



**Bruno Selim Avian Valente**

**Elaboração de um algoritmo de projeto de trocadores  
de calor para utilização em otimização de redes de  
trocadores de calor**

Campinas, 2012





UNICAMP

**Universidade Estadual de Campinas  
Faculdade de Engenharia Química**

**Bruno Selim Avian Valente**

**Elaboração de um algoritmo de projeto de trocadores  
de calor para utilização em otimização de redes de  
trocadores de calor**

Orientador: Prof. Dr. Roger Josef Zemp

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Faculdade de Engenharia Química da Universidade Estadual de Campinas para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química, na Área de Concentração Sistemas de Processos Químicos e Informática.

Este exemplar corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado defendida por Bruno Selim Avian Valente e orientada pelo Prof. Dr. Roger Josef Zemp.



---

Campinas, 2012

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -  
UNICAMP

V234e Valente, Bruno Selim Avian  
Elaboração de um algoritmo de projeto de trocadores de calor para utilização em otimização de redes de trocadores de calor / Bruno Selim Avian Valente. --Campinas, SP: [s.n.], 2012.

Orientador: Roger Josef Zemp.  
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Permutadores térmicos. 2. Energia - Conservação. 3. Modelos matemáticos. I. Zemp, Roger Josef, 1962-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Título em Inglês: Development of heat exchanger design algorithm for use in heat exchanger network optimization

Palavras-chave em Inglês: Heat exchangers, Energy - Conservation, Mathematical models

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Luis Fernando Novazzi, José Vicente Hallak D'Angelo

Data da defesa: 14-12-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

Dissertação de Mestrado defendida por **Bruno Selim Avian Valente**  
e aprovada em 14 de dezembro de 2012 pela banca examinadora  
constituída pelos doutores:



---

Prof. Dr. Roger Josef Zemp  
Orientador



---

Prof. Dr. Luis Fernando Novazzi



---

Prof. Dr. José Vicente Hallak D'Angelo



## **Agradecimentos**

Primeiramente agradeço a Deus, por me capacitar e me dar forças durante toda esta empreitada.

A minha mulher Angela pelo companheirismo, apoio nos momentos difíceis, incentivos para continuar e por ter me dado minha linda filha Maria Luiza, que é uma bênção em nossas vidas.

Aos meus pais Carlos e Wanda que sempre acreditaram no meu potencial, por terem me apoiado e ajudado desde sempre. Ao meu avô Agostinho e a minha avó Elvira, aos sogros Maria Rita, José Aquiles e Sr. Silvio Mantelli pelas diversas ajudas e também por me ensinar coisas novas.

Aos amigos que mesmo de longe estão sempre presentes: Munir Perez, Christian Gonzalez, Marcelo Feiferis. A todos os amigos da Universidade Federal de Santa Maria e também aos amigos da FEQ/Unicamp: Victor Ramos, Raphael Ribeiro, Rejane, Saulo e Brunno.

Ao orientador professor Dr. Roger Zemp por sempre se prontificar a me ajudar, sempre com boas ideias e conselhos que me ajudaram a crescer profissionalmente.

À CAPES, pelo apoio financeiro.



## RESUMO

A abordagem tradicional da estimativa da área no procedimento de síntese de redes de trocadores de calor exige a escolha de um conjunto típico de coeficientes de transferência de calor. Uma vez obtida a topologia da rede de trocadores de calor, o projeto detalhado dos trocadores pode exigir a consideração de restrições nas quedas de pressão disponíveis, alterando os valores dos coeficientes de transferência de calor utilizados inicialmente na avaliação da rede e invalidando a otimização econômica da mesma. Com isso tem-se um aumento nos custos de projeto tanto na parte construtiva como na forma de bombas e/ou compressores do processo. Esta dissertação tem como finalidade elaborar uma nova abordagem que possibilite estimar a área de troca térmica a partir de uma relação entre quedas de pressão e coeficientes de transferência de calor no lado do casco e dos tubos. Assim, partindo das quedas de pressão permitidas das correntes pode-se estimar a área e os coeficientes de transferência de calor de um trocador de calor, munido de dados de processo como carga térmica, temperaturas, propriedades físicas e quedas de pressão no lado do casco e dos tubos, e possibilitando uma análise econômica mais correta da rede de trocadores de calor. Os métodos já disponíveis para esta finalidade possuem limitações uma vez que são baseados no método de *Kern*, que inclui severas simplificações no seu modelo, e o de *Bell*, que utiliza equações empíricas dependentes de aspectos geométricos. O procedimento de análise de trocadores de calor tipo casco e tubos de *Wills & Johnston*, utilizado neste trabalho, é uma alternativa bastante viável para este tipo de problema por ser considerado teoricamente mais preciso, baseando-se em equações hidráulicas para o cálculo da queda de pressão no lado do casco considerando os diversos caminhos do fluido no interior do casco.

**Palavras-chave:** Algoritmo; projeto de trocadores de calor; otimização; redes de trocadores de calor.



## ABSTRACT

In the traditional approach of heat exchanger network synthesis the procedure for area targeting requires de choice of a set of typical heat transfer coefficients. After the heat exchanger network structure has been defined the individual exchangers are design. However, due to pressure drop restrictions the final heat exchanger design might require heat transfer coefficients that are very different from the one originally chosen, leading to increased exchanger area and increased capital cost.

This work aims to develop a new that allows the estimate of a correct set of heat transfer coefficients and exchanger area based on available pressure drops. The propose procedure allows for the estimate of heat transfer coefficients and area based on the available pressure drops. Methods already available for this purpose show limitations: the method of Kern includes severe simplifications while the method of Bell uses empirical equations dependent on geometric aspects. The method of Wills & Johnston, used in the present work, is a very feasible alternative for this type of problem as it is based on the pressure drop of the different fluid paths inside the shell side of the exchanger.

**Keywords:** design of heat exchangers; optimization; heat exchanger network



# SUMÁRIO

<b>1. Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Objetivos	3
1.2 Organização do trabalho	4
<b>2. Revisão bibliográfica</b>	<b>5</b>
2.1 Introdução	5
2.2 Integração de processos	5
2.3 Síntese de redes de trocadores de calor (SRTC).	7
2.4 Tecnologia <i>Pinch</i>	8
<b>3. Projeto de trocadores de calor</b>	<b>13</b>
3.1 Introdução	13
3.2 Método de Kern	14
3.3 Método de Bell	16
3.4 Método de Wills & Johnston	21
3.5 Conclusões	29
<b>4. Metodologia</b>	<b>31</b>
4.1 Introdução	31
4.2 Correlações entre queda de pressão, coeficiente de transferência de calor e área de troca térmica	32
4.2.1 Método de Kern	33
4.2.2 Método de Bell	34
4.3 Elaboração do novo algoritmo e suas simplificações	37

<b>5. Resultados</b>	<b>43</b>
5.1 Introdução	43
5.2 Ajustes da função	43
5.3 Algoritmo	48
5.4 Exemplo proposto	50
<b>6. Aplicação da metodologia</b>	<b>57</b>
6.1 Introdução	57
6.2 Exemplo proposto	57
6.3 Conclusões	66
<b>7. Conclusões e sugestões para trabalhos futuros</b>	<b>67</b>
<b>Referências bibliográficas</b>	<b>69</b>
<b>A - Linguagem de programação utilizada na elaboração do programa do cálculo de projeto</b>	<b>77</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Distribuição do escoamento no lado do casco (Towler, 2008).	21
Figura 3.2 – Caminhos do fluido no interior do casco (Peters & Timmerhaus, 2003).	22
Figura 5.1 – Relação entre a queda de pressão cruzada ajustada e calculada.	45
Figura 5.2 – Relação entre os coeficientes “a” calculados e ajustados, em função das propriedades físicas.	47
Figura 5.3 – Fluxograma representativo dos procedimentos realizados no presente trabalho.	49
Figura 5.4 – Dados básicos para o projeto de um trocador de calor tipo casco e tubos em contracorrente	51
Figura 6.1 – Dados básicos para o projeto de uma rede de trocadores de calor.	57



## LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1: Variação das propriedades físicas no lado do casco	46
Tabela 5.2: Constantes obtidas a partir da variação das propriedades físicas no lado do casco cruzado e da janela	47
Tabela 5.3 – Propriedades físicas e vazões mássicas no lado do casco e dos tubos.	51
Tabela 5.4 – Valores utilizados no chute inicial	53
Tabela 5.5 – Resultados obtidos pelo algoritmo proposto	54
Tabela 5.6 – Valores do projeto rigoroso do trocador de calor a partir dos dados obtidos pelo algoritmo proposto	54
Tabela 5.7 – Valores do projeto do trocador de calor a partir dos dados obtidos pelo método rigoroso	55
Tabela 6.1- Dados básicos para o projeto de uma rede de trocadores de calor.	58
Tabela 6.2 – Distribuição das quedas de pressão, temperaturas e cargas térmicas no lado do casco para o Caso 1.	59
Tabela 6.3 – Valores obtidos pelo algoritmo proposto no projeto de trocadores de calor para o Caso 1.	59
Tabela 6.4 – Valores de projeto dos trocadores de calor em série para uma área total mínima no Caso 1.	60
Tabela 6.5 – Distribuição das quedas de pressão, temperaturas e cargas térmicas no lado do casco para o Caso 2.	61
Tabela 6.6 – Valores obtidos pelo algoritmo proposto no projeto de trocadores de calor para o Caso 2.	62

Tabela 6.7 – Valores obtidos pela minimização da área dos trocadores de calor em série.	63
Tabela 6.8 – Distribuição das quedas de pressão, temperaturas e cargas térmicas no lado do casco para o Caso 3.	64
Tabela 6.9 – Valores obtidos pelo algoritmo proposto no projeto de trocadores de calor para o Caso 3.	64
Tabela 6.10 – Valores obtidos pela minimização da área dos trocadores de calor em série.	65
Tabela 6.11 – Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor no exemplo proposto.	66

# NOMENCLATURA

## Letras Latinas

$a, a', a_{pf}$	Coeficientes empíricos
$A$	Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )
$A_b$	Área de desvio ( <i>bypass</i> ) (m <sup>2</sup> ) - Wills & Johnston
$A_o$	Área segmental entre a ponta da chicana e limite externo do tubo (m <sup>2</sup> ) - Wills & Johnston
$A_s$	Área de vazamento entre as chicanas e o casco (m <sup>2</sup> ) - Wills & Johnston
$A_t$	Área de vazamento entre as chicanas e os tubos (m <sup>2</sup> ) - Wills & Johnston
$A_w$	Área da janela (m <sup>2</sup> ) - Wills & Johnston
$A_c$	Área cruzada (m <sup>2</sup> ) - Wills & Johnston
$b$ e $b'$	Coeficientes empíricos
$c$ e $c'$	Coeficientes empíricos
$C_p$	Calor Específico (kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )
$C_{ch}$	Corte de chicanas (%)
$D_c$	Diâmetro do casco (m)
$D_e$	Diâmetro equivalente (m)
$d_{et}$	Diâmetro externo dos tubos (m)
$D_{otl}$	Diâmetro do limite externo dos tubos (m)
$D_v$	Diâmetro volumétrico médio (m)
$D_w$	Diâmetro equivalente na zona da janela (m)
$f$	Fator de atrito - Bell
$F$	Fator de correção diferença de temperatura
$F_{bp}$	Fração da área de escoamento cruzado disponível para o escoamento de desvio - Bell
$F_{ct}$	Fração de tubos no escoamento cruzado - Bell
$F_c$	Fração do escoamento cruzado - Wills & Johnston
$F_s$	Fração do escoamento entre o casco e as chicanas - Wills & Johnston

$F_t$	Fração do escoamento entre os tubos e as chicanas - Wills & Johnston
$F_w$	Fração do escoamento da janela - Wills & Johnston
$G_s$	Velocidade mássica ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ ) (Kern)
$h$	Distância entre as bordas das chicanas (m)
$h_t$	Coeficiente de transferência de calor lado dos tubos ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{°C}^{-1}$ )
$h_c$	Coeficiente de transferência de calor lado do casco ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{°C}^{-1}$ )
$J_{c,l,b,r,s}$	Fatores de correção empíricos - Bell
$K_a$	Constante empírica - Bell
$K_c$	Constante empírica
$K_f$	Constante empírica - Bell
$K_t$	Constante empírica - Bell
$K_s$	Coeficiente de queda de pressão no escoamento entre o casco e as chicanas - Wills & Johnston
$K_i$	Coeficiente de queda de pressão no escoamento entre os tubos e as chicanas - Wills & Johnston
$K_c$	Coeficiente de queda de pressão no escoamento cruzado - Wills & Johnston
$K_w$	Coeficiente de queda de pressão no escoamento da janela - Wills & Johnston
$k$	Condutividade térmica do fluido ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$L$	Comprimento do casco (m)
$L_c$	Distância do corte das chicanas (m) - Bell
$L_{ch}$	Distância entre os cortes das chicanas (m)
$m$	Coeficiente empírico
$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)
$n$	Coeficiente empírico
$n_a$	Resistência ao escoamento combinado entre cruzado e janela ( $\text{N}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{kg}^{-2}$ ) - Wills & Johnston
$n_b$	Resistência ao escoamento de desvio ( $\text{N}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{kg}^{-2}$ ) - Wills & Johnston
$n_s$	Resistência ao escoamento entre o casco e chicanas ( $\text{N}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{kg}^{-2}$ ) - Wills & Johnston

$n_c$	Resistência ao escoamento cruzado ( $N \cdot s^2 \cdot m^{-2} \cdot kg^{-2}$ ) - Wills & Johnston
$n_t$	Resistência ao escoamento entre os tubos e o casco ( $N \cdot s^2 \cdot m^{-2} \cdot kg^{-2}$ ) - Wills & Johnston
$n_p$	Resistência ao escoamento por espaçamento das chicanas baseado no escoamento total ( $N \cdot s^2 \cdot m^{-2} \cdot kg^{-2}$ ) - Wills & Johnston
$N_c$	Número de tubos na linha central
$N_{cw}$	Número efetivo de fileiras de tubos no escoamento cruzado
$N_t$	Número de tubos
$N_b$	Número de chicanas
$N_{ss}$	Número de tiras selantes
$o$	Coefficiente empírico
$p$	Coefficiente empírico
$P_d$	Distância entre os tubos adjacentes (m)
$P_t$	Distância entre a fileira de tubos na direção do escoamento (m)
$P_{tp}$	Passo nos tubos (m)
$Pr$	Número de Prandtl
$Q$	Carga térmica (kW)
$Re$	Número de Reynolds
$R_L$	Fator de correção empírico - Bell
$R_b$	Fator de correção empírico - Bell
$S_m$	Área cruzada longitudinal ( $m^2$ ) - Bell
$S_{sb}$	Área entre o casco e as chicanas ( $m^2$ ) - Bell
$S_{tb}$	Área entre os tubos e as chicanas ( $m^2$ ) - Bell
$S_w$	Área da janela ( $m^2$ ) - Bell
$S_b$	Área de desvio ( <i>bypass</i> ) ( $m^2$ ) - Bell
$T_e$ e $T_s$	Temperaturas de entrada e saída ( $^{\circ}C$ )
$t$	Constante em função do arranjo dos tubos
$t_b$	Espessura das chicanas (m)
$t_s$	Espaçamento diametral entre o casco e chicanas (m)
$t_t$	Espaçamento diametral entre tubos e chicanas (m)
$U$	Coefficiente global de transferência de calor ( $W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}$ )
$V$	Velocidade ( $m \cdot s^{-1}$ )

$w$  Espaçamento entre tubos externos do casco (m)

### Letras gregas

$\Delta T_m$	Diferença de temperatura média (°C)
$\Delta T_{ml}$	Diferença de temperatura média logarítmica (°C)
$\Delta_{sb}$	Espaçamento diametral entre casco e chicanas (m)
$\Delta_{tb}$	Espaçamento diametral entre tubos e chicanas (m)
$\Delta P_t$	Queda de pressão no lado do casco (Pa)
$\Delta P_c$	Queda de pressão no lado do tubo (Pa)
$\Delta P_w$	Queda de pressão na janela (Pa)
$\rho$	Massa específica (kg.m <sup>-3</sup> )
$\mu$	Viscosidade (Pa·s)
$\mu_w$	Viscosidade na temperatura da parede (Pa·s)

# CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO

No atual cenário energético mundial a preocupação com o esgotamento das fontes tradicionais de energia e um aumento do rigor no controle ambiental têm se acentuado significativamente. Nos processos industriais, principalmente na indústria química, a demanda energética se mostra bastante alta e por isso têm sido pesquisadas ao longo do tempo diversas formas de reduzir o consumo sem perder a capacidade produtiva. Porém, a maioria das antigas plantas industriais foram projetadas sem levar em conta o consumo de energia, o que possibilita oportunidades para uma otimização energética.

Após a crise energética dos anos setenta, uma maior atenção foi dada para o estudo da minimização do consumo energético em plantas industriais. Uma das soluções encontradas foi aproveitar o calor disponível oriundo das correntes quentes e frias do processo, realizando uma interação sistemática entre as mesmas a fim de torná-lo autossuficiente do ponto de vista energético. Na maioria dos casos, as complementações energéticas entre as correntes são realizadas por meio da utilização das chamadas utilidades quentes/frias (exemplo: vapor) dentro de um processo, acarretando em um custo extra para o sistema produtivo.

O estudo da maneira como o arranjo destas correntes são distribuídas em um processo é o chamado procedimento de Síntese de Redes de Trocadores de Calor (SRTC), que tem por objetivo reduzir a quantidade de utilidades no processo e conseqüentemente reduzir o consumo energético global de uma planta industrial. Porém, outro objetivo desejado na integração energética de redes de trocadores de calor é encontrar um menor número de trocadores a serem alocados ou menor área de troca térmica para um determinado serviço.

O projeto de um trocador de calor muitas vezes se apresenta complexo, uma vez que existem diversos modelos e métodos disponíveis. O trocador de calor mais utilizado nas indústrias é o modelo casco e tubos, que tem a vantagem de

possuir adaptabilidade para diferentes condições operacionais e uma estrutura robusta, permitindo a acomodação de diversas substâncias em situações mais severas em relação à temperatura, vazão, queda de pressão e com propensão a corrosão.

Devido a isso, o projeto deste tipo de trocador de calor tem sido a temática de diversos estudos sistemáticos, visando uma maior precisão em seus cálculos, pois o balanço energético de uma planta industrial está intimamente ligado com a operação destes equipamentos.

Um processo industrial geralmente possui uma grande quantidade de trocadores de calor em seu *layout*, sendo necessários projetos planejados energeticamente para obter menor custo no consumo global. A SRTC é um dos temas bastante estudados na literatura aberta, pois se mostra como uma opção bastante viável não só para a melhoria de um projeto existente como na concepção de um novo projeto viável do ponto de vista energético e econômico (Linnhoff, 1994).

Um inconveniente encontrado na maneira tradicional durante o estabelecimento de metas de energia no procedimento de SRTC é a falta de consideração dos aspectos termohidráulicos. Os métodos tradicionais são baseados em coeficientes de transferência de calor típicos, o que pode acarretar em uma imprecisão na estimativa da área quando comparada ao projeto detalhado destes trocadores de calor a serem alocados na rede final.

Como um determinado processo pode exigir grandes quantidades de trocadores bem como diferentes arranjos (série ou em paralelo), é desejável a utilização de ferramentas de rápida aplicação e também que seja possível estimar de maneira mais próxima ao projeto detalhado, a distribuição das áreas dos trocadores em SRTC.

Alguns métodos encontrados na literatura para o projeto de trocadores de calor modelo casco e tubos não têm fornecido a precisão desejada, dificultando o

projeto final destes trocadores após a estimativa de área. Outro fator importante é que muitos dos métodos de projeto de trocador de calor modelo casco e tubos, que são a base dos *softwares* comerciais, não divulgam na literatura aberta a obtenção de algumas constantes, dificultando o uso destes métodos.

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo da presente dissertação é apresentar um algoritmo viável de projeto de trocadores de calor modelo casco e tubos para a estimativa de área, durante o procedimento de metas de energia em SRTC. O presente algoritmo baseia-se no método Wills & Johnston (1984), considerado teoricamente mais preciso para o cálculo da queda de pressão no lado do casco, conforme descrito por ESDU (1984).

Um algoritmo que ainda permita obter, além da área do trocador de calor, os seguintes valores de projeto: coeficiente de transferência de calor (casco e tubos), coeficiente global de transferência de calor e diâmetro do casco. Para isso, necessitando apenas de dados básicos de processo como: temperaturas das correntes (quente/fria), vazão mássica (casco/tubos), propriedades físicas, quedas de pressões permitidas (casco/tubos) e a partir destes dados, orientar o projetista de maneira rápida e precisa a fim de alocar os trocadores de calor de uma maneira economicamente viável.

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

A presente dissertação apresenta a seguinte sequência: O **Capítulo 2** traz uma breve revisão bibliográfica, explanando o tema que foi a base do desenvolvimento deste trabalho. O **Capítulo 3** aborda os métodos de cálculo de projeto de trocadores de calor tipo casco e tubos, no qual são expostas as vantagens e desvantagens dos mesmos. O **Capítulo 4** traz uma revisão do que foi publicado na área específica desta dissertação, explicitando a metodologia de obtenção do algoritmo, descrevendo todas as considerações envolvidas. O **Capítulo 5** mostra a validação do algoritmo proposto por meio de um exemplo baseado na literatura. O **Capítulo 6** propõe um exemplo para avaliar o algoritmo em uma rede de trocadores, e por fim, o **Capítulo 7** traz as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 – INTRODUÇÃO

O tema *integração de processos* (IP) teve como um dos seus principais precursores Linnhoff *et al.* (1982), que trouxe esforços para melhorias no âmbito de projetos térmicos, como saída para o alto consumo energético das indústrias químicas. Atualmente, com a questão ambiental tornando-se cada vez mais importante, existe uma tendência no aumento da preocupação com a proteção do planeta. Com isso tem-se notado um aumento vertiginoso do rigor da legislação ambiental no mundo inteiro, visando cobrar maior conscientização da população quanto à sua responsabilidade com o planeta. Um dos segmentos mais visados são as indústrias, por isso, um dos temas que está em voga é o consumo energético.

O consumo energético de uma planta industrial interfere diretamente nos custos de um determinado processo, e conseqüentemente no produto final. Portanto, um consumo eficiente de energia, não só é importante para o meio ambiente em relação ao consumo de combustíveis fósseis e geração de poluição, mas também para sobrevivência financeira da indústria. Por isso a IP, com foco na eficiência energética, tem sido um dos temas mais importantes para buscar um consumo mais racional não só de energia, mas também de matérias primas.

### 2.2 – INTEGRAÇÃO DE PROCESSOS

A definição de IP usada pela Agência Internacional de Energia de acordo com Gundersen (2002) é: “Consiste de Métodos Gerais e Sistemáticos para o

Projeto de Sistemas Integrados de Produção, desde Processos Individuais até Complexos Industriais, com ênfase especial no Uso Eficiente da Energia e na redução dos Efeitos ao Meio Ambiente”. A IP é um campo que vem ganhando bastante destaque na área de Engenharia de Processos, temos a Universidade de Manchester na Inglaterra que é um dos destaques nesta área de pesquisa, possui um departamento exclusivo para a pesquisa de integração de processos, atuando há mais de 15 anos, com o apoio de um grande número de indústrias por meio de um convênio.

O início da integração de processos teve como sua principal vertente o tema recuperação de calor. A integração de processos, com enfoque na integração energética, tem como objetivo fundamental o aproveitamento térmico do processo, buscando assim a utilização mínima de utilidades (quentes/frias) externas e com isso, uma redução do consumo energético. Este fato torna o processo mais econômico, além de acarretar na diminuição da geração/emissão de resíduos e a utilização controlada de matéria prima.

Na IP a redução do consumo de utilidades externas do processo é pelo aproveitamento dos potenciais térmicos por meio do excesso (correntes quentes) ou deficiência (correntes frias). Esta interação entre excesso e/ou deficiência energéticas no processo é realizada de acordo com a necessidade térmica e também de viabilidade econômica para toda planta, sendo um trabalho bastante complexo em muitos casos.

Segundo Gundensen (2002), as três principais ferramentas para os métodos de IP são: regras heurísticas (experiência do projetista), conceitos termodinâmicos e técnicas matemáticas de otimização. Estas três ferramentas podem ser utilizadas tanto de maneira combinada como isolada.

## 2.3 – SÍNTESE DE REDES DE TROCADORES DE CALOR

A SRTC é um dos importantes temas desenvolvidos na IP. Com a evolução das metodologias, a abordagem inicial de redução de energia foi ampliada para a minimização do custo total anual da rede, ou seja, a melhor relação entre custo de investimento e de operação.

A definição do ponto ótimo é um procedimento importante da SRTC, por meio do estabelecimento de metas como: o consumo mínimo de utilidades, a área total mínima de troca térmica e o número mínimo de unidades de troca térmica.

A classificação dos métodos de SRTC quanto à abordagem é feita em: Termodinâmica heurística-evolutiva e abordagem via técnicas de otimização. A Abordagem Termodinâmica heurística-evolutiva tem como base métodos utilizando conceitos de termodinâmica juntamente com regras heurísticas (experiência do projetista). A vantagem é que geralmente mostram uma aplicação simples e permitem um nível de interação do projetista no processo de análise da rede.

Uma das desvantagens encontradas nesta abordagem é a incerteza na obtenção do ótimo global, ocasionando uma dependência na qualidade do resultado com a experiência do projetista. As etapas destes métodos passam pela construção de uma rede inicial que tem por finalidade alcançar uma minimização de seu custo total anual.

O método do ponto de estrangulamento energético ou ponto “*Pinch*”, como é comumente citado, é o mais utilizado nesta abordagem. Ele surgiu como uma ferramenta importante para o projeto de RTC. De acordo com Linnhoff (1994), com a evolução da pesquisa nesta área, uma ênfase na utilização da RTC está sendo atualmente para uma análise conceitual do projeto do que propriamente no detalhamento.

O procedimento de SRTC tem como principais abordagens: sequencial e simultânea. A abordagem sequencial divide o problema da síntese de rede de trocadores de calor em uma sequência lógica de subproblemas, visando reduzir os esforços computacionais para a obtenção de um projeto de rede. De acordo com Furman e Sahinidis (2002), esses métodos envolvem a divisão do problema em um número de intervalos definidos, que é normalmente realizado por divisão da faixa de temperatura em intervalos de temperatura. Neste método, como citam Oliva *et al.* (2011), são utilizadas regras heurísticas a fim de se obter os seguintes objetivos: demanda mínima de utilidades, o número mínimo de unidades de troca térmica e o mínimo custo capital. Em contrapartida, na síntese simultânea de redes de trocadores de calor, a rede ótima é obtida sem a necessidade de segmentação do problema. Ele é formulado, de acordo com Biegler *et al.*(1997), como um problema de otimização não linear inteira mista (MINLP). Esta maneira de elaborar o problema está sujeita a várias simplificações usadas, com o objetivo de facilitar a solução destes modelos complexos.

## 2.4 TECNOLOGIA *PINCH*

A SRTC utiliza os conceitos da análise *pinch*, consistindo em três etapas. A primeira delas é a definição de metas, também conhecida como pré-análise. De acordo com Cardoso (1995), a utilização de conceitos termodinâmicos pelo projetista, determina o consumo mínimo de utilidades, o mínimo número de unidades de troca térmica, a área mínima de troca térmica e o custo global anual mínimo.

Na segunda etapa, é elaborada a síntese da rede de acordo com a definição dos cruzamentos entre as correntes e o sequenciamento lógico dos trocadores. Na última etapa, procura-se uma otimização desta rede encontrada. O projetista, a

partir disso, pode avaliar a eficiência do fluxograma proposto e se for o caso, tentar novas modificações no *layout* procurando assim obter um bom resultado em relação aos valores estimados na pré-análise.

Linnhoff (1994) expõe os três princípios básicos que envolvem a análise *pinch*: curvas compostas (*Composite Curves*), diagrama de grades (*Grid diagram*) e o ponto de estrangulamento energético (PEE ou *pinch point*).

As curvas compostas fazem parte do método gráfico apresentado na forma de um diagrama de temperatura *versus* entalpia. Estes gráficos foram inicialmente introduzidos por Huang e Elshout (1976), representando o balanço de energia do processo, o que permite prever as demandas mínimas de utilidades, entender as forças motrizes que governam a transferência de calor e localizar o ponto de estrangulamento energético pelo projetista.

A tecnologia *pinch* pode ser definida como uma das ferramentas disponíveis para resolver o problema de IP. Shenoy (1995) e Smith (2005) apresentam esta metodologia de forma detalhada e, portanto não será apresentada em detalhe neste trabalho. De uma forma sucinta, a tecnologia *pinch* obedece aos seguintes procedimentos básicos:

- Escolha das correntes quentes a serem resfriadas bem como as correntes frias a serem aquecidas;
- Identificação das temperaturas iniciais e finais das correntes, e vazões;
- Conjunto de utilidades disponíveis;
- Custo da área do trocador de calor, com a vida útil da planta e taxa de juros.
- Calores específicos e coeficientes de transferência de calor das correntes.

Este procedimento permite que o projetista estipule as metas de energia e investimento, identificando assim o melhor desempenho que pode ser alcançado, antes de realizar o projeto definitivo do sistema de recuperação de energia.

O algoritmo para estimativa de área de uma rede exige a definição adicional de um conjunto de utilidades para satisfazer o balanço de energia, e um conjunto de valores típicos de coeficientes de transferência de calor para cada corrente de processo e utilidade. Através do procedimento conhecido por “área vertical” (Smith, 2005), é possível estimar a área de transferência de calor do sistema de recuperação de energia utilizando as curvas *composites*, sem necessidade do projeto detalhado de alocação de trocadores de calor. De acordo com Smith (2005), para processos típicos o erro na estimativa de área é de +/- 20%. Com a área total da rede de trocadores, e uma estimativa do número de trocadores a partir do número de correntes e utilidades é possível estimar o custo do investimento da rede de trocadores de calor para satisfazer a meta de energia impostas.

Esta relação de economia de energia / investimento em trocadores permite identificar o melhor cenário econômico de redução no consumo de energia para um determinado processo, e projetar a rede de trocadores de calor, tanto a topologia como o detalhamento dos trocadores.

Entretanto, foi verificado que frequentemente é necessário adequar o projeto detalhado dos trocadores da rede a restrições de disponibilidade de queda de pressão. Como consequência, o valor de investimento final pode ser bem maior do que o previsto, invalidando a otimização feita utilizando os procedimentos de meta.

Diversos pesquisadores, com destaque para Polley *et al.* (1990) propuseram a elaboração de um algoritmo, capaz de estimar a área com base em uma abordagem diferente durante o procedimento de estimativa de custos de investimento. Esta abordagem tem como princípio básico relacionar a queda de pressão disponível com área, coeficientes de transferência de calor e propriedades físicas. Com isso, é possível estimar uma área que atenda

exatamente as quedas pressão permitidas, e obter uma estimativa de área na RTC que seja mais próxima ao do projeto final. Uma vez que a queda de pressão está em função da velocidade ao quadrado, pode-se colocá-la como restrição do procedimento de estabelecimento de metas, pois irá interferir diretamente no cálculo da área de troca térmica.

Os métodos mais difundidos na literatura para projeto de trocadores de calor são Kern (1950) e Bell (1963) que serviram de base para estas novas propostas de Polley *et al.* (1990). Entretanto estas abordagens possuem algumas limitações que serão assunto do presente trabalho. No capítulo 3, é exposta uma análise mais detalhada dos métodos de projeto de trocadores de calor, discutindo a diferença entre eles. O Capítulo 4 expõe com mais detalhes, os trabalhos realizados na área específica desta dissertação e que serviram de base para a metodologia desenvolvida.



## **CAPÍTULO 3. PROJETO DE TROCADORES DE CALOR**

Neste capítulo são apresentados os métodos mais comuns encontrados na literatura para o projeto de trocadores de calor tipo casco e tubos. É dada ênfase ao cálculo da queda de pressão no lado do casco, explanando as principais diferenças entre eles bem como suas vantagens e desvantagens.

### **3.1 – INTRODUÇÃO**

Como citado por Peters & Timmerhaus (2003), dentre os diversos métodos existentes na literatura, os três métodos comumente utilizados para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão para o lado do casco são: Kern (1950), Bell (1963) e Wills & Johnston (1984).

Kern (1950) é o mais difundido na bibliografia aberta, no entanto, atribuiu severas simplificações em seus cálculos, utilizando equações análogas com o do escoamento nos leitos. Este método é pouco adequado para projetos detalhados por não levar em conta os diversos caminhos que o fluido percorre no interior do casco.

Já o método de Bell (1963), que realizou um estudo sistemático na Universidade de Delaware, é amplamente aceito pelo fato de ter sido baseado em dados experimentais, levando em conta todos os caminhos do fluido no interior do casco, mas que são restritos às configurações no lado do casco nos quais os dados foram obtidos. Este método é baseado no escoamento ideal do fluido em um trocador de calor no lado do casco, no qual não há vazamentos nem desvios durante o escoamento. O coeficiente de transferência de calor ideal é corrigido

pelos diversos fatores de correção baseados em dados empíricos, porém restritos a equipamentos com uma faixa restrita de dimensões.

Tinker (1951) elaborou um método mais genérico que abrange um número maior das faixas de possíveis arranjos para o lado do casco, que foi adaptado e desenvolvido para cálculo à mão por Wills & Johnston (1984). Esta aproximação também é conhecida como o método de análise das correntes na qual separa as correntes dos fluidos nos possíveis caminhos no interior do casco. Como afirmou Serth (2007), a vantagem deste método é o fato de possuir um caráter físico (baseados em equações hidráulicas) ao abordar a descrição dos caminhos reais percorridos pelo fluido no interior do casco e obedecendo ao diferencial de pressão entre os pontos e assim promovendo a interação entre as correntes do escoamento. Estes três principais métodos de cálculo serão abordados nas próximas seções para o cálculo da queda de pressão no lado do casco.

### 3.2 – MÉTODO DE KERN (1950)

Este método foi um dos primeiros a tentar uma aproximação lógica nos cálculos para o projeto de trocador de calor. Kern (1950) utilizou na concepção do método, valores baseados em dados industriais de operações de transferência de calor com corte de chicanas fixado em 25%, onde o escoamento total de massa no lado do casco é a área de escoamento cruzada medida através da linha central do escoamento no casco. Na prática não existem tubos no centro do casco devido a aspectos construtivos e mecânicos, além disso, duas fileiras máximas iguais são colocadas em ambos os lados e isso se contabiliza menos tubos que aos computados no centro. Além disso, este método utiliza o diâmetro equivalente, que é análogo à equação para o lado dos tubos com a utilização do perímetro molhado nos tubos. Os efeitos relacionados aos desvios e vazamentos que

ocorrem no lado do casco são negligenciados e sabe-se que a área do escoamento no lado do casco muda constantemente, causando uma imprecisão significativa no cálculo da queda de pressão no lado do casco.

A seguir é exposto um resumo das etapas do cálculo de um projeto de trocador de calor tipo casco e tubos pelo método de Kern (1950).

A correlação desenvolvida para o cálculo do coeficiente de transferência de calor desenvolvido neste método foi baseada apenas na operação de trocadores de calor industriais com o corte de chicana fixado em 25%, descrita pela equação (3.1):

$$h_c = 0,36 \cdot (k/D_{eq}) \cdot (D_{eq} \cdot G_s / \mu)^{0,55} \cdot (C_p \cdot \mu / k)^{0,33} \cdot (\mu / \mu_w)^{0,14} \quad (3.1)$$

sendo  $G_s$  a velocidade mássica que é obtida pela equação (3.2):

$$G_s = \frac{\dot{m}_T}{S_m} \quad (3.2)$$

em que  $\dot{m}_T$  é vazão mássica total no lado do casco, e  $S_m$  é a área cruzada medida longitudinalmente em relação ao escoamento na linha central do casco. O valor desta área é obtido pela equação (3.3):

$$S_m = \frac{D_c \cdot P_d \cdot L_{ch}}{P_{tp}} \quad (3.3)$$

em que  $D_c$  é o diâmetro do casco,  $P_{tp}$  passo dos tubos,  $P_d$  distância entre os tubos adjacentes, e  $L_{ch}$  distância entre as chicanas. O diâmetro equivalente  $D_e$  para arranjo de tubos quadrado é descrito na equação (3.4):

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot (P_{tp}^2 - 0,25 \cdot \pi \cdot D_o^2)}{\pi \cdot D_o} \quad (3.4)$$

sendo  $D_o$  é o diâmetro externo dos tubos, e para arranjo triangulares o valor  $D_{eq}$  é dado pela mesma equação multiplicando  $P_{tp}$  por 0,86.

A queda de pressão, onde se assume que não há vazamentos no lado do casco, é descrita pela equação (3.5) abaixo:

$$\Delta P_c = \frac{4 \cdot f \cdot G_s^2 \cdot D_c \cdot (N_b + 1)}{2 \cdot \rho \cdot D_e \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)_c^{0,14}} \quad (3.5)$$

em que,  $f$  é o fator de atrito, de acordo com a Figura 14.44 do Capítulo 14, (Peters & Timmerhaus, 2003) que está em função do número de Reynolds no lado do casco e  $N_b$  é o número de chicanas especificadas para o trocador de calor.

### 3.3 – MÉTODO DE BELL (1963)

Foi desenvolvido de maneira sistemática por um grupo de pesquisadores liderados por Bell (1963) na Universidade de Delaware, onde se buscou uma abordagem mais realista ao descrever o projeto de um trocador de calor. Os experimentos foram baseados a partir de um escoamento ideal, com a aplicação dos fatores de correção adequados para os vazamentos, desvios e escoamento na zona da janela, encontrados no lado do casco, a fim de obter o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão. Os fatores de correção também levam em conta o efeito da configuração complexa das chicanas e do gradiente adverso da temperatura na troca de calor durante o escoamento laminar. O último

fator de correção é aplicado apenas em casos raros onde o número de Reynolds é menor que 100.

De acordo com Peters & Timmerhaus (2003), o passo inicial do método de Bell (1963) é calcular o escoamento cruzado ideal do coeficiente de transferência de calor. Isto requer a obtenção do número de Reynolds definido pela equação (3.6):

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V_{m\acute{a}x} \cdot d_{et}}{\mu} \quad (3.6)$$

em que  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\mu$  a viscosidade,  $d_{et}$  diâmetro externo do tubo, e  $V_{m\acute{a}x}$  velocidade máxima do fluido. O termo velocidade é definido como a velocidade máxima do fluido entre os tubos próximos à linha central do escoamento e é dada pela equação (3.7):

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{\dot{m}_T}{\rho \cdot S_m} \quad (3.7)$$

sendo que  $S_m$  é a área próxima da linha central e é definida pelos arranjos triangulares e quadrados pela equação (3.8) como:

$$S_m = L_{ch} \cdot \left[ D_c - D_{oil} + \frac{(D_{oil} - d_{et}) \cdot (P_{tp} - d_{et})}{P_{tp}} \right] \quad (3.8)$$

O coeficiente de transferência de calor para o método de Bell (1963) é obtido pela equação (3.9) abaixo:

$$h_c = h_i \cdot J_C \cdot J_L \cdot J_B \cdot J_R \cdot J_S \quad (3.9)$$

em que  $h_i$  é o coeficiente de transferência de calor do escoamento cruzado ideal descrita pela equação (3.10) pelo uso de valores apropriados para as constantes e expoentes dados nas Tabelas 14.1 e 14.2 do Capítulo 14, (Peters & Timmerhaus, 2003).

$$h_i = j_i \cdot C_{p_c} \cdot \dot{m}_c \cdot (\text{Pr})_c^{-2/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)_c^{0,14} \quad (3.10)$$

Os fatores de correção  $J_c$ ,  $J_L$  e  $J_B$  são estimados de acordo com as relações desenvolvidas por Bell (1963), iniciando pelo fator de correção  $J_c$  que leva em conta que a configuração das chicanas está em função da fração de tubos que estejam no escoamento cruzado. O fator de correção  $J_L$  está relacionado com as áreas de vazamento nos furos entre o casco e as chicanas e entre o tubo e as chicanas.

Para minimizar o escoamento de desvio na abertura entre o casco e o feixe são adicionados pares de tiras selantes no lado do casco, afetando a relação do coeficiente de transferência de calor sendo necessária a inclusão também do fator de correção  $J_B$ .

Os cálculos relacionados à queda de pressão no lado do casco para este método são realizados de maneira similar ao do coeficiente de transferência de calor. Primeiramente, a queda de pressão para um escoamento cruzado ideal é determinada e fatores de correção são aplicados levando em conta vazamentos nas chicanas e desvios. Cálculos separados foram feitos para o escoamento cruzado e janela por meio disso eliminando as correções de configurações.

O cálculo da queda de pressão ideal no lado do casco é realizado de acordo com a equação (3.11):

$$\Delta P_c = (K_a + N_c \cdot K_f) \cdot \left( \frac{\rho \cdot V_{máx}^2}{2} \right) \quad (3.11)$$

sendo  $N_c$  o número de tubos na fileira central,  $K_a$  é uma constante relacionada com as perdas de carga do fluido na entrada e na saída do feixe de tubos e é geralmente aproximada para o valor de 1,5. A constante  $K_f$  leva em conta as perdas por atrito e de momento quando o fluido passa em cada fileira sucessiva de tubos no feixe. Os valores para esta constante estão na Tabela 14.10 do Capítulo 14 (Peters & Timmerhaus, 2003) e Figura 10 da Seção 2.2.4-8 (Zukauskas e R. Ulinskas, 1983) em função do número de Reynolds para o fluido no lado do casco.

A queda de pressão ideal para o escoamento da janela entre as chicanas são obtidas de acordo com as equações (3.12 a) e (3.12 b), para variações do número de Reynolds:

Para  $Re \leq 100$

$$\Delta P_w = \frac{26 \cdot \dot{m}_T \cdot \mu}{\rho \cdot (S_m \cdot S_w)^{1/2}} \cdot \left( \frac{N_{cw}}{P_{tp} - d_{et}} + \frac{L_c}{D_w^2} \right) + \frac{\dot{m}_T^2}{\rho \cdot S_m \cdot S_w} \quad (3.12 a)$$

Para  $Re > 100$

$$\Delta P_w = \frac{(2 + 0.6 \cdot N_{cw}) \cdot \dot{m}_T^2}{2 \cdot \rho \cdot S_m \cdot S_w} \quad (3.12 b)$$

em que  $L_c$  é a distância do corte da chicana,  $D_w$  diâmetro equivalente na zona da janela,  $N_{cw}$  representa o número efetivo de fileiras de tubos no escoamento cruzado, descrita na equação (3.13):

$$N_{cw} = \frac{0,8 \cdot L_c}{P_{tp}} \quad (3.13)$$

e o número de chicanas,  $N_b$  é obtido pela equação (3.14):

$$N_b = \frac{L_s}{L_{ch} + t_b} - 1 \quad (3.14)$$

A área da janela ( $S_w$ ), para este método, é definida de acordo com a equação (3.15):

$$S_w = \frac{D_s^2}{4} \cdot \left[ \cos^{-1} D_B - D_B \cdot (1 - D_B^2)^{1/2} \right] - \frac{N_T}{8} \cdot (1 - F_{ct}) \cdot \pi \cdot D_o^2 \quad (3.15)$$

considerando  $D_B = (D_c - 2 \cdot L_c) / D_c$  dado em radianos, sendo  $N_T$  o número total de tubos no feixe e  $F_{ct}$  representa a fração de tubos no escoamento cruzado. Com isso, para finalizar a obtenção das variáveis para o cálculo da queda de pressão total no lado do casco obtém-se o diâmetro equivalente na zona da janela, dada pela equação (3.16):

$$D_w = \frac{4 \cdot S_w}{4 \cdot \left[ \left( \frac{\pi}{2} \right) \cdot N_T \cdot (1 - F_c) \cdot D_o + 2 \cdot \cos^{-1} D_B \right]} \quad (3.16)$$

E por fim, é calculada a queda de pressão total no lado do casco, conforme é descrito pela equação (3.17):

$$\Delta P_{casco} = \left[ (N_b - 1) \cdot \Delta P_c \cdot R_B + N_b \cdot \Delta P_w \right] \cdot R_L + 2 \cdot \Delta P_c \cdot R_B \cdot \left( 1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) \quad (3.17)$$

em que teremos os fatores  $R_L$  e  $R_B$  obtidas pelas figuras 14.48 e 14.49 do Capítulo 14, (Peters & Timmerhaus, 2003). Os principais inconvenientes encontrados no método de Bell (1963) é o fato dos fatores de correção serem dependentes da

geometria do trocador de calor e também em relação aos fatores de correção, se mostrarem restritos a pequenas faixas de configurações de trocadores de calor.

### 3.4 – MÉTODO DE WILLS & JOHNSTON (1984)

O presente método é baseado no método de Tinker (1951), que na época de seu surgimento era considerado bastante complexo para a realização de cálculos à mão, sendo apenas possível ser realizado por meio de computadores. O método de Wills & Johnston (1984) é baseado no modelo hidráulico para o cálculo da queda de pressão no lado do casco, sendo baseado no diferencial entre dois pontos. Além disso, o método considera todos os caminhos possíveis do fluido no interior do casco bem como o cálculo de suas áreas reais, possibilitando assim um cálculo de cada parcela do escoamento no lado do casco e conseqüentemente um cálculo mais realista da queda de pressão.

O método de Tinker (1951) é utilizado como base de muitos programas computacionais modernos por tratar os cálculos da queda de pressão e do coeficiente de transferência de calor no lado do casco partindo de uma análise do ponto de vista físico. O escoamento total no lado do casco é dividido em diferentes escoamentos dos possíveis caminhos no interior do trocador, como mostra a Figura 3.1:

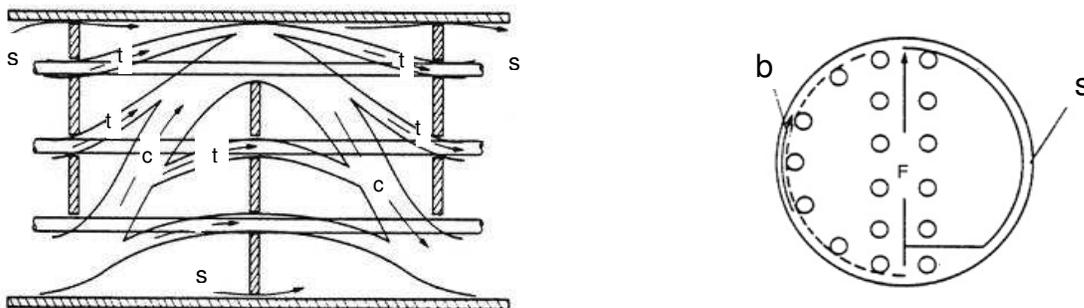


Figura 3.1 – Distribuição do escoamento no lado do casco (Towler, 2008).

- Escoamento  $t$  – Vazamento entre os tubos e as chicanas;
- Escoamento  $c$  – Cruzado;
- Escoamentos  $b$  – Desvio;
- Escoamento  $s$  – Vazamento através dos furos entre o casco e chicanas;
- Escoamento  $F$  – Passo de partição da corrente. O fluido que passa através das folgas no arranjo dos tubos devido às placas de partição.

Cada escoamento é calculado distintamente de acordo com a sua área real, assim, fornecendo a vazão e as resistências reais de acordo com cada caminho, como mostra a Figura 3.2:

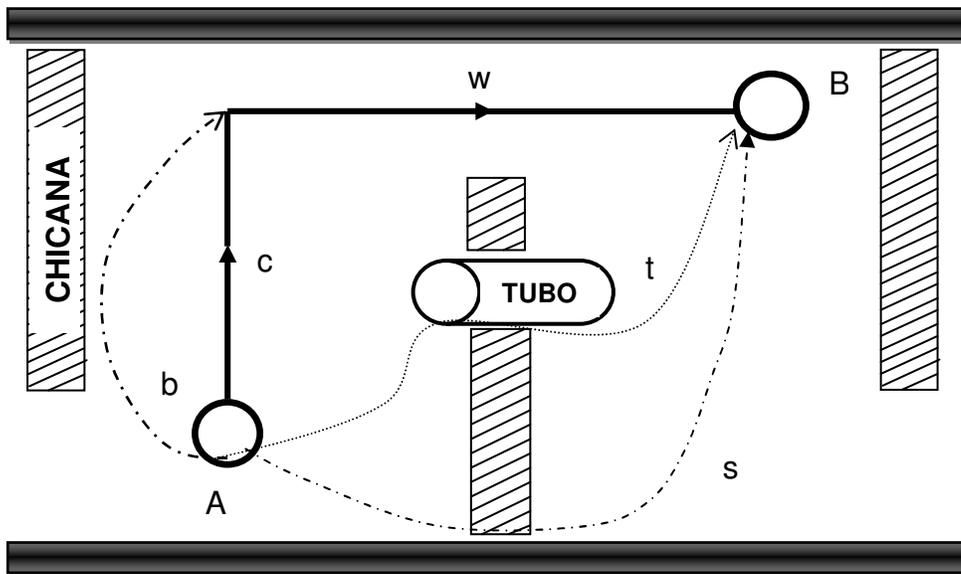


Figura 3.2 – Caminhos do fluido no interior do casco (Peters & Timmerhaus, 2003).

A partir desta abordagem, todas as resistências relacionadas aos escoamentos no interior do casco podem ser obtidas, permitindo assim quantificar a contribuição de cada caminho (vazamentos, desvios, janela e cruzado) do fluido no interior do casco bem como suas interações.

Para os primeiros cálculos geométricos obtêm-se as seguintes áreas: desvio (*by-pass*), vazamentos (*leakage*) nos furos entre tubos e chicanas, vazamentos nos furos entre o casco e as chicanas, janela, cruzadas livre e mínima centro do casco, como descrevem as equações a seguir de acordo com ESDU (1984):

- Desvio:

$$A_b = 2 \cdot w \cdot L_b \quad (3.18)$$

- Vazamento nos furos entre tubos e chicanas:

$$A_t = N_t \cdot \pi \cdot (d_{et} + t_t) \cdot t_t \quad (3.19)$$

- Vazamento nos furos entre casco e chicanas:

$$A_s = \pi \cdot (D_c - t_s) \cdot t_s \quad (3.20)$$

- Janela:

$$A_w = \left( \frac{D_c}{4} \right) \cdot (\theta - \text{sen } \theta \cos \theta) - N_w \cdot \left( \frac{\pi \cdot d_{et}^2}{4} \right) \quad (3.21)$$

- Cruzada livre:

$$A_c = \left[ \pi \cdot \frac{D_{out}^2}{4} - 2 \cdot \left( \frac{D_{out}^2}{4} \right) \cdot (\theta' - \text{sen } \theta' \cos \theta') \right] \cdot \left( \frac{L_{ch}}{h} \right) \quad (3.22)$$

- Cruzada mínima no centro do casco:

$$A_m = [(N_c - 1) \cdot (P_{ip} - d_{et}) + 2 \cdot w] \quad (3.23)$$

A partir de todas as áreas obtidas para cada escoamento, o próximo passo é obter os coeficientes de queda de pressão relacionados a cada caminho no interior do casco. ESDU (1984) descreve que o coeficiente de queda de pressão ( $K_i$ ) é definido como a perda de carga dividida pela velocidade ao quadrado, sendo em função do número de Reynolds.

Este coeficiente pode ser calculado a partir de um fator de atrito, como no escoamento através de um tubo, baseado na velocidade superficial transversal da área cruzada, adotando o diâmetro externo dos tubos como a dimensão comprimento característico. Seguem as equações obtidas para os escoamentos descritos para este método:

- Desvio:

$$K_b = 0,266 \cdot (h/P_x) + 2 \cdot N_{ss} \quad (3.24)$$

- Vazamento nos furos entre casco e chicanas:

$$K_s = 0,036 \cdot (t_b/t_s) + 2,3 \cdot (t_b/t_s)^{-0,177} \quad (3.25)$$

- Vazamento nos furos entre tubos e chicanas:

$$K_t = 0,036 \cdot (t_b/t_t) + 2,3 \cdot (t_b/t_t)^{-0,177} \quad (3.26)$$

- Janela:

$$K_w = 1,9 \cdot \exp(0,6856 \cdot A_w/A_m) \quad (3.27)$$

Somente para os cálculos da área cruzada ( $A_c$ ) e da resistência do escoamento cruzado ( $n_c$ ) existe uma particularidade que difere o método de Wills & Johnston (1984) dos demais (Kern e Bell): a necessidade de utilizar procedimento iterativo. Na abordagem realizada por Peters & Timmerhaus (2003), foram consideradas as relações obtidas por Zukauskas & Ulinskas (1983) para o cálculo do coeficiente de atrito. Já Butterworth (1978) criou uma relação diferente que considera o feixe de tubos como sendo um objeto permeável.

Primeiramente é necessário estimar o número de Reynolds superficial de acordo com a equação (3.28):

$$\text{Re} = \frac{\dot{m}_c \cdot d_{et}}{\mu \cdot A_c} \quad (3.28)$$

em que  $\dot{m}_c$  é a vazão mássica do escoamento cruzado através do feixe de tubos e  $A_c$  área cruzada. Em uma primeira aproximação, pode ser assumido que a vazão mássica seja igual à vazão mássica total. Para os números de Reynolds menores que 1000 este método não é recomendado. É também necessário determinar o diâmetro volumétrico médio como descreve a equação (3.29):

$$D_v = \frac{t \cdot P_{tp}^2 - D_{et}^2}{D_{et}} \quad (3.29)$$

na qual  $t$  é uma constante que varia com o arranjo dos tubos e  $P_{tp}$  passo dos tubos. Após a obtenção deste diâmetro, a partir do fator de atrito com as equações (3.30-a) e (3.30-b):

Arranjo quadrado:

$$f = 0,033 \cdot \frac{(D_v \cdot D_{et}^2)}{(P_t - D_{et})^3} \quad (3.30-a)$$

Arranjo triangular:

$$f = 0,033 \cdot \text{Re}^{-0,267} \cdot \frac{D_v \cdot D_{et}^2}{(P_t - D_{et})^3} \quad (3.30-b)$$

O uso da equação (3.30-b) requer um processo iterativo para o cálculo do número de Reynolds. A partir do escoamento total ( $\dot{m}_T$ ) atribuem-se valores iniciais do escoamento cruzado ( $\dot{m}_c$ ) até que os valores venham a convergir. Abaixo é descrita a equação (3.31) que permite obter o coeficiente de queda de pressão:

$$K_c = 4 \cdot f \cdot \left( \frac{h}{d_{et}} \right) \quad (3.31)$$

A partir de todas as áreas obtidas para cada escoamento, o próximo passo é obter as resistências aos escoamentos relacionadas a cada caminho no interior do casco como descreve a equação (3.32) de uma maneira genérica:

$$n_i = \frac{K_i}{2 \cdot \rho \cdot A_i^2} \quad (3.32)$$

sendo  $A_i$  área da seção transversal no escoamento em um dado caminho  $i$ ,  $K_i$  é o coeficiente de queda de pressão e  $\rho$  é a densidade do fluido.

Utilizou-se a equação (3.32) para determinar a resistência ao escoamento cruzado ( $n_c$ ), que corresponde ao espaço interno das chicanas, como descreve a equação (3.33):

$$n_c = n_{cT} \cdot F_c^{-0,267} \quad (3.33)$$

em que  $F_c$  é a fração de escoamento correspondente ao escoamento cruzado e deve ser determinado por iteração. Recomenda-se que inicie com o valor de  $F_c=1$ , e seguindo os três passos de iteração descritos abaixo, determinar um valor mais preciso de  $F_c$ :

- Determinar  $n_a$  a partir da equação (3.34-a):

$$n_a = n_w + (n_c^{-0,5} + n_b^{-0,5})^{-2} \quad (3.34-a)$$

- Determinar  $n_p$  a partir da equação (3.34-b):

$$n_p = (n_a^{-0,5} + n_s^{-0,5} + n_t^{-0,5})^{-2} \quad (3.34-b)$$

- Determinar o novo  $F_c$  a partir da equação (3.34-c):

$$F_c = (n_p/n_a)^{0,5} \cdot [1 + (n_c/n_b)^{0,5}]^{-1} \quad (3.34-c)$$

Somente para arranjos de feixe de 30° ou 60° é necessário o processo de iteração. De acordo com ESDU (1984), em um bom projeto de trocador são encontrados valores de  $F_c$  entre 0,4 e 0,7 em um trocador limpo. Os valores de  $F_c$  devem ser analisados com cautela, uma vez que um valor abaixo da faixa indicada revela um escoamento cruzado baixo, o que compromete bastante a troca térmica cruzada que é um dos principais requisitos para uma alta troca térmica. Portanto é necessário analisar as outras frações de escoamentos ( $F_b$ ,  $F_t$  e  $F_s$ ), para que se possam quantificar as perdas por desvios ou vazamentos.

O cálculo da queda de pressão no lado do casco então é descrito pela equação (3.35) também de uma maneira genérica:

$$\Delta P_i = n_i \cdot \dot{m}_i^2 \quad (3.35)$$

sendo  $\Delta P_i$  é a queda de pressão,  $\dot{m}_i$  a vazão mássica e  $n_i$  a resistência ao escoamento nos caminhos  $i$  no interior do casco.

Com relação aos escoamentos cruzado e da janela, espera-se que os valores sejam maiores em relação aos demais escoamentos com a finalidade de se obter um coeficiente de transferência de calor e queda de pressões maiores. Isso nos permite obter a queda de pressão para cada caminho do fluido no lado do casco e por fim, quantificar cada contribuição para o cálculo da queda de pressão por chicana e a total bem como o coeficiente de transferência de calor.

### 3.5 CONCLUSÕES

Após a análise dos três principais métodos de projeto de trocadores de calor tipo casco e tubos, optou-se pela utilização do método de Wills & Johnston (1984) descrito de acordo com ESDU (1984) para o projeto detalhado de trocadores de calor para a presente dissertação.

As principais vantagens do método escolhido são:

- Abordagem física ao calcular os diversos caminhos realizados pelo fluido no interior do casco, possibilitando quantificar cada contribuição real no cálculo da queda de pressão;
- O fato dos *softwares* comerciais de projeto de trocadores de calor terem sido baseados no método de Tinker (1950), tendo como destaque o *AspenTech®*;
- Abrange uma maior faixa geométrica de trocadores de calor, ao contrário do método de Bell (1963) que se restringe a uma pequena faixa geométrica;
- Menor necessidade de esforços computacionais, podendo ser facilmente implementado em *softwares* com fácil disponibilidade (por exemplo: *Microsoft Excel®*).

Algumas desvantagens são encontradas, como:

- Necessidade de um processo iterativo na etapa de obtenção da resistência ao escoamento cruzado;
- Ter sido dada apenas ênfase ao cálculo da queda de pressão no lado do casco e não terem sido feitas considerações detalhadas a respeito do coeficiente de transferência de calor no lado do casco.



# CAPÍTULO 4. METODOLOGIA

## 4.1 – INTRODUÇÃO

A motivação da criação do algoritmo utilizando como base o método de Wills & Johnston (1984), foi principalmente pelo método ter um modelo genérico e por possuir caráter físico ao descrever os escoamentos no interior do casco na equação do cálculo da queda de pressão no lado do casco.

Diferentemente da estimativa tradicional, que se baseia em coeficientes de transferência de calor típicos e constantes, a nova abordagem de estimativa é baseada na queda de pressão. Com isso, se tivermos um método teoricamente mais preciso como base, poderemos realizar uma estimativa de acordo com a nova abordagem com valores mais próximos ao do projeto final no procedimento de SRTC.

Neste capítulo é apresentado o modelo matemático que relaciona a queda de pressão no lado do casco com o coeficiente de transferência de calor e a área de troca térmica, visando tornar possível a criação de um algoritmo que seja capaz de projetar um trocador de calor tipo casco e tubo munido de poucos dados geométricos. Desta forma será possível obter um trocador de calor que satisfaça simultaneamente o balanço de energia e as quedas de pressão.

A metodologia descrita a seguir aborda a criação de um algoritmo capaz de calcular os parâmetros fundamentais envolvidos no projeto de um trocador de calor tais quais: área de troca térmica, coeficientes de transferência de calor nos lados do casco e tubos.

Com isso a metodologia tem por finalidade tornar-se aplicável em SRTC, onde se deseja a obtenção de um projeto detalhado que apresente uma menor diferença entre os valores estimados das áreas durante a fase inicial.

#### 4.2 – CORRELAÇÕES ENTRE QUEDA DE PRESSÃO, COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E ÁREA DE TROCA TÉRMICA.

De acordo com Smith (2005), as correlações para o cálculo da queda de pressão no lado do casco devem ser tratadas com um grande cuidado, uma vez que os dados experimentais tendem a mostrar dispersão considerável quando correlacionados, indicando que o cálculo da queda de pressão no lado do casco se mostra menos precisa do que o cálculo do coeficiente de transferência de calor. Além disso, os cálculos para o lado do casco são menos confiáveis do que para o lado do tubo pelo fato do fluido percorrer diversos caminhos no interior do casco.

Nos métodos tradicionais, durante o procedimento de SRTC, a área de troca térmica é estimada a partir dos coeficientes de transferência de calor típicos. Isso acarreta em uma imprecisão considerável quando as áreas estimadas inicialmente para esta rede de trocadores de calor são comparadas com as áreas calculadas conforme o projeto rigoroso, causando um grande inconveniente durante a otimização desta rede.

Visando eliminar este inconveniente, Polley *et al.*(1991) propuseram uma nova abordagem para o cálculo da área de troca térmica onde procurou-se projetar um trocador de calor a partir da queda de pressão por meio das relações entre a queda de pressão, coeficientes de transferência de calor para o lado do casco e dos tubos e área de troca térmica. Isso faz com que se obtenha um projeto que satisfaça exatamente as quedas de pressão permitidas e conseqüentemente um melhor aproveitamento da área de troca térmica,

possibilitando assim a otimização de SRTC, pois a área de troca térmica e a queda de pressão estão relacionadas diretamente com os custos em matéria de construção e bombeamento/compressão, respectivamente.

A filosofia desta nova abordagem é utilizar completamente a queda de pressão máxima permitida em ambas às correntes quentes e frias ao invés de utilizá-las como meras restrições. A utilização total das quedas de pressão nos lados do casco e dos tubos, respectivamente, garante que trocador é projetado para operar com as maiores velocidades possíveis, o que conseqüentemente acarreta em coeficientes de transferência de calor também altos. Deste modo, o trocador de calor obtido será o menor possível para um determinado serviço e que presumidamente espera-se que seja economicamente viável devido à menor área de troca térmica.

Polley *et al.*(1990) propuseram algoritmos os quais relacionam a queda de pressão e o coeficiente de transferência de calor envolvendo menor número de parâmetros geométricos do trocador.

Shenoy (1995) discutiu as diferentes propostas disponíveis na literatura que relacionam queda de pressão e coeficiente de transferência de calor, baseados em dois métodos bastante difundidos na literatura aberta que são os de Kern (1950) e Bell (1963) e também outra variação chamada *Simple Bypass-Leakage Model*, que é baseado em correlações dadas por Peter & Timmehaus (1981). Estas relações são descritas nos tópicos abaixo:

#### 4.2.1 – MÉTODO DE KERN (1950)

Jegade e Polley (1992) propuseram um modelo baseado no método de Kern (1950), considerando regime turbulento, de acordo com as relações entre queda

de pressão e coeficiente de transferência de calor no lado do casco e tubo resultando nas seguintes equações:

- Lado dos tubos:

$$\Delta P_t = K_t \cdot A \cdot h_t^{3,5} \quad (4.1)$$

em que  $K_t$  depende do diâmetro do tubo, propriedades físicas e da vazão mássica no lado dos tubos.

- Lado do casco:

$$\Delta P_c = K_c \cdot A \cdot h_c^{5,1} \quad (4.2)$$

sendo que  $K_c$  depende do diâmetro equivalente do feixe (juntamente com o diâmetro e o passo dos tubos), propriedades físicas e vazão mássica no lado do casco.

#### 4.2.2 – MÉTODO DE BELL (1963)

Panjeh Shahi (1991) desenvolveu em sua tese algoritmos semelhantes ao proposto por Jegede e Polley (1992) baseado no método de Bell (1963), consideradas para regime turbulento obtendo relações simples entre queda de

pressão e coeficiente de transferência de calor no lado do casco, resultando na equação (4.3) para o lado do casco:

$$\Delta P_c = (K_{c1} \cdot A + K_{c2}) \cdot h_c^2 \quad (4.3)$$

sendo  $K_{C1}$  e  $K_{C2}$  dependentes de uma maneira muito complicada do fator de coeficiente de transferência de calor ideal ( $j_h$ ), fator de atrito ideal ( $f_i$ ), os diversos fatores de correção proposto pelo método ( $J_c, J_l, J_b, J_r, J_s, R_l, R_b$  e  $R_s$ ) e os fatores geométricos e as propriedades físicas do fluido. Além disso, as chicanas devem estar com a mesma distância, e o corte das chicanas deve ser escolhido para que a razão entre as áreas cruzada e da janela sejam iguais.

A escolha feita por Polley *et al.* (1991), que tem por finalidade a elaboração do algoritmo o qual também é baseado no método de Bell (1963), como discutido por Shenoy (1995) pode ser mais apropriada. Isso pelo fato de considerar a igualdade entre as áreas da janela e cruzada faz com que a queda de pressão seja utilizada para superar o atrito e aumentando assim a troca térmica, no lugar de perdas relacionadas a aceleração e desaceleração alternativa do fluido. A equação (4.4) apresentada por Polley *et al.* (1991) descreve a queda de pressão no lado do casco:<sup>1</sup>

$$\Delta P_c = K'_c \cdot A \cdot h_c^{4,412} \quad (4.4)$$

No entanto a equação (4.4) possui um grande inconveniente devido ao fato da expressão para obtenção de  $K'_c$  não se encontrar disponível na literatura.

---

<sup>1</sup> A igualdade entre as áreas leva a um escoamento mais uniforme, com redução na aceleração/desaceleração do fluido ao longo do casco resultando em menor queda de pressão.

Para aplicações mais práticas, como no procedimento de otimização em síntese de redes de trocadores o algoritmo baseado no método de Kern (1950) não se mostra preciso suficientemente, já o algoritmo baseado no método de Bell (1963), por outro lado, é bastante complexo. Torna-se então desejável uma equação simplificada que relacione no lado do casco os efeitos dos desvios e vazamentos.

Outra relação citada por Shenoy (1995) para a relação entre a queda de pressão e o coeficiente de transferência de calor que é denominada método: “*Simple Bypass-Leakage Model*”. A expressão é baseada em uma única simples regra: o efeito da combinação de todos os fatores de correção para um projeto razoavelmente bom é usualmente cerca de 60% e deve ser incorporado através de um fator de segurança. As correlações usadas para se obter a equação (4.5) são dadas em Peters & Timmerhaus (2003), a partir de relações que dependem do número da fileira, arranjo e tamanho dos tubos descritas na equação abaixo:

$$\Delta P_c = K_{cc} \cdot A \cdot h_c^{4,75} \quad (4.5)$$

e que algumas correlações são em função do passo transversal ao fluxo e do passo paralelo ao fluxo.  $K_{CC}$  é dependente somente das propriedades físicas e da vazão mássica no lado do casco, juntamente com diâmetro e passo dos tubos.

Polley *et al.*(1991) propuseram uma sequência que visa eliminar o número de incógnitas por meio de um sistema de três equações e três incógnitas ( $h_t$ ,  $h_c$  e  $A$ ), formado pela combinação das equações (4.1) e (4.3) as quais relacionam ( $\Delta P_c$ ,  $\Delta P_t$ ,  $h_t$ ,  $h_c$  e  $A$ ) sendo uma equação para o lado do casco e outra para o lado dos tubos, e com as equações (4.6) e (4.7) que representam a carga térmica e o coeficiente global de transferência de calor, respectivamente:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ML} \quad (4.6)$$

$$U = \left[ \left( \frac{1}{h_c} \right) + R_{dc} + \left( \frac{1}{h_t} + R_{dt} \right) \left( \frac{D_{et}}{D_{it}} \right) + \frac{D_{et}}{2k} \ln \left( \frac{D_{et}}{D_{it}} \right) \right]^{-1} \quad (4.7)$$

sendo  $R_{dc}$  e  $R_{dt}$  são os fatores de resistência devido à sujeira no lado do casco e dos tubos, respectivamente. De acordo com Shenoy (2005), é mais conveniente resolver este sistema de três equações por redução de Duvedi (1993), pois exige apenas a busca de uma raiz para a obtenção da área de troca térmica.

Para o método de Bell (1963), devido ao grande inconveniente na obtenção das constantes da equação (4.3),  $K_{c1}$  e  $K_{c2}$ , as quais dependem da geometria do trocador, tornando bastante complexo os cálculos aplicados em redes de trocadores de calor e por isso não será exposto no presente trabalho a sua obtenção.

#### 4.3 – ELABORAÇÃO DO NOVO ALGORITMO E SUAS SIMPLIFICAÇÕES

O objetivo da metodologia proposta neste trabalho é tornar viável a utilização de um novo algoritmo, baseado no mesmo princípio elaborado por Polley *et al.* (1991), porém com a utilização de um método teoricamente mais preciso na sua elaboração para os cálculos da queda de pressão no lado do casco que é o de Wills & Johnston (1984).

De acordo com *ESDU* (1984), o método de Wills & Johnston (1984) possui uma diferença fundamental entre os demais citados na literatura, que é o processo iterativo na obtenção do coeficiente de queda de pressão (relacionada à resistência do escoamento cruzado) no lado do casco, que é obtida pelo procedimento de convergência.

Com a intenção de realizar os cálculos foi criado um programa na linguagem *Visual Basic for Applications (VBA)* do Microsoft *Excel*®, que possui a vantagem de ter fácil disponibilidade, fácil utilização em relação aos programas técnicos disponíveis, por possuir uma interface de entrada e saída de dados bastante simples e a possibilidade da utilização do recurso *solver* para se obter convergência dos dados.

Com este intuito, foi implementado um procedimento para o cálculo do projeto rigoroso de um trocador de calor pelo método de Wills & Johnston (1984) proposto por *ESDU* (1984), utilizando geometrias típicas de trocadores de calor de acordo com parâmetros e valores recomendados por Taborek (1983), *TEMA* (1999), Towler (2008).

A partir da linguagem de programação escolhida para obtenção do projeto detalhado, foram realizadas as seguintes etapas:

1-) Obtenção dos dados de queda de pressão no lado do casco em função do coeficiente de transferência de calor e área para diversos casos dentro de uma faixa de valores típicos;

2-) Obter um modelo a partir destes dados, com o ajuste do mesmo.

Alguns parâmetros e valores de entrada do programa foram fixados de acordo com os recomendados pela literatura de maneira que o projeto do trocador fosse simplificado, restringindo assim a enorme gama de variáveis disponíveis. Seguem os parâmetros e valores fixados para o projeto dos trocadores de calor:

- Diâmetro externo dos tubos: 0,0191 m (Capítulo 14, Towler, 2008);
- Diâmetro interno dos tubos: 0,0154 m (Capítulo 14, Towler, 2008);
- Arranjo dos tubos: 30°;
- Tipo de feixe: “TEMA U”;

- Número de passagem nos tubos: 2;
- Número de passagem no casco:1;
- Corte das chicanas: 25%;
- Relação entre comprimento dos tubos e diâmetro do casco: 8 (Capítulo 14, Towler, 2008);
- Relação entre o passo dos tubos e o diâmetro externo dos tubos: 1,25 (Capítulo 14, Towler, 2008);
- Espessura das chicanas em função do diâmetro do casco e o espaçamento entre as chicanas (Tabela CB-4.41, Seção 5 – TEMA, 1999)
- Folga radial entre tubos/chicana em função do diâmetro externo do tubo e o espaçamento entre as chicanas (Figura 12 da Seção 3.3.5, Taborek,1983);
- Folga radial entre casco/chicana em função de acordo com o gráfico 2 (Figura 13 da Seção 3.3.5, Taborek,1983);
- Folga radial entre casco/feixe em função do tipo de feixe e o diâmetro do casco (Figura 14 da Seção 3.3.5, Taborek, 1983);
- Relação entre o corte da chicana e o diâmetro do casco em função do espaçamento entre as chicanas (Figura 4 da Seção 3.3.5, Taborek, 1983).

A partir das relações expostas, pode-se seguir para a próxima etapa que consistiu em calcular as principais variáveis de projeto para o lado do casco: queda de pressão, coeficiente de transferência de calor e a área de troca térmica. Para isso, criou-se uma sub-rotina do programa contendo o cálculo rigoroso, onde foi realizado para diversas configurações de trocadores de calor, variando os seguintes parâmetros: vazão mássica, número de passagem nos tubos, diâmetro do casco e as propriedades físicas fixadas inicialmente de acordo com os valores da água para o lado do casco e dos tubos.

Zhu (2002) sugeriu que a queda de pressão total no lado do casco fosse dividida de acordo com as seguintes contribuições de fluxo: entrada e saída, cruzado e janela visando identificar a existência de uma contribuição maior de certa corrente. Neste trabalho, visando simplificar estas contribuições, a variação da queda de pressão foi dividida apenas nas contribuições cruzada e janela, desconsiderando assim o espaçamento diferenciado na entrada e saída do casco, como descreve a equação (4.8):

$$\Delta P_{casco} = \Delta P_{cruzada} + \Delta P_{janela} \quad (4.8)$$

A diferença fundamental entre o algoritmo proposto neste trabalho e o proposto por Polley *et al.* (1991) é a consideração do diâmetro do casco como uma nova incógnita no sistema de equações. Isso ocorre devido ao fato nesta nova abordagem a contagem dos tubos diferir dos demais métodos que eliminam o diâmetro do casco por meio de uma simplificação bastante restritiva, que considera o casco completamente ocupado por tubos não considerando os espaçamentos existentes no casco.

A contagem de tubos no presente algoritmo é dada partindo da relação obtida com base no modelo inicialmente exposto por Sinnott (2005) e adaptada para uma forma mais genérica nas tabelas do livro Wolverine Engineering Databook II, por *et al.* Bell (2001):

$$N_t = r \cdot \left( \frac{D_c}{P_{tp}} \right)^s \quad (4.9)$$

em que:  $N_t$  é o número de tubos,  $D_c$  diâmetro do casco,  $P_{tp}$  passo dos tubos,  $r$  e  $s$  constantes tabeladas dependentes do tipo de feixe e do número de passagens nos tubos.

Com a consideração da equação (4.9) para o cálculo da contagem dos tubos para valores tabelados de  $s \neq 2$  conforme Wolverine Engineering Databook II, por *et al.* Bell (2001), faz com que a variável  $D_c$  não possa ser eliminada da equação, impossibilitando realizar as simplificações apresentadas pelos modelos anteriores nas equações (4.1), (4.2) e (4.3). Assim, foi proposta nesta dissertação uma nova expressão para o cálculo da queda de pressão no lado do casco conforme descreve a equação (4.10):

$$\Delta P_c = a \cdot A \cdot h_c^b \cdot D_c^c + a' \cdot A \cdot h_c^{b'} \cdot D_c^{c'} \quad (4.10)$$

em que:  $a$ ,  $a'$ ,  $b$ ,  $b'$ ,  $c$  e  $c'$  são constantes dependentes da geometria do trocador e de dados do processo. Com o surgimento desta nova variável, foi necessário criar outra relação para que este novo sistema de equações tenha solução. O caminho encontrado foi a equação (4.11), para o cálculo da área de um trocador de calor:

$$A = \pi \cdot d_{et} \cdot L \cdot N_t \quad (4.11)$$

onde,  $d_{et}$  é o diâmetro externo dos tubos e  $L$  comprimento dos tubos.

Com substituição da equação (4.9) na (4.11), obtem-se a equação (4.12), para um feixe de tubos pré-determinado (TEMA, "U"), arranjo de tubos triangular e uma relação inicial de  $(L/D_c) = 8$ :

$$A = 590 \cdot (D_c^{3,12}) \quad (4.12)$$

De acordo com as equações (4.10) e (4.11) descritas acima, tem-se juntamente com a equação (4.1) que relaciona a queda de pressão no lado dos

tubos com o coeficiente de transferência de calor e área de troca térmica e a equação (4.6) que representa o cálculo da carga térmica, um sistema de quatro equações e quatro incógnitas ( $A$ ,  $h_t$ ,  $h_c$ ,  $D_c$ ) o que nos possibilita encontrar uma solução de maneira relativamente rápida sendo necessário apenas poucos dados geométricos do trocador. Por fim, organizando as equações de maneira sequencial, teremos o seguinte sistema:

$$\Delta P_t = K_t \cdot A \cdot h_t^{3,5} \quad (4.1)$$

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ML} \quad (4.6)$$

$$\Delta P_c = a \cdot A \cdot h_c^b \cdot D_c^c + a' \cdot A \cdot h_c^{b'} \cdot D_c^{c'} \quad (4.10)$$

$$A = 590 \cdot (D_c^{3,12}) \quad (4.12)$$

O algoritmo proposto neste trabalho é formado pelo sistema de equações (4.1), (4.6), (4.10) e (4.12) as quais permitem, a partir de poucos dados de processo como: quedas de pressão permitidas nos lados do casco e dos tubos, temperaturas e propriedades físicas das correntes, a obtenção dos seguintes dados: área de troca térmica, diâmetro do casco, coeficiente global de transferência de calor, coeficiente de transferência de calor no lado do casco e dos tubos. Partindo-se destes dados é possível obter o projeto detalhado de um trocador de calor, de acordo com os valores recomendados pela literatura.

# CAPÍTULO 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

## 5.1 – INTRODUÇÃO

De acordo com o algoritmo exposto no capítulo anterior, composto pelas equações: (4.1), (4.6), (4.10) e (4.12), se faz necessário o ajuste da função correspondente à equação (4.10) para que se torne aplicável. Este capítulo destina-se em explanar a sequência realizada para o ajuste da função bem como a validação da metodologia aplicada através de um exemplo baseado na literatura, e com isso, comprovar a aplicabilidade do algoritmo para a utilização no procedimento da estimativa de área em SRTC.

$$\Delta P_c = \overbrace{a \cdot A \cdot h_c^b \cdot D_c^c}^{\text{Escoamento Cruzado}} + \overbrace{a' \cdot A \cdot h_c^{b'} \cdot D_c^c}^{\text{Escoamento Janela}} \quad (4.10)$$

## 5.2 – AJUSTES DA FUNÇÃO

O ajuste da função tem como objetivo tornar aplicável a equação da queda de pressão no lado do casco, a qual relaciona o coeficiente de transferência de calor no lado do casco, área e diâmetro do casco. Uma vez ajustada a função, é possível a utilização do algoritmo, para isso foram necessários os seguintes procedimentos:

- A partir dos valores observados na literatura, consideraram-se faixas de valores para as seguintes variáveis:
  - Diâmetro do casco: variação de 0,5 a 2 m;

- Número de passagens nos tubos: 2, 4, 6 e 8;
- Vazão mássica: variação de acordo com o número de passagem dos tubos para que a velocidade do escoamento no lado do casco seja dentro da faixa recomendada pela literatura que é de 3 a 1 m·s<sup>-1</sup> (Sinnott, 2005).
- Realizar o cálculo rigoroso do trocador de calor pelo método de Wills & Johnston (1984) para as faixas estabelecidas acima, obtendo as seguintes variáveis: queda de pressão no lado do casco, área de troca térmica, coeficiente de transferência de calor no lado casco;
- Após esta etapa, realiza-se o procedimento de minimização entre as diferenças quadráticas dos valores obtidos para os diversos casos e o calculado pelo programa por meio do recurso *solver* do programa *Microsoft Excel*<sup>®</sup>.

Para o procedimento de minimização utilizaram-se os coeficientes:  $a$ ,  $b$  e  $c$ , representando células variáveis para o ajuste para o cálculo da queda de pressão no lado do casco referente ao escoamento cruzado. A equação (5.1) representa a função para a queda de pressão no lado do casco cruzada:

$$\Delta P_{\text{cruzado}} = a \cdot A \cdot h_c^b \cdot D_c^c \quad (5.1)$$

Com os valores calculados pelo programa mostrado no Capítulo 3, referentes aos diversos casos das quedas de pressão obtidas pelo projeto rigoroso de acordo com o método de Wills & Johnston (1984), foram calculados o quadrado das diferenças entre as quedas de pressão ajustadas e as quedas de pressão calculadas pelo projeto rigoroso, sendo esta diferença considerada como função objetivo de minimização do recurso *solver*.

De acordo com a Figura 5.1, pode-se notar que o ajuste dos pontos correspondentes à relação entre a queda de pressão cruzada calculada pelo método rigoroso e a queda de pressão cruzada ajustada pelo recurso *solver* ficou muito próxima de uma reta na diagonal do gráfico, indicando assim um bom ajuste.

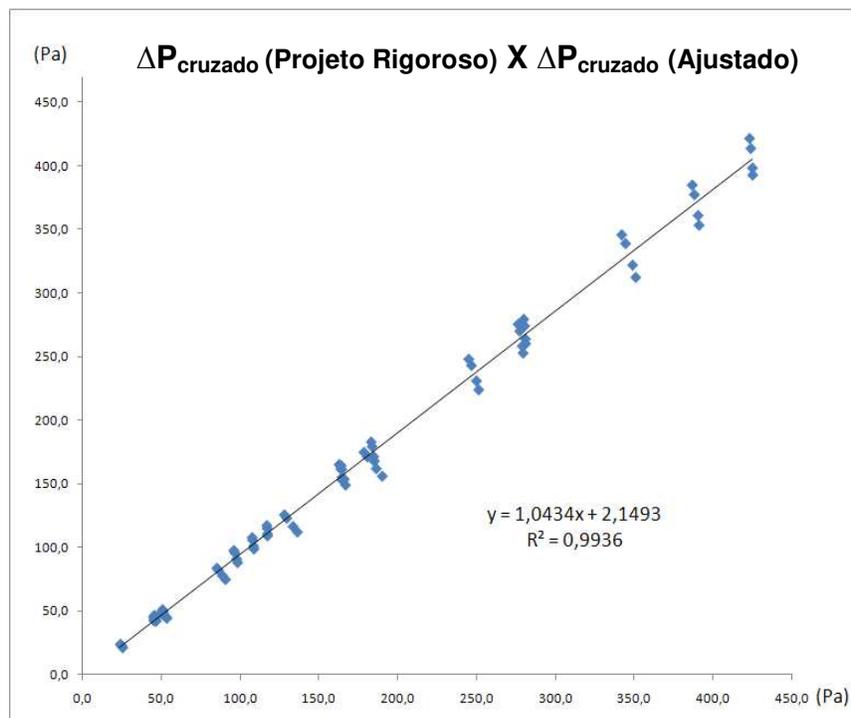


Figura 5.1 – Relação entre a queda de pressão cruzada ajustada e calculada.

Analisando os coeficientes obtidos:  $a$ ,  $b$  e  $c$  neste ajuste, observam-se que:

- $b$  e  $c$  variaram muito pouco com os diâmetros do casco, número de passagens nos tubos e vazão mássica;
- O coeficiente  $a$  variou bastante e, portanto conclui-se que é função das propriedades geométricas do trocador de calor.

Para verificar o comportamento dos coeficientes  $a$ ,  $b$  e  $c$  no lado do casco em função das propriedades físicas foram escolhidos os seguintes fluidos típicos de acordo com a literatura como: fração de petróleo, querosene e água mostrados na Tabela 5.1:

Tabela 5.1: Variação das propriedades físicas no lado do casco

Massa específica	750 a 998	kg/m <sup>3</sup>
Capacidade calorífica	2 a 4,18	kJ/kg.K
Viscosidade	0,00320 a 0,00034	Pa.s
Condutividade Térmica	0,00019 a 0,00062	kW/ m.K

Notou-se neste novo ajuste que esta variação das propriedades físicas influenciou significativamente na variação do coeficiente  $a$ , já os coeficientes  $b$  e  $c$  permaneceram constantes.

Conforme observado, o coeficiente  $a$  é dependente das propriedades físicas e geométricas do trocador, e devido a isso, foi proposto mais um ajuste com intuito de verificar o comportamento deste coeficiente, relacionando as propriedades físicas do fluido como descreve a equação (5.2):

$$a = a_{pf} \cdot \rho^m \cdot C_p^n \cdot \mu^o \cdot k^p \quad (5.2)$$

Para este ajuste foi utilizado um procedimento que se assemelha ao da queda de pressão no lado do casco cruzado e da janela. A Figura 5.2 mostra o resultado da relação entre o coeficiente “ $a$ ” calculado e ajustado em função das propriedades físicas:

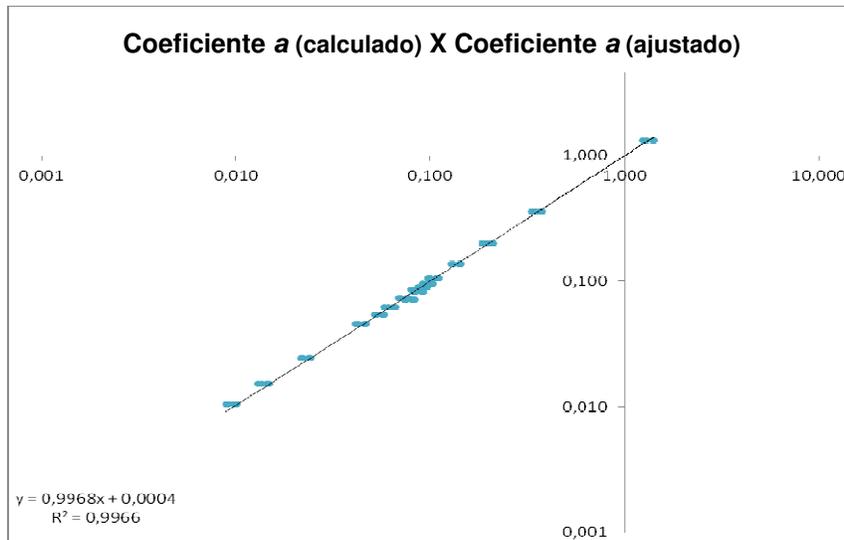


Figura 5.2 – Relação entre os coeficientes “a” calculados e ajustados, em função das propriedades físicas.

Assim como no ajuste anterior, os pontos que relacionam os valores do coeficiente a calculados e ajustados apresentaram uma reta na diagonal, mostrando um bom ajuste. Já para o cálculo da queda de pressão no lado do casco correspondente ao escoamento da janela, como os procedimentos de ajuste são semelhantes ao do fluxo cruzado, não será exposta a etapa referente ao ajuste dos coeficientes:  $a'$ ,  $b'$  e  $c'$ . As constantes para a equação correta são apresentadas na Tabela 5.2:

Tabela 5.2: Constantes obtidas a partir da variação das propriedades físicas no lado do casco cruzado e da janela

$a$	$a'$	$b$	$b'$	$c$	$c'$
2,07	1,35	2,91	3,28	-2,21	-3,19

### 5.3 – ALGORITMO

Com a obtenção de um modelo que relaciona queda de pressão no lado do casco em função da área de troca térmica, coeficiente de transferência de calor no lado do casco e diâmetro do casco, é possível agora aplicar o algoritmo para projeto de trocadores de calor utilizando as quedas de pressão como restrições.

O fluxograma a seguir mostra a sequência das etapas desenvolvidas neste trabalho, que partindo de dados básicos de um determinado processo: temperaturas das correntes (quentes e frias), carga térmica, propriedades físicas dos fluidos e das quedas de pressão permitidas pode-se estipular os seguintes parâmetros fundamentais: área de troca térmica, coeficientes de transferência de calor no lado do casco e tubos (coeficiente global) e diâmetro do casco, aplicando o algoritmo desenvolvido neste trabalho baseado no método de Wills & Johnston (1984). Assim, é possível utilizar este modelo na estimativa de área no procedimento de metas de energia em SRTC, onde se busca uma minimização dos custos (área/consumo energético).

Tem-se também a obtenção dos parâmetros adicionais, que podem ser obtidos a partir dos valores encontrados pelo algoritmo proposto para um projeto completo do trocador de calor. E assim, para a confirmação destes parâmetros, se utiliza o projeto rigoroso exposto no Capítulo 3.

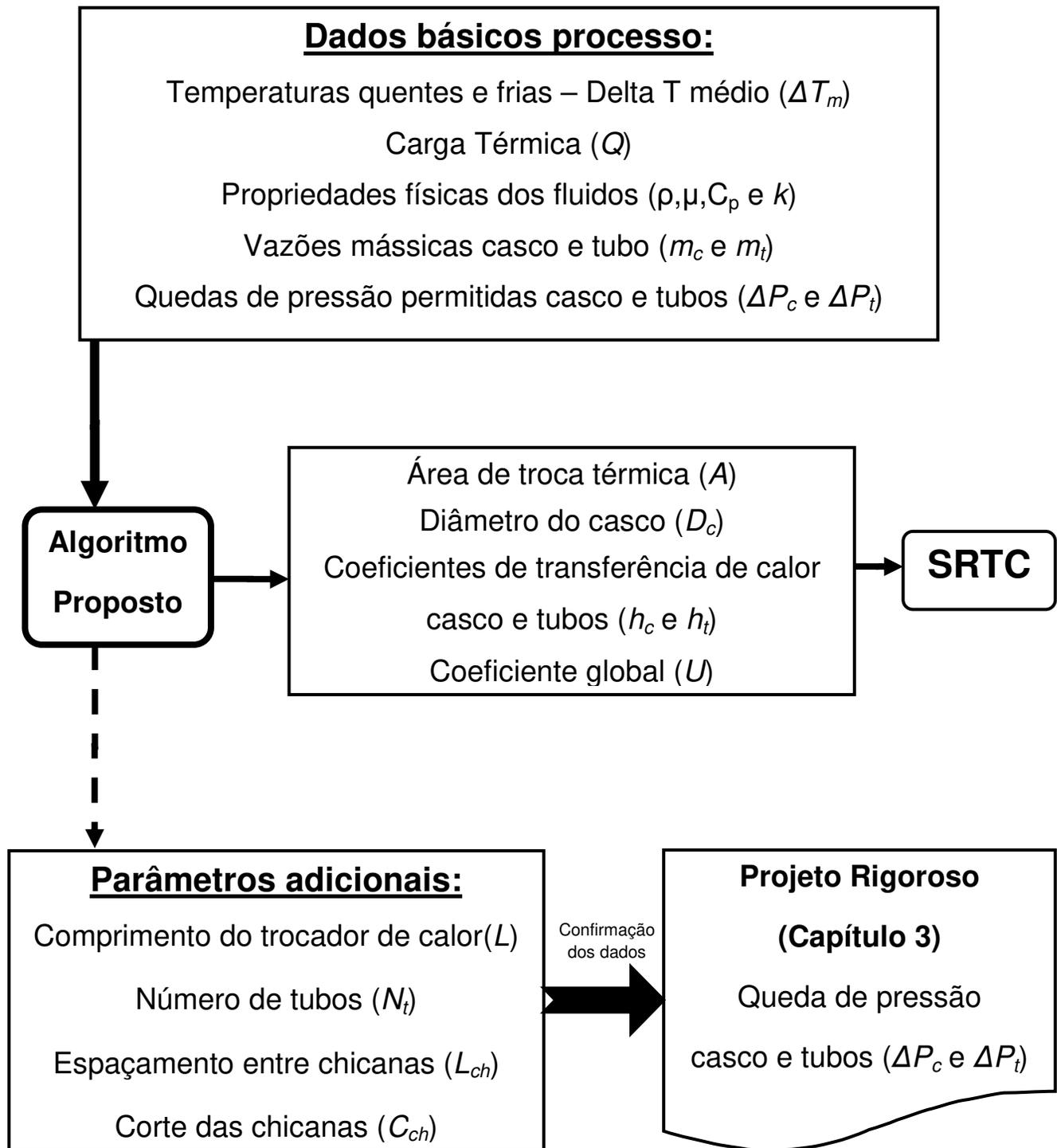


Figura 5.3: Fluxograma representativo dos procedimentos realizados no presente trabalho.

## 5.4 – EXEMPLO PROPOSTO

O algoritmo proposto permite estimar a área de um trocador que satisfaça simultaneamente a queda de pressão e o balanço de energia. Esta aplicação é comprovada no exemplo a seguir que visa confirmar a aplicabilidade do procedimento desenvolvido nos capítulos anteriores, o qual estima a área de um trocador de calor visando a sua aplicação em síntese de redes de trocadores sem se preocupar com o projeto completo do trocador de calor, a partir dos seguintes dados: carga térmica (temperaturas de entradas e saídas do processo) e quedas de pressão permitidas no lado do casco e no tubo, respectivamente.

No entanto, para simplificar o procedimento, alguns parâmetros geométricos foram estipulados de acordo com os valores recomendados pela literatura: diâmetro interno e externo dos tubos, tipo de feixe dos tubos, arranjo dos tubos, tipos de fluidos e a alocação do mesmo no lado do casco e tubos bem como suas propriedades físicas.

Os cálculos obedeceram as seguintes relações previamente estabelecidas como: corte de chicanas em função da relação entre o espaçamento das chicanas e o diâmetro do casco, passo nos tubos 1,25 vezes o diâmetro externo do tubo, e o comprimento dos tubos oito vezes o diâmetro do casco.

Dadas as quedas de pressão permitidas no lado do casco e tubos, respectivamente, estipular a área de um trocador de calor, coeficientes de transferência de calor e diâmetro do casco, seguindo as seguintes especificações de processo:

O processo descrito foi adaptado de Sinnott (2005) na forma do seguinte exemplo: Deseja-se resfriar metanol com vazão mássica igual a  $27,78 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  de  $95^\circ\text{C}$  a  $36^\circ\text{C}$ , utilizando água salgada a  $25^\circ\text{C}$  com vazão de  $69,6 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . O metanol está alocado no lado do casco e a água salgada no lado dos tubos, com a queda pressão permitida no lado do casco de  $6,4 \text{ kPa}$  e no lado dos tubos de  $7,3 \text{ kPa}$

pede-se o cálculo da área deste trocador de calor tipo casco e tubos, modelo em U, com uma passagem no casco e duas passagem nos tubos. A figura 5.2 mostra os principais dados do processo:

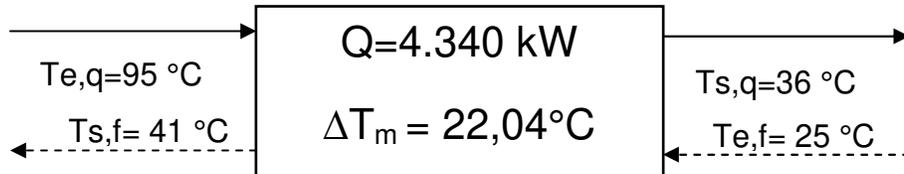


Figura 5.4 – Dados básicos para o projeto de um trocador de calor tipo casco e tubos em contracorrente.

A Tabela 5.3 mostra os valores médios das propriedades físicas e vazões mássicas no lado do casco e dos tubos para o exemplo proposto:

Tabela 5.3 – Valores médios das propriedades físicas e vazões mássicas no lado do casco e dos tubos.

	$C_p$ (kJ/kg.K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (Pa.s)	$k$ (kW/m.K)	$\dot{m}$ (kg/s)
Casco	2,84	750	0,00034	0,00019	28
Tubos	4,18	1000	0,001	0,0006	69

De acordo as equações descritas nos capítulos anteriores: (4.1), (4.6), (4.10) e (4.12), teremos:

$$\Delta P_t = K_t \cdot A \cdot h_t^{3,5} \quad (4.1)$$

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ML} \quad (4.6)$$

$$\Delta P_c = a \cdot A \cdot h_c^b \cdot D_c^c + a' \cdot A \cdot h_c^{b'} \cdot D_c^{c'} \quad (4.10)$$

$$A = 590 \cdot (D_c^{3,12}) \quad (4.12)$$

Substituindo os valores fornecidos pelo exemplo proposto, pode-se obter a solução deste sistema de equações:

$$7.300 = 1,13 \cdot 10^{-11} \cdot A \cdot h_t^{3,5}$$

$$4.340 = U \cdot A \cdot 22$$

$$6.421 = (1,34 \cdot A \cdot h_c^{2,91} \cdot D_c^{-2,21}) + (0,92 \cdot A \cdot h_c^{3,28} \cdot D_c^{-3,18})$$

$$A = 590 \cdot (D_c^{3,12})$$

Este modelo contém 4 equações e 4 incógnitas, composto por um sistema de equações não lineares. Para resolver estas equações, utilizou-se o recurso *solver* (minimização) do programa Microsoft Excel<sup>®</sup> sendo necessário atribuir uma estimativa inicial para as células variáveis dentro da faixa valores típicos observados nos diversos exemplos encontrados na literatura como mostra a Tabela 5.4 para: diâmetro do casco, coeficientes de transferência de calor no lado do casco e no lado dos tubos:

Tabela 5.4 – Valores utilizados na estimativa inicial

	$h_c$ (kJ/kg.K)	$h_t$ (kg/m <sup>3</sup> )	$D_c$ (m)
Valores típicos da literatura	1.500	3.000	0,5

Portanto, as seguintes restrições necessitam ser obedecidas para a resolução do sistema de equações propostos anteriormente:

- 1-)  $Q$  (*inicial*) –  $Q$  (*calculado*) = 0
- 2-)  $\Delta P_c$  (*inicial*) –  $\Delta P_c$  (*calculado*) = 0
- 3-)  $\Delta P_t$  (*inicial*) –  $\Delta P_t$  (*calculado*) = 0

Com a solução do sistema de equações é possível obter a área de um trocador de calor que satisfaça exatamente as quedas de pressão permitidas e a carga térmica exigida e o que já permite estimar o custo da rede. Como resultado adicional o algoritmo também fornece os valores do diâmetro do casco, coeficientes de transferência de calor no lado do casco e tubos. De acordo com a Tabela 5.5, seguem os resultados para os valores obtidos pelo algoritmo proposto:

Tabela 5.5 – Resultados obtidos pelo algoritmo proposto

	$U$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	$A$ (m <sup>2</sup> )	$D_c$ (m)	$h_c$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	$h_t$ (W/m <sup>2</sup> .°C)
Algoritmo proposto	727,36	291,6	0,797	1.729,08	3.372,74

O próximo passo é a determinação dos demais parâmetros geométricos do trocador de calor para obter a configuração completa e a partir dos dados de projeto encontrados pelo algoritmo proposto, é possível obter as demais variáveis importantes para o projeto de um trocador de calor por meio das relações previamente estabelecidas de acordo com valores recomendados.

Para a obtenção do valor do espaçamento entre as chicanas, é utilizado o gráfico encontrado na Figura da Seção 3.3.5-8 (Taborek, 1984) que fornece: corte da chicana *versus* espaçamento das chicanas em função do diâmetro do trocador. O valor desejado do espaçamento entre as chicanas é encontrado por meio de um procedimento realizado a partir do diâmetro do casco obtido pelo algoritmo proposto, utilizando tentativa e erro para os valores de corte de chicanas e assim, é possível obter o espaçamento entre as chicanas, onde é atribuído um valor inicial típico para o corte da chicana de 25 %. Por fim, para obter as quedas de pressão permitidas foi necessário utilizar o programa de cálculo para o método rigoroso (Wills & Johnston, 1984) e de acordo com a Tabela 5.6, seguem os valores obtidos para o projeto rigoroso do trocador de calor:

Tabela 5.6 – Valores do projeto rigoroso do trocador de calor a partir dos dados obtidos pelo algoritmo proposto

$L$ (m)	$N_t$	$L_{ch}$ (m)	$C_{ch}$ (%)
6,376	789	0,3588	25

Com isso, nota-se que os seguintes parâmetros de projeto: comprimento do trocador de calor, número de tubos, espaçamento entre as chicanas e o corte das chicanas só serão obtidos através dos valores recomendados previamente estabelecidos na elaboração do algoritmo. Portanto, partindo dos dados obtidos pela Tabela 5.6 podem-se utilizar os mesmos para o cálculo de um projeto rigoroso como mostra a Tabela 5.7:

Tabela 5.7 – Valores do projeto do trocador de calor a partir dos dados obtidos pelo método rigoroso

	$U$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	$A$ (m <sup>2</sup> )	$D_c$ (m)	$h_c$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	$h_t$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	$\Delta P_c$ (kPa)	$\Delta P_t$ (kPa)
Método rigoroso	897,81	306	0,79	1.726,73	3.493,98	6,87	8,75

De acordo com os resultados obtidos pelo projeto rigoroso, nota-se que:

- O valor da área do trocador obtido foi cerca de 5% maior do que a obtida pelo algoritmo, o que é aceitável;
- O valor da queda de pressão no lado do casco mostrou uma diferença de 6% em relação ao obtido pelo algoritmo;
- O valor da queda de pressão no lado dos tubos mostrou uma maior diferença entre os valores obtidos pelo algoritmo, aproximadamente 15% de diferença.

Conclui-se que apesar desta diferença encontrada nos valores obtidos pelo cálculo da queda de pressão no lado dos tubos, o algoritmo mostrou-se válido, tornando assim aplicável no procedimento em SRTC.



# CAPÍTULO 6. APLICAÇÃO DA METODOLOGIA EM REDES DE TROCADORES DE CALOR

## 6.1 INTRODUÇÃO

Para mostrar a viabilidade deste novo algoritmo na aplicação em SRTC foi criado um exemplo exposto a seguir.

Este contém três casos elaborados a partir de valores típicos de processo, baseados no exemplo utilizado por Shenoy (1995). A partir de dados básicos de processo como: quedas de pressão permitidas, temperaturas, carga térmica das correntes, é possível obter a área de troca térmica. Assim, permitir uma distribuição otimizada destas áreas onde são desejados que tanto os custos de projeto e de bombeamento sejam os menores possíveis.

## 6.2 EXEMPLO PROPOSTO

A Figura 6.1 ilustra uma rede simples contendo três correntes que necessitam ser integradas durante um determinado processo.

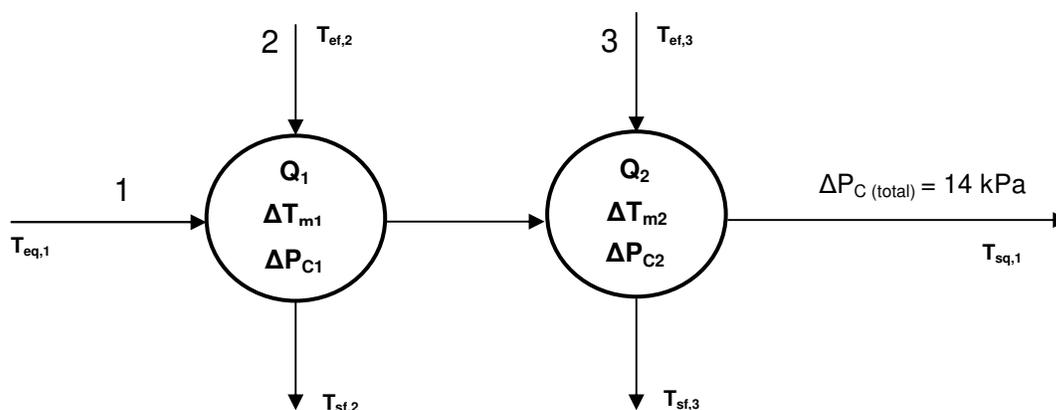


Figura 6.1 – Dados básicos para o projeto de uma rede de trocadores de calor.

A Tabela 6.1 fornece os dados de processo básicos para o projeto de uma rede de trocadores de calor: temperaturas das correntes quentes e frias, quedas de pressão permitidas e vazões mássicas.

Tabela 6.1- Dados básicos para o projeto de uma rede de trocadores de calor.

<b>Correntes</b>	<b>Alocação</b>	<b>T<sub>e</sub>(°C)</b>	<b>T<sub>s</sub>(°C)</b>	<b>ΔP(kPa)</b>	<b>ṁ(kg/s)</b>
1 – quente	Casco	98	32	14	14,90
2 – fria	Tubos	15	25	42	31,57
3 – fria	Tubos	15	25	42	31,57

Para os exemplos a seguir, teremos apenas a informação de que a queda de pressão total permitida no lado do casco em série (corrente 1) é de 14 kPa com um óleo leve de fluido de trabalho. E que a queda de pressão no lado dos tubos é de 42 kPa nas duas correntes frias (paralelas), onde é utilizado água como fluido de trabalho. O objetivo é identificar a distribuição da queda de pressão entre as correntes distribuídas em série de maneira que a área seja mínima destes trocadores de calor a serem alocados nesta rede.

- **Caso 1:**

No primeiro caso, as cargas térmicas foram consideradas iguais e as quedas de pressão distribuídas de maneira igualitária na corrente quente (lado do casco). Esta distribuição tem como intuito de verificar o comportamento do valor das áreas dos trocadores, assim como a distribuição destas quedas de pressão afeta o valor da área total. Com isso, para esta primeira situação, teremos os seguintes valores iniciais para a distribuição dos valores de processo na Tabela 6.2:

Tabela 6.2 – Distribuição das quedas de pressão, temperaturas e cargas térmicas no lado do casco para o Caso 1.

Correntes	Alocação	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta P$ (kPa)	$\Delta T_m$ (°C)	Q (kW)
<b>1 – quente</b>	<b>Casco</b>	<b>98</b>	<b>65</b>	<b>7,5</b>	<b>60,78</b>	<b>1.320</b>
2 – fria	Tubos	15	25	42		
<b>1 – quente</b>	<b>Casco</b>	<b>65</b>	<b>32</b>	<b>7,5</b>	<b>26,88</b>	<b>1.320</b>
3 – fria	Tubos	15	25	42		

Partindo dos valores iniciais necessários para o projeto pode-se utilizar o algoritmo proposto para calcular principalmente a área dos trocadores, onde também são obtidos valores dos coeficientes de transferência de calor nos lados do casco e tubo assim como o coeficiente global de troca térmica.

Para esta situação, utilizou-se o mesmo procedimento do exercício proposto no Capítulo 5. Após a solução desta rede simples de trocadores, com a utilização do *so/ver*, obtiveram-se os seguintes dados da Tabela 6.3:

Tabela 6.3 – Valores obtidos pelo algoritmo proposto no projeto de trocadores de calor para o Caso 1.

	Trocador 1		Trocador 2	
	Casco	Tubo	Casco	Tubo
$\Delta P$ (kPa)	<b>7,5</b>	42	<b>7,5</b>	42
Q (kW)	1.320		1.320	
$\Delta T_{ml}$ (°C)	60,78		26,88	
U (W/m <sup>2</sup> .°C)	964,81		925,48	
A (m <sup>2</sup> )	22,85		53,87	
h (W/m <sup>2</sup> .°C)	1.593	9.204	1.558	7.204
$A_{total}$ (m <sup>2</sup> )	76,72			

Em uma primeira análise, notou-se entre os trocadores 1 e 2 que o coeficiente global é similar pelo fato do coeficiente de transferência de calor no lado do casco ser responsável pelo controle da variação do coeficiente global por apresentar o menor valor. E também nota-se que a área do trocador 1 é menor do que o trocador 2 uma vez que  $\Delta T_{m1} > \Delta T_{m2}$ .

O outro passo é minimizar a área total desta rede de trocadores de calor, variando a distribuição de queda de pressão no lado do casco utilizando o recurso *solver*. Com isso, respeitando o limite desta queda de pressão total permitida para a corrente em série (quente) foram encontrados os valores apresentados na Tabela 6.4:

Tabela 6.4 – Valores de projeto dos trocadores de calor em série para uma área total mínima no Caso 1.

	Trocador 1		Trocador 2	
	Casco	Tubo	Casco	Tubo
$\Delta P$ (kPa)	<b>5,161</b>	42	<b>9,839</b>	42
$Q$ (kW)	1.320		1.320	
$\Delta T_{m1}$ (°C)	60,78		26,88	
$(Q/\Delta T_{m1})$	21,72		49,10	
$U$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	894		976	
$A$ (m <sup>2</sup> )	24,67		51,08	
$h$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	1.413	9.005	1.701	7.314
$A_{total}$ (minimizada) (m <sup>2</sup> )	<b>75,75</b>			

Ao comparar os dados calculados nas tabelas 6.3 e 6.4, observa-se que em relação aos valores do trocador 1 os coeficientes no lado do casco e dos tubos mostraram-se semelhantes e o coeficiente global variou. No trocador 2 tivemos uma variação nos dois coeficientes, já o coeficiente global se mostrou similar, isso devido ao fato procurar manter o coeficiente de transferência de calor no lado do casco constante, pois ele é responsável pelo controle do coeficiente global.

Pelo fato do  $\Delta T_{ml}$  no trocador 2 ser menor, procurou manter um mesmo coeficiente de transferência de calor no lado do casco, isso porque se mantendo um alto coeficiente global acarreta em altas velocidades de modo a suprir quedas de pressão maiores e conseqüentemente nos permite obter uma menor área. Já em relação ao trocador 1, partindo do mesmo conceito, a queda de pressão foi diminuída visando manter o coeficiente de transferência de calor e satisfazer a queda de pressão total permitida, e com isso, acarretou em um pequeno aumento na área.

- **Caso 2:**

O segundo caso foi criado para verificar o efeito da distribuição da queda de pressão neste mesmo processo, agora considerando também uma carga térmica diferente entre os trocadores. Este caso considerou a carga térmica no trocador 1 maior do que trocador 2. A Tabela 6.5 fornece os valores iniciais para o Caso 2:

Tabela 6.5 – Distribuição das quedas de pressão, temperaturas e cargas térmicas no lado do casco para o Caso 2.

<b>Correntes</b>	<b>Alocação</b>	<b>T<sub>e</sub> (°C)</b>	<b>T<sub>s</sub> (°C)</b>	<b>ΔP(kPa)</b>	<b>ΔT<sub>m</sub>(°C)</b>	<b>Q (kW)</b>
<b>1 – quente</b>	<b>Casco</b>	<b>98</b>	<b>50</b>	<b>7,5</b>	<b>51,69</b>	<b>1.920</b>
2 – fria	Tubos	15	25	42		
<b>1 – quente</b>	<b>Casco</b>	<b>50</b>	<b>32</b>	<b>7,5</b>	<b>20,74</b>	<b>720</b>
3 – fria	Tubos	15	25	42		

Buscando o mesmo objetivo do caso anterior, a partir de uma distribuição igualitária da queda de pressão no lado do casco, verificar o comportamento da

área dos trocadores no procedimento de minimização da área total. A Tabela 6.6 fornece valores de projeto calculado a partir da distribuição igualitária das quedas de pressão no lado do casco.

Tabela 6.6 – Valores obtidos pelo algoritmo proposto no projeto de trocadores de calor para o Caso 2.

	Trocador 1		Trocador 2	
	Casco	Tubo	Casco	Tubo
$\Delta P$ (kPa)	<b>7,5</b>	42	<b>7,5</b>	42
$Q$ (kW)	1.320		720	
$\Delta T_{ml}$ (°C)	60,78		26,88	
$U$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	951,88		921,32	
$A$ (m <sup>2</sup> )	39,61		38,25	
$h$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	1.572	8.754	1.573	6.681
$A_{total}$ (m <sup>2</sup> )	77,86			

Em relação à variação do coeficiente de transferência de calor no lado dos tubos, e o valor do coeficiente do lado do casco ser igual e o coeficiente global ser similar a justificativa é a mesma exposta no caso anterior. Porém agora nota-se que as áreas de troca térmica se mostraram semelhantes, isso devido ao fato da carga térmica no trocador 2 ser menor do que no trocador 1 obrigando assim uma diminuição da área.

De maneira semelhante à exposta no procedimento do caso anterior, a Tabela 6.7 mostra os valores obtidos no procedimento de minimização da área total dos trocadores para o Caso 2, que apenas permitiu a variação da queda de pressão no lado do casco:

Tabela 6.7 – Valores obtidos pela minimização da área dos trocadores de calor em série.

	Trocador 1		Trocador 2	
	Casco	Tubo	Casco	Tubo
$\Delta P$ (kPa)	<b>7,33</b>	42	<b>7,67</b>	42
$Q$ (kW)	1.920		720	
$\Delta T_{ml}$ (°C)	51,69		20,74	
$(Q/\Delta T_{ml})$	37,14		34,71	
$U$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	956		917	
$A$ (m <sup>2</sup> )	39,43		38,42	
$h$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	1583	8765	1561	6672
$A_{total(minimizada)}$ (m <sup>2</sup> )	77,86			

Nota-se que neste caso, ao observar a relação entre  $(Q/\Delta T_{ml})$  para uma distribuição da queda de pressão nestes trocadores, o valor das áreas e das quedas de pressão no lado do casco obtidas foram praticamente iguais.

- **Caso 3:**

Com o objetivo de verificar o comportamento da variação da carga térmica e a sua consequência na distribuição da queda de pressão neste mesmo processo. Foi criado um terceiro caso onde foram consideradas as mesmas cargas térmicas, só que no trocador 2 foi alocada a maior e no trocador 1 a menor como mostrado na Tabela 6.8:

Tabela 6.8 – Distribuição das quedas de pressão, temperaturas e cargas térmicas no lado do casco para o Caso 3.

Correntes	Alocação	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$\Delta P$ (kPa)	$\Delta T_m$ (°C)	Q (kW)
<b>1 – quente</b>	<b>Casco</b>	<b>98</b>	<b>80</b>	<b>7,5</b>	<b>68,92</b>	<b>720</b>
2 – fria	Tubos	15	25	42		
<b>1 – quente</b>	<b>Casco</b>	<b>80</b>	<b>32</b>	<b>7,5</b>	<b>32,36</b>	<b>1.920</b>
3 – fria	Tubos	15	25	42		

Buscando da mesma maneira dos casos anteriores, a partir de uma distribuição igualitária da queda de pressão no lado do casco, verificar o comportamento da área dos trocadores uma minimização da área total dos trocadores apenas com a variação da queda de pressão no lado do casco agora também com o intuito de verificar a influência da carga térmica. A Tabela 6.9 mostra os valores obtidos para uma distribuição igualitária da queda de pressão no Caso 3:

Tabela 6.9 – Valores obtidos pelo algoritmo proposto no projeto de trocadores de calor para o Caso 3.

	Trocador 1		Trocador 2	
	Casco	Tubo	Casco	Tubo
$\Delta P$ (kPa)	<b>7,5</b>	42	<b>7,5</b>	42
Q (kW)	720		1.320	
$\Delta T_{ml}$ (°C)	68,92		32,26	
U (W/m <sup>2</sup> .°C)	977,63		928,75	
A (m <sup>2</sup> )	10,85		64,85	
h (W/m <sup>2</sup> .°C)	1.617	9.576	1.550	7.604
$A_{total}$ (m <sup>2</sup> )	75,70			

Novamente utilizando o mesmo procedimento realizado nos casos anteriores, foram obtidos os valores de minimização da área total dos trocadores para o Caso 3 como mostra a Tabela 6.10:

Tabela 6.10 – Valores obtidos pela minimização da área dos trocadores de calor em série.

	Trocador 1		Trocador 2	
	Casco	Tube	Casco	Tube
$\Delta P$ (kPa)	<b>3,05</b>	42	<b>11,95</b>	42
$Q$ (kW)	720		1.920	
$\Delta T_{ml}$ (°C)	68,92		32,36	
$(Q/\Delta T_{ml})$	10,45		59,33	
$U$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	811		1017	
$A$ (m <sup>2</sup> )	13,08		59,21	
$h$ (W/m <sup>2</sup> .°C)	1.215	9.078	1.802	7.804
$A_{total}$ (minimizada) (m <sup>2</sup> )	72,29			

No trocador 1, o coeficiente de transferência de calor no lado do casco diminuiu aproximadamente 25%, no lado dos tubos um aumento de 5% e o coeficiente global diminui cerca de 17%. Já no trocador 2, o coeficiente de transferência de calor no lado do casco aumentou aproximadamente 15%, no lado dos tubos um aumento de 3% e o coeficiente global aumentou cerca de 9%.

Notou-se que neste caso, conforme observado pela relação  $(Q/\Delta T_{ml})$ , que a distribuição destas quedas de pressão foram bastante diferentes sendo no trocador 1 encontrada a menor área, pois visou da mesma maneira compensar o coeficiente de transferência de calor no lado do casco, apresentando a maior queda de pressão. Já no trocador 2 ocorreu o inverso, devido também ao fato do  $\Delta T_{ml}$  ser menor.

### 6.3 CONCLUSÕES

Pode-se verificar como mostra a tabela 6.11, que os valores dos coeficientes de transferência de calor tanto no lado do casco como no lado dos tubos não tiveram uma variação significativa. Este fato tende a confirmar o procedimento tradicional de se estipular coeficientes típicos de transferência de calor para cada corrente. Entretanto, esta observação baseia-se apenas em uma rede simples de trocador de calor e, portanto não podendo ser generalizada.

Tabela 6.11 – Valores obtidos dos coeficientes de transferência de calor no exemplo proposto.

	<b>Trocador 1</b>	<b>Trocador 2</b>
<b><math>h_c</math> (W/m<sup>2</sup>.°C)</b>	1.215 a 1.617	1.550 a 1.800
<b><math>h_t</math> (W/m<sup>2</sup>.°C)</b>	8.754 a 9.576	6.672 a 7.800

## CAPÍTULO 7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A dissertação desenvolvida teve o principal intuito de trazer uma nova abordagem para a evolução dos métodos de cálculo da área de troca térmica de trocadores de calor tipo casco e tubos. Durante o procedimento de SRTC a estimativa da área necessita além de ser rápida deve fornecer valores mais próximos possíveis com os valores do projeto detalhado.

O algoritmo proposto que teve como proposta principal relacionar as principais variáveis de um projeto de trocador de calor tipo casco e tubos como: queda de pressão no lado do casco, área de troca térmica, coeficiente de transferência de calor e diâmetro do casco, e assim, a partir dos dados básicos de processo possibilitar o projeto deste equipamento. Os resultados encontrados por meio do exemplo exposto no Capítulo 5 mostraram que é possível estimar as principais variáveis do projeto de um trocador de calor com valores bem próximos aos encontrados por um projeto rigoroso.

Vale ressaltar que diferentemente dos outros métodos, que utilizaram a abordagem analítica que partiu das equações de cada método, este algoritmo foi criado com base no ajuste de uma função a partir de dados de trocadores de calor previamente calculados dentro de uma faixa recomendada, ou seja, pode-se realizar este procedimento para qualquer método de projeto de trocadores de calor disponível na literatura.

O projeto completo foi calculado pelo método de Wills & Johnston (1984) que é teoricamente mais preciso e menos estudado na literatura aberta, devido ao seu alto grau de complexidade, porém facilmente implementado na plataforma *Exce*®, em que o principal inconveniente do método, que é o procedimento iterativo, foi solucionado.

A aplicação direta do presente algoritmo se dá na utilização na estimativa da área dos trocadores de calor, no procedimento de metas de energia em SRTC,

onde métodos anteriormente estudados se mostravam imprecisos ou complexos demais, tornando assim inviáveis para uma estimativa precisa das áreas dos trocadores a serem alocados na rede.

A dissertação apresentada procurou utilizar de maneira controlada os esforços computacionais, permitindo que ainda seja possível um planejamento energético heurístico de acordo com a vivência do projetista o qual conhece as particularidades do processo e com isso, poder determinar de uma maneira sistemática os custos de um projeto global de uma rede de trocadores de calor tanto para fins de eficiência energética de uma planta já existente ou a concepção de um novo projeto que seja viável nos quesitos de construção e energético.

Para trabalhos futuros a sugestão é que sejam estudadas a criação e aplicação do algoritmo para uma maior diversidade de modelos de trocadores de calor tipo casco e tubos, criando assim algoritmos para cada um deles e aplicando-os concomitantemente em uma rede de trocadores de calor. No mesmo contexto, flexibilizar as restrições na elaboração do algoritmo para que ele possa abranger uma maior variedade de casos.

Além disso, realizar a aplicação dos algoritmos em uma rede mais complexa para verificar o potencial da metodologia, com metas de energia para que se analisem os custos de construção destes trocadores de acordo com os modelos e para os diversos tipos de processos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BELL, K.J and MUELLER, A.C. **“Wolverine Engineering Data Book II”**, Wolverine Tube, Inc., 2001.

BIEGLER, L. T., GROSSMANN, I. E., WESTERBERG, A. W., **Systematic methods for chemical process design**. New Jersey, USA, Prentice Hall, 1997.

BUTTERWORTH, D. **“The development of a model for three-dimensional flow in tube bundles”**. Inst. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 253-6, 1978.

CAMPOS, R. H. **Simulação numérica do escoamento e perda de carga em permutadores de calor casco e tubo**. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2007.

CARDOSO, R. **Integração Energética da Etapa de Separação do Solvente do Processo de Extração de Óleo de Soja**. Dissertação de Mestrado, PEQ/UEM, Maringá, 1995.

DUVEDI, A. **“Interfacing heat exchanger design and network synthesis”**, B.Tech Project Report, Indian Institute of Technology, Bombay, 1993.

ENGINEERING SCIENCES DATA UNIT REPORTS – ESDU 83038 “**Baffled Shell-and-tube heat exchangers: flow distribution, pressure drop and heat transfer coefficient on the shellside**”, 1984.

FURMAN, K.C., SAHINIDIS, N.V. **A Critical Review and Annotated Bibliography for Heat Exchanger Network Synthesis in the 20th Century**. Urbana, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2002.

GUNDERSEN, T., **Process Integration**. International Energy Agency. 2002. Disponível em <<http://www.ieapi.org>>. Acesso em: 01 nov. 2012.

HEWITT, G. F., SHIRES, G.L. and BOTT, T.R. “**Process Heat Transfer**”, CRC, Inc.Florida, first edition, 1994.

HUANG, F. e ELSHOUT, R.V. “**Optimizing the heat recovery of crude units**”, Chem. Eng. Prog., July, 72, 68-74, 1976.

KERN, D. Q. “**Process Heat Transfer**”, McGraw-Hill, Inc., New York, first edition, 1950.

JEGEDE, F. O., POLLEY, G. T., “**Optimum Heat Exchanger Design**”, Trans. IChemE, n. 70(A2), pp. 133-141, 1992.

LIENHARD IV, J.H. and LIENHARD V, J.H.”**A heat transfer textbook**”, 3°Ed., Phlogiston Press, 2001.

LINNHOF, B. **“Designing total energy systems”**, Chem. Eng. Prog., 78, 72-80, 1982.

LINNHOF, B., TOWNSEND, D.W., BOLAND, D., HEWITT, G.F., THOMAS, B.E.A., GUY, A.R., MARSLAND, R.H., **A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy**. Revised First Edition, Rugby, Institution of Chemical Engineers, 1994.

MELO, P. A., **Fronteiras da Engenharia Química I**, Rio de Janeiro, E-papers, 2003;

MURALIKRISHNA, K., SHENOY, U. V. **“Heat exchanger design targets for minimum area and cost”**. Trans IChemE Vol. 78, Part.A, p. 161-167, 2000.

NOVAZZI, L.F., **Dinâmica e controle de redes de trocadores de calor**. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, 2007.

OLIVA, D. G., FRANCESCONI, J. A., MUSSATI, M. C., AGUIRRE, P. A., **Modeling, synthesis and optimization of heat exchanger networks. Application to fuel processing systems for PEM fuel cells**, International journal of hydrogen energy, v. 36, n. 15, pp. 9098–9114, 2011.

OLIVEIRA, A.B., **Avaliação da eficiência energética em um sítio industrial utilizando análise pinch com heurísticas e técnicas de projeto**. Dissertação de

Mestrado. Faculdade de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2005.

PANJEH SHAHI, M.H. “**Ph.D. Thesis, University of Manchester Institute of Science and Technology**”, U.K., 1991.

PERRY, R. H. “**Chemical Engineer’s Handbook**”. McGraw-Hill, Inc., New York, fifth edition, 1973.

PETERS, M. S., TIMMERHAUS, K.D. and WEST, R.E. “**Plant Design and Economics for Chemical Engineers**”. McGraw-Hill, Inc., New York, fifth edition, 2003.

PODDAR, T. K., POLLEY, G. T., “**Heat Exchanger Design Through Parameter Plotting**”, Trans. IChemE., Vol. 74, Part A, pp. 849-852, 1996.

POLLEY, G.T., PANJEH SHAHI, M. H. and PICON NUNES, M. “**Rapid Design Algorithms for Shell-and-tube and compact Heat Exchangers**”. Trans IChemE Vol. 69, Part.A, p. 435-444, 1991.

POLLEY, G. T., PANJEH SHAHI, M. H. P., JEGEDE, F. O., “**Pressure Drop Considerations in the Retrofit of Heat Exchanger Networks**”, Trans. IChemE., n. 68, pp. 211- 220, 1990.

RAVAGNANI, M. A. S. S. **Projeto e otimização de redes de trocadores de calor**. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, 1994.

REPPICH, M. and ZAGERMANN, S. **“A New design method for segmentally baffled heat exchangers”**. Computers Chem. Eng., Vol. 19, Suppl., pp. 137-142, 1995.

RIBEIRO, C. M. C. **Comparação de métodos de cálculos termo-hidráulico para trocadores de calor Casco e Tubo, sem mudança de fase**. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), Campinas, 1984.

WILLS, M.J.N. **“A hand-calculation method for shellside pressure drop and flow distribution in a shell-and-tube heat exchanger”**. Report AERE-R 11136, Atomic Energy Research Establishment, Harwell, 1984.

SAUNDERS, E. A.D. **“Heat Exchangers – Selection, design and construction”**. John Willey & Sons, Inc., New York, first edition, 1988.

SERNA, M., JIMÉZEZ, A., **“An efficient method for the design of shell and tube heat exchangers”**, Heat Transfer Engineering, 25:2, pp. 5-16, 2004.

SERTH, R. W. **“Process heat transfer: principles and applications”**. Elsevier, Inc., Oxford, 2007.

SHAHI, M.H.P. and KHOSHGARD, A. **“Heat Exchanger Networks Targeting and Design with Unequal Heat Transfer Coefficient Regarding Allowable Pressure Drop Streams”**. Heat Transfer Engineering Science & Research Unit, Vol.27 number 9, pp.43, 2006.

SHENOY, U. V. **“Heat Exchanger Network Synthesis – Process Optimization by Energy and Resource Analysis”**. Gulf Publishing Company, Texas, first edition, 1995.

SILVA, A.P. **Projeto ótimo de redes de trocadores de calor utilizando técnicas não determinísticas**. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro (COPPE-UFRJ), Rio de Janeiro, 2009.

SINNOTT, R. K. **“Chemical Engineering Design, volume 6 of Coulson and Richardson’s Chemical Engineering”**. Butterworth-Heinemann, Oxford, fourth edition, 2005.

SMITH, R. **“Chemical Process Design and Integration”**. John Willey & Sons, Chichester, England, 2005.

TABOREK, J. **“Shell-and-tube Heat Exchangers: Single Phase Flow”**; In **Heat Exchanger Design Handbook, Section 3.3**, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1983.

**TEMA – “Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association”**, Inc., eight edition, New York, 1999.

TINKER, T. **“Shell-side characteristics of shell-and-tube heat exchangers, Parts I, II and III. Proc. General Discussion on Heat Transfer”**, September 1951, Inst. Mech. Engrs, and Am. Soc. Mech. Engrs, pp. 89-116, London, 1951;

TOWLER, G. P.” **Chemical Engineering Design – Principles, practice and Economics of Plant and Process Design”**. Butterworth-Heinemann, Elsevier, first edition, 2008.

ZHU, X.X. and NIE, X.R. **“Pressure drop considerations for heat exchanger network grassroots design”**, Computers and Chem. Eng., Vol. 26, Suppl., pp. 1661 – 1676, 2002.

ZUKAUSKAS, A. e ULINSKAS, R. **“Banks of plain and finned tubes”**; In **Heat Exchanger Design Handbook, Section 2.2.4**, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1983.

ZUKAUSKAS, A., SKRINSKA, A., ZIUGZDA, J. and GNIELINSKI, V. **“Banks of plain and finned tubes”**; In **Heat Exchanger Design Handbook, Section 2.5.3**, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1983.



## APÊNDICE A

# LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO UTILIZADA NA ELABORAÇÃO DO PROGRAMA DO CÁLCULO DE PROJETO

**Sub projeto\_trocadores()**

```
Dim D_c As Single, D_et As Single, L_ch As Single, C_ch As Single, e_ch As Single
Dim L_tub As Single, P_tp As Single, L_tp As Single, L_pp As Single, N_tub As Single, Np_casc As Single, Nss As Single, Nb
As Single
Dim TLA As Single, w_linha As Single, Kl As Single, nl As Single, a As Single, a_wolv As Single, b_wolv As Single
Dim mT As Single, mw As Single, mcruz As Single, ro As Single, Cp As Single, mi As Single, k_term As Single
Dim delta_sb As Single, delta_tb As Single, delta_b As Single, h As Single, d_otl As Single, d_ctl As Single
Dim Nc As Single, Nt_w As Single, fw As Single, teta As Single, teta_linha As Single
Dim teta_ctl As Single, teta_otl As Single, teta_ctl_rad As Single, teta_otl_rad As Single
Dim A_o As Single, A_c As Single, A_m As Single, A_b As Single, A_sb As Single, A_tb As Single, A_w As Single, A_n As
Single, A_e As Single
Dim K_cT As Single, K_b As Single, K_sb As Single, K_tb As Single, K_w As Single
Dim n_cT As Single, n_c As Single, n_b As Single, n_sb As Single, n_tb As Single, n_w As Single, n_a As Single, n_p As
Single, n_nb As Single, n_e As Single, n_be As Single, n_ce As Single, n_we As Single
Dim D_v As Single, Re As Single, Re_T As Single, f_t As Single, diferenca As Single
Dim F_c_inicial As Single, F_c As Single, F_b As Single, F_sb As Single, F_tb As Single, F_w As Single, F_check As Single
Dim h_casco As Single, P_ch As Single, P_cruz As Single, P_w As Single, P_end As Single, P_n As Single, P_t As Single,
P_in As Single, P_out As Single
Dim tipo_feixe As String, R_pd As String, C_t As Single, G_casco As Single, v_casco As Single, A_trocador As Single
'Tubos
Dim G_tub As Single, m_tub As Single, Np_tub As Single, Re_tub As Single, mi_tub As Single, mi_w_tub As Single, k_tub As
Single, ro_tub As Single, Cp_tub As Single, Pr_tub As Single, h_tub As Single, d_it As Single, v_tubos As Single,
P_tubos_f As Single, P_tubos_r As Single, P_tubos As Single, f_tubos As Single, ac As Single
```

```
D_c = Range("B3")
D_et = Range("B4")
L_ch = Range("B5")
C_ch = Range("B6") / 100
e_ch = Range("B7")
L_tub = Range("B8")
P_tp = Range("B9")
N_tub = Range("B10")
Np_tub = Range("B11")
Nss = Range("B12")
delta_sb = Range("B13")
delta_tb = Range("B14")
delta_b = Range("B15")
TLA = Range("G21")
tipo_feixe = Range("G22")
mT = Range("B18")
ro = Range("B19")
Cp = Range("B20")
mi = Range("B21")
k_term = Range("B22")
m_tub = Range("B24")
ro_tub = Range("B25")
Cp_tub = Range("B26")
mi_tub = Range("B27")
k_tub = Range("B28")
d_it = Range("B29")
C_t = 0.023
```

```

Np_casc = 1
mi_w_tub = mi_tub

'1-)CÁLCULO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS
'Relação entre o passo dos tubos e o diâmetro externo dos tubos
R_pd = R_pd_permitido(P_tp, D_et)
'Espaçamento entre chicanas recomendado (Taborek)
L_ch = L_ch_tab(L_ch, D_c, C_ch)
'Folga radial Casco/chicana, recomendadas (Taborek)
delta_sb = delta_sb_tab(D_c, delta_sb)
'Folga radial tubo/chicana, recomendadas (Taborek)
delta_tb = delta_tb_tab(D_et, L_ch, delta_tb)
'Folga radial casco/feixe, recomendadas (Taborek)
delta_b = delta_b_tab(D_c, tipo_feixe, delta_b)
'Espessura chicanas, recomendadas (Taborek)
e_ch = e_ch_tab(e_ch, D_c, L_ch)
'Distância entre as pontas das chicanas (ESDU)
h = D_c - (2 * C_ch * D_c)
h = Round(h, 4)
'Comprimento dos tubos recomendados
L_tub = L_tub_calc(D_c, L_tub)
'Diâmetro do feixe (ESDU)
d_otl = D_c - (2 * delta_b)
'Diâmetro auxiliar do feixe e tubo externo para o cálculo do número de tubos (Taborek)
d_ctl = d_otl - D_et
'Passo efetivo dos tubos (Taborek)
L_tp = L_tp_calc(P_tp, TLA)

'Cálculo do número de tubos adaptado do Sinnott com as tabelas Wolverine e Perry
a_wolv = a_wolv_tab(tipo_feixe, TLA, Np_tub)
b_wolv = b_wolv_tab(tipo_feixe, TLA, Np_tub)
  If N_tub > 0 Then
N_tub = N_tub
  ElseIf N_tub = 0 And TLA = "30" Then
N_tub = a_wolv * (D_c / P_tp) ^ b_wolv
N_tub = Round(N_tub, 0)
  ElseIf N_tub = 0 And TLA = "90" Then
N_tub = 0.866 * (a_wolv * (D_c / P_tp) ^ b_wolv)
N_tub = Round(N_tub, 0)
End If

'Número de chicanas (Peters & Timmerhaus)
Nb = L_tub / (L_ch + e_ch)
Nb = Round(Nb, 0)
'Número de chicanas (taborek)
'Nb=(L_tub/L_ch)-1

'Ângulo entre o centro e o diâmetro do feixe (Taborek)
teta_ctl_rad = 2 * acos((D_c / d_ctl) * (1 - (2 * C_ch)))
teta_ctl = teta_ctl_rad * 57.2958
'Ângulo do diâmetro do feixe (Taborek)
teta_otl_rad = 2 * acos((D_c / d_otl) * (1 - (2 * C_ch)))
teta_otl = teta_otl_rad * 57.2958
'Ângulo do raio do casco (ESDU)
teta = acos(h / D_c)
'Ângulo do raio do feixe (ESDU)
teta_linha = acos(h / d_otl)

'2-)ÁREAS DE FLUXO

```

```

'2.1)DESVIO
A_b = (2 * delta_b + w_linha) * L_ch
'2.2)CRUZADA
'Número de tubos cruzados(Taborek)
L_pp = L_pp_tab(TIA, P_tp)
Nc = (D_c / L_pp) * (1 - ((2 * D_c * C_ch) / D_c))
Nc = Round(Nc, 0)
A_o = (d_otl ^ 2 / 4) * (teta_linha - Sin(teta_linha) * Cos(teta_linha))
A_c = (((Pi * d_otl ^ 2) / 4) - (2 * A_o)) * (L_ch / h) - w_linha * L_ch
A_m = ((Nc - 1) * (P_tp - D_et) + (2 * delta_b) + w_linha) * L_ch

'2.3)CASCO/CHICANAS
A_sb = Pi * (D_c - delta_sb) * delta_sb
'2.4)TUBO/CHICANAS
A_tb = N_tub * Pi * (D_et + delta_tb) * delta_tb
'2.5)JANELA
'Fração de tubos na janela(Taborek)
fw = ((2 * Pi) ^ -1) * (teta_ctl_rad - Sin(teta_ctl_rad))
'Número de tubos na janela(Taborek)
Nt_w = N_tub * fw
Nt_w = Round(Nt_w, 0)
A_w = ((D_c ^ 2 / 4) * (teta - (Sin(teta) * Cos(teta)))) - (Nt_w * ((Pi * D_et ^ 2) / 4))

'REYNOLDS SUPERFICIAL DO FLUXO CRUZADO
Re_T = (mT * D_et) / (A_c * mi)

'3)COEFICIENTES DE QUEDA DE PRESSÃO
'3.1)DESVIO
K_b = (0.266 * (h / L_tp)) + 2 * Nss
'3.2)CASCO/CHICANAS
  If delta_sb = 0 Then
K_sb = 0
n_sb = 0
  ElseIf delta_sb > 0 Then
K_sb = (0.036 * (e_ch / delta_sb)) + (2.3 * (e_ch / delta_sb) ^ -0.177)
  End If
'3.3)TUBO/CHICANAS
  If delta_tb = 0 Then
K_tb = 0
n_tb = 0
  ElseIf delta_tb > 0 Then
K_tb = (0.036 * (e_ch / delta_tb)) + (2.3 * (e_ch / delta_tb) ^ -0.177)
  End If
'3.4)JANELAS
K_w = 1.9 * Exp(0.6856 * (A_w / A_m))

'4) RESISTÊNCIAS DO FLUXO
'4.1)DESVIO
  If (K_b = 0 Or A_b = 0) Then
n_b = 0
  ElseIf (K_b > 0 Or A_b > 0) Then
n_b = (K_b) / (2 * ro * (A_b ^ 2) * g_c)
  End If
'4.2)CASCO/CHICANAS
  If (K_sb = 0 Or A_sb = 0) Then
n_sb = 0
  ElseIf (K_sb > 0 Or A_sb > 0) Then
n_sb = (K_sb) / (2 * ro * (A_sb ^ 2) * g_c)
  End If
'4.3)TUBO/CHICANAS
  If (K_tb = 0 Or A_tb = 0) Then

```

```

n_tb = 0
  ElseIf (K_tb > 0 Or A_tb > 0) Then
n_tb = (K_tb) / (2 * ro * (A_tb ^ 2) * g_c)
  End If
'4.4) JANELAS
n_w = (K_w) / (2 * ro * (A_w ^ 2) * g_c)
'4.5) CRUZADO
'4.5.1) DIÂMETRO EQUIVALENTE VOLUMÉTRICO
a = a_tab(TLA)
D_v = ((a * P_ttp ^ 2) - D_et ^ 2) / D_et
'4.5.2) FATOR DE FRICÇÃO
f_t = f_t_calc(TLA, D_et, D_v, P_ttp, Re_T)
K_cT = 4 * f_t * (h / D_et)
n_cT = (K_cT / (2 * ro * A_c ^ 2))

'5) FRAÇÕES DE FLUXOS
'5.1) CRUZADO (ITERAÇÃO DE VALORES)
F_c_inicial = 1
  Do
n_c = n_cT * (F_c_inicial) ^ -0.267
  If n_b = 0 Then
n_a = n_w + (n_c ^ -0.5) ^ -2
  ElseIf n_b > 0 Then
n_a = n_w + ((n_c ^ -0.5) + (n_b ^ -0.5)) ^ -2
  End If
n_p = n_p_calc(n_a, n_sb, n_tb)
  If n_b = 0 Then
F_c = ((n_p / n_a) ^ 0.5)
  ElseIf n_b > 0 Then
F_c = ((n_p / n_a) ^ 0.5) * (1 + (n_c / n_b) ^ 0.5) ^ -1
  End If
diferenca = Abs(F_c_inicial - F_c)
F_c_inicial = F_c
  Loop Until diferenca <= 0.001
'5.2) CASCO/CHICANA
  If n_sb = 0 Then
F_sb = 0
  ElseIf n_sb > 0 Then
F_sb = (n_p / n_sb) ^ 0.5
  End If
'5.3) TUBO/CHICANA
  If n_tb = 0 Then
F_tb = 0
  ElseIf n_tb > 0 Then
F_tb = (n_p / n_tb) ^ 0.5
  End If
'5.4) DESVIO
F_b = ((n_p / n_a) ^ 0.5) * (1 + (n_b / n_c) ^ 0.5) ^ -1
'5.5) JANELA
F_w = (n_p / n_a) ^ 0.5
F_check = F_sb + F_tb + F_c + F_b
Re = Re_T * F_c

'6) QUEDA DE PRESSÃO
'6.1) LADO DO CASCO
P_ch = (n_p * (mT ^ 2)) / 1000
mw = F_w * mT
P_w = ((n_w * (mw ^ 2)) / 1000) * (Nb)
mcruz = F_c * mT
P_cruz = ((n_c * (mcruz ^ 2)) / 1000) * (Nb + 1)
'6.4) TOTAL

```

```

'P_t = ((Nb + 1) * P_ch)
P_t = P_w + P_cruz

'7)Coeficiente de transferência de calor
h_casco = 0.33 * ((k_term / D_et) * (10 ^ 3)) * (((mT * F_c * D_et) / (A_m * mi)) ^ 0.6) * ((mi * Cp / k_term) ^ 0.3)
G_casco = mT / A_m
v_casco = G_casco / ro

'Tubos (Shenoy)
A_trocador = N_tub * Pi * D_et * L_tub
G_tub = m_tub / (((Pi * d_it ^ 2) / 4) * (N_tub / Np_tub))
v_tubos = G_tub / ro_tub
Re_tub = d_it * G_tub / mi_tub
Pr_tub = (Cp_tub * mi_tub / k_tub)
'Coeficiente de transferência de calor
h_tub = h_tubo_calc(Re_tub, Pr_tub, d_it, L_tub, mi_tub, mi_w_tub, k_tub, C_t)
'Queda de pressão
f_tubos = f_tubos_calc(Re_tub)
ac = ac_calc(Re_tub, f_tubos)
'Devido ao fator de atrito
P_tubos_f = (2 * f_tubos * (G_tub ^ 2) * L_tub * Np_tub * Np_casc) / (d_it * ro_tub)
'Devido a perda por retorno
'P_tubos_r = 1.25 * (G_tub ^ 2) * Np_tub * (Np_casc / ro_tub)
P_tubos = P_tubos_f

Range("B5") = L_ch
Range("B8") = L_tub
Range("B10") = N_tub
Range("B13") = delta_sb
Range("B14") = delta_tb
Range("B15") = delta_b
Range("B7") = e_ch
Range("G3") = A_sb
Range("G4") = A_tb
Range("G5") = A_m
Range("G6") = A_w
Range("G7") = A_b
Range("G9") = n_sb
Range("G10") = n_tb
Range("G11") = n_w
Range("G12") = n_b
Range("G15") = F_sb
Range("G16") = F_tb
Range("G17") = F_b
Range("G18") = F_w
Range("G19") = F_c
Range("G20") = F_check
Range("J3") = Re
Range("J4") = n_c
Range("J5") = n_a
Range("J6") = n_p
Range("J7") = F_c
Range("I11") = h_casco
Range("J15") = P_ch
Range("J16") = P_t
Range("J18") = A_trocador
Range("F24") = P_cruz
Range("F25") = P_w
Range("K11") = h_tub
Range("K16") = P_tubos / 1000
Range("F28") = Nb

```

End Sub

```
Option Explicit
Const Pi = 3.14159265358979
Const g_c = 1#
Sub projeto_trocadores_dimens()
Function L_ch_tab(L_ch, D_c, C_ch) 'Espaçamento chicanas (recomendado)
    If L_ch <= 0 Then
L_ch_tab = ((4.7364 * C_ch) - 0.7343) * D_c '(SBC-Taborek)
    ElseIf L_ch > 0 Then
L_ch_tab = L_ch
    End If
End Function
Function P_tp_tab(D_et, P_tp) 'Passo de tubos recomendado pela bibliografia
    If P_tp = 0 Then
P_tp_tab = D_et * 1.33
    ElseIf (P_tp > 0) And (P_tp >= 1.25 * D_et) And (P_tp <= 1.45) Then
P_tp_tab = P_tp
    ElseIf (P_tp > 0) And (P_tp < 1.25 * D_et) And (P_tp > 1.45 * D_et) Then
P_tp_tab = D_et * 1.35
    End If
End Function
Function L_tub_calc(D_c, L_tub) 'Comprimento de tubo recomendado para início de comparação
    If L_tub = 0 Then
L_tub_calc = D_c * 8
    ElseIf L_tub > 0 Then
L_tub_calc = L_tub
    End If
End Function
Function delta_sb_tab(D_c, delta_sb) 'Folga radial casco/chicanas recomendada
    If delta_sb < 0 Then
delta_sb_tab = (3.1 + (0.004 * (D_c * 1000))) / 2000
    ElseIf delta_sb > 0 Then
delta_sb_tab = delta_sb
    End If
End Function
Function delta_tb_tab(D_et, L_ch, delta_tb) 'Folga radial tubo/chicanas recomendada
    If (delta_tb < 0) And (D_et >= 0 And D_et <= 0.05) And (L_ch <= 0.9) Then
delta_tb_tab = 0.0004
    ElseIf (delta_tb < 0) And (D_et >= 0 And D_et <= 0.035) And (L_ch > 0.9) Then
delta_tb_tab = 0.0002
    ElseIf delta_tb > 0 Then
delta_tb_tab = delta_tb
    End If
End Function
Function delta_b_tab(D_c, tipo_feixe, delta_b) 'Folga radial feixe/casco recomendada
    If delta_b > 0 Then
delta_b_tab = delta_b
    ElseIf (delta_b < 0 And tipo_feixe = "U") Then
delta_b_tab = ((0.004 * (D_c * 1000)) + 14.44) / 2000
    ElseIf (delta_b < 0 And tipo_feixe = "S" Or tipo_feixe = "P") Then
delta_b_tab = ((0.017 * (D_c * 1000)) + 25.383) / 2000
    ElseIf (delta_b < 0 And tipo_feixe = "T") Then
delta_b_tab = ((0.0314 * (D_c * 1000)) + 76.134) / 2000
    End If
End Function
Function e_ch_tab(e_ch, D_c, L_ch) 'CLASSE DE TROCADORES R-TEMA'
    If e_ch > 0 Then
```

```

e_ch_tab = e_ch
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.152 And D_c < 0.381 And L_ch <= 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0032
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.381 And D_c < 0.737 And L_ch <= 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0048
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.737 And D_c < 0.991 And L_ch <= 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0064
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.991 And D_c < 1.549 And L_ch <= 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0064
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 1.549 And D_c <= 2.54 And L_ch <= 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0095
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.152 And D_c < 0.381 And L_ch <= 0.914 And L_ch > 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0048
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.381 And D_c < 0.737 And L_ch <= 0.914 And L_ch > 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0064
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.737 And D_c < 0.991 And L_ch <= 0.914 And L_ch > 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0075
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.991 And D_c < 1.549 And L_ch <= 0.914 And L_ch > 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0095
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 1.549 And D_c <= 2.54 And L_ch <= 0.914 And L_ch > 0.61) Then
e_ch_tab = 0.0127
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.152 And D_c < 0.381 And L_ch <= 1.219 And L_ch > 0.914) Then
e_ch_tab = 0.0064
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.381 And D_c < 0.737 And L_ch <= 1.219 And L_ch > 0.914) Then
e_ch_tab = 0.0095
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.737 And D_c < 0.991 And L_ch <= 1.219 And L_ch > 0.914) Then
e_ch_tab = 0.0095
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.991 And D_c < 1.549 And L_ch <= 1.219 And L_ch > 0.914) Then
e_ch_tab = 0.0127
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 1.549 And D_c <= 2.54 And L_ch <= 1.219 And L_ch > 0.914) Then
e_ch_tab = 0.0159
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.152 And D_c < 0.381 And L_ch <= 1.524 And L_ch > 1.219) Then
e_ch_tab = 0.0095
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.381 And D_c < 0.737 And L_ch <= 1.524 And L_ch > 1.219) Then
e_ch_tab = 0.0095
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.737 And D_c < 0.991 And L_ch <= 1.524 And L_ch > 1.219) Then
e_ch_tab = 0.0127
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.991 And D_c < 1.549 And L_ch <= 1.524 And L_ch > 1.219) Then
e_ch_tab = 0.0159
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 1.549 And D_c <= 2.54 And L_ch <= 1.524 And L_ch > 1.219) Then
e_ch_tab = 0.0191
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.152 And D_c < 0.381 And L_ch > 1.524) Then
e_ch_tab = 0.0095
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.381 And D_c < 0.737 And L_ch > 1.524) Then
e_ch_tab = 0.0127
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.737 And D_c < 0.991 And L_ch > 1.524) Then
e_ch_tab = 0.0159
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 0.991 And D_c < 1.549 And L_ch > 1.524) Then
e_ch_tab = 0.0159
  ElseIf (e_ch <= 0 And D_c >= 1.549 And D_c <= 2.54 And L_ch > 1.524) Then
e_ch_tab = 0.0191
  End If
End Function

```

```

Function L_pp_tab(TLA, P_tp) 'Passo efetivo dos tubos - "Taborek", apenas para o cálculo do N_c
  If TLA = 30 Then
L_pp_tab = 0.866 * P_tp
  ElseIf TLA = 45 Then
L_pp_tab = 0.707 * P_tp
  ElseIf TLA = 90 Then
L_pp_tab = P_tp

```

```

End If
End Function
Function R_pd_permitido(P_tp, D_et) 'Conferência da proporção entre passo dos tubos e o diâmetro externo dos tubos
R_pd_permitido = P_tp / D_et
If (R_pd_permitido >= 1.25 And R_pd_permitido <= 1.45) Then
R_pd_permitido = "correto"
ElseIf (R_pd_permitido < 1.25 Or R_pd_permitido > 1.45) Then
MsgBox "Verificar Passo dos tubos ou diâmetro dos tubos", vbCritical, "Erro"
End If
End Function
Function Kl_tab(Np_tub, TLA) 'Constantes para o cálculo do numero de tubos "Sinnott"(não utilizado)
If (TLA = 90 And Np_tub = 1) Then
Kl_tab = 0.215
ElseIf (TLA = 90 And Np_tub = 2) Then
Kl_tab = 0.156
ElseIf (TLA = 90 And Np_tub = 4) Then
Kl_tab = 0.158
ElseIf (TLA = 90 And Np_tub = 6) Then
Kl_tab = 0.0402
ElseIf (TLA = 90 And Np_tub = 8) Then
Kl_tab = 0.0331
ElseIf (TLA = 30 And Np_tub = 1) Then
Kl_tab = 0.319
ElseIf (TLA = 30 And Np_tub = 2) Then
Kl_tab = 0.249
ElseIf (TLA = 30 And Np_tub = 4) Then
Kl_tab = 0.175
ElseIf (TLA = 30 And Np_tub = 6) Then
Kl_tab = 0.0743
ElseIf (TLA = 30 And Np_tub = 8) Then
Kl_tab = 0.0365
End If
End Function
Function n1_tab(Np_tub, TLA)
If (Np_tub = 1 And TLA = "30") Then
n1_tab = 2.142
ElseIf (Np_tub = 2 And TLA = "30") Then
n1_tab = 2.207
ElseIf (Np_tub = 4 And TLA = "30") Then
n1_tab = 2.285
ElseIf (Np_tub = 6 And TLA = "30") Then
n1_tab = 2.499
ElseIf (Np_tub = 8 And TLA = "30") Then
n1_tab = 2.675
ElseIf (Np_tub = 1 And TLA = "90") Then
n1_tab = 2.207
ElseIf (Np_tub = 2 And TLA = "90") Then
n1_tab = 2.291
ElseIf (Np_tub = 4 And TLA = "90") Then
n1_tab = 2.263
ElseIf (Np_tub = 6 And TLA = "90") Then
n1_tab = 2.617
ElseIf (Np_tub = 8 And TLA = "90") Then
n1_tab = 2.643
End If
End Function
Function a_wolv_tab(tipo_feixe, TLA, Np_tub) 'Eq. do n° de tubos adaptado do Sinnott com Wolverine e Perry
If (tipo_feixe = "U" And TLA = "30" And Np_tub = 2) Then
a_wolv_tab = 0.508428
ElseIf (tipo_feixe = "U" And TLA = "30" And Np_tub = 4) Then
a_wolv_tab = 0.437683

```

```

    ElseIf (tipo_feixe = "U" And TLA = "30" And Np_tub = 6) Then
a_wolv_tab = 0.36103
    ElseIf (tipo_feixe = "U" And TLA = "30" And Np_tub = 8) Then
a_wolv_tab = 0.340314
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "30" And Np_tub = 1) Then
a_wolv_tab = 0.599681
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "30" And Np_tub = 2) Then
a_wolv_tab = 0.564996
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "30" And Np_tub = 4) Then
a_wolv_tab = 0.508209
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "30" And Np_tub = 6) Then
a_wolv_tab = 0.485674
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "30" And Np_tub = 8) Then
a_wolv_tab = 0.457147
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "30" And Np_tub = 1) Then
a_wolv_tab = 0.526772
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "30" And Np_tub = 2) Then
a_wolv_tab = 0.486438
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "30" And Np_tub = 4) Then
a_wolv_tab = 0.397451
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "30" And Np_tub = 6) Then
a_wolv_tab = 0.361029
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "30" And Np_tub = 8) Then
a_wolv_tab = 0.334176
    ElseIf (tipo_feixe = "I" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "30" And Np_tub = 1) Then
a_wolv_tab = 0.741327
    ElseIf (tipo_feixe = "I" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "30" And Np_tub = 2) Then
a_wolv_tab = 0.697105
    ElseIf (tipo_feixe = "I" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "30" And Np_tub = 4) Then
a_wolv_tab = 0.624636
    ElseIf (tipo_feixe = "I" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "30" And Np_tub = 6) Then
a_wolv_tab = 0.595972
    ElseIf (tipo_feixe = "I" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "30" And Np_tub = 8) Then
a_wolv_tab = 0.566091
    ElseIf (tipo_feixe = "U" And TLA = "90" And Np_tub = 2) Then
a_wolv_tab = 0.508428 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "U" And TLA = "90" And Np_tub = 4) Then
a_wolv_tab = 0.437683 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "U" And TLA = "90" And Np_tub = 6) Then
a_wolv_tab = 0.36103 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "U" And TLA = "90" And Np_tub = 8) Then
a_wolv_tab = 0.340314 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "90" And Np_tub = 1) Then
a_wolv_tab = 0.599681 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "90" And Np_tub = 2) Then
a_wolv_tab = 0.564996 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "90" And Np_tub = 4) Then
a_wolv_tab = 0.508209 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "90" And Np_tub = 6) Then
a_wolv_tab = 0.485674 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "T" And TLA = "90" And Np_tub = 8) Then
a_wolv_tab = 0.457147 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "90" And Np_tub = 1) Then
a_wolv_tab = 0.526772 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "90" And Np_tub = 2) Then
a_wolv_tab = 0.486438 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "90" And Np_tub = 4) Then
a_wolv_tab = 0.397451 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "90" And Np_tub = 6) Then
a_wolv_tab = 0.361029 * 0.866
    ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (TLA = "90" And Np_tub = 8) Then

```

```

a_wolv_tab = 0.334176 * 0.866
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "90" And Np_tub = 1) Then
a_wolv_tab = 0.741327 * 0.866
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "90" And Np_tub = 2) Then
a_wolv_tab = 0.697105 * 0.866
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "90" And Np_tub = 4) Then
a_wolv_tab = 0.624636 * 0.866
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "90" And Np_tub = 6) Then
a_wolv_tab = 0.595972 * 0.866
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (TLA = "90" And Np_tub = 8) Then
a_wolv_tab = 0.566091 * 0.866
  End If
End Function
Function b_wolv_tab(tipo_feixe, TLA, Np_tub) 'Eq. do n° de tubos adaptado do Sinnott com Wolverine e Perry
  If (tipo_feixe = "U" And TLA = "30" And Np_tub = 2) Then
b_wolv_tab = 2.1218
  ElseIf (tipo_feixe = "U" And Np_tub = 4) Then
b_wolv_tab = 2.15283
  ElseIf (tipo_feixe = "U" And Np_tub = 6) Then
b_wolv_tab = 2.18763
  ElseIf (tipo_feixe = "U" And Np_tub = 8) Then
b_wolv_tab = 2.19642
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 1) Then
b_wolv_tab = 2.05232
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 2) Then
b_wolv_tab = 2.06347
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 4) Then
b_wolv_tab = 2.08159
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 6) Then
b_wolv_tab = 2.08959
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 8) Then
b_wolv_tab = 2.09832
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 1) Then
b_wolv_tab = 2.11099
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 2) Then
b_wolv_tab = 2.12692
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 4) Then
b_wolv_tab = 2.16716
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 6) Then
b_wolv_tab = 2.18763
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 8) Then
b_wolv_tab = 2.19425
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 1) Then
b_wolv_tab = 2.03669
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 2) Then
b_wolv_tab = 2.04825
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 4) Then
b_wolv_tab = 2.06731
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 6) Then
b_wolv_tab = 2.07556
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 8) Then
b_wolv_tab = 2.08238
  ElseIf (tipo_feixe = "U" And Np_tub = 2) Then
b_wolv_tab = 2.1218
  ElseIf (tipo_feixe = "U" And Np_tub = 4) Then
b_wolv_tab = 2.15283
  ElseIf (tipo_feixe = "U" And Np_tub = 6) Then
b_wolv_tab = 2.18763
  ElseIf (tipo_feixe = "U" And Np_tub = 8) Then
b_wolv_tab = 2.19642
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 1) Then

```

```

b_wolv_tab = 2.05232
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 2) Then
b_wolv_tab = 2.06347
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 4) Then
b_wolv_tab = 2.08159
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 6) Then
b_wolv_tab = 2.08959
  ElseIf (tipo_feixe = "T" And Np_tub = 8) Then
b_wolv_tab = 2.09832
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 1) Then
b_wolv_tab = 2.11099
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 2) Then
b_wolv_tab = 2.12692
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 4) Then
b_wolv_tab = 2.16716
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 6) Then
b_wolv_tab = 2.18763
  ElseIf (tipo_feixe = "P" Or tipo_feixe = "S") And (Np_tub = 8) Then
b_wolv_tab = 2.19425
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 1) Then
b_wolv_tab = 2.03669
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 2) Then
b_wolv_tab = 2.04825
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 4) Then
b_wolv_tab = 2.06731
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 6) Then
b_wolv_tab = 2.07556
  ElseIf (tipo_feixe = "L" Or tipo_feixe = "M") And (Np_tub = 8) Then
b_wolv_tab = 2.08238
  End If
End Function
Function L_tp_calc(P_tp, TLA) 'Passo dos tubos efetivos "ESDU"
  If TLA = 30 Then
L_tp_calc = P_tp * 1.732
  ElseIf TLA = 90 Then
L_tp_calc = P_tp
  End If
End Function
Function a_tab(TLA) 'Cálculo do diâmetro equivalente volumétrico para encontrar a resistência cruzada"ESDU"
  If (TLA = "30" Or TLA = "60") Then
a_tab = 1.103
  ElseIf (TLA = "90" Or TLA = "45") Then
a_tab = 1.273
  End If
End Function
Function f_t_calc(TLA, D_et, D_v, P_tp, Re_T) 'Fator de fricção da resistência cruzada "ESDU"
  If (TLA = "45" Or TLA = "90") Then
f_t_calc = 0.033 * ((D_et ^ 2 * D_v) / (P_tp - D_et) ^ 3)
  ElseIf (TLA = "30" Or TLA = "60") Then
f_t_calc = 0.45 * (Re_T ^ -0.267) * ((D_et ^ 2 * D_v) / (P_tp - D_et) ^ 3)
  End If
End Function
Function n_p_calc(n_a, n_sb, n_tb)
  If (n_sb = 0 And n_tb = 0) Then
n_p_calc = (n_a ^ -0.5) ^ -2
  ElseIf (n_sb > 0 And n_tb > 0) Then
n_p_calc = ((n_a ^ -0.5) + (n_sb ^ -0.5) + (n_tb ^ -0.5)) ^ -2
  ElseIf (n_sb = 0) Then
n_p_calc = ((n_a ^ -0.5) + (n_tb ^ -0.5)) ^ -2
  ElseIf (n_tb = 0 Or n_sb > 0) Then
n_p_calc = ((n_a ^ -0.5) + (n_sb ^ -0.5)) ^ -2

```

```

    ElseIf (n_sb = 0 Or n_tb > 0) Then
n_p_calc = ((n_a ^ -0.5) + (n_tb ^ -0.5)) ^ -2
    End If
End Function
Function h_tubo_calc(Re_tub, Pr_tub, d_it, L_tub, mi_tub, mi_w_tub, k_tub, C_t) 'Cálculo do coeficiente de trans cal no
lado dos tubos
    If Re_tub <= 2100 Then
h_tubo_calc = 1.86 * (k_tub / d_it) * Re_tub * Pr_tub * ((d_it / L_tub) ^ (1 / 3)) * ((mi_tub / mi_w_tub) ^ 0.14)
    ElseIf (Re_tub > 2100 And Re_tub <= 10000) Then
h_tubo_calc = 0.116 * (k_tub / d_it) * ((Re_tub ^ (2 / 3)) - 125) * (Pr_tub ^ (1 / 3)) * (1 + (d_it / L_tub) ^ (2 / 3)) *
(mi_tub / mi_w_tub) ^ 0.14
    ElseIf Re_tub > 10000 Then
h_tubo_calc = C_t * (k_tub / d_it) * (10 ^ 3) * (Re_tub ^ 0.8) * (Pr_tub ^ (1 / 3)) * (mi_tub / mi_w_tub) ^ 0.14
    End If
End Function
Function f_tubos_calc(Re_tub)
    If Re_tub <= 2100 Then
f_tubos_calc = 16 / Re_tub
    ElseIf Re_tub > 2100 Then
f_tubos_calc = 0.046 * (Re_tub ^ -0.2)
    End If
End Function
Function ac_calc(Re_tub, f_tubos)
    If Re_tub <= 2100 Then
ac_calc = 0.35
    ElseIf Re_tub > 2100 Then
ac_calc = 0.14
    End If
End Function
Function asin(x)
    Const Pi = 3.14159265358979
asin = Atn(x / Sqr(1 - x * x))
End Function
Function acos(x)
    Const Pi = 3.14159265358979
acos = Pi / 2 - asin(x)
End Function

```