



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
ENG07053 - TRABALHO DE DIPLOMAÇÃO EM ENGENHARIA
QUÍMICA



Monitoramento do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor Duplo Tubo de uma planta Slurry

Autor: Aline Baraldi

Orientador: Prof. Dr. Pedro Rafael Bolognese Fernandes

Orientador da empresa: Eng. Ms. Marcelo Bohrer Guarita



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
ENG07053 - TRABALHO DE DIPLOMAÇÃO EM ENGENHARIA
QUÍMICA



Monitoramento do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor Duplo Tubo

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do Diploma de Engenharia Química.

Orientador na Instituição:
Prof. Dr. Pedro Rafael Bolognese Fernandes

Orientador na Empresa:
Eng. Ms. Marcelo Bohrer Guarita

Sumário

Sumário	iii
Agradecimentos	iv
Resumo	v
Lista de Figuras	vi
Lista de Tabelas	vii
Lista de Símbolos	viii
Lista de Abreviaturas e Siglas	x
1 Introdução	1
2 Revisão Bibliográfica	3
2.1 Trocadores de calor	3
2.1.1 Configuração do Escoamento	3
2.1.2 Tipo de construção	4
2.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor	5
2.3 Incrustação	8
2.4 Análise de Trocadores de Calor em Operação	11
3 Estudo de Caso	15
3.1 A Empresa	15
3.2 Processo Slurry - PEAD	15
3.2.1 Trocador de calor duplo tubo da reação	17
4 Materiais e Métodos	20
5 Resultados	26
5.1 Índice segundo as eficiências	27
6 Conclusões e Trabalhos Futuros	32
Referências	33

Agradecimentos

Agradeço a Deus.

Aos meus pais pelo apoio.

À minha avó Helena, pelo carinho e incentivo no decorrer da minha vida.

Aos meus orientadores Pedro e Guarita, pelos conhecimentos transmitidos, incentivos e paciência.

Aos engenheiros do Processo da PE-5 Slurry, em especial aos engenheiros Solé e Rafael pelo apoio na realização do trabalho.

Aos meus amigos pela convivência, paciência e carinho.

Resumo

Este trabalho apresenta um estudo sobre o comportamento do sistema de troca térmica da planta Slurry da Braskem S.A. para produção de Polietileno de Alta Densidade. O sistema da reação é composto por dois reatores, cada um destes contando com dois trocadores de calor do tipo duplo tubo.

Neste sistema, ocorre a redução de desempenho de troca térmica em relação ao projetado pelo *fouling* que se forma em trocadores de calor aumentando a resistência à troca térmica. Com isto, têm-se uma limitação fundamental na capacidade de processamento e no tempo de campanha da planta.

Foi escolhido um dos trocadores para a obtenção de um modelo de monitoramento de suas incrustações. Uma vez proposto este modelo, pode-se aplicar o mesmo posteriormente para os demais trocadores.

O trocador de calor foi inicialmente modelado considerando-se que estava limpo, posteriormente comparou-se os resultados obtidos na simulação com os valores obtidos na planta através de balanços de energia nas correntes no tubo interno e no tubo externo. A partir dos valores calculados obteve-se um índice que representa a sujidade do trocador.

Como resultado do trabalho tem-se uma planilha de acompanhamento diário para a definição do melhor ponto que a limpeza do trocador deve ser realizada.

Lista de Figuras

Figura 2.1: Representação das correntes de entrada e saída em um trocador duplo tubo.	3
Figura 2.2: Trocadores de calor bitubular. A) Correntes paralelas. B) Contracorrente.	3
Figura 2.3: Trocador de calor duplo tubo. A) em série. (B) em paralelo.	5
Figura 2.4: Localização dos coeficientes de transferência de calor convectivo interno e externo.	6
Figura 2.5: Localização dos coeficientes de transmissão de calor e dos fatores de incrustação.	7
Figura 3.1: Processo de produção Slurry.	16
Figura 3.2: Processo de produção Slurry – extrusão e ensaque.	17
Figura 3.3: Layout do trocador a ser analisado.	18
Figura 3.4: Informação dos comprimentos dos passes dos trocadores.	19
Figura 4.1: Distribuição do <i>fouling</i> em uma simulação utilizando o Aspen EDR.	20
Figura 4.2: Fluxograma do PI.	23
Figura 4.3: Tela do Excel referente aos balanços de energia do trocador casco tubo.	24
Figura 4.4: Procedimento para a determinação dos períodos de limpeza do trocador de calor.	25
Figura 5.1: Gráfico com a distribuição do calor trocado.	26
Figura 5.2: Gráfico com a série temporal do coeficiente de incrustação.	27
Figura 5.3: Comparação do calor trocado real (sujo) com o calor que foi calculado considerando que o trocador estava limpo.	28
Figura 5.4: Comparação do calor trocado real com o calor trocado usando um ajuste para o R_d .	28
Figura 5.5: Gráfico com o índice referente à relação entre calor trocado sujo e calor trocado limpo.	29
Figura 5.6: Comportamento esperado do calor trocado durante o intervalo entre duas limpezas do trocador.	29
Figura 5.7: Comportamento esperado do índice de limpeza entre duas limpezas do trocador.	30
Figura 5.8: Comportamento do calor trocado durante o intervalo entre duas limpezas do trocador.	30
Figura 5.9: Comportamento esperado do índice de limpeza entre duas limpezas do trocador.	31
Figura 5.10: Comportamento do parâmetro NUT para os períodos analisados.	31

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Análise dos trocadores de calor casco tubo e duplo tubo.	5
Tabela 2.2: Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor.....	8
Tabela 2.3: Fatores de Incrustação - R_d (m^2 K/W).	11

Lista de Símbolos

A	Área
C_p	Calor específico a pressão constante
C_f	Taxa de Capacidade calorífica do fluido frio
C_q	Taxa de Capacidade calorífica do fluido quente
C_{\min}	Taxa que apresentar menor valor entre C_f e C_q
C_r	Taxa que apresentar menor valor entre C_f e C_q dividido pela taxa que apresenta maior valor
D	Diâmetro do tubo
D_h	Diâmetro hidráulico
D_{ei}	Diâmetro externo do tubo interno
D_{ie}	Diâmetro interno do tubo externo
D_i	Diâmetro interno
D_e	Diâmetro externo
ε	Efetividade
h_i	Coeficiente de película do tubo interno
h_e	Coeficiente de película do tubo externo
h_o	Coeficiente externo de transmissão de calor convectivo
h_i	Coeficiente interno de transmissão de calor convectivo
i	Índice de incrustação
k	Condutividade térmica
k_m	Condutividade do metal
L	Comprimento do tubo
m	Vazão mássica
Nu	Numero de Nusselt
P	Perímetro molhado
Pr	Número de Prandtl

q	Calor
$q_{máx}$	Máximo calor trocado
R_d	Fator de incrustação ou <i>fouling</i>
R_{di}	Fator de incrustação do fluido interno
R_{do}	Fator de incrustação do fluido externo
R_o	Incrustação no início
R_i	Incrustação no decorrer do tempo
R_{io}	Resistência interna à transferência de calor convectivo
R_o	Resistência externa à transferência de calor convectivo
Re	Reynolds
T_c	Temperaturas do fluido quente
t_c	Temperaturas do fluido frio
T	Temperatura
U	Coeficiente global de transferência de calor
UD	Coeficiente de incrustação de projeto
UC	Coeficiente global de polimento designado
ρ	Massa específica do fluido
V	Velocidade
μ	Viscosidade
ΔT	Diferença de temperatura
ΔT_{ml}	Média logarítmica das temperaturas
Índices	
i	Tubo interno
e	Tubo externo
q	Fluido quente
f	Fluido frio

Lista de Abreviaturas e Siglas

Cat	Catalisador
GLP	Gás liquefeito de petróleo
Hx	Hexano
<i>ntu</i>	Número de unidades de transferência de calor
PI	Plant Information
Prodim	Planilha do Excel com cálculos de engenharia.
TEMA	Tubular Exchanger Manufactures Association

1 Introdução

Seguindo as tendências atuais, os processos estão sendo otimizados de forma a ter menor consumo de água, energia elétrica, vapor e geração de resíduos minimizada. Trocadores de calor são amplamente utilizados em indústrias químicas; assim, quando os trocadores de calor operam de forma confiável estão contribuindo para a melhoria dos índices de eficiência citados acima. Desse jeito, é de interesse, tanto ambiental como econômico, sua operação em uma situação mais próxima possível da ideal.

Dificuldades de troca térmica em trocadores de calor são frequentes e podem se apresentar de inúmeras maneiras. O problema de troca térmica no sistema em questão se dá pela formação de *fouling*, que pode ocorrer por diversos processos. No caso da planta em estudo, este *fouling* corresponde à formação de uma camada de polímero nas paredes dos trocadores, diminuindo assim a troca térmica com o aumento da espessura do depósito.

No presente trabalho, tem-se por objetivo a determinação de um método de acompanhamento do aumento das incrustações em um trocador de calor duplo tubo na área de reação de uma planta de polietileno de alta densidade. O objetivo é o estabelecimento de um índice de desempenho de acompanhamento diário para a determinação do melhor período para a realização da limpeza dos trocadores.

A grande dificuldade no cálculo do coeficiente de incrustação é que a carga térmica trocada na planta sofre variações significativas com as alterações nas variáveis do processo, que podem ocorrer pela alteração de carga, mudanças de *grade*, etc. Assim, quando ocorrem intervenções nas vazões ou variações nas temperaturas de entrada dos trocadores, o coeficiente varia devido a essas forças motrizes e não pela formação de depósitos no trocador. Logo, o resultado obtido para este índice sem considerar essas alterações normais não é eficaz para o acompanhamento das incrustações durante um período de operação do trocador.

Para solucionar esse problema, utilizou-se como ponto de partida uma simulação da troca térmica do trocador de calor com valor de resistência térmica de incrustação fixo, definido inicialmente como seu valor de projeto. Posteriormente, comparou-se esse valor ao que foi calculado utilizando os dados provenientes da planta. A partir desses valores, e do cálculo do calor real trocado na planta, foi possível a criação de um índice que facilita o acompanhamento das incrustações durante uma campanha.

Esse método foi validado através de revisão da literatura, atribuindo, assim, a ele uma maior confiabilidade. Para solucionar este problema obteve-se um índice que auxilia no acompanhamento diário e também é mais didático para a visualização de períodos críticos. Foi utilizado o Prodim, uma planilha em Excel que possibilita o cálculo das propriedades termofísicas das correntes e dos coeficientes de troca térmica, além dos balanços de energia no trocador, o que facilitou a obtenção dos resultados quando comparada à utilização do Aspen.

No capítulo 2 será apresentada uma revisão bibliográfica sobre trocadores de calor, coeficiente global de troca térmica, *fouling* e análises de trocadores de calor. O terceiro capítulo refere-se ao estudo de caso abordado neste trabalho, trazendo a descrição da

planta na qual está localizado o trocador, bem como as características dos trocadores. No capítulo 4 é descrito o método utilizado para o cálculo das incrustações. No capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos utilizando o método proposto e também a validação através dos métodos propostos na literatura. O capítulo 6 apresenta as conclusões e as perspectivas de trabalhos futuros.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Trocadores de calor

Trocadores de calor são equipamentos usados para realizar o processo de troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas, são usados para aquecer ou resfriar fluidos para usos diversos. São encontrados sob a forma de torres de refrigeração, caldeiras, condensadores, evaporadores, leito fluidizado, recuperadores de calor, entre outros.

Os trocadores de calor são tipicamente classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção (Incropera & DeWitt, 2002).

2.1.1 Configuração do Escoamento

Os trocadores de calor nos quais os fluidos quente e frio se movem no mesmo sentido ou em sentidos opostos no interior de tubos concêntricos são considerados os trocadores mais simples. Na Figura 2.1 encontra-se representado um trocador duplo tubo com suas correntes de entrada e saída em paralelo.

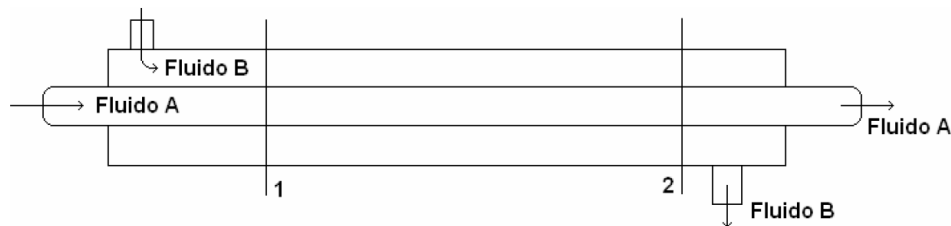


Figura 2.1: Representação das correntes de entrada e saída em um trocador duplo tubo.

No caso das correntes paralelas os fluidos quente e frio entram na mesma extremidade do trocador de calor. Quando o fluxo é em contracorrente os fluidos quente e frio entram em extremidades opostas do trocador de calor.

Na Figura 2.2 encontra-se a representação das correntes em paralelo e contra corrente bem como o comportamento da temperatura das correntes quente e fria nos dois casos.

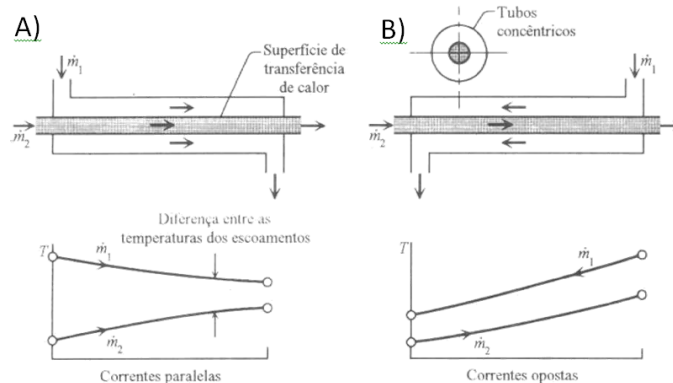


Figura 2.2: Trocadores de calor bitubular. A) Correntes paralelas. B) Contracorrente.

Os fluidos também podem se mover em um escoamento cruzado, ou seja, um fluido escoar perpendicularmente ao outro.

2.1.2 Tipo de construção

Em geral, devido a restrições de espaço, econômicas ou condições técnicas específicas opta-se por construir trocadores com multipasse nos tubos e ou no casco. Uma configuração usual é o trocador de calor casco e tubos. Formas específicas desse trocador diferem pelo número de passes no casco e de tubos. Na sua forma mais simples tem-se uma passagem nos tubos e uma no casco. Geralmente são instaladas chicanas para aumentar a transferência de calor, induzindo turbulência e um componente de velocidade no escoamento cruzado.

A transmissão de calor no interior dos tubos sofre influência em seu mecanismo dependendo do tipo de escoamento presente nos mesmos. Classifica-se a transmissão de calor no interior de um tubo de acordo com os regimes de escoamento em três tipos, cujos limites são definidos pelo número de Reynolds, que é calculado por:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (2-1)$$

Onde a massa específica do fluido é ρ , a velocidade é V , o diâmetro do tubo é D e a viscosidade é μ .

Os três regimes de escoamento são:

- Regime Laminar $Re < 2.100$
- Regime de Transição $2.100 < Re < 10.000$
- Regime Turbulento $Re > 10.000$

No regime laminar a transferência de calor se dá principalmente por condução entre as camadas do fluido. Nos regimes de transição e turbulento a transferência de calor passa a ser principalmente por convecção forçada. Quanto maior a turbulência melhor será a transferência de calor, por este motivo, nos trocadores de calor utilizam-se acessórios como as chicanas, por exemplo, que possam promover essa turbulência.

Em Saunders (1991) encontra-se uma concepção simplificada dos principais tipos de trocadores de calor. No trocador de calor casco tubo vários tubos são inseridos dentro de um tubo maior. Um trocador de calor duplo tubo pode ser utilizado como alternativa para o casco tubo particularmente quando o processo possui baixas vazões, uma diferença de temperatura muito grande, calor menor que 500kW, o número de tubos requeridos por passes menor que 30 e o diâmetro do trocador casco tubo menor que 2m.

A troca térmica em um trocador duplo tubo ocorre na interface do tubo interno devido a uma diferença de temperatura entre os fluidos A e B. Trocadores duplo tubo e de casco e tubos têm como principais vantagens a sua robustez e capacidade de operar sob condições extremas de pressão e temperaturas. Entretanto, a montagem destes trocadores em uma planta química requer um espaço físico disponível razoável.

Os trocadores de calor duplo tubo podem operar em série ou em paralelo. A Figura 2.3 apresenta dois trocadores de tubo duplo conectados em série e em paralelo. Tendo-se uma corrente de entrada de vazão elevada divide-se a mesma pela metade. Cada metade atravessa somente um trocador pelos tubos internos.

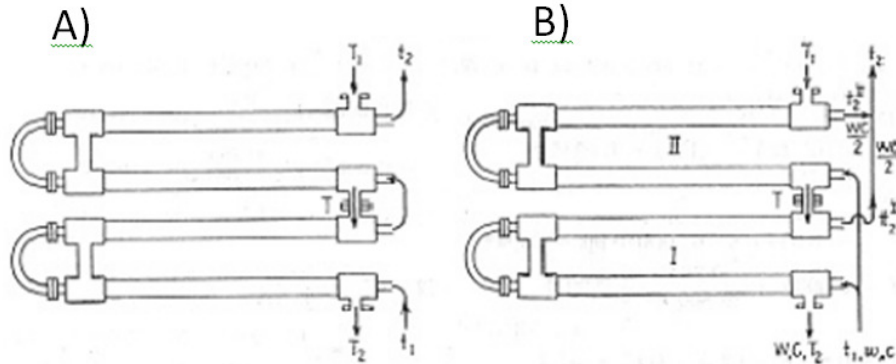


Figura 2.3: Trocador de calor duplo tubo. A) em série. (B) em paralelo.

Na Tabela 2.1 encontram-se as informações de operação dos trocadores casco tubo e duplo tubo.

Tabela 2.1: Análise dos trocadores de calor casco tubo e duplo tubo.

Tipo de trocador de calor	Condições máximas de operação		Área (m ²)	Observações
	Temperatura (°C)	Pressão (bar)		
Casco e tubo	-200 a 700	350	5-1000	Versátil e pode ser usado para a maioria das aplicações, independente do calor trocado, pressão e temperatura (limitada por condições metalúrgicas).
Duplo tubo	-200 a 700	350	0,25 - 200	Especialmente usada para pequenas capacidades, operação contracorrente e altas pressões. Seções padrão disponíveis.

2.2 Coeficiente Global de Transferência de Calor

Para conhecer o comportamento e para o dimensionamento de um trocador de calor o coeficiente global de transferência de calor (U) é essencial, pois é o fator determinante na capacidade de troca térmica, além de sofrer a influência de vários fatores.

O coeficiente global de transferência de calor é definido em termos da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Durante a operação normal de um trocador de calor, com frequência, as superfícies ficam sujeitas às incrustações de impureza dos fluidos, à formação de ferrugem e a outras reações entre os materiais do fluido e das paredes, aumentando a resistência à transmissão do calor, e assim, alterando este coeficiente.

O cálculo do U é função de muitos fatores, entre os quais se pode citar a presença de chicanas para o aumento da troca térmica. A forma geométrica e como as chicanas estão distribuídas na carcaça do trocador de calor fazem com que existam inúmeras formas de projetos de trocadores com chicanas. Por aumentarem a área superficial e a turbulência, o coeficiente externo de transmissão de calor convectivo (h_o) deve ser maior. As chicanas fazem com que a resistência à transferência convectiva de calor seja menor.

Para trocadores de calor temos a seguinte relação

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \quad (2-2)$$

Sendo A superfície de troca térmica. Os índices subscritos i e e se referem as superfícies interna e externa do tubo, sendo $A_i = \pi \cdot D_i \cdot L$ e $A_e = \pi \cdot D_e \cdot L$ respectivamente. O coeficiente global pode ser calculado levando em consideração as resistências do raio interno ou externo.

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado pela equação abaixo quando a superfície de troca térmica, o calor (Q) e as diferenças de temperatura (ΔT) forem conhecidos.

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \quad (2-3)$$

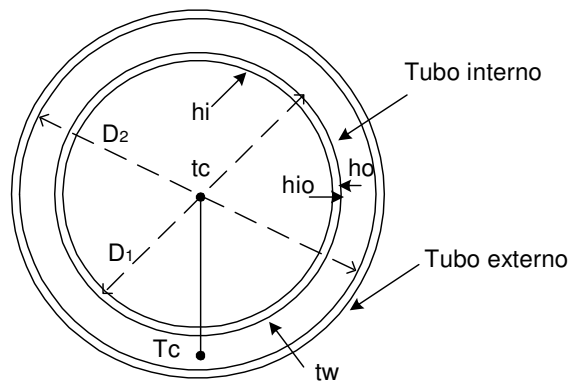


Figura 2.4: Localização dos coeficientes de transferência de calor convectivo interno e externo.

O coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado também pelos coeficientes interno e externo de transmissão de calor convectivos (h_i e h_o). Desprezando a resistência da parede do tubo, tem-se:

$$\frac{1}{U} = R_{io} + R_o = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad (2-4)$$

Onde R_{io} e R_o são as resistências interna e externa à transferência de calor convectivo; h_{io} e h_o são os coeficientes de transferência de calor convectivo interno e externo. A localização dos fluidos quente e frio está indicada na Figura 2.4. Sendo que T_c e t_c são as temperaturas do fluido quente e frio respectivamente.

Normalmente, durante a operação de um trocador de calor ocorre a formação de depósitos sobre a parte interna e externa do tubo que produzirão o acréscimo de duas resistências além das incluídas no cálculo do U pela equação anterior.

As resistências adicionais reduzem o valor original de U, e a quantidade de calor não é mais transmitida pela superfície original A; a temperatura do fluido quente na saída é superior à temperatura desejada, e a temperatura do fluido frio na saída é inferior. Em projetos de trocadores de calor deve-se levar em consideração o fator de incrustação ou *fouling* (R_d), que é uma resistência à transmissão de calor. Seja R_{di} o fator de incrustação do fluido interno e R_{do} o do fluido externo, as resistências são indicadas na Figura 2.5.

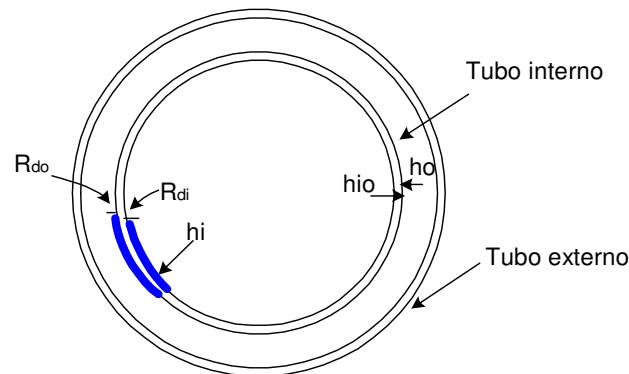


Figura 2.5: Localização dos coeficientes de transmissão de calor e dos fatores de incrustação.

O valor de U obtido pela equação 2-3 pode ser chamado de coeficiente global de polimento designado por UC. O coeficiente que inclui o fator de incrustação denomina-se coeficiente de projeto UD. O valor de A correspondendo a UD ao invés de UC fornece a base de construção final do equipamento. A relação entre os dois coeficientes totais UD e UC é:

$$\frac{1}{UD} = \frac{1}{UC} + R_{di} + R_{do} \quad (2-5)$$

Assim, o coeficiente global de transferência de calor é determinado a partir do conhecimento dos coeficientes de transferência de calor dos fluidos quente e frio e dos fatores de incrustação nas superfícies.

Assim pode-se dizer que ao projetarmos ou analisarmos um trocador de calor deve-se levar conta os seguintes pontos: a construção do trocador com tubos espessos diminuirá a transferência de calor por condução consequentemente menor o U. Outro fator que influi na transferência é a turbulência, pois com ela aumentamos a convecção. O trocador é construído de maneira a assegurar altas turbulências, mantendo-se a perda de carga em valores aceitáveis. O aumento de vazão, para um mesmo trocador, determinará um aumento na turbulência e consequentemente aumento da transferência por convecção. As propriedades dos fluidos tais como condutividade térmica e viscosidade influem na transferência de calor por condução e convecção respectivamente. A operação incorreta de um trocador pode deixar ar preso no mesmo. Os trocadores de calor com o tempo começam a trocar menos calor devido à formação de depósitos nos tubos que agem como isolante.

Na Tabela 2.2 podem-se observar valores típicos de coeficiente global de transferência de calor:

Tabela 2.2: Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor.

Fluido Quente	Fluido Frio	U (W/m ² K)
Água	Água	1000 - 2500
Amônia	Água	1000 - 2500
Gases	Água	10 - 250
Orgânicos leves	Água	370 - 730
Orgânicos pesados	Água	25 - 370
Vapor d'água	Água	1000 - 3500
Vapor d'água	Amônia	1000 - 3500
Vapor d'água	Gases	25 - 250
Vapor d'água	Orgânicos leves	500 - 1000
Vapor d'água	Orgânicos pesados	30 - 300
Orgânicos leves	Orgânicos leves	200 - 400
Orgânicos pesados	Orgânicos pesados	50 - 200
Orgânicos leves	Orgânicos pesados	50 - 200
Orgânicos pesados	Orgânicos leves	150 - 300

Nesta Tabela orgânicos leves corresponde a líquidos orgânicos com viscosidade abaixo de 0,0005 kg/s.m e orgânicos pesados são líquidos orgânicos com viscosidade superior a 0,001 kg/m.s.

2.3 Incrustação

Incrustação (*fouling*) é qualquer tipo de depósito em escala indesejável na superfície de transmissão de calor que aumente significativamente as resistências à transferência de calor e ao escoamento, aumentando, também, a perda de carga sobre o fluido e reduzindo, com o passar do tempo, o desempenho térmico e hidráulico dos trocadores. Produtos de corrosão, microorganismos, partículas inorgânicas e macromoléculas, são alguns exemplos de agentes causadores de *fouling*. As incrustações precipitam de forma a se fixarem na área interna e externa dos tubos dos trocadores.

Segundo Afgan et al., (1974), os compostos não metálicos apresentam como característica uma baixa condutividade, logo se eles se depositarem na superfície de troca térmica eles formarão uma resistência à transferência de calor. Assim uma resistência R_o fará parte do coeficiente de troca térmica (U), sendo R_o a incrustação no início e R_i a incrustação no decorrer do tempo. As resistências térmicas devido ao "fouling" podem atingir magnitude dominante, sobre a transferência de calor. Por exemplo, um condensador resfriado a água com coeficiente global (U) de 500 Btu/hr-ft²-F e resistência típica de 0,002 hr-ft²/btu necessitaria apenas metade da superfície de troca sob condições limpas.

Para efeito de projeto, utiliza-se a norma Tubular Exchangers Manufacturers Association (TEMA). A partir desta norma, são obtidos os fatores de incrustação para

inúmeros tipos de fluidos em circunstâncias termo e fluidodinâmicas variáveis, tais como a velocidade e temperatura do fluido. No entanto, sabe-se que estes fatores de incrustação são de origem empírica, ou seja, foram obtidos através de testes e análises em campo. A natureza da incrustação em um determinado processo influencia significativamente o projeto do trocador de calor, a escolha do material e a programação da limpeza e manutenção. Cabe lembrar que a incrustação aumenta com o aumento da temperatura e com a diminuição da velocidade da água.

Em Saunders (1988) encontram-se identificadas seis categorias de *fouling* baseadas na sua causa imediata. Essas categorias encontram-se citadas abaixo:

1. *Fouling* por precipitação: Quando ocorre a precipitação de substâncias dissolvidas, na superfície de transferência de calor. Essas substâncias dissolvidas podem ser sulfato de cálcio, sulfato de magnésio e carbonato de lítio. Existe uma variação da solubilidade com a temperatura, com isso têm-se depósitos nas superfícies superaquecidas ou resfriadas. Esse processo também é chamado de *scaling*.
2. *Fouling* de particulado: Ocorre quando sólidos finamente divididos suspensos no fluido do processo acumulam na superfície de transferência de calor. Esses sólidos acumulam por ação da força da gravidade e é referido como *fouling* de sedimentação.
3. *Fouling* por reações químicas: Depósitos formados por reações químicas na superfície de transferência de calor, onde a superfície material não é reagente. Polimerização, craqueamento e cozimento de hidrocarbonetos são exemplos típicos.
4. *Fouling* por corrosão: Essa definição implica que a própria superfície de transferência de calor reage gerando produtos de corrosão. Esses produtos podem promover a formação de um dos outros tipos de *Fouling*.
5. *Fouling* Biológico: É composto por organismos biológicos aderidos na superfície de troca térmica.
6. *Fouling* por resfriamento: Ocorre como resultado da solidificação do líquido, ou algum dos seus componentes, na superfície de transferência de calor.

O autor comenta que as categorias 1 e 6 usualmente envolvem superfícies de cristalização, as categorias de 1 a 5 geralmente são promovidas por líquidos em aquecimento e a categoria 6 por líquidos sofrendo resfriamento.

Em (Ishiyama et al., 2010) encontram-se os sub-processos do *fouling*. Primeiramente ocorre a inicialização, depois o transporte, a deposição do material e por fim o processo de remoção natural e o “*ageing*”. O autor define *ageing* como as modificações do depósito das incrustações depois que o material esteja incorporado à superfície. Ocorre mudança na condutividade térmica do depósito o que pode causar mudanças significativas no efeito do *fouling* e no desempenho do processo.

O trabalho demonstra que *ageing* pode ter uma influencia substancial na taxa de transferência de calor e na taxa de *fouling*. *Ageing* rápido (comparado com a taxa de

depósito) não causa muitos problemas, mas *ageing* lento, ou o uso de fluxo de calor constante nos experimentos realizados pelo autor, pode levar a um diferente comportamento térmico do *fouling*. Foi concluído que a dinâmica de depósito (*Ageing*) pode ser considerada junto com dinâmicas da taxa de deposição quando se interpreta dados de *fouling* experimentais e quando se modela o comportamento do *fouling* para o design e operação de trocadores de calor.

O *fouling* é responsável por uma resistência na troca térmica. No caso de a taxa de deposição da incrustação ser maior que a taxa de remoção, assim a resistência do *fouling* aumenta linearmente com o tempo. São necessárias limpezas regulares para a remoção do *fouling*. Se a resistência do *fouling* cresce inicialmente, mas depois assume um valor constante. Evidentemente algum mecanismo causa a deposição com essas características, fazendo com que a adesão para a deposição diminua com o aumento da incrustação. Com esse tipo de *fouling* trocadores de calor podem ser projetados para operar continuamente.

O autor observou que se não é realizada uma limpeza adequada no trocador quando ele é colocado em operação, apresenta uma evolução da incrustação mais rápida que se o trocador tivesse sido limpo completamente.

Trocadores de calor são projetados com uma área adicional para compensar a redução na transferência de calor devido ao *fouling*. Esse aumento na área do trocador causa aumentos no custo de instalação, necessitando assim de bombas e motores maiores aumentando o custo do trocador. Também existirá um custo adicional no tratamento de água, pois necessita uma maior vazão.

Em Swamee et al (2007), tem-se que o objetivo de trocadores de calor é maximizar a troca térmica entre os fluidos, no entanto tem-se um problema pois fazendo alterações para satisfazer essa necessidade ocorre um aumento no custo do trocador. Em seus estudos o autor define o melhor método de projetar um trocador de calor duplo tubo levando em considerações os custos envolvidos. No seu *design* ele otimiza o peso do trocador fazendo que o preço do trocador, das bombas e das utilidades utilizadas sejam otimizados.

Os principais fatores que influenciam a taxa de incrustação são:

- Temperatura de superfície das tubulações: quanto maior a temperatura, mais favorecida é a incrustação;
- Velocidade da água de resfriamento nas tubulações: quanto menor a velocidade, maior a taxa de incrustação;
- Qualidade da água de reposição/resfriamento: quanto maior a concentração de sais, maior a tendência à formação de depósitos;
- Condições operacionais do sistema: ciclo de concentração, tempo de retenção e outras, são variáveis que devem ser estudadas para diminuir a taxa de incrustação;
- Tecnologia aplicada: dispersantes, inibidores de incrustação diminuem a incrustação.

A quantidade de depósitos depende principalmente do tempo em que o trocador está em operação, da natureza do fluido (muito ou pouco sujo) e da velocidade de

escoamento; as altas velocidades retardam a formação de depósitos devido ao arraste destes pelo fluido.

Na Tabela 2.3 podem-se observar valores típicos de fatores de incrustação em m^2 K/W.

Tabela 2.3: Fatores de Incrustação - Rd (m^2 K/W).

Temperatura do Meio de Aquecimento	<i>Até 115 °C</i>		<i>115 - 205 °C</i>	
<i>Temperatura da água</i>	50 °C ou menos		Acima de 50°C	
<i>Velocidade da água</i>	1 m/s e abaixo	acima de 1 m/s	1 m/s e abaixo	acima de 1 m/s
<i>Tipos de água</i>				
Destilada	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Do Mar	0,0001	0,0001	0,0002	0,0002
Salobra	0,0004	0,0002	0,0005	0,0004
Potável ou de poço	0,0002	0,0002	0,0004	0,0004
De Rio	0,0005	0,0004	0,0007	0,0005
Dura	0,0005	0,0005	0,0009	0,0009
Alimentação de Cadeira	0,0002	0,0001	0,0002	0,0002
<i>Líquidos</i>				
Gasolina Líquida, óleo, gás liquefeito de petróleo	0,0002 - 0,0004			
<i>Gases</i>				
Natural	0,0002 - 0,0004			
Vapores de solventes	0,0002			
Vapor d'água (sem presença de óleo)	0,0001			
Vapor d'água (com presença de óleo)	0,0003 - 0,0004			
Ar comprimido	0,0002			
Amônia	0,0002			

2.4 Análise de Trocadores de Calor em Operação

Em (Incropera & DeWitt, 2002) encontram-se dois métodos para a análise dos trocadores de calor: média logarítmica das diferenças de temperatura e o método da efetividade.

Para calcular o desempenho de um trocador é necessário relacionar a taxa total de transferência de calor, as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área total disponível para a troca térmica.

A taxa de transferência de calor pode ser determinada pelas equações abaixo:

$$q = m_q \cdot C_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (2-6)$$

$$q = m_f \cdot C_{p,f} (T_{f,e} - T_{f,s}) \quad (2-7)$$

Onde os índices q e f , referem-se aos fluidos quentes e frios, e e s representam a entrada e a saída respectivamente. As vazões das correntes são definidas como m , C_p é a capacidade calorífica e T as temperaturas.

A diferença de temperatura (Δt) entre os fluidos quente e frio é dada por:

$$\Delta T \equiv T_q - T_f \quad (2-8)$$

No entanto a diferença de temperatura varia em função da posição no trocador de calor; assim deve-se usar a seguinte fórmula para a taxa de transferência de calor por calor sensível:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (2-9)$$

Onde ΔT_{ml} é uma média logarítmica das temperaturas e varia com o tipo de escoamento.

A diferença de temperatura é a força motriz que determina a transferência de calor de uma fonte a um receptor. Os fluidos, de um modo geral, em um trocador de calor, sofrem variações de temperatura que não são lineares com o comprimento. Em cada ponto entre a entrada e a saída do trocador assumem valores diferentes. Ao longo do tubo pode-se usar a temperatura média logarítmica.

A média logarítmica das temperaturas é definida como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2-10)$$

No caso de escoamento em paralelo tem-se:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e} \quad (2-11)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,s} \quad (2-12)$$

Para escoamento contracorrente:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (2-13)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (2-14)$$

Quando as temperaturas não são conhecidas ou especificadas, é preferível utilizar o método da efetividade-NUT ($\epsilon - NUT$). Nesse método, calcula-se primeiramente o máximo calor trocado. Para isso tem-se

$$C_f < C_q \quad q_{m\acute{a}x} = C_f(T_{q,i} - T_{f,i}) \quad (2-15)$$

$$C_q < C_f \quad q_{m\acute{a}x} = C_q(T_{q,i} - T_{f,i}) \quad (2-16)$$

Onde C_f e C_q são as vazões mássicas multiplicadas pelo calor específico correspondente dos fluidos frio e quente, respectivamente

Com base nos resultados anteriores, podemos escrever a equação

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2-17)$$

Onde $C_{m\acute{i}n}$ é igual à taxa que apresentar menor valor entre C_f e C_q e $(T_{q,e} - T_{f,e})$ é a diferença entre as temperaturas de entrada do fluido quente e do fluido frio

A efetividade (ε) é definida como a razão entre a taxa real de transferência de calor e a taxa máxima de transferência de calor.

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} \quad (2-18)$$

ou seja:

$$\varepsilon \equiv \frac{C_q(T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{m\acute{i}n}(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (2-19)$$

ou:

$$\varepsilon \equiv \frac{C_f(T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{m\acute{i}n}(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (2-20)$$

O conhecimento da efetividade é útil, pois a taxa real de transferência de calor pode ser determinada de imediato:

$$q = \varepsilon C_{m\acute{i}n}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2-21)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional utilizado para a análise de trocadores de calor, definido como:

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{m\acute{i}n}} \quad (2-22)$$

Foram desenvolvidas equações que determinam de forma específica a relação efetividade-NUT. Para trocadores de calor duplo tubo em paralelo tem-se:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (2-23)$$

onde

$$C_r \equiv \frac{C_{m\acute{i}n}}{C_{m\acute{a}x}} \quad (2-24)$$

no caso de contracorrente:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1) \quad (2-25)$$

$$\varepsilon \equiv \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (C_r = 1) \quad (2-26)$$

Em cálculos envolvendo o projeto de trocadores de calor, é mais conveniente trabalhar com relação ϵ -NUT na forma

Paralelo:

$$NUT = \frac{\ln [1 - (1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (2-27)$$

Contracorrente:

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon \cdot C_r - 1} \right) \quad (C_r < 1) \quad (2-28)$$

$$NUT \equiv \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} \quad (C_r = 1) \quad (2-29)$$

Problemas com incrustações em trocadores são recorrentes em indústrias petroquímicas e um método de minimizar seu efeito é fazer um acompanhamento de sua evolução, determinando-se assim o momento certo para realizar a limpeza do trocador. Para resolver esse problema, Madi (2004) propôs uma metodologia baseada na temperatura de saída. O autor considerou que os trocadores usados em seu estudo não apresentam mudança de fase no seu interior e que a resistência térmica da incrustação evolui linearmente com o tempo. As temperaturas de saída dos permutadores foram calculadas baseadas em equações de balanço de energia. Após determinar as temperaturas de saída dos trocadores calculou a efetividade (ϵ) e o Número de Unidades de Transferência (NUT). Obteve uma simulação das temperaturas de saída e a incrustação do trocador foi observada pela efetividade e pelo NUT. Os valores obtidos foram comparados a dados obtidos na planta.

3 Estudo de Caso

3.1 A Empresa

As informações para este trabalho de conclusão de curso foram obtidos na Braskem S.A., unidade de poliolefinas, planta Slurry, em Triunfo - RS. No pólo de Triunfo (RS), estão cinco das fábricas da unidade de poliolefinas e uma unidade de insumos básicos. Seus principais produtos são: petroquímicos básicos como eteno, propeno, benzeno, além de gasolina e GLP. No segmento de resinas termoplásticas a empresa produz polietileno e polipropileno.

3.2 Processo Slurry - PEAD

O processo utilizado na planta de polietileno de alta densidade slurry (PE-5), para a produção de PEAD, é o Slurry, polimerização em suspensão, utilizando catalisadores, sob licença da Hostalen. A capacidade produtiva é de 400.000 t/ano dividida entre três plantas.

As plantas operam continuamente, sendo que cada uma possui dois reatores, que podem operar em série ou paralelo, dependendo das características desejadas para o produto final. Porém, em situações de transição de produção de resinas relativamente distintas, como é o caso de *grades* de injeção para *grades* de sopro, faz-se necessária a interrupção do processo.

As propriedades requeridas do polímero, como distribuição de peso molecular e índice de fluidez, são obtidas através dos modos de operação em paralelo ou em série dos reatores, por variações de catalisador ou da relação de hidrogênio e buteno.

No processo, o primeiro reator é alimentado continuamente com hexano, catalisador, eteno e hidrogênio, onde são produzidas cadeias poliméricas de baixa massa molar. O sistema de agitação mecânica mantém o polímero formado em suspensão e promove a homogeneização das correntes que são alimentadas ao reator.

O calor liberado pela reação exotérmica é continuamente removido do processo, o que é feito pela camisa e por dois trocadores de calor externos, os quais mantêm a temperatura de reação sob controle.

A suspensão do primeiro reator é transferida continuamente ao segundo reator, que também é alimentado com eteno, hexano e comonômero (buteno), onde então ocorre a produção de moléculas maiores, resultando em um polímero de alta polidispersividade. Da mesma forma que no primeiro reator, o segundo possui agitação mecânica e troca térmica com as mesmas finalidades. A suspensão efluente do segundo reator é transferida ao pós-reator, de forma contínua. A função do pós-reator é garantir que todo o eteno reagiu.

A suspensão é transferida para um vaso pulmão onde é resfriada e, na sequência, é transferida para as centrífugas, para uma primeira etapa de remoção do hexano. O pó úmido deixa as centrífugas e vai para a unidade de secagem. Na Figura 3.1, encontra-se um desenho simplificado do processo.

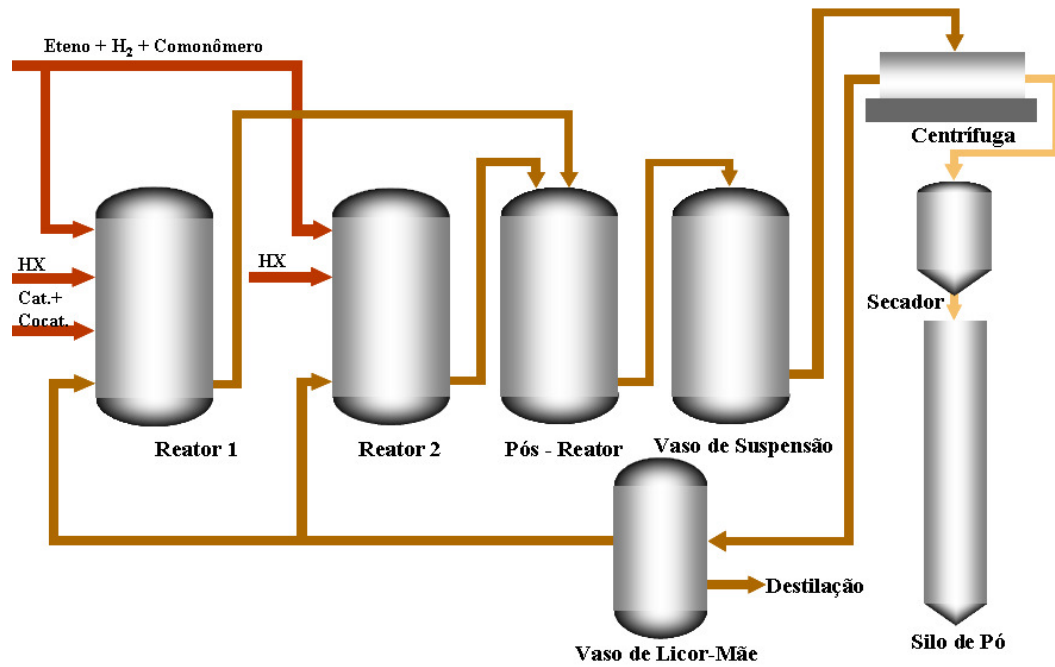


Figura 3.1: Processo de produção Slurry.

Na unidade de secagem é removido praticamente todo o hexano, mediante a utilização de um leito fluidizado por nitrogênio aquecido e que recebe calor adicional do vapor injetado nas placas do secador. Na sequência, o pó de PE é transportado via nitrogênio para os silos onde recebe aditivos que conferem ou melhoram diversas propriedades do produto, dependendo de sua utilização.

Tanto o hexano removido nas centrífugas, quanto o removido na unidade de secagem é enviado à área de tancagem e reutilizado nos reatores, após a destilação e purificação.

O nitrogênio saturado em hexano que sai do leito fluidizado passa por um ciclone e um filtro onde é lavado com hexano frio e retorna ao processo após passar por um trocador de calor. O diluente que é separado no decantador é transferido para o vaso coletor de licor-mãe e redirecionado para o reservatório do reator.

O pó de PE estabilizado e homogêneo é enviado à unidade de granulação, onde será extrudado. O pó passa por uma balança dosadora, é alimentado na extrusora, fundido e peletizado na matriz da extrusora, a qual possui um sistema de facas imersas em água que conferem o formato ao produto final.

A unidade de extrusão é composta por cinco extrusoras com capacidades que variam de 4 a 26 t/h, dependendo do *grade* e das necessidades do processo. Após a separação dos péletes da água de transporte nas centrífugas, os mesmos são secos com ar atmosférico e, em seguida, são transportados pneumaticamente para os silos de estocagem intermediária, de onde partem para a área de ensaque e são envasados em diversos tipos de embalagem, dependendo da necessidade do cliente, estando assim prontos para a expedição. A Figura 3.2 ilustra o processo de extrusão e ensaque.

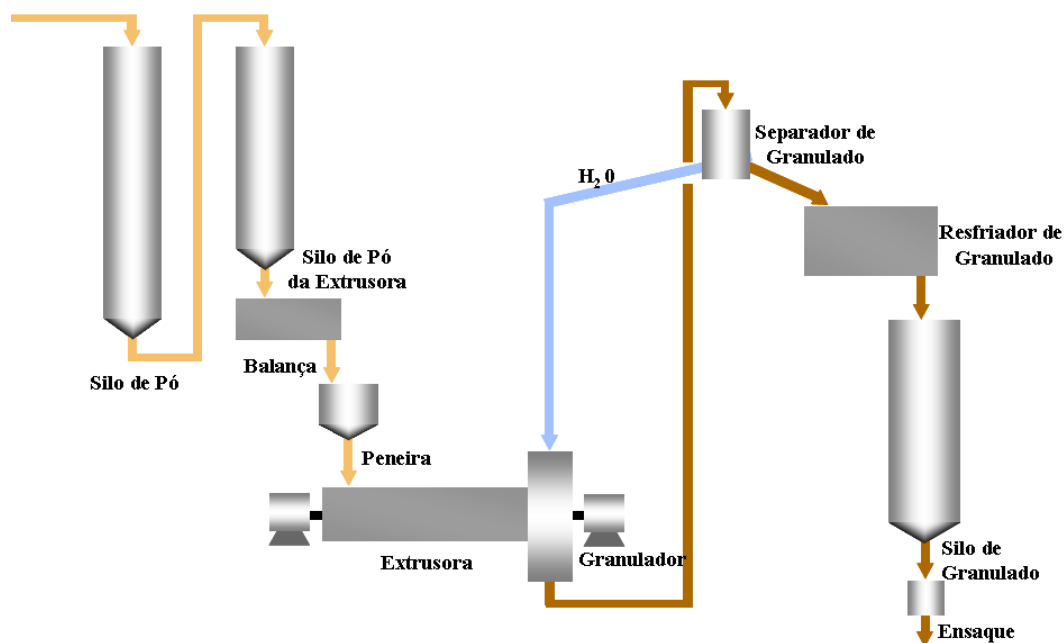


Figura 3.2: Processo de produção Slurry – extrusão e ensaque.

3.2.1 Trocador de calor duplo tubo da reação

Na Planta de polietileno de alta densidade Slurry, os trocadores de calor são utilizados para manter a temperatura dos reatores. Como a reação de polimerização do eteno é exotérmica o trocador é responsável pela retirada do calor excedente. A camisa presente nos reatores é responsável por 10% da troca térmica. Sento o restante realizado por dois trocadores duplo tubo. São utilizados trocadores duplo tubo pois o fluido que passa pelos tubos é uma suspensão contendo o polímero formado, pequenas e grandes cadeias, o solvente e o copolímero.

Existem incrustações tanto no lado do casco quanto no lado do tubo. Apesar da água ter uma capacidade de formar incrustações menor que o polímero ela pode proporcionar uma deposição, principalmente se levarmos em consideração que em algumas situações tem-se uma vazão de água pequena devido a baixa carga de operação do reator. Esse problema pode ser contornado se a recirculação dos reatores for utilizada, porém ao ativarmos a recirculação a água estará a uma temperatura maior o que também é um fator que causa incrustações. A recirculação dos reatores pode ser definida como uma corrente de saída do reator é alinhada para a entrada fazendo com que a temperatura de entrada da água seja mais alta.

Nas análises realizadas nesse trabalho o lado da água é desconsiderado. Baseados nas informações da engenharia o efeito de diminuição de troca térmica causado pela água só consegue ser percebido se for analisado um longo período de tempo, em quanto os depósitos causados pelo lado da suspensão tem efeito rápido e em poucos dias ou semanas causam uma diminuição na vazão de suspensão do trocador.

Neste trabalho, está sendo avaliado o impacto direto no desempenho do trocador de calor duplo tubo devido ao aumento das incrustações nos tubos. Devido as incrustações, aumenta o R_d , diminuindo assim o coeficiente global de troca térmica (U) e por

consequência o calor trocado. Por isso, conhecer o comportamento do U é importante, podendo-se prever o grau de obstrução do trocador de calor.

Por limitação de espaço será analisada a variação das incrustações em apenas um dos trocadores do reator 1 da Planta 1. Este trocador apresenta um layout diferenciado, apresentando 32 passes que operam tanto em paralelo quanto em contracorrente. Para simplificar os cálculos considerou-se que todos os passes estão em paralelo. A suspensão entra em uma tubulação única, apenas as entradas de água ocorrem em lugares diferentes, caracterizando assim os passes. O layout dos passes do trocador encontram-se representados na Figura 3.3.

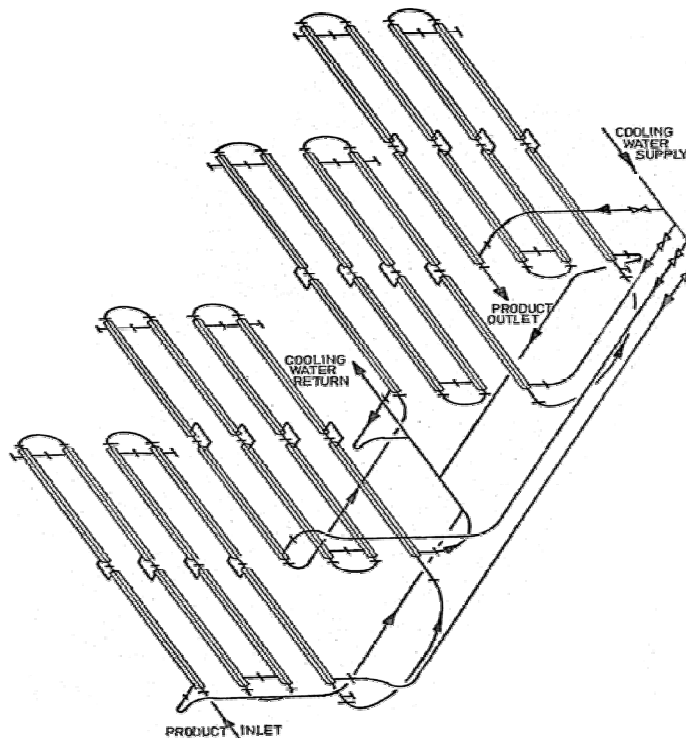


Figura 3.3: Layout do trocador a ser analisado.

Pode-se observar na Figura 3.3 que a entrada de água proveniente da torre de resfriamento ocorre em quatro pontos distintos do trocador e que a entrada da suspensão ocorre apenas em um ponto.

O trocador apresenta passes com o mesmo tamanho, 6 metros, que se encontram representados na Figura 3.4. O mesmo apresenta as extremidades, ou seja a cada passe, sem a presença do tubo externo assim a troca térmica ocorre apenas com o ambiente. Essa troca térmica será desconsiderada nos cálculos, pois seu valor não é significativo quando comparado à troca térmica com a água de resfriamento.

Pode-se observar na Figura 3.4 que o trocador apresenta também um passe menor correspondente a junção na metade do trocador. Esse passe apresenta 1,5 metros.

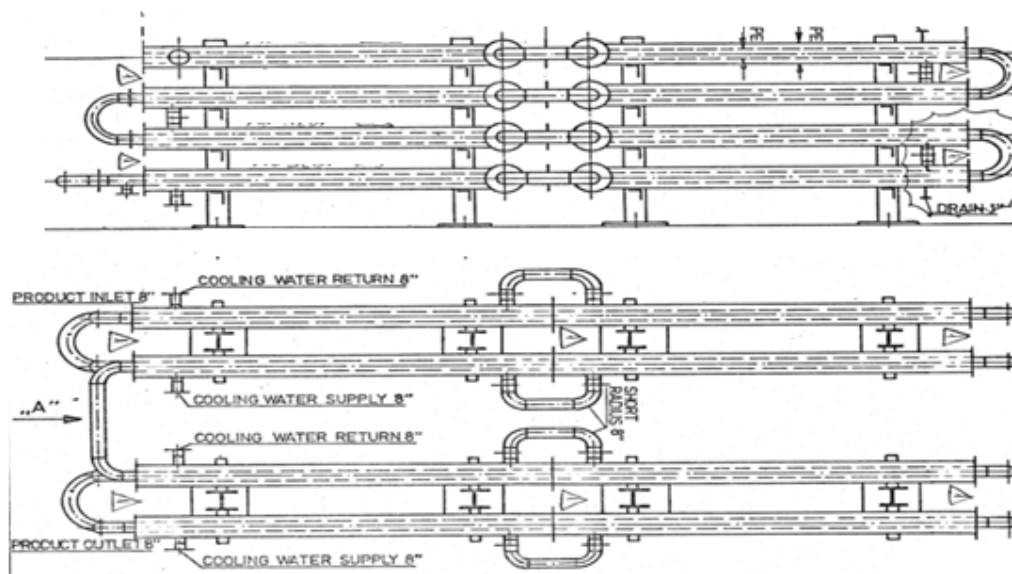


Figura 3.4: Informação dos comprimentos dos passes dos trocadores.

Observa-se que os dois trocadores do reator 1 apresentam o mesmo layout. Pode-se notar que o valor obtido por cálculos básicos difere em 6,3 metros do valor presente na folha de dados do trocador. Assim, o trocador teria essa metragem a menos disponível para a troca térmica. Segundo documentos técnicos para a produção de polietileno de alta densidade os principais fatores que causam incrustações nos trocadores da reação é que a deposição sobre as paredes internas consiste principalmente de polímero, a primeira camada é formada por polímero de baixa massa molecular e além da cera (polímero de baixo peso molecular) começa depositar o polímero de alto peso. Devido ao catalisador não reagido presente na suspensão a camada incrustante pode também conter resíduos inorgânicos, tais como o alumínio e titânio.

A taxa de crescimento da camada incrustante depende de fatores como a quantidade de calor produzido pela reação de polimerização, o tipo de catalisador / co-catalisador a ser utilizado, a taxa de alimentação de comonômero, que causa a formação de mais cera, a rugosidade das paredes internas (menor incrustações em superfícies lisas) e a velocidade de fluxo de suspensão pode ser lenta e causar a formação de depósitos, o que ocorre quando a planta está operando em cargas baixas.

Depois de um determinado tempo de operação, que varia por planta e por *grade* produzido é necessário que seja realizada a limpeza do trocador. Essa limpeza pode ser realizada por dois métodos:

- Limpeza mecânica: realizada principalmente com hidrojato. Por ser um procedimento perigoso que necessita o isolamento da área evita-se utilizá-lo.
- Purga com hexano quente a uma temperatura acima da temperatura da suspensão (cozimento): este método é a escolha ideal para limpar reatores e trocadores, após uma longa campanha de polimerização. O sistema não precisa ser aberto para a limpeza de alta eficiência. O processo de dissolução se inicia após a temperatura o hexano atingir uma determinada temperatura.

4 Materiais e Métodos

Para realizar a análise do efeito das incrustações presentes no trocador de calor é necessário ter um parâmetro de comparação, pois ao variarmos as vazões ou temperaturas de entrada e saída dos trocadores ocorre uma variação na troca térmica e também no ΔT_{ml} , assim ao calcularmos diretamente o coeficiente de depósito ele sofrerá variações que não representam a sujidade do trocador.

Primeiramente se tentou simular o trocador utilizando o Aspen EDR, para se ter um valor de incrustação que servisse como referencia, porém devido ao layout singular do trocador os valores obtidos para o R_d não foram satisfatórios. Como na simulação é necessário considerar a suspensão composta somente por hexano na simulação o maior valor de resistência térmica é causado pela água, como pode ser observado na Figura 4.1.

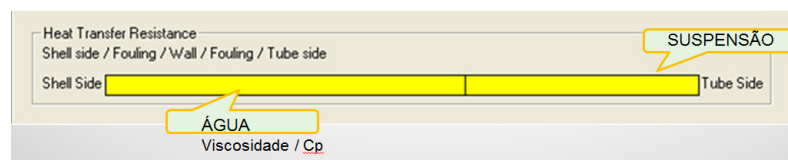


Figura 4.1: Distribuição do *fouling* em uma simulação utilizando o Aspen EDR.

Além desta diferença o valor do R_d encontrado para o trocador limpo na simulação foi muito maior que R_d total de referência obtido na folha de dados do equipamento que é de $0,0002 \text{ (h.m}^2 \cdot \text{°C)/kcal}$.

Como solução empregou-se cálculos feitos no Excel do calor global trocado usando uma programação em Visual Basic. Através dela levaram-se em consideração as variações das propriedades com a temperatura tanto do lado casco quanto ao tubo para o cálculo de h_i e h_e , usando-se correlações.

Esse arquivo em Excel é denominado Prodim. No Prodim existem duas planilhas para cálculos de trocadores duplo tubo. Uma para cálculos tipo Design, onde a temperatura do lado externo é calculada de modo a fechar o balanço de energia do lado interno e externo dos tubos.

As equações referentes ao balanço Equação 2.6 e Equação 2.7. Após fechar o balanço para essas duas equações determina-se a área necessária para essa troca térmica através da Equação 2.9.

No método de cálculo *Rating*, ou análise, define-se a temperatura de saída do tubo interno, assim a de saída do tubo externo é calculada através do balanço de energia dos tubos interno e externo. Determina-se o R_d para fechar o balanço de energia das três equações acima.

O Prodim realiza além do cálculo das propriedades a determinação dos números adimensionais necessários para o cálculo da troca térmica. Abaixo segue a seqüência de cálculos utilizados para a determinação das incrustações no trocador analisado.

A massa específica, a capacidade térmica, a viscosidade e a condutividade térmica são determinadas levando em consideração o fluido, no caso desse trabalho hexano e água e a temperatura média.

A condutividade do metal (k_m) utilizada é de 38,69 kcal/(h.m.°C).

Em (Kern, 1980) encontram-se as principais equações referentes à troca térmica, que se encontram descritas abaixo.

A seguinte equação refere-se ao número de Prandtl que pode ser usada tanto para o tubo interno como para o externo.

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad (4-1)$$

Onde Cp é a capacidade térmica, μ a viscosidade e k a condutividade térmica.

O número de Reynolds para o tubo interno é determinado pela seguinte equação:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} \quad (4-2)$$

Onde \dot{m} é o fluxo mássico e D_i o diâmetro interno do tubo externo.

No caso da tubulação na qual o fluido está escoando não ser de seção transversal circular, como é o caso do trocador duplo tubo onde o fluido escoar através da parte anular de tubos concêntricos, recomenda-se a utilização das correlações de transferência de calor baseadas no diâmetro hidráulico (D_h):

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (4-3)$$

Onde A é a área e P o perímetro molhado.

Para a transferência de calor, o perímetro molhado é dado pela circunferência externa do tubo interno (D_{ei}), para a transferência de calor entre os anéis tem-se:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4\pi(D_{ie} - D_{ei})}{4\pi D_{ei}} = \frac{(D_{ie} - D_{ei})}{D_{ei}} \quad (4-4)$$

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_h \cdot \mu} \quad (4-5)$$

O Número de Nusselt para o tubo interno e para o externo é definido como:

$$Nu = 0,0027 \cdot (Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}) \quad (4-6)$$

Para a determinação do coeficiente de película utilizou-se as seguintes equações:

Para o tubo interno:

$$h_i = \frac{k \cdot Nu}{D_i \cdot \frac{D_i}{D_e}} \quad (4-7)$$

Para o tubo externo:

$$h_i = \frac{k \cdot Nu}{D_h} \quad (4-8)$$

Para o cálculo do coeficiente global de troca térmica limpo utiliza-se:

$$U_{limpo} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{D_i}{2} \cdot \left(\frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{\frac{2}{k_m}} \right) \right)^{-1} \quad (4-9)$$

Para o coeficiente global de troca térmica sujo utiliza-se:

$$U_{sujo} = \left(\frac{1}{U_{limpo}} + R_d \right)^{-1} \quad (4-10)$$

No presente trabalho, utilizou-se o método *rating*, definindo-se a vazão, temperatura de entrada e saída do tubo interno, ou seja, da suspensão. No tubo externo do trocador há a passagem da água. Como a água não é o produto de interesse, seus medidores de vazão e temperatura apresentam falhas. Assim, quando o valor da vazão é confiável calcula-se a temperatura de saída da água, quando a vazão não é confiável ela é determinada pelo balanço de energia considerando-se que o valor da temperatura de saída da água é confiável.

Como foi dito anteriormente, utilizou-se as equações 2.6 e 2.7 para fechar o balanço de energia. Após o fechamento dos balanços referentes aos tubos internos e externos definiu-se o R_d , utilizando a equação 2.9, em cada intervalo de tempo, através da utilização de um solver que fecha os três balanços de energia.

Após a realização desses cálculos fez-se uma simulação utilizando a mesma planilha, considerando o R_d igual a $0,0002(\text{h.m}^2.\text{°C})/\text{kcal}$. Assim obteve-se o calor considerando que o trocador possuía só as incrustações previstas nas folhas de dados.

Para a obtenção de um índice de acompanhamento dividiu-se o calor obtido pelo balanço das equações 2.6 e 2.7 pelo calor encontrado considerando que o trocador estivesse limpo.

Para a realização dos cálculos referentes as incrustações é necessária a aquisição de dados da planta como as vazões e as temperaturas das correntes. Para a aquisição desses dados utilizou-se o Sistema PI. Esse sistema é um banco de dados faz parte de uma estrutura de gerenciamento de informação conhecido como "SYSTEM PLANT INFORMATION" (OSI Software, 2000) ou sistema PI. A cada intervalo de tempo, os valores medidos dessas grandezas são enviados e armazenados em um banco de dados, conforme Figura 4.2.

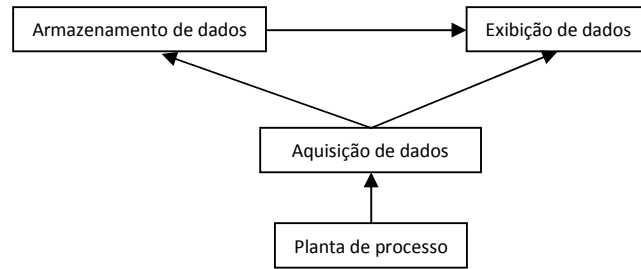


Figura 4.2: Fluxograma do PI.

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, 2004). O Excel permite acesso ao banco de dados de processo e os valores das vazões e das temperaturas podem ser obtidos em tempo real ou em um período anterior. Nas células da coluna referente à carga, vê-se o valor médio de um dia referente a essa variável.

Abaixo, na Figura 4.3, encontra-se a tela do Excel referente ao PRODIM – Trocador de calor duplo tubo (Rating). Os valores representados nas vazões e temperaturas, nas células em cinza que são os valores de entrada da tabela não se referem aos dados da planta é apenas um exemplo para demonstrar o funcionamento da tabela.

Assim, ao completarem-se as células cinza obtém-se o valor das demais células. Para a obtenção do coeficiente de incrustação faz-se um *solver* para que o valor do erro do calor de zero variando o coeficiente de incrustação.

O calor trocado sujo, que se refere aos dados da planta, é obtido das linhas referentes ao calor do tubo externo e interno, os valores são os mesmos, pois através da planilha é realizado o balanço de energia para os dois lados do trocador. O calor trocado limpo encontra-se na última planilha.

		Determinação da vazão de água
TUBO INTERNO		
Substância		Hexano
Estado Físico		Líquido
Fluxo mássico	kg/h	600,000
Pressão	kgf/cm ²	10
Diâmetro interno	m	0.2027
Diâmetro externo	m	0.2191
Massa específica	kg/m ³	637.6
Cp	kcal/(kg °C)	0.5487
Viscosidade	kg/(m.h)	0.8933
Condutividade Térmica	kcal/(h.m. °C)	0.2070
Temperatura _{entrada}	°C	50.00
Temperatura _{saída}	°C	40.00
Temp. média	°C	45.00
Prandtl		2.37
Reynolds		4218589
Nusselt		7182
Coeficiente de película	kcal/(h.m ² . °C)	6787
Velocidade	m/s	8
Calor trocado	kcal/h	3,292,187

TUBO EXTERNO		
Substância		Água
Estado Físico		Líquido
Fluxo mássico	kg/h	658,035
Pressão	kgf/cm ²	5.50
Diâmetro interno	m	0.255
Diâmetro Equivalente	m	0.0765
Massa específica	kg/m ³	997
Cp	kcal/(kg °C)	1.0006
Viscosidade	kg/(m.h)	3.2807
Condutividade Térmica	kcal/(h.m. °C)	0.5247
Temperatura _{entrada}	°C	25.00
Temperatura _{saída}	°C	30.00
Temp. média	°C	27.50
Prandtl		6.26
Reynolds		301766
Nusselt		1204
Coeficiente de película	kcal/(h.m ² . °C)	8252
Velocidade	m/s	14
Calor trocado	kcal/h	3,292,187

TROCADOR		
Tipo de Fluxo		Contracorrente
DTLM		17.38
n° tubos		32
comprimento dos tubos		360.25
comprimento do tubo	m	6.00
Coeficiente de incrustação	(h.m ² . °C)/kcal	0.0002
Condutividade do Metal	kcal/(h.m. °C)	38.69
U limpo	kcal/(h.m ² . °C)	2118
U sujo	kcal/(h.m ² . °C)	1488
Área Trocador Instalado	m ²	
Área p/ B.T.	m ²	127.31
erro (area real-calculada)		127.31
Calor trocado limpo	kcal/h	3,292,187
Erro calor		0.0000

Figura 4.3: Tela do Excel referente aos balanços de energia do trocador casco tubo.

Para a determinação da variação das incrustações em um trocador de calor duplo tubo e do período em que a limpeza do trocador deve ser realizada, foi feito um estudo de um caso base, a fim de determinar o coeficiente de incrustação inicial com o trocador limpo. Assim, foi realizada a construção de uma planilha modificada, a partir do Prodim, onde foram adicionados os dados das vazões e temperaturas de entrada das correntes. Como primeiro passo, o coeficiente de depósito foi ajustado e analisado no período de estudo; assim, pode ser calculado o calor trocado em condições de trocador limpo, o qual pode ser comparado com o calor realmente trocado na planta, calculado por meio de balanços de energia no permutador. Na Figura 4.4 é mostrado um fluxo de dados de como os resultados foram obtidos.

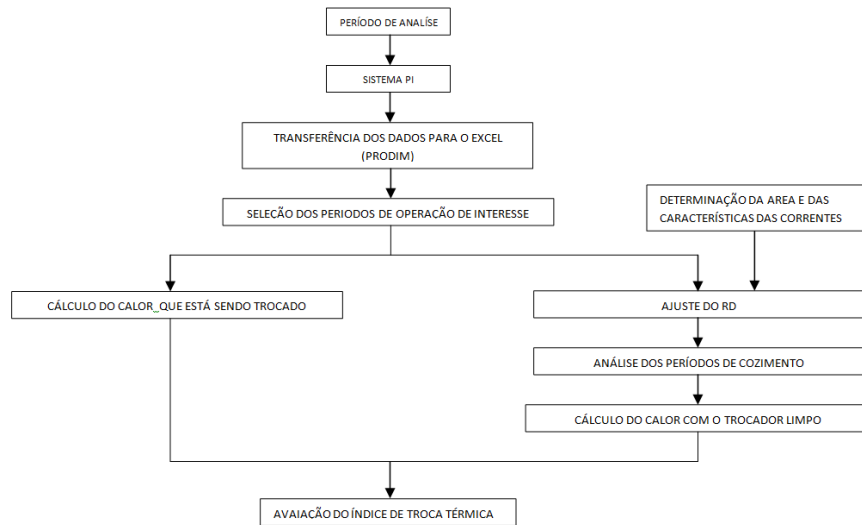


Figura 4.4: Procedimento para a determinação dos períodos de limpeza do trocador de calor.

Quando se determina o coeficiente de incrustação, ou o calor trocado, utilizando-se dados obtidos de uma planta, deve-se considerar as variações da condição de operação da mesma, que muitas vezes são ajustadas pelos operadores, e que afetam as condições de troca térmica. Assim, muitas vezes temos o trocador com uma troca térmica relativamente alta, o que indicaria um coeficiente de depósito pequeno, porém essa troca térmica elevada pode ocorrer quando uma grande vazão de água é usada no trocador ou quando a água de refrigeração está em uma temperatura menor.

5 Resultados

Para o acompanhamento das incrustações ao longo das campanhas devem-se levar em conta as variações no calor devido as variações nas vazões e temperaturas das correntes. Se esse efeito não for isolado pode causar distorções na leitura dos dados. Como se pode observar na Figura 5.1, o calor trocado calculado por balanço de energia não apresenta uma tendência clara, ou seja, sofre variações junto com outros parâmetros da planta. Deste modo, ele não seria um bom parâmetro para o acompanhamento da sujidade do trocador de calor. A linha na cor preta representa a temperatura de fundo do trocador, e os períodos que correspondem à limpeza dos mesmos (cozimento) estão destacados. Os pontos em azul são o calor trocado considerando um R_d de projeto igual a $0,0002 \text{ (h.m}^2.\text{°C)/kcal}$.

Os dados apresentados nos gráficos foram normalizados.

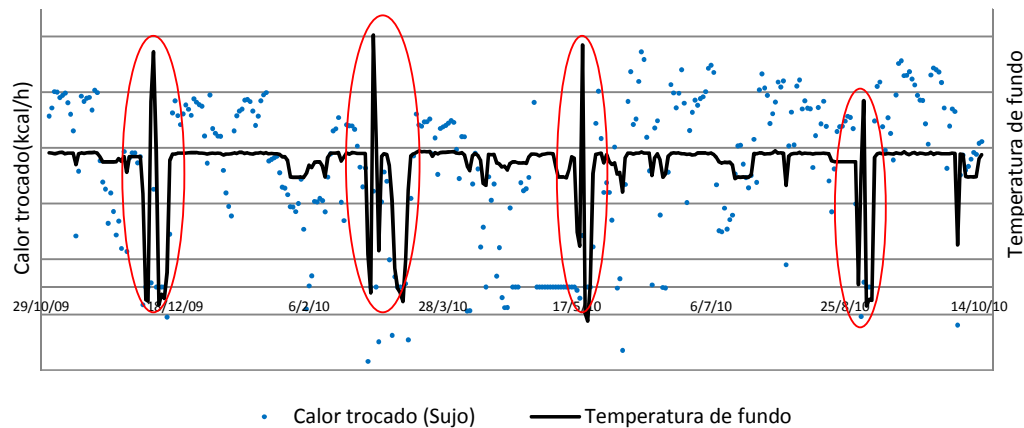


Figura 5.1: Gráfico com a distribuição do calor trocado.

Assim como o calor trocado, o coeficiente de depósito estimado por médias diárias não apresenta o comportamento desejado para o acompanhamento das incrustações no trocador, isso pode ser observado na Figura 5.2. Depois do segundo cozimento o R_d aumenta com o tempo de operação do trocador. Já após o terceiro, dia 17/05/2010 o R_d diminui, e como dito anteriormente isso ocorre devido às alterações das variáveis do processo e não significa, obviamente, que o trocador esteja ficando limpo.

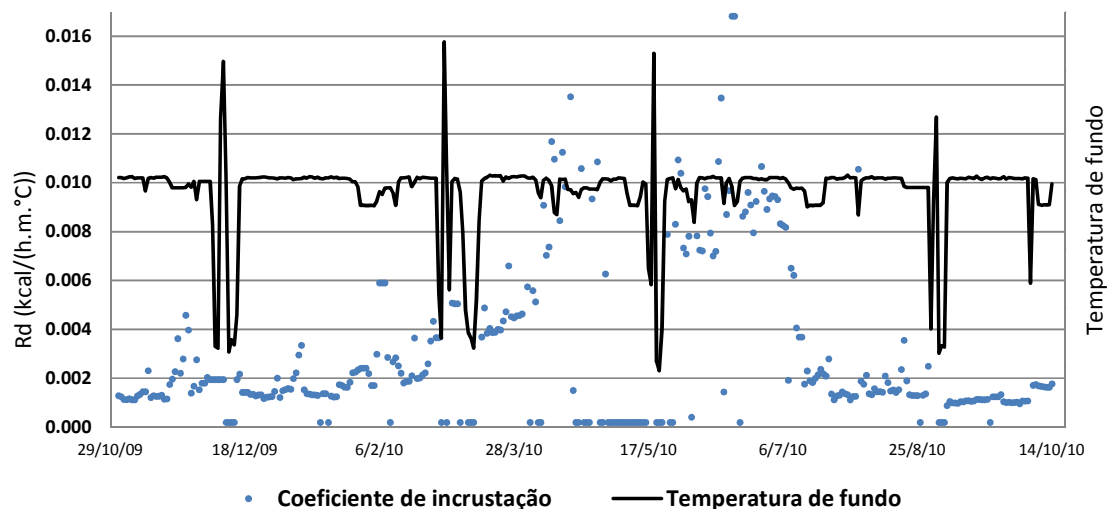


Figura 5.2: Gráfico com a série temporal do coeficiente de incrustação.

Devido às situações demonstradas acima é necessária uma nova metodologia de análise do comportamento das incrustações nos trocadores.

5.1 Índice segundo as eficiências

Para a obtenção de um índice de troca térmica são necessários os valores das vazões de cada corrente, a temperatura de entrada e saída da suspensão e da água, assim essas informações são adicionadas ao PRODIM para que os cálculos sejam realizados. Foram desconsideradas perdas de calor com o ambiente. As incrustações causadas pela água também foram ignoradas, pois os seus efeitos em termos de redução de troca térmica só conseguem ser sentidos com o passar dos anos e para uma análise de comparação diária não teriam interferência significativa.

As informações sobre esses parâmetros são obtidas do PI. O período que os dados referentes ao trocador A-408.1 do reator 1 da Planta 1 foram retirados foi de 1/11/09 0:00 a 1/11/11 0:00. Os dados foram obtidos na forma de médias diárias, de modo que as variações de temperatura ao longo do dia não afetassem fortemente os resultados.

A partir dos valores médios das temperaturas são calculadas as propriedades termofísicas de cada corrente (suspensão e água de resfriamento). Foram determinadas a massa específica, condutividade térmica e a viscosidade dinâmica para cada uma destas.

Adicionando-se os valores de vazão e temperatura, o PRODIM calcula as propriedades e fornece o calor que está sendo trocado durante a operação. Esse calor encontra-se representado na Figura 5.3 e é obtido pelo balanço de energia das duas correntes usando-se as equações 2-6 e 2-7, onde a temperatura ou a vazão da água são determinadas para fechar o balanço entre essas duas equações, em função de incertezas de medição.

Para o cálculo do calor que o trocador deveria estar trocando caso estivesse limpo utiliza-se a equação 2-9. Numa primeira análise considerou-se o coeficiente de incrustação sendo 0,0002(h.m².°C)/kcal. Nessa condição obteve-se o gráfico representado na Figura 5.3.

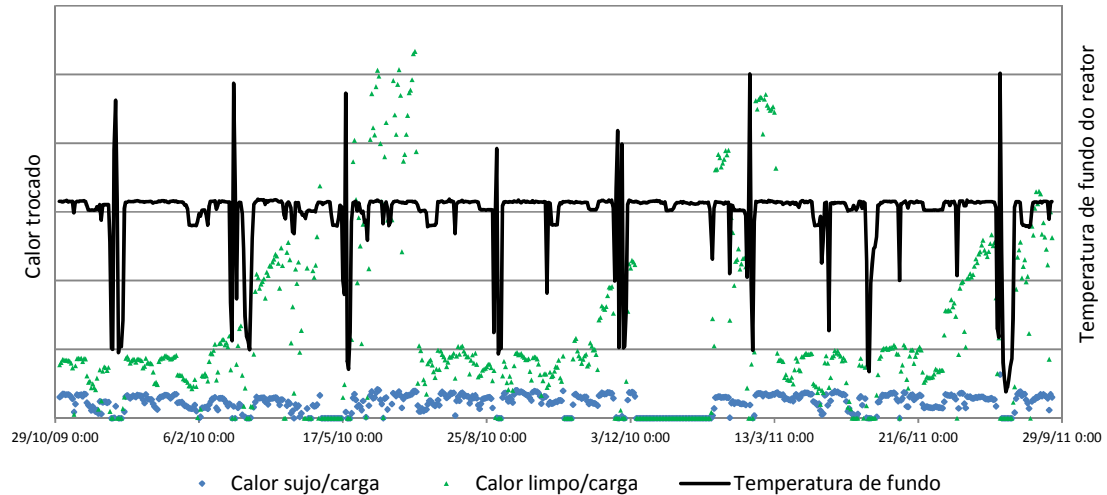


Figura 5.3: Comparação do calor trocado real (sujo) com o calor que foi calculado considerando que o trocador estava limpo.

Os pontos em azul corresponde ao calor real que está sendo trocado e os pontos em verde o que deveria estar sendo trocado. O fator que faz com que a troca térmica real seja inferior à calculada são as incrustações, que diminuem a capacidade de troca térmica; assim, quanto maior a diferença entre as duas curvas, mais sujo está o trocador.

Como nem sempre a limpeza do trocador é eficaz, para uma melhor análise dos dados fez-se um ajuste do R_d após cada cozimento. Deste modo, é mais fácil a análise dos dados e a identificação de que as duas curvas estão se afastando. Esse comportamento pode ser observado na Figura 5.4.

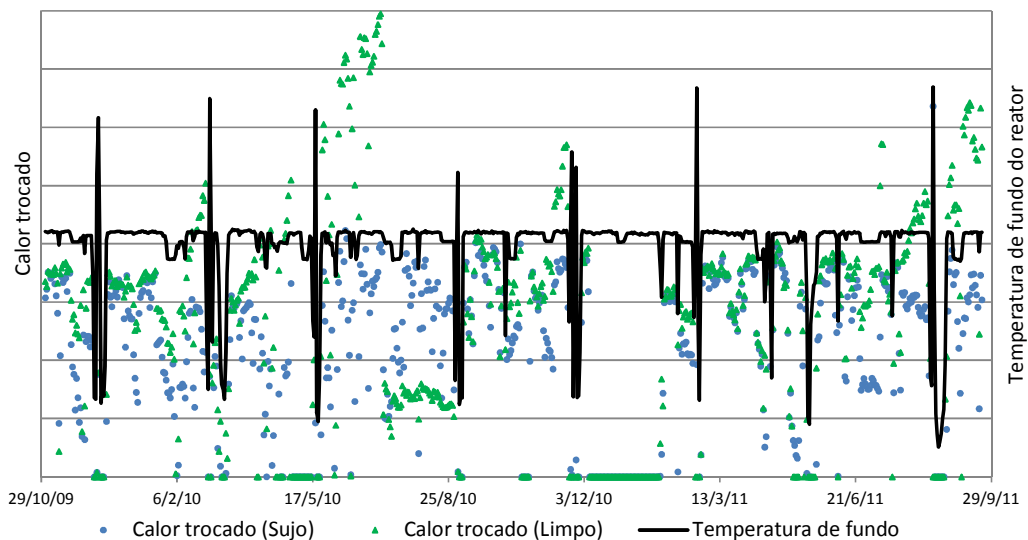


Figura 5.4: Comparação do calor trocado real com o calor trocado usando um ajuste para o R_d .

Para a determinação do R_d após cada cozimento fez-se uma *macro* que tem como função variar o R_d para fechar o terceiro balanço de energia utilizando as equações 2.6, 2.7 e 2.9.

Para melhor comparação entre o calor real trocado e o calculado construiu-se um índice calculado pela equação a seguir que é composta pela divisão do calor real pelo calculado, representado na Figura 5.6.

$$i = \frac{Q_{sujo}}{Q_{limpo}} = \frac{m \cdot C_p \cdot \Delta T}{U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}} \tag{5-1}$$

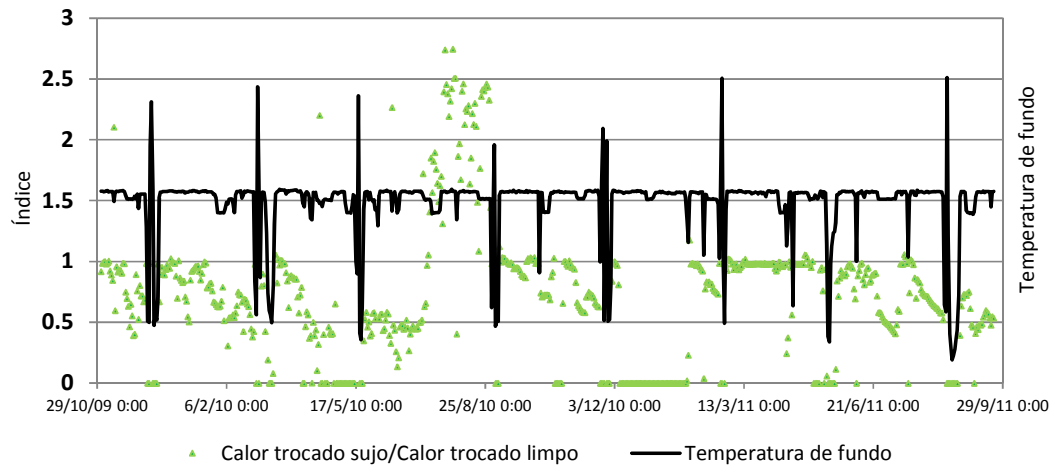


Figura 5.5: Gráfico com o índice referente à relação entre calor trocado sujo e calor trocado limpo

Para a melhor visualização dos resultados o gráfico acima foi dividido e foram selecionados dois intervalos de tempo para a validação das análises.

Primeiramente selecionou-se o intervalo de tempo entre a primeira e a segunda limpeza que pode ser observado na Figura 5.6 e na Figura 5.7. Este intervalo possui um comportamento típico para a determinação do ponto em que a limpeza deve ocorrer.

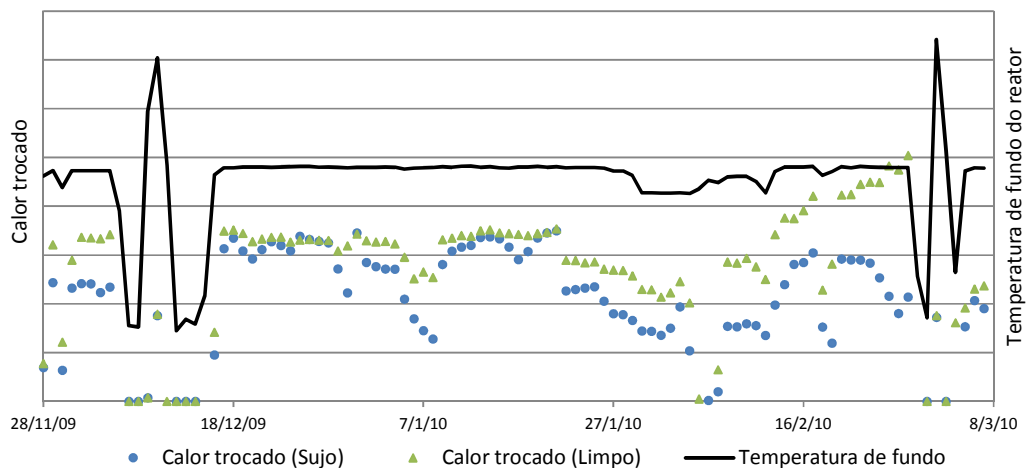


Figura 5.6: Comportamento esperado do calor trocado durante o intervalo entre duas limpezas do trocador.

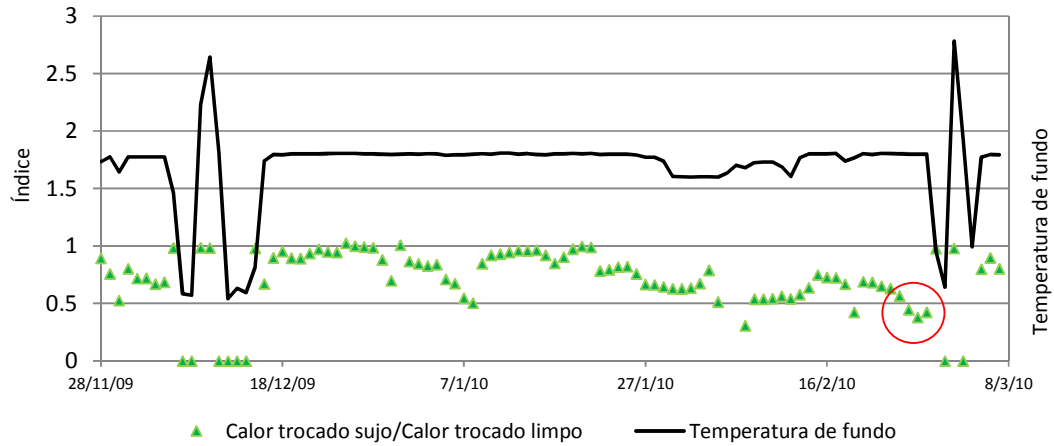


Figura 5.7: Comportamento esperado do índice de limpeza entre duas limpezas do trocador.

Na Figura 5.6, pode-se observar que a partir do dia 16/02/2010, as linhas referentes ao calor trocado limpo e ao calor trocado sujo começam a se afastar. Isso ocorre devido às incrustações, o que faz com que o trocador não possua mais a mesma eficiência. Assim como na Figura 5.6, a Figura 5.7 mostra que pelo acompanhamento do índice a mesma tendência é observada. A partir do dia 16/02/2010, o valor do índice relacionando os calores trocados começa a decair até atingir o valor de 0,5, ficando abaixo deste valor por vários dias, o que indicaria a necessidade de cozimento. Foi escolhido o valor do índice igual a 0,5 para indicar o cozimento, pois a partir do histórico observa-se que há a necessidade de limpeza do trocador quando a relação dos calores trocado/predito cai abaixo deste valor.

Na Figura 5.8 e na Figura 5.9 pode-se observar que existem dois períodos entre a limpeza dos trocadores onde o calor se comporta como se houvesse a necessidade de limpeza do trocador.

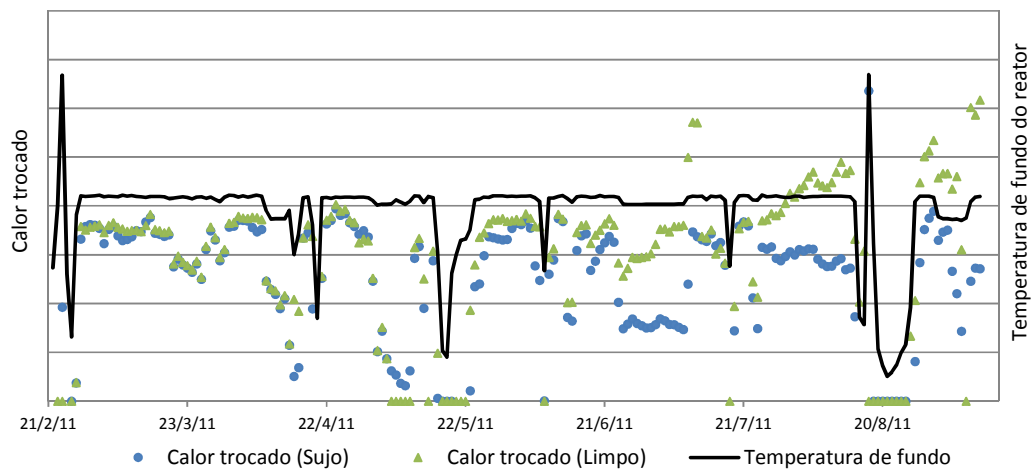


Figura 5.8: Comportamento do calor trocado durante o intervalo entre duas limpezas do trocador.

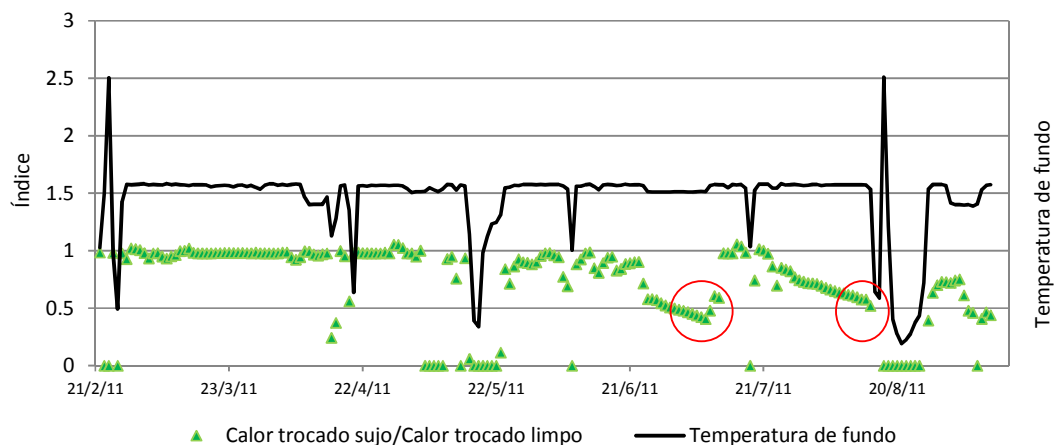


Figura 5.9: Comportamento esperado do índice de limpeza entre duas limpezas do trocador.

No período analisado nesses dois últimos gráficos, que estão destacados, pode-se observar a ação do operador para aumentar a troca térmica. Para conseguir uma troca térmica parecida há a necessidade de 400.000 kg/h de água a mais devido às incrustações, logo, o trocador de calor está operando com baixa eficiência por quase um mês.

Na literatura encontra-se o método que utiliza a equação 2.24 na determinação do NUT para o cálculo de trocadores duplo tubo em contracorrente, que é um parâmetro adimensional utilizado para a análise de trocadores de calor. Pode-se observar na Figura 5.11 que ele possui um comportamento semelhante ao apresentado pelo índice proposto, validando assim a metodologia.

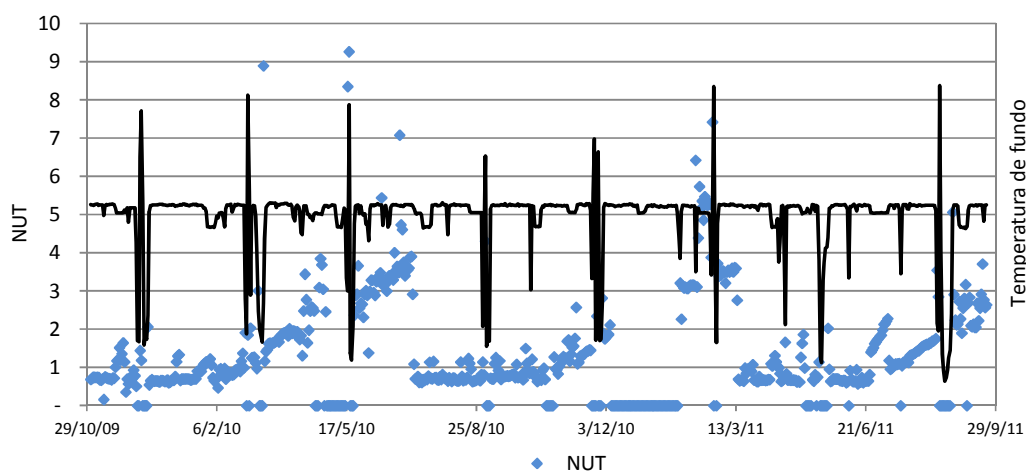


Figura 5.10: Comportamento do parâmetro NUT para os períodos analisados.

Apenas no intervalo do dia 17/05/2010 a 25/08/2010 não se consegue observar a tendência observada na planta real. Isto pode ter sido causado por uma operação anormal da planta ou pela produção de um *grade* que utiliza grande quantidade de buteno, gerando assim uma grande quantidade de cera.

6 Conclusões e Trabalhos Futuros

Aplicando metodologia proposta consegue-se observar satisfatoriamente os períodos nos quais o trocador começa a sujar e necessita ser limpo. Assim, pode-se considerar que se obteve uma ferramenta adequada para a análise dos trocadores durante a sua operação. Além de ser adequado para o acompanhamento do processo, é uma ferramenta simples que utiliza o Excel e é acessível para os integrantes da empresa.

A criação do índice facilita a apresentação dos resultados e também o entendimento dos operadores, sendo que, em um curto período de tempo, ele consegue identificar a necessidade de limpeza dos trocadores, evitando que esse procedimento seja realizado desnecessariamente ou evitando que o trocador opere na sua condição limite por um tempo muito longo. Atualmente, os cozimentos são determinados pela produção e são previamente agendados.

O método proposto foi validado com uma metodologia já utilizada pela literatura, o método NUT, que é um parâmetro adimensional utilizado para a análise de trocadores de calor, sendo assim, pode-se afirmar que o método apresentado possui valores confiáveis. O método NUT pode ser utilizado pelos operadores para um acompanhamento diário, porém para a equipe de engenharia o método utilizado nesse trabalho é relevante pois podem acompanhar a variação das variáveis do processo podendo assim atuar nelas para que o trocador apresente um melhor desempenho.

Uma vez estabelecido o método para um trocador, ele pode ser replicado para os outros trocadores. Assim, além de indicar o período correto em que a limpeza do trocador deve ser realizada, também serve como parâmetro para saber qual o trocador está em uma situação mais crítica, assim a maior carga pode ser enviada para o que apresentar melhores condições de troca térmica.

Referências

- Afgan, N., Schlünder, E. U. & International Center for Heat and Mass Transfer. (1974). *Heat exchangers: design and theory sourcebook*. Scripta Book Co., Washington,.
- Incropera, F. P. & DeWitt, D. P. (2002). *Fundamentals of heat and mass transfer*. 5th ed. Wiley, New York.
- Ishiyama, E. M., Coletti, F., Macchietto, S., Paterson, W. R. & Wilson, D. I. (2010). Impact of deposit ageing on thermal fouling: Lumped parameter model. *AIChE Journal*, 56(2), 531-545.
- Kern, D. Q. (1980). *Process heat transfer*. McGraw-Hill, New York ; London.
- A., Swamee, K., Prabhata, A. B., Nitin, A. C., Vijay (2007). Optimum design of double pipe heat exchanger.
- Madi, M. Negrão, C. O. R., MASSOQUETTI, R. Análise do crescimento da resistência térmica da incrustação em trocadores de calor. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Belém -PA, Brasil. ago, 2004.
- Saunders, E. A. D., *Heat Exchangers: Selection Design and Construction*. John Wiley & Sons, New York, 1988.