

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA - PROMEC

CÁLCULO DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS POR PARTES
COM DETERMINAÇÃO DAS CURVAS DE TEMPERATURA E PERDA DE CARGA

JACQUELINE BIANCON COPETTI

Trabalho realizado no Departamento de Engenharia
Mecânica da Escola de Engenharia da UFRGS, dentro do Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PROMEC.

ESCOLA DE ENGENHARIA
BIBLIOTECA

CÁLCULO DE TROCADORES DE CALOR TIPO CASCO E TUBOS POR PARTES
COM DETERMINAÇÃO DAS CURVAS DE TEMPERATURA E PERDA DE CARGA

JACQUELINE BIANCON COPETTI

Engenheiro Químico

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica - PROMEC, da Escola de Engenharia da
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos
requisitos para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

Área de concentração: Fenômenos de Transporte

Porto Alegre

Setembro 1989

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA, Área de Concentração Geração de Energia, e aprovada em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora do Curso de Pós-Graduação.

Orientador: PAULO ANTÔNIO CORSETTI
Mestre em Ciências

BANCA EXAMINADORA

PAULO ANTÔNIO CORSETTI (Orientador)
Mestre em Ciências
UFRGS/PROMEC

ARNO KRENZINGER
Doutor em Engenharia
UFRGS/PROMEC

SÉRGIO VIÇOSA MÖLLER
Doutor em Engenharia
UFRGS/PROMEC

Coordenador do PROMEC
VILSON C. da S. FERREIRA
Doutor em Engenharia
UFRGS/PROMEC

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Paulo A. Corsetti, pela orientação.

Aos colegas do Grupo de Energia Adams I. Marroquin, Jorge A.V. Alé, Nicolau Priante Filho e, em especial, a Mario H. Macagnan, pelo estímulo e colaboração.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica, do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e da Biblioteca de Engenharia.

Ao CNPq, pela bolsa de estudos concedida.

RESUMO

Este trabalho trata do desenvolvimento de procedimentos de cálculo de trocadores de calor tipo carcaça e tubos, com troca de calor sensível.

São desenvolvidos dois procedimentos de cálculo. O primeiro considera o trocador de calor dividido em partes e calcula o fluxo térmico em cada parte empregando a equação $Q = UA(LMTD.F)$. A troca térmica total é a soma das trocas térmicas das partes. O segundo, além de dividir o trocador de calor em partes, acompanha a corrente nos tubos e calcula o fluxo térmico para cada passe nos tubos de cada parte empregando a diferença de temperatura localizada, $Q = UA(T_{mc} - T_{mt})$, e a troca térmica total é o somatório das trocas térmicas nos passes de cada parte.

O estudo considera as principais equações e métodos para o cálculo da transferência de calor e perda de carga.

Os resultados obtidos através destes procedimentos são comparados com os resultados do cálculo que considera as propriedades nas temperaturas médias (método tradicional de cálculo) e com os resultados obtidos com um programa de grande utilização internacional a nível comercial desenvolvido por empresa americana.

ABSTRACT

This work presents numerical procedures for designing shell and tube heat exchanger with sensible heat transfer.

Two kinds of procedure are presented both dividing the heat exchanger in n parts. The first analysis performs the heat transfer at each part using the fundamental equation: $Q = UA(LMTD.F)$. The overall heat transfer is the summation of the heat of the n parts. The second one performs the heat transfer step by step following the flow in the tube. The heat transfer equation uses the local temperature difference: $Q = UA(T_{mc} - T_{mt})$. The overall heat is also the summation of the heat of the n parts.

Both procedures calculates the pressure drop through the whole heat exchanger.

The results from both procedures are compared with other method and a good agreement was found.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS	viii
1. INTRODUÇÃO	1
2. ESTUDO DE TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS	5
2.1 Descrição.....	5
2.2 Transferência de Calor em Trocadores Casco e Tubos	6
2.3 Equação Básica de Projeto	9
2.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor	11
2.5 Fatores de Incrustação	13
2.6 Cálculo da Diferença Média de Temperatura	14
2.7 Método da Efetividade	20
3. TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA NA CONVECÇÃO FORÇADA NO INTERIOR DE TUBOS	24
3.1 Cálculo do Número de Nusselt	24
3.2 Efeito do Número de Reynolds na Transferência de Calor e na Perda de Carga	25
3.3 Efeito do Número de Prandtl	26
3.4 Efeitos de Entrada do Tubo	27
3.5 Variação das Propriedades Físicas do Fluido com a Temperatura	28
3.6 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor para o Interior de Tubos - h_i	34
3.7 Equações para a Perda de Carga no Interior de Tubos	37

4.	MÉTODOS DE CÁLCULO PARA TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS PARA O LADO DO CASCO	41
4.1	Métodos de Análise para o Lado do Casco	41
4.2	Método Utilizado no Presente Trabalho para Análise do Lado do Casco (Método de Bell - Delaware)	47
5.	TRABALHO DESENVOLVIDO	70
5.1	Introdução	70
5.2	Roteiro Geral de Cálculo para Análise de Trocadores de Calor	71
5.3	Descrição dos Processos de Cálculo Realizados ..	74
5.4	Análises Utilizadas como Parâmetros de Comparação	86
5.5	Resultados	88
6.	CONCLUSÃO GERAL E SUGESTÕES	109
6.1	Conclusão Geral	109
6.2	Sugestões	111
	BIBLIOGRAFIA	113

LISTA DE SÍMBOLOS

a	difusividade térmica
at	área total dos tubos
Ae	área externa do tubo
Ai	área interna do tubo
Ap	área da parte
AT	área total necessária à troca térmica
Bc	percentagem de corte do defletor
Cpq	calor específico do fluido quente
Cpf	calor específico do fluido frio
Cpc	calor específico do fluido do casco
Cpt	calor específico do fluido dos tubos
Dctl	diâmetro do círculo formado através do centro dos tubos mais externos do feixe de tubos
Dh	diâmetro hidráulico
Dotl	diâmetro do limite externo dos tubos no casco
Ds	diâmetro interno do casco
Dte	diâmetro externo do tubo
Dti	diâmetro interno do tubo
Dw	diâmetro equivalente da janela do defletor
Ef	efetividade do trocador de calor
f	fator de atrito
F	fator de correção para a diferença média de temperatura
Fbp	fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de <i>bypass</i>
Fc	fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro
Fw	fração de tubos na janela do defletor
g	aceleração da gravidade
Gt	velocidade mássica
hi	coeficiente de transferência de calor/película interno (tubos)

h _{ideal}	coeficiente de transferência de calor ideal para o lado do casco
h _e	coeficiente de transferência de calor/película externo (casco)
j _b	fator de correção para os efeitos de <i>bypass</i> no feixe de tubos na transferência de calor
j _c	fator de correção devido aos efeitos de configuração do defletor
j _l	fator de correção para os efeitos de vazamento no defletor na transferência de calor
j _r	fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar
j _s	fator de correção para o espaçamento do defletor diferente na entrada e/ou saída para a transferência de calor
k	condutibilidade térmica
K	fator de correção para a perda de carga no regime laminar devido aos efeitos de entrada do tubo
L	comprimento do trocador de calor
L _{cd}	folga entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor
L _{cf}	folga de <i>bypass</i> entre o diâmetro interno do casco e o feixe de tubos
L _p	comprimento da parte
L _{pl}	efeito do <i>bypass</i> na partição dos passes nos tubos
L _{tn}	comprimento nominal dos tubos
L _s	espaçamento central do defletor
L _{si}	espaçamento de entrada do defletor
L _{so}	espaçamento de saída do defletor
L _t	comprimento efetivo dos tubos
L _{td}	folga entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor
L _{te}	espessura dos espelhos
L _{tp}	espessura da parede dos tubos
LMTD	diferença de temperatura média logarítmica
m _f	vazão mássica do fluido frio
m _q	vazão mássica do fluido quente

Nc	número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor
Ncw	número de fileiras reais de fluxo cruzado em cada janela do defletor
Npt	número de passes nos tubos
Nss	número de pares de tiras de selagem
Ntw	número de tubos na janela do defletor
Nu	número de Nusselt
Nux	número de Nusselt localizado
NB	número de defletores
NTT	número total de tubos
NTU	número de unidades de transmissão de calor
P	distância de centro a centro de tubos adjacentes
Pr	número de Prandtl
Prm	número de Prandtl à temperatura média
Prp	número de Prandtl à temperatura da parede
Pn	passo normal
Pp	passo paralelo
Qci	calor da corrente do casco na parte i
Qpp	calor trocado entre as correntes na parte e no passe considerado
Qti	calor da corrente dos tubos na parte i
Qti,j	calor da corrente dos tubos na parte i e no passe j
QT	quantidade total de calor transferido por unidade de tempo
Rb	fator de correção para os efeitos de <i>bypass</i> no feixe de tubos na perda de carga
Re	resistência de incrustação externa
Re	número de Reynolds
Ri	resistência de incrustação interna
Rl	fator de correção para os efeitos de vazamento no defletor na perda de carga
Rs	fator de correção para espaçamento do defletor diferente na entrada e/ou saída para a perda de carga
s	densidade relativa
Scd	área de vazamento entre o casco e o defletor
Std	área de vazamento entre o tubo e o defletor

Sw	área de escoamento através da janela do defletor
Swg	área total da janela do defletor
Swt	área ocupada pelos tubos na janela
SM	área de fluxo cruzado na linha central ou próxima dela numa seção reta de fluxo
Tce	temperatura de entrada do fluido do casco
Tci	temperatura do fluido do casco na parte i
Tcs	temperatura de saída do fluido do casco
Tfe	temperatura de entrada do fluido frio
Tfs	temperatura de saída do fluido frio
Tm	temperatura média
Tmc	temperatura média do fluido do casco
Tmt	temperatura média do fluido dos tubos
Tp	temperatura da parede
T _{passo}	temperatura do passe (temperatura do fluido dos tubos na parte e no passe considerado)
Tpe	temperatura da parede externa do tubo
Tpi	temperatura da parede interna do tubo
Tqe	temperatura de entrada do fluido quente
Tqs	temperatura de saída do fluido quente
Tte	temperatura de entrada do fluido dos tubos
Tti	temperatura do fluido dos tubos na parte i
Tts	temperatura de saída do fluido dos tubos
U	coeficiente global de transferência de calor
UL	coeficiente global de transferência de calor limpo
Us	coeficiente global de transferência de calor sujo/ projeto
V	velocidade do fluido
x	distância de afastamento da entrada do tubo
x*	coordenada axial para a região de entrada térmica
x ⁺	coordenada axial para a região de entrada hidrodinâmica
Wc	taxa de fluxo no casco
Wt	taxa de fluxo nos tubos
ΔP_c	perda de carga no fluxo cruzado puro
ΔP_e	perda de carga nos bocais de entrada e saída do

	trocador
ΔP_{ideal}	perda de carga ideal no lado do casco
ΔP_{re}	perda de carga nos tubos devido ao retorno no feixe de tubos
ΔP_t	perda de carga no interior dos tubos
ΔP_w	perda de carga nas janelas dos defletores
ΔP_C	perda de carga total do casco
ΔP_T	perda de carga total dos tubos
ΔT	diferença de temperatura entre duas correntes quente e fria
ΔT_{media}	diferença de temperatura média para todo o trocador de calor
θ	ângulo formado pelo arranjo geométrico dos tubos no casco
θ_{ctl}	ângulo formado pela interseção do corte do defletor com o diâmetro D_{ctl}
θ_{ds}	ângulo central formado pela interseção do corte do defletor com a parede interna do casco
μ	viscosidade
μ_m	viscosidade à temperatura média
μ_p	viscosidade à temperatura da parede
ν	viscosidade cinemática
ρ	densidade
ϕ	correção para os efeitos da variação das propriedades físicas

1 - INTRODUÇÃO

O nome equipamento de transferência de calor ou trocador de calor inclui todos os aparelhos que são usados para transmitir calor de um fluido mais quente a um fluido mais frio, sob determinadas condições de temperatura e pressão. O tipo mais simples de trocador de calor é aquele em que as correntes de fluido quente e fria são misturadas diretamente. São mais comuns, no entanto, os trocadores de calor nos quais um fluido é separado do outro por uma parede através da qual passa o calor.

Dentre as muitas formas desses equipamentos, um tipo bastante comum pela sua ampla utilização é conhecido por trocador de calor casco e tubos, ou carcaça e tubos. Sua grande aplicabilidade se deve a vantagens que apresenta em termos de fabricação, custos e, principalmente, desempenho térmico. Podem ser construídos com grandes superfícies de troca de calor em um volume relativamente pequeno, apresentando grande flexibilidade nas condições de projeto e operação (atuam numa grande faixa de pressão e temperatura). São adequados para diferentes tipos de processos, como: aquecimento, resfriamento, evaporação ou vaporização e condensação de todas as espécies de fluidos. Entretanto, uma vez construídos, não podem ser alterados, necessitando pois de projetos confiáveis.

Apesar da grande aplicabilidade do trocador de calor casco e tubos, o seu projeto não apresenta, conforme os fluidos, as condições e o método empregado, a precisão desejada.

Em vista disso, este trabalho tem por objetivo desenvolver um procedimento para o cálculo dos parâmetros de avaliação de trocadores de calor tipo casco e tubos com precisão adequada, sem excessivo tempo de processamento e dificuldade de execução, facilitando a otimização de projetos.

Com relação aos métodos de análise para os fluidos que escoam nos tubos e no casco, têm-se conhecimento que no caso do escoamento do fluido no interior dos tubos a maior parte dos procedimentos de cálculo para os regimes de escoamento é conhecida, com exceção da região de transição que apresenta dificuldade no equacionamento. Já para o lado do casco, devido à complexidade do escoamento, os métodos foram submetidos a simplificações quando elaborados, que prejudicam de uma maneira geral a precisão dos resultados finais. Se pretende, então, testar o desempenho de um método para o lado do casco, o qual descreva o escoamento com boa precisão, assim como testar novas equações para os tubos.

Além disso, pretende-se verificar:

- a. A variação das propriedades físicas dos fluidos viscosos com a temperatura ao longo do trocador de calor, pois os processos de cálculo em geral consideram as propriedades dos fluidos em seus valores médios, o que é uma simplificação, levando a resultados com grande margem de erro;
- b. Os efeitos da variação dos regimes de escoamento do fluido dos tubos na transferência de calor e na perda de carga;
- c. A influência de usar em lugar da diferença de temperatura média ($\Delta T = \text{LMTD.F}$) a diferença de temperatura localizada ($\Delta T = T_q - T_f$).

Para isto, então, foi desenvolvido um processo de cálculo iterativo para trocadores de calor casco e tubos multipasses empregando valores localizados, obtendo-se, conseqüentemente, coeficientes de transferência de calor localizados ao longo do trocador. Devido a forma iterativa, o que representa grande volume de trabalho, este processo só tornou-se possível com o emprego de computador. Como conseqüência, obteve-se um programa que permite realizar dois tipos gerais de análises: um através dos resultados obtidos por cálculos sobre valores médios para o coeficiente global de transferência de calor, temperaturas e propriedades físicas ao longo do trocador de calor, e o outro através dos resultados obtidos pelo procedimento de cálculo localizado, o qual subdivide o trocador de calor em vários pontos utilizando valores do coeficiente global de transferência de calor,

temperaturas e propriedades físicas nesses pontos, permitindo obter as curvas de variação dos coeficientes de transferência de calor e perda de carga com a temperatura ao longo dos vários passes nos tubos do trocador de calor.

Com a comparação entre os resultados obtidos com os cálculos, médio e localizado, pode-se tirar conclusões a respeito da influência de cada um dentro do projeto de trocadores de calor. Além disso, o uso de um programa de computador para o projeto destes equipamentos apresenta as vantagens de eliminar os exaustivos cálculos realizados de forma iterativa, com a pesquisa a cada iteração das propriedades térmicas dos fluidos em função da temperatura, tornando possível uma rápida e precisa análise da influência dos parâmetros geométricos envolvidos no projeto.

Outro parâmetro de comparação utilizado, além dos resultados do cálculo sobre valores médios, foram os resultados obtidos por estudos desenvolvidos pela empresa americana *Heat Transfer Research Inc. (HTRI)*, a qual produziu um programa para computadores baseado no método de análise de correntes individuais que formam-se em determinadas folgas construtivas e de *bypass* no interior do trocador de calor.²⁴ O método de cálculo utilizado pela *HTRI* é parcialmente conhecido, pois o programa desenvolvido destina-se à comercialização. Seus resultados estão listados no capítulo 5 deste trabalho.

Para o desenvolvimento deste trabalho, inicialmente estudou-se os conceitos básicos sobre trocadores de calor casco e tubos, os quais estão apresentados no capítulo 2. Após, foi realizado um estudo da convecção no interior de tubos com pesquisa de novas indicações para equações que descrevem o escoamento do fluido nesta região, descrito no capítulo 3. Para o lado do casco, realizou-se uma revisão bibliográfica dos principais métodos existentes e um estudo detalhado do método de Bell - Delaware, pois este foi o método escolhido para ser usado nos procedimentos de cálculo localizados que foram desenvolvidos.

A partir dos dados colhidos dos estudos realizados, desenvolveu-se dois procedimentos de cálculo localizados, um

por partes (o trocador de calor é dividido em n partes iguais e o cálculo iterativo é feito na parte) e outro por partes e por passe dos tubos (o trocador de calor é dividido em n partes iguais e o cálculo iterativo é feito na parte e no passe dos tubos).

O capítulo 5 abrange a descrição dos procedimentos de cálculo realizados, os resultados encontrados, sua avaliação e as conclusões.

Por último, no capítulo 6 apresenta-se uma avaliação geral do trabalho e propõe-se alguns temas que poderiam servir como ponto de partida para novas pesquisas na área.

2. ESTUDO DE TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS

2.1 Descrição

Um trocador de calor é um equipamento que efetua a transmissão de calor entre dois fluidos com diferentes temperaturas. Essa transmissão pode ser feita diretamente em um recipiente em que um fluido é misturado com outro, ou através de uma parede separando os dois fluidos, por onde o calor é transferido por convecção e condução.

Neste último caso os trocadores de calor possuem várias formas, desde o mais simples, tipo duplo tubo, até equipamentos mais complexos como trocadores de calor com superfícies aletadas. Dentro desses tipos de trocadores de calor estão os casco e tubos ou carcaça e tubos, os quais são muito usados na indústria, como já justificado na introdução deste trabalho.

Estas unidades basicamente são constituídas de um feixe de tubos paralelos, por onde circula um dos fluidos, envoltos por um casco, no qual circula o outro fluido e por cabeçotes nas extremidades do casco. Um dos cabeçotes é chamado estacionário, que está ligado ao feixe de tubos e serve para admissão ou admissão e descarga do fluido dos tubos e o outro é o cabeçote de retorno que dá acabamento ao casco ou promove a descarga do fluido dos tubos.

Quanto ao feixe de tubos pode ser reto ou em U e é preso por suas extremidades a discos metálicos chamados espelhos, que servem para manter os tubos na posição desejada.

Recomendações que regem as definições do projeto de trocadores de calor casco e tubos são encontradas no manual TEMA (Tubular Exchanger Manufactures Association³¹).

As normas contidas neste manual são divididas em três classes de trocadores de calor casco e tubos, conforme a aplicação a que se destinam. Para cada classe são

especificadas as características de projeto, fabricação, materiais, etc. As classes são assim descritas:

- Classe R : Aplicáveis aos trocadores de calor utilizados sob condições severas de processamento de petróleo, onde é desejada máxima segurança e durabilidade.

- Classe C : Para os trocadores de calor projetados para condições moderadas de operação onde é desejada a máxima economia e o mínimo tamanho condizentes com as necessidades de serviço.

- Classe B : Destinada a trocadores de calor utilizados para serviços de processamento químico, onde também é desejada a máxima economia e o mínimo tamanho de acordo com as necessidades de serviço, porém com maior segurança.

Para caracterização completa de um trocador, além da designação do tipo, através de três letras que correspondem às partes: tipo de cabeçote estacionário (A, B, C, N e D), tipo de casco (E, F, H, J, K e X) e tipo de cabeçote de retorno (L, M, N, P, S, T, U e W), requer-se também uma indicação do seu tamanho, que é feita através dos números que medem, respectivamente, o diâmetro interno do casco e o comprimento nominal.

As normas TEMA tem grande abrangência quanto aos aspectos construtivos e operacionais.

2.2 Transferência de Calor em Trocadores Casco e Tubos

A transferência de calor é compreendida melhor analisando-se o equipamento referenciado como duplo-tubos, tubo-dentro-de-tubo, o qual pode ser considerado como o mais simples dos trocadores casco e tubos.

Na Figura 2.1, que mostra um equipamento tipo duplo-tubo, vê-se que um dos fluidos escoar dentro do tubo interno, enquanto o outro através do anel formado entre o tubo externo e interno.

As correntes de fluidos podem escoar na mesma direção (fluxo paralelo ou equicorrente) ou em direções contrárias (fluxo contracorrente), assim como podem atravessar

o trocador de calor uma ou mais vezes constituindo-se, então, um trocador de calor de passe simples ou multipasse, conforme o caso.

Observa-se na Figura 2.1 que o trocador de calor tipo duplo-tubo é de correntes opostas e passe simples. Analogamente, a Figura 2.2 mostra um trocador de calor casco e tubos também de passe simples e correntes opostas em que um dos fluidos entra por um cabeçote, flui através dos tubos e sai da unidade pelo cabeçote do extremo oposto, enquanto que o outro fluido escoa em contracorrente no interior do casco, por fora dos tubos.

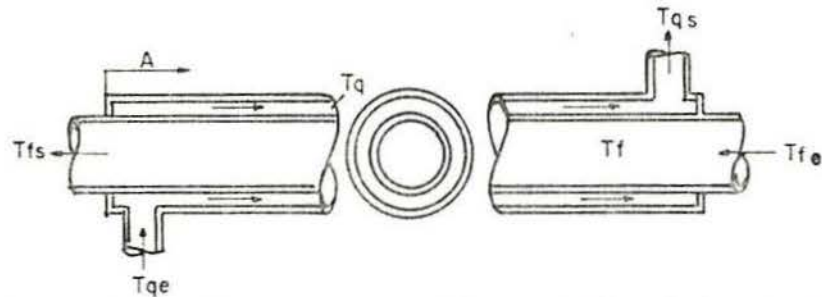


Figura 2.1 Trocador de calor tipo duplo tubo com correntes opostas.

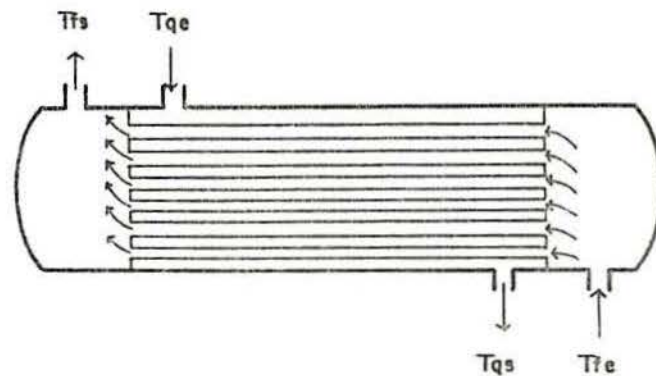


Figura 2.2 Trocador de calor casco e tubos com correntes opostas.

A diferença de temperatura entre os fluidos ao longo do trocador não é constante e conseqüentemente a quantidade de calor trocada também não o é, portanto esta quantidade deverá ser calculada usando uma temperatura média adequada.

Para aumentar a área de troca térmica para um mesmo

tamanho de trocador de calor, os trocadores de calor casco e tubos costumam ter mais de um passe nos tubos. Neste tipo de configuração os fluidos do interior dos tubos e do casco em uma parte escoam paralelamente e em outra em contracorrente. Também é prática comum colocarem-se placas de metal, igualmente espaçadas, no interior do casco chamadas chicanas ou defletores, que têm a função de conduzir o escoamento do fluido de forma ora cruzado, ora paralelo o que ocasiona certa turbulência e um, maior tempo de residência do fluido no casco, levando a um aumento da transferência de calor. Além disso, ajudam a suportar os tubos no interior do casco evitando a flexão dos mesmos.

Os principais defletores são: de orifícios, disco e anel e de segmento. A Figura 2.3 mostra os tipos de defletores e o escoamento do fluido através dos mesmos, e a Figura 2.4 um trocador de calor de dois passes nos tubos e com defletores de segmento.

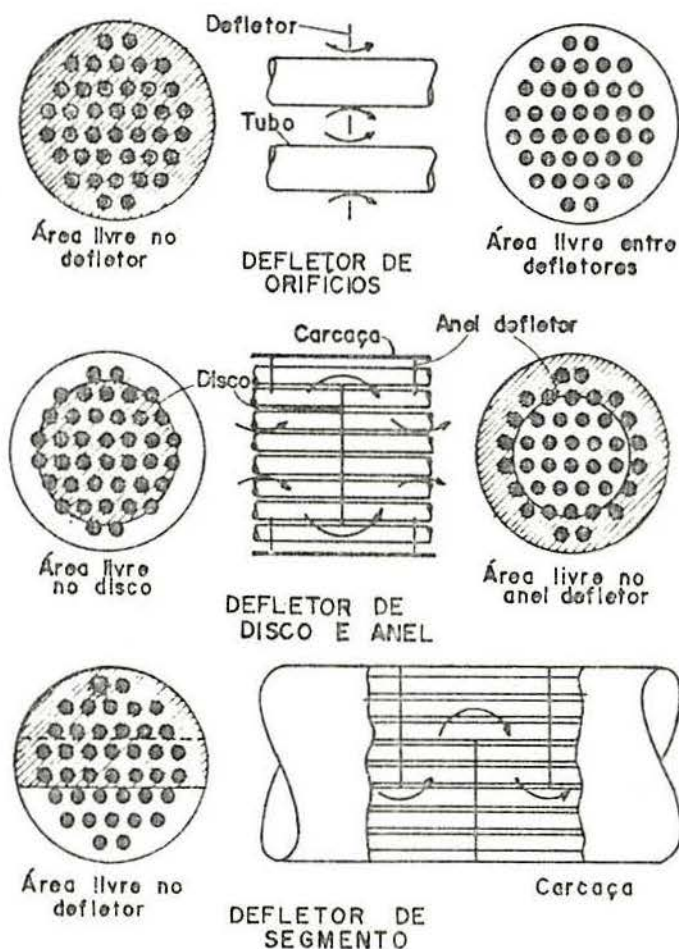


Figura 2.3 Tipos de Defletores.

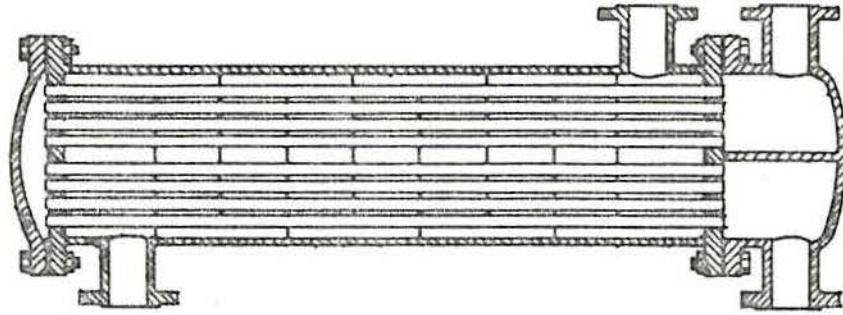


Figura 2.4 Trocador de calor casco e tubos com defletores, dois passes nos tubos e um no casco.

2.3 Equação Básica de Projeto

A taxa de transferência de calor local em um trocador de calor pode ser escrita como:

$$dQ = U dA \Delta T \quad (2.1)$$

onde:

dQ = Quantidade de calor transferida do elemento de área dA

dA = Área diferencial

U = Coeficiente global de transferência de calor

ΔT = Diferença de temperatura entre duas correntes quente e fria.

Devido à importância do cálculo do ΔT na análise do trocador de calor, optou-se por desenvolvê-lo em uma seção à parte (seção 2.6).

Como em geral o problema é determinar a área total do trocador de calor requerida para transferir a quantidade total de calor, QT , deve-se integrar a Equação 2.1 ao longo de todo o fluxo de calor do trocador.

$$A = \int_0^{QT} dQ / (U \Delta T)$$

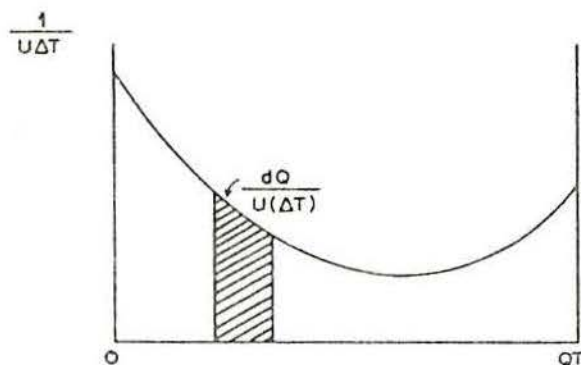


Figura 2.5 Área sob a curva.

A prática mais comum no trabalho de projetos é considerar o coeficiente global de transferência de calor U calculado em uma seção média do trocador, normalmente à meia distância entre os extremos e tratá-lo como constante ao longo de todo o comprimento do trocador de calor. Para isso, a diferença de temperatura é obtida do valor médio entre as temperaturas extremas ($1/2(T_{ce} + T_{cs}) - (T_{te} + T_{ts})$).

Devido às simplificações, a integração da equação resulta em:

$$A = QT / (U \Delta T_{\text{medio}}) \quad (2.2)$$

O coeficiente global de transferência de calor U , é expresso em $\text{Btu}/(\text{h ft}^2)$ ou W/m^2 , QT , quantidade total de calor transferida ao longo do trocador, em Btu/h ou W , e ΔT_{medio} , diferença de temperatura média para todo o trocador, em $^{\circ}\text{F}$ ou K .

Quando U variar muito o tratamento consiste na divisão do trocador de calor em partes e na solução de cada parte passo a passo, sendo o coeficiente global U constante em cada parte considerada do trocador de calor. Neste caso o calor é calculado como:

$$QT = \sum_{i=1}^n U_i A_i \Delta T_i$$

onde n é o número de partes do trocador de calor e i refere-se a cada parte do trocador.

Nas seções que seguem serão desenvolvidos os conceitos do coeficiente global de transferência de calor e da diferença de temperatura, que virão a elucidar o uso da Equação 2.2.

2.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O fluxo de calor (QT) pode ser formulado como a razão entre a variação de temperatura (ΔT) e a soma das resistências térmicas (ΣR) à transferência de calor.

$$QT = \Delta T / \Sigma R$$

como,

$$QT = UA \Delta T$$

obtém-se:

$$UA = 1 / \Sigma R$$

As resistências à transferência de calor entre dois fluidos separados por uma parede lisa e sem inscrustações podem ser visualizadas através do circuito térmico da Figura 2.6 e o somatório dessas resistências é dado por,

$$\Sigma R = 1 / (h_i A_i) + \ln(r_o / r_i) / (2 \pi k L) + 1 / (h_e A_e)$$

onde:

h = coeficiente de película em $Btu/hft^2 \text{ } ^\circ F$ ou $W/m^2 K$

A = superfície para a troca de calor para um dado comprimento de tubo em ft^2 ou m^2

k = condutibilidade térmica em $Btu/fth \text{ } ^\circ F$ ou W/mK

L = comprimento do trocador em ft ou m

r = raio

i e e referem-se às superfícies interna e externa.

Portanto,

$$UA = 1 / \left[(1/h_i A_i) + (\ln(r_o / r_i) / 2 \pi k L) + (1/h_e A_e) \right] \quad (2.3)$$

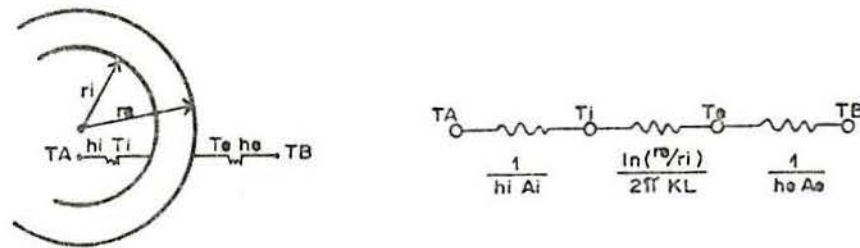


Figura 2.6 Circuito de Resistências Térmicas.

Assim, o coeficiente global de transferência de calor (U) pode ser calculado ou pela Equação 2.1, quando a superfície A for conhecida e QT e ΔT_{medio} possam ser calculados pelas condições de processo, isto é, dadas as temperaturas das duas correntes (quente, q e fria, f) e calculando-se QT por $m_q c_p q (T_{q_e} - T_{q_s})$ ou $m_f c_p f (T_{f_e} - T_{f_s})$ (onde m é a vazão mássica, c_p o calor específico e os índices e e s entrada e saída), ou pela Equação 2.3, através do cálculo dos coeficientes peliculares (é o caso de projetos em geral).

No caso da Equação 2.3 deve-se salientar que h_i e h_e devem referir-se à mesma área de transferência de calor, ou então não coincidirão por unidade de comprimento. Sendo assim, deve-se considerar uma área como referência. É usual tomar a área externa tornando a Equação 2.3 como segue:

$$U = \frac{1}{\frac{A_e}{h_i A_i} + \frac{D_e \ln(r_e/r_i)}{2k\pi} + \frac{1}{h_e}} \quad (2.4)$$

Os coeficientes de película podem ser calculados por equações obtidas através de análise dimensional, que serão vistas posteriormente.

2.5 Fatores de Incrustação

Um trocador de calor operando constantemente irá desenvolver, pelos próprios fluidos de utilização, uma película de incrustação sobre a superfície de troca térmica (parte interna e externa do tubo), que pode ser corrosão ou depósitos do próprio fluido. Esta película atua como uma resistência à transferência de calor e conduz a um decréscimo no desempenho do equipamento (Figura 2.7).

Em vista disso, deve-se considerar no cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U), que leva em conta as resistências pela condução e convecção, as resistências de incrustação interna e externa.

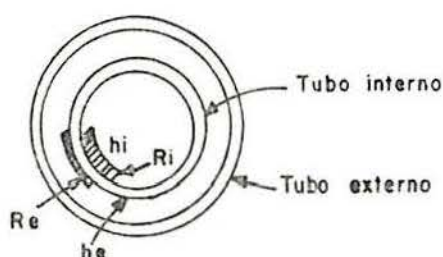


Figura 2.7 Resistências de incrustação.

O coeficiente global de transferência de calor calculado através da Equação 2.4 pode então ser chamado coeficiente global limpo (U_L), já que não leva em conta a incrustação. Ao se incluir as resistências de incrustação têm-se o que se chama coeficiente global de transferência de calor sujo (U_S) ou de projeto. Quando expresso em relação à superfície externa fica:

$$\frac{1}{U_S} = \frac{A_o}{h_i A_i} + R_i \frac{A_o}{A_i} + \frac{D_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k} + R_o + \frac{1}{h_o} \quad (2.5)$$

ou simplificando:

$$1/U_S = 1/U_L + R_i (A_o/A_i) + R_o \quad (2.6)$$

onde R_i é a resistência de incrustação por unidade de área no interior dos tubos e R_o a resistência de incrustação por unidade de área no exterior em (m^2K/W) ou (hft^2F/Btu).

Fazendo $R_{1e} = R_i (A_o/A_i)$ e $R_T = R_{1e} + R_o$, têm-se:

$$R_T = 1/U_S - 1/U_L \quad (2.7)$$

Os valores de R_i e R_o obtidos experimentalmente através da determinação dos valores de U para o trocador de calor nas condições de limpo e sujo, são encontrados tabelados pelas normas *TEMA* para uma grande variedade de serviços e possibilitam prever um tempo de utilização do equipamento sem interrupções por cerca de um ano e meio¹⁸, após este período é indicado que o trocador seja aberto e limpo.

A utilização destes fatores junto ao cálculo de U tem por objetivo ajudar no projeto, evitando que o trocador transporte menos calor do que o necessário para o processo.

Pode-se optar pela escolha de um valor de resistência total de incrustação, R_T , mas esta escolha deve ser cuidadosa, pois um valor muito alto pode provocar um decréscimo tal no valor do coeficiente global de transferência de calor, que seja requerida uma área de troca muito grande, o que também não é conveniente.

2.6 Cálculo da Diferença Média de Temperatura

As temperaturas dos fluidos quente e frio variam de ponto a ponto à medida que o calor é transferido ao longo do trocador de calor.

Para ilustrar as variações de temperatura que podem ocorrer nos fluidos de um trocador de calor em contracorrente ou equicorrente sem mudança de fase as Figuras 2.8 e 2.9 mostram os perfis de temperatura em relação ao comprimento.

A distância entre as curvas é proporcional à diferença de temperatura.

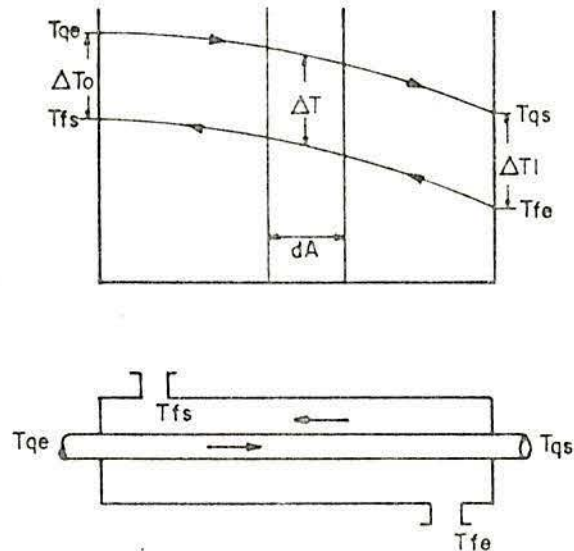


Figura 2.8 Perfil de Temperatura - contracorrente.

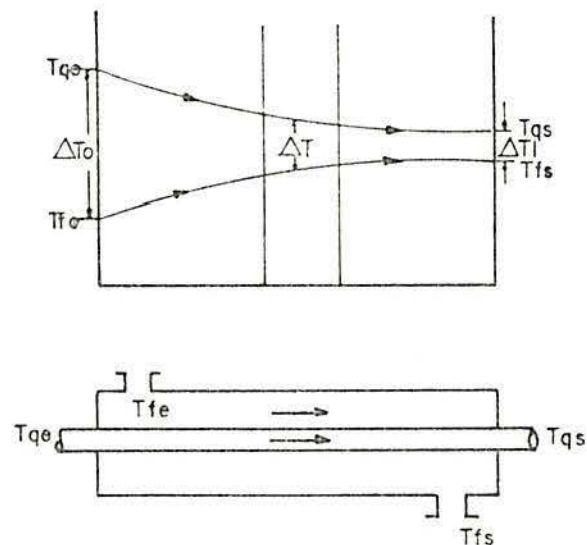


Figura 2.9 Perfil de Temperatura - equicorrente.

A diferença média de temperatura, que pode ser vista nas Figuras 2.8 e 2.9 e que será usada na equação de projeto de trocadores de calor (Equação 2.2), é convenientemente deduzida considerando-se as seguintes suposições:

- A transferência de calor ocorre em estado estacionário;
- Os calores específicos de cada corrente são constantes;
- A descarga de cada fluido é constante;
- O coeficiente global de transferência de calor (U) é constante;

- As perdas ou ganhos de calor para as vizinhanças são negligenciáveis, isto é, o casco do trocador é isolado;
- A história térmica de cada partícula é a mesma;
- O fluxo é equicorrente ou contracorrente;
- Não existe mudança de fase parcial no trocador de calor.

A partir dessas suposições e das equações diferenciais, $dQ=UdA\Delta T$ e $dQ=-m_c c_p dT_c = m_f c_p dT_f$, realiza-se um balanço de energia numa área diferencial dA .

Após serem feitas as substituições adequadas e a integração de $dQ=UdA\Delta T$ ao longo de todo o comprimento do trocador, obtém-se a equação:

$$QT = UA \left[(\Delta T_o - \Delta T_l) / (\ln (\Delta T_o / \Delta T_l)) \right] \quad (2.8)$$

onde os índices o e l referem-se às diferenças de temperaturas terminais do trocador, como mostrados nas Figuras 2.8 e 2.9.

Comparando-se as Equações 2.2 e 2.8 verifica-se que:

$$\Delta T_{\text{medio}} = (\Delta T_o - \Delta T_l) / \ln(\Delta T_o / \Delta T_l) \quad (2.9)$$

Nesta forma ΔT_{medio} é conhecido como *LMTD*, diferença de temperatura média logarítmica.

A *LMTD* também é aplicada quando a temperatura de um dos fluidos é constante.

Em relação às suposições feitas anteriormente deve-se observar:

1) O valor do coeficiente global de transferência de calor suposto constante faz com que o uso da temperatura média logarítmica (*LMTD*) seja apenas uma aproximação, pois em geral temos grande variação deste coeficiente já que as propriedades físicas dos fluidos variam ao longo do trocador, principalmente no caso de fluidos viscosos.

2) Embora os fluidos possam transmitir calor tanto em fluxo contracorrente como em equicorrente, a direção relativa dos fluidos influi no valor da diferença de temperatura. Observando-se novamente as Figuras 2.8 e 2.9 nota-se a vantagem adicional que o arranjo em contracorrente

apresenta em relação ao equicorrente, ou seja, para uma mesma área de troca térmica têm-se uma variação maior de temperatura no caso contracorrente, e sendo assim resulta em uma maior quantidade de calor trocado.

Até agora foram citados somente os fluxos puramente contracorrente ou puramente equicorrente, pois assim foi considerado para a dedução da equação de variação média de temperatura. Mas o que ocorre na realidade em muitos trocadores é uma combinação destes dois tipos de fluxo, ou ainda, o trocador de fluxo cruzado com escoamento misturado e não misturado. Além disso, os trocadores de calor podem ser projetados em arranjos de vários passes nos tubos e no casco, os trocadores de calor multipasses. O trocador multipasse mais simples é conhecido como trocador 1:2, isto é, 1 passe no casco e 2 passes nos tubos, onde em um sentido o fluxo é de correntes opostas e no outro correntes paralelas ou vice versa. A Figura 2.10 mostra o perfil de temperatura para trocadores de calor 1:2.

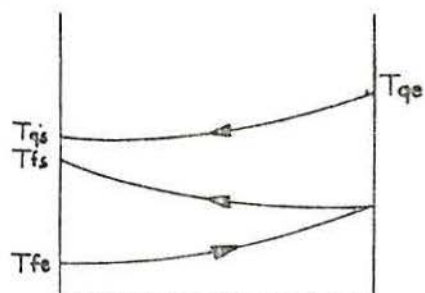


Figura 2.10 Perfil de Temperatura - trocador de calor 1:2.

A Figura 2.11 apresenta uma particularidade interessante que pode ocorrer nos arranjos multipasses, no caso 1:2, o cruzamento de temperaturas. Isso ocorre quando a temperatura de saída do fluido frio ultrapassa a temperatura de saída do fluido quente, tornando-se prejudicial ao desempenho do trocador de calor. Nesse caso costuma-se solucionar o problema dividindo-se o trocador originalmente proposto em mais de uma unidade, passando ao 2:4n, 3:6n ..., até evitar o cruzamento.

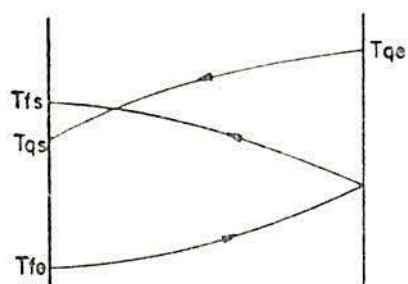


Figura 2.11 Cruzamento de temperaturas para trocadores 1:2.

Portanto, em função da combinação dos fluxos e das diferentes geometrias que podem ocorrer em um trocador de calor, verificou-se que a diferença média de temperatura real ficará entre a diferença média para o fluxo contracorrente e a diferença média para o fluxo equicorrente. A verdadeira diferença média de temperatura, que leva em conta os vários tipos e arranjos de trocadores de calor, será considerada como a *LMTD*, calculada como se o trocador de calor fosse contracorrente, multiplicada por um fator de correção designado por F , o qual caracteriza o afastamento das condições de contracorrente. Seu valor, deduzido para cada caso, é determinado a partir das temperaturas de entrada e saída e geometria do trocador de calor, pode ser calculado através de equações ou retirado de diagramas apropriados.

Para o caso do presente trabalho foram consideradas somente as equações do fator F e por isso estas serão aqui apresentadas. Os diagramas omitidos, amplamente usados na prática para a realização de projetos, poderão ser encontrados, por exemplo, na Referência 6.

Equações do fator F para trocadores de calor multipasse com diferentes arranjos poderão ser derivadas e integradas levando-se em conta as mesmas suposições feitas anteriormente quando da dedução da *LMTD*, apenas acrescentando-se as suposições que seguem:

- As superfícies de troca de calor em cada passe são iguais;
- A temperatura do fluido do lado do casco é uniforme sobre qualquer seção transversal, o que é verdadeiro quando muitos defletores transversais são incorporados ao trocador.

Com base nas suposições, foram encontradas equações do fator F para trocadores de calor com diferentes passes no casco e nos tubos.

Para o caso mais simples, trocadores de calor 1:2, a equação de F é:

$$F_{1,2} = \frac{\left[\sqrt{R^2+1} / (R-1) \right] \log \left[(1-P) / (1-PR) \right]}{\log \left[(2/P)-1-R+\sqrt{R^2+1} \right] / \left[(2/P)-1-R-\sqrt{R^2+1} \right]} \quad (2.10)$$

Os parâmetros P e R são definidos como:

$$P = (t_e - t_o) / (T_e - t_o) = \Delta T_{\text{tubos}} / \Delta T_{\text{max}} \quad (2.11)$$

$$R = (T_e - T_o) / (t_e - t_o) \quad (2.12)$$

onde t_e e t_o referem-se às temperaturas de entrada e saída do fluido que escoa nos tubos, respectivamente, assim como T_e e T_o são as temperaturas de entrada e saída do fluido do casco.

O parâmetro P indica o aquecimento ou o resfriamento efetivo, sendo portanto, uma espécie de indicativo do rendimento térmico em relação ao fluido que escoa nos tubos. Para temperatura constante, por exemplo na condensação ou evaporação onde há mudança de fase, P é igual a zero resultando um fator F igual a 1 e nesse caso a diferença média de temperatura ($LMTD$) não sofrerá correção.

Já o parâmetro adimensional R representa a razão entre os produtos da vazão mássica e o calor específico dos dois fluidos, $(m_q c_{p,q} / m_f c_{p,f})$, que é igual a razão apresentada na Equação 2.12.

O valor do fator F deve ser o mais próximo de 1, significando que o trocador está tendendo à situação ideal de contracorrente. Considera-se o valor mínimo de 0,8. Valores menores que 0,8 não seriam aconselháveis, pois para uma mesma troca térmica necessita-se uma área muito maior. Para obter-se F próximo à unidade pode-se, ou aumentar o número de passes no casco, ou ainda mais conveniente, pois elimina dificuldades

provenientes da fabricação e manutenção, utilizar os arranjos de trocadores em série os quais quando vistos como um todo podem ser considerados como um trocador ideal (fluxo contracorrente).

Analogamente, pode-se obter equações e curvas do fator F para trocadores 1:4, 1:6, ..., 1:12, as quais diferem muito pouco das anteriores (1:2) em torno de 1 a 2%, e isto se deve ao fato de que um aumento do número de passes nos tubos não influencia significativamente na transferência de calor, mas sim, irá alterar a perda de carga ao longo do trocador.

Sendo assim, as equações ou curvas para trocadores 1:2 serão usadas genericamente para trocadores de calor com uma passagem no lado do casco e duas ou múltiplas de duas passagens no lado dos tubos.

Para unidades com três ou mais passes no lado do casco foi desenvolvido por Bowman⁵ um método geral para o cálculo do fator F . O método indica que F será calculado através da Equação 2.10 para trocadores 1:2, mas o parâmetro P , a ser usado na mesma Equação 2.10, será corrigido da seguinte forma:

$$P = \frac{1 - \left[RP - 1 / CP - 1 \right]^{1/N}}{R - \left[RP - 1 / CP - 1 \right]^{1/N}} \quad (2.13)$$

onde N é o número de passes no casco e P e R são dados pelas Equações 2.11 e 2.12.

Finalmente, pode-se indicar a equação geral como:

$$QT = UA(LMTD.F) \quad (2.14)$$

2.7 Método da Efetividade

Para analisar termicamente um trocador de calor foi sugerido a Equação 2.2, $QT = UA \Delta T_{\text{medio}}$, a qual é conveniente

quando se conhece todas as temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Muitas vezes ocorre conhecermos somente as temperaturas de entrada, dispormos do trocador de calor e desejarmos conhecer seu desempenho. Nesse caso usar a Equação 2.2 com $\Delta T_{\text{medio}} = \text{LMTD}$ seria trabalhoso, pois trata-se de um processo iterativo, sobre o cálculo logarítmico da *LMTD*, já que não se tem as temperaturas de saída.

A solução para o problema está no chamado Método da Efetividade proposto por Nusselt²² e Ten Broeck⁷. O método apresenta uma equação para a quantidade de calor transmitida por unidade de tempo, que não envolve temperaturas de saída.

Efetividade é definida como sendo:

$$E_f = \frac{\text{Quantidade de calor real trocada}}{\text{Máxima troca de calor possível}} \quad (2.15)$$

A quantidade de calor real trocada refere-se ao cálculo da energia que foi perdida pelo fluido quente ou ganha pelo frio.

$$QT = m_q cp_q (T_{q_e} - T_{q_s}) = m_f cp_f (T_{f_s} - T_{f_e}) \quad (2.16)$$

A máxima troca de calor, por outro lado, é ditada pelo limite termodinâmico, isto é, a transferência de calor em um trocador de calor ideal (fluxo puramente contracorrente com área de troca térmica infinita) onde a variação de temperatura alcançada por um dos fluidos é igual a diferença entre as temperaturas de entrada do casco e de entrada dos tubos (máxima diferença de temperatura que pode ser encontrada em um trocador). Analisando a Equação 2.16 percebe-se que isto pode ocorrer ao fluido que apresentar o menor valor do produto *mcp*. Então a máxima troca de calor é:

$$Q_{\text{max}} = (mcp)_{\text{min}} (T_{q_e} - T_{f_e}) \quad (2.17)$$

Definindo :

$$C = mcp$$

Têm-se:

$$E_f = \frac{C_q (Tq_o - Tq_s)}{C_{\min} (Tq_o - Tf_o)} = \frac{C_f (Tf_s - Tf_o)}{C_{\min} (Tq_o - Tf_o)} \quad (2.18)$$

onde C_{\min} é o menor dos valores C_q e C_f .

Com a efetividade conhecida a quantidade de calor transmitida por unidade de tempo será:

$$QT = E_f C_{\min} (Tq_o - Tf_o) \quad (2.19)$$

A Equação 2.19 é a relação básica dessa análise porque ela expressa a quantidade de calor transmitida por unidade de tempo em termos de efetividade, da menor capacidade térmica horária e da diferença entre as temperaturas de entrada. Ela substitui a Equação 2.8 na análise por *LMTD*, não envolvendo as temperaturas de saída. Sendo assim, a Equação 2.19 torna-se adequada para fins de projeto em lugar da Equação 2.8.

Dadas as condições de operação (Tq_o, Tf_o, C_f e C_q), E_f define completamente o desempenho do trocador do ponto de vista termodinâmico.

Quando $C_q = C_{\min}$, têm-se indicada a eficiência do resfriamento do fluido quente.

$$E_f = (Tq_o - Tq_s) / (Tq_o - Tf_o)$$

Ao contrário, para $C_f = C_{\min}$, a capacidade de aquecimento do fluido frio,

$$E_f = (Tf_s - Tf_o) / (Tq_o - Tf_o)$$

Kays e London¹⁶ demonstraram através de gráficos a relação entre três parâmetros: E_f , C_{\min} / C_{\max} e *NTU* (número de unidades de transmissão de calor). *NTU* é obtido como segue:

$$UA \Delta T_{\text{medio}} = E_f C_{\min} \Delta T_{\text{max}}$$

$$NTU = UA/C_{\min} = E_f \Delta T_{\max} / \Delta T_{\text{medio}} \quad (2.20)$$

Observando-se a Equação 2.20 percebe-se que NTU é uma medida do "tamanho da transmissão de calor do trocador", pois quanto maior seu valor, maior E_f e portanto, mais próximo o trocador estará do limite termodinâmico.

Os mesmos autores demonstraram também que para cada tipo de arranjo de equipamento a relação entre os três parâmetros ($E_f, C_{\min}/C_{\max}$ e NTU) é diferente. Então foram plotados os resultados (curvas de efetividade em função de C_{\min}/C_{\max} e NTU) para diferentes configurações de escoamento (trocadores duplo - tubo equicorrente e contracorrente, casco e tubos e outros).

Igualmente, foram deduzidas expressões para os diferentes tipos de arranjos que relacionam a efetividade com os dois parâmetros adimensionais C_{\min}/C_{\max} e NTU , estas relações podem ser encontradas na Referência 14.

Será apresentado neste estudo somente a expressão para trocadores casco e tubos com 1 passe na casco e $2n$ passes nos tubos, por ser este o arranjo de interesse ao presente trabalho.

Fazendo-se $C = C_{\min}/C_{\max}$, E_f é escrita como:

$$E_f = 2 \left\{ 1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \frac{1 + \exp(-NTUC(1 + C^2)^{1/2})}{1 - \exp(-NTUC(1 + C^2)^{1/2})} \right\}^{-1} \quad (2.21)$$

Ocorre uma situação especial quando trata-se de evaporadores ou condensadores, os quais operam com um dos fluidos à temperatura constante ao longo de toda a unidade trocadora e portanto, o calor específico comporta-se como se fosse infinito. Nestas condições a relação C_{\min}/C_{\max} aproxima-se de zero e a efetividade para qualquer arranjo torna-se:

$$E_f = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.22)$$

3. TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA NA CONVECÇÃO FORÇADA NO INTERIOR DE TUBOS

Neste capítulo serão apresentadas as equações utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga incluindo as novas indicações da literatura para a região de transição e para o regime de escoamento laminar (coeficientes localizados e efeito de entrada dos tubos), assim como as correções para os efeitos da variação das propriedades físicas.

3.1 Cálculo do Número de Nusselt

O projeto e a análise de todos os tipos de trocadores de calor exige o conhecimento do coeficiente de transferência de calor entre a parede do conduto e o fluido que escoar em seu interior (h_i). Este coeficiente será dado através do número de Nusselt (Nu), que na prática representa uma medida conveniente do coeficiente h_i . É dado por:

$$Nu = \frac{h_i D_h}{k} \quad (3.1)$$

sendo:

h_i = coeficiente de transferência de calor no lado dos tubos (Btu/hft²°F ou W/m²K)

D_h = diâmetro hidráulico. No caso de tubos redondos, D_h é o diâmetro interno do tubo (D_{t_i}) (in ou m)

k = condutibilidade térmica do fluido (Btu/hft°F ou W/m K)

Através de análise dimensional demonstra-se que o número de Nusselt é uma função dos números adimensionais de Reynolds (Re) e de Prandtl (Pr), pois o processo de troca de calor depende tanto do campo de escoamento dado pelo número de

Reynolds, quanto das taxas de troca de calor e quantidade de movimento dadas pelo número de Prandtl.

3.2 Efeito do Número de Reynolds na Transferência de Calor e na Perda de Carga

O número de Reynolds é expresso por:

$$Re = V D_h \rho / \mu \quad (3.2)$$

onde V é a velocidade do fluido, D_h o diâmetro hidráulico, ρ é a densidade e μ a viscosidade do fluido.

Os valores de Re indicam as características de escoamento do fluido. Para valores de Re menores que 2300 o escoamento é dito laminar, a velocidade do fluido no interior do tubo é baixa, não há movimento turbilhonar e conseqüentemente, não há mistura entre as partículas fluidas mais quentes e mais frias sendo a troca de calor somente por condução. Neste tipo de escoamento os coeficientes de transferência de calor são relativamente pequenos, devendo sempre que possível ser evitado.

Quando o número de Reynolds situa-se entre 2300 e 10000 ocorre a transição do escoamento laminar ao turbulento, caracterizando-se esta transição por um aumento da velocidade de escoamento, maior turbulência das partículas fluidas, e, portanto, um aumento nos coeficientes de transferência de calor.

Para número de Reynolds maior que 10000 o fluido encontra-se em regime turbulento no interior do tubo, exceto em uma fina camada próxima à parede do tubo em que os turbilhões são amortecidos em consequência das forças viscosas que predominam próximas à superfície. Nesta camada, também chamada subcamada viscosa, o calor é transmitido por condução e devido à grande queda de temperatura que nela ocorre, atua como controladora do calor transmitido por unidade de tempo. A partir da subcamada, o calor é transportado e misturado ao seio do fluido rapidamente devido à grande turbulência da

massa fluida.

Para aumentar o coeficiente de transferência de calor uma forma eficaz seria diminuir a resistência térmica imposta pela subcamada, o que pode ser feito aumentando-se a turbulência da corrente principal, mas deve-se ter cuidado porque esse aumento provoca aumento na perda de carga por atrito no conduto.

A Figura 3.1 apresenta a transferência de calor do fluido em função dos diferentes números de Reynolds e da razão do comprimento efetivo (L) pelo diâmetro característico do tubo (D).

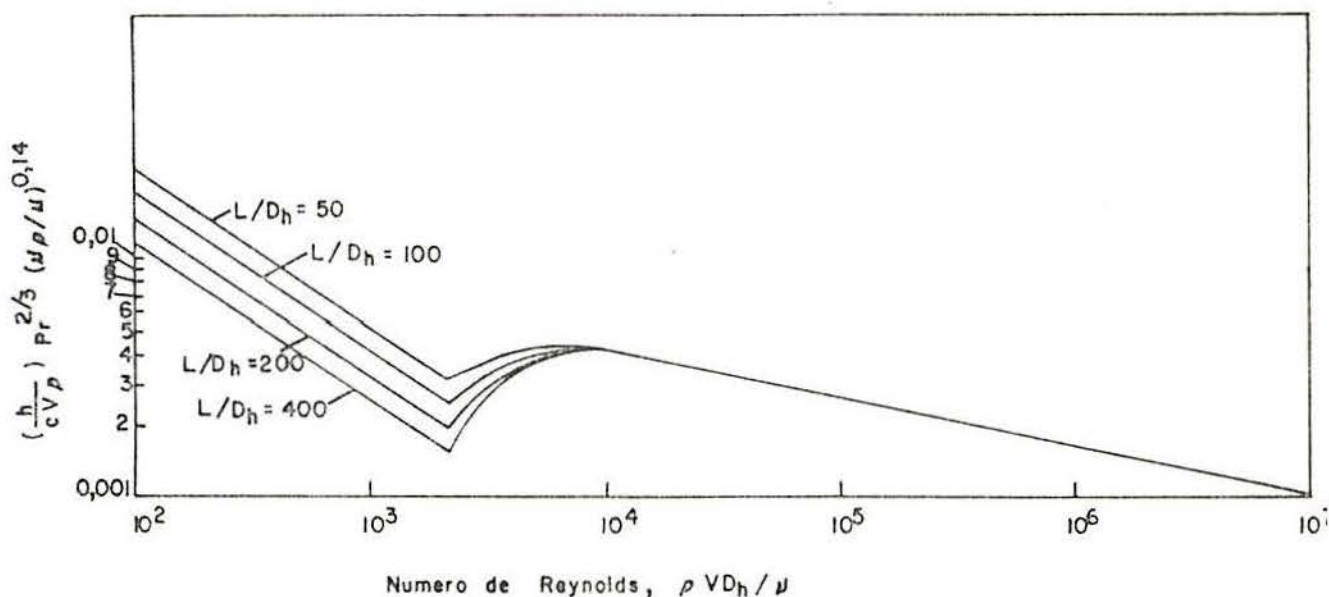


Figura 3.1 Curva de transferência de calor do fluido para os diferentes números de Reynolds

3.3 Efeito do Número de Prandtl

Esse número adimensional é uma função somente das propriedades físicas do fluido. Dado por:

$$Pr = \nu/a = C_p \mu / k \quad (3.3)$$

onde ν é a viscosidade cinemática e α a difusividade térmica.

A viscosidade cinemática é uma medida da intensidade

de transferência da quantidade de movimento entre as moléculas e a difusividade térmica mede a relação entre as capacidades de transmissão de calor e de armazenamento das moléculas. Por isso o número de Prandtl caracteriza a distribuição de velocidade com a distribuição de temperatura.

3.4 Efeitos de Entrada do Tubo

Os efeitos de entrada do tubo dizem respeito ao desenvolvimento das camadas limite hidrodinâmica (perda de carga) e térmica (transferência de calor) no interior do tubo, fazendo com que a perda de carga e a transferência de calor variem de ponto a ponto até que as camadas atinjam o desenvolvimento pleno.

Quando um fluido entra num duto com uma velocidade uniforme, o fluido imediatamente adjacente à parede do tubo é trazido ao repouso. Forma-se uma camada laminar ao longo da parede do tubo, numa região próxima à entrada. Se a turbulência na corrente fluida que entra for alta, a camada limite torna-se rapidamente turbulenta.

Independente do fato de a camada limite permanecer laminar ou tornar-se turbulenta, ela aumentará de espessura até preencher todo o duto. Desse ponto em diante, o perfil de velocidade através do duto permanece essencialmente inalterado.

O desenvolvimento da camada limite térmica em um fluido aquecido ou resfriado num duto é qualitativamente semelhante ao da camada limite hidrodinâmica. Na entrada, a temperatura é em geral transversalmente uniforme, porém, quando o fluido escoar ao longo do duto, a camada aquecida ou resfriada aumenta de espessura até que o calor é transmitido para ou do fluido no centro do duto. Adiante desse ponto o perfil de temperatura permanecerá constante, se o perfil de velocidade for plenamente estabelecido. Portanto, as camadas térmica e hidrodinâmica não se desenvolvem, necessariamente, ao mesmo tempo, em geral primeiro desenvolve-se a camada limite hidrodinâmica e depois a térmica.

Para $Re < 2300$, escoamento laminar, os efeitos de entrada podem ser apreciáveis em comprimentos dados pelas equações:

- Para a transferência de calor

$$(x/D) \approx (0,05 RePr) \quad (3.4)$$

- Para a perda de carga

$$(x/D) \approx (0,05 Re) \quad (3.5)$$

onde x é a distância de afastamento da entrada do tubo.

Quando as camadas limites térmica e hidrodinâmica estiverem se desenvolvendo as equações para a transferência de calor e perda de carga expressam esse desenvolvimento. As equações serão vistas a seguir na seção referente a regimes de escoamento.

3.5 Variação das Propriedades Físicas dos Fluidos com a Temperatura

As propriedades físicas que participam da transferência de calor e perda de carga são:

k = condutibilidade térmica (Btu/hft^{°F} ou W/mK)

C_p = calor específico (Btu/lbm^{°F} ou J/KgK)

μ = viscosidade (lbm/hft ou Ns/m²)

ρ = densidade (lbm/ft³ ou Kg/m³)

Para finalidades práticas as propriedades físicas da massa fluida são usualmente avaliadas a uma temperatura média em relação ao comprimento do escoamento do tubo, isto é, a média entre as temperaturas de entrada e saída.

Mas, se as diferenças de temperatura no escoamento forem muito grandes ou se o fluido for muito viscoso, pode haver uma variação apreciável nas propriedades do fluido ao longo do trocador de calor e neste caso a simples avaliação na temperatura média é uma aproximação bastante grosseira.

Dependendo do tipo de fluido, a variação na temperatura terá maior ou menor influência sobre as propriedades. No caso de líquidos, somente a dependência da viscosidade é de grande importância, pois o valor do número de Reynolds depende do local no qual a viscosidade é avaliada.

O procedimento correto consiste em avaliar todas as propriedades à temperatura média de mistura e após fazer correções nas relações de transferência de calor e perda de carga, devido à variação das propriedades físicas com a variação nos efeitos térmicos.

As várias correções para transferência de calor e perda de carga indicadas na bibliografia dependem do regime de escoamento e do tipo de fluido.

3.5.1 Correções Indicadas para a Transferência de Calor

3.5.1.1 Em Função do Número de Prandtl

É considerada a correção mais geral já que o número de Prandtl relaciona todas as propriedades físicas do fluido (Referência 13).

$$\phi = \left(\frac{Pr_m}{Pr_p} \right)^n \quad (3.6)$$

onde:

- Pr_m = número de Prandtl à temperatura média
- Pr_p = número de Prandtl à temperatura da parede
- $n = 0,11$

Essa indicação é para ser utilizada independente do regime de escoamento do fluido.

3.5.1.2 Em Função da Viscosidade

Sendo a viscosidade a propriedade que mais varia com a temperatura, as correções em função da viscosidade são as mais utilizadas, na forma:

$$\phi = \left(\frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^n \quad (3.7)$$

onde:

μ_m = viscosidade do fluido à temperatura média

μ_p = viscosidade do fluido à temperatura da parede

O expoente n varia conforme o autor:

1) Sieder-Tate²⁹: $n=0,14$

2) Petukhov¹⁴: - Regime Laminar $n=0,14$

- Regime Turbulento e Região de Transição

$T_p > T_m$ (aquecendo) $n=0,11$

$T_p < T_m$ (resfriando) $n=0,25$

sendo T_p a temperatura da parede e T_m a temperatura média.

3.5.2 Correções Indicadas para a Perda de Carga

3.5.2.1 Em Função da Viscosidade

A correção mais comum também se dá sob a forma da Equação 3.7. Nesse caso, o valor do expoente n depende do resultado da razão entre as temperaturas da parede (T_p) e média (T_m).

- Regime Turbulento e Região Transição¹³:

$$\frac{T_p}{T_m} > 1, \quad n=0,14$$

$$\frac{T_p}{T_m} < 1, \quad n=0,24$$

- Regime Laminar¹⁷:

$$\frac{T_p}{T_m} > 1, \quad n=0,58$$

$$\frac{T_p}{T_m} < 1, n=0,50$$

3.5.2.2 Em Função do Número de Prandtl

Segundo a Referência 15 para regimes turbulento e região de transição a correção tem a forma:

$$\phi = \left[\frac{Pr_p}{Pr_m} \right]^{1/3} \quad (3.8)$$

3.5.2.3 Em Função da Viscosidade sobre o Fator de Atrito

A Referência 15 sugere uma correção de autoria de Petukhov para a perda de carga em regime laminar sobre o fator de atrito f que leva em conta os efeitos do comprimento de entrada do tubo.

$$f = (64/Re)(\mu_p/\mu_m)^m \quad (3.9)$$

O expoente m é dado pela expressão abaixo:

$$m = C_1 (Re Pr D/L)^{-C_2} (\mu_p/\mu_m)^{-0,062}$$

As constantes C_1 e C_2 estão vinculadas ao valor do produto $(Re Pr D/L)$. Se este estiver entre 60 e 1500, $C_1=2,3$ e $C_2=0,3$, mas se for maior que 1500 e menor que 30.000, então $C_1=0,535$ e $C_2=0,1$.

3.5.3 Aplicações das Correções

Para aplicação destas correções necessita-se conhecer o comportamento de cada propriedade física em relação à temperatura para que se possa obter de forma correta as

propriedades à temperatura média ou à temperatura da parede.

Através de uma avaliação percebe-se que, com exceção da viscosidade que apresenta um comportamento totalmente diferenciado, a condutibilidade térmica, o calor específico e a densidade, aumentam ou diminuem com a temperatura de uma forma relativamente uniforme, podendo, portanto, suas curvas serem aproximadas por uma sucessão de retas ligando vários pontos e, assim, para qualquer temperatura média as propriedades podem ser encontradas por uma simples interpolação linear entre pontos próximos conhecidos de temperatura (Figura 3.2).

A viscosidade é a propriedade física que, devido a grande variação com a temperatura, influi significativamente no cálculo dos coeficientes de transferência de calor e na perda de carga, pois entra no cálculo do número de Reynolds que define o regime de escoamento. Isto torna necessário o conhecimento de seu valor numa ampla faixa de temperaturas de utilização e é especialmente importante no caso de líquidos viscosos. Lançando-se mão de dados de viscosidade de líquidos para diversas temperaturas e representado estes valores em um gráfico pode-se perceber o formato exponencial da curva que descreve esta propriedade (Figura 3.3).

Para determinação dos valores da viscosidade de acordo com a curva que melhor descreva sua variação com a temperatura foram estudadas as seguintes alternativas:

- a. Empregar equação do tipo $\mu = 10^{a+(b/T)+cT+dT^2}$ conforme sugerido na Referência 33;
- b. Fornecer n valores na faixa de utilização e:
 1. determinar polinômio interpolador
 2. interpolar diretamente entre dois pontos próximos com emprego da equação característica $\mu = e^{a+b/T}$ (Referência 32).

O item a. apresenta-se de difícil aplicação, pois seria necessário o conhecimento de constantes definidas para cada fluido, o que pode se verificar muitas vezes inviável.

A alternativa b.1 embora de fácil utilização pode levar a erros relativamente grandes dependendo da faixa de temperaturas que se toma para encontrar a viscosidade.

Já a pesquisa da alternativa b.2 mostra-se de fácil utilização e erro pequeno, pois ajusta-se uma curva para dois pontos de temperatura que estejam relativamente próximos.

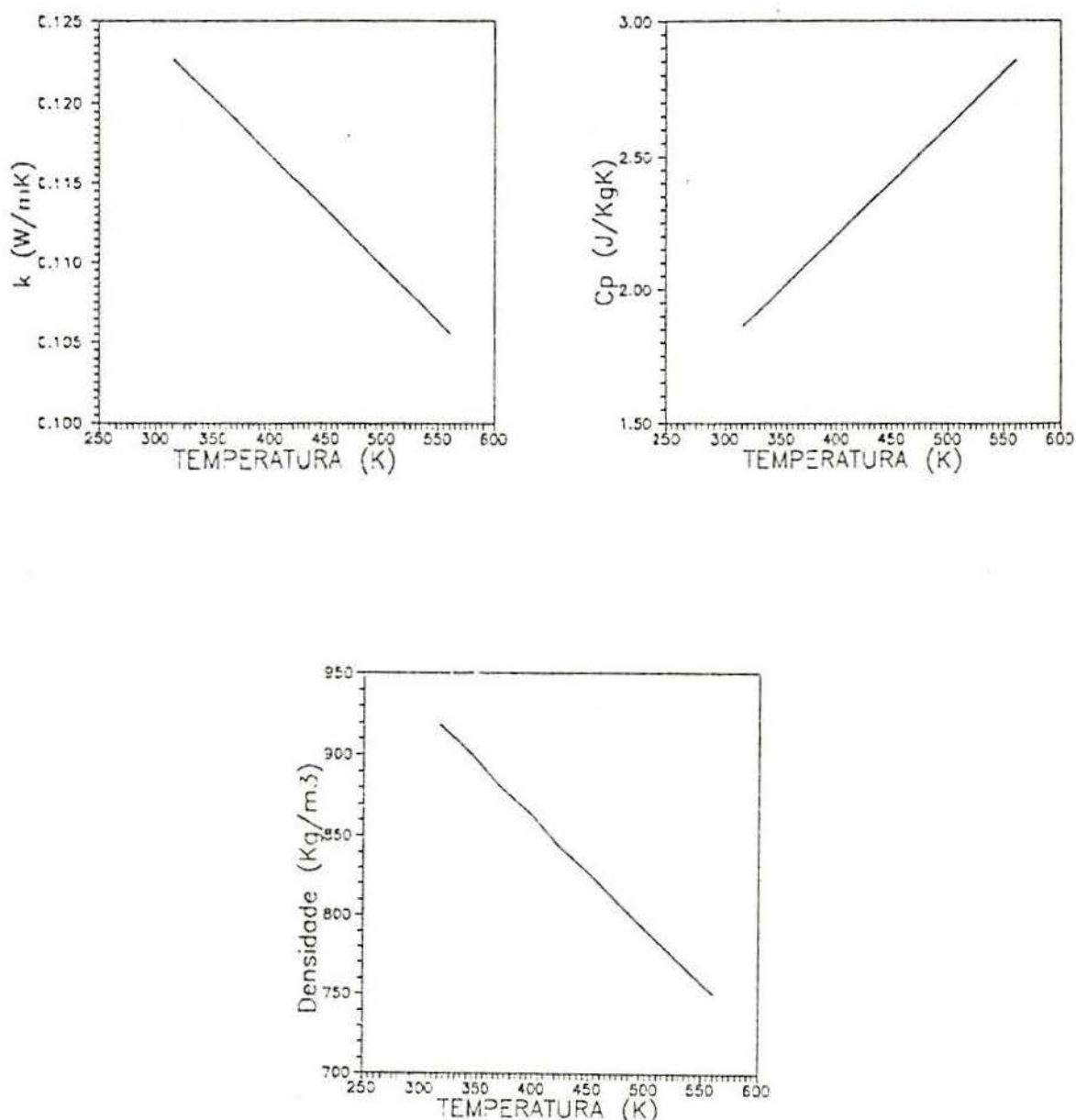


Figura 3.2 Curvas da variação da condutibilidade térmica (a), calor específico (b) e densidade (c) com a temperatura para óleo crú

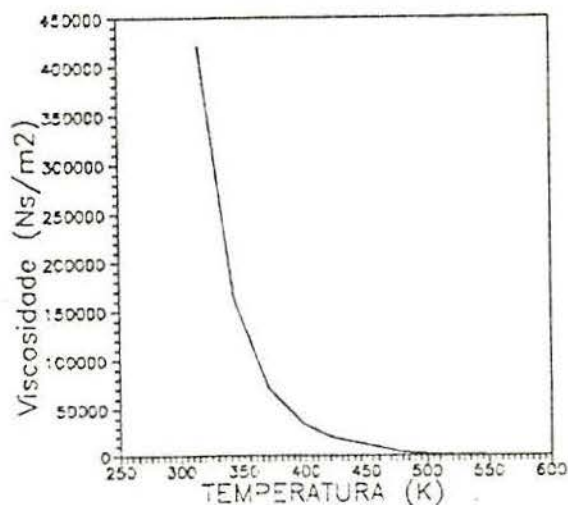


Figura 3.3 Curva da variação da viscosidade com a temperatura para óleo cru

3.6 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor para o Interior dos Tubos - h_1

O cálculo do coeficiente de transferência de calor para os tubos (h_1) é dependente do cálculo do número de Nusselt (Equação 3.1), o qual em função do tipo de regime de escoamento do fluido é expresso por uma determinada relação. Então, primeiro calculamos o número de Reynolds e após, conforme a faixa em que este estiver situado, calcula-se o número de Nusselt apropriado.

3.6.1 Regime Turbulento

Para escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubos lisos ($Re > 10.000$), a melhor equação é a de Petukhov e Popov²⁵, que apresenta uma expressão para o número de Nusselt

dada por:

$$Nu = \frac{(f/8)Re Pr}{k_1 + [k_2 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)]} \quad (3.10)$$

onde f é o coeficiente de atrito obtido através do gráfico de Moody²⁰ ou da seguinte expressão de Filonenko¹³:

$$f = [(1,82 \log Re) - 1,64]^{-2} \quad (3.11)$$

As constantes k_1 e k_2 são dadas por :

$$k_1 = 1 + 3,4f$$

$$k_2 = 11,7 + 1,8 Pr^{-1/3}$$

3.6.2 Região de Transição

O número de Reynolds neste caso situa-se na faixa entre 10000 e 2300 e a Referência 13 apresenta uma equação para o número de Nusselt médio ao longo do comprimento do tubo para esta região derivada da equação de Petukhov e Popov, isto é,

$$\overline{Nu} = \frac{(f/8) (Re-1000) Pr [1+(D/L)^{2/3}]}{k_1 + [k_2 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)]} \quad (3.12)$$

onde o fator de atrito f é dado pela Equação 3.11, D é o diâmetro interno do tubo e L o comprimento efetivo do tubo.

Para o cálculo do número de Nusselt localizado na região de transição utiliza-se a Equação 3.13, exposta a seguir. Esta equação foi encontrada partindo-se do princípio que sua integração ao longo do comprimento do tubo resulta o valor médio do número de Nusselt da Equação 3.12.

$$Nu_x = \frac{(f/8) (Re-1000) Pr [1+(1/3)(D/x)^{2/3}]}{k_1 + [k_2 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)]} \quad (3.13)$$

onde x é a distância de afastamento da entrada do tubo.

Em geral, a determinação dos coeficientes de transferência de calor (h_i) para a região de transição é feita usando-se a Figura 3.1. Mas, para propósitos computacionais esse procedimento torna-se inadequado preferindo-se a Equação 3.12 ou 3.13.

3.6.3 Regime Laminar

Hausen¹³ apresenta uma relação empírica para escoamento laminar ($Re < 2300$) em tubos, a qual nos leva ao cálculo de um coeficiente de transferência de calor médio ao longo de todo o comprimento do tubo para a condição de temperatura de superfície constante.

$$\bar{Nu} = 3,665 + \frac{0,19 [(D/L) Re Pr]^{0,8}}{1 + 0,117 [(D/L) Re Pr]^{0,467}} \quad (3.14)$$

Deve-se observar que quando o perfil de temperatura torna-se desenvolvido, Nu aproxima-se do valor constante 3,665.

Essa equação não apresenta valores localizados para o coeficiente de transferência de calor o que impossibilita a análise da transmissão de calor ponto a ponto.

A Referência 27 apresenta algumas equações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor localizados na região de escoamento laminar que consideram os efeitos da região de entrada do tubo sobre a troca de calor.

Para utilizá-las deve-se considerar uma condição de contorno adequada conforme o caso que se está analisando e testar a influência dos efeitos de entrada do tubo através da relação $x^* = x/(RePrD)$.

No caso de trocadores de calor casco e tubos têm-se duas condições de contorno :

1) Condição de temperatura de parede constante

- Se $x^* \leq 0,01$

$$Nu_x = 1,077x^{*0,7} - 0,7 \quad (3.15)$$

- Se $x^* > 0,01$

$$Nu_x = 3,65 + 6,874 \left[10^9 x^* \right]^{-0,488} \exp(-57,2 x^*) \quad (3.16)$$

2) Condição de fluxo de calor constante na parede

- Se $x^* \leq 0,00005$

$$Nu_x = 1,302 (x^*)^{-1/3} - 1,0 \quad (3.17)$$

- Se $0,00005 < x^* \leq 0,0015$

$$Nu_x = 1,302 (x^*)^{-1/3} - 0,5 \quad (3.18)$$

- Se $x^* > 0,0015$

$$Nu_x = 4,364 + 8,68 \left[10^9 x^* \right]^{-0,506} \exp(-41 x^*) \quad (3.19)$$

Para os casos de camada limite térmica não desenvolvida é conveniente que a análise do trocador de calor seja realizada em partes para que se possa melhor acompanhar o desenvolvimento da camada limite.

Finalmente, quanto aos limites de precisão nos valores dos coeficientes de transmissão de calor é importante lembrar que os resultados obtidos por vários pesquisadores, mesmo sob condições cuidadosamente controladas, diferem apreciavelmente.

Segundo alguns²⁴ no escoamento turbulento e laminar a precisão do coeficiente de transferência de calor a partir de qualquer equação ou gráfico disponível pode não ser melhor que 30%. Na região de transição os dados experimentais são escassos e a precisão do número de Nusselt estimado a partir da informação disponível pode ser ainda menor.

3.7 Equações para a Perda de Carga no Interior de Tubos

3.7.1 Regime Turbulento e Região de Transição

Obtém-se a perda de carga no interior dos tubos através da equação:

$$\Delta P_t = \frac{f V^2 L N_{pt}}{2g D} \rho \quad (3.20)$$

Esta equação pode ser rearranjada da forma:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L N_{pt}}{5,22 \cdot 10^{10} D s \phi} \quad (\text{psi}) \quad (3.21)$$

onde:

f = fator de atrito obtido pela Equação 3.11 ou através de diagrama²⁰. A Referência 26 indica uma equação nova para o fator de atrito f na perda de carga para fluidos em regimes de escoamento turbulento e transição empregada para tubos lisos ou rugosos. Segundo o autor apresenta resultados melhores em relação aos obtidos através de gráficos ou mesmo da Equação 3.11.

$$f = \left[A - \frac{(B-A)^2}{C - 2B + A} \right]^{-2} \quad (3.22)$$

sendo:

$$A = -2 \log [E/(3,7D) + 12/Re]$$

$$B = -2 \log [E/(3,7D) + 2,51A/Re]$$

$$C = -2 \log [E/(3,7D) + 2,51 B/Re]$$

E é a rugosidade do tubo

G_t = velocidade mássica (taxa de fluxo nos tubos, W_t pela área total de tubos, a_t) dada por $G_t = W_t/a_t$, sendo $a_t = N_{TT} D^2/N_{pt}$ (N_{TT} = número total de tubos, N_{pt} = número de passes nos tubos e D = diâmetro interno dos tubos).

s = densidade relativa do fluido

$L \cdot N_{pt}$ = comprimento total da trajetória em ft

ϕ = correção para os efeitos de viscosidade.

3.7.2 Regime Laminar

Analogamente à transferência de calor no regime

laminar, os efeitos de entrada também são importantes e devem ser considerados no cálculo da perda de carga. Na Referência 11 é proposta uma modificação em relação à Equação 3.20 para perda de carga nos regimes turbulento e transição, de forma a ser utilizada para o regime laminar, levando em conta os efeitos de entrada:

$$\Delta P_t = \frac{(f L/D + \Delta K) G t^2 N_{pt}}{s \phi} \quad (3.23)$$

Nesse caso o valor do fator de atrito f é $64/Re$ (perfil de velocidade plenamente desenvolvido).

A alteração introduzida na equação é devido a uma perda adicional ocasionada pelos efeitos de entrada no tubo. O valor do coeficiente K , que caracteriza a alteração, está vinculado à extensão da região de entrada. Se x for maior que o produto $(0,05 DRe)$ significa que o escoamento atingiu o pleno desenvolvimento hidráulico e então K é um valor constante igual a 1,25, caso contrário, quando a camada limite hidrodinâmica está se desenvolvendo, K está variando de acordo com o gráfico a seguir:

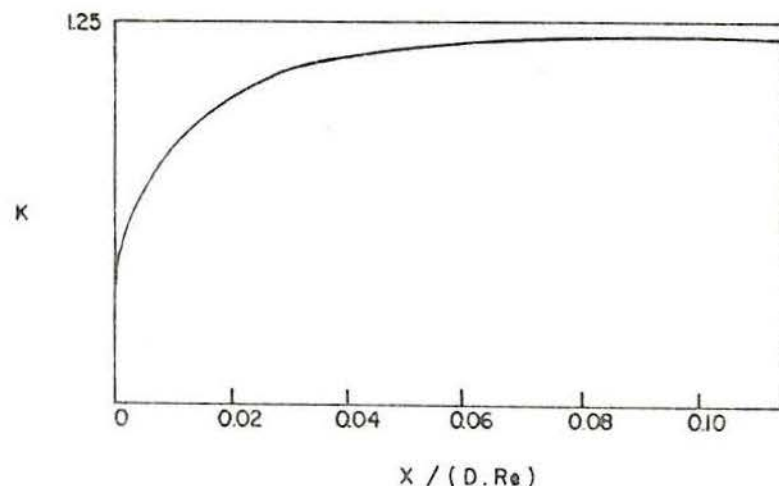


Figura 3.4 Variação de K com o comprimento do tubo

Para o cálculo por partes faz-se o que segue para encontrar a variação do K :

1. Se a camada limite já está desenvolvida $K=1,25$ e, portanto, $\Delta K=0$;
2. Se a camada limite está se desenvolvendo K é calculado por:

$$K = \frac{x \cdot 1,25}{0,05 D Re} \quad (3.24)$$

Esta equação foi retirada da Figura 3.4 considerando a variação linear entre K e x/DRe para pequenos trechos.

O valor do ΔK quando a camada limite está se desenvolvendo, no caso do procedimento de cálculo por partes fica: para a primeira parte $\Delta K = K$; da segunda parte em diante $\Delta K = K - K_{anterior}$.

3.7.3 Perda de Carga nos Tubos devido ao Retorno

Quando o fluido flui de uma passagem a outra em um trocador de calor, muda bruscamente de direção de 180° e esta variação introduz uma perda de carga adicional denominada perda de retorno, valendo, segundo Kern¹⁸, quatro pressões cinéticas por passe. Alguns autores recomendam que esse valor seja de duas e meia pressões cinéticas.

Considerando quatro pressões cinéticas têm-se:

$$\Delta Pre = \frac{4 N_{pt} V^2}{s \cdot 2g} \quad (3.25)$$

onde V é a velocidade do fluido nos tubos e g a aceleração da gravidade.

Rearranjando obtém-se:

$$\Delta Pre = \frac{3,33 \cdot 10^{-11} N_{pt} Gt^2}{\rho} \quad (\text{psi}) \quad (3.26)$$

Finalmente, a perda de carga total no interior dos tubos será a soma das perdas, na forma:

$$\Delta PT = \Delta Pt + \Delta Pre \quad (3.27)$$

4. MÉTODOS DE CÁLCULO PARA TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS PARA O LADO DO CASCO

A análise térmica e hidráulica para o lado do casco apresenta dificuldades havendo, portanto, uma variedade de métodos para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e perda de carga, os quais dependendo da precisão e/ou simplicidade são mais ou menos usados para o cálculo de projeto de trocadores de calor.

Nos itens que seguem será apresentada uma revisão bibliográfica^{12,13} dos principais métodos existentes para análise do lado do casco e após, uma descrição completa do método que foi utilizado na parte de cálculos deste trabalho (Método de Bell - Delaware).

4.1 Métodos de Análise para o Lado do Casco

4.1.1 Primeiros Estudos e Métodos Integrais de Cálculo

Os primeiros estudos que surgiram por volta de 1930-1940, no sentido de formular um método para avaliar a transferência de calor e a perda de carga no lado do casco, foram baseados no fluxo sobre um feixe ideal de tubos (sem defletores). Nenhum tratamento para transferência de calor e perda de carga através da janela ou corte de um defletor foi sugerido, assim como foi considerado quase que somente o fluido em regime de escoamento turbulento.

Foram muitas as publicações deste período, merecendo menção entre tantas as revisões de Colburn⁸ e Short²⁸, as quais contém desenvolvimentos muito significativos, baseados no escoamento ideal sobre um feixe de tubos ou mesmo sobre um tubo. A precisão destes primeiros métodos é precária.

Com o aparecimento dos métodos integrais de Donohue¹⁰ e Kern¹⁸ os estudos começaram tomar a direção no sentido de aproximar os modelos de cálculo da situação real encontrada pela maioria dos trocadores de calor casco e tubos.

Estes métodos propuseram a análise do fluido do casco através de defletores colocados ao longo do trocador melhorando a proposta inicial da análise sobre um feixe de tubos ideal.

A análise integral, e por isso a designação, desconsiderou os efeitos de correntes que formam-se devido a vazamentos e *bypass* através de algumas folgas existentes no equipamento sobre a transferência de calor e perda de carga e conduziu a análise de uma forma aproximada.

Além disso, os dados disponíveis referentes a trocadores com defletores eram limitados, sendo o estudo feito em torno de dados não sistemáticos e restritos a pequenos trocadores (alguns com parâmetros geométricos pouco usuais).

Os métodos por serem de fácil utilização tornaram-se bastante populares, sendo até muito bem sucedidos com modelos de trocadores de calor casco e tubos com tolerâncias usuais, principalmente o método de Kern¹⁸, mas apresentam-se com pouca precisão, que torna-se tanto mais crítica, quanto mais o escoamento do fluido situa-se em regime laminar, o qual exige um tratamento bem mais complexo¹³.

Apesar disso, deve-se reconhecer alguns pontos importantes, como:

1) A correlação para transferência de calor foi pela primeira vez baseada na área de fluxo como sendo a média entre a área de fluxo cruzado, dentro do diâmetro interno do casco, e a área de fluxo longitudinal na janela do defletor;

2) A perda de carga também pela primeira vez considerou os efeitos da janela do defletor;

3) Os dados iniciais requeridos para projetar o trocador de calor através destes métodos são mínimos e, portanto, são convenientes para estimativas rápidas.

4.1.2 Métodos Analíticos - Teoria das Correntes de Tinker

O fluxo do lado do casco através dos defletores é tão complexo que não pode ser adequadamente expresso por análises genéricas. Surgiram então os métodos analíticos de cálculo que diferem dos integrais porque distinguem os vários caminhos internos do fluxo no casco e avaliam seus efeitos individuais sobre a transferência de calor e perda de carga .

O primeiro estudo analítico que surgiu foi devido às pesquisas de Tinker³⁰, que desenvolveu um método para o lado do casco baseado na divisão do fluxo global em correntes individuais, denominadas :

1) Corrente de fluxo cruzado puro (B) - corrente de fluxo cruzado efetiva, a qual pode ser relacionada ao fluxo ideal sobre o feixe de tubos. Esta corrente age forçando parte do fluxo através de folgas de vazamento e *bypass*;

2) Corrente de vazamento entre a parede do casco e a extremidade do defletor (E);

3) Corrente de vazamento entre tubos e defletor (A) - é formada devido à folga entre a parede do tubo e o orifício do defletor;

4) Corrente de *bypass* formada entre a parede do casco e o feixe de tubos (C);

5) Corrente de *bypass* formada na partição dos tubos devido à omissão de alguns tubos (F).

Estas correntes podem ser vistas na Figura 4.1.

Para melhor entendimento do mecanismo, o modelo da distribuição de fluxo da Figura 4.1 foi montado de forma diferente na Figura 4.2, com as correntes de fluxo representadas por setas e cada corrente apresentando uma resistência ao fluxo indicada por uma válvula (identificada pela letra X acompanhada do subscrito apropriado).

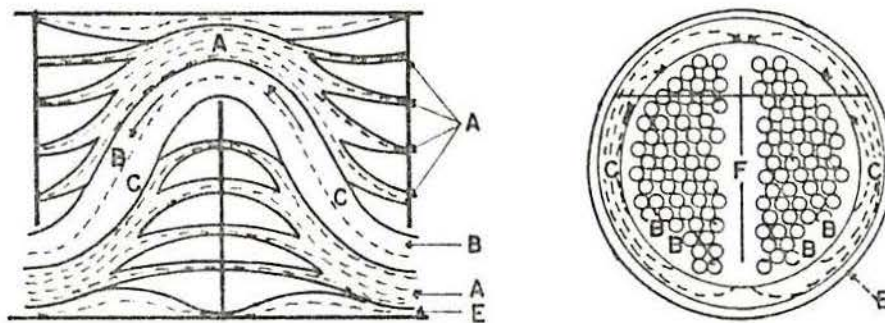


Figura 4.1 Correntes de fluxo.

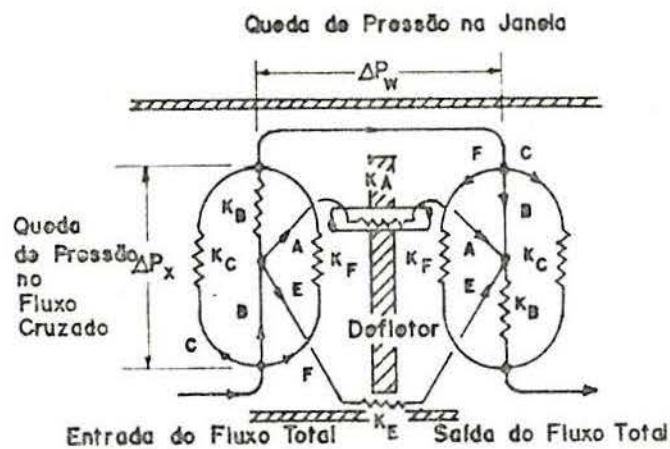


Figura 4.2 Correntes de fluxo - analogia com circuito térmico.

O método analítico proposto por Tinker resume-se na solução de equações referentes à transferência de calor e perda de carga dessas correntes de fluxo. As equações para a perda de carga são resolvidas primeiro para obter as taxas de fluxo de cada corrente, e os valores encontrados então são aplicados nas equações de transferência de calor.

Os resultados finais apresentados não foram satisfatórios devido a dificuldades encontradas no decorrer do desenvolvimento da pesquisa como a insuficiente

disponibilidade de dados para as correntes individuais de fluxo, a falta de recursos computacionais necessários à solução iterativa exigida, além de que os dados disponíveis foram tomados em pontos largamente espaçados de trocadores de calor de pequeno diâmetro. Tudo isso levou a simplificações.

De uma maneira geral a apresentação do método não é considerada muito clara, envolvendo cálculos muito complexos e por isso nunca tornou-se amplamente aceito²⁴.

Apesar de todas estas dificuldades a teoria das correntes de Tinker representou o ponto de partida para estudos posteriores, que foram centrados justamente na divisão do fluxo em correntes.

4.1.3 Método Analítico de Bell-Delaware

O departamento de Engenharia Química da Universidade de Delaware com base nos estudos de Tinker de distribuição de fluxo, pesquisou extensivamente e forneceu muitos resultados importantes¹³, entre eles os valores dos coeficientes de resistência das correntes de vazamento entre tubo e defletor (K_A) e casco e defletor (K_E) (Figura 4.2), os quais são indispensáveis para o cálculo das frações de fluxo das correntes individuais. Apresenta também dados para trocadores de calor de pequeno porte com uso de defletores, utilizando grande variação de parâmetros, assim como dados para fluidos escoando na região de transição e em regime laminar em feixe ideal de tubos. Realizou estudos sobre os efeitos de corte de defletor e o gradiente de temperatura adverso em fluxo laminar.

Bell^{2,3} formulou um método a partir dos estudos desenvolvidos pela Universidade de Delaware porém, buscando não usar um processo iterativo, o qual não é conveniente para o cálculo manual, recorreu a simplificações resultando um método dito semi-analítico que mesmo respeitando os efeitos das correntes individuais de fluxo, vazamento e *bypass*, não faz uma interação rigorosa entre elas.

4.1.4 Método de Análise das Correntes Desenvolvido pela HTRI

Heat Transfer Research, Inc. (HTRI) é uma associação cooperativa organizada em 1962 pelos usuários, projetistas e fabricantes de equipamentos de transferência de calor com o objetivo de promover pesquisas sistemáticas nas áreas de transferência de calor e escoamento de fluidos.

A sua criação foi movida pela necessidade da indústria de melhorar os métodos de projeto de trocadores de calor para uma efetiva utilização em computadores digitais.

Um dos produtos mais populares das pesquisas da HTRI são os programas de computador desenvolvidos para projeto e avaliação de trocadores de calor casco e tubos baseados em métodos de sua propriedade.

Através do programa *Shell and Tube Heat Exchanger Computer Program* foi realizada uma análise dos princípios de fluxo de Tinker denominada Método de Análise das Correntes²⁴. Foi usado um sistema iterativo de cálculo em computadores digitais tendo condições pela primeira vez de analisar sistemática e integralmente uma grande quantidade de dados (muitos dos quais provindos do banco de dados da Universidade de Delaware) relativos a 64 configurações diferentes de trocadores em escala industrial com uma ampla variedade de parâmetros pertinentes a esses dados, assim como testes de fluidos que englobam desde o ar até óleos viscosos pesados.

O programa de computador criado pela HTRI permitiu fazer comparações com os resultados obtidos através dos métodos de Tinker e de Bell-Delaware, apresentando conveniente distribuição de erro²⁴. Estes erros, encontrados em relação à transferência de calor e perda de carga, chegam a atingir valores de até 100%²⁴.

4.1.5 Métodos Numéricos

Quando a geometria e as condições de contorno são complexas para se obter soluções analíticas, pode-se resolver o problema através de métodos numéricos, os quais são

suficientemente flexíveis para resolver problemas de toda espécie de condições de contorno e formas geométricas, além dos casos de sistemas com propriedades físicas variáveis.

Além disso, soluções numéricas podem ser convenientemente obtidas por computador digital.

Estes métodos baseiam-se na técnica das diferenças finitas e podem ser aplicados a problemas de transferência de calor ou qualquer outro problema físico descrito por uma equação diferencial.

Deve-se inicialmente aproximar a equação diferencial e as condições de contorno por um conjunto de equações algébricas. Faz-se isso substituindo o domínio contínuo por uma configuração de pontos discretos no domínio e introduz-se aproximações de diferenças finitas entre os pontos.

4.2 Método Utilizado no Presente Trabalho para Análise do Lado do Casco (Método de Bell-Delaware)

Os métodos numéricos apesar da grande vantagem em relação a soluções de problemas complexos são preteridos para os casos de projetos em geral, que tratam-se de sistemas com geometria e condições de contorno simples, podendo assim serem solucionados por métodos analíticos, os quais são exatos e permitem fácil parametrização.

Já o método e os resultados da *HTRI*, na sua totalidade e, apesar de suas vantagens quanto à precisão em relação a outros métodos, não são de domínio público (o seu acesso é de uso exclusivo de seus membros associados).

Em vista disso, o método de Bell-Delaware ainda é considerado o mais adequado dos métodos analíticos para os cálculos de trocadores de calor para o lado do casco, pois encontra-se ampla e claramente descrito na bibliografia e apresenta resultados dentro de uma faixa de precisão razoável²⁴.

A maioria das incógnitas ou variáveis podem ser encontradas sob a forma de gráficos facilitando o cálculo manual.

Por outro lado, pode ser facilmente programável em calculadoras manuais ou microcomputadores pessoais conduzindo a uma análise mais rápida e eficiente dos diferentes parâmetros construtivos e operacionais envolvidos no processo.

Conforme apresentado na Referência 13, o método baseia-se no cálculo de fatores que descrevem a transferência de calor e perda de carga em um feixe de tubos ideal modificado pela presença de defletores que introduzem distorções no escoamento devido à presença de vazamentos e *bypass* através de suas folgas. As correntes de fluxo formadas nas folgas (Figuras 4.1 e 4.2), afetam a transferência de calor e a perda de carga no lado do casco em maior ou menor magnitude.

Inicialmente, deve-se verificar quais os parâmetros geométricos do casco e dos tubos devem ser conhecidos ou, se não conhecidos, podem ser estimados. A estimativa dos parâmetros pode ser feita através do Método da Pré-Estimativa proposto por Bell¹, o qual dá uma rápida estimativa da área de transferência de calor, comprimento e diâmetro do casco.

Posteriormente, é realizado o cálculo da transferência de calor e perda de carga.

4.2.1 Parâmetros Geométricos

Para o projeto de trocadores de calor devem ser conhecidos ou estimados os seguintes parâmetros que traduzem a geometria do trocador a ser analisado :

- Ds - Diâmetro interno do casco
- Dte - Diâmetro externo dos tubos
- Dti - Diâmetro interno dos tubos
- Ltp - Espessura da parede dos tubos
- θ - Ângulo formado pelo arranjo geométrico dos tubos no casco
- P - Distância de centro a centro de tubos adjacentes
- Ltn - Comprimento nominal dos tubos
- Lt - Comprimento efetivo dos tubos
- Lte - Espessura dos espelhos

Bc - Percentagem de corte do defletor
Ls - Espaçamento central do defletor
Lsi - Espaçamento de entrada do defletor
Lso - Espaçamento de saída do defletor
NTT - Número total de tubos no casco
Npt - Número de passes nos tubos
Nss - Número de pares de tiras de selagem
Ltd - Folga entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor
Lcd - Folga entre o diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor
Lcf - Folga de *bypass* entre o diâmetro interno do casco e feixe de tubos

4.2.2 Considerações e Normas para os Parâmetros Citados

Ds - Diâmetro interno do casco

Dimensão básica que deverá ser estimada inicialmente. É obtida pelo método da pré-estimativa do trocador de calor.

Dte - Diâmetro externo dos tubos

São padronizados e encontram-se tabelados nas normas *TEMA*. Os de pequeno diâmetro tem preferência devido à eficiência na transferência de calor, mas sempre deve levar em conta a necessidade de limpeza futura e os custos. Sendo assim, a recomendação é pelo uso de bitolas 3/4 pol ou 1 pol, podendo entretanto ser empregado outros diâmetros.

Ltp - Espessura de parede dos tubos

A norma *TEMA* sugere a espessura da parede dos tubos de acordo com o tipo de material, pressão e temperatura.

Dti - Diâmetro interno dos tubos

Pode ser calculado conhecendo-se o diâmetro externo e a espessura da parede do tubo. As tabelas referidas para o diâmetro externo do tubo também apresentam os diâmetros

internos.

θ - Ângulo formado pelo arranjo geométrico dos tubos no casco

O arranjo determina o número de tubos a ser colocado dentro do casco. Mas, além de desejar acomodar o maior número possível de tubos numa dada seção transversal, deve-se prover espaço suficiente para escoamento do fluido e uma boa limpeza.

O ângulo formado pela distribuição dos tubos no casco pode ser: 30° , 45° e 90° .

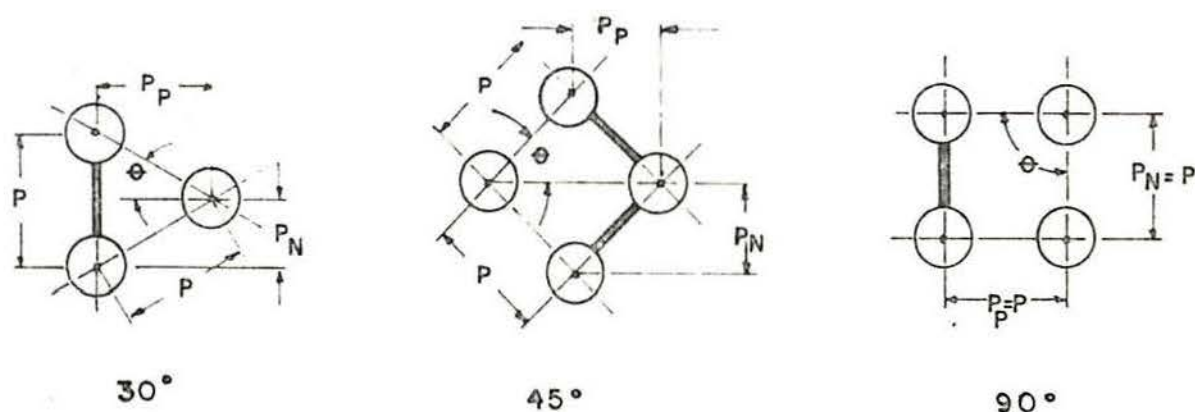


Figura 4.3 Arranjos de tubos de 30° , 45° e 90° .

O arranjo de 30° ou passo triangular é usado geralmente quando o fluido do casco é limpo ou quando as incrustações podem ser removidas por tratamento químico. Proporciona melhores coeficientes de troca de calor que o arranjo quadrado (45°), porém maior perda de carga. Seu uso é indicado para permutadores de espelhos fixos.

Já o passo quadrado girado (45°) é de fácil limpeza mecânica externa, mas conduz a coeficientes de troca de calor menores que o triangular.

O arranjo de 90° é indicado para regimes de escoamento turbulento, quando baixa perda de carga é desejada.

P - Distância de centro a centro de tubos adjacentes

É designado também por passo do arranjo dos tubos.

É costume ser expresso pela relação:

$$\frac{\text{Passo do arranjo dos tubos } (P)}{\text{Diâmetro externo do tubo } (D_{te})} \quad (4.1)$$

A norma *TEMA* sugere que o valor desta relação mantenha-se entre o mínimo de 1,25 e o máximo de 1,5.

A Tabela 4.1 apresenta os valores dos passos tubulares para os arranjos de 30° , 45° e 90° .

Tabela 4.1 Passos tubulares - normais e paralelos.

Δ	P_N	P_P
30°	$0.5 P$	$0.866P$
45°	P	P
90°	$0.707P$	$0.707P$

Os passos normal (P_N) e paralelo (P_P) são utilizados somente para dimensionar outros parâmetros. A figura a seguir mostra como são encontrados os valores dos passos normal e paralelo em relação ao passo P para um arranjo triangular de tubos.

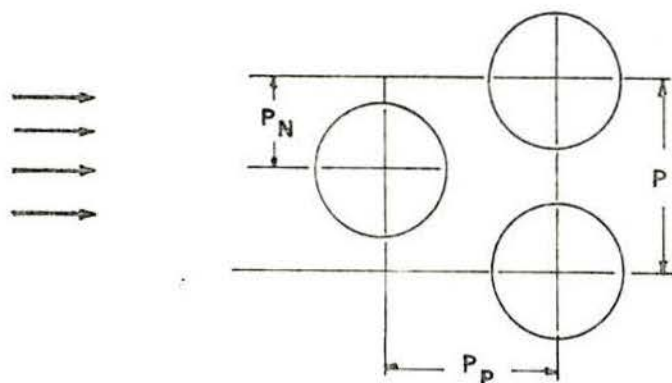


Figura 4.4 Passos normal e paralelo em arranjo triangular de tubos.

L_{tn} e L_t - Comprimento nominal e efetivo do tubo

Os comprimentos nominal e efetivo dos tubos variam conforme o tipo de feixe de tubos. As Figuras 4.5a e 4.5b apresentam respectivamente estes comprimentos para feixe de tubos retos e de tubos em U.

O comprimento efetivo (L_t) é o considerado nos cálculos de transferência de calor. Como pode-se perceber pela figura este comprimento depende do conhecimento da espessura dos espelhos, que pode ser estimada através das recomendações das normas *TEMA* dependendo se é espelho fixo ou de cabeçote flutuante.

Os valores dos comprimentos devem ser multiplicados pelo número de passes nos tubos (N_{pt}) para determinar o comprimento efetivo de fluxo nos tubos.

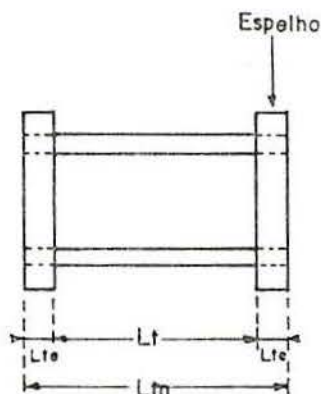


Figura 4.5a Comprimentos do tubo.

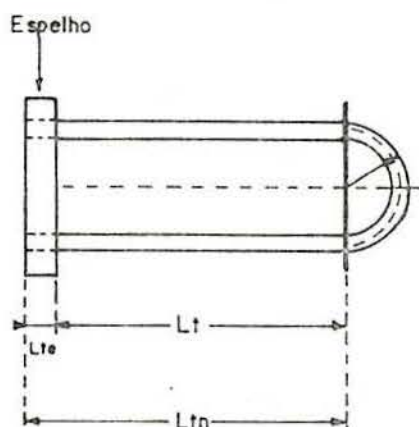


Figura 4.5b Tubos em U.

B_c - Percentagem de corte do defletor

É a relação existente entre a altura da janela do defletor e o diâmetro interno do casco.

$$B_c = (\text{altura da janela} / D_s) \cdot 100 \% \quad (4.2)$$

O corte de 25% é um valor médio que serve aproximadamente para todas as situações, por isso é muito utilizado. Entretanto, é sempre preferível empregar o valor correto do percentual de corte, dado pela Equação 4.2, fazendo com que a velocidade na janela seja aproximadamente igual à velocidade na corrente cruzada.

O parâmetro B_c despreza a folga existente entre o diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor (L_{cd}). Mais adiante esta folga será considerada juntamente com as correções devido ao vazamento.

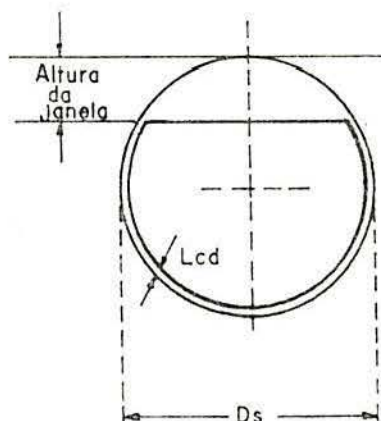


Figura 4.6 Corte do defletor.

L_s - Espaçamento entre defletores

Este item é de elevada importância, pois é o espaçamento entre defletores que determina a velocidade efetiva do fluido no interior do casco.

Considerando somente o espaçamento uniforme entre os defletores, isto é, retirando-se espaçamentos de entrada e saída, que podem diferir dos centrais, diz a norma que para uma boa distribuição de fluxo o espaçamento mínimo deve ser em torno de 20% do diâmetro interno do casco, não menor que

50 mm. Já o máximo espaçamento permissível deve considerar além da adequada distribuição de fluxo, suficiente suporte para os tubos. Com relação à adequada distribuição de fluxo, o espaçamento máximo não deve exceder ao diâmetro interno do casco ($Ls_{\max} \leq Ds$) e para a segunda consideração, suficiente suporte para os tubos, existe uma medida que chama-se máxima distância não suportada e que é recomendada pelas normas TEMA como função do tipo de tubo (plano ou aletado), do diâmetro do tubo e do tipo de material do tubo. Deve-se ter cuidado nesta especificação, pois se o espaçamento for muito grande o fluxo tende a ser longitudinal, o que não é desejado.

Lsi e Lso - Espaços terminais de defletores

Muitas vezes os trocadores de calor utilizam grandes bocais de entrada e saída e assim, os espaçamentos dos defletores adjacentes a estes bocais são maiores que na região central em que o espaçamento é uniforme (Figura 4.7). Como isso prejudica o desempenho térmico do trocador, pois nesta região a velocidade de fluxo decresce, o método de Bell-Dellaware prevê uma correção para o efeito de espaçamento de entrada e saída diferentes dos centrais, a qual será apresentada posteriormente junto às correções devido às folgas que propiciam vazamento e *bypass*.

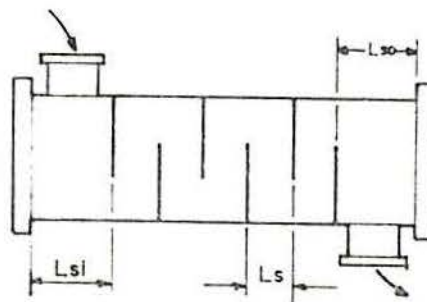


Figura 4.7 Espaços terminais de defletores.

NTT - Número total de tubos no trocador de calor

O número total de tubos pode ser conhecido por contagem direta ou através de tabelas de contagem de tubos onde encontra-se *NTT* em função de *Do1l* (diâmetro de limite

externo dos tubos no casco), P (passo) e do θ (ângulo do arranjo dos tubos). Além desses, há outros parâmetros que afetam a contagem total de tubos, entre eles o diâmetro interno do casco, o tipo de feixe de tubos, o diâmetro externo do tubo e o número de passes nos tubos.

Deve-se considerar na contagem do número total de tubos os casos em que há a necessidade de se retirar algumas fileiras de tubos como, por exemplo, quando se tem partições de passes nos tubos, ou quando usa-se "quebra-jato" (acessório colocado logo abaixo do bocal de entrada e que tem por função proteção do feixe de tubos contra os efeitos da velocidade excessiva do fluido, sendo que o limite máximo de velocidade permitido sem uso de quebra-jatos é ditado pelas normas *TEMA*).

N_{pt} - Número de passes nos tubos

Para o cálculo do lado do casco este item é usado somente para estimar a contagem de tubos quando alguns tubos são omitidos devido a partições de passes nos tubos. Deve ser tanto quanto possível independente das condições geométricas, transferência de calor e perda de carga.

A Tabela 4.2 apresenta valores aproximados do número máximo de passes nos tubos como função do diâmetro do casco.

Tabela 4.2 Número máximo de passes nos tubos.

D_s (mm)	200	400-800	800-1200	>1200
N_{pt} max	2	4-6	6-8	8-10

N_{ss} - Número de tiras de selagem

Colocadas, via de regra, sempre que for muito grande a diferença entre o diâmetro interno do casco e do feixe de tubos, com o intuito de evitar o decréscimo na eficiência da transferência de calor provocada por escoamento preferencial surgido na folga casco-feixe de tubos (corrente C).

É regra prática indicar uma tira de selagem para cada quatro a seis fileiras de tubos cruzados.

Os projetos de trocadores de calor com espelhos fixos e tubos em U usualmente não requerem tiras de selagem, ao contrário dos projetos com uso de cabeçotes flutuantes.

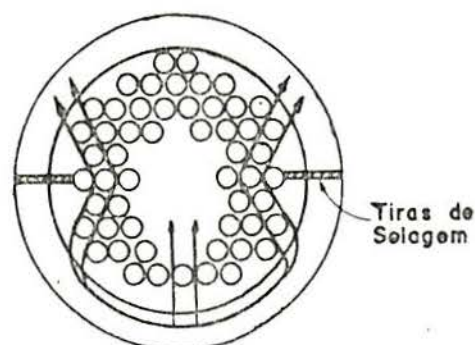


Figura 4.8 Tiras de selagem.

Ltd, Lcd e Lcf - Folgas

Existem folgas entre o diâmetro externo do tubo e o orifício do defletor (Ltd), o diâmetro interno do casco e a extremidade do defletor (Lcd) e o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo do feixe de tubos (Lcf).

Suas dimensões são requeridas no cálculo dos fatores de correção para as correntes de vazamento e *bypass* formadas através destas folgas e que vem a afetar a eficiência da transferência de calor.

A folga tubo-defletor (Ltd) é recomendada pelas normas *TEMA* e deve ser $1/32$ pol acima do diâmetro externo do tubo (Dte) quando o comprimento máximo dos tubos sem apoio (Ls) for menor ou igual a 36 pol e $1/64$ pol acima do diâmetro externo dos tubos quando Ls for maior que 36 pol.

A folga casco-defletor (Lcd) é dada em função do diâmetro do casco, o qual é uma dimensão sujeita às tolerâncias de fabricação, assim como o diâmetro externo do defletor. A norma *TEMA* especifica uma folga média entre a parede do casco e o defletor, a qual pode ser dada pela seguinte equação:

$$Lcd = 1,6 + 0,004Ds$$

(4.3)

Finalmente, a folga casco-feixe (L_{cf}) depende do tipo de feixe empregado. As construções de espelhos fixos ou tubos em U requerem folgas mínimas.

Através da Figura 4.9, em que visualiza-se a folga L_{cf} e alguns diâmetros característicos (D_{otl} e D_{ctl}), tira-se o valor de L_{cf} como sendo:

$$L_{cf} = D_s - D_{otl} \quad (4.4)$$

onde D_{otl} é o diâmetro do círculo circunscrito aos tubos mais externos do feixe de tubos.

O diâmetro do círculo formado através do centro dos tubos mais externos, D_{ctl} , é dado por:

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_{te}$$

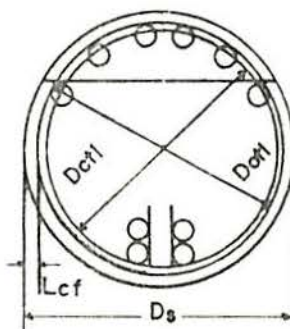


Figura 4.9 Folga casco-feixe (L_{cf}) e diâmetros característicos (D_{otl} e D_{ctl}).

4.2.3 Outros Parâmetros Geométricos do Casco

N_c - Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor

Este parâmetro, essencial para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e perda de carga, é função do arranjo dos tubos e do passo, e é calculado por:

$$N_c = \frac{D_s}{P_P} \left[1 - 2(B_c/100) \right] \quad (4.5)$$

onde P_P é o passo paralelo dado pela Tabela 4.1.

N_{cw} - Número de fileiras reais de fluxo cruzado em cada janela de defletor.

$$N_{cw} = \frac{0,8}{P_P} \left[D_s(B_c/100) - \frac{D_s - D_{ct1}}{2} \right] \quad (4.6)$$

S_w , S_{wg} e S_{wt} - Áreas de fluxo na janela do defletor

A área de escoamento através da janela (S_w) é a diferença entre a área total da janela (S_{wg}) e a área ocupada pelos tubos (S_{wt}),

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (4.7)$$

sendo que

$$S_{wg} = \pi/4 D_s^2 \left(\theta_{ds}/360 - \text{sen } \theta_{ds}/2\pi \right) \quad (4.8)$$

onde θ_{ds} é o ângulo central formado pela interseção do corte do defletor com a parede interna do casco (Figura 4.10).

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} [1 - 2(B_c/100)], \quad (\text{em graus}) \quad (4.9)$$

e

$$S_{wt} = N_{TT} F_w (\pi/4 D_{te}^2) \quad (4.10)$$

onde F_w é a fração de tubos na janela do defletor e é dado por:

$$F_w = \theta_{ct1}/360 - \text{sen } \theta_{ct1}/2\pi \quad (4.11)$$

θ_{ct1} é o ângulo formado pela interseção do corte do defletor

com o diâmetro D_{ct1} (Figura 4.10),

$$\theta_{ct1} = 2 \cos^{-1} [D_s / D_{ct1} (1 - 2B_c / 100)], \quad (\text{em graus}) \quad (4.12)$$

O produto $NTT.F_w$ indicado na Equação 4.10 representa o número de tubos na janela do defletor (N_{tw}).

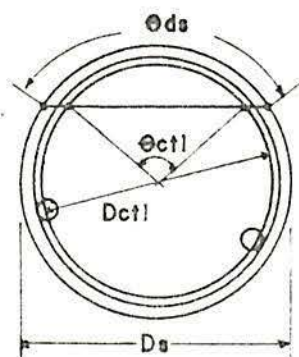


Figura 4.10 Ângulos de intersecção.

F_c - Fração total de tubos numa seção de fluxo cruzado puro
Medida entre as extremidades do defletor, é dada por:

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (4.13)$$

SM - Área de fluxo cruzado na linha central ou próxima dela numa seção reta do fluxo (dentro de um espaçamento do defletor)

Esta é a mínima área na direção do fluxo no lado do casco. É dependente do arranjo dos tubos e da folga entre o feixe de tubos e o diâmetro do lado do casco.

- Para arranjos de 30° e 90°

$$SM = L_s [L_{cf} + D_{ct1}/P (P - D_{te})] \quad (4.14)$$

- Para arranjos de 45°

$$SM = L_s [L_{cf} + D_{ct1}/P_N (P - D_{te})] \quad (4.15)$$

onde P_N é o passo normal dado pela Tabela 4.1.

D_w - Diâmetro equivalente da janela

Este parâmetro é requerido somente para o cálculo da perda de carga em regime de escoamento laminar. Segue a definição clássica do diâmetro hidráulico, isto é, quatro vezes a área de fluxo cruzado na janela do defletor dividida pelo perímetro em contato com o fluxo.

$$D_w = 4S_w / (\pi D_t e N_{tw} + \pi D_s \theta_{ds}/360) \quad (4.16)$$

N_B - Número de defletores

Se os espaçamentos centrais e terminais de defletores forem iguais,

$$N_B = L_t/L_s - 1 \quad (4.17)$$

Se os espaçamentos terminais forem diferentes dos centrais,

$$N_B = (L_t - L_{si} - L_{so}) / L_s + 1 \quad (4.18)$$

F_{bp} - Fração da área da seção do fluxo disponível ao fluxo de *bypass*

Considera-se neste caso o fluxo de *bypass* que ocorre entre o feixe de tubos e a parede do casco. Pode-se acrescentar a esse efeito, o *bypass* que ocorre na partição dos passes nos tubos.

Assim, a fração F_{bp} fica descrita como :

$$F_{bp} = \frac{(D_s - D_{ot1}) L_s}{SM} + L_{pl} \quad (4.19)$$

onde L_{pl} expressa o efeito do *bypass* na partição dos passes nos tubos. Para cálculos em geral $L_{pl} = 0$.

S_{cd} - Área de vazamento entre o casco e o defletor (para um defletor)

Conhecida a folga existente entre o diâmetro interno

do casco e o diâmetro do defletor (Lcd) a área circular formada será,

$$S_{cd} = \pi D_s (Lcd/2) \left[(360 - \theta_{da}) / 360 \right] \quad (4.20)$$

S_{td} - Área de vazamento entre o tubo e o defletor (para um defletor)

$$S_{td} = \left[\pi/4 (D_{orif}^2 - D_{te}^2) \right] NTT (1 - F_w) \quad (4.21)$$

onde D_{orif} é o diâmetro do orifício do defletor dado por:

$$D_{orif} = L_{td} + D_{te} \quad (4.22)$$

4.2.4 Números Adimensionais para o Lado do Casco

Re - Número de Reynolds

Caracteriza o tipo de escoamento do fluido,

$$Re = \frac{D_{te} m}{\mu} \quad (4.23)$$

onde D_{te} é o diâmetro externo do tubo e m é a máxima velocidade mássica de fluxo cruzado no lado do casco, dada por:

$$m = M / SM \quad (4.24)$$

onde M é a descarga de fluido no lado do casco, em Kg/s e SM é a área dada pela Equação 4.14 ou 4.15.

De acordo com a Referência 13, os tipos de escoamento estão situados nas seguintes faixas de número de Reynolds:

$Re > 100$, escoamento turbulento e transição

$Re \leq 100$, escoamento laminar

$Re < 20$, escoamento profundamente laminar

Pr - Número de Prandtl

O número de Prandtl (Pr) é dado pela Equação 3.3, vista no capítulo 3.

No caso do casco, as propriedades físicas são tomadas à temperatura média do fluido do casco ou na parte considerada para a análise.

4.2.5 Fatores de Correção para Transferência de Calor e Perda de Carga quanto à *Bypass* e Vazamento

Estes fatores irão modificar os valores do coeficiente de transferência de calor e da perda de carga para o casco de forma a explicar o decréscimo que ocorre na corrente de fluxo cruzado puro devido a correntes de vazamento e *bypass*.

J_1 e R_1 - Fatores de correção para os efeitos de vazamento no defletor na transferência de calor e na perda de carga, respectivamente

Têm-se duas correntes que influenciam em maior e menor magnitude na troca de calor e perda de carga que são a corrente formada na folga entre a parede do casco e a extremidade do defletor (E) e a formada na folga entre diâmetro do tubo e orifício do defletor (A).

Os resultados do trabalho de Delaware colocam J_1 e R_1 como função das áreas S_{cd} , S_{td} e SM , as quais encontram-se relacionadas da seguinte forma:

$$R_{1m} = (S_{cd} + S_{td}) / SM \quad (4.25)$$

$$R_s = S_{cd} / (S_{cd} + S_{td}) \quad (4.26)$$

Assim têm-se gráficos de J_1 e R_1 com uma série de curvas para diferentes valores de R_s em função de R_{1m} .

Estes gráficos, para fins computacionais podem ser

aproximados por,

$$J_1 = 0,44 (1 - R_s) + [1 - 0,44 (1 - R_s) \exp(-2,2 R_1 m)] \quad (4.27)$$

$$R_1 = \exp [-1,33 (1 + R_s) (R_1 m)^p] \quad (4.28)$$

onde $p = (-0,15 (1 + R_s) + 0,8)$.

Casos extremos:

$R_s = 1$

A correção deve-se somente à área de vazamento casco-defletor. A área tubo-orifício do defletor está bloqueada, provavelmente devido à incrustação que ocorre nesta folga. Como a magnitude do efeito da corrente de vazamento casco-defletor é grande sobre a transferência de calor, esta correção será muito rigorosa.

$R_s = 0$

Situação contrária da descrita acima e, portanto, têm-se o caso da correção menos rigorosa.

Os valores de J_1 devem, preferencialmente, situar-se na faixa de 0,7 a 0,9.

J_b e R_b - Fatores de correção para os efeitos de *bypass* no feixe de tubos na transferência de calor e na perda de carga, respectivamente

Para a determinação dos fatores J_b e R_b deve-se conhecer os parâmetros F_{bp} (razão de *bypass* para área de fluxo cruzado), N_{ss} (número de pares de tiras de selagem) e N_c (número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor).

$$J_b = \exp [-C_{bh} F_{bp} (1 - \sqrt[3]{2R_{ss}})] \quad (4.29)$$

onde:

$$R_{ss} = N_{ss} / N_c$$

$$C_{bh} = 1,35 \text{ para fluxo laminar}$$

$$C_{bh} = 1,25 \text{ para fluxo turbulento e transição}$$

e

$$R_b = \exp \left[-C_{bh} F_{bp} \left(1 - \sqrt[3]{2R_{ss}} \right) \right] \quad (4.30)$$

onde:

$C_{bh} = 4,5$ para fluxo laminar

$C_{bh} = 3,7$ para fluxo turbulento e transição

A área de fluxo de *bypass* que se forma depende das características construtivas de cada trocador, pois estes podem exigir um espaçamento maior ou menor entre o casco e o feixe.

Quando esta folga for muito grande, resultando valores baixos de J_b , é usual colocar-se tiras de selagem.

J_c - Fator de correção para transferência de calor devido aos efeitos de configuração do defletor

Usado para expressar os efeitos do fluxo na janela do defletor, este fator é uma função do diâmetro D_{c11} e do corte do defletor B_c , os quais estão relacionados ao número de tubos na janela do defletor e, sendo assim, podem ser expressos unicamente através do parâmetro F_c .

Foram levantadas curvas de J_c em função de F_c e B_c . Na faixa de cortes de 15 - 45 % a curva pode ser aproximada pela seguinte expressão:

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad (4.31)$$

J_r - Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar

Quando o fluido está em escoamento profundamente laminar ($Re < 20$) há a formação de uma camada limite na qual desenvolve-se um gradiente adverso de temperatura e este,

opondo-se à transferência de calor, causa um decréscimo nos coeficientes de transferência de calor local e médio. Quando $Re > 20$ a camada limite é sujeita a perturbações diminuindo seu efeito sobre a transferência de calor e assim continua diminuindo até que atinja o fluxo turbulento ($Re > 100$), quando o efeito da camada limite sobre a transferência de calor desaparece por completo.

- Para $Re \leq 20$,

$$J_r = J_{r1} = (10 / N_{tc})^{0,18} \quad (4.32)$$

onde N_{tc} é o número total de fileiras de tubos cruzadas no trocador, $N_{tc} = (N_c + N_{cw})(NB + 1)$.

- Para $20 < Re \leq 100$,

$$J_r = J_{r1} + [(20 - Re)/80](J_{r1} - 1) \quad (4.33)$$

- Para $Re > 100$,

$$J_r = 1$$

J_s e R_s - Fatores de correção para espaçamento do defletor diferente na entrada e/ou saída para a transferência de calor e para perda de carga, respectivamente

Quando os espaçamentos de entrada e saída diferirem dos centrais devido a exigências construtivas, causarão uma diminuição na velocidade do fluxo e, conseqüentemente, mudanças no coeficiente de transmissão de calor médio do lado do casco. Corrige-se isso da seguinte maneira:

- Na transferência de calor

$$J_s = \frac{(NB-1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{(NB-1) + L_i^* + L_o^*} \quad (4.34)$$

onde :

$$Li^* = Lsi/Ls$$

$$Lo^* = Lso/Ls$$

$$n = 0,6 \text{ para fluxo turbulento}$$

$$n = 0,3 \text{ para fluxo laminar}$$

Quando os espaçamentos forem iguais, $Ls=Lsi=Lso=Li^*=Lo^*$, $J_s=1$.

- Na perda de carga

$$R_s = (Ls/Lso)^{2-n} + (Ls/Lsi)^{2-n} \quad (4.35)$$

onde :

$$n = 1,0 \text{ para fluxo laminar}$$

$$n = 0,2 \text{ para fluxo turbulento}$$

Finalmente, é útil analisar-se o valor total das correções,

$$JTOT = J_c . J_l . J_b . J_r . J_s$$

para $JTOT$ muito baixo, menor que 0,4, deve-se reavaliar o projeto inicial quanto aos parâmetros construtivos, sujeitando-os a mudanças.

4.2.6 Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor e da Perda de Carga Ideais para o Lado do Casco

A transferência de calor e a perda de carga para o fluxo ideal sobre um feixe de tubos é expressa por dois fatores, j_i e o fator de atrito f_i , respectivamente.

Estes fatores podem ser lidos diretamente de gráficos onde encontram-se como função do número de Reynolds do casco (Re), do arranjo dos tubos (θ) e da razão entre o passo tubular e o diâmetro externo do tubo (P/D_{te}), ou através das seguintes relações resultantes do ajuste de curvas.

$$j_i = a_1(1,33.Dte/P)^a [Re]^{a_2} \quad (4.36)$$

$$a = a_3/[1+0,14(Re)^{a_4}]$$

e

$$f_i = b_1(1,33.Dte/P)^b [Re]^{b_2} \quad (4.37)$$

$$b = b_3/[1+0,14(Re)^{b_4}]$$

Todas as constantes são retiradas da Tabela 4.3.

Tabela 4.3 Valores das constantes a_i e b_i utilizadas para o cálculo da transferência de calor (j_i) e perda de carga (f_i).

θ	Reynolds	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	$10^5 - 10^4$	0.321	-0.388	1.45	0.519	0.372	-0.123	7.0	0.5
	$10^4 - 10^3$	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	$10^3 - 10^2$	0.599	-0.477			4.570	-0.476		
	$10^2 - 10$	1.360	-0.657			45.10	-0.973		
	< 10	1.40	-0.667			48.0	-1.00		
45°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.52
	$10^4 - 10^3$	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	$10^3 - 10^2$	0.730	0.50			3.50	-0.476		
	$10^2 - 10$	0.498	0.656			26.20	0.913		
	< 10	1.550	0.667			32.00	-1.00		
90°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.38
	$10^4 - 10^3$	0.107	-0.266			0.0815	0.022		
	$10^3 - 10^2$	0.408	0.460			6.090	-0.602		
	$10^2 - 10$	0.900	-0.631			32.10	-0.963		
	< 10	0.970	-0.667			35.00	-1.00		

Uma vez encontrado os valores de j_i e f_i pode-se, então, calcular o coeficiente de transferência de calor h_{ideal}

e a perda de carga ρ_{ideal} .

$$h_{ideal} = j_i C_p m (Pr)^{-2/3} \phi \quad (4.38)$$

onde:

C_p = calor específico do fluido do casco

m = velocidade mássica do fluido do casco

ϕ = fator de correção para os efeitos da variação da viscosidade do fluido com a temperatura

Pr = número de Prandtl do fluido do casco.

$$\Delta p_{ideal} = \frac{2.10^{-3} f_i N_c m^2}{\rho \phi} \quad (4.39)$$

4.2.7 Coeficiente de Transferência de Calor Real para o Lado do Casco (h_e)

Tendo calculado o coeficiente de transferência de calor ideal este será submetido às correções vistas anteriormente.

$$h_e = h_{ideal} (J_c. J_l. J_b. J_r. J_s) \quad (4.40)$$

4.2.8 Perda de Carga Real para o Lado do Casco (ΔP_c)

A perda de carga real para o lado do casco é composta pela perda de carga devido ao fluxo cruzado puro, a perda de carga nas janelas dos defletores e a perda de carga nos bocais de entrada e saída do trocador.

ΔP_c - Perda de carga no fluxo cruzado puro

Esta perda de carga ocorre entre as extremidades do defletor. Fica sujeita às correções dos efeitos de vazamento e

bypass. Então:

$$\Delta P_c = \Delta p_{ideal} (NB-1) R_b R_l \quad (4.41)$$

ΔP_w - Perda de carga nas janelas dos defletores

- Para escoamento turbulento ($Re \geq 100$)

$$\Delta P_w = NB \left[(2+0,6 N_{cw}) \frac{m_w^2}{2\rho} 10^{-3} \right] R_l \quad (4.42)$$

onde $m_w = M/\sqrt{(SM.S_w)}$

- Para escoamento laminar ($Re < 100$)

$$\Delta P_w = NB \left(26 \frac{m_w}{\rho} \mu \left[N_{cw}/(P-Dte) + L_s/Dw^2 \right] + (2 \cdot 10^{-9} \frac{m_w^2}{2\rho}) \right) R_l \quad (4.43)$$

ΔP_e - Perda de carga nos bocais de entrada e saída do trocador dos defletores

$$\Delta P_e = \Delta p_{ideal} (1+N_{cw}/N_c) R_b R_s \quad (4.44)$$

Finalmente, a perda de carga total do casco é dada por:

$$\Delta P_C = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (4.45)$$

5. TRABALHO DESENVOLVIDO

5.1 Introdução

Em função dos objetivos propostos na introdução deste trabalho, foram desenvolvidos procedimentos de cálculo onde utilizou-se o método de acompanhar a corrente fluida, detectando as mudanças de regime e empregando assim as equações adequadas.

A mudança de regime ocorre devido às variações de propriedades com a temperatura, especialmente a viscosidade.

A solução do problema exige processo iterativo, porque a transferência de calor depende das propriedades (que determinam o regime de escoamento e parâmetros adimensionais, especialmente Re e Pr) e as propriedades dependem da temperatura, que por sua vez depende da transferência de calor.

Por outro lado, enquanto o fluido no casco percorre o trocador de calor em um único passe, o fluido nos tubos segue vários passes. Em uma determinada seção, o fluido no casco troca calor com o fluido que está nos tubos em tantas situações distintas (diferentes variações de temperatura) quantos forem os passes nos tubos. Como a diferença de temperatura entre a corrente do casco e a corrente dos tubos é distinta, conforme o passe nos tubos considerado, a troca térmica também será, originando como consequência evolução diferente das propriedades.

Os procedimentos de cálculo são aplicados em trocadores de calor com nc cascos em série, cada casco com m passes nos tubos, podendo as variáveis nc e m serem escolhidas através do programa, tendo-se, portanto, condições de proceder à avaliação térmica de qualquer tipo de configuração de trocador casco e tubos.

Foram desenvolvidos dois procedimentos de cálculo iterativo: um considera o trocador de calor dividido em vários trocadores de calor em série e cada trocador subdividido em n partes iguais, sendo cada parte avaliada separadamente; o outro levanta as curvas de temperatura ao longo dos m passes nos tubos de cada trocador em série, empregando a diferença de temperatura entre as duas correntes ponto a ponto, isto é, a diferença localizada (e não a média, *LMTD*) de temperatura entre as correntes.

Assim, nas seções que seguem serão apresentadas as descrições dos procedimentos de cálculo realizados em termos do processo iterativo utilizado.

A análise dos resultados obtidos através destes dois processos iterativos é feita por comparação com outros dois métodos de cálculo:

- Sobre valores calculados nas condições médias do trocador de calor (seção 5.4.1) - neste caso o método de cálculo utilizado não é iterativo e a avaliação do desempenho do trocador é feita considerando as propriedades à temperatura média entre a entrada e a saída do trocador de calor. Este método de cálculo é utilizado para projetos em geral e por isso tomamos seus resultados como parâmetro de comparação ;

- Desenvolvido pela *HTRI* (seção 5.4.2) - o método empregado não é de total domínio público, mas devido a grande credibilidade dada aos resultados, por apresentarem-se em faixas de erro bem menores que os métodos tradicionais de cálculo, colocamos como parâmetro de comparação²⁴.

5.2 Roteiro Geral de Cálculo para Análise de Trocadores de Calor

A seguir, antes da introdução dos cálculos iterativos, será apresentado o roteiro geral de cálculo para análise de trocadores de calor.

Os cálculos descritos neste roteiro são empregados, independente do método utilizado ser iterativo ou não.

O roteiro de cálculo divide-se nos seguintes itens:

1. Seleção de todos os dados referentes à geometria, temperaturas, vazões e propriedades físicas dos fluidos, que devem ser fornecidas para a análise do trocador de calor. Muitos destes dados, por não serem conhecidos, deverão ser estimados para obtenção do modelo a ser verificado;

2. Cálculo da Diferença de Temperatura Média Logarítmica $LMTD$ e do fator de correção de temperatura F para trocadores de calor multipasses;

3. Obtenção das propriedades físicas (k , C_p , μ , e ρ) para os tubos e para o casco por interpolação conforme indicado na seção 3.4;

4. Cálculo da quantidade de calor (Q) trocada por cada corrente através de:

$$Q = m_q C_{p,q} \Delta T_q = m_f C_{p,f} \Delta T_f$$

5. Cálculos para o lado do casco :

a) Parâmetros referentes à geometria do casco conforme indicado no capítulo 4;

b) Número de Reynolds do casco (Equação 4.23);

c) Parâmetro J_i (Equação 4.36);

d) Correções devido aos efeitos de vazamento (J_l), *bypass* no feixe de tubos (J_b), efeitos da configuração do defletor (J_c), gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar (J_r) e espaçamentos terminais (J_s) (seção 4.2.5);

e) Coeficiente de transferência de calor para o lado do casco (h_e) com as correções acima (Equação 4.40);

6. Cálculos para o lado dos tubos :

- a) Número de Reynolds (Equação 3.2);
- b) Número de Prandtl (Equação 3.3);
- c) Número de Nusselt em função do número de Reynolds conforme seção 3.6;
- d) Coeficiente de transferência de calor para os tubos - h_i de acordo com o número de Nusselt encontrado para determinado tipo de escoamento (Equação 3.1).

7. Temperaturas nas paredes externa (T_{pe}) e interna (T_{pi}), através de:

$$T_{pe} = T_e - U/h_e (T_e - T_i)$$

$$T_{pi} = T_i + UA_e/(h_i A_i) (T_e - T_i)$$

A seguir determina-se as propriedades físicas dos fluidos à temperatura da parede externa (casco) e interna (tubos);

8. Correção dos valores dos coeficientes de transferência de calor (h_e e h_i) encontrados nos passos 5e e 6d considerando-se os efeitos da variação das propriedades físicas com a temperatura. A correção é dada pela Equação 3.7 que considera a variação da viscosidade à temperatura média e à temperatura da parede;

9. Cálculo dos coeficientes globais de transferência de calor limpo-UL e de projeto (sujo)-US (Equações 2.5 e 2.6);

10. Cálculo da área total requerida para o trocador de calor, por:

$$AT = Q/(U_s \text{ LMTD } F)$$

11. Cálculo das perdas de carga para o lado do casco e para o

lado dos tubos como indicado nas seções 3.7 e 4.2.8 dos capítulos 3 (tubos) e 4 (casco);

12. Avaliação do trocador de calor proposto, análise dos resultados obtidos a partir dos dados iniciais estimados, e realização de modificações nos dados iniciais, conforme os resultados finais desejados.

5.3 Descrição dos Processos de Cálculo Realizados

Neste item serão descritos os métodos iterativos de cálculo utilizados para analisar o trocador de calor casco e tubos por partes e por passes nos tubos. Os cálculos por parte e por passe seguem o roteiro geral de cálculo de trocadores de calor da seção anterior, mas de uma forma iterativa.

Para avaliar o desempenho de um trocador de calor em geral, para simplificar, admite-se o valor do coeficiente de transmissão de calor como sendo uniforme. Essa hipótese é satisfatória para os casos em que o regime é turbulento e as propriedades físicas entre a entrada e saída não variam muito. Mas quando as propriedades físicas dos fluidos variam substancialmente ou o fluido dos tubos encontra-se na região de transição ou em regime de escoamento laminar, o coeficiente de transferência de calor não pode ser admitido constante. Neste caso a análise térmica deve ser realizada com o trocador de calor submetido a divisões onde a variação nas propriedades é mínima e têm-se a possibilidade de observar os efeitos dos regimes de escoamento do fluido e considerar suas respectivas formas de cálculo. Com esse objetivo desenvolveu-se os estudos do trocador de calor por partes e por passes nos tubos.

5.3.1 Estudo do Trocador de Calor Por Partes - Caso 1

O trocador de calor considerado para esta análise é composto por cascos em série e cada casco dividido em partes iguais. O cálculo é realizado por parte do trocador de calor.

A Figura 5.1 mostra de forma simplificada os trocadores em série, a divisão por partes e o volume de controle utilizado para o cálculo, no caso, a parte.

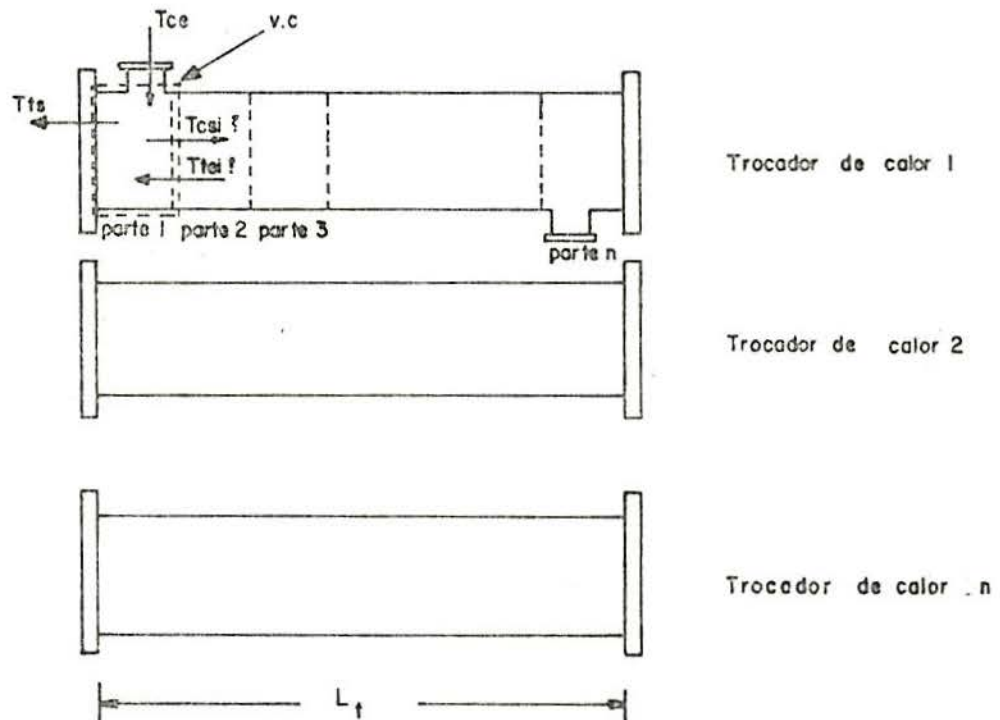


Figura 5.1 Esquema simplificado do trocador de calor para o cálculo por partes.

Inicialmente, cada trocador de calor da série foi subdividido em n partes iguais. Para cada parte o cálculo realizado visa obter as temperaturas de entrada e saída nesta parte e com isso se poder calcular a diferença de temperatura média logarítmica ($LMTD$), os coeficientes de película (h_e e h_i), o coeficiente global de transferência de calor (UD) e as perdas de carga para o casco (ΔPC) e para os tubos (ΔPT).

Em função disto, cada parte foi submetida ao seguinte roteiro iterativo de cálculo (Ver Tabela 5.1):

1. Inicia-se o cálculo com as temperaturas de entrada do casco (T_{ce}) e saída dos tubos (T_{ts}) para o primeiro trocador de calor da série e, através de um valor estimado de U e do método da efetividade (seção 2.7) acham-se as temperaturas de saída do casco (T_{cs}) e de entrada dos tubos (T_{te}) para esta

Tabela 5.1 Algoritmo simplificado para o cálculo por partes
- Caso 1.

```

1.      INICIALIZAR COM Tce, Tts e Uest
2.      PARA x = 1 ATÉ nc
3.          CALCULAR Tcs, Tte e F
4.          PARA i = 1 ATÉ n
5.              CALCULAR:
6.                  Qp = UestAp ABS(Tce-Tts)
7.                  Tcsi, Ttei, Tmcasco, Tmtubos
8.                  k, Cp, ρ e μ à Tmcasco e Tmtubos
9.                  LMTD, he, hi
10.                 Tpe, Tpi e k, Cp, ρ e μ à Tpe e Tpi
11.                 he = heφ, hi = hiφ, Us
12.                 SE ABS(Us - Uest) > 0,01 ENTÃO
13.                     Uest = Us, Qp = UsAp LMTD.F
14.                     VOLTAR AO PASSO 7
15.                 SE ABS(Us - Uest) < 0,01 ENTÃO
16.                     CALCULAR ΔPC e ΔPT
17.                     Tcei+1 = Tcsi, Ttsi+1 = Ttei
18.                 PRÓXIMA PARTE (i = i+1)
19.             RECALCULAR F
20.             SE ABS(F - F anterior) > 0,01 ENTÃO
21.                 F anterior = F
22.                 VOLTAR AO PASSO 4 (i = 1)
23.             SE ABS(F - F anterior) < 0,01 ENTÃO
24.                 CALCULAR Qtotal, Umedio, hemedio, himedio,
25.                 ΔPCmedio, ΔPTtotal
26.                 Tcex+1 = Tcsx, Ttsx+1 = Ttex
27.             PRÓXIMO TROCADOR (x = x+1)

```

unidade trocadora, sem considerar, neste ponto, a subdivisão em partes. Com as temperaturas extremas conhecidas calcula-se o fator de correção para temperatura F para este trocador de calor e, só então, inicia-se as iterações para cada parte.

2. Para a primeira iteração, como ainda não se conhece as temperaturas de saída do casco e de entrada dos tubos para a parte, calcula-se o fluxo de calor de forma aproximada:

$$Q = U_{est} A_p (T_{ce} - T_{ts})$$

e com este as outras duas temperaturas desconhecidas da parte i poderão ser calculadas (também serão valores aproximados).

$$T_{cs_i} = T_{ce} - Q / (W_c C_{pc})$$

$$T_{te_i} = T_{ts} - Q / (W_t C_{pt})$$

O índice i varia de 1 a n (número de partes em que é dividido o trocador de calor) e os índices c e t referem-se a casco e tubos, assim como e e s à entrada e saída, respectivamente.

3. Retira-se, em função dos valores conhecidos das propriedades para algumas temperaturas dos fluidos do casco e dos tubos, as propriedades físicas às temperaturas médias de cada parte e calcula-se a diferença de temperatura média logarítmica (*LMTD*) para cada parte.

4. Calcula-se coeficientes de película para lado casco (h_e) e lado tubos (h_i) e o coeficiente global de transferência de calor (U).

5. Tendo calculado o coeficiente global de transferência de calor para a parte testa-o em relação ao coeficiente global estimado. Se o critério de convergência (0,01) não for atingido calcula-se novamente o calor trocado na parte, agora na forma $Q = U_s A_p LMTD F$, e as temperaturas de entrada dos tubos e saída do casco como no passo 2, voltando-se a iterar a partir do passo 3. Mas, se a diferença entre o valor do coeficiente global de transferência de calor encontrado e o estimado estiver dentro do limite permitido significa que a iteração para a parte foi concluída, calculando-se então as

perdas de carga para o casco e para os tubos e passando-se ao cálculo da próxima parte.

Os valores recém encontrados da temperatura de saída do casco (Tcs_i), temperatura de entrada dos tubos (Tte_i) e do coeficiente global de transferência de calor (U_i) para a parte i , serão os dados utilizados para a primeira iteração da parte que segue ($i+1$), que passam a ser na ordem as temperaturas de entrada do casco ($Tce_{i+1} = Tcs_i$) e saída dos tubos ($Tts_{i+1} = Tte_i$) e o coeficiente de transferência de calor estimado ($U_{est_{i+1}} = U_i$).

Em cada parte foi testado o regime de escoamento do fluido dos tubos. Para o regime turbulento foi utilizada a Equação 3.10. Na região de transição utilizou-se a Equação 3.13, número de Nusselt localizado, a qual leva em conta a distância de afastamento da entrada do tubo. Por último, para o laminar, considerando a condição de fluxo de calor constante na parede como a mais próxima da situação apresentada, testou-se o desenvolvimento da camada limite através da Equação 3.4 ($x/RePrD$) e conforme a faixa em que se situou foi utilizada a Equação 3.17, 3.18 ou 3.19, qualquer uma destas equações resulta em um número de Nusselt localizado para o regime laminar.

Para perda de carga nos tubos em regime laminar o desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica é testado pela Equação 3.5 (x/ReD) e a correção aplicada no fator de atrito é dada por ΔK , conforme seção 3.7.2.

Quando terminada a análise por partes, recalcula-se o valor do fator de correção de temperatura F para toda a unidade, agora com as temperaturas de saída do casco (Tcs) e de entrada dos tubos (Tte) encontrada pelo cálculo que foi citado, e testa-se a diferença entre o valor que tinha sido calculado no passo 1 no início do cálculo por partes e o agora calculado, considerando também nesse caso o critério de convergência de 0,01.

Caso não haja convergência, recomeça-se do passo 1. Isto é feito até que o fator de convergência requerido para o F seja atingido.

Para cada trocador ao final do cálculo das partes

são calculados a transferência de calor total ($Q_{total} = \sum_{i=1}^n Q_i$), os valores médios do coeficiente global de transferência de calor (U) e dos coeficientes de película (h_e e h_i) e a perda de carga total para o casco e para os tubos (ΔPC e ΔPT).

Acertado o cálculo do primeiro trocador, é então realizado o cálculo do próximo trocador da série e, assim sucessivamente, usando sempre os valores encontrados das temperaturas (a temperatura de saída do casco do primeiro trocador passa a ser a temperatura de entrada do casco do segundo trocador, assim como a temperatura de entrada dos tubos do primeiro trocador é igual a temperatura de saída dos tubos do segundo) e do coeficiente global de transferência de calor como ponto de partida do cálculo do trocador que segue.

Ao término do cálculo de todos os trocadores de calor em série obtém-se os valores totais para o calor trocado, a perda de carga, a área de troca térmica e os valores médios dos coeficientes de transferência de calor ao longo de toda a unidade.

Com esse tipo de cálculo, pode-se estudar as questões referentes:

- à diferenciação no tratamento dos regimes de escoamento para os tubos, principalmente para o regime laminar, obtendo-se resultados bastante interessantes e satisfatórios, o que em um cálculo sem divisão por partes não seria possível observar;
- às diferentes correções indicadas para os coeficientes de película (h_e e h_i), na transferência de calor, e para o fator de atrito (f), na perda de carga, devido às variações nas propriedades físicas com a temperatura como foi indicado na seção 3.5;
- ao fator de correção para a temperatura F (calculado casco à casco usando a correção para trocadores de calor 1:2, Equações 2.10, 2.11 e 2.12).

5.3.2 Estudo do Trocador de Calor Por Passes nos Tubos-Caso 2

Para melhorar a precisão, foi desenvolvido outro

procedimento de cálculo para o trocador de calor, o qual segue a corrente dos tubos, isto é, a análise é realizada passe a passe nos tubos, levantando curvas de variação da temperatura do fluido dos tubos e do casco ao longo desses passes.

Neste cálculo o calor não é calculado como na análise anterior, $Q = UA LMTD.F$, em que a diferença de temperatura era igual a $(LMTD.F)$, e sim calcula-se por:

$$Q = U A (T_{mc} - T_{mt})$$

onde a diferença de temperatura (ΔT) é igual a $(T_{mc} - T_{mt})$ sendo T_{mc} a temperatura média do casco para a parte e T_{mt} a temperatura média dos tubos na parte e no passe considerado.

O cálculo inicia com a divisão de cada trocador em série em partes e considera-se, como ponto de partida, conhecidas a curva de temperaturas para o casco e a temperatura de saída dos tubos para o primeiro trocador em série, assim como, admite-se a área de transferência de calor de cada parte e passe como sendo constante (Figura 5.2).

Para o roteiro iterativo de cálculo foi adotada nova nomenclatura em função do aumento do número de variáveis consideradas, devido a análise ser por partes por passes. Assim têm-se:

i = Índice que varia de 1 a n

$T_{c_i}, T_{c_{i+1}}, \dots, T_{c_n}$ = Temperaturas do casco conforme o número de partes em que é dividido o trocador de calor

$T_{t_i}, T_{t_{i+1}}, \dots, T_{t_{(n*m)}}$ = Temperaturas dos tubos devido as partes (n) e passes (m) do trocador de calor

T_{ce} = Temperatura de entrada do casco

T_{cs} = Temperatura de saída do casco ($=T_{cn}$)

T_{te} = Temperatura de entrada dos tubos ($=T_{t_{(n*m)}}$)

T_{ts} = Temperatura de saída dos tubos

T_{mc} = Temperatura média do casco na parte

T_{mt} = Temperatura média dos tubos na parte e no passe

Q_{pp} = Fluxo de calor por parte e por passe

T_{passe} = Temperatura do passe a ser encontrada para a parte considerada

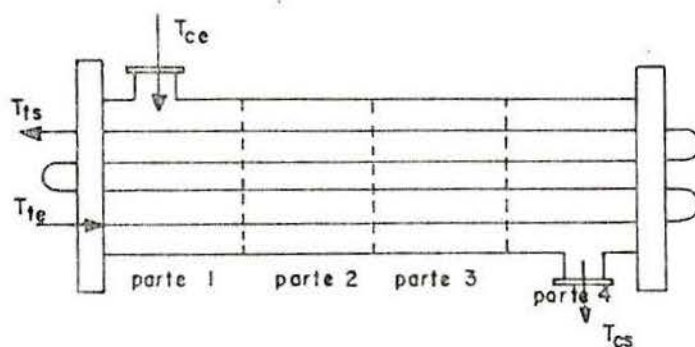
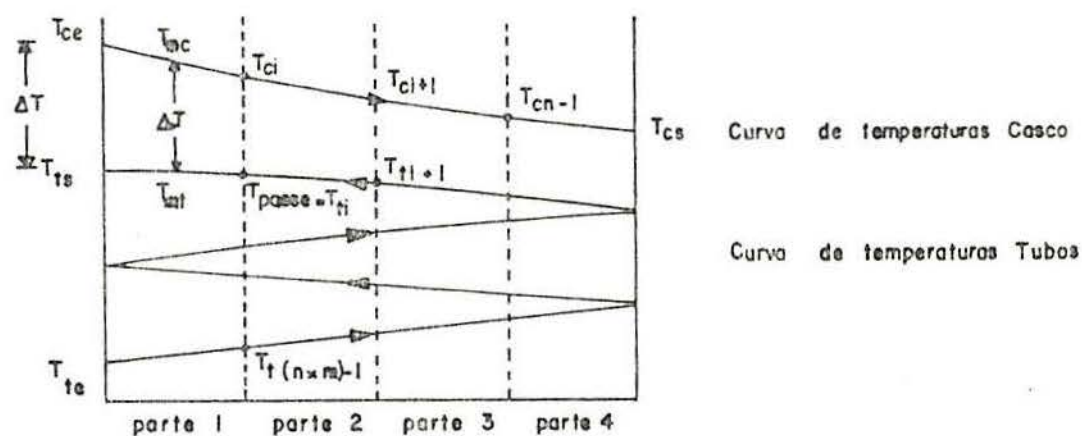


Figura 5.2 Esquema do trocador de calor casco e tubos para o cálculo das temperaturas nos passes considerando divisão em 4 partes e 4 passes nos tubos.

A partir destas considerações, será descrito o roteiro de cálculo que foi desenvolvido (Ver Tabela 5.2).

1. Cálculo da variação de temperatura (ΔT)

a) Para iniciar o processo iterativo de cálculo em busca dos valores dos coeficientes de transferência de calor, necessita-se das temperaturas médias do casco e dos tubos na parte e no passe considerado. O que ocorre é que não se conhece a temperatura de entrada dos tubos para a parte, somente a temperatura de saída dos tubos, não podendo-se calcular a média para os tubos. Sendo assim, para uma 1ª iteração calcula-se o ΔT como:

$$\Delta T = T_{ce} - T_{ts}$$

isto é, um ΔT com as temperaturas extremas das curvas do casco e dos tubos (verificar Figura 5.2).

Tabela 5.2 Algoritmo simplificado para o cálculo por passes - Caso 2.

```

1. PARA x = 1 ATÉ nc
2.     INICIALIZAR COM Tce, Tci, Tci+1, Tcn-1 e Tcn , Tts e Uest
3.     PARA j = 1 ATÉ Npt
4.         PARA i = 1 ATÉ n
5.              $\Delta T = Tce - Tts$ 
6.              $Q_{pp} = U_{est} A_p / N_{pt} \text{ abs}(\Delta T)$ 
7.              $T_{passe} = Tts - Q_{pp} / (W_t C_{pt})$ 
8.             Tmc, Tmt, k, Cp,  $\rho$  e  $\mu$  à Tmc e Tmt
9.             he, hi, Tpe, Tpi, k, Cp,  $\rho$  e  $\mu$  à Tpe e Tpi
10.            he = he $\phi$ , hi = hi $\phi$ , Us
11.            SE ABS(Us - Uest) > 0,01 ENTÃO
12.                Uest = Us,  $\Delta T = (Tmc - Tmt)$ 
13.                VOLTAR AO PASSO 6
14.            SE ABS(Us - Uest) < 0,01 ENTÃO
15.                Uest = Us,  $Q_{ti,j} = W_t C_{pt} \text{ abs}(Tts - T_{passe})$ 
16.                 $\Delta P_T, \Delta P_C, Tce = Tc_i, Tts = T_{passe}$ 
17.            PRÓXIMA PARTE (i = i+1)
18.        PRÓXIMO PASSE (j = j+1)
19.         $Q_{Tcasco} = \sum_{i=1}^n Q_{ci}, Q_{Tubos} = \sum_{j=1}^{N_{pt}} \sum_{i=1}^n Q_{ti,j}$ 
20.        SE ABS[( $Q_{Tcasco} - Q_{Tubos}$ ) /  $Q_{Tcasco}$ ] > 0,01 ENTÃO
21.            PARA i = 1 ATÉ n
22.                 $Q_{ti} = \sum_{j=1}^{N_{pt}} Q_{ti,j}, Q_{medio_i} = (Q_{ci} - Q_{ti}) / 2$ 
23.                 $Tc_i = Tc_{i-1} - Q_{medio_i} / (W_c C_{pc_i})$ 
24.            PRÓXIMA PARTE
25.        VOLTAR AO PASSO 3 (NOVA ITERAÇÃO, j = 1 e i = 1)
26.        SE ABS[( $Q_{Tcasco} - Q_{Tubos}$ ) /  $Q_{Tcasco}$ ] < 0,01 ENTÃO
27.            Umedio, hemedio, himedio,  $\Delta P_{Cmedio}, \Delta P_{Ttotal}$ 
28.             $Tce_{x+1} = Tcs_x, Tts_{x+1} = Tte_x$ 
29.        PRÓXIMO TROCADOR (x = x+1)

```

De forma genérica, considerando as partes, ficaria:

$$\Delta T = T_{ci} - T_{ti}$$

b) Da 2^a iteração em diante é considerada a temperatura de entrada dos tubos (T_{te}) encontrada na iteração anterior, calculando-se o ΔT pelas temperaturas médias do casco (T_{mc}) e dos tubos (T_{mt}):

$$\Delta T = T_{mc} - T_{mt}$$

2. Cálculo do fluxo de calor por parte e por passe (Q_{pp})

Tendo o ΔT o fluxo de calor é calculado por:

$$Q_{pp} = U_s \frac{A_p}{N_{pt}} \Delta T$$

onde A_p/N_{pt} é a área da parte por passe.

3. Cálculo da temperatura do passe para a parte considerada

A temperatura do passe nada mais é do que a temperatura de entrada dos tubos na parte e passe considerado (T_{ti}).

$$T_{passe} = T_{ts} - Q_{pp}/(Wt C_{pt})$$

De forma genérica, considerando as partes:

$$T_{passe} = T_{t_{i-1}} - Q_{pp}/(Wt C_{pt_i})$$

4. Com as quatro temperaturas da parte conhecidas calcula-se as temperaturas médias do casco (T_{mc}) e dos tubos (T_{mt}) e as propriedades físicas dos fluidos nestas temperaturas.

5. Inicia-se o cálculo iterativo da troca térmica, seguindo passos citados na análise anterior - Caso 1, em busca do valor do coeficiente global de transferência de calor (U) para a referida parte. Este uma vez encontrado, será comparado a um

valor do coeficiente estimado e caso atinja o critério de convergência (0,01), confirma a correta temperatura do passe calculada para a parte. Passa-se, então, ao cálculo da próxima parte no passe utilizando para isso a temperatura do passe (T_{passe}) encontrada como a de saída dos tubos da próxima parte e com isso reinicia-se o cálculo a partir do passo 1.

6. Encontradas todas as temperaturas, compara-se o calor total trocado pela corrente do casco (obtido pela soma dos calores de cada parte) com o calor total da corrente dos tubos (calculado por parte por passe). Se a diferença relativa entre ambos for menor ou igual a 0,01 as temperaturas encontradas são satisfatórias, passando-se ao cálculo do próximo trocador. Caso contrário, se a diferença relativa for maior que 0,01 a curva de temperaturas do casco será recalculada. Para isso faz-se um somatório dos calores dos tubos em cada parte, nos passes considerados, como indicado abaixo:

$$Qt_i = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{Npt} Qt_{i,j}$$

onde $Qt_{i,j}$ é dado por:

$$Qt_{i,j} = WtCpt_j \Delta T_j$$

sendo que o índice i refere-se à parte considerada e o j ao passe.

A Figura 5.3 apresenta as principais variáveis envolvidas no cálculo dos calores do casco e dos tubos e as temperaturas.

Com o calor total dos tubos (Qt_i) e o do casco (Qc_i) para a parte considerada, acha-se o calor médio por parte:

$$Q_{\text{medio}_i} = (Qc_i + Qt_i) / 2$$

e com este, pode-se calcular a nova temperatura do casco:

$$Tc_i = Tc_{i-1} - Q_{\text{medio}_i} / (Wc Cpc_i)$$

a temperatura de entrada do casco, T_{ci} , é considerada conhecida.

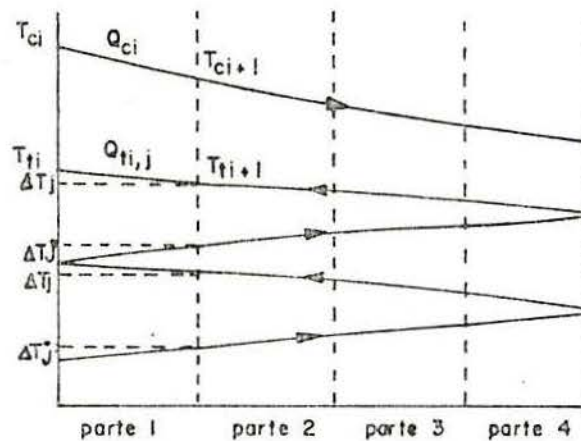


Figura 5.3 Temperaturas e calores do casco e dos tubos.

Seguindo por este método para todas as partes acha-se a nova curva de temperaturas do casco e com esta reinicia-se o processo a partir do passo 1 para encontrar a nova curva de temperaturas dos tubos.

Isso é repetido até que os calores do casco e dos tubos atinjam o critério de convergência desejado.

Para o cálculo de cada passe nos tubos foi levado em conta os regimes de escoamento do fluido e a condição do passe, se equicorrente ou contracorrente. Quanto aos regimes de escoamento, tanto na região de transição quanto no regime laminar, são utilizadas equações para o cálculo do número de Nusselt localizado (considerando os efeitos de entrada do tubo).

Em relação à condição do passe, para o regime laminar as equações para o cálculo do número de Nusselt são diferenciadas, isto é, para os passes em equicorrente considerou-se a condição de temperatura de parede constante e, portanto, as Equações 3.15 e 3.16; já para os passes contracorrente a condição que mais se aproxima é a de fluxo de calor constante na parede e, então, as Equações 3.17, 3.18 e 3.19 são utilizadas (seção 3.6.3).

Quanto à perda de carga nos tubos também foram considerados os efeitos de entrada para o regime de escoamento laminar, fazendo a correção pelo ΔK como indicado na seção 3.7.2.

5.4 Análises Utilizadas como Parâmetros de Comparação

Os resultados encontrados pelos procedimentos de cálculo na seção anterior (por partes - Caso 1 e por passes - Caso 2) serão comparados com os resultados obtidos pelo cálculo sobre valores médios e o cálculo da *HTRI*.

5.4.1 Cálculo sobre Valores Médios do Trocador de Calor

Seguindo-se o roteiro geral de cálculo para trocadores de calor da seção 5.2, avaliou-se o desempenho do trocador de calor utilizando-se todas as propriedades físicas à temperatura média entre as temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Consequentemente, obteve-se um coeficiente global de transferência de calor médio para todo o trocador de calor.

É em geral indicado quando se realiza projetos de trocadores de calor de pequeno porte em que o cálculo não é feito por partes e, portanto, não segue processo iterativo, ou quando se tem pouca variação das propriedades físicas com a temperatura. Normalmente, nesses casos nem usa-se o cálculo por computador, recorrendo-se a tabelas, gráficos e equações diferentes das indicadas nos capítulos 3 e 4.

A Figura 5.4 apresenta um esquema simplificado de como o trocador de calor foi considerado no cálculo sobre valores médios e a Tabela 5.3 o algoritmo simplificado de cálculo.

O cálculo do fator de correção F para a diferença de temperatura média logarítmica foi conduzido considerando o trocador de calor com 6 passes no casco e 24 passes nos tubos (equivale a 6 trocadores de calor em série com um passe no

casco e 4 passes nos tubos) empregando-se a técnica apresentada na Referência 5 e que é descrita na seção referente ao cálculo da temperatura média no capítulo 2.

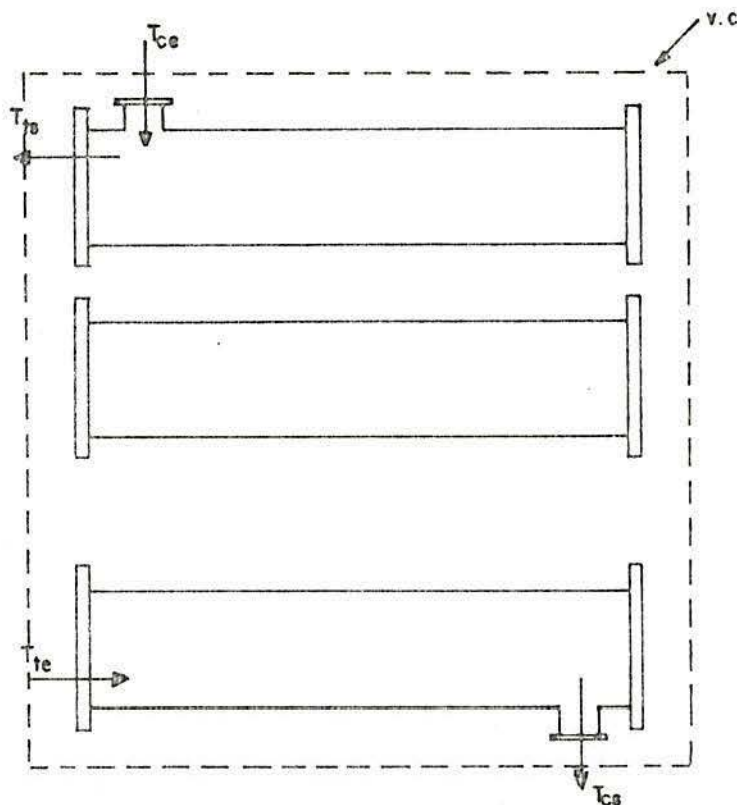


Figura 5.4 Esquema simplificado do trocador de calor utilizado na análise sobre valores médios.

Neste caso, como indicado no esquema da Figura 5.4, o volume de controle considerado é toda a unidade trocadora, todos os trocadores em série avaliados como se fossem um só.

5.4.2 Cálculo da HTRI

Tendo-se em vista a necessidade de dados e resultados experimentais para avaliar os resultados obtidos pelo estudo teórico dos Casos 1 e 2 e devido à dificuldade de se obter estes dados em função da falta de local e equipamento para testes, foram usados os dados e os resultados obtidos dos estudos desenvolvidos através do programa da HTRI (seção 4.1.4) para trocadores casco e tubos.

Tabela 5.3 Algoritmo simplificado para o cálculo sobre valores médios.

1. INICIANDO COM T_{ce} , T_{cs} , T_{ts} , T_{te} e U_{est}
CALCULAR:
 2. T_{mcasco} , T_{mtubos}
 3. k , C_p , ρ e μ à T_{mcasco} e T_{mtubos}
 4. $Q_{casco} = W_c C_{pc} \text{abs}(T_{ce} - T_{cs})$
 5. LMTD, F
 6. h_e , h_i
 7. T_{pe} e T_{pi}
 8. k , C_p , ρ e μ à T_{pe} e T_{pi}
 9. $h_e = h_e \phi$, $h_i = h_i \phi$ e U_s
 10. $A_1 = Q_{casco} / (U_s \text{LMTD} \cdot F)$, $A_2 = n_c (NTI \text{ND} \text{e} L)$
 11. ΔPC e ΔPT
-

Em vista disso, apesar do programa desenvolvido no presente trabalho ser genérico, valendo para análise de quaisquer condições de processo e configuração de equipamentos, deu-se ênfase às condições indicadas nos estudos da HTRI, para se poder realizar comparações.

5.5 Resultados

Para estimar os dados iniciais referentes à geometria do trocador de calor, vazões, temperaturas e coeficiente de transferência de calor, os quais são necessários para que se possa realizar as análises descritas, é indicado o método da pré-estimativa para projetos de trocadores de calor¹. Este método é de grande utilidade em uma 1^a etapa quando se dispõe de poucas informações em relação ao trocador de calor.

No caso deste trabalho em vez de recorrer ao método da pré-estimativa, optou-se por usar os dados do cálculo da HTRI. Como são dados ajustados de um trocador de calor real,

não foi preciso nos preocupar com a parte inicial relacionada ao ajuste dos dados (otimização), e sim, partimos para comparação dos resultados obtidos com estes dados para os procedimentos por partes e por passes, em relação aos resultados da *HTRI*.

Antes de apresentar os resultados obtidos pelos cálculos por partes e por passes, serão listados os dados da *HTRI* considerados.

5.5.1 Dados iniciais considerados

- Tipo de Trocador de Calor: Trocador Casco e Tubos de fluxo multipasse tipo AES e com defletores de segmento.

- Dados da Casco

Tipo de fluido: Óleo Residual

Vazão (W_c): 13,95 Kg/s

Número de cascos em série (CS): 6

Diâmetro interno do casco (D_s): 641,30 mm

Corte do defletor (B_c): 22%

Espaçamento entre defletores (L_s): 203,20 mm

Número de tiras de selagem (N_{ss}): 4

Passo do arranjo dos tubos (P): 25,40 mm

Passo normal (P_N): 12,70 mm

Passo paralelo (P_P): 21,90 mm

Espaçamento de entrada do defletor (L_{si}): 345,95 mm

Espaçamento de saída do defletor (L_{so}): 365,25 mm

Folga casco - defletor (L_{cd}): 1,90 mm

Folga tubo - orifício do defletor (L_{td}): 0,050 mm

Folga casco - feixe (L_{cf}): 25,40 mm

- Dados dos Tubos

Tipo de fluido: Óleo Crú

Vazão (W_t): 16,06 Kg/s

Número de passes nos tubos (N_{pt}): 4

Número total de tubos (NTT): 386

Arranjo dos tubos (θ): 30°

Diâmetro do feixe de tubos (Dot1): 616,00 mm

Diâmetro externo dos tubos (Dte): 19,05 mm

Diâmetro interno dos tubos (Dti): 15,75 mm

Comprimento efetivo dos tubos (Lt): 5,99 m

Fator de incrustação externo (Re): $0,000882 \text{ m}^2\text{K/W}$

Fator de incrustação interno (Ri): $0,000176 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

Condutibilidade térmica da parede (kp): $53,66 \text{ W/mK}$

- Número de partes consideradas (n): 4

- Propriedades físicas dos fluidos

Tabela 5.4 Propriedades físicas para o Óleo Residual (fluido do casco).

Temperaturas (K)	Condut Term K (W/mK)	Calor Espec Cp (J/KgK)	Densid ρ (Kg/m ³)	Viscosid μ (Ns/m ²)
560.78	0.1056	2.857	749.736	363.879
533.56	0.1075	2.747	768.479	754.125
506.33	0.1094	2.634	787.223	1662.357
479.11	0.1113	2.525	805.966	3716.719
451.89	0.1132	2.415	824.869	10755.222
424.67	0.1151	2.3041	843.453	19269.749
397.44	0.1170	2.1933	863.798	35564.014
370.22	0.1189	2.0828	880.939	71820.628
343.00	0.1208	1.9719	901.445	162134.027
315.78	0.1227	1.8615	918.427	421179.317

Tabela 5.5 Propriedades físicas para o Óleo Crú (fluido dos tubos).

Temperaturas (K)	Condut Term K (W/mk)	Calor Espec Cp (J/KgK)	Densid ρ (Kg/m ³)	Viscosid μ (Ns/m ²)
560.78	0.1082	2.8079	714.973	2083.074
533.56	0.1101	2.7121	732.915	2549.495
506.33	0.1122	2.6163	750.537	3189.944
479.11	0.1141	2.5204	768.639	4093.489
451.89	0.1162	2.4246	786.422	5413.062
424.67	0.1181	2.3288	804.364	7419.961
397.44	0.1201	2.2330	822.307	10618.695
370.22	0.1220	2.1368	840.089	36881.243
343.00	0.1241	2.0410	858.031	39674.495
315.78	0.1260	1.9451	875.813	92329.088

Com base nestes dados, a seguir serão apresentados os resultados para os cálculos por partes (Caso 1), por passes (Caso 2), sobre valores médios (Média), e por último, os valores resultantes da *HTRI* (dados de relatório da *HTRI* não publicado).

5.5.2 Resultados do Cálculo Por Partes do Trocador - Caso 1

Os resultados para o cálculo por partes estão contidos nas Tabelas 5.6 e 5.7. A Tabela 5.6 contém os resultados de cada parte dos trocadores de calor da série e a Tabela 5.7 os resultados médios dessas partes para cada um dos trocadores.

Tabela 5.6 Resultados para os seis trocadores da série para o cálculo por partes.

TROCADOR 1					TROCADOR 2				
PARTES	1	2	3	4	PARTES	1	2	3	4
1 Temperaturas (K)					1 Temperaturas (K)				
Saida Casco	541,24	522,08	505,07	490,01	Saida Casco	473,70	450,72	440,72	435,84
Saida Tubos	480,00	472,10	456,40	441,72	Saida Tubos	428,08	414,08	402,60	391,08
2 Calor (KW)					2 Calor (KW)				
	760,40	702,70	640,05	582,04		500,00	405,20	430,21	360,30
3 HTD (K)					3 HTD (K)				
	311,65	300,53	307,47	305,49		307,77	304,77	302,02	301,25
4 Reynolds					4 Reynolds				
Casco	60010,15	54472,59	31342,47	18001,01	Casco	12433,88	6333,01	4200,05	3112,10
Tubos	21005,47	18390,09	15734,05	13270,21	Tubos	11330,00	9523,89	8311,42	4303,62
5 Reg Escvam Tubos					5 Reg Escvam Tubos				
	turbul	turbul	turbul	turbul		turbul	trans	trans	trans
6 Prandtl					6 Prandtl				
Casco	2,29	3,51	5,06	0,38	Casco	13,73	20,12	36,13	50,14
Tubos	15,34	17,04	19,00	22,09	Tubos	25,17	30,30	33,87	63,13
7 Coef. Transf. Calor (W/m²K)					7 Coef. Transf. Calor (W/m²K)				
Global	362,69	373,30	353,63	334,50	Global	313,87	282,45	265,62	225,62
Casco	2130,87	1640,05	1580,47	1374,82	Casco	1174,80	1000,44	900,52	830,19
Tubos	1082,00	1557,29	1440,50	1329,15	Tubos	1239,41	1023,40	973,73	644,17
8 Perdas de Carga (KPa)					8 Perdas de Carga (KPa)				
Casco	27,15	27,67	29,49	29,09	Casco	30,34	31,20	31,00	32,27
Tubos	5,50	5,71	5,85	5,00	Tubos	0,19	0,34	0,54	0,74

TROCADOR 3					TROCADOR 4				
PARTES	1	2	3	4	PARTES	1	2	3	4
1 Temperaturas (K)					1 Temperaturas (K)				
Saida Casco	425,00	410,09	400,71	401,12	Saida Casco	395,00	391,48	387,07	384,83
Saida Tubos	382,00	374,44	367,19	360,43	Saida Tubos	354,21	349,00	346,32	343,48
2 Calor (KW)					2 Calor (KW)				
	331,10	200,40	257,50	235,50		169,30	125,20	105,00	94,40
3 HTD (K)					3 HTD (K)				
	303,30	301,01	300,45	299,16		300,01	299,60	298,08	298,37
4 Reynolds					4 Reynolds				
Casco	2521,03	2050,00	1600,63	1408,09	Casco	1250,00	1074,58	955,47	871,21
Tubos	3079,01	2430,14	2306,40	2315,35	Tubos	2282,30	2228,00	2240,91	2143,37
5 Reg Escvam Tubos					5 Reg Escvam Tubos				
	trans.	trans.	trans.	trans.		lamin.	lamin.	lamin.	lamin.
6 Prandtl					6 Prandtl				
Casco	60,37	72,41	87,05	101,50	Casco	112,60	129,54	144,32	156,08
Tubos	87,70	109,00	110,01	111,20	Tubos	111,41	111,54	111,64	115,04
7 Coef. Transf. Calor (W/m²K)					7 Coef. Transf. Calor (W/m²K)				
Global	106,67	173,00	164,23	154,60	Global	107,05	81,20	60,64	63,00
Casco	767,00	744,28	705,25	670,52	Casco	648,69	620,55	610,75	601,54
Tubos	502,68	305,64	305,25	334,33	Tubos	189,04	120,42	106,89	94,30
8 Perdas de Carga (KPa)					8 Perdas de Carga (KPa)				
Casco	32,79	33,12	33,43	33,84	Casco	34,03	34,24	34,80	35,01
Tubos	6,05	7,12	7,01	8,50	Tubos	7,10	6,03	5,47	5,75

Tabela 5.6 Continuação.

TROCADOR 5					TROCADOR 6				
PARTES	1	2	3	4	PARTES	1	2	3	4
1. Temperaturas (K)					1. Temperaturas (K)				
Saida Casco	379,78	379,93	372,98	369,54	Saida Casco	364,81	360,87	357,81	354,05
Saida Tubos	340,00	336,79	333,07	330,06	Saida Tubos	328,50	324,53	321,51	318,00
2. Calor (KW)					2. Calor (KW)				
	150,20	119,90	99,20	69,70		142,20	107,40	82,70	63,00
3. MTD (K)					3. MTD (K)				
	297,62	296,00	298,14	295,54		294,73	293,00	293,23	292,63
4. Reynolds					4. Reynolds				
Casco	785,89	710,39	659,14	619,42	Casco	832,41	453,18	404,52	369,35
Tubos	1854,00	1817,18	1495,97	1393,07	Tubos	1230,01	1129,39	1099,62	998,42
5. Reg. Escoam Tubos					5. Reg. Escoam Tubos				
	lamin.	lamin.	lamin.	lamin.		lamin.	lamin.	lamin.	lamin.
6. Prandtl					6. Prandtl				
Casco	172,20	186,48	201,29	212,45	Casco	244,69	294,39	315,63	342,92
Tubos	133,04	181,20	199,74	179,41	Tubos	163,94	210,52	223,68	235,18
7. Coef. Transf. Calor (W/m ² K)					7. Coef. Transf. Calor (W/m ² K)				
Global	102,22	78,74	69,29	63,46	Global	103,84	80,09	70,39	64,45
Casco	585,27	577,29	508,15	556,65	Casco	633,01	522,90	513,65	506,22
Tubos	180,12	129,69	106,64	65,08	Tubos	189,10	131,29	110,64	69,33
8. Perdas de Carga (KPa)					8. Perdas de Carga (KPa)				
Casco	37,15	38,16	39,09	40,09	Casco	42,57	44,58	46,16	47,50
Tubos	9,10	7,65	6,20	9,83	Tubos	9,59	10,31	10,91	11,44

Tabela 5.7 Resultados médios para as quatro partes de cada trocador.

1. Trocadores	1	2	3	4	5	6
2. Temper (K)						
Saida Casco	489,64	435,84	401,12	384,83	369,53	354,65
Saida Tubos	489,00	428,07	392,90	354,21	340,89	328,49
3. Calor (W)						
	2694709	1845622	1104568	494903	450712	425966
4. MTD (K)						
	308,53	303,93	301,18	299,38	296,53	293,62
5. Reynolds						
Lado Casco	47908,28	6521,66	1911,79	1038,04	693,71	439,86
Lado Tubos	17313,88	8382,43	2543,73	2231,36	1572,7	1104,9
6. Prandtl						
Lado Casco	5,26	32,04	80,56	135,86	193,61	296,88
Lado Tubos	18,98	38,36	104,71	112,63	157,11	215,83
7. Coeficientes de Transf. Calor (W/m ² K)						
Global	363,57	271,94	172,79	80,52	78,42	79,69
Lado Casco	1733,26	978,74	726,99	621,88	571,89	519,15
Lado Tubos	1506,45	960,18	399,56	130,10	127,21	132,67
8. Perdas de Carga (KPa)						
Lado Casco	28,15	31,45	33,28	34,74	38,62	45,20
Lado Tubos	32,57	34,84	36,94	32,68	42,59	50,69
9. Area (m ²)						
	138,49	138,49	138,49	138,49	138,49	138,49

Os resultados totais médios dos seis trocadores de calor em série são:

1. Calor trocado por unidade de tempo = 7.016.481 W
2. Diferença média de temperatura (MTD) = 300,53 K
3. Coeficiente global de transf. de calor limpo = 271,54 W/m²K

4. Coeficiente global de transf. de calor sujo = $174,49 \text{ W/m}^2\text{K}$
5. Coeficiente de película do casco = $858,65 \text{ W/m}^2\text{K}$
6. Coeficiente de película dos tubos = $542,69 \text{ W/m}^2\text{K}$
7. Perda de carga do casco = $211,45 \text{ KPa}$
8. Perda de carga dos tubos = $232,61 \text{ KPa}$
9. Área do trocador de calor necessária ,calculada pelo calor trocado = $830,98 \text{ m}^2$
10. Área do trocador de calor necessária, calculada pelos parâmetros geométricos = $830,97 \text{ m}^2$

Observações :

- Neste cálculo, foi estudada a influência das folgas entre diâmetro interno do casco e extremidade do defletor (Lcd) e diâmetro externo dos tubos e orifício do defletor (Ltd) na transferência de calor e na perda de carga.

Com folgas maiores (sem obstrução por sujeiras) a transferência de calor é menor e é a favor da segurança projetar para estas condições, pois nada garante que as folgas vão se tornar menores. Já com a perda de carga ocorre o oposto, sendo a favor da segurança projetar para folgas menores, quando tem-se a maior perda de carga e, conseqüentemente, a situação mais desfavorável.

Assim foram usados dois valores para cada folga:

1) $Lcd=1,90 \text{ mm}$ e $Ltd=0,0508 \text{ mm}$ - Transferência de Calor

2) $Lcd=0,0254 \text{ mm}$ e $Ltd=0,00254 \text{ mm}$ - Perda de Carga

e calculadas áreas de vazamento entre casco-defletor (Scd) e tubo-orifício do defletor (Std) com folga maiores e com folgas menores:

1) $Scd=13,22 \text{ cm}^2$ e $Std=5,043 \text{ cm}^2$ - Transferência de Calor

2) $Scd=0,2516 \text{ cm}^2$ e $Std=0,176 \text{ cm}^2$ - Perda de Carga

estas áreas influenciam no cálculo da transferência de calor e da perda de carga;

- Na perda de carga nos tubos, para o regime turbulento e região de transição, foi utilizado o fator de atrito f calculado como indicado na Referência 26, considerando a rugosidade do tubo;

- Ainda quanto à perda de carga nos tubos, foram testadas as correções citadas na seção 3.5 do capítulo 3, isto é, dependendo do regime de escoamento do fluido dos tubos, aplica-se uma correção à perda de carga, que representa os efeitos da variação das propriedades físicas com a temperatura.

5.5.3 Resultados dos Cálculos do Trocador de Calor Por Passe dos Tubos - Caso 2

O cálculo, envolveu seis trocadores de calor em série. Cada trocador com quatro passes nos tubos e um no casco e divididos em quatro partes (Tabela 5.8).

Tabela 5.8 Resultados para o cálculo do trocador de calor por partes e por passes nos tubos.

TROCADOR 1				
PARTES	1	2	3	4
CASCO				
Reynolds	77406,70	39320,14	25797,58	16026,29
Prandtl	2,54	4,70	6,99	10,38
Coefic Transf Calor (W/m ² K)	2065,00	1729,18	1534,09	1387,02
TUBOS				
passes				
Reynolds	1	2	3	4
	23042,19	22341,43	21023,52	21081,83
	19437,26	20435,25	21078,70	21450,21
	18291,42	17347,20	16699,22	16155,80
	12865,00	13944,35	14822,52	15527,63
Prandtl	1	2	3	4
	14,74	15,09	15,31	15,44
	10,87	10,20	10,60	10,57
	17,72	18,45	18,01	18,52
	23,57	22,07	20,99	20,10
Coeficiente	1	2	3	4
	1718,56	1679,03	1655,18	1640,77
Transf Calor	2	3	4	
	1602,20	1616,74	1629,80	1633,62
	1563,21	1514,00	1470,50	1448,01
	1356,07	1383,62	1400,36	1425,20
Coeficiente	1	2	3	4
Global	392,05	375,69	364,39	354,63
Transf Calor	2	3	4	
	394,53	371,67	362,47	354,16
	391,38	363,96	350,93	340,75
	303,39	353,47	345,32	339,03
CURVAS TEMPERATURA (K)				
CASCO				
	560,78	532,69	512,05	499,66
TUBOS				
	1	2	3	4
	489,00	494,55	491,74	489,02
	456,82	472,53	475,96	477,08
	455,82	450,66	459,07	452,59
	427,80	436,26	442,24	445,40
RESULTADOS MÓDIOS				
1 Reynolds Casco / Tubos : 39282,08 / 16564,97				
2 Prandtl Casco / Tubos : 0,17 / 17,00				
3 Coefic. Global Transf Calor : 362,43				
4 Coefic. Transf Calor Casco / Tubos : 1660,67 / 1540,06				
5 Calor Trocado Casco / Tubos (W) : 2.700.200,0 / 2.700.101,0				
6 Temper. Entrada/Saída Casco : 560,78 / 489,29				
7 Temper. Entrada/Saída Tubos : 489,00 / 427,80				
8 Difer. Média de Temperatura (MTD) : 308,37				
9 Perda de Carga Casco / Tubos (KPa) : 30,00 / 32,59				

Tabela 5.8 Continuação.

TROCADOR 2					
PARTES	1	2	3	4	
CASCO					
Reynolds	11043,44	8374,27	3730,43	2053,83	
Prandtl	14,37	30,45	42,49	52,54	
Coefic. Transf. Calor (W/m^2K)	1101,55	974,37	891,06	643,79	
TUBOS <small>passes</small>					
Reynolds	1 12991,00	11043,00	11292,04	11062,70	
	2 9917,69	10205,83	10943,09	10670,04	
	3 8288,83	8853,53	8539,79	8090,14	
	4 3795,40	4035,94	5004,05	6705,81	
Prandtl	1 24,77	25,50	20,24	20,71	
	2 29,54	29,39	27,00	27,09	
	3 30,93	32,17	33,13	34,77	
	4 72,08	89,57	49,65	41,74	
Coefficiente	1 1271,25	1239,32	1010,57	1201,40	
Transf. Calor	2 1043,30	1179,18	1197,82	1193,09	
(W/m^2K)	3 1030,56	979,73	945,52	910,11	
	4 811,37	805,07	759,04	641,30	
Coefficiente	1 315,05	297,27	297,60	281,41	
Global	2 294,72	292,18	285,39	280,78	
Transf. Calor	3 293,16	274,70	264,50	256,79	
	4 230,08	239,59	244,07	240,78	
CURVAS TEMPERATURA (K)					
CASCO	489,28	489,45	454,48	443,15	434,59
TUBOS	1 427,80	404,35	421,97	420,32	418,21
	2 409,02	413,25	418,14	418,03	418,21
	3 400,02	404,52	401,05	392,27	395,97
	4 381,82	386,76	390,58	393,50	395,97
RESULTADOS MEDIOS					
1 Reynolds Casco / Tubos : 5977,09 / 8952,48					
2 Prandtl Casco / Tubos : 34,06 / 35,62					
3 Coefic. Global Transf. Calor : 274,62					
4 Coefic. Transf. Calor Casco / Tubos : 937,81 / 1019,48					
5 Calor Trocado Casco / Tubos (W) : 1.875.139,0 / 1.876.682,0					
6 Temper. Entrada/Saida Casco : 489,28 / 434,59					
7 Temper. Entrada/Saida Tubos : 427,80 / 381,82					
8 Difer. Média de Temperatura (MTD) : 303,59					
9 Perda de Carga Casco / Tubos (KPa) : 31,83 / 35,64					

TROCADOR 3					
PARTES	1	2	3	4	
CASCO					
Reynolds	2442,58	1900,65	1859,18	1356,19	
Prandtl	62,07	77,45	62,82	105,02	
Coefic. Transf. Calor (W/m^2K)	700,68	733,02	698,35	672,39	
TUBOS <small>passes</small>					
Reynolds	1 3309,81	3093,34	2943,08	2835,10	
	2 2397,77	2528,47	2640,44	2745,03	
	3 2392,15	2367,81	2355,88	2345,48	
	4 2297,05	2312,99	2325,49	2339,09	
Prandtl	1 82,04	87,39	81,53	84,77	
	2 110,56	105,34	101,01	97,65	
	3 110,70	110,62	110,91	110,99	
	4 111,32	111,22	111,13	111,05	
Coefficiente	1 531,89	482,35	456,10	422,85	
Transf. Calor	2 391,00	406,44	413,90	410,97	
(W/m^2K)	3 394,56	391,76	397,30	340,25	
	4 105,30	306,68	347,85	343,15	
Coefficiente	1 203,38	182,05	183,63	175,15	
Global	2 174,25	175,75	174,89	173,87	
Transf. Calor	3 175,03	169,45	161,84	155,73	
	4 71,30	185,62	159,22	156,40	
CURVAS TEMPERATURA (K)					
CASCO	434,59	423,31	413,78	406,08	399,73
TUBOS	1 381,82	376,66	377,05	376,63	375,59
	2 369,88	371,28	373,10	374,51	375,59
	3 359,88	366,56	364,53	362,83	361,39
	4 353,05	355,68	356,02	359,89	361,39
RESULTADOS MEDIOS					
1 Reynolds Casco / Tubos : 1816,89 / 2576,24					
2 Prandtl Casco / Tubos : 84,36 / 103,65					
3 Coefic. Global Transf. Calor : 166,77					
4 Coefic. Transf. Calor Casco / Tubos : 718,08 / 385,72					
5 Calor Trocado Casco / Tubos (W) : 1.106.379,0 / 1.105.908,0					
6 Temper. Entrada/Saida Casco : 434,59 / 399,73					
7 Temper. Entrada/Saida Tubos : 381,82 / 353,05					
8 Difer. Média de Temperatura (MTD) : 301,01					
9 Perda de Carga Casco / Tubos (KPa) : 33,48 / 40,47					

Tabela 5.8 Continuação.

TROCADOR 4						
PARTES	1	2	3	4		
CASCO						
Reynolds	1129,25	1062,20	952,30	800,30		
Prandtl	114,31	130,03	144,75	107,79		
Coeff. Transf. Calor (W/m ² K)	645,02	625,77	611,84	602,63		
TUBOS						
passos						
Reynolds	1	2205,04	2279,09	2275,04	2272,17	
	2	2250,48	2290,37	2294,17	2296,34	
	3	2250,75	2244,41	2239,03	2235,70	
	4	2028,09	2100,40	2170,07	2231,33	
Prandtl	1	111,30	111,42	111,45	111,47	
	2	111,50	111,53	111,51	111,49	
	3	111,59	111,62	111,64	111,60	
	4	122,10	118,22	114,30	111,08	
Coefficiente Transf. Calor (W/m ² K)	1	189,02	129,60	107,27	84,09	
	2	85,34	89,50	103,47	147,02	
	3	107,21	128,01	109,77	93,74	
	4	87,04	90,14	103,30	140,20	
Coefficiente Global Transf. Calor	1	107,35	81,34	70,06	62,09	
	2	58,59	60,72	69,06	89,00	
	3	100,62	80,94	69,79	62,78	
	4	59,54	61,06	68,02	89,43	
CURVAS TEMPERATURA (K)						
CASCO		300,73	305,06	301,32	307,02	304,45
TUBOS	1	353,05	351,93	351,15	350,52	349,09
	2	347,27	347,05	348,59	349,24	349,09
	3	347,27	346,01	345,11	344,37	343,75
	4	340,58	341,37	342,11	342,66	343,75
RESULTADOS MEDICOS						
1 Reynolds Casco / Tubos : 1027,54 / 2229,31						
2 Prandtl Casco / Tubos : 130,04 / 112,79						
3 Coefic. Global Transf. Calor : 74,69						
4 Coefic. Transf. Calor Casco / Tubos : 621,36 / 118,03						
5 Calor Trocado Casco / Tubos (W) : 463 150,9 / 402 833,6						
6 Temper. Entrada/Saida Casco : 300,73 / 304,45						
7 Temper. Entrada/Saida Tubos : 353,05 / 340,58						
8 Difer. Média de Temperatura (MTD) : 209,49						
9 Perda de Carga Casco / Tubos (KPa) : 33,04 / 30,27						

TROCADOR 5						
PARTES	1	2	3	4		
CASCO						
Reynolds	700,21	719,43	670,12	628,05		
Prandtl	172,20	180,35	188,39	209,63		
Coeff. Transf. Calor (W/m ² K)	565,72	579,51	573,18	562,72		
TUBOS						
passos						
Reynolds	1	1050,77	1081,14	1031,03	1703,15	
	2	1035,00	1071,22	1709,26	1751,53	
	3	1505,57	1531,62	1493,19	1462,27	
	4	1337,11	1364,62	1394,30	1426,86	
Prandtl	1	126,80	131,23	134,95	137,29	
	2	149,54	146,68	143,69	140,35	
	3	154,07	159,11	162,93	166,13	
	4	180,45	177,06	173,61	169,72	
Coefficiente Transf. Calor (W/m ² K)	1	178,01	123,41	103,76	92,50	
	2	77,56	65,49	100,98	147,41	
	3	183,89	126,83	106,61	95,04	
	4	80,05	87,69	103,73	151,41	
Coefficiente Global Transf. Calor	1	101,73	77,56	67,73	61,67	
	2	53,59	58,03	66,29	89,01	
	3	103,50	79,18	69,17	63,00	
	4	55,04	59,35	67,69	89,05	
CURVAS TEMPERATURA (K)						
CASCO		304,45	300,16	376,09	373,45	370,11
TUBOS	1	340,58	339,56	338,64	338,20	337,70
	2	335,20	335,86	335,44	337,04	337,70
	3	335,20	334,08	333,23	332,54	331,04
	4	328,06	329,66	330,35	331,07	331,04
RESULTADOS MEDICOS						
1 Reynolds Casco / Tubos : 700,05 / 1613,67						
2 Prandtl Casco / Tubos : 181,72 / 153,33						
3 Coefic. Global Transf. Calor : 72,59						
4 Coefic. Transf. Calor Casco / Tubos : 574,55 / 115,35						
5 Calor Trocado Casco / Tubos (W) : 422 703,9 / 422 327,6						
6 Temper. Entrada/Saida Casco : 304,45 / 370,11						
7 Temper. Entrada/Saida Tubos : 340,58 / 328,06						
8 Difer. Média de Temperatura (MTD) : 206,78						
9 Perda de Carga Casco / Tubos (KPa) : 36,04 / 39,15						

Tabela 5.8 Continuação.

TROCADOR B						
PARTES		1	2	3	4	
CASCO						
Reynolds		553,05	478,02	427,15	387,03	
Prandtl		235,70	270,57	300,24	329,04	
Coefic. Transf. Calor (W/m^2K)		937,71	529,04	520,01	512,44	
TUBOS						
	passes					
Reynolds	1	1304,00	1274,17	1252,00	1234,20	
	2	1100,09	1177,12	1104,83	1215,12	
	3	1133,40	1100,39	1088,01	1072,50	
	4	1005,08	1021,01	1030,83	1035,14	
Prandtl	1	184,54	180,62	191,07	194,10	
	2	205,40	202,70	200,02	190,08	
	3	209,51	214,12	217,63	220,55	
	4	233,00	230,53	227,37	223,63	
Coeficiente	1	187,04	129,33	109,99	90,71	
Transf Calor	2	78,40	88,10	105,33	153,05	
	3	101,22	131,60	110,57	68,48	
	4	79,01	89,62	107,20	150,75	
Coeficiente	1	103,51	79,33	60,34	63,21	
Global	2	53,73	58,00	67,71	60,43	
Transf Calor	3	104,04	80,35	70,28	54,10	
	4	54,53	59,62	68,64	60,50	
CURVAS TEMPERATURA (K)						
CASCO		370,11	365,00	362,54	359,38	356,13
TUBOS						
	1	320,00	327,07	327,27	326,70	326,22
	2	323,00	324,36	324,04	325,53	325,22
	3	323,00	322,60	321,64	321,16	320,50
	4	317,72	318,39	319,00	319,75	320,50
RESULTADOS MÉDIOS						
1 Reynolds Casco / Tubos : 401,54 / 1145,03						
2 Prandtl Casco / Tubos : 283,60 / 208,63						
3 Coefic. Global Transf Calor : 73,63						
4 Coefic. Transf Calor Casco / Tubos : 524,00 / 110,63						
5 Calor Trocado Casco / Tubos (W) : 400 052,4 / 400 400,1						
6 Temper. Entrada/Saída Casco : 370,11 / 356,13						
7 Temper. Entrada/Saída Tubos : 320,00 / 317,72						
8 Difer. Média de Temperatura (MTD) : 204,05						
9 Perda de Carga Casco / Tubos (KPa) : 43,82 / 49,40						

5.5.4 Resultados do Cálculo sobre Valores Médios

1. Temperaturas (conhecidas)

Entrada/Saída do casco = 560,78 / 351,78 K

Entrada/Saída dos tubos = 314,39 / 489,00 K

2. Calor trocado por unidade de tempo = 7.098.826 W

3. Diferença média de temperatura (MTD) = 304,25 K

4. Número de Reynolds do casco = 4.561,60

5. Número de Reynolds dos tubos = 8.758,69

6. Número de Prandtl do casco = 35,42

7. Número de Prandtl dos tubos = 32,44

8. Coeficiente global de transf. de calor limpo = 407,56 W/m^2K

9. Coeficiente global de transf. de calor sujo = 265,81 W/m^2K

10. Coeficiente de película do casco = 845,46 W/m^2K

11. Coeficiente de película dos tubos = 977,94 W/m^2K

12. Perdas de carga do casco = 197,11 KPa
 13. Perda de carga dos tubos = 218,13 KPa
 14. Área do trocador necessária, calculada pelo calor trocado
 = 544,01 m²

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor (U) considera as resistências à convecção, condução na parede e incrustação, envolvidas no processo de transmissão de calor.

Abaixo é apresentada a distribuição percentual das resistências (a área usada como referência é a externa):

- Convecção no interior do tubo $(1/h_i) * (D_{te}/D_{ti}) = 34,85 \%$
 Condução na parede do tubo $[D_{te} \ln(D_{te}/D_{ti})] / (2K\rho) = 0,95 \%$
 Convecção lado do casco $(1/h_e) = 33,33 \%$
 Incrustação interna $(R_i D_{te}/D_{ti}) = 6,01 \%$
 Incrustação externa $(R_e) = 24,85 \%$

Através destes percentuais pode-se perceber que a possibilidade de desconsiderar a resistência à condução na parede do tubo é válida, pois esta não representa nem 1% do total de resistências, este procedimento é uma prática muito comum.

Não há uma resistência de convecção que possa se considerar como a controladora do processo de transferência de calor, ambas a resistência devido à convecção no interior do tubo e a resistência à convecção do casco, atuam de maneira similar, valores percentuais muito próximos.

5.5.5 Resultados dos Cálculos Realizados pela HTRI

Os resultados para os 6 trocadores de calor em série encontram-se na Tabela 5.9.

A seguir estão descritos os resultados médios do desempenho dos seis trocadores em série, obtidos a partir na Tabela 5.9:

1. Calor trocado por unidade de tempo = 7.084.154,80 W

2. Diferença média de temperatura (MTD) = 300,84 K
3. Coeficiente global de transf. calor limpo = 278,23 W/m²K
4. Coeficiente global de transf. calor sujo = 175,81 W/m²K
5. Coeficiente de película do casco = 869,87 W/m²K
6. Coeficiente de película dos tubos = 493,46 W/m²K
7. Perda de carga do casco = 218,74 KPa
8. Perda de carga dos tubos = 240,12 KPa

Tabela 5.9 Resultados para os seis trocadores de calor em série para o cálculo da HTRI.

1. Trocadores	1	2	3	4	5	6
2. Temperat(K)						
Saida Casco	490,39	436,78	405,72	383,39	367,28	351,78
Saida Tubos	489,00	428,83	383,78	358,11	339,89	326,72
3. Calor (KW)	2656,92	1838,57	993,85	680,05	475,54	439,21
4. MTD (K)	309,23	304,15	302,71	299,24	296,37	293,31
5. Coeficientes de Transf de Calor (W/m ² K)						
Global	354,83	271,03	150,99	111,47	83,35	83,18
Lado Casco	1751,46	972,41	755,81	640,14	577,77	521,64
Lado Tubos	1331,88	852,77	304,48	198,73	135,23	137,67
6. Perdas de Carga (KPa)						
Lado Casco	27,09	31,02	33,37	35,64	41,71	49,91
Lado Tubos	33,02	34,47	43,09	45,36	41,30	42,88

5.5.6 Comparativo Global e Conclusões

A Tabela 5.10 apresenta uma comparação entre os resultados totais médios dos cálculos por partes (Caso 1) e por passes (Caso 2) e os resultados do cálculo sobre valores médios (Média) e os da HTRI, para os seis trocadores de calor em série.

Comparando-se os resultados percebe-se a diferença entre os valores encontrados para os Casos 1 e 2 e os valores dos cálculos sobre valores médios (MÉDIA) e da HTRI.

Tabela 5.10 Resultados totais dos Casos 1 e 2, do cálculo sobre valores médios e do cálculo da HTRI.

	CASO 1	CASO 2	MÉDIA	HTRI
Temperat (K) Entr / Saída				
Casco	560,78/354,65	560,78/356,13	560,78/351,78	560,78/351,78
Tubos	316,40/480,00	317,72/480,00	314,39/480,00	314,39/480,00
Calor (W)	7.016.481,0	6.974.444,2	7.008.826,0	7.003.061,2
MTD (K)	300,53	300,55	304,25	300,84
Coefic. T.C. (W/m ² K)				
Global	174,49	170,79	265,81	175,26
Casco	858,65	842,86	845,46	869,87
Tubos	542,69	550,69	977,94	493,48
Perda de Carga (KPa)				
Casco	211,45	211,12	197,11	218,74
Tubos	232,61	227,52	218,13	240,12
Área (m ²)	830,98	839,56	544,01	830,97

Quanto ao cálculo sobre valores médios, deve-se salientar que as temperaturas de entrada e saída tanto para o casco como para os tubos são consideradas conhecidas, valores dados pelo cálculo da HTRI.

Devido a forma como é conduzido o cálculo, isto é, valores médios ao longo de todo o trocador, têm-se valores muito distintos das outras análises. Por exemplo, o coeficiente global de transferência de calor sujo (265,81) e o coeficiente de película para o lado dos tubos (977,94) quando comparados aos valores da HTRI dão diferenças relativas de 51,67% e 98,18%, respectivamente.

Já a área necessária à troca térmica (544,01 m²), calculada pelo calor trocado, apresenta uma diferença relativa de 34,53% quando comparada à área necessária em função dos parâmetros geométricos (830,97 m²). Em função desta diferença, o trocador de calor deve ser reavaliado mudando os parâmetros geométricos de forma a obter uma área mais adequada de acordo com a transferência de calor e a perda de carga. Por exemplo, recalculando com um comprimento de tubo menor (30%) obtém-se os seguintes resultados para a área:

Área necessária pelo calor trocado = $549,24 \text{ m}^2$

Área necessária pelos parâmetros geométricos = $540,13 \text{ m}^2$

Devido a esta alteração obtém-se também um decréscimo na perda de carga, isto é, a perda de carga do casco passou de 197,11 KPa para 116,77 KPa e a dos tubos de 218,13 KPa para 160,78 KPa.

A partir dos resultados, pode-se concluir que este método é pouco indicado, a não ser que se tenha pequenas variações de viscosidade e temperatura nas correntes.

Os cálculos por partes (Caso 1) e por passes (Caso 2) apresentam resultados mais próximos do parâmetro de comparação (*HTRI*), mesmo que sejam estes resultados os valores médios dos encontrados para cada trocador em série. Isto se deve a forma localizada em que os cálculos foram realizados nestes casos. Verifique, por exemplo, os valores encontrados para as temperaturas de saída do casco e entrada dos tubos, o valor da diferença média de temperatura (*MTD*), o valor do coeficiente global de transferência de calor e principalmente, o valor da área necessária do trocador de calor, que no Caso 1 apresenta uma diferença relativa de 0,0012% quando comparada à área calculada com os parâmetros geométricos do trocador de calor ($830,97 \text{ m}^2$).

Os coeficientes de transferência de calor para o lado dos tubos apresentam diferenças razoáveis em relação aos valores da *HTRI*, considerando o problema de equacionamento para os diferentes tipos de regimes de escoamento do fluido dos tubos, que só foi possível verificar mediante o cálculo localizado dos trocadores de calor.

Quanto à perda de carga nos tubos a Tabela 5.11 apresenta os resultados encontrados considerando as diferentes correções aplicadas devido a variação das propriedades físicas conforme regime de escoamento nos tubos.

Como descrito na seção 3.5 as correções, conforme o regime de escoamento, são:

a) Turbulento e Transição

Correção 1 - $(\mu_p/\mu_m)^n$ $n=0,14$ quando $T_p/T_m > 1$

$n=0,24$ quando $T_p/T_m < 1$

$$\text{Correção 2} - (Pr_p/Pr_m)^{1/3}$$

b) Laminar

$$\text{Correção 1} - (\mu_p/\mu_m)^n \quad n=0,58 \text{ quando } T_p/T_m > 1$$

$$n=0,50 \text{ quando } T_p/T_m < 1$$

$$\text{Correção 2} - (\mu_p/\mu_m)^{0,14}$$

$$\text{Correção 3} - f=64/Re (\mu_p/\mu_m)^y \quad y=c_1(RePrD/L)^{-c_2} (\mu_p/\mu_m)^{-0,062}$$

Tabela 5.11 Resultados para a perda de carga nos tubos para o cálculo por partes - Caso 1.

TROCADORES	1	2	3	4	5	6
REG. ESCOAM.	TURBULENTO	TURB-TRANS	TRANSIÇÃO	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR
CORREÇÃO 1	32,57	34,84	36,95	28,82	37,82	40,83
CORREÇÃO 2	32,44	34,28	36,93	32,98	42,59	50,69
CORREÇÃO 3	—	—	—	31,61	41,04	47,21

Observa-se na Tabela 5.11 que até onde tem-se os regimes escoamento turbulento e transição, a primeira correção leva a uma perda de carga maior. A partir do quarto casco, regime laminar, a correção que resulta em um valor de perda de carga maior é a segunda, porque nesse regime a viscosidade tem a maior influência.

Já terceira correção, somente indicada para regime de escoamento laminar, apresenta resultados muito próximos aos da segunda correção.

Adotou-se uma correção (primeira) para regimes de escoamento turbulento e transição, e outra quando trata-se de regime laminar (segunda). Utilizando-se este procedimento, obtém-se um valor de perda de carga mais alto (considerando que é adequado em termos de segurança) e mais próximo dos resultados da *HTRI*.

Para o Caso 2 adotou-se o mesmo procedimento, em relação à perda de carga nos tubos, pois apesar dos valores encontrados terem sido diferentes, esta diferença não chega a ser significativa a fim de determinar outro procedimento.

Os resultados do Caso 2 para a perda de carga nos tubos em função das correções e regimes de escoamento encontram-se na Tabela 5.12.

Tabela 5.12 Resultados para a perda de carga nos tubos para o cálculo por passes - Caso 2.

TROCADORES	1	2	3	4	5	6
REG. ESCOAM.	TURBULENTO	TURB-TRANS	TRANSIÇÃO	LAMINAR	LAMINAR	LAMINAR
CORREÇÃO 1	32,59	35,64	40,47	25,45	33,71	38,45
CORREÇÃO 2	32,49	34,27	36,80	30,27	39,15	49,40
CORREÇÃO 3	—	—	—	28,85	37,65	46,18

Quanto aos demais resultados do Caso 2, na média, eles apresentam-se muito semelhantes aos do Caso 1. A importância do cálculo por passes (Caso 2) é a possibilidade de avaliar os resultados de cada trocador de calor da série ao longo dos passes nos tubos, podendo-se acompanhar o desenvolvimento de vários parâmetros.

A Tabela 5.13 mostra os resultados médios (das quatro partes) obtidos para cada trocador de calor em série pelos cálculos por partes (Caso 1) e por passe nos tubos (Caso 2), em relação aos resultados da *HTRI*.

Tabela 5.13 Resultados para os Casos 1, 2 e *HTRI*.

TROCADORES	1			2		
	CASO 1	CASO 2	HTRI	CASO 1	CASO 2	HTRI
Temperat (K) Entr / Saída Casco Tubos	550,78/489,61 489,00/428,07	550,78/489,28 489,00/427,60	550,78/490,39 489,00/428,83	489,61/435,84 428,07/382,00	489,28/434,59 427,60/391,62	490,39/435,78 428,83/383,78
Calor (W)	2.694.709,0	2.706.161,0	2.658.924,0	1.845.622,0	1.875.138,0	1.839.575,0
NTD (K)	308,53	308,37	309,23	303,03	303,59	304,15
Reynolds Tubos	17313,88	18504,07	-	8382,43	8952,48	-
Reg. Escoam.	turbul.	turbul.	-	turbul-trans	turbul-trans	-
Coefic. U_T C. (W/m^2K)						
Global	353,57	362,43	354,83	271,94	274,62	271,03
Casco	1733,28	1660,67	1731,46	978,74	957,61	972,41
Tubos	1508,45	1548,08	1331,88	960,18	1018,46	852,77
Perda de Carga (KPa)						
Casco	29,15	30,00	27,09	31,45	31,83	31,02
Tubos	32,57	32,58	33,02	34,83	35,84	34,47

Tabela 5.13 Continuação.

TROCADORES	3			4		
	CASO 1	CASO 2	HTRI	CASO 1	CASO 2	HTRI
Temperat (K) Entr / Saída						
Casco	435,84/401,12	434,50/399,73	430,78/405,72	401,12/384,83	399,73/384,45	405,72/383,39
Tubos	382,00/354,21	381,82/353,05	383,78/358,11	354,21/340,89	353,05/340,58	358,11/339,89
Calor (kW)	1.104.539,0	1.105.908,0	993.658,0	494.003,8	493.150,0	680.053,0
MTD (K)	301,17	301,01	302,71	299,38	299,40	299,24
Reynolds Tubos	2540,73	2576,24	-	2231,38	2229,31	-
Reg. Escoam.	trans	trans	-	lamin	lamin	-
Coefic. T.C. (W/m ² K)						
Global	172,79	166,77	150,99	60,51	70,69	111,47
Casco	720,09	718,00	755,61	621,88	621,36	640,14
Tubos	399,50	385,72	304,48	130,10	118,03	168,73
Perda de Carga (KPa)						
Casco	33,28	33,48	33,37	34,74	33,04	35,64
Tubos	38,95	40,47	43,09	32,98	30,27	45,36

TROCADORES	5			6		
	CASO 1	CASO 2	HTRI	CASO 1	CASO 2	HTRI
Temperat (K) Entr / Saída						
Casco	384,83/399,53	384,45/370,11	383,39/357,28	369,53/354,65	370,11/353,13	367,28/351,78
Tubos	340,89/328,49	340,58/328,06	339,89/326,72	328,49/316,52	328,06/317,72	326,72/314,39
Calor (kW)	450.712,0	422.723,9	475.539,0	425.965,7	400.852,4	439.207,0
MTD (K)	296,53	296,78	296,37	293,62	294,05	293,31
Reynolds Tubos	1572,71	1613,87	-	1104,04	1146,03	-
Reg. Escoam.	lamin	lamin	-	lamin	lamin	-
Coefic. T.C. (W/m ² K)						
Global	78,42	78,59	83,35	70,69	73,63	83,18
Casco	571,89	574,58	577,77	519,15	524,90	521,84
Tubos	127,21	115,35	135,23	132,67	119,63	137,67
Perda de Carga (KPa)						
Casco	30,62	36,04	41,71	45,20	43,81	49,91
Tubos	42,59	30,15	41,30	50,69	40,40	42,88

Os resultados da Tabela 5.13 permitiram fazer um estudo comparativo entre o procedimento de cálculo que utiliza a temperatura média logarítmica ($\Delta T = LMTD.F$) (Caso 1) e o que utiliza a diferença de temperatura localizada entre as correntes ($\Delta T = T_{mc} - T_{mt}$) (Caso 2).

Através da Tabela 5.13 observa-se:

- Para o primeiro trocador de calor em série os resultados

estão bastante próximos aos da *HTRI*, percebendo-se uma diferença relativa menor na comparação dos valores. A maior diferença está nos valores dos coeficientes de transferência de calor para os tubos. Acredita-se que seja devido a diferença de equações utilizadas pela *HTRI* (não conhecidas), e as que foram aplicadas nos Casos 1 e 2, as quais são indicações recentes da bibliografia especializada. Além disso, o primeiro trocador de calor tem o fluido dos tubos escoando em regime totalmente turbulento para os casos analisados, portanto, não se tem influência dos efeitos de entrada do tubo;

- No segundo trocador de calor em série, os efeitos de entrada do tubo se fazem presentes, pois o fluido dos tubos escoar na região de transição. Da forma como os cálculos foram realizados, por partes e por passes, pode-se verificar em um mesmo trocador de calor a passagem do fluido do regime turbulento à região de transição, tanto para o Caso 1 como para o Caso 2. Para a região de transição têm-se dificuldade em encontrar equações convenientes. Nos projetos, em geral, o cálculo é feito através de gráficos ou através de uma interpolação entre o valor do coeficiente de transferência de calor dos tubos para o regime turbulento e o valor para o regime laminar. Este procedimento não é conveniente, principalmente quando os cálculos são realizados por computador, utilizando-se, então, a Equação 3.13 para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, a qual resulta em valores localizados que levam em conta os efeitos de entrada do tubo;

- Os trocadores 4, 5 e 6 da série encontram-se com o fluido dos tubos escoando em regime laminar. Para esse regime de escoamento calculou-se o coeficiente de transferência de calor (h_i) para os Casos 1 e 2 de forma localizada, levando-se em conta o desenvolvimento da camada limite térmica ao longo do trocador de calor. O trocador de calor 4 apresenta diferenças bastante significativas para os coeficientes de transferência de calor dos tubos dos Casos 1 e 2 com relação ao valor da

HTRI (34,53% Caso 1 e 40,61% Caso 2). Provavelmente, isto se deve aos procedimentos de cálculo utilizados. Tudo indica que no caso da *HTRI* o trocador 4 não esteja totalmente em regime de escoamento laminar, justificando os valores mais altos dos coeficientes de transferência de calor.

A variação dos coeficientes de transferência de calor do casco (h_e) e dos tubos (h_i) com a temperatura ao longo do trocador de calor para os Casos 1 e 2 e a *HTRI* pode ser visualizada através das Figuras 5.5 e 5.6.

Pelas Figuras 5.5 e 5.6 observa-se que há uma boa concordância e aproximação dos resultados dos Casos 1 e 2 e da *HTRI*, principalmente no caso do casco. Nos tubos as diferenças, como já foi observado anteriormente, devem-se provavelmente às diferentes equações utilizadas.

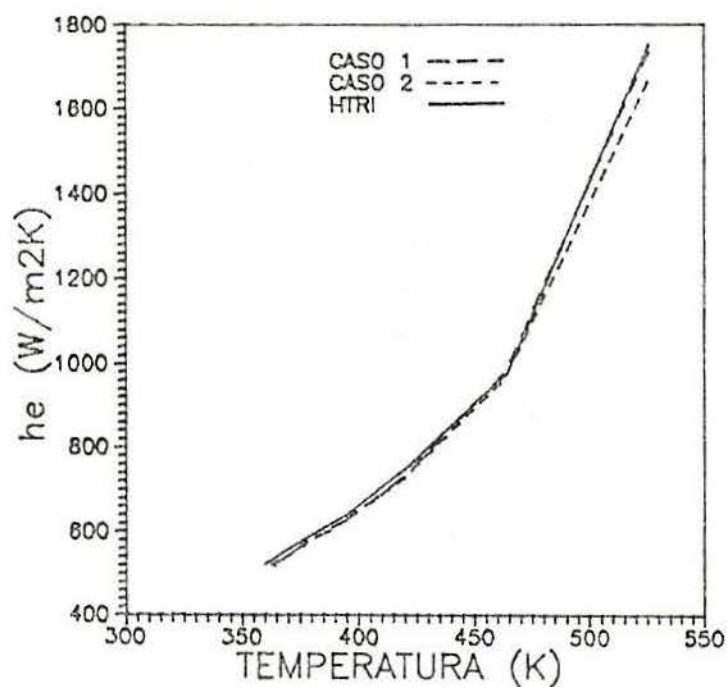


Figura 5.5 Variação do coeficiente de transferência de calor do casco com a temperatura.

Quanto à perda de carga no casco, a Tabela 5.13 mostra que os resultados acompanham os valores da *HTRI*. Para os tubos percebe-se que até o terceiro trocador de calor os valores aproximam-se, mas a partir do quarto trocador de calor

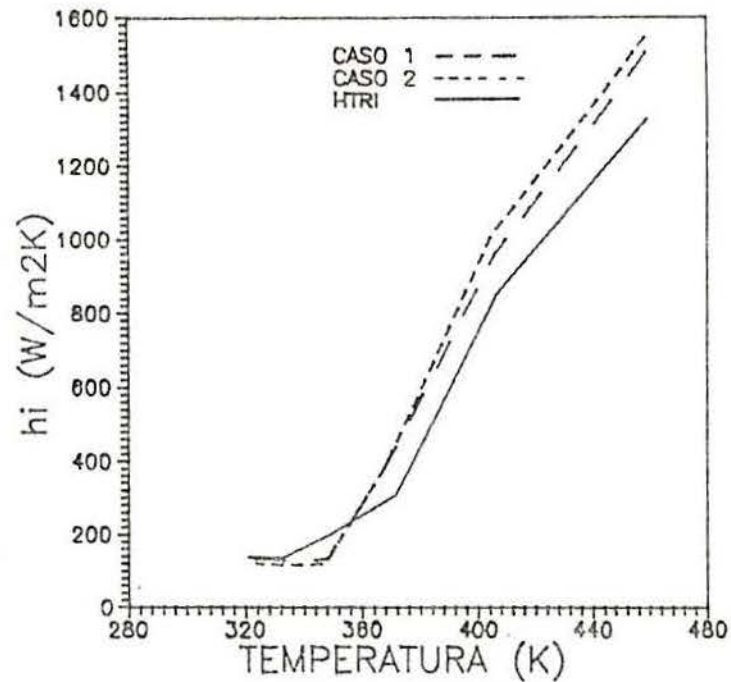


Figura 5.6 Variação do coeficiente de transferência de calor dos tubos com a temperatura.

há uma queda que se deve justamente à mudança do regime de escoamento para o laminar. Essa queda nos resultados da *HTRI* se dá a partir do quinto trocador de calor o que evidencia que o quarto trocador de calor ainda encontra-se, parte dele, na região de transição e só no quinto trocador de calor é que o regime passa a ser totalmente laminar (Figuras 5.7 e 5.8).

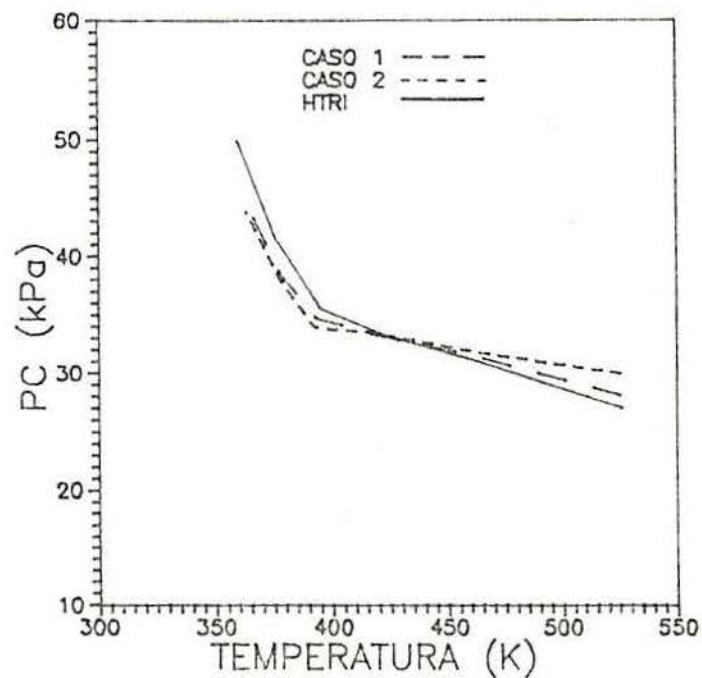


Figura 5.7 Variação da perda de carga do casco com a temperatura.

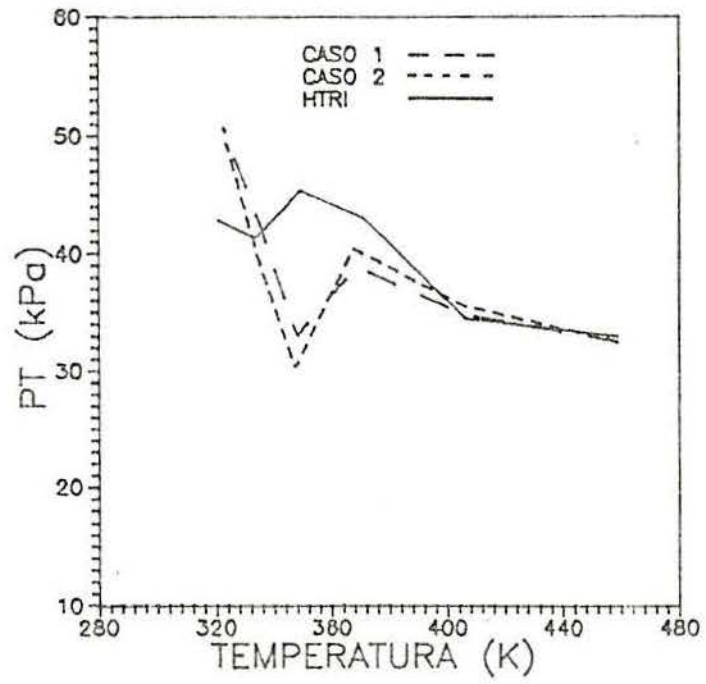


Figura 5.8 Variação da perda de carga dos tubos com a temperatura.

6. CONCLUSÃO GERAL E SUGESTÕES

6.1 Conclusão Geral

Em função dos objetivos propostos conseguiu-se com este trabalho desenvolver um programa que executa procedimentos de cálculo para trocadores de calor tipo casco e tubos, permitindo avaliar termicamente qualquer configuração deste tipo de equipamento (n c cascos em série e m passes nos tubos). As análises dos resultados obtidos para os procedimentos de cálculo por partes e por passes permitiram:

- Observar mudanças ocorridas ao longo do trocador de calor devido à variação da temperatura, influenciando propriedades físicas, números de Reynolds, Prandtl, coeficientes de transferência de calor e perda de carga;
- Diferenciar o tratamento aos regimes de escoamento (turbulento, região de transição e laminar) usando-se equações recentes indicadas pela bibliografia que levam em conta efeitos de entrada do tubo dependendo do regime e condição do passe (se contracorrente ou equicorrente);
- Acompanhar o desenvolvimento das camadas limite hidrodinâmica (através do fator de correção K) e térmica (através do número de Nusselt) ao longo do trocador de calor no regime laminar, verificando-se que a partir da 2^a parte a camada limite hidrodinâmica já está desenvolvida (K é o valor constante de 1,25) e a camada limite térmica não chega a se desenvolver;
- Verificar a influência das folgas entre o diâmetro interno do casco e o defletor (L_c/d) e diâmetro do tubo e o orifício do defletor (L_t/d) na transferência de calor e na perda de carga

(na transferência de calor considerou-se a condição de folgas maiores e na perda de carga folgas menores, pois assim é a favor da segurança);

- Testar várias correções para o coeficiente de transferência de calor e para o fator de atrito devido a variação das propriedades físicas com a temperatura, verificando-se que nas condições testadas (fluidos e temperatura) a propriedade que mais influenciou, em ambos os casos (por partes e por passes), foi a viscosidade;

- Verificar que o uso da diferença de temperatura localizada ($\Delta T = T_{mc} - T_{mt}$) em lugar da diferença de temperatura média ($\Delta T = LMTD.F$) não resulta em diferenças significativas, observado pela proximidade nos resultados dos Casos 1 (por partes - $LMTD.F$) e 2 (por passes - $T_{mt} - T_{mt}$);

- Concluir que o método de Bell - Delaware é adequado para a análise do casco, verificado pela concordância nos resultados da Figura 5.5.

Os procedimentos de cálculo por partes e por passes não apresentam diferenças nos resultados, mas o cálculo por passes, apesar de um maior tempo de processamento, tem a vantagem da possibilidade de acompanhar as mudanças ocorridas em função da variação de temperatura ao longo do trocador de calor, passe a passe.

Já no cálculo sobre valores médios do trocador de calor não é possível verificar a variação dos parâmetros ao longo do trocador de calor, sendo indicado quando se realiza projetos de trocadores de calor em que os fluidos apresentam pouca variação das propriedades físicas com a temperatura.

A possível desvantagem entre o método tradicional (sobre valores médios) e os métodos de cálculo localizado (por partes e por passes) seria o elevado esforço de cálculo envolvido, em função do número de iterações necessárias, mas com a utilização cada vez maior de computadores isto torna-se irrelevante diante dos resultados conseguidos.

Finalizando, conclui-se que os objetivos propostos no início deste trabalho foram atingidos, justificando a sua validade.

6.2 Sugestões

Em decorrência do trabalho e estudos realizados, deparou-se com alguns assuntos, que devido a sua importância e a ausência em bibliografia, considera-se interessantes como sugestão para futuras investigações.

- Quantidades relativas e coeficientes de resistência (K_i) das correntes individuais (A, C, E e F) de fluxo formadas no lado do casco:

A principal dificuldade na correlação do fluxo do lado do casco em um trocador de calor real é devido a porções de fluido que contornam o feixe de tubos através das folgas construtivas. Todos os métodos descritos pela literatura usaram simplificações de modo a facilitar suas formulações e assim sendo, desconsideraram os efeitos que estas correntes individuais de fluxo tem sobre a transferência de calor e perda de carga no lado do casco.

Sabendo-se da importância que representa conhecer a quantidade relativa de cada corrente de fluxo, para a completa avaliação térmica do lado do casco, sugere-se uma pesquisa mais aprofundada a partir das propostas de estudo feitas por Palen e Taborek²⁴, sobre as correntes individuais e sua influência;

- Estudo da distorção do perfil teórico de temperatura ($LMTD$) devido às correntes individuais de fluxo:

A diferença média logarítmica de temperatura não pode ser usada como a verdadeira média em trocadores com considerável quantidade de fluxo de vazamento e fluxo de *bypass*, isto porque as correntes de fluxo cruzado, vazamento e *bypass* seguem através de diferentes caminhos, podem cada uma transferir diferentes quantidades de calor por unidade de

fluxo e devem ter um perfil de temperatura diferente, dependendo da quantidade de mistura entre as correntes. Os efeitos e a precisão do fator de correção F , teoricamente desenvolvido para o fluxo multipasse, torna-se, sob algumas condições, secundário diante da predominante influência das correntes parciais do lado do casco com eficiência de mistura variando. A Referência 24 sugere que a correção deveria ser na forma de um multiplicador para o fator F , o qual abrange os efeitos das correntes parciais sobre o perfil de temperatura. Fica aqui como proposta a ser verificada;

- Relações para o fator de atrito para as correntes individuais de fluxo (vazamento e *bypass*);
- Efeitos dos perfis de temperatura adversa em fluxo laminar transversal no feixe de tubos;
- Efeitos da variação das propriedades físicas nos perfis de temperatura e velocidade na camada limite para fluxo através do feixe de tubos.

BIBLIOGRAFIA

1. BELL, K.J. Estimate S&T exchanger design fast. The Oil and Gas Journal, 6 (12):59-64, Dec. 1978.
2. ——— . Exchangers design based on the Delaware research program. Petroleum Engineering, 32(11):C26-36, C40a-40c, 1960.
3. ——— . Final report of the cooperative research program on shell and tube heat exchangers. Newark, University of Delaware, 1963. (Eng. Exp. Station Bulletin, 5)
4. BENNET, C.O. & MYERS, J.E. Fenomenos de transporte, de quantidade de movimento, calor e massa. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1978. 812p.
5. BOWMAN, R.A. Mean temperature difference correction in multipass exchangers. Industrial and Engineering Chemistry, 28(5):541-544, May 1936.
6. BOWMAN, R.A. ; MUELLER, A.C. ; NAGLE, W.M. Mean temperature difference in design. Transactions of the ASME, 62:283-294, May 1940.
7. BROECK, T.H. Multipass exchanger calculations. Industrial and Engineering Chemistry, 30(9):1041-2, 1938.
8. COLBURN, A.P. Heat transfer by natural and forced convection. West Lafayette, Purdue University, 1942. (Eng. Exp. Station Bulletin, 84).

9. _____ . Mean temperature difference and heat transfer coefficients in liquid heat exchangers. Industrial and Engineering Chemistry, 25(8):873-877, Aug. 1933.
10. DONOHUE, D.A. Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. Industrial and Engineering Chemistry, 41(11):2499-2511, Nov. 1949.
11. ECKERT, E.R.G. & DRAKE Jr., R.M. Analysis of heat and mass transfer. New York, McGraw-Hill, 1972. 806p.
12. EMERSON, W.H. Shell-side pressure drop and heat transfer with turbulent flow in segmentally baffled shell-and-tube heat exchangers. Journal of Heat and Mass Transfer, 6:649-668, 1963.
13. HEAT exchanger design handbook .Washington, Hemisphere Publishing Corp., 1983. 5v. v.2: Fluid mechanics and heat transfer; v.3: Thermal and hydraulic design.
14. HOLMAN, J.P. Transferencia de calor. São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1983. 629p.
15. ISACHENKO, V.P.; OSIPOVA, V.A.; SUKOMEL, A.S. Heat transfer. Moscow, Mir Publishers, 1977. 493p.
16. KAYS, W.M. & LONDON, A.L. Compact heat exchangers. 2.ed. New York, McGraw-Hill, 1964. 272p.
17. KAYS, W.M. & PERKINS, H.C. Forced convection, external flows. In: ROHSENOW, W.M. & HARTNETT, J.P., eds. Handbook of heat transfer. New York, McGraw-Hill, 1973. cap. 7, 193p.
18. KERN, D.Q. Process of heat transfer. New York, McGraw-Hill, 1950. 871p.

19. KREITH, F. Princípios de transmissão de calor. 3.ed. São Paulo, Edgard Blücher, 1977. 550p.
20. MOODY, L.F. Friction factors for pipe flow. Transactions of the ASME, 66: 671-84, Nov. 1944.
21. NAGLE, W.M. Mean temperature differences in multipass heat exchangers. Industrial and Engineering Chemistry, 25(6):604-9, June 1933.
22. NUSSELT, W. Der Einfluss der Gastemperatur auf den Wärmeübergang in Rohr. Technische Mechanik und Thermodynamik, 1 (8):277-90, Aug. 1930.
23. OZISIK, M.N. Transferência de calor. Bogotá, McGraw-Hill Latinoamericana, 1979. 542p.
24. PALEN, J.W. & TABOREK, J. Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method. Chemical Engineering Progress Symposium, 65(92): 53-63, 1969.
25. PETUKHOV, B.S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In: HARTNETT, J.P. & IRVINE Jr., T.F., eds. Advances in heat transfer. New York, Academic Press, 1970. V. 6, p.504-64.
26. SERGHIDES, T.K. Estimate friction factor accurately. Chemical Engineering, 5:63-4, Mar. 1984.
27. SHAH, R.K. & LONDON, A.L. Laminar flow forced convection in ducts, In: IRVINE Jr., T.F. & HARTNETT, J.P., eds. Advances in heat transfer. New York, Academic Press, 1978. Suppl. 1, 477p.
28. SHORT, B.E. Heat transfer and pressure drop in heat exchangers. Austin, University of Texas, 1943. (Bulletin, 4324).

29. SIEDER, E.N. & TATE, G.E. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. Industrial and Engineering Chemistry, 28(12):1429-35, Dec.1936.
30. TINKER, T. Shell-side characteristics of shell-and-tube heat exchangers. A simplified rating system for commercial heat exchangers. Transactions of the ASME, 80: 36-52, Jan.1958.
31. TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURES ASSOCIATION. New York, 1941.
32. WHITE, F.M. Viscous fluid flow. New York, McGraw-Hill, 1974. 725p.
33. YAWS, C.L. Physical properties - a guide to the physical, thermodynamical and transport property data of industrially chemical compounds. New York, McGraw-Hill, 1977.