



**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO
ESPAÇAMENTO E DO CORTE DE
CHICANAS SEGMENTADAS SIMPLES
NO DESEMPENHO DE TROCADORES
DE CALOR CASCO & TUBOS
EMPREGANDO CFD**

Diego de Sousa da Silva

Projeto Final de Curso

Orientadores:

Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Eduardo Mach Queiroz, D.Sc.

Agosto de 2011

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO ESPAÇAMENTO E DO
CORTE DE CHICANAS SEGMENTADAS SIMPLES NO
DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR CASCO &
TUBOS EMPREGANDO CFD**

Diego de Sousa da Silva

Projeto de Final de Curso submetido ao Corpo Docente da Escola de Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheiro Químico.

Aprovado por:


Prof. Luiz Fernando Lopes Rodrigues Silva, D.Sc.


Andréa Gonçalves Bueno de Freitas, M.Sc.


Fábio Sousa do Fundo, Eng.

Orientado por:


Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.


Prof. Eduardo Mach Queiroz, D.Sc.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Agosto de 2011

Silva, Diego de Sousa da.

Estudo da influência do espaçamento e do corte de chicanas segmentadas simples no desempenho de trocadores de calor casco & tubos empregando CFD/ Diego de Sousa da Silva. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2011.

xiv, 61 p; il.

(Monografia) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2011.

Orientadores: Ricardo de Andrade Medronho e Eduardo Mach Queiroz.

1. Trocadores de Calor. 2. Otimização geométrica de chicanas. 3. CFD. 4. Monografia. (Graduação – UFRJ/EQ). 5. Eduardo Mach Queiróz, D.Sc. e Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D. I. Título.

À minha família de sangue e aos meus amigos, minha família escolhida.

*“Each of us
A cell of awareness
Imperfect and incomplete
Genetic blends
With uncertain ends
On a fortune hunt
That's far too fleet*

*You can choose a ready guide
In some celestial voice
If you choose not to decide
You still have made a choice*

*You can choose from phantom fears
And kindness that can kill
I will choose a path that's clear
I will choose freewill”
(Rush – Freewill)*

AGRADECIMENTOS

Escrever os agradecimentos deste trabalho é uma tarefa difícil e quase impossível de não se cometer injustiças (mais complicada até que as coisas que vocês irão ver ao longo desta monografia). Primeiro, porque tantas pessoas foram importantes para sua realização, segundo, porque me sinto na obrigação de estender os agradecimentos à todos aqueles que fizeram parte da minha vida acadêmica. Enfim, peço desculpas se esqueci de alguém...

Primeiramente, agradeço toda minha família, em especial, aqueles que são minhas bases como pessoa: Vera (mãe), Vania (tia), ‘Seu’ João (avô e meu exemplo maior de vida). E também o Bob, meu amigo quadrúpede.

Agradeço ao Prof^o João Alfredo e Maria Lúcia (IQ-UFRJ) por dividirem comigo seus vastos conhecimentos de Química Analítica. Agradeço ao Matias, Leila, Dona Dina, Sr. Paes, Sr. Elvêncio e Francisco (Chicão) por serem ótimos companheiros de trabalho enquanto estive no Lab. Análises Ambientais e Mineraias (IQ-UFRJ).

Agradeço à Silvia França por compartilhar seus conhecimentos e histórias do setor mineral. Agradeço ao Luiz Carlos (Scrubbles), Fabrício, Mônica (Lalá), Rachel, Diego Tonnessen (meu BIC), Daniel, Tiago (Negão), Adriana e toda galera do CETEM pela companhia durante o tempo que trabalhei lá.

Agradeço toda galera do LabCFD, antigos e novos: João Victor, Eduardo, Andrea, Alvio, Diogo, Cristiano, Amanda, Sara, Genizia. Preservem sempre esse clima de compartilhamento do conhecimento!

Um agradecimento mega especial aos amigos da faculdade que tornaram essa trilha mais fácil e prazerosa: Thiago Barretto, Hugo Balthazar, Amanda Mello, Lucas Vilela, Diego Aboul, Carol Castro, Alexandre Costa, Flávio Francisco, Natália Sant’anna, Larissa Noel, Gabriel Gonçalves, Leonardo Gradin, Débora Bispo, Andrea Parente, Mariah Couzzi, Ricardo Japp, Juliana Cruz, Thiago Vetter, Tiago Sales, Vitor, Jorge Luiz e muitos outros.

Agradeço a galera do DAEQ-Radicais Livres (2008-2009) e a toda galera do DAEQ-Mistura Ideal (2009-2010), o qual tenho orgulho de ser um dos fundadores.

Agradeço aos companheiros da Chemtech pela oportunidade de crescimento profissional! Obrigado a todos das equipes da Engenharia e Segurança de Processos, da Divisão de Projetos Especiais, da Análise de Riscos e da P55-SRU.

Obrigado aos amigos: Luana, Juliana Moraes, Leonardo, Jorge, Maurilio, Fábio, Luiz Felipe, Felipe Cardoso, Felipe, Matheus, Filipe, Ailton, Iamê, Juliana Ferreira, Laura e muitos outros (Federal de Química); Thiago Anzai, Fernanda Moura, Thany e Juliana Rangel (CFD); Luis Guilherme, Hugo e Guilherme (vizinhos); Helio Ricardo, William, André, Daniel (ETEVM), Evelyn, Felipe Moura e Felipe Fantuzzi (IQ);

Por fim, um agradecimento especial aos orientadores Ricardo Medronho e Eduardo Mach, pelo suporte durante toda esta jornada! Muito obrigado!

Estes singelos agradecimentos certamente estão incompletos, mas tenham certeza que agradeço sinceramente a todos vocês! Muito obrigado!

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

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO ESPAÇAMENTO E DO CORTE DE CHICANAS SEGMENTADAS SIMPLES NO DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR CASCO & TUBOS EMPREGANDO CFD

Diego de Sousa da Silva

Agosto, 2011

Orientadores: Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Prof. Eduardo Mach Queiroz, D.Sc.

Os modelos clássicos utilizados em projeto de Trocadores de Calor do tipo Casco & Tubos, em geral, utilizam valores médios das variáveis envolvidas e, portanto, não possibilitam avaliar, em detalhes, o comportamento do escoamento dentro do casco. A importância do estudo deste equipamento é justificada pelo uso expressivo na indústria química, de alimentos, petroquímica, dentre outras.

O arranjo geométrico das chicanas neste tipo de trocadores de calor, na maioria das vezes, é realizado com base em indicações encontradas na literatura de faixas ótimas para espaçamento e abertura das chicanas.

A proposta deste trabalho foi utilizar a técnica da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) aliada a um planejamento experimental a fim de se realizar a otimização dos parâmetros geométricos das chicanas, bem como, avaliar outros parâmetros importantes (temperatura, pressão, fluxo de calor) que caracterizam o escoamento dentro do casco. Para isto, foram realizadas simulações em regime estacionário de um trocador de calor reduzido em escala de forma a simplificar a geometria trabalhada e o custo computacional.

Os resultados do planejamento experimental e da avaliação de potência e custo mostraram que a melhor configuração é aquela com espaçamento das chicanas igual a 125 mm e corte das chicanas igual a 18,51 %. Além disso, quanto menor o espaçamento e a abertura das chicanas, maior a temperatura de saída. Entretanto, maior será a queda de pressão por conta do aumento da resistência ao escoamento. Avaliou-se ainda o perfil de velocidades, temperatura e fluxo de calor ao longo do casco que mostrou a existência de zonas preferenciais de troca térmica.

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABELAS	XI
NOMENCLATURA	XII
CAPÍTULO I— INTRODUÇÃO.....	1
I.1 MOTIVAÇÃO	2
CAPÍTULO II— FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	4
II.1 TROCADORES DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBOS	4
II.1.1 Estrutura do equipamento	4
II.2 PROJETO DE TROCADORES DE CALOR	4
II.3 PADRÕES E CRITÉRIOS DE PROJETO	6
II.4 COMPORTAMENTO TERMOFLUIDODINÂMICO	12
II.4.1 Escoamento no interior dos tubos	12
II.4.2 Escoamento no lado do casco.....	13
II.5 DINÂMICA COMPUTACIONAL DOS FLUIDOS	14
II.6 ETAPAS DE UMA SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA.....	15
II.6.1 Gerador de Geometria.....	16
II.6.2 Gerador de Malha	16
II.6.3 Pré-Processamento.....	18
II.6.4 Solver.....	19
II.6.5 Pós-Processamento	19
II.7 TURBULÊNCIA	19
CAPÍTULO III— MODELAGEM MATEMÁTICA.....	23
III.1 FUNÇÕES DE PAREDE.....	26
CAPÍTULO IV— METODOLOGIA	28
IV.1 PROPOSTA DE ESTUDO.....	28
IV.2 GERAÇÃO DAS GEOMETRIAS	30
IV.3 GERAÇÃO DAS MALHAS	32
IV.4 CONSIDERAÇÕES	37
IV.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	38
IV.6 CONDIÇÕES DE SIMULAÇÃO	39
CAPÍTULO V— RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	40
V.1 RESULTADOS DO PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL	40
V.2 PERFIL DE TEMPERATURA	44
V.3 AVALIAÇÃO DO FLUXO DE CALOR.....	46
V.4 PERFIL DE VELOCIDADES.....	46
V.5 PERFIL DE PRESSÃO	50
V.6 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS.....	51
V.7 AVALIAÇÃO DE POTÊNCIA E CUSTO.....	53
CAPÍTULO VI— CONCLUSÕES	57
VI.1 PROPOSTAS PARA CONTINUAÇÃO DO TRABALHO	58
BIBLIOGRAFIA	59

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de trocador de calor do tipo casco e tubo com simples passe no casco e nos tubos em contracorrente (Pinheiro, 2011)	4
Figura 2 - Estrutura geral do projeto de trocadores de calor (Queiroz et al., 2009).....	5
Figura 3 - Definições da TEMA para projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubo (Mukherjee, 1998)	8
Figura 4 - Corte das chicanas (Mukherjee, 1998)	9
Figura 5 - Perfil de cada arranjo da matriz tubular (Mukherjee, 1998)	12
Figura 6 - Distribuição das correntes no casco (Mukherjee, 1998).....	13
Figura 7: Etapas da resolução de um problema utilizando CFD (Fortuna, 2000).....	16
Figura 8 - Tipos de elementos comumente utilizados em uma malha para CFD.....	17
Figura 9: Variação temporal da velocidade em um dado ponto sob regime transiente (Versteeg & Malalasekera, 1995)	25
Figura 10- Geometrias geradas a partir do planejamento experimental (vista em perspectiva)	31
Figura 11 - Geometrias geradas a partir do planejamento experimental (vista lateral)..	32
Figura 12 - Perfil das malhas geradas no teste de malha (vista frontal)	34
Figura 13 - Perfil das malhas geradas no teste de malha (vista frontal com aproximação)	35
Figura 14 - Perfil das malhas geradas no teste de malha (vista lateral de um plano xz)	36
Figura 15 - Perfil de temperatura próximo aos tubos no plano $z=287,75$ mm, para Malha 4	37
Figura 16 - Superfície de contorno da resposta do planejamento experimental (eixo A: espaçamento das chicanas; eixo B: abertura das chicanas).....	42
Figura 17 - Gráficos 3D da resposta do planejamento experimental. As figuras 17.A e 17.B são vistas distintas da figura gerada pelo Design Expert (eixo A: espaçamento das chicanas; eixo B: abertura das chicanas).....	42
Figura 18 - Gráfico da perturbação dos parâmetros geométricos das chicanas sobre a temperatura média de saída	44
Figura 19 - Perfil de temperatura em um plano vertical passando pelo centro do TCC&T (Plano xz para $y=0$) para todos os casos simulados do planejamento experimental	45

Figura 20 - Resultado do fluxo de calor para todos os casos simulados do planejamento experimental (vista em perspectiva)	47
Figura 21 - Perfil de velocidades em um plano vertical passando pelo centro do TCC&T (Plano xz para y=0) para todos os casos simulados do planejamento experimental	48
Figura 22 – Linhas de corrente no casco para os casos simulados para o planejamento experimental (vista em perspectiva)	49
Figura 23 – Perfil de pressão manométrica em um plano vertical passando pelo centro do TCC&T (Plano xz para y=0) para todos os casos simulados do planejamento experimental	51
Figura 24 - Perfil do escoamento entre as chicanas mostrado através de linhas de corrente.....	53
Figura 25 - Potência consumida pela bomba (A) e da potência do trocador de calor (B)	55
Figura 26 - Razão do custo total diário pela diferença de temperatura de entrada e saída do casco	55

INDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Faixas recomendadas de velocidade nos tubos	10
Tabela 2 - Faixas recomendadas de perda de carga nos tubos	11
Tabela 3 - Distâncias características da matriz tubular para cada arranjo	12
Tabela 4 – Valores dos parâmetros do modelo SST	22
Tabela 5 - Significado dos termos da equação de conservação.....	23
Tabela 6 - Expressão associada aos termos da equação na forma generalizada	24
Tabela 7 - Parâmetros geométricos do dimensionamento do trocador de calor.....	28
Tabela 8 - Planejamento experimental utilizado para otimização dos parâmetros geométricos das chicanas	29
Tabela 9 - Propriedades físicas da água (fluido frio).....	38
Tabela 10 - Condições de simulação	39
Tabela 11 - Temperatura média de área na saída do TCC&T para todos os experimentos	41

NOMENCLATURA

Letras latinas

\tilde{P}	≡	cisalhamento
B	≡	espaçamento das chicanas
B_c	≡	abertura ou corte das chicanas
C	≡	constante
C_p	≡	capacidade calorífica
D	≡	diâmetro do casco
d	≡	Diâmetro dos tubos
g	≡	aceleração da gravidade
H	≡	carga da bomba
L	≡	comprimento do casco
m	≡	vazão mássica
P	≡	pressão
P_n	≡	distância entre as linhas de centro dos tubos na direção normal ao escoamento.
P_n	≡	distância entre as linhas de centro dos tubos paralela ao escoamento
Pot_{bomba}	≡	potência consumida pela bomba
Pot_{tc}	≡	potência do trocador de calor
P_t	≡	distância entre os centro dos tubos adjacentes
Q	≡	vazão volumétrica
Re	≡	número de Reynolds
S	≡	termo fonte
T	≡	temperatura
t	≡	tempo
u	≡	velocidade
u, v, ω	≡	componentes da velocidade
x, y, z	≡	coordenadas cartesianadas
y	≡	distância mais próxima da parede

Letras gregas

α	≡	termo de constrição
ε	≡	termo de dissipação
η	≡	eficiência da bomba
κ	≡	energia cinética turbulenta
λ	≡	condutividade térmica
μ	≡	viscosidade dinâmica
μ_t	≡	viscosidade turbulenta
ρ	≡	massa específica
τ	≡	tensor tensão
ν	≡	viscosidade cinemática
ω	≡	freqüência turbulenta

Sobrescritos

T	≡	transposta
---	---	------------

Subscritos

abs	≡	absoluta
fric	≡	fricção
i	≡	relativo à interno
k	≡	relativo à turbulência
otl	≡	relativo à matriz tubular
t	≡	turbulento
wall	≡	condição próxima a parede
τ	≡	relativo ao cisalhamento

Siglas

ASME	≡	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
CFD	≡	Dinâmica dos Fluidos Computacional, em inglês <i>Computational Fluid Dynamics</i>
SST	≡	<i>Shear Stress Transport</i>
TCC&T	≡	Trocador de Calor do tipo Casco & Tubos
TEMA	≡	<i>Tubular Exchangers Manufacturers Association</i>
HTRI	≡	<i>Software desenvolvido pelo Heat Transfer Research Institute</i>
OpenFOAM	≡	<i>Software de CFD Open Field Operation and Manipulation</i>
CAD	≡	<i>Computer Aided Design</i>

CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO

Os equipamentos térmicos podem ser classificados de acordo com o processo de transferência (recuperador, regenerador, leito fluidizado e trocador por contato direto), com o número de fluidos, com o grau de compactação da superfície de troca térmica, em função das características de construção (tubular, placas e superfície aletada), da configuração do escoamento (escoamento contracorrente, escoamento paralelo e escoamento cruzado) e dos mecanismos de transferência (Shah, 1981).

Os Trocadores de Calor do tipo Casco & Tubos (TCC&T) são o tipo mais comum de equipamentos de troca térmica encontrados na indústria química, de processamento de alimentos, em refinarias, etc. Dentre suas aplicações estão aquecedores de óleo, condensadores, aquecedores, geradores de vapor em plantas de energia nuclear e diversas outras aplicações na indústria de processos e indústria química, em geral (Kim *et al.*, 2009). De acordo com Peters *et al.* (2003) pelos menos 60% dos trocadores de calor são do tipo Casco & Tubos.

Os Trocadores de Calor Casco & Tubos têm como principais vantagens a possibilidade de serem empregados em condições muito severas de temperatura e pressão, tais como temperaturas que variam de criogênicas até 1000°C e pressões desde alto vácuo até 15000 kgf/cm², e a estrutura robusta, de fácil manutenção e reposição de peças. Podem ser construídos dos mais variados materiais, metálicos e não-metálicos, que podem ser empregados para fluidos altamente corrosivos.

Diferentemente dos Trocadores de Calor Bitubulares, os TCC&T não apresentam uma característica modular, e é por este motivo que o projeto das unidades é realizado a cada caso, considerando as características específicas de cada sistema.

Os TCC&T têm sido projetados com sucesso utilizando como base os padrões da TEMA (*Tubular Exchangers Manufacturers Association*) e correlações empíricas de visualização macroscópica, baseadas em vasto conhecimento experimental. Estas correlações e procedimentos têm sido continuamente melhorados devido ao acúmulo de experiência da indústria e de dados operacionais, além do desenvolvimento da instrumentação (Ozden & Tari, 2010).

Com o avanço do poder computacional, contudo, o estudo do escoamento e da transferência de calor entre os fluidos neste equipamento, agora podem ser abordados

sob uma visão pontual, com a utilização da Dinâmica dos Fluidos Computacional ou também chamada de Fluidodinâmica Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*).

Esta ferramenta tem como grande vantagem a reprodutibilidade do que se espera encontrar na prática, sem os custos associados a experimentos. A partir da validação do modelo, o uso de CFD permite estudar diversos equipamentos ou modificações geométricas nos mesmos sem ser necessário um estudo experimental envolvendo cada um deles (Anzai, 2010).

É possível encontrar na literatura científica trabalhos sobre Trocadores de Calor utilizando CFD para avaliação de diferentes parâmetros. Zhang *et al.* (2009) avaliaram o perfil de velocidades, a perda de carga e a distribuição de temperaturas nas paredes de um Trocador de Calor do tipo Casco & Tubos com chicanas helicoidais centro-sobrepostas. Nagarajan & Sivashanmugam (2009) compararam resultados experimentais e os obtidos através de simulação em CFD para um Trocador Bitubular equipado com chicanas helicoidais direita-esquerda. Já Kim *et al.* (2009) utilizaram o CFD para avaliação de diferentes tipos de cabeçotes dianteiros, a fim de discutir a premissa usualmente considerada em projeto de trocadores de calor de que a distribuição da vazão de entrada através dos tubos é uniforme. Ozden & Tari (2010) analisaram um TCC&T comparando os resultados da simulação numérica aos resultados obtidos pelos métodos de Kern e de Bell-Delaware. Ainda neste trabalho, os autores avaliaram as diferenças para diferentes modelos de turbulência, número de chicanas e vazão de alimentação. O trabalho de Ozden & Tari (2010) foi um fonte rica de informações para a realização deste projeto final.

I.1 Motivação

No projeto de trocadores de calor, existem diversas metodologias para ajuste/definição dos parâmetros geométricos do equipamento, envolvendo o dimensionamento dos tubos, do casco, a consideração de diferentes arranjos da matriz tubular, dentre outras características. Entretanto, em relação ao arranjo das chicanas, é comum encontrar na literatura indicações de faixas ótimas para serem utilizadas no projeto. O uso de *softwares* comerciais, como por exemplo o HTRI, tem equacionamento fechado, ou seja, não permite ao usuário questionar e avaliar os modelos empregados.

O objetivo desse trabalho, portanto, foi avaliar teoricamente regras práticas usadas em projeto, além da realização de um planejamento experimental a fim de otimizar o espaçamento e abertura das chicanas de um Trocador de Calor do tipo Casco & Tubos utilizando *software* comercial de CFD. O autor deste trabalho buscou avaliar a possibilidade de utilizar o CFD como uma ferramenta de ajuste fino ao projeto de trocadores de calor, no que se refere exclusivamente aos parâmetros geométricos das chicanas.

CAPÍTULO II – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

II.1 Trocadores de Calor do tipo Casco e Tubos

II.1.1 Estrutura do equipamento

O TCC&T é composto por um casco cilíndrico, contendo um conjunto de tubos, dispostos paralelamente ao eixo longitudinal do casco. Os tubos são presos, em suas extremidades, à placas perfuradas denominadas espelhos e cada furo corresponde a um tubo do feixe. Os espelhos são presos ao casco. Os tubos que compõem o feixe atravessam várias placas perfuradas, chamadas de chicanas, que têm por finalidade direcionar o fluido que escoar por fora dos tubos e também para suportar os tubos. Neste tipo de trocador de calor um dos fluidos escoará pelo interior dos tubos e outro por fora dos tubos (pelo casco), conforme Figura 1.

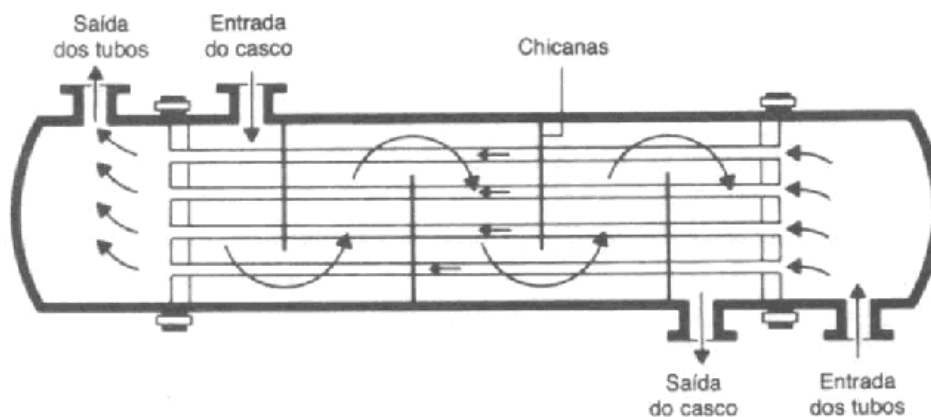


Figura 1 - Esquema de trocador de calor do tipo casco e tubo com simples passe no casco e nos tubos em contracorrente (Pinheiro, 2011)

II.2 Projeto de Trocadores de Calor

A metodologia de projeto de equipamentos térmicos envolve vários aspectos qualitativos e quantitativos que apresentam grande ligação e interdependência (Shah, 1981). Um esquema simplificado mostrando o grau de complexidade inerente à execução do projeto ótimo de trocadores de calor pode ser visto na Figura 2.

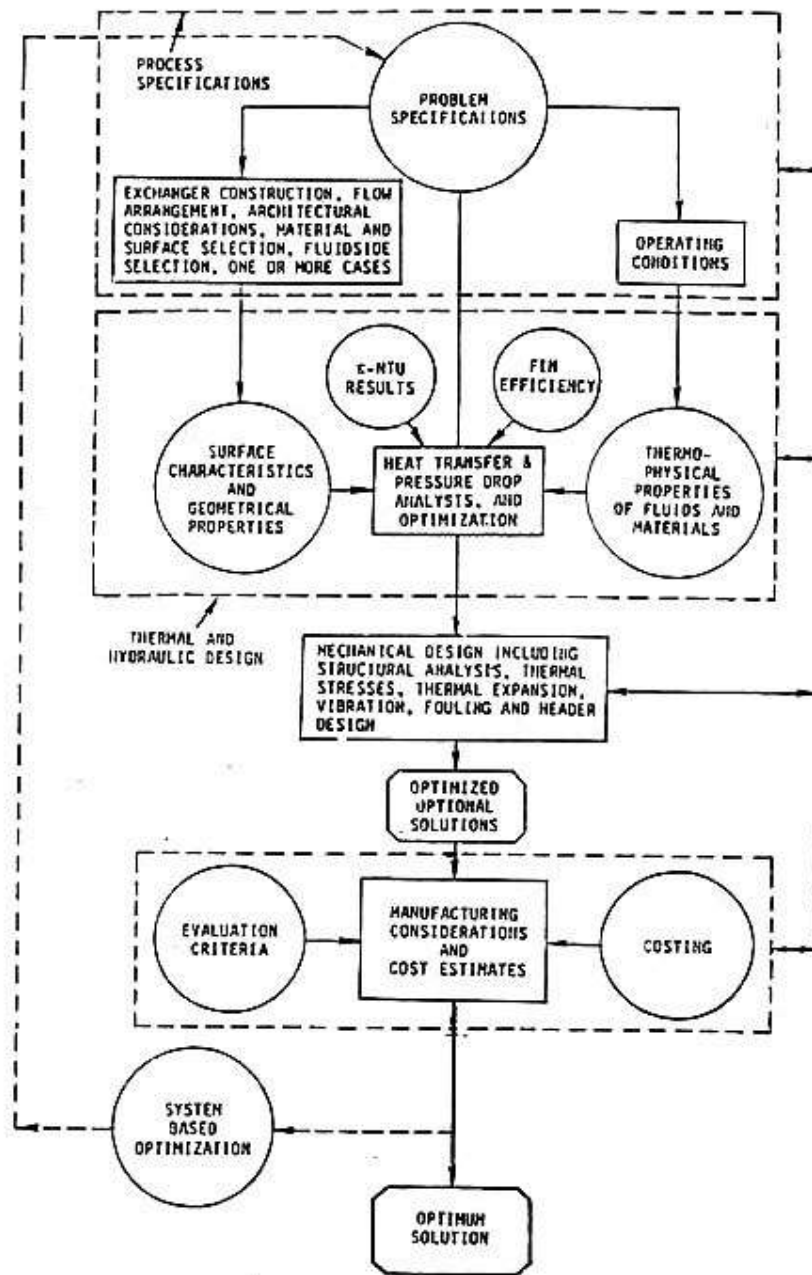


Figura 2 - Estrutura geral do projeto de trocadores de calor (Queiroz *et al.*, 2009)

O dimensionamento de trocadores de calor depende da perfeita interação entre quatro módulos, respeitando-se as especificações do problema, o que torna o dimensionamento uma tarefa árdua e complexa. Estes módulos são: a especificação do problema; o projeto termofluidodinâmico, o projeto mecânico; e a construção, montagem e estimativa de custo. Todos estes módulos devem ser cuidadosamente analisados de forma a garantir que o dimensionamento do equipamento respeite os

critérios técnicos e econômicos definidos previamente. No projeto de TCC&T é essencial para o projetista ter bons conhecimentos das características mecânicas e como elas influenciam o projeto térmico (Mukherjee, 1998). Entretanto, as dificuldades da metodologia não estão limitadas apenas a este espectro de fatores quantitativos, posto que diferentes apreciações de ordem qualitativa interferem diretamente na obtenção da solução ótima final. Neste estágio, mais do que o conhecimento de fenômenos físicos e químicos, mais do que o domínio das rotas matemáticas de solução, a experiência adquirida na prática de engenharia de projeto serve como elemento diferenciador no momento de apontar a melhor alternativa (Queiroz *et al.*, 2009).

As correlações empíricas disponíveis podem ser utilizadas tanto para o dimensionamento quanto para obter, iterativamente, parâmetros gerais de *performance* do trocador de calor. Em uma dada iteração, se o desempenho do trocador teste é considerado insatisfatório, um projeto com melhor desempenho pode ser obtido através da mudança de parâmetros de projeto escolhidos a partir dos resultados da primeira iteração, possibilitando direcionar os cálculos para direção correta. Por exemplo: se o coeficiente de transferência de calor do lado dos tubos for menor que o esperado, pode-se supor que as velocidades estão baixas, sendo necessário configurar o trocador para ter uma menor seção de área de escoamento na próxima iteração. Embora seja relativamente simples ajustar os parâmetros do lado dos tubos, é muito difícil definir a combinação certa do lado do casco. Se possível, a capacidade de visualizar os perfis de escoamento e temperatura no lado do casco pode simplificar a avaliação das deficiências, e assim, orientar o projetista para a direção correta. A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) pode ser muito útil para auxiliar nesta avaliação (Ozden & Tari, 2010).

II.3 Padrões e critérios de projeto

Os TCC&T comerciais são classificados e construídos de acordo com o código TEMA, e o projeto mecânico deve obedecer ao código ASME (*American Society of Mechanical Engineers*). Os códigos que regem os trocadores de calor são os utilizados para vasos de pressão, acrescidos de complementos ditados pela especificidade de suas aplicações.

Estes equipamentos são classificados em três classes de acordo com o tipo de serviço que desempenham na prática industrial:

- Classe R: condições mais severas típicas das indústrias de petróleo e correlatas;
- Classe B: uso em indústrias de processos químicos;
- Classe C: serviços moderados para processos em geral.

Cada classe tem o seu grau de exigência, no que diz respeito aos padrões para o projeto mecânico, descrito em detalhes no manual da TEMA.

Um TCC&T é dividido em três partes: cabeçote dianteiro, casco e cabeçote traseiro. A Figura 3 ilustra a nomenclatura TEMA para diferentes combinações possíveis. Os trocadores são identificados por código de letras divididos em três seções: a primeira coluna refere-se ao tipo de cabeçote dianteiro, a segunda coluna refere-se ao tipo de casco e, por fim, a terceira coluna refere-se ao tipo de cabeçote traseiro. Estas três letras podem ser seguidas por dois números indicadores das dimensões nominais do diâmetro interno do casco e do comprimento do feixe tubular, expressas em polegadas.

A escolha das estruturas dos cabeçotes e do casco deve ser precedida de uma análise criteriosa das vantagens e desvantagens inerentes a cada alternativa. A experiência acumulada pelo projetista é a maior garantia de compatibilização entre os requisitos de processo e as limitações térmicas, fluidodinâmicas e mecânicas de um determinado trocador de calor (Queiroz *et al.*, 2009).

Mukherjee (1998) e Queiroz *et al.* (2009) apresentam vários critérios para definição das características geométricas do equipamento, cuja rigidez é função direta da classe em que o trocador está enquadrado. O conhecimento destes critérios auxilia na avaliação de propostas de novos equipamentos e serve como ponto de partida no procedimento de projeto de novas unidades.

- Diâmetro dos tubos: é basicamente uma função da viscosidade do fluido e da sua tendência à formação de depósitos (viscosidades elevadas e grandes possibilidades de deposição apontam para maiores diâmetros). Em relação à resistência térmica da camada de depósito, se não disponibilizado pelo fornecedor, o projetista pode usar valores padrões publicados pela TEMA. Os diâmetros de tubo mais empregados são ¾" e 1";

- Espessura dos tubos: com exceção dos casos críticos de operação com pressões elevadas, os padrões TEMA indicam espessuras relacionadas ao diâmetro nominal do tubo e ao material de sua construção;

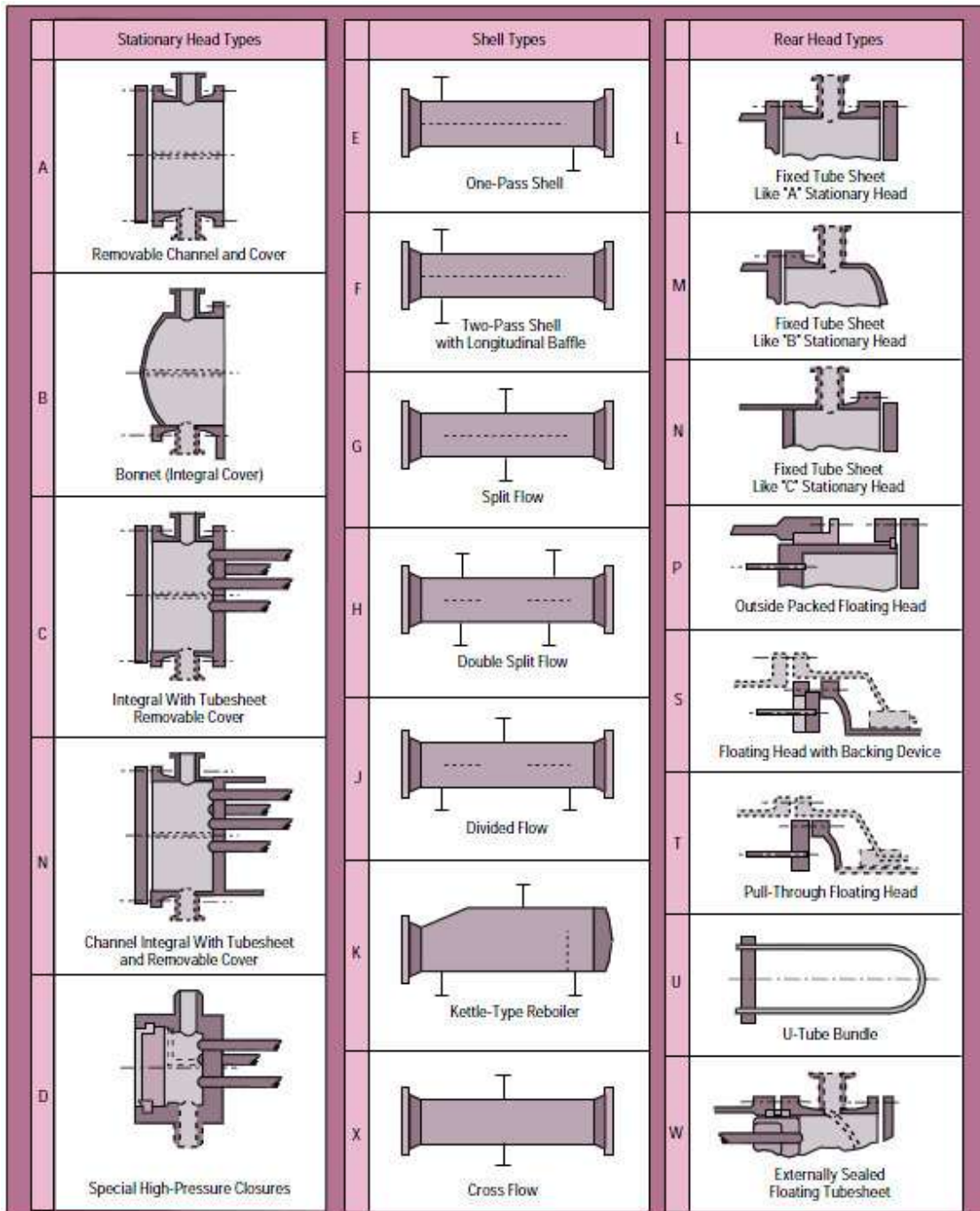


Figura 3 - Definições da TEMA para projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubo (Mukherjee, 1998)

- Comprimento dos tubos: há uma tentativa de padronização do comprimento de 20 ft (6,1 m), entretanto quando há necessidade são utilizados outros comprimentos menores (6 ft, 8 ft, 12 ft e 16 ft);

- Espaçamento das chicanas (B): Os padrões da TEMA definem que o valor máximo é função do material de construção e do diâmetro nominal dos tubos, enquanto

que o valor mínimo é 20% do diâmetro interno do casco ou superior a 2 in. É comum encontrar TCC&T com espaçamento das chicanas entre 250-450 mm, porém há autores que citam outras faixas. A redução no seu espaçamento tende a elevar o coeficiente de troca de calor do lado do casco, entretanto, tende a aumentar também a perda de carga o que pode sobrecarregar o bombeamento do fluido. Além de direcionar o escoamento no casco, as chicanas têm como objetivo apoiar os tubos. O tipo mais comum são as chicanas segmentadas simples, que geram um escoamento no casco que alterna sequencialmente regiões com direção perpendicular aos tubos (escoamento cruzado entre as chicanas) com regiões com o escoamento na direção dos tubos (escoamento nas janelas ou abertura das chicanas). Outra recomendação de projeto que pode ser utilizada para verificar os valores de espaçamento e corte de chicanas adotados diz respeito à adoção de uma velocidade média no escoamento cruzado igual à velocidade média na janela.

- Corte ou abertura das chicanas (B_c): comumente representado por uma fração do diâmetro interno do casco (Figura 4). Os valores típicos para líquidos variam de 20 a 25%, e para gases com baixa queda de pressão entre 40 e 45%. É recomendável que o corte das chicanas esteja entre 20% e 35%;

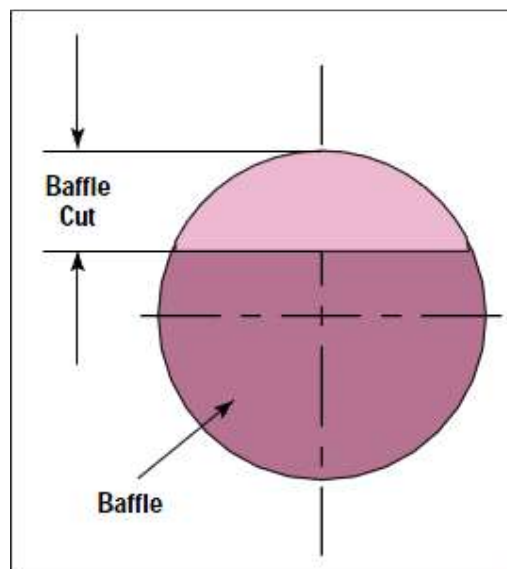


Figura 4 - Corte das chicanas (Mukherjee, 1998)

- Folgas diametrais padronizadas: são ditadas por imposições relacionadas ao projeto mecânico do equipamento. A folga chicana-casco é função do diâmetro do casco. A folga tubo-chicana tem como valores recomendados 1/32 ou 1/64 polegadas,

dependendo do diâmetro externo dos tubos e do espaçamento das chicanas. A folga casco-matriz ($D_i - D_{otl}$) é função do tipo de cabeçote traseiro e do diâmetro da matriz tubular (D_{otl});

- Velocidade nos tubos: baixas velocidades apresentam o inconveniente de facilitar o processo de acúmulo de depósitos e implicam na necessidade de um maior número de tubos para processar uma determinada vazão (maior área do equipamento, maior custo fixo). Em contrapartida altas velocidades causam erosão, um menor número de tubos e um maior custo de bombeamento (maior custo operacional). Como se pode verificar este é um parâmetro importante, que possibilita uma análise visando a definição de um valor ótimo. A literatura cita algumas faixas de valores típicos, onde a prática indica estarem inseridos os valores ótimos. A Tabela 1 resume as faixas recomendadas de velocidade nos tubos.

Tabela 1 - Faixas recomendadas de velocidade nos tubos

Parâmetro	Velocidade (m/s)
<i>Líquidos</i>	
Fluidos de processo	1,0 – 2,0 (máximo de 4,0)
Água	1,5 – 2,5
<i>Gases e vapores</i>	
Vácuo	50 – 70
Pressão atmosférica	10 – 30
Altas pressões	5 - 10

A velocidade nos tubos é importante na definição do número de tubos nos quais uma determinada vazão será dividida. Um outro parâmetro operacional também pode fornecer indiretamente informações sobre a adequação ou não da velocidade do escoamento adotada. Este parâmetro é a queda de pressão, cujas faixas recomendadas estão descritas na Tabela 2.

Tabela 2 - Faixas recomendadas de perda de carga nos tubos

Parâmetro	ΔP (kN/m ²)
Líquidos	
$\mu < 1$ mH.seg/m ²	35
$1 < \mu < 10$ mH.seg/m ²	50 - 70
Gases e vapores	
Alto vácuo	0,4 - 0,8
Vácuo médio	0,1 x P _{abs} de operação
1 - 2 bar	0,5 x P _{abs} de operação
Acima de 10 bar	0,1 x P _{abs} de operação

- Velocidade no casco: mesmo não sendo um parâmetro crítico para o dimensionamento, certos autores recomendam a operação na faixa de 0,3 a 1,0 m/s, e velocidade máxima de 2,5-3,0 m/s. Esta velocidade, por padronização, é determinada com base na área livre de escoamento no centro da seção transversal do escoamento cruzado (entre chicanas);

- Arranjo da matriz tubular: o arranjo triangular (30°) conduz a unidades compactas, com quedas de pressão e coeficientes de transferência de calor elevados (em comparação com os demais arranjos) e é de difícil limpeza mecânica (é uma boa escolha quando os problemas de deposição não são significativos). O arranjo quadrado rodado (45°) é menos efetivo que o triangular, mas permite limpeza mecânica. O arranjo quadrado (90°) gera um pouco menos de turbulência que o quadrado rodado (normalmente é uma boa alternativa para correntes com alta velocidade) e permite limpeza mecânica. O esquema de cada tipo de arranjo está representado na Figura 5. Novamente, o referencial para estas definições é o escoamento cruzado;

- Passo nos tubos (Pitch): é a distância entre os centros de tubos adjacentes (P_t). Normalmente o seu valor é apresentado através da chamada razão de passo (P_t/d_o), seja “ d_o ” o diâmetro interno dos tubos. Os valores típicos são 1,25, 1,33 e 1,5. O valor mais utilizado é o de 1,25, não sendo menor em função da resistência mecânica nos espelhos do equipamento;

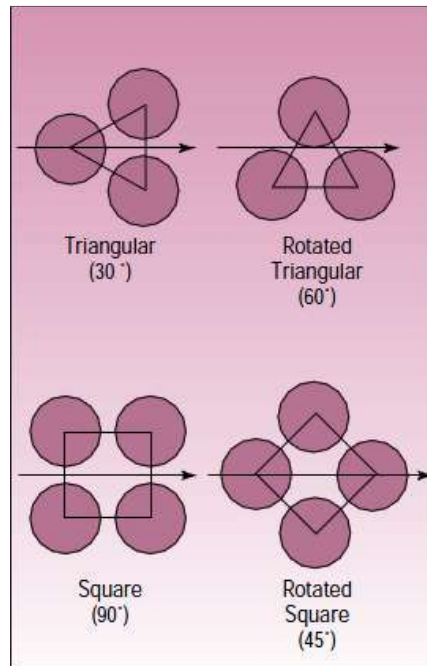


Figura 5 - Perfil de cada arranjo da matriz tubular (Mukherjee, 1998)

- Distâncias características da matriz tubular: não são parâmetros de projeto e sim conseqüências da escolha do passo dos tubos e do arranjo da matriz tubular adotados. Estas representam a distância entre as linhas de centro dos tubos nas direções normal ao escoamento (P_n) e paralela (P_p), sendo importantes nos cálculos envolvendo o comportamento termofluidodinâmico do escoamento através do casco:

Tabela 3 - Distâncias características da matriz tubular para cada arranjo

Arranjo	P_n	P_p
Triangular	$0,5 P_t$	$0,866 P_t$
Quadrado	P_t	P_t
Quadrado rodado	$0,707 P_t$	$0,707 P_t$

II.4 Comportamento termofluidodinâmico

II.4.1 Escoamento no interior dos tubos

Diferentemente do Trocador de Calor Bitubular, no TCC&T a vazão do fluido é dividida em diversos tubos. Em relação aos aspectos fluidodinâmicos, a avaliação da perda de carga é um dos aspectos mais importantes. Pode-se dividir em duas partes as

contribuições para a perda de carga total: a perda de carga nos tubos e a perda de carga nos cabeçotes dianteiro e traseiro.

II.4.2 Escoamento no lado do casco

O fluxo do lado do casco é bastante complicado no TCC&T, em função da presença das chicanas e devido à fuga por muitos caminhos diferentes e às correntes de *bypass* entre as diferentes zonas de escoamento. Para cada tipo e tamanho de casco, a importância de cada uma das fugas e correntes de *bypass* pode variar. No entanto, em trocadores de calor de pequeno porte, estas correntes ou não existem ou são insignificantes em comparação com as vazões principais (Ozden & Tari, 2010).

O tipo de chicana e as características geométricas da unidade interferem nos valores do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão, pois definem os contornos do chamado escoamento externo.

No lado do casco, o escoamento pode ser dividido em diversas parcelas representando, por exemplo, uma corrente cruzada principal (*cross-flow*), duas correntes de *by-pass* e duas correntes através das folgas (*leakage*). Tinker (1958) propôs chamar estas correntes de corrente cruzada principal (B), corrente através da folga tubo-chicana (A), corrente através do espaço livre casco-matriz tubular (C), corrente de *bypass* através da partição da matriz tubular (F), corrente através da folga chicana-casco (E).

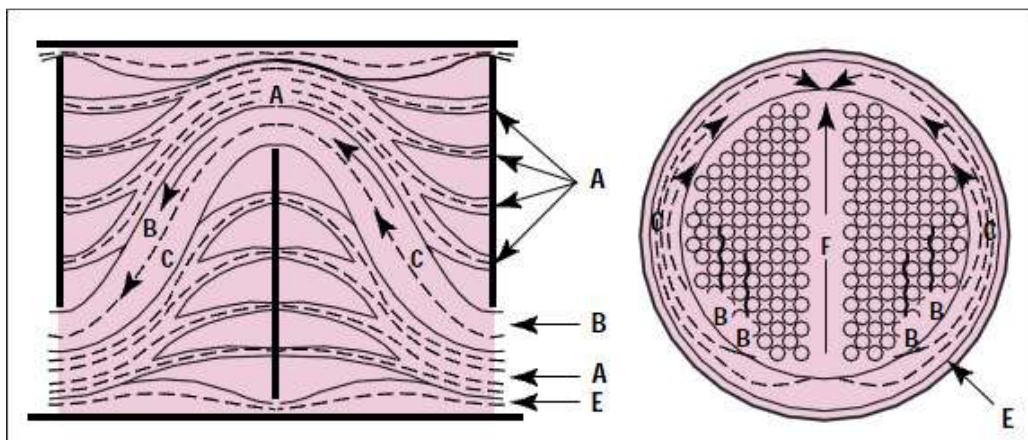


Figura 6 - Distribuição das correntes no casco (Mukherjee, 1998)

II.5 Dinâmica Computacional dos Fluidos

A Dinâmica Computacional dos Fluidos (CFD) é uma técnica que permite a análise de sistemas que envolvem escoamento de fluidos, transporte de massa e de calor, lançando mão de métodos numéricos para resolver as equações envolvidas. Esta é uma ferramenta bastante poderosa comumente utilizada em aplicações da área industrial e não-industrial (por exemplo: aeroespacial, biomédica, engenharias elétrica, eletrônica, processos, naval, dentre outros). É possível encontrar no mercado diversos pacotes comerciais de CFD contendo algoritmos para a solução das equações de transporte de *momentum*, massa e energia, além de outras propriedades que possam ser descritas por equações de conservação (Versteeg & Malalasekera, 1995).

A abordagem de escoamentos, sejam eles monofásicos ou multifásicos, se faz pela representação matemática de campos macroscópicos e relações constitutivas baseadas na hipótese do contínuo, sobre a qual toda mecânica dos fluidos se baseia. Desta forma, se torna possível uma formulação matemática a nível macromolecular, o que, do contrário, tornaria qualquer espécie de simulação computacional proibitiva (Maliska, 2004).

Ao longo das últimas décadas, diversas vantagens do uso do CFD tornaram-se evidentes, seja na indústria, nas universidades ou centro de pesquisas. O uso desta técnica pode ser vantajoso em inúmeras situações da engenharia. É possível obter-se resposta do comportamento de sistemas com alto nível de exatidão. Além disso, existem situações específicas como, por exemplo, sistemas que operam a altas temperaturas ou pressões ou que pelas suas características não seja possível medir determinadas variáveis, nas quais a simulação numérica é a única possibilidade de se obter descrições do escoamento e das transferências de calor e de massa ou de algum outro fenômeno relacionado (Figueredo, 2010), ou ainda, de se chegar à solução de diversos problemas operacionais sem que haja a parada de unidades. Da mesma forma, a Dinâmica Computacional dos Fluidos permite a diminuição do número de experimentos realizados em bancadas e unidades piloto, o que também traz grandes economias para unidades de processo, facilita as pesquisas de âmbito acadêmico (Miguez, 2008) e é ambientalmente vantajosa, uma vez que não gera resíduos.

O desenvolvimento expressivo da informática e aumento do poder de processamento dos computadores nas últimas décadas possibilitou um aumento do número de usuários de CFD. Atualmente o estudo de sistemas complexos, que exigem

grande esforço computacional para sua resolução, é possível graças aos recursos disponíveis. De toda forma, o custo dos pacotes comerciais são bastante elevados devido ao alto grau de desenvolvimento e investimento. Por este motivo o preço de uma licença anual pode chegar a US\$25000,00, o que acaba restringindo seu uso. Em contrapartida, existem os *softwares* livres (como por exemplo o OpenFOAM), que têm linguagem aberta e possibilitam ao usuário maior controle da capacidade do pacote (Silva, 2008).

O usuário de CFD deve ter em mente que a resolução de problemas de escoamento usando fluidodinâmica computacional não é isenta de erros e que não é capaz de dispensar estudos experimentais de bancada ou em escala piloto. Uma vez que o CFD trabalha com resoluções numéricas de modelos, pode haver mudanças das equações originais, especialmente quando o *software* tem o código fechado. Além disso, existem os erros de truncamento que estão associados às aproximações realizadas pelo *solver* a cada iteração. Estas aproximações podem ser representativas ou não para a qualidade do resultado. Figueiredo (2010) alerta que a qualidade de qualquer modelo deve ser avaliada contra dados experimentais e os modelos de CFD não são uma exceção. Desta forma, é essencial que os modelos desenvolvidos para CFD sejam validados contra dados experimentais.

A escolha adequada dos modelos que descrevem o problema estudado e a posterior avaliação da qualidade da solução numérica obtida fazem parte dos trabalhos que envolvem CFD.

II.6 Etapas de uma Simulação Fluidodinâmica

As etapas gerais para realização de uma simulação fluidodinâmica tratadas neste tópico são comuns a todos os problemas. A primeira etapa a ser realizada é um estudo dos fenômenos envolvidos no processo visando embasar a definição dos modelos físicos que regem estes fenômenos. Os princípios de conservação de massa, energia e quantidade de movimento são a base deste sistema. A partir destas definições, é possível gerar uma geometria, definir as condições de contorno e a modelagem a ser utilizada. Vale ressaltar que todas as escolhas realizadas implicarão na solução e na proximidade desta com a realidade.

A partir destas definições detalhadas, é possível resolver o problema através da solução de um sistema de equações para cada volume de controle.

Em posse da solução do problema, normalmente, utiliza-se de *softwares* para a etapa de pós-processamento. Estes *softwares* facilitam a leitura dos resultados e permitem que a construção de gráficos, tabelas e relatórios, possibilite a melhor organização dos resultados.

A Figura 7 ilustra de forma esquemática as etapas envolvidas na resolução de problemas utilizando CFD.

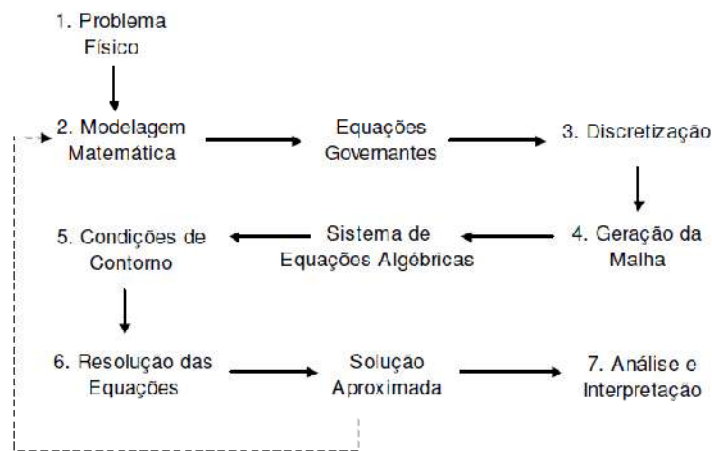


Figura 7: Etapas da resolução de um problema utilizando CFD (Fortuna, 2000)

II.6.1 Gerador de Geometria

Foi utilizado o *software* Workbench da ANSYS Versão 12.1 para geração das geometrias utilizadas neste trabalho. Esta ferramenta contém tecnologia CAD (*Computer Aided Design*), que possibilita a construção de geometrias relativamente complexas e detalhadas.

II.6.2 Gerador de Malha

Nesta etapa são gerados os volumes de controle nos quais será resolvido o sistema de equações. Quanto maior o número de volumes de controle em uma determinada região, mais refinada é a malha nesta região. Entretanto, maior será o custo

computacional para resolvê-lo. Na prática, busca-se o limite no qual não há variação significativa do resultado. Esta operação de busca é comumente chamada de teste de malha.

Desta forma, elaboram-se malhas com diferentes níveis de refinamento, ou seja, com número de volumes de controle diferentes, a fim de se obter o valor limite onde haja a maior precisão possível. Para esta análise das simulações é necessário escolher um parâmetro de avaliação.

De maneira geral, há basicamente dois grupos de malhas usuais no CFD: as malhas estruturadas e as não-estruturadas. Segundo Lage *et al.*(2005), a malha estruturada se caracteriza por ter sempre o mesmo número de elementos vizinhos. Malhas estruturadas podem ser ortogonais (cartesianas e cilíndricas) ou coincidentes com a fronteira do domínio computacional. Já nas malhas não-estruturadas, cada elemento pode ter um número diferente de vizinhos e o formato de cada vizinho pode ser diferente. Malhas não-estruturadas são muito mais difíceis de serem geradas, mas conferem grande flexibilidade ao pesquisador ou engenheiro que as empregarem. A Figura 8 ilustra os tipos de elementos utilizados na prática em CFD:

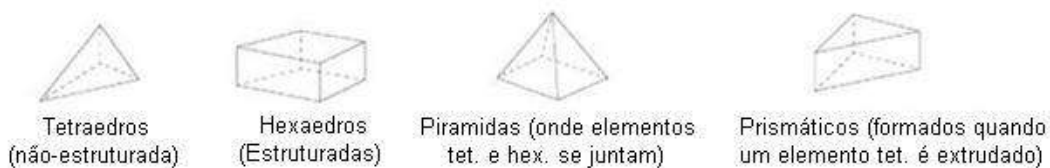


Figura 8 - Tipos de elementos comumente utilizados em uma malha para CFD

Geralmente, os elementos prismáticos são empregados para trabalhar a condição de parede. Uma vez que estes estão alinhados ao escoamento, eles conseguem reproduzir melhor os efeitos relacionados à camada limite. O parâmetro adimensional y^+ é capaz de descrever a eficácia da malha em capturar tais fenômenos e deve ser avaliado próximo às paredes (Ansys, 2009).

Durante os primeiros testes deste trabalho utilizou-se o CFX-Meshing. Entretanto, não se conseguiu obter malhas que fossem consideradas satisfatórias. Teoricamente, o uso da opção *proximity* do CFX-Meshing seria útil para refinar as regiões onde existem superfícies que estão próximas e, portanto, necessitam de um

maior número de elementos de malha. Porém, na prática, ao ativar este recurso, todo o volume da geometria trabalhada foi refinado, o que não é propósito. Além disso, o uso deste recurso aumenta significativamente o custo computacional e o tempo para geração da malha.

Por fim, utilizou-se o ICEM para geração das malhas deste trabalho. Estas foram consideradas melhores que aquelas obtidas utilizando o CFX-Meshing.

II.6.3 Pré-Processamento

É na etapa do pré-processamento em que são definidas as principais características do problema e as condições de contorno. A entrada dos dados é feita através de uma interface computacional de fácil operação e subsequente tradução destas entradas em uma forma que seja compreendida pelo *solver* (Versteeg & Malalasekera, 1995).

Os estágios compreendidos no pré-processamento são:

- Definição da geometria da região de interesse: domínio computacional;
- Seleção dos modelos dos fenômenos físicos e químicos que definem o problema;
- Forças de campo que atuam no sistema;
- Fluidos envolvidos na simulação e formas de escoamento (multifásico, superfície livre, etc.) e suas propriedades;
- Modelos de turbulência, troca térmica, radiação, entre outros modelos de caráter físico e/ou químico;
- Condições de contorno conhecidas (exemplo: temperatura, vazão, pressão, etc.) nas fronteiras do sistema;
- Tipo de simulação (transiente ou estacionária);
- Condições para resolução do problema – Equações a serem utilizadas, número de iterações, resíduo para convergência, tolerâncias e outras ferramentas específicas.

Utilizou-se o pacote do CFX-Pre para definição das simulações e suas condições de contorno.

II.6.4 Solver

Na etapa do *solver* é quando ocorre a resolução numérica propriamente dita. O *solver* possui algoritmos de linearização capazes de resolver o sistema de equações, de acordo com os parâmetros definidos no pré-processamento.

A resolução numérica ocorre até que se atinja a convergência estipulada. Para tal, é preciso definir parâmetros como número máximo de iterações, resíduo máximo e o “passo de tempo” (*timestep*). Estes parâmetros são definidos ainda no pré-processamento no CFX-Pre.

O CFX-Solver possui uma interface gráfica que possibilita acompanhar em tempo real a convergência da simulação, os resíduos das equações e fechamento do balanço de massa, energia e momento.

II.6.5 Pós-Processamento

O pós-processamento é a etapa onde é possível visualizar os resultados obtidos. Os *softwares* comerciais, em geral, possuem ferramentas que facilitam a leitura dos resultados através de gráficos das variáveis (tanto em 2D como 3D); vetores e linhas de corrente que permitem visualizar o caminho percorrido no escoamento; geração de planos, superfícies e volumes em regiões do domínio para avaliação de diversas variáveis; animações que possibilitam visualizar a evolução com o tempo no caso de simulações transientes.

O pacote da ANSYS possui o CFX-Post que dispõe de inúmeros recursos para avaliação dos resultados.

II.7 Turbulência

Um modelo de turbulência é um conjunto de equações, expressões e coeficientes empíricos que permite a determinação dos termos extras nas equações de Navier-Stokes de média de Reynolds (RANS), chamadas as tensões de Reynolds e os fluxos térmicos turbulentos nas equações de energia de média de Reynolds. O modelo de turbulência é usado na solução numérica das equações de Navier-Stokes e de energia de média de

Reynolds, permitindo a simulação de aspectos importantes de escoamentos turbulentos encontrados nas engenharias (Su, 2010).

Atualmente, são vários os modelos disponíveis que levam em conta os efeitos turbulentos, cada um com uma vantagem sobre os demais; seja na robustez ou na capacidade de resolver escoamentos próximos à parede (Anzai, 2010).

Os modelos de turbulência para as tensões são divididos em quatro categorias:

1. Modelos Algébricos de Viscosidade Turbulenta;
2. Modelos Diferenciais Lineares de Viscosidade Turbulenta;
3. Modelos de Tensões de Reynolds;
4. Modelos Não Lineares de Viscosidade Turbulenta e Modelos Algébricos de Tensões de Reynolds.

Os modelos diferenciais lineares de viscosidade turbulenta resolvem uma ou duas equações diferenciais para quantidades turbulentas, das quais a viscosidade turbulenta e a difusividade térmica turbulenta são determinadas. Os modelos diferenciais de viscosidade turbulenta podem ser subdivididos em modelos de uma equação e modelos de duas equações, sendo que os modelos de duas equações são mais populares em cálculo de escoamentos em processos industriais complexos (Su, 2010).

Os modelos de duas equações certamente têm dominados os códigos comerciais de CFD para aplicações industriais e são amplamente utilizados na modelagem de problemas em engenharia. Os modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ são as duas principais vertentes. O modelo padrão de $k-\varepsilon$ é formulado com escalas de turbulência de altos números de Reynolds e portanto não se aplica nas regiões próximas à parede sólida. Tratamentos especiais, como as funções de parede, são usados junto com os modelos de $k-\varepsilon$ de altos números de Reynolds, ou modelos especiais de $k-\varepsilon$ de baixos números de Reynolds (LRN) têm de ser aplicados. O modelo de $k-\omega$ de Wilcox tem vantagem sobre o modelo de $k-\varepsilon$ nas regiões próximas da parede e na implementação de condições de contorno próximo da parede, mas é mais sensível às condições de contorno de turbulência no escoamento livre. Em regiões de baixo número de Reynolds, quando k e ε tendem a zero simultaneamente, o modelo $k-\varepsilon$ encontra dificuldade na equação de ε , onde k aparece nos denominadores. O termo de destruição na equação de ε é proporcional a ε^2/k . Isso causa divergência quando k tende a zero mesmo que ε tenda a zero. Entretanto, este problema não se encontra na equação de ω (Su, 2010).

O modelo $k-\varepsilon$ é um modelo de turbulência com duas equações baseado na viscosidade turbulenta de Boussinesq, não leva em conta a anisotropia da turbulência,

que intrinsecamente constitui um fenômeno tridimensional e transiente. O modelo $\kappa-\omega$, inicialmente proposto por Kolmogorov, foi desenvolvido ao longo de cinco décadas, tendo contribuições importantes de Saffman, Spalding e Wilcox.

O modelo SST (*Shear Stress Transport*) foi desenvolvido combinando as vantagens do modelo $k-\omega$ na região próxima à parede e $k-\epsilon$ na região longe da parede. O modelo introduz uma modificação na viscosidade turbulenta que leva em conta a influência do transporte na tensão de cisalhamento turbulenta. Isto possibilita uma melhoria na previsão da camada limite turbulenta em gradiente de pressão adverso (Schiestel, 2008). Os dois modelos são combinados através de funções de mistura. Além disso, limitadores (*Limiters*) são introduzidos para controlar a magnitude máxima dos componentes do tensor de anisotropia para evitar comportamentos não físicos (Su, 2010).

As equações do modelo turbulência SST são descritas a seguir:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (ku) = \nabla \cdot [(\mu + \mu_t \sigma_k) \nabla k] + \tilde{P}_k - \beta^* \rho \omega k \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \nabla \cdot (u\omega) = \nabla \cdot [(\mu + \mu_t \sigma_\omega) \nabla \omega] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_\omega 2 \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega + \frac{\alpha \omega}{k} P_k - \beta^* \rho \omega^2 \quad (2)$$

onde \tilde{P}_k é o cisalhamento produzido pela turbulência definido por:

$$\tilde{P}_k = \tau_t : \nabla U \quad (3)$$

e o tensor da tensão de Reynolds é dado por:

$$\tau_t = \mu_t [\nabla u + (\nabla u)^T] - \frac{2}{3} \rho k \sigma \quad (4)$$

As constantes do modelo SST são calculadas através da combinação das constantes correspondentes aos modelos $k-\omega$ e $k-\epsilon$, usando uma função de mistura, mostrada a seguir:

$$\alpha = \alpha_1 F_1 + \alpha_2 (1 - F_1) \quad (5)$$

onde α_1 e α_2 são parâmetros dos modelos k- ω e k- ϵ , respectivamente. Os valores dos demais parâmetros são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Valores dos parâmetros do modelo SST

<i>Modelo</i>	β^*	α_1	β_1	σ_{k1}	$\sigma_{\omega 1}$	α_2	β_2	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 2}$
SST	0,09	5/9	3/40	0,5	0,5	0,44	0,0828	1	0,856

A primeira função de mistura F_1 é definida por:

$$F_1 = \tanh \left(\left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right] \right\}^4 \right) \quad (6)$$

onde y é a distância à parede mais próxima e $CD_{k\omega}$ é dado por:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega, 10^{-10} \right) \quad (7)$$

A viscosidade turbulenta é definida por:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (8)$$

onde $a_1=0,31$, S é uma medida invariante da taxa de deformação dada por $\sqrt{2D}$: D e F_2 é a segunda função de mistura, definida por:

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (9)$$

CAPÍTULO III – MODELAGEM MATEMÁTICA

Como já dito no item II.5, a fundamentação da dinâmica dos fluidos computacional é baseada nas equações não-determinísticas relacionadas à conservação de momento linear (2º lei de Newton), de massa (Princípio da conservação de Lavoisier) e de energia (1º lei da termodinâmica), também chamadas de equações de Navier-Stokes. A forma generalizada para as equações de conservação pode ser expressa como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho v\phi) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial z}\right) + S^\phi \quad (10)$$

A Tabela 5 elucida o significado de cada parcela da equação de conservação.

Tabela 5 - Significado dos termos da equação de conservação

Termo	Equação
Temporal	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$
Convectivo	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho v\phi) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega\phi)$
Difusivo	$\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial z}\right)$
Fonte	S^ϕ

Usando como base a forma generalizada da equação de conservação (Equação (10)), pode-se representar especificamente os respectivos termos temporais, difusivos, convectivos, de fontes e a variável correspondente, e assim, obter as equações da continuidade, de momento, massa e energia. A Tabela 6 resume as expressões associadas a cada termo da equação generalizada.

Tabela 6 - Expressão associada aos termos da equação na forma generalizada

Equação de conservação	ϕ	Γ^ϕ	S^ϕ
Continuidade	1	0	0
Momento em x	u	μ	$B_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \bar{V} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \frac{\partial P}{\partial x}$
Momento em y	v	μ	$B_y + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \bar{V} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial y}$
Momento em z	w	μ	$B_z + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \bar{V} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial P}{\partial z}$
Energia	T	$\frac{k}{C_p}$	$\frac{1}{C_p} \frac{DP}{Dt} + \frac{\mu}{C_p} \phi$
Massa de um componente i	C	ρD	0
Continuidade	1	0	0

De maneira geral, as equações de Navier-Stokes são capazes de descrever qualquer espécie de escoamento, seja ele laminar ou turbulento, já que sua fundamentação é física, isto é, representam balanços de grandezas em um determinado volume de controle. Entretanto, ao se lidar com as escalas necessárias para o cálculo desse sistema de equação em regime turbulento, a demanda computacional se torna proibitiva, e acaba sendo preciso lançar mão de modelos, normalmente empíricos ou restritivos demais, para a resolução do sistema (Maliska, 2004).

As equações de Navier-Stokes que descrevem o movimento de fluido estão entre as equações diferenciais parciais mais complexas da física matemática. Como as equações de Navier-Stokes são equações diferenciais parciais não lineares, elas admitem múltiplas soluções. Uma alternativa à solução direta das equações não estacionárias de Navier-Stokes é a modelagem de média de Reynolds, na qual é tomada uma média estatística apropriada das equações de Navier-Stokes. Como estas equações

são não lineares, termos extras de correlações dos componentes flutuantes da velocidade aparecem nas equações médias de Reynolds resultantes, representando taxas de transferência de quantidade de movimento (ou de energia, concentração, etc.) pela turbulência. Embora as equações de Navier-Stokes não estacionárias possam descrever completamente o escoamento turbulento tridimensional, os termos extras nas equações médias de Reynolds têm de ser modelados empiricamente, devido à perda de informações no processo de média, que deve ser compensada por outros meios. Não há um método direto para conhecer as magnitudes desses termos extras nas equações médias de Reynolds. Portanto, é preciso aproximar ou modelar estes termos extras em termos de quantidades que podemos determinar diretamente (Su, 2010).

A modelagem média de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) busca resolver as equações de Navier-Stokes, substituindo a variável instantânea por sua média e flutuação ao longo do tempo, conforme exemplo na Figura 9, onde a linha horizontal que atravessa as flutuações é a média representativa da velocidade do escoamento e qualquer pico acima, ou abaixo desta média, são flutuações.

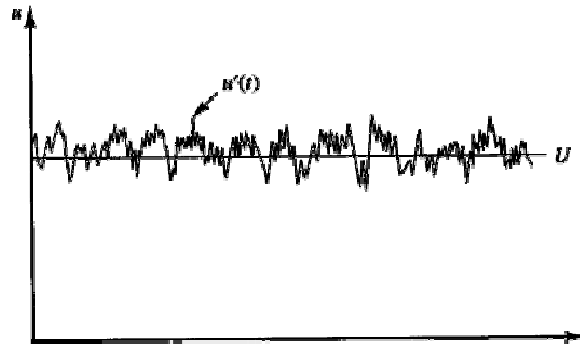


Figura 9: Variação temporal da velocidade em um dado ponto sob regime transiente (Versteeg & Malalasekera, 1995)

A utilização das equações RANS diminui muito o esforço computacional, em detrimento da introdução de um componente a mais no sistema, a flutuação turbulenta.

$$u(t) = U + u'(t) \quad (11)$$

onde:

$U \equiv$ velocidade média do fluido;

$u'(t) \equiv$ flutuação da velocidade;

Essas flutuações ao longo do tempo, denominadas normalmente de Tensores de Reynolds, são difíceis de determinar diretamente, e devem ser, portanto, modeladas de forma a dar um fechamento ao sistema e torná-lo consistente.

III.1 Funções de parede

O escoamento próximo à parede pode ser modelado de acordo com uma extensão do método desenvolvido por Launder & Spalding (1972), descrito por:

$$u^+ = \frac{u_t}{u_\tau} \quad (12)$$

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (13)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (14)$$

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + C \quad (15)$$

Quando u_τ é próximo de zero, u^+ pode ser substituído por:

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \quad (16)$$

Neste caso, y^+ é representado como y^* , resultando na seguinte expressão:

$$y^* = \frac{\rho u^* y}{\mu} \quad (17)$$

O y^+ pode ser definido como um parâmetro adimensional usado para determinar a distância específica de uma parede ao centro do elemento final na camada limite (Ansys, 2009).

Utilizando o tratamento reforçado na parede com a intenção de resolver a subcamada laminar, que é região bem próxima a parede onde a turbulência é amortecida e o escoamento é dominado pela difusão molecular (μ e k), o valor de y^+ na célula da parede celular adjacente deve ser da ordem de $y^+=1$. Entretanto, um maior y^+ é aceitável, desde que seja bem dentro da subcamada viscosa ($y^+ < 4-5$) (Ansys, 2009).

A espessura da primeira camada pode ser especificada em termos do valor de y^+ , do número de Reynolds e do comprimento de referência. Para calcular a espessura da primeira camada, foi utilizado o modelo de placas planas de White (2002):

$$Re = \frac{\rho u_{\infty} L}{\mu} \quad (18)$$

$$C_f = \frac{0.027}{Re^{1/7}} \quad (19)$$

$$\tau_{wall} = \frac{C_f \rho u_{\infty}^2}{2} \quad (20)$$

$$u_{fric} = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}} \quad (21)$$

$$\Delta y = \frac{y^+ \mu}{u_{fric} \rho} \quad (22)$$

CAPÍTULO IV – METODOLOGIA

IV.1 Proposta de estudo

Uma vez que a simulação numérica de um TCC&T de tamanho real demandaria uma quantidade de elementos de malha tal que seria inviável a resolução contando com os recursos computacionais disponíveis para realização deste trabalho, foi realizado um *scale-down* dos parâmetros geométricos de um trocador de calor de tamanho real, mantendo-se assim as proporcionalidades. O autor tem consciência das limitações e do erro ocasionado por esta simplificação. Entretanto, esta simplificação não impossibilita a discussão do uso do CFD como ferramenta para otimização dos parâmetros geométricos das chicanas, proposta principal deste trabalho.

A Tabela 7 resume os parâmetros geométricos básicos do trocador simulado, comuns a todos os casos estudados neste trabalho.

Tabela 7 - Parâmetros geométricos do dimensionamento do trocador de calor

Item	Dimensões/Descrições
<i>Parâmetros do casco</i>	
Diâmetro interno (D_i) [mm]	82,55
Relação L/D_i	10
<i>Parâmetros dos tubos</i>	
Diâmetro externo (d_o) [mm]	12,7 (½ in)
Comprimento (L) [mm]	825,55
Quantidade	19
<i>Layout</i> do arranjo	45°
Razão <i>Pitch</i>	1,25
<i>Parâmetros das chicanas</i>	
Espessura [mm]	1,0
Espaçamento [mm]	Variável
Abertura (%)	Variável

Seja o diâmetro interno do casco de um trocador de calor real igual a 10 in (254 mm) e o diâmetro interno do casco do trocador de calor simulado igual a 82,55 mm (calculado com base nas definições de d_o , do *layout* arranjo, da razão de *pitch* e o número de tubos, conforme descrito na Tabela 7) determinado empiricamente pelo autor deste trabalho, a razão entre os diâmetros é de aproximadamente três. A partir desta relação de proporcionalidade, pôde-se obter os parâmetros geométricos reduzidos das chicanas, como comentado a seguir.

Com base nos registros bibliográficos sobre trocadores de calor, restringiu-se a faixa possível para o espaçamento das chicanas entre 250-450 mm e para abertura das chicanas entre 20-35% do diâmetro interno do casco. Assim, aplicando a relação de proporcionalidade (3 para 1), obteve-se uma faixa para o espaçamento das chicanas do trocador de calor simulado entre 85-150 mm, aproximadamente. A partir destas definições e lançando mão do auxílio do *software* Design Expert Versão 8.0.5 desenvolvido pela Stat-Ease, elaborou-se um planejamento experimental fatorial de dois níveis, resultando em um total de 11 experimentos (Tabela 8). Com este planejamento experimental, será possível avaliar a configuração ótima das chicanas.

Tabela 8 - Planejamento experimental utilizado para otimização dos parâmetros geométricos das chicanas

Experimento	Espaçamento das chicanas (mm)	Abertura das chicanas (%)	Número de chicanas
1	125,00	35,49	6
2	100,00	21,00	7
3	150,00	33,00	5
4	125,00	27,00	6
5	160,36	27,00	5
6	125,00	27,00	6
7	150,00	21,00	5
8	100,00	33,00	7
9	125,00	27,00	6
10	89,64	27,00	8
11	125,00	18,51	6

IV.2 Geração das geometrias

Foi elaborada uma geometria base com as dimensões descritas na Tabela 7. A partir desta foi possível construir as geometrias para todos os casos estudados no planejamento experimental, variando o espaçamento e a abertura das chicanas, com base na Tabela 8. As geometrias geradas podem ser visualizadas nas figuras a seguir, onde a Figura 10 mostra uma vista em perspectiva e a Figura 11 mostra uma vista lateral. Ao realizar este teste de validação nos problemas de CFD, espera-se que a variação do resultado final seja nula ou insignificante.

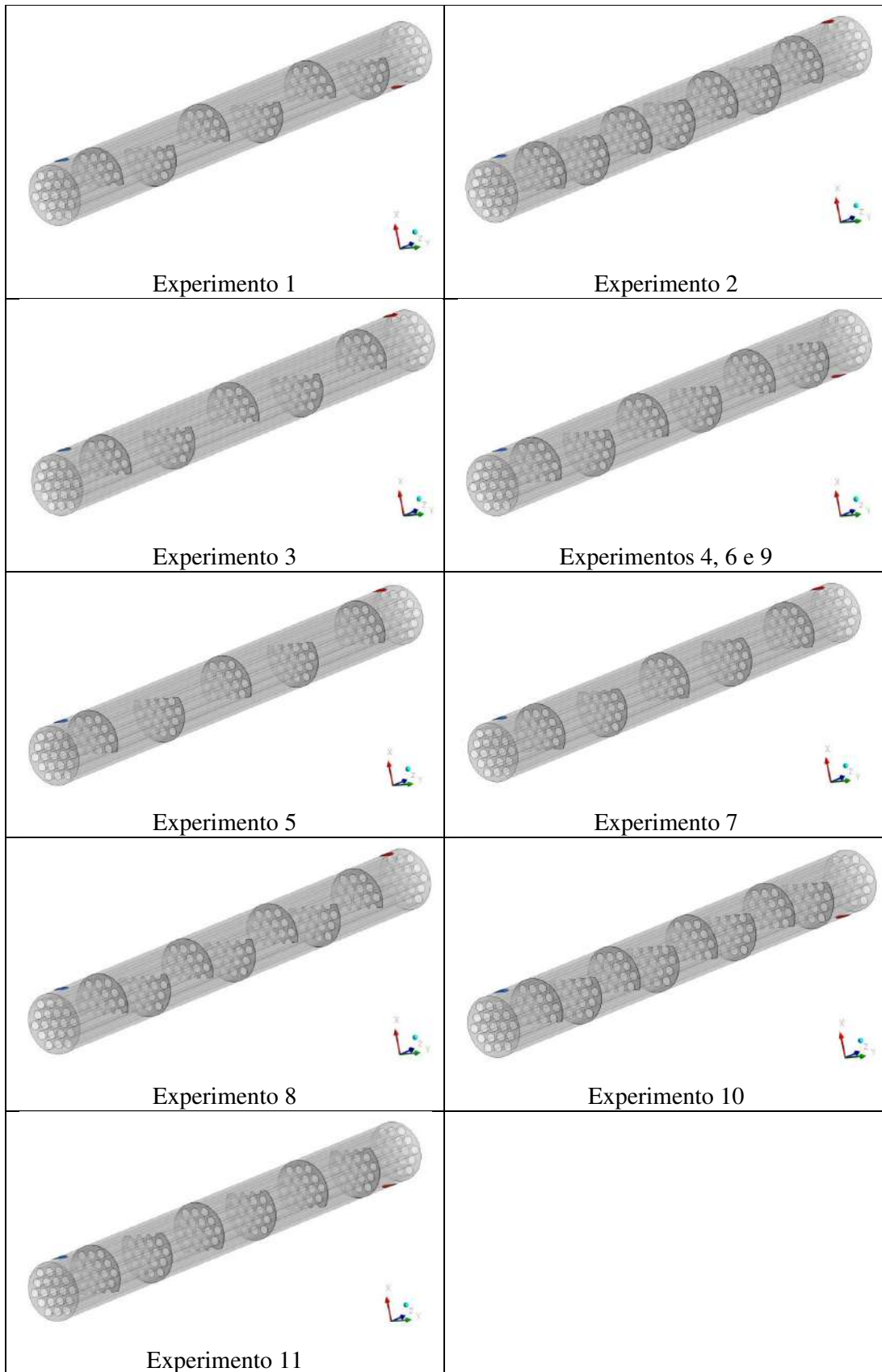


Figura 10- Geometrias geradas a partir do planejamento experimental (vista em perspectiva)

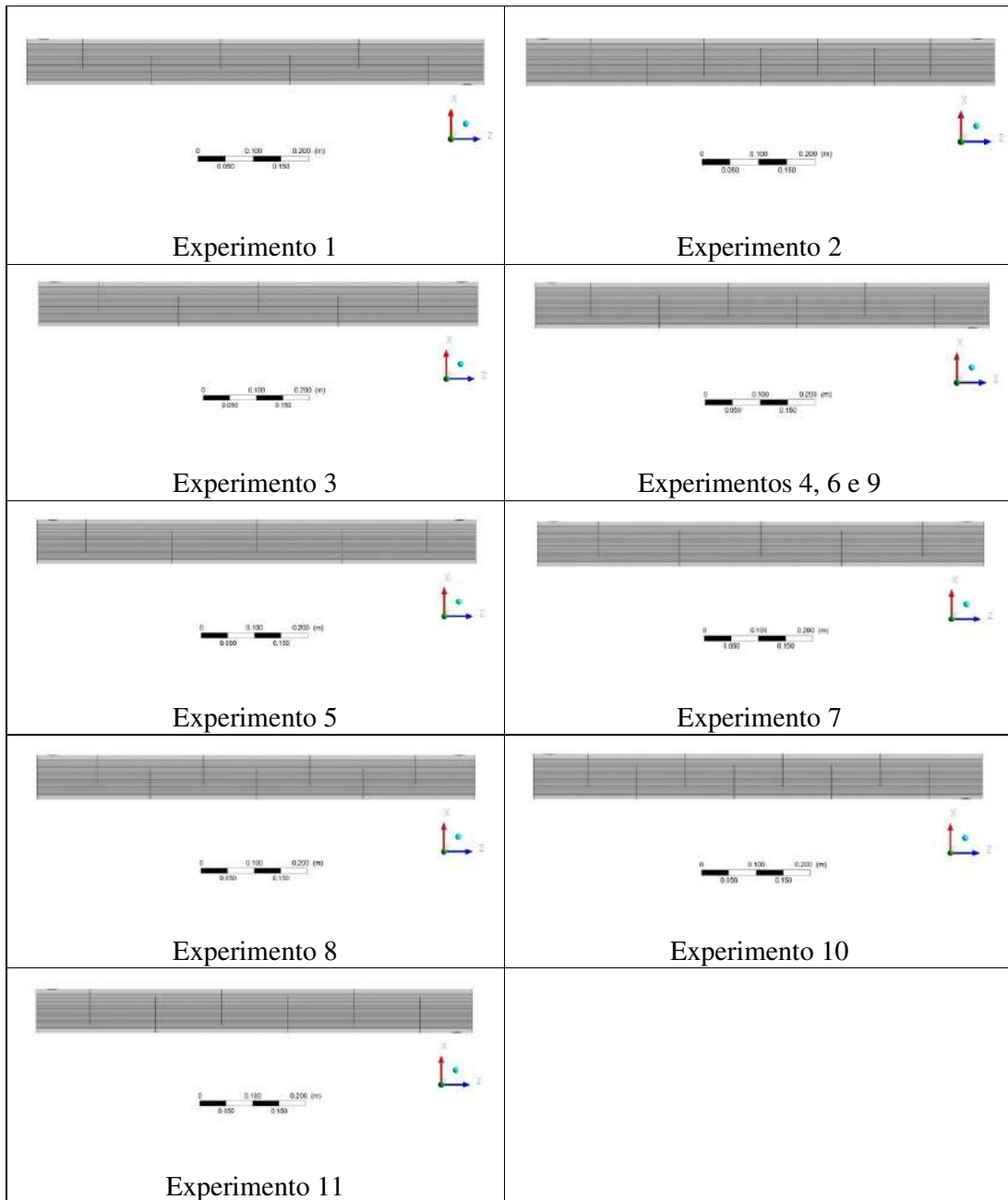


Figura 11 - Geometrias geradas a partir do planejamento experimental (vista lateral)

IV.3 Geração das malhas

Como já discutido no item II.6.2, a solução dos problemas em CFD não pode ser dependente da malha utilizada para discretização da geometria trabalhada. Portanto, realizou-se um teste de malha em uma geometria com 6 chicanas e demais parâmetros geométricos dentro da faixa do planejamento experimental proposto. O parâmetro de avaliação do teste de malha escolhido foi a temperatura. Avaliou-se a temperatura

média de área em 6 regiões diferentes do trocador de calor, a saber: na saída (*outlet*), e em 5 planos paralelos às chicanas posicionados exatamente na metade da distância entre chicanas (Plano 1 ($z=162,75$ mm); Plano 2 ($z=287,75$ mm); Plano 3 ($z=412,75$ mm); Plano 4 ($z=537,75$ mm); Plano 5 ($z=662,75$ mm)), sendo o eixo cartesiano “z” longitudinal ao comprimento do casco.

Após uma série de testes, a fim de se elaborar uma estratégia para geração das malhas no ICEM, elaborou-se quatro malhas para avaliação do teste de malha, com aproximadamente 4,4; 5,1; 5,9 e 7,8 milhões de elementos, representadas respectivamente pelas malhas 1, 2, 3 e 4, na Figura 12. Foram utilizados elementos tetraédricos em todos os casos estudados. As duas malhas com maior refinamento, 5,9 e 7,8 milhões de elementos, apresentaram máxima diferença de temperatura de 2°C nas regiões avaliadas. Acredita-se que o limite assintótico esteja sendo atingido e, além disso, vale ressaltar que o custo computacional para resolução deste problema esteve próximo do limite dos recursos computacionais disponíveis. Os detalhes das malhas geradas no teste de malha podem ser visualizadas nas Figura 13 e Figura 14.

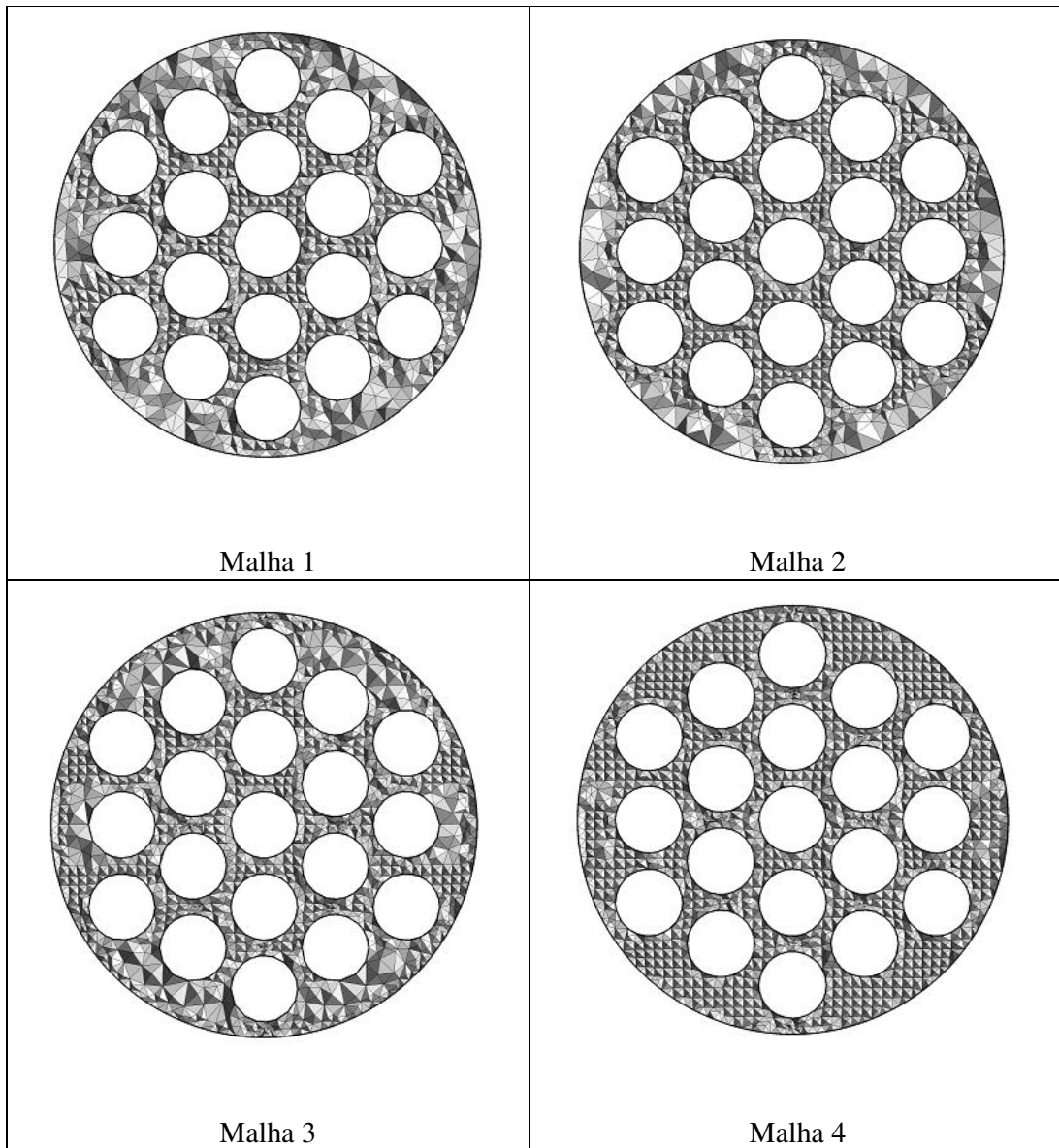


Figura 12 - Perfil das malhas geradas no teste de malha (vista frontal)

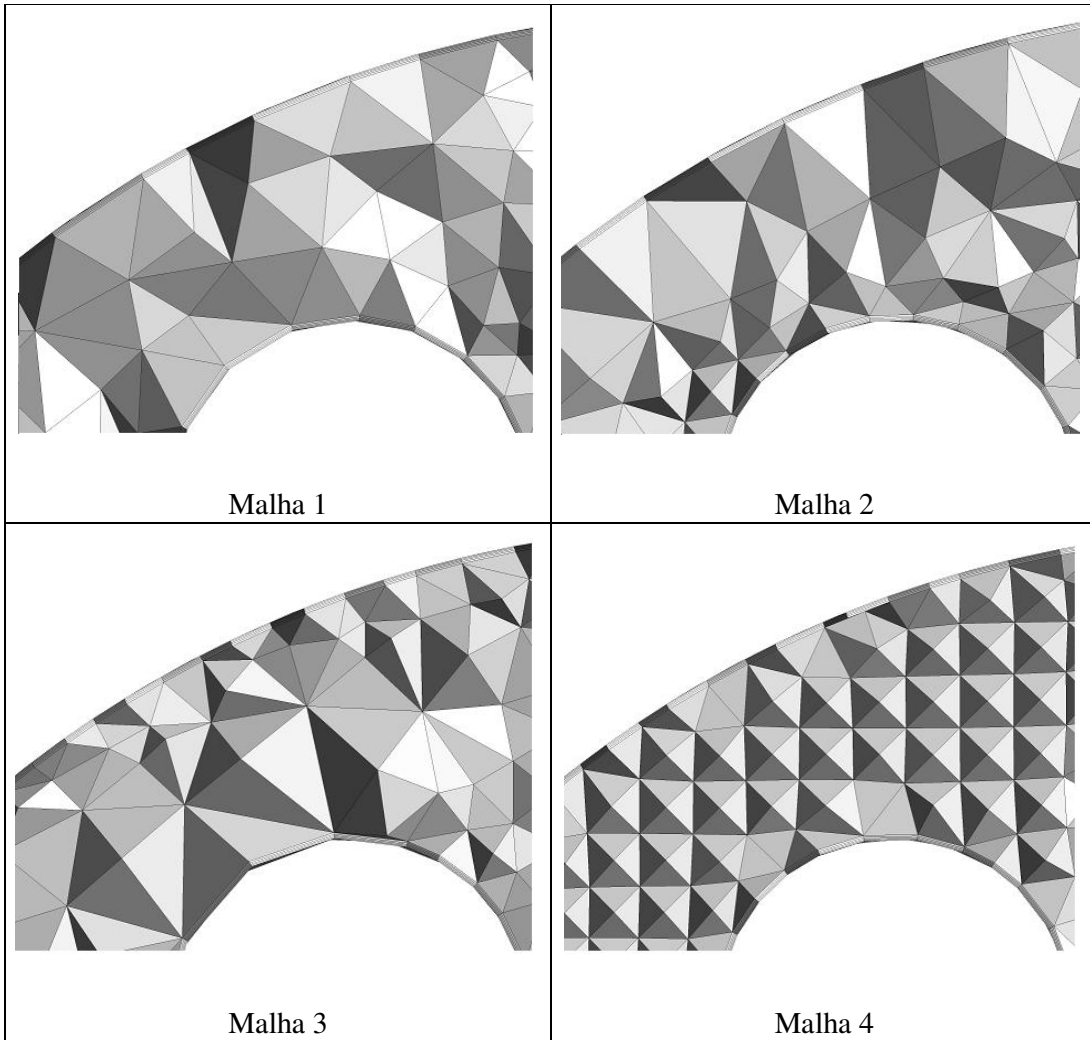


Figura 13 - Perfil das malhas geradas no teste de malha (vista frontal com aproximação)

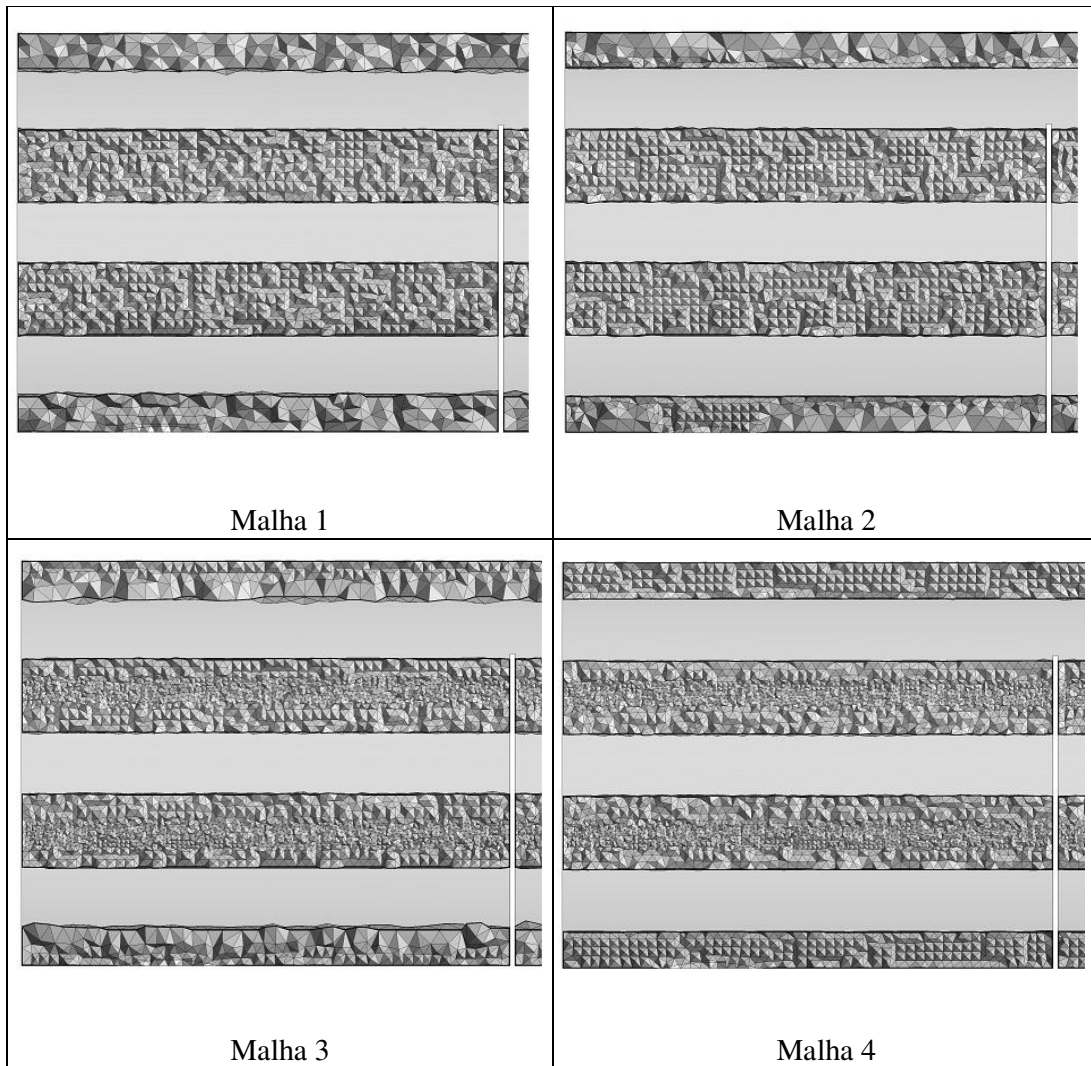


Figura 14 - Perfil das malhas geradas no teste de malha (vista lateral de um plano xz)

Sobre a geração de malhas, é importante atentar para a eficiência em capturar os efeitos da camada limite. Após uma série de testes, foi possível dizer que o valor do adimensional y^+ na região mais crítica da geometria, que é próximo aos tubos, estava próximo de 3 (calculado no pós-processamento). A partir desta resposta, o refinamento na região próxima as paredes foi reavaliado e o tamanho total da camada prismática considerado foi de 0,2 mm ($2,0 \times 10^{-4}$ m). Inicialmente a subcamada foi testada com 5 camadas de prismas, sendo a primeira subcamada (*first layer length*) com 0,02; 0,025; 0,03 e 0,04 mm. Todas as simulações com tamanho da primeira subcamada de 0,02; 0,025 e 0,03 mm divergiram mesmo intervindo na relaxação do *solver*. Por fim, definiu-se o comprimento da primeira subcamada igual a 0,04 mm e 4 subcamadas prismáticas

para todas as simulações. A Figura 15 ilustra a qualidade dos elementos prismáticos na malha 4 em capturar os efeitos próximos à parede dos tubos.

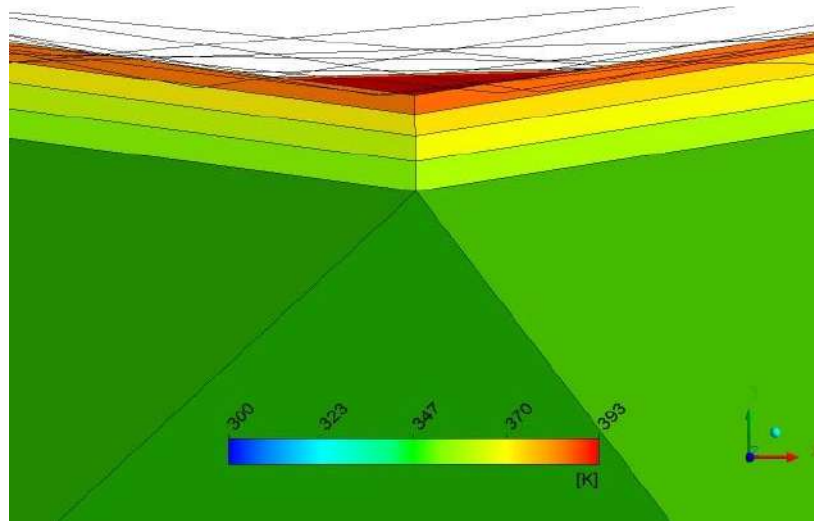


Figura 15 - Perfil de temperatura próximo aos tubos no plano $z=287,75$ mm, para Malha 4

Para inclusão dos elementos prismáticos usando o ICEM, foi necessário alterar a prioridade do consumo de memória RAM. A configuração dos computadores disponíveis para este trabalho contam com processador Intel Core i7 860 Box 2.8 Ghz, 4Gb de memória RAM e sistema operacional de 64 Bits. Ao dar início ao comando para inclusão dos elementos prismáticos foi necessário acessar o gerenciador de tarefas do *Windows* e alterar a prioridade do executável “prism” que irá aparecer para alta. Esta mudança foi essencial para geração da malha.

IV.4 Considerações

Visando simplificar a simulação numérica, embora mantendo as características básicas do processo, uma série de considerações foi feita. As considerações estão descritas a seguir:

- O escoamento e o processo de transferência de calor são turbulentos e em estado estacionário;
- O fluido frio que atravessa o casco, tem propriedades termo-físicas constantes. Foi escolhida a água como fluido de resfriamento por ser o fluido comumente utilizado pela indústria para esta finalidade;

- As correntes através das folgas chicana-tubo e chicana-casco foram consideradas inexistentes;
- O trocador de calor foi considerado adiabático e, portanto, foi desconsiderada qualquer perda de calor através das paredes externas para o ambiente;
- A temperatura da parede dos tubos foi considerada constante ao longo do casco. Esta simplificação é baseada na consideração de escoamento de vapor saturado pelos tubos e desprezando a resistência térmica da parede dos tubos;

IV.5 Condições de contorno

O fluido frio que percorre o casco é a água e as propriedades físicas utilizadas nas simulações estão descritas na Tabela 9.

Tabela 9 - Propriedades físicas da água (fluido frio)

Propriedade	Valor
Densidade (ρ) [kg/m ³]	997
Capacidade Térmica Específica a pressão constante (C_p) [J/kg K]	4181,7
Viscosidade dinâmica (μ) [kg/m s]	0,00089
Condutividade térmica (λ) [W/m K]	0,607

Para alimentação do fluido frio no casco foi considerada uma condição de entrada de fluxo, com vazão mássica de 1,5 kg/s, temperatura de 27°C, regime de escoamento subsônico e turbulência com intensidade média. Já para a saída do fluido frio, foi considerada uma condição de contorno que permite entrada ou saída de fluido, pressão de referência igual a zero, regime de escoamento subsônico e turbulência com intensidade média. A parede externa dos tubos foi definida como uma condição parede, com temperatura fixa de 120°C.

IV.6 Condições de simulação

As condições de simulação aplicadas a todas as simulações realizadas estão descritas na Tabela 10.

Tabela 10 - Condições de simulação

Parâmetro	Valor
Tipo de simulação	Estacionária
Escala de tempo	<i>Auto Timescale</i> (Comp. Ref.=825 mm)
<i>Advection Scheme</i>	Segunda Ordem (<i>High Resolution</i>)
Pressão de referência	1 atm
Critério de Convergência	RMS (Raiz do resíduo quadrático médio)
Resíduo esperado	1×10^{-4}
Número de iterações	> 500

Cada simulação utilizando 4 células de processamento, em geral, demandou de 20 a 30 h para atingir a convergência, respeitando os critérios estipulados. Cabe registrar que o resíduo do balanço de energia obtido foi o maior, porém em todos os casos ficou abaixo de 10^{-3} . Já os resíduos dos balanços de momento linear e massa ficaram abaixo de 10^{-4} para todos os casos.

CAPÍTULO V – RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, serão apresentados e discutidos os resultados do planejamento experimental para otimização do espaçamento e abertura das chicanas, além de outros parâmetros relevantes no projeto de trocadores de calor, tais como queda de pressão, perfil de velocidade, fluxo de calor e perfil de temperatura ao longo do casco.

Uma das grandes vantagens do CFD, já citada no item II.5, é a possibilidade de se obter respostas detalhadas do sistema estudado. Os modelos clássicos de dimensionamento de trocadores de calor não são capazes de mostrar o comportamento físico dos fluidos com tal nível de detalhes, pois em geral, estes utilizam valores médios das variáveis envolvidas. Desta forma, o CFD complementa significativamente os recursos disponíveis ao projeto de trocadores de calor.

V.1 Resultados do Planejamento Experimental

Após a resolução das onze simulações propostas no planejamento experimental, chegou-se aos resultados da temperatura média de saída do casco para todos os casos. Foi utilizada a função de cálculo “média de área” inserida no pacote de pós-processamento do ANSYS-*Post* para obter-se a temperatura média na saída do TCC&T. A Tabela 11 reúne estes resultados.

Tabela 11 - Temperatura média de área na saída do TCC&T para todos os experimentos

Experimento	Espaçamento das chicanas (B) [mm]	Abertura das chicanas (B _c) [%]	Temperatura média na saída [°C]
1	125,00	35,49	77,0
2	100,00	21,00	84,0
3	150,00	33,00	76,8
4	125,00	27,00	79,5
5	160,36	27,00	76,6
6	125,00	27,00	79,7
7	150,00	21,00	80,9
8	100,00	33,00	80,0
9	125,00	27,00	79,2
10	89,64	27,00	83,1
11	125,00	18,51	84,5

A partir destes resultados, foi possível trabalhar estatisticamente os dados com auxílio do *software* Design Expert Versão 8.0.5, onde é possível gerar diversas formas de apresentação de gráficos 2D e 3D, além do cálculo de parâmetros estatísticos para avaliar a qualidade dos modelos em representar o conjunto de dados obtidos. O modelo que melhor se enquadrou ao problema estudado foi o linear. A seguir, serão apresentados os resultados do tratamento estatístico.

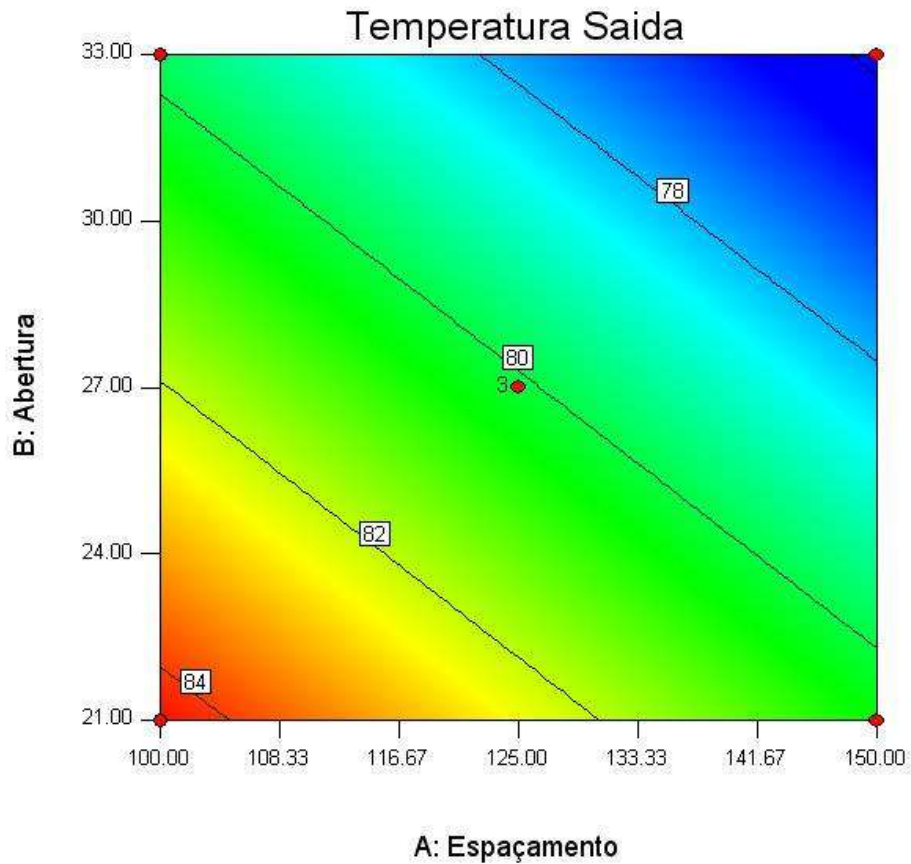


Figura 16 - Superfície de contorno da resposta do planejamento experimental (eixo A: espaçamento das chicanas; eixo B: abertura das chicanas)

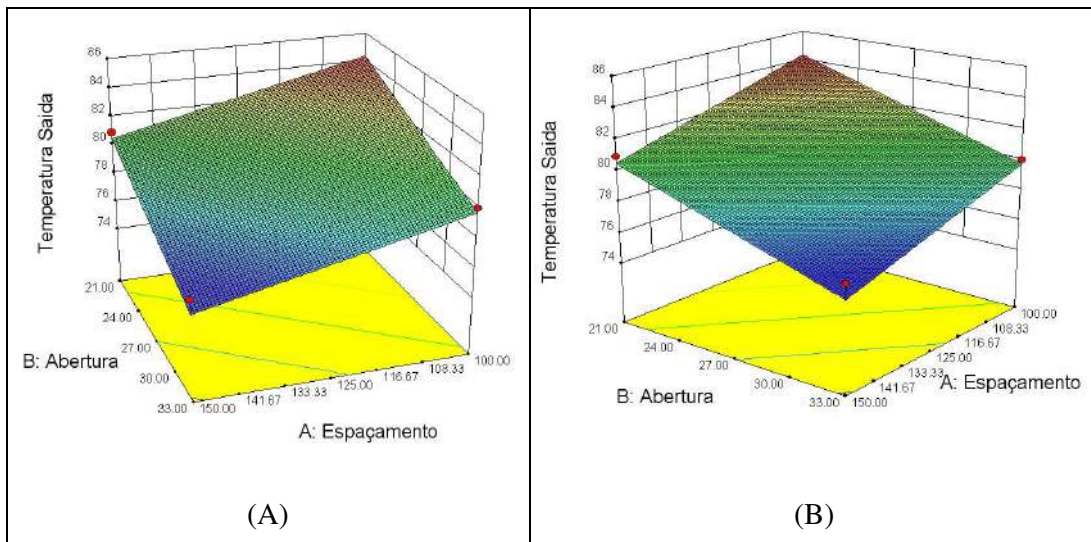


Figura 17 - Gráficos 3D da resposta do planejamento experimental. As figuras 17.A e 17.B são vistas distintas da figura gerada pelo Design Expert (eixo A: espaçamento das chicanas; eixo B: abertura das chicanas)

Segundo a Tabela 11, a maior temperatura média de saída ocorreu para configuração com espaçamento das chicanas igual a 125 mm e abertura das chicanas igual a 18,51% que corresponde ao Experimento 11.

É possível também obter uma equação geral que permite o cálculo da temperatura média de saída para qualquer configuração que respeite as características gerais e os limites demarcados neste trabalho, conhecendo-se o valor do espaçamento (B) e da abertura das chicanas (B_c). A equação geral obtida é dada abaixo:

$$\text{Temp. Saída} = 100.23328 - 0.077302 \cdot B - 0.38731 \cdot B_c \quad (23)$$

A qualidade do resultado do tratamento estatístico pode ser avaliada com base em alguns parâmetros, tais como:

Coefficiente de Determinação (R^2): 0,9409

O valor do R^2 será mais próximo de 1,0, quanto menor o desvio dos resultados experimentais em relação ao modelo estatístico e, portanto, melhor será a representatividade do modelo em relação aos resultados experimentais. Quanto ao valor encontrado para o problema em questão, este pode ser considerado bom.

Resíduo médio: 0,76

Quanto menor a diferença entre os resultados experimentais e os resultados calculados pelo modelo, menor será o resíduo médio e, conseqüentemente, melhor será o resultado desta análise estatística. O valor encontrado pode ser considerado satisfatório para o problema em questão.

Além destes, é possível construir-se o gráfico de perturbação e, a partir deste, avaliar a influência individual dos parâmetros geométricos das chicanas sobre a resposta (temperatura média de saída) na faixa de estudo.

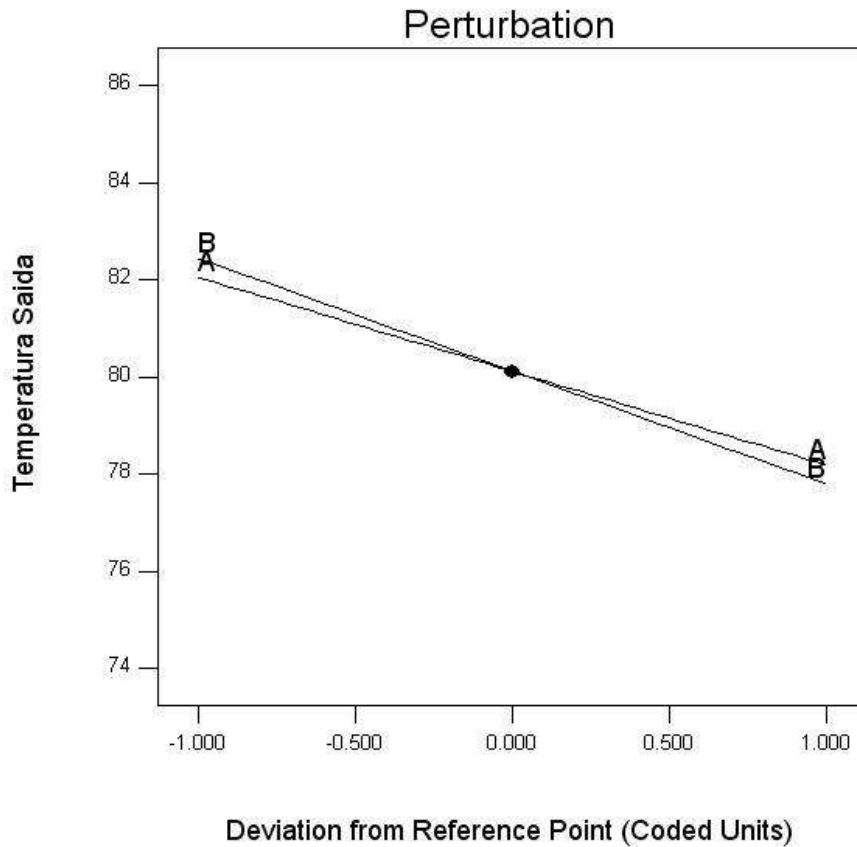


Figura 18 - Gráfico da perturbação dos parâmetros geométricos das chicanas sobre a temperatura média de saída
(Parâmetros geométricos das chicanas: A: Espaçamento; B: Abertura)

Uma análise da Figura 18 mostra que as retas representativas ao espaçamento e a abertura das chicanas estão consideravelmente próximas. Pode-se, portanto, concluir que estes dois parâmetros contribuem proporcionalmente de forma semelhante para a resposta final. Ou seja, ambos têm praticamente a mesma significância para a temperatura média de saída, quando avaliadas no projeto de Trocadores de Calor do tipo Casco & Tubos.

A partir dos resultados apresentados nos itens a seguir, será possível avaliar se existem regiões do casco onde há predominância de troca térmica.

V.2 Perfil de temperatura

A Figura 19 reúne os resultados do perfil de temperatura do fluido no casco a partir de um plano vertical passando pelo centro do TCC&T (Plano xz para y=0) para

todos os casos simulados do planejamento experimental (exceto os Experimentos 6 e 9, pois são a repetição do Experimento 4, assumindo-se que não há variações significativas do ponto central). Os círculos em vermelho indicados nas figuras elucidam as regiões onde a temperatura é maior. Nota-se que para todos os casos a região de maior temperatura no espaço entre as chicanas tem perfil semelhante.

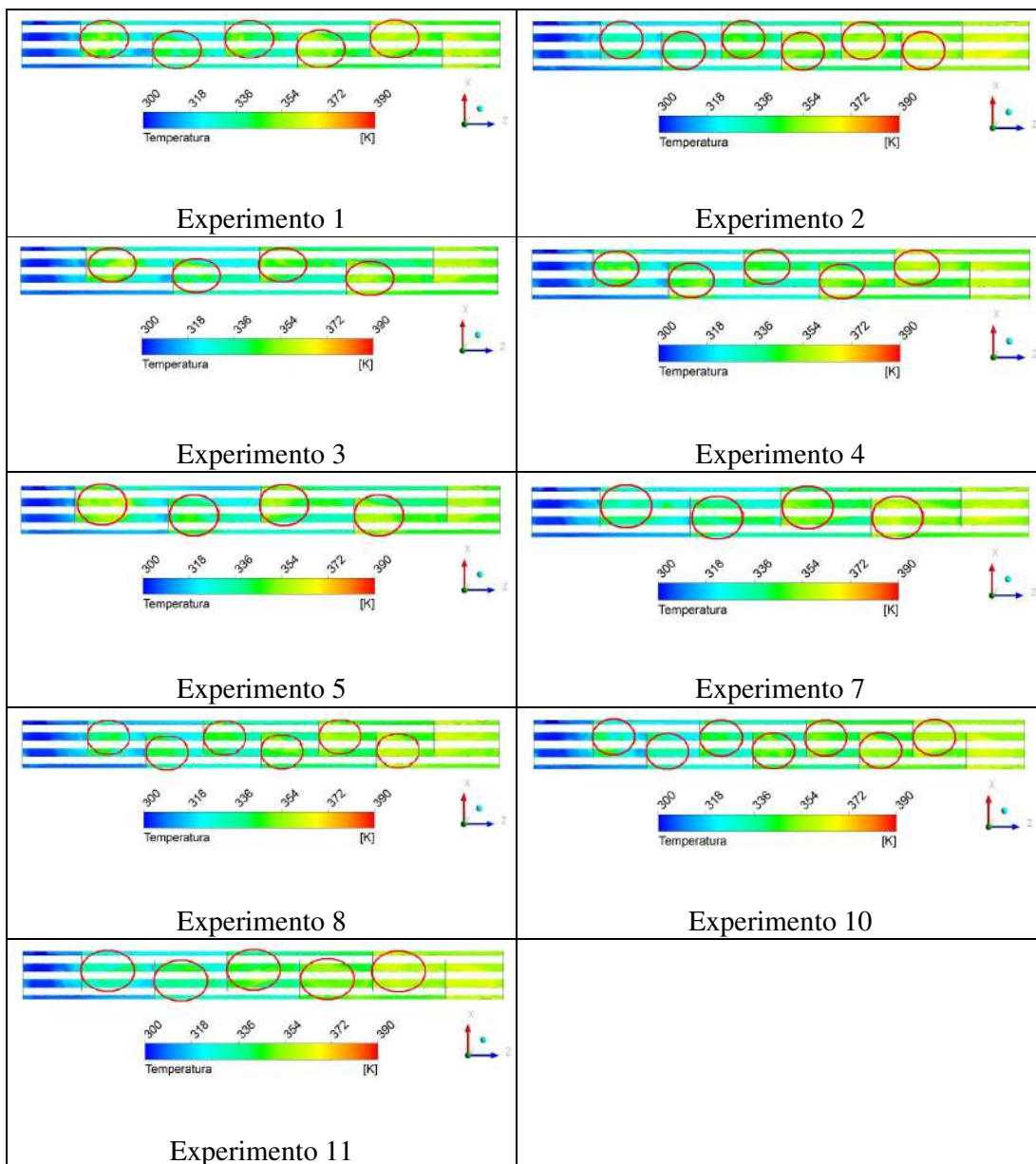


Figura 19 - Perfil de temperatura em um plano vertical passando pelo centro do TCC&T (Plano xz para $y=0$) para todos os casos simulados do planejamento experimental

V.3 Avaliação do fluxo de calor

Neste tópico serão apresentados os resultados das simulações do planejamento experimental em relação ao fluxo de calor que acontece no sentido da parede dos tubos para o fluido que escoar pelo casco. A Figura 20 reúne os resultados para todos os casos simulados (exceto os Experimentos 6 e 9, pois são a repetição do Experimento 4, assumindo-se que não há variações significativas do ponto central).

É possível visualizar para todos os casos, que o fluxo de calor não é regular em toda área superficial dos tubos. Existem regiões onde o fluxo de calor é preferencial em relação a outras partes. A explicação termofluidodinâmica para este fato será abordada no item V.6. Além disso, vê-se que a configuração geométrica das chicanas influencia diretamente no escoamento e, portanto, na distribuição do fluxo de calor.

V.4 Perfil de velocidades

A Figura 21 mostra os perfis de velocidades no casco para todos os casos simulados no planejamento experimental (exceto os Experimentos 6 e 9, pois são a repetição do Experimento 4, assumindo-se que não há variações significativas do ponto central). Na Figura 22, podem ser vistas as linhas de corrente (*streamlines*) que mostram o comportamento do escoamento dentro do casco. Este recurso do pós-processamento permite visualizar o caminho percorrido pelo fluido partindo-se de um ponto inicial, que no caso, é a entrada no casco.

O escoamento dentro do casco é turbulento. É possível notar regiões onde o escoamento toma um caminho principal e também regiões de recirculação (Figura 24). O perfil do escoamento dentro do casco é complexo por conta da sua natureza turbulenta. Porém, observando-se as seções entre pares de chicanas, observa-se que o perfil é semelhante e repete-se a cada ciclo.

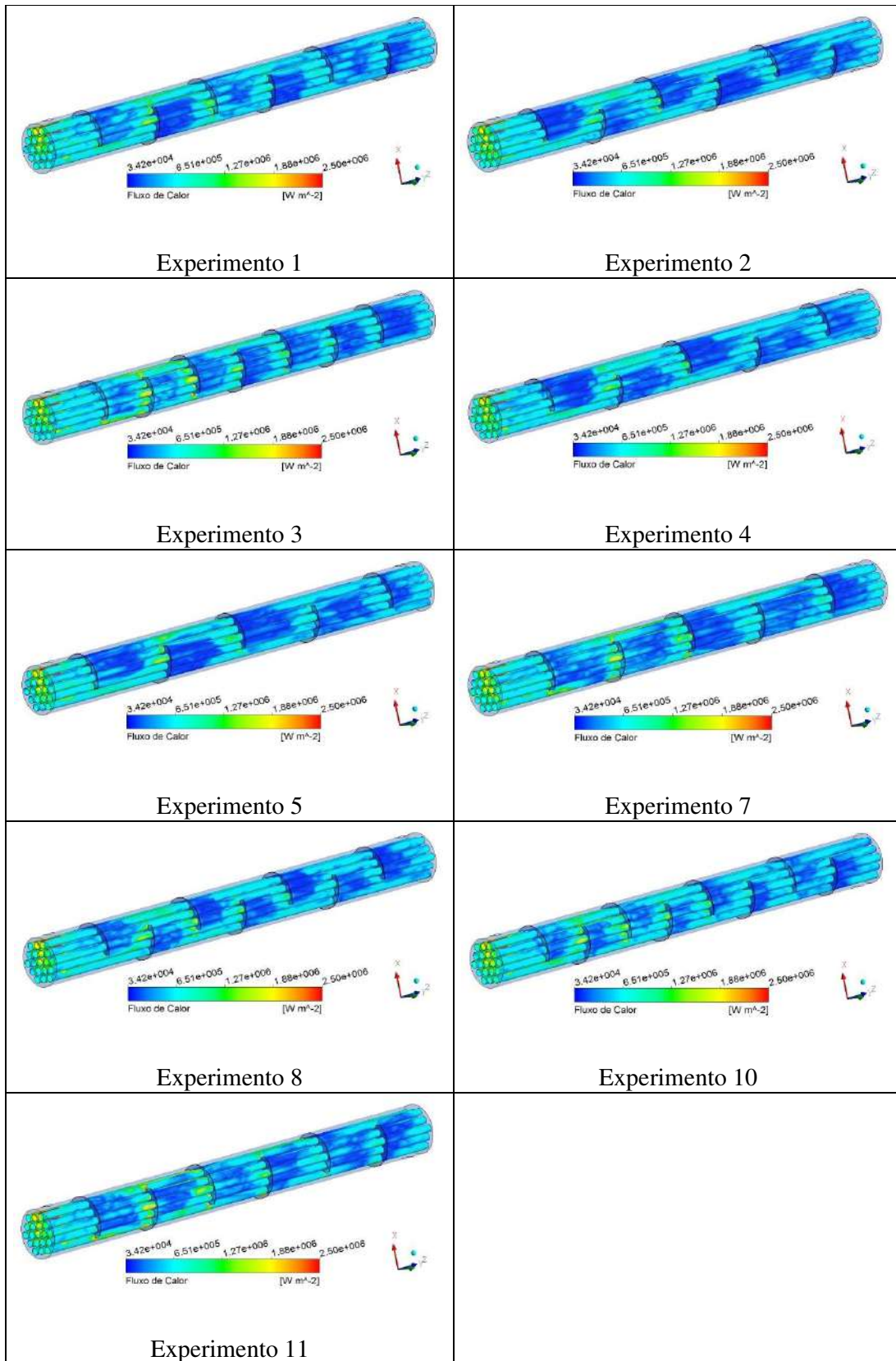


Figura 20 - Resultado do fluxo de calor para todos os casos simulados do planejamento experimental (vista em perspectiva)

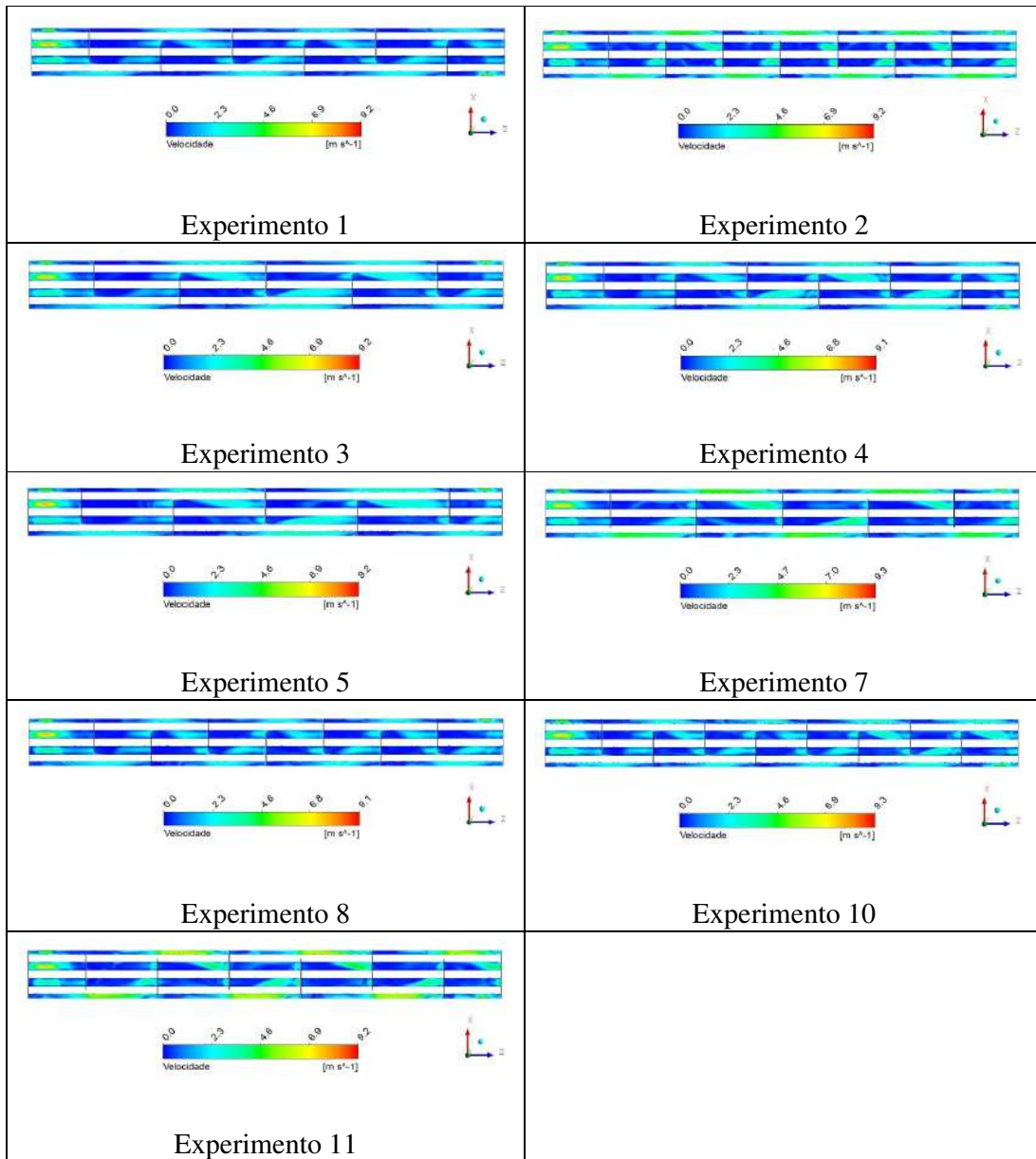


Figura 21 - Perfil de velocidades em um plano vertical passando pelo centro do TCC&T (Plano xz para $y=0$) para todos os casos simulados do planejamento experimental

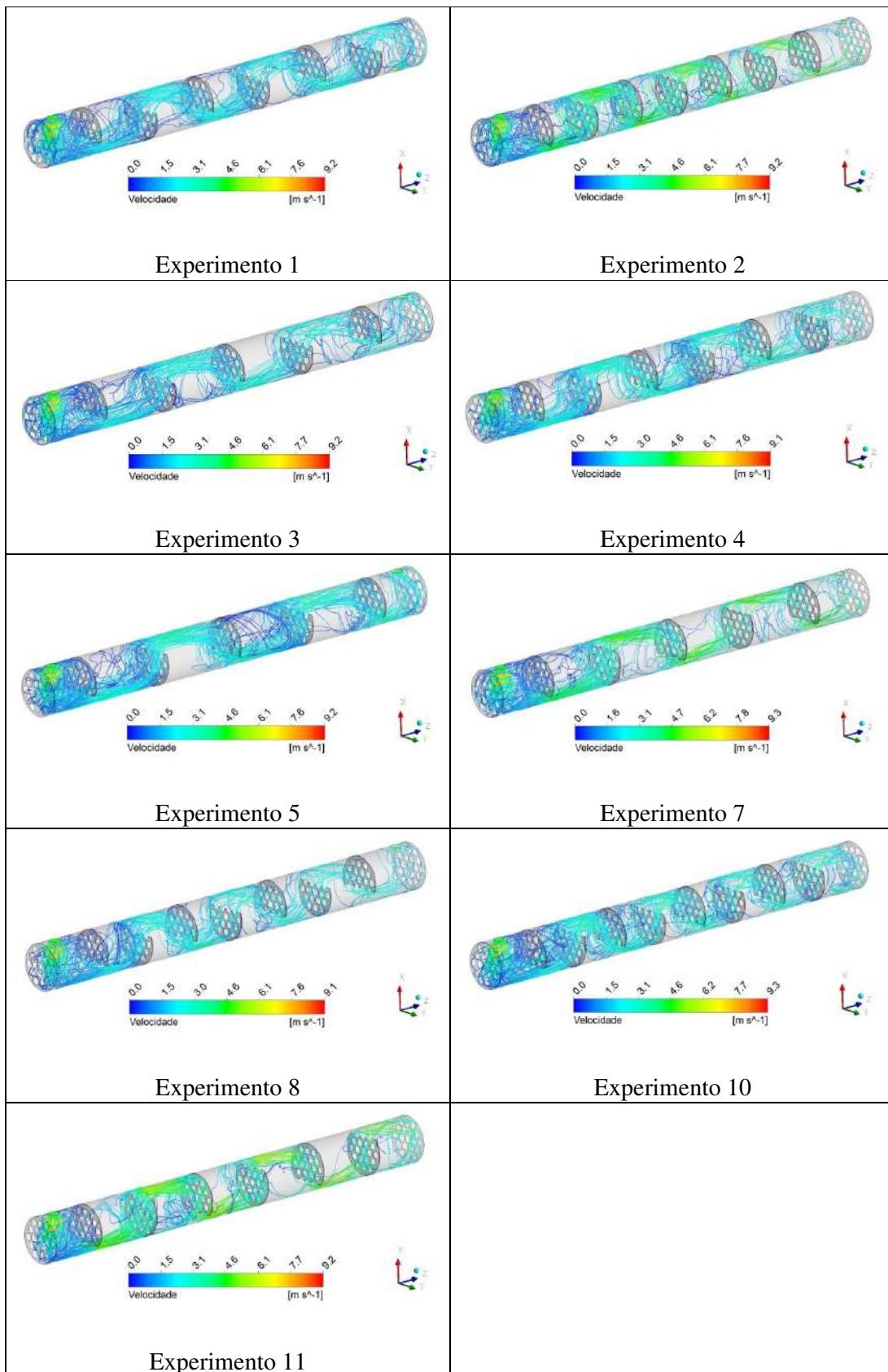


Figura 22 – Linhas de corrente no casco para os casos simulados para o planejamento experimental (vista em perspectiva)

V.5 Perfil de pressão

A queda de pressão é causada pela resistência encontrada pelo fluido ao escoar pelos espaços vazios no casco, por conta dos diversos obstáculos físicos encontrados pelo caminho. Este é um parâmetro importante nas definições de cada projeto específico e implica diretamente no custo para bombeamento do fluido que escoar pelo casco. Basicamente, a queda de pressão máxima depende dos critérios de projeto definidos pelo projetista, porém, em geral, não ultrapassa $0,5 \text{ kgf/cm}^2$.

A seguir, na Figura 23, é apresentado o perfil de pressão em um plano vertical passando pelo centro do TCC&T (Plano xz para $y=0$) para todos os casos simulados do planejamento experimental (exceto os Experimentos 6 e 9, pois são a repetição do Experimento 4, assumindo-se que não há variações significativas do ponto central), possibilitando observar o perfil de pressão ao longo do casco.

Conforme esperado, pressão diminui ao longo do sentido positivo do eixo z.

Além disso, quanto menor o espaçamento entre as chicanas, maior o número de chicanas e maior a resistência ao escoamento, porquanto, maior é a queda de pressão.

Da mesma forma, quanto menor a abertura das chicanas, menor a área livre para escoamento e, portanto, maior será a velocidade do fluido. Conseqüentemente, maior a queda de pressão.

Finalizando estas avaliações sobre a queda de pressão, quanto menor o espaçamento e a abertura das chicanas, maior será também o custo para bombeamento, por provocarem aumento da resistência ao escoamento.

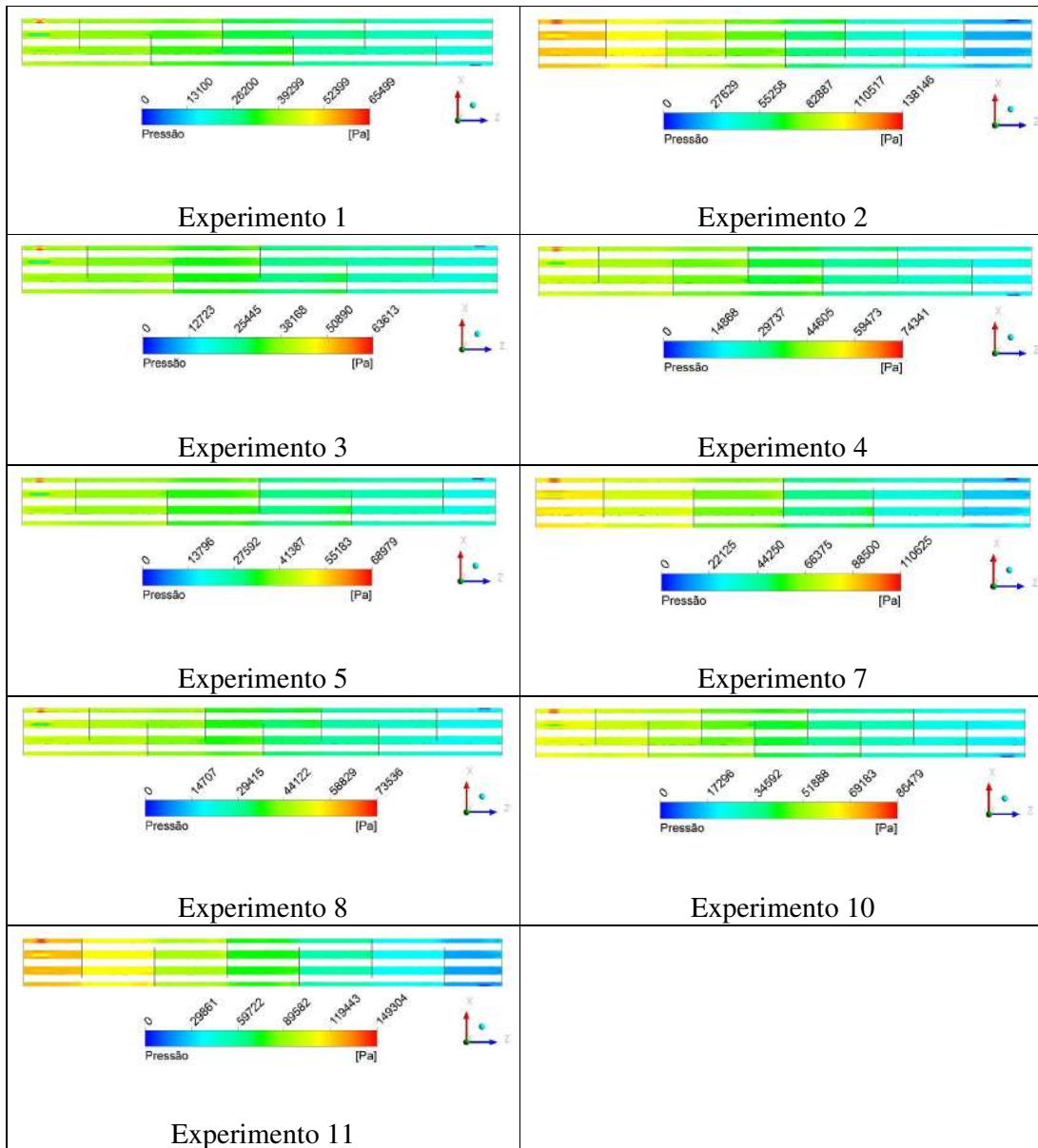


Figura 23 – Perfil de pressão manométrica em um plano vertical passando pelo centro do TCC&T (Plano xz para y=0) para todos os casos simulados do planejamento experimental

V.6 Avaliação dos resultados

O resultado do planejamento experimental mostrou que a configuração do TCC&T que possibilitou maior temperatura de saída e, portanto, maior capacidade de troca térmica do equipamento foi o Experimento 11.

Analisando as Figura 16 e Figura 17, pode-se concluir que a temperatura média de saída é maior, quanto menor espaçamento das chicanas e menor a abertura das

chicanas. Entretanto as configurações com menor espaçamento e corte das chicanas acarretam elevada queda de pressão, o que pode ser limitante quando se pensa em custos operacionais ou em relação às definições específicas de cada projeto (por exemplo: queda de pressão máxima, escolha da bomba, etc). Os custos envolvidos com bombeamento devem ser avaliados junto com o projeto como um todo. Pode-se notar então que não é possível alcançar o melhor resultado para todos os parâmetros envolvidos no projeto de trocadores de calor. Neste momento, vê-se que cabe ao projetista definir critérios que viabilizem a melhor solução possível para o problema.

Tomando como exemplo os resultados do Experimento 4 (valendo a análise para todos os outros casos), é possível visualizar na Figura 24 que existem caminhos preferenciais do fluxo e estes corroboram com o modelo teórico apresentado na Figura 6, o que seria a corrente principal (B). Além destes, existem regiões de recirculação, em geral, localizadas nos cantos e na parte de trás das chicanas no sentido do escoamento. A elipse em vermelho, indica uma região de recirculação.

Analisando conjuntamente o perfil de velocidades, o perfil de temperatura e os resultados do fluxo de calor, vê-se que estas regiões de recirculação correspondem às regiões onde a temperatura é mais elevada e onde o fluxo de calor é menor. Portanto, nas regiões de recirculação a troca térmica é limitada em comparação com o caminho principal.

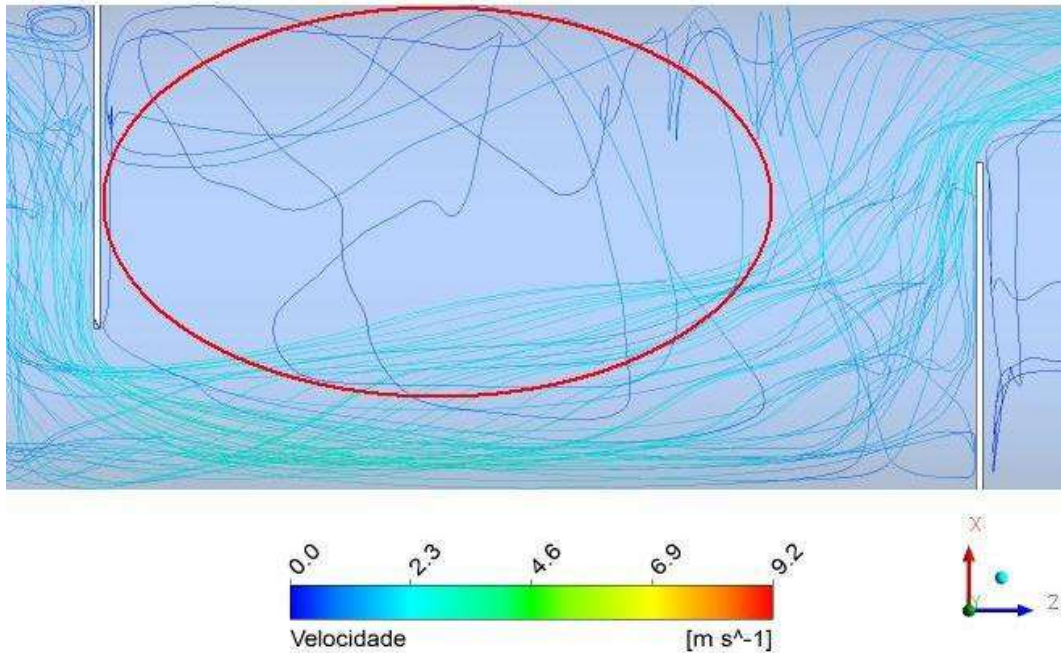


Figura 24 - Perfil do escoamento entre as chicanas mostrado através de linhas de corrente

V.7 Avaliação de potência e custo

Como já mencionado no item V.6, a avaliação do desempenho térmico apenas, não é suficiente para projetar um trocador. É necessário definir outros critérios que viabilizem a melhor escolha possível. Existem vários critérios e, dentre estes, é possível citar a avaliação de potência e custo. Este critério auxilia na busca por um trocador com elevado potencial de troca térmica, porém que os custos não sejam muito grandes.

A seguir será feita uma avaliação de forma a ajudar na escolha do melhor trocador. Deseja-se calcular a potência do trocador de calor e a potência consumida pela bomba, e seus respectivos custos. A partir destes resultados, será possível calcular a razão entre o custo total pela diferença de temperatura entre a entrada e saída do fluido no casco.

O cálculo da potência consumida pela bomba é dado por:

$$Pot_{bomba} = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (24)$$

onde:

$Pot_{bomba} \equiv$ potência consumida pela bomba (W);

$Q \equiv$ vazão volumétrica (m^3/h);

$H \equiv$ carga da bomba (m);

$\eta \equiv$ eficiência da bomba (seja $\eta=70\%$);

O cálculo da potência do trocador de calor é dado por:

$$Pot_{tc} = m C_p \Delta T \quad (25)$$

onde:

$Pot_{tc} \equiv$ potência do trocador de calor (W);

Assumindo-se o valor do custo de energia elétrica como o valor do custo doméstico (esta é uma aproximação para mais, pois o custo da energia elétrica industrial é menor que o custo doméstico) e este igual a 0,31769 R\$/kWh, calculou-se o consumo diário de energia elétrica para bombeamento.

Já o consumo de vapor saturado foi calculado conforme a seguir:

$$Pot_{tc} = m C_p \Delta T = m_v \lambda \quad (26)$$

onde:

$m_v \equiv$ vazão de vapor saturado (kg/s);

$\lambda \equiv$ calor latente da água nas condições de saturação, igual à 2.212.000 J/kg;

O custo de vapor saturado foi estimado em torno de R\$40,00/ton (Evaristo & Figueiredo, 2008). Sabendo-se o consumo de vapor, pode-se calcular o custo diário de vapor saturado consumido pelo trocador de calor.

Com estes resultados foi possível construir os gráficos da potência consumida pela bomba e da potência do trocador de calor para todos os casos simulados no planejamento experimental (Figura 25). Além disso, avaliou-se a relação do custo total diário calculado pela soma do custo de bombeamento mais o custo de vapor dividido pela diferença de temperatura de entrada e saída do casco (Figura 26).

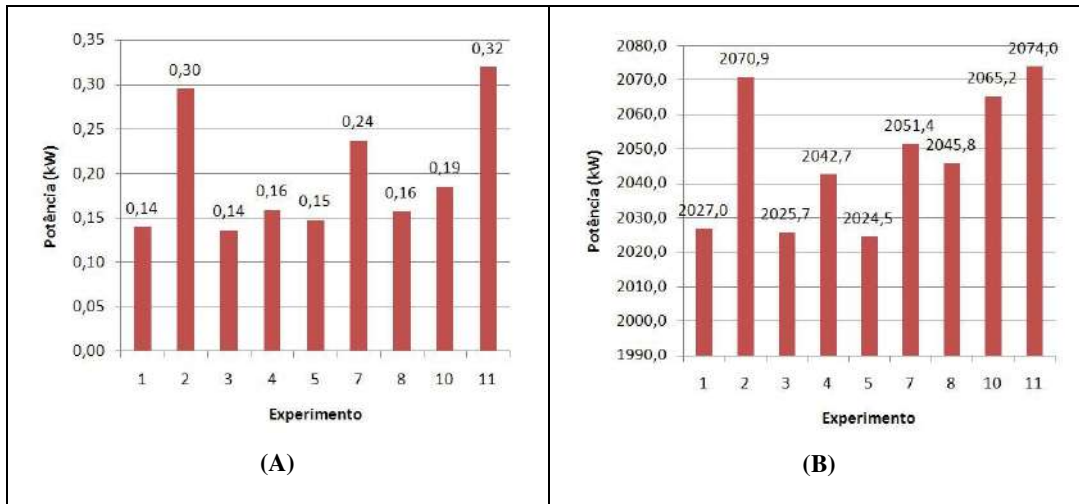


Figura 25 - Potência consumida pela bomba (A) e da potência do trocador de calor (B)

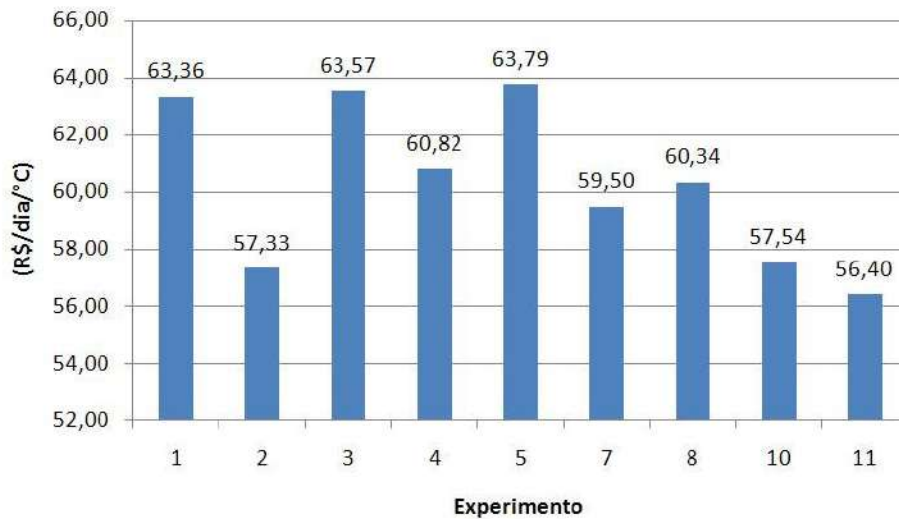


Figura 26 - Razão do custo total diário pela diferença de temperatura de entrada e saída do casco

Pode-se notar na Figura 25 que a potência do trocador de calor (potência térmica) é muito superior a potência consumida pela bomba (potência mecânica). Além disso, o custo de bombeamento é insignificante comparado ao custo de vapor.

A razão do custo total diário pela diferença de temperatura entre a entrada e saída do fluido no casco mostra que os melhores resultados são os experimentos 2, 10 e 11, pois possibilitam um menor custo total para cada 1°C aumentado do fluido que atravessa o casco (Figura 26). Entre os três melhores resultados, destaca-se o experimento 11 com razão igual a 56,40 R\$/dia/°C.

CAPÍTULO VI – CONCLUSÕES

A proposta principal deste trabalho foi avaliar a possibilidade do uso do CFD como ferramenta auxiliar ao projeto de Trocadores de Calor do tipo Casco & Tubos, no que se refere exclusivamente aos parâmetros geométricos das chicanas. Para tal, buscou-se utilizar o CFD como uma ferramenta complementar, visando otimizar a capacidade de troca térmica e conseqüentemente diminuir do consumo de utilidades, neste caso, vapor saturado. Os custos envolvidos em estudos como este podem ser vantajosos quando avaliados a curto e longo prazo, por possibilitar redução dos custos de investimento inicial uma vez que diminui a margem de incerteza usualmente expressa por um fator correção, além de reduzir os custos operacionais.

Foi utilizado o modelo de turbulência SST em todas as simulações. Este modelo reúne as vantagens do modelo k- ϵ , que representa bem o comportamento do fluido na região *bulk* (seio do fluido), e do modelo κ - ω , que possibilita melhor resolução nas proximidades da parede. A desvantagem do modelo SST é o aumento do gasto computacional para resolver as equações do modelo, o que demandou mais tempo para execução deste trabalho.

A primeira avaliação consistiu na aplicação de um planejamento experimental, tendo como parâmetro de resposta a temperatura média de área na saída do casco, a fim de se obter a melhor configuração para espaçamento e abertura das chicanas dentro dos intervalos definidos. O melhor resultado corresponde à configuração que garantir maior temperatura média de saída, uma vez que se trata de um aquecedor onde o fluido frio percorre o casco. Assim, a configuração que garantir maior temperatura média de saída corresponde àquela que recebeu maior quantidade de calor. O *software* Design-Expert auxiliou no tratamento estatístico dos resultados e também na apresentação dos gráficos das respostas. Por fim, conclui-se que o trocador de calor com espaçamento das chicanas igual a 125 mm e o corte das chicanas igual a 18,51%, referente ao Experimento 11, é a melhor configuração para este caso.

Conforme já discutido nos resultados (item V.6), quanto menor o espaçamento e o corte das chicanas, maior a temperatura média de saída. Em contrapartida, isto acarreta elevada queda de pressão (maior que 1 kgf/cm²), o que exige maior potência da bomba que trabalha para alimentação do fluido que escoar pelo casco. Portanto, o

resultado com maior eficiência de troca térmica não representa necessariamente o melhor resultado para o problema em questão. Os resultados do planejamento experimental com menor queda de pressão estão na faixa de 0,6-0,7 kgf/cm², acima do recomendado na literatura (em geral, não superior a 0,5 kgf/cm²). A queda de pressão máxima é um critério de projeto definido pelo projetista e deve levar em conta outras características do projeto como um todo.

Os resultados dos perfis de velocidade e das linhas de corrente possibilitaram observar de maneira mais detalhada o comportamento do fluido no casco em regime estacionário. Os perfis de velocidade aproximam-se do proposto por Tinker (1958).

Por fim, analisando em conjunto os itens V.2, V.3 e V.4, conclui-se que nas regiões onde há recirculação a troca térmica fica limitada em comparação com a região de fluxo principal. Isto justifica o fato das configurações com maior espaçamento entre chicanas e que apresentaram maior campo de recirculação, resultarem em uma menor temperatura média de saída.

VI.1 Propostas para continuação do trabalho

- Estudar o efeito da vazão, e como esta influencia nas zonas de recirculação;
- Comparar os resultados obtidos neste trabalho às simulações de um TCC&T de tamanho real, desde que se tenha capacidade computacional para resolução, visando avaliar os erros gerados pelo *scale-down*;
- Refazer as simulações usando critério de convergência mais robusto: *Residual Type – Max*;
- Comparar os resultados obtidos neste trabalho com o ANSYS CFX aos obtidos com o ANSYS Fluent e avaliar qual *software* melhor resolve problemas envolvendo TCC&T;
- Repetir as simulações para diferentes vazões a fim de avaliar a relação de troca térmica x perfil de escoamento. Sugere-se a construção do gráfico Nusselt ou fator de Colburn *versus* Reynolds;

BIBLIOGRAFIA

Ansys. (2009). *Theory Guide*. Ansys INC.

Anzai, T. (2010). *Fluidodinâmica Computacional e equações empíricas para a estimativa da queda de pressão em ciclones*. Monografia do Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, Rio de Janeiro.

Evaristo, K., & Figueiredo, R. (2008). Custo de vapor em agroindústria. *Sociedade Brasileira de Economia, Administração e Sociologia Rural*. Rio Branco, Acre.

Figueredo, A. (2010). *Filtros de malha rotativa internos e externos como dispositivos de retenção de células animais: um estudo com o auxílio de velocimetria por imagem de partículas e fluidodinâmica computacional*. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, Rio de Janeiro.

Fortuna, A. (2000). *Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos – Conceitos Básicos e Aplicações*. São Paulo: EdUSP.

Fox, R. W. (2006). *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. LTC.

Incropera, F., Dewitt, D., Bergman, T., & Lavine, A. (2008). *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa* (6ª ed.). (E. Queiroz, & L. Pessoa, Trads.) LTC.

Kim, M., Lee, Y., Kim, B., & Song, W. (2009). CFD modeling of shell-and-tube heat exchanger header for uniform distribution among tubes. *Korean Journal of Chemical Engineering*, v.26, n.2, pp.359-363.

Knight, D. (1978). Turbulence Models Predictions for Flows with Significant mean Streamline Curvature. *AIAA Paper*, 72-258.

Lage, P., Silva, L., Fontes, C., & Rodrigues, C. (2005). *Introdução a Fluidodinâmica Computacional*. Escola Piloto, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

Launder, B., & Spalding, D. (1972). *Mathematical Models of Turbulence*. London: Academic Press.

Li, H., & Kottke, V. (1998). Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.41, n.10, pp.1303-1311.

Maliska, C. R. (2004). *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. RJ: LTC.

Miguez, M. F. (2008). *Estudo em CFD do escoamento de líquido e da geração de área efetiva em recheios*. Monografia do Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, Rio de Janeiro.

Mitre, J., Santana, L., Damian, R., & Lage, P. (2010). Numerical study of turbulent heat transfer in 3D pin-fin channels: Validation of a quick procedure to estimate mean values in quasi-periodic flows. *Applied Thermal Engineering*, v.30, pp. 2796-2803.

Mukherjee, R. (Fevereiro de 1998). Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Chemical Engineering Process*.

Nagarajan, P., & Sivashanmugam, P. (2009). CFD Simulation of Heat Transfer Augmentation in a Circular Tube Fitted with Right-left Helical Inserts with Spacer. *International Journal of Chemical Engineering Research*, v.1, n.1, pp. 1-11.

Nascimento, J. (2008). *Uso de CFD na Otimização das Proporções Geométricas de um Hidrociclone para a Separação de Dispersões de Óleo/Água Provenientes de Refinarias*. Monografia do Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, Rio de Janeiro.

Neto, A. *Turbulência nos Fluidos Aplicada*. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Brasil.

Ozden, E., & Tari, I. (2010). Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, v.51, pp.1004-1014.

Perry. (1999). *Chemical Engineers handbook 7th edition*. McGraw Hill.

Peters, M., Timmerhaus, K., & West, R. (2003). *Plant design and economics for chemical engineers* (5th ed.). Boston: McGraw-Hill.

Pinheiro, P. (2011). *Processos Térmicos*. Belo Horizonte, BH, Brasil: Universidade Federal de Minas Gerais.

Pinto, J., & Lage, P. (2001). *Métodos Numéricos em Problemas de Engenharia* (1ª ed., Vol. 1). Rio de Janeiro: E-papers Serviços Editoriais Ltda.

Queiróz, E., Teixeira, C., & Fernandes, E. (2009). *Equipamentos Térmicos*. Rio de Janeiro: Departamento de Engenharia Química, Escola de Química, UFRJ.

Saffar-avval, M., & Damangir, E. (1995). A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.38, n.13, pp. 2501-2506.

Schiestel, R. (2008). *Modeling and Simulation of Turbulent Flows*. John Wiley & Sons.

Shah, R. (1981). *Classification of Heat Exchangers*. In: S. Kakac; A.E. Bergles; F. Mayinger. *Heat Exchangers - Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*. Washington: Hemisphere Publ. Co.

Silva, L. (2008). *Desenvolvimento de metodologias para simulação de escoamentos polidispersos usando código livre*. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Rio de Janeiro.

- Smirnov, P. (2008). Sensitization of the SST Turbulence Model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur Correction Term . *Proceedings of ASME Turbo Expo* .
- Spalart, P. R. (1997). On the sensitization of Turbulence Models to Rotation and Curvature. *Aerospace Science and Technology* , 1, No. 5, 297-302.
- Su, J. (2010). *Introdução a Modelos de Turbulência* (1ª ed.). Rio de Janeiro, Brasil.
- Sukhatme, S., & Devotta, S. (1988). *Classification of Heat Transfer Equipment*. In: R.K. Shah; E.C. Subbarao; R.A. Mashelkar. *Heat Transfer Equipment Design*. Washington: Hemisphere Publ. Co.
- Tinker, T. (1958). *Shellside Characteristics of Shell-and-Tube Heat Exchangers: A Simplified Rating System for Commercial Heat Exchangers*. Trans. ASME.
- Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). (1988). *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association* , 7th. New York.
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (1995). *Computational Fluid Dynamics*. Longman.
- White, F. (2002). *Fluid Mechanics* (4ª ed.). Rhode Island: McGraw-Hill.
- Zhang, J., He, Y., & Tao, W. (2009). 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer* , v.52, pp.5371-5380.