



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA  
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENGENHARIA DE PROCESSOS

## **SIMULAÇÃO DE TREM DE PRÉ-AQUECIMENTO DE PETRÓLEO VISANDO ESTUDO DA INCRUSTAÇÃO**

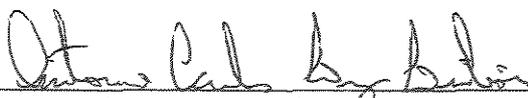
Autor: Marcelo Luiz de Moura Pinto  
Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Luz Lisboa

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Química como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Campinas - São Paulo  
Julho/2004



Dissertação de Mestrado defendida por Marcelo Luiz de Moura Pinto e aprovada em 06 de julho de 2004 pela banca examinadora constituída pelos doutores:



---

Prof.º Dr.º – Antonio Carlos Luz Lisboa  
Orientador



---

Prof.º Dr.º Martin Aznar  
Departamento de Processos Químicos  
Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP



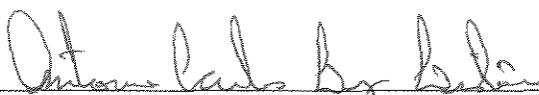
---

Prof.º Dr.º Leonardo Goldstein Junior  
Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos  
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP

166615008

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL  
SEÇÃO CIRCULANTE

Dissertação de Mestrado defendida por Marcelo Luiz de Moura Pinto e aprovada em 06 de julho de 2004 pela banca examinadora constituída pelos doutores:



---

Prof.º Dr.º – Antonio Carlos Luz Lisboa  
Orientador



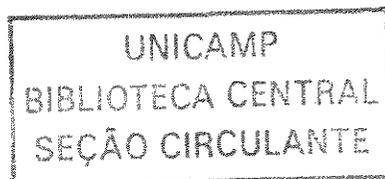
---

Prof.º Dr.º Martin Aznar  
Departamento de Processos Químicos  
Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP



---

Prof.º Dr.º Leonardo Goldstein Junior  
Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos  
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP



Este exemplar corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado em Engenharia  
Química.

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Antonio Carlos de Brito", written over a horizontal line.

Orientador

Esta tese é dedicada aos meus irmãos

Andréia, Daniel, Lucas e Matheus.

Amo vocês.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por tudo que tenho.

Ao meu pai por todos os ensinamentos, apoio, incentivo e pelo exemplo de pessoa e profissional. A minha mãe por todo apoio, incentivo, ensinamentos e carinho. Aos meus irmãos por existirem.

Ao Prof. Dr Antonio Carlos Luz Lisbôa por ter me aceitado como seu orientado e pela amizade. Ao professor Roger Zemp pela amizade, dedicação e contribuição para a realização deste trabalho.

A minha família: avós, tias, tios, primas e primos por todo apoio, alegria e por serem uma escola de vida. Cukinha obrigado por tudo.

A todas as pessoas do sul e de Campinas que estiveram juntos nos momentos de stress e de lazer. Em especial aos amigos, companheiros de todas as horas, nas festas e nos desabafos, esta tese não teria saído sem vocês.

A todos os colegas da Unicamp que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho, direta ou indiretamente.

A Faculdade de Engenharia Química por todo o suporte oferecido para que este trabalho fosse realizado.

À CAPES, pela bolsa de mestrado concedida.

“Se dois companheiros de jornada estão seguindo o mesmo método, isto significa que um deles está na pista falsa. Porque não há fórmulas para se atingir a verdade do caminho, e cada um precisa correr os riscos dos seus próprios passos”.

“Só os ignorantes procuram imitar o comportamento dos outros. Os homens inteligentes não perdem seu tempo com isso, e desenvolvem suas habilidades pessoais; sabem que não existem duas folhas iguais numa floresta de cem mil árvores. Não existem duas viagens iguais no mesmo caminho”.

Sufi Hafic

## RESUMO

A destilação de petróleo consome uma grande quantidade de energia. É interessante, conseqüentemente, aproveitar a energia dos produtos destilados para pre-aquecer o petróleo cru, o que é normalmente feito por uma rede de trocadores de calor tipo casco e tubo conhecida como trem de pré-aquecimento. O bom funcionamento desta rede tem influência direta na qualidade do processo de destilação. A formação de incrustação é um grande problema enfrentado, pois prejudica a troca térmica, aumenta a perda de carga e a emissão de poluentes do forno causando prejuízos as refinarias. O presente trabalho simulou trocadores de calor do tipo casco e tubo conforme os existentes em trem de pré-aquecimento em refinarias de petróleo, para o estudo da formação de incrustação nos mesmos. Os cálculos dos coeficientes de película e perdas de carga para o casco foram realizados pelo método de Bell. Para os tubos foram utilizados modelos da literatura. Os dados referentes às condições de processo, propriedades físicas e dimensões dos trocadores de calor foram obtidos a partir de dados de projeto da Refinaria de Paulínia (Replan) e da literatura. O simulador apresentou resultados coerentes para os coeficientes de película na superfície externa e interna do tubo, coeficiente global de transferência de calor, perda de carga, taxa de transferência de calor e demais fatores envolvidos no processo de troca térmica, considerando dados da Replan e da literatura. Verificou-se o aumento da resistência à troca térmica causada pela formação de incrustação considerando-se variações das temperaturas de saída e velocidade dos fluidos. Foi possível localizar os pontos de temperatura de parede máxima nos trocadores e a influência dos sentidos das correntes dos fluidos nestas temperaturas. A partir de dados de processo com o tempo o simulador permite avaliar quais trocadores estão trabalhando acima do limite de incrustação estabelecendo-se qual possui uma maior tendência à formação de incrustação. Verificou-se que a aplicação das condições de limite de incrustação pode reduzir os custos no projeto dos trocadores.

Palavras chaves: trocador de calor, incrustação, simulação.

## ABSTRACT

Petroleum distillation demands a large amount of energy. Therefore, it is interesting to use the energy available from distillation columns products to preheat the crude, which is usually accomplished by heat-exchangers, grouped in a set known as pre-heating battery. The distillation process itself depends widely from a good performance of the pre-heating battery. Deposits (fouling) on heat exchangers constitute a problem because they increase pressure drop and emission from the furnace caused by a larger fuel consumption. This work simulated shell and tube heat-exchangers as present in refinery pre-heating batteries to study the deposits build-up. Heat transfer coefficients and pressure drops for the shell side were calculated by the Bell's method. For the tubes, they were calculated according to methods mentioned in the literature. All processing data, physical properties and heat-exchanger dimensions were obtained from design data at Paulínia Refinery (Replan) and literature. The simulator provided coherent results for the internal and external tube heat transfer coefficients, global heat transfer coefficients, pressure drops, heat transfer rates and other parameter involved with the heat transfer process. It detected the increase of thermal resistance prompted by the deposits build-up, considering the outlet temperature variations and fluid velocities. It was possible to locate the maximum wall temperatures and the effect of the stream flows direction on them. When process data along time are available, the simulator is able to indicate which heat-exchanger is operating above the fouling limit and which exhibits a trend toward fouling. The study indicated the potential for savings when fouling limit is regarded during the heat-exchanger design.

Key-words: heat exchanger, fouling, simulation.

## SUMÁRIO

|   |      |
|---|------|
| RESUMO .....  | i    |
| ABSTRACT .....  | ii   |
| SUMÁRIO.....  | iii  |
| ÍNDICE DE FIGURAS .....                                 | v    |
| ÍNDICE DE TABELAS .....                                 | vii  |
| NOMENCLATURA.....                                       | viii |
| INTRODUÇÃO.....   | 1    |
| REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....                             | 5    |
| 2.1 Incrustação em trocadores de calor .....            | 5    |
| 2.1.1 Efeitos da temperatura.....                       | 5    |
| 2.1.2 Efeitos da velocidade.....                        | 6    |
| 2.1.2.1 Efeito do cisalhamento .....                    | 6    |
| 2.1.2.2 Efeitos na transferência de calor.....          | 6    |
| 2.1.3 Escolha da velocidade .....                       | 6    |
| 2.1.4. Formação da incrustação .....                    | 7    |
| 2.2 Trem de pré-aquecimento.....                        | 9    |
| 2.2.1 Perda de carga admissível.....                    | 10   |
| 2.2.2 Localização dos fluidos .....                     | 10   |
| 2.2.2.1 Fluido com menor velocidade de escoamento.....  | 10   |
| 2.2.2.2 Fluido mais viscoso .....                       | 11   |
| 2.2.2.3 Fluido com maior tendência de incrustação ..... | 11   |
| 2.2.3 Incrustação em trem de pré-aquecimento .....      | 11   |
| 2.2.3.1 Limite de incrustação.....                      | 12   |
| 2.2.4 Simulação do trem de pré-aquecimento .....        | 14   |
| 2.3 Análise de trocadores casco e tubo.....             | 15   |
| 2.3.1 Coeficiente global de transferência de calor..... | 17   |
| 2.3.2 Temperatura de parede .....                       | 17   |

|   |    |
|---|----|
| 2.3.3 Coeficiente de película nos tubos .....                         | 18 |
| 2.3.4 Perda de carga.....   | 21 |
| 2.3.5 Coeficiente de película no casco .....                          | 22 |
| 2.3.5.1 Método de Kern.....   | 23 |
| 2.3.5.2 Método de Tinker .....  | 25 |
| 2.3.5.3 Método de Bell .....  | 26 |
| 2.3.7 Comparação dos métodos.....                                     | 29 |
| METODOLOGIA DE CÁLCULO .....  | 31 |
| 3.1 Obtenção dos dados.....   | 31 |
| 3.2 Desenvolvimento do simulador.....                                 | 32 |
| 3.2.1 Quantificação da incrustação.....                               | 33 |
| 3.2.2 Localização da incrustação.....                                 | 36 |
| 3.2.3 Influência no projeto dos trocadores. ....                      | 40 |
| RESULTADOS E DISCUSSÕES.....  | 45 |
| 4.1 Dados de entrada .....  | 45 |
| 4.2 Propriedades físicas do petróleo .....                            | 55 |
| 4.3 Quantificação da incrustação.....                                 | 57 |
| 4.4 Localização da incrustação .....                                  | 60 |
| 4.5 Influência da incrustação no projeto de trocadores de calor ..... | 68 |
| CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....   | 73 |
| 5.1 Conclusões.....   | 73 |
| 5.2 Sugestões para trabalhos futuros .....                            | 75 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....                                      | 77 |
| APÊNDICE A .....  | 83 |
| APÊNDICE B.....   | 91 |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1: Esboço de um trem de pré-aquecimento hipotético.....  | 4  |
| Figura 2: Comportamento assintótico da formação de incrustação.....   | 8  |
| Figura 3: Trocador de calor do tipo 1:2.....  | 9  |
| Figura 4: Resultados encontrados por Knudsen <i>et al</i> (1999).....   | 13 |
| Figura 6: Escoamentos existentes no casco de um trocador casco e tubo.....  | 25 |
| Figura 7 : Escoamento pelos desvios no casco e o uso de tiras selantes.....   | 27 |
| Figura 8: Esquema para cálculo da formação da incrustação.....  | 35 |
| Figura 9: Esboço de um trocador de calor 1:2 indicando a região de maior temperatura de parede.....                       | 37 |
| Figura 10: Esboço de um trocador de calor 1:2 indicando as regiões onde podem ocorrer a maior temperatura de parede. .... | 38 |
| Figura 11: Esquema para cálculo da maior temperatura de parede.....   | 39 |
| Figura 12: Esquema para cálculo do novo projeto do trocador de calor.....   | 43 |
| Figura 13: Variação das propriedades físicas com a variação da temperatura ao longo do trem de pré-aquecimento.....       | 56 |

## ÍNDICE DE TABELAS

|   |     |
|---|-----|
| Tabela 1: Modelos para cálculo das propriedades físicas do petróleo cru proposto por POLLEY <i>et al</i> (2002).                            | 31  |
| Tabela 2: Relação entre o diâmetro do casco e o número de tubos dadas por PERRY, 1973   | 41  |
| Tabela 3: Ajuste dos dados de projeto da Replan para o modelo proposto por POLLEY <i>et al</i> (2002)                                       | 46  |
| Tabela 4: Dados de entrada do programa  | 47  |
| Tabela 5: Dados de saída para o trocador da Replan  | 48  |
| Tabela 6: Dados secundários para o trocador teste   | 49  |
| Tabela 7: Dados de entrada do problema proposto por HOLLAND <i>et al</i> (1970)   | 50  |
| Tabela 8: Comparação dos dados encontrados com o simulador com os propostos por HOLLAND <i>et al</i> (1970)                                 | 49  |
| Tabela 9: Dados de entrada do problema proposto por TABOREK (1983)  | 520 |
| Tabela 10: Comparação dos dados encontrados com o simulador com os propostos por TABOREK (1983)   | 53  |
| Tabela 11: Comparação entre os dois trocadores de calor da Replan.  | 54  |
| Tabela 12: Dados de saída secundários   | 55  |
| Tabela 13: Quantificação da incrustação com variações de temperatura hipotéticas e velocidade constante para um trocador da Replan          | 57  |
| Tabela 14: Calculo do coeficiente global de transferência de calor inicial variando a temperatura   | 58  |
| Tabela 15: Quantificação da incrustação com variações de temperatura e velocidade hipotéticas para um trocador da Replan                    | 59  |
| Tabela 16: Comparação entre as temperaturas de parede nos trocadores com entrada corrente quente em contato com a saída corrente fria       | 60  |
| Tabela 17: Comparação entre as temperaturas de parede nos trocadores com entrada corrente quente em contato com a entrada da corrente fria. | 59  |
| Tabela 18: Parâmetros para o modelo proposto por EBERT e PANCHAL (1997), mostrados por WILSON <i>et al</i> (2002)                           | 63  |

|  |    |
|--|----|
| Tabela 19: Comparação entre as temperaturas de parede dos trocadores da Replan e do modelo de EBERT e PANCHAL (1997) usando parâmetros obtidos a partir de dados de refinarias .....           | 64 |
| Tabela 20: Comparação entre as temperaturas de parede dos trocadores da Replan e do modelo de EBERT e PANCHAL (1997) usando parâmetros obtidos a partir de diferentes tipos de petróleos. .... | 64 |
| Tabela 21: Valores de temperatura de parede encontrados por POLLEY <i>et al</i> (2002).....  | 65 |
| Tabela 22: Parâmetros para o modelo modificado proposto por POLLEY <i>et al</i> (2002) utilizando os dados de KNUDSEN <i>et al</i> (1999).....   | 66 |
| Tabela 23: Comparação entre as temperaturas de parede dos trocadores da Replan e do modelo modificado por POLLEY <i>et al</i> (2002).....  | 66 |
| Tabela 24: Comparação entre as temperaturas de parede dos trocadores da Replan e do modelo modificado por POLLEY <i>et al</i> (2002) variando a velocidade.....                                | 67 |
| Tabela 25: Comparação dos dados para o trocador original e o novo calculado .....  | 69 |
| Tabela 26: Comparação dos dados para o trocador original e o novo calculado .....  | 70 |
| Tabela 27: Valores empíricos para diferentes layouts e Reynolds.....   | 80 |

## NOMENCLATURA

|          |   |                           |
|----------|---|---------------------------|
| A        | Área de troca térmica                             | $m^2$                     |
| $c_p$    | Calor específico                                  | kg/J                      |
| $d_e$    | Diâmetro externo do tubo                          | M                         |
| $d_{eq}$ | Diâmetro equivalente                              | M                         |
| $d_i$    | Diâmetro interno do tubo                          | M                         |
| E        | Energia de Ativação                               | J/mol                     |
| $e_T$    | Espessura dos tubos                               | M                         |
| FT       | Fator de ajuste                                   | ----                      |
| $h_C$    | Coefficiente de película no casco                 | $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ |
| $h_T$    | Coefficiente de película nos tubos                | $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ |
| $J_f$    | Fator de atrito                                   | ----                      |
| $J_h$    | Fator de transferência de calor                   | ----                      |
| K        | Condutividade térmica                             | $W/m \text{ } ^\circ C$   |
| $J_C$    | Fator de correção para o corte das chicanas       | ----                      |
| $J_L$    | Fator de correção para os vazamentos              | ----                      |
| $J_B$    | Fator de correção para os desvios                 | ----                      |
| $J_R$    | Fator de correção para o escoamento laminar       | ----                      |
| $J_S$    | Fator de correção para o espaçamento das chicanas | ----                      |
| $L_T$    | Comprimento do tubo                               | M                         |
| M        | Vazão mássica                                     | kg/s                      |
| N        | Número de chicanas                                | ----                      |
| $N_{tt}$ | Número de tubos                                   | ----                      |
| Nu       | Número de Nusselt                                 | ----                      |
| P        | Fatores de correção                               | ----                      |
| Pr       | Número de Prandtl                                 | ----                      |
| Q        | Taxa de transferência de calor                    | W                         |
| R        | Constante dos gases                               | J/mol K                   |
| Re       | Número de Reynolds                                | ----                      |
| $R_i$    | Resistência térmica causada pela incrustação      | $m^2 \text{ } ^\circ C/W$ |

|                |   |                     |
|----------------|---|---------------------|
| S              | Fatores de correção                           | -----               |
| St             | Número de Stanton                             | -----               |
| T              | Temperatura                                   | °C                  |
| T <sub>e</sub> | Temperatura do fluido no casco                | °C                  |
| T <sub>f</sub> | Temperatura de filme do fluido                | °C                  |
| T <sub>i</sub> | Temperatura do fluido nos tubos               | °C                  |
| T <sub>w</sub> | Temperatura de parede                         | °C                  |
| U              | Coefficiente global de transferência de calor | W/m <sup>2</sup> °C |
| v <sub>T</sub> | Velocidade nos tubos                          | m/s                 |

### Letras gregas

|                 |  |                     |
|-----------------|--|---------------------|
| α               | Parâmetro empírico                       | ----                |
| β               | Parâmetro empírico                       | ----                |
| ρ               | Massa específica                         | kg/m <sup>3</sup>   |
| γ               | Parâmetro empírico                       | ----                |
| θ               | Tempo                                    | S                   |
| μ               | Viscosidade                              | kg/m s              |
| μ <sub>p</sub>  | Viscosidade da parede                    | kg/m s              |
| ΔP <sub>C</sub> | Perda de carga no escoamento cruzado     | Pa                  |
| ΔP <sub>W</sub> | Perda de carga entre a chicana e o casco | Pa                  |
| ΔP <sub>E</sub> | perda de carga nas zonas mortas          | Pa                  |
| φ <sub>D</sub>  | Taxa de depósito da incrustação          | m <sup>2</sup> °C/W |
| φ <sub>R</sub>  | Taxa de remoção da incrustação           | m <sup>2</sup> °C/W |
| λ <sub>w</sub>  | Tensão de cisalhamento                   | kg/m s <sup>2</sup> |

## Capítulo 1

### INTRODUÇÃO

O petróleo é uma mistura de hidrocarbonetos existente em forma líquida em reservatórios naturais, originário da decomposição de matérias orgânicas, encontrado em jazidas subterrâneas de milhões de anos. Ao ser processado ele se torna uma matéria prima essencial à vida moderna, sendo componente básico de mais de 6000 produtos.

O seu processamento, realizado nas refinarias, consiste de uma série de operações de beneficiamento, pela qual ele é separado em várias frações, gerando uma grande diversidade de derivados como: gás liquefeito de petróleo (GLP) ou gás de cozinha, gasolina, naftas, óleo diesel, entre outros, que servem como insumos para várias indústrias ou mesmo como produtos acabados.

A primeira etapa do processo de refino é a destilação atmosférica, na qual o petróleo é separado em vários hidrocarbonetos numa torre de destilação, através da diferença entre os pontos de ebulição dos compostos. Esta operação envolve uma quantidade muito grande de energia. O calor dos produtos efluentes da torre é normalmente aproveitado para o pré-aquecimento do petróleo cru, através de uma rede de trocadores de calor conhecida como trem de pré-aquecimento.

Esta rede antecede o forno de aquecimento da torre de destilação e o seu bom funcionamento tem influência direta na qualidade do processo de destilação e conseqüentemente no produto final. A formação de incrustação é um grande problema enfrentado, pois prejudica a troca térmica, aumenta a perda de carga e sobrecarrega o forno aumentando a emissão de poluentes. Os prejuízos gerados variam para cada refinaria, pois a formação de incrustação depende tanto das características de projeto dos trocadores, quanto das propriedades do petróleo processado. Segundo LAMBOURN E DURRIEU (1981) a temperatura do fluido após o trem de pré-aquecimento pode diminuir de 30°C a 50°C por ano devido à formação de incrustação. Segundo CHUNANGAD *et al* (2003), os Estados Unidos perdem por ano em torno de dois bilhões de dólares devido à incrustação nos trens de pré-aquecimento nas refinarias. Dados referentes às refinarias do Reino Unido indicaram

uma perda de energia de  $2,73 \cdot 10^6$  GJ/ano e uma emissão de dióxido de carbono extra da fornalha de 179000 toneladas por ano, para compensar a queda da temperatura, devido à incrustação (PUGH, 2002).

O controle do processo de formação de incrustação num trem de pré-aquecimento pode ser estabelecido através da simulação dos trocadores de calor, em que se pode verificar como as variações dos parâmetros envolvidos no processo influenciam a incrustação. A crescente preocupação com os gastos gerados pela incrustação tem levado cada vez mais refinarias a buscar a simulação e o monitoramento do seu trem de pré-aquecimento. Até 2002 algumas empresas como a Shell e a Exxon já faziam monitoramento em suas refinarias nos Estados Unidos, porém na Europa isto ainda não era realizado. Estudos experimentais mostraram sérios problemas nos trocadores de calor em uma refinaria da Holanda que poderiam ter sido evitados se houvesse este tipo de acompanhamento do processo. (PUGH, 2002a).

Como o trem de pré-aquecimento é formado por trocadores de calor do tipo casco e tubo, o cálculo para se definir o calor trocado se torna complicado, pois o escoamento no casco não é uniforme, fazendo com que o coeficiente de película e a perda de carga sejam calculados a partir de métodos baseados em valores empíricos. Atualmente os simuladores existentes utilizam métodos próprios que não são encontrados na literatura e são vendidos a preços elevados, tornando seu uso restrito. Dentre os métodos disponíveis na literatura aberta destacam-se os de Kern, Tinker e Bell, sendo este último o mais utilizado.

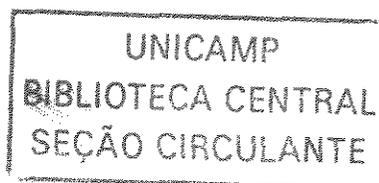
Atualmente tem aumentado o interesse no estudo da formação de incrustação em trens de pré-aquecimento de refinarias devido à comprovação experimental feita por KNUDSEN *et al* (1999) de que em certas condições de processo não há formação de incrustação. Estas condições, chamadas “limite de incrustação” podem gerar uma grande economia se aplicadas às refinarias tanto no processo quanto na etapa de projeto. O sigilo industrial é o maior limitante no avanço dos estudos da formação de incrustação, visto que as propriedades físicas variam para cada refinaria, sendo complicado fazer considerações gerais. Com a simulação e o monitoramento dos trocadores de calor, pode-se verificar como ocorre a formação de incrustação para tentar se estabelecer a condição de limite de incrustação.

Além da incrustação, a simulação também possibilita que se estabeleça qual o efeito causado pelo reposicionamento dos trocadores (*retrofit*) do trem de pré-aquecimento, a fim de se melhorar a troca térmica. GLASS *et al* (2003) realizaram um *retrofit* em um trem de pré-aquecimento, utilizando um simulador Aspen Hetran da empresa Aspen Technology para calcular o coeficiente global de transferência de calor e a perda de carga, e concluíram que se acrescentando um trocador à rede se geraria uma economia de 1,6 milhão de dólares, e o projeto se pagaria em 8 meses.

A Refinaria de Paulínia (REPLAN), não possui controle sobre a formação da incrustação em seu trem de pré-aquecimento. Rotineiramente a limpeza dos trocadores ocorria a cada 18 meses, sendo este um valor empírico usado há vários anos. Por razões econômicas este tempo agora foi alterado para 6 anos, tornando-se uma motivação para este estudo.

O presente trabalho tem como objetivo realizar a simulação de trocadores de calor do tipo casco e tubo, conforme os existentes em trem de pré-aquecimento de refinarias de petróleo, para o estudo da formação de incrustação nos mesmos: quantificação, localização dos trocadores mais propensos a incrustar e efeitos sobre o projeto dos trocadores.

A Figura 1 mostra um trem de pré-aquecimento hipotético, em que o petróleo cru passa por alguns trocadores antes de passar pela dessalgadora. Após, passa pelos demais trocadores até chegar ao forno e a torre de destilação. Os fluidos quentes da maioria dos trocadores de calor são efluentes da torre de destilação.



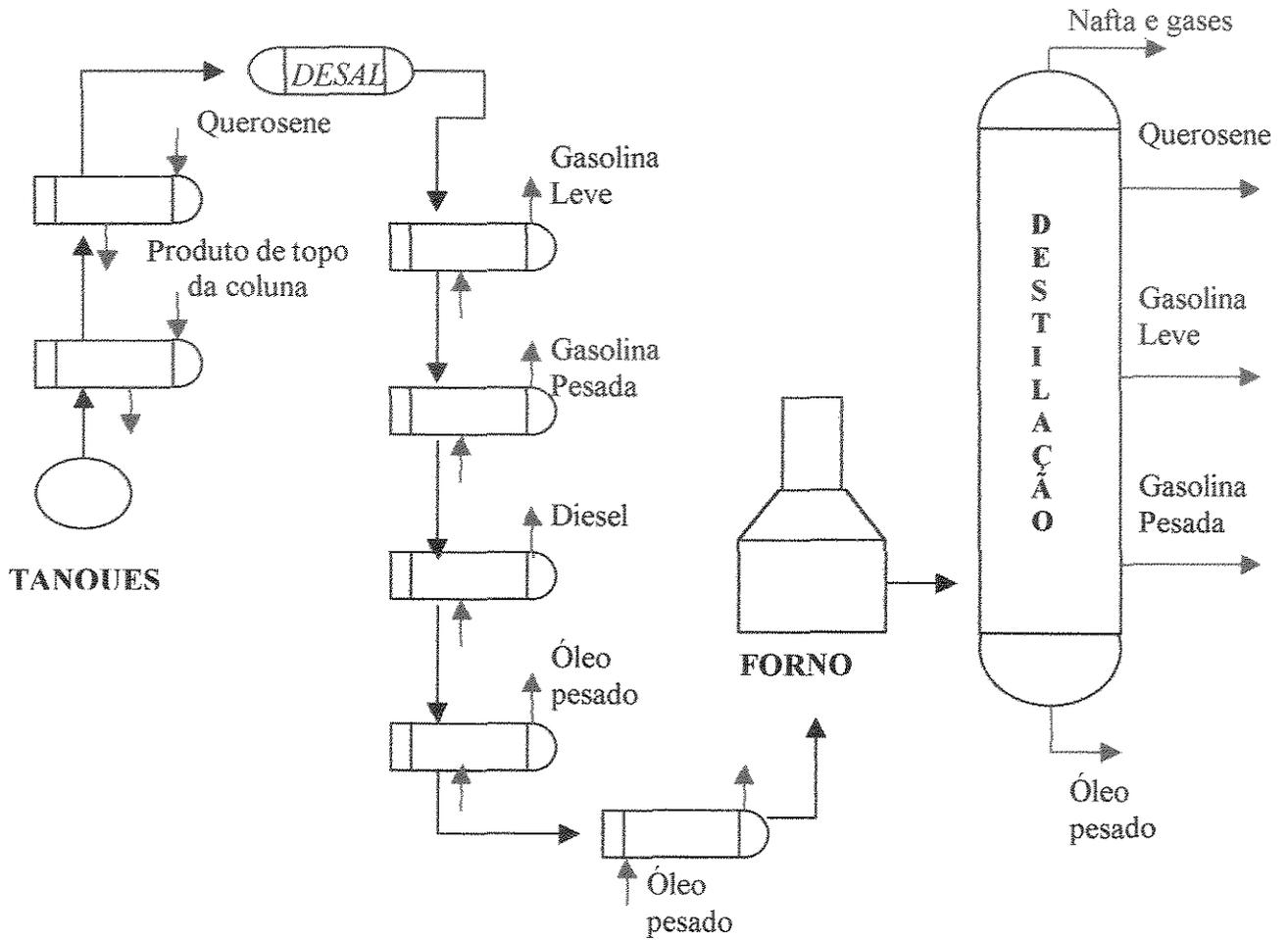


Figura 1: Esboço de um trem de pré-aquecimento hipotético.

## Capítulo 2

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Incrustação em trocadores de calor

O processo de formação da incrustação é em geral complexo, podendo ser causado por reação, sedimentação, polimerização, cristalização, corrosão, microorganismos ou solidificação (TABOREK, 1983). Ele depende das propriedades físicas, composição química, pH, estado físico, velocidade, regime de escoamento e temperatura do fluido, material de construção e características físicas do trocador de calor, presença de ar ou dióxido de carbono dissolvido, tipo e quantidade de sólidos suspensos e dissolvidos. O grau de importância de cada variável varia de acordo com o tipo de processo de troca térmica (GUPTA, 1990).

Pesquisas envolvendo diferentes processos que utilizam trocadores de calor mostraram que de maneira geral a temperatura e a velocidade do fluido são as variáveis mais significantes na formação da incrustação (HEWITT *et al*, 1994).

##### 2.1.1 Efeitos da temperatura

A temperatura pode auxiliar a minimizar a incidência de incrustação em determinados processos. De forma geral, as temperaturas relativamente baixas reduzem os efeitos das reações químicas e corrosão, diminuem o crescimento de microorganismos (desde que esteja abaixo do ótimo de crescimento) e evitam a supersaturação de sais que solubilizam a baixas temperaturas. Por outro lado, altas temperaturas reduzem a incrustação causada por agentes biológicos, diminuem a solidificação e evitam a supersaturação da maioria dos sais.

Outros efeitos secundários ocorrem quando o material incrustado é submetido à alta temperatura por um longo período. Os resultados podem ser benéficos ou prejudiciais. A temperatura pode gerar reação química ou cristalização da incrustação deixando o depósito duro e difícil de ser removido. Por outro lado, sob determinadas circunstâncias de

alta temperatura, como numa caldeira, por exemplo, pode ocorrer o derretimento da incrustação acumulada (HEWITT *et al*, 1994).

### 2.1.2 Efeitos da velocidade

Os principais efeitos na incrustação devido à velocidade estão ligados ao cisalhamento e à transferência de calor.

#### 2.1.2.1 Efeito do cisalhamento

O aumento da velocidade do fluido faz com que ocorra um aumento da tensão de cisalhamento do mesmo, elevando o atrito entre o fluido e a incrustação na parede do trocador. Este aumento pode fazer com que ocorra a remoção da incrustação. Por outro lado, se a formação de incrustação envolver transferência de massa ou difusão, velocidades mais elevadas aumentarão a difusão de material para a superfície do trocador (HEWITT *et al*, 1994).

#### 2.1.2.2 Efeitos na transferência de calor

A relação do efeito da velocidade com a transferência térmica é complicada. O aumento da velocidade aumenta a troca térmica e isto pode compensar os efeitos da resistência térmica imposta pela incrustação. É possível também que a rugosidade na parede do trocador devido à incrustação aumente a turbulência, melhorando a transferência de calor.

### 2.1.3 Escolha da velocidade

De forma geral, quanto mais elevada a velocidade maior a troca térmica e menor a formação da incrustação. O problema é que altas velocidades geram aumento da queda de pressão nos trocadores, elevando os custos de bombeamento e causando erosão das paredes. Estes custos aumentam ao quadrado em relação a velocidade.

A utilização de baixas velocidades gera áreas de estagnação que podem alterar o perfil de temperatura causando a aceleração de reações, corrosão, ou o desenvolvimento de

microorganismos, causando incrustação. Este problema ocorre principalmente no casco de trocadores tipo casco e tubo.

A determinação da velocidade deve, portanto ser feita de forma que favoreça a troca térmica e a diminuição da incrustação, mas sem causar erosão e alta perda de carga (HEWITT *et al*, 1994).

#### 2.1.4. Formação da incrustação

É difícil prever a natureza do depósito ou a taxa de deposição em trocadores de calor em condições de serviço, devido ao número de variáveis que a influenciam (GOLDSTEIN Jr, 1987). Em projetos industriais, a formação de incrustação é normalmente considerada a partir de um fator de incrustação empírico, estabelecido no começo do projeto dos trocadores a fim de compensar a resistência térmica gerada. Este fator, porém, serve apenas como segurança já que não possibilita prever quando a incrustação começará a afetar o processo, tendo-se que se estabelecer limpezas de forma empírica (LUDWIG, 1983).

KERN e SEATON (1959) foram os primeiros a sugerir uma correlação para prever a incrustação com o tempo. Eles verificaram que para um trocador limpo as curvas de deposição para uma grande variedade de serviços em refinarias podem ser aproximadas empiricamente por uma equação da forma:

$$R_{i\theta} = R_i^* \cdot (1 - e^{-B\theta}) \quad (2.1)$$

em que  $R_{i\theta}$  é a incrustação no instante depois de um tempo  $\theta$  de campanha,  $R_i^*$  é um valor assintótico de  $R_{i\theta}$  e  $B$  é um parâmetro empírico, obtido através de gráficos.

A Figura 2 mostra a representação genérica dada por HEWITT *et al* (1994) do comportamento assintótico da formação da incrustação com o tempo.

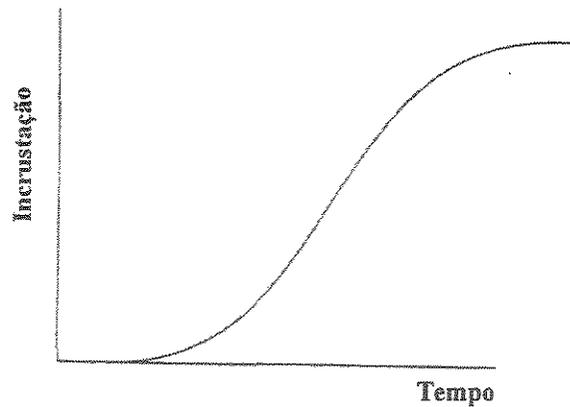


Figura 2: Comportamento assintótico da formação de incrustação

Para explicar a forma assintótica da curva de incrustação, existem teorias específicas para cada processo. De forma geral a teoria mais aceita é que o aumento da velocidade devido à incrustação aumenta ao quadrado a tensão de cisalhamento; em algum ponto as forças cisalhantes alcançam valores que as camadas superiores da incrustação não podem suportar, causando a remoção da incrustação ou desacelerando a sua formação. (HEWITT *et al*, 1994). Este comportamento pode ser expresso pela equação:

$$\frac{dR_i}{d\theta} = \varphi_D - \varphi_R \quad (2.2)$$

em que  $R_i$  é a incrustação,  $\theta$  o tempo e  $\varphi_D$  e  $\varphi_R$  são as taxas de depósito e remoção da incrustação respectivamente.

Esta remoção da incrustação é baseada nos efeitos das instabilidades na subcamada laminar existentes no escoamento turbulento. CLEAVER e YATES (1973, 1975, 1976) estudaram estas instabilidades, ou "explosões turbulentas", e localizaram regiões onde ocorre turbulência violenta dentro da subcamada laminar, gerando forças de cisalhamento capazes de remover o material da superfície.

Embora a idéia de explosões turbulentas na subcamada laminar seja atrativa para a explicação do comportamento assintótico da incrustação, ela não pode ser vista como a única responsável pela remoção de incrustação de trocadores de calor reais, devido ao grande número de variáveis envolvidas no processo (YUNG *et al.*, 1989).

## 2.2 Trem de pré-aquecimento

O trem de pré-aquecimento é formado por um conjunto de vários trocadores de calor do tipo casco e tubo em série, que tem como função pré-aquecer o petróleo a ser destilado. Cada trocador é formado por um feixe de tubos onde circula um dos fluidos, e um casco, que envolve o feixe, por onde circula outro fluido. Após os primeiros trocadores existe uma dessalgadora que tem como função a lavagem do petróleo cru para remoção de sais, sem causar influência significativa no processo de troca térmica no trem de pré-aquecimento. A troca térmica ocorre pelo contato direto do fluido do casco com os tubos, sendo estimulada por chicanas que aumentam a turbulência e o tempo de residência do fluido no casco. A Figura 1 na Seção 1 mostra um trem de pré-aquecimento hipotético.

O fluido pode passar em vários sentidos no trocador fazendo uma, duas, três ou mais passagens nos tubos, o mesmo acontecendo no casco. Pode-se então definir um trocador indicando o número de passagens que o fluido faz no equipamento. Em refinarias de petróleo a maioria dos trocadores de calor é do tipo 1:2, ou seja, com uma passagem no casco e duas nos tubos. A Figura 3 mostra um esboço de um trocador do tipo 1:2.

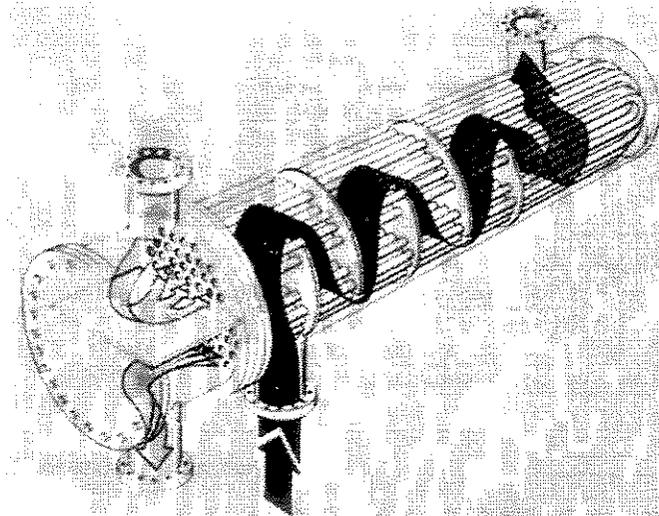


Figura 3: Trocador de calor do tipo 1:2

Algumas condições de processo como perdas de carga e localização dos fluidos (casco ou tubos) devem ser avaliadas em um trem de pré-aquecimento para garantir o bom funcionamento e um maior tempo de vida útil do mesmo (LUDWIG, 1983).

### **2.2.1 Perda de carga admissível**

Quando um fluido incompressível flui num tubo horizontal reto com uma vazão mássica constante, a pressão do fluido decresce ao longo do comprimento do tubo devido ao atrito. Esta queda de pressão é chamada perda de carga. Para cada equipamento, num dado processo, é estipulado um valor de perda de carga admissível, que é o valor máximo admitido para que não ocorra um consumo operacional de energia elevado, e o fluido possa vencer as perdas subseqüentes do processo, causadas por tubulações e outros equipamentos.

Para melhorar a troca térmica busca-se trabalhar o mais próximo possível do valor admissível da perda de carga, sem ultrapassá-lo, tendo-se assim uma boa turbulência nos trocadores de calor.

### **2.2.2 Localização dos fluidos**

Para um trocador de calor do tipo casco e tubos, um fator importante a ser observado é qual dos fluidos deve circular pelo lado interno (feixe tubular) e qual pelo lado externo (casco). Uma localização mal feita implica num projeto não otimizado e numa operação com uma menor troca térmica. Os fatores que mais influenciam a localização dos fluidos são a velocidade, a viscosidade e a incrustação.

#### **2.2.2.1 Fluido com menor velocidade de escoamento**

A velocidade é diretamente proporcional à troca térmica, sendo necessário um aumento da turbulência quando a velocidade de escoamento é baixa. Nos tubos o fluido escoava livremente; porém, no casco temos a presença de chicanas transversais gerando turbulência; portanto, quando a diferença entre as velocidades é significativa, é mais econômico circular o fluido de menor velocidade no lado do casco.

### 2.2.2.2 Fluido mais viscoso

Alta viscosidade diminui a turbulência do escoamento, prejudicando a troca térmica. Assim como para o caso da velocidade, deve-se circular o fluido mais viscoso no lado do casco, onde é mais fácil intensificar a turbulência; se a diferença de viscosidades entre os dois fluidos for pequena, torna-se indiferente a sua localização. Em refinarias de petróleo a viscosidade é o fator que mais influencia a localização dos fluidos (tubos ou casco).

### 2.2.2.3 Fluido com maior tendência de incrustação

O escoamento pelo lado dos tubos é mais uniforme do que no casco onde, devido aos desvios existentes, pode haver regiões com velocidades bem pequenas ou até zonas mortas. Como a velocidade de escoamento tem influência direta no depósito de incrustação, deve-se circular o fluido mais sujo no lado dos tubos. Outra razão é a facilidade da limpeza mecânica e química; no casco a limpeza mecânica às vezes é impraticável e a química pode ser não tão eficiente pela existência de zonas de baixa turbulência.

### 2.2.3 Incrustação em trem de pré-aquecimento

O mecanismo de formação de incrustação ocorre de duas formas no trem de pré-aquecimento: antes da dessalgadora, onde o principal causador é a deposição de sais e após a dessalgadora, onde a incrustação é causada por reações químicas dos asfaltenos e seus derivados. Se comparadas as reduções da troca térmica causadas pela incrustação em ambos os casos, tem-se que, nos trocadores de calor antes da dessalgadora, a redução não é significativa, pois ela é compensada pelo aumento da diferença entre as temperaturas dos fluidos ao longo do trem de pré-aquecimento. Em termos de eficiência de energia, o desenvolvimento da estratégia para diminuir a incrustação deve se concentrar nos trocadores após a dessalgadora (POLLEY *et al*, 2002b).

O grande prejuízo financeiro gerado nas refinarias pela formação de incrustação tem motivado muitos estudos nesta área. Segundo WORREL e PRICE, (2001) a diminuição da incrustação em trens de pré-aquecimento será em 2015 a segunda tecnologia mais importante em termos de reaproveitamento de energia.

### 2.2.3.1 Limite de incrustação

Estudos realizados por EBERT E PANCHAL (1997) propuseram a existência de um limite de incrustação, no qual a incrustação não ocorreria, ou seja, em certas condições de processo os mecanismos de formação e de dissipação da incrustação se anulariam. O modelo proposto no estudo foi obtido dos dados experimentais de SCARBOROUGH *et al* (1979) para fornalhas e descrito pela Equação 2.3.

$$\frac{dR_i}{d\theta} = \alpha \cdot Re^\beta \cdot Pr^{-0,33} \cdot \exp\left(\frac{-E}{R \cdot T_f}\right) - \gamma \cdot \tau_w \quad (2.3)$$

em que  $R_i$  é a resistência térmica causada pela formação de incrustação,  $E$  é a energia de ativação,  $R$  é a constante dos gases,  $T_f$  é a temperatura de filme (média entre a temperatura de parede e do fluido),  $\tau_w$  é a tensão de cisalhamento e  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\gamma$  são parâmetros empíricos.

O primeiro termo é responsável pela formação da incrustação referente ao calor de convecção forçada e a reação química; já o segundo é responsável pela dissipação da incrustação, referente à tensão de cisalhamento.

KNUDSEN *et al* (1999) foram os primeiros a verificar a existência do limite de incrustação em trocadores de calor de trem de pré-aquecimento, através de um estudo experimental em planta piloto. Eles realizaram experimentos variando a velocidade e a temperatura de parede, por serem estes os principais parâmetros que influenciam a formação de incrustação. Verificaram que, a partir de certa condição próxima ao limite, a incrustação aumenta exponencialmente com a temperatura, conforme mostra a Figura 4.

A Figura 4 apresenta dados obtidos por KNUDSEN *et al* (1999), publicados por POLLEY *et al* (2002a), que mostram o efeito da temperatura de parede na variação da resistência térmica com o tempo, causada pela incrustação, para uma mesma velocidade.

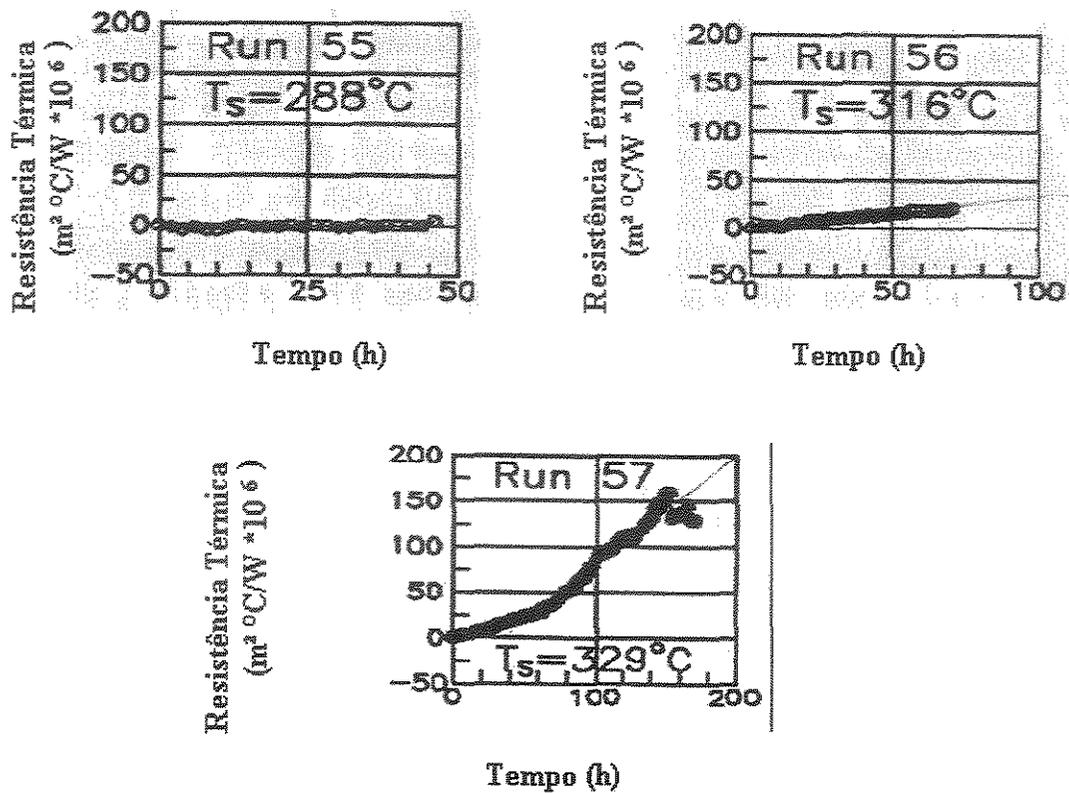


Figura 4: Resultados encontrados por Knudsen *et al* (1999)

POLLEY *et al* (2002b) aplicaram os dados de KNUDSEN *et al* (1999) ao modelo de Ebert e Panchal e não conseguiram bons resultados. Eles propuseram um modelo modificado que se mostrou mais adequado para trocadores de calor sem trem de pré-aquecimento. As principais modificações propostas foram:

- utilização da temperatura de parede em vez da temperatura do filme no termo da reação.
- manter a dependência da velocidade no termo de geração da incrustação, mas utilizar  $Re^{-0,8}$ .
- assumir que o termo de remoção da incrustação é proporcional a  $Re^{0,8}$ .

O modelo modificado é dado pela Equação 2.4.

$$\frac{dR_i}{d\theta} = \alpha \cdot Re^{-0,8} \cdot Pr^{-0,33} \cdot \exp\left(\frac{-E}{R \cdot T_w}\right) - \gamma \cdot Re^{0,8} \quad (2.4)$$

Este modelo deve ser utilizado com cautela, pois a formação de incrustação depende das condições de cada processo e, como mostrou KNUDSEN *et al* (1999), um erro pode causar um crescimento exponencial da incrustação.

Vários outros trabalhos vêm sendo desenvolvidos a fim de se estabelecer fatores que influenciam o limite de incrustação. POLLEY (2001) mostrou a influência do número de passagens. CHUNANGAD *et al* (2003) mostraram que a utilização de trocadores de calor com defletores helicoidais diminui a formação de incrustação. POLLEY *et al* (2002b) compararam a taxa de incrustação medidas em várias refinarias para diferentes energias de ativação. BUTTERWORTH (2001) estudou a influência do limite de incrustação no projeto de trocadores de calor casco e tubo. WILSON *et al* (2002) realizaram um estudo analisando a utilização do limite de incrustação para realizar um *retrofit* em trem de pré-aquecimento.

#### 2.2.4 Simulação do trem de pré-aquecimento

A formação da incrustação em trem de pré-aquecimento pode levar meses ou anos, dificultando um estudo prático. A simulação é uma maneira de se contornar esta dificuldade, além de permitir verificar como variações do processo afetam a formação de incrustação.

Muitas refinarias estão utilizando simuladores para analisar a performance do seu trem de pré-aquecimento (PUGH, 2002a). Um problema enfrentado na simulação de trocadores casco e tubo é a falta de métodos disponíveis na literatura aberta; a maioria pertence a empresas privadas só podendo ser adquiridos mediante pagamento. Dos métodos disponíveis destacam-se os de Kern, Tinker e Bell.

BRODOWICZ e MARKOWSKI (2003) desenvolveram um simulador baseado em tecnologia Pinch, em que demonstraram ser possível criar uma rede de trocadores de calor para refinarias a partir desta tecnologia, que compensasse as perdas térmicas causadas pela formação de incrustação. LEONG *et al* (1998) desenvolveram uma simulação de trocadores casco e tubo com fins educacionais aplicando o método de Bell. VUKIC *et al* (2000) demonstraram a aplicação de simuladores para projetar trocadores casco e tubo utilizando os métodos de Bell e de Kern.

Segundo PUGH (2002b), devido à complexidade do processo de incrustação, deveria haver uma troca de informações entre as refinarias a fim de se criar um banco de dados sobre o comportamento do trem de pré-aquecimento. Isto possibilitaria a melhora dos modelos de formação de incrustação, tornando os simuladores mais precisos, otimizando o processo e as programações da limpeza do trocador.

### 2.3 Análise de trocadores casco e tubo

A simulação dos trocadores de calor é realizada a partir do balanço de energia. Para os tipos casco e tubo os mecanismos de transmissão de calor relevantes são condução e convecção. A taxa de transferência de calor por unidade de área pode ser escrita como a razão entre a força motriz ou excitação térmica e a resistência global que considera os diversos mecanismos envolvidos no processo.

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta T}{R_T} \quad (2.5)$$

em que  $Q$  é a taxa de transferência de calor,  $A$  é a área de troca térmica,  $\Delta T$  é a diferença média da temperatura e  $R_T$  é a resistência à troca térmica. Por convenção a resistência global é substituída pelo inverso do coeficiente global de transferência de calor.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.6)$$

Segundo KERN (1950), ambos os fluidos sofrem variações de temperatura que não são lineares ao longo do comprimento do trocador e, devido a isso, no lugar da média aritmética, é utilizada a média logarítmica para a diferença de temperatura no trocador de calor, dada pela Equação 2.7.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.7)$$

Para escoamento contracorrente,  $\Delta T_1$  é a diferença entre a entrada da corrente fria e a saída da corrente quente e  $\Delta T_2$  a diferença entre a entrada da corrente quente e a saída da corrente fria; para escoamentos concorrentes  $\Delta T_1$  é a diferença entre as entradas das duas correntes e  $\Delta T_2$  entre as saídas.

Em trocadores de calor casco e tubo tipo 1:2 ocorrem escoamentos concorrentes e contracorrentes. Esta mistura de escoamento acaba por resultar em uma diminuição da média da temperatura em relação ao projeto com escoamento contracorrente puro. Esta diminuição é computada no balanço térmico pela introdução de um fator de ajuste FT.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \cdot FT \quad (2.8)$$

Correlações gráficas e analíticas existem para avaliar o FT, baseadas em determinadas suposições sobre transferência de energia em trocadores 1:2. Tradicionalmente FT é função de dois parâmetros adimensionais, P e S, dados por:

$$P = \frac{T_{f.s.} - T_{f.e.}}{T_{q.e.} - T_{f.e.}} \quad (2.9)$$

$$S = \frac{T_{q.e.} - T_{q.s.}}{T_{f.s.} - T_{f.e.}} \quad (2.10)$$

nas quais  $T_{q.e}$  e  $T_{q.s}$  são as temperaturas de entrada e saída do fluido quente e  $T_{f.e}$  e  $T_{f.s}$  as temperaturas de entrada e saída dos fluidos frios. Conhecendo-se estes valores determina-se FT para trocadores de calor do tipo 1:2, através da Equação 2.11 citada por HEWITT *et al* (1994).

$$FT = \frac{\sqrt{S^2 + 1} \cdot \ln\left[\frac{(1-P)}{(1-P \cdot S)}\right]}{(S-1) \cdot \ln\left[\frac{2-P \cdot (1-\sqrt{S^2+1})}{2-P \cdot (1+\sqrt{S^2+1})}\right]} \quad (2.11)$$

### 2.3.1 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor indica o calor total trocado em um processo de troca térmica, levando em consideração todos os mecanismos envolvidos no mesmo. Ele é calculado pela Equação 2.12 a partir do inverso da soma das resistências à troca térmica existentes no processo.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_C} + \frac{d_e}{h_T \cdot d_i} + \frac{d_e}{2 \cdot k_p} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + R_f \quad (2.12)$$

em que  $h_C$  e  $h_T$  são os coeficientes de película do lado do casco e dos tubos respectivamente,  $k_p$  é a condutividade térmica da parede do tubo,  $d_i$  e  $d_e$  são os diâmetros internos e externos dos tubos respectivamente e  $R_f$  é o fator de incrustação.

A condutividade térmica da parede do tubo é um valor tabelado para diferentes materiais. Os coeficientes de película são valores calculados, pois dependem da dinâmica do fluido.

### 2.3.2 Temperatura de parede

As propriedades físicas são avaliadas na temperatura dos fluidos, porém se houver uma diferença significativa entre ela e a temperatura da parede no tubo, pode-se ter um erro considerável. Assumindo a temperatura de parede constante em uma parte do trocador de

calor, a partir do balanço de energia pode-se determinar esta temperatura pela Equação 2.13, conforme citado por HOLLAND *et al* (1970).

$$T_w = \frac{\left[ T_e + \frac{h_T \cdot d_i \cdot T_i}{h_C \cdot d_e} \right]}{\left[ 1 + \frac{h_T \cdot d_i}{h_C \cdot d_e} \right]} \quad (2.13)$$

em que  $T_i$  e  $h_T$  são a temperatura e o coeficiente de película nos tubos,  $T_e$  e  $h_C$  a temperatura e o coeficiente de película no casco e  $d_i$  e  $d_e$  os diâmetros interno e externo do tubo.

Segundo o estudo realizado por KNUDSEN *et al* (1999), a temperatura da parede e a velocidade dos fluidos são os principais fatores que influenciam a formação de incrustação num trem de pré-aquecimento.

### 2.3.3 Coeficiente de película nos tubos

A transferência de calor para a maioria dos fluidos depende principalmente da dinâmica do fluido, portanto da convecção, tendo uma pequena contribuição da condução, exceto para os metais líquidos. O coeficiente de película mede o fluxo de calor por unidade de superfície e unidade de diferença de temperatura, ou seja, ele indica a taxa ou velocidade de transmissão de calor por convecção (KERN, 1950).

A sua determinação pode ser realizada a partir do número de Nusselt, que relaciona os mecanismos de convecção e condução para o fluido. O coeficiente de película pode ser calculado pela Equação 2.14 (KREITH, 1977).

$$h_T = Nu \cdot \frac{k_T}{L} \quad (2.14)$$

em que  $k_T$  é a condutividade térmica do fluido,  $L$  é uma dimensão característica do trocador e  $Nu$  é o número de Nusselt.

Por depender da dinâmica do fluido, a resolução analítica para o mecanismo de convecção é bastante complicada; em projetos de engenharia são utilizadas correlações empíricas para sua determinação (HOLMAN, 1986).

Os primeiros estudos para determinação do número de Nusselt foram realizados por DITTUS e BOELTER (1930), que estabeleceram a Equação 2.15 para escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubos lisos.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^N \quad (2.15)$$

em que  $N$  é 0,4 para resfriamento e 0,3 para aquecimento.

Os efeitos da dinâmica dos fluidos na transferência de calor são dados pelos números de Reynolds e de Prandtl.

SIEDER e TATE (1936) propuseram a Equação 2.16 levando em consideração as variações da viscosidade devido à diferença de temperatura da parede e do fluido.

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.16)$$

em que  $\mu$  é a viscosidade na temperatura do fluido e  $\mu_p$  é a viscosidade na temperatura de parede.

A Equação 2.16 não apresenta boa precisão para números de Prandtl maiores que 100. HEWITT *et al* (1994) consideram a Equação 2.17 mais precisa para escoamento em tubos nesta situação.

$$Nu = 0,0225 \cdot Re^{0,795} \cdot Pr^{0,495} \cdot \exp\left[-0,0225 \cdot (\ln Pr)^2\right] \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.17)$$

Uma alternativa para relacionar o cálculo do coeficiente de película em tubos para todos os tipos de escoamentos é através do número de Stanton, que relaciona os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl (TABOREK, 1983). O cálculo se baseia no modelo de Sieder e Tate. Dividindo ambos os lados da Equação 2.16 por  $RePr$  e reagrupando têm-se:

$$St \cdot Pr^{2/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} = 0,027 / Re^{0,2} \quad (2.18)$$

em que  $St$  é o número de Stanton.

$$St = \frac{h}{\rho \cdot \mu \cdot c_p} \quad (2.19)$$

O lado esquerdo da Equação 2.18 é chamado fator de transferência de calor,  $J_h$ .

$$J_h = St \cdot Pr^{2/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.20)$$

Logo, para o escoamento turbulento, tem-se:

$$J_h = \frac{0,027}{Re^{0,2}} \quad (2.21)$$

Para escoamento laminar,  $Re < 2100$ , o fator de transferência de calor é dado por:

$$J_h = \frac{1,86}{Re^{2/3} \cdot (L_T/d_i)^{1/2}} \quad (2.22)$$

em que  $L_T$  e  $d_i$  o comprimento e o diâmetro interno do tubo respectivamente.

Para valores de números de Reynolds entre 2100 e 10000, ou seja, em regime transitório, HAUSEN (1943) propôs a Equação 2.23 para cálculo do fator de transferência de calor.

$$J_h = \frac{0,116 \cdot \left[ Re^{2/3} - 125 \right] \cdot \left[ 1 + (d_i/L_T)^{2/3} \right]}{Re} \quad (2.23)$$

### 2.3.4 Perda de carga

A perda de carga ocorre devido ao atrito entre o tubo e o fluido, sendo calculada a partir da tensão de cisalhamento existente entre o tubo e o fluido. Algumas propriedades do tubo e do fluido causam influência direta na perda de carga, como o diâmetro do tubo, a velocidade de escoamento, a densidade do fluido e a viscosidade do fluido. Para escoamentos de fluidos não isotérmicos como é o caso dos tubos dos trocadores de calor, HOLLAND *et al* (1970) propuseram a Equação 2.24.

$$\Delta P = 8 \cdot j_f \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^y \cdot \frac{L_T}{d_i} \cdot \frac{\rho \cdot v_T^2}{2} \quad (2.24)$$

em que  $y = 0,14$  para  $Re < 2100$

$y = 0,25$  para  $Re > 2100$

O fator de atrito  $J_f$  é calculado de acordo com o número de Reynolds.

$$J_f = \frac{8}{Re} \quad (2.25)$$

para  $Re < 1000$

$$J_f = \frac{0,05573}{Re^{0,261}} \quad (2.26)$$

para  $Re > 1000$

Em trens de pré-aquecimento deve haver um controle dos valores de perda de carga em cada um dos trocadores para que não ultrapassem um máximo admissível, prejudicando o processo de troca térmica. A alteração na perda de carga é importante consideração no caso de reposicionamento dos trocadores de calor (*retrofit*), devendo-se tentar o aproveitamento das bombas já existentes. (POLLEY, 2001).

### 2.3.5 Coeficiente de película no casco

O complexo escoamento no casco em trocadores tipo casco e tubo e o grande número de variáveis envolvidas complicam o cálculo do coeficiente de película e a perda de carga para o casco. Os primeiros cálculos realizados para este tipo de trocador foram desenvolvidos por COLBURN (1933), que considerou o escoamento do casco como sendo igual ao dos tubos, desenvolvendo a Equação 2.27 para o coeficiente de película, considerando  $Re$  maior que 2000:

$$Nu = 0,33 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (2.27)$$

SIDER e TATE (1936) propuseram a Equação 2.28 em que foi acrescentado o efeito da variação da viscosidade devido à diferença de temperaturas entre o fluido e a parede do tubo.

$$Nu = 0,2 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.28)$$

O valor de 0,2 é devido à multiplicação de 0,33 por 0,6, que funciona como um fator de segurança para amenizar o efeito dos vazamentos e desvios que até então eram desconsiderados. Esta correlação é restrita para escoamentos com Reynolds entre 2000 e 40000.

### 2.3.5.1 Método de Kern

A primeira sistemática de cálculo detalhado de um trocador de calor foi proposta por KERN (1950) em seu livro que se tornou um clássico na área de transferência de calor após a segunda guerra mundial. Seu método para projeto de trocadores do tipo casco e tubo se baseou em dados reais para trocadores com corte de chicanas de 25%.

Como se baseia em dados reais, este método foi durante muitos anos o padrão usado pelas indústrias para o projeto de trocadores de calor. Mais tarde o método de Kern foi expandido para corte de chicanas de 15% a 45 % (GUPTA, 1990). A Equação 2.29 permite o cálculo do coeficiente de troca térmica pelo método de Kern.

$$\frac{h_i \cdot d_{eq}}{k} = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.29)$$

em que  $d_{eq}$  é o diâmetro equivalente do casco.

O diâmetro equivalente depende da disposição dos tubos, quadrada ou triangular. A Figura 5 mostra as duas disposições, destacando a área de escoamento,  $A_e$ , considerada por Kern.



Figura 5: Disposição quadrada e triangular dos tubos.

Para o cálculo do diâmetro equivalente, Kern baseou-se no raio hidráulico da área de escoamento. Este por definição é o raio de um círculo com área equivalente a uma seção

não circular de um canal de escoamento e, portanto, situado num plano ortogonal à direção do escoamento. A fim de se obter uma correlação simples, Kern considerou o raio hidráulico ao longo, em vez de perpendicularmente ao eixo longitudinal dos tubos. O diâmetro equivalente para o casco foi considerado como quatro vezes raio hidráulico obtido para as configurações mostradas na Figura 5. As Equações 2.30 e 2.31 demonstram o cálculo do diâmetro equivalente para a disposição quadrada e triangular respectivamente.

$$d_{eq} = \frac{4 \cdot (P_T^2 - \pi \cdot d_e^2 / 4)}{\pi \cdot d_e} \quad (2.30)$$

$$d_{eq} = \frac{4 \cdot (1/2 \cdot P_T \cdot 0,86 \cdot P_T - \pi \cdot d_e^2 / 2)}{1/2 \cdot \pi \cdot d_e} \quad (2.31)$$

em que  $P_T$  é a distância entre os centros dos tubos e  $d_0$  é o diâmetro externo do tubo.

A perda de carga no casco do trocador é proporcional ao número de vezes que o fluido atravessa o feixe de tubos entre as chicanas. O diâmetro equivalente usado para o cálculo da queda de pressão é o mesmo usado para o cálculo do coeficiente de película, sendo o próprio atrito adicional do casco desprezado. A Equação 2.32 permite o cálculo da perda de carga proposto por Kern.

$$\Delta P = \frac{J_f \cdot M^2 \cdot (N+1)}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_e \cdot \mu} \quad (2.32)$$

em que  $f$  é o fator de atrito,  $N$  é o número de chicanas,  $M$  é vazão mássica e  $g$  é a aceleração da gravidade.

O grande problema do método de Kern é não considerar a existência de desvios e vazamentos no casco, explicados na próxima seção, o que simplifica o método, mas aumenta consideravelmente o erro.

### 2.3.5.2 Método de Tinker

TINKER (1951) sugeriu o conceito de subdivisão do escoamento do lado do casco em quatro correntes: fluxo cruzado puro, vazamento casco-chicana, vazamento tubo-chicana e desvio feixe-casco, cada um com sua própria característica de troca de calor. Estas subdivisões são mostradas na Figura 6, na qual a corrente B representa o escoamento cruzado, considerado ideal para troca térmica. Os escoamentos A e E são os vazamentos entre os tubos e as chicanas, e o casco e as chicanas respectivamente. As correntes C e F representam os desvios existentes entre os tubos e o casco, e pelo centro do trocador respectivamente.

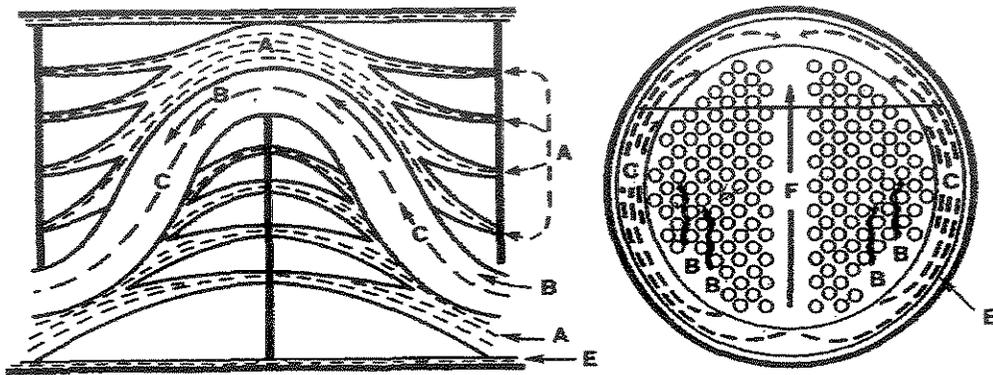


Figura 6: Escoamentos existentes no casco de um trocador casco e tubo

O método para cálculo proposto por Tinker baseia-se na igualdade das perdas de carga das correntes antes e depois da chicana, independentemente do caminho percorrido.

$$\Delta P_G = \Delta P_E = \Delta P_A = \Delta P_C + \Delta P_B \quad (2.33)$$

em que  $\Delta P_G$  é a perda de carga entre dois pontos antes e depois da chicana,  $\Delta P_E$  é a perda de carga devido ao vazamento casco-chicana,  $\Delta P_A$  é a perda de carga devido ao vazamento casco-tubo,  $\Delta P_C$  é a perda de carga devido ao desvio,  $\Delta P_B$  é a perda de carga devido ao escoamento cruzado.

Como a perda de carga é proporcional ao quadrado da velocidade tem-se:

$$\Delta P_i = n_i \cdot M_i^2 \quad (2.34)$$

em que  $M_i$  é a vazão mássica e  $n_i$  é um coeficiente de ajuste.

Este método relaciona as perdas de carga e vazões em todos os escoamentos a fim de encontrar a vazão do escoamento cruzado, para a partir dela calcular o coeficiente de película real. Ele requer soluções por tentativas, já que nenhuma das velocidades é conhecida a priori.

Devido à insuficiência de dados e dificuldades dos cálculos, TINKER (1958) utilizou simplificações. O método continuou complicado, não se tornando muito popular.

### 2.3.5.3 Método de Bell

O método de Bell é um método semi-analítico baseado em estudos práticos desenvolvidos entre 1947 e 1963 pelo Departamento de Engenharia Química da Universidade de Delaware. Ele se baseia no cálculo dos valores ideais do coeficiente de película e da perda de carga para o escoamento no casco e utiliza fatores de correção para considerar os desvios causados por vazamentos, desvios, corte de chicana e escoamento laminar.

TABOREK (1983) realizou algumas modificações no método a fim de melhorar sua resposta; a versão modificada foi utilizada por LEONG *et al* (1998) e VUKIC *et al* (2000) em trabalhos de simulação de trocadores de calor.

As principais modificações realizadas por TABOREK (1983) dizem respeito a modificações no cálculo dos fatores de correção e ao acréscimo do fator de correção referente ao espaçamento das chicanas de entrada e saída. Mesmo com as modificações, o método continuou sendo chamado de método de Bell. O cálculo do coeficiente de película no casco para este método é dado pela Equação 2.35.

$$\alpha_S = \alpha_I \cdot (J_C \cdot J_L \cdot J_B \cdot J_R \cdot J_S) \quad (2.35)$$

em que  $\alpha_1$  é o coeficiente de película ideal, ou seja, se refere ao fluido que passa entre os tubos (escoamento cruzado),  $J_C$  é a correção para o corte das chicanas,  $J_L$  é a correção devido aos vazamentos,  $J_B$  é o fator de correção para os desvios,  $J_S$  é o fator de correção para o espaçamento entre as chicanas e  $J_R$  é o fator de correção para o escoamento laminar.

Segundo TABOREK (1983) o produto dos fatores de correção,  $J_{TOTAL}$ , não pode ser menor que 0,4 e deve preferencialmente estar acima de 0,5 para se considerar que o trocador foi bem projetado.

Os valores dos fatores de correção dependem das características físicas de cada trocador de calor. O fator de correção devido aos vazamentos,  $J_L$ , é o mais significativo, podendo representar mais de 40% do escoamento total do lado do casco. O fator de correção para os desvios não deve ser menor do que 0,7 para a validade do método de Bell. Em casos em que o escoamento pelos desvios for alto e  $J_B$  for menor que 0,7, deve-se utilizar tiras selantes para reduzi-lo. A Figura 7 mostra uma visão frontal do casco, indicando o escoamento pelos desvios e o uso de tiras selantes. Os cálculos para todos os fatores de correções são demonstrados no Apêndice A.

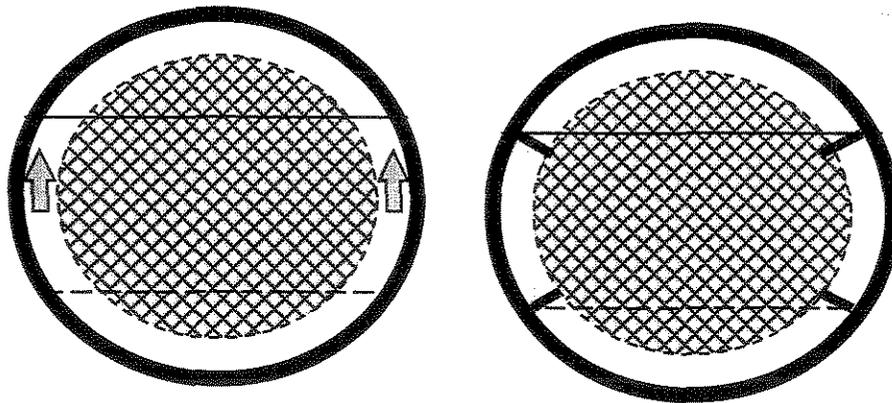


Figura 7: Escoamento pelos desvios no casco e o uso de tiras selantes

A perda de carga no casco, neste método, é composta de três partes distintas: referentes ao escoamento cruzado,  $\Delta P_C$ ; ao escoamento nas janelas (entre as chicanas e o casco),  $\Delta P_W$ , e ao escoamento nas zonas mortas (nos bocais de entrada e saída),  $\Delta P_E$ .

O cálculo para o escoamento cruzado ( $\Delta P_C$ ) leva em consideração os efeitos dos vazamentos e dos desvios, conforme equação 2.36:

$$\Delta P_C = \Delta P_i \cdot (N_b - 1) \cdot R_B \cdot R_L \quad (2.36)$$

em que  $\Delta P_i$  é a perda de carga ideal,  $N_b$  é o número de chicanas,  $R_B$  e  $R_L$  são os fatores de correção para o desvio e o vazamento.

O método de Bell oferece duas diferentes correlações para o cálculo da perda de carga referente ao escoamento das janelas, de acordo com o número de Reynolds, conforme Equações 2.37 e 2.38.

$$\Delta P_W = N_b \left[ (2 + 0,6 \cdot N_{icw}) \cdot \frac{(\dot{m}_w)^2}{2 \cdot \rho_s} \cdot (10^{-3}) \right] \cdot R_L \quad (2.37)$$

para  $Re > 100$

em que  $N_{icw}$  é o número de tubos na janela e  $m_w$  é a velocidade mássica na janela.

$$\Delta P_W = N_b \cdot \left\{ 26 \cdot \frac{\dot{m}_w \cdot \mu_s}{2 \cdot \rho_s} \cdot \left[ \frac{N_{tc}}{Ltp - d_t} + \frac{Lbc}{d_w^2} \right] + \left[ 2 \cdot (10^{-3}) \cdot \frac{\dot{m}_w^2}{2 \cdot \rho_s} \right] \right\} \cdot R_L \quad (2.38)$$

para  $Re < 100$

em que  $N_{icw}$  é o número de tubos na janela, e  $m_w$  a velocidade mássica na janela,  $d_w$  o diâmetro da janela,  $d_t$  é o diâmetro dos tubos,  $Lbc$  é o espaçamento entre as chicanas centrais,  $Ltp$  é a distância entre os tubos.

As zonas mortas existentes nos bocais de entrada e saída dos trocadores de calor diferem da zona de escoamento cruzado devido à diferença do espaçamento entre as chicanas em relação as centrais e por considerar os tubos existentes nas janelas. O cálculo de  $\Delta P_E$  é realizado a partir da equação 2.39.

$$\Delta P_E = \Delta P_{bi} \cdot \left( 1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (2.39)$$

em que  $\Delta P_{bi}$  é a perda de carga ideal,  $R_b$  é a correção para os desvios,  $R_s$  a correção devido ao espaçamento das chicanas.

A perda de carga global no casco do trocador de calor é dada como a soma das perdas de carga das três regiões.

$$\Delta P = \Delta P_C + \Delta P_W + \Delta P_E \quad (2.40)$$

### 2.3.7 Comparação dos métodos

Segundo LEONG *et al* (1998), a combinação dos efeitos dos fatores de correções proposta por Taborek gera um valor em torno de 0,6, o que significa uma influência de 60% para os escoamentos devido a estes fatores. Isto demonstra uma vantagem do método de Bell sobre o de Kern, que não leva estes fatores em consideração.

Os três principais métodos da literatura - Kern, Tinker e Bell (modificado por TABOREK, 1983) - foram comparados por RIBEIRO (1984). O trabalho baseou-se no aquecimento e resfriamento de óleos, sendo água o outro fluido, em cerca de doze trocadores de calor casco e tubo. Os valores do coeficiente de película e da perda de carga foram comparados com os calculados através dos modelos. O método de Bell apresentou melhores resultados tanto para o coeficiente de película quanto para a queda de pressão.

## Capítulo 3

### METODOLOGIA DE CÁLCULO

#### 3.1 Obtenção dos dados

Os dados operacionais e as dimensões dos trocadores de calor foram obtidos na Refinaria de Paulínia e da literatura.

As propriedades dos fluidos fornecidas pela Replan não podem ser publicadas por razões de sigilo industrial. Este tipo de problema é comum em estudos de incrustação em trem de pré-aquecimento, nos quais são normalmente citadas apenas as refinarias que forneceram os dados e não os seus valores. POLLEY *et al* (2002b) estabeleceram modelos, baseados em dados de refinarias, para propriedades físicas do petróleo cru num trem de pré-aquecimento, e mencionaram a importância de se estabelecer modelos próprios para cada situação devido à variação das propriedades físicas para cada petróleo.

No simulador o usuário pode fornecer os dados referentes às propriedades físicas ou utilizar os modelos propostos por POLLEY *et al* (2002b). A Tabela 1 mostra as correlações propostas. Para os cálculos do simulador converteu-se a viscosidade cinemática em dinâmica

Tabela 1: Modelos para cálculo das propriedades físicas do petróleo cru proposto por POLLEY *et al* (2002b).

| Propriedades físicas                       | Modelos T(°C)                |
|--|------------------------------|
| Viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s) | $\nu = 0,0985 \exp(406/T)$   |
| Calor específico (J/kg K)                  | $C_p = 1940 + 3 \cdot T$     |
| Condutividade térmica (W/m K)              | $k = 0,145 - 0,0001 \cdot T$ |
| Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )      | $\rho = 917 - 0,833 \cdot T$ |

### 3.2 Desenvolvimento do simulador

A programação foi realizada em linguagem Fortran 77, tendo como dados de entrada as dimensões dos trocadores, as condições de processo e as propriedades físicas dos fluidos.

O simulador foi desenvolvido de forma que o usuário possa optar por entrar diretamente com os dados referentes às dimensões dos trocadores e as propriedades dos fluidos ou utilizar dados padrões baseados na literatura e em dados de projeto da Replan. Isto possibilita uma utilização ampla do simulador para diferentes tipos de trocadores e/ou condições de processo, podendo-se verificar o comportamento da incrustação para cada caso.

As temperaturas de entrada e saída e a vazão dos trocadores são dados de processo fornecidos pelo usuário, pois as suas variações são os principais indicadores da formação de incrustação.

Os cálculos do programa foram realizados separadamente em sub-rotinas, para facilitar o entendimento do mesmo. Os dados de saída foram divididos em principais e secundários. Os principais são referentes ao comportamento do trocador de calor, como o coeficiente global, os coeficientes de películas e perdas de carga para os tubos e o casco, a taxa de troca térmica e a temperatura de parede. Os cálculos para o estudo da incrustação partem destes dados e serão mostrados no decorrer do trabalho.

Os dados de saída secundários são os parâmetros utilizados para calcular os dados de saída principais, como números de Reynolds e Prandtl nos tubos e casco e fatores de correção. Estes dados devem ser solicitados pelo usuário.

A taxa de transferência de calor foi calculada a partir do balanço de energia dos trocadores de calor, onde a área de troca térmica e as temperaturas médias dos fluidos foram obtidas a partir dos dados de entrada e o coeficiente global de troca térmica foi calculado a partir dos coeficientes de películas.

Para o lado dos tubos, o cálculo do coeficiente de película é baseado no modelo proposto por SIEDER E TATE (1936), através da aplicação dos modelos empíricos para o cálculo do fator de transferência de calor e do número de Stanton.

$$St \cdot Pr^{2/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} = 0,027 \cdot Re^{-0,2} \quad (3.1)$$

A perda de carga máxima admissível para o processo é um dado de entrada, e não pode ser ultrapassada. Para os tubos a perda de carga nos trocadores foi calculada pela Equação 2.24, na qual o fator de atrito é calculado através de modelos empíricos de acordo com o Reynolds encontrado.

Para o lado do casco foi aplicado o método de Bell, modificado por TABOREK (1983), para o cálculo do coeficiente de película e da perda de carga.

$$\alpha_s = \alpha_I \cdot (J_C \cdot J_L \cdot J_B \cdot J_R \cdot J_S) \quad (3.2)$$

$$\Delta P = \Delta P_C + \Delta P_W + \Delta P_E \quad (3.3)$$

Foram calculados todos os fatores de correções necessários, conforme mostrado no Apêndice A.

### 3.2.1 Quantificação da incrustação

A dificuldade de quantificar a formação de incrustação em trocadores de calor do tipo casco e tubo obriga as refinarias a estabelecerem períodos de limpezas de forma empírica, sem saber o quanto a formação de incrustação está prejudicando o processo.

Como o coeficiente global de transferência de calor é o inverso da resistência à troca térmica, a sua variação ao longo do tempo indica uma alteração desta resistência causada pela formação de incrustação, refletindo em variações da temperatura e velocidade de saída. O simulador quantifica a formação da incrustação no trem de pré-aquecimento a partir da variação destes parâmetros. Ele calcula os coeficientes de película para os tubos e o casco e a partir deles o coeficiente global de transferência de calor para as condições iniciais e armazena este valor. Para cada variação da temperatura e velocidade de saída tem-se um novo coeficiente global de transferência de calor; a diferença entre ele o inicial

armazenado indica a incrustação formada, conforme calculado pela Equação 3.4. Com isso tem-se uma análise de desempenho do trocador, podendo-se definir quando a incrustação começa a causar prejuízo ao processo.

$$R_f = \frac{1}{U_{\text{inicial}}} - \frac{1}{U_{\text{novo}}} \quad (3.4)$$

em que  $R_f$  é a incrustação formada,  $U_{\text{inicial}}$  e  $U_{\text{sujo}}$  são os coeficientes globais de transferência de calor no início do processo e após a formação de incrustação, respectivamente.

O coeficiente global de transferência de calor inicial é calculado a partir da Equação 3.5 considerando a resistência térmica referente a incrustação,  $R_f$ , nula por estar no começo do processo.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_C} + \frac{d_e}{h_T \cdot d_i} + \frac{d_e}{2 \cdot k_p} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + R_f \quad (3.5)$$

O novo coeficiente global de transferência para variação da temperatura de saída é calculado a partir do balanço de energia do trocador de calor. Com a formação da incrustação aumenta a resistência à troca térmica, porém como temos o mesmo trocador de calor e os mesmos fluidos podemos considerar que a taxa de transferência de calor e a área são as mesmas iniciais. O fator de correção (FT) e a variação de temperatura são calculados para cada novo valor de temperatura, obtendo-se um novo coeficiente global de transferência de calor para cada variação da temperatura de saída.

$$U = \frac{Q}{A \cdot FT \cdot \Delta T_{LM}} \quad (3.6)$$

A Figura 8 mostra o esquema de cálculo da formação de incrustação no simulador.

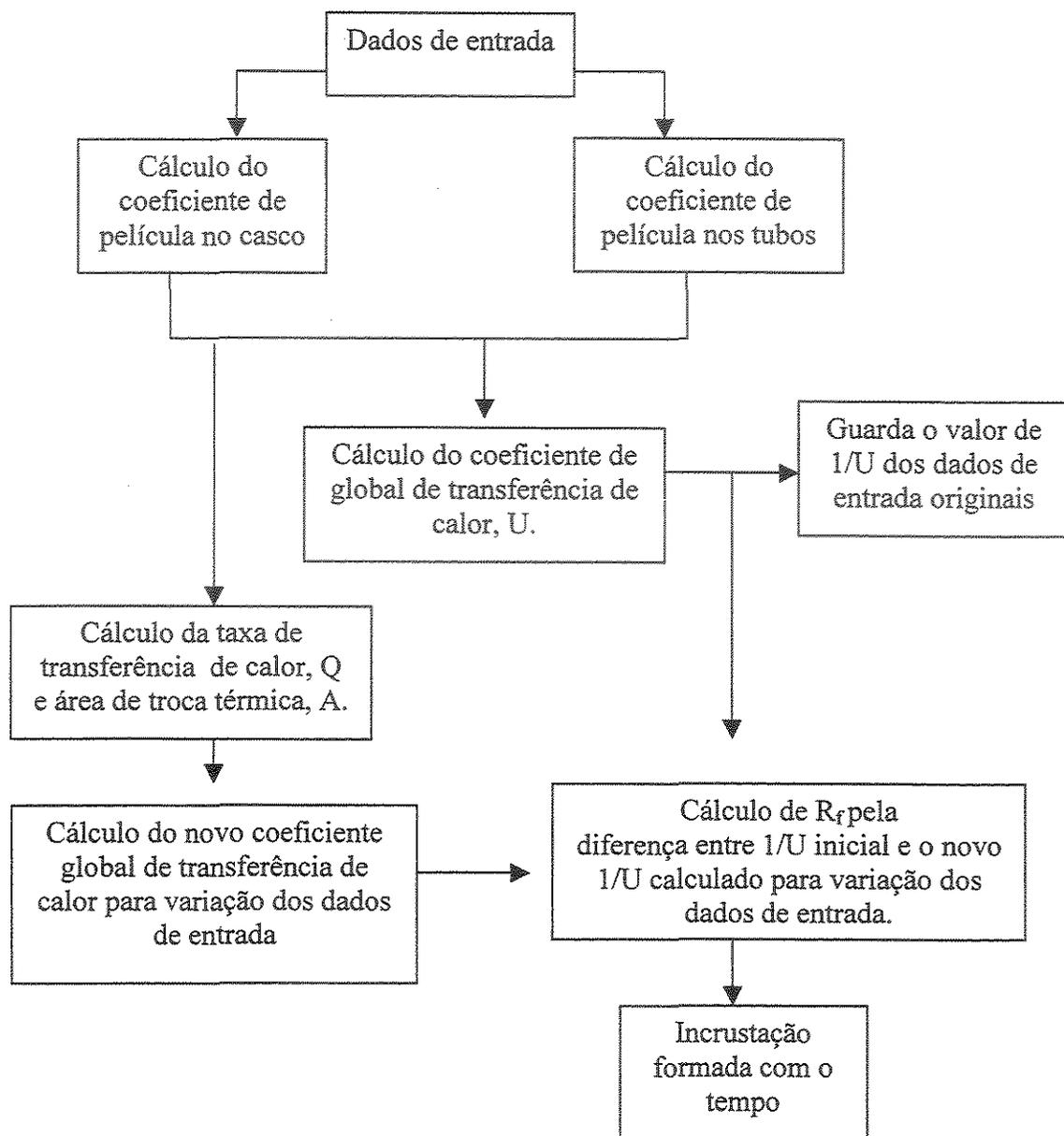


Figura 8: Esquema para cálculo da formação da incrustação.

### 3.2.2 Localização da incrustação

O procedimento de parada para limpeza é realizado da mesma forma para todos os trocadores de calor, pois não se sabe qual está com uma maior formação de incrustação. Segundo KNUDSEN *et al* (1999), a temperatura de parede é um dos principais fatores que influenciam a formação da incrustação, ocorrendo um crescimento exponencial da mesma em valores acima da do limite de incrustação.

Conhecendo-se as temperaturas de parede dos trocadores de calor, é possível verificar a tendência à formação de incrustação de cada um durante o processo. Com isto localizam-se os trocadores problemáticos, podendo-se ir direto a estes durante a limpeza ou mesmo fazer alterações para impedir a formação da incrustação.

O cálculo da temperatura de parede é realizado a partir dos valores dos coeficientes de película, temperaturas nos tubos e no casco e diâmetros externo e interno dos tubos, conforme Equação 3.7. O valor encontrado pelo simulador é uma média para o trocador de calor.

$$T_w = \frac{\left[ T_e + \frac{h_T \cdot d_i \cdot T_i}{h_C \cdot d_e} \right]}{\left[ 1 + \frac{h_T \cdot d_i}{h_C \cdot d_e} \right]} \quad (3.7)$$

Como são utilizadas temperaturas médias, há regiões com maior temperatura ao longo do trocador. É importante o cálculo da temperatura de parede para estas regiões, pois pode ocorrer delas estarem acima da condição de limite de incrustação enquanto a média calculada não, ocorrendo, portanto uma tendência à formação de incrustação que não estaria sendo informada pelo simulador.

Para evitar este problema foi verificada a temperatura de parede nas regiões de maior temperatura dos trocadores de calor para que, com dados reais, possa se comparar os valores com o limite de incrustação definindo-se qual a real tendência à formação de incrustação nos trocadores de calor.

Foram considerados dois sentidos para as correntes quentes e frias nos trocadores casco e tubo do tipo 1:2, conforme mostrado nas Figuras 9 e 10. Apesar de trocar calor com as duas correntes frias, a temperatura da corrente quente é considerada constante entre as chicanas. Esta condição é válida, pois a diferença de temperatura da corrente quente entre as chicanas é pequena em relação à quantidade das mesmas, tornando a diferença de temperatura num espaçamento não significativa.

A Figura 9 mostra um esboço de um trocador de calor casco e tubo do tipo 1:2 onde a entrada da corrente quente está em contato com a saída da corrente fria. Como ambas as correntes possuem a maior temperatura neste ponto, pode-se concluir que esta seja a região onde ocorre a maior temperatura de parede.

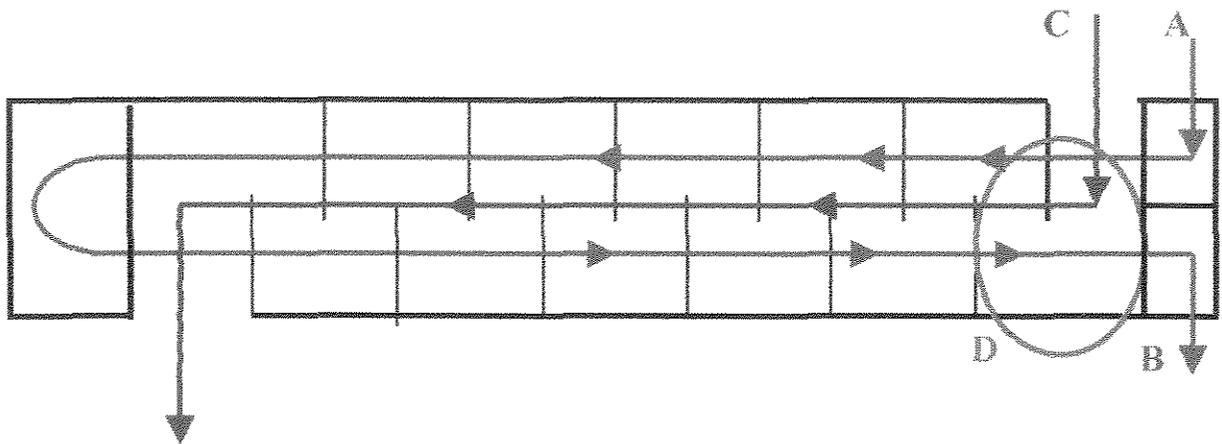


Figura 9: Esboço de um trocador de calor 1:2 indicando a região de maior temperatura de parede.

Na Figura 9 a corrente C é uma corrente quente, a corrente A é a corrente fria na primeira passagem pelo trocador, B é a corrente fria na segunda passagem e a região em verde D indica a região onde ocorre a maior temperatura de parede.

A Figura 10 mostra um trocador em que a entrada da corrente quente esta em contato com o local de retorno da corrente fria. A determinação da região de maior temperatura para este caso depende da diferença das temperaturas entre as correntes, podendo haver duas regiões de maior temperatura de parede: a região na entrada da corrente quente e a da saída da corrente fria, mostradas na Figura 10 como regiões D e E.

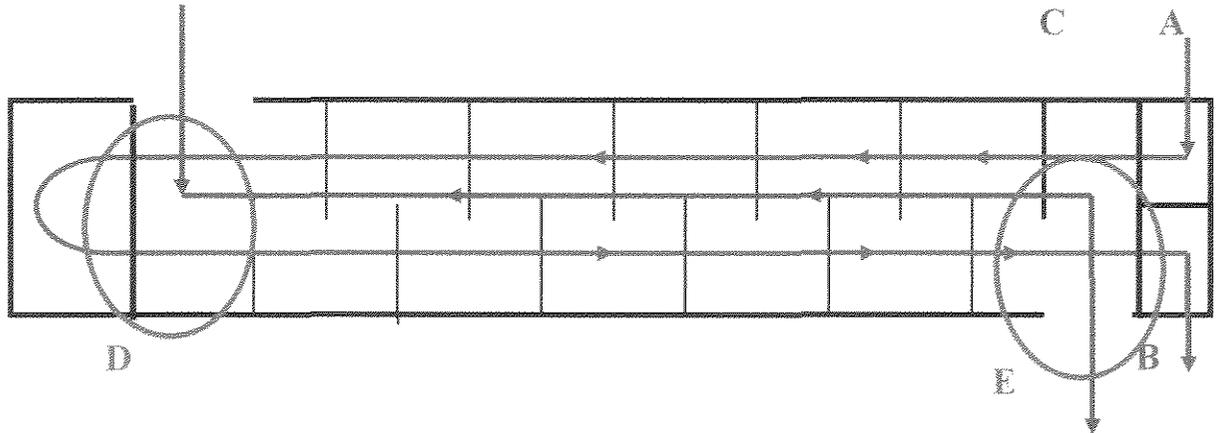


Figura 10: Esboço de um trocador de calor 1:2 indicando as regiões onde podem ocorrer as maiores temperaturas de parede.

Considerando-se a temperatura da corrente fria na região D como a média das temperaturas das correntes, se a temperatura de entrada da corrente quente for muito alta em relação as correntes frias a região D possuirá a maior temperatura de parede; caso contrário será a região E.

Para se determinar qual trocador de calor tem maior tendência à formação de incrustação, deve-se comparar os valores encontrados das maiores temperaturas de parede com a temperatura no limite de incrustação, calculada a partir dos modelos de formação de incrustação. A Figura 11 mostra o esquema de cálculo da tendência da formação de incrustação dos trocadores de calor no simulador.

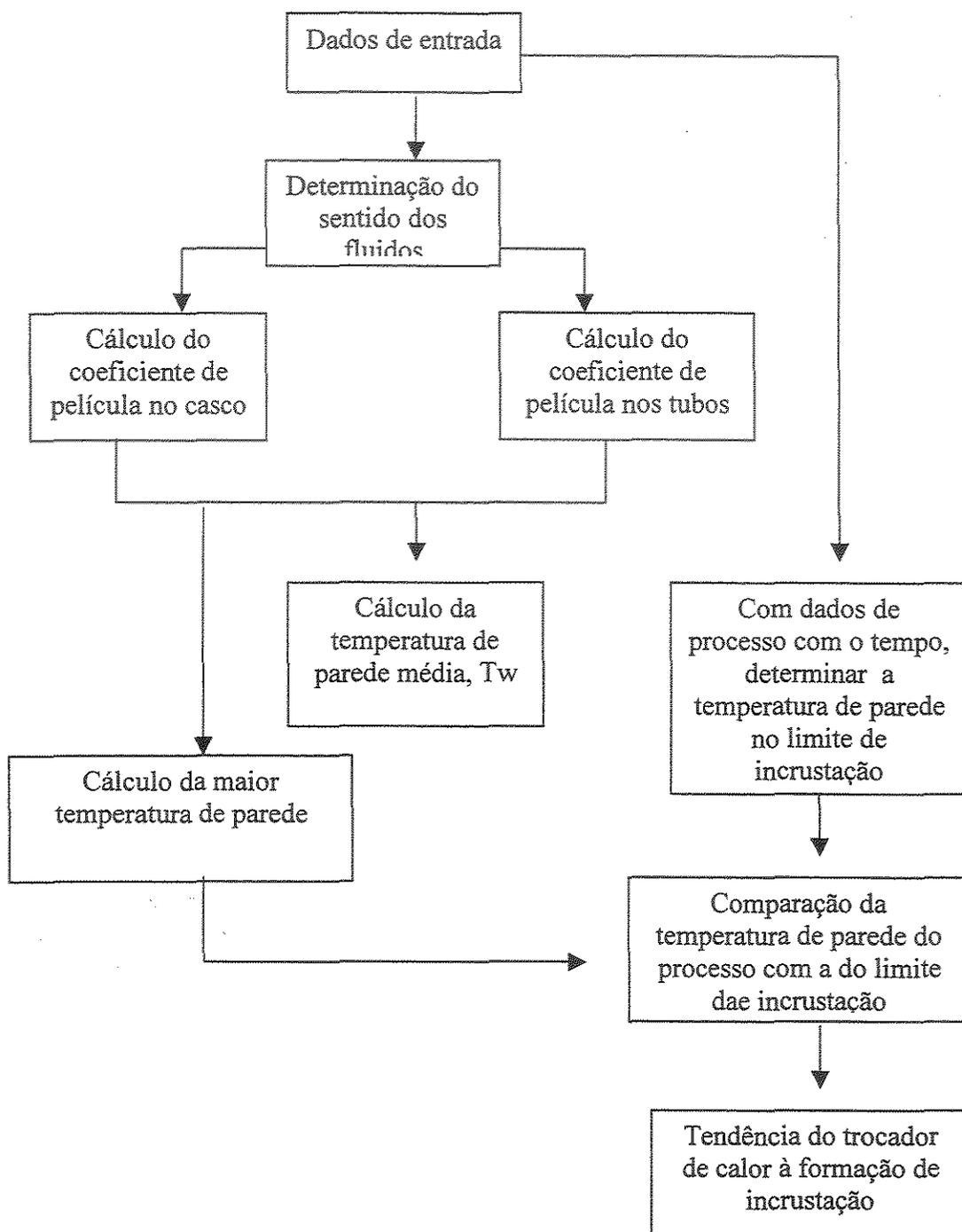


Figura 11: Esquema para cálculo da maior temperatura de parede.

### 3.2.3 Influência no projeto dos trocadores.

Atualmente os projetos de trocadores de calor são realizados considerando a incrustação através de um fator empírico fixo para cada substância. Os trocadores são projetados com áreas superestimadas, para que a troca térmica desejada seja atingida quando houver uma resistência térmica adicional causada pela formação de incrustação.

No começo da operação, enquanto estão limpos, os trocadores de calor apresentam velocidades de escoamento mais baixas e temperatura de parede mais alta do que as calculadas no projeto. Estas são justamente as condições que favorecem a incrustação, podendo fazer com que ela se forme antes do desejado, inviabilizando a troca térmica. Através do conhecimento do limite de incrustação é possível estabelecer condições de velocidade e temperatura de parede onde não haja formação de incrustação podendo-se projetar trocadores de calor menores, evitando o desperdício de energia e diminuindo o custo.

Para verificação do efeito da condição limite de incrustação no projeto dos trocadores de calor, foram recalculados os trocadores da Replan, desconsiderando a formação de incrustação. O simulador calcula a área do novo trocador a partir do balanço de energia no começo do processo, conforme Equação 3.8.

$$A_N = \frac{Q}{U \cdot FT \cdot \Delta T_{LM}} \quad (3.8)$$

Conhecendo-se a área é preciso determinar as características físicas dos trocadores de calor. Geralmente, em projeto de trocadores, esta determinação é realizada a partir de relações empíricas apresentadas na literatura. A Tabela 2 mostra as relações entre os diâmetros do casco e número de tubos dadas por PERRY (1973) para arranjos quadrados, cabeçotes flutuantes e diâmetro externo dos tubos de  $\frac{3}{4}$  ”.

Tabela 2: Relação entre o diâmetro do casco e o número de tubos dados por PERRY, 1973.

| Diâmetro do casco<br>(in) | Número de Tubo      |      |      |      |
|---------------------------|---------------------|------|------|------|
|                           | Número de passagens |      |      |      |
|                           | 1                   | 2    | 4    | 6    |
| 25                        | 398                 | 386  | 366  | 344  |
| 27                        | 477                 | 456  | 432  | 424  |
| 29                        | 554                 | 532  | 510  | 496  |
| 31                        | 637                 | 624  | 588  | 576  |
| 33                        | 730                 | 712  | 682  | 668  |
| 35                        | 828                 | 812  | 780  | 760  |
| 37                        | 937                 | 918  | 882  | 872  |
| 39                        | 1048                | 1028 | 996  | 972  |
| 42                        | 1224                | 1200 | 1170 | 1140 |
| 45                        | 1421                | 1394 | 1350 | 1336 |
| 48                        | 1628                | 1598 | 1548 | 1536 |
| 54                        | 2096                | 2048 | 2010 | 1992 |
| 60                        | 2585                | 2552 | 2512 | 2476 |

Como a Replan utiliza um comprimento padrão para os tubos de 20 ft e os trocadores foram projetados baseados em equipamentos já existentes, foi mantido este valor para o cálculo de projeto. A partir deste comprimento padrão e da área calculou-se o novo número de tubos através da Equação 3.9

$$N_{tt} = \frac{A_N}{L_T \cdot d_T \cdot \pi} \quad (3.9)$$

em que  $A_N$  é a área para o novo trocador, sem considerar a formação de incrustação.

Conhecendo-se o número de tubos é calculado o diâmetro do casco para o novo trocador a partir da Equação 3.10.

$$d_C = \sqrt{\frac{4 \cdot L_{pt}^2 \cdot N_{tt}}{\pi}} \quad (3.10)$$

em que  $L_{pt}$  é a distância entre os tubos.

Com as novas dimensões do trocador de calor o simulador calcula a nova velocidade do fluido e as novas temperaturas das correntes e de parede. Ressalta-se que estes novos trocadores são projetados para operar dentro das condições limite de incrustação, ou seja, sem incrustar. A Figura 12 mostra o esquema para se projetar um trocador de calor dentro das condições limite de incrustação.

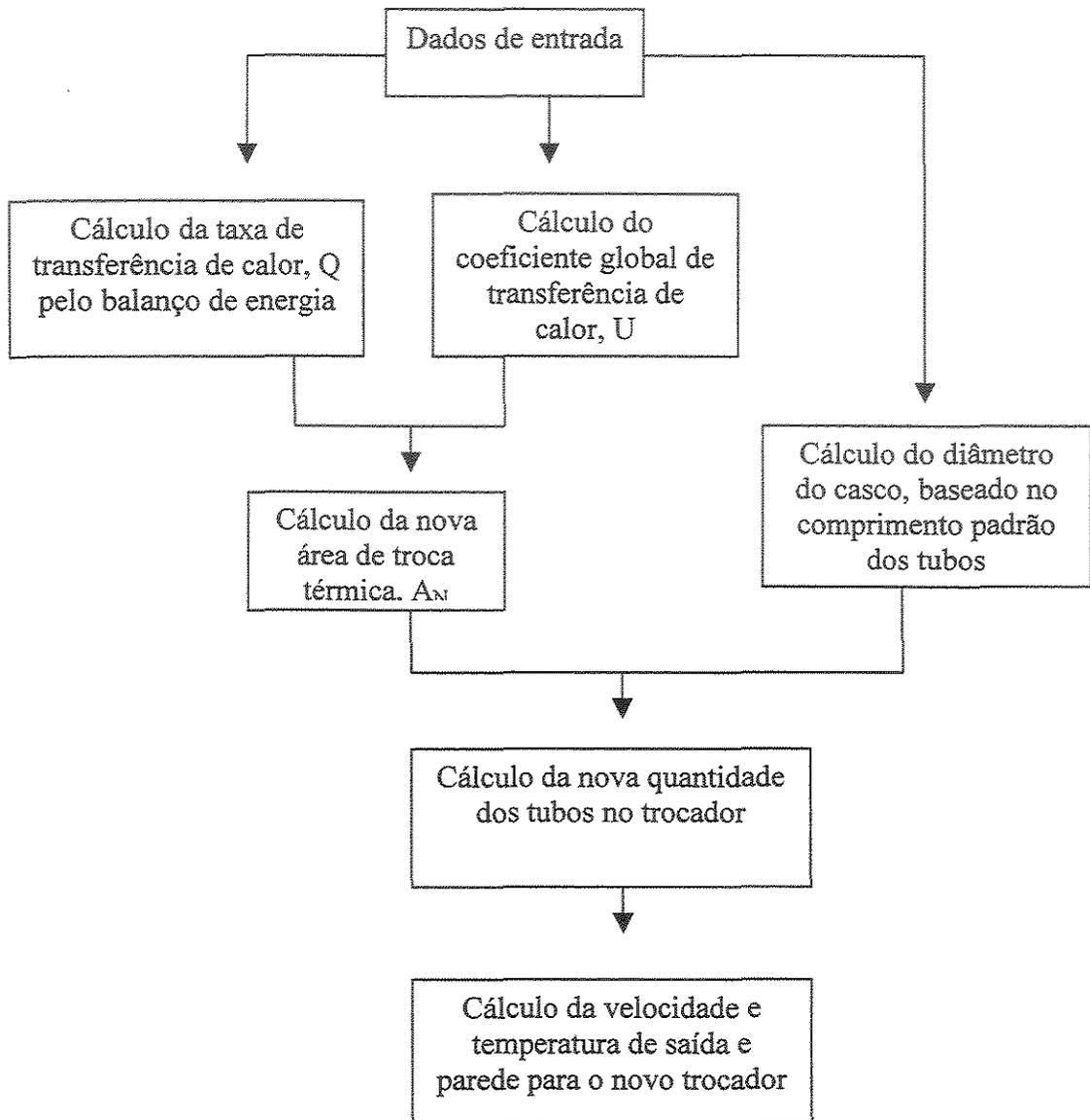


Figura 12: Esquema para cálculo do novo projeto do trocador de calor

## Capítulo 4

### RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo foi dividido em quatro seções, nas quais são mostrados o desenvolvimento e os resultados obtidos a partir do simulador. A Seção 4.1 apresenta o simulador e a validade dos resultados obtidos a partir da utilização do método de Bell para calcular o comportamento dos trocadores de calor. Na Seção 4.2 é apresentado como o simulador calcula a formação de incrustação com o tempo a partir das variações da velocidade do fluido e da temperatura de saída. A Seção 4.3 mostra os cálculos do simulador para verificar os trocadores com maior tendência à formação da incrustação a partir da maior temperatura de parede para os diferentes sentidos dos fluidos. Nesta seção também são comparados valores de temperatura de parede calculada a partir de modelos de formação de incrustação propostos por EBERT e PANCHAL (1997) e POLLEY *et al* (2002b) com os encontrados para os trocadores de calor da Replan, a fim de se verificar a condição limite de incrustação. A Seção 4.4 mostra o efeito da condição limite de incrustação no projeto de trocadores de calor.

#### 4.1 Dados de entrada

O simulador foi desenvolvido de forma interativa, de forma que o usuário possa optar por entrar com os valores médios das propriedades físicas ou utilizar os modelos propostos por POLLEY *et al* (2002b).

A razão da utilização destes modelos é facilitar o monitoramento de trem de pré-aquecimento, visto que as propriedades ficam em função apenas da temperatura, podendo-se acompanhar o desempenho dos trocadores a partir das temperaturas de saída dos trocadores de calor.

Como já mencionado na Seção 3.1, um problema enfrentado na simulação de trens de pré-aquecimento é a variação das propriedades físicas para diferentes refinarias de petróleo e a não divulgação destes dados. A fim de contornar este problema, POLLEY *et al*

(2002b) propuseram modelos para propriedades físicas em trens de pré-aquecimento de forma geral. Comparou-se estes modelos com os dados de projeto da Replan para se verificar a validade dos mesmos para esta refinaria. A Tabela 3 mostra os modelos e os coeficientes de ajuste encontrados.

Tabela 3: Ajuste dos dados de projeto da Replan para o modelo proposto por POLLEY *et al* (2002b)

| Propriedades físicas                          | Modelos propostos por POLLEY <i>et al</i> (2002b) | Coefficiente de ajuste   |
|---|---|--------------------------|
| Viscosidade cinemática<br>(m <sup>2</sup> /s) | $\nu = 0,0985 \exp(406/T)$                        | R <sup>2</sup> = 95,94%  |
| Calor específico<br>(J/kg K)                  | $C_p = 1940 + 3 \cdot T$                          | R <sup>2</sup> = 98,33%  |
| Condutividade térmica<br>(W/m K)              | $\lambda = 0,145 - 0,0001 \cdot T$                | R <sup>2</sup> = 90,58%  |
| Massa específica<br>(kg/m <sup>3</sup> )      | $\rho = 917 - 0,833 \cdot T$                      | R <sup>2</sup> = 87,98 % |

Os resultados encontrados indicam que para a viscosidade e calor específico os modelos propostos por POLLEY *et al* (2002b) podem ser utilizados para descrever os trocadores de calor da Replan; já os referentes à condutividade térmica e massa específica tiveram um ajuste ruim mostrando que para os dados da Replan estes modelos não são os mais adequados.

A empresa Veritech Incorporate, em sua página na internet, apresenta um simulador para trem de pré-aquecimento, desenvolvido por eles, em que as propriedades físicas são calculadas por modelos lineares para o calor específico, condutividade térmica e massa específica e exponencial para a viscosidade, como proposto por POLLEY *et al* (2002b).

O simulador utilizará estes modelos como uma opção caso o usuário desconheça as propriedades físicas do petróleo nos trocadores. Para os cálculos dos trocadores da Replan foram utilizadas as propriedades físicas descritas nos dados de projeto.

A Tabela 4 mostra os dados de entrada que podem ser estabelecidos pelo usuário, as temperaturas são solicitadas em graus Celsius os demais dados são solicitados com as unidades no sistema internacional.

Tabela 4: Dados de entrada do programa

| <b>Parâmetros<br/>dos trocadores</b> | <b>Variável</b> | <b>Unidades</b>   |
|--------------------------------------|-----------------|-------------------|
| Diâmetro do casco                    | $d_c$           | m                 |
| Corte das chicanas                   | $B_c$           | -                 |
| Espaço entre as chicanas centrais    | $L_{bc}$        | m                 |
| Nº de passagem no casco              | $N_{pc}$        | -                 |
| Diâmetro externo dos tubos           | $d_T$           | m                 |
| Espessura dos tubos                  | $e_T$           | m                 |
| Comprimento dos tubos                | $L_T$           | m                 |
| Ângulo entre os tubos                | Ang             | °                 |
| Distância entre os tubos             | $L_{tp}$        | m                 |
| Nº de passagens nos tubos            | $N_{pt}$        | -                 |
| Nº de tubos                          | $N_t$           | -                 |
| <b>Dos fluidos (casco e tubos)</b>   |                 |                   |
| Temperatura de entrada               | $T_e$           | °C                |
| Temperatura de saída                 | $T_s$           | °C                |
| Vazão                                | $V_f$           | m <sup>3</sup> /s |
| Viscosidade                          | $\mu$           | kg/m·s            |
| Calor específico                     | $C_p$           | kJ/kg·°C          |
| Massa específica                     | $\rho$          | kg/m <sup>3</sup> |
| Condutividade térmica                | K               | kJ/kg·s·°C        |

Para se verificar o funcionamento do simulador utilizaram-se dados de projeto de um trocador de calor localizado na parte do final do trem de pré-aquecimento da Replan, onde o fluido quente é o resíduo da torre de destilação a vácuo. Os resultados encontrados são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5: Dados de saída para o trocador da Replan

| Trocador Teste  | Simulador |
|---|-----------|
| Velocidade (m/s)  | 1,52      |
| Coefficiente de película nos tubos<br>(W/m <sup>2</sup> .°C)            | 1065,2    |
| Coefficiente de película no casco<br>(W/m <sup>2</sup> .°C)             | 803,2     |
| Coefficiente global de<br>transferência de calor (W/m <sup>2</sup> .°C) | 492,4     |
| Temperatura de parede (°C)  | 310,84    |
| Área (m <sup>2</sup> )  | 671,65    |
| Taxa de transferência de calor<br>(kW)                                  | 9247,556  |
| Perda de carga nos tubos (Pa)   | 26309     |
| Perda de carga no casco (Pa)  | 84052     |

Foram solicitados dados de saída secundários, conforme descrito na Seção 3.2.

Tabela 6: Dados secundários para o trocador teste

| Resultados secundários (adimensionais) | Trocador teste |
|--|----------------|
| Re no casco                            | 2822           |
| Pr no casco                            | 138,27         |
| Re nos tubos                           | 16805          |
| Pr nos tubos                           | 38,8           |
| $J_C$                                  | 1,14           |
| $J_L$                                  | 0,57           |
| $J_B$                                  | 0,98           |
| $J_R$                                  | 1              |
| $J_S$                                  | 0,98           |
| $J_{TOTAL}$                            | 0,62           |
| $R_L$                                  | 0,35           |
| $R_B$                                  | 0,93           |
| $R_S$                                  | 1,34           |
| $F_t$                                  | 0,79           |
| $\Delta T_{LM}$                        | 35,31          |

Os resultados obtidos para os trocadores de calor da Replan se mostraram coerentes para o trocador proposto. Os fatores de correção apresentaram valores coerentes para o método de Bell, sendo que os referentes aos vazamentos foram os que apresentaram os menores valores, mostrando o seu maior efeito na troca térmica em relação aos outros fatores. O  $J_{TOTAL}$ , que indica o produto de todos os fatores, foi de 0,62, o que está de acordo com o recomendado por TABOREK (1983) para projeto de trocadores, que são valores acima de 0,5.

Para se confirmar a validade dos resultados encontrados, resolveu-se um problema proposto por HOLLAND (1970) em que o autor propõe o aquecimento de tolueno em trocador casco e tubo tipo 1:2. Os dados de entrada para o problema são mostrados na Tabela 7.

Tabela 7: Dados de entrada do problema proposto por HOLLAND *et al* (1970)

| <b>Parâmetros<br/>dos trocadores</b>  | <b>Variável</b> |
|---------------------------------------|-----------------|
| Diâmetro do casco (m)                 | 0,431           |
| Corte das chicanas (%)                | 25              |
| Espaço entre as chicanas centrais (m) | 0,152           |
| Nº de passagem no casco               | 1               |
| Diâmetro externo dos tubos (m)        | 0,019           |
| Comprimento dos tubos (m)             | 2,438           |
| Ângulo entre os tubos (°)             | 90              |
| Distância entre os tubos (m)          | 0,0254          |
| Nº de passagens nos tubos             | 2               |
| Nº de tubos                           | 196             |
| <b>Dados dos fluídos</b>              |                 |
| <b>Tubos</b>                          |                 |
| Temperatura de entrada (°C)           | 121,1           |
| Temperatura de saída (°C)             | 104,4           |
| Vazão mássica (kg/s)                  | 18,9            |
| Viscosidade (kg/m s)                  | 0,00158         |
| Calor específico (J/kg·°C)            | 2855            |
| Massa específica (kg/m <sup>3</sup> ) | 1042            |
| Condutividade térmica (J/kg·s·°C)     | 0,22            |
| <b>Casco</b>                          |                 |
| Temperatura de entrada (°C)           | 26,6            |
| Temperatura de saída (°C)             | 62,7            |
| Vazão mássica (kg/s)                  | 13,9            |
| Viscosidade (kg/m·s)                  | 0,00044         |
| Calor específico (J/kg·°C)            | 1792            |
| Massa específica (kg/m <sup>3</sup> ) | 842,4           |
| Condutividade térmica (J/kg·s·°C)     | 0,147           |

A Tabela 8 apresenta os resultados obtidos com o simulador e por HOLLAND (1970).

Tabela 8: Comparação dos dados encontrados com o simulador com os propostos por HOLLAND *et al* (1970)

| Fluído   | Resultados do simulador | HOLLAND <i>et al</i> (1970) |
|--|-------------------------|-----------------------------|
| Coefficiente de película nos tubos<br>(W/m <sup>2</sup> .°C)         | 1612                    | 1601                        |
| Coefficiente de película no casco<br>(W/m <sup>2</sup> .°C)          | 1646                    | 1630                        |
| Coefficiente global de transferência de calor (W/m <sup>2</sup> .°C) | 908,9                   | 871,6                       |
| Temperatura de parede (°C)   | 76,7                    | 76,7                        |
| Área (m <sup>2</sup> )   | 22,5                    | 22,5                        |
| Perda de carga nos tubos (Pa)  | 7926                    | 8234                        |
| Perda de carga no casco (Pa)   | 34062                   | 36960                       |

Os resultados encontrados apresentaram diferenças não significativas, o que confirma o bom desempenho do simulador. O método de Bell depende dos fatores de correção para o coeficiente de película e perda de carga. Para se verificar que todos estão sendo calculados corretamente, resolveu-se um problema proposto por TABOREK (1983), em que é calculado o aquecimento de um óleo leve em um trocador casco e tubo utilizando o método de Bell. A Tabela 9 mostra os dados de entrada para o problema.

Tabela 9: Dados de entrada do problema proposto por TABOREK (1983)

| Parâmetros<br>dos trocadores                  | Variável |
|---|----------|
|   |          |
| Diâmetro do casco (m)                         | 0,591    |
| Corte das chicanas (%)                        | 24       |
| Espaço entre as chicanas centrais (m)         | 0,250    |
| Nº de passagem no casco                       | 1        |
| Diâmetro dos tubos (m)                        | 0,016    |
| Comprimento dos tubos (m)                     | 2,276    |
| Ângulo entre os tubos (°)                     | 90       |
| Distância entre os tubos (m)                  | 0,0208   |
| Nº de passagens nos tubos                     | 2        |
| Nº de tubos                                   | 652      |
| <b>Dados dos fluidos</b>                      |          |
| <b>Tubos</b>                                  |          |
| Temperatura de entrada (°C)                   | 178      |
| Temperatura de saída (°C)                     | 178      |
| Coeficiente de película (W/m <sup>2</sup> ·K) | 6000     |
| <b>Casco</b>                                  |          |
| Temperatura de entrada (°C)                   | 89,8     |
| Temperatura de saída (°C)                     | 147,3    |
| Vazão mássica (kg/s)                          | 22,4     |
| Viscosidade (kg/m·s)                          | 0,00045  |
| Calor específico (J/kg·°C)                    | 2407     |
| Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )         | 740      |
| Condutividade térmica (J/kg·s·°C)             | 0,105    |

Os fatores de correção para o coeficiente de película e perda de carga encontrados por Taborek e pelo simulador são mostrados na Tabela 10.

Tabela 10: Comparação dos dados encontrados com o simulador com os propostos por TABOREK (1983)

| Resultados secundários (adimensionais) | Resultados do simulador | Resultados do autor |
|--|-------------------------|---------------------|
| $J_C$                                  | 1,02                    | 1,02                |
| $J_L$                                  | 0,664                   | 0,665               |
| $J_B$                                  | 0,865                   | 0,865               |
| $J_R$                                  | 1                       | 1                   |
| $J_S$                                  | 0,99                    | 1                   |
| $R_L$                                  | 0,427                   | 0,427               |
| $R_B$                                  | 0,65                    | 0,65                |
| $R_S$                                  | 1,80                    | 1,82                |

Os resultados comprovam a validade dos cálculos desenvolvidos. A partir da confirmação dos dados de saída encontrados pelo simulador realizaram-se os cálculos para os trocadores de calor da Replan. Foram encontrados os resultados para dois trocadores do trem de pré-aquecimento localizados em diferentes posições para se verificar o funcionamento do simulador para os dois casos. O trocador 1 está no início do trem de pré-aquecimento onde o petróleo cru passa pelo casco antes da dessalgadora. O trocador 2 está após a dessalgadora, no qual o petróleo passa pelos tubos. A Tabela 11 mostra os resultados encontrados para os dois trocadores.

Tabela 11: Resultados para dois trocadores de calor da Replan.

| Fluído  | Trocador 1 | Trocador 2 |
|---|------------|------------|
| Velocidade nos tubos (m/s)  | 1,01       | 2,67       |
| Velocidade no casco (m/s)   | 1,07       | 2,03       |
| Coeficiente de película nos tubos ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )            | 677,9      | 1676,4     |
| Coeficiente de película no casco ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )             | 475,7      | 1962,6     |
| Coeficiente global de transferência de calor ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) | 239,75     | 750,21     |
| Temperatura de parede ( $^\circ C$ )                                    | 76,9       | 224,51     |
| Área ( $m^2$ )  | 400,62     | 592,38     |
| Taxa de transferência de calor (kW)                                     | 5632,888   | 18441,684  |
| Perda de carga nos tubos (Pa)   | 28786      | 91016      |
| Perda de carga no casco (Pa)  | 50571      | 196777     |

A Tabela 12 mostra os resultados para os fatores de correção para os dois trocadores.

Tabela 12: Dados de saída secundários

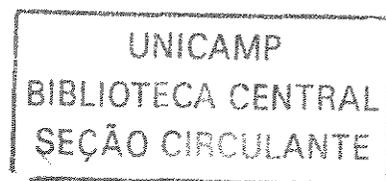
| Resultados secundários (adimensionais) | Trocador 1 | Trocador 2 |
|--|------------|------------|
| $J_C$                                  | 1,00       | 1,07       |
| $J_L$                                  | 0,68       | 0,67       |
| $J_B$                                  | 0,97       | 0,97       |
| $J_R$                                  | 1          | 1          |
| $J_S$                                  | 0,99       | 0,97       |
| $J_{TOTAL}$                            | 0,65       | 0,67       |
| $R_L$                                  | 0,44       | 0,44       |
| $R_B$                                  | 0,91       | 0,93       |
| $R_S$                                  | 1,51       | 1,11       |

Os resultados encontrados para os dois trocadores são coerentes para as suas dimensões. Os coeficientes de película no trocador 2 foram bem maiores em relação ao trocador 1 devido principalmente à grande diferença entre as velocidades dos fluidos nos tubos e no casco. Como consequência, o coeficiente global de transferência de calor e a taxa de transferência de calor foram bem maiores para o trocador após a dessalgadora. Esta baixa velocidade para o petróleo cru no trocador 1 se deve à alta viscosidade do mesmo no começo do trem de pré-aquecimento.

Os fatores de correção apresentaram valores coerentes comprovando o maior efeito do vazamento em ambos os trocadores de calor com  $J_L$  de 0,68 e 0,67 e  $R_L$  de 0,44 para ambos.

#### 4.2 Propriedades físicas do petróleo

O aumento da temperatura do petróleo causa variações das propriedades físicas do mesmo ao longo do trem de pré-aquecimento. Verificou-se esta variação tendo como base os dados da Replan. Devido à questão de sigilo industrial, em vez dos valores foi utilizada a



variação percentual das propriedades físicas e temperatura a fim de se verificar o que causa maior influência no processo. A Figura 13 demonstra estas variações.

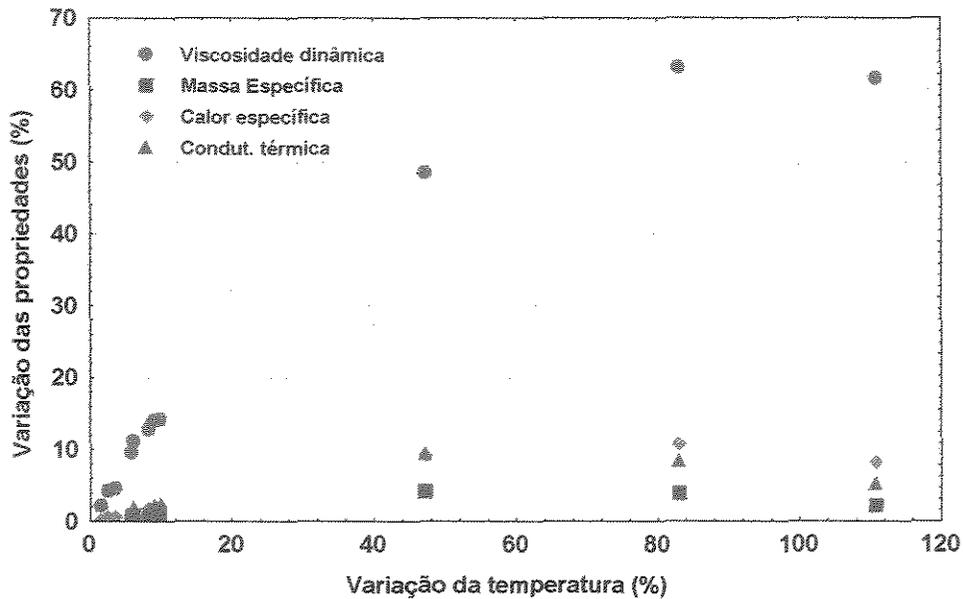


Figura 13: Variação das propriedades físicas com a variação da temperatura ao longo do trem de pré-aquecimento

A viscosidade apresentou uma variação com a temperatura bem maior em relação às demais propriedades, que tiveram variações semelhantes, sendo a massa específica a menor delas.

O valor inicial da viscosidade do petróleo é alto e por sofrer uma grande variação influencia diretamente a localização do petróleo cru nos trocadores de calor. No começo do trem de pré-aquecimento, o petróleo cru passa pelo casco, onde o escoamento apresenta maior turbulência e com a diminuição da viscosidade ele é passado para os tubos, o que está de acordo com o trem de pré-aquecimento da Replan. Em caso de mudança do tipo de petróleo a ser refinado, a viscosidade é a propriedade física que deve causar maior alteração na troca térmica, pois a sua variação influencia diretamente os números de Reynolds e de Prandtl.

### 4.3 Quantificação da incrustação

O simulador verifica a formação da incrustação a partir do aumento da resistência à troca térmica, observada pelas variações dos coeficientes globais com o tempo.

Como não há dados referentes às alterações da temperatura de saída e da velocidade com o tempo, foram utilizados dados de projeto dos trocadores de calor da Replan. Consideraram-se variações hipotéticas das temperaturas de saída com a velocidade do fluido constante, a fim de se verificar a capacidade do simulador em quantificar a formação de incrustação.

A Tabela 13 mostra como a variação da temperatura de saída influencia o aumento da resistência térmica causada pela formação da incrustação para um trocador de calor da Replan localizado no fim do trem de pré-aquecimento com uma diferença entre as temperaturas de entrada e saída de 22°C e velocidade de 1,52 m/s. Considerou-se a variação da diferença das temperaturas a partir da diminuição da temperatura de saída.

Tabela 13: Quantificação da incrustação com variações de temperatura hipotéticas e velocidade constante para um trocador da Replan

| Diferença entre as temperaturas<br>$dt$ (°C) | Coefficiente global de transferência de calor,<br>$U$ (W/m <sup>2</sup> .°C) | $1/U$<br>(m <sup>2</sup> .°C/W) | Resistência térmica, $R_d$<br>(m <sup>2</sup> .°C/W) |
|--|--|---------------------------------|--|
| 22   | 492,41   | 0,0020308                       | 0  |
| 20   | 463,93   | 0,0021555                       | 0,00012467   |
| 18   | 440,1  | 0,0022722                       | 0,000241383  |
| 16   | 419,71   | 0,0023826                       | 0,00035177   |
| 14   | 401,96   | 0,0024878                       | 0,000456982  |
| 12   | 386,30   | 0,0025887                       | 0,000557834  |

Os resultados encontrados para resistência térmica foram coerentes, pois aumentam com a queda da temperatura de saída, mostrando que, conhecendo-se variações

de processo com o tempo, o simulador pode determinar a resistência térmica causada pela formação da incrustação. Não é possível fazer uma avaliação do desempenho deste trocador a partir dos valores de resistências térmicas mostrados, visto que foram utilizadas variações de temperatura de saída hipotéticas.

Para o caso citado foi considerada a velocidade constante, ou seja, como se a camada de incrustação no tubo não afetasse a velocidade; sabe-se, porém que o diâmetro interno dos tubos se altera, mudando a velocidade. Como a velocidade influencia o coeficiente de película, o valor do coeficiente global de transferência de calor inicial se altera sendo necessário o cálculo do novo valor para determinação da resistência térmica. A Tabela 14 apresenta o cálculo do coeficiente global de transferência de calor inicial variando-se a velocidade do fluido nos tubos.

Tabela 14: Cálculo do coeficiente global de transferência de calor inicial variando a temperatura

| Velocidade<br>(m/s) | U inicial<br>(W/m <sup>2</sup> .°C) | 1/U<br>(m <sup>2</sup> .°C/W) | Perda de carga<br>(Pa) |
|---------------------|-------------------------------------|-------------------------------|------------------------|
| 1,52                | 492,41                              | 0,002030                      | 26309                  |
| 1,75                | 518,12                              | 0,001930                      | 33836                  |
| 2,0                 | 542,32                              | 0,001843                      | 43025                  |
| 2,25                | 563,26                              | 0,001775                      | 53178                  |
| 2,50                | 582,61                              | 0,001716                      | 64272                  |

É importante observar a perda de carga para que ela não ultrapasse a máxima permitida. Como a formação de incrustação tem efeito direto na temperatura de saída e na velocidade, a Tabela 15 demonstra o cálculo da formação da incrustação realizado pelo simulador considerando as variações de ambas. Foram consideradas variações fictícias de temperatura e aumento da velocidade, apenas para se verificar a viabilidade do simulador em quantificar a incrustação a partir de dados com o tempo. Foram usados valores de

velocidade mostrados na Tabela 16, onde o simulador recalcula a incrustação a partir de um novo coeficiente global de transferência de calor inicial.

Tabela 15: Quantificação da incrustação com variações de temperatura e velocidade hipotéticas para um trocador da Replan

| dt<br>(°C) | Velocidade<br>(m/s) | U<br>(W/m <sup>2</sup> .°C) | 1/U<br>(m <sup>2</sup> .°C/W) | Rd<br>(m <sup>2</sup> .°C/W) |
|------------|---------------------|-----------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| 22         | 1,52                | 492,41                      | 0,002030                      | 0                            |
| 20         | 1,52                | 463,93                      | 0,002155                      | 0,0001246                    |
| 18         | 1,75                | 463,09                      | 0,002159                      | 0,0002296                    |
| 16         | 1,75                | 441,63                      | 0,002264                      | 0,0003342                    |
| 14         | 2                   | 442,71                      | 0,002258                      | 0,0004158                    |
| 12         | 2                   | 425,45                      | 0,002350                      | 0,0005074                    |

Os resultados apresentados na Tabela 15 demonstram um comportamento coerente, em que o coeficiente global de transferência de calor varia pouco, ou mesmo aumenta com a variação da velocidade; a resistência térmica, porém, varia consideravelmente devido à mudança do valor inicial do coeficiente global de transferência de calor mostrado na Tabela 14. Como as variações consideradas são fictícias, não se pode tirar conclusões sobre a formação de incrustação para este trocador; para isto é necessário um acompanhamento da incrustação com o tempo, a partir de dados de temperatura e velocidade.

Mediante os resultados, podemos afirmar que o simulador é capaz de quantificar a incrustação. Conhecendo-se as variações das temperaturas de saída e velocidade com o tempo nos trocadores de calor é possível verificar como a incrustação se forma com o tempo. As temperaturas podem ser estabelecidas por meio de instrumentação; a velocidade, porém, não pode ser medida diretamente, mas a sua variação pode ser verificada a partir do monitoramento da perda de carga, visto que esta pode ser medida. Com isso se pode

estabelecer os períodos de parada para a limpeza quando a troca térmica do trem de pré-aquecimento estiver comprometida.

#### 4.4 Localização da incrustação

A verificação dos trocadores de calor com maior tendência à formação de incrustação foi realizada por meio do cálculo das temperaturas de parede.

A Tabela 17 mostra os cálculos das maiores temperaturas de parede para quatro trocadores de calor do trem de pré-aquecimento da Replan após a dessalgadora, comparando com a temperatura de parede média, considerando que a entrada da corrente quente está próxima a saída da corrente fria, sendo esta a região do trocador de maior temperatura de parede, conforme mostrado na Figura 2 da Seção 3.2.2.

Tabela 16: Comparação entre as temperaturas de parede nos trocadores com entrada corrente quente em contato com a saída corrente fria

|            | Temperatura de parede (°C) | Maior temperatura de parede (°C) |
|------------|----------------------------|----------------------------------|
| Trocador A | 216,02                     | 226,08                           |
| Trocador B | 216,57                     | 223,24                           |
| Trocador C | 250,87                     | 258,72                           |
| Trocador D | 291,85                     | 310,84                           |

Os trocadores C e D possuem maiores temperaturas de parede em relação aos outros trocadores, sendo que D apresentou uma maior diferença entre as temperaturas. Isto a princípio indica uma maior tendência à formação de incrustação. Porém, para saber qual o grau desta formação, é necessário estabelecer as condições de temperatura de parede e velocidade do limite de incrustação através de dados ao longo do tempo.

Para se verificar o efeito do sentido das correntes, recalculou-se a maior temperatura de parede para os mesmo trocadores, considerando a entrada da corrente quente em contato com a região de retorno da corrente fria, conforme mostrado na Figura 10 na Seção 3.2.2. Pela diferença de temperatura dos trocadores considerou-se a região da

entrada da corrente quente como sendo a de maior temperatura de parede. A Tabela 17 mostra os valores das temperaturas de parede considerando este sentido das correntes.

Tabela 17: Comparação entre as temperaturas de parede nos trocadores com entrada corrente quente em contato com a entrada da corrente fria.

|            | Temperatura de parede (°C) | Maior temperatura de parede (°C) |
|------------|----------------------------|----------------------------------|
| Trocador A | 216,02                     | 223,38                           |
| Trocador B | 216,57                     | 220,97                           |
| Trocador C | 250,87                     | 257,11                           |
| Trocador D | 291,85                     | 305,00                           |

Houve uma redução nas temperaturas de parede em relação ao outro sentido. Isto era esperado, pois no lugar da temperatura de saída dos tubos foi utilizada a temperatura média. O trocador C foi o que apresentou menor diferença por possuir uma menor diferença de temperatura da corrente fria.

Apesar das diferenças das temperaturas ocorrer em todos os trocadores mostrados nas Tabelas 16 e 17, não é possível definir quais estão tendo formação de incrustação sem que seja definida a condição limite de incrustação.

Os modelos para a verificação do limite de incrustação utilizam parâmetros obtidos a partir de dados ao longo do tempo para temperatura de parede e velocidade. Devido à falta destes dados, utilizaram-se parâmetros publicados na literatura, para se verificar a importância do monitoramento dos dados com o tempo e para analisar a tendência do trocador incrustar.

WILSON *et al* (2002) mostram os parâmetros obtidos a partir de dados experimentais realizados por EBERT e PANCHAL (1997) e PANCHAL *et al* (1999) para o modelo de formação de incrustação proposto por EBERT e PANCHAL (1997). No primeiro estudo foram utilizados dados de refinarias e o segundo utilizou petróleos com diferentes propriedades físicas.

A tensão de cisalhamento é calculada conforme mostrado nas Equações 4.2 e 4.3. Os parâmetros encontrados pelo autor são mostrados na Tabela 18.

$$\frac{dR_f}{d\theta} = \alpha \cdot Re^\beta \cdot Pr^{-0,33} \cdot \exp\left(\frac{-E}{R \cdot T_f}\right) \cdot \gamma \cdot \tau_w \quad (4.1)$$

$$\tau_w = \frac{J_f}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (4.2)$$

$$J_f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} \quad (4.3)$$

em que  $J_f$  é o fator de atrito. EBERT e PANCHAL (1997) propuseram a Equação 4.4 para o cálculo da temperatura de filme  $T_f$ .

$$T_f = T_i + 0,55 \cdot (T_w - T_i) \quad (4.4)$$

em que  $T_i$  é a temperatura do fluido no tubo e  $T_w$  é a temperatura de parede.

Tabela 18: Parâmetros para o modelo proposto por EBERT e PANCHAL (1997), mostrados por WILSON *et al* (2002).

|  | Dados de refinaria  | Vários tipos de petróleos |
|--|---------------------|---------------------------|
| $\alpha$<br>( $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{kWh}$ )               | $30,2\cdot 10^6$    | $5,03\cdot 10^4$          |
| $\beta$  | -0,88               | -0,66                     |
| $\gamma$<br>( $\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{kWh}\cdot\text{Pa}$ ) | $1,45\cdot 10^{-4}$ | $1,45\cdot 10^{-4}$       |
| E<br>( $\text{kJ}/\text{mol}$ )                                    | 68                  | 48                        |

Como pode ser observado na Tabela 18 os parâmetros podem apresentar valores bem diferentes chegando a 600 vezes para o  $\alpha$ . Isto ratifica a importância de dados práticos para definir os parâmetros específicos para cada processo.

O modelo foi implementado no simulador com os parâmetros mostrados na Tabela 18, com as velocidades dos trocadores de calor da Replan. Calculou-se as temperaturas de parede na condição de limite de incrustação para os dois casos e comparou-se os resultados encontrados com os valores das temperaturas de parede de cada trocador.

As Tabelas 19 e 20 mostram a comparação das temperaturas de parede com os parâmetros publicados por Wilson *et al*, 2002.

Tabela 19: Comparação entre as temperaturas de parede dos trocadores da Replan e do modelo de EBERT e PANCHAL (1997) usando parâmetros obtidos a partir de dados de refinarias

|            | Temperatura de parede média (°C) | Maior temperatura de parede (°C) | Velocidade nos tubos (m/s) | Temperatura no limite de incrustação (°C) |
|------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|---|
| Trocador A | 216,0                            | 226,0                            | 1,80                       | 331,6                                     |
| Trocador B | 216,5                            | 223,2                            | 1,63                       | 326,8                                     |
| Trocador C | 250,8                            | 258,7                            | 1,11                       | 311,7                                     |
| Trocador D | 291,8                            | 310,8                            | 1,52                       | 323,7                                     |

Tabela 20: Comparação entre as temperaturas de parede dos trocadores da Replan e do modelo de EBERT e PANCHAL (1997) usando parâmetros obtidos a partir de diferentes tipos de petróleos.

|            | Temperatura de parede média (°C) | Maior temperatura de parede (°C) | Velocidade nos tubos (m/s) | Temperatura no limite de incrustação (°C) |
|------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|---|
| Trocador A | 216,02                           | 226,08                           | 1,80                       | 544,9                                     |
| Trocador B | 216,57                           | 223,24                           | 1,63                       | 532,3                                     |
| Trocador C | 250,87                           | 258,72                           | 1,11                       | 493,1                                     |
| Trocador D | 291,85                           | 310,84                           | 1,52                       | 523,7                                     |

Os valores encontrados utilizando o modelo de Ebert e Panchal apresentaram valores para temperatura de parede muito acima do maior valor do trocador. Apesar de parecerem absurdos, principalmente os da Tabela 20, este comportamento foi verificado por POLLEY *et al*, 2002 que comparou valores de temperatura de parede utilizando este

modelo com dados os experimentais de KNUDSEN *et al*, 1999 encontrando valores bem diferentes, conforme mostrado na Tabela 21.

Tabela 21: Valores de temperatura de parede encontrados por POLLEY *et al* (2002b)

| Velocidade<br>(m/s) | Temperatura de<br>parede experimental<br>(°C) | Temperatura de<br>parede pelo modelo<br>(°C) |
|---------------------|---|--|
| 0,91                | 232   | 249  |
| 1,68                | 288   | 386  |
| 2,44                | 316   | 492  |
| 3,05                | 329   | 567  |

Devido a grande diferença entre as temperaturas de parede nos resultados encontrados, POLLEY *et al* (2002b) propuseram algumas modificações no modelo de Ebert e Panchal. Na Seção 2.2.3.1 foram citadas as principais modificações. O modelo modificado ficou da seguinte forma:

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha \cdot Re^{-0,8} \cdot Pr^{-0,33} \cdot \exp\left(\frac{-E}{R \cdot T_w}\right) \cdot \gamma \cdot Re^{0,8}$$

Os parâmetros do modelo foram encontrados utilizando os dados experimentais de KNUDSEN *et al* (1999). Os valores dos parâmetros são mostrados na Tabela 22.

Tabela 22: Parâmetros para o modelo modificado proposto por POLLEY *et al* (2002b) utilizando os dados de KNUDSEN *et al* (1999)

|  | Dados de Knudsen <i>et al</i> (1999) |
|--|--------------------------------------|
| $\alpha$<br>(m <sup>2</sup> ·K/kWh)    | 1·10 <sup>6</sup>                    |
| $\beta$                                | -0,88                                |
| $\gamma$<br>(m <sup>2</sup> ·K/kWh·Pa) | 1,5·10 <sup>-9</sup>                 |
| E<br>(kJ/mol)                          | 48                                   |

Implementado o modelo modificado no simulador com os parâmetros mostrados na Tabela 22, com as velocidades dos trocadores de calor da Replan, calcularam-se as novas temperaturas de parede na condição de limite de incrustação.

Tabela 23: Comparação entre as temperaturas de parede dos trocadores da Replan e do modelo modificado por POLLEY *et al* (2002b)

|            | Temperatura de parede média (°C) | Maior temperatura de parede (°C) | Velocidade nos tubos (m/s) | Temperatura no limite de incrustação (°C) |
|------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|---|
| Trocador A | 216,02                           | 226,08                           | 1,80                       | 305,02                                    |
| Trocador B | 216,57                           | 223,24                           | 1,63                       | 303,58                                    |
| Trocador C | 250,87                           | 258,72                           | 1,11                       | 302,75                                    |
| Trocador D | 291,85                           | 310,84                           | 1,52                       | 304,74                                    |

O modelo modificado apresentou temperaturas mais coerentes em relação ao modelo inicial de Ebert e Panchal, apesar dos valores ainda serem altos em relação às temperaturas dos trocadores.

Considerando que os parâmetros do modelo fossem estes, o trocador D estaria com a sua região de maior temperatura de incrustação acima do limite, enquanto a temperatura média estaria abaixo. Isto mostra a importância do cálculo da maior temperatura de parede, pois um trocador que a princípio não deveria incrustar poderia apresentar uma grande formação de incrustação. Isto reforça a importância de se calcular os maiores valores de temperatura para não se julgar equivocadamente a tendência de um trocador incrustar.

Devido ao comportamento apresentado, verificou-se a influência da variação da velocidade na temperatura de parede do limite de incrustação para o trocador D. A velocidade de projeto para este trocador é de 1,5 m/s. Consideraram-se velocidades menores e maiores que esta para se verificar o efeito da mudança da vazão de entrada do trocador na temperatura de parede na condição de limite de incrustação.

Tabela 24: Comparação entre as temperaturas de parede dos trocadores da Replan e do modelo modificado por POLLEY *et al* (2002b) variando a velocidade.

| Velocidade nos tubos (m/s) | Variação percentual da velocidade (%) | Temperatura de parede média (°C) | Maior temperatura de parede (°C) | Temperatura no limite de incrustação (°C) |
|----------------------------|---------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|---|
| 1,0                        | 32,89                                 | 294,8                            | 315,1                            | 294,1                                     |
| 1,25                       | 17,10                                 | 293,2                            | 312,8                            | 299,6                                     |
| 1,5                        | 0                                     | 291,8                            | 310,8                            | 304,7                                     |
| 1,75                       | 13,81                                 | 290,8                            | 309,4                            | 308,4                                     |
| 2,0                        | 34,86                                 | 289,6                            | 307,6                            | 313,4                                     |

Observando os resultados encontrados tem-se que, para valores abaixo da velocidade de projeto, ocorre uma diminuição da temperatura de parede, chegando a uma diferença de 20°C para velocidade de 1,0 m/s, o que poderia gerar um crescimento exponencial da incrustação segundo KNUDSEN *et al* (1999). Para os valores acima da

velocidade de projeto, o trocador funcionaria abaixo da condição de limite de incrustação; porém deve ser observada a perda de carga para não se ultrapassar a máxima admissível.

Com dados reais, o simulador permite estabelecer quais trocadores estão trabalhando acima do limite, com uma maior formação de incrustação. Com isso, sabe-se quais trocadores precisam ser limpos durante a parada, evitando que se limpem trocadores que não tiveram uma formação significativa de incrustação.

#### **4.5 Influência da incrustação no projeto de trocadores de calor**

Atualmente os trocadores de calor são projetados com áreas superestimadas para que possam operar nas condições desejáveis mesmo depois da formação da incrustação. No começo da operação, enquanto estão limpos, é de se esperar que estes trocadores tenham velocidades de escoamento mais baixas e temperatura de parede mais alta do que as necessárias. Como a incrustação é considerada apenas pelo fator de incrustação, que é um fator empírico, o projetista pode escolher um valor alto para ter um maior tempo de processo sem incrustar e ao invés disso, devido à diminuição da velocidade de escoamento e aumento da temperatura de parede, ocorra uma aceleração da formação da incrustação no começo do processo, inutilizando o trocador antes do tempo previsto.

Baseando-se no conceito de limite de incrustação, pode-se projetar um trocador de calor desconsiderando o fator de incrustação. Com isso não é necessário superestimar a área diminuindo-se o custo do trocador.

Para se verificar o efeito da mudança do projeto foram utilizados dois trocadores do trem de pré-aquecimento da Replan com o petróleo passando pelos tubos e pelo casco. Foram realizados os cálculos dos novos projetos, conforme proposto na Seção 3.2.3, considerando que os trocadores estivessem operando dentro da condição de limite de incrustação, ou seja, sem formação de incrustação. O simulador calcula as velocidades e temperaturas de saída para o novo trocador projetado e para o trocador já existente no começo do processo.

A Tabela 25 mostra os resultados encontrados para um trocador após a dessalgadora do trem de pré-aquecimento com o petróleo cru circulando pelos tubos.

Tabela 25: Comparação dos dados para o trocador original e o novo calculado

|                                     | Trocador original superestimado | Trocador novo | Diferença (%) |
|-------------------------------------|---------------------------------|---------------|---------------|
| Área (m <sup>2</sup> )              | 561,2                           | 387,2         | 31,0          |
| Número de tubos                     | 1628                            | 1060          | 34,8          |
| Diâmetro do casco (m)               | 1,264                           | 0,963         | 23,8          |
| Velocidade nos tubos(m/s)           | 2,66                            | 4,0           | 33,5          |
| Temperatura de parede (°C)          | 229                             | 219           | 4,5           |
| Temperatura de saída nos tubos (°C) | 206                             | 196           | 4,8           |
| Temperatura de saída do casco (°C)  | 208                             | 220           | 5,4           |

Os resultados encontrados mostram uma redução significativa na área do trocador, de 31,0%, o que representa menores gastos com a construção. Os novos valores encontrados para os números de tubos e diâmetro de casco calculados pelo simulador foram 1060 e 0,963, o que está de acordo com padrões da literatura.

A velocidade no trocador superestimado está 33,5% menor em relação à do novo trocador, o que pode causar alterações na formação de incrustação. A temperatura de parede apresentou uma diferença de 10°C entre os trocadores. Esta diferença pode ser significativa, pois caso o valor da temperatura de limite de incrustação esteja próxima a 219°C, o trocador pode sofrer uma formação de incrustação não prevista, quando considerado o fator de incrustação empírico.

Para confirmação destas diferenças na formação de incrustação é necessária a determinação da condição limite de incrustação a partir de dados ao longo do tempo.

A Tabela 26 mostra os resultados encontrados para um trocador no começo do trem de pré-aquecimento, onde o petróleo cru passa pelo casco.

Tabela 26: Comparação dos dados para o trocador original e o novo calculado

|                                     | Trocador original superestimado | Trocador novo | Diferença (%) |
|-------------------------------------|---------------------------------|---------------|---------------|
| Área (m <sup>2</sup> )              | 553                             | 338,9         | 38,7          |
| Número de tubos                     | 1101                            | 726           | 34            |
| Diâmetro do casco (m)               | 1,025                           | 0,800         | 22            |
| Velocidade nos tubos (m/s)          | 1,07                            | 1,66          | 35,54         |
| Temperatura de saída nos tubos (°C) | 92                              | 84            | 15,2          |
| Temperatura de saída do casco (°C)  | 59                              | 66            | 11,1          |

Assim como o outro trocador a variação da área foi significativa, com valor de 38,7%. Como este trocador está localizado no começo do trem de pré-aquecimento, a sua formação de incrustação não é significativa em relação aos outros trocadores, porém no projeto inicial da Replan, foi considerado o mesmo fator de incrustação. Isto indica que a área foi projetada para uma formação de incrustação que não deve acontecer podendo, portanto, ser reduzida sem prejudicar o processo.

O simulador apresentou bons resultados para os dois casos apresentados, mostrando uma diferença considerável entre as áreas projetadas. Para se aplicar este tipo de projeto em trocadores de trem de pré-aquecimento, porém, são necessários mais estudos

referentes à condição limite de incrustação, visto que se considera que o trocador funcionará sem formação de incrustação e um erro nos valores de limite de incrustação pode inutilizar o trocador.

## Capítulo 5

### CONCLUSÕES E SUGESTÕES

#### 5.1 Conclusões

Mediante os resultados apresentados pode-se concluir:

- O simulador apresentou resultados coerentes para trocadores casco e tubo da Replan e para problemas propostos na literatura mostrando a validade dos métodos utilizados para o cálculo dos coeficientes de película e perda de carga nos tubos e no casco.
- Os resultados encontrados para os trocadores da Replan comprovaram a influência dos vazamentos e desvios no escoamento do casco, sendo os vazamentos mais significativos, mostrando a importância do uso de métodos para cálculo de coeficiente de película e perda de carga que os levem em consideração, como o método de Bell.
- O simulador possibilita o estudo de diferentes trocadores de calor a partir das suas características e propriedades físicas, possibilitando o uso dos modelos propostos por POLLEY *et al* (2002) para o cálculo das propriedades físicas a partir da temperatura do fluido.
- A viscosidade foi a propriedade física que apresentou a maior variação ao longo do trem de pré-aquecimento da Replan, indicando a sua maior importância na localização dos fluidos nos trocadores de calor.
- O simulador se mostrou capaz de quantificar a incrustação a partir da variação da velocidade e temperatura de saída com o tempo. Com um monitoramento dos trocadores de calor que verifique estas variações pode-se determinar o quanto a resistência térmica devido

à formação de incrustação está aumentando, estabelecendo-se assim períodos de limpeza apenas quando os trocadores estiverem trabalhando abaixo do desejado.

- Os sentidos das correntes dos fluidos influenciam o valor das temperaturas de parede nos trocadores de calor.
- Os resultados para maior temperatura de parede mostraram diferenças significativas em relação ao valor médio para alguns trocadores comprovando a importância do seu cálculo.
- Os cálculos de limite de incrustação para os modelos de incrustação com o tempo, realizados a partir de parâmetros empíricos citados na literatura, não apresentaram bons resultados para os trocadores da Replan, sendo que apenas um trocador apresentou valores de temperatura de parede próximos ao limite de incrustação. Isto ratifica a necessidade de fazer um acompanhamento da formação de incrustação, para determinação de parâmetros empíricos para cada caso.
- Com dados de processo ao longo do tempo, o simulador permite estabelecer quais trocadores estão trabalhando acima do limite de incrustação, podendo-se estabelecer quais tem uma maior tendência à incrustação.
- A formação de incrustação influencia o projeto dos trocadores de calor. O simulador permite projetar um novo trocador para operar dentro do limite de incrustação, ou seja, considerando que não haverá formação de incrustação com o tempo.

De forma geral o estudo da formação de incrustação em trocadores de calor em trens de pré-aquecimento é um assunto recente, motivado após o descobrimento de condições de limite de incrustação, que podem reduzir consideravelmente os prejuízos devido à incrustação. O simulador proposto neste trabalho mostrou ser possível verificar a formação de incrustação se forem conhecidas as variações de temperatura de saída e

velocidade do fluido, porém para o estabelecimento do limite de incrustação são necessários mais estudos com dados de processo, visto que as condições são diferentes para cada refinaria e um valor errado para o limite de incrustação pode causar sérios problemas.

## 5.2 Sugestões para trabalhos futuros

- Aplicação do simulador a um trem de pré-aquecimento conhecendo-se as temperaturas de saída e velocidade dos fluidos ao longo do tempo nos trocadores, a fim de se verificar o comportamento da formação de incrustação com o tempo e estabelecer o intervalo entre as paradas para limpeza.
- Verificação da influência das características físicas dos trocadores de calor e variações das propriedades físicas do petróleo cru e dos fluidos quentes na formação de incrustação.
- Estudo do limite de incrustação para trocadores de calor verificando os fatores que o influenciam, avaliando os modelos existentes na literatura e analisando a viabilidade da sua aplicação.
- Verificação da possibilidade de um monitoramento de um trem de pré-aquecimento, aplicando a condição de limite de incrustação, a fim de se estabelecer um controle do processo de troca térmica.
- Estudo da influência do limite de incrustação no cálculo do projeto dos trocadores de calor a partir de um estudo econômico.

## Capítulo 6

### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRODOWICZ, K.; MARKOWSKI, M.; Calculation of Heat Exchanger Networks for Limiting Fouling Effects in the Petrochemical Industry, Applied Thermal Engineering vol. 23, p. 2241- 2253, 2003.

BUTTERWORTH, D. Crude Oil Fouling Development when the Exchanger Performance is allowed to fall with Increasing Fouling. HTFS Research Paper, 2001.

CHUNANGAD, K. S.; MASTER, B. I.; PUSHPANATHAN, V.; Fouling Mitigation Using Helixchanger Heat Exchangers, 53<sup>rd</sup> Canadian Chemical Engineering Conference, 2003

CLEAVER, J. W.; YATES, B.; Mechanism of detachment of colloid particles from a flat substrate in turbulent flow, J. Colloid Interface Sci., vol. 44, p. 464-473, 1973.

CLEAVER, J. W.; YATES, B.; The effect of re-entrainment on particle deposition, Chemical Engineering Sci., vol. 31, p. 147, 1976.

COLBURN, A. P.; A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and Comparison with Fluid Friction, Trans. AICHE, vol. 29, p. 174-210, 1933.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M.K.; Publications on Engineering, University of California, Berkeley, vol. 2, p. 443, 1930.

EBERT, W. A.; PANCHAL, C. B.; Analysis of Exxon Crude-Oil Slip Stream Coking Data, Begell House, p. 451-460, 1997.

EBERT, W. A.; PANCHAL, C. B.; KURU, W. C.; LIAO, C. F.; Threshold Conditions for a Crude Oil Fouling, *Understanding Heat Exchanger Fouling and Mitigation*, p. 273-281, 1999.

GLASS, K. E.; DHOLE, V.; WANG, Y.; Integrated Approach to Revamping Heat Exchanger Networks, [www.pinchtechnology.com](http://www.pinchtechnology.com), 2003.

GOLDSTEIN Jr, L., *Transferência de Calor Industrial*, Unicamp, Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos, vol. 1, 1987.

GUPTA, J. P.; *Working With Heat Exchanger*, Hemisphere Publishing Corporation, 2ª edição, 1990.

HAUSEN, H. Z; *Ver. Dent. Ing. , Beiheft Verfahrenstechnik*, vol. 4, p. 91, 1943

HEWITT, G. F; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. *Process Heat Transfer*, CRC Press LLC, 1ª edição, 1994.

HOLLAND, F. A.; MOORES, R. M.; WATSON, F. A.; WILKINSON, J. K.; *Heat Transfer*, Heinemann Educational Books Ltda, 1970

HOLMAN, J. P. *Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, 1986.

KERN, D. Q.; SEATON, R. E.; *A Theoretical Analysis of Thermal Fouling*, *Br. Chem. Eng.*, vol. 4 p. 258-295, 1959

KERN, D. Q.; *Process Heat Transfer*, Hill-Hill Book Company, 1950.

KNUDSEN, J. G.; DAHCHENG, L. ; EBERT, W. A. The determination of the threshold-fouling curve for a crude oil, *Understanding Heat Exchanger Fouling and Mitigation*, p.265-272, 1999.

KREITH, F. Princípios da Transmissão de Calor, Editora Edgard Blucher Ltda., 3ª edição, 1977.

LAMBOURN, G. A.; DURRIEU, M.; Fouling in Crude Oil Preheat Trains, 14th ICHMT, p. 841-852, 1981

LEONG, K. C.; TOH, K. C.; LEONG, Y. C.; Shell and Tube Heat Exchanger Design Software for Educational Applications, Int. J. Eng. Ed., vol. 14, Nº 3, pag. 217-224, 1998.

LIENHARD IV, J. H., LIENHARD V, J. H, A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press, 2002

LUDWIG, E. E. Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Gulf Publishing Company, vol. 3, 2ª edição, 1983.

PERRY, R. H.; CHILTON, C. H.; Chemical Engineers Handbook, McGraw-Hill Book Co, 5ª edição, cap. 10, 1973

POLLEY, G.T. Cost Implications of Specification of Fouling Resistance for Pre-heat Train Exchangers. [www.pinchtechnology.com](http://www.pinchtechnology.com), 2001

POLLEY, G.T. ; WILSON, D.I. ; YEAP, B.L.; PUGH, S. J. Use of crude oil fouling threshold data in heat exchanger design. Applied Thermal Engineering, vol. 22, p. 763-776, 2002a.

POLLEY, G.T.; WILSON, D.I.; YEAP, B.L.; PUGH, S. J. Evaluation of laboratory crude oil threshold fouling data for application to refinery pre-heat trains. Applied Thermal Engineering , vol. 22, p. 777 – 778, 2002b.

PUGH, S. J;. Emerging Heat Exchanger Technologies for the Mitigation of Fouling in the Oil Pre-Heat Trains. [www.pinchtechnology.com](http://www.pinchtechnology.com), 2002a.

PUGH, S. J. Identification of R&D needs Relating to the Mitigation of Fouling in Crude Oil Pre-Heat Trains. [www.pinchtechnology.com](http://www.pinchtechnology.com), 2002b.

RIBEIRO, C.M.C; Comparação de Métodos de Cálculo Termo-Hidráulico para Trocadores de Calor Casco e Tubo, sem Mudança de Fase. Tese de Mestrado, Unicamp, 1984.

SCARBOUROUGH , C. E.; CHERRINGTON, D. C.; DIENER, R.; GOLAN, L.P.;  
Coking of Crude Oil at High Heat Flux Levels, Chem. Eng. Prog., vol. 75, p. 41 -46, 1979

SIEDER , E. N.; TATE, G. E. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes, Ind. Eng. Chem., vol.28, p. 14 -29 , 1936

SINNOT, R. K.; Coulson & Richardson's Chemical Engineering, Butterworth-Heinemann Ltda, vol. 6, 2ªedição, 1993

TABOREK, J.; Heat exchanger Design Handbook , Hemisphere Publishing Corporation, vol. 3, 1983

TINKER, T.; Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchanger, The Inst. of Mech. Eng. London, p. 89-116, 1951.

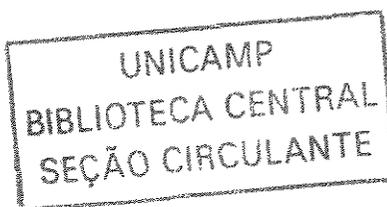
TINKER, T.; Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchanger –A Simplified Rating System for Commercial Heat Exchanger, Transfers of the ASME, p. 36-52, 1958.

VUKIC, M.; Hic, G.; RADOJKOVIC, N.; STEFANOVIC, V.; A new approach to the prediction and design of Shell and tube heat exchangers, Facta Universitatis , Vol. 1, Nº 7, pág. 775-787, 2000.

WILSON, D.I.; POLLEY, G.T.; PUGH, S. J. Mitigation of Crude Oil Preheat Train Fouling by Design. Heat Transfers Engineering, vol. 23, p. 24 – 37, 2002.

WORREL, E.; PRICE L. P.; Barriers and Opportunities: A review of selected successful energy-efficiency programs, Industrial Energy Technology Conference, 2001.

YUNG, B. P. K; MERRY, M.; BOTT, T. R.; The role of turbulent bursts in particle re-entrainment in aqueous systems, Chemical Engineering Sci., vol. 44, p. 873-882, 1989.



## APÊNDICE A

### Cálculo do método de Bell

#### Coefficiente de película e perda de carga ideais.

O coeficiente de película e as perdas de carga ideais são aqueles referentes apenas ao escoamento cruzado, ou seja, a região de escoamento no casco do trocador de calor desconsiderando os vazamentos e os desvios.

O cálculo de ambos é semelhante ao realizado para os tubos, sendo a diferença encontrada nos fatores de transferência de calor e de atrito que são baseados em valores empíricos. O coeficiente de película ideal é calculado partir da equação:

$$\alpha_i = j_i \cdot c_p \cdot m_s \cdot (\text{Pr})^{-2/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (1)$$

em que  $j_i$  é o fator de transferência de calor,  $c_p$  é o calor específico no casco e  $m_s$  é a velocidade mássica no casco.

O fator de transferência de calor é calculado através das seguintes equações:

$$j_i = (a_1) \cdot \left( \frac{1,33}{L_{tp}/d_T} \right)^a \cdot (\text{Re})^{a_2} \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{a_3}{1 + 0,14 \cdot (\text{Re})^{a_4}} \quad (3)$$

em que  $L_{tp}$  é distância entre os centros de dois tubos,  $d_T$  é o diâmetro de casco e  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  e  $a_4$  são valores empíricos para diferentes ângulos entre os tubos conforme mostrado na Tabela 27. O cálculo da perda de carga ideal é dado pela equação.

$$\Delta P = 2 \cdot (10^{-3}) \cdot f_i \cdot N_{tcc} \cdot \frac{(m_s)^2}{\rho_s} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (4)$$

sendo  $f_i$  o fator de atrito,  $N_{tcc}$  o número de tubos na região de escoamento cruzado,  $m_s$  a vazão mássica e  $\rho_s$  é a densidade do fluído. O cálculo do fator de atrito semelhante ao do fator de transferência de calor, mudando os valores empíricos.

$$f_i = (b_1) \cdot \left( \frac{1,33}{L_{tp}/Dt} \right)^b \cdot (Re)^{b_2} \quad (5)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 \cdot (Re)^{b_4}} \quad (6)$$

em que  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  e  $b_4$  valores empíricos mostrados na Tabela 27 para vários ângulos e números de Reynolds.

Tabela 27: Valores empíricos para diferentes layouts e Reynolds

| Ângulo | Reynolds                         | a1    | a2     | a3    | a4    | b1     | b2     | B3   | b4    |
|--------|----------------------------------|-------|--------|-------|-------|--------|--------|------|-------|
| 30°    | 10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup> | 0,321 | -0,388 | 1,450 | 0,519 | 0,372  | -0,123 | 7,00 | 0,500 |
|        | 10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup> | 0,321 | -0,388 |       |       | 0,486  | -0,152 |      |       |
|        | 10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup> | 0,593 | -0,477 |       |       | 4,570  | -0,476 |      |       |
|        | 10 <sup>2</sup> -10              | 1,360 | -0,657 |       |       | 45,100 | -0,973 |      |       |
|        | < 10                             | 1,400 | -0,667 |       |       | 48,000 | -1,000 |      |       |
| 45°    | 10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup> | 0,370 | -0,396 | 1,930 | 0,500 | 0,303  | -0,126 | 6,59 | 0,520 |
|        | 10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup> | 0,370 | -0,396 |       |       | 0,333  | -0,136 |      |       |
|        | 10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup> | 0,730 | -0,500 |       |       | 3,500  | -0,476 |      |       |
|        | 10 <sup>2</sup> -10              | 1,498 | -0,656 |       |       | 26,200 | -0,913 |      |       |
|        | < 10                             | 1,550 | -0,667 |       |       | 32,000 | -1,000 |      |       |
| 90°    | 10 <sup>5</sup> -10 <sup>4</sup> | 0,370 | -0,395 | 1,187 | 0,370 | 0,391  | -0,148 | 6,30 | 0,378 |
|        | 10 <sup>4</sup> -10 <sup>3</sup> | 0,107 | -0,266 |       |       | 0,0815 | 0,022  |      |       |
|        | 10 <sup>3</sup> -10 <sup>2</sup> | 0,408 | -0,460 |       |       | 6,0900 | -0,602 |      |       |
|        | 10 <sup>2</sup> -10              | 0,900 | -0,631 |       |       | 32,100 | -0,963 |      |       |
|        | < 10                             | 0,970 | -0,667 |       |       | 35,000 | -1,000 |      |       |

### Fatores de correção do coeficiente de película e perda de carga

Os fatores de correção utilizados no método de Bell são baseados em valores empíricos levando em consideração a geometria dos trocadores de calor envolvidos no processo.

#### Fator $J_c$

O fator  $J_c$  expressa os efeitos do tamanho da janela no coeficiente de película e na perda de carga, ele se faz necessário, pois o coeficiente de película ideal diz respeito à região de troca térmica (entre as janelas), não levando em consideração os tubos que estão fora desta região. O seu cálculo é realizado a partir da equação:

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad (7)$$

em que  $F_c$  é a fração do número de tubos na região de troca calculado a partir das seguintes equações:

$$F_c = 1 - 2 \cdot (F_w) \quad (8)$$

$$F_w = \frac{\theta_{ct1}}{360} - \frac{\text{sen}\theta_{ct1}}{2 \cdot \pi} \quad (9)$$

em que  $F_w$  é a fração de tubos entre as janelas,  $\theta_{ct1}$  é o ângulo existente entre as extremidades da chicana.

O valor de  $J_c$  varia de 1,15 para janelas muito pequenas até 0,65 para janelas muito grandes, isto devido à velocidade de escoamento, que esta diretamente ligada a troca térmica. Para corte entre 25 e 30% o valor se aproxima de 1. Apesar do cálculo ser para qualquer corte de chicanas na prática o mesmo varia de 15 a 45%.

### Fatores $J_L$ e $R_L$

Os fatores  $J_L$  e  $R_L$  são os mais importantes dentre os fatores de correção, pois representam os vazamentos existentes nos trocadores, podendo ser responsáveis por mais de 40% do escoamento total no casco. A Equação 10 mostra o cálculo para o fator  $J_L$ .

$$J_L = 0,44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0,44 \cdot (1 - r_s)]^2 \exp(-2,2r_{lm}) \quad (10)$$

em que  $r_s$  o vazamento entre o casco e as chicanas e  $r_{lm}$  o escoamento entre as chicanas e os tubos. Estes valores são calculados baseados na área de vazamentos, conforme as equações:

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (11)$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (12)$$

em que  $S_{sb}$  é a área de vazamento entre o casco e a chicana,  $S_{tb}$  é a área de vazamento entre o tubo e a chicana e  $S_m$  é a área de troca térmica.

A situação mais severa possível é quando  $r_s = 1$ , ou seja, todo o vazamento se dá entre o casco e a chicana, pois não há nenhuma troca térmica e o vazamento tende a ser constante. A melhor situação se dá quando  $r_s = 0$ , ou seja, todo o vazamento ocorre entre o casco e o tubo, pois além do próprio vazamento contribuir com a troca térmica, com o tempo tende a ocorrer à formação de incrustação nestes espaços, diminuindo o vazamento. Normalmente os valores deste fator de correção são entre 0,7 e 0,9.

O fator  $R_L$  para queda de pressão devido aos vazamentos é calculado a partir da equação.

$$R_L = \exp\left[-1,33 \cdot (1 + r_s) \cdot (r_{lm})^p\right] \quad (13)$$

em que  $p$  é calculado a partir da equação

$$p = \left[-0,15 \cdot (1 + r_s) + 0,8\right] \quad (14)$$

### Fatores $J_B$ e $R_B$

A resistência ao escoamento no espaço entre o casco e os tubos é substancialmente menor do que entre os tubos e conseqüentemente existe uma tendência do fluido escoar neste sentido gerando assim desvios. O efeito destes desvios influencia o coeficiente de película e a perda de carga, sendo considerado através dos fatores  $J_B$  e  $R_B$ . Para uma distância relativamente pequena entre os tubos e o casco os valores dos fatores de correções ficam em torno de 0,9. Para distâncias maiores o valor passa para 0,7, sendo este um valor

limite para utilização do método de Bell. Se escoamento pelos desvios forem maiores que este limite deve-se fazer uso de tiras selantes, a fim de se viabilizar o método.

Para a determinação destes fatores de correção é necessário o conhecimento do  $F_{sbp}$ , que relaciona a área do desvio com a área do escoamento cruzado, conforme equação:

$$F_{sbp} = \frac{S_B}{S_m} \quad (15)$$

Se houver tiras selantes nos trocadores calcula-se  $r_{ss}$ , que relaciona a quantidade de tiras selantes com o número de tubos.

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (16)$$

em que  $N_{ss}$  é o número de tiras selantes e  $N_{tcc}$  é o número de tubos

O cálculo de do fator de correção para coeficiente de película,  $J_b$  é realizado através da equação.

$$J_B = \exp\left[-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_{ss}}\right)\right] \quad (17)$$

em que

$$C_{bh} = 1,35 \text{ para } Re < 100$$

$$C_{bh} = 1,25 \text{ para } Re > 100$$

Para o fator  $R_B$  o cálculo é o mesmo mudando apenas os valores empíricos.

$$R_B = \exp\left[-C_{bp} \cdot F_{sbp} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{2 \cdot r_{ss}}\right)\right] \quad (18)$$

em que

$$C_{bp} = 4,5 \text{ para } Re < 100$$

$$C_{bp} = 3,7 \text{ para } Re > 100$$

### Fatores $J_S$ e $R_S$

O espaçamento das chicanas tem influência direta na velocidade e conseqüentemente na troca térmica. O casco possui bocais para entrada e saída de fluido, devido à presença destes, existe uma diferença entre o espaçamento das chicanas presentes nas extremidades em relação à do centro. Tanto o coeficiente de película ideal, quanto à perda de carga ideal são calculados considerando a distância das chicanas no centro, portanto  $J_S$  e  $R_S$  corrigem esta diferença.

O fator  $J_S$  é calculado através da equação:

$$J_S = \frac{(N_b - 1) + (L_{i*})^{(1-N)} + (L_{0*})^{(1-n)}}{(N_b - 1) + (L_{i*}) + (L_{0*})} \quad (19)$$

em que  $N_b$  é o número de chicanas,  $L_{i*}$  e  $L_{0*}$  são calculados a partir das equações.

$$L_{i*} = \frac{Lb_i}{Lb_c} \quad (20)$$

$$L_{0*} = \frac{Lb_0}{Lb_c} \quad (21)$$

em que  $Lb_0$ ,  $Lb_c$  e  $Lb_i$  são os espaçamentos da saída, do centro e da entrada respectivamente e  $(\alpha s)_i$  e  $(\alpha s)_0$  os coeficientes de película referentes ao espaçamento da entrada e saída do casco.

Para escoamento turbulento,  $n=0,6$  e para escoamento laminar  $J_c$  é a média entre o valor para escoamento turbulento e 1.

O fator  $R_S$  é calculado a partir da equação:

$$R_S = \left( \frac{Lb_c}{Lb_0} \right)^{2-n} + \left( \frac{Lb_c}{Lb_i} \right)^{2-n} \quad (22)$$

em que:

$$n=1, Re < 100$$

$$n=2, Re > 100$$

### Fator $J_R$

O fator  $J_R$  se refere à correção para o gradiente de temperatura formado pelo escoamento laminar. O coeficiente de película decresce com o aumento da distância do início do aquecimento porque há o desenvolvimento de um gradiente de temperatura devido ao processo de condução. Este fator é mais pronunciado para  $Re < 20$ , sendo que seu efeito diminui até desaparecer para  $Re$  iguais a 100. Para número de Reynolds menores que 20 o cálculo de  $J_R$  é dado pela equação:

$$J_R = (J_r)_r = \left( \frac{10}{N_c} \right)^{0,18} \quad (23)$$

em que  $N_c$  o número total de tubos no trocador de calor.

Para Reynolds entre 20 e 100 o fator  $J_x$  é dado por:

$$J_r = (J_r)_r + \left( \frac{20 - Re_s}{80} \right) \cdot [(J_r)_r - 1] \quad (24)$$

## APÊNDICE B

Neste apêndice é demonstrado o programa em linguagem FORTRAN 77.

```
program INCRUSTACAO
  implicit none
  integer ang,b,m,c,sent
  real*4 vf,t,ro,cp,cond, vis,viscin,x
  real*4 area,vel,re,pr,ltp,dt,ht,ntt,bc,dc,viscp
  real*4 lbb,lbc,lto,lbi,lbo,npt,visc,mc,visp,op
  real*4 rop,cpp,condp,viscinp,tp,hc,tc ,vfc,ntcc
  real*4 dint,esp,tce,tcs,tts,tte,roc,cpc,viscas
,condc,tpn
  common Lbc,Lbb,Ltp,Dt,mc,visc,vf,dc,bc,ang
,ntt,lto,lbi,lbo,ntcc
  common /dinterno/ dint,npt,esp
  common/calcQ/tts,tte,tce,tcs
c ! Dados de entrada
  call dadoscasco
  call dadostubos(sent)
  print*," "

print*,"*****"
  Print*,"Digite o numero de variacoes"
  read(*,*)x
  do 1 c=1,x

c ! Propriedades físicas
  call dadosfluidotubo (tte,tts,vf)
  T=(tte+tts)/
  if (c.eq.1)then
```

```
    b=1
  else
    b=2
  endif
  call dadosfluidocasco (tce,tcs,vfc)
  tc=(tce+tcs)/2
  call propfisicas(T,ro,cp,cond,viscin,vis,op)
  vf=vf/(ro*3600)
  call dadosfcasco(roc,cpc,viscas,condc,vfc,tc,b)
  vfc=vfc/(roc*3600)

c ! Cálculo do coeficiente de película de calor nos tubos
  call reptubo(re,pr,ro,vis,cp,cond,area,vel)
  call coefdepelicanostubos(re,ltp,ro,vel,cp,pr,ht)

c ! Cálculo da perda de carga nos tubos
  call dptubo(re,lto,vel,ro,vf)

c ! Cálculo do coeficiente de película de calor no casco
  b=2
  call hcasco(tc,hc,vfc,roc,cpc,viscas,condc,b)
  call balenergia(vfc,roc,cpc,tce,tcs)

c ! Queda de pressão no casco
  call quedadepressao(vfc,cpc,roc,viscas)

c ! Corrigindo com a temperatura de parede
  call tempparedede(Tp,T,Tc,ht,hc,dint,dt)
  call dadosfcascoparedede(viscp,tp)
  call propfisicasparedede(Tp,rop,cpp,condp,viscinp
,visp,op, viscp)
  call correcao(vis,visp,ht,hc,viscas,viscp)
```

```

c! Calculos para a incrustação
    call maiorTparede (Tpn,tts,tce,ht,hc,dint,dt,t,sent)
    call calcdoQ(ht,dt,hc,ntt,lto,vfc,c,vf)
    call otimizacao(tte,tts,vf,ro,cp,tce,vfc,ht,hc,dint,dt
+,cpc,roc,viscas)
    call calcvel
    call modincrusted(re,pr,vel,ro)

c !Dados secundários
    call dadossecun(re,pr,vel)
1  continue
    stop
    end

```

## SUB-ROTINAS

```

subroutine dadosfluidotubo (tte,tts,vf)
implicit none
real*4 Tte,Tts,vf
100  print*,
"*****"

print *, "DADOS DO FLUIDO DOS TUBOS"
print *, " "
print *, "Entre com as a temperatura dos tubos
(celsius)"
print *, "Temperatura de entrada"
read(*,*)Tte
print *, " "
print *, "Temperatura de saida "
read(*,*)Tts

```

```
    print *, "Entre com a vazao massica(kg/h) "  
    read(*,*)Vf  
    if (vf.eq.0) goto 100  
    print *, " "  
  
print*, "*****"  
    return  
    end  
  
    subroutine dadosfluidocasco (tce,tcs,vfc)  
    implicit none  
    real*4 Tce,Tcs,vfc  
  
print*, "*****"  
100  print *, "DADOS DO FLUIDO DO CASCO"  
    print *, " "  
    print *, "Entre com as a temperatura do casco  
(Celsius)"  
    print *, "Temperatura de entrada"  
    read(*,*)Tce  
    print *, " "  
    print *, "Temperatura de saida"  
    read(*,*)Tcs  
    print *, "Entre com a vazao massica(kg/h) "  
    read(*,*)Vfc  
    if (vfc.eq.0) goto 100  
    print *, " "  
    print*,  
*****  
    return  
    end
```

```

subroutine propfisicas(T,rot,cpt,condt,viscint,vist
,op)
  implicit none
  real*4 rot,t,cpt,condt,viscint,vist,op
  print*, " "
  print*, "Digite a opcao desejada para o petroleo cru"
  print*, "1-Entrar com as prop. fisicas 2- Utilizar
modelo"
  read(*,*)op
  print*, " "
  print*, "*****"
  **"
      if (op.eq.1)then
        print*, "Digite o valor da massa especifica (kg/m3)"
        read(*,*)rot
        print*, "Digite o valor do calor especifico (J/kgK)"
        read(*,*)cpt
        print*, "Digite o valor da viscosidade (kg/ms)"
        read(*,*)vist
        print*, "Digite o valor da condutividade termica
(W/mK) "
        read(*,*)condt
      else
c!  Propriedades físicas
        rot=872.7267-(0.441407*T)
        cpt= 1789.36+3.5043*T
        condt=0.121958-0.000145*T
        viscint=0.000000952*exp(132.21/T)
        vist=viscint*rot
      endif
  return
end

```

```

    subroutine propfisicasparedede (T, rot, cpt, cond,
, viscint, vist, op,
    + viscp)
    implicit none
    real*4 rot, t, cpt, cond, viscint, vist, op, viscp
    print*, " "

        if (op.eq.1) then
            print*, "Digite o valor da viscosidade para a Tparede
(kg/ms)"
            print*, "Para o fluido dos tubos (kg/ms)"
            read(*, *) vist
            else
c! Propriedades físicas
            rot=872.7267-(0.441407*T)
            cpt= 1789.36+3.5043*T
            cond=0.121958-0.000145*T
            viscint=0.000000952*exp(132.21/T)
            vist=viscint*rot
            endif
            return
        end

    subroutine reptubo (ret, prt, ro, vis, cp, cond, area, vel)
    implicit none
    real*4
area, dt, lto, vel, vf, ret, ro, vis, prt, cp, cond, npt, dint
    real*4 Lbc, Lbb, Ltp, mc, visc, dc, bc, ang, ntt, lbi, lbo, ntcc
    real*4 areatodos, esp
    common Lbc, Lbb, Ltp, Dt, mc, visc, vf, dc, bc, ang, ntt, lto
, lbi, lbo, ntcc

```

```

common /dinterno/ dint,npt,esp
area=(3.14159*(dint**2))/4
areatodos=area*(ntt/npt)
vel=vf/areatodos ! velocidade distribuída em todos os
tubos

ret=(vel*ro*dint)/vis
prt=(vis*cp)/cond
write (*,*) " "
write (*,*)"Dados de saida"
write (*,*) " "
write(*,1) vel
1 format(3x,"Velocidade nos tubos (m/s)", f8.3)
return
end

```

```

subroutine coefdepeliculanostubos(re,ltp,ro,vel,cp
,pr,ht)
implicit none
real*4 re,ltp,ajh,ht,ro,vel,cp,pr,dint,npt,esp
common /dinterno/ dint,npt,esp
if(Re.ge.10000)then
ajh=0.027/(Re**0.2)
elseif(Re.lt.2100)then
ajh=1.86/((RE**(0.6667))*((Ltp/dint)**0.5))
elseif((Re.ge.2100).and.(Re.lt.10000))then
ajh=(0.116*(((Re**(0.6667))-
125)*(1+(ltp/dint)**(0.6667))))/re
endif
c ! Cálculo do coeficiente de película nos tubos
ht=(ajh*ro*vel*cp)/(pr**0.66667)
write(*,1)ht

```

```

1      format(3x,"Coeficiente de pelicula nos
tubos (W/m2°C)",f10.3)
      return
      end

```

```

subroutine hcasco(tc, hc, vfc, roc, cpc, viscas, condc)
implicit none
      integer i, ang, b
      real*4 rec, ji, lbb, a1, a2, a3, a4
      real*4 ltp, dt, hc, a, lbc, mc, lto, lbi, lbo, ntt
      real*4
viscas, roc, prc, vfc, condc, cpc, hci, bc, dc, vf, visc
      real*4 jc, jl, jb, jr, js, tc, rl, rb, rs, ntcc, jtotal
      common
Lbc, Lbb, Ltp, Dt, mc, visc, vf, dc, bc, ang, ntt, lto, lbi, lbo, ntcc
      common/Pr/prc, rec
      dimension a1(15), a2(15), a3(15), a4(15)
c ! valores empíricos para o coeficiente de pelicula ideal
      data
a1, a2, a3, a4/.321d0, .321d0, .593d0, 1.360d0, 1.4d0, .370d0
      +, .370d0, .730, .498, 1.550, .370, .107, .408, .900, .970, -
.388, -.388, -.477
      +, -0.657, -0.667, -0.396, -.396, -0.500, -0.656, -0.667, -
0.395, -0.266,
      +-0.460, -0.631, -
0.667, 1.450, 0., 0., 0., 0., 1.930, 0., 0., 0., 0., 1.187, 0.,
+0., 0., 0., 0.519, 0., 0., 0., 0., 0.500, 0., 0., 0., 0., 0.370, 0., 0., 0.,
0./
      prc=viscas*cpc/condc

```

```
call reynoldscasco(rec,vfc,cpc,roc,viscas)
  if (ang.eq.1)then      ! para angulos de 30°
    if (Rec.gt.10000) then
      i=1
    else if ((Rec.ge.1000).and.(Rec.le.10000))then
      i=2
    else if((Rec.ge.100).and.(Rec.le.1000))then
      i=3
    else if((Rec.ge.10).and.(Rec.le.100))then
      i=4
    else if (Rec.lt.10) then
      i=5
    end if
  endif
  if (ang.eq.2)then      !para angulos de 45°
    if(Rec.gt.10000) then.
      i=6
    else if ((Rec.ge.1000).and.(Rec.le.10000))then
      i=7
    else if((Rec.ge.100).and.(Rec.le.1000))then
      i=8
    else if((Rec.ge.10).and.(Rec.le.100))then
      i=9
    else if (Rec.lt.10) then
      i=10
    end if
  endif
  if (ang.eq.3)then      !para angulos de 90°
    if (Rec.gt.10000) then
      i=11
    else if ((Rec.ge.1000).and.(Rec.le.10000))then
      i=12
    else if ((Rec.ge.100).and.(Rec.le.1000))then
```

```

        i=13
        else if ((Rec.ge.10).and.(Rec.le.100)) then
            i=14
        else if (Rec.lt.10) then
            i=15
        end if
    endif
    a=a3(i)/(1+0.14*(Rec**a4(i)))
    ji=a1(i)*((1.33/(Ltp/Dt)**a)*(Rec**a2(i)))
    hci=ji*cpc*roc*mc*(prc**(-0.6667))*1.
    call fatoresdecorrecoes(jc,jl,jb,jr,js,rl,rb,rs,rec)
        hc=hci*jc*jl*jb*jr*js

        write(*,18)hc
18      format(3x,'Coeficiente de pelicula do
casco(W/m2°C)=' ,f10.2)
        return
    end

```

```

subroutine reynoldscasco(re,vfc,cpc,roc,viscas)
    implicit none
    integer ang
    real*4 dc,bc,lbc, lbb,vf,visc,ltp,dt,mc
    real*4 ntt,lbi,lbo,sm,re,lto,ntcc,dint
    real*4 viscas,vfc,roc,dctl,cpc,esp,npt
    common Lbc,Lbb,Ltp,Dt,mc,visc,vf,dc,bc,ang,ntt,lto
, lbi,lbo,ntcc
    common /dinterno/ dint,npt,esp
c!   Dados para cálculo da área do escoamento cruzado
        dctl=dc-(Lbb+dt)
        Sm=Lbc*(Lbb+((dctl/Ltp)*(Ltp-Dt)))
        mc=Vfc/Sm

```

```
        print 1,mc
1        format (3x,"Velocidade do casco(m/s)=" ,f8.2)
        Re=Dt*mc*roc/viscas
        return
        end

        subroutine dadoscasco
        implicit none
        integer ang
        real*4 lbc, lbb,vf,visc,ltp,dt,bc,dc,mc
        real*4 ntt,lbi,lbo,lto,ntcc
        common
Lbc,Lbb,Ltp,Dt,mc,visc,vf,dc,bc,ang,ntt,lto,lbi,lbo,ntcc
100      print *,
        "*****"
        write (*,9)
9        format(7x,"Dados do casco")
        Print *," "
        write (*,10)
10       format (1x,"Diametro do casco(m)",F6.2)
        read(*,*)Dc
        write (*,11)
11       format (1x,"Corte das chicanas(%)",F6.2)
        read(*,*)Bc
        write (*,12)
12       format (1x,"Espaco entre as chicanas
centrais(m)",F6.2)
        read(*,*)Lbc
        write (*,13)
13       format (1x,"Espaco entre as chicanas
iniciais(m)",F6.2)
        read(*,*)Lbi
```

```
    write (*,14)
14  format (1x,"Espaco entre as chicanas finais(m)",F6.2)
    read(*,*)Lbo
    if (lbo.eq.0)goto 100
    print *," "
    lbb=0.0
    return
    end

    subroutine dadostubos(sent)
    implicit none
    integer ang,sent
    real*4 ntt,lto,lbi,lbo,npt,ntcc,esp,dint
    real*4 lbc, lbb,vf,visc,ltp,dt,dc,mc
    common
Lbc,Lbb,Ltp,Dt,mc,visc,vf,dc,bc,ang,ntt,lto,lbi,lbo,ntcc
    common /dinterno/ dint,npt,esp
200  print *,
"*****"
    print *,"Dados do tubos"
    write (*,16)
16  format (1x,"Diametro dos tubos(m)",f6.2)
    read(*,*)Dt
    write (*,17)
17  format (1x,"Comprimento dos tubos(m)",F6.2)
    read(*,*)Lto
    write (*,22)
22  format (1x,"Espessura dos tubos(m)",F6.2)
    read(*,*)esp
    print *,"Selecione o angulo entre os tubos(graus)"
    write (*,18)
18  format (2x,"1- 30",/,2x,"2- 45",/,2x,"3- 90",f3.0)
```

```

        read(*,*)ang
        write (*,19)
19      format (1x,"Numero de passagens do fluido no
tubos",F6.0)
        read(*,*)npt
        write (*,20)
20      format (1x,"Distancia entre os tubos(m)",F6.2)
        read(*,*)Ltp
        write (*,21)
21      format (1x,"Numero de tubos",F6.0)
        read(*,*)ntt
        if (ntt.eq.0)goto 200
        dint=dt-(2*esp)
        print*," "
        print*,"Defina regioao de maior temperatura de parede"
        print*,""
        print*,"1-Entrada quente com a saida fria"
        print*,"2-Entrada quente com o centro da fria"
        print*,"3-Saida fria com saida quente"
        read(*,*)sent
        return
        end

```

```

SUBROUTINE fatoresdecorrecoes(jc,jl,jb,jr,js,rl,rb
,rs,rec)
        implicit none
        real*4 jc,fc,fw,angctl,dc,bc,lbb
        real*4 jl,rs,rlm,Ssb,Stb,Sm,Lsb,angds,Ltb,dt,Ntt
        real*4 jb,cbh,fsbp,rss,lpp,ltp,ntcc,Nss,lpl,dotl,Rec
        real*4 jr,jrr,Nc,Ntcw,nb,lti,lts,lto,angdsgrau
        real*4 js,Lbi, Lbc,n,lbo,sb, angctlgrau,lbcmm,ltomm

```

```

      real*4
mc, visc, vf, ang, lbbmm, dtmm, dcmm, dctlmm, ltpmm, lbimm, lbomm
      real*4 rl, cbp, np, rb, p
      common
Lbc, Lbb, Ltp, Dt, mc, visc, vf, dc, bc, ang, ntt, lto, lbi, lbo, ntcc
      common /var/nb, angctl, angctlgrau, sm, ntcw, fw
c !Cálculo dos fatores de correção método de Bell
c ! Fator jc => corte das chicanas
      lts=100
      lbbmm=lbb*1000.
      dtmm=dt*1000.
      dcmm=dc*1000.
      dctlmm=dcmm-(Lbbmm+dtmm)
      angctl=2.*acos((dcmm/dctlmm)*(1.-(2.*(bc/100.))))
      angctlgrau=(angctl*360/(2.*3.141592)) ! conversão
rad=>graus
      fw=(angctlgrau/360)-(sin(angctl)/(2.*3.141592))
      fc=1.-(2.*fw)
      Jc=0.55+(0.72*fc)
c ! Fator jl e Rl => vazamentos
      lbcmm=lbc*1000.
      ltpmm=ltp*1000.
      Ltb= 0.55
      Lsb=3.1+(0.004*dcmm)
      Stb=((3.141592/4)*((dtmm+Ltb)**2.-dtmm**2.))*Ntt*(1.-
fw)
      angds=2.*acos(1-(2*(bc/100)))
      angdsgrau=(angds*180)/3.141592 ! conversão
      Ssb=0.00436*dcmm*Lsb*(360-angdsgrau)
      rs=Ssb/(Ssb+Stb)
      Sm=Lbcmm*(Lbbmm+((dctlmm/Ltpmm)*(Ltpmm-Dtmm)))
      rlm=(Ssb+Stb)/Sm
      jl=0.44*(1-rs)+(1-0.44*(1-rs))*exp(-2.2*rlm)

```

```
p=(-0.15*(1+rs)+0.8)
rl=exp(-1.33*(1+rs)*(rlm)**p)
c! Fator jb e Rb => desvios
lpp=ltpmm
ntcc=(dcmm/lpp)*(1-(2*(bc/100)))
lpl=6.35
dotl=dcmm-lbbmm
sb=lbcmm*((dcmm-dotl)+lpl)
Fsbp=sb/sm
Nss=0 ! numero de tiras selantes
rss=Nss/Ntcc
  if (Rec.gt.100) then
    cbh=1.25
    cbp=3.7
  else
    cbh=1.35
    cbp=4.5
  endif
  jb=exp(-cbh*fsbp*(1-((2*rss)**0.33333333)))
  Rb=exp(-cbp*Fsbp*(1-((2*rss)**0.33333333)))
c! fator jr => escoamento laminar
ltomm=lto*1000
lti=ltomm-(2*lts)
Ntcw=0.8/lpp*(dcmm*(bc/100)-((dcmm-dctlmm)/2))
Nb=(Lti/Lbcmm)-1
Nc=(Ntcc+Ntcw)*(nb+1)
jrr=1.51/Nc**0.18
  if (Rec.lt. 20) then
    jr=jrr
  elseif ((Rec.ge.20).and.(Rec.lt.100)) then
    jr=jrr+((20-Rec)/80)*(jrr-1)
  elseif (Rec.ge.100) then
    jr=1
```

```
endif
c !fator js e Rs=> diferença entre as chicanas centrais e das
extr.
    lbimm=lbi*1000.
    lbomm=lbo*1000.
    if (Rec.gt.2100) then
        n=0.6
        np=0.2
    else
        n=0.333
        np=1
    endif
    js=((Nb-1)+(Lbimm/Lbcmm)**(1-n)+((Lbomm/Lbcmm)**(1-
n)))/(nb-1)
    ++(lbimm/lbcmm)+(Lbomm/Lbcmm)
    rs=(Lbcmm/lbomm)**(2-np)+(lbcmm/lbimm)**(2-np)
    return
end

subroutine tempparede(Tp,ti,to,hi,ho,di,d0)
implicit none
real*4 tp,hi,di,ti,ho,d0,to
Tp=(To+(hi*di*Ti/(ho*d0)))/(1+(hi*di/(ho*d0)))
c
print*, "*****"
return
end

subroutine dptubo(re,lto,vel,ro,vf)
implicit none
```

```

      real*4
      ajp, re, dpt, lto, vel, ro, dint, dpes, dpvir, npt, dpttotal
      real*4 vf, esp, dpcasco
      common /dinterno/ dint, npt, esp
      common /pressao/dpttotal, dpcasco
      if (Re.ge.1000) then
        ajp=0.05573/(Re**0.261)
      else
        ajp=8/Re
      endif
      dpvir=1.6*((ro*(vel**2))/2)*npt
      ! Cálculo da perda de carga película nos tubos
c!      GERAL
      dpt=(8*ajp*(lto*npt/dint)*ro*(vel**2))/2
      dpttotal=dpt+dpvir
      return
      end

      subroutine quedadepressao(vfc, cpc, roc, viscas)
      implicit none
      integer i, ang
      real*4 b1, b2, b3, b4, b, fi, ltp, dt, ntcc, vfc, smsi
      real*4
      roc, mc, rec, jc, jl, jb, jr, js, rl, rb, rs, dpi, viscas, cpc
      real*4 Lbc, Lbb, visc, vf, dc, bc, ntt, lto, lbi, lbo, dpc, dpw, mw
      real*4
      dpe, dpcasco, ntcw, sw, sm, swg, swt, ms, angctlgrau, angctl, fw
      real*4 nb, dpttotal
      dimension b1(15), b2(15), b3(15), b4(15)
      common
      Lbc, Lbb, Ltp, Dt, mc, visc, vf, dc, bc, ang, ntt, lto, lbi, lbo, ntcc
      common /var/nb, angctl, angctlgrau, sm, ntcw, fw

```

```
common /pressao/dptotal,dpcasco
c ! valores empíricos para o coeficiente de película ideal
  data b1,b2,b3,b4/.372,.486,4.570,45.1,48.d0,.303
  +,.333d0,3.5,26.2,32.,.391,0.0815,6.09,32.1,35.,-0.123,-
0.152
  +,-0.476,-0.973,-1.,-0.126,-0.136,-0.476,-0.913,-1.,-
0.148,0.022,
  +-0.602,-0.963,-
1.,7.0,0.,0.,0.,0.,6.59,0.,0.,0.,0.,6.3,0.,
+0.,0.,0.,0.5,0.,0.,0.,0.,0.520,0.,0.,0.,0.,0.378,0.,0.,0.,0.
/
```

```
  call reynoldscasco(rec,vfc,cpc,roc,viscas)
  if (ang.eq.1)then      ! para angulos de 30°
  if (Rec.gt.10000) then
  i=1
  else if ((Rec.ge.1000).and.(Rec.le.10000))then
  i=2
  else if((Rec.ge.100).and.(Rec.le.1000))then
  i=3
  else if((Rec.ge.10).and.(Rec.le.100))then
  i=4
  else if (Rec.lt.10) then
  i=5
  end if
  endif
  if (ang.eq.2)then      !para angulos de 45°
  if(Rec.gt.10000) then
  i=6
  else if ((Rec.ge.1000).and.(Rec.le.10000))then
  i=7
  else if((Rec.ge.100).and.(Rec.le.1000))then
```

```

i=8
else if ((Rec.ge.10).and.(Rec.le.100)) then
i=9
else if (Rec.lt.10) then
i=10
end if
endif

if (ang.eq.3) then      !para angulos de 90°
if (Rec.gt.10000) then
i=11
else if ((Rec.ge.1000).and.(Rec.le.10000)) then
i=12
else if ((Rec.ge.100).and.(Rec.le.1000)) then
i=13
else if ((Rec.ge.10).and.(Rec.le.100)) then
i=14
else if (Rec.lt.10) then
i=15
end if
endif

ms=mc*roc
smsi=sm/1000000
b=b3(i)/(1.+(0.14*(Rec**b4(i))))
fi=b1(i)*((1.33/(Ltp/Dt))**b)*(Rec**b2(i))
dpi=(2.)*Ntcc*fi*((ms**2.)/roc)*1.
call fatoresdecorrecoes(jc,jl,jb,jr,js,rl,rb,rs,rec)
dpc=dpi*(Nb-1)*Rb*Rl ! queda de pressão no escoamento
cruzado

Swg=(3.1415/4)*(dc**2)*((angctlgrau/360)-(sin
(angctl)/(2.*3.141
+592)))
Swt=ntt*fw*((3.14159/4)*(dt**2))
sw=swg-swt

```

```
mw=(roc*vfc)/((Smsi*sw)**(0.5))
dpw=nb*(2.+0.6*Ntcw)*((mw**2.)/(2.*roc))*rl!dp
janelas
dpe=dpi*(1+(ntcw/ntcc))*rb*rs !dp devido as chicanas
ent. e sai
dpcasco=dpc+dpw+dpe
return
end

subroutine correcao(vis,visp,ht,hc,viscas,viscp)
implicit none
real*4 vis,visp,htc,ht,corrt,hcc,hc,corrc,viscp
,viscas
corrt=(vis/visp)**0.14
corrc=(viscas/viscp)**0.14
htc=ht*corrt !coef. de pel. do tubo corrigido
hcc=hc*corrc !coef. de pel. do casco corrigido
write (*,111)htc
111 format(3x,"Coef.de pel.dos tubos
corrigido(W/m2°C)",f13.2)
write (*,112)hcc
112 format(3x,"Coef.de pel.do casco
corrigido(W/m2°C)",f10.2)

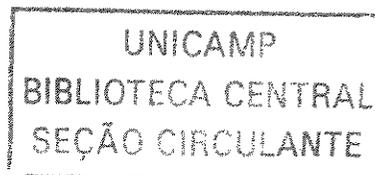
print*, "*****
*"

read(*,*)
return
end
```

```
subroutine dadosfcasco(roc,cpc,visc,condc,vfc,tc,b)
implicit none
integer b
real*4 roc,cpc,visc,condc,vfc,tc,viscinc
if (b.eq.1) then

print*, " Propriedades físicas do casco"
print*, " "
print*,"Digite o valor da massa especifica (kg/m3)"
read(*,*)roc
print*,"Digite o valor do calor especifico (J/kgK)"
read(*,*)cpc
print*,"Digite o valor da viscosidade (kg/ms)"
read(*,*)visc
print*,"Digite o valor da condutividade termica
(W/mK) "
read(*,*)condc
else
endif
return
end

subroutine dadosfcascoparede(viscp, Tp)
implicit none
integer b
real*4 viscp,tp
print 1,tp
1 format(3x,"Temperatura da parede(°C)=",f8.2)
print*,""
print*,"Digite o valor da viscosidade para o fluido
quente na Tp
+arede (kg/ms) "
```



```
read(*,*)viscp
return
end
```

```
subroutine calcdQ(ht,dt,hc,ntt,lto,vfc,c,vf)
implicit none
integer c
real*4 u,ua,ht,dint,hc,esp,condpar,dt,npt,vf,novovf
real*4 Tts,Tte,Tce,tcs,r,p,ft,area,Q,dtlm,lto,ntt,vfc
real*4 dptotal,dpcasco,ft2,ft1,unovo,velc,incrust
real*4 areanecess,qtroc
common /dinterno/ dint,npt,esp
common/calcdQ/tts,tte,tce,tcs
common /pressao/dptotal,dpcasco
common /novaarea/u,ft,dtlm,q
common /a/areanecess
common /qt/qtroc
dimension novovf(500),ft(500),dtlm(500)
condpar=45.
```

```
Ua=(1/hc)+((dt/dint)/ht)+(((dt/(2*condpar))*(alog(dt/dint))))
U=1/ua
print 1,u
1 format (3x,"Coeficiente Global(W/m2°C)",3f10.3)
if (tts.gt.tte) then
    P=(Tts-tte)/(Tce-tte)
    R=(Tce-tcs)/(tts-tte)
else
    P=(Tcs-Tce)/(Tte-Tce)
    R=((Tte-Tts)/(Tcs-Tce))
endif
```

```

Area= ntt*3.141592*dt*lt0 ! area de troca térmica
velc=vfc/area

Ft1=(( (R**2)+1)**0.5)*alog((1-P)/(1-(P*R)))
ft2=(R-1)*alog((2-(P*(r+1-(((R**2)+1)**0.5)))))/(2-
(P*(r+1+((r**2
+)+1)**0.5))))
ft(c)=ft1/ft2

if (tts.lt.tte) then
    dtlm(c)= ((Tts-tce)-(tte-tcs))/(alog((tts-
tce)/(tte-tcs)))
    else
    dtlm(c)= ((Tce-tts)-(tcs-tte))/(alog((tce-
tts)/(tcs-tte)))
endif
! Cálculo da formação de incrustação
if (c.eq.1) then
    Q=U*area*dtlm(c)*ft(c)
    unovo= q/(area*dtlm(c)*ft(c))
    print 111,unovo
111 format (3x,"Novo U(W/m2°C)",f10.3)
    novovf(c)=vf
    else
    novovf(c)=vf
    if (novovf(c).ne.novovf(c-1)) then
        Q=U*area*dtlm(1)*ft(1)
        unovo= q/(area*dtlm(c)*ft(c))
        print 11,unovo
11 format (3x,"Novo U(W/m2°C)",f10.3)
    else
        unovo= q/(area*dtlm(c)*ft(c))
    print 12,unovo

```

```
12      format (3x,"Novo U(W/m2°C)",f10.3)
        endif
        incrust=(1/unovo)-(1/u)
        print 112,incrust
112     format (3x,"Resistencia
termica (Incrustacao) (m2°C/W)",f13:7)
        endif
        areanecess=qtroc/(u*ft(c)*dtlm(c))

        print 10,dtlm(c)
10     format (3x,"dtlm",f10.3)
        print 2,ft(c)
2      format (3x,"ft",f10.3)
        print 3,area
3      format (3x,"Area (m2)",f10.3)
        print 4,q
4      format (3x,"Transferência de calor real (W)",f15.3)
        print 5,dptotal
5      format (3x,"Queda de pressao dos tubos (Pa)",f13.3)
        print 6,dpcasco
6      format (3x,"Queda de pressao no casco (Pa)", f13.3)
        return
        end

subroutine balenergia(vfc,roc,cpc,tce,tcs)
implicit none
common /qt/qtroc
real*4 vfc,roc,cpc,tce,tcs,qtroc
if (tcs.gt.tce)then
    Qtroc=vfc*roc*cpc*(tcs-tce)
    else
    Qtroc=vfc*roc*cpc*(tce-tcs)
```

```
endif
write (*,1)qtroc
1 format (3x,"Calor transferido (W)=",f13.3)
return
end
```

```
subroutine
otimizacao(tte,tts,vf,ro,cp,tce,vfc,ht,hc,dint,dt,cpc
+,roc,viscas)
implicit none
integer c
real*4
areanecess,qtroc,u,ft,dtlm,vel,vf,ro,cp,dtl,tfinal
real*4 tte,q,dtc,vfc,roc,cpc,tce,tfc,viscas,tts
real*4 ht,hc,dint,dt,tcm,ttm,tpn
c! common /casco/cpc,roc,viscas
common /qt/qtroc
common /novaarea/u,ft,dtlm,q
common /a/areanecess

vel=(vfc/areanecess)
if (tts.gt.tte)then
dTt=q/(vf*ro*cp)
Tfinal=Tte+dtl
ttm=(tfinal+tte)/2
dTc=q/(vfc*roc*cpc)
tfc=tce-dtc
tcm=(tfc+tce)/2
else
dTt=q/(vf*ro*cp)
Tfinal=Tte-dtl
```

```

        ttm=(tfinal+tte)/2
        dTc=q/(vfc*roc*cpc)
        tfc=tce+dtc
        tcm=(tfc+tce)/2
        endif
c!      call tempparedede(Tpn,ttm,tcm,ht,hc,dint,dt)
        call tempparedede(Tpn,tfinal,tce,ht,hc,dint,dt)

print*, "*****"
        read(*,*)
        write(*,1)areanecess
1      format(3x,"Area necessaria (m2)=",f10.3)
        write(*,2)vel
2      format(3x,"Velocidade da area
necessaria (m/s)=",f7.5)
        write(*,3)tfinal
3      format(3x,"Nova temperatura de saida dos
tubos (°C)=",f7.3)
        write(*,4)tfc
4      format(3x,"Nova temperatura de saida do
casco (°C)=",f7.3)
        write (*,5)tpn
5      format(3x,"Nova temperatura de parede (°C)=",f7.3)
c      endif
        return
        end

subroutine calcvel
implicit none
real*4 rel,lto,dc,nttnovo,areanecess,ltp,dt
real*4 lbc,Lbb,mc,visc,vf,bc,ang,ntt,lbi,lbo,ntcc
real*4 ltonovo,npt,dint,vel,areatodos,area,esp

```

```

common
Lbc,Lbb,Ltp,Dt,mc,visc,vf,dc,bc,ang,ntt,lto,lbi,lbo,ntcc
common /a/areanecess
common /dinterno/ dint,npt,esp
rel=lto/dc

ltonovo=((areanecess*4*(ltp**2)*(rel**2))/((3.14159**2)*dt))
+**0.333333
nttnovo=(3.14159*((ltonovo/rel)**2))/(4*(ltp**2))
write(*,1)ltonovo
1 format(3x,"Novo comprimento de tubo(m)=", f6.3)
write(*,2)nttnovo
2 format(3x,"Novo Ntt=",f7.1)
area=(3.14159*(dint**2))/4
areatodos=area*(nttnovo/npt)
vel=vf/areatodos ! velocidade distribuída em todos os
tubos
write(*,10) vel
10 format(3x,"Nova velocidade(m/s)=", f8.3)
return
end

subroutine modincrust(ret,prt,vel,ro)
c ! dados de Panchal
implicit none
real*4 tparede,ret,prt,ln,vel,ro,cisalha,f

f=0.0035+(0.264/(ret**0.42))
cisalha=(f/2)*ro*(vel**2)
c tparede= -48000./(8.3143*(alog(((1.45*10.**(-
4.)/3600)*cisalha)

```

```

c      +/((5.03*10.**4./3600)*(Ret**(-0.66)*(Prt**(-
0.33))))))

      ln=(alog(((1.5*10.**(-
9.))*ret**0.8))/((1.0*10.**6.
+)*(Ret**(-0.8)*(Prt**(-0.33)))))) !knudsen

c      ln=(alog(((1.45*10.**(-
4.)/3600)*cisalha)/((5.03*10.**4.
c      +/3600)*(Ret**(-0.66)*(Prt**(-0.33))))))
c      ln=(alog(((1.45*10.**(-
4.))*cisalha))/((30.2*10.**6.
c      +)*(Ret**(-0.8)*(Prt**(0)))))) !dados 1

      tparede=-44000./(8.3143*ln)

c      tparede=250.
c      inc= 1.0*10.**6.*Ret**(-0.8)*Prt**(-0.33)*(2.72**(-
48000/(8.3143*
c      +tparede)))-(1.5*10.**(-9.)*ret**0.8 )
      write (*,1)tparede
1      format (3x,"Tp do limite de incrustacao",f13.2)
      return
      end

      subroutine maiorTparede
(Tpn,tts,tce,ht,hc,dint,dt,t,sent)
      integer sent
      real*4 Tpn,tts,tce,ht,hc,dint,dt,t
      if (sent.eq.1)then
          call temparede(Tpn,tts,tce,ht,hc,dint,dt)

```

```
Print 1,Tpn
1      format `(3x,"Maior temperatura de
parede(°C)=" ,f10.3)
      else
        if (sent.eq.2) then
          call tempparede(Tpn,t,tce,ht,hc,dint,dt)
          Print 2,Tpn
2      format (3x,"Maior temperatura de
parede(°C)=" ,f10.3)
      else
        if(sent.eq.3) then
          call tempparede(Tpn,t,tce,ht,hc,dint,dt)
          Print 3,Tpn
3      format (3x,"Maior temperatura de
parede(°C)=" ,f10.3)
      else
        print*, "Nao foi definido um sentido"
      endif
    endif
  endif
return
end
```

```
subroutine dadossecun(re,pr,vel)
implicit none
integer secun
real*4 re,
pr,vel,jc,jl,jb,jr,js,rl,rb,rs,rec,prc,jtotal
common/Pr/prc,rec
print*,"Deseja ver os dados secundarios"
print*, "      1-sim      2-nao"
read(*,*) secun
```

```
    if (secun.eq.2)then
    goto 10
    elseif(secun.eq.1)then
        write (*,*) ""
        write (*,*)
*****
        write(*,1) re
1        format(3x,"Reynolds nos tubos", f11.3)
        write(*,3) pr
3        format(3x,"Prandtl nos tubos", f11.3)
        write (*,4)rec
4        format (3x,"Reynolds no casco",f11.3)
        write(*,5)prc
5        format (3x,"Prandtl no casco",f11.3)
        call fatoresdecorrecoes(jc,jl,jb,jr,js,rl,rb,rs,rec)
        jtotal=jc*jl*jb*jr*js
        write (*,7)jc,jl,jb,jr,js
7        format
(3x,"Jc=",f4.2,3x,"Jl=",f4.2,3x,"Jb=",f4.2,3x,"Jr=",3x,
+f4.2,3x,"Js=",f4.2)
        write(*,8)jtotal
8        format (3x,"Jtotal=",f4.2)
        write(*,9)rl,rb,rs
9        format (3x,"rl= ",f4.2,3x,"rb= ",f4.2,3x,"rs=
",f4.2,/)
        endif
10       return
        end
```