

RICARDO BADEK ROSA

ANÁLISE DA VIABILIDADE DA SUBSTITUIÇÃO DOS TUBOS DE UM TROCADOR  
DE CALOR CASCO E TUBOS DE VIDRO POR CARBETO DE SILÍCIO

Monografia apresentada ao  
Departamento de Engenharia Mecânica  
da Escola de Engenharia da  
Universidade Federal do Rio Grande  
do Sul, como parte dos requisitos para  
obtenção do diploma de Engenheiro  
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Horácio A. Vielmo

Porto Alegre  
2009



**Universidade Federal do Rio Grande do Sul**  
**Escola de Engenharia**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

ANÁLISE DA VIABILIDADE DA SUBSTITUIÇÃO DOS TUBOS DE UM TROCADOR  
DE CALOR CASCO E TUBOS DE VIDRO POR CARBETO DE SILÍCIO

RICARDO BADEK ROSA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

***BANCA EXAMINADORA:***

Prof. Dr. Paulo Otto Beyer  
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Adriane Prisco Petry  
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Sérgio Frey  
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre  
2009

de modo especial, à Bruna que sempre esteve ao meu lado durante a faculdade.

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus

ao meu orientador, *Prof. Dr. Horácio A. Vielmo*

aos meus pais e familiares, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos

A todos os funcionários da UFRGS

à Oxiteno Nordeste, em particular na pessoa do engenheiro Victor Guidobono Silva, pela paciência ao passar um pouco de seu vasto conhecimento na área de engenharia mecânica e por ajudar e apoiar especificamente no meu trabalho de conclusão.

Este trabalho contou com apoio da seguinte entidade:  
- Oxiteno Nordeste S.A. Indústria e Comércio.

“Sou meio pato: ando, nado e vôo.  
Tudo meio mal, mas eu me viro.”

Autor desconhecido

**ROSA. R. B. Análise da Viabilidade da Substituição dos Tubos de um Trocador de Calor Casco e Tubos de Vidro por Carbetto de Silício.** 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

## **RESUMO**

Uma empresa, do ramo petroquímico, situada em Triunfo - RS usa ácido sulfúrico em seus processos, que deve estar a uma concentração de 80%. Após passar pelo processo o ácido que não reage retorna em altas temperaturas e na concentração de 40%. Por este motivo existe uma área de reconcentração deste ácido para que ele possa retornar ao processo. Mas como ele chega a uma temperatura elevada do processo usam-se trocadores de calor casco e tubos para resfriar o ácido, para que ele possa então ser reconcentrado e armazenado. Poucos materiais resistem bem a este meio agressivo. Um deles é o vidro, do qual é fabricado o trocador de calor que existe e opera atualmente na planta. Outro material capaz de resistir à corrosão é o carbetto de silício. O presente trabalho mostra a análise térmica da substituição dos tubos de um trocador de calor casco e tubos de vidro por outro de carbetto de silício, com os resultados que seriam obtidos com esta mudança.

**PALAVRAS-CHAVE:** Trocador de calor, casco e tubos, vidro, carbetto de silício, ácido sulfúrico.

ROSA. R. B. **Analysis of the Viability of Change the Glass tubes in a Shell and Tubes Heat Exchange for Silicon Carbide.** 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

## **ABSTRACT**

A petrochemical company, located in Triunfo – RS, uses sulfuric acid @ 80% in its process. At the end of this process the sulfuric acid returns in high temperature and @ 40%. For this reason there is a re-concentration area in order to reuse this acid again in its process. They use shell and tubes heat exchangers as a cooler of this acid, so that they can store it. Actually this company uses these heat exchangers made of glass. There are no many materials resistant to this acid, because it is concentrated and hot. The aim of this work is to study the possibility of changing the material of these heat exchanges to silicon carbide and show the results from this change.

**KEYWORDS:** Heat exchanger, Shell and tubes, Glass, Silicon Carbide, Sulfuric acid.

## SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO .....	1
1.1.	MOTIVAÇÃO DO TRABALHO .....	1
1.2.	OBJETIVO .....	1
2.	REVISÃO BIBLIOGRAFICA .....	1
2.1.	TROCADORES DE CALOR.....	1
2.1.1.	DESCRIÇÃO .....	1
2.1.2.	TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS.....	2
2.1.3.	EQUACIONAMENTOS .....	3
3.	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA .....	8
3.1.	METODOLOGIA.....	10
3.2.	ANÁLISE DOS ERROS EXPERIMENTAIS .....	11
4.	RESULTADOS E ANÁLISES.....	12
5.	CONCLUSÃO .....	15
6.	REFERÊNCIAS.....	16
7.	APÊNDICES.....	17
7.1.	APÊNDICE A – TRANSCRIÇÃO DAS LINHAS DE EQUACIONAMENTO DO <i>SOFTWARE</i> IHT. ....	17
7.2.	APÊNDICE C – RESOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES NO MAPLE PARA DETERMINAR OS ERROS EXPERIMENTAIS .....	18

## **1. INTRODUÇÃO**

### **1.1. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO**

Atualmente uma empresa petroquímica utiliza três trocadores de calor do tipo casco e tubos idênticos, feitos em vidro, para resfriar o ácido que vem do processo de geração de seus produtos a uma temperatura de 150 °C e precisa ser resfriado até a temperatura ambiente de aproximadamente 25 °C quando já é possível enviar para a tancagem onde é armazenado e aguarda para ser utilizado no processo novamente. Estes trocadores estão localizados em uma estrutura de três andares chamada de unidade de reconcentração de ácido que se destina somente a esta função, estes equipamentos estão posicionados em uma estrutura metálica a uma altura de 2 metros do piso térreo. Todo trabalho de manutenção preventiva ou corretiva que tem é realizado nesta área requer alguns itens de segurança extras em relação ao restante da unidade, pois esta zona possui alto risco de acidentes de trabalho devido às altas temperaturas e o fluido utilizado, ácido sulfúrico a uma concentração de 80% que é altamente tóxico e corrosivo, outro fator a ser levado em consideração é a dificuldade de manutenção devida posição elevada destes equipamentos, pois eles são fabricados em um material frágil que requer um cuidado redobrado em seu manuseio.

### **1.2. OBJETIVO**

O objetivo do presente trabalho é estudar a influência da substituição do material dos tubos de um destes trocadores de calor que atualmente são fabricados de vidro por outros produzidos em carbetto de silício.

O custo do carbetto de silício é superior ao do vidro, portanto a possibilidade econômica mais viável é manter o mesmo casco, de vidro, e substituir apenas os tubos por outros de carbetto de silício. A vantagem ao ser realizada esta substituição é que o carbetto de silício tem uma condutividade térmica muito superior a do vidro. Portanto se for verificado que esta substituição acarreta em uma diferença significativa na temperatura de saída do ácido será possível avaliar a possibilidade de ser utilizado apenas um trocador ao invés dos três que são utilizados atualmente. Esta diminuição do número de equipamentos necessários para realizar a mesma função de resfriar o ácido sulfúrico que retorna do processo direciona para a possibilidade de reduzir custos em consequência da diminuição da quantidade de manutenção nesta área crítica, no contexto de segurança, da empresa.

Caso seja possível usar apenas um trocador de calor a empresa ganha em redução de custos, pois diminui a quantidade de equipamentos e manutenções e ganha em segurança porque possuirá menos equipamentos críticos dentro da unidade fabril.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRAFICA**

### **2.1. TROCADORES DE CALOR**

#### *2.1.1. DESCRIÇÃO*

Trocador de calor é um mecanismo que transfere calor entre dois ou mais fluidos disponíveis em diferentes temperaturas. Trocadores de calor podem ser classificados como de contato direto, no qual os dois fluidos se misturam, e de contato indireto, que são a grande maioria, no qual os fluidos permanecem separados e o calor é transferido através de uma parede.

Trocadores de calor são amplamente difundidos e usados nos processos de indústrias de energia, petróleo, petroquímica, refrigeração, recuperação de calor, energias alternativas entre outras. Termodinamicamente, um dos fluidos é resfriado, enquanto o outro fluido envolvido é aquecido. Em alguns casos a retirada de calor não conduz a um resfriamento e sim a uma mudança de fase no fluido, operando assim o trocador como condensador. Da mesma forma em outros casos o aquecimento de um fluido pode não levar a um aumento de temperatura e sim a uma mudança de fase, operando desta forma como evaporador. Independente das condições operacionais do trocador de calor, o mesmo deve ser adequadamente construído, ou seja, deve possuir uma geometria adequada para que, através da superfície de transmissão fornecida dentro das condições de projeto consideradas, possa transmitir o fluxo de calor esperado. Um exemplo comum de trocador de calor que é usado em nosso dia a dia é o radiador automotivo.

Existem vários modelos de trocadores de calor, mas o trocador casco e tubos é o mais utilizado nos processos industriais, pois ele é muito versátil, pois pode ser aplicado em uma ampla faixa de capacidades e condições operacionais e geralmente são vantajosos também no sentido econômico.

### 2.1.2. TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBOS

Trocador casco e tubos consiste em um feixe de tubos contidos em um casco normalmente cilíndrico. Eles diferem de acordo com os números de passes no casco e nos tubos. Sua forma mais simples envolve um único passe nos tubos e no casco.

A transmissão de calor se processa através da adequada separação dos fluidos envolvidos, sendo que um deles flui através do lado interno dos tubos e o outro através do lado externo destes, comumente chamado de lado do casco.

Os principais componentes de um trocador de calor casco e tubos são casco, feixe de tubos, cabeçote de entrada e cabeçote de retorno.

O feixe tubular é composto de uma série de tubos fixados por suas pontas em espelhos.

A fixação dos mesmos aos furos dos espelhos pode ser através de mandrilagem (expansão), solda ou combinação de ambos. Os tubos são posicionados de acordo com os feixes. O mais comum são quadrangular ( $90^\circ$ ), quadrangular rotado ( $45^\circ$ ), triangular ( $30^\circ$ ) e o triangular rotado ( $45^\circ$ ). O formato quadrangular e quadrangular rotado permite uma limpeza mecânica do lado externo dos tubos.

A distância centro a centro dos tubos é chamada de *pitch*. Já a menor distancia entre dois tubos adjacentes é a abertura (*clearance*).

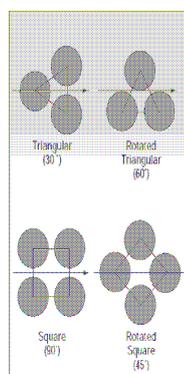


Figura 2.1: Ilustração das posições dos feixes tubulares (Fonte: Mukherjee, 1998).

Geralmente, são instaladas chicanas para aumentar o coeficiente convectivo no fluido no lado do casco, pois induzem turbulência no lado do casco, e fazem com que o fluido esco

de forma perpendicular ao feixe de tubos com isso tem-se um aumento da taxa de transferência de calor. Além disso, as chicanas apóiam fisicamente os tubos, reduzindo a vibração dos tubos induzida pelo escoamento. A abertura de uma chicana é a proporção entre o espaço aberto e o diâmetro interno do casco. Portanto, 25% de abertura de uma chicana significa que o segmento aberto é um quarto do diâmetro interno do casco.

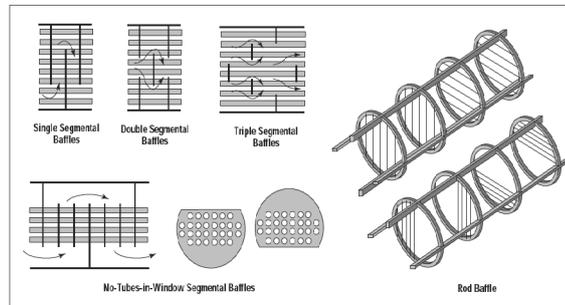


Figura 2.2: Ilustração dos tipos de chicanas (Fonte: Mukherjee, 1998).

As chicanas são montadas entre os espelhos posicionadas através de espaçadores e tirantes de modo a permitir que o fluxo do fluido seja conduzido adequadamente através deste.

O casco é composto de um cilindro, sendo que em suas extremidades poderão estar soldadas aos flanges ou aos próprios espelhos, dependendo do tipo de construção.

Os cabeçotes destinam-se a receber e distribuir o fluido pelos tubos. Em casco de trocador de calor com número par de passes do lado dos tubos, um dos cabeçotes opera como cabeçotes de retorno.

A *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA) emprega o uso de um código de três letras para especificar estes componentes.

### 2.1.3. EQUACIONAMENTOS

#### 2.1.3.1. Coeficiente global de transferência de calor

A equação básica para trocador de calor é:

$$dq = dAU \Delta T \quad (2.1)$$

onde  $dA$  é um elemento de área necessário para transferência de uma quantidade de calor  $dq$  em um ponto do trocador onde o coeficiente global de transferência de calor é  $U$ , e a diferença de temperatura entre os dois fluidos é  $\Delta T$ .

Como se deseja calcular a troca térmica total deve-se calcular a troca em toda área integrando-se a equação (2.1).

$$\int dq = \int dAU \Delta T \quad (2.2)$$

Para esta integral ser válida e não resultar em um erro muito grande deve-se assumir que os coeficientes de convecção dos fluidos não se alteram com a variação de temperatura ao

longo do trocador com isso todas as propriedades térmicas dos fluidos são obtidas a partir de uma temperatura média.

$$q = AU \Delta T_m \quad (2.3)$$

onde  $q$ , em W, é a taxa de transferência de calor,  $A$ , em  $m^2$ , é a área de troca térmica,  $U$ , em  $W/(m^2.K)$ , é o coeficiente global de transferência de calor e  $\Delta T_m$ , em  $^\circ C$ , é a diferença de temperatura entre os fluidos.

Assumindo-se que a transferência de calor dos fluidos do trocador e a vizinhança sejam desprezíveis e que não ocorre mudança de fase dos fluidos é possível chegar as taxa de transferência de calor do fluido quente e frio,  $q$ , em W, respectivamente:

$$q = \dot{m} c_{p,h} (T_{h,e} - T_{h,s}) \quad (2.4)$$

$$q = \dot{m} c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,s}) \quad (2.5)$$

onde  $\dot{m}_h$  é a vazão mássica, em kg/s,  $c_{p,h}$  é o calor específico a pressão constante, em  $J/(kg.K)$ ,  $T_{h,e}$  e  $T_{h,s}$  são respectivamente, as temperaturas de entrada e de saída, todos relativos ao fluido quente, em  $^\circ C$ , e  $\dot{m}_c$  é a vazão mássica, em kg/s,  $c_{p,c}$  é o calor específico a pressão constante, em  $J/(kg.K)$ ,  $T_{c,e}$  e  $T_{c,s}$  são respectivamente, as temperaturas de entrada e de saída, em  $^\circ C$ , todos relativos ao fluido frio.

Relacionando-se a taxa de transferência de calor entre o fluido quente,  $T_h$ , e frio,  $T_c$ , com a diferença de temperatura  $\Delta T$  obtém-se:

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad (2.6)$$

A seguir é visto como é obtida a temperatura que é utilizada em cálculos de trocadores de calor, com o objetivo de melhor se aproximar da situação real.

O coeficiente global de transferência de calor depende do coeficiente de transferência de calor por convecção dos fluidos, da resistência da parede dos tubos e do fator de incrustação. Baseando-se  $U$  em uma área determinada  $A$  obtém-se:

$$U = \frac{1}{Rho + Rdo + R_w + Rhi + Rdi} \quad (2.7)$$

Na equação (2.7),  $Rho$  e  $Rhi$  representam, respectivamente, a resistência térmica induzida pelo fluido que circula no lado do casco e nos tubos,  $Rdo$  e  $Rdi$  representam, respectivamente, a resistência térmica induzida pela incrustação no lado externo e interno dos tubos e  $R_w$  é a resistência imposta pelas paredes dos tubos.

A resistência térmica introduzida pelo fluido que circula no lado do casco,  $Rho$ , em  $(m^2.K)/W$ , é inversamente proporcional ao coeficiente de convecção do fluido que circula nele,  $h_o$ , em  $W/(m^2.K)$ .

$$Rho = \frac{1}{h_o} \quad (2.8)$$

A resistência térmica introduzida pelo fluido que circula no lado dos tubos,  $R_{hi}$ , em  $(m^2.K)/W$ , é diretamente proporcional ao diâmetro dos tubos,  $D_o$ , em m, e inversamente proporcional ao coeficiente de convecção do fluido que circula nele,  $h_i$ , em  $W/(m^2.K)$ , multiplicado pelo diâmetro interno dos mesmos,  $D_i$ , em m.

$$R_{hi} = \frac{D_o}{D_i h_i} \quad (2.9)$$

A resistência térmica que imposta pela parede dos tubos depende da espessura e da condutividade térmica,  $k_w$ , em  $W/(m.K)$ .

$$R_{hi} = \frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k_w} \quad (2.10)$$

### 2.1.3.2. Média logarítmica da diferença de temperatura

A diferença de temperatura entre dois fluidos em um trocador é, quase sempre, variável de ponto a ponto. O uso da média logarítmica da diferença de temperatura (DTML) pode ser aplicado se considerar válidas as seguintes considerações:

- Todos os elementos de um dado fluidos têm o mesmo histórico térmico de passagem através do trocador.
- O trocador opera em estado permanente.
- O calor específico para cada fluido é constante.
- O coeficiente global de transferência de calor é constante.
- As perdas de calor são desprezíveis.

Para trocadores com correntes paralelas usa-se:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{he} - T_{ce}) - (T_{hs} - T_{cs})}{\ln\left(\frac{(T_{he} - T_{ce})}{(T_{hs} - T_{cs})}\right)} \quad (2.11)$$

Para trocadores com correntes contrárias usa-se:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{he} - T_{cs}) - (T_{hs} - T_{ce})}{\ln\left(\frac{(T_{he} - T_{cs})}{(T_{hs} - T_{ce})}\right)} \quad (2.12)$$

### 2.1.3.3. Método da efetividade NUT

Para calcular um trocador de calor é necessário que se tenha algumas informações adicionais como a taxa de capacidade térmica do fluido quente,  $C_h$ , em  $W/K$ , e do fluido frio  $C_c$ , em  $W/K$ , respectivamente:

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (2.13)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (2.14)$$

Quando se trabalha com simulação é impossível utilizar o método da DTML, pois as temperaturas de saída do fluido quente e frio são desconhecidas. Nestas situações aplica-se o método de efetividade NUT.

A partir das taxas de transferência de calor é necessário calcular a taxa máxima de transferência de calor,  $q_{\max}$ , em W, para em seguida obter-se a efetividade de um trocador de calor.

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{h,e} - T_{c,e}) \quad (2.15)$$

onde  $C_{\min}$ , em W/K, é sempre igual ao menor valor entre  $C_h$  e  $C_c$ .

De posse da taxa máxima de transferência de calor e com um raciocínio lógico pode-se chegar à conclusão que a efetividade,  $\varepsilon$ , é a razão entre a taxa real de transferência de calor e a taxa máxima de transferência de calor possível:

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.16)$$

Existe ainda outro parâmetro adimensional que deve ser utilizado para analisar um trocador de calor, o número de unidades de transferência (NUT), conforme a equação:

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.17)$$

Para relacionar a equação de efetividade, equação (2.16), e o NUT, equação (2.17), existe algumas equações que variam de acordo com o tipo de trocador de calor e o modo de suas correntes, porém há uma equação que é válida para todos os trocadores:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (2.18)$$

#### 2.1.3.4. Coeficiente de transferência de calor para o lado dos tubos

O primeiro equacionamento a ser montado para obter características e as propriedades do fluido no lado dos tubos é o número de *Reynolds*:

$$Re = \frac{DiV\rho}{\mu} \quad (2.19)$$

onde  $V$  é a velocidade do fluido, em m/s,  $\rho$  é a massa específica, em kg/m<sup>3</sup> e  $\mu$  é a viscosidade do fluido, em kg/(s.m).

Considerando-se o fluido incompressível, regime estacionário e uma área circular de secção uniforme obtêm-se a seguinte simplificação:

$$Re = \frac{4\dot{m}_c}{\pi Di\mu} \quad (2.20)$$

De acordo com o valor obtido pela equação (2.19) ou (2.20) pode ser determinado o tipo de escoamento que existe.

Tabela 2.1 *Reynolds* x escoamento

Número de <i>Reynolds</i>	Regime do escoamento
Re < 2300	Laminar
2300 < Re < 10000	Transição
Re > 10000	Turbulento

Outro dado importante para caracterizar o escoamento nos tubos é o número de *Prandtl*:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.21)$$

onde  $k$  é a condutividade térmica do fluido, em W/(m.K).

O número de *Prandtl* independe das propriedades construtivas do trocador de calor ele está apenas relacionado às propriedades do próprio fluido.

Para fluxo turbulento totalmente desenvolvido em tubos circulares lisos utiliza-se a equação de *Dittus-Boelter* (1956):

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (2.22)$$

onde  $n = 0.4$  para aquecimento e  $n = 0.3$  para resfriamento do fluido. Esta equação foi confirmada experimentalmente para o seguinte faixa de condições:

$$\left[ \begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \end{array} \right]$$

Figura 2.6: Condições de validade da equação (2.22).

Para obter o coeficiente de convecção de transferência de calor entre a parede do tubo e o fluido que escoar no seu interior usa-se o número de *Nusselt*.

$$Nu = \frac{hiD}{k} \quad (2.23)$$

#### 2.1.3.5. Coeficiente de transferência de calor para o lado do casco

Existem alguns métodos para calcular o coeficiente de transferência de calor para o lado do casco, entretanto um dos mais utilizados é o método desenvolvido por *Kern* (1950).

Para o cálculo do número de *Nusselt* é usado o equacionamento proposto por *McAdams* (1951):

$$Nu = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3} \quad (2.24)$$

onde  $Re$  é o número de *Reynolds* que é equacionado:

$$\text{Re} = \frac{GD_e}{\mu} \quad (2.25)$$

onde  $G$  é a velocidade mássica, em  $\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ , e  $D_e$  é o diâmetro equivalente, em  $\text{m}$ , como são descritos a seguir:

$$D_e = \frac{4(P_t^2 - \pi OD^2 / 4)}{\pi OD} \quad (2.26)$$

onde  $P_t$  é a distância entre os centros de dois tubos adjacentes, em  $\text{m}$ .

Já o cálculo da velocidade mássica é:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (2.27)$$

onde  $A_s$ , em  $\text{m}^2$ , é a área livre na qual o fluido escoo no lado do casco:

$$A_s = \frac{DCB}{P_t} \quad (2.28)$$

onde  $D$  é o diâmetro interno do casco, em  $\text{m}$ ,  $B$  é a distância entre as chicanas, em  $\text{m}$ , e  $C$  é o espaço livre entre dois tubos adjacentes, em  $\text{m}$ .

#### 2.1.3.6. Fator de Incrustação

O depósito de material isolante sólido vindo do processo na superfície do trocador de calor é conhecido como incrustação. Este material atua como outra resistência térmica a transferência de calor. Este fenômeno pode ocorrer por diversas causas como, por exemplo: precipitação de substâncias dissolvidas, solidificação de material através de reações químicas, corrosão de uma superfície ou ataque e crescimento de organismos biológicos. A variável mais importante na incrustação é a velocidade do fluido. As maiores incrustações podem ser retardadas se a velocidade do fluido for tão alta quanto for possível. Um fator de incrustação é designado para cada equipamento com o objetivo de superdimensionar suficientemente um trocador de calor para que ele atenda suas necessidades antes que seja realizada uma limpeza no mesmo. A TEMA indica valores adequados para este fator de incrustação de acordo com o fluido e o tipo de trocador em questão.

### 3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Na unidade fabril de uma empresa petroquímica utiliza-se ácido sulfúrico a uma concentração de 80% nos seus processos. Após a finalização de todas as reações e processos obtém-se o produto desejado, mas também acaba resultando em uma quantidade de ácido que não reage no processo a uma temperatura de  $150^\circ\text{C}$  e a concentração de 40%. Por este motivo existe uma área da empresa destinada ao resfriamento e a reconcentração deste ácido para que ele possa ser reutilizado no processo.

Nesta unidade existem trocadores de calor que têm por função resfriar o ácido sulfúrico para que ele possa ser armazenado em tanques e posteriormente reutilizado. Atualmente são utilizados três trocadores de calor casco e tubos idênticos em série que resfriam o ácido de

uma temperatura de 150°C até a temperatura ambiente para então enviá-lo até um tanque. Estes trocadores são localizados no piso térreo da unidade e ficam dispostos em uma estrutura metálica com uma altura de aproximadamente dois metros do chão.



Figura 3.1: Trocadores de calor em paralelo no local de funcionamento

O objeto de estudo deste trabalho é o primeiro trocador desta série o qual recebe o fluido quente, ácido sulfúrico, diretamente do processo a alta temperatura.

Uma característica intrínseca do ácido sulfúrico é que ele é altamente corrosivo com a maioria dos materiais e a altas temperaturas este processo intensifica-se. Devido a estas propriedades do fluido poucos materiais resistem a esta corrosão e pode ser utilizado nestes trocadores, um deles é o vidro que é atualmente utilizado na fabricação destes trocadores. Porém existe algumas características do vidro que são negativas como a condutividade térmica e a resistência mecânica que são baixas que resultam nos respectivos problemas, baixa troca térmica e dificuldade no manuseio em situações de manutenção devido a sua fragilidade e por se tratar de um trabalho em altura.

Comercialmente existe um material alternativo que pode ser empregado nesta situação que é o carbetto de silício. Ele tem uma alta resistência à corrosão, similar ao vidro, adequada para este fluido nesta concentração e temperatura, boa resistência choque térmico e ainda tem como propriedades favoráveis: melhor resistência mecânica e o seu grande diferencial que é a alta condutividade térmica (aproximadamente dez vezes superior ao vidro), porém com um custo mais elevado. Se a substituição do vidro pelo carbetto de silício resultar na necessidade de apenas um trocador de calor ao invés dos três atualmente utilizados, devido à melhor troca térmica, acredita-se que seria viável este procedimento, visto que se reduziria o número de equipamentos, por consequência a quantidade de manutenções, e principalmente reduzir a exposição dos funcionários ao risco de existente nesta área.

Os dados construtivos do trocador de calor necessários para o seu equacionamento podem ser observados a seguir na tabela (3.1). A proposta deste trabalho é manter todas as dimensões e configurações do trocador original, somente substituindo o material construtivo dos tubos de vidro para carbetto de silício.

Tabela 3.1 – Configuração do trocador de calor em estudo

<b>Fabricante</b>	Schott
<b>Ano de instalação</b>	1988
<b>Material do casco</b>	Vidro
<b>Material dos tubos</b>	Vidro
<b>Diâmetro interno do casco [mm]</b>	300
<b>Diâmetro externo dos tubos [mm]</b>	14
<b>Espessura dos tubos [mm]</b>	1,5
<b>Comprimento dos tubos [mm]</b>	3500
<b>Número de tubos</b>	163
<b>Número de passes no casco</b>	1
<b>Número de chicanas</b>	6
<b>Sentido de corrente</b>	Contracorrente

Uma comparação entre a configuração e a propriedade térmica dos materiais utilizado na fabricação dos tubos do trocador de calor pode ser observada na tabela (3.2).

Tabela 3.2 – Propriedades e custo dos materiais de construção dos tubos

	<b>Vidro</b>	<b>Carbeto de silício</b>
<b>Utilização</b>	Atualmente	Em estudo
<b>Comprimento [m]</b>	3,5	3,5
<b>Espessura [m]</b>	0,0015	0,0015
<b>Tipo</b>	Liso	Liso
<b>Condutividade térmica @ 100°C [W/(m.K)]</b>	1,32	125
<b>Custo por tubo [US\$]</b>	20,00	1050,00

Outros fatores determinantes no estudo de um trocador de calor são os fluidos que circulam neste equipamento, as propriedades dos dois fluidos são descritas na tabela (3.3). Neste estudo não foi analisada a substituição destes fluidos visto que o ácido sulfúrico é um produto resultante do processo e não existe possibilidade de ser alterado e a água é um fluido utilizado por todos outros equipamentos da unidade fabril que necessitam resfriamento ficando assim inviável a criação de um sistema circulante com outro fluido apenas para este trocador.

Tabela 3.3 – Propriedades dos fluidos e fluxo

	<b>Lado</b>	
	<b>Tubos</b>	<b>Casco</b>
<b>Fluido</b>	Água	Ácido sulfúrico @80%
<b>Temperatura de entrada [°C]</b>	24,5	150
<b>Vazão [kg/s]</b>	2,2	5
<b>Massa específica [kg/m³]</b>	997	1718
<b>Viscosidade [N.s/m²]</b>	0,00085	0,1484
<b>Condutividade térmica [W/(m.K)]</b>	0,6134	0,422
<b>Calor específico [J/(kg.K)]</b>	4179	2044

### 3.1. METODOLOGIA

O procedimento utilizado neste trabalho para simular a substituição dos tubos do trocador de calor casco e tubos foi equacionar o equipamento no *software* IHT (*Interactive*

*Heat Transfer*) conforme recomendação da bibliografia vista no capítulo anterior. Em seguida foram coletados os dados do trocador de calor do *data sheet* do fabricante, posteriormente foram pesquisadas as propriedades térmicas dos materiais que seriam utilizados (vidro, carbetto de silício, ácido sulfúrico e água que é o utilizado como fluido refrigerante) e coletados dados reais da situação atual do equipamento da empresa como: vazão e temperaturas de entrada e saída da água e do ácido. De posse de todos os dados o próximo é inserir estas informações no programa e verificar os resultados obtidos. Com a comparação dos dados de saída do *software* e os dados coletados na situação real pode-se validar o equacionamento feito. O último passo a ser realizado é a substituição das propriedades do vidro pelo carbetto de silício e verificar os resultados obtidos.

### 3.2. ANÁLISE DOS ERROS EXPERIMENTAIS

Como descrita acima a metodologia do trabalho consiste em equacionar o problema e após valida-lo utilizando dados de entrada e comparando os dados de saída de uma situação real, porém quando utilizasse informações de uma situação experimental devem ser levados em consideração os erros dos equipamentos utilizados nestas medições.

Na tabela abaixo constam as informações referentes aos erros de cada instrumento utilizado nas medições.

Tabela 3.4 – Dados dos erros dos instrumentos utilizados

Instrumento	Função	Erro
Pt-100 (platina 385) Classe B	Medir temperatura.	$\pm 0,30 + (0,005t)^{\circ}C$ <sup>1</sup>
Placa de Orifício	Medir pressão (vazão).	$\pm 1\%$
Transmissor B 1151 BP	Transmitir a pressão da placa de orifício até o CLP. (4mA a 20mA).	$\pm 0,25\%$
SLC 500 RTD Resistance Input Model (Rockwell)	Cartão de entrada de temperatura no sistema supervisorio (CLP).	$\pm 0,6\%$
SLC 500 Analogic Input (Rockwell)	Cartão de entrada analógica no sistema supervisorio (CLP)(4mA a 20mA).	$\pm 0,15\%$

Pt 100 (T1) → CLP (T2)

$$ET = \sqrt{ET1^2 + ET2^2} \quad (3.1)$$

onde  $ET$  é o erro acumulado da malha de medição de temperatura,  $ET1$  é o erro do Pt-100 e  $ET2$  é o erro da placa de aquisição do sistema supervisorio.

A equação (3.1) aplicada à temperatura de entrada da água,  $T_{c,e}$ , fica:

$$ET_{c,e} = \sqrt{(2(0.30 + (0,005.24,5)))^2 + 1,2^2} \quad (3.2)$$

$$ET_{c,e} = 1,467^{\circ}C \quad (3.3)$$

<sup>1</sup> O limite de erro para a classe A do Pt-100 é dado segundo a norma DIN-IEC 751/85.

A equação (3.1) aplicada à temperatura de entrada do ácido,  $T_{h,e}$ , fica:

$$ET_{h,e} = \sqrt{(2(0,30 + (0,005.150)))^2 + 1,2^2} \quad (3.4)$$

$$ET_{h,e} = 2,418^\circ C \quad (3.5)$$

Placa Orifício (Q1) → Transmissor (Q2) → CLP (Q3)

$$E\dot{m} = \sqrt{EQ1^2 + EQ2^2 + EQ3^2} \quad (3.6)$$

onde  $EQ$  é o erro acumulado da malha de medição de vazão,  $EQ1$  é o erro conseqüente da placa de orifício,  $EQ2$  é o erro do transmissor de sinal e  $EQ3$  é o erro da placa de aquisição do sistema supervisor.

A equação (3.6) aplicada à vazão de água no trocador de calor,  $\dot{m}_c$ , fica:

$$E\dot{m}_c = \sqrt{(0,02.5)^2 + (0,005.5)^2 + (0,003.5)^2} \quad (3.7)$$

$$E\dot{m}_c = 0,105 \text{ kg/s} \quad (3.8)$$

A equação (3.6) aplicada à vazão de ácido sulfúrico no trocador de calor,  $\dot{m}_h$ , fica:

$$E\dot{m}_h = \sqrt{(0,02.2,2)^2 + (0,005.2,2)^2 + (0,003.2,2)^2} \quad (3.9)$$

$$E\dot{m}_h = 0,0458 \text{ kg/s} \quad (3.10)$$

Com as informações acima sobre os erros dos dados de entrada do problema aplicado ao equacionamento do modelo matemático é possível determinar o erro nas temperaturas de saída através da propagação de erros. Deste modo os erros obtidos foram:

- a) Para o ácido sulfúrico:  $\pm 12,31^\circ C$
- b) Para a água:  $\pm 1,37^\circ C$

#### 4. RESULTADOS E ANÁLISES

Seguindo a metodologia proposta, a primeira etapa a ser analisada é a verificação da validade do modelo matemático implantado. Isto pode ser verificado quando são comparados os resultados do IHT com os experimentais. Este comparativo é apresentado na tabela (4.1).

Tabela 4.1 – Comparação entre as o modelo matemático e o experimental

	Temperaturas de saída [°C]	
	Experimental	Modelo matemático
Ácido sulfúrico	78,6	72,75
Água	39,5	38,67

Quando se compara o resultado obtido, sendo de conhecimento prévio os erros experimentais, conclui-se que o modelo matemático proposto é válido, pois as temperaturas resultantes no IHT estão dentro da faixa de erro experimental.

Com a substituição dos tubos de vidro do trocador de calor por outros com dimensões idênticas (comprimento e espessura), porém fabricados de carbeto de silício representa um aumento da potência térmica do trocador de 296 kW para 329,5 kW com isso chegou-se as seguintes temperaturas dos fluidos de acordo com os resultados extraídos do *software* IHT.

Tabela 4.2 – Comparação entre as temperaturas com a substituição do material

Material	Temperaturas [°C]			
	Água		Ácido Sulfúrico	
	Entrada	Saída	Entrada	Saída
<b>Vidro</b>	24,5	38,67	150	72,75
<b>Carbeto de silício</b>	24,5	40,27	150	62,75

A seguir, começando pela figura (4.1), podem ser observados gráficos retirados do programa mostrando a variação da temperatura de saída dos fluidos conforme a variação da condutividade térmica do material de fabricação dos tubos.

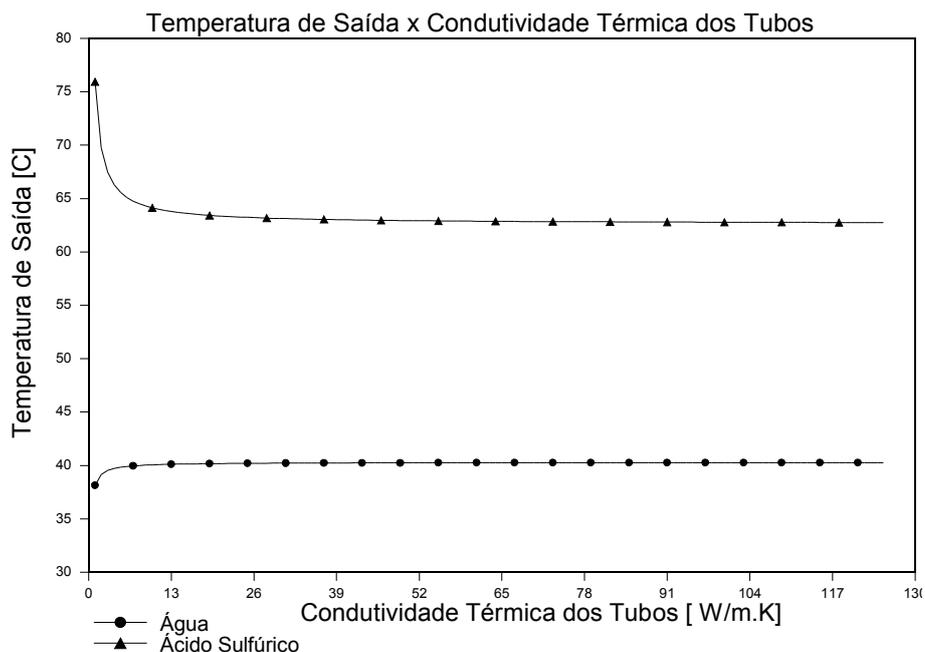


Figura 4.1: Temperaturas de saída dos fluidos em função da variação da condutividade térmica dos tubos

Na figura (4.2) é possível observar com mais nitidez que a temperatura de saída do ácido sulfúrico do trocador de calor passa de 72,75°C para 62,75°C, e, sobretudo que esta variação de temperatura ocorre com maior intensidade até uma condutividade térmica de 15 W/mK. Após este valor a temperatura sofre um decréscimo muito pequeno.

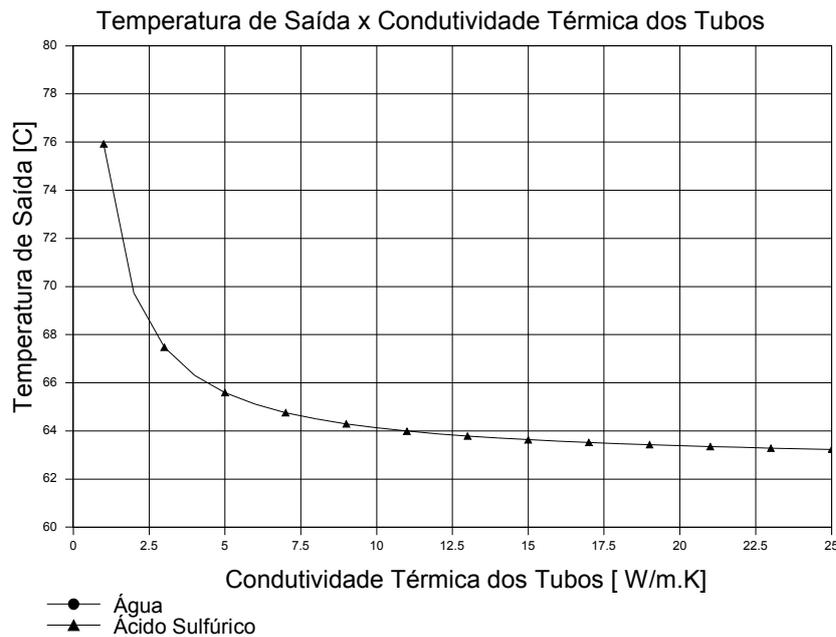


Figura 4.2: Ampliação do gráfico anterior na região onde existe maior variação da temperatura do ácido.

Uma análise similar à realizada no gráfico anterior pode ser feita na figura (4.2) onde foi feita uma ampliação no início da curva da temperatura de saída da água para que fosse mais bem visualizada a variação de temperatura passando de 38,67°C para 40,27 °C a qual ocorre dentro da mesma faixa de condutividade térmica do gráfico acima o que já era esperado, pois o que acontece é uma troca térmica entre os dois fluidos.

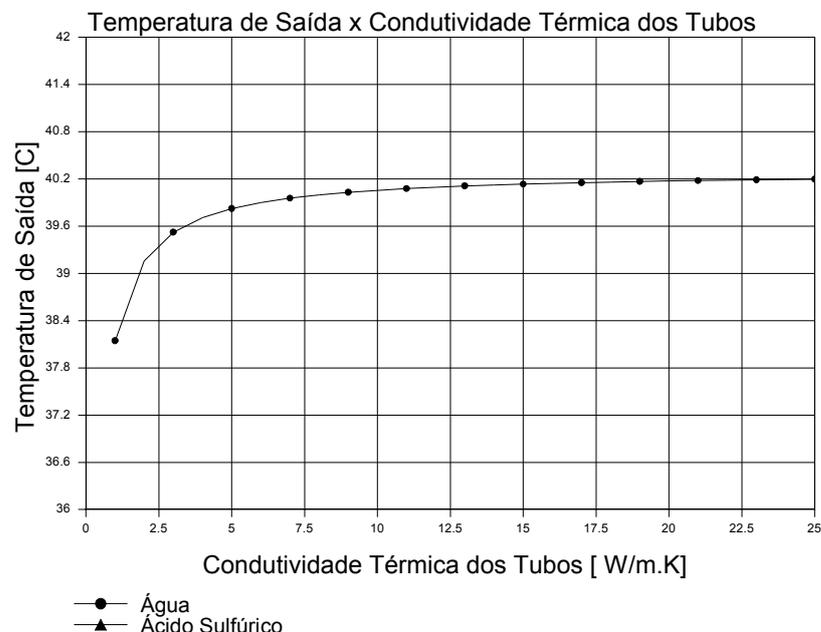


Figura 4.3: Ampliação da figura (4.1) na região onde existe maior variação da temperatura da água.

A explicação para este fato pode ser entendido quando se verifica os valores de *Reynolds* do escoamento ( $Re = 4396$  para o lado dos tubos e  $Re = 1017$  para o lado do casco) que são valores baixos, principalmente no lado do casco. Portanto é isto que acaba limitando

uma melhor troca térmica entre a água e o ácido sulfúrico e não a condutividade térmica dos tubos. Conclui-se que se houvesse a alteração do material dos tubos não seria necessária a utilização de um material com uma condutividade tão elevada quanto ao do carbetto de silício. Isto porque se observou uma variação de temperatura dos fluidos até um valor de aproximadamente  $15\text{W/mK}$ , apenas, justificando que poderia ser utilizado um material intermediário que possua as propriedades térmicas próximas a este valor e que provavelmente tem um custo inferior ao carbetto de silício. Um exemplo de material com as características acima é o tântalo, mas para esta situação em específico, do trocador de calor possuir espelhos fixos e da proposta de ser mantido o casco de vidro, esta alternativa não se aplica por se tratar de um metal com diferente dilatação térmica o que ocasionaria em um trinca ou quebra do casco.

## 5. CONCLUSÃO

Foram estudados os resultados que seriam obtidos com a substituição dos tubos do trocador de calor de vidro por outros com dimensões idênticas, porém fabricados de carbetto de silício que é um material que atende os requisitos para esta aplicação e possui uma condutividade térmica muito superior ao material empregado atualmente.

O estudo demonstra que a substituição dos tubos representa um aumento da potência térmica do trocador de  $296\text{ kW}$  para  $329,5\text{ kW}$  o que se traduz em um decréscimo significativo de aproximadamente  $10^\circ\text{C}$  na temperatura de saída do ácido sulfúrico, mas que não é o suficiente para que possa ser usado somente um trocador de calor ao invés dos três que são utilizados atualmente nesta função.

A partir do cenário do problema descrito, conclui-se que são limitadas as alternativas para tentar melhorar, no sentido de troca térmica, o processo atual, pois não existem muitos materiais que possuem a resistência a corrosão exigida e ainda há o problema de compatibilidade no sentido de dilatação térmica que é um limitante quando se deseja fazer apenas a substituição dos tubos e manter o restante do equipamento.

Portanto a substituição dos tubos do trocador de calor não atende as necessidades do processo visto que a temperatura de saída do ácido varia apenas até uma condutividade térmica de aproximadamente  $15\text{W/mK}$ . Logo, a propriedade térmica que foi decisiva para sua escolha do material (condutividade térmica alta) não será utilizada com todo seu potencial. E se for levada em consideração a questão financeira verifica-se que o custo-benefício é inviável por se tratar de um material com o valor mais de cinquenta vezes superior ao vidro.

## 6. REFERÊNCIAS

FILHO, W. B., **Transmissão de Calor**, São Paulo: THOMPSON, 2004.

LIENHARD, J. H. IV, **A Heat Transfer Textbook**: 3. ed. Cambridge: Phlogiston Press, c2008.

KERN, D. Q., **Process Heat Transfer**: 1. ed. Tokyo: Mcgraw-Hill, 1950.

INCORPERA F. P., WITT D. P D., **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, Mc Graw Hill, 6ª Edição, Rio de Janeiro, 2008.

TEMA, **Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association**, 8th Edition, New York, 1999.

PERRY R. H., GREEN D. W., **Perry's Chemical Engineers' Handbook**, 7th Edition. USA: The McGraw-Hill Companies, Inc., 1997.

MUKHERJEE, R., **Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers**, *Chem. Eng. Prog.*, p.21-37, fevereiro de 1998.

## 7. APÊNDICES

### 7.1. APÊNDICE A – TRANSCRIÇÃO DAS LINHAS DE EQUACIONAMENTO DO SOFTWARE IHT.

```

// For all types of heat exchangers with Cr = 0,
eps = 1 - exp(-NTU) // Eq 11.36a
// and the number of transfer units, NTU, is
NTU = U * A / Cmin // Eq 11.25
// The effectiveness is defined as
eps = q / qmax
qmax = Cmin * (Thi - Tci) // Eq 11.20, 11.23
// See Tables 11.3 and 11.4
q = mc * cp * (Tco - Tci)
U = 1 / ((OD/(hi*ID)) + ((OD*ln(OD/ID))/(2*kw)) + (1/ho) + (Rdi*OD)/ID + Rdo)
t = (OD - ID) / 2
q = U * A * DeltaTlm
A = 25 //Área do trocador, m2
// Média logarítima das temperaturas
DeltaTlm = (DetaT1 - DetaT2) / ln(DetaT1 / DetaT2)
DetaT1 = Thi - Tco
DetaT2 = Tho - Tci
Rdi = 0.0002625 // Resistência térmica da fuligem no lado interno dos tubos, K / W
Rdo = 0.0002625 // Resistência térmica da fuligem no lado externo dos tubos, K / W
// Dados dos tubos
kw = 1.36 // condutividade térmica dos tubos, W/m·K
ID = 0.011 //diâmetro interno dos tubos, m
OD = 0.014 //diâmetro externo dos tubos, m
// Temperaturas de entrada
Thi =150 // Temperatura de entrada do ácido, C
Tci = 24.5 // Temperatura de entrada da água, C
Cmin = mh * cph
mh = 2.2 //Vazão mássica de ácido, kg/s
cph = 1590 // Calor específico do ácido, J/kg·K
Cmax = mc * cp
mc = 5 //Vazão mássica de água, kg/s
mct = mc / 163 //Vazão mássica de água por tubo, kg/s
// calculo do Reynolds no lado dos tubos
Nui = hi * ID / k
ReD = ( 4 * mct ) / ( pi * ID * mu)
Nui = NuD_bar_IF_T_FD(ReD,Pr,n) // Eq 8.60
n = 0.4 // n = 0.4 or 0.3
// Water property functions :T dependence, From Table A.6
x = 0 // Quality (0=sat liquid or 1=sat vapor)
p = psat_T("Water", T) // Saturation pressure, bar
v = v_Tx("Water",T,x) // Specific volume, m^3/kg
rho = rho_Tx("Water",T,x) // Density, kg/m^3
hfg = hfg_T("Water",T) // Heat of vaporization, J/kg
cp = cp_Tx("Water",T,x)// Specific heat, J/kg·K
mu = mu_Tx("Water",T,x) // Viscosity, N·s/m^2
nu = nu_Tx("Water",T,x) // Kinematic viscosity, m^2/s
k = k_Tx("Water",T,x) // Thermal conductivity, W/m·K
Pr = Pr_Tx("Water",T,x)// Prandtl number
sigma = sigma_T("Water",T) // Surface tension, N/m (liquid-vapor)
betaf = beta_T("Water",T) // Volumetric coefficient of expansion, K^(-1) (f, liquid, x = 0)
betag = 1/T // Volumetric coefficient of expansion, K^(-1) (g, ideal gas, x = 1)
T = ((24.5 + 35)/2) + 273
// cálculos para o lado do casco
De= (4*((Pt^2)-((pi*(OD^2))/4)))/(pi*OD) // diâmetro equivalente, m
Pt=0.026 // Passo,m
C= Pt - OD // folga, m
B = 0.5 //espaçamento entre as chicanas, m
As = (D*C*B)/Pt// área de escoamento, m^2
D= 0.3 // diâmetro interno do casco, m
G = mh / As // taxa de fluxo mássica, kg/m^2/s
Reh = (De*G)/muh // Reynolds no lado do casco
muh= 2.55/nuh // viscosidade, Ns/m^2
nuh = 1718 // density, g/cm^3
kh = 0.4187 // Thermal conductivity, W/m·K
Prh = (cph*muh)/kh // Prandtl number
Nuh = ho*De/kh
Nuh = 0.36*(Reh^0.55)*(Prh^(1/3))

```

## 7.2. APÊNDICE C – RESOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES NO MAPLE PARA DETERMINAR OS ERROS EXPERIMENTAIS

> **q:= eps\*qmax;**

$$q := \left( 1 - e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)} \right) qmax$$

> **qmax:=Cmin\*(Thi-Tci);**

$$qmax := m h c p h (Thi - Tci)$$

> **Tho:=Thi - (q/(mh\*cph));**

$$Tho := Thi - \left( 1 - e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)} \right) (Thi - Tci)$$

> **dU:= diff (Tho, U);**

$$dU := \frac{A e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)} (Thi - Tci)}{m h c p h}$$

> **dmh:= diff (Tho, mh);**

$$dmh := - \frac{U A e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)} (Thi - Tci)}{m h^2 c p h}$$

> **dThi:= diff (Tho, Thi);**

$$dThi := e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)}$$

> **dTci:= diff (Tho, Tci);**

$$dTci := 1 - e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)}$$

> **ETho:= (((dU\*EU)^2) + ((dmh\*Emh)^2) + ((dThi\*EThi)^2) + ((dTci\*ETci)^2) )^0.5;**

$$ETho := \left( \frac{A^2 \left( e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)} \right)^2 (Thi - Tci)^2 EU^2}{m h^2 c p h^2} + \frac{U^2 A^2 \left( e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)} \right)^2 (Thi - Tci)^2 Emh^2}{m h^4 c p h^2} + \left( e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)} \right)^2 EThi^2 + \left( 1 - e^{\left( \frac{U A}{m h c p h} \right)} \right)^2 ETci^2 \right)^{0.5}$$

Aqui é o resultado da incerteza da Temperatura de Saída do Ácido Sulfúrico = +- 12.31°C.

> **ETho;**

12.31372209
-------------

> **eps:= 1- exp(-NUT) ;**

$$eps := 1 - e^{\left(-\frac{UA}{mh \ cph}\right)}$$

> **qmax:=Cmin\*(Thi-Tci) ;**

$$qmax := mh \ cph \ (Thi - Tci)$$

> **Tco:= (q/(mc\*cp))+Tci ;**

$$Tco := \frac{\left(1 - e^{\left(-\frac{UA}{mh \ cph}\right)}\right) mh \ cph \ (Thi - Tci)}{mc \ cp} + Tci$$

> **dU:= diff(Tco, U) ;**

$$dU := \frac{A \ e^{\left(-\frac{UA}{mh \ cph}\right)} \ (Thi - Tci)}{mc \ cp}$$

> **dmh:= diff(Tco, mh) ;**

$$dmh := -\frac{U \ A \ e^{\left(-\frac{UA}{mh \ cph}\right)} \ (Thi - Tci)}{mh \ mc \ cp} + \frac{\left(1 - e^{\left(-\frac{UA}{mh \ cph}\right)}\right) \ cph \ (Thi - Tci)}{mc \ cp}$$

> **dmc:= diff(Tco, mc) ;**

$$dmc := -\frac{\left(1 - e^{\left(-\frac{UA}{mh \ cph}\right)}\right) \ mh \ cph \ (Thi - Tci)}{mc^2 \ cp}$$

> **dThi:= diff(Tco, Thi) ;**

$$dThi := \frac{\left(1 - e^{\left(-\frac{UA}{mh \ cph}\right)}\right) \ mh \ cph}{mc \ cp}$$

> **dTci:= diff(Tco, Tci) ;**

$$dTci := -\frac{\left(1 - e^{\left(-\frac{UA}{mh \ cph}\right)}\right) \ mh \ cph}{mc \ cp} + 1$$

Dados do problema:

> **cph:= 1590 ;**

$$cph := 1590$$

> **cp:=4178 ;**

$$cp := 4178$$

> **A:=25 ;**

$$A := 25$$

Erro do Coeficiente global de transferência de calor (U), calculado em outra aba. Todas variáveis que iniciam com a letra "E" referênciam a incerteza da variável.

> **EU:= 1.116491 ;**

$$EU := 1.116491$$

> **Emh:=0.0458 ;**

$$Emh := 0.0458$$

> **Emc:=0.105;**

*Emc* := 0.105

> **EThi:=2.418;**

*EThi* := 2.418

> **ETci:=1.467;**

*ETci* := 1.467

> **U:=156;**

*U* := 156

> **ETco:= ((dU\*EU)^2)+ ((dmh\*Emh)^2)+ ((dmc\*Emc)^2)+ ((dThi\*EThi)^2)+ ((dTci\*ETci)^2))^0.5;**

$$ETco := \left( \frac{0.00004463274516 \left( e^{\left( -\frac{130}{53 mh} \right)} \right)^2 (Thi - Tci)^2}{mc^2} + 0.00209764 \right. \\ \left. \left( \frac{1950 e^{\left( -\frac{130}{53 mh} \right)} (Thi - Tci)}{2089 mh mc} + \frac{795 \left( 1 - e^{\left( -\frac{130}{53 mh} \right)} \right) (Thi - Tci)}{2089 mc} \right)^2 \right. \\ \left. + \frac{0.001596746510 \left( 1 - e^{\left( -\frac{130}{53 mh} \right)} \right)^2 mh^2 (Thi - Tci)^2}{mc^4} \right. \\ \left. + \frac{0.8467787882 \left( 1 - e^{\left( -\frac{130}{53 mh} \right)} \right)^2 mh^2}{mc^2} \right. \\ \left. + 2.152089 \left( \frac{795 \left( 1 - e^{\left( -\frac{130}{53 mh} \right)} \right) mh}{2089 mc} + 1 \right)^2 \right)^{0.5}$$

> **mh:= 2.2;**

*mh* := 2.2

> **mc:= 5;**

*mc* := 5

> **ETco;**

$$(0.5776917278 \cdot 10^{-5} (Thi - Tci)^2 + 0.00209764 (0.02332337159 Thi - 0.02332337159 Tci)^2 + 1.769015388)^{0.5}$$

> **Thi:= 150;**

*Thi* := 150

> **Tci:=24.5;**

*Tci* := 24.5

Aqui é o resultado da incerteza da Temperatura de Saída da água = +-1.37°C.

> **ETco;**

1.370392452