



Estudo com Fluidodinâmica Computacional do Efeito da Presença de Correntes de Fuga em Trocadores de Calor Casco e Tubo

Gabriel Batalha Leoni

Projeto Final em Engenharia Química

Orientadores:

Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Tânia Suaiden Klein, Ph.D.

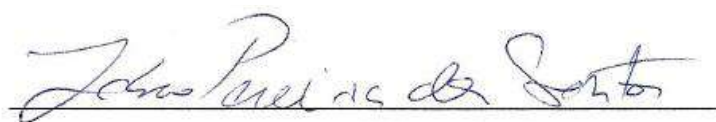
Março de 2014

Estudo com Fluidodinâmica Computacional do Efeito da Presença de Correntes de Fuga em Trocadores de Calor Casco e Tubo

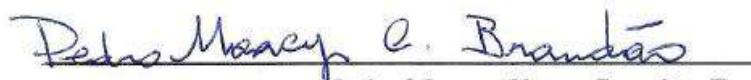
Gabriel Batalha Leoni

Projeto Final em Engenharia Química submetida ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Química.

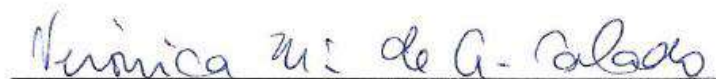
Aprovado por:



Fábio Pereira dos Santos, D.Sc.



Pedro Moacyr Chagas Brandão, Eng.



Verônica Maria de A. Calado, D.Sc.

Orientado por:



Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.



Tânia Suaiden Klein, Ph.D.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Março de 2014

Leoni, Gabriel Batalha.

Estudo com Fluidodinâmica Computacional do Efeito da Presença de Correntes de Fuga em Trocadores de Calor Casco e Tubo/ Gabriel Batalha Leoni. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2014

vii, 68 p.; il.

(Projeto Final de Curso) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2014.

Orientadores: Ricardo de Andrade Medronho e Tânia Suaiden Klein.

1. Trocadores de Calor. 2. Casco e Tubo. 3. Fluidodinâmica Computacional. 4. Correntes de Fuga. 5. (Projeto Final de Curso). (Graduação – UFRJ/EQ). 6. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D. 7. Tânia Suaiden Klein, Ph.D.

“Viver é lutar.
Se o duro combate
Os fracos abate,
Aos fortes, aos bravos,
Só pode exaltar.”

Gonçalves Dias

“A única coisa que eu
aprendi nessa Escola de Química
é que não há nada que não se possa aprender.”

Gabriel Leoni

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer em primeiro lugar a Deus, por ter me dado, o que acredito ser o dom da vida. Sem alguém para me apegar nos momentos de solidão e necessidade, eu não teria chegado onde cheguei. Em segundo lugar gostaria de agradecer a meus familiares, pelos olhares atenciosos, paciência e apoio. Em especial gostaria de destacar o papel fundamental do meu pai e da minha mãe. Essa sempre foi movida pela emoção e me deu todos os seus conselhos e esporros baseados num coração doce como mel. Meu pai, por outro lado, sempre foi a voz da razão, que eu sempre preciso escutar. A longanimidade não é seu forte, mas me entende como ninguém. A “combinação descombinada” da presença de vocês dois, sempre foi e sempre será meu ponto de equilíbrio, amo vocês.

Um agradecimento mais do que especial também deve ser dado aos meus amigos: aos da Ilha, minha alegria e sem mais; aos de Pernambuco, os quais vou carregar para sempre, e quem sabe fazer uma visita de novo; aos do vôlei, que aguentaram meu vício; aos da Escola de Química, que muitas vezes serviram de modelo e me apoiaram na hora do desespero (provas); aos do LABCFD, que compartilharam, sem esperar nada em troca, seus conhecimentos; aos do GPI, que receberam um pernambucano recém chegado ao Rio de Janeiro e o ensinaram a falar “carioquês”.

Não posso deixar de agradecer também aos meus orientadores. Ao professor Medronho pela solicitude constante em ajudar no que fosse possível. À professora Tânia pela dedicação e extrema paciência em me aguentar fazendo perguntas de turbulência até mesmo durante o almoço. Meu sonho é que você me dê dez por cento dessa genialidade. Por fim, gostaria de agradecer ao PRH pelo suporte financeiro, no que diz respeito à aquisição do HTRI.

Resumo do Projeto Final apresentado à Escola de Química como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Químico.

ESTUDO COM FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL DO EFEITO DA PRESENÇA DE CORRENTES DE FUGA EM TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBO

Gabriel Batalha Leoni

Março, 2014

Orientadores: Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.
Profa. Tânia Suaiden Klein, Ph.D.

Os trocadores de calor são equipamentos de grande importância para o meio industrial, sendo o trocador do tipo Casco e Tubo um dos mais utilizados. Dessa forma, é importante o estudo dos fenômenos físicos que ocorrem no seu interior, principalmente em seu casco, onde o escoamento tortuoso do fluido pelos tubos e chicanas é de difícil modelagem. O presente trabalho apresenta o projeto e análise, com fluidodinâmica computacional (CFD), de um trocador de calor Casco e Tubo, projetado a partir de um serviço típico de plataformas de petróleo. Nesse serviço, o óleo escoava no casco do trocador a fim de ser aquecido, buscando-se a redução da sua viscosidade, enquanto água de utilidade quente a alta pressão escoava nos tubos. Para o projeto do trocador, utilizou-se o software HTRI 6.0 com licença educacional. Desse software, além dos parâmetros geométricos do projeto, é possível se obter também o perfil de temperatura ao longo dos tubos e do casco. O primeiro foi utilizado na simulação com CFD, desenvolvida com pacote computacional ANSYS 15.0, de forma que a temperatura nos tubos fosse função da posição ao longo do eixo longitudinal do trocador. Dessa forma, o escoamento dentro dos tubos não foi simulado, utilizando-os apenas como fonte de calor e obstáculo físico. Foram consideradas geometrias com e sem as folgas diametrais, sendo essas responsáveis pela formação de correntes de fuga, de modo a comprovar sua importância para correta predição do escoamento e troca térmica. Foram testados os modelos de turbulência $k-\epsilon$ e SST, de forma a identificar o mais adequado e que fornece melhores predições. Os resultados obtidos com CFD mostraram boa compatibilidade entre os resultados do perfil de temperatura e pressão obtidos com o HTRI. Além disso, as correntes do modelo de correntes de Tinker foram quantificadas e comparadas com as estimadas pelo HTRI, obtendo-se resultados bastante próximos.

Abstract of the Final Project presented to Escola de Química/UFRJ as partial fulfilment of the requirements for the degree of Chemical Engineer.

**STUDY OF THE EFFECTS CAUSED BY THE PRESENCE OF DIAMETRAL
CLEARANCES IN SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS WITH
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

Gabriel Batalha Leoni

Março, 2014

Supervisors: Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.
Prof. Tânia Suaiden Klein, Ph.D.

The heat exchangers are highly relevant equipment in industrial facilities, with the Shell and Tube type being the most applied. Thus, it is important to understand the physical phenomena occurring in its interior, mainly on its shell where it is complicated to model the sinuous path (throughout baffles and tubes) the fluid travels. This work presents the design and analysis with computational fluid dynamics (CFD) of a Shell and Tube heat exchanger which was designed based on a common process in oil platforms. In this process the crude oil flows on the shell side of the heat exchanger gaining thermal energy in order to decrease its viscosity, while on the tube side, utility hot and pressurized water flows. As a design tool the software HTRI 6.0 was applied with an educational license. The software, beyond geometrical design parameters, also made possible to obtain the temperature profile throughout the shell and the tubes. The last one was used on the CFD simulation with the computational package ANSYS 15.0, representing the heat fountain of the system, as function of the longitudinal position of the heat exchanger, and physical obstacle. Thus, the flow inside the tubes was not simulated, just the temperature on its surface. Geometries with and without clearances were simulated in order to test if it is relevant or not to simulate them. For each simulation, two turbulence models were compared, $k-\varepsilon$ e SST, in order to identify the most suitable and with the best predictions model. The results with CFD showed good agreement with the HTRI results for its temperature e pressure profiles. Furthermore, the streams of the Tinker's model were quantified and compared with the ones estimated by the HTRI, obtaining very close results.

Sumário

1	Introdução.....	1
1.1	Objetivos do Trabalho	2
2	Fundamentação Teórica	3
2.1	Trocadores de calor Casco e Tubo.....	3
2.2	Dimensões e Parâmetros para Trocadores Casco e Tubo	4
2.2.1	Diâmetro dos Tubos	4
2.2.2	Comprimento dos Tubos	5
2.2.3	Layout e Pitch	5
2.2.4	Diâmetro do casco.....	6
2.2.5	Chicanas	6
2.3	Dimensionamento do Trocador Casco e Tubo	9
2.3.1	Escoamento nos Tubos.....	12
2.3.2	Escoamento no Casco	13
2.4	Fluidodinâmica computacional.....	16
2.4.1	Malha	17
2.4.2	Métodos de Discretização	19
2.4.3	Esquema de Advecção	26
2.4.4	Equações de Transporte	27
2.4.5	Turbulência	28
2.4.6	Análise numérica de trocadores de calor com CFD.....	37
3	Metodologia	40
3.1	<i>Design</i> - Projeto do Trocador.....	40
3.2	<i>Rating</i> – Ajuste Fino da Geometria Projetada	40
3.2.1	Tipo de Trocador.....	40
3.2.2	Diâmetro de corte e espaçamento entre as chicanas	42
3.3	<i>Simulation</i> - Ferramenta de simulação.....	42

3.4	Simulação com CFD	46
3.4.1	Geometria.....	46
3.4.2	Malha	47
3.4.3	Cálculos.....	51
4	Resultados	52
4.1	Teste de Malha.....	52
4.2	Geometria sem folgas diametrais.....	54
4.3	Geometria com folgas diametrais	57
4.4	Comparação com os resultados do HTRI	60
5	Conclusões	65
6	Bibliografia.....	67

Índice de Símbolos

q	<i>Taxa de transferência de calor</i>	<i>(Equação 2-1)</i>
h	<i>Coefficiente de transferência de calor por convecção</i>	<i>(Equação 2-1)</i>
A	<i>Área de transferência de calor</i>	<i>(Equação 2-1)</i>
T	<i>Temperatura</i>	<i>(Equação 2-1)</i>
q	<i>Sub índice referente à quente</i>	<i>(Equação 2-1)</i>
f	<i>Sub índice referente à frio</i>	<i>(Equação 2-1)</i>
x	<i>Componente cartesiana</i>	<i>(Equação 2-2)</i>
k	<i>Condutividade térmica</i>	<i>(Equação 2-2)</i>
r	<i>Vetor direção radial</i>	<i>(Equação 2-3)</i>
θ	<i>Vetor direção circunferencial</i>	<i>(Equação 2-3)</i>
z	<i>Vetor direção axial na direção z</i>	<i>(Equação 2-3)</i>
U	<i>Coefficiente global de transferência de calor</i>	<i>(Equação 2-4)</i>
ρ	<i>Densidade</i>	<i>(Equação 2-5)</i>
V	<i>Volume</i>	<i>(Equação 2-5)</i>
H	<i>Entalpia por unidade de massa</i>	<i>(Equação 2-5)</i>
t	<i>Tempo</i>	<i>(Equação 2-5)</i>
\dot{m}	<i>Vazão mássica</i>	<i>(Equação 2-6)</i>
C_p	<i>Capacidade calorífica a pressão constante</i>	<i>(Equação 2-6)</i>
ΔT_{ml}	<i>Varição da média logarítmica da temperatura</i>	<i>(Equação 2-6)</i>
Nu_d	<i>Número de Nusselt para escoamento circular</i>	<i>(Equação 2-7)</i>
D	<i>Diâmetro do tubo</i>	<i>(Equação 2-7)</i>
Re_d	<i>Número de Reynolds para escoamento circular</i>	<i>(Equação 2-8)</i>
L	<i>Comprimento do tubo</i>	<i>(Equação 2-8)</i>
μ	<i>Viscosidade do fluido</i>	<i>(Equação 2-8)</i>

μ_s	Viscosidade do fluido na temperatura da parede	(Equação 2-8)
Pr	Número de Prandtl	(Equação 2-8)
h_{bt}	Coefficiente convectivo de um banco de tubos ideal	(Equação 2-9)
J'	Coef. de Colburn com correção para efeitos não isotérmicos	(Equação 2-9)
G_m	Fluxo mássico máximo entre duas chicanas	(Equação 2-9)
h'	Coef. convectivo no casco com chicanas e folgas diametrais	(Equação 2-10)
J_c	Fator de correção rel. ao corte e ao espaçamento das chicanas	(Equação 2-10)
J_l	Fator de correção rel. às folgas diametrais das chicanas	(Equação 2-10)
J_b	Fator de correção rel. às correntes de by-pass	(Equação 2-10)
J_s	Fator de correção rel. comprimento da seção de entrada e saída	(Equação 2-10)
J_r	Fator de correção relativo à gradientes de temperatura adversos	(Equação 2-10)
U	Componente do vetor velocidade no eixo cartesiano x	(Equação 2-17)
V	Componente do vetor velocidade no eixo cartesiano y	(Equação 2-17)
W	Componente do vetor velocidade no eixo cartesiano z	(Equação 2-17)
f_ϕ	Integrando do termo fonte	(Equação 2-17)
Γ	Coefficiente difusivo	(Equação 2-17)
ϕ_f	Valor do escalar no centroide da face	(Equação 2-30)
ϕ_c	Valor do escalar no centroide do volume de controle	(Equação 2-30)
\vec{r}	Vetor deslocamento	(Equação 2-30)
$U_{i\ ou\ j}$	Vetor velocidade segundo notação de Einstein	(Equação 2-31)
P	Pressão	(Equação 2-33)
τ_{ij}	Tensor tensão	(Equação 2-33)
g_i	Componente do vetor gravidade	(Equação 2-33)
\dot{E}	Taxa de geração de energia por unidade de volume	(Equação 2-36)
E	Energia por unidade de massa	(Equação 2-36)
l	Comprimento característico	(Equação 2-37)
$-$	Operador média temporal (traço sobrescrito)	(Equação 2-38)

u_j	<i>Vetor velocidade componente flutuação</i>	<i>(Equação 2-39)</i>
$\tau_{ij_{eff}}$	<i>Tensor tensão combinado com a componente turbulenta</i>	<i>(Equação 2-40)</i>
k_{eff}	<i>Condutividade térmica combinada com comp. turbulenta</i>	<i>(Equação 2-40)</i>
$\bar{\tau}_{ij}^{(t)}$	<i>Tensor tensão turbulento</i>	<i>(Equação 2-41)</i>
μ_t	<i>Viscosidade turbulenta</i>	<i>(Equação 2-42)</i>
ϑ	<i>Escala de velocidade</i>	<i>(Equação 2-43)</i>
C	<i>Constante genérica da equação</i>	<i>(Equação 2-43)</i>
l	<i>Escala de comprimento</i>	<i>(Equação 2-43)</i>
l_m	<i>Comprimento de mistura de Prandtl</i>	<i>(Equação 2-44)</i>
k_t	<i>Energia cinética turbulenta</i>	<i>(Equação 2-47)</i>
p	<i>Flutuação da pressão</i>	<i>(Equação 2-47)</i>
ν	<i>Viscosidade cinemática</i>	<i>(Equação 2-47)</i>
σ_k	<i>Constante da equação</i>	<i>(Equação 2-48)</i>
ε	<i>Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta</i>	<i>(Equação 2-50)</i>
ω	<i>Taxa específica de dissipação da energia cinética turbulenta</i>	<i>(Equação 2-52)</i>
Ω	<i>Valor absoluto da vorticidade</i>	<i>(Equação 2-57)</i>

1 Introdução

Os equipamentos térmicos são responsáveis por promover alterações no estado energético de uma ou mais correntes de um processo. Essas alterações podem ser dadas tanto por mecanismos simples de condução e convecção, como é o exemplo de uma camisa térmica em um reator, quanto por mecanismos de radiação, como no caso de uma fornalha para produção de vapor superaquecido. A única condição para que haja transferência de energia é que os alvos de troca estejam com temperaturas diferentes, força-motriz para transferência de calor, desconsiderando-se a presença de trabalho.

Sukhatme et al. (1988) promoveram uma classificação onde os equipamentos térmicos são classificados de acordo com sua utilização na área industrial (Sukhatme, 1988), podendo-se citar: trocador de calor; aquecedor; vaporizador; refeedor; evaporador e caldeira.

O equipamento mais comum e amplamente utilizado na indústria é o trocador de calor do tipo casco e tubo, que consiste em um feixe de tubos dentro de um grande tubo, o casco.

Normalmente, o projeto desses trocadores de calor se dá através de programas comerciais que estimam os coeficientes de troca globais do processo de modo a determinar a área necessária para a realização do serviço. Entretanto, o projeto de um trocador está longe de se resumir à determinação da área de troca térmica. Há uma série de outros parâmetros que devem ser determinados, como o número e posicionamento de internos (chicanas e suportes), posicionamento e tamanho dos bocais, layout dos tubos, dentre outros.

Quando programas comerciais são utilizados, obtêm-se apenas as características gerais do processo, sendo que informações mais detalhadas sobre o escoamento não são fornecidas.

Nesse contexto, a fluidodinâmica computacional (CFD) vem sendo bastante utilizada para previsão do comportamento dos fluidos e melhor compreensão dos fenômenos físicos envolvidos no processo, como zonas de recirculação e relaminarização (Ozden & Tari, 2009).

A fluidodinâmica computacional consiste em uma ferramenta em que as equações diferenciais de transporte, que descrevem o comportamento dos fluidos, são discretizadas e resolvidas numericamente. Dessa forma, é possível obter-se o perfil de velocidade, temperatura, pressão, concentração e quaisquer outras variáveis de interesse para um determinado domínio onde há escoamento de fluido.

1.1 Objetivos do Trabalho

O presente trabalho buscou projetar um trocador de calor do tipo Casco e Tubo com o *software* HTRI, baseando-se na confiabilidade que o mercado tem no mesmo, e simular com fluidodinâmica computacional o fluido no casco de modo a se comparar os resultados, principalmente os perfis de temperatura e pressão, obtidos numericamente com os fornecidos pelo HTRI.

Para o projeto do trocador no HTRI foram respeitados critérios de projeto para determinação do tipo de chicana, sua orientação, quantidade, espaçamento, etc. Ao mesmo tempo, tais critérios foram condensados de forma a se obter um trocador com dimensões passíveis de simulação em tempo hábil com a capacidade computacional disponível.

Como o programa HTRI fornece os perfis de temperatura para os tubos e para o casco, decidiu-se que seria simulado, com CFD, apenas o fluido no casco e que o perfil de temperatura nos tubos seria inserido no código de modo a simular a taxa de calor transferida pelos mesmos. Assim, será possível observar, através da análise com CFD, como o perfil de temperatura do fluido escoando no casco se comportará.

Serão feitas simulações com CFD utilizando-se dois modelos de turbulência, $k-\varepsilon$ e SST, de forma a comparar os perfis de temperatura e pressão com os obtidos no HTRI, a fim de se determinar o modelo que fornece o melhor desempenho. Baseando-se na confiabilidade que o HTRI possui no mercado, se o resultado da simulação com CFD estiver consistente com o do HTRI, o mesmo será considerado validado, sendo possível realizar análises mais aprofundadas.

Conhecendo-se o modelo mais adequado para o problema, será feita, ainda, a análise de como os resultados da simulação de uma geometria com folgas diamétricas (entre os tubos e as chicanas e as chicanas e o casco) se comporta diante dos resultados de uma simulação sem folgas diamétricas, ressaltando o papel dessas no escoamento.

2 Fundamentação Teórica

Serão abordados os principais tópicos relacionados aos trocadores de calor casco e tubo, bem como uma breve revisão sobre fluidodinâmica computacional.

2.1 Trocadores de calor Casco e Tubo

Uma vez que o presente estudo se baseia na análise do escoamento de um trocador de calor do tipo Casco e Tubo, esse equipamento será introduzido dando-se o enfoque para o tipo Casco e Tubo. Sukhatme *et al.* (1998) classificaram os trocadores de calor como equipamentos que permitem a troca térmica entre fluidos pertinentes ao processo, sem que haja o contato direto entre os mesmos, cabendo, portanto, os mecanismos de convecção e condução.

Os trocadores mais amplamente utilizados são os trocadores casco e tubo. A grande utilização desses dispositivos se deve a sua elevada área específica de troca térmica, fácil montagem, manutenção e alta resistência mecânica, suportando os mais diversos tipos de tensões inerentes ao processo. O motivo de permitirem uma manutenção relativamente simples se deve ao fato de possuírem facilidade de limpeza e possibilidade de troca de componentes falhos (Wolverine Tube Heat Exchanger Data Book).

Os trocadores do tipo casco e tubo (Figura 2-1) são constituídos de uma matriz tubular (Figura 2-2) inserida em um casco, de forma que o fluido que passa entre o casco e os tubos troque calor com a parede desses e, por conseguinte, com o fluido que escoar no interior dos tubos.

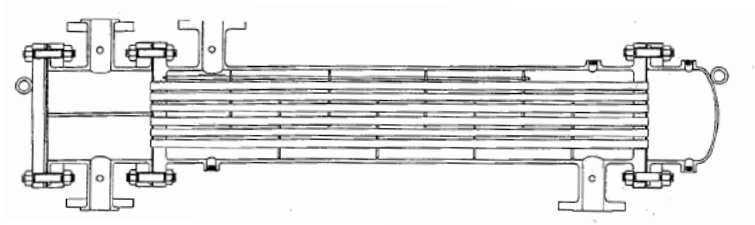


Figura 2-1 - Diagrama esquemático de um trocador de calor Casco e Tubo com dois passes nos tubos (Hewitt, 1994).



Figura 2-2 - Matriz tubular em forma de "U" separada do casco. (Exinvest do Brasil)

Devido a sua grande aplicação nos mais diversos processos, desenvolveram-se diversas associações com o intuito de padronizar as dimensões, não apenas dos trocadores tipo Casco e Tubo, como dos outros tipos. Assim, por mais que seja feito o projeto de um dispositivo com determinadas dimensões, é aconselhável a adaptação às dimensões estipuladas pelas normas, a fim de se reduzir o custo de fabricação. São exemplos de agências produtoras de normas e códigos: TEMA – Tubular Exchanger Manufacturers Association, API – American Petroleum Institute – e ASME – American Society of Mechanical Engineers.

2.2 Dimensões e Parâmetros para Trocadores Casco e Tubo

O dimensionamento apropriado de trocadores de calor deve ir além dos cálculos para seu dimensionamento puro e simples, sendo necessária a adequação dos mais diversos parâmetros de projeto dentro das normas de fabricação e de segurança. Além disso, o projetista deve objetivar um projeto cujas dimensões permitam menores custos com a manufatura e possibilitem flutuações das variáveis de processo de forma segura, uma vez que a operação nem sempre se encontra no estado estacionário.

Os itens abaixo discorrem sobre dimensões mais comumente utilizadas e os padrões de geometria.

2.2.1 Diâmetro dos Tubos

Em geral, busca-se utilizar tubos com diâmetro pequeno, uma vez que possuem maior razão área por volume ocupado. Essa característica possibilita a troca da mesma quantidade

de calor a partir de um menor número de tubos, ou mesmo, tubos com menor comprimento, quando comparados com tubos de diâmetro maior. Além disso, há a presença de um fator econômico associado, o qual é explicado pelo fato de tubos com menor diâmetro caberem dentro de cascos menores, quando comparados com tubos de diâmetro maior, considerando a mesma área de troca térmica (Peters & Timmerhaus, 1991). Por outro lado, a redução demasiada do diâmetro dos tubos traz problemas de vibração excessiva e dificuldades de limpeza. Segundo Hewitt (1994), para fins de facilidade de limpeza o diâmetro externo mínimo dos tubos recomendado é de 20 mm.

2.2.2 Comprimento dos Tubos

Segundo a norma TEMA (2007) os comprimentos mais comuns para os tubos são: 2438 mm, 3048 mm, 3658 mm, 4877 mm e 6096 mm. Embora esses sejam os comprimentos mais comuns não se exclui a fabricação de outros comprimentos.

2.2.3 Layout e Pitch

Os arranjos mais comumente produzidos de tubos são: triangular, triangular rotacionado, quadrado e quadrado rotacionado, como mostrado na Figura 2-3. O arranjo dos tubos é de fato uma variável de projeto muito importante, principalmente no que diz respeito à limpeza e à troca térmica. As conformações triangular e triangular rotacionado são mais eficientes quanto à utilização do espaço disponível no casco, bem como à troca térmica, quando comparados aos de conformação quadrada, entretanto apresentam maior dificuldade de limpeza. Dessa forma, quando especificado pelo comprador que a forma de limpeza a ser realizada é mecânica, deve-se optar pelos arranjos quadrados (TEMA, 2007).

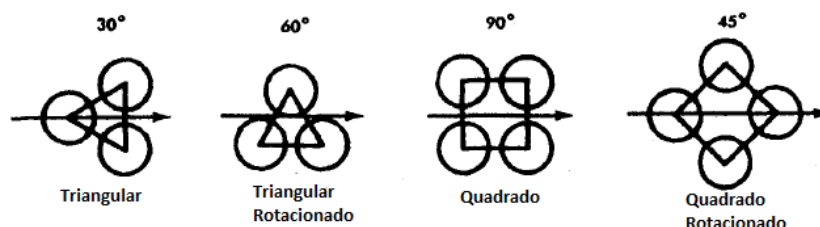


Figura 2-3 - Arranjo dos tubos. (TEMA, 2007)

O pitch do tubo é definido como a menor distância do centro de um tubo até o centro de um tubo adjacente. Em geral, conformações triangulares apresentam pitch menor, o que,

como mencionado acima, permite o melhor aproveitamento do espaço dentro do casco. Segundo a norma TEMA (2007), é aconselhável que o pitch não seja menor que 1,25 vezes o diâmetro externo do tubo.

2.2.4 Diâmetro do casco

A determinação do diâmetro do casco fica a cargo dos projetistas como grau de liberdade para que se possa determinar uma geometria ótima (TEMA, 2007).

2.2.5 Chicanas

As chicanas (Figura 2-4) são dispositivos alocados no trocador de forma a conduzir o escoamento de uma forma mais eficiente no que diz respeito à troca térmica. Sua presença nos trocadores aumenta a perda de carga. Entretanto, para um trocador bem projetado, esse fator negativo é compensado pela melhor troca de calor. Além de aumentar a troca térmica, as chicanas também apresentam a função de suporte ao feixe de tubos, diminuindo possíveis problemas por vibração excessiva. O projeto correto das chicanas se baseia na determinação de seu corte – porcentagem de seu diâmetro equivalente ao corte, rotação do corte, tipo de chicana e espaçamento entre as mesmas.

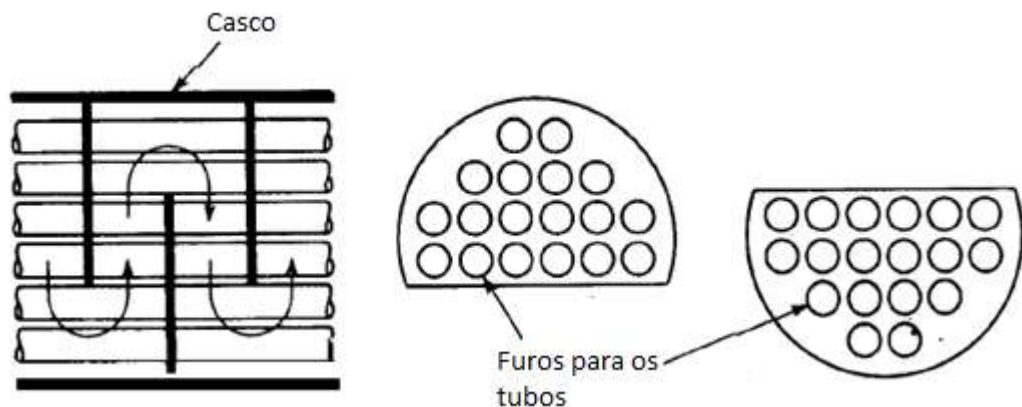


Figura 2-4 - Exemplo de chicana – segmentada

Os tipos mais comuns de chicanas existentes no mercado são as segmentadas e multi-segmentadas, podendo haver a variação do ângulo do corte, ou seja, chicanas com corte horizontal ou vertical, como mostra Figura 2-5.

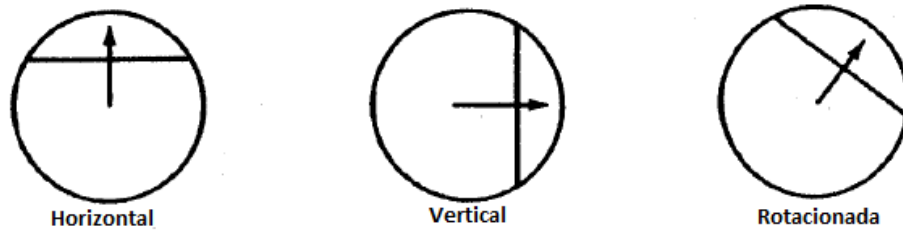


Figura 2-5 - Posicionamento do corte de chicanas segmentadas (TEMA, 2007)

Além da orientação, é importante entender o efeito do corte das chicanas sobre o fluido. Para valores de corte muito altos se obtém uma queda de pressão menor, porém o escoamento não faz um trajeto exatamente perpendicular aos tubos, prejudicando a troca de calor e gerando “zonas mortas” logo atrás das chicanas Figura 2-6 (b). Por sua vez, geometrias com valores muito baixos para o corte das chicanas provocam elevada perda de carga, não compensada pelo ganho na troca térmica Figura 2-6 (a). Dessa forma, faz-se necessário o estudo do valor de corte ideal para cada caso.

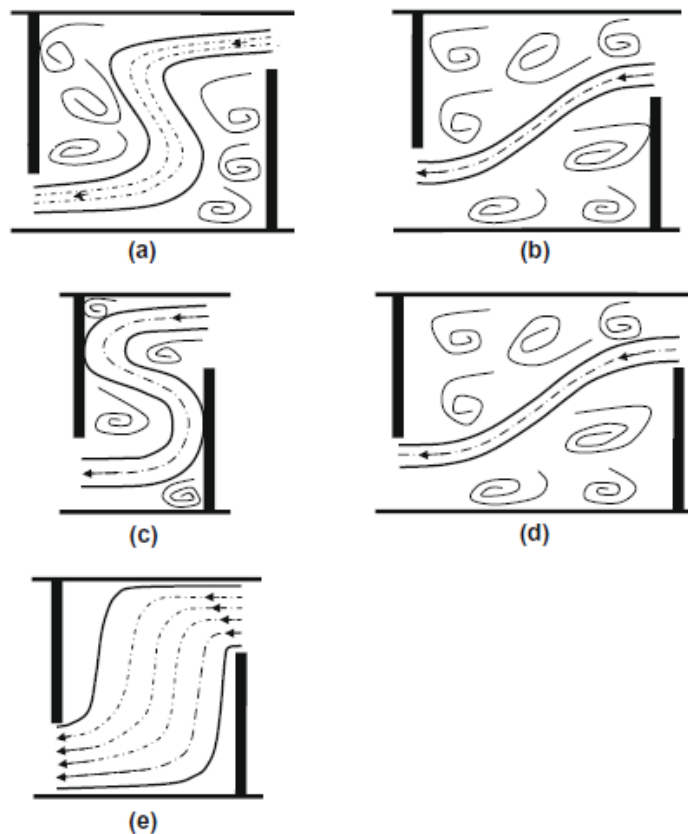


Figura 2-6 - Comparação do efeito do corte e espaçamento de chicanas no escoamento: (a) pequeno corte; (b) corte grande; (c) pequeno espaçamento; (d) grande espaçamento; (e) espaçamento e corte ideais. Fonte: (Ozden & Tari, 2009)

A relação corte da chicana/espacamento da chicana também é de grande importância para o projeto de um trocador otimizado. Geometrias com essa relação muito distante de 1 provocam expansões e compressões sucessivas no fluido, fazendo com que os resultados experimentais venham a se afastar dos resultados teóricos. Segundo Peters & Timmerhaus (1991) o espaçamento das chicanas não deve ser maior que o diâmetro do casco, nem menor que um quinto de seu valor. Já a norma TEMA (2007) afirma apenas que o comprimento máximo com tubos não suportados por chicanas é de 914 mm.

Apesar de as chicanas atuarem também como suporte dos tubos, em seu projeto, elas apresentam folgas diametrais, ou seja, o local onde o tubo é inserido na chicana possui um diâmetro ligeiramente maior que o do tubo e o diâmetro total da chicana é ligeiramente menor que o diâmetro interno do casco. Quando montada no trocador, essas dimensões da chicana resultam em frestas pelas quais o fluido pode escoar, promovendo as chamadas correntes de fuga. Por esse motivo, como será visto mais a frente, Tinker (1958) enunciou o modelo de correntes, estipulando os caminhos preferenciais gerados pelo escoamento do fluido por meio dessas frestas.

Segundo a norma TEMA (2007), para tubos não suportados por uma distância igual ou inferior a 914 mm ou para tubos cujo diâmetro externo seja maior ou igual a 31,8 mm, então as folgas diametrais devem ser 0,8 mm maiores que o diâmetro externo dos tubos. Por outro lado, tubos com diâmetro inferior a 31,8 mm e que não apresentam suporte ao longo de uma distância maior que 914 mm devem apresentar folgas diametrais de 0,4 mm. No que diz respeito ao espaçamento entre o casco e as chicanas, a norma TEMA estipula valores segundo a Tabela 2-1.

Tabela 2-1 - Espaçamento chicana-casco em função do diâmetro interno do casco (TEMA, 2007)

Diâmetro Interno do Casco (in. (mm))	Folga Diametral (in. (mm))
6-17 (152-432)	1/8 (3,2)
18-39 (457-991)	3/16 (4,8)
40-54 (1016-1372)	1/4 (6,4)
55-69 (1397-1753)	5/16 (7,9)
70-84 (1778-2134)	3/8 (9,5)
85-100 (2159-2540)	7/16 (11,1)

2.3 Dimensionamento do Trocador Casco e Tubo

O dimensionamento de trocadores de calor é baseado principalmente na análise nos mecanismos de troca térmica (convecção e condução), fluxo mássico, perda de carga disponível e espaço disponível. Por mais que possa parecer simples, a formulação de seu projeto é um processo iterativo o qual busca dimensões ótimas, sendo muitas vezes necessária a utilização de softwares de projeto.

Os eventos considerados dentro de um trocador de calor Casco e Tubo, para um caso onde o fluido dentro dos tubos possui uma maior temperatura, são: transferência de calor do fluido quente por convecção para a parede do tubo, condução de calor da parede interna para a externa e, por fim, transmissão de calor por convecção ao fluido que escoar no casco. A seguir será mostrada a modelagem dos mecanismos de troca térmica, bem como equações de projeto.

- Convecção: Lei do Resfriamento de Newton

$$q = hA(T_q - T_f)$$

Equação 2-1

- Condução: Lei de Fourier

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

Equação 2-2

Na qual q é a taxa de transferência de calor, h e k são o coeficiente de transferência de calor por convecção e a condutividade térmica, respectivamente, e os subíndices q e f representam os fluidos quente e frio, respectivamente.

Como no caso em estudo há a consideração da condução através da parede dos tubos, pode-se passar a Equação 2-2 para coordenadas cilíndricas:

$$q = -kA \left(\frac{\partial T}{\partial r} \mathbf{r} + \frac{\partial T}{r \partial \theta} \boldsymbol{\theta} + \frac{\partial T}{\partial z} \mathbf{z} \right)$$

Equação 2-3

Na qual r , θ e z correspondem às componentes radial, azimutal e longitudinal das coordenadas cilíndricas.

Para que seja levada em conta a taxa total de calor transferida de um fluido para o outro, por meio de uma parede, é conveniente definir o conceito de coeficiente global de

transferência de calor U . Esse, expressa as resistências à transferência de calor em cada meio em uma única variável (Incropera, 2008). Uma vez que tal coeficiente leva em consideração a transferência de energia ao longo de superfícies distintas, faz-se necessário definir uma superfície de referência.

$$q = UA\Delta T$$

Equação 2-4

A outra forma de se levar em conta a transferência de calor em um dado sistema é por meio do balanço de energia aplicado a um volume de controle.

$$q = \frac{\partial(\rho VH)}{\partial t}$$

Equação 2-5

Na qual H e ρ são a entalpia por unidade de massa e densidade do fluido, respectivamente, e V o volume do volume de controle.

Se for assumido que o sistema opera a pressão e densidade constantes, obtém-se um formato mais conhecido:

$$q = \dot{m}C_p\Delta T_{ml}$$

Equação 2-6

Onde \dot{m} é a vazão mássica, C_p é o calor específico à pressão constante e ΔT_{ml} é a média logarítmica da variação de temperatura no trocador.

Dessa forma, a partir da Equação 2-6 é possível determinar a carga térmica que um fluido é capaz de trocar e, sabendo-se o coeficiente global de transferência de calor, é possível se obter a área necessária para a troca de calor, através da Equação 2-4. Entretanto, o U é uma das variáveis mais difíceis de se determinar, principalmente por depender dos coeficientes de transferência de calor por convecção.

Antes de discutir as correlações para o coeficiente de transferência de calor por convecção faz-se necessário discutir os conceitos envolvidos nas considerações fluidodinâmicas e térmicas pertinentes a esse fenômeno. No que diz respeito aos fenômenos fluidodinâmicos, considera-se um fluido com perfil de velocidade uniforme entrando em um tubo. Por meio da condição de aderência, a velocidade do fluido na parede é zero, provocando uma variação no perfil de velocidade. A camada limite se deforma conforme o fluido avança

na direção longitudinal do tubo, até que a partir de um dado ponto, discriminado na Figura 2-7 como $x_{fd,h}$, o perfil de velocidade permanece constante em relação ao comprimento. Diz-se então que $x_{fd,h}$ é o comprimento de entrada hidrodinâmico e após esse valor o escoamento é plenamente desenvolvido (Incropera, 2008). A Figura 2-7 ilustra, para um escoamento laminar, o que foi dito acima.

No escoamento turbulento o perfil de velocidade não é tão drasticamente afetado ao longo do comprimento de entrada hidrodinâmico, tendo sua maior variação na região da subcamada viscosa. Dessa forma, para um escoamento em regime turbulento o comprimento de entrada hidrodinâmico é menor que para um escoamento laminar.

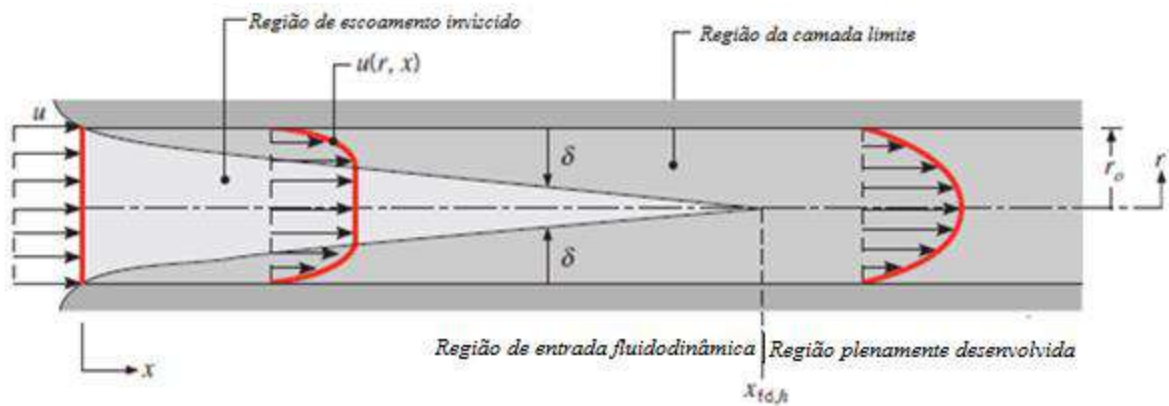


Figura 2-7 - Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica em um escoamento laminar dentro de um tubo (Incropera, 2008).

Os mesmos conceitos podem ser aplicados para as considerações térmicas, onde um fluido com perfil de temperatura constante entra em contato com as paredes de um tubo com temperatura diferente. A partir do comprimento de entrada térmico, o perfil de temperatura passa a assumir um caráter constante. A Figura 2-8 ilustra as considerações térmicas.

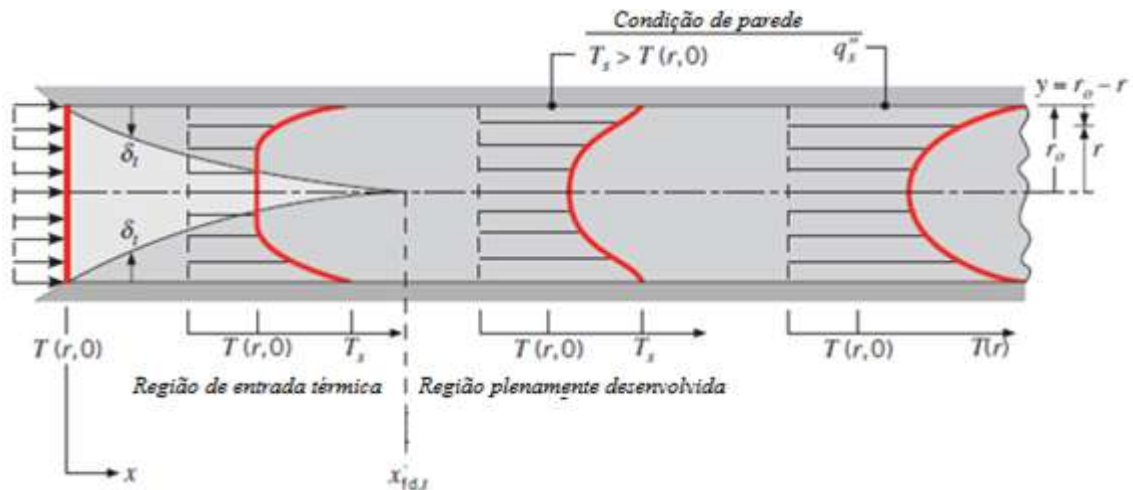


Figura 2-8 - Desenvolvimento da camada limite térmica em um escoamento dentro de um tubo com temperatura maior que a do fluido (Incropera, 2008).

2.3.1 Escoamento nos Tubos

As correlações para o coeficiente convectivo dentro de tubos se apresentam bem difundidas, obtendo-se resultados relativamente precisos. São altamente dependentes do número de Reynolds e Prandtl, além de variarem em função do tipo de escoamento e do comprimento térmico de entrada. O coeficiente convectivo de transferência de calor h é dado por:

$$h = \frac{Nu_d k}{D}$$

Equação 2-7

Na qual D representa o diâmetro e Nu_d é o número de Nusselt para escoamentos onde o comprimento característico é circular. Esse pode ser calculado pela correlação de Sieder & Tate:

$$Nu_d = 1,86 \left(\frac{Re_d Pr}{L/D} \right)^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0,14}$$

Equação 2-8

Na qual Re_d é o número de Reynolds para um comprimento característico circular, Pr é o número de Prandtl, L é comprimento do tubo e, por fim, μ e μ_s representam as viscosidades do fluido na temperatura do fluido e na parede, respectivamente. A correlação apresenta aplicação condicionada a:

- Comprimento de entrada combinada (desenvolvimento da camada limite térmica simultaneamente com a camada limite fluidodinâmica);
- $0,6 \leq Pr \leq 5$;
- $0,0044 \leq (\mu/\mu_s) \leq 9,75$;

2.3.2 Escoamento no Casco

Os processos físicos que ocorrem no casco são caracterizados por repetidas ações de contração e expansão do fluxo, devido às reduções da área de escoamento promovida pelas chicanas, e pelo escoamento transversal do fluido na superfície externa dos tubos, que conferem ao escoamento no casco a formação acentuada de vórtices. Como consequência direta do escoamento altamente turbulento, ótimos efeitos de mistura e aumento do coeficiente global de troca térmica são conferidos ao escoamento. Entretanto, os efeitos de cisalhamento nas paredes também se tornam mais acentuados, promovendo uma maior perda de carga (Bell, 1963).

Os principais métodos para determinação de parâmetros de troca térmica e queda de pressão no casco podem ser divididos em cinco principais grupos (Mohammadi, 2011):

- Correlações baseadas em escoamentos por meio de estudos realizados em bancos de tubos, ou mesmo em um único tubo;
- Modelos analíticos baseados nas correntes de Tinker;
- Método de análise da corrente, o qual utiliza recursos iterativos baseados no modelo de Tinker;
- O método de Delaware, o qual utiliza os modelos de correntes de Tinker, porém sem os recursos iterativos do método de análise de correntes;
- Método da abordagem integral.

Devido à vasta extensão de modelos desenvolvidos, serão explicados apenas os conceitos dos modelos essenciais para o desenvolvimento do presente trabalho.

2.3.2.1 Correlações para Banco de Tubos

Uma das correlações existentes para determinação do coeficiente convectivo de troca térmica em um escoamento externo em um banco de tubos leva em consideração sua idealidade. Para tal afirmação, diversas simplificações são realizadas, como: arranjo geométrico regular dos tubos, tubos lateralmente infinitos e fluxo perpendicular à direção dos tubos (Bell, 1963). A correlação obtida tem o seguinte formato:

$$h_{bt} = J' C_p G_m \left(\frac{k}{C_p \mu} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$$

Equação 2-9

Na qual h_{bt} representa o coeficiente convectivo para um banco de tubos, J' o Coef. de Colburn com correção para efeitos não isotérmicos e G_m o fluxo mássico.

2.3.2.2 Modelo de Correntes de Tinker

Devido à presença de folgas diametrais presentes nas mais diversas geometrias de trocadores de calor ficou claro que correlações simples para o banco de tubos não eram mais apropriadas.

O trabalho desenvolvido por Tinker (1958) baseia-se no estudo das correntes formadas pelo escoamento através das folgas presentes no casco de um trocador de calor Casco e Tubo (correntes de fuga), onde as correntes de estudo são descritas abaixo:

- Corrente *A* – promovida pela passagem do fluido através do espaçamento entre o diâmetro externo dos tubos e a chicana;
- Corrente *B* – fluxo principal do escoamento no casco. Esse é o escoamento responsável por todas as outras correntes;
- Corrente *C* – corrente presente entre o banco de tubos e o casco;
- Corrente *E* – fluxo através do espaçamento entre a borda da chicana e o casco;
- Corrente *F* – corrente presente apenas em arranjos de tubos com múltiplos passes no casco. É formado devido à omissão de tubos na partição dos passes, formando um canal.

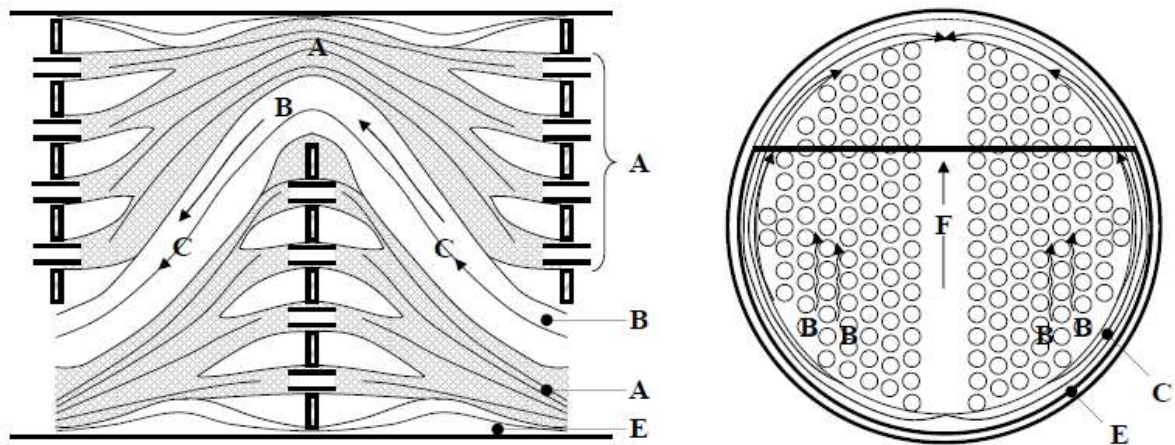


Figura 2-9 - Modelo de Correntes de Tinker (Mohammadi, 2011)

O modelo de correntes de Tinker é um modelo analítico, o qual resolve equações referentes à perda de carga e de transferência de calor para cada uma dessas correntes. Por esse motivo, se mostrou um método trabalhoso, principalmente devido à dificuldade de se obter dados sobre as correntes de forma isolada.

2.3.2.3 Método de Delaware

Antes do trabalho desenvolvido por Tinker, acreditava-se ser uma boa aproximação para obtenção do coeficiente convectivo para um trocador Casco e Tubo, a multiplicação do h de um banco de tubos ideal por um fator igual a 0,6. Hoje em dia, sabe-se que esse é, em geral, um valor médio bastante razoável para um fator de correção. Entretanto, tal medida não explicava a verdadeira relação entre as distintas geometrias de trocadores, uma vez que o fator seria igual para todos (Bell, 1963).

Baseado no modelo de correntes de Tinker, Bell (1963) e uma equipe de pesquisadores da Universidade de Delaware publicaram em 1963 um relatório com os resultados obtidos a partir de anos de estudos com escoamento em bancos de tubos ideais, trocadores com chicanas sem folgas diametrais e, por fim, trocadores de calor com chicanas com folgas diametrais. Os resultados envolvem equações para perda de carga ao longo do trocador, bem como o cálculo de fatores de correção para o coeficiente convectivo relativo às possíveis variações geométricas de um trocador:

$$h' = (J_c J_l J_b J_s J_r) h_{bt}$$

Equação 2-10

h' =Coeficiente convectivo no casco de um trocador Casco e Tubo com chicanas e folgas diametraais

J_c =Fator de correção relativo ao corte e ao espaçamento das chicanas

J_f =Fator de correção relativo às folgas diametraais das chicanas

J_b =Fator de correção relativo às correntes de by-pass

J_s =Fator de correção relativo ao espaçamento diferenciado dado às chicanas das regiões de entrada e saída

J_r =Fator de correção relativo à gradientes de temperatura adversos

h_{bt} =Coeficiente convectivo de um banco de tubos. Dado pela Equação 2-9.

2.4 Fluidodinâmica computacional

A fluidodinâmica computacional ou CFD é a análise de sistemas envolvendo escoamentos de fluidos, troca térmica e outros fenômenos como reações químicas por meio de simulações computacionais (Malalasekera & Versteeg, 1995). A técnica possibilita a redução de custos com experimentos caros ou muitas vezes inviáveis, além de permitir a análise minuciosa de detalhes de um determinado equipamento, de forma a detectar problemas operacionais.

A fluidodinâmica computacional foi inserida no mercado em torno de 1960 na indústria aeronáutica a fim de se aperfeiçoar o projeto de aeronaves. A partir de 1990, por meio do crescimento da capacidade computacional, do barateamento da produção de computadores e inserção de softwares com interface amigável, a fluidodinâmica computacional se difundiu em outras áreas (Malalasekera & Versteeg, 1995).

Sabe-se que é possível descrever os fenômenos físicos envolvidos em um dado problema por meio da resolução de sistemas de equações diferenciais, as quais não podem ser resolvidas analiticamente (com exceção de alguns casos bastante simplificados). Dessa forma, há a necessidade de se utilizar métodos de aproximação das equações diferenciais transformando-as em equações algébricas, as quais são, então, resolvidas para um domínio discretizado. A resolução dessas equações no tempo e espaço é feita em pontos específicos desses pequenos volumes e quanto maior a qualidade da discretização, mais acurado é o resultado (Ferziger & Peric, 2002).

Seguindo essa lógica, os problemas envolvendo fluidodinâmica computacional são divididos nas seguintes etapas: geração da geometria, a qual representa o domínio especificado pelo problema; geração da malha, onde ocorre a divisão do domínio total em volumes de controle discretos; especificação da física do problema, bem como suas condições de contorno; e, por fim, resolução das equações.

É bem verdade que ao se utilizar métodos numéricos mais sofisticados, uma malha mais refinada ou mesmo soluções não iterativas é possível se obter resultados bastante próximos da realidade, entretanto é de fundamental importância que se mantenha um compromisso com a viabilidade de tais decisões. Ao se realizar um estudo em CFD, deve-se medir a importância da acurácia dos resultados em detrimento ao tempo e esforço computacional exigidos, de forma que seja possível obter resultados condizentes em um tempo disponível.

2.4.1 Malha

A malha é a representação discreta do domínio sob o qual o problema será resolvido. As malhas são definidas, quanto a sua organização, da seguinte forma:

- Estruturadas;
- Estruturadas em blocos;
- Não estruturadas.

A malha estruturada, ou regular, consiste em um conjunto de famílias de linhas de malha em que membros de uma mesma família não se cruzam e só cruzam com membros de outras famílias apenas uma vez (Figura 2-10), fato que permite que vértices de um mesmo arranjo sejam numerados consecutivamente (Ferziger & Peric, 2002). Por sua vez, na malha estruturada em blocos há dois ou mais níveis de subdivisão do domínio, como mostra a Figura 2-11.

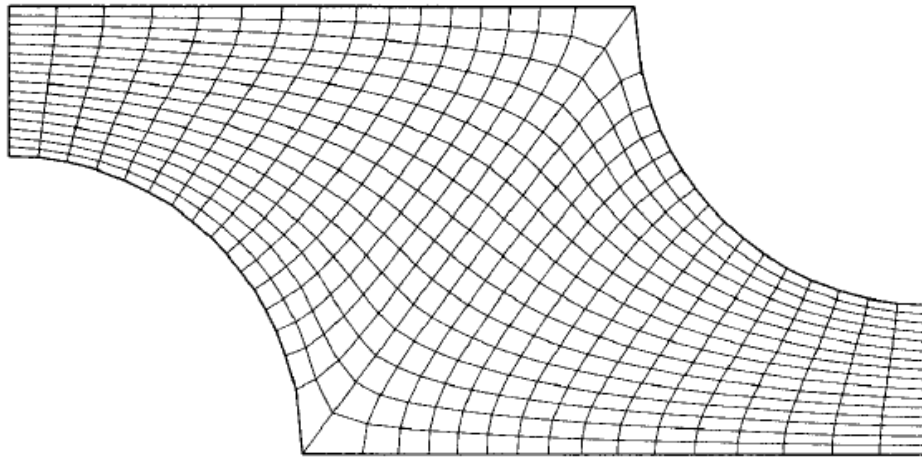


Figura 2-10 – Malha estruturada (Ferziger & Peric, 2002)

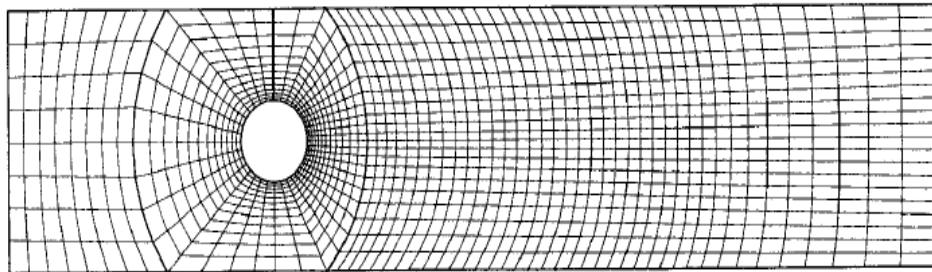


Figura 2-11 - Malha estruturada em blocos (Ferziger & Peric, 2002)

Nas malhas não estruturadas, os elementos podem ter os mais diversos formatos e números de vizinhos, sendo as mais apropriadas para geometrias bastante complexas. Em teoria, podem ser aplicadas para qualquer tipo de método de discretização, porém são mais bem adaptadas para os métodos dos volumes finitos e elementos finitos. Embora sejam de fácil implementação, as malhas não estruturadas apresentam como aspecto negativo a irregularidade da estrutura dos dados obtidos.

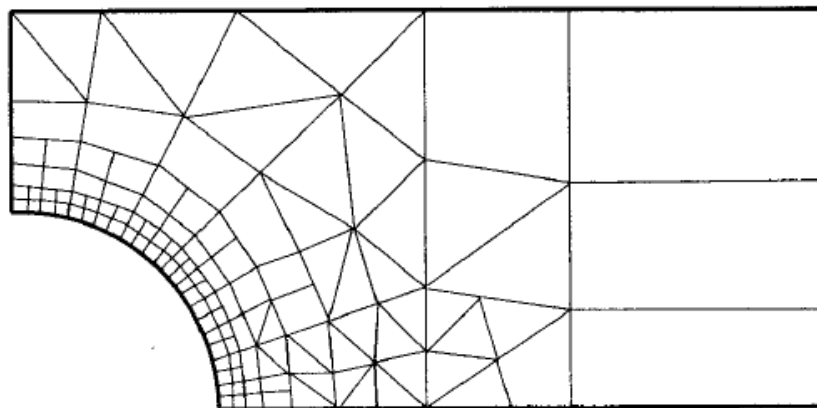


Figura 2-12 - Malha não estruturada (Ferziger & Peric, 2002)

2.4.1.1 Parâmetros de Qualidade da Malha

Além dos métodos de discretização das equações de transporte, a geração de uma malha robusta é de fundamental importância a fim de se minimizar possíveis fontes de erros numéricos. Nesse contexto, malhas uniformes seriam consideradas o caso ideal, uma vez que, ao apresentarem distâncias iguais entre os nós, os erros de interpolação seriam minimizados. Porém, para que seja possível captar de forma efetiva as zonas com gradientes acentuados, faz-se necessária a utilização de elementos muito pequenos nessas regiões, tornando inviável tal método para geometrias maiores. Um procedimento muito comum é a promoção de malhas não-uniformes com um refinamento em regiões onde os gradientes são mais acentuados (Ansys Theory Guide).

Toda via, esse refinamento não pode ocorrer de forma descontrolada, pois uma das maiores fontes de erros é a geração de malhas com baixa qualidade. Assim, faz-se necessário utilizar parâmetros de qualidade da malha a fim de se obter maior ciência de robustez.

A Tabela 2-2 apresenta a faixa e os valores aceitáveis para alguns parâmetros de controle da malha.

Tabela 2-2 – Parâmetros de avaliação da malha e valores ótimos

Parâmetro	Faixa	Valores Desejados
Skewness	0-1	0-0,5
Aspect Ratio	0-∞	0-100
Element Quality	0-1	0,3-1

2.4.2 Métodos de Discretização

Os métodos de discretização são métodos numéricos que promovem a aproximação de equações diferenciais em equações algébricas para um conjunto de pontos no espaço e tempo (Ferziger & Peric, 2002). Os métodos de discretização mais importantes são:

- Diferenças Finitas;
- Volumes Finitos;
- Elementos Finitos.

Como um breve resumo dos três métodos pode-se dizer que para o método de diferenças finitas faz-se a aproximação das equações em sua forma derivada nos pontos da

malha. Já para o método de volumes finitos são utilizados métodos de aproximação das equações no formato integral nas superfícies e volumes de controle e, por fim, para o método dos elementos finitos, deve-se escolher as funções de formato e peso (Ferziger & Peric, 2002).

2.4.2.1 Método das Diferenças Finitas

O método das diferenças finitas se baseia na obtenção do termo diferencial de uma dada variável por meio da expansão da mesma em séries de Taylor ao redor de um ponto x_i ou pela aproximação da variável por um polinômio, com subsequente derivação. A expansão em série de Taylor de uma variável genérica ϕ é dada segundo a Equação 2-11.

$$\phi = \phi(x_i) + (x - x_i) \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i + (x - x_i)^2 \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_i \dots + (x - x_i)^n \left(\frac{\partial^n \phi}{\partial x^n} \right)_i$$

Equação 2-11

A partir do conhecimento do valor de x no ponto $i+1$ ou $i-1$ é possível isolar a derivada de primeira ordem, ou mesmo as de ordem superior. Para obtenção do valor exato da derivada todos os outros termos devem ser mantidos e resolvidos. Entretanto, para diferenças muito pequenas entre x e x_i os termos com as derivadas superiores tendem a desaparecer, a não ser em casos singulares onde tais derivadas são localmente grandes (Ferziger & Peric, 2002). Dessa forma, aproximação para derivada de primeira ordem é dada por:

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i \approx \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{x_{i+1} - x_i}$$

Equação 2-12

E segunda ordem por:

$$\left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \right)_i \approx \frac{\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_{i+1} - \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i}{x_{i+1} - x_i}$$

Equação 2-13

Os esquemas de aproximação mencionados acima são denominados esquemas progressivos (FDS – Forward Difference Scheme), uma vez que o ponto para o qual a aproximação está sendo feita se baseia em um ponto posterior ao ponto x_i . Ainda segundo o autor é possível realizar aproximações semelhantes em um esquema regressivo (BDS –

Backwards Difference Scheme) e no esquema de diferenças centrais (CDS – Central Fifference Scheme), dado pela Equação 2-14.

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_i \approx \frac{\phi_{i+1} - \phi_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}}$$

Equação 2-14

Os termos omitidos da expansão da série de Taylor, devido ao seu pequeno valor, são denominados erros de truncamento. Os erros de truncamento medem a acurácia da aproximação e determinam a taxa com que o erro diminui conforme os elementos da malha ficam menores. Para aproximações em série de Taylor, o erro de truncamento é determinado pela soma dos termos com derivadas superiores à do termo truncado.

A ideia da utilização de aproximações para as derivadas das funções em um escoamento também se aplica à malhas não uniformes. Nessas, deve-se priorizar a utilização de elementos mais refinados próximos à regiões com grandes gradientes, sendo possível aumentar o tamanho dos elementos em regiões em que tais gradientes são menores. Assim, há uma tendência de uniformização do erro de truncamento ao longo do volume de controle, conforme o conceito de erro de truncamento descrito anteriormente (Ferziger & Peric, 2002).

2.4.2.2 Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos é aplicado por meio da aproximação dos termos de uma equação de transporte em sua forma integral. As equações de conservação são aplicáveis para todos os domínios discretos e o resultado de seu somatório deve ser equivalente ao resultado do volume de controle como um todo, uma vez que as integrais das superfícies internas se cancelam (Ferziger & Peric, 2002).

O método mais simples de segunda ordem para aproximação de uma integral no volume ou na superfície de controle é a regra do ponto médio, onde o valor da integral é aproximadamente igual ao valor do integrando multiplicado pelo volume ou pela área da face, respectivamente.

$$F = \int f dV \cong \bar{f}V$$

Equação 2-15

$$F = \int f dS \cong \bar{f}S$$

Equação 2-16

Na qual \bar{f} é valor do integrando no centro do volume ou da face.

Diferentemente do que ocorre no método das diferenças finitas, no método dos volumes finitos a malha define as superfícies do volume de controle e não os nós. Esses estão localizados nos centros dos volumes discretos. Para se obter equações algébricas para um volume de controle discreto, é necessário promover a sua aproximação utilizando métodos de quadratura, podendo resultar ou não em formatos algébricos iguais aos obtidos por diferenças finitas.

Uma forma simples de demonstrar a discretização das equações de transporte é entender como é feito tal procedimento para cada um de seus termos. Um exemplo de equação de transporte genérica para uma variável ϕ é dado pela Equação 2-17, onde os termos do lado esquerdo compreendem os termos temporal e convectivo (onde U , V e W são as componentes do vetor velocidade nas coordenadas cartesianas referentes aos eixos x , y e z , respectivamente) e os do lado direito compreendem os termos difusivo (onde Γ é a difusividade) e fonte.

$$\begin{aligned} \int \frac{\partial \phi}{\partial t} dV + \iiint \left(\frac{\partial(U\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(V\phi)}{\partial y} + \frac{\partial(W\phi)}{\partial z} \right) dx dy dz \\ = \iiint \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \right] dx dy dz + \int f_{\phi} dV \end{aligned}$$

Equação 2-17

A partir de um volume de controle genérico, ilustrado na Figura 2-13, é possível realizar uma análise dos termos da equação de transporte.

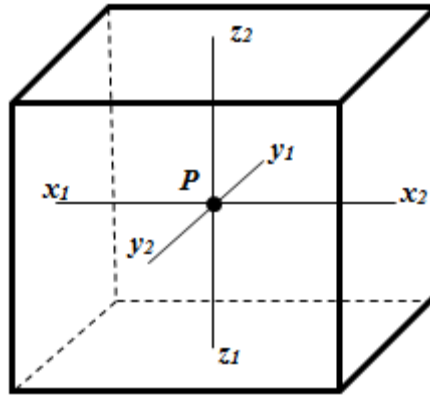


Figura 2-13 - Volume de controle genérico com coordenadas x_1 e x_2 , y_1 e y_2 e z_1 e z_2

$$\begin{aligned} \iiint \left(\frac{\partial(U\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(V\phi)}{\partial y} + \frac{\partial(W\phi)}{\partial z} \right) dx dy dz &= \iiint \nabla \cdot (\vec{U}\phi) dV \\ &= \iint ([U\phi] dy dz]_{x_1}^{x_2} + [V\phi] dx dz]_{y_1}^{y_2} + [W\phi] dx dy]_{z_1}^{z_2}) \end{aligned}$$

Equação 2-18

A análise do termo convectivo (Equação 2-18) apresenta a variação dos valores de $U\phi$, $V\phi$ e $W\phi$ nas faces do volume em x_1 e x_2 , y_1 e y_2 e por fim z_1 e z_2 , respectivamente. As operações realizadas estão de acordo com o teorema de Gauss, o qual enuncia que a integral do divergente de um campo vetorial em um dado volume é igual ao fluxo desse campo através das superfícies que o envolvem. Matematicamente pode ser escrito da seguinte forma:

$$\iiint \nabla \cdot f dV = \iint f \cdot n dS$$

Equação 2-19

Dessa forma, é aplicável a utilização da regra do ponto médio para aproximação das integrais duplas.

$$\begin{aligned} \iint \{ [U\phi] dy dz]_{x_1}^{x_2} + [V\phi] dx dz]_{y_1}^{y_2} + [W\phi] dx dy]_{z_1}^{z_2} \} \\ \cong [\overline{U\phi} \Delta y \Delta z]_{x_2} - [\overline{U\phi} \Delta y \Delta z]_{x_1} + [\overline{V\phi} \Delta x \Delta z]_{y_2} - [\overline{V\phi} \Delta x \Delta z]_{y_1} + [\overline{W\phi} \Delta x \Delta y]_{z_2} \\ - [\overline{W\phi} \Delta x \Delta y]_{z_1} \end{aligned}$$

Equação 2-20

Na equação acima, a barra sobrescrita indica o valor médio do argumento na face ou no volume de controle.

É possível perceber que à equação do termo difusivo também pode ser aplicado o teorema de Gauss:

$$\iiint \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \right] dx dy dz = \iiint \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) dV = \iint (\Gamma \nabla \phi) dS$$

Equação 2-21

Assim, após aplicação do teorema de Gauss e da regra do ponto médio para equação acima, obtém-se:

$$\begin{aligned} \iiint \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \right] dx dy dz \cong & \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_{x_2} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_{x_1} \right] \Delta y \Delta z \\ & + \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_{y_2} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_{y_1} \right] \Delta x \Delta z + \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_{z_2} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_{z_1} \right] \Delta x \Delta y \end{aligned}$$

Equação 2-22

O termo fonte é discretizado pela aplicação direta da regra do ponto médio ao volume de controle:

$$\int f_{\phi} dV \cong f_{\phi} V$$

Equação 2-23

Por mais que os métodos para discretização de espaço e tempo venham a ser semelhantes em alguns aspectos, é importante entender que se tratam de dimensões diferentes, tendo repercussão direta apenas nos resultados dentro de sua zona de influencia. Ou seja, o resultado de uma variável discretizada no espaço pode ter influencia sobre qualquer outro ponto do escoamento, por isso é possível utilizar os métodos regressivo e progressivo para discretização de uma derivada, uma vez que, tanto nós imediatamente antes, quanto imediatamente depois deverão influenciar no resultado do nó analisado. Por outro lado, no que diz respeito ao tempo, o resultado do nó analisado só tem influencia sobre o resultado em um tempo posterior, jamais sobre o anterior.

Segundo Ferziger & Peric (2002) a discretização de uma variável no tempo pode ser vista da seguinte forma:

$$\int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial \phi}{\partial t} dt = \phi_{t_2} - \phi_{t_1} = \int_{t_1}^{t_2} f(t, x, y, z) dt$$

Equação 2-24

Tomando como exemplo a equação de transporte modelo (Equação 2-17), é possível promover um algebrismo de forma que apenas o termo temporal fique do lado esquerdo. Dessa forma, o integrando da extrema direita da Equação 2-24 seria igual aos termos do lado direito da equação de transporte modificada: difusivo, convectivo e fonte.

Existem basicamente quatro métodos mais simples para discretização de uma função no tempo, de forma que apenas um deles é direto, sendo os outros obtidos de forma iterativa.

— Método de Euler avançado ou explícito: o termo integrando é obtido em função do tempo presente de análise.

$$\phi_{t_2} = \phi_{t_1} + f(t_1, x, y, z)\Delta t$$

Equação 2-25

— Método de Euler regressivo ou implícito: o termo integrando é resolvido em função do tempo em que se deseja obter a variável.

$$\phi_{t_2} = \phi_{t_1} + f(t_2, x, y, z)\Delta t$$

Equação 2-26

— Regra do ponto médio: o termo é resolvido em função do tempo médio.

$$\phi_{t_2} = \phi_{t_1} + f\left(t_{1+\frac{1}{2}}, x, y, z\right)\Delta t$$

Equação 2-27

— Regra do trapézio: utiliza a interpolação linear entre os pontos nos dois tempos.

$$\phi_{t_2} = \phi_{t_1} + \frac{1}{2}[f(t_2, x, y, z) + f(t_1, x, y, z)]\Delta t$$

Equação 2-28

Dessa forma, a equação de transporte discretizada tem seu formato final - considerando para fins de exemplificação a discretização no tempo feita pelo método de Euler explícito - dado por:

$$\begin{aligned}
[\phi]_{t_2}^P \cong & [\phi]_{t_1}^P + \left\{ - \left\{ [\overline{U\phi}]_{t_1}^{x_2} + [\overline{U\phi}]_{t_1}^{x_1} \right\} \Delta y \Delta z - \left\{ [\overline{V\phi}]_{t_1}^{y_2} + [\overline{V\phi}]_{t_1}^{y_1} \right\} \Delta x \Delta z \right. \\
& - \left\{ [\overline{W\phi}]_{t_1}^{z_2} - [\overline{W\phi}]_{t_1}^{z_1} \right\} \Delta x \Delta y + \left\{ \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{t_1}^{x_2} - \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right]_{t_1}^{x_1} \right\} \Delta y \Delta z \\
& + \left\{ \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right]_{t_1}^{y_2} - \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right]_{t_1}^{y_1} \right\} \Delta x \Delta z + \left\{ \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_{t_1}^{z_2} - \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_{t_1}^{z_1} \right\} \Delta x \Delta y + [f_\phi V]_{t_1}^P \left. \right\} \\
& \times \Delta t
\end{aligned}$$

Equação 2-29

Existem outros métodos de maior acurácia para discretização de uma integral em relação ao tempo, porém, não serão abordados devido ao escopo do estudo não envolver um problema transiente.

2.4.3 Esquema de Advecção

Como pôde ser visto, a equação discretizada para o termo difusivo apresenta seu resultado em função de derivadas da variável em relação às componentes no espaço. Dessa forma, faz-se necessário a utilização de métodos de discretização de derivadas, os quais foram vistos no tópico relativo à diferenças finitas. Como no método dos volumes finitos, os nós se encontram nos centros das faces (2D) ou dos volumes (3D), faz-se necessário determinar o valor das variáveis nas faces dos volumes de controle, sendo, então, possível realizar as aproximações das derivadas presentes nos termos difusivos da Equação 2-29.

O método de diferenciação *upwind* de primeira ordem, o mais simples dos métodos, leva em consideração a direção do escoamento para determinação do valor da variável na face, de forma que esse seja igual ao valor do nó a montante. Assim, considerando um escoamento unidirecional de x_1 até x_2 baseado no volume de controle da Figura 2-13, o valor da variável na face em x_1 seria igual ao valor da variável no nó adjacente à P e na face em x_2 o valor da variável seria igual ao seu valor em P .

O software FLUENT 15.0 disponibiliza também um método *upwind* de segunda ordem, o qual leva em consideração o gradiente do escalar segundo a Equação 2-30 (Ansys Theory Guide).

$$\phi_f = \phi_c + \nabla \phi_c \cdot \vec{r}$$

Equação 2-30

Na qual ϕ_f é valor da variável no centroide da face, ϕ_c é o valor da variável no centroide do volume de controle à montante (no caso de escoamento na direção de x_1 até x_2 , conforme o exemplo acima) e \vec{r} o vetor deslocamento. Essa expressão representa a série de Taylor truncada na primeira derivada.

Uma vez que os termos diferenciais da Equação 2-29 tenham sido discretizados por meio de um esquema de advecção, obtém-se uma equação algébrica que pode ser resolvida, juntamente com o conjunto de equações inerentes ao problema a ser estudado.

2.4.4 Equações de Transporte

Equações de transporte são equações fenomenológicas que visam descrever quantidades que se conservam, como: massa, energia e momento. Dessa forma, as equações de transporte são desenvolvidas por meio de balanços dessas quantidades em um volume de controle representativo da geometria. A seguir, serão apresentadas as equações em sua forma diferencial mais completa, as quais serão simplificadas para as características do problema, caso necessário.

— Transporte de massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j)}{\partial x_j} = 0$$

Equação 2-31

Embora as equações apresentem notações distintas, ambas possuem o mesmo significado físico, balanço de massa por unidade de volume para um determinado volume de controle. Onde o primeiro termo representa o termo de acúmulo e o segundo o termo convectivo, fluxo de massa através da interface. Como o estudo de caso envolve apenas o estado estacionário, o termo de acúmulo pode ser negligenciado. Apesar de o fluido apresentar sua densidade variando com a temperatura e, conseqüentemente, com a posição ao longo do casco, não estão sendo resolvidas equações termodinâmicas para obtenção da variável ρ , sendo, essa calculada para cada nó a partir de uma equação algébrica da densidade em função da temperatura, obtida por meio do ajuste linear de dados experimentais. Dessa forma, o fluido é tratado como incompressível e cabe a seguinte simplificação:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0$$

Equação 2-32

— Transporte de momento:

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i$$

Equação 2-33

Os termos a esquerda do sinal de igualdade são referentes às forças inerciais e os termos ao lado direito são referentes às forças de pressão, forças viscosas e de campo, respectivamente. O tensor tensão, τ_{ij} , que representa o fluxo de momento devido às forças viscosas, é dado pela lei de Newton da viscosidade, para um fluido incompressível:

$$\tau_{ij} = -\mu \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right)$$

Equação 2-34

Sabe-se, por meio da Equação 2-32, que $((\partial U_j)/(\partial x_j))=0$, portanto, a equação final apresenta o seguinte formato:

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \right] + \rho g_i$$

Equação 2-35

— Transporte de Energia (Freire, 2006)

$$\rho \frac{\partial E}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial E}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i \tau_{ij} - P U_j) + \dot{F}$$

Equação 2-36

Na qual E representa a energia por unidade de massa e os termos da equação são denominados, da esquerda para a direita: termo de acúmulo, convectivo, difusivo, viscoso, trabalho da pressão e fonte.

2.4.5 Turbulência

Um escoamento turbulento, segundo Malalasekera e Versteeg (1995), é caracterizado por um estado de movimento caótico e randômico, no qual a velocidade e a pressão variam

constantemente com o tempo. Utiliza-se como parâmetro para determinação do caráter turbulento ou não de um escoamento o número adimensional de Reynolds Re (mencionado no item 2.3.1). O número de Reynolds é um valor indicativo da razão entre as forças de inércia e viscosas, ou seja, escoamentos laminares apresentam a combinação de efeitos viscosos altos com baixas velocidades.

$$Re = \frac{\rho l v}{\mu}$$

Equação 2-37

Na qual l é o comprimento característico do escoamento e v uma velocidade característica.

Devido ao movimento caótico, mencionado anteriormente, o escoamento turbulento apresenta variações bruscas de velocidade em função da transferência de energia das grandes escalas para as pequenas escalas (Freire, 2006), gerando um alto grau de anisotropia das variáveis no escoamento e, portanto, exigindo um esforço computacional muito grande para determinação das variáveis instantâneas em cada ponto da geometria. A fim de se facilitar a modelagem do escoamento turbulento é possível aplicar o operador média temporal sobre as variáveis das equações. A gravura abaixo exemplifica a operação mencionada, onde, a partir de um espectro de velocidades medidas ao longo do tempo, é possível determinar uma velocidade média.

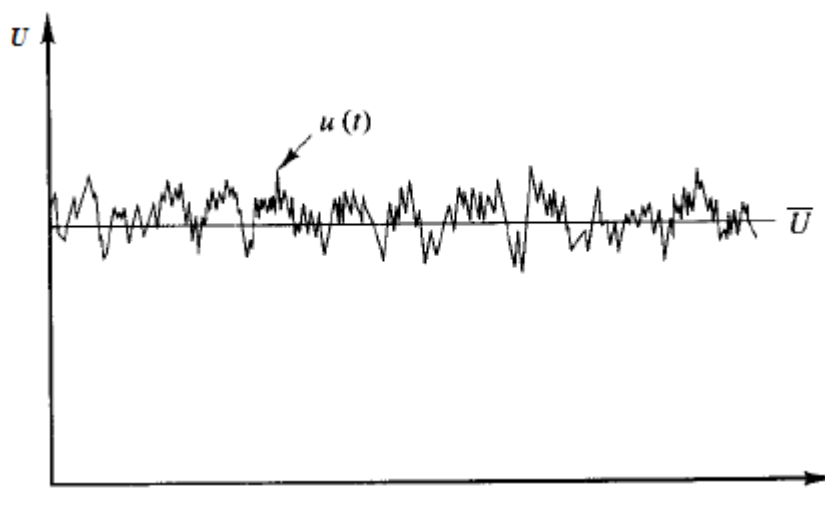


Figura 2-14 - Aplicação do operador média temporal sobre o espectro de velocidade (Malalasekera & Versteeg, 1995)

As variáveis instantâneas pertinentes ao escoamento passam por um tratamento matemático, onde são divididas em suas respectivas componentes médias e flutuantes,

representadas na Figura 2-14 como U , \bar{U} e $u(t)$, respectivamente, para a velocidade. Em seguida, é aplicado o operador média temporal. As equações de transporte explicitadas no item 2.4.4, ao passar por tal tratamento matemático, assumem os seguintes formatos:

— Transporte de massa

$$\frac{\partial(\bar{U}_j)}{\partial x_j} = 0$$

Equação 2-38

— Transporte de momento

$$\rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \rho \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) - \overline{u_i u_j} \right] + \rho \bar{g}_i$$

Equação 2-39

Uma das propriedades do operador média temporal é que ao ser aplicado na multiplicação de duas variáveis flutuantes o resultado não será zero, a menos que as variáveis não estejam correlacionadas de forma alguma, o que é raro no caso de um escoamento turbulento (Malalasekera & Versteeg, 1995). A partir da aplicação do operador matemático sobre o termo convectivo surge o termo $\overline{u_i u_j}$ que, multiplicado pela densidade, é denominado de tensor de Reynolds.

— Transporte de energia (Fluent Theory Guide, 2013)

$$\frac{\partial(\rho \bar{E})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\bar{U}_j (\rho \bar{E} + \bar{P})] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \tau_{ij,eff} \bar{U}_i \right) + \bar{F}$$

Equação 2-40

Onde k_{eff} representa a combinação da condutividade térmica e sua componente turbulenta e $\tau_{ij,eff}$ a combinação do tensor tensão com sua componente turbulenta.

Como já mencionado anteriormente, a modelagem adequada dos efeitos turbulentos dentro de um escoamento é de extrema importância, pois é um fenômeno que agrega bons efeitos de mistura por promover o contato entre parcelas de fluidos com diferentes concentrações de propriedades que se conservam, processo chamado de difusão turbulenta. Além disso, a turbulência é um fenômeno altamente dissipativo, onde fluidos com diferentes momentos entram em contato e a energia perdida, devido aos efeitos viscosos, é convertida irreversivelmente em energia interna do fluido (Ferziger & Peric, 2002).

Pode-se citar três vertentes para modelagem dos efeitos turbulentos de um dado sistema: aplicação da média temporal nas equações de transporte com utilização do modelo de Boussinesq para modelar os termos turbulentos que surgem; aplicação da média temporal com resolução de equações de transporte para cada termo turbulento e, por fim, resolução numérica direta da equação de conservação de momento para as variáveis instantâneas.

A resolução numérica direta das equações de conservação para as variáveis instantâneas é a abordagem conceitualmente mais simples, por não promover a aplicação do operador média temporal e não utilizar modelos de turbulência, apresentando apenas os erros inerentes à discretização das equações, os quais podem ser controlados pela utilização de métodos de ordens superiores e refinamento da malha. Entretanto, para descreverem com precisão a física dos fenômenos turbulentos presentes no escoamento, é necessária uma malha muito refinada. Segundo Ferziger & Peric (2002) para um estudo conciso dos fenômenos físicos, faz-se necessária uma malha onde o maior elemento tenha, no máximo, o tamanho do maior turbilhão, porém, para captura dos efeitos nas pequenas escalas, necessita-se de elementos do tamanho dos menores turbilhões. Tamanha precisão inviabiliza a simulação numérica direta para fins de engenharia prática, sendo utilizada, apenas, em casos em que se deseja níveis altos de detalhamento do escoamento.

A outra forma mencionada de modelagem é a aplicação da média temporal na equação de transporte, onde a partir desse procedimento surge o tensor de Reynolds, como mostrado nas Equação 2-39 e Equação 2-40. Tomando como exemplo um escoamento sem troca térmica, faz-se necessário resolver um sistema com quatro equações (continuidade e as equações de Navier-Stokes, ambas para as variáveis médias) e dez incógnitas ($P, U, V, W, \bar{u}^2, \bar{v}^2, \bar{w}^2, \bar{uv}, \bar{uw}, \bar{vw}$), sendo seis delas, os componentes do tensor de Reynolds, que necessitam de modelagem, uma vez que são desconhecidos no sistema. A tentativa de controle do grau de liberdade do sistema a ser resolvido é chamada de “problema de fechamento” e, de modo a estimar os componentes do tensor de Reynolds, utilizam-se os modelos de turbulência.

Pode-se calcular os componentes do tensor de Reynolds por meio de sete equações de transporte, onde seis são referentes aos componentes do tensor de Reynolds e uma, referente à dissipação viscosa turbulenta. Esses modelos são conhecidos como modelos dos Tensores de Reynolds.

Apesar de existirem nove componentes no tensor de Reynolds (Equação 2-41), vale ressaltar que esse é simétrico e, portanto, conhecendo-se os valores dos componentes acima da diagonal, também se conhece os termos abaixo da mesma e vice-versa. Uma vez que os modelos dos Tensores de Reynolds não serão utilizados neste trabalho, as equações de transporte para os componentes do tensor de Reynolds não serão explicitadas.

$$\bar{\tau}_{ij}^{(t)} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u_1^2} & \overline{u_1 u_2} & \overline{u_1 u_3} \\ \overline{u_2 u_1} & \overline{u_2^2} & \overline{u_2 u_3} \\ \overline{u_3 u_1} & \overline{u_3 u_2} & \overline{u_3^2} \end{bmatrix}$$

Equação 2-41

A abordagem de modelagem dos componentes do tensor de Reynolds pela utilização do modelo de Boussinesq se dá de forma análoga à lei da viscosidade de Newton, conforme mostrado na Equação 2-42. Entretanto, tal abordagem define mais uma incógnita, a viscosidade turbulenta, a qual é, então, estimada através dos modelos de turbulência do tipo viscosidade turbulenta linear. Embora a utilização do modelo de viscosidade turbulenta tenha limitações físicas intrínsecas, como a previsão de isotropia dos componentes normais do tensor de Reynolds em escoamentos cisalhantes, possui fácil implementação e, com correta utilização, produz resultados bastante consistentes (Ferziger & Peric, 2002), principalmente para escoamentos cisalhantes, nos quais apenas um componente do tensor de Reynolds é dominante (Ansys Theory Guide). Nesses modelos, os componentes do tensor de Reynolds são dados por:

$$\rho \overline{u_i u_j} = \rho \frac{2}{3} k_t \delta_{ij} - \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

Equação 2-42

Na qual μ_t é a viscosidade turbulenta, k_t a energia cinética turbulenta e δ_{ij} o Delta de Kronecker.

O próximo tópico visa dar uma visão geral dos modelos de turbulência do tipo viscosidade turbulenta linear, explicitando apenas os modelos utilizados para realização do estudo.

2.4.5.1 Modelos de Turbulência

Conforme já discutido, os modelos de turbulência são utilizados para prever os efeitos da turbulência em um escoamento sem resolver todas as escalas das menores flutuações turbulentas (Ansys Theory Guide), onde os mais simples são os modelos de zero equações ou modelos de comprimento de mistura, sendo denominados assim, pois não resolvem equações de transporte adicionais além das equações da continuidade e Navier-Stokes (Klein, 2012). O modelo mais representativo dessa categoria é o modelo de Prandtl. Esse surgiu a partir do estudo de Prandtl em escoamentos cisalhantes em que predominava o tensor $\rho\overline{uv}$, onde u é a flutuação da velocidade na direção do escoamento e v a flutuação da velocidade na direção perpendicular ao escoamento. A partir de seus resultados, Prandtl propôs que:

$$\mu_t = \rho C \vartheta l \tag{Equação 2-43}$$

$$\vartheta = l_m \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \tag{Equação 2-44}$$

$$\mu_t = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \tag{Equação 2-45}$$

$$u_i u_j = -l_m^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \frac{\partial U}{\partial y} \tag{Equação 2-46}$$

Nas quais C é uma constante genérica, ϑ é a escala de velocidade, l é a escala de comprimento e l_m o comprimento de mistura de Prandtl.

Prandtl considerou que a escala de velocidade seria proporcional ao módulo do gradiente de velocidade e Cl igual à l_m , então a Equação 2-45 foi inserida na Equação 2-42, sob a consideração de que $\partial U/\partial y$ seja o gradiente de velocidade predominante no escoamento, para obtenção de uma correlação para o tensor. Por sua vez, o escalar l_m , denominado comprimento de mistura de Prandtl, varia em função do escoamento de acordo com uma função rampa, cuja parte linear é função da distância à parede e a parte constante assume valores distintos dependendo do escoamento (Klein, 2012).

Seguindo o mesmo conceito aplicado à nomenclatura “modelos de zero equações”, compreende-se que os modelos de uma equação resolvam apenas uma equação de transporte para modelar o valor de μ_t . Como a viscosidade turbulenta é definida por duas variáveis (escala de velocidade e comprimento), uma é determinada por uma equação de transporte e a outra permanece sendo calculada por correlações empíricas. No modelo mais utilizado, a escala de velocidade passa a ser dada pela raiz quadrada da energia cinética turbulenta, (k_t) e não mais pela Equação 2-44, onde, então, é resolvida uma equação de transporte para obtenção de k_t .

$$\frac{Dk_t}{Dt} = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial \overline{u_i} \partial \overline{u_i}}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{k_t u_j} - \frac{\overline{u_j p}}{\rho} \right)$$

Equação 2-47

O primeiro termo do lado direito da equação de transporte da energia cinética turbulenta representa a taxa de produção de energia cinética turbulenta por unidade de volume, denominado P_k . Segundo Klein (2012), pode-se chegar a essa conclusão sobre esse termo, uma vez que o mesmo aparece na equação de transporte da energia cinética média, porém com o sinal positivo, indicando haver transferência da energia cinética do escoamento médio para as escalas turbulentas. O segundo termo representa a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta por unidade de volume. Tal processo se dá por meio dos efeitos viscosos presentes no meio, sendo denominado de ε . O terceiro termo representa a difusão viscosa de energia cinética turbulenta e o último termo, referente à difusão turbulenta, que, por introduzir novos termos, é modelado em analogia à difusão viscosa, conforme mostrado na Equação 2-48.

$$-\overline{k_t u_j} - \frac{\overline{u_j p}}{\rho} \cong \frac{\mu_t}{\rho \sigma_k} \frac{\partial k_t}{\partial x_j}$$

Equação 2-48

Por fim, ao resolver duas equações de transporte para determinação de μ_t , os modelos de duas equações tendem a minimizar a utilização de correlações empíricas e semi-empíricas para determinação da escala de velocidade e comprimento, sendo os modelos mais amplamente utilizados o $k - \varepsilon$ e o $k - \omega$. Assim como nos modelos de uma e duas equações, a viscosidade turbulenta é dada pela Equação 2-43, porém as escalas de velocidade e comprimento são obtidas em função de quantidades escalares, as quais são resolvidas por equações de transporte.

$$\vartheta = k_t^{1/2}$$

Equação 2-49

$$l = \frac{k_t^{3/2}}{\varepsilon}$$

Equação 2-50

A possibilidade de se modelar a escala de comprimento utilizando as variáveis k_t e ε é proveniente do fato de que, sob condições de escoamentos com altos números de Reynolds, há uma cascata de energia sendo transferida das grandes escalas para as pequenas escalas, sendo, então, dissipada (Malalasekera & Versteeg, 1995). Assim, o modelo apresenta sua validade em regiões onde o parâmetro $y^+ = yu_\tau/\nu$ (sendo u_τ a velocidade de atrito, y a distância efetiva até a parede e ν a viscosidade cinemática) no primeiro nó a partir da parede seja maior ou igual a 30, região plenamente turbulenta, a partir da qual a lei logarítmica da parede é válida. A fim de se determinar a energia cinética turbulenta, são resolvidas as Equação 2-47 e Equação 2-48, já a taxa de dissipação viscosa é dada pela Equação 2-51.

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k_t} \left(-\overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k_t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\rho \sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right)$$

Equação 2-51

Uma vez que o modelo tem sua validade para altos números de Reynolds, faz-se necessária a obtenção de uma forma mais apropriada de descrever o valor de variáveis em regiões próximas à parede, onde o número de Reynolds turbulento é mais baixo. Para tal tarefa, utiliza-se funções de parede, as quais são fórmulas empíricas que estimam os valores das variáveis em regiões próximas à parede para camadas limite com gradiente de pressão nulo, sem resolver equações de transporte para a região da camada viscosa. Por mais que o procedimento agregue algum empirismo, ele também proporciona a redução do esforço computacional, uma vez que não se faz necessário a utilização de malhas refinadas próximo à paredes (Ansys Theory Guide).

Por outro lado, existem modelos que podem ser utilizados quando se deseja obter resultados mais acurados no que diz respeito aos efeitos físicos que ocorrem em regiões de baixo número de Reynolds, como é o caso do modelo clássico de Wilcox (1988), $k - \omega$, onde o ω é a taxa específica de dissipação, $\omega = \varepsilon/\beta^*k_t$, pois não utiliza funções de parede para estimar as variáveis em regiões próximas à parede, mas as resolve através das equações de

transporte. Como o valor de ω na parede tende a infinito, o modelo tem um tratamento para este ponto. Uma vez que o modelo é uma função de ω , a energia cinética turbulenta também deve ser modelada em função do mesmo, conforme a Equação 2-52.

$$\frac{Dk_t}{Dt} = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \beta^* k_t \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\sigma_{k1} v_t \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right)$$

Equação 2-52

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\omega}{k_t} \left(-\overline{u_i u_j} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) - \beta_1 \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\sigma_{\omega 1} v_t \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right)$$

Equação 2-53

Apesar do modelo $k - \omega$ descrever relativamente bem, até mesmo, a região logarítmica da camada limite, em regiões de escoamento livre, o modelo é bastante sensível aos valores especificados para a taxa específica de dissipação, fato que não acontece com o modelo $k - \varepsilon$ (Menter, 1994).

Visando aproveitar as melhores características de cada modelo, $k - \varepsilon$ e $k - \omega$, (Menter, 1994) formulou um modelo que promove a transição do $k - \omega$ para o $k - \varepsilon$ conforme a resolução se afasta de regiões de parede: o modelo SST, *Shear Stress Transport*, o qual é descrito pelas (Equação 2-54) e (Equação 2-55). Nessa última, a função F_1 é desenvolvida para que seu valor seja 1 na região próxima a parede (ativando o modelo $k - \omega$) e 0 em regiões afastadas da parede (Menter, 1994).

$$\frac{Dk_t}{Dt} = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \beta^* k_t \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\sigma_k v_t \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right)$$

Equação 2-54

$$\frac{D\omega}{Dt} = \frac{\omega}{k_t} \left(-\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\sigma_{\omega} v_t \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

Equação 2-55

Segundo Menter (1994), para utilização do modelo SST, aconselha-se a utilização de um valor de $y^+ < 3$.

Esse modelo traz consigo ainda uma alteração para o cálculo da viscosidade turbulenta (μ_t), a qual é dada por:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k_t}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}$$

Equação 2-56

Na qual a_1 é uma constante, F_2 uma função que assume o valor de um para o escoamento na região da camada limite e zero para região de escoamento livre e por fim, Ω , o valor absoluto da vorticidade, o qual é dado por:

$$\Omega = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2}$$

Equação 2-57

2.4.6 Análise numérica de trocadores de calor com CFD

Como visto no item 2.3.2.3 (método de Delaware), tanto o coeficiente de transferência de calor por convecção, quanto à queda de pressão presentes no escoamento no casco de um trocador de calor casco e tubo são extremamente dependentes da geometria sob a qual o escoamento é submetido, ou seja, diâmetro do casco, número de chicanas, tamanho do corte, número de tubos, diâmetro dos tubos e etc. Assim, torna-se difícil determinar correlações para o coeficiente convectivo e queda de pressão, para os mais diversos tipos de geometrias de forma precisa.

Nesse contexto, a fluidodinâmica computacional surgiu como uma ferramenta de alta utilidade, pois possibilitou a simulação dos mais diversos experimentos – a partir da resolução de equações da mecânica do contínuo – sem a necessidade de grande quantidade de mão de obra, ou mesmo pela aquisição de hardwares caros e volumosos, como foi o estudo realizado na Universidade de Delaware.

Outro ponto crucial para a utilização da fluidodinâmica computacional na simulação de trocadores de calor é o fato de que apesar de a metodologia de Bell-Delaware ser considerada confiável, no que diz respeito a estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção, ela não é muito eficaz em determinar onde se localizam os pontos fracos do projeto (Ozden & Tari, 2009). Nesse sentido, a fluidodinâmica computacional possibilita uma melhor compreensão dos fenômenos físicos presentes ao longo do escoamento e, portanto, a capacidade de apontar esses pontos fracos como zonas de recirculação e relaminarização.

Prithiviraj & Andrews (1998) promoveram a simulação numérica tridimensional de trocadores de calor casco & tubo utilizando o método da resistência distribuída. Esse método

permite a modelagem da seção transversal do casco através de uma malha um tanto grosseira, onde uma única célula envolveria múltiplos tubos. Essa metodologia permitiria reduzir o esforço computacional exigido, o qual era bastante superior a disponibilidade existente na época. Ao analisar o escoamento, sem considerar a troca térmica, com cortes de chicanas variando de 16% e 29% e modelo de turbulência $k - \epsilon$, os autores obtiveram como resultado uma maior perda de carga para um diâmetro de corte de 16%, como era de se esperar. Entretanto, os valores obtidos para perda de carga não puderam ser validados experimentalmente devido à ausência de dados em geometrias equivalentes.

Kim et al. (2009) estudaram o escoamento de um gás sob diferentes *designs* de cabeçote (*headers*) para um trocador de calor Casco e Tubo. Para suas simulações utilizaram o software FLUENT, com modelo de turbulência $k - \epsilon$ e método de acoplamento de pressão e velocidade SIMPLEC em uma malha tetraédrica. Os resultados mostraram que havia uma melhor distribuição do fluxo na região de entrada com o aumento do comprimento do *header*, ao passo que a distribuição é prejudicada conforme a vazão volumétrica de gás diminui. Ao final do experimento, os autores puderam propor uma posição ótima para o bocal de entrada, ajustado para os dados de seus experimentos, não sendo necessariamente correto sua aplicação para outras geometrias ou processos.

Enders Ozden e Iker Tari (2009) promoveram o estudo de um trocador de pequeno porte com CFD sem utilizar metodologias de simplificação como: permeabilidade de superfície, porosidade volumétrica e resistência distribuída. Essas, permitem prever o coeficiente de transferência de calor por convecção e a perda de carga, porém, mostram-se ineficientes quando se trata da visualização dos campos de velocidade e temperatura ao longo do escoamento no casco. Em posse dos resultados das simulações, realizou-se uma análise comparativa em relação aos resultados obtidos a partir de correlações empíricas, como a de Bell-Delaware e Kern. Os autores ainda observaram a diminuição relativa dos efeitos de recirculação na parte de trás das chicanas, quando o número das mesmas em um trocador era menor (Bhutta, et al. 2012). Apesar da utilização de diminutas dimensões para o trocador e temperatura constante na parede, os autores atestaram uma boa proximidade entre os resultados comparados.

Koorosh Mohammadi (2011) valeu-se da fluidodinâmica computacional para analisar o escoamento e a troca térmica em trocadores de calor casco e tubo com chicanas horizontais e verticais. Mohammadi (2011) estudou o efeito da orientação de chicanas segmentadas em

um trocador de calor casco e tubo no que diz respeito à transferência de calor e perda de carga, investigando também o efeito do corte da chicana e da viscosidade do fluido ao fazer simulações com água e ar escoando no casco. Em tal estudo, o autor consegue mostrar a importância da simulação de trocadores com folgas diametrais, uma vez que obteve resultados distintos, quanto à orientação ótima das chicanas, dependendo se a simulação continha ou não folgas diametrais. Seus resultados mostraram que, para uma geometria levando em consideração os espaçamentos tubos-chicanas e casco-chicanas, maiores razões de coeficiente convectivo de transferência de calor por perda de carga eram obtidos para chicanas verticais, enquanto, para uma geometria sem folgas diametrais, os resultados das simulações apontavam a orientação horizontal como ótima. O Trabalho de Mohammadi (2011), quando comparado com a literatura encontrada, apresentou um estudo mais aprofundado do escoamento, tanto de fluidos na fase gás quanto na fase líquida, apresentando uma malha bastante robusta e com tamanho e número de tubos condizentes com o de um trocador utilizado no meio prático, além de simular uma geometria com folgas diametrais. Entretanto o autor utilizou um perfil de temperatura constante ao longo dos tubos além de ter feito sua validação de dados por meio de geometrias não equivalentes.

3 Metodologia

Este capítulo visa explicitar a forma como foram obtidos os resultados, tanto para o projeto do trocador de calor por meio da simulação com o HTRI, quanto para a simulação com fluidodinâmica computacional.

O caso estudado foi idealizado a partir de um processo típico em plataformas de petróleo, onde o óleo cru, escoando no casco, é aquecido com água de utilidade, que escoava nos tubos, a fim de reduzir a viscosidade do óleo. A primeira parte do estudo consistiu no projeto do trocador de calor, a partir do software HTRI 6.0, de forma que o óleo fosse levado de uma temperatura de 90°C até 105 °C.

3.1 Design - Projeto do Trocador

Primeiramente, foi utilizada a ferramenta de *design* do software. Essa realiza um procedimento que consiste no cálculo de uma geometria aproximada que cumpra o serviço desejado. É como se fosse uma estimativa inicial para a geometria, a partir da qual pode-se aperfeiçoar o projeto do trocador. Uma informação fornecida nesse cálculo inicial é a porcentagem de *overdesign*. Esse parâmetro representa quantos por cento a geometria projetada foi superdimensionada em relação ao serviço desejado.

3.2 Rating – Ajuste Fino da Geometria Projetada

Em posse da geometria e da porcentagem de superdimensionamento do trocador, utiliza-se a ferramenta de *rating*, a qual permite que se faça alterações na geometria de forma a otimizá-la. Conforme as alterações são promovidas, a porcentagem de superdimensionamento também é modificada. A seguir são apresentadas as principais variações no caso de estudo para obtenção de uma geometria ótima.

3.2.1 Tipo de Trocador

O serviço especificado utilizaria, na prática, tubos em “U”, uma vez que o fluido que passa por ele é água de utilidade, que pode ser considerado um fluido limpo. Porém, tubos em U implicam em, no mínimo, dois passes no lado dos tubos, o que não era desejado para a simulação com fluidodinâmica computacional. Foi então utilizado o tipo de casco “E”, o qual

compreende um feixe único de tubos retos, com apenas um passe nos tubos e no casco. Essas denominações “U” e “E” são nomenclaturas da norma TEMA (2007), que especifica uma letra para o tipo de cabeçote de entrada, uma para o casco e outra para o cabeçote traseiro, conforme mostrado na Figura 3-1.

Essa escolha trouxe vários benefícios para a simulação com CFD, os quais serão mencionados no capítulo seguinte. A escolha dos cabeçotes se deu de forma que o maior número de tubos pudesse ser alocado dentro do casco, porém, os mesmos não irão influenciar a análise com CFD, uma vez que não serão simulados.

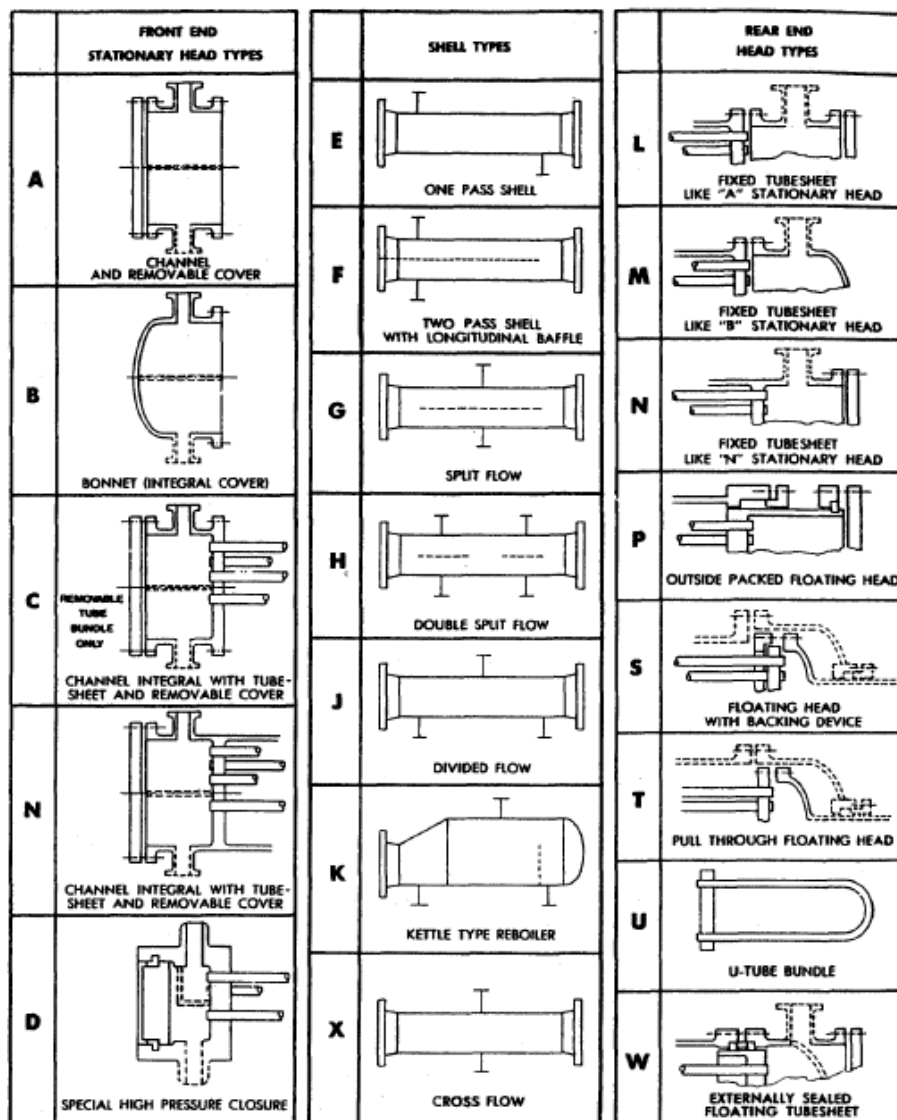


Figura 3-1 - Nomenclatura de trocadores de calor (TEMA, 2007)

Uma vez que simulações com CFD podem demandar muito esforço computacional e, conseqüentemente, levar muito tempo para obtenção de resultados, foi inicialmente estipulada

a restrição de um comprimento máximo de 1,1 m para o trocador. Já o diâmetro interno do casco e o número de tubos foram deixados como graus de liberdade para o algoritmo de resolução do HTRI, desejando-se um número não muito grande de tubos, o que implica em um diâmetro de casco, também, não muito grande.

Vale ressaltar que, apesar de o projeto levar em conta o valor de comprimento estipulado, a parcela de comprimento dos tubos que de fato troca calor será menor, pois nem todo o comprimento estará compreendido dentro do casco. O HTRI utiliza a nomenclatura comprimento efetivo dos tubos.

O banco de tubos foi selecionado com um *layout* triangular, de forma a caber mais tubos dentro de um volume menor de casco e promover melhor troca térmica. Como não será considerada a presença de fatores de incrustação, para fins de simulação, o fluido escoando no casco não será considerado sujo.

3.2.2 Diâmetro de corte e espaçamento entre as chicanas

A fim de se evitar a excessiva aceleração e desaceleração do fluido durante a passagem pela janela das chicanas e pelo espaço entre as mesmas, respectivamente, buscou-se a otimização dessas dimensões, de forma que a velocidade média fosse próxima em ambos os trechos. Para alcançar tal objetivo, diferentes geometrias foram testadas até que as velocidades de fluxo cruzado e velocidade pela janela da chicana alcançassem valores relativamente próximos.

Empregou-se chicanas com corte horizontal, pois, normalmente, para fluidos sem mudança de fase no casco, utiliza-se essa orientação.

3.3 *Simulation* - Ferramenta de simulação

Tendo sido obtida uma geometria da função de projeto (*design*), e em seguida promovidas modificações de forma a otimizá-la, pela ferramenta *rating*, foi obtida uma geometria ótima para simulação com CFD e uma porcentagem de superdimensionamento de 10,90%. Dessa forma, a temperatura que sairia na superfície de saída do trocador seria maior que os 105°C especificados para o processo, devido ao *overdesign*.

A fim de se conhecer a temperatura efetiva de saída, utilizou-se a ferramenta *simulation*, a qual simula a operação do trocador. Para tal, deixou-se a temperatura de saída do fluido no casco como grau de liberdade para os cálculos. Assim, a temperatura final obtida com a ferramenta de simulação trará como resultado uma temperatura de saída maior, uma vez que considera o superdimensionamento do projeto.

O trocador obtido está discriminado no relatório gerado pelo software, conforme as especificações da norma TEMA.

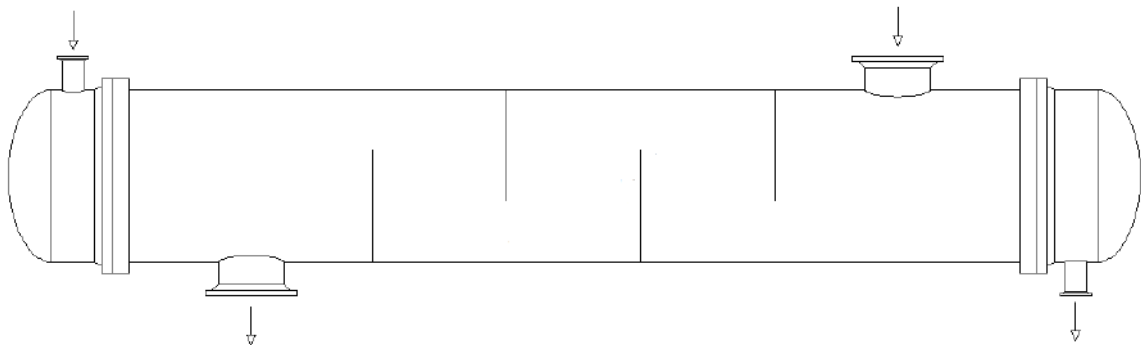


Figura 3-2 – Geometria do trocador obtido com HTRI

Como pode ser visto na Figura 3-3, a temperatura de saída do casco, $106,86^{\circ}\text{C}$, é apenas $1,86^{\circ}\text{C}$ maior que a estipulada para o processo. Esse aumento se deve ao fato de o trocador projetado possuir um tamanho maior que o necessário para troca térmica, fator conhecido como *overdesign*. As temperaturas de entrada e saída do banco de tubos foram mantidas constantes, assim como a queda de pressão, que segundo a Figura 3-3, foi de $4,259\text{ kPa}$ para o escoamento dentro do casco e $0,618\text{ kPa}$ dentro dos tubos. Cabe ressaltar que, tanto para a queda de pressão no casco, quanto para os tubos, o software HTRI considerou a perda de carga dos bocais, condição essa que não será simulada com CFD. Desconsiderando a perda de carga nos bocais, a variação de pressão no casco passa a ser de $1,483\text{ kPa}$.

Uma vez que foi estipulado um comprimento de $1,1\text{ m}$ para o trocador de calor, os resultados obtidos com a ferramenta *rating* compreenderam um diâmetro interno para o casco de $0,205\text{ m}$, um comprimento efetivo de troca térmica para o trocador de $1,061\text{ m}$, quatro chicanas com corte de 35% e espaçamento entre as chicanas de $0,160\text{ m}$.

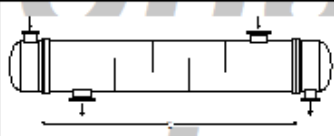
HTRI		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET					Page 1	
							SI Units	
Customer		Job No.			Reference No.			
Address		Proposal No.						
Plant Location		Date 10/03/2014		Rev				
Service of Unit		Item No.						
Size	205,000 x 1099,99 mm	Type	BEM	Horz.	Connected In	1 Parallel	1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)	2,83 / 2,73 m ²	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	2,83 / 2,73 m ²			
PERFORMANCE OF ONE UNIT								
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side			
Fluid Name		Oleo frio			Fluido frio			
Fluid Quantity, Total kg/hr		12600,1			5707,95			
Vapor (In/Out)								
Liquid		12600,1	12600,1	5707,95	5707,95			
Steam								
Water								
Noncondensables								
Temperature (In/Out) C		90,00	108,88	190,00	170,00			
Specific Gravity		0,9414	0,9313	0,8764	0,8979			
Viscosity mN-s/m ²		3,4800	2,8205	0,1411	0,1585			
Molecular Weight, Vapor								
Molecular Weight, Noncondensables								
Specific Heat kJ/kg-C		2,3400	2,4052	4,4491	4,3691			
Thermal Conductivity W/m-C		0,1340	0,1322	0,6713	0,6812			
Latent Heat kJ/kg								
Inlet Pressure kPa		981,014			1500,02			
Velocity m/s		0,39			0,21			
Pressure Drop, Allow/Calc. kPa		147,002	4,259	147,002	0,618			
Fouling Resistance (min) m ² -K/W								
Heat Exchanged W		139783			MTD (Corrected) 81,3 C			
Transfer Rate, Service		628,99 W/m ² -K	Clean	833,19 W/m ² -K	Actual	833,19 W/m ² -K		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)				
		Shell Side		Tube Side				
Design/Test Pressure kPaG		1034,21 /		1398,70 /				
Design Temperature C		190,00		190,00				
No Passes per Shell		1		1				
Corrosion Allowance mm								
Connections		1 @ 77,927		1 @ 52,553				
Size & Rating		1 @ 77,927		1 @ 52,553				
		@		@				
Tube No.	43	OD 19,050 mm	Thk(Avg) 1,651 mm	Length 1,100 m	Pitch 25,000 mm	Layout 30		
Tube Type	Plain			Material 321 STAINLESS STEEL (18 CR, 10 NI)				
Shell	ID 205,000 mm	OD	mm	Shell Cover				
Channel or Bonnet				Channel Cover				
Tubesheet-Stationary				Tubesheet-Floating				
Floating Head Cover				Impingement Plate None				
Baffles-Cross	Type SINGLE-SEG.	%Cut (Diam) 35:00	Spacing(c/c) 160,000	Inlet 290,944 mm				
Baffles-Long				Seal Type				
Supports-Tube				U-Bend Type				
Bypass Seal Arrangement				Tube-Tubesheet Joint				
Expansion Joint				Type				
Rho-V2-Inlet Nozzle	572,27 kg/m-s ²	Bundle Entrance	157,06	Bundle Exit	158,77	kg/m-s ²		
Gaskets-Shell Side				Tube Side				
-Floating Head								
Code Requirements					TEMA Class			
Weight/Shell	228,57	Filled with Water	286,48	Bundle	40,91	kg		
Remarks:								
Reprinted with Permission (v6 SP1)								

Figura 3-3 – Relatório do HTRI

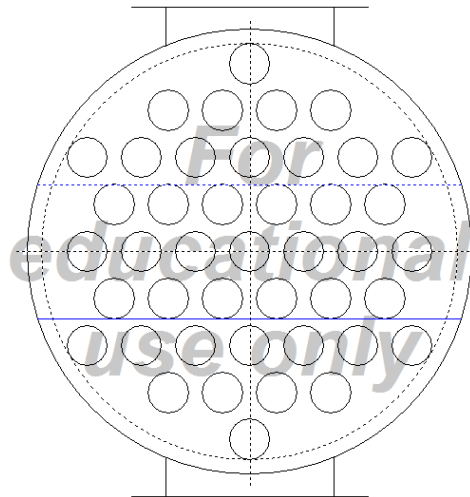


Figura 3-4- Layout dos Tubos

As folgas diametrais determinadas pela norma TEMA e inseridas como dados de entrada no HTRI foram: 3,18 mm para a folga chicana-casco e 0,8 mm para a folga tubo-chicana, responsáveis pelas correntes *E* e *A*, respectivamente.

Por fim, como dados de saída do software, foram obtidos os perfis de temperatura dos fluidos, tanto no casco como nos tubos. Apesar de o perfil obtido ser linear (Figura 3-5), o programa disponibiliza, para distância central entre cada chicana, o valor da temperatura, de forma que é possível acompanhar os mais diversos perfis.

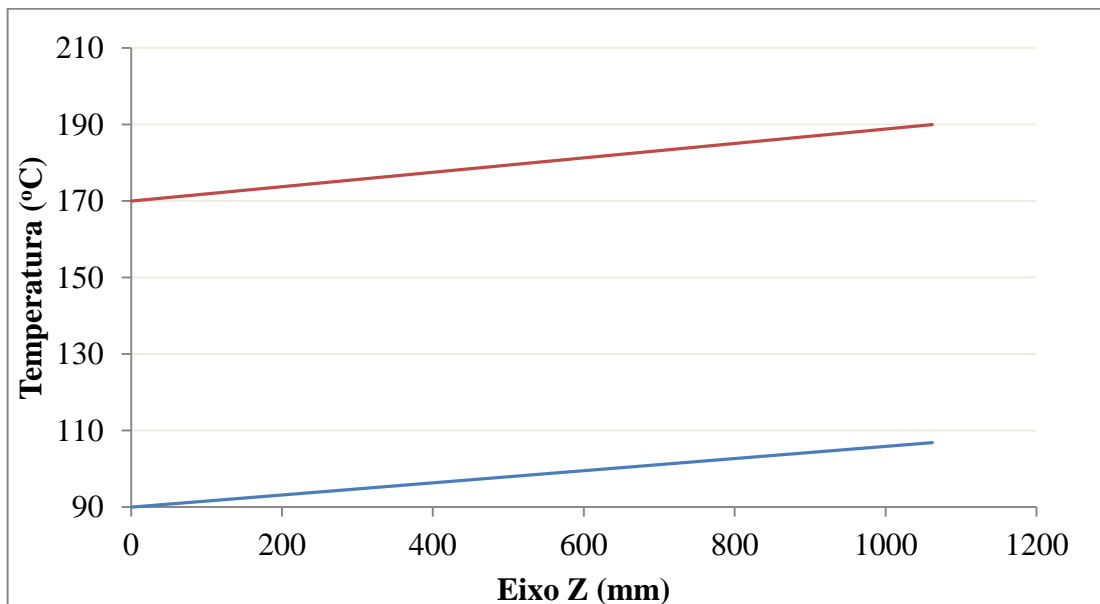


Figura 3-5 - Perfil de temperatura no casco (azul) e nos Tubos (vermelho)

3.4 Simulação com CFD

Como dito anteriormente, a simulação com CFD visa obter um maior entendimento dos fenômenos físicos presentes dentro do casco do trocador Casco e Tubo, compreendendo as etapas discriminadas nos tópicos abaixo.

3.4.1 Geometria

Para geração da geometria, foi utilizado um componente do pacote ANSYS 15.0, denominado *Design Modeler*, por meio do qual foram construídas duas geometrias, segundo as especificações obtidas como resultado da simulação com o HTRI. A primeira delas foi desenhada sem folgas diametrais, enquanto a segunda foi desenhada com as folgas entre os tubos e as chicanas e o casco e as chicanas. Como não se pretende simular o escoamento dentro dos tubos nem troca térmica nas chicanas, tais sólidos foram construídos de forma que seus interiores consistissem em regiões vazias.

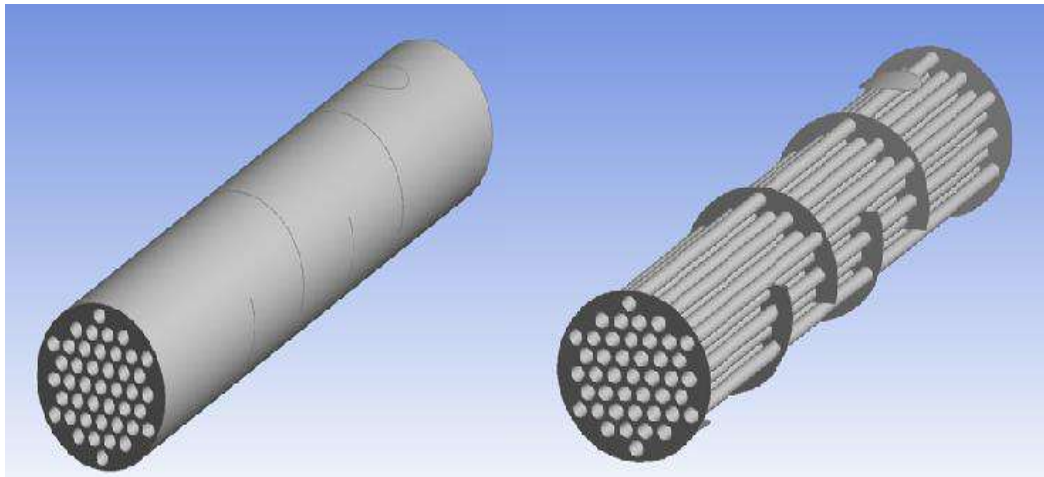


Figura 3-6 - Geometria do trocador de calor casco e tubo

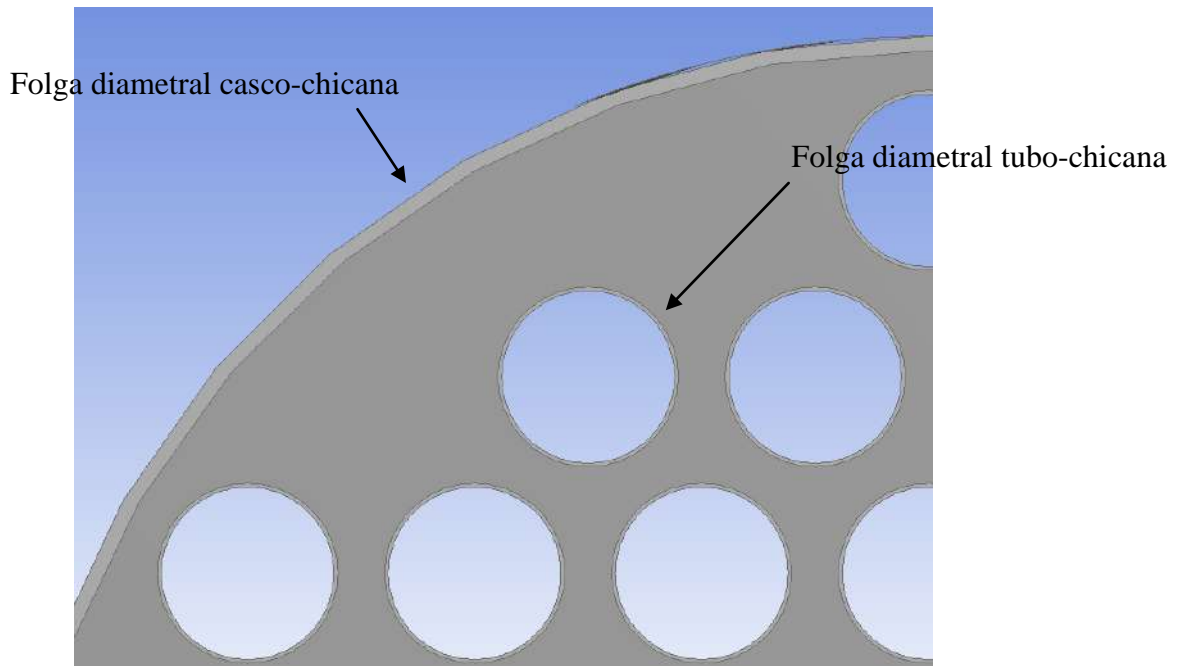


Figura 3-7 - Detalhamento das folgas diametrais casco-chicana e tubo-chicana

3.4.2 Malha

O teste de malha compreende uma etapa muito importante para validação de um estudo com fluidodinâmica computacional, de forma que, para se obter resultados confiáveis do ponto de vista numérico, esses não podem ser dependentes da malha (Mohammadi, 2011). Além disso, foi possível perceber durante o estudo que não bastava apenas aumentar o número de elementos na malha, mas necessitava-se controlar onde esses elementos seriam inseridos, de forma que fosse possível minimizar a geração de erros numéricos, a partir da obediência aos critérios de qualidade da malha, além de captar melhor os gradientes em regiões próximas à parede, por meio do refinamento local da malha. Esse último se faz importante, uma vez que, numericamente, o escoamento é afetado pelas paredes por meio da condição de contorno de não deslizamento, ou seja, define-se para paredes que o fluido em contato com tal superfície apresenta velocidade zero. O condicionamento de uma malha e modelagem apropriadas se fazem necessários no fluido no entorno de paredes uma vez que essas regiões apresentam os maiores gradientes de velocidade (Ferziger & Peric, 2002).

A região de fluido próxima à parede pode ser dividida em três regiões: subcamada viscosa, região intermediária e região completamente turbulenta. A primeira região – subcamada viscosa – é a região adjacente à parede e apresenta um escoamento laminar, onde os efeitos viscosos são predominantes. A região completamente turbulenta – terceira região –

se caracteriza por ser mais distante da parede e por apresentar um escoamento completamente turbulento, como o próprio nome já diz. Por fim, encontra-se a região intermediária, a qual apresenta tanto efeitos viscosos quanto turbulentos (Bird, Stewart, & Lightfoot, 2002). Segundo (Ansys Theory Guide), para resultados de alta qualidade, que captem de forma eficaz os gradientes nas regiões de baixo número de Reynolds turbulento, são necessários no mínimo 10 células envolvendo a camada limite, entretanto valores em torno de 20 células são desejáveis. Além disso, recomenda-se para simulações com malhas tetraédricas a inserção de camadas de prismas, de forma que tal camada possua uma altura superior a da camada limite, caso contrário, corre-se o risco de que a camada de prismas limite o crescimento da camada limite, em termos numéricos.

O teste de malha se iniciou com a simulação de uma malha simples a fim de se estimar o valor de y^+ no primeiro nó medido a partir da parede, comprimento adimensional referente à distância da parede até o ponto de interesse. Por meio do valor de y^+ na primeira célula, seria possível ajustar as próximas malhas de acordo com as necessidades dos modelos de turbulência passíveis de serem utilizados, a partir de um procedimento iterativo. O primeiro modelo que se desejou utilizar foi o modelo $k - \varepsilon$, o qual foi amplamente utilizado nas simulações de trocadores de calor reportadas na literatura, fato que pode ser visto no estudo de Bhutta et al.(2012). Apesar desse modelo necessitar de funções de parede que seriam, em tese, capazes de promover estimativas dos efeitos presentes na região que não obedece a lei logarítmica, buscou-se obter uma comparação desse modelo com outro que de fato resolvesse as equações de transporte para a região da camada limite. Assim, por se tratar de uma geometria com um grande número de regiões de parede, utilizou-se um modelo que seria capaz de resolver numericamente tanto a região da camada limite quanto as correntes livres do escoamento, o modelo SST. Esse modelo, segundo Menter (1994), requer uma malha com y^+ do primeiro nó a partir da parede menor que 3, o que acarretaria em uma malha distinta daquela utilizada com o modelo $k-\varepsilon$, que requer o $y^+ > 30$ para o primeiro nó a partir da parede.

Houveram diversas dificuldades quanto à geração da malha no programa *Meshing*, da Ansys 15.0, principalmente por causa da utilização apenas de métodos automáticos para sua criação. Devido à proximidade entre os tubos, as camadas de elementos prismáticos inseridas nas superfícies dos mesmos não cresciam segundo o fator de crescimento especificado, comprimindo todos os elementos prismáticos junto à superfície dos tubos. Tal fato criava um número excessivo de células, tornando o tempo de simulação inviável. Especificamente para a

geometria com folgas diametraais, houve problemas nas malhas geradas em relação aos elementos nas regiões de proximidade às folgas diametraais entre os tubos e as chicanas. Alguns elementos pontuais, nas folgas, apresentavam valor de *Aspect Ratio* acima de 100, fazendo com que a solução divergisse. Foi necessário inserir ferramentas para diminuição dos elementos nas regiões de proximidade às faces das chicanas de forma que o fator de crescimento entre os elementos fosse lento.

Foram criadas malhas com as especificações da Tabela 3-1. Para a malha 3.5MI foram inseridas quatro camadas de elementos prismáticos, já para a 5.6MI foi inserida uma a mais com conseqüente diminuição da altura do primeiro elemento. Na malha 8.6MI permaneceram-se cinco camadas de elementos prismáticos e promoveu-se, também, a diminuição do comprimento mínimo da aresta dos elementos e a redução do fator de crescimento dos elementos tetraédricos, conforme esses se afastavam de regiões onde havia proximidade entre paredes. Para a geometria com folgas diametraais, construiu-se apenas uma malha, de forma que essa pudesse apresentar, no mínimo, o mesmo número de camadas de células hexaédricas que a malha 3.5MI. Devido à pequena espessura dos espaçamentos entre os tubos e as chicanas, os elementos prismáticos passavam por um processo de achatamento, de forma que as células em volta desses ficavam relativamente maiores, acarretando em valores de *Aspect Ratio* acima de 100. A malha 8.6MI com folgas foi a única malha criada para a geometria com espaçamentos com parâmetros de qualidade e número de elementos aceitáveis.

Tabela 3-1 - Malhas construídas e seus parâmetros de qualidade

Malhas	Nº elementos	Skewness	Element Quality	Aspect Ratio
Sem Folgas	-	-	-	-
3.5MI	3.503.635	0,348	0,499	6,896
5.6MI	5.690.305	0,209	0,484	7,092
8.6MI	8.762.473	0,202	0,481	7,903
Com Folgas	-	-	-	-
8.6MI	8.640.672	0,238	0,566	5,142

Como pode ser visto na Figura 3-8, para a geometria com folgas diametraais, não foram inseridas camadas de elementos prismáticos nas paredes das chicanas, devido a uma incompatibilidade durante a execução do algoritmo para geração da malha. Para que não se perdesse a qualidade dos resultados junto à parede das chicanas, foi adicionada uma ferramenta de refinamento da malha na superfície das mesmas. Esse refinamento na região

das chicanas permitiu uma transição mais lenta do tamanho dos prismas que passam pela folga diametral até os elementos em uma região mais distante.

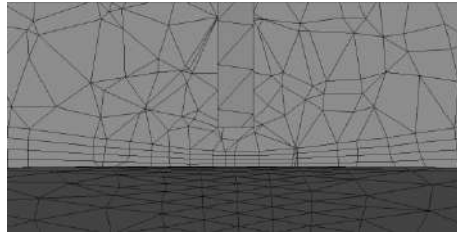


Figura 3-8 - Espaçamento entre tubo e chicana

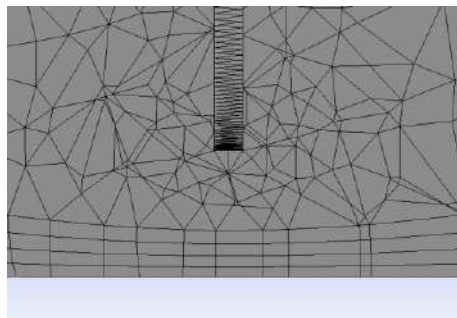


Figura 3-9 - Espaçamento entre chicana e casco

A Figura 3-10 apresenta os elementos prismáticos que foram inseridos, a fim de envolver os tubos e captar os gradientes nessas regiões. As malhas geradas apresentam, para os elementos hexaédricos em volta dos tubos, uma altura para a primeira camada de 0,25 mm ou menor, com um fator de crescimento de 1,1.

Cabe ressaltar que, em nenhuma malha, foi possível obter o valor médio de y^+ , na primeira camada das paredes do trocador, maior que 30 (valor de validade do modelo), principalmente devido à proximidade entre as regiões de parede. Tal fato inviabilizaria a utilização do modelo $k-\varepsilon$. Porém, no software ANSYS FLUENT 15.0, o modelo é implementado de forma que se enxergue o primeiro nó a uma distância maior, enquanto para região abaixo seriam utilizadas funções de parede, por isso testou-se a viabilidade do modelo $k-\varepsilon$.

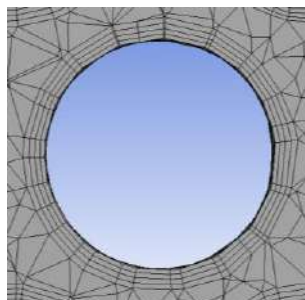


Figura 3-10 - Camada de prismas envolvendo tubo

3.4.3 Cálculos

Para análise dos resultados, foram testados, para cada malha referente à uma geometria sem folgas diametraais, dois modelos de turbulência: o $k - \varepsilon$ e o SST. O modelo que se saísse melhor seria utilizado para a malha com folgas diametraais, a qual possuía a mesma altura para a primeira camada de prismas que as outras malhas.

Para resolução com o modelo $k - \varepsilon$, foram utilizadas condições de entrada baseadas na taxa mássica de óleo que entra no volume de controle, direção do vetor velocidade paralelo ao eixo Y e a intensidade de turbulência, a qual foi ajustada para 5%. Para a superfície dos tubos, inseriu-se a função contendo o perfil de temperatura dependente do vetor Z (vetor na direção longitudinal do trocador), obtida como resultado do HTRI. Na superfície de saída do fluido do casco, utilizou-se a condição *outflow*, a qual é utilizada quando há necessariamente saída de fluido, sendo o valor das variáveis obtido a partir da extrapolação de seus valores no interior do volume de controle. Todas as outras superfícies foram caracterizadas como parede, considerando-se a condição de aderência. Já para inicialização do volume de controle, utilizou-se a média da temperatura para o fluido no casco do trocador, obtida como resultado do HTRI.

As simulações com modelo de turbulência SST utilizaram as mesmas condições de contorno que para o modelo $k - \varepsilon$, sendo inclusive, inicializadas com os resultados provenientes da simulação de 30 iterações com esse modelo. Tal procedimento era realizado a fim de se obter uma aproximação dos valores das variáveis nos nós de forma rápida, evitando eventuais problemas de divergência, uma vez que o modelo SST é bastante sensível às condições de inicialização do sistema.

4 Resultados

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos a partir da metodologia apresentada, para a análise com fluidodinâmica computacional utilizando geometrias com e sem folgas diametraais. Por fim, ambas serão comparadas com os resultados do HTRI.

4.1 Teste de Malha

Para determinação da malha ideal foi realizado um teste de malha com as malhas sem folgas diametraais, apresentadas no item 3.4.2, e, para determinação de sua independência, considerou-se como parâmetro de análise o perfil de temperatura ao longo do trocador. Nas Figura 4-1 e Figura 4-2 foram traçados os perfis de temperatura para as malhas criadas, segundo os modelos SST e $k - \varepsilon$ respectivamente. Essas temperaturas são valores médios calculados em diferentes planos transversais (diferentes Z 's) ao casco. Pode-se perceber que as três malhas geradas apresentam resultados similares, indicando que, desde a malha 3.5MI, os resultados já eram praticamente independentes. No caso do SST, Figura 4-1, considerou-se um perfil levemente mais consistente para as malhas 5.3MI e 8.6MI. Dessa forma, consideraram-se os resultados da malha 5.6MI como independentes para o SST.

Na Figura 4-2, por outro lado, pode-se perceber que os perfis de temperatura não se afastaram muito uns dos outros, porém houve um afastamento dos perfis de temperaturas simulados com o modelo $k - \varepsilon$ do perfil gerado pelo HTRI quando comparados aos resultados simulados com o modelo SST. Essas diferenças são mais acentuadas nas regiões de entrada e saída, podendo chegar à cerca de cinco graus, o que é relativamente muito, uma vez que a variação de temperatura estipulada para o casco é um pouco maior que 15°C. Assim, pode-se inferir que o modelo $k - \varepsilon$ não é um modelo apropriado para simulação do trocador, devido à importância da região da parede no escoamento, região essa que o modelo $k - \varepsilon$ não resolve.

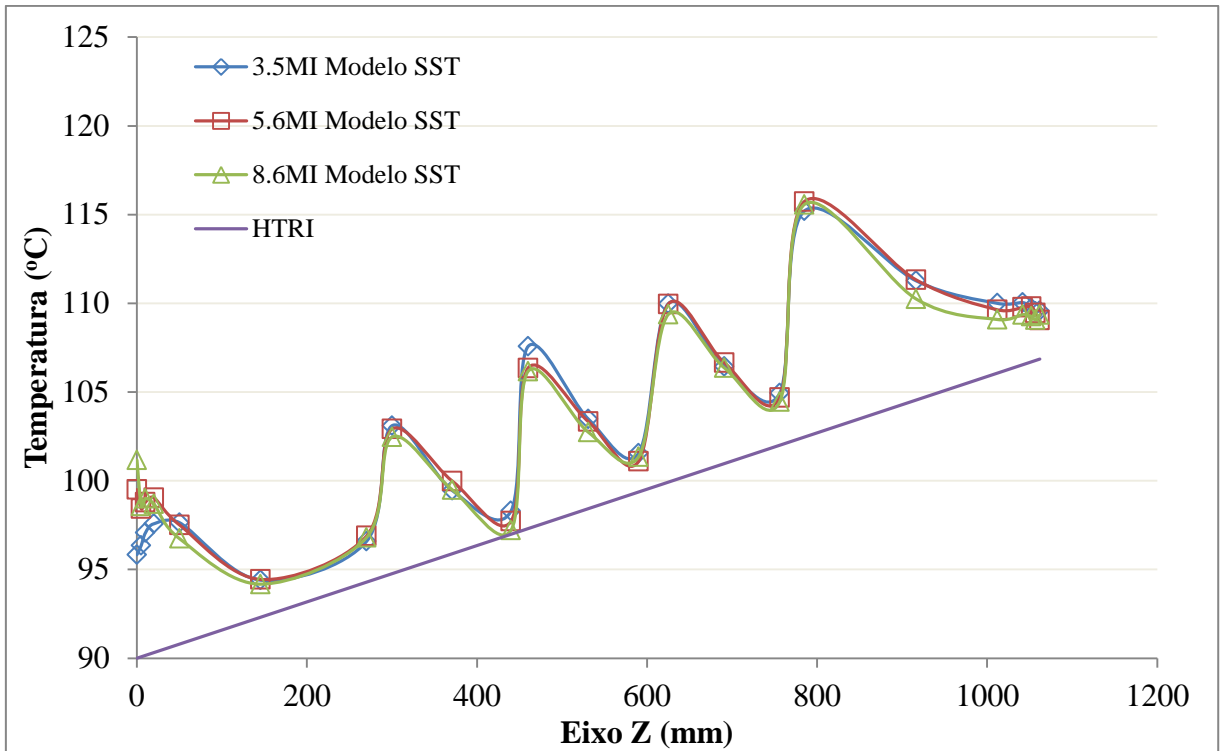


Figura 4-1 - Perfis de temperatura média transversal ao longo do trocador para o modelo de turbulência SST, onde os pontos inicial e final da série de dados no eixo Z correspondem às paredes nas regiões de entrada e saída do trocador, respectivamente.

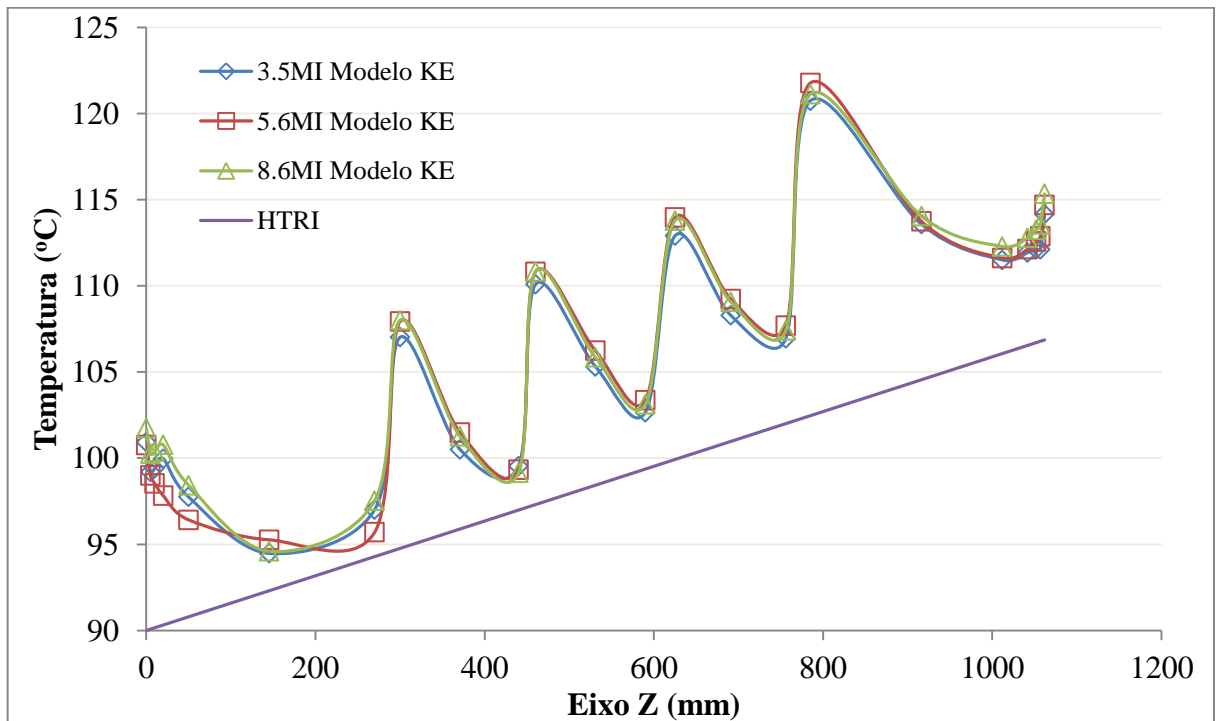


Figura 4-2 - Perfis de temperatura média transversal ao longo do trocador para o modelo de turbulência $k - \epsilon$, onde os pontos inicial e final da série de dados no eixo Z correspondem às paredes nas regiões de entrada e saída do trocador, respectivamente.

Conforme já mencionado acima, para a geometria com espaçamentos, não foi realizado o teste de malha devido ao problema mencionado no item 3.4.2 e por já se ter uma ideia da independência dos resultados para malhas com 3,5, 5,6 e 8,6 milhões de elementos. Dessa forma, por mais que as geometrias contenham pequenas diferenças, considerou-se a malha 8.6MI com folgas diametrais apropriada para o estudo do efeito das correntes de Tinker na troca térmica e perda de carga. Assim, os resultados apresentados a seguir irão compreender um detalhamento maior para as malhas 5.6MI sem folgas e 8.6MI com folgas, ambas com o modelo SST, simulados em um computador do laboratório de fluidodinâmica computacional (LABCFD) com processador Intel Core i7 de 3,4GHz, 8GB de memória RAM e 712GB de memória física.

4.2 Geometria sem folgas diametrais

Para a malha 5.6MI, sem folgas, rodando com o modelo SST, foram simuladas 16200 iterações em cerca de quatro dias, com esquema de advecção *upwind* de segunda ordem para todas as equações resolvidas, método de acoplamento pressão-velocidade SIMPLE, havendo ocorrido a estabilização completa dos resíduos em cerca de 3000 iterações. A continuação da simulação, mesmo tendo ocorrido a estabilização dos resíduos, ocorreu apenas para permitir que a temperatura de saída, a qual estava sendo monitorada a cada iteração, atingisse um valor estável (constante). Após tal estabilidade, a simulação foi interrompida.

As Figura 4-3 e Figura 4-4 mostram o perfil de velocidade obtido para o óleo escoando no casco, por meio de vetores de velocidade, coloridos a partir de seu módulo e da temperatura, respectivamente.

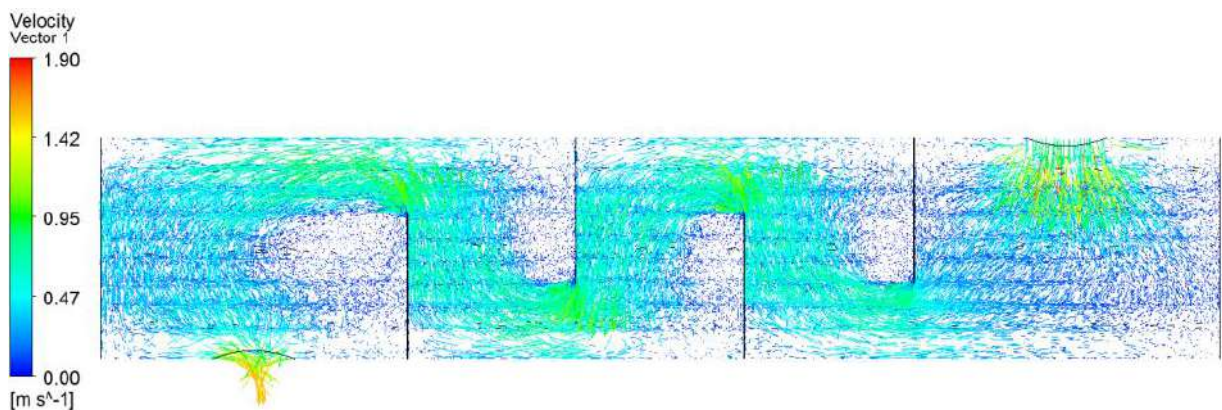


Figura 4-3 - Vetores velocidade coloridos pela intensidade da velocidade.

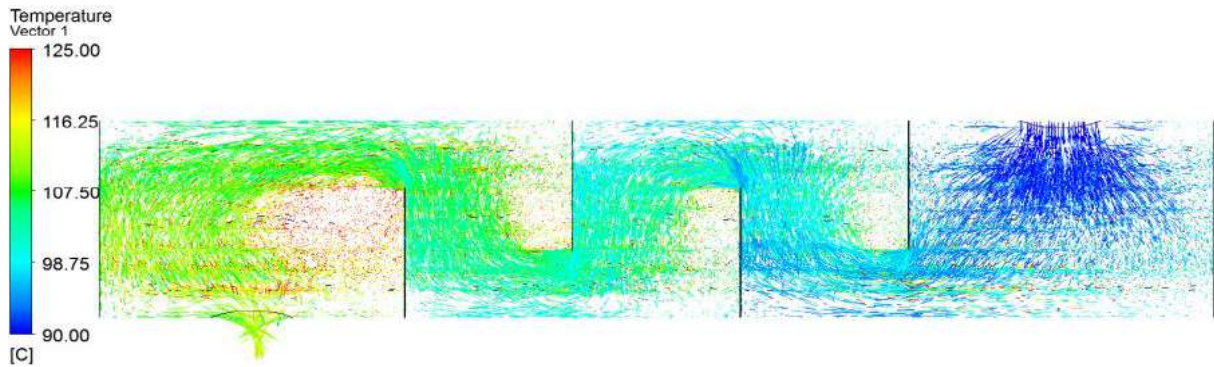


Figura 4-4 - Vetores velocidade coloridos pela temperatura.

Na Figura 4-3 é possível perceber velocidades muito baixas, quase tendendo a zero, nas regiões de entrada e atrás das chicanas, onde é possível identificar regiões de recirculação do fluido, assim como foi identificado no trabalho de Ozden & Tari (2009). Tais regiões são responsáveis pela má distribuição do fluido e superaquecimento local, como pode ser visto na Figura 4-4, onde as regiões de recirculação apresentam as maiores temperaturas. Ao fixar a temperatura de entrada e saída dos tubos, fixou-se também o fluxo de calor cedido pelos mesmos. Assim, considerando que a taxa de calor cedida pelos tubos é igual à absorvida pelo óleo, tem-se pela Equação 2-6 ($q = \dot{m}C_p \Delta T_{ml}$) que, para uma taxa mássica menor, a temperatura do fluido será maior, explicando os picos de temperatura em regiões de recirculação. Por sua vez, as baixas velocidades da região de entrada podem ser explicadas pelo aumento súbito da área de escoamento (do bocal de entrada para o casco).

No estado estacionário, quando o fluido frio entra no casco, depara-se com os tubos quentes, que já estão aquecendo o fluido no casco que preenche essa região de entrada. Dessa forma, a menor temperatura no casco se dá na posição de entrada do fluido, conforme se pode ver nas Figura 4-3, Figura 4-4 e Figura 4-5, que mostra o perfil de temperatura média no casco. Por sua vez, as maiores temperaturas são encontradas na região de saída, logo atrás da última chicana, em uma região de recirculação do fluido, alcançando valores em torno de 125°C.

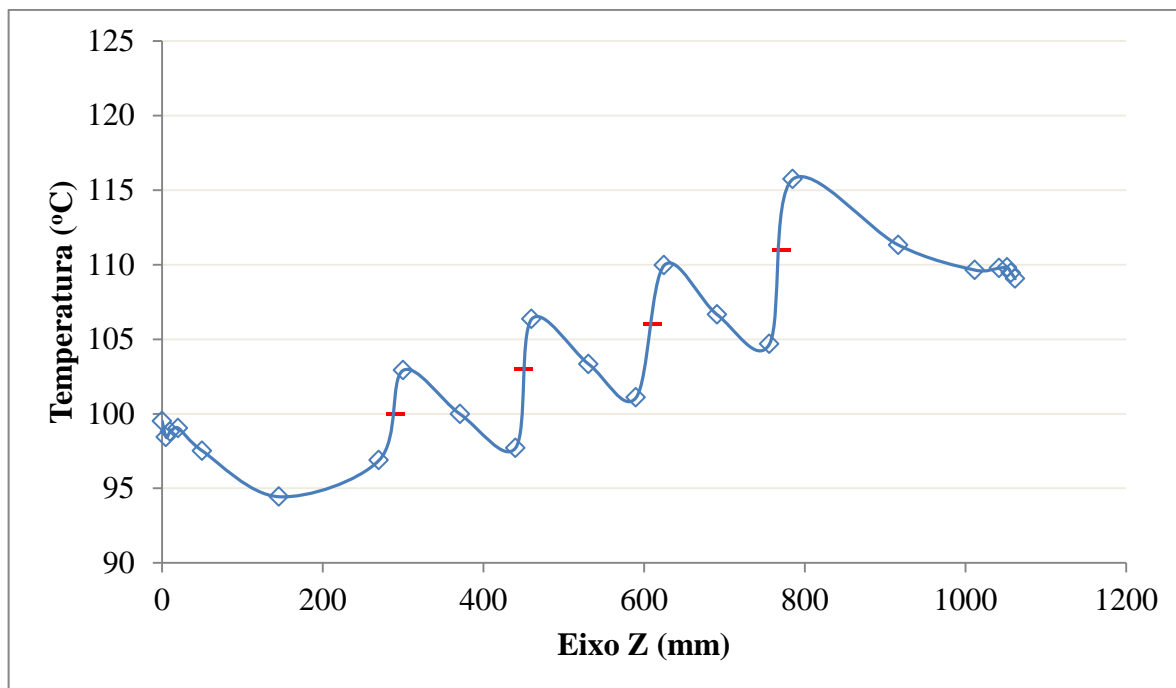


Figura 4-5 - Perfil de temperatura em função da posição z ao longo do trocador de calor para a malha 5.6MI e modelo SST. Os traços horizontais vermelhos correspondem às posições geométricas das chicanas no eixo Z.

Por meio da Figura 4-5, é possível ver nitidamente os picos de temperatura logo após as chicanas. Vale chamar atenção para a temperatura onde o eixo z é igual a zero (parede da região de entrada). Nessa região, como já mencionado anteriormente e também ilustrado na Figura 4-4, já eram esperadas temperaturas mais altas, porém não tão altas como 99,50°C. Quanto a temperatura de saída, foi obtida uma temperatura média para superfície de saída de 110,60°C, ou seja, 3,74°C acima da temperatura de saída do trocador calculada pelo HTRI.

A queda de pressão no lado do casco, do bocal de entrada ao de saída, estimada pela simulação com CFD, foi de 3,21 kPa. O perfil de variação da pressão ao longo do trocador pode ser melhor entendido a partir da Figura 4-6, onde é possível perceber que as maiores responsáveis pela queda de pressão são as chicanas, contabilizando uma queda brusca logo após a passagem do fluido pelo seu corte. O suave aumento de pressão nas regiões entre as chicanas se deve à variação de velocidade a qual o fluido é submetido conforme escoar entre o casco e o corte das chicanas (*window*) e no espaço entre duas chicanas consecutivas (*crossflow*). Para o trocador projetado, o espaçamento entre as chicanas é maior que a janela das chicanas. Dessa forma, a velocidade no primeiro é menor que no segundo, 0,43 m/s e 0,54 m/s, respectivamente. Assim, de acordo com a equação de Euler ou Bernoulli, espera-se que a pressão aumente nas zonas onde a velocidade diminui.

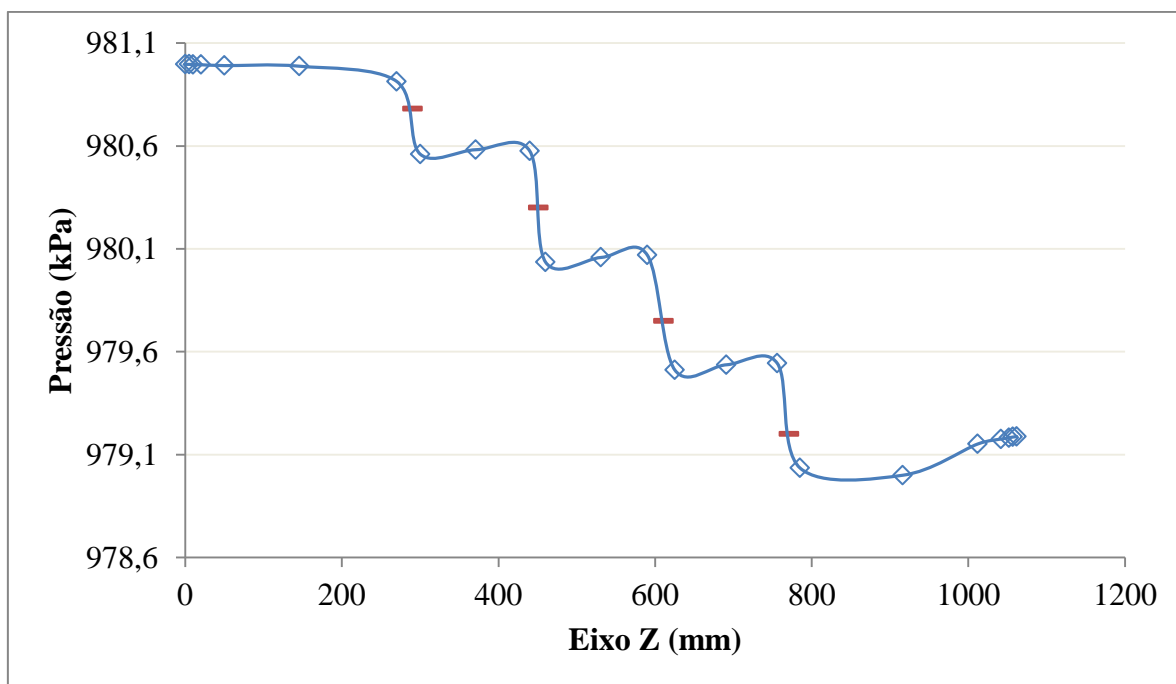


Figura 4-6 - Perfil de pressão em função da posição z ao longo do trocador de calor para a malha 5.6MI e modelo SST. Os traços horizontais vermelhos correspondem às posições geométricas das chicanas no eixo Z.

A fim de se verificar a consistência da malha com o modelo de turbulência utilizado (SST), a Tabela 4-1 apresenta o valor de y^+ médio para a primeira célula a partir das paredes dos tubos, casco e chicanas. É possível perceber que todas as faces se enquadram dentro da especificação de $y^+ < 3$ (Menter, 1994).

Tabela 4-1 - Valor de y^+ médio na primeira célula a partir da parede para cada da face

Face	y^+
Tubos	2,406
Chicanas	1,304
Casco	1,467

4.3 Geometria com folgas diametrais

Para a geometria com folgas diametrais, foram simuladas 12400 iterações, com esquema de advecção *upwind* de segunda ordem para todas as equações resolvidas, método de acoplamento pressão-velocidade SIMPLE, fatores de relaxação reduzidos e modelo de turbulência SST. Os resíduos atingiram um valor constante em cerca de 4000 iterações. A continuação da simulação se deu pelo mesmo motivo discriminado no item 4.2, ou seja, obter a temperatura de saída constante. As Figura 4-7 e Figura 4-8 mostram o perfil de velocidade

obtido para o óleo escoando no casco por meio de vetores de velocidade coloridos por sua intensidade e pela temperatura respectivamente.

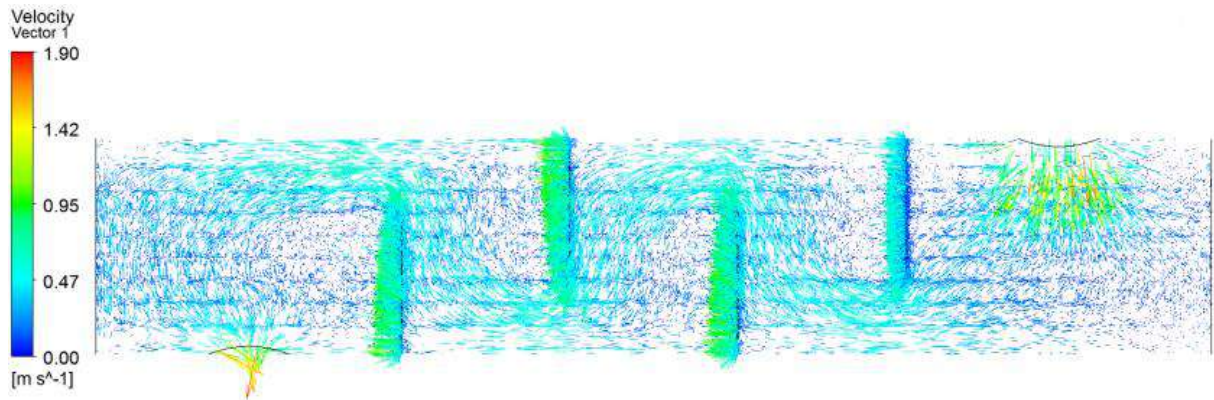


Figura 4-7 - Vetores velocidade coloridos por sua intensidade

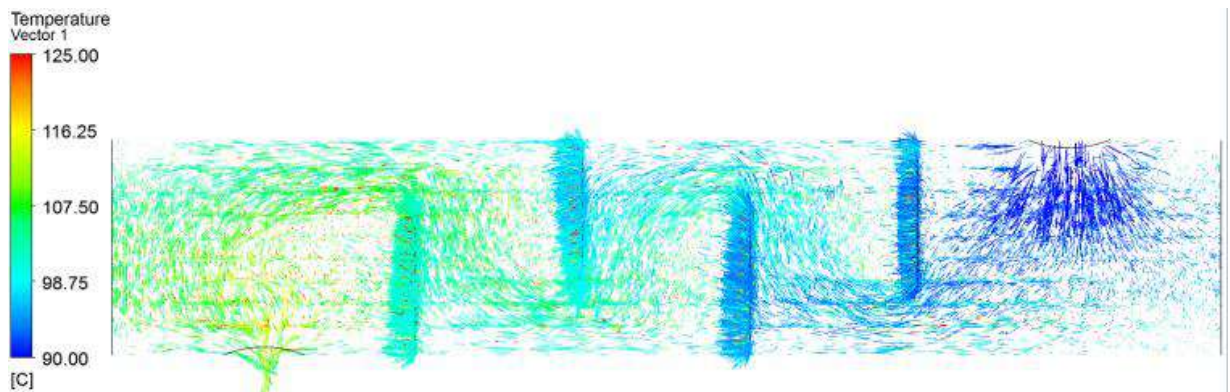


Figura 4-8 - Vetores velocidade coloridos pela temperatura

De forma ainda mais destacada que para a geometria sem folgas diametrais, é possível perceber a corrente *B* contornando as chicanas, onde o aglomerado de vetores imediatamente após caracteriza o fluxo através das folgas diametrais. É possível perceber, também, que houve a diminuição das zonas de recirculação na parte de trás das chicanas, por meio da passagem de fluido pelas folgas e a consequente diminuição dos picos de temperatura locais, o que pode ser melhor visualizado na Figura 4-9. Quanto a temperatura no bocal de saída do casco, constatou-se um valor de 106,74°C, que é praticamente o mesmo estimado pelo HTRI (106,86°C) quando o *overdesign* é considerado no cálculo da temperatura final (na ferramenta *simulation* do programa).

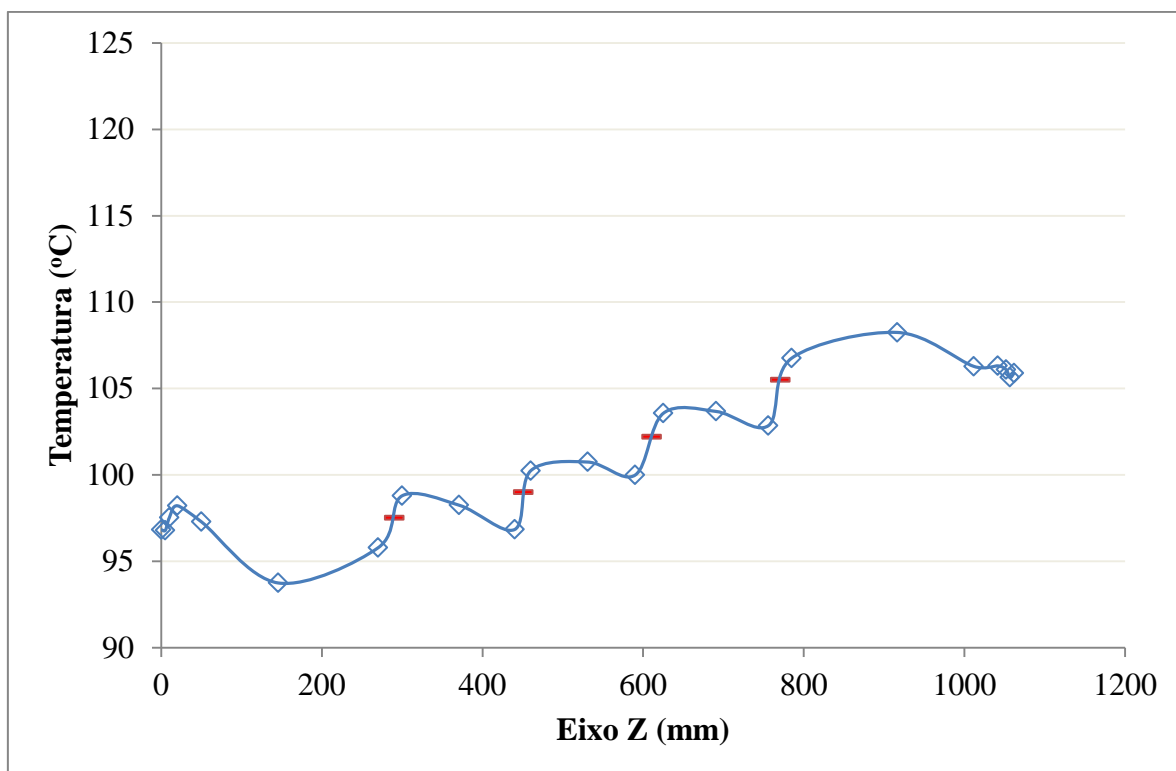


Figura 4-9 - Perfil de temperatura em função da posição z ao longo do trocador de calor para a malha 8.6MI com folgas diametraes e modelo SST. Os traços horizontais vermelhos correspondem às posições geométricas das chicanas no eixo Z.

Foi obtida uma queda de pressão, desde o bocal de entrada do trocador até o de saída, de 2,457 kPa. O perfil de variação da pressão ao longo do trocador pode ser melhor entendido a partir da Figura 4-10, onde é possível perceber que, assim como para o caso sem folgas diametraes, as maiores responsáveis pela queda de pressão são as chicanas. Porém, na geometria com folgas diametraes, a queda de pressão após a chicana é menor que quando não há folgas. Isso é consistente, uma vez que se espera haver maior queda de pressão no casco quando não há folgas diametraes, sendo todo o fluido obrigado a seguir o caminho sinuoso orientado pelas chicanas. Porém, deve-se notar que a perda de carga prevista com CFD é aproximadamente 1 kPa maior que aquela prevista pelo HTRI, apesar de ambas serem, em valores absolutos, muito pequenas.

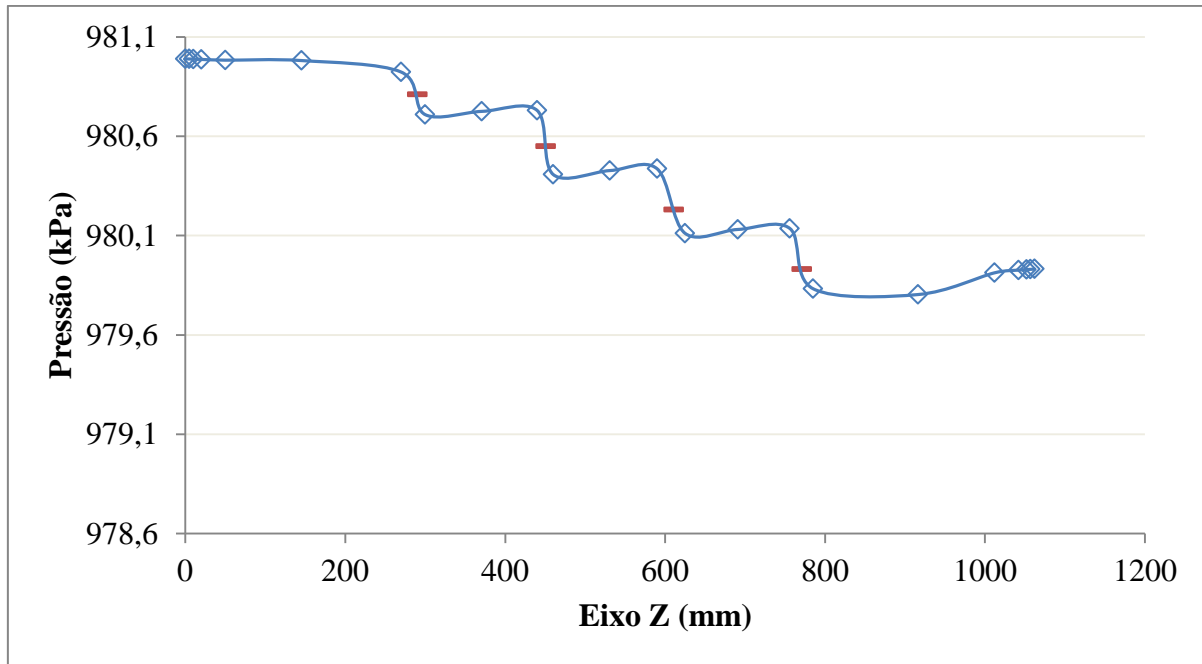


Figura 4-10 - Perfil de pressão em função da posição z ao longo do trocador de calor para a malha 8.6MI com folgas diametraís e modelo SST. Os traços horizontais vermelhos correspondem às posições geométricas das chicanas no eixo Z.

A fim de se verificar a consistência da malha com o modelo de turbulência utilizado (SST) foi medido o valor de y^+ médio para as primeiras células das paredes dos tubos, casco e chicanas, conforme apresentado na Tabela 4-2. Segundo essa, é possível perceber que apenas a primeira camada de células que envolve o casco não se enquadra, por pouco, dentro da especificação de $y^+ < 3$ (Menter, 1994).

Tabela 4-2 - Valor de y^+ médio em função da face

Face	y^+
Tubos	2,707
Chicanas	2,787
Casco	3,795

4.4 Comparação com os resultados do HTRI

Baseando-se na confiabilidade que o software HTRI possui no mercado, promoveu-se a comparação dos resultados da simulação com CFD com os resultados do software de projeto, de forma que fosse possível validar os resultados da simulação numérica. Como um primeiro parâmetro de comparação, utilizaram-se os perfis de temperatura ao longo do trocador, como mostrado na Figura 4-11.

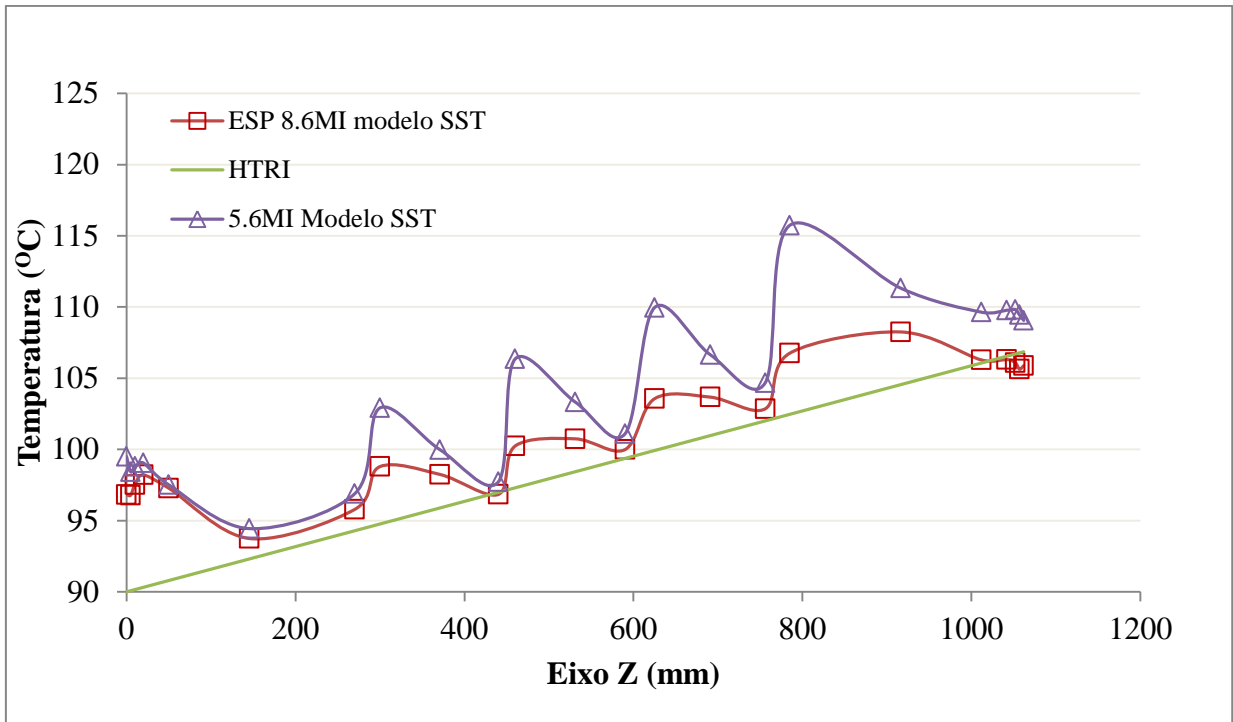


Figura 4-11 - Comparação dos perfis de temperatura para as malhas 5.6MI, 8.6MI com espaçamentos diametraís (identificado pela sigla ESP) e o perfil obtido pelo HTRI. O perfil corresponde a variação de temperatura ao longo do eixo Z (eixo longitudinal do trocador).

Vale ressaltar que o perfil de temperatura obtido pelo HTRI utiliza amostragens em apenas sete pontos em função da posição no eixo z: 0mm, 1061,89mm e pontos nas distâncias médias entre as chicanas. A Figura 4.12 compara os perfis simulados de temperatura obtidos a partir das temperaturas calculadas nos mesmos pontos usados pelo HTRI com o perfil deste.

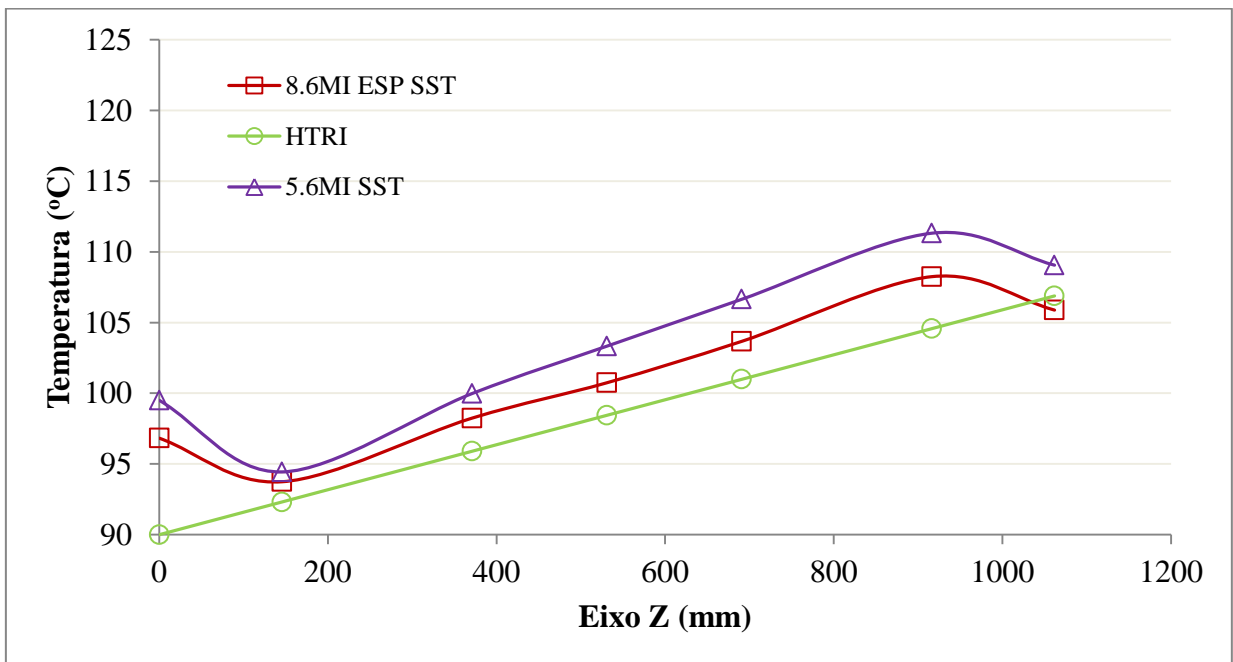


Figura 4-12 – Perfis de temperatura das malhas 8.6MI com folgas diametraís, 5.6 MI e o perfil de temperatura do casco dado pelo HTRI. Considerou-se apenas o conjunto de pontos utilizados pelo HTRI.

É possível perceber que tal amostragem não capta as regiões de recirculação, não sendo possível perceber os picos de temperatura obtidos ao longo do trocador.

Como dito anteriormente, devido à presença de folgas diametrais, os picos para a geometria com espaçamento são menos pronunciados, uma vez que as zonas de fluido estagnado são menores. Além disso, a temperatura de saída da simulação considerando folgas ($106,74^{\circ}\text{C}$) encontra-se mais próxima da obtida pelo HTRI ($106,86^{\circ}\text{C}$), quando comparada à temperatura de saída da geometria sem folgas ($110,60^{\circ}\text{C}$).

Apesar de os perfis de pressão não serem muito parecidos, conforme mostra a Figura 4-13, deve-se levar em consideração que a maior variação de pressão obtida foi pelo HTRI e de 4,26 kPa, um valor muito pequeno quando comparado com a pressão absoluta dentro do trocador. Porém, como mencionado anteriormente, tal variação leva em consideração a perda de carga nos bocais, fatores, esses, que não foram considerados para a simulação com CFD. Assim, a queda de pressão equivalente (sem considerar a perda de carga nos bocais) é de 1,483 kPa. As variações de pressão para as malhas 5.6MI sem folgas diametrais e 8.6MI com folgas diametrais foram de 3,21 kPa e 2,46 kPa, respectivamente, valores relativamente próximos ao obtido pelo HTRI (1,483 kPa), ainda mais quando comparados à pressão absoluta do fluido no bocal de entrada do casco (981 kPa).

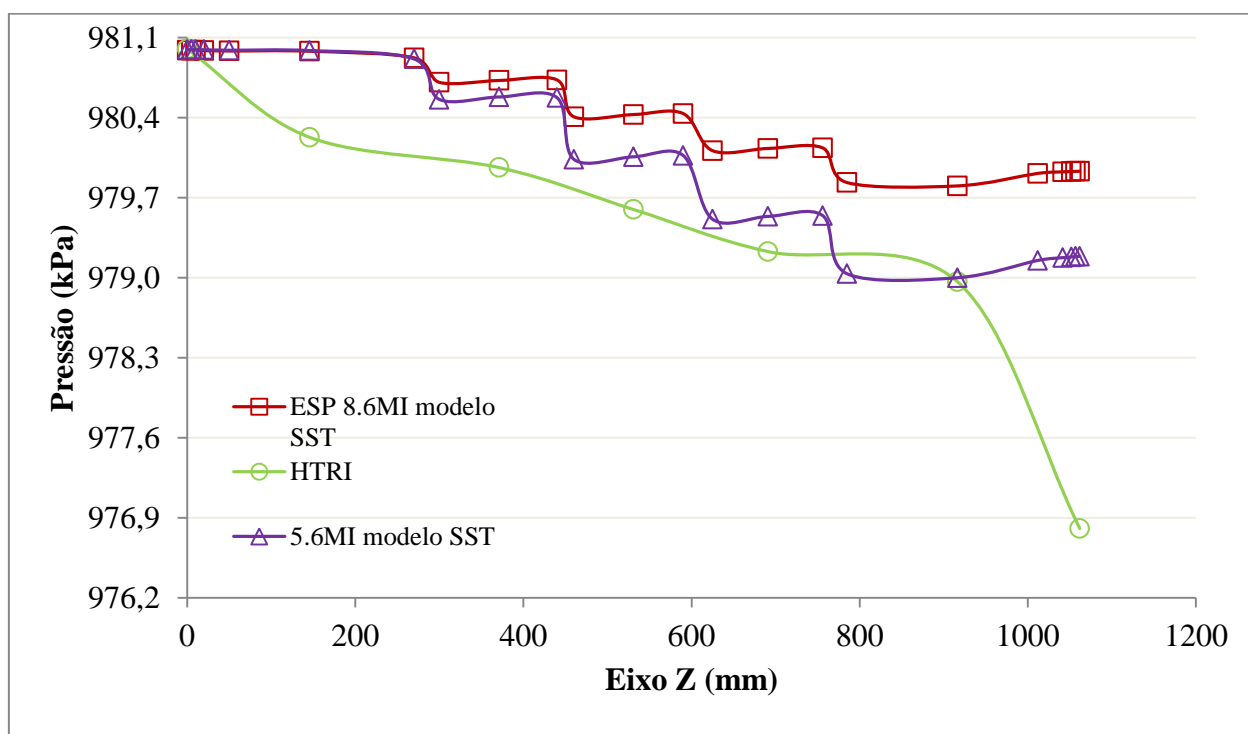


Figura 4-13 - Comparação dos perfis de pressão para as malhas 5.6MI, 8.6MI com espaçamentos diametrais, (identificado pela sigla ESP) e o perfil obtido pelo HTRI. O perfil corresponde a variação de pressão ao longo do eixo Z (eixo longitudinal do trocador).

Considerando apenas a amostragem de pontos do HTRI para os perfis de pressão, obtém-se o perfil apresentado na Figura 4-14, onde, assim como no caso da temperatura, não consegue captar os degraus de queda de pressão após as chicanas. Cabe mencionar que, assim como a Figura 4-13, a Figura 4-14 também apresenta o perfil de pressão considerando a perda de carga nos bocais.

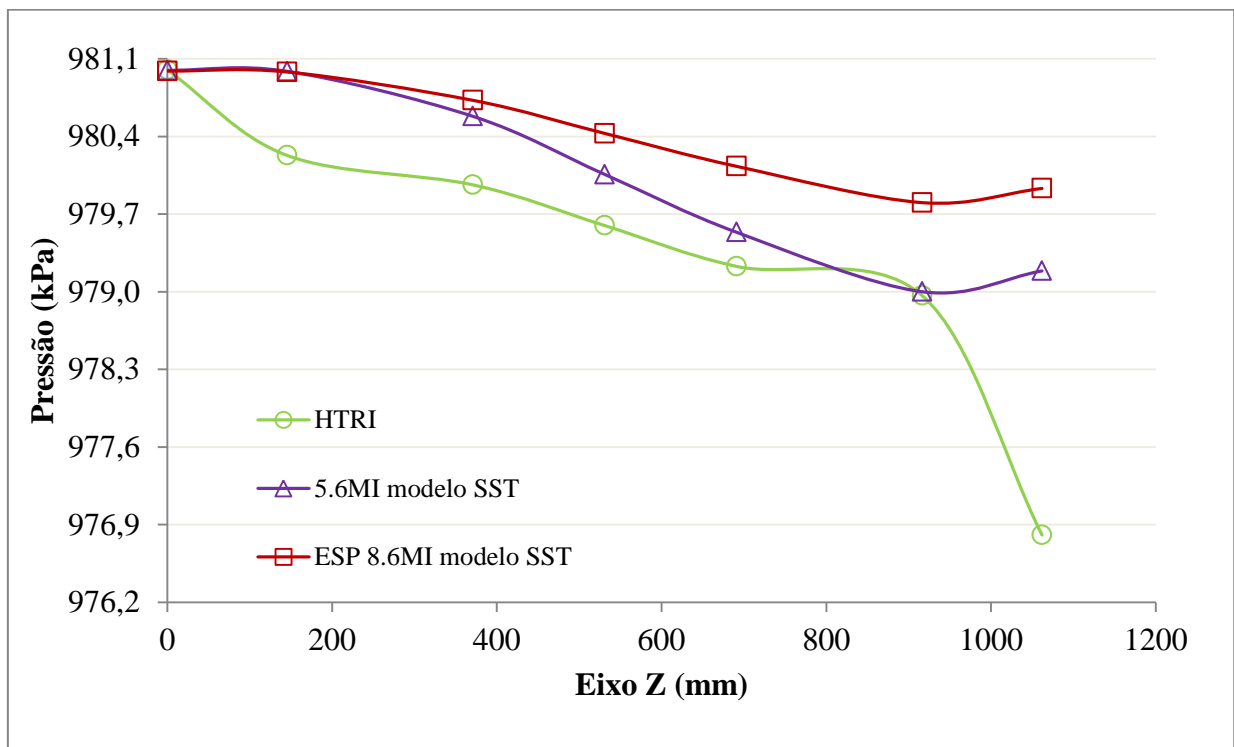


Figura 4-14 – Perfis de pressão das malhas 8.6MI com folgas diametraais, 5.6 MI e o perfil de pressão do casco dado pelo HTRI. Considerou-se apenas o conjunto de pontos utilizados pelo HTRI.

Para contabilização da taxa mássica por meio das folgas diametraais foram traçados, no CFX-Post (software do pacote ANSYS para análise de resultados), planos que compreendessem apenas os espaçamentos de interesse. Por não ser possível separar as correntes *B* e *C* no trocador por meio da análise dos resultados com CFD, seu efeito foi estudado em conjunto, como mostrado na Tabela 4-3. Os resultados se mostraram bastante próximos, com exceção da corrente *E*. Uma hipótese é que essa diferença possa ser justificada pela malha com valor de y^+ na primeira camada prismática do casco com valor acima do apropriado para o modelo de turbulência utilizado, como mostrado na Tabela 4-2.

Tabela 4-3 - Comparação da proporção das correntes de Tinker para simulação com o Fluent e o HTRI

Corrente	FLUENT (CFD)		HTRI	
	Kg/s	%	Kg/s	%
A	0,28	7,90	0,18	5,09
E	0,27	7,66	0,52	15,00
B+C	2,96	84,44	2,80	79,91
TOTAL	3,50	100,00	3,50	100,00

5 Conclusões

O presente trabalho promoveu uma análise aprofundada do escoamento dentro do casco de um trocador de calor casco e tubo por meio de sua simulação com fluidodinâmica computacional e comparação com os modelos analíticos provenientes da simulação com o software HTRI.

Por meio da comparação das simulações, fica clara a necessidade de se promover a simulação do trocador com as folgas diametrais. A utilização dessas na simulação com CFD aproximou muito seus resultados aos do HTRI, no que tange à temperatura de saída do fluido no casco, garantindo a diminuição dos picos de temperatura nas posições imediatamente atrás das chicanas em até 65%, considerando-se o valor do HTRI como temperatura de referência.

A presença das correntes que passam pelas folgas diametrais desempenha um papel fundamental no que diz respeito à dissipação das zonas de recirculação posicionadas atrás das chicanas, empurrando-as para a corrente principal *B*.

A percentagem de fluido nas correntes de Tinker encontradas na simulação com CFD apresentaram valores relativamente próximos aos encontrados pelo HTRI para as correntes *A* (entre tubo e chicanas) e *B+C* (correntes principais). Para a corrente *E* (entre casco e chicana), o valor já não foi tão próximo. Pode-se levantar a hipótese de que a qualidade da malha tenha interferido no cálculo dessas correntes, uma vez que ocorrem justamente na região próxima às paredes do casco e dos tubos, nas regiões de folga, que apresentam dimensões muito menores que o resto da geometria do trocador. É possível inferir também que, para esse trocador em especial, a afirmação de Ozden & Tari (2009) não é válida, pois tais correntes ocasionaram alterações significativas, tanto no perfil de temperatura quanto de pressão ao longo do trocador.

Como trabalhos futuros e de continuação deste, pode-se sugerir estudar a simulação de serviços cuja variação de temperatura seja maior e não linear, a fim de identificar se a diferença entre as temperaturas alcançadas para geometrias com e sem folgas diametrais permaneceria em torno da encontrada nesse trabalho ou se haveria alterações e como seria o comportamento do perfil de temperatura de modo geral. É importante também verificar quais alterações iriam ocorrer com o uso de uma malha hexaédrica ou mesmo de uma malha onde haja um controle maior sobre seu refinamento e se essas malhas promoveriam uma diminuição dos resíduos.

Através dos resultados obtidos, foi possível validar o método utilizado para simulação com CFD. Portanto, o trabalho pode vir a ser utilizado como um guia para estudos posteriores que necessitem simular trocadores de calor em operação para detecção de problemas no escoamento.

6 Bibliografia

Ansys. (2013). *Mesh Metric*.

Ansys Theory Guide. (n.d.). Near-Wall Treatments for Wall-Bounded Turbulent Flows.

Bell, K. J. (1963). *Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchangers*. Newark.

Bhutta, M., Hayat, N., Bashir, M., Khan, A., Ahmad, K., & Khan, S. (2012). CFD Applications in Various Heat Exchangers Design: A Review. *Applied Thermal Engineering*, 1-12.

Bird, R., Stewart, W., & Lightfoot, E. (2002). *Transport Phenomena - 2^o Edition*. John Wiley & Sons, Inc.

Exinvest do Brasil. (n.d.). Retrieved 01 2014, from <http://exinvest.com.br/default.html>:
<http://exinvest.com.br/az-tech.html>

Ferziger, J., & Peric, M. (2002). *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer.

Fletcher, L., & Andrews, M. (1994). *apud PRITHIRAJ et al. (1998) Technical/Market Assessment of Heat Exchangers Technology for User of Natural Gas*. GRI Report.

Fluent Theory Guide. (2013). 5.2.1 Heat Transfer Theory .

Freire, A. P. (2006). *Turbulência*.

(1994). Shell-and-Tube Heat Exchangers. In G. Hewitt.

Inc, W. T. (n.d.). Construction of Shell and Tube Heat Exchangers. In *Wolverine Heat Exchanger Data Book I*.

Incropera, F. (2008). In F. Incropera, D. Dewitt, T. Bergman, & A. Lavine, *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. LTC.

Kim, M. I., Lee, Y., Kim, B. W., Lee, D. H., & Song, W. S. (2009). CFD Modeling of Shell-and-Tube Heat Exchanger Header for Uniform Distribution Among Tubes. *Korean J. Chem. Eng*, 359-363.

- Klein, T. S. (2012). *The Development and Application of Two-Time-Scale Turbulence Models For Non-Equilibrium Flows*. Manchester.
- Malalasekera, M., & Versteeg, H. (1995). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*. Longman Scientific and Technical.
- Menter, F. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 1598-1605.
- Mohammadi, K. (2011, Fevereiro 28). Investigation of the Effects of Baffle Orientation, Baffle Cut and Fluid Viscosity on Shell Side Pressure Drop and Heat Transfer Coeficiente on a E-Type Shell & Tube Heat Exchanger.
- Ozden, E., & Tari, I. (2009). Shell Side CFD Analysis of Small Shell-and-Tube Heat Exchanger. *Energy Conversion and Management*, 1004-1014.
- Peters, M., & Timmerhaus, K. (1991). *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. McGraw-Hill International Editions.
- Prithviraj, M., & Andrews, M. (1998). Three Dimensional Numerical Simulation of Shell-and-Tube Heat Exchanger. Part I Foundation and Fluid Mechanics. *Numerical Heat Transfer*, 799-816.
- Sukhatme, S. e. (1988). *Heat Transfer Equipment Design*. Washington: Hemisphere Publ. Co.
- TEMA. (2007). Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association 9^a ed.
- Tinker, T. (1958). Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers. *London and ASME*, 84-110.
- Wilcox, D. (1988). Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. *AIAA Journal*, Vol 26. N11, 1299-1310.