

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Luiz Gustavo Monteiro Guimarães

**DETERMINAÇÃO NUMÉRICA DO FATOR DE CORREÇÃO F PARA
TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS**

Belo Horizonte
2015

Luiz Gustavo Monteiro Guimarães

**DETERMINAÇÃO NUMÉRICA DO FATOR DE CORREÇÃO F PARA
TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Luben Cabezas-Gómez, DSc.

Belo Horizonte

2015

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

G963d Guimarães, Luiz Gustavo Monteiro
 Determinação numérica do fator de correção F para trocadores de calor casco
 e tubos / Luiz Gustavo Monteiro Guimarães. Belo Horizonte, 2015.
 140 f. : il.

Orientador: Luben Cabezas-Gómez
Tese (Doutorado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Calor - Transmissão - Modelos matemáticos. 2. Permutadores térmicos. 3.
Análise térmica. 4. Tubos - Dinâmica dos fluidos. I. Cabezas-Gómez, Luben. II.
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.4

Luiz Gustavo Monteiro Guimarães

**DETERMINAÇÃO NUMÉRICA DO FATOR DE CORREÇÃO F PARA
TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Luben Cabezas-Gómez (Orientador) – PUC Minas

Cristiana Brasil Maia – PUC Minas

Flávio Neves Teixeira – UFSJ

Hélio Aparecido Navarro – EESC/USP

Sérgio de Moraes Hanriot – PUC Minas

Belo Horizonte, 19 de Fevereiro de 2015

DEDICATÓRIA

Aos meus pais Nilton e Lucilla pelo dom
da vida, à minha esposa Celsimara e aos
meus filhos Maria Luiza, Luiz Eduardo e
Maria Alice pelo carinho, paciência e
compreensão.

AGRADECIMENTOS

Ao meu pai Nilton, sempre presente.

À minha mãe Lucilla pela compreensão e incentivo.

À minha esposa Celsimara pelo carinho, apoio e incentivo.

Aos meus filhos Maria Luiza, Luiz Eduardo e Maria Alice pelas alegrias e por aceitarem minhas ausências.

À CAPES por financiar meus estudos.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Minas por ser parte primordial desta etapa.

Ao amigo, professor e orientador professor Luben Cabezas-Gómez pelo apoio, ensinamentos e pela amizade.

Ao amigo e professor Matheus Guzella pelas sugestões, apoio e companheirismo.

Ao amigo e professor Flávio Neves Teixeira por toda orientação dada desde o mestrado e pelas contribuições dadas na banca de avaliação deste trabalho.

Aos professores e colegas do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC MINAS.

À Valéria pelo apoio e incentivo.

À professora Cristiana Brasil Maia e ao professor Sérgio de Moraes Hanriot por toda orientação dada, pelos conhecimentos passados e pelas contribuições dadas na banca de qualificação.

Ao professor Hélio Aparecido Navarro por aceitar o convite para participar da banca de avaliação deste trabalho.

À Geralda Martins, Maria Célia dos Anjos, Paulo César dos Santos, Giovani Mendonça, Arpad Tompa pelas contribuições e apoio na realização do trabalho.

RESUMO

No presente trabalho se apresenta um procedimento numérico para determinação do fator de correção F do método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT) para trocadores de calor de casco-tubos. O procedimento proposto é uma adaptação de um existente na literatura para modelagem de trocadores de calor de fluxo cruzado. No trabalho se apresentam resultados numéricos inéditos do fator F para trocadores de calor casco-tubos tipo E que complementam as relações analíticas existentes na literatura aberta, válidas para um número infinito de chicanas, e outras considerações em relação à mistura dos fluidos no trocador de calor. Nos estudos desenvolvidos se simulam trocadores de calor casco-tubos tipo E considerando a variação do número de passes dos fluidos no casco e nos tubos, a variação do número de chicanas, a variação das posições de entrada e saída dos fluidos no casco e no feixe de tubos, respectivamente. Ainda se considera a simulação de trocadores casco-tubos com diversos passes do fluido dos tubos em série ou paralelo, e avaliação das variações das condições de mistura do fluido pelo lado do casco. As simulações realizadas envolvem inicialmente a determinação do Número de Unidades de Transferência (NUT) em função da Efetividade Térmica (ϵ) e da razão entre as Capacitâncias Térmicas (C^*), e posteriormente o cálculo do fator de correção F do método da MLDT a partir de uma associação entre o método da Efetividade Térmica e Número de Unidades de Transferência (ϵ -NUT) e o método da MLDT. Os resultados obtidos com o procedimento desenvolvido são validados através da comparação com valores numéricos obtidos das relações analíticas da literatura aberta e com valores calculados pelo método das células. Os resultados obtidos são coerentes fisicamente e se apresentam na forma de tabelas e cartas, mostrando erros relativos bem pequenos. Resultados inéditos são apresentados para trocadores de calor casco-tubos tipo E com baixo número de chicanas e para variadas posições de entrada e saída dos fluidos no lado dos tubos.

Palavras-chave: Fator de correção da Média Logarítmica das Diferenças de Temperaturas (MLDT). Trocadores de calor casco-tubos. Método da Efetividade Térmica e Número de Unidades de Transferência (ϵ -NUT). Simulação numérica.

ABSTRACT

In this work is presented a numerical procedure for the computation of LMTD correction factor F for shell-and-tube heat exchangers, considering an adaptation of a proposed numerical procedure for cross-flow heat exchangers in the open literature. Novel numerical results of LMTD correction factor F for type E shell-and-tube heat exchangers are presented which complement analytical results available in the literature, these last restricted to infinite number of baffles and full fluid mixture conditions on the shell and/or tube sides. Results are presented by varying the following parameters: the number of passes in the shell and tube sides, number of baffles, the shell and tube inlet and outlet positions, as well as the number of series and parallel tube passes and the mixture condition on the shell side, considering a partial mixture. Simulations are carried on by first determining the number of transfer units (NTU) as a function of the thermal effectiveness and the thermal capacities ratio (C^*) and hence, the LMTD correction factor is computed by associating the thermal effectiveness-number of transfer unit (ε -NTU) and the Log-mean temperature difference (LMTD) methods. Numerical results are presented in form of tables and charts and are confronted against analytical results available in the literature and the cell method, observing a well agreement between the results as well as physical consistency. Novel results are presented for type E shell-and-tube heat exchanger with small number of baffles and different fluid inlet and outlet positions on tube sides.

Key-words: LMTD correction factor, shell-and-tube heat exchangers, Thermal effectiveness-number of transfer unit method, numerical simulation.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1- Trocador de calor casco-tubos 1-1	20
FIGURA 2 - Trocador de calor casco-tubos tipo E da TEMA com um passe no casco	22
FIGURA 3- Tipos de arranjos de escoamentos (a) fluxo paralelo, (b) fluxo em contracorrente, (c) fluxo cruzado	39
FIGURA 4 - Trocador de calor casco-tubos instalado em um tanque de óleo	39
FIGURA 5- Trocadores de calor com escoamento cruzado (a) Aletado com ambos os fluidos não misturados, (b) Não aletado com um fluido não misturado e outro misturado	41
FIGURA 6- Diagrama de distribuição de temperatura em um trocador de calor de correntes opostas	47
FIGURA 7- Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 1-2	54
FIGURA 8- Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 2-4	55
FIGURA 9- Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 1-4	56
FIGURA 10- Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 1-3	57
FIGURA 11- Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 2-6	58
FIGURA 12- Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 3-9	58
FIGURA 13- Curvas do fator F para trocadores tipo 1-2 para o lado do casco não misturado	60
FIGURA 14- Representação de um elemento de fluxo cruzado em um trocador de calor casco-tubos	63
FIGURA 15- Trocador de calor casco-tubos 1-2 com duas chicanas: (a) diagrama idealizado da sequência do fluxo; (b) diagrama decomposto em elementos sequenciais.....	64

FIGURA 16- Diagrama de blocos para determinação do fator de correção F para MLDT	67
FIGURA 17- Diagrama de blocos para determinação de NUT	70
FIGURA 18- (a) Variação de temperatura do fluido na direção longitudinal em relação ao fluxo do fluido na direção transversal, (b) Variação de temperatura no volume de um elemento diferencial dx do trocador de calor em contracorrente	72
FIGURA 19- (a) Arranjo 1-1 em paralelo e em contracorrente com uma chicana; (b) Arranjo 1-1 em paralelo e em contracorrente com duas chicanas	78
FIGURA 20- Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 1-1 com uma chicana	83
FIGURA 21- Arranjos A, B, C e D para trocadores casco-tubos 1-2 com uma chicana.....	87
FIGURA 22- Gráfico do fator de correção F em função dos adimensionais R e P para arranjos 1-2 com uma chicana.....	89
FIGURA 23- Arranjos A, B, C e D para trocadores casco-tubos 1-2 com duas chicanas	89
FIGURA 24- Gráfico do fator de correção F em função dos adimensionais R e P para arranjos 1-2 com duas chicanas	91
FIGURA 25- Comparação do valor do fator de correção F com variação do número de chicanas e os valores obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940)	96
FIGURA 26- Esquemático do arranjo 1-4 para trocadores casco-tubos com duas chicanas	97
FIGURA 27- Comparação do valor do fator de correção F para arranjos 1-4 com duas chicanas e os valores obtidos por Yendall e apresentados por Bowman (1936)	98
FIGURA 28- Esquemático do arranjo 1-3 para trocadores casco-tubos com duas chicanas	99
FIGURA 29- Gráfico comparativo dos valores para o fator de correção F para arranjos 1-3 com duas chicanas e os valores obtidos por Fischer (1938).....	101

FIGURA 30- Esquemático do arranjo 2-6 para trocadores casco-tubos com quatro chicanas	102
FIGURA 31- Gráfico comparativo dos valores para o fator de correção F para arranjos 2-6 com quatro chicanas e os valores obtidos por Fischer (1938).....	104
FIGURA 32- Arranjo com dois passes no casco e quatro passes nos tubos com oito chicanas.....	105
FIGURA 33- Gráfico comparativo dos valores para o fator de correção F para arranjos 2-4 com oito chicanas e os valores obtidos por Underwood (1934)	107
FIGURA 34- Arranjo 1-2 com uma chicana e dois tubos no feixe.....	108
FIGURA 35- Gráfico comparativo entre um arranjo 1-2 com uma chicana e dez tubos no feixe, os resultados obtidos por Gardner (1941a) e os resultados obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940)	109

LISTA DE TABELAS

TABELA 1- Relações ε -NUT para diversos tipos de trocadores de calor.....	50
TABELA 2- Relações entre os métodos MLDT e ε -NUT	51
TABELA 3- Associação entre os métodos MLDT e ε -NUT	65
TABELA 4- Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1- 1 com duas chicanas para trocadores com arranjos em paralelo e em contracorrente para valores de $R=0,2$ e $1,0$	79
TABELA 5- Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1- 1 com duas chicanas para trocadores com arranjos em paralelo e em contracorrente para valores de $R=2,0$ e $4,0$	80
TABELA 6- Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1- 1 com nove chicanas para trocadores com arranjos em paralelo e em contracorrente para valores de $R=0,2$ e $1,0$	81
TABELA 7- Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1- 1 com nove chicanas para trocadores com arranjos em paralelo e em contracorrente para valores de $R=2,0$ e $4,0$	82
TABELA 8- Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1- 1 em contracorrente com variações no número de chicanas.....	84
TABELA 9- Comparação de valores para o fator de correção F obtidos por Shah e Pignotti (1997) com os valores obtidos no presente trabalho	85
TABELA 10- Comparação entre os arranjos A, B, C e D (1-2) com uma chicana e a relação analítica apresentada por Bowman; Mueller e Nagel (1940)	87
TABELA 11- Comparação entre os arranjos A, B, C e D (1-2) com duas chicanas e a relação analítica apresentada por Bowman; Mueller e Nagel (1940)	90
TABELA 12- Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1-2 com variações no número de chicanas	92
TABELA 13- Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1-2 com 1, 2 e 3 chicanas com valores obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940)	94

TABELA 14- Comparaçāo de valores do fator de correção F para arranjos 1-2 com 4, 5 e 10 chicanas com valores obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940)	95
TABELA 15- Comparaçāo de valores do fator de correção F para arranjos 1-4 com valores obtidos por Yendall e apresentados por Bowman (1936)	97
TABELA 16- Comparaçāo de valores do fator de correção F para arranjos 1-3 com valores obtidos por Fischer (1938).....	97
TABELA 17- Comparaçāo de valores do fator de correção F para arranjos 2-6 com valores obtidos por Fischer (1938).....	100
TABELA 18- Comparaçāo de valores do fator de correção F para arranjos 2-4 com valores obtidos por Underwood (1934)	106

LISTA DE SIGLAS

CFD – Computational Fluid Dynamics

ϵ -NUT – Efetividade Térmica e Número de Unidades de Transferência

HETE – Heat Exchanger Thermal Efficiency

MLDT – Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura

NUT – Número de Unidades de Transferência

TEMA – Tubular Exchanger Manufacturers Association

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área [m ²]
A_{fr}	Área frontal do trocador de calor [m ²]
C^*	Razão entre as capacitâncias C_{min} e C_{max} [adimensional]
C	Capacitância térmica [W/K]
C_p	Calor específico a pressão constante [J/Kg.K]
D	Diâmetro [m]
F	Fator de correção da temperatura média logarítmica [adimensional]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
h_i	Coeficiente convectivo do lado interno [W/m ² .K]
h_o	Coeficiente convectivo do lado externo [W/m ² .K]
k	Condutividade térmica [W/m.K]
L	Comprimento [m]
\dot{m}	vazão em massa [kg/s]
M	Número de trocadores conectados [adimensional]
P	Efetividade de temperatura [adimensional]
q	Taxa líquida de transferência de calor [W]
r	Raio [m]
R	Razão entre as capacitâncias C_f e C_q [adimensional]
T	Temperatura [K]
U	Coeficiente global de transferência de calor [W/m ² .K]
z	Altura [m]
N_c	Número de circuitos do trocador
N_e	Número de elementos por tubo
N_f	Número de fileiras na geometria do trocador
N_l	Número de linhas na geometria do trocador
N_t	Número de tubos por linha

Subscritos

<i>0</i>	Externo
<i>1-1</i>	Arranjos com 1 passe no casco e 1 nos tubos
<i>1-2</i>	Arranjos com 1 passe no casco e 2 nos tubos
<i>1-3</i>	Arranjos com 1 passe no casco e 3 nos tubos
<i>1-4</i>	Arranjos com 1 passe no casco e 4 nos tubos
<i>2-4</i>	Arranjos com 2 passes no casco e 4 nos tubos
<i>2-6</i>	Arranjos com 2 passes no casco e 6 nos tubos
<i>3-9</i>	Arranjos com 3 passes no casco e 9 nos tubos
<i>4-12</i>	Arranjos com 4 passes no casco e 12 nos tubos
<i>cc</i>	Contra corrente
<i>co</i>	Correntes opostas
<i>cp</i>	Correntes paralelas
<i>e</i>	Entrada
<i>f</i>	Frio
<i>i</i>	Interno
<i>ml</i>	Média logarítmica
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>q</i>	Quente
<i>s</i>	Saída

Sobrescritos

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

Símbolos

Δ	Diferença
Δ_{Tm}	Diferença média de temperaturas
ϕ	Função
ε	Efetividade
ε_c	Efetividade da célula
θ	Temperatura adimensional
Γ	Parâmetro de efetividade local
δ	Denota diferença

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Justificativa	21
1.2	Objetivos.....	22
2	REVISÃO DA LITERATURA	24
2.1	Fator F para correção da MLDT	24
2.2	Simulações de trocadores de calor casco-tubos.....	30
2.3	Síntese da revisão da literatura.....	36
3	FUNDAMENTOS	38
3.1	Trocadores de calor	38
3.2	Fluido misturado e não misturado	40
3.3	Fator F para correção da MLDT	41
3.4	Método da MLDT para análise de trocadores de calor	43
3.5	Método ϵ -NUT para análise de trocadores de calor	46
3.6	Relações entre os métodos MLDT e ϵ -NUT	50
3.7	Relações para o fator F disponíveis na literatura	51
4	MÉTODO PROPOSTO	62
4.1	Procedimento para determinação do NUT	68
4.2	Procedimento numérico para determinação da efetividade térmica ϵ	71
4.2.1	<i>Solução numérica</i>	74
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	77
5.1	Resultados para trocadores casco-tubos 1-1	78
5.2	Resultados para trocadores casco-tubos 1-2	87
5.3	Resultados para trocadores casco-tubos 1-4	97
5.4	Resultados para trocadores casco-tubos com passes desbalanceados no lado dos tubos	99
5.5	Resultados para trocadores casco-tubos 2-4	105
5.6	Resultados para trocadores com variados números de tubos no feixe.....	108
6	CONCLUSÕES.....	111

7 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS.....	114
REFERÊNCIAS	115
APÊNDICE A – MÉTODO DAS CÉLULAS	122
APÊNDICE B – MÉTODO ITERATIVO PARA CÁLCULO DA EFETIVIDADE	128
APÊNDICE C - ENTRADA DE DADOS NO PROGRAMA.....	137

1 INTRODUÇÃO

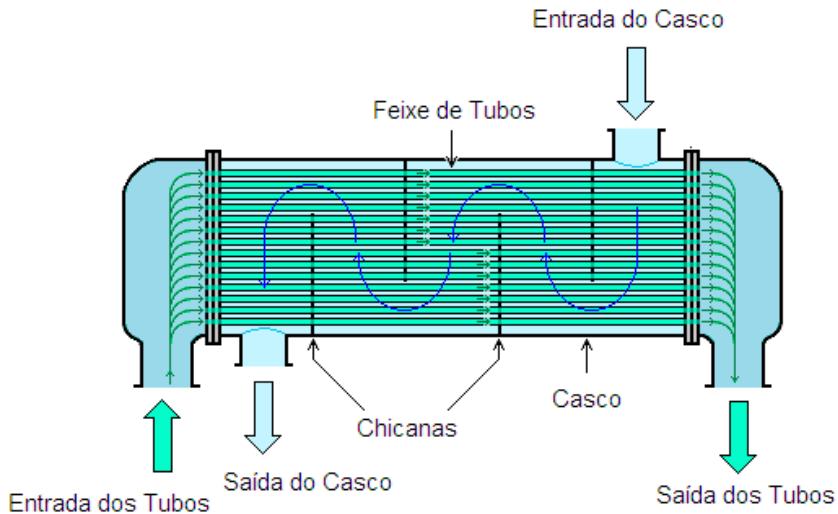
O processo de transferência de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas ocorre em diversas aplicações de engenharia tais como: aquecimento/resfriamento de ambientes, condicionamento de ar, produção de potência, recuperação de calor residual, produção de energia elétrica, entre outras. Comumente, os processos de transferência de calor citados, são realizados em equipamentos denominados trocadores de calor. Existem inúmeros tipos de trocadores de calor empregados em diversas aplicações industriais, comerciais, e domésticas (SHAH; SEKULIÇ, 2003).

O estudo de técnicas para desenvolvimento de projetos e otimização de trocadores de calor foram primeiramente apresentadas por autores como Nusselt (1930), Colburn (1933), Nagle (1933), Underwood (1934), Smith (1934), Fischer (1938), Bowman, Mueller e Nagel (1940). Apesar do esforço no aperfeiçoamento dessas técnicas, as relações empregadas para o cálculo da influência da distribuição das diferenças de temperaturas desenvolvidas por estes autores são utilizadas até os dias de hoje.

O trocador de calor objeto deste estudo é o trocador de casco-tubos tipo E da Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) que consiste em tubos paralelos por onde circula um dos fluidos, montados em um casco cilíndrico no qual circula o outro fluido. Segundo Shah e Sekulic (2003) as chicanas têm a função de conduzir o escoamento do fluido num arranjo cruzado, ora paralelo ou contracorrente. Esse escoamento ocasiona certa turbulência e um maior tempo de residência do fluido do lado do casco, provocando um aumento da taxa de transferência de calor. Além disso, as chicanas apoiam fisicamente os tubos reduzindo a vibração dos mesmos, vibração esta induzida pelo escoamento.

A Figura 1 mostra esquematicamente um trocador casco-tubos com um passe no casco e um passe nos tubos (1-1).

Figura 1 – Trocador de calor casco-tubos 1-1



Fonte: INCROPORA et al, 2008

Para analisar o desempenho e projetar trocadores de calor casco-tubos, diversos métodos têm sido publicados ao longo dos anos por diferentes autores. Os mais amplamente utilizados são os métodos da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT) e da Efetividade Térmica e Número de Unidades de Transferência (ϵ -NUT). Basicamente, esses métodos exploram a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor máxima possível, obtida utilizando a troca de calor em contracorrente como sendo o caso de máxima taxa de transferência.

Para o cálculo do fator F do método da MLDT, Bowman, Mueller e Nagel (1940) apresentaram resultados propostos por Nagle (1933), Underwood (1934), Bowman (1936) e Fischer (1938) para diversos tipos de arranjos de trocadores de calor. Apesar da importância dos resultados apresentados, eles são limitados à hipótese de infinitas chicanas para o trocador de calor casco-tubos. Sendo assim, essas relações podem fornecer resultados errôneos para arranjos com baixo número de chicanas. Outra limitação aos resultados é a ausência de relações analíticas que forneçam resultados para diversos tipos de arranjos, ficando restritas a arranjos específicos. Gardner e Taborek (1977) consideraram o uso de infinitas chicanas como mais apropriado para as relações analíticas disponíveis na literatura.

O método proposto neste trabalho visa obter resultados para o fator F da MLDT para trocadores de calor casco-tubos com arranjos complexos e com baixo

número de chicanas aplicando para trocadores casco-tubos uma metodologia desenvolvida para trocadores em fluxo cruzado.

A metodologia utilizada baseia-se no estudo de Navarro e Cabezas-Gómez (2005). Os autores em questão desenvolveram uma nova abordagem para o cálculo da efetividade de trocadores de calor de fluxo cruzado resumida no código Heat Exchanger Thermal Efficiency (HETE). Através desse procedimento numérico é possível calcular a efetividade térmica pelo método ε -NUT para arranjos complexos de trocadores de fluxos cruzados. Para o cálculo do fator F do método da MLDT faz-se uma associação entre os dois métodos baseado no procedimento apresentado por Kays e London (1998).

O procedimento de Navarro e Cabezas-Gómez (2005) se aplica em trocadores de calor onde o fluido externo é não misturado, separado por aletas, sendo o fluido interno considerado perfeitamente misturado em cada tubo. No caso dos trocadores de casco-tubos, o fluido que escoa por dentro dos tubos é considerado não misturado, correspondendo ao fluido externo de um trocador de fluxo cruzado. Assim, assume-se que existem muitos circuitos de tubos no trocador, fazendo com que o fluxo desse lado do trocador seja não misturado. Já o fluido do lado do casco pode ser simulado como totalmente misturado quando se usa um tubo apenas, ou com certo grau de não mistura quando se emprega um número maior de tubos.

1.1 Justificativa

A originalidade do trabalho consiste em complementar o conjunto de relações analíticas empregadas para o cálculo do fator de correção F da MLDT para projeto e otimização de trocadores de calor casco-tubos.

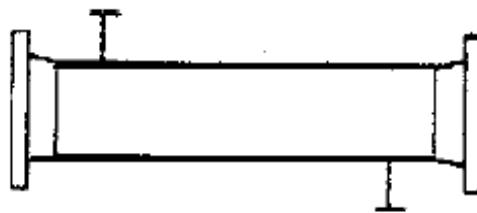
As relações analíticas disponíveis na literatura são determinadas para tipos e arranjos específicos de trocadores de calor casco-tubos, mas com limitações importantes, sendo essas não adequadas para trocadores com baixo número de chicanas e com arranjos complexos. As mesmas também não avaliam o fator de correção F da MLDT quando são variadas as posições de entrada e saída dos fluidos do lado do casco e do lado dos tubos. Para fornecer dados complementares do fator de correção F, apresenta-se uma metodologia numérica que pode ser

utilizada para trocador de calor casco-tubos com arranjos simples e complexos e com um número variável de chicanas.

O procedimento proposto também permite simular trocadores em série ou em paralelo, sejam eles idênticos ou não. Podem ser avaliadas as variações do fator de correção F da MLDT variando as posições de entrada e saída dos fluidos, bem como avaliar a condição de fluido misturado ou não misturado do lado do casco. Cabe ressaltar que a condição de mistura do fluido no lado dos tubos após cada chicana ainda não pode ser modelada com a metodologia proposta.

Desta forma, a principal contribuição desta tese é apresentar, de forma inédita, uma metodologia numérica que possibilite a determinação dos fatores de correção F do método da MLDT para arranjos complexos, baixo número de chicanas e condições de mistura para trocadores de calor casco-tubos tipo E da TEMA mostrado esquematicamente na Figura 2.

Figura 2 – Trocador de calor casco-tubos tipo E da TEMA com um passe no casco



Fonte: Harrison, 1999

1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo principal aplicar em trocadores de calor casco-tubos o procedimento numérico baseado na abordagem desenvolvida por Navarro e Cabezas-Gómez (2005) para a determinação do fator de correção F do método MLDT para trocadores de fluxo cruzado. No trabalho são considerados trocadores de calor casco-tubos tipo E com um número variável de chicanas, assim como com geometrias simples e complexas e com variados números de passes no casco e nos tubos, respectivamente.

Neste trabalho os objetivos específicos são:

- a) realizar comparações dos resultados obtidos com valores provenientes do método das células (GADDIS; VOGELPOHL, 1984);
- b) comparar valores de F obtidos através do novo procedimento com as soluções analíticas disponíveis na literatura para diversos arranjos em que variam o número de passes nos tubos, o número de chicanas, as posições de entrada e saída do fluido no casco e as posições de entrada e saída do fluido no feixe de tubos;
- c) apresentar curvas do fator F para diversos arranjos de trocadores de calor de casco-tubos;
- d) mostrar os erros do procedimento de cálculo proposto em relação aos procedimentos de solução disponíveis na literatura.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo são apresentados estudos relacionados à determinação do fator F de correção da MLDT e simulação numérica para trocadores de calor do tipo casco-tubos.

O conceito da MLDT foi desenvolvido para um trocador de calor de um único passe em contracorrente ou paralelo. Porém, para arranjos com outras configurações, um fator de correção F deve ser considerado. No caso de trocadores de calor em contracorrente ou paralelo, a MLDT representa o valor médio real das diferenças de temperaturas entre os dois fluidos ao longo do trocador de calor. No caso de outras configurações a MLDT deve ser corrigida para representar a diferença média de temperaturas real entre os dois fluidos. Nesses casos, que são a maioria, se emprega o fator de correção F da MLDT (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Este fator F assume valores entre 0 e 1, sendo unitário para os arranjos em contracorrente. Quando o arranjo fornecer uma diferença de temperaturas real mais próxima da contracorrente, mais o valor de F tende à unidade.

O fator F de correção da MLDT é um termo adimensional que depende da efetividade de temperatura P, da razão entre as capacidades térmicas dos fluidos que estão envolvidos na troca térmica R e do arranjo. Para o caso de trocadores de calor casco-tubos existem diversos arranjos que são definidos em função do número de passes no casco, do número de passes nos tubos e das posições de entrada e saída dos fluidos em ambos os lados. Logo F é função de P, R e do arranjo (SHAH; SEKULIĆ, 2003). Assim a MLDT calculada é ajustada pelo fator de correção F de acordo com o tipo de trocador de calor a ser avaliado.

Ao longo dos anos, diversos trabalhos têm sido publicados com o intuito de determinar relações para o fator F de forma mais eficiente e mais adequada ao tipo de trocador e de arranjo.

2.1 Fator F para correção da MLDT

Colburn (1933) mostrou que, para líquidos, o coeficiente global de transferência de calor varia com a temperatura e com o comprimento do trocador. O método apresentado para simulação de trocadores de calor é baseado na suposição de que o coeficiente global de transferência de calor é uma função linear da

temperatura do fluido, sendo o fator F determinado em função do coeficiente global de transferência de calor variando ao longo do comprimento do trocador. Os resultados obtidos pelo autor mostraram-se apropriados para trocadores de calor tipo 1-1 (um passe no casco e um passe nos tubos).

Nagle (1933) apresentou cartas para o cálculo do fator F para trocadores de calor do tipo casco-tubos em função da efetividade de temperatura P e da razão R entre as capacidades térmicas dos fluidos. Para o desenvolvimento das cartas, o autor considerou o fluido misturado do lado do casco. Deste modo, a temperatura em uma seção do trocador de calor do lado do casco pode ser considerada uniforme. De acordo com o autor, esta consideração é adequada devido à presença de chicanas. Cabe destacar que, em trocadores de calor com múltiplos passes, o fluxo não ocorre nem em paralelo nem em contracorrente. Considerações adicionais para a elaboração das cartas foram: coeficiente global de transferência de calor constante, regime permanente, propriedades constantes dos fluidos e perda de calor para o meio externo desprezível. Inicialmente, os arranjos dos trocadores de calor foram 1-2, 1-4, 1-6 (um passe no casco e dois, quatro e seis passes nos tubos). O autor verificou que, para esses três arranjos, os resultados se mostraram praticamente constantes. Resultados adicionais, na forma de cartas, para arranjos 2-4 (dois passes no casco com quatro passes nos tubos) foram também apresentados.

Smith (1934a, 1934b) comparou, através de uma série de simulações, trocadores de calor em paralelo com trocadores em contracorrente. De acordo com o autor, para valores de P e R baixos, os valores do fator F para fluxo paralelo e contracorrente são muito próximos. Por outro lado, quando são utilizados valores maiores para os adimensionais de P e R , os resultados para o fator F para o fluxo em contracorrente são bem mais elevados dos que os resultados para fluxo em paralelo. Portanto, segundo o autor, os trocadores com fluxo em contracorrente são mais eficientes do que os com fluxo em paralelo.

Bowman (1936) definiu as condições de mistura ou não mistura do lado do casco e do lado dos tubos, utilizando hipóteses de fluido misturado em ambos os lados. Ele comprova, através de simulações, que relações desenvolvidas para arranjos 1-2 (um passe no casco e dois nos tubos) não se mostraram adequadas para arranjos 2-4 (dois passes no casco e quatro nos tubos). Neste caso, devem ser utilizadas relações específicas para cada tipo de arranjo.

Fischer (1938) implementou uma relação analítica para o fator F em um trocador de calor tipo casco-tubos com arranjo tipo 1-3 (um passe no casco e três nos tubos) e suas variações como 2-6 (dois passes no casco e seis nos tubos), 3-9 (três passes no casco e nove nos tubos), 4-12 (quatro passes no casco e doze nos tubos). O método apresentado para simulação de trocadores de calor é baseado na suposição de que o coeficiente global de transferência de calor é constante, os calores específicos dos dois fluidos são também constantes e os dois fluidos são totalmente misturados. A avaliação realizada indicou que melhores resultados foram obtidos quando o arranjo é feito para dois passes em contracorrente e um passe paralelo. Esse tipo de arranjo é interessante por tratar-se de trocadores compactos.

Broeck (1938) apresentou os resultados em forma de tabelas para o Número de Unidades de Transferência (NUT) em função dos adimensionais P e R, obtidos por Underwood (1934) para arranjos 1-2 e 2-4 e por Fischer (1938) para arranjos 1-3, 2-6, 3-9 e 4-12, mostrando que se obtêm maiores efetividades para arranjos com mais passes em contracorrente do que em paralelo. O autor utilizou as relações analíticas para mostrar a relação entre os métodos ϵ -NUT e o método da MLDT para o cálculo do fator F e também considerou o uso do coeficiente global variando ao longo do comprimento do trocador de calor.

Bowman, Mueller e Nagel (1940) apresentaram um estudo de trocadores de calor em variados arranjos e propuseram relações para cálculo do fator de correção F em que considera ambos os fluidos como totalmente misturados. Dentre os arranjos considerados pelos autores, estão incluídos os de fluxo cruzado e de casco-tubos, sendo esse último o foco deste trabalho. Inicialmente, os autores apresentaram resultados do cálculo para o fator de correção F proposto por Nagle (1933) e Underwood (1934), sendo esses somente para um número par de passes do lado dos tubos por passe no casco. Para um número ímpar de passes do lado dos tubos por passe no casco, os autores apresentaram resultados para o cálculo do fator F desenvolvido por Fischer (1938). Apesar da importância dos resultados, esses são limitados à hipótese de infinitas chicanas no trocador de calor, podendo gerar resultados errôneos para condições fora desta consideração.

Gardner (1941b) apresentou um estudo semelhante ao de Fischer (1938) no qual propõe a análise dos trocadores de calor casco-tubos com um número maior de passes do lado dos tubos em contracorrente do que em paralelo. O autor denominou os trocadores com essa característica como trocadores de passes desequilibrados,

isto é, numero de passes em contracorrente diferente do número de passes em paralelo. As relações apresentadas baseiam-se na relação de K entre o produto da área de troca térmica e o coeficiente global dos passes em contracorrente e o produto da área de troca térmica e o coeficiente global dos passes em paralelo.

Gardner (1941a) expôs relações do fator de correção F , fazendo considerações para o fluido do lado do casco não misturado. Os fatores de correção F para a condição de não mistura do lado do casco se mostram com valores superiores aos resultados para o fator F de trocadores com fluido do lado do casco completamente misturado, sendo mantidas as mesmas condições de temperaturas. Outra observação feita pelo autor foi que, para infinitos passes nos tubos, o fator de correção F para trocadores de calor casco-tubos se aproxima dos de fluxo cruzado, em que se considera um fluido misturado e outro não misturado.

Gardner (1942) apresentou relações do fator de correção F para trocadores de calor idênticos conectados em série, em paralelo ou série/paralelo, com variações nas posições de entrada e saída dos fluidos quente e frio. As relações apresentadas consideram a relação entre os valores dos adimensionais P e R iniciais e os valores de P e R para o conjunto de trocadores conectados.

Ramalho e Tiller (1965) obtiveram resultados para o fator F para arranjos 1-2 e 2-4 através de métodos numéricos utilizando as considerações de Colburn (1933) para arranjos 1-1. Os autores utilizaram o coeficiente global de transferência de calor como uma função linear da temperatura e compararam os resultados com as cartas para o fator F de trocadores de calor casco-tubos desenvolvidas por Underwood (1934) para arranjos 1-2 e 2-4 para valores de U constantes.

Domingos (1969) definiu regras para as relações entre os valores de P e R iniciais e para o conjunto de trocadores de calor idênticos conectados em série ou em paralelo. No estudo, as três principais premissas consideradas para trocadores casco-tubo são:

- a) dois trocadores idênticos em paralelo e em fluxo cruzado;
- b) dois trocadores idênticos em série com fluxo em paralelo;
- c) dois trocadores em série com fluxo em contracorrente.

Roetzel e Nicole (1975) desenvolveram uma equação empírica para aplicação em diversos arranjos e tipos de trocadores de calor, sendo que os valores dos

coeficientes empíricos variam para cada tipo específico de trocador analisado e os valores das constantes são tabelados para cada tipo de trocador. Os resultados foram relevantes para ambos os fluidos não misturados para trocadores de calor tipo 1-1 e os autores reconheceram a grande utilidade das representações explícitas dos fatores de correção da MLDT para desenvolvimento de softwares para a elaboração de projetos de trocadores de calor.

Crozier e Samuels (1977) propuseram um algoritmo para determinação do fator de correção F para um número ímpar de passes nos tubos para cada passe no casco. O método foi baseado nas considerações de Fischer (1938) e Gardner (1941b), estando as equações para o balanço de calor integradas numericamente utilizando o procedimento Runge Kutta e a área do trocador sendo determinada por procedimentos de tentativa e erro.

Gardner e Taborek (1977) avaliaram o impacto de três considerações simplificadoras comumente adotadas para cálculo da MLDT em trocadores de calor casco-tubos, sendo elas: coeficiente global de transferência de calor constante, desprezo pelas folgas construtivas e consideração de infinitas chicanas em trocadores de calor casco-tubos. Com relação à primeira consideração, essa normalmente é violada quando a diferença de temperatura entre os fluidos é elevada ou quando os fluidos apresentam características particulares de viscosidades. Para a segunda consideração, cabe destacar que a partilha desigual do fluxo no interior do trocador de calor produz um valor distorcido para a temperatura de saída. Finalmente, para a terceira consideração, particularmente a mais relevante no presente trabalho, uma avaliação mostra que se for considerado um baixo número de chicanas, as relações disponíveis na literatura não se mostram apropriadas.

Pignotti e Cordero (1983a, 1983b) definiram o número de unidades de transferência para um trocador em contracorrente (NUT_{cc}) de forma semelhante ao utilizado por Kays e London (1998). Para o cálculo do fator de correção F da MLDT utilizaram a relação entre o valor de NUT_{cc} e o valor de NUT para o trocador a ser estudado. Os autores empregam como dados de entrada o valor de NUT e R , calculando através de um algoritmo recursivo o valor de P e, portanto do fator F . O método apresentado pelos autores permite a obtenção de diversas soluções analíticas para alguns arranjos (arranjos cruzado-paralelo ou cruzado contracorrente com apenas um circuito) de trocadores de fluxo cruzado, e para arranjos mais

complexos permite a obtenção de um sistema de equações a ser resolvido por algoritmo recursivo.

Pignotti (1984b) estendeu o método das matrizes desenvolvido por Domingos (1969) para estudar a influência das direções de entrada e saída do fluido no lado dos tubos, e do número de chicanas nos valores do fator de correção F do método da MLDT para trocadores de calor casco-tubos. O método desenvolvido pelo autor é bem sofisticado limitando um pouco a generalização do seu uso para outros arranjos complexos de trocadores de calor de casco-tubos.

Em outro trabalho Pignotti (1984b) estabeleceu critérios para determinação do fator de correção F para trabalhar com trocadores de calor simétricos conjugados. Quando não existem relações analíticas disponíveis para o arranjo estudado, pode-se subdividir o trocador em dois ou mais trocadores simétricos, relacionando os valores de P e R de cada parte dos trocadores separadamente. Para o caso de trocadores casco-tubos 1-2 tipo E da TEMA, o autor utilizou as considerações obtidas por Gardner e Taborek (1942) e as regras apresentadas por Domingos (1969) para determinar as relações entre P e R para trocadores em série ou em paralelo.

Ahmad, Linnhoff e Smith (1988) introduziram um novo parâmetro denominado X_p , e obtiveram equações explícitas para cálculo do número de cascões em série a partir da razão entre as capacidades térmicas, a efetividade térmica do trocador de calor e do novo parâmetro proposto. De acordo com os autores, a partir da especificação de X_p e das temperaturas terminais, soluções diretas para problemas envolvendo trocadores de calor do tipo casco-tubos podem ser obtidas como alternativa aos métodos gráficos tradicionais.

Tucker (1996) definiu um procedimento de solução iterativa baseado no trabalho de Mason (1955) de obtenção da efetividade térmica de trocadores de calor com ambos os fluidos não misturados e na associação entre os métodos ε -NUT e MLDT utilizado por Kays e London (1998). Os resultados obtidos foram comparados com os dados apresentados por Bowman, Mueller e Nagel (1940).

Shah e Pignotti (1997) mostraram a influência de um número finito de chicanas na efetividade e no valor do fator de correção F da MLDT para trocadores de calor casco-tubos tipo E (TEMA). Para essa análise foram consideradas as seguintes hipóteses simplificadoras: regime permanente, ausência de trocas de calor com a vizinhança, distribuição uniforme da vazão mássica em ambos os lados do

trocador, ausência de perdas das folgas construtivas e da condução longitudinal na parede. O método de cálculo utilizado foi o das matrizes apresentado por Pignotti (1984a). Os resultados para trocadores com um passe no casco e um passe nos tubos (1-1) mostram que apenas a partir de 6 chicanas os resultados para o fator de correção F são iguais a 1, que é o valor esperado para trocadores em contracorrente. A mesma análise realizada por Gardner e Taborek (1977) concluiu que o número de chicanas a partir do qual o valor para o fator de correção F seja igual a 1 é de 10 chicanas. Os resultados em contracorrente foram comparados com trocadores em fluxo paralelo mostrando, o que era esperado, um melhor desempenho para os trocadores em contracorrente. Os autores avaliaram através do método das matrizes os efeitos da direção de entrada e saída dos fluidos tanto do lado do casco quanto do lado dos tubos.

Triboix (2009) propôs uma fórmula exata para o cálculo da eficiência térmica de trocadores de calor em contracorrente para ambos os fluidos não misturados. Essa fórmula aproximada tem precisão de, pelo menos, 2% em relação às soluções utilizando séries infinitas para o valor de NUT variando de 0 a 6.

2.2 Simulações de trocadores de calor casco-tubos

Simulações do comportamento de trocadores de calor casco-tubos podem ser realizadas a partir de diferentes modelos matemáticos, podendo incluir estudos relacionados à otimização destes equipamentos.

Nesta seção são apresentados estudos relevantes relacionados à trocadores de calor casco-tubos.

Kara e Güraras (2004) desenvolveram um programa computacional para projeto de trocadores de calor casco-tubos com escoamento monofásico dos lados do casco e tubo. O programa desenvolvido permite a simulação de trocadores com tubo em U com chicanas, com um ou dois passes do lado dos tubos e fornece como grandezas de saída o coeficiente global de transferência de calor do lado do casco, as dimensões do feixe de tubos e a área de transferência de calor ótima requerida para satisfazer valores de queda de pressão do lado do casco. Como parâmetros de entrada são necessários: vazões dos fluidos no casco e tubos, temperaturas de entrada e saída, fatores de incrustação e fluidos de trabalho. Adicionalmente, deve ser fornecido o critério para o dimensionamento e a queda de pressão do lado do

casco. De acordo com os autores, o programa desenvolvido possui a capacidade de selecionar o melhor trocador de calor para uma determinada aplicação a partir de um banco de trocadores de calor previamente disponíveis.

Unuvar e Kargici (2004) apresentaram um método para otimização e projeto de trocadores de calor casco-tubos com o objetivo de evitar o tradicional processo iterativo. O método proposto pelos autores baseia-se na minimização da função objetivo custo anual total utilizando como funções restritivas o balanço de energia e as equações de taxa de transferência de calor. Para solução do problema de otimização, o método de descida mais íngreme é utilizado. Como variáveis de projeto iniciais foram considerados os coeficientes de transferência de calor convectivos interno e externo, diferença de temperaturas e área externa de transferência de calor. A partir do procedimento numérico implementado, valores numéricos dessas variáveis ocorrem simultaneamente até que a solução ótima seja atingida. A fim de verificar a consistência do método proposto, uma solução ótima de um problema retirado de Peters e Timmerhaus (1991) foi utilizada como referência e foi observado que o método proposto é uma ferramenta de otimização de trocadores de calor consistente e robusta, podendo ser utilizada beneficamente na indústria de energia.

Ponce-Ortega, Serna-González e Jimenez-Gutierrez (2008) propuseram uma metodologia para projeto e otimização econômica de trocadores de calor casco-tubos com um e dois passes no casco, arranjados em série. O método empregado para projeto é baseado no cálculo do fator F para correção da diferença de temperaturas média logarítmica e parâmetros de restrição, para obter trocadores de calor adequados e práticos. Já o método empregado para otimização econômica foi fornecido através de métodos gráficos de modo a tornar mais clara a natureza do processo de otimização. A metodologia proposta foi empregada para solução de otimização de um trocador de calor casco-tubos pressupondo um valor do fator F mínimo igual a 0,8, efetividade térmica igual a 0,878 e razão entre capacidades térmicas igual a 0,8333 resultando em parâmetros ótimos de temperatura do fluido frio na saída igual a 35,3°C e número de cascós igual a 6.

Fesanghary, Damangir e Soleimani (2009) realizaram um estudo de otimização econômica do projeto de trocadores de calor casco-tubos. A fim de reduzir o custo computacional do problema de otimização, os autores utilizaram a análise de sensibilidade global para determinar quais parâmetros possuem menor

influência no custo total. Posteriormente foi empregado o algoritmo de busca harmônica para a solução do problema de otimização no qual os parâmetros geométricos foram otimizados com base no custo total mínimo. Para verificação da consistência do método proposto, um exemplo ilustrativo foi utilizado e os resultados obtidos foram comparados com resultados obtidos pelo método genético. Os autores observaram que a solução ótima alcançada pelo algoritmo de busca harmônica convergiu com maior precisão que o método genético.

Guo, Cheng e Xu (2009) realizaram um estudo de otimização do projeto de trocadores de calor casco-tubos utilizando o princípio de sinergia do campo. O problema de otimização foi resolvido utilizando o método genético a partir da maximização do número de sinergia do campo (função objetivo), definido como um indicador da sinergia entre o campo de velocidades e transferência de calor. Os autores demonstraram que, com base nos parâmetros de projeto iniciais, o projeto ótimo resultou em um menor custo total e maior performance do trocador de calor. Adicionalmente, foi realizada uma comparação com métodos tradicionais de otimização de projetos considerando o custo total como função objetivo. Os resultados mostraram que a abordagem de maximização do número de sinergia do campo é mais eficaz que a abordagem de minimização do custo total.

Zhang, He e Tao (2009a, 2009b) apresentaram um estudo de simulação numérica de trocadores de calor casco-tubos utilizando técnicas de Computational Fluid Dynamics (CFD) para diferentes ângulos das chicanas. Os autores compararam resultados numéricos de queda de pressão e número de Nusselt do lado do casco para angulação das chicanas em 40°, com resultados experimentais. Pequenas discrepâncias foram observadas, sendo que para a queda de pressão, os resultados numéricos foram superiores aos experimentais e um comportamento inverso foi observado para o número de Nusselt. Essas discrepâncias foram associadas a simplificações adotadas na construção do modelo do trocador de calor, sendo principal a ausência de vazamentos, além de erros associados às medições das grandezas experimentais. Apesar das discrepâncias, o modelo numérico desenvolvido mostrou-se útil para investigação da performance de trocadores de calor do tipo casco-tubos.

Ozden e Tari (2010) apresentaram um estudo semelhante ao de Zhang, He e Tao (2009a, 2009b), entretanto os resultados obtidos do coeficiente global de transferência de calor, temperatura na saída do lado do casco e queda de pressão

do lado do casco foram comparados com resultados fornecidos pela aplicação do método de Bell-Delaware (KAKAÇ; LIU, 2002). Adicionalmente, foi investigado o efeito do espaçamento das chicanas no desempenho do trocador de calor para diferentes valores de vazões mássicas. Observaram que somente para determinados valores do espaçamento das chicanas os resultados do coeficiente global de transferência de calor obtidos pelas simulações CFD se aproximaram dos valores obtidos pelo método de Bell-Delaware.

Vera-García et al. (2010) apresentaram um modelo simplificado para estudo de trocadores de calor casco-tubos, especialmente quando operam como condensadores e evaporadores. O modelo desenvolvido trata o trocador de calor de forma global e requer os dados referentes à condição na entrada do equipamento e fornece dados referentes à condição de saída. O modelo foi utilizado para análise de um ciclo de refrigeração tradicional em que os dados de saída foram comparados com resultados experimentais para diferentes condições apresentando coerência. De acordo com os autores, o modelo proposto é particularmente útil quando há poucas informações disponíveis a respeito da instalação na qual os trocadores de calor operam.

Vengateson (2010) desenvolveu um procedimento para projeto de trocadores de calor casco-tubos em série, tratando especificamente dois tipos de arranjos para o trocador tipo E. O primeiro arranjo é formado por um único passe do lado do casco e números múltiplos de dois de passes nos tubos. O arranjo do tipo F apresenta dois passes do lado do casco com a presença de uma chicana na direção longitudinal dividindo cada casco em dois compartimentos. Nesse caso, o fluido entra por um destes compartimentos, percorre o compartimento citado ao longo do casco e retorna posteriormente pelo outro compartimento, saindo deste pelo lado em relação a posição de entrada do primeiro. O procedimento desenvolvido baseia-se no método das diferenças finitas e permite o cálculo do número de cascos a serem conectados em série, que são necessários para uma dada aplicação. Adicionalmente, equações de balanço de energia são aplicadas para calcular os perfis de temperaturas dos fluidos quente e frio ao longo do trocador de calor. O procedimento desenvolvido foi aplicado para um caso específico de projeto caracterizado, sendo posteriormente aplicado um procedimento adicional para cálculo do custo total do trocador de calor.

Guimarães, Guzella e Cabezas-Gómez (2013) apresentaram uma rotina computacional desenvolvida no software EES® (KLEIN, 2004) baseado na solução proposta por Gaddis e Vogelpohl (1984) para cálculo da efetividade de trocadores de calor do tipo casco-tubos a partir do método das células. O método consiste na divisão do trocador de calor em células e em cada uma destas é aplicado o método ε -NUT. De acordo com os autores, o método das células permite a obtenção de resultados fisicamente consistentes apenas para elevados número de chicanas, significando que para trocadores de calor casco-tubos reduzidos, o método das células não fornece bons resultados. Essas conclusões foram obtidas pela aplicação do método das células a diferentes arranjos de trocadores de calor.

Rao e Patel (2013) desenvolveram um algoritmo de otimização multiobjetivo para trocadores de calor com base no método ensinamento-aprendizagem. Trocadores de calor do tipo placas e do tipo casco-tubos foram considerados nas otimizações, e funções objetivo relacionadas à maximização da efetividade térmica e minimização do custo total foram empregadas. Os resultados obtidos para os trocadores de calor considerados foram comparados com resultados de otimização empregando o método genético, esse último utilizado em trabalhos disponíveis na literatura. Resultados consistentes foram alcançados através da comparação citada e, de acordo com os autores, o algoritmo de otimização pode ser facilmente empregado para outros tipos de sistemas térmicos, dependentes de grande número de variáveis e para várias funções objetivo.

Fettaka, Thibault e Gupta (2013) apresentaram um método para projeto de trocadores de calor do tipo casco-tubos empregando otimização multiobjetivo, em que foram considerados como parâmetros de otimização a área de transferência de calor e a potência de bombeamento. Esta última foi definida como a soma das respectivas potências de bombeamento dos fluidos tanto do lado do casco quanto do lado dos tubos. Os resultados foram apresentados na forma de diagramas de Pareto que, de acordo com os autores, fornecem de forma simples um método para seleção de trocadores de calor. Adicionalmente, averiguou-se o impacto de considerar grandezas geométricas de forma contínua ao invés de variáveis discretas, sendo a última tradicionalmente empregada na literatura de acordo com os autores.

Amini e Bazargan (2014) realizaram um estudo de otimização de trocadores de calor casco-tubos considerando o aumento da taxa de transferência de calor e a

diminuição do custo total para valores fixos de vazões mássicas dos fluidos e temperaturas de entrada dos mesmos. Restrições geométricas, restrições de velocidades dos fluidos e queda de pressão máxima foram utilizadas dos lados do tubo e casco para o procedimento de otimização. Para solução do problema de otimização foi utilizado o algoritmo genético. Para verificar a consistência do estudo de otimização, dois estudos de caso foram realizados e foram observados aumento da taxa de transferência de calor e diminuição do custo total em comparação com os parâmetros originais de operação.

Guimarães et al. (2014a) apresentaram um estudo em trocadores de calor casco-tubos com um passe no casco e dois nos tubos sobre a influência da posição de entrada e saída dos fluidos do lado dos tubos no fator de correção F do método da MLDT. Para isso, os autores empregaram o procedimento originalmente proposto por Navarro e Cabezas-Gómez (2005) para a determinação da efetividade térmica de trocadores de calor de fluxo cruzado. No procedimento, o trocador de calor é dividido em células de fluxo cruzado, sendo essas o espaço compreendido entre as chicanas ou entre o cabeçote e a chicana. O cálculo do fator de correção foi baseado na associação entre os métodos ε -NUT e MLDT proposto por Kays e London (1998). Os resultados mostraram que, para o trocador de calor casco-tubos com uma chicana, a entrada do fluido no lado inferior direito do tubo e a entrada do fluido no lado superior esquerdo do tubo apresentaram o mesmo fator de correção F e valores superiores aos outros arranjos testados. Por outro lado, considerando trocadores de calor com duas chicanas, o mesmo valor do fator de correção foi obtido considerando entrada do fluido na posição inferior direita e entrada do fluido na posição inferior esquerda e estes valores foram também superiores para os outros arranjos testados.

Yang, Oh e Liu (2014) propuseram uma metodologia simplificada de otimização de projeto de trocadores de calor casco-tubos baseada na teoria construtal. Essa metodologia baseia-se na divisão do trocador de calor em pequenas unidades de trocadores de calor conectados em série e paralelo. Como função objetivo foi utilizado o custo total do trocador de calor que inclui o custo de investimento inicial para fabricação e o custo operacional, sendo o último relacionado ao consumo de potência para superar a perda de pressão por atrito. Para solução do problema de otimização foi empregado o algoritmo genético a fim de que o custo total fosse minimizado pelo ajuste dos parâmetros geométricos do

trocador de calor. Para verificar a consistência da metodologia proposta, três estudos de casos foram realizados e os resultados mostraram que a nova abordagem pode reduzir significativamente o custo total quando comparada com o algoritmo genético tradicional e o projeto segundo a teoria construtal convencional.

Guimarães et al. (2014b) apresentaram resultados numéricos do cálculo do fator de correção F da MLDT para trocadores de calor casco-tubos com um passe do lado do casco e dois passes do lado dos tubos (1-2). A metodologia numérica apresentada nesse estudo baseou-se em uma associação dos métodos ε -NUT e MLDT proposta por Kays e London (1998). Para validação dos resultados numéricos, a correção apresentada em Bowman, Muelle e Nagel (1940) foi utilizada. Os autores realizaram uma análise da convergência da solução numérica para diferentes condições operacionais e observaram que, conforme esperado, à medida que o número de chicanas aumenta, a solução numérica se aproxima da solução analítica. Por fim, os autores concluem com base nos resultados apresentados que a metodologia pode ser aplicada para obtenção dos fatores de correção para arranjos de trocadores de calor casco-tubos com baixo número de chicanas.

Teixeira et al. (2015) apresentaram um estudo utilizando a mesma metodologia de Guimarães et al. (2014b), entretanto utilizando um trocador de calor casco-tubos com um passe do lado do casco e um passe do lado dos tubos (1-1). Ao contrário do arranjo considerado por Guimarães et al. (2014b), o arranjo 1-1 não possui expressão analítica para o cálculo do fator F , mesmo para condição de número infinito de chicanas. Resultados numéricos para diferentes condições operacionais foram obtidos para diferentes números de chicanas (1, 3, 7, 9, 19 e 49) com o objetivo de se investigar a convergência da solução. Observou-se que, conforme esperando, aumentando-se o número de chicanas, o fator de correção aproximou-se do valor do trocador de calor em contracorrente.

2.3 Síntese da revisão da literatura

A partir da revisão bibliográfica realizada e apresentada, percebe-se que os trabalhos que investigaram métodos para obtenção do fator F para correção da MLDT apresentaram valores deste fator apenas para determinados arranjos. Os trabalhos que investigaram o comportamento de trocadores de calor do tipo casco-

tubos, em sua grande maioria, o fizeram por meio de métodos de otimização ou utilizando simulações por meio de técnicas CFD.

Cabe ressaltar que o trabalho desta tese apresenta, de forma inédita, uma metodologia numérica para análise de trocadores de calor do tipo casco-tubos que possibilite a determinação dos fatores de correção F para arranjos arbitrários, arranjos com baixo número de chicanas além de resultados de desempenho para esses arranjos.

3 FUNDAMENTOS

Neste capítulo são apresentadas as premissas conceituais sobre trocadores de calor. São conceituados fluido misturado e não misturado. Descrever-se-ão o método da MLDT, o método ϵ -NUT e as relações para o fator F de correção da MLDT apresentadas pelos diversos autores, sendo algumas dessas relações utilizadas para comparação com os resultados obtidos pelo método descrito nesta pesquisa.

3.1 Trocadores de calor

Segundo Sekulic (1990), o trocador de calor é um dispositivo que proporciona variações mútuas de níveis de energia térmica entre dois ou mais fluidos em contato térmico, sem interações externas de trabalho e calor. Na maior parte dos casos, estas variações acontecem entre dois fluidos, sejam eles líquidos ou gasosos.

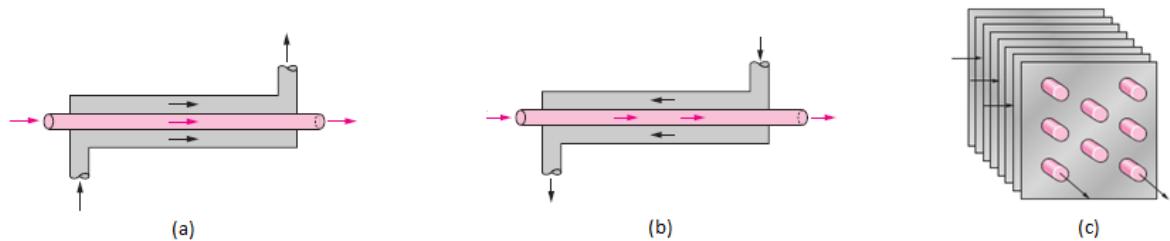
Nos trocadores de calor de contato direto os fluidos entram em contato entre si e podem ser chamados de recuperadores, já nos trocadores de calor de contato indireto ou regeneradores os fluidos não entram em contato e a transferência de calor é feita através de uma superfície (SHAH; SEKULIC, 2003).

Segundo Bejan (1996) a classificação dos trocadores pode ser feita a partir do arranjo de escoamentos, da forma construtiva e quanto ao grau de compacidade.

Os arranjos de escoamento mais usuais são os arranjos em paralelo, em contracorrente e de fluxo cruzado. No arranjo em paralelo o escoamento caracteriza-se pelo escoamento dos dois fluidos serem no mesmo sentido, enquanto no arranjo em contracorrente o escoamento caracteriza-se pelos fluidos escoarem em sentidos opostos. No caso de fluxo cruzado, o escoamento caracteriza-se pelo cruzamento das correntes dos fluidos, ou seja, por escoarem perpendicularmente entre si.

A Figura 3 mostra esquematicamente os três tipos de arranjos.

Figura 3 – Tipos de arranjos de escoamento (a) fluxo paralelo, (b) fluxo em contracorrente, (c) fluxo cruzado



Fonte: CENGEL, 2002

O trocador de calor em contracorrente é o que apresenta melhor desempenho, enquanto o trocador em paralelo é o que apresenta o pior desempenho (CENGEL, 2002).

O trocador de calor objeto deste estudo é um trocador de calor casco-tubos tipo E. É o trocador de calor mais usado na indústria em que tubos redondos são montados numa carcaça cilíndrica e um fluido escoa no interior dos tubos e o outro na carcaça. São de fácil limpeza, apropriados para aplicações de alta pressão e para diferenças de pressão elevadas entre os fluidos de trabalho. Os componentes básicos são o banco de tubos, a carcaça, cabeçotes dianteiro e traseiro e as chicanas. Na Figura 4 mostra-se um trocador de calor casco-tubos com baixo número de chicanas instalado em uma máquina injetora de polímeros.

Figura 4 – Trocador de calor casco-tubos instalado em um tanque de óleo



Fonte: Elaborado pelo autor

Os cabeçotes frontais e traseiros e as carcaças são padronizados pela norma TEMA e identificados por letras do alfabeto.

A carcaça tipo E é a mais comum por ter a configuração mais simples e barata, podendo ter um ou vários passes do lado do casco e um ou vários passes do lado dos tubos. No caso de um passe no casco e um passe nos tubos se pode atingir a configuração em contracorrente. Outro componente importante em trocadores tipo casco-tubos são as chicanas que tem a função de suportar os tubos diminuindo as vibrações, e evitando a queda dos mesmos. As chicanas também dividem o escoamento pelo lado do casco possibilitando a obtenção de coeficientes convectivos maiores e a organização do escoamento do fluido pelo lado do casco.

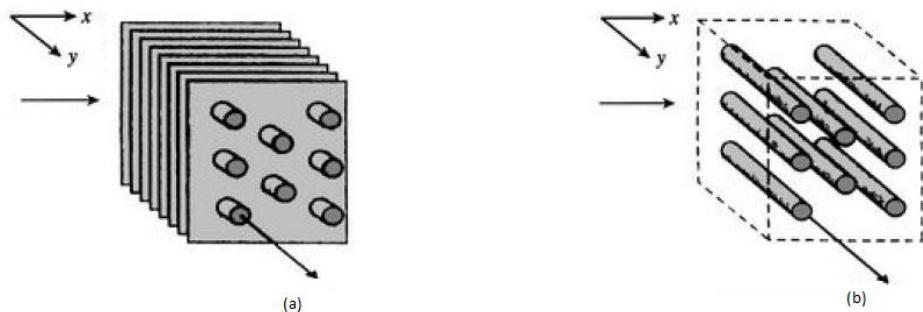
3.2 Fluido misturado e não misturado

Um conceito importante para o presente estudo é o conceito de mistura e não mistura do fluido.

Taborek (1983) observou que um escoamento não misturado implica que a diferença de temperaturas em um fluido pode existir na direção normal ao escoamento do mesmo, porém sem que um fluxo de calor ocorra. Já um escoamento misturado implica que em todo fluido, num determinado plano normal, a temperatura é a mesma.

Incropera et al (2008) explicam o conceito de mistura empregando um trocador em fluxo cruzado. Na Figura 5a se mostra esquematicamente o conceito de fluido não misturado. Neste caso o fluido externo é não misturado, pois as aletas impedem o movimento na direção y que é transversal à direção x do escoamento principal do mesmo e a temperatura do fluido varia com x e y. O fluido interno escoa por diversos canais (tubos) que não se misturam entre si. Em cada tubo o fluido é bem misturado na seção transversal, mas em relação ao trocador como um todo o fluido interno pode ser considerado não misturado se o número de tubos for bem elevado. Já para o feixe tubular não aletado da Figura 5b, o movimento do fluido e consequentemente sua mistura na direção transversal é possível e a variação de temperatura ocorre principalmente na direção do escoamento principal. Assim esse fluido externo pode ser considerado misturado, embora seja uma consideração teórica.

Figura 5 – Trocadores de calor com escoamento cruzado (a) Aletado com ambos os fluidos não misturados, (b) Não aletado com um fluido não misturado e outro misturado



Fonte: INCROPERA et al, 2008

Pelo fato de determinados tipos de trocadores de calor de fluxo cruzado terem as vezes aletas do tipo ventiladas e um número de tubos não muito elevado posições dos tubos existe um grau de incerteza quanto à condição de mistura ou não do fluido no escoamento. Com isso, DiGiovanni e Webb (1989) afirmam que a estrutura dos escoamentos em um trocador de calor não se resume apenas às condições limites de fluido 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. Essa fração foi calculada para três casos em especial. O primeiro para um escoamento não misturado e outro parcialmente misturado, o segundo para um misturado e outro parcialmente misturado e finalmente um caso com ambos os escoamentos parcialmente misturados. A magnitude do grau de mistura é a única grandeza quantitativa que não se é conhecida com grau de certeza.

3.3 Fator F para correção da MLDT

Como comentado anteriormente, o conceito da diferença média logarítmica foi desenvolvido para um trocador de calor de um único passe. Porém, para arranjos com outras configurações como fluxo cruzado e multipasses, um fator de correção F

deve ser inserido. O objetivo desse fator é corrigir a MLTD para representar a diferença média de temperaturas real entre os dois fluidos.

Para projetar ou estudar o desempenho de trocadores de calor através do método da MLDT, deve ser determinada a taxa de transferência de calor (q). Assim, é necessária a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U), da área da superfície de transferência de calor (A), da MLDT e do fator de correção F , sendo a relação para q dada pela Equação 1.

$$q = UAF(MLDT) \quad (1)$$

O coeficiente de transferência de calor global (U) pode ser calculado pelas Equações 2 e 3 (U) pelo lado interno ou pelo lado externo do tubo limpos, isto é, sem incrustações.

$$U_i = \left(\frac{r_i}{h_0 \cdot r_0} + \frac{r_i \cdot \ln(r_0/r_i)}{K} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} \quad (2)$$

e

$$U_0 = \left(\frac{1}{h_0} + \frac{r_0 \cdot \ln(r_0/r_i)}{K} + \frac{r_0}{h_i \cdot r_i} \right)^{-1} \quad (3)$$

Como explicado no início da seção 2 o fator F é função de P , R e do arranjo segundo Equação 4.

$$F = \phi(P, R, Arranjo) \quad (4)$$

sendo os adimensionais P e R calculados pelas Equações 5 e 6, respectivamente.

$$P = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (5)$$

e

$$R = \frac{C_f}{C_q} = \frac{\dot{m}_f C_{p,f}}{\dot{m}_q C_{p,q}} = \frac{\Delta T_q}{\Delta T_f} = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{f,s} - T_{f,e})} \quad (6)$$

Cabe ressaltar que, para a elaboração das cartas para o fator F, os adimensionais P e R são arbitrados independentemente das temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Portanto é necessário o conhecimento das temperaturas quando da utilização das cartas do fator F para correção da MLDT, visto que os valores de P e R podem ser obtidos através das relações entre as temperaturas de entrada e saída do lado do casco e do lado dos tubos.

A MLDT calculada é ajustada pelo fator de correção F de acordo com o tipo de trocador de calor a ser avaliado.

3.4 Método da MLDT para análise de trocadores de calor

Como o presente trabalho tem o objetivo de determinar o fator F de correção do método da MLDT, é apresentada uma breve descrição do método e posteriormente uma associação entre o método da MLDT e o método ϵ -NUT.

Para dedução do método da MLDT, faz-se um balanço de energia diferencial para um volume de controle em um trocador de calor em paralelo e contracorrente de acordo com as Equações 7 e 8:

$$dq = -(\dot{m}c_p)_q dT_q = \pm(\dot{m}c_p)_f dT_f \quad (7)$$

$$dq = -C_q dT_q = \pm C_f dT_f \quad (8)$$

sendo que C_q e C_f correspondem as capacidades térmicas dos fluidos quente e frio, respectivamente. Os sinais + e - referem-se aos arranjos em paralelo e contracorrente, respectivamente.

Em termos do coeficiente global de transferência de calor e da diferença local de temperaturas obtém-se:

$$dq = U(T_q - T_f)dA \quad (9)$$

A partir de ambos os balanços de energia:

$$d(T_q - T_f) = dT_q - dT_f = \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_q}\right) dq \quad (10)$$

Substituindo na Equação 9:

$$d(T_q - T_f) = \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_q} \right) U(T_q - T_f) dA \quad (11)$$

Integrando-se a equação no comprimento do trocador de calor e considerando U, C_q e C_f constantes, tem-se:

$$\ln \left(\frac{T_{q,s} - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{f,s}} \right) = \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_q} \right) UA \quad (12)$$

Para o trocador em contracorrente tem-se:

$$T_{q,s} - T_{f,e} = (T_{q,e} - T_{f,s}) \exp \left[\left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_q} \right) UA \right] \quad (13)$$

Para o trocador em paralelo tem-se:

$$T_{q,s} - T_{f,s} = (T_{q,e} - T_{f,e}) \exp \left[\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_q} \right) UA \right] \quad (14)$$

Substituindo C_q e C_c e resolvendo em função de q:

$$q = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (15)$$

em que ΔT₁ e ΔT₂ representam as diferenças de temperaturas entre os dois fluidos em cada extremo do trocador de calor.

Pode-se definir então a MLDT como:

$$MLDT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (16)$$

sendo a taxa de transferência de calor definida para arranjos de um passe apenas como:

$$q = UA(MLDT) \quad (17)$$

A diferença MLDT representa o potencial de temperatura máximo que pode ser obtido num trocador de calor em contracorrente. Desta forma, a área superficial necessária para suprir uma determinada taxa de transferência de calor é menor para um trocador de calor em contracorrente em relação a um com arranjo em paralelo, supondo que ambos possuem o mesmo valor de U .

A MLDT é definida para um trocador de calor de um só passe, não sendo válida para trocadores de calor com múltiplos passes e de fluxo cruzado. Nesse caso se define uma diferença média de temperatura, ΔT_m que pode ser calculada em termos da MLDT para um trocador de calor em contracorrente considerando as mesmas temperaturas de entrada e saída e duas quantidades adimensionais P e R . Dessa forma obtém-se:

$$q = UA\Delta T_m \quad (18)$$

em que

$$\Delta T_m = F(MLDT) \quad (19)$$

obtendo-se

$$q = UAF(MLDT) \quad (20)$$

sendo o fator F uma função dos adimensionais P e R e do arranjo do trocador de calor. Os adimensionais P e R são mostrados nas Equações 21 e 22 respectivamente:

$$P = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (21)$$

e

$$R = \frac{C_f}{C_q} = \frac{\dot{m}_f C_{p,f}}{\dot{m}_q C_{p,q}} = \frac{\Delta T_q}{\Delta T_f} = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{f,s} - T_{f,e})} \quad (22)$$

3.5 Método ϵ -NUT para análise de trocadores de calor

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 pode ser obtida de um trocador de calor em contracorrente puro com comprimento infinito, o que garante a máxima diferença possível de temperaturas no fluido de menor capacidade térmica.

O método ϵ -NUT é amplamente utilizado em situações onde o tamanho do trocador de calor e as temperaturas de entrada são conhecidos, sendo a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída dos fluidos pretendidas (KAKAÇ; LIU, 2002). Problemas de dimensionamento também podem ser solucionados através desse método. Para se definir a efetividade de um trocador de calor, deve-se primeiramente determinar a máxima taxa de troca de calor para o trocador estudado, chamada de q_{max} . De acordo com a primeira lei da Termodinâmica o calor trocado máximo é igual à variação da entalpia de qualquer um dos dois fluidos. As variações de energia cinética e potencial são desprezadas. Supondo fluidos incompressíveis ou gases perfeitos a variação da entalpia é determinada pelo produto do calor específico e da variação da temperatura, ou seja:

$$q = \dot{m}c_p \Delta T = C \Delta T \quad (23)$$

em que C é a capacidade térmica de um fluido.

Um trocador capaz de trocar a máxima quantidade de calor é um trocador de correntes opostas e de comprimento infinito (KAKAÇ; LIU, 2002). Nesse caso um dos fluidos terá uma maior variação na temperatura. O fluido que passa por esta maior variação é o fluido que possui o menor C (capacidade térmica). Com isso tem-se a Equação 24:

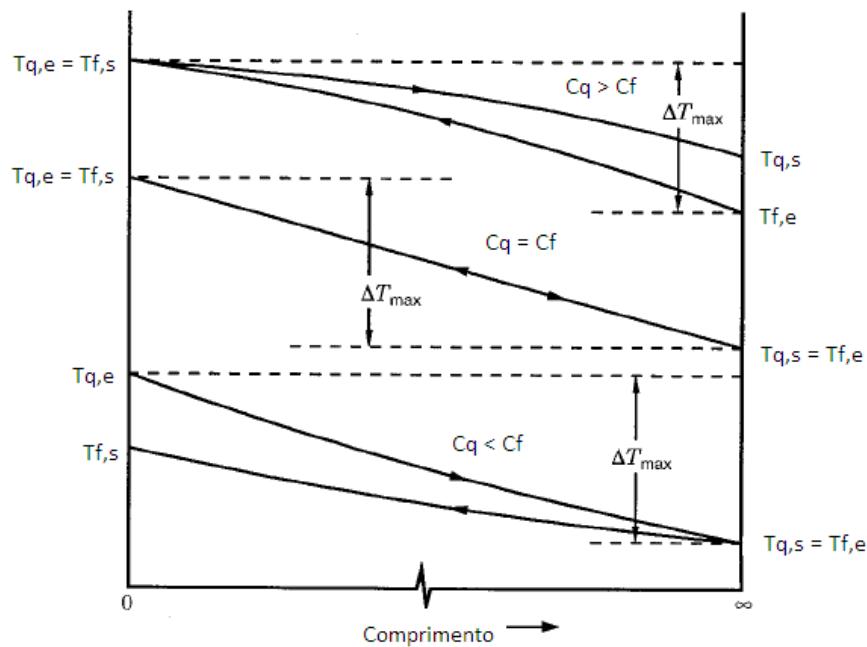
$$q_{max} = C_{min}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (24)$$

em que,

$$C_{min} = \begin{cases} C_f \text{ para } C_f < C_q \\ C_q \text{ para } C_q < C_f \end{cases} \quad (25)$$

A Figura 6 esquematiza a distribuição de temperatura em um trocador de calor de correntes opostas e com comprimento infinito.

Figura 6 – Diagrama de distribuição de temperatura em um trocador de calor de correntes opostas



Fonte: SHAH, 1983

Portanto, a efetividade é definida como sendo a razão entre a troca de calor efetivamente conseguida pela máxima troca de calor possível em iguais condições (KAKAÇ; LIU, 2002). Assim:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Máxima taxa de transferência de calor}} \quad (26)$$

ou seja, o calor efetivamente trocado pode ser expresso como:

$$q = \varepsilon C_{min} (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (27)$$

A efetividade de um trocador de correntes paralelas para o caso do fluido quente ter menor capacidade é dada por:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{(\dot{m}c_{pq})*(T_{q,e} - T_{q,s})}{(\dot{m}c_{pq})*(T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (28)$$

Para o trocador de calor de correntes opostas a equação da efetividade é a mesma. Caso o fluido frio seja o de menor capacidade, a equação é dada por:

$$\varepsilon = \frac{(T_{f,s} - T_{s,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (29)$$

Como foi visto na dedução da temperatura média logarítmica a Equação 30 é verdadeira para um trocador de calor de correntes paralelas:

$$\ln \left(\frac{T_{q,s} - T_{f,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \right) = - \left(\frac{1}{C_{min}} + \frac{1}{C_{max}} \right) \quad (30)$$

C^* é definido como sendo a razão entre a capacidade mínima e máxima,

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (31)$$

Pode-se reescrever a Equação 29 da seguinte maneira:

$$\ln \left(\frac{T_{q,s} - T_{f,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \right) = - \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) (1 + C^*) \quad (32)$$

Como as hipóteses são as mesmas e sabendo que o coeficiente global de transferência de calor não varia com a posição, pode ser considerado:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA \quad (33)$$

em que NUT é o número de unidades de transferência. Observando que NUT é uma grandeza adimensional tem-se:

$$\ln \left(\frac{T_{q,s} - T_{f,s}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \right) = e^{[NUT(1+C^*)]} \quad (34)$$

E tem-se a Equação 35:

$$\varepsilon_{cp} = \frac{1 - e^{-NUT(1+C^*)}}{1+C^*} \quad (35)$$

em que ε_{cp} é a efetividade do trocador de correntes paralelas.

Para a efetividade de trocadores de correntes opostas, é necessária uma análise muito mais elaborada, mas o resultado é dado na Equação 36:

$$\varepsilon_{co} = \frac{1 - e^{-NUT(1+C^*)}}{C^* - e^{-NUT(1+C^*)}} \quad (36)$$

Aplicando a regra de L'Hopital, quando $C^*=1$, a efetividade é dada por:

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1+NUT} \quad (37)$$

Sendo assim, tem-se:

$$\varepsilon_{cp} = \frac{1}{2} (1 - e^{-2NUT}) \quad (38)$$

e

$$\varepsilon_{co} = 1 - e^{-NUT} \quad (39)$$

Observa-se então, segundo a Equação 40, que:

$$\varepsilon = \phi(NUT, C^*, Arranjo) \quad (40)$$

Expressões similares para trocadores de calor com outros arranjos, como em fluxo cruzado e casco-tubos e são mostradas na Tabela 1.

Tabela 1 – Relações ε -NUT para diversos tipos de trocadores de calor

Tipo	$\varepsilon (NUT, C^*)$	$NUT (\varepsilon, C^*)$
Contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1 - C^*)NUT]}{1 - C^* \exp[-(1 - C^*)NUT]}$	$NUT = \frac{1}{1 - C^*} \ln \left(\frac{1 - \varepsilon C^*}{1 - \varepsilon} \right)$
Paralelo	$\varepsilon = \frac{1}{1 + C^*} \{1 - \exp[-(1 + C^*)NUT]\}$	$NUT = \frac{1}{1 + C^*} \ln [1 - \varepsilon(1 + C^*)]$
Fluxo Cruzado C_{\min} misturado e C_{\max} não misturado	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{1 - \exp(-C^*NUT)}{C^*} \right]$	$NUT = -\frac{1}{C^*} \ln [1 + C^* \ln (1 - \varepsilon)]$
Fluxo Cruzado C_{\max} misturado e C_{\min} não misturado	$\varepsilon = \frac{1}{C^*} [1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NUT)]\}]$	$NUT = -\ln \left[1 + \frac{1}{C^*} \ln (1 - \varepsilon C^*) \right]$
Casco-tubos 1-2 Tipo E da TEMA	$\varepsilon = \frac{2}{1 + C^* + \sqrt{(1 - C^{*2})} \frac{1 + \exp[-NUT \sqrt{(1 + C^{*2})}]}{1 - \exp[-NUT \sqrt{(1 + C^{*2})}]}}$	$NUT = \frac{1}{\sqrt{(1 + C^{*2})}} \ln \frac{2 - \varepsilon[(1 + C^*) - \sqrt{(1 + C^{*2})}]}{2 - \varepsilon[(1 + C^*) + \sqrt{(1 + C^{*2})}]}$

Fonte: KAKAÇ; LIU, 2002

3.6 Relações entre os métodos MLDT e ε -NUT

Diversos métodos para projeto e otimização de trocadores de calor casco-tubos têm sido publicados por diferentes autores ao longo dos anos. Os mais tradicionais e amplamente utilizados são o método da MLDT e ε -NUT. Basicamente, esses métodos exploram a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa máxima possível.

A relação entre os dois métodos sob a abordagem de Kays e London (1998) será utilizada posteriormente para a determinação do fator de correção F do método da MLDT para trocadores de calor casco-tubos.

A Tabela 2 apresenta a relação entre o método MLDT e ε -NUT.

Tabela 2 – Relações entre os métodos MLDT e ε -NUT

MLDT	ε-NUT
$q = UAF(MLDT)$	$q = \varepsilon C_{min}(T_{q,e} - T_{f,e})$
$MLDT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$ $\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \quad \Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$	$\varepsilon = \frac{C_f}{C_{min}} \frac{(T_{f,s} - T_{s,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})}$ $\varepsilon = \frac{C_q}{C_{min}} \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{q,e} - T_{f,e})}$
$R = \frac{C_f}{C_q} = \frac{\dot{m}_f C_{p,f}}{\dot{m}_q C_{p,q}} = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{f,s} - T_{f,e})}$ $P = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})}$	$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ $NUT = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA$
$F = \phi(P, R, Arranjo)$	$\varepsilon = \phi(NUT, C^*, Arranjo)$

Fonte: KAKAÇ; LIU, 2002

3.7 Relações para o fator F disponíveis na literatura

Nesta seção são apresentadas as relações analíticas desenvolvidas pelos autores citados no capítulo anterior que serão utilizadas para comparação com os valores obtidos através da metodologia apresentada no presente trabalho.

Colburn (1933) definiu uma relação para o fator F em função de valores do coeficiente global de transferência de calor (U) variando em função do comprimento do trocador para trocadores de calor com arranjo tipo 1-1.

$$F = \frac{\frac{1}{C} + \frac{R}{R-1}}{1 + \frac{\log(C+1)}{\log R}} - 1/C \quad (41)$$

em que

$$C = \frac{U_{f,s} - U_{f,e}}{U_{f,e}} = \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{\frac{1}{b} + T_{f,e}} \quad (42)$$

e o coeficiente global U é dado por uma função linear em função da temperatura de saída do fluido frio $T_{f,s}$ como mostra a Equação (43), sendo a e b constantes:

$$U = a(1 + bT_{f,s}) \quad (43)$$

Ramalho e Tiller (1965) utilizaram as relações de Colburn (1933) para arranjos tipo 1-1 e aplicaram em arranjos tipo 1-2 e 2-4 fazendo relações entre os coeficientes globais de cada passe, em que:

$$U_1 = a(1 + bT_{f,s1}) \quad (44)$$

$$U_2 = a(1 + bT_{f,s2}) \quad (45)$$

considerando U_1 e U_2 os coeficientes no final de cada passe e $T_{f,s1}$ e $T_{f,s2}$ as temperaturas do fluido frio de saída em cada passe.

A Equação 46 mostra a relação obtida por Nagle (1933) para arranjos tipo 1-2, 1-4 e 1-6.

$$F = \frac{\Delta T_m}{MLDT} \quad (46)$$

em que,

$$\Delta T_m = \frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{\frac{UA}{mC_p}} = \int_0^R \frac{\left(\frac{T_{q,e} - T}{T_{f,s} - T_{f,e}} \right)}{\frac{T_{q,e} - T^I}{T_{f,s} - T_{f,e}} - \left[1 + \frac{1}{2R} \right] \cdot \left[\frac{T_{q,e} - T}{T_{f,s} - T_{f,e}} \right]} dT \quad (47)$$

Onde T é a temperatura do fluido no lado do casco, e finalmente;

$$F_{1-2,2-4 \text{ e } 2-6} = \frac{\ln \frac{T_{q,e} - T_{f,s}}{T_{q,s} - T_{f,e}}}{\left[1 - \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{q,s}} \right] \cdot \int_0^R \frac{\left(\frac{T_{q,e} - T}{T_{f,s} - T_{f,e}} \right)}{\frac{T_{q,e} - T^I}{T_{f,s} - T_{f,e}} - \left[1 + \frac{1}{2R} \right] \cdot \left[\frac{T_{q,e} - T}{T_{f,s} - T_{f,e}} \right]} dT} \quad (48)$$

sendo os sobrescritos I, II, III, IV, etc. referentes ao passe em questão.

Relações para arranjos 1-2 e 2-4 desenvolvidas por Underwood (1934), foram mostradas por Bowman (1936) necessitando ainda de soluções do tipo tentativa e erro.

$$F_{1-2} = \frac{\eta \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}{\ln \left[\frac{\Delta T_1(\eta+1) - \Delta T_2(\eta-1)}{\Delta T_2(\eta+1) - \Delta T_1(\eta-1)} \right]} \quad (49)$$

em que,

$$\eta = \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{q,s}} \right)^2}}{1 - \left(\frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{q,s}} \right)} \quad (50)$$

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (51)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (52)$$

Para arranjos 2-4 têm-se a relação apresentada na Equação 53:

$$\frac{\mu(T_{q,e} - T_{q,s})}{2\Delta T_m} \coth \left[\frac{\mu(T_{q,e} - T_{q,s})}{2\Delta T_m} \right] + \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{4\Delta T_m} \tanh \left[\frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{4\Delta T_m} \right] = \frac{T_{q,e} + T_{q,s} - T_{q,e} - T_{q,s}}{2\Delta T_m} \quad (53)$$

em que,

$$\mu = \sqrt{1 + \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})^2}{4(T_{q,e} - T_{q,s})^2}} \quad (54)$$

Bowman, Mueller e Nagel (1940) expuseram um estudo onde as principais relações foram analisadas para os principais arranjos. Para arranjos 1-2 e 2-4 são apresentadas as relações analíticas desenvolvidas por Underwood (1934) sendo essas sem necessidade de métodos iterativos e para arranjos 1-4 a relação desenvolvida por Yendall citada por Bowman (1936), por ser uma função

logarítmica. Para arranjos 1-3 a solução apresentada foi obtida por Fischer (1938) necessitando ainda de métodos iterativos. Cabe salientar que as relações foram desenvolvidas para ambos os fluidos misturados.

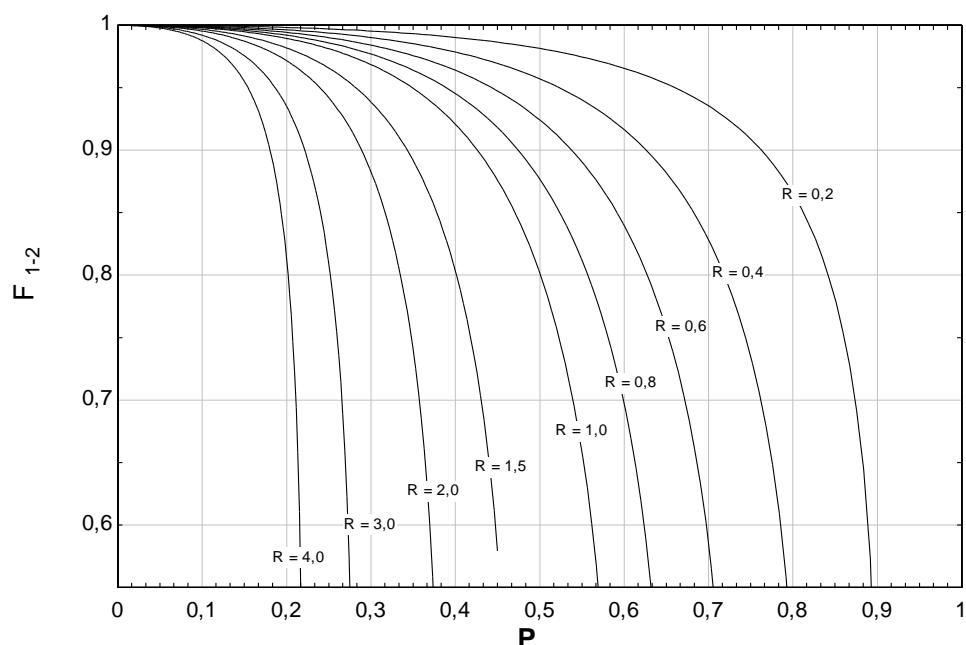
As Equações 55 e 56 mostram as relações analíticas para os arranjos 1-2 e 2-4.

$$F_{1-2} = \frac{\left(\frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1}\right) \log_{10}\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\log_{10}\left(\frac{\left(\frac{2}{P}\right)-1-R+\sqrt{R^2+1}}{\left(\frac{2}{P}\right)-1-R-\sqrt{R^2+1}}\right)} \quad (55)$$

$$F_{2-4} = \frac{\left(\frac{\sqrt{R^2+1}}{2(R-1)}\right) \log_{10}\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\log_{10}\left(\frac{\left(\frac{2}{P}\right)-1-R+\left(\frac{2}{P}\right)\sqrt{(1-P)(1-PR)}+\sqrt{R^2+1}}{\left(\frac{2}{P}\right)-1-R-\left(\frac{2}{P}\right)\sqrt{(1-P)(1-PR)}-\sqrt{R^2+1}}\right)} \quad (56)$$

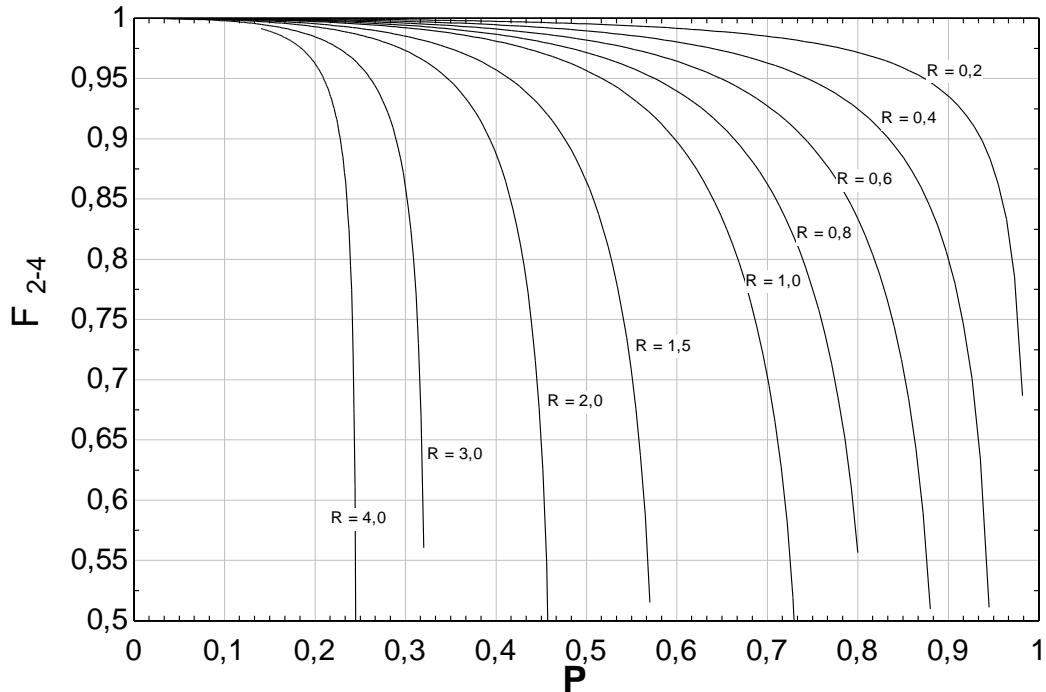
As Figuras 7 e 8 mostram de forma gráfica a relação entre o fator de correção F da MLDT em função dos adimensionais P e R para os arranjos 1-2 e 2-4. Os gráficos foram gerados através das relações descritas nas Equações 55 e 56.

Figura 7 – Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 1-2



Fonte: Dados da pesquisa

Figura 8 – Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 2-4



Fonte: Dados da pesquisa

A Equação 57 mostra a relação para o arranjo 1-4.

$$F_{1-4} = \frac{\left(\frac{\sqrt{4R^2+1}}{2(R-1)}\right) \log_{10}\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\log_{10}\left(\frac{1+V(\sqrt{4R^2+1}-2R)}{1-V(\sqrt{4R^2+1}+2R)}\right)} \quad (57)$$

em que,

$$V = \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{4T_{q,e} - (T_{f,e} + 2T_{f,i} + T_{f,s})} \quad (58)$$

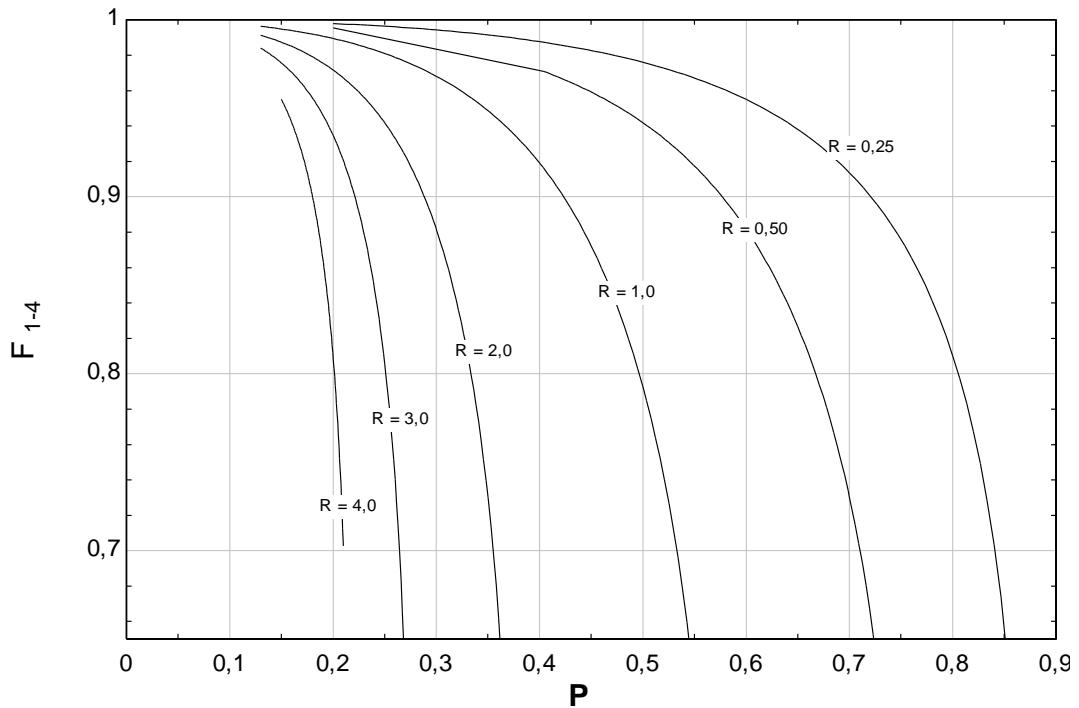
sendo $T_{f,i}$ a temperatura intermediária do fluido frio na saída do segundo passe e entrada do terceiro passe do lado dos tubos.

A relação para determinação da temperatura $T_{f,i}$ é dada pela Equação 59:

$$\left(\frac{T_{f,i} - T_{f,e}}{T_{f,s} - T_{f,i}}\right)^{\sqrt{4R^2+1}} = \frac{1+V(\sqrt{4R^2+1}-2R)}{1-V(\sqrt{4R^2+1}+2R)} \quad (59)$$

A Figura 9 mostra de forma gráfica a relação entre o fator de correção F da MLDT em função dos adimensionais P e R para o arranjo 1-4.

Figura 9 – Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 1-4



Fonte: Dados da pesquisa

Para arranjos 1-3, 2-6 e suas variações como 3-9 e 4-12 é dada a Equação 60 obtida por Fischer (1938).

$$3(2R_1 - 1) \phi_1(\Delta T_2 + e^{nl} \Delta T_1) = \lambda [(\phi_2 + 2e^{nl} 2e^{8Dl}) \Delta T_2 - (e^{nl} \phi_2 + 2e^{-8Dl}) \Delta T_1] \quad (60)$$

em que,

$$R_1 = \frac{1}{R} \quad (61)$$

$$\lambda = \sqrt{9 - 4R_1(1 - R_1)} \quad (62)$$

$$\phi_1 = 2 \operatorname{senh} \left[\frac{\lambda(T_{q,e} - T_{q,s})}{6\Delta T_m} \right] \quad (63)$$

$$\phi_2 = 2 \operatorname{cosh} \left[\frac{\lambda(T_{q,e} - T_{q,s})}{6\Delta T_m} \right] \quad (64)$$

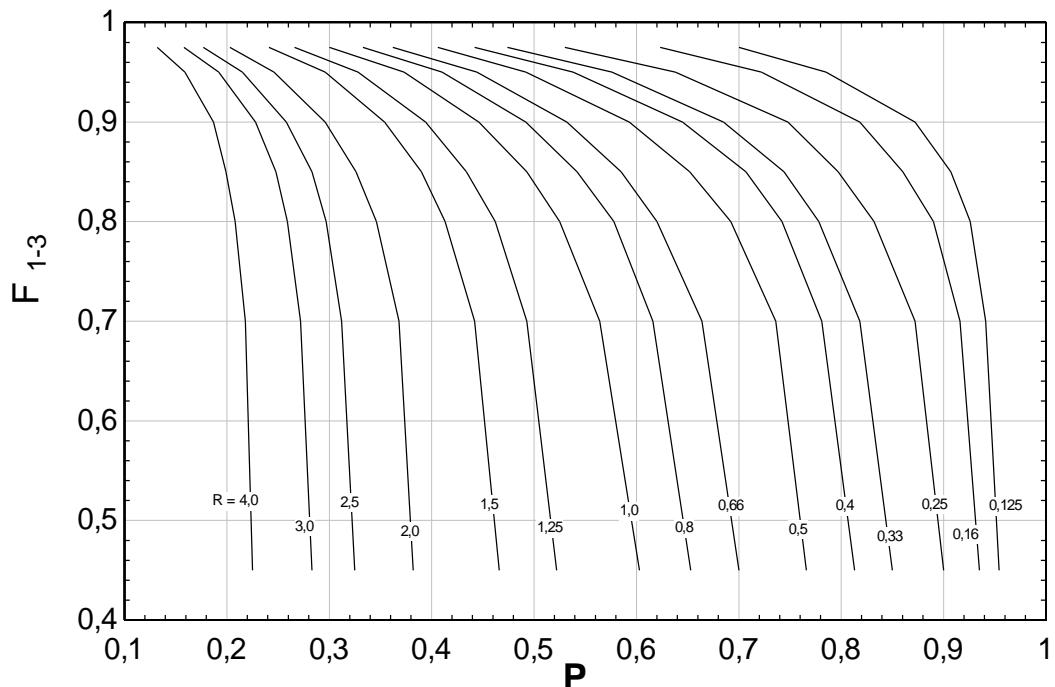
$$nl = \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{3\Delta T_m} \quad (65)$$

$$Dl = \frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{6\Delta T_m} \quad (66)$$

Os valores para ΔT_1 e ΔT_2 são dados pelas Equações 51 e 52 respectivamente.

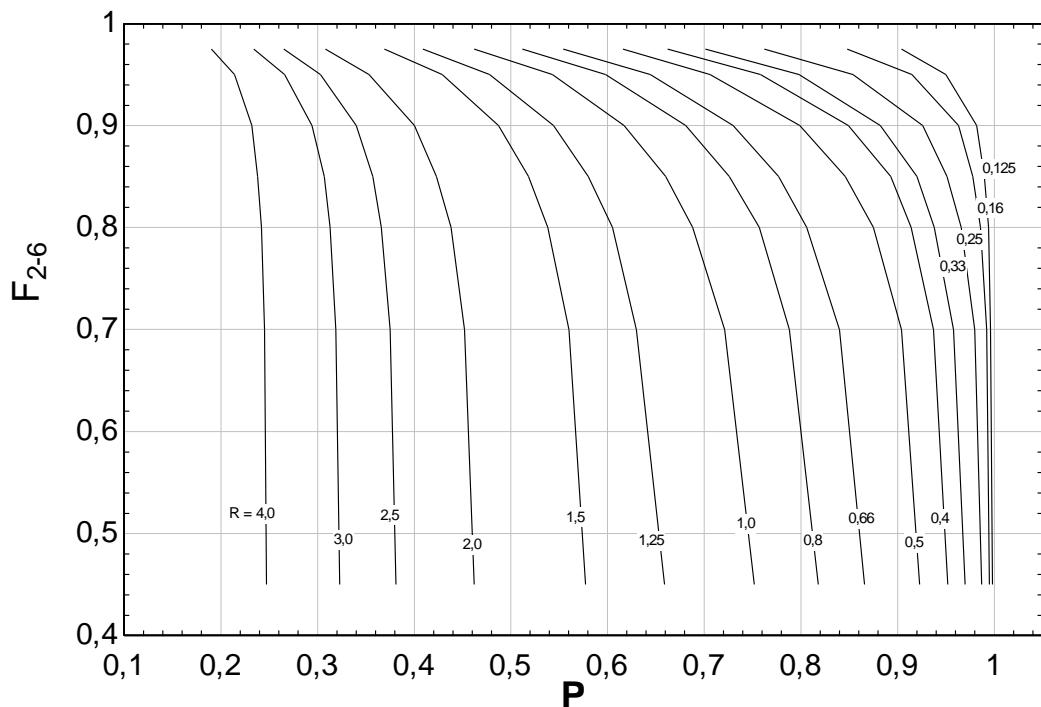
As Figura 10, 11 e 12 mostram de forma gráfica a relação entre o fator de correção F da MLDT em função dos adimensionais P e R para os arranjos 1-3, 2-6 e 3-9.

Figura 10 – Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 1-3



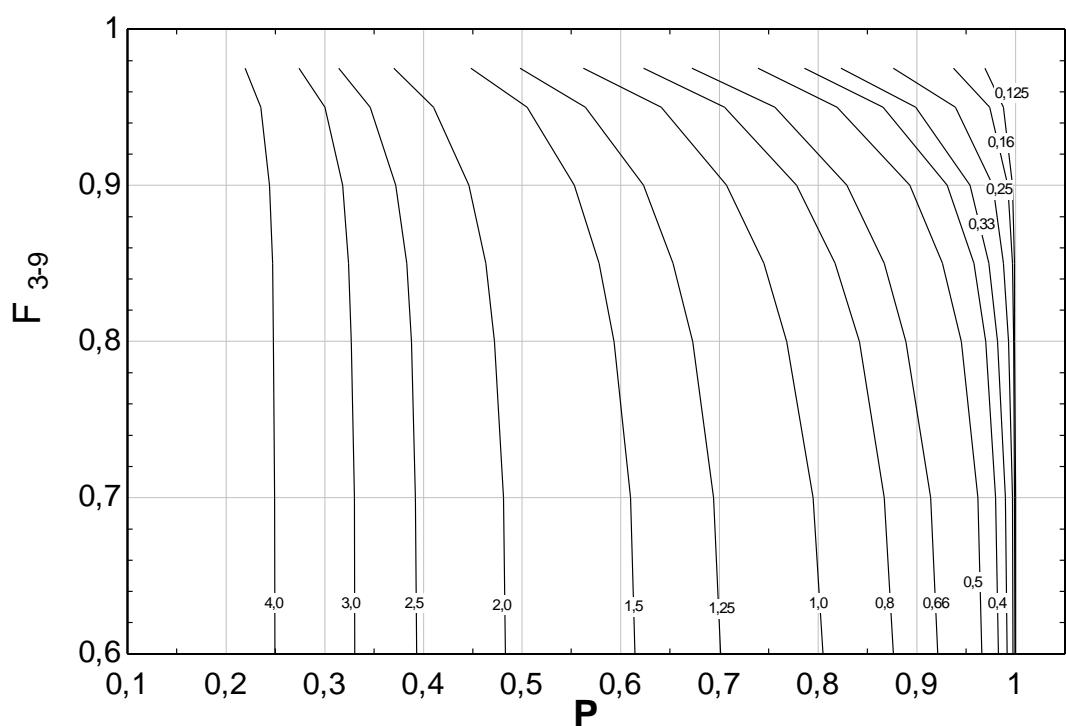
Fonte: Fischer, 1938

Figura 11 – Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 2-6



Fonte: Fischer, 1938

Figura 12 – Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 3-9



Fonte: Fischer, 1938

Broeck (1938) utilizou as relações de Underwood (1934) para destacar a relação entre os métodos os ϵ -NUT e o método da MLDT para o cálculo do fator F, em que o valor de NUT é dada pelas Equações 67 ou 68:

$$NUT = \frac{\ln\left(\frac{1-RP}{1-P}\right)}{P(1-R)}, \text{ para } R \neq 1 \quad (67)$$

$$NUT = \frac{P}{F(1-P)}, \text{ para } R = 1 \quad (68)$$

Simplificando o resultado de Underwood para 1-2 passes nos tubos, tem-se a Equação 69:

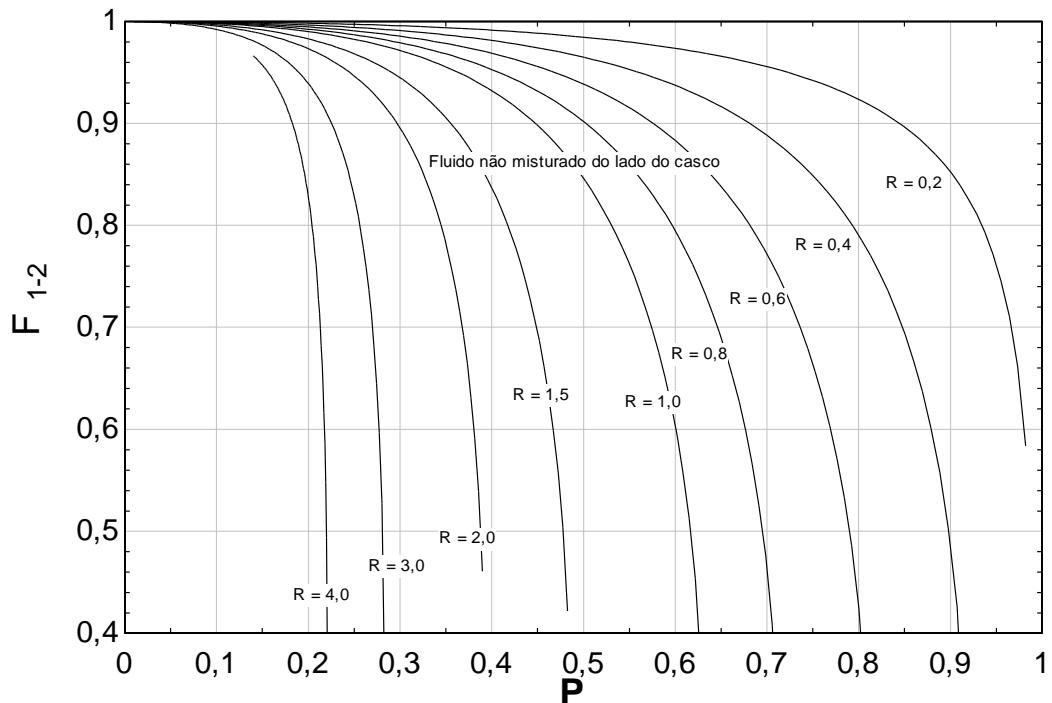
$$NUT = \frac{1}{\sqrt{1+R^2}} \ln \frac{2-(1+R-\sqrt{1+R^2})P}{2-(1+R+\sqrt{1+R^2})P} \quad (69)$$

A Equação 70 foi apresentada por Gardner (1941a) para trocadores tipo 1-2 considerando o fluido do lado do casco como não misturado.

$$F_{1-2} = \frac{R \ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{(1-R) \ln(1+R \ln(1-P))} \quad (70)$$

A Figura 13 mostra de forma gráfica a relação entre o fator de correção F da MLDT em função dos adimensionais P e R para o arranjo 1-3.

Figura 13 – Curvas do fator F para trocadores tipo 1-2 para o lado do casco não misturado



Fonte: Dados da pesquisa

Gardner (1942) apresentou, através das Equações 71 e 72, relações para trocadores idênticos conectados em série ou em paralelo, sendo M o número de trocadores conectados e F_1 a relação referente ao tipo de trocador.

$$F = \frac{F_1}{M} \left\{ \left(\frac{R-M}{R-1} \right) \frac{\ln \left(\frac{1-P}{1-PR} \right)}{\ln \left[\frac{(R-M)}{R(1-PR)^{1/M}} + \frac{M}{R} \right]} \right\}, \text{ para } R \neq 1 \quad (71)$$

$$F = \frac{F_1}{M} \left\{ \frac{P(1-M)}{(1-P)} \frac{1}{\ln \left[\frac{(1-M)}{(1-P)^{1/M}} + M \right]} \right\}, \text{ para } R = 1 \quad (72)$$

Pignotti e Cordero (1983a, 1983b) fizeram uma associação entre os métodos ε -NUT e MLDT, sendo o fator F de correção da MLDT dado pela Equação 73.

$$F = \frac{X(R,P)}{NTU} \quad (73)$$

em que,

$$X(R, P) = \begin{cases} \frac{1}{R-1} \ln \left(\frac{1-P}{1-RP} \right), & R \neq 1 \\ \frac{P}{(1-P)}, & R = 1 \end{cases} \quad (74)$$

As relações apresentadas nesta seção serão utilizadas para comparação e validação do método proposto no presente trabalho.

4 MÉTODO PROPOSTO

O método proposto emprega o procedimento numérico desenvolvido por Navarro e Cabezas-Gómez (2005) para o cálculo da efetividade térmica de trocadores de calor de fluxo cruzado com arranjos complexos para determinar o fator de correção F da MLDT para trocadores de calor casco-tubos.

Os autores citados desenvolveram uma nova abordagem para o cálculo da efetividade térmica e de diversos parâmetros do desempenho térmico de trocadores de calor de fluxo cruzado que resultou na programação do código HETE. O método proposto nesta tese destina-se a obter resultados alternativos aos fornecidos pelas diversas relações analíticas disponíveis na literatura para o cálculo de F para trocadores de calor casco-tubos.

As relações para o fator F disponíveis na literatura se caracterizam as seguintes limitações:

- a) são desenvolvidas para arranjos específicos;
- b) não possibilitam a avaliação das variações de posições de entrada e saída dos fluidos, tanto do lado do casco quanto do lado dos tubos;
- c) apresentam resultados coerentes apenas para trocadores com infinitas chicanas;
- d) necessitam de relações específicas para avaliação da condição de mistura ou não mistura.

A partir do método proposto é possível calcular o fator de correção F para trocadores com variados arranjos, trocadores com alto ou baixo número de chicanas, avaliar as variações nas posições de entrada e saída dos fluidos e avaliar a condição de não mistura do lado do casco.

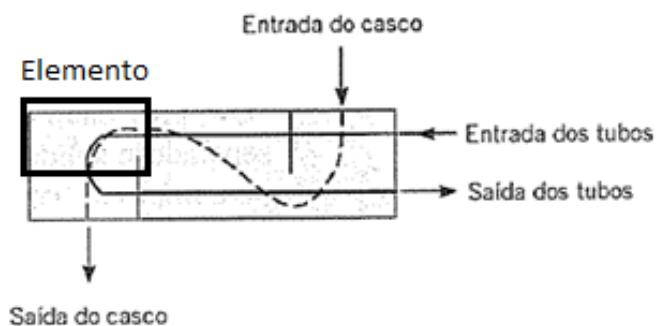
O procedimento original desenvolvido por Navarro e Cabezas-Gómez se aplica a trocadores de calor onde o fluido externo é não misturado (separado por aletas) e o fluido interno considerado perfeitamente misturado em cada tubo. Quando se considera um trocador de fluxo cruzado com apenas um tubo, o fluido externo (ar) é não misturado e o fluido que escoa por dentro do tubo é considerado misturado. Em um trocador de fluxo cruzado com 100 tubos, o fluido externo segue não misturado e o fluido por dentro dos tubos é também não misturado por ter 100

circuitos. Assim, o fluido é misturado dentro de cada tubo, mas considerando a quantidade de 100 tubos, o efeito global no trocador todo é que o fluido interno é não misturado também.

Para a modelagem dos trocadores casco-tubos com o procedimento proposto, o fluido que escoa por dentro dos tubos é considerado como não misturado, sendo modelado com o código HETE como o fluido externo de um trocador de fluxo cruzado. Nesse caso, assume-se que existem muitos circuitos de tubos no trocador fazendo com que o fluxo desse lado seja não misturado. Já o fluido do lado do casco pode ser simulado como totalmente misturado quando se usa um tubo apenas, ou com certo grau de não mistura quando se empregam mais tubos. Ou seja, o comportamento do fluido pelo lado do casco se simula com o código HETE como sendo o comportamento do fluido que escoa por dentro dos tubos de um trocador de fluxo cruzado. Assim o método de cálculo desenvolvido em Navarro e Cabezas-Gómez (2005) para trocadores de fluxo cruzado se emprega para modelar trocadores de casco-tubos.

Para tanto, se divide o trocador de calor casco-tubos em elementos de fluxo cruzado como mostra a Figura 14. Cada elemento utilizado para análise é considerado como o espaço compreendido entre uma chicana e outra ou entre a chicana e o cabeçote do trocador, delimitado também pelo sentido do fluxo do lado dos tubos.

Figura 14 – Representação de um elemento de fluxo cruzado em um trocador de calor casco-tubos

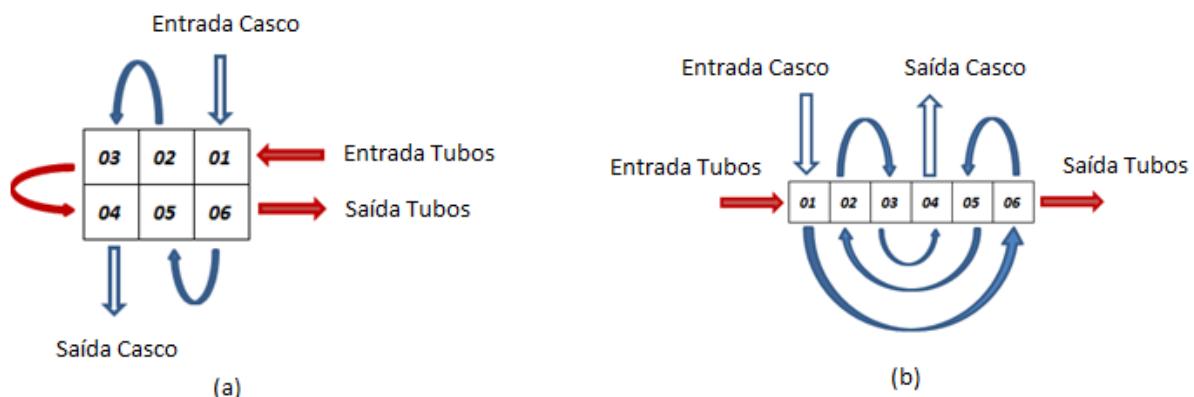


Fonte: Adaptado de Incropera et al, 2008

A Figura 15a mostra o diagrama idealizado por Gardner e Taborek (1977) referente à sequência dos fluxos de cada corrente de fluido. As sequências dos

elementos a serem analisados são a posição de entrada e saída dos fluidos no lado do casco e no lado dos tubos. No presente método os elementos são numerados sequencialmente seguindo a direção de escoamento do fluido por dentro dos tubos do trocador de casco e tubos. A sequencia resultante se mostra na Figura 15b. No arquivo de entrada do código HETE o escoamento de ar de organiza de forma similar ao do fluido por dentro dos tubos do trocador de casco-tubos. Já a os circuitos do fluido por dentro dos tubos se organiza na sequencia correspondente ao fluido pelo lado do casco, como se mostra na Figura 15b. Assim neste caso em particular o trocador de casco-tubos representado na Figura 15a, se transforma num trocador de fluxo cruzado com seis passos do fluido interno em relação ao ar, entrado na célula 1 e percorrendo o caminho do fluido do casco.

Figura 15 – Trocador de calor casco-tubos 1-2 com 2 chicanas (a) diagrama idealizado da sequência do fluxo; (b) diagrama decomposto em elementos sequenciais



Fonte: Elaborado pelo autor

O método calcula o fator de correção F da MLDT como uma função dos parâmetros adimensionais P e R baseado no procedimento apresentado por Kays e London (1998) segundo o qual o fator de correção F é calculado através da Equação 75:

$$F = \frac{NUT_{cc}}{NUT} \quad (75)$$

em que NUT_{cc} é o número de unidades de transferência para o trocador de calor em contracorrente e NUT é o número de unidades de transferência para o trocador de calor a ser analisado.

Na Equação 75 são considerados dois trocadores de calor, o primeiro em contracorrente (numerador), tomado como referência, e o segundo como sendo o trocador de calor a ser analisado. O modelo assume os mesmos parâmetros de operação para ambos os trocadores de calor, mesmos valores para o coeficiente global de transferência de calor (U), mesmas temperaturas de entrada e saída e mesmos valores para as vazões mássicas. Vale salientar que o valor para NUT_{cc} é calculado assumindo que ambos os trocadores de calor tem a mesma eficiência térmica ε .

A associação entre os métodos MLDT e ε -NTU proposta por Kays e London (1998) e empregada no trabalho é apresentado na Tabela 3 em que os adimensionais P e R são os dados de entrada do método.

Tabela 3 – Associação entre os métodos MLDT e ε -NTU

Condição	Equação
$R < 1$	$\frac{C_f}{C_q} = \frac{(T_{q,e} - T_{q,s})}{(T_{f,s} - T_{f,e})} = R \quad (76)$
	$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = C^* \quad (77)$
	$\varepsilon = \frac{C_f}{C_{min}} \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} = P \quad (78)$
$R > 1$	$C^* = \frac{1}{R} = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (79)$
	$\varepsilon = \frac{P}{C^*} \quad (80)$

Fonte: KAYS; LONDON, 1998

Após a associação anterior ser realizada, o valor de NUT_{cc} para o trocador de calor em contracorrente é calculado por meio das relações mostradas pelas Equações 81 e 82 (KAYS; LONDON, 1998).

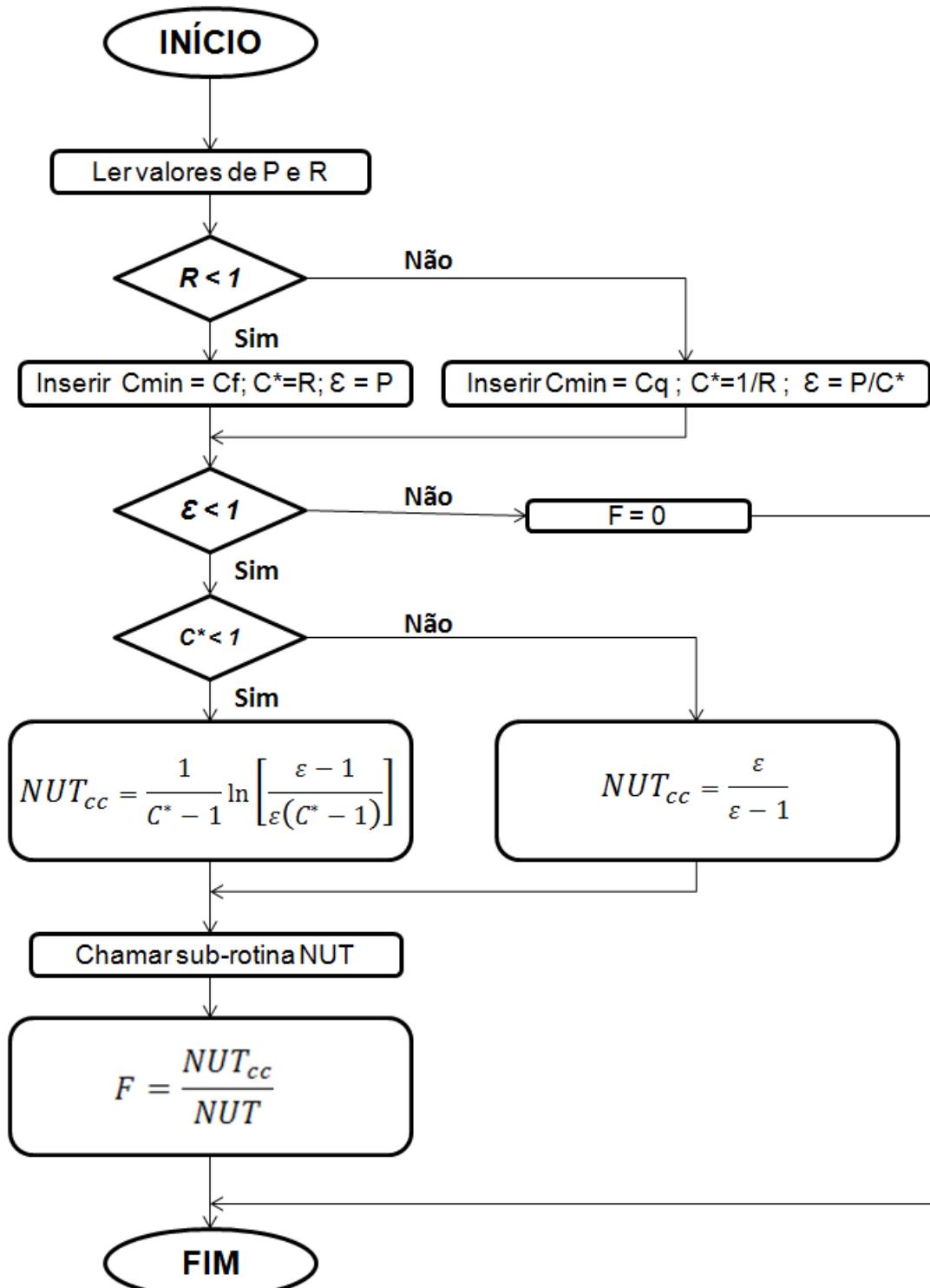
$$NUT_{cc} = \frac{1}{C^* - 1} \ln \left[\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon(C^* - 1)} \right], \text{ para } C^* < 1 \quad (81)$$

$$NUT_{cc} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1}, \text{ para } C^* = 1 \quad (82)$$

Posteriormente, o valor do NUT para o trocador de calor a ser analisado é calculado utilizando o método da bissecção tendo como dados de entrada o arranjo do trocador e os adimensionais P e R , permitindo calcular o fator de correção F do método da MLDT para trocadores de calor casco-tubos utilizando a Equação 75.

O diagrama de blocos para o cálculo do fator F é apresentado na Figura 16 de acordo com o procedimento apresentado por Kays e London (1998). Segundo os autores o fator de correção F é calculado através das relações descritas nas Equações 75, 81 e 82 pelas relações entre MLDT e ε -NTU apresentadas na Tabela 3 e pelo procedimento numérico desenvolvido para o cálculo do valor de NUT do trocador de calor casco-tubos a ser estudado.

Figura 14 – Diagrama de blocos para determinação do fator de correção F para MLDT



Fonte: PERUSSI, 2010

4.1 Procedimento para determinação do NUT

O procedimento adotado para determinação do NUT é realizado em função da efetividade ϵ e da razão entre as capacidades caloríficas C^* . Ambos os valores estão relacionados aos adimensionais P e R através da Tabela 3, sendo esses os dados de entrada do programa. Como o método considera que os valores do coeficiente global (U) e da vazão mássica são os mesmos, não é necessário que sejam inseridos como valores de entrada.

A determinação de NUT no presente trabalho é feita através do método matemático da bissecção. O valor de NUT é determinado a partir de um intervalo entre dois valores, cuja extensão é subdividida de acordo com os resultados fornecidos pelo programa, atribuindo ao valor de NUT o valor de NUT_{atual} , para que seja utilizado na próxima subdivisão até que o resultado esteja compatível com a precisão estabelecida.

Além dos dados de entrada P e R 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 desses valores é pré-estipular um intervalo no qual o valor de NUT (NUT_{atual}), a ser determinado, esteja inserido. Seus valores são calculados de maneira a atender a precisão estabelecida, sendo que suas grandezas podem ser arbitradas de zero até 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 desse ponto, o valor de $NUT_{médio}$ torna-se parâmetro de entrada para o cálculo de um novo valor de efetividade chamado de $*\epsilon$, que juntamente com o valor de C^* passam a ser os dados de entrada para a próxima etapa da subdivisão do NUT_{atual} .

Com os valores de $*\epsilon$ e ϵ é iniciado o primeiro processo de comparação entre os valores de efetividade de acordo com a precisão estabelecida. O objetivo desta etapa é reduzir a extensão entre os valores de $NUT_{inicial}$ e NUT_{final} a partir da comparação entre $*\epsilon$ e ϵ . 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

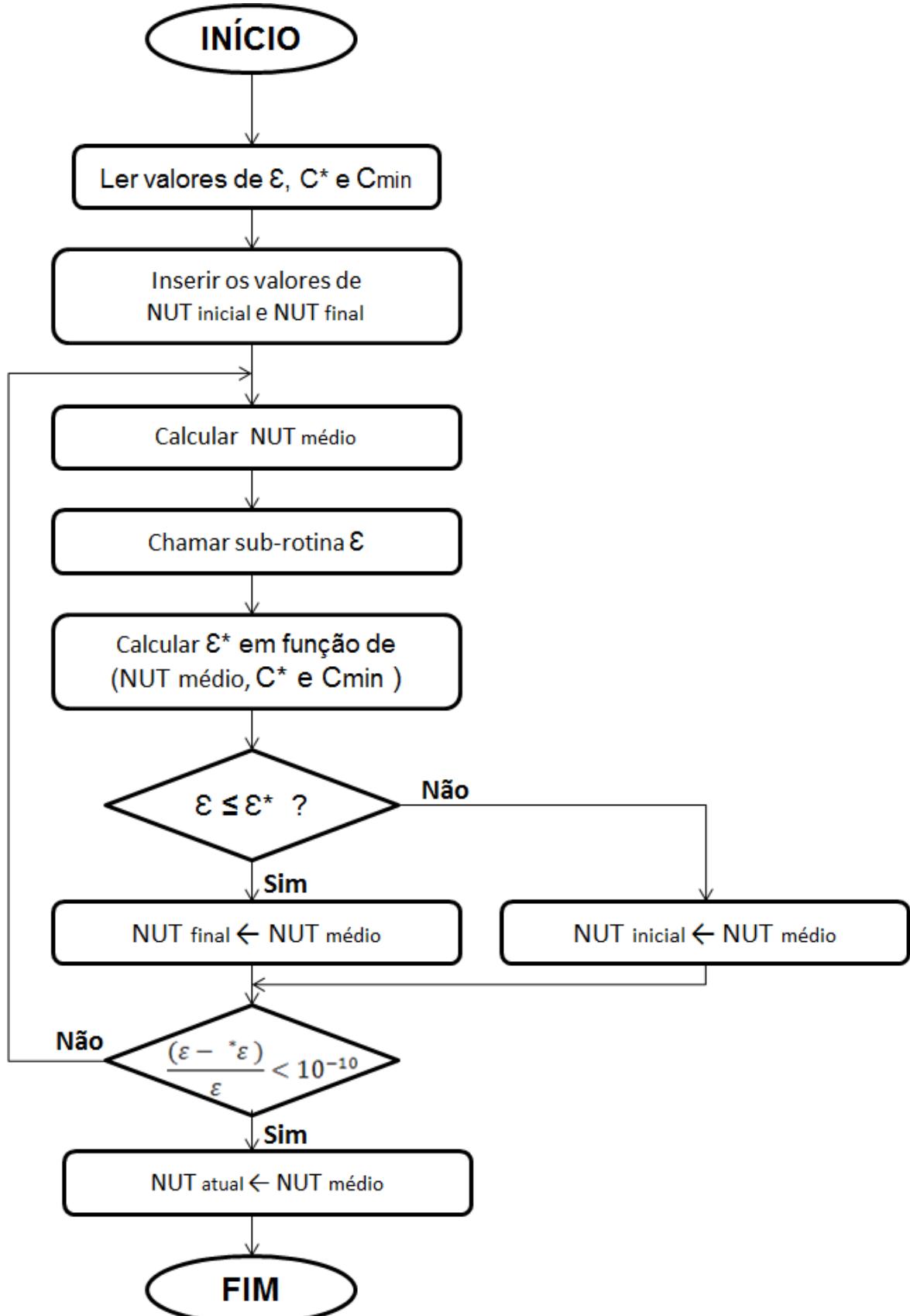
de $NUT_{\text{médio}}$. Caso o valor da efetividade de entrada ε for maior que o novo valor de efetividade calculado ${}^*\varepsilon$, o valor de NUT_{inicial} receberá então o valor de $NUT_{\text{médio}}$.

Após a execução do procedimento mencionado, inicia-se o segundo processo de comparação, em que a precisão será novamente avaliada. O objetivo dessa etapa é verificar a necessidade da continuação do procedimento realizado através de um cálculo de erro entre os valores de ${}^*\varepsilon$ e ε dado pela Equação 83. Esse valor deverá ser inferior a uma precisão preestabelecida. Para o caso do presente trabalho, foi estipulado o valor em 10^{-10} , podendo ser alterado para mais ou para menos de acordo com a avaliação a ser feita. Uma vez verificado que o valor do erro é superior à tolerância mencionada, novas e sucessivas tentativas são realizadas até atingir a precisão programada, que resulta na atribuição do valor de $NUT_{\text{médio}}$ para NUT_{atual} .

$$ERRO (\%) = \frac{(\varepsilon - {}^*\varepsilon)}{\varepsilon} 100 \quad (83)$$

O diagrama de blocos para o cálculo do valor do NUT é apresentado na Figura 17 baseado no procedimento descrito.

Figura 17 – Diagrama de blocos para determinação de NUT



Fonte: PERUSSI, 2010

Para calcular o valor de $^*\epsilon$ em função de $NUT_{\text{médio}}$, até atingir o valor da precisão pré-estabelecida, foi utilizado no trabalho um procedimento numérico para o cálculo da efetividade do trocador. Para isto, é utilizado o parâmetro de efetividade local Γ (KAYS; LONDON, 1998).

4.2 Procedimento numérico para determinação da efetividade térmica ϵ

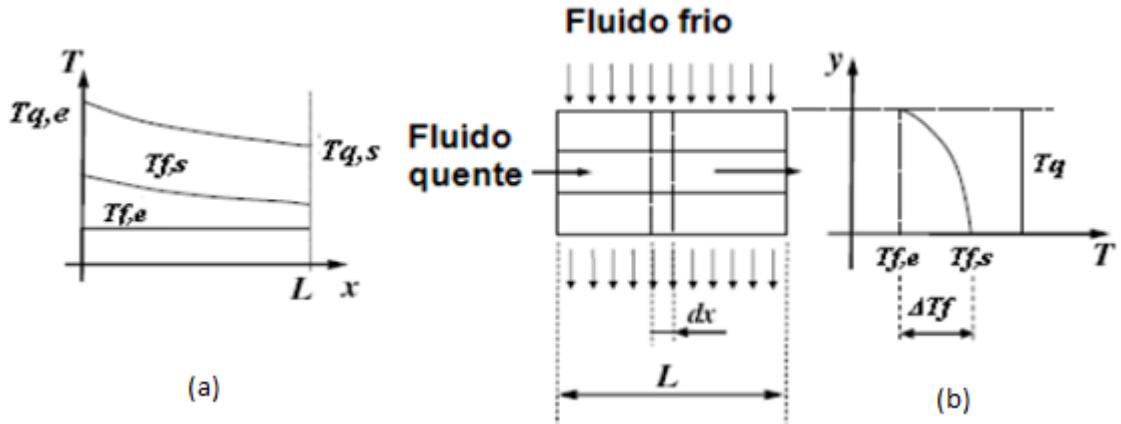
O modelo para a determinação da efetividade térmica de trocadores de calor foi desenvolvido considerando as seguintes hipóteses:

- a) transferência de calor em regime permanente,
- b) troca de calor com a vizinhança desprezada,
- c) ausência de geração de calor em ambos os fluidos e nas paredes do trocador de calor,
- d) constância ao longo do trocador de calor das propriedades de transporte e termo físicas dos fluidos e dos coeficientes de transferência de calor,
- e) ausência de mudança de fase em ambos os fluidos.

Para desenvolver o modelo o trocador de calor foi dividido em volumes de controle finitos e tridimensionais, sendo cada um deles tratados como um trocador de calor com o fluido interno misturado e o fluido externo não misturado. O sistema de equações resultante para o trocador como um todo é formado pelas equações governantes empregadas em cada volume de controle.

O número de elementos escolhidos ao longo do circuito dos tubos deve ser o suficiente para que cada um desses seja pequeno o bastante para que a vazão mássica do fluido externo seja pequena quando comparada à vazão do fluido interno. Logo, a capacidade térmica do fluido externo será muito menor que a do fluido interno ($C_f \ll C_q$) e a temperatura do fluido quente pode ser considerada constante ao longo de cada elemento. Assim, a distribuição de temperaturas resultante é mostrada na Figura 18.

Figura 18 – (a) Variação de temperatura do fluido na direção longitudinal em relação ao fluxo do fluido na direção transversal, (b) Variação de temperatura no volume de um elemento diferencial dx do trocador de calor em contracorrente



Fonte: NAVARRO; CABEZAS-GÓMEZ, 2005

Um balanço de energia para o elemento diferencial de comprimento dx para os fluidos quente e frio pode ser escrito como:

$$\delta q = -C_q \cdot dT_q \quad (84)$$

$$\delta q = dC_f \cdot \Delta T_f \quad (85)$$

em que, δq é a taxa de transferência de calor no elemento diferencial de comprimento dx , e o termo ΔT_f se refere à variação média da temperatura do fluido frio. Como existe uma diferença muito grande entre os valores de vazão mássica dos fluidos quente e frio, a relação entre as capacidades térmicas pode ser escrita na seguinte forma:

$$dC^* = \frac{dC_f}{C_q} \rightarrow 0 \quad (86)$$

A partir das considerações descritas pode-se utilizar o parâmetro de efetividade local Γ (KAYS; LONDON, 1998) para que cada elemento diferencial dx seja analisado.

$$\Gamma = \frac{\Delta T_f}{(T_q - T_{f,e})} = 1 - e^{-\frac{UdA}{dC_f}} \quad (87)$$

Considerando que as distribuições de vazão mássica do fluido frio e que a área de troca térmica A são uniformes ao longo do trocador, pode-se dizer que:

$$\frac{dC_f}{dA_{fr}} = \frac{C_f}{A_{fr}} = \text{constante} \quad (88)$$

$$\frac{dC_f}{dA} = \frac{C_f}{A} \quad (89)$$

Então, ao longo do comprimento L do tubo:

$$\Gamma = 1 - e^{-\frac{UA}{C_f}} = \text{constante} \quad (90)$$

Combinando as Equações 88, 89 com 90 e separando as variáveis, obtém-se:

$$\frac{dT_q}{(T_q - T_{f,e})} = -\Gamma dC^* = -\Gamma \frac{C_f}{C_q} \frac{dA_{fr}}{A_{fr}} \quad (91)$$

As equações governantes descritas são válidas para trocadores de calor de fluxo cruzado com único passe, um fluido misturado e outro não misturado. No entanto, aplicações práticas não se resumem apenas à configuração mencionada, o que dificulta a resolução. Diante dessa situação, foi desenvolvido um procedimento numérico para obtenção dos dados.

4.2.1 Solução numérica

A solução proposta apresentada por Navarro e Cabezas-Gómez (2005) e descrita por Perussi (2010) é baseada na aplicação do conjunto das equações em que o trocador de calor é dividido em um conjunto de volumes de controle chamados de elementos. Esses elementos são identificados pelos índices i, j, k em que o índice i representa a posição do elemento em relação ao comprimento do tubo variando de 1 até N_e . O índice j representa a altura do tubo em que se encontra o elemento em relação a uma dada fileira, variando de 1 até N_t . O índice k mostra a fileira de tubos em que o tubo que contém o elemento se encontra variando de 1 até N_l .

sendo:

N_e : Número de elementos por tubo

N_t : Número de tubos por linhas

N_l : Número de linhas

Em seguida, o sistema de equações governantes é integrado para cada elemento separadamente. Isso leva a um conjunto de equações algébricas para cada elemento e, consequentemente, para todo o trocador. Para finalizar, o sistema de equações algébricas assim obtido é solucionado de forma iterativa para todo o trocador.

Supondo que a temperatura do fluido quente varie linearmente ao longo do volume de controle infinitesimal e a temperatura do fluido frio varie exponencialmente, a variação média de temperatura do fluido quente pode ser expressa conforme a Equação 92:

$$T_q^e = 0,5(T_{q,e}^e + T_{q,s}^e) \quad (92)$$

O sobrescrito “e” indica que a variável correspondente está associada a um elemento específico (i, j, k). Integrando a Equação 84 em um elemento, obtém-se:

$$q^e = -C_q^e(T_{q,s}^e + T_{q,e}^e) \quad (93)$$

Integrando a Equação 85 que representa o balanço de energia para o elemento diferencial dx do fluido frio e utilizando a Equação 88 que considera que as

distribuições de vazão mássica do fluido frio e que a área de troca térmica A são uniformes ao longo do trocador, obtém-se o balanço de energia para o fluido frio em cada elemento “e”

$$q^e = \Delta T_f^e \int_e dC_f \quad (94)$$

$$q^e = \Delta T_f^e \int_e \frac{C_f}{A_{fr}} dA_{fr} \quad (95)$$

$$q^e = \Delta T_f^e C_f^e \quad (96)$$

A efetividade local para cada elemento é determinada a partir da integral da Equação 90 que resulta em:

$$\Gamma^e = \frac{\Delta T_f^e}{(T_q^e - T_{f,e}^e)} = 1 - e^{\frac{(UA)^e}{C_f^e}} \quad (97)$$

Expressões para o cálculo de temperatura em cada elemento são então obtidas a partir do rearranjo do sistema de equações:

$$T_{f,s}^e = \frac{A+2(1-\Gamma^e)}{2+A} T_{f,e}^e + \frac{2\Gamma^e}{2+A} T_{q,e}^e \quad (98)$$

$$T_{q,s}^e = \frac{2-A}{2+A} T_{q,e}^e + \frac{2A}{2+A} T_{f,e}^e \quad (99)$$

Em que,

$$A = \frac{C_f^e \Gamma^e}{C_q^e} \quad (100)$$

Para resolução desse conjunto de equações para todo o trocador de calor, isto é, para todos os elementos interconectados, foi necessário utilizar o método iterativo descrito no Apêndice B.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados de simulação foram obtidos em vários computadores diferentes, resultando em tempos de simulação bem distintos em função do computador empregado e da finalidade da simulação. O código HETE permite obter apenas um valor de F ou obter um conjunto de valores de F para serem colocados numa tabela numa mesma simulação. No caso da obtenção de valores de simulação na forma de tabela, as corridas do programa duraram de aproximadamente um dia até uma semana, em função do tipo de arranjo simulado e do computador usado. Como o código está programado em dupla precisão e o critério de parada é bastante restritivo, não se notaram diferenças nos valores simulados devido aos erros de truncamento e/ou arredondamento.

Os resultados numéricos apresentados foram obtidos para os diferentes valores dos parâmetros adimensionais P e R e para condição de mistura do lado do casco e não mistura do lado dos tubos.

Deve-se salientar que os resultados obtidos pela metodologia numérica apresentada permitem o cálculo do fator de correção F para o método da MLDT considerando um número arbitrário de chicanas.

Esses resultados são uma contribuição importante uma vez que as soluções analíticas disponíveis na literatura para trocadores de calor casco-tubos apenas são adequadas para trocadores com um número infinito de chicanas. Além disso, a presente metodologia pode ser facilmente aplicada para trocadores de calor com arranjos diversos, visto que as relações analíticas disponíveis são específicas para cada tipo e arranjo de trocador.

Outra contribuição da metodologia é a possibilidade de avaliar a influência da quantidade de chicanas, variar as direções de entrada e saída dos fluidos no lado casco e no lado dos tubos observando qual configuração é mais adequada para o melhor rendimento do trocador de calor analisado. Outra análise possível é tratar a condição de não mistura do lado do casco simulando o trocador com variações no número de tubos do feixe com a intenção de simular um escoamento não misturado.

O procedimento descrito no presente trabalho permite obter soluções para trocadores de calor específicos, não estudados anteriormente e de interesse industrial. Possibilita ainda a análise de diversos arranjos inclusive em trocadores de calor de dimensões reduzidas e com número baixo de chicanas em que as soluções

analíticas não apresentam bons resultados de acordo com Bowman, Mueller e Nagel (1940).

Os resultados para o fator F obtidos através do código HETE são apresentados para os diversos tipos de arranjos e comparados com a relação analítica de referência. Serão apresentados os erros relativos, os erros relativos médios e os erros máximos de acordo com cada caso. Os erros relativos e os erros relativos médios são calculados através das Equações 101 e 102.

$$ERRO\ Relativo\ (%) = \left[\frac{(F_{HETE} - F_{Referência})}{F_{Referência}} \right] 100 \quad (101)$$

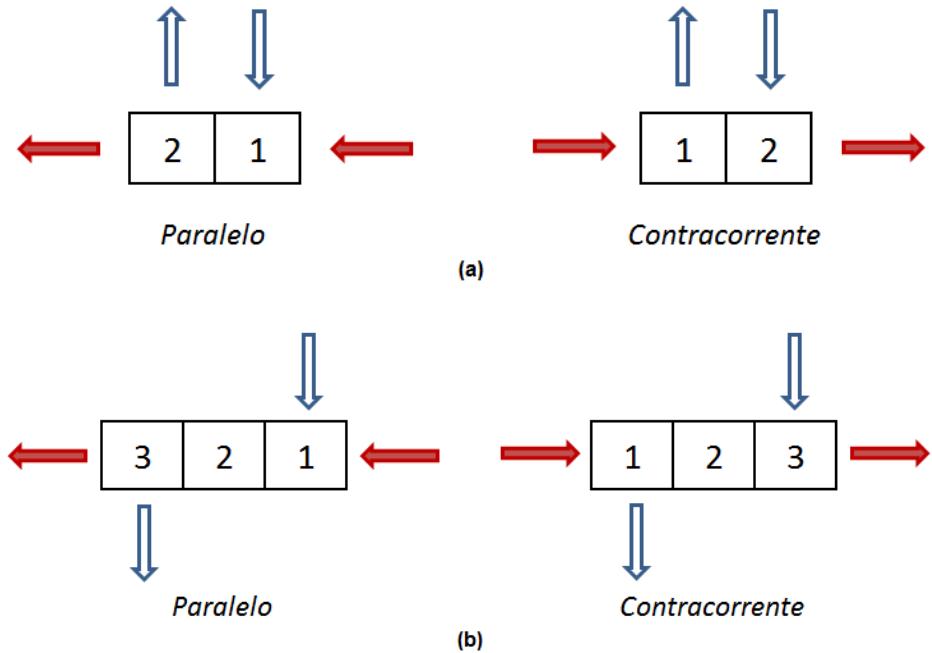
$$ERRO\ Relativo\ Médio\ (%) = \frac{1}{N} \sum_1^N \left[\frac{(F_{HETE} - F_{Referência})}{F_{Referência}} \right] 100 \quad (102)$$

5.1 Resultados para trocadores casco-tubos 1-1

Os resultados apresentados para trocadores com um passe no casco e um passe nos tubos (1-1) destacam a influência de um número finito de chicanas no valor do fator de correção F da MLDT. Pode-se observar também que trocadores em contracorrente têm valores para o fator de correção F maiores do que os em fluxo paralelo. Finalmente, comparam-se os valores obtidos pela metodologia proposta com os resultados obtidos por Shah e Pignotti (1997).

A Figura 19 mostra esquematicamente os arranjos em paralelo e em contracorrente para trocadores casco-tubos 1-1 com uma e duas chicanas.

Figura 19 – (a) Arranjo 1-1 em paralelo e em contracorrente com 1 chicana; (b) Arranjo 1-1 em paralelo e em contracorrente com 2 chicanas



Fonte: Elaborado pelo autor

As Tabelas 4 e 5 mostram os valores para o fator de correção F do método da MLDT para arranjos 1-1 em paralelo e em contracorrente para trocadores de calor com 1, 2 e 9 chicanas respectivamente, destacando a diferença percentual entre os dois arranjos.

Tabela 4 – Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1-1 com duas chicanas para trocadores com arranjos em paralelo e em contracorrente para valores de R = 0,2 e 1,0

(continua)

<i>P</i>	R = 0,2				R = 1,0			
	Paralelo	Erro Relativo em relação a unidade (%)	CC	Erro Relativo em relação a unidade (%)	Paralelo	Erro Relativo em relação a unidade (%)	CC	Erro Relativo em relação a unidade (%)
0,000	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	0,00
0,025	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	-0,02	1,000	0,00
0,050	1,000	-0,02	1,000	0,00	0,999	-0,08	1,000	-0,01
0,075	1,000	-0,04	1,000	0,00	0,998	-0,19	1,000	-0,01
0,100	0,999	-0,07	1,000	0,00	0,996	-0,36	1,000	-0,02
0,125	0,999	-0,12	1,000	-0,01	0,994	-0,60	1,000	-0,04
0,150	0,998	-0,17	1,000	-0,01	0,991	-0,92	0,999	-0,06
0,175	0,998	-0,24	1,000	-0,01	0,987	-1,33	0,999	-0,08
0,200	0,997	-0,33	1,000	-0,02	0,982	-1,85	0,999	-0,12
0,225	0,996	-0,43	1,000	-0,03	0,975	-2,52	0,998	-0,16
0,250	0,995	-0,55	1,000	-0,03	0,967	-3,34	0,998	-0,20
0,275	0,993	-0,70	1,000	-0,04	0,956	-4,37	0,997	-0,26
0,300	0,991	-0,87	1,000	-0,05	0,944	-5,65	0,997	-0,34
0,325	0,989	-1,06	0,999	-0,06	0,928	-7,24	0,996	-0,43
0,350	0,987	-1,28	0,999	-0,07	0,908	-9,24	0,995	-0,53
0,375	0,985	-1,54	0,999	-0,09	0,882	-11,78	0,993	-0,66
0,400	0,982	-1,84	0,999	-0,11	0,850	-15,05	0,992	-0,82
0,425	0,978	-2,19	0,999	-0,12	0,000	-	0,000	-
0,450	0,974	-2,58	0,999	-0,15	0,000	-	0,000	-
0,475	0,970	-3,04	0,998	-0,17	0,000	-	0,000	-
0,500	0,964	-3,57	0,998	-0,20	0,000	-	0,000	-
0,525	0,958	-4,18	0,998	-0,23	0,000	-	0,000	-
0,550	0,951	-4,89	0,997	-0,27	0,000	-	0,000	-
0,575	0,943	-5,72	0,997	-0,31	0,000	-	0,000	-
0,600	0,933	-6,70	0,996	-0,36	0,000	-	0,000	-
0,625	0,921	-7,86	0,996	-0,42	0,000	-	0,000	-
0,650	0,907	-9,26	0,995	-0,48	0,000	-	0,000	-

(conclusão)

		R = 0,2				R = 1,0			
<i>P</i>	<i>Paralelo</i>	<i>Erro Relativo em relação a unidade (%)</i>	<i>CC</i>	<i>Erro Relativo em relação a unidade (%)</i>	<i>Paralelo</i>	<i>Erro Relativo em relação a unidade (%)</i>	<i>CC</i>	<i>Erro Relativo em relação a unidade (%)</i>	
0,675	0,891	-10,95	0,994	-0,56	0,000	-	0,000	-	
0,700	0,870	-13,04	0,994	-0,65	0,000	-	0,000	-	

$$\begin{array}{llllll}
 \text{Erro Médio (\%)} = & -2,87 & & -0,15 & & -3,80 & -0,22 \\
 \text{Erro Máx (\%)} = & -13,00 & & -0,65 & & -15,05 & -0,82
 \end{array}$$

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 5 – Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1-1 com duas chicanas para trocadores com arranjos em paralelo e em contracorrente para valores de R = 2,0 e 4,0

		R = 2,0				R = 4,0			
<i>P</i>	<i>Paralelo</i>	<i>Erro Relativo em relação a unidade (%)</i>	<i>CC</i>	<i>Erro Relativo em relação a unidade (%)</i>	<i>Paralelo</i>	<i>Erro Relativo em relação a unidade (%)</i>	<i>CC</i>	<i>Erro Relativo em relação a unidade (%)</i>	
0,000	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	0,00	
0,025	1,000	-0,04	1,000	0,00	0,999	-0,09	1,000	-0,01	
0,050	0,998	-0,18	1,000	-0,01	0,996	-0,42	1,000	-0,02	
0,075	0,996	-0,45	1,000	-0,03	0,989	-1,10	0,999	-0,06	
0,100	0,991	-0,88	1,000	-0,05	0,976	-2,37	0,999	-0,13	
0,125	0,985	-1,52	0,999	-0,09	0,954	-4,63	0,998	-0,25	
0,150	0,976	-2,43	0,999	-0,14	0,912	-8,84	0,995	-0,46	
0,175	0,963	-3,70	0,998	-0,21	0,000	-	0,000	-	
0,200	0,945	-5,48	0,997	-0,30	0,000	-	0,000	-	
0,225	0,920	-7,97	0,996	-0,43	0,000	-	0,000	-	
0,250	0,885	-11,54	0,994	-0,60	0,000	-	0,000	-	
0,275	0,832	-16,84	0,992	-0,83	0,000	-	0,000	-	

$$\begin{array}{llllll}
 \text{Erro Médio (\%)} = & -4,25 & & -0,22 & & -2,49 & -0,13 \\
 \text{Erro Máx (\%)} = & -16,84 & & -0,83 & & -8,84 & -0,46
 \end{array}$$

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 6 – Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1-1 com nove chicanas para trocadores com arranjos em paralelo e em contracorrente para valores de R = 0,2 e 1,0

P	R = 0,2				R = 1,0			
	Paralelo	Erro Relativo em relação a unidade (%)	CC	Erro Relativo em relação a unidade (%)	Paralelo	Erro Relativo em relação a unidade (%)	CC	Erro Relativo em relação a unidade (%)
0,000	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	0,00
0,025	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	-0,02	1,000	0,00
0,050	1,000	-0,02	1,000	0,00	0,999	-0,09	1,000	0,00
0,075	1,000	-0,04	1,000	0,00	0,998	-0,22	1,000	0,00
0,100	0,999	-0,08	1,000	0,00	0,996	-0,41	1,000	0,00
0,125	0,999	-0,12	1,000	0,00	0,993	-0,68	1,000	0,00
0,150	0,998	-0,18	1,000	0,00	0,990	-1,04	1,000	-0,01
0,175	0,997	-0,26	1,000	0,00	0,985	-1,51	1,000	-0,01
0,200	0,997	-0,35	1,000	0,00	0,979	-2,11	1,000	-0,01
0,225	0,996	-0,45	1,000	0,00	0,971	-2,86	1,000	-0,01
0,250	0,994	-0,58	1,000	0,00	0,962	-3,80	1,000	-0,02
0,275	0,993	-0,73	1,000	0,00	0,950	-4,97	1,000	-0,02
0,300	0,991	-0,91	1,000	0,00	0,936	-6,42	1,000	-0,03
0,325	0,989	-1,12	1,000	-0,01	0,918	-8,23	1,000	-0,04
0,350	0,987	-1,35	1,000	-0,01	0,895	-10,50	1,000	-0,05
0,375	0,984	-1,63	1,000	-0,01	0,866	-13,37	0,999	-0,06
0,400	0,981	-1,94	1,000	-0,01	0,829	-17,07	0,999	-0,07
0,425	0,977	-2,30	1,000	-0,01	0,000	-	0,000	-
0,450	0,973	-2,72	1,000	-0,01	0,000	-	0,000	-
0,475	0,968	-3,20	1,000	-0,02	0,000	-	0,000	-
0,500	0,962	-3,76	1,000	-0,02	0,000	-	0,000	-
0,525	0,956	-4,40	1,000	-0,02	0,000	-	0,000	-
0,550	0,949	-5,15	1,000	-0,02	0,000	-	0,000	-
0,575	0,940	-6,03	1,000	-0,03	0,000	-	0,000	-
0,600	0,929	-7,06	1,000	-0,03	0,000	-	0,000	-
0,625	0,917	-8,28	1,000	-0,04	0,000	-	0,000	-
0,650	0,903	-9,75	1,000	-0,04	0,000	-	0,000	-
0,675	0,885	-11,53	1,000	-0,05	0,000	-	0,000	-
0,700	0,863	-13,73	0,999	-0,06	0,000	-	0,000	-

$$\begin{array}{llll}
 \text{Erro Médio (%)} = & \text{-3,02} & \text{-0,01} & \text{-4,31} & \text{-0,02} \\
 \text{Erro Máx (%)} = & \text{-13,73} & \text{0,06} & \text{17,07} & \text{-0,07}
 \end{array}$$

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 7 – Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1-1 com nove chicanas para trocadores com arranjos em paralelo e em contracorrente para valores de R = 2,0 e 4,0

P	R = 2,0				R = 4,0			
	Paralelo	Erro Relativo em relação a unidade (%)	CC	Erro Relativo em relação a unidade (%)	Paralelo	Erro Relativo em relação a unidade (%)	CC	Erro Relativo em relação a unidade (%)
0,000	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	0,00	1,000	0,00
0,025	1,000	-0,04	1,000	0,00	0,999	-0,09	1,000	0,00
0,050	0,998	-0,19	1,000	0,00	0,996	-0,44	1,000	0,00
0,075	0,995	-0,48	1,000	0,00	0,988	-1,16	1,000	-0,01
0,100	0,991	-0,93	1,000	0,00	0,975	-2,49	1,000	-0,01
0,125	0,984	-1,60	1,000	-0,01	0,951	-4,88	1,000	-0,02
0,150	0,974	-2,56	1,000	-0,01	0,907	-9,33	1,000	-0,04
0,175	0,961	-3,90	1,000	-0,02	0,000	-	0,000	-
0,200	0,942	-5,78	1,000	-0,03	0,000	-	0,000	-
0,225	0,916	-8,42	1,000	-0,04	0,000	-	0,000	-
0,250	0,878	-12,19	1,000	-0,05	0,000	-	0,000	-
0,275	0,822	-17,82	0,999	-0,08	0,000	-	0,000	-

$$\begin{array}{lllll}
 \text{Erro Médio (%)} = & -4,25 & -0,02 & -2,63 & -0,01 \\
 \text{Erro Máx (%)} = & 17,82 & 0,08 & 9,33 & 0,04
 \end{array}$$

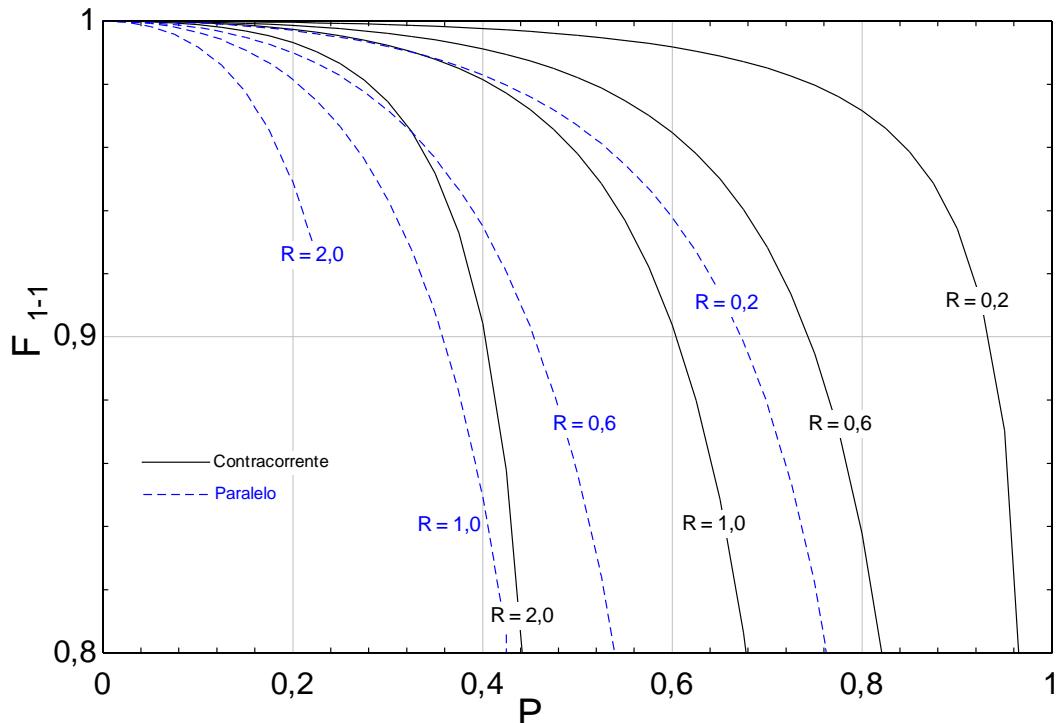
Fonte: Dados da pesquisa

Ao observar os resultados apresentados nas Tabelas 4, 5, 6 e 7 nota-se que quando se aumenta o número de chicanas os valores para o fator de correção F aumentam para trocadores com o fluxo em contracorrente, tendendo para o valor idealizado para arranjos em contracorrente que é 1 e decrescem para trocadores com arranjo em paralelo. Nessa análise fica evidente o melhor desempenho de trocadores de calor com arranjo em contracorrente em relação aos trocadores de calor em paralelo.

Uma análise da efetividade em função do número de chicanas utilizando o método das células proposto por Gaddis e Vogelpohl (1984) e descrito no Apêndice A mostra que os trocadores com arranjo em contracorrente têm maiores efetividades do que os trocadores com fluxo em paralelo com aumento do número de chicanas.

A Figura 20 mostra de forma gráfica a diferença de desempenho entre trocadores com fluxo em contracorrente e em paralelo para um trocador casco-tubos com arranjo 1-1 e uma chicana.

Figura 20 – Curvas do fator F como função dos adimensionais P e R para trocadores tipo 1-1 com uma chicana



Fonte: Dados da pesquisa

O número de chicanas é de fundamental importância para análise de desempenho de trocadores de calor casco-tubos. Entretanto, as relações analíticas disponíveis na literatura apenas apresentam resultados exatos para trocadores com infinitas chicanas.

A diferença quantitativa no valor obtido para o fator de correção F é mostrado na Tabela 8 onde foram obtidos valores com variados números de chicanas para trocadores de calor casco-tubos 1-1 em contracorrente. A partir dessa análise, foi observado que para todos os efeitos práticos, a influência do número finito de chicanas sobre o desempenho do trocador de calor casco-tubos tipo E com arranjo 1-1 é insignificante para um número de chicanas maior do que 9.

Tabela 8 – Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1-1 em contracorrente com variações no número de chicanas

(continua)

P	R	Número de Chicanas												
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	20,0	30,0	40,0
0,1	0,2	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2		1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,3		0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,4		0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,5		0,996	0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,6		0,992	0,996	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,7		0,985	0,994	0,996	0,998	0,998	0,999	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000
0,8		0,972	0,988	0,993	0,996	0,997	0,998	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000
0,9		0,934	0,973	0,985	0,991	0,994	0,995	0,996	0,997	0,998	0,998	0,999	1,000	1,000
0,1	0,4	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2		0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,3		0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,4		0,995	0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,5		0,990	0,996	0,997	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,6		0,981	0,992	0,995	0,997	0,998	0,998	0,999	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000
0,7		0,963	0,984	0,991	0,994	0,996	0,997	0,998	0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000
0,8		0,924	0,968	0,982	0,989	0,992	0,994	0,996	0,997	0,997	0,998	0,999	1,000	1,000
0,9		0,798	0,923	0,958	0,974	0,982	0,987	0,990	0,992	0,994	0,995	0,998	0,999	1,000
0,1	0,6	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2		0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,3		0,996	0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,4		0,991	0,996	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,5		0,982	0,992	0,996	0,997	0,998	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000
0,6		0,965	0,985	0,991	0,995	0,996	0,997	0,998	0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000
0,7		0,928	0,969	0,983	0,989	0,992	0,994	0,996	0,997	0,997	0,998	0,999	1,000	1,000
0,8		0,838	0,934	0,963	0,977	0,984	0,988	0,991	0,993	0,994	0,995	0,999	0,999	1,000
0,9		0,000	0,810	0,901	0,939	0,958	0,970	0,977	0,982	0,985	0,988	0,996	0,998	0,999
0,1	1,0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2		0,997	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,3		0,992	0,997	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,4		0,981	0,992	0,995	0,997	0,998	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000
0,5		0,958	0,982	0,990	0,993	0,995	0,997	0,997	0,998	0,998	0,999	1,000	1,000	1,000
0,6		0,904	0,958	0,976	0,985	0,990	0,992	0,994	0,995	0,996	0,997	0,999	1,000	1,000
0,7		0,747	0,896	0,942	0,963	0,975	0,981	0,986	0,989	0,991	0,993	0,998	0,999	0,999
0,8		0,000	0,631	0,816	0,887	0,923	0,944	0,957	0,967	0,973	0,978	0,993	0,997	0,998
0,9		0,000	0,000	0,000	0,000	0,381	0,646	0,750	0,811	0,851	0,880	0,966	0,985	0,992
0,1	1,4	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2		0,996	0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,3		0,987	0,994	0,997	0,998	0,999	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

(conclusão)

		Número de Chicanas												
P	R	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	20,0	30,0	40,0
0,4		0,965	0,985	0,991	0,994	0,996	0,997	0,998	0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000
		0,906	0,958	0,976	0,985	0,989	0,992	0,994	0,995	0,996	0,997	0,999	1,000	1,000
		0,672	0,862	0,923	0,951	0,966	0,975	0,981	0,985	0,988	0,990	0,997	0,999	0,999
		0,000	0,000	0,000	0,392	0,653	0,759	0,821	0,861	0,889	0,909	0,973	0,988	0,993
0,1	2,0	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
		0,993	0,997	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
		0,975	0,989	0,994	0,996	0,997	0,998	0,998	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000
		0,904	0,957	0,975	0,984	0,989	0,992	0,994	0,995	0,996	0,997	0,999	1,000	1,000
0,1	3,0	0,998	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
		0,985	0,994	0,996	0,998	0,998	0,999	0,999	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000
		0,895	0,950	0,971	0,982	0,987	0,990	0,993	0,994	0,995	0,996	0,999	1,000	1,000
		0,997	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2	4,0	0,967	0,985	0,991	0,994	0,996	0,997	0,998	0,998	0,999	0,999	1,000	1,000	1,000

Fonte: Dados da pesquisa

Shah e Pignotti (1997) analisaram, através do método das matrizes, a influência de um número finito de chicanas no desempenho de trocadores de calor casco-tubos. Os resultados obtidos neste trabalho são comparados com os valores obtidos por esses autores e mostrados na Tabela 9.

Tabela 9 – Comparação de valores para o fator de correção F obtidos por Shah e Pignotti (1997) com os valores obtidos no presente trabalho

		Número de Chicanas												
$P = 0,7$ e $R = 0,6$		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	20,0	30,0	40,0
<i>Shah e Pignotti (1997)</i>		0,940	0,970	0,990	0,990	-	1,000	-	-	-	-	-	-	-
<i>HETE</i>		0,928	0,969	0,983	0,989	0,992	0,994	0,996	0,997	0,997	0,998	0,999	1,000	1,000
$P = 0,7$ e $R = 1,0$		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	20,0	30,0	40,0
<i>Shah e Pignotti (1997)</i>		0,840	0,920	0,950	0,970	-	0,990	-	-	-	-	-	-	-
<i>HETE</i>		0,747	0,896	0,942	0,963	0,975	0,981	0,986	0,989	0,991	0,993	0,998	0,999	0,999

Fonte: Dados da pesquisa

Os resultados numéricos apresentados para o arranjo 1-1 em trocadores de calor casco-tubos demonstraram ser consistentes quando comparados aos resultados obtidos por Shah e Pignotti (1997). Os resultados são também de interesse prático, pois ao contrário de outros arranjos, o arranjo 1-1 não possui

expressões analíticas disponíveis na literatura para o cálculo do fator de correção F do método da MLDT.

Os resultados obtidos por Shah e Pignotti (1997) assumem que o fluido que escoa no lado dos tubos é totalmente misturado, ou seja, que existe apenas um tubo em cada elemento computacional. Os autores assumem que a mistura desse mesmo fluido escoa entre as chicanas. Já os valores calculados com o HETE assumem que o fluido que escoa por dentro dos tubos não se mistura. Essa é a fonte das diferenças obtidas pelos dois métodos. Neste caso, pode-se dizer que as duas soluções representam valores extremos de efetividade como mistura total e não mistura total do fluido que escoa por dentro do feixe de tubos para os trocadores de calor casco-tubos 1-1 tipo E.

5.2 Resultados para trocadores casco-tubos 1-2

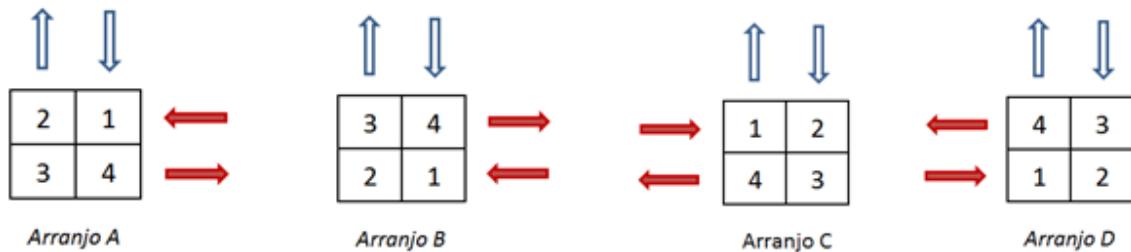
Os resultados apresentados para trocadores com um passe no casco e dois passes nos tubos (1-2) evidenciam a influência das direções de entrada e saída dos fluidos do lado dos tubos. Destaca também a influência de um número finito de chicanas no valor do fator de correção F da MLDT. Outra análise a ser feita é em função da quantidade de tubos no feixe, com o objetivo de simular um escoamento não misturado do lado do casco.

Os resultados obtidos foram comparados com as soluções analíticas apresentadas por Bowman, Mueller e Nagel (1940), em relação ao escoamento considerado totalmente misturado do lado do casco e por Gardner (1941) para escoamento não misturado do lado do casco. Posteriormente são apresentadas as curvas do fator F e dos erros em relação aos procedimentos de solução utilizados.

Em primeira análise são comparados trocadores de calor casco-tubos com apenas uma chicana, variando as direções de entrada e saída dos fluidos do lado dos tubos.

A Figura 21 mostra os arranjos A, B, C e D para esse tipo de trocador.

Figura 21 – Arranjos A, B, C e D para trocadores casco-tubos 1-2 com uma chicana



Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 10 mostra a comparação entre os resultados obtidos para os arranjos 1-2 mostrados na Figura 19 para trocadores de calor casco-tubos com apenas uma chicana e a relação analítica para arranjos 1-2 apresentada por Bowman, Mueller e Nagel. (1940).

Tabela 10 – Comparação entre os arranjos A, B, C e D (1-2) com uma chicana e a relação analítica apresentada por Bowman, Mueller e Nagel (1940)

(continua)

P	R	Bowman et al. (1940)	Arranjos A e D	Erro (%)	Arranjos B e C	Erro (%)
---	---	----------------------	----------------	----------	----------------	----------

0,1	0,2	0,9996	0,9996	0,00	0,9997	0,01
0,2		0,9983	0,9979	-0,04	0,9986	0,03
0,3		0,9954	0,9946	-0,08	0,9963	0,09
0,4		0,9903	0,9884	-0,19	0,9922	0,19
0,5		0,9814	0,9777	-0,38	0,9851	0,38
0,6		0,9656	0,9583	-0,76	0,9728	0,75
0,7		0,9355	0,9199	-1,67	0,9503	1,58
0,8		0,8655	0,8214	-5,10	0,9028	4,31

0,1	0,6	0,9988	0,9986	-0,02	0,999	0,02
0,2		0,9943	0,9932	-0,11	0,9954	0,11
0,3		0,9841	0,981	-0,32	0,9872	0,32
0,4		0,9639	0,9566	-0,76	0,9712	0,76
0,5		0,9242	0,9071	-1,85	0,9406	1,77

0,1	1,0	0,9979	0,9976	-0,03	0,9983	0,04
0,2		0,9894	0,9875	-0,19	0,9915	0,21
0,3		0,9681	0,9623	-0,60	0,9748	0,69
0,4		0,9195	0,9031	-1,78	0,938	2,01

(conclusão)

P	R	Bowman et al. (1940)	Arranjos A e D	Erro (%)	Arranjos B e C	Erro (%)
0,1	1,4	0,9970	0,9964	-0,06	0,9975	0,05
0,2		0,9836	0,9804	-0,33	0,9868	0,33
0,3		0,9460	0,9345	-1,22	0,9572	1,18
0,1	2,0	0,9954	0,9945	-0,09	0,9962	0,08
0,2		0,9717	0,9659	-0,60	0,9773	0,58

$$\text{Erro Médio (\%)} = \text{ -0,73 } \quad \text{0,70}$$

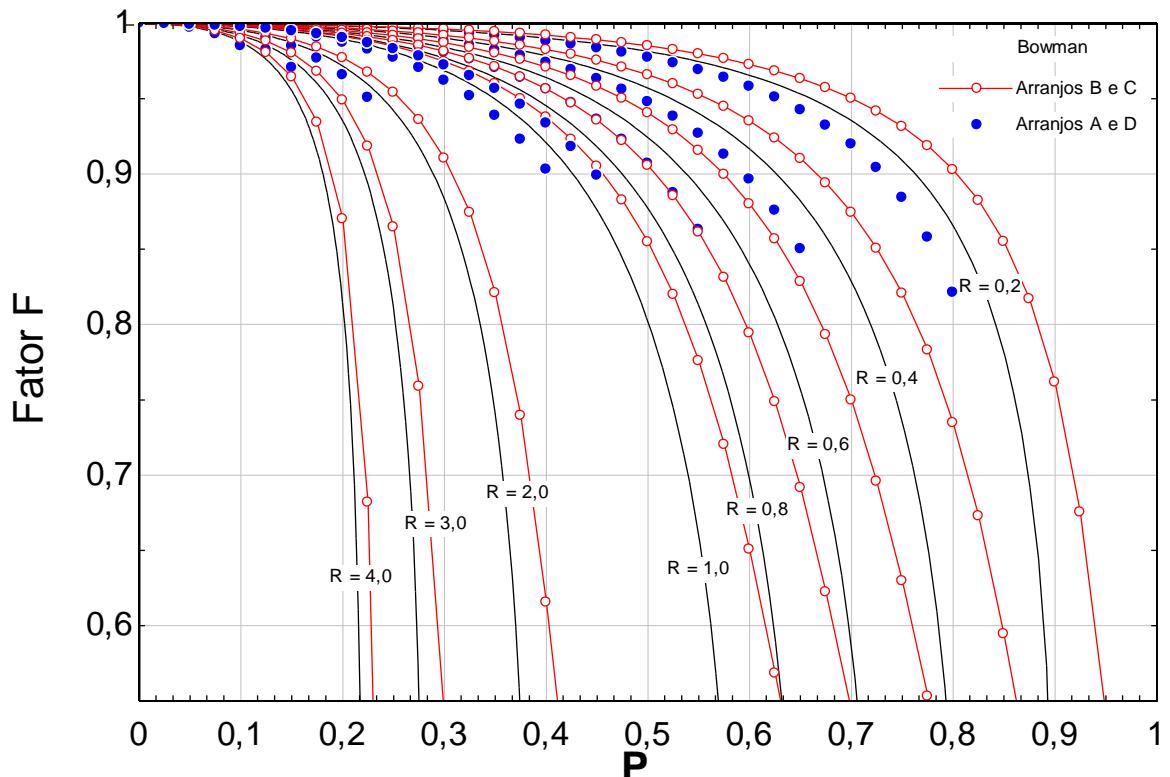
$$\text{Erro Máx (\%)} = \text{ -5,10 } \quad \text{4,31}$$

Fonte: Dados da pesquisa

Observando a Tabela 10 fica evidente, através da metodologia apresentada, que os arranjos B e C são mais adequados por apresentarem valores de fator F maiores. Esse resultado é confirmado quando aplicado o método das células proposto por Gaddis e Vogelpohl (1984) descrito no Apêndice A. Também se observa claramente as diferenças nos valores do fator de correção F entre a relação de Bowman, Mueller e Nagel (1940) e o procedimento numérico empregado devido ao uso de apenas uma chicana. Neste caso fica bem explícito que, para valores pequenos de chicanas, o procedimento numérico é mais adequado, sempre observando as considerações assumidas no procedimento de modelagem. Observa-se que os erros maiores são da ordem de 4 a 5 %.

A Figura 22 apresenta graficamente, para facilitar a visualização dos comentários expostos anteriormente, os resultados para o fator de correção F do método da MLDT apresentados na Tabela 10 comparando os arranjos A, B, C e D para trocadores 1-2 com uma chicana.

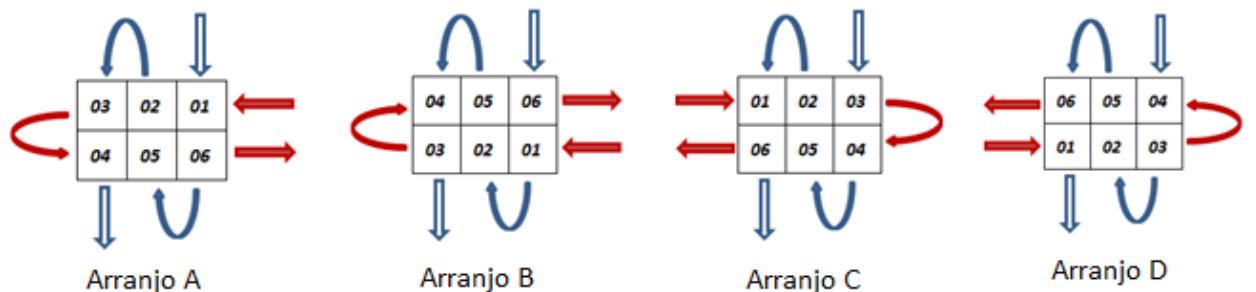
Figura 22 – Gráfico do fator de correção F em função dos adimensionais R e P para arranjos 1-2 com uma chicana



Fonte: Dados da pesquisa

Na análise a seguir são comparados trocadores de calor casco-tubos com duas chicanas variando as direções de entrada e saída dos fluidos no lado do casco e no lado dos tubos. A Figura 23 mostra os arranjos A, B, C e D para esse tipo de trocador.

Figura 23 – Arranjos A, B, C e D para trocadores casco-tubos 1-2 com duas chicanas



Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 11 mostra uma comparação entre os resultados obtidos para trocadores de calor casco-tubos 1-2 com duas chicanas variando as direções de entrada e saída dos fluidos para os arranjos mostrados na Figura 21.

Tabela 11 – Comparação entre os arranjos A, B, C e D (1-2) com duas chicanas e a relação analítica apresentada por Bowman, Mueller e Nagel (1940)

P	R	Bowman et al. (1940)	Arranjos A e C	Erro (%)	Arranjos B e D	Erro (%)
---	---	----------------------	----------------	----------	----------------	----------

0,1	0,2	0,9996	0,9996	0,00	0,9997	0,01
0,2		0,9981	0,9979	-0,02	0,9984	0,03
0,3		0,9951	0,9946	-0,05	0,9958	0,07
0,4		0,9895	0,9884	-0,11	0,9912	0,17
0,5		0,9797	0,9777	-0,20	0,9831	0,35
0,6		0,9623	0,9583	-0,42	0,9689	0,69
0,7		0,9284	0,9199	-0,92	0,9423	1,50
0,8		0,8457	0,8214	-2,87	0,8837	4,49

0,1	0,6	0,9988	0,9987	-0,01	0,9989	0,01
0,2		0,9943	0,9938	-0,05	0,9948	0,05
0,3		0,9841	0,9828	-0,13	0,9855	0,14
0,4		0,9639	0,9607	-0,33	0,9672	0,34
0,5		0,9242	0,9166	-0,82	0,9317	0,81

0,1	1,0	0,9979	0,9978	-0,01	0,9981	0,02
0,2		0,9894	0,9886	-0,08	0,9904	0,10
0,3		0,9681	0,9658	-0,24	0,9714	0,34
0,4		0,9195	0,9130	-0,71	0,9287	1,00

0,1	1,4	0,9970	0,9967	-0,03	0,9972	0,02
0,2		0,9836	0,9822	-0,14	0,9850	0,14
0,3		0,9460	0,9409	-0,54	0,9511	0,54

0,1	2,0	0,9954	0,9950	-0,04	0,9957	0,03
0,2		0,9717	0,9691	-0,27	0,9742	0,26

$$\text{Erro Médio (\%)} = \text{ -0,36 } \quad \text{0,51}$$

$$\text{Erro Máx (\%)} = \text{ -2,87 } \quad \text{4,49}$$

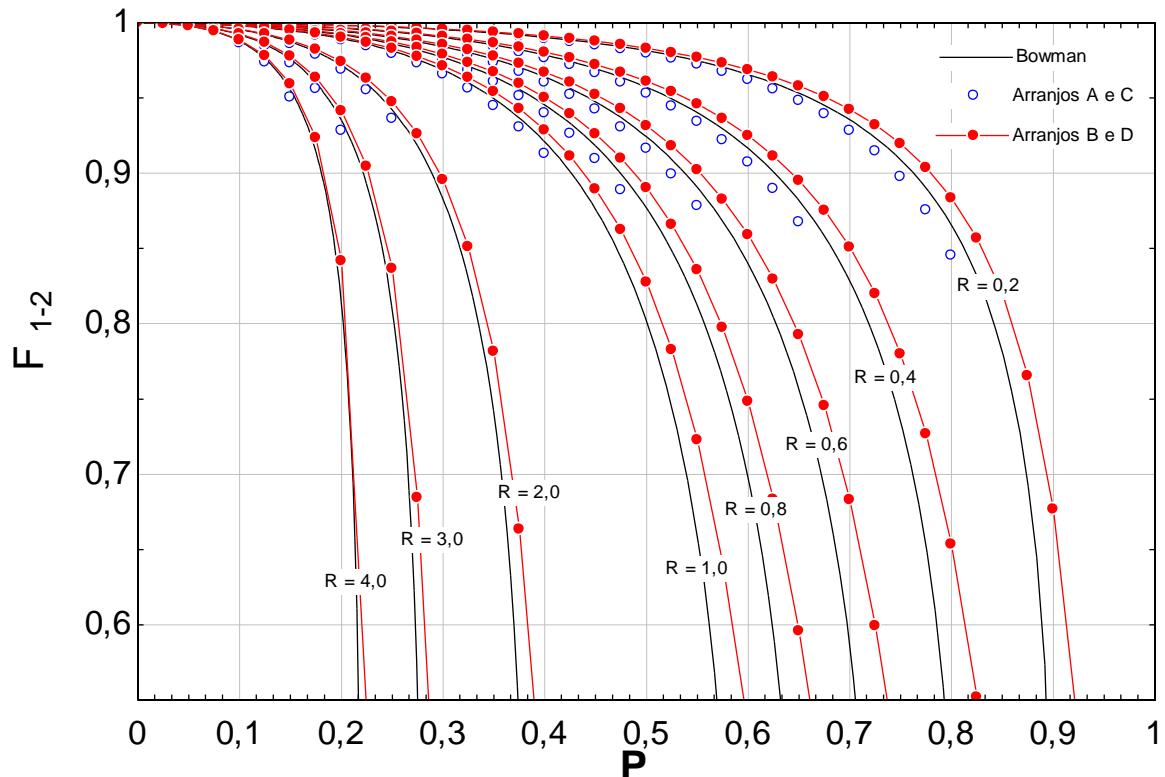
Fonte: Dados da pesquisa

Observando a Tabela 11 fica comprovado que os arranjos B e D são mais adequados por apresentarem valores de fator F maiores. Esse resultado pode ser

ratificado quando aplicado o método das células proposto por Gaddis e Vogelpohl (1984) descrito no Apêndice A.

A Figura 24 apresenta de forma gráfica os resultados para o fator de correção F do método da MLDT apresentados na Tabela 11 e compara os arranjos A, B, C e D (1-2) com duas chicanas.

Figura 24 – Gráfico do fator de correção F em função dos adimensionais R e P para arranjos 1-2 com duas chicanas



Fonte: Dados da pesquisa

Os resultados apresentados mostram a importância de se estudar as direções de entrada e saída dos fluidos do lado dos tubos, principalmente para trocadores com baixo número de chicanas. Nota-se que para trocadores com um número ímpar de chicanas os arranjos A e D são semelhantes, do mesmo modo para os arranjos B e C. No entanto, para trocadores de calor com número par de chicanas os arranjos A e C são semelhantes, do mesmo modo para os arranjos B e D. Cabe salientar que quanto maior o número de chicanas o valor do fator de correção F do método da MLDT para todos os arranjos tende para os valores obtidos através das relações analíticas.

Sendo o número de chicanas um dado importante para o presente estudo, foi feita uma análise semelhante à anterior para trocadores de calor com arranjos 1-2 visando uma comparação com as relações analíticas disponíveis na literatura, que apenas apresentam resultados exatos para trocadores com infinitas chicanas.

A diferença quantitativa no valor obtido para o fator de correção F do método da MLDT é mostrada na Tabela 12 em que foram obtidos valores com variados números de chicanas para trocadores de calor casco-tubos 1-2.

A partir dessa análise observou-se que a influência do número finito de chicanas sobre as relações analíticas disponíveis na literatura para trocadores de calor casco-tubo tipo E com arranjo 1-2 é insignificante para um número de chicanas maior do que 10. Mas, podem ocorrer erros de até 4% para valores menores de chicanas, que é um valor significativo.

Na Tabela 12 são apresentados os valores do fator F para seis diferentes números de chicanas.

Tabela 12 – Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 1-2 com variações no número de chicanas

(continua)

P	R	Número de Chicanas					
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	10,0
0,1	0,2	0,9997	0,9997	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996
		0,9986	0,9984	0,9983	0,9983	0,9983	0,9983
		0,9963	0,9958	0,9957	0,9956	0,9955	0,9955
		0,9922	0,9912	0,9908	0,9906	0,9905	0,9904
		0,9851	0,9831	0,9824	0,9820	0,9818	0,9815
		0,9728	0,9689	0,9675	0,9668	0,9665	0,9659
		0,9503	0,9423	0,9394	0,9380	0,9372	0,9360
		0,9028	0,8837	0,8761	0,8724	0,8703	0,8669
		0,7619	0,6768	0,6241	0,5876	0,5606	0,4882
0,4	0,4	0,9994	0,9993	0,9993	0,9993	0,9992	0,9992
		0,9971	0,9967	0,9965	0,9965	0,9964	0,9964
		0,9921	0,9910	0,9907	0,9905	0,9904	0,9903
		0,9828	0,9804	0,9796	0,9792	0,9790	0,9787
		0,9660	0,9611	0,9594	0,9586	0,9582	0,9575
		0,9352	0,9251	0,9214	0,9196	0,9187	0,9171
		0,8746	0,8508	0,8415	0,8369	0,8343	0,8302
		0,7350	0,6536	0,6074	0,5779	0,5576	0,5126

(conclusão)

P	R	Número de Chicanas					
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	10,0
0,9	0,6	0,4052	0,2720	0,2039	0,1631	0,1359	0,0742
0,1		0,9990	0,9989	0,9989	0,9989	0,9988	0,9988
0,2		0,9954	0,9948	0,9946	0,9945	0,9944	0,9943
0,3		0,9872	0,9855	0,9849	0,9846	0,9845	0,9842
0,4		0,9712	0,9672	0,9658	0,9651	0,9648	0,9642
0,5		0,9406	0,9317	0,9285	0,9270	0,9261	0,9248
0,6		0,8803	0,8591	0,8510	0,8470	0,8449	0,8413
0,7		0,7498	0,6831	0,6496	0,6305	0,6186	0,5965
0,8		0,4718	0,3201	0,2400	0,1921	0,1601	0,0873
0,1	1,0	0,9983	0,9981	0,9980	0,9980	0,9980	0,9980
0,2		0,9915	0,9904	0,9900	0,9898	0,9897	0,9896
0,3		0,9748	0,9714	0,9702	0,9696	0,9693	0,9688
0,4		0,9380	0,9287	0,9253	0,9238	0,9229	0,9215
0,5		0,8549	0,8278	0,8171	0,8120	0,8091	0,8043
0,6		0,6508	0,5316	0,4508	0,3882	0,3368	0,1898
0,7		0,3232	0,2272	0,1685	0,1351	0,1126	0,0614
0,1	1,4	0,9975	0,9972	0,9971	0,9971	0,9970	0,9970
0,2		0,9868	0,9850	0,9844	0,9841	0,9839	0,9837
0,3		0,9572	0,9511	0,9489	0,9478	0,9473	0,9464
0,4		0,8789	0,8575	0,8493	0,8454	0,8432	0,8396
0,5		0,6438	0,5174	0,4293	0,3617	0,3080	0,1701
0,6		0,2452	0,1861	0,1335	0,1079	0,0895	0,0488
0,1	2,0	0,9962	0,9957	0,9956	0,9955	0,9955	0,9954
0,2		0,9773	0,9742	0,9731	0,9726	0,9723	0,9718
0,3		0,9107	0,8958	0,8903	0,8877	0,8862	0,8839
0,4		0,6157	0,4665	0,3636	0,2942	0,2454	0,1340
0,1	3,0	0,9936	0,9927	0,9924	0,9923	0,9922	0,9921
0,2		0,9493	0,9416	0,9387	0,9374	0,9367	0,9355
0,3		0,5402	0,3738	0,2781	0,2236	0,1855	0,1013
0,1	4,0	0,9900	0,9887	0,9882	0,9880	0,9879	0,9877
0,2		0,8701	0,8419	0,8303	0,8245	0,8212	0,8158

Fonte: Dados da pesquisa

Nas Tabelas 13 e 14 são apresentados os valores dos erros relativos em relação à solução analítica de Bowman, Mueller e Nagel (1940).

Tabela 13 – Comparaçao de valores do fator de correção F para arranjos 1-2 com 1, 2 e 3 chicanas com valores obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940)

P	R	Bowman Mueller e Nagel (1940)	Número de Chicanas					
			1	Erro Relativo (%)	2	Erro Relativo (%)	3	
0,1	0,2	0,9996	0,9997	0,01	0,9997	0,01	0,9996	
		0,9981	0,9986	0,05	0,9984	0,03	0,9983	
		0,9951	0,9963	0,12	0,9958	0,07	0,9957	
		0,9895	0,9922	0,27	0,9912	0,17	0,9908	
		0,9797	0,9851	0,55	0,9831	0,35	0,9824	
		0,9623	0,9728	1,09	0,9689	0,69	0,9675	
		0,9284	0,9503	2,36	0,9423	1,50	0,9394	
0,2	0,6	0,9988	0,9990	0,02	0,9989	-0,07	0,9989	
		0,9943	0,9954	0,11	0,9948	-0,33	0,9946	
		0,9841	0,9872	0,32	0,9855	-0,96	0,9849	
		0,9639	0,9712	0,76	0,9672	-2,25	0,9658	
		0,9242	0,9406	1,77	0,9317	-4,90	0,9285	
0,3	1,0	0,9979	0,9983	0,04	0,9981	-0,15	0,9980	
		0,9894	0,9915	0,21	0,9904	-0,77	0,9900	
		0,9681	0,9748	0,69	0,9714	-2,38	0,9702	
0,4	1,4	0,9970	0,9975	0,05	0,9972	-0,24	0,9971	
		0,9836	0,9868	0,33	0,9850	-1,31	0,9844	
		0,9460	0,9572	1,18	0,9511	-4,42	0,9489	
0,5	2,0	0,9954	0,9962	0,08	0,9957	-0,39	0,9956	
		0,9717	0,9773	0,58	0,9742	-2,39	0,9731	
			<i>Erro Médio (%) =</i>		0,53	-0,89	0,19	
			<i>Erro Máx (%) =</i>		2,36	1,50	1,18	

Fonte: Dados da pesquisa

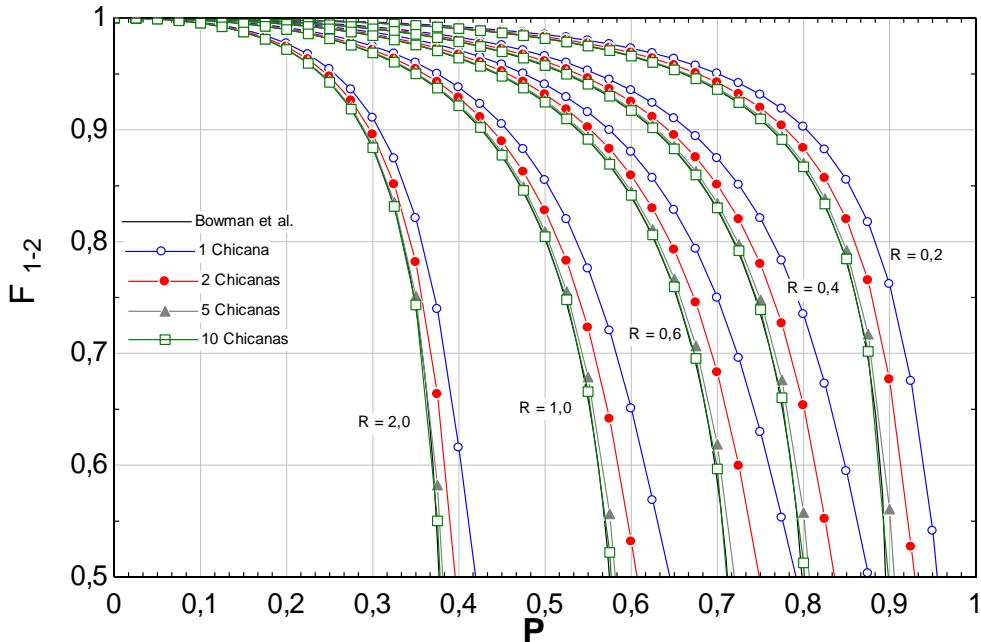
Tabela 14 – Comparaçāo de valores do fator de correção F para arranjos 1-2 com 4, 5 e 10 chicanas com valores obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940)

P	R	Bowman Mueller e Nagel (1940)	Número de Chicanas					
			4	Erro Relativo (%)	5	Erro Relativo (%)	10	
0,1	0,2	0,9996	0,9996	0,00	0,9996	0,00	0,9996	
		0,9981	0,9983	0,02	0,9983	0,02	0,9983	
		0,9951	0,9956	0,05	0,9955	0,04	0,9955	
		0,9895	0,9906	0,11	0,9905	0,10	0,9904	
		0,9797	0,9820	0,23	0,9818	0,21	0,9815	
		0,9623	0,9668	0,47	0,9665	0,44	0,9659	
		0,9284	0,9380	1,03	0,9372	0,95	0,9360	
0,2	0,6	0,9988	0,9989	0,01	0,9988	0,00	0,9988	
		0,9943	0,9945	0,02	0,9944	0,01	0,9943	
		0,9841	0,9846	0,05	0,9845	0,04	0,9842	
		0,9639	0,9651	0,12	0,9648	0,09	0,9642	
		0,9242	0,9270	0,30	0,9261	0,21	0,9248	
0,3	1,0	0,9979	0,9980	0,01	0,9980	0,01	0,9980	
		0,9894	0,9898	0,04	0,9897	0,03	0,9896	
		0,9681	0,9696	0,15	0,9693	0,12	0,9688	
0,4	1,4	0,9970	0,9971	0,01	0,9970	0,00	0,9970	
		0,9836	0,9841	0,05	0,9839	0,03	0,9837	
		0,9460	0,9478	0,19	0,9473	0,14	0,9464	
0,5	2,0	0,9954	0,9955	0,01	0,9955	0,01	0,9954	
		0,9717	0,9726	0,09	0,9723	0,06	0,9718	
			<i>Erro Médio (%) =</i>		0,15	0,13	0,09	
			<i>Erro Máx (%) =</i>		1,03	0,95	0,82	

Fonte: Dados da pesquisa

Na Figura 25 visualizam-se os resultados para o fator de correção F do método da MLDT para trocadores de calor casco-tubos tipo E com arranjo 1-2 obtido por meio das relações analíticas e através da metodologia implementada no presente trabalho variando o número de chicanas.

Figura 25 – Comparação do valor do fator de correção F com variação do número de chicanas e os valores obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940)



Fonte: Dados da pesquisa

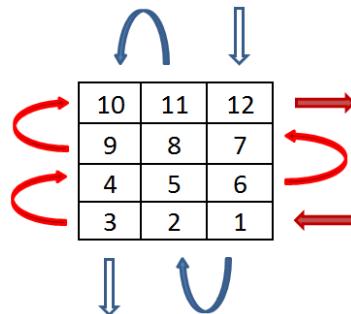
Na Figura 25 fica evidente que quando é utilizado um número de chicanas mais elevado, os resultados se aproximam das relações analíticas válidas para um número infinito de chicanas. Porém, como pode ser observado nas Tabelas 13 e 14, erros máximos da ordem de 2 % podem ocorrer. Esses erros podem ser consideráveis no caso de usar o método da MLDT para calcular experimentalmente o valor do coeficiente convectivo pelo lado do casco e podem interferir no projeto deste tipo de trocador.

5.3 Resultados para trocadores casco-tubos 1-4

Um dos objetivos da tese é apresentar valores coerentes para o fator F de correção da MLDT para os mais variados arranjos de trocadores de calor casco-tubos. Sendo assim, foram estudados variados tipos de arranjos e comparados os seus resultados com várias relações analíticas disponíveis na literatura.

O arranjo em questão é do tipo 1-4 (um passe no casco e quatro passes nos tubos) estudado por Yendall através da Equação 57 e apresentado por Bowman (1936). A Figura 26 mostra esquematicamente um arranjo tipo 1-4.

Figura 26 – Esquemático do arranjo 1-4 para trocadores casco-tubos com duas chicanas



Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 15 mostra os valores obtidos para o arranjo 1-4 com duas chicanas pelo código HETE usando a relação analítica apresentada por Bowman (1936).

Tabela 15 – Comparaçāo de valores do fator de correção F para arranjos 1-4 com valores obtidos por Yendall e apresentada por Bowman (1936)

<i>P</i>	<i>R</i>	<i>Yendall</i>	<i>2 Chicanas</i>	<i>Erro (%)</i>
0,2	0,25	0,9978	0,9980	0,02
0,3		0,9942	0,9948	0,06
0,4		0,9876	0,9889	0,13
0,2	0,50	0,9954	0,9958	0,04
0,3		0,9873	0,9886	0,13
0,4		0,9716	0,9747	0,32
0,5		0,9418	0,9484	0,70
0,6		0,8816	0,8964	1,68
0,2	1,00	0,9894	0,9906	0,12
0,3		0,9681	0,9720	0,40
0,4		0,9189	0,9299	1,20
0,5		0,7924	0,8285	4,56
0,2	2,00	0,9716	0,9747	0,32
0,3		0,8816	0,8978	1,84
0,2	3,00	0,9347	0,9429	0,88

$$\text{Erro Médio (\%)} = 0,83$$

$$\text{Erro Máx (\%)} = 4,56$$

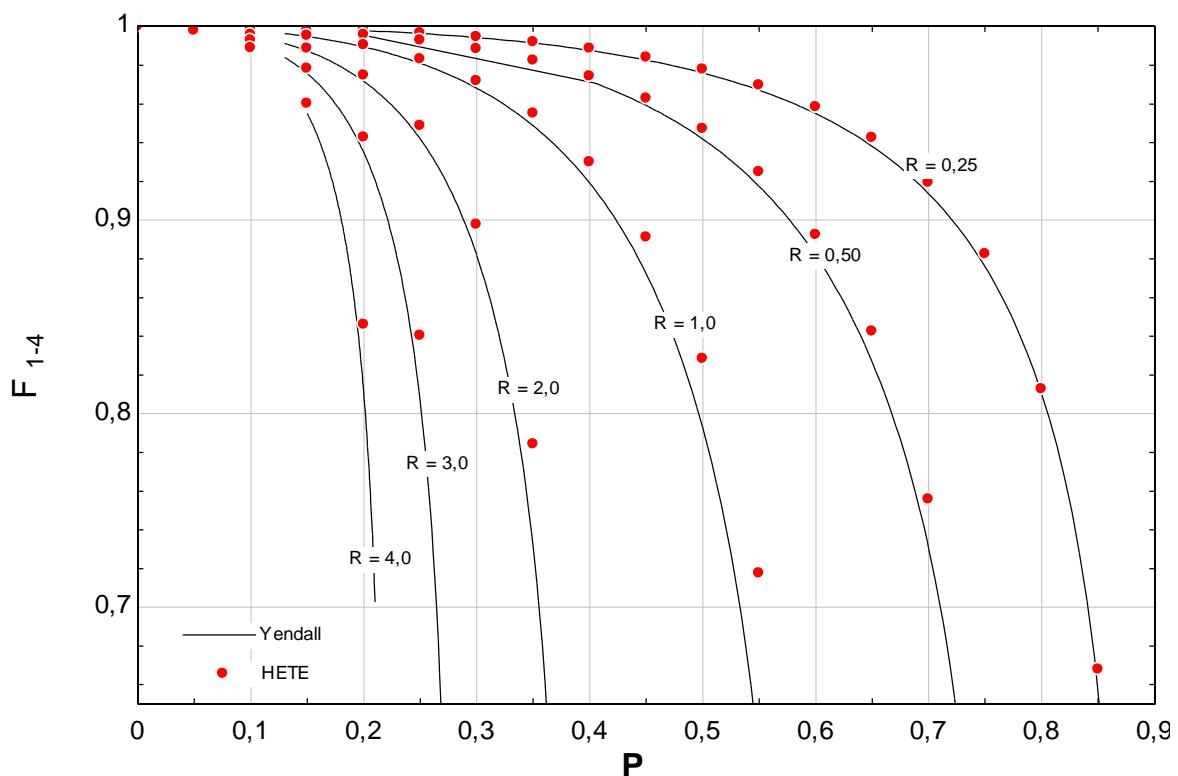
Fonte: Dados da pesquisa

A Figura 27 mostra de forma gráfica os valores do fator F de correção da MLDT obtidos através da metodologia apresentada para o arranjo 1-4 com duas

chicanas e através da relação analítica desenvolvida por Yendall e apresentada por Bowman (1936). Como pode ser notado, existem algumas diferenças nos valores obtidos que podem chegar até aproximadamente 4,5 % de erro numa região de valores do fator F que são empregados nos projetos industriais ($F > 0,7$).

Com esta comparação, reafirma-se a importância de considerar uma metodologia de cálculo apropriada quando se emprega um número pequeno de chicanas.

Figura 27 – Comparação do valor do fator de correção F para arranjos 1-4 com duas chicanas e os valores obtidos por Yendall e apresentada por Bowman (1936)



Fonte: Dados da pesquisa

5.4 Resultados para trocadores casco-tubos com passes desbalanceados no lado dos tubos

Os trocadores de calor tipo casco-tubos denominados desbalanceados são aqueles que apresentam números de passes em contracorrente diferentes dos

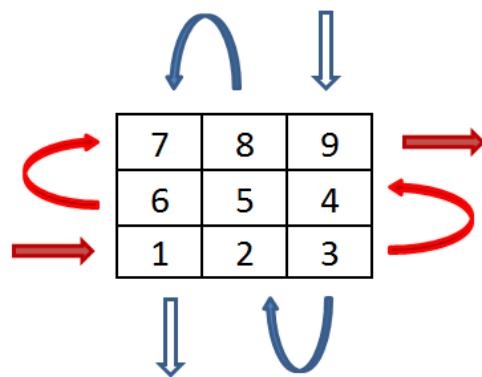
números de passes em paralelo. São os que contêm números ímpares de passes nos tubos em relação a cada passe no lado do casco.

As relações analíticas disponíveis na literatura para esses tipos de trocadores foram desenvolvidas por Fischer (1938) e posteriormente discutidas por Gardner (1941). Ambos os autores levaram em conta a utilização de maior número de passes em contracorrente do que em paralelo.

Neste trabalho busca-se obter resultados para o fator F de correção da MLDT a fim de comparar com as relações analíticas desenvolvidas por Fischer (1938) para arranjos tipo 1-3 e 2-6 para mostrar a coerência dos resultados obtidos com a presente metodologia quando comparadas a diferentes relações e métodos para obtenção do fator de correção F para trocadores casco-tubos tipo E.

A Figura 28 mostra esquematicamente um arranjo tipo 1-3 (um passe no casco e três passes nos tubos) sendo dois passes em contracorrente e um em paralelo.

Figura 28 – Esquemático do arranjo 1-3 para trocadores casco-tubos com duas chicanas



Fonte: Elaborado pelo autor

Na Tabela 16 e na Figura 29 se comparam os valores obtidos por Fischer (1938) para trocadores 1-3 com os valores obtidos no presente trabalho, evidenciando a coerência dos resultados obtidos através da metodologia proposta. São observados erros máximos da ordem 4 % evidenciando a influência do número de chicanas nos resultados, pois as relações analíticas são válidas para um número infinito de chicanas.

**Tabela 16 – Comparaçao de valores do fator de correção F para arranjos 1-3
com valores obtidos por Fischer (1938)**

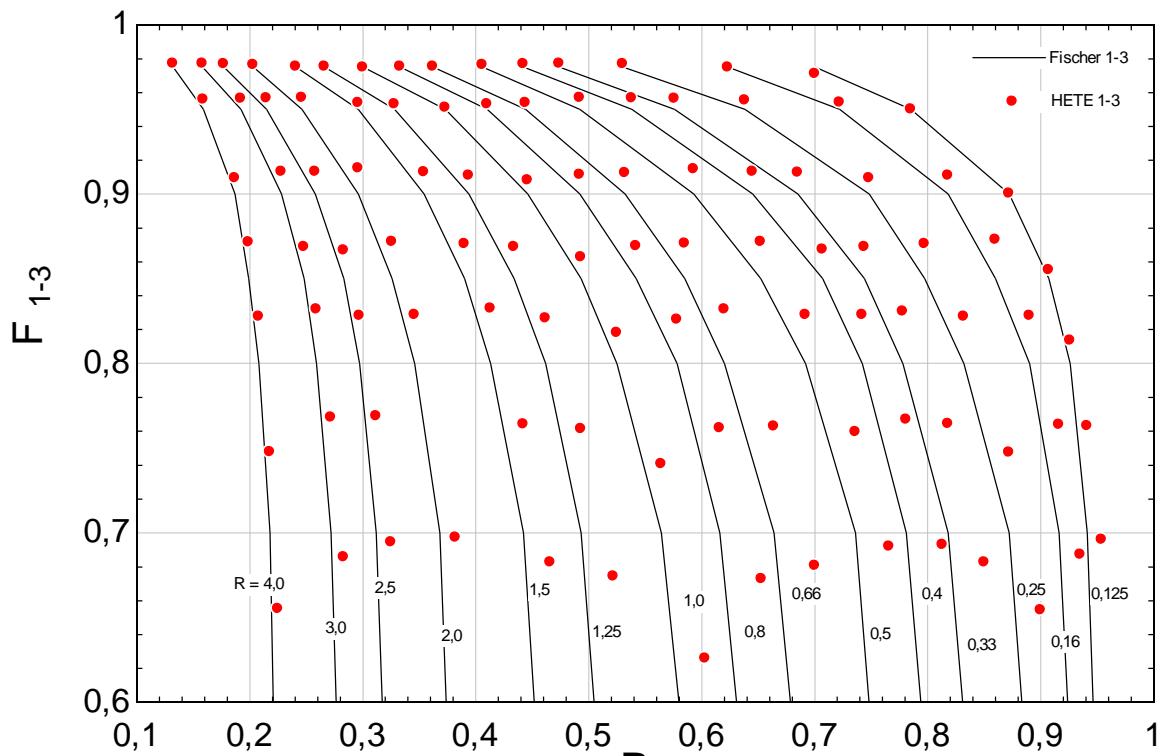
<i>P</i>	<i>R</i>	<i>Fischer (1938)</i>	<i>HETE - 2 Chicanas</i>	<i>Erro (%)</i>
0,70	0,13	0,9750	0,9713	-0,38
0,79		0,9500	0,9503	0,03
0,87		0,9000	0,9005	0,06
0,91		0,8500	0,8554	0,64
0,93		0,8000	0,8139	1,74
0,62	0,17	0,9750	0,9750	0,00
0,72		0,9500	0,9544	0,46
0,82		0,9000	0,9111	1,23
0,86		0,8500	0,8732	2,73
0,89		0,8000	0,8284	3,55
0,53	0,25	0,9750	0,9771	0,22
0,64		0,9500	0,9556	0,59
0,75		0,9000	0,9097	1,08
0,80		0,8500	0,8709	2,46
0,83		0,8000	0,8279	3,49
0,47	0,33	0,9750	0,9774	0,25
0,58		0,9500	0,9566	0,69
0,69		0,9000	0,9129	1,43
0,74		0,8500	0,8691	2,25
0,78		0,8000	0,8310	3,87
0,44	0,40	0,9750	0,9771	0,22
0,54		0,9500	0,9568	0,72
0,65		0,9000	0,9134	1,49
0,71		0,8500	0,8676	2,07
0,74		0,8000	0,8289	3,61
0,41	0,50	0,9750	0,9765	0,15
0,49		0,9500	0,9570	0,74
0,59		0,9000	0,9149	1,66
0,65		0,8500	0,8720	2,59
0,69		0,8000	0,8290	3,62
0,36	0,67	0,9750	0,9756	0,06
0,44		0,9500	0,9540	0,42
0,53		0,9000	0,9126	1,40
0,59		0,8500	0,8711	2,48
0,62		0,8000	0,8322	4,02

Erro Médio (%) = 1,48

Erro Máximo (%) = 4,02

Fonte: Dados da pesquisa

Figura 29 – Gráfico comparativo dos valores para o fator de correção F para arranjos 1-3 com duas chicanas e os valores obtidos por Fischer (1938)

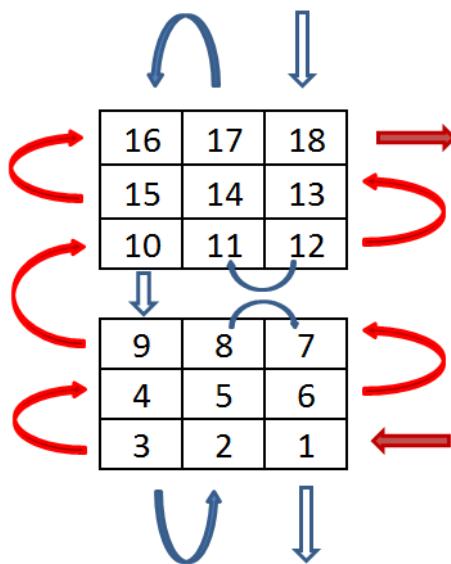


Fonte: Dados da pesquisa

A mesma comparação é feita para arranjos tipo 2-6 (dois passes no casco e seis passes nos tubos).

A Figura 30 mostra esquematicamente um arranjo tipo 2-6 sendo quatro passes em contracorrente e dois em paralelo.

Figura 30 – Esquemático do arranjo 2-6 para trocadores casco-tubos com quatro chicanas



Fonte: Elaborado pelo autor

A Tabela 17 e a Figura 31 comparam os valores obtidos por Fischer (1938) para trocadores 2-6 com os valores obtidos no presente trabalho, evidenciando a coerência dos resultados através da metodologia proposta.

Nesse caso o erro máximo obtido é de aproximadamente 2%. Nota-se que a consideração de não mistura pelo lado dos tubos assumida nas simulações pode contribuir para os erros observados. De fato, quando o fluido por dentro dos tubos sai do elemento 9 para o 10 através do cabeçote deve acontecer uma mistura parcial das correntes de fluido que vem de cada tubo. Um estudo futuro deverá considerar a simulação de um arranjo com mais chicanas para observar os erros nesse limite de um número infinito de chicanas.

Tabela 17 – Comparação de valores do fator de correção F para arranjos 2-6 com valores obtidos por Fischer (1938)

(continua)

<i>P</i>	<i>R</i>	<i>Fischer (1938)</i>	<i>HETE - 2 Chicanas</i>	<i>Erro (%)</i>
0,76	0,25	0,9750	0,9771	0,22
0,93		0,9000	0,9099	1,10
0,97		0,8000	0,8199	2,49
0,66	0,40	0,9750	0,9771	0,22
0,85		0,9000	0,9132	1,47
0,91		0,8000	0,8234	2,93

(conclusão)

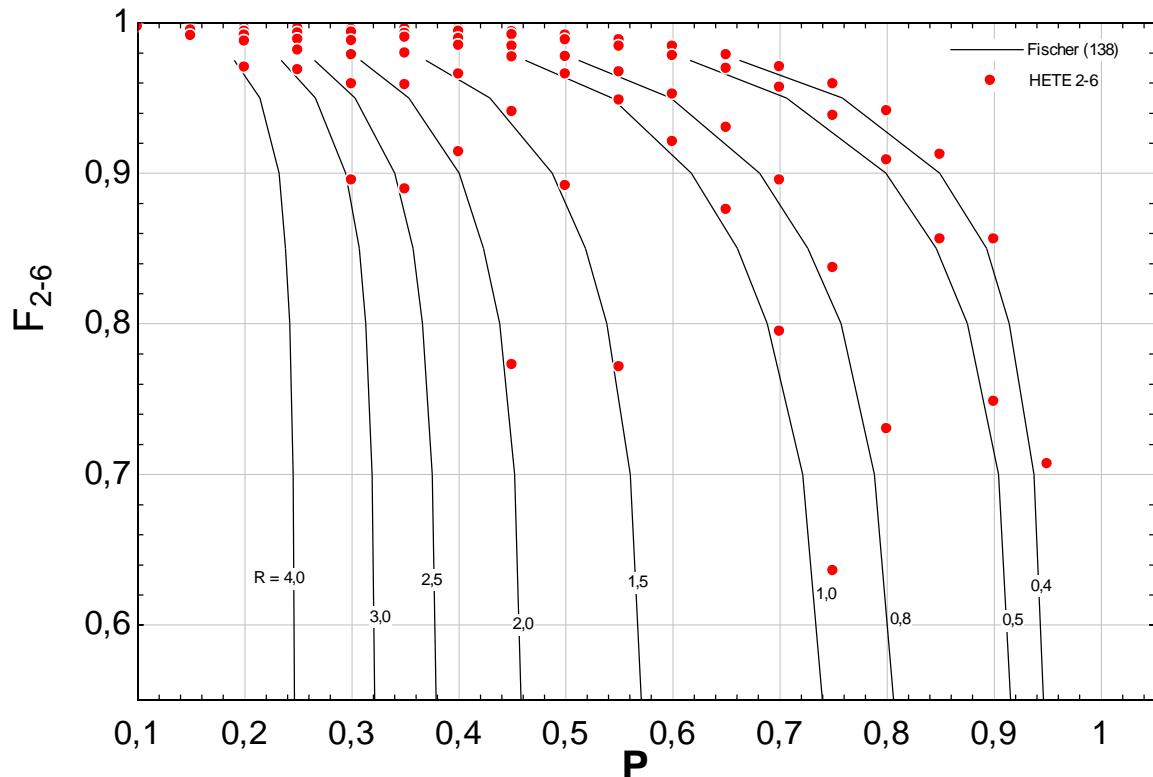
<i>P</i>	<i>R</i>	<i>Fischer (1938)</i>	<i>HETE - 2 Chicanas</i>	<i>Erro (%)</i>
0,55	0,67	0,9750	0,9756	0,06
0,73		0,9000	0,9127	1,41
0,81		0,8000	0,8210	2,62
0,46	1,00	0,9750	0,9750	0,00
0,62		0,9000	0,9084	0,93
0,69		0,8000	0,8194	2,42
0,37	1,50	0,9750	0,9756	0,06
0,49		0,9000	0,9121	1,34
0,54		0,8000	0,8301	3,76
0,31	2,00	0,9750	0,9764	0,14
0,40		0,9000	0,9142	1,58
0,37		0,8000	0,8211	2,64
0,23	3,00	0,9750	0,9772	0,23
0,29		0,9000	0,9131	1,46
0,31		0,8000	0,8222	2,77
0,19	4,00	0,9750	0,9774	0,25
0,23		0,9000	0,9076	0,84
0,24		0,8000	0,8192	2,40

Erro Médio (%) = 1,39

Erro Máximo (%) = 3,76

Fonte: Dados da pesquisa

Figura 31 – Gráfico comparativo dos valores para o fator de correção F para arranjos 2-6 com quatro chicanas e os valores obtidos por Fischer (1938)



Fonte: Dados da pesquisa

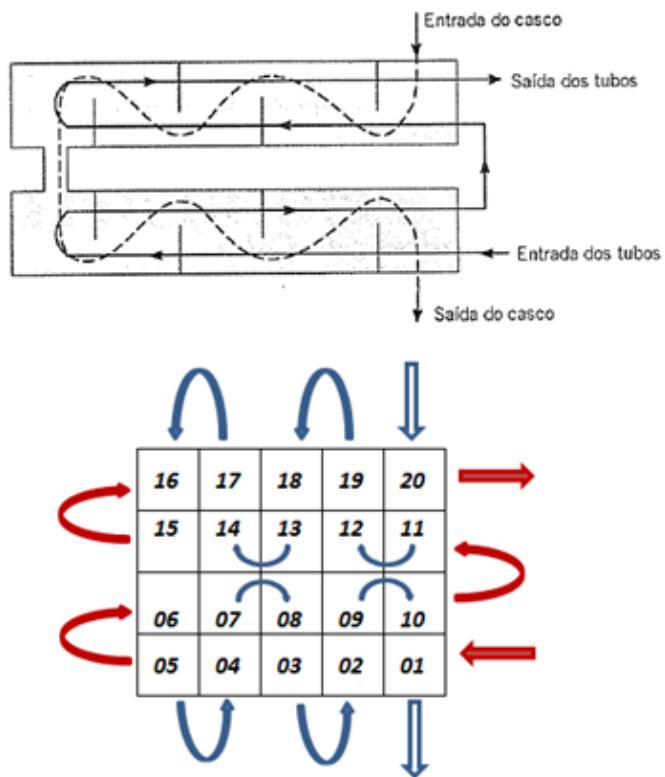
A partir da análise do arranjo 2-6 pode ser observada uma aproximação maior dos valores obtidos com a metodologia utilizada em relação aos valores obtidos por Fischer (1938) devido ao maior número de chicanas.

5.5 Resultados para trocadores casco-tubos 2-4

Os resultados obtidos podem ser comparados com as relações desenvolvidas por Underwood (1934) para arranjo tipo 2-4 mostrando coerência.

A Figura 30 mostra esquematicamente um arranjo tipo 2-4 (dois passes no casco e quatro passes nos tubos).

Figura 30 – Arranjo com dois passes no casco e quatro passes nos tubos com oito chicanas



Fonte: Adaptado de Incropera et al, 2008

A Tabela 18 mostra comparações dos valores obtidos por Underwood (1934) para trocadores 2-4 com os valores obtidos no trabalho, evidenciando a coerência dos resultados numéricos.

Com um número elevado de chicanas os resultados apresentam erros muito baixos quando comparados com as relações analíticas.

**Tabela 18 – Comparaçāo de valores do fator de correção F para arranjos 2-4
com valores obtidos por Undewood (1934)**

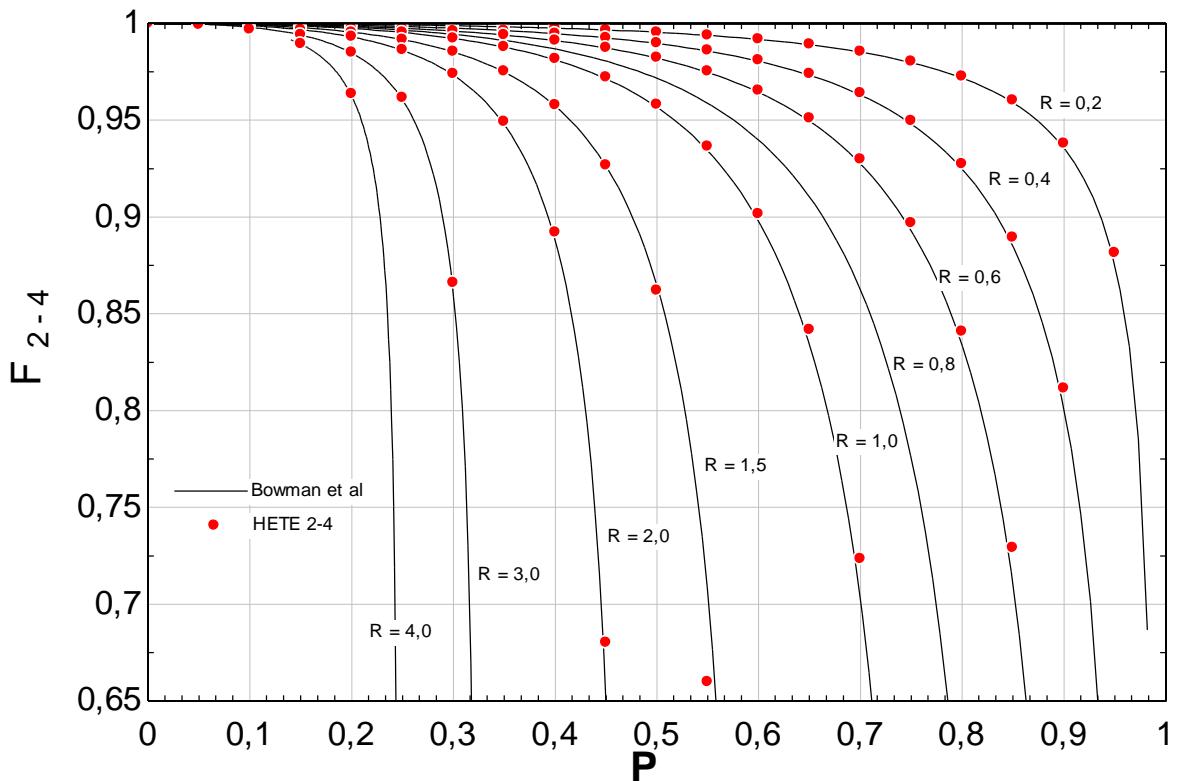
<i>P</i>	<i>R</i>	<i>Undewood (1934)</i>	<i>8 Chicanas</i>	<i>Erro (%)</i>
0,1	0,2	0,9999	0,9999	0,00
0,2		0,9996	0,9996	0,00
0,3		0,9989	0,9989	0,00
0,4		0,9976	0,9977	0,01
0,5		0,9955	0,9956	0,01
0,6		0,9918	0,9920	0,02
0,7		0,9852	0,9857	0,05
0,8		0,9718	0,9728	0,10
0,1		0,9997	0,9997	0,00
0,2		0,9986	0,9986	0,00
0,3	0,6	0,9961	0,9962	0,01
0,4		0,9912	0,9915	0,03
0,5		0,9820	0,9826	0,06
0,1		0,9995	0,9995	0,00
0,2	1,0	0,9974	0,9975	0,01
0,3		0,9922	0,9925	0,03
0,4		0,9809	0,9818	0,09
0,1		0,9992	0,9993	0,01
0,2	1,4	0,9959	0,9961	0,02
0,3		0,9870	0,9874	0,04
0,1	2,0	0,9988	0,9989	0,01
0,2		0,9931	0,9933	0,02

$$\begin{aligned}
 \text{Erro Médio (\%)} &= 0,02 \\
 \text{Erro Máx (\%)} &= 0,10
 \end{aligned}$$

Fonte: Dados da pesquisa

A Figura 33 demonstra graficamente os resultados apresentados na Tabela 18 reafirmando que, com o aumento do número de chicanas os resultados obtidos ficam mais próximos das relações analíticas disponíveis na literatura.

Figura 33 – Gráfico comparativo dos valores para o fator de correção F para arranjos 2-4 com oito chicanas e os valores obtidos por Undewood (1934)



Fonte: Dados da pesquisa

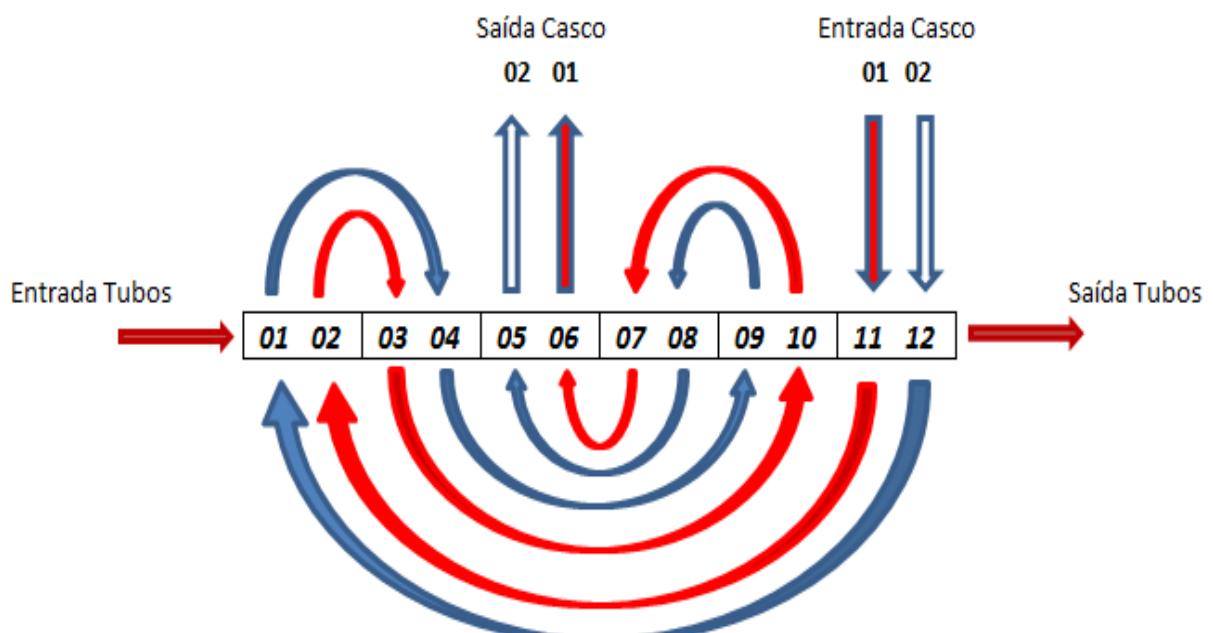
5.6 Resultados para trocadores com variados números de tubos no feixe

Na análise seguinte propõe-se o aumento do número de tubos no código HETE fazendo com que o fluido pelo lado do casco tenda a se comportar como não misturado. Para esta análise utilizou-se o arranjo 1-2 com uma chicana e número variado de tubos pelo lado do casco. Foram comparados os resultados obtidos com o trabalho apresentado por Gardner (1941a) em que o autor apresenta cartas para o fator F de correção da MLDT para o fluido do lado casco não misturado.

A Figura 32 mostra esquematicamente um arranjo 1-2 com uma chicana e dois tubos pelo lado do casco. Nota-se que esses dois tubos denotam a forma de como os dados da configuração geométrica são colocados no código. Os trocadores casco-tubos estão sendo simulados empregando um método para trocadores de fluxo cruzado. Assim, o fluido por dentro dos tubos que se encontram dentro do casco é assumido como sendo o fluido externo de um trocador de fluxo cruzado aletado, ou seja, esse fluido é não misturado, o que significa que estão modelando

trocadores de casco-tubos com muitos tubos. Já o fluido que escoa pelo lado do casco se simula com o fluido que escoa por dentro dos tubos de um trocador de fluxo cruzado. Em todas as seções anteriores se empregou apenas um tubo pelo lado do casco (ou seja, um trocador de fluxo cruzado com apenas um circuito). Nesta seção para simular a não mistura do fluido pelo lado do casco serão considerados vários circuitos do que seria o fluido por dentro dos tubos num trocador de fluxo cruzado. No caso da Figura 34 se empregam dois circuitos.

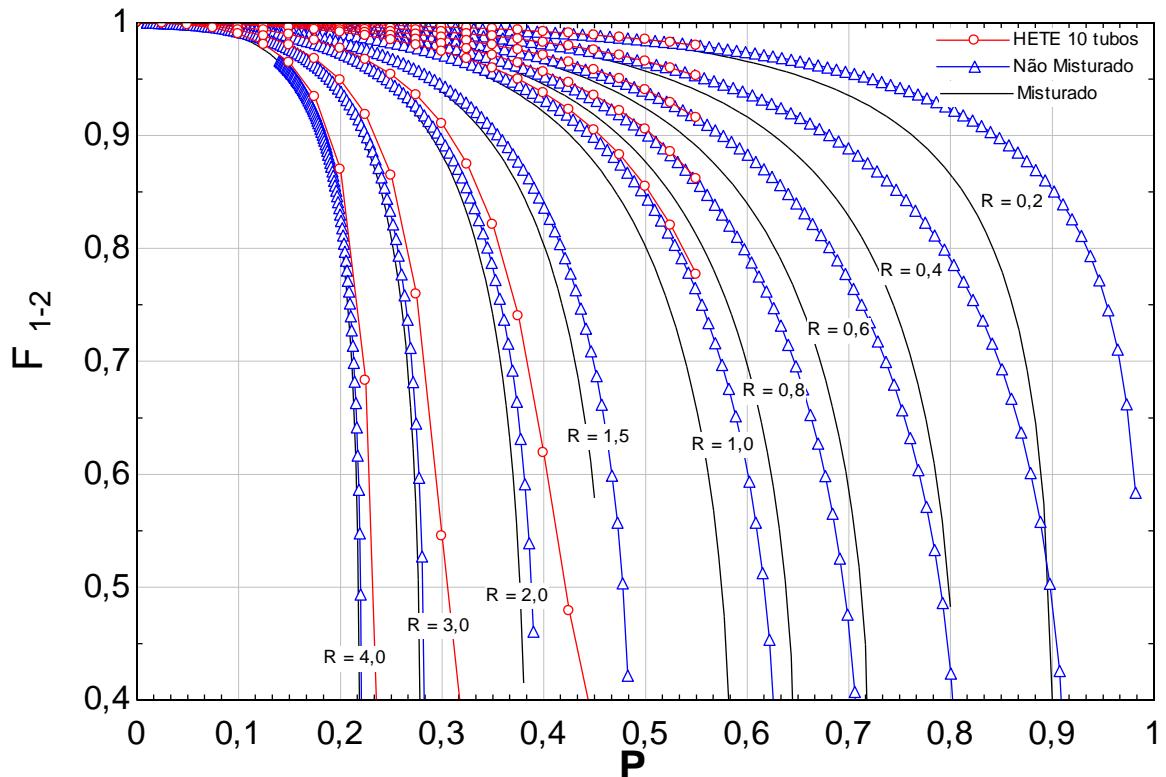
Figura 34 – Arranjo 1-2 com uma chicana e dois tubos no feixe



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 35 mostra o comparativo dos valores para o fator de correção F de um arranjo 1-2 com uma chicana e dez tubos com os resultados apresentados por Gardner (1941a) para o fluido considerado como não misturados do lado do casco e com os resultados obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940) para fluido misturado do lado do casco.

Figura 35 – Gráfico comparativo entre um arranjo 1-2 com uma chicana e dez tubos no feixe, os resultados obtidos por Gardner (1941a) e os resultados obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940)



Fonte: Dados da pesquisa

Os resultados para essa análise comprovam a tendência do aumento do número de tubos no feixe simular um escoamento do lado casco como não misturado ou parcialmente misturado. Os erros relativos médios estão na ordem de 0,22% quando comparados com as relações de Gardner (1941a) e na ordem de 0,53 % quando comparados com Bowman, Mueller e Nagel (1940).

Para uma concordância completa seria necessário considerar infinitas chicanas e possivelmente mais circuitos de fluido pelo lado do casco.

6 CONCLUSÕES

A metodologia utilizada neste trabalho calcula o fator F de correção da MLDT para trocadores de calor casco-tubos utilizando a abordagem empregada por Navarro e Cabezas-Gómez (2005). Os autores desenvolveram um procedimento para o cálculo da efetividade de trocadores de calor de fluxo cruzado resumida no código HETE baseado no procedimento apresentado por Kays e London (1998).

A metodologia aqui proposta se baseia no uso do código HETE considerando a associação entre os métodos ϵ -NUT e MLDT de Kays e London (1998) para simular trocadores de calor de casco-tubos. Esse mesmo procedimento foi empregado por Perussi (2010) para calcular o fator F para trocadores de calor de fluxo cruzado.

O código HETE foi programado para calcular o NUT com um erro relativo de 10^{-10} , o que produz resultados praticamente iguais em diferentes computadores. Isso porque os erros de arredondamento são muito pequenos para esse caso. O código em questão está programado em dupla precisão.

Para o estudo dos trocadores de casco-tubos, o fluido que escoa por dentro dos tubos é considerado não misturado, correspondendo ao fluido externo de um trocador de fluxo cruzado. Porém, o fluido do lado do casco se simula como totalmente misturado quando se usa um tubo apenas, ou com certo grau de não mistura quando se emprega um número maior de tubos no lado do casco.

Pode-se afirmar que o trocador casco-tubos é modelado como um trocador de fluxo cruzado em que se assume que o comportamento do fluido que escoa por dentro dos tubos que estão no casco é o correspondente ao fluido externo do trocador de fluxo cruzado. Já o comportamento do fluido que escoa pelo lado do casco se modela igual ao do fluido que escoa no interior dos tubos do trocador de fluxo cruzado.

No presente trabalho foram apresentados resultados para variados arranjos de trocadores de calor casco e tubos com a intenção de validar o método para qualquer tipo de arranjo, sendo os resultados comparados com as relações obtidas por diversos autores e disponíveis na literatura. Para obtenção dos resultados foram utilizados como dados de entrada os adimensionais R e P e vários tipos de arranjos com variações também no número de chicanas. Os diversos resultados obtidos foram comparados com as relações analíticas disponíveis na literatura.

Na primeira análise, foi aplicada a metodologia citada em trocadores de calor casco-tubos com arranjos 1-1 com a intenção de avaliar o desempenho dos mesmos com variados números de chicanas e comparar o fator de correção F entre trocadores com fluxos em paralelo e em contracorrente.

Ao observar os resultados nota-se que quando aumenta o número de chicanas os valores para o fator de correção F aumentam para trocadores com o fluxo em contracorrente, tendendo para o valor teórico unitário. Isso não ocorre com trocadores com arranjo em paralelo. Nessa análise fica evidente o melhor desempenho de trocadores de calor com arranjos em contracorrente.

O evidente aumento do valor do fator F com o uso da metodologia proposta e do aumento da efetividade utilizando o método das células quando se aumenta o número de chicanas mostra a coerência dos resultados obtidos no presente trabalho.

A diferença quantitativa no valor obtido para o fator de correção F é mostrada na comparação dos valores com variados números de chicanas para trocadores de calor casco-tubos 1-1 em contracorrente. A partir dessa análise, foi observado que a influência do número finito de chicanas sobre o desempenho do trocador de calor casco-tubos tipo E com arranjo 1-1 é insignificante para um número de chicanas maior do que 9.

Os resultados numéricos apresentados para o arranjo 1-1 em trocadores de calor casco-tubos demonstraram ser consistentes quando comparados aos resultados obtidos por Shah e Pignotti (1997). Os resultados são também de interesse prático, pois ao contrário de outros arranjos, o arranjo 1-1 não possui expressões analíticas disponíveis na literatura para o cálculo do fator de correção F do método da MLDT. A metodologia apresentada obtém valores relevantes para arranjos 1-1 com baixo número de chicanas.

A mesma metodologia foi aplicada em trocadores de calor com arranjos 1-2 observando também a influência do número de chicanas e da direção de entrada e saída dos fluidos do lado dos tubos. Os resultados obtidos mostram a importância de estudar as direções de entrada e saída dos fluidos do lado dos tubos para trocadores com baixo número de chicanas. Sendo assim, ficam caracterizadas as diferenças nos valores do fator F em relação às direções de entrada e saída dos fluidos. Cabe salientar que, quanto maior o número de chicanas o valor do fator de

correção F do método da MLDT para todos os arranjos tende aos valores obtidos através das relações analíticas disponíveis na literatura.

A partir dessa análise observou-se que a influência do número finito de chicanas sobre os valores obtidos por Bowman, Mueller e Nagel (1940) para trocadores de calor casco-tubos tipo E com arranjo 1-2 é insignificante para um número de chicanas maior do que 10. Cabe observar que os resultados obtidos são de interesse prático, pois para estes casos não há relações analíticas que apresentem bons resultados para um número baixo de chicanas segundo o conhecimento do autor.

Para o arranjo 1-4 os resultados foram comparados com os valores apresentados por Bowman (1936) mostrando-se coerentes.

No caso de trocadores de calor casco-tubos denominados de desbalanceados e formados pelos arranjos 1-3 e 2-6, os resultados do presente trabalho foram comparados com as relações analíticas desenvolvidas por Fischer (1938) e posteriormente discutidas por Gardner (1941). Ambos os autores levaram em conta a utilização de maior número de passes em contracorrente do que em paralelo. Os resultados da presente pesquisa mostraram-se coerentes, pois foi possível comprovar o melhor desempenho para trocadores com mais passes em contracorrente do que em paralelo principalmente para números de chicanas baixos.

Os arranjos tipo 2-4 também foram estudados numericamente. Os resultados obtidos se mostraram coerentes quando comparados aos resultados obtidos por Underwood (1934).

Para finalizar, foi avaliada a condição de não mistura do lado do casco. Nesse estudo variou-se a quantidade de tubos no lado do casco, sendo que foram simulados arranjos com até 10 tubos, com uma e duas chicanas. Os resultados foram comparados com os obtidos por Gardner (1941) e mostraram uma tendência a representar um escoamento não misturado. No entanto, necessita-se de simulações com maior número de tubos e maior número de chicanas.

A metodologia aplicada no presente trabalho complementa de forma consistente as relações analíticas disponíveis na literatura, principalmente no que diz respeito a trocadores de calor casco-tubos tipo E pequenos e com baixo número de chicanas em que as relações disponíveis não apresentam resultados satisfatórios.

7 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Com os resultados obtidos na presente pesquisa, assim como o conhecimento adquirido no desenvolvimento do estudo de trocadores de calor casco-tubos tipo E da TEMA, pode-se sugerir os seguintes trabalhos a serem desenvolvidos futuramente:

- a) com a utilização da metodologia apresentada, simular um maior número de tubos com um maior número de chicanas para avaliar de forma quantitativa a influência da condição de não mistura ou mistura parcial do lado do casco,
- b) utilizando um trocador de calor casco-tubos tipo E pequeno e com baixo número de chicanas, fazer testes em uma bancada experimental e comparar com os resultados obtidos no presente trabalho, variando as condições de entrada e saída dos fluidos,
- c) instrumentar um trocador de calor tipo E instalado em um equipamento para obtenção de dados experimentais para serem comparados com os resultados obtidos,
- d) explorar o fato de a metodologia ser flexível para arranjos complexos e estudar os mais variados arranjos para trocadores tipo E,
- e) comparar os resultados com trocadores associados em série e em paralelo com os valores da presente metodologia,
- f) aplicar a metodologia em trocadores de calor tipo G, H e J da TEMA e verificar a aplicabilidade do método nos referidos tipos de trocadores de calor.
- g) quando o fluido por dentro dos tubos sai de um casco para outro através de um cabeçote deve acontecer uma mistura parcial das correntes de fluido. Um estudo futuro deverá considerar a simulação de um arranjo com mais chicanas para observar como os erros se comportam nesse caso para um número infinito de chicanas.

REFERÊNCIAS

AHMAD, S.; LINNHOFF, B.; SMITH, R. Design of multipass heat exchangers: an alternative approach. **Journal of Heat Transfer**, v. 110, n. 2, p. 304-309, May 1988.

AMINI, Mohsen; BAZARGAN, Majid. Two objective optimization in shell-and-tube exchangers using genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 69, n. 1/2, p. 278-285, Aug. 2014.

BABU, B. V.; MUNAWAR, S. A. **Optimal design of shell-and-tube heat exchangers by different strategies of differential evolution**. Rajasthan(India): Department of Chemical Engineering Birla Institute of Technology and Science, 2001. (Technical Report PILANI-333 031).

BEJAN, A. **Second law analysis in heat transfer and thermal design**. [S.I.]: Academic Press, 1982. 58p. (Advances in Heat Transfer, v.15).

BEJAN, A. **Transferência de calor**. São Paulo: Edgard Blucher, 1996. 540 p.

BELLI, K. J. **Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-Tube Heat Exchanger**. Newark: Engineering Experimental Station / University of Delaware, 1963. (Bulletin 5). Relatório.

BOWMAN, R. A. Mean temperature difference correction in multipass exchangers. **Industrial and engineering chemistry**, Washington, v. 28, n. 5, p. 541-544, May 1936.

BOWMAN, R. A.; MUELLER, A. C.; NAGEL, W. M. Mean temperature difference in design. **Transactions of the ASME**, New York, v. 62, p. 283-294, May 1940.

BROECK, Howard Ten. Multipass exchanger calculations. **Industrial and engineering chemistry**, Washington, v. 30, n. 9, p. 1041-1042, Sept. 1938.

CABEZAS-GÓMEZ, Luben et al. Analysis of a new cross flow heat exchanger flow arrangement Extension to several rows. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 55, n. p. 122-132, May 2012.

CABEZAS-GÓMEZ, Luben et al. Thermal characterization of a cross-flow heat exchanger with a new flow arrangement. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 48, n. 11, p. 2165-2170, 2009.

CABEZAS-GÓMEZ, Luben; NAVARRO, Hélio Aparecido, SAIZ-JABARDO, José Maria. Thermal performance of multipass parallel and counter-corss-flow heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, v. 129, n. 3, p. 282-290, Mar. 2007.

CENGEL, Yunus A. Heat transfer: a practical approach. 2nd ed. Boston: McGraw-Hill, 2002. 932p.

COLBURN, Allan P. Mean temperature difference and heat transfer coefficient in liquid heat exchangers. **Industrial and engineering chemistry**, Washington, v. 25, n. 8, p. 873-877, Aug. 1933.

CROZIER JR., R.; SAMUELS, M. Mean temperature difference in odd-tube-pass heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, v. 99, n. 3, p.487-489, Aug. 1977.

DIGIOVANNI, M. A.; WEBB, R. L. Uncertainty in effectiveness-NUT calculations for crossflow heat exchangers. **Heat Transfer Engineering**, Washington, v. 10, n. 3, p. 61-70, 1989.

DIGIOVANNI, M. A.; WEBB, R.L. Uncertainty in effectiveness-NUT calculations for crossflow heat exchangers. **Heat Transfer Engineering**, Washington, v. 10, n. 3, p. 61-70, 1989.

DOMINGOS, J. D. Analysis of complex assemblies of heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.12, n. 5, p. 537-548, May 1969.

FESANGHARY, M.; DAMANGIR, E.; SOLEIMANI, I. Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 5/6, p. 1026-1031, Apr. 2009.

FETTAKA, Salim; THIBAULT, Jules; GUPTA, Yash. Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 60, p. 343-354, May 2013.

FISCHER, F. K. Mean temperature difference correction in multipass exchangers. **Industrial and Engineering Chemistry**, Washington, v. 30, n. 4, p. 377-383, Apr. 1938.

GADDIS, E. S.; VOGELPOHL, A. Über den Wirkungsgrad und die mittlere Temperaturdifferenz von Rohrbiindelwirmeübertragern mit Umlenklechen und zwei rohrseitigen. **Chemical Engineering Process**, vol. 18, p. 269-273, 1984.

GARDNER, Karl A. Mean temperature difference in an array of identical exchangers. **Industrial and Engineering Chemistry**, Washington, v. 34, n. 9, p. 1083-1087, Sept. 1942.

GARDNER, Karl A. Mean temperature difference in multipass exchangers: correction factors with shell fluid unmixed. **Industrial and engineering chemistry**, Washington, v. 33, n. 12, p. 1495-1500, Dec. 1941a.

GARDNER, Karl A. Mean temperature difference in unbalanced-pass exchangers. **Industrial and engineering chemistry**, Washington, v. 33, n. 10, p. 1215-1233, Oct. 1941b.

GARDNER, Karl; TABOREK, Jerry. Mean temperature difference: a reappraisal. **Aiche Journal**, New York, v. 23, n. 6, p. 777-786, Nov. 1977.

GHOLAP, A. K.; KHAN, J. A. Design and multi-objective optimization of heat exchangers for refrigerators. **Applied Energy**, v. 84, n. 12, p. 1226-1239, 2007.

GUIMARÃES, Luiz Gustavo Monteiro et al. Avaliação numérica do fator F do método da DMLT para trocadores de calor casco-tubos para diversas posições de entrada e saída dos fluidos. In: CONGRESSO DE ENGENHARIAS DA UNIVERSIDADE FEDERAL de SÃO JOÃO DEL-REI, 4., 2014, São João del-Rei. **Anais...** São João del-Rei: UFSJ, 2014a. p. 1-10.

GUIMARÃES, Luiz Gustavo Monteiro et al. Numerical determination of the LMTD correction factor for shell-and-tube 1-2 heat exchangers. **Applied Mechanics and Materials.** No prelo, 2014b.

GUIMARÃES, Luiz Gustavo Monteiro; GUZELLA, Matheus dos Santos; CABEZAS-GÓMEZ. Determinação da efetividade de trocadores de calor casco-tubo pelo método das células. In: CONGRESSO DE ENGENHARIAS DA UNIVERSIDADE FEDERAL de SÃO JOÃO DEL-REI, 3., 2013, São João del-Rei. **Anais...** São João del-Rei: UFSJ, 2013. p. 1-10.

GUO, Jiangfeng; CHENG, Lin; XU; Mingtian. Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 14/15, p. 2954-2960, Oct. 2009.

GUO, Jiangfeng; XU; Mingtian; CHENG, Lin. The application of field synergy number in shell-and-tube heat exchanger optimization design. **Applied Energy**, v. 86, n. 10, p. 2079-2087, Oct. 2009.

HARRISON, Jim (Ed.) **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association.** 8th Ed. New York: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1999. 294p.

HESSELGREAVES, J. E. **Compact heat exchangers:** selection, design and operation. New York: Pergamon, 2001. 416 p.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643p.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat exchangers:** selection, rating, and thermal design. 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2002. 501 p.

KARA, Yusuf; GÜRARAS, Özbilen. A computer program of designing of shell-and-tube heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, n. 13, p. 1797-1805, Sept. 2004.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact heat exchangers.** 3rd Ed. New York: McGraw-Hill, 1998.

KERN, Donald Q. **Process heat transfer.** Auckland: McGraw-Hill, 1950. 871 p.

LARIAN, M. G. Countercurrent multitubular heat exchangers. **Industrial and engineering chemistry**, Washington, v. 35, n. 8, p. 840-844, Aug. 1943.

MANDAL, M. M.; KUMAR, Vimal; NIGAM, K. D. P. Augmentation of heat transfer performance in coiled flow inverter vis-à-vis conventional heat exchanger. **Chemical Engineering Science**, v. 65, n.2, p. 999-1007, 2010.

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

MATHEW, B.; HEGAB, H. Application of effectiveness-NTU relationship to parallel flow microchannel heat exchangers subjected to external heat transfer. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 49, n.1, p. 76-85, Jan. 2010.

NAGLE, W. M. Mean temperature differences in multipass heat exchangers. **Industrial and engineering chemistry**, Washington, v. 25, n. 6, p. 604-609, June 1933.

NAVARRO, Hélio Aparecido et al. Effectiveness-NTU data and analysis for air conditioning and refrigeration air coils. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 32, n. 3, p. 218-226, Sept. 2010.

NAVARRO, Hélio Aparecido; CABEZAS-GÓMEZ, Luben. A new approach for thermal performance calculation of cross-flow heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 18, p. 3880-3888, Aug. 2005.

NAVARRO, Hélio Aparecido; CABEZAS-GÓMEZ, Luben. Effectiveness-NTU computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, São Paulo, v. 24, n. 4, p. 509-521, Oct./Dec. 2007.

NUSSELT, Wilhelm. Eine neue Formel für den Wärmedurchgang im Kreuzstrom. **Technische Mechanik und Thermodynamik**, v. 1, n. 12, p. 417-422, Dec. 1930.

OZDEN, Ender; TARI, İlker. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 5, p. 1004-1014, May 2010.

PAN, Ming; SMITH, Robin; BULATOV, Igor. A novel optimization approach of improving energy recovery in retrofitting heat exchanger network with exchanger details. **Energy**, v. 57, p. 188-200, 2013.

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

PIGNOTTI, A. Effectiveness of series assemblies of divides-flow heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 108, n. 1, p. 141-146, Feb. 1986.

PIGNOTTI, A. Flow reversibility of heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 106, n. 2, p. 361-368, May 1984a.

PIGNOTTI, A. Linear matrix operator formalism for basic heat exchanger thermal design. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 110, n. 2, p. 297-303, May 1988.

PIGNOTTI, A. Matrix formalism for complex heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 106, n. 2, p. 352-360, May 1984b.

PIGNOTTI, A. Relation between the thermal effectiveness of overall parallel and counterflow heat exchanger geometries. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 111, n. 2, p. 294-299, May 1989.

PIGNOTTI, A. Stream-symmetry of heat exchangers and heat exchanger assemblies. **Heat Transfer Engineering**, Washington, v. 5, n. 3/4, p. 89-94, 1984c.

PIGNOTTI, A.; CORDERO, G. O. Mean temperature difference charts for air coolers. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 105, n. 3, p. 592-597, Aug. 1983a.

PIGNOTTI, A.; CORDERO, G. O. Mean temperature difference in multipass crossflow. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 105, n. 3, p. 584-591, Aug. 1983b.

PIGNOTTI, A.; TAMBORNEA, P. I. Thermal effectiveness of multiple shell and tube pass TEMA E heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, New York, v. 101, n. 1, p. 54-59, Feb. 1988.

PONCE-ORTEGA, José M.; SERNA-GONZÁLEZ, Medardo; JIMENEZ-GUTIÉRREZ, Arturo. Use of genetic algorithms for the optimal design of shell-and-tube heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 2/3, p. 203-209, Feb. 2009.

RAMALHO, R. S.; TILLER, F. M. Improved design method for multipass exchangers. **Chemical Engineering**, p. 87-92, Mar. 1965.

RAO, R. Venkata; PATEL, Vivek. Multi-objective optimization of heat exchangers using a modified teaching-learning-based optimization algorithm. **Applied Mathematical Modelling**, v. 37, n. 1, p. 1147-1162, Feb. 2013.

ROETZEL, W.; NEUBERT, J. Calculation of mean temperature difference in air-cooled cross-flow heat exchangers. **Journal of Heat Transfer**, v. 101, n. 3, p. 511-513, Aug. 1979.

ROETZEL, W.; NICOLE, F. J. L. Mean temperature difference for heat exchanger design: a general approximate explicit equation. **Journal of Heat Transfer**, v. 97, n. 1, p. 5-8, Feb. 1975.

SEKULIC, D. P. The second law quality of energy transformation in a heat exchanger. **Journal of Heat Transfer**, v. 112, n. 2, p. 295-300, May 1990.

SERTH, Robert W. **Process heat transfer: principles and applications**. Oxford: Academic Press, 2007. 755 p.

SHAH, R. K.; PIGNOTTI, A. Influence of a finite number of baffles on shell-and-tube heat exchanger performance. **Heat Transfer Engineering**, Washington, v. 18, n. 1, p. 82-94, 1997.

SHAH, R. K.; PIGNOTTI, A. 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 1993.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003. 976 p.

SMITH, D. M. Mean temperature-difference in cross flow: part 1. **Engineering**, p. 479-481, Nov. 1934a.

SMITH, D. M. Mean temperature-difference in cross flow: part 2. **Engineering**, p. 606-607, Nov. 1934b.

SMITH, Eric M. **Advances in thermal design of heat exchangers**: a numerical approach: direct-sizing, step-wise rating, and transients. New York: John Wiley & Sons, 2005.

SUN, Lin; LUO, Xionglia; ZHAO, Ye. Synthesis of multipass heat exchanger network with the optimal number of shells and tubes based on pinch technology. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 93, p. 185-193, Jan. 2015.

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

TEIXEIRA, Flávio Neves; GUIMARÃES, Luiz Gustavo Monteiro; GUZELLA, Matheus dos Santos; CABEZAS-GÓMES, Luben; SILVA, José Antônio da. Numerical procedure for LMTD correction factor calculation for one tube and one shell pass shell-and-tube heat exchangers. **Advanced Materials Research Journal**. No prelo, 2015.

TRIBOIX, A. Exact and approximate formulas for cross flow heat exchangers with unmixed fluids. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 36, n. 2, p.121-124, Feb. 2009.

TUCKER, A. S. The LMTD correction factor for single-pass crossflow heat exchangers with both fluids unmixed. **Transactions of the ASME**, New York, v. 118, p. 488-490, May 1996.

UNDERWOOD, A. J. V. The calculation of mean temperature difference in multipass heat exchangers, **Journal of the Institute of Petroleum Technology**, v. 20, p. 145-158, 1934.

UNUVAR, A.; KARGICI, S. An approach for the optimum design of heat exchangers. **International Journal of Energy Research**, v. 28, n. 15, p. 1379-1392, Dec. 2004.

VENGATESON, U. Design of multiple shell and tube heat exchangers in series: E shell and F shell. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 88, n. 5-6, p. 725-736, May-June 2010.

VENTURINI, Osvaldo José; PIRANI, Marcelo José. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 2005. 315 p. (Livro técnico PROCEL).

VERA-GARCÍA, F. *et al.* A simplified model for shell-and-tube heat exchangers: practical application. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 10, p. 1231-1241, July 2010.

YANG, Jie; OH, Sun-Ryung; LIU, Wei. Optimization of shell-and-tube heat exchangers using a general design approach motivated by constructal theory. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 77, p. 1144-1154, Oct. 2014.

ZHANG, Jian-Fei; HE, Ya-Ling; TAO, Wen-Quan. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part I: Numerical model and results of whole exchanger with middle-overlapped helical baffles. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 23-24, p. 5371-5380, Nov. 2009a.

ZHANG, Jian-Fei; HE, Ya-Ling; TAO, Wen-Quan. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part II: Simulation results of periodic model and comparison between continuous and noncontinuous helical baffles. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 23-24, p. 5381-5389, Nov. 2009b.

ZOGHBI FILHO, J. R. B. **Avaliação teórico-experimental do desempenho termohidráulico do ar em trocadores de calor tipo serpentina**. 2004. 138f. Tese (Doutorado) – Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos.

APÊNDICE A – MÉTODO DAS CÉLULAS

Nos trocadores de calor casco-tubos com chicanas transversais, o fluxo de troca de calor ocorre de forma semelhante a um trocador de calor de fluxo cruzado. O fluxo é induzido pelas chicanas localizadas no casco a fim de obter uma troca de calor mais eficiente.

A influência das chicanas sobre a eficiência do trocador de calor e sobre a diferença média temperatura é desprezada na maioria dos cálculos térmicos.

Para que a influência das chicanas seja desprezada deve-se ter um dos seguintes casos:

- a) grande número de chicanas,
- b) taxas de capacidade térmica dos dois fluxos muito diferentes um do outro,
- c) pequeno número de unidades de transferência (NUT)

Se nenhuma das condições for satisfeita, o erro no cálculo da eficiência do trocador de calor pode não ser pequeno devido ao desprezo da influência do fluxo do lado do casco induzida pelas chicanas.

Para a implementação do método das células desenvolvido por Gaddis e Vogelpohl (1984), o trocador de calor é subdividido em várias porções, denominadas células. Cada célula é avaliada como se fosse um pequeno trocador de calor em fluxo cruzado, e em seguida avalia-se a efetividade do conjunto de células interligadas.

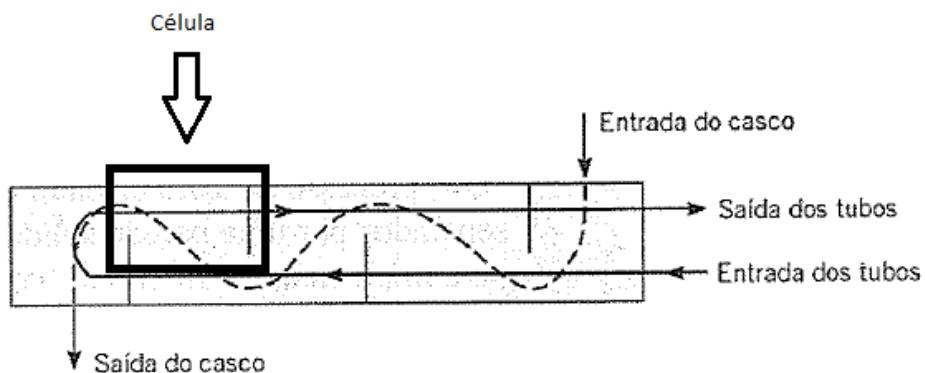
Modelo matemático

O modelo apresentado por Gaddis e Vogelpohl (1984) pressupõe que o fluido que escoa através do casco cruza transversalmente o feixe de tubos. Sendo assim, a quantidade de chicanas influencia de forma determinante o caminho que o fluido percorrerá dentro do casco. O presente modelo auxilia o projetista a escolher o melhor arranjo em função do número de passes no casco, número de passes nos tubos, a quantidade de chicanas, as posições de entrada e saída do fluido no casco e as posições de entrada e saída do fluido no feixe de tubos.

Procedimento de Cálculo

Para esta análise será utilizada uma célula que é a região compreendida entre duas chicanas ou entre um o cabeçote e uma chicana onde o fluido que passa através do casco cruza perpendicularmente o fluido escoando no interior do feixe de tubos, como mostra esquematicamente a Figura 36 abaixo.

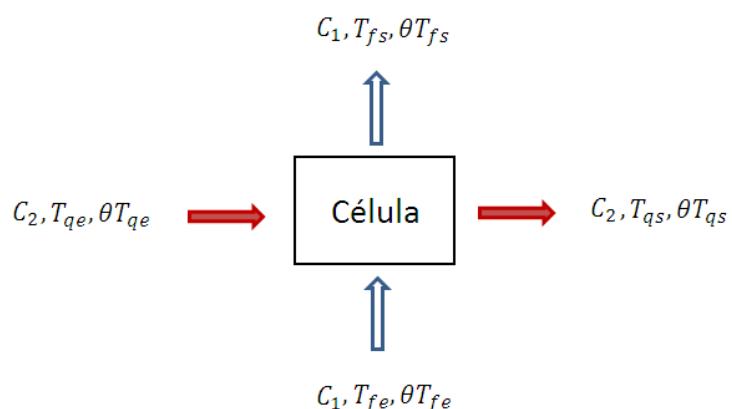
Figura 36 – Célula mostrada em um trocador com um passe no casco e dois passes nos tubos.



Fonte: Adaptado de Incropera et al, 2008

A Figura 37 mostra o esquema do fluxo de calor através de uma célula, e em seguida serão listadas as equações governantes do modelo.

Figura 37 – Célula do trocador de calor



Fonte: Elaborado pelo autor

Equações Governantes

Para o fluxo de calor através da célula em regime permanente, têm-se:

$$q_c = C_1(T_{fs} - T_{fe}) \quad (103)$$

$$q_c = C_2(T_{qe} - T_{qs}) \quad (104)$$

$$q_c = \varepsilon_c C_1(T_{qe} - T_{fe}) \quad (105)$$

Em que,

T_{qe} = Temperatura de entrada do fluido quente

T_{qs} = Temperatura de saída do fluido quente

T_{fe} = Temperatura de entrada do fluido frio

T_{fs} = Temperatura de saída do fluido frio

As capacidades térmicas são dadas por:

$$C_1 = \dot{m}_1 C_{p1} \quad (106)$$

$$C_2 = \dot{m}_2 C_{p2} \quad (107)$$

e a efetividade da célula ε_c é definida como:

$$\varepsilon_c = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{qe} - T_{fe})} \quad (108)$$

Para o cálculo da efetividade do trocador serão utilizadas as temperaturas adimensionais definidas pela relação:

$$\theta = \frac{T - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{f,e}}, 0 \leq \theta \leq 1 \quad (109)$$

Em que T_{qe} e T_{fe} são respectivamente as temperaturas de entrada do fluido quente e do fluido frio e as temperaturas de entradas adimensionais são $\theta T_{qe} = 0$ e $\theta T_{fe} = 1$. Substituindo as Equações 103 e 104 na Equação 109, tem-se as seguintes equações adimensionais:

$$\theta T_{fs} = (1 - \varepsilon_c) \theta T_{fe} + \varepsilon_c \theta T_{qe} \quad (110)$$

$$\theta T_{qs} = (1 - R \varepsilon_c) \theta T_{qe} + R \varepsilon_c \theta T_{fe} \quad (111)$$

Sendo R dado por:

$$R = \frac{C_1}{C_2}, 0 \leq R \leq 1 \quad (112)$$

O valor numérico para a efetividade ε_c da célula, pode ou não ser o mesmo em todas as células, sendo que as Equações 110 e 111 podem ser escritas para cada célula individualmente. Para um trocador com N números de células existem $2N$ números de equações e incógnitas.

Têm-se então temperaturas adimensionais de saída para cada um dos fluidos em cada célula. A solução para o sistema de equações algébricas dará a requerida distribuição de temperaturas, sendo a efetividade do trocador $\varepsilon_{trocador}$ dada pela definição:

$$\varepsilon_{trocador} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} = \theta T_{fs} \quad (113)$$

Onde T_{fs} é a temperatura de saída do fluido frio, sendo a efetividade do trocador de calor idêntica à temperatura adimensional de saída do fluido de menor capacidade térmica.

A interconexão entre as temperaturas de entrada e saída de células subsequentes pode ser escritas da seguinte forma:

$$\theta T_{fe(j)} = \theta T_{fs(j-1)} \quad (114)$$

e

$$\theta T_{qe(j)} = \theta T_{qs(k)} \quad (115)$$

Tem-se então que o índice j refere-se ao número da célula na direção do fluido de capacidade térmica C_1 (θT_f) e o índice $k(j)$ refere-se ao número da célula na direção do fluido de capacidade térmica C_2 (θT_q).

O sistema de equações lineares para determinação das temperaturas de saída adimensionais de ambos os fluidos é:

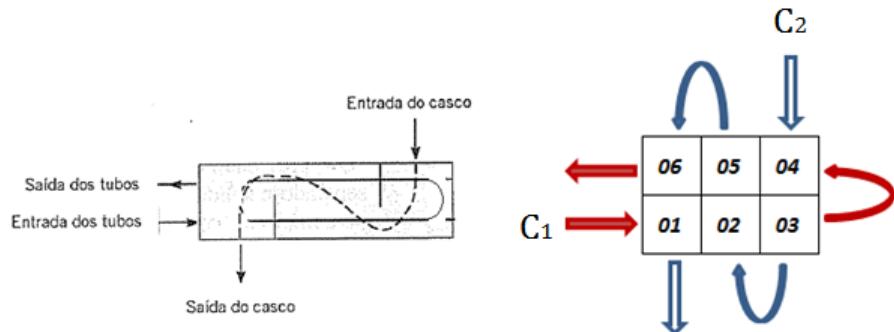
$$\theta T_{fs(j)} = (1 - \varepsilon_j) \theta T_{fs(j-1)} + \varepsilon_c \theta T_{qs(k)} \quad (116)$$

e

$$\theta T_{qs(j)} = (1 - R\varepsilon_j) \theta T_{qs(k)} + R\varepsilon_j \theta T_{fs(k)} \quad (117)$$

Para exemplificar a relação entre os índices j e k utiliza-se um arranjo com um passe no casco e dois passes nos tubos mostrado na Figura 38.

Figura 38 – Arranjo com um passe no casco e dois nos tubos



Fonte: Adaptado de Incropera et al, 2008

Utiliza-se o índice $m(i)$ para representar sequencia das células percorrida pelo fluido na direção de C_2 como mostrado na Tabela 19.

Tabela 19 – Sequência de células na direção C_2

$m(i)$	→	$1 - n$
$m(1)$	→	4
$m(2)$	→	3
$m(3)$	→	2
$m(4)$	→	5
$m(5)$	→	6
$m(6)$	→	1

Fonte: GADDIS; VOGELPOHL, 1984

Para determinar a relação entre j e $k(j)$ são necessárias as seguintes considerações:

Fazendo-se $j(i) = m(i)$ para i variando de 1 até n e sendo $k(j)$ o vetor que indica o número da célula anterior :

$$K(1) = 0,$$

$$a(i) = m(i+1) \text{ para } i \text{ variando de 1 até } n-1$$

$$k(a(i)) = m(i) \text{ para } i \text{ variando de 1 até } n-1$$

Então, para o arranjo da Figura 36 a seguinte relação entre j e $k(j)$ é mostrada na Tabela 20.

Tabela 20 – Relação entre j e $k(j)$ para o arranjo da Figura 36

j	1	2	3	4	5	6
$k(j)$	6	3	4	0	2	5

Fonte: Dados da pesquisa

APÊNDICE B – MÉTODO ITERATIVO PARA CÁLCULO DA EFETIVIDADE

O programa de simulação criado para a análise da performance de trocadores de calor, independente do método abordado, inicia o procedimento a partir do arranjo montado. O Apêndice C descreve como deve ser montado o arquivo de representação do arranjo. De acordo com o desenvolvimento feito por Navarro e Cabezas-Gómez (2005) e descrito por Perussi (2010), uma vez lido o arquivo de arranjo, é necessária 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.

Parâmetros de entrada ϵ (C^* ; NUT)

A Tabela 21 e o descritivo a seguir relatam quais são os parâmetros de entrada necessários para o processamento do programa e como eles são determinados.

Tabela 21 – Parâmetros de entrada utilizados para análise do trocador de calor.

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

Fonte: PERUSSI, 2010

Arquivo de arranjo: Indica para o programa a geometria do trocador de calor selecionado. Deve ser elaborado de acordo com o Apêndice C.

C*: Razão entre as capacidades térmicas dos fluidos. Pode ser analisado em um valor unitário ou para uma 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.

Cmín: Capacitância térmica do fluido de menor energia. Deve ser determinado pelo usuário para o fluido no interior dos tubos ou no casco.

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 Γ^e são avaliados de acordo com as equações, juntamente com a Equação 97 mostrada anteriormente:

$$(UA)^e = \frac{UA}{N_e N_t N_f} \quad (118)$$

$$Se \ C_{min} = C_f, \begin{cases} C_f^e = \frac{UA}{NUTN_e N_t} \\ C_q^e = \frac{UA}{NUTC^* N_f} \end{cases} \quad (119)$$

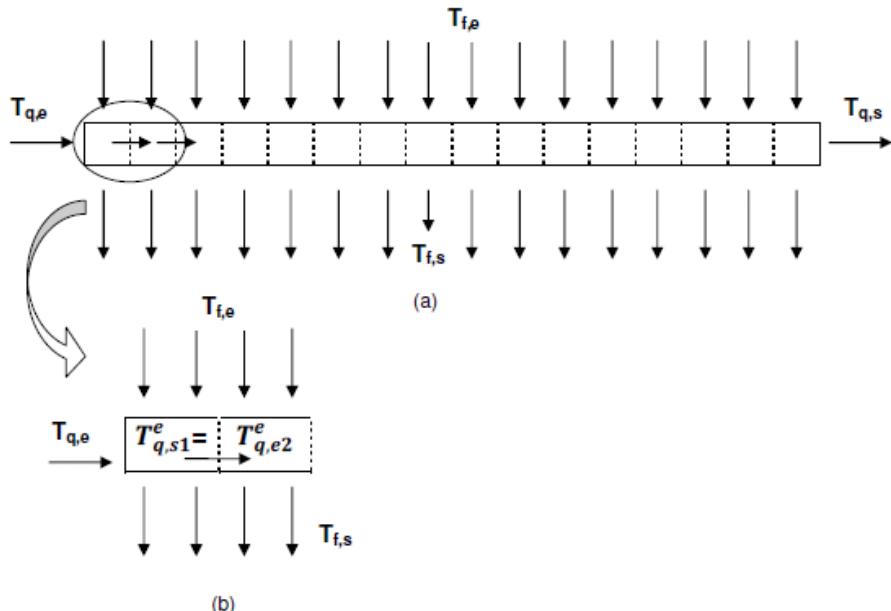
$$Se \ C_{min} = C_q, \begin{cases} C_f^e = \frac{UA}{NUTC^* N_e N_t} \\ C_q^e = \frac{UA}{NUTN_f} \end{cases} \quad (120)$$

A partir dessa etapa, a distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor é avaliada. Esse 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 atribuídos 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, 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, a Figura 39 refere-se respectivamente à condição de um trocador de calor de fluxo cruzado de um único tubo e com escoamento em contracorrente.

Figura 39 – (a)Trocador de calor de fluxo cruzado com arranjo simples; (b) Comportamento da distribuição de temperaturas do fluido quente



Fonte: PERUSSI, 2010

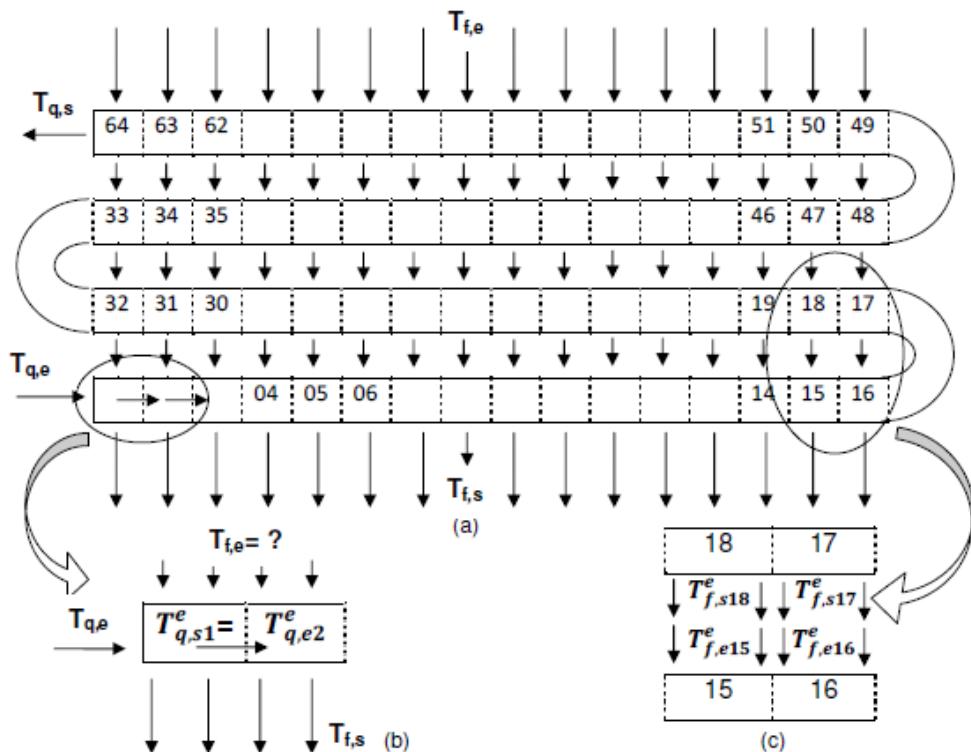
No trocador de calor ilustrado na Figura 39, pode-se observar que independente da posição do elemento de tubo, o valor da temperatura de entrada do fluido frio ($T_{f,e}$) será sempre a mesma, enquanto a temperatura de entrada do fluido quente ($T_{q,e}$), será para cada elemento o valor correspondente 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 à posição inicial e executa novamente o procedimento, de modo que novos valores de temperaturas são encontrados para cada elemento.

Esse procedimento é necessário para garantir que a distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor esteja correta. Essa 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^{-10} caso contrário, serão necessárias novas iterações até se obter a precisão programada. Para o trocador de calor da Figura 37, 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 40.

Figura 40 – (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



Fonte: PERUSSI, 2010

Conforme destacado nos primeiros elementos de tubo do trocador de calor ilustrado na Figura 40, pode-se observar que a distribuição de temperaturas do fluido dos tubos (fluido quente) segue a mesma tendência do trocador de calor da Figura 37, 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 conforme destacado nos primeiros elementos de tubo do trocador de calor ilustrado na Figura 40, pode-se observar que a distribuição de temperaturas do fluido dos

tubos (fluido quente) segue a mesma tendência do trocador de calor da Figura 39, 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 ($T_{f,e}$). 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 40. 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 transferência de calor e da efetividade.

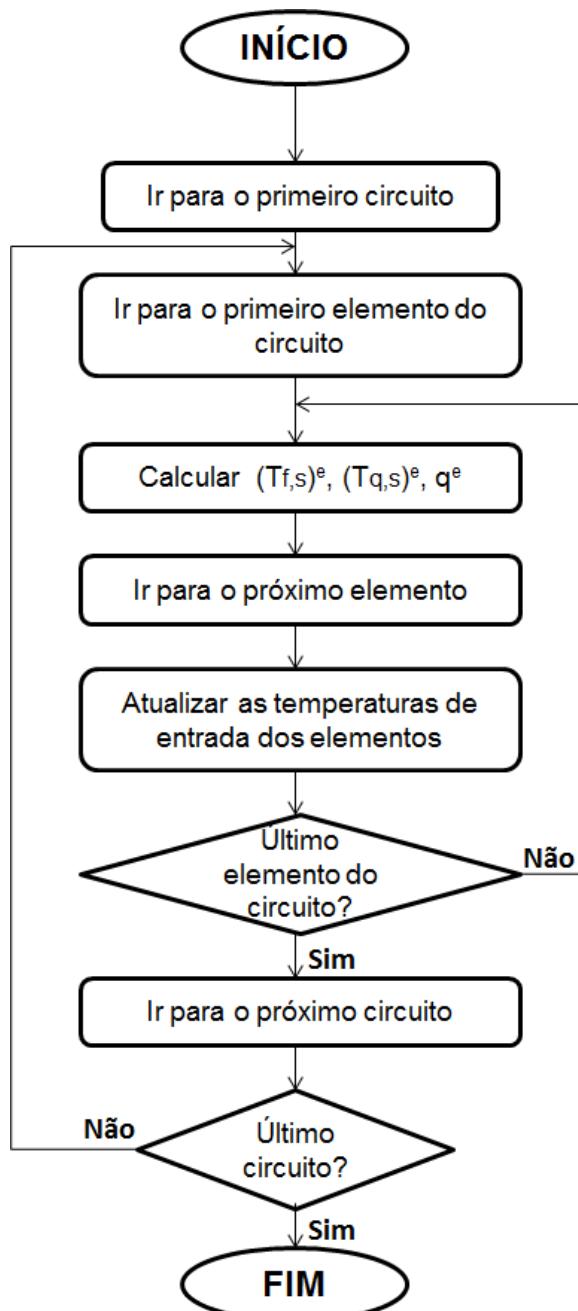
$$T_{f,s,m} = \frac{\sum_{i,j,N_f} T_{f,s}^e(i,j)}{N_e N_t} \quad (121)$$

$$T_{q,s,m} = \frac{\sum_{m=1}^{N_c} T_{q,s,m}}{N_c} \quad (122)$$

$$q = \sum_{i,j,k} q_{i,j,k} = -C_q(T_{q,s} - T_{q,e}) = C_f(T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (123)$$

A Figura 41 mostra o diagrama de bloco da sub-rotina TEMPERATURA.

Figura 41 – Diagrama de blocos da sub-rotina TEMPERATURA.



Fonte: PERUSSI, 2010

Parâmetros de saída ϵ (C^* ; NUT)

Seguem os parâmetros de saída da simulação do programa HETE para determinação da efetividade, em função de C^* e NUT:

ϵ : É a efetividade do trocador de calor.

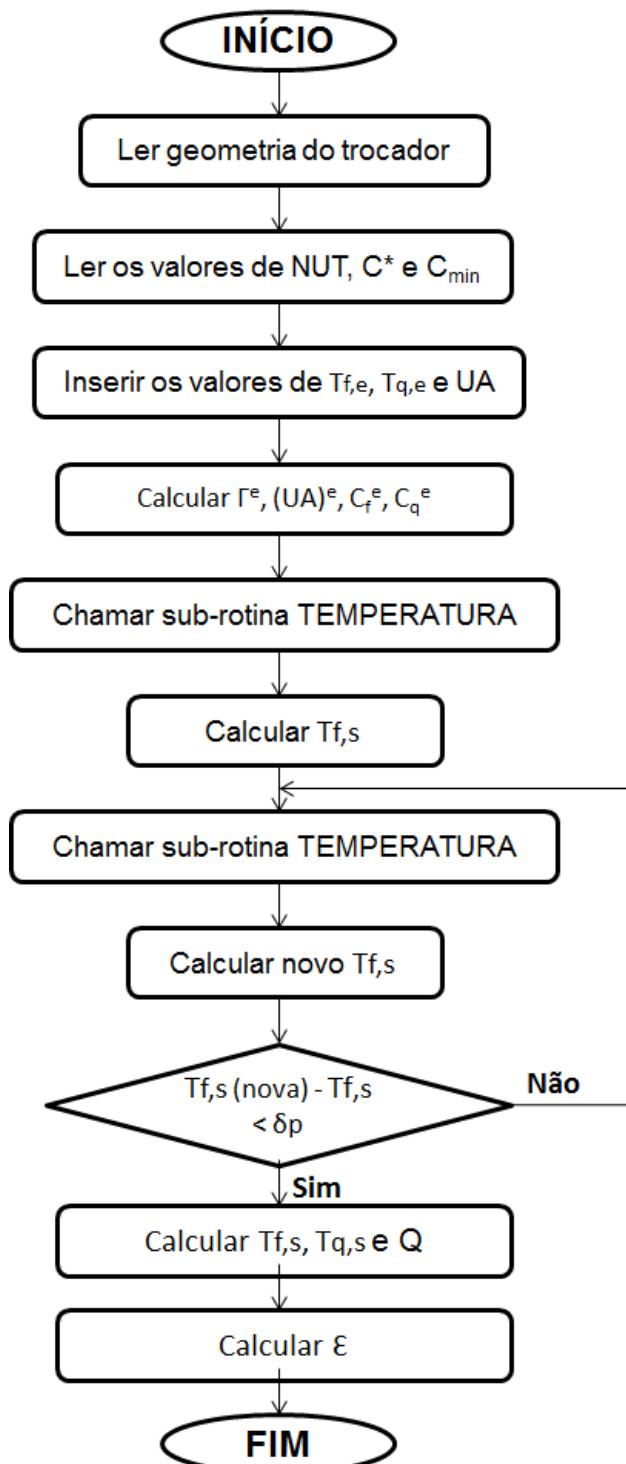
N_e : Trata-se do número de elementos (volumes de controle) em que cada tubo do trocador de calor foi dividido.

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.

A Figura 42 mostra o diagrama de blocos para cálculo da efetividade térmica do trocador a ser estudado.

Figura 42 – Diagrama de blocos para cálculo da efetividade



Fonte: PERUSSI, 2010

APÊNDICE C - ENTRADA DE DADOS NO PROGRAMA

Para construção do arquivo utilizado na codificação de cada arranjo de trocadores de calor casco-tubos, foram utilizados os parâmetros listados na Tabela 22:

Tabela 22 – Formulário para codificação do arquivo que descreve o arranjo do trocador de calor analisado

Número de fileiras (N_f)		4					
Número de linhas na geometria ($N_l = N_f$ ou $N_l = 2N_f$ 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							
Configuração da trajetória							
Type de tubo (atual)	Direção do escoamento (tubo atual)	Nº da linha (próx.tubo)	Nº da fileira (próx.Tubo)	1	1	1	2
1(Entrada)	1 (Indo)	0 (indica o final do arquivo)	0 (indica o final do arquivo)	2	0	1	3
2 (Meio)	0 (Voltando)		
3 (Saída)			
				2	1	1	4
				3	0	0	0

Fonte: PERUSSI, 2010

Cada parâmetro descreve um termo conforme descrito abaixo:

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

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

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

Nc: 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 pelo número da fileira de início.

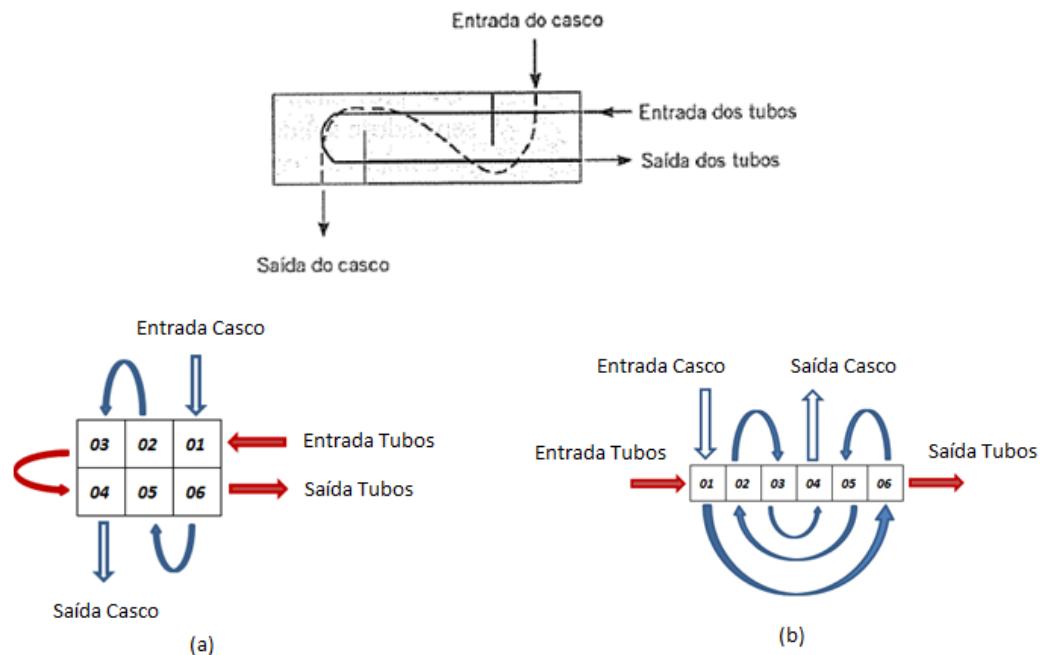
Endereço do final do circuito: Indica o endereço onde termina a circulação do fluido do tubo. É referenciado pelo número da linha e pelo número da fileira de término.

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.

A Figura 43 mostra um arranjo para um trocador casco-tubos 1-2.

Figura 43 – Arranjo de um trocador calor 1-2



Fonte: Adaptado de Incropera et al, 2008

A Figura 44 mostra um exemplo de arquivo de entrada de dados para o arranjo mostrado na Figura 41.

Figura 44 – Exemplo de arquivo de entrada de dados

```
2A12_1tubo - Bloco de notas
Arquivo Editar Formatar Exibir Ajuda
6
1
1
1
1 1
1 4
6
1 1 1 6
2 0 1 5
2 1 1 2
2 0 1 3
2 1 1 4
3 0 0 0

//Arranjo A, Trocador 1-2, 2 Chicanas
```

Fonte: Dados da pesquisa

