



CEFET – PR

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DO PARANÁ
UNIDADE DE CURITIBA
DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
E DE MATERIAIS - PPGEM**

PAULO CÉSAR TONIN

**METODOLOGIA PARA MONITORAMENTO
DO DESEMPENHO TÉRMICO DE REDES
DE TROCADORES DE CALOR**

**CURITIBA - PARANÁ
FEVEREIRO DE 2003**

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

PAULO CÉSAR TONIN

**METODOLOGIA PARA MONITORAMENTO
DO DESEMPENHO TÉRMICO DE REDES
DE TROCADORES DE CALOR**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e de Materiais, do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, do Departamento de Pesquisa e Pós-Graduação, da Unidade de Curitiba, do CEFET-PR.

Orientador: Prof. Cezar O. R. Negrão, PhD

**CURITIBA - PARANÁ
FEVEREIRO DE 2003**

TERMO DE APROVAÇÃO

PAULO CÉSAR TONIN

METODOLOGIA PARA MONITORAMENTO DO DESEMPENHO TÉRMICO DE REDES DE TROCADORES DE CALOR

Dissertação de Mestrado aprovada como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica e de Materiais, do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, do Departamento de Pesquisa e Pós-Graduação, da Unidade de Curitiba, do CEFET-PR, pela seguinte banca examinadora:

Orientador:

Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, PhD
Departamento Acadêmico de Mecânica, CEFET/PR

Prof. Admilson Teixeira Franco, Dr
Departamento Acadêmico de Mecânica, CEFET/PR

Prof. Luciano Fernando dos Santos Rossi, Dr
Departamento Acadêmico de Mecânica, CEFET/PR

Prof. José Antonio Andrés Velásquez Alegre, Dr
Curso de Engenharia Mecânica, PUC/PR

Engº Renê Mundstock, G
Área de Otimização, REPAR/PR

Curitiba, 26 de fevereiro de 2003

Esta dissertação é dedicada às pessoas que amo muito:
à minha esposa Ivone e ao meu filho Mateus que compreenderam a
importância deste momento na minha vida,
a meus pais, Pedro e Tabita, pelo amor e incentivo,
a meus irmãos pelo prazer de tê-los como tal.

AGRADECIMENTOS

a Deus pela vida,

ao professor Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, pela oportunidade, por em momento algum colocar em dúvida minha capacidade profissional, pelos conhecimentos transmitidos, incentivo e amizade,

à Petrobras, em atenção à Unidade de Negócios Refinaria Presidente Getúlio Vargas (REPAR), área de otimização, pelo apoio na realização do trabalho, em especial ao engenheiro Renê Mundstock,

ao patrocínio do CNPq/CTPetro e ANP/MCT através do Programa de Recursos Humanos para o setor de Petróleo e Gás (PRH),

ao Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná,

ao Laboratório de Ciências Térmicas (LACIT) pela utilização de seus equipamentos,

aos demais professores e colegas do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais (PPGEM) que contribuíram direta ou indiretamente na realização deste trabalho.

RESUMO

Um dos desafios da indústria de petróleo no século XXI é a melhoria na eficiência energética do processo. A energia representa a maior parcela dos custos operacionais em uma refinaria e seu uso está diretamente relacionado com a eficiência térmica dos trocadores de calor. No entanto, o uso eficiente da energia nestes equipamentos é prejudicado pelo problema da incrustação. No refino do petróleo, redes de trocadores de calor são usadas com o propósito de recuperar calor e de reduzir o consumo de energia da planta. O grande número de trocadores de calor presentes, as variações nas condições operacionais e na carga de petróleo processada dificultam o monitoramento térmico diário destas redes. Nessas condições, a comparação da efetividade medida da rede com a efetividade de projeto consome um tempo excessivo. Neste trabalho, estuda-se o processo da incrustação em uma destas redes, comparando-se a resistência térmica da incrustação em cada trocador com a recomendada, para uso no projeto destes equipamentos, pela Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). Além disso, uma metodologia proposta na literatura é aplicada no monitoramento térmico de trocadores de calor e é estendida para o monitoramento de toda a rede. Dos resultados observa-se que a resistência térmica da incrustação está entre 200% a 400% dos valores recomendados pela TEMA para alguns trocadores. O emprego da metodologia permite a obtenção da performance térmica ao longo do tempo de cada trocador individualmente e de toda a rede. Pode-se ainda saber qual a contribuição de cada trocador na taxa de calor trocada por toda a rede e os custos de combustível adicional nos fornos, devido ao problema da incrustação. Os resultados experimentais obtidos mostram a facilidade na aplicação da metodologia e sua eficácia no monitoramento térmico destas redes.

Palavras chaves: trocadores de calor, monitoramento, incrustação

ABSTRACT

One of the challenges of the petroleum industry in the XXI century is the improvement of its energy efficiency. The energy represents the largest part of the operational costs in an oil refinery and its use is directly related to the thermal efficiency of the heat exchangers. However the efficiency of these equipments is harmed by the fouling. In an oil refinery trains of heat exchangers are employed with the purpose of recovering heat and therefore reduce the energy consumption of the plant. The large number of exchangers, the variation of operational conditions and the type of oil processed hinder the daily monitoring of the thermal performance of these trains. In these conditions, the comparison of the measured effectiveness with the design effectiveness of the train consumes an excessive time. In this work, the fouling process is studied in one of these trains. The fouling thermal resistance in each exchanger is compared with that recommended by Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). Besides, a methodology proposed in the literature is applied to the thermal monitoring of heat exchangers and it is extended for the monitoring of the whole train. The results show that the thermal resistance of the fouling may vary from 200% to 400% of the values recommended by TEMA. The methodology allows to obtain the thermal performance of each heat exchanger and the thermal performance of the whole train. It still allow to determine the heat contribution of each heat exchanger in the whole train and the additional expensive with fuel burned in the furnaces due to the fouling problem. The obtained experimental results show how easy is the application of the methodology and its effectiveness in the thermal monitoring of these trains.

Key words: heat exchangers, monitoring, fouling

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Fluxograma simplificado do processo de destilação do petróleo.....	24
Figura 2	Fluxograma simplificado da rede de pré-aquecimento.....	26
Figura 3	Curvas típicas de incrustação. CHENOWETH (1987).....	35
Figura 4	Procedimento para determinação da resistência térmica da incrustação.....	42
Figura 5	Rede analisada.....	43
Figura 6	Massa específica do petróleo em função da temperatura. Carga de processo do dia 18/11/1998.....	49
Figura 7	Calor específico do petróleo em função da temperatura. Carga de processo do dia 18/11/1998.....	50
Figura 8	Condutividade térmica do petróleo em função da temperatura. Carga de processo do dia 18/11/1998.....	51
Figura 9	Viscosidade dinâmica do petróleo em função da temperatura. Carga de processo do dia 18/11/1998.....	52
Figura 10	Massa específica da nafta pesada em função da temperatura para o dia 17/04/1999. Pressão de operação 3922kPa.....	54
Figura 11	Calor específico da nafta pesada em função da temperatura para o dia 17/04/1999. Pressão de operação 3922kPa.....	54
Figura 12	Condutividade térmica da nafta pesada em função da temperatura para o dia 17/04/1999. Pressão de operação 3922kPa.....	55
Figura 13	Viscosidade dinâmica da nafta pesada em função da temperatura para o dia 17/04/1999. Pressão de operação 3922kPa.....	55
Figura 14	A estrutura do sistema PI.....	57
Figura 15	Calor perdido para o ar ambiente	59

Figura 16	Perda relativa de calor para o ambiente	61
Figura 17	Balanço de massa no lado do cru.....	64
Figura 18	Escoamento pela janela das chicanas.....	77
Figura 19	Regiões suscetíveis a vazamentos entre casco e chicana e tubo e chicana.....	78
Figura 20	Ângulo de corte da chicana.....	79
Figura 21	Vazamento entre o feixe de tubos e o casco	80
Figura 22	Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-01 em função do tempo.....	83
Figura 23	Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-02 em função do tempo.....	84
Figura 24	Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-03 em função do tempo.....	85
Figura 25	Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-04 em função do tempo.....	86
Figura 26	Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-05 em função do tempo.....	86
Figura 27	Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-06 em função do tempo.....	87
Figura 28	Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-07 em função do tempo.....	88
Figura 29	Resistência térmica dos trocadores da rede como porcentagem da resistência térmica total	89
Figura 30	Resistência térmica da incrustação prevista pela TEMA versus a medida nas condições operacionais.....	90
Figura 31	Efetividade do trocador TC-04 em função do tempo	94
Figura 32	Efetividade do trocador TC-01 em função do tempo	107
Figura 33	Índice de incrustação do trocador TC-01 em função do tempo.....	108

Figura 34	Efetividade do trocador TC-03 em função do tempo.....	109
Figura 35	Índice de incrustação do trocador TC-03 em função do tempo.....	110
Figura 36	Efetividade do trocador TC-06 em função do tempo.....	111
Figura 37	Índice de incrustação do trocador TC-06 em função do tempo.....	111
Figura 38	Efetividade da rede em função do tempo.....	114
Figura 39	Índice de incrustação da rede em função do tempo.....	114
Figura 40	Índice de peso em função do tempo.....	115
Figura 41	Despesa adicional com combustível queimado nos fornos.....	116

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Parâmetros geométricos dos trocadores de calor da rede analisada.....	44
Tabela 2	Carga de processo para o dia 18/11/1998.....	45
Tabela 3	Qualidade do petróleo processado em janeiro de 2000.....	47
Tabela 4	Propriedades termofísicas da carga de processo do dia 18/10/1998.....	48
Tabela 5	Erros máximos obtidos com as correlações em relação ao valor medido em cada pressão. Carga de processo do dia 18/11/1998	53
Tabela 6	Correlações ajustadas pelo “mínimos quadrados” para a nafta pesada. Dia 17/04/1999.....	56
Tabela 7	Obtenção dos dados do PI.....	58
Tabela 8	Valores médios das condições operacionais do TC-01 no período de 05/10/1998 à 05/10/1999.....	62
Tabela 9	Parâmetros do tanque analisado.....	64
Tabela 10	Forma de obtenção das variáveis de processo.....	66
Tabela 11	Fatores de correção para o coeficiente de convecção no lado do casco.....	82
Tabela 12	Vazões volumétricas e propriedades termofísicas observadas no trocador TC-04	92

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

API	American Petroleum Institute
CENPES	Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. M. de Mello
DTML	Diferença de Temperatura Média Logarítmica
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
HTRI	Heat Transfer Research Incorporated
PETROBRAS	Petróleo Brasileiro S.A
PI	Plant Information
REPAR	Refinaria Presidente Getúlio Vargas
TEMA	Tubular Exchanger Manufactures Association

LISTA DE SÍMBOLOS

a_1, a_2	coeficientes da equação (34)
a_3, a_4	coeficientes da equação (35)
A_t	área da seção transversal dos tubos, m^2
A	área, m^2
c_{pc}	calor específico a pressão constante do cru, $J/kg.^{\circ}C$
c_p	calor específico a pressão constante, $J/kg.^{\circ}C$
C_b	parâmetro da equação (45)
CAC	despesa adicional com o combustível a ser queimado nos fornos, $US\$/d$
CGC	custo unitário para geração de combustível, $US\$/J$
d	diâmetro do tubo, m
D_f	diâmetro do feixe de tubos, m
D_o	diâmetro interno do casco, m
$DTML$	diferença de temperatura média logarítmica, $^{\circ}C$
F_c	fração do número total de tubos do trocador que estão no escoamento cruzado puro
F_{sbp}	fração da área da seção do escoamento cruzado em que pode ocorrer um desvio do feixe tubular
F_t	fator de correção para a $DTML$
h	coeficiente de transferência de calor, $W/m^2.^{\circ}C$
h_{cruz}	coeficiente de transferência de calor para o escoamento cruzado através de um feixe de tubos, $W/m^2.^{\circ}C$
IF	índice de incrustação

IMG	Incerteza na medição da grandeza de interesse
IW	índice de peso
J_b	fator de correção que inclui o efeito dos desvios de fluxo pela folga entre o feixe de tubos e o casco
J_c	fator de correção que leva em consideração o escoamento pela janela das chicanas
J_j	fator j-Colburn para um banco de tubos ideal
J_l	fator de correção que considera os vazamentos entre chicana-casco e chicana-tubos
J_r	fator de correção para escoamentos com número de Reynolds < 100
J_s	fator de correção que avalia o efeito do espaçamento das chicanas nas seções de entrada e saída do casco
k	condutividade térmica, W/m.°C
k_c	condutividade térmica do cru, W/m.°C
k_{iso}	condutividade térmica do isolamento, equação (5), W/m.°C
k_t	condutividade térmica da superfície de transferência de calor, W/m.°C
l_c	espaçamento central das chicanas, m
$l_{c,i}^*$	parâmetro da equação (50)
$l_{c,o}^*$	parâmetro da equação (50)
L	comprimento do trocador, m
\dot{m}	vazão mássica, kg/h
$\dot{m}c_p$	capacidade térmica do fluido, W/°C
n	parâmetro da equação (50)

ntu	número de unidades de transferência de calor considerando que o fluido frio tem a menor capacidade térmica
N_b	número de chicanas
N_c	número de fileiras de tubos cruzados entre as duas extremidades de duas chicanas adjacentes
N_p	número de passes do trocador
N_t	número de tubos
NTU	número de unidades de transferência de calor considerando que o fluido quente tem a menor capacidade térmica
Nu	número de Nusselt
N_{ss}	número de pares de tiras selantes
P_c	pressão do cru na entrada do trocador, Pa
Pr	número de Prandtl
P_t	passo entre tubos, m
\dot{q}	vazão volumétrica, m ³ /d
\dot{Q}_a	quantidade de calor perdida para o ambiente externo, equação (7), W/m ²
$\dot{Q}_{máx}$	quantidade máxima de calor possível de ser trocada, W
$\dot{Q}_{máx,r}$	quantidade máxima de calor trocado na rede, W
\dot{Q}_t	vazão volumétrica do fluido nos tubos, m ³ /s
\dot{Q}_{tr}	quantidade de calor trocador, W
r	razão entre as capacidades térmica considerando que o fluido frio tem a menor capacidade térmica

r_b	razão entre o número de pares de tiras selantes e o número de fileiras de tubos cruzados entre as duas extremidades de duas chicanas adjacentes
r_i	raio do isolamento, m
r_m	relação da seção total de vazamento em uma chicana pela área do escoamento cruzado
r_s	proporção da área da seção de vazamento casco-chicana, relativa à área da seção de vazamento total
R	razão entre as capacidades térmicas considerando que o fluido quente tem a menor capacidade térmica
Re	número de Reynolds
R_f	resistência térmica da incrustação, $m^2.K/W$
$\frac{dR_f}{dt}$	taxa líquida de deposição da incrustação, $m^2.K/W.h$
R_{ft}	resistência térmica da incrustação no tempo t , $m^2.K/W$
$R_{f\infty}$	resistência térmica da incrustação quando o tempo tende ao infinito, $m^2.K/W$
R_{ti}	resistência térmica do isolamento, $m^2.^{\circ}C/W$
$\sum R_{ti}$	somatório das resistências térmicas entre a corrente quente e a corrente fria, $m^2.^{\circ}C/W$
R_{tT}	resistência térmica total da incrustação, K/W
S_b	área da seção por onde escoa a fração desviada do escoamento, m^2
S_m	área de fluxo cruzado na linha central dos tubos, m^2

S_{sb}	área da seção de vazamento casco-chicana para uma única chicana
S_{tb}	área da seção de vazamento tubo-chicana para uma única chicana
t	tempo, h
T	temperatura, °C
T_a	temperatura ambiente, °C
T_m	temperatura média, °C
U	coeficiente global de transferência de calor, W/m ² .°C
VG	valor da grandeza de interesse
\bar{V}	velocidade média do fluido, m/s

LETRAS GREGAS

β	valor constante e dependente das propriedades do sistema, equação (2)
ε	efetividade do trocador de calor
δ_{sb}	folga no diâmetro entre o casco-chicana, m
δ_{tb}	folga no diâmetro entre o tubo-chicana, m
ϕ_d	taxa de deposição, m ² .K/W.h
ϕ_r	taxa de remoção, m ² .K/W.h
μ	viscosidade dinâmica, Pa.s
μ_c	viscosidade dinâmica do cru, Pa.s
π	3,14159.....
θ	ângulo de corte da chicana, rad
ρ	massa específica, kg/m ³
ρ_c	massa específica do cru, kg/m ³

ΔT diferença de temperatura, °C

ÍNDICES

<i>c</i>	fluido frio
<i>d</i>	condição de projeto
<i>h</i>	fluido quente
<i>i</i>	lado interno aos tubos do trocador
<i>j</i>	um trocador de calor
<i>l</i>	trocador limpo
<i>o</i>	lado externo aos tubos do trocador
<i>r</i>	rede
<i>s</i>	trocador sujo
<i>w</i>	parede
<i>1</i>	entrada do fluido no trocador
<i>2</i>	saída do fluido no trocador

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	22
1.1	REFINO DO PETRÓLEO.....	22
1.2	DESCRIÇÃO DA REDE DE PRÉ-AQUECIMENTO.....	23
1.3	A INCRUSTAÇÃO NA REDE DE PRÉ-AQUECIMENTO.....	25
1.4	OBJETIVOS DO TRABALHO.....	28
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	29
2.1	ASPECTOS DA INCRUSTAÇÃO.....	29
2.2	MONITORAMENTO DA INCRUSTAÇÃO EM TROCADORES DE CALOR.....	32
2.3	MODELOS DE INCRUSTAÇÃO.....	34
2.3.1	MODELOS DE INCRUSTAÇÃO GENERALIZADOS.....	34
2.3.2	MODELOS DE INCRUSTAÇÃO ESPECÍFICOS.....	37
2.4	O PRESENTE TRABALHO.....	39
3	AQUISIÇÃO DOS DADOS OPERACIONAIS.....	41
3.1	PRÉ-AQUECIMENTO DO CRU.....	42
3.2	A REDE ANALISADA.....	43
3.3	SELEÇÃO DAS CARGAS DE PETRÓLEO PROCESSADAS.....	45

3.4	PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DAS CARGAS PROCESSADAS.....	47
3.5	PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS PRODUTOS.....	53
3.6	GRANDEZAS MEDIDAS.....	56
3.6.1	O SISTEMA PI.....	57
3.6.2	CUIDADO NO HORÁRIO DE AQUISIÇÃO DAS GRANDEZAS MEDIDAS.....	58
3.7	PERDA DE CALOR PARA O AMBIENTE.....	58
3.8	ERROS DE MEDIÇÃO.....	61
4	RESISTÊNCIA TÉRMICA DA INCRUSTAÇÃO.....	67
4.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	67
4.2	QUANTIDADE DE CALOR TROCADO.....	67
4.3	DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTIMICA – DTML.....	69
4.4	RESISTÊNCIA TÉRMICA TOTAL DA INCRUSTAÇÃO.....	71
4.5	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO LADO DOS TUBOS.....	71
4.6	COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO LADO DO CASCO.....	73
4.6.1	EFEITO DO ESCOAMENTO PELA JANELA DAS CHICANAS.....	76
4.6.2	EFEITO DOS VAZAMENTOS CASCO-CHICANA E TUBO- CHICANA.....	77
4.6.3	EFEITO DO VAZAMENTO ENTRE O FEIXE DE TUBOS E O CASCO.....	79
4.6.4	EFEITO DO ESPAÇAMENTO DIFERENCIADO DAS CHICANAS LOCALIZADAS NAS EXTREMIDADES.....	81
4.7	COMPORTAMENTO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DA INCRUSTAÇÃO.....	82
5	METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO TEMPORAL DA EFETIVIDADE....	91
5.1	EFEITO DAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS NA EFETIVIDADE CALCULADA.....	92
5.1.1	EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS.....	93

5.2	METODOLOGIA DE MONITORAMENTO DO DESEMPENHO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR.....	95
5.2.1	EFEITO DAS VAZÕES MÁSSICAS EM <i>NTU</i>	96
5.3	MONITORAMENTO DA PERFORMANCE TÉRMICA DA REDE.....	102
5.3.1	EQUAÇÕES UTILIZADAS.....	102
5.4	DESPESA ADICIONAL COM O COMBUSTÍVEL QUEIMADO NOS FORNOS.....	104
6	MONITORAMENTO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR.....	106
6.1	ANÁLISE INDIVIDUAL DA PERFORMANCE TÉRMICA DE TROCADORES DE CALOR.....	106
6.2	ANÁLISE DA PERFORMANCE TÉRMICA DA REDE.....	113
6.3	DESPESA ADICIONAL COM O COMBUSTÍVEL NOS QUEIMADO NOS FORNOS.....	116
7	CONCLUSÕES.....	118
7.1	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	119
	REFERÊNCIAS.....	121
	APÊNDICE A - COEFICIENTES DAS EQUAÇÕES AJUSTADAS NO CAPÍTULO 3.....	125
	APÊNDICE B - VALORES DAS VAZÕES EM CADA RAMAL E DO VOLUME DO TANQUE A CADA HORA DE PROCESSAMENTO.....	126
	APÊNDICE C - COEFICIENTES DAS EQUAÇÕES (36) E (37).....	128
	APÊNDICE D - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS UTILIZADOS NA DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE CORREÇÃO (EQUAÇÃO (33)).....	129

1 INTRODUÇÃO

A deposição e o acúmulo de materiais não desejados, como, produtos de corrosão, microorganismos, partículas inorgânicas e macromoléculas, nas superfícies dos equipamentos de transferência de calor, caracterizam o fenômeno chamado incrustação. A presença destes depósitos representa um aumento da resistência à transferência de calor e reduz, com o passar do tempo, o desempenho térmico e hidráulico destes equipamentos.

Na indústria de petróleo, redes de trocadores de calor são usadas com o propósito de recuperar calor e, por conseqüência, reduzir o consumo de energia da planta. Muitos destes trocadores de calor são suscetíveis ao problema da incrustação. Isto tem despertado cada vez mais o interesse, por parte deste setor, no monitoramento e na minimização deste problema.

Pesquisas recentes têm sido conduzidas com o intuito de estimar os custos relacionados ao processo de incrustação. Segundo BAILEY (1999), nas indústrias de processos dos Estados Unidos (EUA), os custos estimados com o problema da incrustação superam os 5 bilhões de dólares por ano em perda de produção e em custos de energia e manutenção. Somente na indústria de refino de Petróleo dos EUA, as estimativas dos custos com a incrustação giram em torno de 2 bilhões de dólares por ano.

Projetistas e operadores devem ser capazes de avaliar as variações no desempenho dos equipamentos de transferência de calor como decorrência da incrustação. Para o projetista, esta informação pode proporcionar um projeto adequado que atende as exigências do processo mesmo sob certas condições de incrustação, e para o operador, a garantia de que o correto planejamento da manutenção seja encontrado.

1.1 REFINO DO PETRÓLEO

Uma infinidade de produtos essenciais à vida moderna são obtidos do petróleo. O petróleo é uma mistura de hidrocarbonetos composta de diversos tipos de

moléculas formadas por átomos de hidrogênio e carbono e, em menor quantidade, de oxigênio, nitrogênio e enxofre. Para que tenha seu potencial energético efetivamente aproveitado, o petróleo precisa ser fracionado. O fracionamento do petróleo se realiza em torres, em um processo conhecido como destilação. Baseado na diferença de pontos de ebulição pode-se vaporizar compostos leves, intermediários e pesados que ao se condensarem podem ser separados. Estes compostos são: gás liquefeito de petróleo (GLP), nafta, querosene, gasolina, óleo diesel, óleos combustíveis e outros produtos.

Todas as unidades de destilação de petróleo, de um modo geral, possuem os seguintes equipamentos: torres de fracionamento, retificadores, fornos, trocadores de calor, tanques de acúmulo e refluxo, bombas, tubulações e instrumentos de medição e controle. A Figura 1 mostra um fluxograma simplificado usado no refino do petróleo onde a destilação é realizada em três estágios (pré-flash, destilação atmosférica e destilação a vácuo).

O trabalho aqui proposto concentrará seus estudos na fase inicial do processamento do petróleo, ou seja, na rede de trocadores de calor utilizada para o seu pré-aquecimento.

1.2 DESCRIÇÃO DA REDE DE PRÉ-AQUECIMENTO

O processo de destilação tem início com o bombeamento contínuo do petróleo (cru) através de uma rede de trocadores de calor. Nesta rede, o petróleo é progressivamente aquecido ao mesmo tempo em que resfria os produtos acabados que deixam a torre de destilação. Este conjunto de trocadores de calor é chamado de rede de pré-aquecimento.

Após passar pela rede de pré-aquecimento, o cru passa pela torre de pré-flash de onde uma parte do produto segue para a estabilização e a outra parte segue para o forno onde sofre um aumento de temperatura no forno e depois segue para a torre de destilação atmosférica.

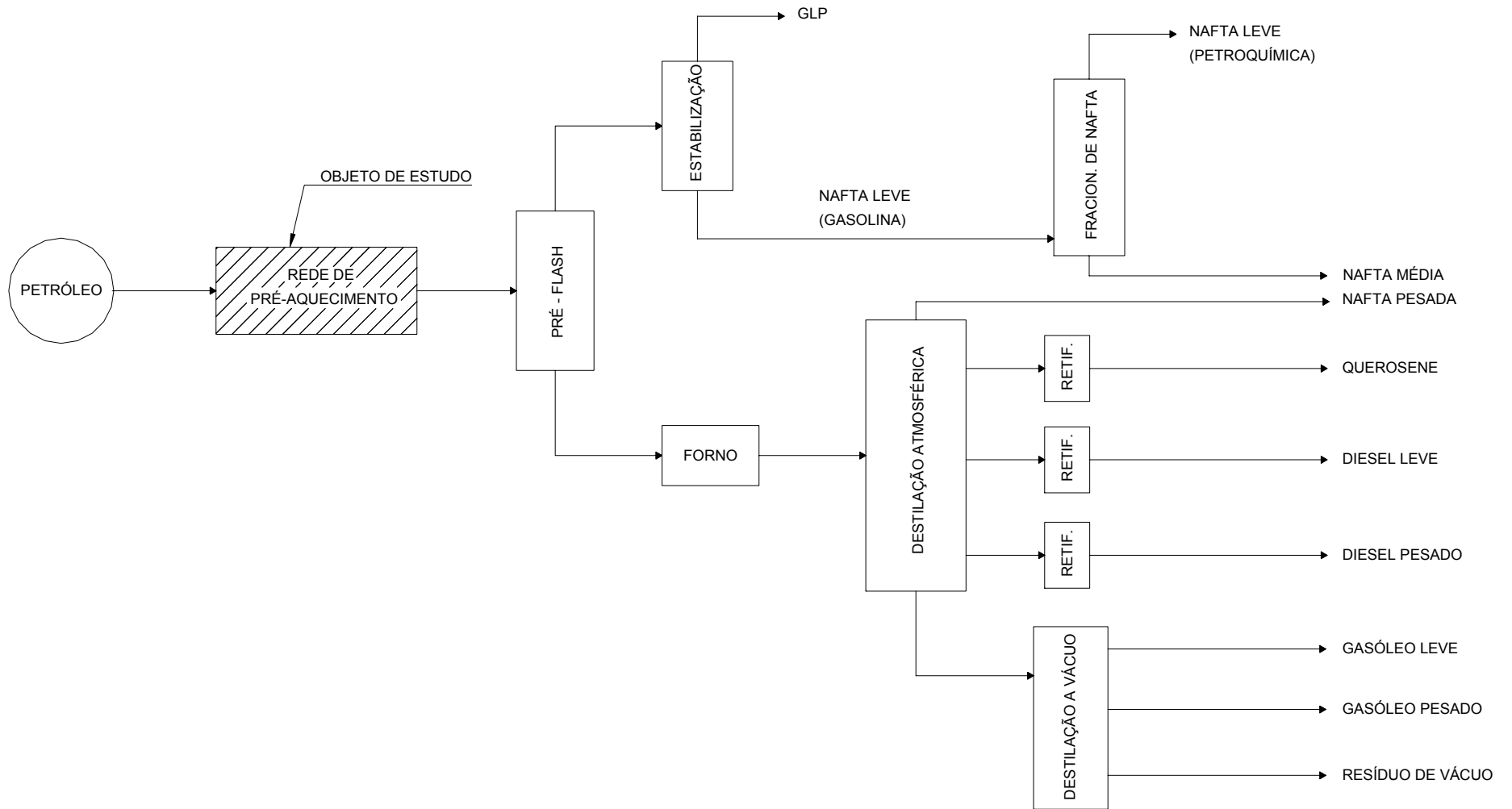


Figura 1 Fluxograma simplificado do processo de destilação do petróleo.

Um equipamento conhecido como dessalgadora é inserido na rede com o objetivo de remover sais, água e partículas sólidas suspensas no petróleo. Uma vez dessalinizado, o petróleo segue seu caminho passando por uma segunda etapa de pré-aquecimento. Quanto mais alta for a temperatura do cru no final do pré-aquecimento, menor será a quantidade de combustível consumida nos fornos para aquecê-lo afim de entrar nas unidades de separação.

O sistema de pré-aquecimento, no refino do petróleo, representa uma economia operacional elevada, uma vez que aquece o petróleo com produtos acabados que se deseja resfriar. A ausência deste sistema exigiria fornos maiores e um maior consumo de combustível seria necessário para o aquecimento total da carga. A Figura 2 mostra um fluxograma simplificado da rede de pré-aquecimento.

A presença do forno após a bateria de pré-aquecimento mantém a exigência de uma temperatura mínima na entrada da torre de destilação para que todos os produtos desejados sejam obtidos.

1.3 A INCRUSTAÇÃO NA REDE DE PRÉ-AQUECIMENTO

Os problemas relacionados ao processo de incrustação em trocadores de calor utilizados nas redes de pré-aquecimento são conhecidos. Embora para os projetos destes trocadores sempre existam métodos disponíveis para reduzir este problema, a incrustação sempre estará presente.

Na fase de projeto de um trocador de calor, a seleção de fatores de incrustação é sempre uma decisão importante a ser tomada. A fixação da resistência da incrustação pode obscurecer completamente todas as outras resistências térmicas e determinar o tamanho do equipamento. Os fatores de incrustação têm sido determinados pelo consenso de pessoas experientes e recomendados geralmente pela Tubular Exchanger Manufacturers Association, TEMA (1978). Estes fatores podem ser selecionados conhecendo-se a natureza dos fluidos e as temperaturas das duas correntes. Seus valores representam valores fixos da resistência térmica da incrustação a ser usada no projeto.

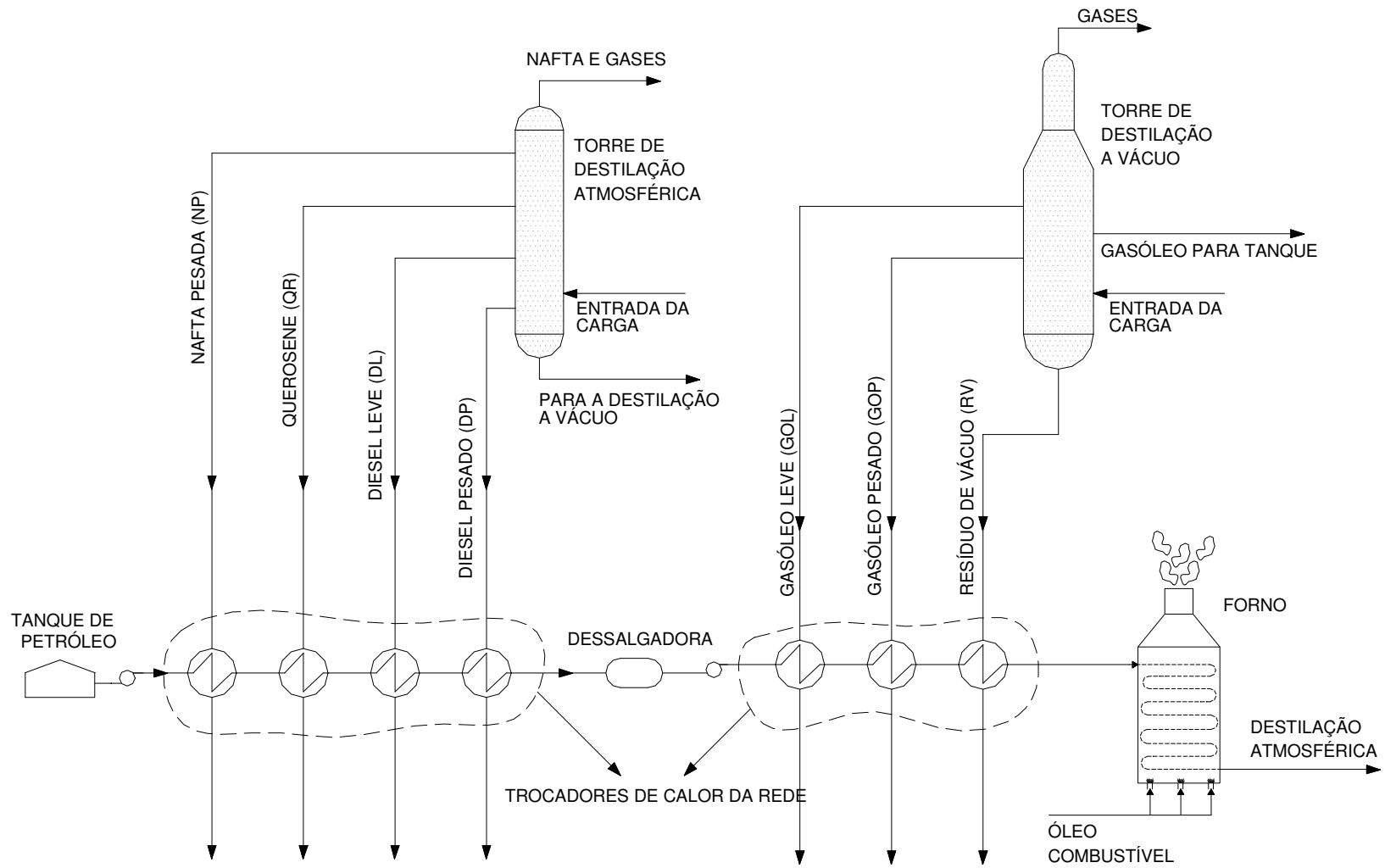


Figura 2 Fluxograma simplificado de uma rede de pré-aquecimento de petróleo.

Os dados fornecidos pela TEMA, para os fatores de incrustação, são usados quando dados mais confiáveis não estão disponíveis. Segundo BARLLETA (1998) esta é uma prática de risco e pode levar a um resultado desastroso. Na fase operacional da rede de pré-aquecimento, o processo de incrustação traz como conseqüências:

- a redução no período de operação do trocador. A incrustação no trocador reduzirá seu período de operação. Para que as condições de projeto deste trocador sejam recuperadas, uma limpeza será necessária. A freqüência destas limpezas depende da evolução do crescimento da incrustação e por conseqüência, os custos de manutenção podem ser elevados.

- maiores investimentos. Quando o trocador é projetado com valores da resistência da incrustação acima dos reais, ter-se-á trocadores com áreas maiores e com velocidades de escoamento menores. Isto reflete, respectivamente, no aumento do capital investido e em um favorecimento no crescimento da incrustação.

- paradas não planejadas. Quando o trocador incrustado for de fundamental importância no processo e inexistir a possibilidade de se fazer um by-pass, a planta precisará parar. Estas paradas não planejadas da planta conduzem a uma perda de produção e conseqüentemente uma redução nos lucros da indústria.

- a diminuição do desempenho térmico. Outra conseqüência da escolha incorreta dos fatores de incrustação é a diminuição do desempenho térmica da rede. A queda da efetividade térmica da rede implica em uma menor temperatura do cru na entrada do forno. Este problema é sentido no aumento do consumo de combustível nos fornos.

- a diminuição do desempenho hidráulico. A incrustação diminui a área da seção transversal do tubo. Para uma dada vazão a velocidade do fluido aumenta aumentando a perda de pressão através do trocador. Portanto, para se manter uma determinada condição de pressão na saída do trocador uma potência maior de bombeamento é necessária.

- a diminuição da qualidade ambiental. Uma vez que a perda do desempenho térmico da rede conduz a um aumento no consumo de combustível nos fornos, maiores serão as quantidades de gases poluentes lançados na atmosfera. Muitos destes gases contribuem para o aumento do efeito estufa.

1.4 OBJETIVOS DO TRABALHO

A energia representa a maior parcela nos custos de operação de uma indústria de petróleo. O uso da energia está relacionado diretamente com a eficiência térmica dos equipamentos de transferência de calor, como também com o projeto do processo, com a operação e com o controle. Melhorias na eficiência energética e no processo de refino é um dos desafios da indústria de petróleo neste século. Uma área de grande impacto no processo é a minimização da incrustação em trocadores de calor.

Como consequência, pesquisas neste campo têm crescido rapidamente. Isto tem levado a um melhor entendimento dos mecanismos que favorecem o processo de incrustação e ao aparecimento de ferramentas que permitem o monitoramento térmico de redes de trocadores de calor. Apesar de sua eficácia não ser conhecida, estas ferramentas tem se tornado disponíveis.

Neste contexto, este trabalho visa:

- i) estudar o processo de incrustação em uma rede de trocadores de calor;
- ii) discutir as potencialidades de metodologias existentes para o monitoramento do desempenho térmico de trocadores de calor e;
- iii) apresentar uma metodologia alternativa para este monitoramento.

- os efeitos dos parâmetros de operação nas taxas de deposição são conhecidos e;
- modelos matemáticos confiáveis estão disponíveis e podem ser empregados no projeto dos trocadores.

Geralmente observa-se a formação das incrustações nas mudanças de fase, vapor/líquido e líquido/vapor, porém os mecanismos e as forças atuantes nesta formação podem ser muito diferentes e às vezes único para determinado processo.

A incrustação é classificada de acordo com o processo físico-químico envolvido na sua formação. Diversos autores, entre eles BOTT (2001) e MANSOORI (2001), citam os principais mecanismos responsáveis pela formação da incrustação nas superfícies de transferência de calor. São estes:

a) a sedimentação de sólidos em suspensão. Este mecanismo é causado pela ação da força da gravidade sobre as partículas suspensas no meio fluido. Seu efeito é maximizado quando a velocidade do escoamento é baixa.

b) a cristalização. É a deposição de uma camada sólida na superfície de transferência de calor, principalmente devido à presença de sais inorgânicos dissolvidos no fluido. Para que a cristalização ocorra, é necessário que o limite de solubilidade para determinadas condições seja alcançado. A solubilidade é dependente da temperatura e para uma solução que contenha sal com solubilidade inversa, ou seja, o aumento da temperatura diminui a solubilidade da solução, os cristais irão se formar nas partes mais quentes do trocador. Então, para que a cristalização inicie, um grau de supersaturação para a solução é requerida antes que a precipitação ocorra. Este mecanismo é comum em sistemas aquosos, com sais solúveis, porém não exclusivo de tais situações. Segundo BOTT (1997), hidrocarbonetos de origem parafínica quando resfriados tendem a depositar cristais na superfície fria do trocador de calor. HELALIZADEH, MULLER-STEINHAGEN e JAMIALAHMADI (2000) estudaram os efeitos da deposição das misturas de sulfato de cálcio e carbonato de cálcio nas superfícies de troca de calor e a influência dos parâmetros que controlam esta deposição. Os resultados mostraram que dependendo da velocidade do escoamento e da temperatura da superfície de troca de calor, a taxa de deposição pode ser controlada.

- c) as reações químicas. Este mecanismo envolve depósitos que são formados como resultado de reações químicas que se desenvolvem no meio fluido ou diretamente na superfície de transferência de calor. O material da superfície do trocador de calor não atua como reagente, embora possa agir como catalisador. Este tipo de incrustação é um problema comum em redes de trocadores de calor das refinarias de petróleo. De acordo com EPSTEIN (1996), a reação química é um dos principais mecanismos presentes na formação da incrustação em correntes de hidrocarbonetos. Neste mecanismo, especial atenção tem sido dada ao papel dos asfaltenos na incrustação de óleos crus.
- d) a corrosão. Este mecanismo ocorre quando o material do trocador de calor reage com o fluido para formar produtos de corrosão na superfície de transferência de calor. Estes produtos formam uma superfície rugosa que favorece a incrustação por sedimentação e cristalização.
- e) o crescimento biológico. Este mecanismo pode ser descrito como o crescimento de micro e macroorganismos (bactérias, fungos ou algas), aeróbios e anaeróbios, na superfície de transferência de calor. Segundo MELO e BOTT (1997), a preferência pela bactéria em se fixar na superfície do tubo deve-se ao fato de que o material da superfície passa a ser uma fonte de nutrientes absorvidos.
- f) a solidificação. É a incrustação formada pela solidificação de líquidos puros ou constituintes de uma solução líquida em uma superfície de transferência de calor subresfriada (formação de gelo).
- g) a agregação / floculação. Na composição do petróleo, moléculas de asfaltenos estão presentes. A diminuição da polaridade no meio do óleo causa a agregação e a floculação destes componentes.
- h) o efeito coloidal. Este efeito é resultado da combinação de asfaltenos floculados e das resinas presentes no óleo.
- i) o efeito da solubilidade causando deposição / precipitação. O petróleo apresenta em sua constituição uma mistura de vários componentes dispersos. O que o torna estável é o equilíbrio de solubilidade entre todos estes componentes. Uma mudança neste equilíbrio pode causar a precipitação de um ou mais componentes levando a formação da incrustação.
- j) o efeito interfacial. O processo de incrustação pode ser dividido em duas fases: o período de indução e o período de incrustação propriamente dito. Pesquisas atuais têm sido feitas no sentido de avaliar a influência da força de adesão da incrustação

na superfície de transferência de calor. A análise e o entendimento desta força tem ajudado a encontrar meios de aumentar o período de indução, o qual pode ser caracterizado como o período em que a variação da resistência da incrustação é desprezível.

Técnicas que modificam as características energéticas do material e a geometria (rugosidade) das superfícies de transferência de calor têm sido empregadas para aumentar o período de indução. Trabalhos realizados por FÖRSTER, AUGUSTIN e BOHNET (1999) mostraram a influência dos vários materiais utilizados como superfície de transferência de calor no período de indução e no período de incrustação. Para uma solução aquosa de CaSO_4 , os resultados mostram que o bronze apresenta um período de indução seis vezes maior do que o cobre .

O claro entendimento destes mecanismos e das naturezas interativas dos fenômenos envolvidos é o primeiro passo no desenvolvimento de modelos matemáticos que podem representar, com confiabilidade, o comportamento físico do problema da incrustação em qualquer processo industrial.

2.2 MONITORAMENTO DA INCRUSTAÇÃO EM TROCADORES DE CALOR

De uma maneira geral, uma refinaria tem um número limitado de opções para controle das incrustações:

- modificação das condições operacionais;
- modificação do equipamento;
- limpeza com maior frequência dos trocadores de calor;
- aumento da quantidade de aditivos químicos;

Embora estas opções possam ser usadas para o controle do problema da incrustação, é importante ser capaz de monitorar o efeito da incrustação nestes trocadores de calor de uma maneira simples e econômica.

O desempenho de um trocador de calor pode ser observada de duas maneiras: através da observação da transferência de calor e da perda de pressão ao longo do tempo. A incrustação deve causar redução da transferência de calor e aumento da

redução de pressão nas correntes de fluidos do trocador. A diminuição da transferência de calor deverá ser compensada por um aquecimento nos fornos e por conseqüência, um consumo maior de combustível. Para que o aumento da queda de pressão não cause redução de vazão, deverá haver um aumento na potência de bombeamento dos fluidos. Como o aumento do consumo de combustível é mais significativo nos custos operacionais, a ênfase tem sido no monitoramento da transferência de calor. Monitorar a transferência de calor pode significar acompanhar: os coeficientes de transferência de calor, a temperatura de entrada do petróleo nos fornos, o consumo de combustível nos fornos e/ou a quantidade de calor trocado.

O grande número de trocadores de calor presentes na rede de pré-aquecimento de petróleo, a variação nas condições operacionais e na carga de petróleo processada dificultam o monitoramento diário e individual de cada trocador. Nestas condições, as vazões e as propriedades termofísicas das correntes (petróleo e produtos) que passam pelos trocadores geralmente diferem das condições estabelecidas no projeto. Portanto, o desempenho de cada trocador medido diariamente não pode ser comparado com o desempenho previsto nas condições de projeto. Por exemplo, os coeficientes de transferência de calor devem ser recalculados introduzindo sempre que necessário os novos valores das vazões e das propriedades termofísicas dos fluidos. Este é o método tradicional de se avaliar o desempenho térmico de um trocador.

LEACH e FACTOR (1981) utilizaram-se deste método para avaliar a eficácia de aditivos químicos no controle da incrustação em três trocadores de calor localizados no final da rede de pré-aquecimento de petróleo. Os resultados mostram um período de operação maior do trocador que usou aditivos químicos indicando que a metodologia é eficaz.

BOTT (1995) também utilizou-se do método tradicional para avaliar a resistência térmica da incrustação em um trocador de calor casco-tubo com uma corrente de vapor escoando no lado do casco e aquecendo uma mistura de hidrocarbonetos de 15 à 130°C. Bott assumiu que a resistência térmica no lado do vapor é desprezível - coeficiente de transferência de calor é alto - e que a superfície

de transferência de calor deste lado é geralmente limpa. Estas considerações permitiram avaliar a resistência térmica da incrustação da corrente formada pela mistura de hidrocarbonetos. Os resultados obtidos mostraram que após 28 dias de operação o valor médio desta resistência era de $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

JERÓNIMO et al. (1997) propuseram uma metodologia para o monitoramento diário do desempenho de trocadores de calor, baseada na avaliação do número de unidades de transferência (NTU) e na efetividade do trocador (ε), onde as variações das condições operacionais, principalmente nas vazões volumétricas dos fluidos, são levadas em consideração. A metodologia, que obteve bons resultados, foi aplicada no monitoramento do desempenho térmico e na avaliação das condições de incrustação de três trocadores de calor de uma indústria de petróleo.

O monitoramento é uma ferramenta valiosa na operação eficiente de uma rede de trocadores de calor, pois fornece informações que ajudam a melhorar o projeto de um trocador de calor, permite identificar o período adequado para limpeza, identifica problemas de incrustação crônicos de maneira mais precisa e possibilita avaliar medidas de redução da incrustação, como o uso de aditivos químicos. Portanto, o sucesso econômico das refinarias de petróleo depende de um monitoramento contínuo e confiável dos trocadores de calor da rede de pré-aquecimento de petróleo.

2.3 MODELOS DE INCRUSTAÇÃO

2.3.1 MODELOS DE INCRUSTAÇÃO GENERALIZADOS

Uma questão de grande interesse na indústria é saber quando e em que magnitude a incrustação irá ocorrer sob certas condições de operação. A proposta de qualquer modelo de incrustação é auxiliar projetistas e operadores na resposta desta questão. Segundo TABOREK et al. (1972), as tentativas de se produzir um modelo matemático para o processo de incrustação têm sido baseadas no seguinte balanço material:

$$\frac{dR_f}{dt} = \phi_d - \phi_r \quad (1)$$

onde, $\frac{dR_f}{dt}$ é a taxa líquida de deposição da incrustação, ϕ_d , a taxa de deposição, ϕ_r , a taxa de remoção e R_f é a resistência térmica da incrustação.

A taxa de deposição, ϕ_d , depende do mecanismo da incrustação, enquanto a taxa de remoção, ϕ_r , depende da força de adesão do depósito e da tensão de cisalhamento. A grande faixa de combinações possíveis, entre estes dois termos, resulta em uma grande variedade de modelos. Isto é resultado, segundo ZUBAIR et al. (2000), das grandes incertezas associadas com os mecanismos responsáveis pela formação da incrustação.

A Figura 3 é uma forma idealizada de representar a evolução da incrustação com o tempo. A forma da curva está relacionada aos mecanismos envolvidos durante a formação da incrustação.

Se a taxa de deposição é constante e a taxa de remoção é desprezível ou se a diferença entre a taxa de deposição e a taxa de remoção é constante, a curva representativa da evolução da incrustação com o tempo assumirá a forma da curva A. Este tipo de incrustação representa, geralmente, depósitos duros e de difícil remoção.

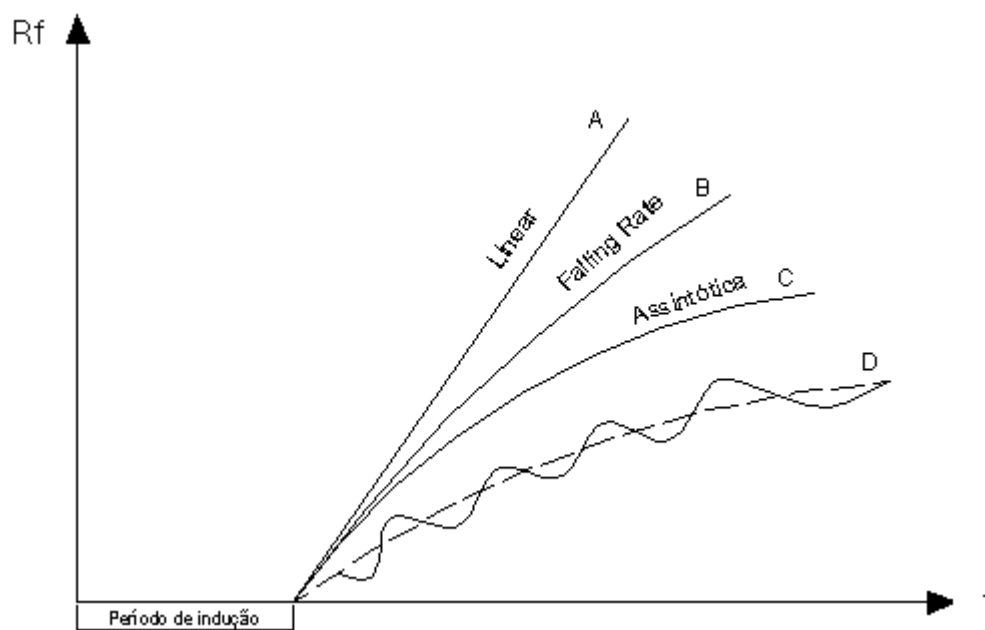


Figura 3 Curvas típicas de incrustação. (CHENOWETH, 1987).

A incrustação assintótica, representada pela curva C, ocorre se a taxa de deposição é constante e a taxa de remoção é proporcional à espessura da camada de incrustação. Isto sugere que a força de cisalhamento na superfície da camada está aumentando ou que outros mecanismos que deterioram a estabilidade da camada estão tomando lugar.

A incrustação do tipo “*falling rate*”, mostrado na curva B, está entre as curvas de incrustação linear e assintótica. Tal comportamento resulta se a taxa de deposição é inversamente proporcional a espessura da camada de incrustação. Uma mudança periódica nas condições operacionais, comum nas refinarias de petróleo, resulta na configuração “dente de serra”, mostrada na curva D.

As equações que representam os modelos de incrustação são geralmente ajustadas de acordo com as curvas ilustradas na Figura 3. Um simples modelo proposto originalmente por KERN e SEATON (1966), pode ser escrito como:

$$R_{ft} = R_{f\infty} (1 - e^{-\beta t}) \quad (2)$$

onde, R_{ft} , é a resistência térmica da incrustação no tempo t , $R_{f\infty}$, é a resistência térmica da incrustação quando o tempo tende ao infinito – valor assintótico e β , é um valor constante e dependente das propriedades do sistema.

O modelo é essencialmente uma interpretação matemática da curva C da Figura 3, sem considerar o período de indução. Este é um modelo generalizado e pouco ajuda o projetista de um trocador de calor, a menos que os valores de $R_{f\infty}$ e β estejam disponíveis. Os valores destas constantes irão depender do tipo de incrustação e das condições operacionais. De uma forma geral, não existe um procedimento para prever estes valores a não ser que um trabalho experimental detalhado possa ser realizado.

O uso de modelos generalizados para a análise da incrustação tem muitos atrativos, mas o atual estágio de desenvolvimento e as muitas limitações na obtenção de dados operacionais satisfatórios não permitem sua aplicação em problemas específicos e, portanto, é de pouca utilidade. Devido às limitações destes

modelos, as atenções das pesquisas recentes tem se concentrado na compreensão dos mecanismos causadores da incrustação. Esta forma de abordagem tem como objetivo enfatizar quais os fatores que necessitam ser considerados no desenvolvimento de um novo modelo.

2.3.2 MODELOS DE INCRUSTAÇÃO ESPECÍFICOS

Nos últimos cinco anos, significantes progressos tem sido feitos no desenvolvimento de modelos de incrustação específicos para determinados processos industriais. Modelos de incrustação, para rede de trocadores de calor utilizada no pré-aquecimento de petróleo, têm se tornado disponíveis.

Segundo BRONS e RUDY (2000), a incrustação pode ocorrer ao longo da rede e diferentes mecanismos têm sido identificados como as causa da incrustação em diferentes trocadores de calor. Apesar da diversidade de mecanismos presentes, algumas considerações podem ser feitas. Nos trocadores de calor localizados na primeira fase de aquecimento, os mecanismos predominantes da incrustação estão associados com a presença de sais inorgânicos, resinas e particulados levados com a carga de petróleo. Nos trocadores de calor localizados na segunda fase de aquecimento, os mecanismos predominantes da incrustação estão associados com as reações químicas. Segundo WILSON e WATKINSON (1997), este fato deve-se à presença e instabilidade dos asfaltenos presentes no petróleo. Os trocadores de calor localizados no final da segunda fase de aquecimento são os mais importantes na recuperação de calor global da rede e os mais suscetíveis à incrustação. Segundo POLLEY et al. (2001), o mais significativo desenvolvimento em modelagem foi o reconhecimento de que o mecanismo predominante da incrustação, nestes trocadores, é a reação química. Esta descoberta tem tornado disponível modelos que estabelecem limites para o início da incrustação.

Os modelos que estabelecem limites para o início da incrustação são baseados em relações semi-empíricas que demonstram a dependência da taxa de incrustação com a temperatura da superfície de troca de calor e com a velocidade de escoamento do petróleo através do trocador. EBERT (1997) sugere que a incrustação no petróleo cru é controlada pela competição de dois mecanismos. O

primeiro, relacionado com a reação química, promove a incrustação, enquanto o segundo, relacionado com a tensão de cisalhamento na superfície do tubo, atua na remoção da incrustação. Se o primeiro mecanismo for maior do que o segundo, a deposição na superfície de transferência de calor irá ocorrer. A condição limite de incrustação, ou seja, taxa de incrustação igual a zero, ocorre quando estes dois mecanismos estão balanceados. Neste estado, combinações de velocidade de escoamento e temperatura da superfície de transferência de calor podem ser determinadas.

O conceito de modelo limite de incrustação foi inicialmente proposto por EBERT (1997) baseado em alguns estudos sobre incrustação conduzidos por SCARBOROUGH et al (1979). Esses estudos foram realizados em um determinado tipo de petróleo. Observou-se, nesse trabalho, que a taxa de deposição da incrustação diminuía com o aumento da velocidade de escoamento, quando a temperatura de filme, T_f , permanecia constante. Em um trabalho mais recente, EBERT (1997), baseado em dados de uma planta piloto processando petróleo cru, propôs uma nova correlação para prever a taxa de incrustação. Nessa correlação, o parâmetro adimensional número de Prandtl, passou a compor o termo de deposição da incrustação. KNUDSEN, DAHCHENG e EBERT (1995) realizaram um cuidadoso estudo experimental com o objetivo de identificar as condições limite de incrustação para um petróleo do Alaska. Os experimentos foram realizados considerando velocidades de escoamento entre 0,9 e 3 m/s, duas temperaturas do petróleo, 149 e 204 °C e temperaturas da superfície de troca de calor entre 200 e 300 °C. Os resultados mostraram, sobre certas condições, a existência de um limite para incrustação. POLLEY et al. (2002) realizaram a comparação entre as previsões do modelo de EBERT (1997) com os dados experimentais de KNUDSEN, DAHCHENG e EBERT (1995). Os resultados desta comparação indicaram que o modelo proposto, para as mesmas velocidades de escoamento, previa valores de temperaturas limites de incrustação maiores do que os valores obtidos na experimentação. POLLEY et al. (2002) sugeriram pequenas modificações no modelo original, de tal maneira que um melhor ajuste aos dados de KNUDSEN, DAHCHENG e EBERT (1995) pudesse ser obtido.

POLLEY et al. (2002) realizaram outras comparações entre a taxa de incrustação prevista pelo modelo revisado com a taxa de incrustação obtida em outros trabalhos experimentais. Eles compararam dados de incrustação obtidos na experimentação de um tipo de petróleo processado pela Shell, o Wood River. Nesta comparação, o modelo revisado previu taxas de incrustação abaixo das obtidas experimentalmente, quando a energia de ativação era de 48 kJ/mol. No entanto, quando a energia de ativação foi reduzida para 44 kJ/mol, a comparação melhorou. Os trabalhos realizados por POLLEY et al. (2002) concluíram que:

- mais estudos experimentais precisam ser realizados para estabelecer a confiança nestes modelos;
- para uma boa comparação entre os modelos existentes e os dados experimentais, é fundamental o conhecimento das propriedades físicas do petróleo analisado.
- um ajuste através de dados experimentais da energia de ativação pode garantir um modelo que forneça boas previsões para a taxa de incrustação.

Atualmente, a principal utilização destes modelos tem sido no projeto de novos trocadores de calor. Uma vez que a validade do modelo pode ser comprovada, um conjunto de condições limite - velocidade de escoamento versus temperatura da superfície de transferência de calor - abaixo do qual significativa incrustação não irá ocorrer, pode ser determinado. Esta é a principal característica destes modelos. Isto torna possível a seleção de projetos ou configurações de trocadores de calor cujo objetivo principal é a minimização da incrustação. Em algumas situações, isto pode significar um trocador de calor isento de incrustação.

2.4 O PRESENTE TRABALHO

Um dos desafios da indústria de petróleo nas próximas duas décadas, segundo a American Petroleum Institute (API, 1999), é a melhoria na eficiência energética e no processo de refino. O processo de incrustação em trocadores de calor é uma barreira técnica para que estes desafios sejam alcançados. Ferramentas para a predição e o monitoramento das condições de incrustação são limitadas e sua verdadeira eficácia é ainda desconhecida.

O presente trabalho visa apresentar e discutir uma metodologia existente na literatura com o propósito de monitorar o desempenho térmico de trocadores de calor. Estes objetivos são alcançados comparando-se os dados de incrustação obtidos em campo, em um determinado período de tempo, com o índice de incrustação apresentado pela metodologia. Além disso, esta metodologia foi estendida com o propósito de avaliar o desempenho de uma rede completa de trocadores de calor, possibilitando a avaliação de perdas econômicas relacionadas com a incrustação.

3 AQUISIÇÃO DOS DADOS OPERACIONAIS

A incrustação na superfície de transferência de calor aumenta a resistência térmica e diminui a taxa de calor trocado entre os fluidos que passam pelo trocador de calor. Esta resistência cresce com o tempo e depende das características geométricas do trocador, das propriedades termofísicas dos fluidos processados e das condições operacionais. Na determinação da resistência térmica da incrustação em testes de laboratório, a composição dos fluidos que passam pelo trocador não se alteram durante a análise. Nesses testes, a instrumentação responsável pela medição das variáveis de interesse, particularmente vazões e temperaturas, é calibrada freqüentemente. Esta prática garante a constância nas propriedades termofísicas dos fluidos e a confiabilidade dos dados medidos. Na indústria de petróleo porém, as variações diárias nas cargas de cru processadas e os erros associados com os instrumentos de medição exigem procedimentos e cuidados especiais na: a) determinação das propriedades termofísicas dos fluidos que passam pelos trocadores de calor e b) obtenção dos dados operacionais, particularmente vazões e temperaturas.

Desta forma, o presente capítulo tem por objetivo mostrar o procedimento adotado no levantamento dos parâmetros utilizados na determinação da resistência térmica da incrustação (ver Figura 4) de forma a garantir a confiabilidade dos dados medidos. Na seção 3.1, uma rede de pré-aquecimento utilizada no refino de 32000 m³/d de petróleo é descrita. Na seção 3.2, a rede de trocadores analisada neste trabalho é apresentada. Os procedimentos usados na escolha das cargas de processo e na determinação das propriedades termofísicas de cada carga escolhida são mostrados nas seções 3.3 e 3.4. Os procedimentos usados na determinação das propriedades termofísicas dos produtos são mostrados na seção 3.5. Na seção 3.6, mostram-se os procedimentos adotados na obtenção dos dados operacionais e os cuidados observados na escolha do período de aquisição destes dados. Nos trocadores de calor onde uma variável operacional deve ser inferida pelo balanço de energia, a perda de calor para o ambiente é estimada (seção 3.7). Nos trocadores de calor onde todas as variáveis operacionais são medidas, mostram-se os procedimentos usados para avaliar a confiabilidade da instrumentação instalada e para identificar os erros de medição (seção 3.8).

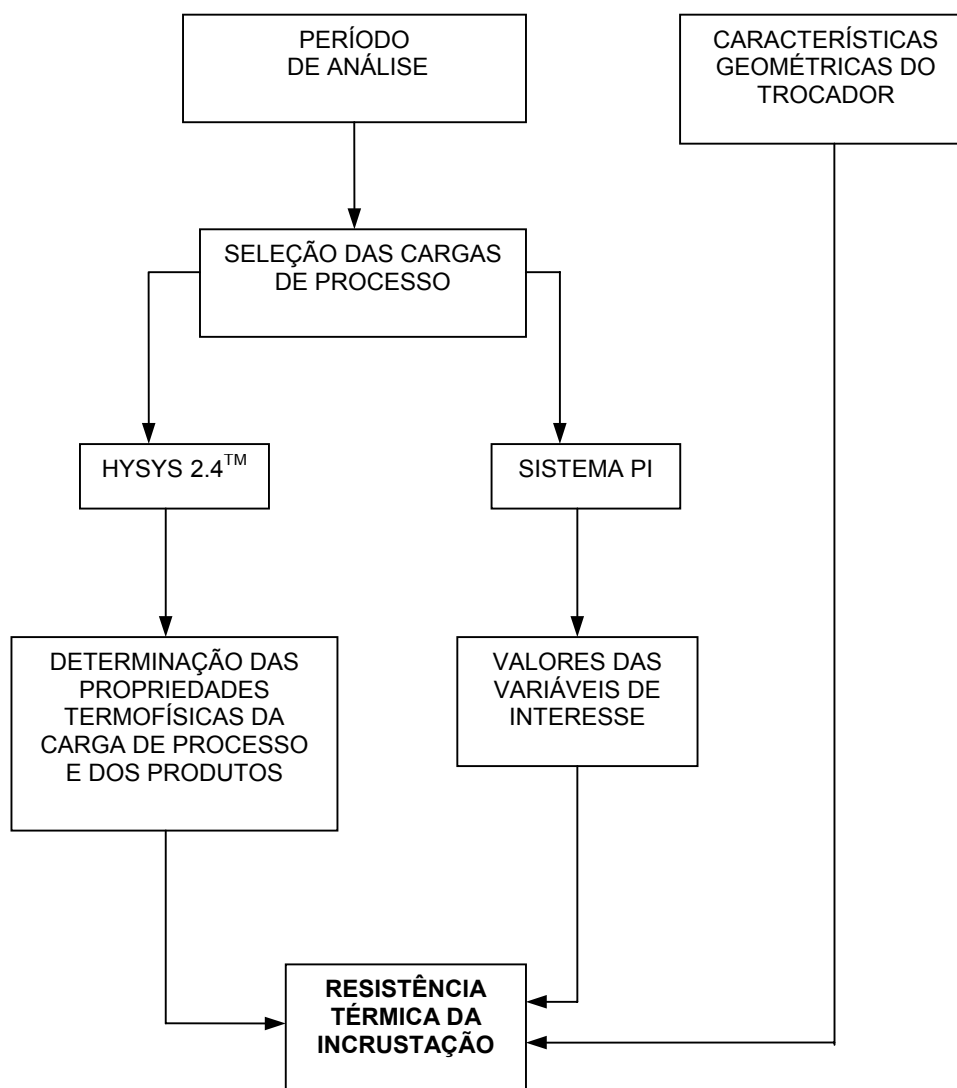


Figura 4 Procedimento para determinação da resistência térmica da incrustação.

3.1 PRÉ-AQUECIMENTO DO CRU

A rede de pré-aquecimento utilizada neste estudo pertence à Refinaria Presidente Getúlio Vargas (REPAR) da Petrobrás S.A e está localizada no município de Araucária/PR.

Do tanque de armazenamento, o cru na temperatura ambiente é transferido para a unidade de destilação atmosférica, depois de ser pressurizado até 2157kPa pelas bombas de cru localizadas na área de armazenamento. Na rede, composta de 38 trocadores, o cru é inicialmente dividido em cinco correntes principais que passam pela rede de trocadores de calor.

3.2 A REDE ANALISADA

Para reduzir os custos de investimento, redes de pré-aquecimento do cru são geralmente instaladas com um mínimo de instrumentação. Isto dificulta a determinação, em todos os trocadores da rede, das condições operacionais de cada corrente. Nesses casos, temperaturas e vazões precisam ser inferidas através do balanço de energia não garantindo a confiabilidade dos dados medidos pelos instrumentos instalados.

Uma análise da instrumentação instalada nesses trocadores indicou que, nenhuma variável operacional precisava ser inferida em 8 trocadores (21,05%), uma variável deveria ser inferida em 14 trocadores (36,84%) e duas variáveis deveriam ser inferidas em 16 trocadores (42,10%). Desta análise, percebe-se que a instrumentação presente na rede é insuficiente para garantir a confiabilidade dos dados operacionais medidos em cada corrente de todos os trocadores de calor - particularmente vazões e temperaturas.

Os problemas de instrumentação e a necessidade de dados obtidos em campo fizeram com que neste trabalho uma sub-rede separada da rede original (Figura 5) fosse escolhida. Esta sub-rede é formada por sete trocadores pertencentes ao quarto ramal da rede original. A escolha deste ramal deve-se ao fato de que dos sete trocadores escolhidos, três possuem medidores de vazão e temperaturas na entrada e na saída de cada corrente e nos demais, somente uma destas variáveis deve ser inferida. Nas seções seguintes, os cuidados tomados para garantir a confiabilidade nos dados medidos são mostrados.

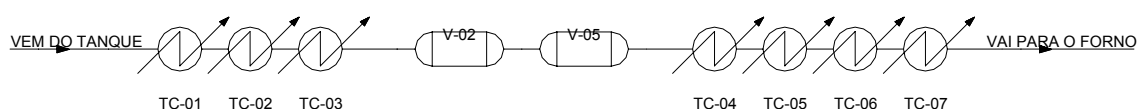


Figura 5 Rede analisada.

Para se determinar a resistência térmica da incrustação, deve-se conhecer os parâmetros geométricos e as correntes dos produtos para cada trocador de calor. A Tabela 1 mostra esses parâmetros.

Tabela 1 Parâmetros geométricos dos trocadores de calor da rede analisada.

Parâmetros	Trocadores de calor						
	TC-01	TC-02	TC-03	TC-04	TC-05	TC-06	TC-07
Área externa dos tubos (m ²)	399	119	276	230	378	321	455
Corrente de produto	Nafta Pesada	Diesel Leve	Gasóleo Pesado	Diesel Leve	Diesel Pesado	Gasóleo Pesado	Resíduo Vácuo
Casco							
Diâmetro do casco (m)	1,05	0,60	0,90	0,80	1,00	0,95	1,50
Tubos							
Quantidade	1132	332	780	644	1054	904	2500
Número de passes	2	2	4	2	2	2	4
Diâmetro ext. (m)	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019
Espessura (m)	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
Passo (m)	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Comprimento (m)	6,096	12,192	6,096	12,192	6,096	12,192	6,096
Arranjo	Quadr.	Quadr.	Quadr.	Quadr.	Quadr.	Quadr.	Quadr.
Chicanas							
Número de chicanas / casco	18	20	16	44	26	52	17
Espaçamento central das chicanas (m)	0,256	0,515	0,303	0,227	0,200	0,202	0,280

O processo de incrustação na superfície de transferência de calor é observado ao longo do tempo. Desta forma, para avaliar a resistência da incrustação nos trocadores de calor, utilizou-se um período de análise compreendido entre 05/10/1998 e 05/04/2001 (26 meses). No início da análise, outubro de 1998, todos os trocadores de calor da rede analisada estavam limpos.

3.3 SELEÇÃO DAS CARGAS DE PETRÓLEO PROCESSADAS

O controle de qualidade na obtenção de um combustível inicia-se na programação da produção. Nessa fase, o tipo de produto que se deseja obter determina entre os vários tipos de petróleo disponíveis na refinaria quais serão os processados. Estes petróleos uma vez determinados são misturados formando a carga de processo (ver Tabela 2).

Tabela 2 Carga de processo para o dia 18/11/1998.

Nome do petróleo (sigla)	Porcentagem de petróleo presente na carga
Albacora (AC)	71%
Cabiúnas (CA)	11%
Marimba (MA)	8%
Bicudo (BC)	6%
Barracuda (BR)	4%

Na REPAR, as cargas de processo são formadas em média por cinco tipos diferentes de petróleo. Estas cargas são armazenadas em tanques com capacidade de 60000 m³. Na refinaria, é comum encontrar uma carga vinda de dois tanques simultaneamente. A carga processada no dia 05/01/2000 (ver Tabela 3) exemplifica esta condição. Nesse dia, vê-se que a carga dos tanques 4104 e 4110 estão sendo processadas simultaneamente. Neste exemplo, a carga processada é formada pela mistura de dez tipos diferentes de petróleos, cinco tipos de petróleo vindos do tanque 4104 e cinco vindos do tanque 4110. Nas seções seguintes, os procedimentos utilizados na determinação das propriedades termofísicas da carga de processo serão descritos. Ver-se-á que para determinar-se as propriedades da carga de processo cada tipo de petróleo que compõe a carga deve ser caracterizado química e fisicamente a partir de dados de laboratório. Estas informações são mantidas em sigilo pela Petróleo Brasileiro S.A. (PETROBRAS) e podem ser obtidas, com acesso restrito, somente no Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. M. de Mello (CENPES).

O período de análise para avaliar a resistência da incrustação neste trabalho é de 26 meses. Nesse período, 40 tipos de petróleo, considerando os nacionais e

importados e 780 cargas (uma por dia) com características químicas e físicas diferentes, foram processados. A dificuldade na obtenção das características químicas e físicas de todos os petróleos processados e as variações diárias na composição da carga processada levou a adoção dos seguintes critérios na escolha das cargas de processo:

- a) somente um tanque de cru deve estar sendo processado no dia em que a carga é escolhida;
- b) o número mínimo de cargas escolhidas no mês deve ser três. Este número é suficiente e não compromete os resultados, uma vez que a evolução da incrustação no tempo é pequena.

A Tabela 3 mostra parte de uma folha de dados utilizada no controle da qualidade do petróleo processado e exemplifica os critérios “a” e “b”. Os campos desta folha mostram, da esquerda para direita:

- o dia do início do processamento;
- a hora em que a carga do tanque começa a ser processada;
- o número do tanque processado;
- a porcentagem processada do tanque;
- a composição da carga de processo;
- o teor de água e sedimentos (BSW);
- a quantidade de sal (ppm);
- o grau API da carga.

Na Tabela 3, as cargas dos dias 1, 8 e 11 podem ser escolhidas de acordo com os procedimentos “a” e “b”. Os códigos da composição da carga representam a quantidade e o tipo de petróleo presente na carga. A carga do dia primeiro, por exemplo, é formada por 31% do petróleo Corvina, 27% do petróleo Marlin, 18% do petróleo Marimba, 14% do petróleo Bicudo, e 10% do petróleo Barracuda.

Com estes critérios, o número de cargas de processo escolhido, entre o período de 05/10/1998 e 05/04/2001 para a avaliação da resistência térmica da incrustação, foi de 107.

Tabela 3 Qualidade do petróleo processado em janeiro de 2000.

Dia	Hora	Tanque	%	Composição da carga	BSW	Sal (ppm)	°API
1	13:35	4105	100	31CV/27MM/18MA/14BC/10BR	0,2	175	27,6
2	19:25	4109	58	54CV/15BC/13MM/12MA/6BR	0,2	72	28,1
		4106	42	78PN/6AC/6VL/4UR/3BV/3CV	0,3	45	34
5	10:50	4104	60	62CN/35SN/1GS/1BV/1UR	0,10	8,3	36
		4110	40	64AC/12MA/10MM/9BC/5CV	0,05	11	32,8
8	12:50	4108	100	30CV/29MM/25CA/9BC/7MA	0,2	121	27
9	22:00	4109	40	41MM/35CA/17CV/4BC/3MA	0,1	98	22,9
		4105	60	78PN/6CV/5AC/5MM/3MA/3BC	0,4	49	32,9
11	12:20	4109	100	41MM/35CA/17CV/4BC/3MA	0,1	98	22,9

3.4 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DAS CARGAS PROCESSADAS

Para avaliar a resistência térmica da incrustação é necessário que as propriedades: massa específica, calor específico, condutividade térmica, e viscosidade dinâmica, tanto da carga como dos produtos sejam determinadas.

Neste trabalho, as propriedades termofísicas da carga são determinadas com o auxílio de uma ferramenta computacional, o HYSYS™ (HYPROTECH, 2001). Estas propriedades são determinadas fornecendo ao HYSYS™ as características de cada petróleo que compõe a carga de processo. Estas características foram levantadas através de ensaios realizados pelo CENPES.

A carga de processo é formada por uma mistura de petróleos e portanto, cada petróleo presente na carga deve ser caracterizado. Desta forma, pode-se formar a mistura que dará origem a carga de processo. Baseado nas características químicas e físicas de cada petróleo, o HYSYS™ fornece as propriedades termofísicas da carga de processo para diferentes temperaturas e pressões.

Na rede da Figura 5, a carga de processo entra com pressão absoluta de 2157kPa e temperatura próxima de 25°C. No final da rede, a resistência ao escoamento e o aquecimento do cru alteram as condições de pressão e temperatura para 441kPa a e 260°C, respectivamente.

As variações nas condições operacionais ao longo da rede modificam as propriedades do cru. Para quantificar os efeitos da pressão e da temperatura sobre as propriedades da carga de processo, criou-se uma folha de dados para cada carga, como mostra a Tabela 4.

Tabela 4 Propriedades termofísicas da carga de processo do dia 18/11/1998.

Pressão	Temperatura	Massa Específica	Calor Específico	Condutividade Térmica	Viscosidade Dinâmica
2157kPa	°C	kg/m ³	J/kg°C	W/m°C	Pa.s
	20	887,95	1796	0,14672	0,07428
	30	880,83	1839	0,14442	0,03106
	40	873,69	1882	0,14217	0,01868
	50	866,53	1925	0,13992	0,01148
	60	859,33	1968	0,13764	0,00778
	100	830,08	2136	0,12822	0,00263
	140	799,85	2301	0,11750	0,00122
	180	767,94	2462	0,10631	0,00070
	220	733,99	2619	0,09300	0,00043
	260	696,76	2774	0,06525	0,00030
Pressão	Temperatura	Massa Específica	Calor Específico	Condutividade Térmica	Viscosidade Dinâmica
1372kPa	°C	kg/m ³	J/kg°C	W/m°C	Pa.s
	20	886,64	1796	0,14672	0,07428
	30	879,52	1839	0,14442	0,03106
	40	872,37	1883	0,14217	0,01868
	50	865,18	1926	0,13992	0,01148
	60	857,96	1968	0,13764	0,00778
	100	828,48	2137	0,12822	0,00263
	140	797,90	2302	0,11750	0,00122
	180	765,49	2464	0,10631	0,00070
	220	730,83	2622	0,09300	0,00043
	260	694,37	2779	0,07585	0,00030
Pressão	Temperatura	Massa Específica	Calor Específico	Condutividade Térmica	Viscosidade Dinâmica
441kPa	°C	kg/m ³	J/kg°C	W/m°C	Pa.s
	20	885,32	1797	0,14672	0,07428
	30	878,20	1840	0,14442	0,03106
	40	871,03	1883	0,14217	0,01868
	50	863,82	1926	0,13992	0,01148
	60	856,56	1969	0,13764	0,00778
	100	826,86	2138	0,12822	0,00263
	140	795,00	2304	0,11750	0,00122
	180	763,75	2466	0,10631	0,00069
Fase líquida	220	734,20	2619	0,09601	0,00042
Fase líquida	260	710,00	2760	0,08669	0,00029

Os valores das propriedades termofísicas são obtidas nas pressões absolutas de 2157kPa, 1372kPa e 441kPa, para uma faixa de temperaturas entre 20 e 260°C e

correspondem somente a fase líquida. Os valores das propriedades termo-físicas constantes na Tabela 4 estão representadas graficamente nas Figuras 6 a 9.

Da Figura 6, vê-se que a massa específica do petróleo diminui de forma linear com o aumento de temperatura até o valor de 180°C, independente da pressão de operação. Nesta faixa de temperatura, a variação máxima na massa específica, para as pressões analisadas, é de 0,6%. Entre 180°C e 260°C nota-se que a massa específica do petróleo na pressão de 441kPa aumenta em relação a massa específica às pressões de 2157kPa e 1372kPa indicando o início de vaporização do cru. A mudança no comportamento da massa específica deve-se ao fato de que na mudança de fase, outro algoritmo de solução é utilizado pelo HYSYS™. Na temperatura de 260°C a variação máxima observada na massa específica da fase líquida, nas pressões analisadas, é da ordem de 1,8%.

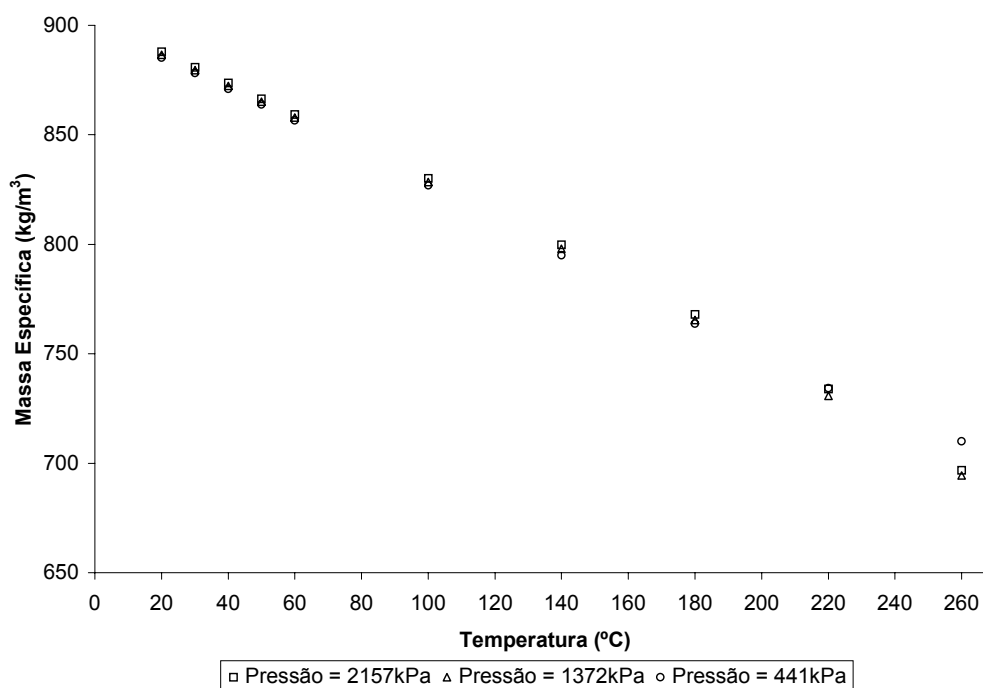


Figura 6 Massa específica do petróleo em função da temperatura e pressão. Carga de processo do dia 18/11/98.

Através de um processo de regressão, obtém-se a seguinte equação para a massa específica em função da pressão e da temperatura:

$$\rho_c = (A_1 + A_2 P_c + A_3 P_c^2) + (A_4 + A_5 P_c + A_6 P_c^2) T_m + (A_7 + A_8 P_c + A_9 P_c^2) T_m^2 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3)$$

onde ρ_c é a massa específica do cru, T_m é a temperatura média do cru (média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do cru no trocador) e P_c é a pressão do cru na entrada do trocador (condição de projeto).

Da Figura 7, vê-se que o calor específico do petróleo aumenta de forma linear em toda a faixa de temperatura considerada. A diferença no calor específico entre as pressões analisadas começa a se tornar visível a partir de 220°C. Na temperatura de 260°C, esta diferença é máxima e da ordem de 6,8%.

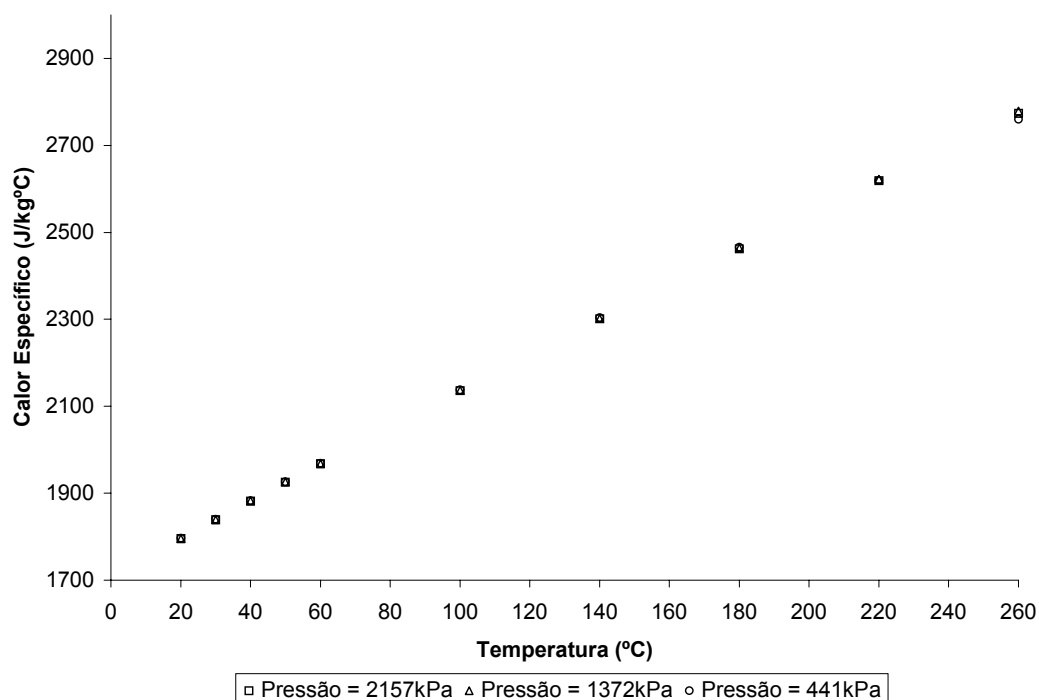


Figura 7 Calor específico do petróleo em função da temperatura e pressão. Carga de processo do dia 18/11/98.

Utilizando um ajuste linear na pressão de 1372kPa, usando o método dos “mínimos quadrados” obtém-se a seguinte equação para o calor específico em função da temperatura:

$$c_{pc} = 4,0561T_m + 1724 \quad [\text{J/kg}^\circ\text{C}] \quad (4)$$

onde c_{pc} é o calor específico do cru.

Da mesma forma que se escolheu esta pressão, poder-se-ia ter escolhido qualquer pressão para realizar este ajuste, pois o efeito da pressão no calor específico é pequeno.

Da Figura 8, vê-se que a condutividade térmica do petróleo diminui de forma linear com o aumento de temperatura até a temperatura de 180°C, independente da pressão analisada. Entre 180°C e 260°C, nota-se que a condutividade térmica do petróleo na pressão de 441kPa aumenta em relação às condutividades nas pressões de 2157kPa e 1372kPa. A mudança no comportamento da condutividade térmica na mudança de fase deve-se novamente ao desconhecimento do algoritmo de solução utilizado pelo HYSYSTM. Na temperatura de 260°C, a diferença máxima entre as condutividades térmicas, nas fases líquidas, nas pressões analisadas é de 33%.

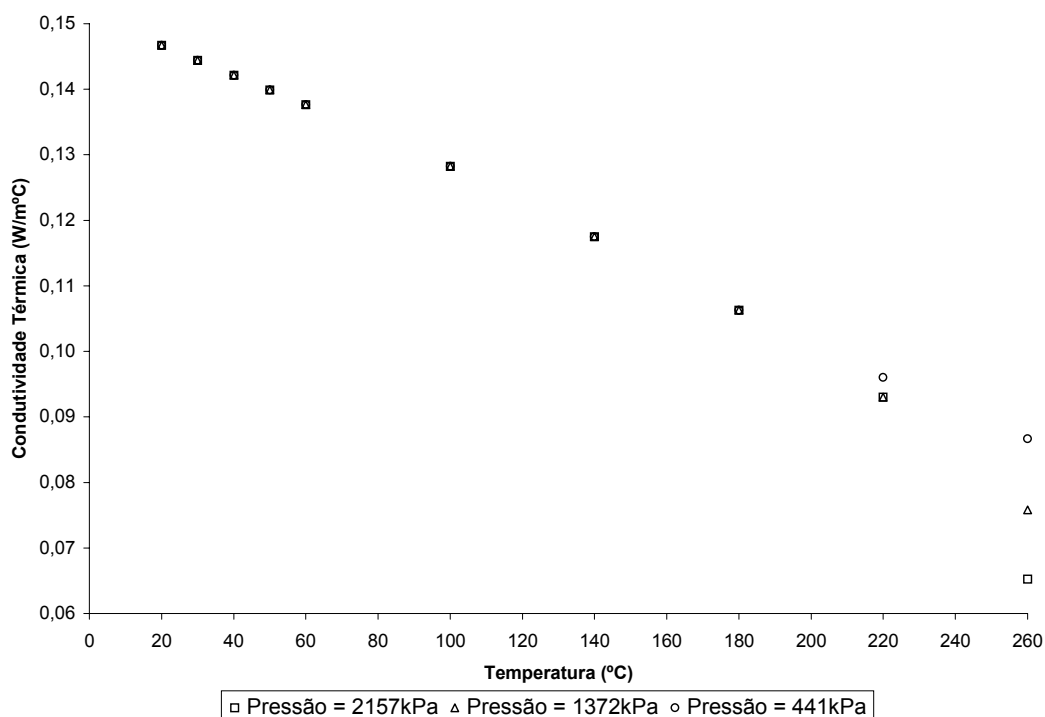


Figura 8 Condutividade térmica do petróleo em função da temperatura e pressão. Carga de processo do dia 18/11/98.

Através de um processo de regressão, obtém-se a seguinte equação para a condutividade térmica em função da pressão e da temperatura:

$$k_c = (A_1 + A_2P_c + A_3P_c^2) + (A_4 + A_5P_c + A_6P_c^2)T_m + (A_7 + A_8P_c + A_9P_c^2)T_m^2 \quad [\text{W/mK}] \quad (5)$$

onde k_c é a condutividade térmica do cru. Os coeficientes das equações (3) e (5) estão apresentados no Apêndice A.

Na Figura 9, utilizou-se uma escala logarítmica para representar o comportamento da viscosidade dinâmica do petróleo com a temperatura.

Utilizando um ajuste exponencial na pressão de 1372kPa, usando o método dos “mínimos quadrados” obtém-se a seguinte equação para a viscosidade em função da temperatura:

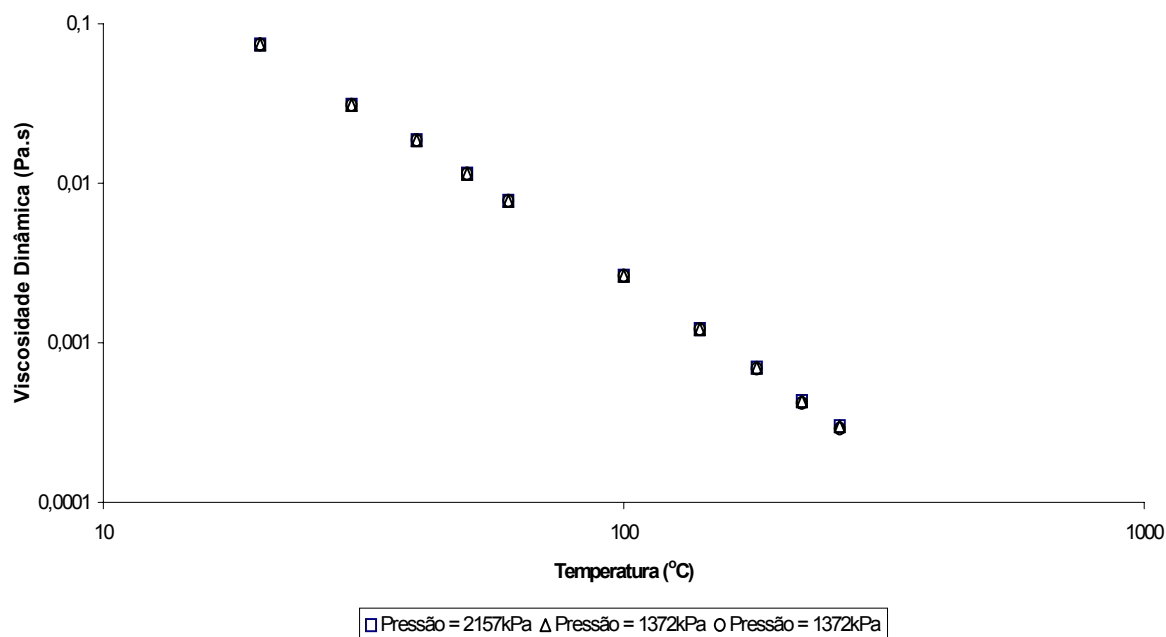


Figura 9 Viscosidade dinâmica do petróleo em função da temperatura e pressão Carga de processo do dia 18/11/98.

$$\mu_c = 47,149T_m^{-2,1399} \quad [\text{Pa.s}] \quad (6)$$

onde μ_c é viscosidade dinâmica do cru. Este mesmo procedimento foi repetido para as demais cargas de processo escolhidas. A Tabela 5 mostra os erros máximos obtidos com o emprego das correlações em relação ao valor medido em cada pressão.

Tabela 5 Erros máximos obtidos com as correlações em relação ao valor medido em cada pressão. Carga de processo do dia 18/11/98.

	Erros máximos em relação as propriedades medidas		
	2157 kPa	1372 kPa	441 kPa
Massa Específica	6% na temperatura de (260°C)	7% na temperatura de (260°C)	4,5% na temperatura de (260°C)
Calor Específico	0,5% na temperatura de (20°C)	0,5% na temperatura de (20°C)	0,7% na temperatura de (260°C)
Condutividade Térmica	11% na temperatura de (220°C)	8% na temperatura de (260°C)	13% na temperatura de (260°C)
Viscosidade Dinâmica	6,8% na temperatura de (260°C)	6,8% na temperatura de (260°C)	10% na temperatura de (260°C)

3.5 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DOS PRODUTOS

Em 17/04/1999, realizou-se na REPAR um teste na unidade de destilação com a finalidade de verificar os rendimentos e a qualidade dos produtos obtidos quando processando uma carga formada por 30% do petróleo do campo de Marlin e 70% de uma Mistura Nacional de Petróleos. Nessa ocasião, uma amostra de cada produto que saiu das torres de destilação foi caracterizada através de ensaios laboratoriais (REPAR, 1999). Como as variações nas cargas processadas são diárias, caracterizar todos os produtos obtidos na destilação, toda vez que uma nova carga é processada, torna o procedimento inviável. Do exposto acima, considera-se neste trabalho que a curva de destilação de cada produto mantém-se constante independente da carga de processo. Com o mesmo procedimento da seção 3.4, determinam-se as propriedades termofísicas do produto levando em consideração somente o efeito da temperatura. Devido a falta de dados, os valores das propriedades foram obtidos considerando que a pressão de entrada de cada produto no trocador é fixa e igual a de projeto.

As figuras 10 a 13 mostram o efeito do aumento da temperatura nas propriedades termofísicas da nafta pesada. Nessas figuras, os valores das propriedades termofísicas foram obtidos na condição de 3922kPa de pressão e temperaturas entre 50 e 210°C.

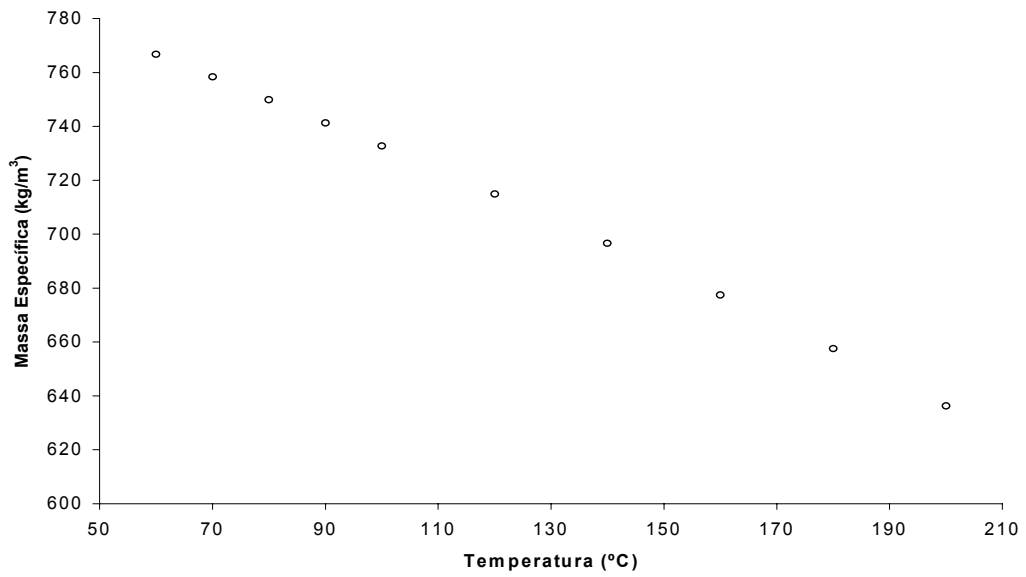


Figura 10 Massa específica da nafta pesada em função da temperatura para o dia 17/04/99.
Pressão de operação 3922 kPa.

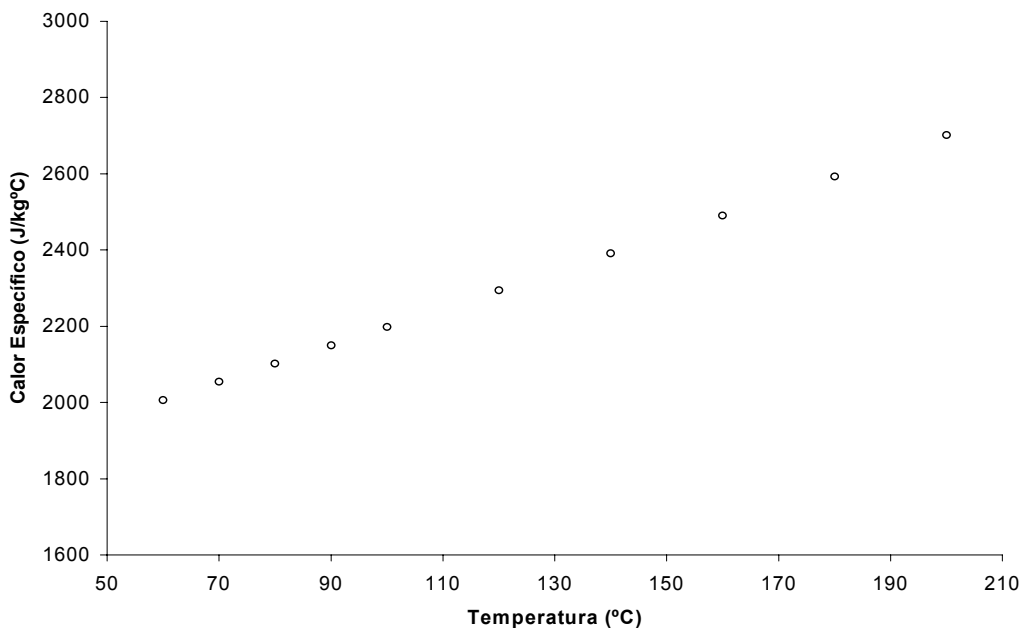


Figura 11 Calor específico da nafta pesada em função da temperatura para o dia 17/04/99.
Pressão de operação 3922 kPa.

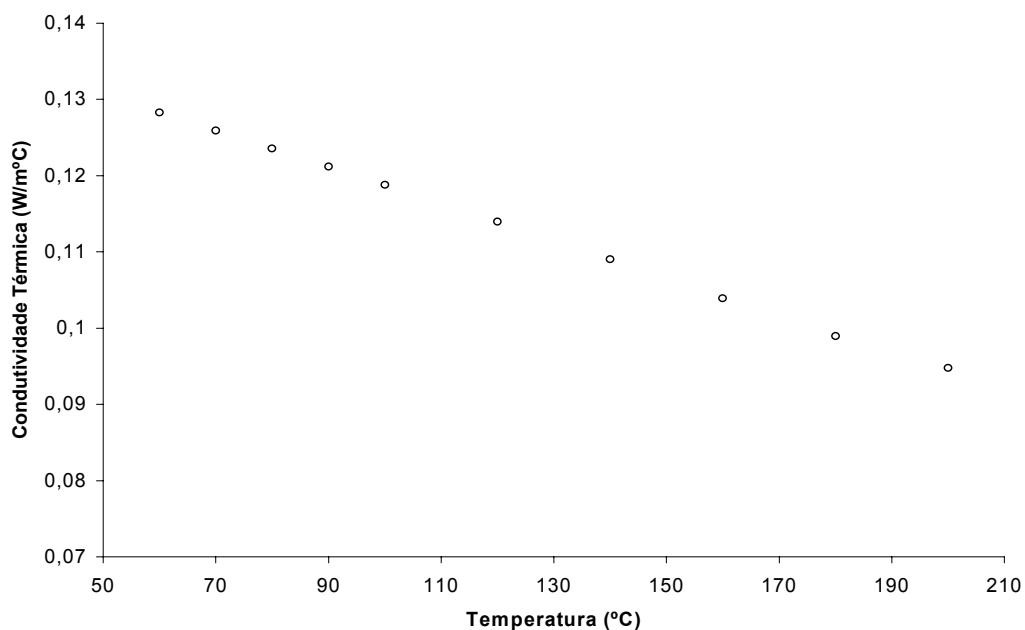


Figura 12 Condutividade térmica da nafta pesada em função da temperatura para o dia 17/04/99. Pressão de operação 3922 kPa.

Na Tabela 6, vê-se as correlações ajustadas, para cada propriedade, através do método dos “mínimos quadrados”.

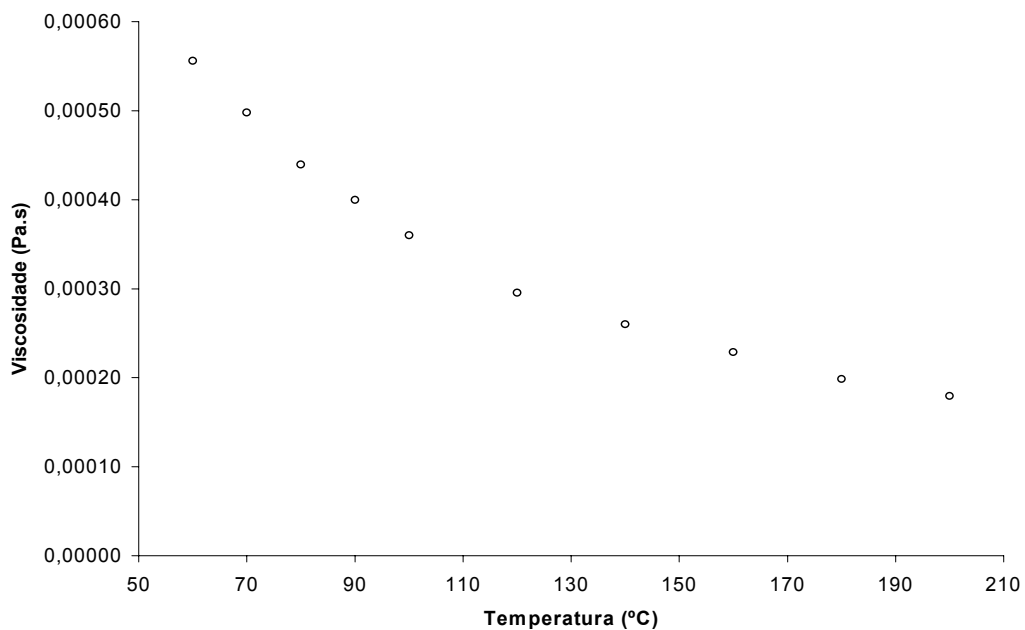


Figura 13 Viscosidade dinâmica da nafta pesada em função da temperatura para o dia 17/04/99. Pressão de operação 3922 kPa.

Tabela 6 Correlações ajustadas pelo método “mínimos quadrados” para a nafta pesada.

Dia17/04/99.

Propriedade	Correlação ajustada	Erros máximos em relação as propriedades medidas
Massa Específica (kg/m ³)	$\rho = -0,9248T_m + 824,14$	0,45% na temperatura de 210°C
Calor Específico (J/kg°C)	$C_p = 4,9289T_m + 1706,6$	0,8% na temperatura de 160°C
Condutividade Térmica (W/m°C)	$k = -0,0002T_m + 0,1229$	2,7% na temperatura de 180°C
Viscosidade Dinâmica (Pa.s)	$\mu = 0,0285T_m^{-0,9532}$	2,7% na temperatura de 60°C

3.6 GRANDEZAS MEDIDAS

A resistência térmica da incrustação é estimada conhecendo-se os seguintes parâmetros:

- características geométricas do trocador de calor;
- vazões de entrada e de saída de cada corrente;
- temperatura de entrada e de saída de cada corrente e;
- propriedades termofísicas dos fluidos.

Os parâmetros b) e c) correspondem às condições operacionais medidas no campo.

Nos trocadores de calor analisados, a temperatura é medida por termopares do tipo J (Ferro(+)/Cobre-Níquel(-)) inseridos dentro de poços termométricos localizados nos bocais de entrada e de saída de cada corrente. Esse tipo de termopar tem uma faixa de utilização entre 0 e 750°C e precisão de $\pm 2,2^\circ\text{C}$. Vale ressaltar que este erro é apenas do termopar e portanto, não inclui os erros do sistema de medição.

A vazão volumétrica é medida por uma placa de orifício concêntrico montada entre flanges. A pressão diferencial causada pelo orifício é convertida em vazão no instrumento de medição. A precisão da placa e do instrumento é da ordem de $\pm 5\%$.

3.6.1 O SISTEMA PI

A temperatura do fluido que está sendo medida depende do diferencial de potencial elétrico gerado pelo termopar. Da mesma forma, a vazão volumétrica que passa por um tubo depende da pressão diferencial causada pela placa de orifício presente neste fluxo. A cada intervalo de tempo, os valores medidos dessas grandezas são enviados e armazenados em um banco de dados da refinaria. Esse banco de dados faz parte de uma estrutura de gerenciamento de informação conhecido como “SYSTEM PLANT INFORMATION™” (OSI Software, 2000) ou sistema PI (ver Figura 14).

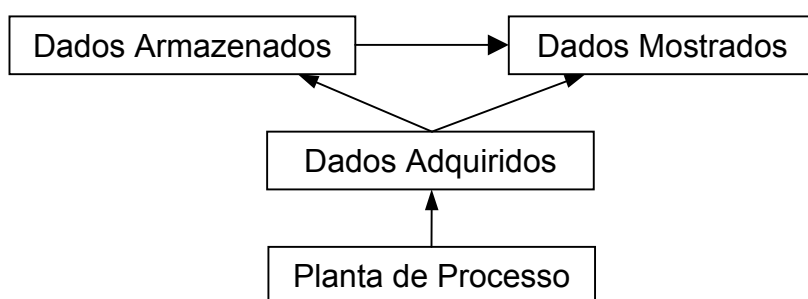


Figura 14 A estrutura do sistema PI.

Com a finalidade de transformar em informações úteis, os dados de processo do sistema PI são compartilhados com “softwares” que possuem interfaces gráficas. A interface utilizada neste trabalho é a planilha eletrônica EXCEL™ (MICROSOFT CORPORATION, 2000). O EXCEL™ permite acesso ao banco de dados e os valores das vazões e das temperaturas podem ser obtidos ou em tempo real ou em um período anterior. A Tabela 7 exemplifica o procedimento. Nas células circunscritas, vê-se o valor médio da temperatura registrada pelo instrumento 21-TI002 entre as 14:00 e 15:00 horas do dia 15/12/98 (período analisado).

Tabela 7 Obtenção dos dados do PI.

		TAG	21-TI002
		Unidade	(°C)
Período analisado			
05/10/98 23:00:00	06/10/98 00:00:00		83,16
09/10/98 18:00:00	09/10/98 19:00:00		87,82
16/10/98 20:00:00	16/10/98 21:00:00		83,87
28/10/98 14:00:00	28/10/98 15:00:00		83,00
09/11/98 23:00:00	10/11/98 00:00:00		89,72
18/11/98 13:00:00	18/11/98 14:00:00		93,41
22/11/98 23:00:00	23/11/98 00:00:00		83,12
28/11/98 20:00:00	28/11/98 21:00:00		90,45
02/12/98 12:00:00	02/12/98 13:00:00		84,98
15/12/98 14:00:00	15/12/98 15:00:00		94,34
23/12/98 20:00:00	23/12/98 21:00:00		93,91
30/12/98 14:00:00	30/12/98 15:00:00		87,36

Número do instrumento

Dia e horário para obtenção dos dados

Valor médio da variável entre 14 e 15 horas

3.6.2 CUIDADO NO HORÁRIO DE AQUISIÇÃO DAS GRANDEZAS MEDIDAS

Toda vez que uma nova carga de processo é enviada à unidade de destilação, tem-se um período de transição. Nessa condição, as oscilações nas vazões e nas temperaturas do processo são maiores. Essas oscilações podem mascarar o valor das grandezas medidas e por conseqüência o valor da resistência da incrustação. Neste trabalho, os valores das variáveis de interesse foram obtidos seis horas após o início de processamento da carga.

3.7 PERDA DE CALOR PARA O AMBIENTE

Nos trocadores TC-03, TC-05, TC-06 e TC-07 da Figura 5, a vazão volumétrica na corrente dos produtos não está sendo medida. Portanto, essa vazão, pode ser inferida através de um balanço de energia entre as correntes. Para que a quantidade de calor trocada entre as correntes seja a mesma, a perda de calor para o ambiente deve ser nula. Para verificar esta hipótese, a quantidade de calor perdida para o ambiente foi estimada (ver Figura 15).

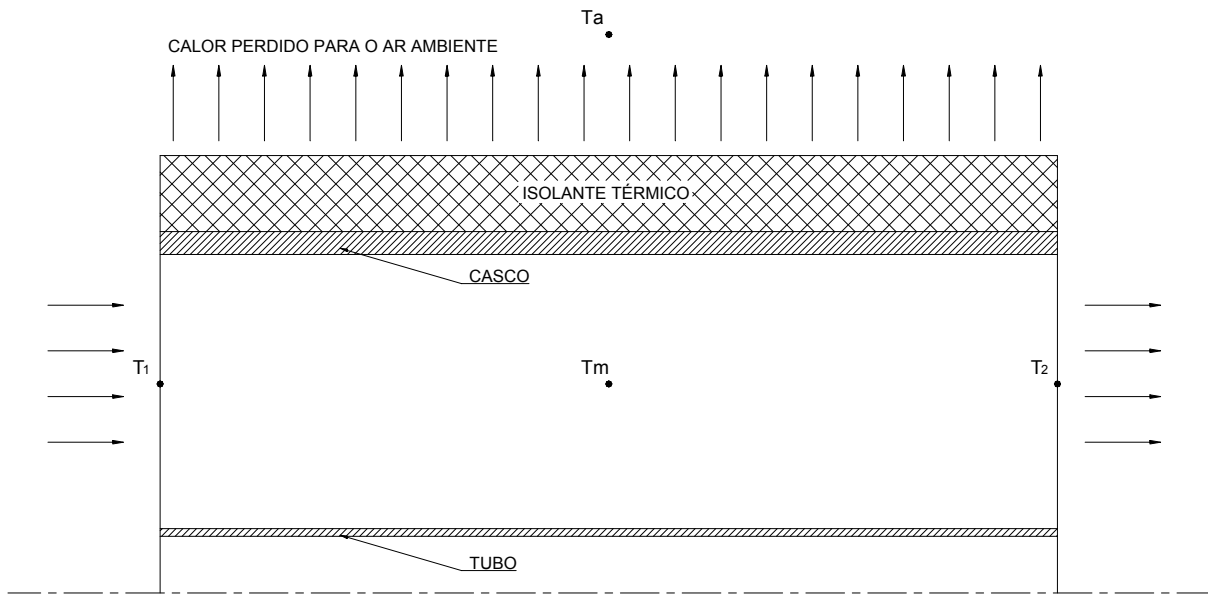


Figura 15 Calor perdido para o ar ambiente.

A quantidade de calor perdida através do isolamento térmico para o ambiente externo pode ser obtida por:

$$\dot{Q}_a = \frac{\Delta T}{R_{ti}} \quad (7)$$

A diferença de temperatura entre o fluido que passa no casco e o ar ambiente, ΔT , é dada por:

$$\Delta T = T_m - T_a \quad (8)$$

onde T_a é a temperatura do ar ambiente. A resistência térmica do isolamento para uma seção circular do casco é dada por:

$$R_{ti} = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k_{iso} L} \quad (9)$$

onde r_o e r_i são os raios externo e interno do isolamento, respectivamente, k_{iso} é a condutividade térmica do isolante e L o comprimento dos tubos do trocador de calor. O material utilizado como isolante térmico é o silicato de cálcio e tem 50,8 mm de

espessura. De acordo com INCROPERA e de WITT (1992), a condutividade térmica deste isolante varia linearmente com a temperatura de acordo com a expressão:

$$k_{iso} = 0,0001T_m + 0,0484 \quad [\text{W/mK}] \quad (10)$$

Para estimar a perda de calor para o ar ambiente, escolheram-se dois trocadores de calor: um com diâmetro interno do casco de 0,60 m e outro com 1,50 m. Estes valores representam a faixa de diâmetros de cascos encontrados nos trocadores da rede. Os demais parâmetros utilizados nesta análise são comuns aos dois trocadores e valem:

- comprimento dos tubos = 5,5 m;
- temperatura média do fluido que escoo no casco variando entre 40 e 270°C;
- temperatura do ar ambiente = 0°C¹;
- calor mínimo trocado entre as correntes = 3,48 x 10⁶ W.

Os resultados obtidos são mostrados na Figura 16. Vê-se que para temperaturas médias do fluido escoando no casco da ordem de 270°C, a perda de calor para o ambiente em relação ao calor trocado entre as correntes é de 0,32% para o trocador com diâmetro do casco de 1,50 m e de 0,13% para o trocador com o diâmetro do casco de 0,60 m.

O resultado desta análise mostra que a perda de calor para o ambiente nos trocadores de calor da rede analisada é pequena e pode ser desprezada no balanço de energia.

¹ Temperatura média mínima registrada no período de inverno na REPAR.

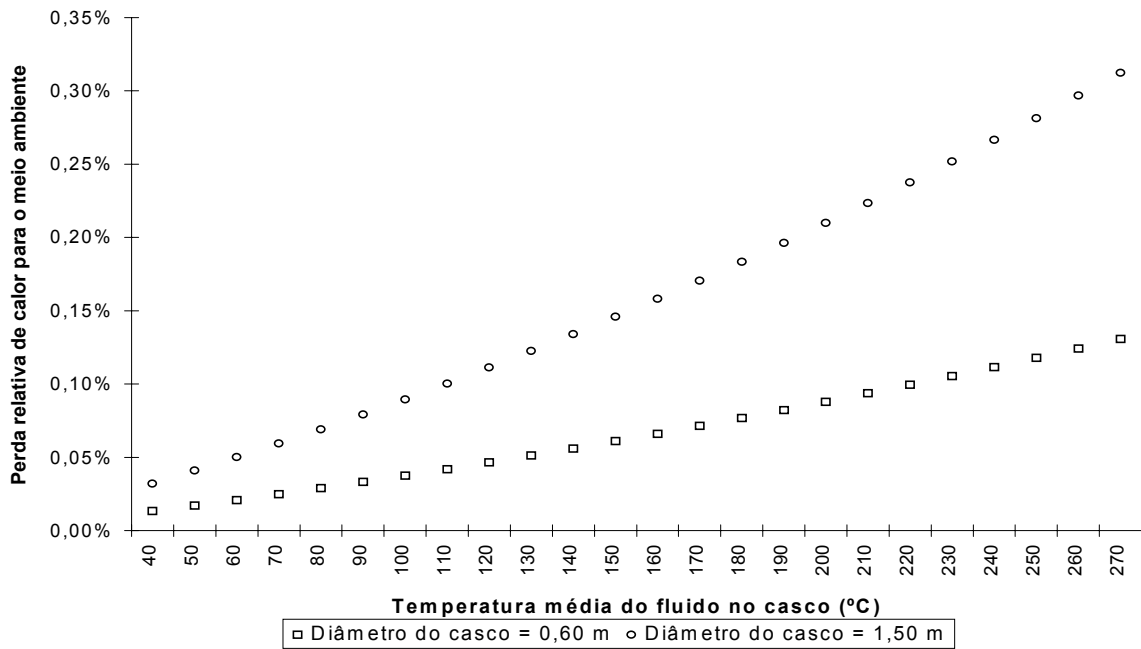


Figura 16 Perda relativa de calor para o ambiente.

3.8 Erros de medição

Para os trocadores onde todas as variáveis de interesse são medidas, um balanço de energia em cada corrente permite avaliar possíveis erros de medição na instrumentação instalada. Na rede em análise, três trocadores de calor se enquadram nessa situação, TC-01, TC-02 e TC-04. Nestes trocadores, realizou-se um balanço de energia em cada corrente durante trinta dias. No trocador TC-02, a diferença média encontrada no balanço de energia entre as duas correntes foi de $\pm 4,35\%$. Os erros associados com a medição de vazão e com a medição da temperatura foram de $\pm 5\%$ (precisão da placa de orifício – seção 3.6) e de $\pm 4,2\%$ (precisão do termopar $\pm 2,2^\circ\text{C}$), respectivamente. Considerando que esses erros são aleatórios, a incerteza relativa no balanço de energia é considerado como sendo, a raiz quadrada do somatório dos erros relativos, associados à medição de vazão e temperatura, ao quadrado, FLESCH (1997):

$$\frac{IMG}{VG} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{(IMG)_i}{(VG)_i} \right]^2} \tag{11}$$

onde i é a variável de interesse, IMG , é a incerteza de medição da grandeza de interesse e VG é o valor da grandeza de interesse.

Neste caso os erros no balanço de energia ($\dot{m}c_p\Delta T$) são da ordem de $\pm 7,5\%$ e, portanto, a diferença encontrada no balanço de energia do TC-02 está dentro dos erros de medição. Nos trocadores TC-01 e TC-04, constatou-se que a diferença média no balanço de energia entre as duas correntes era da ordem de $\pm 27\%$ e $\pm 10\%$, respectivamente. Note que a origem destes erros pode estar associada tanto com a medição das vazões quanto das temperaturas. Para identificar o instrumento responsável por esses erros, realizaram-se os seguintes procedimentos:

- comparação entre os valores dos termos presentes na equação do balanço de energia de cada corrente;
- balanço de massa no lado do petróleo.

Para exemplificar o procedimento do item “a”, considere as condições operacionais do trocador TC-01, mostradas na Tabela 8.

Tabela 8 - Valores médios das condições operacionais do TC-01 no período de 05/10/98 à 05/10/99.

	CRU	NAFTA PESADA
Vazão volumétrica (m^3/d)	365	234
Temp. entrada ($^{\circ}C$)	26	135
Temp. saída ($^{\circ}C$)	72	88
Massa específica (kg/m^3)	860	725
Calor específico ($J/kg^{\circ}C$)	1947	2273

Do balanço de energia entre as duas correntes obtém-se:

$$\dot{Q}_{CRU} = \dot{Q}_{NAFTA}$$

sendo

$$\dot{Q}_{CRU} = (\dot{q}\rho c_p \Delta T)_{CRU} \quad \text{e} \quad \dot{Q}_{NAFTA} = (\dot{q}\rho c_p \Delta T)_{NAFTA} \quad (12)$$

onde \dot{q} é a vazão volumétrica, ρ , a massa específica, c_p , o calor específico a pressão constante e ΔT é a variação de temperatura na corrente.

Substituindo os valores da Tabela 8 nas equações (12), obtém-se:

$$\dot{Q}_{CRU} = 365 \times 860 \times 1947 \times 46 \quad \text{e} \quad \dot{Q}_{NAFTA} = 234 \times 725 \times 2273 \times 47 \quad (13)$$

Das equações (13), vê-se que a variação de temperatura no cru, ΔT_{CRU} (46°C), é da mesma ordem de grandeza da variação de temperatura para a nafta pesada, ΔT_{NAFTA} (47°C). Da mesma maneira, observa-se que o produto entre a massa específica e o calor específico do cru, $(\rho c_p)_{CRU}$ (860 x 1947), é da mesma ordem de grandeza que o produto entre a massa específica e o calor específico da nafta pesada, $(\rho c_p)_{NAFTA}$ (725 x 2273). A única diferença observada entre as duas expressões é no valor correspondente à vazão volumétrica dos fluidos. Neste caso, a diferença máxima entre a vazão volumétrica do cru (365) e da nafta pesada (234) é de 56%, muito próximo à diferença no balanço de energia. Somente com esta análise não se pode afirmar qual das vazões não está sendo medida corretamente. Para excluir esta dúvida, um balanço de massa no lado do cru é realizado (procedimento “b”).

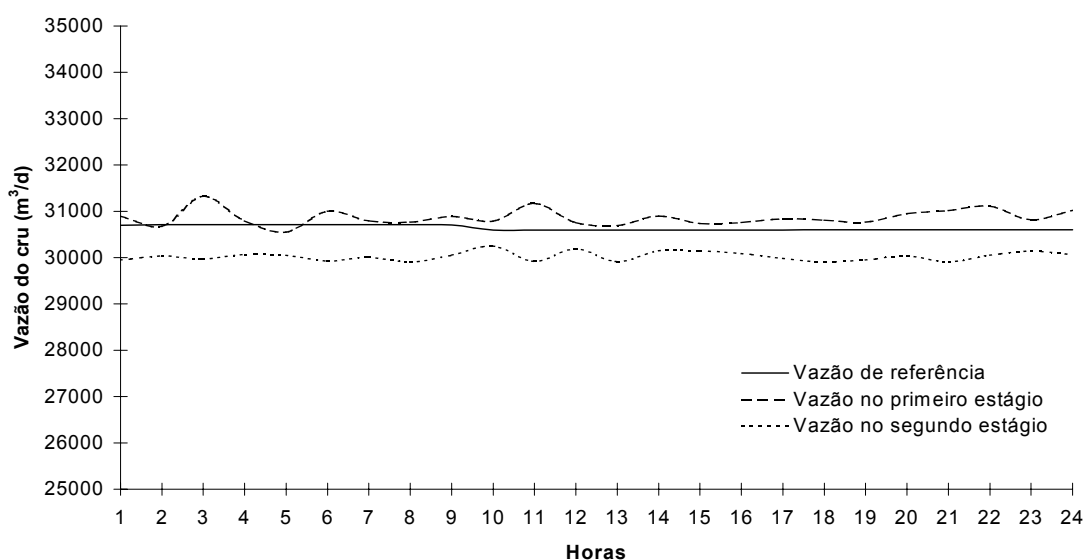
Nos cinco ramais, tanto no primeiro quanto no segundo estágio do pré-aquecimento, a medição de vazão é realizada no lado do cru. Na refinaria, os tanques de armazenamento do cru são providos de medidores de nível que registram e enviam ao sistema PI o volume de cru presente no tanque. A variação no volume do cru no tanque, em um determinado intervalo de tempo, determina a vazão de cru sendo processado. Comparando-se esta vazão com a soma das vazões registradas por cada placa de orifício, pode-se estimar eventuais erros nas medições de vazão no lado do cru. Para mostrar este procedimento, considere os parâmetros do tanque analisado apresentado na Tabela 9.

Tabela 9 Parâmetros do tanque analisado.

Mês	Novembro/98
Número do Tanque	4101
Início da análise	12h30min do dia 11
Fim da análise	12h30min do dia 12
Volume inicial	48075,04 m ³
Volume final	17433,34 m ³
Intervalo de medição	1 hora

Os valores das vazões em cada ramal e do volume do tanque a cada hora estão no APÊNDICE B.

Da Figura 17, vê-se que a vazão média de petróleo processada, medida pela variação no nível do tanque, é de 30642 m³/d \pm 0,3%. Este valor é usado como referência nas comparações da vazão total que passa em cada estágio do pré-aquecimento.

**Figura 17** Balanço de massa no lado do cru.

A soma das vazões registradas pelas placas de orifício nos cinco ramais do 1º estágio tem valor médio de 30867 m³/d \pm 1,5%. Para os cinco ramais do 2º estágio, este valor é de 30028 m³/d \pm 0,8%. Estes valores mostram, em relação à vazão de

referência, uma diferença média de 0,72% a mais em relação a vazão do 1º estágio e 2% a menos em relação à vazão registrada no 2º estágio. Dos resultados, concluiu-se que a medição de vazão no lado do cru é satisfatória. Isto indica que a vazão na corrente de nafta pesada não está sendo medida corretamente. Este mesmo procedimento foi realizado para o trocador TC-04 e os resultados mostraram que a diferença média no balanço de energia ($\pm 10\%$) estava muito próxima à diferença máxima encontrada entre a vazão do cru e a do diesel leve (18%).

Estes procedimentos indicam que:

- as medições de vazão no lado dos produtos estão mais sujeitas a maiores erros da instrumentação. Portanto nos trocadores TC-01 e TC-04 a vazão do produto é inferida;
- as medições de vazão no lado do cru para todos os trocadores é confiável.

Nos demais trocadores da rede, TC-03, TC-05, TC-06 e TC-07, a vazão dos produtos não é medida e, portanto, precisa ser inferida. Nestes trocadores os procedimentos feitos anteriormente não podem ser realizados e, portanto não se pode afirmar que os erros de instrumentação destes trocadores devem-se às medições das vazões na corrente dos produtos. No entanto, baseado nos resultados obtidos com os trocadores TC-01 e TC-04, considera-se que a vazão no lado dos produtos é mais suscetível aos erros de medição e por isto pode ser inferida do balanço de energia.

O cuidado e os procedimentos apresentados na seção 3.7 e 3.8 dão uma melhor confiabilidade às análises realizadas neste trabalho. A Tabela 10 mostra como as variáveis de processo foram obtidas após os cuidados e procedimentos, apresentados nas seções 3.7 e 3.8, serem aplicados.

No capítulo 4, serão apresentadas as equações fundamentais utilizadas na determinação da resistência térmica da incrustação, as correlações para o cálculo dos coeficientes de convecção no lado interno e externo dos tubos e os resultados obtidos da resistência da incrustação para cada trocador da rede analisada, no período de 05/10/1998 a 05/04/2001.

Tabela 10 Forma de obtenção das variáveis de processo.

	Corrente do cru			Corrente do produto		
	Vazão	Temp. de entrada	Temp. de saída	Vazão	Temp. de entrada	Temp. de saída
TC-01	medida	medida	medida	inferida	medida	medida
TC-02	medida	medida	medida	inferida	medida	medida
TC-03	medida	medida	medida	inferida	medida	medida
TC-04	medida	medida	medida	inferida	medida	medida
TC-05	medida	medida	medida	inferida	medida	medida
TC-06	medida	medida	medida	inferida	medida	medida
TC-07	medida	medida	medida	inferida	medida	medida

4 RESISTÊNCIA TÉRMICA DA INCRUSTAÇÃO

Viu-se no capítulo anterior os procedimentos e os cuidados tomados na seleção das cargas de processo e na obtenção das variáveis operacionais, particularmente vazões e temperaturas, utilizadas no cálculo da resistência térmica da incrustação. Neste capítulo, as equações fundamentais utilizadas no cálculo dessa resistência são mostradas. Na seção 4.6, são apresentadas as correlações propostas no método Bell-Delaware para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do casco. Na seção 4.7 é mostrado o comportamento da resistência térmica da incrustação, no período de 05/10/1998 a 05/04/2001, para todos os trocadores de calor da rede analisada.

4.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

As equações apresentadas ao longo deste capítulo são baseadas nas seguintes considerações (KAKAÇ e LIU, 1998):

- a transferência de calor com o ar ambiente é desprezível (equipamentos adiabáticos);
- os fluidos não mudam de fase e seus calores específicos são constantes ao longo do trocador;
- o coeficiente global de transferência de calor entre as correntes é constante ao longo do trocador de calor;
- a temperatura do fluido em cada corrente é uniforme em qualquer seção transversal na direção do escoamento;
- as vazões e a área de transferência de calor em cada tubo são idênticas.

4.2 QUANTIDADE DE CALOR TROCADO

De acordo com as considerações feitas inicialmente (seção 4.1) a quantidade de calor trocado entre os fluidos que passam por um trocador de calor é dada por:

$$\dot{Q}_{tr} = (\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{2h}) \quad (14)$$

ou

$$\dot{Q}_{tr} = (\dot{m}c_p)_c (T_{2c} - T_{1c}) \quad (15)$$

onde T é a temperatura, \dot{m} , a vazão mássica e c_p , o calor específico a pressão constante. Os índices “h” e “c” referem-se aos fluidos quente e frio, respectivamente e os números “1” e “2” representam as condições de entrada e saída do trocador. A quantidade de calor trocado, \dot{Q}_{tr} , é dependente da geometria do trocador de calor e das condições operacionais. Estas relações podem ser descritas através de resistências térmicas:

$$\dot{Q}_{tr} = \frac{\Delta T}{\sum_{j=1}^n R_{tj}} \quad (16)$$

onde ΔT é uma diferença de temperatura característica entre os fluidos e $\sum R_{tj}$ é a soma de todas as resistências térmicas entre as correntes quente e fria. O produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de transferência de calor é igual à soma do inverso destas resistências. Para uma superfície de transferência de calor cilíndrica limpa, isenta de incrustações, este parâmetro é dado por:

$$(U_o A_o)_l = (U_i A_i)_l = \frac{1}{\sum_{j=1}^n R_{tj}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{h_o A_o} \right)} \quad (17)$$

onde os índices “i” e “o” referem-se aos lados interno e externo dos tubos do trocador de calor, respectivamente. O índice “l” representa o trocador limpo. k_t é a condutividade térmica da superfície de transferência de calor, r , o raio do tubo, h , o coeficiente pelicular de transferência de calor convectivo e L , o comprimento do trocador.

Nos trocadores em operação, a formação da incrustação na superfície de troca diminui o coeficiente global de transferência de calor reduzindo a quantidade de

calor trocado entre os fluidos. Conhecendo-se as condições operacionais do trocador, este coeficiente pode ser determinado através do balanço de energia entre as correntes dos fluidos:

$$(U_o A_o)_s = (U_i A_i)_s = \frac{\dot{Q}_{tr}}{\Delta T} = \frac{(\dot{m} c_p \Delta T)_c}{\Delta T} = \frac{(\dot{m} c_p \Delta T)_h}{\Delta T} \quad (18)$$

onde o índice “s” representa o trocador sujo em operação.

4.3 DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA - *DTML*

A diferença de temperatura entre as correntes de fluidos, ΔT , que aparece nas equações (16) e (18), não é constante ao longo de todo o trocador. Em trocadores de calor do tipo casco-tubo utiliza-se o conceito de diferença de temperatura média logarítmica (*DTML*). O cálculo de *DTML* leva em consideração a configuração do trocador; paralelo ou contra-corrente. Para trocadores contra-corrente e corrente paralela, a *DTML* é representada através da equação a seguir:

$$DTML = \frac{(T_{1h} - T_{2c}) - (T_{2h} - T_{1c})}{\ln\left(\frac{(T_{1h} - T_{2c})}{(T_{2h} - T_{1c})}\right)} \quad (19)$$

Para configurações diferentes de contra-corrente e corrente paralela, faz-se uma correção para a *DTML*: multiplica-se o valor de *DTML* por um fator de correção, denominado F_t . O fator F_t é adimensional e depende da efetividade do trocador, ε , e da razão entre as capacidades térmicas de cada fluido, R .

Considerando que o fluido quente tenha o menor valor de capacidade térmica, a efetividade pode ser obtida da seguinte forma:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{tr}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{(\dot{m} c_p)_h (T_{1h} - T_{2h})}{(\dot{m} c_p)_h (T_{1h} - T_{1c})} = \frac{T_{1h} - T_{2h}}{T_{1h} - T_{1c}} \times 100 \quad (20)$$

Sendo a quantidade de calor cedida pela corrente quente igual à quantidade de calor recebida pela corrente fria:

$$(\dot{m}c_p)_h(T_{1h} - T_{2h}) = (\dot{m}c_p)_c(T_{2c} - T_{1c}), \quad (21)$$

a razão entre as capacidades térmicas será:

$$R = \frac{(\dot{m}c_p)_c}{(\dot{m}c_p)_h} = \frac{T_{1h} - T_{2h}}{T_{2c} - T_{1c}} \quad (22)$$

Para trocadores que apresentam um passe no casco e dois ou mais passes nos tubos (múltiplos de dois), o valor de F_t é calculado, segundo KERN (1987), por:

$$F_t = \frac{\left[\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - \varepsilon) / (1 - R\varepsilon) \right]}{\left[(R - 1) \ln \frac{2 - \varepsilon(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - \varepsilon(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (23)$$

Considerando a $DTML$ e o fator de correção, F_t , a diferença de temperatura característica entre os fluidos ao longo do trocador é obtida por:

$$\Delta T = (DTML)F_t \quad (24)$$

Portanto, o coeficiente global de transferência de calor para o trocador assume a forma:

$$(U_o A_o)_s = (U_i A_i)_s = \frac{\dot{Q}_{tr}}{\Delta T} = \frac{(\dot{m}c_p \Delta T)_c}{(DTML)F_t} = \frac{(\dot{m}c_p \Delta T)_h}{(DTML)F_t} \quad (25)$$

4.4 RESISTÊNCIA TÉRMICA TOTAL DA INCRUSTAÇÃO

Nos trocadores de calor da rede analisada, os dois fluidos produzem incrustação em ambos os lados da superfície de transferência de calor e, portanto, pode-se estimar somente a combinação das resistências térmicas da incrustação; não sendo possível avaliar separadamente as resistências no lado interno e externo dos tubos.

O nível de incrustação presente em um trocador de calor é estimado através do coeficiente global do trocador sujo e limpo em uma determinada condição operacional. Desta forma, a resistência térmica total da incrustação pode ser avaliada por:

$$R_{tr} = \frac{1}{(UA)_s} - \frac{1}{(UA)_l} \quad (26)$$

4.5 COEFICIENTE PELICULAR DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVO NO LADO DOS TUBOS

No cálculo da resistência térmica total da incrustação, equação (26), o coeficiente global de transferência de calor do trocador limpo deve ser determinado. Nesta condição, este coeficiente é obtido através dos coeficientes de convecção nos lados interno e externo dos tubos.

Existem na literatura diversas correlações para o cálculo desses coeficientes. Neste trabalho, o coeficiente de convecção para líquidos escoando internamente aos tubos será obtido da correlação proposta por Sieder e Tate (HOLMAN, 1963).

$$Nu = 0,027(Re_i)^{0,8}(Pr_i)^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (27)$$

ou

$$h_i = 0,027 \left(\frac{k_i}{d_i} \right) \left(\frac{\rho_i \bar{V}_i d_i}{\mu_i} \right)^{0,8} \left(\frac{\mu_i c_{p,i}}{k_i} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (28)$$

onde Nu é o número de Nusselt, Re_i é o número de Reynolds, Pr_i é o número de Prandtl, k_i é a condutividade térmica do fluido, ρ_i é a massa específica do fluido, μ_i é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura do meio fluido, μ_w é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura da parede do tubo, \bar{V}_i é a velocidade média do fluido nos tubos e d_i , o diâmetro interno do tubo. Esta correlação é válida para $0,7 \leq Pr_i \leq 16700$, $Re_i \geq 10000$ e $L/d_i \geq 10$.

As propriedades termofísicas presentes na equação (28) são avaliadas na temperatura média entre a entrada e a saída do fluido:

$$T_m = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (29)$$

A temperatura da superfície de transferência de calor, T_w , é estimada pela média aritmética das temperaturas médias de cada corrente que passa pelo trocador (KAKAÇ e LIU, 1998):

$$T_w = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)_h + \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)_c \right] \quad (30)$$

Na equação (28), a razão entre a viscosidade avaliada na temperatura do fluido e na temperatura T_w corrige os efeitos da variação desta propriedade.

No cálculo do número de Reynolds, a velocidade média do fluido no interior dos tubos deve ser conhecida. Para um trocador com múltiplos passes nos tubos, a área da seção transversal dos tubos em cada passe é dada por:

$$A_t = \left(\frac{\pi d_i^2}{4} \right) \left(\frac{N_t}{N_p} \right) \quad (31)$$

onde A_t é a área da seção transversal dos tubos, N_t é o número total de tubos e N_p é o número de passes nos tubos.

A velocidade média do fluido nos tubos é dada por:

$$\bar{V}_i = \frac{\dot{Q}_t}{A_t} \quad (32)$$

onde \dot{Q}_t é a vazão volumétrica do fluido escoando nos tubos.

4.6 COEFICIENTE PELICULAR DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVO NO LADO DO CASCO

A determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo no lado do casco, diferente do que foi feito do lado do tubo, não é tão direta. No lado do casco, o escoamento é complexo, sendo entre chicanas, perpendicular aos tubos e paralelo a estes nas janelas da chicana². Outra característica é que parte do escoamento passa pela folga das chicanas; folgas entre chicanas e casco e entre chicanas e tubos.

Segundo KAKAÇ e LIU (1998), o método Bell-Delaware para projeto de trocadores de calor é o mais confiável até o presente momento, por apresentar cálculos mais precisos, tanto para o coeficiente de transferência de calor convectivo quanto para a queda de pressão. No cálculo do coeficiente de transferência de calor e da queda de pressão no lado do casco, o método leva em consideração as mudanças na direção do escoamento introduzida pelas chicanas e as fugas através

² Espaço entre a chicana e o casco por onde o fluido escoia longitudinalmente no tubo.

das folgas. O coeficiente de transferência de calor convectivo no lado do casco calculado pelo método Bell-Dellaware é dado por:

$$h_o = h_{cruz} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (33)$$

onde h_{cruz} é o coeficiente de transferência de calor para o escoamento cruzado através de um feixe de tubos, J_c é o fator de correção que leva em consideração o escoamento pela janela das chicanas, J_l é o fator que considera os vazamentos entre chicana-casco e chicana-tubos, J_b é o fator de correção que inclui o efeito dos desvios de fluxo pela folga entre o feixe de tubos e o casco, J_s é o fator de correção que avalia o efeito do espaçamento das chicanas nas seções de entrada e de saída do casco e J_r é o fator de correção para escoamentos com número de Reynolds < 100 .

O efeito combinado de todos esses fatores de correção para um trocador casco-tubo razoavelmente bem projetado é da ordem de 0,6. Isto é, o coeficiente de transferência de calor é da ordem de 60% do seu valor para o escoamento cruzado em tubos. Este valor tem sido usado como uma heurística.

O coeficiente de transferência de calor, h_{cruz} , é calculado por:

$$h_{cruz} = J_i c_{p,o} \left(\frac{\dot{m}_o}{S_m} \right) \left(\frac{k_o}{\mu_o c_{p,o}} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu_o}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (34)$$

onde J_i é o fator j-Colburn para um banco de tubos ideal³ e \dot{m}_o é a vazão mássica no lado do casco. O índice “o” refere-se ao lado do casco. As propriedades termofísicas da equação (34) são avaliadas na temperatura T_m , equação (29), enquanto que a viscosidade μ_w é baseada na temperatura T_w , equação (30). S_m

³ Banco de tubos ideal é aquele onde todo o escoamento cruza pelo feixe de tubos.

é a área de fluxo cruzado na linha central, e depende do arranjo dos tubos. Para arranjo quadrado:

$$S_m = l_c [(D_o - D_f)] + \left(\frac{D_f - d_o}{P_t} \right) (P_t - d_o) \quad (35)$$

onde l_c é o espaçamento central das chicanas, D_o , o diâmetro interno do casco, D_f , o diâmetro do feixe de tubos, P_t , o passo entre tubos e d_o , o diâmetro externo dos tubos.

O fator J_i depende do número de Reynolds e do arranjo dos tubos e pode ser obtido pela seguinte correlação:

$$J_i = a_1 \left(\frac{1,33 \cdot d_o}{P_t} \right)^{a_2} (Re_o)^{a_2} \quad (36)$$

onde

$$a = \left(\frac{a_3}{1 + 0,14(Re_o)^{a_4}} \right) \quad (37)$$

O número de Reynolds no lado do casco, Re_o , utilizado nas equações (36) e (37) é dado por:

$$Re_o = \left(\frac{d_o \dot{m}_s}{\mu_o S_m} \right) \quad (38)$$

onde μ_o é avaliada na temperatura T_m , equação (29). Os valores dos coeficientes a_1 , a_2 , a_3 e a_4 são apresentados no APÊNDICE C.

4.6.1 EFEITO DO ESCOAMENTO PELA JANELA DAS CHICANAS

Este fator considera que o escoamento no casco não é apenas cruzado ao feixe de tubos, mas também paralelo através da janela da chicana. Isto permite que um coeficiente de convecção médio válido para todo o trocador seja determinado. J_c é função da fração dos tubos do trocador que estão sujeitos à escoamento cruzado puro. Para altos cortes da chicana este valor decresce até 0,53. Para trocadores sem tubos na janela esta correção vale 1,0 e para pequenos cortes na janela este valor aumenta até 1,5 (velocidades de escoamento maiores na janela). A Figura 18 ilustra este escoamento.

Para cortes de chicanas entre 15% e 45%, J_c pode-se ser calculado pela seguinte correlação:

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (39)$$

onde F_c é a fração do número total de tubos do trocador que estão no escoamento cruzado puro, isto é, localizados entre as extremidades de duas chicanas adjacentes. Este valor é obtido por:

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left\{ \pi + 2 \left(\frac{D_o - 2l_c}{D_f} \right) \text{sen} \left[\cos^{-1} \left(\frac{D_o - 2l_c}{D_f} \right) \right] - 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_o - 2l_c}{D_f} \right) \right\} \quad (40)$$

Todos os ângulos da equação (40) estão em radianos.

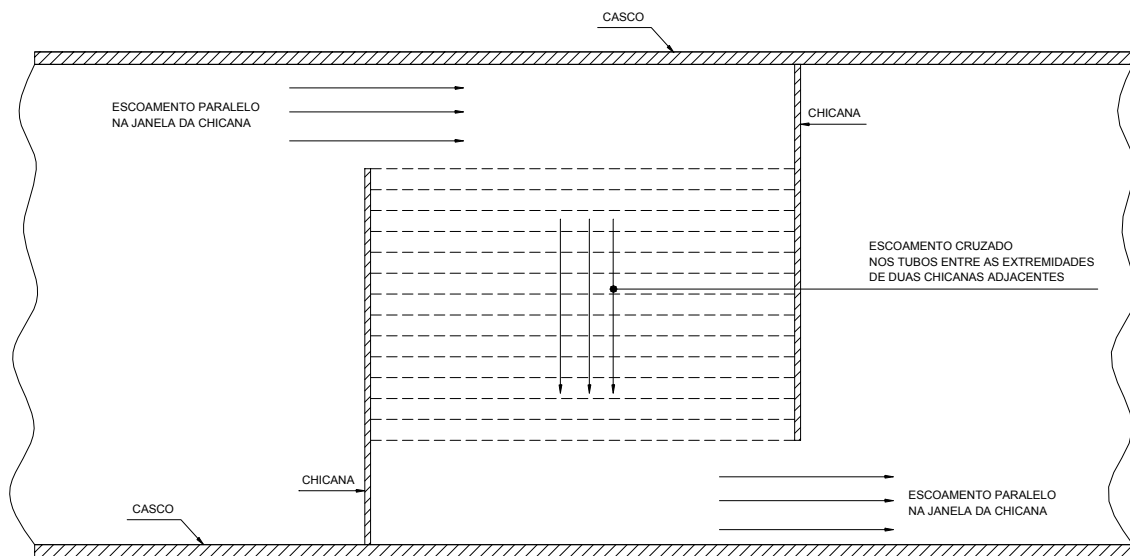


Figura 18 Escoamento pela janela das chicanas.

4.6.2 EFEITO DOS VAZAMENTOS CASCO-CHICANA E TUBO-CHICANA

J_l é o fator de correção que considera os vazamentos casco-chicana e tubo-chicana no coeficiente de convecção (ver Figura 19). J_l é uma função de r_m e r_s , sendo r_m a relação da seção total de vazamento em uma chicana pela área do escoamento cruzado:

$$r_m = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (41)$$

onde S_{sb} é a área da seção de vazamento casco-chicana para uma única chicana:

$$S_{sb} = \frac{\pi D_o \delta_{sb}}{2} \left[1 - \frac{\theta}{2\pi} \right] \quad (42)$$

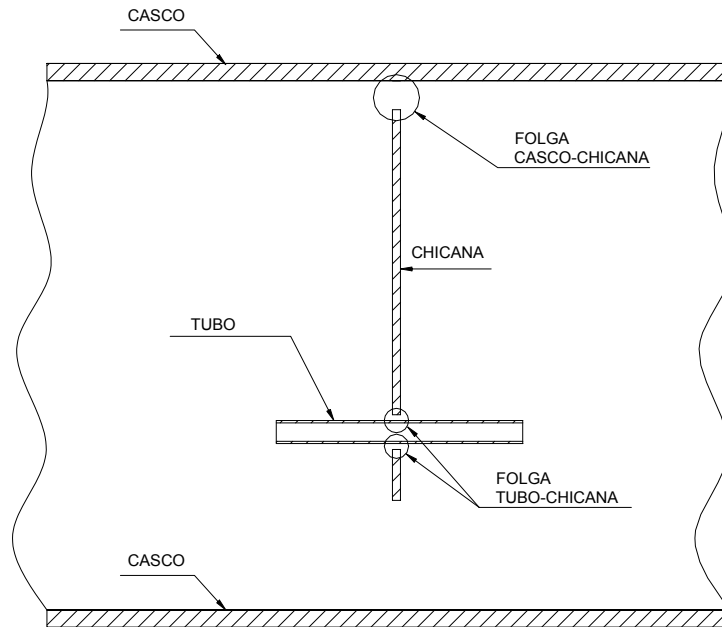


Figura 19 Regiões suscetíveis a vazamentos entre casco e chicana e tubo e chicana.

S_{tb} é a área da seção de vazamento tubo-chicana para uma única chicana:

$$S_{tb} = 0,5\pi d_o \delta_{tb} N_t (1 + F_c) \quad (43)$$

θ é o ângulo de corte da chicana (ver Figura 20) dado por:

$$\theta = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2l_c}{D_o} \right) \quad (44)$$

onde δ_{tb} e δ_{sb} são as folgas entre o tubo e a chicana e entre o casco e a chicana, respectivamente.

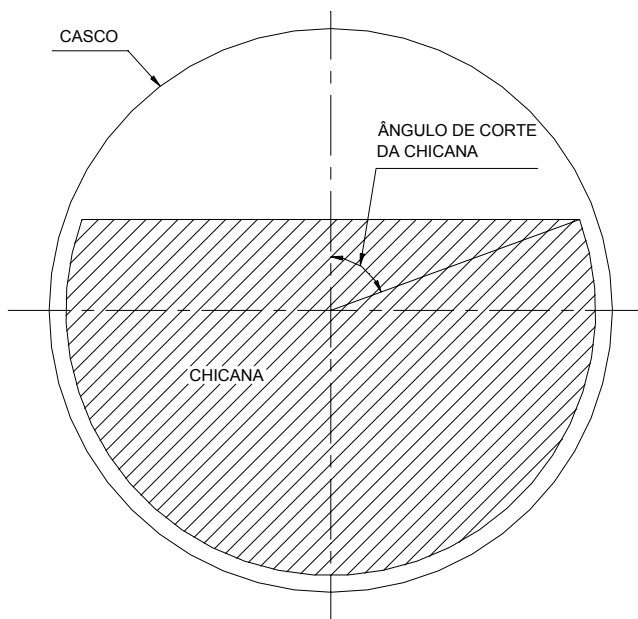


Figura 20 Ângulo de corte da chicana.

r_s é a proporção da área da seção de vazamento casco-chicana, relativa à área da seção de vazamento total:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \tag{45}$$

O valor de J_l pode ser obtido através da correlação:

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{(-2,2r_m)} \tag{46}$$

4.6.3 EFEITO DO VAZAMENTO ENTRE O FEIXE DE TUBOS E O CASCO

J_b é o fator de correção para o efeito do escoamento através da folga entre o feixe de tubos e o casco (ver Figura 21). J_b é obtido através da correlação:

$$J_b = e^{[-C_b F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2rb})]} \tag{47}$$

onde:

$$J_b = 1 \text{ para } rb \geq 0,5;$$

$$C_b = 1,35 \text{ para } Re_o < 100;$$

$$C_b = 1,25 \text{ para } Re_o > 100.$$

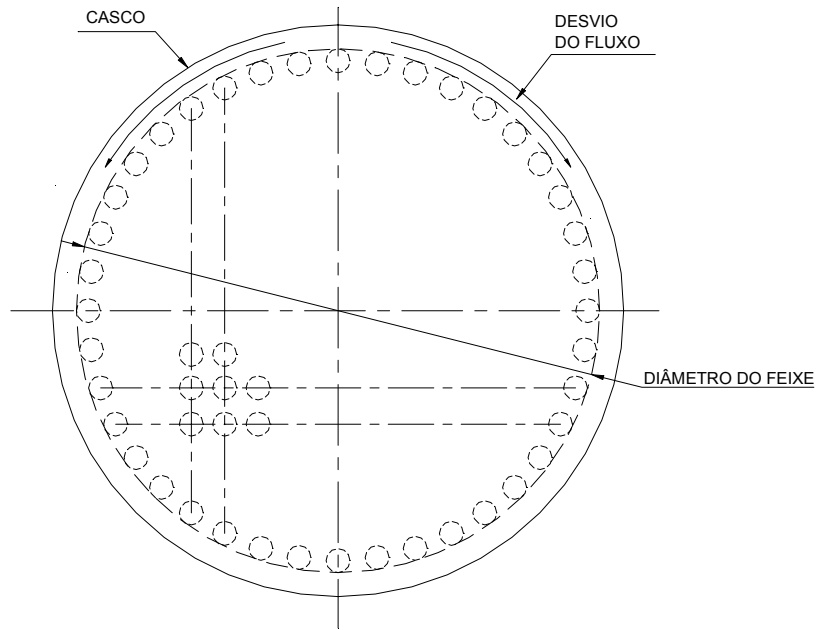


Figura 21 Vazamento entre o feixe de tubos e o casco.

F_{sbp} é definido como a fração da área da seção do escoamento cruzado em que pode ocorrer um desvio do feixe tubular, provocando redução do contato com a superfície de transferência de calor:

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (48)$$

onde S_b é a área da seção por onde escoa a fração desviada do escoamento:

$$S_b = (D_o - D_f)l_c \quad (49)$$

O parâmetro rb é dado por:

$$rb = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (50)$$

onde N_{ss} é o número de pares de tiras selantes³ e N_c é o número de fileiras de tubos posicionados entre as extremidades de duas chicanas adjacentes.

$$N_c = \frac{D_o \left[1 - 2 \left(\frac{l_c}{D_o} \right) \right]}{P_t} \quad (51)$$

4.6.4 EFEITO DO ESPAÇAMENTO DIFERENCIADO DAS CHICANAS LOCALIZADAS NAS EXTREMIDADES DO TROCADOR

J_s é o fator de correção que leva em conta o fato das chicanas localizadas próximas à entrada e saída estarem espaçadas diferentemente das chicanas centrais. Este fator considera a diminuição do coeficiente de convecção médio no lado do casco causada pela redução das velocidades de escoamento nestas posições. J_s varia usualmente entre 0,85 e 1,0 e pode ser obtido por:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (l_{c,i}^*)^{1-n} + (l_{c,o}^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + l_{c,i}^* + l_{c,o}^*} \quad (52)$$

onde:

$$l_{c,i}^* = \frac{l_{c,i}}{l_c} \quad \text{e} \quad l_{c,o}^* = \frac{l_{c,o}}{l_c}$$

e

$n = 0,6$ para ($Re > 100$)

$n = 0,33$ para ($Re < 100$)

³ Tiras selantes são barras de aço colocadas no trocador que diminuem o efeito de J_b .

onde $l_{c,i}$ e $l_{c,o}$ são, respectivamente, a distância de entrada e saída da chicana em relação ao espelho do trocador e N_b , o número de chicanas.

Os parâmetros geométricos utilizados na determinação dos fatores de correção estão no APÊNDICE D.

A Tabela 11 apresenta os valores dos fatores de correção para cada trocador analisado.

Tabela 11 Fatores de correção para o coeficiente de convecção no lado do casco.

Fator	TC-01	TC-02	TC-03	TC-04	TC-05	TC-06	TC-07
J_c	1,008	1,015	1,012	1,012	1,159	1,011	1,086
J_l	0,528	0,794	0,617	0,564	0,455	0,508	0,511
J_b	0,909	0,975	0,927	0,921	0,931	0,889	0,936
J_s	0,874	0,983	0,911	0,952	0,929	0,948	0,896
Produto dos fatores	0,423	0,773	0,528	0,500	0,456	0,433	0,465

Com todos os fatores de correção J determinados e o valor de h_{cruz} , equação (34), calcula-se o coeficiente de convecção no lado do casco, h_o , equação (33).

4.7 COMPORTAMENTO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DA INCRUSTAÇÃO

Uma vez conhecidos os parâmetros geométricos, as propriedades termofísicas da carga de processo, as condições operacionais e as correlações para o cálculo dos coeficientes de convecção no lado do casco e no lado dos tubos, pode-se avaliar a resistência térmica total da incrustação no trocador de calor através da equação (26). O comportamento desta resistência para cada trocador de calor da rede analisada, no período compreendido entre 05/10/1998 à 05/04/2001, pode ser visto nas figuras 22 a 28.

Na figura 22, o período compreendido entre outubro de 1998 e fevereiro de 2000 (16 meses) é identificado como período de indução. Este período é caracterizado pelo não crescimento da incrustação devido ao equilíbrio que se estabelece entre as taxas de deposição e de remoção da incrustação. Entre fevereiro e setembro de 2000, um aumento na resistência térmica da incrustação começa a ser observado.

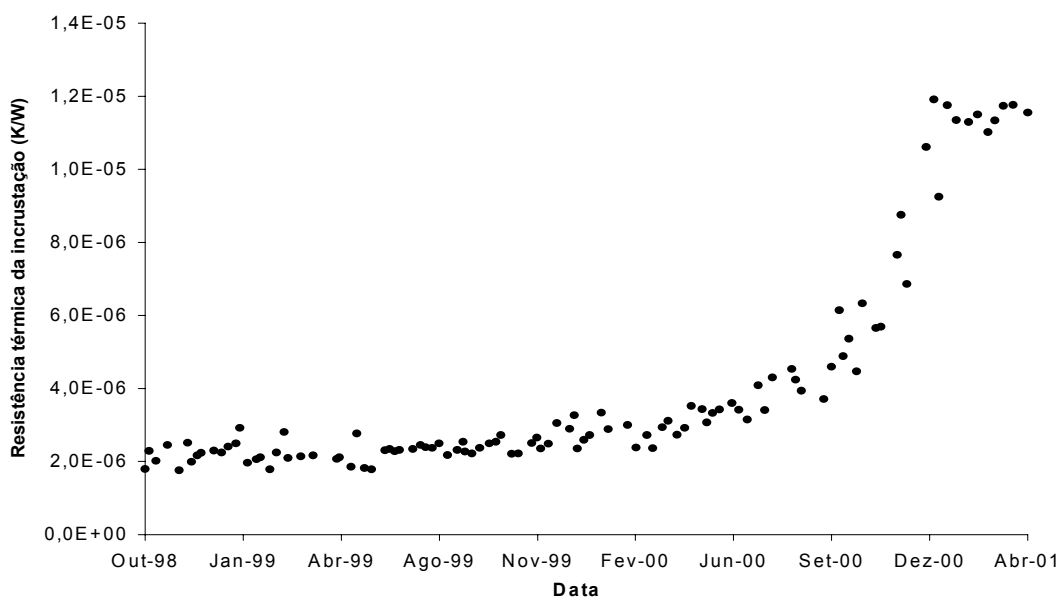


Figura 22 Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-01 em função do tempo.

Entre setembro e dezembro de 2000 nota-se um rápido crescimento da incrustação, mostrando que a taxa de deposição da incrustação é muito maior do que a taxa de remoção. De dezembro de 2000 até o fim do período de análise, abril de 2001, a resistência térmica da incrustação volta a manter-se praticamente constante indicando um novo equilíbrio entre as taxas de deposição e remoção. Neste trocador em particular, o aumento acentuado da incrustação foi identificado pelo aumento no processo de corrosão nas bandejas e pratos da parte superior da torre de destilação atmosférica. Os materiais metálicos provenientes deste processo eram conduzidos através da corrente de nafta pesada e se depositavam dentro dos tubos do trocador TC-01.

Nas figuras 23 e 24, vê-se a inexistência do período de indução, ou seja, nos trocadores TC-02 e TC-03 a incrustação começa a se formar desde o primeiro

momento em que os trocadores de calor entram em operação. Nota-se que uma vez iniciada, a resistência da incrustação cresce de forma linear ao longo do tempo nos trocadores TC-02 e TC-03 porém, com taxas de incrustação diferentes.

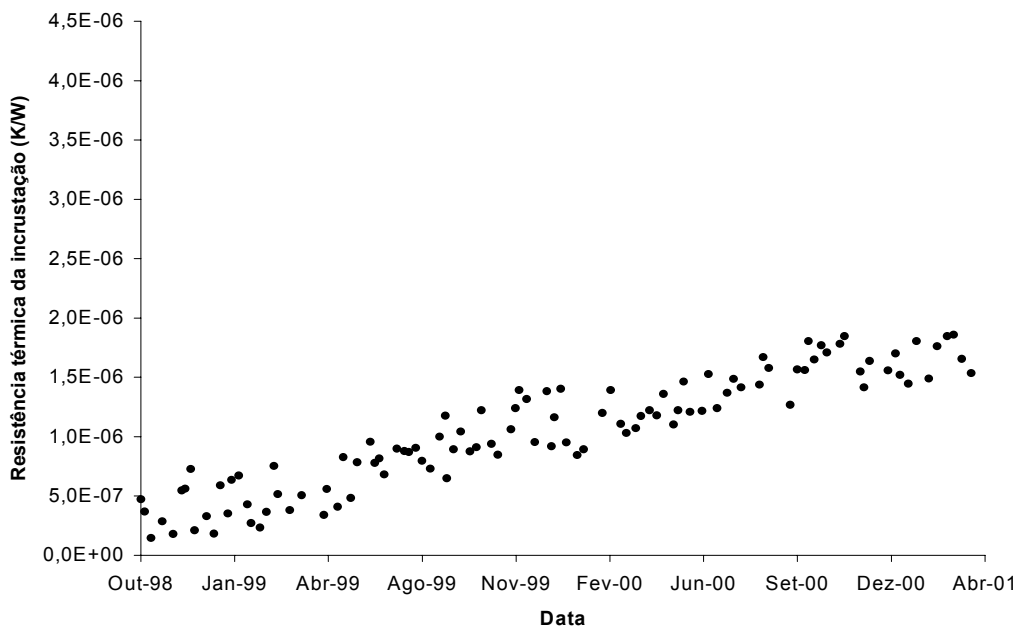


Figura 23 Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-02 em função do tempo.

Através de um processo de regressão uma reta foi ajustada aos valores observados e a taxa média de crescimento da resistência da incrustação, para cada trocador, foi determinada através do coeficiente angular destas retas. Para o trocador TC-02, esta taxa média é de 2×10^{-9} (K/Wh) e para o trocador TC-03, este valor é de 3×10^{-9} (K/Wh).

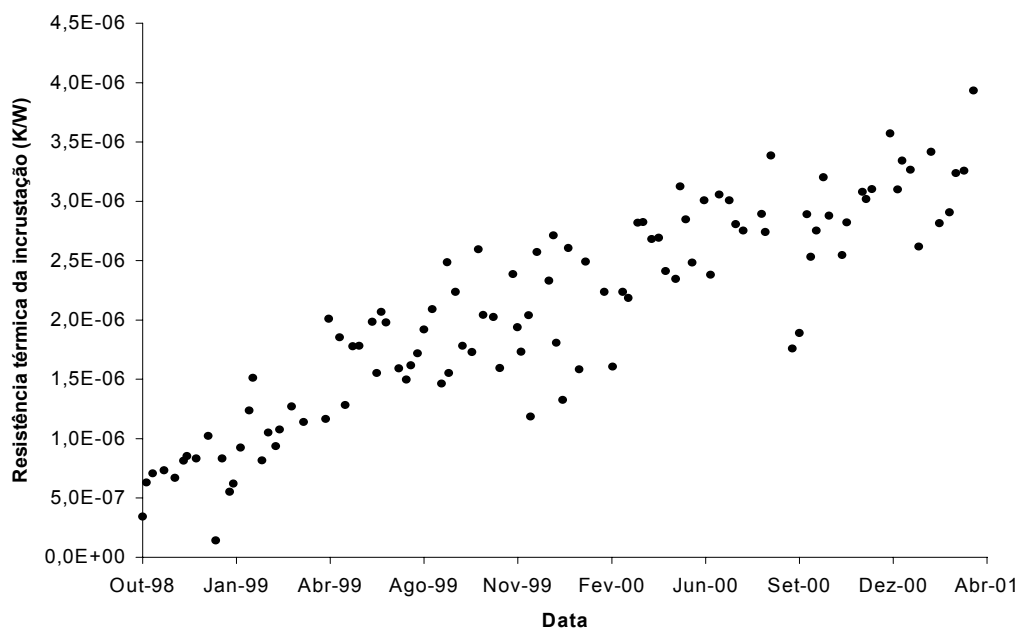


Figura 24 Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-03 em função do tempo.

Na figura 25, vê-se que a resistência térmica da incrustação permanece praticamente constante ao longo de todo o período analisado. Este trocador, o TC-04, é o primeiro trocador localizado após a dessalgadora. A dessalgadora tem como finalidade principal remover materiais inorgânicos como cloretos, sódio, fluoretos etc e como finalidade secundária, remover partículas como areia, produtos de corrosão etc. A remoção quase total (eficiência da dessalgadora de 98%) destes materiais presentes no cru evita a formação da incrustação na superfície de transferência de calor do trocador TC-04. Isto explica a baixa taxa de crescimento da resistência da incrustação encontrada neste trocador, 6×10^{-11} (K/Wh), quando comparada às taxas observadas nos demais trocadores da rede.

Nas figuras 26, 27 e 28, vê-se, de maneira semelhante ao observado nos trocadores TC-02 e TC-03, a inexistência do período de indução. Nota-se também, que a resistência da incrustação aumenta de forma linear ao longo do tempo nos trocadores TC-05, TC-06 e TC-07 porém, com taxas de incrustação diferentes. De forma semelhante ao realizado nos trocadores TC-02 e TC-03, encontrou-se, respectivamente, os seguintes valores para as taxas médias de crescimento da incrustação nos trocadores TC-05, TC-06 e TC-07: 9×10^{-9} (K/Wh), 2×10^{-8} (K/Wh) e $2,1 \times 10^{-8}$ (K/Wh).

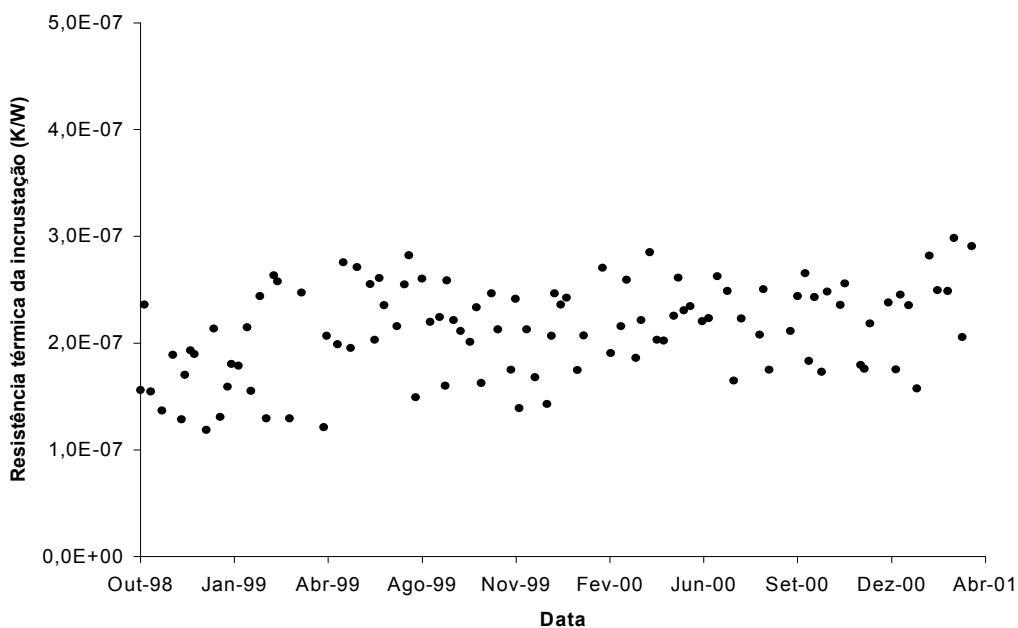


Figura 25 Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-04 em função do tempo.

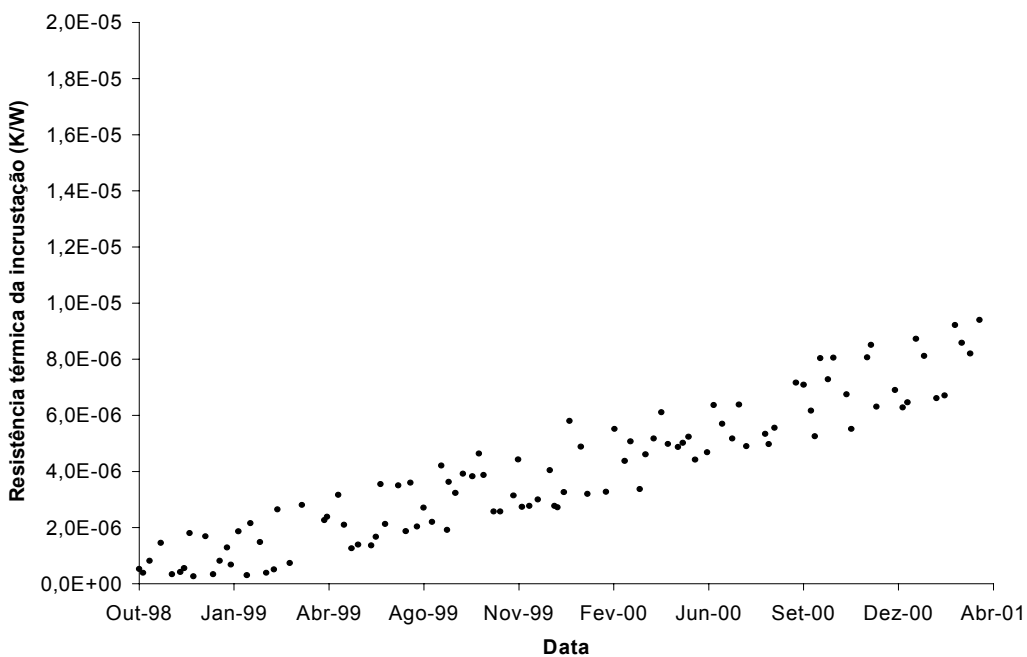


Figura 26 Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-05 em função do tempo.

A ordem de grandeza observada nas taxas de crescimento da resistência da incrustação dos trocadores de calor do segundo estágio do pré-aquecimento indica

que os problemas de incrustação nesses trocadores são maiores do que os observados nos trocadores do primeiro estágio. Segundo LEMKE (1995), os mecanismos que levam à formação da incrustação variam de trocador para trocador ao longo da rede de pré-aquecimento. Ele mostra que nos trocadores localizados no primeiro estágio do pré-aquecimento a incrustação é baixa e formada basicamente pela deposição de sais e sólidos, como sulfeto de ferro, na superfície de transferência de calor. Isto deve-se ao fato de que neste estágio a maior parte dos sais presentes no cru não foram removidos pela dessalgadora. Nos trocadores localizados no segundo estágio do pré-aquecimento, o cru torna-se mais quente à medida que avança na rede de pré-aquecimento. Desta forma a propensão a incrustação aumenta com o aumento da temperatura.

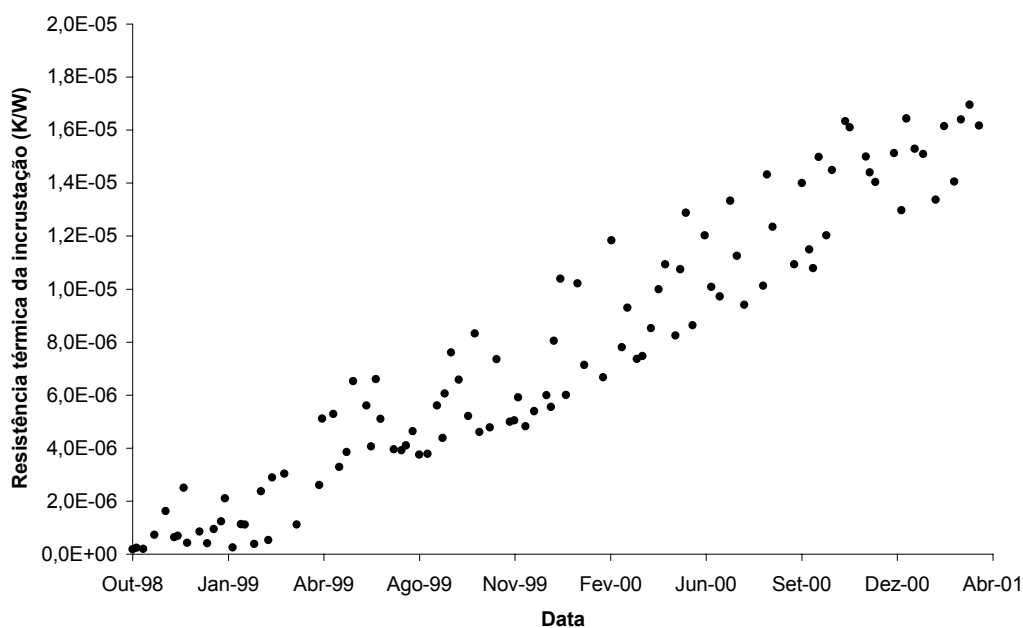


Figura 27 Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-06 em função do tempo.

Segundo EPSTEIN (1996), a incrustação é maior neste estágio, pois o aumento da temperatura favorece a reação química e conduz à formação da incrustação, principalmente pela precipitação de asfaltenos na superfície de transferência de calor. Com exceção ao trocador TC-01, onde a resistência da incrustação foi alta, as afirmações de LEMKE (1995) e EPSTEIN (1996) puderam ser observadas nos demais trocadores da rede (Figuras (23) à (28)). Vale lembrar que

estas afirmações consideram que a incrustação se dá somente no lado do cru não contemplando a incrustação no lado do produto. É importante notar que nos trocadores do primeiro estágio, os produtos são constituídos por frações mais leves do cru (Nafta, Diesel Leve) e no segundo estágio por frações mais pesadas (Diesel Pesado, Gasóleo, Resíduo de Vácuo). Este fato pode também explicar as altas taxas de incrustação observadas nos últimos trocadores da rede.

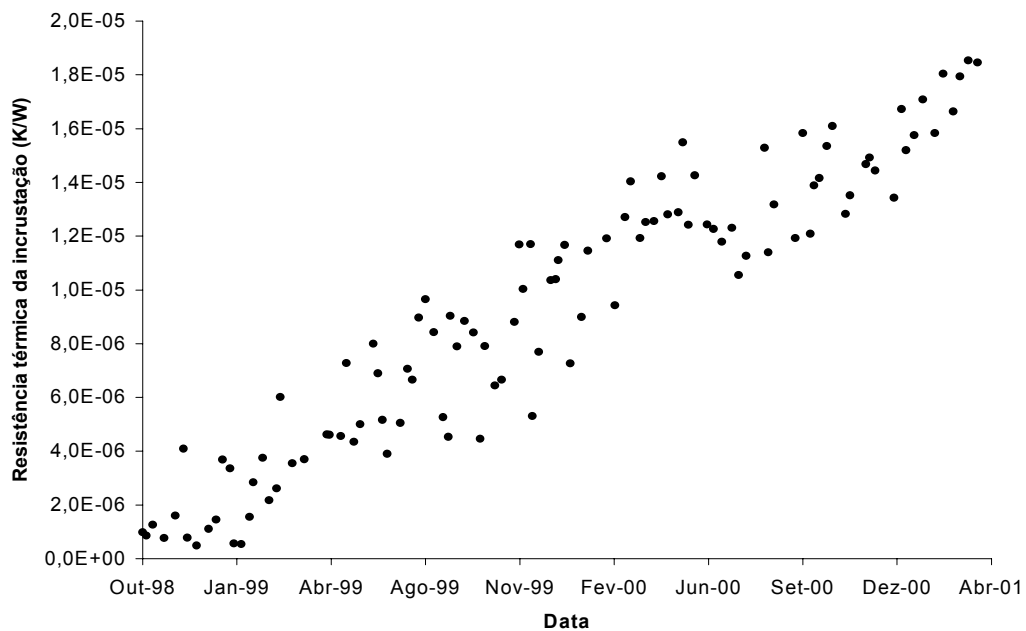


Figura 28 Resistência térmica total da incrustação para o trocador TC-07 em função do tempo.

A resistência total à transferência de calor em um trocador é a soma das resistências à convecção nos lados interno e externo dos tubos, à condução no tubo e à condução da incrustação. A Figura (29) mostra a resistência térmica para cada trocador da rede como porcentagem da resistência total. O valor de cada resistência foi obtido fazendo a média aritmética da resistência observada no último mês da análise, ou seja, entre os dias 05/03/2001 e 05/04/2001. Observa-se na Figura 29 que nos trocadores localizados no primeiro estágio de aquecimento, com exceção do trocador TC-01, a resistência térmica da incrustação varia de 10% à 40% da resistência total à transferência de calor. No entanto, nos trocadores localizados no segundo estágio, com exceção ao trocador TC-04, a resistência térmica da incrustação varia de 50% à 90% da resistência total à transferência de calor.

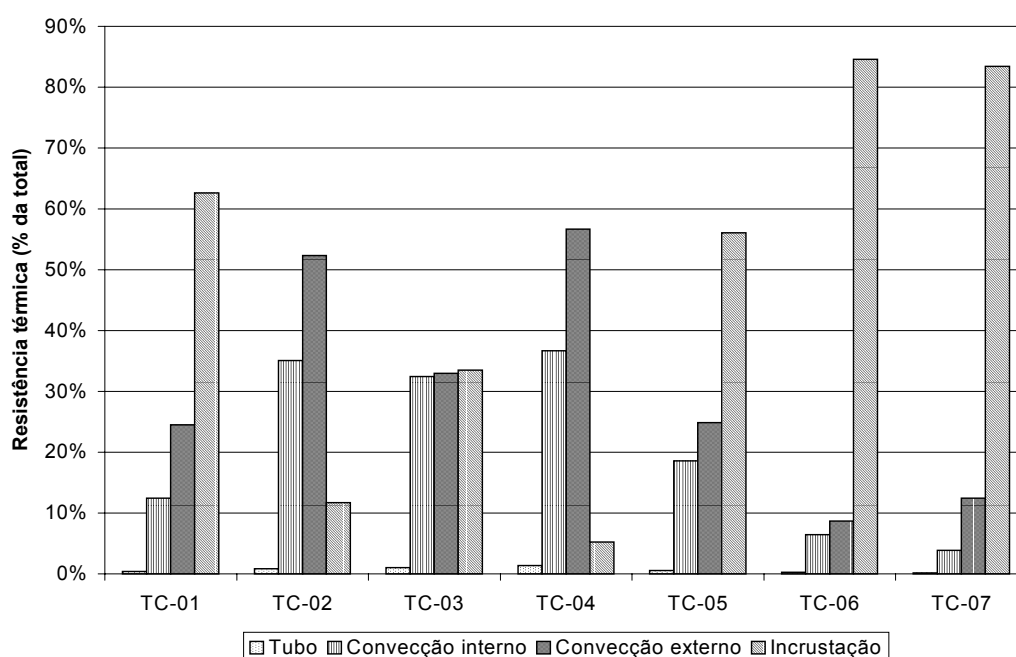


Figura 29 Resistência térmica dos trocadores da rede como porcentagem da resistência térmica total.

Como comentado no capítulo 1, a Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), fornece uma estimativa da resistência da incrustação para várias frações de cru (produtos) que são sempre usados no projeto de trocadores utilizados em redes de pré-aquecimento. Os valores dessas resistências são empregados quando dados de campo não estão disponíveis para o projetista. Segundo BARLETTA (1998), esta é uma prática de risco e pode levar a resultados desastrosos. A Figura 30 compara os valores das resistências da incrustação medidos e os recomendados pela TEMA. Observa-se que nos trocadores TC-05, TC-06 e TC-07 a resistência da incrustação medida é 200% à 400% da resistência recomendada pela TEMA. Se os valores da TEMA forem utilizados no projeto destes trocadores, uma área de transferência de calor menor será obtida e com isto as condições operacionais exigidas no processo só serão atendidas em um curto espaço de tempo. Para que as condições operacionais sejam restabelecidas, uma frequência maior na limpeza destes trocadores seria necessária. A implicação econômica direta associada a este procedimento é o aumento nos custos de manutenção.

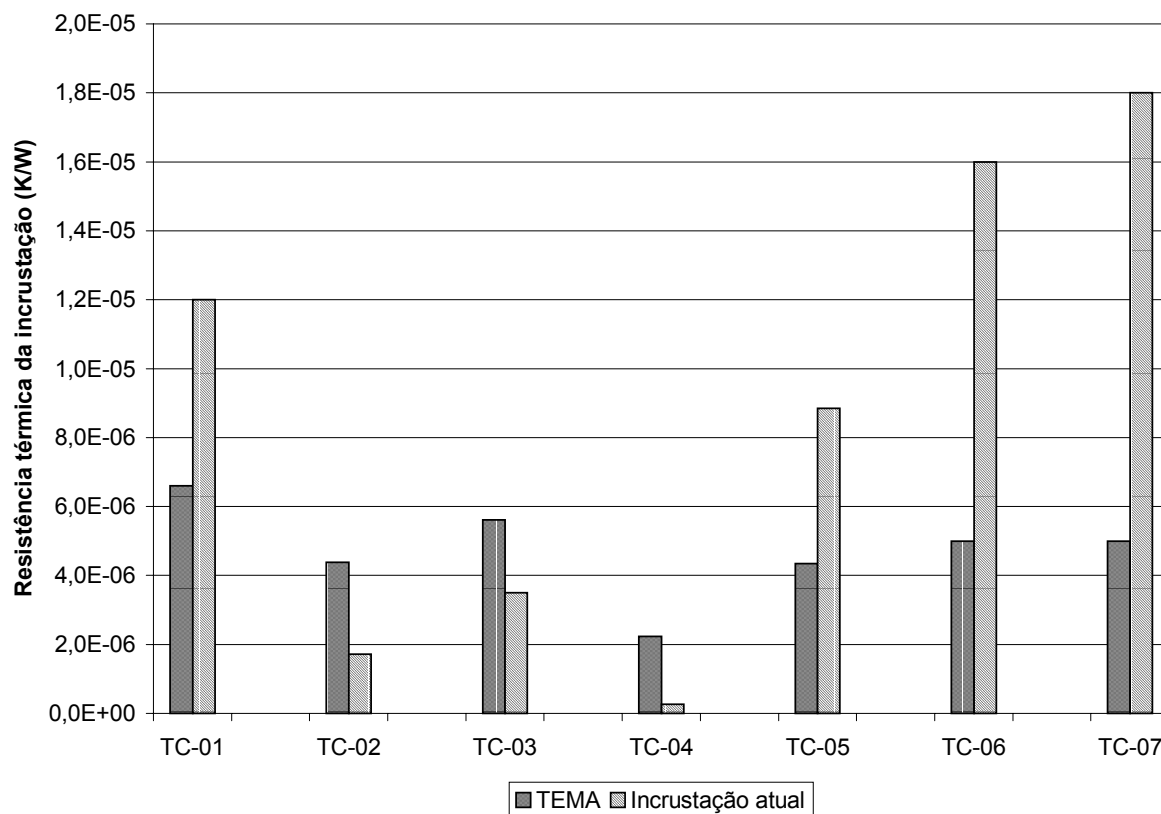


Figura 30 Resistência térmica da incrustação prevista pela TEMA versus a medida nas condições operacionais.

Os resultados desta análise justificam a importância de trabalhos que se preocupam em obter dados de incrustação medidos em campo com a finalidade de usá-los corretamente no projeto de trocadores de calor empregados em redes de pré-aquecimento.

5 METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO TEMPORAL DA EFETIVIDADE

No capítulo 4, a resistência térmica da incrustação, R_{iT} , foi estimada para cada trocador de calor da rede analisada. Seu valor pôde ser determinado através da equação (26). Para que esta equação pudesse ser aplicada diretamente, as variáveis (vazões, temperaturas e propriedades termofísicas dos fluidos) usadas nas equações para avaliar U_s e U_l tiveram que ser determinadas em cada instante da operação. A aplicação direta desta equação foi viável, pois a rede analisada neste trabalho é formada por somente sete trocadores de calor. No entanto, quando se deseja avaliar o grau de incrustação de toda uma rede de pré-aquecimento (ver figura 5), a grande quantidade de trocadores e as mudanças com o tempo nas vazões e nas cargas de cru processadas implicam na modificação de muitas variáveis empregadas para avaliar U_s e U_l . Na seção 3.4 do capítulo 3, viu-se que para determinar as propriedades termofísicas da carga de processo, uma série de informações disponíveis por meio de testes de laboratório é necessária. No entanto, estas informações nem sempre estão disponíveis na refinaria, o que dificulta a aplicação freqüente da equação (26) no monitoramento térmico destas redes. Portanto é necessário encontrar uma solução alternativa que evite a determinação das propriedades termofísicas da carga de processo. Dentro desta linha de pensamento JERÓNIMO et al. (1997) propuseram uma metodologia baseada no conceito da efetividade do trocador de calor (ε) e no número de unidades de transferência de calor (NTU). Este método despreza os efeitos das mudanças nos valores das propriedades termofísicas, em relação às condições de projeto, sobre a efetividade do trocador de calor. Na seção 5.1 do presente capítulo, esta consideração é discutida e avaliada, analisando-se o desempenho térmico de um trocador da rede, o TC-04. Na seção 5.2, a metodologia de JERÓNIMO et al. (1997) é apresentada juntamente com as equações utilizadas na correção de (NTU). Na seção 5.3, a metodologia é estendida para o monitoramento térmico de uma rede. Na seção 5.4, estima-se o gasto adicional com combustível queimado nos fornos devido à perda da performance térmica da rede.

5.1 EFEITO DAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS NA EFETIVIDADE CALCULADA

Na metodologia proposta por JERÓNIMO et al. (1997), considerou-se que o efeito da variação das propriedades termofísicas dos fluidos é desprezível no cálculo da efetividade do trocador. No refino do petróleo porém, as variações diárias na composição química da carga processada e nas condições operacionais podem mudar significativamente as propriedades termofísicas e as vazões mássicas do cru e dos produtos (ver Tabela 12).

Tabela 12 Vazões volumétricas e propriedades termofísicas dos fluidos observados no trocador TC-04.

Parâmetros	Cru			Diesel Leve		
	Valor na condição de projeto	Valor máximo e mínimo observado nas condições operacionais	Variação percentual Máxima	Valor na condição de projeto	Valor máximo e mínimo observado nas condições operacionais	Variação percentual máxima
Vazão (m ³ /d)	6800	Máx – 7745 Mín – 5970	± 14,0%	2311	Máx – 4159 Mín – 1283	± 80,0%
Massa Específica (kg/m ³)	800	Máx - 867 Mín - 738	± 8,5%	720	Máx - 754 Mín - 687	± 4,8%
Calor Específico (J/kg.K)	2386	Máx – 2575 Mín – 2209	± 8,0%	2680	Máx – 2806 Mín – 2560	± 4,7%
Condutividade Térmica (W/m.K)	0,086	Máx – 0,11 Mín – 0,067	± 28,0%	0,088	Máx – 0,11 Mín – 0,07	± 25,0%
Viscosidade Dinâmica (10 ⁻³ x Pa.s)	1,7	Máx – 2,38 Mín – 1,21	± 40,0%	0,4	Máx – 0,43 Mín – 0,37	± 7,5%

Desta forma, para que a metodologia de JERÓNIMO et al. (1997) pudesse ser aplicada, uma análise mostrando os efeitos causados na efetividade pela variação

das propriedades termofísicas dos fluidos foi realizada. A seguir as equações fundamentais utilizadas nesta análise são apresentadas.

5.1.1 EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS

O número de unidades de transferência de calor (NTU), considerando que o fluido quente possui a menor capacidade térmica, é dado por:

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_h} \quad (53)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor e A , a área de transferência de calor.

Para um trocador de calor do tipo (1-n), ou seja, um passe no casco e n passes nos tubos, a efetividade pode ser calculada em função de R e NTU (INCROPERA e de WITT, 1992):

$$\varepsilon = \frac{2}{1 + R + \sqrt{(1 + R^2)} \frac{1 + e^{\left[-NTU\sqrt{(1+R^2)}\right]}}{1 - e^{\left[-NTU\sqrt{(1+R^2)}\right]}}} \times 100 \quad (54)$$

Lembrando que R é a razão entre as capacidades térmicas das correntes e é calculada pela equação (22). ε , por sua vez, pode também ser calculado pela sua definição (equação (20)).

Para efetuar a análise foi escolhido um trocador onde as variações nas vazões e nas propriedades termofísicas são significativas e onde a incrustação no período analisado é mínimo. Estes dois requisitos são encontrados no trocador TC-04.

Na Figura 31, são mostradas quatro valores para a efetividade. A linha contínua grossa representa a efetividade medida do trocador, dada pela equação (20). As linhas com traço curto, traço longo e contínua fina são efetividades calculadas pela equação (54). Na linha traço longo, o valor de NTU é constante ao

longo do período de observação e corresponde ao valor estabelecido em projeto para o trocador limpo. Na linha traço curto, o produto UA que aparece no termo NTU é mantido constante. Os demais parâmetros (R e $(\dot{m}c_p)_h$) são corrigidos de acordo com as condições operacionais. Na linha contínua fina, o valor de UA é corrigido com as vazões mas não com as propriedades termofísicas que são mantidas constantes.

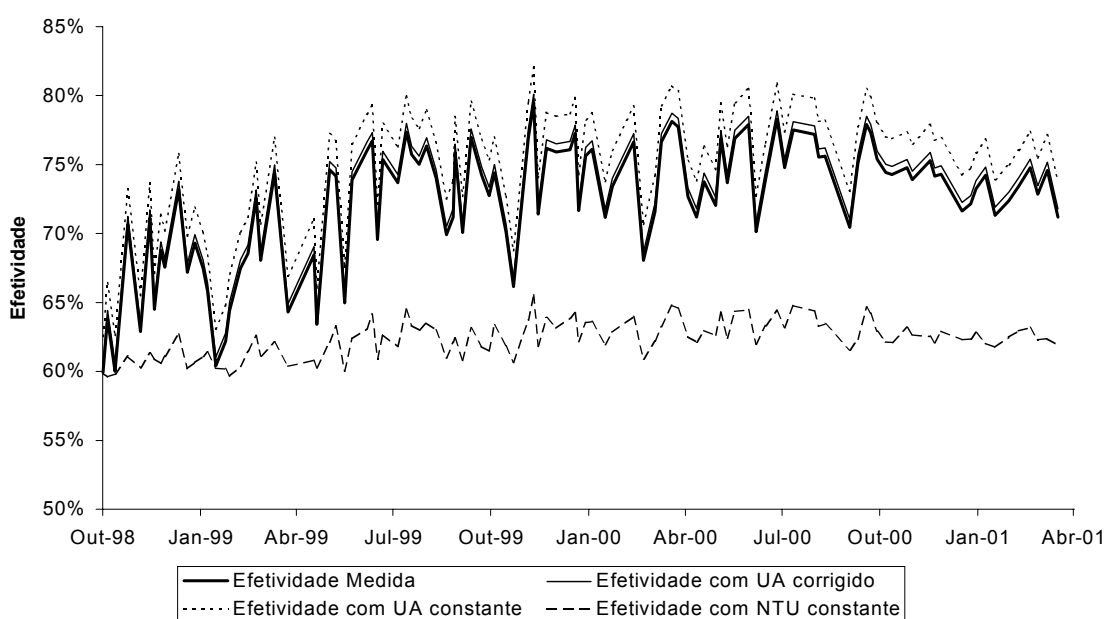


Figura 31 Efetividade do trocador TC-04 em função do tempo.

Observa-se na Figura 31 que embora os efeitos causados pela variação na razão entre as capacidades térmicas dos fluidos (R) terem sido considerados no cálculo da efetividade do trocador limpo (linha traço longo) as curvas da efetividade medida e calculada não se ajustam, ou seja, os valores absolutos e as amplitudes das curvas calculada e medida são diferentes. Nota-se também que quando UA é mantido constante (linha traço curto), o valor da efetividade calculada possui amplitudes maiores do que a efetividade medida. No entanto, quando UA é corrigido com a vazão (linha contínua fina), o valor da efetividade calculada diminui a amplitude, aproximando-se muito da efetividade medida.

Este fato mostra que apesar de não se considerar a variação nas propriedades termofísicas (Tabela 12) a diferença entre a efetividade calculada e medida é diminuída quando se corrige UA somente com as vazões mássicas. Conclui-se

assim que a influência das propriedades termofísicas no cálculo da efetividade é pequena e que portanto pode ser desconsiderada. Esta hipótese será então estendida aos demais trocadores de calor, uma vez que a variação das propriedades termofísicas é significativa e portanto representativa da rede. Desta forma, na seção seguinte é apresentada uma metodologia (JERÓNIMO et al., 1997) para corrigir o valor de NTU das condições de projeto para as condições operacionais.

5.2 METODOLOGIA DE MONITORAMENTO DO DESEMPENHO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

No início deste trabalho, tentou-se monitorar o desempenho do trocador de calor medida diariamente pelo produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área externa dos tubos ($(UA)_s$ - equação (18)). No entanto observou-se que, devido as variações nas condições operacionais dos fluidos em processo, o valor de $(UA)_s$ não decrescia em todo o período de tempo analisado, chegando em algumas situações a aumentar de valor. O segundo passo, foi comparar o valor de $(UA)_s$ medido diariamente com o valor de $(UA)_l$ (trocador limpo) previsto, pela equação (17). Neste caso, em cada variação das propriedades termofísicas e das vazões dos fluidos em processo, os coeficientes de convecção interno e externo dos tubos eram recalculados e assim surgia um novo valor para U_l . Desta forma, ao comparar os valores de $(UA)_s$ e $(UA)_l$, pôde-se verificar a diminuição da performance térmica do trocador no período analisado. Porém, a determinação das propriedades termofísicas dos fluidos a cada variação da carga de processo tornava o procedimento demorado e de difícil implementação para todos os trocadores da rede. O terceiro passo foi corrigir os valores de $(UA)_l$ para as condições operacionais, considerando que as propriedades termofísicas dos fluidos mantinham-se constantes e iguais ao estabelecido em projeto. Este procedimento porém, apesar de correto, não parece ser o mais indicado para o monitoramento do desempenho térmico do trocador. Desta forma, um procedimento alternativo foi utilizado, considerando o conceito de efetividade e do número de unidades de transferência ($\varepsilon - NTU$) - metodologia proposta por JERÓNIMO et al. (1997). Portanto, quando as vazões dos fluidos variam, a efetividade do trocador calculada

na condição de projeto deve ser corrigida para que se possa compará-la com a efetividade medida do trocador nas condições operacionais.

Considere h_h e h_c os coeficientes de convecção das correntes quente e fria, respectivamente. Desprezando a condução de calor na superfície de transferência de calor, o valor de UA pode ser escrito em função das resistências térmicas de cada corrente:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA)_c}} \quad (55)$$

onde os índices “ h ” e “ c ” são, respectivamente, o lado quente e frio do trocador. O NTU foi definido na equação (53) tomando como referência o fluido quente. No entanto, se a menor capacidade térmica é a do fluido frio então o NTU (ntu) será:

$$ntu = \frac{UA}{(\dot{m}c)_c} \quad (56)$$

Para cada caso, a razão entre as capacidades térmicas pode ser escrita da seguinte forma: se $(\dot{m}c)_h < (\dot{m}c)_c$, então

$$R = (\dot{m}c)_h / (\dot{m}c)_c \quad (57)$$

e se $(\dot{m}c)_h > (\dot{m}c)_c$, então

$$r = (\dot{m}c)_c / (\dot{m}c)_h = 1/R \quad (58)$$

5.2.1 EFEITO DAS VAZÕES MÁSSICAS EM NTU

Para avaliar os efeitos das vazões mássicas no NTU , considere como exemplo um trocador de calor onde o fluido quente escoar no casco e tem a menor

capacidade térmica. A correção de NTU é feita dividindo-se o valor de NTU avaliado nas condições de operação pelo seu valor nas condições de projeto:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \frac{\left[\frac{(UA)}{(\dot{m}c_p)_h} \right]}{\left[\frac{(UA)_d}{(\dot{m}c_p)_{h,d}} \right]} \quad (59)$$

onde o índice “ d ” refere-se às condições de projeto. Substituindo a equação (55) na equação (59) obtém-se:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \frac{\left(\frac{1}{\left(\frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA)_c} \right) (\dot{m}c_p)_h} \right)}{\left(\frac{1}{\left(\frac{1}{(hA)_{h,d}} + \frac{1}{(hA)_{c,d}} \right) (\dot{m}c_p)_{h,d}} \right)} \quad (60)$$

ou,

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \frac{(\dot{m}c_p)_{h,d} \left(\frac{1}{(hA)_{h,d}} + \frac{1}{(hA)_{c,d}} \right)}{(\dot{m}c_p)_h \left(\frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA)_c} \right)} \quad (61)$$

Multiplicando a equação (61) por $(hA)_{h,d}(hA)_{c,d}$, tem-se :

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{(\dot{m}c_p)_h} \frac{(hA)_{c,d} + (hA)_{h,d}}{\left[\frac{(hA)_{h,d}}{(hA)_h} \right] (hA)_{c,d} + \left[\frac{(hA)_{c,d}}{(hA)_c} \right] (hA)_{h,d}} \quad (62)$$

Desprezando os efeitos das propriedades termofísicas dos fluidos os coeficientes de transferência de calor passam a depender somente das vazões

mássicas e portanto pode-se considerar que $h_i \sim Re_i^a \sim \dot{m}_i^a$ (equação (28)) e $h_o \sim Re_o^b \sim \dot{m}_o^b$ (equação (33)). Os coeficientes “a” e “b” representam a dependência do coeficiente de convecção em relação à vazão mássica devido ao escoamento interno e externo aos tubos, respectivamente. Conforme a equação (28), o valor do coeficiente “a” é 0,8 e conforme a equação (33), o valor do coeficiente “b” vale 0,5 para números de Reynolds entre 10^2 e 10^3 e 0,7 para números de Reynolds entre 10^3 e 10^4 . Neste trabalho, o valor médio para este coeficiente foi adotado como sendo 0,6. Então:

$$\frac{(hA)_{c,d}}{(hA)_c} = \frac{(\dot{m})_{c,d}^a}{(\dot{m})_c^a} = \frac{(\dot{m}c_p)_{c,d}^a}{(\dot{m}c_p)_c^a} \quad (63)$$

e

$$\frac{(hA)_{h,d}}{(hA)_h} = \frac{(\dot{m})_{h,d}^b}{(\dot{m})_h^b} = \frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}^b}{(\dot{m}c_p)_h^b} \quad (64)$$

Substituindo as equações (63) e (64) na equação (62) obtém-se:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{(\dot{m}c_p)_h} \frac{(hA)_{c,d} + (hA)_{h,d}}{\left[\frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}^b}{(\dot{m}c_p)_h^b} \right] (hA)_{c,d} + \left[\frac{(\dot{m}c_p)_{c,d}^a}{(\dot{m}c_p)_c^a} \right] (hA)_{h,d}} \quad (65)$$

Dividindo o numerador e o denominador da equação (64) por $(hA)_{c,d}$ obtém-se:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{(\dot{m}c_p)_h} \frac{1 + \frac{(hA)_{h,d}}{(hA)_{c,d}}}{\left[\frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}^b}{(\dot{m}c_p)_h^b} \right] + \left[\frac{(\dot{m}c_p)_{c,d}^a}{(\dot{m}c_p)_c^a} \right] \frac{(hA)_{h,d}}{(hA)_{c,d}}} \quad (66)$$

As capacidades térmicas do fluido frio nas condições de operação $(\dot{m}c_p)_c$ e de projeto $(\dot{m}c_p)_{c,d}$ podem ser escritas em função das capacidades térmicas do fluido quente nas mesmas condições:

$$(\dot{m}c_p)_c = \frac{(\dot{m}c_p)_h}{R} \quad (67)$$

e:

$$(\dot{m}c_p)_{c,d} = \frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{R} \quad (68)$$

Lembrando ainda que:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(hA)_c} + \frac{1}{(hA)_h} \quad (69)$$

tem-se:

$$\frac{1}{(hA)_h} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{(hA)_c} \quad (70)$$

Dividindo o termo $1/(hA)_{c,d}$ por $1/(hA)_{h,d}$ (equação (70)), obtém-se:

$$\frac{\frac{1}{(hA)_{c,d}}}{\frac{1}{(hA)_{h,d}}} = \frac{\frac{1}{(hA)_{c,d}}}{\frac{1}{(UA)_d} - \frac{1}{(hA)_{c,d}}} \quad (71)$$

ou

$$\frac{(hA)_{h,d}}{(hA)_{c,d}} = \frac{(UA)_d}{1 - \frac{(UA)_d}{(hA)_{c,d}}} \quad (72)$$

Substituindo a equação (72), na equação (66), obtém-se:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{(\dot{m}c_p)_h} \frac{1 + \left[\frac{\frac{(UA)_d}{(hA)_{c,d}}}{1 - \frac{(UA)_d}{(hA)_{c,d}}} \right]}{\left[\frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}^b}{(\dot{m}c_p)_h^b} \right] + \left\{ \left[\frac{(\dot{m}c_p)_{c,d}^a}{(\dot{m}c_p)_c^a} \right] \frac{R^a}{R_d^a} \left[\frac{\frac{(UA)_d}{(hA)_{c,d}}}{1 - \frac{(UA)_d}{(hA)_{c,d}}} \right] \right\}} \quad (73)$$

Rearranjando a equação (73) tem-se a expressão na forma geral que corrige o valor de NTU das condições de projeto para as condições operacionais:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \left[\frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{(\dot{m}c_p)_h} \right]^{1-b} \frac{1}{\left\{ 1 + \left(\frac{UA}{(hA)_c} \right)_d \left[\left(\frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{(\dot{m}c_p)_h} \right)^{1-a} \left(\frac{R}{R_d} \right)^a - 1 \right] \right\}} \quad (74)$$

A equação (74) é válida quando o fluido quente apresenta a menor capacidade térmica e escoar no casco. Se o fluido quente escoar nos tubos, a equação será:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \left[\frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{(\dot{m}c_p)_h} \right]^{1-a} \frac{1}{\left\{ 1 + \left(\frac{UA}{(hA)_c} \right)_d \left[\left(\frac{(\dot{m}c_p)_{h,d}}{(\dot{m}c_p)_h} \right)^{1-b} \left(\frac{R}{R_d} \right)^b - 1 \right] \right\}} \quad (75)$$

Quando o fluido frio possui a menor capacidade térmica e escoar nos tubos, a equação (74) é escrita da seguinte forma:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \left[\frac{(\dot{m}c_p)_{c,d}}{(\dot{m}c_p)_c} \right]^{1-b} \frac{1}{\left\{ 1 + \left(\frac{UA}{(hA)_h} \right)_d \left[\left(\frac{(\dot{m}c_p)_{c,d}}{(\dot{m}c_p)_c} \right)^{1-a} \left(\frac{r}{r_d} \right)^a - 1 \right] \right\}} \quad (76)$$

Se escoar no casco a equação (74) será escrita como:

$$\frac{NTU}{(NTU)_d} = \left[\frac{(\dot{m}c_p)_{c,d}}{(\dot{m}c_p)_c} \right]^{1-a} \frac{1}{\left\{ 1 + \left(\frac{UA}{(hA)_h} \right)_d \left[\left(\frac{(\dot{m}c_p)_{c,d}}{(\dot{m}c_p)_c} \right)^{1-b} \left(\frac{r}{r_d} \right)^b - 1 \right] \right\}} \quad (77)$$

A proposta de JERÓNIMO et al. (1997) consiste em comparar a efetividade medida (equação (20)) com a efetividade calculada (equação (54)), tanto na condição limpa quanto na suja de projeto. A condição limpa significa um trocador isento de incrustação enquanto que a condição suja inclui a resistência térmica da incrustação prevista no projeto do trocador de calor. Note que no cálculo da efetividade limpa (ε_l) e suja de projeto (ε_s), tanto NTU (equações (74) a (77)) quanto R (equação (22)) são corrigidos em função das variações das vazões dos produtos e do cru.

JERÓNIMO et al. (1997) definem ainda um índice de incrustação que possibilita quantificar o nível de incrustação do trocador de calor:

$$IF_j = \frac{(\varepsilon_{l,i} - \varepsilon_{m,i})}{(\varepsilon_{l,i} - \varepsilon_{s,i})} \quad (78)$$

onde IF_j é o índice de incrustação para o trocador j . O índice de incrustação igual a 0 representa o trocador na condição limpa e o índice de incrustação igual a 1 representa o trocador na condição suja, ou seja, com o nível de incrustação máximo estimado em projeto.

A simplicidade do método reside na medição de apenas quatro temperaturas e uma vazão.

5.3 MONITORAMENTO DA PERFORMANCE TÉRMICA DA REDE

A metodologia proposta originalmente por JERÓNIMO et al. (1997) tem por objetivo monitorar a performance térmica de trocadores de calor individuais. Nesta seção apresenta-se uma extensão da metodologia a ser aplicada a uma rede de trocadores de calor.

5.3.1 EQUAÇÕES UTILIZADAS

Considere uma rede, onde o fluido quente tem a menor capacidade térmica em todos os trocadores. Neste caso, a quantidade máxima de calor possível que pode ser trocada na rede em um determinado instante de tempo ($\dot{Q}_{máx,r}$) é dada por:

$$\dot{Q}_{máx,r} = \dot{Q}_{máx,1} + \dot{Q}_{máx,2} + \dot{Q}_{máx,3} + \dots + \dot{Q}_{máx,n} \quad (79)$$

ou

$$\dot{Q}_{máx,r} = \sum_{j=1}^n [(\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{1c})]_j \quad (80)$$

onde “j” indica um certo trocador de calor presente na rede. A quantidade de calor trocada na rede (\dot{Q}_r) pode ser calculada pela quantidade de calor recebida pelo cru ao longo de toda a rede. Caso não exista mudança de fase no cru, a efetividade medida da rede completa ($\varepsilon_{m,r}$) pode ser escrita como:

$$\varepsilon_{m,r} = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_{máx,r}} = \frac{[(\dot{m}c_p)_{cru} (T_1 - T_2)]_{cru}}{\sum_{j=1}^n [(\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{1c})]_j} \times 100 \quad (81)$$

De forma similar à metodologia de JERÓNIMO et al. (1997), o objetivo é comparar a efetividade medida para a rede (equação (81)) com seus respectivos valores limpo e sujo de projeto.

Note então que a quantidade de calor transferido em cada trocador pode ser calculada multiplicando-se a sua efetividade (equação (20)) pela quantidade máxima possível a ser trocada neste trocador. Considerando a condição limpa,

$$\dot{Q}_{l,j} = (\dot{Q}_{máx,r} \varepsilon_l) = [(\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{1c}) \varepsilon_l]_j \quad (82)$$

e a condição suja de projeto:

$$\dot{Q}_{s,j} = (\dot{Q}_{máx,r} \varepsilon_s) = [(\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{1c}) \varepsilon_s]_j \quad (83)$$

Para toda a rede, a efetividade calculada na condição limpa de projeto ($\varepsilon_{l,r}$) será:

$$\varepsilon_{l,r} = \frac{\sum_{j=1}^n (\dot{Q}_{máx,r} \varepsilon_l)_j}{\dot{Q}_{máx,r}} = \frac{\sum_{j=1}^n \{[(\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{1c}) \varepsilon_l]\}_j}{\sum_{j=1}^n [(\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{1c})]_j} \times 100 \quad (84)$$

e na condição suja de projeto ($\varepsilon_{s,r}$):

$$\varepsilon_{s,r} = \frac{\sum_{j=1}^n (\dot{Q}_{máx,r} \varepsilon_s)_j}{\dot{Q}_{máx,r}} = \frac{\sum_{j=1}^n \{[(\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{1c}) \varepsilon_s]\}_j}{\sum_{j=1}^n [(\dot{m}c_p)_h (T_{1h} - T_{1c})]_j} \times 100 \quad (85)$$

Desta forma, a efetividade da rede medida nas condições operacionais ($\varepsilon_{m,r}$) pode ser comparada com as efetividades da rede calculada nas condições limpa ($\varepsilon_{l,r}$) e suja ($\varepsilon_{s,r}$).

Define-se também um índice de incrustação para a rede completa:

$$IF_r = \frac{(\varepsilon_{l,r} - \varepsilon_{m,r})}{(\varepsilon_{l,r} - \varepsilon_{s,r})} \quad (86)$$

onde IF_r é o índice de incrustação para toda a rede.

É interessante ainda definir um índice de peso para cada trocador:

$$IW_j = \frac{\dot{Q}_j}{\dot{Q}_r} \times 100 \quad (87)$$

onde \dot{Q}_j é a quantidade de calor trocada pelo trocador j . Este índice indica qual a contribuição que cada trocador de calor tem na taxa de transferência de calor trocada por toda a rede.

5.4 DESPESA ADICIONAL COM O COMBUSTÍVEL QUEIMADO NOS FORNOS

Considere uma rede de pré-aquecimento que no início de operação consegue elevar a temperatura do cru de 25°C até 260°C, para uma determinada condição operacional. Com a temperatura de saída de 260°C, os fornos devem proporcionar uma elevação de 110°C no cru, para que a temperatura mínima exigida no início da destilação ($\pm 370^\circ\text{C}$) seja atendida. Considere agora esta mesma rede com as mesmas condições operacionais porém, com um determinado nível de incrustação. Nestas condições, a rede eleva a temperatura do cru de 25°C até 250°C. Com esta temperatura de saída, os fornos precisam elevar a temperatura do cru em 120°C, ou seja 10°C a mais do que na situação na qual a rede estava limpa. Isto representa um aumento de combustível consumido nos fornos para manter a temperatura mínima exigida no início da destilação.

A diminuição da efetividade da rede medida nas condições operacionais, em relação a efetividade da rede calculada na condição limpa de projeto é utilizada para estimar a despesa adicional com o combustível a ser queimado nos fornos (CAC). Esta despesa é dada por:

$$CAC = 86400(CGC)\dot{Q}_{máx,r}(\varepsilon_{l,r} - \varepsilon_{s,r}) \quad [\text{US\$/d}] \quad (88)$$

onde CGC é o custo unitário de geração de combustível (US\$/J) e $\dot{Q}_{máx,r}$ é a máxima quantidade de calor trocado na rede na condição limpa de projeto (W). O valor 86400 representa um dia em segundos. Foi, portanto, admitido que as efetividades são constantes ao longo do dia.

Os resultados da aplicação desta metodologia na avaliação tanto para trocadores individuais quanto para a rede analisada são apresentados no capítulo 6.

6 MONITORAMENTO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

No capítulo anterior, a metodologia proposta por JERÓNIMO et al. (1997), cujo propósito é monitorar o desempenho térmico de trocadores de calor, foi apresentada. Com o objetivo de monitorar o desempenho térmico da rede foi proposta uma metodologia baseada no trabalho de JERÓNIMO et al. (1997). Um índice de peso foi definido com o objetivo de indicar a contribuição de cada trocador na quantidade de calor trocada na rede. Viu-se também que a perda da performance térmica da rede pode ser avaliada quantitativamente através da despesa adicional com o combustível queimado nos fornos.

Este capítulo se ocupa com a apresentação dos resultados decorrentes da metodologia descrita no capítulo anterior.

6.1 ANÁLISE INDIVIDUAL DA PERFORMANCE TÉRMICA DE TROCADORES DE CALOR

O objetivo desta seção é mostrar a perda do desempenho individual dos trocadores ao longo do tempo. Fez-se então comparações entre os valores medidos e calculados da efetividade conforme mostrados nas figuras a seguir. A Figura 32 mostra estes valores para o trocador TC-01. Note que as efetividades nas condições limpa e suja são valores dentro dos quais a efetividade medida deve se situar. Neste caso, as curvas da efetividade medida e calculadas seguem a mesma tendência. Antes de entrar em operação, outubro de 1998, o trocador de calor foi limpo. Nesta condição, a efetividade medida aproxima-se da efetividade calculada do trocador na condição limpa até outubro de 1999. A partir desta data até julho de 2000 observa-se um afastamento entre a efetividade medida e a efetividade na condição limpa de projeto, indicando com isto o aparecimento da incrustação. De julho de 2000 até outubro de 2000, a efetividade medida do trocador alcança a efetividade na condição suja, ou seja, o nível de incrustação presente no trocador atinge o valor máximo da resistência térmica da incrustação estabelecido em projeto. De outubro de 2000 até o final do período, abril de 2001, a efetividade do trocador cai abaixo da efetividade calculada na condição suja, oscilando em torno de 32%.

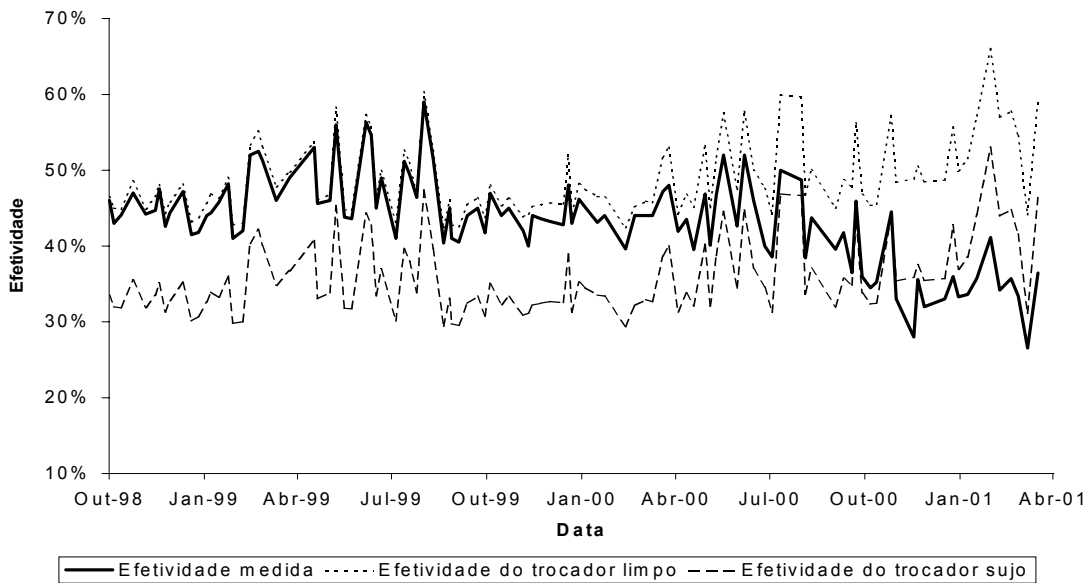


Figura 32 Efetividade do trocador TC-01 em função do tempo.

Na Figura 33, vê-se o índice de incrustação do trocador TC-01. A linha com índice de incrustação igual a 0 indica que o trocador está na condição limpa de projeto e o índice de incrustação igual a 1 indica que o trocador está na condição suja de projeto. O índice de incrustação mantém-se constante até fevereiro de 2000 e próximo de 0. Isto indica a existência de um balanço entre as taxas de deposição e remoção da incrustação. De fevereiro de 2000 até dezembro de 2000 (10 meses) observa-se um crescimento exponencial da incrustação e depois desta data, um novo equilíbrio entre as forças que provocam a incrustação é estabelecido. Em outubro de 2000, o nível de incrustação presente no trocador atinge o valor estabelecido em projeto. Em abril de 2001 o índice médio da incrustação é de 1,8, ou seja, 180% do índice máximo estabelecido em projeto. Vale ressaltar que o comportamento não linear da incrustação neste trocador deve-se ao problema da corrosão na torre de destilação atmosférica (já citado também no capítulo 4).

Comparando o índice de incrustação na Figura 33, com a resistência térmica total da incrustação na Figura 22 (repetida aqui por conveniência), nota-se uma semelhança no comportamento das curvas. A resistência térmica da incrustação cresce de forma similar ao índice de incrustação mostrando a equivalência dos métodos.

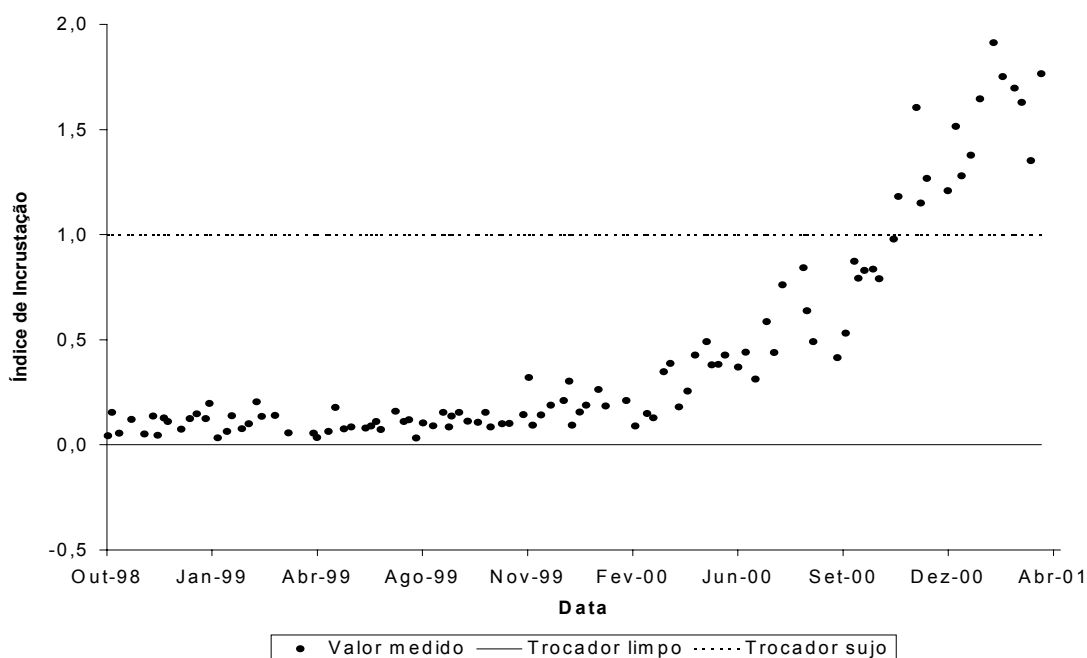


Figura 33 Índice de incrustação do trocador TC-01 em função do tempo.

As Figuras 34 a 37 apresentam resultados para dois outros trocadores. Na Figura 34, as efetividades calculadas seguem a mesma tendência da efetividade medida para o trocador TC-03. As Figuras 35 e 24 correspondem ao índice de incrustação e a resistência térmica da incrustação do trocador TC-03, respectivamente. Pode-se observar que em ambas as figuras a incrustação cresce de forma praticamente linear não alcançando porém a resistência térmica da incrustação estabelecida na condição suja de projeto.

Na Figura 35 o índice de incrustação máximo alcançado no final do período corresponde à aproximadamente 62% do índice de incrustação máximo estabelecido em projeto.

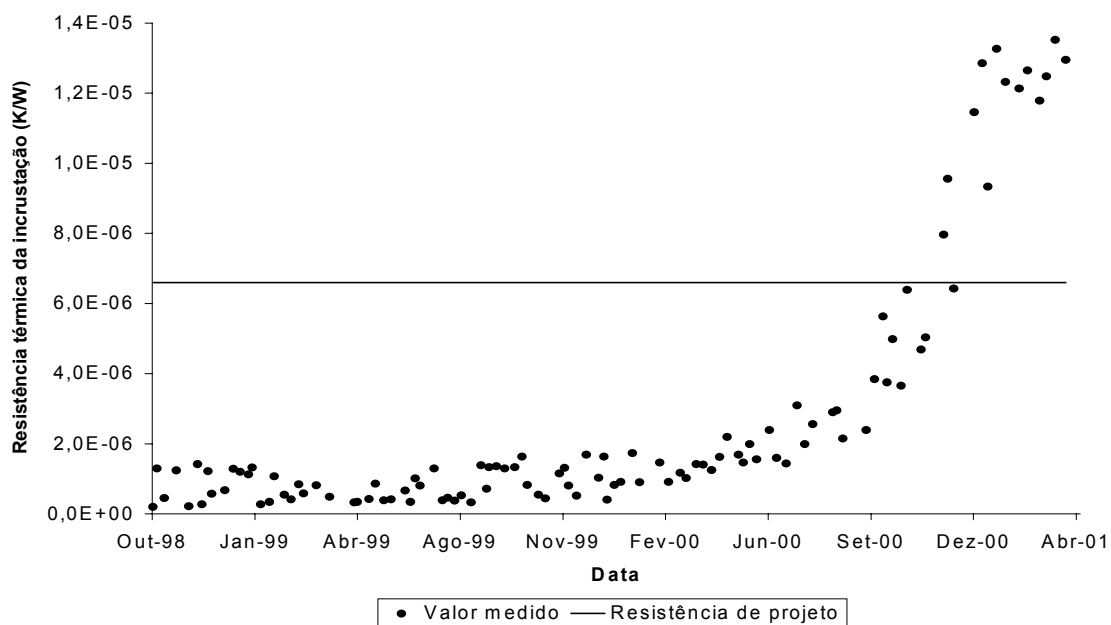


Figura 22 Resistência térmica total da incrustação do trocador TC-01 em função do tempo.

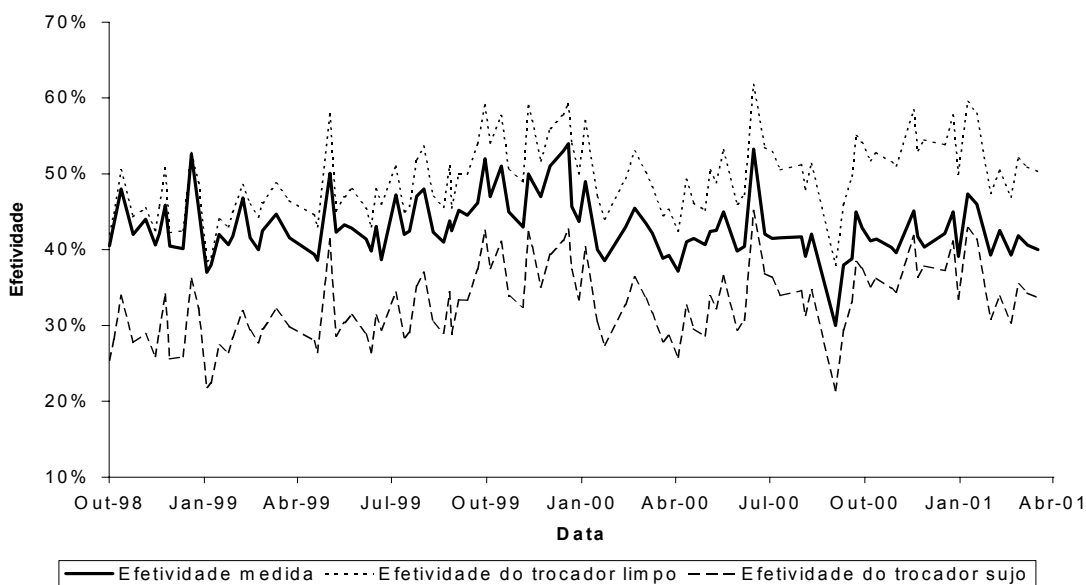


Figura 34 Efetividade do trocador TC-03 em função do tempo.

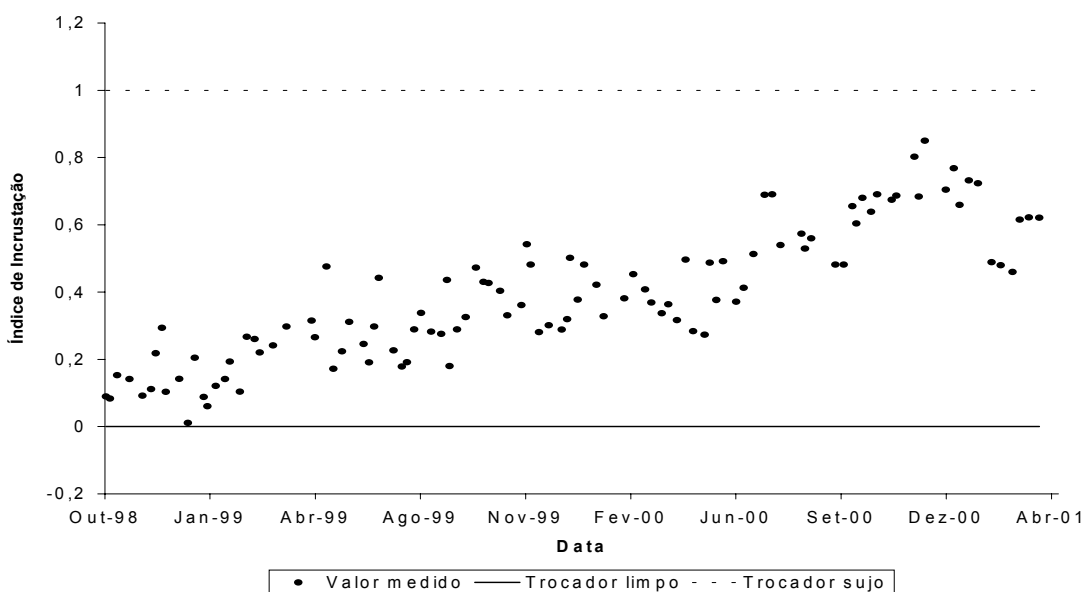


Figura 35 Índice de incrustação do trocador TC-03 em função do tempo.

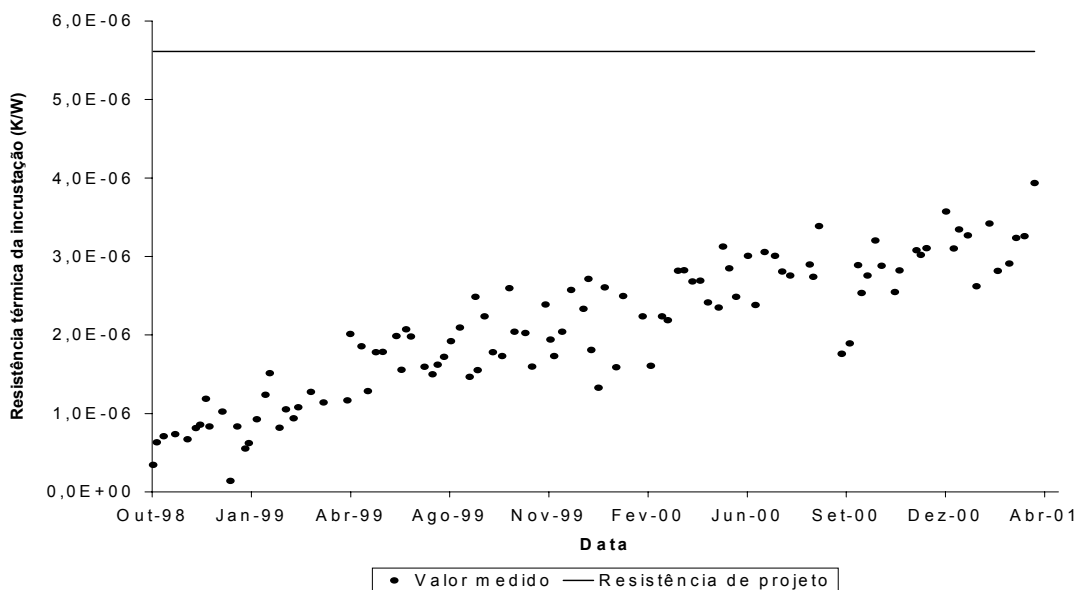


Figura 24 Resistência térmica total da incrustação do trocador TC-03 em função do tempo.

Na Figura 36, vê-se o comportamento da efetividade do trocador TC-06. Comparando o índice de incrustação na Figura 37, com a resistência térmica total da incrustação na Figura 27, nota-se mais uma vez uma semelhança entre as curvas.

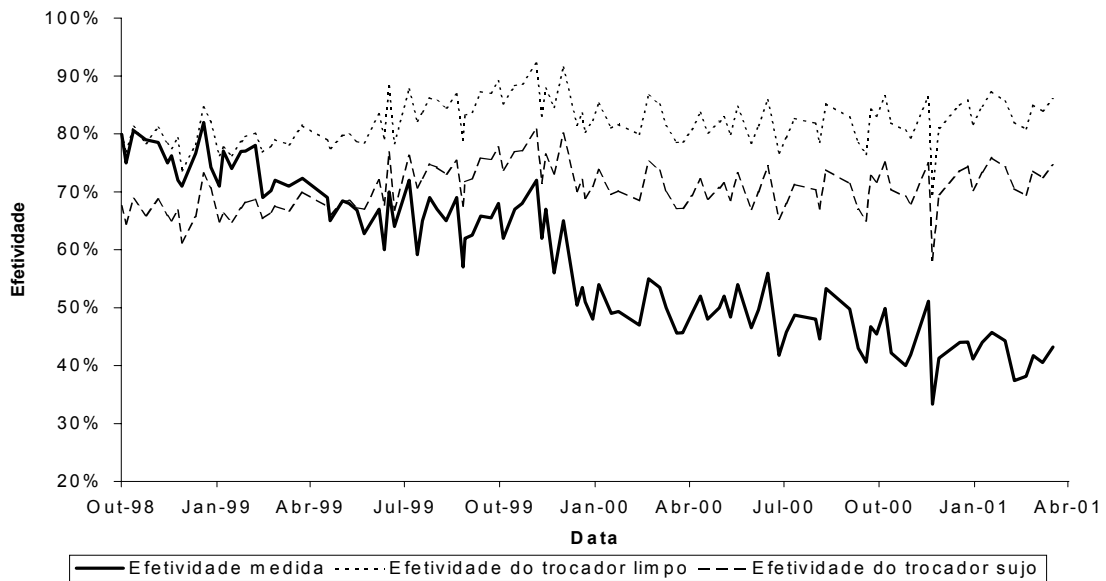


Figura 36 Efetividade do trocador TC-06 em função do tempo.

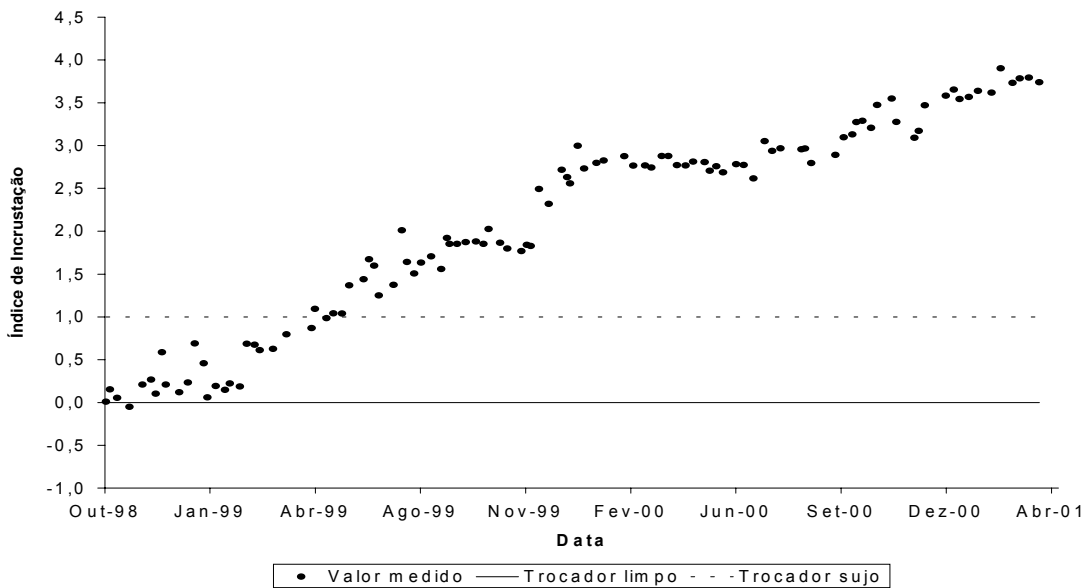


Figura 37 Índice de incrustação do trocador TC-06 em função do tempo.

Na Figura 37, o índice de incrustação cresce linearmente logo após a entrada do trocador em operação (outubro de 1998). Em maio de 1999 (7 meses), o índice de incrustação é igual a 1, ou seja, o trocador atinge a condição suja de projeto. No final do período, o valor do índice de incrustação é de 3,6, ou seja 360% da incrustação estabelecida em projeto. Vale ressaltar que este trocador está localizado no segundo estágio de aquecimento e tem uma temperatura próximo dos 200°C. Conforme citado no capítulo 4, o aumento da temperatura favorece a reação química

de polimerização e aumenta a instabilidade dos asfaltenos no cru aumentando a propensão a incrustação.

Este comportamento pode também ser observado na Figura 27, mostrando mais uma vez a equivalência dos métodos.

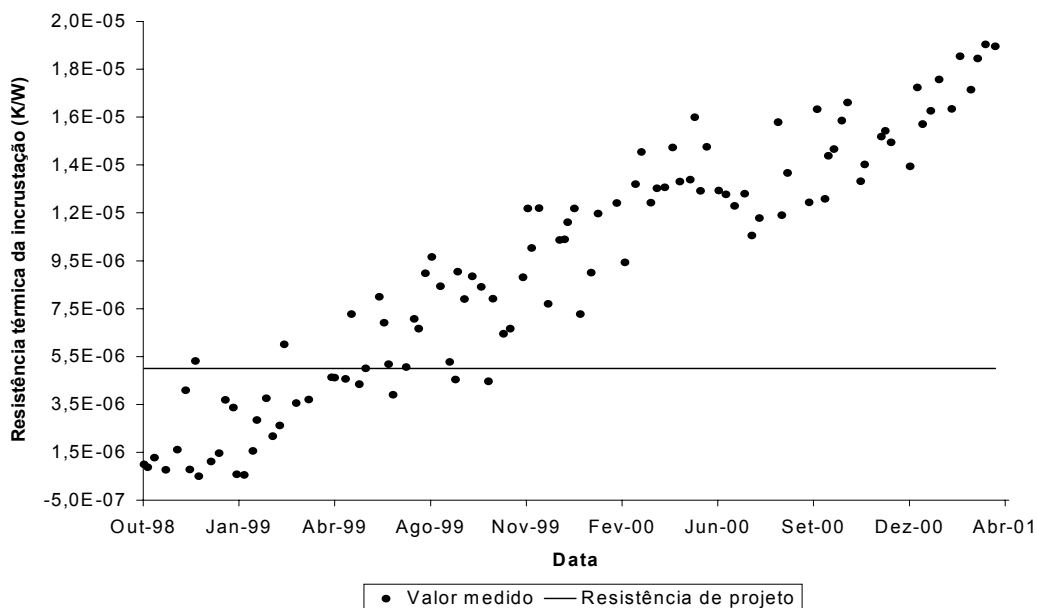


Figura 27 Resistência térmica total da incrustação do trocador TC-06 em função do tempo.

Os resultados obtidos no monitoramento individual dos trocadores de calor analisados, TC-01, TC-03 e TC-06, mostram a validade da metodologia proposta por JERÓNIMO et al. (1997). Devido às correções nas vazões dos fluidos das condições de projeto para as condições operacionais, as efetividades calculadas, apesar de terem valores diferentes, seguem a mesma tendência da efetividade medida. Pode-se concluir desta análise que as variações das propriedades termofísicas sofridas pelos fluidos durante a operação não influenciam significativamente na efetividade calculada e, portanto nos resultados finais. Em todos os trocadores analisados a semelhança entre o índice de incrustação e a resistência térmica da incrustação foi satisfatória, mostrando uma equivalência entre os métodos.

6.2 ANÁLISE DA PERFORMANCE TÉRMICA DA REDE

A performance térmica de toda a rede será agora analisada pela metodologia proposta.

A Figura 38 mostra a efetividade medida da rede comparando-a com as efetividades nas condições limpa e suja de projeto. O mesmo comportamento observado no monitoramento dos trocadores individuais nota-se no monitoramento da rede, ou seja, as efetividades calculadas seguem a mesma tendência da efetividade medida. Verifica-se que de outubro de 1998 até aproximadamente outubro de 1999 (12 meses) a rede operou com efetividade próxima do seu valor na condição limpa. Após o mês de outubro de 1999, observa-se uma diminuição na performance térmica da rede e um ano depois, outubro de 2000, a efetividade atinge a condição suja estabelecida em projeto. Isto representa uma perda na efetividade da rede de aproximadamente 10%. Percebe-se que de outubro de 2000 até abril de 2001 (6 meses) a rede operou na condição suja de projeto. Se o critério de parada para a limpeza da rede fosse a incrustação de projeto, a mesma deveria ser limpa em outubro de 2000. Se a decisão de parada para a manutenção da rede fosse tomada nesse período, evitar-se-ia o gasto de combustível adicional nos fornos. A decisão de quando parar a rede é um exemplo claro da importância do monitoramento térmico da rede.

É importante notar que alguns trocadores começam a incrustar antes de outubro de 1999 (TC-02, TC-03, TC-05, TC-06 e TC-07). Da mesma forma que certos trocadores atingem a condição suja de projeto antes de outubro de 2000 (TC-06 e TC-07). Isto significa dizer que a rede como um todo não fica comprometida com a degradação completa de um ou mais trocadores de calor. Mesmo porque a degradação de um trocador pode ser compensada pelos demais subsequentes da rede. A Figura 39 mostra o índice de incrustação da rede.

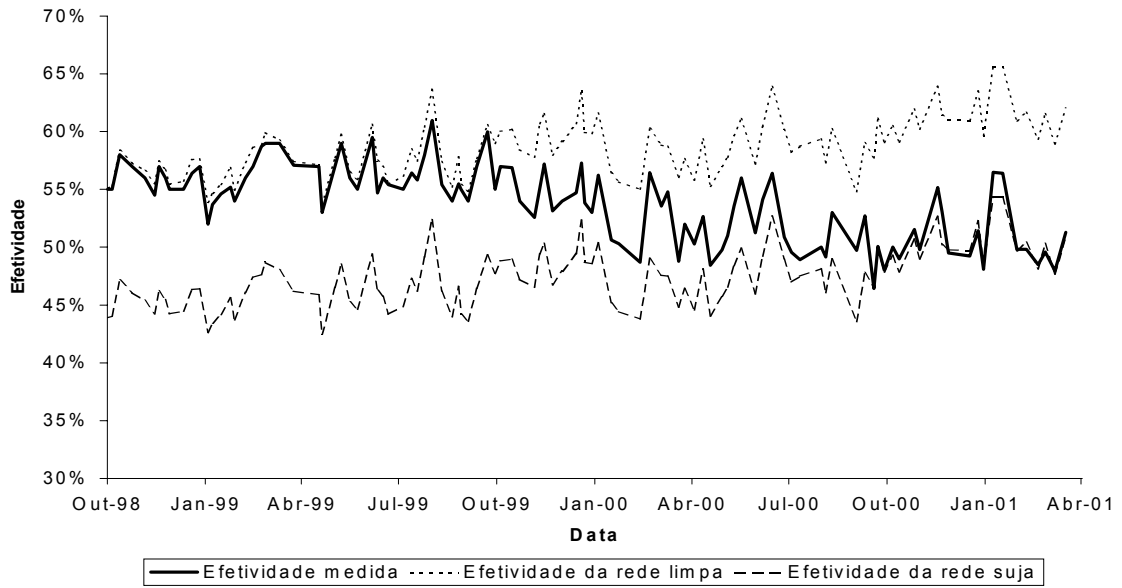


Figura 38 Efetividade da rede em função do tempo.

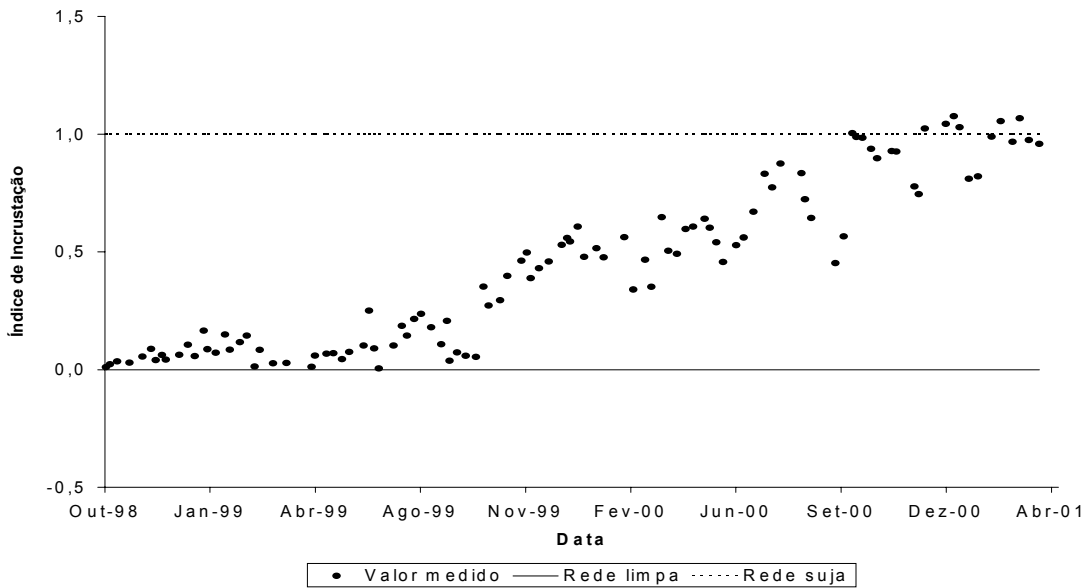


Figura 39 Índice de incrustação da rede em função do tempo.

Ao monitorar a rede, pode-se conhecer a cada instante da operação qual a contribuição que cada trocador de calor tem na taxa de calor trocada por toda a rede. Esta parcela foi definida no capítulo anterior (equação (87)) e é denominada neste trabalho de índice de peso. A Figura 40 mostra o índice de peso para os trocadores TC-01, TC-04 e TC-06. Nota-se que o índice de peso em outubro de 1998 para estes trocadores era, respectivamente de 23%, 15% e 5%. Isto mostra a

importância do trocador TC-01 na taxa de calor trocada na rede. Isto pode ser explicado quando olhamos para a quantidade de calor trocado em cada trocador. No trocador localizado no início da rede, o TC-01, percebe-se uma grande quantidade de calor trocado. As vazões de cru são da ordem de $10000 \text{ m}^3/\text{d}$ e a variação de temperatura sofrida pelo cru é da ordem de 50°C . No trocador TC-06 o valor da vazão é da ordem de $5000 \text{ m}^3/\text{d}$ e a variação de temperaturas é de 25°C . Se considerarmos a mesma quantidade de calor trocada na rede e o mesmo calor específico do cru para ambos trocadores, nota-se que no trocador TC-01 consegue-se trocar 4 vezes mais calor do que no trocador TC-06. Nota-se também que no fim do período o índice de peso do trocador TC-04 aumenta. Considerando que neste trocador a taxa de calor trocada não é prejudicada com o problema da incrustação e que, a taxa de calor trocada na rede diminui ao longo do tempo, este comportamento é justificado.

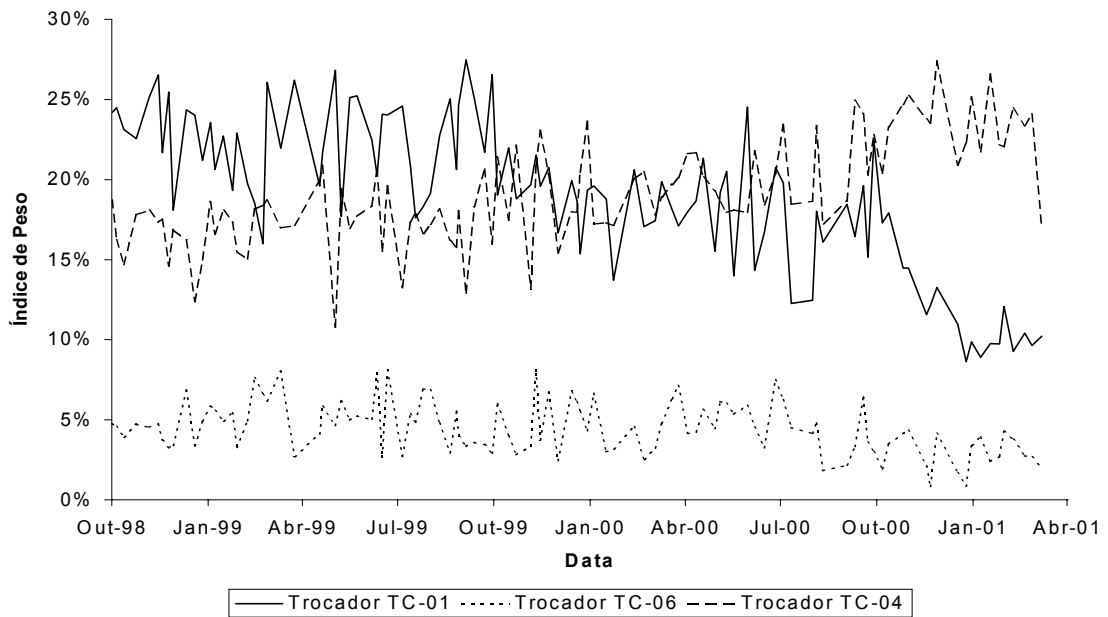


Figura 40 Índice de peso em função do tempo.

6.3 DESPESA ADICIONAL COM O COMBUSTÍVEL QUEIMADO NOS FORNOS

Viu-se no capítulo anterior que a diminuição do desempenho térmico da rede deve-se ao problema da incrustação. Nestas condições, a temperatura de saída do cru da rede diminui aumentando a demanda de combustível a ser queimado nos fornos. Com a metodologia desenvolvida para a rede de pré-aquecimento, pode-se acompanhar e comparar a performance térmica da rede com a performance que esta deveria ter caso não houvesse o problema da incrustação (rede na condição limpa). Isto permite avaliar em tempo real o gasto adicional com o combustível queimado nos fornos, devido à perda na efetividade da rede (Figura 41).

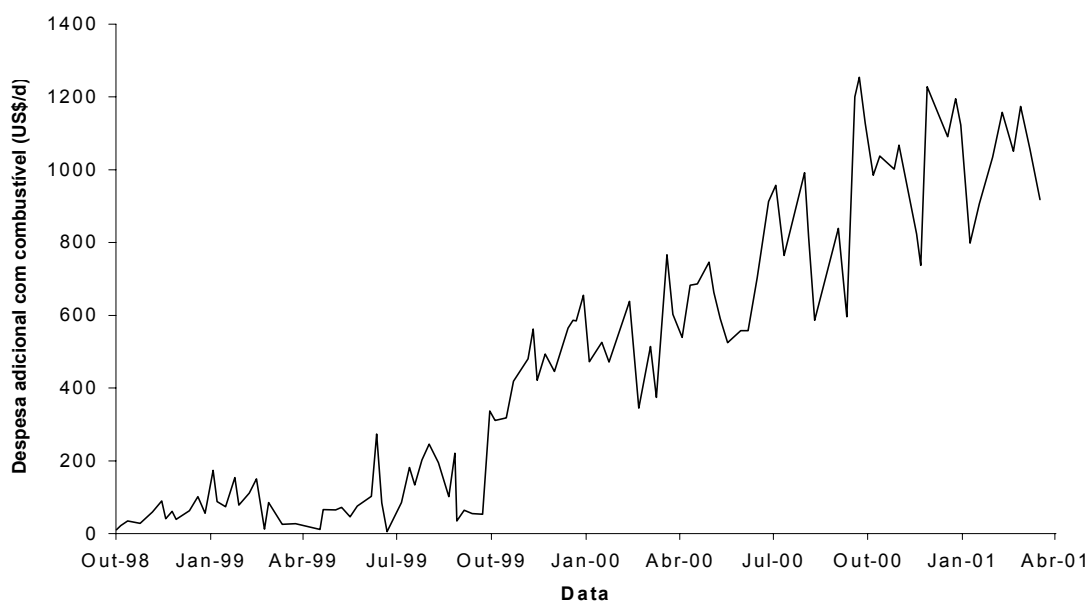


Figura 41 Despesa adicional com o combustível queimado nos fornos em função do tempo.

Nesta figura, pode-se notar que a partir de outubro de 1999, data em que a efetividade medida afasta-se da efetividade na condição limpa (ver Figura 38), o gasto adicional de combustível cresce com o tempo devido à diminuição da performance térmica da rede. No final do período, abril de 2001, este valor é de aproximadamente US\$ 1100/d o que representa uma diminuição de aproximadamente 10% na efetividade medida da rede em relação à efetividade na condição limpa.

Considerando que se trabalhou durante seis meses na condição suja de projeto gastou-se com combustível adicional nos fornos o equivalente a US\$ 200.000,00. Vale lembrar que esta despesa está associada ao problema de incrustação em um ramal da rede. Se considerarmos que em cada ramal existe o mesmo nível de incrustação aqui observado esta despesa aumenta para US\$ 1.000.000,00 em seis meses.

Considerou-se nesta análise que o custo unitário médio para geração de calor no período de outubro de 1999 até abril de 2001 é de $2,85 \times 10^{-9}$ US\$/J.

7 CONCLUSÕES

No projeto de trocadores de calor, a escolha da resistência térmica da incrustação é um dos procedimentos mais importantes. Ela determina a área de transferência de calor que atenderá as exigências operacionais do processo, como o balanço de energia. Para que esta resistência possa ser determinada com confiabilidade, é indispensável à avaliação do nível de incrustação através dos dados de operação da planta. A avaliação feita desta forma proporciona ao projetista inexperiente uma segurança maior na hora de dimensionar o equipamento e garante ao usuário deste equipamento o atendimento das condições de operação mesmo quando o problema da incrustação é severo. Da mesma forma que um bom projeto passa necessariamente pela determinação da resistência da incrustação o sucesso econômico do processo passa a depender de um bom monitoramento da performance térmica do trocador de calor. Neste trabalho os seguintes objetivos foram propostos: estudar o processo de incrustação em uma rede de trocadores de calor; discutir as potencialidades de metodologias existentes para o monitoramento do desempenho térmico de trocadores de calor, e; apresentar uma metodologia alternativa para este monitoramento.

O estudo do processo de incrustação foi realizado em um ramal de trocadores presente em uma rede de pré-aquecimento de petróleo (cru). Verificou-se deste estudo que os fatores de incrustação recomendados pela TEMA, nos trocadores de calor do segundo estágio de aquecimento, não deveriam ser utilizados no projeto destes trocadores, isto porque o valor da resistência térmica da incrustação nestes trocadores era de 200% a 400% do valor recomendado pela TEMA. Observou-se também que a medida em que o cru avança na rede, o nível de incrustação torna-se maior. Justificativas para este fato são mostradas na literatura, porém, os efeitos do aumento da temperatura levando ao aumento das reações químicas de polimerização e, como consequência a deposição de asfaltenos na superfície de troca de calor, são unânimes nestes artigos. Observou-se que dos sete trocadores da rede seis tinham um crescimento linear da resistência da incrustação e, portanto, pôde-se determinar as taxas de crescimento.

No pré-aquecimento do petróleo a composição e as vazões dos fluidos (ou ambas) variam com o tempo, e o valor do coeficiente global de transferência de calor que representa o trocador limpo, $(UA)_l$, também é constantemente modificado.

Para evitar estes cálculos, a metodologia descrita aqui se baseia no trabalho de JERÓNIMO et al. (1997) e está centrada em dois procedimentos: 1) determinação da efetividade medida da rede e 2) cálculo da efetividade estimada da rede para os trocadores limpos e sujos. O cálculo das efetividades se baseiam nas mudanças das razões das capacidades térmicas das correntes de fluidos (R ou r).

Os valores experimentais obtidos mostram que os efeitos de R ou (r) e das vazões devem ser considerados e que os efeitos das variações das propriedades termofísicas não são importantes, de forma particular para a rede de pré-aquecimento que foi objeto deste estudo. Considerando que a qualidade do cru e dos produtos processados muda periodicamente, ainda assim a metodologia foi aplicada com sucesso.

O emprego da metodologia indica a cada instante de operação o nível de incrustação e a contribuição de cada trocador na taxa de calor trocada por toda a rede. Pode-se também, devido à perda do desempenho térmico, avaliar a despesa com combustível adicional queimado nos fornos.

Apesar das considerações simplificadoras, o método rende resultados satisfatórios e informações muito preciosas aos profissionais envolvidos no monitoramento de redes de trocadores de calor. O método pode ser empregado em outras plantas industriais porém com cuidado nos casos onde os efeitos das propriedades termofísicas possam ser significantes.

7.1 Recomendações para trabalhos futuros

Recomenda-se a realização de um trabalho experimental para o levantamento de modelos matemáticos que possam avaliar o efeito de parâmetros como temperatura, velocidade e composição do cru no processo de incrustação.

Sugere-se o desenvolvimento de programas computacionais que permitam simular a performance da rede levando em consideração a evolução temporal da incrustação. Esta prática associada com um processo de otimização conduz à determinação do momento ótimo de limpeza para cada trocador na rede.

Finalmente recomenda-se realizar novos trabalhos experimentais para avaliar a adequabilidade da metodologia em redes de trocadores utilizadas para outros fins industriais.

REFERÊNCIAS

ABUD-ZAID, M. A fouling evaluation system for industrial heat transfer equipment subject to fouling. **Heat Mass Transfer**, v. 27, p. 815-824, 2000.

API. **Technology Vision 2020: A Technology Vision for the U.S Petroleum Refining Industry Workshop**, p. 35, Chicago, 1999.

BAILEY, K. Optimize heat exchanger operations by minimizing fouling. **Hydrocarbon Processing**, v. 78, n. 6, p. 113-116, 1999.

BARLETTA, A, F. Revamping crude units. **Hydrocarbon Processing**, v. 60, n. 6, p. 51-57, 1998.

BOTT, T. R. **Fouling of Heat Exchangers**. 1st. ed. New York: ELSEVIER, 1995. 523 p.

_____. Aspects of crystallization fouling. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 14, n. 4, p. 356-360, 1997.

_____. To foul or not to foul. **Chemical Engineering Progress**, v. 97, p. 30 – 37, 2001.

BRONS, G; RUDY, T. M. A logical approach to troubleshooting crude preheat exchanger fouling. In: **2nd International Conference on Petroleum and Gas Phase Behaviour and Fouling**, 2000, Copenhagen, pp. 15-20.

CHENOWETH, J. M. Fouling problems in heat exchangers. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 70, pp.406-419, 1987.

EBERT, W. A. Analysis of Exxon Crude-Oil-Slip Stream Coking Data. **In: Engineering Foundation Conference on Fouling Mitigation of Industrial Heat Exchangers**, 1997, Califórnia, 18-23 de junho, pp. 451-460.

EPSTEIN, N. Heat exchanger fouling. **Canadian Chemical News**, v. 48, n. 10, p. 15-16, 1996

EXCEL™. Microsoft Corporation. **Guia do usuário**. Versão EXCEL 2000, 2000.

FLESCHE, C. A. **Medição de grandezas mecânicas – Metrologia**. Florianópolis: UFSC, 1997. 160 p.

FÖRSTER, M; AUGUSTIN, W; BOHNET, M. Influence of the adhesion force crystal/heat exchanger surface on fouling mitigation. **Chemical Engineering and Processing**, v. 38, n. 4-6, p. 449-461, 1999.

HELALIZADEH, A; MULLER-STEINHAGEN, H; JAMIALAHMADI, M. Mixed salt crystallisation fouling. **Chemical Engineering and Processing**, v. 39, n. 1, p.29-43, 2000.

HOLMAN, J. P. **Heat transfer**. 2nd. ed. New York: McGRAW – HILL BOOK COMPANY, 1968. 400 p.

HYSYS™. Hyprotech Ltd. **User guide in CD**. Version HYSYS 2.4, 2001.

INCROPERA, F. P; WITT, D. P. de. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 1. ed. Rio de Janeiro - RJ: LTC - Livros técnicos e Científicos Editora S.A 1992. 600 p.

JERÓNIMO, M. A. S; MELO, L. F; BRAGA, A. S; FERREIRA, P. J. B. F; MARTINS, C. Monitoring the thermal efficiency of fouled heat exchangers – a simplified method. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 14, p. 455-463, 1997.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat exchangers – selection, rating e thermal design**. 1. ed. New York: CRC Press, 1998. 424 p.

KERN, D. Q; SEATON, R. E. Heat exchanger design for fouling service. **Chemical Engineering**, v. 62, p. 51-56, 1966.

KERN, Donald Q. **Processos de transmissão de calor**. 1. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara S.A, 1987. 671 p.

KNUDSEN, J. G; DAHCHENG, L; EBERT, W. A. The determination of the threshold fouling curve for a crude oil. **Applied Thermal Design**, v. 15, p. 3-10, 1995.

LEACH, S.H; FACTOR, S.A. Monitoring fouling in refinery and petrochemical plant heat exchange equipment. **In: 20th National Heat Transfer Conference**. ASME. 1981, Wisconsin, v. 17, p. 39–43,

LEMKE, H. Fouling of heat exchangers surfaces. **Chemistry & Industry**, v. 5, p.171-175, 1995.

MANSOORI, G.A. Deposition and fouling of heavy organic oils and other compounds. **In: 9th International Conference on Properties and Phase Equilibria for Product and Process Design**, 2001, May 20-25, Okayama, JAPAN.

MELO, L. F; BOTT, T. R. Biofouling in water systems. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 14, n. 4, p. 375-381, 1997.

SYSTEM PLANT INFORMATION™. OSI Software. **User guide**. Version PI , 2000.

POLLEY, G. T; WILSON, D. I; Pugh, S. J. Consideration of fouling during the design of crude oil pre-heat trains. Disponível em: <<http://www.pinchtechnology.com>>. Acesso em: 01 nov. 2001. 2001

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**, v. 22, p. 777–788, 2002.

REPAR. Área de otimização. **Relatório do teste de aceitação e carga máxima - Unidade de destilação atmosférica e a vácuo**. Araucária, 1999. 68p.

SCARBOROUGH, C. E; CHERRINGTON, D. C; DIENER, R.; GOLAN, L. P. Coking of crude oil at high heat flux levels. **Chemical Engineering Progress**, v. 75, p. 41-46, 1979.

SOMERSCALES, E. F. C. Fouling of heat transfer surfaces: an historical review. **In: 25th National Heat Transfer Conference**. ASME, 1988, Houston, v. 20, p. 42–46.

STEINHAGEN-MULLER, H. Fouling of heat exchangers surfaces. **Chemistry and Industry**, v. 6, p. 171-175, 1995.

TABOREK, J; AOKI, T; RITTER, R. B; PALEN, J. W; KNUDSEN, J. G. Predictive methods for fouling behavior. **Chemical Engineering Progress**, v. 68, p. 69-78, 1972.

TEMA. **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association**, 6th edition, New York, 1978.

WILSON, D. I; WATKINSON, A. P. Chemical reaction fouling – a review. **Engineering and Thermal Sciences**, v. 14, p. 361-374, 1997.

ZUBAIR, M. S; ANWAR, K. S; YOUNAS, M; BUDAIR, M. O. A risk based heat exchanger analysis subject to fouling. Part I: Performance evaluation. **Energy**, v. 25, p. 427-443, 2000.

APÊNDICE A – COEFICIENTES DAS EQUAÇÕES AJUSTADAS NO CAPÍTULO 3

Coeficientes da equação (3)

$$\begin{aligned}A_1 &= 900,37 \\A_2 &= -1 \times 10^{-5} \\A_3 &= 4 \times 10^{-12} \\A_4 &= -1,0723 \\A_5 &= 5 \times 10^{-7} \\A_6 &= -1 \times 10^{-13} \\A_7 &= 1,8 \times 10^{-3} \\A_8 &= -3 \times 10^{-9} \\A_9 &= 8 \times 10^{-16}\end{aligned}$$

Coeficientes da equação (5)

$$\begin{aligned}A_1 &= 0,1528 \\A_2 &= -2 \times 10^{-6} \\A_3 &= -4 \times 10^{-10} \\A_4 &= -1 \times 10^{-4} \\A_5 &= -2 \times 10^{-7} \\A_6 &= 9 \times 10^{-11} \\A_7 &= 2 \times 10^{-7} \\A_8 &= 6 \times 10^{-10} \\A_9 &= 6 \times 10^{-14}\end{aligned}$$

APÊNDICE B – VALORES DAS VAZÕES EM CADA RAMAL E DO VOLUME DO TANQUE A CADA HORA DE PROCESSAMENTO

Data/horário	Volume no tanque (m ³)	VAZÃO NA 1º FASE DE PRÉ-AQUECIMENTO (m ³ /d)				
		1º RAMAL	2º RAMAL	3º RAMAL	4º RAMAL	5º RAMAL
11/11/98 12:30	48075					
11/11/98 13:30	46796	5003	5077	4823	4821	11174
11/11/98 14:30	45516	5048	5060	4750	4771	11046
11/11/98 15:30	44237	5076	5066	4992	4963	11229
11/11/98 16:30	42957	5014	4984	4827	4782	11190
11/11/98 17:30	41677	4995	5023	4825	4824	10883
11/11/98 18:30	40397	5046	5109	4842	4849	11152
11/11/98 19:30	39118	5034	5118	4828	4845	10969
11/11/98 20:30	37838	4994	5024	4872	4895	10978
11/11/98 21:30	36559	5015	5019	4827	4782	11245
11/11/98 22:30	35284	5014	4984	4808	4813	11168
11/11/98 23:30	34009	5088	5127	4849	4814	11289
12/11/98 00:30	32734	5029	5088	4823	4821	10998
12/11/98 01:30	31459	5044	4992	4750	4771	11136
12/11/98 02:30	30185	5048	5081	4836	4869	11064
12/11/98 03:30	28910	5003	5077	4780	4763	11112
12/11/98 04:30	27635	5048	5060	4809	4815	11025
12/11/98 05:30	26360	4990	5041	4822	4814	11174
12/11/98 06:30	25085	5058	5061	4816	4825	11046
12/11/98 07:30	23810	5059	5067	4808	4831	11002
12/11/98 08:30	22534	4991	5035	4831	4793	11296
12/11/98 09:30	21259	5046	5109	4842	4849	11168
12/11/98 10:30	19984	5034	5118	4828	4845	11289
12/11/98 11:30	18709	5022	5039	4784	4825	11145
12/11/98 12:30	17433	5061	5080	4824	4864	11190

Data/horário	Volume no tanque (m3)	VAZÃO NA 2º FASE DE PRÉ-AQUECIMENTO (m³/d)				
		1º RAMAL	2º RAMAL	3º RAMAL	4º RAMAL	5º RAMAL
11/11/98 12:30	48075					
11/11/98 13:30	46796	5941	6044	4398	4500	11967
11/11/98 14:30	45516	6022	5992	4421	4510	11989
11/11/98 15:30	44237	6005	6012	4388	4506	11956
11/11/98 16:30	42957	5971	6046	4429	4499	12022
11/11/98 17:30	41677	5991	6108	4398	4505	11950
11/11/98 18:30	40397	6003	5941	4375	4503	12005
11/11/98 19:30	39118	5960	5985	4415	4536	12013
11/11/98 20:30	37838	5956	5992	4381	4488	11984
11/11/98 21:30	36559	6021	6020	4401	4491	12019
11/11/98 22:30	35284	6046	6073	4493	4503	12039
11/11/98 23:30	34009	5986	5990	4420	4502	11919
12/11/98 00:30	32734	6004	6205	4384	4473	12029
12/11/98 01:30	31459	5991	6070	4384	4514	11854
12/11/98 02:30	30185	6016	6006	4429	4493	12101
12/11/98 03:30	28910	6040	6060	4382	4491	12074
12/11/98 04:30	27635	6021	6108	4401	4508	11950
12/11/98 05:30	26360	6023	6011	4373	4521	11958
12/11/98 06:30	25085	6007	5984	4405	4495	11917
12/11/98 07:30	23810	5941	6044	4398	4500	11967
12/11/98 08:30	22534	6022	5992	4421	4510	11989
12/11/98 09:30	21259	5956	5992	4381	4488	11984
12/11/98 10:30	19984	6021	6020	4401	4491	12019
12/11/98 11:30	18709	6028	6024	4449	4505	12036
12/11/98 12:30	17433	5971	6046	4429	4499	12022

APÊNDICE C – COEFICIENTES DAS EQUAÇÕES (36) E (37)

Arranjo dos tubos	Número de Reynolds	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	$10^5 - 10^4$	0,321	-0,388	1,450	0,519
	$10^4 - 10^3$	0,321	-0,388		
	$10^3 - 10^2$	0,593	-0,477		
	$10^2 - 10$	1,360	-0,657		
45°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,396	1,930	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,370	-0,396		
	$10^3 - 10^2$	0,730	-0,500		
	$10^2 - 10$	0,498	-0,656		
90°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,395	1,187	0,370
	$10^4 - 10^3$	0,107	-0,266		
	$10^3 - 10^2$	0,408	-0,460		
	$10^2 - 10$	0,900	-0,631		

APÊNDICE D – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS UTILIZADOS NA DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE CORREÇÃO (EQUAÇÃO (33))

		TC-01	TC-02	TC-03	TC-04
Razão de corte da chicana	%	0,25	0,25	0,25	0,25
Comprimento do corte da chicana	mm	262,5	150	225	200
Diâmetro do casco	mm	1050	600	900	800
Diâmetro do feixe	mm	1000	562	848	755
Número de tubos		1132	332	780	644
Diâmetro externo dos tubos	mm	19,05	19,05	19,05	19,05
Folga tubo/chicana	mm	0,79	0,79	0,79	0,79
Folga casco/chicana	mm	5	4	4	4
Passo	mm	25	25	25	25
Distância da chicana de entrada	mm	847	590	751	655
Distância da chicana de saída	mm	687	733,5	610	535
Número de chicanas		18	20	16	44
Espaçamento central da chicana	mm	256	515	303	227
Número de pares de tiras selantes		2	2	2	2

		TC-05	TC-06	TC-07
Razão de corte da chicana	%	0,15	0,25	0,2
Comprimento do corte da chicana	mm	150	237,5	220
Diâmetro do casco	mm	1000	950	1100
Diâmetro do feixe	mm	948	898	1048
Número de tubos		1054	904	1287
Diâmetro externo dos tubos	mm	19,05	19,05	19,05
Folga tubo/chicana	mm	0,79	0,79	0,79
Folga casco/chicana	mm	6	4,5	6
Passo	mm	25	25	25
Distância da chicana de entrada	mm	644	682	751
Distância da chicana de saída	mm	350	542	680
Número de chicanas		26	52	17
Espaçamento central da chicana	mm	200	202	280
Número de pares de tiras selantes		3	2	3

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)