RONALDO PERUSSI

**Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação
numérica**

Dissertação apresentada ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de
São Carlos para obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Luben Cabezas-Gómez

São Carlos

2010

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

P475a Perussi, Ronaldo
Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica/ Ronaldo Perussi ; orientador Luben Cabezas-Gómez. -- São Carlos, 2010.

Dissertação (Mestrado-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Térmica e Fluidos) -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2010.

1. Trocadores de calor. 2. MLDT. 3. Efetividade térmica. 4. Eficiência de trocadores de calor. 5. Geração de Entropia. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro RONALDO PERUSSI.

Dissertação defendida e julgada em 20/12/2010 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Dr. **LUBEN CABEZAS GÓMEZ** – (Orientador)
(Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/PUC-MG)

Aprovado

Prof. Dr. **HELIO APARECIDO NAVARRO**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

Prof. Dr. **DÉLSON LUIZ MODOLO**
(Centro Universitário de Araraquara/UNIARA)

Aprovado

Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

Prof. Associado **PAULO CÉSAR LIMA SEGANTINE**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

DEDICATÓRIA

Aos meus pais Benedito e Cacilda, pelo presente da vida.

AGRADECIMENTOS

Aos meus irmãos, Cilene e Roberto, pela compreensão nos momentos de dificuldade.

Aos meus orientadores, professores Luben Cabezas-Gómez e Hélio Aparecido Navarro, antes de tudo pela amizade e pelo companheirismo, bem como pela compreensão, prontidão e ensinamentos.

Aos professores e colegas do departamento, em especial Rafael Avanço e Antônio Marcos, por todo apoio e companheirismo.

E duas pessoas especiais, Fernanda Silva e Jeferson Augusto, pela valiosa e indispensável ajuda no desenvolvimento do trabalho.

RESUMO

PERUSSI, R. **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica.** 2010. 138 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

O modelo originalmente proposto por Navarro e Cabezas-Gómez (2005) para determinação da Efetividade térmica de trocadores de calor de fluxo cruzado, é avaliado e ampliado. Esta ampliação é extensiva para três casos particulares. No primeiro, o número de unidades de transferência (NUT) é determinado em função da efetividade térmica (ϵ) e da razão entre as capacidades térmicas (C^*). No segundo, cartas do fator de correção F para o método da média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT) são desenvolvidas a partir de uma associação entre os métodos ϵ -NUT e MLDT realizada por Kays e London (1998). Os resultados obtidos são validados a partir da comparação com valores provenientes de relações analíticas de configurações conhecidas. Por último, uma análise global de trocadores de calor de fluxo cruzado com geometrias complexas é realizada através dos métodos ϵ -NUT, MLDT, Eficiência, análise de Geração de Entropia e o princípio da uniformidade da diferença do campo de temperaturas. Os valores obtidos mostraram boa precisão para todas as configurações testadas, demonstrando que o presente trabalho permite analisar o desempenho de diferentes configurações de trocadores de calor de fluxo cruzado usando diversos métodos de análise.

Palavras-chave: Trocadores de calor. MLDT. Efetividade Térmica. Eficiência de trocadores de calor. Geração de Entropia.

ABSTRACT

PERUSSI, R. **Analysis of performance of cross-flow heat exchangers by numerical simulation.** 2010. 138 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

The pattern originally proposed by Navarro and Cabezas-Gómez (2005) for cross-flow heat exchangers thermal effectiveness resolution, is analysed and extended. This extension is available in three particular cases. In the first one, the number of transfer units (NTU) is defined in function of thermal effectiveness (ϵ) and heat capacity rate ratio (C^*). In the second one, charts for correction factor F for logarithm mean temperature difference (LMTD) approach are developed from a relation between ϵ -NTU and LMTD approaches by Kays and London (1998). The obtained results are authenticated from a comparison with data from analytical expressions of traditional arrangements. For the last one, a whole analysis of cross-flow heat exchangers with complex flow arrangements is realized by ϵ -NTU, LMTD, Efficiency, analysis of Entropy generation and the uniformity principle of the temperature difference field. The obtained values showed a good precision for every settings simulated, demonstrating that the present research is able to make an analysis of cross-flow heat exchangers performance in different settings using several approaches.

Keywords: Heat Exchanger. LMTD. Thermal Effectiveness. Heat Exchanger Efficiency. Entropy Generation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Formas de arranjo de trocadores de calor.	26
Figura 2: Comportamento das temperaturas dos fluidos em trocadores de calor com escoamentos em paralelo e em contracorrente.....	27
Figura 3: Formas construtivas mais comuns de trocadores de calor.	29
Figura 4: Exemplos de trocadores de calor compactos.....	30
Figura 5: Resistência térmica em série	32
Figura 6: Representação da divisão dos elementos por tubo.....	60
Figura 7: Exemplo trocador de calor de 1 tubo, 4 fileiras, 4 passes e 1 circuito.....	67
Figura 8: (a) Trocador de calor de fluxo cruzado com arranjo simples; (b) Comportamento da distribuição de temperaturas do fluido quente.	72
Figura 9: (a) Trocador de calor de fluxo cruzado com quatro fileiras, quatro passes e um circuito; (b) Comportamento da distribuição de temperaturas do fluido quente; (c) Comportamento da distribuição de temperaturas do fluido frio.....	74
Figura 10: (a) Diagrama de blocos do programa principal; (b) Diagrama de blocos da sub-rotina TEMPERATURA.	77
Figura 11: Diagrama de blocos do programa para determinação do número de unidades de transferência NUT.	81
Figura 12: Diagrama de blocos referente ao método para determinação do fator de correção F para MLDT.	87
Figura 13: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com simples arranjo e $C_{\min} = C_{\text{frio}} (C_{ar})$	90
Figura 14: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com simples arranjo e $C_{\min} = C_{\text{quente}} (C_{tubo})$	90

Figura 15: Representação gráfica do fator de correção F para trocador de calor de fluxo cruzado com simples arranjo.....	94
Figura 16: Representação gráfica ε - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em paralelo com $C_{mín} = C_{frio} (C_{ar})$	96
Figura 17: Representação gráfica ε - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em paralelo com $C_{mín} = C_{quente} (C_{tubo})$	96
Figura 18: Ampliação da figura 17 na região da curva $C^*=0,25$	97
Figura 19: Representação gráfica ε - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente com $C_{mín} = C_{frio} (C_{ar})$	99
Figura 20: Representação gráfica ε - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente com $C_{mín} = C_{quente} (C_{tubo})$	100
Figura 21: Representação gráfica do fator de correção F para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente.....	101
Figura 22: Representação gráfica ε - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados com $C_{mín} = C_{frio} (C_{ar})$	106
Figura 23: Representação gráfica ε - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados com $C_{mín} = C_{quente} (C_{tubo})$	106

Figura 24: Representação gráfica do fator de correção F para trocador de calor de fluxo cruzado com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados..	108
Figura 25: Arranjos de trocadores de calor de fluxo cruzado objetos de comparação para validação do modelo proposto por Guo et al. (2002).....	112
Figura 26: Comparação entre as efetividades térmicas dos casos (a) e (b) referentes à Figura (25), onde (1) $C_{\min} = C_{ar}$ e (2) $C_{\min} = C_{tubo}$	113
Figura 27: Comparação entre os valores do fator de correção F para MLDT dos casos (a) e (b) referentes à Figura 25.	113
Figura 28: Comparação entre os valores das eficiências térmicas dos casos (a) e (b) referentes à Figura (25), onde (4) $C_{\min} = C_{ar}$ e (5) $C_{\min} = C_{tubo}$	114
Figura 29: Comparação entre os valores do número de Geração de Entropia dos casos (a) e (b) referentes à Figura (25).....	115
Figura 30: Comparação entre as efetividades térmicas dos casos (c) e (d) referentes à Figura (25), onde (1) $C_{\min} = C_{ar}$ e (2) $C_{\min} = C_{tubo}$	118
Figura 31: Comparação entre os valores do fator de correção F para MLDT dos casos (c) e (d) referentes à Figura (25).....	118
Figura 32: Comparação entre os valores das eficiências térmicas dos casos (c) e (d) referentes à Figura (25), onde (4) $C_{\min} = C_{ar}$ e (5) $C_{\min} = C_{tubo}$	119
Figura 33: Comparação entre os valores do número de Geração de Entropia dos casos (c) e (d) referentes à Figura (25).....	120
Figura 34: Trocadores de calor de fluxo cruzado com arranjos em Z.	122

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Correlações $\epsilon(\text{NUT}, C^*)$ para trocadores de calor de fluxo cruzado de passe único com uma ou mais fileiras.	44
Tabela 2: Correlações $\epsilon(\text{NUT}, C^*)$ para trocadores de calor de fluxo cruzado multipasses.	45
Tabela 3: Formulário para codificação do arquivo que descreve a geometria do trocador de calor analisado (1 tubo, 4 fileiras, 4 passes e 1 circuito neste caso).	65
Tabela 4: Parâmetros de entrada utilizados para análise do trocador de calor.....	68
Tabela 5: Comparação entre os valores de NUT obtidos através da simulação numérica com os valores das expressões analíticas 4.03 e 4.04 para trocadores de calor de fluxo cruzado com simples arranjo.	92
Tabela 6: Resumo dos parâmetros utilizados na construção dos gráficos dos métodos ϵ -NUT e MLDT para um arranjo com dois passes e escoamentos em contracorrente.....	99
Tabela 7: Validação dos resultados de NUT e do fator de correção F para um trocador de calor de fluxo cruzado de dois passes com escoamentos em contracorrente.....	104
Tabela 8: Resumo dos parâmetros utilizados na construção dos gráficos dos métodos ϵ -NUT e MLDT para um arranjo com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados.	105
Tabela 9: Resumo dos parâmetros utilizados na construção dos gráficos NUT x ϵ , P x F , NUT x η e NUT x $(1-Y_s)$ para comparação entre os arranjos (a) e (b) referentes à Figura 25.	111

Tabela 10: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da Efetividade.....	124
Tabela 11: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da Eficiência.....	125
Tabela 12: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da verificação do Número de Geração de Entropia para $\tau=0,1$	126
Tabela 13: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da verificação do Número de Geração de Entropia para $\tau=0,5$	127
Tabela 14: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da verificação do Número de Geração de Entropia para $\tau=0,9$	128
Tabela 15: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método MLDT.	129

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de transferência de calor	[m ²]
C	Taxa de capacidade calorífica	[W/K]
C*	Razão entre as capacidades térmicas dos fluidos - $C^* = C_{\min}/C_{\max}$	[-]
C_p	Calor específico à pressão constante	[J/(kg*K)]
d	Refere-se a diferenças infinitesimais	
F	Fator de correção para MLDT	[-]
Fa	Eficiência de uma aleta de área constante	[-]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção	[W/(m ² *K)]
HERN	Heat Exchange Reversibility Norm (norma de reversibilidade de troca de calor)	[-]
i	Entalpia; referente a coordenada (<i>i, j, k</i>)	[J/kg] [-]
j	Referente a coordenada (<i>i, j, k</i>)	[-]
I	Termo de geração de entropia	[-]
k	Condutividade térmica; referente a coordenada (<i>i, j, k</i>)	[W/(m*K)] [-]
K	Parâmetro definido pelas Eqs. (2.29) à (2.31) e (2.34) à (2.39)	[-]
L	Comprimento	[m]
m	Vazão mássica	[kg/s]
MADT	Média aritmética da diferença de temperaturas	
MLDT	Média logarítmica da diferença de temperaturas	
N	Número, referente à quantidade	[-]
N_s	Número de geração de entropia	[-]
NUT	Número de unidades de transferência	[-]
p	Parâmetro definido pela equação (2.16)	[-]

P	Parâmetro definido pela equação (2.14)	[-]
q'	Parâmetro definido pela equação (2.17)	[-]
q	Taxa de transferência de calor	[W]
r	Parâmetro definido pela equação (2.18)	[-]
R	Parâmetro definido pela equação (2.15)	[-]
r_0	Parâmetro definido pela equação (2.19)	[-]
R_p	Resistência condutiva da parede plana	[K/W]
R_f	Fator de incrustação	[m ² *K/W]
t	Temperatura do fluido frio	[K]
T	Temperatura do fluido quente	[K]
$\bar{T}$	Temperatura média do fluido quente	[K]
$\bar{t}$	Temperatura média do fluido frio	[K]
TDF	Temperature difference field (Campo da diferença de temperaturas)	[-]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/(m ² *K)]
Ys	Norma de reversibilidade de troca de calor	[-]
Z	Parâmetro definido pela equação (2.58)	[-]
ΔT	Diferença de temperaturas	[K]
ΔT_{ml}	Média logarítmica da diferença de temperaturas	[K]

Letras gregas

δ	Refere-se a diferenças infinitesimais	
Γ	Efetividade local, definido pela equação (3.04)	[-]
ε	Efetividade Térmica	[-]
η	Eficiência de trocadores de calor	[-]

η_0	Eficiência global da superfície	[-]
τ	Razão entre as temperaturas de entrada	[-]
λ_N	Parâmetro definido pela equação (2.42)	[-]
ϕ	Parâmetro definido pela equação (2.47); fator de uniformidade de <i>TDF</i>	[-]

Subscritos

<i>A</i>	Ar
<i>cc</i>	Contracorrente
<i>Cond.</i>	Condução
<i>Conv.</i>	Convecção
<i>e</i>	Entrada; elemento
<i>f</i>	frio
<i>Máx</i>	valor máximo
<i>Mín</i>	valor mínimo
<i>N</i>	Número, referente à quantidade
<i>p</i>	Paralelo
<i>q</i>	Quente
<i>s, 2</i>	Saída
<i>t</i>	Total; tubo (referente ao número de tubos)
<i>1</i>	Entrada

Índices

<i>e</i>	Refere-se a um elemento do trocador de calor
-----------------	--

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	23
1.1. Apresentação do equipamento	25
2. FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	31
2.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor	31
2.2 Conceito sobre fluido misturado e não-misturado em trocadores de calor de fluxo cruzado.....	35
2.3 Métodos disponíveis para análise do desempenho de trocadores de calor.....	36
2.3.1 Método da média logarítmica da diferença de temperaturas – MLDT	36
2.3.2 Método da efetividade – NUT (ϵ – NUT).....	42
2.3.3 Conceito de eficiência para trocadores de calor (η).....	47
2.3.4 Análise da geração de Entropia em trocadores de calor (irreversibilidades)	54
2.3.5 Método do princípio da uniformidade do campo de temperaturas (TDF).....	56
3. MODELAGEM E PROCEDIMENTO NUMÉRICO	59
3.1. Solução numérica.....	62
3.2. Sistema de equações algébricas.....	63
3.3. Procedimento computacional para o cálculo dos parâmetros térmicos do trocador de calor	64
3.3.1 Procedimento para determinação da efetividade ϵ (NUT, C^*)	67

3.3.2	Procedimento para determinação do número de unidades de transferência $NUT(\epsilon, C^*)$	78
3.3.3	Procedimento para determinação do fator de correção F para o método da média logarítmica da diferença de temperaturas $MLDT$	82
4.	RESULTADOS E VALIDAÇÃO DO MÉTODO	88
4.1	Trocador de calor de fluxo cruzado com simples arranjo	89
4.2	Trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em paralelo.....	95
4.3	Trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente.	98
4.4	Trocador de calor com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados.....	105
4.5	Trocadores de calor com arranjos complexos.....	109
4.5.1	Estudo de caso nº. 1. Verificação do modelo de Guo et al. (2002)	111
4.5.1.1	Comparação entre os arranjos (a) e (b) da Figura (25).....	112
4.5.1.2	Comparação entre os arranjos (c) e (d) da Figura (25)	117
4.5.2	Estudo de caso nº. 2. Trocadores de calor com arranjos em “Z”	121
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	132

1. INTRODUÇÃO

A busca pela otimização de processos industriais vem aumentando, e com ela também a necessidade de se aprimorar técnicas e desenvolver produtos mais eficientes em todos os segmentos. Para a área térmica, os trocadores de calor representam uma grande fatia aos quais esforços têm sido despendidos em termos de pesquisa e de desenvolvimento.

O campo de aplicação dos trocadores de calor é muito amplo, estando eles presentes desde nos mais complexos processos industriais até em equipamentos domésticos e de uso no cotidiano. No segmento industrial, podem ser utilizados de forma direta, em processos de aquecimento e resfriamento de produtos, ou mesmo de maneira indireta, nas chamadas utilidades, como condensadores e evaporadores. Outro papel importante da presença dos trocadores de calor está voltado ao conforto térmico de ambientes, onde cada vez mais trocadores compactos, eficientes e de fácil manutenção são necessários na busca da melhor condição custo benefício.

Para a análise do desempenho e projeto dos trocadores de calor, diversos métodos têm sido publicados por diferentes autores ao longo dos anos. Dentre os mais amplamente utilizados estão os da média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT) e Efetividade – NUT (ϵ -NUT). Basicamente, estes métodos exploram a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima possível. Fakheri (2007), propôs o conceito da eficiência de trocadores de calor, que é definido pela razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa ótima de transferência de calor. A partir de outra linha pesquisa, Guo et al. (2002) propôs o conceito TDF (*Temperature difference Field*), que se baseia na hipótese de que a efetividade pode ser melhorada com o aumento na qualidade de TDF. Isto pode ser

conseguido com a redistribuição da área de transferência de calor ou com um rearranjo na interligação entre os tubos, obtendo uma melhor uniformidade de temperatura ao longo do trocador. Outro método importante a ser considerado foi proposto por Bejan (1977 e 1982) baseado na segunda lei da termodinâmica, onde foi introduzido o conceito de irreversibilidade em trocadores de calor. Desta análise, o autor propôs duas correlações, sendo a primeira para o cálculo de geração de entropia e a segunda um parâmetro adimensional de geração de entropia por unidade de taxa de transferência de calor.

O objeto de pesquisa do presente trabalho trata-se da análise de trocadores de calor de fluxo cruzado, onde será apresentada uma continuação do modelo numérico proposto originalmente por Navarro e Cabezas-Gómez (2005), com a modelagem e procedimento numérico para análise de acordo com o método da média logarítmica da diferença de temperaturas MLDT. Já como parte dos resultados, o método proposto será inicialmente comparado com dados obtidos através de expressões analíticas em arranjos conhecidos, onde resultados para ϵ -NUT, NUT e F -MLDT serão apresentados. Após esta validação, trocadores de calor de fluxo cruzado com arranjos complexos serão avaliados, tanto pelos métodos acima mencionados como também pela avaliação de geração de entropia e pelo método da eficiência. Uma vez que para estes arranjos não se encontram correlações disponíveis para o cálculo da efetividade, automaticamente os outros métodos tornam-se impossíveis de serem calculados, o que mostra a importância e a abrangência do modelo proposto.

1.1. Apresentação do equipamento

Os trocadores de calor são equipamentos responsáveis em promover a transferência de calor entre duas ou mais substâncias, cujas temperaturas são diferentes. Na maior parte dos casos, esta transferência acontece entre dois fluidos, sejam eles líquidos ou gasosos. Seu campo de aplicação é muito vasto e podem ser encontrados desde nos mais tradicionais equipamentos domésticos até nos mais complicados e sofisticados processos industriais.

Um dos motivos para o aumento da pesquisa relacionado a trocadores de calor é grande a variedade de modelos e particularidades. Dentre esta diversidade de equipamentos, a classificação pode ser feita a partir do arranjo de escoamentos, da forma construtiva e quanto ao grau de compacidade (BEJAN, 1996).

As formas do arranjo de escoamento mais usuais são as de fluxo paralelo, de fluxo contrário e de fluxo cruzado, como pode ser visto na figura (1). O arranjo de fluxo paralelo caracteriza-se pelo escoamento dos dois fluidos estarem no mesmo sentido, enquanto o arranjo de fluxo contrário (também conhecido como escoamento em contracorrente) caracteriza-se pelo escoamento dos fluidos estarem em sentidos opostos. O arranjo de fluxo cruzado, objeto de estudo do presente trabalho, caracteriza-se pelo cruzamento entre os escoamentos dos fluidos.

Trocador de calor de fluxo paralelo

Trocador de calor de fluxo contrário
(contracorrente);

Trocador de calor de fluxo cruzado com
ambos fluidos não-misturados

Trocador de calor de fluxo cruzado com
um fluido misturado (externo) e outro
não-misturado

Figura 1: Formas de arranjo de trocadores de calor.

Destes arranjos apresentados, o trocador de fluxo contrário é o que apresenta melhor desempenho, enquanto o trocador de fluxo paralelo é o que apresenta menor. Trocadores de fluxo cruzado, por sua vez, ocupam uma posição intermediária neste quesito, podendo se aproximar dos dois casos extremos, de acordo com a posição dos tubos, da trajetória do fluido do tubo com relação ao fluido externo, do número de passes e fileiras.

Esta diferença entre os trocadores com escoamentos em paralelo e em contracorrente pode ser visualizada na figura (2) através dos gráficos do comportamento das temperaturas dos fluidos ao longo dos trocadores. Nota-se nestes gráficos que o caso contracorrente possui a maior variação de temperaturas possível ($T_{q,e}$ e $T_{f,e}$), pré-requisito este para o cálculo da taxa máxima de transferência de calor.

Figura 2: Comportamento das temperaturas dos fluidos em trocadores de calor com escoamentos em paralelo e em contracorrente.

Diversas podem ser as formas construtivas de um trocador de calor, sendo que muitas vezes os mesmos podem ser fabricados de acordo com o critério e a necessidade do usuário. O grupo de trocadores de calor cujos esforços têm sido despendidos ao longo dos anos em termos de otimização e projeto, se resumem a quatro modelos em especial: o de arranjo de duplo tubo, o do tipo casco-tubo, o trocador a placas e o do tipo com tubos aletados, conforme ilustrado na figura (3).

O trocador de calor de duplo tubo, talvez o mais simples de todos, resume-se pela montagem de um tubo dentro de outro, na maioria das vezes de forma concêntrica e a transferência de calor entre os fluidos ocorre por intermédio da parede do tubo interno. Podem ser utilizados tanto para líquido quanto para gases, com ou sem mudança de fase e normalmente o fluido de maior pressão escoar no tubo interno. Em contrapartida, os trocadores de calor dos tipos casco tubo e a placas possuem uma montagem mais complexa.

Os trocadores de calor do tipo casco-tubo ou multi-tubulares caracterizam-se por um feixe de tubos confinados por vaso (casco). O lado do casco, hermeticamente construído para receber altas pressões, possui em seu interior chicanas transversais que obrigam o fluido a se movimentar entre os tubos ao longo do casco, com o objetivo de aumentar o coeficiente global de transferência de calor.

A trajetória do escoamento do fluido através do feixe de tubos é determinada pela configuração das tampas laterais e na maior parte dos casos, o fluido cruza a extensão do casco por duas vezes ou mais, dependendo do tamanho do trocador. Na maioria dos casos, são utilizados com um fluido líquido e outro gasoso, com ou sem mudança de fase e o fluido que escoar no interior do feixe de tubos é normalmente líquido e a baixa pressão, devido à fragilidade das vedações das tampas.

Os trocadores de calor a placas consistem basicamente de um pacote de finas placas metálicas corrugadas comprimidas por parafusos de aperto em um pedestal. Entre cada par de placas são usadas gaxetas para formar canais de escoamento pelos quais os fluidos quente e frio circulam alternadamente, trocando calor através das placas metálicas (GUT, 2003).

O último modelo de trocadores de calor citado, o chamado tubos aletados são constituídos por um feixe de tubos interligados por aletas externas. Seu funcionamento se resume pela passagem de fluido líquido, gasoso ou em mudança de fase através dos tubos, enquanto o lado das aletas recebe a passagem do gás, na maioria das vezes ar e de maneira forçada por um ventilador. A trajetória do fluido do tubo ao longo do trocador de calor pode variar com: o número de passes, o número de circuitos e o arranjo dos tubos em relação as linhas e fileiras.

Trocador de calor de duplo tubo

Trocador de calor a placas

Trocador de calor tipo casco – tubo

Trocador de calor de tubos aletados

Figura 3: Formas construtivas mais comuns de trocadores de calor.

Finalmente, os trocadores de calor podem ser classificados de acordo o grau de compacidade, ou seja, com relação a área de troca térmica por determinada unidade de volume. A partir desta analogia, surgem então os chamados trocadores de calor compactos, ilustrados na figura (4), cujas densidades de área de transferência de calor são aproximadamente maiores que $400 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ para líquidos e aproximadamente maiores que $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$. Sua característica construtiva baseia-se em densas matrizes de tubos aletados ou placas e são tipicamente utilizados quando ao menos um dos fluidos é um gás, sendo caracterizado por um coeficiente de transferência de calor pequeno. As seções de escoamento através das placas ou

tubos são tipicamente pequenas (diâmetros hidráulicos aproximadamente menores que 5 mm), e o escoamento é geralmente laminar (INCROPERA et al., 2008).

Figura 4: Exemplos de trocadores de calor compactos.

2. FUNDAMENTOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O objetivo do presente capítulo é de apresentar fundamentos teóricos de transferência de calor utilizados no desenvolvimento deste trabalho. Também são apresentados os métodos mais convencionais para avaliação do desempenho dos trocadores de calor em estudo. A partir destas ferramentas, obteve-se o suporte necessário para o desenvolvimento do método e do tratamento e discussão dos resultados.

Em resumo, os tópicos a serem abordados serão:

- Coeficiente global de transferência de calor;
- Conceito sobre fluido misturado e não misturado em trocadores de calor de fluxo cruzado;
- Revisão nos métodos disponíveis para análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado;

2.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

A transferência de calor entre dois corpos pode existir de três maneiras diferentes, condução, convecção e radiação. Para cada modo de transferência de energia há um respectivo coeficiente, determinado em função do material condutor (condução), da natureza do escoamento (convecção) e das condições do ambiente (radiação).

O coeficiente de transferência de calor é um parâmetro que é definido em função da resistência térmica total a transferência de calor entre dois fluidos. A partir desta

definição, pode-se notar que a compreensão do conceito de resistência térmica é muito importante na análise de qualquer processo de transferência de calor.

A definição de resistência térmica pode ser resumida como a propriedade física do material que proporciona o bloqueio à transferência de calor, de modo que, esta obstrução pode ser calculada através da razão entre um potencial motriz e a correspondente taxa de transferência. De maneira análoga a um circuito elétrico, a resistência térmica pode ser determinada para cada fenômeno de transferência de calor, como pode ser observado na figura (5) seguir em um exemplo de transferência de calor entre dois fluidos através de duas paredes.

(http://www.marcoscassiano.com/eng_antigo/index.php/menu-principal/artigos/51-termodinamica/189-transferencia-de-calor-2.html)

Figura 5: Resistência térmica em série

A partir da lei de Fourier com as hipóteses de uma condução em parede plana, em regime estacionário, sem geração ou sumidouro de energia e com condutividade térmica constante, a variação de temperatura ao longo de uma placa

pode ser considerada linear e a equação da resistência térmica a condução pode ser escrita na seguinte forma:

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{S,1}-T_{S,2}}{q_x} + \frac{T_{S,2}-T_{S,3}}{q_x} = \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} \quad (2.01)$$

Onde, q_x é a taxa de transferência de calor na direção x , considerada constante, a partir das hipóteses para condução citadas no parágrafo acima.

Da mesma forma análoga a equação anterior, a resistência térmica para a convecção pode ser determinada.

$$R_{t,conv} \equiv \frac{T_{\infty,1}-T_{S,1}}{q_x} + \frac{T_{S,3}-T_{\infty,2}}{q_x} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2.02)$$

O circuito ilustrado pela figura (5) pode ser considerado como de parede composta, ou seja, possui camadas com diferentes resistências térmicas. Para circuitos como este, com paredes em série, a taxa de transferência de calor poderá ser determinada a partir da razão entre a análise global das diferenças de temperatura e a somatória das respectivas resistências térmicas, como mostra a equação abaixo.

$$q_x = \frac{T_{\infty,1}-T_{\infty,2}}{\sum R_t} \quad (2.03)$$

Para tais circuitos, é comum e conveniente o uso do COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR, que está diretamente relacionado à resistência térmica total. Sua definição é baseada por uma expressão análoga à lei do

resfriamento de Newton (Eq. 2.04) e poderá ser obtido em função da resistência térmica total e da área de troca térmica (Eq. 2.05).

$$q_x \equiv UA\Delta T \quad (2.04)$$

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{h_1}\right) + \left(\frac{L_1}{k_1}\right) + \left(\frac{L_2}{k_2}\right) + \left(\frac{1}{h_2}\right)\right]} \quad (\text{Referente à figura 5}) \quad (2.05)$$

Na forma geral,

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (2.06)$$

A equação (2.05) representa um coeficiente em função das resistências térmicas à condução e à convecção para uma parede plana isenta de impurezas. Porém, em aplicações práticas, as superfícies dos trocadores de calor estão sujeitas à deposição de impurezas, como poeira ou incrustações causadas pelo fluido. Outro fator também a ser considerado é que em grande parte dos trocadores de calor é necessário o uso de aletas, que são responsáveis por reduzir a resistência à transferência de calor. Com a adição dos fatores mencionados, o coeficiente global de transferência de calor pode ser escrito na forma abaixo:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f U_f} = \frac{1}{U_q U_q} = \frac{1}{(\eta_0 hA)_f} + \frac{R_{f,f}}{(\eta_0 A)_f} + R_p + \frac{R_{f,q}}{(\eta_0 A)_q} + \frac{1}{(\eta_0 hA)_q} \quad (2.07)$$

Onde, R_p é a resistência condutiva da parede plana, R_f é o fator de incrustação, cujo valor depende da temperatura de evaporação, da velocidade do fluido e do

comprimento útil do trocador de calor (INCROPERA et al. 2008) e η_0 , que se trata da eficiência global da superfície.

Com relação à equação anterior, vale ainda salientar que para diversas condições será possível desprezar algum ou alguns termos, como por exemplo, para a transferência de calor através de uma parede delgada, o termo R_p poderá ser desconsiderado.

2.2 Conceito sobre fluido misturado e não-misturado em trocadores de calor de fluxo cruzado

Taborek (1983), com uma rigorosa análise termodinâmica relatou que um escoamento não-misturado implica que a diferença de temperaturas em um fluido pode existir na direção normal ao escoamento, porém, sem que um fluxo de calor ocorra. Já um escoamento misturado implica que em todo fluido em um determinado plano normal, a temperatura é a mesma.

Devido a determinados tipos de trocadores de calor de fluxo cruzado possuírem características particulares de aletas e posições dos tubos, um grau de incerteza é gerado quanto à condição de mistura ou não do fluido no escoamento.

Com isso, DiGiovanni e Webb (1989) argumentaram que em muitos casos a estrutura dos escoamentos em um trocador de calor não se resume apenas as condições limites de fluxo misturado ou não-misturado, de maneira que, condições de mistura parcial podem existir.

Um procedimento foi então desenvolvido pelos autores para o cálculo da efetividade dos trocadores de calor de fluxo cruzado no qual a fração de mistura é definida por uma interpolação linear entre os valores da efetividade dos

escoamentos misturados e não-misturados. Esta fração foi calculada para três casos em especial, sendo para um escoamento não misturado e outro parcialmente misturado, um misturado e outro parcialmente misturado e finalmente um caso com ambos escoamentos parcialmente misturados.

A magnitude, porém, do grau de mistura é a única grandeza quantitativa que não se é conhecida com grau de certeza.

2.3 Métodos disponíveis para análise do desempenho de trocadores de calor

Para os trocadores de calor, diversos métodos têm sido publicados por diferentes autores ao longo dos anos. Os mais tradicionais e amplamente utilizados são os da média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT) e efetividade – NUT (ϵ -NUT). Basicamente, estes métodos exploram a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima possível. Posteriormente, outras linhas de pesquisa foram abordadas, como a análise de geração de entropia por SeKulic (1990), o conceito de eficiência por Fakheri (2003, 2007) e o método do princípio da uniformidade do campo da diferença de temperaturas proposto por Guo et al. (2002). Na seqüência, segue uma breve explanação de cada método mencionado.

2.3.1 Método da média logarítmica da diferença de temperaturas – MLDT

O método da média logarítmica da diferença de temperaturas MLDT é amplamente usado na análise de trocadores de calor, particularmente no

dimensionamento, para situações onde as temperaturas são conhecidas (ou podem ser determinadas) e o tamanho do trocador é requerido.

Ao aplicar-se um balanço global de energia em um determinado trocador de calor com as devidas hipóteses simplificadoras (INCROPERA et al., 2008), a taxa de transferência de calor entre os fluidos quente e frio, pode ser inicialmente resumida pelo produto entre a vazão mássica e a diferença de entalpias de cada fluido, como mostra a equação abaixo.

$$q = \dot{m}_q(i_{q,ent} - i_{q,sai}) = \dot{m}_f(i_{f,sai} - i_{f,ent}) \quad (2.08)$$

Admitindo-se que os fluidos não passam por mudança de fase e que os calores específicos são constantes, a expressão acima se reduz a

$$q = \dot{m}_q C_{p,q}(T_{q,ent} - T_{q,sai}) = \dot{m}_f C_{p,f}(T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (2.09)$$

Tomando-se esta equação em sua forma diferencial e usando a diferença de temperaturas entre os fluidos, uma extensão da lei do resfriamento de Newton pode ser aplicada, com o coeficiente global de transferência de calor U no lugar do coeficiente h . Com as devidas considerações ao balanço de energia, conforme em Incropera et al. (2008), a taxa de transferência de calor local pode ser determinada como

$$dq = U \Delta T dA \quad (2.10)$$

Conforme mencionado, a expressão acima resulta em uma taxa de transferência de calor local, de maneira que, a partir de sua forma integral, a taxa de transferência de calor total pode então ser determinada.

$$q = U A \Delta T_{ml} \quad (2.11)$$

Onde,

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.12)$$

Importante ainda enfatizar é que a equação (2.11) é válida para trocadores de calor com escoamentos em paralelo e em contracorrente. Outro fator a ser considerado é que para cada um destes casos, ΔT_1 e ΔT_2 recebem valores diferentes de temperaturas (BEJAN 1996; INCROPERA et al., 2008).

Para arranjos com outras configurações como cruzado e multi-passe, um fator de correção F é inserido na equação (2.11). O objetivo deste fator é de corrigir a relação entre as temperaturas terminais e a diferença de temperatura média para estes trocadores.

$$F = \frac{q}{U A \Delta T_{ml}} \quad (2.13)$$

Nesta equação, o termo denominador é a taxa máxima de transferência de calor, no qual acontece em um trocador de calor com escoamento em contracorrente tendo a mesma relação UA do trocador atual, porém com as temperaturas de entrada e saída atribuídas a uma condição de um trocador de correntes contrárias.

Bowman et al. (1940) publicou correlações para determinação do fator de correção F para diversos arranjos de trocadores de calor. Estas expressões foram estabelecidas em função de dois parâmetros adimensionais, P e R , onde,

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.14)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.15)$$

Dentre os vários arranjos de trocadores de calor no qual foram obtidas expressões para as chamadas cartas de Bowman et al. (1940), estão os trocadores de fluxo cruzado, objeto de estudo do presente trabalho.

A análise matemática da diferença das médias de temperaturas dos trocadores de calor de passe único foi iniciada por Nusselt (1911) e concluída por Smith (1934) para os casos remanescentes (BOWMAN et al., 1940). Estes autores usaram um método no qual as relações da diferença de temperaturas dependem de três parâmetros definidos como

$$p = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad (2.16)$$

$$q' = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.17)$$

$$r = \frac{\Delta t_m}{T_1 - t_1} \quad (2.18)$$

A substituição destes parâmetros na equação da média logarítmica da diferença de temperaturas para um trocador contracorrente puro, resulta na criação do parâmetro r_0 , que neste método representa a máxima transferência de calor.

$$r_0 (\text{contracorrente}) = \frac{p-q'}{\ln \frac{1-q'}{1-p}} \quad (2.19)$$

Como visto na equação (2.13), F é calculado pela razão entre a taxa de transferência de calor atual e a taxa de transferência máxima, neste caso r_0 . No método adotado, a taxa de transferência atual é chamada de r e são desenvolvidas expressões para cada configuração, de modo que F pode então ser calculado como

$$F = \frac{r (\text{fluxo cruzado})}{r_0 (\text{contracorrente})} \quad (2.20)$$

$$R = \frac{p}{q'} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.21)$$

$$P = q' = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.22)$$

Das diversas relações obtidas por Bowman et al. (1940), seguem listadas abaixo aquelas que serão objeto de estudo mais adiante para as configurações de fluxo cruzado. Para um passe único, seguem as relações para um simples arranjo com um fluido misturado e outro não misturado (2.23) e também para um arranjo com ambos fluidos não misturados (2.24). Para dois passes, seguem as relações para os arranjos em paralelo (2.25) e em contracorrente (2.26).

$$r_{\text{mist-não_mist}} = \frac{q'}{\ln \frac{1}{1 - \frac{q'}{p} \ln \frac{1}{1-p}}} \quad (2.23)$$

$$r_{\text{não_mist}} = \sum_{u=0}^{u=\infty} \sum_{v=0}^{v=\infty} \{ (-1)^{u+v} \frac{(u+v)!}{u!(u+1)!v!(v+1)!} \left(\frac{p}{r} \right)^u \left(\frac{q'}{r} \right)^v \} \quad (2.24)$$

$$r_{\text{paralelo}} = \frac{q'}{2 \ln \frac{1}{1 - \frac{q'}{p} \ln \frac{p+q'}{q'+p\sqrt{1-(p+q')}}}} \quad (2.25)$$

$$\frac{1}{1-p} = e^{Kp/q} \left[\cosh \frac{Kp}{q} + (1-K) \sinh \frac{Kp}{q} \right] \quad (2.26)$$

Onde: $K = 1 - e^{\frac{-q}{2r_{contracorrente}}}$

Roetzel e Nicole (1975) apresentaram o proveito em potencial de representações explícitas para o fator de correção de MLDT no desenvolvimento de bancos de dados computadorizados para o desenvolvimento de trocadores de calor. Na obtenção de valores apropriados para os coeficientes a fim de serem inseridos no caso de trocadores de calor de fluxo cruzado, os autores utilizaram da solução das séries infinitas duplas de Nusselt (1930).

Gardner e Taborek (1979) por sua vez examinaram a magnitude de erros na avaliação da média da diferença de temperaturas em trocadores de calor causadas por hipóteses simplificadoras necessárias para determinação da média da diferença de temperaturas - MDT de forma direta. Neste estudo, as três hipóteses principais abordadas foram a violação da condição do coeficiente global de transferência de calor ao ser considerado constante, principalmente para fluidos com características de viscosidades particulares, a verificação do chamado *bypassing*, que se trata da partilha de fluxo dentro dos diversos ramais do trocador de calor ocorrer de forma desigual, devido à resistência dentro de cada um, produzindo um valor distorcido da temperatura de saída. Finalmente, também é avaliada a consideração do grande número de chicanas em um trocador de calor do tipo casco tubo.

Para as duas primeiras hipóteses abordadas, os autores apresentaram uma revisão crítica das condições que conduzem aos erros potenciais através de explanações disponíveis na literatura. A terceira consideração, de que o número de chicanas de fluxo cruzado em um trocador de calor casco-tubo é grande, é avaliada

pela comparação de um MDT (média da diferença de temperaturas) convencional para um trocador sintetizado de elementos de fluxo cruzado puro com ambos fluidos não misturados com todas outras considerações convencionais permanecendo válidas.

Tucker (1996) apresentou uma solução iterativa para reproduzir os valores obtidos por Bowman et al. (1940) no intuito de plotar a carta para trocadores de calor com ambos fluidos não misturados. A nova carta que deveria ser indistinguível com relação à original, apresentou uma discrepância considerável, que após análise e conferência dos valores com os obtidos numericamente e através das séries de Nusselt, avaliou-se que realmente estes erros estavam relacionados aos valores numéricos obtidos por Nusselt e adotados por Bowman et al. (1940), fato este atribuído aos recursos severamente limitados das calculadoras disponíveis em 1930.

2.3.2 Método da efetividade – NUT (ϵ – NUT)

O método da efetividade – NUT (ϵ -NUT) é amplamente utilizado em situações onde o tamanho do trocador de calor e as temperaturas de entrada são conhecidos e a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída dos fluidos são pretendidas. Problemas de dimensionamento também podem ser solucionados através deste método.

Em resumo, o método ϵ -NUT pode ser definido como a razão entre a taxa de transferência de calor real do trocador de calor em estudo e a taxa de transferência máxima, que poder ser obtida de um trocador de calor contracorrente puro com comprimento infinito, o que garante a máxima diferença possível de temperaturas no

fluido de menor capacidade térmica. Esta razão pode então ser escrita da seguinte forma,

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{C_q(T_{q,ent}-T_{q,sai})}{C_{min}(T_{q,ent}-T_{f,ent})} = \frac{C_f(T_{f,sai}-T_{f,ent})}{C_{min}(T_{q,ent}-T_{f,ent})} \quad (2.27)$$

De acordo com Kays e London (1998), a efetividade de todo trocador de calor pode ser expressa em termos do número de unidades de transferência (NUT) e da razão entre as capacidades térmicas dos fluidos C^* . A partir de então, fórmulas específicas foram desenvolvidas para os principais tipos e arranjos de trocadores de calor, como pode ser consultado em Incropera et al. (2008) para casos com escoamentos em paralelo, contracorrente, tipo casco-tubo e com escoamentos cruzados, objeto de estudo do presente trabalho.

Para trocadores de calor de fluxo cruzado são então detalhadas nas tabelas abaixo correlações $\varepsilon(NUT, C^*)$ para os casos de passe único obtidas em Incropera et al. (2008) e ESDU 86018 (Tabela 1) e para os casos com multipasses obtidos em Stevens; Fernandez e Woolf. (1957) (Tabela 2).

Tabela 1: Correlações $\varepsilon(NUT, C^*)$ para trocadores de calor de fluxo cruzado de passe único com uma ou mais fileiras.

Relações Efetividade – NUT para trocadores de calor de fluxo cruzado com passe único			
N_f	Lado $C_{\min}$	Relação	Equação
1	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-(1-e^{NUT_A C_A^*})/C_A^*}$	2.28
2	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-2K/C_A^*} \left(1 + \frac{K^2}{C_A^*}\right), \quad K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/3}$	2.29
3	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-3K/C_A^*} \left(1 + \frac{K^2(3-K)}{C_A^*} + \frac{3K^4}{2(C_A^*)^2}\right), \quad K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/3}$	2.30
4	A	$\varepsilon_A = 1 - e^{-4K/C_A^*} \left(1 + \frac{K^2(6-4K+K^2)}{C_A^*} + \frac{4K^4(2-K)}{(C_A^*)^2} + \frac{8K^6}{3(C_A^*)^3}\right), \quad K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/4}$	2.31
∞	Ambos fluidos não misturados	$\varepsilon = \frac{1}{C^* NUT} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left[1 - e^{-NUT} \sum_{m=0}^n \frac{(NUT)^m}{m!} \right] \left[1 - e^{-C^* NUT} \sum_{m=0}^n \frac{(C^* NUT)^m}{m!} \right] \right\}$	2.32
∞	Ambos fluidos não misturados	$\varepsilon = 1 - e^{[NUT^{0.22}(e^{-C^* NUT^{0.78}} - 1)/C^*]}$	2.33
Fluido A misturado, B não misturado. $C_A^* = 1/C_B^*$, $\varepsilon_B = \varepsilon_A C_A^*$, $NUT_B = NUT_A C_A^*$, $C_A^* = C_A/C_B$			

Tabela 2: Correlações $\varepsilon(NUT, C^*)$ para trocadores de calor de fluxo cruzado multipasses.

Relações Efetividade – NUT para trocadores de calor de fluxo cruzado multi-passes			
N_p	Lado C_{min}	Relação	Equação
Fluxo cruzado – Multi-passes – Paralelo			
2	A	$\varepsilon_A = \left(1 - \frac{K}{2}\right) (1 - e^{-2K/C_A^*}), \quad K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/2}$	2.34
3	A	$\varepsilon_A = 1 - \left(1 - \frac{K}{2}\right)^2 e^{-3K/C_A^*} - K \left[1 - \frac{K}{4} + \frac{K}{C_A^*} \left(1 - \frac{K}{2}\right)\right] e^{-K/C_A^*}$ $K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/3}$	2.35
4	A	$\varepsilon_A = 1 - \frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} + \frac{K^2}{4}\right) - K \left(1 - \frac{K}{2}\right) \left[1 + 2 \frac{K}{C_A^*} \left(1 - \frac{K}{2}\right)\right] e^{-K/C_A^*}$ $K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/4}$	2.36
	Fluxos paralelos	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT_A(1+C_A^*)}}{1+C_A^*}$	2.36.1
Fluxo cruzado – Multipasses - Contracorrente			
2	A	$\varepsilon_A = 1 - \left[\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) e^{2K/C_A^*}\right]^{-1}, \quad K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/2}$	2.37
3	A	$\varepsilon_A = 1 - \left\{\left(1 - \frac{K}{2}\right)^2 e^{3K/C_A^*} + \left[K \left(1 - \frac{K}{4}\right) - \left(1 - \frac{K}{2}\right) \frac{K^2}{C_A^*}\right] e^{-K/C_A^*}\right\}^{-1}$ $K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/3}$	2.38
4	A	$\varepsilon_A = 1 - \left\{\frac{K}{2} \left(1 - \frac{K}{2} + \frac{K^2}{4}\right) + K \left(1 - \frac{K}{2}\right) \left[1 - 2 \frac{K}{C_A^*} \left(1 - \frac{K}{2}\right)\right]\right\} e^{-K/C_A^*}$ $K = 1 - e^{-NUT_A C_A^*/4}$	2.39
	Fluxos contra-corrente	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT_A(1+C_A^*)}}{1 - C_A^* e^{-NUT_A(1+C_A^*)}}$	2.39.1
Fluido A misturado, B não misturado. $C_A^* = 1/C_B^*$, $\varepsilon_B = \varepsilon_A C_A^*$, $NUT_B = NUT_A C_A^*$, $C_A^* = C_A/C_B$			

Das correlações apresentadas, vale salientar que para os trocadores de calor de passe único, encontram-se atualmente disponíveis na literatura expressões para

arranjos de até quatro fileiras de tubos. A partir desta configuração foram desenvolvidas expressões para os casos tratados como trocadores de calor com infinitas fileiras de tubos e ambos fluidos não misturados, representados pelas equações (2.32) e (2.33). Esta primeira trata-se da solução exata proposta por Mason (1955) e posteriormente utilizada por Stevens; Fernandez e Woolf. (1957), enquanto a segunda correlação para este arranjo de trocadores é exata somente para condições em que a razão entre as capacidades térmicas dos fluidos possuam valor unitário ($C^*=1$), porém podendo ser usada como uma boa aproximação para toda faixa de valores de C^* (INCROPERA et al. 2008).

Para cálculos que envolvam o projeto de trocadores de calor, o número de unidades de transferência (NUT) é amplamente utilizado. A definição deste parâmetro adimensional é apresentada como

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.40)$$

Pela dificuldade na inversão das expressões das tabelas (1) e (2) a fim de se obter relações do tipo $NUT(\epsilon, C^*)$, poucos arranjos de trocadores possuem tais expressões. Para os casos de trocadores de calor de fluxo cruzado estão disponíveis relações para um simples arranjo de passe único nas possibilidades de $C_{\min}$ ser do lado ar ou tubo, conforme serão apresentados pelas equações (4.03) e (4.04) do capítulo de resultados.

2.3.3 Conceito de eficiência para trocadores de calor (η)

Fakheri (2003) mostrou que a média aritmética da diferença de temperaturas MADT, onde esta é a diferença entre as médias das temperaturas dos fluidos quente e frio, pode ser usada ao invés da média logarítmica da diferença de temperaturas MLDT na análise do desempenho de trocadores de calor. A partir deste conceito, foi provado que existe uma taxa de transferência de calor ótima para cada situação de MADT e que esta, é sempre menor que uma transferência ótima. A taxa de transferência de calor ótima, por sua vez, acontece em um trocador de calor do tipo contracorrente balanceado e a razão entre as taxas do trocador atual e do trocador ótimo, refletem no conceito de eficiência.

A relação entre os métodos MADT e MLDT foi então realizada para três trocadores de calor com arranjos diferentes, sendo contracorrente, paralelo e para um trocador tipo casco-tubo com fluxos cruzados. Para os trocadores com arranjo em contracorrente e paralelo, o processo teve início na definição de MLDT para cada configuração em específico e foram obtidas expressões que relacionam os métodos conforme descrito abaixo.

$$MLDT = \lambda_N MADT \quad (2.41)$$

Onde,

$$\lambda_N = 2 \frac{\left(\frac{1}{\rho^N - 1} \right)}{\left(\frac{1}{\rho^N + 1} \right) \ln \rho^{\frac{1}{N}}} \quad (2.42)$$

Os valores de ρ são estipulados para cada arranjo separadamente.

Da definição da taxa de transferência de calor, obteve-se a taxa de transferência ótima:

$$q = U A MLDT = U A \lambda_N MADT \quad (2.43)$$

$$q_{ótimo} = U A (\bar{T} - \bar{t}) \quad (2.44)$$

O conceito da eficiência de trocadores de calor é então definido como:

$$\eta = \frac{q}{q_{ótimo}} = \frac{q}{U A (\bar{T} - \bar{t})} = \lambda_N \quad (2.45)$$

Para análise de eficiência de um trocador de calor tipo casco-tubo de fluxo cruzado, Fakheri (2002) apresentou uma solução para determinação do fator de correção F para MLDT.

$$F = \frac{4 \frac{\phi \lambda_N}{N \lambda_1}}{1 + 2 \frac{\phi \lambda_N}{N \lambda_1}} \frac{1}{\ln \left[\frac{\phi \lambda_N}{1 - 2 \frac{\phi \lambda_N}{N \lambda_1}} \right]} \quad (2.46)$$

Onde,

$$\phi = \frac{\sqrt{(T_1 - T_2)^2 + (t_2 - t_1)^2}}{2[(T_1 + T_2) - (t_1 - t_2)]} \quad (2.47)$$

A partir da definição das equações (2.13), (2.41) e (2.46), a taxa de transferência de calor para trocadores de calor de fluxo cruzado pode ser determinada a partir da equação abaixo:

$$q = U A \frac{4\frac{\phi}{N}}{\ln \left[\frac{1+2\frac{\phi\lambda_N}{N\lambda_1}}{1-2\frac{\phi\lambda_N}{N\lambda_1}} \right]} (\bar{T} - \bar{t}) = U A \eta (\bar{T} - \bar{t}) \quad (2.48)$$

Então, uma expressão geral para determinação da eficiência de trocadores de calor tipo casco-tubo com N passes no casco e o mesmo número de passes de tubo por casco é determinada

$$\eta = \frac{4\frac{\phi}{N}}{\ln \left[\frac{1+2\frac{\phi\lambda_N}{N\lambda_1}}{1-2\frac{\phi\lambda_N}{N\lambda_1}} \right]} \quad (2.49)$$

Através de uma análise gráfica das variáveis ρ , $\frac{\phi}{N}$ e $\frac{\lambda_1}{\lambda_N}$ para um trocador de calor casco-tubo de fluxo cruzado com simples arranjo, chegou-se a uma equação algébrica simples para determinação da eficiência tanto para o referido trocador quanto para as condições de contracorrente e paralelo.

$$\eta = \frac{4\phi}{\ln \left[\frac{1+2\phi}{1-2\phi} \right]} \quad (2.50)$$

Fakheri (2003) também apresentou a relação entre os métodos da efetividade e eficiência. A partir da equação geral para o cálculo da taxa de transferência de calor de acordo com o método da eficiência (equação 2.48) e seguido de uma série de

expressões algébricas, o autor chegou a uma expressão geral para determinação da eficiência em condições onde a efetividade é conhecida.

$$\eta = \frac{1}{NUT} \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} - \frac{(1+C^*)}{2}} \quad (2.51)$$

Também foram deduzidas expressões para trocadores de calor com arranjos conhecidos, como em contracorrente puro, paralelo puro e para o tipo casco-tubo. Para os dois primeiros arranjos, as equações de partida foram as referentes a determinação da efetividade em função de NUT e C^* para cada caso. Após deduções matemáticas, constatou-se para ambos que a expressão para determinação da eficiência destes trocadores tinha a mesma forma funcional da eficiência de uma aleta de área constante, definidas abaixo para os arranjos em contracorrente e paralelo respectivamente.

$$Fa_c = NUT \frac{(1-C^*)}{2} \quad (2.52)$$

$$Fa_p = NUT \frac{(1+C^*)}{2} \quad (2.53)$$

Com base nestas expressões, foi possível então determinar a eficiência destes trocadores de calor a partir de NUT e C^* , como mostra a equação abaixo:

$$\eta = \frac{\tanh Fa}{Fa} \quad (2.54)$$

Para os trocadores de calor do tipo casco-tubo, um procedimento similar é adotado, onde valores e expressões diferentes de efetividade são inseridos na equação (2.51) e simplificados para determinar a eficiência destes trocadores.

A equação (2.49) é o ponto de partida para este caso. Após deduções matemáticas, chegou-se a uma expressão geral para todos trocadores de calor do tipo casco tubo.

$$\eta = \frac{\frac{\tanh\left[\frac{NUT\sqrt{1+C^{*2}}}{2N}\right]}{\frac{NUT\sqrt{1+C^{*2}}}{2N}} \lambda_1}{\lambda_N} \quad (2.55)$$

Para trocadores com simples arranjo ($N=1$ e $\lambda_1 = \lambda_N$), a expressão acima também pode ser definida de acordo com a eficiência de uma aleta de área constante e logo ser calculada pela equação (2.54) a partir da definição abaixo:

$$Fa_{ct} = \frac{NUT\sqrt{1+C^{*2}}}{2N} \quad (2.56)$$

Para se obter uma expressão explícita para eficiência de trocadores de calor casco-tubo multi-passes em termos de NUT e C^* , foi necessário expressar a razão λ_1/λ_N em termos de grupos adimensionais, e após reescrevê-la na forma da

eficiência de uma aleta de área constante, chegou-se à expressão:

$$\eta Fa_c = \frac{1 - \left[\frac{N-Z}{N+Z}\right]^N}{1 + \left[\frac{N-Z}{N+Z}\right]^N} \quad (2.57)$$

Onde,

$$Z = Fa_c \frac{\tanh Fa_{ct}}{Fa_{ct}} \quad (2.58)$$

Fakheri (2006) apresentou expressões do conceito eficiência para trocadores de calor de fluxo cruzado. Tais resultados foram alcançados a partir da substituição das expressões para efetividade destes trocadores de calor na equação (2.51), que resultaram em expressões algébricas para a eficiência de diferentes tipos de trocadores de calor de fluxo cruzado, como detalhado a seguir.

$C_{m\acute{a}x}$ não-misturado, $C_{m\acute{i}n}$ misturado

$$\eta = \frac{1}{NUT} \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\left[-\frac{1}{C^*}[1 - \exp[-C^*NUT]]\right]} - \frac{(1+C^*)}{2}} \quad (2.59)$$

$C_{m\acute{a}x}$ misturado, $C_{m\acute{i}n}$ não-misturado

$$\eta = \frac{1}{NUT} \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\left[-C^*[1 - \exp[-NUT]]\right]} - \frac{(1+C^*)}{2}} \quad (2.60)$$

Ambos misturados

$$\eta = \frac{1}{NUT} \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp[-NUT]} + \frac{C^*}{1 - \exp[-C^*NUT]} - \frac{1}{NUT} - \frac{(1+C^*)}{2}} \quad (2.61)$$

Ambos não-misturados

$$\eta = \frac{1}{NUT} \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\left[-\frac{1}{C^*}NUT^{0.22}[\exp[-C^*NUT^{0.78}]-1]\right]} - \frac{(1+C^*)}{2}} \quad (2.62)$$

Uma vez atendidas as expressões acima, vale salientar que para o caso de ambos fluidos não-misturados, não foi possível aplicar a solução exata, de modo que a correlação apresentada é uma aproximação.

Soluções exatas para este tipo de trocador de calor produzem então simples expressões algébricas, contudo, soluções aproximadas podem ser obtidas através do modelo da equação (2.54) que pode ser calculada pela generalização do conceito do número de analogia da aleta (Fa) para este tipo de trocador de calor.

$$Fa = NUT \frac{(1+m(C^*)^n)^{\frac{1}{n}}}{2} \quad (2.63)$$

Os parâmetros m e n são obtidos para diferentes tipos de trocadores de calor de fluxo cruzado através do método dos mínimos quadrados e para um range especial de valores ($0 < NUT < 3$ e $0 \leq C^* \leq 1$) são determinados numericamente.

Fakheri (2008) estendeu o conceito para expressões gerais na determinação da eficiência e efetividade local de trocadores de calor conectados em série. Para este caso, a eficiência dos trocadores de calor com escoamentos em contracorrente, paralelo, de passe único e do tipo casco tubo também podem ser calculados pela equação (2.54), enquanto o número de analogia da aleta é calculado como:

$$Fa = \frac{NUT}{2N} (1 + m(C^*)^n)^{\frac{1}{n}} \quad (2.64)$$

Para este caso, trocadores de calor também podem ser aproximados. O parâmetro NUT é baseado na área total dos trocadores de calor e N é o número de trocadores de calor conectados em série.

Expressões para o cálculo da efetividade total e eficiência total de trocadores de calor dos tipos casco-tubo ou de fluxo cruzado, ambos com multi-passes, são definidas de uma forma geral como seguem respectivamente.

$$\varepsilon = \frac{1 - \left\{ \frac{1 - \varepsilon_1 C^*}{1 - \varepsilon_1} \right\}^N}{C^* - \left\{ \frac{1 - \varepsilon_1 C^*}{1 - \varepsilon_1} \right\}^N} \quad (2.65)$$

$$\eta = \frac{2}{NUT(1-C^*)} \frac{1 - \left\{ \frac{1 - \frac{NUT(1-C^*)}{2N} \eta_1}{1 + \frac{NUT(1-C^*)}{2N} \eta_1} \right\}^N}{1 + \left\{ \frac{1 - \frac{NUT(1-C^*)}{2N} \eta_1}{1 + \frac{NUT(1-C^*)}{2N} \eta_1} \right\}^N} \quad (2.66)$$

Nestes casos os parâmetros ε_1 e η_1 representam o cálculo individual da efetividade e eficiência respectivamente para cada trocador da série.

2.3.4 Análise da geração de Entropia em trocadores de calor (irreversibilidades)

SeKulic (1990) apresentou um conceito para análise de geração de entropia (irreversibilidades) como método para se obter estimativas da qualidade do processo de transferência de calor na análise de trocadores de calor. A partir deste conceito, a qualidade da transformação de energia pode ser obtida através de uma relação entre a geração de entropia em um processo real e a geração para o caso mais desvantajoso, como demonstrado a seguir:

$$\text{Qualidade da transformação de energia} = 1 - \frac{\text{Geração de entropia em um processo real}}{\text{Geração de entropia no caso mais desvantajoso}}$$

Para trocadores de calor, a qualidade de transformação de energia é considerada como sendo a norma de reversibilidade de troca de calor (Y_s) e os termos de geração de entropia (I) real e máxima são calculados através de termos adimensionais como mostra a equação abaixo.

$$Y_s = 1 - \frac{I}{I_{máx}} = 1 - \frac{C^* \ln[1 - \varepsilon(1 - \tau^{-1})] + \ln[1 - C^* \varepsilon(1 - \tau)]}{C^* \ln \frac{C^* \tau + 1}{(C^* + 1)\tau} + \ln \frac{C^* \tau + 1}{C^* + 1}} \quad (2.67)$$

Com base na equação anterior, a qualidade de um processo de transferência de calor em trocadores de calor é dependente de três variáveis: da razão entre as temperaturas de entrada (τ), da razão entre as taxas de capacidades térmicas (C^*) e da efetividade, uma vez que esta última é função de NUT, C^* e do arranjo de fluxo. O termo *HERN* (norma de reversibilidade de troca de calor) pode ser então representado como a função abaixo:

$$HERN \approx f(\tau, C^*, NUT, \text{arranjo do trocador}) \quad (2.68)$$

Uma observação relevante deve então ser analisada para este caso, onde o termo $(1 - Y_s)$ representa o número de geração de entropia enquanto (Y_s) é a norma de reversibilidade de troca de calor. A partir de então, quanto maior a geração de entropia, menor será a qualidade de transferência de calor e quanto maior a norma de reversibilidade, maior será a qualidade de transferência de calor.

A aplicação do conceito da norma de reversibilidade de trocadores de calor foi extensiva a diversos arranjos. Em resumo, observou-se que o arranjo mais favorável à qualidade de transformação de energia é o contracorrente, enquanto o arranjo paralelo mostrou-se como o menos favorável. Arranjos de fluxo cruzado, por sua vez, ocuparam um valor intermediário, sendo que a condição de ambos os fluidos não-misturados foi a que apresentou menor geração de entropia dentre este grupo de trocadores.

2.3.5 Método do princípio da uniformidade do campo de temperaturas (TDF)

Guo et al. (1996) apresentaram o princípio da uniformidade do campo da diferença de temperaturas (TDF) de um trocador de calor. Este modelo é baseado na análise do mecanismo físico dos trocadores de calor com escoamentos em contracorrente, considerando que sua maior efetividade (para um dado NUT e C^*) com relação a outros arranjos é atribuída a um campo de diferença de temperaturas mais uniforme. Para se obter tal uniformidade, dois caminhos são tomados, sendo a redistribuição das áreas de transferência de calor e a variação da conexão entre os tubos.

Para mensurar quantitativamente o grau de uniformidade do campo da diferença de temperaturas, os autores propuseram um fator de uniformidade TDF, caracterizado pela equação abaixo:

$$\Phi = \frac{\int_0^H \int_0^L (T_q(x, y) - T_f(x, y)) dx dy}{\sqrt{LH \int_0^H \int_0^L (T_q(x, y) - T_f(x, y))^2 dx dy}} \quad (2.69)$$

Nesta equação, L , H são as dimensões do trocador de calor. O termo Φ representa o fator de uniformidade de TDF, que por sua vez pode variar entre 0 e 1, sendo que, quanto mais próximo de 1, maior será a uniformidade de TDF.

A relação do princípio de uniformidade de TDF com a efetividade foi avaliado para treze diferentes tipos de trocadores de calor e graficamente observou-se que para todos os casos, a tendência é de que quanto maior o fator de uniformidade, maior será a efetividade do trocador, com a possibilidade de se alcançar aproximadamente 30% de aumento na efetividade para um caso de $NUT = 5$ e $C^* = 1$ por exemplo.

Pela dificuldade em se verificar matematicamente o princípio da uniformidade de TDF, métodos aproximados são utilizados para se calcular a média logarítmica da diferença de temperaturas e a função da distribuição de área.

$$\Delta T_m = \frac{1}{MN} \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N C_a(i, j) \Delta T(i, j) \quad (2.70)$$

$$C_{a,k+1}(i, j) = C_{a,k+1}(i, j) \frac{\Delta T_k(i, j)}{\Delta T_{m,k}} \quad (2.71)$$

A verificação do comportamento do método com relação à geração de entropia e ao atendimento a segunda lei da termodinâmica foi avaliado a partir da relação entre as equações (2.70), (2.71) e do número de geração de entropia (N_s) proposto por Bejan (1982) demonstrado abaixo.

$$N_s = \frac{S_{gen}}{(mc_p)_q \varepsilon} \quad (2.72)$$

Por intermédio desta análise, Guo et al. (1996) constataram que o modelo também atende a segunda lei da termodinâmica, onde, quanto maior o fator de uniformidade de TDF, menor o número de geração de entropia.

Guo et al. (2002) apresentaram fórmulas analíticas do fator de uniformidade de TDF para trocadores de calor com escoamentos em paralelo, contracorrente e de fluxo cruzado, detalhado pelas equações abaixo em função de NUT e C^* .

Para trocadores de calor com escoamentos em paralelo

$$\Phi = \frac{[1 - \exp(-2(1+C^*)NUT)] / [(1+C^*)NUT]}{\sqrt{[1 - \exp(-2(1+C^*)NUT)] / [2(NUT(1+C^*))]}} \quad (2.73)$$

Para trocadores de calor com escoamentos em contracorrente

$$\Phi = \frac{\exp((1-C^*)NUT)-1}{(1-C^*)NUT} \sqrt{\frac{2(1-C^*)NUT}{\exp(2(1-C^*)NUT)-1}} \quad (2.74)$$

Para trocadores de calor de fluxo cruzado com $C_{m\acute{a}x}$ misturado e $C_{m\acute{i}n}$ não-misturado

$$\Phi = 2 \sqrt{\frac{1-\exp[-(1-\exp(-NUT))C^*]}{C^*NUT[1+\exp(-NUT)][1+\exp(1-\exp(-NUT)C^*)]}} \quad (2.75)$$

Para trocadores de calor de fluxo cruzado com $C_{m\acute{i}n}$ não-misturado e $C_{m\acute{a}x}$ misturado

$$\Phi = \frac{2[1-\exp(-(1-\exp(-C^*NUT))/C^*)]}{\{NUT[1+\exp(-C^*NUT)][1-\exp(-2(1-\exp(-C^*NUT)C^*))]\}^{\frac{1}{2}}} \quad (2.76)$$

3. MODELAGEM E PROCEDIMENTO NUMÉRICO

O método proposto por Navarro e Cabezas-Gómez (2005), tem como objetivo a determinação da efetividade térmica de um trocador de calor com fluxos cruzados através de simulação numérica. As aplicações deste modelo são para trocadores de calor onde o fluido externo é um gás e não misturado (separado por aletas), enquanto o fluido interno é considerado perfeitamente misturado.

As hipóteses adotadas para o desenvolvimento do modelo foram:

1. O processo de transferência de calor ocorre em regime permanente;
2. A troca de calor com a vizinhança pode ser desprezada;
3. Não há geração de calor em ambos os fluidos e nem nas paredes do trocador de calor;
4. O escoamento do fluido interno é considerado plenamente misturado;
5. As propriedades de transporte e termo-físicas dos fluidos, assim como os coeficientes de transferência de calor são considerados constantes ao longo do trocador de calor;
6. Não ocorre mudança de fase em ambos os fluidos;

O desenvolvimento do modelo foi baseado na divisão do trocador de calor em volumes de controle finitos e tridimensionais, onde cada um destes são trocadores de calor de fluxo cruzado, sendo com o fluido interno misturado e o fluido externo não misturado. O sistema de equações governantes utilizadas para o trocador de calor como um todo é o mesmo utilizado para cada volume de controle citado.

Figura 6: Representação da divisão dos elementos por tubo.

O número de elementos (volumes de controle) escolhidos ao longo do circuito dos tubos deve ser o suficiente para que cada um destes seja pequeno o bastante, de maneira que a vazão mássica do fluido externo seja pequena, quando comparada ao fluido interno. Partindo deste princípio, a capacidade térmica do fluido externo será suficientemente menor que a do fluido interno ($C_f \ll C_q$) a ponto de se poder considerar a temperatura do fluido quente constante ao longo de cada elemento.

Através de um balanço de energia envolvendo o elemento diferencial de comprimento dx , pode-se obter:

$$\delta q = -C_q \cdot dT_q \quad (3.01)$$

$$\delta q = dC_f \cdot \Delta T_f \quad (3.02)$$

Neste balanço, o termo ΔT_f refere-se à variação média da temperatura do fluido frio ($T_{f,s} - T_{f,e}$) do elemento diferencial citado.

De acordo com a grande diferença entre os valores de vazão mássica dos fluidos quente e frio, a relação entre as taxas de capacidade térmica pode ser escrita na seguinte forma diferencial:

$$dC^* = \frac{dC_f}{C_q} \rightarrow 0 \quad (3.03)$$

A partir da figura (6) e da relação anteriormente citada, é possível aplicar uma relação de efetividade para um condensador. Para isto, é utilizado o parâmetro de efetividade local Γ (KAYS e LONDON, 1998), para cada elemento diferencial.

$$\Gamma = \frac{\Delta T_f}{(T_q - T_{f,e})} = 1 - e^{\frac{UdA}{dC_f}} \quad (3.04)$$

Através das considerações de que as distribuições de vazão do fluido frio e da área de troca térmica A , são uniformes ao longo do trocador, pode-se assumir:

$$\frac{dC_f}{dA_{fr}} = \frac{C_f}{A_{fr}} = \text{constante} \quad (3.05)$$

$$\frac{dC_f}{dA} = \frac{C_f}{A} \quad (3.06)$$

Desta forma, ao longo do comprimento L do tubo:

$$\Gamma = 1 - e^{-\frac{UA}{C_f}} = \text{constante} \quad (3.07)$$

Combinando as equações (3.01) à (3.05), obtém-se:

$$\frac{dT_q}{T_q - T_{f,e}} = -\Gamma dC^* = -\Gamma \frac{C_f}{C_q} \frac{dA_{fr}}{A_{fr}} \quad (3.08)$$

Como descrito até o momento, às equações governantes acima são válidas para trocadores de calor de fluxo cruzado com único passe, com um fluido misturado e outro não misturado. No entanto, aplicações práticas não se resumem apenas à configuração mencionada, o que dificultaria a resolução analítica da equação (3.08). Esta dificuldade está associada a não validade das equações (3.06) e (3.07) ao longo de toda área do trocador de calor e devido à distribuição não uniforme de temperatura do fluido frio (não misturado) ao longo das fileiras dos tubos. Diante desta situação, foi desenvolvido um procedimento numérico para obtenção dos dados.

3.1. Solução numérica

A solução proposta é baseada na aplicação do conjunto das equações (3.01) à (3.08), conforme os passos a seguir:

Primeiro passo: O trocador de calor é dividido em um conjunto de volumes de controle tridimensionais, chamados elementos, identificados pelos índices (i, j, k) , onde os índices $1 \leq i \leq N_e$; $1 \leq j \leq N_t$; e $1 \leq k \leq N_r$ representam, respectivamente: a posição do elemento em relação ao comprimento do tubo; a altura do tubo em que se encontra o elemento, em relação a uma dada fileira de tubos; e a fileira de tubos em que o tubo que contém o elemento se encontra.

Segundo passo: O sistema de equações governantes é integrado para cada elemento separadamente. Isto leva a um conjunto de equações algébricas para cada elemento e, conseqüentemente, para todo o trocador.

Terceiro passo: o sistema de equações algébricas assim obtido é solucionado de forma iterativa para todo o trocador.

3.2. Sistema de equações algébricas

Partindo da hipótese de que a temperatura do fluido quente (misturado) varie linearmente ao longo do volume de controle infinitesimal e a temperatura do fluido frio (não misturado) varie exponencialmente, a variação de temperatura do fluido quente pode ser expressa como:

$$T_q^e = 0,5(T_{q,e}^e + T_{q,s}^e) \quad (3.09)$$

O sobrescrito “e” indica que a variável correspondente está associada a um elemento específico (i, j, k). A partir da integral da equação (3.01) em um elemento, obtém-se:

$$q^e = -C_q^e (T_{q,s}^e - T_{q,e}^e) \quad (3.10)$$

Com a integral da equação (3.02), com o uso da equação (3.05), obtém-se o balanço de energia para o fluido frio:

$$q^e = \Delta T_f^e \int_e dC_f = \Delta T_f^e \int_e \frac{C_f}{A_{fr}} dA_{fr} = \Delta T_f^e C_f^e \quad (3.11)$$

A efetividade local para cada elemento foi então determinada a partir da integral da equação (3.07):

$$\Gamma^e = \frac{\Delta T_f^e}{(T_q^e - T_{f,e}^e)} = 1 - e^{-\frac{(UA)^e}{C_f^e}} \quad (3.12)$$

Expressões para o cálculo de temperatura em cada elemento foram então obtidas a partir do re-arranjo do sistema de equações acima:

$$T_{f,s}^e = \frac{A+2(1-\Gamma^e)}{2+A} T_{f,e}^e + \frac{2\Gamma^e}{2+A} T_{q,e}^e \quad (3.13)$$

$$T_{q,s}^e = \frac{2-A}{2+A} T_{q,e}^e + \frac{2A}{2+A} T_{f,e}^e \quad (3.14)$$

Onde: $A = \frac{C_f^e \Gamma^e}{C_q^e}$.

Para resolução deste conjunto de equações para todo o trocador de calor, isto é, para todos os elementos interconectados, foi necessário utilizar um método iterativo.

3.3. Procedimento computacional para o cálculo dos parâmetros térmicos do trocador de calor

Os parâmetros térmicos a serem determinados para um trocador de calor de fluxo cruzado são os da Efetividade – NUT (ε - NUT), a fórmula reversa de NUT em função de ε e C^* e o fator de correção F para análise através do método da média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT).

Independente do método de análise abordado, inicialmente são lidos os dados referentes à geometria do trocador de calor selecionado a partir de um banco de dados. Para construção do arquivo utilizado na codificação de cada geometria dos trocadores de calor, foram utilizados os parâmetros listados na tabela abaixo:

Tabela 3: Formulário para codificação do arquivo que descreve a geometria do trocador de calor analisado (1 tubo, 4 fileiras, 4 passes e 1 circuito neste caso).

Número de fileiras (N_f)				4				
Número de linhas na geometria ($N_l = N_t$ ou $N_l = 2N_t$ p/ arranjo triangular)				1				
Número de tubos por fileira (N_t)				1				
Número de circuitos (N_c) Obs.: A partir deste ponto o procedimento é repetido para cada circuito.				1				
Endereço do início do circuito								
Número da linha		Número da fileira		1	1			
Endereço do final do circuito								
Número da linha		Número da fileira		1	4			
Número de linhas utilizadas por circuito				4				
Configuração da trajetória								
Tipo de tubo (atual)	Direção do escoamento (tubo atual)	Nº da linha (próx.tubo)	Nº da fileira (próx.Tubo)	1	1	1	2	
				2	0	1	3	
				...	...	...	...	
1 (Entrada)	1 (Indo)	0 (indica o final do arquivo)	0 (indica o final do arquivo)	...	...	...	...	
2 (Meio)	0 (Voltando)			2	1	1	4	
3 (Saída)				3	0	0	0	

A tabela (3) fornece as referências necessárias para a codificação dos arranjos de tubos de acordo com o trocador de calor que se deseja analisar. Cada parâmetro descreve um termo conforme descrito abaixo:

N_f : Número de fileiras utilizadas na geometria do trocador de calor;

N_l : Número de linhas totais utilizadas na geometria do trocador de calor;

N_t : Número de tubos existentes em cada fileira do trocador de calor;

N_c : Número de circuitos existentes na geometria do trocador de calor;

- Endereço do início do circuito: Indica o endereço onde se inicia a circulação do fluido do tubo. É referenciado pelo número da linha e pelo número da fileira de início;
- Endereço do final do circuito: Indica o endereço onde termina a circulação do fluido do tubo. É referenciado pelo número da linha e pelo número da fileira de término;
- Número de linhas utilizadas por circuito: Indica o número de seções utilizadas em cada circuito (Utiliza-se número de linhas, para arranjos com trajetórias verticais ou triangulares e número de fileiras, para arranjos com trajetória horizontal);
- Configuração da trajetória: Indica a trajetória do fluido ao longo dos tubos, linha a linha, da entrada até a saída do trocador de calor. A primeira coluna indica o tipo de tubo que está sendo analisado, onde os algarismos 1, 2 e 3, indicam, respectivamente, a entrada, o meio e o final do circuito. A segunda coluna indica a direção do escoamento em relação ao plano do observador, definido pelos algarismos 1, indo e 0 voltando, referente ao tubo analisado. A terceira coluna indica o número da linha referente ao próximo tubo que será analisado e finalmente, a

quarta coluna indica o número da fileira referente ao próximo tubo que será analisado, isto para circuitos com mais de um passe, de modo que, para trocadores de calor com vários circuitos e um único passe, codifica-se pelo número da fileira do tubo que está sendo analisado.

Segue abaixo uma ilustração referente à codificação da tabela (3).

N_i	N_f			
	1	2	3	4
1

Figura 7: Exemplo de um trocador de calor de 1 tubo, 4 fileiras, 4 passes e 1 circuito

Uma vez configurado o arquivo de codificação da geometria para o trocador de calor a ser analisado, é possível aplicá-lo para encontrar qualquer um dos parâmetros de análise citados no primeiro parágrafo deste capítulo, que serão descritos a seguir.

3.3.1 Procedimento para determinação da efetividade $\varepsilon(NUT, C^*)$

O programa de simulação criado para a análise da performance de trocadores de calor, independente do método abordado, inicia o procedimento a partir do arquivo para configuração da geometria do trocador de calor demonstrado na tabela

(3). Uma vez lido o arquivo de entrada, é necessário a inserção de parâmetros de entrada, alguns de acordo com a faixa de análise escolhida pelo usuário e outros pré-estipulados na raiz do programa, como será detalhado na tabela (4).

Com base nos dados de entrada inseridos, o programa inicia o processamento das informações, e por fim, são fornecidos os valores de saída. Assim como todo procedimento computacional é composto por dados de entrada, processamento e resultados, cada processo será detalhado a seguir nesta ordem.

Parâmetros de entrada $\varepsilon(C^*; NUT)$

Como mencionado acima, a tabela e o descritivo a seguir, relatam quais são os parâmetros de entrada necessários para o processamento do programa e como eles são determinados.

Tabela 4: Parâmetros de entrada utilizados para análise do trocador de calor.

Parâmetro de entrada	Usuário	Programa
Arquivo de geometria	X	
C^*	X	
NUT	X	
C_{min}	X	
$T_{f,e}$		X
$T_{q,e}$		X
UA		X

- Arquivo de geometria:** Indica para o programa a geometria do trocador de calor selecionado. Deve ser configurada de acordo com a tabela (3);
- C^* :** Razão entre as capacidades térmicas dos fluidos. Pode ser analisado em um valor unitário ou para uma faixa de valores. Para o segundo caso, é solicitado o valor do incremento entre a faixa de valores;
- NUT:** Número de unidades de transferência. Pode ser analisado em um valor unitário ou para uma faixa de valores. Para o segundo caso, é solicitado o valor do incremento entre a faixa de valores, de modo que, quanto menor o valor do incremento, maior a precisão nos resultados;
- $C_{\min}$:** Capacidade térmica do fluido de menor energia. Deve ser determinado pelo usuário para o fluido do tubo ou o ar.
- $T_{f,e}$ e $T_{q,e}$** Temperaturas de entrada dos fluidos frio e quente respectivamente. A princípio, são escolhidos pelo programa de maneira arbitrária. Seus valores são utilizados como diretrizes para um procedimento de tentativa e erro, que determinará a distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor;

UA Produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica. Seu valor é escolhido de forma arbitrária pelo programa, pois sua grandeza não altera o resultado final da simulação;

Processamento das informações ϵ (C*;NUT)

De posse dos parâmetros de entrada, o programa inicia o processo de avaliação pelo tamanho do elemento de tubo (comprimento). Seu valor é estipulado por um procedimento de tentativa e erro que consiste em executar o programa para um número crescente de elementos de tubos, de modo a satisfazer a hipótese já mencionada, de que o número de elementos de tubo deve ser o suficiente para que a vazão mássica do fluido externo seja desprezível quando comparada ao fluido interno, garantindo desta forma a condição de $C_f \ll C_q$ e logo, T_q^e também ser considerado constante.

No segundo passo, os valores de $(UA)^e$, C_f^e , C_q^e e I^e são avaliados de acordo com as equações abaixo.

$$(UA)^e = \frac{UA}{N_e N_t N_f} \quad (3.15)$$

Se $C_{\min} = C_f$:

$$C_f^e = \frac{UA}{NUT N_e N_t} \quad (3.16.a)$$

$$C_q^e = \frac{UA}{NUTC^* N_f} \quad (3.16.b)$$

Se $C_{\min} = C_q$:

$$C_f^e = \frac{UA}{NUTC^* N_e N_t} \quad (3.17.a)$$

$$C_q^e = \frac{UA}{NUT N_f} \quad (3.17.b)$$

$$\Gamma^e = \frac{\Delta T_f^e}{(T_q^e - T_{f,e}^e)} = 1 - e^{-\frac{(UA)^e}{C_f^e}} \quad (3.12)$$

A partir desta etapa, a distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor é avaliada. Este procedimento é realizado através de uma sub-rotina chamada de TEMPERATURA, que é responsável pela execução de um processo iterativo que segue o caminho percorrido pelo escoamento interno aos tubos, passando por cada um dos elementos de tubo (volumes de controle).

No início do processo iterativo, os valores das temperaturas de entrada $T_{f,e}$ e $T_{q,e}$ são atribuídas ao primeiro elemento de tubo do primeiro circuito, opção esta válida para trocadores de calor com escoamentos em paralelo, de modo que, o primeiro tubo do primeiro circuito receberá a temperatura de entrada do ar $T_{f,e}$. Para outros arranjos de escoamento, como em contracorrente por exemplo, o elemento de tubo inicial pode não corresponder àquele ao qual se encontra a temperatura de entrada do ar do trocador.

Para facilitar a interpretação, segue abaixo duas ilustrações referentes a uma condição de um trocador de calor de fluxo cruzado de um único tubo e outro com

escoamento em contracorrente com uma configuração de quatro passes e quatro fileiras.

Figura 8: (a) Trocador de calor de fluxo cruzado com arranjo simples; (b) Comportamento da distribuição de temperaturas do fluido quente.

No trocador de calor ilustrado na figura (8a), pode-se observar que independente da posição do elemento de tubo, o valor da temperatura de entrada do fluido frio ($T_{f,e}$) será sempre a mesma, enquanto a temperatura de entrada do fluido quente ($T_{q,e}^e$), será para cada elemento o valor correspondente à temperatura de saída do elemento antecessor, exceto para o primeiro elemento de tubo, que receberá o valor inicial de temperatura de entrada.

Uma vez avaliada a distribuição de temperaturas e o balanço de energia ao longo de cada um dos elementos de tubo, o programa de simulação retorna a posição inicial e executa novamente o procedimento, de modo que, novos valores de temperaturas são encontrados para cada elemento. Este procedimento é necessário para validar que a distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor esteja correta. Esta garantia é então obtida através de uma comparação entre os valores da primeira e da segunda iteração, até que o erro encontrado entre os valores seja menor que 10^{-7} , caso contrário, serão necessárias novas iterações até se obter a precisão programada. Para o trocador de calor da figura (8a), os valores da segunda iteração são exatamente os mesmos da primeira, pois a temperatura de entrada do fluido frio em cada elemento sempre será a mesma. Para os trocadores de calor com escoamento em contracorrente, as temperaturas de entrada do fluido frio não serão as mesmas, como mostra a figura abaixo.

Figura 9: (a) Trocador de calor de fluxo cruzado com quatro fileiras, quatro passes e um circuito; (b) Comportamento da distribuição de temperaturas do fluido quente; (c) Comportamento da distribuição de temperaturas do fluido frio.

Conforme destacado nos primeiros elementos de tubo do trocador de calor ilustrado na figura (9b), pode-se observar que a distribuição de temperaturas do fluido dos tubos (fluido quente) segue a mesma tendência do trocador de calor da figura (8b), onde a temperatura de entrada do fluido quente ($T_{q,e}^e$), será para cada elemento o valor correspondente à temperatura de saída do elemento antecessor, exceto para o primeiro elemento de tubo, que receberá o valor inicial de temperatura de entrada. A complexidade para este tipo de arranjo encontra-se na distribuição de temperaturas do fluido externo (fluido frio). Ao contrário do exemplo com arranjo

simples ou também para trocadores de calor de fluxo cruzado com escoamento em paralelo, onde os primeiros elementos de tubo da geometria correspondem também à entrada do fluido frio, em trocadores com escoamento em contracorrente, as temperaturas de entrada não se encontram no mesmo elemento. Por esse motivo, são necessárias várias iterações conforme mencionado acima.

Na primeira iteração é considerado de forma arbitrária para todos os elementos de tubo, o valor da temperatura de entrada do fluido frio ($T_{f,e}$). A partir da segunda iteração, os valores de temperatura de entrada do fluido frio para cada elemento ($T_{f,e}^e$) começam a receber os valores das temperaturas de saída dos elementos que se encontram em paralelo ao elemento analisado, como pode ser visto no exemplo destacado pelos elementos 15, 16, 17 e 18 da figura (9c). Uma vez terminada a segunda iteração, o programa de simulação inicia o processo de comparação entre as temperaturas médias de saída das duas últimas iterações. A cada atualização efetuada pelo programa, ocorre uma redução no erro da temperatura local de cada região e este procedimento é efetuado o número de vezes necessário até se obter a precisão mencionada acima.

Com o procedimento mencionado, torna-se possível a avaliação total da distribuição de temperaturas ao longo de todo o trocador de calor, a partir apenas das temperaturas de entrada do fluido frio e do fluido quente. Porém, para a determinação da efetividade, as temperaturas de entrada dos fluidos não proporcionam qualquer alteração no resultado da simulação, por isso, são pré-estipuladas arbitrariamente para determinação de ϵ . A seguir, são listadas as equações necessárias para os cálculos das temperaturas médias de saída do fluido frio e do fluido quente, da taxa de calor transferido e da efetividade.

$$T_{f,s,m} = \frac{\sum_{i,j,N_f} T_{f,s}^e(i,j)}{N_t N_e} \quad (3.18)$$

$$T_{q,s,m} = \frac{\sum_{m=1}^{N_c} T_{q,s,m}}{N_c} \quad (3.19)$$

$$Q = \sum_{i,j,k} Q_{i,j,k} = -C_q(T_{q,s} - T_{q,e}) = C_f(T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (3.20)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} \quad (3.21)$$

Seguem abaixo os diagramas de blocos do programa principal e da sub-rotina TEMPERATURA.

Figura 10: (a) Diagrama de blocos do programa principal; (b) Diagrama de blocos da sub-rotina TEMPERATURA.

Parâmetros de saída ε (C^* ;NUT)

Seguem na tabela abaixo os parâmetros de saída (resultados) da simulação do programa *Hete* para determinação da efetividade em função de C^* e NUT.

Parâmetros de Saída					
ε	N_e	Q_f	Q_q	$Q_{T,f}$	$Q_{T,q}$

Onde,

ε : É a efetividade do trocador de calor;

N_e : Trata-se do número de elementos (volumes de controle) em que cada tubo do trocador de calor foi dividido;

Q_f e Q_q : Taxa de calor transferido através dos fluidos frio e quente em cada elemento respectivamente;

$Q_{T,f}$ e $Q_{T,q}$: Taxa de calor total transferido através dos fluidos frio e quente respectivamente;

3.3.2 Procedimento para determinação do número de unidades de transferência NUT(ε , C^*)

O procedimento adotado para determinação do número de unidades de transferência – NUT é realizado em função da efetividade ε e da razão entre as

capacidades caloríficas C^* . Em grande parte do desenvolvimento do processo computacional, utiliza-se como principal ferramenta o modelo para determinação da efetividade ϵ , de modo que a determinação de NUT pode ser resumida por um método matemático de bissecção, no qual o valor de NUT_{atual} é determinado a partir de um intervalo entre dois valores, cujo a extensão é reduzida de acordo com os resultados fornecidos pela sub-rotina mencionada.

Conforme já mencionado, os parâmetros de entrada para o início do procedimento computacional são os valores da efetividade ϵ , da razão entre as capacidades caloríficas C^* , e da indicação do fluido de menor capacidade (C_{min}). Outros dois parâmetros são inseridos pelo programa nesta fase, que são chamados de $NUT_{inicial}$ e NUT_{final} . O objetivo destes é pré-estipular um intervalo cujo valor a ser calculado para NUT (NUT_{atual}) esteja inserido. Seus valores são programados de maneira a atender tal condição seja ela como for, de modo que suas grandezas tendem a zero e a infinito respectivamente.

De posse dos valores de entrada, o processamento das informações é iniciado pelo cálculo do valor médio do número de transferência de unidades ($NUT_{médio}$), determinado a partir dos valores de $NUT_{inicial}$ e NUT_{final} . A partir deste ponto, o valor de $NUT_{médio}$ torna-se parâmetro de entrada para um novo valor de efetividade ($^*\epsilon$), além dos valores de C^* e C_{min} estipulados anteriormente.

De acordo com os valores de $^*\epsilon$ e ϵ , inicia-se então o método de bissecção através do primeiro processo de comparação entre os valores de efetividade. O objetivo desta etapa é reduzir a extensão entre os valores de $NUT_{inicial}$ e NUT_{final} , de maneira que, a partir da comparação, se o valor da efetividade de entrada ϵ for menor ou igual ao novo valor de efetividade calculado $^*\epsilon$, o valor de NUT_{final} receberá então o valor de $NUT_{médio}$. Em contrapartida, caso o valor da efetividade de entrada ϵ for

maior que o novo valor de efetividade calculado $\ast \epsilon$, o valor de $NUT_{inicial}$ receberá então o valor de $NUT_{médio}$.

Após a execução do procedimento mencionado acima, se inicia o segundo processo de comparação, onde a precisão do resultado é avaliada. O objetivo desta etapa é verificar a necessidade da continuação do procedimento, e é realizada através de um cálculo de erro entre os valores de $\ast \epsilon$ e ϵ , de maneira que este valor deverá ser inferior a uma determinada tolerância cujo valor é igual a 10^{-7} . Uma vez verificado que o valor do erro é superior à tolerância mencionada, novas e sucessivas tentativas são realizadas até que se atinja a precisão programa, que resulta na atribuição do valor de $NUT_{médio}$ para NUT_{atual} .

Segue abaixo o diagrama de blocos do programa para determinação do número de unidades de transferência.

Figura 11: Diagrama de blocos do programa para determinação do número de unidades de transferência NUT.

3.3.3 Procedimento para determinação do fator de correção F para o método da média logarítmica da diferença de temperaturas MLDT

Assim como no procedimento computacional anterior, o fator de correção F do método da média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT) é calculado a partir do modelo desenvolvido para o cálculo da efetividade ε . Porém, este processo é desenvolvido de forma indireta, pois o parâmetro NUT é a principal ferramenta utilizada para determinar este fator.

O modelo para determinação do fator de correção F para MLDT em função dos adimensionais P , R e da razão entre os valores dos números de unidades de transferência NUT para um trocador de calor em contracorrente e para o trocador atual, foi baseado no modelo desenvolvido por Kays e London (1998).

Esta relação considera dois trocadores de calor, sendo o primeiro um trocador com escoamento em contracorrente tomado como referência, e o segundo, o trocador de calor em questão, ou trocador atual. Considera-se cada um em regime de operação com mesmos valores de coeficiente global de transferência de calor U , temperaturas de entrada, e vazão, e a área do trocador tomado como referência deverá ser proporcional, de modo que seja mantida a mesma taxa de transferência de calor.

Uma vez que o desempenho de um trocador de calor com escoamento em contracorrente é conhecido como o melhor dentre os trocadores de calor, torna-se claro que a área de troca térmica necessária para transferir uma mesma taxa de calor Q será menor do que a área necessária para que outros trocadores de calor com diferentes arranjos de escoamento atinjam este valor. Desta forma, o fator de correção F pode ser calculado como a razão entre as áreas de troca térmica do

trocador referência (escoamento em contracorrente) e do trocador atual, como mostra a equação abaixo:

$$F = \frac{A_{contracorrente}}{A_{atual}} \leq 1 \quad (3.22)$$

De acordo com as hipóteses relacionadas aos trocadores de calor atual e de referência e a partir da definição de NUT (equação 2.40), a expressão acima pode ser escrita da seguinte forma:

$$F = \frac{NUT_{contracorrente} (para\ mesma\ \varepsilon)}{NUT_{atual}} \quad (3.23)$$

A expressão acima relata que o fator de correção F pode ser calculado a partir da razão entre os valores de NUT para um trocador de calor com escoamentos em contracorrente e para o trocador de calor que está sendo analisado (atual). Para este cálculo é importante salientar que os valores de NUT são referentes à situação onde ambos os trocadores de calor possuem a mesma efetividade ε .

Os valores de NUT para determinação do fator de correção F são calculados em um procedimento onde os adimensionais P e R são tomados como valores de entrada. De acordo com suas respectivas definições (equações 2.14 e 2.15) e a partir do valor de R , uma associação entre os parâmetros de entrada dos métodos MLDT e ε -NUT é realizada e seus valores são relacionados, como detalhado a seguir.

Primeira condição: $R < 1$.

Neste caso, $C_{\min}$ é atribuído para o lado do ar, $C^*=R$ e $\varepsilon=P$. Isto pode ser explicado a partir da consideração de que R é a razão entre as diferenças de temperatura e que de fato, esta é a relação entre os produtos $\dot{m}C_p$ dos dois escoamentos. A partir da suposição de que C_f representa o produto $\dot{m}C_p$ do escoamento que apresenta a variação de temperatura do fluido frio ($t_{f,e} \rightarrow t_{f,s}$), que C_q , o produto associado ao fluido que apresenta a variação de temperatura do fluido quente ($t_{q,e} \rightarrow t_{q,s}$) e que a transferência de calor através das paredes do trocador de calor com a vizinhança pode ser desprezada, a primeira lei da termodinâmica pode ser aplicada aos escoamentos do trocador de calor (Bejan, 1996), o que resulta em:

$$C_f(t_{f,s} - t_{f,e}) = C_q(T_{q,s} - T_{q,e}) \quad (3.24)$$

$$\frac{C_f}{C_q} = \frac{(t_{q,s} - t_{q,e})}{(t_{f,s} - t_{f,e})} = R \quad (3.25)$$

De acordo com a equação (3.25), pode-se notar que o adimensional R é também determinado através da razão entre as capacidades caloríficas C_f e C_q . Para uma situação onde $C_f < C_q$, o valor de R será obrigatoriamente menor do que 1, portanto, neste caso onde $R < 1$,

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = C^* \quad (3.26)$$

A partir das definições da efetividade ε para uma condição onde $C_f = C_{\min}$ e do adimensional P , obtém-se a seguinte expressão:

$$\varepsilon = \frac{C_f(t_{f,s}-t_{f,e})}{C_{\min}(t_{q,e}-t_{f,e})} = \frac{(t_{f,s}-t_{f,e})}{(t_{q,e}-t_{f,e})} = P \quad (3.27)$$

Das equações (3.24) à (3.27), pode-se notar que para a condição de $R < 1$, $R = C^*$, $P = \varepsilon$ e obrigatoriamente o fluido de menor capacidade térmica ($C_{\min}$), será o fluido frio.

Segunda condição: $R > 1$.

Neste caso, $C_{\min}$ é atribuído para o lado do fluido do tubo, $C^* = 1/R$ e $\varepsilon = P/C^*$. De acordo com a equação (3.25), o parâmetro adimensional R tenderá a valores maiores do que 1 para situações em que a capacidade calorífica do fluido frio for maior do que a do fluido quente, ou seja, obrigatoriamente $C_{\min}$ deverá ser atribuído ao fluido do tubo (fluido quente) para atender esta condição. Esta analogia expressa nada mais que uma inversão da equação (3.26), que também proporciona a relação entre R e C^* , como mostra a equação abaixo.

$$R = \frac{C_{\max}}{C_{\min}} \rightarrow \frac{1}{R} = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = C^* \quad (3.28)$$

Tomando-se como referência a equação (3.27) para determinação da efetividade ε , a razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima (C^*) é utilizada como uma ferramenta para associação entre ε e P . Isto é possível, pois, de acordo com as atribuições de $C_{\min}$ para o fluido quente e $C_{\max}$ para o fluido frio, C^* atua como fator simplificador da expressão, como pode ser visto a seguir:

$$P = \frac{C_f(t_{f,s}-t_{f,e})}{C_{\min}(t_{q,e}-t_{f,e})} \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(t_{f,s}-t_{f,e})}{(t_{q,e}-t_{f,e})} = \varepsilon C^* \quad (3.29a)$$

Ou seja,

$$\varepsilon = \frac{P}{C^*} \quad (3.29b)$$

Após serem estabelecidas relações entre os parâmetros de entrada dos métodos MLDT e ε -NUT, uma segunda condição é avaliada tomando-se como referência o valor da efetividade ε . Para valores de ε que não sejam menores que um, o fator de correção F é considerado igual a zero, enquanto os demais valores são aceitos para determinação do número de unidades de transferência NUT, tanto para os trocadores de calor com escoamento em contracorrente quanto para o trocador atual que está sendo analisado. As correlações utilizadas para o cálculo de NUT deste primeiro seguem listadas abaixo e são as mesmas disponíveis na literatura, como em Incropera et al. (2008).

$$NUT_{cc} = \frac{1}{C^*-1} \ln \left\{ \frac{(\varepsilon-1)}{[\varepsilon(C^*-1)]} \right\} \quad (C^* < 1) \quad (3.30a)$$

$$NUT_{cc} = \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)} \quad (C^* = 1) \quad (3.30b)$$

Com o valor de NUT_{cc} calculado, o programa então finaliza o procedimento com o cálculo do valor de NUT_{atual} e com a determinação do fator de correção F a

partir da equação (3.23). Para melhor compreensão do processo, segue abaixo o diagrama de blocos referente ao método MLDT.

Figura 12: Diagrama de blocos referente ao método para determinação do fator de correção F para MLDT.

4. RESULTADOS E VALIDAÇÃO DO MÉTODO

Os métodos para análise de eficiência de trocadores de calor descritos na seção de modelagem e procedimento numérico são avaliados neste capítulo. A validação de cada método é garantida através da comparação dos resultados obtidos pela simulação numérica com os resultados oriundos de correlações analíticas disponíveis na literatura.

Com o propósito de demonstrar a precisão e a limitação do método, diferentes arranjos são comparados nas três condições abordadas, ϵ -NUT, $NUT(\epsilon, C^*)$ e fator de correção F para MLDT. Para efeito de análise, inicialmente são escolhidos quatro arranjos diferentes de trocadores de calor, sendo o primeiro um arranjo simples com apenas um tubo, uma fileira, um passe e um circuito. Os dois seguintes com um tubo, duas fileiras, dois passes e um circuito, onde um com escoamentos em paralelo e outro em contracorrente. Por último, uma condição para ambos os fluidos não-misturados, com um tubo, cem fileiras, um passe e cem circuitos.

Uma vez validados os resultados do modelo numérico, são avaliados trocadores de calor com arranjos complexos, cuja análise de eficiência com precisão torna-se impossibilitada devido à complexidade da geometria e carência de correlações. Estes equipamentos atualmente são analisados por aproximações de correlações conhecidas que possuem arranjo com características semelhantes à distribuição dos tubos.

4.1 Trocador de calor de fluxo cruzado com simples arranjo

Nesta primeira geometria abordada, os métodos ε -NUT, $NUT(\varepsilon, C^*)$ e fator de correção F para MLDT são avaliados em um trocador de calor de fluxo cruzado com um tubo e passe único.

Cálculo de $\varepsilon(NUT, C^*)$

Neste primeiro, os resultados são simulados para valores de NUT de 0 a 10 com incremento de 0,001, totalizando 10 001 pontos para cada curva de C^* . São plotados dois gráficos $NUT \times \varepsilon$, onde o primeiro apresenta os resultados referentes a um trocador de calor cujo fluido de menor capacidade térmica $C_{mín} = C_{frio}$ (ar), enquanto o segundo gráfico apresenta os resultados para o caso de $C_{mín} = C_{quente}$ (tubo). Em ambos os gráficos as curvas de C^* variam de 0 a 1 com incremento de 0,25, totalizando cinco curvas. Para efeito de comparação, são inseridas nos gráficos curvas referentes a resultados teóricos obtidos através de expressões analíticas, como as equações obtidas em Incropera et al. (2008) descritas a seguir para o trocador de calor em estudo.

Para $C_{mín} = C_{frio} (C_{ar})$,

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} (1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NUT)]\}) \quad (4.01)$$

Para $C_{mín} = C_{quente} (C_{tubo})$,

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C^*} [1 - \exp\{-C^*(NUT)\}]\right) \quad (4.02)$$

Figura 13: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com simples arranjo e $C_{\min} = C_{\text{frio}} (C_{\text{ar}})$.

Figura 14: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com simples arranjo e $C_{\min} = C_{\text{quente}} (C_{\text{tubo}})$.

A precisão do modelo pode ser visualizada através da comparação dos métodos como mostram os gráficos das figuras (13) e (14). A impossibilidade de visualização das linhas tracejadas demonstra a convergência dos valores do método numérico e das equações teóricas (4.01) e (4.02). Totalizando o número de pontos simulados nos dois gráficos, foram comparados 100 010 pontos e o erro médio calculado esteve na ordem de $7,65 \times 10^{-7} \%$, enquanto o erro máximo foi de $1,44008 \times 10^{-6} \%$, o que mostra que os resultados obtidos através do programa desenvolvido são bastante acurados.

Cálculo de NUT (ϵ , C^*)

No segundo método são calculados valores de NUT em função de ϵ e C^* . Em situações de projetos de trocadores de calor este método é muito importante na determinação da área de troca térmica do equipamento.

Pela dificuldade de manipulação das fórmulas de efetividade, poucas correlações estão disponíveis na literatura para tal fim, o que salienta a versatilidade do modelo. Para este arranjo, são comparados em uma tabela valores de NUT obtidos numericamente com valores calculados a partir das expressões abaixo disponíveis em Incropera et al. (2008).

Para $C_{\min} = C_{\text{frio}} (C_{ar})$,

$$NUT = -\ln \left[1 + \left(\frac{1}{C^*} \right) \ln(1 - \epsilon C^*) \right] \quad (4.03)$$

Para $C_{\min} = C_{\text{quente}} (C_{tubo})$,

$$NUT = -\left(\frac{1}{C^*} \right) \ln [C^* \ln(1 - \epsilon) + 1] \quad (4.04)$$

Tabela 5: Comparação entre os valores de NUT obtidos através da simulação numérica com os valores das expressões analíticas 4.03 e 4.04 para trocadores de calor de fluxo cruzado com simples arranjo.

Trocador de calor de fluxo cruzado com um tubo, uma fileira, um passo e um circuito.							
		Valores de NUT para $C_{\min} = C_{\text{frio}} (C_{ar})$			Valores de NUT para $C_{\min} = C_{\text{quente}} (C_{\text{tubo}})$		
C^*	ϵ	Numérico	Teórico (Eq. 4.03)	Erro (%)*	Numérico	Teórico (Eq. 4.04)	Erro (%)*
0	0,1	0,105361	0,1054	0,0370019	0,105361	0,1054	0,0370019
0	0,2	0,223144	0,2231	0,0197221	0,223144	0,2231	0,0197221
0	0,3	0,356676	0,3567	0,00672834	0,356676	0,3567	0,00672834
0	0,4	0,510827	0,5108	0,00528583	0,510827	0,5108	0,00528583
0	0,5	0,69315	0,6931	0,00721397	0,69315	0,6931	0,00721397
0	0,6	0,916295	0,9163	0,00054567	0,916295	0,9163	0,00054567
0	0,7	1,20398	1,204	0,00166113	1,20398	1,204	0,00166113
0	0,8	1,60945	1,609	0,02796768	1,60945	1,609	0,02796768
0	0,9	2,30263	2,303	0,016066	2,30263	2,303	0,016066
0	0,95	2,99582	2,996	0,00600801	2,99582	2,996	0,00600801
0,25	0,1	0,106774	0,1068	0,02434457	0,106774	0,1068	0,02434457
0,25	0,2	0,229631	0,2296	0,01350174	0,229631	0,2296	0,01350174
0,25	0,3	0,373743	0,3737	0,01150656	0,37359	0,3736	0,00267666
0,25	0,4	0,547217	0,5472	0,00310673	0,546517	0,5465	0,0031107
0,25	0,5	0,763839	0,7638	0,00510605	0,76119	0,7612	0,00131372
0,25	0,6	1,05004	1,05	0,00380952	1,04064	1,041	0,03458213
0,25	0,7	1,46745	1,467	0,03067485	1,43238	1,432	0,02653631
0,25	0,8	2,23096	2,231	0,00179292	2,05906	2,059	0,00291404
0,5	0,1	0,108239	0,1082	0,03604436	0,108237	0,1082	0,03419593
0,5	0,2	0,236635	0,2366	0,0147929	0,236603	0,2366	0,00126796
0,5	0,3	0,393099	0,3931	0,00025439	0,392851	0,3929	0,01247137
0,5	0,4	0,591109	0,5911	0,00152259	0,589851	0,5899	0,00830649
0,5	0,5	0,856523	0,8565	0,00268535	0,851051	0,8511	0,00575726
0,5	0,6	1,24949	1,249	0,03923139	1,22552	1,226	0,03915171
0,5	0,7	1,97736	1,977	0,01820941	1,84254	1,843	0,02495931
0,75	0,1	0,109758	0,1098	0,03825137	0,109756	0,1098	0,04007286
0,75	0,2	0,244229	0,2442	0,01187551	0,244201	0,2442	0,0004095
0,75	0,3	0,415298	0,4153	0,00048158	0,415067	0,4151	0,00794989
0,75	0,4	0,645437	0,6454	0,00573288	0,644106	0,6441	0,00093153
0,75	0,5	0,985297	0,9853	0,00030448	0,978238	0,9782	0,00388469
0,75	0,6	1,59512	1,595	0,00752351	1,54966	1,55	0,02193548
0,75	0,7	4,90457	4,905	0,00876656	3,11044	3,11	0,01414791
1	0,1	0,111334	0,1113	0,03054807	0,111334	0,1113	0,03054807
1	0,2	0,2525	0,2525	0	0,2525	0,2525	0
1	0,3	0,441105	0,4411	0,00113353	0,441105	0,4411	0,00113353
1	0,4	0,715036	0,715	0,00503497	0,715036	0,715	0,00503497
1	0,5	1,18139	1,181	0,03302286	1,18139	1,181	0,03302286
1	0,6	2,48041	2,48	0,01653226	2,48041	2,48	0,01653226
Erro relativo médio (%)**							0,0135906
Erro máximo total (%)							0,04007286

$$*Erro = \frac{|NUT_{numérico} - NUT_{teórico}|}{NUT_{teórico}} 100$$

$$**Erro\ relativo\ médio = \frac{1}{N} \sum_1^N \frac{|NUT_{numérico} - NUT_{teórico}|}{NUT_{teórico}} 100$$

Na tabela (5) foram comparadas 76 condições para o trocador de calor em estudo, sendo a primeira metade para o caso de $C_{mín} = C_{frio}$ e a segunda para $C_{mín} = C_{quente}$. Dentro desta faixa foram calculados valores de NUT em função de dados de C^* e ε , ambos variando entre 0 e 1, com incrementos de 0,25 para C^* e 0,1 para ε . Os valores de ε foram então distribuídos para as cinco faixas possíveis de C^* , com início de 0,1 para todos os casos e com limites estipulados de forma independente, de acordo com os valores máximos possíveis, como pode ser observado nos gráficos das figuras (13) e (14). A acuracidade do modelo pode ser avaliada pelos baixos índices percentuais de erro, que apresentam um valor médio de 0,01359 % e um valor máximo de 0,040073 %.

Fator de correção F para MLDT

No terceiro método avaliado, o fator de correção F para MLDT é calculado em função dos adimensionais P e R . São simulados valores para duas faixas de R , sendo a primeira de 0,2 a 1 com incremento de 0,2 e a segunda de 1,5 a 4 com incremento de 0,5, totalizando onze curvas. Cada curva de R é avaliada para valores de P variando de 0 a 1 com incremento de 0,001, totalizando 1001 pontos por curva e 11 011 pontos no total. A comparação dos resultados obtidos pela simulação numérica é efetuada com a tradicional expressão proposta por Bowman et al. (1940) descrita a seguir.

$$F = \frac{r_{\text{trocaador atual}}}{r_{0\text{contracorrente}}} \quad (2.20)$$

O valor de r para o trocador atual refere-se ao trocador de calor de fluxo cruzado com um tubo, uma fileira, um passe e um circuito que está sendo avaliado nesta seção. As expressões de r para diferentes arranjos e r_0 encontram-se no capítulo (2) do presente trabalho.

Figura 15: Representação gráfica do fator de correção F para trocador de calor de fluxo cruzado com simples arranjo.

A impossibilidade de visualização das linhas tracejadas demonstra a convergência de valores do modelo numérico e das equações teóricas (2.19), (2.23) e (2.20). Para este caso, o erro médio esteve na faixa de $8,347 \times 10^{-6} \%$ enquanto o erro máximo foi de $0,00432934 \%$, mostrando que o modelo possui também boa precisão para o método MLDT.

4.2 Trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em paralelo.

Nesta geometria selecionada, o desempenho do trocador de calor é inicialmente avaliado através do método $\varepsilon - NUT$. Assim como no arranjo anterior, os resultados são simulados para valores de NUT de 0 a 10 com incremento de 0,001, totalizando 10 001 pontos para cada curva de C^* . São plotados dois gráficos NUT x ε , onde o primeiro apresenta os resultados referentes a um trocador de calor cujo fluido de menor capacidade térmica $C_{mín} = C_{frio}$ (ar), enquanto o segundo gráfico apresenta os resultados para o caso de $C_{mín} = C_{quente}$ (tubo). Em ambos os gráficos as curvas de C^* variam de 0 a 1 com incremento de 0,25, totalizando cinco curvas. Para efeito de comparação, são inseridas nos gráficos curvas referentes a expressões obtidas por Stevens; Fernandez e Woolf. (1957) descritas a seguir para o trocador de calor em estudo.

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{K}{2}\right) (1 - \exp^{-2KZ_B}) \quad (4.06)$$

Onde,

Para $C_{mín} = C_{frio} (C_{ar})$,

$$K = 1 - \exp^{-NUT} \quad (4.06.1)$$

$$Z_B = C^* \quad (4.06.2)$$

Para $C_{mín} = C_{quente} (C_{tubo})$,

$$K = 1 - \exp^{-Z_A NUT} \quad (4.06.3)$$

$$Z_A = C^* \quad (4.06.4)$$

$$Z_B = \frac{1}{C^*}$$

(4.06.5)

Figura 16: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em paralelo com $C_{min} = C_{frio} (C_{ar})$.

Figura 17: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em paralelo com $C_{min} = C_{quente} (C_{tubo})$.

Assim como no arranjo anterior, pode-se observar que tanto as curvas referentes à solução teórica quanto as curvas do modelo numérico apresentam boa convergência dentro da faixa simulada. Dentre os 100 010 pontos avaliados, o erro médio calculado esteve na ordem de $5,6726 \times 10^{-7} \%$, enquanto o erro máximo foi de $9,09046 \times 10^{-7} \%$.

A baixa discrepância também encontrada para este arranjo demonstra a convergência dos valores numéricos para a aplicação do modelo ao método $\varepsilon - \text{NUT}$. Porém, para casos como este, onde as curvas de C^* não possuem apenas um comportamento ascendente, o cálculo de NUT e conseqüentemente do fator F para MLDT são impossibilitados. Esta limitação ocorre devido ao fato de que para determinados valores de efetividade, existem dois valores para NUT, como pode ser visto abaixo na ampliação da figura (17).

Figura 18: Ampliação da figura 17 na região da curva $C^*=0,25$.

Tomando-se como exemplo a curva referente a $C^*=0,25$, nota-se de acordo com a figura (18) que para $\varepsilon=0,725$, existem duas raízes para NUT, sendo $\text{NUT} = 1,85173$ e $\text{NUT}=6,016$.

Conforme mencionado na seção (3.3.2), o cálculo de NUT (ϵ , C^*) é realizado através do método matemático da bissecção, onde são inicialmente tomados como referência dois pontos de partida, sendo o primeiro com tendência a zero e o segundo com tendência a infinito, com o objetivo de estimar um campo em que o valor de NUT a ser calculado esteja inserido. A partir de então, este range é reduzido através de uma comparação entre valores de ϵ , que por sua vez, são determinados a partir dos valores de NUT obtidos da média aritmética dos pontos iniciais e finais dos ranges.

Para que esta comparação seja válida, a principal hipótese adotada é que os valores de ϵ aumentem de acordo com o aumento dos valores de NUT, de modo que o range seja então reduzido até o valor real de NUT ser estimado.

Com o não atendimento desta condição, valores baixos de ϵ podem ser associados a valores muito altos de NUT, o que resultaria em valores com tendência infinita. Por essa razão, trocadores de calor que não apresentam um comportamento ascendente das curvas de C^* em gráficos ϵ -NUT, não podem ser simulados pelo método proposto para obtenção de valores de NUT (ϵ , C^*) e do fator de correção F para MLDT.

4.3 Trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente.

Assim como no primeiro arranjo estudado, são avaliados para este trocador de calor os valores da efetividade, do número de unidades de transferência - NUT e do fator de correção F para MLDT. Para efeito de simplificação, os parâmetros utilizados na simulação são resumidos na tabela abaixo para os métodos da efetividade – NUT e MLDT.

Tabela 6: Resumo dos parâmetros utilizados na construção dos gráficos dos métodos ϵ -NUT e MLDT para um arranjo com dois passes e escoamentos em contracorrente.

Trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente									
Método	Valores NUT	Valores P	Incremento NUT, P	Curvas C^*	Incremento C^*	Curvas R	Incremento R	pontos por curva	total de pontos simulados
ϵ -NUT	0 - 10		0,001	0 - 1	0,25			10 001	50 005
MLDT		0 - 1	0,001			0,2 - 1	0,2	1001	11 011
						1,5 - 4	0,5	1001	

Na sequência, seguem os gráficos referentes à tabela (6).

Cálculo de ϵ (NUT, C^*) - Contracorrente

Figura 19: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente com $C_{min} = C_{frio} (C_{ar})$.

Figura 20: Representação gráfica ε - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente com $C_{\min} = C_{\text{quente}} (C_{\text{tubo}})$.

Nos gráficos das figuras (19) e (20), são plotados e comparados os resultados obtidos pelo modelo proposto com as expressões obtidas por Stevens; Fernandez e Woolf. (1957) para trocadores de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente com $C_{\min} = C_{ar}$ e $C_{\min} = C_{tubo}$ respectivamente. As equações utilizadas para comparação são descritas a seguir:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + (1 - \frac{K}{2}) \exp^{2KZ_B}} \quad (4.07)$$

Para $C_{\min} = C_{frio} (C_{ar})$,

$$K = 1 - \exp^{-NUT} \quad (4.07.1)$$

$$Z_B = C^* \quad (4.07.2)$$

Para $C_{\min} = C_{\text{quente}} (C_{\text{tubo}})$,

$$K = 1 - \exp^{-Z_A NUT} \quad (4.07.3)$$

$$Z_A = C^* \quad (4.07.4)$$

$$Z_B = \frac{1}{Z_A} \quad (4.07.5)$$

O estudo comparativo para este caso demonstrou que dentre os 100 010 pontos simulados dos dois gráficos ε -NUT, o erro máximo encontrado foi de $2,82606 \times 10^{-6}$, enquanto o erro médio foi de $1,017 \times 10^{-6}$. Esta precisão pode ser identificada também nos gráficos pela impossibilidade de visualização das linhas tracejadas que identificam os resultados obtidos pelas equações acima.

Fator de correção F para MLDT

Figura 21: Representação gráfica do fator de correção F para trocador de calor de fluxo cruzado com dois passes e escoamentos em contracorrente.

Assim como no arranjo de passe único, a precisão do modelo pode ser rapidamente observada através da impossibilidade de visualização das linhas tracejadas no gráfico representado na figura (21). Neste, por sua vez, são comparados os resultados obtidos pelo modelo numérico com as expressões teóricas (2.20) e (2.26) propostas por Bowman et al. (1940) e o erro médio encontrado dentre os 11011 pontos simulados foi de 0,0090668%.

Outra forma de validação dos resultados obtidos pelo modelo numérico pode ser obtida através de uma análise em determinados pontos do gráfico da figura (21). Como exemplo inicial, são tomados os pontos $P=0,85$ e $R=0,6$. A partir de uma associação entre os métodos ε -NUT e MLDT abordada por Kays e London (1998) e detalhada no capítulo (3) do presente trabalho, associa-se os valores $P=\varepsilon=0,85$ e $R=C^*=0,6$. Para este ponto, os valores do fator de correção F calculados pelo modelo numérico e pela fórmula teórica são 0,722817 e 0,7228 respectivamente. Substituídos então os valores de F na equação (3.23) e calculando também o valor de NUT_{cc} através da equação (3.30a), obtém-se os valores de NUT_{atual} provenientes de ambos valores de F . Os valores de NUT_{atual} encontrados para este ponto ($NUT_{numérico} = 4,0943$ e $NUT_{teórico} = 4,0933$) são tomados como parâmetros de entrada juntamente com C^* (igual à 0,6 neste ponto) e posteriormente são utilizados para o cálculo da referida efetividade local. Assim como verificado na relação entre ε -NUT e MLDT, a efetividade real para este ponto corresponde ao mesmo valor de P , ou seja, $\varepsilon=0,85$, o que leva a conclusão de que o valor de NUT_{atual} (numérico ou teórico) deve gerar um valor de ε com tendência a ser igual a 0,85. Os valores de ε foram então calculados através do modelo numérico e da equação (4.07) e em ambos os cálculos, os valores encontrados foram $\varepsilon_{numérico} = 0,85$ e $\varepsilon_{teórico} = 0,85$, o

que mostra a perfeita convergência do modelo numérico para esta configuração de trocadores de calor.

Esta analogia, além de demonstrar a precisão obtida pelo modelo proposto para o cálculo do fator de correção F , também valida os valores obtidos para NUT, uma vez que pelo fato de não existirem correlações disponíveis na literatura para tal finalidade, torna uma comparação direta entre valores impossibilitada. Esta validação é garantida pela precisão do valor de ε obtido através do valor de $NUT_{\text{numérico}}$, que por sua vez foi validado para este arranjo a partir de uma comparação com a equação (4.07).

A tabela abaixo apresenta um resumo da verificação detalhada acima, onde pontos aleatórios referentes às curvas apresentadas no gráfico da figura (21) são avaliados a fim de demonstrar a precisão do modelo tanto para o cálculo do fator de correção F quanto para o cálculo de NUT.

Tabela 7: Validação dos resultados de NUT e do fator de correção F para um trocador de calor de fluxo cruzado de dois passes com escoamentos em contracorrente.

Parâmetros		Resultados da análise Contracorrente								
P	R	ϵ	C*	F _{num.}	F _{teórico}	NUT _{cc}	NUT _{num.}	NUT _{teórico}	$\epsilon_{num.}$	$\epsilon_{teórico}$
0,95	0,2	0,95	0,2	0,8703	0,8703	3,4813	4,00002	4,000074	0,95	0,95
0,97	0,2	0,97	0,2	0,7923	0,7923	4,1136	5,192	5,191983	0,97	0,97
0,9	0,2	0,98	0,2	0,6891	0,6891	4,6173	6,70045	6,700528	0,98	0,98
0,85	0,4	0,85	0,4	0,8838	0,8838	2,4693	2,79398	2,794004	0,85	0,85
0,9	0,4	0,9	0,4	0,7982	0,7982	3,0938	3,8762	3,876008	0,9	0,9
0,94	0,4	0,94	0,4	0,5798	0,5798	3,903	6,73185	6,731648	0,94	0,94
0,75	0,6	0,75	0,6	0,8947	0,8947	1,9711	2,20317	2,203133	0,75	0,75
0,8	0,6	0,8	0,6	0,8376	0,8376	2,3888	2,85208	2,851932	0,8	0,8
0,85	0,6	0,85	0,6	0,7228	0,7228	2,9594	4,09429	4,09439	0,85	0,85
0,7	0,8	0,7	0,8	0,869	0,869	1,915	2,20359	2,203638	0,7	0,7
0,75	0,8	0,75	0,8	0,7921	0,7921	2,35	2,96665	2,96682	0,75	0,75
0,8	0,8	0,8	0,8	0,6297	0,6297	2,9389	4,66694	4,667196	0,8	0,8
0,6	1	0,6	1	0,9037	0,9037	1,5	1,6599	1,659846	0,6	0,6
0,67	1	0,67	1	0,8159	0,8159	2,0303	2,48834	2,488426	0,67	0,67
0,75	1	0,75	1	0,4886	0,4886	3	6,13949	6,140007	0,75	0,75
0,45	1,5	0,675	0,67	0,9318	0,9318	1,5783	1,69376	1,693796	0,675	0,675
0,5	1,5	0,75	0,67	0,8814	0,8814	2,0794	2,35936	2,359248	0,75	0,75
0,57	1,5	0,855	0,67	0,6922	0,6922	3,2612	4,71109	4,711289	0,855	0,855
0,38	2	0,76	0,5	0,928	0,928	1,8982	2,04534	2,045432	0,76	0,76
0,43	2	0,86	0,5	0,8449	0,8449	2,808	3,32349	3,323456	0,86	0,86
0,47	2	0,94	0,5	0,6119	0,6119	4,3571	7,12009	7,120551	0,94	0,94
0,3	2,5	0,75	0,4	0,9533	0,9533	1,716	1,80006	1,800097	0,75	0,75
0,35	2,5	0,875	0,4	0,8848	0,8848	2,7478	3,10539	3,10552	0,875	0,875
0,37	2,5	0,925	0,4	0,8122	0,8122	3,5471	4,36717	4,367216	0,925	0,925
0,28	3	0,84	0,33	0,935	0,935	2,2561	2,41292	2,412958	0,84	0,84
0,3	3	0,9	0,33	0,8946	0,8946	2,9189	3,2628	3,26276	0,9	0,9
0,32	3	0,96	0,33	0,7877	0,7877	4,2498	5,39541	5,395227	0,96	0,96
0,25	3,5	0,875	0,29	0,9327	0,9327	2,5085	2,68945	2,689464	0,875	0,875
0,27	3,5	0,945	0,29	0,868	0,868	3,62	4,17064	4,170502	0,945	0,945
0,22	4	0,88	0,25	0,9421	0,9421	2,4957	2,64907	2,64912	0,88	0,88
0,24	4	0,96	0,25	0,8685	0,8685	3,9259	4,52039	4,520344	0,96	0,96

4.4 Trocador de calor com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados

Para condição de um trocador de calor com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados, o arranjo com um tubo, cem fileiras, um passe e cem circuitos é avaliado. Assim como nos outros arranjos, os resultados do modelo proposto são comparados com correlações disponíveis na literatura nos métodos ε -NUT e MLDT. Para este caso, também é determinado o parâmetro NUT e o resumo das simulações dos métodos mencionados é relatado na tabela abaixo:

Tabela 8: Resumo dos parâmetros utilizados na construção dos gráficos dos métodos ε -NUT e MLDT para um arranjo com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados.

Trocador de calor de fluxo cruzado com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados									
Método	Valores NUT	Valores P	Incremento NUT, P	Curvas C*	Incremento C*	Curvas R	Incremento R	pontos por curva	total de pontos simulados
ε -NUT	0 - 10		0,001	0 - 1	0,25			10 001	50 005
MLDT		0 - 1	0,001			0,2 - 1	0,2	1001	11 011
						1,5 - 4	0,5	1001	

Cálculo de ε (NUT, C*) – Infinitas fileiras

Figura 22: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados com $C_{min} = C_{frio} (C_{ar})$.

Figura 23: Representação gráfica ϵ - NUT para trocador de calor de fluxo cruzado com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados com $C_{min} = C_{quente} (C_{tubo})$.

Nos gráficos das figuras (22) e (23), são plotados e comparados os resultados obtidos pelo modelo proposto com a expressão (2.32) obtida por Bowman et al. (1940) para trocadores de calor de fluxo cruzado de passe único com infinitas fileiras para $C_{min} = C_{ar}$ e $C_{min} = C_{tubo}$ respectivamente.

O estudo comparativo para este caso demonstrou que dentre os 100 010 pontos simulados dos dois gráficos ϵ -NUT, o erro máximo encontrado foi de 0,00820352 %, enquanto o erro médio foi de 0,001440875 %. Esta precisão pode ser identificada também nos gráficos pela impossibilidade de visualização das linhas tracejadas que identificam os resultados obtidos pelas equações acima.

Fator de correção F para MLDT

Na carta apresentada a seguir são apresentados os resultados obtidos pelo modelo numérico para o fator de correção F de MLDT para o caso de infinitas fileiras e ambos os fluidos não misturados. Os resultados obtidos pelas expressões teóricas (2.19), (2.20) e (2.24) de Bowman et al. (1940) não foram inseridos neste gráfico devido ao fato do procedimento numérico iterativo utilizado na resolução da equação teórica (2.24) não apresentar boa convergência em determinada região, principalmente para valores de $F < 0,65$.

Figura 24: Representação gráfica do fator de correção F para trocador de calor de fluxo cruzado com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados.

Uma vez que o fator de correção F representa a razão entre a taxa de transferência de calor do trocador de calor em estudo com a taxa de transferência de calor máxima, logo se conclui que um trocador de calor onde $F < 0,65$, trata-se de um equipamento de baixo desempenho, tornando seu uso até inviável pela perda de energia.

Desta forma, os resultados foram então comparados com os pontos das curvas de R que forneçam valores de F superiores a 0,65. Para tal situação, foi simulado um total de 6642 pontos dentre as onze curvas de R e o erro máximo encontrado foi da ordem de 0,139129 %, o que demonstra a perfeita convergência do modelo também para este arranjo.

4.5 Trocadores de calor com arranjos complexos

Com o intuito de se aperfeiçoar cada vez mais processos e equipamentos industriais, o termo eficiência energética tem se tornado item prioritário em qualquer projeto. Para os trocadores de calor, diversos métodos têm sido desenvolvidos na busca de um melhor desempenho na relação Espaço / Transferência de Calor. Um dos principais métodos neste caso é a disposição em que os tubos são divididos dentro do espaço de troca de calor, de modo que, diferentes arranjos podem resultar em ganhos ou perdas consideráveis de transferência de energia.

Desta forma, os chamados trocadores de calor com geometrias complexas têm ocupado um importante papel no que se diz respeito à otimização de transferência de calor. Porém, um agravante para esta situação é que com o aumento da complexidade da geometria, mais difícil torna-se sua análise, que muitas vezes é baseada na aproximação de uma geometria semelhante.

Com o objetivo de avaliar a precisão destas aproximações, o modelo proposto é então aplicado para dois casos especiais de trocadores de calor de fluxo cruzado. Em cada caso uma verificação através dos métodos ε -NUT, F -MLDT, Eficiência por Fakheri (2003) e análise de geração de entropia por SeKulic (1990) é avaliada e comparada.

No primeiro caso, os métodos citados acima são utilizados como ferramentas para comprovação da teoria proposta por Guo et al. (2002) de que o aumento da performance de um trocador de calor está relacionada à uniformidade do campo da diferença de temperaturas ao longo do equipamento. Já no segundo caso, uma análise sobre algumas possibilidades de trocadores de calor de fluxo cruzado com as chamadas geometrias em “Z” é realizada.

Para se obter valores de efetividade térmica e do fator de correção F para MLDT dos casos a serem estudados posteriormente, serão utilizados os procedimentos relatados no capítulo (3) de modelagem e procedimento numérico de forma direta. Por sua vez, os valores da Eficiência de trocadores de calor (Fakheri, 2003) e do número de geração de entropia (SeKulic, 1990) são obtidos através das equações (2.51) e (2.67) respectivamente, que se tratam de equações dependentes do valor da efetividade térmica para serem calculadas. Por esse motivo, também para estes dois últimos métodos citados são utilizados os procedimentos do capítulo (3), porém de forma indireta.

Apenas uma ressalva a ser considerada com relação à equação (2.67), é que esta, trata-se da norma de reversibilidade de troca de calor (Y_s), enquanto o número de geração de entropia é calculado através da expressão abaixo.

$$\text{Número de Geração de Entropia} = 1 - Y_s \quad (4.08)$$

Desta forma, ambos os estudos de caso a seguir para verificação do modelo de Guo et al. (2002), são simulados de acordo com o resumo da tabela a seguir para os métodos de análise acima mencionados.

Tabela 9: Resumo dos parâmetros utilizados na construção dos gráficos NUT x ϵ , P x F, NUT x η e NUT x (1-Ys) para comparação entre os arranjos (a) e (b) referentes à Figura 25.

Trocadores de calor (a) e (b) referente à Figura 25										
Método	NUT	P	Increment NUT, P	C*	Increment. C*	R	Increment. R	τ	pontos por curva	Total de pontos simulados
ϵ -NUT	0 - 20		0,01	0 - 1	0,25				2001	10 005
MLDT		0 - 1	0,001			0,2 - 1	0,2		1001	11 011
						1,5 - 4	0,5		1001	
η	0 - 20		0,01	0 - 1	0,25				2001	10 005
Entropia	0 - 20		0,01	0 - 1	0,25			0,1	2001	10 005
Entropia	0 - 20		0,01	0 - 1	0,25			0,5	2001	10 005
Entropia	0 - 20		0,01	0 - 1	0,25			0,9	2001	10 005

4.5.1 Estudo de caso nº. 1. Verificação do modelo de Guo et al. (2002)

Conforme mencionado no capítulo (2) do presente trabalho, de acordo com Guo et al. (2002) a melhoria na performance de um trocador de calor é atribuída a um campo de diferença de temperaturas mais uniforme. Para se obter tal uniformidade, dois caminhos são tomados, sendo a redistribuição das áreas de transferência de calor e a variação da conexão entre os tubos. Esta confirmação é então obtida a partir da comparação entre dois novos arranjos com outros dois arranjos conhecidos, como mostra a figura abaixo. Parte do estudo a seguir foi apresentado por Cabezas-Gómez et al. (2009) e no presente trabalho também ampliado para análise através do método da média logarítmica da diferença de temperaturas e para um novo arranjo.

Figura 25: Arranjos de trocadores de calor de fluxo cruzado objetos de comparação para validação do modelo proposto por Guo et al. (2002)

4.5.1.1 Comparação entre os arranjos (a) e (b) da Figura (25)

Como pode ser visualizado na figura acima, os arranjos (a) e (b) tratam-se de trocadores de calor de fluxo cruzado com duas linhas e duas fileiras de tubos, com dois circuitos e dois passes. Para condição (a), tem-se um arranjo com escoamentos em contracorrente, sendo que o fluido dos tubos segue uma trajetória paralela com relação ao segundo circuito, enquanto para o arranjo (b), os escoamentos também estão em contracorrente, porém com o fluido do tubo tomando uma trajetória diagonal em cada circuito. Outro detalhe importante a ser considerado para o arranjo (b) é que as entradas dos circuitos (1) e (2) estão em lados opostos do trocador de calor, diferente do arranjo (a), em que as entradas encontram-se do mesmo lado.

Os dados comparativos para este caso são obtidos através de simulações do modelo proposto no presente trabalho tanto para (a) quanto para (b), uma vez que a validação dos valores obtidos pelo modelo é garantida pelos resultados apresentados nas seções (4.1) à (4.4).

Na sequência, segue um resumo dos parâmetros e valores utilizados para obtenção dos resultados comparativos dos quatro métodos de análise para os casos (a) e (b) nas situações de $C_{\min} = C_{ar}$ e $C_{\min} = C_{tubo}$.

Figura 26: Comparação entre as efetividades térmicas dos casos (a) e (b) referentes à Figura (25), onde (1) $C_{\min} = C_{ar}$ e (2) $C_{\min} = C_{tubo}$.

Figura 27: Comparação entre os valores do fator de correção F para MLDT dos casos (a) e (b) referentes à Figura 25.

(4)

(5)

Figura 28: Comparação entre os valores das eficiências térmicas dos casos (a) e (b) referentes à Figura (25), onde (4) $C_{\min} = C_{ar}$ e (5) $C_{\min} = C_{tubo}$.

(6)

(7)

(8)

(9)

Figura 29: Comparação entre os valores do número de Geração de Entropia dos casos (a) e (b) referentes à Figura (25).

As figuras (26) à (29) retratam os resultados simulados pelo programa *Hete* para o estudo comparativo dos casos (a) e (b) referentes à figura (25).

Na figura (26), os resultados dos valores da efetividade térmica são plotados nos gráficos (1) e (2) para $C_{mín} = C_{ar}$ e $C_{mín} = C_{tubo}$ respectivamente. Como pode ser observado em ambos os casos, o trocador de calor modificado apresenta um ganho de até 3,2% com relação ao arranjo tradicional de fluxo cruzado com escoamentos em contracorrente para valores de $NUT > 12$. Outro ponto importante a ser considerado é que a diferença entre os arranjos torna-se mais acentuada com aumento de C^* , uma vez que para $C^*=0$ os arranjos se equiparam.

Na figura (27), uma nova possibilidade para análise e/ou projeto é apresentada através da carta do fator de correção F para MLDT. A partir das curvas dos valores de R plotados no gráfico, pode ser observado que o ganho do novo arranjo de acordo com este método alcança um valor de até 13% para curva $R=0,8$. Casos extremos como as curvas de $R=0,2$ e $R=4$ apresentam menor variação entre os arranjos, podendo chegar até a igualdade de valores.

Na figura (28), o estudo comparativo dos arranjos é realizado através do método da eficiência proposto por Fakheri (2003). Nos casos (4) e (5) os resultados de eficiência são plotados para $C_{min} = C_{ar}$ e $C_{min} = C_{tubo}$ respectivamente. Para efeito de uma melhor visualização, as curvas $C^*=0,50$ e $C^*=0,75$ são omitidas no gráfico (4), enquanto a curva $C^*=1$ é omitida no gráfico (5). Semelhante ao método da efetividade, o método da eficiência também apresenta uma divergência maior entre os dois arranjos para casos extremos de C^* , podendo chegar a uma diferença de até 13,9% entre os valores para curva $C^*=1$, enquanto para situações de $C^*=0$, os arranjos apresentam os mesmos valores de eficiência.

Finalizando a análise para este estudo de caso, na figura (29) são plotados gráficos para análise do número de geração de entropia de acordo com SeKulic (1990). Ao todo seis gráficos apresentam os valores, sendo (6) e (7) para a razão das temperaturas de entrada $\tau=0,1$. Em (8) e (9) para $\tau=0,5$ e finalmente, $\tau=0,9$ para (10) e (11), sendo todos para $C_{min} = C_{ar}$ e $C_{min} = C_{tubo}$ respectivamente. Seguindo a tendência dos métodos anteriores, a discrepância entre os arranjos torna-se mais acentuada no limite de C^* , enquanto para $C^*=0$ não há variação entre os métodos. Uma particularidade importante para este caso é que com o aumento da razão entre as temperaturas de entrada (τ), também percebe-se um aumento na variação do número de geração de entropia, com o novo arranjo apresentando valores inferiores na ordem de 4,9% para $\tau=0,1$; 7% para $\tau=0,5$ e 7,27% para $\tau=0,9$. Estes limites para $C^*=1$ e $NUT=13$.

4.5.1.2 Comparação entre os arranjos (c) e (d) da Figura (25)

Seguindo a tendência de Guo et al. (2002), um novo estudo é então realizado para os trocadores de calor (c) e (d) referentes à figura (25). Neste caso, como pode ser visto nos itens da figura mencionada, são comparados dois trocadores de calor de fluxo cruzado com escoamentos em contracorrente e dois circuitos, três fileiras e três passes por circuito, sendo que no arranjo (c) o fluido do tubo de cada circuito escoia em apenas uma linha de tubos, enquanto no arranjo (d) o fluido do tubo de cada circuito percorre uma trajetória diagonal, passando pelas duas linhas de tubos. Assim como no arranjo do item (b), o novo arranjo do item (d) também possui as entradas dos circuitos do fluido dos tubos em lados opostos do trocador, diferentemente do arranjo (c) cujas entradas estão do mesmo lado. Para efeito de análise, os trocadores de calor são considerados como sendo tubo aletados, onde o fluido interno é considerado misturado enquanto o fluido externo (ar para este caso) é considerado não misturado.

Os resultados obtidos para o arranjo tradicional (c) são oriundos de simulações do programa do presente trabalho, cuja validação é garantida pelos resultados apresentados nas seções (4.1) a (4.4) e em Cabezas-Gómez; Navarro e Saiz-Jabardo (2007).

(12)

(13)

Figura 30: Comparação entre as efetividades térmicas dos casos (c) e (d) referentes à Figura (25), onde (1) $C_{\min} = C_{ar}$ e (2) $C_{\min} = C_{tubo}$.

Figura 31: Comparação entre os valores do fator de correção F para MLDT dos casos (c) e (d) referentes à Figura (25).

(15)

(16)

Figura 32: Comparação entre os valores das eficiências térmicas dos casos (c) e (d) referentes à Figura (25), onde (4) $C_{\min} = C_{ar}$ e (5) $C_{\min} = C_{tubo}$.

(17)

(18)

(19)

(20)

(21)

(22)

Figura 33: Comparação entre os valores do número de Geração de Entropia dos casos (c) e (d) referentes à Figura (25).

Os gráficos acima apresentam os resultados obtidos através dos seguintes métodos: Efetividade, referente à figura (30), sendo (12) e (13) para $C_{\min} = C_{ar}$ e $C_{\min} = C_{tubo}$ respectivamente; MLDT, referente à figura (31) com a apresentação da carta do fator de correção F ; Eficiência, referente à figura (32), sendo (15) e (16) para $C_{\min} = C_{ar}$ e $C_{\min} = C_{tubo}$ respectivamente; e do Número de geração de Entropia, referente à figura (33), sendo (17) e (18) para $\tau=0,1$; (19) e (20) para $\tau=0,5$ e (21) e (22) $\tau=0,9$; todos para $C_{\min} = C_{ar}$ e $C_{\min} = C_{tubo}$ respectivamente;

A partir destes resultados, nota-se que o novo arranjo para três fileiras de tubos e dois circuitos segue uma tendência similar à comparação realizada para o caso da seção anterior. O estudo através de todos os métodos comprovou que o aumento do desempenho do novo arranjo (d) em relação à geometria tradicional (c) também se torna mais acentuado com o aumento de C^* , alcançando o limite máximo para $C^*=1$, enquanto para $C^*=0$ ambos apresentam a mesma performance. Para o método MLDT cujos resultados são apresentados na figura (31), a diferença entre os arranjos também segue a tendência da seção anterior, com uma variação máxima para valores de $R=0,8$ e variação mínima para casos extremos de R (0,2 e 4).

Um detalhe importante a ser analisado com relação aos métodos aplicados em ambos os estudos comparativos é a diferença entre a sensibilidade de cada método. Isto pode ser observado nos gráficos referentes aos métodos da Efetividade e da Eficiência, onde este segundo mostra-se mais sensível a mudança de trajetória do fluido dos tubos, alcançando variações máximas de 13,9% e 18,57% para as seções (4.5.1.1) e (4.5.1.2) respectivamente, enquanto o método da Efetividade apresenta uma variação máxima média de 3,1% para ambas as seções.

4.5.2 Estudo de caso nº. 2. Trocadores de calor com arranjos em “Z”

Nesta seção algumas possibilidades de trocadores de calor de fluxo cruzado com as chamadas geometrias em Z são apresentadas. O objetivo desta análise, além de demonstrar a versatilidade do modelo do presente trabalho, é também oferecer um estudo sobre quatro possibilidades diferentes deste tipo de arranjo, no qual tem sido amplamente utilizado pelas indústrias como condensadores de sistema frigoríficos e radiadores de automóveis.

Na figura a seguir são apresentadas as geometrias dos trocadores analisados.

Figura 34: Trocadores de calor de fluxo cruzado com arranjos em Z.

Como pode ser observado na figura anterior, a geometria GeoZ-1 referente ao item (e) trata-se de um trocador de calor de fluxos cruzados de passe quadrado com duas linhas e duas fileiras de tubos, onde o fluido interno considerado misturado escoa através de um único circuito com quatro passes, enquanto o fluido externo (ar) considerado não-misturado escoa através das aletas. Os escoamentos cruzados entre os fluidos interno e externo também podem ser considerados em contracorrente pelo fato do fluido do tubo tomar um sentido oposto ao escoamento

do ar nas transições entre os tubos de mesma linha. A geometria GeoZ-2 referente ao item (f) apresenta um arranjo similar ao item (e), com a diferença da trajetória do fluido do tubo ser considerada em paralelo ao ar.

No caso da geometria GeoZ-3 referente ao item (g) trata-se de um trocador de calor de fluxos cruzados de passe triangular com vinte e quatro linhas e duas fileiras de tubos, onde o fluido interno considerado misturado escoa através de um único circuito com vinte e quatro passes, enquanto o fluido externo (ar) considerado não-misturado escoa através das aletas.

Finalmente a geometria GeoZ-4 referente ao item (h) trata-se de um trocador de calor de fluxos cruzados de passe quadrado com doze linhas e duas fileiras de tubos, onde o fluido interno considerado misturado escoa através de um único circuito com vinte e quatro passes, enquanto o fluido externo (ar) considerado não-misturado escoa através das aletas. Semelhante à geometria GeoZ-1, este arranjo também é considerado como sendo cruzado-contracorrente.

Assim como no estudo de caso anterior, os arranjos apresentados são simulados pelo programa *Hete* e analisados através dos métodos da Efetividade, MLDT, Eficiência e verificação do Número de Geração de Entropia para a situação de $C_{min}=C_{ar}$, conforme mostram as tabelas a seguir.

Tabela 10: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da Efetividade.

Efetividade $C_{\min} = C_{ar}$								
C*	NUT	GeoZ-1	GeoZ-2	GeoZ-3	GeoZ-4	CC_puro	Erro_3-CC (%)	Erro_4-CC (%)
0	0,5	0,393469	0,393469	0,39347	0,39347	0,3935	0,00787802	0,00787802
0	1	0,632121	0,632121	0,63212	0,63212	0,6321	0,00332226	0,00332226
0	2	0,864665	0,864665	0,86467	0,86467	0,8647	0,00404765	0,00404765
0	3	0,950213	0,950213	0,95021	0,95021	0,9502	0,00136813	0,00136813
0	4	0,981684	0,981684	0,98168	0,98168	0,9817	0,00162983	0,00162983
0	5	0,993262	0,993262	0,99326	0,99326	0,9933	0,00382563	0,00382563
0	6	0,997521	0,997521	0,99752	0,99752	0,9975	0,00210526	0,00210526
0	10	0,999955	0,999955	0,99996	0,99996	1	0,0045	0,0045
0	15	1	1	1	1	1	0	0
0	20	1	1	1	1	1	0	0
0,25	0,5	0,375811	0,37363	0,36223	0,37492	0,3776	4,07018008	0,71027542
0,25	1	0,589819	0,579373	0,5684	0,58557	0,5983	4,99782718	2,127528
0,25	2	0,794598	0,759824	0,76269	0,78048	0,8228	7,30529898	5,14304813
0,25	3	0,873477	0,817017	0,83503	0,85048	0,9188	9,11732695	7,43622116
0,25	4	0,905774	0,834118	0,86344	0,87647	0,9622	10,2642902	8,91020578
0,25	5	0,919746	0,838303	0,87516	0,88633	0,9823	10,9075639	9,76982592
0,25	6	0,926156	0,838618	0,88026	0,89016	0,9916	11,228217	10,2296289
0,25	10	0,932266	0,836468	0,88473	0,89275	0,9996	11,4912965	10,6889756
0,25	15	0,932914	0,83592	0,88516	0,89289	1	11,4843	10,7111
0,25	20	0,932965	0,835872	0,88519	0,8929	1	11,481	10,7102
0,50	0,5	0,359103	0,355147	0,34584	0,35751	0,3623	4,54457632	1,32183274
0,50	1	0,550509	0,532666	0,52804	0,54345	0,5647	6,49265097	3,76394546
0,50	2	0,728618	0,672649	0,69005	0,70665	0,7746	10,9156984	8,77291505
0,50	3	0,798693	0,709907	0,74798	0,76373	0,8744	14,4582571	12,6563358
0,50	4	0,829249	0,717615	0,77038	0,78507	0,9274	16,930882	15,3472072
0,50	5	0,843616	0,71723	0,77958	0,79339	0,9572	18,5566235	17,1139783
0,50	6	0,850822	0,715211	0,78358	0,79676	0,9745	19,5919959	18,2393022
0,50	10	0,858661	0,710478	0,78708	0,79931	0,9966	21,0232791	19,7965081
0,50	15	0,859621	0,70961	0,78742	0,79949	0,9997	21,2347704	20,0269081
0,50	20	0,859697	0,709536	0,78744	0,7995	1	21,2559	20,0496
0,75	0,5	0,343297	0,337916	0,33043	0,34117	0,3475	4,91280576	1,82158273
0,75	1	0,514076	0,491205	0,49149	0,50528	0,5319	7,59766873	5,00451213
0,75	2	0,667262	0,599685	0,6266	0,64179	0,7218	13,1899418	11,0843724
0,75	3	0,727579	0,622913	0,67297	0,68821	0,8171	17,639579	15,7738343
0,75	4	0,754781	0,6245	0,69062	0,70563	0,873	20,8908362	19,1715922
0,75	5	0,768161	0,621327	0,69782	0,71257	0,9088	23,2148988	21,5920995
0,75	6	0,775176	0,61796	0,70095	0,71549	0,933	24,8714898	23,3133976
0,75	10	0,783258	0,611837	0,70369	0,71787	0,9781	28,055618	26,6053573
0,75	15	0,784301	0,610806	0,70395	0,71808	0,994	29,1801811	27,7590543
0,75	20	0,784386	0,61072	0,70397	0,71809	0,9983	29,4832215	28,0687168
1	0,5	0,328347	0,32184	0,31594	0,32582	0,3333	5,20792079	2,2430243
1	1	0,480386	0,454311	0,45835	0,47067	0,5	8,33	5,8658
1	2	0,610816	0,538213	0,57104	0,58475	0,6667	14,3490325	12,2921854
1	3	0,661341	0,551557	0,60814	0,62238	0,75	18,9146667	17,0161333
1	4	0,684417	0,549182	0,62204	0,63652	0,8	22,244875	20,4345
1	5	0,696024	0,544344	0,62767	0,64226	0,8333	24,6763471	22,925477
1	6	0,702247	0,540233	0,63011	0,64474	0,8571	26,4834908	24,7763388
1	10	0,709621	0,533426	0,63224	0,6469	0,9091	30,4539655	28,8419316
1	15	0,710596	0,532326	0,63245	0,6471	0,9375	32,5390933	30,976
1	20	0,710675	0,532235	0,63246	0,64712	0,9524	33,5929231	32,0541789

Tabela 11: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da Eficiência.

Eficiência $C_{\min} = C_{ar}$								
C*	NUT	GeoZ-1	GeoZ-2	GeoZ-3	GeoZ-4	CC_puro	Erro_3-CC (%)	Erro_4-CC (%)
0	0,5	0,979675	0,979675	0,97968	0,97968	0,9797	0,0025518	0,0025518
0	1	0,924234	0,924234	0,92423	0,92423	0,9242	0,00367886	0,00367886
0	2	0,761594	0,761594	0,76159	0,76159	0,7616	0,00078782	0,00078782
0	3	0,603432	0,603432	0,60343	0,60343	0,6034	0,00530328	0,00530328
0	4	0,482014	0,482014	0,48201	0,48201	0,482	0,00290456	0,00290456
0	5	0,394646	0,394646	0,39465	0,39465	0,3946	0,01165737	0,01165737
0	6	0,331685	0,331685	0,33169	0,33169	0,3317	0,00452216	0,00452216
0	10	0,199982	0,199982	0,19998	0,19998	0,2	0,009	0,009
0	15	0,133333	0,133333	0,13333	0,13333	0,1333	0,02475619	0,02475619
0	20	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0	0
0,25	0,5	0,982361	0,974922	0,93648	0,97931	0,9884	5,2534399	0,91956698
0,25	1	0,934199	0,908263	0,88158	0,92359	0,9556	7,74633738	3,34993721
0,25	2	0,789269	0,72349	0,72871	0,7619	0,8469	13,9558389	10,0370764
0,25	3	0,641211	0,556516	0,58218	0,60517	0,7194	19,0743675	15,8789269
0,25	4	0,521891	0,435638	0,4689	0,48455	0,6034	22,2901889	19,6972158
0,25	5	0,43266	0,352183	0,38636	0,39742	0,5088	24,0648585	21,8909198
0,25	6	0,366516	0,293718	0,32614	0,33441	0,4347	24,9733149	23,0710835
0,25	10	0,223386	0,175284	0,19791	0,20197	0,2664	25,7102102	24,1865616
0,25	15	0,149172	0,116696	0,13208	0,13469	0,1778	25,7142857	24,2457818
0,25	20	0,111894	0,0875112	0,09907	0,10102	0,1333	25,680045	24,216054
0,50	0,5	0,982936	0,968179	0,9339	0,97698	0,9948	6,12153197	1,79101327
0,50	1	0,937647	0,887036	0,87427	0,91734	0,9797	10,7613555	6,36562213
0,50	2	0,803262	0,678739	0,71513	0,75173	0,9242	22,6221597	18,6620861
0,50	3	0,663951	0,506097	0,56792	0,59592	0,8469	32,9414335	29,6350218
0,50	4	0,548353	0,388497	0,45616	0,47731	0,7616	40,1051733	37,3282563
0,50	5	0,459376	0,310437	0,37541	0,39183	0,6786	44,678603	42,2586207
0,50	6	0,391849	0,257127	0,31674	0,32998	0,6034	47,5081206	45,3137222
0,50	10	0,241194	0,152091	0,19212	0,19957	0,3946	51,313482	49,4252408
0,50	15	0,161302	0,101129	0,12821	0,13312	0,2664	51,8727477	50,0292793
0,50	20	0,121007	0,0758298	0,09617	0,09985	0,2	51,9172	50,07735
0,75	0,5	0,981387	0,959549	0,92964	0,97272	0,9987	6,91539001	2,60118154
0,75	1	0,934373	0,861469	0,86234	0,90572	0,9948	13,3153398	8,95466425
0,75	2	0,801716	0,630881	0,69355	0,73192	0,9797	29,2078187	25,2913137
0,75	3	0,667439	0,456395	0,54559	0,57666	0,9556	42,905923	39,6545626
0,75	4	0,555694	0,344219	0,43632	0,46111	0,9242	52,7890067	50,1070115
0,75	5	0,468593	0,27231	0,3584	0,37852	0,8874	59,6118999	57,3447149
0,75	6	0,401578	0,224247	0,30213	0,31889	0,8469	64,3250679	62,346558
0,75	10	0,248931	0,131679	0,83122	0,19305	0,6786	22,4904215	71,5520189
0,75	15	0,166658	0,0874683	0,1222	0,1288	0,5088	75,9829009	74,6861242
0,75	20	0,125036	0,0655814	0,09166	0,0966	0,3946	76,7724024	75,5187532
1	0,5	0,97773	0,949157	0,92373	0,96658	1	7,6271	3,3416
1	1	0,924505	0,832547	0,84621	0,88918	1	15,3788	11,0817
1	2	0,784738	0,58275	0,6656	0,70409	1	33,4402	29,5911
1	3	0,650941	0,409979	0,51731	0,54939	1	48,269	45,0614
1	4	0,542184	0,304547	0,41145	0,4378	1	58,8553	56,2196
1	5	0,457947	0,238927	0,33716	0,35907	1	66,2839	64,0932
1	6	0,393081	0,195836	0,28392	0,30248	1	71,6082	69,7524
1	10	0,244378	0,114328	0,17192	0,1832	1	82,8081	81,6796
1	15	0,163692	0,0758829	0,11471	0,12224	1	88,5288	87,7756
1	20	0,122816	0,0568912	0,08604	0,09169	1	91,396	90,83106

Tabela 12: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da verificação do Número de Geração de Entropia para $\tau=0,1$.

Geração de Entropia (1-Ys) - $C_{\min} = C_{ar} - \tau=0,1$								
C*	NUT	GeoZ-1	GeoZ-2	GeoZ-3	GeoZ-4	CC_puro	Erro_3-CC (%)	Erro_4-CC (%)
0	0,5	0,826384	0,826384	0,82638	0,82638	0,8264	0,00193611	0,00193611
0	1	0,949367	0,949367	0,94937	0,94937	0,9494	0,00347588	0,00347588
0	2	0,994238	0,994238	0,99424	0,99424	0,9942	0,00382217	0,00382217
0	3	0,999262	0,999262	0,99926	0,99926	0,9993	0,00380266	0,00380266
0	4	0,999902	0,999902	0,9999	0,9999	0,9999	0,00020002	0,00020002
0	5	0,999987	0,999987	0,99999	0,99999	1	0,0013	0,0013
0	6	0,999998	0,999998	1	1	1	0,0002	0,0002
0	10	1	1	1	1	1	0	0
0	15	1	1	1	1	1	0	0
0	20	1	1	1	1	1	0	0
0,25	0,5	0,857938	0,856148	0,84652	0,85721	0,8594	1,4982546	0,25517803
0,25	1	0,971017	0,96782	0,96425	0,96974	0,9735	0,95038521	0,38623523
0,25	2	0,999983	0,999051	0,99918	0,99978	0,9997	0,05171551	0,00790237
0,25	3	0,997015	0,999835	0,99931	0,99858	0,9924	0,69609029	0,62222894
0,25	4	0,993912	0,999343	0,99776	0,99677	0,9861	1,1828415	1,08224318
0,25	5	0,99225	0,999174	0,99688	0,99591	0,9826	1,4532872	1,35416243
0,25	6	0,991424	0,999161	0,99645	0,99554	0,9808	1,59573817	1,50316069
0,25	10	0,9906	0,999251	0,99605	0,99529	0,9792	1,72109886	1,64307598
0,25	15	0,990511	0,999273	0,99601	0,99528	0,9792	1,71711601	1,64174837
0,25	20	0,990504	0,999275	0,99601	0,99528	0,9792	1,71680964	1,64164624
0,50	0,5	0,884456	0,881044	0,87275	0,88309	0,8871	1,61774321	0,45192199
0,50	1	0,985626	0,980673	0,97926	0,98376	0,989	0,9851365	0,52992922
0,50	2	0,996233	0,999964	0,99946	0,99842	0,9887	1,08779205	0,98290685
0,50	3	0,983288	0,998152	0,99356	0,99087	0,9595	3,54934862	3,26899427
0,50	4	0,97488	0,997442	0,98959	0,9865	0,9369	5,62429288	5,29426833
0,50	5	0,970359	0,99748	0,9877	0,98458	0,922	7,12624729	6,78741866
0,50	6	0,967955	0,997676	0,98684	0,98377	0,9127	8,12260327	7,78623863
0,50	10	0,965239	0,998103	0,98605	0,98314	0,9001	9,54871681	9,2250861
0,50	15	0,964899	0,998177	0,98597	0,98309	0,8982	9,77209976	9,45101314
0,50	20	0,964871	0,998183	0,98597	0,98309	0,8981	9,78365438	9,46286605
0,75	0,5	0,906847	0,902022	0,89506	0,90496	0,9105	1,69577155	0,60867655
0,75	1	0,99461	0,989365	0,98944	0,99281	0,9974	0,79797473	0,46049729
0,75	2	0,985433	0,998721	0,99515	0,99213	0,9642	3,20981124	2,89618336
0,75	3	0,961421	0,995773	0,98366	0,9784	0,9038	8,83547245	8,25414915
0,75	4	0,946769	0,995509	0,9775	0,9715	0,8535	14,5287639	13,8250732
0,75	5	0,938666	0,996028	0,97471	0,96848	0,8148	19,6257977	18,8609475
0,75	6	0,934178	0,996544	0,97345	0,96716	0,7855	23,9271801	23,1271801
0,75	10	0,928801	0,997391	0,97232	0,96607	0,7236	34,3718905	33,5085683
0,75	15	0,928091	0,997522	0,97221	0,96597	0,6993	39,025597	38,1344201
0,75	20	0,928033	0,997533	0,9722	0,96597	0,6925	40,3896029	39,4898195
1	0,5	0,925754	0,919756	0,91409	0,92346	0,9302	1,73188562	0,72468286
1	1	0,999069	0,994936	0,99579	0,99792	1	0,4206	0,2083
1	2	0,969794	0,996461	0,98771	0,98246	0,9302	6,18254139	5,61771662
1	3	0,934727	0,993547	0,97126	0,96302	0,8345	16,3881366	15,4013182
1	4	0,913739	0,99413	0,96323	0,95375	0,7509	28,2770009	27,01385
1	5	0,901909	0,995231	0,95968	0,94967	0,681	40,922467	39,4516887
1	6	0,895201	0,996076	0,95809	0,94784	0,6225	53,9102008	52,2639357
1	10	0,886912	0,997293	0,95667	0,94623	0,463	106,624622	104,36933
1	15	0,885789	0,997469	0,95654	0,94608	0,3509	172,595041	169,614705
1	20	0,885697	0,997483	0,95653	0,94607	0,2827	238,353732	234,653696

Tabela 13: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da verificação do Número de Geração de Entropia para $\tau=0,5$.

Geração de Entropia (1-Ys) - $C_{\min} = C_{ar}$ - $\tau=0,5$								
C*	NUT	GeoZ-1	GeoZ-2	GeoZ-3	GeoZ-4	CC_puro	Erro_3-CC (%)	Erro_4-CC (%)
0	0,5	0,699269	0,699269	0,69927	0,69927	0,6993	0,004433	0,004433
0	1	0,899935	0,899935	0,89994	0,89994	0,8999	0,00388932	0,00388932
0	2	0,987583	0,987583	0,98758	0,98758	0,9876	0,00172134	0,00172134
0	3	0,998369	0,998369	0,99837	0,99837	0,9984	0,00310497	0,00310497
0	4	0,999782	0,999782	0,99978	0,99978	0,9998	0,00180036	0,00180036
0	5	0,999971	0,999971	0,99997	0,99997	1	0,0029	0,0029
0	6	0,999996	0,999996	1	1	1	0,0004	0,0004
0	10	1	1	1	1	1	0	0
0	15	1	1	1	1	1	0	0
0	20	1	1	1	1	1	0	0
0,25	0,5	0,760957	0,758297	0,74412	0,75987	0,7631	2,4876163	0,42340453
0,25	1	0,945468	0,939712	0,93333	0,94316	0,9499	1,74449942	0,70912728
0,25	2	0,999966	0,998107	0,99837	0,99956	0,9994	0,1031619	0,01560937
0,25	3	0,993863	0,999666	0,99859	0,99709	0,9841	1,47251296	1,31958134
0,25	4	0,987389	0,998663	0,99541	0,99336	0,9708	2,53533169	2,32375361
0,25	5	0,983896	0,998316	0,99358	0,99156	0,9633	3,14356898	2,9333541
0,25	6	0,982156	0,998289	0,99269	0,9908	0,9595	3,45909328	3,26211569
0,25	10	0,980416	0,998473	0,99186	0,99027	0,9562	3,72965907	3,56306212
0,25	15	0,980227	0,998518	0,99178	0,99024	0,956	3,74288703	3,58179916
0,25	20	0,980212	0,998522	0,99178	0,99024	0,956	3,74225941	3,58158996
0,50	0,5	0,811973	0,806891	0,79463	0,80994	0,816	2,61875	0,74301471
0,50	1	0,974453	0,965861	0,96342	0,9712	0,9804	1,73174215	0,9379845
0,50	2	0,992996	0,999934	0,999	0,99707	0,9789	2,05281438	1,85626724
0,50	3	0,968583	0,996576	0,98798	0,98291	0,9232	7,01657279	6,46815425
0,50	4	0,952602	0,995253	0,98052	0,97467	0,8799	11,4349358	10,7707694
0,50	5	0,943986	0,995324	0,97695	0,97103	0,8516	14,7188821	14,0244246
0,50	6	0,939401	0,995688	0,9753	0,96949	0,8338	16,9706165	16,2733269
0,50	10	0,934215	0,996485	0,97381	0,96829	0,8096	20,2833498	19,6014081
0,50	15	0,933566	0,996622	0,97367	0,96821	0,806	20,8027295	20,1248139
0,50	20	0,933514	0,996634	0,97366	0,9682	0,8058	20,8313477	20,1538843
0,75	0,5	0,853903	0,846778	0,83657	0,85111	0,8594	2,65708634	0,9648592
0,75	1	0,991005	0,982349	0,98247	0,98802	0,9957	1,32831174	0,7711158
0,75	2	0,975268	0,997837	0,99178	0,98664	0,9393	5,58681997	5,03981688
0,75	3	0,934602	0,992836	0,97225	0,96333	0,8387	15,9230953	14,8596638
0,75	4	0,909964	0,992388	0,96181	0,95163	0,7574	26,9877212	25,6440454
0,75	5	0,896409	0,993269	0,95707	0,94652	0,6965	37,4116296	35,8967696
0,75	6	0,888925	0,994145	0,95493	0,9443	0,6513	46,6193766	44,9867956
0,75	10	0,879979	0,995582	0,95301	0,94245	0,5586	70,6075904	68,7157179
0,75	15	0,878799	0,995804	0,95283	0,94229	0,5233	82,0808332	80,0665011
0,75	20	0,878704	0,995823	0,95282	0,94228	0,5135	85,5530672	83,5006816
1	0,5	0,888083	0,879375	0,8712	0,88475	0,8945	2,60536613	1,09044159
1	1	0,998548	0,99212	0,99345	0,99675	1	0,6548	0,3247
1	2	0,953535	0,994488	0,98094	0,97286	0,8945	9,66327557	8,75964226
1	3	0,901202	0,989964	0,95576	0,9433	0,7608	25,6253943	23,9876446
1	4	0,870688	0,990868	0,94361	0,92938	0,6534	44,4156719	42,2367616
1	5	0,853752	0,992577	0,93827	0,92329	0,57	64,6085965	61,9801754
1	6	0,844233	0,99389	0,93588	0,92058	0,5045	85,5062438	82,4727453
1	10	0,832552	0,995783	0,93375	0,91818	0,3438	171,59744	167,068354
1	15	0,830975	0,996056	0,93355	0,91795	0,2452	280,729201	274,369494
1	20	0,830847	0,996078	0,93353	0,91794	0,1904	390,30042	382,109769

Tabela 14: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método da verificação do Número de Geração de Entropia para $\tau=0,9$.

Geração de Entropia (1-Ys) - $C_{\min} = C_{ar}$ - $\tau=0,9$								
C*	NUT	GeoZ-1	GeoZ-2	GeoZ-3	GeoZ-4	CC_puro	Erro_3-CC (%)	Erro_4-CC (%)
0	0,5	0,642324	0,642324	0,64232	0,64232	0,6423	0,00373657	0,00373657
0	1	0,870583	0,870583	0,87058	0,87058	0,8706	0,00195268	0,00195268
0	2	0,98276	0,98276	0,98276	0,98276	0,9828	0,00407	0,00407
0	3	0,99768	0,99768	0,99768	0,99768	0,9977	0,00200461	0,00200461
0	4	0,999687	0,999687	0,99969	0,99969	0,9997	0,00130039	0,00130039
0	5	0,999958	0,999958	0,99996	0,99996	1	0,0042	0,0042
0	6	0,999994	0,999994	0,99999	0,99999	1	0,0006	0,0006
0	10	1	1	1	1	1	0	0
0	15	1	1	1	1	1	0	0
0	20	1	1	1	1	1	0	0
0,25	0,5	0,724582	0,72171	0,70645	0,72341	0,7269	2,81304168	0,48053377
0,25	1	0,933144	0,926293	0,91873	0,9304	0,9384	2,09601449	0,85262148
0,25	2	0,999956	0,997579	0,99791	0,99943	0,9992	0,12890312	0,02291833
0,25	3	0,991948	0,999567	0,99817	0,9962	0,979	1,95771195	1,75648621
0,25	4	0,98334	0,99826	0,994	0,99128	0,9609	3,44416693	3,16172338
0,25	5	0,978663	0,997808	0,99158	0,98889	0,9507	4,29956874	4,01714526
0,25	6	0,976326	0,997772	0,9904	0,98789	0,9455	4,74828133	4,48281333
0,25	10	0,973985	0,998013	0,9893	0,98718	0,941	5,13262487	4,90765143
0,25	15	0,97373	0,998072	0,98919	0,98714	0,9407	5,15477836	4,93717444
0,25	20	0,97371	0,998077	0,98918	0,98714	0,9407	5,15382162	4,93685553
0,50	0,5	0,790039	0,784573	0,77142	0,78785	0,7944	2,89224572	0,82477341
0,50	1	0,970258	0,960393	0,9576	0,96652	0,9771	1,99549688	1,08259134
0,50	2	0,991592	0,999921	0,9988	0,9965	0,9745	2,49368907	2,25715752
0,50	3	0,961903	0,995901	0,98553	0,97938	0,9059	8,7896015	8,11171211
0,50	4	0,942288	0,994311	0,97647	0,96935	0,852	14,6088028	13,7728873
0,50	5	0,93167	0,994397	0,97212	0,9649	0,8165	19,0592774	18,1750153
0,50	6	0,926009	0,994835	0,97011	0,96301	0,7941	22,1650926	21,2704949
0,50	10	0,919597	0,995792	0,9683	0,96155	0,7636	26,806836	25,9231273
0,50	15	0,918794	0,995957	0,96812	0,96144	0,7592	27,5187039	26,6388303
0,50	20	0,918729	0,995971	0,96811	0,96144	0,7588	27,5840801	26,7046653
0,75	0,5	0,841754	0,834184	0,82335	0,83878	0,8476	2,86066541	1,04011326
0,75	1	0,99003	0,980486	0,98062	0,98674	0,9953	1,47463076	0,86044409
0,75	2	0,972237	0,997584	0,99079	0,98503	0,9317	6,34259955	5,72351615
0,75	3	0,926364	0,991981	0,96884	0,95879	0,818	18,4396088	17,2110024
0,75	4	0,898519	0,991479	0,95707	0,94559	0,726	31,827686	30,2464187
0,75	5	0,883191	0,992467	0,95173	0,93982	0,6573	44,7940058	42,9825042
0,75	6	0,874726	0,993449	0,94932	0,93732	0,6064	56,5496372	54,5704156
0,75	10	0,864608	0,995059	0,94715	0,93522	0,5023	88,5632092	86,1883337
0,75	15	0,863274	0,995308	0,94694	0,93505	0,4628	104,611927	102,040838
0,75	20	0,863166	0,995329	0,94693	0,93503	0,4519	109,543704	106,911042
1	0,5	0,882286	0,87319	0,86465	0,8788	9,889	2,73869516	1,14758155
1	1	0,998463	0,991662	0,99307	0,99656	1	0,6929	0,3436
1	2	0,950944	0,994167	0,97984	0,97131	0,889	10,2185602	9,25860517
1	3	0,896006	0,989382	0,95329	0,94017	0,7503	27,0538451	25,3061442
1	4	0,864125	0,990338	0,9405	0,92554	0,6403	46,8845854	44,5478682
1	5	0,846478	0,992145	0,93488	0,91915	0,5559	68,1748516	65,3444864
1	6	0,836574	0,993534	0,93237	0,91631	0,4901	90,2413793	86,9628647
1	10	0,824437	0,995537	0,93014	0,91379	0,3309	181,093382	176,153823
1	15	0,8228	0,995826	0,92992	0,91356	0,2346	296,386616	289,41006
1	20	0,822667	0,995849	0,92991	0,91354	0,1816	412,063326	403,049559

Tabela 15: Resultados obtidos para os trocadores com arranjo em Z pelo método MLDT.

Fator de correção F para MLDT							
R	P	GeoZ-1	GeoZ-2	GeoZ-3	GeoZ-4	Ganho_1-2 (%)	Ganho_3-4 (%)
0,2	0,2	0,998929	0,997624	0,95609	0,99839	0,13064	4,23672112
0,2	0,4	0,994137	0,986797	0,94536	0,99115	0,38329	4,61920304
0,2	0,6	0,979774	0,95294	0,91717	0,96909	2,38795	5,35811394
0,2	0,8	0,927018	0,805416	0,81476	0,88313	13,11754	7,74101573
0,2	0,85	0,889265	0,646212	0,73389	0,8148	2,3319	9,92923382
0,4	0,2	0,997791	0,995059	0,95428	0,99667	0,273805	4,25325056
0,4	0,4	0,98743	0,971021	0,93454	0,98091	1,661789	4,72725753
0,4	0,6	0,954187	0,886166	0,8742	0,9288	7,128687	5,87864165
0,4	0,7	0,912524	0,755548	0,79548	0,85965	17,2024	7,46434292
0,4	0,75	0,875225	0,572381	0,71824	0,79257	34,60185	9,37812276
0,6	0,2	0,996579	0,99228	0,95235	0,99484	0,431376	4,2713487
0,6	0,4	0,979666	0,951818	0,92181	0,96892	2,842601	4,86202135
0,6	0,6	0,920585	0,780645	0,81464	0,87372	15,2012	6,76180818
0,6	0,65	0,888001	0,645488	0,75081	0,81729	27,30999	8,1339748
0,6	0,75	0,756772	0	0,3023	0,5125	100	41,014279
0,8	0,2	0,995285	0,98926	0,95027	0,99287	0,605354	4,29109119
0,8	0,4	0,970552	0,927888	0,9066	0,95466	4,395849	5,03404881
0,8	0,5	0,938832	0,837137	0,84999	0,9039	10,83208	5,96329666
0,8	0,55	0,912535	0,746498	0,80111	0,86012	18,19514	6,86112768
0,8	0,65	0,814952	0	0,5862	0,676	100	13,2837671
1	0,2	0,993899	0,985965	0,94803	0,99076	0,79827	4,31266629
1	0,4	0,959663	0,897122	0,88806	0,93737	6,516975	5,26129378
1	0,45	0,940297	0,839038	0,85345	0,90617	10,76883	5,81801609
1	0,5	0,912163	0,739134	0,80136	0,85938	18,96909	6,75135533
1	0,6	0,804016	0	0,56008	0,65408	100	14,370916
1,5	0,2	0,989956	0,976243	0,94159	0,98469	1,385213	4,37709583
1,5	0,3	0,969303	0,921808	0,90581	0,95247	4,899913	4,89892637
1,5	3,5	0,94993	0,863992	0,87164	0,92149	9,046772	5,40971687
1,5	0,4	0,919503	0,754476	0,81604	0,87132	17,94741	6,34419659
1,5	0,5	0,781113	0	0,49607	0,60572	100	18,1019881
2	0,15	0,992927	0,983335	0,94702	0,98923	0,966033	4,26774656
2	0,20	0,985129	0,96362	0,93359	0,97719	2,183369	4,46198228
2	0,25	0,97188	0,927406	0,91068	0,95641	4,576079	4,78143719
2	0,3	0,949397	0,857477	0,87097	0,92034	9,681935	5,36412206
2	0,40	0,831358	0	0,63195	0,71191	100	11,231539
2,5	0,1	0,996466	0,991808	0,95331	0,99464	0,467452	4,15507118
2,5	0,15	0,990458	0,976996	0,94294	0,98541	1,359169	4,30966946
2,5	0,2	0,979034	0,946499	0,92329	0,9676	3,323174	4,57866713
2,5	0,25	0,957695	0,881354	0,88588	0,93355	7,971327	5,10695184
2,5	0,35	0,810151	0	0,5769	0,66947	100	13,8267124
3	0,05	0,999079	0,997917	0,95804	0,99861	0,116307	4,06264708
3	0,1	0,995557	0,989567	0,95183	0,99324	0,601673	4,16956961
3	0,15	0,987544	0,969157	0,93808	0,98086	1,861892	4,36186872
3	0,2	0,971004	0,921748	0,90943	0,95478	5,072688	4,74906706
3	0,3	0,831255	0	0,62727	0,71079	100	11,7500907
4	0	1	1	1	1	0	0
4	0,05	0,99872	0,997074	0,95746	0,99807	0,164811	4,06817191
4	0,1	0,93439	0,984134	0,94834	0,98997	0,936645	4,20498016
4	0,15	0,979691	0,946001	0,92469	0,96843	3,438839	4,51740079
4	0,2	0,942063	0	0,85696	0,9072	100	5,53747795

Os dados provenientes das tabelas (10) a (14) apresentam os resultados referentes aos métodos já mencionados, (exceto MLDT) para valores fixos de $NUT = 0,5; 1; 2; 3; 4; 5; 6; 10; 15$ e 20 para C^* variando de 0 a 1 com incremento de $0,25$. Nestas tabelas também são realizados um estudo comparativo entre as geometrias GeoZ-3 e GeoZ-4 com resultados para efetividade de um trocador de calor duplo tubo com escoamentos em contracorrente. O objetivo desta comparação é verificar o grau de precisão de uma possível aproximação para trocadores em contracorrente puro, no qual pode ser utilizado como parâmetro para predizer a performance de trocadores de calor multi-passes.

Na tabela (10) pode-se verificar inicialmente que a Efetividade térmica praticamente mantém-se constante em todos os arranjos para a condição de $C^*=0$. A partir de $C^*=0,25$, consideráveis variações são apresentadas, sendo que para os dois primeiros arranjos, GeoZ-1 e GeoZ-2, nota-se uma Efetividade superior para o primeiro caso, como já esperado pelo fato do fluido externo deste estar em contracorrente ao fluido interno. Para GeoZ-3 e GeoZ-4, também nota-se ligeira superioridade na Efetividade deste último, cujo os escoamentos entre os fluidos também são cruzados - contracorrente.

Importante ainda enfatizar neste estudo é a discrepância encontrada para os valores das Efetividades dos dois últimos arranjos com relação ao trocador em contracorrente puro. Nota-se que erro aumenta tanto para o aumento dos valores de NUT quanto para os valores de C^* , podendo alcançar uma condição máxima de $33,6\%$ e $32,1\%$ para GeoZ-3 e GeoZ-4 respectivamente no ponto $NUT=20$ e $C^*=1$.

Seguindo a mesma tendência do método da Efetividade, os resultados da Eficiência mostram na tabela (11) que para $C^*=0$ a tendência da Eficiência é manter-se praticamente constante para todos os arranjos, da mesma forma que para

$C^* \geq 0,25$, os valores para Eficiência dos arranjos GeoZ-1 e GeoZ-4 são superiores com relação à GeoZ-2 e GeoZ-3 respectivamente. Sobre a discrepância dos dois últimos arranjos com relação a um trocador de calor contracorrente puro, a tendência para este método é similar ao anterior, com o erro aumentando gradativamente de acordo com o aumento de NUT e C^* , podendo alcançar uma condição máxima de 91,4% e 90,8% para GeoZ-3 e GeoZ-4 respectivamente no ponto $NUT=20$ e $C^*=1$.

Nas tabelas de (12) a (14), o Número de Geração de Entropia é calculado para os arranjos da figura (34) para $\tau=0,1$; $\tau=0,5$ e $\tau=0,9$. Para este método percebe-se novamente a tendência dos valores (Número de Geração de Entropia para este caso) permanecerem constantes para $C^*=0$, enquanto a partir de $C^* \geq 0,25$, nota-se uma geração de entropia maior nos arranjos GeoZ-2 e GeoZ-3 com relação à GeoZ-1 e GeoZ-4 respectivamente. A discrepância entre os arranjos GeoZ-3 e GeoZ-4 com relação ao trocador de calor contracorrente puro, mostra-se maior para valores mais altos de NUT, C^* e τ , para este caso.

Finalmente a tabela (15) traz os resultados referentes ao fator de correção F para MLDT dos arranjos GeoZ-1 a GeoZ-4. Os pontos calculados neste método são para faixas de valores onde $R = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5$ e 4 para valores de P variando conforme a localização de cada curva. Um estudo comparativo também é realizado nesta tabela, onde os dois primeiros arranjos GeoZ-1 e GeoZ-2 são comparados entre si e extraído um percentual de variação entre cada arranjo. Os dois últimos arranjos GeoZ-3 e GeoZ-4, por sua vez, também são comparados e um percentual de variação é apresentado. Resultados esses mostram que também pelo método da MLDT é possível verificar que os arranjos em

contracorrente (GeoZ-1 e GeoZ-4) possuem um desempenho superior com relação as respectivas geometrias no qual estes estão sendo comparados.

5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Uma alternativa para análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado foi apresenta neste trabalho. O modelo proposto foi aplicado a uma série de trocadores de calor, onde dados necessários para validação do modelo para os métodos ε -NUT e MLDT bem como para a aplicabilidade em outros métodos, como Eficiência, Análise de geração de entropia e princípio da uniformidade do campo da diferença de temperaturas foram obtidos e analisados, o que permitem as seguintes conclusões para cada método aplicado:

A baixa discrepância entre os resultados obtidos pelo presente trabalho através do método ε -NUT com relação as expressões analíticas disponíveis na literatura, garantem a aplicabilidade do modelo também para geometrias complexas. Também por se tratar de um modelo baseado em princípios físicos de acessível interpretação, este pode ser perfeitamente aplicável em aplicações industriais, principalmente em situações onde são utilizados valores de Efetividade térmica de trocadores de calor de corrente contrárias como uma aproximação, o que pode acarretar em erros consideráveis de projeto.

Com relação ao fator de correção F para MLDT, os resultados obtidos pelo programa *Hete* comparados com as expressões analíticas disponíveis na literatura até o momento, levam a importantes considerações:

- Para uma condição de um simples arranjo, a discrepância entre os resultados é praticamente nula, garantindo a aplicabilidade do modelo;

- Para uma condição de um arranjo com dois passes – correntes paralelas, o modelo mostra-se limitado a esta análise, isto pelo fato das curvas do método ε -NUT não apresentarem comportamento apenas ascendente neste arranjo, resultando em valores de ε com duas raízes de NUT. Uma vez que outros arranjos também apresentam este comportamento, surge então uma oportunidade para trabalhos futuros, com a possibilidade de ser fundamentado na investigação dos efeitos da oscilação encontrada no gráfico ε -NUT poder ser transpassada também para a carta do fator de correção F ;
- Para uma condição de um arranjo com dois passes – correntes contrárias, os resultados comparados apresentaram boa precisão, o que garantem e validam o modelo para este tipo de trocador. Nesta seção, uma outra forma de validação do modelo proposto foi apresentada, com base em um estudo inverso conforme detalhado na seção (4.3).
- Para uma condição de um arranjo com infinitas fileiras e ambos fluidos não misturados, a dificuldade em programar um método para resolução das séries infinitas da expressão teórica ficou evidenciada, e por este motivo, apenas parte dos resultados foram validados, porém com um erro desconsiderável. Por outro lado, a boa convergência entre a faixa de valores comparada contraria dois dos principais autores desta linha de pesquisa, cujas publicações afirmam certa discrepância com relação a carta referente a expressão teórica usada. A partir disso, uma segunda oportunidade de trabalho futuro pode ser levantada, fundamentada na análise dos trabalhos de Gardner e Taborek (1979) e Tucker (1996).

A versatilidade do modelo do presente trabalho permite por intermédio de valores de ε a investigação do desempenho de diferentes arranjos de trocadores de

calor por diversos métodos. Através desta ferramenta, tornou-se possível a verificação do comportamento de cada método para um mesmo arranjo.

Nos dois primeiros arranjos complexos analisados foi possível comprovar por vários métodos que uma simples mudança na trajetória do fluido dos tubos pode acarretar em ganhos expressivos no desempenho térmico do trocador, exceto para casos como condensadores e evaporadores, onde $C^*=0$, no qual em todos os métodos avaliados não houve variação entre os arranjos.

Nos dois últimos arranjos em “Z”, uma nova vantagem do modelo ficou evidenciada na comparação dos resultados reais obtidos pelos métodos com relação aos resultados dos métodos aplicados a um trocador de calor de correntes contrárias. Foi então observado que dependendo do método em que está sendo analisado o equipamento, o erro pode extrapolar qualquer expectativa, como é o caso da margem de erro alcançada no método da análise de geração de entropia.

Um último fato relevante a ser considerado é a diferença de sensibilidade dos métodos, que como pode ser observado, o ganho e/ou o erro em percentual de determinado método em um arranjo específico não é o mesmo de outro método avaliando um mesmo arranjo, como pode ser visualizado no caso dos métodos da Eficiência e da Efetividade, onde a eficiência mostra-se com um percentual de ganho e/ou erro maior do que com relação à efetividade. Com isso conclui-se que ao determinar a eficiência de determinado trocador de calor a partir de um valor de efetividade, a necessidade de precisão deste valor torna-se ainda maior.

Com base nos dados levantados, conclui-se que o modelo do presente trabalho mostra-se como uma ferramenta de grande valia, tanto para aplicações industriais quanto para o meio acadêmico e científico.

REFERÊNCIAS

- BACLIC, B.S. (1978). A Simplified formula for cross-flow heat exchangers effectiveness. **Journal of Heat Transfer**, New York, v.100, p.746-747.
- BEJAN, A. (1977). The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design: Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications. **Journal of Heat Transfer**, v.99, p.374-380.
- BEJAN, A. (1982a). Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow. Wiley, New York, Chap. 2.
- BEJAN, A. (1982b). Second Law Analysis in Heat Transfer and Thermal Design. **Advances in Heat Transfer**, v.15, p.28.
- BEJAN, A. (1996). Transferência de Calor. Tradução de Euryale de Jesus Zerbini; Ricardo S.E. Simões. São Paulo: Edgard Blucher. Cap.9, p.362-410.
- Bowman, R. A.; Mueller, A. C.; and Nagel, W. M.; (1940) Mean Temperature Difference in Design. **Transactions of the ASME**, 62, p. 283-294.
- Cabezas-Gómez, L. et al. (2009). Thermal characterization of a cross-flow heat exchanger with a new flow arrangement. **International Journal of Thermal Sciences**. p.1-6.
- Cabezas-Gómez, L.; Navarro, H. A.; Saiz-Jabardo, J. M., (2007). Thermal performance of multipass parallel and counter-cross-flow heat exchangers. **ASME J. Heat Transfer**, v.129, p. 282-290, March.
- DIGIOVANNI, M. A.; WEBB, R.L. (1989). Uncertainty in effectiveness-NUT calculations for crossflow heat exchangers. **Heat Transfer Engineering**, Washington, v.10, n.3, p.61-70.
- ESDU 86018, Effectiveness-NUT relations for the design and performance evaluation of two-stream heat exchangers, engineering science data unit 86018 with amendment. (1991). London: ESDU International plc. p. 92-107.

FAKHERI, A. (2003). A General Expression for the Determination of the Log Mean Temperature Correction Factor for Shell and Tube Heat Exchangers. **ASME J. Heat Transfer**, v.125, p. 527-530, June.

FAKHERI, A. (2003). Alternative Approach for Determining Log Mean Temperature Difference Correction Factor and Number of Shells of Shell and Tube Heat Exchangers. **J. Enhanced Heat Transfer**, 10(4), p. 407-420.

FAKHERI, A. (2003). Arithmetic Mean Temperature Difference and the Concept of Heat Exchanger Efficiency. In: ASME Summer Heat Transfer Conference, 2003, Las Vegas, Nevada. **Proceedings of HT2003**. p. 21-23, July.

FAKHERI, A. (2003). The Shell and Tube Heat Exchanger Efficiency and Its Relation to Effectiveness. In: ASME International Mechanical Engineering Congress, 2003, Washington, D.C., **Proceedings of IMECE'03**. p. 15-21, November.

FAKHERI, A. (2006). Thermal Efficiency of the Cross Flow Heat Exchangers. In: International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2006, Chicago, Illinois,. **Proceedings of IMECE2006**. p. 5-10, November.

FAKHERI, A. (2007). Heat Exchanger Efficiency. **Transactions of the ASME**, v.129, p. 1268-1276, September.

FAKHERI, A. (2008). Efficiency and Effectiveness of Heat Exchanger Series. **Journal of Heat Transfer**, v.130, p.084502-1 – 084502-4. August.

GARDNER, K.; TABOREK, J. (1977). Mean Temperature Difference: A Reappraisal. **Aiche Journal**, v.06, n.6, p.777-786, November.

GODOY S.M. (2008). **Eficiência Térmica de Trocadores de Calor Compactos Através de Simulação Numérica**. 97f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

GUO, Z. Y. et al. (1996). Principle of Uniformity of Temperature Difference Field in Heat Exchanger. **Science in China (Séries E)**, v.39, n.1, p.68-75, February.

GUO, Z. Y. et al. (2002). Theoretical Analysis and Experimental Confirmation of the Uniformity Principle of Temperature Difference Field in Heat Exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 45, p.2119-2127.

GUO, Z.Y.; WEI, S.; CHENG, X.G. (2004). A Novel Method to Improve the Performance of Heat Exchanger – Temperature Fields Coordination of Fluids. Chinese Science Bulletin, v.49, n.1, p.111-114.

GUT, J.A.W. (2003). **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. 244f. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

INCROPERA, F.P. et al. (2008). **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6^a ed. Tradução de Eduardo Mach Queiroz, Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. Rio de Janeiro: LTC.

KAYS, W.M.; LONDON, A.L. (1998). **Compact Heat Exchangers**. 3rd Ed. New York: McGraw Hill.

MASON, J.L. (1955). Heat transfer in cross flow. In: NATIONAL CONGRESS OF APPLIED MECHANICS, 2., 1954, Michigan. **Proceedings...** New York: ASME. p.801-803.

NAVARRO, H.A.; CABEZAS-GÓMEZ, L. (2005). A New Approach for Thermal Performance Calculation of Cross-Flow Heat Exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, London, v.48, n.18, p.3880-3888, August.

PIGNOTTI, A.; CORDERO, G.O. (1983). Mean Temperature Difference in Multipass Crossflow. **Journal of Heat Transfer**, London, v.105, n.3, p.584-591, August.

RICH, D.G.; DO, D.D. (1955). The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers. ASHRAE Transactions, Atlanta, n.2345, p.307-317.

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

SEKULIC, D.P. (1990). The Second Law Quality of Energy Transformation in a Heat Exchanger. **Journal of Heat Transfer**, v.112, p.295-300, May.

SHAH, R.K.; PIGNOTTI, A. (1993). Thermal analysis of complex cross-flow exchangers in terms of standard configurations. *Journal of Heat Transfer*, New York, v.115, n.2, p.353-359, May.

SMITH, D.M. (1934). Mean Temperature Difference in Cross Flow. *Engineering*, v.38, p.479-481, 606-607.

STEVENS, R.A.; FERNANDEZ, J.; WOOLF, J.R. (1957). Mean-temperature difference in one, two, and three-pass crossflow heat exchangers. **Transactions of the ASME**, New York, v.79, p.287-297.

TABOREK, J. (1983). Charts for mean temperature difference in industrial heat exchanger configuration. In: SCHLUNDER, E.U. (Ed.). **Heat exchanger design handbook**. New York: Hemisphere.

TRIBOIX, A. (2009). Exact and approximate formulas for cross flow heat exchangers with unmixed fluids. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 36, p.121-124.

TUCKER, A.S. (1996). The LMTD Correction Factor for Single-Pass Crossflow Heat Exchangers With Both Fluids Unmixed. **Transactions of the ASME**, v.118, p.488-490, May.

ZOGHBI FILHO, J.R.B. (2004). **Avaliação teórico-experimental do desempenho termo-hidráulico do ar em trocadores de calor tipo serpentina**. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.