CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

DEIGLYS BORGES MONTEIRO

TROCADORES DE CALOR CERÂMICOS PARA APLICAÇÕES ENVOLVENDO ALTAS TEMPERATURAS: UM ESTUDO NUMÉRICO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COM DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

São Bernardo do Campo

2010

DEIGLYS BORGES MONTEIRO

TROCADORES DE CALOR CERÂMICOS PARA APLICAÇÕES ENVOLVENDO ALTAS TEMPERATURAS: UM ESTUDO NUMÉRICO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COM DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, orientado pelo Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

São Bernardo do Campo

2010

Monteiro, Deiglys Borges
Trocadores de calor cerâmicos para aplicações envolvendo altas temperaturas: um estudo numérico através de simulação com dinâmica dos fluidos computacional / Deiglys Borges Monteiro. São Bernardo do Campo, 2011.
124 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário da FEI.
Orientador: Prof. Paulo Eduardo Batista de Mello

1. Trocador de Calor Cerâmico. I. Mello, Paulo Eduardo Batista de, orient. II. Título.

CDU 66.045

Centro Universitário da FEI

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA JULGADORA

PGE- 10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Deiglys Borges Monteiro

Matrícula: 209133-8

Título do Trabalho: Trocadores de Calor Cerâmicos para Aplicações Envolvendo Altas Temperaturas: Um Estudo Numérico através de Simulação com Dinâmica dos Fluidos Computacional.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da defesa: 16 / Fevereiro / 2011

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO [X] REPROVADO [ ]

São Bernardo do Campo, 16 / 02 /2011

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Ass.: P. Eduardo B. de Mello

Prof. Dr. Luís Fernando Novazzi

Ass.:

Prof. Dr. Maurício Silva Ferreira

Ass.: Mauricio S.F.

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

P. Eduardo B. de Mello

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Dedico este trabalho a todos aqueles que

estiveram de alguma forma presentes

ou envolvidos durante sua execução,

especialmente a meus pais e irmão.

AGRADECIMENTOS

Inicialmente agradeço ao Prof.º Dr. Paulo Eduardo pela sua orientação, conselhos, paciência e conversas. Este trabalho seria impossível sem sua dedicação e esmero.

Ao Centro Universitário da FEI por proporcionar a oportunidade de avanço nos meus conhecimentos e na minha vida acadêmica, parte de um sonho e de uma meta pessoal.

A meus pais e irmão pela imensa compreensão que tiveram e pelo apoio que me deram em todos os sentidos e momentos durante este período tão importante para mim.

A todos aqueles que se envolveram de alguma forma com este trabalho e comigo durante este período, cujo apoio não é menos importante.

RESUMO

Sistemas como os de geração de energia elétrica ou aqueles em que se deseja o aumento da eficiência energética necessitam de trocadores de calor capazes de operar a altas temperaturas, tipicamente superiores à 800°C. Para suportar as condições de operação desses sistemas esses trocadores de calor devem ser construídos com materiais cerâmicos. Entretanto a literatura traz poucas informações sobre as técnicas de projeto destes componentes. O presente trabalho utiliza a técnica conhecida por CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional) para um estudo inicial de uma geometria de um trocador de calor cerâmico (TCC) do tipo placas para aplicações envolvendo altas temperaturas. A metodologia de cálculo para trocadores de calor compactos pode ser aplicada. O trocador de calor cerâmico proposto irá operar com gases escoando em contra-corrente. Buscando suprir a carência de informações sobre o projeto térmico do TCC o presente trabalho levantará valores para os fatores j de Colburn e atrito f em função do número de Reynolds a partir dos quais foram desenvolvidas correlações adequadas para a geometria proposta. É feita uma validação da ferramenta de simulação usando configurações geométricas similares para trocadores de calor compactos. A partir das correlações desenvolvidas é possível se obter a efetividade ε, as temperaturas de saída dos fluidos e a queda de pressão provocada por este tipo de trocador de calor cerâmico.

Palavras chave: trocador de calor cerâmico.

ABSTRACT

There are potential applications for heat exchangers capable to support working temperatures above 800°C, particularly in thermal power plants. In order to support these rigorous working conditions, these heat exchangers must be constructed with ceramics. However, information about the design of this kind of heat exchanger is not available in technical literature. The present work uses CFD (Computational Fluid Dynamics) to conduct one initial study of one ceramic heat exchanger using the plate-fin geometry. The calculation procedures commonly used for compact heat exchangers can be used in this case. The proposed heat exchanger operates in a counter-flow arrangement. Correlations for the Colburn and friction factors are presented as a function of the Reynolds number, obtained from the simulation results. The validation is conducted using similar geometric configurations for compact heat exchangers. The correlations presented in the present work may be used to predict the effectiveness, outlet temperatures and pressure drop in a ceramic heat exchanger.

Keywords: ceramic heat exchanger; EFGT; EFCC.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Nome	Descrição da figura	Página
Figura 1-	Representação esquemática de um ciclo EFCC de geração de energia elétrica.	21, 26
Figura 2-	Placa de SiC sinterizada do lado do gás de admissão para trocador de calor.	22, 28
Figura 3-	Representação esquemática do corpo do trocador de calor cerâmico e as direções dos escoamentos.	30
Figura 4-	Raios de arredondamento da parte frontal e da base da aleta.	31
Figura 5-	Distribuição das máximas tensões principais normais para condição de regime permanente.	31
Figura 6-	Trocador de calor cerâmico.	33
Figura 7-	Padrão de escoamento no interior do trocador de calor.	33
Figura 8-	Influência da efetividade do trocador de calor e da temperatura de admissão do ar na eficiência térmica de uma micro-turbina.	34
Figura 9-	Representação esquemática da geometria tipo superfície primária (*primary surface*).	35
Figura 10-	Centro de um trocador de calor metálico tipo anular (*annular primary surface*).	35
Figura 11-	Geometria para trocador de calor cerâmico tipo superfície primária.	37
Figura 12-	Desenvolvimento da camada limite entre fileiras de aletas para geometria OSF.	43
Figura 13-	Coeficiente local de transferência de calor por convecção para geometria OSF.	43
Figura 14-	Curvas típicas dos fatores j e f para geometria de Tubos Chatos com aletas.	46
Figura 15-	Representação esquemática típica para geometria de Tubos Chatos com offset 9,1-0,737-S.	47, 86
Figura 16-	Representação esquemática da geometria OSF.	47
Figura 17-	Representação esquemática típica para geometria OSF 1/9-24,12.	48
Figura 18-	Região de contração e local da ocorrência da máxima velocidade de escoamento.	54

Figura 19-	Descrição da equação de transporte.	60
Figura 20-	Comportamento do esquema CDS em locais de grandes gradientes.	64
Figura 21-	Comportamento do esquema Upwind em locais de grandes gradientes.	64
Figura 22-	Mudança da malha executada pelo método Multigrid.	67
Figura 23-	Representação esquemática de um elemento tetraédrico.	69
Figura 24-	Representação esquemática de um elemento hexaédrico.	69
Figura 25-	Representação esquemática de um elemento prismático.	70
Figura 26-	Representação esquemática de um elemento piramidal.	70
Figura 27-	Exemplo de distribuição de temperatura, em °C.	71
Figura 28-	Exemplo de distribuição de pressão relativa, em Pa.	71
Figura 29-	Exemplo de distribuição dos coeficientes locais de transferência de calor por convecção nas paredes de uma geometria de Tubos Chatos, em W/m² K.	73
Figura 30-	Fluxograma para obtenção da efetividade ε.	73
Figura 31-	Fluxograma para obtenção do fator de transferência de calor j.	73
Figura 32-	Fluxograma para obtenção do fator de atrito f.	74
Figura 33-	Fluxograma da ordem dos componentes dentro do software utilizado.	74
Figura 34-	Detalhe de uma geometria com malha não-estruturada, tipo “extrudada” 2D.	75
Figura 35-	Geometria OSF de base metálica típica, construída com chapas de espessura reduzida.	79
Figura 36-	Geometria OSF com 4 fileiras de aletas.	80
Figura 37-	Relações de periodicidade utilizadas para geometria OSF com 4 fileiras de aletas.	82
Figura 38-	Detalhe do refinamento da malha nas regiões próximas às paredes e do espaçamento irregular dos elementos para a geometria OSF.	83
Figura 39-	Comparativo dos dados obtidos para geometria OSF nas configurações de 4 e 8 fileiras de aletas com os dados de Kays e London (1984).	84
Figura 40-	Curvas dos fatores j e f para geometria OSF.	85

Figura 41-	Distribuição de Temperatura para geometria OSF de 4 fileiras de aletas, em °C.	85
Figura 42-	Relações de periodicidade e simetria utilizadas para geometria de Tubos Chatos com 6 fileiras de tubos.	87
Figura 43-	Geometria de Tubos Chatos com 3 fileiras de tubos.	87
Figura 44-	Geometria de Tubos Chatos com 6 fileiras de tubos.	87
Figura 45-	Malha não-estruturada “extrudada” 2D para geometria de Tubos Chatos com 3 fileiras.	88
Figura 46-	Camadas de prismas nos tubos e espaçamento irregular dos elementos na geometria de Tubos Chatos.	88
Figura 47-	Detalhe da disposição das camadas na malha “extrudada” 2D para a geometria de Tubos Chatos.	89
Figura 48-	Curvas dos fatores j e f para geometria de Tubos Chatos com aletas.	89
Figura 49-	Comparativo entre os dados obtidos para configuração de 3 e 6 fileiras referentes à geometria de Tubos Chatos com os dados de Kays e London (1984).	90
Figura 50-	Erro percentual para j obtido para as configurações de 3 e 6 fileiras de Tubos Chatos em relação aos dados de Kays e London (1984).	91
Figura 51-	Erro percentual para f obtido para as configurações de 3 e 6 fileiras de Tubos Chatos em relação aos dados de Kays e London (1984).	91
Figura 52-	Distribuição de temperatura para geometria de Tubos Chatos com 6 fileiras de tubos, em °C.	92
Figura 53-	Distribuição de pressão relativa para geometria de Tubos Chatos com 6 fileiras de tubos, em Pa.	92
Figura 54-	Porcentagem de erro associado ao refinamento de malha.	94
Figura 55-	Valores obtidos para os fatores j e f no estudo de refinamento de malha.	94
Figura 56-	Dimensões da geometria simplificada e relações de periodicidade e simetria utilizadas, em mm.	96
Figura 57-	Detalhe da geometria interna do sólido cerâmico do TCC.	97
Figura 58-	Dimensões da geometria proposta para o TCC, relações de simetria e direções dos escoamentos, em mm.	98
Figura 59-	Valores dos fatores j e f da geometria proposta para o TCC.	100

Figura 60-	Distribuição de temperatura para a geometria proposta para o TCC, em °C.	101
Figura 61-	Distribuição de pressão relativa para a geometria proposta para o TCC, em Pa.	101
Figura 62-	Distribuição dos coeficientes locais de transferência de calor por convecção, em W/m² °C.	101
Figura 63-	Distribuição da condutividade térmica do fluido frio para geometria proposta do TCC, em W/mK.	105
Figura 64-	Distribuição da massa específica do fluido frio para geometria proposta do TCC, em kg/m³.	105
Figura 65-	Distribuição da viscosidade dinâmica para o fluido frio para geometria proposta do TCC, em Pa s.	105
Figura 66-	Distribuição da temperatura do fluido frio para geometria proposta do TCC, em °C.	105
Figura 67-	Distribuição da pressão relativa do fluido frio para geometria proposta do TCC, em Pa.	105
Figura 68-	Distribuição de temperatura no sólido do TCC, em °C.	106
Figura B.1-	Célula unitária da geometria proposta para o TCC.	117

LISTA DE TABELAS

Nome	Descrição	Pagina
Tabela 1-	Parâmetros de projeto para o trocador de calor cerâmico.	30
Tabela 2-	Parâmetros de construção típicos para geometria OSF 1/9-24,12 de base metálica.	48, 81
Tabela 3-	Parâmetros de construção típicos para geometria Tubos Chatos 9,1-0,737-S de base metálica.	49, 86
Tabela 4-	Valores de ϕ e Γ para obtenção das equações diferenciais de conservação.	61
Tabela 5-	Parâmetros da malha para geometria OSF 1/9-24,12 de base metálica com 4 e 8 fileiras de aletas.	82
Tabela 6-	Parâmetros da malha para geometria de Tubos Chatos 1,9-0,737-S de base metálica com 3 e 6 fileiras de tubos.	87
Tabela 7-	Parâmetros da malha extrudada para geometria de Tubos Chatos 1,9-0,737-S de base metálica com 6 fileiras de tubos usada para estudo de refinamento de malha.	93
Tabela 8-	Parâmetros da malha para a geometria proposta sem domínio sólido.	99
Tabela 9-	Parâmetros da malha para simulação com domínio sólido no TCC.	102
Tabela 10-	Comparativo de valores analíticos e numéricos para a geometria do TCC com vazão mássica igual para os domínios fluidos.	104
Tabela 11-	Valores mínimos e máximos das propriedades em função da temperatura para os domínios fluidos.	104
Tabela 12-	Calor trocado nas interfaces dos domínios fluidos.	106
Tabela 13-	Variação da efetividade, número de Reynolds e queda de pressão com a vazão mássica.	107
Tabela 14-	Recursos computacionais utilizados nas simulações.	107
Tabela A.1-	Valores das propriedades para Ar à 25°C e 1 atm.	114
Tabela A.2-	Propriedades típicas da Alumina à 500°C.	114
Tabela A.3-	Propriedades do ar para uso com as equações de Sutherland.	115
Tabela C.1-	Parâmetros calculados com o software EES para Re=1000.	120
Tabela C.2-	Parâmetros calculados com o software EES para vazão mássica igual em ambos os lados e L=0,3m.	123

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
A	Área de transferência de calor total
A_{ff}	Área de escoamento livre (*Free Flow Area*)
A_{fr}	Área da seção transversal (Área frontal)
A_i	Área da face do volume
a_i	Coeficiente da equação algébrica do sistema linear dos volumes vizinhos
a_p	Coeficiente da equação algébrica do sistema linear do volume onde estão sendo resolvidas as equações (ponto "P")
A_{SR}	Área de seção reta
b	Espaçamento entre placas
c	Espessura de chapa das aletas
C_c	Capacidade calorífica do fluido frio
C_h	Capacidade calorífica do fluido quente
C_{max}	Capacidade calorífica máxima
C_{min}	Capacidade calorífica mínima
C_p	Calor específico a pressão constante
C_{pc}	Calor específico a pressão constante para o fluido frio
C_{ph}	Calor específico a pressão constante para o fluido quente
C_r	Razão entre capacidades caloríficas
C_v	Calor específico a volume constante
d	Espaçamento entre aletas
dA	Área de secção transversal infinitesimal
D_h	Diâmetro Hidráulico
dq	Calor transferido infinitesimal
Erro	Erro percentual
G	Velocidade mássica máxima do escoamento
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção
h_0	Entalpia do fluido
i	Energia interna do fluido
k	Condutividade térmica do fluido
k_0	Condutividade térmica de referência para o fluido

L	Comprimento percorrido a direção do escoamento
$\dot{m}$	Vazão mássica
$\dot{m}_h$	Vazão mássica do fluido quente
$\dot{m}_c$	Vazão mássica do fluido frio
n	Número de volumes finitos
P	Pressão
$P_{média}$	Pressão média
q	Calor real transferido
q_{max}	Máxima transferência de calor possível
r	Resíduo da equação do sistema algébrico linear
R	Constante universal dos gases
r_h	Raio Hidráulico
S	Constante de Sutherland
S_ϕ	Termo fonte relacionado à propriedade genérica do fluido
S_{Mi}	Termo fonte devido às quantidades de movimento externas
S_{Mx}	Termo fonte da quantidade de movimento na direção x
S_{My}	Termo fonte da quantidade de movimento na direção y
S_{Mz}	Termo fonte da quantidade de movimento na direção z
S_T	Termo fonte da equação da energia
S_u	Termo fonte do sistema linear de equações algébricas
t	Tempo
T	Temperatura
T_0	Temperatura de referência
T_c	Temperatura do lado frio do trocador de calor
T_{ci}	Temperatura do fluido frio na entrada do trocador de calor
T_{co}	Temperatura do fluido frio na saída do trocador de calor
T_h	Temperatura do lado quente do trocador de calor
T_{hi}	Temperatura do fluido quente na entrada do trocador de calor
T_{ho}	Temperatura do fluido quente na saída do trocador de calor
$T_{média}$	Temperatura média de mistura
U	Coeficiente global de transferência de calor
u	Componente cartesiana da velocidade no eixo x

u_i	Componentes da velocidade para o sistema de coordenadas adotado
v	Velocidade média do escoamento
v	Componente cartesiana da velocidade no eixo y
w	Componente cartesiana da velocidade no eixo z
x	Coordenada cartesiana do eixo x
y	Coordenada cartesiana do eixo y
z	Coordenada cartesiana do eixo z
Δp	Queda de pressão entre a entrada e a saída do trocador de calor
$\Delta\vec{s}$	Vetor com origem no nó a montante da face do volume de controle onde é calculado ϕ
$[\phi]$	Vetor solução do sistema algébrico linear
[A]	Matriz dos coeficientes do sistema algébrico linear
[b]	Lado direito das equações do sistema algébrico linear

* Todas as unidades estão no Sistema Internacional de unidades (S.I.)

Adimensionais	Significado
Re	Número de Reynolds
St	Número de Stanton
j	Fator de Colburn ou de transferência de calor
$j_{referencia}$	Fator de Colburn ou de transferência de calor de referência
$j_{simulação}$	Fator de Colburn ou de transferência de calor obtido nas simulações
Pr	Número de Prandtl
f	Fator de atrito
NTU	Número de Unidades de Transferência (*Number of Transfer Units*)
j_{TCC}	Fator de transferência de calor para o Trocador de Calor Cerâmico
f_{TCC}	Fator de atrito para o Trocador de Calor Cerâmico

Letras gregas	Significado
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
μ_0	Viscosidade dinâmica de referência para o fluido

ρ	Massa específica do fluido
α	Relação entre largura e altura de uma geometria OSF
δ	Relação entre espessura de chapa e comprimento de uma geometria OSF
γ	Relação entre espessura de chapa e largura de uma geometria OSF
ε	Efetividade do trocador de calor
υ_i	Volume específico na entrada do trocador de calor
υ_o	Volume específico na saída do trocador de calor
υ_m	Volume específico médio
σ	Razão entre áreas A_{ff} e A_{fr}
ϕ	Variável genérica de uma propriedade do fluido
Γ	Coeficiente de difusão
β	Coeficiente relativo ao esquema de discretização usado
ξ	Razão Área de transferência de calor total / Volume entre placas
ψ	Razão Área de transferência de calor / Volume total
Φ	Função de dissipação viscosa
λ	Viscosidade secundária do fluido
ω	Peso molecular do gás

Siglas	Significado
CFD	Computational Fluid Dynamics
EFCC	Externally Fired Combined Cycle
EFGT	Externally Fired Gas Turbine
IFGT	Indirect Fired Gas Turbine
TCC	Trocador de Calor Cerâmico
TIT	Turbine Inlet Temperature
IFCC	Integrated Gasification Combined Cycle
OSF	Offset Strip Fin
FEM	Finite Elements Method
ICR	InterCooled and Recuperated
CDS	Central Differencing Scheme
QUICK	Quadratic Upwind Differencing Scheme
RMS	Root Mean Square

CAD	Computational Aided Design
RAM	Randon Access Memory
SIMPLE	Semi IMPlicit Linked Equations
SIMPLER	SIMPLE Revisado
SIMPLEC	SIMPLE Consistente
PRIME	PRessure Implicit Momentum Explicit

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 21
   1.1 Objetivo do trabalho 23
   1.2 Organização do trabalho 24

2. REVISÃO DA LITERATURA 25
   2.1 Aplicações potenciais para trocadores de calor cerâmicos 25
   2.2 Projeto e desenvolvimento de trocadores de calor cerâmicos 27
   2.3 Trocadores de calor compactos 42
      2.3.1 Trocadores de calor com aletas deslocadas (OSF) 42
      2.3.2 Trocadores de calor de Tubos Chatos e aletas planas (Flat Tubes) 45
      2.3.3 Correlações para projeto de trocadores de calor cerâmicos 46
   2.4 Projeto térmico de trocadores de calor compactos 49

3. MODELO MATEMÁTICO E SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS 50
   3.1 Modelo matemático 50
      3.1.1 Equação diferencial da conservação da massa 51
      3.1.2 Equação diferencial da conservação da quantidade de movimento 51
      3.1.3 Equação diferencial da conservação da energia 52
   3.2 Projeto térmico de trocadores de calor compactos 53

4. MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS 59
   4.1 Discretização das equações diferenciais 59
      4.1.1 Obtenção das equações algébricas 60
      4.1.2 Esquemas de discretização dos termos advectivos 62
      4.1.3 Solução do acoplamento Pressão-Velocidade 64
      4.1.4 Solução dos sistemas lineares 66
      4.1.5 Critério de convergência 67
   4.2 Malha computacional 68

4.3 Análise dos resultados (pós-processamento) 70
4.4 Características do programa simulador utilizado 74
4.4.1 Variação das propriedades termofísicas 77

5. RESULTADOS 78
5.1 Escolha da configuração geométrica para validação 79
5.2 Validação: Trocador com aletas deslocadas – geometria OSF 80
5.2.1 Configuração geométrica e malha computacional 80
5.2.2 Análise dos resultados 83
5.3 Validação: Trocador de Tubos Chatos e aletas planas - geometria Flat Tubes 86
5.3.1 Configuração geométrica e malha computacional 86
5.3.2 Análise dos resultados 89
5.4 Estudo de refinamento de malha 92
5.5 Trocador de Calor Cerâmico (TCC) 94
5.5.1 Configuração geométrica 96
5.5.2 Material cerâmico 98
5.5.3 Malha computacional – simulação da geometria simplificada 98
5.5.4 Análise dos resultados 99
5.5.5 Simulação da geometria proposta para o TCC envolvendo transferência de calor conjugada e vazões em massa iguais em ambos os lados 101
5.5.6 Análise dos resultados 103
5.6 Informações sobre os recursos computacionais 107

6. CONCLUSÃO 108

REFERÊNCIAS 111

APÊNDICE A 114
A1. Tabela de propriedades usadas pelo software para Ar à 25°C e 1 atm 114
A2. Tabela de propriedades da Alumina 114

A3. Equações de Sutherland para avaliação das propriedades k e μ em função da temperatura 114
A4. Equação de estado para os gases ideais 115

APÊNCIDE B 116
B1. Cálculo do diâmetro hidráulico (Dh) 116

APÊNDICE C 118
C1. Algoritmo de cálculo do comprimento do trocador de calor cerâmico 118
C2. Algoritmo de cálculo da efetividade, temperaturas de saída e número de Reynolds dos fluidos com vazão mássica igual para os fluidos quente e frio 121

1. INTRODUÇÃO

A maior parte dos trocadores de calor são fabricados utilizando materiais metálicos. Exemplos de aplicação para os trocadores de calor vão desde o simples aquecimento e resfriamento de fluidos até a recuperação de calor em complexos ciclos termodinâmicos utilizados em usinas de geração de energia elétrica.

É simples entender o motivo do uso de materiais metálicos para a construção de trocadores de calor. Esses materiais possuem várias características importantes, que se constituem em vantagem, como facilidade de fabricação e custo reduzido. Além disso, a literatura existente sobre trocadores de calor considera que os mesmos são fabricados utilizando materiais metálicos. Entretanto, inúmeras aplicações requerem temperaturas de trabalho acima daquelas suportadas pelos materiais metálicos, limitados a aplicações com temperaturas máximas da ordem de 800°C.

Há a necessidade do uso de materiais que suportem temperaturas mais altas, bem como estejam menos sujeitos à corrosão em várias aplicações. Um tipo de trocador para altas temperaturas é aquele destinado para operar apenas com gases (gás-gás). As aplicações potenciais para este tipo de trocador são: regeneração em ciclos de turbina a gás e ciclo com combustão externa (queima de biomassa, por exemplo), sendo que ambos os processos são sensíveis a introdução de perdas de carga no sistema. No caso da queima de combustível em câmara de combustão externa, como em ciclos EFGT (Externally Fired Gas Turbine) ou EFCC (Externally Fired Combined Cycle), tal trocador tem papel importantíssimo.

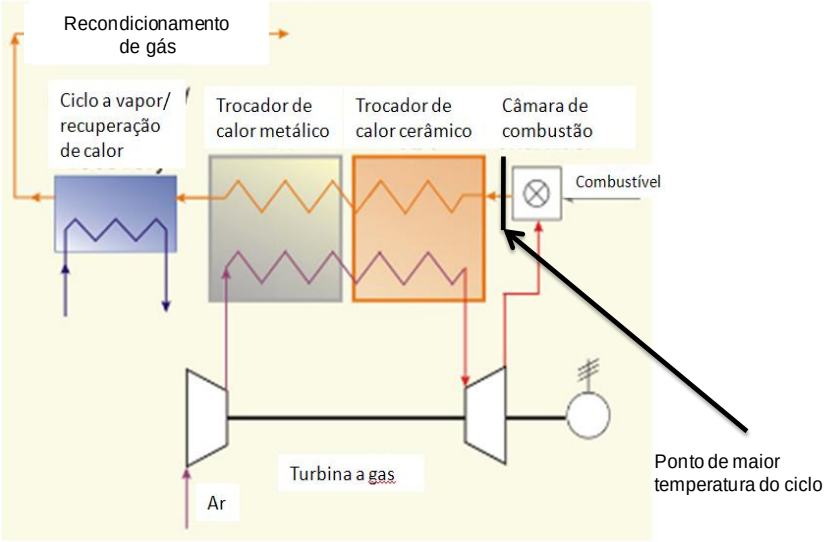

Figura 1: Representação esquemática de um ciclo EFCC de geração de energia elétrica.
Fonte: Autor “adaptado de” Fischedick et al. (2007)

Em ciclos EFCC, conforme representação esquemática da Figura 1, os produtos de combustão são utilizados para aquecer o ar comprimido que será injetado diretamente na turbina para realização de trabalho. Desta forma, o trocador de calor deverá não somente oferecer uma baixa perda de carga como também deve resistir a temperaturas superiores às de entrada do ar na turbina.

Assim, como alternativa aos metais, é necessário o uso de outro tipo de material que suporte temperaturas de trabalho superiores a 800°C. É amplamente aceito na literatura que para estas aplicações a melhor alternativa aos metais são os materiais cerâmicos.

De acordo com Shah, Thonon e Benforado (2000), em aplicações com altas temperaturas, a única solução tecnológica é o uso de materiais cerâmicos nos trocadores de calor para que os mesmos sejam duráveis.

Em muitos casos, os materiais cerâmicos já são utilizados nos componentes internos das turbinas em peças compostas por um núcleo metálico revestidas com materiais cerâmicos. Ao se fazer isso, permite-se uma proteção do metal contra as altas temperaturas e, algumas vezes, esse recurso pode estar associado ao uso de recursos adicionais de resfriamento.

O trabalho de Fischedick et al. (2007) dá uma idéia do estado da arte quanto ao desenvolvimento, projeto e fabricação dos trocadores de calor cerâmicos. A Figura 2 ilustra uma placa de um protótipo de trocador de calor feita com materiais cerâmicos.

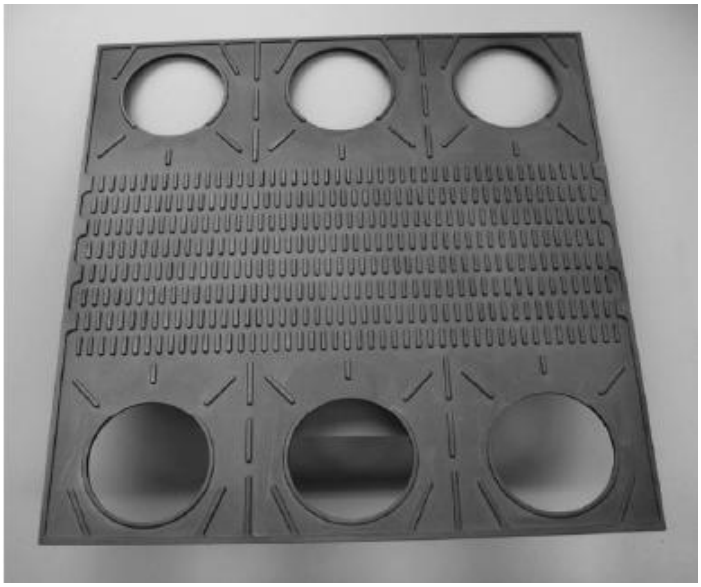

Figura 2: Placa de SiC sinterizada do lado do gás de admissão para trocador de calor.
Fonte: Fischedick et al. (2007)

Conforme comentado por McDonald (2003), o uso de trocadores de calor cerâmicos é reconhecido como uma necessidade em muitas aplicações há décadas, embora os estudos nessa área ainda sejam incipientes. Sendo assim, existem muitas dúvidas e lacunas nas informações disponíveis, como questões relacionadas a incrustações (*fouling*), durabilidade e custos. Para os trocadores de calor cerâmicos, esses dados estarão disponíveis a partir do momento em que os mesmos forem construídos e colocados em operação. A despeito disso, é comentada em diversos trabalhos a importância da corrosão, sem entretanto quantificá-la. No Brasil, o presente trabalho é o primeiro estudo que se tem notícia nessa área.

Ferramentas de simulação são muito úteis nas fases iniciais do projeto de um trocador de calor. Isto porque elas permitem que os resultados iniciais sejam obtidos sem a necessidade da construção de protótipos, otimizando o tempo de desenvolvimento e projeto.

O que torna o projeto de um trocador de calor cerâmico desafiador é a necessidade de uma elevada efetividade associada à menor perda de carga possível. Além disso, o mesmo deverá resistir às tensões térmicas que surgirão em sua estrutura durante sua operação.

1.1 Objetivo do trabalho

O objetivo do presente trabalho é fazer um estudo de um trocador de calor cerâmico do tipo placas, para operação gás-gás e de dimensões reduzidas destinado a operar em altas temperaturas. Neste estudo serão fornecidos os primeiros dados do desempenho térmico do trocador de calor cerâmico com a geometria proposta. Estes dados estarão na forma da efetividade ε e dos fatores j de Colburn e de atrito f, ambos em função do número de Reynolds, obtidos com o auxílio de simulação numérica CFD.

Na medida do possível os dados obtidos com as simulações serão validados através da comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais de geometrias similares de trocadores de calor disponíveis na literatura, tendo em vista que não se tem notícia de correlações para o projeto térmico de trocadores de calor cerâmicos.

Como os materiais cerâmicos apresentam uma baixa condutividade térmica, se comparados aos metais, uma série de simulações finais utilizando transferência de calor conjugada será apresentada como forma de avaliar a influência que a resistência térmica devido ao uso destes materiais tem sobre o desempenho térmico do trocador de calor cerâmico. A transferência de calor conjugada é a consideração da transferência de calor por condução nas paredes do trocador de calor.

Não é objetivo deste trabalho projetar e construir um trocador de calor cerâmico ou uma bancada experimental onde o mesmo possa ser ensaiado. Também não serão feitas avaliações quanto à capacidade do trocador de calor suportar esforços termo-estruturais devido às condições de operação às quais está submetido ou ao seu projeto estrutural.

1.2 Organização do trabalho

O presente trabalho está organizado da seguinte forma: O capítulo 2 apresenta a revisão da literatura, onde são discutidos os estudos relevantes sobre o tema. O capítulo 3 apresenta as equações de conservação que governam o modelo matemático usado para as simulações de CFD e as equações utilizadas para o projeto de trocadores de calor compactos. O capítulo 4 apresenta os conceitos envolvidos no método dos volumes finitos e a forma como o software utilizado nas simulações se organiza. O capítulo 5 apresenta as características geométricas das geometrias utilizadas para validação, a malha computacional utilizada nestas simulações, os resultados obtidos, incluindo os resultados do estudo de refinamento de malha. Também é apresentado no capítulo 5 as características geométricas da geometria proposta para o trocador de calor cerâmico, a malha computacional e os resultados obtidos. O capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta uma revisão da literatura. Para melhor organização das discussões, o mesmo foi dividido em seções. A seção 2.1 apresenta uma introdução onde são apresentadas algumas aplicações potenciais para os trocadores de calor cerâmicos. A seção 2.2 apresenta uma revisão da literatura sobre trabalhos que abordam o desenvolvimento dos trocadores de calor cerâmicos e as simulações CFD de trocadores de calor. A seção 2.3 apresenta uma discussão sobre trocadores de calor compactos com Aletas Deslocadas (Offset Strip Fin) e de Tubos Chatos com aletas planas (aqui chamado apenas de Flat Tubes). Por fim, é apresentado na seção 2.4 algumas considerações finais.

2.1 Aplicações potenciais para trocadores de calor cerâmicos

O trocador de calor para altas temperaturas têm várias aplicações potenciais. Segundo Ohadi e Buckley (2001), entre elas estão seu emprego em plantas de geração de energia elétrica, na recuperação de calor, em indústrias químicas e de processos que, em anos recentes, necessitaram elevar a eficiência térmica de seus processos através da elevação das temperaturas em que os mesmos operam. Devido a fatores como a corrosão e às altas temperaturas de operação, superiores a 1000°C, muitas vezes são necessários trocadores de calor feitos com materiais cerâmicos. Como também é comentado em seu trabalho, a temperatura de entrada na turbina (TIT – Turbine Inlet Temperature) de um ciclo Brayton influi significativamente na eficiência térmica ciclo sendo que, quanto maior for esta temperatura maior será a eficiência térmica do ciclo.

Além da elevação na eficiência térmica da turbina, Ohadi e Buckley (2001) também citam outras vantagens de usar o artifício de elevar a TIT, como a redução do consumo de combustíveis fósseis e as emissões de gases de efeito estufa para a atmosfera (Green House Effect gases). Porém, em se tratando de uma turbina, a elevação da temperatura é limitada pelos materiais usados em suas pás. Como comentado pelos autores, uma TIT de 1100°C ou maior é o objetivo atual a ser alcançado para que se possa elevar a eficiência térmica da turbina.

Segundo Ohadi e Buckley (2001), alguns ciclos modernos de geração de energia elétrica têm como característica a recuperação de calor dos gases de escape numa turbina a gás de queima indireta (IFGT – Indirect Fired Gas Turbine), em que um trocador de calor é

colocado no lugar da câmara de combustão. Tal tipo de construção tem como vantagem o aumento da eficiência térmica da turbina a gás, evitar a corrosão de suas pás e reduzir a poluição.

Para operações em que as temperaturas são superiores a 1000°C, Ohadi e Buckley (2001) recomendam que o material do trocador de calor seja cerâmico. Isso também é recomendado caso os gases em contato com o trocador de calor sejam corrosivos, como em uma operação de termo-oxidação de produtos de combustão em processos de controle de poluentes.

Segundo McDonald e Rodgers (2008), a eficiência térmica de micro-turbinas a gás (turbinas com potência entre 30 e 100 kW) fica em torno de 30%. Esta eficiência térmica aparentemente baixa se deve à razão de compressão e temperatura de admissão na turbina que, no caso de equipamentos de pequeno porte, são desfavoráveis por razões construtivas.

Especificamente na área de geração de energia elétrica, que é o foco do presente trabalho, os trocadores de calor cerâmicos apresentam aplicações potencialmente interessantes. Ciclos como o EFGT e o EFCC são apenas alguns entre tantos outros possíveis. Embora estes ciclos tenham sido concebidos há décadas, não se tem notícia da implementação dos mesmos. Uma representação esquemática de um ciclo EFCC é mostrada na Figura 1, novamente representada neste capítulo.

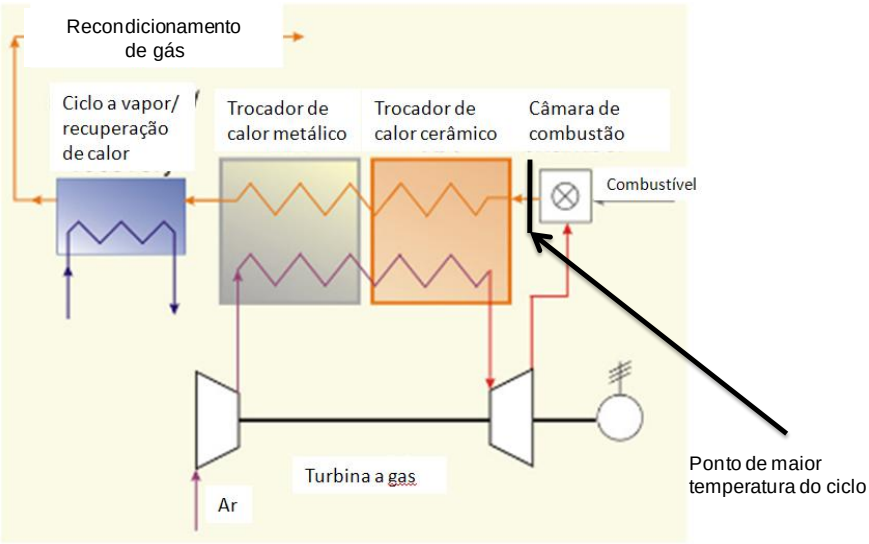

Figura 1: Representação esquemática de um ciclo de geração de energia elétrica EFCC (Externally Fired Combined Cycle).
Fonte: Autor “adaptado de” Fischedick et al. (2007)

A vantagem dos ciclos EFCC e EFGT é a possibilidade do uso de combustíveis menos nobres, como o carvão e a biomassa sem que haja problemas para a turbina por conta de

materiais particulados provenientes desses tipos de combustíveis. A possibilidade do uso de biomassa como combustível torna os ciclos EFCC e EFGT ainda mais atrativos, já que a mesma é um combustível renovável.

Roquette et al. (2005) fazem uma discussão sobre o ciclo EFGT utilizando como combustível o bagaço de cana. Conforme comentado pelos autores, este ciclo tem como pontos chave a câmara de combustão à pressão atmosférica e o trocador de calor para altas temperaturas substitutos do sistema de combustão tradicional. Além disso, conforme os autores, o ciclo EFGT é um ciclo bastante flexível quanto aos combustíveis que podem ser utilizados.

Para que a aplicação de um trocador de calor cerâmico conforme o esquema da Figura 1 seja possível, é desejável que este tenha algumas características, como oferecer baixa perda de carga e possuir efetividade elevada. Em seu trabalho, Fischedick et al. (2007) discutem a importância do desenvolvimento de Trocadores de Calor Cerâmicos (TCC). Segundo eles, em ciclos EFCC, foco de seu trabalho, a temperatura na entrada da turbina geralmente é superior a 1100°C por longos períodos de tempo, demandando que os trocadores de calor sejam construídos com materiais cerâmicos.

Como outros exemplos de aplicação, Fischedick et al. (2007) também citam o Ciclo Combinado de Gaseificação Integrada (IFCC) que opera normalmente com temperaturas da ordem de 1350 a 1600°C, as Células Combustíveis de Oxidação Sólida que operam com temperaturas de 1000°C, e a recuperação de calor em ambientes agressivos que operam com temperaturas acima de 1000°C, como em plantas de fundição de alumínio.

2.2 Projeto e desenvolvimento de trocadores de calor cerâmicos

Fischedick et al. (2007) citam que dentre a classe dos materiais cerâmicos, existem aqueles mais ou menos aptos para o uso em trocadores de calor de altas temperaturas. Isso é devido a características térmicas mais ou menos adequadas para este fim, custo, entre outras características.

Outro ponto que também deve ser levado em consideração é o tipo construtivo do TCC, independente do tipo de ciclo no qual ele é utilizado. Segundo Fischedick et al. (2007), para aplicações em altas temperaturas alguns tipos de construção sugeridos na literatura disponível são: tipo casco-tubo e tipo baioneta.

Diversos estudos com trocadores de calor têm sido feitos há algumas décadas. Alguns modelos são casco-tubo, que possuem tubos parcialmente recobertos por aletas, outros são do

tipo baioneta e possuem algum tipo de recobrimento para proteger o substrato cerâmico contra corrosão em ambientes agressivos sendo que, quanto maior for a temperatura de operação maior será também a corrosão, ainda que o ambiente não seja quimicamente agressivo.

Entretanto, aplicar as soluções possíveis para prevenir tal efeito muitas vezes é bastante difícil na prática, podendo até inviabilizar a aplicação da mesma no trocador de calor ou elevar significativamente o custo do mesmo, conforme comentado por Fischedick et al. (2007). Todavia, em geral, os trocadores para altas temperaturas têm um ponto em comum: alguma forma de uso dos materiais cerâmicos. No caso, o carbeto de silício (SiC), ou materiais que o tenham em sua composição, é um material que sempre encontra lugar em aplicações para altas temperaturas, conforme discutido pelos autores que abordam o tema.

Fischedick et al. (2007) propõem um trocador cerâmico baseado em um novo conceito, usando uma geometria com aletas deslocadas (OSF). Conforme pode ser visto na Figura 2, aqui novamente representada, as aletas estão dispostas em fileiras e separadas por um pequeno espaço entre cada uma delas.

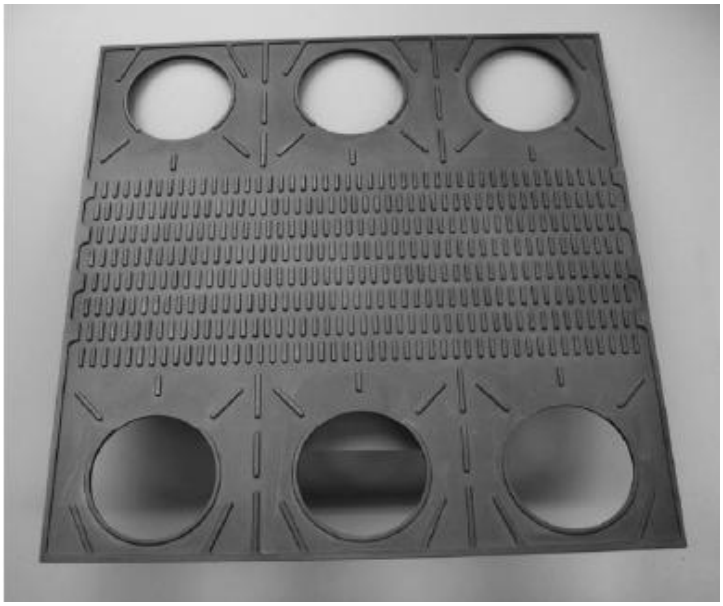

Figura 2: Placa de SiC sinterizada do lado do gás de admissão para trocador de calor.
Fonte: Fischedick et al. (2007)

Essa disposição, permite que haja uma intensificação da transferência de calor pois faz com que uma nova camada limite térmica seja formada sobre cada nova fileira de aletas. No caso de trocadores de calor metálicos, a configuração OSF é facilmente conseguida com processos de fabricação já consagrados. Entretanto, quando esta configuração é utilizada para os trocadores cerâmicos, há a necessidade de se fazer algumas considerações importantes para que sua fabricação seja possível.

Conforme também lembrado por Fischedick et al. (2007), o material da estrutura do trocador de calor deve resistir aos esforços termomecânicos que surgirão durante sua operação. Deve-se lembrar que um dos requisitos para o correto funcionamento do trocador de calor é garantir sua estanqueidade, que pode ficar comprometida caso haja deformações excessivas na estrutura do trocador ou trincas que fragilizem a mesma, podendo inclusive levá-la ao colapso. Outro requisito importante é que o material seja impermeável aos fluidos com os quais terá contato. No caso dos ciclos EFGT e EFCC, tratam-se apenas ar e produtos de combustão.

Foram comparados materiais cerâmicos e ligas metálicas com níquel, como o SiC (Carbeto de Silício), o Al_2O_3(Alumina) e o Nimonic 90 (nome comercial de uma liga metálica com níquel), sendo o SiC o material escolhido para o trocador de calor. Grandezas como a temperatura suportada (da ordem de 1200°C), coeficiente de expansão térmica e condutividade térmica também foram avaliadas dentre as demais características dos materiais.

Uma desvantagem dos materiais cerâmicos é sua fragilidade intrínseca. Devido a isso, peças cerâmicas têm coeficientes de segurança mais altos do que aqueles normalmente usados para outros materiais, mesmo quando são utilizadas ferramentas de projeto atuais, como a mecânica da fratura. Por isso foi necessário um estudo estrutural usando o Método dos Elementos Finitos.

Fischedick et al. (2007) construíram um protótipo usando processos de sinterização. Os principais passos são descritos brevemente. Primeiramente foram fabricadas placas, que são o elemento principal do trocador de calor. Para tanto, uma quantidade do material em forma de pó é misturado a um aglutinante e à água, sendo em seguida colocado em uma matriz contendo o molde da placa. Ao final do processo, tem-se uma placa dita verde. Estas placas são então sinterizadas e após isso são colocadas em pares e unidas pelo material pastoso do restante da placa, sendo novamente sinterizadas. Segundo os autores, as juntas têm de 75 a 90% da resistência da estrutura do trocador de calor cerâmico. Sendo assim, elas podem ser consideradas como uma parte estrutural no projeto do trocador de calor. Além disso, esse tipo de junta torna o corpo do trocador selado, o que não poderia ser obtido com outros tipos de vedações devido às altas temperaturas de operação. Como uma desvantagem desse processo, o trocador não poderá ser desmontado para manutenção e substituição de placas quebradas devido ao processo de sinterização das juntas. A placa obtida por Fischedick et al. (2007) pode ser visualizada na Figura 2.

No que diz respeito ao projeto térmico, Fischedick et al. (2007) tomaram como parâmetros de projeto os dados levantados a partir de um ciclo EFCC utilizando madeira

como combustível. Os parâmetros estão listados na tabela 1. Os autores utilizaram correlações experimentais levantadas na literatura, baseadas nos fatores “j” de Colburn e “f” de Fanning durante esta etapa.

Tabela1: Parâmetros de projeto para o trocador de calor cerâmico.

Carga térmica	$\dot{Q}_{th}$	10.1 MW_{th}
Temperatura de entrada/saída dos gases de admissão	$T_{i,pg}/T_{o,pg}$	700/1015 °C
Temperatura de entrada/saída dos gases de escape	$T_{i,fg}/T_{o,fg}$	1215/900 °C
Temperatura de saída dos gases da turbina	$T_{o,gt}$	423 °C
Fluxo de massa do gás de admissão/escape	$\dot{m}_{rg}/\dot{m}_{pg}$	27.5/24.4 kg/s
Pressão média do gás de admissão/escape	p_{pg}/p_{fg}	14.04/1.03 bar
Máxima perda de carga do gás de admissão/escape	$\Delta p_{pg}/\Delta p_{fg}$	0.7/0.4 bar
Efetividade	ε	64.4%

Fonte: Fischedick et al. (2007)

O trocador de calor tem geometria do tipo contra-corrente, conforme mostra a Figura 3, escolhida por auxiliar na manutenção das temperaturas nos níveis desejados, bem como das tensões térmicas ao longo do corpo em níveis que não prejudiquem a integridade da estrutura. Fischedick et al. (2007) comentam que a perda de carga oferecida pelo trocador de calor está intimamente ligada à sua largura, ao comprimento dos canais internos e ao número de placas.

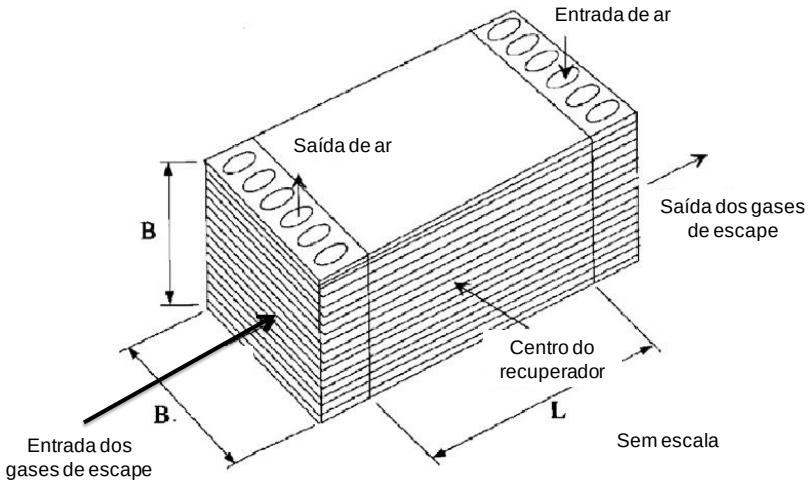

Figura 3: Representação esquemática do corpo do trocador de calor cerâmico e as direções dos escoamentos.
Fonte: Autor “adaptado de” Fischedick et al. (2007)

Os autores utilizaram o Método dos Elementos Finitos (FEM), para determinarem as tensões térmicas e as tensões originadas pela pressão interna do trocador de calor. Foram simuladas situações de regime permanente e regime transiente, sendo que nesta última, simulava-se uma parada emergencial do equipamento em que o trocador de calor estava inserido. No final, encontraram um coeficiente de segurança para as tensões de 8,0 para o caso de regime permanente e de 4,9 para o caso de regime transiente.

É importante ressaltar que as aletas possuem raios de arredondamento na sua base e em suas extremidades, colocados para minimizar as tensões máximas nessas regiões. Como é lembrado por Fischedick et al. (2007), regiões onde existem gradientes de temperatura maiores também concentram as maiores tensões. A distribuição de temperaturas pode ser observada na Figura 4 e a distribuição das máximas tensões principais normais da simulação em regime permanente pode ser visualizada na Figura 5.

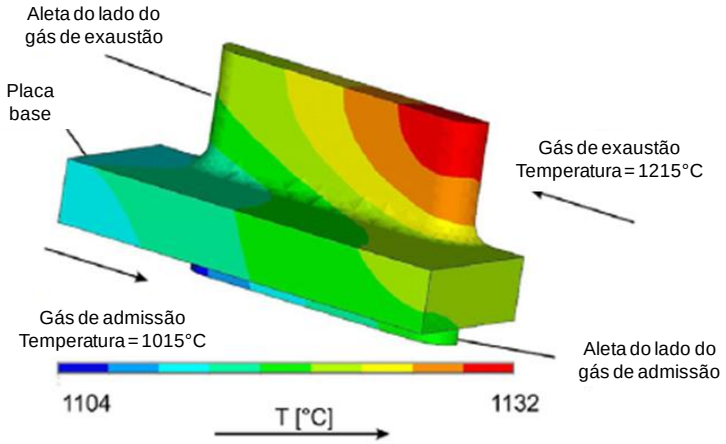

Figura 4: Raios de arredondamento da parte frontal e da base da aleta.
Fonte: Fischedick et al. (2007)

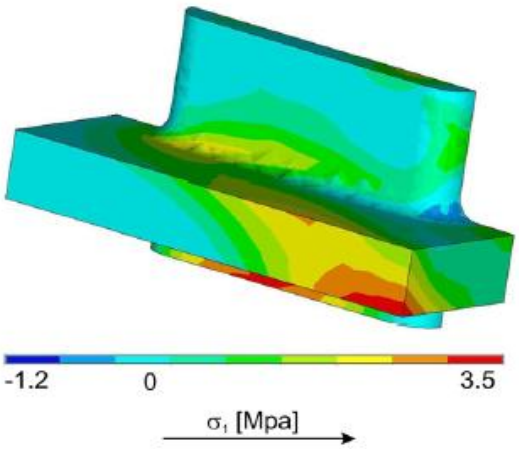

Figura 5: Distribuição das máximas tensões principais normais para condição de regime permanente.
Fonte: Fischedick et al. (2007)

Alguns pontos interessantes foram observados por Fischedick et al. (2007) quanto à distribuição das tensões. Um desses pontos refere-se às tensões que surgem de um lado e do outro de cada placa por conta das diferenças de temperatura dos gases. Isto é, um lado da placa estará tensionado em tração devido a uma expansão do material causada pela alta temperatura dos gases quentes enquanto do lado oposto o material estará tensionado em compressão em virtude da contração do material por causa da temperatura mais baixa do gás que passa pela região.

Outro ponto está associado à espessura das aletas, mostrando que uma aleta mais espessa tende a sofrer menos com as tensões. No geral, para a geometria estudada por Fischedick et al. (2007), os coeficientes de segurança estão bastante altos e, assim, uma alteração mínima na geometria visando a melhora de uma ou outra característica não terá impacto significativo na integridade da estrutura do trocador de calor.

Nas simulações em regime transiente, os autores reproduziram uma situação de parada de emergência, o pior caso devido ao escoamento dos gases cessar de imediato e o trocador de calor sofrer um aquecimento inicial, aumentando as tensões térmicas, antes do posterior resfriamento. Os efeitos do aumento das tensões e deformações nessa condição foram minimizados devido à estrutura cerâmica do trocador de calor ser bastante rígida e resistente. Mesmo assim, deformações e tensões já existentes aumentaram por um período de tempo.

Fischedick et al. (2007) usaram relações de simetria para a modelagem das diferentes partes do trocador de calor e para as simulações. Tais relações de simetria foram suficientes para descrever as tensões surgidas nas diferentes regiões do trocador de calor, não sendo necessárias simulações envolvendo todo o conjunto. Entretanto, os autores alertam para o fato dessa prática não descrever adequadamente as tensões que surgem devido à perda de calor para o ambiente. No caso, tais perdas foram consideradas pequenas devido ao isolamento térmico espesso normalmente encontrado ao redor dos trocadores de calor.

McDonald e Rodgers (2008) apresentam justificativa semelhante para o desenvolvimento e construção de um trocador de calor cerâmico, com vistas ao incremento possível na eficiência térmica dos ciclos atuais com micro-turbinas (turbinas com potências menores que 100kW), passando de um valor modesto de 30% para cerca de 40% ou mais, através do aumento da temperatura do ar de admissão da câmara de combustão.

A temperatura tida como ideal para que se atinja o rendimento almejado de 40%, deve ser de no mínimo 1350°C para o caso de potências menores que 100kW, e de 1100°C para micro-turbinas operando em ciclos com Recuperação e resfriamento Intermediário (ICR) com potências entre 300 e 400kW. Os autores ainda citam outra aplicação potencial para os

trocadores de calor cerâmicos, como aplicações veiculares em ciclos híbridos. Também ressaltam o quanto um trocador de calor para recuperação é caro, podendo custar cerca de 30% do valor do equipamento para recuperadores metálicos.

McDonald e Rodgers (2008) construíram um trocador de calor utilizando um método semelhante ao usado por Fischedick et al. (2007), também utilizando o SiC (Carbeto de Silício) como material. Os motivos para a escolha deste material foram semelhantes: custo, facilidade de fabricação e compatibilidade com o ambiente de aplicação. Neste caso a estrutura do trocador de calor obtida ao final do processo é conhecida como trocador de calor de micro-canais. A Figura 6 serve para ilustrar melhor o trocador de calor obtido. McDonald e Rodgers (2008) lembram que este processo é possível de ser utilizado para fabricação em escala industrial. Já na Figura 7 pode-se observar o padrão de escoamento no interior do trocador de calor, que é do tipo contra-corrente.

Figura 6: Trocador de calor cerâmico.
Fonte: McDonald e Rodgers (2008)

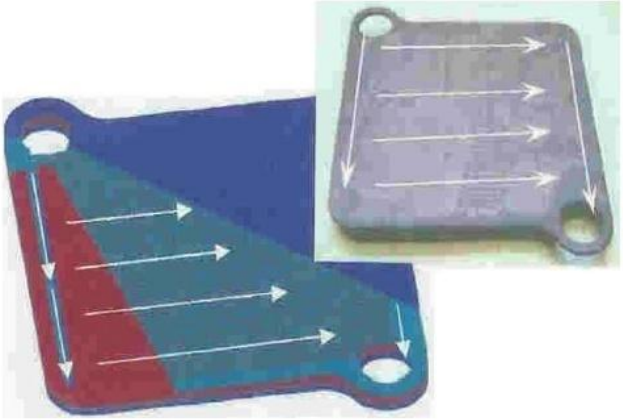

Figura 7: Padrão de escoamento no interior do trocador de calor.
Fonte: McDonald e Rodgers (2008)

Um dos parâmetros mais importantes do trocador de calor é sua efetividade, que deve ser trabalhada exaustivamente para que se consiga atingir maiores eficiências térmicas no ciclo onde o trocador está aplicado. A influência da efetividade dos trocadores de calor na eficiência térmica de uma micro-turbina operando com razão de compressão 3,0 está representado na Figura 8. Pode-se ver através deste gráfico que a eficiência térmica da micro-turbina aumenta com o aumento da temperatura na entrada do ar na mesma, assim como aumenta com o aumento da efetividade do trocador de calor.

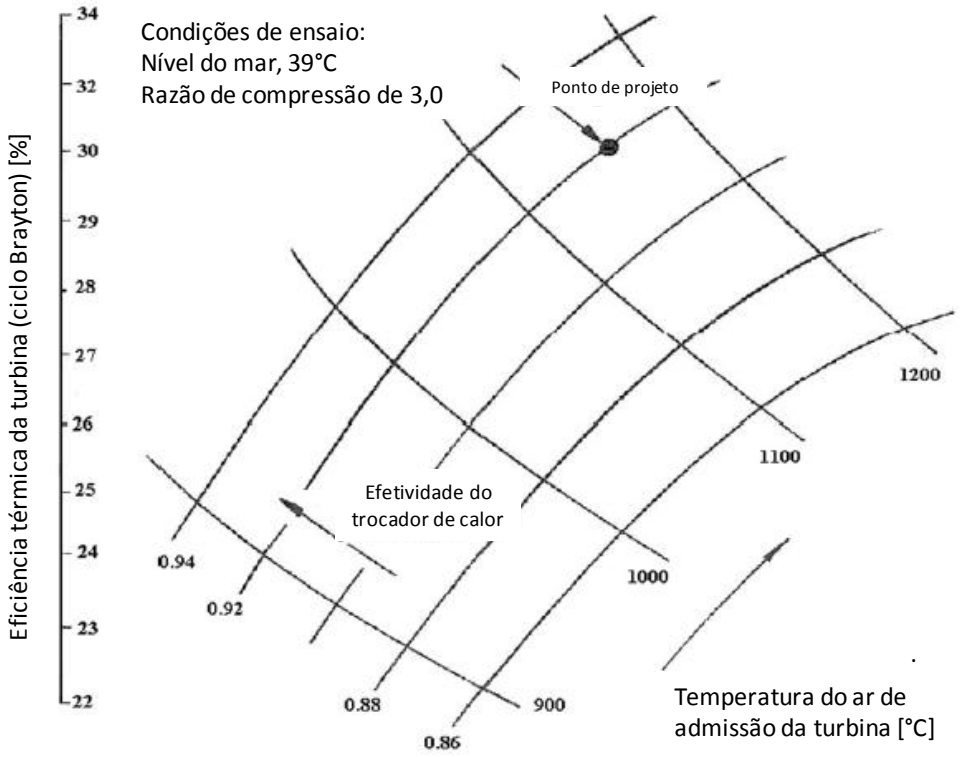

Figura 8: Influência da efetividade do trocador de calor e da temperatura de admissão do ar na eficiência térmica de uma micro-turbina.
Fonte: McDonald e Rodgers (2008)

Segundo McDonald e Rodgers (2008), a temperatura de admissão das turbinas cerâmicas é determinada pela resistência dos materiais empregados, resistência à fadiga de alto ciclo, resistência à oxidação e carga do ciclo. Além disso, outro parâmetro importante é a temperatura do gás quente que passa pelo trocador de calor, antes limitada pela resistência à oxidação do metal utilizado no trocador de calor.

McDonald (2003) comenta que o parâmetro mais importante para uma turbina à gás de alta eficiência é a temperatura do ar de entrada na turbina. O autor comenta ainda que um rendimento de 35% de uma pequena turbina a gás de 100kW, já bastante alto, só é possível de ser aumentado para cerca de 40% com o uso de componentes capazes de suportar altas

temperaturas, como o trocador de calor utilizado em ciclos regenerativos que deve ser construído com material cerâmico assim como os outros componentes que terão contato direto com os fluidos e gases quentes do processo.

Conforme apresentado por McDonald (2003), existem várias geometrias para trocadores de calor compactos de alta efetividade possíveis de serem aplicadas com sucesso em conjunto com pequenas turbinas a gás, como as geometrias do tipo contra-corrente. Algumas outras geometrias possíveis são: de superfície primária (*primary surface*), anular (*annular primary surface*), espiral (*spiral wrapped*), tubular (*tubular geometry*). Uma representação esquemática para a geometria do tipo superfície primária é mostrada na Figura 9, enquanto um exemplo de trocador de calor com geometria do tipo anular é mostrado na Figura 10. Vale destacar que estes exemplos servem apenas para ressaltar algumas das geometrias possíveis para os trocares de calor, já que tais geometrias foram desenvolvidas para equipamentos que utilizam materiais metálicos, e não cerâmicos.

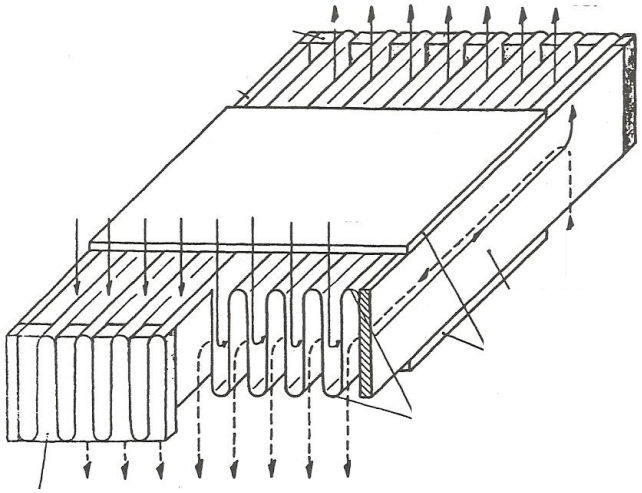

Figura 9: Representação esquemática da geometria tipo superfície primária (*primary surface*).
Fonte: Autor "adaptado de" Hesselgreaves (2001)

Figura 10: Centro de um trocador de calor metálico tipo anular (*annular primary surface*).
Fonte: McDonald (2003)

Das geometrias verificadas por McDonald (2003), a do tipo superfície primária foi a que atendeu a um maior número de requisitos que possibilitam a fabricação em larga escala de um trocador de calor com a durabilidade e resistência necessárias, bem como um potencial menor custo.

Um ponto importante levantado pelo autor é quanto ao desempenho dos trocadores de calor operando com baixas vazões, comportamento este pouco conhecido. Segundo ele, em muitos trocadores de calor é possível assumir que a troca térmica se dá apenas na direção normal ao escoamento. Entretanto, para trocadores de calor de alta efetividade e de escoamento em contra-corrente, existe um fluxo de calor na direção longitudinal, algo indesejável pois o mesmo faz com que as temperaturas ao longo do trocador de calor tendam a se igualar. Este efeito indesejável é altamente dependente da condutividade térmica do material do trocador de calor, do comprimento dos dutos condutores do gás, e da área transversal do trocador de calor. A transferência de calor devido a esse fluxo de calor longitudinal tem influência significativa na efetividade do trocador de calor quando operado com baixas vazões.

McDonald (2003) fala sobre o aumento da temperatura do ar de entrada na turbina como forma de se aumentar a eficiência térmica num ciclo, que em geral está da ordem de 30% em ciclos com micro-turbinas de 100 kW de potência utilizando recuperadores de calor comuns. Um aumento nessa eficiência térmica para cerca de 40% é possível para turbinas de 200 a 500 kW de potência, sendo que para isso é necessário o uso de tecnologias de ponta e recuperadores de calor de alta efetividade e baixo custo.

Sobre os materiais de construção dos trocadores de calor, McDonald (2003) cita os materiais comumente utilizados para este fim e seus limites de aplicação, ou seja, as máximas temperaturas possíveis de serem utilizadas sem que ocorram danos por fluência, escoamento ou ruptura do material, oxidação e corrosão além dos limites toleráveis. Por exemplo, o aço inoxidável 347, utilizado em algumas aplicações com micro-turbinas devido às suas boas propriedades e baixo custo, possui uma temperatura limite de 675°C, podendo chegar a 750°C, caso seja utilizado um aço inoxidável 347 desenvolvido especialmente para este fim. Para que se possa operar com maiores temperaturas, outros materiais são necessários, como a alta liga Inconel 625 ou a superliga Haynes 214. Neste caso, a temperatura limite é maior, mas o custo desses materiais também é superior, tornando seu uso inviável para aplicações comuns.

As eficiências térmicas esperadas quando do uso desses materiais são da ordem de 30% para o aço inoxidável 347, 33% para o aço inoxidável 347 especial, 35% para a alta liga Inconel 625 e 38% para a superliga Haynes 214.

Tamanho cuidado na escolha da melhor geometria e do melhor material para cada aplicação é justificada devido ao trocador de calor ser amplamente reconhecido como o componente mais caro da micro-turbina, segundo McDonald (2003). Conforme o autor, pode haver uma redução de no custo do trocador de calor caso se concentrem esforços para isso e sejam feitas análises detalhas no que se refere à influência das várias geometrias possíveis de serem utilizadas, dos materiais, entre outros. No caso do material utilizado, o custo do mesmo tem impacto direto em produções de larga escala.

McDonald (2003) ainda cita que o uso de trocadores de calor cerâmicos é reconhecido como uma necessidade em muitas aplicações com turbinas a gás há décadas e que os desenvolvimentos desses equipamentos devem continuar de modo a se evitar os problemas encontrados em suas primeiras variantes. Também comenta que o máximo rendimento de ciclos com micro-turbinas só é possível de ser alcançado com o uso de trocadores de calor cerâmicos para altas temperaturas. Mesmo assim, os estudos nessa área ainda são modestos.

Ainda é citado por McDonald (2003) que a geometria de superfície-primária deve ser seriamente considerada em um estudo com trocadores de calor cerâmicos. Na Figura 11 é apresentado um exemplo de geometria para trocadores de calor cerâmicos.

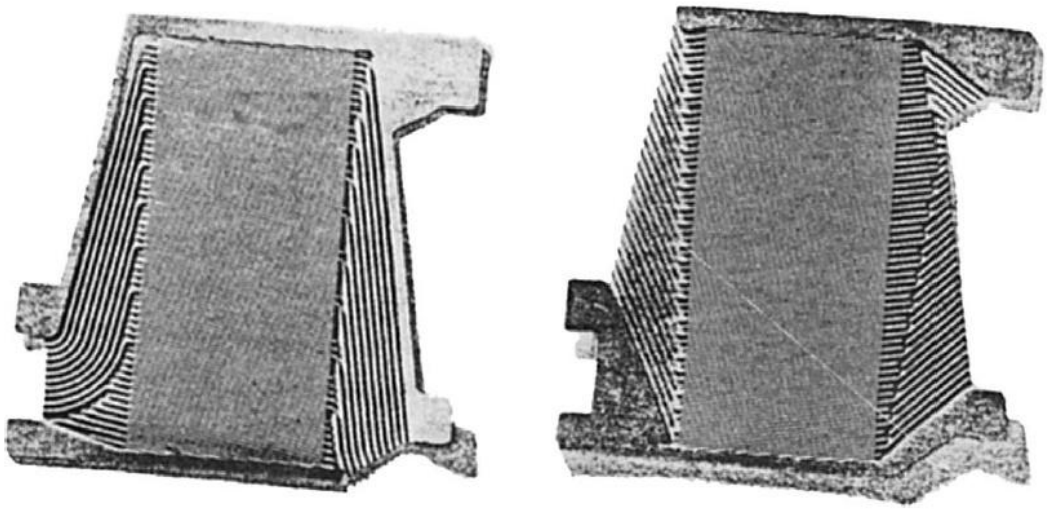

Figura 11: Geometria para trocador de calor cerâmico tipo superfície primária.
Fonte: McDonald (2003)

No que diz respeito às geometrias mais adequadas para aplicação com micro-turbinas, Traverso e Massardo (2005) mostram que trocadores do tipo placa-aleta (*plate-fin*) não

apresentam resultados tão bons nesta aplicação quanto em outras devido à eficiência de suas aletas, que usualmente fica entre 75 e 80%. Além disso, devido a uma maior complexidade de suas estruturas, a geometria de placa-aleta possui um maior custo de fabricação. Ao contrário disso, trocadores de calor do tipo superfície primária não tem sua efetividade afetada pela eficiência de aletas, tendo assim valores de efetividade mais elevados. Conforme os autores, a não existência de aletas também afeta o custo de fabricação de um trocador de calor, já que dessa maneira, usa-se uma menor quantidade de material para fabricar o trocador de calor.

A despeito disso, os custos dos trocadores de calor são diretamente impactados pela quantidade de material que é usada para fabricá-los, ou em outras palavras, são afetados consequentemente pelo seu peso.

Traverso e Massardo (2005) ainda comentam sobre os efeitos da perda de carga imposta por um trocador de calor sobre o rendimento térmico de uma micro-turbina. Segundo os autores, o desempenho de uma micro-turbina com recuperador é independente da distribuição da perda de carga provocada pelo recuperador entre o lado frio e o lado quente, sendo importante apenas a perda de carga total.

Além disso, em se tratando de aplicações com micro-turbinas, alguns parâmetros devem ser levados em consideração como o quão compacto é o trocador de calor, a perda de carga total oferecida pelo mesmo, custo, sendo que o custo é um dos mais importantes parâmetros de acordo com os autores.

Traverso e Massardo (2005) fizeram simulações para encontrar qual geometria possuía menor custo, qual era a solução mais compacta, e qual a melhor solução. Após as simulações, encontraram que a geometria de placa-aleta era a mais otimizada enquanto a geometria de superfície primária era a mais compacta. Em outros estudos, os autores simularam três diferentes condições para trocadores de calor de superfície primária e de placa-aleta com cargas térmicas de 50, 100, 500 kW.

Para as três condições, Traverso e Massardo (2005) encontraram resultados semelhantes, onde concluíram que a geometria de placa-aleta era a mais compacta, possuindo uma grande área de troca térmica. Porém, teve em contrapartida um custo maior devido às suas características geométricas mais complexas. A configuração de superfície primária possuía menor peso e, em função disso, um menor custo. Os autores ainda comentam que uma solução com melhor custo-benefício apresenta uma alta perda de carga do lado frio, mas que a melhor solução deve evitar geometrias com custos baixos e altas perdas de carga.

Ainda como parte de seu trabalho, Traverso e Massardo (2005) chegaram aos valores possíveis de redução de custo comparando as soluções mais compactas e as mais baratas para

estas potências. São eles, redução de custo de 6% para aplicações até 50 kW, de 12% para aplicações até 100 kW e de 20% para aplicações até 500 kW. Ou seja, quanto maior for a potência e o tamanho do trocador de calor, maiores serão as reduções de custo possíveis de se alcançar.

Sunden (2005) enfatiza as excelentes características de resistência mecânica dos materiais cerâmicos como o carbeto de silício (SiC) em aplicações com temperaturas acima de 1000°C, citando ainda uma aplicação onde tal resistência é crucial, o ônibus espacial.

Segundo Sunden (2005), alguns pontos devem ser observados quando da escolha do material do trocador de calor cerâmico. São eles: a resistência a choques térmicos, resistência a altas temperaturas, resistência à corrosão, e em alguns casos a condutividade térmica. Novamente, um dos fatores cruciais para aplicações de trocadores de calor em sistemas compactos é o seu custo, o que no caso de trocadores para altas temperaturas favorece os equipamentos construídos com materiais cerâmicos, mais baratos do que as ligas metálicas existentes atualmente capazes de suportar temperaturas da mesma ordem. A geometria é outro fator importante quando do desenvolvimento de um trocador de calor cerâmico. No caso de uma aplicação veicular usando um sistema híbrido com turbina a gás, o trocador deve possuir uma superfície de troca térmica compacta, eficiente e que ofereça baixa perda de carga.

Sunden (2005) alerta para alguns pontos que merecem atenção especial durante o projeto de trocadores de calor cerâmicos. São eles: as peças cerâmicas (especialmente tubos) não devem ser muito longas, a vedação entre as partes do trocador de calor, a possível alteração das características do material ao longo do tempo por contaminação e os custos de fabricação podem ser elevados.

Segundo o autor, o parâmetro mais importante quando o objetivo é elevar a eficiência térmica de uma turbina a gás é a sua temperatura de entrada (TIT). Para que se possa atingir o objetivo de uma eficiência térmica de 40% em aplicações com micro-turbinas, os materiais das partes em contato direto com as altas temperaturas deverão ser adequados a essa nova condição, abrindo espaço para os materiais cerâmicos.

Sunden (2005) menciona também que um ciclo EFCC só será possível de se realizar com o uso de trocadores de calor cerâmicos. Isso porque as temperaturas envolvidas nesse tipo de arranjo podem superar os 1300°C, temperatura esta suportada quase apenas por materiais cerâmicos.

Quanto às geometrias possíveis para o trocador de calor cerâmico, Sunden (2005) destaca: as do tipo superfície-primária, a de placa-aleta, a de superfície tubular e a baioneta (*bayonet tubes*), sendo que a superfície-primária tem a vantagem de sua geometria superficial

ser 100% eficiente para a transferência de calor (como não ocorre com as superfícies aletadas)Além disso, sua vedação não necessita de longos tempos de sinterização em fornos de alta temperatura, tornando-a menos custosa.

Shah, Thonon e Benforado (2000) discutem em seu trabalho aplicações para os trocadores de calor em sistemas voltados à redução de poluentes. Conforme é ressaltado pelos autores, em aplicações com altas temperaturas a única solução tecnológica é o uso de materiais cerâmicos nos trocadores de calor para que os mesmos sejam duráveis. Ainda como alternativa, é citado pelos autores o uso de materiais compostos de base metálica com recobrimento cerâmico. Também é comentado pelos autores que os esforços têm sido focados no projeto mecânico ao invés do térmico nos trocadores de calor cerâmicos, e que tais esforços devem ser voltados agora para o desenvolvimento de trocadores de calor com maior efetividade para operarem nas mesmas condições.

Diversos trabalhos envolvendo estudos e projeto de trocadores de calor com o uso de ferramentas computacionais de CFD vêm sendo publicados já há algum tempo. A grande maioria, porém, se refere a estudos de trocadores de calor metálicos. Além dos estudos apresentados até o momento, alguns dos quais fazem uso de algum tipo de ferramenta computacional, pode-se citar diversos outros que utilizam ferramentas de CFD intensamente. Os temas são bastante variados, assim como as aplicações dos trocadores de calor desses estudos.

Apesar disso e da possibilidade de visualização de fenômenos que em bancadas experimentais são impossíveis de visualizar, mas que as simulações com CFD permitem ao usuário, ainda é difícil de encontrar estudos que simulem todo um trocador de calor, conforme Bakhit e Fakheri (2006). Segundo os autores, é computacionalmente proibitivo obter-se uma solução numérica completa para as distribuições dos escoamentos e temperaturas em trocadores de calor por conta das complexas geometrias envolvidas e por conta da transferência de calor conjugada.

Conforme Bakhit e Fakheri (2006), os estudos existentes baseiam-se na simulação de pequenas partes do trocador de calor em estudo onde são aplicadas diversas condições de contorno. De acordo com os autores, estudos assim são uma aproximação onde não são levadas em conta as interações entre cada parte do trocador de calor, a forma como os escoamentos interagem entre si, ou como a transferência de calor entre os fluidos quente e frio através das fronteiras sólidas influenciam a efetividade do trocador de calor. Tais simplificações têm maior influência em trocadores de calor de micro canais, foco do trabalho dos autores.

O trabalho de Zhang e Li (2003) aborda os trocadores de calor de placa-aleta. Em seu estudo, os autores conduziram simulações CFD para predizerem a distribuição do escoamento dentro de um trocador de calor. Conforme citado pelos autores, no projeto de trocadores de calor é assumido que o escoamento em seu interior é uniformemente distribuído, algo que não acontece na prática por conta da forma inadequada do arranjo de entrada dos trocadores de calor, projeto deficiente e presença de mecanismos de transferência de calor complexos.

De acordo com Zhang e Li (2003), apenas alguns poucos autores estudaram a má distribuição do escoamento nos trocadores de calor usando ferramentas de CFD, que pode ser mais séria quando se têm escoamentos de fluidos com mais de uma fase.

É destacado por Zhang e Li (2003) que as ferramentas de CFD podem fornecer a flexibilidade necessária para fazer alterações na geometria dos modelos sem a necessidade de gastos com um grande número de protótipos ou bancadas de testes, tornando assim os custos do estudo relativamente menores.

Ismail et al. (2009) conduziram simulações CFD para obtenção dos fatores de transferência de calor j e de atrito f em função do número de Reynolds de geometrias OSF e de aletas onduladas (*Wavy Fin*). O objetivo era o estudo da má distribuição do escoamento dentro de trocadores de calor, os arranjos de entrada e saída do escoamento no trocador de calor e seus efeitos sobre o desempenho do mesmo. Conforme é citados pelos autores, a limitação de espaço em aplicações aeroespaciais muitas vezes impossibilitam o uso de arranjos otimizados.

Grijspeerdt et al. (2005) citam o uso de ferramentas computacionais de CFD para simulação de trocadores de calor usados na indústria de laticínios, uma aplicação comum e bastante importante onde é necessário garantir a proteção contra agentes microbiológicos no produto final de forma a aumentar sua vida. Neste estudo os autores citam algumas dificuldades encontradas nessa indústria com os trocadores de calor, que aumentam os custos de manutenção e de processamento do produto, bem como os gastos com energia. No estudo, os autores têm como foco a introdução do uso de ferramentas de CFD para cálculos de escoamentos e simulação dos trocadores de calor para processamento de leite.

Gaderer et al. (2010) apresentam um estudo sobre a geração de energia elétrica e de calor para distribuição distrital utilizando biomassa como combustível em que o foco do trabalho está relacionado à possibilidade do uso de câmaras de combustão de biomassa com leito fluidizado em ciclos como o EFGT. A ferramenta de simulação CFD foi utilizada para verificação da influência que partes internas de duas geometrias distintas de trocadores de calor para altas temperaturas têm sobre o fluxo de gases dentro do trocador de calor. Os

conceitos das geometrias estudadas visam o aumento da transferência de calor, a diminuição de incrustações. Os autores ainda usaram as simulações CFD para determinação da perda de carga total e dos coeficientes de transferência de calor locais.

Yin et al. (2008) também discutem em seu trabalho as simulações CFD e seu uso na determinação de parâmetros que afetam a combustão em uma câmara de queima de biomassa de forma a minimizar a emissão de poluentes e melhorar a queima da biomassa. Também fazem menção sobre o crescente uso das simulações CFD nessa área.

2.3 Trocadores de calor compactos

Kays e London (1984) apresentam correlações para o fator j de Colburn e de atrito f em função do número de Reynolds para diversas geometrias de trocadores de calor compactos, variando os mais diversos parâmetros como a forma superficial das aletas, a forma dos tubos (Tubos Chatos, Tubos Redondos), configurações geométricas (OSF, de Aletas Planas ou Plain-Fin) entre outros.

Em seu trabalho, Kays e London (1984) definem o número de Reynolds em função de uma velocidade máxima de escoamento que surge entre as aletas ou tubos devido a uma contração local, apresentando também a equação para o cálculo do diâmetro hidráulico, cujo valor é fornecido para cada geometria. Estes parâmetros são definidos em detalhes no capítulo seguinte.

É importante mencionar que o material de base dos trocadores de calor compactos para os quais Kays e London (1984) apresentaram correlações dos fatores j e f são metálicos e que as espessuras das chapas utilizadas para a construção das aletas desses trocadores de calor são reduzidas e, portanto, não aplicáveis a trocadores de calor cerâmicos.

2.3.1 Trocadores de calor com aletas deslocadas (OSF)

Manglik e Bergles (1995), usando o trabalho de Kays e London (1984) e de outros autores, levantaram na literatura os dados para diversas configurações de trocadores de calor com a geometria OSF, comparando suas características geométricas com os fatores j e f em função de diversos valores do número de Reynolds. A partir disso desenvolveram correlações modificadas para estes fatores j e f, mais adequadas para descrevê-los nos três regimes de escoamento: laminar, faixa de transição e turbulento, evitando as descontinuidades que surgem na mudança do regime laminar para o regime turbulento. Vale ressaltar que todas as

geometrias utilizadas por Manglik e Bergles (1995) usam como material de base chapas metálicas de espessura fina.

Webb e Kim (2005) apresentam em seu trabalho sobre os princípios da intensificação da transferência de calor os conceitos sobre o tema. Normalmente, os efeitos de intensificação são desejados para escoamentos com baixos valores do número de Reynolds, ou seja, para escoamentos de regime laminar (valores de Re entre 500 e 1500). Especificamente no que diz respeito à geometria OSF, Weeb e Kim (2005) descrevem detalhadamente a forma como se pode intensificar a transferência de calor. Na Figura 12 é mostrado esquematicamente o mecanismo de intensificação de transferência de calor utilizado pela geometria OSF, que faz com que uma nova camada limite se desenvolva ao passar de uma fileira de aletas para outra. Na Figura 13 é mostrado um gráfico onde é possível visualizar o que ocorre com o coeficiente local de transferência de calor por convecção.

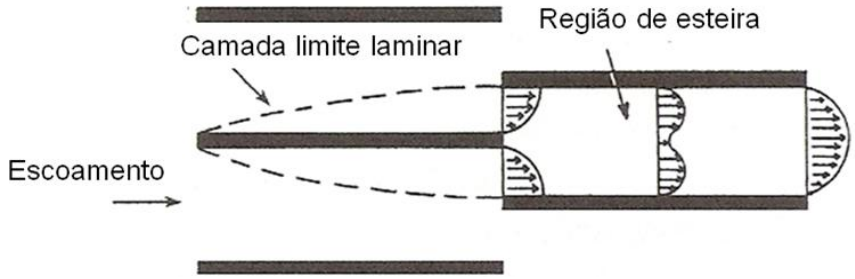

Figura 12: Desenvolvimento da camada limite entre fileiras de aletas para geometria OSF.
Fonte: Webb e Kim (2005)

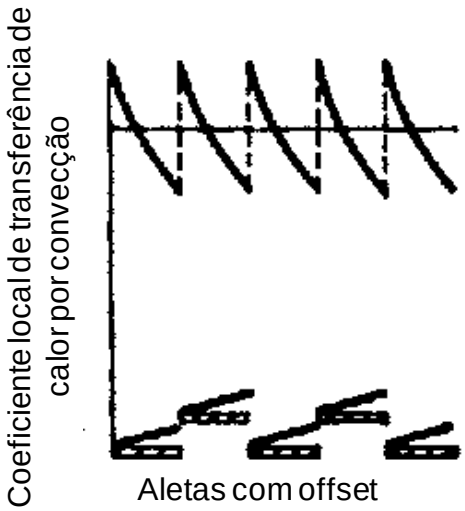

Figura 13: Coeficiente local de transferência de calor por convecção para geometria OSF.
Fonte: Hesselgreaves (2001)

Sabe-se que os maiores coeficientes de transferência de calor acontecem no início da formação da camada limite, onde sua espessura é pequena. Também é sabido que a espessura da camada limite aumenta conforme o fluido se desloca na direção do escoamento. Logo, manter a espessura da camada limite pequena é benéfico para a transferência de calor, no sentido de intensificá-la. Isto porque a cada nova camada limite desenvolvida, tem-se o coeficiente local de transferência de calor por convecção novamente elevado. O gráfico mostrado na Figura 13 dá uma idéia do que ocorre com esse coeficiente cada vez que uma nova camada limite se desenvolve. Como é possível deduzir, o valor médio do coeficiente de transferência de calor por convecção é mantido em um valor maior do que no caso onde existe apenas uma camada limite formada.

Esse efeito só é conseguido por causa do deslocamento (offset) existente entre cada fileira de aletas. Caso a defasagem não existisse, o efeito da quebra da camada limite entre cada fileira de aletas poderia ser diminuído ou até não existir, já que para o escoamento as aletas passariam a se comportar como uma única aleta.

Segundo Webb e Kim (2005), a geometria OSF é possivelmente a mais importante dentre todas as geometrias de intensificação da transferência de calor para gases, sendo efetiva tanto no regime de escoamento laminar quanto no regime turbulento. De acordo com os autores, o comprimento das aletas para geometria OSF pode variar tipicamente entre 3 e 6 milímetros. Já o número de fileiras de aletas, qualquer que seja a geometria com aletas, o número varia entre 300 a 800 fileiras de aletas por metro.

Conforme descrito por Webb e Kim (2005), uma medida da eficiência de um trocador de calor que utiliza essa geometria pode ser tomada considerando a razão j/f. Em comparação levantada pelos autores entre uma geometria OSF e uma geometria de aletas planas verificou-se que há um incremento substancial não só do fator de transferência de calor j, mas também do fator de atrito f, este último sendo algo indesejável. Além disso, a intensificação da transferência de calor será maior com comprimentos de aletas menores.

Webb e Kim (2005) mostram diversas correlações para j e f desenvolvidas em alguns trabalhos, que fazem uso de expressões modificadas com o número de Reynolds. Também mostram expressões para determinação dos pontos de transição do regime de escoamento laminar para turbulento, desenvolvidas empiricamente para a geometria OSF.

Ainda são abordados pelos autores alguns trabalhos recentes sobre a geometria OSF, onde são utilizadas ferramentas de simulação numérica para determinação e a validação dos valores encontrados na literatura dos fatores j e f. Como discutido, algumas discrepâncias surgem nos resultados obtidos com as simulações. Em algumas, os valores de j e f estão

subestimados. Em outras, os valores de j estão superestimados enquanto os valores de f estão subestimados, como citado por Webb e Kim (2005) em referência a um trabalho da literatura. A explicação que se encontrou para os baixos valores do fator f foi a de que os modelos numéricos não levam em consideração a possível existência de rebarbas (*burrs*) nas aletas, decorrentes do processo de fabricação dos trocadores de calor. Para o fator j não se encontrou uma explicação razoável para as discrepâncias apresentadas nos resultados, embora algumas hipóteses tenham sido feitas.

Embora tais diferenças surjam, conforme mencionado por Webb e Kim (2005), alguns trabalhos obtiveram algum nível de concordância com os dados experimentais disponíveis na literatura (subestimados na ordem de 30 a 50% para o fator j e de 5 a 30% para o fator f). Deve-se ressaltar que alguns trabalhos realizaram simulações em duas dimensões (2D) enquanto outros realizaram simulações em três dimensões (3D), e que algumas simulações se deram em regime permanente enquanto outras se deram em regime transiente.

2.3.2 Trocadores de calor de Tubos Chatos com aletas planas (Flat Tubes)

Outra geometria que demonstra uma boa intensificação da transferência de calor sem, entretanto, aumentar o coeficiente de atrito, é a de Tubos Chatos com aletas planas (Flat Tubes). Conforme mostrado por Webb e Kim (2005) em sua revisão da literatura, a geometria de Tubos Chatos se destaca com relação à geometria de Tubos Redondos (Round Tubes) devido a esta possuir uma maior relação área de transferência de calor / área frontal, além de possuir uma região de esteira menor do que aquela existente em geometrias de Tubos Redondos. Com isso, aumenta-se o valor do fator de transferência de calor j e diminui-se o valor do fator de atrito f da geometria Flat Tubes em comparação com a geometria Tubos Redondos. Conforme destacado pelos autores, os ganhos podem chegar a 32% na relação de área de transferência de calor / área frontal, 10% no valor de j e 17% menos no valor de f. Em outro trabalho da revisão da literatura feita pelos autores, chegou-se a ganhos ainda maiores para j (15% mais) e para f (25% menos), lembrando que os resultados para a geometria de Tubos Chatos são comparados sempre com a geometria de Tubos Redondos.

Webb e Kim (2005) também discutem trabalhos realizados com a ajuda de simulação para trocadores de calor do tipo tubos aletados, sendo que as mesmas são realizadas em 3D e regime permanente, algumas com escoamento laminar.

Kays e London (1984) trazem em seu trabalho uma curva típica para os fatores j e f em função do número de Reynolds para a geometria de Tubos Chatos com aletas, conforme mostrado na Figura 14.

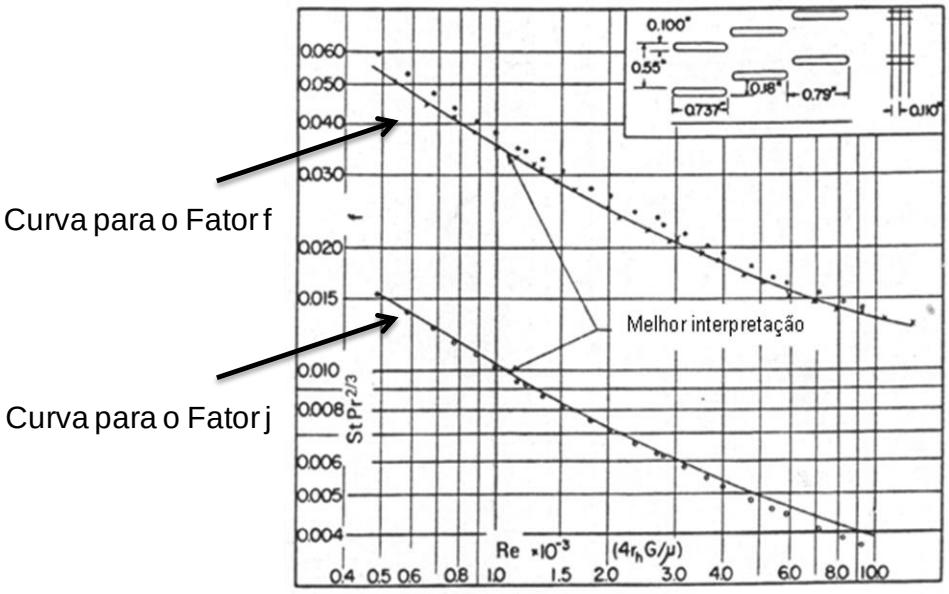

Figura 14: Curvas típicas dos fatores j e f para geometria de Tubos Chatos com aletas.
Fonte: Autor "adaptado de" Kays e London (1984)

2.3.3 Correlações para projeto de trocadores de calor cerâmicos

A revisão da literatura mostrou que não há correlações adequadas disponíveis para o projeto de trocadores de calor cerâmicos como o proposto por Fischedick et al. (2007). No trabalho apresentado por Fischedick et al. (2007) foram utilizadas correlações desenvolvidas para a geometria OSF de base metálica a partir do estudo de Manglik e Bergles (1995). Entretanto, o trocador de calor cerâmico desenvolvido possui uma geometria OSF diferente daquela para a qual tais relações foram desenvolvidas. Por exemplo, as espessuras das aletas cerâmicas do trocador de calor de Fischedick et al. (2007) são muito maiores do que aquelas de um trocador de calor de base metálica e as fileiras de aletas apresentam um grande espaço entre si, conforme pode ser visualizado na Figura 2. Neste caso, as relações usadas por Fischedick et al. (2007) não são adequadas e podem produzir erros significativos para os fatores j e f.

Uma alternativa à geometria OSF que, quando vista em corte, se assemelha muito mais à geometria possível de se obter quando se usa materiais cerâmicos para a construção de trocadores de calor tal como proposto por Fischedick et al. (2007), é a de Tubos Chatos com

aletas planas (Flat Tubes). Pode-se observar na Figura 15 que os tubos são dispostos de forma semelhante aos offsets de uma geometria OSF. Neste caso, os tubos chatos tomariam o lugar das aletas cerâmicas e as aletas planas teriam seu lugar tomado pela parte superior e inferior dos canais cerâmicos formados pelas aletas.

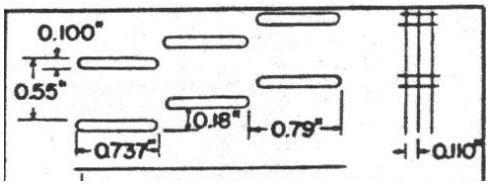

Figura 15: Representação esquemática típica para geometria de Tubos Chatos com offset 9,1-0,737-S.
Fonte: Kays e London (1984)

Outro fato que parece não ter sido levado em consideração por Fischedick et al. (2007) é quanto à separação existente entre cada fileira de aletas. No caso das geometrias OSF ensaiadas por Kays e London (1984) e usadas como base de estudo posteriormente por Manglik e Bergles, não há separação aparente entre cada fileira de aletas. Como pode ser visualizado na Figura 2, na placa construída por Fischedick et al. (2007) existe uma separação entre cada fileira de aletas. É possível notar também que as aletas possuem espessura muito maior do que aquelas conseguidas facilmente com materiais metálicos, mas não com materiais cerâmicos. A Figura 16 mostra uma representação esquemática de uma geometria OSF construída com materiais metálicos. Todas as geometrias apresentadas por Manglik e Bergles (1995) têm o adimensional γ menor que 0,2, não sendo portanto uma geometria adequada para construção com materiais cerâmicos.

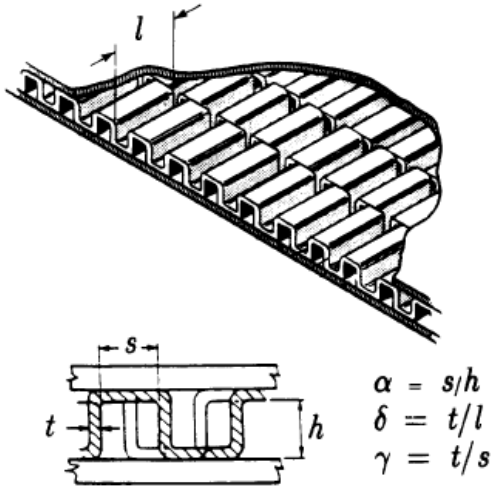

Figura 16: Representação esquemática da geometria OSF.
Fonte: Manglik e Bergles (1995)

Ainda com relação à geometria da placa construída por Fischedick et al. (2007), não se pode deixar de mencionar que a mesma possui uma quantidade de fileiras não muito grande, algo que num trocador de calor metálico convencional poderia ser muito superior caso o mesmo não fosse extremamente compacto. Este parâmetro, que não fica exatamente claro se foi levado em consideração ou não por Fischedick et al. (2007), não é explicitado ou mencionado por Kays e London (1984) nem por Manglik e Bergles (1995), deixando a dúvida se as correlações usadas também se aplicam quando o número de fileiras de aletas é pequeno ou para qual número de fileiras ele é mais adequado.

De acordo com o trabalho de Kays e London (1984), a geometria OSF deveria ter uma disposição semelhante a da representação esquemática da Figura 17 e os valores de seus parâmetros geométricos tal como os mostrados na tabela 2. Os dados referem-se à geometria OSF com aletas planas 1/9-24,12. Pode-se observar que a relação do espaçamento entre aletas (d) e a espessura das aletas (c) é da ordem de 10. O mesmo não se observa na geometria proposta por Fischedick et al. (2007), como é possível verificar na Figura 2.

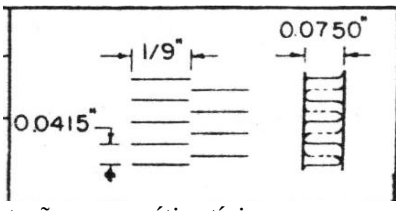

Figura 17: Representação esquemática típica para geometria OSF 1/9-24,12.
Fonte: Kays e London (1984)

Tabela2: Parâmetros de construção típicos para geometria OSF 1/9-24,12 de base metálica.

Espaçamento entre aletas (d)	0,0415 in = 24,12 aletas/polegada = 950 aletas/metro
Espaçamento entre placas (b)	0,075in = $1,91x10^{-3}$m
Comprimento das aletas	0,111in = $2,8x10^{-3}$m
Diâmetro Hidráulico, $4r_h$	0,003966ft = $1,209x10^{-3}$m
Espessura de chapa das aletas (c)	0,004in = 0,102 $x10^{-3}$m
Área de transferência de calor total/volume entre placas, ξ	$862,7ft^2/ft^3 = 2830m^2/m^3$
Área de aletas/Área total	0,857

Fonte: Kays e London (1984)

Já a geometria de Tubos Chatos com aletas planas, de acordo com Kays e London (1984), deve apresentar características geométricas como as da tabela 3 e uma disposição

semelhante à esquematizada na Figura 15. Os dados referem-se à geometria de Tubos Chatos 9,1-0,737-S.

Tabela 3: Parâmetros de construção típicos para geometria Tubos Chatos 9,1-0,737-S de base metálica.

Espaçamento entre aletas (d)	9,1 por polegada = 358 por metro
Espaçamento entre placas (b)	0,110in = 2,794x10^{-3}m
Comprimento dos tubos	0,737in = 18,7198x10^{-3}m
Offset entre tubos	0,180in = 4,572 x10^{-3}m
Offset entre jogos de 3 tubos	0,550in = 13,970 x10^{-3}m
Diâmetro Hidráulico, $4r_h$	0,01380ft = 4,206x10^{-3}m
Espessura de chapa das aletas (c)	0,004in = 0,102 x10^{-3}m
Área de transferência de calor total/volume total, ψ	224ft²/ft³ = 735m²/m³
Área de aletas/Área total	0,813

Fonte: Kays e London (1984)

2.4 Projeto térmico de trocadores de calor compactos

No presente trabalho, percebeu-se que o Trocador de Calor Cerâmico (TCC) proposto, bem como as geometrias utilizadas pelos autores apresentados nesta revisão bibliográfica, se assemelha a configurações existentes de trocadores de calor compactos. Por esse motivo escolheu-se duas geometrias do trabalho de Kays e London (1984) para se executar a validação do software de simulação e para dimensionar o TCC. O equacionamento de trocadores de calor compactos difere um pouco do usual, e pode ser encontrado detalhadamente no capítulo 3, tendo como fonte de referência os trabalhos de Kays e London (1984) e de Incropera e DeWitt (1998).

3. MODELO MATEMÁTICO E SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS

Neste capítulo são apresentadas as equações diferenciais de conservação utilizadas pelo software de CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional). Também é apresentado o equacionamento referente ao projeto de trocadores de calor compactos segundo a metodologia desenvolvida por Kays e London (1984).

Os softwares de CFD implementam métodos numéricos capazes de resolver as equações diferenciais de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia aqui apresentadas. O método numérico utilizado pelo software de CFD é discutido no capítulo seguinte.

3.1 Modelo matemático

São três as equações que devem ser resolvidas para que um problema com escoamento de fluido e transferência de calor possa ser resolvido adequadamente. São elas: a equação de conservação da massa, as equações de conservação da quantidade de movimento e a equação de conservação da energia. Algumas formas usuais destas estão em Bird, Stewart e Lightfoot (2004). Cada uma dessas equações será discutida brevemente a seguir.

Tais equações são capazes de descrever o comportamento do escoamento do fluido qualquer que seja o regime de escoamento e transferência de calor. Obviamente, condições de contorno devem ser adequadamente escolhidas e aplicadas a estas equações para uma descrição do escoamento satisfatória. Algumas das condições de contorno que podem ser escolhidas e aplicadas são: hipótese de fluido newtoniano, regime permanente, temperatura constante, propriedades termofísicas constantes, escoamento incompressível, etc. A cada hipótese que é aplicada nas equações para resolução do problema, obtém-se uma equação que é um caso particular da equação original.

Apesar das equações de conservação serem capazes de descrever qualquer regime de escoamento, existe uma dificuldade em se utilizar essas equações em sua forma original quando o regime de escoamento é turbulento. Isso se deve às flutuações que surgem nas propriedades do fluido em função do tempo; fato este é verdade que não existem modelos analíticos para tratar escoamentos turbulentos para geometrias complexas. Nestes casos, deve-se lançar mão de equações modificadas, capazes de tratar de melhor maneira tais flutuações, e que podem ser mais ou menos adequadas a determinadas condições de escoamento turbulento.

Ao contrário do escoamento turbulento, o escoamento laminar em regime permanente não apresenta flutuações de suas propriedades ao longo do tempo. Por conta disso, pode-se encontrar algumas soluções analíticas capazes de descrever adequadamente o escoamento e a transferência de calor para este regime, principalmente para configurações geométricas simples.

3.1.1 Equação diferencial da conservação da massa

A equação diferencial da conservação da massa é dada por (1), conforme dedução apresentada em Bird, Stewart e Lightfoot (2004).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \qquad (1)$$

sendo que ρ é a massa específica do fluido, t é o tempo, x, y e z são as coordenadas cartesianas, u, v e w são as componentes da velocidade nas direções x, y e z, respectivamente.

A equação (1) deve ser satisfeita em qualquer ponto do escoamento, não devendo ser criada ou destruída qualquer quantidade de massa. Ela é válida para qualquer regime de escoamento (laminar ou turbulento), seja ele de natureza transiente ou permanente.

Quando da aplicação de hipóteses simplificadoras como a de regime permanente e escoamento incompressível a equação (1) passa a ser como a equação (2).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \qquad (2)$$

3.1.2 Equação diferencial da conservação da quantidade de movimento

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2004), são três as equações da quantidade de movimento, sendo uma para cada componente cartesiana da velocidade u, v e w. Para o caso particular de fluidos newtonianos, essas equações são dadas pelas equações (3), (4) e (5):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho uw) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial z}\right)] + S_{Mx} \qquad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v)+\frac{\partial}{\partial x}(\rho vu)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho vv)+\frac{\partial}{\partial z}(\rho vw)=-\frac{\partial P}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial z}\right)]+S_{My} \qquad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w)+\frac{\partial}{\partial x}(\rho wu)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho wv)+\frac{\partial}{\partial z}(\rho ww)=-\frac{\partial P}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial w}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial w}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu\frac{\partial w}{\partial z}\right)]+S_{Mz} \qquad (5)$$

sendo que P é a pressão, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, S_{Mx}, S_{My} e S_{Mz} são os termos fonte nas direções x, y e z, respectivamente.

Da mesma maneira que a equação (1), as equações (3), (4) e (5) são válidas em qualquer regime de escoamento (laminar ou turbulento), seja ele em regime permanente ou transiente, observando-se a hipótese de fluido newtoniano.

Apesar disso, devido à natureza do escoamento turbulento, existem modelos baseados nestas equações mais adequados para tratar escoamentos neste regime em particular. Estes modelos são amplamente usados pelas ferramentas computacionais e softwares de CFD para resolução dessas equações modificadas num tempo viável. Mesmo para o regime laminar, dependendo da complexidade do escoamento sobre uma dada geometria, a solução numérica dessas equações pode levar um tempo considerável.

3.1.3 Equação diferencial de conservação da energia

A equação diferencial da conservação da energia é da dada pela equação (6) para o caso particular de fluido newtoniano e escoamentos a baixas velocidades (Mach < 0,3).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho T)+\frac{\partial}{\partial x}(\rho uT)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho vT)+\frac{\partial}{\partial z}(\rho wT)=\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{C_p}\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k}{C_p}\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k}{C_p}\frac{\partial T}{\partial z}\right)+S_T \qquad (6)$$

sendo que C_p é o calor específico do fluido a pressão constante, T é a temperatura e k é a condutividade térmica do fluido, S_T é um termo fonte.

A equação (6) também é válida para qualquer regime de escoamento (laminar ou turbulento), seja ele de natureza permanente ou transiente.

3.2 Projeto térmico de trocadores de calor compactos

O equacionamento apresentado nesta seção para os trocadores de calor compactos tem como referência o trabalho de Kays e London (1984). Algumas formas alternativas para as equações, conforme citação no texto, foram retiradas do trabalho de Incropera e DeWitt (1998).

Kays e London (1984) definem o número de Reynolds de uma maneira diferente da usual, conforme a equação (7).

$$Re = \frac{G\, D_h}{\mu} \tag{7}$$

sendo que G é a velocidade mássica máxima do escoamento (nomenclatura usada por Incropera e DeWitt, 1998), D_h é o diâmetro hidráulico.

A velocidade mássica máxima é dada por (8).

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} = \frac{\rho\, v\, A_{fr}}{A_{ff}} \tag{8}$$

sendo que $\dot{m}$ é a vazão mássica e A_{ff} é a área de escoamento livre (Free Flow Area), A_{fr} é a área frontal e v é a velocidade média do escoamento na entrada do trocador de calor.

O diâmetro hidráulico é dado pela equação (9).

$$D_h = 4r_h = 4\frac{A_{ff}}{A}L \tag{9}$$

sendo que L é o comprimento do trocador de calor na direção principal do escoamento, A é a área de transferência de calor total, r_h é o raio hidráulico (sendo que para o caso particular de tubos de secção circular, a equação (9) é o próprio diâmetro do tubo). Maiores detalhes sobre o cálculo do diâmetro hidráulico podem ser encontrados no Apêndice B.

A velocidade mássica máxima G ocorre devido ao estreitamento da passagem imposta pelas aletas do trocador de calor, o que acelera localmente o escoamento. Em outras palavras, a velocidade G é uma forma de contabilizar a influência que essa contração na passagem

imposta pelas aletas do trocador exerce sobre o escoamento. A representação esquemática da Figura 18 ilustra essa contração de melhor maneira.

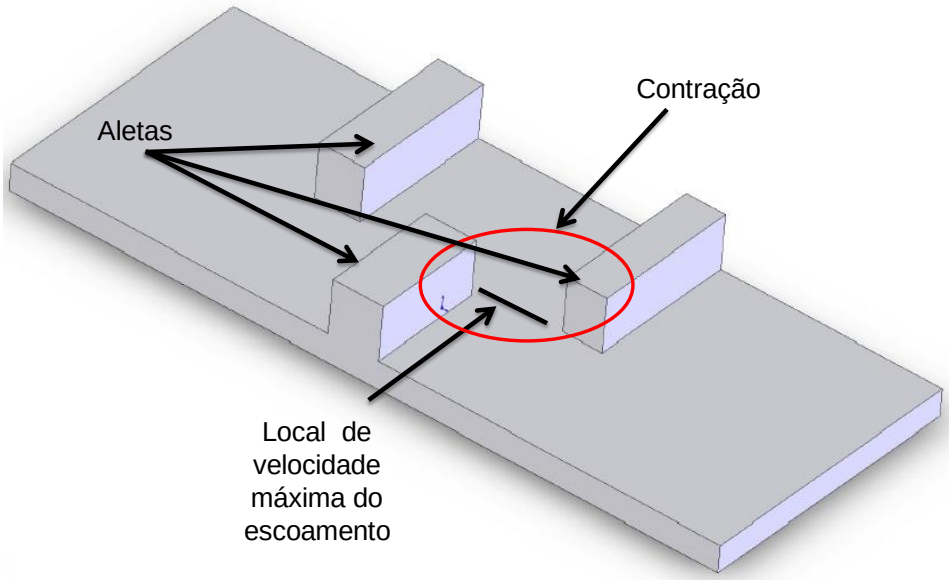

Figura 18: Região de contração e local da ocorrência da máxima velocidade de escoamento.
Fonte: Autor

O número de Stanton também é definido em função da velocidade mássica máxima G, conforme equação (10).

$$St = \frac{h}{G\,C_p} \tag{10}$$

sendo que h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

O fator j de Colburn (ou fator de transferência de calor) é dado pela equação (11).

$$j = St\ Pr^{\frac{2}{3}} \tag{11}$$

sendo que Pr é o número de Prandtl, dado por (12).

$$Pr = \frac{C_p\ \mu}{k} \tag{12}$$

sendo que μ é a viscosidade dinâmica do fluido e k é a condutividade térmica do fluido na temperatura em questão.

A queda de pressão provocada pelo trocador de calor é dada por (13).

$$\Delta p = \frac{G^2 \upsilon_i}{2}[(1+\sigma^2)(\frac{\upsilon_o}{\upsilon_i}-1)+f\frac{A}{A_{ff}}\frac{\upsilon_m}{\upsilon_i}] \tag{13}$$

sendo que υ_i é o volume específico do fluido na entrada do trocador de calor, υ_o é o volume específico do fluido na saída do trocador de calor, υ_m é o volume específico médio obtido conforme a equação (14) e σ é uma razão entre as áreas A_{ff} e A_{fr}, dada por (15)

$$\upsilon_m = \frac{\upsilon_i + \upsilon_o}{2} \tag{14}$$

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \tag{15}$$

O fator de atrito f é dado por (16), conforme Incropera e DeWitt (1998), e pode ser encontrado a partir da equação (13) desde que a variação do volume específico entre a entrada e a saída do trocador de calor possa ser considerada como desprezível.

$$f = \frac{2\Delta p \rho A_{ff}}{G^2 A} \tag{16}$$

sendo que Δp é a queda de pressão existente entre a entrada e a saída do trocador de calor, dada por (13).

Os números adimensionais obtidos com as equações (11) e (16) são essenciais para se comparar o desempenho de trocadores de calor pois fornecem indiretamente dados acerca de dois parâmetros muito importantes dos trocadores de calor compactos, a transferência de calor e a perda de carga. Ambos os fatores podem ser colocados em um gráfico em função do número de Reynolds, definido em (7).

Kays e London (1984) descrevem ainda uma série de outros parâmetros que podem ser usados durante a fase de projeto de um trocador de calor compacto ou mesmo quando do levantamento de dados para um trocador de calor já existente. Um desses parâmetros é o Número de Unidades de Transferência (ou NTU – *Number of Transfer Units*), dado pela equação (17). Quanto maior for esse parâmetro maior será a efetividade do trocador de calor.

$$NTU = \frac{U\,A}{C_{min}} \tag{17}$$

sendo que U é o coeficiente global de transferência de calor e C_{min} é a capacidade calorífica mínima (de acordo com a nomenclatura usada por Incropera e DeWitt, 1998), dada pelo menor dos produtos da vazão mássica pelo calor específico à pressão constante dos fluidos que passam pelo trocador de calor, conforme (18).

$$C_{min} = \min[\dot{m}_h\, C_{ph}, \dot{m}_c\, C_{pc}] \tag{18}$$

sendo que $\dot{m}_h$ é a vazão mássica do fluido quente, $\dot{m}_c$ é a vazão mássica do fluido frio, C_{ph} é o calor específico à pressão constante do fluido quente, e C_{pc} é o calor específico à pressão constante do fluido frio.

Existe também o parâmetro C_{max}, dado por (19), que pode ser utilizado no cálculo da efetividade e que tem a definição igual à usada para o C_{min}, porém sendo aplicável ao fluido que apresentar o maior valor deste produto.

$$C_{max} = \max[\dot{m}_h\, C_{ph}, \dot{m}_c\, C_{pc}] \tag{19}$$

A definição de U é dada pela combinação dos efeitos dos mecanismos de condução e convecção responsáveis pela transferência de calor em um trocador de calor. A equação que define U é dada por (20).

$$\frac{dq}{dA} = U(T_h - T_c) \tag{20}$$

sendo que dq/dA é o fluxo de calor infinitesimal que atravessa uma área infinitesimal devido ao potencial de temperaturas (T_h-T_c), as temperaturas dos lados quente e frio de um trocador de calor, respectivamente. Também é possível calcular U através da soma das resistências térmicas ao fluxo de calor, conforme descrito por Kays e London (1984) e por Incropera e DeWitt (1998).

A efetividade é a medida do quão próximo do ideal o trocador de calor real está operando, ou seja, do quão próximo da máxima transferência de calor possível o trocador de calor opera. A efetividade é expressa pela equação (21).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \tag{21}$$

sendo que q é a calor real transferido pelo trocador de calor, dado por (22), e q_{max} é a máxima transferência de calor possível de ser obtida, limitada pela segunda Lei da Termodinâmica e definida conforme (23).

$$q = C_c (T_{co} - T_{ci}) = C_h (T_{hi} - T_{ho}) \tag{22}$$

$$q_{max} = C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \tag{23}$$

sendo que C_h e C_c são as capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio e que têm a mesma definição que C_{min} e C_{max}, dados por (18) e (19), T_{co} é a temperatura de saída do fluido frio, T_{ci} a temperatura de entrada do fluido frio, T_{hi} a temperatura de entrada do fluido quente, T_{ho} a temperatura de saída do fluido quente.

Para o caso específico de um trocador operando em contra-corrente, Kays e London (1984) definem a efetividade como em (24).

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \tag{24}$$

sendo que C_r é a razão entre as capacidades caloríficas (18) e (19), dada por (25).

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{25}$$

Para o caso particular em que um dos fluidos muda de fase, a razão dada por (25) tende a zero, pois tudo se passa como se $C_{max} \to \infty$. Para outro caso particular, onde ambos os

fluidos apresentam capacidades caloríficas muito próximas e não há mudança de fase, a razão (25) tende a 1.

No caso em que C_r tende a zero, a expressão (24) para a efetividade pode ser reduzida, ficando como mostrado na equação (26).

$$\varepsilon = 1 - e^{NTU} \tag{26}$$

Para o caso em que C_r tende a unidade, a expressão (24) para a efetividade pode ser reduzida como mostrado na equação (27).

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \tag{27}$$

Maiores detalhes sobre outras geometrias e sobre a obtenção destas equações podem ser encontrados em Kays e London (1984) e Incropera e DeWitt (1998).

Em aplicações com condensadores, evaporadores, ou naquelas em que uma das temperaturas é constante, $C_r=0$ e a equação (26) pode ser usada. Em aplicações com regenadores ou recuperadores de calor em turbinas a gás, em que as vazões e o calor específico dos fluidos que passam pelo trocador de calor são muito próximas, $C_r \cong 1$ e a equação (27) pode ser usada.

4. MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

Neste capítulo são apresentados os conceitos utilizados pelo método dos volumes finitos, um método numérico para resolver as equações diferenciais de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Este é o método utilizado pelo pacote comercial de simulação CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional) usado no presente trabalho.

A qualidade das soluções obtidas com simulações CFD depende de uma série de fatores, alguns deles discutidos no presente capítulo.

4.1 Discretização das equações diferenciais

O método dos volumes finitos é o método para discretização das equações de conservação através do uso de ferramentas numéricas. Para geometrias complexas, a abordagem numérica é uma alternativa para contornar as limitações de abordagens analíticas. Através desse método é possível resolver uma ou mais equações simultaneamente até a obtenção da solução das mesmas. Essa é a ferramenta numérica utilizada pelo pacote computacional de simulação CFD usado no presente trabalho.

Por ser um software de computador, tal pacote computacional depende diretamente de fatores como a capacidade de processamento da máquina para se chegar aos resultados desejados mais rapidamente.

Versteeg e Malalasekera (2007) explicam que, como primeira etapa do algoritmo utilizado pelo método do volumes finitos, deve-se realizar a discretização do domínio. Ou seja, deve-se obter um sistema de equações algébricas lineares a partir das equações diferenciais da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Essa discretização resulta da integração das equações diferenciais e da seleção de funções de interpolação para cada volume de controle.

Após a discretização, parte-se para a resolução do sistema de equações algébricas lineares obtido, em que essas equações podem ser resolvidas simultaneamente ou não. O software utilizado no presente trabalho permite a escolha de como será feita a solução. A resolução do sistema de equações algébricas lineares é feita através de métodos iterativos.

Quanto maior for a precisão desejada, maior deve ser o número de volumes finitos utilizados, que irá gerar uma quantidade igualmente maior de equações e incógnitas a serem resolvidas no sistema linear. Logo, percebe-se que é exigido um cuidado com relação a

geração da malha pois, ao se optar por um número excessivamente grande de volumes finitos, aumenta-se o esforço computacional para se chegar à solução, bem como o tempo para que a mesma seja obtida.

Existem diversos métodos de resolução das equações diferenciais, como o método das diferenças finitas, o método dos elementos finitos, e o método dos volumes finitos. Este último é o método mais utilizado atualmente pelos softwares comerciais (e também neste trabalho) em virtude de sua robustez e de suas características conservativas. Em outras palavras, a conservação das variáveis envolvidas nas equações utilizadas pelo método (equação da conservação da massa, da conservação da energia e da quantidade de movimento) será respeitada de modo a não se ter a geração ou a destruição das grandezas associadas a estas equações para cada volume de controle da malha.

4.1.1 Obtenção das equações algébricas

As equações diferenciais de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia podem ser representadas de forma geral pela equação (28), conforme Versteeg e Malalasekera (2007).

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho\phi u_i) = \nabla\cdot(\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \qquad (28)$$

sendo que ϕ é uma variável genérica referente a uma propriedade do fluido, u_i são as componentes da velocidade, Γ é o coeficiente de difusão, e S_ϕ é o termo fonte.

Cada um dos termos da equação (28), equação de conservação da propriedade ϕ, pode ser interpretado de acordo com a figura 19.

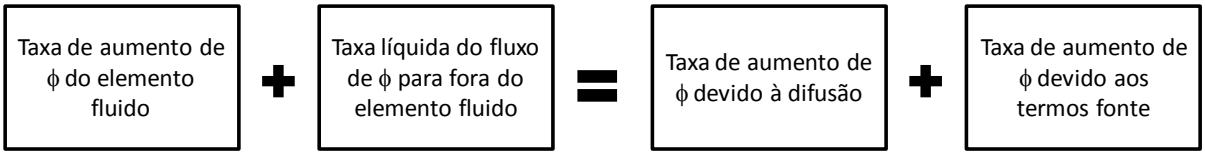

Figura 19: Descrição da equação de transporte.
Fonte: "Traduzido de" Versteeg e Malalasekera (2007)

Através da correta seleção da propriedade a ser substituída na variável genérica ϕ, que pode ser 1 para a equação de conservação da massa, u, v, w para as equações de conservação da quantidade de movimento nas direções x, y e z, respectivamente. Para a equação da energia

é possível utilizar ϕ=i (energia interna), h_0 (entalpia) ou T (temperatura), dependendo da necessidade. Através da substituição de Γ e S_ϕ pelos valores adequados, pode-se obter as equações de conservação. A tabela 4 apresenta os valores de ϕ e Γ de melhor maneira.

Tabela 4: Valores de ϕ e Γ para obtenção das equações diferenciais de conservação

Equação diferencial de conservação		ϕ	Γ	
Massa	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho u_i) = 0$	1	0	(29)
Quantidade de movimento na direção x	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho u u_i) = \mathrm{div}(\mu\, \mathrm{grad}\ u) + S_{Mx}$	u	μ	(30)
Quantidade de movimento na direção y	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho v u_i) = \mathrm{div}(\mu\, \mathrm{grad}\ v) + S_{My}$	v	μ	(31)
Quantidade de movimento na direção z	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho w u_i) = \mathrm{div}(\mu\, \mathrm{grad}\ w) + S_{Mz}$	w	μ	(32)
Energia	$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho T u_i) = \mathrm{div}\left(\frac{k}{C_p}\mathrm{grad}\ T\right) + \frac{\Phi}{C_p} + S_T$	T	k/C_p	(33)

Fonte: "Adaptado de" Maliska (2004).

sendo que Φ, que aparece na equação (33), é a função de dissipação viscosa, dada por (34) e S_{Mi} é o termo fonte devido às quantidades de movimento externas nas direções x, y e z.

$$\Phi = \mu\left\{2\left[\left(\frac{\partial(u)}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial(v)}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial(w)}{\partial z}\right)^2\right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)^2\right\} + \lambda \mathrm{div}(u_i)^2 \qquad (34)$$

sendo que λ é uma viscosidade secundária relacionada as deformações volumétricas do fluido.

Este formato é usado pelo método dos volumes finitos para escoamentos de fluidos newtonianos, compressíveis ou incompressíveis e com trocas de calor, conforme Versteeg e Malalasekera (2007). Conforme os autores, a conversão entre T, h_0 e *i* pode ser feita através de uma equação de estado, dada por (35).

$$P = P(\rho, T) \text{ e } i = i(\rho, T) \qquad (35)$$

Por exemplo: gás perfeito $P = \rho R T$ e $i = C_v T$

Assim, é a partir da equação (28) que é feita a integração sobre cada volume de controle do sistema para se obter as equações algébricas na forma da equação (36), que também pode ser escrita em forma matricial, dada por (37).

$$a_p \phi_p = \sum_{vizinhos} a_i \phi_i + S_u \tag{36}$$

sendo que os coeficientes a_i, a_p e S_u podem ser obtidos de acordo com cada método específico de discretização das equações que estiver sendo utilizado.

$$[A][\phi] = [b] \tag{37}$$

sendo que [A] é a matriz dos coeficientes, [ϕ] é o vetor solução, [b] é o lado direito das equações.

A descrição destes métodos é extensa e não é repetida aqui. O equacionamento completo utilizado pelo método dos volumes finitos pode ser encontrado em detalhes no livro de Versteeg e Malalasekera (2007), Maliska (2004) e Patankar (1980).

4.1.2 Esquemas de discretização dos termos advectivos

O software utilizado no presente trabalho necessita dos valores das propriedades nas faces dos volumes de controle, porém armazena as informações no centro de cada volume. Um esquema de discretização é utilizado para o cálculo das propriedades nas faces a partir dos valores nos centros de cada volume. Existem diversos esquemas de discretização, alguns mais e outros menos adequados para determinadas condições de escoamento. O software usado no presente trabalho permite que estes estemas de discretização sejam especificados pelo usuário.

Na literatura alguns dos esquemas de discretização mais comuns de serem encontrados são o *CDS* (ou Esquema de Diferenças Centrais), o *Upwind* (sem tradução definida), os esquemas híbridos e esquemas de segunda ordem como o *QUICK* (ou Esquema de Diferenças Quadráticas Upwind), entre outros. Os detalhes sobre cada um desses esquemas podem ser encontrados em Versteeg e Malalasekera (2007), Maliska (2004) e Patankar (1980).

Conforme o manual do software utilizado no presente trabalho, a equação (38) é utilizada para realizar uma aproximação da propriedade ϕ nas faces dos volumes de controle.

$$\phi = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \vec{s} \tag{38}$$

sendo que ϕ_{up} é o valor da propriedade ϕ no nó a montante, $\Delta \vec{s}$ é o vetor com origem no nó a montante até a face do volume de controle onde se deseja aproximar ϕ, $\nabla \phi$ é o gradiente de ϕ no nó a montante e β é um coeficiente que determina o esquema de discretização a ser utilizado.

Para o coeficiente β, o valor 0 indica que o esquema Upwind será usado e o valor 1 indica que o esquema CDS será utilizado. Valores intermediários entre 0 e 1 também podem ser utilizados, trazendo resultados mais precisos quanto mais próximo de 1 for o valor de β (porém, com o surgimento de possíveis problemas relacionados ao esquema CDS), e com difusividade excessiva quanto mais próximo de 0 estiver o valor de β.

No presente trabalho foi utilizado o esquema híbrido padrão do software, o *High Resolution* (Alta Resolução), derivado do esquema *Upwind*, para a discretização do sistema de equações algébricas lineares. Essa escolha se deve a maior capacidade de adequação às diversas condições de escoamento e transferência de calor existente nos modelos simulados que esse esquema oferece.

Em linhas gerais, pode-se dizer que este esquema utiliza os esquemas *Upwind* e *CDS* como base, sendo que o *CDS* é utilizado tanto quanto possível devido a sua maior precisão, e o esquema *Upwind* é utilizado quando o esquema *CDS* deixa de ser a melhor opção, geralmente onde existem gradientes muito elevados e a solução do *CDS* fornece valores fisicamente inconsistentes. A Figura 20 mostra em forma de gráfico o comportamento do esquema CDS em locais com grandes gradientes (no caso um gradiente de velocidade), quando o mesmo deixa de ser a melhor opção. A Figura 21 mostra como o esquema Upwind se comporta em locais com grandes gradientes (também mostrando um caso de gradiente de velocidade).

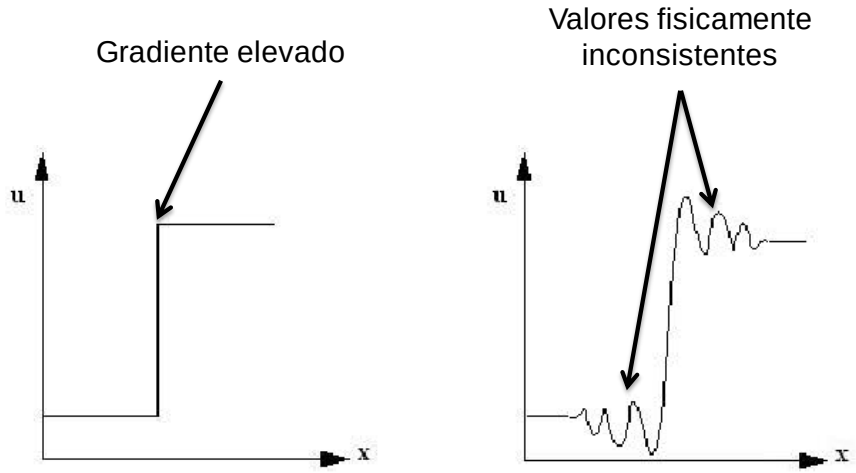

Figura 20: Comportamento do esquema CDS em locais de grandes gradientes.
Fonte: Autor "adaptado do" manual do software ANSYS CFX 12.1

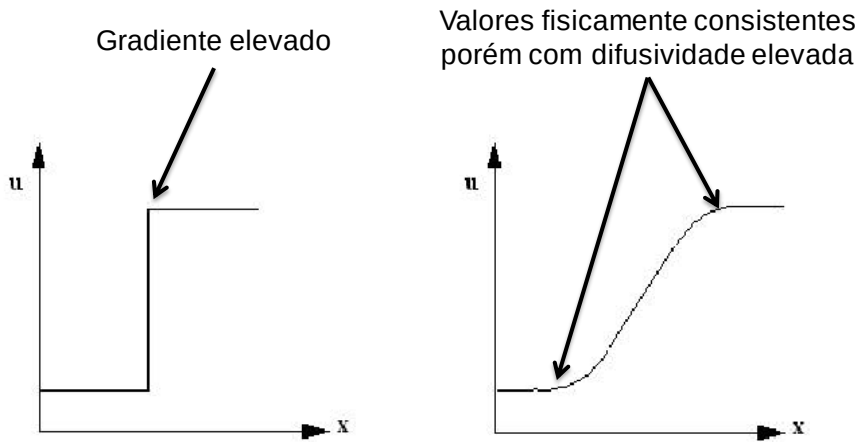

Figura 21: Comportamento do esquema Upwind em locais de grandes gradientes.
Fonte: Autor "adaptado do" manual do software ANSYS CFX 12.1

É possível perceber através desses gráficos que valores intermediários tendendo a 1 fazem com que o esquema CDS seja utilizado a maior parte do tempo sendo a melhor opção de modo a evitar a perda de informações na região dos gradientes (associada à difusividade elevada do esquema Upwind), porém sem que haja valores fisicamente inconsistentes na solução (associado ao esquema CDS nos locais de grandes gradientes).

4.1.3 Solução do acoplamento Pressão-Velocidade

O problema do acoplamento pressão-velocidade pode ser entendido quando se analisa as equações de conservação. Nestas equações é possível ver que as velocidades devem ser tais que a conservação da massa seja satisfeita. Entretanto, mudanças na pressão interferem diretamente nas velocidades, surgindo então o problema de acoplamento.

Maliska (2004) cita que o problema do acoplamento pressão-velocidade não existe quando o escoamento a ser simulado é do tipo compressível. Isso porque, para que o sistema seja resolvido, deve-se lançar mão das equações de conservação, dadas por (29) até (33), e mais uma equação de estado para o fechamento do problema, dada por (34). Geralmente a equação de estado é utilizada para correlacionar a variação da massa específica do fluido com a pressão e a temperatura.

Quando o escoamento passa a ser incompressível, ou seja, a massa específica do fluido não varia mais em função da pressão e da temperatura, mas apenas em função da temperatura, a equação de estado não mais pode ser utilizada como equação de fechamento do problema porque erros mínimos na estimativa da massa específica através da equação de conservação da massa podem introduzir grandes erros no valor da pressão que é calculada através da equação de estado. Caso estes valores de pressão sejam introduzidos nas equações da quantidade de movimento e as velocidades obtidas então sejam substituídas na equação de conservação da massa, grandes instabilidades irão ocorrer na solução numérica. A equação da energia também não pode ser usada para estimar a massa específica porque a mesma já é usada para se calcular a temperatura. Logo, a massa específica fica sem uma equação para o fechamento do problema, surgindo então o problema do acoplamento pressão-velocidade.

A diferença entre os escoamentos compressíveis e incompressíveis reside na variação significativa da massa específica do fluido em função da pressão. Isso pode ocorrer facilmente em escoamentos onde o número de Mach é da ordem de 0,3 ou maior. O escoamento incompressível por sua vez ocorre quando as propriedades do fluido não variam significativamente em função da pressão, mas apenas da temperatura. Assim, dependendo das características do escoamento, o escoamento compressível pode ser tratado como incompressível mesmo para fluidos compressíveis, como os gases.

Podem-se encontrar vários algoritmos na literatura para solucionar o problema do acoplamento pressão-velocidade. Segundo Maliska (2004), alguns dos mais difundidos e que atualmente encontram cada vez menos uso devido ao seu método de estimativa e correção (*guess and correct*) são o *SIMPLE*, *SIMPLER*, *SIMPLEC* e *PRIME*, que resolvem cada uma das equações de conservação separadamente e iterativamente. Conforme Maliska (2004), este tipo de algoritmo possui limitações no que diz respeito à forma como são estimadas as velocidades e a pressão pois exigem o uso de equações que não possuem fundamentação física e de coeficientes de relaxação de modo a evitar que os gradientes de pressão sejam superestimados ou subestimados entre uma iteração e outra. Neste caso, superestimar ou subestimar os gradientes de pressão faria com que a solução não encontrasse convergência.

O software usado nas simulações deste trabalho faz uso de um método diferente, através de um único sistema linear, obtido a partir das equações da conservação da massa e da quantidade de movimento. Usa-se também o arranjo co-localizado (*non-staggered*) para solução do acoplamento pressão-velocidade. O conceito deste método está em se utilizar um único volume de controle para realizar a integração das equações diferenciais de conservação e armazenar todas as variáveis, facilitando a construção e implementação do algoritmo de cálculo, conforme destacado por Maliska (2004).

4.1.4 Solução dos sistemas lineares

Através da discretização das equações diferenciais de conservação segundo o método dos volumes finitos, é obtido um sistema de equações algébricas lineares que tem como solução a distribuição da propriedade genérica ϕ ao longo dos nós da malha computacional. Os métodos que conduzem à solução deste sistema de equações podem ser diretos ou iterativos.

Conforme Versteeg e Malalasekera (2007), os métodos diretos possuem o inconveniente de necessitarem de um grande número de operações matemáticas para alcançar a solução do sistema devido ao grande número de zeros existentes na matriz de coeficientes. Em outras palavras, isso requer uma capacidade computacional de memória extremamente grande, tornando este método inviável para sistemas com grande número de elementos.

O método iterativo, ao contrário, não necessita que todos os elementos sejam armazenados na memória da matriz de coeficientes. Logo, não é preciso armazenar os elementos nulos, tornando o uso de memória menor. Além disso, a forma como o sistema é resolvido necessita de menos operações, tornando operações de refinamento menos custosas. Os softwares comerciais de CFD, incluindo o usado neste trabalho, utilizam o método iterativo para resolução do sistema linear de equações algébricas. Neste trabalho, o método utilizado pelo software é o *Multigrid*.

O método *Multigrid* é um método utilizado para acelerar a convergência da solução numérica. A solução do sistema de equações, por ser uma solução numérica, carrega erros que se propagam entre uma iteração e outra, e que crescem à medida que o número de elementos na malha computacional é maior e mais iterações são necessárias para resolvê-la totalmente. Isto é, malhas mais refinadas tendem a demorar mais para atingirem a convergência do que malhas grosseiras.

Os erros da solução numérica, que podem ser de alta e baixa freqüência, são eliminados mais rapidamente com o uso do método *Multigrid* do que através de outros métodos. De forma simplista, os erros de baixa freqüência são eliminados mais rapidamente em malhas grosseiras enquanto os erros de alta freqüência são eliminados de maneira mais rápida em malhas refinadas. Logo, malhas extremamente refinadas irão levar um tempo maior para atingirem o critério de convergência estipulado.

Essa eliminação dos erros é feita em tempo real, sem qualquer interação com o usuário do software e de maneira transparente, ou seja, sem que o usuário tome conhecimento dos procedimentos descritos a seguir. Resumidamente o método *Multigrid* elimina os erros da seguinte maneira: parte-se da malha original a qual é tornada mais grosseira. Os erros de baixa freqüência são então rapidamente eliminados. A malha é então refinada progressivamente de modo a eliminar os erros de alta freqüência sistematicamente. A Figura 22 ilustra este processo de uma melhor maneira. Maiores detalhes podem ser encontrados em Versteeg e Malalasekera (2007).

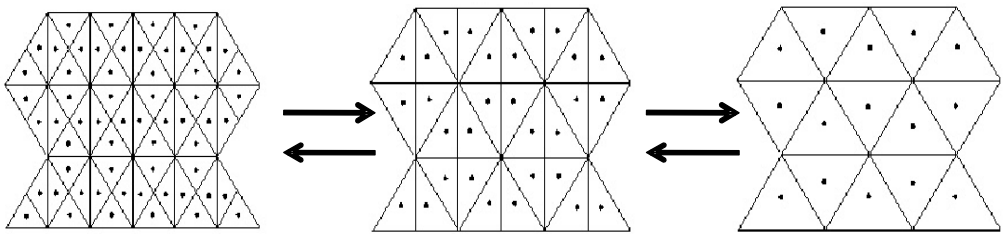

Figura 22: Mudança da malha executada pelo método *Multigrid*.
Fonte: Autor "adaptado do" manual do software ANSYS CFX 12.1

4.1.5 Critério de convergência

Em uma solução numérica é preciso estipular quando a solução do sistema linear está adequada. Uma forma de fazer isso é usando um critério de precisão, também conhecido na área de CFD como critério de convergência, nomenclatura usada por Maliska (2004). Esse critério de convergência é definido usando o conceito de resíduo.

Define-se resíduo como sendo a diferença dos valores obtidos de um lado e do outro lado de uma equação algébrica dada em (36), e o mesmo é dado pela equação (39).

$$r = \sum_{vizinhos} a_i \phi_i + S_u - a_p \phi_p \tag{39}$$

Quanto menor for o valor dos resíduos encontrados para cada um dos volumes, tanto mais próxima a solução numérica estará de satisfazer o sistema linear.

No caso do software usado nas simulações do presente trabalho, o critério de convergência pode ser configurado de duas maneiras: através do resíduo máximo e através do RMS dos resíduos. Utilizou-se o valor do resíduo RMS (ou Raiz quadrada da média dos quadrados dos resíduos), definido pela equação (40), como critério de convergência, já que um mesmo número de iterações não garante a mesma precisão entre uma simulação e outra.

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} r_i^{\,2}}{n}} \tag{40}$$

sendo que n é o número de volumes finitos.

O critério de convergência é satisfeito quando a somatória dos resíduos de cada equação de conservação for menor do que um valor especificado pelo usuário. Este é o limite abaixo do qual a solução é considerada adequada e o processo iterativo é interrompido. Entretanto, deve-se tomar o cuidado para que este valor não seja demasiado baixo, o que implicaria em um tempo gasto para simulação extremamente alto e que geralmente não traz grandes benefícios. O valor de 1×10^{-5} foi adotado conforme sugestão do manual do software utilizado nas simulações ao longo deste trabalho.

4.2 Malha computacional

A solução numérica será tanto melhor quanto maior for o número de elementos na malha, lembrando que isso influencia diretamente o esforço computacional necessário para solução do problema.

No presente trabalho, foram utilizadas malhas não-estruturadas para discretização do domínio computacional, dividido em volumes finitos, devido à complexidade das geometrias simuladas e também pela facilidade de geração da mesma. Houve a necessidade do uso de malhas de diferentes tipos conforme a geometria simulada (malhas “extrudadas” 2D e malhas tridimensionais).

A maioria dos elementos presentes nas malhas são do tipo tetraédrico (possuindo triângulos nas quatro faces), com a presença também de elementos prismáticos (dois triângulos ligados a três quadriláteros), hexaédricos (com quadriláteros nas seis faces) e piramidais (quatro triângulos ligados a um quadrilátero). As Figuras 23, 24, 25 e 26 ilustram cada um deles de maneira mais clara.

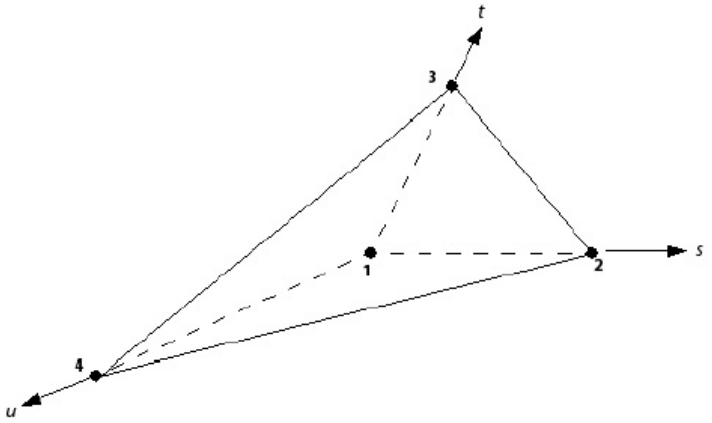

Figura 23: Representação esquemática de um elemento tetraédrico.
Fonte: Manual do software ANSYS CFX 12.1

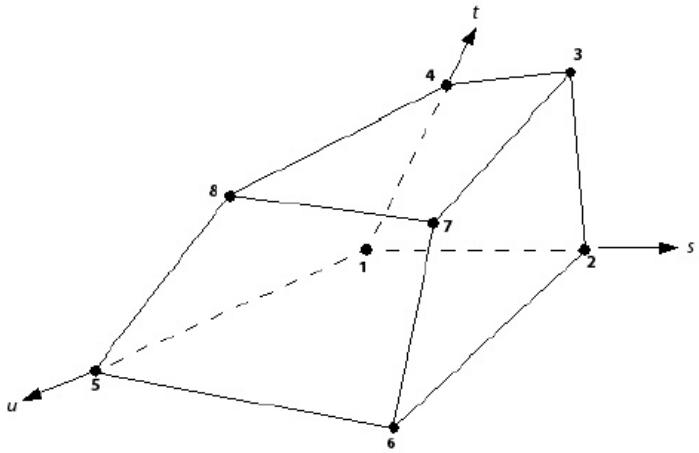

Figura 24: Representação esquemática de um elemento hexaédrico.
Fonte: Manual do software ANSYS CFX 12.1

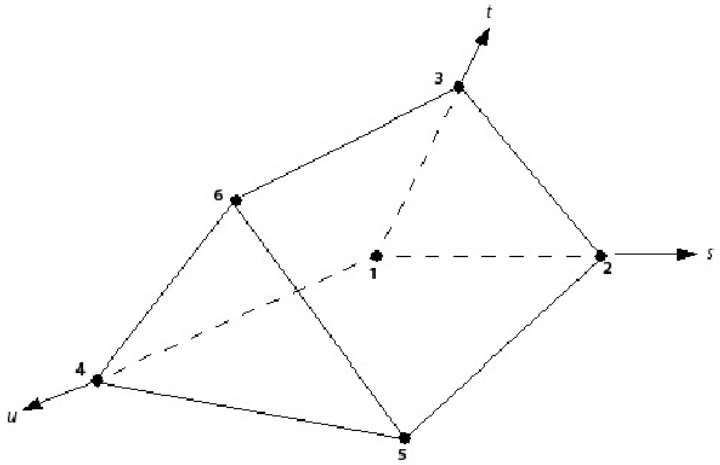

Figura 25: Representação esquemática de um elemento prismático.
Fonte: Manual do software ANSYS CFX 12.1

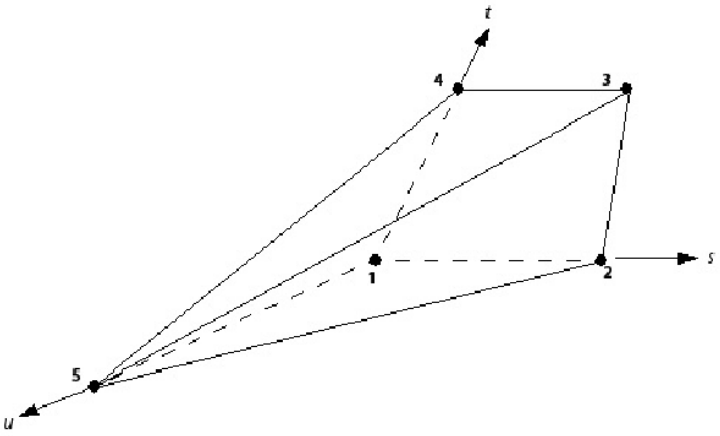

Figura 26: Representação esquemática de um elemento piramidal.
Fonte: Manual do software ANSYS CFX 12.1

Foram utilizados recursos que possibilitam um maior refinamento das malhas em locais com grandes gradientes (como nas proximidades de paredes) de forma a se obter uma melhor representação da camada limite nessas regiões e aprimorar os resultados da solução numérica. Maiores detalhes sobre as malhas utilizadas encontram-se no capítulo 5.

4.3 Análise de resultados (pós-processamento)

O pós-processamento permite que o usuário visualize os resultados em diversas formas, seja através de figuras com a distribuição da pressão, temperatura ou velocidade, seja através de resultados numéricos calculados usando equações apropriadas, inseridas pelo próprio usuário no software. As Figuras 27 e 28 apresentam distribuições típicas de

temperatura e pressão relativa que podem ser obtidas com o software pós-processador, respectivamente.

É importante ressaltar que os resultados trazidos pelo pós-processador serão tão bons quanto melhor forem as malhas (tipo adequado de malha e maior refinamento), melhor for a qualidade das informações inseridas como condições de contorno no pré-processador pelo usuário, e menores forem os resíduos RMS da solução. Mesmo assim, é exigido do usuário o domínio do problema que foi simulado para a correta análise dos resultados fornecidos pelo software.

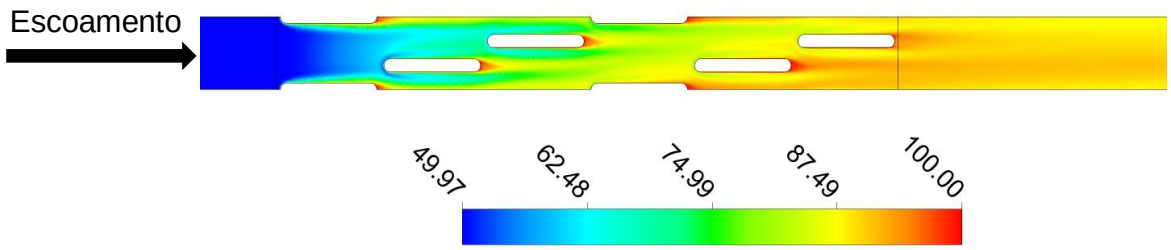

Figura 27: Exemplo de distribuição de temperatura, em °C.
Fonte: Autor

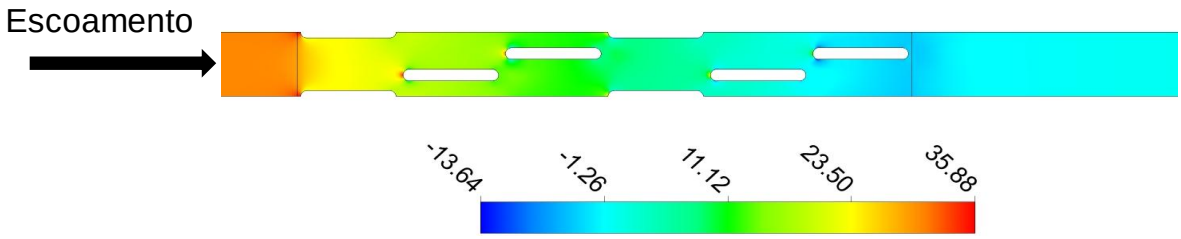

Figura 28: Exemplo de distribuição de pressão relativa, em Pa.
Fonte: Autor

As condições de contorno utilizadas para obtenção das Figuras 27 e 28 foram: fluido como sendo ar a 25°C com propriedades termofísicas constantes, temperatura das paredes constante e valor de 100°C, temperatura de entrada no domínio de 50°C, fluido newtoniano, regime permanente, escoamento em regime laminar (Re=1000), escoamento sem escorregamento nas paredes (*no slip*), pressão relativa na saída de 0 Pa.

Algumas equações inseridas no software são de extrema importância para as análises do presente trabalho. Pode-se citar, por exemplo, as equações para o fator de transferência de calor j, para o fator de atrito f, e da efetividade ε. Foram tomadas as leituras de grandezas na secção de saída da geometria simulada como a temperatura média de mistura, e também na secção de entrada, como a pressão média. A temperatura média de mistura é dada pela equação (41) e a pressão média pela equação (42).

$$T_{média} = \frac{\sum_{A_{SR}} \rho u_i A_i T}{\dot{m}} \tag{41}$$

sendo que u_i é a velocidade do escoamento projetada da direção normal à área A_i, $\dot{m}$ é a vazão em massa total que atravessa a seção onde se avalia $T_{média}$, A_i é a área da seção transversal do volume "i" pertencente à área onde se avalia $T_{média}$.

$$P_{média} = \frac{\sum P_i A_i}{\sum A_i} \tag{42}$$

O software usado na simulação usa a equação (43) para o cálculo da temperatura média de mistura e a equação (44) para o cálculo da pressão média. Isto é necessário devido às rotinas de cálculo e funções próprias do software.

$$\text{massFlowAve(Temperature)@região de interesse} \tag{43}$$

$$\text{areaAve(Pressure)@região de interesse} \tag{44}$$

Além desses valores, o software pós-processador possibilita a obtenção do valor dos coeficientes médio e local de transferência de calor por convecção das paredes do trocador de calor, bem como sua distribuição. Essa possibilidade contribui muito nas análises e interpretação dos resultados, bem como em alguns cálculos. Um exemplo de distribuição dos coeficientes locais de transferência de calor por convecção encontra-se na Figura 29, obtido para uma geometria de Tubos Chatos.

É possível perceber de maneira clara através da Figura 29 porque a quebra da camada limite induzida pela sucessiva colocação de obstáculos ao escoamento é benéfica à transferência de calor. Como pode ser observado, é nos bordos de ataque dos tubos chatos que estão os maiores coeficientes locais de transferência de calor por convecção. Logo, uma maior quantidade de tubos faz com que o valor médio do coeficiente de transferência de calor seja maior e, consequentemente, que o fator de transferência de calor j também seja maior.

Entretanto, deve-se tomar o cuidado para que essa quantidade de obstáculos não seja extremamente elevada, já que um maior número deles influi diretamente no aumento do fator de atrito f e, por conseguinte, no aumento da perda de carga.

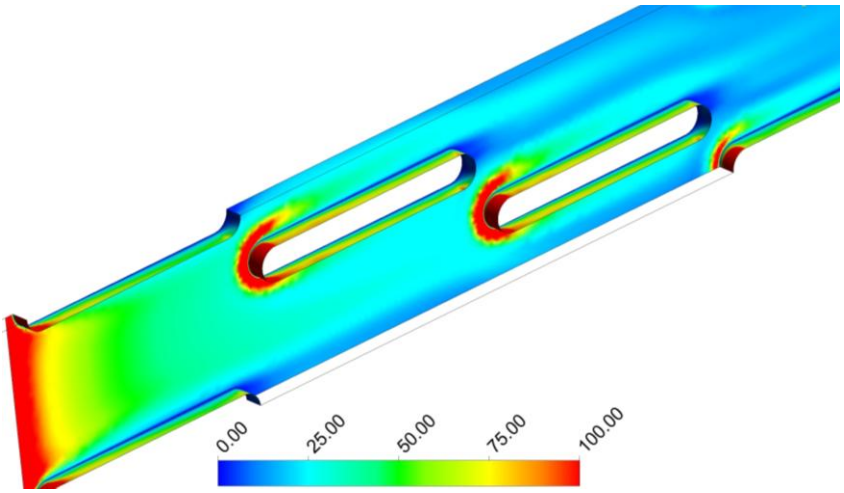

Figura 29: Exemplo de distribuição dos coeficientes locais de transferência de calor por convecção nas paredes de uma geometria de Tubos Chatos, em W/m² K.
Fonte: Autor

É necessário ainda mencionar que as temperaturas e pressões obtidas ao longo da geometria do trocador de calor fornecem dados importantes para trabalhos posteriores, podendo envolver cálculos estruturais e estudos de otimização das geometrias simuladas, que estão fora do escopo do presente trabalho.

Nas Figuras 30, 31 e 32 estão representados os fluxogramas com as seqüências necessárias para obtenção dos valores de ε, j e f, respectivamente a efetividade, o fator de transferência de calor e o fator de atrito. As equações para seus respectivos cálculos estão dispostas no capítulo 3, item 3.2.

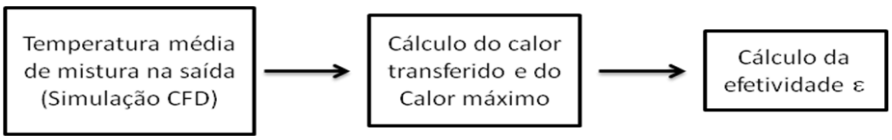

Figura 30: Fluxograma para obtenção da efetividade ε.
Fonte: Autor

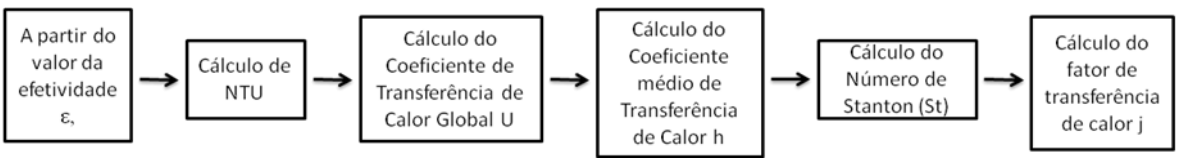

Figura 31: Fluxograma para obtenção do fator de transferência de calor j.
Fonte: Autor

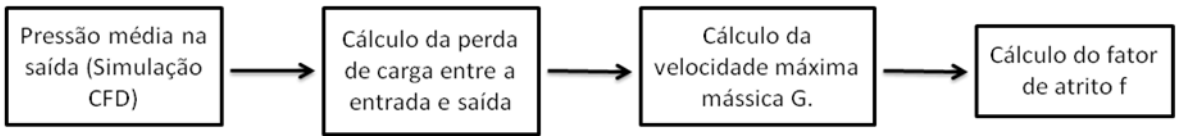

Figura 32: Fluxograma para obtenção do fator de atrito f.
Fonte: Autor

4.4 Características do programa simulador utilizado

O software CFX 12.1 da ANSYS foi utilizado para as simulações e o mesmo encontra-se disponível para uso no Centro Universitário da FEI. É um código computacional comercial de amplo uso, tendo boa aceitação pelas indústrias que fazem uso de simulações CFD. O mesmo utiliza o Método dos Volumes Finitos para discretizar as equações diferenciais de conservação sobre o modelo geométrico tridimensional desenhado com o auxílio do próprio CAD existente no software. A solução do modelo utilizou uma malha não-estruturada, cujos detalhes podem ser encontrados no capítulo de resultados.

As simulações foram conduzidas em parte utilizando uma máquina provida de um processador Core 2 Duo; 3,00 GHz e 3,0 Gb de memória RAM, e em parte utilizando uma máquina provida de dois processadores QuadCore; 2,19 GHz e 16,0 Gb de memória RAM. Isso foi necessário conforme malhas mais refinadas necessitaram ser simuladas, o que extrapolava a capacidade de memória da máquina de menor capacidade.

O pacote do software usado inclui além do CAD, um gerador de malhas computacionais, um pré-processador, um processador, e um pós-processador. A forma como cada um desses componentes individuais se organizam dentro do software está representada no fluxograma da Figura 33.

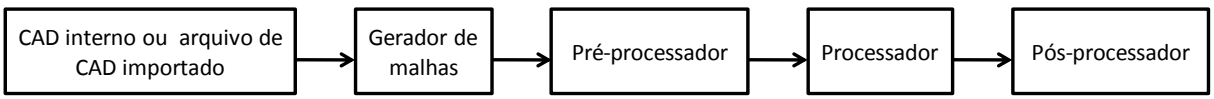

Figura 33: Fluxograma da ordem dos componentes dentro do software utilizado.
Fonte: Autor

A função de cada um desses componentes dentro do pacote computacional é explicada a seguir.

O CAD interno é utilizado para construção da geometria a ser simulada, sobre a qual será gerada a malha computacional onde serão resolvidas às equações de conservação. É permitido importar geometrias construídas em outros softwares de CAD. Este CAD interno

conta com as principais ferramentas dos softwares de CAD mais disseminados, e foi suficiente para as necessidades do presente trabalho.

O Gerador de malhas é utilizado para a geração da malha computacional e aplicação da mesma sobre a geometria construída ou importada no CAD interno. Nesse componente é possível escolher os tipos de malhas que serão aplicados (“extrudada” 2D, tridimensional, por exemplo) e os parâmetros que determinarão os tipos de elementos a serem usados para construção da malha computacional, seu tamanho e onde tipos específicos de elementos serão aplicados. As malhas geradas no gerador de malhas são do tipo não-estruturada e os tipos de elementos possíveis de serem gerados são Tetraedros, Prismas, Hexaedros e Pirâmides, conforme explicado no item 4.2.

Quando todos os parâmetros de construção da malha estiverem inseridos no software, uma malha superficial pode ser gerada primeiramente, possibilitando ao usuário visualizar o nível de refinamento da malha. A malha computacional completa, chamada de malha volumétrica pelo software, pode então ser gerada.

A Figura 34 mostra parte de uma geometria sobre a qual foi criada uma malha computacional não-estruturada, do tipo “extrudada” 2D, contendo alguns dos tipos de elementos possíveis, com concentração variável e aplicação de elementos prismáticos nas proximidades das paredes de modo a se ter uma melhor representação da camada limite nesses locais, que possuem grandes gradientes.

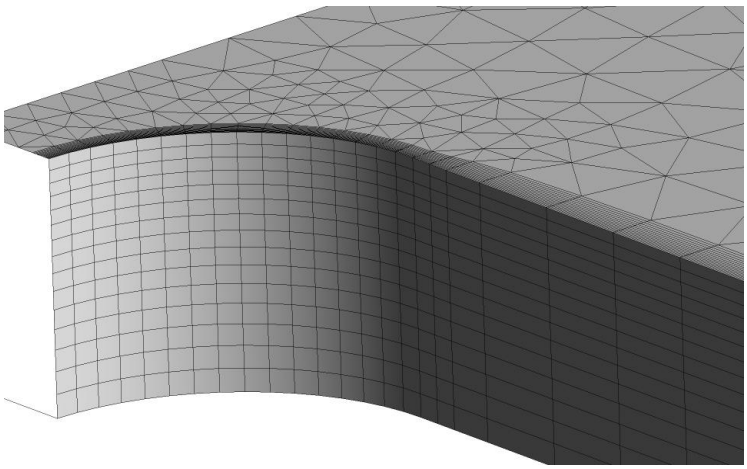

Figura 34: Detalhe de uma geometria com malha não-estruturada, tipo “extrudada” 2D.
Fonte: Autor

O Pré-processador é utilizado para definição das condições de contorno que regem o problema a ser simulado. Nele é possível a determinação dos domínios onde cada condição de contorno é aplicada. É também neste componente que o regime de escoamento é selecionado

(laminar ou turbulento, e quais modelos de turbulência específicos deverão ser usados durante a simulação), quais as hipóteses que o software deverá usar (hipótese de gás ideal, propriedades termofísicas constantes).

Pode-se ainda definir neste componente quais esquemas de discretização serão usados e os passos de tempo para avançar a solução numérica no tempo no caso de uma simulação transiente. Para casos em regime permanente, o valor do passo de tempo é um valor fictício, pois a solução é obtida através de um falso transiente, cuja função é permitir que a solução avance entre uma iteração e outra. Outros parâmetros como o critério de convergência também são especificados no Pré-processador.

Além disso, é permitido ao usuário inserir equações, funções e expressões que sejam de interesse no estudo em questão, quais variáveis poderão ter sua evolução visualizada durante a solução, entre outras configurações específicas do software.

No caso dos passos de tempo, os mesmos podem ser definidos pelo software ou pelo usuário, conforme desejado pelo usuário ou a exigência da simulação, sendo que por padrão o software os define automaticamente. O mesmo ocorre com os esquemas de discretização, que são definidos automaticamente como sendo do tipo *High Resolution*, cujas características foram descritas no item 4.1.2 deste capítulo.

O Processador (*Solver*) é o componente do software que resolve as equações de conservação e as demais inseridas pelo usuário segundo os parâmetros inseridos no Pré-processador através do uso do Método dos Volumes Finitos, armazenando nos nós de cada elemento os resultados obtidos (arranjo co-localizado). É possível a visualização da evolução da solução na forma dos resíduos RMS e das variáveis importantes para o usuário ao longo de cada iteração, conforme ajustado pelo usuário. Informações importantes como o uso de memória também podem ser visualizadas.

O Pós-processador, conforme descrito no item 4.3 permite a visualização da solução do problema simulado de diversas formas, entre elas através de figuras com distribuições de propriedades ao longo da geometria simulada, de linhas de corrente, campo de vetores, entre outras formas. Através dessas figuras o usuário pode verificar a consistência física dos resultados. É também neste componente em que os resultados de cada uma das expressões inseridas pelo usuário podem ser vistos. Expressões deste tipo foram usadas no presente trabalho para a obtenção de valores médios de temperatura e pressão.

De maneira resumida, além dos componentes apresentados no item 4.4, o software utilizado no presente trabalho faz uso dos seguintes esquemas ou métodos para solução dos problemas, todos eles usados nas simulações conduzidas no presente trabalho: método dos

volumes finitos, solução acoplada, arranjo co-localizado, método *Multigrid*, esquema *High Resolution*, critério de convergência através dos resíduos RMS, malha computacional não-estruturada, transferência de calor conjugada (inclui efeitos da condução em sólidos, como nos canais de um trocador de calor).

4.4.1 Variação das propriedades termofísicas

O software utilizado permite a variação das propriedades termofísicas dos domínios fluidos. Uma forma amplamente usada para aproximar a variação das propriedades do fluido com a temperatura é através da equação de Sutherland, utilizada no presente trabalho durante as simulações e que se encontra detalhada no Apêndice A.

A variação local da massa específica do fluido é levada em consideração através da lei dos gases ideais, detalhada no Apêndice A. Esta hipótese é adotada na simulação da geometria proposta para o trocador de calor cerâmico que inclui o domínio sólido, conforme é melhor discutido no capítulo de resultados.

5. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com as simulações referentes ao Trocador de Calor Cerâmico (TCC), bem como os resultados referentes às simulações para validação do software utilizado para o problema proposto. Também está incluída neste capítulo uma breve discussão a respeito das geometrias utilizadas, geometrias do tipo Tubos Chatos com aletas planas (Flat Tubes) e OSF apresentadas na revisão da literatura, comparando-se os dados obtidos nas simulações e aqueles disponíveis na literatura. Ainda foram incluídos neste capítulo comentários sobre as geometrias mais adequadas para a construção de um TCC.

Para validação foram realizadas simulações com a geometria de Tubos Chatos e a geometria OSF, variando-se dois parâmetros: o número de fileiras e o número de Reynolds. O objetivo dessas simulações é a avaliação da influência que esses parâmetros têm sobre os resultados obtidos e compará-los com os disponíveis em Kays e London (1984).

Em seguida foi feito um estudo de refinamento de malha. A escolha da geometria de Tubos Chatos para tal estudo baseou-se nos resultados apresentados pelas simulações anteriores. As simulações com a geometria de Tubos Chatos mostram que a mesma apresenta maior concordância com a literatura e com a teoria. Além disso, essa geometria possui maior semelhança com a geometria tida como ideal para os trocadores de calor cerâmicos, conforme será discutido adiante neste capítulo.

Finalmente, é proposta uma geometria para o TCC, baseada nas geometrias de Tubos Chatos e OSF, em que foram simuladas duas condições distintas. Na primeira foram variados apenas os parâmetros geométricos adotando-se as mesmas condições das simulações de validação e de refinamento de malha. Na segunda simulação, além da nova geometria, incluiu-se o domínio sólido e a variação das propriedades termofísicas dos fluidos. Esta simulação foi feita com a imposição da vazão mássica igual para os dois lados. Com isso foi possível realizar um comparativo entre os valores estimados para a efetividade e temperaturas de saída dos domínios fluidos, obtidos analiticamente, e os valores encontrados na simulação.

Ainda como parte das análises, avaliou-se qualitativamente a influência que o domínio sólido tem sobre a efetividade do trocador de calor.

5.1 Escolha da configuração geométrica para validação

Conforme ressaltado na revisão da literatura, capítulo 2, item 2.3.3, quando vista em corte a geometria de Tubos Chatos com offset entre os tubos se assemelha muito mais à geometria possível de ser construída com materiais cerâmicos do que a geometria OSF, conforme proposta por Fischedick et al. (2007).

Ambas as configurações geométricas utilizam o mesmo conceito de quebra da camada limite como artifício para aumentar o valor médio do coeficiente de transferência de calor. Assim, ao substituir os tubos pelas aletas cerâmicas e as aletas dos tubos pela base das aletas cerâmicas, têm-se na configuração de Tubos Chatos uma geometria com formas mais próximas daquelas possíveis de serem obtidas com os materiais cerâmicos. Isso não acontece com a geometria OSF, que pode ser fabricada com processos convencionais de estampagem utilizando chapas metálicas de espessura reduzida, conforme pode ser visto na Figura 35.

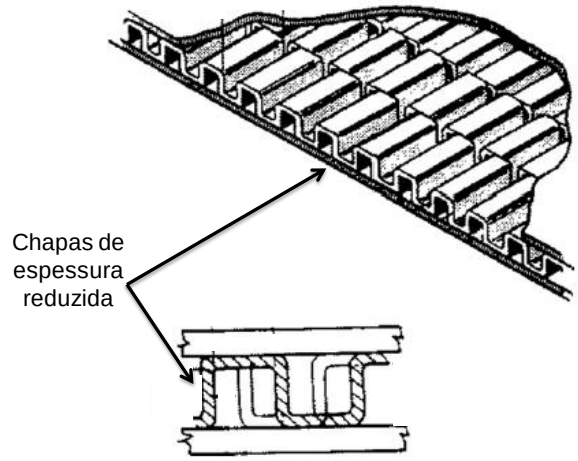

Figura 35: Geometria OSF de base metálica típica, construída com chapas de espessura reduzida.
Fonte: Autor “adaptado de” Manglik e Bergles (1995)

Tendo isso em vista, e que os processos atuais de fabricação com o uso de matéria-prima cerâmica não permitem obter as pequenas espessuras tal como de uma chapa metálica, optou-se por simular uma configuração geométrica de Tubos Chatos com offset entre os tubos para validação do software. Essa geometria também foi usada para o estudo de refinamento de malha pelos mesmos motivos.

Entretanto, devido à geometria usada por outros autores para simulação e construção de trocadores de calor cerâmicos ter sido a geometria OSF, a mesma também foi simulada, ainda que essa geometria não se mostre a mais adequada.

No que se refere ao regime de escoamento, nas simulações conduzidas no presente trabalho foi considerado apenas o regime laminar. O motivo está na dimensão característica referente ao diâmetro hidráulico do trocador de calor compacto, que possui um valor pequeno. Assim, mesmo com velocidades de escoamento elevadas, os efeitos viscosos predominam.

5.2 Validação: Trocador de calor com aletas deslocadas - geometria OSF

5.2.1 Configuração geométrica e malha computacional

A geometria OSF foi escolhida inicialmente para a validação do software devido ao trabalho de Fischedick et al. (2007), que citam esta como sendo a geometria base do trocador de calor cerâmico proposto pelos pesquisadores. Os dados relativos à geometria simulada foram extraídos de Kays e London (1984), baseado nas geometrias selecionadas no trabalho de Manglik e Bergles (1995), em que todas as geometrias são de base metálica e com aletas de espessura reduzida.

Dentre todas as geometrias disponíveis no trabalho de Manglik e Bergles (1995), optou-se pela geometria 1/9- 24,12 por conta de sua maior espessura de aleta em relação às demais, pela mesma ter offset de 0,5 (similar ao usado por Fischedick et al. (2007) na placa cerâmica, conforme Figura 2), e ter relação de altura/largura dos canais de aproximadamente 0,5. As geometrias construídas no software são do tipo OSF e possuem 4 e 8 fileiras de aletas. Na Figura 36 encontra-se representada a geometria com 4 fileiras de aletas. Relações de periodicidade foram utilizadas de modo a reduzir o tamanho da malha necessária para descrever o modelo e consequentemente o esforço computacional necessário para solução das equações.

Figura 36: Geometria OSF com 4 fileiras de aletas.
Fonte: Autor

Os dados relativos à configuração geométrica utilizada nas simulações, correspondente a geometria 1/9-24,12 de Kays e London (1984), para ambos os casos com 4 e 8 fileiras de aletas, estão dispostos na tabela 2, aqui novamente representada.

Tabela2: Parâmetros de construção típicos para geometria OSF (Offset Strip Fin) 1/9-24,12 de base metálica.

Espaçamento entre aletas	24,12 por polegada = 950 por metro
Espaçamento entre placas (b)	0,075in = $1{,}91 \times 10^{-3}$m
Comprimento das aletas	0,111in = $2{,}8 \times 10^{-3}$m
Diâmetro Hidraulico, $4r_h$	0,003966ft = $1{,}209 \times 10^{-3}$m
Espessura de chapa das aletas	0,004in = $0{,}102 \times 10^{-3}$m
Área de transferência de calor total/volume entre placas, ξ	$862{,}7 ft^2/ft^3 = 2830 m^2/m^3$
Área de aletas/Área total	0,857

Fonte: Kays e London (1984)

É fácil perceber através da tabela 2 que as aletas possuem espessura reduzida em virtude da espessura de chapa utilizada para construção do trocador de calor e que um grande número de aletas pode ser colocado em um pequeno comprimento. Entretanto, não é informada a quantidade de fileiras de aletas nem no trabalho de Kays e London (1984), tão pouco nos trabalhos de Manglik e Bergles (1995) ou de Fischedick et al. (2007). Assim, optou-se pela simulação de duas configurações, com 4 e 8 fileiras de aletas de modo a se avaliar essa influência sobre os resultados.

Estudos com um maior número de fileiras de aletas não foram feitos por dois motivos. Primeiro, devido aos resultados obtidos com as configurações de 4 e 8 fileiras de aletas serem semelhantes entre si e também com os resultados obtidos por outros pesquisadores. Segundo, devido à capacidade de memória da máquina utilizada para as simulações e do tempo que seria necessário para realizá-las.

Conforme destacado, as simulações foram realizadas utilizando-se tanto quanto possível relações de simetria e periodicidade, de modo a se ter uma malha menor, exigindo menor recurso computacional. Na Figura 37 é mostrada a configuração com 4 fileiras de aletas, indicando a relação de periodicidade utilizada. Já as informações sobre as malhas computacionais utilizadas com as geometrias OSF de 4 e 8 fileiras de aletas encontram-se na tabela 5.

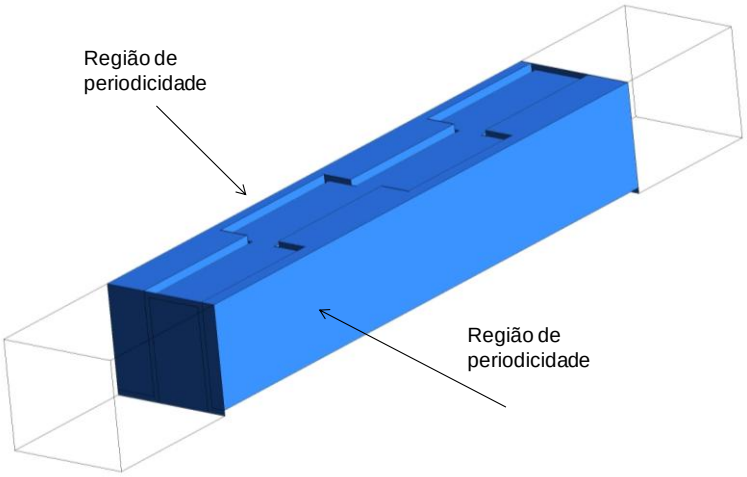

Figura 37: Relações de periodicidade utilizadas para geometria OSF com 4 fileiras de aletas.
Fonte: Autor

Tabela 5: Parâmetros da malha para geometria OSF 1/9-24,12 de base metálica com 4 e 8 fileiras de aletas.

4 Fileiras de Aletas		**8 Fileiras de Aletas**	
Número de elementos	2.458.000	Número de elementos	4.908.000

Fonte: Autor

A malha utilizada é do tipo não-estruturada tridimensional, contendo variações nos tamanhos e tipos dos elementos ao longo da geometria, algo necessário para se melhorar a qualidade dos resultados obtidos. Com essa variação, tem-se uma malha mais refinada em locais com maiores gradientes de velocidade, pressão e temperatura (paredes, por exemplo), sendo progressivamente menos refinada longe dessas regiões. A Figura 38 mostra esses detalhes com maior clareza.

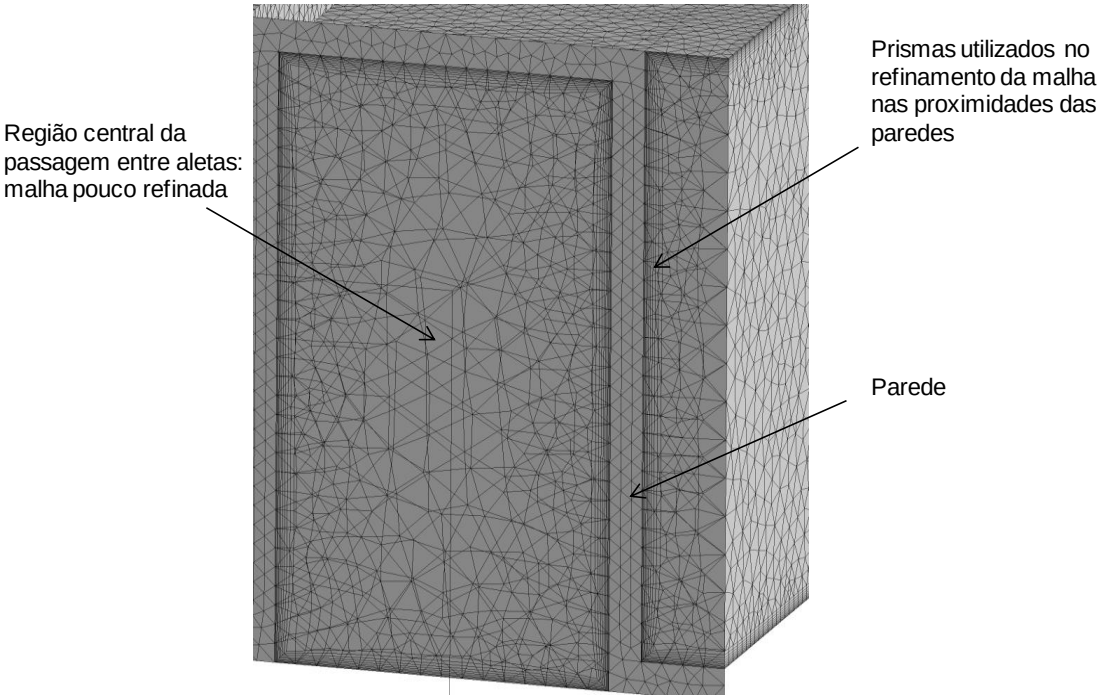

Figura 38: Detalhe do refinamento da malha nas regiões próximas às paredes e do espaçamento irregular dos elementos para a geometria OSF.
Fonte: Autor

De modo a evitar o aparecimento de regiões de recirculação na saída do domínio de cálculo, o domínio foi estendido à jusante da geometria simulada. Esta extensão do domínio tem o comprimento de uma aleta e mostrou-se suficiente.

As seguintes condições de contorno foram utilizadas: temperatura constante nas paredes, escoamento sem escorregamento nas paredes (*no slip*), pressão relativa na saída de 0 Pa, fluido como sendo ar a 25°C e 1 atm e demais propriedades constantes (o valor das propriedades encontram-se no Apêndice A). A temperatura de entrada foi especificada em 50°C e a temperatura das paredes em 100°C. Não foi utilizado modelo de turbulência pois o escoamento encontra-se em regime laminar, que é conseguido conforme explicado no item 5.1. As simulações foram conduzidas variando-se o número de Reynolds na faixa de 200 a 900 para ambas as configurações (4 e 8 fileiras de aletas). Deve-se salientar que as correlações para o coeficiente j de Colburn consideram aletas ideais. Por esse motivo, foi imposta temperatura constante nas paredes da configuração simulada.

5.2.2 Análise dos resultados

Tal como apresentado na revisão da literatura, trabalhos de simulação envolvendo esta geometria foram realizados e encontraram diferenças significativas nos valores dos fatores j e

f. Xi e Shah (1999) apud Webb e Kim (2005) encontraram um valor maior para j e menor para f. Segundo os autores, tal diferença não tem causa aparente para o fator j, mas teve como explicação para a diferença do fator f a existência de rebarbas nas aletas provenientes do processo de fabricação do trocador de calor ensaiado e usado como referência experimental, algo não considerado no modelo matemático usado para as simulações.

De maneira similar ao encontrado por estes e outros autores, obteve-se com as simulações resultados maiores para j e menores para f, conforme pode ser visualizado no gráfico da Figura 39 para ambas as configurações, de 4 e 8 fileiras de aletas, delimitados pelos valores ligados por uma linha retirados da referência de Kays e London (1984). As curvas originais de Kays e London para os fatores f e j estão representadas na Figura 40.

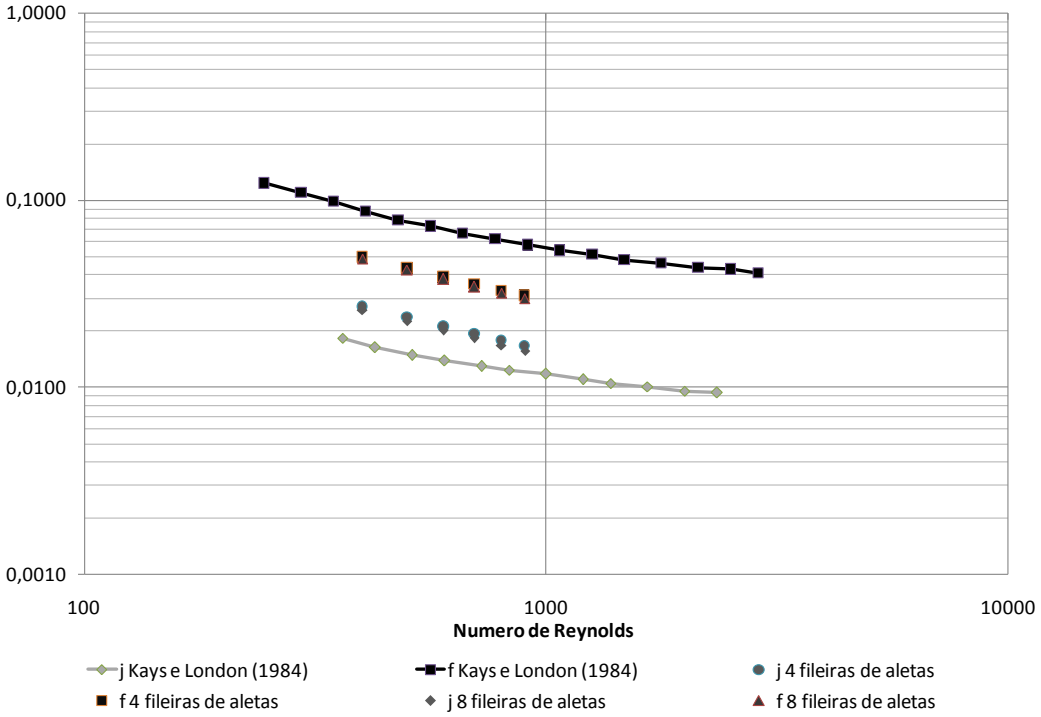

Figura 39: Comparativo dos dados obtidos para geometria OSF nas configurações de 4 e 8 fileiras de aletas com os dados de Kays e London (1984).
Fonte: Autor

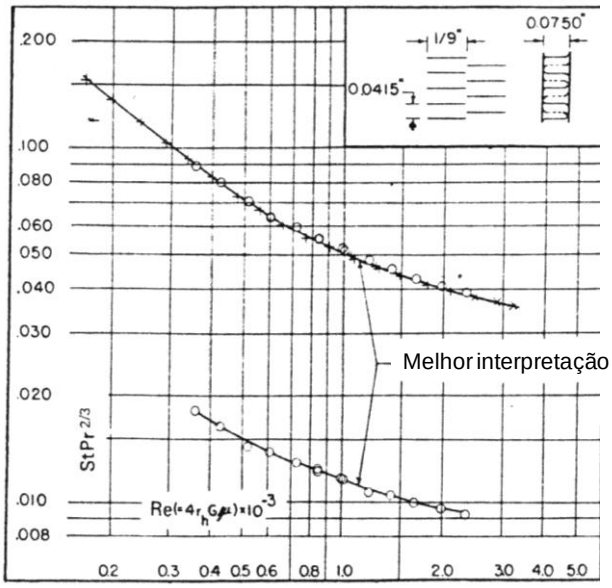

Figura 40: Curvas dos fatores j e f para geometria OSF.
Fonte: Kays e London (1984)

A consistência física dos resultados pode ser avaliada através da Figura 41, referente à geometria com 4 fileiras de aletas, em que é mostrada a distribuição de temperaturas que, conforme esperado, aumenta ao longo do escoamento. Também é possível ver claramente o desenvolvimento das camadas limite térmicas nas proximidades dos offsets.

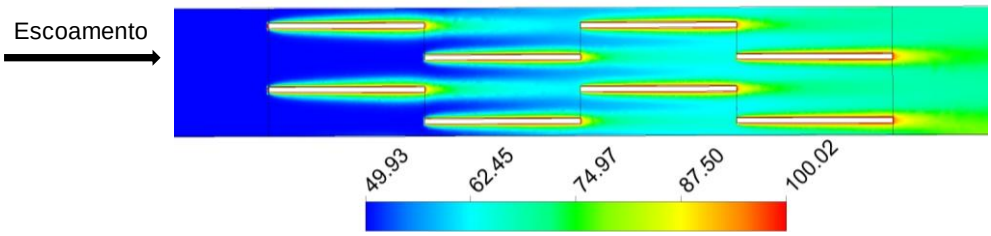

Figura 41: Distribuição de Temperatura para geometria OSF de 4 fileiras de aletas, em °C.
Fonte: Autor

Da mesma forma que outros autores não encontraram uma explicação para as diferenças do fator j, no presente trabalho também não se encontrou uma explicação para essa divergência. Já para o fator f, a explicação dada por outros autores, a da não existência de rebarbas decorrentes do processo de fabricação de um trocador de calor real no modelo matemático construído para simulação, foi tida como razoável e aceita como sendo plausível.

5.3 Validação: Trocador de Tubos Chatos e aletas planas – geometria Flat Tubes

5.3.1 Configuração geométrica e malha computacional

Foram encontradas diversas configurações da geometria de Tubos Chatos para serem simuladas. Optou-se pela simulação da configuração 9,1-0,737-S encontrada em Kays e London (1984), pois a mesma possuía fileiras de tubos com offset entre si, onde o uso do artifício de quebra da camada limite está presente, tal como em uma geometria OSF.

Conforme discutido, quando vista em corte a geometria de Tubos Chatos se assemelha muito mais à geometria possível de ser fabricada com materiais cerâmicos do que a geometria OSF. Os dados referentes à geometria utilizada estão dispostos na tabela 3 e a vista esquemática da secção transversal do trocador de calor de Tubos Chatos na Figura 15, aqui repetidas.

Tabela 3: Parâmetros de construção típicos para geometria Tubos Chatos 9.1-0.737-S de base metálica.

Espaçamento entre aletas	9,1 por polegada = 358 por metro
Espaçamento entre placas (b)	0,110in = 2,794x10^{-3}m
Comprimento dos tubos	0,737in = 18,7198x10^{-3}m
Offset entre tubos	0,180in = 4,572 x10^{-3}m
Offset entre jogos de 3 tubos	0,550in = 13,970 x10^{-3}m
Diâmetro Hidraulico, $4r_h$	0,01380ft = 4,206x10^{-3}m
Espessura de chapa das aletas	0,004in = 0,102 x10^{-3}m
Área de transferência de calor total/volume total, α	224ft²/ft³ = 735m²/m³
Área de aletas/Área total	0,813

Fonte: Kays e London (1984)

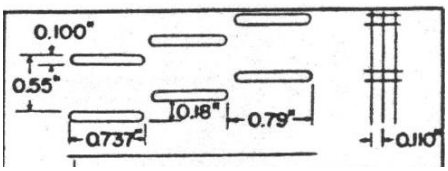

Figura 15: Representação esquemática típica para geometria de Tubos Chatos com offset 9,1-0,737-S.
Fonte: Kays e London (1984)

Foram simuladas duas configurações, com 3 e 6 fileiras de tubos chatos, de modo a se avaliar sua influência nos resultados. Isso foi necessário devido à falta de informações quanto ao número de fileiras de tubos em Kays e London (1984), além de servir para guiar a escolha do número de aletas da geometria do TCC simulada posteriormente. Relações de simetria também foram aqui intensamente utilizadas, permitindo que se gerassem geometrias usando

pequenos blocos unitários que se repetem ao longo de uma geometria de um trocador de calor, conforme é possível visualizar na Figura 42.

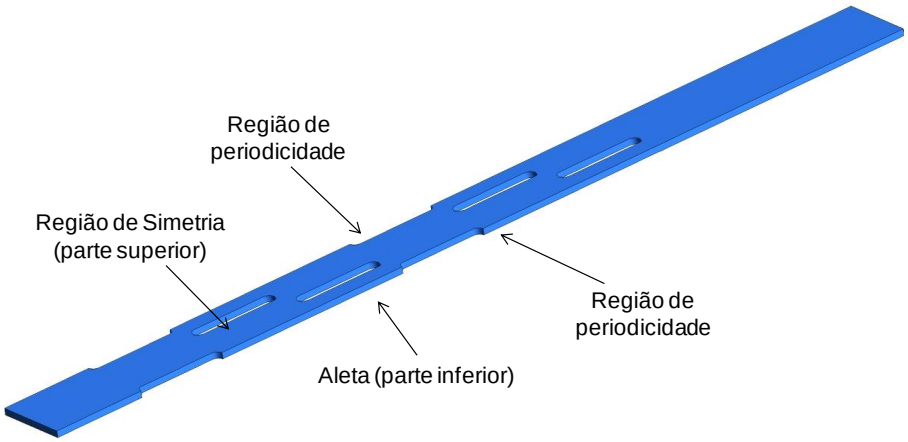

Figura 42: Relações de periodicidade e simetria para geometria de Tubos Chatos com 6 fileiras de tubos.
Fonte: Autor

Com isso, foi possível obter uma geometria pequena, possibilitando o uso de uma malha com um grande número de elementos sem, entretanto, extrapolar a capacidade da máquina utilizada para a simulação. Ao final, foram obtidas as geometrias de 3 e 6 fileiras de tubos conforme pode ser visto nas Figuras 43 e 44, respectivamente.

Figura 43: Geometria de Tubos Chatos com 3 fileiras de tubos.
Fonte: Autor

Figura 44: Geometria de Tubos Chatos com 6 fileiras de tubos.
Fonte: Autor

Não foram simuladas configurações com maior número de fileiras de tubos pois os resultados obtidos com as duas configurações foram muito similares. No que diz respeito às malhas computacionais utilizadas, as informações encontram-se na tabela 6.

Tabela 6: Parâmetros da malha para geometria de Tubos Chatos 1,9-0,737-S
de base metálica com 3 e 6 fileiras de tubos.

3 Fileiras de Tubos Chatos		**6 Fileiras de Tubos Chatos**	
Número de elementos	325.890	Número de elementos	538.950
Número de camadas de prismas	15	Número de camadas de prismas	15

Fonte: Autor

Diferentemente da malha utilizada para a geometria OSF, nas simulações da geometria de Tubos Chatos foi necessário o uso de um tipo de malha diferente, a “extrudada” 2D. Isso foi necessário pois as relações de simetria utilizadas tornaram a geometria construída extremamente esbelta, dificultado a aplicação da malha na direção perpendicular à aleta (foi simulado metade do canal formado entre duas aletas sucessivas).

Neste tipo de malha, é gerada uma malha 2D a qual é repetida em camadas entre um lado e outro da geometria. O número de camadas pode ser definido pelo usuário. Os demais parâmetros de malha, tal como utilizado para a geometria OSF, permitem a aplicação de elementos com variação no tamanho e tipo em determinados locais, possibilitando que a malha seja mais refinada em algumas regiões e menos refinada em outras, melhorando a qualidade dos resultados. As malhas obtidas para as configurações de 3 e 6 fieiras de tubos chatos estão representadas nas Figuras 45, 46 e 47.

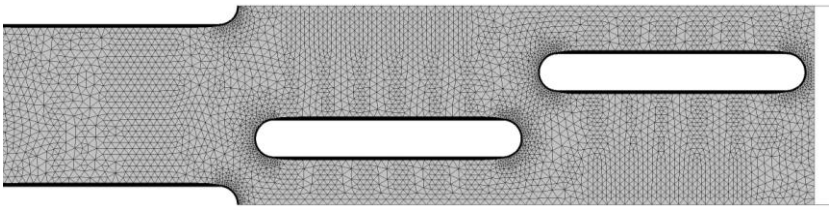

Figura 45: Malha não-estruturada “extrudada” 2D para geometria de Tubos Chatos com 3 fileiras.
Fonte: Autor

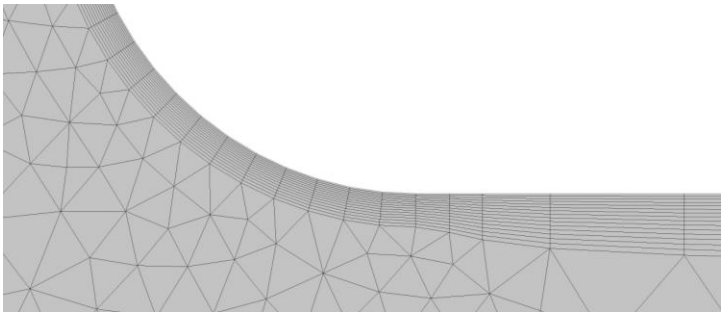

Figura 46: Camadas de prismas nos tubos e espaçamento irregular dos elementos na geometria de Tubos Chatos.
Fonte: Autor

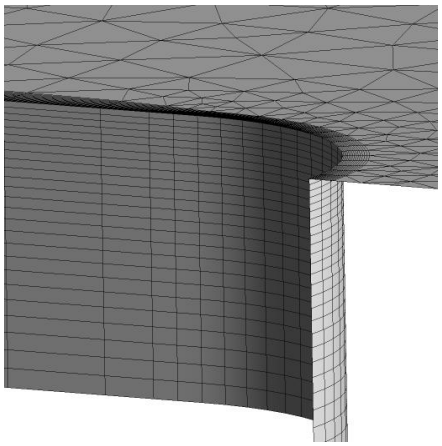

Figura 47: Detalhe da disposição das camadas na malha “extrudada” 2D para a geometria de Tubos Chatos.
Fonte: Autor

Foi tomado o cuidado de estender o domínio à jusante do trocador de calor com o objetivo de evitar o aparecimento de regiões de recirculação na saída do domínio de cálculo. O comprimento da região estendida tem 3 vezes o comprimento de um tubo chato.

Foram utilizadas para esta geometria as mesmas condições de contorno usadas para as simulações da geometria OSF. Para avaliação do comportamento das configurações de 3 e 6 fileiras de tubos, também se variou o número de Reynolds na faixa entre 500 e 1500 para ambas as configurações.

5.3.2 Análise dos resultados

De uma maneira geral, os resultados obtidos nas simulações concordam muito bem com os resultados apresentados por Kays e London (1984), cujo gráfico original está representado na Figura 48.

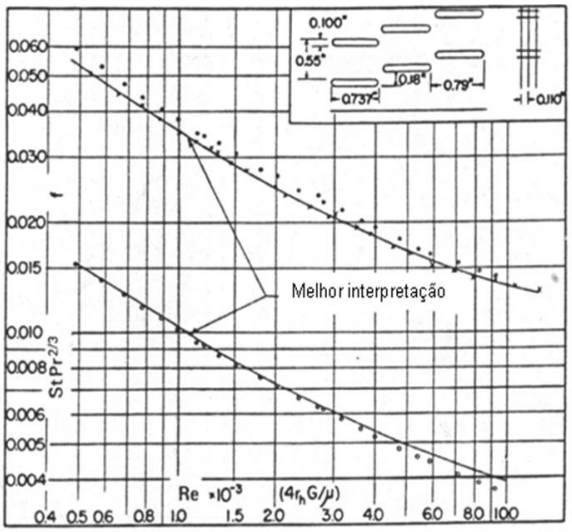

Figura 48: Curvas dos fatores j e f para geometria de Tubos Chatos com aletas.
Fonte: Kays e London (1984)

A Figura 49 mostra uma comparação dos resultados obtidos para as configurações com 3 e 6 fileiras de tubos com os valores de referência da literatura.

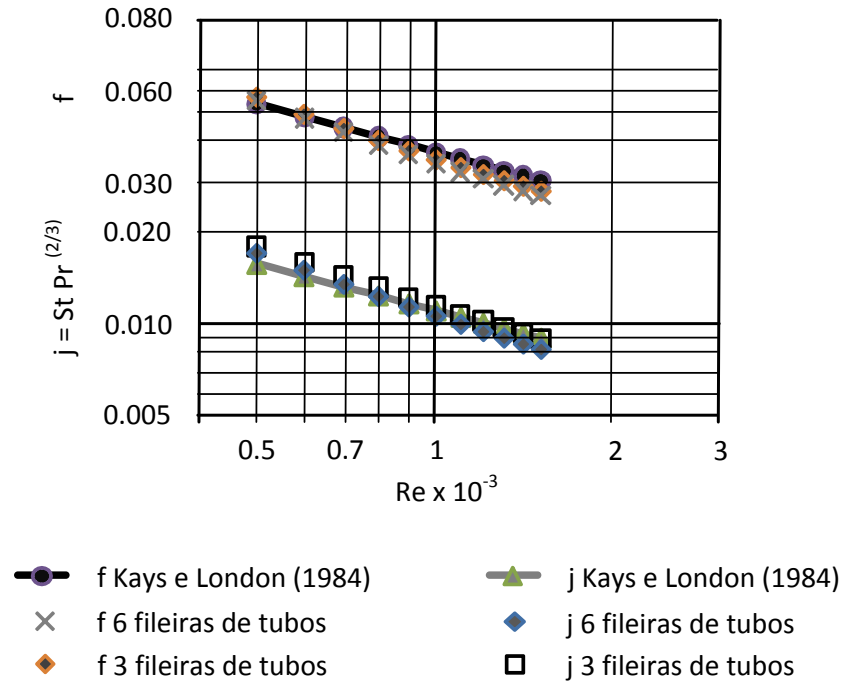

Figura 49: Comparativo entre os dados obtidos para configuração de 3 e 6 fileiras referentes à geometria de Tubos Chatos com os dados de Kays e London (1984).
Fonte: Autor

As Figuras 50 e 51 mostram o erro percentual encontrado para os fatores j e f, respectivamente, para as duas configurações simuladas, em relação ao valor disponível em Kays e London (1984). O erro percentual é calculado segundo a equação (45), exemplificada para o fator j.

$$\text{Erro} = \left(\frac{j_{simulação} - j_{referencia}}{j_{referencia}} \right) \cdot 100 \qquad (45)$$

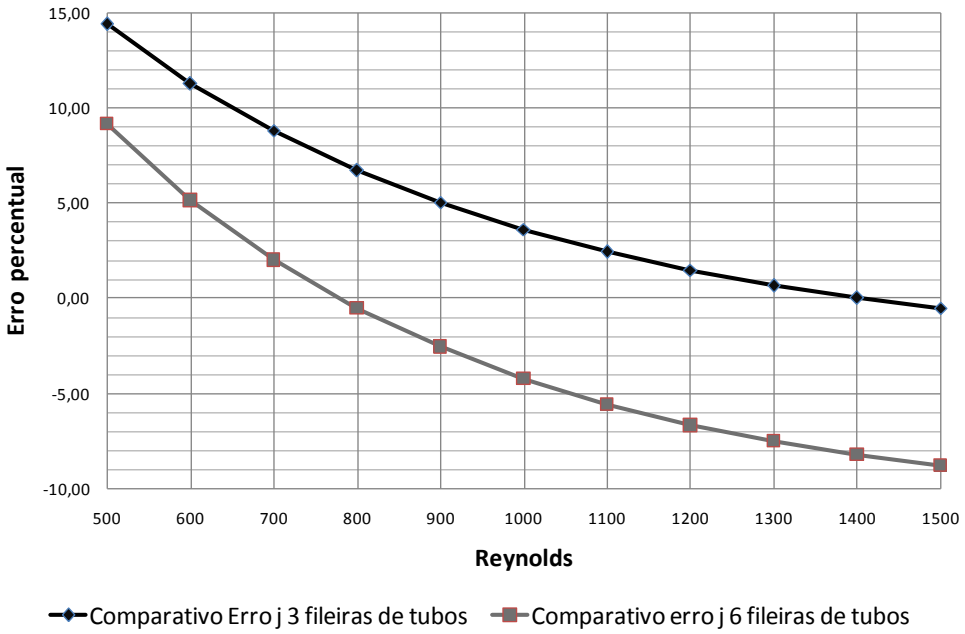

Figura 50: Erro percentual para j obtido para as configurações de 3 e 6 fileiras de Tubos Chatos em relação aos dados de Kays e London (1984).
Fonte: Autor

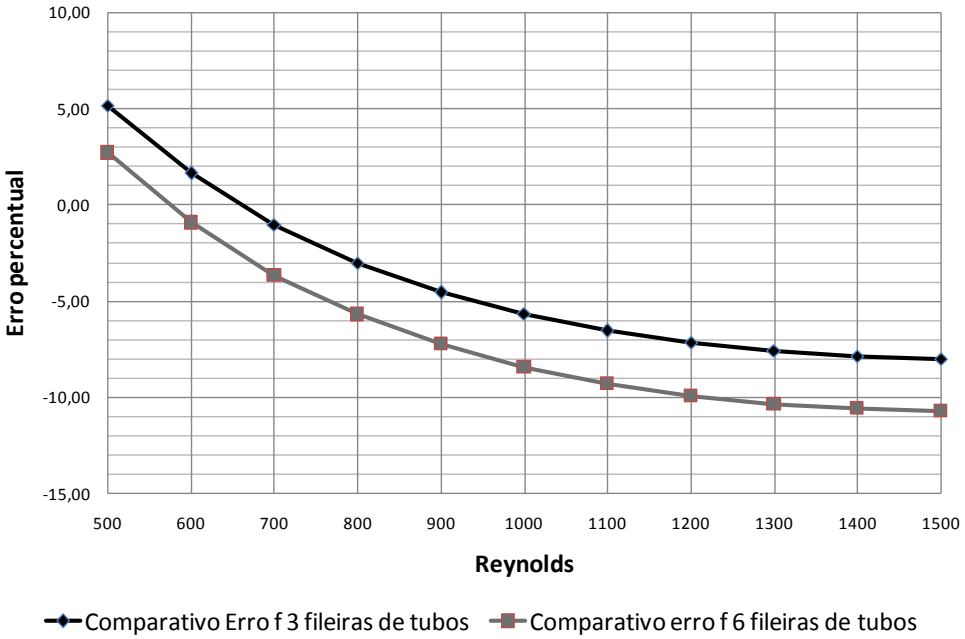

Figura 51: Erro percentual para f obtido para as configurações de 3 e 6 fileiras de Tubos Chatos em relação aos dados de Kays e London (1984).
Fonte: Autor

Como é possível ver, nos gráficos das Figuras 50 e 51, as simulações apresentaram erros menores do que 15% para toda a faixa do número de Reynolds simulada, mostrando uma concordância muito boa dos resultados para os fatores j e f. Assim, pode-se dizer que os resultados obtidos com as simulações em ambas configurações da geometria de Tubos Chatos

possuem um grau de concordância maior com os valores de referência de Kays e London (1984) do que aqueles obtidos para a geometria OSF.

Além dos resultados numéricos, é possível ver que para esta geometria os resultados estão fisicamente consistentes, conforme é mostrado nas Figuras 52 e 53, em que são apresentadas distribuições de temperaturas e pressão relativa referentes à simulação de uma geometria com 6 fileiras de tubos.

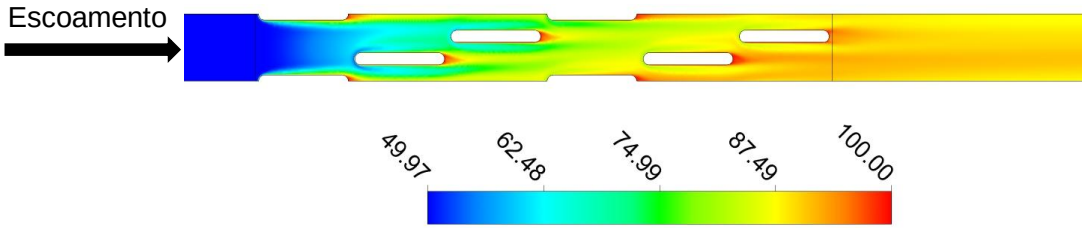

Figura 52: Distribuição de temperatura para geometria de Tubos Chatos com 6 fileiras de tubos, em °C.
Fonte: Autor

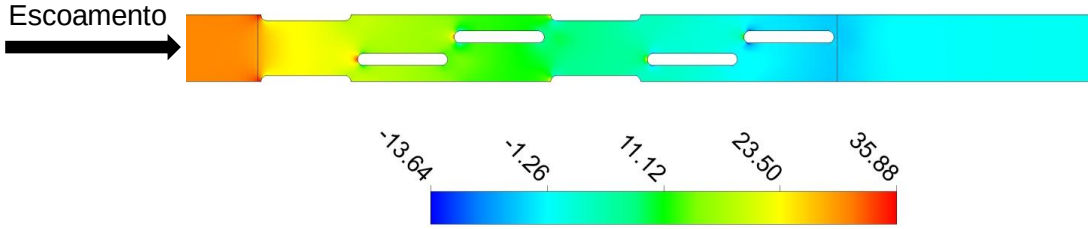

Figura 53: Distribuição de pressão relativa para geometria de Tubos Chatos com 6 fileiras de tubos, em Pa.
Fonte: Autor

Conforme esperado, há um aumento de temperatura nas proximidades das paredes dos tubos, indicando que as condições de contorno foram implementadas corretamente.

As pequenas diferenças encontradas foram associadas às prováveis incertezas sobre a geometria real do trocador de calor usado para as medições experimentais e aquela usada para as simulações. Normalmente, em trocadores de calor reais, existem partes da geometria cujos detalhes não estão disponíveis: rebarbas, colarinhos em torno de tubos, aletas não perfeitamente planas, entre outros. Além disso, existe certa dificuldade em incluir esses detalhes mesmo que estivessem disponíveis de maneira adequada na geometria a ser simulada.

5.4 Estudo de refinamento de malha

Parte das simulações necessárias para validação de um software na solução de um dado problema são referentes ao estudo de refinamento de malha. Nesse estudo, para uma

dada geometria, geram-se algumas malhas a partir da malha original, podendo estas serem mais refinadas ou mais grosseiras do que a malha original. Isso é necessário para que se verifique o quanto a malha influencia os resultados e se a mesma já se encontra suficientemente refinada.

No presente trabalho, escolheu-se a geometria de Tubos Chatos para a realização desse estudo em que, a partir da malha original, foram geradas mais quatro malhas com refinamentos distintos através da modificação de diferentes parâmetros. Desse modo é possível verificar a influência desses diversos parâmetros de refinamento sobre os resultados.

Parâmetros como o número de camadas e aqueles que determinam a disposição e os tipos de elementos utilizados foram modificados gradativamente entre uma malha e outra, de modo a assegurar que as modificações ficassem evidentes. Os dados sobre cada uma das malhas desse estudo estão na tabela 7.

Tabela 7: Parâmetros da malha extrudada para geometria de Tubos Chatos 1,9-0,737-S de base metálica com 6 fileiras de tubos usada para estudo de refinamento de malha.

6 Fileiras de tubos					
	Malha original	Malha 2	Malha 3	Malha 4	Malha 5
Nº de elementos	538.950	718.600	898.250	1.731.000	2.885.000
Nº de camadas de prismas	15	20	25	15	20

Fonte: Autor

Tal como nas demais simulações, foi tomado o cuidado de se estender o domínio à jusante do trocador de calor com o objetivo de evitar o aparecimento de regiões de recirculação na saída do domínio de cálculo. Nas simulações do estudo de refinamento de malha, usou-se o mesmo comprimento das simulações anteriores para a geometria de Tubos Chatos, ou seja, a região à jusante da geometria têm um comprimento de 3 vezes o comprimento de um tubo chato. As condições de contorno são as mesmas utilizadas anteriormente.

Os dados obtidos quanto ao erro percentual encontrado para os fatores j e f estão dispostos no gráfico da Figura 54, também obtidos segundo a equação (45). Todas as simulações do estudo de refinamento foram feitas para um único valor do número de Reynolds, Re=1000. Já os valores obtidos para os fatores j e f estão dispostos no gráfico da Figura 55, inclusive os valores da referência de Kays e London (1984).

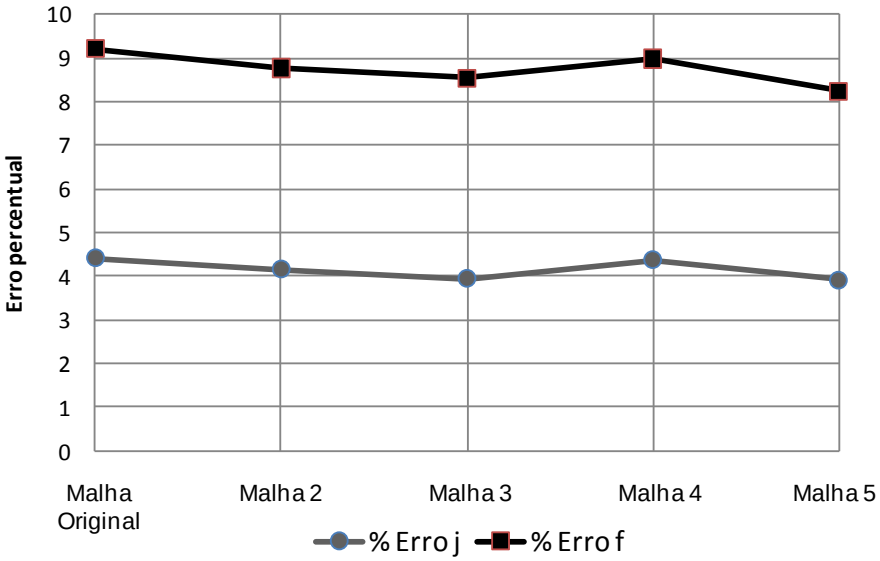

Figura 54: Porcentagem de erro associado ao refinamento de malha.
Fonte: Autor

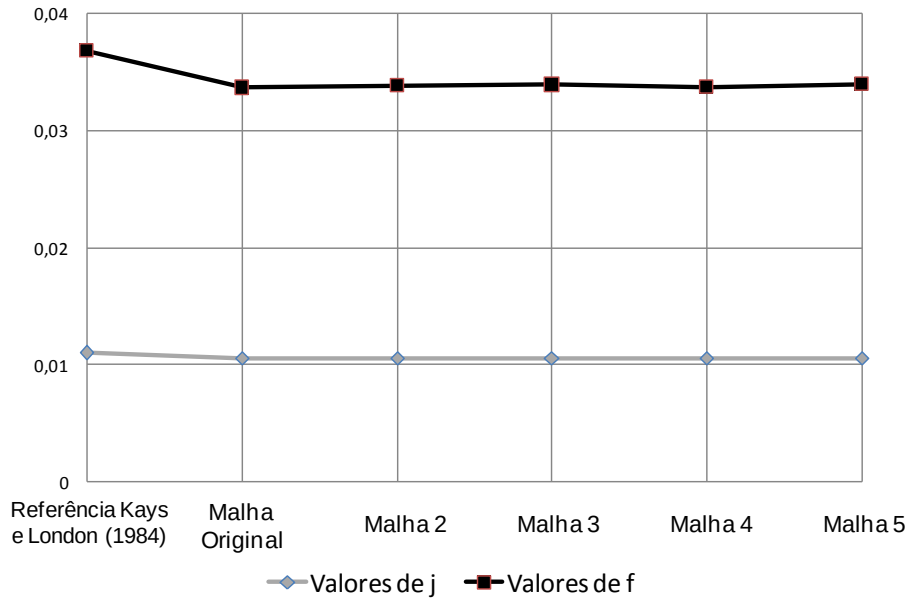

Figura 55: Valores obtidos para os fatores j e f no estudo de refinamento de malha.
Fonte: Autor

É possível perceber que a malha não tem influência significativa sobre os resultados e que mesmo a malha original já traz resultados tão bons quanto os da malha mais refinada, não sendo necessárias assim, mais simulações com outros refinamentos.

5.5 Trocador de Calor Cerâmico (TCC)

O TCC proposto no presente trabalho é o primeiro que se tem notícia no Brasil. Suas principais características são: ser construído em Alumina (Al_2O_3), e usar técnicas de

intensificação da transferência de calor baseada no conceito das geometrias OSF e de Tubos Chatos.

Porém, conforme destacado nos objetivos do trabalho no capítulo 1, este é um estudo inicial e não um projeto, o qual necessita de estudos aprofundados e mais abrangentes (como estudos envolvendo cálculos estruturais, que estão fora do escopo deste trabalho). Apesar disso, as dimensões utilizadas para as simulações estão disponíveis ao longo desta seção.

Para o levantamento das correlações dos fatores j e f com a geometria proposta para o TCC, simulou-se inicialmente uma geometria simplificada (sem condução de calor na placa) nas mesmas condições utilizadas durante a fase de validação do software. Essas correlações são importantíssimas pois são específicas para a geometria proposta para um trocador de calor cerâmico. Normalmente, encontram-se na literatura correlações ajustadas a partir de correlações de outras geometrias de trocadores de calor metálicos nos estudos envolvendo trocadores de calor cerâmicos, o que pode incluir erros significativos nos resultados obtidos.

De posse dessas correlações, simulou-se a geometria proposta com dois domínios fluidos em contra-corrente e um domínio sólido entre os mesmos, impondo-se a vazão mássica igual para os dois domínios fluidos, condição encontrada em ciclos com turbinas a gás e do tipo EFGT. Nessa simulação também se considerou a variação das propriedades dos fluidos em função da temperatura.

O objetivo dessa simulação é o levantamento da efetividade para um dado comprimento do TCC, das temperaturas de saída dos domínios fluidos, da perda de carga imposta pelo TCC e do número de Reynolds em cada domínio fluido, cujos valores foram comparados com os obtidos através de cálculos analíticos de forma a pré-validar a simulação numérica pois atualmente não se dispõe de dados experimentais para a geometria proposta no presente trabalho. Nessa simulação utilizou-se a transferência de calor conjugada, onde os efeitos da transferência de calor em um sólido são considerados.

Também foi avaliada qualitativamente a existência de transferência de calor na direção longitudinal ao longo da parede do trocador de calor. Vale lembrar que a teoria de trocadores de calor convencional considera que a transferência de calor se dá apenas na direção transversal.

Finalmente, foram simulados mais dois valores de vazão mássica iguais para ambos os lados com o objetivo de avaliar a influência que esse parâmetro tem sobre a efetividade do TCC.

5.5.1 Configuração geométrica

Apesar de simples, a geometria proposta neste estudo conta com conceitos difundidos e fundamentados de outra geometria: a geometria OSF. Durante a revisão da literatura, no capítulo 2, foram discutidos os principais atributos que esta geometria oferece. Conforme Webb e Kim (2005), a geometria OSF é especialmente indicada para aplicações em que os fluidos são gases, tal como é o caso em recuperadores de turbinas a gás e nos ciclos EFGT. No presente trabalho, o TCC é considerado como sendo do tipo gás-gás.

Utilizando o conceito da geometria OSF, procurou-se uma geometria que possibilitasse o uso de materiais cerâmicos na construção do trocador de calor. Encontrou-se essa geometria, a de Tubos Chatos com aletas, em Kays e London (1984) dentre as possibilidades disponíveis na literatura. Tomando como base essas duas geometrias, desenvolveu-se a geometria tal como mostrado na Figura 56 para o trocador de calor cerâmico no presente trabalho, onde estão indicadas as dimensões e as relações de simetria e periodicidade para a configuração simplificada (sem a inclusão do domínio sólido).

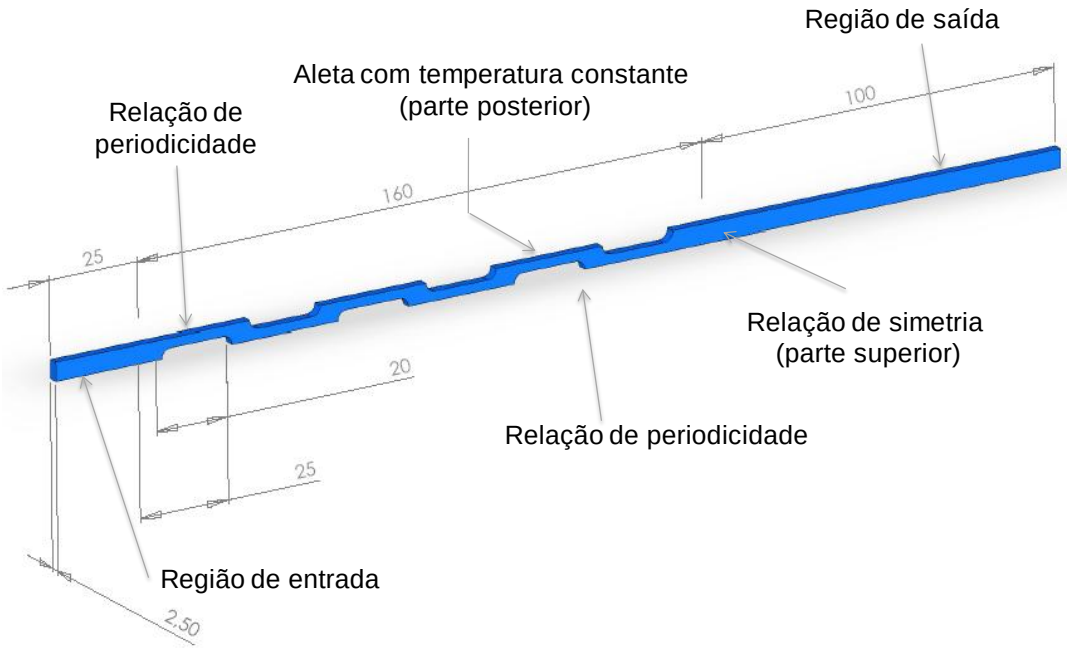

Figura 56: Dimensões da geometria simplificada e relações de periodicidade e simetria utilizadas, em mm.
Fonte: Autor

É possível perceber que a geometria proposta é mais simples do que a geometria de Tubos Chatos utilizada para a validação do software no presente trabalho, sem deixar de manter semelhança com as geometrias OSF tradicionais, incluindo a utilizada por Fischedick et al. (2007).

Na geometria proposta, os locais antes ocupados pelos Tubos Chatos foram substituídos pelas aletas cerâmicas. Já as aletas dos Tubos Chatos foram substituídas pelas bases das aletas cerâmicas, formando a parte sólida interna do trocador de calor, conforme pode-se observar em detalhe na Figura 57. A espessura da placa cerâmica tem 5mm.

A geometria do sólido utilizou intensamente relações de simetria e periodicidade sempre que possível, de modo a tornar a geometria simulada e a malha computacional o menor possível. Também é importante mencionar que as áreas de transferência de calor de ambos lados (fluido quente e frio) são iguais.

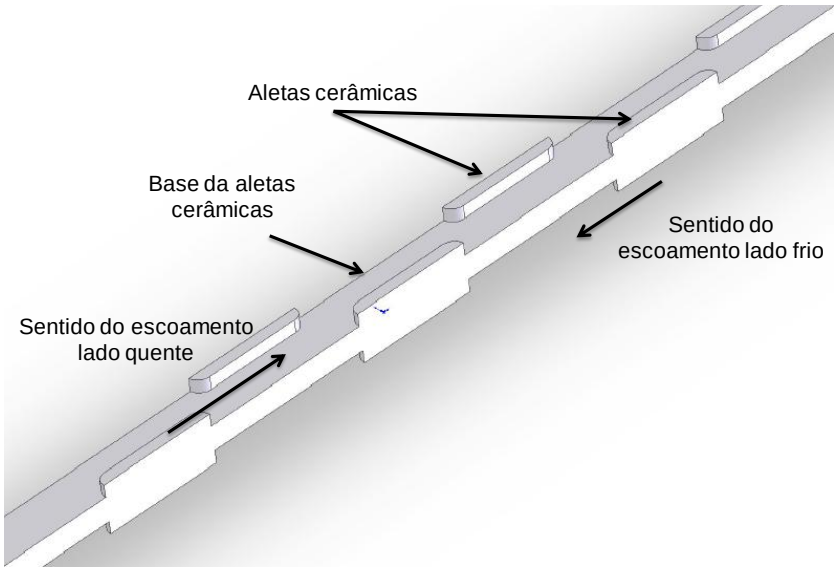

Figura 57: Detalhe da geometria interna do sólido cerâmico do TCC.
Fonte: Autor

Para as demais simulações, onde se incluiu o domínio sólido e dois domínios fluidos, alterou-se o comprimento do TCC e consequentemente o número de fileiras de aletas (mantendo seu tamanho original). A altura dos domínios fluidos é igual a 2,5mm, que é metade do tamanho do canal formado entre duas placas cerâmicas consecutivas.

De maneira similar à configuração simplificada, também foram utilizadas relações de simetria, como mostrado na figura 58, onde também estão indicadas as dimensões e as direções dos escoamentos. O cálculo do comprimento do TCC se deu com o auxílio do software EES e está detalhado no Apêndice C.

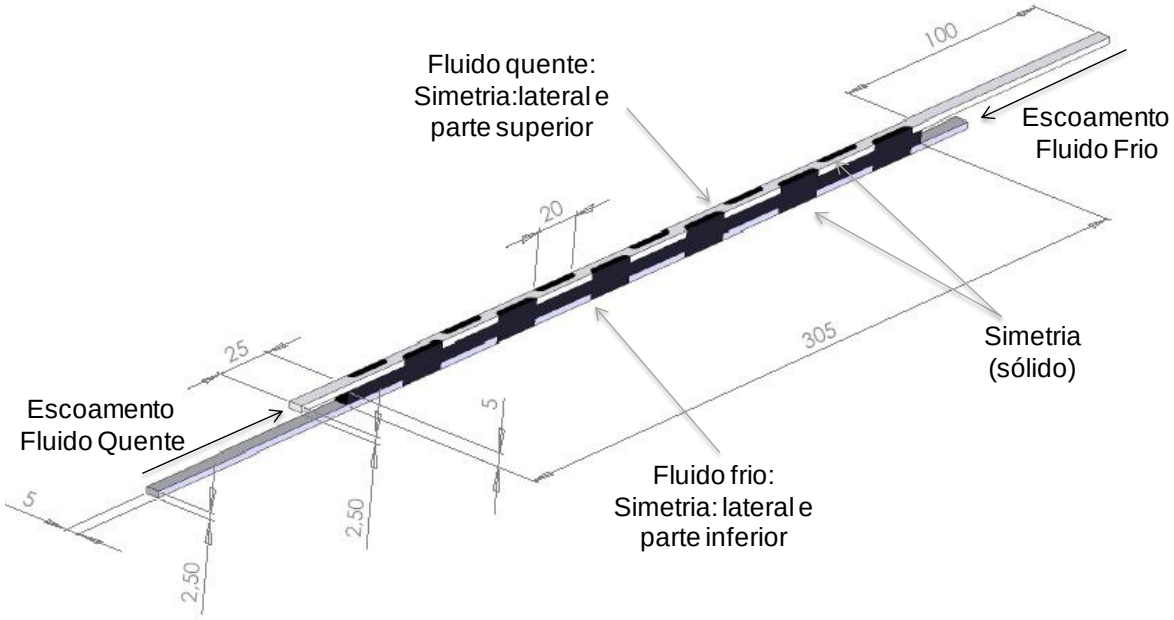

Figura 58: Dimensões da geometria proposta para o TCC, relações de simetria e direções dos escoamentos, em mm.
Fonte: Autor

Como se pode observar na Figura 58, na geometria proposta também se tomou o cuidado de estender o domínio à jusante como forma de evitar problemas com o surgimento de recirculação na saída do domínio computacional. O comprimento estendido tem valor de 4 vezes o comprimento de uma célula unitária, definida em detalhes no Apêndice B.

5.5.2 Material cerâmico

Conforme destacado por Fischedick et al. (2007), os materiais cerâmicos utilizados em um trocador de calor variam em função da aplicação. No caso de aplicações com altas temperaturas são mencionados pelos autores dois materiais cerâmicos: o Carbeto de Silício (SiC) e a Alumina (Al_2O_3), sendo que a última é o material utilizado nas simulações do presente trabalho. Detalhes sobre as propriedades da Alumina podem ser encontrados em Munro (1997). As principais propriedades desse material estão detalhadas no Apêndice A.

5.5.3 Malha computacional – simulação da geometria simplificada

Nas simulações da geometria simplificada para levantamento das correlações dos fatores j e f, utilizou-se uma malha não-estruturada do tipo "extrudada" 2D, tal como nas simulações da geometria de Tubos Chatos durante a etapa de validação do software, devido à

esbeltez da geometria simulada, construída com uso intenso de relações de simetria, conforme ilustrado na Figura 56.

Como nas demais simulações, variou-se o tamanho e tipo dos elementos em determinados locais de modo a melhorar a qualidade dos resultados. As informações sobre a malha utilizada nas simulações com a geometria simplificada encontram-se na tabela 8.

Tabela 8: Parâmetros da malha para a geometria proposta sem domínio sólido.

Simulação inicial (sem inclusão do domínio sólido)	
Número de elementos	806.320
Número de camadas de prismas nas proximidades das aletas	15
Número de camadas de prismas na dir. transversal ao canal	20

Fonte: Autor

Nestas simulações para levantamento dos valores dos fatores j e f foram usadas as mesmas condições de contorno das simulações de validação do software com a geometria de Tubos Chatos. Também se variou o número de Reynolds na mesma faixa das simulações de validação, entre 500 e 1500, garantindo que o escoamento continuasse no regime laminar e que houvesse pontos suficientes para a elaboração das correlações dos fatores j e f.

5.5.4 Análise dos resultados

Nas simulações conduzidas com a geometria simplificada para levantamento dos fatores j e f e suas respectivas correlações, foram obtidos os valores conforme mostrados no gráfico da Figura 59.

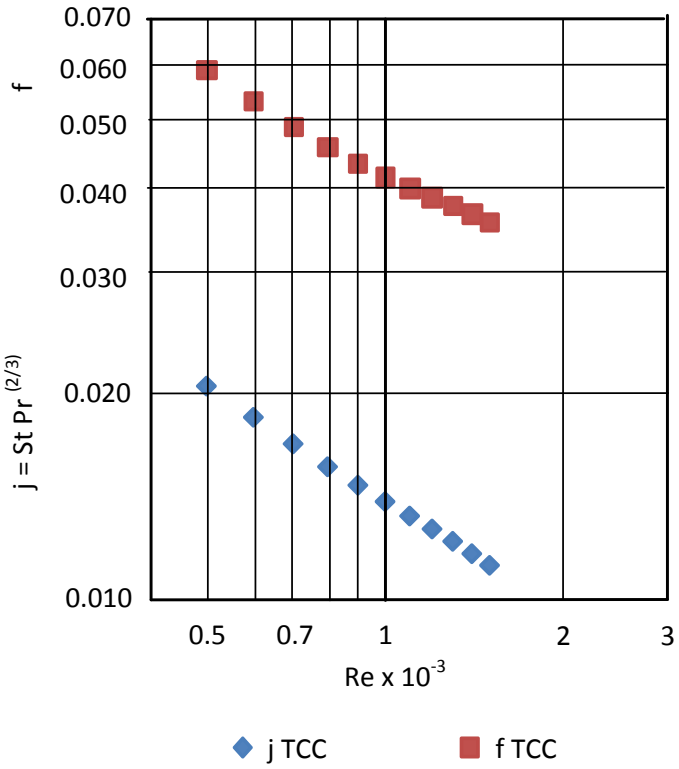

Figura 59: Valores dos fatores j e f da geometria proposta para o TCC.
Fonte: Autor

A partir dos valores dos fatores de j e f, foram obtidas correlações para os mesmos. A equação (46) se aplica para o fator j e a equação (47) para o fator f, ambos na faixa do regime laminar. Estas correlações foram utilizadas para o dimensionamento do comprimento do TCC, simulado com transferência de calor conjugada.

$$j_{TCC} = 0{,}590\,Re^{-0{,}543} \tag{46}$$

$$f_{TCC} = 0{,}973\,Re^{-0{,}456} \tag{47}$$

Usando essas correlações é possível realizar através de cálculos analíticos, estimativas para a efetividade, temperatura de saída dos fluidos e queda de pressão para a configuração proposta de um TCC.

Na Figura 60 é mostrada a distribuição de temperatura e na Figura 61 a distribuição de pressão relativa obtidas para a configuração proposta, ambas para Re=1000. Através destas figuras pode-se verificar que os resultados estão fisicamente consistentes.

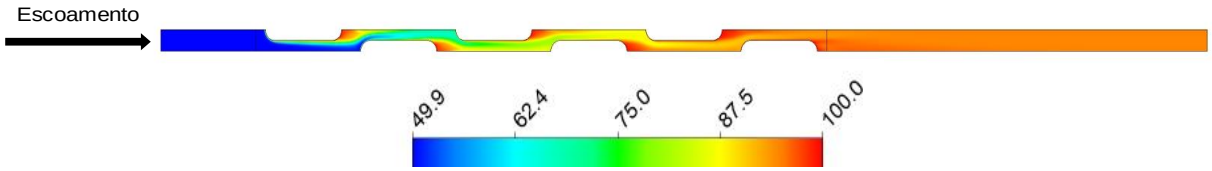

Figura 60: Distribuição de temperatura para a geometria proposta para o TCC, em °C.
Fonte: Autor

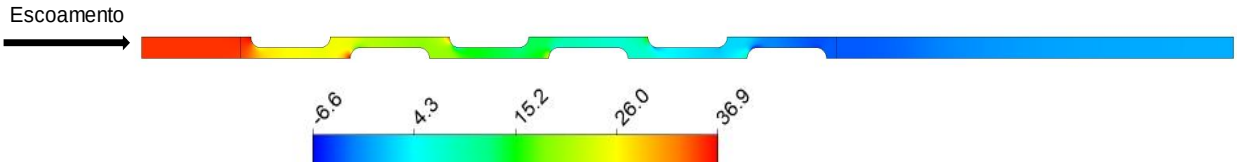

Figura 61: Distribuição de pressão relativa para a geometria proposta para o TCC, em Pa.
Fonte: Autor

Ainda como parte da análise dos resultados para a geometria proposta, foram obtidos os coeficientes locais de transferência de calor por convecção que são maiores nos bordos de ataque das aletas cerâmicas e mais intensos nas 3 primeiras fileiras de aletas, tal como pode ser observado na Figura 62.

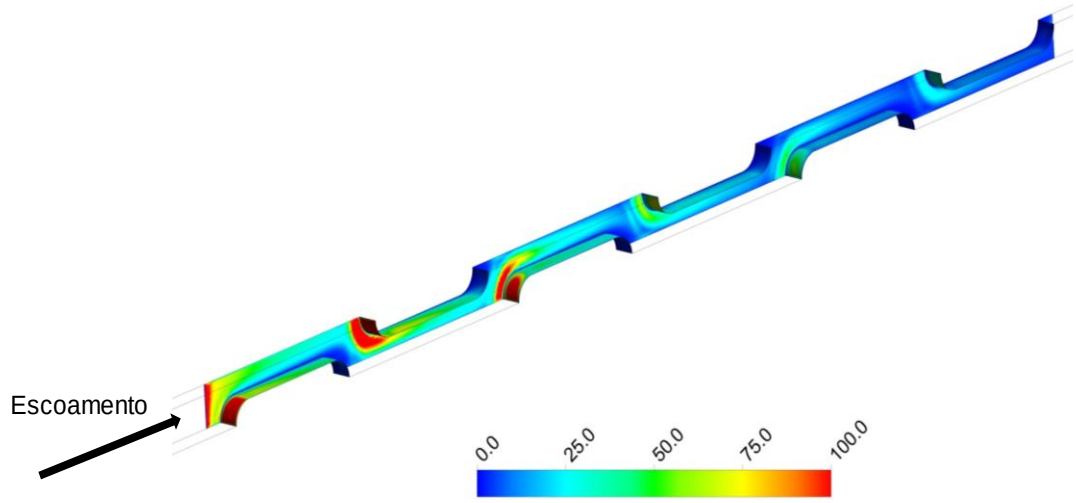

Figura 62: Distribuição dos coeficientes locais de transferência de calor por convecção, em W/m² °C.
Fonte: Autor

5.5.5 Simulação da geometria proposta para o TCC envolvendo transferência de calor conjugada e vazões em massa iguais em ambos os lados

O objetivo desta simulação é uma validação prévia da simulação através de comparativos com os cálculos analíticos detalhados no Apêndice C.

Diferentemente das simulações anteriores, nesta simulação existem três domínios: dois domínios fluidos com escoamento em contra-corrente e um domínio sólido cerâmico separando os dois fluidos. Apesar disso e da existência de condições de contorno distintas entre cada um dos domínios, o software possibilita a criação de uma única malha para todo o conjunto e a posterior colocação das respectivas condições de contorno em cada domínio, como mostra a Figura 58.

O escoamento em contra-corrente foi escolhido porque o mesmo permite obter maior efetividade para uma mesma área de transferência de calor quando comparado com outros arranjos (de escoamento paralelo e em corrente cruzada, por exemplo). Conforme comentários em Kays e London (1984), o arranjo de escoamento em contra-corrente deve ser considerado quando o trocador de calor for utilizado como um recuperador de turbinas, ou seja, quando o mesmo for um trocador do tipo gás-gás, como é o caso do TCC proposto no presente trabalho. Recuperadores de turbinas a gás operam com C_r (conforme definido na seção 3.2) entre 0,9 e 0,97. Isto representa uma dificuldade na obtenção de efetividade elevada.

O conjunto fluido-sólido-fluido obtido possibilitou o uso de uma malha não-estruturada tradicional, com volumes tetraédricos e prismáticos. Os detalhes da malha utilizada encontram-se na tabela 9.

Tabela 9: Parâmetros da malha para simulação com domínio sólido no TCC.

Simulação incluindo domínio sólido	
Número de elementos	10.700.067
Número de camadas de prismas nas proximidades de aletas e da base das aletas	15

Fonte: Autor

Na simulação do conjunto fluido-sólido-fluido variou-se as propriedades termofísicas dos fluidos apenas em função da variação da temperatura, já que as variações de pressão são pequenas (da ordem de 450 Pa).

Para a variação da massa específica dos fluidos, adotou-se a hipótese de gás ideal nos domínios fluidos. Para a viscosidade dinâmica e a condutividade térmica, utilizaram-se as equações de Sutherland para variar estas propriedades em função da temperatura. Estas equações estão detalhadas no Apêndice A.

As demais condições de contorno adotadas para cada um dos domínios são detalhadas a seguir:

Fluido Quente e Frio: temperatura nas paredes determinada pelo equilíbrio térmico entre os domínios sólido e fluido, escoamento sem escorregamento nas paredes (*no slip*), pressão relativa na saída de 0 Pa, temperatura de entrada de 1000°C para o fluido quente e de 200°C para o fluido frio, propriedades termofísicas variando em função da temperatura e vazões mássicas iguais nas entradas, de valor igual a $3{,}2 \times 10^{-5}$ kg/s.

O valor da vazão mássica foi estimado em uma simulação prévia, através da imposição do número de Reynolds Re=1000 para ambos os lados do TCC, garantindo assim que o escoamento dos fluidos se desse em regime laminar.

Para o domínio sólido, as propriedades termofísicas foram consideradas constantes para uma temperatura de 500°C. O valor das propriedades da Alumina estão detalhados no Apêndice A.

Conforme demonstrado pelas simulações de validação do software, a variação do número de fileiras da geometria de Tubos Chatos para um pequeno número de tubos, não influenciou de maneira significativa os valores dos fatores j e f. Portanto, considera-se que as correlações levantadas dos fatores j e f para o TCC podem ser aplicadas à geometria proposta mesmo que o número de fileiras de aletas seja maior.

5.5.6 Análise dos resultados

Os valores encontrados na simulação e no cálculo analítico são comparados na tabela 10. Nesta tabela são comparadas as temperaturas, as diferenças de pressão, a efetividade e o número de Reynolds, onde se observa que os resultados das simulações para a efetividade e as temperaturas médias de saída dos fluidos estão muito próximos daqueles encontrados no cálculo analítico (realizado com os valores de propriedades médios). Isso permite afirmar que, mesmo utilizando ferramentas de cálculo distintas, os parâmetros de desempenho previstos pelas mesmas são bastante semelhantes.

Tabela 10: Comparativo de valores analíticos e numéricos para a geometria do TCC com vazão mássica igual para os domínios fluidos.

	Analítico	Simulado	
		Min.	Max.
Efetividade	73,83%	72,15 %	
Temp. saída fluido quente	431,1 °C	422,9 °C	
Temp. saída fluido frio	790,7 °C	776,2 °C	
Queda de pressão fluido quente	528,9 Pa	463,5 Pa	
Queda de pressão fluido frio	397,5 Pa	409,5 Pa	
Reynolds fluido quente	558	493	712
Reynolds médio quente		603	
Reynolds fluido frio	640	553	919
Reynolds médio frio		736	

Fonte: Autor

Como os valores encontrados analiticamente para os números de Reynolds dos fluidos quente e frio são valores médios (assim como as propriedades utilizadas em todo o cálculo analítico), espera-se encontrar na simulação valores maiores e menores do número de Reynolds ao longo do escoamento (devido às variações das propriedades com a temperatura), tal como mostrado na tabela 10.

A tabela 11 mostra os valores mínimos e máximos encontrados com as simulações para as propriedades que sofreram variação com a temperatura ao longo do escoamento. Esta variação ocorre segundo as equações de Sutherland, detalhadas no Apêndice A.

Tabela 11: Valores mínimos e máximos das propriedades em função da temperatura para os domínios fluidos.

	Fluido Quente		Fluido Frio	
	Min.	Max.	Min.	Max.
k [W/m K]	$46{,}99 \times 10^{-3}$	$77{,}25 \times 10^{-3}$	$38{,}5 \times 10^{-3}$	$71{,}8 \times 10^{-3}$
ρ [kg/m³]	0,278	0,574	0,311	0,749
μ [Pa s]	$3{,}066 \times 10^{-5}$	$4{,}794 \times 10^{-5}$	$2{,}574 \times 10^{-5}$	$4{,}482 \times 10^{-5}$

Fonte: Autor

A variação das propriedades do fluido frio, e as distribuições de temperatura e pressão, podem ser visualizadas nas Figuras 63, 64, 65, 66 e 67, que mostram a distribuição da condutividade térmica, da massa específica, da viscosidade dinâmica, das temperaturas e da pressão relativa, respectivamente. Para o fluido quente foram obtidas distribuições semelhantes, resguardadas as diferenças de temperaturas entre os dois domínios fluidos.

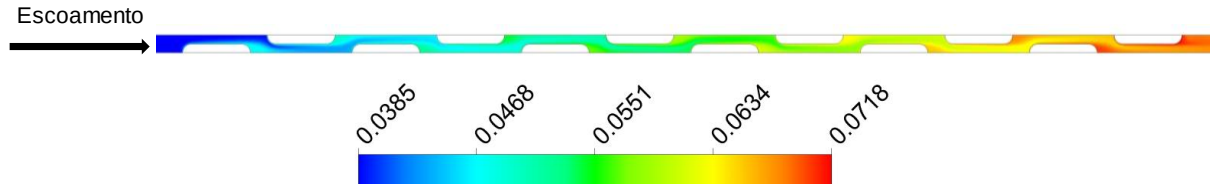

Figura 63: Distribuição da condutividade térmica do fluido frio para geometria proposta do TCC, em W/mK.
Fonte: Autor

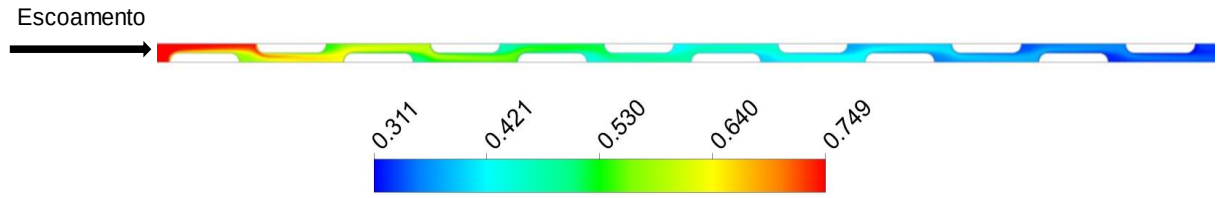

Figura 64: Distribuição da massa específica do fluido frio para geometria proposta do TCC, em kg/m³.
Fonte: Autor

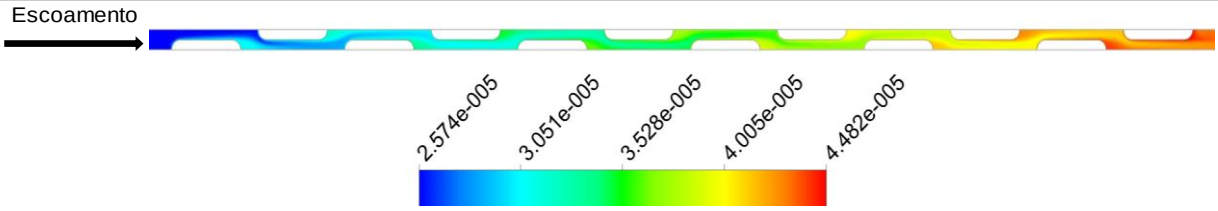

Figura 65: Distribuição da viscosidade dinâmica para o fluido frio para geometria proposta do TCC, em Pa s.
Fonte: Autor

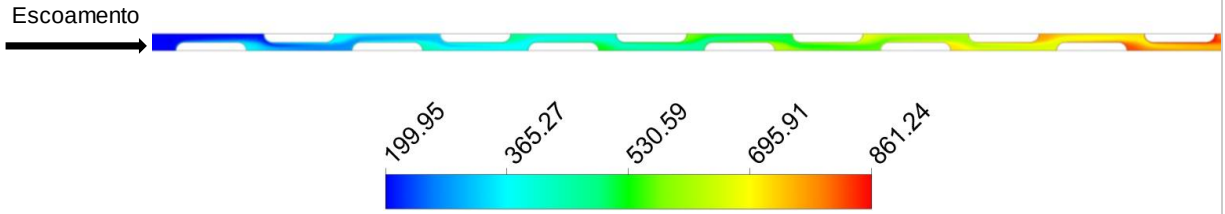

Figura 66: Distribuição da temperatura do fluido frio para geometria proposta do TCC, em °C.
Fonte: Autor

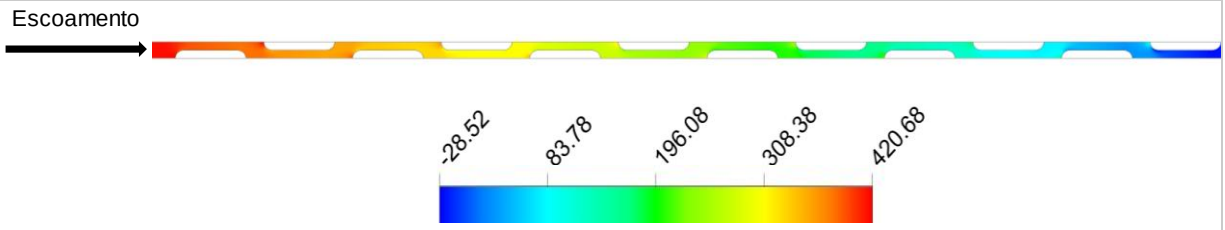

Figura 67: Distribuição da pressão relativa do fluido frio para geometria proposta do TCC, em Pa.
Fonte: Autor

Além das figuras apresentadas, também foi observado ao final da simulação a transferência de calor entre os domínios fluido frio/sólido e sólido/fluido quente como mais uma forma de se verificar a consistência dos resultados, na forma da conservação da energia.

Pelas simulações terem sido conduzidas em regime permanente, é esperado que os valores sejam iguais. A tabela 12 apresenta os valores encontrados.

Tabela 12: Calor trocado nas interfaces dos domínios fluidos.

	Calor trocado nas interfaces com o sólido [W]
Fluido Quente	- 19,67
Fluido Frio	19,67

Fonte: Autor

Como parte das análises do TCC proposto no presente trabalho, avaliou-se de modo qualitativo a existência de transferência de calor na direção longitudinal do escoamento. A Figura 68 apresenta a distribuição de temperatura existente no sólido.

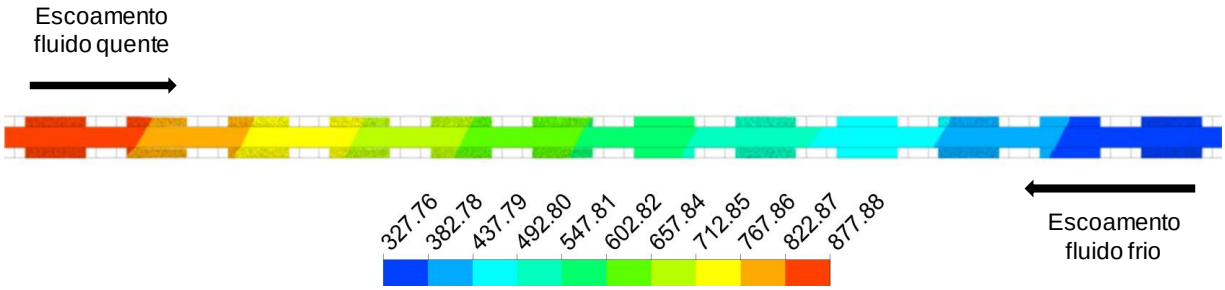

Figura 68: Distribuição de temperatura no sólido do TCC, em °C.
Fonte: Autor

Pode-se observar na Figura 68 para o TCC simulado que, ao contrário do que a teoria de trocadores de calor convencional considera, a condução de calor não se dá apenas na direção transversal. É difícil afirmar se a condução longitudinal de calor está alterando o desempenho do TCC de forma negativa ou não. Para tanto, seria necessário uma investigação mais aprofundada do fenômeno. Conforme indicações na literatura (Ciofalo, 2007), para algumas situações o fenômeno pode trazer vantagens.

Finalmente, conduziram-se simulações com valores de vazão mássica maior e menor com o objetivo de avaliar a variação da efetividade em função da vazão mássica que passa pelo TCC. Os resultados obtidos para a efetividade encontram-se na tabela 13, onde se observa a variação da efetividade para valores diferentes de vazão mássica, indicando sua dependência com esse parâmetro.

Tabela 13: Variação da efetividade, número de Reynolds e queda de pressão com a vazão mássica.

Vazão mássica [kg/s]	Efetividade [%]	Re médio Quente	Re médio Frio	Queda de pressão Quente (Pa)	Queda de pressão Frio (Pa)
$2{,}2 \times 10^{-5}$	75,05	419	503	271	244
$3{,}2 \times 10^{-5}$	72,15	603	736	463	409
$4{,}2 \times 10^{-5}$	69,56	783	971	687	597

Fonte: Autor

Além da influência negativa sobre a efetividade, observa-se na tabela 13 que valores maiores de vazão mássica influenciam negativamente o TCC aumentando a queda de pressão, algo indesejável em ciclos com turbinas a gás ou EFGT. Este efeito diminui o trabalho líquido produzido pelo ciclo Brayton com regeneração, assim como seu o rendimento térmico.

5.6 Informações sobre os recursos computacionais

Conforme destacado no item 4.4, as simulações para validação do software, da geometria simplificada do TCC e da geometria proposta para o TCC foram conduzidas em parte numa máquina provida de um processador Core 2 Duo; 3,00 GHz e 3,0 Gb de memória RAM, e em parte utilizando uma máquina provida de dois processadores QuadCore; 2,19 GHz e 16,0 Gb de memória RAM. Isso foi necessário pois algumas simulações extrapolavam a memória disponível da primeira máquina (geometria OSF, malhas 4 e 5 do estudo de refinamento de malha com a geometria de Tubos Chatos e geometria proposta para o TCC, que inclui o domínio sólido).

O tempo médio gasto, a memória utilizada e o número médio de iterações para atingir o resíduo de 1×10^{-5} ou menores, encontram-se na tabela 14.

Tabela 14: Recursos computacionais utilizados nas simulações.

	Geometria OSF	Geometria de Tubos Chatos (malhas)					Geometria TCC	
		Original	2	3	4	5	Simplif.	Proposta
Tempo médio de simulação	29 min.	32 min.	25 min.	55 min.	50 min.	50 min.	62 min.	315 min.
Memória utilizada	5,7 Gb	1.0 Gb	1.1 Gb	1.4 Gb	3.1 Gb	4.5 Gb	1.2 Gb	7.2 Gb
Nº médio de iterações	90 iter.	105 iter.	125 iter.	73 iter.	98 iter.	97 iter.	101 iter.	350 iter.

Fonte: Autor

6. CONCLUSÃO

As discussões apresentadas no presente trabalho permitem afirmar que é possível construir um trocador de calor cerâmico para altas temperaturas e que o mesmo apresente um bom desempenho térmico utilizando a geometria proposta neste estudo.

Com base nos objetivos propostos no início do trabalho, conduziram-se simulações de uma nova geometria de dimensões reduzidas para o TCC, possível de ser fabricada com materiais cerâmicos. Tal geometria é baseada em outras duas geometrias, disponíveis na literatura, a geometria OSF e a geometria de Tubos Chatos.

A partir dessas simulações, curvas e correlações foram obtidas para alguns fatores de extrema importância num trocador de calor, como o fator de transferência de calor j e o fator de atrito f. Além desses fatores, também estimou-se a efetividade do trocador de calor cerâmico. Os fatores j e f e a efetividade foram obtidos mediante a imposição do número de Reynolds.

Por se tratar de um trabalho de simulação numérica, é necessário que se faça a validação do software utilizado e um estudo de refinamento de malha, comprovando que os resultados fornecidos pelo software concordam com resultados experimentais. Para estas simulações, utilizaram-se duas geometrias distintas, a OSF e a de Tubos Chatos. Tais geometrias foram escolhidas por motivos diferentes. A geometria OSF por conta de alguns autores terem utilizado-a em seu trabalho com trocadores de calor cerâmicos. A geometria de Tubos Chatos pelo fato da mesma se assemelhar à geometria possível de ser obtida quando se usam materiais cerâmicos. Conforme discutido na revisão da literatura, as correlações para a geometria OSF, utilizada por alguns autores em trocadores de calor com aletas espessas, pode resultar em erros significativos.

Tal como outros autores, os resultados apresentaram discrepâncias nas simulações da geometria OSF quando comparados com aqueles disponíveis na literatura. Já com a geometria de Tubos Chatos, as discrepâncias são bastante reduzidas.

Durante as simulações de validação, também se verificou a influência do número de fileiras de aletas ou tubos na geometria sobre os fatores j e f, já que não se encontraram informações referentes a esse parâmetro na literatura. Para tanto, foram simuladas duas configurações diferentes para as geometrias OSF e de Tubos Chatos. Observou-se que o número de fileiras de aletas ou tubos das configurações simuladas não alteram de maneira significativa os resultados.

O estudo de refinamento de malha foi realizado tomando-se como base a geometria de Tubos Chatos na configuração de 6 fileiras de tubos. Foram geradas 4 malhas mais refinadas que a malha original. O estudo revelou que mesmo o refinamento inicial já era suficiente, não demandando mais simulações com outros refinamentos.

A partir dos resultados obtidos com as simulações de validação desenvolveu-se a geometria proposta para o trocador de calor cerâmico, que reúne em uma única geometria as vantagens da geometria OSF (quebra sucessiva da camada limite) e da geometria de Tubos Chatos (aletas mais espessas para fabricação com materiais cerâmicos).

Para avaliação do desempenho térmico da nova geometria conduziram-se simulações com as mesmas condições das simulações de validação, em que o objetivo era o levantamento de correlações dos fatores j e f para o regime laminar de acordo com os objetivos do trabalho. Os resultados obtidos mostraram-se fisicamente consistentes.

Calculou-se analiticamente a partir das correlações da nova geometria o comprimento do trocador de calor necessário para se atingir uma efetividade de 70%. Após este cálculo, simulou-se a geometria incluindo o domínio sólido (transferência de calor conjugada).

Por se tratar de um trocador de calor cuja aplicação principal é para operação com gases e em ciclos com turbinas a gás, cálculos analíticos foram realizados impondo-se a vazão mássica como sendo igual em ambos os lados do TCC. A vazão mássica foi determinada de forma a se obter o valor do número de Reynolds próximo de Re=1000.

Nesta simulação, também foram incluídas equações para variação das propriedades termofísicas dos fluidos em função da temperatura, de modo a aproximar tanto quanto possível a simulação da realidade.

Cálculos analíticos foram realizados para comparação com os resultados da simulação, de modo a se fazer uma pré-validação em virtude da não existência de um protótipo para ensaios com este fim.

Encontraram-se resultados próximos daqueles calculados analiticamente. A variação existente entre os resultados analíticos e das simulações numéricas deve-se ao fato de que, no primeiro método não é levado em consideração a variação das propriedades termofísicas com a temperatura ao longo do escoamento. No método analítico também não se considera a existência de condução de calor no sólido na direção longitudinal ao escoamento.

Avaliou-se a influência que a vazão mássica tem sobre a efetividade e a queda de pressão imposta pelo trocador de calor, através de simulações com mais dois valores desse parâmetro, um maior e outro menor, mantendo os demais parâmetros iguais aos da primeira simulação. Encontraram-se valores distintos para cada condição demonstrando que, com

vazões mássicas menores a efetividade ε do TCC aumenta, ao passo que com vazões mássicas maiores a mesma diminui.

Como sugestão para trabalhos futuros, propõem-se novas simulações do TCC proposto no presente trabalho, com a imposição da vazão mássica igual nos domínios fluidos, para uma investigação aprofundada da condução de calor longitudinal no sólido do trocador de calor e sua relação com a efetividade do TCC. Também são possíveis estudos objetivando a otimização do desempenho térmico da geometria proposta neste estudo inicial e estudos envolvendo cálculo estrutural, objetivando a construção futura de um protótipo. Estes estudos podem utilizar a mesma metodologia para levantar distribuições de temperaturas nas placas cerâmicas visando a realização de cálculos estruturais através do FEM (Finite Elements Method). Finalmente, sugere-se a construção de uma bancada experimental e de um protótipo construído com material cerâmico para validação do modelo numérico com a geometria proposta.

REFERÊNCIAS

ANSYS. **CFX**. Release 12.0. Canonsburg, PA, 2009. Programa.

BAKHIT, H. A.; FAKHERI, A.; Numerical simulation of heat transfer in simultaneously developing flows in parallel rectangular ducts, **Applied Thermal Engineering**, 26, p 596 – 603, 2006.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N.; **Fenômenos de Transporte**, 2. ed. LTC, 2004.

CIOFALO, M.; Local effects of longitudinal heat conduction in plate heat exchangers, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 50, p 3019 – 3025, 2007.

FISCHEDICK, J. S.; DREISSIGACKER, V.; TAMME, R.; An Innovative ceramic high temperature plate-fin heat exchanger for EFCC processes, **Applied Thermal Engineering**, 27, p 1285 – 1294, 2007.

GADERER, M.; GALLMETZER, G.; SPLIETHOFF, H.; Biomass fired hot air gas turbine with fluidized bed combustion, **Applied Thermal Engineering**, 30, p 1594 – 1600, 2010.

GRIJSPEERDT, K.; HAZARIKA, B.; VUCINIC, D.; Application of computational fluid dynamics to model the hydrodynamics of plate heat exchangers for milk processing, **Journal of Food Engineering**, 57, p 237 – 242, 2003.

HESSELGREAVES, J. E.; **Compact Heat Exchangers**, 1. ed. Elsevier Science & Technology Books, 2001.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; **Fundamentos de transferência de calor e de massa**, 4. ed. LTC, 1998.

ISMAIL, L. S.; RANGANAYAKULU, C.; SHAH, R. K.; Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangers and generation of design data for offset and wavy fins, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 52, p 3972 – 3983, 2009.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L.; **Compact Heat Exchangers**, 3. ed. McGraw-Hill, 1984.

MALISKA, C. R.; **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**, 1. ed. LTC, 1995.

MANGLIK, R. M.; BERGLES, A. E.; Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 10, p 171 – 180, 1995.

MCDONALD, C. F.; RODGERS, C.; Small recuperated ceramic microturbine demonstrator concept, **Applied Thermal Engineering**, 28, p 60 – 74, 2008.

MCDONALD, C.F.; Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines, **Applied Thermal Engineering**, 23, p 1463 – 1487, 2003.

MUNRO, R. G.; Evaluated Material Properties for a Sintered α-Alumina, **Journal of the American Ceramic Society**, 80, p 1919 – 1928, 1997.

OHADI, M. M.; BUCKLEY, S. G.; High temperature heat exchangers and microscale combustion systems: applications to thermal system miniaturization, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 25, p 207 – 217, 2001.

PATANKAR, S. V.; **Numerical heat transfer and fluid flow**, 1. ed. Taylor & Francis Group, 1980.

ROQUETTE, M.; FERREIRA, S. B.; JACKSON, A. J. B.; PILIDIS, P.; Performance and Optimisation of Externally Fired Gas Turbines Fuelled with Biomass. In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 18., 2005, Ouro Preto. Procedings of COBEM 2005… Ouro Preto: ABCM, 2005.

SHAH, R. K.; THONON, B.; BENFORADO, D. M.; Opportunities for heat exchanger applications in environmental systems, **Applied Thermal Engineering**, 20, p 631 – 650, 2000.

SUNDEN, B.; High Temperature Heat Exchangers (HTHE). In. PROCEDINGS OF FIFTH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENHANCED, COMPACT AND ULTR-COMPACT HEAT EXCHANGERS, 2005, Hoboken, NJ, USA.

TRAVERSO, A.; MASSARDO, A. F.; Optimal design of compact recuperators for microturbine application, **Applied Thermal Engineering**, 25, p 2054 – 2071, 2005.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W.; **An introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method**, 2. ed. Longman Scientific & Technical, 2007.

WEBB, R. L.; KIM, N.; **Principles of Enhanced Heat Transfer**, 2. ed. Taylor & Francis Group, 2005.

WHITE, FRANK M.; **Viscous Fluid Flow**, 2. ed. McGraw-Hill, 1991.

YIN, C.; ROSENDAHL, L. A.; KæR, S. K.; Grate-firing of biomass for heat and power production, **Progress in Energy and Combustion Science**, 34, p 725 – 754, 2008.

ZHANG, Z.; LI, Y.; CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers, **Cryogenics**, 43, p 673 – 678, 2003.

APÊNDICE A

Este apêndice apresenta os valores das propriedades termofísicas utilizadas nas simulações do presente trabalho.

A1. Tabela de propriedades usadas pelo software para Ar à 25°C e 1 atm

Tabela A.1: Valores das propriedades para Ar à 25°C e 1 atm.

Propriedade	Valor	Unidade
C_p	1004,4	J/kg K
k	$2{,}61\times10^{-2}$	W/m K
ρ	1,185	Kg/m³
μ	$1{,}831\times10^{-5}$	Kg/m s

Fonte: Autor

A2. Tabela de propriedades da Alumina

Tabela A.2: Propriedades típicas da Alumina à 500°C.

Material	Alumina Al_2O_3
Propriedade à 500°C	Valor
k (W/mK)	11,4
Cp (J/kgK)	1165
ρ (kg/m³)	3943

Fonte: Autor “adaptado de” Munro (1997)

A3. Equações de Sutherland para avaliação das propriedades k e μ em função da temperatura

De acordo com White (1991), as equações de Sutherland para a viscosidade dinâmica e para a condutividade térmica do fluido são dadas por (A.1) e (A.2), respectivamente.

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S} \qquad (A.1)$$

sendo que μ_0 é a viscosidade dinâmica de referência para o fluido, T_0 é a temperatura de referência, S é a constante de Sutherland que toma valores diferentes para cada fluido.

$$\frac{k}{k_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S} \tag{A.2}$$

sendo que k_0 é a condutividade térmica de referência para o fluido.

Para o ar, as propriedades de referência μ_0 e k_0 e as respectivas constantes de Sutherland são dadas pela tabela A.3.

Tabela A.3: Propriedades do ar para uso com as equações de Sutherland.

	k de ref. (k_0)	μ de ref. (μ_0)
Temperatura de ref. (273K)	2,41 x10^{-2}	1,716 x10^{-5}
Constante de Sutherland (S)	194	111

Fonte: Autor " adaptado de" White (1991)

Vale ressaltar que para a condutividade térmica os dados da tabela A.3 apresentam erros de ± 2% em uma faixa de temperatura de 160-2000K. Para a viscosidade dinâmica, os erros são de ± 2% em uma faixa de temperatura de 170-1900K.

A4. Equação de estado para os gases ideais

A equação de estado para os gases ideais utilizada pelo software de simulação para variação da massa específica dos fluidos em função da temperatura é dada por (A.3):

$$P_{abs}\omega = \rho RT \tag{A.3}$$

sendo que ω é o peso molecular do gás e R é a constante universal dos gases.

APÊNDICE B

Este apêndice é dedicado aos cálculos que, durante o texto, desviariam o foco da discussão. São diversos os tópicos aqui colocados, sempre referenciando o local onde tal discussão se fez necessária.

A geometria proposta para o TCC teve calculados alguns parâmetros como o Diâmetro hidráulico (D_h), a Área de escoamento livre (A_{ff}), a Área frontal (A_{fr}) entre outros. Todos os parâmetros que de alguma forma necessitaram ser calculados para a geometria proposta para o TCC são discutidos abaixo.

B1. Cálculo do Diâmetro hidráulico (D_h)

O diâmetro hidráulico é dado em Kays e London (1984) para os trocadores de calor compactos tal como apresentado no capítulo 3, seção 3.2.

$$D_h = 4r_h = 4\frac{A_{ff}}{A}L \qquad (B.1)$$

sendo que L é o comprimento percorrido pelo escoamento através do trocador de calor, A é a área de transferência de calor total, A_{ff} é a área de escoamento livre, r_h é o raio hidráulico (sendo que para o caso particular de tubos de secção circular, a equação (B.1) é o próprio diâmetro do tubo).

Apesar de sua aparente simplicidade, o cálculo do diâmetro hidráulico requer grande atenção na avaliação das áreas envolvidas e do comprimento percorrido pelo escoamento. Para iniciar o cálculo, é necessário identificar uma célula unitária no trocador de calor que se repete periodicamente. É com esta célula unitária que se faz os cálculos necessários. No caso da geometria proposta para o TCC, após alguma análise pode-se identificar a célula unitária representada na Figura B.1. Vale ressaltar que a célula unitária representada mostra apenas a metade inferior. A distância entre as placas é de 5mm e o comprimento L percorrido pelo escoamento vale 25mm.

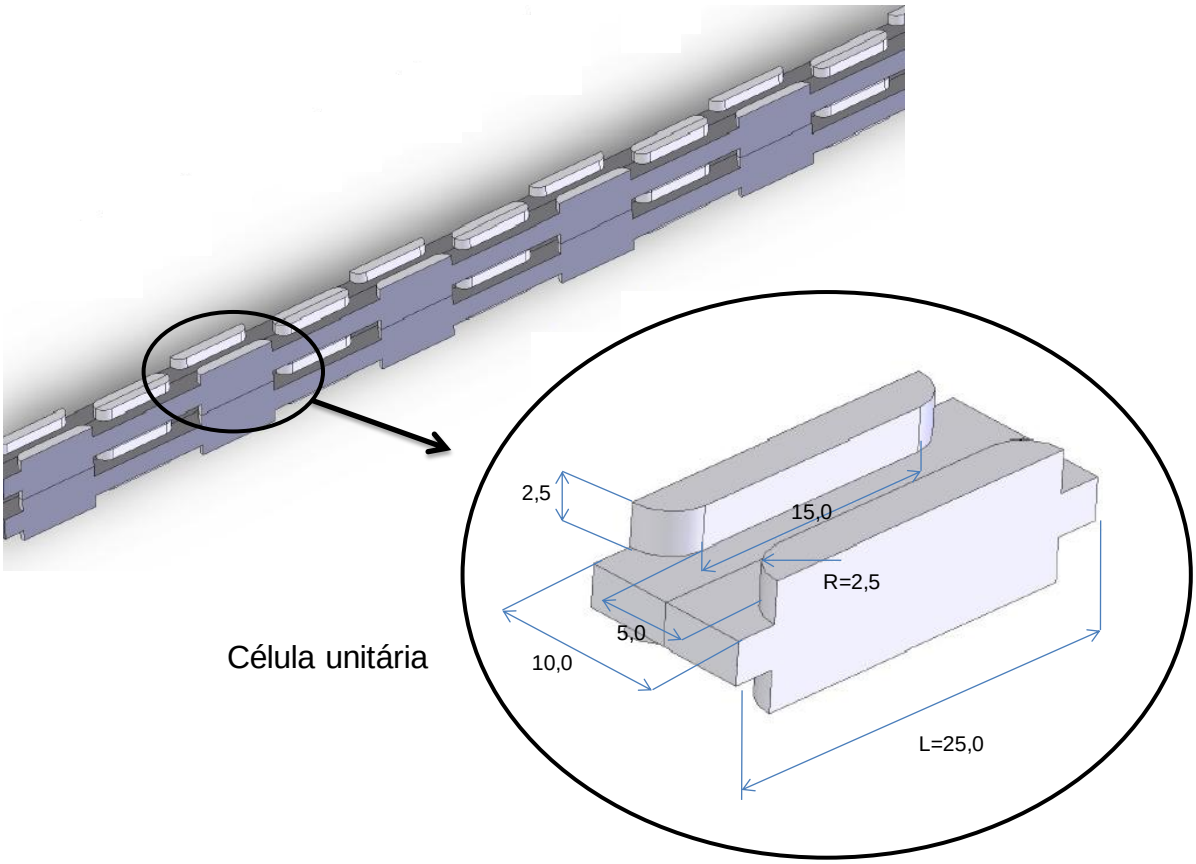

Figura B.1: Célula unitária da geometria proposta para o TCC.
Fonte: Autor

É possível verificar que a área de transferência de calor total será A= 539mm². A área de escoamento livre para a célula unitária da figura B.1 é dada pela distância entre placas (5mm) multiplicada pela distância entre aletas (5mm), resultando em 25mm². Como a área frontal da célula unitária é de 50mm², o valor de σ é de 0,5.

Ao final, obtém-se o valor do Diâmetro hidráulico para a geometria proposta, conforme a equação B.1, de D_h=4,635mm.

APÊNDICE C

Neste apêndice encontra-se o cálculo utilizado para definição do comprimento do trocador de calor cerâmico na simulação com transferência de calor conjugada. Também são feitas avaliações para o número de Reynolds e da vazão em massa especificada como condição de contorno. Conduziram-se ambos os cálculos tomando como base o equacionamento descrito no capítulo 3, seção 3.2, e utilizando-se o software EES, disponível no Centro Universitário da FEI.

Os cálculos conduzidos ainda permitem estimar a temperatura de saída dos fluidos, a queda de pressão entre a entrada e a saída dos respectivos domínios fluidos. Para o cálculo em que se impôs a vazão mássica, é possível se obter ainda a efetividade do trocador de calor cerâmico para um dado comprimento, calculado previamente.

O EES é um software onde se pode escrever um algoritmo de modo a se resolver equações de engenharia, sendo especialmente indicado para cálculos térmicos e de escoamentos já que conta com funções e recursos úteis para os cálculos de propriedades termodinâmicas. O algoritmo escrito no software EES encontra-se detalhado a seguir.

C1. Algoritmo de cálculo do comprimento do trocador de calor cerâmico

O algoritmo abaixo foi utilizado para avaliar o comprimento do trocador de calor impondo-se como condição de contorno a efetividade e a temperatura de entrada dos fluidos com a geometria proposta.

```
//Constantes no problema (dados do trocador de calor)

f=0,041
j=0,014

Re_quente=1000
Re_frio=1000

Aff=6,25E-6[m^2]
Afr=12,50E-6[m^2]

Epsilon=0,7

Diametro_hidraulico_frio=4,6358E-3 [m]
Diametro_hidraulico_quente=4,6358E-3 [m]

T_quente_entrada=1000 [C]
T_frio_entrada=200[C]
```

Espessura=5E-3 [m]
k_solido=11,4 [W/m C]

//Dados dos fluidos

//Fluido Frio

Cp_frio=1075 [J/kg C]
mi_frio=0,0000339 [N/s m^2]
Ro_frio=0,4975 [kg/m^3]
k_frio=0,0524 [W/m C]

//Fluido Quente

Cp_quente=1159 [J/kg C]
mi_quente=0,0000449 [N/s m^2]
Ro_quente=0,3166 [kg/m^3]
k_quente=0,0715 [W/m C]

//Dados das aletas

Aa=2*Comp_aleta*Lc
Espe_aleta=0,0025 [m]
Alt_aleta=0,0025 [m]
Lc=Alt_aleta+(Espe_aleta/2)
Comp_aleta=0,020 [m]

m_quente=sqrt((2*h_quente)/(k_solido*Espe_aleta))
Eta_aleta_quente=(tanh(m_quente*Lc))/(m_quente*Lc)

m_frio=sqrt((2*h_frio)/(k_solido*Espe_aleta))
Eta_aleta_frio=(tanh(m_frio*Lc))/(m_frio*Lc)

//Equacionamento

Cmin=min(C_frio;C_quente)
Cmax=max(C_frio;C_quente)

R_parede=Espessura/(k_solido)
(1/U)=(1/(Eta_aleta_quente*h_quente))+(R_parede)+(1/(Eta_aleta_frio*h_frio))

NTU=U*A_frio/Cmin
NTU=Epsilon/(1-Epsilon)
Epsilon=qreal/qmax

qmax=Cmin*(T_quente_entrada-T_frio_entrada)
A_frio=A_quente

//Fluido Frio

j=St_frio*Pr_frio^(2/3)
St_frio=h_frio/(G_frio*Cp_frio)
Pr_frio=Cp_frio*mi_frio/k_frio
Re_frio=G_frio*Diametro_hidraulico_frio/mi_frio

m_dot_frio=Ro_frio*v_med_frio*Afr
C_frio=m_dot_frio*Cp_frio

```
qreal=C_frio*(T_frio_saida-T_frio_entrada)
G_frio=Ro_frio*v_med_frio*Afr/Aff
Delta_P_frio=(G_frio^2/(2*Ro_frio))*f*(A_frio/Aff)
Diametro_hidraulico_frio=4*L_frio*(Aff/A_frio)


//Fluido Quente

j=St_quente*Pr_quente^(2/3)
St_quente=h_quente/(G_quente*Cp_quente)
Pr_quente=Cp_quente*mi_quente/k_quente
Re_quente=G_quente*Diametro_hidraulico_quente/mi_quente

m_dot_quente=Ro_quente*v_med_quente*Afr
C_quente=m_dot_quente*Cp_quente
qreal=-C_quente*(T_quente_saida-T_quente_entrada)
G_quente=Ro_quente*v_med_quente*Afr/Aff
Delta_P_quente=(G_quente^2/(2*Ro_quente))*f*(A_quente/Aff)
Diametro_hidraulico_quente=4*L_quente*(Aff/A_quente)
```

A listagem obtida com os resultados encontra-se na tabela C.1, cujo principal valor é o comprimento do trocador de calor para os dois lados, destacados para melhor visualização. Observa-se que para um valor de Re=1000, é necessário um comprimento de 300mm para se atingir uma efetividade ε=0,7.

Tabela C.1: Parâmetros calculados com o software EES para Re=1000.

Aff=	0,0000625 [m^2]	U=	71 [W/m^2 C]
Afr=	0,0000125 [m^2]	k_frio=	0,0524 [W/m·C]
A_frio=	0,001615 [m^2]	k_quente=	0,0715 [W/m·C]
A_quente=	0,001615 [m^2]	k_solido=	11,4 [W/m·C]
Cmax=	0,07016 [J/C s]	**L_frio=**	**0,2994 [m]**
Cmin=	0,04913 [J/C s]	**L_quente=**	**0,2994 [m]**
Cp_frio=	1075 [J/kg·C]	NTU=	2,333
Cp_quente=	1159 [J/kg·C]	mi_frio=	0,0000339 [N/s·m^2]
C_frio=	0,04913 [J/s-C]	mi_quente=	0,0000449 [N/s·m^2]
C_quente=	0,07016 [J/s-C]	m_dot_frio=	0,0000457 [kg/s]
Delta_P_frio=	569,2 [Pa]	m_dot_quente=	0,00006053 [kg/s]
Delta_P_quente=	1569 [Pa]	Pr_frio=	0,6955 [J-N/kg-s-m-W]
Diametro_hidraulico_frio=	0,004636 [m]	Pr_quente=	0,7278 [J-N/kg-s-m-W]
Diametro_hidraulico_quente=	0,004636 [m]	qmax=	39,31 [J/s]
Epsolon=	0,7	qreal=	27,51 [J/s]
Espessura=	0,005 [m]	Re_frio=	1000
Eta_frio=	0,9563	Re_quente=	1000
Eta_quente=	0,9407	Ro_frio=	0,4975 [kg/m^3]
f=	0,041	Ro_quente=	0,3166 [kg/m^3]
j=	0,014	R_parede=	0,0004386 [C/W]
G_frio=	7,313 [kg/m^2 s]	St_frio=	0,0179
G_quente=	9,685 [kg/m^2 s]	St_quente=	0,0173
h_frio=	140,2 [W/m^2 C]	T_frio_entrada=	200 [C]
h_quente=	194,2 [W/m^2 C]	T_frio_saida=	760 [C]
v_med_frio=	7,349 [m/s]	T_quente_entrada=	1000 [C]
v_med_quente=	15,3 [m/s]	T_quente_saida=	607,8 [C]

Fonte: Autor

Também estimou-se as temperaturas de saída e as perdas de carga dos fluidos quente e frio, bem como as vazões mássicas médias de cada fluido. Os valores estimados foram de 607,8°C e 760°C para as temperaturas de saída (T_quente_saida e T_frio_saida, respectivamente), de 1569 Pa e 569,2 Pa para as quedas de pressão (Delta_P_quente e Delta_P_frio, respectivamente) e de 6,05 $x10^{-5}$ kg/s e 4,57 $x10^{-5}$ kg/s para as vazões mássicas médias (fluido quente e frio, respectivamente).

C2. Algoritmo de cálculo da efetividade, temperaturas de saída e número de Reynolds dos fluidos com vazão mássica igual para os fluidos quente e frio

O ponto de partida para este algoritmo é a imposição das vazões mássicas iguais para os dois domínios fluidos, e as correlações levantadas para os fatores j e f e o comprimento estimado do TCC, calculado como mostrado anteriormente. Assim, escreveu-se o algoritmo:

```
//Constantes no problema (dados do trocador de calor)

f_frio=0,973355*(Re_frio^(-0,455517))
j_frio=0,590287*(Re_frio^(-0,542575))

f_quente=0,973355*(Re_quente^(-0,455517))
j_quente=0,590287*(Re_quente^(-0,542575))


Aff=6,25E-6[m^2]
Afr=12,50E-6[m^2]
Diametro_hidraulico=4,6358E-3 [m]

T_quente_entrada=1000 [C]
T_frio_entrada=200[C]

Espessura=5E-3 [m]
k_solido=11,4 [W/m C]
Diametro_hidraulico=4*L*(Aff/A)
L=0,3

//Dados dos fluidos

//Fluido Frio

Cp_frio=1099 [J/kg C]
mi_frio=0,0000370 [N/s m^2]
Ro_frio=0,4354 [kg/m^3]
k_frio=0,0573 [W/m C]
```

//Fluido Quente

Cp_quente=1141 [J/kg C]
mi_quente=0,0000424 [N/s m^2]
Ro_quente=0,3482 [kg/m^3]
k_quente=0,0667 [W/m C]

//Dados das aletas

Aa=2*Comp_aleta*Lc
Espe_aleta=0,0025 [m]
Alt_aleta=0,0025 [m]
Lc=Alt_aleta+(Espe_aleta/2)
Comp_aleta=0,020 [m]

m_quente=sqrt((2*h_quente)/(k_solido*Espe_aleta))
Eta_aleta_quente=(tanh(m_quente*Lc))/(m_quente*Lc)

m_frio=sqrt((2*h_frio)/(k_solido*Espe_aleta))
Eta_aleta_frio=(tanh(m_frio*Lc))/(m_frio*Lc)

//Equacionamento

Cmin=min(C_frio;C_quente)
Cmax=max(C_frio;C_quente)

R_parede=Espessura/(k_solido)
(1/U)=(1/(Eta_aleta_quente*h_quente))+(R_parede)+(1/(Eta_aleta_frio*h_frio))
NTU=U*A/Cmin
NTU=Epsilon/(1-Epsilon)

Epsilon=qreal_frio/qmax
Epsilon=qreal_quente/qmax
qmax=Cmin*(T_quente_entrada-T_frio_entrada)

//Fluido Frio

j_frio=St_frio*Pr_frio^(2/3)
St_frio=h_frio/(G_frio*Cp_frio)
Pr_frio=Cp_frio*mi_frio/k_frio
Re_frio=G_frio*Diametro_hidraulico/mi_frio

m_dot_frio=Ro_frio*v_med_frio*Afr
m_dot_frio=0,00003191

C_frio=m_dot_frio*Cp_frio
qreal_frio=C_frio*(T_frio_saida-T_frio_entrada)
G_frio=Ro_frio*v_med_frio*Afr/Aff
Delta_P_frio=(G_frio^2/(2*Ro_frio))*f_frio*(A/Aff)

```
//Fluido Quente

j_quente=St_quente*Pr_quente^(2/3)
St_quente=h_quente/(G_quente*Cp_quente)
Pr_quente=Cp_quente*mi_quente/k_quente
Re_quente=G_quente*Diametro_hidraulico/mi_quente

m_dot_quente=Ro_quente*v_med_quente*Afr
m_dot_quente=0,00003191

C_quente=m_dot_quente*Cp_quente
qreal_quente=-C_quente*(T_quente_saida-T_quente_entrada)
G_quente=Ro_quente*v_med_quente*Afr/Aff
Delta_P_quente=(G_quente^2/(2*Ro_quente))*f_quente*(A/Aff)
```

Ao final, obteve-se os resultados dispostos na tabela C.2, cujos principais valores encontram-se destacados.

Tabela C.2: Parâmetros calculados com o software EES para vazão mássica igual em ambos os lados e L=0,3m.

Aff=	0,0000625 [m^2]	U=	61,16 [W/m^2 C]
Afr=	0,0000125 [m^2]	k_frio=	0,0573 [W/m·C]
A_frio=	0,001618 [m^2]	k_quente=	0,0667 [W/m·C]
A_quente=	0,001618 [m^2]	k_solido=	11,4 [W/m·C]
Cmax=	0,03641 [J/C s]	L_frio=	0,3 [m]
Cmin=	0,03507 [J/C s]	L_quente=	0,3 [m]
Cp_frio=	1099 [J/kg·C]	NTU=	2,822
Cp_quente=	1141 [J/kg·C]	mi_frio=	0,0000370 [N/s·m^2]
C_frio=	0,03507 [J/s-C]	mi_quente=	0,0000424 [N/s·m^2]
C_quente=	0,03641 [J/s-C]	m_dot_frio=	0,00003191 [kg/s]
Delta_P_frio=	**397,5 [Pa]**	m_dot_quente=	0,00003191 [kg/s]
Delta_P_quente=	**528,9 [Pa]**	Pr_frio=	0,7097 [J-N/kg-s-m-W]
Diametro_hidraulico_frio=	0,004636 [m]	Pr_quente=	0,7253 [J-N/kg-s-m-W]
Diametro_hidraulico_quente=	0,004636 [m]	qmax=	28,06 [J/s]
Epsolon=	**0,7383**	qreal_quente=	20,71 [J/s]
Espessura=	0,005 [m]	qreal_frio=	20,71 [J/s]
Eta_aleta_frio=	0,9608	**Re_frio=**	**640**
Eta_aleta_quente=	0,957	**Re_quente=**	**558**
f_quente=	0,055	Ro_frio=	0,4354 [kg/m^3]
j_quente=	0,019	Ro_quente=	0,3482 [kg/m^3]
f_frio=	0,051	R_parede=	0,0004386 [C/W]
j_frio=	0,018	St_frio=	0,02228
G_frio=	5,106 [kg/m^2 s]	St_quente=	0,02364
G_quente=	5,106 [kg/m^2 s]	T_frio_entrada=	200 [C]
h_frio=	125[W/m^2 C]	**T_frio_saida=**	**790,7 [C]**
h_quente=	137,7 [W/m^2 C]	T_quente_entrada=	1000 [C]
v_med_frio=	5,863 [m/s]	**T_quente_saida=**	**431,1 [C]**
v_med_quente=	7,331 [m/s]		

Fonte: Autor

Pode-se observar que os valores de Reynolds encontrados são relativamente baixos, Re=558 para o fluido quente e Re=640 para o fluido frio. A explicação para isso reside nos valores das propriedades adotadas para o cálculo analítico, que são valores médios. Ou seja,

os valores de Reynolds encontrados também são valores médios e constantes ao longo do escoamento, algo que não ocorre quando as propriedades são variadas continuamente por todo o escoamento. Os demais valores estimados são: temperatura de saída do fluido quente de 431,1 °C, temperatura de saída do fluido frio de 790,7 °C, efetividade estimada em ε=0,7383 e queda de pressão de 528,9 Pa e 397,5 Pa para os fluidos quente e frio, respectivamente.