meio de métodos iterativos (BENDEKAR e SAWANT, 2016).



Figura B.3 – Representação ilustrativa da geometria do trocador de calor casco tubo.

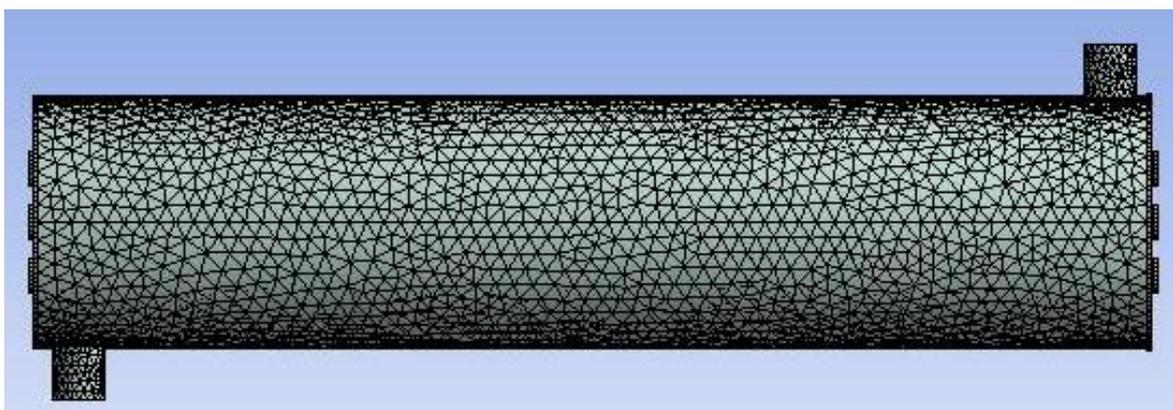


Figura B.4 – Representação ilustrativa da malha gerada para uma geometria simplificada.