



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

**ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E
TUBOS PARA RESFRIAMENTO DO RESÍDUO DE UMA UNIDADE DE
DESTILAÇÃO ATMOSFÉRICA**

Monique Silveira Souza

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum

Rio de Janeiro

Agosto 2013

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO



Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



ANÁLISE TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBOS
PARA RESFRIAMENTO DO RESÍDUO DE UMA UNIDADE DE DESTILAÇÃO
ATMOSFÉRICA

Monique Silveira Souza

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum - Orientador

Prof. Hércio Rangel Barreto Orlande

Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2013

AGRADECIMENTOS

Gostaria primeiramente de agradecer à minha mãe pelo amor incondicional e pelo incentivo em todos os momentos. Agradeço ao meu pai, ao Daniel e à Jéssyca.

Agradeço também às minhas tias Sandra e Sônia, ao meu tio Jânio e às minhas primas Luísa, Bia e Lívia.

Agradeço muito ao meu namorado, Fábio, pelo amor, amizade, pelo apoio que sempre me deu e por ter ajudado tanto neste último ano da faculdade.

Ao meu orientador, Professor Nísio, pela imensa paciência, pelas críticas construtivas, conselhos e por me transmitir um pouco de todo seu conhecimento.

Aos meus amigos.

Aos funcionários do LTTC.

Aos professores Hécio e Manuel, pela pronta disponibilidade em participar da banca avaliadora.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Análise térmica de um trocador de calor do tipo casco e tubos para resfriamento do resíduo de uma unidade de destilação atmosférica

Monique Silveira Souza

Agosto/2013

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Curso: Engenharia Mecânica

Resumo

O trocador de calor mais frequentemente usado em processos industriais é o tipo casco e tubos. Estes trocadores são amplamente utilizados no aquecimento, resfriamento, evaporação e condensação de fluidos. Trocadores deste tipo têm muitas aplicações nas indústrias de geração de energia, química, farmacêutica e óleo e gás. Neste trabalho, um trocador do tipo casco e tubos para resfriamento do resíduo de uma unidade de destilação atmosférica é projetado termicamente. Os *softwares* Casco e Tubo 1.0 e *Xist* auxiliam os complexos cálculos térmicos fundamentais para o projeto do trocador que melhor atende aos requisitos deste serviço. Os resultados obtidos nos dois programas são comparados.

Palavras-chave: trocadores de calor, casco e tubos, Bell-Dellaware, Método da Análise de Correntes

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

Shell and tube heat exchanger thermal analysis for cooling the residue on an atmospheric distillation unit

Monique Silveira Souza

August/2013

Advisor: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Course: Mechanical Engineering

Abstract

Shell and tube heat exchangers represent the most widely used vehicle for the transfer of heat in industrial process applications. They are frequently selected for duties as heating, cooling, evaporation and condensation of fluids. Shell and tubes have many applications in the power generation, chemical, pharmaceutical and oil and gas. In the present work, a baffled shell and tube for cooling the residue of an atmospheric distillation unit is designed and rated. The software Casco-e-Tubo 1.0 and Xist assists the complex thermal calculations to design the heat exchanger that best meets the service's requirements. In the end, results of the two software have been compared.

Keywords: Heat exchangers, shell and tubes, Bell-Delaware's method, Stream Analysis Method

Sumário

1	Introdução.....	1
1.1	Objetivo	2
1.2	Motivação	2
1.3	Estrutura organizacional	2
2	Análise térmica de um trocador casco e tubo	4
2.1	Dados do processo	4
2.2	Configuração do trocador casco e tubo.....	5
2.3	Balanco térmico	6
2.4	Diferença de temperatura média logarítmica.....	6
2.5	Área de troca estimada.....	8
2.6	Propriedades mecânicas básicas de um casco e tubo.....	8
2.7	Coeficiente global de transferência de calor.....	9
2.8	Métodos das Correntes.....	10
2.9	Método de Bell-Delaware	11
2.9.1	Coeficiente de transferência de calor por convecção no casco	12
2.9.2	Perda de carga no casco.....	12
2.9.3	Coeficiente de transferência de calor por convecção nos tubos	12
2.9.4	Perda de carga nos tubos	13
2.10	Método de Análise das Correntes.....	13
3	Cálculos térmicos no programa Casco e Tubo 1.0	14
3.1	Dados de entrada e saída do programa	14
3.2	Parâmetros geométricos	15

3.2.1	Recomendações da norma TEMA.....	15
3.2.2	Influência dos parâmetros geométricos na análise térmico-hidráulica.....	16
3.3	Dimensionamento do casco e tubo ótimo para o serviço.....	21
3.4	Desempenho térmico-hidráulico do casco e tubo em operação na planta	23
4	Cálculos térmicos no programa Xist	26
4.1	Dimensionamento do casco e tubo ótimo para o serviço.....	26
4.2	Desempenho térmico-hidráulico do casco e tubo em operação na planta	27
5	Comparações entre os resultados obtidos nos programas	29
5.1	Resultados obtidos para o trocador dimensionado.....	29
5.2	Resultados obtidos para o trocador em operação na planta	30
5.3	Folha de dados do trocador dimensionado.....	31
	31
6	Conclusão	32
7	Bibliografia.....	33
8	Anexos.....	34
	ANEXO I - Folha de dados do serviço.....	34
	ANEXO II - Valores para o coeficiente global de transferência de calor	35
	ANEXO III - Tipos de Casco e Cabeçotes segundo a norma TEMA	36
	ANEXO IV - Número de tubos de um casco e tubo em função do diâmetro do casco e do número de passes nos tubos.....	37
	ANEXO V - Porcentagem do fluxo total recomendado para cada corrente.....	38
	ANEXO VI - Diâmetro do casco e comprimento dos tubos em função da área de troca	39
	39

ANEXO VII - Relatório Casco-e-Tubo 1.0.....	40
ANEXO VIII - Relatório Xist	44

Lista de Figuras

Figura 2-1 – Trocador de calor casco e tubos tipo AES	5
Figura 2-2 – Representação esquemática da Teoria das Correntes	11
Figura 2-3 – Esquema do fluxo no casco pelo método de análise de correntes	13
Figura 3-1 – Características geométricas do trocador dimensionado.....	23
Figura 3-2 - Disposição dos tubos e parâmetros geométricos do trocador.....	25
Figura 4-1 - Disposição dos tubos e parâmetros geométricos do trocador.....	27
Figura 4-2 - Disposição dos tubos e parâmetros geométricos do trocador.....	28

Lista de Tabelas

Tabela 2-1 - Dados de operação da unidade de destilação atmosférica	4
Tabela 2-2 – Constantes P e R para a determinação de <i>Ft</i>	7
Tabela 2-3 – Áreas estimadas de troca	8
Tabela 2-4 – Diâmetros máximo e mínimo em função da área de troca	9
Tabela 3-1 – Propriedades mecânicas do modelo	16
Tabela 3-2 – Resultados do dimensionamento do modelo no programa Casco-e-Tubo 1.0	16
Tabela 3-3 - Comparação entre os diâmetros	17
Tabela 3-4 – Resultados do dimensionamento para <i>Ds2</i>	17
Tabela 3-5 - Comparação entre o número de tiras selantes	17
Tabela 3-6 - Resultados do dimensionamento para <i>Nss2</i>	17
Tabela 3-7 - Comparação entre o número de passes	18
Tabela 3-8 - Resultados do dimensionamento para <i>Np2</i>	18
Tabela 3-9 - Comparação entre o comprimento dos tubos.....	18
Tabela 3-10 - Resultados do dimensionamento para <i>Lta2</i>	18
Tabela 3-11 - Comparação entre o diâmetro externo dos tubos	18
Tabela 3-12 - Resultados do dimensionamento para <i>Dot 2</i>	18
Tabela 3-13 - Comparação entre o espaçamento entre chicanas centrais.....	19
Tabela 3-14 - Resultado do dimensionamento pra <i>Lbc2</i>	19
Tabela 3-15 - Comparação entre a porcentagem de corte das chicanas	19
Tabela 3-16 - Resultados do dimensionamento para <i>Bc2</i>	19
Tabela 3-17 - Comparação entre passos transversais	20

Tabela 3-18 - Resultados do dimensionamento para Ltp2	20
Tabela 3-19 - Comparação entre passos transversais	20
Tabela 3-20 - Resultados do dimensionamento para $\theta tp2$	20
Tabela 3-21 - Resultados do dimensionamento para $\theta tp3$	20
Tabela 3-22 - Resultados do dimensionamento para um tubo de aço inox AISI 316	20
Tabela 3-23 - Dados de entrada das iterações	21
Tabela 3-24 – Sumário dos resultados.....	22
Tabela 3-25 - Dados de entrada.....	23
Tabela 3-26 - Resultados da avaliação térmica do trocador em operação na planta.....	24
Tabela 3-27 - Número de tubos do casco e tubos.....	24
Tabela 4-1 - Dados de entrada no programa <i>Xist</i>	26
Tabela 4-2 - Resultados da otimização do trocador dimensionado no programa Casco-e-Tubo 1.0.....	26
Tabela 4-3 - Dados de entrada do programa <i>Xist</i>	27
Tabela 4-4 - Resultados da avaliação do desempenho térmico do trocador em operação na planta.....	28
Tabela 5-1 – Análise térmica do trocador dimensionado	29
Tabela 5-2 – Análise térmica do trocador em operação na planta.....	30

1 Introdução

Trocadores de calor são equipamentos em que dois fluidos a diferentes temperaturas trocam calor através de uma superfície metálica, podendo ou não ocorrer mudança de fase dos fluidos. Essa troca térmica é empregada para atender às exigências de um dado processo.

Dentre os vários tipos de trocadores de calor empregados em processos industriais, o mais usado é o tipo casco e tubos. Este trocador consiste, resumidamente, de um casco cilíndrico que contém tubos em seu interior. Um dos fluidos de trabalho escoam pelo casco e o outro fluido, pelos tubos do feixe. A troca térmica é realizada através das paredes dos tubos. Os componentes principais deste equipamento são o casco, o feixe de tubos e os cabeçotes de entrada e retorno.

O projeto de um casco e tubo compreende duas etapas distintas: o projeto térmico e o projeto mecânico. No projeto térmico, o trocador é dimensionado e a troca de calor e perda de carga, quantificadas. Nesta etapa, os principais parâmetros de construção como o tipo e diâmetro do casco, espessura da parede, diâmetro externo e comprimento dos tubos e o espaçamento entre as chicanas são determinados. No projeto mecânico, cálculos detalhados são realizados a fim de dimensionar componentes como espelhos e flanges.

Neste trabalho, será abordado apenas o projeto térmico do trocador. Dado um par de correntes fria e quente, o projeto térmico consiste na determinação ótima do trocador casco e tubo que atende as exigências do serviço. A finalidade do projeto térmico é determinar as características de um equipamento que apresente a máxima troca térmica aliada ao menor custo, que utilize plenamente a perda de carga disponível e respeite os fatores de incrustação impostos pelo serviço.

As propriedades mecânicas específicas de um trocador tipo casco e tubo têm grande impacto em sua performance térmica porque afetam diretamente o fluxo no trocador e conseqüentemente a transferência de calor. A *Tubular Exchanger Manufacture's Association* (TEMA), associação americana de fabricantes de permutadores, estabeleceu normas que delimitam as propriedades geométricas dos

trocadores de calor. Por serem universalmente aceitas, as definições da norma TEMA serão usadas sempre que possível.

1.1 Objetivo

O objetivo deste trabalho é comparar os resultados do *software* comercial *Xist* e do programa **Casco-e-Tubo 1.0**. Um trocador de calor do tipo casco e tubos foi projetado para atender as especificações de um dado processo. O equipamento foi dimensionado nos dois programas e os resultados, comparados. Enquanto o programa **Casco-e-Tubo 1.0** tem seus procedimentos embasados no método de Bell-Delaware, o programa *Xist* é fundamentado no método da Análise de Correntes.

1.2 Motivação

O projeto térmico de trocadores casco e tubos apresenta um grau de complexidade elevado. Isso se deve a duas grandes dificuldades relacionadas ao cálculo do coeficiente global de transferência de calor. A primeira é a variação deste coeficiente ao longo do trocador, dependendo da posição no equipamento e da temperatura local. A segunda é a dificuldade de prever o coeficiente de calor convectivo para o complexo fluxo através do casco. A determinação do coeficiente global permanece um problema sem solução analítica. Desse modo, esse coeficiente é normalmente calculado com a ajuda de correlações empíricas ou com a ajuda de programas computacionais.

Existem muitos *softwares* comerciais que contêm módulos para projeto térmico e simulação de trocadores de calor. Contudo, esses softwares possuem custo elevado e suas metodologias de cálculo não são de completo domínio público. Uma alternativa a esses *softwares* é o desenvolvimento de códigos e algoritmos de cálculo pelos próprios usuários.

1.3 Estrutura organizacional

Este trabalho é dividido em sete capítulos. No capítulo 1, o objetivo e a motivação deste trabalho são estabelecidos. Os cálculos térmicos precedentes ao dimensionamento de um casco e tubos são descritos no capítulo 2.

O capítulo 3 apresenta os resultados das análises térmicas realizadas no programa **Casco-e-Tubo 1.0**. No capítulo 0, os resultados das análises térmicas

realizadas no programa *Xist* são expostos. A comparação entre os resultados obtidos é feita no capítulo 5 . Por fim, o capítulo 6 apresenta as conclusões deste trabalho.

2 Análise térmica de um trocador casco e tubo

Este trabalho visa o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubos para que o resíduo de uma unidade de destilação atmosférica seja resfriado de 142 a 80 °C. Os dados de processo referem-se a um trocador existente numa planta da Petrobrás.

Com o intuito de determinar o trocador que melhor atenda às condições do serviço foram realizadas iterações manuais no programa Casco-e-Tubo 1.0. Os parâmetros geométricos do trocador dimensionado no programa foram usados como os dados de entrada do *software Xist*. Neste software, o trocador foi otimizado.

Os resultados obtidos foram comparados com a avaliação térmica do trocador em operação na planta. Essa avaliação foi a partir da folha de dados do equipamento, contida no Anexo I.

2.1 Dados do processo

Os fluidos de trabalho do serviço são a água e o resíduo da unidade de destilação. A função do trocador no serviço é resfriar o resíduo à temperatura de 80° C. Os dados de operação da unidade de destilação atmosférica se encontram na Tabela 2-1. Não há mudança de fase dos fluidos durante o processo.

Tabela 2-1 - Dados de operação da unidade de destilação atmosférica

Dados do processo	RESÍDUO	ÁGUA
Vazão [kg/h]	61404	
Temperatura de entrada [°C]	142	31
Temperatura de saída [°C]	80	36
Massa específica na entrada [kg/m ³]	886,1	-
Massa específica na saída [kg/m ³]	926,4	-
Viscosidade na entrada [cp]	4,6	-
Viscosidade na saída [cp]	16,83	-
Condutividade térmica na entrada [kcal/kg°C]	0,101	-
Condutividade térmica na saída [kcal/kg°C]	0,106	-
Calor específico na entrada [kcal/kg°C]	0,524	-
Calor específico na saída [kcal/kg°C]	0,462	-
Perda de carga admissível [kgf/cm ²]	0,7	0,7
Resistência de depósito [h.m ² °C/kcal]	0,0008	0,0003
Pressão de projeto [kgf/cm ²]	8,7	7

Para a análise térmica do equipamento, assumiu-se que as propriedades termofísicas dos fluidos, com exceção da viscosidade, variam linearmente com a temperatura. A curva da viscosidade em função da temperatura foi aproximada por uma função exponencial.

Segundo [3], hidrocarbonetos leves incluem fluidos com viscosidade menor que 0,5 cp, hidrocarbonetos médios incluem fluidos com viscosidade entre 0,5 e 1,5 cp e hidrocarbonetos pesados, fluido com viscosidade entre 1,5 e 50 cp. O resíduo será considerado um hidrocarboneto pesado uma vez que sua viscosidade varia entre 4,6 e 16,83 cp.

2.2 Configuração do trocador casco e tubo

Os vários tipos de casco e cabeçotes de entrada e retorno foram padronizados pelas normas da TEMA [6] (Anexo II). O equipamento selecionado para operar neste serviço foi um trocador tipo AES com espelho fixo e dois passes de fluido nos tubos (FFigura 2-1[6]).

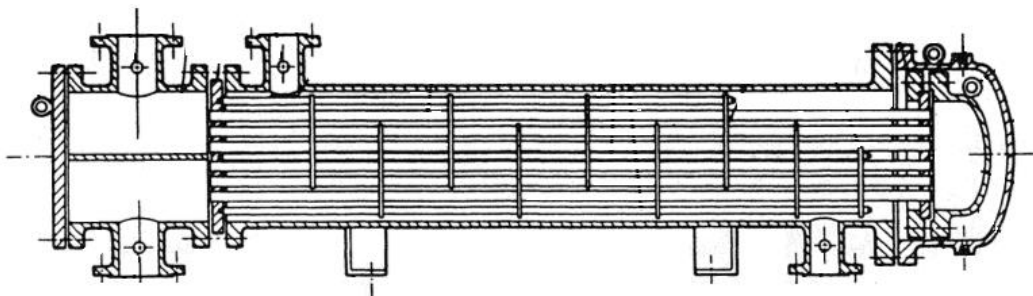


Figura 2-1 – Trocador de calor casco e tubos tipo AES

Os fluidos entram no trocador por extremidades opostas do trocador - configuração contracorrente. Nessa configuração, a transferência de calor é mais eficiente, a troca de calor é maior e uma maior diferença de temperaturas é alcançada quando comparada à configuração em paralelo (fluidos entram pela mesma extremidade do trocador).

O resíduo flui pelo casco e a água de resfriamento flui pelos tubos. No resfriamento de hidrocarbonetos, a água de resfriamento é invariavelmente alocada nos tubos. Se água escoar pelo casco, ambos os lados do equipamento (interno e externo aos tubos) se tornam sujeitos à corrosão. Alocar a água nos tubos é uma forma de evitar que ambos os tubos e o casco sejam corroídos. Um segundo fator que influi na escolha da

água como fluido que escoia pelos tubos é o fato da mesma ter maior tendência à incrustação. É mais fácil limpar o interior dos tubos que o exterior. Assim, o fluido com maior fator de depósito é alocado nos tubos.

2.3 Balanço térmico

Depois de estabelecidos o arranjo dos fluxos e a alocação dos fluidos, o balanço térmico de energia pode ser calculado, tomando as propriedades dos fluidos à temperatura média aritmética. A taxa de transferência (\dot{Q}) entre o fluido quente e frio no trocador é dada por:

$$\dot{Q}^h = \dot{m}^h c_p^h (T_{in}^h - T_{out}^h) \quad (2.1a)$$

$$\dot{Q}^c = \dot{m}^c c_p^c (T_{out}^c - T_{in}^c) \quad (2.1b)$$

Onde:

\dot{m} - vazão mássica do fluido quente [kg/s]

c_p - capacidade térmica do fluido [J/kg°C]

T - temperatura [°C]

Os sobrescritos h e c denotam respectivamente a corrente quente e a fria e os subscritos in e out , entrada e saída no equipamento.

Substituindo-se os valores de \dot{m} , c_p , T_{in} e T_{out} na Equação 2.1a, tem-se que:

$$\dot{Q}^h = 2190,12 \text{ kW}$$

A vazão mássica de água pode ser calculada igualando-se o valor de \dot{Q}^h e a Equação 2.2.

$$\dot{m}^c = 104,3 \text{ kg/s}$$

2.4 Diferença de temperatura média logarítmica

A taxa de transferência de calor pode também ser escrita em função da diferença de temperatura média logarítmica ($LMTD$) de acordo com a Equação 2.2, onde F_t é o fator de correção da temperatura.

$$\dot{Q} = UAF_t LMTD \quad (2.2)$$

A temperatura média logarítmica para um trocador de calor com fluxos em contracorrente é dada pela Equação 2.3.

$$LMTD = \frac{(T_{in}^h - T_{out}^c)(T_{out}^h - T_{in}^c)}{\ln[(T_{in}^h - T_{out}^c)/(T_{out}^h - T_{in}^c)]} \quad (2.3)$$

O uso da *LMTD* é restrito a trocadores com fluxo contracorrente ou paralelo onde há apenas um passe de fluido pelo casco e um passe de fluido pelos tubos. No caso de outras configurações de trocador, faz-se necessário multiplicar o valor da *LMTD* pelo fator de correção da temperatura (F_t). Este fator é função das constantes P e R e pode ser obtido graficamente para cada configuração diferente de fluxo no trocador.

As constantes P e R são definidas pela Equação 2.4 e pela Equação 2.5, respectivamente.

$$S = \frac{T_{t\ out} - T_{t\ in}}{T_{s\ in} - T_{t\ in}} \quad (2.4)$$

$$R = \frac{T_{s\ in} - T_{s\ out}}{T_{t\ out} - T_{t\ in}} \quad (2.5)$$

Os valores de *LMTD*, S e R obtidos ao se substituir os valores das temperaturas de entrada e saída dos fluidos no equipamento na Equação 2.3, Equação 2.4 e Equação 2.5, respectivamente, são apresentados na Tabela 2-2.

Tabela 2-2 – Constantes P e R para a determinação de F_t

<i>LMTD</i> [°C]	S	R
73,87	0,045	12,4

O valor de F_t é determinado substituindo-se os valores de S e R na Equação (2.6).

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 - 1} \ln(1 - S) / (1 - RS)}{(R - 1) \ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \quad (2.6)$$

$$F_t = 0,99$$

2.5 Área de troca estimada

Uma vez que \dot{Q} e F_t , ($LMTD$) foram determinados a partir de dados do processo, a área de troca (A_o) pode ser escrita em função de U :

$$A_o = \frac{\dot{Q}}{UF_t(LMTD)} \quad (2.7)$$

O valor de U , para um serviço em que água e hidrocarbonetos pesados sejam os fluidos de trabalho, varia entre 60 a 340 W/m^2K , conforme tabela do Anexo II.

Para a determinação da área de troca, três situações diferentes serão analisadas: U igual a 60, 200 e 340 W/m^2K . Substituindo-se esses valores e os valores de $LMTD$ e F_t na Equação 2.7, as áreas de troca estimadas obtidas são apresentadas na Tabela 2-3.

Tabela 2-3 – Áreas estimadas de troca

U [W/m^2K]	Área de troca [m^2]
60	500
200	150
340	90

2.6 Propriedades mecânicas básicas de um casco e tubo

Em um trocador casco e tubo, com espelho fixo e um passe pelos tubos, a área de troca é função do diâmetro externo (D_{ot}), do comprimento (L_{ta}), do número de tubos (N_{tt}) como mostra a Equação 2.7 [5]. O número de tubos, por sua vez, é função do número de passes do fluido pelos tubos como mostra a Equação 2.8 [5].

$$A_o = \pi D_{ot} L_{ta} N_{tt} \quad (2.7)$$

$$N_{tt} = \frac{\pi D_{ctl}^2}{4 C_1 L_{tp}^2} \quad (2.8)$$

onde:

D_{ot} – diâmetro externo dos tubos [mm]

L_{ta} – comprimento dos tubos [mm]

L_{tp} – passo transversal [mm]

D_{ctl} – diâmetro limite central do feixe tubular [mm]

C_1 – constante da disposição dos tubos

A constante C_1 depende do ângulo característico formado pela disposição dos tubos [θ_{tp}] e é dada por:

$$C_1 = 0,866 \text{ para } \theta_{tp} = 30^\circ$$

$$C_1 = 1,00 \text{ para } \theta_{tp} = 45^\circ \text{ e } 90^\circ$$

Substituindo a Equação 2.8 na Equação 2.9, a área de troca pode ser escrita como:

$$A_o = \left(\frac{\pi^2}{4}\right) \frac{D_{ot}}{C_1 L_{tp}^2} L_{ta} D_{ctl}^2 \quad (2.9)$$

O primeiro termo desta expressão é uma constante, o segundo reflete o diâmetro e disposição dos tubos e o terceiro, o comprimento dos tubos e diâmetro do casco. Diferentes áreas de troca podem ser obtidas através de inúmeras combinações dos parâmetros L_{ta} , D_{ctl} , L_{tp} e D_{ot} . A tabela do Anexo IV apresenta áreas de trocas obtidas em função do número de tubos e do número de passes do fluido nos tubos.

Para estimar o comprimento dos tubos e o diâmetro do casco requeridos para que uma determinada área seja obtida, foi o usado o gráfico do Anexo VI. Os valores limites do diâmetro do casco e seus referentes comprimentos dos tubos para cada área da Tabela 2-3 foram tomados. A Tabela 2-4 mostra esses valores.

Tabela 2-4 – Diâmetros máximo e mínimo em função da área de troca

Área de troca [m^2]	D_s máximo [mm]	L_{ta} [mm]	D_s mínimo [mm]	L_{ta} [mm]
500	1219,2	3962,4	736,6	10668
150	736,60	3048	488,95	7010,4
90	685,8	2286	438,15	6096

Depois de determinar o diâmetro do casco (D_s) e comprimentos dos tubos (L_{ta}), é possível definir outros parâmetros essenciais para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e perda de carga no casco e nos tubos.

2.7 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor (U) entre dois fluidos que escoam em um trocador de calor casco e tubo é função dos fatores de depósito, do diâmetro

externo, espessura e material dos tubos. Este coeficiente é calculado pela Equação 2.10 [2].

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{U_0} + \left(\frac{D_{ot}}{D_{it}}\right) R_{f,i} + R_{f,o} + \left(\frac{D_{ot}}{2K_w}\right) \ln\left(\frac{D_{ot}}{D_{it}}\right)} \quad (2.10)$$

$R_{f,i}$ e $R_{f,o}$ são os fatores de resistência ao depósito do fluido que escoia dentro e do fluido que escoia fora dos tubos, respectivamente. D_{it} é o diâmetro interno dos tubos e K_w a condutividade do material dos tubos.

U_0 é o coeficiente global de transferência de calor limpo, ou seja, desconsiderando-se os fatores de depósito dos fluidos. Ele é função do coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do casco (h_i) e dos tubos (h_o) (Equação 2.11).

$$U_0 = \frac{h_o h_{io}}{h_o + h_{io}} \quad (2.11)$$

onde h_{io} é calculado pela Equação 2.13.

$$h_{io} = h_i \frac{D_{it}}{D_{ot}} \quad (2.12)$$

O coeficiente global de projeto é dado por uma manipulação algébrica da Equação 2.3:

$$U_P = \frac{\dot{Q}}{AF_t LMTD} \quad (2.13)$$

Um dos critérios de otimização adotados neste trabalho é a atendimento ao fator de depósito imposto pelo serviço. Isto implica em dimensionar o trocador de forma a minimizar a diferença entre o U calculado e o U de projeto.

2.8 Métodos das Correntes

No Método das Correntes, descrito originalmente por Tinker [3], são caracterizadas as diferentes trajetórias percorridas pelo fluido ao escoar pelo casco com chicanas. O fluxo total é dividido em cinco correntes independentes designadas por letras, conforme representado no diagrama esquemático da Figura 2-2 [7].

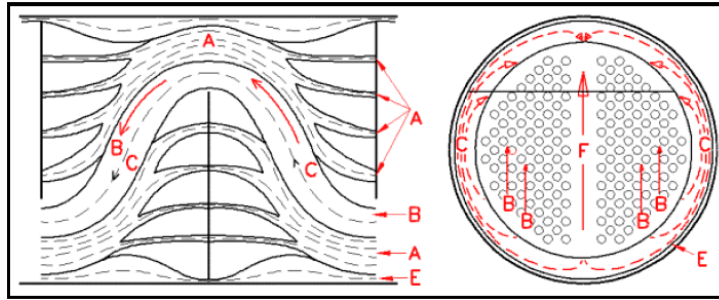


Figura 2-2 – Representação esquemática da Teoria das Correntes

As cinco correntes são:

- Corrente A: representa os vazamentos através das folgas entre tubos e chicanas;
- Corrente B: designa o escoamento cruzado através do feixe tubular. É a principal corrente do escoamento;
- Corrente C: fluxo que escoar no espaçamento entre o diâmetro limite externo do feixe tubular e o diâmetro interno do casco;
- Corrente E: corrente que flui pelas folgas entre as chicanas e o diâmetro interno do casco;
- Corrente F: fluxo que passa pelas aberturas no feixe tubular, formadas pela ausência de tubos nas regiões onde estão localizadas as divisões de passes. Só ocorre em trocadores com mais de um passe de fluido pelos tubos.

Segundo [2], para cada corrente esquematizada na Figura 2-2, existe um coeficiente n , constante e independente da vazão de fluido, definido pela Equação (2.14).

$$\Delta p_i = n_i \dot{M}_i^2 \quad (2.14)$$

O subscrito i varia de 1 a 5 e representa as cinco diferentes correntes. A partir dos valores de n é possível determinar as frações do fluxo em cada corrente.

2.9 Método de Bell-Delaware

A rotina do programa Casco e Tubo 1.0 é baseada no método de Bell-Delaware. Este método utiliza o Método das Correntes para modelar o escoamento do fluido no casco e estipula as frações do fluxo em cada uma das correntes descrita por Tinker.

O método de Bell-Delaware é aplicado no cálculo dos coeficientes de transferência de calor e perda de carga no casco e nos tubos.

Para calcular esses coeficientes de transferência de calor e a perda de carga, o método assume conhecidas, além do diâmetro do casco e do comprimento dos tubos, as seguintes características geométricas do equipamento: diâmetro externo dos tubos (D_{ot}), ângulo característico formado pela disposição dos tubos (θ_{tp}), comprimento efetivos dos tubos (L_{ti}), porcentagem de corte das chicanas (B_c), espaço entre as chicanas centrais (L_{bc}) e número de tirantes (N_{ss}).

2.9.1 Coeficiente de transferência de calor por convecção no casco

A equação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção no casco (h_s) é:

$$h_s = (J_C J_L J_B J_S J_R J_\mu) h_{ideal} \quad (2.15) [7]$$

h_{ideal} é o coeficiente de transferência calculado para um escoamento no casco em que a única corrente existente é a do escoamento cruzado ao feixe tubular. J_C , J_L , J_B , J_S e J_R são os fatores de correção para vazamentos e desvios de fluxo e contabilizam a existência das quatro outras correntes de escoamento. J_μ é o fator de correção da variação da viscosidade.

2.9.2 Perda de carga no casco

A perda de carga total no casco é a soma da perda de carga no escoamento cruzado, da perda de carga na janela das chicanas, da perda de carga nas seções de entrada e saída do trocador e da perda de carga nos bocais de entrada e retorno. Cada uma dessas perdas é multiplicada por fatores de correção para os desvios de fluxo e vazamentos.

2.9.3 Coeficiente de transferência de calor por convecção nos tubos

O coeficiente de transferência de calor por convecção no casco (h_t) é função do número de Nusselt (Nu_t) do escoamento. Para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos, o número de Nusselt é calculado pela correlação de Petukov [5].

$$h_t = Nu_t \frac{K_t}{D_{it}} \quad (2.16)$$

$$Nu_t = \frac{\frac{f}{2} Re_t Pr_t}{1,07 + 12,7(Pr_t^{2/3} - 1) \sqrt{\frac{f}{2}}} \left(\frac{\mu_{bulk}}{\mu_{wall}} \right)^{0,14} \quad (2.17)$$

Onde:

Re - número de Reynolds

Pr - número de Prandtl

K - condutividade térmica da parede dos tubos [w/m^2K]

f - fator de atrito

O subscrito t representa propriedades do casco.

2.9.4 Perda de carga nos tubos

A perda de carga do fluido que escoar pelos tubos é a soma da perda de carga nos bocais, da perda de carga no feixe de tubos e da perda de carga associada ao número de passes nos tubos.

2.10 Método de Análise das Correntes

A *Heat Exchanger Inc.* (HTRI) aprimorou a Teoria das Correntes de Tinker e desenvolveu seu método próprio para calcular a transferência de calor e perda de carga em trocadores casco e tubos. Este método determina o montante do fluxo quanto do escoamento é cruzado e quanto desvia do feixe tubular.

O método de análise das correntes divide o fluxo escoamento cruzado ao feixe de tubos e os escoamentos através das janelas das chicanas em frações. É assumido, no método, que correntes paralelas de fluxo entre dois nós têm a mesma perda de carga. A Figura 2-3 ilustra a divisão do fluxo total em frações.

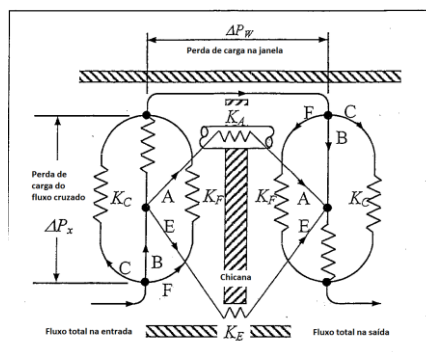


Figura 2-3 – Esquema do fluxo no casco pelo método de análise de correntes

3 Cálculos térmicos no programa Casco e Tubo 1.0

A metodologia adotada no programa Casco e Tubo 1.0 para realizar os cálculos térmicos necessários para dimensionar um trocador de calor casco e tubos é fundamentada no método de Bell-Delaware.

Os critérios adotados para especificar o equipamento que melhor atende às condições de operação do serviço foram utilização da perda de carga disponível e atendimento ao fator de depósito imposto pelo serviço.

Para avaliar esses critérios, foram comparadas as perdas de carga real e disponível e os valores de U_C e U_P .

3.1 Dados de entrada e saída do programa

Os dados de entrada do programa Casco e Tubo 1.0 são divididos em quatro categorias distintas: dados de processo, dados do casco, dados dos tubos e dados das chicanas.

Os dados de processo são a temperatura de entrada e saída dos fluidos de trabalho, suas vazões mássicas, propriedades termofísicas, fatores de resistência à deposição, pressões de operação e perdas de carga admissíveis.

Os dados do casco, dos tubos e das chicanas são os dados geométricos do trocador. Nos dados do casco, as variáveis são o padrão TEMA para o tipo de casco, o diâmetro interno do casco, número de tirantes e número de passes nos tubos. O material dos tubos, comprimento, diâmetro externo, passe, espessura e são os dados dos tubos. Os parâmetros geométricos referentes às chicanas são a distância entre chicanas centrais, a distância entre a entrada e primeira chicana, a distância entre a saída e a última chicana e a porcentagem de corte das chicanas.

Os dados de saída do programa são o coeficiente global de transferência de calor calculado, projetado e limpo, a velocidade dos fluidos no casco e nos tubos, o coeficiente de transferência de calor por convecção e perda de carga no casco e nos tubos e a porcentagem de cada corrente de escoamento.

3.2 Parâmetros geométricos

Diâmetro do casco, diâmetro externo, comprimento e material dos tubos, passo transversal, número de passos nos tubos, espaçamento e corte das chicanas são as propriedades mecânicas básicas necessárias para que o cálculo térmico da transferência de calor e perda de carga seja realizado. Essas propriedades são os dados de entrada do programa Casco-e-Tubo 1.0.

A combinação das inúmeras variações dessas características gerou as iterações manuais executadas no programa na busca do equipamento que melhor atende às especificações do processo.

Os parâmetros geométricos do equipamento dimensionado no programa Casco-e-Tubo 1.0 foram adotados como dados de entrada para o programa *Xist*.

3.2.1 Recomendações da norma TEMA

A variação das propriedades mecânicas durante as iterações respeitou as recomendações da norma TEMA, que sugere valores limites para as diversas características geométricas dos trocadores casco e tubos. Essas recomendações são descritas a seguir.

- Diâmetro do casco

Os diâmetros padrão mínimo para casco é 205 mm e o máximo, 1524 mm.

- Comprimento dos tubos

Os comprimentos padrão, segundo a norma TEMA, são 2438,4; 3048; 3657,8; 4876,8; 4978,4 e 6096 mm.

- Diâmetro dos tubos

Os diâmetros dos tubos recomendados pela norma são 1/4, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4, 1, 1 1/4, 1 1/2 e 2 polegadas.

- Passo transversal

A razão mínima entre o passo transversal e o diâmetro externo dos tubos é 1,25 e a máxima, 1,5.

- Espaçamento entre as chicanas

Para uma distribuição uniforme do fluxo e suficiente suporte aos tubos, os espaçamento entre as chicanas deve respeitar o seguinte limite:

$$1/5D_s < L_{bc} < D_s$$

- Corte das Chicanas

O corte das chicanas varia entre 15 e 40 % do diâmetro interno do casco.

3.2.2 Influência dos parâmetros geométricos na análise térmico-hidráulica

As propriedades mecânicas específicas de um trocador tipo casco e tubos têm grande impacto em seu desempenho térmico hidráulico, uma vez que afetam diretamente o escoamento dos fluidos e conseqüentemente a transferência de calor.

A influência dos dados de geometria foi analisada para um equipamento com propriedades geométricas apresentadas Tabela 3-1. Os resultados obtidos para esta geometria se encontram na Tabela 3-2. Os parâmetros analisados foram os dados do casco, dos tubos e das chicanas. Cada um dos parâmetros foi variado individualmente e os resultados foram apreciados. O subscrito 1 representa a propriedade geométrica do modelo e o subscrito 2, o valor do parâmetro alterado.

Tabela 3-1 – Propriedades mecânicas do modelo

fc	N_{ss}	N_p	$L_{ta} [mm]$	$D_{ot} [mm]$	$L_{tp} [mm]$	$\theta_{tp} [^\circ]$	$L_{bc} [mm]$	B_c	$L_{ts} [mm]$
590,55	2	2	4876,8	19,05	23,2185	30	170	15	4,7625

Tabela 3-2 – Resultados do dimensionamento do modelo no programa Casco-e-Tubo 1.0

N_{tt}	$A [m^2]$	$U_o [W/m^2^\circ C]$	$U_p [W/m^2^\circ C]$	$U_c [W/m^2^\circ C]$	$h_s [W/m^2^\circ C]$	$\Delta p_s [kPA]$	$h_t [W/m^2^\circ C]$	$\Delta p_t [kPA]$
454	129,30	504,21	233,07	321,75	533,05	59,83	11274,35	57,30

- Diâmetro do casco (D_s)

Aumentar o diâmetro do casco resulta na possibilidade de alocar mais tubos no equipamento. Um maior número de tubos tem as seguintes conseqüências:

- Maior área de troca térmica
- Menor perda de carga nos tubos

- Menor coeficiente de transferência de calor por convecção no lado dos tubos
- Menor U de projeto

Tabela 3-3 - Comparação entre os diâmetros

D_{s1} [mm]	D_{s2} [mm]
590,55	838,2

Tabela 3-4 – Resultados do dimensionamento para D_{s2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
960	273,40	356,10	110,25	254,26	672,18	36,81	60915,62	13,62

- Número de tiras selantes (N_{ss})

O número de tira selantes influi no escoamento do fluido no casco. O aumento do número de tiras selantes diminui o vazamento pela folga entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo limite do feixe tubular. As consequências do aumento do número de tiras selantes são:

- Aumento do fator de correção J_c
- Maior coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do casco
- Maior perda de carga no lado do casco

Tabela 3-5 - Comparação entre o número de tiras selantes

N_{ss1}	N_{ss2}
2	4

Tabela 3-6 - Resultados do dimensionamento para N_{ss2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
454	129,30	526,64	233,07	330,74	558,17	65,82	11279,69	57,28

- Número de passes nos tubos (N_p)

As principais consequências do aumento do número de passes dos tubos são:

- Maior perda de carga nos tubos
- Maior velocidade do fluido nos tubos
- Maior coeficiente de transferência de calor por convecção no lado dos tubos

Tabela 3-7 - Comparação entre o número de passes

N_{p_1}	N_{p_2}
2	4

Tabela 3-8 - Resultados do dimensionamento para N_{p_2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
416	118,47	521,99	254,35	328,90	803,56	61,17	21591,91	527,55

- Comprimento dos tubos (L_{ta})

Um maior comprimento dos tubos acarreta em:

- Maior área de troca térmica
- Maior perda de carga no lado do casco e no lado tubos

Tabela 3-9 - Comparação entre o comprimento dos tubos

L_{ta_1} [mm]	L_{ta_2} [mm]
4876,8	6096

Tabela 3-10 - Resultados do dimensionamento para L_{ta_2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
454	162,42	504,21	185,53	321,75	533,05	73,76	11274,35	69,53

- Diâmetro dos tubos (D_{ot})

Aumentar o diâmetro dos tubos ocasiona:

- Menor perda de carga nos tubos
- Menor coeficiente de transferência de calor por convecção no lado dos tubos

Tabela 3-11 - Comparação entre o diâmetro externo dos tubos

D_{ot_1} [mm]	D_{ot_2} [mm]
19,05	50,8

Tabela 3-12 - Resultados do dimensionamento para D_{ot_2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
42	31,90	421,83	944,54	289,56	439,24	29,17	11947,16	36,13

- Espaçamento entre chicanas centrais (L_{bc})

A distância entre as chicanas influi diretamente o escoamento do fluido no casco. A função essencial da chicana em um trocador de calor é direcionar o fluxo e aumentar a turbulência do escoamento. Ao diminuir o espaçamento entre as chicanas centrais as consequências são:

- Maior perda de carga no lado do casco
- Maior coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do casco

Tabela 3-13 - Comparação entre o espaçamento entre chicanas centrais

L_{bc1} [mm]	L_{bc2} [mm]
170	150

Tabela 3-14 - Resultado do dimensionamento pra L_{bc2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
404	115,06	516,10	233,04	326,55	546,35	77,60	11276,64	57,29

- Corte da chicana (B_c)

Aumentar a porcentagem de corte da chicana leva a:

- Menor perda de carga no casco
- Menor coeficiente de transferência de calor por convecção no casco

Tabela 3-15 - Comparação entre a porcentagem de corte das chicanas

B_{c1} [%]	B_{c2} [%]
15	45

Tabela 3-16 - Resultados do dimensionamento para B_{c2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
454	129,30	379,70	233,06	266,08	395,87	29,18	11244,61	57,43

- Passo transversal

Para um mesmo diâmetro do casco, quanto maior o passo transversal, menor a quantidade de tubos que poderá ser alocado dentro do casco. A consequência é menor perda de carga no casco.

Tabela 3-17 - Comparação entre passos transversais

L_{tp_1} [mm]	L_{tp_2} [mm]
23,8125	28,575

Tabela 3-18 - Resultados do dimensionamento para L_{tp_2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
284	80,88	487,81	372,62	315,00	505,75	30,88	16631,78	143,12

- Ângulo característico formado pela disposição dos tubos (θ_{tp})

O arranjo triangular linear é o que permite a alocação do maior número de tubos no casco, apresentando assim, maior coeficiente de transferência de calor e menor perda de carga e O arranjo quadrangular é o que apresenta menor coeficiente de transferência de calor e menor perda de carga.

Tabela 3-19 - Comparação entre passos transversais

θ_{tp_1} [°]	θ_{tp_2} [°]	θ_{tp_3} [°]
30	90	45

Tabela 3-20 - Resultados do dimensionamento para θ_{tp_2}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
398	113,35	436,34	265,50	292,70	455,51	40,82	12545,53	74,11

Tabela 3-21 - Resultados do dimensionamento para θ_{tp_3}

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
404	115,06	536,96	261,93	334,78	566,58	45,27	12422,39	71,86

- Material dos tubos

O valor de U_c é função da condutividade térmica do material dos tubos (Equação 2.10). Quanto maior a condutividade térmica do material:

- Maior o valor de U_c
- Maior o valor do coeficiente de transferência de calor nos tubos

Tabela 3-22 - Resultados do dimensionamento para um tubo de aço inox AISI 316

N_{tt}	A [m ²]	U_o [W/m ² °C]	U_p [W/m ² °C]	U_c [W/m ² °C]	h_s [W/m ² °C]	Δp_s [kPA]	h_t [W/m ² °C]	Δp_t [kPA]
454	129,30	504,21	233,07	311,52	533,05	59,83	11274,35	57,30

3.3 Dimensionamento do casco e tubo ótimo para o serviço

Assumindo o diâmetro mínimo para o casco obtido no Item 2.6 e seu referido comprimento dos tubos como valores iniciais, os dados de geometria foram variados sucessivamente até a convergência dos resultados.

O modelo de casco escolhido foi o tipo AES, espelho fixo e dois passes de fluido pelos tubos. O material selecionado para os tubos foi o aço inox AISI 316 por se tratar de um material mais resistente à corrosão.

Foi executado um total de 30 iterações manuais, com o diâmetro do casco variando de 438,15 a 1219,2 mm. 19,05 mm foi o menor diâmetro externo dos tubos adotado nas iterações manuais por ser este o diâmetro interno mínimo recomendado para limpeza mecânica.

Um sumário das tentativas realizadas no programa é apresentado na Tabela 3-23. Os critérios empregados para a escolha do melhor resultado foram a diferença percentual entre os valores de U de projeto e U calculado e a perda de carga calculada maior possível, mas inferior à perda de carga disponível.

Tabela 3-23 - Dados de entrada das iterações

Parâmetro	1	2	3	4	5	6	/7
D_s [mm]	438,15	635	635	685,8	836,8	1219,2	1219,2
N_{ss}	2	2	4	4	4	4	4
N_p	2	2	2	2	2	2	4
L_{ta} [mm]	6096	6096	3657,6	3057,6	4876,8	2438,4	2438,4
D_{ot} [mm]	19,05	25,4	19,05	19,05	19,05	19,05	12,7
L_{tp} [mm]	25,4	31,75	23,185	25,4	28,58	25,4	15,88
θ_{tp} [°]	30	30	45	45	45	30	30
L_{bc} [mm]	90	128	130	138	168	244	244
B_c	15	15	15	15	35	15	35
L_{bs} [mm]	4,76	4,76	3,18	6,35	4,76	6,35	6,35

Tabela 3-24 – Sumário dos resultados

Resultado	1	2	3	4	5	6	7
N_{tt}	117	286	432	482	534	1057	46722
$A [m^2]$	63,32	136,43	91,28	101,55	151,80	230,76	409,08
$v_s [m/s]$	1,63	0,99	0,74	0,53	0,28	0,23	0,28
$v_t [m/s]$	6,10	2,09	2,50	2,24	2,02	0,61	0,96
$h_s [m/s]$	815,77	505,98	595,75	523,41	300,34	222,41	242,45
$h_t [m/s]$	24790	9633,04	11578,61	10730,29	9816,76	3722,57	5710,39
$U_o [W/m^2\text{°C}]$	784,54	476,00	561,34	494,24	289,62	207,42	231,04
$U_p [W/m^2\text{°C}]$	473,74	221,17	330,09	296,77	198,62	130,70	73,74
$U_c [W/m^2\text{°C}]$	399,76	297,97	332,43	307,69	213,69	165,35	183,14
%	-15,55	40,35	0,71	3,68	7,59	26,51	148,36
$\Delta p_t [kPA]$	438,29	38,99	49,61	40,14	42,02	2,47	16,84
$\Delta p_s [kPA]$	336,34	96,43	59,68	34,21	8,81	3,49	8,10
Corrente A	21,26	26,47	28,99	25,85	14,74	34,69	58,13
Corrente B	38,38	34,00	36,14	41,262	62,301	33,94	11,70
Corrente C + F	16,68	15,27	11,47	10,343	7,94	9,88	9,96
Corrente E	23,69	24,26	23,40	22,55	15,07	21,48	20,20

Na tentativa 1, a perda de carga tanto no casco, quanto no feixe de tubos foi muito superior à disponível. No esforço de reduzir esses valores, na tentativa 2, o diâmetro do casco e o diâmetro dos tubos foram aumentados. Nesta tentativa, a diferença percentual entre U_c e U_p foi maior que 10%.

As tentativas 3 e 4 foram as que apresentaram melhores resultados: as perdas de carga calculadas no lado do casco e dos tubos foram menores que as disponíveis e a diferença relativa entre U_p e U_c menores que 5%.

Na tentativa 7, a perda de carga foi muito mais baixa que a perda disponível tanto no lado do casco, quanto no lado dos tubos. Assim, na tentativa 8, o número de passes nos tubos foi aumentado para 4 e o diâmetro externo dos tubos, diminuído.

A tentativa 8 apresentou diferença relativa entre U_p e U_c menor que 10%. A perda de carga calculado no lado do casco foi, porém, muito inferior à perda de carga disponível.

O melhor resultado encontrado foi o obtido na tentativa 3. O relatório do programa com os resultados completos desta tentativa se encontra no Anexo VII.

Na Figura 3-1 podem ser visualizadas a disposição dos tubos no trocador dimensionamento e as características mecânicas do equipamento. São essas as características que servirão como dados de entrada do programa *Xist*.

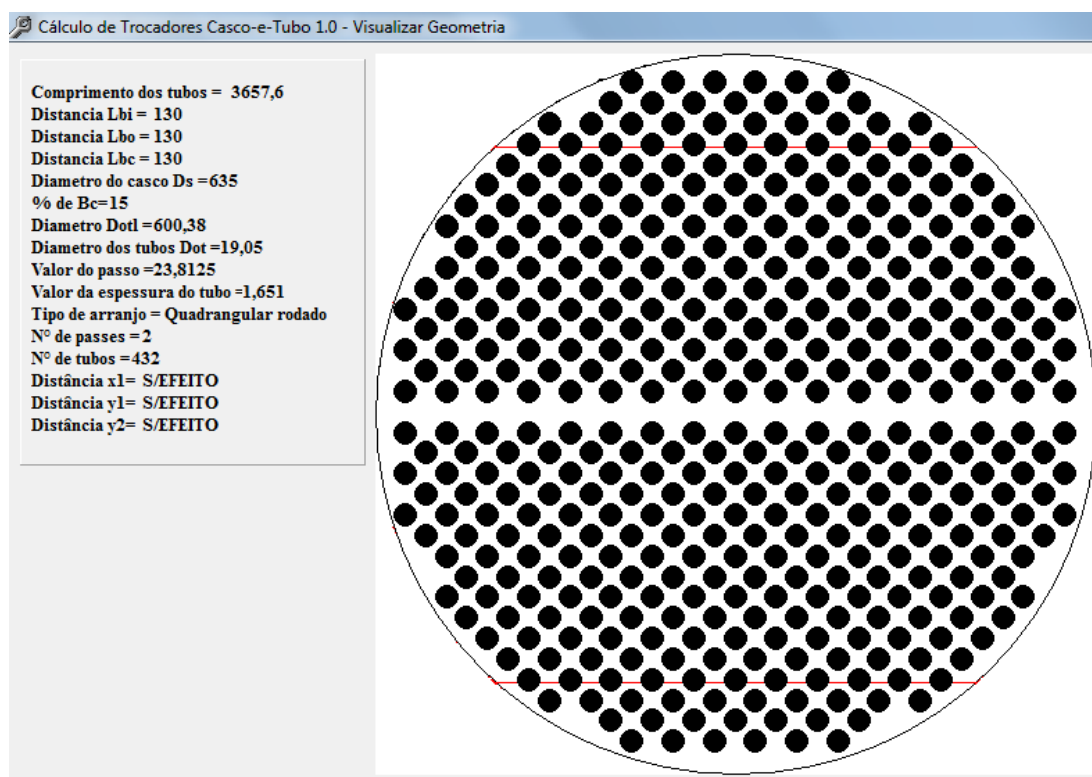


Figura 3-1 – Características geométricas do trocador dimensionado

3.4 Desempenho térmico-hidráulico do casco e tubo em operação na planta

A partir dos dados fornecidos na folha de dados do equipamento em operação na planta (Anexo VI), o desempenho térmico do casco e tubo foi avaliado. Os dados de entrada se encontram na tabela e os resultados na Tabela 3-25 - Dados de entradaTabela 3-25.

Tabela 3-25 - Dados de entrada

D_s [mm]	N_{ss}	N_p	L_{ta} [mm]	D_{ot} [mm]	L_{tp} [mm]	θ_{tp} [°]	L_{bc} [mm]	B_c [%]	L_{ts} [mm]
850	4	2	6096	19,05	23,2185	45	171	25	4,7625

Os resultados da avaliação executada no programa se encontram na Tabela 3-26.

Tabela 3-26 - Resultados da avaliação térmica do trocador em operação na planta

Resultados	
N_{tt}	602
$A [m^2]$	213,50
$v_s [m/s]$	0,27
$v_t [m/s]$	1,79
$h_s [W/m^2\text{°C}]$	341,45
$h_t [W/m^2\text{°C}]$	8903,33
$U_o [W/m^2\text{°C}]$	326,31
$U_p [W/m^2\text{°C}]$	141,22
$U_c [W/m^2\text{°C}]$	233,02
$\Delta p_t [kPA]$	40,45
$\Delta p_s [kPA]$	13,68
Corrente A	18,947
Corrente B	55,045
Corrente C + F	8,489
Corrente E	17,519

O número de tubos do trocador que opera na instalação (número de tubos real) e o número de tubos calculado pelo programa se encontram na tabela. O diferença relativa entre os dois valores foi aproximadamente de 1%.

Tabela 3-27 - Número de tubos do casco e tubos

N_{tt} real	N_{tt} calculado
594	602

A área de troca calculada pelo programa e o valor de U de projeto calculado estão de acordo com os valores estimados na Tabela 2-3. Interpolando-se os valores dessa tabela, para a área de troca calculada pelo programa, o valor estimado de U_p seria $163W/m^2\text{°C}$, o que representa uma diferença relativa de 13% em relação ao valor de U_p obtido pelo programa.

A velocidade da água nos tubos se encontra dentro dos limites esperados (0,9 - 2,4 m/s). A perda de carga calculada é menor que a disponível tanto no lado do casco, como no lado dos tubos. A perda de carga no lado do casco é, porém, mesmo para o mínimo espaçamento entre as chicanas, muito menor que a perda disponível. Esse fato indica um super dimensionamento do trocador.

O programa Casco-e-Tubo 1.0 não permite a alteração da espessura da parede dos tubos. Dado um determinado diâmetro externo dos tubos, a espessura da parede é

automaticamente determinada pelo programa. A tabela do anexo x contém os diâmetros externos e os respectivos BWG utilizados no programa.

Os valores de U_c , h_t e conseqüentemente U_o são função da espessura da parede. Assim sendo, os resultados obtidos neste programa para esses coeficientes apresentarão disparidades quando comparados aos resultados em outros programas.

As frações de cada corrente se encontram dentro dos valores estabelecidos por [1] e encontrados no Anexo V.

Na Figura 3-2 pode-se visualizar a disposição dos tubos no trocador dimensionamento e as características mecânicas do equipamento.

A avaliação do desempenho térmico do trocador em operação na planta da unida de destilação efetuada no programa Casco-e-Tubo 1.0 foi comparada com a avaliação efetuada no programa *Xist*.

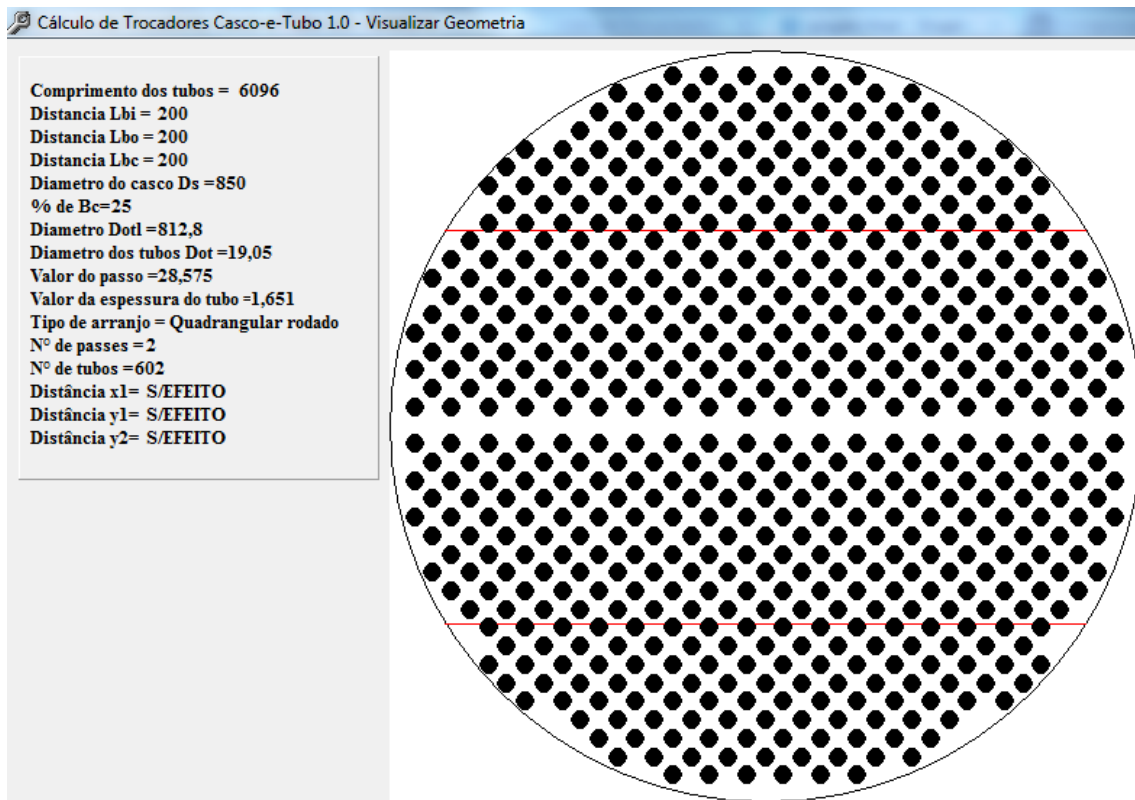


Figura 3-2 - Disposição dos tubos e parâmetros geométricos do trocador

4 Cálculos térmicos no programa Xist

Dois módulos diferentes do software *Xist* foram usados neste trabalho: projeto (*Design Method*) e avaliação (*Rating Method*). No módulo de projeto, dadas as condições de operação do processo, o trocador é dimensionado: o tamanho do físico do equipamento que atende a taxa de transferência de calor total e a perda de carga disponível é determinado. No módulo de avaliação, é determinado o desempenho térmico-hidráulico de um trocador com dimensões já completamente definidas.

O módulo de projeto foi utilizado na otimização do trocador dimensionado no programa Casco-e-Tubo 1.0. O módulo de avaliação foi empregado na análise do desempenho do trocador em operação na planta da unidade de destilação.

4.1 Dimensionamento do casco e tubo ótimo para o serviço

Os dados de entrada para o dimensionamento do casco e tubo neste programa foram os dados do melhores resultados obtidos no dimensionamento do trocador no programa Casco-e-Tubo 1.0. Esses dados são apresentados na Tabela 4-1. Os resultados obtidos no programa, após aproximadamente 200 iterações e um tempo de CPU de 04:32 minutos, estão expostos na Tabela 4-2.

Tabela 4-1 - Dados de entrada no programa *Xist*

D_s [mm]	N_{ss}	N_p	L_{ta} [mm]	D_{ot} [mm]	L_{tp} [mm]	θ_{tp} [°]	L_{bc} [mm]	B_c [%]	L_{ts} [mm]
635	4	2	3657,60	19,05	23,2185	45	130	15	3,1751

Tabela 4-2 - Resultados da otimização do trocador dimensionado no programa Casco-e-Tubo 1.0

Resultado	
A [m^2]	97,662
v_s [m/s]	0,41
v_t [m/s]	2,38
h_s [$W/m^2\text{°C}$]	385,68
h_t [$W/m^2\text{°C}$]	1075,4
U_o [$W/m^2\text{°C}$]	504,71
U_p [$W/m^2\text{°C}$]	304,21
U_c [$W/m^2\text{°C}$]	325,10
Δp_t [kPA]	49,359
Δp_s [kPA]	46,865
Corrente A	26,04
Corrente B	29,56
Corrente C + F	8,33
Corrente E	36,08

A partir dos dados de entrada fornecidos, o software da HTI gera um desenho do trocador dimensionado. A Figura 4-1 apresenta o desenho gerado pelo programa. Na figura pode-se visualizar a disposição dos tubos no trocador dimensionamento e as características mecânicas do equipamento.

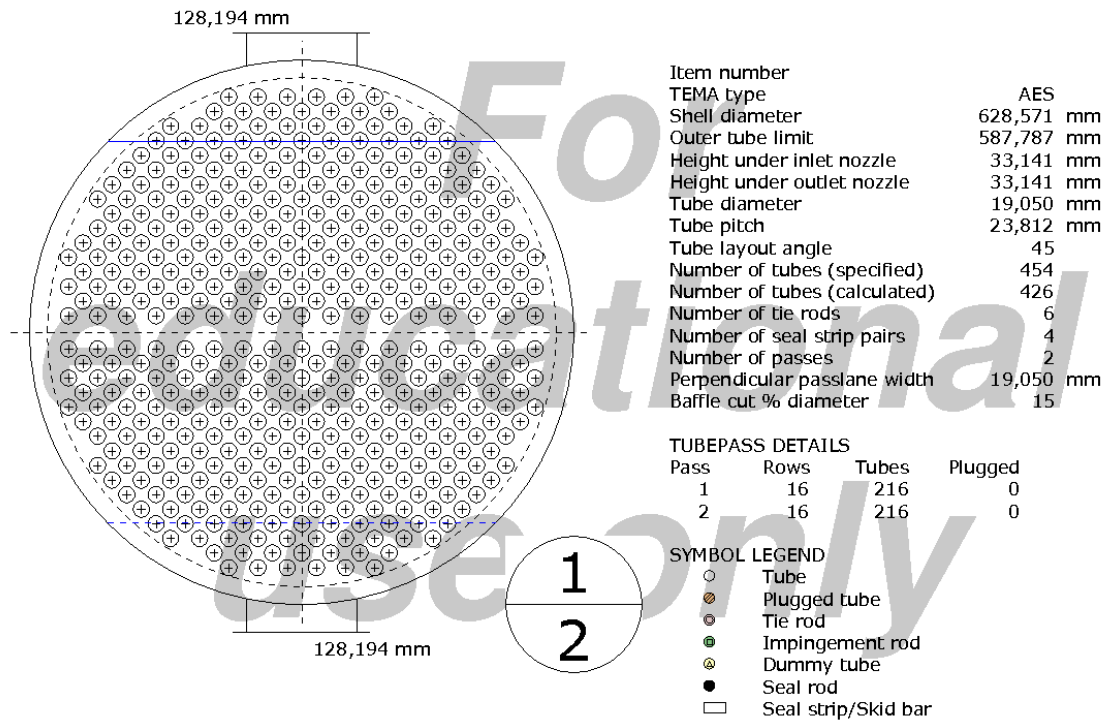


Figura 4-1 - Disposição dos tubos e parâmetros geométricos do trocador

4.2 Desempenho térmico-hidráulico do casco e tubo em operação na planta

Os dados de entrada para a análise do desempenho térmico-hidráulico do trocador foram os dados contidos na folha de dados do equipamento em operação na planta que se encontra no Anexo VI. A Tabela 4-3 apresenta esses dados.

Por não haver, na folha de dados, o valor do espaçamento entre as chicanas centrais, o valor mínimo recomendado pela norma TEMA foi utilizado.

Tabela 4-3 - Dados de entrada do programa Xist

D_s [mm]	N_{tt}	N_{ss}	N_p	L_{ta} [mm]	D_{ot} [mm]	L_{tp} [mm]	θ_{tp} [°]	L_{bc} [mm]	B_c [%]	L_{ts} [mm]
850	594	4	2	6096	19,05	23,2185	45	171	25	4,7625

A partir dos dados de entrada fornecidos, o software da HTRI gera um desenho do trocador dimensionado. O desenho está representado na Figura 4-2.

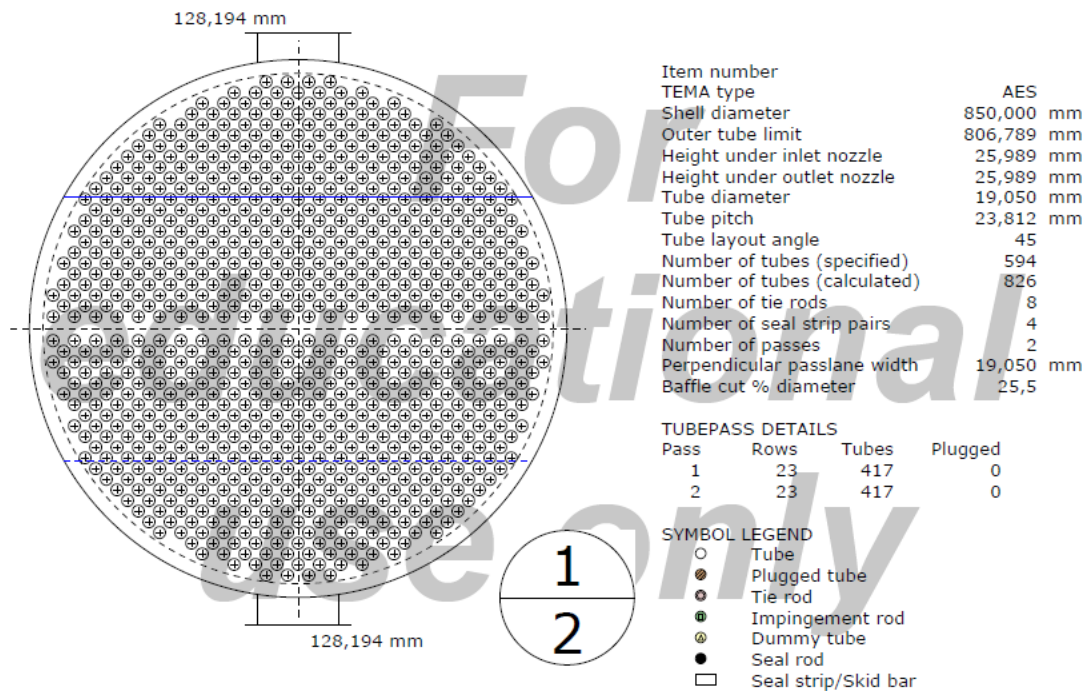


Figura 4-2 - Disposição dos tubos e parâmetros geométricos do trocador

Os resultados da avaliação executada no programa estão expostos na Tabela 4-4.

Tabela 4-4 - Resultados da avaliação do desempenho térmico do trocador em operação na planta

Resultado	
A [m^2]	213,73
v_s [m/s]	0,26
v_t [m/s]	2,47
h_s [$W/m^2\text{°C}$]	385,68
h_t [$W/m^2\text{°C}$]	10715,4
U_o [$W/m^2\text{°C}$]	359,85
U_p [$W/m^2\text{°C}$]	138,63
U_c [$W/m^2\text{°C}$]	249,27
Δp_t [kPA]	84,937
Δp_s [kPA]	29,193
Corrente A	10,1
Corrente B	49,0
Corrente C + F	10,3
Corrente E	30,6

De acordo com os cálculos realizados pelo programa, o número total de tubos para um casco de 850 mm seria 826 tubos.

A perda de carga calculada nos tubos foi maior que a perda de carga disponível e a perda de carga no casco, muito inferior à disponível.

5 Comparações entre os resultados obtidos nos programas

Nos itens a seguir os resultados obtidos no programa Casco-e-Tubo 1.0 e no programa *Xist* são comparados. Primeiramente são comparados os resultados obtidos no dimensionamento do trocador melhor que atendeu às condições de operação. Em seguida, as avaliações do desempenho térmico do trocador em operação na planta elabora são comparadas.

5.1 Resultados obtidos para o trocador dimensionado

Na Tabela 5-1 são apresentados os resultados da análise térmica do trocador dimensionado para operar na planta da unidade de destilação.

Tabela 5-1 – Análise térmica do trocador dimensionado

Resultados	Caco e Tubo 1.0	<i>Xist</i>
D_s [mm]	635	628,57
D_{otl} [mm]	600,38	587,87
N_{tt}	432	426
A [m ²]	91,28	96,616
v_s [m/s]	0,74	0,41
v_t [m/s]	2,50	2,38
h_s [W/m ² °C]	595,75	560,49
h_t [W/m ² °C]	11578,61	10117,7
U_o [W/m ² °C]	561,34	491,83
U_p [W/m ² °C]	330,09	317,44
U_c [W/m ² °C]	332,43	319,70
Δp_t [kPA]	49,61	46,84
Δp_s [kPA]	59,68	53,30
Corrente A	28,994	26,69
Corrente B	36,135	28,63
Corrente C + F	11,474	8,12
Corrente E	23,397	36,56

A diferença relativa entre os diâmetros do casco foi de 1%. O menor diâmetro do casco, determinado pelo programa *Xist* implicou menor número de tubos.

Os resultados obtidos nos dois programas foram, apesar disso, bastante próximos.

5.2 Resultados obtidos para o trocador em operação na planta

Na Tabela 5-2 são apresentados os resultados da análise térmica do casco em tubos em operação na planta da unidade de destilação.

Tabela 5-2 – Análise térmica do trocador em operação na planta

Resultados	Caco e Tubo 1.0	Xist
D_s [mm]	850	850
D_{otl} [mm]	812,8	806,789
N_{tt}	602	594
A [m ²]	213,50	213,73
v_s [m/s]	0,27	0,26
v_t [m/s]	1,79	2,47
h_s [W/m ² °C]	341,45	385,68
h_t [W/m ² °C]	8903,33	10715,4
U_o [W/m ² °C]	326,31	359,85
U_p [W/m ² °C]	141,22	138,63
U_c [W/m ² °C]	233,02	249,27
Δp_t [kPA]	40,45	84,937
Δp_s [kPA]	13,68	29,193
Corrente A	18,95	10,10
Corrente B	55,05	49,00
Corrente C + F	8,49	10,30
Corrente E	17,52	30,60

O espaçamento entre o diâmetro interno do casco e o diâmetro externo limite do feixe tubular (L_{bb}) é dado pela Equação (5.1). O valor de D_{otl} calculado pelo programa Xist foi menor que o calculado no programa Casco-e-Tubo 1.0 resultando assim valor maior de L_{bb} e numa fração maior da Corrente E.

$$L_{bb} = D_s - D_{otl} \quad (5.1)$$

Os métodos utilizados pelos dois programas para cálculo das frações de fluxo em cada corrente são distintos. Isso explica a diferença encontrada na porcentagem das correntes A, B, C+F e E.

A corrente E calculada pelo *software* Xist apresentou valor maior que o calculado no Casco-e-Tubo 1.0 devido ao espaçamento entre as chicanas centrais calculado no Xist ser maior que o calculado no HTRI.

Os resultados obtidos nos dois programas foram bastante próximos, ressaltando assim, a acurácia do programa Casco-e-Tubo 1.0.

5.3 Folha de dados do trocador dimensionado

HTRI		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				Page 1
						SI Units
Customer		Job No.		Reference No.		
Address		Proposal No.				
Plant Location		Date 26/08/2013		Rev		
Service of Unit		Item No.				
Size	628,571 x 3657,52 mm	Type	AES	Horz. Connected In	1 Parallel 1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eft)	99,38 / 96,62 m2	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eft)	99,38 / 96,62 m2	
PERFORMANCE OF ONE UNIT						
Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side		
Fluid Name		Resíduo		Água		
Fluid Quantity, Total		61416,3		375482		
Vapor (In/Out)						
Liquid		61416,3		375482		
Steam						
Water						
Noncondensables						
Temperature (In/Out)		142,00		31,00		
Specific Gravity		0,8865		0,9930		
Viscosity		4,6000		0,7790		
Molecular Weight, Vapor						
Molecular Weight, Noncondensables						
Specific Heat		2,2010		4,1851		
Thermal Conductivity		0,1179		0,6197		
Latent Heat		1,9400		4,1871		
Inlet Pressure		853,192		686,510		
Velocity		0,39		2,38		
Pressure Drop, Allow/Calc		68,651		68,651		
Fouling Resistance (min)		0,000260		0,000690		
Heat Exchanged W		2187763		MTD (Corrected) 71,3 C		
Transfer Rate, Service		317,44 W/m2-K		Actual 319,70 W/m2-K		
		Clean 491,83 W/m2-K				
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)		
		Shell Side		Tube Side		
Design/Test Pressure		1034,21 /		1034,21 /		
Design Temperature		C		C		
No Passes per Shell		1		2		
Corrosion Allowance		mm		mm		
Connections		1 @ 128,194		1 @ 258,877		
Size & Rating		1 @ 128,194		1 @ 258,877		
		@		@		
Tube No. 454		OD 19,050 mm		Thk(Avg) 1,651 mm		
Tube Type Plain		Length 3,658 m		Pitch 23,812 mm		
Shell ID 628,571 mm		Material 316 STAINLESS STEEL (17 CR, 12 NI)		Layout 45		
Channel or Bonnet		Shell Cover		Channel Cover		
Tubesheet-Stationary		Tubesheet-Floating		Impingement Plate		
Floating Head Cover		None				
Baffles-Cross		Type SINGLE-SEG.		%Cut (Diam) 16,0		
Baffles-Long		Seal Type		Spacing(c/c) 100,000		
Supports-Tube		U-Bend		Type		
Bypass Seal Arrangement		Tube-Tubesheet Joint		Inlet 483,421 mm		
Expansion Joint		Type				
Rho-V2-Inlet Nozzle		1971,61 kg/m-s2		Bundle Entrance 176,54		
Gaskets-Shell Side		Tube Side		Bundle Exit 284,39		
-Floating Head				kg/m-s2		
Code Requirements		TEMA Class				
Weight/Shell 3673,64		Filled with Water 5030,87		Bundle 1521,30		
Remarks:				kg		
Reprinted with Permission (v6 SP1)						

C:\Users\monique\Desktop\635.htri

Figura 5-1 – Folha de dados do trocador dimensionada para o serviço

6 Conclusão

Neste trabalho o trocador que melhor atende às condições de operação de um dado processo de Petrobrás foi dimensionado.

Foram comparados os resultados de dois programas de análise térmica e dimensionamento de trocadores de calor do tipo casco e tubos.

Os programas comparados foram o Casco-e-Tubo 1.0 e *Xist*. O programa Casco-e-Tubo 1.0 foi desenvolvido com parte do trabalho de conclusão de curso de Maiko Nunes de Almeida, orientado pelo professor Nísio de Carvalho Lobo Brum da Universidade Federal do Rio de Janeiro e o programa *Xist* é um programa comercial desenvolvido pela empresa americana HTRI.

O elevado custo das licenças é uma limitação imposta ao usuário final de um *software* comercial como o *Xist*.

Em vista disso, este trabalho avaliou os resultados do programa Casco-e-Tubo 1.0 e comparou com os resultados do programa comercial *Xist*, um dos softwares de maior acurácia disponível no mercado. Os resultados foram bastante similares, demonstrando que o desenvolvimento de softwares pelos próprios interessados em projetar e avaliar o desempenho térmico de trocador é uma opção favorável técnica e economicamente.

No Capítulo 2 deste trabalho foi, a partir das propriedades dos fluidos e dos dados do processo, estimada a área de troca de calor. Foram também determinados valores estimados para o diâmetro do casco e comprimento dos tubos.

No Capítulo 3, com base nos valores estimados no capítulo 2, iterações manuais foram executadas no programa Casco-e-Tubo 1.0 visando dimensionar um trocador cuja perda de carga no casco e nos tubos fosse inferior à disponível e que respeitasse os fatores de depósito impostos pelo serviço. O trocador casco e tubos foi então otimizado no *software Xist*. Os resultados se encontram no Capítulo 4.

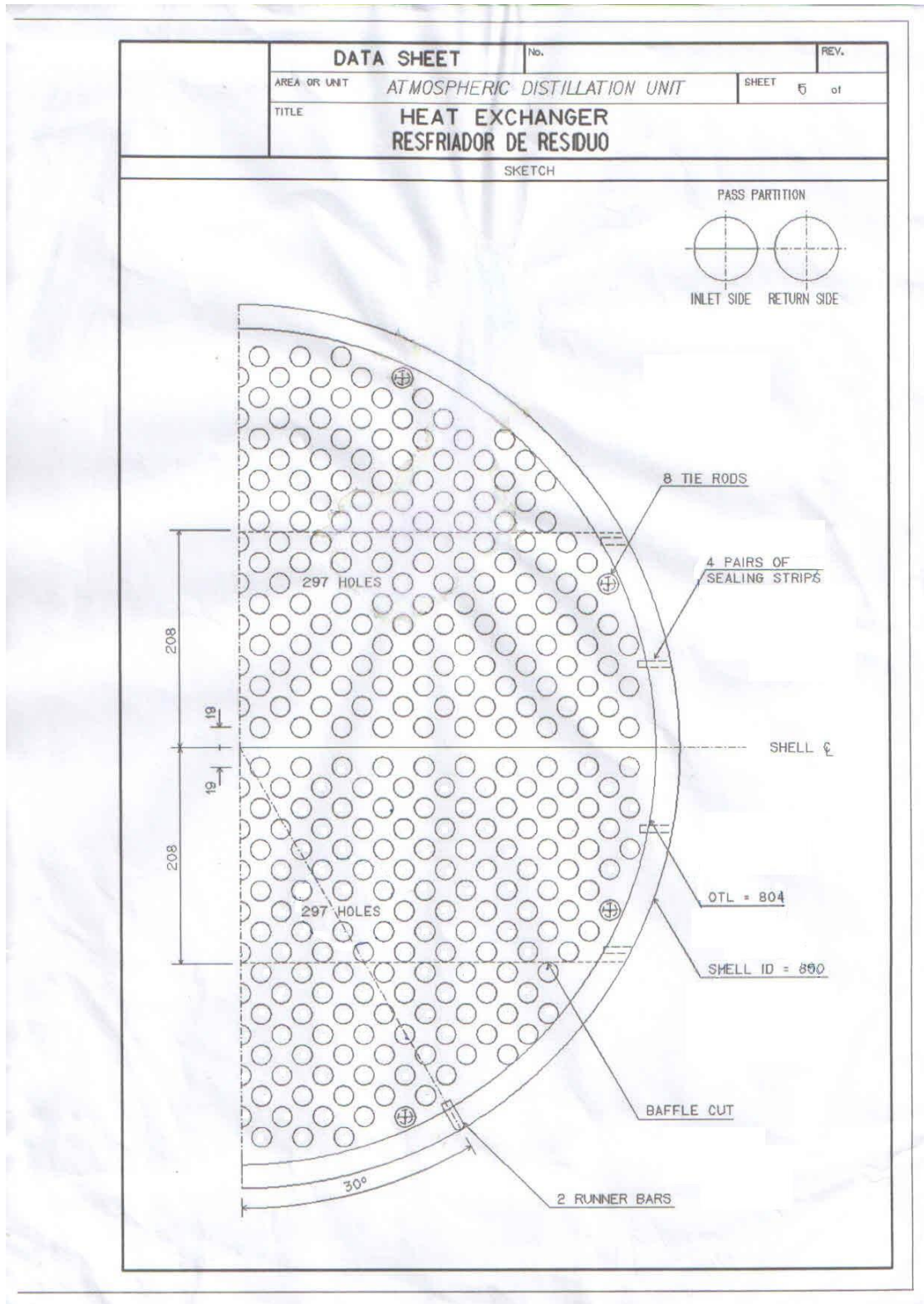
O Capítulo 5 apresentou comparações entre os resultados obtidos nos dois programas e o trocador que melhor atendeu às condições de operação do serviço foi então especificado.

7 Bibliografia

- [1] HEWITT , G.F. , SHIRES,G.L. E BOTT,T.R. (1994). *Process Heat Transfer*. CRC.
- [2] INCROPERA, F. P., & WITT, D. P. (1992). *Fundamentos da Transferência de Calor*. Rio de Janeiro: LTC.
- [3] KAKAÇ, S. B. (1981). *HEAT EXCHANGERS: THERMAL-HYDRAULIC FUNDAMENTALS AND DESIGN*. HEMISPHERE/McGRAW-HILL.
- [4] KERN, D. G. (1950). *Process Heat Transfer de Transmissão de Calor*. McGRAW-HILL KOGAKUSHA, LTD.
- [5] KUPPAN, T. (2000). *Heat Exchanger Design Handbook*. CRC Press.
- [6] TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION 7th Ed. (s.d.). *STANDARD OF TEMA* . 1982.
- [7] Wolverine Tube, Inc. (s.d.). *Engineering Data Book III*.
- [8] BRUM, N. C. (2006). *PROGRAMA PARA O CÁLCULO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR CASCO-E-TUBO*. Rio de Janeiro.

8 Anexos

ANEXO I - Folha de dados do serviço



ANEXO II - Valores para o coeficiente global de transferência de calor [4]

Hot fluid	Cold fluid	Overall U_D
Water	Water	250-500§
Methanol	Water	250-500§
Ammonia	Water	250-500§
Aqueous solutions	Water	250-500§
Light organics*	Water	75-150
Medium organics†	Water	50-125
Heavy organics‡	Water	5-75
Gases	Water	2-50¶
Water	Brine	100-200
Light organics	Brine	40-100

Heaters

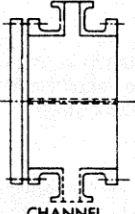
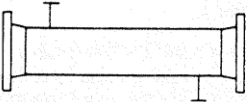
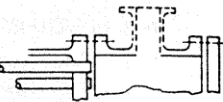
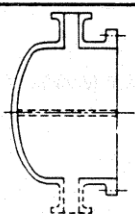
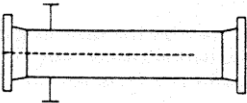
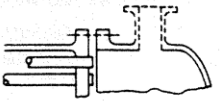
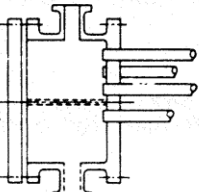
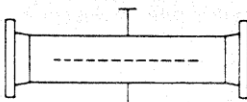
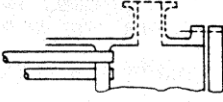
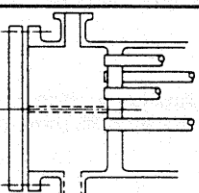
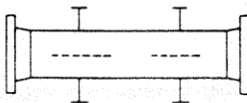
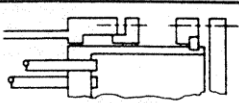
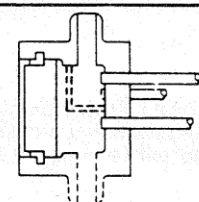
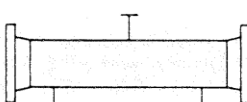
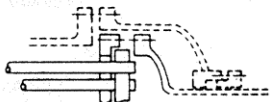
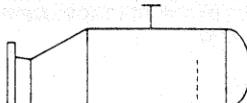
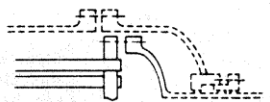
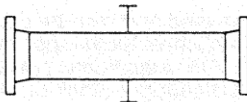
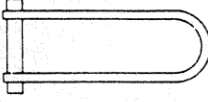
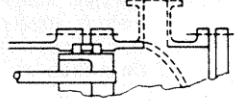
Hot fluid	Cold fluid	Overall U_D
Steam	Water	200-700§
Steam	Methanol	200-700§
Steam	Ammonia	200-700§
Steam	Aqueous solutions:	
Steam	Less than 2.0 cp	200-700
Steam	More than 2.0 cp	100-500§
Steam	Light organics	100-200
Steam	Medium organics	50-100
Steam	Heavy organics	6-60
Steam	Gases	5-50¶

Exchangers

Hot fluid	Cold fluid	Overall U_D
Water	Water	250-500§
Aqueous solutions	Aqueous solutions	250-500§
Light organics	Light organics	40-75
Medium organics	Medium organics	20-60
Heavy organics	Heavy organics	10-40
Heavy organics	Light organics	30-60
Light organics	Heavy organics	10-40

ANEXO III - Tipos de Casco e Cabeçotes segundo a norma

TEMA [6]

FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

ANEXO IV - Número de tubos de um casco e tubo em função do diâmetro do casco e do número de passes nos tubos [3]

Shell ID in.	Dia. of outer tube limit, in.	Tube OD in.	Tube pitch, in. layout	Number of Tube Passes				
				1	2	4	6	8
21	19 ^{1/4}	3/4	15/16 Δ	361	342	314	306	290
		3/4	1 □◇	276	264	246	240	234
		3/4	1 Δ	318	308	279	269	260
		1	1 ^{1/4} □◇	170	168	157	150	148
		1	1 ^{1/4} Δ	199	188	170	164	160
23 ^{1/4}	21 ^{1/2}	3/4	15/16 Δ	442	420	386	378	364
		3/4	1 □◇	341	321	308	296	292
		3/4	1 Δ	381	369	349	326	328
		1	1 ^{1/4} □◇	210	199	197	186	184
		1	1 ^{1/4} Δ	247	230	216	208	202
25	23 ^{3/8}	3/4	15/16 Δ	531	506	468	446	434
		3/4	1 □◇	397	391	370	360	343
		3/4	1 Δ	470	452	422	394	382
		1	1 ^{1/4} □◇	250	248	224	216	210
		1	1 ^{1/4} Δ	294	282	256	252	242
27	25 ^{3/8}	3/4	15/16 Δ	637	602	550	536	524
		3/4	1 □◇	465	452	427	418	408
		3/4	1 Δ	559	534	488	474	464
		1	1 ^{1/4} □◇	286	275	267	257	250
		1	1 ^{1/4} Δ	349	334	302	296	286
29	27 ^{3/8}	3/4	15/16 Δ	721	692	640	620	594
		3/4	1 □◇	554	542	525	509	500
		3/4	1 Δ	630	604	556	538	508
		1	1 ^{1/4} □◇	348	340	322	314	313
		1	1 ^{1/4} Δ	397	376	354	334	316
31	29 ^{3/8}	3/4	15/16 Δ	847	822	766	722	720
		3/4	1 □◇	633	616	590	586	570
		3/4	1 Δ	745	728	678	666	640
		1	1 ^{1/4} □◇	402	390	366	360	348
		1	1 ^{1/4} Δ	472	454	430	420	400
33	31 ^{3/8}	3/4	15/16 Δ	974	938	872	852	826
		3/4	1 □◇	742	713	687	683	672
		3/4	1 Δ	856	830	774	760	732
		1	1 ^{1/4} □◇	460	453	430	420	414
		1	1 ^{1/4} Δ	538	522	486	470	454
35	33 ^{3/8}	3/4	15/16 Δ	1102	1068	1004	988	958
		3/4	1 □◇	827	811	773	762	756
		3/4	1 Δ	970	938	882	864	848
		1	1 ^{1/4} □◇	517	513	487	486	480
		1	1 ^{1/4} Δ	608	592	566	546	532

ANEXO V - Porcentagem do fluxo total recomendado para cada corrente [8]

Corrente	Regime turbulento
A	9-20%
B	40-70%
C+F	15-20%
E	6-20%

ANEXO VI - Diâmetro do casco e comprimento dos tubos em função da área de troca[3]

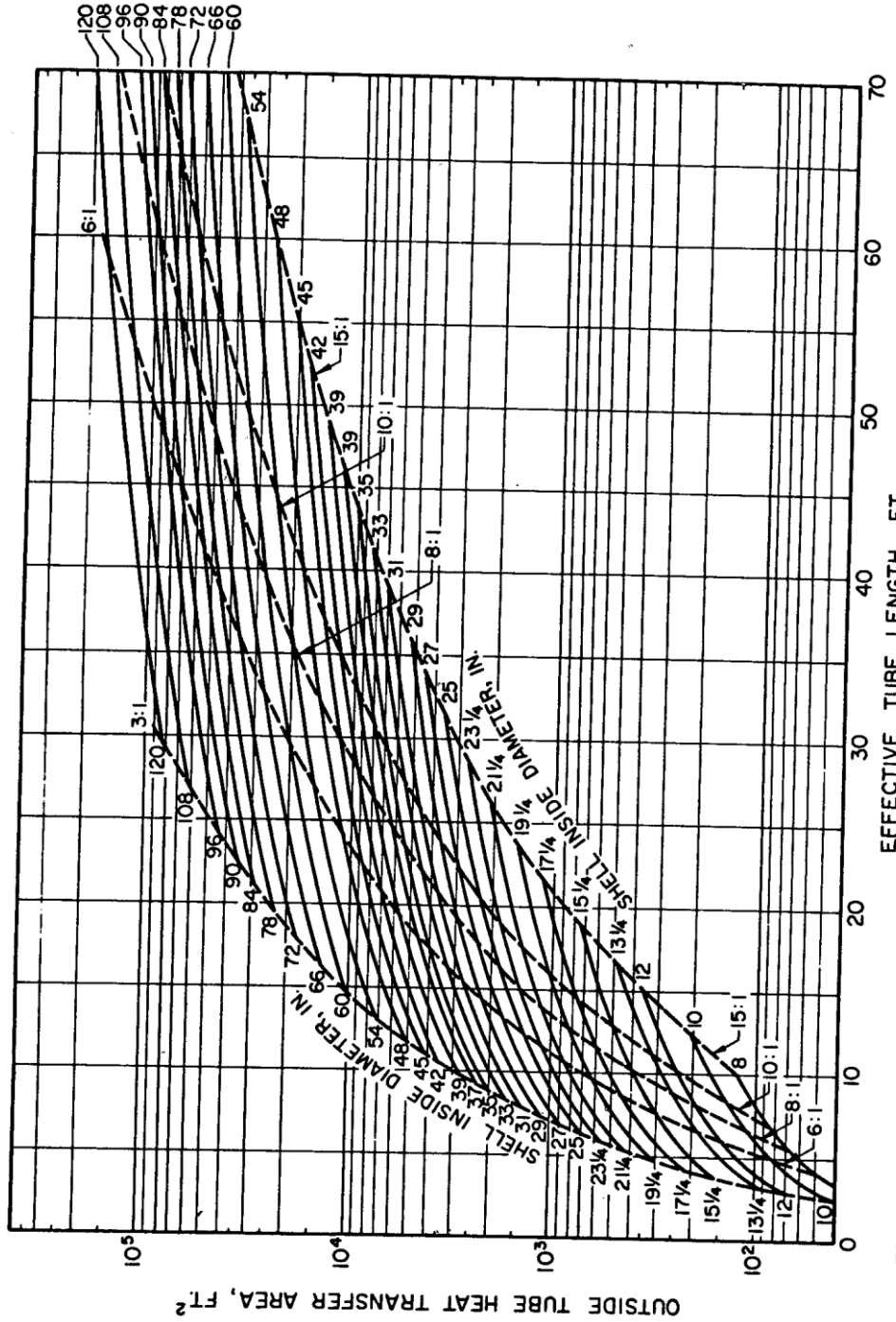


Figure 5. Heat Transfer Area as a Function of Shell Inside Diameter and Effective Tube Length for 3/4 in. Equilateral Triangular Tube Layout, Fixed Tube Sheet, One Tubeside Pass, Fully Tubed Shell.

ANEXO VII - Relatório Casco-e-Tubo 1.0

Projeto Final de graduação

Autor: Maiko Nunes de Almeida

Orientador: Nisio de Carvalho Lobo Brum

1ª Parte - Dados do Problema

Fluido Quente: Casco

- Vazão (kg/s): 17,06
- Temperatura na entrada (°C): 142,00
- Temperatura na Saída (°C): 80,00
- K na Entrada (W/m.K): 0,117833
- K na Saída (W/m.K): 0,123660
- Cp na Entrada (J/kg.K): 2201
- Cp na Saída (J/kg.K): 1940
- Viscosidade na Entrada (N.s/m²): 0,0046
- Viscosidade na Saída (N.s/m²): 0,01683
- Massa específica na Entrada (kg/m³): 886,10
- Massa específica na Saída (kg/m³): 926,40

Fluido Frio: Tubo

- Vazão (kg/s): 104,30
- Temperatura na entrada (°C): 31,00
- Temperatura na Saída (°C): 36,00
- K na Entrada (W/m.K): 0,619541
- K na Saída (W/m.K): 0,626220
- Cp na Entrada (J/kg.K): 4185
- Cp na Saída (J/kg.K): 4187
- Viscosidade na Entrada (N.s/m²): 0,000779
- Viscosidade na Saída (N.s/m²): 0,000702
- Massa específica na Entrada (kg/m³): 992,59
- Massa específica na Saída (kg/m³): 991,03

Outros dados

- Fator de Depósito, lado casco ($m^2.K/W$): 0,00026
- Fator de Depósito, lado tubos ($m^2.K/W$): 0,00069
- Pressão na entrada do casco (kPa): 853,18
- Pressão na entrada dos tubos (kPa): 686,50
- Perda de Carga nos Tubos requerida (kPa): 68,65
- Perda de Carga no Casco requerida (kPa): 68,65

2ª Parte - Dados da Geometria obtida no programa

Dados dos tubos

- Material dos tubos: Aço Inoxidável AISI 316
- K dos Tubos ($W/m.K$): 14
- Comprimento dos tubos (mm): 3657,60
- Diâmetro externo do tubo Dot: (mm): 19,0500
- Passo do tubo Dot (mm): 23,8125
- espessura do tubo (mm): 1,6510
- Razão Passo/Diâmetro externo do tubo: 1,25
- Número de tubos: 432
- Área de troca de calor (m^2): 91,28

Dados do casco

- Tipo de casco padrão TEMA: AES
- Diâmetro do casco D_s (mm): 635,00
- Diâmetro do casco Dot_1 (mm): 600,38
- Número de pares de tiras selantes N_{ss} : 4
- Tipo de arranjo: Quadrangular Rodado (45°)
- Número de passes: 2
- Distância x_1 (mm): S/EFEITO
- Distância y_1 (mm): S/EFEITO
- Distância y_2 (mm): S/EFEITO

Dados das chicanas

- Distância entre as chicanas l_{bi} (mm): 130,00
- Distância entre as chicanas l_{bo} (mm): 130,00
- Distância entre as chicanas l_{bc} (mm): 130,00

- Corte da chicana Bc (porcentagem de Ds): 15
- Espessura das chicanas (mm): 6,35
- Folga entre as chicanas e os tubos (mm): 0,40
- Folga entre as chicanas e o casco (mm): 4,14
- Número de passes cruzados no casco: 28

3ª parte - Resultados

Velocidade no casco(m/s): 0,73

- Velocidade na janela(m/s): 0,87
- Velocidade nos tubos(m/s): 2,50
- Pr na entrada do fluido quente: 85,92
- Pr na saída do fluido quente: 264,09
- Pr na entrada do fluido frio: 5,26
- Pr na saída do fluido frio: 4,69
- Re na entrada do fluido quente: 2730
- Re na saída do fluido quente: 746
- Re na entrada do fluido frio: 50116
- Re na saída do fluido frio: 55613
- Fator de correção Jc: 1,17
- Fator de correção Jl: 0,64
- Fator de correção Jb: 0,93
- Fator de correção Js: 1,00
- Fator de correção Jr: 1,00
- h ideal no casco (Zukauskas) (W/m².°C): 846,62
- h casco (W/m².°C): 593,87
- h tubos (W/m².°C): 11758,30
- Temp. Cal. Fluido Quente (°C): 114,10
- Temp. Cal. Fluido Frio (°C): 33,75
- Fator F LMTD: 0,99
- Fator F Calórico: 0,55
- U limpo (W/m².°C): 559,68
- U de projeto (W/m².°C): 330,09
- U calculado (W/m².°C): 331,85
- Diferença relativa entre U calculado e U de projeto (%): 0,53
- Resistência térmica no casco (%): 55,88
- Resistência térmica nos tubos (%): 3,414
- Resistência térmica incrustação (%): 36,326
- Resistência térmica do metal (%): 4,381
- Perda de carga nos tubos (kPa): 49,61
- Perda de carga no casco, método Bell-Delaware (kPa):

58,63

- Perda de carga no casco, método das correntes (kPa): 30,31
- Corrente A (%): 27,718
- Corrente B (%): 36,731
- Correntes C + F (%): 11,660
- Corrente E (%): 23,890

4^a parte - Comentários

ANEXO VIII - Relatório Xist

HTRI		Output Summary		Page 1	
Released to the following organization: Hewlett-Packard Company wellingtonuff					
Xist E Ver. 5.00 SP1 26/08/2013 09:04 SN: 1600211685				SI Units	
Design - Horizontal Multipass Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles					
See Data Check Messages Report for Informative Messages. See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name		Resíduo		Água	
Flow rate	(kg/s)		17,0601		104,301
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,000	0,000	0,000	0,000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	142,00	80,00	31,00	36,00
Inlet P/Avg	(kPa)	853,192	826,542	686,510	663,090
dP/Allow.	(kPa)	53,300	68,651	46,839	68,651
Fouling	(m2-K/W)		0,000260		0,000690
Exchanger Performance					
Shell h	(W/m2-K)	560,49	Actual U	(W/m2-K)	319,70
Tube h	(W/m2-K)	10117,7	Required U	(W/m2-K)	317,44
Hot regime	(-)	Sens. Liquid	Duty	(MegaWatts)	2,1878
Cold regime	(-)	Sens. Liquid	Area	(m2)	96,616
EMTD	(Deg C)	71,3	Overdesign	(%)	0,71
Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(-)	AES	Baffle type	(-)	Single-Seg.
Shell ID	(mm)	628,571	Baffle cut	(Pct Dia.)	15,00
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)	Perpend.
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm)	100,000
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(-)	29
Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm)	128,194
Tube OD	(mm)	19,050	Shell outlet	(mm)	128,194
Length	(m)	3,658	Inlet height	(mm)	33,141
Pitch ratio	(-)	1,2500	Outlet height	(mm)	33,141
Layout	(deg)	45	Tube inlet	(mm)	258,877
Tube count	(-)	454	Tube outlet	(mm)	258,877
Tube Pass	(-)	2			
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
Shell	57,00	Shellside	0,39	A	0,267
Tube	3,83	Tubeside	2,38	B	0,286
Fouling	35,03	Crossflow	0,97	C	0,081
Metal	4,144	Window	1,61	E	0,366
				F	0,000